

열전달 촉진관에서 대체냉매의 비등열전달계수

이준강* · 고영환* · 송길홍* · 정동수** · 김중보**

(1997년 12월 29일 접수)

Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants in Enhanced Tubes

Jun Kang Lee, Young Hwan Ko, Kil Hong Song, Dong Soo Jung and Chong Bo Kim

Key Words : Boiling Heat Transfer Coefficient(비등 열전달계수), Low Fin Tube(낮은 핀관), Enhanced Tube(촉진관), Alternative Refrigerants(대체냉매)

Abstract

In this study, nucleate pool boiling heat transfer coefficients of alternative refrigerants on a plain, low fin, and two enhanced tubes were measured and compared against each other. To obtain data at conditions similar to the actual evaporator, a fluid heating method was employed instead of an electric heating method in the experiments. R123, R134a, R22 and R410a were used as working fluids and data were taken at 7°C at heat fluxes of 20~100kW/m². Comparison of the plain tube data against some correlations showed that the simplest correlation of Cooper based on reduced pressure predicted the data for all fluids tested with a 10% deviation. For all refrigerants, enhanced tubes composed of subsurface and subtunnels, especially Thermoexcel-E tube, showed the highest heat transfer coefficients among the tubes tested with one exception that the low fin tube's performance was better than those of enhanced tubes for high vapor pressure fluid such as R410a at high heat flux. Finally, a low fin and enhanced tubes showed higher heat transfer enhancement for low vapor pressure of R123 than for high vapor pressure fluids. For R123, the enhancement factors for Turbo-B and Thermoexcel-E tubes were 2.8~4.8 and 4.6~8.1 respectively.

———— 기호설명 —————		T : 온도 [°C]
A : 열전달 면적 [m ²]		하첨자
C_{sf} : 표면형상 상수		c : 임계점
D : 열전달 관의 외경 [m]		exp : 실험값
h : 열전달계수 [W/m ² K]		l : 액체
M : 분자 질량 [kg/kmol]		o : 열전달관 외부
P : 압력 [kPa]		pre : 예측값
q : 열전달량 [W]		r : 환산치
R_p : 표면조도 [μ m]		s : 포화점
		th : 열전대

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학과 교수

w : 열전달관의 벽면

그리스문자

σ : 표면장력 [N/m]

1. 서 론

산업체나 빌딩의 대형 공조기에는 열전달 효과가 큰 비등현상을 이용한 헬-튜브 형태의 만액식 증발기(flooded evaporator)가 널리 사용되고 있다. 대부분의 만액식 증발기에는 열전달 향상을 위해 Fig. 1의 (a)처럼 전조가공 등을 통해 열전달 튜브의 표면적을 늘린 “낮은 핀관”(low-fin tube)과 Fig. 1의 (b)에서 (f)처럼 핀의 밑부분이 끝부분보다 면적이 넓게 하고(subsurface) 또 밑부분을 터널 형태로 연결하여 증발이 넓은 면적에서 잘 일어나도록 재출입 구멍(reentrant cavity) 형태로 만든 “촉진관”(enhanced tube)이 널리 사용되고 있다. 이러한 튜브들을 사용하면 비등 열전달계수가 동일 열유속에서 20배까지 동일 벽면과열도에서 100배까지 증대하는 것으로 알려져 있다. 따라서 이같이 뛰어난 열전달효과를 이용하기 위해 낮은 핀관과 촉진관의 비등 열전달에 관한 연구가 오래 전부터 진행되어 왔다.

Hesse⁽¹⁾는 낮은 핀관에서 R12, R113, R114 등의 비등현상을 연구하여 낮은 핀관의 열전달 상승효과가 이탈하는 기포의 크기와 관계가 있음을 증명하였고, Hahan 등⁽²⁾은 19fpi(fins per inch)와 26fpi의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관을 위아래로 놓은 상태에서 R11의 비등현상을 살펴보았으며, 50 kW/m²

이하의 낮은 열유속에서는 위쪽에 놓인 튜브의 비등 열전달계수가 아래쪽에 놓인 튜브에 비해 다소 높다는 것을 입증하였다. 한편 Rubin 등⁽³⁾이 최적의 핀밀도가 작동 유체에 따라 다르다는 사실을 밝히면서부터, 냉매에 따른 최적의 핀밀도를 찾아내는 것도 중요한 연구과제가 되고 있다. 김주형 등⁽⁴⁾은 다양한 핀밀도의 낮은 핀관들을 가지고 R11, R123, R141b 등에서 풀비등 실험을 수행하여 역시 최적의 핀밀도가 냉매에 따라 다르다는 것을 입증하였다.

한편 촉진관에 대한 연구도 1960년대 이래로 꾸준히 진행되어 왔다. Griffith와 Wallis⁽⁵⁾는 촉진관 표면의 구멍(cavity) 입구의 직경이 기포를 발생시키는 데 필요한 과열도를 결정하고, 구멍의 모양이 계속적으로 기포를 발생시키기 위한 안정성을 결정한다고 주장했다. 한편 Bankoff⁽⁶⁾는 유체가 튜브에 직접 접촉하는 것이 기포의 성장 및 가둠(trap)에 오히려 방해가 된다는 사실을 밝혀냈다. 이들의 업적은 촉진관의 재출입 구멍 연구에 기초가 되었고 촉진관 개발에 크게 기여하였다. 촉진관의 특징은 평관 표면의 미소구멍보다 더 큰 구멍 밑에 있는 하부표면(subsurface)에 강제적으로 기포를 가두어서 기포의 반경을 크게 하여 낮은 평형과열도에서도 기포가 발생하게 하는 것이다. 이렇게 되면 결국 낮은 열유속에서도 기포가 많이 발생하여 잠열에 의한 효과 즉 “증발 열전달 효과”가 현열에 의한 효과, 즉 촉진관 주변의 액체 풀로의 “대류 열전달 효과”에 비해 크게 증가하게 되어 매우 높은 열전달 메커니즘이 형성된다. Ali와 Thome⁽⁷⁾은 촉진관을 사용하는 경우에 “증발 열전달 효과”는 150배까지 “대류 열전달 효과”는 7배까지 늘어

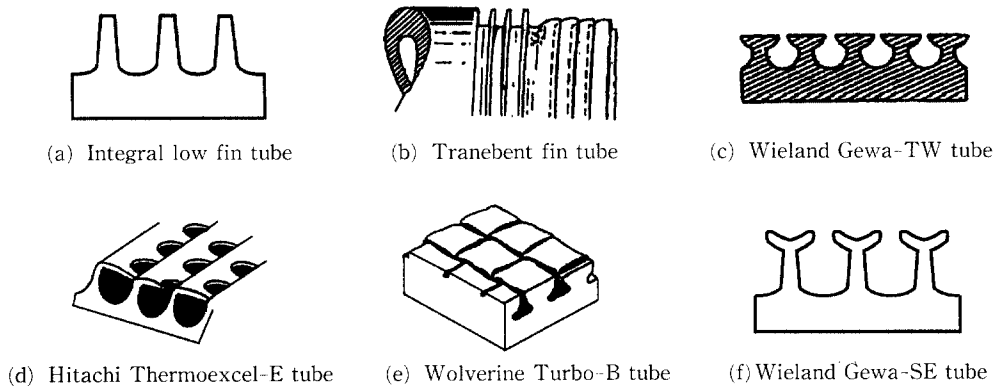


Fig. 1 Illustration of commercially available boiling tubes.

