

만액식 증발기용 성형가공관의 풀비등 성능

김내현* · 김태형** · 박운진***
(1999년 7월 20일 접수)

Pool Boiling Performance of Enhanced Tubes for a Flooded Evaporator

Nae Hyun Kim, Tae Hyung Kim and Woon Jin Park

Key Words : Enhanced Tube(전열촉진관), Flooded Evaporator(만액식 증발기), Pool Boiling(풀비등), R-123, R-134a

Abstract

In this study, pool boiling performance of Turbo/B-type metal-formed tubes was investigated. Tubes with three different cavity gap width(0.04 mm, 0.07 mm, 0.1 mm) were manufactured and tested using R-11, R-123 and R-134a. Tests were conducted at two different saturation temperatures 4.4°C and 26.7°C. Heat flux was varied from 10 kW/m² to 50 kW/m². It was found that optimum gap width varied for different refrigerants. For low-pressure refrigerants such as R-11 or R-123, optimum gap width was 0.07 mm. For high-pressure refrigerant R-134a, however, the optimum value was 0.1 mm. Compared with the heat transfer performance of the smooth tube, the metal-formed tubes enhanced the heat transfer coefficients significantly - 6.5 times for R-11, 6.0 times for R-123 and 5.0 times for R-134a (at 4.4°C saturation temperature and 40 kW/m² heat flux), which are comparable with the performance of foreign products. The heat transfer coefficients of R-134a were larger than those of R-11 or R-123, and they increased as the saturation temperature increased.

기호설명

A	: 공칭 전열 면적	(=π DL) (m ²)	q"	: 열유속	(W/m ²)
D	: 전열관 외부직경	(m)	R _p	: 표면조도	(m)
g	: 터널 상부 간격	(m)	T _{sat}	: 포화온도	(K)
h	: 열전달계수	(W/m ² K)	T _w	: 관벽온도	(K)
L	: 전열관 길이	(m)			
M	: 물질량	(kg/kmol)			
P	: 압력	(kPa)			
P _{crit}	: 임계압력	(kPa)			
P _{red}	: 환산압력	(kPa)			
Q	: 전열량	(W)			

1. 서론

최근 국민소득의 향상과 더불어 중대형냉동기의 수요는 매년 20~30% 증가하고 있다. 중대형 냉동기의 증발기는 만액식 셀-튜브형 열교환기로 관외측에서 냉매가 비등하며 관내를 흐르는 순환수를 생각한다. 냉매로는 R-11이 주로 사용되어 왔으나 오존층 파괴 문제로 신냉매인 R-123이 나 R-134a로 대체되고 있는 중이다.⁽¹⁾ Fig. 1에 만액식 증발기의 개략도가 보여진다. 냉매는 증발기 하부로 약 15%의 건도로 유입하여 순환수와 열

* 회원, 인천대학교 기계공학과
E-mail : knhoo01@lion.inchon.ac.kr
TEL : (032)770-8420 FAX : (032)770-8410
** 인천대학교 기계공학과 대학원
*** 회원, 한국기술교육대학교 동력기계공학과

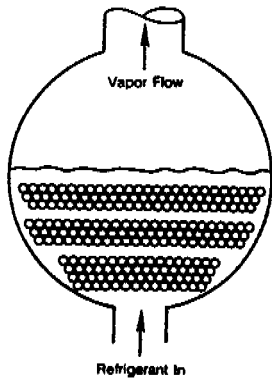


Fig. 1 A Sketch of a flooded refrigerant evaporator

교환을 한 후 포화 증기 상태로 압축기로 보내진다. 증발기 하부에는 분배관이 있어 냉매가 증발기 하부에 균일하게 분포되도록 한다. 냉매와 순환수의 열교환은 전열관을 통하여 이루어진다. 전열관으로는 그간 평관이 주로 사용되어 왔으나 최근 들어 비등 성능이 우수한 성형가공관을 많이 사용하고 있다. 성형가공관은 추가가공공정으로 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 있다.⁽¹⁾

