〈 논문 〉

사각채널에서 거친 벽면의 수가 압력강하와 열전달에 미치는 효과

배성택* · 김명호* · 안수환† · 진용수** · 김성태***

(2004년 9월 18일 접수, 2005년 1월 24일 심사완료)

Effect of Number of Rough Walls on Pressure Drop and Heat Transfer in Square Channel

Sung Taek Bae, Myoung Ho Kim, Soo Whan Ahn, Yong Soo Jin and Sung Tae Kim

Key Words: Number of Rough Walls(거친 벽면의 수), Square Duct(사각덕트), Attack Angle of 45°(45° 충돌각), Friction Factor(마찰계수), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

Abstract

Repeated ribs are used on heat exchange surfaces to promote turbulence and enhance convective heat transfer. Applications include fuel rods of gas-cooled nuclear reactors, inside cavities of turbine blades, and internal surfaces pipes used in heat exchangers. Despite the great number of literature papers, only few experimental data concern detailed distributions of friction factors and heat transfer coefficients in square channels varying the number of rough walls. This issue is tackled by investigating effects of different number of ribbed walls on heat transfer and friction characteristics in square channel. The rough wall have a 45° inclined square rib. Uniform heat flux is maintained on whole inner heat transfer channel area. The heat transfer coefficient and friction factor values increase with increasing the number of rough walls.

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
AR : 형상비, W/H
C : 채널벽면 전체면적 [m^2]
C_p : 정압비열 [J/kg℃]
D_h : 채널 수력직경 [m^2]
e : 거칠기 높이 [m]
f : 마찰계수, $\Delta p/[4(L/D_h)(\rho u_b^2)]$
H : 시험부의 높이 [m]
k : 열전도도 [W/m°C]
L : 시험부의 길이 [m]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
Nu : 누셀트수, $h\ D_h/k$
p : 거칠기 피치 [m], 압력 [N/m^2]
Q : 열전달율 [W]
Re : 레이놀즈 수, $\rho D_h u_{b/\mu}$
St : 스탄톤 수, $Nu/[Re\ Pr]$
u : 유체평균 속도 [m/s]
W : 시험부의 폭 [m]
x : 가열 시험부 입구로부터의 거리 [m]

† 책임저자, 회원, 경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소
E-mail : swahn@geachuk.gsnu.ac.kr
TEL : (055)640-3125 FAX : (055)640-3128
* 경상대학교 대학원 기계시스템공학과
** 경상대학교 실습선
*** 회원, 경상대학교 농업시스템공학부

하첨자

1	: 입구
2	: 출구
b	: 체적 평균
ra	: 거칠기가 있는 채널의 평균값
rs	: 거친 벽면
sm	: 매끈한 벽면
ss	: 매끈한 채널에 관한 실험식
w	: 벽면

1. 서 론

뜨거운 채널벽에서 채널 내 유동하는 차가운 유체로의 열전달을 향상시키기 위하여 거친 벽면을 사용한다. 이러한 거칠기 요소는 유동의 층류저층을 파괴하여, 열전달뿐만 아니라 압력강하도 증가 시킨다. 그러므로 거칠기 요소는 채널유동의 전체적 성능을 해석하는데 매우 중요한 패러메터가 된다.

