

사각 덕트 내에 설치된 2개의 경사진 배플에 의한 열전달 증진 효과에 관한 실험 및 수치해석

강 호 근, 안 수 환^{*†}, Ary Bachtiar Krishna Putra^{**}

경상대학교 해양산업연구소, ^{*}경상대학교 기계항공공학과-해양산업연구소, ^{**}경상대학교 대학원

Experimental and Numerical Analysis for Effects of Two Inclined Baffles on Heat Transfer Augmentation in a Rectangular Duct

Ho-Keun Kang, Soo-Whan Ahn^{*†}, Ary Bachtiar Krishna Putra^{**}

Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Tongyong, 650-160, Korea

^{}Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Tongyong, 650-160, Korea*

*^{**}Department of Mechanical and System Engineering, Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyong, 650-160, Korea*

(Received July 26, 2007; revision received October 11, 2007)

ABSTRACT: Baffles enhance heat transfer by disturbing boundary layer and bulk flow, creating impingement, and increasing heat transfer surface area. This study was performed to determine how the two inclined baffles ($\alpha = 5^\circ$; perforated models) placed at a rectangular channel affect heat transfer and associated friction characteristics. The parametric effects of perforated baffles (3, 6 and 12 holes) and flow Reynolds number ranging from 28,900 to 61,800 on the heated target surface are explored. Comparisons of the experimental data with the numerical results by commercial code CFX 10.0 are presented. As for the investigation of heat transfer behaviors on local Nusselt number with two baffles placed at $x/D_h = 0.8$ and $x/D_h = 8.0$ of the edge of baffles, it is evident that the inclined perforated baffles augment overall heat transfer significantly by both jet impingement and boundary layer separation. There exists an optimum perforation density to maximize heat transfer coefficients; i.e., the average Nusselt number increases with increasing number of holes, but the friction factor decreases with an increase in the hole number placed at baffles.

Key words: Heat transfer augmentation(열전달 증진), Baffle(배플), Nusselt number(누셀트수), Friction factor(마찰계수)

1. 서 론

내부유동을 변화시켜 열전달을 향상시키는 많

은 방법들이 검토되고 있다. 이와 같은 방법들에는 선회유동(swirl flow) 발생장치, 파형 덕트(co-rrugate ducts), 리브(ribs) 그리고 배플(baffles)과 같은 난류발생장치(turbulence promoters)를 설치하는 것이다. 덕트 내를 흐르는 기체의 열전달 계수는 액체보다 매우 낮기 때문에 열전달 측면

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3125; fax: +82-55-640-3128

E-mail address: swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

에서는 비효율적이다. 내부기체유동에서 이러한 상대적으로 낮은 열전달 계수를 향상시키기 위한 열전달 상승 메카니즘은 경계층 교란(boundary layer disturbance), 체적유량 교란(bulk flow disturbance), 충돌냉각(impingement cooling) 및 표면적 증가(surface area increase) 등의 방법들이 있다.

배플은 대규모 육상용 가스터빈 블레이드의 냉각장치, 공기냉각 태양 집진장치, 열교환기 및 발전소와 같이 다양한 분야에 적용되어왔다. 사각채널에 사용되어진 배플은 3가지의 기본적인 형상, 1) 주유동(main flow) 방향에 수직인 배플, 2) 주유동 방향에 평행한 배플 및 3) 경사를 갖는 배플이 있다. 이러한 형상들은 구멍을 갖지 않는 형상(solid)과 구멍을 갖는 형상(perforated type)이 사용되어질 수가 있다. 주유동방향에 수직으로 설치된 배플은 체적유동과 경계층을 교란함으로써 열전달을 증진시키는 반면에, 경사진 배플은 체적유동과 경계층을 교란시킬 뿐만 아니라 충돌냉각을 더하여 준다. 구멍을 갖는 배플은 다중제트충돌(multiple jet impingement) 방식을 이용함으로써 열전달을 증가시킨다.

일반적으로 배플을 이용한 증진방법들은 보통 가열된 표면에 설치된다. 따라서 열전달을 위한 추가적인 표면을 주게 되어 혼합 성능을 향상시키게 된다.

Berber et al.⁽¹⁾ 및 Habib et al.⁽²⁾에 의한 이전 연구에서 유동방향에 수직인 배플판에 대한 실험적 조사를 행하였다. 이들의 연구들은 배플이 유체유동을 방해하는 수직구조의 배플에 대해 취급하였으므로 열전달증가보다 압력강하가 컸다. 경사배플을 설치하는 것은 벽면에 거칠기를 설치하는 것과 채널내 테이프 등의 삽입장치를 설치하는 것의 복합적요소로 볼 수 있다. 열전달 표면 근처나 표면위에 설치된 배플은 거칠기와는 달리 충분히 크기 때문에 채널내의 전체유동을 교란시킨다. 더욱이, 원형의 구멍이 설치된 경사배플은 열전달 표면층에 분사충돌이 용이하게 하여 유동을 교란시킨다. 그러므로 효율적인 냉각시스템 설계에서 구멍이 있는 배플을 사용하면 거칠기,^(3,4) 테이프 등의 삽입장치,⁽⁵⁾ 그리고 일체(solid)형 배플^(6,7)의 3가지의 복합요소를 이용하는 것이라 사료된다.

