

사각채널에 설치된 배플이 열전달과 마찰계수에 미치는 효과

안수환† · 강호근* · 배성택** · 송민호***

(원고접수일 : 2006년 5월 25일, 심사완료일 : 2006년 8월 29일)

Effects of Baffles on Heat Transfer and Friction Factors in a Rectangular Channel

Soo-Whan Ahn† · Ho-Keun Kang* · Sung-Taek Bae** · Min-Ho Song***

Abstract : The present work investigates the local heat transfer characteristics and the associated frictional loss in a rectangular channel with inclined solid and perforated baffles to obtain the basic design data for gas turbine. Five different geometries of baffles such as 1) solid (without hole), 2) three holes, 3) six holes, 4) nine holes, 5) twelve holes were covered. A combination of two baffles of same overall size is used. The flow Reynolds number is ranged from 28,900 to 70,100. The placement of baffles augments the overall heat transfer greatly by combining both jet impingement and the boundary layer separation.

The present results show that the average Nusselt number distribution is strongly dependent on number of holes in the baffle plates; i.e., the average Nusselt number increases with increasing number of holes. The friction factor decreases also with increasing the number of holes, however, its value increases with increasing the Reynolds number.

Key words : Baffle(배플), Number of holes(구멍수), Heat transfer augmentation(열전달 향상), Nusselt number(누셀트수), Rectangular channel(사각채널), Friction factor(마찰계수)

1. 서 론

최근, 가스터빈은 출력을 증대시키고 연료소비를 감소시키기 위해 연소온도를 높이고 있는 추세이다. 고온의 연소가스는 가스터빈에 사용되는 초강

도합금과 내열재의 허용온도를 종종 초과한다. 가스터빈에서는 터빈 블레이드를 적절한 작동온도로 유지시켜주기 위해 블레이드 내부에 공기를 냉각매체로 사용한다. 공기는 터빈의 중량을 줄일 수 있기 때문에 냉각유체로 주로 사용된다. 그러나 기체의

† 책임저자(경상대학교 해양산업연구소 기계항공공학부), E-mail:swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr, Tel: 055)640-3125

* 경상대학교 해양산업연구소

** 경상대학교 대학원 기계시스템공학과

*** 주식회사 태건

경우 열전도도가 매우 낮기 때문에 액체보다 열전달 측면에서는 비효율적이다.

블레이드 내부 냉각부에 있는 기체의 열전달계수를 향상시키는 방법에는 여러 가지 방법이 있다. 가장 일반적인 열전달 촉진에 의한 블레이드 냉각법은 블레이드 내부에 거칠기를 설치하는 방법이다. 거칠기는 높이가 작아 중심부유동(core flow)에는 크게 영향을 주지 못한다. 그러므로 거칠기에 의한 난류발생과 경계층과파는 주로 열전달표면 근처에서 국부적으로 발생하기 때문에 거칠기에 의한 열전달계수의 증가는 마찰계수의 증가에 미치지 못한다. 열전달 표면을 냉각시키기 위해 두 번째로 많이 이용하는 열전달촉진법은 고속제트를 이용하는 충돌분사(impingement)법이다. Lin 등⁽¹⁾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. Goldstein과 Seol⁽²⁾은 날카로운 사각모서리를 가진 오리피스에 의한 원형공기분사(circular air jet)가 대류열전달계수에 미치는 특성을 조사하였다. 최근에는 Beitelmal 등⁽³⁾이 일정 가열판의 냉각에 대한 충돌분사의 경사효과에 대해 발표하였다. 충돌분사 메카니즘은 본 연구와 매우 유사하였다. 거칠기와 충돌분사법을 제외한, 세 번째로 가장 일반적인 열전달 냉각촉진법은 채널내부에 스월(swirl), 테이프, 혹은 배플을 설치하는 방법이다. 스월(swirl)과 테이프 삽입법은 유체유동을 너무 크게 혼란시켜, 열전달계수의 증가보다 압력강하의 증가가 더 크게 발생시킨다. 배플도 유체유동을 크게 혼란시키나, 테이프나 스월(swirl)보다는 적다. 그러므로 배플에 의한 유체유동의 교란은 국부적일 수 있지만 매우 강력하다.

