거친 사각채널에서 가열 벽면의 수가 열전달에 미치는 효과

배 성 택, 안 수 환*†, 김 명 호, 이 대 희**, 강 호 근*
경상대학교 대학원, *경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소, **인제대학교 기계자동차공학과

Effect of Number of Heating Walls on Heat Transfer in Ribbed Rectangular Channel

Sung Taek Bae, Soo Whan Ahn*†, Myoung Ho Kim, Dae Hee Lee, Ho Keun Kang***
Marine Engineering Dpt., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyong 650-160, Korea
**School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Institute of Marine Industry, Tongyong 650-160, Korea*
***School of Mech. & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae 621-749, Korea*

(Received November 15, 2004; revision received March 21, 2005)

ABSTRACT: Surface heat transfer of a fully developed turbulent air flow in a 45° inclined ribbed square duct with two and four heating walls was experimentally investigated, at which the experimental works were performed for Reynolds numbers ranging from 7,600 to 26,000. The pitch-to-rib height ratio, p/e, was kept at 8 and rib-height-to-channel hydraulic diameter ratio, e/D_h was kept at 0.0667. The channel length-to-hydraulic diameter ratio, L/D_h was 60. The heat transfer coefficient values were decreased with the increase in the number of heating walls. Results of this investigation could be used in various applications of internal channel turbulent flow involving roughened walls.

Key words: Fully developed turbulent flow(완전히 발달된 난류유동), Rough square duct(거친 사각덕트), Number of heating walls(가열벽면 수), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [mm^2]
D_h : 채널 수력 직경 [mm]
e : 거칠기 높이 [mm]
h : 열전달계수 [W/m^2℃]
k : 공기 열전도도 [W/m℃]
Nu : 누셀트수, hD_h/k
p : 거칠기 피치 [mm]
$\dot{Q}$: 열전달률 [W]
Re : 레이놀즈수, $\rho D_h u_b/\mu$
x : 시험부 입구로부터의 거리 [mm]

하첨자

1 : 입구
2 : 출구
ro : 거칠기가 있는 채널
sm : 매끈한 채널
st : Sieder와 Tate 상관관계식

† Corresponding author
Tel.: +82-557-640-3125; fax: +82-557-640-3128
E-mail address: swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

1. 서 론

열 산업기기에서 핀 등을 이용하는 기초 연구로서, 거칠기가 설치된 채널 내에서 유동과 관련된 열전달에 관한 연구는 광범위하게 연구되어 왔다. 이는 거칠기가 설치된 연구가 밀집형 열교환기, 가스터빈 블레이드와 전자장비 냉각장치 등 광범위한 분야에 적용될 수 있기 때문이다. 가스터빈의 블레이드와 같은 분야에서는 냉각채널에서 거칠기가 마주보는 두 면에 설치된다. 왜냐하면 가스터빈의 블레이드 냉각은 블레이드 내부의 압력 측과 흡입 측의 벽면에서 발생하는 열전달에 의해서 이루어지기 때문이다. 그러나 경우에 따라서는 냉각채널에서 거칠기가 1면이나 4면에 모두 설치될 수 있다. 터빈 블레이드 냉각에 관한 연구는 광범위하게 연구되어 왔지만, 전자장치, 열교환기, 그리고 원자로 등과 같은 분야에서도 4각 채널에서 1면, 2면, 3면 혹은 4면 모두에 거칠기가 있는 벽면이 설치된 채널에서 열전달 촉진장치의 효과를 이용할 수 있으리라 사료된다. 마주보는 양측에 거칠기를 설치한 채널유동의 열전달과 마찰계수 특성에 관한 연구는 많이 보고 된 실정이다.[1-5] 거칠기 형상과 채널의 종횡비의 복합적 효과가 국부열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구가 또한 보고된 바 있으며,[3-5] 연구결과는 경사된 충돌 각을 가진 거칠기 구조가 수직인 거칠기 구조인 경우보다, 그리고 채널 종횡비가 큰 채널보다 열전달 성능이 우수함을 보였다. 마주보는 양 벽면에 거칠기가 서로 일치한(in-line) 배열과 엇갈림(staggered) 배열의 효과가 연구된 바 있다.[6] 그 결과 두 배열 모두 누셀트수와 마찰계수는 거칠기 피치와 높이의 비가 10 근처에서 최대가 되었다.

