

< 논문 >

## 하부 유로단면적이 수직 환상공간 내부 풀비등열전달에 미치는 영향

강 명 기\* · 유 주 식\*  
(2007년 1월 2일 접수, 2007년 6월 14일 심사완료)

### Effects of Bottom Inflow Area on Pool Boiling Heat Transfer in a Vertical Annulus

Myeong-Gie Kang and Joo-Sik Yoo

**Key Words:** Pool Boiling(풀비등), Annuli(환상공간), Closed Bottoms(하부폐쇄)

#### Abstract

To investigate effects of the inflow area on pool boiling heat transfer in a vertical annulus, the inflow area at its bottom has been changed from 0 to 1060.3mm<sup>2</sup>. For the test, a heated tube of 34 mm diameter and water at atmospheric pressure have been used. To elucidate effects of the inflow area on heat transfer results of the annulus are compared to the data of a single unrestricted tube. The change in the inflow area at the bottom of the annulus results in much variation in heat transfer coefficients. When the inflow area is 113.1mm<sup>2</sup> the deterioration point of heat transfer coefficients gets moved up to the higher heat fluxes because of the convective flow at the bottom regions.

#### 기호설명

$A_f$  : 환상공간 하부의 유입유로단면적  
 $A_o$  : 환상공간의 유로단면적  
 $A_r$  : 면적비(= $A_f/A_o$ )  
 $D$  : 가열 튜브 직경  
 $D_i$  : 외부 튜브의 내경  
 $h_b$  : 열전달 계수  
 $I$  : 공급전류  
 $L$  : 가열 튜브 길이  
 $q''$  : 열유속  
 $s$  : 틈새간격

$T_{sat}$  : 포화온도  
 $T_w$  : 튜브 표면 온도  
 $V$  : 공급전압  
 $\Delta T_{sat}$  : 과열도(= $T_w - T_{sat}$ )

#### 1. 서론

효율적인 열교환기 제작을 위한 열적설계와 관련하여 풀비등열전달은 지난 수십 년에 걸쳐서 광범위하게 연구되어져 왔다. 풀비등열전달은 풀 속에 잠긴 가열면의 표면에서 비등이 발생하면서 열전달이 이루어지는 것으로 유체를 강제순환 시키는 강제대류비등열전달의 경우와는 여러 가지 면에서 차이가 있다. 풀비등열전달은 풀 속에서 비등이 발생하는 열 설비에 모두 적용가능하며, 그 구체적인 사례로서 전 세계적으로 연구가 진행 중인 신형원전설계에 채택되는 피동형 안전계통들을 들 수 있겠다.<sup>(1,2)</sup> 피동형열교환기는 안전

† : 책임저자, 회원, 안동대학교 기계교육과  
 E-mail : mgkang@andong.ac.kr  
 TEL : (054)820-5483 FAX : (054)823-1766  
 \* : 회원, 안동대학교 기계교육과

계통에 설치되어 최종 열침원의 역할을 담당하며, 좁은 공간에서 주어진 시간 내에 일정량의 열을 제거해야 하는 역할을 고려할 때 가열표면에서 높은 열전달계수( $h_b$ )를 가지도록 열교환기를 설계하는 것은 매우 중요한 사항이다.

열전달 향상의 관점에서 고려할 수 있는 여러 가지 변수 중 한 가지 방법은 가열부 주변에 제한된 공간을 가지게 하는 것이다. 이러한 제한된 틈새 공간 내부에서의 비등열전달과 관련된 주된 현상 중 대표적인 것은 환상공간<sup>(3-6)</sup>과 평판<sup>(7,8)</sup>을 들 수 있다. 열전달 특성 규명 및 열전달 향상 등의 목적을 위해 몇몇 연구<sup>(3,5-7)</sup>에서는 하부로의 유체 유입이 제한된 형상에 대한 결과를 소개하고 있다.

