

전열촉진관군의 순수냉매 강제대류비등

김내현[†] · 정호종* · 조진표* · 최국광**
 (2001년 5월 19일 접수, 2001년 8월 31일 심사완료)

Forced Convective Boiling of Pure Refrigerants in a Bundle of Enhanced Tubes

Nae-Hyun Kim, Ho-Jong Jeong, Jin-Pyo Cho and Kuk-Kwang Choi

Key Words : Structured Enhanced Tube(전열촉진관), Pore, Gap, Forced Convective Boiling(강제대류비등), Bundle(관군), R-123, R-134a

Abstract

In this study, convective boiling tests were conducted for enhanced tube bundles. The surface geometry consists of pores and connecting gaps. Tubes with three different pore sizes ($d_p = 0.20, 0.23$ and 0.27 mm) were tested using R-123 and R-134a for the following range: $8 \text{ kg/m}^2\text{s} \leq G \leq 26 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $10 \text{ kW/m}^2 \leq q_0 \leq 40 \text{ kW/m}^2$ and $0.1 \leq x \leq 0.9$. The convective boiling heat transfer coefficients were strongly dependent on heat flux with negligible dependency on mass flux or quality. For the present enhanced geometry (pores and gaps), the convective effect was apparent. The gaps of the present tubes may have served routes for the passage of two-phase mixtures, and enhanced the boiling heat transfer. The convective effect was more pronounced at a higher saturation temperature. More bubbles will be generated at a higher saturation temperature, which will lead to enhanced convective contribution. The pore size where the maximum heat transfer coefficient was obtained was larger for R-134a ($d_p = 0.27$ mm) compared with that for R-123 ($d_p = 0.23$ mm). This trend was consistent with the previous pool boiling results. For the enhanced tube bundles, the convective effect was more pronounced for R-134a than for R-123. This trend was reversed for the smooth tube bundle. Possible reasoning is provided based on the bubble behavior on the tube wall. Both the modified Chen and the asymptotic model predicted the present data reasonably well. The RMSEs were 14.3% for the modified Chen model and 12.7% for the asymptotic model.

기호설명

A_{min} : 관군에서 최소유동면적 [m^2]
 b : 마찰계수 상관식에서 Reynolds 수의 지수
 d : 관경 [m]
 d_p : pore 직경[m]
 F : 이상대류 곱셈자
 g : 중력 [m/s^2] 또는 gap 간격 [m]

G : A_{min} 에 근거한 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
 h : 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_b : 관군에서 대류비등열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_l : 액상 대류열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_{nb} : 풀비등 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_{nbb} : 관군내 단관가열시 풀비등열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_{nbs} : 단관의 풀비등 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]
 H_t : 터널높이 [m]
 j_g : 걸보기 기체속도 [m/s]
 j_l : 걸보기 액체속도 [m/s]
 k_l : 액체의 열전도도 [W/mK]
 m : Nusselt 수 상관식의 Reynolds 수 지수
 n : 점근모델의 차수

[†] 책임저자, 회원, 인천대학교 기계공학과
 E-mail : knh0001@incheon.ac.kr
 TEL: (032)770-8420 FAX: (032)770-8410

* 인천대학교 대학원 기계공학과
 ** 인천대학교 기계공학과

- N : 실험자료수
- Nu_l : Nusselt 수 [= $h_c d / k_f$]
- P_f : 횡 핏치 [m]
- P_{p1} : 원주방향 pore 핏치 [m]
- P_{p2} : 인접 pore 핏치 [m]
- Pr_l : 액체 Prandtl 수
- Pr_w : 벽면온도에서의 액체 Prandtl 수
- q'' : 열유속 [W/m^2]
- Re_l : Reynolds 수 [= $\frac{dG(1-x)}{\mu}$]
- S : 핵비등 억제인자
- T_{sat} : 포화온도 [K]
- T_w : 관벽온도 [K]
- W_i : 터널폭 [m]
- x : 건도
- X_{tt} : Martinelli 인자
- ρ_l : 액체밀도 [kg/m^3]
- ρ_g : 증기밀도 [kg/m^3]
- μ_l : 액체의 동점성계수 [kg/ms]
- μ_g : 기체의 동점성계수 [kg/ms]
- ϕ_i^2 : 이상마찰 곱셈자
- σ : 표면장력 [N/m]

1. 서론

최근들어 관군의 비등 열전달에 대한 관심이 높아지고 있다. 평활관군의 경우 관군의 비등성능이 단관보다 월등한 것으로 알려져 있다.⁽¹⁻³⁾ 이는 관군에서 이상류 흐름에 따른 대류효과 때문인데 열유속이 높아지면 핵비등이 지배적 영향을 미쳐 관군의 열전달계수는 단관의 값에 접근하게 된다. 원이 부착된 관군에서도 유사한 경향이 보고된바 있다.^(4,5) 전열촉진관의 경우 이러한 경향은 명백하지 않다. Table 1 에 전열촉진관에 대한 그간의 연구가 관군의 비등 열전달계수(h_b)와 단관의 풀비등

열전달 계수(h_{nb})의 비가 관군인자로 나타나 있다. 관군인자는 이상류에 의한 대류효과를 의미한다.

Table 1 은 GEWA-SE 나 GEWA-K 와 같은 gapped tube 는 관군인자가 1.0 보다 크고 porous coated tube 는 관군인자가 대략 1.0 임을 보여준다. Turbo-B 와 같은 pored tube 의 경우, Memory 등⁽⁷⁾은 1.0 보다 큰 관군인자를 얻은 반면 Gupte 와 Webb⁽⁶⁾은 1.0 근처의 값을 얻었다. Table 1 은 gap 이 대류효과에 있어서 중요한 역할을 함을 암시하는데 gap 사이로 이상류가 흐르면 비등 열전달이 촉진되리라 예상된다. Fig. 1 에는 전열촉진 형상에 대한 개략도가 나타나 있다.

최근에 국내에서 Pore 와 gap 이 공존하는 전열촉진관이 개발되었다. Fig. 2 에는 전열 표면의 확대사진이 나타나 있다. 이 관의 풀비등 성능은 Kim 과 Choi⁽⁹⁾에 의하여 연구되었는데 그들은 이 관의 풀비등 성능이 기존 pored tube 와 유사함을 보고하였다. 또한 그들은 최적 pore 크기가 냉매에 따라 달라짐도 밝혀내었다. 하지만 이 관들로 이루어진 관군의 관군인자는 아직 알려진바 없다. 하지만 촉진형상이 gap 을 포함하는 것으로 미루어 볼 때 관군인자가 1.0 보다 크리라 예상된다.

본 연구에서는 pore 의 크기가 다른 세 종류의 관군 비등실험을 통하여 pore 의 크기가 관군비등에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 실험은 열유속, 질량유속, 건도를 함수로 광범위한 데이터를 얻고 이 자료를 기존 관군비등 모델과 비교함으로써 그 적용 가능성도 검토한다.

