

1열 원형 서브머지드 총돌수분류군에 의한 열전달의 실험적 연구

염기찬[†]

인하공업전문대학 기계설계과

Impingement Heat Transfer Within a Row of Submerged Circular Water Jets

Ki-Chan Ohm[†]

Department of Machine Design, Inha Technical College, Incheon 402-752, Korea

(Received March 22, 2010; revision received May 26, 2010)

ABSTRACT: An experimental investigation is presented to study the effect nozzle spacing, jet to plate spacing and Reynolds number on the local heat transfer to normally upward impinging submerged circular water jets on a flat heated surface. Nozzle arrays are a single jet(nozzle dia. = 8 mm), a row of 3 jets(nozzle dia. = 4.6 mm, nozzle spacing = 37.5 mm) and a row of 5 jets(nozzle dia. = 3.6 mm, nozzle spacing = 25 mm), and jet to plate spacing ranging from 16~80 mm($H/D = 2\sim 10$) is tested. Reynolds number based on single jet exit condition is varied 30000~70000($V_o = 3\sim 7$ m/s). Except for the condition of $H/D = 10$, the average Nusselt number of multi-jet is higher than that of single jet. For $H/D = 2$, average Nusselt number is increased by 50.3~82.5% for a row of 3 jets and by 52.9~65.2% on a row of 5 jets when compared to the average Nusselt number on the single jet.

Key words: Multi jet(군분류), Heat transfer(열전달), Submerged water jet(수중 수분류), Nusselt number(누셀트수)

기 호 설 명

D : 단일분류 노즐직경 [m]
 d_3 : 1열 3분류 노즐직경 [m]
 d_5 : 1열 5분류 노즐직경 [m]
 k : 열전도율 [$W/m^{\circ}C$]
 H : 노즐-전열면간 거리 [m]
 h : 열전달계수 [$W/m^2^{\circ}C$]
 p : 노즐 간 피치 [m]

r : 좌표 [m]
 V_o : 노즐출구속도 [m/s]
 ν : 동점성 계수 [m^2/s]
 Re_D : Reynolds 수, $Re_D = V_o D/\nu$
 Nu_D : Nusselt 수, $Nu_D = hD/k$
 $\overline{Nu_D}$: 평균 Nusselt 수,
Pr : Prantl 수

1. 서 론

총돌분류는 높은 열전달효과를 얻을 수 있는 특성 때문에 많은 연구가 이루어지고 있으며, 이러한

[†] Corresponding author
Tel.: +82-32-870-2155; fax: +82-32-870-2500
E-mail address: ohmkc@inhatc.ac.kr

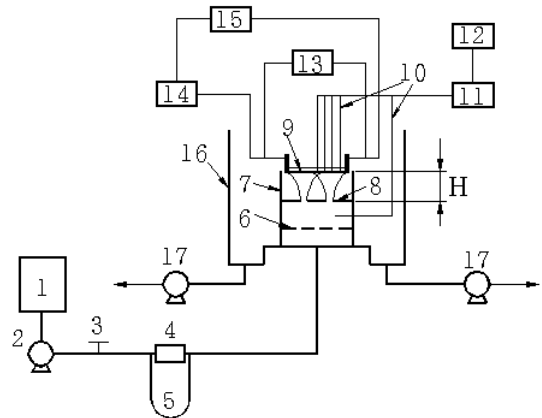
총돌분류 장치는 짧은 유동경로를 가지므로 여러 가지 산업적 공정에 이용된다. 즉 직물, 음식, 제지 등의 건조, 금속 및 유리의 공정, 가스터빈 날개 및 원자로의 냉각, 전자장비의 냉각 등에 이용되고 있다. 이러한 분류 시스템은 노즐-전열면간 거리, 분류 속도, 노즐의 형상 등에 따라 열전달효과가 달라지며 이들이 동일하여도 분류유체와 주위유체의 종류, 노즐의 수 및 배치방법에 따라 열전달효과는 달라질 수 있다. 분류유체와 주위유체의 상에 따라 열전달효과면에서는 기중 기분류(공기분류 등), 기중 액분류(수분류 등), 액 중 액분류(submerged liquid jet)로 분류할 수 있으며, 혼합 효과면에서는 액 중 기분류, 열전달의 국소적 효과 또는 균일분포 효과의 면에서는 노즐의 수 및 배치방법에 따라 단일분류(single jet), 군 분류(multi jet)로 분류할 수 있다. 그 중 액중 단일 액분류에 관한 연구는 분류액 및 주위유체가 물^(1,2), FC-77^(3,4), R-113냉매⁽⁵⁾, 오일⁽⁶⁾ 등의 다수가 있으며, 액중 액분류군에 관한 연구는 소수에 불과하다.^(1,7)