국내에서 Choi et al.[7]은 덕트 내부에서의 열전달 향상 및 불균일성 감소를 위한 하나의 방법으로 ∧형과 ∨형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열 및 물질전달 특성을 고찰하여, ∧형인 경우 양쪽벽 옆벽 부분에서 하향류에 의한 열전달 촉진영역이 형성되기 때문에 ∨형 요철의 경우에 비해 약 15% 높은 열전달계수를 갖지만, ∧형 요철의 경우가 마찰손실 또한 약 20~25% 더 큼을 보였다. 거친 사각채널에서 광범위한 거칠기 형상에 대한 열전달과 마찰계수의 실험식은 벽 상사법칙(law of wall similarity)으로부터 유도된 바 있다.[1] 상사법칙의 개념은 Nikuradse[8]에 의해 처음 제안되었다. 그는 벽상사법칙을 이용하여 모래입자형 거칠기가 있는 튜브 내에서 완전히 발달된 유동에 관한 마찰계수의 자료를 공식화하는데 성공하였다. 종전의 4각 거친 채널에 관한 연구는 주로 마주보는 면에만 거칠기를 설치한 경우에 대해 행하여졌다.[1] 거칠기가 설치된 채널에서 열전달계수의 정량적인 값은 반드시 가열벽면의 수에 비례하지 않으리라 사료된다. 그럼에도 불구하고 사각채널에서 가열벽면수가 열전달에 미치는 효과에 대한 연구는 테이퍼가 있고 길이방향의 거칠기가 설치된 채널에 관한 Zhang et al.[9]의 연구 이외는 찾아볼 수 없었다.

본 연구의 목적은 거칠기가 설치된 4각채널에서 가열벽면의 수가 열전달에 미치는 효과를 조사하는 데 있다. 채널 내부 바닥과 상부면의 2면에만 가열하는 경우와 4면 모두 가열하는 경우로 구분하여 실험을 행하였다. 본 연구는 충돌각이 45°로 경사지게 배열한 돌출형 거칠기를 4각채널 바닥에만 설치하였고, 거칠기 피치 대 높이의 비(p/e)는 8, 거칠기 높이 대 채널 수력 직경의 비(e/D_h)는 0.0667이 되도록 하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1과 같이 실험장치는 크게 송풍기, 유동직진기, 오리피스, 온도측정장치, 그리고 시험부 등으로 이루어져 있으며, 송풍기(195 W, 63 m^3/min, AC motor)에 의해 덕트 내부로 작동유체가 유입된다. 시험부 덕트의 단면적(W×H)은 Fig. 2와 같이 30 mm×30 mm로 종횡비(W/H)가 1인 정사각형으로 제작하였고, 시험부의 수력 직경(D_h)은

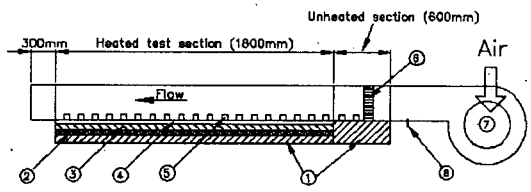

Fig. 1 Schematic diagram of experimental set-up.

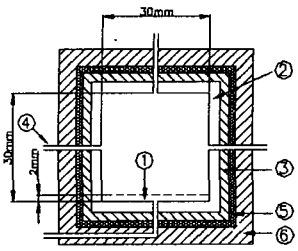

Fig. 2 Cross section of test section.

