

〈논 문〉

좁은 수평 환형 Crevice에서의 증발열전달촉진에 관한 연구

배 상 철* · 김 증 수**

(1995년 9월 18일 접수)

Study on Enhancement of Evaporating Heat Transfer in Narrow Horizontal Annular Crevices

S. C. Bae and J. S. Kim

Key Words : Narrow Annular Crevice(좁은 환형 틈), Capillary Phenomena(모세관 현상), Bubble Pumping Force(기포 펌핑력), Flow Regimes(유동 양식), Turbulence Promoter(난류 촉진체)

Abstract

This study is intend to improve flow pattern within evaporator, which is low quality and low mass flux, by installing narrow horizontal annular crevice so that enhance heat transfer coefficient. The motive, which made to study heat transfer enhancement by using narrow annular crevice, came from capillary phenomena and pumping force of generating vapor on refrigerant boiling. Tests were run about 5 models of turbulence promoter with CFC-12, in the range of evaporating temperature (15 °C), mass flux(50 to 100 kg/m²s), heat flux(3.4 to 6.7 kW/m²), quality (0.1 to 0.5). It is observed that flow pattern within evaporator is changed closely to semi-annular flow or annular flow, of which refrigerant liquid is reached to the upper side of tube by using narrow annular crevice. When the narrow annular crevice is installed in the evaporator tube, local heat transfer coefficient is generally more improved than that of smooth tube. That fact is according to observed result of flow pattern. It is learned that narrow annular crevice has more efficiency at a low mass flux. At the TP-5, enhancement of heat transfer rate is about 170 % compare to that of smooth tube on a low mass flux(50 kg/m² s), and it is about 134 % on a high mass flux(100 kg/m²s), so that we know that it is on a very high condition.

기 호 설 명

A : 전열면적 (m²)
 d : 시험부 직경 (m)
 G : 질량속도 (kg/m²s)
 h_{fg} : 증발잠열 (kJ/kg)
 l : 시험부 길이 (m)
 ΔP : 시험부 입출구의 압력손실 (kPa)
 Q : 전열량 (kW)

q : 열유속 (kW/m²)
 R : 저항 (Ω)
 T : 온도 (°C)
 TP : 난류촉진체
 V : 전압 (Volt)
 W : 냉매순환량 (kg/h)
 x : 건도

첨자

a : 공기

*부산수산대학교 대학원 냉동공학과

**회원, 부산수산대학교 냉동공학과

Ave.	: 평균
exp	: 팽창밸브
i	: 내경
IN	: 입구
L	: 국소
l	: 액냉매
ML	: 평균
OUT	: 출구
pre	: 예열기
sat	: 포화상태
s	: 평활관
ts	: 시험부
v	: 증기냉매
wall	: 관 내표면
w	: 물

그리스문자

α	: 열전달률 (W/m^2K)
μ	: 점성계수 ($\mu Pa \cdot s$)
ρ	: 밀도 (kg/m^3)
σ	: 표면장력 (mN/m)

1. 서 론

일반적으로 산업용 및 건물용 대형 냉동 공조장치의 증발기뿐만 아니라 가정용 에어컨 및 냉장고의 증발관내의 냉매 흐름은 기액 2상류⁽¹⁾로서 관내의 위쪽으로는 증기냉매가 흐르고, 관 아랫부분으로는 액냉매가 분리되어 흐르는 층상류나 파상류의 영역이 전체 증발관 길이의 절반 이상을 차지하고 있다⁽²⁾. 특히, 냉매의 질량속도 약 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 건도 0.5 이하의 영역에서는 층상류 및 파상류가 대부분을 차지하고 있다. 이와 같이 관내의 윗부분에 증기냉매만이 흐르는 층상류 및 파상류 영역에서는 액냉매가 증발관내의 상부 벽을 적시지 못하기 때문에 증발 열전달률이 매우 나쁘다. 그 결과 냉동 공조장치용 열교환기의 설계자들은 전열관의 길이를 길게 결정 함으로써 관내의 압력손실 증대, 압축기의 소요동력 증가, 장치의 COP 감소, 증발기의 중량과대 및 공간 사용 효율의 감소 등 많은 문제점을 초래하게 되는 사례가 많다.