Lin et al.⁽⁸⁾은 단일 슬롯 충돌분사(single-slot

impingement)의 경우에 대해 실험적 연구를 행하였다. 그러나 실제로 실용적인 분야에서는 넓은 영역을 냉각시키는 것이 필요하므로 여러 개 슬롯의 충돌분사가 요구된다. Goldstein and Seol⁽⁹⁾은 날카로운 사각모서리를 가진 오리피스에 의한 원형공기분사(circular air jet)가 대류열전달계수에 미치는 특성을 조사하였다. 최근에는 Beitelmal et al.⁽⁶⁾이 일정 가열판의 냉각에 대한 충돌의 경사 효과에 대해 보고하였다.

Dutta and Dutta⁽¹¹⁾는 열전달표면에 일체형과 1.07 cm 직경의 구멍이 있는 경사진 배플을 설치한 경우의 열전달증가에 대해 보고한바 있다. 배플은 24.92 cm × 4.92 cm이고 2개의 채널 상부에 설치하고 배플 구멍수는 132개까지 광범위하게 취급하였다. 그들은 비교적 구멍의 크기가 작고 개수가 많은 배플의 경우 구멍의 개수, 배플의 위치, 그리고 배플 경사각도를 페러메터로 하여 조사하였다. 그 결과 경사진 배플에서 일체형보다 구멍이 있는 경우가 열전달 성능이 우수하였고 30개의 구멍이 있는 경우가 가장 우수하였다. 그러나 배플을 한 개만 설치한 경우에는 높은 열전달이 발생하는 영역은 배플이 설치된 영역주위로만 한정되었다.

또한 Chen and Chen⁽⁷⁾은 사각채널에서 한 개의 배플과 가열벽 사이의 거리가 국소열전달에 미치는 영향을 보고하였다. Sara et al.⁽¹¹⁾은 주 유동방향에 수직인 구멍이 없는 경우와 있는 경우(solid/perforated) 장애물을 사각채널에 설치하여 열전달 증진에 관한 실험적 결과들을 보고하였다. Yilmaz⁽¹²⁾는 채널의 상부벽면에 배플을 설치하여 다양한 배플의 각도($\alpha = 30, 45, 60$ 및 90°)에 대한 열전달 효과를 실험적으로 조사하였다. 그 결과에 의하면 열전달과 마찰계수는 배플 각도에 크게 의존하였으며, 열전달 성능이 30° 에서 열전달 계수가 가장 컸다. 또한 많은 연구자들이 실험(Ziolkowska et al.⁽¹³⁾; Ko and Anand⁽¹⁴⁾)과 수치계산적 연구(Yang and Hwang⁽¹⁵⁾; Tsay et al.⁽¹⁶⁾)로 터빈 블레이드 냉각성능을 향상시키기 위해 구멍이 설치된 배플판을 이용하였다. 이들 연구들은 채널 형상(폭과 높이) 비와 다공질 배플에서 구멍(porosity)의 효과에 대해 조사하였다. 최근에 Khan et al.⁽¹⁷⁾은 실험적 연구로 거칠기와 배플이 설치된 채널의 열전달에 대해 조사한바 있다. 그러나 그들의 연구에 의하면 경사진

배플만 설치한 채널의 경우, 열전달의 증가보다 압력강하의 증가가 훨씬 컸다.

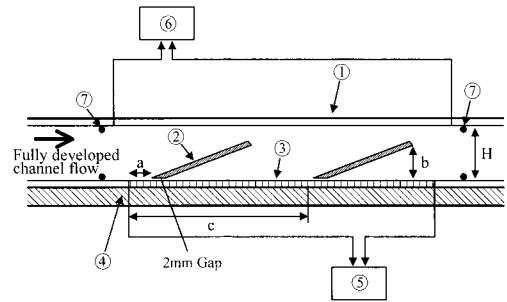
이러한 결과들을 종합하여 보면, 1) 유동에 배플의 설치에 강력한 와홀림(vortex shedding) 및 혼합효과를 유발하며, 2) 상당한 열전달 증가 효과를 얻을 수 있지만, 3) 실제적인 마찰손실이 클 수가 있다는 것이다.

본 연구에서는 가열된 바닥위에 5°로 경사진 두개의 배플에 설치된 직경이 2cm인 비교적 큰 구멍들이 열전달과 마찰계수에 대해 미치는 효과에 관해 실험 및 수치해석을 수행한다. 3가지 경우들에 대해 고려하였다. 즉, case A는 구멍이 3개, case B는 구멍이 6개, 그리고 case C는 구멍이 12개이다. 본 연구의 주목적은 두 개의 경사진 배플에 의한 채널내 공기의 국부 및 전체의 열전달은 향상시키고 마찰저항은 감소시켜 최적설계를 구하기 위함이다. 수치해석에는 열교환기 해석에 탁월한 성능을 보이는 CFX-TASC flow의 솔버 기술과 열·유체 유동, 연소 및 화학반응 등의 해석에 탁월한 CFX-5의 다양한 물리모델을 결합하여 새롭게 개발된 CFX-10⁽¹⁸⁾을 사용하였으며, 난류모델은 SST(Shear Stress Transport)모델을 적용하였다.