30 mm이다. 정사각형 덕트의 전체 길이는 2,700 mm, 시험부의 길이는 1,800 mm로 하고, 문헌[1]에 의해 Fig. 1과 같이 시험부 입구부분에 600 mm의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에서 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있도록 하였다. 그리고 출구부분에도 300 mm의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동변화 영향을 최소화하였다. 작동유체는 공기를 사용하였고, 시험부에 균질류로 유체를 공급하기 위해 허니컴(honeycomb)을 설치하였다. 송풍기에 의해 흡입된 공기는 허니컴, 가열되지 않는 부분, 시험부 순으로 지나 시험부 끝에서 대기로 배출되며, 송풍기에 설치된 유량조절장치(gate valve)로 시험부 유속을 조절하여 얻고자 하는 레이놀즈수를 얻을 수 있었다. 시험부의 수력 직경을 기초로 한 레이놀즈수는 7,600에서 24,000의 범위이며, 오리피스 전후의 정압측정용 구멍에서 측정된 차압을 보정한 유속으로부터 레이놀즈수를 구하였다. 유속과 차압측정은 정밀차압계 이용하였으며, 정밀 차압계의 측정범위는 19.9 mmH_2O에서 199.9 mmH_2O이고 각각 측정오차는 측정값의 0.05%이다. 오리피스 이외에도 전자유속계로 수시로 유속을 확인하였다. 시험부 마지막 부분에서 온도측정은 수은온도계로 보정한 T형 열전대를 이용하여 자료획득장치로 행하였다. 열전대는 각 벽면에 2 mm의 홈을 파서 심고 열 에폭시로 고정하여 벽면의 온도를 측정하였으며, 시험부 입구와 출구에 각각 열전대를 설치하여 평균 온도(bulk temperature)를 측정하였다. 벽면 측정지점은 4벽면에 거칠기 사이에 20개, 거칠기 밑에 20개로 하여 40개이며 벽면온도는 거칠기 밑과 사이의 평균값으로 하였다. 출구 체적 평균 온도는 가열 시험부 끝단 뒤 20 cm에서 바닥 중심에서 높이에 따른 국부유속과 온도를 측정하여 Simpson 법칙에 의해 적분하여 구하였다. 매끈한 채널의 경우 open channel 상태에서 디지털 벽면온도계로 벽면 전체 온도차를 측정하여 1.5℃ 오차 이내로 확인하였다. 시험부 모습은 Fig. 2에 나타나 있다. 시험부는 단열성과 가공성을 고려하여 50 mm 두께의 목재(white pine wood)와 가스켓(fiber gasket)을 사용하여 단열을 하였다. 목재와 가스켓의 열전도도는 각각 0.112와 0.048 W/m℃이다. 시험부 바닥의 알루미늄판 밑에는 온도조절장치가 부착된 500 W 용량의 히터(woven heater)를 각 면에 1개씩 별도로 설치하여 가열 벽면의 수를 조절할 수 있게 하였으며, 또한 국부 열전달계수를 구하는데 종과 횡 방향의 열전도도를 최소화하였다. 각각의 히터에는 변압기를 독립적으로 설치하여 변압기에 의해 시험부 벽면이 일정 열유속이 공급되도록 하였다. 알루미늄 벽면의 온도는 히터에 공급되는 전력을 조절하여 시험부의 벽면온도를 일정하게 유지시켰고 시험부 마지막 위치에서의 벽면온도와 공기 평균 온도의 차는 19℃ 이내였으며, 실내의 온도는 모든 실험과정에서 23~31℃였다. 매 실험시 열적 정상상태가 이루어진 후 입구온도, 출구온도, 대기온도, 채널길이에 따른 온도차를 각각 기록하였으며, 대체로 열적 평형상태에 도달하는 데는 40분 이상 시간이 소요되었다. Fig. 3은 거칠기 배열모습을 보여준다. 벽면에 설치된 거칠기는 2 mm×2 mm의 정사각형 알루미늄 봉을 충돌각이 45°가 되도록 설치하였고 거칠기 피치(16 mm)와 높이(2 mm)의 비(p/e)는 8이 되도록 하였다. 정사각형 알루미늄 거칠기는 고온 전도성 열 접착제를 사용하여 벽면에 단단히 고정시켰다. 열전달계수(h)는 차가운 유동공기로 전달되는 단위면적당 열전달률($\dot{Q}$), 벽면온도(T_w)와 유체의 체적 평균 온도(T_b)로부터 아