일반적으로 배플판은 열전달을 증가시키기 위해 가열표면측에 설치한다. 과거에는 유동방향에 수직인 배플판에 대한 실험적 연구를 행하였다(Berber 등⁽⁴⁾; Habib 등⁽⁵⁾). 이들의 연구들은 배플이 유체유동을 방해하는 수직구조의 배플에 대해 취급하였으므로 열전달증가보다 압력강하가 컸다.

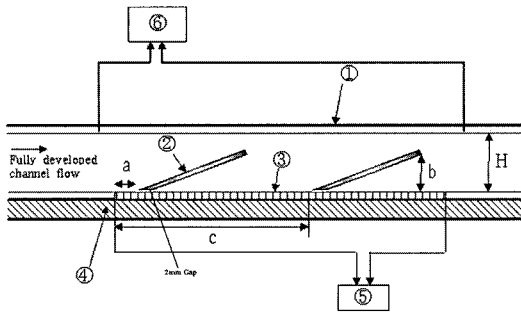
그러나 배플을 경사지게 설치함으로써 압력손실

의 증가보다 열전달의 증가를 크게 할 수 있다. 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 채널내 전체유동을 교란시킨다. 더욱이, 원형의 구멍이 설치된 경사배플은 열전달 표면측에 분사충돌이 용이하게 하여 유동을 교란시킨다. 그러므로 효율적인 냉각시스템 설계에서 구멍이 있는 배플을 사용하면 거칠기, 테이프 등의 삽입장치, 그리고 일체(solid)형 배플의 3가지의 복합요소를 이용하는 것이라 사료된다.

Dutta and Dutta⁽⁶⁾는 열전달표면에 일체형과 구멍이 있는 경사진 배플을 설치한 경우의 열전달 증가에 대해 먼저 보고한바 있다. 배플의 크기, 위치, 그리고 경사각도가 열전달 상승에 미치는 효과에 대해 취급하였다. 그 결과 경사진 배플에서 일체형보다 구멍이 있는 경우가 열전달 성능이 우수하였다. 그러나 한 개만 설치한 경우에는 높은 열전달이 발생하는 영역은 배플이 설치된 영역주위로만 한정되었다.

그 후로 많은 연구자들이 실험^{(7),(8)}과 수치계산적 연구⁽⁹⁾로 터빈 블레이드 냉각성능을 향상시키기 위해 구멍이 설치된 배플판을 이용하였다. 이들 연구들은 채널 형상(폭과 높이) 비와 다공질 배플에서 다공의 효과(porosity)에 대해 조사하였다. 최근에 Khan 등⁽¹⁰⁾은 실험적 연구로 거칠기와 배플이 설치된 채널의 열전달에 대해 조사한바 있다. 그러나 그들의 연구에 의하면 경사진 배플만 설치한 채널의 경우보다 압력강하가 너무 큼을 밝혔다.

본 연구에서는 가열된 바닥위에 5°로 경사진 두 개의 배플이 열전달과 마찰계수에 대해 미치는 효과에 관해 조사한다. 5가지 경우들에 대해 고려하였다; 즉, Case(A)는 일체형, Case(B)는 구멍이 3개, Case(C)는 구멍이 6개, Case(D)는 구멍이 9개, 그리고 Case(E)는 구멍이 12개이다. 본 연구의 주목적은 두 개의 경사배플에 의한 채널내 공기의 국부 및 전체의 열전달은 향상시키고 마찰저항은 감소시켜 최적설계를 구하기 위함이다.



- 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

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

2. 실험장치

Fig. 1은 도식적으로 나타낸 실험장치이다. 실험 장치는 투명 아크릴, 절연체, 나무, 압력측정기, 히터, 배플, 압력측정기, 송풍기 등으로 구성되었다. 투명아크릴로 제작된 시험부 채널의 단면적은 200 mm(W)x 40 mm(H)이고 두께는 5 mm이며 형

상비(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)히터로 사용하였으며 히터는 850 mm길이에 설치하였다. 송풍기는 공기를 흡입하여 사각 터널로 통해 외부로 방출되게 하였다. 가열된 시험부에 도달하기 전 850 mm의 긴 가열되지 않은 부분을 설치하였다.