남을 입증하였고, Webb⁽⁸⁾도 이에 대해 자세히 설명한 바 있다.

이처럼 재출입 구멍으로 이루어진 축진관은 다음과 같은 세 가지 메커니즘에 의해 열전달 축진을 일으키는 것으로 밝혀져 있다.

(1) 증발(Evaporation): 하부표면에서는 얇은 액체막의 증발이 일어나고, 액체가 입구 구멍을 통과할 때 모세관 작용에 의해 분산 공급되면서 쉽게 과열되어 증발이 촉진되며, 관의 표면에서는 평관과 같은 양식으로 증발이 일어나지만 하부표면에서 자란 기포가 빨리 성장하고, 기포의 펌핑 작용으로 인해 평관에서보다 활발한 증발을 일으킨다.

(2) 액체로의 대류(Convection to the liquid): 핀의 밑부분이 서로 통해있는 터널의 형태를 띠고 있어, 기포가 생성된 뒤 이탈할 때 하부표면의 압력 변화로 인해 기포의 펌핑작용과 같은 간접효과를 유발하여 기포의 이탈 후 액체가 빠르게 유입되고 이런 효과에 의해 2상류가 활성화된다. 또한 튜브의 표면에서는 기포의 요동과 열경계층의 주기적인 파괴로 인해 평관에서와 비슷한 효과가 생기지만, 기포의 발생 빈도가 크기 때문에 액체로의 대류 열전달이 훨씬 증가한다.

(3) 젖은 면적의 증가(Increase in wetted surface area): 평관에 비해 보다 넓은 면적에서 액체와 접하게 되어 기포의 발생밀도가 증가한다. 낮은 핀관의 경우에는 액체와의 접촉면적이 평관에 비해 보통 2~3배정도 되며, Thermoexcel-E 같은 축진관의 경우에는 3~4배가 된다.

이같은 복합적인 열전달 촉진효과로 인해 축진관은 평관과 낮은 핀관에 비해 열전달이 크게 증대된다. 하지만 구멍 입구의 크기가 너무 작으면 액체의 유입이 어렵고 너무 크면 낮은 핀관과 같게 되어 효율이 떨어지기 때문에⁽⁹⁾ 대부분의 유체에 대해 약 0.1mm가 최적의 구멍 크기임이 밝혀졌다.⁽¹⁰⁾ 또한 하부표면의 모양이나 크기도 중요한 인자가 된다. 부드러운 곡선보다는 각이진 형태의 하부표면이 기포의 성장에 유리한 것으로 알려져 있다.

한편 Fig. 1 (d)의 Thermoexcel-E 튜브와 같이 터널로 연결된 축진관에 대해 Nakayama⁽¹¹⁾는 열유속에 따라 세 가지 형태의 비등현상이 있음을 보여주었다(Fig. 2 참조). 낮은 열유속에서는 터널들이 액체로 가득 차게 되고 각각의 구멍 입구가 독립적으로 활동하는 “액체가 찬 형태”(flooded mode)가 되며, 중간 열유속에서는 기포의 주기적

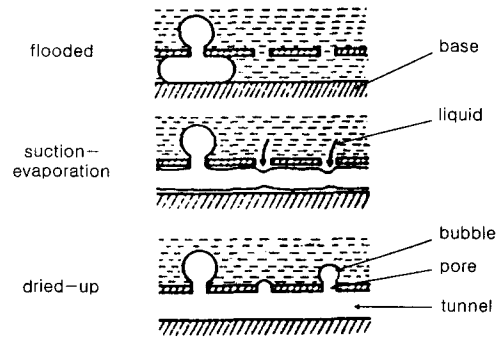


Fig. 2 Heat transfer modes in tunnels of the Thermoexcel-E surface proposed by Nakayama et al.

인 발생과 이탈로 인한 구멍에서의 펌핑효과로 기포가 아직 발생하지 않은 구멍을 통해 액체가 빨려 들어와 터널로 확산되며, 이러한 주기적 반복 작용을 통해 현열과 잠열에 의한 열전달이 활발히 이루어지는 “흡입-증발 형태”(suction-evaporation mode)가 된다. 한편 높은 열유속에서는 터널 속이 증발한 기체로 가득 차게 되고, 터널 내부에서는 마치 풀비등 곡선의 최소 열유속 점에서처럼 기체를 통한 전도 열전달이 이루어지며, 터널의 바깥 표면에서는 증발로 인한 기포 생성과 액체로의 대류 열전달이 동시에 이루어지는 “증기로 된 마른 형태”(dried-up mode)가 된다.

축진관의 하부표면에서 일어나는 이러한 현상은 Nakayama⁽¹²⁾와 Arshad와 Thome⁽¹³⁾등이 가시화를 통해 입증한 바 있으며, 그 결과 이들은 열유속이 증가할수록 기포 발생에 의한 하부표면내의 압력변화로 인해 액체가 유입되고 유출되는 현상을 관찰할 수 있었고, 특히 벽면과열도가 0.6K 이상에서는 이러한 현상이 매우 활발해진다는 결론을 얻었다. 한편 최근에는 Webb과 Pais⁽¹⁴⁾가 대표적인 축진관인 Gewa-TX와 Turbo-B 등을 가지고 실험을 수행하였으며, 이러한 축진관을 사용하면 평관에 비한 열전달 상승이 고압의 냉매에서는 3배, 저압의 냉매에서는 최고 9배까지 증가함을 관찰하였다.

