

<학술논문>

## 원형관-평판환 형상의 밀집형 열교환기 내 공기 측 대류열전달특성에 대한 수치해석

모정하<sup>†</sup> · 이상호<sup>\*</sup>

(2007년 7월 12일 접수, 2007년 10월 8일 심사완료)

### Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchanger with Circular Tubes and Continuous Plate Fins

Jeong-Hah Moh and Sang-Ho Lee

**Key Words:** Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기), Convective Heat Transfer(대류열전달), Air(공기), Turbulence Model(난류모델), Colburn J Factor(Colburn J계수), Recirculating Flow(재순환유동), Circular Tubes and Plate Fins(원형관-평판환)

#### Abstract

Numerical analysis has been carried out to investigate air-side convective heat transfer characteristics in a compact heat exchanger with circular tubes and continuous plate fins. Simulation results such as air velocity and temperature distributions are presented, and heat transfer coefficients are compared with previous experimental correlations. Three models of standard and RNG k- $\epsilon$ , and Reynolds stress are applied for turbulence model applicability. Predicted heat transfer coefficient from the models of standard and RNG k- $\epsilon$  are very close to those of the heat transfer correlations while there are relatively large difference, more than 17 percentage in the result from the Reynolds stress model. From the calculated results a correlation for Colburn j factor in the compact heat exchanger system is suggested.

#### 1. 서론

단위 체적 당 매우 큰 열전달 표면적이 요구되는 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)는 주로 열전달매체가 기체일 경우에 사용되며 표면의 환(fin)과 판(plate)의 형상에 따라 여러 종류로 분류된다. 대표적인 형태로써 납작관-연속적인 평판환(flat tubes-continuous plate fins), 원형관-연속적인 평판환(circular tubes-continuous plate fins), 원형관-원형환(circular tubes-circular fins) 등이 있으

며 이러한 형태의 열교환기는 주로 공조기용 기지에서 사용되고 있다.

기존의 원형관-평판환 열교환기 연구에 대한 문헌을 살펴보면, Kays와 London<sup>(1)</sup>은 수력직경  $D_h$ 를 기준으로 Reynolds수를 계산하였으며, Reynolds수  $390 < Re < 9500$ 의 범위에 대한 상관관계식을 제시하였다. Gray와 Webb<sup>(2)</sup>은 판의 열수를 고려하지 않고 판 직경을 기준으로 하는 관계식을 제시하였으며, Kayansayan<sup>(3)</sup>은 판의 열(row)수가 네 개이고 판의 직경으로 정의되는 Reynolds 수의 함수로 상관관계식을 제시하였다. 그리고 Kim 등,<sup>(4)</sup> 및 Wang 등,<sup>(5,6)</sup>은 판의 열수가 고려된 형상에 대하여 판의 직경으로 Reynolds수를 계산하고 열전달 특성을 해석하였다. 한편 Yoon 등<sup>(7)</sup>

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

E-mail : jhmoh@wonkwang.ac.kr

TEL : (063)850-6684 FAX : (063)850-6691

<sup>\*</sup> 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

은 열수가 세 개인 열교환기를 대상으로 낮은 Reynolds 수에 대하여 실험과 수치해석을 병행한 결과를 제시하였다. 이들이 제시한 상관관계식은 평균온도(입구온도와 출구온도의 산술평균온도)를 기준으로 유체의 물성치를 구하였다. 그러나 같은 Reynolds 수라 하더라도 정의된 Reynolds수가 다르기 때문에 결과에 대한 비교 검토를 위해서는 세심한 주의가 필요하다.