Fig. 2에는 해외에서 개발된 상용 가공관의 표면이 나타나있다. 비등표면의 전열성능을 향상시키기 위해서는 기포를 안정되고 광범위하게 발생시키는 것이 필요한데 이를 위하여 비등표면에 인위적으로 미세공동을 형성한다. Fig. 2의 상용 가공관들은 평관관을 성형가공함으로써 비등 표면에 미세 공동을 형성한 관들이다.⁽²⁾ 가공전열관 표면의 미세공동의 형상은 전열성능에 중요한 변수로 최적 형상은 냉매의 종류, 냉동기의 운전 조건에 따라 달라지게 된다. 성형가공관의 경우 비등 성능에 영향을 미치는 인자로는 공동의 크기, 형상 등이 있으므로 최적 형상은 이들을 변수로 선정되어야 할 것이다. 그간 국내에서 개발된 전열관은 낮은 핀관과 Turbo-B [Fig. 2 참조] 형 전열관이다. Turbo-B는 미국 Wolverine사에서 개발한 축진관으로 낮은 핀관의 핀의 일부를 커터로 제거한 후 관 외측에서 힘을 가하여 핀의

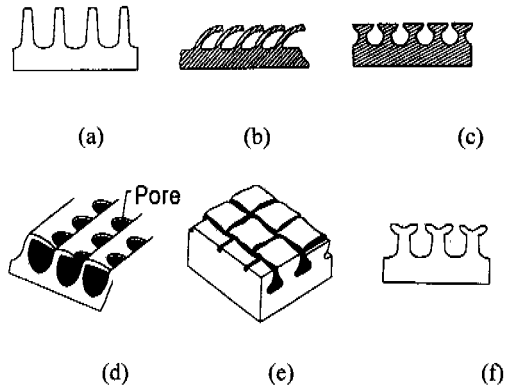


Fig. 2 Illustration of six commercially available enhanced boiling surfaces : (a) Integral-fin tube (b) Trane bent fin (c) Wieland GEWA-T (d) Hitachi Thermoexcel-E (e) Wolverine Turbo-B (f) Wieland GEWA-SE

상부를 뚫리게 하여 핀 사이에 미세공동을 형성한 관이다. 국내 가공관의 전열 성능은 외국 제품들 보다 열악한 것으로 알려져 있는데 그 이유는 전열성능에 중요한 인자인 미세 공동의 크기, 다공도등이 적절히 설계, 제작되지 않았기 때문으로 판단된다. 본 연구에서는 공동의 크기가 다른 세 종류의 Turbo-B형 전열관을 제조하고 신냉매(R-123, R-134a)에 대한 풀비등 실험을 통하여 최적 형상을 도출하고자 한다.

2. 성형가공관 시제품

성형가공관 표면의 미세 공동 형상은 비등 성능에 큰 영향을 미친다. 공동 형상에 관계되는 제원으로는 공동 상부의 gap, 공동의 높이, 공동의 폭등 여럿이 있을 수 있으나 그 중 공동 상부의 gap이 가장 중요한 인자로 알려져 있다.⁽³⁾ 이 gap을 통하여 공동 내에서 형성된 기포가 방출되고 외부에서 액체가 유입되므로 이 gap의 크기가 적절하지 않으면 원활한 비등을 기대하기가 힘들 것이다. 본 연구에서는 42 fpi (fins per inch)의 낮은 핀관의 상부를 축 방향으로 0.9 mm 깊이로 커팅한 후 롤러로 눌러 핀 사이에 미세 공동을 형성하였다. 롤러로 누르는 강도를 변화시키면 gap의 크기를 바꿀 수 있는데 이와 같이하여 gap이 0.04 mm, 0.07 mm, 0.1 mm인 세 종류의 관을 제작하였다. 이들관에 대한 확대

