

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.9.695

## 종횡비에 따른 납작관-평판핀 형상의 밀집형 열교환기 내 공기 측 대류열전달특성에 대한 수치해석

모 정 하\*

(2008년 5월 2일 접수, 2008년 7월 14일 수정, 2008년 8월 5일 심사완료)

### Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchanger with Flat Tubes and Plate Fins According to the Aspect Ratio

Jeong-Hah Moh

**Key Words:** Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기), Convective Heat Transfer(대류열전달), Air(공기), Colburn j Factor(Colburn j계수), Recirculating Flow(재순환유동), Aspect Ratio(종횡비), Flat Tubes and Plate Fins(납작관-평판핀), Friction Factor(마찰인자)

#### Abstract

Numerical analysis has been carried out to investigate air-side convective heat transfer characteristics in a compact heat exchanger with flat tubes and continuous plate fins according to the aspect ratio. RNG k-ε model is applied for turbulence analysis. Simulation results such as air velocity and temperature distributions are presented, and heat transfer coefficients are compared with previous correlations for circular tubes. The numerical conditions are considered for the aspect ratios ranging from 3.06 to 5.44 and Reynolds number ranging from 1000 to 10,000. The results showed that heat transfer coefficients decreased with the increase of aspect ratio. From the calculated results a correlation of Colburn j factor for the considered aspect ratio in the compact heat exchanger system is suggested. The predicted results in this study can be applied to the optimal design of air conditioning system.

기호설명

$AR$  : 종횡비  
 $C$  : 상관관계식의 상수  
 $c_p$  : 정압비열  
 $D_h$  : 수력직경  
 $f$  : 마찰인자  
 $f_p$  : 핀피치  
 $h$  : 대류열전달계수  
 $H$  : 납작관의 세로방향 길이  
 $j$  : Colburn 계수  
 $L$  : 납작관의 가로방향 길이

$L_{HX}$  : 열교환기의 유동방향 길이  
 $\dot{m}$  : 질량유량  
 $\Delta p$  : 압력차  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $q$  : 열전달률  
 $Re$  : Reynolds 수  
 $S_L$  : 납작관의 가로방향 피치  
 $S_T$  : 납작관의 세로방향 피치  
 $t$  : 핀 두께  
 $T$  : 유체온도  
 $V$  : 유체속도

\* 회원, 원광대학교 기계자동차공학부  
 E-mail : jhmoh@wonkwang.ac.kr  
 TEL : (063)850-6684 FAX : (063)850-6691

그리스문자  
 $\mu$  : 점성계수  
 $\rho$  : 밀도

하첨자

$in$  : 열교환기 입구  
 $max$  : 최대  
 $out$  : 열교환기 출구  
 $w$  : 관벽

## 1. 서 론

단위 체적 당 매우 큰 열전달 표면적이 요구되는 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)는 주로 열전달매체가 기체일 경우에 사용되며 표면의 흰(fin)과 판(plate)의 형상에 따라 여러 종류로 분류된다. 대표적인 형태로써 납작관-연속적인 평판흰(flat tubes-continuous plate fins), 원형관-연속적인 평판흰(circular tubes-continuous plate fins), 원형관-원형흰(circular tubes-circular fins) 등이 있으며 이러한 형태의 열교환기는 주로 공조기용 기기에서 사용되고 있다.

원형관-평판흰 형상의 열교환기에 대한 연구는 실험적<sup>(1-6)</sup>으로 또는 수치적<sup>(6,7)</sup>으로 많이 이루어져 왔으며 여러 가지의 상관관계식이 제시되어 있다. 납작관-평판흰은 원형관-평판흰에 비하여 열전달의 성능이 떨어지며 특별한 경우<sup>(1)</sup> 외에는 사용되지 않는 특수성이 있기 때문에 이에 대한 연구는 상대적으로 적으며 제시되어 있는 상관관계식도 거의 없다.

납작관-평판흰의 열교환기 연구에 대한 대표적인 문헌은 Kays와 London<sup>(1)</sup>으로써 이들은 수력직경  $D_h$ 를 기준으로 Reynolds수  $500 < Re < 10,000$ 의 범위에 대하여 정렬배열 및 엇갈림배열 형상의 납작관에 대한 실험결과를 제시하였다. 그리고 Yoo 등<sup>(8)</sup>은 엇갈림배열로 구성된 납작관-평판흰의 열교환기에 대한 열전달계수를 얻기 위하여 나프탈렌 승화법을 사용하였으며 적용 가능성을 확인하였다. 그러나 위의 결과들은 관의 가로-세로비가 고정된 납작관의 형태에 대한 결과만을 제시하였으므로, 특수한 목적을 위하여 다양한 형태의 납작관을 설계할 경우에 적용이 가능한 상관관계식의 제시가 필요한 실정이다.