시판되는 밀집형 열교환기에 대한 자료는 열교환기 제조회사에서 제공되고 있지만, 설계변경에 따른 자료는 실험을 통하여 독자적으로 확보해야 한다. 그러나 실험에는 많은 경비와 시간이 소요되어 이를 극복하기 위한 대안으로 수치해석에 의한 방법이 제시되고 있다. 밀집형 열교환기내의 유체는 박리(separation) 및 재부착(reattachment)과 관련된 재순환유동(recirculating flow)을 나타내므로 복잡한 유동을 해석할 수 있는 적절한 난류모델(turbulence model)을 선정하고 모델에 의한 유동의 예측성능을 검토하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 재순환유동이 수반되는 원형관-평판핀 형상의 열교환기 내 유체유동 및 열전달 해석에 표준 k-ε 모델, RNG k-ε 모델, 그리고 RSM k-ε 모델의 세 가지 난류모델을 적용하고 예측된 결과에 대한 성능을 검토하고자 한다. 이러한 난류모델의 예측 성능을 검토하기 위하여, 원형관-평판핀 형상의 열교환기에 대한 수치 결과를 기존의 실험 결과와 비교하였다. 이와 함께 계산결과들을 바탕으로 원형관-평판핀의 열교환기 해석에 적용할 수 있는 Reynolds수의 범위와 Reynolds수의 함수로 표시된 상관관계식을 제시함으로써 설계 변경에 따른 자료 확보를 용이하게 하고자 한다.

## 2. 이론

### 2.1 형상 및 제원

원형관-평판핀의 열교환기 형상은 Fig. 1과 같으며, 세 개의 열(row)이 있는 관군은 엇갈림 배열로 구성되어 있다. 표면  $8.0\text{-}3/8T^{(1)}$ 로 명명되는 열교환기의 제원은 Table 1과 같다.

여기서  $D$ 는 관의 바깥지름,  $S_L$ 은 관의 가로피치,  $S_T$ 는 관의 세로피치,  $f_p$ 는 원피치,  $t$ 는 원의 두께,  $s$ 는 원의 간격, 그리고  $N$ 은 가로 방향의 열수를 각각 나타낸다.

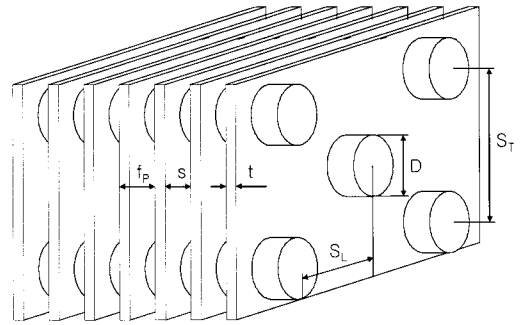


Fig. 1 Schematic drawing of the heat exchanger with circular tubes and plate fins

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

Symbol	$D$	$S_L$	$S_T$	$f_p$	$s$	$t$	$N$
Dimension	10.2	22	25.4	3.175	2.845	0.33	3

### 2.2 Colburn j계수의 상관관계식

밀집형 열교환기의 열전달과 유동특성은 주로 원의 모양과 배열에 영향을 받으며, 열전달특성은 식 (1)과 같은 Colburn j계수와 Reynolds수로 상관된다.

$$j = StPr^{2/3} = (h/Gc_p)Pr^{2/3} \quad (1)$$

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

#### 2.2.1 Kays와 London의 상관관계식

Kays와 London<sup>(1)</sup>이 제시한 상관관계식은 식 (2)와 같다.

$$j = 0.197Re_{D_h}^{-0.418} \quad (2)$$

(390 < Re < 9500)

위 식에서  $D_h$ 는 수력직경을 의미하며, 본 연구에서 채택한 표면  $8.0\text{-}3/8T$ 의 열교환기 형상인 경우  $D_h$ 는 3.63mm이다. Reynolds 수는 최대 질량유속( $G$ ) 및 수력직경을 기준으로 식 (3)과 같이 정의된다.

$$Re_{D_h} = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{\rho V_{max} D_h}{\mu} \quad (3)$$

2.2.2 Kim 등의 상관관계식

Kim 등<sup>(4)</sup>이 제시한 상관관계식은 열(row)의 수가 3인 경우에 대하여 식 (4)와 같다.

