

와류발생기의 충돌각과 루버각의 상호작용에 의한 열전달촉진

정 제 동, 박 병 규*, 이 준 식**

세종대학교 기계공학과, *한국기계연구원 열유체공정기술연구부, **서울대학교 기계항공공학부

Heat Transfer Enhancement by the Combined Effect of Louver Angle and Angle of Attack of Vortex Generator

Jae Dong Chung, Byung Kyu Park*, Joon Sik Lee**

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

*Department of Thermal, Fluid and Environment Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

**School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-743, Korea

(Received April 11, 2002; revision received March 7, 2002)

ABSTRACT: A numerical investigation of the performance of the plate heat exchanger with rectangular winglet is conducted to examine the combined effect of vortex generator and louver fins. Velocity and temperature fields and spanwise averaged Nu and friction factor are presented. Enhancement of heat transfer and flow loss penalty is evident. A parametric study of three factors (Re, angle of attack and louver angle) with levels of 5 (Re=300, 500, 700, 900, 1100), 4 ($\alpha=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ$), and 4 ($\beta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$), respectively, indicates the performance defined by the ratio of heat transfer enhancement to flow loss penalty shows monotonic behavior for each parameter alone but the interactions between parameters is found to be considerable effect on the performance of heat exchanger and should be considered in design. The effect of stamping is also examined.

Key words: Heat transfer enhancement(열전달촉진), Vortex generator(와류발생기), Louver fin (루버핀)

기 호 설 명

B : 채널 폭
 $2b$: 와류발생기의 간격
 f : 마찰계수
 H : 채널 높이
 k : 열전도율
 Nu : Nusselt 수
 P : 압력

Pr : Prandtl 수
 Re : Reynolds 수
 T : 온도
 U, V, W : 무차원속도, ($= u/u_m, v/u_m, w/u_m$)
 u, v, w : 속도
 X, Y, Z : 무차원좌표, ($= x/H, y/H, z/H$)
 x, y, z : 좌표

그리스 문자

α : 충돌각, 열확산율
 β : 루버각
 θ : 무차원온도, ($= (T - T_i)/(T_w - T_i)$)

† Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

ν : 동점성계수

하첨자

0 : 입구
 m : 평균
 w : 벽

1. 서론

산업용 열교환기의 고성능화 및 고밀도화는 지난 수십 년간의 지속적인 연구개발의 대상이었다. 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 발열원으로부터 냉각유체로의 열전달이 원활히 이루어져야 한다. 이러한 열전달촉진은 외부동력을 이용한 경우와 무동력법이 있으며 후자의 경우 일반적으로 슬릿, 루버, 웨이브 등의 다양한 편형상이 이용되고 있다. 하지만 오늘날 고밀집도 열교환기의 유로는 매우 협소하여 안정된 층류흐름을 보이게 된다. 이러한 시공간적 와류발생이 없는 정상상태의 층류유동 하에서는 냉각유체의 혼합효과가 작아 고온의 열원으로부터 저온의 냉각유체로의 대류열전달이 활발히 이루어지지 못한다. 따라서 인위적인 와류를 발생시켜 열전달을 촉진시키고자 하는 연구가 활발히 진행되었다.⁽¹⁾ 특히, Mitra 그룹에서 수행된 일련의 연구에서⁽²⁻⁶⁾ 와류발생기의 형상, 충돌각, 배열(원형 또는 타원형) 튜브와의 상호작용, 와류발생기간의 상호작용

등 와류발생기가 열전달촉진에 미치는 영향이 심도 깊게 논의되었다.

와류를 발생시키는 방법 외에 열전달을 촉진시키는 또 다른 중요한 방법은 주유동의 방향을 조절하는 방법으로 알려져 있다.⁽⁷⁾ 루버편으로 대표되는 이러한 방법도 지금까지 실험 또는 수치적인 방법에 의해 다양한 연구가 이루어져 왔다.⁽⁸⁻¹⁰⁾ 하지만 각각의 방법이 가지는 열전달촉진 메커니즘에 대해서는 지속적인 연구가 이루어져 왔고 지금도 진행중이지만 이들 간의 상호작용은 알려진 바가 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 열교환기 성능향상을 위한 기초연구의 일환으로, 독립적인 사각날개 와류발생기에 루버각을 도입함으로써 수치적 방법으로 성능향상을 평가하고 개선된 와류발생기의 가능성을 제안한다.