이들 결과들을 살펴보면 하부유로가 차단된 제한된 공간에서 풀비등열전달이 발생하면 구속되지 않은 경우와 비교할 때 저 열유속( $q''$ ) 영역에서는 300-500%정도 열전달이 향상된다. 그러나 열유속이 지속적으로 증가하면 열전달계수의 증가가 둔화(deterioration)되는 경향을 나타낸다.<sup>(3,5)</sup> 이러한 열전달계수의 둔화 경향은 환상공간 상부 영역에서 발생하는 기포군집형성에 따른 큰 기포덩어리의 발생에 그 원인이 있다.<sup>(5)</sup> 수직으로 설치한 환상공간의 상부영역 주변에서는 기포덩어리의 상향유동이 유입되는 액체에 의해서 방해받는다. 이렇게 되면 기포덩어리는 일순간 정체하거나 환상공간 내부에서 상하부 맥동운동을 하면서 더욱 더 큰 기포덩어리로 성장한다.

Kang<sup>(6)</sup>에 의하면, 수직환상공간에서 하부로의 유체 유입이 차단되면 과열도( $\Delta T_{sat}$ )가 2K 이하인 경우 열전달계수의 급격한 증가가 관찰되던 것이 열유속의 증가에 따라 과열도가 2K보다 큰 값을 가지면 열유속의 증가와 무관하게 일정한 열전달계수를 가지는 것을 알 수 있다. 따라서 수직으로 설치한 하부폐쇄 환상공간을 열교환기에 채택하기 위해서는 열유속 증가에 따른 열전달계수 둔화 현상을 해결하는 근본적인 방안이 제시되어야 한다. Kang<sup>(6)</sup>은 이러한 문제를 해결하기 위한 방안의 하나로 틈새간격( $s$ )이 6.35mm인 환상공간의 외부 튜브 길이를 조절함으로써 고열유속 영역에서 발생하는 열전달계수의 증가가 둔화되는 현상을 제거할 수 있음을 밝혀냈다.

열전달계수 증가의 둔화를 발생시키는 큰 기포덩어리의 형성은 환상공간의 하부에서 유체가 유

입되지 않는데 그 주된 원인이 있다. Kang<sup>(6)</sup>은 외부 튜브의 길이를 줄여서 기포덩어리를 빨리 바깥으로 분산시키는 방법을 사용하였다. 반면, 본 연구에서 시도하려는 방향은 환상공간의 하부로 적절하게 유체를 유입시킴으로써 상부영역에서 발생하는 기포와 유입액체간의 충돌을 방지해 보자는데 그 목적이 있다.

유체 하부로의 유체 유입에 따른 환상공간 내부 풀비등열전달 특성을 분석하기 위한 연구는 최근에 Kang<sup>(9)</sup>에 의하여 이루어진 것이 전부이다. Kang<sup>(9)</sup>은 19.5mm의 틈새간격을 가지는 환상공간의 내부에 설치된 16.5mm의 가열튜브를 사용하여 하부로의 유체 유입량을 적절하게 제어하면 하부폐쇄 환상공간에서 관찰되는 열전달계수 증가가 둔화되는 현상을 줄일 수 있는 가능성을 관찰하였다. 그렇지만 연구에 사용한 틈새간격이 다소 큰 관계로 기대했던 열전달계수의 큰 변화는 살펴보기 어려웠다.

따라서 본 연구에서는 틈새간격이 좁은 경우에 대한 열전달특성을 추가로 분석하여 Kang<sup>(9)</sup>의 선행 연구 결과와 서로 비교함으로써 틈새간격과 결합된 하부 유입 유로의 효과를 규명하여 향상된 열전달 특성을 가지는 풀비등열교환기 설계를 위한 자료를 확보하고자 한다.