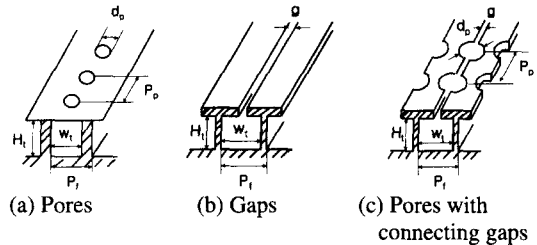


Fig. 1 Characteristic dimension of structured enhanced tubes

Table 1 Previous studies on the bundle effect of enhanced tube bundles

Tubes	Tube Classification	Refrigerant	$T_{sat}(8C)$	Bundle factor(h_b/h_{nb})		Reference
				Low q'' (10~20 kW/m ²)	High q'' (30~50 kW/m ²)	
GEWA-SE	Gaps	R-134a	4.4	>1.0	≈ 1.0	Gupte & Webb ⁽⁶⁾
			26.7	>1.0	≈ 1.0	Gupte & Webb ⁽⁶⁾
GEWA-K	Gaps	R-114	2.2	>1.0	>1.0	Memory et al. ⁽⁷⁾
			2.2	>1.0	>1.0	Memory et al. ⁽⁷⁾
			26.7	≈ 1.0	≈ 1.0	Gupte & Webb ⁽⁶⁾
Turbo-B	Pores	R-114	2.2	>1.0	>1.0	Memory et al. ⁽⁷⁾
			4.4	≈ 1.0	≈ 1.0	Gupte & Webb ⁽⁶⁾
			26.7	≈ 1.0	≈ 1.0	Gupte & Webb ⁽⁶⁾
Porous coated	-	R-114	2.2	≈ 1.0	≈ 1.0	Memory et al. ⁽⁷⁾
			47.6	≈ 1.0	≈ 1.0	Fujita et al. ⁽⁸⁾

Table 2 Geometric dimensions of the sample tubes

No.	d_p (mm)	g (mm)	P_{p1} (mm)	P_{p2} (mm)	P_f (mm)	H_i (mm)	W_i (mm)
1	0.20	0.04	0.71	0.374	0.605	0.54	0.25
2	0.23	0.07	0.71	0.384	0.605	0.54	0.25
3	0.27	0.10	0.71	0.400	0.605	0.54	0.25

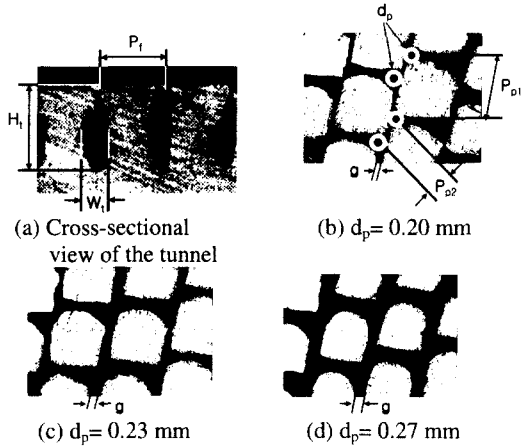


Fig. 2 Enlarged photos showing the present enhanced geometry (a) cross-sectional view of the tunnel (b) tube with $d_p = 0.20$ mm (c) tube with $d_p = 0.23$ mm (d) tube with $d_p = 0.27$ mm

2. 시험 전열관

본 실험에서는 Kim 과 Choi⁽⁹⁾가 폴비등 시험에 사용한 전열관과 동일한 전열관을 사용하였다. Fig. 2에 표면형상이 나타나 있다. 이 전열관들은 낮은 환관(1654 fins per meter, 1.3mm fin height)의 상부에 작은 notch를 내고 전조가공하여 제작된다. pore의 크기는 전조가공시의 롤러의 간격을 조절하여 변화시켰다. 제작된 표면형상은 삼각형 pore를 가지고 있고 pore들이 gap으로 연결된 형태를 취하고 있다. Table 2에는 전열표면의 기하학적 크기가 나타나 있다. pore의 크기는 삼각형 공동을 내접하는 원의 직경으로 정의하였는데 전열면 확대 사진으로부터 약 20 곳을 측정, 평균값을 사용하였다. pore와 gap의 크기는 610% 내에서 균일하였다.

3. 실험장치와 시험방법

실험장치와 시험방법은 김종원 등⁽¹⁰⁾에 자세히 기술되어 있으므로 본 논문에서는 주요사항만 간

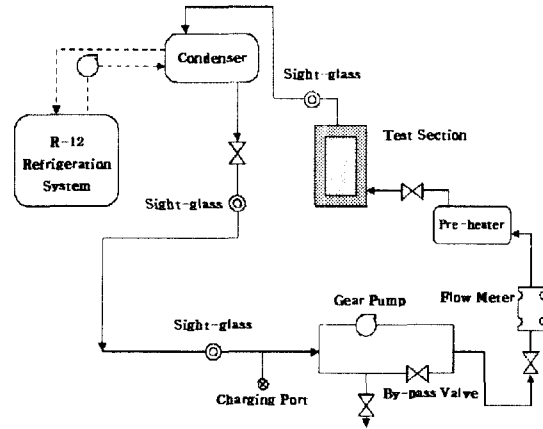


Fig. 3 Schematic drawing of the experimental apparatus

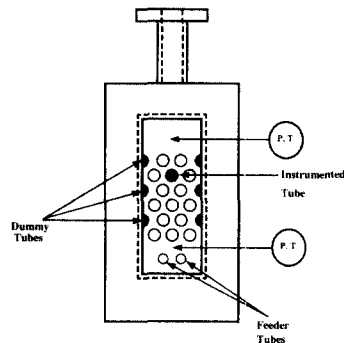


Fig. 4 Detailed drawing of the test section

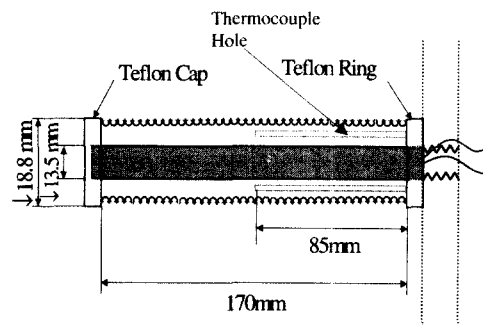


Fig. 5 Detailed sketch of the instrumented tube

단히 서술하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 3에 시험부의 상세도는 Fig. 4에 나타나있다. 본 실험장치와 시험부는 Gupte와 Webb⁽⁶⁾의 실험장치와 유사하게 제작되었다. 냉매는 예열기에서 건도가 조절된 후 시험부 하부로 유입된다. 시험부에서 전열관들로부터 열을 받아 건도가 증가한 냉매는 상부의 응축기로 유입된다. 응축기로는 7.5kW 용량의 헬-튜브형 열교환기를 병렬로 연결하여 사용하였다. 응축기 관내로는 SRT 급 항온조로부터 공급되는 저온의 브라인이 순환한다. 응축된 냉매는 드라이어와 필터를 거쳐 기어펌프로 유입된다. 기어펌프와 예열기 사이에는 질량유량계가 설치되어 냉매 유량을 계측한다. Fig. 4에 시험부 상세도가 나타나 있다. 시험부는 6열의 관군으로 구성되는데 각 전열관에는 카트리지 히터가 장착되어 소요 열량을 공급한다. 위로부터 두 번째 열의 중간에 위치한 전열관에는 열전대를 삽입하여 벽면온도를 측정하였다. 시험부 측면에는 전열관과 같은 외경의 dummy tube를 용접하여 시험부내 유동이 실제 상황을 모사하도록 하였다. 시험부 하부에는 외경 9.5mm의 냉매 공급관이 장착되어 있다. 냉매 공급관 상부에는 직경 3mm의 구멍이 6.5mm 간격으로 가공되어 있어 이 구멍으로부터 냉매가 공급된다. 냉매 공급관으로부터 시험 전열관까지는 5열의 관군이 있으므로 유동은 충분히 발달하리라 예상된다.

Fig. 5는 열전대가 장착된 시험 전열관 상세도를 보여준다. 본 연구에서는 관벽에 열전대를 심기 위하여 외경 18.8mm 내경 13.5mm의 전열축진관을 특별 제작하였다. 전열관 내측에는 외경 13.45mm의 히터를 장착하였다. 히터는 발열부의 길이가 전열관의 길이와 같도록 특별 제작하였고 전열관과 히터 사이에는 thermal epoxy를 발라 열전달이 원활히 이루어지도록 하였다. 또한 시험 전열관 앞뒤에는 테프론 마개와 링을 설치하여 측부 열손실을 최소화하였다. 열전대 구멍은 시험부 상부로부터 1.3mm 떨어진 지점에 직경 1.0mm로 전열관의 중간까지(깊이 85mm) 상하좌우 네 곳에 가공하였다. 또한 열전대 삽입시는 thermal epoxy를 충분히 발라 열전대와 구멍 사이에 빈공간이 없도록 하였다. 히터의 한쪽 끝은 나사 가공을 하였고 시험부의 플랜지에는 탭을 내어 히터가 핏치 23.8mm의 정삼각형 배열을 이룰 수 있도록 하였다.

