

## 대와류를 이용한 채널 내 열전달 증진

윤동혁\* · 양경수† · 최춘범\* · 이경준\*  
(2007년 9월 8일 접수, 2007년 12월 26일 심사완료)

### Effective Heat Transfer Using Large Scale Vortices

Dong-Hyeog Yoon, Kyung-Soo Yang, Choon-Bum Choi and Kyongjun Lee

**Key Words:** Heat Transfer Enhancement(열전달 증진), Inclined Square Cylinder(기울어진 정방형 실린더), Channel Flow(채널 유동), Immersed Boundary Method(가상경계법)

#### Abstract

A numerical study has been carried out to investigate heat transfer enhancement in channel flow using large-scale vortices. A square cylinder, inclined with respect to the main flow direction, is located at the center of the channel flow, generating a separation region and Karman vortices. Two cases are considered; one with a fixed blockage ratio and the other one with a fixed cylinder size. In both cases, the flow characteristics downstream of the cylinder significantly change depending on the inclination angle. As a result, heat transfer from channel wall is significantly enhanced due to increased vertical-velocity fluctuations induced by the large-scale vortices shed from the cylinder. Quantitative results as well as qualitative physical explanation are presented to justify the effectiveness of the inclined square cylinder as a vortex generator to enhance heat transfer from channel wall.

#### 기호설명

$A$	: 정방형 실린더 변의 길이	$C'_{l\ rms}$	: 양력 계수 섭동분의 rms
$C_d$	: 항력 계수( $=\frac{Drag}{\frac{1}{2}\rho U_o^2 h}$ )	$f_i$	: 운동량 부가
$\overline{C_d}$	: 평균 항력 계수	$F$	: 열 원천/흡입
$C_f$	: 마찰 계수( $=\frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_o^2}$ )	$h$	: 정방형 실린더의 수직 투영 길이
$\overline{C_f}$	: 평균 마찰 계수	$H$	: 채널 간격
$C'_f$	: 마찰 계수 섭동분	$k$	: 열전도 계수
$C_l$	: 양력 계수( $=\frac{Lift}{\frac{1}{2}\rho U_o^2 h}$ )	$L$	: 채널 길이
$\overline{C_l}$	: 평균 양력 계수	$Nu$	: Nusselt 수
		$p$	: 압력
		$Pr$	: Prandtl 수( $=\nu/\alpha$ )
		$q$	: 질량 원천/흡입
		$q_w$	: 채널 바닥에서 균일한 열유속
		$Re_h$	: Reynolds 수( $=U_o h/\nu$ )
		$Re_H$	: Reynolds 수( $=U_o H/\nu$ )
		$St$	: Strouhal 수( $=T_p U_o/h$ )
		$T_p$	: 와홀림 주기
		$t$	: 시간
		$T$	: 온도
		$T_o$	: 입구온도

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부  
E-mail : ksyang@inha.ac.kr  
TEL : (032)860-7322 FAX : (032)868-1716  
\* 회원, 인하대학교 대학원

- $u_i$  : 속도 성분
- $U_0$  : 균일한 입구 속도
- $v'_{rms}$  : 수직방향 속도성분 섭동분의 rms
- $x_i$  : 직교 좌표계의 성분
- $\alpha$  : 열확산 계수
- $\nu$  : 동점성 계수
- $\rho$  : 밀도
- $\theta$  : 기울임각
- $\frac{\tau_w}{\rho U_0}$  : 채널 벽전단응력
- $\overline{\tau_w}$  : 평균 벽전단응력

### 1. 서 론

실린더형 장애물을 지나는 유동에서 주기적인 와흐림 현상은 오랜 시간 동안 많은 연구자들에 의해 연구되어진 고전적인 문제들 중의 하나이다. 유동이 실린더를 지날 경우 실린더 후류에서 와흐림 현상에 의한 주기적인 카르만 와류가 생성된다. 이 와류는 실린더에 주기적인 하중을 가하게 되며, 구조물의 안정성에 심각한 영향을 미칠 수 있기 때문에 카르만 와류를 제어하기 위한 많은 연구가 진행 되어져 왔다.<sup>(1)</sup> 또한 실린더 후류부에 생성되는 와류는 열 및 물질전달 현상을 촉진하는 역할을 하는데, 열 교환기의 설계에서는 이러한 장애물 즉 와류 생성기(vortex generator)를 설치하여 열전달 효율을 높이게 된다.<sup>(2,3)</sup> 채널 사이에 실린더가 놓여 있는 경우, 와흐림과 채널 벽에서의 강한 전단응력에 의해 채널 벽 근처에서 2차 와류가 생성된다. 이는 채널 벽 근처에서 열전달을 더욱 강화시키는 원인이 된다.<sup>(4)</sup>

정방형 실린더를 지나는 유동의 와흐림에 대한 연구는 많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔다.<sup>(5-9)</sup> 그들의 연구는 주로 실린더 후류에서의 주기적인 와흐림 특성과 실린더 표면에서의 열전달에 관한 내용이 대부분이었다. 또한 대부분의 연구가 정방형 실린더가 주유동 방향과 정렬된 경우에 대한 것들이었다. 정방형 실린더가 유동방향에 대하여 기울어진 경우, 박리가 발생하는 날카로운 모서리의 위치 변화로 항력계수와 양력계수, Strouhal 수( $St$ ) 등과 같은 유동 특징이 크게 변하게 된다.<sup>(10-12)</sup> 본 연구의 목적은 기울어진 정방형 실린더를 지나는 유동에서 발생하는 다양한 와류 특성을 이용하여 채널 벽면에서의 열전달을 강화하는 것이다.