시판되는 밀집형 열교환기에 대한 자료는 열교환기 제조회사에서 제공되고 있지만, 설계변경에 따른 자료는 실험을 통하여 독자적으로 확보해야 한다. 그러나 실험에는 많은 경비와 시간이 소요되기 때문에 이를 극복하기 위한 대안으로 수치

해석에 의한 방법이 제시되고 있다. 최근에 Moh와 Lee<sup>(7)</sup>는 세 종류의 난류모델을 적용하여 원형관-평판흰 형상의 열교환기에 대한 수치해석을 수행하였으며 Colburn  $j$  계수에 대한 상관관계식을 제시한 바 있다.

본 연구에서는 종횡비가 상이한 납작관-평판흰 형상의 열교환기에 대한 상관관계식을 제시하기 위한 목적으로 박리 및 재부착과 관련된 재순환 유동의 해석에 적합한 RNG  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하여 열교환기 내의 유체유동 및 열전달 특성을 수치적으로 고찰하고자 한다. 이와 함께 계산 결과들을 바탕으로 종횡비가 고려된 납작관-평판흰의 열교환기 해석에 적용할 수 있는 Reynolds수의 함수로 표시된 상관관계식을 제시함으로써 설계 변경에 따른 자료의 적용을 용이하게 하고자 한다.

## 2. 이 론

### 2.1 형상 및 제원

납작관-평판흰의 열교환기 형상은 Fig. 1과 같으며, 세 개의 열(row)이 있는 관군은 엇갈림 배열로 구성되어 있다. 원형관과의 열전달 효율을 비교하기 위하여 관군의 배치는 표면  $8.0-3/8T^{(1)}$ 로 명명되는 원형관 형상의 열교환기와 동일하게 구성하였으며 제원은 Table 1과 같다.

여기서  $L$ 은 납작관의 가로길이,  $H$ 는 세로길이,  $S_L$ 은 관의 가로피치,  $S_T$ 는 세로피치,  $f_p$ 는

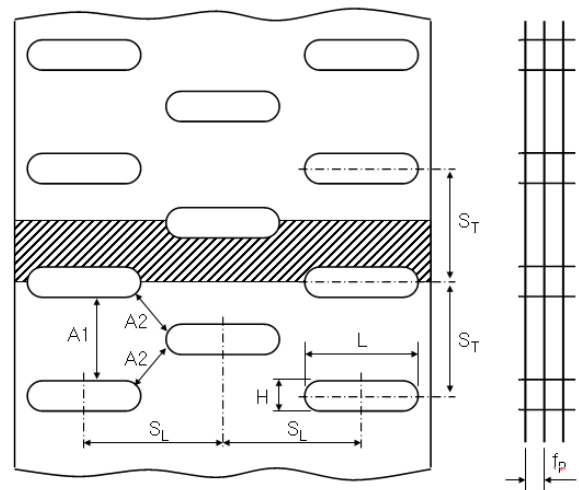


Fig. 1 Schematic drawing of the heat exchanger with flat tubes and plate fins

**Table 1** Dimensions of the heat exchanger with flat tubes and plate fins(Unit; mm)

Symbol	$S_L$	$S_T$	$f_p$	$t$	$N$
Dimension	22	25.4	3.175	0.33	3

**Table 2** Aspect ratios of the flat tubes(Unit; mm)

No.	$L$	$H$	$AR$
1	13.5	4.42	3.06
2	14.0	3.54	3.95
3	14.5	2.67	5.44

회피치,  $t$ 는 환의 두께, 그리고  $N$ 은 가로 방향의 열수를 각각 나타낸다.

### 2.2 납작관의 중형비

Fig. 1에 도시된 납작관의 크기는 가로방향 길이,  $L$ 과 세로방향 길이,  $H$ 로 결정된다.  $L$ 과  $H$ 의 길이를 결정하기 위하여 참고문헌<sup>(7)</sup>에서 고찰한 원형관(직경=10.2mm)의 외부 표면적을 기준으로 한다. 원형관과 납작관의 공기측 외부 열전달 표면적을 동일하게 놓으면 여러 형태의 납작관을 만들 수 있다. 중형비는 식 (1)과 같이 정의할 수 있으며, 본 연구에서는 Table 2와 같은 세 종류의 중형비를 고려하였다.

$$AR = L/H \quad (1)$$

### 2.3 Colburn j계수

밀집형 열교환기의 열전달과 유동특성은 주로 환의 모양과 배열에 영향을 받으며, 열전달특성은 식(2)와 같은 Colburn j계수와 Reynolds수로 상관된다.

$$j = StPr^{2/3} = \left( \frac{h}{Gc_p} \right) Pr^{2/3} \quad (2)$$

여기서  $G$ 는 최대 질량유속으로써  $\rho V_{max}$ 로 표현되며,  $V_{max}$ 는 최소유동면적을 가로지르는 유체의 최대속도를 나타낸다. Colburn  $j$  계수는 또한

**Table 3** Maximum velocity and hydraulic diameter

AR	$V_{max}$ [m/s]	$D_h$ [mm]
3.06	1.211 $V_{in}$	6.922
3.95	1.162 $V_{in}$	5.854
5.44	1.117 $V_{in}$	4.635

다음과 같은 식 (3)의 형태로 나타낼 수 있다.

$$j = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (3)$$

위 식에서 Reynolds 수는 최대 질량유속( $G$ ) 및 수력직경( $D_h$ )을 기준으로 식 (4)와 같이 정의하며, 납작관인 경우 수력직경은 식 (5)와 같이 정의될 수 있다.

$$Re_{D_h} = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{\rho V_{max} D_h}{\mu} \quad (4)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (5)$$

여기서  $A_c$ 는 납작관의 단면적을,  $P$ 는 접수주변 길이(wetted perimeter)를 의미한다.

