〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-B.2009.33.12.983

중력방향과 대향류인 저속 원형노즐 제트충돌에 의한 원형평판에서의 열전달 현상

김 기 태† · 엄 용 균*

(2009년 7월 24일 접수, 2009년 10월 28일 수정, 2009년 10월 29일 심사완료)

The Study of Heat Transfer on a Heated Circular Surface by an Impinging, Circular Water Jet with the Low Velocity Against the Direction of Gravity

Ki Tae Kim and Yong Kyoon Eom

Key Words: Impinging Jet Heat Transfer(충돌 제트 열전달), Circular Water Jet(원형 물 제트), Downward Facing Heated Circular Plate(하향 가열 원형평판), Against Direction Gravity(중력 반대 방향), Upward Jet Flow(상향 제트 유동)

Abstract

The heat transfer phenomenon was investigated in this study when a circular water jet with low velocity flows to the downward facing heated circular plate and against the direction of gravity. Data are presented for jet flow rate between 0.23 and 2.3 l/min, jet fluid temperature of 24℃, heat fluxes between 345 and 687 W/m^2, H/D=1, 2 and 3 with a single round jet diameter 2mm. The effects of heat flux, jet velocity and H/D on the local heat transfer are investigated in for the various regions of jet impingement. The local heat transfer distributions are analyzed based on the visualization of jet flow field. Data from experimental results are correlated by expressions of the form $Nu = 0.01 Re^{0.58} \cdot Pr^{0.4}$.

기호설명

A_n : 노즐 유동 단면적 [m^2]
A_P : 원형평판 면적 [m^2]
D : 노즐 직경 [m]
G : 노즐 분출 유량 [l/min]
H : 노즐 간극 [m]
h_r : 국소 열전달 계수 [W/m^2·K]
Nu_{rj} : 국소 너셀트수, $h_r \cdot r_j / k$
r_j : 중심에서 원형평판 반경 거리 [mm]
Re_{rj} : 레이놀즈수, $V_{jg} \cdot r_j / \nu_{T_f}$
T_f : 막온도, $(T_{s,rj} + T_\infty)/2$ [℃]
$T_{s,rj}$: 냉각평판 국소 표면온도 [℃]
T_w : 노즐 분출 유체 온도 [℃]
V_j : 노즐 분출 속도 [m/s]
V_{jg} : 제트 충돌 유속 [m/s]

† 책임저자, 안동대학교 대학원
* 교신저자, 회원, 안동대학교 기계공학부
E-mail : ykeom@andong.ac.kr
TEL : (054)820-5496 FAX : (054)820-6127

1. 서 론

충돌제트 열전달 기법은 충돌 면에서 국소적으로 높은 열전달 및 물질전달 효과를 얻을 수 있기 때문에 철판 생산과정의 냉각공정을 비롯하여 식품생산 건조, 섬유, 필름, 종이, 유리 가공, 가스 터빈과 연소실 외벽의 냉각, 전자 장비의 냉각 그리고 식품 생산, 섬유 필름, 종이 생산의 건조 과정 등에 적용되고 있다.

충돌 제트의 열전달 효과는 레이놀즈수, 충돌

면과 jet 사이의 간격, 정체영역으로 부터의 반경거리, Prandtl 수, 표적 판의 형상, 제트(분사, 분출)의 제한, 노즐 기하학적 형태, 표적 판의 거칠기와 노즐 출구에서의 유속의 세기 등 다양한 변수에 의해 영향을 받는다. 이러한 열전달 기구에 대한 기존의 연구들을 개략하면 다음과 같다.

충돌제트에 대한 기초적인 연구로는 Martin[1]이 단일노즐과 배열노즐, 원형노즐과 슬롯노즐 등 여러 가지 노즐형태에 따른 열전달 특성과 이에 영향을 미치는 인자들을 연구하였고, Hoogendoorn[2]은 정체영역에서의 열전달에 난류유동이 미치는 영향을 연구하였다.

Yule[3]은 제트유동과 관련하여 전단층에서 와류(vortex)와 천이영역, 3차원 유동구조 등 복잡한 유동에 대한 해석을 시도하였으며, Kataoka 등[4]은 자유제트의 주위에 생성되는 주기적인 큰 규모의 와류들의 특성을 파악하고, 이러한 유동 특성이 열전달특성을 변화시킬 수 있음을 보였다.

Zumbrunnen 등[5]은 충돌제트에 의한 평판 냉각에서 열전달계수분포와 열전달 특성을 연구하였으며, Vader 등[6]은 슬롯노즐 충돌제트로 가열 평판을 냉각할 때, 열전달계수 변화를 관찰하고, 이에 따른 열전달 상관관계식을 제시 하였다.

Lee 등[7]은 균일한 열유속을 가지는 볼록한 반구면에 원형제트를 충돌시키는 실험적 연구를 통하여 Reynolds 수, L/d 및 표면곡률이 열전달에 미치는 영향을 분석하였다.

이외에도 여러 변수와 조건에 대한 많은 연구가 수행되었다. 한편 Hong과 Cho[8]는 지금까지의 수행된 연구들을 노즐의 형상, 제트 형태, 충돌면 형태 등으로 분류하고, 상호비교 분석한 결과를 제시한 바 있다.

이상과 같이 기존의 연구들은 대부분 충돌제트의 분출이 중력방향과 같은 방향으로 상향 충돌면에 하향제트가 충돌하는 시스템에 관한 것이었다.

그러나 스폿 용접기나 일부 전자장비 등과 같이 장비의 구조적 특성으로 인하여 냉각하는 방법이 하향 가열 면에 중력방향과 대향류인 제트류가 충돌하는 시스템이 적용되고 있다. 이와 같은 중력방향과 대향류인 충돌제트에 대한 연구는 Azuma와 HOSHINO[9~13]에 의해 발표된 5편에 불과하였다. 연구내용은 충돌 면을 하향 유리면으로 하고, 상향제트가 유리면에 충돌할 때, 천이구간, 유동장에서의 유동막 두께, 속도구배, 유체막의 안정성과 벽 압력에 의한 파동현상, 천이영역에서 벽 거칠기의 영향 등을 구명한 것으로 유체의 유동현상에 국한된 것이었으며, 열전달 현상에 대해서는 구명한 바가 없었다.