## 2. 실험

실험 장치의 개도는 Fig. 1과 같다. 수조[Fig. 1(a)]의 재질은 스테인리스강이며, 사각형 단면적(950×1300mm)과 1400mm의 높이를 가지고 있다. 이 수조의 전면은 관찰 및 사진 촬영을 위해 유리로 만들었고 가로×세로가 1000×1000mm이며, 이중 벽 구조로 되어 있다. 안쪽 수조의 크기는 800×1000×1000mm(깊이×폭×높이)이며, 좌·우벽면에는 외부 수조로부터 유체가 유입되도록 하기 위해 각각 14개의 구멍(직경 28mm)을 가지고 있다. 내부 탱크의 바닥에는 배수 및 유체 유입을 위한 구멍이 2개 설치되어 있으며, 바닥면 사이 공간에는 물을 예열하기 위해 히터당 용량이 5kW인 4개의 보조히터를 설치했다.

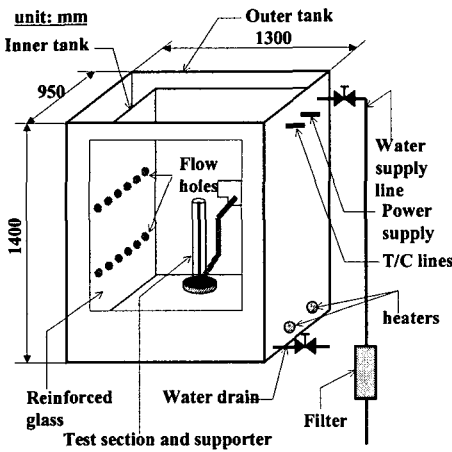
열손실을 줄이기 위해 수조의 좌, 우, 뒷면은 50mm 두께의 유리섬유로 단열처리 하였다. 스테인리스강 재질의 열교환 튜브는 Fig. 1(b)에 나타낸 전기저항히터(가열길이×직경=500×34mm)로 모

사하였다. 히터 표면은 버핑가공을 거쳐서 매끈하게 가공하였으며, 220V의 교류 전원은 시편의 하부를 통하여 공급하였다.

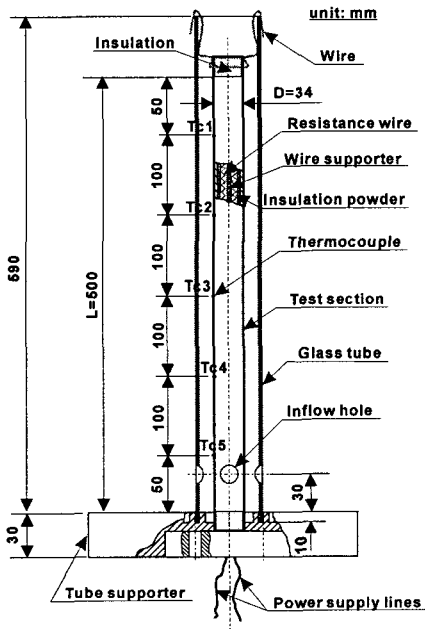
튜브 표면온도는 직경 1.5mm인 5개의 T-형식 열전대를 사용하여 측정하였다. 정확한 온도 측정을 위해 열전대의 끝 부분을 약 10mm 튜브

표면에 청동으로 집합하였다. 수조 내부 물온도를 측정하기 위하여 6개의 T-형식 열전대(직경 1.5mm)를 내부 수조의 바닥면으로부터 상부방향으로 180mm 간격으로 설치하였다. 모든 열전대는 물의 포화온도에서 교정하였다. 예열히터 및 가열시편에 공급되는 전압 및 전류를 각각 측정하고 제어하기 위하여 전압 및 전류를 디지털 값으로 읽을 수 있는 3개의 채널로 구성된 두 대의 전력공급계를 사용하였다. 각 채널당 용량은 10kW이다.