냉매의 온도는 시험부 상하 두 곳에서 측정하였다. 온도 측정부위에서 압력도 측정하였는데 압력으로부터 환산된 포화온도와 측정온도는 0.3℃ 이내에서 일치하였다. 온도는 직경 0.13mm의 가는 Cu-Co 열전대를 사용하여 측정하였다.

실험은 R-123과 R-134a을 사용하여 4.4℃와 26.7℃의 두 포화온도에서 수행되었다. R-123의 경우는 실험장치의 응축기 용량이 4.4℃를 유지하지

못하여 26.7℃에서만 실험을 수행하였다. 실험범위는 질량유량 8 kg/m²s에서 26 kg/m²s, 열유속 10 kW/m²에서 40 kW/m², 그리고 건도 0.1에서 0.9로 건도, 열유속, 질량유속 순으로 그 크기를 감소시키며 수행하였다.

열전달계수는 다음식으로 계산된다.

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

여기서 T_w 은 관벽온도를 평균낸 값이고 T_{sat} 은 시험전열관 위치에서의 포화온도로 시험부 상하부에서 측정된 값을 내삽하여 결정하였다. 실험시 이상류의 압력손실로 인하여 시험부 상부의 포화온도는 하부의 포화온도보다 많게는 0.5℃까지 작은 값을 나타내었다. 따라서 본 연구의 열전달계수는 시험부 위치에서의 국소값이다. 시험부 내에서 냉매의 건도는 전열관군을 통한 열유입으로 인하여 흐름방향으로 증가한다. 본 논문에서 기술된 건도는 시험전열관 위치에서의 국부적 건도로 시험부 입구에서의 건도와 하부 전열관군에서의 열유입량으로부터 결정된다.

실험시 온도측정의 오차는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 열유속의 오차는 $\pm 0.5\%$, 질량유속의 오차는 $\pm 1\%$, 건도의 오차는 $\pm 2\%$ 가 되었다. Klime과 McChinTock⁽¹¹⁾의 제안에 따라 열전달 계수에 대한 오차해석을 수행하였는데 40 kW/m²에서는 $\pm 2\%$, 10 kW/m²에서는 $\pm 8\%$ 가 되었다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 관군내 단관폴비등

관군 대류 비등 시험 전, 관군내에서 시험전열관에만 열을 공급하여 폴비등 실험을 수행하였다. 시험부를 포화 상태로 유지하기 위하여 미량의 열(약 0.2kW)이 예열기에 공급되었는데 이 값은 폴비등 성능에 영향을 미치지 않았다. Fig. 6에 본 실험의 자료(h_{nbb})가 Kim과 Choi⁽⁹⁾가 단관에서 수행한 폴비등 열전달계수(h_{nbs})와 비교되어 있다. 그림 내의 기호설명에서 첫 번째 숫자는 pore의 크기를, 두 번째 숫자는 냉매를 그리고 세 번째 숫자는 포화온도를 나타낸다. Fig. 6은 $d_p=0.20\text{mm}$, R-134a, $T_{sat}=4.4^\circ\text{C}$ 의 자료가 약 25%의 차이를 보일 뿐 대부분의 자료가 $\pm 20\%$ 내에서 일치함을 보여준다. Gupte와 Webb⁽⁶⁾은 그들의 관군 단관 실험자료를 단관 폴비등 실험자료⁽¹¹⁾와 비교한 바 있는데 대부분 $\pm 25\%$ 내에서 일치함을 보고하였다. 하지만 어떤 관들(GEWA-SE와 Turbo-B)은 50%까지도 차이가 났는데 그 이유는 명확치 않다.

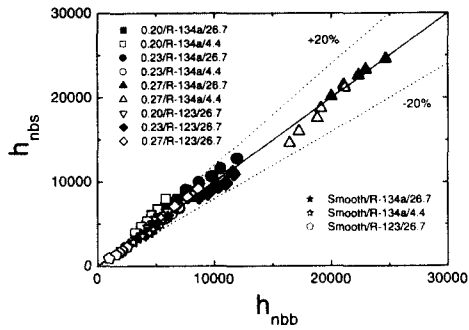


Fig. 6 The present pool boiling data (one heated tube in a bundle) compared with those by Kim and Choi⁽⁹⁾(single tube in a pool)

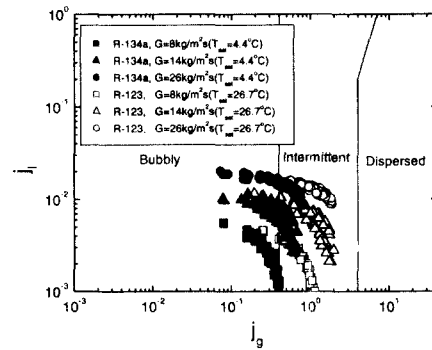
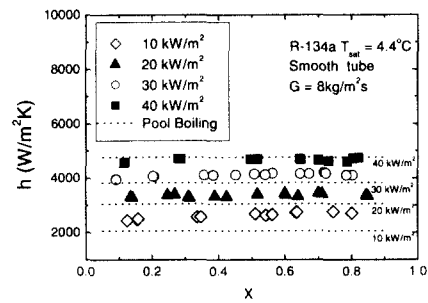
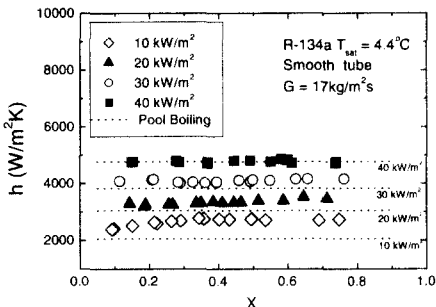


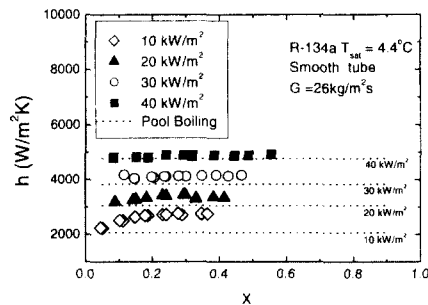
Fig. 8 The present convective boiling data compare with the flow regime map of Ulbrich and Mewes⁽¹²⁾



(a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$

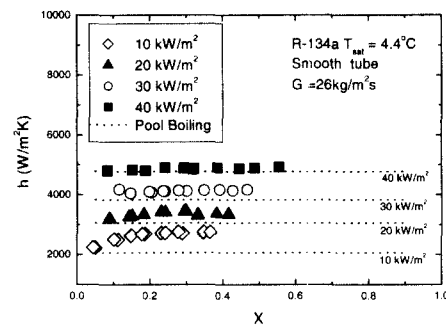


(b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$

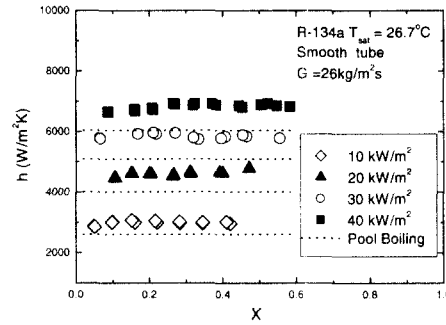


(c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 7 Convective boiling heat transfer coefficient of the smooth tube bundle for R-134a at $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$: (a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$, (b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$, (c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$