낮은 핀관과 축진관을 이용한 지금까지의 풀비등 실험은 대부분 증기압이 낮은 냉매들과 오존층 파괴 등의 환경문제로 전면폐기가 될 냉매들에 국한되어 있어, 대체냉매로 부각되고 있는 순수냉매와 이들로 구성된 혼합냉매에 관한 비등현상연구는 거의 없는 상태이다. 또한 대부분 카트리지히터를 열

원으로 사용했기 때문에 실제 시스템과는 다소 차이가 있었다. 이에 본 연구에서는 전기적 열원을 사용하지 않고 실제의 만액식 증발기와 비슷하게 물을 열원으로 사용한 비등실험장치를 제작하여, 현재 사용중인 냉매와 대체냉매로 부각되고 있는 냉매의 비등 열전달계수를 측정 비교하려한다. 측정을 위해 평관과 26fpi의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관, 그리고 대표적 촉진관인 Turbo-B와 Thermoexcel-E 튜브를 사용하려 하며, 냉매로는 R123, R134a, R22와 R22 대체혼합냉매인 R410A (50% R32/50%R125)를 사용하려한다.

2. 실험장치 및 방법

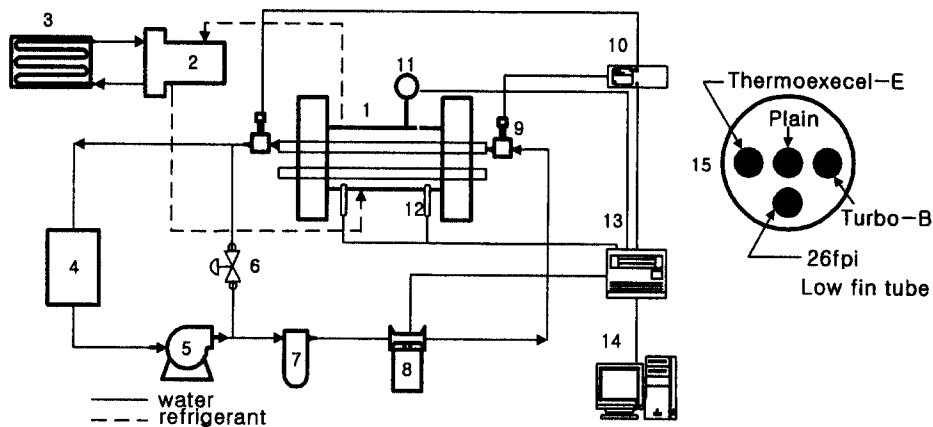
2.1 실험장치

Fig. 3은 상온에서 대기압에 가까운 증기압을 갖는 R123과 14기압의 고압을 갖는 R410A 등 다양한 증기압을 지닌 냉매들의 풀비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 비등 열전달 장치를 보여 준다. 열전달 튜브를 담고 있는 비등용기는 직경 127mm, 길이 230mm의 스테인레스 스틸 파이프 및 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작했으며, 냉매의 위치를 확인하기 위해 고압용 유리로 된 가시

창을 설치하였다.

본 연구에서는 실험에 사용되는 냉매의 양을 줄이고 효율적으로 실험을 수행하기 위하여, 평관 및 26 fpi의 낮은 핀관, Turbo-B, Thermoexcel-E 등 4개의 열전달 튜브를 동시에 증발용기 내에 장착하여 차례대로 데이터를 취할 수 있도록 비등용기를 설계하였다. 먼저 냉매의 흐름을 살펴보면, 비등용기에서 증발한 증기는 응축기로 올라가고, 응축기에 있는 열교환기를 통하여 액체로 응축되어 중력에 의해 다시 증발기로 순환한다. 증기의 응축에 필요한 냉각수는 독립적인 외부 냉각기에 의해 정밀하게 온도가 제어되어 응축기의 열교환기로 순환된다.

본 실험의 가장 큰 특징 중 하나는 기존의 대부분의 연구에서처럼 열전달관에 카트리지 히터를 삽입하여 균일한 열유속을 내도록 하지 않고, 대신에 실제 증발기에서의 조건과 비슷한 상태에서 데이터를 측정하기 위해 2차유체인 물을 열전달관 내로 흐르게 하여 비등이 생기게 했다는 점이다. 즉, 정밀 항온조에서 펌프를 통해 나온 물은 필터를 지나 코리올리스(Coriolis) 효과를 이용한 정밀도 $\pm 0.2\%$ 의 고정도 질량유량계를 통과한 뒤 열전달관으로 들어가 비등을 일으켜 냉매로 열을 잃고 다



- NOTE :
- | | |
|---------------------|-------------------------|
| 1. Boiling vessel | 9. RTD probe |
| 2. Condenser | 10. RTD |
| 3. External chiller | 11. Pressure transducer |
| 4. Water bath | 12. Thermocouple |
| 5. Water pump | 13. HP3852 data logger |
| 6. Bypass valve | 14. Computer |
| 7. Water filter | 15. Side view of flange |
| 8. Mass flow meter | |

Fig. 3 Schematic diagram of pool boiling test facility.

시 항온조로 들어가게 된다. 이같은 유체가열 방법을 사용할 때 가장 유의해야 할 점은 관 내부의 열전달 저항을 줄이기 위해 2차유체의 속도를 빠르게 해야 한다는 것과 또한 튜브의 축방향 온도를 균일하게 유지하기 위해 가능한 한 열전달관의 입출구에서의 온도차를 작게 해야 한다는 점이다. 이같은 목적을 달성하기 위해 2차유체인 물의 유량을 80~140g/s까지 제어할 수 있는 바이패스 밸브를 설치하였으며, 모든 증발관 내에는 피치 3.5mm의 스프링을 축방향으로 삽입하여 관 내부에서 강한 난류가 형성되도록 했다.

또한 열유속을 계산하는데 필요한 열량을 계산하는데 있어서 가장 중요한 인자 중 하나는 열전달관의 입출구에서의 2차유체의 온도차이다. 이를 정밀하게 측정하기 위해 본 연구에서는 정밀도 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 인 RTD들을 사용하여 증발관 내를 통과하는 물의 입출구 온도차를 직접 측정하였다. 열전달관의 입출구에서의 물의 온도차가 대개 $1\text{--}2^\circ\text{C}$ 정도이므로 외부로의 미세한 열손실도 비등 열전달계수에 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서 증발용기를 비롯하여 전체 연결부위를 폴리우레탄 단열재로 충분히 단열시켰다. 또한 냉매가 과냉되는지를 확인하기 위해 포화압력을 측정해야하며 이를 위해 고정밀 압력 보정계로 보정한 압력 변환기를 사용하였다.

