

외부 튜브 길이가 긴 수직 환상공간 내부의 풀비등 열전달

강 명 기*†

* 안동대학교 기계교육과

Pool Boiling Heat Transfer in a Vertical Annulus with a Longer Outside Tube

Myeong-Gie Kang*†

* Dept. of Mechanical Engineering Education, Andong Nat'l Univ.

(Received October 11, 2011 ; Revised May 27, 2012 ; Accepted May 29, 2012)

Key Words: Heat Transfer(열전달), Pool Boiling(풀비등), Annulus(환상공간), Vertical Tube(수직 튜브), Tube Length(튜브 길이)

초록: 수직으로 설치된 하부폐쇄 환상공간 내부의 풀비등 열전달 메커니즘을 알기 위하여 환상공간의 튜브 길이를 0.3m와 0.6m 사이에서 변경하였다. 실험을 위해 0.2m의 가열 길이를 갖는 직경 19.1mm인 스테인리스강 튜브와 대기압 상태 하에 있는 물을 사용하였다. 외부 튜브 길이가 열전달에 미치는 영향을 분명하게 살펴보기 위해 환상공간에 대한 결과를 환상공간이 없는 단일튜브에 대한 결과와 서로 비교하였다. 동일 열유속에서 외부튜브 길이의 증가는 틈새간격이 3.5mm인 경우에는 열전달계수의 증가하지만 틈새간격이 15.5mm인 경우에는 열전달계수가 감소하였다. 이러한 경향의 주된 원인은 액체교란의 차이로서 설명된다.

Abstract: To investigate pool boiling heat transfer in a vertical annulus with closed bottoms, the length of an outer tube was varied between 0.3 and 0.6 m. For the test, a heated tube of 0.2-m length and 19.1-mm diameter and water at atmospheric pressure were used. To elucidate the effects of the outer tube length on heat transfer, the results for the annulus were compared with data for a single unrestricted tube. The increase in the outer tube length resulted in an increase or decrease in heat transfer depending on the gap size. This tendency is mainly attributed to the difference in the intensity of liquid agitation.

- 기호설명 -

- A_T : 데이터 수집 오차, °C
- D : 가열튜브 외경, m
- h_b : 비등열전달계수, W/m²°C
- I : 공급전류, A
- L : 가열 튜브 길이, m
- L_o : 외부 튜브 길이, m
- L_R : 튜브 길이비(= L_o/L)
- P_T : 정밀도 한계, °C
- q'' : 열유속, W/m²
- s : 틈새간격, m
- T_{sat} : 포화온도, °C
- T_W : 튜브표면온도, °C

- V : 공급전압, V
- ΔT_{sat} : 과열도(= $T_W - T_{sat}$), °C

1. 서 론

향상된 열교환 성능을 가지는 열교환기 설계 등의 목적을 이루기 위한 방안의 하나로 풀비등(pool boiling) 열전달은 수십년 동안 꾸준히 연구되어져 오고 있다.^(1,2) 신행원전^(2,3)과 같이 열교환기를 설치할 공간이 매우 제한적인 경우 열전달 성능을 개선하는 것은 매우 중요하다. 열전달을 향상시키는 효과적인 방안 중의 하나는 제한된 공간을 고려하는 것이다. 제한된 공간의 대표적인 것은 환상공간⁽⁴⁻⁸⁾과 평판^(9,10)을 들 수 있다. 수직으로 설치된 일부 구조에서는 하부로 유체 유입이 제한되는 경우도 발견된다.^(4,6-9) 환상공간

† Corresponding Author, mgkang@andong.ac.kr

Table 1 Summary of previous studies for pool boiling in annuli

Author	Remarks
Yao and Chang (1983)	- heater: stainless steel tube - $D=25.4\text{mm}$, $L=25.4$ and 76.2mm - liquid: R-113, acetone, and water at 1 atm - liquid condition: saturated - geometry: vertical annuli with closed bottoms - gap sizes: 0.32, 0.80, and 2.58mm
Hung and Yao (1985)	- heater: stainless steel tube - $D=25.4\text{mm}$, $L=101.6\text{mm}$ - liquid: R-113, acetone, and water at 1 atm - liquid condition: subcooled or saturated - geometry: horizontal annuli - gap sizes: 0.32, 0.80, and 2.58mm
Kang (2002)	- heater: stainless steel tube - $D=25.4\text{mm}$, $L=570\text{mm}$ - liquid: water at 1 atm - liquid condition: saturated - geometry: vertical annuli, open/closed bottoms - gap sizes: 3.9 and 15mm
Kang and Han (2002)	- heater: stainless steel tube - $D=25.4\text{mm}$, $L=500\text{mm}$ - liquid: water at 1 atm - liquid condition: saturated - geometry: vertical annuli, open/closed bottoms - gap sizes: 3.9, 15.0, 25.1, 34.9 and 44.3mm
Kang (2007)	- heater: stainless steel tube - $D=19.1\text{mm}$, $L=540\text{mm}$ - $L_o=0.2, 0.3, 0.4, 0.5,$ and 0.6mm - liquid: water at 1 atm - liquid condition: saturated - geometry: vertical annuli, closed bottoms - gap sizes: 3.65, 6.35, and 17.95mm

내부 열전달에 대해 연구한 주요 실험장치 사양은 Table 1과 같다.

