

다양한 노즐 수 변화에 따른 충돌 제트의 열전달 특성에 관한 수치적 연구

김 상 근, 하 만 영, 손 창 민[†]
부산대학교 기계공학부

A Numerical Study on the Heat Transfer Characteristics of the Multiple Slot Impinging Jet

Sang Keun Kim, Man Yeong Ha, Chang Min Son[†]
School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received March 9, 2011; revision received October 14, 2011)

ABSTRACT: The present study numerically investigates two-dimensional flow and heat transfer in the multiple confined impinging slot jet. Numerical simulations are performed for the different Reynolds numbers($Re = 100$ and 200) in the range of nozzles from 1 to 9 and height ratios(H/D) from 2 to 5, where H/D is the ratio of the channel height to the slot width. The vector plots of velocity profile, stagnation and averaged Nusselt number distributions are presented in this paper. The dependency of thermal fields on the Reynolds number, nozzle number and height ratio can be clarified by observing the Nusselt number as heat transfer characteristic at the stagnation point and impingement surface. The Nusselt number at the stagnation point of the central slot shows unsteadiness at $H/D = 3$ and $Re = 200$. The value of Nusselt number at the stagnation point of the central slot decreases with higher Reynolds number and number of nozzle although overall area averaged Nusselt number increases. Hence careful selection of geometrical parameters and number of nozzle are necessary for optimization of the heat transfer performance of multiple slot impinging jet.

Key words: Multiple slot impinging jet(다중충돌제트), Heat transfer(열전달)

1. 서 론

충돌 제트는 국소적으로 높은 열전달 효과를 얻을 수 있기 때문에 여러 산업분야에 많이 응용되어 왔다. 응용분야는 제지 또는 필름의 건조 공정, 유리/금속의 제조공정, 터빈 블레이드 냉각과 연소기 벽면 냉각 그리고 전자부품 내부의 반도체 냉각 등

매우 다양하다.

충돌제트에 대한 연구는 산업응용 면에서 그 활용도가 높은 고 레이놀즈수 영역에서 작동하는 제트의 연구에 집중되어있다. 이에 대한 연구는 주로 레이놀즈수, 노즐 형상, 제트온도와 방향, 제트의 노즐과 노즐 사이의 간격, 제트 배열 방법 및 제트 노즐과 충돌면 사이의 간격 등을 변화시키면서 유동과 열전달에 미치는 영향을 연구 하였다. 최근에 충돌제트가 좁은 공간에서 많은 열을 발생하는 전자장비 패키지의 냉각 등에 응용되기 시작하면서 충돌제트 표면에 작용하는 높은 압력을 감소시키기

[†] Corresponding author
Tel.: +82-51-510-3395; fax: +82-51-515-4038
E-mail address: son.changmin@gmail.com

위한 저 레이놀즈수의 충돌제트에 관한 연구를 필요로 하고 있다.

Gardon and Akfirat⁽¹⁾은 단일 혹은 여러 개의 충돌제트 시스템에 대해 열유동 계측장치를 이용하여 다양한 레이놀즈수와 노즐과 평판 사이의 거리(H/D)에 따른 국소 또는 평균 열전달계수를 측정하였다. 이들은 정체점 구간에서의 최대 열전달계수와 전체 평판에서의 평균 열전달계수가 레이놀즈수와 H/D 의 간단한 함수임을 보였다.

Sparrow and Wong⁽²⁾은 나프탈렌 승화법을 이용하여 저 레이놀즈수 영역($150 < Re < 950$)에서 슬롯 충돌제트의 물질전달을 연구하였다. 그리고 물질전달과 열전달과의 유추를 통하여 열전달특성을 밝혀내었다.

Lin et al.⁽³⁾은 벽으로 제한된 충돌제트에 대해 노즐과 충돌 벽 사이의 거리($1 < H/D < 8$)와 레이놀즈수 변화($190 < Re < 1537$)의 범위에서 실험을 수행하였다. 이들은 T형 열전온도계를 이용하여 벽면에서의 열전달계수를 측정하였는데, 열전달계수는 H/D 보다 레이놀즈수에 훨씬 영향을 많이 받음을 밝혀내었다.

Beitelmal et al.⁽⁴⁾은 저 레이놀즈수 영역에서 H/D 변화에 따른 충돌제트의 유동 및 열전달 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 또한 이들은 제트의 경사각이 충돌제트의 성능에 미치는 영향을 규명하였다. Chiriac and Ortega⁽⁵⁾은 $H/D=5$ 인 조건에서 슬롯 충돌제트에 대한 유동 및 열전달 특성을 계산하였다.