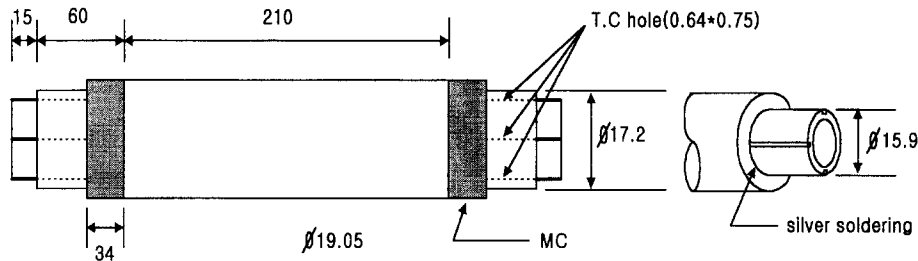
Table 1 Specifications of the tubes tested.

Tube	Plain	Low fin	Turbo-B	Thermoexcel-E
$D_o(\text{mm})$	19.05	18.80	18.75	18.55
Fins/inch	—	26	42	49
Fin height	—	1.43	0.64	—
Fig. 1	—	(a)	(e)	(d)

실험에 사용된 증발관의 표면 특성은 Fig. 1에 있는 바와 같으며, 그 제원은 Table 1과 같다. 이들은 현재 대형 원심식 칠러의 만액식 증발기에 사용되고 있는 튜브들로 전문 튜브제조업체에서 제조한 실제의 튜브들이다.

열전달계수를 정확히 측정하려면, 증발관에서의 표면온도를 정확히 측정해야 한다. 용접 등을 통해 열전달 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면의 조건이 변화되어 Thermoexcel-E 등의 축진관의 열전달계수를 정확히 결정하는 것이 거의 불가능하다. 따라서 열전달관의 표면에 변화를 주지 않고 표면온도를 측정하는 것이 매우 중요하며, 이를 위해 본 연구에서는 열전달 표면에서 횡방향으로 약 1mm 정도 밑에 있는 곳에 너비가 0.6mm의 홈을 내어 열전대를 삽입하여 표면의 온도를 측정하였다. 이를 위해 Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 15.9mm의 배근한 동관을 증발관의 내경보다 0.2mm 작게 가공하고, 이 관의 상하측면에 너비가 0.64mm인 밀링커터로 축방향으로 긴 홈을 내어, 직경 0.5mm의 열전대가 들어갈 수 있도록 했다. 그 뒤 이 평판을 각각의 증발관에 삽입하고, 이 평판과 증발관을 균일하게 고온으로 가열하고 은납으로 용접하여 서로 달라붙게 하였다. 물론 이 과정에서 미리 만든 열전대 홈에는 0.6mm의 철사를 넣어 납이 홈에 들어가지 못하게 하였고, 여러 차례의 시도를 거쳐 전 표면에서 납이 균일하게 퍼지도록 하였다. 증발관과 삽입관이 잘 붙었는지를 확인하기 위해 관의 여러 부분을 잘라 그 단면을 살펴보았으며 용접이 매우 잘 되었음을 확인하였다. 평판뿐만 아니라 다른 열전달 축진관에 대해서도 동일한 방법을 사용하여 증발관 표면에서 약 1mm 떨어진 부분에서 직접 온도를 측정하였다.

증발관의 유효열전달 길이는 액체냉매와의 접촉



(unit : mm)

Fig. 4 Plain tube specifications.

하는 부분으로서 모든 관에 대해 공히 210mm로 정하였고, 열전달 튜브의 양끝의 증발용기의 플랜지와 접하는 부분에서 플랜지로 열이 전달되는 것을 차단하기 위해 열전도도가 매우 낮은 나일론(Monomer Cast Nylon)으로 길이 34mm, 두께 1.5mm의 부싱을 만들어 튜브에 끼웠다(Fig. 4 참조). 실제로 R22에서 평판을 사용하여 나일론 부싱을 쓰지 않은 경우와 쓴 경우에 측정한 비등 열전달계수를 비교해보면, 높은 열유속에서 최고 25%까지 차이가 남을 확인할 수 있었고, 이를 통해 튜브의 끝부분을 반드시 플라스틱 등으로 단열시켜 튜브가 직접 플랜지에 닿지 않도록 하는 것이 매우 중요함을 알 수 있었다. 특히 열전달 촉진관의 경우에는 표면과 액체의 온도차가 작기 때문에 플랜지로의 작은 열손실도 열전달계수에 큰 영향을 미치므로 플랜지로의 열손실을 차단하는 것이 매우 중요하다.

2.2 실험방법

헬-튜브형태의 증발기에 사용되는 튜브는 시간이 지남에 따라 표면불결효과에 의해 열전달 성능이 저하되며, 표면이 가공된 촉진관보다는 매끄러운 평판에서 불결효과에 영향이 큰 것으로 알려져 있다.⁽¹⁵⁾ 또한 평판의 경우에는 표면의 거칠기에 따라 열전달계수가 크게 달라지므로 열전달관의 표면을 균일하게 유지하며 실험을 수행하는 것이 그 무엇보다도 중요하다. 이에 본 실험에서는 냉매를 교체할 때마다 모든 증발관의 표면을 1000번 사포로 약 5분간 균일하게 닦아낸 후 아세톤으로 세척하여 항상 균일한 표면을 유지하였다. 실험방법은 다음과 같다.

(1) 증발기 내를 질소와 냉매로 약 15기압까지 충전한 뒤 냉매 누출기로 가스의 누출 여부를 확인하고, 문제가 없으면 진공 펌프를 약 한 시간 정도 구동한 뒤 실험할 냉매를 상위 튜브에서 약 10cm 가량 차 오르도록 충전한다.

(2) 외부 칠러를 이용하여 증발기내부의 온도를 항상 7°C로 유지하고, 물의 유량과 온도를 적당히 조절하여 열유속 20 kW/m²에서 약 두 시간 동안 튜브를 가열하여 튜브 표면의 가스와 불순물을 충분히 제거시킨 후, 열유속을 100 kW/m²까지 증가시키면서 정상 상태에서 비등 열전달계수를 측정한다.

(3) 평판의 데이터를 취한 후 표면 열전대를 모두

빼서 다음에 실험할 튜브의 동일한 위치에 삽입하고 (2)번과 동일한 방법으로 비등 열전달계수를 측정한다.

(4) 실험이 끝난 냉매는 빈 용기에 회수하고, 비등장치를 완전히 분해하여 핀의 표면을 1000번의 사포로 문지른 후 증발기내부와 함께 아세톤으로 세척하고 장치를 다시 재결합한다.

(5) 냉매를 바꾸어가면서 (1)~(4)의 과정을 반복한다.