문헌들에 밝혀진 바에 따르면 제한된 공간을 고려하는 경우 제한되지 않은 경우와 비교할 때 많게는 300~800% 정도의 열전달 향상 효과를 저열유속 영역에서 기대할 수 있다.^(4,10) Kang⁽⁶⁾은 환상공간 하부로의 유체 유입이 폐쇄되는 경우 저 과열도(ΔT_{sat}) 영역에서 열전달계수(h_b)가 급격하게 증가하는 현상을 관찰하였다. 그러나 과열도가 높은 경우에는 열유속(q'')의 증가에도 불구하고 열전달계수가 일정하거나 감소하는 둔화

(deterioration)현상이 관찰되었다. 이러한 둔화현상의 주된 이유는 환상공간의 상부 영역에서 기포 군집 형성에 따라 액체의 유입이 원활하지 않은 데 기인하는 것으로 이해되고 있다.^(4,6) 하부유로가 폐쇄된 수직 환상공간 구조를 열교환기의 열설계에 응용하기 위해서는 둔화현상을 이해하기 위한 다양한 연구가 선행되어야 한다.

최근에 Kang⁽⁸⁾은 하부폐쇄 수직 환상공간에 대한 일부 연구 결과를 발표하였다. 기포 군집을 통해 환상공간 상부에 큰 기포 덩어리가 형성되는 것을 방지하기 위해 Kang⁽⁸⁾은 환상공간을 구성하는 외부튜브의 길이(L_o)를 가열튜브의 길이(L)보다 짧게 하는 방안을 채택하였다. 외부튜브 길이는 열전달에 많은 변화를 초래한다. 외부튜브 길이가 가열튜브 길이보다 매우 짧은 경우, 열전달 둔화를 일으키는 열유속 값이 증가하며, 임계열유속(CHF, critical heat flux)의 발생 가능성도 예방할 수 있는 것을 확인하였다.

이전의 연구 결과들을 정리하면, 환상공간의 외부 튜브 길이는 하부폐쇄 수직 환상공간 내부의 풀비등 열전달 해석을 위해 매우 중요한 변수임을 알 수 있다. 그런데, Kang⁽⁸⁾의 연구는 외부 튜브 길이가 가열튜브 길이보다 짧은 경우에 대한 것이므로, 외부튜브 길이가 가열튜브 길이보다 더 긴 경우에 대해 튜브 길이가 풀비등 열전달에 미치는 영향을 규명하는 것이 필요하다. 따라서 본 연구는 외부튜브의 길이를 가열튜브의 길이보다 긴 상태로 유지하면서 그 길이 변화에 따른 풀비등 열전달 특성을 규명하는 것을 목적으로 하고 있다. 이러한 형태의 연구는 거의 이루어진 바가 없으므로 그 결과가 관련 분야 열설계에 어느 정도 기여할 수 있을 것으로 기대할 수 있다.

2. 실험

실험에 사용한 실험 장치와 시편에 대한 대략적인 그림은 Fig. 1과 같다. 물 저장용 수조(Fig. 1(a))의 치수는 가로×세로×높이(내부길이)가 각각 1300×950×1400mm이다. 균일한 온도를 유지하기 위하여 2중벽 구조로 구성하였다. 안쪽과 바깥쪽 수조 사이의 공간에 용량이 5kW인 예열용 히터 4개를 설치하였다.

시편에 전달되는 열전달량을 조절/측정하기 위

하여 공급되는 전압(V)과 전류(I)가 숫자로 표시되는 출력 조절장치를 제작하여 사용하였다. 한편, 시편(Fig. 1(b))은 내부에 전기저항선을 갖는 스테인리스강 튜브($L=200\text{mm}$, $D=19.1\text{mm}$)로 되어 있으며, 표면을 버핑(buffing)가공하여 아주 매끈하게 만들었다. 환상공간을 구현하기 위하여 Fig. 1(b)와 같이 유리관을 사용하였다. 실험에는 두 개의 틸새 간격($s=3.5, 15.5\text{mm}$)과 4개의 외부 튜브길이($L_o=0.3, 0.4, 0.5, 0.6\text{m}$)가 사용되었다.

튜브 표면과 수조 내부 물의 온도는 T-형식(지름=1.5mm) 열전대를 사용하여 측정하였으며, 튜브 표면 온도를 측정하기 위하여 2개의 열전대를 가열 표면에 설치하였다. 보다 정밀한 표면 온도 측정을 위하여 열전대 끝 부분을 대략 10mm 정

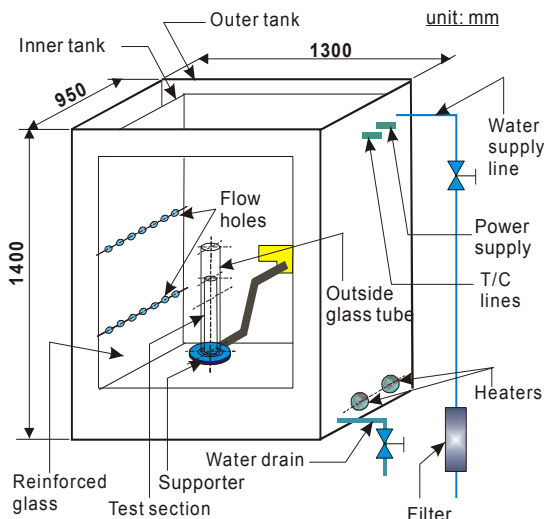
도 튜브 표면에 접합하였다. 물 온도는 표면에 등 간격으로 열전대를 접합한 튜브를 수조 구석에 수직으로 세워 측정하였다.