다중충돌제트에 대한 연구⁽⁶⁻⁸⁾로는 Elbanna and Gahin⁽⁶⁾등이 제한 벽을 가진 이중제트에 대한 유동 특성, 난류강도 등을 단일제트와 비교하였으며, Viskanta⁽⁷⁾는 단일 및 다중제트가 평판에 충돌할 때 열전달 특성을 밝히고 있다.

다중충돌제트의 경우 단일충돌제트보다 넓은 영역에서 균일한 열/물질 전달의 효과를 얻을 수 있기 때문에 실제적인 열전달 기구에 널리 사용되고 있지만 상대적으로 많은 연구가 이루어지지 못했다. 즉, 다중충돌제트는 충돌 전후에 인접한 제트간의 상호작용 때문에 지금까지 많은 연구가 이루어져 왔던 단일제트에서의 실험 및 수치 해석적 결과들을 그대로 적용시킬 수 없다.

따라서 본 연구에서는 저 레이놀즈수($Re = 100, 200$)에서 노즐 개수, 노즐간의 거리 그리고 노즐에서 평판까지의 무차원 거리비를 변화시켜 다중충돌제트에서의 유동구조 및 열전달에 관하여 수치해석

기법을 통해 연구하고자 하였다.

2. 수치해석 방법

본 연구에서는 제트 노즐과 평판 사이의 거리(H/D)가 5이하인 다중충돌제트의 내부 유동장, 압력장 및 열전달 특성을 해석하기 위하여 유한 체적법을 이용하여 2차원 계산을 수행하였다. 유동에 대한 지배방정식은 직교 좌표에 대한 질량보존 방정식, 운동량보존 방정식 및 에너지보존 방정식으로 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \tag{3}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \tag{4}$$

위 식들에 사용된 무차원 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$t = \frac{V_{jet} t^*}{D}, \quad u = \frac{u^*}{V_{jet}}, \quad v = \frac{v^*}{V_{jet}}$$

$$p = \frac{p^*}{\rho V_{jet}^2}, \quad \theta = \frac{T^* - T_w}{T_{jet} - T_w} \tag{5}$$

여기서 t, u, v, p 와 θ 는 각각 시간, 방향 속도, 방향 속도, 압력 및 온도에 대한 무차원 변수를 나타낸다. 무차원화에 이용된 V_{jet}, D 와 ρ 는 각각 제트 출구의 평균 속도, 제트 폭 및 유체의 밀도이다. 그리고 T_{jet} 는 제트의 출구온도, T_w 은 충돌 벽면의 온도를 의미한다. 식(5)에서 상첨자 *는 차원을 가지는 변수이다. 또한 열전달 및 유동 현상에 대한 특성을 나타내는 두 가지의 중요한 무차원변수를 정의하였다.

무차원변수(Non-dimensional variables)

$$\text{Reynolds Number : } Re = \frac{V_{jet} D}{\nu} \tag{6}$$

$$\text{Prandtl Number : } Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{7}$$

여기서 ν , α 는 유체의 동점성계수와 열 확산계수이다.

시간에 따른 해를 구하기 위해 속도장 계산을 압력 계산으로부터 분리하는 Time-splitting method⁽⁹⁻¹⁰⁾를 이용하였으며, 공간 이산화를 위하여 FVM(Finite Volume Method)를 사용하였다. Time-splitting method의 두 단계는 시간 레벨(level)을 중간 시간 레벨 ‘*’을 거쳐서 ‘n’ 레벨에서 ‘n+1’ 레벨로 가면서 시간에 따른 적분을 수행하는 것이다. 첫 번째는 대류-확산 단계로서 ‘n’ 시간 레벨에서 중간 시간 레벨인 ‘*’ 시간 레벨로 가면서 압력 항이 존재하지 않는 advection diffusion 방정식을 풀게 된다. 대류-확산 단계에서 비선형 항에는 second order Adams-Bashforth explicit scheme을 사용하고, 확산 항에는 Crank-Nicolson implicit scheme을 사용하였다. 그 다음으로 질량 보존 방정식에서 유도된 압력 Poisson 방정식은 fully implicit scheme을 사용하여 계산했다. 압력 값이 계산되면 압력 보정 단계를 거쳐 ‘n+1’ 시간 레벨에서의 최종적인 속도장이 계산된다. 온도장에 대해서는 대류 항에는 second-order Adams-Bashforth scheme이 그리고 확산 항에 대해서는 Crank-Nicolson scheme을 사용해 유사한 방법으로 해를 구하게 된다.

공간 이산화를 위해 유한 체적법에 기초한 2차 정확도의 중앙 차분법이 사용되었다.

