

직교하는 단락형 리브를 부착한 판형 열교환기 관내측 열유동 해석

이관수* · 문형규** · 정길완***
(1998년 12월 30일 접수)

The Thermal and Flow Analysis in the Channel of Plate Heat Exchanger with Crossed - Discrete Ribs

Kwan-Soo Lee, Hyoung-Kyu Moon and Kilyoan Chung

Key Words: Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Rib(리브), Periodically Fully Developed(주기적으로 완전발달한), Angle of Attack(충돌각)

Abstract

The purpose of this work is to investigate the pressure drop and the heat transfer characteristics in the channel of plate heat exchanger with crossed-discrete ribs. The flow is assumed to be three-dimensional, laminar and periodically fully developed. Computations have been carried out for angles of attack from 0° to 90° and ratios of rib height from 0.15 to 0.46 for various values of Reynolds and Prandtl numbers. The heat transfer was improved by inclined ribs generating helical vortices and secondary flows. The results show that the pressure drop has a maximum value at 70° and the heat transfer has a maximum value at 45°. As the rib height increases, the pressure drop and the heat transfer increase quadratically, and the increasing rate of pressure drop is higher than that of the heat transfer. As Reynolds number increases, the pressure drop increases in proportion to the square of Reynolds number and the heat transfer increases linearly.

기호설명

<p>A : 매끄러운 평행판 채널의 전열면적</p> <p>B : 단위길이당 압력강하</p> <p>c_p : 정압 비열</p> <p>D_h : 수력학적 지름</p> <p>h : 평균 열전달계수</p> <p>H_R : 리브의 높이</p> <p>k : 열전도 계수</p> <p>L_R : 리브의 길이</p> <p>Nu : 평균 Nusselt수, hD_h/k</p> <p>n : 유효숫자 자리수</p> <p>P : 국소 압력</p>	<p>p : 정압력(static pressure)</p> <p>Pr : Prandtl수, ν/α</p> <p>Q : 계산영역의 총열전달률</p> <p>Re : Reynolds수, $\bar{v}D_h/\nu$</p> <p>T : 온도</p> <p>T_b : 체적온도</p> <p>T_w : 벽면온도</p> <p>u : x 방향의 속도 성분</p> <p>v : y 방향의 속도 성분</p> <p>\bar{v} : 입구 평균 속도</p> <p>w : z 방향의 속도 성분</p> <p>W_R : 리브의 폭</p> <p>X : 계산영역의 폭</p> <p>x, y, z : 직교 좌표계</p> <p>Y : 계산영역의 길이</p> <p>Z : 계산영역의 높이</p>
---	---

* 회원, 한양대학교 기계공학부

** 한양대학교 대학원 기계공학부

*** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학부

그리스문자

- α : 열확산 계수
- β : 충돌각(angle of attack)
- ϵ : 허용오차 한계
- ν : 동점성 계수
- ρ : 밀도
- ϕ : 부차원 온도

하첨자

- 0 : 매끄러운 평행 평판
- b : 체적
- w : 벽

1. 서론

판형관의 채널 내 벽면으로부터 열전달을 향상시키기 위한 가장 잘 알려진 방법중 하나는 벽면에 돌출물을 설치하는 것이다. 돌출물은 유동을 교란시켜 열경계층을 깨뜨리고, 와류 등의 부차적인 유동을 발생시켜 국소적으로 또는 전체적인 열전달을 향상시킨다. 돌출물의 종류는 매우 다양하며, 그 중 많이 사용되고 있는 리브는 판형 열교환기 외에 가스터빈 기일의 냉각 통로, 전자 칩 배열의 냉각, 원자로 등에 응용되고 있다.