수조 내부에 시편 및 유리관을 설치하는 순서는 첫째 가열 시편을 Fig. 1(a) 수조 내부에 있는 시편 지지대에 수직으로 조립하며, 그 후 Fig. 1(b)의 유리관지지대(직경 140mm)를 수조 내부 지지대에 조립한 다음 최종적으로 유리관을 유리관지지대에 고정하였다. Fig 1(b)는 최종적으로 조립된 시편과 유리관의 모습을 나타낸다. 유리관의 고정을 위하여 유리관 지지대에 유리관의 내경 및 외경을 고려한 깊이 약 10mm의 홈을 원형으로 가공하여 유리관이 그 틈새에 끼워지도록 하였다. 한편, 유리관 조립부로 유로가 형성되는 것을 방지하기 위해 지지대와 유리관 접합부를 실리콘으로 밀봉하였다. 환상공간( $s=10.7\text{mm}$ )을 구현하기 위하여 Table 1에 나타난 것과 같이 하부유로단면적( $A_f$ )이 서로 다른 열 개의 유리관(길이=0.6m)을 가열튜브의 외부에 각각 설치하였다. 하부유로단면적은 Fig. 1(b)에 나타난 것과 같이 유리관의 하부로부터 40mm 위치에 유체 유입을 위한 구멍의 개수 및 크기를 조절하여 구현하였다. Table 1의 단면적 비( $A_r$ )는 하부유로단면적



(a) Water tank



(b) Assembled test section

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

Table 1 Geometries of the outer tube

Number of holes	$A_f$ , mm <sup>2</sup>	$A_r$	Remarks
-	-	-	single tube
6	1060.3	0.71	annulus
5	883.6	0.59	annulus
4	706.8	0.47	annulus
3	530.1	0.35	annulus
2	353.4	0.24	annulus
1	176.7	0.12	annulus
1	113.1	0.08	annulus
1	50.3	0.03	annulus
1	19.6	0.01	annulus
0	0	0	annulus

을 환상공간의 유로단면적 $[A_o = \pi(D_i^2 - D^2)/4]$ 으로 나눈 값으로 정의하였다. 한편, 유리판과 가열 시편 사이에 균일한 간격이 유지되도록 하기 위하여 지름이 1.5mm인 가는 강선으로 만들어진 고정구를 유리판과 시편 사이공간에 끼워 넣어 지지하였다.

외부 수조 바닥면으로부터 1100mm 높이가 되도록 수조 내부에 물을 채운 후 4개의 예열히터를 작동하여 물을 가열하였다. 수조 내부의 물이 포화온도( $T_{sat}$ )에 도달하였을 때 비응축 가스 제거를 위하여 30분 정도 추가적인 가열을 수행한 후 가열튜브에 전원을 공급하였다. 튜브에 대한 열유속을 변경하면서 정상상태에 도달하였을 때 튜브표면온도( $T_w$ )를 측정하였다. 본 연구와 같이 표면이 매끈한 스테인리스강 튜브와 물의 조합인 경우는 열유속 증·감에 따른 이력현상은 무시할 수 있을 정도이므로<sup>(10)</sup> 열유속이 증가하는 경우에

대해 실험값을 획득하였다. 하나의 조합에 대한 실험이 끝나면 다음 조합에 대하여 실험을 수행하였으며, 외부튜브 길이를 증가하면서 실험을 진행하였다.

전기적으로 가열한 튜브 표면에서의 열유속은 공급된 교류전원에 대한 측정값과 튜브의 형상으로부터 결정할 수 있으며 다음과 같다.

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

여기서  $V$ 와  $I$ 는 공급한 전압과 전류를 각각 나타내며,  $D$ 와  $L$ 은 각각 튜브 내경과 가열길이를 의미한다.  $T_w$ 는 튜브에 설치한 열전대의 측정값을 산술평균한 값을 사용하였다.

측정한 전압 및 전류에 대한 불확실도는 각각 0.5% 이다. 열유속에 대한 불확실도는 시편 치수에 대한 불확실도를 무시하면 전달한 동력의 불확실도와 같아지므로 전압과 전류의 곱으로부터 구할 수 있다. 따라서 열유속은  $\pm 1.0\%$ 의 불확실도를 가진다. 측정된 온도에 대한 불확실도는 열전대 접점의 오차, 접합부 오차, 그리고 계측기 변환오차의 합으로 나타낼 수 있으며, 그 값은  $\pm 0.3K$  이다. 한편, 열전달계수에 대한 불확실도는  $q''/\Delta T_{sat}$ 의 계산을 거쳐서 결정되며,  $\pm 10\%$ 의 값을 가지는 것으로 평가된다.

