

정 다이아몬드 형 구멍이 있는 배플을 가진 채널에서의 열전달과 마찰계수

Heat Transfer and Friction Factors in the Channel with an Inclined Square Diamond Type Perforated Baffle

오세경 · 아리바시아 크리시나부트라 · 안수환

S. K. Oh, A. B. K. Putra and S. W. Ahn

Key Words : Number of Holes(구멍 수), Rectangular Channel(사각 채널), Inclined Baffle(경사 배플), Heat Transfer(열전달), Friction Factors(마찰계수), Square Diamond Type Hole(정 다이아몬드형 구멍)

Abstract : This experimental study investigates the local heat transfer enhancement characteristics and the associated frictional head loss in the rectangular channel with a single inclined baffle. Four different types of the baffle are used. The inclined baffles have the width of 19.8 cm, the square diamond of 2.55 cm x 2.55 cm, and the inclination angle of 50, and number of holes of up to 9. Reynolds number is varied between 23,000 and 57,000. Results show that the heat transfer and friction factor depend significantly on the number of baffle holes and Reynolds number. The friction factor decreases with increasing Reynolds number and the number of holes on the baffle. It is found that the heat transfer performance of baffle type II(3 hole baffle) has the best values.

기호 설명

- D_h : 수력직경 [m]
- f : 마찰계수
- h : 대류열전달계수 [W/m^2]
- H : 채널 높이[m]
- \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
- Nu : 누셀트 수
- Pr : 프란틀 수
- \dot{Q} : 열전달 율 [W]
- Re : 레이놀즈 수
- St : 스탠톤 수
- T : 온도 [$^{\circ}C$]
- u : 유체 속도 [m/s]
- W : 채널 폭 [m]

아래 첨자

- b : 바닥 면, 체적평균
- ra : 채널 평균
- s : 측 면
- ss : 배플이 없는 매끈한 채널
- t : 상부 면

1. 서 론

배플 판은 열전달과 유체혼합을 증가 시키기 위해 가열표면에 부착시킨다. 이러한 배플에 의한 열전달 증대 법은 원통다관형 열교환기, 전자 냉각장치, 열 재생기, 그리고 터빈 블레이드 냉각장치에서 사용된다. 채널에서 배플은 다양한 형태로 사용되고 있다; i) 주 유동방향에 수직인 배플,^{1,2,3,4} ii) 주 유동방향에 평행한 배플, 그리고 iii) 주 유동방향에 경사진 배플^{5,6}. 그리고 배플들은 구멍이 없는 구조와 구멍이 있는 구조로 사용된다. 배플에 관한 주요한 연구로는 Berner et al.¹⁾은 배플 근처의 평균유속과 난류를 측정하였고 Habib et al.³⁾은 배플 높이에 대한 열전달과 유동의 특성에 대해 연구 하였다. 그

접수일 : 2008년 1월 8일, 채택확정 : 2008년 5월 24일
 안수환(책임저자) : 경상대 해양산업연구소 기계항공공학부
 E-mail : swahn@gachuk.gsnu.ac.kr, Tel : 055-640-3125
 오세경, 아리바시아 : 경상대학교 농생명과학연구원, 기계항공공학부

러나 이들의 연구들은 주 유동에 수직인 배플을 취급하였다. 수직형 배플은 마찰손실의 증가가 열전달의 증가보다 훨씬 컸다.

마찰손실을 적게하고 열전달을 향상 시키는 방법으로 유동통로에 경사 배플을 설치한다. 경사 배플에 관한 Dutta et al.⁵⁾의 실험적 연구에서는 배플을 가열면에 부착하고 배플을 적절한 경사각을 유지할 경우 구멍이 있는 배플이 구멍이 없는 배플 경우보다 높은 열전달 향상을 보였다.

구멍이 있는 배플에 관한 자세한 연구로는 Dutta et al.⁶⁾가 다양한 배플 각도에 대해 조사하여 최적의 경사각과 기공밀도(perforation density)를 얻었다.

Yilmaz⁷⁾는 주 유동방향에 30, 45, 60 그리고 90°로 경사진 구멍이 없는 배플에 대한 열전달과 마찰계수에 대하여 실험적으로 조사 하였다. 배플은 사각채널입구의 위측 벽면에 부착하고 채널바닥은 일정 열유속으로 가열 하였다. Yilmaz⁷⁾는 배플을 설치함으로써 열전달의 증가보다 압력손실의 증가가 더 컸다는 것을 보였다. Dutta et al.⁶⁾은 배플 구멍을 단순한 원형 구멍을 이용하였다. 배플의 구멍 수는 최대 132개까지 취급하였고 모든 구멍은 직경이 1.07cm로 비교적 작게 제작하였다. 그러므로 본 연구에 비해 각 배플 구멍에서 분출되는 공기의 분사에 의한 열전달 증가 영역이 비교적 좁고 한정적이었다. 본 연구에서는 이전의 연구와는 달리 배플구조를 원형이 아닌 2.55 cm x 2.55 cm의 큰 면적의 정다이아몬드 형 구멍을 설치한 경우에 대해 열전달과 마찰계수를 조사하였다. 구멍 수는 최대 9개까지 설치하였고 배플 경사각은 5°이었다.

