

## 복합열전달과 열경계조건에 관한 연구

장 병 훈\*  
(1998년 1월 6일 접수)

### Investigation of the Conjugate Heat Transfer and Wall Thermal Boundary Conditions

Byong Hoon Chang

**Key Words:** Thermal Boundary Condition(열경계조건), Conjugate Heat Transfer (복합열전달), Rib (리브), Numerical Analysis(수치해석)

#### Abstract

The effects of wall thermal boundary condition were investigated for a uniform wall temperature, a uniform wall heat flux, and for coupled heat conduction in the channel wall with transverse rectangular ribs. Numerical investigations for steady laminar flow show behavior similar to that observed experimentally in the separated flow region for flow over a cylinder. Conjugate heat transfer with a low solid-fluid thermal conductivity ratio does not lead to the same results as for the uniform heat flux boundary condition, and heat transfer reversal is found on the back sides of the ribs.

#### 기호설명

$b$  : 채널 간격의 반, 또는 생성함  
 $c_p$  : 정압비열 ( $J/kgK$ )  
 $D_h$  : 수력직경, 채널에서는  $4b$   
 $H$  : 리브의 높이  
 $k$  : 열전도 계수 ( $W/mK$ )  
 $K$  :  $k_s/k_f$   
 $L$  : 출구까지의 거리  
 $m$  :  $y$  방향의 최대 격자수  
 $n$  :  $x$  방향의 최대 격자수  
 $Nu$  : 누셀트수  
 $q$  : 열유속 ( $W/m^2$ )  
 $\dot{Q}$  : 열전달량, ( $W$ )

$Re$  : 레이놀즈수,  $\rho U_b D_h / \mu$

$c$  : 리브 간격  
 $t$  : 벽 두께  
 $T$  : 온도  
 $u$  :  $x$  방향 속도  
 $U$  :  $u/u_w$   
 $v$  :  $y$  방향 속도  
 $V$  : 속도 벡터  
 $w$  : 리브의 폭  
 $x$  : 수평방향 좌표  
 $X$  :  $\zeta/H$   
 $y$  : 수직방향 좌표  
 $Y$  :  $y/H$

그리스문자

$\theta$  : 무차원온도,

\* 회원, 인천전문대학 기계설계과

$$(T - T_{in}) / (q_w 2b / k_f)$$

$$\theta_c : (T - T_w) / (T_i - T_w)$$

$$\mu : \text{점성계수 (Pa} \cdot \text{s)}$$

$$\rho : \text{밀도, (kg/m}^3\text{)}$$

$$\zeta : \text{수직방향을 포함하는 벽면에서의 거리}$$

$$\phi : \text{중속변수}$$

하첨자

$$b : \text{bulk(평균)}$$

$$f : \text{유체}$$

$$in : \text{입구}$$

$$l : \text{아랫면}$$

$$o : \text{출구}$$

$$p : \text{고려중인 격자점}$$

$$s : \text{고체}$$

$$u : \text{윗면}$$

$$w : \text{벽면, 유체와 고체의 경계}$$

1. 서 론

Papell<sup>(1)</sup>, O'Brien et al.<sup>(2)</sup>과 Baughn과 Saniei<sup>(3)</sup> 등은 실린더의 교차유동 실험을 수행하였고 열경계조건이 경계층 박리 영역의 열전달에 크게 영향을 미치는 것을 보고하였다. 예를 들면

Re = 34,000인 경우, 정체점으로부터 85°되는 지점에서 균일 벽온도(uniform wall temperature) 경계조건외 열전달계수는 균일 열유속(uniform heat flux)경계조건보다 거의 50% 낮았으나 85° 뒤에서는 급속히 증가하여 균일 열유속경계조건외 열전달계수보다 크게 나타났다<sup>(3)</sup>. 이 현상은 실린더 앞면의 열경계층 발달의 차이, 그리고 분리된 재순환 유동(recirculating flow)의 온도차이에 의한 것으로 추정되었다<sup>(3)</sup>.

열전달 촉진에 사용되는 리브나 볼록 주위의 유동과 열전달에 대해서는 많은 실험과 수치해석의 연구가 이루어져 왔다. Sathe와 Joshi<sup>(4)</sup>, Kim et al.<sup>(5)</sup>, Kim et al.<sup>(6)</sup>, Heindel et al.<sup>(7)</sup> 등은 전자부품 냉각과 관련된 복합열전달(conjugate heat transfer) 수치해석결과에서 단순한 열경계조건들

은 적합하지 않을 수 있다는 결론을 내렸고, 김외광 등<sup>(8)</sup>은 열원이 부착된 한 개의 사각 볼록이 있는 수직 채널내의 복합열전달 해석을 수행하였다. 백창인 등<sup>(10)</sup>, 박희용 등<sup>(11)</sup>은 볼록 표면복사를 고려한 수치해석을 수행하였으며, 홍기혁 등<sup>(8)</sup>은 외부증착(Outside Vapor Deposition) 공정에 대한 수치해석을 수행하여 균일 벽온도와 복합열전달해석의 차이점을 보고하였다. 그러나, 일반 열경계조건들(균일 벽온도, 균일 열유속)의 결과와 대류와 전도를 고려하는 복합열전달의 영향은 아직 비교되지 않았다. 본 논문에서는 일반 열경계조건들과 여러 고체/유체 열전도계수의 비가 열전달에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 두 개의 리브가 있는 채널의 층류유동에 대하여 수치 해석적으로 연구하였다. 또한 일반 열경계조건에서의 결과와 전도를 고려한 경우에서의 차이점을 비교 분석하고자 한다. 이러한 결과들은 전자부품 또는 리브볼이관(ribbed tube)과 같은 열교환기들의 설계시에도 유용한 자료가 될 수 있을 것으로 사료된다. 열전달 촉진은 난류유동의 경우가 더 많으나, 층류유동의 결과는 난류유동에 대한 유용한 지침이 될 수 있으며, 또한 난류모델의 사용에서는 열경계조건외 영향이 가려어질 수 있다.