실린더형 장애물을 이용한 채널내의 열전달에 관한 연구로, Valencia<sup>(13)</sup>는 정방형 실린더가 채널 안에 놓여 있을 경우, 채널 벽면에서의 열전달이 강화됨을 보였다. 그의 연구 결과를 살펴보면, 채널 간격과 실린더 변의 비인 가로막음비(blockage ratio,  $A/H$ )와 레이놀즈수가 증가하면 열전달이 증가하였다. 또한 Nakagawa 등<sup>(2,3)</sup>은 난류에서 사각단면 실린더의 길이비(aspect ratio)에 따른 채널 바닥면의 열전달 특성을 실험을 통해 연구하였다. 그들의 연구 결과에 의하면, 실린더로부터 발생한 주기적인 와흐림은 채널 바닥에 영향을 미치게 되고, 이는 실린더 후류 채널 바닥에서의 열전달을 강화하였다. 또한 그들은 사각단면 실린더의 길이비에 따라 열전달 특징이 달라짐을 보고하였다.

본 연구에서는 채널의 중앙에 기울어진 정방형 실린더가 존재할 경우, 채널 바닥에서의 열전달 특성에 대한 수치해석적 연구를 층류영역에서 수행하였다. 유동방향에 수직인 면에 투영된 실린더 크기와 채널 간격으로 계산된 가로막음비( $h/H$ )가 일정한 경우와 실린더의 크기를 고정하고 실린더를 기울이는 경우에 대하여 다양한 기울임각의 변화에 따른 채널 바닥에서의 열전달 변화를 연구하였다. 또한 열전달과 유동과의 상관관계에 대하여도 고찰하였다.

### 2. 연구 방법

#### 2.1 지배방정식과 수치해석법

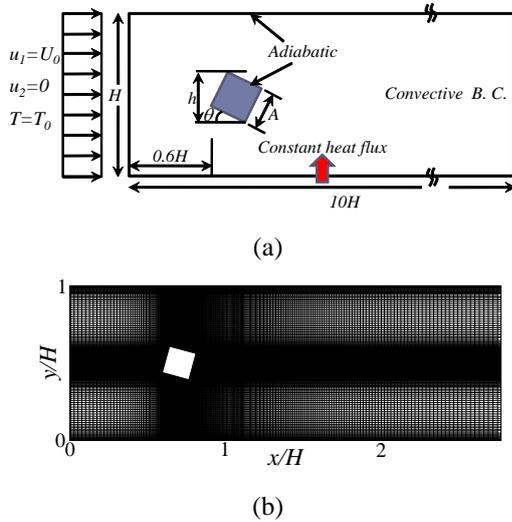
본 연구에서는 정방형 실린더 형상을 구현하기 위해 가상경계법을 사용하였다. 가상경계법이 적용된 비압축성 연속방정식 및 운동량 방정식과 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} - q = 0 \quad j = 1, 2 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} + F \quad (3)$$

여기서  $u_i$ ,  $\rho$ ,  $\nu$ ,  $T$ ,  $\alpha$ 는 유체의 속도성분, 밀도, 동점성계수, 온도, 열확산계수를 각각 의미한다.



**Fig. 1** Flow configuration; (a) boundary conditions, (b) grid system

식 (1), (2), (3)에서 마지막 항들은 가상경계법을 위한 항으로  $q$ ,  $f_i$ ,  $F$ 는 각각 질량 원천/흡입, 운동량 부가, 열 원천/흡입을 의미한다. 가상경계법에 대한 자세한 수치적 기법은 Kim 등<sup>(14)</sup>과 Kim and Choi<sup>(15)</sup>의 논문을 참조하기 바란다.

위의 지배방정식들은 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하여 차분되었고, 비균일 엇갈린 격자계(Non-uniform staggered grid)가 사용되었다. 공간에서의 차분은 2차 정확도를 갖는 중앙 차분법(Central Difference Scheme)이 사용되었으며, 시간에서의 적분은 혼합 기법으로서 대류항은 3차 정확도의 Runge-Kutta 방법으로 명시적으로 적분되었고, 점성항은 Crank-Nicolson 방법으로 묵시적으로 적분이 수행되었다. 연속방정식과 운동량 방정식을 분리하기 위해서 Fractional Step 기법이 사용되었다.

## 2.2 파라미터와 경계 조건

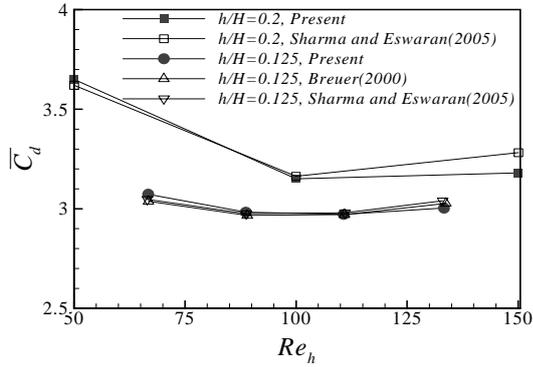
본 연구의 목적은 정방형 실린더를 이용하여 층류 채널 유동에서 채널 벽면에서의 열전달을 증진시키는 것이다. 이러한 형상에서 가로막음비, 기울임각, 레이놀즈 수의 파라미터가 채널 벽에서의 열전달에 영향을 미치는 변수가 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 가로막음비를 고정시키고 실린더의 형상의 영향만을 고려한 경우와 실린더의 크기를 고정시키고 유동방향에 대해 실린더를 기울인 경우로 나누어 연구를 수행하였다. 가로막음비가 고정된 경우, 기울임각이  $45^\circ$

까지 증가함에 따라 실린더의 크기가 점차 작아진다. 즉 가로막음비에 의한 유동장과 열전달에의 영향을 배제하고, 기울임각의 변화에 따른 형상의 영향만을 고려할 수 있게 된다. 본 연구에서는 Nakagawa 등<sup>(2,3)</sup>과 동일한 가로막음비( $h/H=0.2$ )를 사용하였다. 실린더 크기를 고정시키고 유동 방향에 대해 기울인 경우는 가로막음비와 기울임각이 동시에 유동장과 열전달에 영향을 미치게 되며, 응용기계나 열교환기에 쉽게 응용될 수 있을 것이다.