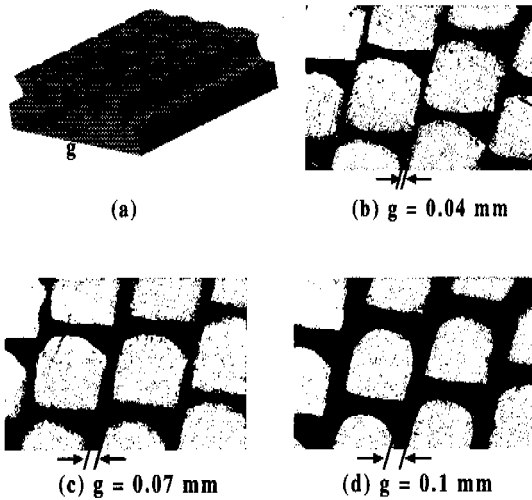


Fig. 3 Enlarged photos showing enhanced geometry: (a) general view (b) tube with 0.04 mm gap width (c) tube with 0.07 mm gap width (d) tube with 0.1 mm gap width

사진이 Fig. 3에 나타나 있다. Gap의 크기는 전열관 중 20곳을 임의로 선정하여 확대사진을 찍어 측정하였는데 $\pm 10\%$ 이내에서 균일하였고 Fig. 3에 제시된 값은 그 평균치이다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 4에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 시험부는 직경 150 mm, 길이 350 mm의 동관으로 제작되어 일단에는 시험전열관이 장착되고 다른 단에는 관측창을 설치하여 비등현상을 관측하고 수위를 계측할 수 있도록 하였다. 시험부에서 증발한 증기는 상부에 위치한 응축기에서 응축된 후 시험부 하부로 되돌아온다. 응축기는 셀-튜브형 열교환기로 관 내측에는 3RT급 항온수조로부터 공급되는 브라인이 흐르며 관 외측의 냉매증기를 응축시킨다. 실험은 터보냉동기용 증발기의 작동온도인 포화온도 4.4°C 와 상온(26.7°C)의 두 온도에서 수행되었다.

시험 전열관의 상세도가 Fig. 5에 보여진다. 전열관의 비등성능을 알기 위해서는 관벽온도를 측정하여야 한다. 관벽온도는 일반적으로 관벽 사이에 열전대를 심고 이로부터 측정된 온도를

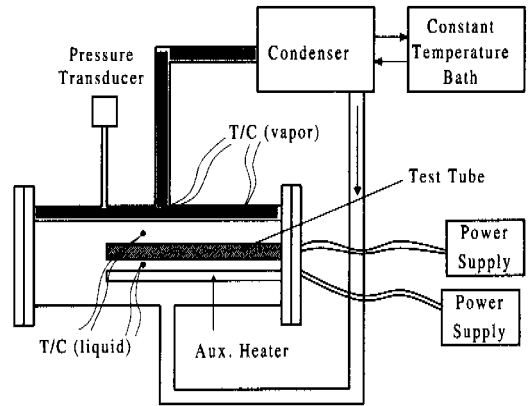


Fig. 4 Schematic drawing of the experimental apparatus

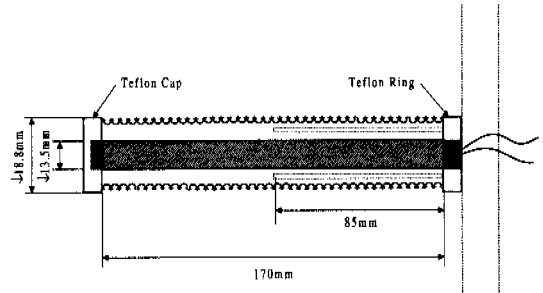


Fig. 5 Detailed sketch of the test tube

외삽하여 구한다. 하지만 실제 성형가공관의 경우는 관벽두께가 1 mm 미만으로 얇기 때문에 열전대를 심을 수가 없다. 따라서 본 연구에서는 외경 18.8 mm, 내경 13.5 mm의 동관을 성형가공하여 특별 제작하였다. 시험 전열관의 내측에는 시험 전열부에 꼭 맞는 외경 13.45 mm의 히터를 장착하였다. 히터는 발열부가 시험 전열관과 길이 방향으로 일치하도록 특별 제작하였다. 히터 삽입시 전열관과 히터 사이에는 thermal epoxy를 발라 열전달이 원활히 이루어지도록 하였다. 또한 시험 전열관의 앞 뒤는 테프론 마개와 링으로 측부 열손실이 최소화 되도록 하였다. 열전대 구멍은 시험부 상부로부터 1.3 mm 떨어진 지점에 직경 1.0 mm, 길이 85 mm로 상하좌우 네 곳에 가공되었다. 구멍에 열전대를 삽입할 때는 열전대를 thermal epoxy에 충분히 묻힌 후 삽입하여 열전대와 구멍 사이에 빈 공간이 없도록 하였다. 냉매액의 온도와 증기온도는 각각 두 곳씩 네 곳