따라서, 본 연구에서는 증발관내의 저질량속도, 저건도 영역의 열전달률을 촉진시키기 위하여, 좁은 틈 사이에서 액체가 상승되는 모세관 현상

(capillary phenomena)과 냉매 비등시 발생하는 기포의 펌핑 효과(bubble pumping effect)에 착안하여, 전열관 내의 상부 벽면까지 액냉매로 적실 수 있는 좁은 환형 틈(narrow annular crevice)⁽³⁻⁵⁾을 형성하는 몇 종류의 난류촉진체(turbulence promoter)를 개발하고, 이의 기하학적 최적 형상을 찾기 위하여 유동양식의 관찰 및 원주 방향의 국소 열전달률을 조사하였으며, 난류촉진체를 설치한 관의 열전달 촉진율을 알기 위하여 평활관의 유동양식 및 열전달률의 측정 결과와 비교·검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 압축기, 응축기, 팽창 밸브 및 증발기로 구성된 기본 냉동 사이클이다. 실험장치에서 냉매는 시험부에서 측정이 끝난 후 증발기 출구에 설치된 포스트 히터(post heater)에서 과열증기 상태로 되어 압축기로 흡입된 후 압축되어 수냉식 응축기로 보내진다. 응축된 액냉매는 유량계에서 일정한 유량으로 조절되어 팽창 밸브에서 증발압력까지 팽창시킨 후에 예열기에서 입구 건도를 조절하여 시험구간으로 보내진다. 냉매유량은 무단변속기로 압축기의 회전수를 변화시켜 조절하였으며, 유량계의 니들밸브로 미세 조정하였다.

본 실험에서는 작동유체로 CFC-12를 사용하였으며, 증발온도 15°C , 질량속도 $50, 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $3.4, 6.7 \text{ kW/m}^2$, 건도 $0.1 \sim 0.5$ 의 조건에서 실험을 실시하였다.

시험구간의 전후에 각각 증발관내의 냉매의 흐름 상태를 관찰할 수 있도록 하기 위하여 내경 19.8 mm , 외경 23 mm 의 파이렉스(Pyrex) 유리관을 설치하였고, 시험 전열관은 내경 19.8 mm 동관을 사용하였다. 관내의 포화온도 측정용의 쉬스 타입(sheath type) 열전대 및 포화압력 측정용의 압력공을 시험 전열관의 입·출구에 각각 1개소씩 설치하였고, 관내 벽면온도 측정용의 T type 열전대로 24개소에 설치하였다. 관 외부에는 일정 간격으로 전기저항 히터 선을 감아서 열유속이 일정하도록 가열하였으며, 그 외부에는 유리섬유 및 우레탄 폼 단열재로 충분히 단열을 하였다.