따라서 본 연구는 하향 원형가열평판에 중력방향과 대향류인 원형 노즐에 의한 저속 충돌유동 시스템에 대한 유동현상과 열전달 현상을 구명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 원형가열시편, 충돌유동 원형노즐과 펌프, 항온조, 유동가시화 카메라 그리고, Data collector로 구성하였다. 원형평면은 알루미늄(k=238W/m·K)으로 제작하였으며(①), 가열 표면의 온도를 측정하기 위한 13개의 T-type 열전대(②)를 설치하였고, 원형평판을 균일 열 유속 조건으로 가열하기 위하여, 원형평판의 뒷면에 면상발열체인 Silicon Rubber Heater(열용량:250W)를 부착하였다. 발열체는 D.C Power Supply(③)로 전압, 전류를 조절하여 가열하였다. 가열평판은 충돌제트의 충돌 면을 제외한 모든 면을 단열시키기 위해 테프론(k=0.232W/m·K)으로 외형 틀을 제작하여 조립하였다. ④번은 마그네틱 펌프(TUTHILL Metering Pump : DGS 2.3)로 노즐에 일정유량을 공급하기 위하여 사용되었다. 충돌액체는 증류수를 사용하였으며, 노즐에 공급되는 증류수의 온도를 24℃로 일정하게 유지하기 위하여 ⑤번과 같이 항온조(LAUDA- RE220) 2개가 사용되었다. ⑥번은 내경이 2mm인 원형 노즐로 가열 원형평면에 충돌제트를 분사하게 된다. ⑦번은 Data collector(model : DC100)로써 가열평판의 온도변화를 측정 및 기록하여 PC(⑧)로 보내어 Data 처리를 하게 된다. 유동현상 가시화를 위해 CCD Camera(⑨)를 사용하였으며, 실험장치가 설치된 실험공간은 24℃ 항온으로 유지하였다.(⑩) Fig. 2는 본 실험장치의 실제 구성 사진을 제시한 것이다.

2.2 시편 제작

가열 원형 충돌면의 온도변화를 측정하기 위하

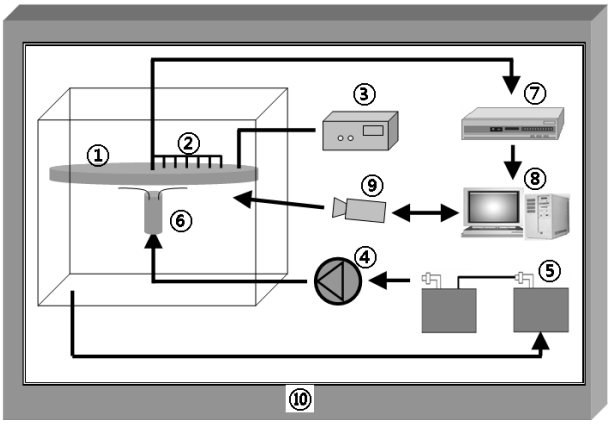

Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

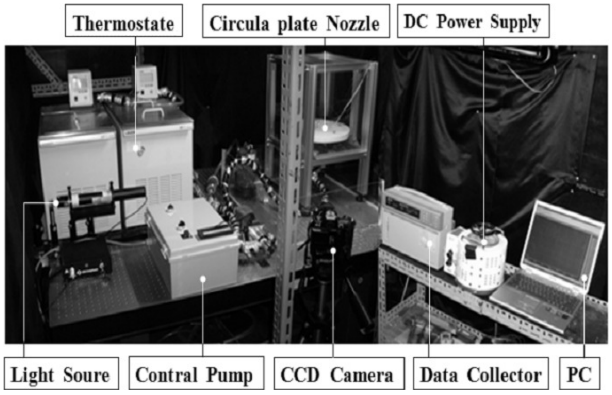

Fig. 2 Photo of experimental apparatus

여 직경 200mm ,두께 10mm 인 원형 알루미늄 판을 제작하고, 충돌 면을 평균 거칠기(Ra)가 0.11 μm(Mituyoto, SV-400; 측정 속도 0.5mm/s)되게 폴리싱 작업을 한 후 Fig. 3과 같이 T-type의 열전대 13개를 설치하였다. 열전대 설치는 일직선으로 하는 것이 일반적이나, 그림과 같이 "ㄱ" 자의 형태로 설치하였는데, 만약 7.5mm의 좁은 간격의 열전대를 일직선으로 설치할 경우 알루미늄 평판의 표면에 균일 열유속의 조건을 주어야 하는 Heater 열선 배치와 충돌하기 때문에 한 방향 당 6개의 열전대를 15mm 간극으로 서로 엇갈리게 하여 배치함으로써 온도측정 간극 7.5mm를 실현하였다.