에서 측정하였다. 액의 온도는 전열관 상하 각각 20 mm 떨어진 곳에서, 증기온도는 시험부 상부에서 측정되었는데 시험중 이 내 온도는 0.2℃ 이내에서 일치하였다. 또한 압력 트랜스듀서로 측정된 압력으로부터 환산된 포화온도와 비교하였을 때 이들은 0.3℃ 이내에서 일치하였다. 온도 측정은 직경 0.13 mm의 가는 Cu-Co 열전대로 이루어졌다.

3.2 실험방법

비등 현상은 전열표면의 상태에 매우 민감하게 반응하므로 매 실험시 표면의 상태를 일정하게 유지하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 Bergles와 Chyu(4)가 제안한 방법을 따랐다. 우선 시험 전열관을 최대 열유속(약 50 kW/m²)에서 한 시간 가량을 비등시켜 전열관과 액 중의 잔류가스를 제거한 후 열유속을 천천히 0 kW/m²까지 감소시킨다. 다음 30분간 보조히터(포화온도 26.7℃ 일 경우) 또는 냉동기(포화온도 4.4℃ 일 경우)를 사용하여 포화온도를 유지시킨다. 그 후 시험 전열관의 열유속을 천천히 증가시켜 최대 열유속까지 증가시킨다. 최대 열유속에서 정상상태가 되면 벽면 온도와 포화액, 포화증기온도 그리고 포화압력을 측정한다. 이 후 열유속을 일정량 감소시켜가며 온도와 압력을 측정한다. 열유속을 변화시킨 후 정상상태까지는 대략 5분 정도 소요되었다. 시험중 액의 수위는 전열관 상부 5 cm를 유지하도록 하였다. 시험 전열관은 시험 전 아세톤으로 깨끗이 닦은 후 실험에 임하였다. 본 실험에서 시험 전열관의 관벽온도는 관 내벽에 심은 4곳의 열전대로부터 측정된 온도를 외삽하여 구하였다. 관벽온도를 정확하게 알기 위해서는 가능한 많은 곳에서 온도를 측정하면 좋지만, 이 경우 열전대 구멍을 너무 많이 가공하면 관벽내의 열전도에 영향을 미치므로 일반적으로 서너개소 정도에서 측정한다.⁽⁵⁻⁷⁾ 관벽온도 측정시 또한가지 유의해야 할 사항은 관의 길이 방향으로의 온도 변화이다. 관 양단에서는 측부 열손실에 따라 관벽온도가 다소 내려갈 수 있다. 이를 확인하기 위하여 열전대 위치를 길이 방향으로 변화시키며 온도 변화를 측정하였는데 열전대의 위치가 열전달계수에 미치는 영향은 6% 이내로 무시할 만 하였다. 따라서 본 연구에서는 열전대를 관의 중심부에 위치하도록하고 온도를 측정하였

다. 본 실험에서 열전달계수는 다음 식으로 정의된다.

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

여기서 T_w 는 관벽 주위의 온도를 평균낸 값이고 T_{sat} 은 포화액과 증기의 온도를 평균낸 값이다. 열전달 면적 A 는 전열관의 최외각직경 D 로 정의되는 광칭면적($= \pi DL$)을 사용하였다. 실험의 오차해석을 Kline 과 McIntock⁽⁸⁾의 방법에 따라 수행하였다. 열전달계수의 오차는 열유속 40 kW/m²에서 3%, 10 kW/m²에서 7% 정도가 되었다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 평활관