거친 채널벽이 열전달과 마찰계수에 미치는 영향에 대한 연구는 많이 행하여지고 있는 실정이다. 가스터빈의 에어포일(airfoil) 냉각장치는 요철(rib turbulator)을 채널의 마주보는 양 측면에만 설치한다. 왜냐하면, 가스터빈 에어포일의 경우 블레이드(blade)의 압력측 내벽과 흡입측 간에 열전달이 발생하기 때문이다. 마주보는 양측에 거칠기를 설치한 사각채널유동의 열전달과 마찰계수 특성에 관한 연구는 많이 보고 된 실정이다. 양면에 거칠기가 있는 사각 채널의 완전히 발달된 영역에서 레이놀즈수와 거칠기 형상(거칠기 높이, 거칠기 간격, 거칠기 충돌각, 그리고 거칠기 모양)이 열전달과 압력강하에 미치는 효과에 대해 연구된 바가 있다.[1,2] 그리고 거칠기 형상과 채널의 종횡비의 복합적 효과가 국부열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구가 또한 보고된 바 있으며,[3~5] 연구결과 경사된 충돌각을 가진 거칠기 구조가 수직인 거칠기 구조인 경우보다, 그리고 채널 종횡비 비가 높은 채널보다 열전달 성능이 우수함을 보였다. 사각 채널에서 거칠기 구조가 평행한 배열과 교차하는 배열, 그리고 베벨 이산식(beveled discrete) 구조에 대해 연구되었다.[6,7] 마주보는 양 벽면에 거칠기가 서로 일치한(in-line) 배열과 엇갈림(staggered) 배열의 효과가 연구된바 있다.[8] 국내에서는 Choi 등[9]은 덕트 내부에서의 열전달향상 및 불균일성 감소를 위한 하나의 방법으로 채널 바닥에 ∧형과 ∨형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열/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. Rhee[10]등은 사각채널에서 바닥에 다양한 요철을 설치하고 요철의 배열, 충돌각이 열전달에 미치는 영향을 조사하였다. 광범위한 거칠기 형상에 대한 열전달과 마찰계수의 실험식은 거친 벽면 위를 유동하는 벽상사법칙(law of wall similarity)으로부터 유도된바 있다. 상사법칙의 개념은 Nikuradse[11]에 의해 처음 제안되었다. 그는 벽 상사법칙을 이용하여 모래입자형 거칠기가 있는 튜브 내에서 완전히 발달된 유동에 관한 마찰계수의 자료를 공식화하는데 성공하였다. 종전의 사각 거친 채널에 관한 연구는 거칠기를 일정벽면에 고정되게 설치한 경우에 대해 행하여 졌다. 거칠기가 설치된 채널에서 마찰계수와 열전달의 정량적인 값은 반드시 거칠기가 설치된 벽면의 수에 비례하지 않으리라 사료된다.

본 연구의 목적은 사벽면이 일정 열유속으로 가열된 벽면들을 서로 독립적으로 설치하여 사각채널에서 거칠기 설치 벽면의 수가 증가함에 따라 열전달과 압력강하 특성에 미치는 효과를 조사하여 열교환 성능 시스템기기설계에 관한 실험적 자료를 제공하고자 한다. 본 연구는 충돌각이 45°로 경사지게 배열한 돌출형 거칠기를 사각 채널 바닥에만 설치한 경우, 상하 두 벽면에 만 설치한 경우, 그리고 사면 모두 설치한 경우에 있어서 각각 행하였다. 거칠기 피치 대 높이의 비 (p/e)는 8, 거칠기 높이 대 채널수력직경의 비 (e/D_h)는 0.0667이 되도록 하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1과 같이 실험장치는 크게 송풍기, 유동직

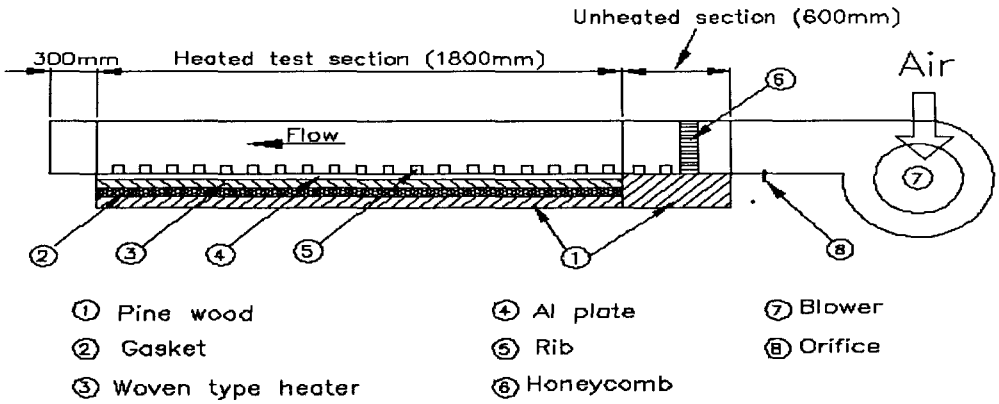


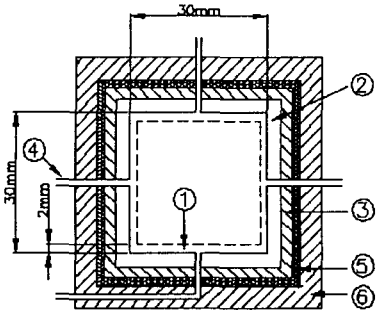
Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