열전달과 압력강하에 영향을 주는 리브의 형상 인자는 주유동과의 충돌각(angle of attack, β), 리브의 높이(H_R), 리브간 거리 등이 있으며, 이밖에 채널의 종횡비나 리브의 배치 형태 등도 중요한 조건이다. 이와 관련된 연구를 살펴보면, Lau 등⁽¹⁾은 서로 다른 벽면에 직교하는 단락형 리브(crossed-discrete rib)를 부착한 사각 덕트 내에서 압력강하와 열전달은 충돌각 90°일 때 가장 크며 충돌각이 작아짐에 따라 점차 감소함을 밝혔다. Han과 Zhang⁽²⁾은 평행한 단락형 리브(parallel-discrete rib)를 부착한 채널에서 충돌각 60°일 때 열전달 계수는 충돌각이 90°나 45°일 때 보다 크게 나타나며, 충돌각 60°의 경우 단락형 리브에 의해 연속형 리브 보다 열전달이 25~30% 향상됨을 밝혔다. 조형희 등⁽³⁾은 평행한 연속형 리브를 부착한 채널에서 요철(rib turbulator)의 각도 변화에 따른 열전달 특성을 물질전달 방법을 이용하여 실험하였으며, 충돌각 63°인 경우 열전달 계수가 가장 크게 나타남을 보였다. Hu와 Shen⁽⁴⁾

은 주기적으로 설치된 45° 충돌각을 가진 단락형 리브를 부착한 채널에서 경사진 리브에 의해 발생하는 복잡한 유동을 제시하였으며, 내부 열전달 계수의 분포 측정을 통하여 충돌각에 의한 리브 전후 영역의 2차흐름(secondary flow) 특성을 예측하였다. 이와 같은 기존의 연구들은 주로 가스터빈 기일의 냉각 등과 관련하여 높은 Reynolds수와 채널비 (가로/세로) 1인 조건하에서 실험을 수행하였다. 그러나 판형 열교환기와 같이 낮은 Reynolds수와 채널비가 매우 큰 조건에서 리브의 형상인자가 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 자료는 부족한 상태이다. 본 연구에서는 서로 다른 벽면에 직교하는 단락형 리브를 부착한 판형관 내에서 형상인자인 충돌각(β)과 리브높이(H_R) 그리고 운전인자인 Reynolds수와 Prandtl수의 변화가 압력강하 및 열전달 특성에 미치는 영향을 수치 해석하였다.

2. 이론 해석

2.1. 수학적 모델

이 연구에서 고려한 판형 열교환기의 관내측 형상은 Fig. 1과 같다. 관내에서 y방향으로 그림과 같은 리브가 주기적으로 배열되어 있기 때문에 유동은 판의 대부분의 영역에서 주기적으로 완전발달하게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 완전발달하는 하나의 영역만을 계산영역으로 설정할 수 있다. 충돌각(β)과 리브높이(H_R)를 중요 연구 인자로 선정하였으며, 기준 모델에 대한 치수는 Table 1에 표시하였다. 열유동 특성을 연구하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

Table 1 Geometric parameters for baseline model.

Geometric parameter	Dimension
X (width of the channel)	31.00mm
Y (length of the channel)	12.12mm
Z (height of the channel)	1.96mm
L_R (length of the rib)	4.00mm
W_R (width of the rib)	1.50mm
H_R (height of the rib)	0.70mm
β (angle of attack)	45°

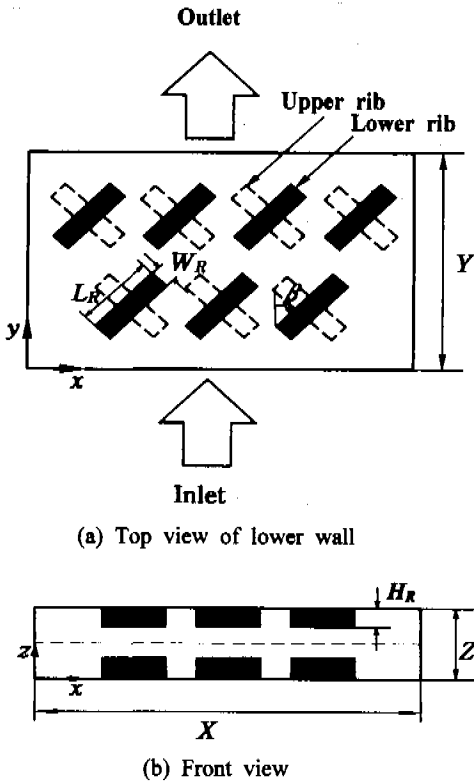


Fig. 1 Schematic diagram of the computational domain.

- ① 유동은 3차원 정상상태이고 비압축성 층류이다.
- ② 관내유동은 단상유동이다.
- ③ 채널 벽과 리브는 일정한 온도로 유지되어 있다.
- ④ 계산영역은 주기적으로 완전발달한다.
- ⑤ 체력(body force)과 부력은 무시한다.