2. 해 석

2.1 지배방정식과 경계조건

일정한 물성치, 정상 층류유동에 대한 지배방정식들은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot V = 0 \tag{1}$$

$$\rho (V \cdot \nabla) V = -\nabla P + \mu \nabla^2 V \tag{2}$$

$$\rho c_p (V \cdot \nabla) T = k_f \nabla^2 T \tag{3}$$

리브를 포함하는 벽에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$0 = k_s \nabla^2 T \tag{4}$$

본 연구에서의 물리적 모형은 Fig.1과 같으며,

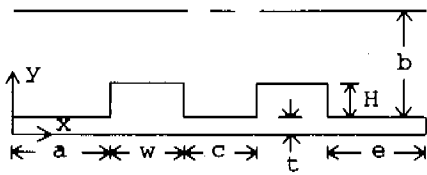


Fig. 1 Schematic diagram of computational domain.

운동량 방정식의 경계조건은 다음과 같다.

$$u = 0, v = 0 \quad : \text{고체와 유체의 경계면 (5a)}$$

$$u = U_{in} \text{ at } x = 0 \quad (5b)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \text{ at } x = L \quad (5c)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, v = 0 \text{ at } y = b + t \quad (5d)$$

에너지 방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$T = T_{in} \text{ at } x = 0 \quad (6a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ at } x = L, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ at } y = b + t \quad (6b)$$

$$T \text{ or } q_w = \text{constant} \quad : \text{고체와 유체의 경계면 (6c)}$$

$$q_w = \text{constant at } y = 0 \quad : \text{복합열전달 (6d)}$$

채널 출구,  $x = L$ ,에서  $\partial T/\partial x = 0$ 의 경계조건은 균일 벽온도의 경우에는 옳으나, 벽의 열전도도를 고려하지 않는 균일 열유속경계조건인 경우에는 타당하지 않다. 그러나, 복합열전달에서 벽의 열전도도계수가 높은 경우에는 고체/유체 경계면 온도가 거의 일정하므로  $\partial T/\partial x = 0$ 은 옳은 출구 경계조건이 된다.  $\partial T/\partial x = \text{const.}$ 의 출구 경계조건은 벽의 열전도도를 고려하지 않는 균일 열유속경계조건인 경우에는 옳으나, 복합열전달의 경우에는 채널 끝의 열유속이 벽 열전도의 영향을 받으므로 정확하지 않을 수 있다<sup>(12)</sup>. 본 연구에서는 벽 열전도 계수가 작은 경우에 대하여  $\partial T/\partial x = \text{const.}$ 와  $\partial T/\partial x = 0$ 을 출구 경계

조건으로 적용하고 수치해석을 수행하였는데,  $k_s/k_f = 1$ 의 경우에는  $x_s = 0.9e$  ( $x_s$ 는 두 번째 리브 뒷면에서부터의 축방향 거리)의 지점에서 두 경계조건인 최대 벽 온도차이가 0.4% 정도였으며, 유체온도의 차이는 더 작게 나타났다.

$0 \leq x_s \leq 0.8e$ 의 영역에서는 온도장이 동일하였으며 출구가 리브로부터 먼 거리에 있으므로 출구의 경계조건은 리브주위의 결과에 영향을 미치지 않았다. 모든 계산에서 출구의 열경계조건은  $\partial T/\partial x = 0$ 으로 사용하였다.

### 2.2 수치해석

비정상류가 시작되는 임계 레이놀즈수는 형태 변수(geometric parameters)와 상당히 밀접한 관계가 있는 것으로 나타났다<sup>(13)</sup>. 본 연구에서는 유동불안정성의 여부를 고찰하기 위하여