실험치의 정리에 있어서 액냉매와 증기냉매의 물성치는 전열공학자료⁽⁶⁾와 일본냉동협회의 냉매 물

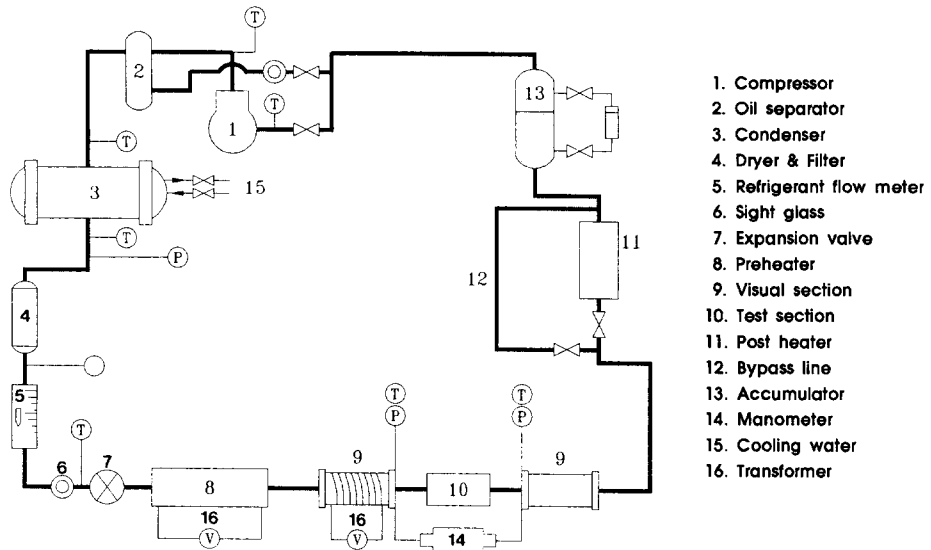


Fig. 1 Schematics of experimental apparatus

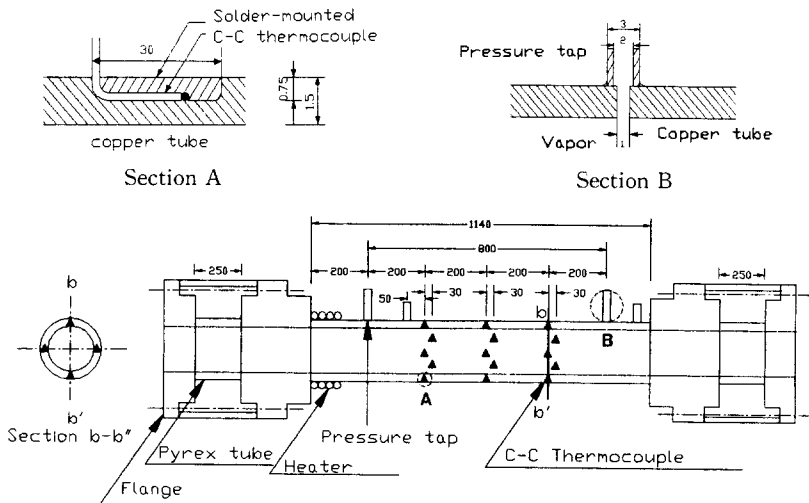


Fig. 2 Details of test section

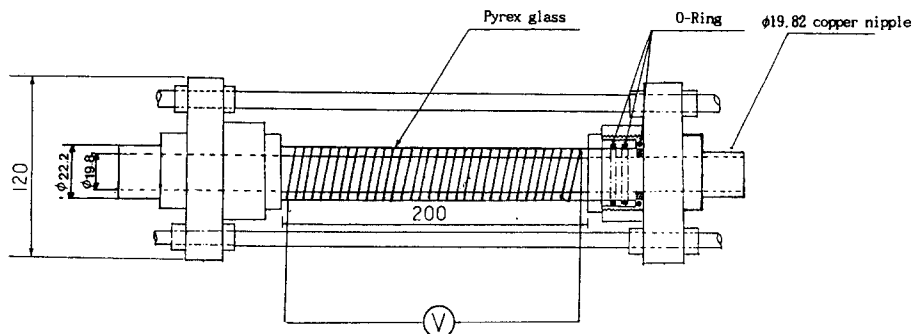


Fig. 3 Test section of flow visualization

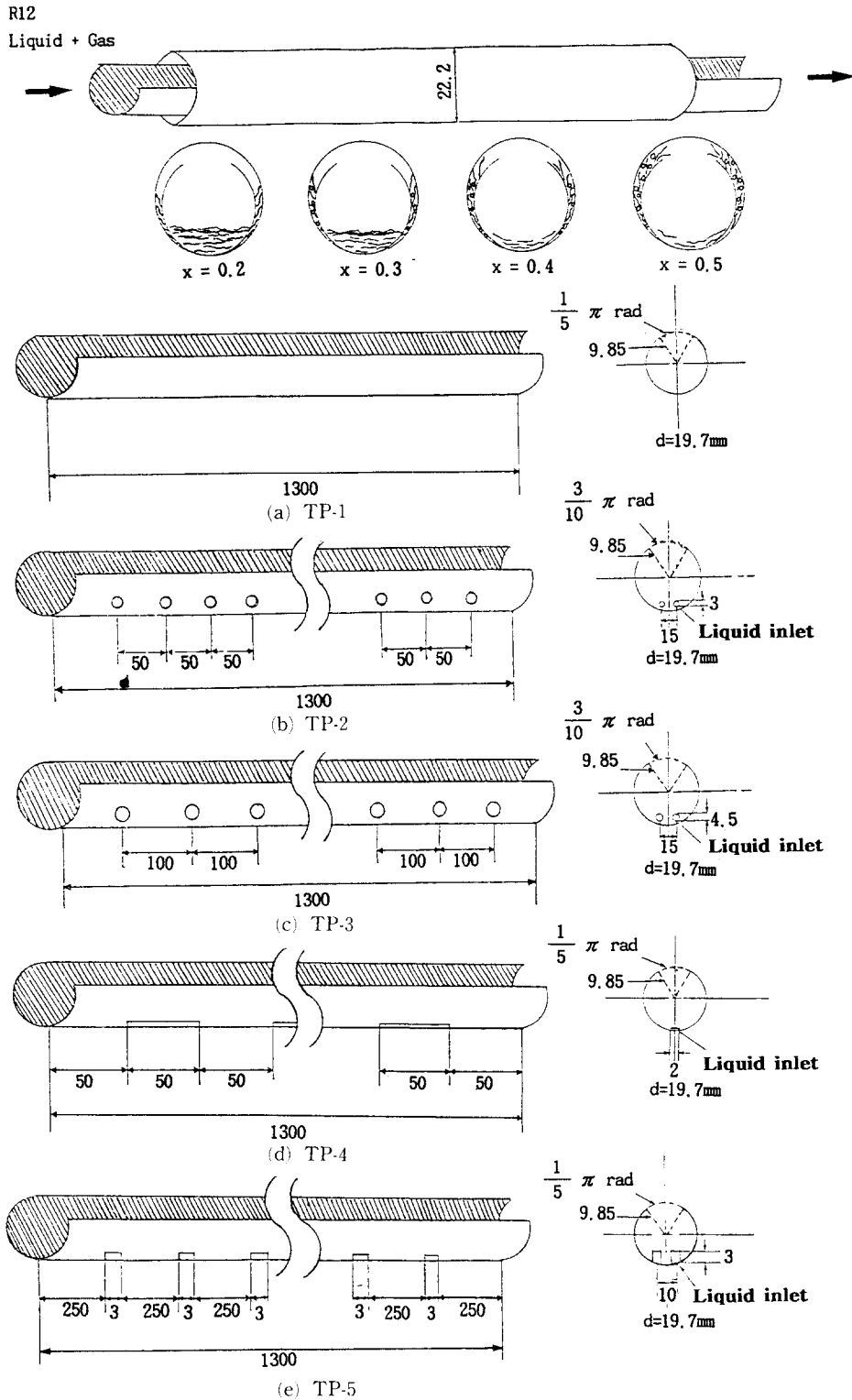


Fig. 4 Specification of various annular turbulence promoters

Table 1 Specifications of insert turbulence promoter models

Turbulence promoter diameter (mm)	Open degree of turbulence promoter	Shape and distance (mm) of liquid inlets	Insert turbulence promoter model No.
19.7	$3\pi/10$	none	TP-1
19.7	$3\pi/10$	circle (50)	TP-2
19.7	$3\pi/10$	circle (100)	TP-3
19.7	$\pi/5$	rectangle (50)	TP-4
19.7	$\pi/5$	rectangle (250)	TP-5*

* Model TP-5 is installed liquid inducing plate (3×4 mm) inside liquid supplying hole

성치표⁽⁷⁾를 이용하였다. 모든 측정은 냉매의 유량 및 증발압력이 일정하게 유지되는 정상상태하에서 실시하였으며, 모든 측정온도는 데이터 로그(data logger)와 컴퓨터를 이용하여 20초 간격으로 3회 측정하고 그 평균치를 실험 정리에 사용하였다.