(a) $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$



(b) $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$

Fig. 9 Convective boiling heat transfer coefficient of the smooth tube bundle for R-134a at $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$: (a) $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$, (b) $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$

4.2 평활관군에서의 대류비등

평활관군에서의 R-134a 실험결과는 김종원 등⁽¹⁰⁾이 보고한 바 있다. 본 연구에서는 R-123에 대한 실험을 추가로 수행하였다. 시험전열관은 Kim 과 Choi⁽⁹⁾가 풀비등시 사용한 전열관을 그대로 사용하였다. Fig. 7에 R-134a, 포화온도 4.4°C에 대한

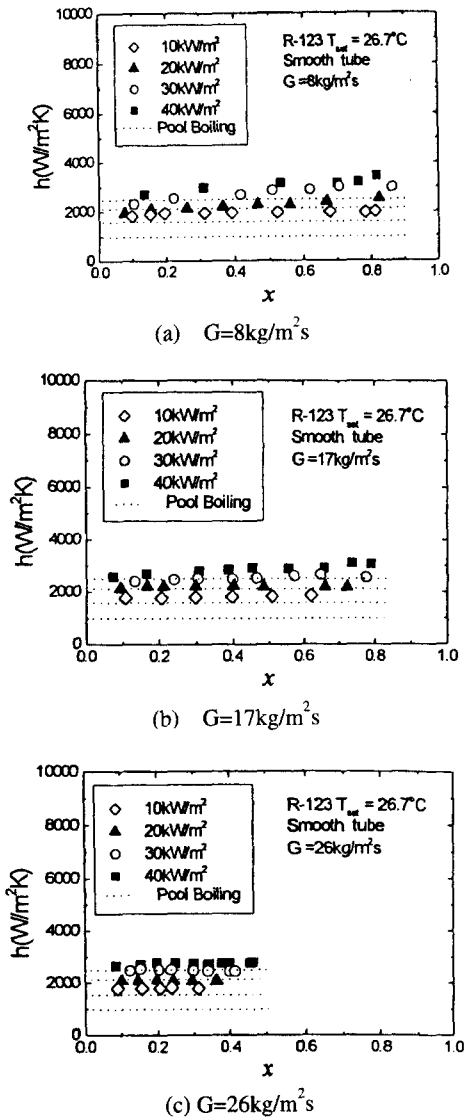


Fig. 10 Convective boiling heat transfer coefficient of the smooth tube bundle for R-123 at $T_{sat}=26.7$: (a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$, (b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$, (c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$

결과가 나타나 있다. 각 그림에는 점선이 나타나 있는데 이 점선은 본 실험장치에서 수행한 풀비등 열전달 계수(h_{nbb}) 값이다. Fig. 7 은 열유속이 증가할수록 열전달계수가 증가하고 건도에는 거의 무관함을 보여준다. 단지 질량유속이 큰 경우 ($G=26\text{kg/m}^2\text{s}$) 낮은 열유속($q''=10\text{kW/m}^2$)에서 건도가 증가할수록 열전달계수가 다소 증가한다. 관내 비등에서는 건도 0.8 에서 0.9 까지는 열전달계수가 증가하는데 그 이유는 건도가 증가할수록 관벽의 액막이 얇아지기 때문으로 알려져 있다. 또한 Fig.

7 은 낮은 질량유속, 높은 열유속에서 열전달계수가 풀비등 값과 유사함을 보인다. 이는 높은 열유속에서는 핵비등이 지배적이어서 대류효과가 상대적으로 미미하기 때문으로 판단된다. Fig. 8 에 본 실험의 자료를 Ulbrich 와 Mewes⁽¹³⁾의 유동선도에 나타내었다. Fig. 8 은 본 실험 자료가 기포류나 천이영역에 속함을 보이는데 이는 본 실험 중 찍은 유동사진 판독결과와도 잘 일치하였다. Ulbrich 와 Mewes 의 연구는 물과 공기를 사용하여 관군에서 수행되었는데 그들의 연구 중 특이할만한 사항은 환상류가 전혀 관측되지 않았다는 것이다. 관군에서 열전달계수가 건도에 거의 무관한 이유는 이와 같은 유동형태와 관련이 있는 것으로 사료된다. Ulbrich 와 Mewes 의 선도는 물과 공기를 사용한 것이므로 냉매를 사용한 유동양식선도와 비교를 하는 것이 좀더 바람직하지만 아직 그런 유동양식 선도는 개발되지 않았다. Fig. 7 은 질량 유속의 영향 또한 미미함을 보여주는데 관군 비등의 경우 높은 질량 유속에서 열유속이 낮은 경우에 유속의 영향이 나타난다고 알려져 있다.⁽¹⁴⁾ 본 연구의 질량유속은 $8\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 $26\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 터보냉동기의 작동범위⁽⁶⁾를 고려하여 선정되었다.

Fig. 9 에는 질량유속 $26\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 포화온도 26.7°C 의 실험자료와 4.4°C 의 자료가 비교되어 있다. 두 그림 모두 열유속과 건도에 대하여 유사한 경향을 보인다. Fig. 9 는 포화온도가 높을수록 열전달계수가 커짐을 보이는데 이는 단관 풀비등의 열전달계수가 포화온도가 높을수록 증가하기 때문⁽⁹⁾으로 판단된다. Fig. 10 에는 R-123 에 대한 실험자료가 나타나 있다. R-123 의 경우는 실험 장치의 제한으로 인하여 26.7°C 에서만 실험이 수행되었다. Fig. 10 은 R-134a 와 마찬가지로 열전달계수가 낮은 열유속을 제외하고는 열유속과 건도에 거의 무관함을 보여준다. 낮은 열유속에서는 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하였다.

관군에서 대류효과에 의한 전열 증진율은 관군 인자(h_b/h_{nbb} : 대류비등 열전달계수/풀비등 열전달계수)로 정의할 수 있는데 Table 3 에 그 값들이 나타나 있다. 여기서 h_b 는 건도에 대하여 평균한 값이고 h_{nbb} 는 본 실험장치에서 계측된 풀비등 열전달계수이다. Table 3 은 평활관군의 경우 관군인자가 1.0 보다 크고 질량유속에는 크게 영향을 받지 않음을 보여준다. 또한 관군인자는 열유속이 낮을수록 증가함을 보이는데 이는 낮은 열유속에서는 대류의 영향이 상대적으로 커지기 때문으로 판단된다. R-134a 와 R-123 의 관군인자를 비교해 보면 R-123 의 관군인자가 큼을 알 수 있다. 전열 촉진 관군의 경우는 이와 반대의 결과가 나타났는데 다음절에 그 이유가 고찰되어 있다

Table 3 Summary of bundle factors of the present study

Tube	Refrigerant	T _{sat} (8C)	G (kg/m ² s)	Bundle factor (h _v /h _{nbb})					Enhancement factor (h _{b,e} /h _{b,p})
				10 (kW/m ²)	20 (kW/m ²)	30 (kW/m ²)	40 (kW/m ²)	avg	
Smooth	R-134a	4.4	8	1.27	1.10	1.07	0.98	1.11	-
			17	1.29	1.09	1.07	1.00	1.11	
			26	1.27	1.09	1.07	1.02	1.11	
	26.7	26	1.15	1.15	1.15	1.13	1.14		
	R-123	26.7	8	2.00	1.42	1.30	1.24	1.49	
			17	1.87	1.40	1.19	1.15	1.40	
26			1.86	1.32	1.18	-	1.45		
d _p = 0.27mm	R-134a	4.4	8	1.09	1.13	1.10	1.04	1.09	5.61
			17	-	1.08	1.02	1.01	1.04	4.98
			26	1.21	1.14	1.11	1.06	1.13	5.79
	26.7	26	-	1.19	1.14	1.17	1.17	4.80	
	R-123	26.7	8	1.16	1.07	1.03	-	1.09	3.16
			17	1.19	1.09	1.02	-	1.10	3.38
26			1.18	1.09	1.05	1.05	1.09	3.50	
d _p = 0.23mm	R-134a	4.4	26	1.30	1.14	1.05	1.07	1.14	1.96
		26.7	26	1.28	1.13	1.05	1.09	1.14	2.21
	R-123	26.7	26	1.02	1.03	1.01	1.03	1.02	4.77
d _p = 0.20mm	R-134a	4.4	26	1.26	1.15	1.13	1.16	1.17	1.45
		26.7	26	1.33	1.25	1.33	1.26	1.29	1.57
	R-123	26.7	26	1.15	1.09	1.06	1.01	1.08	2.48

