

R123, R134a 냉매 특성에 따른 증발기 설계

Design of an evaporator heat exchanger for R123 and R134a refrigerants

김 익 생
I. S. Kim
LG전선(주) 기계연구소



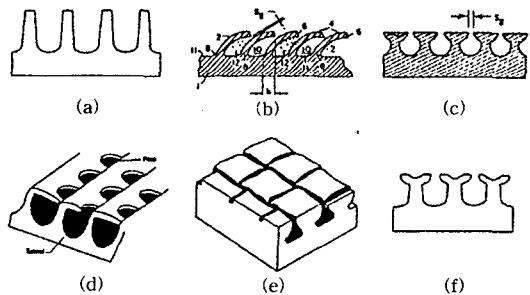
- 1962년생
- 주 전산기 및 고발열체에 대한 국소 냉각을 전공하였으며 냉동기 관련 열교환기 고효율화에 관심이 있다.

1. 머리말

최근 세계적으로 환경보호에 대한 관심이 고조됨에 따라 기술개발 방향이 환경을 고려한 규정 및 장치에 제한을 받고 있다. 따라서 냉동 공조 기기에 사용되는 기존의 CFC계열 냉매가 오존층 파괴의 주원인이 판명됨에 따라 환경 문제가 없는 HCFC계열인 R123와 HFC R134a로의 대체가 불가피하게 되었다.

산업용 터보냉동기에 사용되는 증발기는 만액식으로 비등잠열로 증발기의 동관 외측 표면에 냉매가 충전되고, 관 내부로 흐르는 냉수의 열을 빼앗아 냉수의 온도를 떨어뜨리는 방법을 사용한다. 비등표면의 전열성능을 향상시키기 위해서는 전열교환기 표면에서 발생하는 기포를 빠른 속도로 광범위하게 발생시키는 것이 필요하다. 전열관으로는 그간 평관이 주로 사용되어 왔으나 최근 들어 비등 성능이 우수한 성형 가공관을 많이 사용하고 있다. 성형 가공관은 추가 가공공정으로 평관에 비하여 다소 비싸나 전열성능을 크게 증가시키므로 증발기를 작게 만들 수 있고 또한 작아진 증발 과열도로 인하여 압축기가 작아도 되는 등 전체 사이클의 효율을 높일 수 있으므로 평관에 비하여 충분히 경제성이 있는 것으로 알려져 있

다.¹⁾ 그림 1에는 해외에서 개발된 상용 가공관의 표면이 나타나 있다. 비등표면의 전열성능을 향상시키기 위해서는 기포를 안정되고 광범위하게 발생시키는 것이 필요한데 이를 위하여 비등표면에 인위적으로 미세 공동을 형성한다. 가공 전열관의 미세 공동 형상은 전열성능에 중요한 변수로 최적 형상은 냉매의 종류, 냉동기의 운전조건에 따라 달라지게 된다. 가공 전열관의 경우 비등 성능에 영향을 미치는 인자로는 공동의 크기, 형



- Integral low fin tube
- Trane bent fin
- Wieland GEWA-TW
- Hitachi Thermoexcel-E
- Wolverine Turbo-B
- Wieland GEWA-SE

그림 1 상용화된 비등 촉진 표면

상등이 있으므로 최적 형상은 이들을 변수로 선정되어야 할 것이다. 국내 가공관의 전열 성능은 외국 제품들 보다 열악한 것으로 알려져 있는데 그 이유는 전열성능에 중요한 인자인 미세 공동의 크기, 다공도등이 적절히 설계, 제작되지 않았기 때문인 것으로 알려져 있다. 또한 전열교환기의 성능은 외측 형상 뿐 만 아니라 내측의 형상에 따라서도 큰 영향을 미친다. 따라서 본 고에서는 환경 변화에 따라 산업용 냉동기의 증발기에 사용되는 HCFC계열의 냉매인 R123와 HFC R134a에 적합한 전열교환기의 설계시 고려 해야할 전열관 표면의 동공의 크기와 관내부 형상 설계와 관련 기초 이론 및 개발 방향에 대해 기술하기로 한다.