$$j_{N=3} = 0.163 Re_{D_c}^{-0.163} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0.106} \left( \frac{s}{D} \right)^{0.0138} \left( \frac{S_T}{D} \right)^{0.13} \quad (4)$$

Kim 등은 식 (5)와 같이 정의되는 Reynolds 수를 사용하였다. 여기서  $D_c (= D + 2t)$ 는 환의 두께가 포함된 직경을 나타낸다.

$$Re_{D_c} = \frac{GD_c}{\mu} = \frac{\rho V_{max} D_c}{\mu} \quad (5)$$

2.2.3 Wang 등의 상관관계식

Wang 등<sup>(5,6)</sup>은 상류속도가 0.3 ~ 6.5 m/s 인 범위에 대하여 여러 개의 열이 고려된 상관관계식을 제시하였는데,  $N \geq 2$ 인 경우에 대한 결과는 식 (6)과 같다.

$$j_{N \geq 2} = 0.086 Re_{D_c}^{P3} N^{P4} \left( \frac{f_P}{D_c} \right)^{P5} \left( \frac{f_P}{D_h} \right)^{P6} \left( \frac{f_P}{S_T} \right)^{-0.93} \quad (6)$$

여기서

$$P3 = -0.361 - \frac{0.042N}{\ln(Re_{D_c})} + 0.158 \ln \left\{ N \left( \frac{f_P}{D_c} \right)^{0.41} \right\}$$

$$P4 = -1.224 - \frac{0.076(S_L/D_h)^{1.42}}{\ln(Re_{D_c})}$$

$$P5 = -0.083 + \frac{0.058N}{\ln(Re_{D_c})}$$

$$P6 = -5.735 + 1.21 \ln \left( \frac{Re_{D_c}}{N} \right)$$

Wang 등은 Reynolds 수의 계산 시 Kim 등과 마찬가지로 환의 두께가 포함된 직경,  $D_c$ 를 사용하였다.

위에 제시된 세 개의 상관관계식에 포함된 공기의 물성치들(properties)은 식 (9)와 같이 정의되는 평균온도를 기준으로 계산되었다.

2.3 공기측 열전달계수의 계산방법

원형관-평판환 형상의 열교환기에 대한 공기측 대류열전달계수 및 Colburn j계수는 다음과 같은 방법으로 구할 수 있다. 공기의 유동 시 공기와 벽면간의 열전달률은 식 (7)과 같이 표현되며, 출구온도는 식 (8)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$q = hA_t(T_w - T_f) = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (7)$$

$$T_{out} = T_{in} + q/(\dot{m}c_p) \quad (8)$$

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 (9)와 같이 정의된다.

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (9)$$

식 (7)~(9)를 이용하면 최종적으로 공기 측 대류 열전달계수( $h$ )를 식 (10)과 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{A_t(T_w - T_f)} \quad (10)$$

식 (10)에서  $q$ 는 수치계산을 통하여 구할 수 있고, 벽면온도  $T_w$ 는 상수이며, 평균온도  $T_f$ 는 식 (8)과 식 (9)를 이용하면 계산할 수 있다.

Colburn j계수는 식 (1)과 같이 정의되므로 식 (10)에서 얻은 열전달계수를 이용하여 j계수를 구할 수 있다. 그리고 해석하고자 하는 공기의 속도범위에 해당하는 Reynolds 수를 정하면 로그-로그 좌표계에서 최소자승법을 적용하여 식 (11)과 같은 형태로 Colburn j계수에 대한 상관식을 얻을 수 있다.

$$j = C \cdot Re_D^m \quad (11)$$

3. 수치해석

3.1 해석 모델

열교환기의 형상에 대한 제원을 표시하면 Fig. 2와 같다. 환의 유동방향 길이는 66 mm이며, 가로피치는 22mm, 세로피치는 25.4mm이다. 가운데