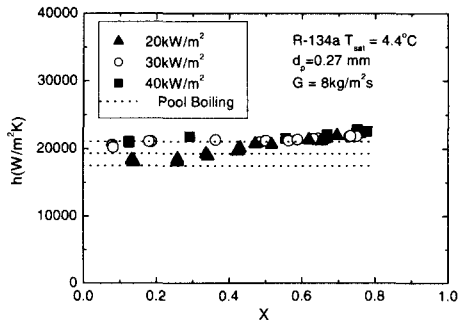
4.3 전열 촉진관군의 대류비등

Pore의 크기가 다른 세 종류(d_p=0.20mm, 0.23mm, 0.27mm)의 전열 촉진관군에 대하여 두 종류의 냉매(R-123, R-134a)를 사용하여 두 포화온도(4.4°C, 26.7°C)에서 실험을 수행하였다. Fig. 11은 pore가 가장 큰 관군(d_p=0.27mm)에 대한 실험결과이다. 포화온도는 4.4°C이고 냉매는 R-134a를 사용하였다. 이 그림도 평활관군과 유사하게 낮은 열유속을 제외하고는 질량유속과 건도의 영향이 미미함을 보여준다. Fig. 12에는 질량유속 26 kg/m²s에서 포화온도 26.7°C의 실험자료와 4.4°C의 실험자료가 비교되어있다. 역시 평활관군과 유사하게 포화온도가 높을수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. Fig. 13에는 R-123에 대하여 포화온도 26.7°C에서 수행한 실험자료가 나타나 있는데 마찬가지로 질량유속과 건도의 영향은 미미함을 보여준다.

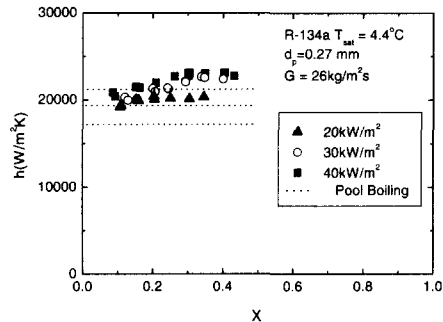
Fig. 14와 15에는 pore 크기의 영향이 나타나 있다. Fig. 14에는 R-134a에 대하여 포화온도 4.4°C, 질량유속 26 kg/m²s에서 수행한 실험결과가 나타나 있다. Fig. 14는 pore가 가장 큰 경우(d_p=0.27mm) 열전달계수가 가장 큼을 보여주는데

폴비등의 실험⁽⁹⁾에서도 동일한 결과를 얻었다. Fig. 15에는 R-123에 대한 실험결과가 나타나 있다. R-123의 경우는 R-134a와는 달리 중간 크기의 pore(d_p=0.23mm)에서 열전달계수가 가장 크게 나타났는데 이도 폴비등 실험결과⁽⁹⁾와 일치한다. 이러한 경향은 Fig. 16에 좀더 명확하게 보여진다. Fig. 16에는 열전달계수가 pore 직경의 함수로 나타나 있는데 관군비등의 경우와 폴비등의 경우가 매우 유사한 경향을 보임을 알 수 있다. 냉매 물성치가 pore 크기에 미치는 영향은 Kim과 Choi⁽⁹⁾에 의하여 검토되었다. 그들은 환산압력이 클수록(R-134a가 R-123보다 큼) 열전달 성능이 증가하고 따라서 최적 pore의 크기가 증가한다고 보고하였다. Table 3에는 전열촉진관군에 대한 관군인자도 나타나 있는데 관군인자가 1.0보다 큼을 보여준다. 본 연구에서 사용된 전열촉진 형상은 pore와 gap으로 구성되어 있다.

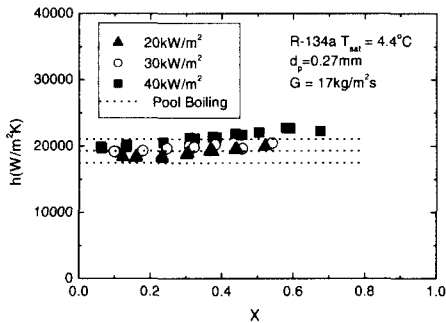
Gupte와 Webb⁽⁶⁾은 pore로만 구성된 Turbo-B에 대하여 관군인자가 1.0보다 크지 않음을 보고한바 있는데 본 연구의 전열촉진관에서는 관군인자가 1.0보다 크게 나타났다. 이는 본 전열촉진관



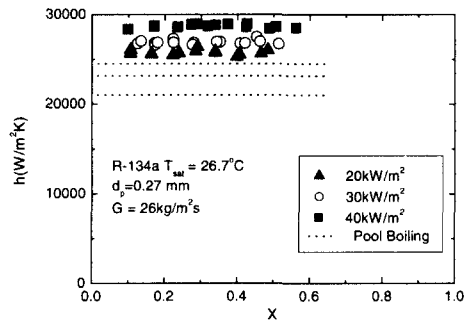
(a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$



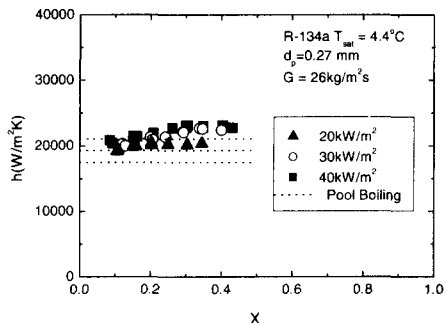
(a) $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$



(b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$



(b) $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$



(c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 11 Convective boiling heat transfer coefficient of the enhanced tube bundle ($d_p = 0.27\text{mm}$) for R-134a at $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$:(a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$, (b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$, (c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$

표면에 형성된 gap 사이로 이상류가 흐르며 열전달이 촉진된 것이 아닌가 사료된다.

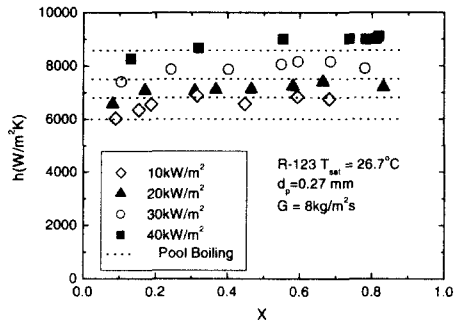
포화온도 26.7°C 와 4.4°C 의 관군인자를 비교하여 보면 포화온도가 높을수록 관군인자가 커짐을 알 수 있다. 포화온도가 커질수록 풀비등성능이 증가하는데⁽⁹⁾ 기포 형성이 더욱 왕성해지고 따라서 대류효과가 크게 나타나는 것으로 판단된다. R-123과 R-134a의 관군인자를 비교해보면 R-134a의 관군인자가 큼을 알 수 있는데 이는 평활관군과는

Fig. 12 Convective boiling heat transfer coefficient of the enhanced tube bundle ($d_p = 0.27\text{mm}$) for R-134a at $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$:(a) $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$, (b) $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$

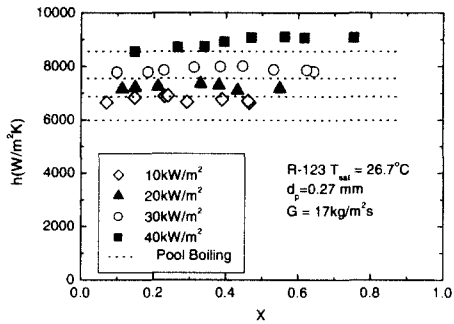
반대의 결과이다. 평활관군에서는 R-123의 관군인자가 더 크게 나타났다. 관군인자란 관군내 대류비등에 의한 전열 촉진을 의미하고 따라서 벽면에서의 기포의 거동에 크게 영향을 받으리라 예상된다. 기포의 크기는 일반적으로 환산압력에 반비례하는데 R-123의 환산압력은 R-134a보다는 훨씬 작다. 따라서 R-123의 기포가 크고 큰 기포는 강한 대류효과를 유발할 것이다.