2. 전열교환기의 설계상 주안점

2.1 표면 형상 설계의 중요성

산업체나 빌딩의 대형 공조기에는 열전달 효과가 큰 비등현상을 이용한 쉘-튜브 형태의 만액식 증발기(flooded evaporator)가 널리 사용되고 있다. 대부분의 만액식 증발기에는 열전달 현상을 위해 그림 1의 (a)처럼 전조 가공 등을 통해 열전달 튜브의 표면적을 늘린 낮은 핀관(low fin tube)과 그림1의 (b)에서 (f)처럼 핀의 밑 부분이 끝부분 보다 면적을 넓게 하고 또 밑 부분을 터널 형태로 연결하여 증발 면적이 넓은 면적에서 잘 일어나도록 재출입 구멍(reentrant cavity) 형태로 만든 전열 촉진관(enhanced tube)이 널리 사용되고 있다. 이러한 튜브들을 사용하면 비등열전달 계수가 동일 열유속에서 20배까지 증가하며, 동일 벽면 과열도에서 100배까지 증대하는 것으로 알려져 있다. 따라서 이같이 뛰어난 열전달 효과를 이용하기 위해 낮은 핀관과 촉진관의 비등열전달(boiling heat transfer)에 관한 연구가 오래 전부터 진행되어 왔다.¹⁾

Rubin등²⁾이 최적의 핀 밀도가 작동 유체에 따라 다르다는 사실을 밝혔고, 최근의 관련 자료에 의하면 다양한 핀 밀도의 낮은 핀관들을 가지고 R11, R123, R141b등에서 풀비등 실험을 수행한 결과 역시 최적의 핀 밀도가 냉매에 따라 다르다는 것이 입증되고 있다.

또한, Griffith와 Wallis³⁾는 촉진관 구멍(cavity) 입구의 직경이 기포를 발생시키는데 필요한 과열도를 결정하고, 구멍의 모양이 계속적으로 기포를 발생시키기 위한 안정성을 결정한다고 주장했다. 한편 Bankoff⁴⁾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 미소 구멍 보다 더 큰 구멍 밑에 있는 하부표면(subsurface)에 강제적으로 기포를 가두어서 기포의 반경을 크게 하여 낮은 평형 과열도에서도 기포가 발생하게 하는 것이다. 이렇게 되면 결국 낮은 열유속에서도 기포가 많이 발생하여 잠열에 의한 효과, 증발 열전달 효과가 현열에 의한 효과, 촉진관 주변의 유체 흐름에 의한 영향인 대류 열전달 효과에 비해 크게 증가하게 되어 매우 높은 열전달계수를 얻어낼 수 있다.^{5,6)} 재출입 구멍으로 이루어진 촉진관은 다음과 같은 세가지 메커니즘에 의해 열전달 촉진을 일으키는 것으로 밝혀져 있다.

(1) 증발(evaporation)

하부 표면에서는 얇은 액체막의 증발이 일어나고, 액체가 입구 구멍을 통과 할 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 평관에서 보다 활발한 증발이 일어난다.

(2) 액체로의 대류(convection to the liquid)

핀의 밑부분이 서로 통해 있는 터널의 형태를 띠고 있어, 기포가 생성 된 뒤 이탈 할 때 하부 표면의 압력변화로 인해 기포의 펌핑 작용과 같은 간접효과를 유발하여 기포의 이탈 후 액체가 빠르게 유입되고 이런 효과에 의해 이상류가 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 발생 빈도가 증가한다. 낮은 핀관의 경우에는 액체와의 접촉면적이 평관에 비해 2~3배 정도 되며, Thermoexcel-E와 같은 축진관의 경우에는 3~4배가 된다.

이 같은 복합적인 열전달 촉진 효과로 인해 축진관은 평관과 낮은 핀관에 비해 열전달이 크게 증대된다. 하지만 구멍입구의 크기가 너무 작으면 액체의 유입이 어렵고 너무 크면 낮은 핀관과 같게 되어 효율이 떨어진다고 알려져 있다.