2.2. 지배방정식

압력 p 는 영역이 주기적으로 완전발달되었을 때에 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁵⁾

$$p(x, y, z) = -By + P(x, y, z) \tag{1}$$

여기서 B 는 전압력 구배를 나타내는 상수이며, 주기적 방법에서 국소 압력 P 는 다음과 같다.

$$P(x, y, z) = P(x, y + Y, z) \tag{2}$$

위의 가정들과 압력 관계식에 기초한 지배방정식은 다음과 같다.

① 연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{3}$$

② 운동 방정식

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \tag{4}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} B - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \tag{5}$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{6}$$

③ 에너지 방정식

$$u \frac{\partial \phi}{\partial x} + v \frac{\partial \phi}{\partial y} + w \frac{\partial \phi}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) \tag{7}$$

위의 에너지 방정식에서 온도장은 주기적으로 완전발달하게 되며 무차원 온도 ϕ 가 주기적으로 된다.⁽⁶⁾

$$\phi(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(0) - T_w} \tag{8}$$

여기서 T_w 는 벽온도를 나타내고, 체적온도 $T_b(y)$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$T_b(y) = \frac{\int_0^X \int_0^Z |v| T dz dx}{\int_0^X \int_0^Z |v| dz dx} \quad (9)$$

$$\bar{v} = \frac{\int_0^X \int_0^Z v dz dx}{XZ} \quad (13)$$

2.3. 경계조건

주기적 경계와 모든 벽면 및 리브 표면에 대한 경계조건은 다음과 같다.

모든 벽면과 리브 표면

$$u = v = w = 0, \phi = 0$$

주기적 경계 ($y=0, y=Y$)

$$\begin{aligned} u(x, 0, z) &= u(x, Y, z) \\ v(x, 0, z) &= v(x, Y, z) \\ w(x, 0, z) &= w(x, Y, z) \\ \phi(x, 0, z) &= \phi(x, Y, z) / \phi_b(Y) \end{aligned}$$

여기서 $\phi_b(y)$ 는 무차원 체적온도이고, 다음과 같이 정의된다.

$$\phi_b(y) = \frac{\int_0^X \int_0^Z |v| \phi dz dx}{\int_0^X \int_0^Z |v| dz dx} \quad (10)$$

속도장은 이전의 연구⁽⁵⁾에서 사용하였던 방법과 같이 계산 시작 시에 전압력구배 B 에 어떤 임의의 값을 넣고 Reynolds수가 일정하게 유지되도록 μ 를 변화시켜 반복 계산하는 방식을 택하였다.

마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{BD_h}{\rho \bar{v}^2 / 2} \quad (11)$$

여기서 수력지름 D_h 와 평균 속도 \bar{v} 는 다음과 같다.

$$D_h = 4XZ / 2(X+Z) \approx 2Z \quad (12)$$

총 열전달 성능은 다음의 평균 Nusselt수로 평가할 수 있다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (14)$$

이 때 열전달계수 h 는 다음과 같이 정의한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot \text{LMTD}} \quad (15)$$

여기서 A 는 매끄러운 평행 평판 채널의 전열면적을 나타내고, Q 는 계산영역의 총열전달률로 다음과 같다.

$$Q = \rho \bar{v} XZ c_p (T_b(0) - T_b(Y)) \quad (16)$$

관내 온도를 대표하는 온도차로 대수평균 온도차 LMTD를 사용하였으며 다음과 같이 정의한다.

$$\text{LMTD} = \frac{(T_w - T_b(Y)) - (T_w - T_b(0))}{\ln[(T_w - T_b(Y)) / (T_w - T_b(0))]} \quad (17)$$

3. 수치 해석

3.1. 지배방정식의 이산화

지배 방정식을 이산화 방정식으로 만들기 위해서 압력에 기초한 방법(pressure-based method)을 사용하였다.⁽⁷⁾ 지배방정식의 대류항은 2계 중앙차분법과 적용 감속항(adaptive damping term)을 사용하여 이산화시켰다. 여기서 적용 감속항은 물리적 변화가 심한 영역에서 2계 중앙차분을, 평탄한 영역에서 4계 중앙차분을 사용하였다. 확산항과 생성항은 2계 중앙차분법을 사용하여 이산화 하였다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하고 비직교항은 생성항에서 명시적(explicit)

으로 처리하였다. 에너지 방정식의 경우에는 1계 상류 도식(upwind scheme)을 사용하였다. 정상 상태 문제를 풀기 위해서 시간을 진행시켜 정상상태가 되도록 하는 방법을 사용하였으며 이 때 시간항의 이산화는 암시적(implicit) Euler법을 사용하였다.