본 연구는 Fig. 1과 같이 중앙의 노즐을 중심으로 노즐간 거리(G)는 $2D$ 이며, 노즐과 평판과의 거리(H)를 $2 \sim 5D$, 노즐의 개수를 양 출구방향에 대칭으로 최대 4개까지 총 9개의 노즐 수를 변화시켰다. 출구의 전체 길이(L)는 $50D$ 로 하여 벽제트 유동이

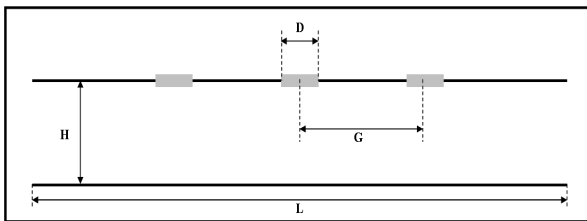


Fig. 1 Computational domain and geometrical parameters.

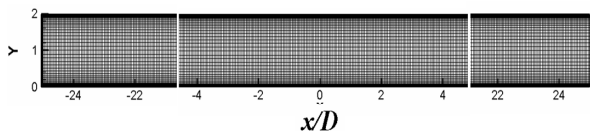


Fig. 2 2-Dimensional grid system.

Table 1 Geometrical parameters of the slot impinging jet system

Re	Nozzle	H/D					G/D
100	200	1	2	3	4	5	2
		3	2	3	4	5	2
		5	2	3	4	5	2
		7	2	3	4	5	2
		9	2	3	4	5	2

Table 2 Boundary conditions

Inlet	$u = 0, v = -1, T = 0$
Upper wall	$u = v = T = 0$
Lower wall	$u = v = 0, T = 1$
Lateral exit	$\frac{\partial u}{\partial t} + C \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial t} + C \frac{\partial T}{\partial x} = 0$

박리되어 출구로 충분히 빠져나가도록 하였다. 레이놀즈수는 100과 200에 대하여 수치 해석하였다. Table 1은 각 노즐 수 및 평판과의 거리에 따라 본 연구의 해석 모델들을 나타내었다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 격자계를 보여준다. x 및 y 방향에 대해 1001×101 개의 격자가 사용되었으며, 벽면의 유동 및 열전달 영향을 고려하기 위하여 상하벽면 방향으로 최소 크기가 $0.001D$ 인 정렬 격자를 조밀하게 생성하였다.

Fig. 1의 계산 모델에 대하여 본 계산에서 사용한 경계 조건은 Table 2에 나타내었다. 여기서 C 는 출구에서의 평균속도를 나타낸다. 계산에 사용된 격자계, 수치 해석 방법 등은 참고 문헌에 상세하게 설명되어 있다.⁽¹¹⁻¹⁵⁾

3. 결과 및 고찰

본 연구는 노즐 수에 따른 영향을 알아보기 위해 제한된 다중충돌제트의 높이에 따라 노즐 수를 변화시켜 열전달 특성을 비교하였다.

Fig. 3은 C_p 에 대하여 Chiriac and Ortega⁽⁵⁾와 Lee⁽¹¹⁾의 수치해석 결과와 본 연구의 계산결과를 비교하였다. Chiriac and Ortega⁽⁵⁾와 Lee⁽¹¹⁾는 균일한 속도로 유입되는 제트를 입구의 경계조건으로 사용하였다. 상하벽면과의 높이는 $5D$ 인 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 3은 Re 수가 125일 때 충돌벽

에서의 압력계수 분포를 보여주며 압력계수의 정의는 식(8)과 같다. 현재의 계산 결과는 이러한 압력계수의 분포 및 최대값에 대해 이전 연구 결과와 일치함을 잘 나타내고 있다.

$$C_p = \frac{p - p_{jet}}{\frac{1}{2} \rho V_{jet}^2} \quad (8)$$

Fig. 4과 Fig. 5는 전 계산 영역($L = 50D$)에서 노즐 수와 충돌 벽면과의 거리 변화에 따라 대표적인 유동 특성을 보여 주고 있다. 중앙 노즐 중심부로부터 출구방향으로 $15D$ 떨어진 영역부터는 충돌현상이 나타나며 노즐 주위의 속도벡터를 확대하여 나타내었다. 제한된 다중충돌제트의 유동 특성은 다음과 같다. Fig. 4는 $Re = 100$ 일 때, 노즐의 수에 따른 속도벡터를 나타내었다. 노즐의 중심부에서 가속된 자유제트는 하부 벽면과 부딪히며, 정체점 영역에서 벽제트 유동과 와류가 발생된다. 노즐들 사이에 생성된 와류들은 서로 충돌한 후 출구로 향하지 못하고 인접한 노즐의 자유제트에 의해 노즐 사이에서 재순환을 하게 된다. 벽제트 유동은 출구 방향으로 흐르면서 충돌 벽을 따라 경계층을 형성한다. 이 유동은 노즐이 위치한 곳까지 형성되며 마지막 노즐위치를 통과한 후 박리가 일어난다. 또한 노즐과 노즐 사이에 생성된 와류가 주위 노즐의 포텐셜 코어 영역을 감소시키고 인접한 노즐의 제트 유동과 상호간섭을 일으킨다. 이러한 이유로 중앙 노즐의 제트를 제외한 다른 제트 유동들은 하부 벽면까지 도달하지 못하고 출구방향으로 유동흐름이 바뀐다.