2.2 R123와 R134a 냉매의 전열 특성

사용되는 냉매와 전열교환기의 형상에 따라 전열 특성 변화가 있다는 것은 앞 절에서 이미 기술한바 있다. 전열교환기의 동일한 외부 형상에 대해서 사용냉매와 조건이 달라지면 전열성능이 변하므로 전열교환기의 설계시 이에 대한 이해가 매우 중요하다. 표 1에서는 동일 열유속에서 냉매 R123와 R134a에 대해 전열관 표면 형상이 다른 세 개의 튜브, 낮은 핀관과 미국 Wolverine사의 Turbo-B 그리고 일본의 Hitachi사의 Thermoexcel-E 전열관에 대한 열전달계수 비를 나타내고 있다. 표 1에서 알 수 있듯이 동일냉매에 대해 열전달 촉진비는 튜브의 표면 형태에 따라 큰 영향이 있음을 보여준다. 만약식 증발기인 경우 열유속이 대개 $10 \text{ kW/m}^2 \sim 50 \text{ kW/m}^2$ 이므로 증기압이 낮은 냉매를 사용하는 산업용 터보냉동기인 경우 Turbo-B나 Thermoexcel-E 튜브의 사용이 효율적임을 나타내고 있다.¹⁾ 또한 그림 2에서는 냉매 R11, R123 그리고 R134a에 대해 기존의 Turbo-B외부 형상의 동공 크기를 달리한 세 개

표 1 평관대비 낮은 핀관, Turbo-B 그리고 Thermoexcel-E 튜브에 대한 열전달 촉진 비

냉매	열유속 (kW/m ²)	평관 대비 열전달 촉진 비		
		낮은 핀관	Turbo-B	Thermoexcel-E
R123	30	1.65	4.02	7.16
	60	1.67	2.86	5.07
R134a	30	1.45	2.00	2.66
	60	1.46	1.53	1.72

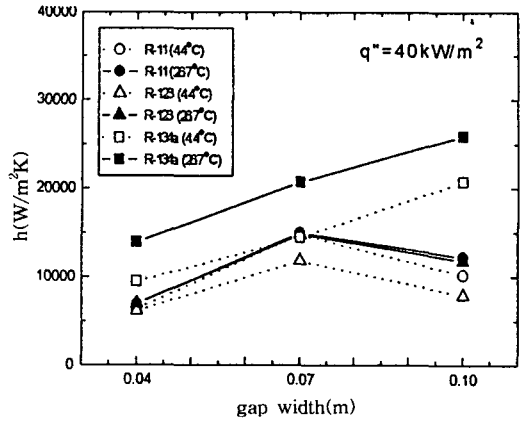


그림 2 냉매 R11, R123 그리고 R134a에서 전열관 외부 동공 크기에 따른 열전달 계수

의 튜브에 대해 열전달 성능을 비교한 것으로 사용 냉매에 따라 큰 차이가 있음을 보여주는 대표적인 예이다.⁷⁾

2.3 냉매 기포(bubble)와 전열교환기의 동공(cavity) 설계

산업용 터보냉동기의 증발기에서 증발현상은 액체의 온도가 액체의 압력에 해당되는 포화온도보다 더 커질 경우, 가열면에 인접한 액체는 과열되어 가열면에 존재하는 흠이나 동공(cavity) 등의 핵 생성지점에서 기포를 형성하면서 상변화를 일으킨다. 기포는 상변화 할 때 잠열을 액체로 전달하고 가열면에 인접한 액체를 서로 교환 함으로써 대류 열전달을 향상시킨다. 이 영역을 열전달 비등 곡선에서 핵비등(nucleate boiling)영역에 해당되며 작은 온도차에 비해 열전달률이 매우 높다.