원형 평판을 균일 열 유속 조건으로 만들기 위하여 Fig. 3과 같이 원형평판의 뒷면에 균일 열유속을 발생하는 Silicon Rubber Heater를 부착한

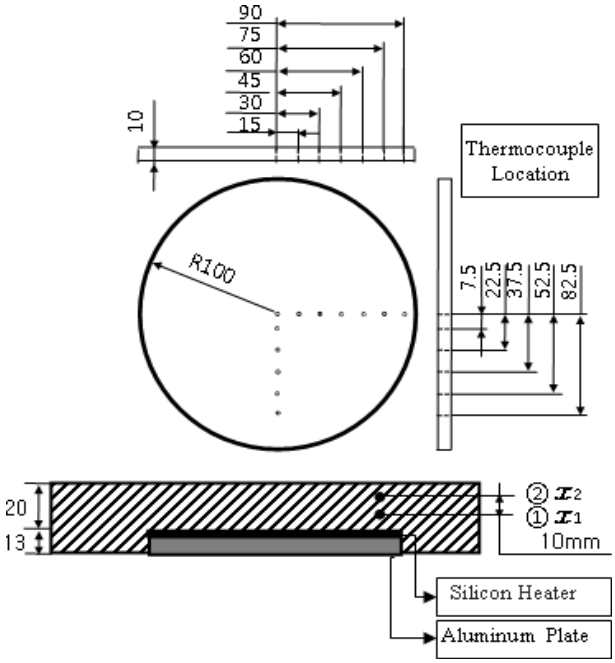

Fig. 3 Assembly drawing of circular plate speciman

후, 그림과 같은 단열 테프론 케이스에 삽입하였다. 또한 실험 과정에서 단열재를 통한 열손실을 측정하기 위하여 ①, ② 위치에 열전대(T-Type)를 설치하였다.

시편과 주위 시스템에 설치된 열전대들은 표준 항온조(ISOTECH, VENUS), 표준RTD(F.250)를 사용하여 20℃, 50℃, 80℃에서 최대 온도편차가 0.08℃이내인 열전대들을 선별하여 사용하였다.

실험에 사용된 노즐은 Fig. 4와 같이 내경(D)이 2mm인 원형노즐이다. H는 원형 평판과 노즐 출구 사이의 거리이며, L은 노즐의 길이 이다. 노즐 길이는 '종횡비가 5 이상이면 노즐출구에서 유동이 완전발달 되어 노즐길이에 따른 영향을 무시할 수 있다'는 Wordsworth와 Mudawar[14]의 연구결과를 참고하여 100mm로 제작하였다.

본 실험은 노즐의 유체 분출 방향이 중력 방향과 반대인 대향류이므로, 가열평판의 수평유지와 가열평판과 노즐이 정확히 서로 수직이 유지되도록 하는 것은 본 실험에서 중요한 요소이다. 따라서 시편의 수평설치와 시편과 노즐의 수직설치 상태를 추와 수평·수직 검정 Laser System을 사용하여 이를 확인하였다.

2.3 실험 방법

시편에 전원 공급기로 일정 전압, 전류를 입력하여 가열원형평판이 일정 열유속 정상상태에 도

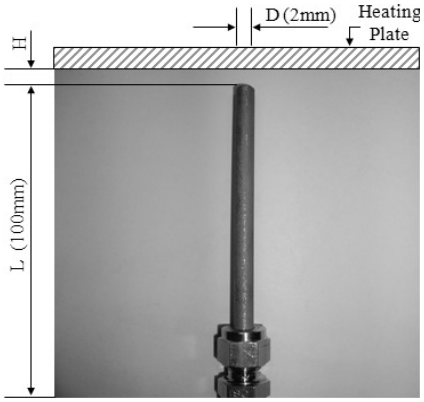

Fig. 4 Photo of the nozzle

달하게 되면, 항온조에 의하여 24℃로 항온 된 물을 유량조절 펌프로써 유량을 조정하여 노즐로 가열원형평판에 분사한다. 분사류가 안정되면 열전대들로부터 측정된 온도를 Data logger 기록하고, CCD Camera로 유동현상을 촬영 한다. 가시화 광원은 일반 백색광원을 사용하였다.

상기 방법에 열유속 및 노즐의 간극 비를 각각 변화시키면서 실험을 수행하였다. 실험결과의 비교를 위해 일부조건에 대하여 상향가열평판, 하향노즐에서도 실험을 하였다. Table 1은 실험조건과 범위를 제시한 것이다. 여기서 q''_{net}은 순수 열유속으로 식 (4)와 같이 인가된 가열 열유속(q'')에서 단열재(테프론)로 손실된 열유속(q''_l)을 제외한 원형평면 쪽으로 전달된 열유속 이다. 손실 열유속(q''_l)은 Fig. 3과 같이 단열재의 두 지점(x_1, x_2)에서 실험 중에 측정된 온도 값(T_1, T_2)으로부터 전도방정식, $q''_l = -k(T_2 - T_1)/(x_2 - x_1)$, 으로 계산한 것이다.

2.4 충돌제트의 열전달의 상관관계식

본 실험결과로 부터 열전달 상관관계식을 구하기 위하여 Zumbrunnen 등[5]이 상향 평판, 하향 제트 조건의 실험결과에서 적용한 계산 방법을 참고하였다. 식 (1) 및 (2)는 Zumbrunnen 등[5]이 제시한 식이며, V_j는 노즐 출구에서 유속, G는 펌프로부터 노즐 토출 유량, V_{jc}는 노즐과 평판사이의 간극 H를 고려한 평판에서 유속이다. Re_{r_j}, Nu_{r_j}는 제트류 중심에서 반경방향의 r_j위치에서 레이놀드수, 너셀트수 이다. 본 실험에서는 노즐 분사 방향이 중력 방향과 반대(상향 제트)이므로 V_{jc}대신 식 (3)과 같은 V_{jg} 식으로 대체하여, 레이놀드수, 너셀트수를 산출하였다.