Fig. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것으로, 내경 19.8 mm, 길이 1140 mm의 수평평화동관을 사용하여 만들었다. 먼저 시험부 관벽온도 측정용 열전대를 설치한 뒤, 그 위에 직경 1mm의 전기저항 열선을 간격없이 촘촘히 감아 열유속이 일정하게 공급되도록 하였으며, 유리솜 및 폴리우레탄폼으로 충분히 단열을 하였다. 또한, 유입구간의 영향을 배제하기 위하여 시험구간 전에 길이 2300 mm의 직관부를 설치해서 예열기로 사용하였다. 관벽온도 측정을 위한 열전대는 관길이 방향 200 mm 간격으로 3 개소, 관 원주 방향 $\pi/4$ 라디안(rad) 간격으로 8 개소, 총 24 개소에 설치하여 측정하였고, 포화증발온도는 시험부 출구에 지름 1 mm의 씨스타입 T형 (sheath type) 열전대로 측정하였다. 측정된 포화증발온도는 정도 0.1급의 브로돈관식 압력계로 측정하여 온도로 환산한 값과 ± 0.1 °C 이내에서 잘 일치하였다.

Fig. 2(a), (b)는 관내벽온도 측정을 위해 설치한 열전대 부착방법 및 압력공 (pressure tap) 설치의 상세도를 나타낸 것이다. 증발관 내벽면온도 측정점은 관의 외표면으로 부터 0.75 mm 길이에서 지름 0.2 mm의 T형 열전대를 은납 용접하는 방법으로 설치하였다.

Fig. 3은 냉매 유동상태의 관찰을 위해 시험부 전후에 길이 250 mm의 파이렉스 유리관(Pyrex glass tube) 가시화부를 설치한 상세도이다. 파이렉스

스 유리관(Pyrex glass) 외측에 가열을 위해 $\phi 0.5$ mm의 열선을 5 mm 등간격으로 감았고, 관내의 냉매 유동상태는 비디오 카메라 및 접사 카메라로 촬영하여 분석하였다.

2.2 환형 난류촉진체의 형상

Fig. 4는 증발관 내에 삽입하는 환형 틈(annular crevice)을 형성하는 난류촉진체의 상세도를 나타낸 것이며, 정확한 사양은 Table 1에 나타내었다. 난류촉진체는 두께 0.25 mm의 동판으로 제작하여 사용하였으며, 시험부 증발관(내경 19.8 mm)과 동심원이다. 난류촉진체를 시험부에 설치할 때는 증발관 하부에 편심 집속하도록하였으며, 난류촉진체 상부의 일부($\pi/5$ rad, $3\pi/10$ rad)를 잘라내고 약간 구부러 상부의 개구부 선단에서 증발관과 난류촉진체 사이의 틈이 2 mm 이하가 되도록하였다. 난류촉진체는 자체 무게 및 유체의 표면장력에 의해서 고정되며, 냉매의 흐름에 의한 떨림 현상 등은 발생하지 않았다.

