

튜브 설치 방향이 풀비등 열전달에 미치는 영향

감 명 기*

(1999년 8월 27일 접수)

The Effect of Tube Orientation on Pool Boiling Heat Transfer

Myeong-Gie Kang

Key Words: Pool Boiling(풀비등), Tube Orientation(튜브방향), Surface Roughness(표면거칠기)

Abstract

In order to clarify the effect of tube orientation on pool boiling heat transfer, the experiments were carried out for the saturated pool boiling of water at atmospheric pressure. Through the tests a series of data sets for heat flux versus wall superheat has been obtained using various combinations of tube diameters ($D=9.7\sim 25.4\text{mm}$), surface roughness ($\epsilon=15.1\sim 60.9\text{nm}$), and tube orientations (horizontal and vertical). The experimental results show that the slope of heat flux versus wall superheat becomes smaller than that of the horizontal tube as the surface roughness decreases from $\epsilon=60.9$ to $\epsilon=15.1$ nm. Such that, two curves for the horizontal and vertical tubes cross each other in accordance with surface roughness and the crossing point can be suggested as $q'' = -4.768 + 1.334\epsilon + 0.055\epsilon^2$.

기호설명

- A : 열전달 면적
- D : 튜브 외경
- E : 공급 전압
- h_b : 비등열전달계수
- I : 공급 전류
- L : 튜브 길이
- q : 공급 전력
- q'' : 열유속
- t : 시간
- T_{sat} : 포화수 온도
- T_w : 튜브 표면 온도

그리스문자

- Δ : 차이
- ϵ : 평균 튜브 표면거칠기

1. 서론

최근 들어 전세계적으로 개발이 진행되고 있는 신형원자로(ALWR, advanced light water reactor)의 주요 특징 중 하나는 원자로 안전을 위한 최종 열제거원(heat sink)으로서 새로운 피동형 설비를 추가하는 것이며, 이것들 중에서 가장 잘 알려진 것은 미국 Westinghouse 사가 개발 중인 AP600에 설치되어 있는 피동잔열 제거계통 (PRHRS, passive residual heat removal system)⁽¹⁾과 우리나라의 한국전력공사에서 개발중인 한국형차세대원자로(KNGR, Korean next generation reactor)에 설치되어 있는 피동이차측 응축계통 (PSCS, passive secondary condensing system)⁽²⁾이다. PRHRS와 PSCS에는 열교환기가 수조 내부에 설치되어 있으며, 이들 설비들은 발전소 내·외부의 전원이 모두 차단된 상황하에서도 원자로에서 발생한 열을 자연적인 힘만으로 제거하는 역할을 수행한다.

이러한 설비가 추구하는 최종 목표는 원자로에 대한 한계냉각률을 초과하지 않는 범위내에서 가능하면 짧은 시간에 원자로가 설치된 1차계통상의 열을 제거하여 원자로 내부에 장전된 핵연료

* 회원, 안동대학교 기계공학교육과
E-mail : mgkang@andong.ac.kr
TEL : (0571)850-5483 FAX : (0571)841-1624

표면에서의 냉각재 비등과 그에 따른 핵비등이탈(DNB, departure from nucleate boiling) 발생 문제를 제거함으로써 핵연료의 용융과 중대사고로의 전과를 사전에 예방하기 위한 것이다.

이들 피동형 설비를 이용하여 1차계통상의 열을 제거하는 것은 회로 내부에 생성되는 자연순환 유량을 증가시키는 것으로 귀착되며, 자연순환 유량을 증가시키는 데에는 두 가지 효과적인 방법이 있다.⁽³⁾ 회로내부에 자연순환 유량을 형성하는 구동력은 (1) 순환 회로의 고온부와 저온부의 온도 차이에 의한 부력과 (2) 열원(heat source)과 열제거원 사이의 높이차에 따른 중력 효과이다. 열원과 열제거원 사이의 높이차를 크게 함으로서 중력 효과에 의하여 자연순환 유량을 증가하고자 하는 시도는 과도한 설비 변경에 대한 경제적인 부담이 가중되므로 현실적으로 실현 가능성이 희박한 상태이며, 그 변경 폭이 아주 좁은 범위로 한정되어 있다. 따라서, 보다 현실적이고 가능성이 높은 분야는 열교환기에서의 열전달량을 증가함으로써 순환 회로의 온도차를 크게 하고, 온도 차이에 따른 부력을 증가하는 방법이므로 튜브형 열교환기의 표면에서 발생하는 비등열전달량을 정확히 예측하는 것은 설계 단계에서 아주 중요한 일이라고 할 수 있겠다.