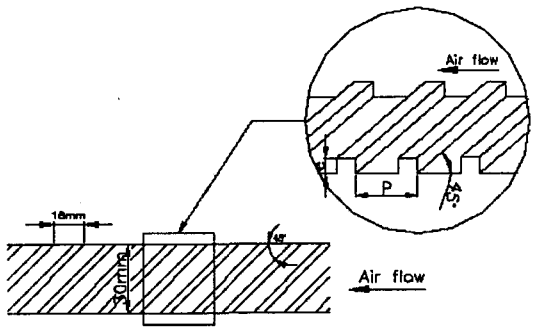

Fig. 3 Rip arrangement on bottom wall.

래와 같이 구하였다.

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_w - T_b)} \tag{1}$$

여기서, A는 채널 전체 벽면적이며, T_w는 채널 전체 평균 벽면온도이다. 본 연구에서는 거친 벽면의 경우 돌출부의 면적을 무시하고 매끈한 채널과 같게 하였다. 그리고 열전달률($\dot{Q}$)은 아래와 같이 정의하였다.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{b2} - T_{b1}) \tag{2}$$

여기서, C_p는 공기의 정압비열이고, T_{b1}과 T_{b2}는 시험부 입구와 출구의 체적 평균 유체온도이다. 체적 평균 온도가 35.6℃일 때 정압비열은 1005.7 J/kg℃로 하였다. $\dot{m}$는 시험부에서의 질량유량이다. 완전히 발달된 영역에서 매끈한 채널에 대한 열전달 실험을 수행하여 Sieder and Tate[10]의 매끈한 채널에서 제안한 실험식(Nu_{st})과 비교하여 비교적 잘 일치함을 확인한 후 Sieder and Tate[10]의 실험식을 기준값으로 하여 그 값에 대한 비율을 식(3)과 식(4)와 같이 정량적으로 표현할 수 있었다.

$$\frac{Nu_{sm}}{Nu_{st}} = \frac{h_{sm} D_h / k}{0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}} \tag{3}$$

$$\frac{Nu_{ro}}{Nu_{st}} = \frac{h_{ro} D_h / k}{0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}} \tag{4}$$

$$Nu_{st} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{5}$$

여기서, 하첨자 ro, sm, 그리고 st는 거친 채널, 매끈한 채널, 그리고 Sieder and Tate[10]가 제안한 매끈한 채널에 대한 실험식을 의미한다. 체적 평균 온도가 35.6℃인 경우 공기의 열전도도는 0.0268 W/m℃로 하였다. 누셀트수(Nu)는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{6}$$

Kline and McClintock의 방법[11]에 의한 식(6)의 불확실성은 다음과 같이 정의된다.

$$U_{Nu}^2 = \left(\frac{\partial Nu}{\partial h} U_h\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D_h} U_{D_h}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} U_k\right)^2 \tag{7}$$

식(7)을 정리하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{U_{Nu}}{Nu}\right)^2 = \left(\frac{U_h}{h}\right)^2 + \left(\frac{U_{D_h}}{D_h}\right)^2 + \left(\frac{U_k}{k}\right)^2 \tag{8}$$