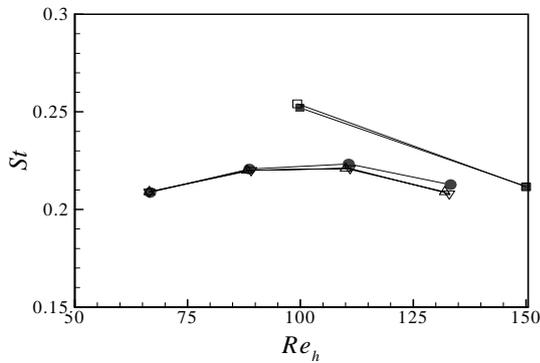
실린더 투영 길이( $h$ )와 균일한 입구 속도( $U_0$ )로 정의된 레이놀즈 수( $Re_h$ )는 층류 영역에서,  $Re_h=100, 150$ 로 사용하였으며, 이는 채널 높이( $H$ )로 정의된 레이놀즈 수( $Re_H$ ) 500과 750에 해당한다. 사용된 유체는 공기로  $Pr=0.71$ 이다. 실린더의 위치와 계산 영역은 Nakagawa 등<sup>(2,3)</sup>의 실험과 동일하며, 채널 전체의 유동방향 계산 영역으로  $10H$ 를 사용하였고, 정방형 실린더는 채널 입구에서부터  $0.6H$ 에 위치하였다.[Fig. 1(a)] 유동장에 대한 경계조건은 입구에서 균일한 입구속도 조건을 사용하였으며, 출구에서는 대류경계조건<sup>(16)</sup>을 사용하였다. 채널 벽과 실린더 표면에서는 점착조건(no-slip)을 사용하였다. 온도장에 대한 경계조건으로 입구에는 일정한 온도조건을 사용하였으며, 출구에서는 대류경계조건<sup>(16)</sup>을 사용하였다. 채널 바닥 벽에서는 일정한 열유속(constant heat flux)을 사용하였으며, 실린더와 채널 위쪽 벽에서는 단열조건을 사용하였다. 사용된 격자는 실린더 주변과 채널 벽 근처에서 조밀한 격자를 사용하였으며[Fig. 1(b)], 격자 세분화 연구를 통해  $x, y$ 방향으로 각각  $2968 \times 216$ 의 격자계를 사용하였다.

## 3. 결과 및 고찰

채널내에 기울임각이  $0^\circ$ 인 정방형 실린더가 존재하는 경우, 유동장에 대한 연구는 많은 연구자들에 의해 수행되어 졌다.<sup>(8,9)</sup> 따라서 본 연구에서는 code의 검증에 위해 가로막음비가 0.2와 0.125인 경우, 유동장 대하여 타 논문 결과와 비교를 수행하였다. Fig. 2는 항력계수와 Strouhal 수( $St$ )를  $Re_h$ 에 따라 나타낸 그림이다. Sharma and Eswaran<sup>(8)</sup>과 Breuer<sup>(9)</sup>의 계산 결과와 잘 일치함을 확인할 수 있다.



(a)



(b)

**Fig. 2** Comparison of (a) drag coefficient and (b) Strouhal number, over a range of Reynolds number for  $h/H=0.125$  and  $h/H=0.2$ ,  $\theta = 0^\circ$

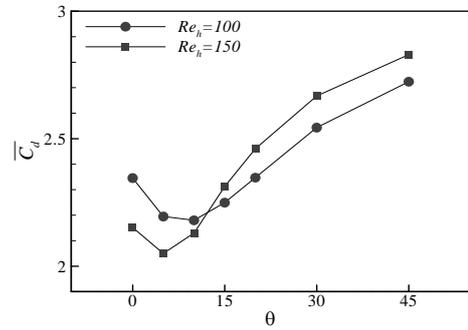
3.1 가로막음비가 고정된 경우

채널 안에 정방형 실린더가 놓여 있고 가로막음비가 고정된 경우, 실린더 변의 길이는 기울임각의 변화에 따라 아래 식과 같이 변하게 된다.

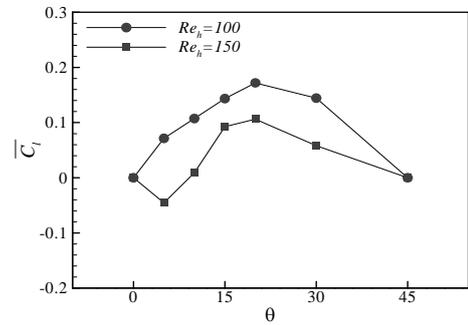
$$A = \frac{h}{\sin\theta + \cos\theta} \quad (4)$$