2. 실험 장치

Fig. 1은 실험장치의 도식학적 그림이다. 흡입식 송풍기로부터 유동직진기를 통해 단면적이 19.8 cm x 4 cm이고 길이가 171.78 cm인 가열되지 않은 사각 채널을 통과하여 71.2 cm인 가열된 시험부(L)로 공기가 유동 된다. 채널의 형상계수(W/H)는 4.95이고 수력직경(D_h)은 6.66 cm이다. 시험부 채널의 왼쪽, 오른쪽, 그리고 위쪽 면들은 5 mm 두께의 투명 플렉시 글라스 판을 사용하였고 바닥은 5 cm 두께의 나무(pine wood)판을 사용하였다. 그리고 바닥에 각각 압력 탭을 만들고 압력 탭에 연결된 튜브(flexible tube)로부터의 차압을 전자 마노미터를 이용하여 측히터는 23개의 등 열 유속용 스테인레스

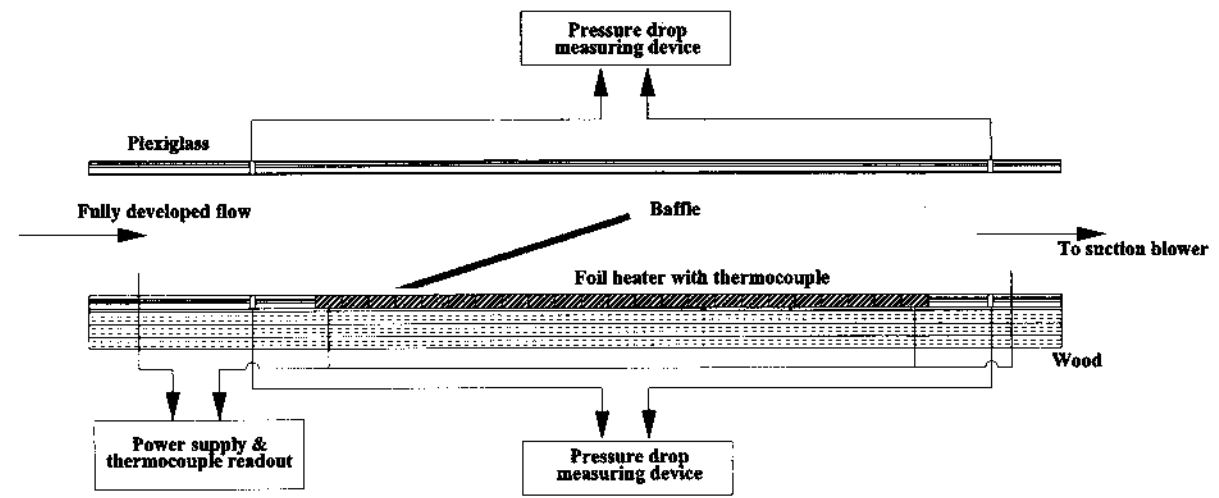


Fig. 1 Schematics of test apparatus

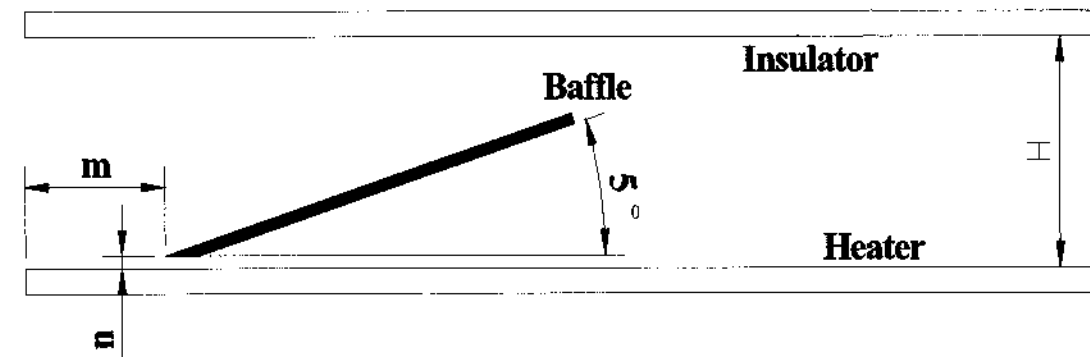
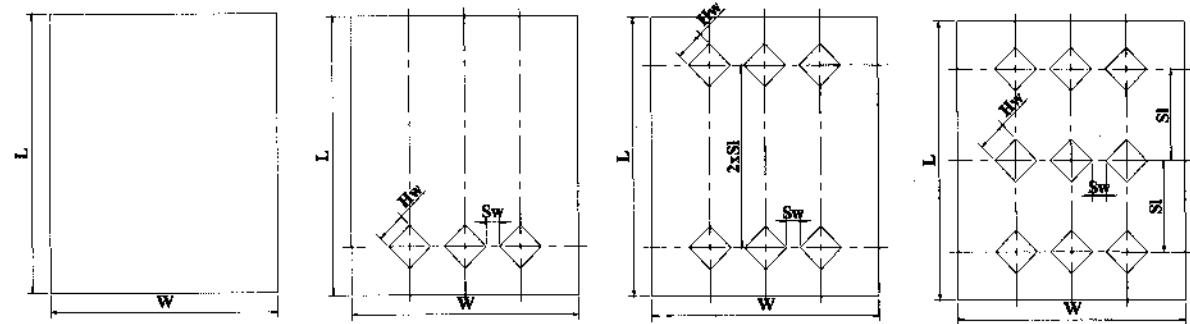


Fig. 2 Position of baffle in the test section



Type I Type II Type III Type IV

Fig. 3 Baffle plate configuration

박판 히터를 사용하였고 각 히터의 치수는 길이 198 mm x 30 mm x 0.1 mm이었다. 이 히터들은 바닥 면 위에서 주 유동에 수직 방향으로 설치하였다. 히터 간 접촉이 되어 전기적 쇼트(short)가 일어나는 것을 방지하기 위해 0.1 mm 간격을 두었다. 전력은 단상을 사용하였고 용량이 10 kW인 슬라이더를 이용하여 전압을 조절하여 히터온도를 제어 하였다. 히터벽면의 온도가 가열면 전체에 걸쳐서 균일한지를 확인하기 위해 벽면온도 측정용 열전대를 이용하여 조사한 결과 온도차는 0.5°C이하를 유지하였다. 열전대는 T형을 사용하였고 바닥 벽면의 가운데 지점에서 23개 지점의 벽면 온도를 측정하였다. 그리고 체적평균온도를 측정하기 위해 시험부 10 cm 이전의 지점에 설치된 한 개의 열전대로부터 입구온도, 가열 시험부에서 9.2 cm 뒤 지점에서 채널 바닥에서 천정까지 10개의 등 간격으로 10개의 열전대를 설치하여 출구체적 평균온도를 측정하였다. 열전대는 고온용 열 에폭시(thermal epoxy)로 가열 면에 접착 고정시켰다. 압력측정은 시험부 입구에 10 cm 앞쪽과 시험부 끝에서 8 cm 뒤쪽에 채널 상부, 옆, 그리고 바닥에 각각 압력 탭을 만들고