3.2. 격자 생성 및 수렴조건

본 연구에서 해석하고자 하는 형상은 내부에 임의의 형상을 가지기 때문에 격자선의 제어가 비교적 용이한 대수적 방법을 편미분 격자 생성법과 함께 사용하였다. 생성된 격자계는 하부벽에서의 경우 Fig. 2와 같다. 해석 결과의 격자의 존성을 조사하여 격자수는 x 와 y 그리고 z 축 방향으로 각각 129와 66 그리고 39개를 선택하였다. 본 연구의 수렴조건은 각 물리변수의 상대오차가 0.0005%이내에 들도록 하였다.

3.3. 수치해석의 타당성 검증

본 연구의 수치해석 방법을 검증하기 위해서 Kelkar와 Patankar(8)의 해석 결과와 비교하였다. 참고문헌 (8)은 평행 평판 채널 내의 상하벽면에 핀을 엇갈리게 부착하여 관내 압력강하 및 열전달 특성을 2차원 수치해석한 것이다. 핀 사이의 거리는 채널높이와 동일하고, 채널높이의 반인 핀은 채널 내에 주기적으로 엇갈려 부착되어 있다. 이 연구는 본 연구와 동일한 수치 해석 방법인 주기적 경계조건을 이용하고 있으며, Reynolds 수가 일정하게 유지되도록 ν 를 변화시켜 속도장을 구하고 있다.

Fig. 3에서 계산된 fRe 와 평균 Nusselt수의 비는 상대오차 5% 이내에서 서로 잘 일치하고 있으며, 이는 본 연구의 수치해석 방법의 타당성을 보여준다.

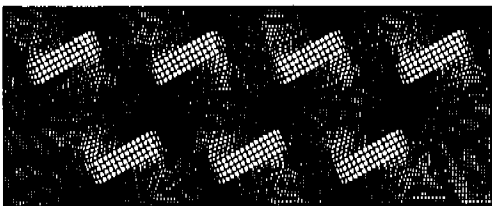


Fig. 2 Representative grid system with ribs at bottom wall.

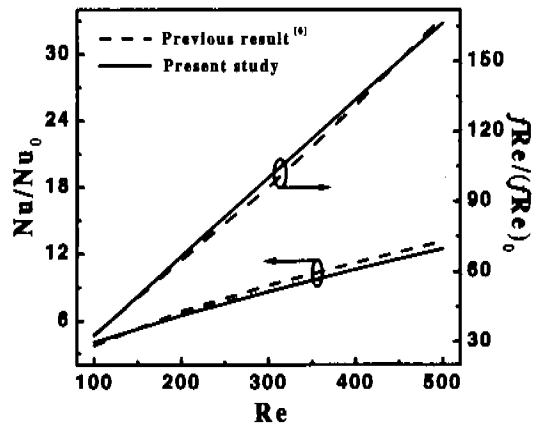


Fig. 3 Comparison of the friction factor and Nusselt number between present study and previous result.

4. 결과 및 고찰

해석 결과는 마찰계수와 Reynolds수 곱의 비 $fRe/(fRe)_0$ 와 평균 Nusselt수의 비 Nu/Nu_0 으로 나타낸다. 여기서 $(fRe)_0$ 은 등온벽을 가지며 채널비 (X/Z)가 매우 큰 매끄러운 평행 평판 채널에서의 마찰계수와 Reynolds수의 곱으로 그 값은 96이고, Nu_0 은 위와 같은 채널에서의 평균 Nusselt수로 7.54이다. 총돌각과 리브높이의 영향은 $Re=1,000$ 과 $Pr=4$ 를 기본값으로 하였다.