Fig. 1과 같은 형상의 열교환기와 Table 2에 제시된 중형비의 값을 이용하여 입구속도( $V_{in}$ )를 기준으로 최대속도 및 수력직경을 구하면 Table 3과 같으며, 최대속도는 단면 A1에서 발생한다.

### 2.4 공기측 열전달계수의 계산방법

납작관-평판환 형상의 열교환기에 대한 공기측 대류열전달계수 및 Colburn j계수는 다음과 같은 방법으로 구할 수 있다. 공기의 유동 시 공기와 벽면간의 열전달률은 식 (6)과 같이 표현되며, 출구온도는 식 (7)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$q = hA_t(T_w - T_f) = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{q}{\dot{m}c_p} \quad (7)$$

여기서  $A_t$ 는 관의 외부표면적,  $T_w$ 는 관 표면온도,  $T_{in}$ 은 공기의 입구온도,  $T_{out}$ 는 공기의 출구온도를 나타내며,  $T_f$ 는 평균온도로써, 식 (8)과

같이 정의된다.

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (8)$$

식 (6)~(8)을 이용하면 최종적으로 공기 측 대류 열전달계수( $h$ )를 식 (9)와 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{A_i(T_w - T_f)} \quad (9)$$

식 (9)에서  $q$ 는 수치계산을 통하여 구할 수 있고, 벽면온도  $T_w$ 는 상수이며, 평균온도  $T_f$ 는 식(7)과 식(8)을 이용하면 계산할 수 있다.

Colburn  $j$ 계수는 식 (2)와 같이 정의되므로 식 (9)에서 얻은 열전달계수를 이용하여  $j$ 계수를 구할 수 있다. 그리고 해석하고자 하는 공기의 속도범위에 해당하는 Reynolds 수를 정하면 로그-로그 좌표계에서 최소자승법을 적용하여 식 (3)과 같은 형태로 Colburn  $j$ 계수에 대한 상관식을 얻을 수 있다.

### 3. 수치해석

#### 3.1 해석 모델

Fig. 1과 같은 형상의 열교환기인 경우, 가운데관을 중심으로 상하가 대칭이며, 환의 피치가 일정하므로 계산영역을 Fig. 2의 빗금친 부분과 같이 설정하였다. 환의 유동방향 길이는 66 mm이며, 가로피치는 22mm, 세로피치는 25.4mm이다. 그리고 환피치 부분의 계산길이는 1.5875mm이다.

#### 3.2 지배방정식

원형관-평판환 형상의 열교환기에 대하여 물성치가 일정하며 3차원, 정상상태의 난류유동에 대

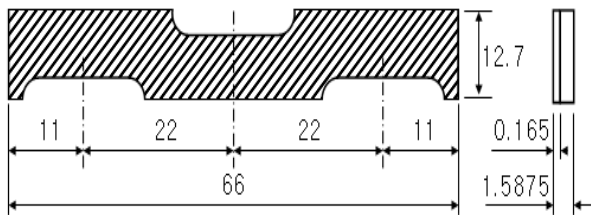


Fig. 2 Computational domain and dimensions for the heat exchanger system(Unit; mm)

한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (12)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $p$ 는 압력,  $u_i$ 는 속도벡터,  $E$ 는 단위 질량당 총에너지,  $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ 는 Reynolds 응력을 나타낸다. 이들 방정식의 각항은 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}$$

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (13)$$

여기서  $h$ 는 단위 질량당 엔탈피,  $\mu_t$ 는 난류 점성계수,  $Pr_t$ 는 난류 Prandtl 수로서 0.85의 값을 적용하였다.

RNG  $k-\epsilon$ 모델의 경우, 난류운동에너지( $k$ )와 소산율( $\epsilon$ )에 대한 두 개의 방정식이 추가된다. 난류 점성계수는 식 (14)와 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (14)$$

위에서 언급한 난류모델에 추가되는 방정식 및 방정식에 포함된 상수들에 대한 자세한 내용은 참고문헌<sup>(9)</sup>에 언급되어 있다.

#### 3.3 경계조건

##### 3.3.1 속도 경계조건

입구( $x = 0$  mm)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구( $x = 66$  mm)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다. 그리고 네 개의 면( $y = 0$  mm,  $y = 12.7$  mm,  $z = 0$  mm,  $z = 1.59$  mm)에 대해서는 대칭조건을 적용하였다. 본 연구에서 고려하는 Reynolds 수

(식(4) 기준)의 범위는 1000~10,000이다. 종횡비에 따라 최대속도와 수력직경이 다르기 때문에 각각의 종횡비에 대하여 입구속도 범위는 Table 4와 같이 주어진다.