본 연구에서는 평판 상의 열전달 효과 및 열전달의 균일분포를 위하여 수중 수분류군(1열 3분류군, 1열 5분류군)의 시스템을 구성하고 실험적으로 수중 단일 수분류의 연구⁽⁸⁾와 비교하여 열전달효과의 향상을 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 문헌(8)에 제시한 것과 동일하며 노즐은 오리피스형으로 Fig. 2와 같이 1열 3분류군(이하 3분류군) 및 1열 5분류군(이하 5분류군)을 위해 제작·설치하였다. 노즐의 직경은 단일분류의 경우는 $D = 8$ mm이며 무차원수 ($Re, Nu, H/D$)의 기준 길이로 이용한다. 본 실험에 사용한 노즐의 제원은 table 1과 같다. 3분류의 경우는 노즐 직경 $d_3 = 4.6$ mm, 노즐피치(p)는 37.5 mm(무차원 피치 $p/d_3 = 8.15$)이며, 5분류의 경우는 노즐직경 $d_5 = 3.6$ mm, 노즐피치 25 mm(무차원 피치 $p/d_5 = 6.994$)이다. 이 세 가지 노즐직경의 크기는 동일한 유량을 분출시키는 경우에 노즐출구속도가 동일하도록 설정하였다.

Fig. 1에서, 수조 1의 물은 펌프 2를 통과하여 유속을 조정 후(오리피스 유량계 및 마노미터) 시험수조 7(내경 150 mm)의 내부에 설치된 분산판 6을 통과시켜 시험수조내의 유속분포를 균일화 한다. 그



Note) 1. Water tank 2. Water pump 3. Valve 4. Orifice flow-meter 5. Manometer 6. Distributer 7. Plenum chamber 8. Nozzle plate 9. Heated surface 10. Thermocouple 11. Data logger 12. Computer 13. Volt meter 14. Slidac 15. Amper meter 16. Drain chamber 17. Drain pump

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

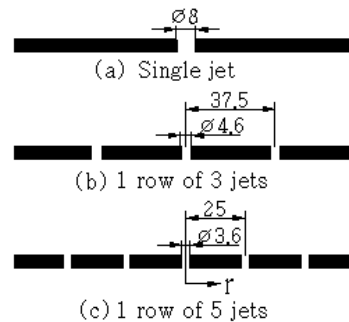


Fig. 2 Nozzle arrays of multi jets($t = 5$ mm).

Table 1 Specification of Nozzle array

Jet	Nozzle dia.(mm)	Number of Nozzle	Nozzle pitch (mm)
single jet	8	1	
1 row of 3 jets	4.6	3	37.5
1 row of 5 jets	3.6	5	25

물은 노즐판 8의 노즐을 통해 분출하여 전열면 9에 충돌한다. 분산판은 직경 5 mm의 구멍을 피치 7.5 mm의 지그재그형으로 가공하였으며 시험수조 7의 하부로부터 50 mm 상부에 설치하였다. 노즐출구에서 전열면까지의 거리(H)는 설정한 높이 16, 32, 48, 64, 80 mm 높이의 원통을 교체할 수 있게 하여 노즐-전열면간 거리($H/D = 2 \sim 10$)를 변화시켰다. 전열면 9는 Fig. 3과 같이 내경 150 mm의 베크라이트

