

열교환기 내부 유로 종횡비 변화에 따른 국소 열/물질전달 특성 고찰

장 인 혁, 황 상 동, 조 형 희[†]
연세대학교 기계공학과

Effects of Aspect Ratio on Local Heat/Mass Transfer in Wavy Duct

In Hyuk Jang, Sang Dong Hwang, Hyung Hee Cho[†]

Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received September 23, 2004; revision received April 11, 2005)

ABSTRACT: The present study investigates the convective heat/mass transfer characteristics in wavy ducts of a primary surface heat exchanger. The effects of duct aspect ratio and flow velocity on the heat/mass transfer are investigated. Local heat/mass transfer coefficients on the corrugated duct sidewall are determined using a naphthalene sublimation technique. The aspect ratios of the wavy duct are 7.3, 4.7 and 1.8 with the corrugation angle of 145°. The Reynolds numbers, based on the duct hydraulic diameter, vary from 300 to 3,000. The results show that at the low Re($Re \leq 1000$) the secondary vortices called Taylor-Görtler vortices perpendicular to the main flow direction are generated due to effect of duct curvature. By these secondary vortices, non-uniform heat/mass transfer coefficients distributions appear. As the aspect ratio decreases, the number of cells formed by secondary vortices are reduced and secondary vortices and corner vortices mix due to decreased aspect ratio at $Re \leq 1000$. At $Re > 1000$, the effects of corner vortices become stronger. The average Sh for the aspect ratio of 7.3 and 4.7 are almost same. But at the small aspect ratio of 1.8, the average Sh decreases due to decreased aspect ratio. More pumping power (pressure loss) is required for the larger aspect ratio due to the higher flow instability.

Key words: Wavy duct(주름진 덕트), Aspect ratio(종횡비), Taylor-Görtler vortex(테일러-괴틀러 와류), Primary surface heat exchanger(primary surface형 열교환기), Naphthalene sublimation technique(나프탈렌 승화법)

기 호 설 명

A : 전열부면적
 D_h : 덕트 수력직경

D_{naph} : 나프탈렌 확산계수
 dy_N : 나프탈렌 승화 깊이
 f : 마찰계수(fanning friction factor)
 f_0 : 매끈한 덕트에서 마찰계수
 H : 덕트 높이
 H/W : 덕트 종횡비
 h_m : 물질전달계수, 식(1)

[†] Corresponding author

Tel: +82-2-2123-2828; fax: +82-2-312-2159

E-mail address: hhcho@yonsei.ac.kr

L	: 덕트 길이
Lam.	: 층류기준
\dot{m}	: 단위면적당 나프탈렌 질량유속
n	: 식(4)에서의 지수
Nu	: Nusselt 수
P	: 꺾임 피치
ΔP	: 단위피치당 압력손실
P.F.	: 성능계수
Re	: Reynolds 수 (= UD_h/ν)
Sh	: Sherwood 수, 식(2)
Sh_0	: 매끈한 덕트에서 Sherwood 수
\overline{Sh}	: 평균 Sherwood 수, 식(3)
Tur.	: 난류기준
U	: 평균 덕트 입구속도
W	: 덕트 폭
x	: 유동방향 좌표
y	: 높이방향 좌표
z	: 폭방향 좌표

그리스 문자

α	: 꺾임각
ρ_{air}	: 공기의 밀도
ρ_s	: 고체 나프탈렌 밀도
$\rho_{v,\infty}$: 나프탈렌 증기 밀도
$\rho_{v,w}$: 벽에서의 나프탈렌 증기 밀도
dt	: 실험시간
ν	: 동점성계수

1. 서 론

최근 ECS(Environmental Control System), APU(Auxiliary Power Unit), 분산발전시스템 및 복합시스템(Hybrid system) 등에 사용되어지는 마이크로터빈(microturbine)에 대한 관심이 증가하고 있다. 마이크로터빈의 경우 특성상 낮은 시스템 성능을 극복하기 위해 열교환기의 일종인 리큐퍼레이터(recuperator)의 사용이 필수적이다. 리큐퍼레이터 적용에 있어서 낮은 압력손실, 적은 부피 및 무게, 높은 신뢰성 및 낮은 가격 등의 요소들이 열교환기 설계에 중요한 역할을 하게 된다.^(1,2)

리큐퍼레이터의 성능향상을 통해 전체 시스템의 성능을 크게 향상시킬 수 있기 때문에 리큐퍼레이터의 성능향상을 위한 연구들이 많이 진행되어 왔다. 이와 같은 리큐퍼레이터의 성능향상을 위해 현재는 주름지거나 꺾어진 형태의 다양한 유로 및 단면형상의 유로가 사용되고 있다. 이는 복잡한 형태의 꺾어진 내부 유로에서 유동방향에 수직한 2차유동이 생성되게 되고, 생성된 2차유동에 의해 주유동이 교란되어 열전달 향상을 가져오기 때문이다. 하지만 2차유동에 의해 전열면에서 불균일한 열전달 특성 및 마찰손실 증가를 수반하게 된다.

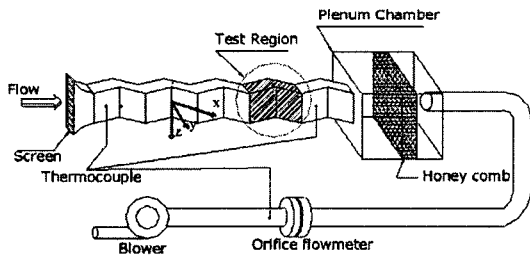
Asako and Faghri⁽³⁾와 Sawyers et al.⁽⁴⁾은 층류영역에서 꺾어진 형태의 덕트에 대해 열전달 및 유동특성에 대한 수치연구를 수행하였다. Nishimura et al.⁽⁵⁾은 꺾어진 형상의 덕트에서의 내부 유동구조 및 특성을 유동가시화를 통해 고찰하였으며, 유동 불안정에 기인한 Taylor-Görtler 와류가 발생함을 밝혔다. Rokni and Sunden⁽⁶⁾와 Rokni and Gatski⁽⁷⁾는 사다리꼴 단면형상을 가지는 덕트에 대해 열전달계수 분포를 수치적 방법으로 구하여 덕트형상을 변화시킴으로써 열전달을 향상시킬 수 있음을 밝혔다. 실험적인 연구로서, Goldstein and Sparrow⁽⁸⁾는 42.5의 중횡비를 가지는 꺾어진 덕트에서 열/물질전달 특성을 나프탈렌 승화법을 이용하여 구하였고 결과로 꺾어진 형상에 의해 내부에 복잡한 2차유동이 발생하며, 이와 같은 복잡한 유동현상에 의해 낮은 Re 수에서 열전달이 향상됨을 알 수 있었다. Utriainen and Sunden⁽⁹⁾는 primary surface형 열교환기의 성능특성에 대해 연구하였다. 최근 Jang et al.^(10,11)은 꺾어진 덕트에서 유속 및 꺾임각 변화에 따른 국소적인 유동 및 열/물질전달 특성에 대한 연구를 수행하였으며, 이를 통해 낮은 Re ($Re \leq 1000$)에 유동 불안정성에 의한 2차유동에 의해 불균일한 열/물질전달 특성이 나타남을 밝혔다.