### 3. 결과 및 토론

Fig. 2는 수직 환상공간의 외부에 설치한 튜브 하부의 유로단면적 크기에 따른 열전달의 변화를 나타내고 있다. 환상공간이 있는 경우와 환상공간이 없는 단일튜브를 서로 비교하면, 열유속과 하부로의 유체 유입 단면적의 크기에 따라 서로 다르다.  $q'' \leq 50kW/m^2$ 인 경우 환상공간은 단일튜브에 비하여 향상된 열전달 특성을 보여주고 있다.  $q'' > 50kW/m^2$ 인 경우 열전달 특성은  $A_r$ 의 값에 따라 두 가지 경향을 나타낸다.  $A_r > 0.03$ 인 경우 환상공간은 단일튜브에 비해 향상된 열전달 특성을 나타낸다. 그렇지만  $A_r \leq 0.03$ 인 경우 환상공간에 대한 열전달은 단일튜브에 비하여 현저

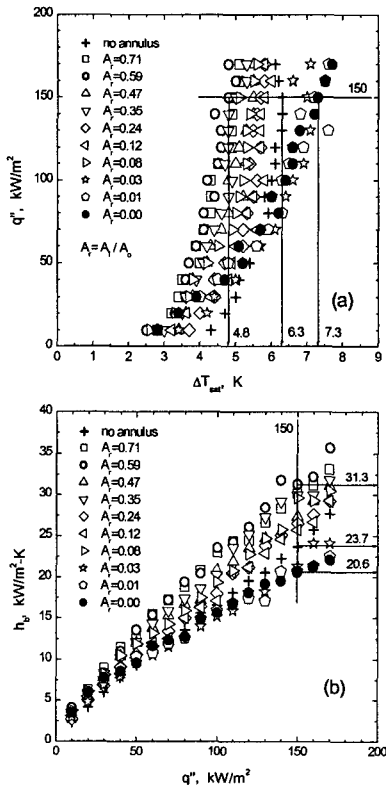


Fig. 2 Plots of experimental data

하게 감소한다. 이러한 경향은  $D=16.5\text{mm}$ 를 사용한 Kang<sup>(9)</sup>의 결과와는 서로 다르다. Kang<sup>(9)</sup>은 환상공간을 채택하면 하부유로의 크기와 무관하게 단일튜브 대비 향상된 열전달특성을 보임을 보고하고 있다. 비슷한 실험에 대해 양자의 결과가 서로 다르게 나타나는 주된 원인은 환상공간의 틈새간격의 차이에서 찾을 수 있다. Kang<sup>(9)</sup>이 사용한 환상공간의 틈새간격은 19.5mm임에 비해 본 연구에서 사용한 틈새간격은 10.7mm이다. 틈새간격이 줄어들게 되면 환상공간 내부에 기포의 활발한 운동이 발생하여 열전달이 현저하게 향상된다. 그렇지만 열유속 증가시 유로가 충분히 확보되지 않는 좁은 틈새의 경우 튜브 상부 영역에 형성되는 큰 기포덩어리에 의해 열전달 특성이 둔화되는 경향을 나타내게 되는 것이다.<sup>(9)</sup>

Fig. 2에 의하면  $A_r=0.59$ 에서 가장 향상된 열전달 특성을 보여주며,  $A_r$ 이 이보다 더 큰 경우 열

전달이 감소하는 것을 알 수 있다.  $A_r$ 을 일정값 이상 증가하면 활발한 기포 운동이 열전달향상에 미치는 영향을 감소시키므로 하부유로를 조절하는 경우 최대의 열전달 특성을 얻을 수 있는 단면적을 확인하는 것이 중요하다.  $q''=150\text{kW/m}^2$ 일 때  $A_r=0.59$ 를 가지는 환상공간을 채택하면 단일튜브와  $A_r=0.00$ 인 환상공간에 비하여  $\Delta T_{sat}$ 는 각각 23.8%(6.3→4.8K)와 34.2%(7.3→4.8K) 감소하였으며,  $h_b$ 는 각각 32.1%(23.7→31.3kW/m<sup>2</sup>-K)와 51.9% (20.6→31.3kW/m<sup>2</sup>-K) 증가하였다. 이러한 결과를 살펴볼 때 하부폐쇄 환상공간에서 하부의 유로를 적절하게 조절함으로써 열전달 향상 효과를 최대화 할 수 있음을 알 수 있다.