실험의 신뢰도를 확인하고 성형가공관의 비교를 위하여 평활관에 대한 실험을 수행하였다. 평활관의 경우 표면을 가는 사포(입도1000)로 갈아 일정한 표면 거칠기가 되도록 하였다. 일반적으로 구리관의 표면은 검붉은 색을 띄고 있는데 이는 표면이 공기 중의 산소와 반응하여 산화막을 형성하기 때문이다. 이 표면을 사포로 갈아내면 반짝이는 구리 표면이 되는데, 이 경우 비등 성능은 산화막이 형성된 후의 비등성능과 다를 수 있다.⁽⁹⁾ 본 연구에서는 산화막의 영향을 살펴보기 위하여 사포질한 평활관에 대하여 반복 실험을 수행하였는데 시간이 갈수록 비등성능이 감소하다 수 일 후에야 일정한 값을 유지하는 것을 확인하였다. 이는 비등실험시 표면상태의 중요성을 다시 한 번 일깨워 주는 현상으로, 본 연구에서는 전열관을 상온에 일주일 가량 두어 비등표면에 충분히 산화막이 형성되도록 한 후 실험에 임하였다.

Fig. 6에 포화온도 4.4℃에서 평활관의 비등성능이 나타나있다. 이 그림은 R-11과 R-123의 열전달계수는 유사한 반면 R-134a의 열전달계수는 월등히 높음을 보여준다. 이는 R-134a의 포화압력이 높기 때문으로 여타 연구자의 보고^(5,7)와 일치하는 결과이다. 포화압력이 높으면 포화증기압선(온도-압력선도)의 기울기가 커져서 초기 비등시 요구되는 벽면과열도는 감소하게 된다. 또한 기포의 발생빈도수도 증가하여 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져있다.⁽¹⁰⁾ 평활관에서 냉매의

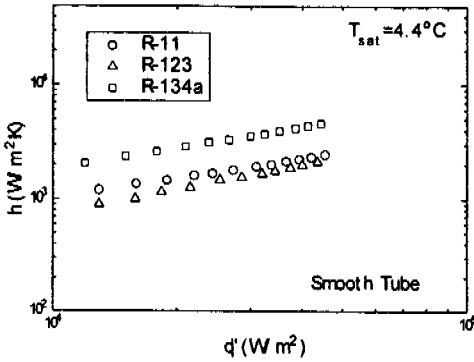


Fig. 6 Boiling heat transfer coefficient of the smooth tube at $T_{sat}=4.4^{\circ}\text{C}$

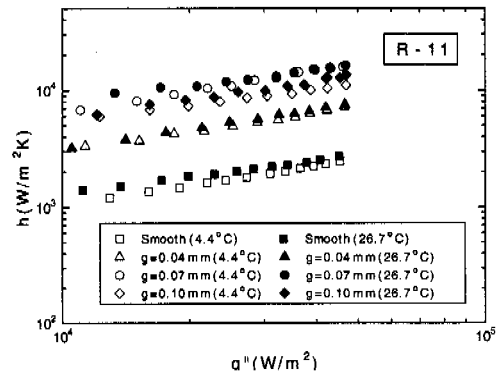


Fig. 8 A graph showing the effect of gap width for R-11

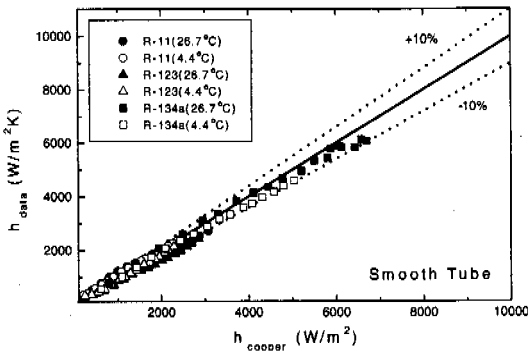


Fig. 7 Smooth tube data compared with Cooper correlation

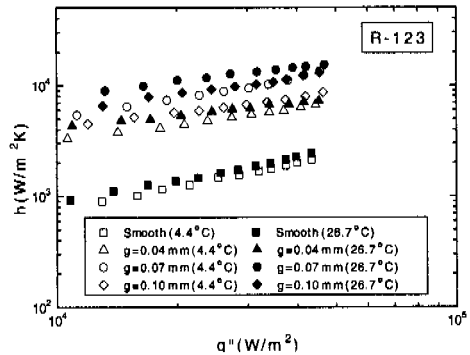


Fig. 9 A graph showing the effect of gap width for R-123

플러이드 성능을 잘 예측 하는 것으로 알려진 상관 식으로는 Stephan과 Abdelsalam,⁽¹¹⁾ Cooper⁽¹²⁾가 있다. Fig. 7에는 평활관에 대한 실험자료를 Cooper의 상관식과 비교한 결과가 나타나 있다. 이 그림은 Cooper의 상관식이 실험결과를 적절히 예측 하는 것을 보여주는데, Jung et al.⁽⁷⁾도 유사한 결과를 보고한 바 있다. Cooper의 상관식은 다음과 같다.