압력 탭에 연결된 튜브(flexible tube)로 부터의 차압을 전자 마노미터를 이용하여 측정하였다. 시험부에서 배플의 자세한 위치는 Fig. 2와 같다. 배플은 5°의 경사로 가열 시험부 바닥면 상에 설치하였고 배플과 가열벽면의 간격은 4 mm를 두어 배플이 가열 벽면에 닿는 것을 방지 하였다. 5 mm 두께의 배플은 정 다이아몬드형 구멍으로 제작하는 데에는 금속의 재질로서는 매우 어려운 작업이기 때문에 내열성 플라스틱 판으로부터 레이저 용접에 의해 제작하였다. 배플은 가열된 시험부 시작점에서 9.5 cm뒤에 설치하였다. 배플의 전면부는 날카롭게 만들어 난류유동을 가능한 적게 하였다. 배플의 치수는 길이(L)가 23.2 cm, 폭(W)이 19.8 cm, 그리고 두께(T)가 5 cm이다. 본 연구에 사용된 배플은 Fig. 3과 같이 구멍이 없는 배플(type I), 구멍이 3개인 배플(type II), 구멍이 6개인 배플(type III), 그리고 구멍이 9개인 배플(type IV)로 4개의 type에 대해 취급하였다. 이들 구멍은 폭(Hw)은 2.55 cm, 횡 간격(Sw)은 1.2 cm 그리고 종 간격(Sl)은 7.6 cm인 정 다이아몬드형으로 제작하였다. 모든 열전대는 얼음 욕조(ice bath)속에서 보정한 결과 정확도는 0.5°C이내 이었다. 실험의 불확실성은 Kline과 McClintock⁸⁾방법에 의해 실시하였다. 실험의 변수들은 벽면온도, 공기체적 평균온도, 유체 속도 그리고 압력 손실이었으며, 레이놀즈 수, 마찰 계수, 그리고 누셀트 수의 불확실성은 각각 2.5, 10.1, 그리고 7.85%이었다.

3. 결과 및 검토

사각 채널에서 마찰계수는 식(1)과 같이 압력강하 구배와 공기체적 평균속도로부터 다음과 같이 정의 된다.

$$f = \Delta p / [4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)] \quad (1)$$

여기서 Δp 는 시험부에서의 압력강하이므로 L은 시험부 길이이다. 채널평균 마찰계수(f_{ra})는 상부벽면 마찰계수(f_t), 측면 마찰계수(f_s), 그리고 바닥면 마찰계수(f_b)로부터 식(2)와 같이 구하였다.

$$f_{ra} = [W(f_t + f_b) + 2Hf_s] / (2W + 2H) \quad (2)$$

배플이 설치된 채널의 채널평균 마찰계수(f_{ra})는 Blasius⁹⁾가 제안하는 실험식으로 무차원 하여 식(3)

과 같이 나타내었다.

$$f_{ra}/f_{ss} = f_{ra}/(0.079Re^{-0.25}) \quad (3)$$

국부평균 열전달계수(h)는 냉각공기에 노출된 단위면적당 순 열전달율(\dot{Q}/A), 국부 벽면온도(T_w) 그리고 국부 공기 체적 평균온도(T_b)로부터 식(4)와 같이 구하였다.

$$h = \dot{Q}/[A(T_w - T_b)] \quad (4)$$

순 열전달율(\dot{Q})은 식(5)와 같이 정의 된다.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{b2} - T_{b1}) \quad (5)$$

여기서 T_{b1} 와 T_{b2} 는 각각 시험부 입구와 출구의 공기 체적 평균온도이며 \dot{m} 은 공기 질량유량이다. 국부 누셀트 수(Nu)는 국부 열전달 계수(h)와 수력 직경(D_h)로부터 식(6)과 같이 정의 된다.

$$Nu = hD_h/k \quad (6)$$

국부 누셀트 수는 McAdams/Dittus-Boelter⁹⁾의 완전히 발달된 매끈한 채널에 관한 누셀트 수로 식(7)과 같이 무차원화 하였다.

$$Nu/Nu_{ss} = (hD_h/k)/(0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}) \quad (7)$$

그리고 채널평균 스탠톤 수는 식(8)과 같이 정의 하였다.

$$St = Nu/(Re \cdot Pr) \quad (8)$$

레이놀즈 수는 체적평균속도와 수력직경으로부터 계산하였으며, 체적평균속도는 시험부 후부에 설치된 원형관에서의 유량으로부터 연속법칙에 의해 얻었다. Fig. 4는 레이놀즈수가 23,000에서 57,000에 걸친 범위에서 배플 형태에 따른 채널평균 마찰계수이다. 전체적으로 레이놀즈수가 증가 할 수록 마찰계수는 감소한다. 이는 레이놀즈수가 증가할 수록 벽면전단응력 에너지보다 유체의 운동에너지가 더 크게 증가 하기 때문이라 사료된다. 구멍이 없는 배플(type I)의 경우 주 유동에 대한 저항이 가장