2.3 Data Reduction

각각의 튜브에 대해 열전대가 설치된 부위에서의 국부 열전달계수를 식 (1)에 의해 계산했다.

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

여기서 h , A , q 는 각각 국부 열전달계수(W/m²K), 열전달 면적(m²), 2차유체인 물이 냉매로 전한 열량(W)이다. 위에서도 언급했듯이, 실험에서 측정한 표면온도, T_{in} ,는 관의 실제 표면에서 1.0 mm 밑에 위치한 부분의 온도이므로, 방정식 (1)에 있는 관 표면의 실제 온도, T_w ,는 1차원 열전도 방정식을 이용하여 보정치를 구해 계산했다. (4) 열전도도가 높은 구리로 평판을 제작했으므로, 이렇게 구한 보정치는 최대 0.12°C 정도뿐이 되지 않아 열전달계수에 거의 영향을 미치지 않았다. 사실 낮은 핀관이나 촉진관의 경우에는 표면의 형상이 일정하지 않아 열전도 방정식을 적용하기 어렵지만, 이것들도 역시 구리관이므로 보정치가 작아 열전달계수에 거의 영향을 미치지 않을 것으로 판단되므로 평판과 동일한 방법으로 보정치를 구해 열전달계수를 결정했다.

유체가열 방법을 사용하면 실제로 열전달관의 표면 온도가 2차유체의 온도 감소로 인해 측방향으로 떨어지게 된다. 그러나 2차유체의 온도 감소를 1.0°C 정도로 유지하는 경우에는 표면의 온도분포가 직선이라고 가정하고 열전달관의 길이부분에서 중심이 되는 부분의 표면 온도를 측정한 뒤, 이를 이용하여 증발관 전체에 대한 평균 열전달계수를 계산해도 그 차이는 거의 없음을 실험을 통해 알 수 있게 되었다. 따라서 식 (1)을 이용하여 열전달관의 위, 아래, 옆의 국부 열전달계수를 결정한 뒤 다음의 산술평균식을 이용해 평균 열전달계수를 구하였다.

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

실험치의 오차를 산정하기 위해 Kline과 McClintock⁽¹⁶⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 오차의 원인은 대부분 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 인 열전대에서 비롯된 것이기 때문에 벽면과열도 ($T_w - T_s$)가 작은 낮은 열유속에서 더 높은 실험오차를 보였다. 평균의 경우 낮은 열유속에서 $\pm 2.7\%$, 높은 열유속에서 $\pm 1.2\%$ 의 실험오차를 나타냈고, 축전관의 경우에는 벽면과열도가 더욱 줄어들기 때문에 Turbo-B 튜브의 경우 낮은 열유속에서 $\pm 4.8\%$, 높은 열유속에서 $\pm 1.7\%$ 의 실험오차를 보였고, Thermoexcel-E 튜브의 경우에는 낮은 열유속에서 최대 $\pm 8.2\%$ 의 실험 오차를 보였다.

본 실험에서처럼 관다발 형태로 열전달계수를 측정할 경우 관의 설치 위치에 따라 그리고 주변에 다른 관이 있음으로 인해 열전달계수가 변할 가능성이 있으므로, 이같은 효과가 있는가를 살펴보는 것이 무엇보다도 중요하다. 이에 증발용기의 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 풀비등 열전달계수가 크게 변하지 않음을 확인할 수 있었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 평관의 데이터와 상관식의 비교

Fig. 5는 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해, 본 실험장치를 이용하여 평관에서 측정된 R134a의 열전달계수와 다른 문헌에서 많이 인용되고 있는 여러 가지 상관식을 비교한 것이다.

비교를 위해 냉매의 물성치에 중점을 둔 Stephan-Abdelsalam의 상관식⁽¹⁷⁾과 환산압력(reduced pressure) 및 표면 거칠기를 이용한 Cooper의 상관식(표면 거칠기 $0.3\mu\text{m}$ 로 가정함),⁽¹⁸⁾ 그리고 환산압력 0.1과 열유속 20kW/m^2 에서의 비등 열전달계수를 기준으로 하는 작은 Gorenflo의 상관식⁽¹⁹⁾을 사용하였다. Gorenflo의 상관식은 열유속 50kW/m^2 이하에서는 실험 결과와 비교적 잘 맞았으나 열유속이 증가할수록 20%이상의 오차를

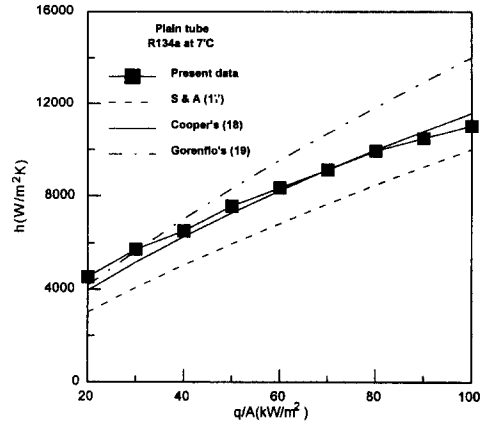


Fig. 5 Comparison of plain tube data for R134a with some correlations.

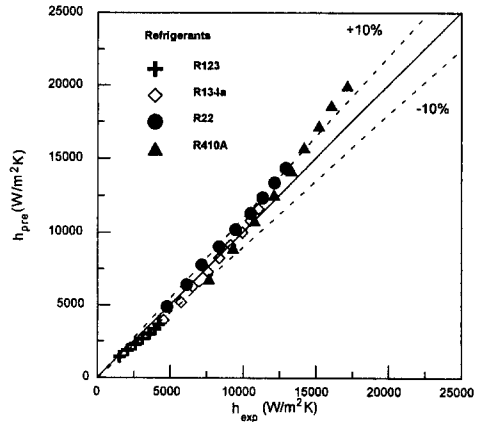


Fig. 6 Comparison of the plain tube data with Cooper's correlation.

보였고, Stephan-Abdelsalam의 상관식은 낮은 열유속에서 (50kW/m^2 이하) 25%이상의 오차를 보였다. 한편 Cooper의 상관식은 평균 8%의 오차를 보이며 가장 정확한 것으로 판명되었고, 이러한 사실은 Webb과 Pais⁽¹⁴⁾ 및 Memory 등⁽²⁰⁾에 의해서도 입증되었다. 한편 Fig. 6은 평관에서 각각의 냉매의 열전달계수와 Cooper의 상관식을 비교한 것이다. 참고로 Fig. 5와 Fig. 6에서 사용된 Cooper의 상관식은 다음과 같다.

$$h = 90 \times (q/A)^{0.67} M^{-0.5} Pr^m (-\log_{10} Pr)^{-0.55} \quad (3)$$

여기서 $m = 0.12 - 0.2 \log_{10} R_p$ 이다.