2. 연구방법

2.1 실험장치 구성

실험장치는 투명아크릴, 절연체, 나무, 압력측정기, 히터, 배플 및 송풍기 등으로 구성되었다(Fig. 1). 투명아크릴로 제작된 시험부 채널의 단면적은 200 mm(W) × 40 mm(H)이고 배플의 두께는 5 mm이며 형상비(W/H)는 5이다. 채널의 총 길이는 3,000 mm으로 구성되며 시험부 입구부분에 1,200 mm의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에는 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있다. 그리고 출구부분에도 850 mm의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동간섭 영향을 최소화하였다. 포일(foil)히터가 이용되었으며 히터는 850 mm 길이에 설치하였다. 송풍기는 공기를 흡입하여 사각채널로 통해 외부로 방출되게 하였다. 가열된 시험부에 도달하기 전에 850 mm의 긴 가열되지 않는 부분을 설치하였다. 또한 높이가 4mm인 원형wire 난류발생기를 입구측에는 입



- ① Acrylic rectangular channel, ② Baffles
- ③ Foil heater with individual thermocouples
- ④ Insulated bottom (pine wood)
- ⑤ Power supply and thermocouple readout
- ⑥ Pressure drop measuring device
- ⑦ Turbulators

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

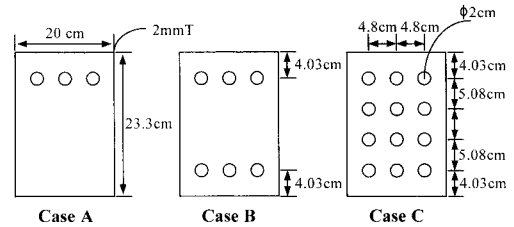


Fig. 2 Configuration of baffles.

구측 압력측정용 압력탭보다 6 cm 앞, 출구측에는 출구측 압력측정용 압력탭보다 7cm 뒤쪽에 채널벽 전체 주위에 각각 설치하여 난류경계층을 확보하고 체적유동의 혼합을 양호 하게 하였다.

배플은 200 mm × 233 mm × 2 mm인 스테인리스 판으로 만들었고, Fig. 2에서와 같이 동일한 치수를 갖는 3종류의 배플을 이용하였다. 이때 히터와 배플이 서로 끝 부분이 맞닿게 되면 스파크가 일어나기 때문에 이 두 부분을 서로 2mm의 간격을 두서 설치하였다. Fig. 1에서와 같이 시험부내 배플의 배치는 첫 번째 배플의 위치(a)의 경우 가열되는 시험부 입구에서 0.25H, 둘째 배플(c)은 5.9H, 그리고 배플의 높이(b)는 0.51 H로 하여 경사는 5°가 되도록 하였다. 또한 배플의 리딩 에지(leading edge)에 의한 유동교란(disturbance)을 감소시키기 위해 날카롭게 제작되었다.

유속과 차압측정은 정밀 차압계(Micro-manometer, FCO-12 Furness Control Ltd., England)

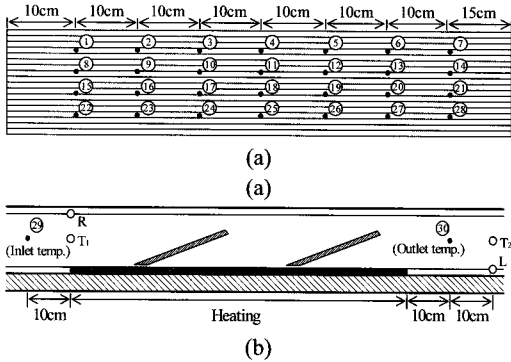


Fig. 3 Positions of temperature and static pressure measurements.

를 이용하였으며, 정밀 차압계의 측정범위는 $\pm 199.9 \text{ mmH}_2\text{O}$, $\pm 19.99 \text{ mmH}_2\text{O}$ 이며 각각의 측정오차는 $0.1 \text{ mmH}_2\text{O}$, $0.01 \text{ mmH}_2\text{O}$ 이다. 온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수온온도계로 보정한 자료 획득장치(Yokogawa Inc.)를 이용하였다. Fig. 3(a)과 같이 각각 알루미늄 벽면에 2mm의 홈을 파서 심고 열 에폭시(Loctite 384)로 고정하였으며, 매 실험시 열평형을 확인하였다. 국부 벽면 온도를 측정하기 위해 28개의 열전대를 사용하였고 입구와 출구 체적평균온도측정용으로 입구와 출구에 각각 1개씩 설치하였다. 본 연구에서 열평형을 확인하는 방법으로는 Fig. 3의 29와 30위치에서 측정된 유체질량 × 비열 × 입 · 출구 온도차에 의한 열전달율과 전류 × 전압(단상)에 의한 열전달율을 비교하였다. 사용한 유속은 $7 \text{ m/s} \sim 15 \text{ m/s}$ 이며 이를 시험부의 수력직경을 기초로 한 Reynolds 수로 표시하면 $28,900 \sim 61,800$ 범위이다.