입구부분에서 400 mm 떨어진 곳에서 허니콤을 설치하였다. 송풍기로부터 유입되는 불균질한 공기가 허니콤을 통하여 균질유동이 되도록 하였다. 히터 위에는 배플을 설치하였다. 히터와 배플이 서로 끝 부분이 맞닿게 되면 스파크가 일어나기 때문에 이 두 부분을 서로 2 mm의 간격을 두었다.

실험부는 구멍이 다른 배플의 교체가 용이하도록 상부를 개방할 수 있게 하고, 내부의 가열되지 않은 부분과 가열되는 부분은 유동변화를 최소화하기 위해 수평으로 제작하였다. 상부 판을 조립하였을 때 유체가 채널 내부에서 외부로 새어 나가거나 채널

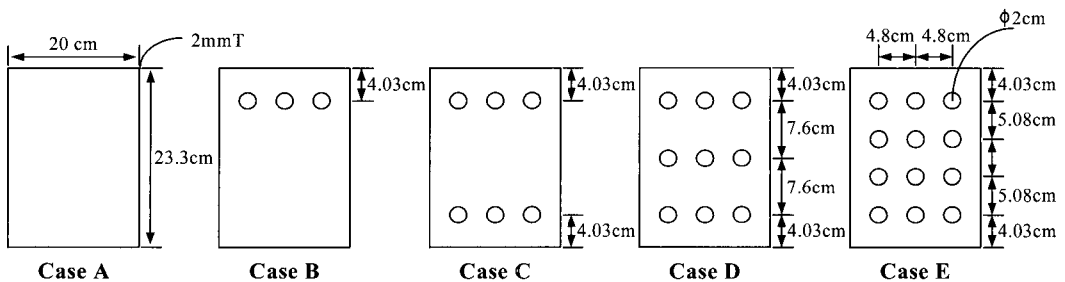


Fig. 2 Configuration of baffles

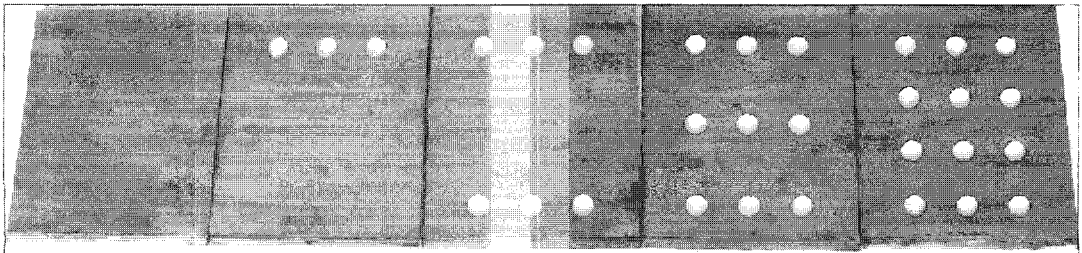


Photo. 1 Actual appearance of baffles

외부의 유체가 혼입 되는 것을 방지하기 위해 비교적 열에 강한 점성 고무재질의 물질을 좌우 측판과 상부 판이 접하는 부분의 틈에 바른 뒤 상부 판을 단단히 고정시켰다. 벽 온도를 측정하기 위해 히터는 호일 히터의 중심에 열전대 붙인 것을 연결했다. 또한 배플의 리딩에지(leading edge)에 의한 유동의 교란(disturbance)을 감소시키기 위해 날카롭게 제작되었다.

대체로 벽면의 측정온도는 50~80°C범위에 들었다. 그리고 유체체적 평균온도는 시험부 입구의 경우 채널 시험부 입구 중심에 설치된 열전대 온도도 하였고 시험부 출구 측에서 높이에 따른 온도를 측정하여 평균값으로 구하였다.

유체의 이송은 송풍기(195 W, 6 m³/min, AC motor)를 사용하였으며 작동유체로는 공기를 사용하였다. 송풍기에 설치된 유량조절장치(gate valve)로 시험부의 유속을 조절하여 얻고자 하는 레이놀즈 수를 얻을 수 있었다. 시험부의 체적평균 유속은 시험부 입구이전의 원형튜브관 부분에서 측정한 평균유속을 면적비로 나누어 계산하였다.