핵비등은 대개 국부비등(local boiling)과 체적비등(bulk boiling)으로 구분되며, 국부비등은 과냉액체의 비등과정이나 열유속이 낮은 경우의 핵비등 과정으로 가열면에서 국부적으로 생성된 기포는 과냉액체 체적으로 열전달에 의해 성장이 제한되거나 혹은 응축되어 붕괴된다. 이에 반해 체적비등은 포화액체의 비등과정이나 높은 열유속에서의 핵비등 과정으로 기포를 가열면에서 성장, 이탈하며 왕성한 열전달을 수행한다.

이 영역에서의 비등은 매우 안정되어 있고, 작

은 과열온도차에 비해 열전달 계수가 매우 크기 때문에 증발기 운전 범위 내에 적절하게 사용되고 있다. 이 영역에서의 열전달 계수는 냉매의 표면장력, 점성계수, 열전도도, 밀도, 엔탈피 등의 매우 복잡한 함수이다.

이에 대한 메카니즘은 그림 3과 같으며, 열의 방출과 기포의 성장이 쉬운 조그마한 동공에서 기포가 생성되기 시작한다. 성장 시에는 고체표면에서부터 열을 뺏으므로 고체 표면온도가 내려가고 어느 정도 성숙한 후에는 다시 온도가 상승한다. 액체 기포는 충분히 성장하여 부력에 의해 고체 표면에서 이탈하고 이후 상변화가 일어나지 않고 낮은 열전달 계수를 가진 순전히 대류 열전달만이 존재하므로 고체표면의 온도는 천천히 상승한다. 이 온도의 상승치가 인접한 액체의 온도를 충분히 데워 액체의 상변화를 일으킬 때까지 온도가 상승하면 기포가 고체 표면에서 다시 발생하기 시작하고 다시 위 과정을 반복한다.

따라서, 이 영역에서 열전달 계수를 향상시키기 위해서는 이 주기 시간(cycle time)을 줄여 주어야 하고 주기시간을 줄이기 위해서는 적어도 2개의 효과(effect)를 고려해야 한다. 첫째로 기포가 낮은 액체온도와 포화온도 차(liquid superheat)에서 생성 될 수 있도록 하기 위해 가공되는 동공 크기를 사용되는 냉매에 잘 맞도록 해야한다. 동공의 크기는 식 (1)과 같이 예측될 수 있다.