### 3.3.2 온도 경계조건

일반적으로 냉방용 공조기기의 경우 응축기의 응축수온도는 약 50°C 전·후이며, 외기의 공기온도는 약 30°C이다. 이에 따라 입구의 공기온도는 303K로, 관의 표면온도는 323K로 가정하였다. 위치가  $y=0, 12.7mm, z=0, 1.59mm$ 인 네 개의 면에는 단열조건을 부여하였다.

수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, 310K를 기준으로 밀도는  $1.146 kg/m^3$ , 열전도율은  $0.027 W/mK$ , 정압비열은  $1005 J/kgK$ , 그리고 점성계수는  $1.89 \times 10^{-5} Pa \cdot s$ 이다.

### 3.4 수치해석 방법 및 격자계

해석 영역의 형태를 고려하여 직육면체 격자(mesh)를 사용하였으며 온도가 급격하게 변화하는 관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. Fig. 3은 156,000개의 셀로 구성된 전체 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열·유체분야의 상용코드인 FLUENT<sup>(9)</sup>를 사용하였고 SIMPLE 알고리즘<sup>(10)</sup>이 포함된 유한체적법을 적용하였으며 대류항 보간법으로 2차 상류차분법을 사용하였다. 지배방

정식의 주요 변수인 속도와 온도에 대하여 다음의 수렴조건을 설정하였다.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 5 \times 10^{-4} \quad (15)$$

모든 경우의 계산은 일반 PC(인텔 Pentium-4)에서 수행되었으며 각각의 경우에 대한 계산은 약 2시간 정도가 소요되었다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 열전달계수의 비교 및 검토

본 연구를 통하여 예측한 결과를 직접 비교할 실험 결과가 없기 때문에 본 논문에서는 참고문헌<sup>(7)</sup>에서 고찰한 원형관-평판핀 형상의 열교환기에 대한 결과를 이용하기로 한다.

참고문헌에서 원형관에 대한 수치결과와 실험 결과를 비교한 입구속도의 범위가 1.5~6.5m/s이기 때문에 본 연구에서도 동일한 입구속도의 범위에 대하여 원형관과 납작관의 결과를 비교 검토하였다.

Fig. 4는 원형관-평판핀 형상의 열전달계수와 세 개의 모델인 납작관-평판핀 형상의 열전달계수를 입구속도의 변화에 대하여 비교한 것이다. 전술한 바와 같이 원형관인 경우의 열전달계수

Table 4 Inlet velocity for three aspect ratios

AR	Re	1000	3000	5000	7000	10000
3.06	$V_{in}$ [m/s]	1.97	5.89	9.82	13.8	19.7
3.95		2.42	7.26	12.1	17.0	24.2
5.44		3.19	9.55	15.9	22.3	31.9

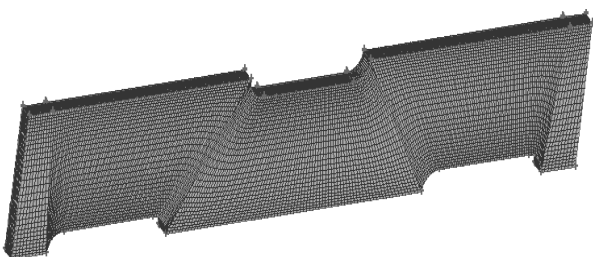


Fig. 3 Numerical grid system

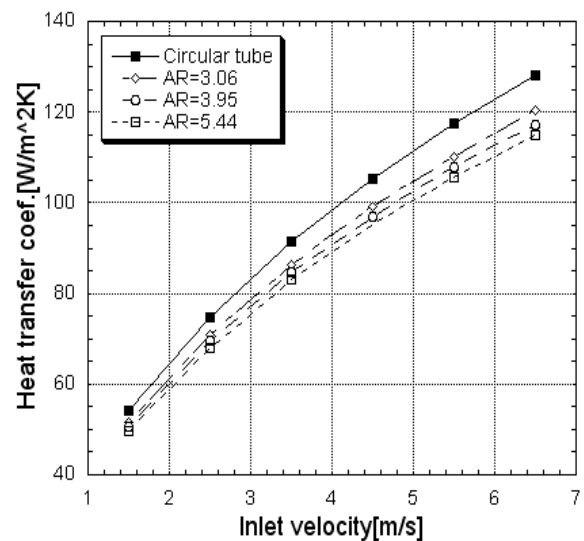


Fig. 4 Comparison of convective heat transfer coefficients between circular tube-plate fin and flat tube-plate fin

값이 납작관인 경우의 값보다 높게 나타났으며 입구속도가 증가할수록 두 형상간의 차이는 점점 증가하는 경향을 보였다. 그리고 종횡비의 변화에 따른 열전달계수는 큰 차이가 없었지만 종횡비가 증가할수록 약간 낮은 값을 나타냈다.