온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수은온도계로 보정한 자료획득장치(Yokogawa Inc.)를 이용하였다. 열전대는 각각 알루미늄 벽면에 2 mm의 홈을 파서 심고 열 에폭시(Loctite 384)로 고정하였다. 본 연구에서 매 실험시 열평형을 확인하였다. 본 연구에서 열평형을 확인하는 방법으로는 유체질량× 비열× 입·출구 온도차에 의한 열전달율과 전류× 전압(단상)에 의한 열전달율을 비교하는 것이었다. 사용한 유속은 7 m/s~17 m/s이며 이를 시험부의 수력직경을 기초로 한 레이놀즈 수로 표시하면 28,900~70,100범위이다.

유속과 차압측정은 정밀 차압계(Micro-manometer, FCO-12 Furness Control Ltd., England)를 사용하였으며, 정밀 차압계의 측정범위는 ±199.9 mmH₂O, ±19.99 mmH₂O이며 각각의 측정오차는 0.1 mmH₂O, 0.01 mmH₂O이다. 배플은 200 mm x 233 mm x 2 mm인 스텐리스 판으로 만들었고 Fig. 2 및 Photo 1에서와 같이 구멍이 없는 것에서부터 구멍이 12개인 것까지의 5종을 사용하였다. 시험부내 배플의 배치 첫 번째 배플의 위치(a)의 경우 가열되는 시험부

입구에서 1.2D_h, 둘째 배플(c)은 8.7D_h, 그리고 배플의 높이(b)는 0.3 D_h로 하여 경사는 5°가 되도록 하였다. 이러한 근소한 경사각도는 배플판을 우선형으로 유지하게 하여, 주 흐름에 대한 저항을 감소시킨다.

3. 결과 및 고찰

Reynolds 수를 계산하기 위하여 사용한 수력직경(D_h)은 채널의 둘레(perimeter)와 단면적의 비로 정의하였으며 본 연구의 사각채널에 대하여는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P_e} \quad (1)$$

여기서 A_c는 시험부 단면적이고 P_e는 둘레를 나타낸다.

열전달 계수(h)는 열전달율(Q-Q₁)과 벽면온도(T_w) 및 평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구할 수 있었다.

$$h = \frac{Q - Q_1}{A(T_w - T_b)} \quad (2)$$

여기서 Q-Q₁는 가열된 벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 열전달율, T_w는 가열바닥벽면온도, T_b는 유체의 체적평균온도, 그리고 A는 전열면적이다. 손실열 Q₁은 공기유동이 없는 상태에서 각 열전대 지점에 대한 열손실 값으로부터 구하였고 그 값은 전체공급열에 대해 5%미만이었다.

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

$$Q = V^2/R \quad (3)$$

여기서 흐름의 레이놀즈수는 아래와 같이 정의하였다.

$$Re = (u \times D_h)/\nu \quad (4)$$

u는 유동체의 유속이고, ν는 유동체의 동점도계수, D_h는 채널의 공학적인 직경이다. 채널 내 유량은

흡입송풍기의 개폐밸브의 개폐정도에 따라 변화시켰다. 그리고 이 연구에서 레이놀즈수는 28,900과 70,100사이의 범위이다. 수력직경 D_h 는 0.067 m로 하였다.

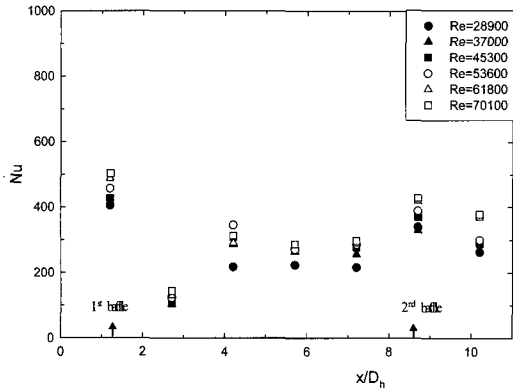


Fig. 3 Local Nusselt number distribution along the channel for solid baffle (without hole) at different Reynolds number

식(2)으로부터 얻어진 대류 열전달 계수(h)로부터 국부 누셀트수(Nu)는 아래와 같이 정의된다.

$$Nu = (h \times D_h) / k \tag{5}$$

k 는 유체의 열전도율이다.