크기 때문에 마찰계수가 가장 컸다. 비교를 위하여 매끈한 채널에 관한 Blasius의 실험값⁹⁾을 포함하였다. Fig. 5는 구멍이 없는 배플에 대한 국부 무차원 누셀트 수(Nu/Nu_{ss})를 나타낸다. 가열 시험부 입구에서는 국부 무차원 누셀트 수가 비교적 컸다. 이는 열 경계층의 발생이 시작되는 지점인 입구영역에서 온도구배가 크기 때문이다. 국부 무차원 누셀트 수(Nu/Nu_{ss})는 $x/D_h=2.2$ 에서 최대가 되었다. 이는 배플 선단과 가열 벽면 간의 간격이 갑자기 수축하는 공간을 형성하기 때문에 바닥 벽면의 온도가 최소가 되어 최대 점(peak)이 발생한다고 사료 된다. 배플 뒷 부분에서 무차원 누셀트 수가 떨어지는 것은 배플이 확대(divergent)구조로 설치되어 있어 공기속도를 감소시키기 때문이라 사료된다. 무차원 누셀트 수가 배플 끝까지 계속 감소되다가 배플 바로 뒷 부분에서 갑자기 감소한 후 다시 증가한다. 이는 배플 끝 부분에서 유동이 재순환 발생한 다음 재 부착이 일어나기 때문이라 사료된다.

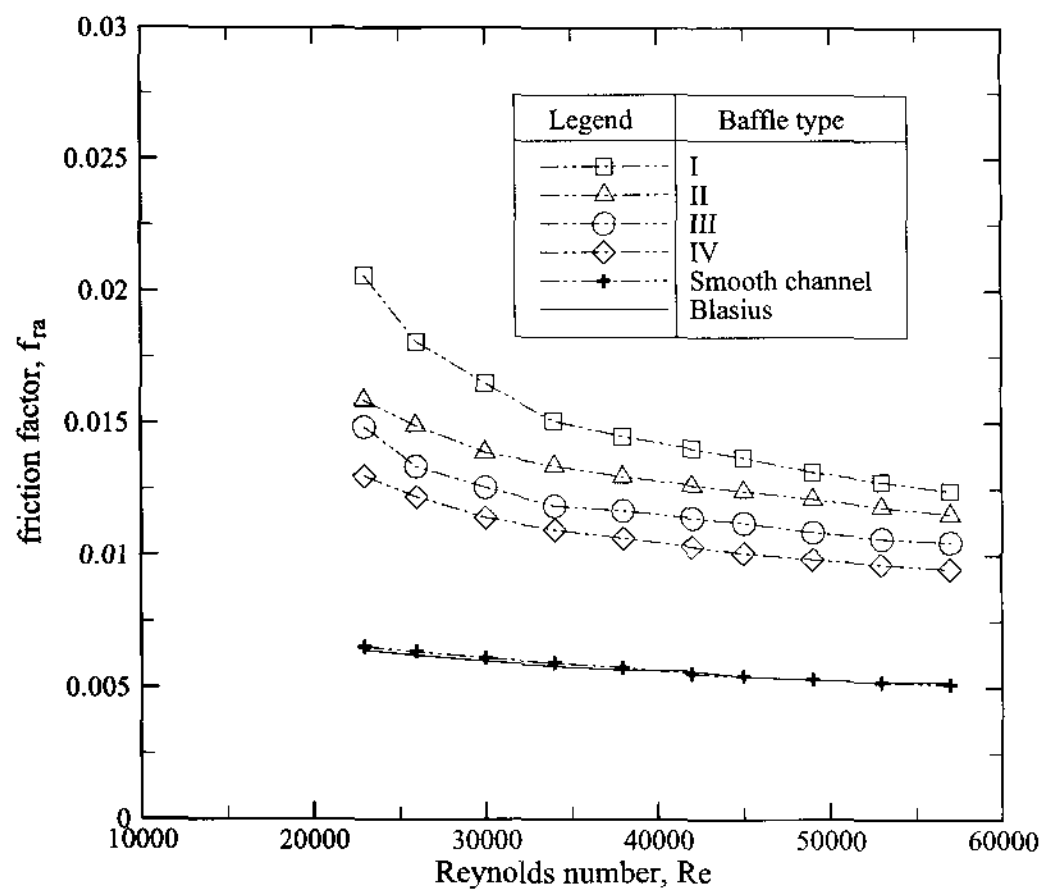


Fig. 4 Friction factor

Fig. 6은 구멍이 3개인 배플(type II)에 대한 무차원 누셀트 수이다. 배플 구멍이 3개 있는 경우(type II)가 구멍이 없는 경우(type I)보다 무차원 누셀트 수가 컸다. 이는 배플 구멍을 통과하는 유체의 분사(jet impingement)가 운동량을 증가시키기 때문이라 사료 된다. Fig. 6의 구멍이 3개인 경우(type II)는 Fig. 5의 구멍이 없는 경우(type I)보다 최대 값에서부터 감소하는 비율이 비교적 낮았다. 이는 구멍이 3개인 경우 배플 뒷 부분에서 재순환이 거의 발생하지 않기 때문이라 사료된다. Fig. 7은 구멍이 6개인 경우 (type III)에 대한 무차원 누셀트 수이다. 구멍이 6개인 경우(type III) 시험부 시작 지점에서의 무차원 누셀트 수가 type I과 type II보다 적었다. 이는 type III에서는 배플 선단과 가열벽면 간의 간격 사이로 이동하는 유체의 속도가 낮아 경계층 난류가 약하게 발생하기 때문이라 사료된다. Type III의 경우 type II와 다른 점은 type III이 경우 배플 후단부 근처에 설치된 구멍들 때문에 배플 후단부의 뒷 부분에서 2차 최대 점(peak)을 형성하였다.