4.2 종횡비에 따른 유동 및 열전달 특성

Fig. 5는 동일한 입구속도 6.5m/s에 대하여 종횡비의 변화에 따른 속도분포를 나타낸 것이다. 최고속도는 종횡비 3.06, 3.95, 5.44 각각에 대하여 11.7m/s, 11.2m/s, 10.9m/s이며 종횡비가 작을수록 높은 값을 보였다. 종횡비가 3.06인 경우, 후방의 관 부근에 높은 속도지역이 분포하였으나 종횡비가 증가할수록 이와 같은 속도분포는 관찰되지 않았다. 한편 중앙관의 후류부에서 속도구배는 종횡비가 작을수록 높게 그리고 클수록 낮게 나타남을 확인할 수 있었다.

종횡비의 차이에 따른 열전달계수의 변화를 고찰하기 위하여 본 연구에서는 각각의 종횡비에 대하여 Table 4와 같이 입구속도의 범위를 고려하였다. 각각의 Reynolds 수에 대하여 종횡비에 따라 입구속도가 상이한 이유는 Reynolds 수를 식 (4)와 같이 정의하였기 때문이다.

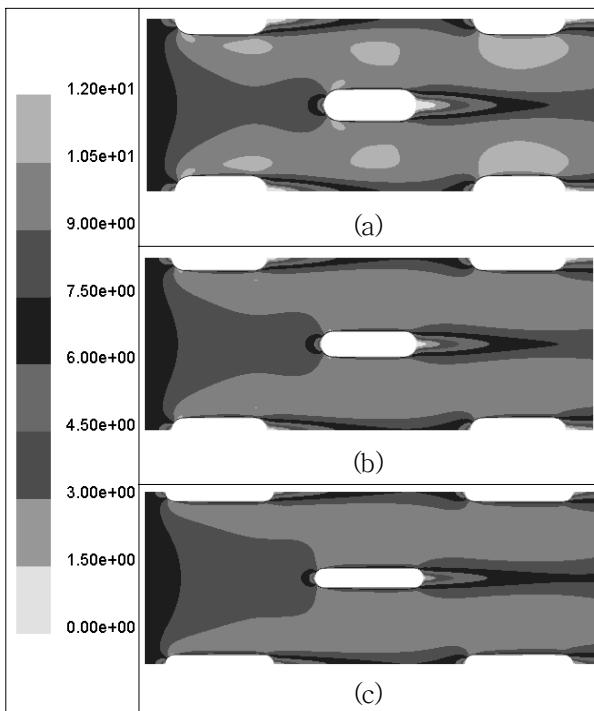


Fig. 5 Air velocity distribution for (a) AR=3.06, (b) AR=3.95, (c) AR=5.44 at  $V_{in} = 6.5m/s$

Fig. 6은 세 개의 종횡비를 갖는 납작관-평판형 열교환기에 대한 열전달계수를 입구속도의 변화에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 4에서 설명한 바와 같이 열전달계수는 종횡비가 작을수록 높은 값을 보였으며 입구속도의 증가에 비례하여 종횡비간의 차이는 약간 증가하였다. 입구속도의 변화에 따른 열전달계수의 증가 추세를 살펴보면 입구 속도가 증가할수록 열전달계수의 증가 정도는 둔화되는 경향을 나타냈다.

4.3 공기 유동장 및 온도장

Fig. 7은 종횡비 AR=3.06인 납작관-평판형의 경우에  $z = 1.59mm$ (대칭면) 위치에서, 입구속도가 1.97 m/s인 경우, Fig. 8은 입구속도가 19.7 m/s인 경우에 대하여 속도분포를 나타낸 것이다. 입구 단면을 지난 공기는 좁아진 유로면적 때문에 두 납작관 사이에서 유속이 빨라진 후 감소하다가 납작관이 위치한 부근을 지날 때 다시 가속이 되는 현상을 보이고 있으며, 최대 속도 지역은 가운데에 위치한 납작관과 상단 및 하단의 납작관 사이에 분포하고 있다. 그리고 관 뒤에서는 재순환 영역이 거의 동일한 크기로 형성되고 있으며, 세 번째 열의 관 뒤에 형성된 재순환영역은 출구 부분까지 연장되어 나타나고 있다.

입구속도가 10배 증가하면(Fig. 8), Fig. 7에 나타난 결과와 다소 상이한 현상이 발생하게 됨을 관찰할 수 있었다. 입구를 지난 공기는 유속 변

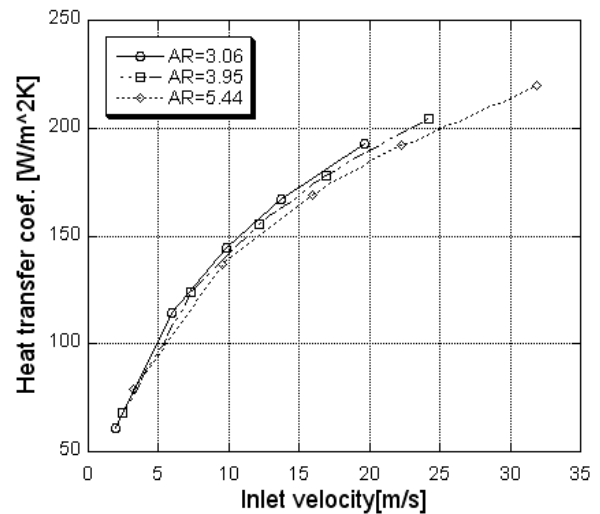


Fig. 6 Comparison of convective heat transfer coefficients for flat tube-plate fins according to the aspect ratios