Fig. 3 은  $h/H=0.2$ 인 경우, 기울임각의 변화에 따른 평균 항력계수와 평균 양력계수, Strouhal 수 그리고 양력계수 섭동분의 rms(root mean square)를 보여준다. 각각의  $Re_h$ 에서 기울임각의 변화는 실린더 후류의 박리구역을 변화시키게 된다. Robichaux 등<sup>(6)</sup>에 의하면 평판이 없는 정방형 실린더를 지나는 유동에서 기울임각이  $0^\circ$ 인 경우  $Re_h$ 가 약 120 이하의 유동에서는 실린더 뒤쪽 모서리에서 박리가 발생하며,  $Re_h$ 가 높아지게 되면 실린더 앞쪽에서 박리가 일어남을 보였다. 평판

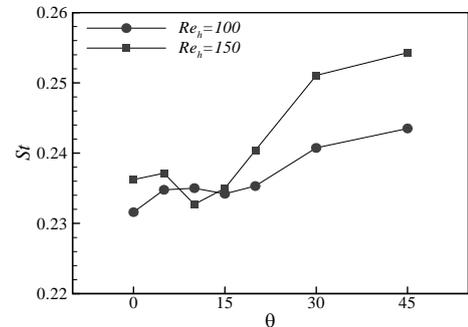
사



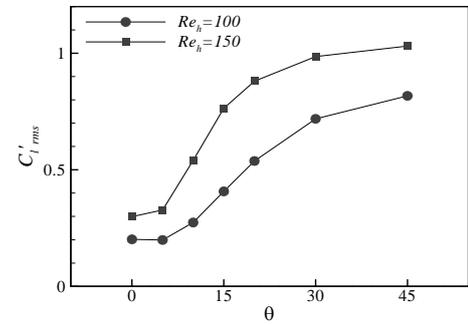
(a)



(b)

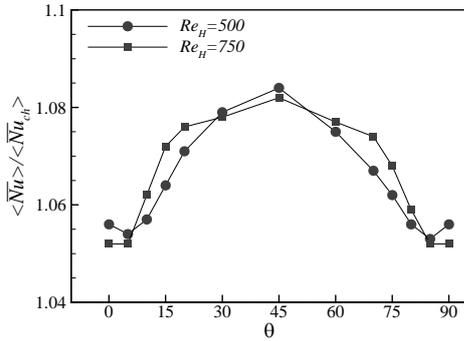


(c)



(d)

**Fig. 3** Variation of flow characteristics with inclination angle for  $h/H=0.2$ ; (a) mean drag coefficient, (b) mean lift coefficient, (c) Strouhal number, (d) RMS of lift coefficient



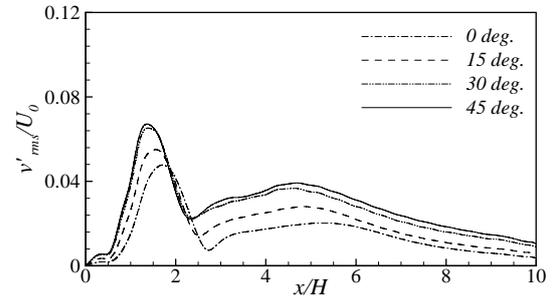
**Fig. 4** Normalized mean Nusselt number for different inclination angles, fixed blockage ratio ( $h/H=0.2$ )

이에 정방형 실린더가 배치된 본 연구의 결과에서도  $Re_h=100$ 에서는 실린더 뒤쪽 모서리에서 박리가 일어나지만,  $Re_h=150$ 에서는 실린더 앞쪽 모서리에서 박리가 발생하였다. 또한  $\theta$ 가  $10^\circ$  이상으로 증가할 경우  $Re_h=100$ 과  $Re_h=150$  모두 박리점은 위쪽 앞 모서리와 아래쪽 뒤의 모서리에서 발생하였으나,  $5^\circ$ 인 경우  $Re_h=100$ 에서는 위쪽 앞 모서리와 아래쪽 뒤의 모서리에서 박리가 발생하였으며,  $Re_h=150$ 에서는 위쪽 앞 모서리와 아래쪽 앞의 모서리에서 박리가 발생하였다. Sohankar 등<sup>(12)</sup>의 결과에 의하면 평판이 없는 경우 박리점은 기울임각이  $6^\circ$  근처에서 아래쪽 앞 모서리에서 뒤의 모서리로 이동한다고 한다. 이는 본 연구의 결과와 유사하다.

Fig. 3(a)는 기울임각의 변화에 따른 평균 항력 계수의 변화를 나타낸다. 평판이 없는 Sohankar 등<sup>(12)</sup>의 결과에 의하면,  $\theta \leq 20^\circ$ 에서 항력이 최소가 되는 지점이 존재하였다. 본 연구에서도 같은 현상이 발견되었으며, 이는 평판이 없는 Sohankar 등<sup>(12)</sup>의 결과처럼 박리점의 변화에 의한 것으로 보인다.

Fig. 3(b)는 평균 양력 계수의 변화를 나타낸다.  $Re_h=100$ 의 경우 양력 계수는 모두 양의 값을 가지며,  $Re_h=150$ 에서는 기울임각에 따라 음의 값을 가지는 영역과 양의 값을 가지는 영역이 관측된다. Sohankar 등<sup>(12)</sup>의 결과에서도 낮은  $Re_h$  수에서는 모든 기울임각에서 양력이 양의 값을 가지며  $Re_h$ 가 높아질 경우 음의 값을 가질 수 있는 것이 확인되었다.

Fig. 3(c)는 Strouhal 수를 나타낸다. 기울임각이  $45^\circ$ 인 경우 높은 값을 보이고 있다. Fig. 3(d)는



**Fig. 5** Distribution of  $v'_{rms}$  for fixed blockage ratio ( $h/H=0.2$ ),  $Re_H=500$ ,  $y/H=0.1$

양력 계수 변동분의 RMS(Root-Mean-Square)를 보여준다. 특히 양력 계수 변동분의 RMS는 와홀림 강도의 기준이 될 수 있으며, 채널 벽에서의 대류 열전달과도 밀접한 관계가 있다.