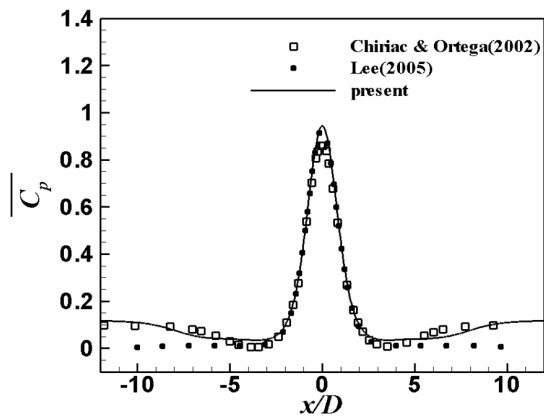


Fig. 3 Wall pressure coefficients in the steady regime at $Re = 125$ and $H/D = 5$.

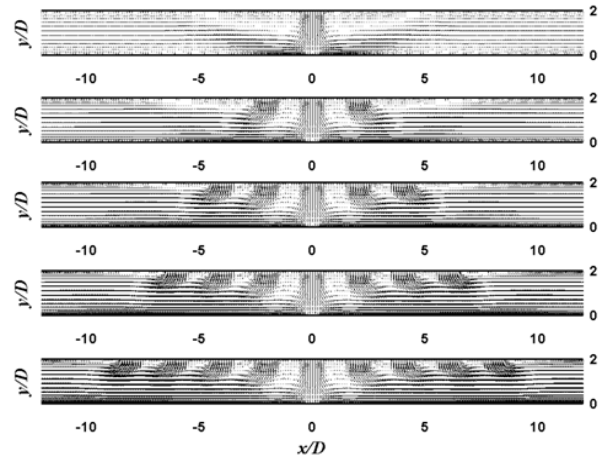


Fig. 4 Time-averaged velocity vectors of the impinging jet flow at $Re = 100$ and $H/D = 2$.

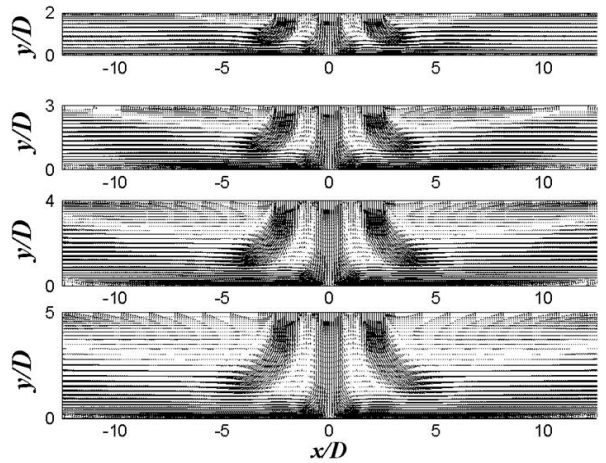


Fig. 5 Time-averaged velocity vectors of the impinging jet flow at $Re = 100$ and Nozzle = 3.

Fig. 5는 $Re = 100$, 노즐 수가 3개 일 때, 노즐과 충돌 벽과의 높이에 따른 속도 벡터이다. 높이에 따라 포텐셜코어 영역이 커지고 충돌 후 정체점 근처에서 발생하는 와류의 크기가 y 방향으로 커진다. 그러나 횡 방향의 벽제트 유동과 인접한 제트유동의 영향으로 $H/D = 2$ 인 유동형태와 같이 중앙 노즐의 제트유동만이 하부 벽면에 도달한다.