실험은 대기압 상태 하에 있는 수조 내부에 일정 높이(1.1m)로 물을 채운 후 예열히터를 이용해 포화상태(100°C)까지 가열하였다. 포화상태에 도달 후 공기 등을 제거할 목적으로 약 30분 정도 추가적인 가열을 수행한 후 시편의 열유속을 변화시키면서 표면 온도를 측정하였다. 정밀한 온도 산출을 위해 측정값을 산술평균하였으며, 그것을 그 열유속에 대한 온도로 결정하였다. 하나의 외부 튜브에 대한 실험이 끝나면 Table 2에 나타낸 것과 같이 다른 길이와 틸새 간격의 조합을 갖는 유리관으로 변경하여 실험을 수행하였다. Table 2에서 길이 비 L_R 은 L_o/L 로서 외부 튜브 길이를 가열튜브 길이로 나눈 것이다.

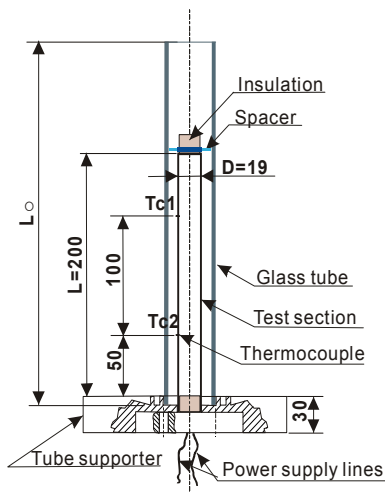
전기적으로 가열한 튜브 표면에서의 열유속은 공급전력을 열전달면적으로 나눈 것이며, 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$q'' = \frac{VI}{\pi DL} = h_b \Delta T_{sat} = h_b (T_W - T_{sat}) \quad (1)$$

여기서, V 와 I 는 각각 공급한 전압과 전류이며, D 와 L 은 각각 튜브 외경과 길이를 나타낸다. 그



(a) water tank



(b) assembled test section

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Test matrix and q'' versus ΔT_{sat} data

s mm	L_o m	L_R	q'' kW/m ²	Geometry	Number of data
-	-	-	0-150	Single tube	15
3.5	0.3	1.5	0-150	Bottom closed	15
3.5	0.4	2.0	0-150	Bottom closed	15
3.5	0.5	2.5	0-150	Bottom closed	15
3.5	0.6	3.0	0-150	Bottom closed	15
15.5	0.3	1.5	0-150	Bottom closed	15
15.5	0.4	2.0	0-150	Bottom closed	15
15.5	0.5	2.5	0-150	Bottom closed	15
15.5	0.6	3.0	0-150	Bottom closed	15

리고 T_w 와 T_{sat} 는 각각 튜브 표면 온도와 물의 포화온도를 나타낸다. 식 (1)에 사용된 온도는 측정된 온도를 산술평균한 것이다.

측정값에 대해 오차확산법칙(error propagation law)⁽¹¹⁾을 사용하여 불확실도를 분석하였다. 데이터 수집 오차($A_T, \pm 0.05^\circ\text{C}$) 및 정밀도 한계($P_T, \pm 0.1^\circ\text{C}$) 값을 온도에 대한 불확실도 분석 시 고려하였다. 95% 신뢰도 범위에서 측정된 온도에 대한 불확실도는 $(A_T^2 + P_T^2)^{1/2}$ 로 계산되며 그 값은 $\pm 0.11^\circ\text{C}$ 이다. 열유속에 대한 불확실도는 $\pm 0.7\%$ 이다. 비등열전달계수는 $q''/\Delta T_{sat}$ 으로, 그 값을 통계분석하여 오차확산법칙을 적용한 불확실도는 $\pm 6\%$ 이다.

3. 결과 및 토론

환상공간의 외부튜브 길이에 따른 열전달 특성의 변화는 Fig. 2에 나타낸 것과 같다. L_o 가 0.3, 0.4, 0.5, 그리고 0.6m일 때 열유속과 과열도의 상관관계를 나타낸 것이며, 비교를 위해 구속되지 않은 단일튜브의 값도 함께 나타내었다. $q'' \leq 60\text{kW/m}^2$ 에서, 환상공간 및 단일 튜브의 ΔT_{sat} 사이에는 큰 차이가 존재함을 알 수 있다. 이러한 경향은 Kang⁽⁸⁾의 결과와 유사하다. 환상공간에서 ΔT_{sat} 는 열유속이 증가함에 따라 점차적으로 증가한다. 단일튜브에서는 열유속에 대한 과열도의 그래프 기울기가 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다. 열유속이 100kW/m^2 보다 높을 때 환상공간의 값 중 일부가 단일튜브보다 열전달이 둔화되는 경향을 나타내고 있다.