압력손실과 유속에 의해 마찰계수는 아래의 식에 의해 정의된다.

$$f = \frac{\Delta P \times D_h}{\frac{1}{2} \times \rho \times L \times u^2} \tag{6}$$

차압(ΔP)은 시험부 입구측과 출구측의 압력탭의 압력값으로부터 구했다. 시험부 입구측에 시험부 바닥, 옆 벽면, 상부 벽면의 3곳과 출구측에 시험부 바닥, 옆 벽면, 상부 벽면에 3곳을 각각 설치하여 3곳의 압력값을 면적 평균한 값을 사용하였다.

Fig. 3에서 8은 채널에서 동일한 위치에 배치된 여러 배플판(기공밀도)에 대한 국소 누셀트수의 분포를 나타내고 있다. 즉, 5개의 배플의 전체적인 치수는 동일하지만, 기공밀도는 다르다. Fig. 3는 구멍이 없는 배플(배플형상 A)이 설치되어진 채널에

서의 유속 즉 흐름 레이놀즈수에 따른 누셀트수의 관계를 보여준다. 여기서, 배플판은 어떠한 흐름의 누출도 허용하고 있지 않다. 입구부분의 온도가 큰 이유는 입구 영역(경계층)에서는 배플의 돌출부로 인하여 온도 기울기가 크게 증가하기 때문이다. 즉, 국소누셀트수는 열 경계층의 발달 때문에 가열부의 시작부가 높다. Dutta등⁽⁶⁾은 가열된 부분의 시작부에 배플삽입은 열경계층의 형성을 방해하고, 많은 열전달계수를 증진시킨다고 보고하였다.

레이놀즈수 증가에 따라 누셀트수가 증가하는 것은 유속이 증가할수록 열전달 계수와 관련이 큰 난류 혼합 이 커지기 때문이다. 여기서 $x/D_h=1.2$ 및 8.7 (배플 1과 배플 2)위치에서 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있는데 그 이유는 입구부분에서 배플과 가열벽면과의 간격사이로 유입되는 공기로부터 발생하는 충돌로 인하여 바닥면의 온도가 낮아졌기 때문이라 판단된다. 또한 국소 누셀트 수의 급격한 감소경향은 분기하는 구조(divergent chamber)와 유동 재순환(flow recirculation)에 기인하여 $x/D_h=1.2$ 및 8.7 이후에서 급격하게 떨어짐을 알 수가 있다. Fig. 4는 구멍이 세 개인 배플(배플형상 B)이 설치되어진 채널에서의 유속 즉 흐름 레이놀즈수에 따른 누셀트수의 관계를 보여준다. $x/D_h=1.2$ 부근의 입구부분에서의 누셀트 수가 구멍이 없는 배플이 설치되어진 채널에서의 경우보다 작다는 것을 알 수 있다. 상류측 및 하류측의 배플 $x/D_h=4.2$ 및 10.7의 위치에 편칭되어 있는 구멍으로부터 분사되는 공기에 의하여 배플 아래로 유입되어 온 흐름이 재순환 유동을 일으키기 때문이라 판단된다.

Fig. 5은 구멍이 여섯 개의 배플이 설치되어진 채널에서의 유속 즉 흐름 레이놀즈수에 따른 누셀트 수의 관계를 보여준다. 여기서의 전체적인 누셀트 수가 구멍이 세 개인 배플이 설치되어진 채널에서의 경우보다 약간 높게 나타나고 있다. 이와 같은 이유는 구멍이 6개인 경우(배플형상 C)가 구멍이 3개인 경우(배플형상 B)보다도 중심부유동(core flow)으로부터 유입되는 공기가 넓은 벽면에 충돌하기 때문이라 판단된다.