$300 \leq Re \leq 900$ 의 범위에서 완전 암시적(fully-implicit)방법을 사용하여 비정상형태의 운동량과 에너지 방정식을 해석하였으나 유동은 불안정하게 되지 않았으며, Fiebig<sup>(14)</sup>등이 관찰한 것과 같이 채널 중앙면에서의 대칭조건이 유동의 불안정성을 억제하는 것으로 사료된다. 대칭조건이 없으면 레이놀즈수가 900이하인 경우에서도 전단층(shear layer)에 의하여 유동의 불안정현상이 나타날 수 있다. 본 논문에서는 열경계조건에 영향을 정상상태에서 조사하였다. 차분된 지배방정식들은 PHOENICS<sup>(15)</sup>로 풀이되었으며, 압력과 속도의 관계식에는 SIMPLEST 알고리즘이 사용되었다. 고체/유체 경계면에 대해서는 열전도계수의 평균값(harmonic mean value)<sup>(16)</sup>을 확산계수로 만들어 프로그램에 추가하였다. 추가한 열전도계수의 평균값과 PHOENICS에서 계산되는 평균값을 사용하여 여러 고체/유체 열전도계수의 비에 대하여 계산을 수행하였으나 두 방법의 결과는 동일하였고 PHOENICS 코드의 평균값에 오류가 없음을 확인할 수 있었다. 모든 해석에서는 PHOENICS 코드의 평균값 방법은 사용하지 않고 추가한 확산계수로 평균값을 직접 계산하였다. 프로그램은 채널의 한 벽은 일정한 속도로 이동하며, 열전도가 일어나는 반대편 벽은 정지되어 있는 복합 Couette 유동문제에 대하여 검증하였다. 정지되어 있는 벽의 외부표면 온도는 이동벽면의 온도보다 높게 유지되었다. 벽과

유체의 온도분포는 White(17)와 동일한 방법으로 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\theta_c = K(1 + t/2b - y/2b)/(t/2b + K) \quad \text{for } t \leq y \leq 2b + t \quad (7)$$

$$\theta_c = 1 - (y/2b)/(t/2b + K) \quad \text{for } 0 \leq y \leq t \quad (8)$$

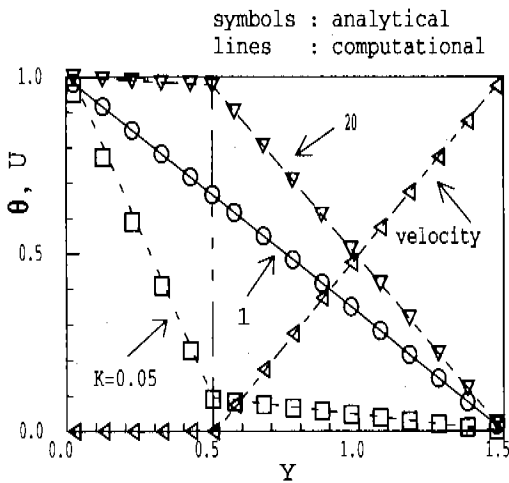


Fig. 2 Comparison of conjugate heat transfer analysis for Couette flow.

여기서  $K$ 는 고체와 유체의 열전도계수 비율 나타낸다. 고체/유체 경계면은  $Y = y/2b = 0.5$ 에 있으며, 고체와 유체 열전도율의 큰 차이에 대한 수렴성을 향상시키기 위하여 PHOENICS 코드의 블록수정방법(block correction scheme)을 사용하였다. 수치해석의 결과와 위의 수학적 이론해는 Fig.2에 비교되었는데 여러 열전도 비에 대하여 잘 일치함을 보여준다.

본 연구에서 수치해석의 수렴여부는 차분화된 방정식들의 전체 잉여치(residual)를 계산하여 확인하였다. 연속방정식은 전체 내부격자에서의 잉여치가 입구에서의 유입량의  $10^{-3}$  이

하, 다른방정식들은  $10^{-2}$  이하가 되면 수렴된 것으로 판정하였는데, 이 조건에서 아래식으로 정의된 전체 잉여치  $R$  은 모두  $10^{-8}$  이하였

다.

$$R = \sum_1 \sum_1 |a_p \phi_p - \sum a_s \phi_s - b| \quad (9)$$

여기서  $b$ 는 생성항을 뜻하며  $k$ 는 계산이 수행되는 격자점  $p$ 와 인접하고 있는 격자점들이다. 해가 수렴된 후에는 국소 누셀트수의 변화가 거의 없었으며, 최대변화율은 100번의 반복계산동안 소수 영역에서  $2 \times 10^{-4}$  정도였다. 전체 에너지 잔여량,  $\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_w - \dot{Q}_o$ , 은 모든 계산에서 벽열전달률  $\dot{Q}_w$ 의  $2 \times 10^{-7}$  이하였다.

Han et al.(18)은 여러 타원형(elliptic) 유동을 하이브리드(hybrid)와 QUICK 도식을 사용하여 해석하였다. 레이놀즈수가 100인 이동 벽면의 공동유동(lid driven cavity flow)의 경우에  $22 \times 22$  균일격자계를 사용하였는데 하이브리드와 QUICK 도식의 결과는 동일하였다. 레이놀즈수가 500인 관팽창(pipe expansion) 유동에서는 두 방법이 거의 동일한 결과를 보여주었는데, 하이브리드 도식이 정확한 이유는 재순환 영역에서 유선이 격자선과 거의 평행하고, 유선과 격자선 사이의 각도가 큰 부분에서는 유속이 작아서

$[(u^2 + v^2) \Delta x \Delta y]^{1/2} \sin 2\theta$ 와 비례하는 오차(false diffusion)가 작게 된것으로 보고하였다(18). 본 문제의 두 리브사이의 유동은 이동 벽면의 공동유동과 비슷하며 리브의 높이와  $y = H$ 에서의 최대유속을 바탕으로 한 레이놀즈수는 80정도이다. 대류항에 대해서는 하이브리드 도식을 적용하였다.

