

리브 간격 변화에 따른 열·유동 수치해석 및 압력 저하 특성 정한식¹ · 이경환² · 신용한² · 최순호³ · 정효민[†]

(원고접수일 : 2011년 5월 16일, 원고수정일 : 2011년 7월 6일, 심사완료일 : 2011년 7월 21일)

Numerical Analysis of Thermal and Flow affected by the variation of rib interval and Pressure drop Characteristics

Han-Shik Chung¹ · Gyeong-Wan Lee² · Yong-Han Shin² · Soon-Ho Choi³ · Hyo-Min Jeong[†]

요약 : 본 연구에서는 사각채널내에 주유속 방향에 가로지르게 배치된 반원 리브의 난류 유동에 대한 유동 특성과 열전달 증대에 관해 수치해석적으로 살펴보았다. 사각채널의 종횡비는 5이고, 수력직경 대비 리브 높이비는 0.07, 사각채널 높이 대비 리브 높이비는 0.117로서 리브 높이 대비 리브 피치비가 8~14인 리브를 주기적으로 배열하여 연구를 수행하였다. 난류 모델의 선정은 실제 현상과 근접한 벽 근처 유동 특성과 열전달을 위해 SST k- ω 난류 모델과 v2-f 난류 모델을 이용하였다. 수치해석의 결과는 실험에 의해 관찰된 난류 유동 특성, 열전달 및 마찰계수의 결과를 잘 예측함을 보여준다. 본 결과에서 난류 운동 에너지가 재순환류 영역의 확산과 밀접한 관련이 있음을 알 수 있고 v2-f 난류 모델이 SST k- ω 난류 모델에 비해 실험결과를 더 잘 예측하였다.

주제어 : 전산유체역학, 경계층, 역압력구배, RANS 방정식, SST k - ω 모델, v2 - f 모델

Abstract: The flow characteristics and heat transfer augment on the periodically arranged semi-circular ribs in a rectangular channel for turbulent flow has been investigated numerically. The aspect ratio of the rectangular channel was AR=5, the rib height to hydraulic diameter ratio were 0.07 and rib height to channel height ratio was set as e/H=0.117 for various PR(rib pitch-to-rib height rate) between 8~14, respectively. The SST k- ω turbulence model and v2-f turbulence model were used to find out the heat transfer and the flow characteristics of near the wall which are suited to obtain realistic phenomena. The numerical analysis results show turbulent flow characteristics, heat transfer enhancement and friction factor as observed experimentally. The results predict that turbulent kinetic energy(k) is closely relative to the diffusion of recirculation flow. and v2-f turbulence model simulation results have a good agreement with experimental values.

Key words: CFD, Boundary layer, Adverse pressure gradient, RANS equation, SST k- ω model, v2-f model

1. 서 론

열교환기에서의 열효율 상승과 압력강하의 증가는 반드시 병행하여 고려되어야 한다. 따라서 열교환기 효율의 상승이 약간 떨어지더라도 압력강하가 적은 열교환기의 연구가 대단히 중요하다.

유동관로에 인위적으로 부착된 각종 형상의 흰이나 스프링, 굴곡 등 열전달 촉진체는 경계층 발달을 억제시키고 박리류(separation)와 벽면에서의 재부착을 발생시킨다. 관벽 온도와 관내 유체의 온도차가 클 경우 재부착점 부근의 열전달 효율이

[†] 교신저자(경상대학교 에너지기계공학과-해양산업연구소, E-mail : hmjeong@gnu.ac.kr, Tel: 055-646-4766)

1 경상대학교 에너지기계공학과-해양산업연구소

2 경상대학교 대학원 정밀기계공학과

3 (주)에프티이

높게 된다. 열전달 촉진체의 설치 간격이 너무 조밀하면 재부착점이 발생하지 않으며 간격이 너무 크면 재부착점으로부터 경계층이 발달하여 열전달 효율이 저하된다. 따라서 이러한 열전달 촉진체는 그 형태와 간격 등에 의하여 열효율을 상승시킬 수 있다.

이러한 방법에서 유의하여야 하는 점은 유동의 측면에서 보면 이러한 열전달 촉진체는 장애물로 작용함으로써 압력강하(pressure drop)가 증가하게 되어 열효율은 상승하나 구동 동력이 증대되기 때문에 이 두 가지의 요소를 고려하여 선택하여야 한다.