2.2 수치해석 방법

$\kappa - \omega$ SST모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 역 압력구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생시점을 정확히 예측할 수 있다. 열 · 유체 유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 적용이라 할 수 있으며, 특히 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역에 y^+ 를 일정한 수준으로 유지한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 문제이다. Wilcox model⁽¹⁹⁾의 벽 근처 방정식에는 추가적인 viscous sub-layer damping함수가 필요치 않다. 일반적으로 Wilcox mo-

del은 자유유선에 대해 민감한 결과를 보이기 때문에 이러한 어려운 점을 보완하기 위해 벽면 근처에서는 $\kappa - \omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $\kappa - \epsilon$ 모델을 사용하는 BSL(Baseline model)과 SST모델을 지원한다. 여기서 $\kappa - \omega$ 모델에서 ω (turbulence eddy frequency)는 ϵ (turbulence dissipation rate) 대신에 사용된다.

$$\omega = \frac{\rho \kappa}{\mu_t} \tag{1}$$

Wilcox 모델과 $\kappa - \epsilon$ 모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에는 실패하였다. 이러한 원인에 대한 상세한 내용은 Menter의 연구결과⁽²⁰⁾에 상세히 기술되어 있다. 가장 주된 원인으로서는 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy-viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 따라서 위와 같은 단점들을 보완하기 위해 벽면근처에서는 $\kappa - \omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $\kappa - \epsilon$ 모델을 사용한다.

$$\begin{aligned} SST \text{ model} &= F_1 \cdot (\kappa - \omega \text{ model}) \\ &+ (1 - F_1) \cdot (\kappa - \epsilon \text{ model}) \end{aligned} \tag{2}$$

$\kappa - \epsilon$ 모델과 $\kappa - \omega$ 모델을 이용하기 위해서, 양 모델의 수송방정식들은 동일한 형태로 변환되어야 한다. 그러므로 $\kappa - \epsilon$ 의 κ 와 ϵ 의 수송방정식

$$\partial_i(\rho \kappa) + \partial_j(\rho \bar{u}_j \kappa) = (P + G) + \partial_j \left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\kappa} \partial_j \kappa \right) - \rho \epsilon \tag{3}$$

$$\partial_i(\rho \epsilon) + \partial_j(\rho \bar{u}_j \epsilon) = C_1 \frac{\epsilon}{\kappa} P + \partial_j \left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \partial_j \kappa \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \tag{4}$$

은 κ 와 ω 의 수송방정식으로 변환된다. 다음의 식(5)을 이용하면, κ (turbulence kinetic energy)와 ω (turbulence eddy frequency)의 수송방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\partial_i(\rho \kappa) + \partial_j(\rho \bar{u}_j \kappa) = P + \partial_j \left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_{\kappa 3}} \partial_j \kappa \right) - \beta^* \rho \omega \kappa \tag{5}$$

$$\begin{aligned} \partial_i(\rho \omega) + \partial_j(\rho \bar{u}_j \omega) &= \alpha_3 \frac{\omega}{\kappa} P + \partial_j \left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \partial_j \omega \right) \\ &+ (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}} \partial_j \kappa \partial_j \omega - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \tag{6}$$

SST모델이나 BSL모델은 $\kappa-\epsilon$ 과 $\kappa-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. wall scale 방정식은 다음과 같은 단순한 형태의 방정식으로 부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \tag{7}$$

여기서 ϕ 는 wall scale값을 의미한다. 벽면거리는 다음 식에 의해 wall scale로부터 계산되어진다.

$$\text{wall distance} = \sqrt{(|\nabla \phi|^2 + 2\phi) - |\nabla \phi|} \tag{8}$$

2.3 평가방법

Reynolds수를 계산하기 위하여 사용한 수력직경 D_h 은 채널의 단면적과 둘레의 비로 정의되며 본 연구의 사각채널에 대하여는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P_e} \tag{9}$$

여기서 A_c 는 시험부 높이와 폭의 단면적이고 P_e 는 둘레를 나타낸다.

열전달 계수 h 는 열전달율($Q - Q_1$)과 벽면온도 T_w 및 체적평균온도 T_b 로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{Q - Q_1}{A(T_w - T_b)} \tag{10}$$

여기서 $Q - Q_1$ 는 가열된 벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 열전달율, A 는 전열면적이다. 손실을 Q_1 은 공기유동이 없는 상태에서 각 열전대 지점에 대한 열손실 값으로부터 구하였고, 그 값은 전체 공급열에 대해 5% 미만이었다.

본 연구에서는 단상교류전원을 사용하였으며, 히터에서 공급되는 열전달율 (Q)은 전압(V)의 제곱에 저항 (R)를 나눈 값으로 정의하였다.

$$Q = V^2/R \tag{11}$$

여기서 유동의 Reynolds 수는 아래와 같이 정의하였다.

$$Re = (u \times D_h)/\nu \tag{12}$$

여기서 u 는 평균유속, ν 는 동점도를 나타낸다.

식(10)으로부터 얻어진 대류 열전달계수(h)로부터 국부 Nusselt수 Nu 는 아래와 같이 정의된다.

$$Nu = (h \times D_h)/k_n \tag{13}$$

k_n 는 유체의 열전도성이다. 채널 평균 Nusselt수, Nu_{av} 는 채널의 가열부 국부 Nusselt 수를 평균한 값이다.

압력손실과 유속에 의한 마찰계수는

$$f = (2 \times \Delta p \times D_h)/(\rho \times L \times u^2) \tag{14}$$

와 같으며, 차압(Δp)은 시험부 입구측과 출구측의 압력탭의 압력값으로부터 구했다.