기존에 발표된 여러 가지 결과들을 검토할 때 열전달량을 증가시키기 위한 효과적인 방법 중의 하나로서 가열면의 설치방향을 들 수 있겠다. Jakob 과 Hawkins⁽⁴⁾는 설치방향에 따라 열전달량이 변화하는 것을 예측하기 위해 수직 및 수평구조에 대해 비등열전달계수(h_b)를 가열면과열도(ΔT)로서 나타낸 실험식을 수평 및 수직구조 각각에 대하여 제안했다. 실험식을 사용하여 각 영역별로 분석해 보면, 낮은 열유속($q'' < 11.8 \text{ kW/m}^2$) 영역에서는 수평으로 설치된 것이 수직으로 설치된 것보다 더 효과적으로 열전달을 수행하지만, 열유속이 증가하면 수직구조가 더 효과적인 것으로 나타나는 것을 알 수 있다. Stralen과 Sluyter⁽⁵⁾는 대기압 조건하의 수조 내부에 설치된 백금선의 설치방향을 변화시켜가면서 그에 따른 비등열전달 곡선을 실험적으로 살펴보았다. 결과에 의하면, 자연대류영역과 비등영역 전반에 걸쳐서 수평구조가 수직구조에 비하여 효과적으로 열전달을 수행하고 있는 것으로 관찰되고 있다. Nishikawa 등⁽⁶⁾은 수조 내부에 설치된 평판을 이용하여 그 설치방향이 비등열전달에 미치

는 영향을 살펴보았으며, 낮은 열유속($q'' < 100 \text{ kW/m}^2$) 영역에서는 수직구조가 수평구조보다 더 효과적으로 열전달을 수행하지만 열유속의 크기가 100 kW/m^2 보다 증가하면 양자간에 차이가 없는 것을 확인하였다. Chyu와 Mghamis⁽⁷⁾는 두 개의 튜브가 새끼줄 형상으로 꼬이면서 선접촉을 형성하는 경우에 대해 가열면의 설치방향과 전달되는 열전달량간의 관계를 규명하였다. 결과에 의하면, 서로 꼬이면서 선접촉을 이루고 있는 튜브관들은 설치방향에 따른 열전달 경향을 변화시킬 수 있는 것으로 확인되었다. 최근에 Chun과 Kang⁽³⁾이 열유속(q''), 튜브 표면거칠기(ϵ), 튜브 외경(D), 그리고 표면과열도(ΔT) 사이의 관계를 연결하는 상관식을 수직 및 수평구조에 대하여 발표함으로써 튜브 구조에 대하여 주요 변수들이 풀비등열전달에 미치는 영향을 종합적으로 살펴보고 있다.

기존의 연구 결과들을 종합하면, 가열면의 설치방향이 비등열전달에 미치는 영향의 정도는 가열면의 형상과 표면거칠기에 밀접하게 연관되어 있음을 알 수 있다. 비록, 지난 수 십년 동안 많은 연구가들이 튜브 설치방향과 비등열전달량과의 관계를 규명하기 위하여 노력해왔지만 아직까지 서로 상충되는 부분과 분명하게 규명되지 않은 분야가 남아있는 실정이다. 특히, 평판구조에 대한 것은 다수의 연구자들^(6,8,9)에 의하여 임계열유속(critical heat flux) 영역까지 확장하여 광범위하게 연구되어 오고 있음에 반해 튜브구조에 대한 것은 그 중요성에 비해 거의 연구되어지지 않았으며, 최근 들어 신형원자로에 대한 적용에 관심을 가지고 조금씩 연구되고 있는 실정이다.⁽²⁾ 따라서, 본 연구에서는 기존에 Chun과 Kang⁽³⁾이 개요적으로 발표한 튜브 설치 방향과 열전달 사이의 관계를 수평 및 수직구조 각각에 대한 열전달 기구를 도입함으로써 좀 더 상세하게 규명함과 아울러, 열전달 수행을 위한 제반 형상간의 관계를 현상론적으로 살펴보는 것에 주목적이 있으며, 이렇게 함으로서 (1) 열교환기 형상 및 설치 방향이 풀비등열전달에 미치는 영향에 대해 보다 개선된 연구 결과를 제시하고, (2) 향후 신형원자로의 설계에 채택될 예정인 피동형열교환기(passive heat exchanger)들의 채택시 보다 정밀한 열적설계(thermal design)가 이루어 질 수 있도록 참고 자료를 축적하는데 기여할 수 있을 것으로 생각한다.