진기, 오리피스, 온도측정 장치, 시험부 등으로 이루어져 있어며, 송풍기(195W, 63m^3/min, A/C motor)에 의해 덕트 내부로 작동유체가 유입된다. Table 1과 같이 시험부 덕트의 단면적(W×H)은 30mm × 30mm로 종횡비(W/H)가 1인 정사각형으로 제작하였고, 시험부의 수력직경(D_h)은 30mm이다. 정사각형 덕트의 전체 길이는 2,700mm, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험부의 길이는 1,800mm로 제작하였다. 그리고 Fig. 1과 같이 시험부 입구부분에 600mm의 가열하지 않는 부분을 두어 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있었고, 출구부분에도 300mm의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동 변화 영향을 최소화 하였다. 작동유체는 공기를 사용하였고, 시험부에 균질류로 유체를 공급하기위해 허니컴을 설치하였다. 송풍기에 의해 흡입된 공기는 허니컴, 가열되지 않는 부분, 시험부 순으로 지나 시험부 끝에서 대기로 배출되며, 송풍기에 설치된 유량조절장치(gate valve)로 시험부 유량을 조절하여 얻고자 하는 레이놀즈수를 얻을 수 있었다. 시험부의 수력직경을 기초로 한 레이놀즈수는 7,600~25,000범위이며, 오리피스 전후의 정압측정용 구멍에서 측정된 차압을 보정한 유속으로부터 레이놀즈수를 구하였다. 유속과 차압측정은 정밀차압계를 사용하였며, 정밀 차압계의 측정범위는 ±199.9mmH_2O, ±19.99mmH_2O에 따라 각각 측정오차는 0.1mmH_2O, 0.01mmH_2O이다. 온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수은온도계로 보정한 자료 획득장치를 이용하였다.

Table 1 Experimental work

Class	Details of test section	Cross-sectional area of test section	30mmx30 mm
		Aspect ratio(W/H)	1
		Length of test section	1,800mm
		Roughness pitch to height ratio(p/e)	8
		Attack angle	45°
		Roughness height to hydraulic dia. ratio(e/D_h)	0.0667
		Material of duct	Al
	Conditions	Working fluid	Air
		Ambient temperature	24~28°C
		Reynolds Number range	7,000~25,000

열전대는 각 벽면에 2 mm의 홈을 파서 심고 열 에폭시(Loctitite 384)로 고정하여 벽면의 온도를 측정하였고, 시험부 입구와 출구에 각각 열전대를 설치하여 작동유체의 체적 평균온도를 측정하였다. 측정지점은 사벽면에 40개, 입출구에 각각 1개씩 설치하였다. 시험부 단면은 Fig. 2에 나타나 있다. 시험부 벽면과 상하면은 단열성과 가공성을 고려하여 50 mm 두께의 목재(ply wood)와 가스켓을 사용하여 단열하였다. 시험부 바닥의 알루미늄판(aluminum)밑에는 온도조절장치가 부착된 히터(woven heater, Omega Ltd.)가 각면에



① Rib type roughness (height: 2mm) ④ Pressure tap
② Al plate (thickness: 5mm) ⑤ Gasket
③ Woven heater (Omega, USA) ⑥ Pine wood

Fig. 2 Cross-section of test section

각각 1개씩 별도로 설치하였으며, 또한 국부 열전달계수를 구하는데 축과 둘레방향의 열전도도 최소화 하였다. 각각의 히터에는 변압기가 독립적으로 설치되어 변압기에 의해 시험부 벽면이 일정 열유속이 공급 되도록 하였다. 알루미늄 벽면의 온도는 히터에 공급되는 전력을 조절하여 시험부의 벽면 온도를 일정하게 유지시켰고, 시험부 마지막 위치에서 벽면온도와 공기평균온도의 차는 15℃이내 이었으며, 주위의 온도는 모든 실험과정에서 24~28℃였다. 매 실험시 열적 정상상태가 이루어 진후, 입구온도, 출구온도, 대기온도, 채널길이에 따른 온도 차를 각각 기록하였으며, 대체로 열적평형상태에 도달하는 데는 약 30분 이상 시간이 소요 되었다. Fig. 3은 거칠기 배열 모습을 보여준다. 벽면에 설치된 거칠기는 2mm × 2mm의 정사각형 알루미늄 봉을 충돌각이 45°가 되도록 설치하였고 거칠기 피치와 높이의 비(p/e)는 8이 되도록 하였다. 정사각형 알루미늄 거칠기는 고온 전도성 열접착제(Omegabond, Omega Ltd.)를 사용하여 벽면에 단단히 고정시켰다.