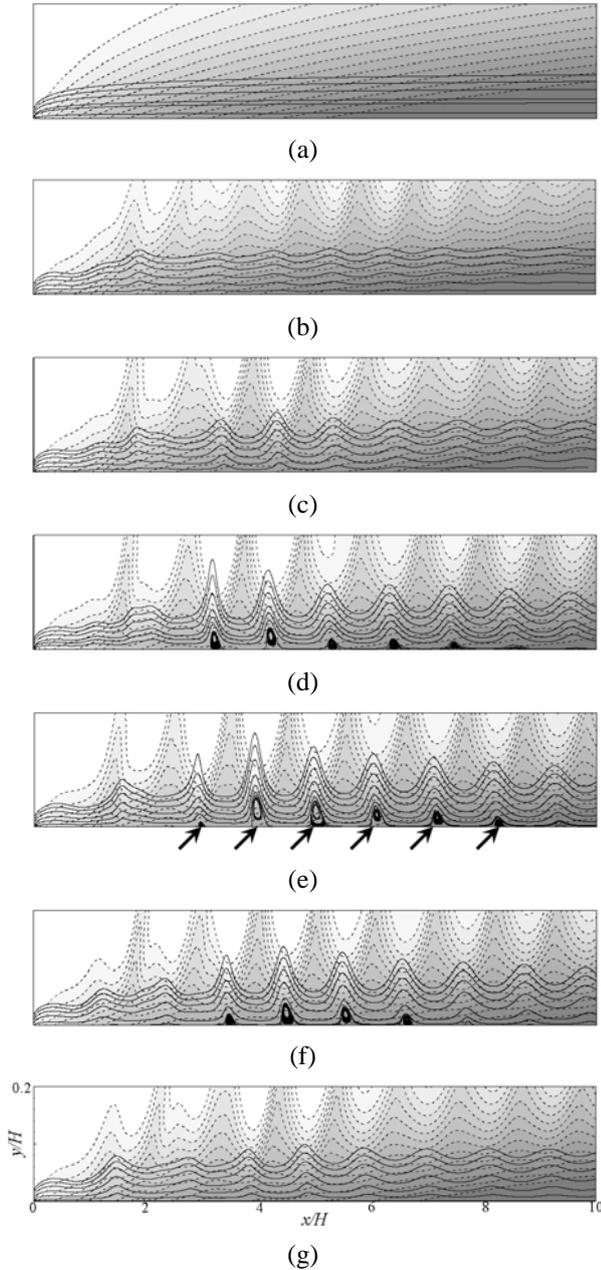
Fig. 4는 가로막음비를 고정시킨 경우 채널 바닥에서 평균된 Nusselt 수를 채널만 있는 경우의 Nusselt 수로 표준화한 결과를 보여준다. Nusselt 수는 채널 높이( $H$ )와 채널 바닥에서의 일정한 열 유속(heat flux,  $q_w$ )을 근거로, 다음 식과 같이 정의된다.

$$Nu = q_w H / k \Delta T \quad (5)$$

여기서  $k$ 는 열전도 계수를 의미하며,  $\Delta T$ 는 입구 온도와 채널 바닥 온도와 차이로 의미한다. 평균된 Nusselt 수는 다음 식과 같이 정의하였다. 여기서 overbar는 시간평균을 의미하고,  $\langle \rangle$  기호는 채널 바닥에서의 공간평균을 의미한다.

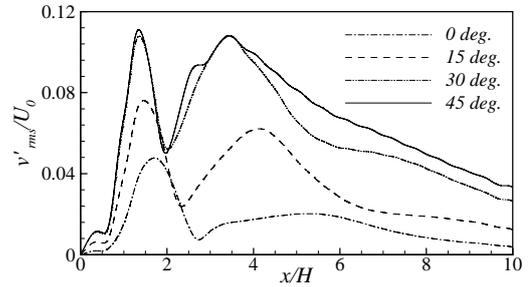
$$\langle \overline{Nu} \rangle = \frac{\int_0^L \overline{Nu} dx}{L} \quad (6)$$

가로막음비를 고정시킨 경우 가로막음비에 의한 채널 바닥에서의 열전달 증가를 배제하고, 기울임각의 영향(형상의 변화)만을 고려할 수 있게 된다. 기울임각이  $0^\circ$ 인 경우 채널 바닥에서의 평균 열전달이 채널만 존재할 경우보다 약 5% 정도 증가하는 것을 볼 수 있다. 기울임각이  $45^\circ$ 로 점차 증가하게 되면 Fig. 3(d)에서 볼 수 있듯이 양력 계수의 변동분이 증가하게 되며, 채널 벽쪽으로 보다 강한 유동이 발생하게 된다. Fig. 5는 채널벽 근처에서 주기적인 수직방향 속도 섭동분의