본 연구에서는 primary surface형 열교환기의 내부 유로를 모사한 꺾어진 형태의 덕트에서 덕트 중횡비 변화에 따른 전열면에서의 국소적인 열/물질전달 특성을 나프탈렌 승화법을 이용하여 고찰하였으며, 중횡비 변화에 따른 압력손실을 구하고 전체적인 성능계수 특성에 관한 연구를 수행하였다.

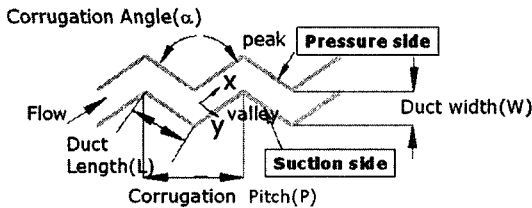
2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

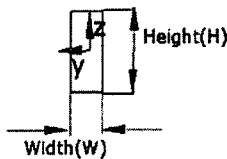
Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸다. 덕트 입구를 통해 유입된 공기는 시험부를 지나 플레넘 챔버(plenum chamber)와 오리피스 유량계를 거쳐 송풍기를 통해 외부로 배출되게 된다. 유량은 플레넘 챔버와 송풍기 사이에 설치된 오리피스 유량계를 사용하여 측정하였으며, 시험부의 구체적인 형상 및 좌표계는 Fig. 1(b)에 나와 있다. 주름진 덕트는 각 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side)의 쌍으로 구성되며, 시험부는 총 10개의 압력면/흡입면으로 구성되어 있다. 전열면에서의 열/물질전달 분포는 덕트 입구로부터 4번째 피치부분에서 측정하였다. 주름진 덕트에서 종횡비에 따른 열/물질전달 특성파악을 위해 덕트 꺾임각(α)은 145°로 고정되어 있으며, 덕트 종횡비를 7.3, 4.7, 1.8로 변화시켰다. 구체적인 크기는



(a) Schematic diagram of experimental setup



(b) Details of test section



(c) Cross section

Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus.

Table 1 Dimension of test ducts

H/W	H [mm]	W [mm]	L [mm]
7.3	53.0	7.2	33.5
4.7	33.5	7.2	33.5
1.8	13.0	7.2	33.5

Table 1에 나와 있다. 덕트의 수력 직경을 기준으로 한 Re 수는 300에서 3,000까지 변화시켜 가면서 Re 수에 따른 유동 및 열전달 특성을 고찰하였다.

덕트 전열면에서의 열전달 특성을 고찰하기 위해 열전달과 물질전달 사이의 유사성을 이용한 나프탈렌 승화법을 사용하였다. 나프탈렌 승화법은 일반적인 열전달 측정방법에 비해 국소적인 열/물질전달계수 분포를 구할 수 있으며, 전도 및 복사에 의한 오차를 없앨 수 있다는 장점이 있다. 또한 물질전달계수는 열전달과 물질전달 사이의 유사에 의해 열전달계수로 바꿀 수 있게 된다.⁽¹²⁾ 열/물질전달계수를 계산하기 위해서 시험 시편에 코팅된 나프탈렌의 표면형상을 실험 전후에 측정하여 실험 중 승화된 나프탈렌의 깊이를 측정하여 물질전달계수를 구하게 된다. 이를 위한 측정장치는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer; LBB-375TA-020, Schaevitz Engineering) 및 2차원 자동이송장치로 구성되며, 측정장치의 자세한 사양은 Cho and Rhee⁽¹³⁾와 동일하다.

꺾어진 덕트에서의 압력손실은 덕트의 바닥면에 설치된 직경 1.0 mm의 5개의 압력탭을 사용하여 측정하였으며, 각각의 압력탭 사이의 간격은 덕트의 피치(P)와 동일하게 하였다. 각 지점에서의 정압은 디지털 마이크로마노미터(DPI 145, Druck)와 밀티플 스캐너(MS 1000, Hongik Fluid Co.)를 사용하여 측정하였다.

2.2 열/물질전달계수

국소 물질전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{v,w} - \rho_{v,\infty}} = \frac{\rho_s(dy_N/dx)}{\rho_{v,w}} \quad (1)$$

본 연구에서는 덕트로 유입되는 공기는 나프탈렌이 포함되어 있지 않으므로 $\rho_{v,\infty} = 0$ 이다. 따라

서 물질전달계수는 나프탈렌 승화 깊이(dy_N), 실험시간($d\tau$), 고체 나프탈렌 밀도(ρ_s), 나프탈렌 증기밀도($\rho_{v,w}$)로 구할 수 있게 된다.⁽¹⁴⁾

Sh 수는 다음과 같이 표현된다.

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D_{naph}} \quad (2)$$

여기서, D_{naph} 는 Goldstein and Cho⁽¹⁵⁾가 제시한 나프탈렌의 물성치에 근거하였다.

전열면에서의 평균 Sh 수는 다음과 같이 수치적 방법을 통해 구할 수 있다.

$$\overline{Sh} = \frac{\int_0^L \int_{-H/2}^{H/2} Sh dz dx}{A} \quad (3)$$

물질전달계수는 열전달과 물질전달 간의 유사성을 이용하여 다음과 같이 물질전달계수를 열전달계수로 전환할 수 있다.⁽¹²⁾

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \quad (4)$$

식(4)에서의 지수 n 은 유동조건에 따라 0.333에서 0.4 사이의 값을 갖는다.

실험결과에 대한 오차해석은 Kline and Mc-Clintock⁽¹⁶⁾이 제시한 방법을 이용하여 수행하였다. 전열면에서의 Sh 수는 95%의 신뢰구간에서 7.2%의 불확실성을 갖는 것으로 계산되었으며, 이 같은 불확실성은 대부분 나프탈렌 물성치의 불확실성에 기인하는 것으로 나타났다.