Fig. 6은 노즐과 평판과의 거리(H/D)가 2와 3이고, $Re = 100, 200$ 에서 노즐 수의 변화에 따른 중앙 노즐에 의한 하부 벽면 중심에서의 정체점($x/D = 0$) Nusselt 수의 무차원 시간(t)에 따른 수치를 나타내고 있다. $Re = 100$ 일 때는 H/D 및 노즐 수에 관계 없이 시간에 따라 일정한 값을 가진다. $Re = 200$ 인

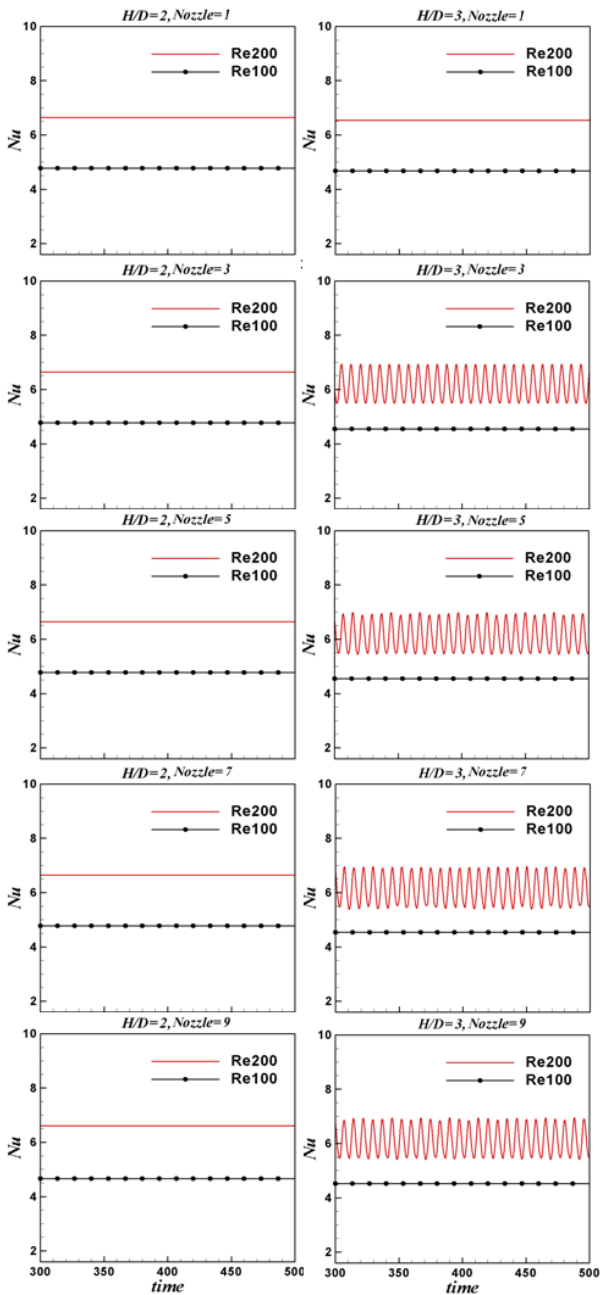


Fig. 6 Time history of stagnation Nusselt number ($x/D = 0$) at different Reynolds numbers, H/D s and number of nozzles.

경우는 노즐 수가 1개인 경우에 대해서 시간에 따라 일정한 값을 가지는 정상 상태를 가진다. 그러나 $Re = 200$ 에서 노즐 수가 3개, $H/D = 3$ 의 경우 Nusselt 수의 시간에 따른 변화를 관찰 할 수 있고 이는 층돌제트유동이 비정상상태임을 알 수 있다.

Fig. 7은 노즐 수 및 노즐과 하부 벽면과의 거리 (H/D)에 따른 시간 평균 Nusselt 수를 하부벽면 전체 길이 ($L = 50D$)에 대해 나타냈다. 중앙 정체점

($x/D = 0$)에서 최대값을 가지며 하부 벽면과의 거리가 커짐에 따라 Nusselt 값이 작아지고 레이놀즈 수의 증가함에 따라 커진다.

Fig. 8은 중심 노즐의 정체점에서 시간 평균 Nusselt 값을 나타내고 있다. 노즐이 1개일 때는 인접한 노즐이 없기 때문에 주위의 제트유동의 간섭이나 벽체 유동 성분이 존재하지 않아 높은 Nusselt 값을 나타낸다. 노즐 수가 증가할 수록 중심 노즐의 정체점 Nusselt 값은 조금씩 감소한다(최대 5%).

$Re = 200$ 에서는 중앙노즐의 정체점 Nusselt 수가 H/D 및 노즐 수의 증가에 따라 감소(최대 10%)하는 추세는 $Re = 100$ 의 경우 동일하다. 그러나 노즐 수가 1일 경우 H/D 가 증가해도 정체점 Nusselt 수의 감소폭이 $Re = 100$ 의 경우에 비해 매우적음이 관찰된다.