Table 1에 나타낸 난류촉진체들 중 TP-1과 같이 액공급구가 없는 형상에 대한 실험을 행한 결과, 유동양식 관찰에서 흐름 하류에 액부족 현상이 발생되는 것을 확인할 수 있었다. 이에 따라 열전달률 저하현상이 발생할 것으로 예측하고 여러 가지 형상의 액공급구를 설치한 난류촉진체를 검토하여 고성능 난류촉진체를 개발하고자 하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 유동양식

증발관내의 기액 2상류의 흐름은, 유동상태, 유

로조건 및 유량의 조건에 따라 매우 복잡한 양상을 띠게 된다. 유동양식은 증발관내의 열전달률 특성 및 압력손실 특성과 밀접한 관계를 가지고 있으며, 주어진 조건하에서 어떤 흐름 상태인가를 파악하는 것은 2상류의 해명을 위한 기본적인 사항이다.

Fig. 5는 Scott에 의해 수정된 Baker의 유동양식 선도상에 관찰된 평활증발관의 유동양식을 나타낸 것으로 양축의 ξ 와 φ 는 본 실험에 사용한 R-12, 물, 공기 열물성치에 의해 정해지는 무차원 계수로 식 (1), (2)와 같다.

$$\xi = [(\rho_v / \rho_a) (\rho_l / \rho_w)]^{1/2} \quad (1)$$

$$\varphi = (\sigma_w / \sigma) [(\mu_l / \mu_w) (\rho_w / \rho_l)^2]^{1/3} \quad (2)$$

여기서,

- $\rho_v : 38.792 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_a : 1.260 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_l : 1304.2 \text{ kg/m}^3$
- $\sigma_w : 73.21 \text{ mN/m}$
- $\mu_l : 197.0 \text{ } \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$
- $\mu_w : 1085.3 \text{ } \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$

Fig. 5 중의 파선은 각 질량속도에 있어서 건도 변화시의 관계를 나타내고, 상부의 횡축은 건도를 나타낸다. 본 실험 조건인 질량속도 $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 저질량속도 영역에서는 주로 관상부에는 증기냉매가 흐르고, 관하부 쪽에는 액냉매가 흐르는 층상류와 파상류의 유동상태만이 관찰되었으며, 수정된 Baker 선도상에 나타난 유동양식과 잘 일치되고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 6는 평활관과 환형 난류촉진체를 설치한 증발관의 유동양식을 나타낸 사진이다. 사진에 나타

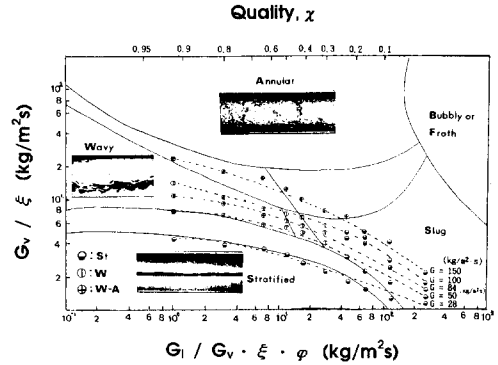
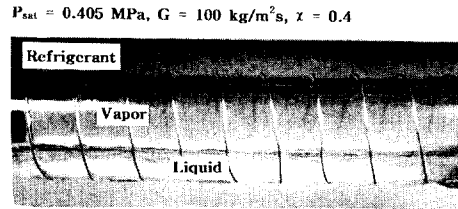
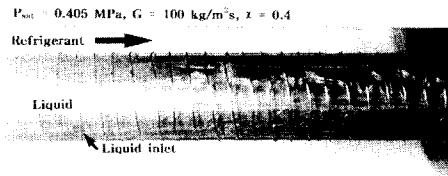


Fig. 5 Comparison of observed flow regimes with modified Baker's flow regime map



(a) Smooth tube



(b) TP-5

Fig. 6 Observed flow regimes in the smooth tube and TP-5

Table 2 Effect of annular crevice

Liquid level height of non-heating (mm)	Liquid level height of heating (mm)	Liquid level height of capillary force (mm)	Insert turbulence promoter model No.
3.6	4.35	2.87	smooth tube
11.23	13.2		TP-1
5.9	15.2		TP-2
8.5	18.4		TP-3
10.3	16.2		TP-4
11.23	19.8		TP-5

넌 환형의 난류촉진체는 다섯 가지 난류촉진체 중 유동양식의 개선효과가 가장 우수한 것으로 관찰된 TP-5이다. 증발관에 난류촉진체를 설치할 경우, 냉매의 흐름 상태는 평활관과는 달리 관상부까지 액냉매가 공급되는 반환상류(semi-annular flow) 및 환상류(annular flow)에 가까운 유동양식으로 개선되었다. 이때 난류촉진체와 접촉하는 증발관 하부에서 격렬한 기포발생현상이 관찰되었고, 액냉매도 증발관 벽을 따라 높이 상승되었다. 이와 같은 환형의 틈 내에서의 기포발생 현상과 액면상승 현상의 원인으로 생각하는 것은 비등시 발생하는 기포(bubble)의 펌핑력(pumping force)과 좁은 틈새에서 일어나는 모세관 현상이며, 이런 현상이 열전달률 촉진에도 크게 기여할 것으로 기대한다.