2.3 압력강하

실험에서 사용된 마찰계수 f (Fanning friction factor)는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{\Delta P}{4(1/D_h)(1/2)\rho_{air}U^2} = \frac{1}{2} \Delta P \frac{D_h}{\rho_{air}U^2} \quad (5)$$

여기서, ΔP 는 단위길이당 압력강하량이다. 마찰계수는 덕트의 피치당 압력강하량을 선형적으로 보간하여 구할 수 있었다.

일정한 송풍력에서 압력손실에 대한 열전달비를 나타내는 성능계수(performance factor)는 다음과 같이 정의된다.

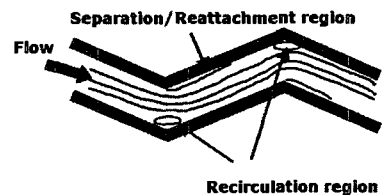
$$P.F. = \frac{Sh/Sh_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (6)$$

여기서 Sh_0 는 Dittus and Boelter⁽¹⁷⁾에 의해 제시된 매끈한 원형 덕트 내에서의 Sh 수를 나타내며, f_0 는 Bhatti and Shah⁽¹⁸⁾에 의해 제시된 매끈한 원형 덕트 내에서의 마찰계수 수를 나타낸다.

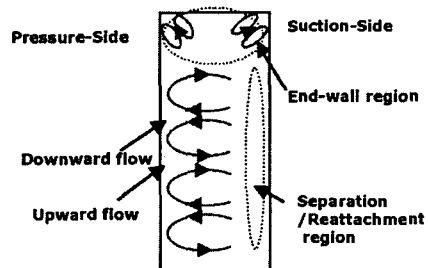
3. 실험결과 및 고찰

3.1 열/물질전달 특성

Fig. 2는 꺾어진 덕트 내에서 유동 특성을 도식적으로 나타낸 그림이다. 유로내 유동은 꺾어진 덕트의 형상에 의해 2차유동이 발생하게 된다. 우선 사각단면을 가지는 덕트의 형상에 의해 벽 근처에서 모서리와류가 발생하게 된다. 그리고 낮은 Re 수에서는 모서리와류와 함께 주유동에 수직한 2차유동이 생성되게 된다. 이는 꺾어진 덕트의 형상에 의해 발생하는 2차유동으로 곡면에서 유동 불안정성에 의해 발생하게 되며 이와 같은 2차유동에 의해 압력면에서 상향류(upward



(a) Streamwise flow pattern



(b) Spanwise flow pattern

Fig. 2 Schematic flow patterns.

flow)와 하향류(downward flow) 영역이 존재하게 된다. 따라서 하향류 영역에서는 압력면에 충돌효과를 나타내며, 충돌 후 흡입면 쪽으로 올라가는 유동은 흡입면에서 박리 및 재부착유동에 의해 다시 영향을 받게 된다. 하지만 이후 유속이 증가하게 되면 Taylor-Görtler 와류에 의해 난류로의 천이가 촉진되어 난류영역에서는 2차유동이 사라지게 되고, 유동의 박리 및 재부착의 유동 특성이 나타나게 된다. 또한 Re 수 증가에 따라 유동이 압력면 쪽으로 편향되게 된다.⁽¹⁰⁾

Fig. 3은 중형비 7.3일 때 Re 수 증가에 따른 전열면에서 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. Re=300(Fig. 3(a))일 때, 압력면에서 $z/(P/2) = \pm 0.2$, ± 0.5 와 $x/(P/2) = 0.2$ 에서 높은 Sh 수 값을 가지

는 셀들이 존재하였다. 이는 꺾어진 형태의 덕트 형상에 의해 유동의 불안정성 때문에 생성된 일종의 Taylor-Görtler 와류의 영향 때문이다. Taylor-Görtler 와류는 충돌효과를 일으키는 하향류(downward flow)와 낮은 Sh 수 값을 유발시키는 상향류(upward flow)로 구성된다. 흡입면에서도 압력면과 같이 상향류 및 하향류의 영향으로 높은 Sh 수 값을 가지는 셀 영역이 형성되었다. Re=1000으로 증가하면(Fig. 3(b)) 압력면에서 2차유동은 점점 소멸되어 가는 것을 확인할 수 있었으며, 이는 Re 수가 증가함에 따라 Taylor-Görtler 와류가 난류의 천이를 촉진시키면서 소멸되어 가는 것으로 생각되어진다. 흡입면에서는 소멸되어 가는 2차유동의 영향으로 좀더 넓은 영역에 걸쳐 높은

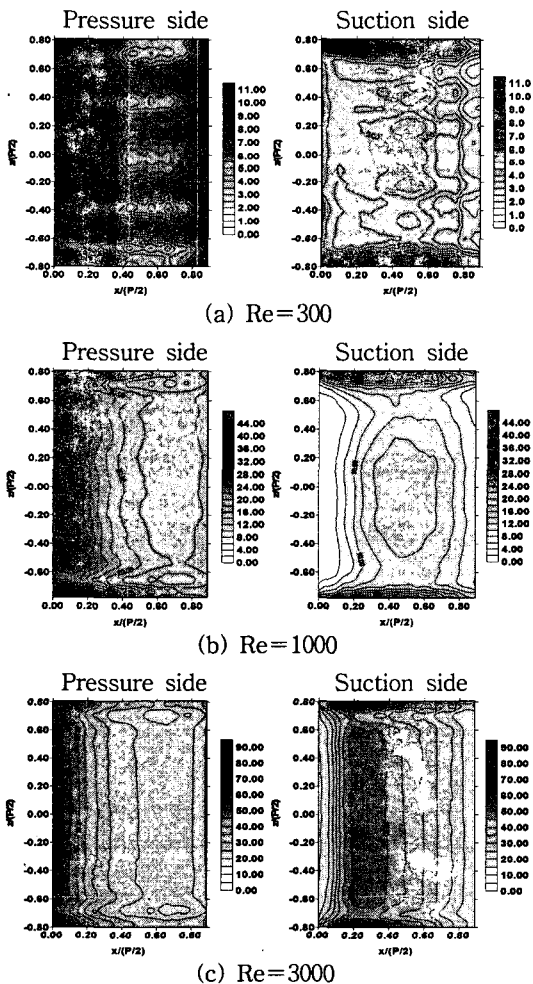


Fig. 3 Sh contours for $H/W=7.3$.