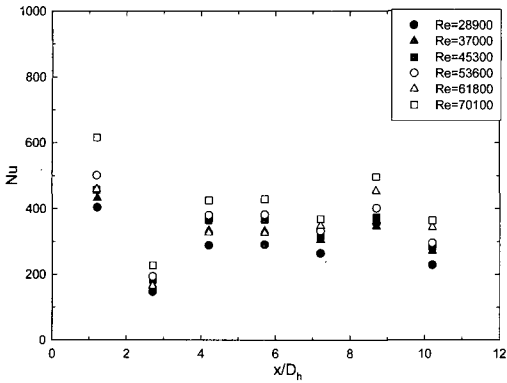


Fig. 4 Local Nusselt number distribution along the channel for 3 hole baffles at different Reynolds number

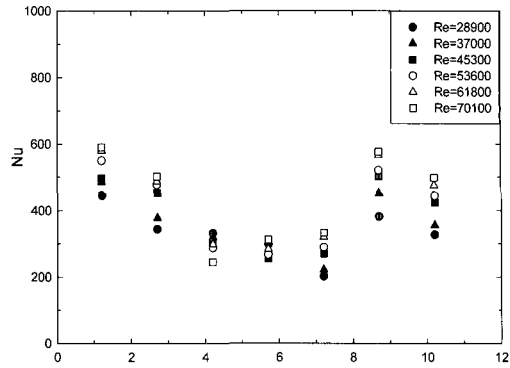


Fig. 7 Local Nusselt number distribution along the channel for 12 hole baffles at different Reynolds number.

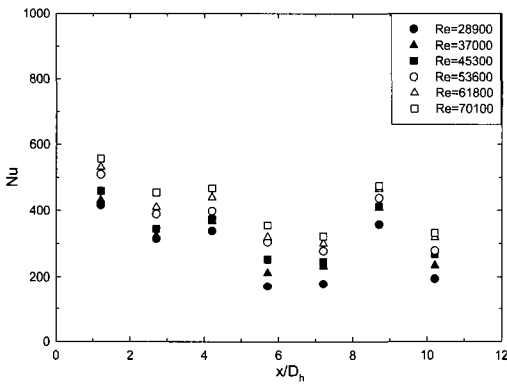


Fig. 5 Local Nusselt number distribution along the channel for 6 hole baffles at different Reynolds number

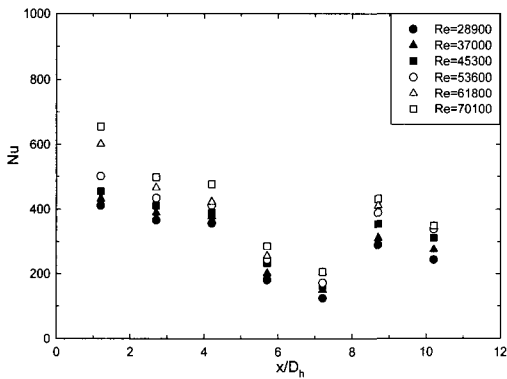
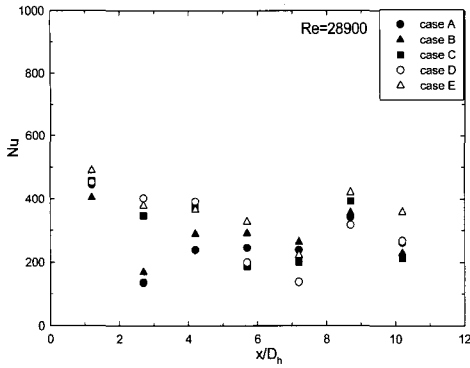
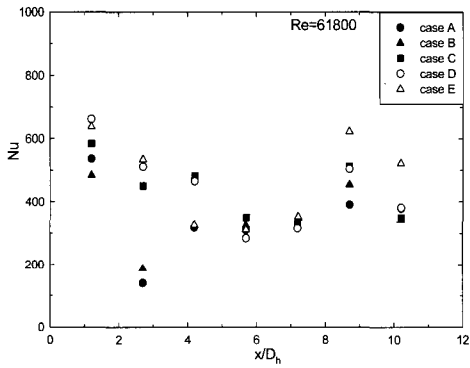


Fig. 6 Local Nusselt number distribution along the channel for 9 hole baffles at different Reynolds number.