[1]은 한쪽벽에 분포시킨 사각요철에 대해 높이, 간격, 레이놀즈수에 따른 열전달 특성을 실험하여 열전달과 난류 운동에너지를 고려한 최적의 형상을 제시하였다. Hwang[2]은 난류유동의 대류 열전달계수의 변화는 반경방향으로 작용하는 유체의 난류성분의 크기에 따라 결정된다고 보고하였다.

표면 거칠기 효과의 주된 역할은 표면 근처의 속도와 난류 분포를 변화시켜 주는 것이다. 이러한 표면 거칠기의 형태나 크기는 매우 다양하기 때문에 실험적으로는 시간적 공간적인 제약에 따른 한계가 있을 수 있다[3-6].

최근 컴퓨터의 급속한 발달은 여러 열 및 유체 공학 문제에 수치해석 기법의 적용을 가능하게 하였으며, 표면 거칠기 효과를 충분히 고려할 수 있는 난류모델을 개발이 이루어지고 있다. CFD를 이용하여 난류유동을 해석하기 위해서 일반적으로 난류 모델을 사용하게 되는데, 이때 적절한 난류 모델의 선정은 매우 중요하다. 일반적으로 RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 이용하여 계산하며 난류를 통계적 방법으로 분석한 모델을 사용하기 때문에 원칙적으로 비정상 유동 해석에는 적합하지 않다[7-9].

[10]은 매끈한 표면과 거친 표면을 단지 경계조건만을 변화시켜 표면 거칠기 효과를 충분히 고려할 수 있는 $k-\omega$ 난류 모델을 적용하였다. [11]은 보다 넓은 유동영역의 해석을 위해 벽근처에서는 $k-\omega$ 난류 모델을 사용하고 자유전단면과 경계층

의 edge에서는 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하는 SST $k-\omega$ 난류 모델을 제안하였다. [12]는 레이놀즈 응력 모델에 난류 속도 스케일링을 적용시켜 $v2-f$ 모델을 제안하였다.

이 연구에서는 벽 근처 유동해석에 효과적이라고 알려진 SST $k-\omega$ 난류 모델과 $v2-f$ 모델을 사용하여 사각 채널에서 주 유속 방향에 가로지르게 주기적으로 배치된 반원 리브에 의한 난류 유동 특성과 열전달 효과를 충분히 고려할 수 있는 난류 모델의 선정, 최종적으로 마찰계수와 열전달 성능을 고려한 최적의 리브형상과 리브 배열 간격에 대한 높이비(PR)를 선정하였다.

2. 수치 해석

2.1 수치 해석 모델

본 수치해석에 사용된 실험적인 기하학적 개요도는 아래 Figure 1과 같다. 시험부 채널의 단면적($W \times H$)은 $150 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ 로 종횡비($AR = W / H$)가 5 인 직사각형으로 제작되었고, 시험부의 수력직경(D_h)은 50 mm 이다. 직사각형 채널의 전체 길이는 $1,950 \text{ mm}$ 이고 시험부 입구부분에는 900 mm 의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에서는 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있다. 그리고 출구 부분에도 150 mm 의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동간섭 영향을 최소화 하였다. 열전달 촉진체의 역할을 수행하는 반원 리브의 PR은 8 ~ 14로 시험부내에 주기적으로 배열되었다.

Figure 2는 거칠기가 설치된 가열부로 길이는 900 mm 이고 가열부의 재질로는 구리판을 사용하여 일정한 열유속을 가하였다. 거칠기의 재질은 구리로 높이는 3.5 mm 이고, 리브 피치와 높이의 비율($PR = P / e$)이 8인 반원모양의 리브에 의한 덕트 내 난류 유동 특성과 마찰에 의한 압력 저하 등을 수치 해석적으로 살펴보았다. 본 수치해석에 사용된 구리의 물성치는 Table 1과 같다. Figure 3은 계산에 사용된 격자로 비정렬 격자를 사용하였으며, 벽면 근처의 유동을 정밀하게 계산할 수 있도록 y^+ 가 1이하로 조밀하게 구성하였다.