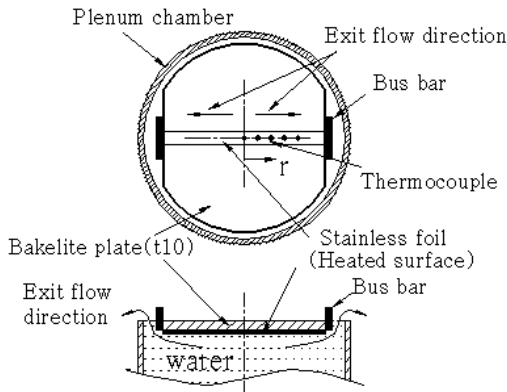


Fig. 3 Test section and flow direction.

판(두께 10 mm)에 스테인레스 박판(두께 30 μm , 폭 10 mm, 길이 120 mm)을 부착하고 양측에는 동 블록으로 압착시켜 전원공급장치 14, 전류계 15, 전압계 13과 연결하였으며, 전열면은 물속에 잠긴 상태로 한다. 스테인레스 박판의 이면에는 T형 열전대(직경 50 μm)를 정체점으로부터 4 mm 간격으로 15개를 설치하였고, 열유속은 0.1 MW/m^2 으로 일정하게 하였다. 분류속도는 3~7 m/s($Re_D \approx 30000 \sim 70000$)이며 충돌한 수분류는 Fig. 3에 표시한 바와 같이 중앙 분류($r = 0$)로부터 거의 양방향으로 유출한다. 각 점의 온도는 데이터로거 11에서 측정하였으며 10초 간격으로 5회 측정하여 평균하였다.

3. 실험결과 및 검토

군 분류(multi-jet)의 경우는 노즐의 배치와 노즐의 피치에 따라 분류가 전열면에 충돌 전과 후에 미치는 영향이 다르다. 그 피치가 작으면 충돌 전에 이웃하는 분류 간에 상호 간섭이 일어나 분류의 세기를 약화시키며 열전달을 감소시킬 수 있다. 피치가 비교적 크면 두 분류가 전열면에 충돌 후에 발생하는 벽면분류가 마주쳐서 유동이 재순환되며, 전열면에서 가열된 분류 액이 이웃하는 분류의 코어로 유입되거나 충돌한 분류가 유출방향으로 흐르면서 하류쪽의 분류에 휩 현상을 발생시키는 경우 열전달에 영향을 주게 된다.

Fig. 4~Fig. 6은 각각 노즐-전열면간 무차원거리 $H/D = 4$ 에서의 단일분류와 3분류, 5분류의 Nusselt 수 분포이다. Fig. 4의 단일분류의 경우는 $r/D = 0$ 으로부터 $r/D = 0.5$ 까지 급격히 감소하고 $r/D = 0.5 \sim 1$ 에서는 거의 일정한 값을 가지며, 그 하류영역에서 제2, 제3의 극대치가 존재한 후 서서히 감소한

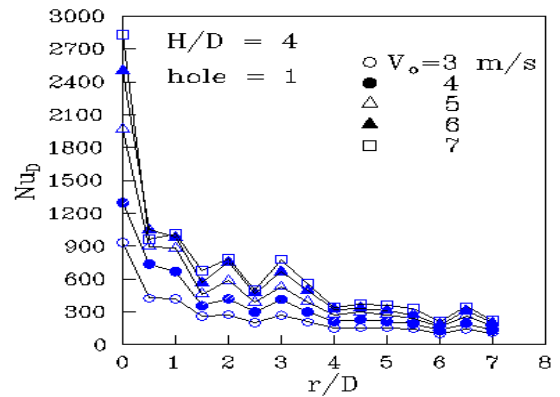


Fig. 4 Local Nusselt number for single jet.