3.2 증발 열전달률

열전달률과 건도의 산정에 있어서 예열기와 시험부의 정확한 가열량 계산은 매우 중요하다.

본 실험에서는 정확한 가열량 계산을 위해서 실험장치를 운전하여 시험부에 순수 냉매 CFC-12를 흘리면서 완전 증발이 되도록 히터 입력을 준 후, 이 히터 입력값과 팽창 밸브 출구에서 완전증발까지의 건도차와 냉매유량을 곱하여 구한 입열량을 비교·검토하였다. 양 결과가 ±1% 미만의 오차를 가지며 잘 일치하여 실험장치가 충분히 단열되어 있는 것을 확인할 수 있었다. 따라서, 가열량은 식 (3)에 의해서 구하였다.

$$Q = \frac{V^2}{R} \tag{3}$$

시험부의 열유속은 식 (4)를 사용하여 계산하였다.

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\phi d_i l} \tag{4}$$

그리고, 시험부 입구 건도 x_{IN} 및 출구 건도 x_{OUT} 는 식 (5) 및 (6)에 의해 구하였다.

여기서 x_{exp} 는 팽창 밸브에서 등 엔탈피 변화한다고 가정하고, 냉매의 과냉도, 냉매의 증발, 응축 포화압력을 측정하여 P-h 선도상에서 구하였다.

$$x_{IN} = x_{exp} + \frac{Q_{pre}}{W \times h_{fg}} \tag{5}$$

$$x_{OUT} = x_{IN} + \frac{Q_{ts}}{W \times h_{fg}} \tag{6}$$

시험 구간 입구 건도는 예열기 출구 건도와 같으

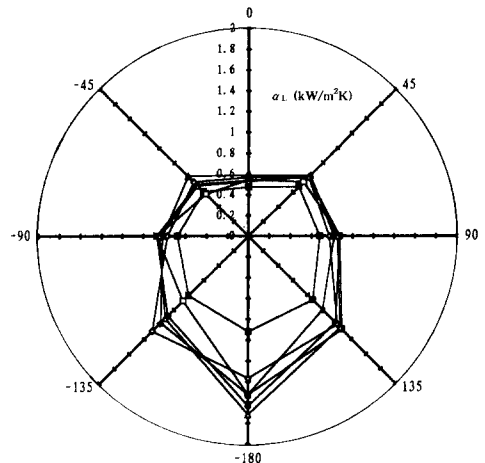
며, 시험구간에서 건도의 변화는 시험 구간에서의 에너지 평형으로부터 구하였다. 작동유체의 열물성치는 시험부 유동냉매의 포화증발압력에 상당하는 포화온도로부터 구하였다.

3.2.1. 원주방향 국소열전달률

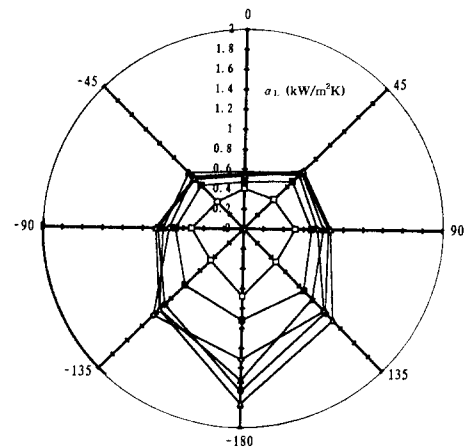
시험부의 원주방향 국소열전달율은 식 (7)에 의하여 산출하였다.

$$\alpha_x = \frac{q}{T_{wall} - T_{sat}} \tag{7}$$

Fig. 7(a)는 $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $x=0.2$ 조건일 때



(a) $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$, $x=0.2$



(b) $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$, $x=0.5$

- : Smooth Tube ◇ : TP - 3
- : TP - 1 ▲ : TP - 4
- : TP - 2 △ : TP - 5

Fig. 7 Local heat transfer coefficient of radial direction

의 원주방향 국소 열전달률을 레이더 차터상에 나타낸 그래프이다. 평활관에 비해서, 환형의 난류촉진체를 설치하였을 때 원주방향 각 점의 국소 열전달률이 전반적으로 향상되는 것을 알 수 있으며, 이는 유동양식의 관찰 결과와도 잘 일치하고 있다. 특히, 관상부보다 관하부에서 열전달률이 크게 상승하였다. 이는 난류촉진체를 설치했을 때, 관하부와 난류촉진체 사이에 매우 좁은 환형 틈이 형성되어, 액막이 더 얇아지므로 기포발생이 용이하게 되어 나타나는 현상⁽⁸⁾과 난류촉진체가 증발관 하부와 접촉하여 증발관의 내부 흰 역할을 하는 현상 때문이라 생각한다.