2. 해석

2.1 해석대상모델

해석대상은 Fig. 1에 개략적으로 도시되었듯이 주유동방향으로 $8H$, 폭방향과 채널 높이가 H 인 채널에 완전발달된 $\theta=0$ 인 유체가 유입되고 $\theta=1$ 인 상하 벽면과 사각날개 와류발생기(rectangular winglet vortex generator)로 구성된다. 해석의 편의상 쌍으로 구성된 와류발생기에서 대칭성을 이용하여 한쪽 면만을 해석하였다. 이러한 대칭성은 측면으로의 유동진동을 억제할 것으로 예측되

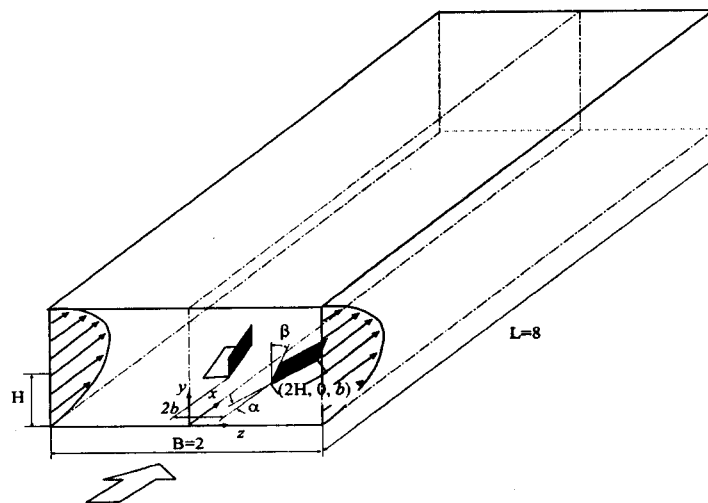


Fig. 1 Schematic representation of the model for channel flow with vortex generator.

고 있으나⁽¹¹⁾ 계산격자의 감소라는 측면에서 대부분의 해석에서 도입되고 있는 가정이다. $0.4H \times 0.3H$ 의 크기를 가지는 와류발생기는 $(x, y, z) = (2H, 0, 0.2H)$ 에 회전기준점을 두고 유동방향에 대해 2개의 방향(충돌각 α , 루버각 β)을 갖는다. 특히, $\alpha=0^\circ$ 는 기존의 루버핀에 해당하고 $\beta=0^\circ$ 는 기존의 사각날개 와류발생기에 해당한다. 와류발생기에 의한 열전달 증가는 3장에서 보이는 바와 같이 150%에 달함에도 불구하고 전체 벽면에 대한 와류발생기의 면적비가 1.5%에 불과하다는 사실에 주목할 필요가 있다.

열전달 향상을 위한 최적화 연구는 와류발생기와 관련된 형상인자가 매우 많이 관련되므로 현실적으로 불가능하므로 여기서는 와류발생기의 형상(사각날개), 크기($0.4H \times 0.3H$), 배열(단일쌍), 위치($(x, y, z) = (2H, 0, 0.2H)$)는 고정하고 단지 충돌각($\alpha=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)과 루버각($\beta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$)만을 변화하여 Reynolds 수 ($Re=300, 500, 700, 900, 1100$)에 따른 영향을 살펴보고자 한다.