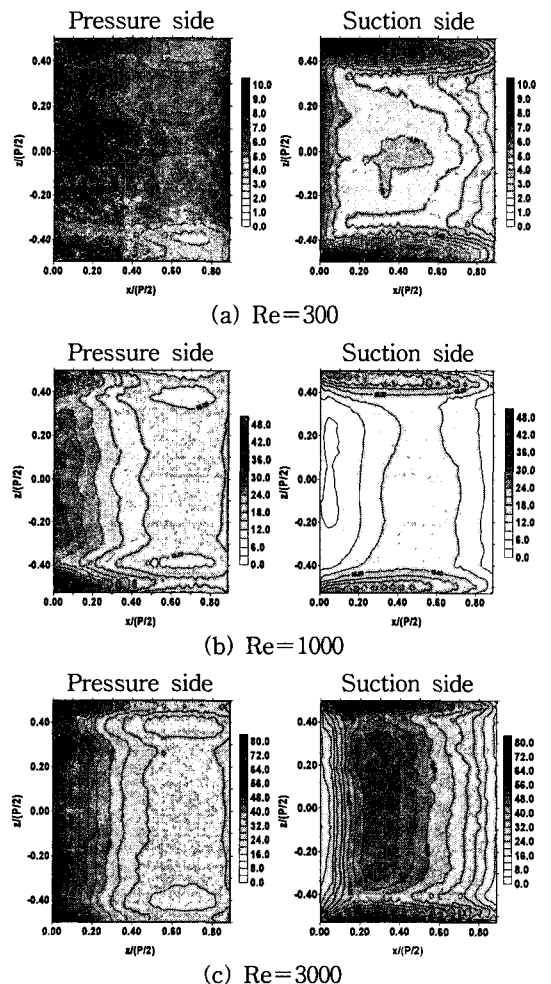


Fig. 4 Sh contours for $H/W=4.7$.

Sh 수 값을 가지는 영역이 형성되었다. $Re=3000$ 인 경우(Fig. 3(c)) Taylor-Görtler 와류에 의한 2차유동의 영향은 나타나지 않게 되며, 압력면에서 입구 쪽에서 높은 Sh 수 분포를 가지며 하류로 유동이 진행하면서 Sh 수가 감소하는 경계층 발달특성을 나타냈다. 흡입면에서는 유동의 박리에 의한 재부착에 의해 높은 Sh 수 값을 가지는 영역($x/(P/2) \approx 0.3$) 존재하였으며, 이후 경계층 발달로 Sh 수는 감소하는 경향을 나타냈다.⁽¹¹⁾

Fig. 4는 종횡비가 4.7로 작아졌을 때 Re 수에 따라 전열면에서 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. $Re=300$ 인 경우(Fig. 4(a)) 종횡비 7.3의 경우와 같이 2차유동의 하향류의 영향으로 높은 Sh 수를 나타내는 셀영역($z/(P/2) \approx 0$)이 형성된다. 하지만 작아진 종횡비의 영향으로 2차유동에 의해 형성되는 셀의 개수는 4개에서 1개로 감소하였다. 흡입면 역시 2차유동에 의해 높은 Sh 수를 나타내는 셀영역($z/(P/2) \approx 0$)이 형성되었다. $Re=1000$ 으로 증가(Fig. 4.(b))하면, 역시 종횡비 7.3의 경우와 같이 증가된 유속의 영향으로 2차유동은 난류로 천이를 촉진시키며 소멸되어 갔다. 따라서 압력면에서 모서리 와류를 제외한 2차유동에 의한 셀을 거의 소멸되었다. 흡입면에서도 소멸되어 가는 2차유동에 의해 넓은 영역에 걸쳐 높은 Sh 수를 나타내는 영역이 형성되었다. $Re=3000$ 인 경우(Fig. 4(c)) 종횡비 7.3과 같이 전열면에서 2차유동에 의한 영향은 완전히 소멸되었고 관성력에 의한 유동의 편향, 유동의 재부착 효과에 의해 높은 Sh 수를 나타내는 영역이 형성되었다.

Fig. 5는 종횡비 1.8의 경우 Re 수에 따른 전열면에서 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. $Re=300$ 일 때(Fig. 5(a)) 종횡비 4.7과 같이 2차유동의 하향류의 영향으로 높은 Sh 수를 나타내는 셀영역($z/(P/2) \approx 0$)이 존재하는 것을 알 수 있다. 흡입면에서 좁아진 종횡비의 영향으로 2차유동과 모서리 부근에서 발생하는 와류와 혼합작용하여 모서리 부근에서 높은 Sh 수를 보이는 영역이 형성되었다. $Re=1000$ 으로 증가(Fig. 5(b))하였을 경우, 압력면에서 작은 종횡비의 영향으로 소멸되어 가는 2차유동과 모서리 와류의 혼합이 발생하며, 모서리 부근에서 주유동 방향에 수직한 방향으로 회전하는 혼합유동의 영향으로 모서리 부근에서 높은 열전달 특성을 나타내는 영역이 형성되었

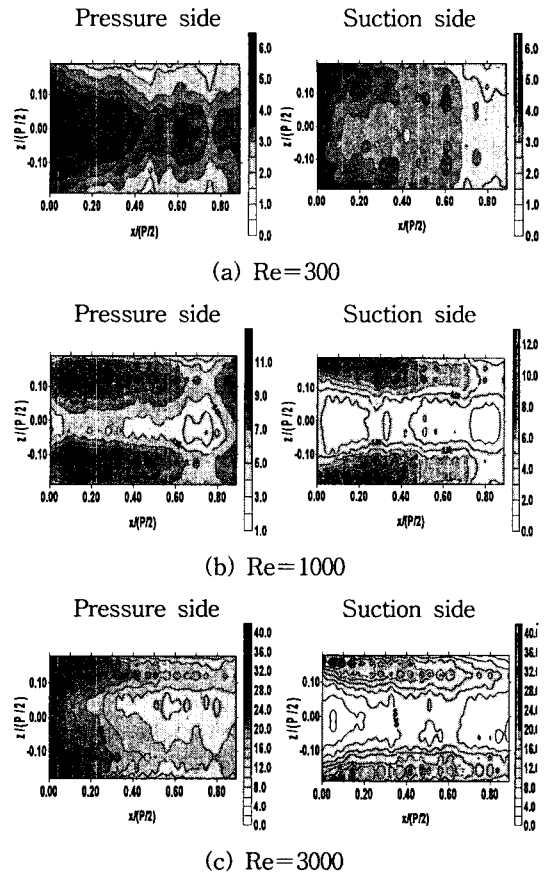
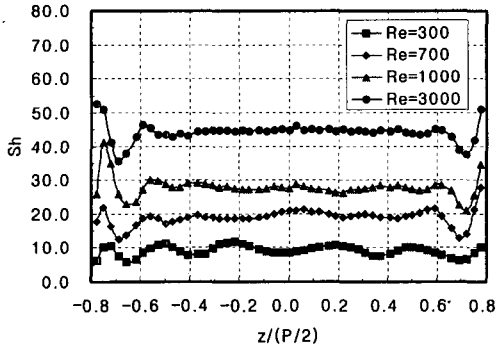


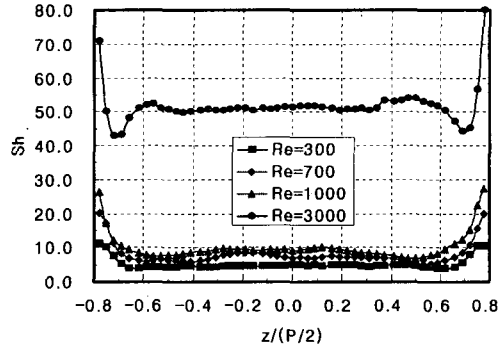
Fig. 5 Sh contours for $H/W=1.8$.

