45^0의 rib이 설치된 채널에서의 열전달과 유동특성의 실험 및 수치해석

강호근+·안수환++·김명호+++

Experimental & Numerical Investigation for Heat Transfer and Flows in a 45^0 Inclined Ribbed Square Channel

Ho Keun Kang+, Soo Whan Ahn++ and Myoung Ho Kim+++

Abstract : Numerical and experimental investigation of incompressible turbulent flow and heat transfer through square channels with varying number of ribbed walls were conducted to determined pressure drop and heat transfer. The CFX solver used for the computation. The rough walls have a 45^0 inclined square rib. Uniform heat flux is maintained on whole inner heat transfer channel area. The numerical results agreed well with experimental data that obtained for 7600<Re<24900, the pitch-to-rib height ratio (p/e) of 8.0, and the rib height-to-channel hydraulic diameter ratio (e/D_h) of 0.0667. The results show that values of local heat transfer coefficient and friction factor increase with an increasing number of ribbed walls.

Key words : umerical Simulation(전산모사), Number of Rough Walls(거친 벽면의 수), Heat Transfer(열전달)

1. 서 론

열과 관련된 산업기기에서 핀 등을 이용하는 기초연구로서 거칠기가 설치된 채널 내에서 유동과 관련되어 열전달과 마찰계수에 미치는 영향에 대한 연구는 많이 행하여지고 있는 실정이다[1-3]. 본 연구에서는 사벽면이 일정 열유속으로 가열된 벽면들을 서로 독립적으로 설치하여 사각채널에서 거칠기 설치 벽면의 수가 증가함에 따라 열전달과 압력강하 특성에 미치는 효과를 상용코드(CFX)로 수치계산을 행하여 예측하였고 이 예측을 검증하기 위해, 사각채널에서 충돌각이 45^0로 경사지게 배열한 돌출형 거칠기를 사각 채널 바닥에만 설치한 경우와 상하 두 벽면에 설치한 경우에 대해 각각 실험을 행하였다. 거칠기 피치 대 높이의 비(p/e)는 8, 거칠기 높이 대 채널수력직경의 비 (e/D_h)는 0.0667이 되도록 하였다.

2. 이론해석

Rib이 설치된 채널내의 열 및 유동과 관련된 수치해석을 하기 위한 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고, 상용해석코드 CFX 5.7을 사용하여 해석을 수행하였다. 이산화 기법은 정확도가 비교적 우수한 high resolution scheme을 이용하였으며, 난류모델로는 standard $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 따라서 비정상 3차원의 열·유체유동을 지배하는 방정식인 연속방정식, 운동량 및 에너지 방정식이며 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla \mathbf{U})^{\mathrm{T}} + \mathrm{B} \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot} + \rho \overline{uh} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial p}{\partial t} \tag{3}$$

여기서 B는 체적력의 합이며, μ_{eff}는 유체의 분자점성과 난동에 의한 점성을 포함하는 유효점성계수, p'는 수정압력항을 나타낸다. 한편, 대류열전달계수(h)는 가열벽면으로부터 차가운 유동공기로 전달되는 단위면적당 열전달율(Q), 벽면온도(T_w)와 유체의 체적평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구하였다.

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

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

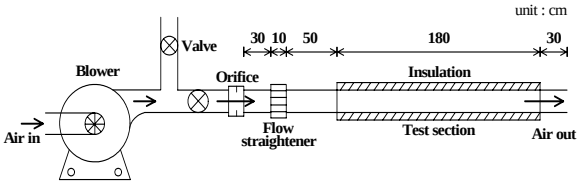


Fig. 1 Schematic diagram of test rig

$$Q = \dot{m} C_p (T_{b2} - T_{b1}) \tag{5}$$

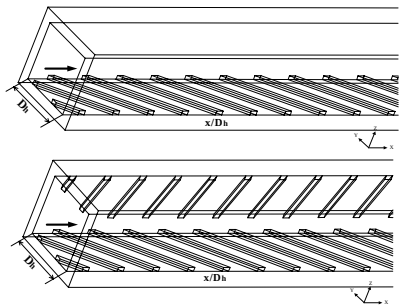
여기서, C_p는 공기의 정압비열이고, T_{b1}과 T_{b2}는 시험부 입구와 출구의 체적평균 유체온도이다. $\dot{m}$은 질량유량이다. 또한 사각채널에서의 누셀트수(Nu)는 다음과 같이 정의하였다.