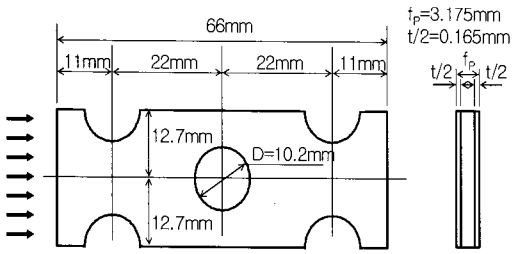


Fig. 2 Dimensions for numerical model of the heat exchanger system

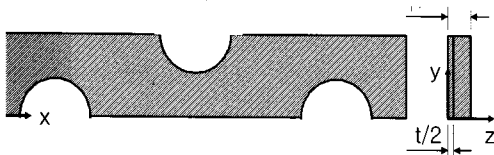


Fig. 3 Computational domain

관을 중심으로 상하가 대칭이며, 원의 피치가 일정한 것을 고려하여 계산영역을 Fig. 3과 같이 설정하였다.

### 3.2 지배방정식 및 난류모델

원형관-평관환 형상의 열교환기에 대하여 물성치가 일정하며 3차원, 정상상태의 난류유동에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

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.

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

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

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (15)$$

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

표준 및 RNG  $k-\epsilon$ 모델의 경우, 난류운동에너지( $k$ )와 소산율( $\epsilon$ )에 대한 두 개의 방정식이 추가된다. 난류 점성계수는 식 (16)과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (16)$$

RSM  $k-\epsilon$ 모델인 경우, 난류운동에너지( $k$ )와 소산율( $\epsilon$ )이 포함된 일곱 개의 방정식이 추가된다. 이 모델에도 식 (16)과 같이 정의되는 난류 점성계수( $\mu_t$ )가 사용되며 0.09의 값을 갖는다.

위에 제시된 세 개의 모델에 추가되는 방정식 및 방정식에 포함된 상수들에 대한 자세한 내용은 참고문헌<sup>(8)</sup>에 언급되어 있다.

### 3.3 경계조건

#### 3.3.1 속도 경계조건

입구( $x=0$ )에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구( $x=66mm$ )에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다(Fig. 3). 그리고 네 개의 면( $y=0$ ,  $y=12.7mm$ ,  $z=0$ ,  $z=1.59mm$ )에 대해서는 대칭(symmetry)조건을 적용하였다. 입구속도 범위는 1.5~6.5 m/s이며 이에 해당하는 Reynolds 수[식 (5) 기준]의 범위는 1845~8000이다.

#### 3.3.2 온도 경계조건

일반적으로 냉방용 공조기의 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<sup>3</sup>, 열전도율은 0.027 W/mK, 정압비열은 1005 J/kgK, 그리고 점성계수는 1.89 × 10<sup>-5</sup> Pa · s이다.

### 3.4 수치해석 방법 및 격자계

해석 영역의 형태를 고려하여 관 부근에는 직육면체 격자(mesh)를 사용하였고 그 외 부분에는 삼각형 격자

를 적용하였다. 그리고 온도 변화가 급격한 관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. Fig. 4는 192,000개의 셀로 구성된 전체 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열-유체분야의 상용코드인 FLUENT<sup>(8)</sup>를 사용하였고 SIMPLE 알고리즘<sup>(9)</sup>이 포함된 유한체적법을 적용하였으며 대류항 보간법으로 2차 상류차분법을 사용하였다. 지배방정식의 주요 변수인 속도와 온도에 대하여 다음의 수렴조건을 설정하였다.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 5 \times 10^{-4} \quad (17)$$

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 결과의 타당성을 고찰하기 위하여 기존에 수행된 Kays와 London,<sup>(1)</sup> Kim 등,<sup>(4)</sup> 그리고 Wang 등<sup>(6)</sup>의 세 개의 실험결과와 비교하였다.