Table 1 Experiments range & condition

	노즐간극(H) / 노즐직경(D)	노즐 분사 유량 G (l/min)	노즐 출구 유속 V_j (m/s)	q''_{net} (W/m^2)
가열 평판 하향, 노즐 상향	H/D=1 H/D=2 H/D=3	G1=0.23 G2=0.46 G3=0.69 G4=0.92 G5=1.15 G6=1.38	V_{j1}=0.12 V_{j2}=0.24 V_{j3}=0.36 V_{j4}=0.48 V_{j5}=0.60 V_{j6}=0.72	q''_1=345 q''_2=440 q''_3=494 q''_4=687
	H/D=3	G7=1.61 G8=1.84 G9=2.07 G10=2.3	V_{j7}=0.84 V_{j8}=0.96 V_{j9}=1.08 V_{j10}=1.20	q''_4=687
가열 평판 상향, 노즐 하향	H/D=1 H/D=2 H/D=3	G6=1.38 G7=1.61 G8=1.84 G9=2.07 G10=2.3	V_{j6}=0.72 V_{j7}=0.84 V_{j8}=0.96 V_{j9}=1.08 V_{j10}=1.20	q''_4=687
$A_n = \frac{\pi}{4}(D)^2,\ V_j = \frac{G}{A_n}$				

$$Re_{r_j} = V_{jc} \cdot r_j / \nu\ ,\ Nu_{r_j} = h_r \cdot r_j / k \quad (1)$$

$$V_{jc} = \sqrt{V_j^2 + 2gh}\ ,\ V_j = G/A_n \quad (2)$$

$$V_{jg} = \sqrt{V_j^2 - 2gH} \quad (3)$$

$$q'' = V \cdot I / A_p\ ,\ q''_{net} = q'' - q''_l \quad (4)$$

$$h_r = \frac{q''_{net}}{\Delta T} = \frac{q''_{net}}{T_{s,rj} - T_w} \quad (5)$$

$$\mathrm{Pr} = \mu C_p / k \quad (6)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 노즐 간극비와 노즐 출구유속이 국소열전달 계수에 미치는 영향

Fig. 5는 실험결과 중 $q''_{net} = 345\,W/m^2$, 노즐 출구 유속 V_j=0.12, 0.24, 0.36, 0.48, 0.60 및 0.72(m/s)이고, 노즐간극과 노즐직경비(H/D)가 1, 2 및 3일 때 국소열전달계수 값(h_r)을 제시한 것이다. 그래프의 x축은 가열평판 중심으로부터 열전대 설치지점의 거리(r_j)와 노즐직경(D)와의 비를 나타낸다. h_r값은 전체적으로 V_j값이 클수록

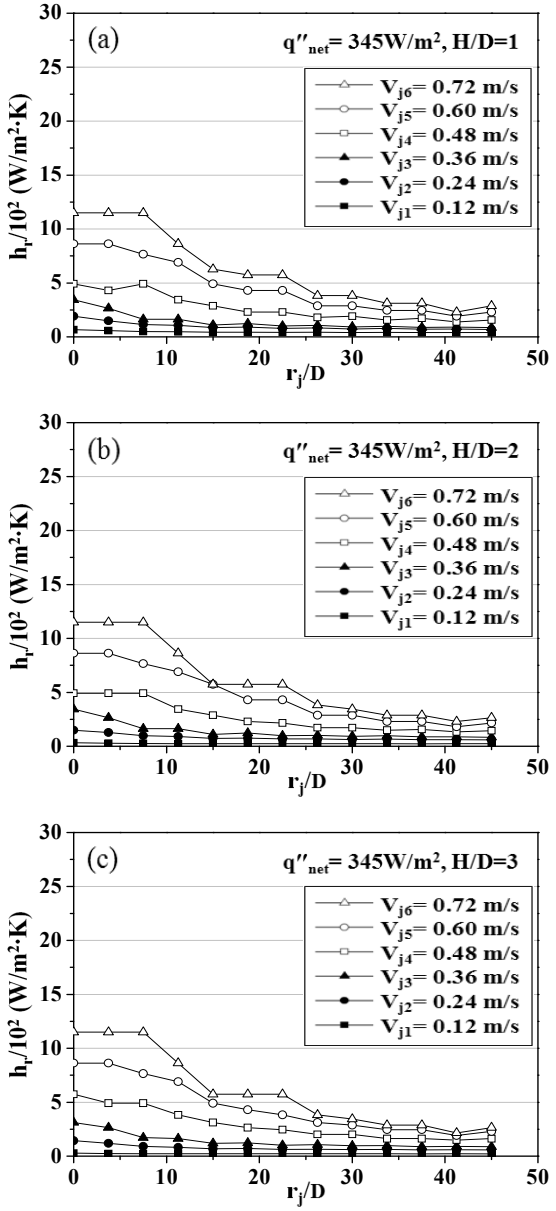

Fig. 5 The effect of jet velocity and H/D on local heat transfer coefficient at $q''_{net} = 345\,W/m^2$

r_j/D의 각 지점에서 커지고 있다. 이는 일반 열전달 현상에서 볼 수 있는 현상이다. V_j =0.12, 0.24 및 0.36(m/s)일 때는 제트류의 정체 유동영역($r_j/D = 0 \sim 7.5$)을 제외하고는 모든 r_j/D 지점에서의 h_r 값에 대한 H/D의 영향은 거의 없다. V_j =0.48, 0.60 및 0.72(m/s)에서는 $r_j/D \approx 22.5$를 기점으로 그 이상인 영역, 즉 평판 제트류의 하류영역에서는 h_r값들이 r_j/D값과 H/D와 상관없이 큰 변화가 없지만, $r_j/D \approx 22.5$ 이하인 영역, 즉 정체영역 쪽으로 갈수록 변화가 크게 나타나며 V_j값이 클수록 모든 r_j/D 지점에서 h_r값이 크게 나타나고 있다. 그러나 $r_j/D \approx 22.5$의 이하 영역에서는 V_j와 H/D가 변화해도 h_r값들의 변화는 거의 나타나지 않는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 5와 같은 조건에서 $q''_{net} = 687\,W/m^2$일 때의 h_r값을 제시한 것이다. $V_j = 0.36(m/s)$이하인 노즐 출구 유속에서는 모든 H/D 값에서 Fig. 5의 결과와 같은 현상을 나타내고 있다. 또한 h_r값도 모든 r_j/D 지점에서 Fig. 5의 결과와 거의 같은 값을 나타내고 있다. $V_j = 0.48(m/s)$ 이상인 노즐 출구 유속에서는 $r_j/D \approx 22.5$ 이상인 하류영역에서 H/D 값에 관계없이 h_r값들은 Fig. 5와 같은 성향이고 각 지점에서의 h_r값들도 거의 같다. 그러나 $r_j/D \approx 22.5$ 이하인 유동영역에서는 r_j/D의 각 지점에서 h_r 값이 Fig. 5보다 큰 값을 나타내고 있고, V_j의 값에 따라 그 변화 값도 크게 나타나고 있다. $q''_{net} = 687\,W/m^2$에서도 각 노즐유속(V_j)에서의 h_r값에 H/D 영향은 나타나지 않고 있다.