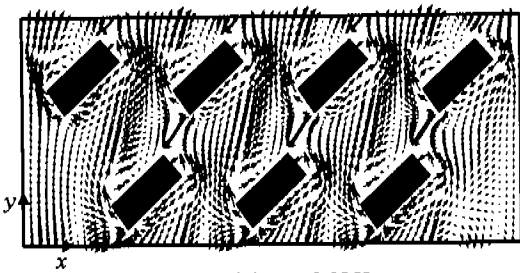
4.1. 총돌각의 영향

Fig. 4는 총돌각이 45°일 때 유동장을 나타낸다. Fig. 4(a)는 하부벽 근접 위치인 $0.03H_R$ 에서의 유동장을 $x-y$ 평면에 대하여 나타낸 것이다. 리브 전면에서는 상류 방향으로 비스듬히 나오는 유동을 볼 수 있는데, 이는 나선 와류(helical vortex)에 기인한 것이다. 나선와류는 총돌각 90°일 때의 재순환 유동과는 달리 경사진 리브 전면을 따라서 나선형으로 회전하면서 이동한다. 리브 우측 하류영역에서는 재순환 유동영역이 나타난다. Fig. 4(b)는 $y=0$ 인 지점에서 $x-z$ 단면의 유동장을 나타낸다. 중앙과 양 측면 벽에서 여러개의 큰 회전성분을 볼 수 있는데, 이러한 2차유동(secondary flow)은 경사진 리브에 의해 발생된다. 그림에서 2차유동은 반시계 방향의 회전성분을 나타내고 있으며 Fig. 4(c)를 통해 그 발생과정을 알 수 있

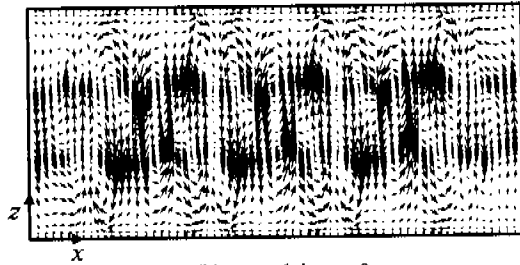
다. 그림은 $x=0.46X$ (중앙에 위치한 리브의 좌측 단면)에서 $y-z$ 단면의 속도 성분을 나타낸다. 경사진 상부 리브에 의해 유도된 나선와류는 주유동과 상호작용으로 하부 리브의 하류영역으로 재부착된다. 이와 동시에 동일 리브(중앙에 위치한 리브)의 우측 단면에서 하부 리브에 의해 유도된 유동이 상부 리브의 하류영역으로 유도되어 반시계 방향의 큰 회전성분을 만든다. 단락형 리브는 이와 같은 반시계 방향의 2차유동을 여러 개 만들며 Fig. 4(b)와 같은 복잡한 유동장을 보여준다. 또한 그림에서 상부 리브의 하류영역에서 재순환 유동이 있음을 볼 수 있다. 나선와류는 리브 전면에서 국소적으로 열전달을 크게 증대시키며, 하부벽면에서 2차유동의 하향류(downwash)는 유동의 재부착 효과로 높은 열전달을 유발한다. 반면에 하부 벽면에서 상향류(upwash)가 나타나는

영역과 재순환 유동영역에서는 열전달이 매우 작다. 이는 Fig. 5에서 확인할 수 있다. 이 그림은 Fig. 4(a)와 동일한 위치에서의 온도장을 나타낸 것이다. 총돌각 45° 일 때인, Fig. 5(a)에서 리브 상류영역은 나선와류로 인해 열전달이 크게 일어나며 리브 좌측 하류영역도 2차유동의 하향류로 인해 높은 열전달을 나타낸다. 반면 리브 우측 하류영역에서는 2차유동의 상향류로 인해 열전달이 거의 일어나지 않는다. 총돌각 90° 일 때인, Fig. 5(b)에서 리브의 상류영역과 하류영역에서는 열전달이 거의 일어나지 않으며, 양 측면벽과 가까운 하부 벽면에서 열전달이 상대적으로 크다. 이는 리브의 전·후면에서 발생된 재순환 유동이 재부착 지점 없이 리브 사이를 뚫고 일어나는 현상이다.