대류열전달계수(h)는 가열벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 단위면적당 열전달율(Q), 벽면온도(T_w)와 유체의 체적평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구하였다.

$$h = Q/[A(T_W - T_b)] \tag{1}$$

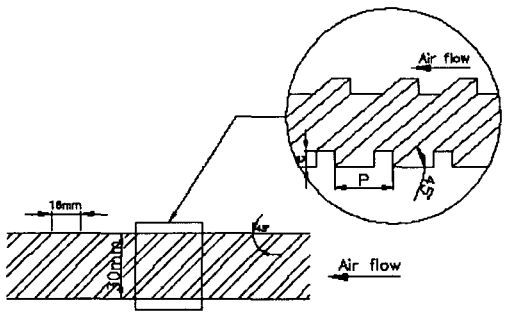


Fig. 3 Attack angle of ribs on the wall

여기서, A는 전열면적이며, 본 연구에서는 거친 벽면의 경우 돌출부의 면적을 무시하였다. 그리고 열전달율(Q)은 아래와 같이 정의 하였다.

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

여기서, C_p는 공기의 정압비열이고, T_{b1}과 T_{b2}는 시험부 입구와 출구의 체적평균 유체온도이다. $\dot{m}$은 질량유량이다. 완전히 발달된 영역에서 매끈한 채널에 대한 열전달 실험을 행하여 Sieder and Tate[12]의 매끈한 채널에서 제안한 실험식(Nu_{ss})과 비교하여 비교적 잘 일치함을 확인한 후 Sieder and Tate[12]의 실험식을 기준값으로 하여 그 값을 식 (3)과 같이 무차원화 하여 거칠기 효과를 정량적으로 표현할 수 있었다.

$$\frac{Nu}{Nu_{ss}} = \frac{(h D_h / k)}{\{0.027 Re^{0.8} \mathrm{Pr}^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}\}} \tag{3}$$

압력측정은 채널 안쪽 벽면의 정 가운데에 위치한 정압측정용 압력탭(pressure tap)을 이용하여 정밀차압계로부터 구한 채널길이 방향에 따른 차압과 작동유체의 질량 유량으로부터 충분히 발달된 영역의 마찰계수는 다음과 같이 구해진다.

$$f = \Delta p / [4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)] \tag{4}$$

여기서 ρ는 공기의 밀도, u_b는 체적평균유속을 의미한다. 마찰계수를 구하기 위한 압력측정은 모든 벽면에서 행하였고, 각각의 벽면에는 거

칠기의 효과로 인해 압력 값은 동일하지 않았다. 따라서 그 값을 체적 평균하여, 거친 채널의 채널 전체 평균마찰계수 f_{ra}는 다음 식으로 정의하였다.

$$f_{ra} = f_{sm}(C_{sm}/C) + f_{rs}(C_{rs}/C) \quad (5)$$

여기서 f_{sm}와 f_{rs}은 사각채널 중 매끈한 부분 마찰계수와 거친 벽면의 마찰계수를 의미하고, C, C_{sm} 그리고 C_{rs}은 전체 채널벽면, 매끈한 벽면, 그리고 거친 벽면의 면적을 각각 의미한다. 본 연구와 거칠기 효과를 비교하기 위하여 완전히 발달한 매끈한 원관에서 난류 영역일 경우에 대한 Blasius[13]실험식을 사용하였다.

$$f_{ss} = 0.079\,Re^{-0.25} \quad (6)$$

그리고 사각채널의 스탄톤 수(St)는 다음과 같이 정의 하였다.

$$St = Nu/(RePr) \quad (7)$$

누셀트수를 Kline 과 McClintock[14]의 불확실성에 관한 공식을 이용하면 다음과 같이 유도된다.