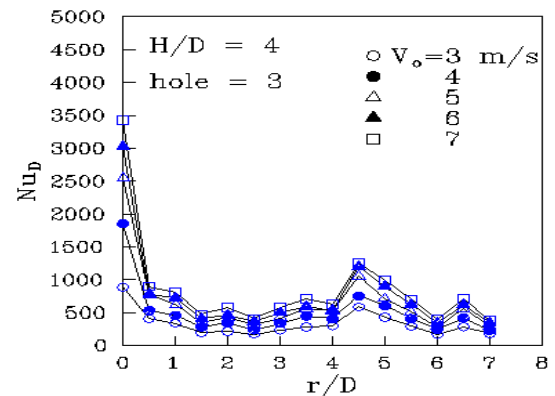


Fig. 5 Local Nusselt number for a 1 row of 3 jets.

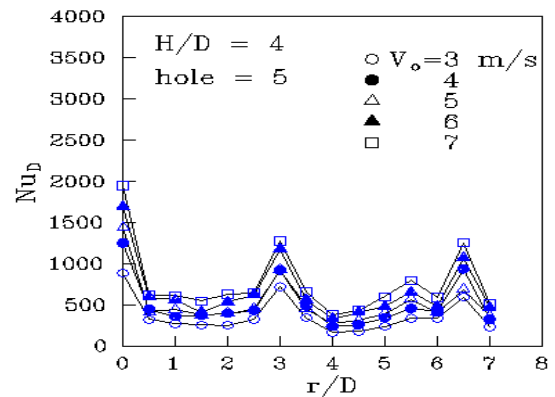
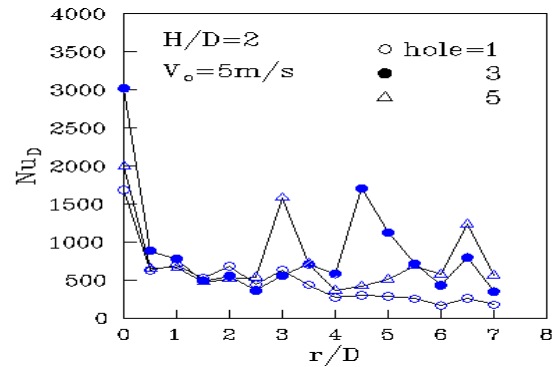


Fig. 6 Local Nusselt number for a 1 row of 5 jets.

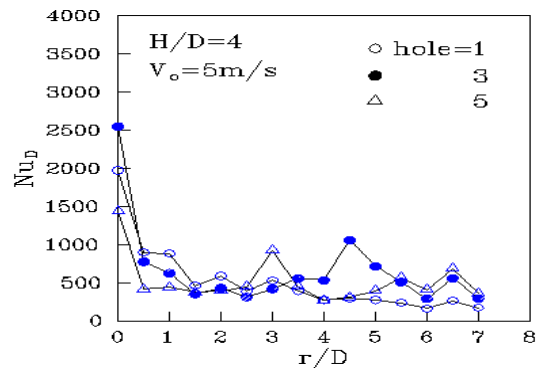
다. 이 현상은 정체점 영역과 벽면분류영역 사이의 충돌면에서 형성되는 회전와류 때문으로 생각된다.⁽⁹⁾ 그러나 Fig. 5의 1열 3분류의 경우는 중앙 분류의 정체점($r/D = 0$)에서 최대이고, 제 2분류 정체점($r/D \approx 4.5$)에서 제 2의 높은 값을 나타내고 있다. 중앙 정체점과는 Nu 의 차이가 나고 있다. 이러한 현상

은 노즐군의 구조상 중앙 분류의 충돌유체는 그 위치로부터 양방향으로 유동하여 유출하므로 그 하류의 양쪽 분류들의 유동교란 및 열적 영향을 주어 열전달의 감소를 야기한다고 생각되며, Brevet et al.⁽¹⁰⁾의 3열 공기분류군의 실험에서도 나타나고 있다. 충돌한 분류가 유동방향(streamwise)의 하류로 갈수록 정체점들의 Nu 가 감소하고 있으며,⁽¹¹⁾ 본 실험에서 이러한 감소율은 분류속도가 클수록 더 크게 나타나고 있다. 또한 동일한 분류속도에서는 H/D 가 클수록 중앙 분류 정체점과 제 2분류 정체점의 Nu 차이가 감소한다(Fig. 7 참조). Fig. 6은 1열 5분류의 경우로서 역시 중앙 분류(제 1분류)의 정체점에서 Nu 가 가장 크고 하류 측의 제 2, 제 3분류의 정체점에서는 Nu 가 그보다 작지만 감소비율은 1열 3분류에 비해 작다. 더욱이 제 2와 제 3분류 정체점간의 Nu 의 감소폭은 훨씬 작음을 볼 수 있으며, $H/D \geq 8$ 의 영역에서는 제 2, 제 3분류 정체점간의 Nu 차가 거의 없어진다(Fig. 7(c) 참조). 이것은 분류 직경이 작고 충돌거리가 길어서 충돌 시 분류의 모멘텀이 작으며 따라서 충돌한 분류 액이 하류 측의 분류에 미치는 영향도 작기 때문이며 특히 노즐-전 열면간 거리가 커지면 그 영향이 거의 소멸된다고 생각된다.