격자수에 무관한 해(grid independent solution)를 얻기 위하여  $t/H = 0.5$ 인 경우에  $79 \times 20$ ,  $94 \times 28$ ,  $120 \times 36$ 의 불균일 격자계를 사용하여 결과를 비교하였다. 격자계를  $79 \times 20$ 에서  $94 \times 28$ 로 바꾸었을 때 국소 열전달계수의 최대변화율은 리브 앞 모서리에서 7%이하였으며, 격자계를  $94 \times 28$ 에서  $120 \times 36$ 으로 바꾸었을 때 국소 열전달계수의 최대변화율은 소수의 격자에서 3%이하였고, 두 격자계의 열전달계수 분포는 거의 일치하였다.

$t/H = 0.5$ 인 경우는  $94 \times 28$ 의 격자계를 사용하였다.

### 3. 결 과

일반 열경계조건들과 복합열전달의 영향을 상세히 조사하기 위하여 전향계단(forwardfacing step)에서의 유동, 한 개의 리브를 가진 채널내부의 유동, 그리고 두 개의 리브를 가진 채널내부의 유동에 대하여 계산을 수행하였으나 본 논문에서는 Fig.1과 같이 두 개의 리브를 가진 채널내부의 유동(공기)에 대한 계산만 보고하였다. 두 번째 리브로부터 출구까지의 거리는  $e/H=25, 35, 50$ 의 경우에 대하여 계산을 수행하였으나 리브주위의 결과에는 변화가 없었다. 모든 계산에서  $e/H=25$ 를 선정하였다.

국소 누셀트수는 아래와 같이 계산하였고, 리브 수직벽면의 평균(bulk)온도는 리브수직벽면

$$Nu = \frac{q_w D_h}{k_f (T_w - T_b)} \quad (10)$$

$$T_b = \frac{\int |u| T dy}{\int |u| dy} \quad (11)$$

으로부터 한 개의 전 격자에서 구한 값을 사용하였다. 그러나, 리브 벽면에서 축 방향으로 한개의 격자 전·후의 평균 온도차이는 0.05% 이므로  $T_b$ 의 다른 정의는 누셀트수의 값에 거의 영향을 미치지 않는다.

$$w/H=2.5, c/w=1, b/H=3, Re=600$$

인 경우에서 두 리브사이의 속도벡터는 Fig.3에

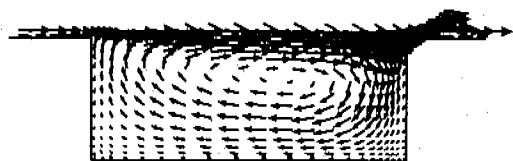


Fig. 3 Velocity field between two ribs.  
Re=600.

도시하였다. 첫 번째와 두 번째 리브 뒤에는 구석에 반지름이 약  $0.08H$  정도인 역순환(counter-rotating) 보텍스(vortex)가 형성되었으며, 두 번째 리브 앞에는 반지름이 약  $0.04H$  정도인 역순환 보텍스가 구석에 형성되었다. 첫 번째 리브앞에는 역순환 보텍스의 크기가  $x$ 와  $y$  방향으로 각각  $0.2H, 0.45H$  정도 였다. 리브 주위에 더 촘촘한 격자를 사용하여 계산을 수행하였지만  $300 \leq Re \leq 900$ 의 범위에서는 리브윗면의 박리현상이 나타나지 않았다.

두 리브의 수직벽면을 포함한  $4 \leq \xi/H \leq 34$ 의 영역에서  $a/H=10, w/H=2.5, c/w=1, b/H=3,$

$t/H=0.5, Re=600$ 인 경우의 국소 누셀트수 분포는 Fig.4에 도시하였다. 그림의 사각형은 리브의 위치를 나타내며, 하단 왼쪽면,  $10 \leq X \leq 11$ ,과 오른쪽면,  $13.5 \leq X \leq 14.5$ , 은  $x$ 축에서 각각 리브의 앞면과 뒷면의 영역을 나타낸다. 채널 입구로부터 경계층이 발달되면서 균일 열유속경계조건인 열전달계수가 균일 벽온도경계조건인 결과보다 높게 나타났으며, 이러한 현상은 Baughn과 Saniei<sup>(3)</sup>의 실험결과에서도 볼 수 있다. 누셀트수는 리브 구석에서 최저값이며, 리브의 앞면에서는 점차적인 증가가 있고, 리브 윗면 모서리 부분에서 최대값을 나타낸다. 균일 열유속경계조건에 비하여 균일 벽온도경계조건인 누셀트수 최저값은 상당히 작으나 최대값은 두배이상으로 계산되었고, Papell<sup>(1)</sup>과 Baughn과 Saniei<sup>(3)</sup>의 박리영역 실험데이터와 같이 열전달의 급격한 증가가 리브 앞면에서 나타났다. 리브 윗 구석에서도 균일 벽온도경계조건인 열전달계수는 균일 열유속경계조건인 경우에 비하여 더 낮으며 두 번째 리브에서도 비슷한 현상이 나타났다.