Table 1: Copper properties in the CFD simulation

Property	Model
ρ (Density)	8978 kg/m ³
Cp (Specific Heat)	381 J/kgK
ks (Conductivity)	387.6 W/mK



Figure 1: Schematic diagram of experimental setup

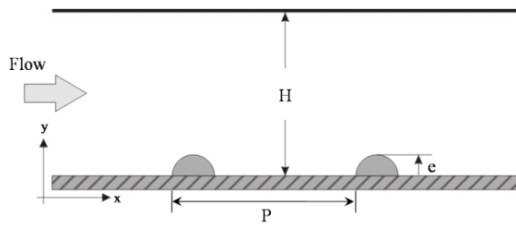


Figure 2: Configuration of arranged semi-circular ribs in a rectangular duct

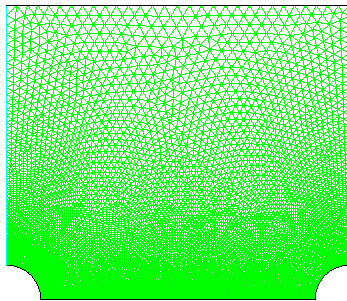


Figure 3: Numerical grid of the computational domain between two ribs with PR=8

2.2 난류 모델

2.2.1 SST k - ω 모델

SST(Shear Stress Transport) k - ω 난류 모델은 k - ω 난류 모델과 k - ϵ 난류 모델의 장점을 결합한 모델로서, 벽 근처에서는 k - ω 난류 모델이 사용되며, 나머지 영역에서는 k - ϵ 난류 모델이 사용된다. SST k - ω 난류 모델은 역압력 구배로 인한 유동박리의 예측과 열전달 예측에 상당히 효과적인 것으로 알려져 있으며, 정체 구역에서의 난류 증진을 고려할 수 있도록 고안되어져 있다.

일반적으로 난류 모델의 역할은 난류 점성 계수 μ_t 를 올바르게 결정하는 것인데 SST k - ω 난류 모델은 경계층 안에서의 계속되는 난류 운동 에너지의 반동으로 난류 전단응력을 강화시켜 난류 점성을 수정 한다. 이 수정은 강한 유동의 역 압력 구배와 박리의 예측을 향상시킨다.

SST k - ω 난류 모델에서는 식(1)과 같이 난류 점성항은 난류 운동에너지 k 와 난류 소산율 ϵ , 난류 주기 ω 로 정의 될 수 있다. 식(2), 식(3)은 난류 운동에너지 k 항과 난류 소산율 ϵ 항에 대한 정의이다.

Kinetic Eddy Viscosity

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, w = \frac{\epsilon}{k} \tag{1}$$

Turbulent Kinetic Energy

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k w + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{2}$$

Specific Dissipation Rate

$$\frac{\partial w}{\partial t} + U_j \frac{\partial w}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta w^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_w \nu_t) \frac{\partial w}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_w^2 \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j} \tag{3}$$

2.2.2 v2-f 모델

v2-f 모델은 이-방정식(Two-equation) 난류 모델인 표준 k - ϵ 난류 모델과 유사하다. 표준 k - ϵ 난류 모델은 레이놀즈 응력을 와류 점성모델(Eddy viscosity model)에 근사시키고, 와류 점성계수 ν_t 를 k 와 ϵ 을 사용하여 나타내어지는데 이는 ν_t 가 차원적으로 “ $\nu_t \propto$ (난류의 속도 scale \times 난류의 길이 scale)”로 나타나는 점에 주목하여 난류 에너지 k로부터 난류 속도 scale, 난류 에너지 소산율 ϵ 으로부터 난류 길이 scale을 이용하여 난류 점성계수를 구한다. 그러나 k - ϵ 난류 모델은 벽함수를 사용함으로써 벽 근처에서의 비등방성 유동들을 해석하는데 부정확한 해를 가져올 수 있다. 그래서 경험적인 감쇄함수 f_μ 를 도입하여 벽면 가까이 점성하층 영역을 해석하고자 하는 Low - Reynolds number k - ϵ 모델이 나오게 되었다. 그

러나 [12]는 벽으로부터 난류 에너지 수송을 위한 적절한 속도 scale은 k 가 아닌 $\overline{\nu'^2}$ 이 적합함을 밝히고 이를 바탕으로 레이놀즈 응력 모델에 난류 속도 scale로 $\overline{\nu'^2}$ 를 적용시켜 $v2-f$ 모델을 만들었다.

$v2-f$ 모델에서는 표준 $k-\epsilon$ 모델의 난류 운동 에너지 k 와 수정된 난류 소산 방정식 ϵ 을 사용하며 난류 수직 강도와 타원형 이완(Elliptic relaxation)방정식 f 식을 사용하여 새로운 ν_t 를 결정한다. 그리고 의 성질은 수학적으로 ϵ 에 대한 타원형 이완 방정식에 의해 표현된다. 이 타원형 이완 방정식은 벽의 효과를 좀 더 자연스러운 방식으로 나타낸다. 난류 운동 에너지 k , 난류 소산 방정식은 표준 $k-\epsilon$ 모델과 같으며, 식 (4) ~ (8)은 난류 동점성항 ν_t , 수직 난류 강도 $\overline{\nu'^2}$, 타원형 이완 방정식을 나타낸다.