다. 흡입면 역시 소멸되어 가는 2차유동과 모서리 와류 혼합에 의한 혼합유동의 상향류의 영향으로 모서리에서 높은 열전달 특성을 나타내는 영역이 나타났다. $Re=3000$ 인 경우(Fig. 5(c)) 압력면에서 증가된 유속의 영향으로 2차유동은 완전히 소멸되고 모서리 부근에서 모서리 와류의 영향으로 높은 Sh 수를 나타내는 영역이 형성된다. 흡입면 역시 모서리 부근에서 발생하는 모서리 와류에 의해 모서리에서 높은 Sh 수를 나타내는 영역이 형성되었다.

Fig. 6은 종횡비가 7.3일 때, $x/(P/2)=0.2$ 에서 Re 수에 따른 폭방향 국소 Sh 수 변화를 나타내는 그림이다. 압력면(Fig. 6(a))에서 $Re=300$ 일 때 덕트의 곡률효과에 의해 생성된 2차유동의 하향류에 의해 $z/(P/2) = \pm 0.2, \pm 0.5$ 에서 높은 국소 Sh 수를 나타내는 피크(peak)가 형성되었다. $Re=700$ 으로 증가하였을 때 소멸되어 가는 2차유동

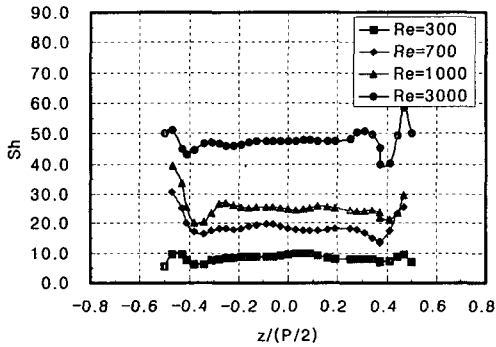


(a) Pressure side

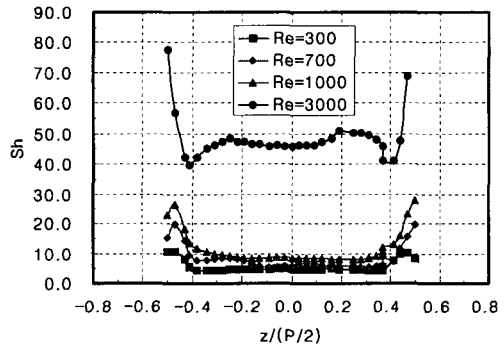


(b) Suction side

Fig. 6 Local Sh for $H/W=7.3$ at $x/(P/2)=0.2$ with increasing Re.



(a) Pressure side



(b) Suction side

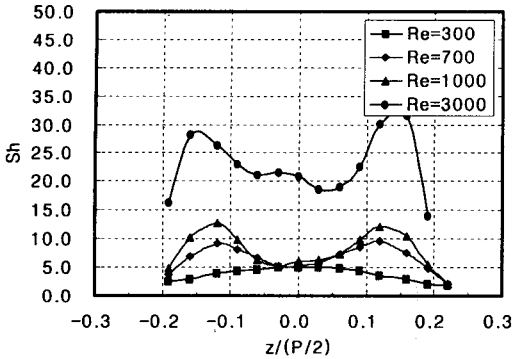
Fig. 7 Local Sh for $H/W=4.7$ at $x/(P/2)=0.2$ with increasing Re.

의 영향으로 피크값들은 감소되는 경향을 보였다. $Re=1000$ 에서 2차유동에 의한 피크값들은 거의 소멸되었다. $Re=3000$ 에서 2차유동에 의한 피크값들은 완전히 소멸되었고, 관성력에 의한 유동편향에 의해 높은 국소 Sh 수를 보였다. 흡입면(Fig. 6(b))에서 Re 수 300, 700, 1000으로 증가함에 따라 약하게 보이던 2차유동에 의한 피크값들은 소멸되어 가는 경향을 나타냈다. $Re=3000$ 에서 피크값은 완전히 소멸되었으며, 유동의 재부착에 의한 영향으로 높은 국소 Sh 수를 나타냈다.

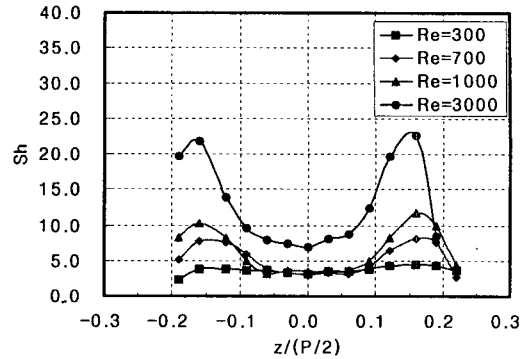
Fig. 7은 종횡비 4.7, $x/(P/2)=0.2$ 에서 Re 수에 따른 폭방향 국소 Sh 수 변화를 나타내는 그림이다. 압력면(Fig. 7(a))에서 $Re=300$ 일 때 종횡비 7.3과 같이 2차유동에 의해 $z/(P/2)=0$ 에서 다소 높은 국소 Sh 수를 나타내는 피크가 형성되었다. 하지만 좁아진 종횡비의 영향으로 2차유동셀 개수가 줄어들게 되므로 하나의 피크만이 형

성되었다. $Re=700$ 일 때 2차유동에 의한 피크값들은 감소되는 경향을 보였다. $Re=1000$ 으로 증가하였을 때 2차유동에 의한 피크값들은 거의 소멸되었으며, $Re=3000$ 일 경우 2차유동에 의한 피크값들은 완전히 소멸되었다. 흡입면(Fig. 7(b))에서 Re 수 300, 700, 1000으로 증가함에 따라 2차유동에 의한 피크값들은 소멸되어 갔다. $Re=3000$ 에서 피크값들은 완전히 소멸되었으며, $H/W=7.3$ 인 경우와 마찬가지로 유동 재부착에 의해 높은 Sh 수를 나타냈다.

