

## 밀집형 열교환기 내 공기 측 대류열전달특성

모 정 하, 이 상 호<sup>†</sup>

원광대학교 기계자동차공학부

### Analysis for Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in Compact Heat Exchangers

Jeong-Hah Moh, Sang Ho Lee<sup>†</sup>

*Division of Mechanical and Automotive Engineering, Wonkwang University, Iksan 570-749, Korea*

**ABSTRACT:** Numerical analysis has been carried out to investigate air-side convective heat transfer characteristics in compact heat exchangers with continuous plate fins. Simulation results such as air flow and temperature distributions are presented, and heat transfer characteristics are compared for various inlet conditions. Results from various turbulence models are also compared for applicability. There is large difference between the local heat transfer coefficient distributions along the cylinder wall for circular tubes. Colburn j factors from the calculated results of circular and flat tubes in the heat exchangers are compared for various Reynolds number. The predicted results in this study can be applied to the optimal design of air conditioning system. with compact heat exchanger.

**Key words:** Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기), Convective Heat Transfer(대류열전달), Air(공기), Colburn j factor(Colburn j계수), Recirculating Flow(재순환유동), Circular Tube(원형관), Flat Tube(납작관)

#### 1. 서 론

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

서 사용되고 있다.

밀집형 열교환기중 평판형 열교환기에 대한 최근의 연구를 살펴보면, Kays and London<sup>(1)</sup>은 수력직경  $D_h$ 를 기준으로 Reynolds수를 계산하였으며 상관관계식을 제시하였다. Gray and 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 et al.<sup>(4)</sup> 및 Wang et al.<sup>(5,6)</sup>은 판의 열수가 고려된 형상에 대하여 판의 직경으로 Reynolds수를 계산하고 열전달 특성을 해석하였다. 한편 Yoon et al.<sup>(7)</sup>은 열수가 세 개인 열교환기를 대상으로 낮은 Reynolds 수에 대하여 실험과 수치해석을 병행한 결과를 제시하였다. 이

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-63-850-6687; fax: +82-63-850-6691

E-mail address: lsheagle@wonkwang.ac.kr

들이 제시한 상관관계식은 평균온도(입구온도와 출구온도의 산술평균온도)를 기준으로 유체의 물성치를 구하였다. 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 열교환기에 대하여 Fiebig et al.<sup>(8)</sup>은 흰 표면에 와류발생기가 Wang et al.<sup>(9)</sup>은 납작관에 와류발생기가 부착된 형상에 대한 열전달특성을 고찰하였으며, Shi et al.<sup>(10)</sup>은 흰에 와류발생기가 부착된 형상에서 흰 간격에 따른 열전달특성을 연구하였다. 한편 Yoo et al.<sup>(11)</sup>은 대칭형 엇갈림배열로 구성된 납작관-평판흰의 열교환기에 대한 열전달계수를 얻기 위하여 나프탈렌 승화법을 이용한 실험을 수행하였으며 적용 가능성을 확인하였다. 그리고 Moh<sup>(12)</sup>는 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판흰 열교환기에서 납작관의 중형비를 고려한 수치해석을 수행하여 Colburn j 계수 및 마찰인자(friction factor)에 대한 상관관계식을 제시하였다.

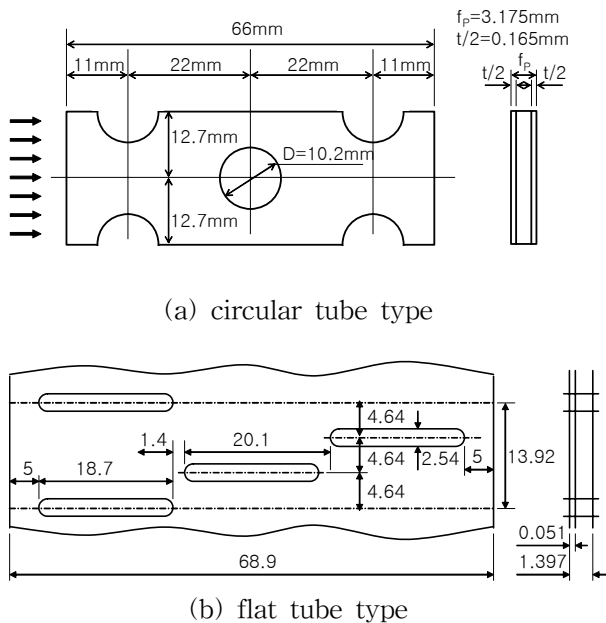


Fig. 1 Dimensions for numerical model of the heat exchanger systems.