Kinetic Eddy Viscosity

$$\overline{\nu_t'^2} = C_\mu \overline{\nu'^2} T \tag{4}$$

Transport equation for $\overline{\nu'^2}$

$$\frac{\partial \overline{\nu'^2}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{\nu'^2}}{\partial x_j} = kf - \frac{\overline{\nu'^2}}{k} \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\partial \nu'^2} \right) \frac{\partial \overline{\nu'^2}}{\partial x_j} \right] \tag{5}$$

Elliptic equation for the relaxation function f

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{C_1 - 1}{T} \left(\frac{\overline{\nu'^2}}{k} - \frac{2}{3} \right) - C_2 \frac{P_k}{\epsilon} \tag{6}$$

2.3 수치 해석 방법

본 해석에서는 사각채널 내부의 배열된 반원 리브의 영향에 따른 유동 특성을 모사하기 위하여 열·유동해석 상용 프로그램인 Fluent 6. 3. 26을 사용하여 계산을 수행하였다. 입구면과 출구면에서는 Figure 3과 같이 반원 리브의 피치에 대해 실험 장치의 오리피스를 통해 구해진 질량유량을 2차원 계산 모델로 변환시킨 0.18763 kg/s, 0.21042 kg/s, 0.22951 kg/s 의 공기를 주유동 방향으로 주기조건(Periodic)을 사용하였다. 이때 각 유속에 대한 수력 직경(D_h)을 기초로 한 레이놀즈수는 19800, 22200, 24200이다. 벽면 경계조건으로는 반원 리브가 부착

된 바닥면과 채널 윗면의 속도에 대해서 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다. 본 연구에서는 기존의 대류항 차분에 많이 사용되었던 풍상 차분법(Upwind Difference Scheme)에 2차 order의 정밀도를 가지는 Second Order Upwind Difference Scheme을 적용하였다. 압력장의 처리에 있어서는 연속방정식을 이용하여 압력보정 방정식을 유도하고 해를 구하여 그 결과를 제어체적면의 질량보존 법칙에 따라 압력과 속도를 연결시키는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

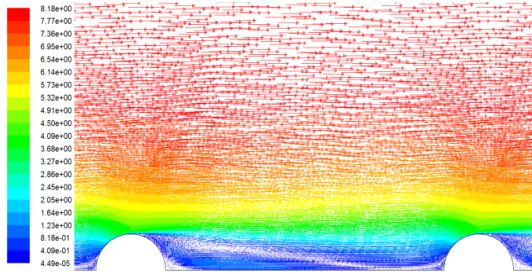
수치해석의 결과와 비교하기 위한 풍동실험에는 압력 강하 및 벽면 근처의 정압 측정을 위한 디지털 차압계와 압력 센서, 난류 속도 및 난류 운동 에너지를 측정하기 위한 열선유속계, 체적 평균유속 측정을 위한 오리피스 등이 사용되었다. 그리고 정압의 변화에도 풍량이 일정하고 진동 및 소음을 최대한으로 줄이기 위해 박스형 스트레이트 시로코팬을 송풍기로 설치하였다. 송풍기에 의해 유입된 공기는 허니컴에 의해 균일흐름이 되어 시험부 채널로 유입되도록 구성하였다.

본 논문에서는 실험에서 수행된 반원 리브 사이의 유속분포 및 벽면 압력에 대한 결과와 SST $k-\omega$ 난류 모델 및 $v2-f$ 모델을 사용한 CFD 해석 결과를 비교하고 수치해석을 통해 PR이 8~14의 다양한 리브에 대한 기류분포와 반원 리브의 열전달 성능에 대하여 검토한다.

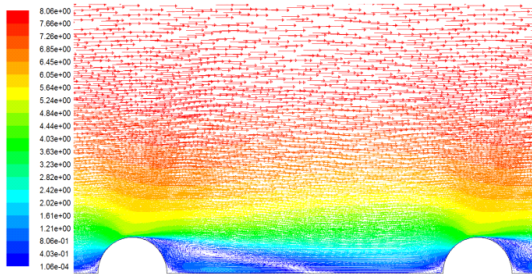


Figure 4: Measurement of turbulent flow

Figure 5는 SST $k - \omega$ 모델과 $v2-f$ 모델을 사용하여 나타낸 반원 리브 주위의 기류분포이다. SST $k - \omega$ 모델과 $v2-f$ 모델의 계산결과에서 반원 리브의 좌측 상부 근처의 박리 및 우측 하부의 재순환류를 잘 나타내고 있다. 하지만 SST $k - \omega$ 모델의 계산결과에서는 경계층 근처의 속도 구배를 $v2-f$ 모델만큼 잘 나타내지 못하고 있다.