Fig. 8은 종횡비가 1.8로 줄어들었을 경우의 $x/(P/2)=0.2$ 에서 Re 수에 따른 폭방향 국소 Sh 수 변화를 나타내는 그림이다. 좁아진 종횡비의 영향으로 종횡비 7.3, 4.7과는 다른 국소 Sh 수 분포를 보였다. 압력면(Fig. 8(a))에서 $Re=300$ 일 때 종횡비 4.7과 같이 2차유동에 의해 $z/(P/2)=0$ 에서 다소 높은 국소 Sh 수를 나타내는 피크가

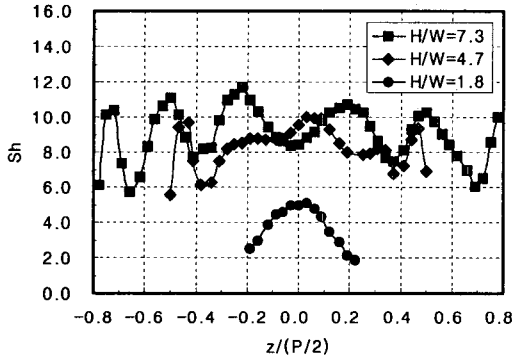


(a) Pressure side

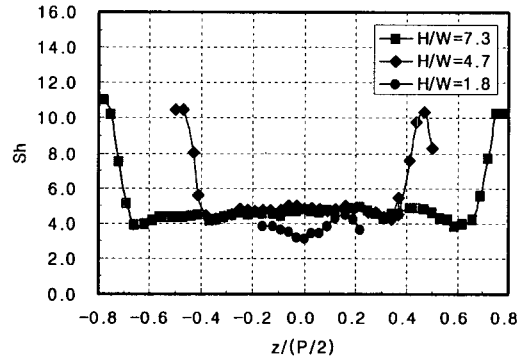


(b) Suction side

Fig. 8 Local Sh for $H/W=1.8$ at $x/(P/2)=0.2$ with increasing Re .



(a) Pressure side



(b) Suction side

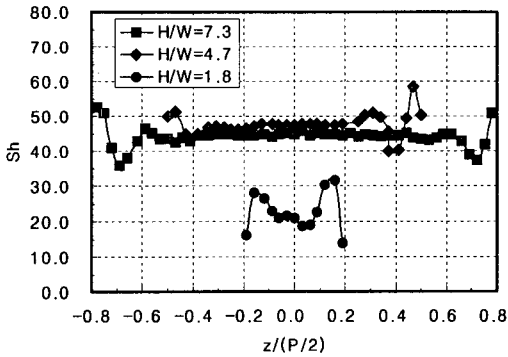
Fig. 9 Comparison of local Sh for various H/W at $Re=300$ and $x/(P/2)=0.2$.

형성되었다. 하지만 $Re=700, 1000$ 으로 증가하면, 2차유동과 모서리 와류의 혼합유동에 의해 $z/(P/2) = \pm 0.12$ 에서 높은 국소 Sh 수를 나타냈다. $Re=3000$ 일 경우 2차유동에 의한 피크값들은 완전히 소멸되었고 모서리 와류에 의해 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 높은 국소 Sh 수를 나타냈다. 흡입면(Fig. 8 (b))에서 $Re=300, 700, 1000$ 으로 증가함에 따라 소멸되어 가는 2차유동과 모서리 와류의 혼합유동의 영향으로 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 높은 국소 Sh 수를 나타냈다. $Re=3000$ 인 경우 2차유동은 완전히 소멸되었고, $H/W=7.3, 4.7$ 경우에서 $z/(P/2) = 0.2$ 에서 나타났던 재부착에 의한 높은 열/물질 전달계수값을 나타내는 영역을 관찰할 수 없었으며, 모서리 와류에 의해 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 높은 국소 Sh 수를 보이는 특성을 나타냈다.

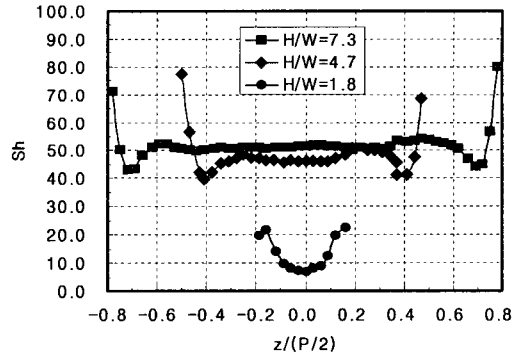
Fig. 9는 $z/(P/2)=0.2$ 에서 $Re=300$ 일 경우 중

형비 변화에 따른 폭방향으로 국소 Sh 수 변화를 나타내는 그림이다. 압력면(Fig. 9(a))에서 종횡비가 7.3에서 4.7 작아질 때 유로에서 발생하는 2차유동에 의해 높은 국소 Sh 수를 나타내는 피크가 4개에서 1개로 감소하였다. 종횡비 1.8의 경우 유로 내부에서 유동 특성이 완전히 변화하기 때문에 낮은 국소 Sh 수 분포를 나타내며, 2차유동에 의한 하나의 피크가 형성되었다. 흡입면(Fig. 9 (b))에서 앞서 설명한 것처럼 종횡비 7.3, 4.7은 2차유동에 의해 다소 높은 피크값들이 형성되었다. 하지만 종횡비 1.8의 경우 2차유동과 모서리 와류의 혼합유동의 영향으로 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 높은 피크값이 형성되었다.

Fig. 10은 $Re=3000, z/(P/2)=0.2$ 에서 종횡비 변화에 따른 폭방향으로 국소 Sh 수 변화를 나타내는 그림이다. 압력면(Fig. 10(a))에서 종횡비가



(a) Pressure side



(a) Suction side

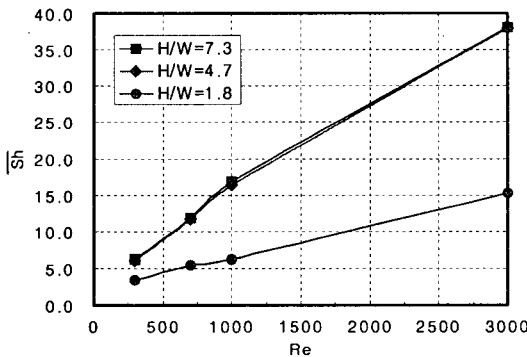
Fig. 10 Comparison of local Sh for various H/W at $Re=3000$ and $x/(P/2)=0.2$.