여기서 U_h, U_{D_h}, U_k는 각각 열전달계수, 수력 직경, 그리고 공기 열전도도의 불확실성이다. 누셀트수의 최대 불확실성의 백분율(U_{Nu}/Nu)은 9.5 %이었다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 시험부 입구에서부터 완전히 발달된 영역까지 4벽면 모두 일정 열유속으로 가열된 매끈한 채널에서 레이놀즈수에 대한 채널 평균 누셀트수의 변화를 보여준다. 이 그림은 거칠기가 설치된 4각채널의 열전달 실험을 행하기 전에 먼저 매끈한 채널에서 열전달 실험을 하여 얻어진 열전달계수(h_{sm})로부터 구한 누셀트수이며, 이 값을 모든 실험의 기준값으로 하였다. 비교를 위하여 Sieder and Tate[10]의 실험식을 포함하였으며,

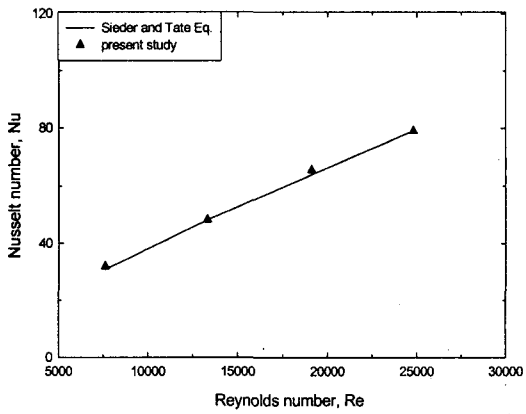

Fig. 4 Average Nusselt numbers for heating walls-smooth channel.

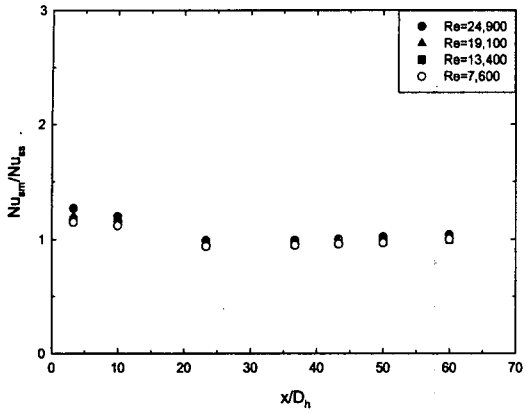

Fig. 5 Local Nusselt number for four heating walls-smooth channel.

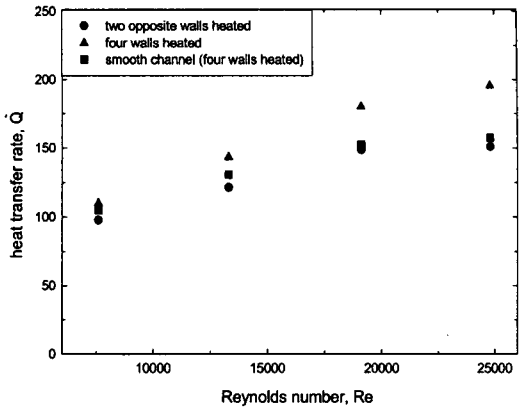

Fig. 6 Average heat transfer rate against Reynolds number for the one-ribbed wall channel.

실험식과 비교적 잘 일치함을 보여준다.