이러한 경향에 대한 원인을 상세하게 설명하기 위하여 열전달을 부착한 위치에서 국소열전달계수를 계산하고 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. T/C1에 대한 결과를 살펴보면,  $A_r$  값이 작은 경우  $h_b/h_{b, single}$ 의 값은 열유속이 30kW/m<sup>2</sup>인 경우에는 1보다 큰 값을 가지다가 열유속 증가에 따라 점차적으로 감소하여 1보다 작은 값을 가짐을 알 수 있다. 하부로의 유체 유입이 매우 제한된 경우 상부로의 유체 유입이 필요하다. 이 경우 환상공간 내부에서 상승하는 기포와 하강하는 액체간 서로 상충되는 흐름 발생 등의 영향으로 큰 기포덩어리가 발생한다. 따라서 기포 발생이 적은 저 열유속 영역에서는 활발한 액체운동에 의해 열전달계수가 증가하지만 고열유속 영역으로 진행함에 따라 기포의 배출이 원활하지 않음에 따라 열전달계수 증가가 둔화되는 현상이 발생하는 것이다. 한편,  $A_r$  값이 상대적으로 큰 경우에는 고열유속이 되어도 열전달계수의 증가가 둔화되는 정도가 상대적으로 작다. 특히 가장 뛰어난 열전달 특성을 보여준  $A_r=0.59$ 의 경우 환상공간이 없는 단일튜브의 경우와 거의 유사한 열전달계수를 가진다. 비교적 중간 영역에 위치한 T/C3의 경우에도 하부폐쇄 환상공간에 대한 결과는 열전달계수의 증가가 둔화되는 양상을 계속 보여주고 있다. 반면,  $A_r=0.59$ 의 경우에는 단일튜브의 경우보다 큰 값의 열전달계수를 가지는 것을 알 수 있다.  $h_b/h_{b, single}$  값의 큰 차이는 최하부 영역인 T/C5에서 살펴볼 수 있다. T/C5 위치에서 극히 일부를 제외한 거의 모든 실험값들이 1보다