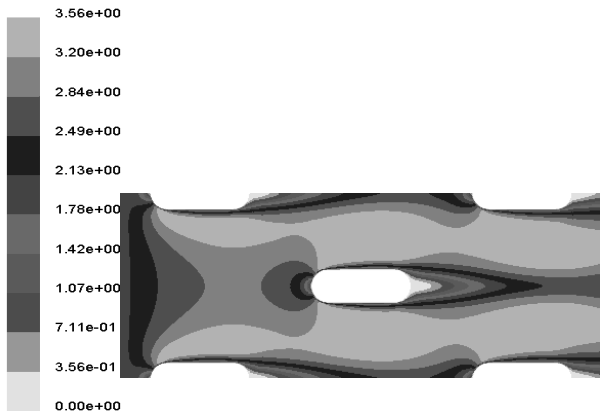


Fig. 7 Air velocity distribution for  $V_{in} = 1.97m/s$  and  $AR=3.06$

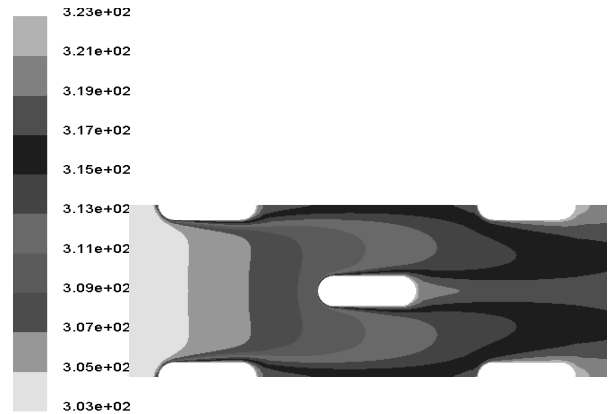


Fig. 9 Temperature distribution for  $V_{in} = 1.97m/s$  and  $AR=3.06$

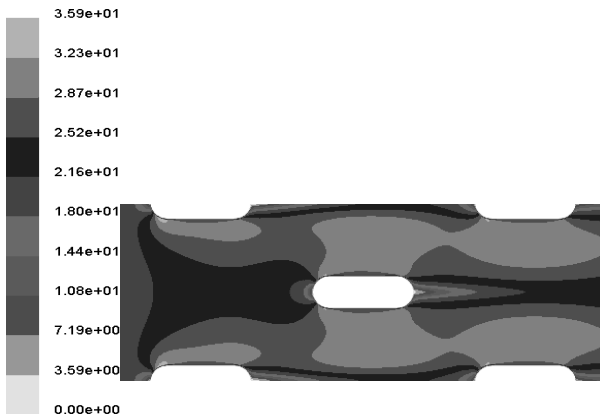


Fig. 8 Air velocity distribution for  $V_{in} = 19.7m/s$  and  $AR=3.06$

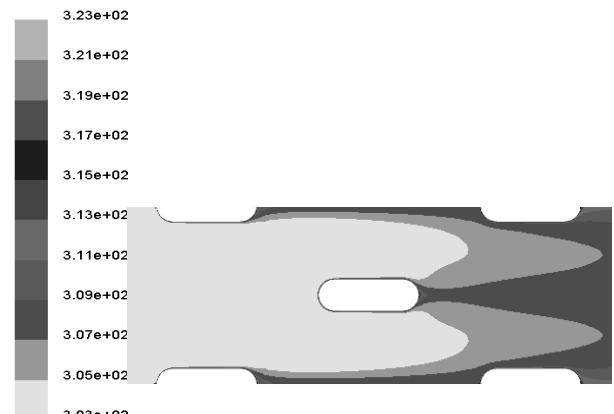


Fig. 10 Temperature distribution for  $V_{in} = 19.7m/s$  and  $AR=3.06$

화가 거의 없이 가운데 관에 다다른 후 관 근처에서 급격한 속도변화를 보였으며, 최대 속도 지역도 주로 가운데 관부터 뒤쪽으로 형성되었다. 그리고 관 뒤에서 형성된 재순환 유동의 영역이 약간 커지는 것으로 관찰되었다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 앞의 경우와 동일한 종횡비 ( $AR=3.06$ )에서 입구속도가 각각  $1.97m/s$ ,  $19.7m/s$ 인 경우에 대하여 공기의 온도분포를 나타낸 것이다.

입구속도가  $1.97m/s$ 인 경우, 입구의 공기온도( $303\text{ K}$ )는 느린 유속으로 인하여 중앙의 납작관에 인접한 지역의  $310\text{ K}$ 에 이를 때까지 점차적으로 증가하였으며, 관의 하류에서는 약  $314\text{ K}$ 이상의 비교적 높은 온도를 나타냈다.