평활관군에서 R-123의 관군인자가 R-134a보다 크게 나타나는 것은 위와 같은 이유로 설명할 수 있을 것이다. 벽면에서 기포가 발생하는 것은 평활관과는 달리 전열촉진관에서는 기포가 pore에서 발생한다. 이러한 경우 기포의 크기는 냉매의 종류에 관계없이 거의 같음이 보고된바 있다.⁽¹⁵⁾ 또한 R-134a는 R-123보다 높은 전열 성능을 보이므로 발생하는 기포의 수가 많으리라 예상할 수 있다. 이와 같은 이유로 전열촉진 관군에서는 R-134a의 관군인자가 R-123의 경우보다 큰 것으로 사료된다.

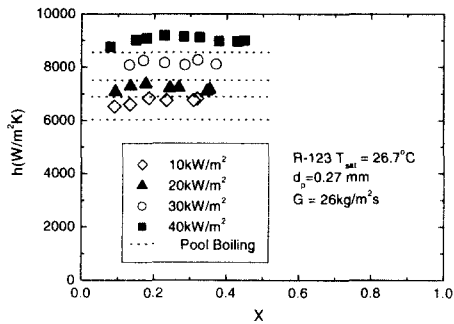
Table 3에는 관군전열촉진인자($h_{b,e} / h_{b,p}$: 전열촉진 관군의 열전달계수/평활관군의 열전달계수)가 나타나 있다. 이 값은 R-134a의 경우는 $d_p=0.27\text{mm}$



(a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$

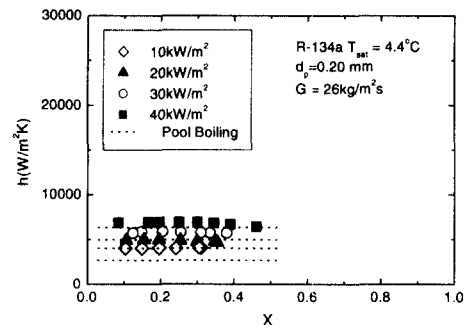


(b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$

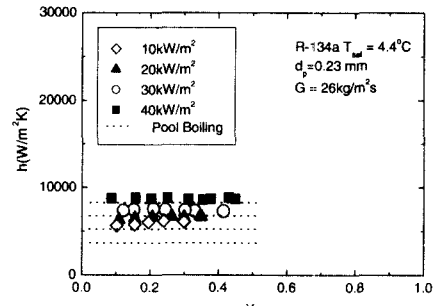


(c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$

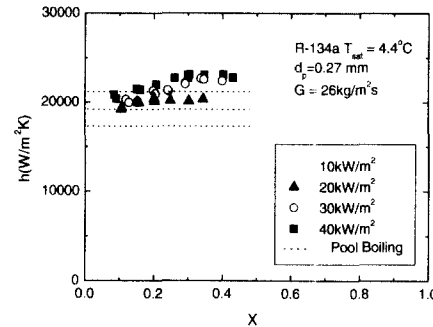
Fig. 13 Convective boiling heat transfer coefficient of the enhanced tube bundle ($d_p = 0.27\text{mm}$) for R-123 at $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$: (a) $G=8\text{kg/m}^2\text{s}$, (b) $G=17\text{kg/m}^2\text{s}$, (c) $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$



(a) $d_p = 0.20\text{mm}$



(b) $d_p = 0.23\text{mm}$



(c) $d_p = 0.27\text{mm}$

Fig. 14 Convective boiling heat transfer coefficient of the enhanced tube bundle for R-134a at $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$, $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$ showing the effect of pore size: (a) $d_p = 0.20\text{mm}$, (b) $d_p = 0.23\text{mm}$, (c) $d_p = 0.27\text{mm}$

관군에서 최대 5.8, R-123의 경우는 $d_p=0.23\text{mm}$ 관군에서 4.8 가량 됨을 알 수 있다.

Fig. 17에는 본 연구에서 실험한 전열촉진관의 대류비등 성능이 다른 전열촉진관의 성능⁽⁶⁾과 비교되어 있다. GEWA-SE는 흰 핏치 1062 fins per meter인 gapped tube이고 Turbo-B는 1654 fins per meter인 pored tube이다. 본 연구의 전열촉진관은 1654 fins per meter의 흰 핏치를 가지고 있다. Fig. 17은 본 전열촉진관의 성능이 기존 전열촉진관들

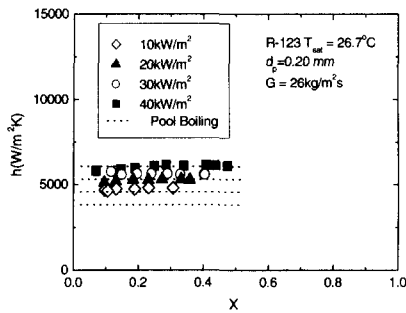
보다 우수함을 보여준다.

4.4 기존 상관식과 비교

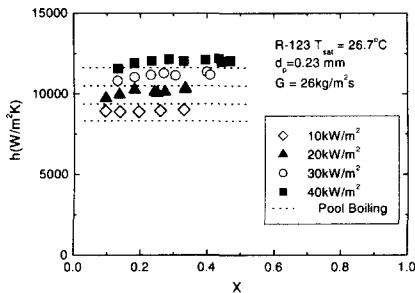
관내비등의 경우 많은 상관식이 존재하는 반면 관군에 대한 상관식은 매우 제한적이다. Gupte와 Webb⁽⁶⁾은 두 가지 모델(수정된 Chen 모델과 접근 모델)이 관군 비등에 적용 가능하다고 제안한 바

Table 4 Errors associated with the asymptotic model

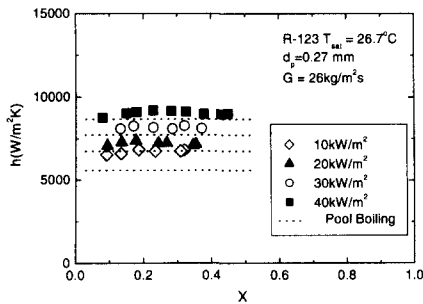
n	C ₁	C ₂	MD(%)	RMSE (%)	% of data within ± 10%	% of data within ± 20%
1	2.70	0.20	-0.4	12.7	55.6	91.0
2	9.45	0.20	10.2	28.6	43.9	74.6
3	13.0	0.20	19.3	47.1	36.5	61.8
4	14.8	0.20	26.2	58.5	30.1	56.6
5	15.8	0.20	30.6	65.5	28.5	53.6