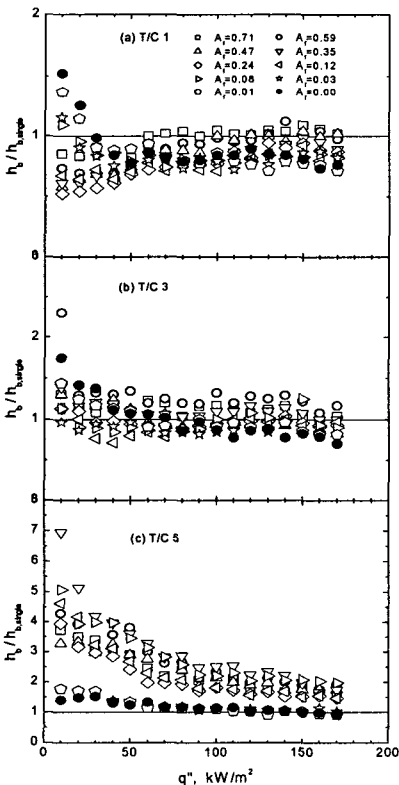


Fig. 3 Plots of  $h_b/h_{b, single}$  vs  $q''$

큰 값을 가진다. 그러나 열전달에 영향을 미치는 주요 열전달 과정은 위의 두 경우와는 약간 다르다. 하부 유로를 통해 유입되는 유체에 의한 대류 유동이 이 지역에서 열전달에 큰 역할을 담당한다.  $A_r \leq 0.03$ 인 환상공간의 경우 하부로 유입되는 유체가 거의 없으므로 대류 유동의 영향을 기대할 수 없어 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수간의 비가 1에 근접하다가  $q'' \geq 90 \text{ kW/m}^2$  을 넘어서면 그 비율이 1보다 작아진다. 열유속이 증가함에 따라 대류 유동이 열전달에 미치는 영향은 감소하게 되며, 핵비등밀도가 주된 열전달 기구로 자리를 잡게 되면서<sup>(11)</sup> 열전달계수들 간의 비율이 1에 근접하는 경향을 나타낸다.

동일 하부유로 단면적을 가지는 경우 환상공간의 틈새 간격이 열전달에 미치는 영향을 규명하기 위해 본 연구의 결과( $D=34.0 \text{ mm}$ ,  $s=10.7 \text{ mm}$ )를 Kang<sup>(9)</sup>의 결과( $D=16.5 \text{ mm}$ ,  $s=19.5 \text{ mm}$ )와 서로 비교하고 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 환상공간이 없는 단일튜브인 경우 비슷한 열전달계수를

가지던 것이 환상공간을 가지게 되면 틈새간격에 따라 열전달계수가 서로 다르게 나타나며, 그 차이는  $A_f$ 에 따라 서로 다르다.  $A_f \geq 353.8 \text{ mm}^2$ 인 경우  $s=10.7 \text{ mm}$ 인 경우가 더 큰 열전달계수를 가지다가  $A_f=176.9 \text{ mm}^2$ 가 되면 두 틈새간격에 대한 열전달계수가 서로 거의 같은 값을 가지게 된다. 하부로의 유체 유입이 없는  $A_f=0.00 \text{ mm}^2$ 인 경우 열전달계수는  $s=10.7 \text{ mm}$ 인 경우에 대한 열전달계수가  $s=19.5 \text{ mm}$ 인 경우보다 더 낮은 값을 가지는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은  $s$ 값이 줄어들수록 환상공간 내부에 형성되는 기포덩어리의 운동이 열전달에 미치는 영향이 증가하기 때문이다.

유로단면적 비율을 나타내는  $A_r$ 값에 따른 열전달계수의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 비교를 위하여 네 가지 서로 다른 열유속에 대한 값의 변화를 나타내었다.  $q'' \leq 60 \text{ kW/m}^2$ 인 경우  $A_r$ 의 증가는 열전달계수의 증가를 가져온다. 그렇지만  $q'' \geq 120 \text{ kW/m}^2$ 인 경우에는  $A_r$ 의 증가에 따라 열전달계수가 점차적으로 증가하다가  $A_r > 0.59$ 인 경우에는 열전달계수가 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 경향은 하부유로로 유입하는 유체가 많아지면서 유입속도가 떨어지고 내부에서 발생하는 기포의 활발한 기포운동 효과가 감소하기 때문이다. 한편, 비교를 위하여 함께 나타낸 Kang<sup>(9)</sup>의 결과는  $A_r < 0.2$ 인 경우에는 본 연구 결과와 거의 유사한 경향을 나타낸다. 그렇지만