$$r^* = (2\sigma T_{sat} v_g k_f / q'' h_{fg})^{1/2} \quad (1)$$

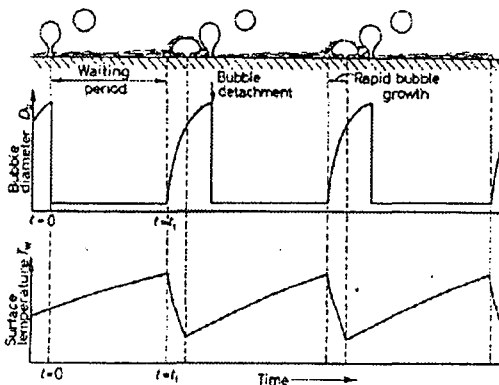


그림 3 비등 기포의 성장과 이탈 과정

여기서, r^* : 기포핵 반경

σ : 냉매의 표면장력

v_g : 증기의 비체적

k_f : 냉매의 열전도도

h_{fg} : 기화잠열

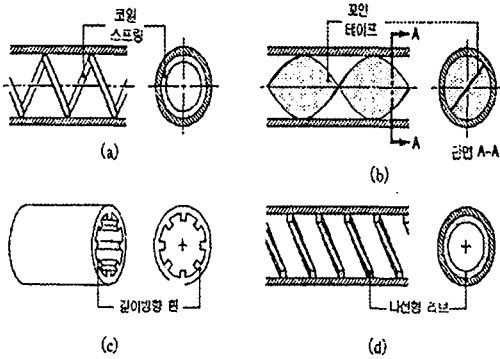
을 나타내며, q'' 는 기포 부위에서의 열전달량 이기 때문에 튜브의 평균 열전달량은 다르다. 또한 기포의 역학적 평형식, $P_{sat}(T_w) - P_{sat}(T_{sat}) = 2\sigma(T_w)/r_b$ 로 냉매 기포의 크기를 예측하고 전열관 동공 크기를 설계는 하지만 만족 할 만 한 결과는 아닌 것 같다. 다만 동공 크기를 사용 냉매와 주위 조건에 따라 예측만 할 수 있고, 일반적으로 기포 크기의 2~4배 정도로 동공 크기를 설계를 하고 있다. 따라서 동공의 크기는 경험치로 설계하며 실험으로 증명하여야만 한다. 두 번째로, 기포가 고체 표면을 떠나고 고체표면온도가 상승하는 정체구간(waiting period)에서 대류 열전달을 잘 시킬 수 있는 구조, 튜브 단위 길이 당 표면적이 큰 구조, 대류 시 난류(turbulence)가 왕성하게 일어날 수 있는 구조로 설계하여 정체구간을 줄여 주어야 한다.

3. 전열교환기 내측 설계

전열교환기의 성능은 관외측의 성능뿐 아니라 관내측의 조도(roughness)에 따라 많은 변화가 있다. 관내측 조도에 따라 작동유체의 마찰계수가 증가할수록 전열 성능이 증가하므로 관내부 조도에 따른 열전달촉진에 관한 연구가 광범위하게 이루어져 왔다.

관내부 유동과 관련된 열전달 촉진방법은 현재 여러 가지가 알려져 있다. 열전달 촉진은 대류계수(convection heat transfer coefficient)의 증가 혹은 대류표면적의 증가로 이루어질 수 있다. 일례로 코일-스프링 와이어(wire)를 관 내부에 삽입하는 방법으로 난류를 촉진시키기 위해 표면 거칠기를 도입함으로써 내부 열전달계수(hi)를 증가시킬 수 있다.(그림 4(a)참조) 또한 그림 4(b)에서와 같이 관내측에 꼬인 테이프를 삽입하여 와류(swirl)를 유발시켜 대류열전달을 증가시키는

방법과 그림 4(c)와 같이 유동방향에 핀(fin)을 부착함으로써 열전달 면적을 증가시킬 수 있고, 나선형 핀이나 리브(rib)를 사용함으로써 대류전 열계수와 면적을 모두 증가시킬 수 있는 방법이 있다.(그림 4(d) 참조) 현재 산업용 냉동기에 적용되는 열교환기는 내측 전열 향상을 위해 적용되는 전형적인 형상은 그림 5에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 내부 전열향상을 위한 기초 형상은 무차원 인자로 돌기높이(roughness height) e/d , 돌기 간격(roughness pitch) p/e , 리브 폭(rib width) w/e , 그리고 돌기형상(roughness shape)



(a) 코일-스프링 와이어 삽입
 (b) 꼬인테이프 삽입
 (c) 길이 방향 핀
 (d) 나선형 리브

그림 4 내부유동 열전달 촉진 방안

인 것으로 일반적으로 알려져 있다.⁸⁾ 리브의 나선 각도(rib helix angle) 또한 내부 전열 향상에 영향을 미치는 것으로 최근 알려지고 있다.

Webb과 Eckert^{9,10)}는 리브 각(angle)이 90°일 때 내부 유속이 일정 할 때 e/D 가 증가함에 따라 $10 < p/e < 15$ 에서 최대 전열효과를 얻었다고 발표했다. White와 Wilkies¹¹⁾는 내부 유속의 변화에 따라 전열관 내부 나선 각(helix angle)이 감소함에 따라 Stanton Number와 마찰계수(f)가 감소함을 실험으로 밝혔다. 이때 마찰계수의 감소 폭은 St.No 감소 폭보다 크며, 같은 내부 유속에 대해 $p/e = 8$, 나선각 = 33°일 때 전열성능이 우수함을 밝히고 있다.