외부튜브 길이 변화에 따른 열전달 특성은 환상공간의 틈새간격 크기에 따라 서로 다르게 나타난다. $s=3.5\text{mm}$ 일 때 외부튜브 길이 L_o 의 증가가 과열도 ΔT_{sat} 를 감소시킨다. 반면, $s=15.5\text{mm}$ 에서는 L_o 의 증가가 ΔT_{sat} 를 증가시키고 있다. $q''=100\text{kW/m}^2$ 이고 $s=3.5\text{mm}$ 일 때 L_o 를 0.3m에서 0.6m로 증가하면, ΔT_{sat} 가 11.2%(11.6에서 10.2°C 로) 감소하지만, 동일한 열유속에서 $s=15.5\text{mm}$ 일 때 외부튜브 길이를 0.3m에서 0.6m로 크게하면 과열도는 12.1%(9.9에서 11.1°C 로) 증가하는 경향을 나타낸다.

이러한 경향은 주요 열전달 기구가 틈새 간격에 따라 서로 다를 수 있음을 의미한다. 좁은 틈새간격의

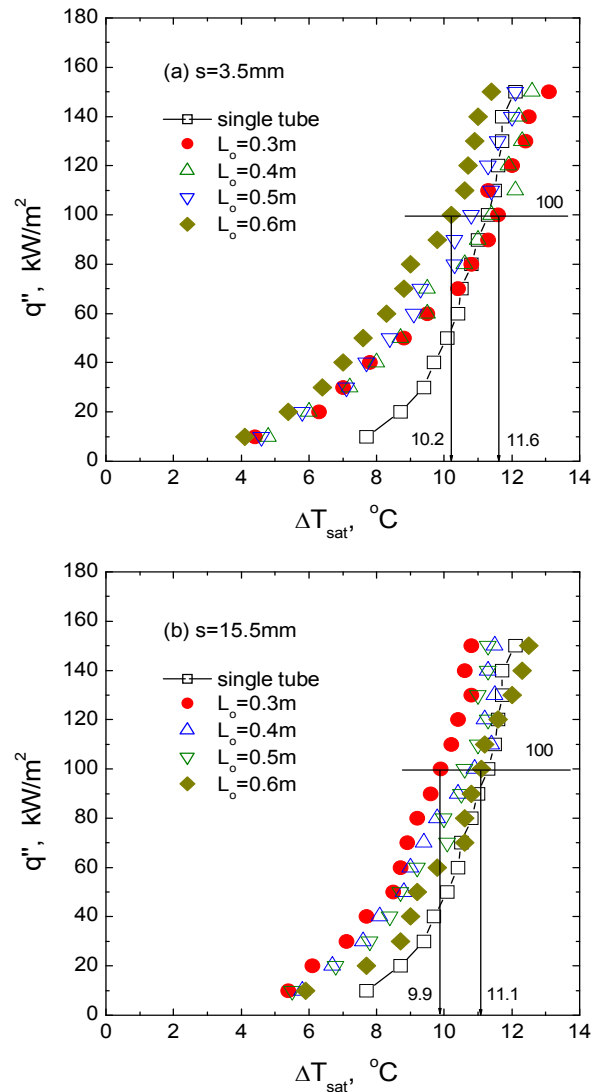


Fig. 2 Plots of q'' versus ΔT_{sat} data

경우 활발한 액체교란(liquid agitation)의 발생이 일반적이다. 가열튜브 표면에서 발생한 기포는 환상공간의 상부를 통하여 바깥으로 배출되며, 동시에 주변의 액체가 환상공간의 상부를 통하여 유입된다. 이 때, 배출되는 기포는 액체와 상호 간섭하면서 환상공간 내부에 상하 방향의 맥동류(pulsating flow)를 일으키게 되며, 그 결과 환상공간 내부에 활발한 액체교란이 발생된다. 액체교란의 정도는 틈새 간격이 줄어들면 증가하는 경향을 가진다.⁽⁸⁾ $s=3.5\text{mm}$ 이면 환상공간을 이루고 있는 영역을 떠난 기포는 외부튜브만 남은 영역으로 흘러들어갈 수 있다. 상부로 이동하는 기포는 외부튜브 내부의 액체와 상호 간섭하면서 상부로 이동한다. 기포가 외부튜브 영역을 완전히

떠나 밖으로 빠져나옴과 동시에 기포가 빠져나온 공간을 채우기 위해 주변 액체가 급격하게 튜브 내부로 밀려들어간다. 외부 튜브 길이가 증가하면 기포 덩어리의 체적도 증가하게 되며, 그 결과 더 활발한 액체교란이 발생한다. 따라서 $L_o=0.6\text{m}$ 에 대한 결과가 $L_o=0.3\text{m}$ 에 대한 것 보다 향상된 열전달 특성을 보이는 것이다.

환상공간의 틈새간격이 증가하면 액체교란의 정도가 점차적으로 감소한다. $s=15.5\text{mm}$ 인 환상공간일 때 환상공간 영역을 빠져나온 기포는 외부튜브로만 이루어진 영역으로 들어오면서 넓은 공간으로 흩어진 후 상부를 통해 천천히 이동하면서 바깥으로 빠져 나간다. 이 경우, 기포가 빠져나갈 공간이 충분하므로 기포와 액체 간에 발생하는 간섭현상 및 그에 따른 맥동류의 발생은 외부튜브로만 이루어진 영역에서는 거의 관찰되지 않는다. 환상공간에서 활발한 액체교란을 일으키는 주요 원인은 맥동류의 발생이므로 맥동류가 발생하지 않으면 액체교란의 강도가 매우 약해지게 된다. 외부튜브의 길이가 증가하면 마찰에 따른 수두손실(head loss)이 증가하면서 액체교란의 강도가 더 감소한다. 감소된 기포 속도와 액체교란의 상실로 인해 기포군집의 효과가 증가하며, 그 결과 외부튜브 길이가 길어지면서 열전달이 감소하는 경향을 초래하는 것이다.