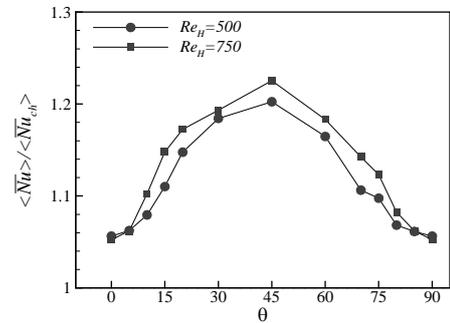


**Fig. 6** Instantaneous streamlines and temperature contours for the case of fixed side length of the cylinder,  $A/H=0.2$ ,  $Re_H=500$ ; (a) channel flow, (b)  $\theta=0^\circ$ , (c)  $\theta=15^\circ$ , (d)  $\theta=30^\circ$ , (e)  $\theta=45^\circ$ , (f)  $\theta=60^\circ$ , (g)  $\theta=75^\circ$

rms를 나타내었다. 기울임각이  $0^\circ$ 에서  $45^\circ$ 로 점차 증가함에 따라 벽 근처에서 수직방향 속도성분 섭동분의 크기가 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 채널 벽에서 대류 열전달을 증가시키는 원인이 되며, Fig. 4에서 기울임각의 변화에 따라 평균 Nusselt수가 증가하는 것과 일치한다. 즉 가로



**Fig. 7** Distribution of  $v'_{rms}$  for the case of fixed side length of the cylinder,  $A/H=0.2$ ,  $Re_H=500$ ,  $y/H=0.1$



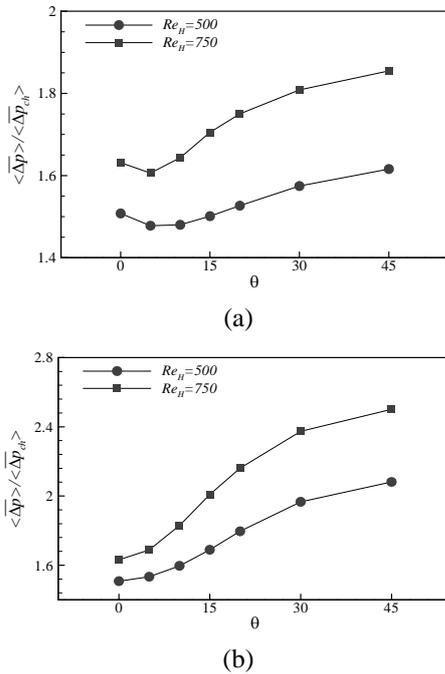
**Fig. 8** Normalized mean Nusselt number for different inclination angles, fixed side length of the cylinder,  $A/H=0.2$

막음비를 고정시키고 기울임각의 영향을 관측한 결과  $45^\circ$ 의 기울임각을 가지는 형상에서 실린더의 크기가 작더라도 보다 높은 수직방향 유동 교란이 발생하였으며, 이에 의해 약 8%까지 열전달이 증가하였다.

Nakagawa 등<sup>(3,4)</sup>이 수행한 난류 실험에서도 채널 벽에 수직인 주기적인 속도 성분이 열전달에 큰 영향을 미치는 것이 확인되었으며, 층류에 대한 본 연구의 결과와 유사하다.

### 3.2 실린더의 크기가 고정된 경우

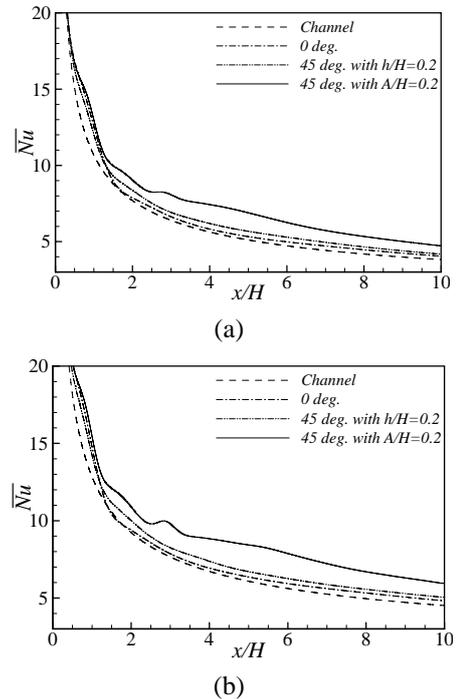
채널 내에서 실린더의 크기를  $A/H=0.2$ 로 고정하고 실린더를 기울이는 경우 채널내의 열전달 자료는 실험 장치나 응용기계에서의 열전달 제어를 위하여 유용하게 사용될 수 있다. 실린더의 크기를 고정시킨 후 회전할 경우, 가로막음비가 증가하게 되어 실린더와 평판사이의 유속이 빨라지게 되므로 더욱 높은 열전달을 가져올 수 있다. 또한 실린더와 채널 사이의 높은 유속으로 인해 채널 바닥에서 전단응력이 커지게 되고 이로 인해 채널 벽에서 2차 와류(Secondary Vortex)



**Fig. 9** Normalized pressure losses for different inclination angles; (a) fixed blockage ratio ( $h/H=0.2$ ), (b) fixed side length of the cylinder( $A/H=0.2$ )

가 발생하게 된다. 이는 채널 벽 근처에서 속도 섭동을 증가시키게 되며, 채널 벽에서의 열전달을 증가시키게 된다.