(a) $d_p = 0.20\text{mm}$

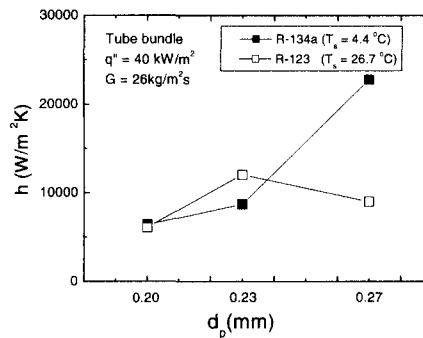


(b) $d_p = 0.23\text{mm}$

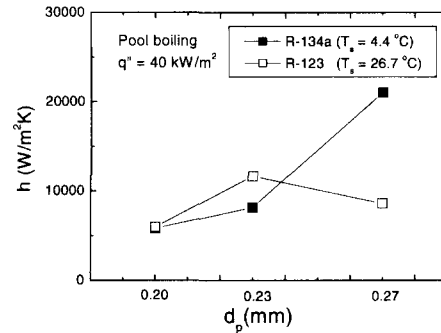


(c) $d_p = 0.27\text{mm}$

Fig. 15 Convective boiling heat transfer coefficient of the enhanced tube bundle for R-123 at $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$, $G=26\text{kg/m}^2\text{s}$ showing the effect of pore size: (a) $d_p = 0.20\text{mm}$, (b) $d_p = 0.23\text{mm}$, (c) $d_p = 0.27\text{mm}$



(a) Convective boiling

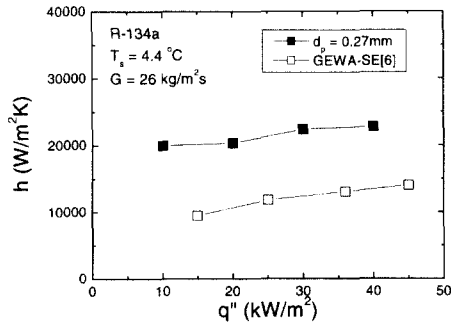


(b) Pool boiling

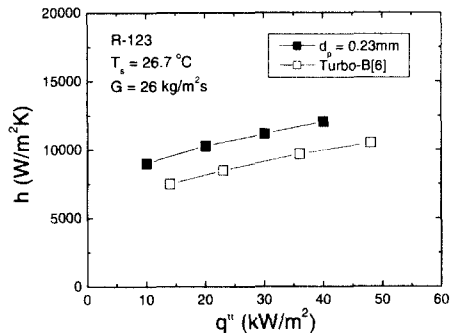
Fig. 16 Graphs showing the effect of pore diameter: (a) Convective boiling, (b) Pool boiling

있다. 수정된 Chen 모델에 대한 상세한 설명은 부록에 기술되어 있다.

Fig. 18 에 수정된 Chen 모델에 의한 예측 결과가 나타나있다. 평균편차(MD)는 -9.9%이고 제곱근 평균편차(RMSE)는 14.3%이다. 또한 실험자료의 44.5%가 ± 10%내에서 예측되었고 75.8%가 ± 20%내에서 예측되었다. MD 와 RMSE 는 아래식들로 정의된다.



(a) R-134a



(b) R-123

Fig. 17 Convective boiling heat transfer coefficient of the present enhanced tubes compared with those from other source: (a) R-134a, (b) R-123

$$MD = \frac{\sum_{i=1}^N [(h_{pred} - h_{exp}) / h_{exp}]}{N} \quad (2)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N [(h_{pred} - h_{exp}) / h_{exp}]^2}{N}} \quad (3)$$

여기서 h_{pred} 와 h_{exp} 는 예측치와 실험치를 의미한다. 다른 한 모델인 점근 모델은 아래식으로 나타난다.

$$h = [(Fh_i)^n + h_{nb}^n]^{1/n} \quad (4)$$

여기서 n 은 점근 모델의 차수이다. 점근 모델에서는 실험 자료와 잘 일치하는 n 을 찾게 되므로 Chen 모델에서 $S=1$ 로 가정한다.

F 인자는 실험자료로부터 아래식을 활용하여

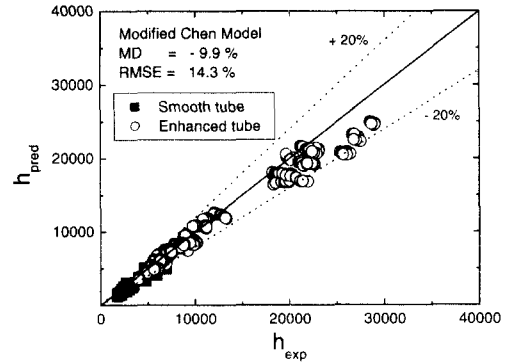


Fig. 18 The present data compared with the modified Chen model

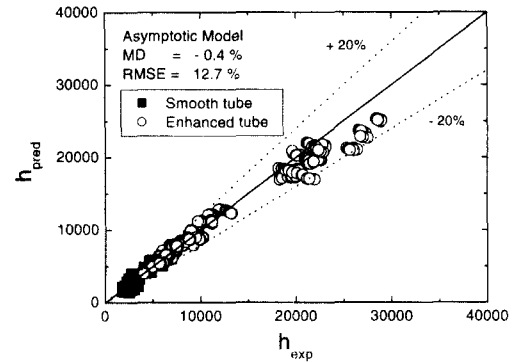


Fig. 19 The present data compared with the asymptotic model with $n=1$

구한다.

$$F = \frac{(h^n - h_{nb}^n)^{1/n}}{h_i} \quad (5)$$

이와같이 구해진 F 인자는 아래형태의 식으로 상관되고 이 상관식을 식(4)에 대입하여 예측치를 구한다.

$$F = C_1 \left[\frac{\phi_l^2 (Pr_l + 1)}{2} \right]^{C_2} \quad (6)$$

Table 4 에 여러 n 의 값에 대하여 이러한 절차를 반복하여 구해진 MD 와 RMSE 값이 나타나 있다.

Table 4 는 $n=1$ 에서 실험자료가 가장 잘 상관됨을 보여주는데 Gupte 와 Webb⁽⁶⁾은 GEWA-SE 와 Turbo-B 관군에서 $n=3$ 이 가장 잘 상관함을 보인

바 있다.

접근 모델의 차수 n 이 1 인 경우 접근 모델과 수정된 Chen 모델이 동일한 형태를 갖게 된다. 다만 F 인자 상관식의 계수가 수정된 Chen 모델에서는 정해져 있고($C_1=1.0$, $C_2=0.327$) 접근 모델에서는 실험자료로부터 구해지는 것($C_1=2.70$, $C_2=0.202$) 이 다른점이다. 따라서 접근 모델이 수정된 Chen 모델보다는 실험자료를 잘 예측하리라 예상할 수 있다. Fig. 19 에 $n=1$ 인 접근모델의 예측치가 실험치와 비교되어 있는데 $MD=-0.4\%$, $RMSE=12.7\%$ 이고 55.6%의 실험자료를 $\pm 10\%$ 내에서 91.0%의 자료를 $\pm 20\%$ 내에서 예측함을 보여준다.

5. 결론

본 연구에서는 전열촉진관군에 대한 비등실험을 수행하였다. 실험은 세 종류의 전열관 ($d_p=0.20, 0.23, 0.27\text{mm}$)에 대하여 R-123 과 R-134a 를 사용하여 $8\text{kg/m}^2\text{s} \leq G \leq 26\text{kg/m}^2\text{s}$, $10\text{kW/m}^2 \leq q'' \leq 40\text{kW/m}^2$, $0.1 \leq x \leq 0.9$ 범위에서 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 관군비등 열전달계수는 열유속에 따라 크게 변하나 질량유속, 건도의 영향은 미미하였다.

(2) 본 연구의 전열촉진 관군에서 대류 효과는 현저하였다. 이는 본 연구의 전열촉진 형상이 pore 와 gap 형태로 되어있고 gap 사이로 이상류가 흐르며 열전달이 촉진된 것으로 사료된다.

(3) 포화온도가 높아질수록 대류효과는 증가하였다. 이는 높은 포화온도에서 기포 발생 빈도가 증가하기 때문으로 사료된다.