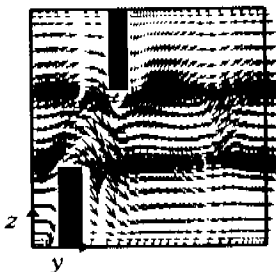
Fig. 6은 총돌각이 fRe 와 평균 Nusselt수의 비에 미치는 영향을 도시한 것이다. 총돌각이 커짐에 따라 압력강하는 70° 까지 증가하다가 그 이후에는 감소하고, 열전달은 45° 까지 증가하다가 그 이후에는 감소한다. 압력강하가 총돌각 45° 까지 증가하는 것은 총돌각이 커짐에 따라 주유동과 충돌하는 선단면(leading face, 단면 1과 2)이 커지고, 경사진 리브에 의해 발생하는 2차유동이 경계층의 성장을 막기 때문이다. 총돌각 45° 에서 70° 까지는 비록 2차유동의 영향이 점차 줄어들지만, 주유동과 충돌하는 선단면 증가에 따른 유동



(a) $x-y$ plain, $z=0.03H_R$

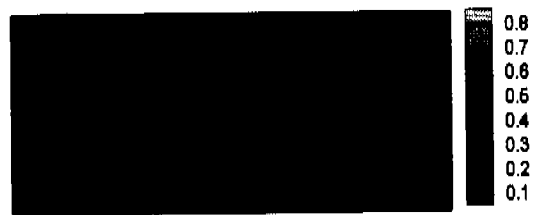


(b) $x-z$ plain, $y=0$

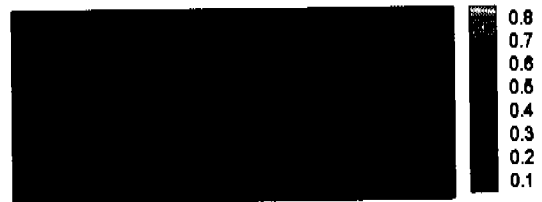


(c) $y-z$ plain, $x=0.46X$

Fig. 4 Calculation velocity vectors for $\beta = 45^\circ$.



(a) $\beta = 45^\circ$



(b) $\beta = 90^\circ$

Fig. 5 Isotherms of lower wall for different angles of attack.

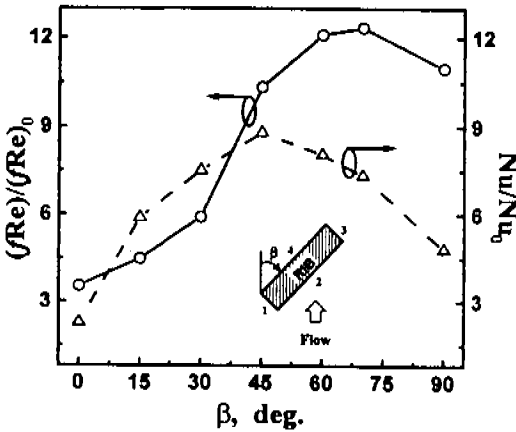


Fig. 6 Variation of friction factor and Nusselt number with angle of attack.

저항이 우세하여 압력강하는 증가한다. 그러나 총돌각 70° 이상에서 압력강하는 주유동과 총돌하는 단면적 축소와 2차유동의 소멸로 인하여 작아진다. 열전달이 총돌각 45°까지 증가하는 것은 총돌각이 커짐에 따라서 2차유동과 나선와류의 영향이 확대되고 선단효과(leading edge effect)가 커지기 때문이다. 총돌각 45°에서 70°까지는 선단면의 크기가 증가하나 나선와류와 2차유동의 영향이 점차 감소하여 열전달은 작아진다. 총돌각 60°일 때 리브 상·하단면에서 열전달은 총돌각 45°와 유사한 값을 나타내는데, 이는 총돌각 60°일 때 45°보다 선단면은 크지만 2차유동의 강도는 작기 때문이다. 즉 총돌각 전 범위에서 이차유동의 강도는 45°에서 가장 큰 것으로 판단된다. 총돌각 70° 이상에서 열전달은 선단면 감소와 나선와류 및 2차유동의 소멸로 인하여 크게 작아진다.