Fig. 6에서 볼 수 있듯이, Cooper의 상관식은 R123 및 R22에 대해서도 각각 12% 및 10%의 오

차를 보였으며, 근공비 혼합냉매인 R410A에서도 60 kW/m²이하의 낮은 열유속에서는 7%이하의 정확도를 보여, 실험한 모든 냉매의 비등 열전달계수를 평균 10%정도의 오차 범위 내에서 잘 예측하는 것으로 나타났다. 이같은 비교를 통해서 간접적으로나마 본 실험에서의 데이터가 신뢰할 만하다는 것을 입증할 수 있었다.

3.2 촉진관의 성능증대

Fig. 7에서 Fig. 10은 이번엔 실험한 네 가지 냉매에 대해 평균과 낮은 편관 그리고 Turbo-B와 Thermoexcel-E 튜브에서의 비등 열전달계수를 보여준다. 그림에서 점선은 Cooper의 상관식을 적용하여 예측한 평균의 열전달계수를 나타낸다.

R410A를 작동유체로 해서 70 kW/m² 이상의 높은 열유속에서 취한 몇몇 데이터를 제외하고는, Thermoexcel-E 튜브의 열전달계수가 다른 모든 튜브에 비해 가장 높은 것으로 나타났다. 평균의 열전달계수를 기준으로 했을 때 26fpi의 낮은 편관은 열전달 촉진비가 1.4~1.8이고, Turbo-B 튜브는 1.4~4.8, 그리고 Thermoexcel-E 튜브는 1.4~8.1이나 되었다.

식 (4)은 기포를 발생시키기 위해 필요한 액체의 과열도를 나타낸다.

$$\Delta T_{sat} = T_l - T_s = \pm \frac{2\sigma}{R(dp/dT)} \quad (4)$$

동일한 냉매에서 촉진관의 열전달계수가 높은 이

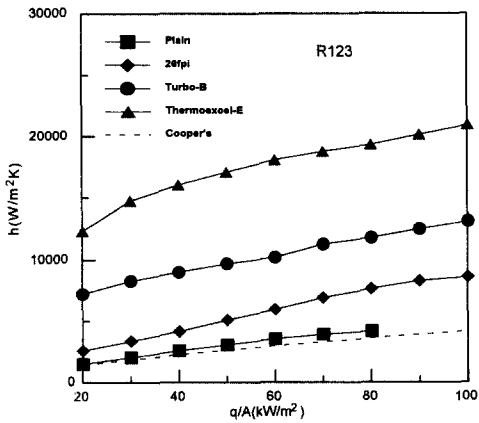


Fig. 7 Boiling heat transfer coefficients of R123 on various tubes.

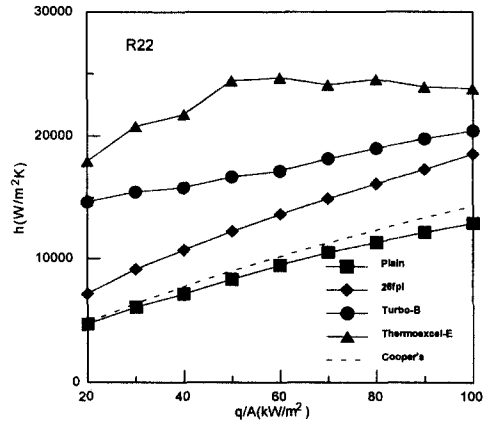


Fig. 9 Boiling heat transfer coefficients of R22 on various tubes.

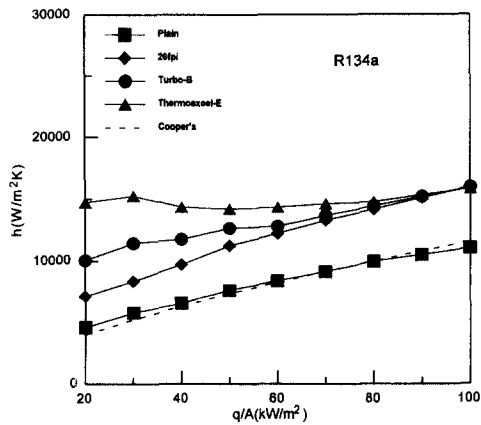


Fig. 8 Boiling heat transfer coefficients of R134a on various tubes.

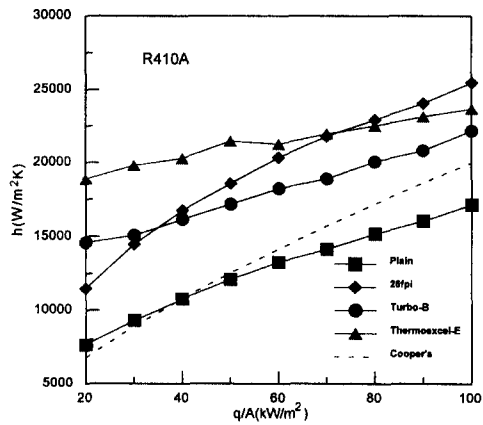


Fig. 10 Boiling heat transfer coefficients of R410A on various tubes.

유는 주로 재출입 구멍에 의해 식 (4)의 기포 반경, R , 이 크게 되어 기포를 발생시키는데 필요한 액체의 과열도가 낮아도 되기 때문이다. 이 외에도 기포의 펌핑작용 및 보다 활발한 기포활동 등도 증발 및 대류를 촉진시킨다.

축진관을 사용하게 되면 특히 환산압력이 0.1 이하에서 성능이 크게 증대하는 것으로 알려져 있는데, ⁽²¹⁾ Table 2에서 볼 수 있듯이 R123은 환산압력이 가장 낮고 또한 분자량이 가장 커서 다른 냉매에 비해 재출입 구멍에서 기포의 펌핑효과가 활발하게 되며, 그 결과 Turbo-B 튜브에서는 촉진비가 2.8~4.8, Thermoexcel-E 튜브에서는 4.6~8.1 이나 되었다.