$$h = 90 q''^{2/3} M^{-0.5} P_{red}^m (-\log_{10} P_{red})^{-0.55} \quad (2)$$

여기서 $m = 0.12 - 0.2 \log_{10} R_p$ 이고 표면 거칠기 R_p 는 $0.3 \mu\text{m}$ 로 접촉식 표면조도측정기 (Kosaka Lab. SE 3300)를 사용하여 측정하였다.

4.2 성형가공관

공동 상부 gap이 서로 다른 세 종류의 성형가

공관에 대하여 R-11, R-123, R-134a를 사용하여 실험한 결과가 Fig. 8에서 Fig. 10에 나타나 있다. Fig. 8은 R-11을 사용했을 때 포화온도 26.7°C 와 4.4°C의 결과를 보여준다. 이 그림은 gap이 0.07mm일 때 열전달계수가 가장 높고 이보다 크거나 작으면 열전달계수는 감소함을 보여준다. 이는 gap이 너무 작으면 기포의 방출과 액체의 유입이 원활치 못하고 gap이 너무 크면 공동 내에서 기포가 충분히 퍼지기 전에 방출되어 액막 증발에 따른 열전달이 감소하기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다. Fig. 8은 또한 포화온도가 높을수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. Fig. 8에는 평활관의 결과도 나타나 있는데 성형가공관 ($g = 0.07 \text{ mm}$)은 증발기 운전조건 (포화온도 4.4°C, 열유속 40 kW/m²)에서 평활관보다 6.5 배 높은 열전달 계수를 보인다. Fig. 9에는 R-123의 결과가 나타나 있다. R-123도 R-11과 마찬가지로

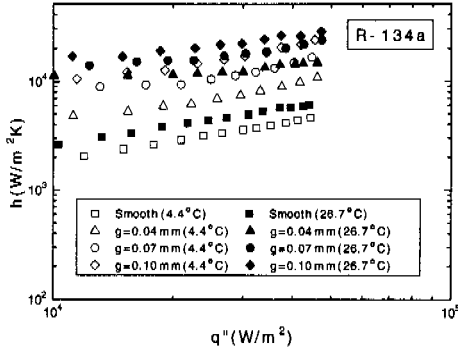


Fig. 10 A graph showing the effect of gap width for R-134a

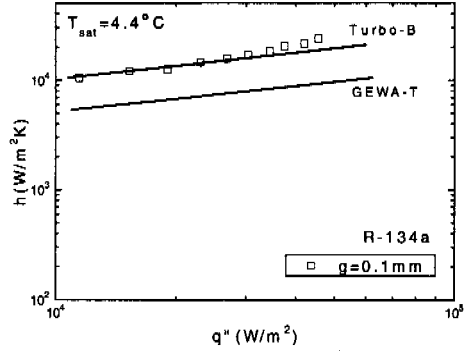


Fig. 12 Heat transfer coefficients of the present enhanced tube(g=0.1mm) compared with those of foreign products ($T_{sat}=4.4^{\circ}C$, R-134a)

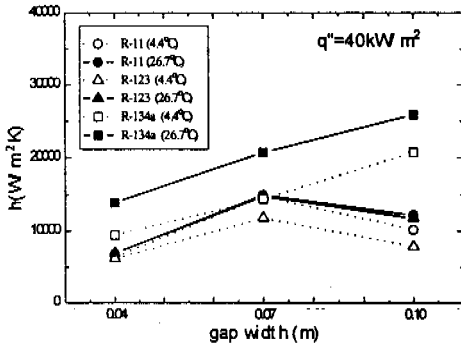


Fig. 11 A graph showing the effect of gap width for R-11, R-123 and R-134a at the heat flux 40 kW/m²

gap이 0.07 mm에서 열전달계수가 가장 높음을 보이고 포화온도가 증가할수록 열전달계수도 증가함을 보인다. 최적 전열관(g=0.07 mm)의 열전달계수는 증발기 운전조건에서 평활관의 값보다 6.0 배 크다.