이상과 같이 실험을 한 모든 열유속 조건에서 노즐유속 $V_j = 0.12 \sim 0.36(m/s)$일 때 r_j/D의 모든 영역과 $V_j = 0.48 \sim 0.72(m/s)$일 때 $r_j/D \approx 25$이상인 영역에서는 열유속과 H/D가 변화하여도 반경방향의 h_r값들은 거의 변화가 없었다. 그러나 $V_j = 0.48 \sim 0.72(m/s)$일 때 $r_j/D \approx 25$ 이하인 영역에서는 h_r값들의 변화가 크고, 열 유속이 클수록 그 변화 값도 크다. 그러나 이 영역에서도 H/D의 영향은 거의 없었다.

3.2 유동형태가 국소열전달에 미치는 영향

Fig. 7은 실험결과 중 $q''_{net} = 687\,W/m^2$, H/D =3일 때, 유동가시화 사진 (a), h_r값 (b) 그리고 전체 실험과정에서 관찰된 유동형태를 단면으로 도시한 그림 (c)을 제시한 것이다. 유동가시화 사진 (a)는 실험결과 중 6개의 노즐유속($V_{j1} = 0.12\,m/s \sim 0.72m/s$)에 대하여 제시한 것이다. 각 사진에서 제트유동 형태가 시편의 반사로 인하여 상·하 대칭 2개로 나타나고 있어, 유동형태를 명확하게 하기 위하여 사진 우측에 실제 유동형태를 도시하였다. 사진 하단의 번호는 13개의 열전대 위치를 나타내고 있다. 가시화 사진에서 나타난 하향 원형평판에서의전반적인 유동형태는 일

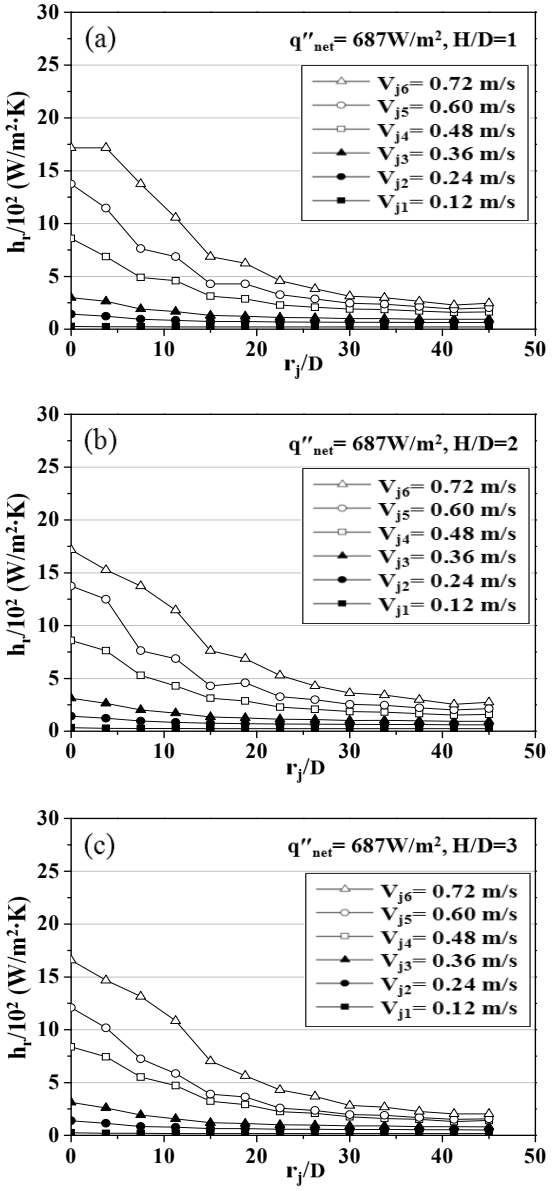

Fig. 6 The effect of jet velocity and H/D on local heat transfer coefficient at $q''_{net} = 687\,W/m^2$

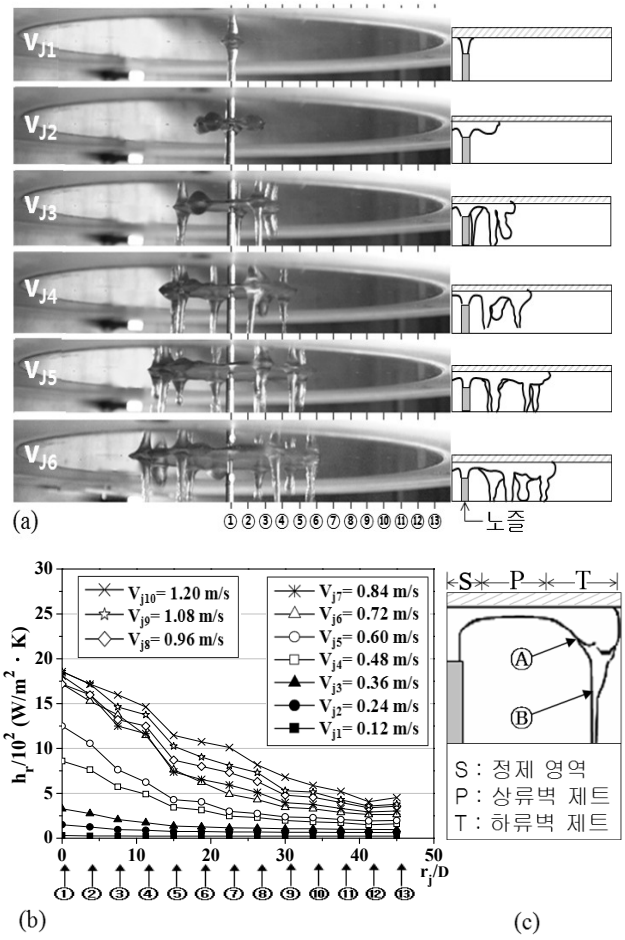

Fig. 7 Comparison visualization of jet flow field and local heat transfer coefficient at $q''_{net} = 687\,W/m^2$, H/D=3