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

여기서 U는 표준편차이다. 레이놀즈수가 24,900인 경우에 대한 누셀트수의 불확실성은 8%이고, 같은 방법으로 마찰계수의 불확실성은 7%이었다. 그리고 레이놀즈수가 7,600인 경우 누셀트수와 마찰계수의 불확실성은 각각 15%와 13%이었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 열적으로 완전히 발달된 영역에서 4벽면 모두 일정 열유속으로 가열된 매끈한 채널에서 레이놀즈 수에 대한 채널길이 평균 누셀트 수의 변화를 보여준다. 거칠기가 설치된 사각채널의 열전달 실험을 행하기전에 먼저 매끈한 채널에서 열전달 실험을 행하여 얻어진 열전달계수

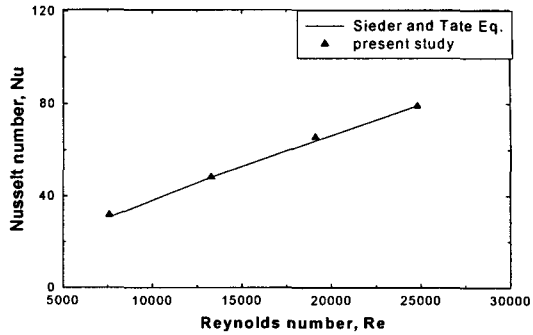


Fig. 4 Average Nusselt numbers for smooth channel

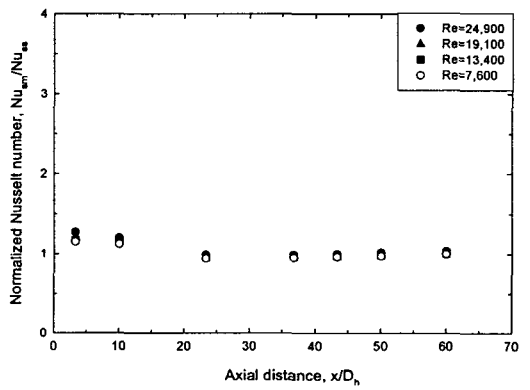


Fig. 5 Normalized local Nusselt number for smooth channel

(h_{sm})값으로부터 누셀트 수를 구하였다. 본 실험과의 비교를 위하여 Sieder와 Tate[12]의 실험식을 포함하였으며, 실험식과 비교적 잘 일치함을 보여준다. 본 연구에서는 Sieder와 Tate[12]의 실험식을 기준값으로 하여, 거친 채널의 누셀트 수를 Sieder와 Tate[12]의 실험값으로 무차원화 함으로서 거칠기 효과를 효율적으로 나타낼 수 있었다.

Fig. 5는 매끈한 사각채널의 축방향 거리에 따른 국부 누셀트 수(Nu_{sm})를 Sider와 Tate[12]가 제안한 실험값(Nu_{ss})으로 무차원한 값이다. 입구부근에서 Nu_{sm}이 Nu_{ss}보다 약간 크게 나타난다. 이는 본 연구의 경우 입구영역에서는 온도구배가 크기 때문에 누셀트 수가 크나, Nu_{ss}의 경우 완전히 발달된 영역에 대한 값이기 때문이라 판단된다.