Fig. 10에는 R-134a의 결과가 나타나 있다. R-134a의 경우는 R-11이나 R-123과는 달리 gap이 0.1 mm에서 열전달계수가 가장 큼을 보여준다. Gap에 따른 열전달계수의 변화는 Fig. 11에 보다 명확히 나타나 있다. 이 그림은 열유속 40 kW/m²에서의 값인데 전술한 바와 같이 R-11과 R-123의 경우는 gap이 0.07 mm에서 최대 열전달계수를 보이고, R-134a의 경우는 0.1 mm에서 가장 큰 값을 보인다. 이 그림은 또한 R-134a의 열전달계수가 R-11이나 R-123보다 큼을 보인다. 열전달계수가 크다는 것은 기포의 생성과 이탈이 보다 빈번히 이루어짐을 의미하는데

R-134a에서 최적 gap이 다소 큰 쪽으로 이동한 것은 이와 관련이 있을 것으로 사료되나 그 이유는 아직 명확치 않다. Nakayama 등⁽¹³⁾도 Thermoexel [Fig. 2(d) 참조] 관에 대한 실험에서 R-11의 최적 pore 직경 (0.1 mm)보다는 액체 질소의 최적 pore 직경 (0.12 mm)이 다소 큼을 보고한 바 있다. 액체 질소의 포화압력은 R-11의 포화 압력보다 월등히 크다. Fig. 10은 증발기 운전 조건에서 최적 전열관 (g=0.1 mm)의 열전달계수가 평활관의 값보다 5.0 배 큼을 보여준다. 본 연구에서 개발된 성형가공관의 열전달성능을 Turbo-B와 GEWA-T의 성능⁽⁵⁾과 비교한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 냉매는 R-134a이고 포화온도는 4.4°C이다. Fig. 12는 본 성형가공관의 성능이 Turbo-B와 유사하고 GEWA-T 보다는 우수함을 보여준다. 특히 높은 열유속에서 Turbo-B보다 높은 열전달계수를 보이는데 이는 Turbo-B관이 R-11을 대상으로 개발된 관으로 R-134a에서 최적 형상은 아니기 때문으로 판단된다. Fig. 12에 나타난 Turbo-B와 GEWA-T의 자료는 Webb과 Pais⁽⁵⁾의 논문에 제시된 관계식으로부터 구하였다. 그들은 열전달계수를 열유속의 함수로 커브피팅한 관계식을 보고하였는데 Table 1에 그 관계식이 나타나 있다. 평활관의 풀비등 전열성능에 대해서는 그간 많은 연구가 되어 왔고 이론적 모델, 상관식도 다수 존재한다. 하지만 성형가공관의 경우는 열유속, 물성치외에도 공동의 크기, 형상등 여러인자가 비등에 관련되므로 이에 대한 이론적 연구,^(14,15) 상관식^(16,17) 등은 제한되어 있는

Table 1 Curve fits of experimental data in the form $h = c q''^n$

Tube	refrigerant	T _{sat} =4.4℃		T _{sat} =26.7℃	
		c	n	c	n
g=0.04	R-11	20.89	0.54	16.98	0.567
	R-123	33.11	0.493	138.04	0.37
	R-134a	20.42	0.579	1584.89	0.205
g=0.07	R-11	24.55	0.604	162.18	0.427
	R-123	16.22	0.622	158.49	0.428
	R-134a	67.61	0.506	398.11	0.373
g=0.1	R-11	91.2	0.445	37.15	0.547
	R-123	64.57	0.453	51.3	0.513
	R-134a	41.69	0.586	457.09	0.381
GEWA-T	R-134a	105.5	0.423		
Turbo-B	R-134a	304.44	0.389		

형편이다. 본 연구에서는 실험자료를 열유속의 형태로 커브피팅하였고 Table 1에 그 결과를 수록하였다.