7.3, 4.7일 때 주유동의 관성효과에 따른 유동편향효과의 증가로 높은 국소 Sh 수를 나타냈다. 종횡비 1.8의 경우 작은 종횡비의 영향으로 모서리 와류의 영향이 커지게 된다. 따라서 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 모서리 와류에 의해 높은 국소 Sh 수를 나타냈다. 흡입면(Fig. 10(b))에서 종횡비 7.3, 4.7일 때 유동의 박리에 의한 재부착의 영향으로 높은 국소 Sh 수 분포를 나타냈다. 하지만 종횡비 1.8의 경우 모서리 와류에 의해 $z/(P/2) = \pm 0.15$ 에서 높은 Sh 수를 나타냈으며, 중심($z/(P/2) = 0$)에서 상대적으로 낮은 Sh 수를 나타냈다.

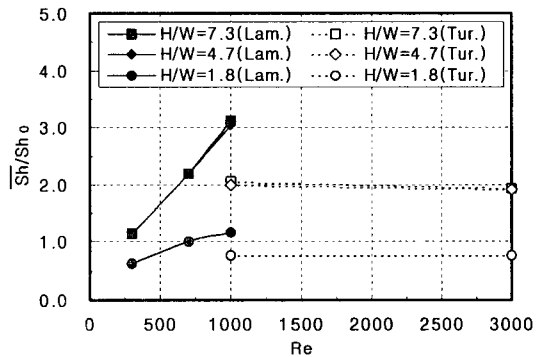
3.2 평균 Sh 수 및 성능계수

Fig. 11은 종횡비 변화에 따른 전열면에서 평균 Sh 수 분포를 나타내는 그림이다. 평균 Sh 수는

Re 수가 증가함에 따라 증가하는 분포를 나타냈으며, $H/W=7.3$ 과 4.7은 비슷한 값을 보였다. 종횡비가 1.8로 줄어들게 되면 낮은 평균 Sh 수 값을 나타냈다. 이는 종횡비 7.3 및 4.7의 경우 앞서 설명한 것처럼 2차유동 및 박리/재부착 유동 특성을 보이는데 비해 종횡비 1.8의 경우 $H/W=7.3, 4.7$ 과는 달리 2차유동들이 혼합된 유동 특성을 나타내며, 생성된 2차유동의 강도가 상대적으로 약해지기 때문에 낮은 평균 Sh 수 값을 나타내는 것으로 생각된다. 평균 Sh 수를 매끈한 원형관에서 Sh_0 수로 무차원한 결과는 Fig. 11(b)에 나와 있다. 여기서 Lam., Tur.은 각각 층류 및 난류에서 Sh_0 값을 의미한다. 종횡비가 7.3일 경우 낮은 Re 수($Re \leq 1000$)에서 2차유동 생성에 의해 무차원한 평균 Sh 수가 증가하는 경향을 나타냈다. 높은 Re 수($Re \geq 1000$)에서는 원형관에 비해

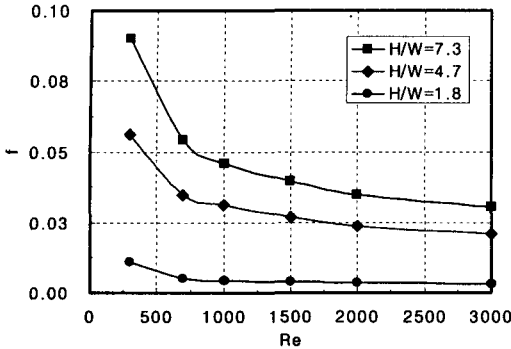


(a) Average Sh

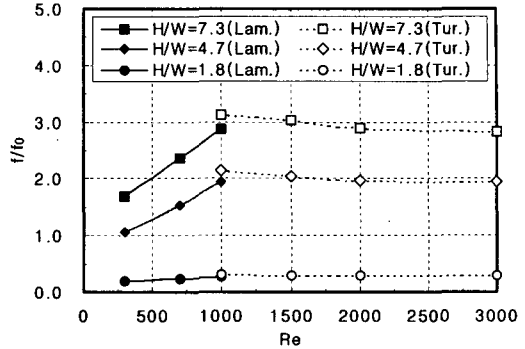


(b) Normalized average Sh

Fig. 11 Average and normalized average Sh distribution for various H/W with increasing Re .



(a) Friction factor



(b) Normalized friction factor

Fig. 12 Friction factor and normalized friction factor distribution for various H/W with increasing Re.

약 2배 정도 향상된 평균 열/물질전달계수값을 유지하였다. $H/W=4.7$ 인 경우도 $H/W=7.3$ 인 경우와 비슷한 특성을 나타냈다. 하지만 종횡비 1.8의 경우 유로 내부의 유동 특성이 바뀌기 때문에 종횡비 7.3, 4.7에 비해 평균 Sh 수 비는 감소하였다.

Fig. 12는 종횡비 변화에 따른 마찰계수 분포를 나타낸 그림이다. Re 수가 증가할수록 마찰계수는 감소하는 경향을 나타냈다. 특히 종횡비가 7.3일 경우 $H/W=4.7$ 보다 높은 마찰계수값을 나타냈다. 이는 종횡비가 큰 경우 2차유동의 셀 개수가 증가하게 되므로 높은 마찰계수값을 나타내는 것으로 생각할 수 있으며, 작은 종횡비($H/W=1.8$)에서는 2차유동의 혼합으로 강도가 약해지기 때문에 낮은 마찰계수값을 나타냈다. 원형관에서 마찰계수값으로 무차원한 무차원 마찰계수 분포 (Fig. 12(b))를 살펴보면, 낮은 Re 수($Re \leq 1000$)에

서 Re 수가 증가할수록 2차유동 발생에 의해 마찰계수가 증가하는 경향을 나타냈으며, $Re > 1000$ 에서는 일정한 값을 유지하는 특성을 나타냈다. 특히 $H/W=7.3$ 인 경우 원형관에 비해 약 3배 정도 압력손실이 증가하였으며, $H/W=1.8$ 일 경우가 가장 낮은 압력손실 증가를 나타냈다.