2.2 수치해석

비압축성, 뉴턴유체에 대한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (\theta U_j) = \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right] \tag{3}$$

길이, 속도, 온도는 각각 채널 높이(H), 입구 평균 속도(u_m), 입구와 벽온도의 차($T_w - T_i$)로 무차원화되었고 시스템의 특성을 나타내는 무차원수는 Reynolds 수와 Prandtl 수로서 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{U_m H}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{4}$$

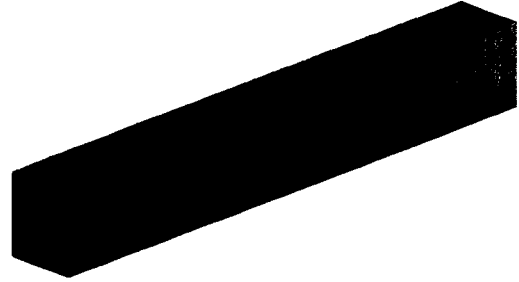


Fig. 2 Grid system used in the computation.

와류발생기에 의한 열전달촉진은 핀의 작은 수력직경과 낮은 기체밀도 때문에 저레이놀즈수 유동영역에서 이루어지므로⁽⁷⁾(이는 실험적인 접근이 어렵고 주로 수치적인 접근이 이루어진 이유이기도 하다), 해석은 공기($Pr=0.7$)를 대상으로 $300 < Re < 1100$ 인 영역에서 수행되었다.

와류발생기에서의 전도는 고려되지 않았고 두께가 0이고 $\theta=1$ 인 벽조건을 적용하였다. 유한한 두께를 가진 와류발생기에 대한 예비계산을 통해 정상상태의 경우 와류발생기의 전도효과는 무시할 수 있음을 알 수 있었다. 와류발생기가 열교환기 평판으로부터 스탬핑(stamping)된 경우 평판 상·하면의 스탬핑된 부분의 온도와 속도 경계조건으로는 주기조건(periodic condition)이 적용되었다.

스탬핑의 영향을 살펴본 3.3절의 경우 다른 조건은 일치하나 단지 평판 상·하면의 스탬핑된 부분이 벽으로 대체되어 no slip 조건으로 대체하여 비교하였다. 입구조건은 완전발달된 유동이 일정온도(T_0)로 유입된 것으로 하였고, 와류발생기로부터 충분히 멀리 떨어져 있는 출구에서는 Neumann 조건을 적용하였다. 와류발생기는 폭방향으로 반복하여 설치되었으므로 계산영역의 측면은 대칭조건을 적용하였다.

해석은 상용 수치해석 프로그램인 STAR-CD⁽¹²⁾를 사용하여 이루어졌다. 계산격자는 주흐름 방향으로 80, 채널 높이 방향으로 45, 폭 방향으로 50개이며, 유동교란이 왕성한 와류발생기 부근에 격자를 집중시켰다(Fig. 2 참조).

사용된 격자계의 격자의존성은 예비계산을 통해 확인되었다. 총잔류오차가 10^{-5} 한도에서 수렴을 판정하였다. 전형적인 계산시간은 각 경우당 Compaq XP1000에서 약 5시간 정도 소요되었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 검증

수치해석 결과는 해석해가 존재하는 경우인 와류발생기가 없는 채널유동⁽¹³⁾과 비교하여 검증이 수행되었다. 아래 식으로 정의되는 국소 Nu 수를 유동에 수직인 방향(z 방향)으로 평균한 Nu 수(식(5))와 마찰계수 f (식(6))를 온도장이 충분히 발달했을 경우의 해석해와 비교하였을 때 각각 0.17%와 0.62%의 차이를 보인다. 이 경우 유동이 단순하여 와류발생기가 있을 경우보다 훨씬 성긴 격자계를 사용하였다.

$$\overline{Nu} = \frac{q(H/k)}{\frac{B}{2} \int_0^{B/2} (T_w - T_m(x)) dz} \quad (5)$$

$$f = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot u_m^2} \left(\frac{H}{\Delta x} \right) \quad (6)$$

여기서 T_m 은 평균 온도이며 본 연구에서는 와류발생기에 의한 채널 윗면의 평균 Nu 수의 변화는 그다지 크지 않으므로 앞으로의 논의에서 평균 Nu 수는 모두 채널 아랫면에 대한 값으로 한다.