리브 구석에는 재순환 영역이 있고 유속이 상당히 작으므로 균일 벽온도경계조건인 경우에는 이 영역의 유체온도가 벽온도에 가깝게 되며 열전달계수 또한 상당히 낮게 된다. 그러나 균일 열유속경계조건인 경우에는 고체/유체 경계면에 일정한 온도구배가 유지되므로 균일 벽온도경계조건에 비하여 리브 구석에서 높은 열전달계수를 볼 수 있다. 또한 균일 벽온도의 경우는 리브의 벽온도가 일정하게 유지되므로 리브 윗 가

장자리에서는 저온의 유체와 큰 온도차이가 있게 되며 열전달계수는 균일 열유속경계조건보다 크게 나타난다. 이 현상은 Papell<sup>(1)</sup>과 Baughn과 Saniei<sup>(3)</sup>의 실험에서 실린더 뒷부분의 결과와 비슷하다. 균일 벽온도경계조건과 균일 열유속경계조건의 누셀트수 차이점은 Arman과 Rabas(19)의 사각형 리브를 가진 채널내부의 난류유동해석에서도 볼 수 있으며, 균일 열유속경계조건의 time-averaged 누셀트수와  $T_w - T_b$ 의 수치해석 결과<sup>(20)</sup>도 본 연구의 결과와 비슷한 분포를 보여주었다.

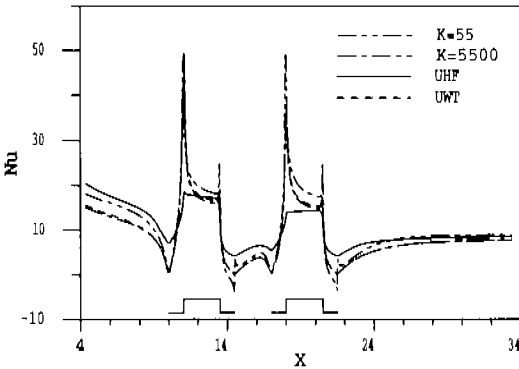


Fig. 4 Comparison of Nusselt numbers for channel with two ribs.  $Re=600$ .

Fig.4에서  $K=5000$  (silicon)의 결과는 균일 벽온도경계조건의 결과와 거의 일치함을 보여준다.  $K=55$  (glass)의 누셀트수 분포는 첫 번째 리브전에서 균일 벽온도경계조건과 균일 열유속경계조건의 결과사이에 있으나 균일 벽온도경계조건의 결과에 더 가깝게 나타났다. 그러나, 리브 뒷면의 재순환 영역에서는 유체가 고온의 벽면과 접촉하여 리브의 뒷면보다 온도가 높게되며 역 열전달(heat transfer reversal)영역이 형성되었다. 이러한 현상은 흰-튜브 열교환기의 복합열전달 수치해석을 수행한 Fiebig et al.<sup>(14)</sup>의 결과에서도 볼 수 있다. 그러나 열원(heat source)이 전자장비와 같이 리브내부에 있으면 리브에서의 역열전달 현상은 나타나지 않지만 리브나 칩(chip)이 부착되어 있는 기판(substrate)의 열전도율에 따라 기판에서는 역 열전달현상이 나타날

수 있다.<sup>(4)(5)(21)</sup>.

본 연구에서는 레이놀즈수가 역 열전달에 미치는 영향도 조사하기 위하여 레이놀즈수를 300에서 900까지 변화하여 계산하였는데 레이놀즈수가 증가할수록 재순환 영역도 증가하여 고온의 벽과 유체의 접촉도 증가하는 결과를 초래하였다. Fig.5에 나타낸 것과 같이 레이놀즈수가 증가할수록 리브뒷면의 역 열전달 영역도 다소 증가하였는데, 이 현상은 Fiebig et al.(14)의 결과와 동일하다.  $w/H=1$ ,  $c/w=1$ ,

$$t/H=0.5, \text{ 그리고 } w/H=0.5, c/w=2,$$

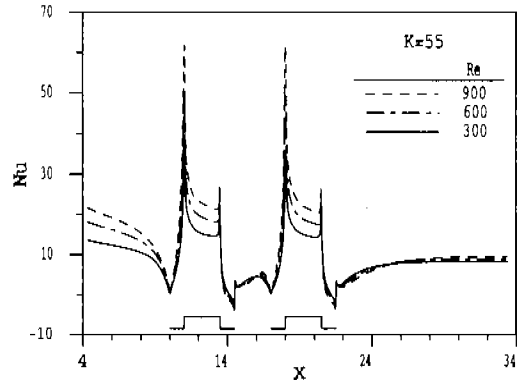


Fig. 5 Comparison of Nusselt numbers for  $Re=300, 600$  and  $900$ .

$t/H=0.5$ 의 얇은 리브에 대한 계산도 수행하였으나 리브 종횡비(aspect ratio)는 역 열전달에 영향을 거의 미치지 않으며 역 열전달의 원인은 고체의 열저항에 의한 수직방향의 온도구배인 것으로 나타났다.