Beitelmal⁽⁴⁾ 및 Hansen⁽¹⁶⁾은 다양한 H/D 에 따른 실험적인 연구를 수행하였는데 $H/D = 8$ 이하에서는 시간 평균 Nusselt 값이 감소한다고 지적하였다. Fig. 8은 노즐과 하부의 층돌 벽과의 거리가 증가할 수록 중앙 노즐 정체점에서의 평균 Nusselt 수가 감소하는 경향을 잘 보여주고 있다.

Fig. 9은 하부 벽면 전체길이 ($L = 50D$)에 대한 시간 평균 Nusselt 값을 시간 평균하여 도시하였다. 노즐 수가 증가할수록 유량의 증가에 의해 열전달효과가 증가하기 때문에 열전달 량이 커짐을 알 수 있다. $H/D = 2$ 일 때 $Re = 100$ 에서는 노즐의 포텐셜 $H/D = 2$ 일 때 $Re = 100$ 에서는 노즐의 포텐셜 코어의 영향이 하부 벽면에 크게 작용하여 다른 H/D 의 Nusselt 값보다 높게 나타난다.

그러나 $H/D = 3$ 이상에서는 Nusselt 값의 변화가 크지 않다. 다중층돌제트의 열전달 특성은 Fig. 9처럼 노즐 수의 증가로 인해 하부 벽면의 전체 면 평균 Nusselt 값은 증가하지만 Fig. 8에서 보는 바와 같이 국소적인 열전달 값은 노즐간의 상호간섭 및 층돌 제트이후에 발생하는 출구방향 유동(cross flow)이 하류 영역에서 작용하는 층돌제트를 출구 방향으로 휘어지게 함으로 하부벽면에 효과적인 열전달 작용을 저해하게 된다. 따라서 전체적인 열전달 효율 저하를 가져올 수 있으므로 적용시 이러한 점을 고려해야한다.

4. 결론

제한된 다중층돌제트의 유동특성을 FVM을 사용

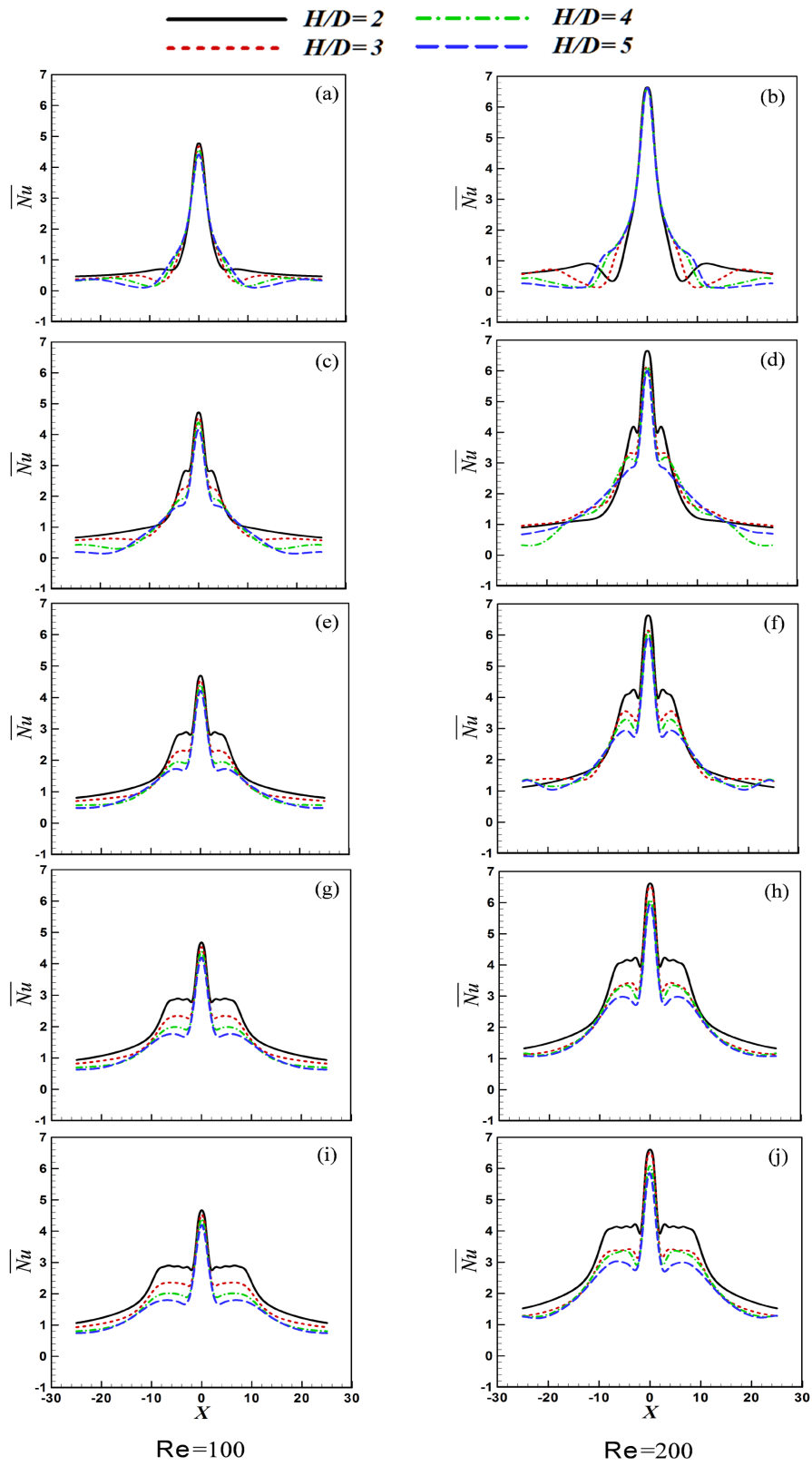
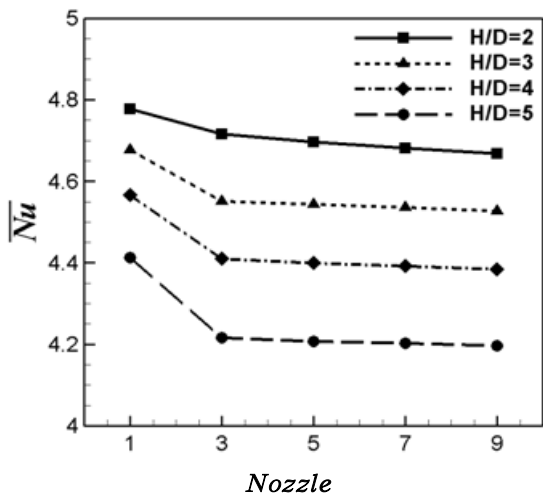
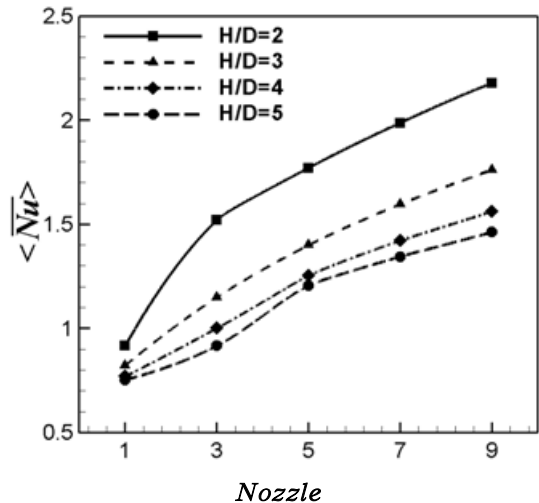