Fig. 7(b)의 $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $x=0.5$ 조건에서 액공급구가 없는 TP-1의 국소 열전달률이 평활관보다 매우 나빠지는 특이한 현상을 나타내고 있다. 이렇게 액공급구가 없을 경우에는 난류촉진체 내측과 외측의 냉매 흐름이 완전히 분리되어지므로, 관벽과 난류촉진체 사이의 틈에 액냉매 공급이 되지 않아 드라이아웃(dryout) 현상이 생기며, 이와 같은 현상은 유동양식 관측시에도 나타났다.

3.2.2 원주방향 평균 열전달률

원주방향 평균 열전달률 α_{M} 을 계산할 때, 관내 벽면도는 원주방향의 8개소 온도의 산술평균치를 사용하였다.

Fig. 8은 건도의 변화에 따른, 평활관과 각 종의 환형 난류촉진체를 설치한 경우의 원주방향 평균 열전달률의 변화를 나타낸 것이다. 원주방향 평균 열전달률은 실험 범위의 모든 건도 내($x=0.2\sim 0.5$)에서 평활관보다 뚜렷하게 증가하는 경향을 보이고 있다. Yao 등⁽⁸⁾이 실시한 좁은 환형 틈

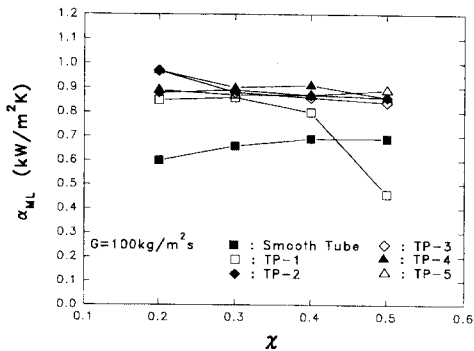


Fig. 8 Average heat transfer coefficient of radial direction vs. quality

내의 풀비등(pool boiling) 실험 결과에 따르면 틈이 2mm에서 그 이하로 감소할수록 더 효과적인 핵비등전열이 되어 열전달률이 증가하는 것으로 나타났다. 틈이 2mm 이하인 환형 난류촉진체를 설치한 본 실험결과도 평활관보다 환형 난류촉진체를 설치했을 때의 증발 열전달률이 증가한 것으로 나타나서 Yao 등⁽⁸⁾의 실험결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

예외적으로, 액냉매 공급구가 없는 TP-1의 건도 0.5에서 평활관보다 원주방향 평균 열전달률이 감소하는 현상을 나타내고 있는데, 이는 증발관과 환형 난류촉진체 사이의 틈에 액냉매의 공급이 원활하지 않아서 액냉매 부족 현상이 발생되기 때문이다.

Fig. 9는 각 형상 난류촉진체에 대한 열전달촉진율을 비교하기 위하여 각 건도에 대한 열전달률의 산술평균치를 평활관을 기준(1로 봄)으로 하여 나타낸 것이다. 질량속도가 적은 $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우가 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 보다 열전달촉진율이 120% 정도 좋으며, TP-3, TP-5의 경우가 평활관보다 170% 정도 상승됨을 알 수 있다. 또한 질량속도가 큰 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 TP-2, TP-3, TP-4 및 TP-5가 열전달촉진율 134% 정도로서 비슷한 결과를 보였다. 따라서 본 환형 난류촉진체는 질량속도가 적은 범위에서 더욱 효과가 크다는 것을 알 수 있으며, 본 연구에서 개발한 난류촉진체 중에서는 저질량속도와 고질량속도에서 모두 효과가 큰 TP-3과 TP-5가 가장 우수한 것으로 나타났다. Jensen 등⁽⁴⁾이 대기압 하, 내부 전기 가열면에서 물의 포화핵비등을 실험하여 틈 열전달률이 일반핵비등보다 230% 정도 크다고 한 실험결과보다는 본 실험의 열전달촉진율이 조금 작게 나타났다.

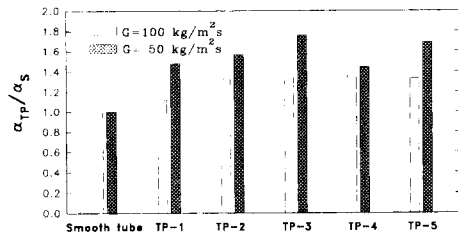


Fig. 9 Comparison of enhancement rate of heat transfer coefficient in each turbulence promoters with smooth tube