채널 벽두께의 영향을 조사하기 위하여  $K=1$ 과 55의 경우에서  $t/H=1/8, 1/4, 1/2$ 에 대한 계산을 수행하였으나, Fig.6에 나타낸것과 같이 고체 열전도율이 낮은 경우에는 벽두께의 영향이 거의 없는 것으로 조사되었고, 열전도율이 더 높은  $K=55$ 의 경우에는 Davis & Gill(22)과 Lin과 Chow<sup>(23)</sup>등의 결론과 같이 두꺼운 벽에서 측방향의 전도율이 더 중요한 역할을 가지는 것으로 계산되었다. 그러므로  $t/H=1/8$ 의 경우에 비하여  $t/H=1/2$ 의 고체/유체 접촉면온도는 입구

에서는 더 높고 출구에서는 더 낮은 것을 관찰할 수 있다.  $t/H=1/8$ 의 경우에는 리브주위의 고체/유체 접촉면과 유체의 온도가 다소 감소되었으나 벽두께는 열전달계수의 분포에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

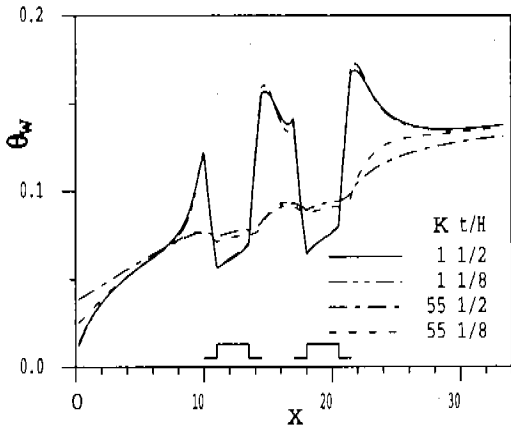


Fig. 6 The solid-fluid interface temperature for  $t/H=1/2, 1/8$ , and  $K=1, 55$ .  $Re=600$ .

Fig.7에는 균일 열유속경계조건과  $K=1$ 과 0.1의 복합열전달해석의 누셀트수가 비교되었다.

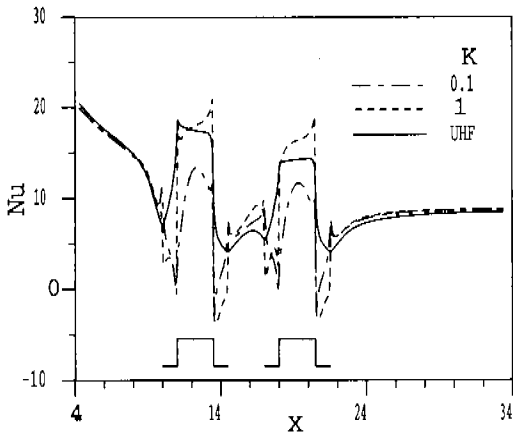


Fig. 7 Comparison of Nusselt numbers for uniform heat flux boundary condition and solid-fluid thermal conductivity ratio of 0.1 and 1.  $Re=600$ .

$K=5500$ 의 누셀트수 분포는 균일 벽온도경계조건과의 결과와 거의 동일하지만  $K=1$ 의 결과는 리브의 벽면에서 균일 열유속경계조건과의 결과와의 결과와 많이 다른 것을 관찰할 수 있다. 그 이유는 균일 열유속경계조건에서는 리브의 수직벽면에도 일정한 온도구배가 가해지지만  $K=1$ 의 경우에는 열저항 때문에 y방향으로 리브온도의 감소가 크므로 리브 수직벽면의 온도와 벽면에 근접한 유체의 온도차이가 작아지기 때문이다. 리브의 뒷면에는  $K=55$ 의 결과에 비

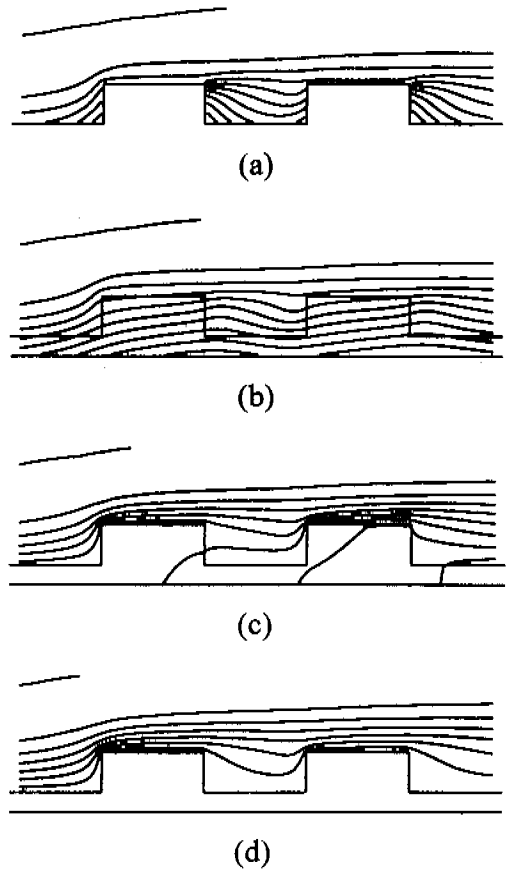


Fig. 8 Isotherms of  $\theta$  for (a) uniform heat flux boundary condition (b)  $K=1$  (c)  $K=55$  (d)  $K=5500$ ;  $Re=600$ .