서로 다른 틈새간격을 가지는 환상공간에서 액체교란의 정도를 규명하기 위해 열전대 1번(Fig. 1(b), Tc1) 위치에서 측정된 국소열전달계수를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에는 환상공간에 대한 열전달계수($h_{b,annulus}$)와 단일튜브에 대한 열전달계수($h_{b,single}$) 사이의 비율($h_{b,annulus}/h_{b,single}$)을 열유속의 함수로 나타내었다. $s=3.5\text{mm}$ 인 경우, 전 열유속 영역에 걸쳐 대부분의 비율이 1보다 큰 값을 가진다. 이러한 경향은 $s=15.5\text{mm}$ 에 대한 결과와는 서로 다르다. $s=15.5\text{mm}$ 일 때 열유속이 40kW/m^2 이상인 영역에서는 열전달계수의 비가 1보다 작은 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 이 영역에서 액체교란의 감소와 기포군집의 형성을 암시한다. $s=3.5\text{mm}$ 인 환상공간에 대한 결과 중 $L_o=0.6\text{m}$ 이면 전 열유속에 걸쳐서 최대 값을 나타내며, $L_o=0.3\text{m}$ 에 대한 결과가 최소값을 나타낸다. 반면, $s=15.5\text{mm}$ 이면 Fig. 3(b)에 나타낸 것과 같이 정반대의 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 두 틈새 간격 모두 열유속이 증가하면

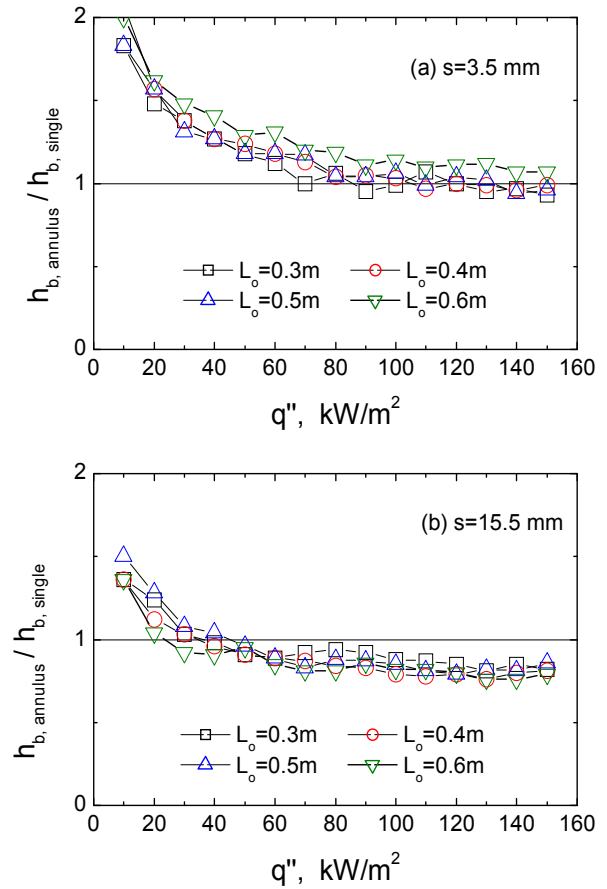


Fig. 3 Plots of $h_{b,annulus}/h_{b,single}$ versus q'' at thermocouple #1 location

서 환상공간에 대한 열전달계수의 증가 효과가 감소하는 것은 기포들 사이의 결합에 의한 군집형성과 관계가 있으며, $s=3.5\text{mm}$ 이면 $s=15.5\text{mm}$ 보다 상대적으로 액체 교란의 강도가 강하므로 열전달계수의 비가 보다 크게 나타나는 것이다.

Fig. 4는 열전대 2번(Fig. 1(b), Tc2) 위치에서 측정된 국소열전달계수를 나타낸 것이다. 환상공간의 틈새간격과 무관하게 일부 결과를 제외하면 전 열유속 영역에 걸쳐 $h_{b,annulus}/h_{b,single}$ 의 값이 1보다 크게 나오는 것을 알 수 있다. 단일 튜브의 경우 저열유속 영역에서는 튜브 하부 영역에서 기포의 발생량이 많지 않음에 따라 액체교란의 영향을 거의 기대할 수 없다. 그렇지만, 환상공간이 있는 경우는 상부 영역에서 발생하는 맥동류의 영향으로 하부 영역까지 액체교란의 영향이 미치면서 하부 영역의 열전달계수가 증가하는 것으로 이해할 수 있다. 특히, $s=15.5\text{mm}$ 이면 Fig. 3에서의 결과와는 서로 다르게 열전달계수의 비율이 외부튜브의 길이와 무관하게 전 열유속 영