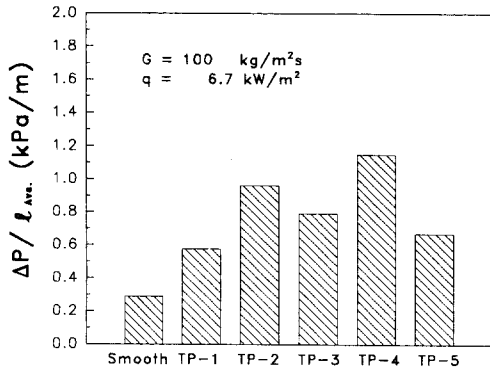


Fig. 10 Average pressure drop vs. turbulence promoters

3.3 압력손실

Fig. 10은 질량속도 100 kg/m²s, 열유속 6.7 kW/m²의 조건에 난류촉진체 설치했을 때, 건도 0.2~0.5 사이의 평균압력손실을 나타낸 것이다. 이때 평활관의 압력손실은 0.3 kPa/m 정도로 측정되었으며, 난류촉진체를 설치하면 평활관보다 압력손실이 증대되는 것을 알 수 있었다. 특히, TP-2 및 TP-4와 같이 환형 난류촉진체에 액공급구를 짧은 간격으로 조밀하게 설치하면 다른 난류촉진체보다 압력손실이 더 커지며, 앞선 유동양식의 관찰에서도 유동양식의 개선에 큰 도움이 되지 않는 것을 확인할 수 있었다. TP-3과 TP-5 난류촉진체가 압력손실면에서도 우수한 것을 알 수 있었으나, TP-5의 압력손실이 TP-3보다 조금 더 적게 나타났다.

4. 결 론

냉동·공조장치용 증발관내에서 열전달율이 나쁜 증상류 및 파상류영역의 냉매의 흐름 상태를 개선하여 열전달률을 촉진시키기 위하여, 좁은 환형 틈(narrow annular crevice)을 형성하는 몇 개의 난류촉진체(turbulence promoter)를 고안하고, 좁은 틈 내에서 일어나는 냉매의 유동양식의 관찰 및 증발열전달률에 대하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

① 환형 틈 내의 냉매 유동양식은, 평활관의 증상류 및 파상류영역이 모세관 현상(capillary phenomena)과 냉매 비등시 발생하는 기포의 펌핑력(bubble pumping force)에 의하여 전열관내의

상부 벽면까지 액냉매로 적실 수 있는 반환상류(semi-annular flow) 및 환상류(annular flow)에 가까운 유동양식으로 개선되었다.

② 관 내에 환형의 난류촉진체를 설치하였을 때 원주방향 각 점의 국소 열전달률이 전반적으로 향상되는 것을 알 수 있으며, 이는 유동양식의 관찰 결과와도 잘 일치하고 있다. 특히, 관상부보다 관 하부에서 열전달률의 상승폭이 높은데, 이는 난류촉진체를 설치했을 때, 관하부와 난류촉진체 사이의 환형 틈이 관상부와 난류촉진체 사이의 틈보다 더 작으므로 액막이 더 얇아 기포발생이 용이하게 되어 나타나는 현상⁽⁸⁾으로 생각한다. 또, 난류촉진체가 증발관 하부와 접촉하여 증발관의 내부 흰 역할을 하는 것도 관하부 열전달률 상승폭이 관상부보다 더 큰 원인으로 생각한다.

③ 환형 난류촉진체는 질량속도가 작은 범위에서 더욱 효과가 크게 나타났다. TP-3, TP-5의 경우, 질량속도가 작은 50 kg/m²s일 때 평활관에 비교하여 열전달촉진율이 170% 정도이고, 질량속도가 큰 100 kg/m²s에서는 134% 정도로 매우 높은 상태를 알 수 있다. 그러나 압력손실까지 고려하면, 방해판(3×4mm)을 250 mm 마다 설치한 형상의 TP-5 난류촉진체가 가장 우수하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 92년도 특정기초연구 및 포항공대 AFERC의 연구비 지원으로 이루어진 것이며 관계자에게 감사드립니다.

참고 문헌

- (1) Chaddock, J. B., 1976, "Influence of Oil Refrigerant Evaporator Performance, ASHRAE Transactions," Vol. 82, pp. 476~486
- (2) 植田辰洋, 1986, "氣液二相流," 太和出版社
- (3) Yao, S. C. and Chang, Y., 1983, "Critical Heat Flux of Vertical Narrow Annuli with Closed Bottoms," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 192~195
- (4) Jensen, M. K., Cooper, P. E. and Bergles, A. E., 1976, "Boiling Heat Transfer and Dryout in Restricted Annular Geometries," Aiche 16th National Transfer Conference, Paper No.

- AICHE-14, pp. 205~213
- (5) Yao, S. C. and Chang, Y., 1983, "Critical Heat Flux of Convective Freon-113 in Very Narrow Annulii," *ASME paper No. 83-HT-10*, 21st *National Heat Transfer Conference*, Seattle, WA, July, pp. 24~28
- (6) 日本機械學會, 1986, "傳熱工學資料," p. 349
- (7) 日本冷凍協會, 1981, "R12冷媒熱物性值表," pp. 12~17
- (8) Hung, Y. H. and Yao, S. C., 1985, "Pool Boiling Heat Transfer in Narrow Annular Crevices," *Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 656~662