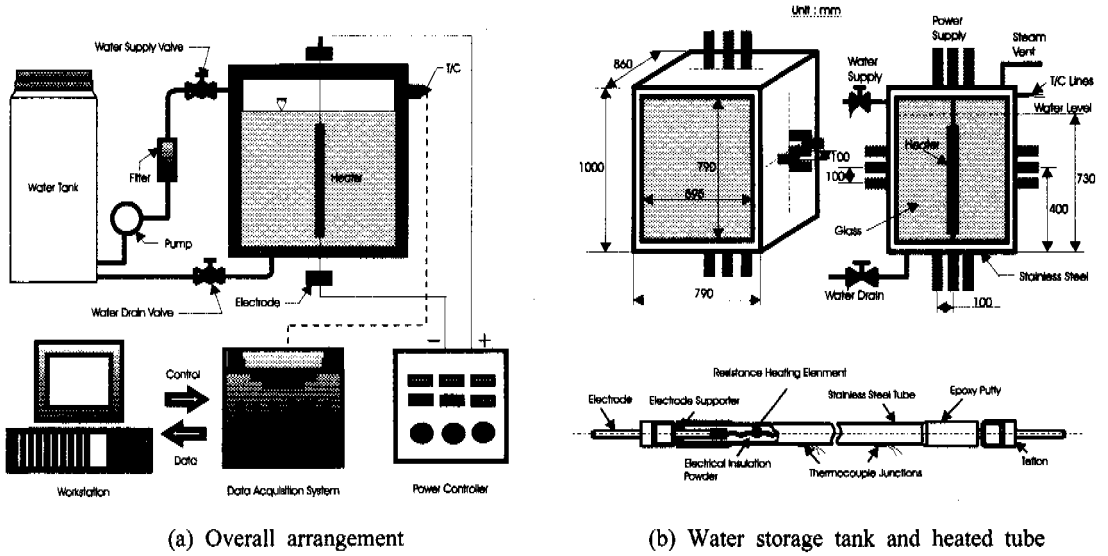


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

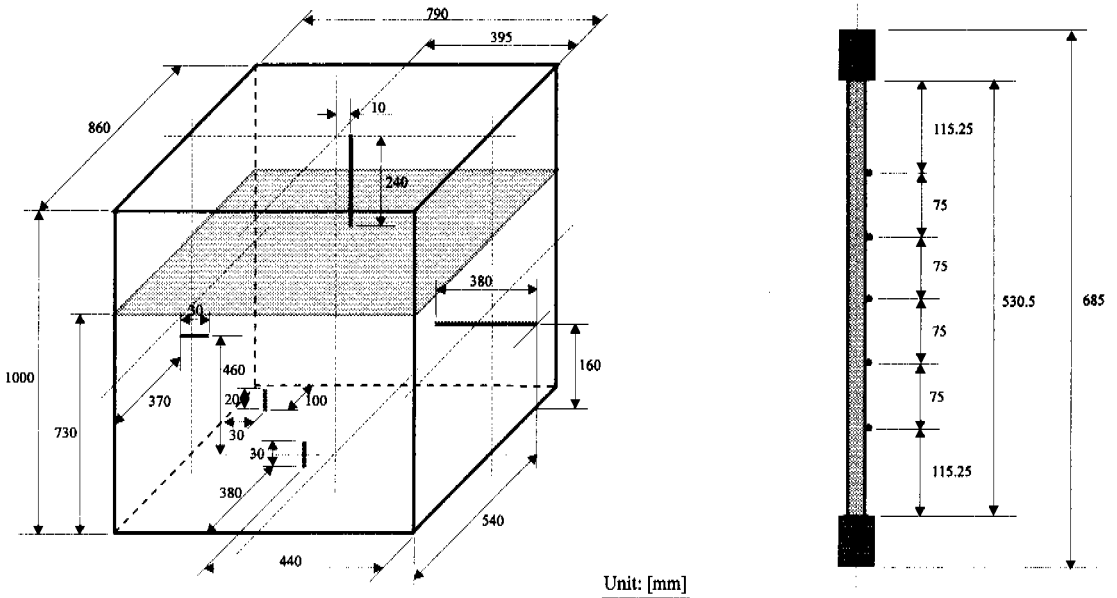


Fig. 2 Locations of the thermocouples

2. 실험장치 및 과정

실험을 위한 장치와 주변 계측 및 분석용 설비는 Fig. 1에 나타난 것과 같다. 실험장치는 수조, 열교환기 튜브, 물 및 동력공급설비, 그리고 튜브 표면과 물의 온도를 측정하고 분석하는 설비로서

구성되어 있다. 수조는 부식을 방지하기 위하여 스테인리스강으로 제작되었으며, 가로× 세로× 높이가 790× 860× 1000 mm의 크기를 가진다. 수조의 전면에는 사진촬영과 비동 현상의 관찰을 위하여 595× 790 mm의 강화유리를 설치하였다. 열교환기 튜브를 모사하기 위하여 니크롬선으로 구성된 전기 저항체를 내부에 장착한 스테인리스강

튜브를 사용하였으며, 튜브 표면의 온도를 측정하기 위하여 3~5 개의 지름이 1.5 mm인 K-형식 열전대를 튜브 표면에 설치하였다. 보다 정밀한 표면 온도 측정을 위하여 열전대 끝부분을 대략 10 mm 정도 수직으로 굽힌후 튜브 표면에 접합하였으며, 그 간격은 양단 끝으로부터 115.25 mm 정도를 띄운후 각 열전대간의 간격이 75 mm 정도가 되도록 하였다. 수조 내부 물의 온도는 수조 내부의 각 영역에 설치한 열전대로서 측정하였으며, 튜브와 수조 내부에 설치한 열전대에 대한 상세한 위치를 Fig. 2에 나타내었다.

수직으로 설치된 튜브에 대한 실험을 위하여 열교환기 튜브들은 수조 바닥으로부터 80 mm, 수조의 양 벽면으로부터 290 mm 떨어진 곳에 설치하였으며, 수평구조에 대해서는 튜브들을 바닥면으로부터 400 mm, 양쪽 벽면으로부터 130 mm 떨어진 곳에 위치하도록 설치하였다.