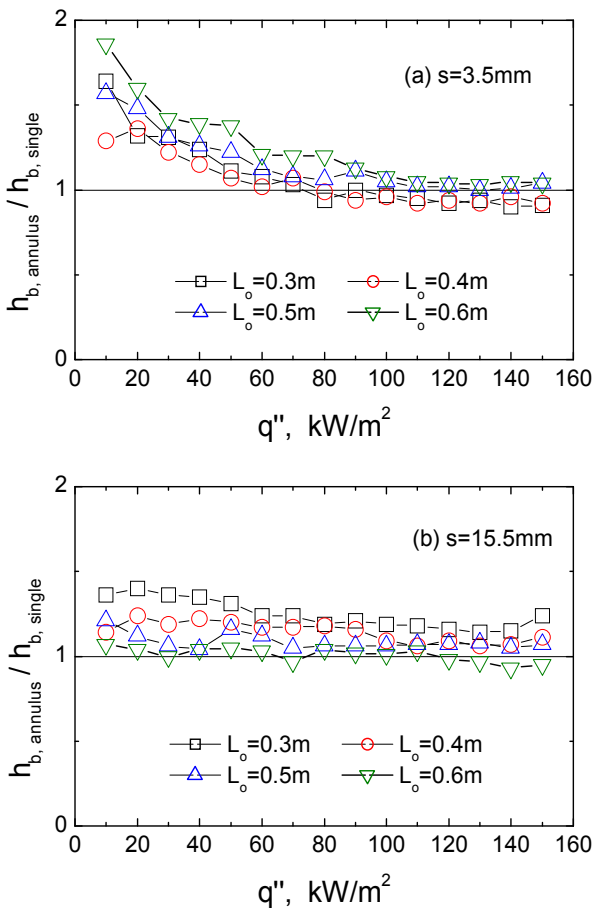


Fig. 4 Plots of $h_{b,annulus}/h_{b,single}$ versus q'' at thermocouple #2 location

역에 걸쳐 단일튜브에 대한 열전달계수보다 향상된다. 이 경우, 외부튜브의 길이가 증가하면서 액체교란의 강도가 줄어들어 열전달계수 사이의 비율이 1에 근접하는 경향을 나타낸다.

$s=3.5\text{mm}$ 이면 열유속이 증가하면서 환상공간의 내부에 기포 군집들이 크게 형성되어 열전달의 감소를 초래하는 반면(Fig. 5참조), 틈새간격이 큰 $s=15.5\text{mm}$ 일 때는 기포가 이동하는 공간이 비교적 충분하므로 기포 군집에 따른 열전달 감소 효과가 상대적으로 적게 나타나 열전대 #2 위치에서의 국소열전달계수가 단일 튜브 대비 향상된 것으로 나타나는 것이다.

Fig. 5는 $s=3.5\text{mm}$ 인 환상공간에 대해 외부튜브 길이가 0.3m 및 0.6m에 대해 열유속에 따른 풀비등 특성을 사진으로 촬영한 것이다. 하부로의 유로가 폐쇄되어 액체 유입이 제한되면서 내부에 유체의 출렁거림(chugging)이 관찰된다. 그림에 나타난 사진들은 가열튜브의 중간부분에서 촬영한

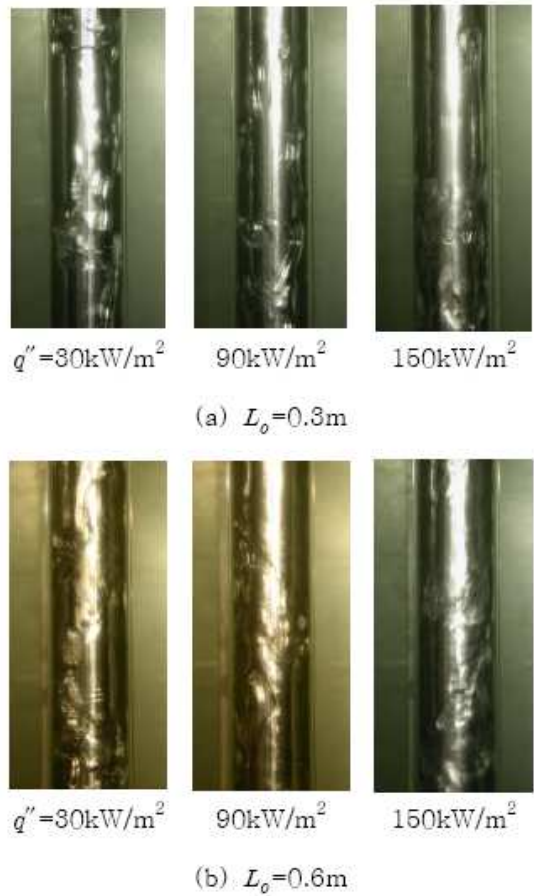


Fig. 5 Photos of boiling in annulus of $s=3.5\text{mm}$

것이다. 환상공간의 하부에서 발생한 기포들은 상부로 이동하면서 다른 기포들과 결합하여 큰 덩어리로 성장하게 되며 그 결과, 환상공간의 상부영역에 강한 액체교란 효과를 유발한다. 사진을 살펴보면 낮은 열유속 영역에서도 기포들을 서로 구별할 수 있는 명확한 경계가 나타나지 않음을 알 수 있다. 기포 덩어리(slug)들은 상부로 이동하면서 상부의 환상공간 영역을 채우면서 주변 액체가 환상공간 내부로 들어오는 것을 방해한다. 유사한 과정이 환상공간의 외부튜브 길이에 관계없이 관찰되었다. 비록 사진에는 분명하게 나타나지 않지만 외부튜브의 길이가 길어지면 맥동류가 더 빈번하게 발생하는 것을 관찰할 수 있었다.