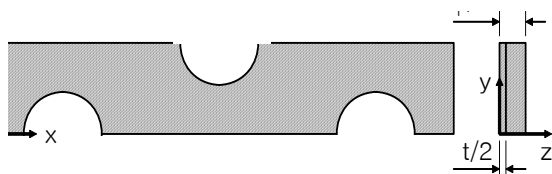


Fig. 2 Computational domain.

본 연구에서는 원형관과 납작관 형상의 밀집형 열교환기 내 공기측 유체유동 및 열전달 특성을

전산수치해석을 통하여 분석하고자 한다. 이를 통해 열교환기 설계를 위한 기초 자료 확보를 용이하게 하고자 한다.

## 2. 수치해석

### 2.1 해석 모델

열교환기의 형상에 대한 제원을 표시하면 Fig. 1과 같다. 흰의 유동방향 길이는 66 mm이며, 가로피치는 22mm, 세로피치는 25.4mm이다. 가운데관을 중심으로 상하가 대칭이며, 흰의 피치가 일정한 것을 고려하여 계산영역을 Fig. 2와 같이 설정하였다.

### 2.2 지배방정식 및 난류모델

밀집형 열교환기에 대하여 물성치가 일정하며 3차원, 정상상태의 난류유동에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

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.

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (4)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (5)$$

$$k_{eff} = k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (6)$$

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 추

가된다. 난류 점성계수는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

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

### 2.3 경계조건

입구에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다 (Fig.3). 그리고 다른 네 개의 면에 대해서는 대칭(symmetry)조건을 적용하였다. 입구속도 범위는 약 1.5~6.5 m/s 이며 이에 해당하는 Reynolds 수의 범위는 약 1800~8000이다.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho V_{in} D_h}{\mu} \quad (8)$$

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.

본 전산해석에 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.

### 2.4 수치해석 방법 및 격자계

해석 영역의 형태를 고려하여 관 부근에는 직육면체 격자(mesh)를 사용하였고 그 외 부분에는 삼각형 격자를 적용하였다. 그리고 온도 변화가 급격한 관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. Fig. 3은 약 20만 개의 셀로 구성된 전체 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열·유체분야의 상용코

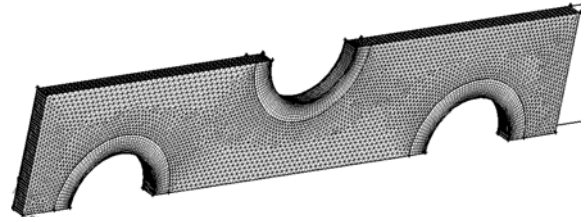


Fig. 3 Numerical grid system.

드인 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.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 5 \times 10^{-4} \quad (9)$$

모든 경우의 계산은 일반 인텔 Pentium-4급 PC에서 수행되었으며 각각의 경우에 대한 계산은 약 2시간 정도가 소요되었다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구를 통하여 예측한 해석결과의 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 입구속도의 범위를 1.5~6.5m/s인 경우 열전달계수를 구하기 위해서 출구온도가 필요하므로 본 논문에서는 각 입구속도에 대한 출구온도를 계산하였으며, 난류모델 별 계산된 출구온도는 Table 1과 같다.

이와 함께 수치해석을 통해 구한 열전달계수와 기존의 상관관계식으로부터 계산한 열전달계

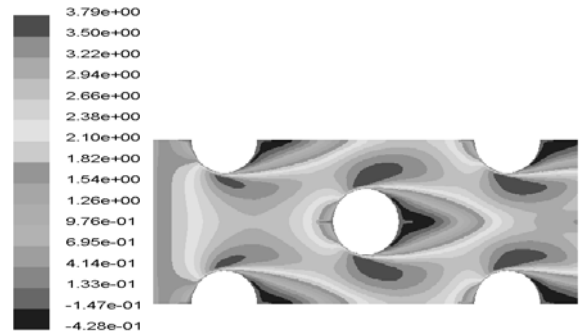
Table 1 Calculated outlet temperatures with several turbulence models

velocity	1.5	3.5	6.5
표준 $k-\epsilon$	319.4	316.0	313.5
RNG $k-\epsilon$	319.4	316.2	313.6

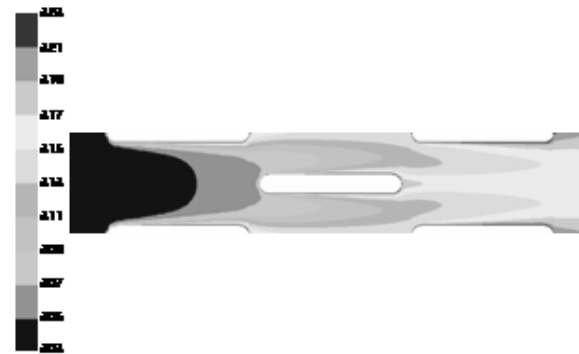
수를 입구속도변화에 대하여 비교한 결과 입구 공기속도의 전 범위에 대하여 표준 k-ε모델, RNG k-ε모델 및 Kays와 London, Wang 등이 제시한 열전달계수는 최대 수 % 이내에서 거의 근접한 값으로 나타났다.