Fig. 6은 실린더의 크기를 고정시킨 경우, 기울임각에 따른 벽 근처에서의 유선과 등온선의 변화를 보여준다. 유선은 실선으로 표시하였으며, 등온선은 점선으로 나타내었다. Fig. 6(a)는 실린더가 존재하지 않는 채널의 경우에 해당하며, 채널 바닥에서 열 경계층이 발달하는 것을 관측할 수 있다. 채널 사이에 실린더가 존재할 경우, 실린더 후류에서 주기적인 와류림이 발생하게 되며, 이는 채널 벽 근처의 유체 온도에 큰 변화를 가져오는 것이 관측된다. Fig. 6에서 기울임각이 45°까지 증가함에 따라 채널 바닥 근처에서 유선의 수직방향 진폭이 증가함을 알 수 있다. 이는 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 벽에 수직인 속도성분의 주기적인 섭동 크기가 커짐을 의미한다. 또한 채널 바닥에서 2차 와류가 발생함에 따라[Fig. 6(e)에서  $\rightarrow$ 로 표시]채널 벽에서 유체쪽으로의 주기적인 수직방향 유동을 더욱 가속시키게 된다. Fig. 5와 Fig. 7을 비교하면, 가로막음비가 일정한 경우보다 실린더 크기를 고정시킨 경우가 기울임



**Fig. 10** Distribution of time-averaged Nusselt number along the bottom floor of the channel,  $A/H=0.2$ ; (a)  $Re_H=500$ , (b)  $Re_H=750$

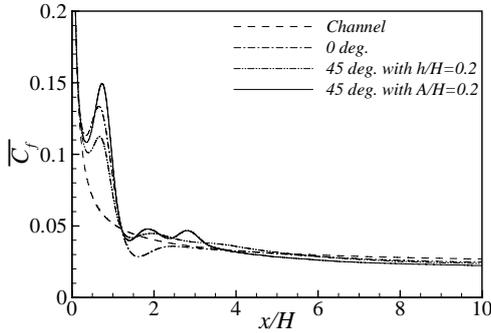
각에 따라 수직방향 속도성분의 섭동이 급격하게 증가하는 것을 관측할 수 있다. 이는 채널 벽에서 대류 열전달을 증진시키는 원인이 된다.

실린더 크기가 고정된 경우 기울임각의 변화에 따라 열전달이 크게 증가하는 것을 Fig. 8을 통해 알 수 있다. 기울임각이 45°인 경우 채널만 존재할 경우보다 약 20% 가량 높은 열전달이 관측되었다. 이는 가로막음비가 증가하는 경우 채널 벽의 열전달이 증가하는 Valencia<sup>(13)</sup>의 연구 결과와 일치한다.

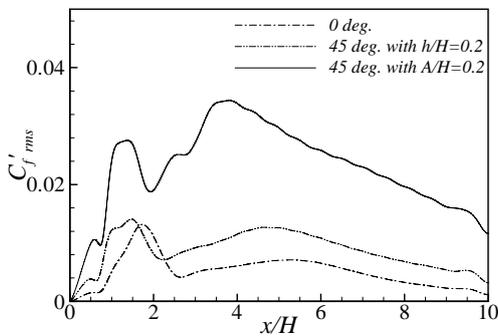
### 3.3 압력손실과 벽면마찰 분석

대부분의 열교환기에서 열교환 성능을 향상시키기 위해서는 압력 손실은 불가피한 현상이다. Fig. 9는 기울임각에 따른 압력 손실을 나타내었다. 압력 손실에 대한 식은 다음과 같이 입구와 출구의 평균 압력 차이로 정의 하였으며, 실린더가 없는 채널 유동에서의 압력 손실로 표준화하였다.

$$\langle \Delta p \rangle = \frac{\int_0^H p_{inlet} - p_{outlet} dy}{H} \quad (7)$$



**Fig. 11** Distribution of mean friction coefficients for  $Re_H=500$



**Fig. 12** Distribution of rms of friction coefficient fluctuation for  $Re_H=500$

기울임각이 45° 인 경우 높은 압력 손실이 발생하며, 실린더의 크기가 고정된 경우 가로막음비가 증가하기 때문에 더 큰 압력 손실이 발생하였다.

Fig. 10은 채널 바닥에서 시간 평균된 Nusselt 수의 분포를 나타낸다. 실린더가 존재하는 경우, 실린더가 놓인 지점( $x/H=0.6$ ) 근처에서부터 채널만 있는 경우보다 열전달이 높아지는 것을 확인할 수 있다. 또한 기울임각이 45°이고 실린더 크기가 고정된 경우 대부분의 채널 바닥에서 매우 높은 열전달이 관측된다.

Fig. 11은 다음 식과 같이 정의 되는 평균 마찰계수의 분포를 나타낸다.

$$\overline{C_f} = \frac{\overline{\tau_w}}{\frac{1}{2} \rho U_0^2} \quad (8)$$

실린더 근처 채널 벽에서의 평균 벽전단응력은 실린더가 없는 경우에 비해 크게 증가하며, 특히 실린더의 크기가 고정되고 기울임각이 45°인 경우가 가장 높은 값을 가진다. 이는 실린더의 크