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

3. 실험장치 및 해석방법

Fig. 1과 같이 실험장치는 크게 송풍기, 유동직진기, 오리피스, 온도측정 장치, 시험부 등으로 이루어져 있으며, 송풍기(195W, 63㎥/min, A/C motor)에 의해 덕트 내부로 작동유체가 유입된다. 시험부 덕트의 단면적(W×H)은 30 ㎜×30 ㎜로 종횡비(W/H)가 1인 정사각형으로 제작하였고, 시험부의 수력직경(D_h)은 30 ㎜이다. 정사각형 덕트의 전체 길이는 2,700 ㎜, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험부의 길이는 1,800 ㎜로 제작하였다. 그리고 Fig. 1과 같이 시험부 입구부분에 600 ㎜의 가열하지 않는 부분을 두어 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있었고, 출구부분에도 300 ㎜의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동 변화 영향을 최소화 하였다. 작동유체는 공기를 사용하였고, 시험부에 균질류로 유체를 공급하기위해 허니컴을 설치하였다. 한편, 수치해석을 위한 조건은 사각의 rib형 거칠기를 갖는 채널을 Fig. 2(a), (b)와 같으며, 채널의 수력직경 $D_h(=30mm)$를 대표길이로 설정하였다. 유동흐름 및 열전달 계산을 위해 해석영역은 $0 \le x/D_h \le 25.0$, $0 \le y/D_h \le 1.0$, 및 $0 \le z/D_h \le 1.0$으로 하였다. 해석에 사용된 모델은 채널 하면에만 ribs을 갖는 경우 A (총격자수 49만개)과 상·하면 모두에 ribs을 갖는 경우 B (총격자수 55만개)가 이용되었다. 또한 채널 출구에서의 rib에 의한 역류가 발생할

+ 강호근(경상대학교 기계항공공학부),E-mail:kanghokeun@chol.com, Tel: 055)640-3064
++ 안수환, 경상대학교 기계항공공학부
+++ 김명호, 경상대학교 대학원



(a) Case A

(b) Case B

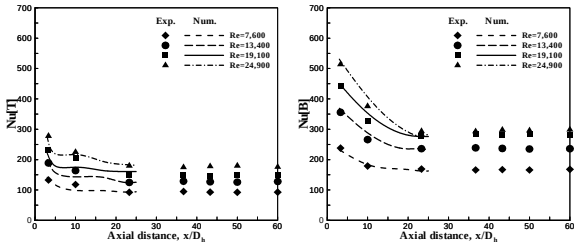
Fig. 2 Rib arrangement on the wall

수가 있으므로 출구에서의 해석영역을 확장하였다. 초기조건으로 입구에서 초기유속 $U_0 = 4m/s \sim 13m/s$, 25^0C의 공기가 유입된다. 이때, 시험부의 수력직경 D_h을 기초로 한 레이놀즈수 Re는 7,600～25,000에 해당되며, 채널의 가열면은 85^0C의 온도를 균일하게 설정하였다. 또한 출구는 압력경계조건을 사용하였다. 계산은 계산시작($t=0$)과 더불어 채널 입구에서 $u_i(Ut/D_h=0)=(U_0,0,0)$로 하여 수치계산을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

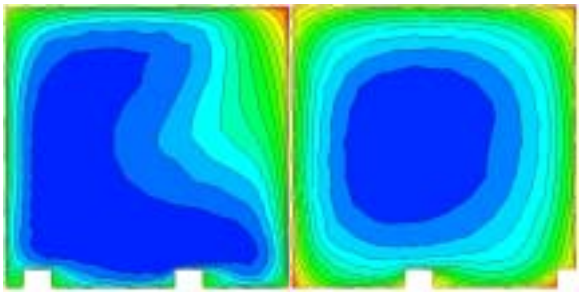
Fig. 3은 바닥에만 거칠기가 설치된 채널에서 벽면온도(T_w)와 유체 평균온도(T_b)으부터 실험과 이론해석에 의해 계산된 상부[T]와 바닥[B]의 누셀트 수를 나타낸다. 누셀트수는 바닥면[B]의 경우가 상부벽면[T]보다 훨씬 컸다. 이는 거칠기가 설치된 바닥에서 벽면온도와 유체체적평균온도와 차이가 작기 때문이라 사료된다. 채널입구에서 누셀트수가 크고 거리가 입구로부터 멀어질수록 작아진 후 거의 일정하게 되었다. 이는 입구영역에서는 온도구배가 컸다가 점점 작아진 후 완전히 발달된 영역에서는 일정하기 때문이라 사료된다. Fig. 4은 바닥에만 45^0 경사진 거칠기가 설치된 채널에서 $x/D_h=10$과 23에서의 온도분포를 보여준다. $x/D_h=10$의 경우가 23의 경우보다 등온선 분포가 아래측으로 쏠림이 심하게 일어났다. 이는 입구영역일수록 균질유인 유동양상(pattern)이 바닥에 설치된 거칠기에 의한 2차유동 때문에 난류혼합이 크게 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 5는 거칠기가 상하양면에 설치된 채널에서 측면[L/R]과 바닥면[B]의 누셀트수를 각각 실험과 수치해석계산결과를 나타