열교환기 튜브의 여러 가지 주요 변수들이 풀버등열전달에 미치는 복합적인 영향을 결정하기 위하여 네 개의 서로 다른 튜브 외경 ($D=9.7\sim 25.4$ mm), 두 개의 서로 다른 튜브 길이 ($L=300, 530.5$ mm), 그리고 광위상간섭계(PMI, phase measuring interferometer)로 측정한 세 개의 튜브 표면거칠기 ($\epsilon=15.1\sim 60.9$ nm, Table 1)를 갖는 다양한 시편을 준비하였으며, 튜브 표면의 열유속은 $0\sim 160$ kW/m²의 범위에서 변화시켰다. 이들 각각의 튜브들은 열유속과 표면과열도 사이의 관계를 결정하기 위하여 수평 및 수직 구조에 대한 다양한 실험을 수행하였으며, 사용한 시편과 절차, 그리고 결과를 Table 2에 나타내었다. 튜브 표면거칠기는 입자 크기가 서로 다른 세 종류(#800, #2000, #3000)의 사포를 이용하여 튜브 길이 방향으로 균일하게 가공하여 얻어졌다. 표면거칠기에 대하여 발생하는 오차범위는 ± 5.0 nm 정도이다. 그리고, 열유속 측정을 위하여 사용한 전압계와 전류계의 오차범위가 각각 $\pm 0.5\%$ 이므로 각각의 읽음값으로부터 전력을 구하면 $\pm 1.0\%$ 의 오차 범위를 가진다. 또한, 온도에 대한 오차는 열전대 오차($\pm 0.75\%$), 계기오차($\pm 0.1\%$), 열전대 접합에 따른 오차($\pm 0.1\%$), 그리고 측정오차($\pm 0.05\%$)를 합하여 $\pm 1.0\%$ 정도의 오차범위를 가진다.

실험과정에 대하여 간단하게 살펴보면, 대기압 상태 하에 있는 수조 내부에 높이가 730 mm 되도록 물을 채운 후 물에 포함되어 있는 공기 등

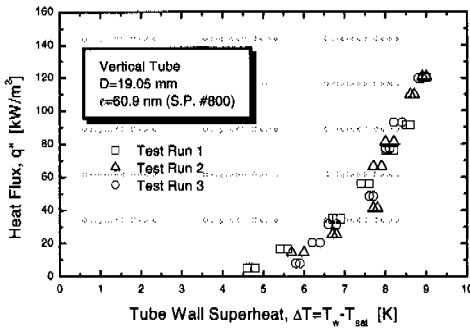
Table 1 Values of tube surface roughness measured by PMI

Test section (sand paper)	rms Surface roughness, nm		
	Circumferential	Axial	Average
# 800	70.3	51.5	60.9
# 2000	30.6	21.8	26.2
# 3000	17.2	13.0	15.1

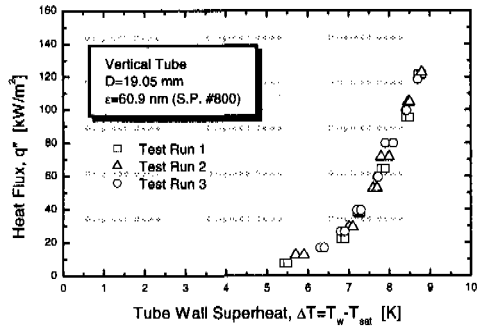
Table 2 Test sections and test matrix

Tube Orientation	Heated Tube			Number of Data
	D (mm)	ϵ (nm)	L (mm)	
Horizontal	19.05	60.9	530.5	373
Vertical	19.05	60.9	530.5	131
Horizontal	19.05	26.2	530.5	121
Vertical	19.05	26.2	530.5	147
Horizontal	19.05	15.1	530.5	85
Vertical	19.05	15.1	530.5	121
Horizontal	9.7	60.9	300.0	90
Vertical	9.7	60.9	300.0	76
Horizontal	9.7	15.1	300.0	63
Vertical	9.7	15.1	300.0	87
Horizontal	14.0	60.9	300.0	116
Vertical	14.0	60.9	300.0	121
Horizontal	25.4	60.9	300.0	148
Vertical	25.4	60.9	300.0	123
Horizontal	25.4	15.1	300.0	80
Vertical	25.4	15.1	300.0	84

을 제거하기 위하여 100°C 포화상태에서 약 30 분간 가열하였다. 수조가 포화온도에 이를 때까지 세 개의 튜브를 사용하여 물을 가열하고, 수조 내부가 포화온도에 이르면 다른 두 개의 튜브에 대한 전기 공급을 중지한 상태에서 중간에 있는 하나의 튜브에 대하여 열유속을 변화시키면서 열유속 변화에 따른 튜브 온도를 측정하였다. 모든 온도는 튜브 표면의 열유속을 적절하게 변경한 후 일정 시간이 경과하여 튜브 표면 온도가 균일한 값에 도달하였을 때 열전대에 대한 값을 DAS(data acquisition system)를 사용하여 측정하였다. 보다 정밀한 온도의 산출을 위하여 측정값들에 대한 산술평균을 취하여 그 열유속에 대한 온도로서 결정하였으며, 온도 측정시 기포의 고착 등에 의해 온도가 비정상적으로 높거나 낮게 측정되는 것은 평균에서 배제하였다. 하나의 열유속에 대한 측정이 끝나면 열유속을 변경하여 온도 측정 실험을 계속하였으며, 각각의 열유속에 대하여 열유속이 증가하는 방향과 열유속이 감소하는 방향에 대한 값을 측정하여 그 두 개를 평균함으로써 열유속 증감에 따른 이력(hysteresis)



(a) Heat flux increasing direction



(b) Heat flux decreasing direction

Fig. 3 Heat flux versus tube wall superheat to verify reproducibility of the experimental data.