기가 고정된 경우에 가로막음비가 커지면서 유속이 증가하여 벽전단응력이 증가했기 때문이다. 후류에서는 평균 벽전단응력의 크기의 차이가 거의 없으나, Fig. 12에 나타난 마찰계수 섭동분의 RMS는 큰 차이를 보이고 있다. Fig. 10에 나타난 Nusselt 수의 분포와 비교 관찰해 보면, 평균 벽전단응력보다, 벽전단응력의 섭동분이 열전달과 큰 상관관계를 가짐을 확인할 수 있다. 즉 Fig. 5와 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 수직방향 속도성분의 주기적인 섭동 크기가 증가하였기 때문에 유동방향 속도성분의 섭동도 증가하게 되며, 따라서 마찰계수 섭동이 커지게 된다. 이는 Yang 등<sup>(17)</sup>의 후향 계단이 부착된 회전하는 실린더 주위 물질전달에 관한 연구에서 물질전달이 벽전단응력 섭동분과 큰 상관관계를 가진다는 결과와 일치한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 채널의 중앙에 기울어진 정방형 실린더가 존재할 경우, 채널 바닥에서의 열전달 특성에 대한 수치해석적 연구를 층류영역에서 수행하였다. 실린더가 주유동 방향에 대하여 기울어진 각도의 변화에 따라 실린더 후류에서 발생하는 와홀림 구조와 박리점의 변화로 항력계수와 양력계수, Strouhal 수 등의 유동특성이 크게 변하는 것을 확인하였다. 이는 채널 바닥 근처에서 주기적인 속도 섭동의 변화를 야기하며, 열전달 특징을 변화시킨다. 실린더 가로막음비가 일정하고 기울임각이 45°인 경우, 채널 벽 근처에서 가장 큰 주기적인 속도 섭동을 가지며, 채널 바닥에서 높은 열전달을 관측할 수 있었다. 또한 실린더의 크기를 고정시키고 기울인 경우, 기울임각이 커짐에 따라 가로막음비가 증가하며, 실린더 근처 채널 바닥에서 증가된 전단응력과 실린더 후류 와홀림으로 인해 채널 바닥에서 2차 와류가 생성된다. 이는 채널 바닥에서 주기적인 속도 섭동을 더욱 증가시키게 되고, 대류 열전달을 강화하게 된다. 실린더의 크기를 고정시키고 ( $A/H=0.2$ ) 기울임각이 45°인 경우 약 20%까지 열전달이 증가함을 확인하였다. 또한 벽 근처의 주기적인 속도 섭동은 마찰계수 섭동을 야기시키며, 마찰계수 섭동분과 열전달이 큰 상관관계를 가지게 된다.

## 후 기

이 논문은 2006년도 정부(과학기술부)의 재원으로 한국과학재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. F01-2006-000-10052-0).

## 참고문헌

- (1) Hwang, J., Yang, K. and Sun, S., 2003, "Reduction of Flow-induced Forces on a Circular Cylinder Using a Detached Splitter Plate," *Phys. Fluids*, Vol. 15, No. 8, pp. 2433~2436.
- (2) Nakagawa, S., Senda, M. Kikkawa, S., Wakasugi, H. and Hiraide, A., 1998, "Heat Transfer in Channel Flow Around a Rectangular Cylinder," *Heat transfer, Japanese Research*, Vol. 27, pp. 84~97.
- (3) Nakagawa, S., Senda, M., Hiraide, A. and Kikkawa, S., 1999, "Heat Transfer Characteristics in a Channel Flow with a Rectangular Cylinder," *JSME International Journal*, Vol. 42, No. 2, pp. 188~196.
- (4) Suzuki, K. and Suzuki, H., 1994, "Unsteady Heat Transfer in a Channel Obstructed by an Immersed Body," *Ann. Rev. Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 174~206.
- (5) Sohankar, A., Norberg, C. and Davidson, 1999, "Simulation of Three-dimensional Flow Around a Square Cylinder at Moderate Reynolds Numbers," *Phys. Fluids*, Vol. 11, No. 2, pp. 288~306.
- (6) Robichaux, J., Balachandar, S. and Vanka, S. P., 1999, "Three-dimensional Floquet Instability of the Wake of Square Cylinder," *Phys. Fluids*, Vol. 11, No. 3, pp. 560~578.
- (7) Sharma, A. and Eswaran, V., 2004, "Heat and Fluid Flow Across a Square Cylinder in the Two-dimensional Laminar Flow Regime," *Numerical Heat Transfer Part A*, Vol. 45, pp. 247~269.
- (8) Sharma, A. and Eswaran, V., 2005, "Effect of Channel Confinement on the Two-dimensional Laminar Flow and Heat Transfer Across a Square Cylinder," *Numerical Heat Transfer Part A*, Vol. 47, pp. 79~107.
- (9) Breuer, M., Bernsdorf, J., Zeiser, T. and Durst, F., 2000, "Accurate Computations of the Laminar Flow Past a Square Cylinder Based on Two Different Methods: Lattice-Boltzmann and Finite-volume," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 21, pp.186~196.
- (10) Knisely, C. W., 1990, "Strouhal Numbers Rectangular Cylinders at Incidence: a Review and New Data," *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 4, pp. 371~393.
- (11) Zaki, T. G., Sen, M. and Gad-el-Hak, M., 1994, "Numerical and Experimental Investigation of Flow Past a Freely Rotatable Square Cylinder," *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 8, pp. 555~582.
- (12) Sohankar, A., Norberg, C. and Davidson, L., 1998, "Low-Reynolds-number Flow Around a Square Cylinder at Incidence: Study of Blockage, Onset of Vortex Shedding and Outlet Boundary Condition," *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, Vol. 26, pp. 39~56.
- (13) Valencia, A., 1995, "Heat Transfer Enhancement in a Channel with a Built-in Square Cylinder," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No. 1, pp. 47~58.
- (14) Kim, J., Kim, D. and Choi, H., 2001, "An Immersed-Boundary Finite-Volume Method for Simulations of Flow in Complex Geometries," *J. Comp. Phys.*, Vol. 171, pp. 132~150.
- (15) Kim, J. and Choi, H., 2004, "An Immersed-Boundary Finite-Volume Method for Simulation of Heat Transfer in Complex Geometries," *KSME Int. J.*, Vol. 18, pp. 1026~1035.
- (16) Kim, D., Yang, K. and Senda, M., 2004, "Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow Past a Square Cylinder Confined in a Channel," *Computers and Fluids*, Vol. 33, pp. 81~96.
- (17) Yang, K.-S., Hwang, J.-Y., Bremhorst, K. and Nestic, S., 2003, "Numerical Investigation of Turbulent Flow Around a Rotating Stepped Cylinder for Corrosion Study," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 81, No. 1, pp. 26~36.