3.2 충돌각과 루버각의 영향

Fig. 3는 Re 수의 증가에 따른 열전달 증가를 보여준다. 높은 속도는 와류 강도를 증가시켜 결국 열전달 증가를 가져온다. 고정된 루버각(충돌각)에 대한 충돌각(루버각)이 열전달촉진에 미치는 영향을 정량적으로 비교하면 루버각보다 충돌각이 Re 수에 보다 민감함을 알 수 있다. 전반적

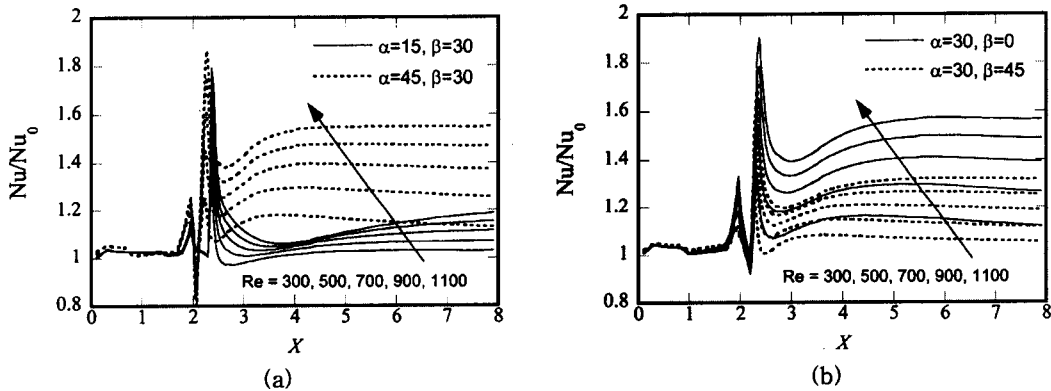


Fig. 3 Effect of Reynolds number on the spanwise average Nusselt number along the streamwise direction for (a) $\beta=30^\circ$ and (b) $\alpha=30^\circ$.

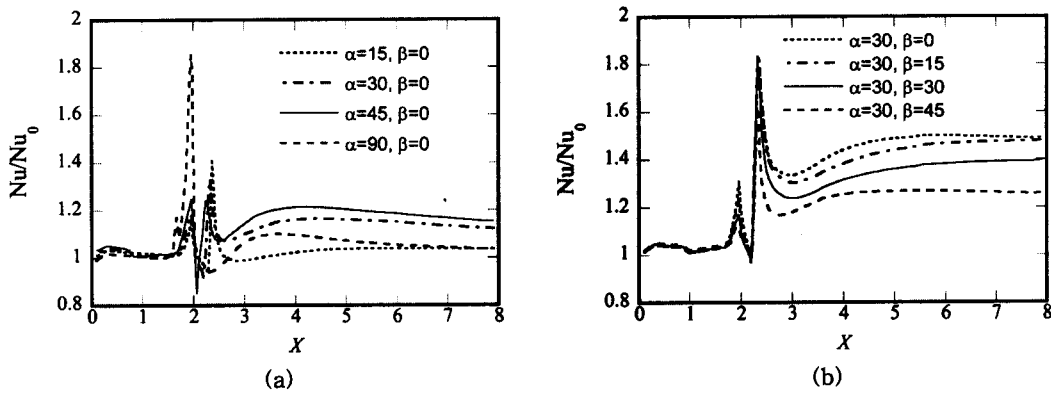


Fig. 4 Effect of (a) angle of attack and (b) louver angle on the spanwise average Nusselt number along the streamwise direction.

인 경향은 Re 수에 관계없이 동일하나 보다 가시적인 열전달 증가를 보이기 위해 앞으로의 논의에서는 Re 수가 큰 경우(Re=900)에 대한 결과만을 보이기로 한다.

충돌각의 영향을 살펴보기 위해 루버각 β 를 고정(0°)하고 충돌각 α 만을 변화시켰을 때(Fig. 4 (a))와 루버각의 영향을 살펴보기 위해 충돌각을 고정(30°)하고 루버각만을 변화시켰을 때(Fig. 4 (b)) 유동에 수직한 방향의 평균 Nu를 유동방향에 따라 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 하첨자 0은 와류발생기가 없는 평판을 의미하며 모든 결과의 기준으로 사용되었다.