비교 대상인 세 개의 실험결과는 상관관계식에

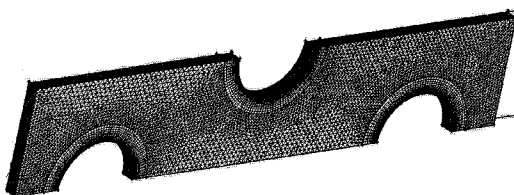
사용된 Reynolds 수의 정의가 다르기 때문에 정확한 비교를 위해서는 Reynolds 수가 아닌 상류 속도(입구속도)의 항으로 식을 재정리해야 한다. Wang 등이 제시한 관계식의 상류속도 범위가 0.3 ~ 6.5m/s이기 때문에 비교를 위한 입구속도의 범위를 1.5 ~ 6.5m/s로 설정하였다. 열전달계수를 구하기 위해서는 출구온도가 필요하므로 본 논문에서는 식 (8)을 사용하여 6개의 입구속도에 대한 출구온도를 계산하였으며, 세 개의 난류모델에 대해 계산된 출구온도는 Table 2와 같다. 그리고 출구온도와 식 (9) 및 (10)을 이용하여 대류열전달계수(*h*)를 구하였다. 본 모델의 경우 최대속도는 상류속도의 1.865배이다. 계산된 Reynolds 수를 관계식에 대입하고 식 (1)을 이용하면 대류열전달계수를 얻을 수 있다.

Fig. 5는 수치해석을 통해 구한 열전달계수와 기존의 상관관계식으로부터 계산한 열전달계수를 입구속도변화에 대하여 비교한 것이다. 입구 공기속도의 전 범위(1.5 ~ 6.5m/s)에 대하여 표준 *k-ε* 모델, RNG *k-ε* 모델 및 Kays와 London, Wang 등이 제시한 열전달계수는 최대 5.4%이내에서 거의 근접한 값으로 나타났다. 그러나 RSM 모델 및 Kim 등에 의한 결과는 다른 열전달계수에 비하여 약 17%정도의 큰 차이를 나타냈다.

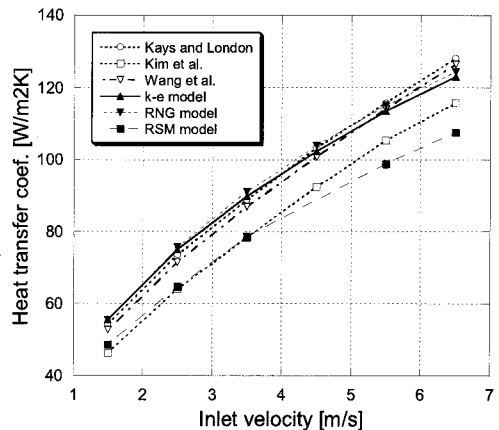
적용된 세 난류모델 중에서 RSM 모델은 Reynolds 응력에 대한 비등방성이 많은 유동, 즉 사이클론 유동, 연소기 내의 강한 선회유동, 응력으로 유발된 덕트 내의 유동 등에 적합한 모델로

**Table 2** Calculated outlet temperatures with several turbulence models[unit; K]

velocity	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5
표준 <i>k-ε</i>	319.4	317.4	316.0	315.0	314.2	313.5
RNG <i>k-ε</i>	319.4	317.5	316.2	315.1	314.3	313.6
RSM	318.2	316.1	314.8	313.8	313.1	312.5



**Fig. 4** Numerical grid system



**Fig. 5** Comparison of convective heat transfer coefficients between numerical simulations and previous correlations

알려져 있다. 따라서 본 모델과 같이 재순환유동이 있는 경우에 RSM 모델은 다소 상이한 예측을 나타낼 수 있으며, 그 결과 다른 두 난류모델과 약간의 차이를 보이는 것으로 사료된다.