Fig. 6은 거칠기를 바닥에만 설치한 경우, 바닥(B), 좌우(L/R), 그리고 상부(T)벽면의 온도와 유

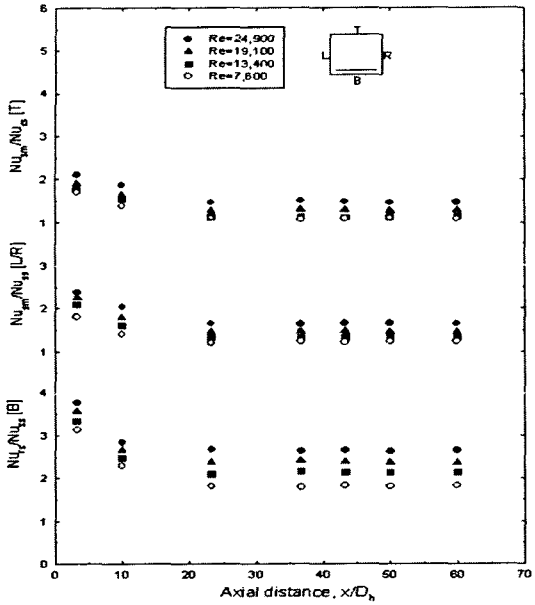


Fig. 6 Normalized heat transfer distributions in one-ribbed wall channel

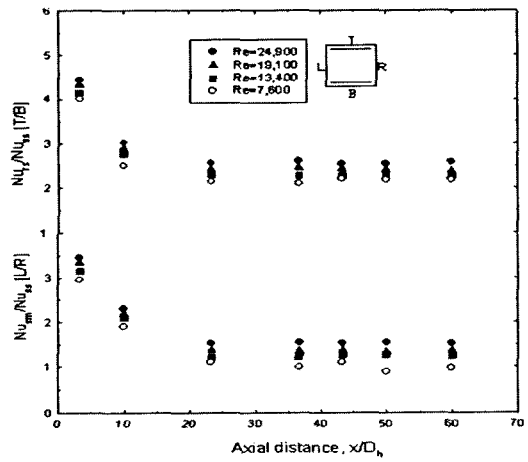


Fig. 7 Normalized heat transfer distributions in two-ribbed wall channel

체 체적평균온도 값의 차로부터 각각 계산된 무차원 누셀트 수를 나타내고 있다. 무차원 누셀트 수 값은 바닥면(B)의 경우가 가장 컸고, 상부벽면(T)이 가장 작았으며, 모든 무차원 누셀트 수 값은 1보다 크게 나타나고 있다. 이는 거칠기가 설치된 벽면에서 벽면(T_w)과 유체평균온도(T_b)의 온도차가 작아 열전달 계수가 크기 때문이라 사료된다. 그리고 거칠기가 없는 매끈한 벽면을

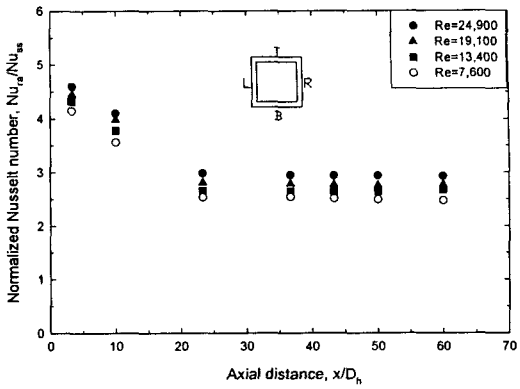


Fig. 8 Normalized heat transfer distributions in four-ribbed wall channel

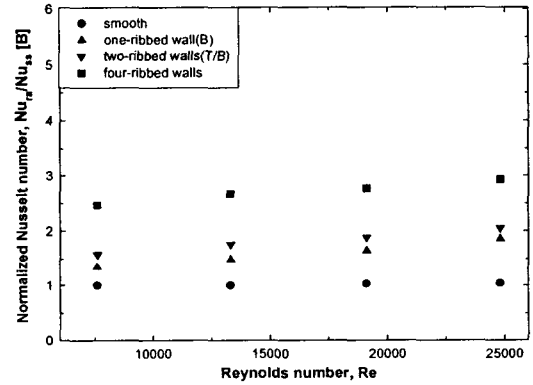


Fig. 9 Normalized average Nusselt number rate against Reynolds number

비교해보면 좌우측벽면(L/R)이 값이 크게 나타난다. 이는 거칠기가 설치된 바닥면(B)과 접해있어 거칠기가 주유동(main stream)에 영향을 주었기 때문이라 판단된다. Fig. 7은 거칠기를 상하양면(T/B)에 설치한 경우 상하벽면(T/B)과 좌우측벽면(L/R)의 무차원 누셀트 수를 나타내고 있다. 상하벽면(T/B)의 무차원 누셀트 수 값이 좌우측벽면(L/R)보다 크게 나타나고 있다. 이에 대한 설명은 Fig. 6과 같은 이유 때문이라 사료된다.

Fig. 8은 거칠기를 사면 모두 설치하고 사면 모두를 일정열유속으로 가열한 경우의 무차원 누셀트 수를 나타내고 있다. 레이놀즈 수가 증가할수록 무차원 누셀트 수도 증가하였다. 이는 레이놀즈 수가 클수록 열전달계수에 밀접한 관련이 있는 난류혼합이 증가되었기 때문이라 사료된다.