4. 냉매 오일에 의한 전열관 성능

터보냉동기의 기동시 냉동 오일이 냉매와 혼합되어 증발기 및 응축기에 넘어간다. 이렇게 넘어간 냉동 오일이 증기화 혹은 액체화 상태로 열교환기 성능에 얼마큼 영향을 끼치는지 구체적으로 보고된 것은 없다. 이러한 이유는 오일 제작사와 냉동기 제작사가 달라 오일 제작사에서는 오일이 냉동기에서 실제로 어떻게 물성치가 변화하고 있는지를 알 수 없고, 냉동기 제작사에서는 구체적으로 냉매 오일이 증발기와 응축기에 어떤 영향을 끼치는지 외부로 보고하고 있지 않는 것으로 추정된다. 냉동기 운전시 얼마만큼의 오일이 냉매에 혼합되는 것은 피할 수 없는 문제인 만큼 냉동기에서의 냉매와 냉매 오일의 혼합은 냉동기 제작시 오일 순환 계통에서 오일의 실링(sealing)이 전열관 성능에 큰 영향을 미친다.

증발기에서 튜브외측에서의 성능은 비등 열전달(boiling heat transfer)에 의해 열교환이 이루어진다. 비등 열전달은 순수 물질일 때의 현상과 이종 물질이 혼합되어 있을 때의 열전달 현상은 다른 것으로 알려져 있다. 또한 튜브 표면의 형상에 따라 비등 열전달은 매우 다르다. 최근까지의 냉동 오일이 증발기 튜브 표면에서의 비등 열전달은 현상은 매끈한 형상에 대해서 수행되었으며, 전열교환기의 고효율화가 이루어지면서 이에 대한 연구 보고가 이루어지고 있는 실정이다. 그러

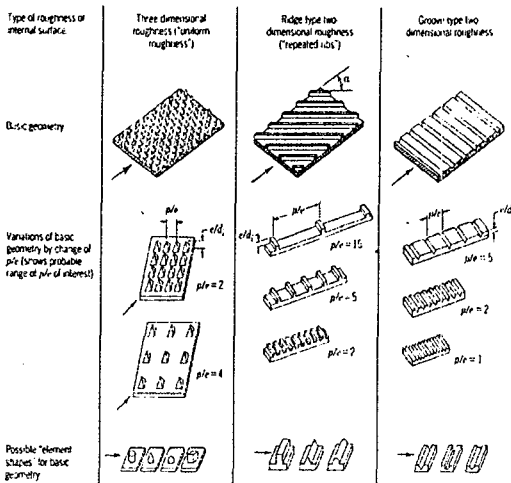


그림 5 표면 거칠기 형상 및 일람표

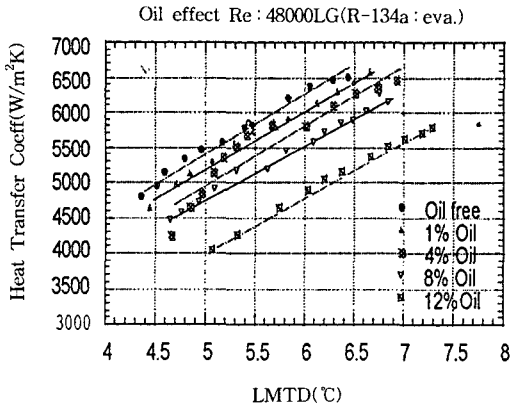


그림 6 냉매 R134a와 냉매오일(ISO 등급68) 함유량에 따른 전열성능 변화

나 환경문제에 따른 냉매의 변화에 따라 비등 현상이 어떻게 변화는 지 정확히 알 수가 없다. 현재까지 증발기에서의 오일 영향에 대한 보고는 Dougherty and Sauer(1974)는 냉매 오일 농도가 3%이내에서는 전열성능이 증가한다고 주장하였고, Memory and Marto(1992)는 6개의 고효율 전열관(증발기)에 냉매 R-114에 대해서 오일 효과에 대한 비등 열전달 실험 결과 오일함유량에 관계없이 전열관 성능이 감소한다고 밝히고 있다.¹³⁾ 또한 Hsieh와 Weng은 R134a냉매와 ISO 등급68 냉매오일에 대해 리브 형상에서 냉매 오일 농도가 2% 미만에서는 별 영향이 없으나, 2% 이상에서는 비등 열전달이 급격히 감소한다고 보고하고 있다. 또한, 국내 냉동기제작사인 L사인 경우도 R134a냉매와 ISO 등급68 냉매오일 혼합시 증발기의 전열성능은 매우 큰 변화가 있음을 보고하고 있다.¹⁴⁾