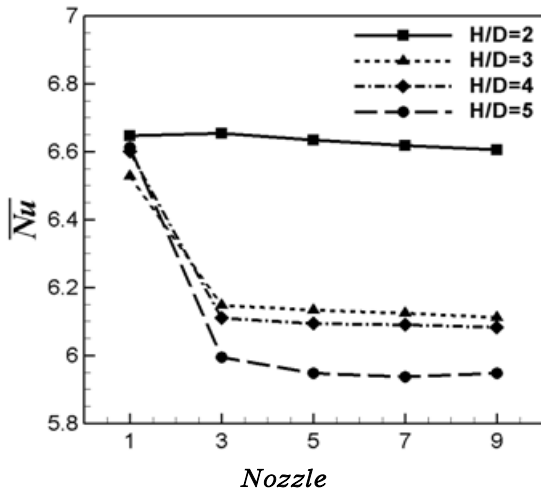
Fig. 7 Distributions of the time-averaged Nusselt number along the lower wall of $Re = 100$ (left column) and $Re = 200$ (right column); (a-b) : Nozzle = 1, (c-d) : Nozzle = 3, (e-f) : Nozzle = 5, (g-h) : Nozzle = 7, (i-j) : Nozzle = 9.



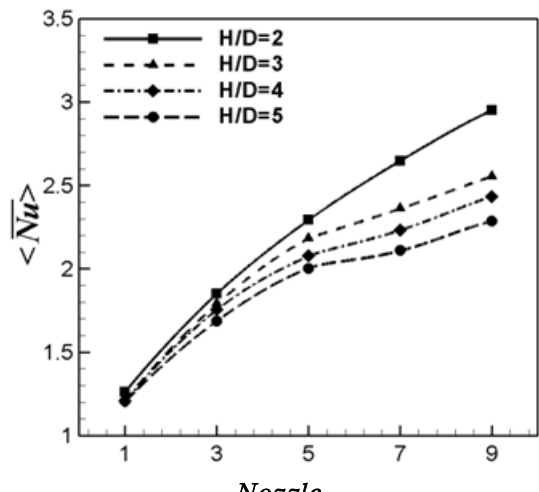
(a) Re = 100



(a) Re = 100



(b) Re = 200



(b) Re = 200

Fig. 8 Stagnation point Nusselt number of central nozzle.