(4) 최적 pore 크기는 R-134a($d_p=0.27\text{mm}$)가 R-123($d_p=0.23\text{mm}$) 보다 큰데 이는 풀비등 실험과 일치하는 결과이다.

(5) 전열촉진 관군에서 대류효과는 R-134a 가 R-123 보다 크고 평활관군에서는 반대의 결과가 나타났다. 그 이유를 관벽에서의 기포 거동을 통하여 설명하였다.

(6) 본 연구의 전열촉진관은 기존 전열촉진관보다 높은 대류비등 성능을 보여주었다. 관군 전열촉진율은 평활관에 비해 R-134a 의 경우 5.8 배 R-123 의 경우 4.8 배까지 되었다.

(7) 수정된 Chen 모델과 접근모델 모두 본 실험 자료를 적절히 예측하였다. 수정된 Chen 모델의 $RMSE$ 는 14.3%이고 접근모델의 $RMSE$ 는 12.7%이다.

후 기

본 연구는 1998 년도 에너지 학술진흥사업의 일환으로 수행되었습니다. 인천대학교의 교내 연구

비 지원(2001 년도)도 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Roser, R., Thonon, B. and Mercier, P., 1999, "Experimental Investigation on Boiling of n-Pentane Across a Horizontal Tube Bundle: Two-Phase Flow and Heat Transfer Characteristics," *Int. J. Refrig.*, Vol 22. pp 536-547.
- (2) Marto, P. J. and Anderson, C. L., 1992, "Nucleate Boiling Characteristics of R-113 in a Small Tube Bundle," *J. Heat Transfer*, Vol 114. pp 425-433.
- (3) Hwang, T. H. and Yao, S. C., 1986, "Forced Convective Boiling in Horizontal Tube Bundles," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 29. pp 785-795.
- (4) Li, Z.-X. and Hahne, E., 1995, "Boiling Heat Transfer on Finned Tube Bundle with Low Tubes Heated with Constant Heat Flux," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 11. pp 174-180.
- (5) Hahne, E. and Muller, J., 1983, "Boiling on a Finned Tube and a Finned Tube Bundle," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 26. pp 849-859.
- (6) Gupte, N. S. and Webb, R. L., 1995, "Convective Vaporization Data for Pure Refrigerants in Tube Banks," *HVAC&R Research*, Vol 1. pp 48-60.
- (7) Memory, S. B., Akcasayar, N., Eraydin, H. and Marto, P. J., 1995, "Nucleate Pool Boiling of R-114 and R-114-oil Mixtures from Smooth and Enhance Surfaces - II. Tube Bundles," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 38. pp 1363-1376.
- (8) Fujita, Y., Ohta, H., Hidaka, S. and Nishikawa, K., 1986, "Nucleate Boiling Heat Transfer on Horizontal Tubes in Bundles," *Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference*, San Francisco, CA, Vol 5. pp 2131-2136.
- (9) Kim, N.-H. and Choi, K.-K., 2001, "Nucleate Pool Boiling on Structured Enhanced Tubes Having Pores with Connecting Gaps," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 44. pp 17-28.
- (10) 김종원, 김정오, 김내현, 2001, "평활관군의 R-134a 흐름비등에 관한연구," *설비공학 논문집* Vol 13. pp 9-17.
- (11) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol 75. pp 3-9.
- (12) 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 and Mass Transfer*, Vol 35. pp 893-1904.
- (13) Ulbrich, R. and Mewes, D., 1994, "Vertical, Upward Gas-Liquid Two-Phase Flow Across a Tube Bundle," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol 20. pp 249-272.
- (14) Jensen, M. K., Trewin, R. R. and Bergles, A. E., 1992, "Cross Flow Boiling in Enhanced Tube Bundles," in: S. Kakac et al. (Eds.) *Two-phase Flow in Energy Systems, ASME HTD*, Vol 220. pp 11-17.
- (15) Chien, L.-H. and Webb, R. L., 1998, "Measurement of Bubble Dynamics on an Enhanced Boiling Surface,"

Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 16. pp 177~186.

(16) Zukauskas, A., Skrinska, A., Zingzda, J. and Gnielinski, V., 1998, "Banks of Plain and Finned Tubes," in: *G. F. Hewitt (ed.), Heat Exchanger Design Handbook, Begell House Inc., New York, Part II, Section 2.5.3.*

(17) Bennet, L. and Chen, J. C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures," *J. AIChE*, Vol 26. pp 454~461.

(18) Ishihara, K., Palen, J. W. and Taborek, J., 1980, "Critical Review of Correlations for Predicting Two-Phase Flow Pressure Drop Across Tube Banks," *Heat Transfer Engineering*, Vol 1. pp 23-32.

(19) Webb, R. L. and Chien, L.-H., 1994, Correlation of Convective Vaporization on Banks of Plain Tubes Using Refrigerants," *Heat Transfer Engineering*, Vol 15. pp 57~69.

(20) Bennet, L., Davies, M. W. and Hertzler, B. L., 1980, "The Suppression of Saturated Nucleate Boiling by Forced Convective Flow," *AIChE symposium series*, Vol 76. pp 91~100.

계수로 풀비등 실험으로부터 구한다. Gupte 와 Webb⁽⁶⁾은 관군비등에 Bennet 과 Chen⁽¹⁷⁾의 F 인자를 사용할 것을 추천하였다.

$$F = \left[\frac{\phi_l^2 (Pr_l + 1)}{2} \right]^{C_2} \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{m}{2-b} \quad (4)$$

여기서 m 은 Zukauskas 등⁽¹⁶⁾ 상관식의 Reynolds 수 지수이고 b 는 난류 마찰계수 상관식의 Reynolds 수 지수로 본 실험 범위에서는 m=0.5, b=0.474 이다. 따라서 C₂=0.327 이 된다. 식(3)에서 ϕ_l^2 은 이상 마찰 곱셈자로 Ishihara 등⁽¹⁸⁾의 상관식을 사용한다.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{8}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (5)$$

여기서 X_u는 Martinelli 인자로 다음과 같다.

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (6)$$

핵비등 억제인자 S 에 관하여 Gupte 와 Webb 은 전열촉진관에서는 S=1 을 사용할 것을 제안하였다 그들은 전열 촉진관에서 핵비등은 하부 미소 공동에 의해 지배되고 따라서 외부 유동에 의하여 비등이 억제되지는 않는다고 주장하였다. 하지만 평활관군의 경우는 건도의 증가에따라 관 표면의 열경계층이 감소할 것이고 따라서 핵비등이 억제되리라 예상된다. Webb 과 Chien⁽¹⁹⁾은 평활관군의 경우 Bennet 과 Chen⁽²⁰⁾의 상관식을 제안하였다.

$$S = \left(\frac{k_l}{Fh_l X_0} \right) \left[1 - \exp\left(-\frac{Fh_l X_0}{k_l} \right) \right] \quad (7)$$

$$X_0 = 0.04 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (8)$$

부 록

수정된 Chen 모델은 다음과 같다.

$$h = Sh_{nb} + Fh_l \quad (1)$$

여기서 h_l 은 액체만이 관내를 흐를 경우의 열전달계수, h_{nb} 는 핵비등열전달 계수, F 는 이상대류 곱셈자 그리고 S 는 대류로 인한 핵비등 억제 인자이다. 액상 열전달계수 h_l 은 아래와 같이 Zukauskas 등⁽¹⁶⁾의 상관식으로부터 구한다.

$$Nu_l = 0.675 Re_l^{0.5} Pr_l^{0.36} (Pr_l / Pr_w)^{0.25} \quad (2)$$

여기서 상수 0.675 와 Reynolds 수의 지수 0.5 는 본 실험의 Reynolds 수 범위에서 Zukauskas 등이 제안한 값이다. 핵비등열전달 계수 h_{nb} 는 관군 실험과 동일한 벽면 과열도에서의 풀비등 열전달