(a) SST $k - \omega$ model



(b) $v2-f$ model

Figure 5: Velocity vectors between two ribs with PR=10 at Re=24200.

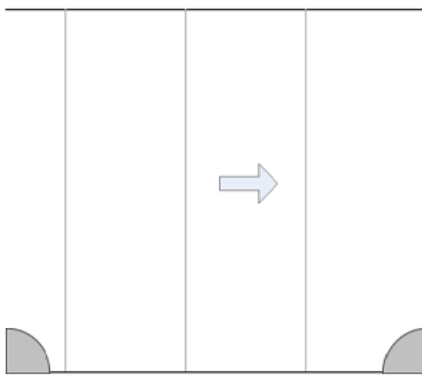


Figure 6: Line probes for measuring mean velocity profiles for PR=10.

Figure 7은 Figure 6과 같이 $x/e=1.43$, $x/e=4.29$, $x/e=7.14$ 지점의 라인 프로브(line probes)에서 얻은 반원 리브 사이의 유속 분포와 열선 유속계를 이용해 측정된 실험 결과의 평균 속도 프로파일을 비교한 결과이다. $x/e=1.43$, $x/e=4.29$ 지점의 하단부에서 벽효과에 의한 경계층 내부의 급격한 속도 변화와 재순환류에 의한 역류를 관찰할 수 있다. 전반적으로 SST $k - \omega$ 모델과 $v2-f$ 모델이 유동의 속도를 잘 예측하고 있으나 $v2-f$ 모델이 실험치와 더 유사한 결과를 나타낸다.

Figure 8은 PR=8, 레이놀즈수가 22200인 경우, 반원 리브 사이의 벽면 근처 평균 역 압력구배를 측정된 실험적 결과이다. 압력측정의 위치는 평판의 바닥면에 설치된 리브의 전·후로 압력 측정용 구멍을 내어 각 지점에 대한 압력을 측정하였다. 실험에서 평가된 반원 리브 사이의 벽면 근처 평균 역 압력차는 9.27 Pa로 평가된다.

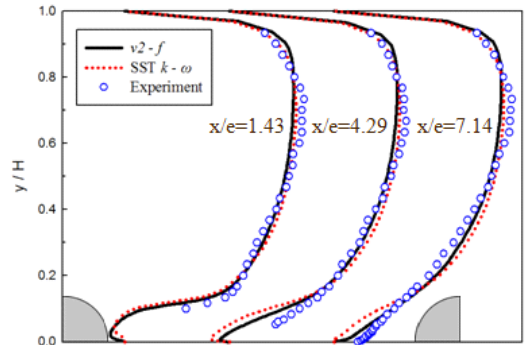


Figure 7: Mean velocity profiles at various cross stations for semi-circular ribbed channel with PR=10.

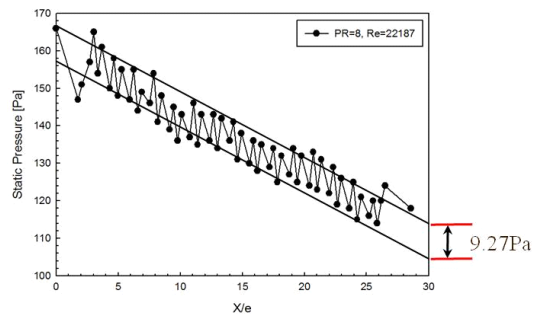


Figure 8: Experimental result of adverse pressure gradient between two ribs with PR=8 at Re=22000.

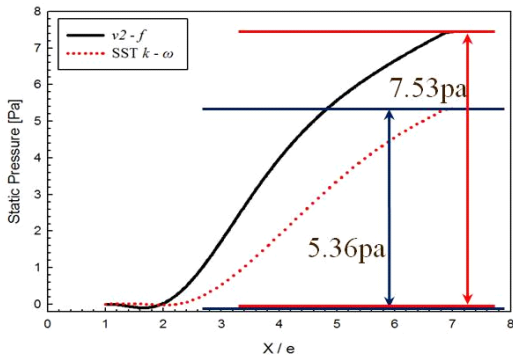


Figure 9: CFD predictions of adverse pressure gradient between two ribs with PR=8 at Re=22000.