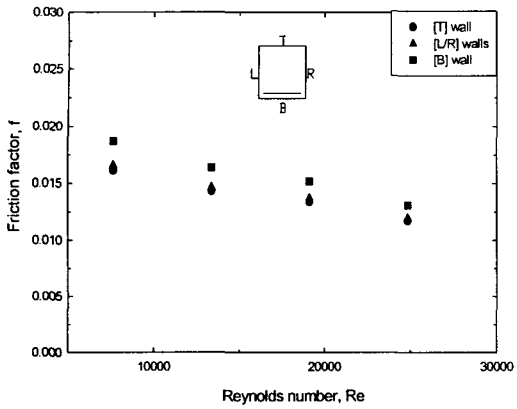


Fig. 10 Centerlined friction factors in the channel with a ribbed bottom wall

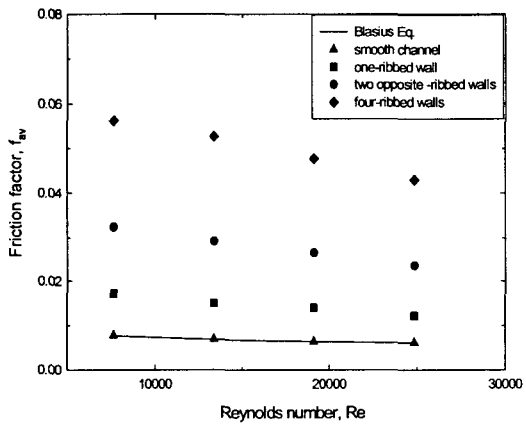


Fig. 11 Centerlined average friction factors

Fig. 9는 거칠기 벽면수가 평균 무차원 누셀트 수에 미치는 효과를 보여준다. 평균 누셀트 수는 각벽면의 온도와 유체체적평균온도로부터 구한 누셀트 수들을 채널가열벽 전체면적으로 평균한 값이다. 거칠기를 설치한 벽면의 수가 증가할수록 평균 무차원 누셀트 수가 컸다. 이는 거칠기를 설치한 벽면의 수가 증가할수록 거칠기 효과로 인해 유체평균온도가 증가하였기 때문이라 사료된다. 즉, 매끈한 채널의 평균 누셀트 수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우(B) 1.4에서 1.8배, 양면에 거칠기가 있는 경우(B/T) 1.6에서 2.1배, 그리고 사면 모두 거칠기가 있는 경우 2.5에서 2.9배로 컸다.

Fig. 10은 축 방향거리에 따른 정압변화 값을 이용하여 식 (4)로 구한 값이다. 정압측정은 벽면

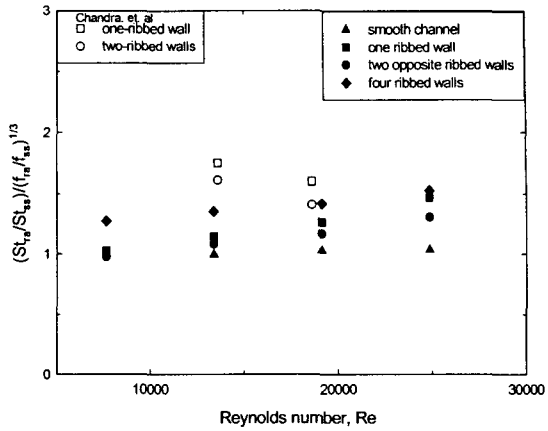


Fig. 12 Enhanced heat transfer for a constant pumping power

의 중심선에 있는 압력탭으로부터 행하였다. 각 벽면의 마찰계수 값은 바닥[B], 좌우[L/R] 그리고 상부[T]벽면으로 나타내었다. 이는 동일한 체적평균유속에서 거칠기에 의한 정압변화의 크기 때문이라 사료된다.

Fig. 11는 사각채널에서 거칠기 설치벽면에 따른 채널 평균마찰계수 값을 나타내고 있다. Fig. 11의 채널 평균마찰계수 값들은 각 벽면의 중심선에 위치한 정압측정용 압력탭(pressure tap)에서 측정된 정압차로부터 구한 마찰계수 값을 식 (5)로 구하였다. 실험의 타당성을 확인하기 위하여 매끈한 채널에서 구한 채널 평균마찰계수 값을 Blasius실험식[13]과 비교한 결과 Fig. 11와 같이 거의 일치하였다. 거칠기가 설치된 벽면의 수가 증가할수록 마찰계수도 증가하였다. 이는 채널 내부를 유동하는 유체의 저항은 거칠기를 설치한 벽면의 면적에 큰 영향을 받기 때문이라 판단된다. 즉, 매끈한 채널의 평균 마찰계수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우(B) 1.79에서 2.26배, 양면에 거칠기가 있는 경우(B/T) 3.56에서 4.32배, 그리고 사면모두 거칠기가 있는 경우 6.25에서 7.4배 컸다. 레이놀즈수가 클수록 전체적으로 마찰계수 값이 감소하였다. 이는 레이놀즈수가 클수록 벽면 전단응력(τ_w)보다 유체 체적평균속도제곱(u_b^2)의 증가가 더 크기 때문이라 사료된다.