기존의 루버핀에 해당하는 $\alpha=90^\circ$ 의 경우는 충돌각이 90° 로 한정되어 폭방향 및 축방향으로 와류가 생성되지 않는다. 높은 공기속도에서는 루버각을 따라 주유동이 형성되어 방향성을 가진 단락평판유동의 특성인 높은 열전달계수를 나타내지만, 낮은 공기속도에서는 루버는 유동구조에 미미한 영향만을 끼치고 주유동은 루버방향으로 흐르지 않아 핀 사이의 덩트유동을 형성함으로써 열전달계수가 현저히 낮아지는 바, 이는 저속공기유동에서 이웃한 루버 사이에 성장하는 경계층이 충분히 두꺼워져서 유로를 완전히 막아서 핀 배열을 통한 축방향 유동(덩트유동)을 초래하기 때문이다. $\alpha=90^\circ$ 를 제외하고는 고려된 영역 내에서 충돌각이 증가할수록, 그리고 루버각이 감소할수록 열전달은 단순 증가하는 경향을 발견할 수 있다.

이러한 열전달 증가는 필연적으로 압력강하를

수반한다. 따라서 열교환기 성능평가를 위해서는 단순히 Nu만을 비교하기보다는 압력강하를 함께 고려하여야 한다. 이러한 목적으로 다양한 평가기준이 제시되어 있다.^(7,11) 여기서는 비교적 단순한 Nu/f 를 열교환기 성능평가 기준으로 사용한다. 압력강하는 주로 주유동방향의 속도차에 의하지만 열전달촉진은 주로 폭방향과 채널 높이 방향의 속도에 영향을 받기 때문에 열전달촉진과 압력강하는 단순한 상관관계를 보이지는 않는다. 따라서 최적의 성능을 보이는 와류발생기 조건을 찾을 필요가 있다. Fig. 5는 이러한 성능평가를 $0^\circ < \alpha < 90^\circ$, $0^\circ < \beta < 45^\circ$ 의 범위에서 보여준다. 와류강도가 약한 낮은 Re 수에서는 충돌각과 루버각의 상호작용이 미약하여 마치 각각의 인자의 영향이 독립적으로 나타나는 것처럼 보인다. 하지만 와류발생기의 영향이 확인한 Re=900의 경우 충돌각과 루버각의 상호작용을 뚜렷이 보인다. 최적의 성능은 $\alpha=30^\circ$, $\beta=15^\circ$ 에서 발견된다.

와류발생에 의한 유동구조를 살펴보기 위해 Fig. 6에 보이는 바와 같이 유동방향의 몇 개의 위치($x/H=0.9, 1.8, 2.7, 3.6, 4.5, 6, 7.5$)에서 단면($y-z$ 평면) 속도를 살펴보았다. 와류발생기에 의한 유동의 박리로 유동방향에서 보았을 때 와류발생기 후면에서 저압영역이 형성되고 전면에는 고압영역이 형성된다. 이러한 압력차에 의해서 주유동에 수직한 방향의 유동이 발생하여 와류가 형성되고 이 와류는 경계층을 교란시켜 열전달을 촉진시키게 된다. 이러한 열전달촉진은 Fig. 7의 열교환기 평판과 와류발생기의 열유속