Fig. 9 Total Area Averaged Nusselt number Distribution.

하여 수치 해석하였다. 노즐 수 증가에 따른 Nusselt 값을 비교하였다. 또한 노즐과 하부 벽과의 거리를 변화에 따른 열전달 특성을 연구하였다. 본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻었다.

단일충돌제트는 Re = 250까지 정상상태라는 이전의 연구결과⁽⁵⁾가 있었으나, 다중충돌제트는 노즐 수의 증가로 인해 낮은 레이놀즈수 영역에서도 비정상상태의 구간이 존재하였다.

노즐 수 변화에 따른 열전달 특성은 하부벽면 중앙의 정체점에서 최대 Nusselt 값을 가지고 양 출구방향으로 대칭적인 형태를 보였다. 노즐 수가 증가하면 출구방향 유동(cross flow) 증가로 인해 충돌제트가 출구방향으로 휘어지게 되어 하부 벽면에 열전달을 효과적으로 촉진 하지 못한다.

다중충돌제트를 위용한 열전달 설계시 노즐 수, 노즐 간격(G/D), 하부벽면과의 거리(H/D)가 최적 배열을 갖도록 형상을 선정하는 것이 중요하다.

후 기

본 연구는 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No.K20702001648-10E0100-07010).

참고문헌

1. Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimen-

- sional Air Jets, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 88, pp. 101-108.
2. Sparrow, E. M. and Wong, T. C., 1975, Impingement transfer coefficients due to initially laminar slot jets, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 18, pp. 597-605.
 3. Lin, Z. H., Chou, Y. J., and Hung, Y. H., 1997, Heat Transfer Behaviors of a Confined Slot Jet Impingement, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 5, pp. 1095-1107.
 4. Beitelmal, A. H., Saad, M. A., and Patel, C. D., 2000, The Effect of Inclination on the Heat Transfer between a Flat Surface and Impinging Two-dimensional Air Jet, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 18, pp. 597-605.
 5. Chiriac, V. C. and Ortega, A., 2002, Numerical Study of Unsteady Flow and Heat transfer in a Transitional Confined Slot Jet Impinging on an Isothermal Surface, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1237-1248.
 6. Elbanna, H. and Gahin, S., 1982, Investigation of two plane parallel jets, AIAA, Vol. 21, No. 7, pp. 986-991.
 7. Viskanta, R., 1993, Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, pp. 111-134.
 8. Huber, A. M. and Viskanta, R., 1994, Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 37, pp. 2859-2869.
 9. Kim, J. and Moin, P., 1985, Application of a Fractional-step Method to Incompressible Navier-stokes Equations, J. of Comp. Phys. Vol. 59, pp. 308-323.
 10. Zang, Y., Street, R. L., and Koseff, J. R., 1994, A Non-Staggered Grid, Fractional Step Method for Time-Dependent Incompressible Navier-Stokes Equations in Curvilinear Coordinates, J. Comp. Physics, Vol. 114, pp. 18-33.
 11. Lee, H. G., Ha, M. Y., and Yoon, H. S., 2005, A numerical study on the fluid flow and heat transfer in the confined jet flow in the presence of magnetic field, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 5297-5309.
 12. Yoon, H. S., Chun, H. H., Ha, M. Y., and Lee, H. G., 2004, A Numerical Study on the Fluid Flow and Heat Transfer Around a Circular Cylinder in an Aligned Magnetic Fields, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 4075-4087.
 13. Lee, H. G., Ha, M. Y., Yoon, H. S., and Hong, S. D., 2005, A Numerical Study on the Impinging Jet Flow Characteristics in the Presence of Applied Magnetic Fields, Trans. of the KSME (B), Vol. 29, No. 5, pp. 537-544.
 14. Thomson, K. W., 1987, Time dependent boundary conditions for hyperbolic systems, J. Computation Physics, Vol. 68, pp. 1-24.
 15. Chattaopadhyay, H. and Saha, S. K., 2003, Turbulent flow and heat transfer from a slot jet impinging on a moving plate, Int. J. of Heat Fluid Flow, Vol. 24, pp. 685-697.
 16. Hansen, L. G. and Webb, B. W., 1993, Air jet impingement heat transfer from modified surface, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 989-997.