Fig. 5는 식(3)과 같이 매끈한 4각채널의 축방향 거리에 따른 국부 누셀트수를 Sieder and Tate[10]의 실험값으로 나눈 값이다. 매끈한 4각채널에 관한 Chandra et al.[12]의 연구에서와 같이 누셀트수의 비 변화는 길이방향 거리에 따라 누셀트수의 비가 크게 감소하다가 일정지점 이후부터는 일정한 값을 유지하였다. 이는 입구 영역에서는 열경계층이 얇기 때문이라 사료된다. 본 연구에서 바닥에만 45°의 충돌각을 가진 거칠기가 있는 채널의 누셀트수는 식(4)로부터 구하였으며, Fig. 6의 열전달률($\dot{Q}$)는 식(2)를 이용하였다. Fig. 6은 바닥에만 거칠기가 설치된 채널에서 4면 모두 가열한 경우(triangle symbols), 상하 2면만 가열된 경우(circle symbols), 그리고 매끈한 채널에서 4면 모두 가열된 경우(square symbols)의 열전달률 변화를 나타낸다. 거친 채널에서 2면만 가열된 경우는 레이놀즈수가 클수록 매끈한 채널에서 4벽면 모두 가열된 경우와 차이가 적다. 이는 레이놀즈수가 증가할수록 거칠기로 인하여 수직방향의 난류 혼합이 증가하여 시험부 입 · 출구 온도차가 커지기 때문이라 사료된다. 본 연구의 벽면온도는 모든 경우 4벽면 평균 온도로 하였다. 4각채널에서 열적으로 완전히 발달된 영역은 매끈한 채널과 거칠기가 있는 채널 모두 x/D_h=10에서 15 사이에서부터 발생하리라 사료된다.[1] Fig. 7은 바닥에만 거칠기를 설치하고, 4면 모두 일정 열유속으로 가열된 4각채널의 누셀트수를 Sieder and Tate[10]의 실험값으로 나눈 값들이다. 거칠기가 있는 채널에 대한 누셀트수(Nu_{ro})의 계산에서 거친 벽면의 열유속($\dot{q}$)값은 거칠기를 설치하여 증가된 거칠기 표면적을 무시하고 매끈한 벽의 면적으로부터 구하였다. 모든 값(Nu_{ro}/Nu_{st})들이 1보다 크다. 이는 거칠기로 인하여 발생하는 수직 방향의 난류 혼합이 열전달을 증가시키기 때문이라 판단되며, 이로 인하여 4면 모두 가열의 경우 거칠기가 있는 채널의 경우가 매끈한 채널의 경우보다 벽면온도와 공기 체적 평균 온도의 차가 Re=24,900, x/D_h=50에서 33% 작았다. Fig. 8는 바닥에만 거칠기가 설치된 4각채널

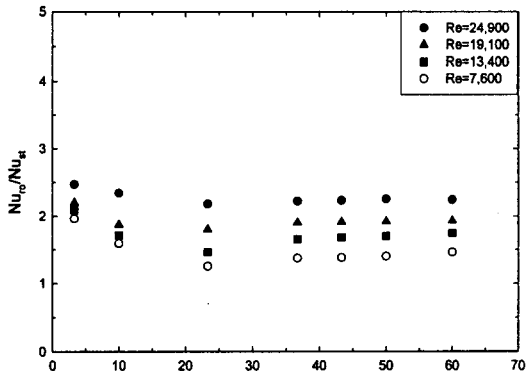

Fig. 7 Axial heat transfer distribution in the one-ribbed wall channel with four walls heated.

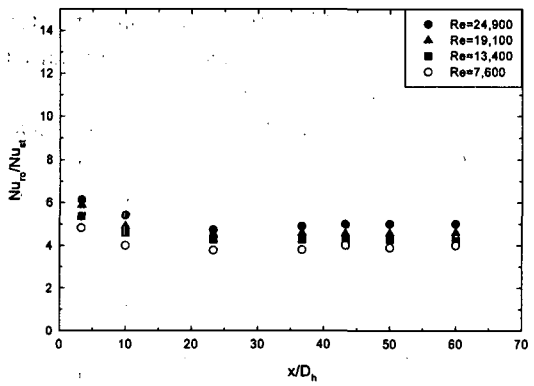

Fig. 8 Axial heat transfer distribution in the one-ribbed wall channel with two opposite walls heated.