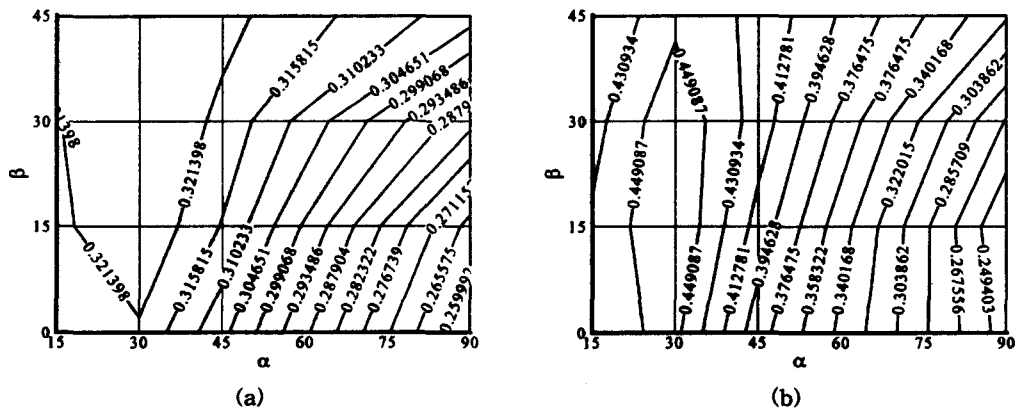


Fig. 5 The contour of performance criterion Nu/f in the range of $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ and $0^\circ < \beta < 45^\circ$ for (a) $Re=300$ and (b) $Re=900$.

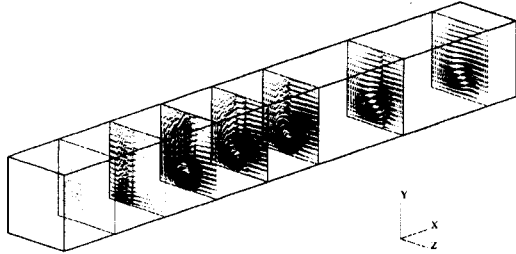


Fig. 6 Velocity profiles for each section at $x/H=0.9, 1.8, 2.7, 3.6, 4.5, 6, 7.5$.

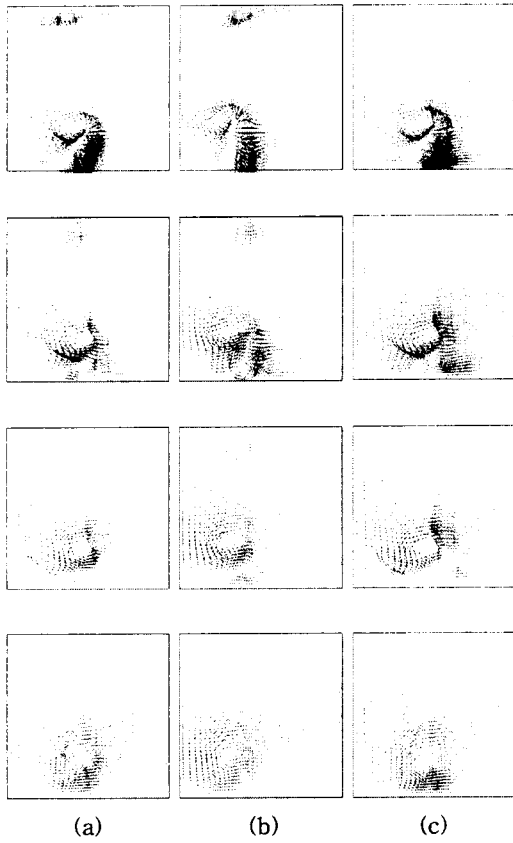


Fig. 8 Cross-stream velocity vectors at different axial locations in the channel ($x/H=2.2, 2.4, 2.7$ and 4.0) for (a) $\alpha=30^\circ, \beta=30^\circ$ with stamping, (b) $\alpha=30^\circ, \beta=0^\circ$ with stamping, (c) $\alpha=30^\circ, \beta=30^\circ$ without stamping.

을 살펴봄으로써 보다 명확해진다. 전술한 바와 같이 윗 평판은 와류발생기에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있고 와류발생기 전방의 유동입구영

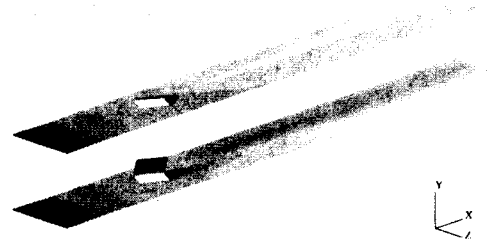


Fig. 7 Heat flux contour on the wall and vortex generator.