해의 수렴판정 조건으로는 전 계산영역에서의 운동량으로 정규화된 유수의 합이 10^{-4} 이하 일 때로 정하였다. 이때 채널의 수력직경 $D_h (= 0.0667 \text{ m})$ 를 대표길이로 설정하였으며, 해석영역은 $0 \leq x/D_h \leq 12.5$, $0 \leq y/D_h \leq 3.15$ 및 $0 \leq z/D_h \leq 0.75$ 으로 하였다. 초기조건으로 입구에서 초기유속 u_0 는 7 m/s ~ 15 m/s, 25°C의 공기가 유입된다. 이는 시험부의 수력직경 D_h 을 기초로 한 Reynolds 수 Re 는 28,900 ~ 61,800에 해당되며, 채널의 가열면은 80°C의 온도로 균일하게 설정하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4에서 6은 채널에서 동일한 위치에 배치된 여러 배플판(구멍개수: 3, 6, 12개)에 대한 시험길이에 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 나타내고 있다.

Fig. 4은 세 개의 구멍을 갖는 배플판이 설치된 채널에서의 유속에 따른 각 지점의 Nusselt 수의 관계를 보여준다. 입구부분의 온도가 큰 이유는 입구영역에서는 높이에 따른 온도구배가 크기 때문에 가열부의 시작부가 높다. 즉, 국소 Nusselt 수는 열 경계층의 발달 때문에 가열부의

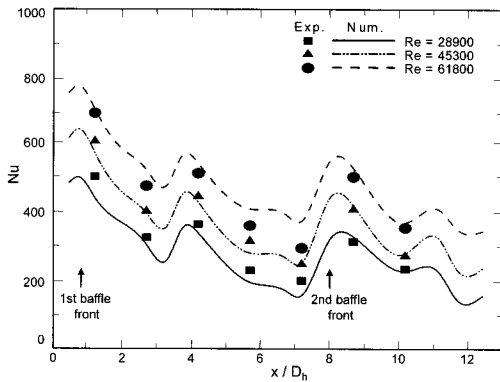


Fig. 4 Local Nusselt number distribution along the channel for 3 hole baffles at different Reynolds number.

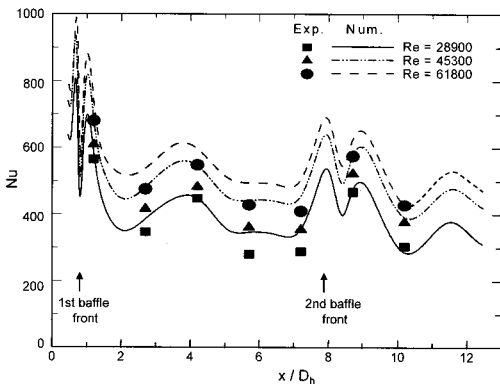


Fig. 5 Local Nusselt number distribution along the channel for 6 hole baffles at different Reynolds number.

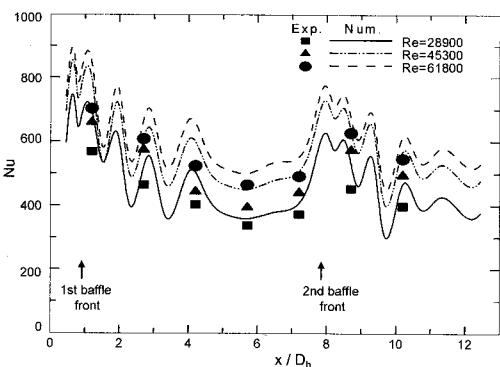


Fig. 6 Local Nusselt number distribution along the channel for 12 hole baffles at different Reynolds number.

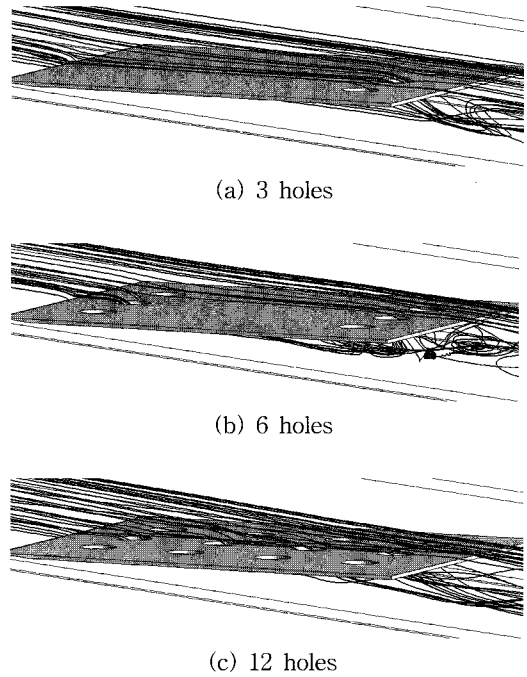


Fig. 7 Streamlines for each case at rear baffle (Re = 45,300, U = 11m/s).