Table 3은 30 kW/m²와 60 kW/m²의 열유속에서 각 냉매에 대해 평관의 열전달계수와 평관을 기준으로 한 낮은 핀관과 축진관의 열전달계수 증가비를 보여준다. 동일 냉매의 경우에 열전달 촉진비

는 튜브의 표면 형태에 따라 크게 영향을 받았으며, Fig. 1에서 보듯이, 내부에 터널을 많이 가지고 있는 Thermoexcel-E 튜브가 Turbo-B 튜브보다 촉진비가 더 높은 것으로 나타났다. 한편 냉매의 증기압에 따른 평관의 열전달계수의 변화를 살펴보면, 동일 열유속에서 증기압의 순서대로, 즉 R123, R134a, R22, R410A의 순으로 열전달계수가 높았다(Table 3 참조). Table 2와 식 (4)을 통해 알 수 있듯이, 동일한 포화온도에서 증기압이 높은 냉매일수록 표면장력이 작고 포화온도변화에 따른 압력변화, dP/dT , 가 훨씬 커서 작은 과열도에서도 기포가 쉽게 성장하고 이로 인해 열전달계수가 높게 됨을 알 수 있다. 즉 고압의 냉매일수록 액체 풀로의 '현열 대류 열전달 효과'보다는 기포의 성장에 의한 '잠열 증발 열전달 효과'가 증가한다.

따라서 증기압이 가장 높은 R410A 내에서 축진관을 사용하는 경우에는 낮은 열유속에서부터 축진관의 하부표면 내에 기포가 차기 시작하므로 열유속의 증가에 따른 열전달계수 증가폭이 둔화되지만, 하부표면이 없는 낮은 핀관의 경우에는 열유속이 증가할수록 열전달계수의 증가폭이 커져 70 kW/m² 이상의 영역에서는 Turbo-B 튜브와 Thermoexcel-E 튜브의 열전달계수를 능가하게 된다(Fig. 10 참조). 다시 말해, 축진관에서는 R410A의 증기압이 높기 때문에 기포가 가장 빨리 성장하여 액체가 거의 없는 “증기로 된 마른 형태”(dried-up mode)가 가장 먼저 시작되고(Fig. 2 참조), 하부표면 내의 기포가 액체냉매의 접근을 막아 열전달

Table 2 Some physical properties of the refrigerants tested at $T_s=7^\circ\text{C}$.

	R123	R134a	R22	R410A
P_c [MPa]	3.67	4.06	4.99	4.95
P_r	0.0122	0.0924	0.125	0.199
M [kg/kmol]	152.93	102.03	86.47	82.59
σ [N/m]	0.016	0.012	0.011	0.011
dP/dT [kPa/°C]	1.919	12.83	19.15	29.59

Table 3 Enhancement of heat transfer coefficient (HTCs) of low fin tube and enhanced tubes.

Refrigerant	Heat flux (kW/m ²)	HTCs of plain tube (W/m ² K)	Heat transfer enhancement ratio against Plain tube		
			Low fin	Turbo-B	Thermoexcel-E
R123	30	2063	1.65	4.02	7.16
	60	3562	1.67	2.86	5.07
R134a	30	5727	1.45	2.00	2.66
	60	8350	1.46	1.53	1.72
R22	30	6111	1.50	2.53	3.40
	60	9467	1.44	1.81	2.61
R123	30	9312	1.56	1.62	2.13
	60	13302	1.53	1.37	1.60

을 방해한다. 반면에 낮은 핀관에서는 기포가 하부 표면에 갇히지 않고 표면에서 신속히 이탈하여 튜브 주변의 액체냉매가 표면에 쉽게 접촉할 수 있으므로, 열유속이 증가할수록 열전달계수 증가폭이 커져 궁극적으로 Turbo-B 튜브 등의 촉진관보다 더 높은 것으로 판단된다(Fig. 10 참조).

한편 R410A에 비해 증기압이 30% 정도 낮은 R22는 R410A에 비해 Thermoexcel-E 튜브의 비등 열전달계수가 같거나 약간 높았지만, Fig. 9에서 볼 수 있듯이 60 kW/m² 이상의 열유속에서는 R410A에서와 같이 기포의 열전달 방해효과로 인해 열유속의 증가에도 불구하고 비등 열전달계수가 더 이상 증가하지 않은 것으로 판단된다. R22보다 증기압이 더 낮은 R134a의 경우에는, 30 kW/m²의 열유속에서 “흡입 증발 형태”(suction-evaporation mode)가 곧장 “증기로 된 마른 형태”로 전환되면서 하부표면 내에서 기포가 차지하는 공간이 커지고 이로 인해 액체의 유입이 차단되어 오히려 비등 열전달계수가 감소하고, 80 kW/m² 이상의 열유속에서는 형태가 다시 전환되어 하부표면의 기포를 통한 전도열전달과 튜브표면의 대류 및 증발 효과가 증가하고 이로 인해 열전달계수가 다시 상승하는 것으로 판단된다. 이러한 경향은 Memory 등⁽²²⁾의 촉진관 실험에서도 나타났다. 한편 R123의 경우에는 증기압이 가장 낮아 전 열유속에 걸쳐서 “흡입 증발 형태”가 계속해서 진행되므로 열유속에 관계없이 촉진관의 열전달계수가 더 높은 것으로 추정된다.

이런 결과를 종합해 볼 때, 하부표면을 가진 촉진관은 기포의 성장과 생성으로 인한 증발 열전달 효과보다는 기포의 동요와 열경계층의 파괴로 인한 대류 열전달 효과가 큰 R123 등과 같은 저압 냉매에서 더 유리하다는 것을 알 수가 있다. 즉, 식 (4)에서도 알 수 있듯이 저압의 냉매는 기포를 생성하기 위하여 고압의 냉매보다 높은 평형과열도를 필요로 하며, 촉진관을 사용하면 하부표면이 기포의 성장을 돕고 기포반경을 증대시켜 필요한 과열도를 줄여주므로 그 효과가 늘 크다고 할 수 있다.

Table 3을 보면, 모든 냉매에 대하여 60 kW/m²의 열유속에서보다는 30 kW/m²의 열유속에서 낮은 핀관에 비해 촉진관의 열전달 증대효과가 더 큰 것을 알 수 있다. 따라서 만약식 증발기의 경우 열유속이 대개 30 kW/m² 정도이므로 증기압이 낮은 냉매를 사용하는 원심식 칠러의 경우에는 Turbo

Table 4 Constants in Eq. (5) for various fluids and tubes.

		R123	R134a	R22	R410A
Plain	C_{sf}	0.904	17.76	20.36	54.51
	n	0.751	0.559	0.548	0.499
Low fin	C_{sf}	0.781	40.95	21.46	95.18
	n	0.811	0.518	0.587	0.486
Turbo-B	C_{sf}	189.3	682	1792	1016
	n	0.366	0.271	0.209	0.264
Thermoexcel-E	C_{sf}	580.5	11664	3365	4795
	n	0.312	0.022	0.176	0.137

-B 튜브나 Thermoexcel-E 튜브 등의 촉진관을 사용하는 것이 낮은 핀관을 사용하는 것보다 더 효율적이라 할 수 있다.