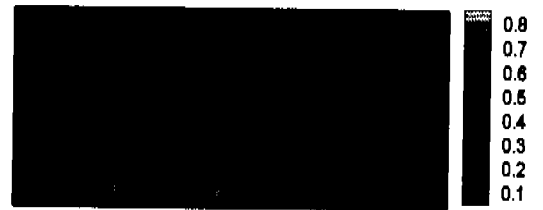
4.2. 리브높이의 영향

Fig. 7(a), (b)는 리브높이의 비(H_R/Z)가 0.15와 0.46일 때 하부벽면에서 0.03 H_R 떨어진 곳에서의 온도장을 $x-y$ 단면에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 7(a)의 경우는 리브높이가 낮아 리브 전면에서 나선와류에 의한 열전달이 매우 작음을 보여주고 있으며, 리브의 우측 하류영역에서 경사진 리브에 의해 유도된 2차유동이 상대적으로 미약하여 유동의 재부착 효과가 크지 않음을 알 수 있다. Fig. 7(b)의 경우는 리브높이가 크기 때문에 이로 인한 나선와류 영역 확대와 2차유동의 영향 증대

로 열전달은 거의 전영역에서 활발하게 일어나고 있다. Fig. 8은 리브높이의 비가 f/Re 와 평균 Nusselt수의 비에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 리브높이의 비가 0.15에서 0.46까지 커지면 매끄러운 평행 평판 채널에 비해서 압력강하는 1.6~20.2배, 열전달은 2.3~12.8배 증가한다. 리브높이가 커지면 주유동과 총돌하는 단면적을 크게 하여 나선와류와 2차유동 그리고 선단효과와 영향을 확대시키며 이로 인한 압력강하의 증가율은 열전달의 증가율보다 크게 나타난다.



(a) $H_R/Z = 0.15$



(b) $H_R/Z = 0.46$

Fig. 7 Isotherms of lower wall for different rib heights.

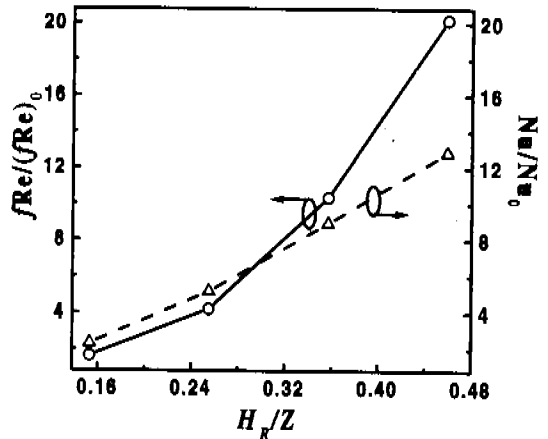


Fig. 8 Variation of friction factor and Nusselt number with rib height.

4.3. Reynolds수와 Prandtl수의 영향

Fig. 9는 Pr=4일 때, fRe 와 평균 Nusselt수의 비를 Reynolds수에 대해서 나타낸 것이다. Reynolds수가 커짐에 따라 fRe 와 평균 Nusselt수의 비는 거의 선형적으로 증가한다. Reynolds수가 100에서 1,500으로 증가하면 fRe 의 비는 3~13.5배, 열전달의 경우엔 1.9~12.1배 증가하는 것으로 나타났다. Reynolds수가 증가함에 따라서, 마찰계수(f)는 거의 일정하고 압력강하(B)는 채널 내의 전 영역에서 점성 마찰로 인한 에너지의 손실 증가와 특히 리브 전면에서 발생한 나선 와류와 재순환 영역의 확대로 인한 압력손실 증가로

Reynolds수의 제곱에 비례하여 증가하다. Reynolds수가 증가함에 따라 열전달이 커지는 것은 리브의 선단면에서 선단효과와 경사진 리브에 의해 발생하는 나선와류와 이차 유동의 강도 증가 및 재부착 영역에서의 열유속 증가에 기인한 것이다.

Fig. 10은 Re=1,000일 때 Prandtl수에 대한 마찰계수와 평균 Nusselt수의 비율 보여주고 있다. Prandtl수가 커짐에 따라 열전달은 선형적으로 증가하며, Prandtl수가 0.7에서 30으로 커지면 열전달은 3.3~42.2배 증가한다. 열전달은 Prandtl수가 커지면 열적 확산 효과가 작아져 열경계층이 얇아지기 때문에 크게 증가하는 반면, 압력강하는 Prandtl수에 관계없이 모든 경우에서 동일한 값을 갖는다.