세 가지 열유속($q''=50, 100, 150\text{kW/m}^2$)에 대해 L_R 의 비율 증가에 따른 열전달계수의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. $s=3.5\text{mm}$ 일 때 L_R 이 증가하면 열전달계수가 함께 증가한다. 그렇지만, $s=15.5\text{mm}$ 이면 L_R 이 증가하면 열유속에 관계없이

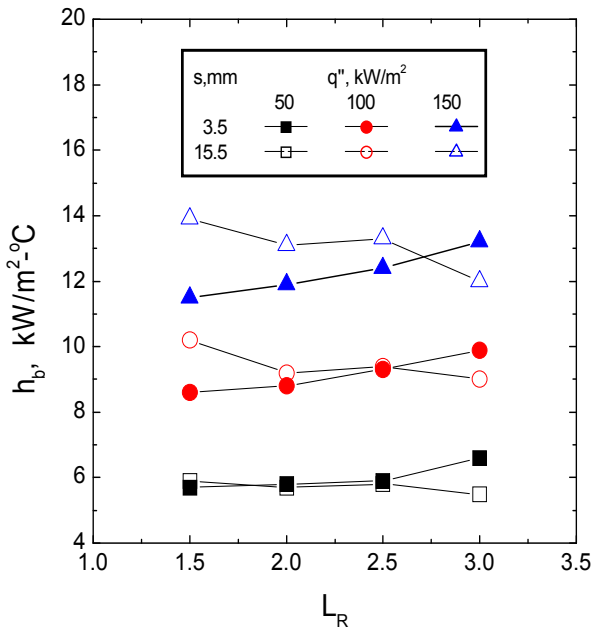


Fig. 6 Plots of h_b versus L_R data

열전달계수가 감소하는 경향을 나타내어 튜브 간격에 따라 열전달계수의 변화 경향이 서로 다르게 관찰된다. 열유속이 150kW/m²일 때 L_R 이 1.5에서 3.0까지 증가하면, $s=3.5$ mm이면 h_b 는 14.8% (11.5에서 13.2kW/m²°C로 변화) 증가하지만 환상공간의 튜브 간격이 15.5mm로 증가하면 h_b 는 13.7%(13.9에서 12.0kW/m²°C로 변화) 정도 감소한다. 튜브 간격이 3.5mm이면 액체교란 효과가 증가하게 되며, 그 결과 $L_R=3.0$ 일 때 h_b 가 $s=15.5$ mm에 대한 결과보다 큰 값을 가지게 된다.

실험을 통하여 여러 가지 변수들의 조합에 대해 120개의 실험값을 취득하였다. 풀비등열전달에 있어서 열전달계수에 대한 일반식을 결정하는 것은 그다지 현실성이 없다고 생각되지만,⁽¹²⁾ 그럼에도 불구하고 상관식 개발에 대한 제안을 수행하였다. 이러한 시도를 지속하는 것은 실험 결과를 정량화하는 과정을 통하여 열설계에 대한 적용 범위를 확장할 수 있을 것이라고 기대하기 때문이다. 튜브 길이 사이의 비율과 튜브 간격의 조합이 열전달에 미치는 영향을 살펴보기 위해 간단한 모형식을 고려한 후, 본 실험에서 얻은 결과와 최소자승법을 사용하는 회귀분석기법을 사용하여 다음과 같이 실험적상관식을 구하였다.

$$h_b = 0.369q''^{0.7}L_R^{0.005}s^{0.016} \quad (2)$$

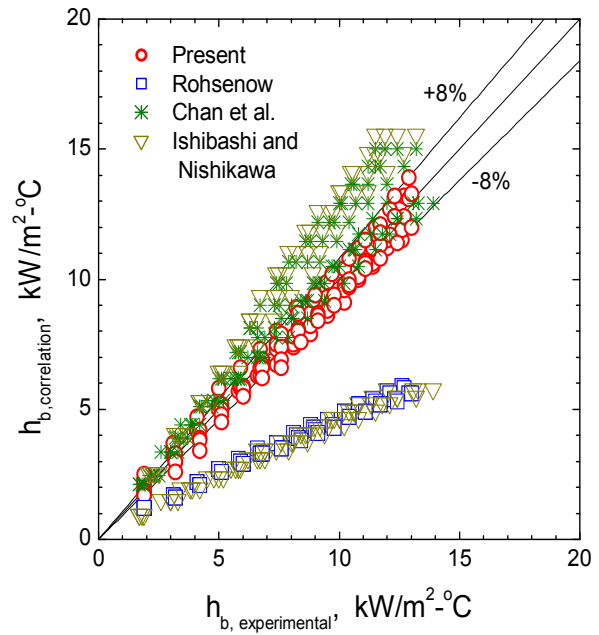


Fig. 7 Comparison of experimental data to calculated heat transfer coefficients

위 식에서 h_b, q'', s 변수들에 대한 단위는 각각 kW/m²°C, kW/m², 그리고 mm이다. 매개변수 L_R 은 무차원 수이다. 위의 식은 본 실험의 결과를 정량화하는 과정에서 제안된 것이므로, 본 연구에서 수행한 실험값 범위 내에서만 유효하며, 이 식을 일반화하려면 다양한 조건에 대한 실험값을 취득한 후, 새로운 상관식을 개발하여야 한다.