효과를 함께 실험값에 포함하였다. 하나의 시편에 대한 전 열유속 범위에서의 실험이 끝나면 시편을 교환하여 동일한 과정을 거쳐서 실험을 수행하였으며, 이러한 전 실험 과정은 실험값 재현성을 확인하기 위하여 적어도 2~3회 반복 실험을 수행하고 일정 기간이 경과한 후 또다시 동일 조건하에서 2~3회 반복 실험을 수행하였다.

전기적으로 가열한 튜브 표면에서의 열유속은 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$q'' = \frac{q}{A} = \frac{EI}{\pi DL} = h_b(T_w - T_{sat}) = h_b \Delta T \quad (1)$$

여기서, E 와 I 는 각각 공급한 전압(V 단위)과 전류(A 단위)이며, D 와 L 은 각각 튜브의 외경과 길이를 나타낸다. 식(1)에서 사용한 T_w 와 T_{sat} 는 각각 튜브 표면의 온도와 물의 포화온도를 나타내며, T_w 는 측정값들을 산술적으로 평균한 값을 사용한다.

3. 결과 및 고찰

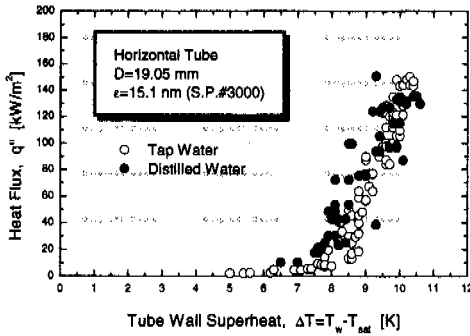
3.1 실험값의 재현성

실험값에 대한 재현성(reproducibility)을 확인하기 위하여 수직튜브($D=19.05$ mm, $\epsilon=60.9$ nm)에 대하여 열유속을 증가하거나 감소하면서 표면과 열도에 대한 열유속을 결정하는 실험을 반복하여

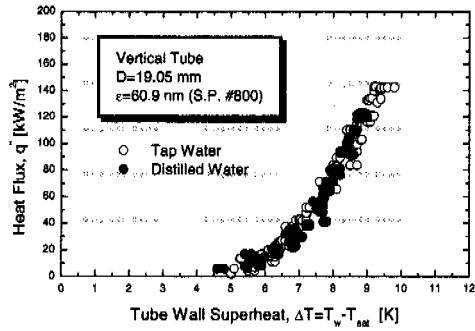
수행하였다. 각 방향에 대해 세 번의 실험을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3(a)와 3(b)는 열유속이 증가하는 경우와 감소하는 경우에 대한 결과를 각각 나타낸 것이다. 그림에 나타낸 것과 같이 각각의 반복실험 결과는 동일한 경향을 나타내며, 실험값 간의 편차도 거의 없음을 알 수 있다. 따라서, 실험값에 대한 재현성은 충분히 입증된다고 할 수 있겠다.

3.2 물의 영향

풀비등에 대해 기존에 발표된 대부분의 실험 결과들은 약간의 예외적인 경우⁽⁹⁾를 제외하고는 실험을 위해 증류수(distilled water)를 사용하고 있다. 그러나 실제 산업계에 적용되는 경우에 있어서는 증류수 조건보다는 Githinji와 Sabersky⁽⁹⁾가 주장한 것처럼 일반적인 물을 사용하는 것이 보다 현실적이라고 할 수 있겠다. 실제로, 일반적인 물들은 핵비등(nucleate boiling)에 앞서 과냉비등(subcooled boiling)과 혼합비등(combined boiling)⁽¹⁰⁾ 영역을 거치면서 용존 기체를 제거하는 과정을 거칠 것으로 예상되므로 본 실험에서 채택한 방법이 대기에 노출되는 피동형열교환기와 같은 실제 상황을 보다 잘 모사 한다고 할 수 있겠다. 상호간의 정량적인 비교를 위하여 본 연구에서 채택한 일반수를 끓인 것과 증류수를 이용한 실험 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4(a)와 4(b)는 수평구조와 수직구조에 대한 결과를 각각 나타내고 있다. 수평 튜브 구조에서 양자간에 다소 편차가 나타나긴 하지만, 전반적으로 살펴볼 때 물의 종류가 풀비등열전달에 미치는 영향은 거의 없다고 할 수 있겠다. 따라서, 본 실험에서 얻어

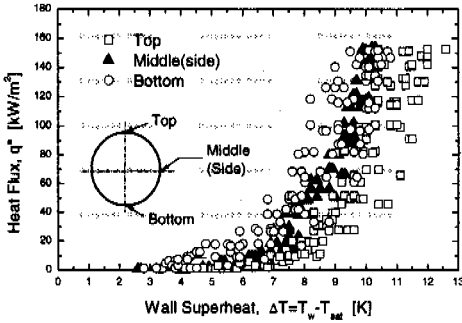


(a) Horizontal tube ($\epsilon=15.1$ nm)

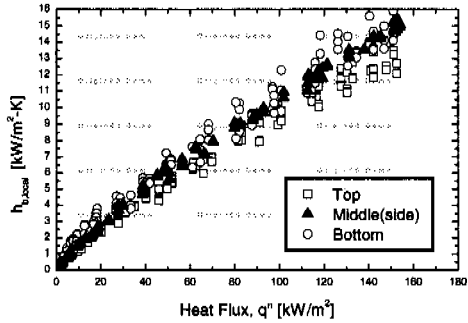


(b) Vertical tube ($\epsilon=60.9$ nm)

Fig. 4 Effect of water type (boiled tap water and distilled water) on pool boiling heat transfer.