Figs. 6 및 7은 구멍이 아홉 개인 배플(배플형상 D) 및 구멍이 열두 개인 배플(배플형상 E)이 설치된 채널에서의 유속 즉 흐름 레이놀즈수에 따른 누셀트수의 관계를 보여준다. 여기서의 전체적인 누셀트수가 구멍이 3개인 배플이 설치된 채널에서의 경우보다 크다는 것을 알 수 있다. 종합적으로 볼 때 배플의 구멍이 많을수록 벽면충돌 면적이 증가하기 때문이라 누셀트수가 증가하였다. Fig. 8은 $Re=28,900$ ($u=7$ m/s) 및 $Re=61,800$ ($u=15$ m/s)에 있어 기공을 갖지 않는 배플판(배플형상 A) 및 기공을 갖는 배플판(배플형상 B, C, D 및 E)이 설치된 사각채널에서의 국소누셀트 수의 분포를 보이고 있다. 기존의 연구에 의하면, 거칠기는 배플판보다 비교적 작은 스케일의 교란을 일으키며, 열전달 향상에 대한 거칠기의 효과는 레이놀즈 수가 증가하면 교란은 증가하나 그 증가폭은 서서히 감소한다. 이는 Chandra 등⁽¹¹⁾, Dutta와 Hossain⁽¹²⁾, Oh 등⁽¹³⁾, 강 등⁽¹⁴⁾의 결과에서도 비슷한 경향을 보이고 있다. 그렇지만 앞에서 언급한 사각채널에 설치된 거칠기와 다르게, 배플판은 보다 큰 스케일의 유동교란을 일으키며, 열전달 계수의 증가는 레이놀즈 수의 크기에 비해 하였다. Fig. 8(a)의 결과에서 구멍을 갖지 않는 경우(배플형상 A)보다 다수의 구멍을 갖는 경우(배플형상 B, C, D 및 E)가 전반적으로 우수함을 나타내고 있다.



(a) $u=7$ m/s($Re=28900$)



(a) $u=15$ m/s($Re=61800$)

Fig. 8 Comparison of local Nusselt number along the channel for different baffle plates.

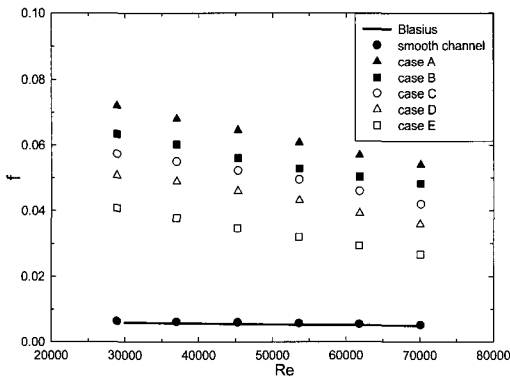


Fig. 9 Friction factor

이는 본 실험방법과 비슷한 Dutta 등^[12]의 실험적 연구에서도, 배플판이 표면에 장착된 경우 기공을 갖지 않는 배플(solid)에 비해 기공이 있는 경우

가 열전달이 증가되었음을 보인다고 보고하였다. 본 연구에서도, Fig. 8(b)와 같이 고 레이놀즈 수에서는 전반적으로 구멍을 갖지 않는 형상 A의 경우보다 기공이 있는 경우가 높게 나타났다. 이는 유속이 강할수록 배플에 설치된 구멍으로부터 분사되는 공기에 의하여 채널내의 유동의 난류혼합이 크기 때문이라 판단된다.

한편, 하류측의 배플 위치에서의 누셀트 수의 크기는 상류측의 배플에서 측정된 값보다 다소 작음을 확인할 수가 있다. 이러한 이유는 상류측에 설치된 배플로 인한 교란의 결과, 하류측 배플의 상단에서 비교적 약한유동강도 때문에 누셀트 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. 9는 구멍이 있는 배플이 설치된 채널에서의 마찰계수이다. 비교를 위해 매끈한 관에 대한 다음의 Blasius의 상관계식

$$f_s = 0.046Re^{-0.2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (11)$$

을 포함하였다. 경사 배플을 설치함으로써 최소한 3.8배 이상 마찰계수가 증가되었다. 마찰계수 크기로는 구멍이 없는 경우(A), 구멍이 세 개인 경우(B), 구멍이 여섯 개인 경우(C), 구멍이 아홉 개인 경우(D), 그리고 구멍이 열 두 개인 경우(E)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 조사한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 배플의 구멍이 많을수록 누셀트 수가 증가했다. 그 이유는 배플구멍이 많을수록 벽면분사층들이 넓게 작용하여 벽면온도가 감소하기 때문이다.