개발한 상관식의 정당성을 규명하기 위하여 실험에서 결정된 열전달계수($h_{b,experimental}$)와 식 (2)를 이용하여 계산한 열전달계수($h_{b,correlation}$) 사이의 비율($h_{b,experimental}/h_{b,correlation}$)에 대해 통계 해석을 수행하였다. 계산 결과, 평균은 0.986이며, 표준편차는 0.078이었다. 두 열전달계수의 비교를 위하여 $h_{b,correlation}$ 대비 $h_{b,experimental}$ 값에 대한 그래프를 Fig. 7에 나타내었다. 통계 해석 결과 및 Fig. 7의 결과로부터, 개발된 상관식은 실험값을 ±8% 오차 범위 내에서 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 기존 연구결과들과의 비교를 위하여 Ishibashi와 Nishikawa,⁽⁹⁾ Rohsenow,⁽¹³⁾ Chan 등⁽¹⁴⁾이 제안한 상관식들과 서로 비교한 결과를 Fig. 7에 함께 나타내었다. 기존의 상관식들은 본 연구의 실험값을 과대 또는 과소평가하고 있다. 이 결과로부터 풀비등에 대한 일반적인 상관식⁽¹³⁾ 및 유로조건과 형상이 고려되지 않은 제한된 공

간에 대한 상관식^(9,14)은 본 실험과 같은 환상공간에는 적용하기 어렵다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

대기압 상태하의 포화수 속에 설치된 하부폐쇄 수직 환상공간의 외부튜브 길이가 풀비등열전달에 미치는 영향을 살펴보기 위해 실험적 연구를 수행하였다. 실험을 위해 두 개의 틈새간격($s=3.5, 15.5\text{mm}$)과 4개의 서로 다른 외부튜브 길이 ($L_o=0.3, 0.4, 0.5, 0.6\text{m}$)를 사용했다. 가열튜브의 길이와 직경은 각각 200mm와 19.1mm이다. 본 연구에서 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 동일 열유속에서 L_o 의 증가는 $s=3.5\text{mm}$ 인 경우에는 h_b 가 증가하지만, $s=15.5\text{mm}$ 인 경우에는 h_b 가 감소하였다.

(2) 액체교란 강도의 차이와 수두손실에 따라 감소된 유체 속도 및 기포 군집 형성의 상대적인 차이가 전반적인 열전달 경향에 주요 원인으로 나타났다.

(3) 외부튜브의 길이와 틈새간격의 복합적인 영향을 살펴보기 위해 실험값을 $\pm 8\%$ 오차 범위 내에서 잘 예측하는 실험적 상관식을 제안하였다.

참고문헌

- (1) Shoji, M., 2004, "Studies of Boiling Chaos: a Review," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 1105~1128.
- (2) Chun, M. H. and Kang, M. G., 1998, "Effects of Heat Exchanger Tube Parameters on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer," *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 468~476.
- (3) Chung, Y. J., Yang, S. H., Kim, H. C. and Zee, S. Q., 2004, "Thermal Hydraulic Calculation in a Passive Residual Heat Removal System of the SMART-P Plant for Forced and Natural Convection Conditions," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 232, pp. 277~288.
- (4) Yao, S. C. and Chang, Y., 1983, "Pool Boiling Heat Transfer in a Confined Space," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 841~848.
- (5) Hung, Y. H. and Yao, S. C., 1985, "Pool Boiling Heat Transfer in Narrow Horizontal Annular Crevices," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 656~662.
- (6) Kang, M. G., 2002, "Pool Boiling Heat Transfer in Vertical Annular Crevices," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3245~3249.
- (7) Kang, M. G. and Han, Y. H., 2002, "Effects of Annular Crevices on Pool Boiling Heat Transfer," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 213, pp. 259~271.
- (8) Kang, M. G., 2007, "Pool Boiling Heat Transfer on a Vertical Tube with a Partial Annulus of Closed Bottoms," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 423~432.
- (9) Fujita, Y., Ohta, H., Uchida, S. and Nishikawa, K., 1988, "Nucleate Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux in Narrow Space between Rectangular Spaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 2, pp. 229~239.
- (10) Bonjour, J. and Lallemand, M., 1998, Flow Patterns during Boiling in a Narrow Space between Two Vertical Surfaces," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 24, pp. 947~960.
- (11) Coleman, H. W. and Steele, W. G. 1999, Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers, 2nd Ed., John Wiley&Sons.
- (12) Whalley, P. B., 1987, Boiling, Condensation and Gas-liquid Flow, Oxford University Press.
- (13) Rohsenow, W. M., 1952, "A Method of Correlating Heat-transfer Data for Surface Boiling of Liquids," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 74, pp. 969~976.
- (14) Chan, M. A., Yap, C. R. and Ng, K. C., 2011, "A Correlation for Confined Nucleate Boiling Heat Transfer," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 133, p. 074502.