5. 결론

본 논문은 수치해석을 통해서 지교하는 단락형 리브를 부착한 채널에서 다양한 층돌각과 리브높이 그리고 Reynolds수와 Prandtl수에 대해 유동 특성을 분석하였으며, 압력강하와 열전달 향상 효과를 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 경사진 리브는 채널 내에 반시계 방향의 2차유동을 형성하고 리브 전면에서 나선와류를 생성하여 열전달을 향상시킨다.
- (2) 하부벽면의 경우, 리브 좌측 하류영역에서 2차유동의 하향류는 열전달을 크게 하는 반면 리브 우측 하류영역에서 상향류는 열전달을 작게 한다.
- (3) 층돌각 0°~90°의 범위에서 압력강하와 열전달은 각각 70°와 45°에서 최대값을 나타낸다.
- (4) 리브높이가 커질수록 압력강하와 열전달은 2차원적으로 증가하며 압력강하의 증가율은 열전달의 증가율보다 크다.
- (5) Reynolds수가 커지면 압력강하는 Reynolds수의 제곱에 비례하여 증가하고 열전달은 선형적으로 증가한다. Prandtl수가 커짐에 따라 열전달은 선형적으로 증가한다.

후 기

본 연구는 1996년도 한국과학재단의 목적기초(북정) 연구과제(과제번호: 96-0200-10-01-3)지원의

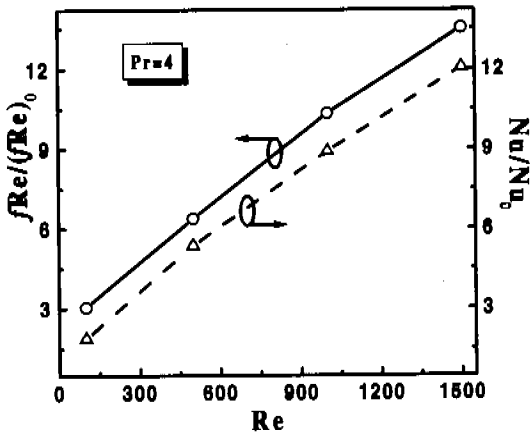


Fig. 9 Variation of friction factor and Nusselt number with Reynolds number.

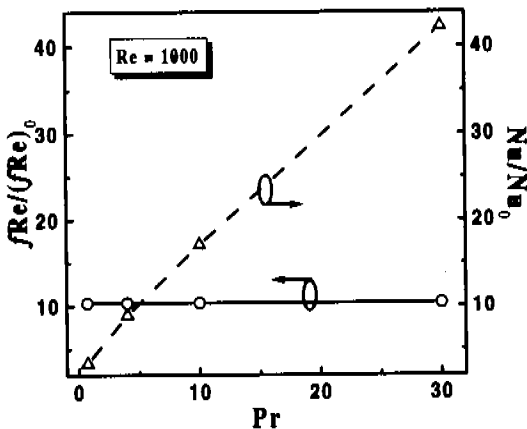


Fig. 10 Variation of friction factor and Nusselt number with Prandtl number.

연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 동재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Lau, S. C., McMillin, R. D., and Han, J. C., 1991, "Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 360~366
- (2) Han, J. C. and Zhang, Y. M., 1992, "High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 2, pp. 513~523
- (3) 우성제, 김완식, 조형희, 1998, "사각 덕트내 요철외 각도 변화에 따른 열전달 특성", 대한 기계학회논문집 B권, 제22권, 제4호, pp. 530~541
- (4) Hu, Z. J. and Shen, J. R., 1996, "Heat Transfer Enhancement in a Converging Passage with Discrete Ribs", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 8, pp. 1719~1727
- (5) Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180~186
- (6) Bravo, R. H., Sanchez, A., Chen, C. J. and Smith T. F., 1992, "Convection and Radiation Heat Transfer Analysis in Three-Dimensional Arrays of Electronic Components," *InterSociety Conference of Thermal Phenomena*, pp. 149~154
- (7) Shyy, W., Liu, J., and Wright, J., 1994, "Pressure-Based Viscous Flow Computation Using Multiblock Overlapped Curvilinear Grids", *Numerical heat transfer*, Part B, Vol. 25, PP. 39~59
- (8) Kalkar, K. M., and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 25~30