5. 맺음말

지금까지 산업용 터보냉동기에 적용되는 냉매 R123와 R134a를 중심으로 전열관 설계시 고려해야할 문제에 대해 기존의 국내외 자료를 중심으로 개략적으로 기술하였다. 전열관 형상 설계 및 환경을 고려한 사용냉매에 적합한 고효율의 전열관 개발의 중요성은 터보 냉동기의 증발온도를 1℃ 높임으로써 얻을 수 있는 냉동기 효율 상승은 최

대 5% 이상이므로 이에 따른 전기 소비 감소도 상당하다. 따라서 국내외의 에너지 절감 정책 및 환경 정화법에 부응함으로써 이에 대한 파급 효과는 상당 할 것으로 사료된다. 그러나 전열관 제작 수준은 서두에서도 언급했듯이 외국의 전열관을 모방하는 단계로 아직 미미하다. 따라서 사용냉매, 특히 R123 및 R134a냉매 특성과 냉동기의 사용 조건에 적합한 전열관 설계를 위해서는 보다 깊이 있는 형상 설계가 요구된다.

참고 문헌

1. 이준강, 고영환, 송길홍, 정동수 외, 1998, 열전달 촉진관에서 대체냉매의 비등열전달 계수, 대한기계학회 논문집, 제22권, 제7호, pp. 980~991.
2. I.R.Rubin, L.T.Roizen, etc., 1979, Heat transfer in the boiling of a liquid on horizontal pipes with annular fins high temperature, Vol. 17, No. 3, pp. 457~480.
3. P. Giffith and J.D.Wallis, 1960, The role of surface conditions in nucleate boiling, Chemical Eng. prog.Symp. series, Vol. 56, No. 49.
4. S.G.Bankoff, 1959, Entrapment of gas in the sprading of a liquid over a rough surface, AIChE J. Vol. 4, No. 1, pp. 24~26.
5. S.M.Ali and J.R. Thome, 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.
6. R.L.Webb, "Principles of enhanced heat transfer," John Wiley and Sons Inc., New York, pp. 311~372.
7. 김내현, 김태형, 박운진, 1999, 만액식 헬-튜브 증발기용 전열촉진관의 풀비등 성능에 관한 연구, 대한기계학회 논문 투고 중.
8. R.L.Webb and D.L.Gee, 1980, Forced convection heat transfer in helically rib-

- roughened tubes, *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 23, pp. 1127~1135.
9. R.L.Webb and E.R.G.Eckert, 1972, Application of rough surfaces to heat exchanger design, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1647~1658.
 10. R.L.Webb, Toward a common understanding of the performance and selection roughness for forced convection, in *Studies in Heat Transfer : A Festschrift for E.R.G. Eckert, Ed., T.Irvine et al.*, pp. 247~252.
 11. L.White and D.Wilkie, 1970, The heat transfer and pressure loss characteristics of some multi-start ribbed surfaces, *Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer*, pp. 55~62.
 12. J.G.Withers, 1973, Heat Transfer tube having multiple interridges, U.S.Patent 3, 7790, 312.
 13. S.B.Memory and P.J.Marto, 1992, The influence of oil on boiling Hysteresis of R-114 from enhanced surfaces, *Pool and External flow Boiling*, V.Dhir and A.E.Berhles, eds. ASME, New York, pp. 63~71.
 14. 김익생, 정진희, 박지훈, 김균석, 유병훈, 1999, 터보냉동기 증발기의 축진관 표면에서 비등 열전달, *공기조화 냉동공학회 '99하계학술발표회*, pp. 56~62.