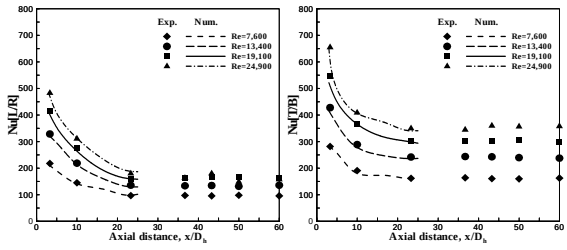
(a) Top side (b) Bottom side

Fig. 3 Heat transfer distribution in one-ribbed wall



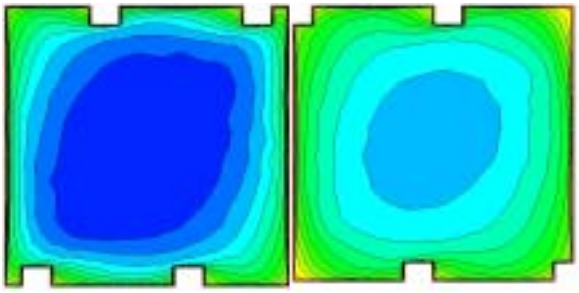
(a) x/D_h=10(300mm) (b) x/D_h=23(690mm)

Fig. 4 Temperature contours in one-ribbed wall



(a) Left & Right side (b) Top & Bottom side

Fig. 5 Heat transfer distribution in two-opposite wall



(a) x/D_h=10(300mm) (b) x/D_h=23(690mm)

Fig. 6 Temperature contours in two-opposite wall

낸다. $x/D_h=23$에서 바닥[B]이 측면[L/R]보다 대체로 55%에서 77%크게 나타났다. 실험값과 수치해석에 의한 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다. Fig. 3의 한 면만 거칠기가 있는 경우[B]보다 양면에 거칠기가 있는 경우[B/T]에서 누셀트수가 1.14에서 1.16배로 컸다.

Fig. 6은 거칠기가 상하양면에 설치된 채널에서 $x/D_h=10$과 23에서의 등온선분포를 나타낸다. Fig. 4과는 달리 등온선분포는 길이방향 거리 x/D_h에 따라 크게 변함이 없었다. 이는 거칠기가 상하양면에 설치되었기 때문이라 판단된다. $x/D_h=23$보다 10 경우 벽면에서 중심에 따른 유동유체의 온도차가 크게 나타났다. 이는 입구영역일수록 온도구배가 크기 때문이라 사료된다.

5. 결 론

거칠기를 설치한 벽면의 수가 많을수록 채널 평균 마찰계수의 값이 더 크게 나타났으며, $Re=20,000$에서는 양 벽면이 거친 채널의 채널평균 마찰계수는 한 벽면의 거친 채널보다 실험 값에서 약 82% 컸다. 또한, 거칠기가 설치된 벽면의 수가 많을수록 무차원화 된 누셀트 수가 높게 나타났다. 즉, 한 면만 거칠기가 있는 경우[B] 보다 양면에 거칠기가 있는 경우[B/T]에서 1.14에서 1.16배로 컸다.

후기

본 연구는 2005년도 두뇌한국21사업(BK21) 및 지방대학 혁신역량강화사업(NURI)의 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

[1] J. C. Han and J. S. Park, “Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 183-195, 1988.

[2] S. C. Lau, R. D. McMillin and J. C. Han, “ Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in a Square Channel with Angled Discrete Ribs”, J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 367-374, 1991.

[3] S. W. Ahn, H. K. Kang and M. H. Kim, "Characteristics of Heat Transfer and Friction Factor in a Square Channel with Varying Number of Ribbed Walls", 2005 Asian Congress on Gas Turbines, Seoul.