Webb과 Eckert[15]가 매끈한 벽면에 대해 거칠기가 벽면의 마찰계수와 스탄톤수의 변화로서 열시스템 설계성능의 평가 지수를 아래와 같이 정의

하였다.

$$(St_{ra}/St_{ss})/(f_{ra}/f_{ss})^{1/3} \quad (9)$$

Fig. 12는 거칠기가 설치된 벽면의 증가에 따른 열시스템의 설계 성능 평가지수 $(St_{ra}/St_{ss})/(f_{ra}/f_{ss})^{1/3}$값을 나타내고 있다. 비교를 위해 충돌각이 90°인 거칠기가 벽면에 설치된 Chandra 등[16]의 결과를 포함하였다. 본 연구의 결과는 Chandra 등의 결과와는 달리 레이놀즈수가 클수록 증가하였다. 이는 본 연구의 경우 45°충돌각으로 경사진 거칠기로 인하여 회전하는 2차유동이 형성되기 때문이라 사료된다.

성능 평가지수값은 거친 채널의 성능평가 기준값으로 일반적으로 많이 사용되는데, 평가지수가 1이면 거칠기가 없는 매끈한 채널을 이고, 평가지수가 1보다 작으면 유익하지 못한 채널 설계를 의미한다. 그리고 본 연구의 결과 값과 같이 평가지수가 1보다 크면 유익한 채널 설계임을 의미한다. 따라서 본 연구에서의 열시스템의 설계 성능 평가지수값으로 볼 때, 본 연구와 같은 조건에서는 전체적으로 유익한 설계임을 보여준다.

4. 결 론

(1) 레이놀즈 수가 증가할수록 거칠기 설치 유무에 관계없이 무차원 누셀트 수가 증가 했다.

(2) 거칠기가 설치된 벽면의 수가 많을수록 무차원 누셀트 수가 높게 나타났다. 즉, 매끈한 채널의 평균 누셀트 수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우(B) 1.4에서 1.8배, 양면에 거칠기가 있는 경우(B/T) 1.6에서 2.1배, 그리고 사면 모두 거칠기가 있는 경우 2.5에서 2.9배로 컸다.

(3) 거칠기를 설치한 벽면의 수가 많을수록 채널 평균 무차원 마찰계수의 값이 더 크게 나타났다. 즉, 매끈한 채널의 평균 마찰계수보다 한 면만 거칠기가 있는 경우(B) 1.79에서 2.26배, 양면에 거칠기가 있는 경우(B/T) 3.56에서 4.32배, 그리고 사면모두 거칠기가 있는 경우 6.25에서 7.4배 컸다.

(4) 열시스템의 설계 성능 평가지수로 평가한 결과 바닥면의 한 면만 거칠기를 설치한 경우(B)가 가장 우수했다.

후 기

이 논문은 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)과 2003년도 학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-002-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, "Augmented Heat Transfer in Rectangular Channels of Narrow Aspect Ratios with Rib Turbulators," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 1619~1630.

(6) Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., 1991, "Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators," *J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 360~366.

(7) Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., 1991, "Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in a Square Channel with Angled Discrete Ribs," *J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 367~374.

(8) 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, pp. 213~218. Reno, Nevada.

(9) 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. of the KSME(B)*, Vol. 26, No. 11, pp. 1542~1551.

(10) Rhee, D. H., Nam, Y. W. and Choi, H. H., 2004, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Rib-Roughened Surface for Impingement/ Effusion Cooling System with Initial Crossflow," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 28, No. 3, pp. 338~348.

(11) Nikuradse, J., 1950, "Laws for Flow in Rough Pipes," *NACA TM*, 1292.

(12) 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.

(13) Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1989, *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., McGraw-Hill New York.

(14) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.

(15) Webb, R. L. and Eckert, E. R. G., 1972, "Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1647~1658.

(16) Chandra, P. R., Alexander, C. R. and Han, C. J., 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.