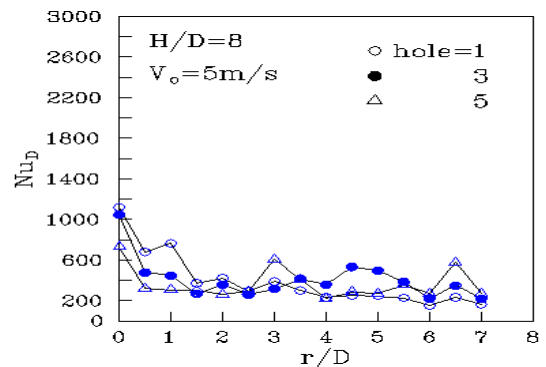
Fig. 7(a)~Fig. 7(c)는 분류속도 5 m/s인 경우 단일분류, 3분류군, 5분류군에 대한 Nu 수 분포를 각각 $H/D = 2, 4, 8$ 에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 7(a)의 $H/D = 2$ 에서는 중앙 분류(제 1분류) 정체점의 Nu 의 크기가 3분류군 > 5분류군 > 단일분류의 순으로 나타나고 있다. 그러나 Fig. 7(b)의 $H/D = 4$ 에서는 3분류군 > 단일분류 > 5분류군의 순으로 나타나며, Fig. 7(c)의 $H/D = 8$ 에서는 단일분류 > 3분류군 > 5분류군의 순이다. 그림은 제시하지 않았지만 $H/D = 6$ 에서는 3분류군 \approx 단일분류 > 5분류군, $H/D = 10$ 에서는 단일분류 > 3분류군 > 5분류군의 순서로 Nu 가 크다. 이것은 물깊이(H)를 수분류가 통과하여 전열면에 충돌하는 데는 노즐에서 분출하는 분류의 모멘텀과 물의 점성저항, 노즐의 피치에 따라 이웃하는 분류의 영향(분류의 간섭, 충돌 후 벽면분류, 소비된 분류의 유출조건 등)이 복합적으로 작용하는 결과라고 생각된다. 전 분출유량이 동일한 조건에서, 중앙 정체점의 경우, $H/D = 2 \sim 6$ 에서는 3분류군($p/d_3 = 8.15$)의 Nu 가 가장 크고 $H/D = 8 \sim 10$ 에서는 단일분류의 경우가 가장 크다. 그러나 제 2 및 제 3분류 정체점에서는 $H/D = 2 \sim 4$ 에서는 3



(a)



(b)

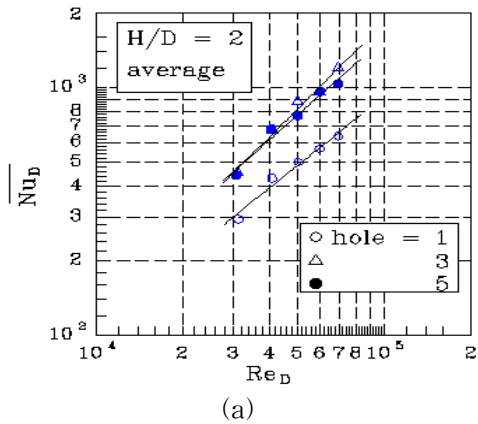


(c)