그러나 입구속도가  $19.7m/s$ 로 증가하면 Fig.10에서 관찰되는 바와 같이 매우 빠른 유속의 영향으로 입구온도를 유지하는 공기영역이 중앙의 납

작관 뒤 근처에까지 이르렀고 납작관 뒤에서는 활발한 운동량으로 인하여 약  $308\text{ K}$  이하의 낮은 온도로 유지되는 주 흐름 영역이 형성되고 있음을 관찰할 수 있었다.

#### 4.4 국소 열전달계수의 분포

Fig. 11은  $z = 1.58mm$  위치에서 종횡비가 3.06일 때, 납작관 표면에 대한 국소열전달계수의 분포를 도시한 것이다. 전반적인 현상은 전면 부분에서 열전달계수가 크게 나타났으며 관 후면으로 갈수록 열전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 그리고 각각의 납작관 별 열전달계수는 전방의 관, 중앙의 관, 그리고 후방의 관 순으로 감소하는 것으로 나타났다.

입구속도가  $19.7m/s$ 인 경우  $1.97m/s$ 인 경우와 비교하여 특이한 점은 후방의 관 후면에서 열전달계수의 값이 급격히 상승하는 것이었다. 이는

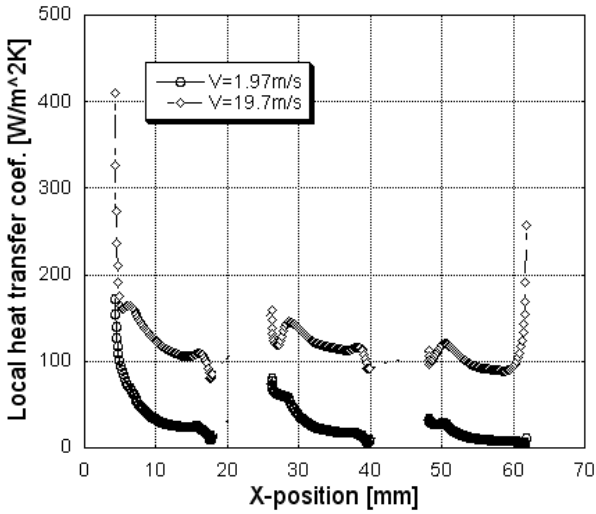


Fig. 11 Distributions of local heat transfer coefficient along the tube wall for  $AR = 3.06$

유동이 난류이며 후방의 관과 출구의 거리가 짧아 관 후면에서 역압력구배에 의한 강한 와류의 발생에 기인하는 것으로 판단되었다.

4.5 마찰인자 및 Colburn  $j$ 계수의 상관관계식

본문에서는 앞장에서 검토된 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 1000 ~ 10,000에 대하여, 납작관-평판핀 형상의 열교환기에 적용할 수 있는 마찰인자(friction factor) 및 Colburn  $j$ 계수의 상관관계식을 제시하고자 한다.

마찰인자는 환의 면적 또는 관의 면적을 기준으로 정의될 수 있는데 본 논문에서는 환의 면적을 기준으로 식 (16)과 같이 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta p}{\rho V_{in}^2 / 2} \frac{f_p}{L_{HX}} \quad (16)$$

여기서  $\Delta p$ 는 열교환기의 입구와 출구의 압력차,  $V_{in}$ 는 공기의 입구속도,  $f_p$ 는 환피치,  $L_{HX}$ 는 열교환기의 유동방향길이를 나타낸다. Fig. 12는 계산된 마찰인자( $f$ )를  $1,000 < Re < 10,000$ 의 범위에 대하여 도시한 것이다.

식 (4)와 같이 정의되는 Reynolds 수를 사용하면 종횡비 각각에 대하여 열전달계수는 Table 5와 같이 계산된다. Colburn  $j$ 계수는 Table 5의 열전달계수 및 식 (2)를 이용하면 계산할 수 있다. Fig. 13은 계산된  $j$ 계수를  $1,000 < Re < 10,000$  범위에 대하여 도시한 것이다.

Table 5 Heat transfer coefficients with Reynolds number for three aspect ratios

AR	Re	1000	3000	5000	7000	10000
3.06	h	61.1	114.0	144.8	167.1	192.7
		$\left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	68.3	123.8	155.4	177.8
5.44		78.7	136.9	169.2	192.3	219.6