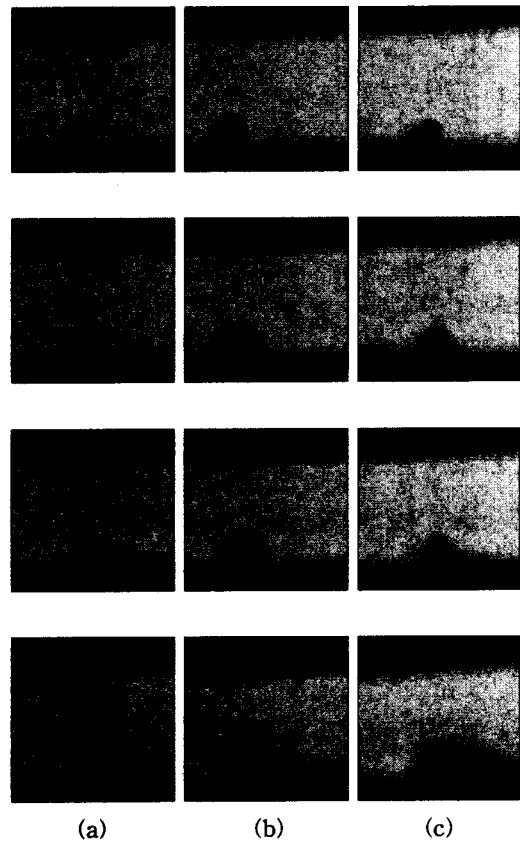


Fig. 9 Cross-stream temperature contours at different axial locations in the channel ($x/H=2.2, 2.4, 2.7$ and 4.0) for (a) $\alpha=30^\circ, \beta=30^\circ$ with stamping, (b) $\alpha=30^\circ, \beta=0^\circ$ with stamping, (c) $\alpha=30^\circ, \beta=30^\circ$ without stamping.

역도 와류발생기의 영향을 거의 받지 않은 전형적인 평판유동에서의 결과와 유사한 거동을 보여준다. 하지만 와류발생기 후방의 아랫 평판은 생

성된 와류의 거동에 따라 큰 열유속을 일으키게 된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 $x/H=2.2, 2.4, 2.7, 4.0$ 에서 $y-z$ 단면의 속도와 온도분포이다. 와류발생기 바로 후방($x/H=2.4$)에서 두 개의 와류가 발생하여 유동흐름에 따라 점차 합쳐져 $x/H=2.7$ 에서 커다란 하나의 와류로 된다. $\alpha=30^\circ, \beta=0^\circ$ 의 경우(Fig. 8(b), Fig. 9(b))에는 $\alpha=30^\circ, \beta=30^\circ$ 의 경우(Fig. 8(a), Fig. 9(b))보다 큰 와류강도를 보이며 따라서 두 개의 와류구조도 보다 길게 유지된다. 하지만 전반적인 유동형태는 매우 유사하다. Fig. 8에서 발견되는 와류의 상향유동(up-wash)과 하향유동(down-wash)은 Fig. 9의 온도경계층의 두께에 영향을 미쳐 결국 열전달촉진에 직접적인 관계가 있다.

3.3 스탬핑의 영향

실용적인 측면에서 보면 와류발생기를 열교환기 평판에 붙이는 것보다 열교환기 평판을 스탬핑(stamping)하여 제작하는 것이 훨씬 용이하다. 하지만 열전달촉진이라는 면에서는 와류발생기를 열교환기 평판에 붙이는 경우에 비해 불리한 것으로 알려져 왔다.⁽¹⁴⁾ 그러나 Fig. 10에 보인 바와 같이 루버각이 추가되었을 때는($\alpha=30^\circ, \beta=45^\circ$) 오히려 스탬핑한 경우가 좋은 열전달거동을 보인다. 이는 열교환기의 열전달촉진이라는 본연의 목적과 제작의 용이성이라는 장점을 함께 만족시킨다.