4.2 공기 유동장 및 온도장

Fig. 6~7은 RNG k-ε 난류모델을 적용하여 계산한 유동장특성을 나타낸 것이다. Fig. 6은  $z = 1.59mm$ (대칭면) 위치에서, 입구속도가 1.5m/s인 경우, Fig. 7은 입구속도가 6.5m/s인 경우에 대하여 속도분포를 나타낸 것이다. 입구 단면을 지난 공기는 좁아진 유로면적 때문에 두 원관 사이에서 유속이 빨라진 후 감소하다가 원관이 위치한 부근을 지날 때 다시 가속이 되는 현상을 보이고 있으며, 최대 속도는 원관 상단과 하단에 인접한 지역에서 발생하였다. 그리고 원관 뒤에서는 재순환 영역이 거의 동일한 크기로 형성되고 있으며, 이러한 재순환 영역은 출구 부분까지 연장되어 나타나고 있다. 입구의 공기속도가 증가할수록 중앙의 원관 뒤에서 형성된 재순환 유동의 영역이 약간 커지는 것으로 관찰되었고, 원관 상·하단에 나타나는 최대속도 영역은 하류로 갈수록 점점 확대되었다.

Fig. 8~9는 입구속도가 각각 1.5m/s, 6.5m/s인 경우에 대하여 공기의 온도분포를 나타낸 것이다. 입구 공기속도가 1.5m/s인 경우, 입구온도(303 K)인 유체온도는 느린 유속으로 인하여 중앙의 원관에 인접한 지역의 312 K에 이를 때까지 점차적으로 증가하였으며, 원관의 하류에서는 약 314 K이상의 비교적 높은 온도를 나타냈다. 그러나 입구속도가 6.5m/s로 증가하는 경우, Fig. 9에서 관찰되는 바와 같이 빠른 유속의 영향으로 입구온도를 유지하는 유체영역이 중앙의 원관 근처에까지 이르렀고 원관 뒤에서는 활발한 운동량으로 인하여 약 311 K 이하의 낮은 온도로 유지되는 주 흐름 영역이 형성되고 있음을 관찰할 수 있었다.

4.3 국소 열전달계수의 분포

Fig. 10은  $z = 1.58mm$  위치에서 입구속도가 1.5m/s일 때, 원통 표면에 대한 열전달계수의 분포를 도시한 것이다. 원통의 전면 부분에서 열전달계수가 크게 나타났으며 원통 후면으로 갈수록 열전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 그리고 각각의 원관 별 열전달계수는 전방의 원통,