Fig. 13은 종횡비 변화에 따라 유체이송동력이 같을 때(constant pumping power) 열/물질전달 향상 정도를 나타내는 성능계수(thermal performance factor)를 나타내는 그림이다. 전체적인 성능계수 분포를 살펴보면, 낮은 Re 수($Re < 1000$)에서는 2차유동 발생에 의해 압력손실 증가와 함께 열/물질전달 향상이 일어나게 되지만 상대적으로 압력손실 증가보다 열/물질전달 향상이 크게 나타나게 되므로 낮은 Re 수에서 Re 수 증가에 따라 성능계수가 증가하는 특성을 나타냈다. 하지만 높은 Re 수($Re > 1000$)에서는 종횡비 변화에 따라 일정한 값을 유지했다. 이는 앞선 무차원 평균 Sh 수 및 마찰계수 결과에서 설명한 것처럼 높은 Re 수에서는 압력손실 증가 및 열/물질전달 향상이 일정하기 때문이다. 종횡비 변화에 따른 성능계수 변화는 $H/W=4.7$ 일 경우가 가장 높은 성능계수 분포를 나타냈다. 이는 종횡비가 4.7일 경우 높은 열/물질전달 향상에 비해 상대적으로 낮은 압력손실 증가를 나타내기 때문이다.

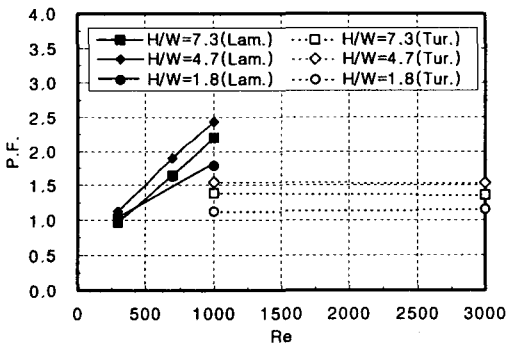


Fig. 13 Performance factor distribution for various H/W with increasing Re.

4. 결 론

본 연구에서는 primary surface형 열교환기에 적용되는 꺾어진 덕트에서 종횡비 변화와 Re 수

증가에 따른 열/물질전달 특성을 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 덕트 종횡비 7.3에서 Re 수에 따른 열/물질전달 특성을 살펴보면, $Re \leq 1000$ 에서는 Taylor-Görtler 와류의 생성으로 압력면 및 흡입면에서 높은 Sh 수 분포를 가지는 셀들이 존재하였다. 하지만 $Re > 1000$ 에서는 2차유동에 의한 셀들은 소멸되었고, 유동의 재부착에 의한 영향으로 높은 Sh 수를 보이는 영역이 형성되었다.

(2) 종횡비 변화에 따른 열/물질전달 특성을 살펴보면, $Re \leq 1000$ 에서 종횡비가 7.3에서 4.7로 좁아짐에 따라 유로 내부에서 2차유동에 의해 형성되는 셀 영역의 개수는 감소하였지만 종횡비 4.7에서 넓게 형성되는 셀에 의해 열전달 특성은 거의 변화하지 않았다. 하지만 종횡비 1.8의 경우 유로 내부에서 2차유동과 모서리 와류의 혼합작용으로 유동 특성이 완전히 바뀌기 때문에 열전달 특성은 감소하였다. $Re > 1000$ 에서는 종횡비 7.3에서 4.7로 작아졌을 때 열전달 특성은 거의 유사였다. 하지만 종횡비 1.8의 경우 유로 내부에서 유동 특성이 완전히 바뀌기 때문에 열전달 특성은 크게 감소하였다.

(3) 종횡비 7.3에서 4.7로 작아짐에 따라 평균 Sh 수는 거의 동일하였고, 작아진 종횡비 영향으로 평균 마찰계수는 감소하였다. 종횡비 1.8의 경우 내부 유동 특성이 완전히 바뀌기 때문에 평균 Sh 수는 크게 감소하였고, 작아진 종횡비의 영향으로 평균 Sh 수도 감소하였다. 따라서 $H/W = 4.7$ 일 경우 가장 높은 성능계수값을 나타냈다.

후 기

본 연구는 2000년 국가연구실사업(National Research Lab.) 및 한국터보기계(주)의 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- McDonald, C. F. and Wilson, D. G., 1996, The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 16, No. 8, pp. 635-653.
- McDonald, C. F., 1990, Gas turbine recuperator renaissance, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 10, No. 1, pp. 1-30.
- Asako, Y. and Faghri, M., 1987, Finite-volume solutions for laminar flow and heat transfer in a corrugated duct, *J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 627-634.
- Sawyers, D. R., Sen, M. and Chang, H. C., 1998, Heat transfer enhancement in three-dimensional corrugated channel flow, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3359-3573.
- Nishimura, T., Yano, K., Yoshino, T. and Kawamura, Y., 1990, Occurrence and structure of Taylor-Görtler vortices induced in two-dimensional wavy channels for steady flow, *J. Chemical Engineering of Japan*, Vol. 23, No. 6, pp. 697-703.
- Rokni, M. and Sunden, B., 1998, 3D Numerical investigation of turbulent forced convection in wavy ducts with trapezoidal cross-section, *Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 8, pp. 118-141.
- Rokni, M. and Gatski, T. B., 2001, Predicting turbulent convective heat transfer in fully developed duct flows, *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 381-392.
- Goldstein, L., Jr. and Sparrow, E. M., 1977, Heat/Mass transfer characteristics for flow in a corrugated wall channel, *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 187-195.
- Utriainen, E. and Sunden, B., 2000, Numerical analysis of a primary surface trapezoidal cross wavy duct, *Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 6, pp. 634-648.
- Jang, I. H., Hwang, S. D. and Cho, H. H., 2003, Effects of Reynolds number on flow and heat/mass characteristics inside the wavy duct, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 809-820.
- Jang, I. H., Hwang, S. D. and Cho, H. H., 2004, Effects of corrugation angle on flow and heat/mass characteristics in wavy duct of heat exchanger, *Trans. of KSME (B)*,

- Vol. 28, No. 7, pp. 789-799.
12. Eckert, E. R. G., 1976, Analogies to heat transfer processes, in *Measurements in Heat Transfer*, ed. Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., Hemisphere Pub., New York, pp. 397-423.
 13. Cho, H. H. and Rhee, D. H., 2001, Local heat/mass transfer measurement on the effusion plate in impingement/effusion cooling system, *J. Turbomachinery*, Vol. 123, pp. 601-608.
 14. Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sparke, C. H. S., 1975, The vapor pressure of naphthalene, *J. Chem. Thermodynamics*, Vol. 7, pp. 1173-1176.
 15. Goldstein, R. J. and Cho, H. H., 1995, A review of mass transfer measurements using naphthalene sublimation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416-434.
 16. Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, Describing uncertainty in single sample experiments, *Mech. Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
 17. Dittus, P. W. and Boelter, M. K., 1985, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 3-22.
 18. Bhatti, M. S. and Shah, R. K., 1987, Turbulent and transient flow convective heat transfer in ducts, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, eds., Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W., Wiley-Interscience, New York.