시작부가 높다. Dutta and Dutta⁽⁶⁾는 가열된 부분의 시작부에 배플의 삽입은 열경계층의 형성을 방해하여 열전달 계수를 증진시킨다고 보고하였다. 또한, 완전히 발달된 영역에서 Nusselt수의 값이 일정한 것은 길이 방향 거리에 따라 온도 구배가 일정하기 때문이다. 또한, Reynolds 수 증가에 따라 Nusselt 수가 증가하는 것은 유속이 증가할수록 열전달 계수와 관련이 큰 난류 혼합이 커지기 때문이다. 여기서 배플의 선단인 $x/D_h = 0.8$ 및 8.0 (배플 1과 배플 2의 선단) 위치에서 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있는데 그 이유는 입구부분에서 배플과 가열벽면과의 간격사이로 유입되는 공기로부터 발생하는 충돌로 인하여 바닥면의 온도가 낮아졌기 때문이다. 또한 국소 Nusselt 수의 급격한 감소경향은 분기하는 구조(divergent chamber)와 유동재순환(flow recirculation)에 기인하여 $x/D_h = 0.8$ 및 8.0 이후에서 급격하게 떨어짐을 알 수가 있다.

Fig. 5 및 Fig. 6는 구멍이 여섯 개인 배플(배플형상 B) 및 열두 개(배플형상 C)가 설치된 채널에서의 유속 즉 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수의 관계를 보여준다.

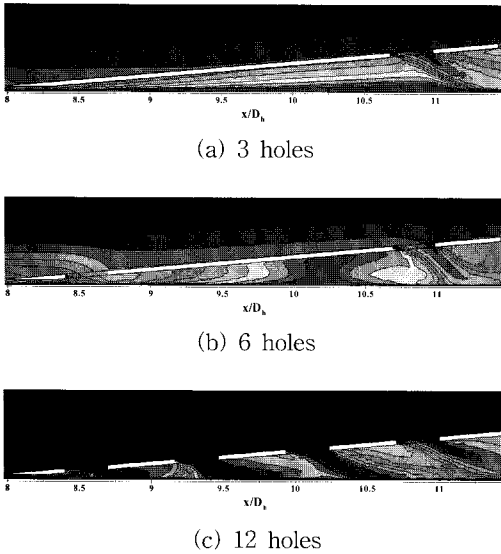


Fig. 8 Distribution of temperature for each case at x-z section ($Re = 45,300$, $U = 11$ m/s).

각각의 경우에 있어 Nusselt 수가 구멍이 세 개 설치된 배플의 경우보다 크다는 것을 알 수 있다. 상류측 및 하류측의 배플에 편칭되어 있는 구멍으로부터 분사되는 공기(jet impingement)에 의하여 열 경계층을 교란시키며, 하부로 유입되어 온 흐름이 재순환 유동을 일으키기 때문이다.

Fig. 7의 유선도는 위에서 언급한 제트충돌에 의한 열 경계층의 교란현상을 확연히 보여주고 있다. 즉, 각각의 배플에 편칭되어 있는 구멍으로부터 분사되는 공기에 의하여 국소 Nusselt 수의 최고점(peak)들은 제트충돌효과(jet impingement effect)를 나타내고 있으며, 이러한 다중충돌(multiple impingement)은 보다 많은 난류 교차흐름(turbulent cross flow)을 발생시키며, 이는 결과적으로 국소 열전달 계수를 증대시킨다.

Figs. 8(a)~(c)은 배플 1과 배플 2가 설치된 위치($y = 0$)에서의 온도 분포선을 나타내고 있다. 배플의 상단과 하단에 설치된 구멍으로부터 분사되는 제트에 의해 배플 하단에서는 유동 재순환(flow recirculation) 현상이 나타나며, 구멍수가 많을수록 다중충돌에 의해 벽면충돌강도가 커진다는 것을 알 수가 있다. 이는 Dutta and Hossain⁽²¹⁾의 결과에서도 비슷한 경향을 보이고 있다. 따라서, 현재의 본 연구에서와 같은 조건에서는 배플에 설치된 구멍이 많을수록 설치된 구멍으로부터 분사되는 제트에 의한 효과에 의해 벽면에서의 열경계층의 형성을 방해하여 냉각효과를 증진시켜 준다는 것을 알 수가 있다. Fig. 9은 배플 2에서 구멍이 위치한 $x/D_h = 8.65$ 및 10.9 의 지점인 y-z단면에서의 온도분포모습을 보이고 있다. 본 그림에서 알 수 있듯이 각각의 구멍으로부터 분사되는 제트로 인해 열경계층이 교란되면서 냉각