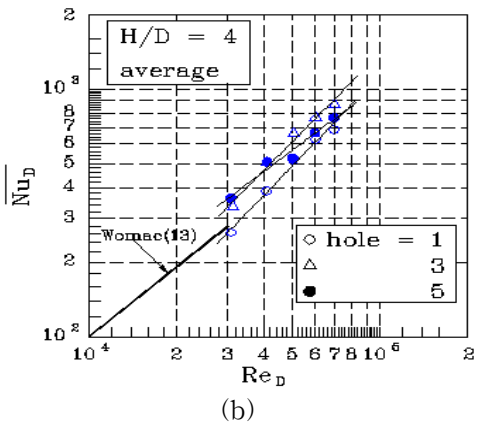
Fig. 7 Comparison of local Nusselt number for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets.

분류군의 경우가 5분류군($p/d_5 = 6.994$)에 비해 Nu 가 크며 $H/D = 6 \sim 10$ 에서는 3분류군과 5분류군의 Nu 가 거의 동일하게 나타났다. San et al.⁽¹²⁾은 지그재그형 공기분류군의 실험에서 정체점의 열전달이 최대가 되는 노즐의 무차원 피치 p/d 는 $H/D = 2$ 에서 8, $H/D = 3$ 에서는 12, $H/D = 4$ 에서는 6, 12, $H/D = 5$ 에서 6의 결과를 얻었으며 본 실험의 결과와는 $H/D = 2$ 의 경우에 일치하고 있다.

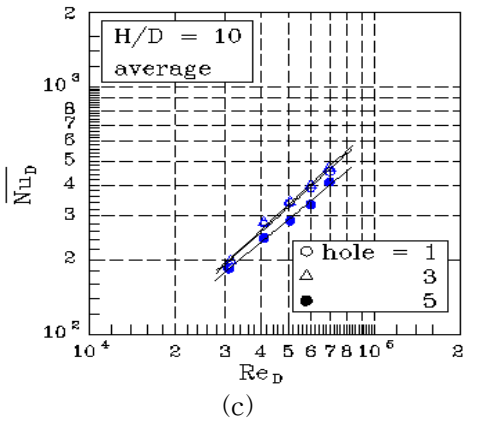
Fig. 8(a)는 $H/D = 2$ 의 경우, 단일분류, 3분류군, 5분류군에 대하여 Reynolds 수에 대한 평균 Nusselt 수의 값을 나타낸다. 여기서 평균 Nusselt 수는 중앙 정체점($r/D = 0$)으로부터 $r/D = 7$ 까지의 국소 Nu 를 선적분한 것을 의미한다. 평균 Nu 는 단일분류에 비해 3분류군의 경우가 높게 나타나며, 3분류군의 경우는 50.3~82.5%, 5분류군의 경우는 52.9~65.2% 더



(a)



(b)



(c)

Fig. 8 Correlations of average Nusselt number for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets.

높다. $30000 < Re < 50000$ 에서는 3분류군 및 5분류군의 평균 Nu 가 거의 동일하지만 $Re \geq 50000$ 에서는 3분류군의 경우에 더 크게 나타나고 있다. 이러한 현상은 Fig. 8(b)의 $H/D = 4$ 의 경우도 같은 경향이며, 3분류군의 경우는 단일분류에 비해 27.3~37.1%, 5분류군의 경우는 2.94~23.8% 높다. Fig. 8(b)에는 Womac et al.⁽¹³⁾의 하향 수중 수분류($H/D = 3$, 단일분류)의 데이터도 표시하였으며, 본 실험의 단일분류 데이터를 낮은 Re 영역으로 연장하면 거의 일치한다. 그림은 제시하지 않았지만 $H/D = 6$ 에서는 3분류군과 5분류군이 거의 같은 값을 갖는데 단일분류보다 약간 높은 값을 나타낸다. 그러나 Fig. 8(c)에서 보듯이 $H/D = 10$ 에서는 단일분류와 3분류군이 거의 같은 값을 가지며 5분류군의 경우에 가장 작은 값을 갖는다. 따라서 동일한 분류유량에서 평균열전달 효과는 $H/D = 2 \sim 4$ 에서는 $Re \geq 50000$ 에서 3분류군, $Re < 50000$ 에서 5분류군, $H/D = 6$ 에서는 3분류군 또는 5분류군, $H/D = 8 \sim 10$ 에서 3분류군이 본 실험의 전 Re 영역에서 양호함을 알 수 있다.