(a) q'' versus ΔT



(b) $h_{b,local}$ versus q''

Fig. 5 Comparison of the results due to changes in thermocouple location for the horizontal tube of $D=19.05$ mm and $\epsilon=60.9$ nm

진 결과를 증류수에 대한 결과와 상호 비교함에 있어서 예상되는 오차는 무시할 수 있는 정도라고 할 수 있겠다.

3.3 튜브 표면에서의 온도분포

대기압 조건하에 있는 포화수조 내부에 수평으로 설치된 튜브($D=19.05$ mm, $\epsilon=60.9$ nm) 표면에서의 국소비등 열전달계수를 결정하기 위한 실험을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)에는 수평 튜브의 원주를 따라서 원주의 하부, 중간, 그리고 상부에서 측정된 온도를 나타내었으며, 동일 열유속에 대해 원주의 하부에서 상부로 이동할수록 측정 온도가 증가하는 것을 알 수 있다. 튜브 하부에서 발생한 기포는 부력을 받게되므로 원주를 따라 상부로 이동하게된다. 이들 기포들은 이동 중에 다른 기포들과 서로 결합하여 큰 기포

덩어리로 성장하게 되며, 최종적으로 튜브 상부 부근에서 이탈하게 된다. 따라서, 기포층이 튜브 상부에 형성되면서 활성비등핵(active nucleation site)의 밀도를 감소시켜 주변 액체로의 열전달량을 감소시키게 된다. 주어진 전원 공급에 대해 튜브의 모든 방향으로 열유속이 일정하다고 가정하면, 튜브 표면에서의 국소비등 열전달계수는 Fig. 5(b)에 나타난 것과 같이 튜브의 하부와 상부에서 각각 최대 및 최소값을 갖게된다. 이것은 Gupta 등⁽¹¹⁾이 제시한 결과와 서로 비슷하다. 중간 부분에서 측정된 온도가 전체 영역에 걸친 평균온도와 거의 같으므로 본 연구에서는 이 온도를 수평구조에 대한 온도로서 채택하여 해석하였다.

수직튜브($D=19.05$ mm, $\epsilon=60.9$ nm) 전체 길이에 대한 온도분포는 Fig. 6에 나와 있다. 그림 상에는 1.42, 13.64, 44.68, 그리고 107.9 kW/m²의 열유속

에 대해 시간의 경과에 따라 열전대 각 위치에서의 온도변화를 나타내고 있으며, 열유속이 증가함에 따라 튜브의 하부와 상부에서의 온도차이가 증가하고 있음을 알 수 있다. 저열유속($q'' = 1.42 \text{ kW/m}^2$) 영역에서는 튜브 상부위치에 설치한 열전대 1의 온도가 튜브 하부 영역에 설치한 열전대 5의 온도보다 낮게 측정됨에 반하여, 높은 열유속 ($q'' = 107.9 \text{ kW/m}^2$)에서는 열전대 1의 온도가 열전대 5의 온도보다 3.5 K 정도 높게 나오는 것을 알 수 있다. 수직튜브구조에서 하부영역에서 생성된 기포는 상부영역으로 이동하면서 주변 기포와 결합, 성장하게되며 최종적으로 상부에서 이탈하게 된다. 저열유속 영역에서 이들 기포덩어리는 주변 액체에 교란을 유발하게 되며, 따라서 튜브 상부에서 열전달이 향상되게 된다. 고열유속인 경우, 이들 기포 덩어리들은 주변 액체들이 튜브 표면으로 접근하는 것을 방해하며, 기포의 충분한 성장을 저해하는 빠른 유동

류(convective flow)를 튜브 표면에 형성한다. 따라서, 열유속이 증가하게 되면 튜브 상부에서 활성비동핵 밀도가 감소하고, 그에 따라 열전달계수가 감소하게 되므로 동일한 열전달량을 유지하기 위하여는 튜브 표면온도가 튜브 하부의 온도에 비하여 증가하게 된다. 국부비등 열전달계수는 열유속을 튜브 표면온도로 나눔으로서 얻을 수 있으므로 열유속이 107.9 kW/m^2 인 경우, 9.5와 $14.4 \text{ kW/m}^2\text{-K}$ 의 값을 열전대 1과 5의 위치에서 각각 구할 수 있다.

3.4 튜브 방향과 표면거칠기 사이의 관계

튜브 설치방향과 튜브 표면거칠기의 결합이 풀비등열전달에 미치는 영향을 규명하기 위해 튜브 설치방향과 표면거칠기를 변경하면서 실험을 수행하였으며, 외경 $D=19.05 \text{ mm}$ 인 튜브와 세가지 서로 다른 표면거칠기에 대한 열유속과 튜브과열도 사이의 관계를 Fig. 7에 나타내었다. 표면거칠기(ϵ)가 60.9 nm에서 15.1 nm로 감소하게되면 수직튜브에 대한 열유속 대 과열도 곡선의 기울기가 완만해져 표면거칠기가 15.1 nm인 경우에는 수평튜브보다 훨씬 작은 값을 갖는 것을 관찰할 수 있다. 따라서, 수평 및 수직튜브에 대한 곡선은 서로 교차하는 점이 생기게 되는데, 튜브 표면거칠기가 26.2 nm인 Fig. 7(b)를 살펴보면, 두 개의 열유속 대 과열도 곡선은 $\Delta T = 8.4 \text{ K}$ 부근일 때 $q'' = 50.0 \text{ kW/m}^2$ 에서 서로 교차하게 된다. 이러한 현상은 수평 및 수직구조가 가지고 있는 본질적인 특성에서 연유하는 것으로, 수평구조가 표면거칠기 증가시 수반하는 기포발생증가를 주변 액체의 교란에 충분히 활용하지 못하기 때문