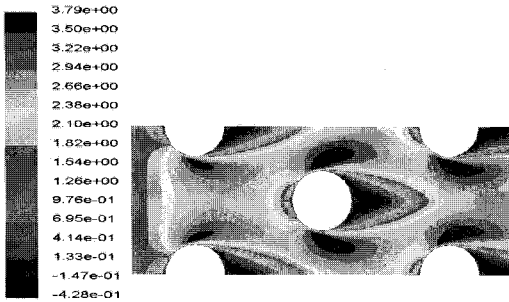


Fig. 6 Air velocity distribution for  $u_{in} = 1.5m/s$

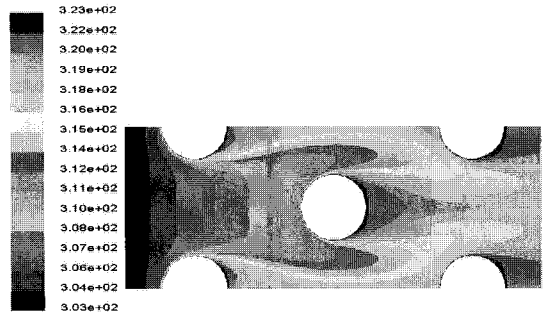


Fig. 8 Temperature distribution for  $u_{in} = 1.5m/s$

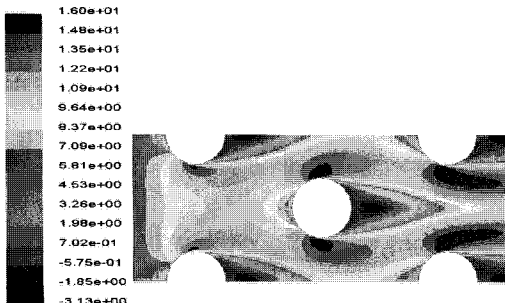


Fig. 7 Air velocity distribution for  $u_{in} = 6.5m/s$

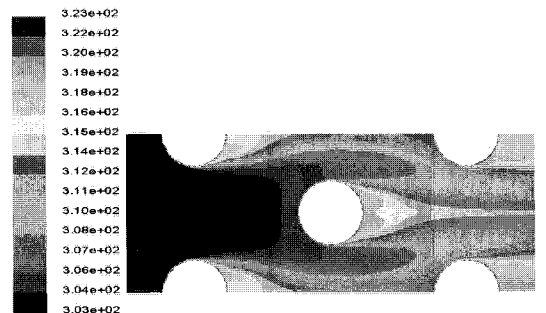


Fig. 9 Temperature distribution for  $u_{in} = 6.5m/s$

중앙의 원통, 그리고 후방의 원통 순으로 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 11은 입구속도가 6.5m/s일 때, 원통 표면에 대한 열전달계수의 분포를 도시한 것이다. 입구속도가 6.5m/s로 증가하면 열전달계수의 분포가 다르게 나타나는 것을 그림을 통하여 확인할 수 있었는데, 열전달은 중간에 위치한 원통에서 가장 높게 나타났다. Fig. 10과 비교하여 특이한 점은 입구속도가 증가할 때 원통의 후면에서 열전달계수의 값이 조금씩 상승하는 것이었다. 이는 속도의 증가에 따라 원통 후면에서 와류의 세기가 강화된 결과에 기인하는 것으로 판단되었다.

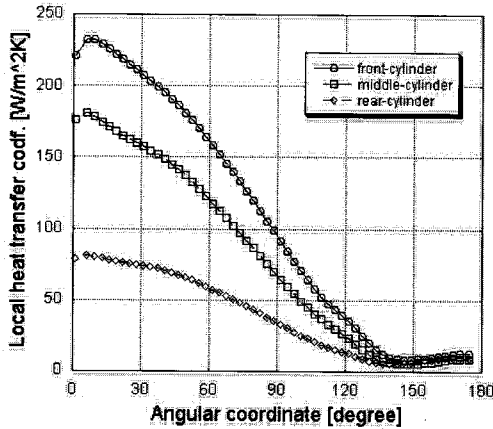


Fig. 10 Distributions of local heat transfer coefficient along the cylinder wall for  $u_{in} = 1.5m/s$

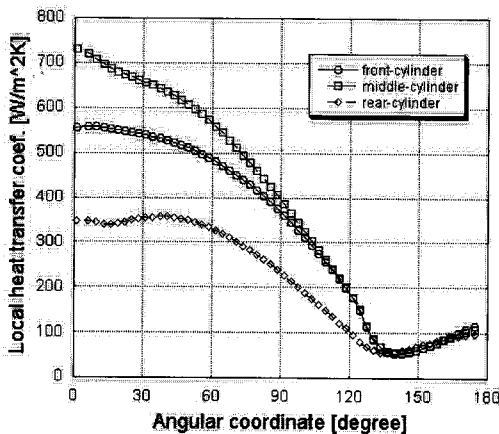


Fig. 11 Distributions of local heat transfer coefficient along the cylinder wall for  $u_{in} = 6.5m/s$