단일 수분류에 대한 실험결과의 정리는 문헌(8)에서 $H/D = 2$ 에서는 식(1), $H/D = 4 \sim 10$ 에서는 식(2)와 같이 제안하였다.

$$\overline{Nu}_D = 0.456 Re_D^{0.6876} Pr^{0.4} \quad (1)$$

$$\overline{Nu}_D = 0.456 Re_D^{1.151} (H/D)^{-0.86} Pr^{0.4} \quad (2)$$

Fig. 9 및 Fig. 10은 각각 1열 3분류군과 1열 5분류군에 대한 평균 Nusselt 수(\overline{Nu}_D)와 Reynolds 수(Re_D), 노즐-전열면간 무차원 거리(H/D), 프란틀 수(Pr)의 관계를 정리한 선도이다. 1열 3분류군의

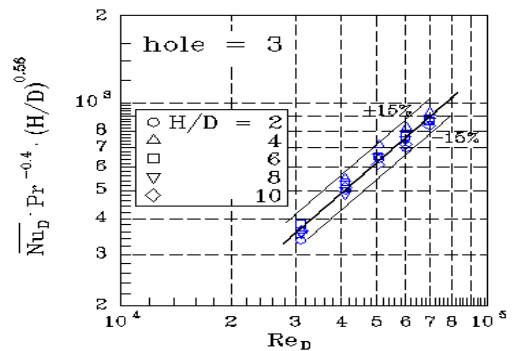


Fig. 9 Correlation of average heat transfer for 1 row of 3 jets at $H/D = 2 \sim 10$.

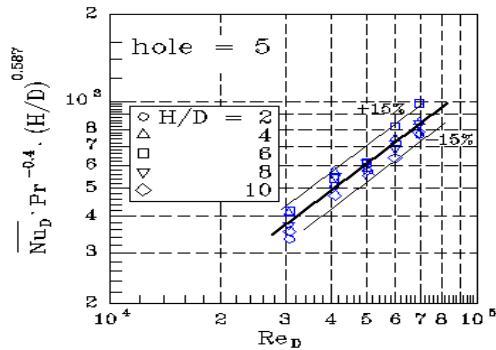


Fig. 10 Correlation of average heat transfer for 1 row of 5 jets at $H/D = 2\sim 10$.

경우, 평균열전달은 Fig. 9와 같이 $\pm 15\%$ 내에서 Re_D (30000~70000), H/D (2~10), Pr의 함수로 식(3)과 같이 정리하였으며, 1열 5분류의 경우는 Fig. 10과 같이 $\pm 15\%$ 내에서 식(4)로 정리하였다.

$$\overline{Nu_D} = 4.57 \times 10^{-3} Re_D^{1.093} (H/D)^{-0.56} Pr^{0.4} \quad (3)$$

$$\overline{Nu_D} = 2.054 \times 10^{-2} Re_D^{0.9516} (H/D)^{-0.587} Pr^{0.4} \quad (4)$$

4. 결 론

수중에 있는 전열면에 1열 3분류(노즐경 4.6 mm, 노즐의 무차원 피치 8.15) 및 1열 5분류(노즐경 3.6 mm, 노즐의 무차원 피치 6.994)의 수분류를 분출시켜 충돌시킴으로서 열전달효과의 향상을 도모하였다. 노즐은 오리피스형으로서 노즐-전열면간 거리 $H/D = 2\sim 10$, 분류속도 3~7 m/s($Re_D = 30000\sim 70000$)의 범위에서 실험하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 하류 측의 제 2 또는 제 3 분류 정체점의 열전달계수는 중앙 분류 정체점의 열전달계수보다 작다. 그 감소율은 분류속도가 클수록, H/D 가 작을수록 크며, 5분류군은 3분류군에 비해 하류방향으로의 열전달 감소율이 작다.