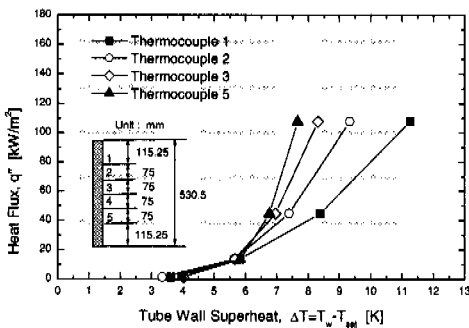


Fig. 6 Temperature distribution on the surface of the vertical tube ($D=19.05 \text{ mm}$ and $\epsilon=60.9 \text{ nm}$)

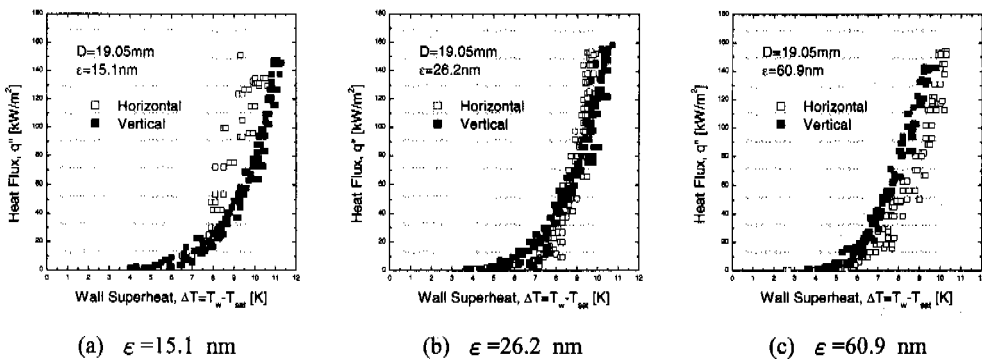


Fig. 7 Heat flux versus wall superheat for three different roughness with different tube orientation ($D=19.05 \text{ mm}$)

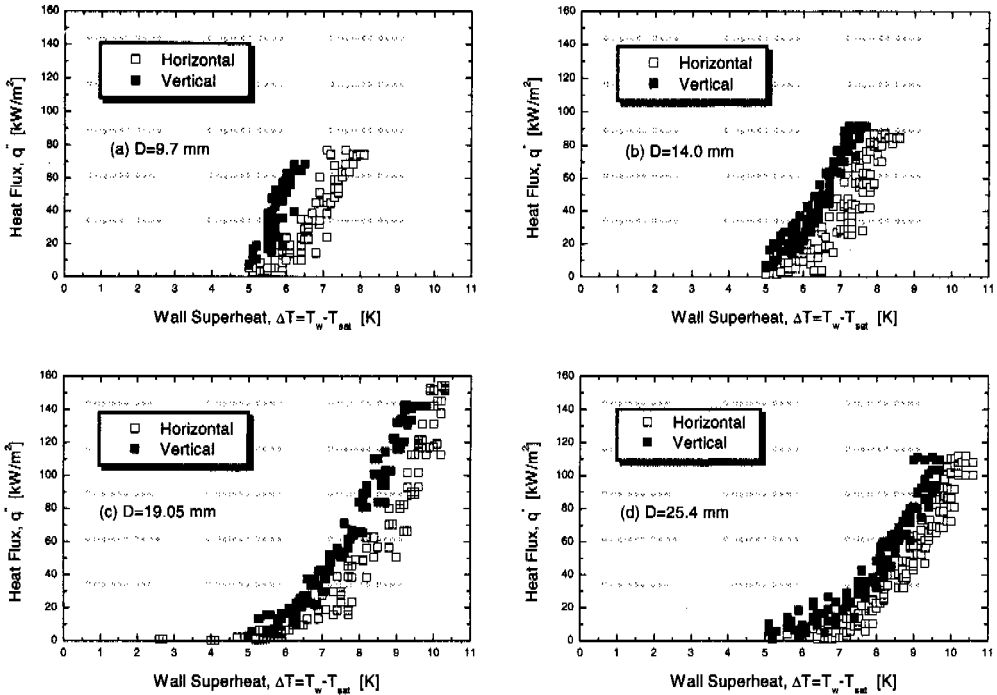


Fig. 8 Comparison of results for the horizontal and vertical tubes polished with sand paper #800 ($\epsilon = 60.9$ nm): (a) $D=9.7$ mm, (b) $D=14.0$ mm, (c) $D=19.05$ mm, and (d) $D=25.4$ mm

에 표면거칠기 변화에 따른 열전달 곡선의 기울기 변화가 거의 없는 반면, 수직구조에 있어서는 표면거칠기 증가가 곧바로 주변 액체의 교란에 연결되어 이것이 열전달을 촉진하는 역할을 수행하므로 거친 표면인 경우는 매끈한 표면과 비교할 때 열전달 곡선의 기울기가 상대적으로 크게 나타나게 되는 것으로 예측된다.