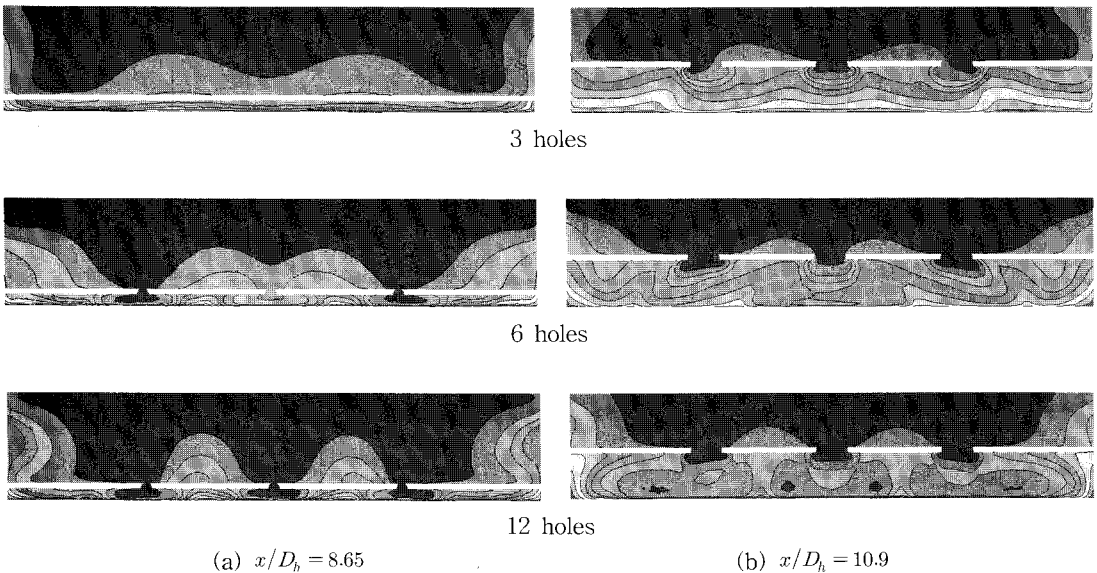


Fig. 9 Distribution of temperature at y-z section of 2nd baffle.

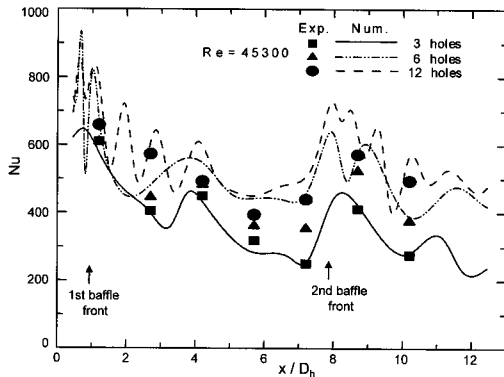


Fig. 10 Comparison of local Nusselt number along the channel for different baffle.

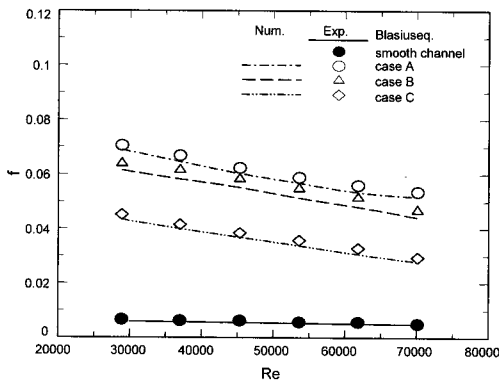


Fig. 11 Comparison of friction factor for Reynolds number.

효과를 증가시키는 모습을 확연히 나타내고 있다.

Fig. 10은 $Re = 45,300$ ($u = 11$ m/s)에 있어 각각의 구멍을 갖는 배플판(배플형상 A, B 및 C)이 설치된 사각채널에서의 유속 즉, Reynolds 수에 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 나타내고 있다. 전체적인 Nusselt 수는 배플에 설치된 구멍밀도가 많을수록 증가한다는 것을 알 수가 있다. 즉, 배플의 구멍이 많을수록 벽면충돌 면적이 증가하기 때문이며 이는 유동패턴을 통해서도 잘 나타나 있다. 기존의 연구에 의하면, 거칠기는 배플판보다 비교적 작은 스케일의 교란을 일으키며, 열전달 향상에 대한 거칠기의 효과는 Reynolds 수가 증가하면 교란은 증가하나 그 증가폭은 서서히 감소한다. 이는 Chandra et al.⁽³⁾, Dutta and Hossain⁽²¹⁾, Ahn et al.⁽⁴⁾의 결과에서도 비슷한 경향을 보이고 있다. 그렇지만 앞에서 언급한 사각

채널에 설치된 거칠기와 다르게, 배플판은 보다 큰 스케일의 유동교란을 일으키며, 열전달 계수의 증가는 Reynolds 수의 크기에 비례하였다.

또한 본 실험방법과 비슷한 Dutta and Hossain⁽²¹⁾의 실험적 연구에서도, 적절하게 설계된 구멍밀도를 갖는 배플의 경우 구멍을 갖지 않는 배플(solid)에 비해 구멍이 있는 경우가 국소적으로 열전달이 증가되었음을 보인다고 보고하였다. 본 연구에서도 Fig. 10과 같이 동일 Reynolds 수에서 전반적으로 구멍밀도가 적은 형상 A의 경우보다 구멍밀도가 높을수록 열전달계수가 높게 나타났다. 이는 앞서서도 언급한 바와 같이 배플로부터 분사되는 공기량의 증가에 의해 가열벽면의 열경계층의 형성을 어렵게 할뿐만 아니라 유동의 난류혼합이 크기 때문이라 판단된다. 한편, 하류측의 배플 위치에서의 Nusselt 수의 크기는 상류측의 배플에서 측정된 값보다 다소 작음을 확인할 수가 있다. 이러한 이유는 상류측에 설치된 배플로 인한 교란의 결과, 하류측 배플의 상단에서 비교적 약한 유동강도 때문에 Nusselt 수의 크기가 전반적으로 작게 나올을 알 수가 있다. 또한, 이러한 배플의 배치는 배플이 없는 채널에서 얻어진 결과보다도 3~5배 이상의 국소열전달 계수를 증진시켜주는 유익한 구조로 판단되어질 수가 있다.