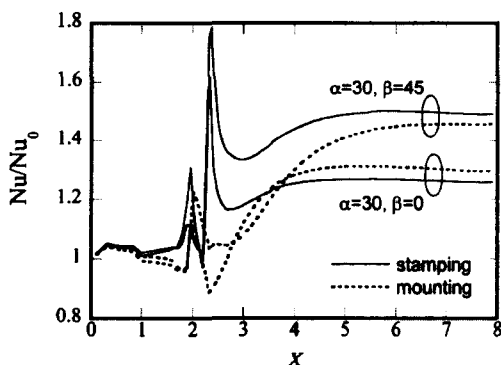


Fig. 10 Effect of stamping on the spanwise average Nusselt number along the streamwise direction.

스탬핑이 없는 경우의 정성적인 온도, 속도분포는 스탬핑이 있는 경우와 비교하여 Fig. 8, Fig. 9에 각각 나타내었다.

4. 결 론

열교환기 성능향상을 위한 기초연구의 일환으로 독립적인 사각날개 와류발생기의 성능을 수치적 방법으로 평가하여 개선된 와류발생기의 가능성을 연구하였다. 와류발생기에서 발생한 와류는 중심영역과 경계층에 왕성한 열·운동량 전달을 일으켜 열전달을 촉진시키는 온도, 속도분포를 통해 확인할 수 있었다. Reynolds 수에 따라($Re=300, 500, 700, 900, 1100$) 충돌각($\alpha=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)과 루버각($\beta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$)의 영역에서 열전달촉진과 압력강하의 비로 나타난 성능평가를 수행한 결과 와류강도가 강한 높은 Re 수에서 충돌각과 루버각의 상호작용이 나타났고 최적의 성능은 $\alpha=30^\circ, \beta=15^\circ$ 에서 발견되었다. 이러한 결과는 기존의 와류발생기에 추가적인 제작의 어려움 없이 간단히 루버각만을 부여하여 성능향상을 얻을 수 있음을 의미한다. 또한 루버각의 도입은 제작의 용이함과 밀접한 관련이 있는 스탬핑이 열전달에 미치는 부효과를 완화시켜 준다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비 요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Jacobi, A. M. and Shah, R. K., 1995, Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 11, pp. 295-309.
2. Fiebig, M., Kallweit, P., Mitra, N. K. and Tiggelbeck, S., 1991, Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flows, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 4, pp. 103-114.

3. Biswas, G., Mitra, N. K. and Fiebig, M., 1994, Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 283-291.
4. Fiebig, M., Guntermann, Th. and Mitra, N. K., 1995, Numerical analysis of heat transfer and flow loss in a parallel plate heat exchanger element with longitudinal vortex generators as fins, *J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 1064-1067.
5. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra, N. K., 1998, Conjugate heat transfer of a finned oval tube with a punched longitudinal vortex generator in form of a delta winglet-parametric investigations of the winglet, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3961-3978.
6. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra, N. K., 2000, Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 417-435.
7. Webb, R. L., 1994, *Principles of enhanced heat transfer*, John Wiley & Sons, Chichester, UK.
8. Davenport, C. J., 1983, Heat transfer and flow friction characteristics of louvered heat exchanger surfaces, *Heat Exchangers: Theory and Practice*, Hemisphere, Washington DC, pp. 397-412.
9. Wang, C.-C., Lin, Y.-T. and Lee, C.-J., 2000, Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3443-3452.
10. Leu, J.-S., Liu, M.-S., Liaw J.-S. and Wang, C.-C., 2001, A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 4235-4243.
11. Brockmeier, U., Guntermann, T. H. and Fiebig, M., 1993, Performance evaluation of a vortex generator heat transfer surface and comparison with different high performance surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2575-2587.
12. STAR-CD users guide, Version 3.15, 2001.
13. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, New York.
14. Biswas, G. and Chattopadhyay, H., 1992, Heat transfer in a channel with built-in wing-type vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 803-814.