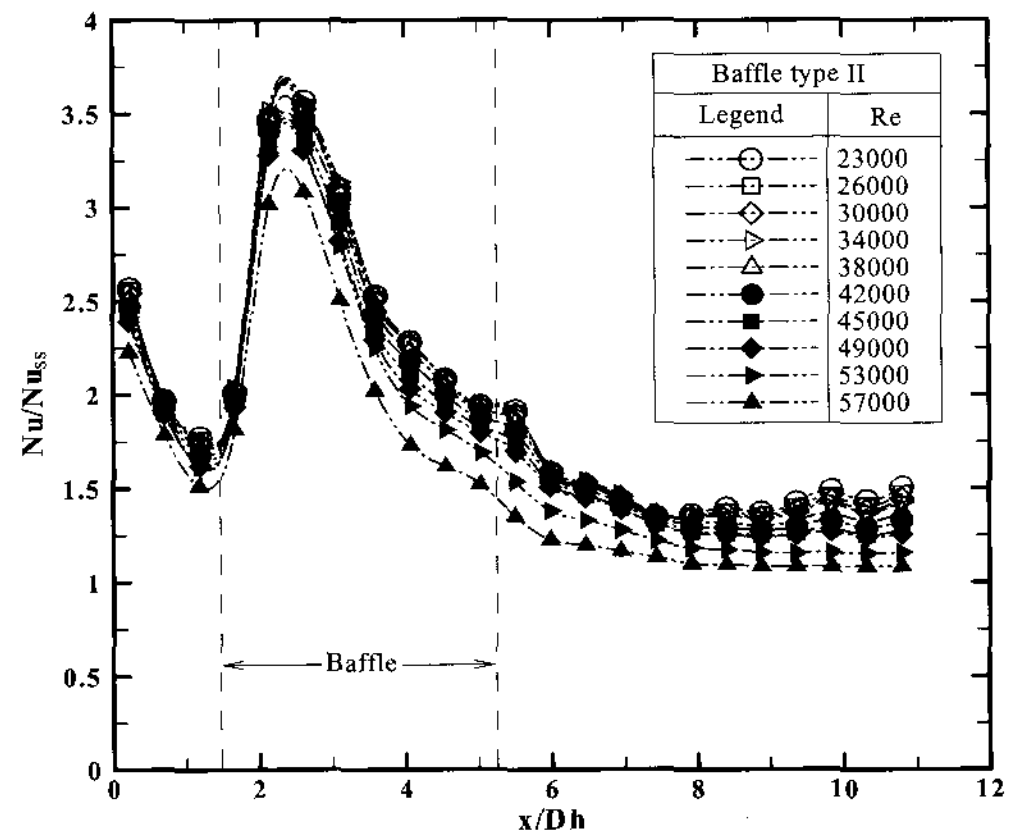


Fig. 6 Local Nusselt numbers for type II

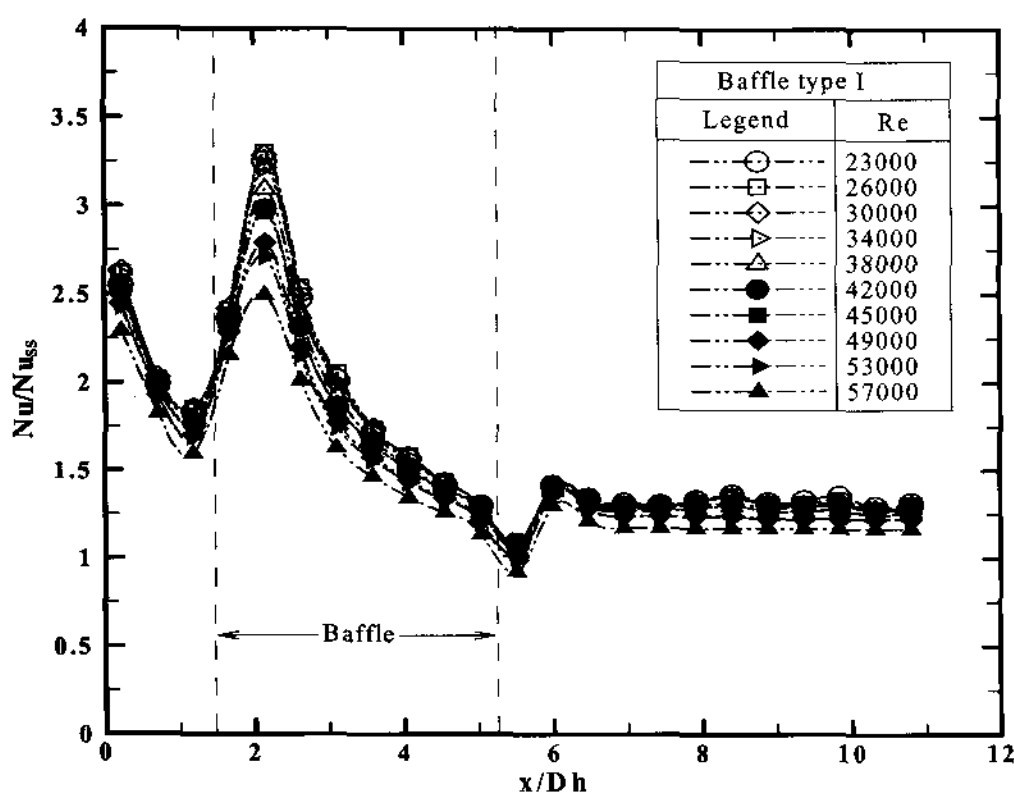


Fig. 5 Local Nusselt numbers for type I

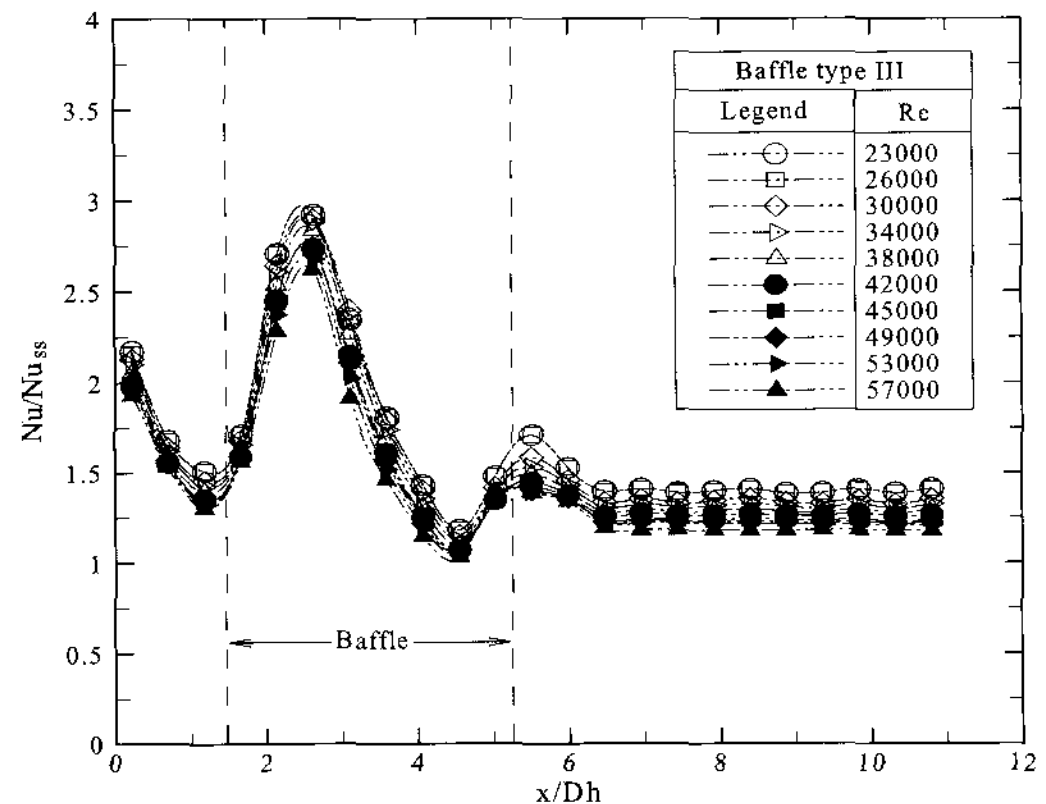


Fig. 7 Local Nusselt numbers for type III

Fig. 8은 배플 구멍이 9개인 경우(type IV)에 대한 무차원 국부 누셀트 수이다. 무차원 누셀트 수 (Nu/Nu_{ss}) 값은 3개의 꼭지(peak)점을 보여준다. 이는 배플의 구멍이 3줄(row)로 설치 되어있기 때문이라 사료된다.