하여 역 열전달영역이 증가되었으며,  $K=2$  또는 3 등의 다른 경우에서도 리브 수직벽면의 열유속 차이에 의하여 균일 열유속경계조건의 결과와 다르게 나타났다.  $K=0.1$ 의 경우에는 증가된 리브의 열저항에 의하여 리브윗면의 열유속이 상당히 감소되었고 최대값은 리브의 중앙에서 나타났다.  $K=10$ 의 결과는 열유속분포가  $K=55$ 의 결과와 비슷하여 그림에 제시하지 않았는데  $K=55$ 에 비하여 리브윗면의 최대 열유속이 20%정도 감소하였고

첫 번째 리브전의 열전달계수분포는 균일 열유속경계조건의 결과에 더 가깝게 나타났다.

균일 열유속경계조건과  $K=1, 55, 5500$ 인 경우의 동온선은 Fig.8에 비교되었다. 균일 열유속경계조건의 결과에서는 고체/유체 경계면의 일정한 온도구배를 볼 수 있으며, 균일 벽온도경계조건의 결과와 거의 동일한  $K=5500$ 의 동온선 분포에서는 리브 앞 모서리부분에서 균일 열유속경계조건의 결과보다 더 가파른 온도구배를 관찰할 수 있다. 반면에 리브 구석에서는 유체의 온도가 벽면온도에 근접하므로 상당히 작은 온도구배를 볼 수 있다.  $K=1$ 과 55의 결과에서는 리브 뒷 재순환 영역의 일부 유체온도가 리브윗면의 온도보다 높은 것을 관찰할 수 있다.

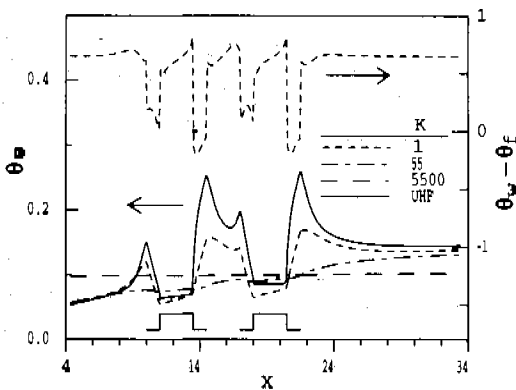


Fig. 9 Local dimensionless temperature at the solid-fluid interface and temperature difference between the interface and the near-wall fluid.  $Re=600$ .

고체/유체 경계면의 무차원 온도분포, 그리고 경계면과 벽에 근접한 유체의 온도차이는 Fig.9에 비교되었다. 그림 아랫부분에 나타난  $K=5500$ 의 경계면온도는 상수이나,  $K=55$ 의 결과는 리브의 앞면을 제외한 모든 영역에서 점차적인 증가를 보여준다.  $K=1$ 의 경계면 온도분포에서는 리브 구석에서는 증가, 앞면에서는 감소, 그리고 뒷면에서는 더 큰 증가를 볼 수 있으며 두 리브 사이의 경계면온도는 비교적 높게 나타났다.

$K=1$ 과 균일 열유속경계조건의 고체/유체 경계면 온도분포는 비슷한

형태이나 그림의 윗부분에 나타난 경계면과 유체의 온도차이에서 큰 차이점을 볼 수 있다.

$K=1$ 의 경우에는 두 리브 전후의 온도차이가 일정한 상수이나 리브 앞 벽면에서는 경계면의 온도가 유체의 온도에 근접하면서 온도차이는 거의 0에 가깝게 된다. 리브 뒷면에서의 온도차이는 마이너스이어서 역 열전달이 형성되는 것을 알 수 있다. 균일 열유속경계조건에서는 수치해석 격자의 크기가 일정하면 접촉면과 유체의 온도차이는 리브의 모든 경계면에서 상수가 된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 일반 열경계조건들(균일 벽온도, 균일 열유속)과 대류와 전도를 고려하는 복합열전달의 영향을 비교 분석하기 위하여 두 개의 리브가 있는 채널의 층류유동에 대하여 수치 해석적으로 연구하였다. 균일 벽온도와 균일 열유속의 경계조건을 적용한 결과 참고문헌의 교차유동 실린더 실험<sup>(1)(2)(3)</sup>과 비슷하게 리브 전·후면에서 열전달계수의 큰 차이점을 볼 수 있었다. 리브 구석에서 균일 벽온도경계조건의 누셀트수 최저값은 균일 열유속경계조건에 비하여 상당히 작으나 최대값은 리브 윗면 모서리 부분에서 두배이상으로 계산되었다.

복합열전달해석에서 고체 열전도율이 높은 경우에는 열전달계수분포가 균일 벽온도경계조건의 결과와 동일한 반면 고체 열전도율이 낮은 경우에는 리브전의 열전달계수분포는 균일 열유속경계조건의 결과에 가깝게 나타났지만 리브 뒷면의 재순환 영역에서는 유체가 고온의 벽면과 접촉하여 리브의 뒷면보다 온도가 높게되며 역



열전달영역이 형성되었다. 레이놀즈수가 큰 경우는 리브랫면의 재순환 영역이 증가하여 역 열전달 영역도 다소 증가하였다. 리브 중횡비를 변화하여 얇은 리브에 대한 계산도 수행하였으나 역 열전달의 원인은 고체의 열저항에 의한 수직방향의 온도구배인 것으로 나타났다.