반 수평평판 흐름과 달리 평판 끝까지 흐르지 않고 중력의 영향으로 중간에서 낙하하고 있다. 상단 사진인 $V_j = 0.12\,m/s$인 경우, 노즐 분사흐름은 벽제트의 흐름은 거의 없고, 곧바로 노즐을 타고 낙하하고 있다. 노즐유속이 증가하면 ($V_{j2} \rightarrow V_{j6}$) 벽제트의 흐름 영역도 바깥 반경 영역으로 확장 된다. 또한, 하류 벽제트 끝단에서 지면으로 낙하하는 유동형태는 끝단 원주에 유막을 형성하여 원통형으로 떨어지는 것이 아니라 일정 지점에서 몇 개의 덩어리로 형성되어 낙하하고, 유속이 증가하면 이 덩어리는 6~10개의 기둥형태로 흐름을 형성한다. 그림(c)는 이러한 유동형태를 유동단면으로 도시한 것이다. 실험 중 관찰에 의하면 그림(c)의 형상은 노즐유속이 적어지면 "P" 영역은 거의 없고, "T"영역의 유체 덩어리 Ⓐ가 적은 물방울 형태로 낙하한다. 노즐 유속이 증가하면, "P"영역은 일정 유막을 형성하면서 확장하게 되고, "T"영역의 끝단에 유체 덩어리 Ⓐ도 커지면서 Ⓑ와 같은 기둥형태로 낙하를 한다. (b)의 그래프는 $V_{j1} \sim V_{j10}$까지의 결과로, 그래프 하단의 번호는 사진(a)의 열전대 위치와 동일한 지점이다. $V_{j1} \sim V_{j6}$는 사진 (a)와 동일한 조건에서 결과이며, Fig. 6(c)와 같은 결과이다. 사진 (a)에서 제시한 바와 같이 하향 가열원형평판은 물의 접수 영역과 공기만 접촉하는 영역으로 구분된다. 물의 접수영역은 물에 의한 강제대류가 형성되고, 공기만 접촉하는 영역은 공기에 의한 자연대류에 의해 열전달이 발생함으로 그래프 (b)의

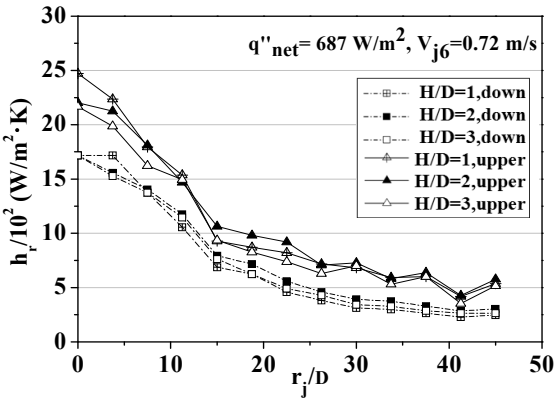

Fig. 8 Comparison of upper surface jet and down surface jet, when $q''_{\neq t} = 687\ W/m^2, V_{j6} = 0.72\ m/s$

h_r특성도 이와 같은 현상으로 나타나게 된다. 앞서 Fig. 5, 6에서 분석된 열전달계수 분포도 이러한 유동현상과 잘 일치한다. 즉, 물의 접수 영역이 미약한 $V_{j1} \sim V_{j3}$에서는 h_r값 분포가 자연대류 형태를 나타내며, 물의 접수 영역이 있는 $V_{j3} \sim V_{j6}$에서는 h_r값의 분포특성이 상류영역에서 강제대류 형태, 하류영역에서 자연대류 형태로 두 특성으로 나타나고 있다. 한편 V_{j6}를 기점으로 노즐유속이 증가해도 ($V_{j6} \sim V_{j10}$) 정체영역($r_j/D = 0 \sim 5$)에서는 거의 같은 h_r값을 나타낸다. $r_j/D \approx 15$이하 영역에서는 $V_{j3} \sim V_{j6}$일 때 노즐유속 증가에 따른 각 지점의 h_r값들의 증가는 크지만 $V_{j6} \sim V_{j10}$일 때는 노즐유속 증가에 따른 h_r값들의 증가는 크지 않다. 그러나 r_j/D= 15~30 영역에서는 노즐유속 증가에 따른 h_r값들은 다른 영역보다 상대적으로 큰 변화를 나타내고 있으며, 유속이 증가 할수록 h_r값도 커진다. 이러한 현상은 유속이 빠를수록 물의 접수영역이 확장됨으로써 공기에 의한 자연대류로 냉각되는 영역이 물의 강제대류 영역으로 확장되어 열전달 효과가 커지면서 정체영역과 그 인접영역의 열전달 율이 감소하기 때문인 것으로 사료된다. 이상과 같은 결과는 원형가열평판 크기에 따른 노즐유속(유량) 최적치를 결정하는 중요한 자료로 보다 구체적인 추가 연구가 필요하다.