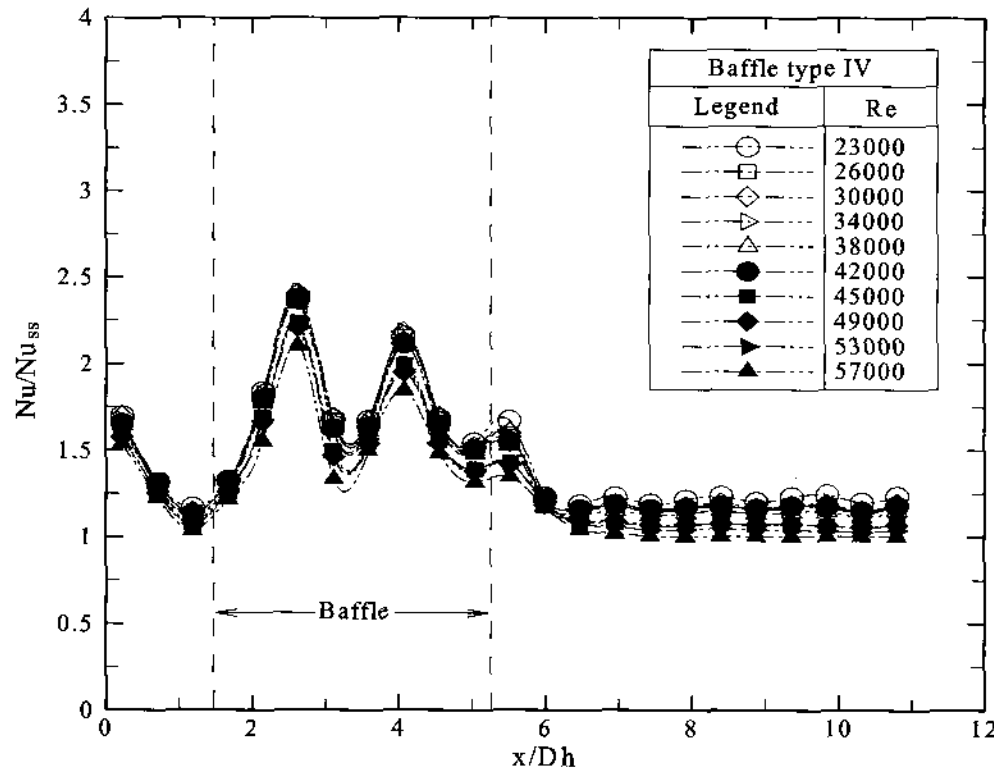


Fig. 8 Local Nusselt numbers for type IV

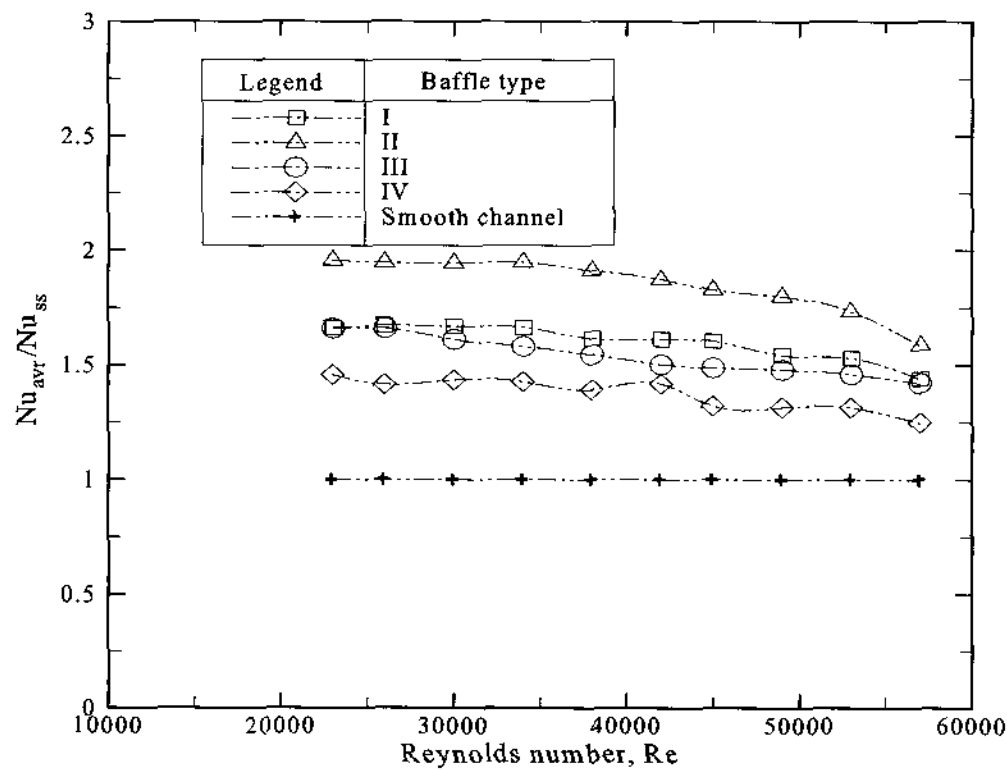


Fig. 9 Normalized Nusselt numbers

최대 값의 크기는 앞의 3종류의 type 보다 작다. 이는 배플 구멍이 많아짐에 따라 배플 구멍으로 부터 분출되는 공기의 충돌(impingement)이 작아지기 때문이라 사료된다. Fig. 9는 배플 형상에 따른 채널평균 무차원 누셀트 수를 보여준다. Type II가 가장 큰 누셀트 수를 보였다. 이는 배플 구멍이 많을 수록 교차류에 의해 충돌분사를 감소시키기 때문이라 사료된다. 모든 경우 배플이 설치된 경우 무차원 누셀트 수는 레이놀즈 수가 증가할 수록 감소하였다. 이는 높은 레이놀즈 수에서는 배플을 설치하지 않은 경우에서도 이미 충분한 난류유동이 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 10은 레이놀즈 수가 23,000에서 57,000에 걸친 영역에 대한 정성적 성능을 보여준다. 비교를 위

해 Dutta et al.⁶⁾의 실험 결과를 포함하였다. 본 연구의 결과가 Dutta et al.의 결과보다 매우 낮다. 이는 Dutta et al.의 경우 배플에 1.07 cm 직경의 원형 구멍을 12개 설치하였기 때문에 본 연구의 배플 구조보다 배플 구멍크기가 작고 구멍 수가 많아서 공기의 충돌분사가 크고 넓은 면적에 분사되기 때문이라 사료된다. Fig. 11은 일정펌프 동력에서의 열전달 성능을 보여준다. 열전달 성능은 배플 type I, II, III, 그리고 IV가 각각 0.98-1.24, 1.17-1.49, 1.07-1.29, 그리고 0.99-1.19를 보여 type II가 가장 우수하였다. 비교를 위해 Dutta et al.⁶⁾과 Yilmaz⁷⁾의 실험 결과를 각각 포함하였다. Dutta et al.의 경우는 본 연구보다 열전달 성능이 컸다. 이는 Dutta et al.의 경우 배플 구멍크기를 적게하고 구멍수를 많게 함으로서 배플 구멍에서 나오는 공기가 넓은 바닥 가열면으로 분사시키고 유동저항을 감소시키기 때문이라 사료된다. 또한 Yilmaz⁷⁾의 결과는 본 연구보다 훨씬 적었다. 이는 본 연구는 배플 경사각이 5°인데 반해 Yilmaz는 경사각도가 30°인 경우이기 때문에 유체의 유동저항 크기 때문이라 사료된다.