고체 열전도율이 낮은 경우에는 벽두께의 영향이 거의 없는 것으로 조사되었으나, 열전도율이 높은 경우에는 두꺼운 벽에서 축방향의 전도율이 더 중요한 역할을 가지는 것으로 계산되었다. 그러나 벽두께는 열전달계수의 분포에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

바리현상이 있는 경우의 국소 열전달계수는 벽 열경계조건에 대하여 상당히 민감한 것으로 나타났다. 고체의 열전도율이 작은 경우는 종류와 난류유동 모두 복합열전달해석을 고려해야한다.

참고문헌

(1) Papell, S. S., 1981, "Influence of Thermal Boundary Conditions on Heat Transfer From a Cylinder in Crossflow," NASA Technical Paper 1894.

(2) O'Brien, J. E., Simoneau, R. J., LaGruff, J. E., and Morehouse, K. A., 1986, "Unsteady Heat Transfer and Direct Comparison for Steady-State Measurements in a Rotor-Wake Experiment," Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference, pp. 1243-1248.

(3) Baughn, J. W. and Saniei, N., 1991, "The Effect of the Thermal Boundary Condition on Heat Transfer From a Cylinder in Crossflow," Journal of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 1020- 1023.

(4) Sathe, S. B. and Joshi, Y., 1991, "Natural Convection Arising From a Heat Generating Substrate-mounted Protrusion In a Liquid-filled Two-dimensional Enclosure," Inter-national Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, no. 8, pp. 2149-2163.

(5) Kim, S. Y., Sung, H. J. and Hyun, J. M., 1992, "Mixed Convection From Multiple-layered Boards With Cross-streamwise Periodic Boundary Conditions," International

Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, no. 11, pp. 2941-2952.

(6) Kim, S. J., Choi, C. Y., Ortega, A., 1993, "Effects of Substrate Conductivity on Convective Cooling of Electronic Components," Proceedings of the Sixth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Vol. 2, pp. 1218-1224.

(7) Heindel, T. J., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1996, "Conjugate Natural Convection From An Array of Protruding Heat Sources," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 29, pp. 1-18.

(8) 홍기혁, 강신형, 1997, "비균일 벽면 온도가 원형 실린더에 충돌하는 고온 제트 유동 및 열전달에 미치는 영향," 대한기계학회 논문집(B), 제21권, 제7호, pp.882-890.

(9) 김의광, 백병준, 박복춘, 조병수, 1995, "돌출된 열원이 부착된 수직채널내 복합열전달," 대한기계학회 1995년 추계학술대회 논문집(II), pp. 391-395.

(10) 백창인, 이관수, 김우승, 1995, "3차원 전자장비 내에서 자연대류/표면 복사 상호 작용에 대한 수치적 연구," 대한기계학회 1995년 추계학술대회 논문집(II), pp. 68-73.

(11) 박희용, 박경우, 이주형, 1996, "PCB내에서의 표면복사를 고려한 열전달 상관관계식," 대한기계학회 1996년 추계학술대회 논문집 B, pp. 240-246.

(12) Piva, S., Barozzi, G.S., Collins, M.W., 1995, "Combined Convection and Wall Conduction Effects in Laminar Pipe Flow: Numerical Predictions and Experimental Validation under Uniform Wall Heating," Heat and Mass Transfer, V.30, pp. 401-409.

(13) Ghaddar, N.K., Korczak, K.Z., Mikic, B.B. and Patera, A.T., 1986, "Numerical investigation of incompressible flow in grooved channels," Journal of Fluid Mechanics, V.163, pp. 99-127.

(14) Fiebig, M., Grosse-Gorgemann, A., Chen, Y., and Mitra, N. K., 1995, "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal," Numerical Heat Transfer,

- Part A, Vol. 28, pp. 133-146.
- (15) PHOENICS v.2.1.1, 1996, CHAM Limited, Bakery House, 40 High Street, Wimbledon SW19 5AU England.
- (16) Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer, McGraw-Hill, pp. 44-47.
- (17) White, F. M., 1991, Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, pp. 106-108.
- (18) Han, T., Humphrey, J.A.C., Launder, B.E., 1981, "A Comparison of Hybrid and Quadratic- Upstream Differencing in High Reynolds Number Elliptic Flows," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, V.29, pp. 81-95.
- (19) Arman, B. and Rabas, T.J., 1994, "Two-layer-model Predictions of Heat Transfer Inside Enhanced Tubes," Numerical Heat Transfer, Part A, V.25, pp. 721-741.
- (20) Nigen, J.S. and Amon, C.H., 1994, "Time-dependent Conjugate Heat Transfer Characteristics of Self-sustained Oscillatory Flows in a Grooved Channel," Journal of Fluids Engineering, V.116, pp. 499-507.
- (21) Nigen, J. S. and Amon, C. H., 1995, "Effect of Material Composition and Localized Heat Generation on Time-Dependent Conjugate Heat Transport," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, no. 9, pp. 1565-1576.
- (22) Davis, E.J. and Gill, W.N., 1970, "The Effects of Axial Conduction in The Wall on Heat Transfer with Laminar Flow," International Journal of Heat and Mass Transfer, V.13, pp. 459-470.
- (23) Lin, Y.K. and Chow, L.C., 1984, "Effects of Wall Conduction on Heat Transfer for Turbulent Flow in Circular Tube, Journal of Heat Transfer, V.106, pp. 597-604.