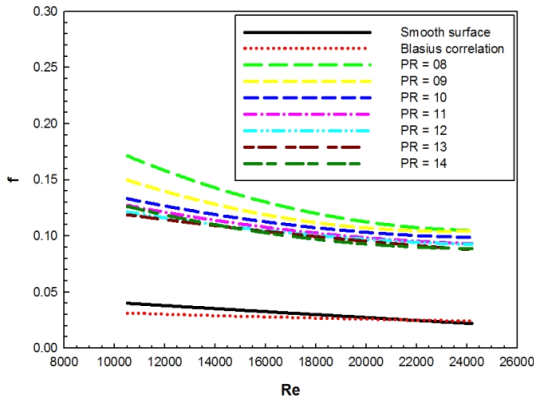


Figure 10: Friction factor variation for different ribbed wall conditions.

Figure 9는 수치해석을 통해 $v2-f$ 모델과 SST $k-\omega$ 모델을 사용해서 나타난 반원 리브 사이의 벽면 근처 역 압력구배를 나타낸 것으로 역 압력차 7.53 Pa를 나타내는 $v2-f$ 모델의 예측값이 역 압력차 5.36 Pa를 나타내는 SST $k-\omega$ 모델보다 실험치와 더 근접한 결과를 보여주고 있다.

Figure 10은 PR이 8~14일 때의 평판에서 측정된 결과로 각 레이놀즈수에 따른 마찰계수를 나타내고 있다. 레이놀즈수가 19800, 22200, 24200인 경우, 매끈한 평판의 마찰계수는 각각 0.0277, 0.0245, 0.022로 Blasius 관계식 (7)의 마찰계수 0.0254, 0.0249, 0.0244와 비교했을 때 최대편차가 $\pm 10\%$ 이내로 잘 일치함을 확인할 수 있다. 모든 경우에서 레이놀즈수의 증가에 따라 마찰계수가 감

소하는 것으로 나타났고 PR이 커질수록 마찰계수의 값이 작아진다. 이는 PR이 커질수록 마찰에 대한 영향이 감소함을 의미하고 Darcy-Weisbach의 식 (8)에서 알 수 있듯이 레이놀즈수가 클수록 마찰계수는 유체 평균 속도 제곱에 반비례하기 때문이다.

Correlation of Blasius,

$$f_{ref} = 0.316Re^{-0.25} \text{ for } Re \leq 20000 \quad (7)$$

$$f_{ref} = 0.184Re^{-0.25} \text{ for } Re \geq 20000$$

Darcy-Weisbach Equation,

$$f = \Delta p / \left[\left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{\rho u_b^2}{2} \right) \right] \quad (8)$$

Figure 11은 레이놀즈수가 30000, 프란틀수 0.71, PR이 9일 때 바닥면에 주기적으로 배열된 사각 리브의 열전달 실험 결과와 SST $k-\omega$ 모델, $v2-f$ 모델의 수치해석 열전달 결과이다. 열전달계수 및 뉴셀트수의 산정은 다음의 식 (9), (10)와 같이 정의된다.

Heat transfer coefficient (h),

$$h = Q / [A(T_w - T_b)] \quad (9)$$

Nusselt number (Nu),

$$Nu = hD_h / k \quad (10)$$

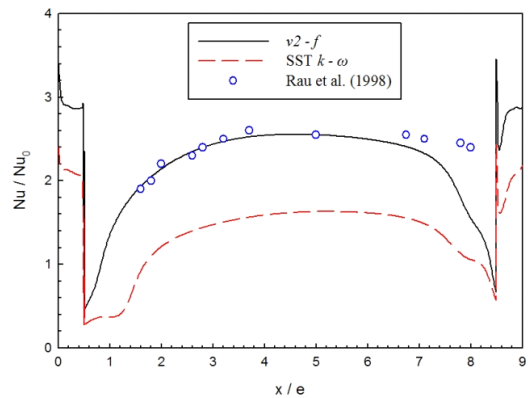


Figure 11: Comparing the local heat transfer predictions using various turbulent model with experimental data for PR=9.

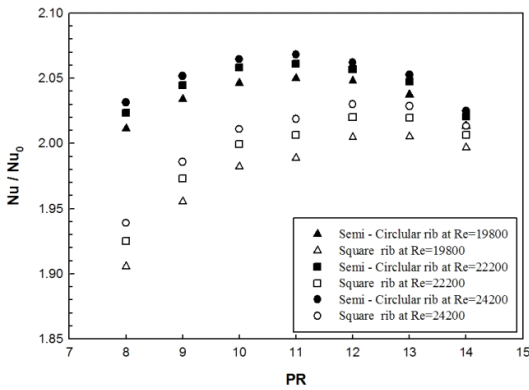


Figure 12: Average Nusselt number comparison semi-circular ribbed channel with square rib using various Reynolds number for each PR ratio.