Fig. 8은 $q''_{net} = 687\ W/m^2$이고 $G = 1.381$l/min ($V_j = 0.72 m/s$)일 때 원형가열평판은 하향, 원형노즐 제트는 상향일 때(down)와 원형가열평판은 상향, 원형노즐 제트는 하향일 때(upper) h_r값을 제시한 것이다. 가열평판이 하향일 때의 결과는 앞서 제시한 바와 같이 노즐 간극비의 영향은 거의 없으며, $r_j/D \approx 25$이상인 벽제트 하류영역에서는 H/D 변화에 따른 각 r_j/D에서의 h_r값은 거의 동일하며, 또한 r_j/D변화에 따른 h_r값의 분포는 선형적이다. 이러한 현상은 앞서 구명한 바와 같이 이 영역에서는 물이 중력에 의해 하향으로 낙하해 버리고, 물의 접촉 없이 공기에 의한 자연대류 기구로 열전달 현상이 발생하기 때문이다. 가열평판이 상향인 경우는 하향일 때 보다는 열전달 계수 h_r값이 각 지점에서 모두 크게 나타나며, 정체영역과 상류 벽제트 영역에서 더욱 큰 차이를 보이고 있다. 또한, 하향평판과는 달리 노즐 간극비가 적을 수 록 h_r값이 증가하여 H/D의 영향이 나타나고 있다. 한편 $r_j/D \approx 25$이상인 벽제트 하류 영역에서는 h_r값 분포가 파동형태를 나타내고 있다. 이러한 현상은 앞서 제시된 하향평판의 실험결과(Fig. 7)에서 나타난 유동형태와는 다르게 상향평판에서는 r_j/D 모든 영역에서 물의 흐름이 형성되고, 물의 흐름은 일정 유동막을 형성하여 정상상태로 흐르는 것이 아니라, 상류에서 흘러나오는 유동막이 상류 영역이 끝나는 지점에서 유체 덩어리로 형성되고(유체 덩어리가 형성되는 시점에서는 그 이하영역은 유동이 미약하거나 발생하지 않음), 유체 덩어리가 일정규모로 커지면 유체 덩어리의 붕괴로 하류로 흐른다. 다시 유체덩어리가 형성될 때까지는 하류의 흐름은 미약해지는 이러한 유동형태가 주기적으로 발생한다. 이러한 유동형태가 열전달에 영향을 주어 파동형태의 h_r분포가 나타나게 된다.

Fig. 9는 하향 원형평판과 상향 원형평판에 대한 본 연구 결과로부터 Nu_{rj}, Re_{rj}, Pr 값을 계산하고 Curve-fitting에 의한 이들 상관 관계식을 제시한 것이다. 하향 원형평판(down)인 경우의 값은 물이 접수되는 영역의 자료만 사용하였다. 실험결과 비교를 위해 같은 Re_{rj}영역에서 상향 사각평판에 사각노즐의 실험결과인 Vader 등[6] 결과를 제시하였다. 본 실험결과는 하향평판에서 $N_{rj} = 0.01 R_{rj}^{0.58} \mathrm{Pr}^{0.4}$상관관계식을 잘 만족하고 있으며, 상향평판인 경우 $N_{rj} = 0.23 Re_{rj}^{0.39} \mathrm{Pr}^{0.4}$에 잘 만족하고 있다. 본 실험결과 중 하향원형

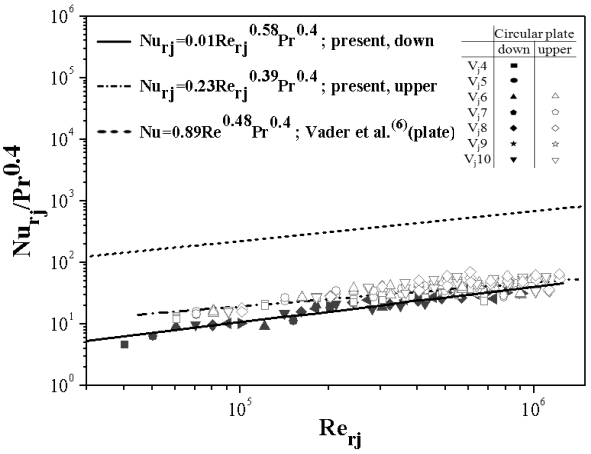

Fig. 9 Correlation of experimental results data in the wetting area of jet target surface; $q''_{net} = 687\ W/m^2$, H/D=3

평판의 경우 Re_{r_j}값이 50000일 때 $N_{rj}/\mathrm{Pr}^{0.4}$값이 154, Re_{r_j}값이 100,000일 때 215, Re_{r_j}값이 1000,000일 때 644 정도 Vader 등[6]의 결과 보다 각각 낮게 나타나고 있으며 하류로 갈수록 그 차이는 크게 나타난다. 이는 Vader 등[6]의 실험은 상향 사각평판에 사각노즐이고 본 실험은 원형평판에 원형노즐이어서, 평판에 벽제트가 형성되는 순간부터 제트의 흐름이 Vader 등[6]의 경우는 양분된 유량이 평면 끝가지 흐르는 구조이고 본 연구는 원형방향으로 분산되는 기구이므로 하류로 갈수록 r_j^2에 비례하여 유량과 유속이 감소하게 됨으로, Vader 등[6]의 실험결과 보다 상류에서도 적게 나타나며 하류로 갈수록 유량과 유속 감소에 따른 열전달 효과가 감소하여 하류로 갈수록 $N_{rj}/\mathrm{Pr}^{0.4}$ 값의 차이가 크게 나타난다.

4. 결 론

하향 원형가열 평판 ($R = 100mm$, $q''_{net} = 345 \sim 687(W/m^2)$)에 노즐직경이 2mm이고, 노즐 간극비 $H/D = 1$, 2 및 3 인 상향 저속 유체제트 ($V_j = 0.12 \sim 1.2(m/s)$)에 대하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 하향 원형평판의 제트류 유동형태는 상향 수평평판 흐름과 다르게 중력의 영향으로 평판 끝까지 흐르지 않고 지면으로 낙하하여 가열평판은 물의 접수 영역과 공기의 접촉 영역으로 형성된다. 노즐 유속이 증가하면 물의 접수 영역은 확장된다.