#### 4.4 Colburn j계수의 상관관계식

본문에서는 앞장에서 검토된 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 1000 ~ 15,000에 대하여, 열의 수가 세 개인 원형관-평판형 형상의 열교환기에 적용할 수 있는 Colburn j계수의 상관관계식을 제시하고자 한다. 식 (5)와 같이 원의 두께가 고려된 관의 직경을 기준으로 한 Reynolds 수를 사용하면 입구속도의 범위는 0.81 ~ 12.2m/s가 된다. 이 범위의 속도경계조건이 적용된 수치해석으로부터 얻은 열전달계수 및 식 (1)을 이용하여 Colburn j 계수값을 구하였다. Fig. 12는 계산된 j 계수를  $1000 < Re < 15,000$  범위에 대하여 도시한 것이다. 이를 보간법을 이용하여 수식으로 나타내면 식 (18)과 같다.

$$j_{N=3} = 0.403 Re_{D_c}^{-0.4523} \quad (18)$$

$$(1000 < Re_{D_c} < 15,000)$$

#### 5. 결 론

본 연구에서는 열의 수가 세 개인 원형관-평판형 형상의 밀집형 열교환기 내 공기의 유동 및 열전달 특성을 수치해석기법을 적용하여 분석하였으며 여러 가지 난류모델들의 적용성을 검토하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 기존의 열전달 상관관계식과 여러 가지의

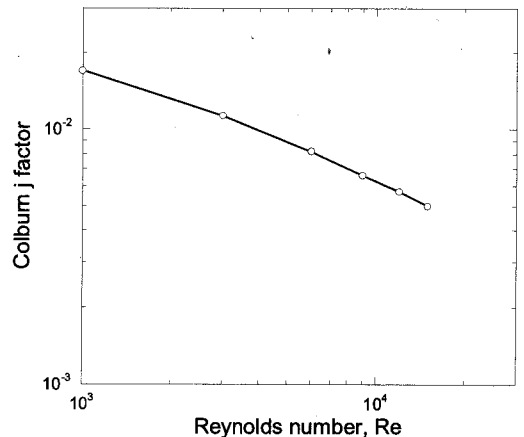


Fig. 12 Colburn j factor variation with Reynolds number for a circular tube-plate fin type heat exchanger

난류모델들을 적용한 수치해석의 열전달계수를 비교한 결과, Kays와 London의 상관관계식을 기준으로 표준 및 RNG k- $\epsilon$  모델은 5.4% 이내로 거의 근접한 예측결과를 보였으나, RSM k- $\epsilon$  모델은 약 17%의 차이를 나타냈다. RSM은 Reynolds 응력에 대한 비등방성이 많은 유동에 적합한 모델로써 본 논문과 같이 재순환유동이 있는 경우에 다소 상이한 예측을 나타낼 수 있으며, 그 결과 다른 두 난류모델과 차이를 보였다.

(2) 흰 두께가 포함된 관 직경을 기준으로 정의되는 Reynolds 수의 범위 1000 ~ 15,000에 대하여 Colburn j 계수는  $j_{N=3} = 0.403 Re_{D_c}^{-0.4523}$ 로 나타낼 수 있다. 이 상관관계식은 기존의 실험식에 비하여 넓은 범위의 Reynolds 수를 적용할 수 있으므로 향후 열교환기의 설계 변경에 따른 해석 및 자료의 확보가 용이할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 논문은 2005년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Kay, W. M. and London, A.L., 1998, *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, Krieger.
- (2) Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Fin and Tube Heat Exchangers Having Plain Fins,"

*Proceeding of the 9th International Heat Transfer Conference*, Taylor & Francis, London, San Francisco, pp. 2475 ~ 2750.

- (3) Kayansayan, N., 1993, "Heat Transfer Characterization of Flat Plain Fins and Round Tube Heat Exchangers," *Exp. Therm. Fluid Sci.* 6, pp. 263 ~ 272.
- (4) 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.
- (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 I: New Experimental Data," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 43, pp. 2681 ~ 2691.
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) FLUENT User's Guide Volume, Version 6.1, Fluent Inc.
- (9) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.