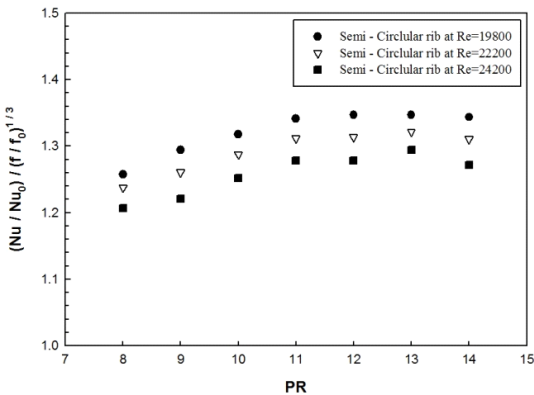


Figure 13: Thermal enhancement factor using various Reynolds number for each PR ratio.

$v2-f$ 모델을 이용한 평균 무차원 누셀트수 예측값은 2.115로 SST $k-\omega$ 모델의 예측값인 1.332 보다 높게 나타내고 [3]의 열전달 실험 결과인 2.363과 오차범위 10% 내외의 근접한 결과를 나타내고 있다. 국소 무차원 누셀트 수의 분포도 실험치와 비교했을 때 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Figure 12에서는 PR비가 8~14, 레이놀즈수가 19800~24200인 경우, $v2-f$ 모델을 사용해서 반원 리브와 사각 리브의 평균 누셀트수를 비교한 결과이다. 전반적인 평균 누셀트 수의 비교에서 반원 리브의 열전달 성능이 사각 리브보다 우수하게 평가된다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 평균 누셀트

수가 증가하는 것을 확인할 수 있는데 이는 레이놀즈수가 높아질수록 열전달계수(h)에 밀접한 관련이 있는 난류혼합이 더욱 증대되었기 때문이라고 사료된다. 사각 리브의 경우 PR비가 12~13인 모델에서 가장 우수한 열전달 성능이 나타났다. 하지만 반원 리브의 경우 PR비가 11인 모델에서 열전달 성능이 가장 우수하다는 것을 알 수 있으며 레이놀즈수가 24200일 경우, 평가된 반원 리브의 무차원 누셀트수 2.068은 평판에 비해 열전달 성능이 2 배 이상, 같은 조건의 사각 리브의 무차원 누셀트수 2.019에 비해 2.43%의 열전달 성능이 향상된 것을 확인할 수 있다. 이는 평판에 비해 리브의 설치로 인한 리브 주위에 발생하는 난류유동이 층류저층을 파괴함으로써 반경방향의 유동 성분을 촉진시켜 열전달 향상을 가져온 것으로 사료된다.

Figure 13은 리브 피치와 높이의 비율($PR=P/e$) 변화에 따른 반원 리브가 설치된 사각채널의 열시스템 설계 성능평가지수(η)를 나타내고 있다. 전반적인 열시스템 설계 성능평가지수(η)의 비교에서 레이놀즈수가 높아짐에 따라 열시스템 설계 성능평가지수가 감소하는 것을 볼 수 있는데 이는 레이놀즈수가 높아질수록 증대되는 열전달에 비해 마찰에 의한 압력저하의 영향이 더 크기 때문이라고 사료된다.

4. 결 론

SST $k-\omega$ 모델과 $v2-f$ 모델을 사용하여 반원 리브에 의한 난류 유동 특성과 열전달 예측성능을 파악하고 최적의 리브 형상 및 리브 설치 간격에 대한 수치를 확보하였다. 본 연구 결과는 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

1) $v2-f$ 모델의 경우, 난류 운동 에너지의 분포가 반원 리브에 의해 난류가 증대되는 리브 좌측 상단부와 리브 사이의 재순환류 영역과 일치함을 보임으로서 난류 운동 에너지가 재순환류 영역의 확산을 촉진하고 리브에 의한 난류의 생성을 확인할 수 있다.

2) $v2-f$ 모델을 이용한 평균 무차원 누셀트수 예측값은 2.115로 SST $k-\omega$ 모델의 평균 무차원

누셀트수 예측값인 1.332보다 높게 나타내고 [3]의 열전달 실험 결과인 2.363과 오차 범위 10% 내외의 근접한 결과를 나타내었다.