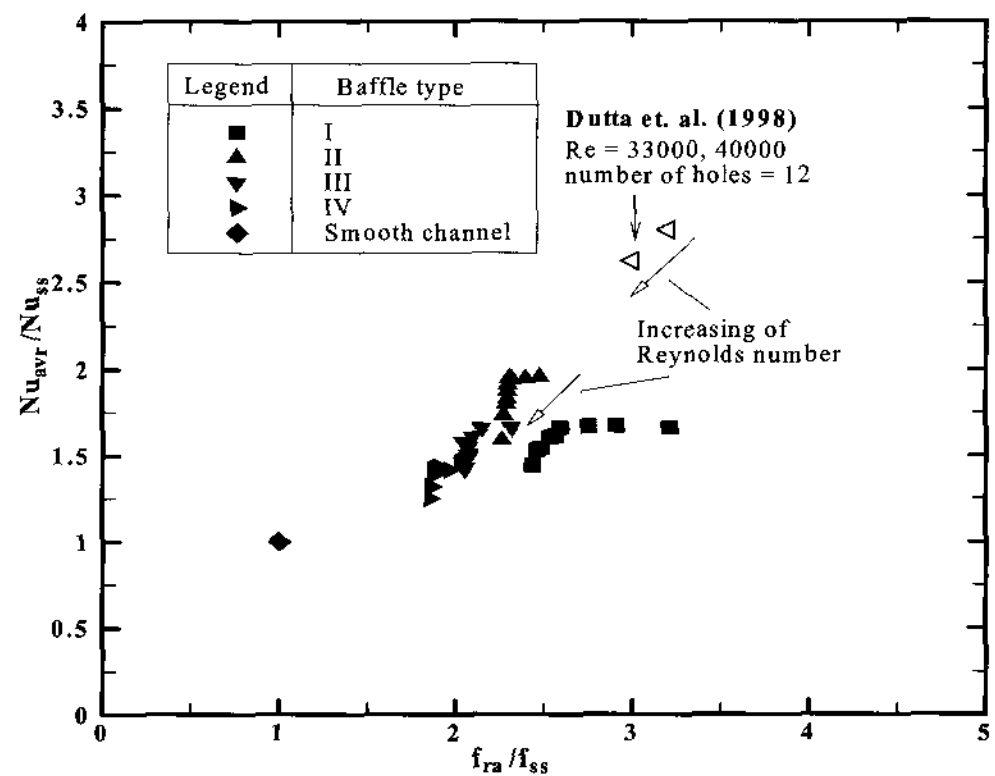


Fig. 10 Qualitative performance

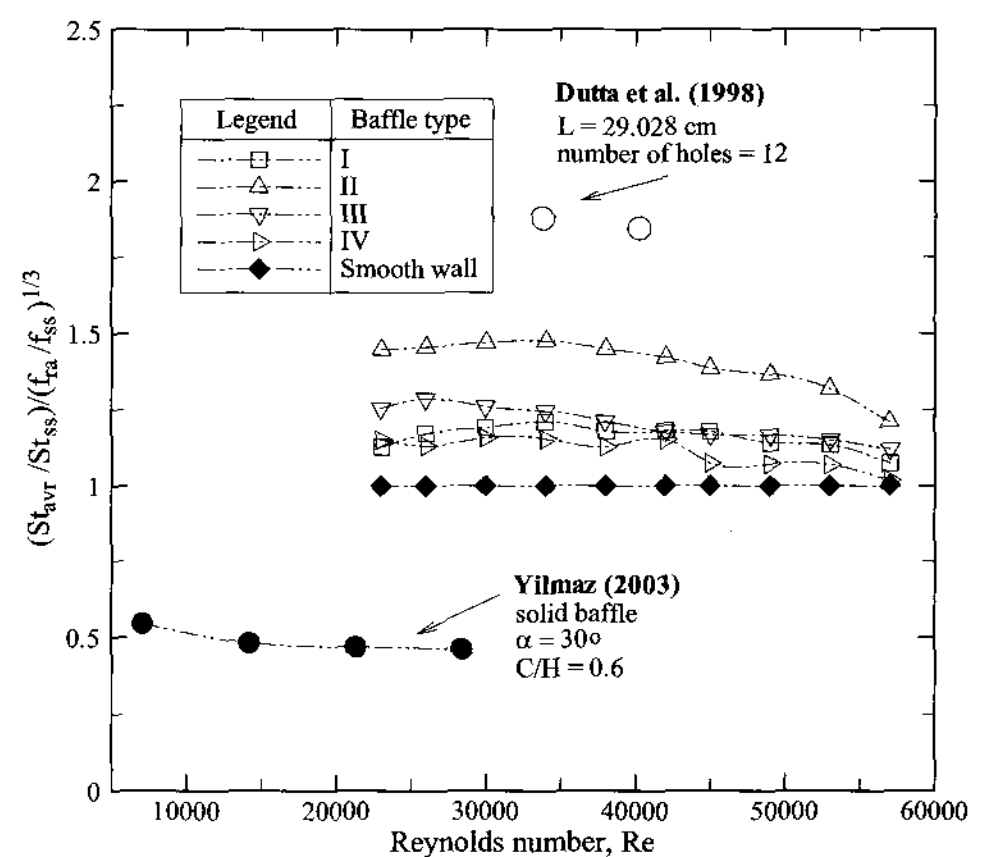


Fig. 11 Heat transfer performance

4. 결 론

본 연구는 사각 채널에서 한 개의 경사진 배플을 설치한 경우에 대한 열전달과 마찰계수 특성을 조사하였다. 실험 결과 아래와 같은 주요 결론을 얻었다.

1) 구멍이 없는 배플(type I)의 경우 레이놀즈 수가 23,000에서 배플이 설치되지 않은 경우보다 마찰계수가 2.3배 더 컸다.

2) 구멍이 3개 있는 경우(baffle type II)의 경우 무차원 누셀트수가 가장 컸다. 이는 추가적으로 배플 구멍을 설치하면 배플 구멍을 통과하는 유체의 제트 분사가 약해지기 때문이라 사료된다.

3) 구멍이 3개 있는 경우가 열전달 성능(heat transfer performance)이 가장 우수하였고 레이놀즈 수가 57,000일 경우 배플이 없는 경우보다 1.49배 더 컸다.

감사의 글

본 연구는 NURI(첨단기계산업 기술혁신 인력양성사업)의 지원에 의해 수행 되었음.

참고 문헌

1. C. Berner, F. Durst and D. M. McEligot, 1984, "Flow around Baffles", ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743~749.
2. Z. D. Chen and J. J. J. Chen, 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.
3. M. A. Habib, A. M. Mobarak, M. A. Sallak, E. A. Abdel Hadi and R. I. Affify, 1994, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow over Baffles of Different Heights", ASME J. Heat Transfer, Vol. 116, heights, ASME J. Heat Transfer, Vol. 116, No. 2, pp. 363~368.
4. O. N. Sara, T. Pekdemir, S. Yapici and M. Yilmaz, 2001, "Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow with Perforated Rectangular Blocks", Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 22, No. 5,

pp. 509~518.

5. S. Dutta, P. Dutta, R. E. Jones and J. A. Khan, 1997, "Experimental Study of Heat Transfer Coefficient Enhancement with Inclined Solid and Perforated Baffles", Int. Mech. Engineering Congress and Exposition, ASME Paper No. 97-WA/HT-4, November 16-21, Dallas, Texas.
6. P. Dutta and S. Dutta, 1998, "Effect of Baffle Size, Perforation and Orientation on Internal Heat Transfer Enhancement", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, No. 19, pp. 3005~3013.
7. M. Yilmaz, 2003, "The Effect of Inlet Flow Baffles on Heat Transfer", Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1169~1178.
8. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~8.
9. W. M. Kays and M. E. Crawford, 1990, "Convective Heat and Mass Transfer", 2nd ed., McGraw-Hill, New York.