Fig. 4는 RNG k-ε난류모델을 적용하여 계산한 유동장특성을 나타낸 것으로 입구속도가 원형관과 납작관에 대해 각각 1.5m/s, 3.1m/s 인 경우에 대하여 속도분포를 나타낸 것이다. 원형관의 경우 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 최대 속도 영역은 하류로 갈수록 점점 확대되었다. 납작관의 경우 입구 단면을 지난 공기는 좁아진 유로면적으로 인하여 유속이 점차적으로 빨라지는 경향을 보이고 있으며, 비대칭형인 경우 관의 비대칭적인 엇갈림 배열 때문에 다소 복잡한 유동 형태가 나타나고 있다. 높은 속도 지역에서 관의 상단과 하단 부에 비교적 넓게 분포되고 있으며 비대칭인 경우가 대칭인 경우에 비하여 더 넓게 퍼져있다. 관 뒤에서는 재순환 영역이 형성되고 있으며 세 번째 열의 관 뒤에 형성된 재순환영역은 출구 부분까지 연장되어 나타남을 알 수 있다.

Fig. 5는 공기의 온도분포를 나타낸 것이다. 원형관의 경우 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 증가하는 경우 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. 납작관의 경우 공기온도는 느린 유속으로 인하여 거의 일정한 온도구배

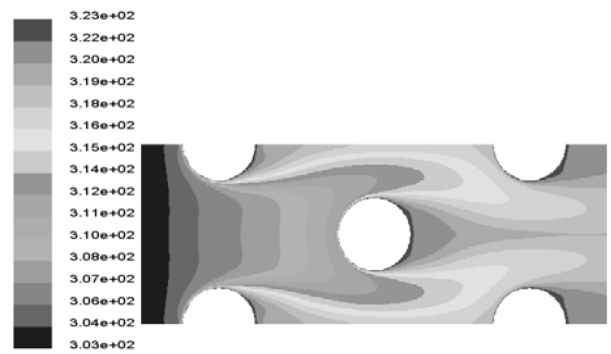


(a) circular tube

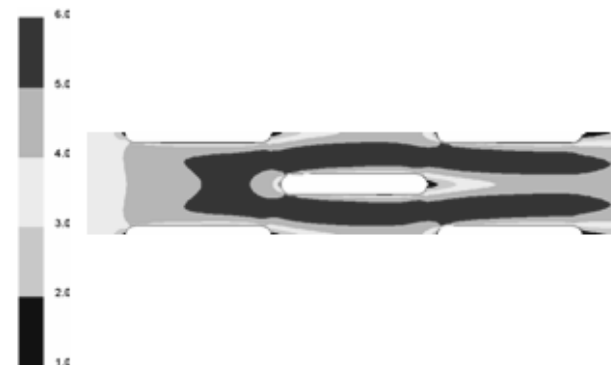


(b) flat tube

Fig. 4 Air velocity distributions.



(a) circular tube



(b) flat tube

Fig. 5 Temperature distributions.

를 유지하면서 증가하였으며 관벽 부근에서 급격한 온도구배를 나타냈다. 비대칭형인 경우 관 상단부에서 온도분포는 대칭형인 경우와 비슷하였으나 관 하단부에서는 상단부에 비하여 온도구배가 약간 크게 나타나는 현상을 보였다. 입구속도가 증가하면 입구온도에 근접하는 303K 정도의

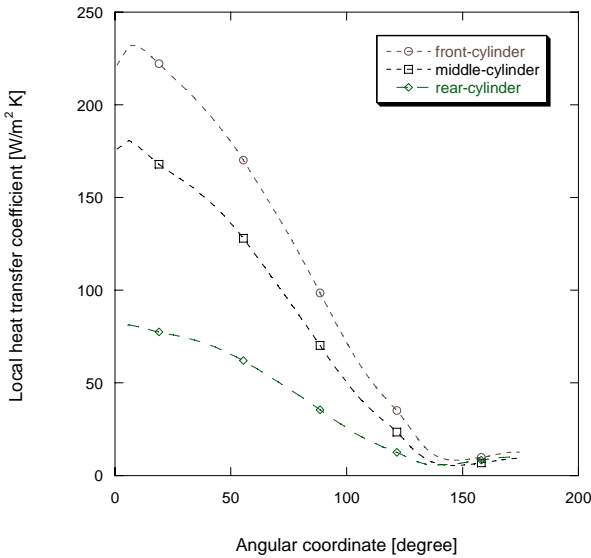


Fig. 6 Distributions of local heat transfer coefficient along the cylinder wall for circular tubes.