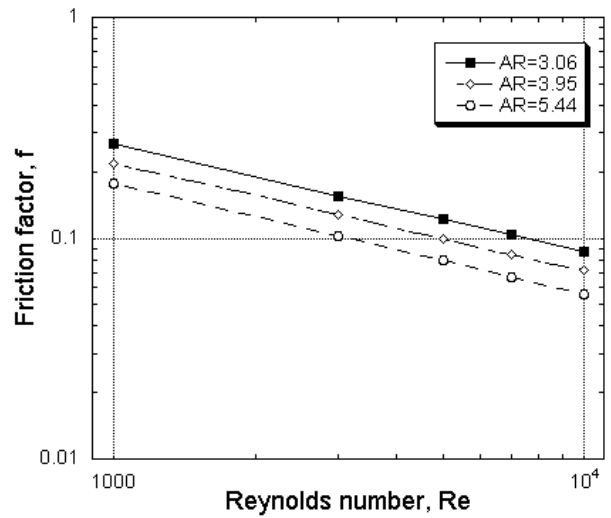


Fig. 12 Friction factor with Reynolds number for a flat tube-plate fin type heat exchanger

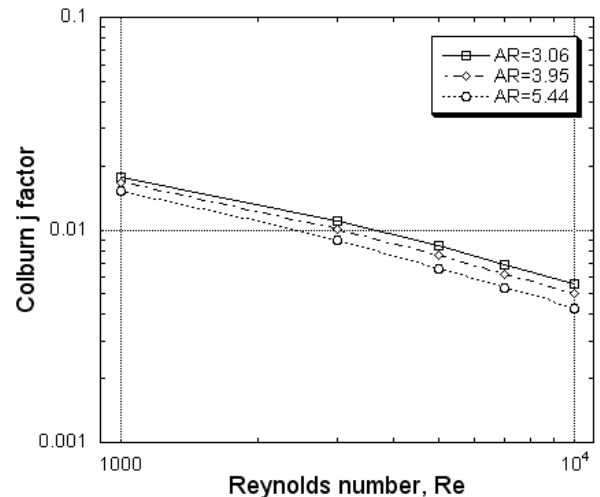


Fig. 13 Colburn  $j$  factor with Reynolds number for a flat tube-plate fin type heat exchanger

수치해석기법을 적용하여 세 개의 곡선을 종횡비 (AR)가 고려된 한 개의 식으로 정립하면 마찰인자는 (17)과 같이 표현할 수 있다.



$$f = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (17)$$

$$(1,000 < Re_{D_h} < 10,000, 3.06 < AR < 5.44)$$

여기서

$$C = 15.55 - 3.6296(AR) + 0.3261(AR)^2$$

$$m = -0.4904 + 0.0066(AR) - 0.0014(AR)^2$$

같은 방법으로 Colburn  $j$ 계수는 식 (18)과 같이 표현할 수 있다.

$$j = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (18)$$

$$(1000 < Re_{D_h} < 10,000, 3.06 < AR < 5.44)$$

여기서

$$C = 0.0461 + 0.2309(AR) - 0.02(AR)^2$$

$$m = -0.3428 - 0.066(AR) + 0.0051(AR)^2$$

## 5. 결 론

본 연구에서는 열의 수가 세 개인 납작관-평판환형 형상의 밀집형 열교환기 내 공기의 유동 및 열전달 특성을 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 종횡비를 고려한 납작관-평판환의 열교환기에 대한 마찰인자는  $1,000 < Re_{D_h} < 10,000$  및  $3.06 < AR < 5.44$ 의 범위에서 식 (17)과 같이 표현할 수 있다.

(2) 종횡비를 고려한 납작관-평판환의 열교환기에 대한 Colburn  $j$ 계수는 동일한 조건에 대하여 식 (18)과 같이 표현할 수 있다.

(3) 위 상관관계식은 향후 납작관-평판환 형상의 열교환기 설계 시에 기본적인 자료로 충분히 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

이 논문은 2006년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

(1) Kay, W. M. and London, A.L., 1998, *Compact*

*Heat Exchangers*, Third Edition, Krieger.

(2) Kayansayan, N., 1993, "Heat Transfer Characterization of Flat Plain Fins and Round Tube Heat Exchangers," *Exp. Therm. Fluid Sci.* 6, pp. 263 ~ 272.

(3) Kim, N. H., Youn, B. and Webb, R. L., 1999, "Air-Side Heat Transfer and Friction Correlation for Plain Fin and Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements," *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 662 ~ 667.

(4) Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, part I: New Experimental Data," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 43, pp. 2681 ~ 2691.

(5) Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, part II: Correlation," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 43, pp. 2693 ~ 2700.

(6) Yoon, Y. H., Paeng, J. G. and Yoon, K. S., 2006, "Experimental Measurement and Numerical Computation on the Air-Side Forced Convective Heat Transfer Coefficient in Plate Fin-Tube Exchangers," *Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 10, No. 9, pp. 729 ~ 737.

(7) Moh, J. H. and Lee, S. H., 2007, "Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchangers with Circular Tubes and Continuous Plate Fins," *Journal of KSME B*, Vol. 31, No. 12, pp. 994 ~ 1001.

(8) Yoo, S. Y., Chung, M. H., Park, D. S. and Lee, S. S., 2002, "An Experimental Study on the Local and Overall Heat Transfer Characteristics of a Fin-Flat Tube Heat Exchangers," *Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 10, No. 9, pp. 729 ~ 737.

(9) *FLUENT User's Guide Volume*, Version 6.1, Fluent Inc.

(10) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.