(2) 중앙 분류 정체점의 열전달계수는 $H/D = 2\sim 6$ 영역에서는 3분류군, $H/D = 8\sim 10$ 영역에서는 단일분류가 가장 높으며, 제2 및 제3분류 정체점의 열전달계수는 $H/D = 2\sim 4$ 에서 3분류군의 경우가 5분류군에 비해 크고 $H/D = 6\sim 10$ 에서는 3분류군과 5분류군의 경우에 거의 동일하게 나타났다.

(3) $H/D = 2\sim 8$ 에서의 평균 Nu 는 단일분류보다 군 분류의 경우가 높으며, $H/D = 2$ 에서 3분류군의 경우는 단일분류에 비해 50.3~82.5%, 5분류군의 경

우는 52.9~65.2% 높다. 본 실험의 전 H/D 의 $Re \geq 50000$ 에서 동일한 분류유량에서는 노즐의 피치가 큰 경우(3분류군)의 평균 열전달계수가 크게 나타난다. 단, $H/D = 2\sim 8$ 의 $Re < 50000$ 에서는 노즐 피치의 영향이 거의 없으나 $H/D = 10$ 에서는 전 Re 영역에서 3분류군의 경우가 가장 크게 나타났다.

(4) 3분류군과 5분류군의 경우 각각 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수, 노즐-전열면간 무차원 거리 H/D , Prandtl 수의 함수로 실험식을 제시하였다.

후 기

본 연구는 2009년도 인하공업전문대학 교내 연구비 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌

1. Womac, D. J., Incropera, F. P., and Ramalhyani, S., 1994, Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with multiple circular liquid jets, ASME J. Heat Transfer, Vol. 116, pp. 482-486.
2. Besserman, D. L., Incropera, F. P., and Ramalhyani, S., 1992, Heat transfer from a square source to an impinging liquid jet confined by an annular wall, ASME J. Heat Transfer, Vol. 114, pp. 284-287.
3. Garimella, S. V. and Rice, R. A., 1995, Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer, ASME J. Heat Transfer, Vol. 117, pp. 871-877.
4. Fitzgerald, J. A. and Garimella, S. V., 1997, Flow field effects on heat transfer in confined jet impingement, ASME J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 630-632.
5. Zhou, D. W. and Ma, C. F., 2006, Radial heat transfer behavior of impinging submerged circular jets, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp. 1719-1722.
6. Ma, C. F., Zheng, Q., and Lee, S. C., 1997, Impingement heat transfer and recovery effect with submerged jets of large Prandtl number liquid-1, Unconfined circular jets, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp. 1481-1490.
7. Bensmaili, A. and Coeuret, F. 1990, Overall

- mass transfer between a solid surface and submerged or unsubmerged liquid multi jets, *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 137, No. 6, pp. 1744-1750.
8. Ohm, K. C., 2005, An experimental study of heat transfer in a submerged water jet, *Journal of the Korean Solar Energy Society*, Vol. 25, No. 4, pp. 101-110.
 9. Lee, S. J., Lee, J. H., and Lee, D. H., 1994, Local heat transfer measurements flow elliptic jet impinging on a flat plate using crystal, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 6 pp. 967-976.
 10. Brevet, P., Dejeu, C., Dorignac, E., Jolly, M., and Vullierme, J. J., 2002, Heat transfer to a row of impinging jets in consideration of optimization, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4191-4200.
 11. Goodro, M., Park, J., Ligrana, P., Fox, M., and Moon, H-K., 2007, Effects of Mach number and Reynolds number on jet array impingement heat transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 367-380.
 12. San, J. Y. and Lai, M. D., 2001, Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3997-4007.
 13. Womac, D. J., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., 1993, Correlating equation for impingement cooling of small heat sources with single circular liquid jets, *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 106-115.
 14. Garret, K. and Webb, D. W., 1999, The effect of drainage configuration on heat transfer under an impinging jet array, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 803-810.