Fig. 11은 구멍이 있는 배플이 설치된 채널에서의 마찰계수를 나타내고 있다. 비교를 위해 매끈한 관에 대한 다음의 Blasius의 상관 관계식

$$f_s = 0.046Re^{-0.2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (15)$$

을 포함하였다. 경사진 배플을 설치함으로써 최소한 3.8배 이상 마찰계수가 증가되었으며, 유동의 Reynolds 수의 증가와 더불어 감소함을 보이고 있다. 이때, 마찰계수 크기로는 구멍이 세 개인 경우 (A), 구멍이 여섯 개인 경우 (B), 그리고 구멍이 열 두 개인 경우 (C)의 순으로 나타났다.

4. 결 론

사각채널에서 일정 기울기(경사각 = 5°)를 가진 배플을 설치하였을 때 시험부에서 그 배플이 가지는 형상, 그리고 유속의 변화가 열전달에 미치는 영향을 실험 및 수치해석을 행하였다. 얻어진

결론은 다음과 같다.

(1) 배플에 구멍이 많을수록 Nusselt 수가 증가하였다. 이는 배플의 구멍이 많을수록 구멍으로부터 분사되는 공기가 벽면분사에 충돌되는 양이 많아져 난류혼합이 증가되기 때문이다.

(2) 배플의 입구부분에서 Nusselt 수가 급격히 증가하였다. 이는 입구부분에서 배플과 가열벽면과의 간격사이로 유입되는 공기로부터 발생하는 충돌로 인하여 바닥면의 온도가 낮아지기 때문이다.

(3) 마찰계수는 구멍이 없는 경우, 구멍이 3개, 6개 및 12개인 경우의 순으로 증가를 나타내었다.

위와 같은 결과로부터 유속, 구멍의 수, 구멍의 직경 및 열전달 사이에는 매우 많은 상관관계가 존재하며, 이는 기존의 연구결과들에서도 명백히 보고하고 있다. 본 연구에서는 구멍의 수가 증가할수록 열전달 계수는 증가하나 마찰계수는 감소하므로 구멍의 수가 가장 많은 12개의 경우가 열전달 성능이 가장 우수하다고 사료된다.

후 기

이 논문은 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)의 지원에 의해 연구되었음.

참고문헌

- Berner, C., Durst, F. and McEligot, D.M., 1984, Flow around baffles, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 743-749.
- Habib, M. A., Mobarak, A. M., Sallak, M. A., Abdel Hadi, E. A. and Affify, R. I., 1994, Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different Heights, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 116, No. 2, pp. 363-368.
- Chandra, P. R., Niland, M. E. and Han, J. C., 1997, Turbulent flow heat transfer and friction in a rectangular channel with varying number of ribbed walls, *J. Turbomachinery*, Vol. 119, No. 2, pp. 374-380.
- Ahn, S. W., Kang, H. K., Bae, S. T. and Lee, D. H., Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two, or four ribbed walls, *ASME J. of Turbomachinery*, in press(Paper No. : TURBO-06-1137).
- Zhang, Y. M., Azad, G. M. and Lee, C. P., 2000, Turbulent heat transfer enhancement and surface heating effect in square channel with wavy and twisted tape inserts with interrupted ribs, *J. Enhance Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 35-49.
- Dutta, P. and Dutta, S., 1998, Effect of baffle size, perforation on internal heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 19, pp. 2133-2147.
- Chen, Z. D., and Chen, J. J., 1998, Local heat transfer for oscillatory flow in the presence of a single baffle within a channel, *Chemical Engineering Science*, Vol. 53, No. 17, pp. 3177-3180.
- Lin, Z. H., Chou, Y. J. and Hung, Y. H., 1997, Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 5, pp. 1095-1107.
- Goldstein, R. J. and Seol, W. S., 1991, Heat transfer to a row of impinging circular air jets including the effect of entrainment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 8, pp. 2133-2147.
- Beitelmal, A. H., Saad, M. A. and Patel, C. D., 2000, The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 21, No. 2, pp. 156-163.
- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S. and Yilmaz, M., 2001, Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 22, No. 5, pp. 509-518.
- Yilmaz, M., 2003, The effect of inlet flow baffles on heat transfer, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 8, pp. 1169-1178.
- Ziolkowska, I., Dolata, M. and Ziolkowski, D., 1999, Heat and momentum transfer in fluids heated in tubes with turbulence generators at moderate Prandtl and Reynolds numbers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, No. 4, pp. 613-627.
- Ko, K. H. and Anand, N. K., 2003, Use of

- porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 22, pp.4191-4199.
15. Yang, Y. T. and Hwang, C. Z., 2003, Calculation of turbulence flow and heat transfer in a porous-baffled channel, Vol. 46, No. 5, pp. 771-780.
 16. Tsay, Y. L., Cheng, J. C. and Chang, T. S., 2003, Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles, *Numer. Heat Transfer Part A*, Vol. 43, No. 8, pp. 827-841.
 17. Khan, J. A., Hinton, J. and Baxter, S. C., 2002, Enhancement of heat transfer with inclined baffles and ribs combined, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 9, Nos. 3/4, pp. 137-151.
 18. <http://www.cfxkorea.com/products/cfx5.asp>
 19. Wilcox, D. C., 1986, Multiscale model for turbulent flows, *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting*, AIAA.
 20. Menter, F. R., 1994, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA J.*, Vol. 32, No. 8, pp. 37-40.
 21. Dutta, P. and Hossain, A., 2005, Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp. 223-232.