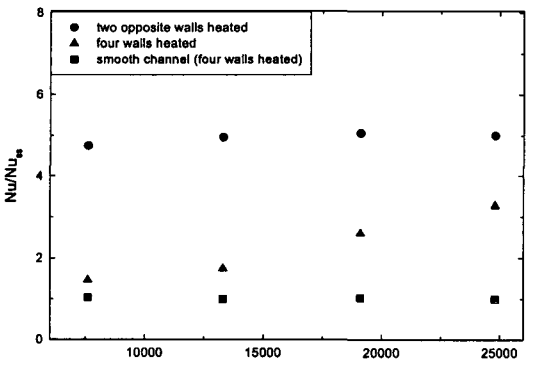

Fig. 9 Average Nusselt number for the one-ribbed wall channel.

에서 4면 중에서 바닥과 상부의 2면만 일정 열유속으로 가열한 경우의 국부 누셀트수 비의 변화를 보여준다. Fig. 8에 나타낸 4면 모두 가열하는 경우의 결과보다 Fig. 7에서 나타낸 2면만 가열하는 경우의 결과보다 2.3~2.7배 큰 값을 나타내는 것은 가열면적 차이에 기인한 전체 평균 온도의 차이 때문이라고 사료된다. Fig. 9는 완전히 발달된 영역에서 2면만 가열한 채널과 4면 모두 가열된 채널의 누셀트수의 비를 나타낸다. 2면만 가열한 채널이 4면 모두 가열된 채널보다 누셀트수의 비가 레이놀즈수가 24,900에서 2.38배 우수하였다. 이는 Fig. 8에서 설명되었으며, 본 연구와 같은 4각채널에서는 2면을 가열하는 채널구조가 4면 모두 가열하는 채널보다 누셀트수의 비가 큼을 보여준다.

4. 결 론

(1) 모든 경우 입구영역에서 열 경계층의 구배가 크기 때문에 누셀트수가 크고 그 이후 영역에서는 거의 일정하였다.

(2) 4면 모두 가열의 경우 거칠기가 있는 채널의 경우가 매끈한 채널의 경우보다 벽면온도와 공기 체적 평균 온도의 차가 Re=24,900, x/D_h=50에서 33% 작았다.

(3) 완전히 발달된 영역의 4각채널에서 2면을 가열하는 경우가 4면 모두 가열하는 경우보다 누셀트수의 비가 레이놀즈수가 24,900에서 2.38배 우수하였다.

후 기

이 논문은 첨단기계산업 기술혁신 인력양성사업(NURI)과 2003년도 학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-003-D00044).

참고문헌

1. Han, J. C., 1984, Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781.
2. Han, J. C., Park, J. S. and Lei, C. K., 1985, Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters, J. Eng. Gas Turbine Powers, Vol. 107. pp. 629-635.
3. Han, J. C., 1988, Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators, J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 321-328.
4. Han, J. C. and Park, J. S., 1988, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 183-195.
5. Han, J. C., Ou, S., Park, J. S. and Lei, C. K., 1989, Augumented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1619-1630.
6. Kukreja, R. T., Lau, S. C., McMillin, R. D.

and Chandra, P. R., 1991, Effects of length and configuration of transverse discrete ribs on heat transfer and friction for turbulent flow in a square channel, ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 3, Reno, Nevada, pp. 213-218.
7. Choi, C., Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2002, Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs, Trans. KSME(B), Vol. 26, pp. 1542-1551.
8. Nikuradse, J., 1950, Laws for flow in rough pipes, NACA TM, 1292.
9. Zhang, Y. M., Azad, G. M., Han, J. C. and Lee, C. P., 2000, Turbulent heat transfer enhancement and surface heating effect in square channels with wavy and twisted tape inserts with interrupted ribs, Enhanced Heat Transfer, Vol. 7, pp. 35-49.
10. Sieder, E. N. and Tate, C. E., 1936, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, Ind. Eng. Chem., Vol. 28, pp. 1429-1936.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mech. Eng., pp. 3-8.
12. Chandra, P. R., Alexander, C. R. and Han, J. C., 2003, Heat transfer and friction behaviors in rectangular channels with varying number of ribbed walls, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 481-495.