(2) 물 접수 영역의 흐름 형태는 노즐유속이 적으면 유막흐름 영역은 미약하고 유동영역의 끝단은 물방울 형태로 낙하하고, 노즐유속이 증가하면 상류 영역에 유막흐름 영역이 형성되면서 확장되고 하류 끝단의 물방울 낙하형태는 6 ~ 10개의 원기둥 형태로 변화하여 낙하한다.

(3) 실험을 한 모든 열유속 조건에서 노즐유속 $V_j = 0.12 \sim 0.36(m/s)$일 때 r_j/D 전 영역의 각 점과 $V_j = 0.48 \sim 0.72(m/s)$일 때 $r_j/D \approx 25$ 이상인 각 지점에 대한 열유속과 H/D 변화에 따른 h_r값의 변화는 거의 나타나지 않는다. $V_j = 0.48 \sim 0.72(m/s)$일 때 $r_j/D \approx 25$ 이하인 영역에서 각 지점에 대한 열유속 변화에 따른 h_r값의 변화는 크게 나타나며, 열 유속이 증가할 수 록 h_r 값도 증가하지만, H/D의 영향은 없었다.

(4) $q''_{net} = 687(W/m^2)$이고, H/D=3 그리고 $V_j = 0.76 \sim 1.2(m/s)$ ($V_{j6} \sim V_{j10}$)일 때 제트정체영역($r_j/D \approx 0 \sim 7.5$)에서는 노즐유속이 증가해도 h_r값들은 거의 같으며, $r_j/D \approx 15$이하 영역과 $r_j/D \approx 35$이상인 영역에서 각 지점에 대한 노즐유속 증가에 따른 h_r값들은 적게 증가하지만 r_j/D = 15 ~ 30 영역에서는 상대적으로 큰 증가를 나타내고 있다.

(5) $q''_{net} = 345(W/m^2)$이고, $V_j = 0.72(m/s)$이상인 노즐유속에서 하향평판과 상향평판 비교실험결과 h_r값에 대하여 하향평판에서는 H/D의 영향은 없으나 상향평판에서는 제트의 정체영역에서 H/D의 영향이 나타난다. 또한, 하류 영역에서 h_r 값의 분포가 하향평판에서는 선형적 변화를 나타내지만, 상향평판에서는 파동형태를 나타낸다.

(6) 하향평판일 경우 물이 접수하는 영역에서 $Nu_{rj} = 0.01Re_{rj}^{0.58}\mathrm{Pr}^{0.4}$ 상관관계식이 잘 성립하였고, 상향평판인 경우 $Nu_{rj} = 0.23Re_{rj}^{0.39}\mathrm{Pr}^{0.4}$을 잘 만족하였다.

후 기

본 논문은 '2006년 안동대학교 특성화 추진 지원 사업'의 지원으로 연구 되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets And Solid Surfaces," *Adv. Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 1~60.

(2) Hoogendoorn, C. J., 1977, "The effect of turbulence on heat transfer at a stagnation point," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.

(3) Yule, A. J., 1978, "Large-scale structure in the mixing layer of a round jet," *J. Fluid Mech.*, Vol. 87, part 3, pp. 413~432.

(4) Kataoka, K., Mihata, I., Maruo, K., Suguro, M. and Chiguesa, T., 1986, "Quasi-periodic Large-scale Structure Responsible for the Selective Enhancement of Impinging Jet Heat transfer," *Procd. fo the 8th IHTC*, Vol. 37, pp. 1915~1198.

(5) Zumbrunnen, D. A., Incropera, F. P., Viskanta, R., 1989, "Convective Heat Transfer distribution on a Plate Cooled by a Planar Water Jet," *ASME J. Heat Transfer,* Vol. 111, pp. 889~896.

(6) Vader, D. T., Incropera, F. P., Viskanta, R., March 1991, "Local convective heat transfer from a heated surface to an impinging, planar jet of water," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 3, pp. 611~623.

(7) Lee, D. H., Chung, Y. S., Kim, D. S. and Lim, K. B., 1997, "Heat Transfer and Flow Characteristics of a Circular Jet Impinging on a Convex Curved Surface," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 21, No. 4, pp. 579~588.

(8) Sung Kook Hong, Hyung Hee Cho, 2005, "The Review of Studies on Heat Transfer in Impinging Jet," *Int. J. Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 13, No.4, pp. 196~205.

(9) Tsuneo AZUMA , Tatsuroh HOSHINO, August 1984, "The Radial Flow of a Thin Liquid Film(1st report, Laminar-turbulent Transition)," *Buletin of JSME*, VOl. 27, No. 234, pp. 2739~2746.

(10) Tsuneo AZUMA, Tatsuroh HOSHINO, August 1984, "The Radial Flow of a Thin Liquid Film(2nd Report, Liquid film Thickness)," *Buletin of JSME*, Vol. 27, No. 234, pp. 2747~2754.

(11) Tsuneo AZUMA, Tatsuroh HOSHINO, August 1984, "The Radial Flow of a Thin Liquid Film(3th report, Velocity Profile)," *Buletin of JSME*, Vol. 27, No. 234, pp. 2755~2762.

(12) Tsuneo AZUMA, Tatsuroh HOSHINO, Decem -ber 1984, "The Radial Flow of a Thin Liquid Film (4th Report, Stability of Liquid Filmand Wall Pressure Fluctuation)," *Buletin of JSME*, Vol. 27, No. 234, pp. 2763~2770.

(13) Tsuneo AZUMA, Tatsuroh HOSHINO, August 1985, "The Radial Flow of a Thin Liquid Film(5th report, Influence of Wall Roughness On Laminar-turbulent Transition)," *Buletin of JSME*, Vol. 28, No. 242, pp. 1682~1689.

(14) Wadsworth, D. C. and Mudawar, 1990, "Cool -ing of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two-Dimensional Jets of Dielectric Liquid," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 891~898.