5. 결론 및 향후 연구 방향

본 연구에서는 터보냉동기용 증발기의 전열촉진관으로 개발된 성형가공관의 풀비등 성능을 여러 냉매(R-11, R-123, R-134a)에 대하여 실험하였다. 실험 결과 성형가공관의 최적 형상 (gap 간격)은 냉매에 따라 다름을 알 수 있었다. 저압 냉매인 R-11과 R-123에서는 gap 이 0.07 mm에서 최대 열전달계수가 나타나고 고압냉매인 R-134a에서는 gap이 0.1 mm에서 최대 열전달계수가 나타났다. 이들 성형가공관의 비등열전달계수는 증발기 작동 조건(포화온도 4.4℃, 열유속 40kW/m²)에서 평활관보다 R-11의 경우는 6.5 배, R-123에서는 6.0 배 그리고 R-134a에서는 5.0 배 정도 높음을 보여준다. 이는 외국의 전열촉진관들과 비교할 만한 수준이다. 또한 성형가공관에서도 평활관과 마찬가지로 냉매의 포화압력이 올라갈수록, 고압 냉매로 갈수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 에너지자원 기술개발지원센터의

1998년도 에너지 기술개발 학술진흥사업의 일환으로 수행되었습니다. 성형관은 현대기공(주)에서 제작되었습니다. 도움에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 김춘동, 이현구, 이용덕, 정진희, "R134a 터보 냉동기 성능시험 - Part 1 : 성능시험 절차," 1999, 공기조화 냉동공학회 '99 하계학술발표회 논문집, pp. 1048~1053.
- (2) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley Inter Science.
- (3) Webb, R. L., Choi, K-D., Apparao, T. R., 1989, "A Theoretical Model for Prediction of the Heat Load in Flooded Refrigerant Evaporators," *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, pt. 1, pp 326~348.
- (4) Bergles, A. E. and Chyu. M. C., 1982, "Characteristics of Nucleate Pool Boiling from Porous Metallic Coatings," *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 279~285.
- (5) 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 Trans.*, Vol. 35, No. 8, pp. 1893~1904.
- (6) Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S. and Prabhakaran, P., 1990, "Film Condensation of R-11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 229~234.
- (7) Jung, D., Kim, C-B., Song, K-H. and Lee, J-K., 1998, "Nucleate Boiling Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants," *Heat Transfer 1998, Proceedings of 11th IHTC*, Vol. 2, August 23-28, Kyungju, Korea.
- (8) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9.
- (9) Imadomeju, H. E., Hong, K. T. and Webb., R. L., 1995, "Pool Boiling of R-11 Refrigerant and Water on Oxidized Enhanced Tubes," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 2, No. 3, pp. 189~198.
- (10) Carey, V. P., 1992, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, Hemisphere Publishing Corp.

- (11) Stephan, K., and Abdelsalam, M., 1980, "Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73~87.
- (12) Cooper, M. G., 1982, "Correlations for Nucleate Boiling-Formulation Using Reduced Properties," *Physico Chemical Hydrodynamics*, Vol. 3, No. 2, pp. 89~111.
- (13) Nakayama, W., Daikoku, T., Kuwahara, H. and Nakajima, T., 1980, "Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces, Part I : Experimental Investigation," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 445~450.
- (14) Nakayama, W., Daikoku, T., Kuwahara, H. and Nakajima, T., 1980, "Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces, Part II : Analytical Modelling," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 451~456.
- (15) Chien, L-H., Webb, R. L., 1998, "A Nucleate Boiling Model for Structured Enhanced Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 14, pp. 2183~2195.
- (16) Nishikawa, K. Ito, T. and Tanaka, K., 1983, "Augmented Heat Transfer by Nucleate Boiling at Prepared Surfaces," *Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference*, Vol. 1, pp. 387~393.
- (17) Ayub, Z. H. and Bergles, A. E., 1987, "Pool Boiling from GEWA Surfaces in Water and R-113," *Wärme-und-Stoffübertragung*, Vol. 21, pp. 209~219.