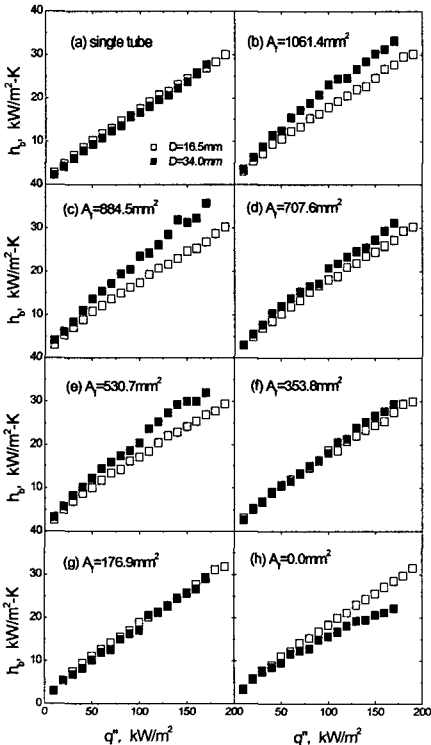


Fig. 4 Results of two different diameters

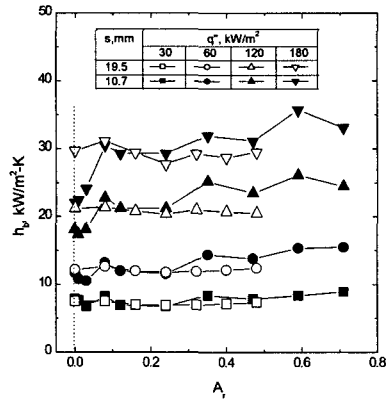


Fig. 5 Curves of  $h_b$  vs  $A_r$

$A_r$  값이 증가하면서 양자간에 차이가 나며 열유속이 증가하면서 그 차이가 증가한다.  $A_r$  값의 증가에 따른 열전달계수 향상은 틈새 간격이 좁은 경우에 좀 더 분명하게 나타남을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

수직 환상공간( $D=34.0\text{mm}$ ,  $s=10.7\text{mm}$ )의 하부 유로 단면적이 열전달계수에 미치는 영향을 분석하기 위하여  $0 \leq A_r \leq 0.71$  영역에 대하여 실험을 수행하였다. 열전달 향상 효과를 보다 분명하게 규명하기 위하여 환상공간이 없는 단일튜브와 틈새간격이 큰 기존의 연구 결과를 서로 비교하였다. 주요 결론은 다음과 같다.

(1)  $A_r$ 의 변화는 열전달계수에 큰 변화를 초래하며, 그 효과는 틈새간격이 작을수록 보다 분명하게 나타난다.

(2) 하부유로단면적을 적절하게 조절함으로써 단일튜브 보다 훨씬 큰 열전달계수를 가지게 할 수 있음은 물론, 하부유로폐쇄 환상공간에서 나타나는 열전달계수 증가가 둔화되는 현상도 방지할 수 있다.

(3) 본 연구에서는  $A_r=0.59$ 에서 가장 향상된 열전달 특성을 보여주며,  $A_r$ 이 이보다 더 큰 경우 열전달이 감소하는 것을 알 수 있었다.

(4) 환상공간의 틈새간격을 좀 더 줄이고,  $A_r$  값을 좀 더 다양하게 변화시켜봄으로서 기존의 연구결과보다 향상된 결과를 얻을 수 있었다.

(5) 수직 환상공간을 채택하는 열교환기 설계시 하부 유로를 적절하게 제어함으로써 향상된 열 제거 효과를 기대할 수 있다.

#### 후 기

이 논문은 2006년도 안동대학교 특성화 추진 지원사업에 의하여 연구되었음.

#### 참고문헌

(1) 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.

(2) 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.

(3) 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.

(4) 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.

(5) Kang, M.G., 2002, "Pool Boiling Heat Transfer in Vertical Annular Crevices," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45 No. 15, pp. 3245-3249.

(6) Kang, M.G., 2006, "Effects of Outer Tube Length on Pool Boiling in an Annulus with Closed Bottoms," *Trans. KSME B*, Vol. 30, No. 8, pp. 746-755.

(7) 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.

(8) Passos, J.C., Hirata, F.R., Possamai, L.F.B., Balsamo, M. and Misale, M., 2004, "Confined Boiling of FC72 and FC87 on a Downward Facing Heating Copper Disk," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 25, pp. 313-319.

(9) Kang, M.G., 2006, "Pool Boiling Heat Transfer in a Vertical Annulus with Controlled Inflow Area at its Bottom," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 3752-3756.

(10) Kang, M.G., 2001, "Hysteresis Effects in Pool Boiling of Water," *Trans. KSME B*, Vol. 25, No. 8, pp. 1037-1045.

(11) 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.