핵비등 열전달계수와 열유속의 관계는 다음과 같은 간단한 식으로 표현될 수 있다.

$$h = C_{sf} (q/A)^n \quad (5)$$

식(5)에서 C_{sf} 는 관의 표면형태에 따라 변하는 상수로 초기 열유속에서 열전달계수의 절대치를 나타내며, n 은 열유속의 증가에 따른 열전달계수의 증가폭을 나타낸다. Table 4의 결과들은 본 실험에서 사용한 냉매와 튜브의 모든 조합에 대해, 식(5)의 상수들을 전체 열유속에서의 데이터에 대해 회귀분석 방법으로 구한 결과를 요약한 것이다. 일반적으로 볼 때, 모든 냉매에 대해 상수 C_{sf} 는 평관, 낮은 핀관, Turbo-B 튜브, Thermoexcel-E 튜브의 순으로 증가하고 상수 n 은 감소한다. 특히 촉진관을 사용하는 경우에 C_{sf} 는 급격히 증가하나 n 은 상대적으로 적게 감소한다. 이 사실은 촉진관의 경우 다른 튜브들에 비해 비등 열전달계수의 절대치는 높지만 열유속에 따른 열전달계수의 증가는 그리 크지 않음을 의미한다.

한편 Table 4에서 평관의 결과를 보면, 증기압이 낮은 냉매에서 증기압이 높은 냉매로 갈수록 C_{sf} 는 크게 증가하지만 n 은 조금씩 감소하는 것을 알 수 있다. 이 사실은 증기압이 큰 냉매일수록 동일 열유속에서 열전달계수의 절대값은 크지만 열유속의 증가에 따른 열전달계수의 증가폭은 오히려 조금 감소함을 의미한다.

4. 결 론

본 연구에서는 평관과 26fpi의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관, 그리고 열전달 표면 밑에 하부표면이나 터널을 가지고 있는 Turbo-B 튜브와 Thermoexcel-E 튜브 등의 축진관을 사용하여 2차유체를 이용한 유체가열 방법을 적용하여 증발온도 7°C에서 R123, R134a, R22, R410A 등의 비등 열전달계수를 측정했고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평관에 대한 실험결과와 여러 가지 상관관계식을 비교한 결과 환산압력에 바탕을 둔 가장 간단한 형태의 Cooper의 상관식이 평균 10%의 오차 범위 내에서 가장 잘 맞는 것으로 드러났다.

(2) 모든 냉매에서 하부표면 효과를 이용하는 축진관의 열전달계수가 가장 높았으며, 특히 Thermoexcel-E 튜브의 성능이 뛰어났다.

(3) 축진관을 사용하는 경우에 환산압력이 낮은 저압냉매 R123은 증기압이 높은 다른 냉매에 비해 평관 대비 열전달계수의 증대비가 가장 컸고, Turbo-B 튜브에서는 2.8~4.8, Thermoexcel-E 튜브에서는 4.6~8.1로 나타났다.

(4) 증기압이 매우 높은 R410A의 경우에는 기포가 하부표면에 갇히지 않고 쉽게 이탈하는 낮은 핀관이 높은 열유속에서 축진관의 비등 열전달계수를 능가하였다.

후 기

본 연구는 과학재단의 “황해권 수송 시스템 지역 연구 센터”의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분에게 감사를 드린다. 또한 냉매를 제공해준 울산화학과 Du Pont Korea, Lucky Allied Signal, 그리고 낮은 핀관 제작에 큰 도움을 준 성형금속과 경원세기 및 비등 열전달 장치 제작에 도움을 준 (주) 제이오에 감사를 드리며, 끝으로 인하대학교와 대학원에 감사를 드린다.

참고문헌

(1) 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.

(2) 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.

(3) 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.

(4) 김주형, 광태희, 정동수, 김종보, 1995, “CFC11, HCFC123, HCFC141b 풀 내에서 낮은 핀관의 비등 열전달 특성,” *대한기계학회논문집*, 제19권, 제9호, pp. 2316~2327.

(5) 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.

(6) Bankoff, S. G., 1959, “Entrapment of Gas in the Spreading of a Liquid over a Rough Surface,” *AIChE J.*, Vol. 4, No. 1, pp. 24~26.

(7) Ali, S. M. and Thome, J. R., 1984, “Boiling of Ethanol-Water and Ethanol-Benzene Mixtures on an Enhanced Boiling Surface,” *Heat Transfer Eng.* Vol. 5, No. 3-4, pp. 70~81.

(8) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 311~372.

(9) Ma, T., Liu, X., Wu, J and Li, H., 1986, “Effects of Geometrical Shapes and Parameters of Reentrant Grooves on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer from Porous Surfaces,” *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.*, 4, pp. 2013~2018.

(10) Nakayama, W., Daikoku, T. and Nakajima, T., 1981, “Effects of Pore Diameters and System Pressure on Nucleate Boiling Heat Transfer from Porous Surfaces,” *In Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD* Vol. 18, pp. 143-153.

(11) Nakayama, W., Daikoku, T. and Nakajima, T., 1982, “Effects of Pore Diameters and System Pressure on Saturated Pool Nucleate Boiling Heat Transfer from Porous Surface,” *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 286~291.

(12) Nakayama, W., Daikoku, T., Kuwahara, H.

- and Nakajima, T., 1980, "Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces Part I : Experimental Investigation," *J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 445~450.
- (13) Ashad, J. and Thome, J. R., 1983, "Enhanced Boiling Surfaces : Heat Transfer Mechanism Mixture Boiling," Proc. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conf., Vol. 1, pp. 191~197.
- (14) 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.
- (15) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 293~294.
- (16) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (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. Eng. Symp. Ser.* 86, pp. 785~792.
- (19) Gorenflo, D., 1993, "Pool Boiling," VDI-Heat Atlas, VDI-Verlag, Düsseldorf.
- (20) Memory, S. B., Bertsch, and Marto, P. J., 1993, "Pool Boiling of HCFC-124/Oil Mixture from Smooth and Enhanced Tubes," *Proc. 29th National Heat Transfer Conf.*, Atlanta, GA.
- (21) Thome, T. R., 1990, *Enhanced Boiling Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Cor., New York, pp. 117~122.
- (22) Memory, S. B., Sugiyama, D. C. and Marto, P. J., 1993, "Nucleate Pool Boiling of R114 and R114-Oil Mixture from Smooth and Enhanced Tubes-I. Single Tubes," *ASHRAE Trans.*, pp. 1347~1361.