실험에 사용된 네 가지 튜브 직경($D=9.7, 14.0, 19.05, 25.4$ mm)과 세 가지 표면거칠기($\epsilon = 15.1, 26.2, 60.9$ nm)에 대한 결과를 살펴보면, 표면거칠기의 증가에 따라 수평 및 수직 튜브에 대한 열전달 곡선이 상호 교차하는 교차점에서의 열유속이 함께 증가하게 되는 현상을 관찰할 수 있으며, ϵ (nm 단위)과 q'' (kW/m² 단위) 사이에는 대략 $q'' = -4.768 + 1.334\epsilon + 0.055\epsilon^2$ 의 관계가 성립하는 것을 알 수 있다.

3.5 튜브 방향과 외경 사이의 관계

Fig. 8은 튜브 외경과 설치 방향이 풀비등열전달에 미치는 영향을 표면거칠기가 60.9 nm인 경

우에 대해 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 주어진 과열도에 대해 수평 및 수직튜브에 대한 열유속의 차이는 튜브 외경이 증가함에 따라 점차 감소하는 경향을 나타내고 있다. 과열도가 6 K인 경우에 있어서 튜브외경이 9.7 mm로부터 25.4 mm로 변하게 되면 수직튜브/수평튜브의 식으로 표현되는 열유속 비는 2.61로부터 1.89로 감소하는 것을 알 수 있다. 비록 완전하게 동일하지는 않지만 과열도가 주어질 때 수평 및 수직튜브에 대한 열유속 값의 차이는 튜브 외경이 감소할수록 Stralen 등⁽⁵⁾이 제안한 선(wire)의 특성에 근접하게 된다. 반대로, 튜브 외경이 증가하면 Nishikawa 등⁽⁶⁾이 제안한 평판에 대한 결과와 유사한 경향을 나타내게 되는 것을 알 수 있다.

4. 결론

열교환기에 주로 사용되는 튜브의 설치 방향이 풀비등열전달에 미치는 영향을 분석하기 위해 튜브외경 $D=9.7\sim 25.4$ mm, 튜브길이 $L=300\sim 530.5$

mm, 표면거칠기 $\epsilon=15.1\sim60.9$ nm 범위 내에서 여러 가지 변수들을 조합하여 복합적인 영향을 살펴 보았으며, 실험 및 분석을 통하여 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 표면거칠기가 증가하게 되면 수평 및 수직 튜브에 대한 열전달 곡선이 상호 교차하는 교차점에서의 열유속이 함께 증가하게 되는 현상을 관찰할 수 있으며, 표면거칠기와 열유속 사이에는 대략 $q'' = -4.768 + 1.334\epsilon + 0.055\epsilon^2$ 의 관계가 성립하는 것을 알 수 있다.

(2) 과열도에 대해 수평 및 수직튜브에 대한 열유속의 차이는 튜브 외경이 증가함에 따라 점차 감소하는 경향을 나타내며, 튜브 외경이 감소할수록 선(wire)의 특성에, 튜브 외경이 증가할수록 평판에 대한 결과에 접근하는 경향을 나타내게 된다.

참고문헌

- (1) Corletti M. M. and Hochreiter L. E., 1991, "Advanced Light Water Reactor Passive Residual Heat Removal Heat Exchanger Test," *Proc. of the 1st JSME/ASME Joint International Conference on Nuclear Engineering*, Tokyo, Japan, pp. 381~387.
- (2) Kang M. G., 1998, "Experimental Investigation of Tube Length Effect On Nucleate Pool Boiling Heat Transfer," *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 25, No. 4-5, pp. 295~304.
- (3) Chun M. H. and Kang M. G., 1998, "Effects of Heat Exchanger Tube Parameters on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer," *Trans. ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 468~476.
- (4) Jakob M. and Hawkins G. A., 1957, *Elements of Heat Transfer*, 3rd. ed., Wiley International Edition, pp. 206~210.
- (5) van Stralen S. J. D. and W. M. Sluyter, 1969, "Investigations on the Critical Heat Flux of Pure Liquids and Mixtures under Various Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 1353~1384.
- (6) Nishikawa K., Fujita Y., Uchida S., and Ohta H., 1984, "Effect of Surface Configuration on Nucleate Boiling Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 9, pp. 1559~1571.
- (7) Chyu M. C. and Mghamis A. M., 1991, "Nucleate Boiling on Two Cylinders in Line Contact," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 7, pp. 1783~1790.
- (8) Howard A. H. and Mudawar I., 1999, "Orientation Effects on Pool Boiling Critical Heat Flux(CHF) and Modeling of CHF for Near-Vertical Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1665~1688.
- (9) Githinji P. M. and Sabersky R. H., 1963, "Some Effects of the Orientation of the Heating Surface in Nucleate Boiling," *ASME, J. of Heat Transfer*, Nov., p. 379.
- (10) El-Genk M. S. and Saber H. H., 1998, "Heat Transfer Correlations for small, uniformly heated liquid pools," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 2, pp. 261~274.
- (11) Gupta A., Saini J. S., and Varma H. K., 1995, "Boiling heat transfer in small horizontal tube bundles at low cross-flow velocities," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 4, pp. 599~605.