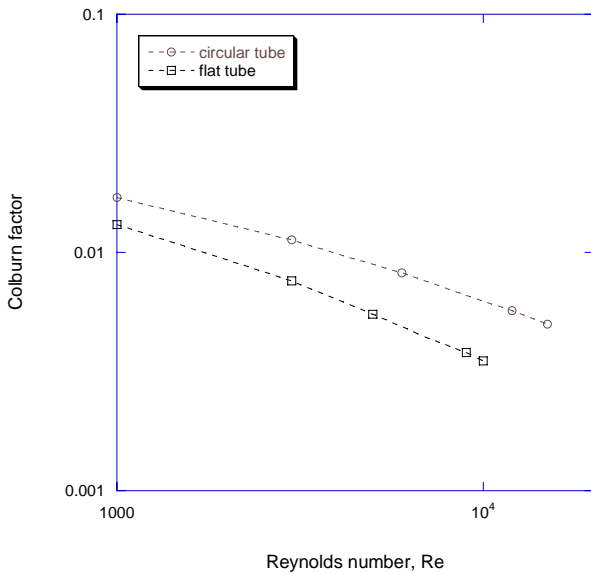


Fig. 7 Colburn j factor variation with Reynolds number for plate fin type heat exchangers.

온도영역이 세 번째 열 관의 앞 부근까지 이르렀으며 하류에서도 약 307K 정도의 낮은 온도가 형성되고 있음을 관찰할 수 있었다.

Fig. 6은 원형 관의 경우 원통 표면에 대한 열 전달계수의 분포를 나타낸 것이다. 원통의 전면 부분에서 열전달계수가 비교적 크게 나타났으며 원통 후면으로 갈수록 열전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 그리고 각각의 원형 관 별 열 전달계수는 전방의 원통, 중앙의 원통, 그리고 후방의 원통 순으로 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 1000 ~ 15,000에 대하여, 열의 수가 세 개인 원형관-평판환 형상의 열교환기에 설계에 적용할 수 있는 Colburn j계수의 상관관계식이 필요하다. 환의 두께가 고려된 관의 직경을 기준으로 한 Reynolds 수를 사용하면 입구속도의 범위는 약 0.8 ~ 12.2 m/s가 된다. 이 범위의 속도경계조건이 적용된 수치해석으로부터 얻은 열전달계수를 이용하여 Colburn j 계수값을 구하였다. Fig. 7은 예측된 Colburn j 계수를 Reynolds 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 원형관과 납작관의 경우 Reynolds 수의 증가에 따라 Colburn j계수가 감소함을 볼 수 있으며 두 경우 Reynolds 수에 대한 변화의 구배가 거의 비슷한 것으로 나타났다. 추후 이들 해석결과를 바탕으로 실제 열교환기설계에 적용 가능한 상관관계식의 제시가 가능할 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 원형 및 납작 관 형상의 밀집형 열교환기들 내 공기의 유동 및 열전달 특성을 수치해석기법을 적용하여 분석하였다. 이를 위해 여러 가지 기존의 열전달 상관관계식과 난류모델들의 적용성을 검토하였다. 해석결과를 바탕으로 유동장 내 공기 속도 및 온도분포를 비교하였으며 이를 통해 열전달 계수 및 Colburn 계수의 변화특성을 비교 분석하였다. 이를 통해 향후 열교환기의 설계를 위한 기초 자료의 확보가 가능할 것으로 판단된다.

#### 참고문헌

1. Kays, 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. Fiebig, M, Valencia, A. and Mitra NK., 1994, "Local Heat Transfer and Flow Losses in Fin-Tube Heat Exchanger with Vortex Generators: a comparison of Round and Flat Tubes," Exp Therm. Fluid Sci. 8, pp. 35 ~ 45.
  9. Wang, L. B., Ke, F., Gao. S. D. and Mei, Y. G., 2002, "Local and Average Characteristics of Heat/Mass Transfer over Flat Tube Bank Fin with Four Vortex Generators per Tube," J. Heat Trans fer ASME Trans., Vol. 124, pp. 546 ~ 552.
  10. Shi, B, Wang, L., Gen, F. and Zhang, Y., 2006, "The Optimal Fin Spacing for Three-Row Flat Tube Bank Fin Mounted with Vortex Generators," Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 91 ~ 101.
  11. 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.
  12. Moh, J. H., 2008, "Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchangers with Flat Tubes and Plate Fins According to the Aspect Ratio," Journal of KSME B, Vol. 32, No. 9, pp. 695 ~ 703.