3) 레이놀즈수가 24200일 경우, 평가된 반원 리브의 무차원 누셀트수 2.068은 평판에 비해 열전달 성능이 2배이상, 같은 조건의 사각리브의 무차원 누셀트수 2.019에 비해 2.43%의 열전달 성능이 향상된 것을 확인할 수 있었고, PR비가 11인 모델에서 열전달 성능이 가장 우수한 것으로 판단된다.

4) 열전달 성과와 마찰계수를 고려한 열시스템 설계 성능평가지수(η)로 평가하였을 때 반원 리브를 설치한 사각채널 전체에서 1.2 ~ 1.32의 값을 보이고 있으며 이는 유익한 채널 설계임을 의미한다. 레이놀즈수가 19800, PR이 13인 모델에서 가장 높은 열시스템 설계 성능평가지수값을 보여준다.

후 기

본 연구는 중소기업청의 중소기업기술혁신사업의 지원 및 2010년도 정부재원(교육과학기술부 대학연구인력 국제교류 지원사업비)으로 한국연구재단의 지원 (NRF-2010-013-D00007)과 경상대학교 2010년 연구년제 연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] Liou, T. M., Hwang, J. J. and Chen, S. H., "Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall," Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 36, pp. 507-517, 1993.

[2] Hwang J. J., "Heat transfer-friction characteristic comparison in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on the wall," ASME J. Heat Transfer, vol. 120, pp. 709-716, 1998.

[3] Rau, G., Cakan, M., Moeller. D. and Arts. T., "The effect of performance of a straight cooling channel," ASME J. Turbomachinery, vol. 120, pp. 368-375, 1998.

[4] Yoon, J. Y., Chun, J. M., Kang. S. K. and Byun. S. J., "Evaluation of two-equation turbulence models with surface roughness effect", Trans. KSME(B), vol. 27, no. 12, pp. 1681-1690, 2003.

[5] Thianpong. C., Chompookham. T., Skullong. S. and Promvonge. P., "Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs", International Communications in HEAT and Mass Transfer, vol. 36, pp. 712-717, 2009.

[6] Incropera. F. and P.D. Dewitt, "Introduction to heat transfer", 3rd edition John Wiley & Sons Inc, 1996.

[7] Myong, H. K., "Numerical simulation on turbulent shear flows over surface-mounted obstacles," Trans. KSME(B), vol. 20, no. 8, pp. 2593-2600, 1996.

[8] Ooi, A., Iaccarino, G., Durbin. P. A. and Behnia. M., "Reynolds averaged simulation of flow and heat transfer in ribbed ducts," Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 23, pp. 750-757, 2002.

[9] Oh, S. K., Ahn, S. H. and Lee. D. H., "Effects of the wire-screen rib on heat transfer and friction factors," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 2, pp. 196-203, 2011.[10] Wilcox, D. C., "Turbulent modeling for CFD," DCW Inc, 1993.

[11] Menter, F. R., "Zonal two-equation k - ω turbulence model for aerodynamic flow," AIAA Paper, pp. 1993-2906, 1993.

[12] Durbin, P. A., "A reynolds stress model for near-wall turbulence", J. Fluid Mech., pp. 456-498. 1993.

저 자 소 개



정한식(鄭漢植)

1954년생, 1981년 동아대학교(학사),
1983년 동아대학교 열유체공학(석사),
1987년 동아대학교 열유체공학(박사),
현재 경상대학교 정밀기계공학과 교수



이경환(李炅桓)

1981년 10월생, 2007년 경상대학교 기
계항공공학부 졸업(학사), 2009년 경상
대학교(석사), 2011년 경상대학교 열유
체전공(박사), 현재 동경대학교 박사후
과정



신용한(辛鎔漢)

1983년 11월생, 2009년 경상대학교 기
계항공공학부 졸업(학사), 현재 경상대
학교 대학원 정밀기계공학과 열유체전
공 석사과정 재학중



최순호(崔淳豪)

1961년 2월생, 1987년 한국해양대학교
선박기계공학과 졸업(공학사), 1989년
한국해양대학교 (석사), 2003년 동경대
학교 기계공학(박사), 현재 (주) 에프티
이 연구/기술 고문



정효민(鄭孝玟)

1958년생, 1982년 부경대학교(학사),
1987년 부경대학교(석사), 1992년 일본
동경대학교 전산유체역학(박사), 현재
경상대학교 정밀기계공학과 교수