(2) 배플의 입구부분에서 누셀트 수가 급격히 증가하였다. 이는 입구부분에서 배플과 가열벽면과

의 간격사이로 유입되는 공기로부터 발생하는 층들로 인하여 바닥면의 온도가 낮아지기 때문이라 판단된다.

(3) 마찰계수의 크기순서는 ①구멍이 없는 경우, ②구멍이 3개인 경우, ③구멍이 6개인 경우, ④구멍이 9개인 경우, ⑤구멍이 12개인 경우이었다.

위와 같은 결과로부터 유속, 기공의 수, 기공의 직경 및 열전달 사이에 어떠한 관계가 존재하며, 기공의 수의 증가가 할수록 열전달계수는 증가하나 마찰계수는 감소하므로 구멍의 수가 가장 많은 12개의 경우가 열전달 성능이 가장 우수하다고 사료된다.

후 기

이 논문은 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)과 중소기업청 지원 산학연 컨소시엄과제의 지원에 의해 연구되었음.

참고문헌

- [1] Z. H. Lin, Y. J. Chou and Y. H. Hung, "Heat Transfer Behaviours of a Confined Slot Jet Impingement," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 5, pp. 1095-3706, 1997.
- [2] R. J. Goldstein and W. S. Seol, "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, 1991.
- [3] A. H. Beitelmal, M. A. Saad and C. D. Patel, "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, 2000.
- [4] C. Berner, F. Durst and D. M. McEligot, "Flow Around Baffles," *ASME J. Heat Transfer* 106, 743-749, 1984.
- [5] M. A. Habib, A. M. Mobarak, M. A. Sallak, E. A. Abdel Hadi and R. I. Affify, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow over Baffles of Different Heights," *ASME J. Heat Transfer* 116 (2), 363-368, 1994.
- [6] P. Dutta and S. Dutta, "Effect of Baffle Size, Perforation on Internal Heat Transfer Enhancement," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 19, pp. 2133-2147, 1998.
- [7] K. H. Ko and N. K. Anand, "Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 22, pp. 4191-4199, 2003.
- [8] I. Ziolkowska, M. Dolata and D. Ziolkowski, "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, 1999.
- [9] Y. T. Yang and C. Z. Hwang, "Calculation of Turbulence Flow and Heat Transfer in a Porous-baffled Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 5, pp. 771-780, 2003.
- [10] J. A. Khan, J. Hinton and S. C. Baxter, "Enhancement of Heat Transfer with Inclined Baffles and Ribs Combined," *J. Enhanced Heat Transfer* 9 (3-4), 137-151, 2002.
- [11] P. R. Chandra, M. E. Niland and J. C. Han, "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, 1997.

- [12] P. Dutta and A. Hossain, "Internal Cooling Augmentation in Rectangular Channel Using Two Inclined Baffles," Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 26, pp. 223-232, 2005.
- [13] S. K. Oh, W. C. Kim, S. W. Ahn, H. K. Kang and M. H. Kim, "An Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor in a Square Channel with Varying Number of Ribbed Walls," 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 29, No. 3, pp. 281-289, 2005.
- [14] 강호근, 안수환, 배성택, 이대회, "거친 사각채널에서 열전달과 유체유동 특성에 관한 실험 및 수치해석," 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 30, No. 2, pp. 275-283, 2006.

저 자 소 개



안수환 (安守煥)

1953년생, 1976년 부산수산대학 기관공학과 졸업, 1990년 Ottawa 대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1995년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(박사), 현재 경상대학교 기계항공공학부 교수



강호근 (姜鎬根)

1969년생, 1992년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 1997년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 2001년 Kobe Univ. 기계공학과 졸업(박사), 현재 경상대학교 해양산업연구소 학술연구교수



배성택 (裴成擇)

1976년생, 2002년 경상대학교 기관공학과 졸업, 2004년 경상대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 현재 주식회사 태건 근무(경상대학교 대학원 기계시스템공학과 박사과정 재학중)

송민호 (宋旻昊)

1948년생 1971년 인하대학교 조선공학과 졸업, 1973~1980년 대한조선공사, 1980~2003년 대우조선해양(주) 전무이사, 현재(주) 태건 대표이사