<학술논문>

#### DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2013.37.4.367

ISSN 1226-4881

# 다양한 형상에 따른 타원형 핀-튜브 열교환기의 열전달 특성에 관한 수치해석

유 재 환\*·윤 준 규\*\*<sup>†</sup> \* 가천대학교 대학원 기계공학과, \*\* 가천대학교 기계·자동차공학과

## Numerical Analysis for Heat Transfer Characteristics of Elliptic Fin-Tube Heat Exchanger with Various Shapes

Jae Hwan Yoo\* and Jun Kyu Yoon\*\*\*

\* Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Gachon Univ. \*\* Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Gachon Univ.

(Received September 1, 2012 ; Revised January 16, 2013 ; Accepted January 22, 2013)

Key Words: AR(세장비), CFD(전산유체역학), Fin-Tube Heat Exchanger(핀-튜브 열교환기), Vortex Generator(와 류발생기), Serrated Tube(톱니형 튜브), RSM(레이놀즈응력모델)

초록: 본 연구는 타원형 핀-튜브 열교환기에 대해 AR, 피치, 와류발생기의 위치, 튜브 표면의 돌기형상 에 따른 열전달계수 및 압력강하 특성을 수치해석으로 분석하였다. CFD해석시 경계조건으로는 튜브표 면의 온도는 348 K이고, 입구공기속도는 1~5 m/s 범위로 가정하였고, 수치해석시 사용된 모델로는 민감 도를 고려하여 RSM 7차 난류모델을 하였다. 해석결과로는 AR 및 세로피치가 작을수록 열전달률이 향 상되는 것으로 나타났으며 가로피치에 대한 영향은 근소한 차이를 나타냈으며, 와류발생기의 설치는 튜 브 전방에 위치할수록 열전달특성상 양호한 것으로 나타났다. 또한 튜브표면의 돌기형상은 톱니형보다 원형이 압력강하나 열전달특성이 유리한 것으로 나타났다.

Abstract: In this study, the characteristics of the heat transfer coefficient and pressure drop were numerically analyzed according to the axis ratio (AR), pitch, location of vortex generator, and bump phase of the tube surface about an elliptical fin-tube heat exchanger. The boundary condition for CFD analysis was decided as a tube surface temperature of 348 K and inlet air velocity of 1-5 m/s. RSM 7th turbulent model was chosen as the numerical analysis for the sensitivity level. The analysis results indicated that the AR and transverse pitch decreased whereas the heat transfer coefficient increased. On the other hand, there was little difference in the longitudinal pitch. Furthermore, the heat transfer rate was more favorable when the vortex generator was located in front of the tube. Also, the bump phase of the tube surface indicated that the pressure drop and heat transfer were more favorable with the circle type than with the serrated type.

- 기호설명 -: 비열 [J/kg·K]  $C_{p}$  $S_T$ : 대류열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·K] : 난류유동에너지  $\epsilon$ к  $\mu$  $\mu_t$  ◊이 논문은 대한기계학회 2012년도 열공학부문춘계 학술대회(2012. 5. 24., 용평리조트) 발표논문임.
 ♥ Corresponding Author, jkyoon@gachon.ac.kr
 © 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers
  $\rho$ 

h

k

Nu : Nusselt  $\hat{\uparrow} \left[\frac{hD}{k}\right]$ *S<sub>L</sub>* : 가로피치 [mm] : 세로피치 [mm] : 소산율 : 카르만 상수 : 점성계수 [kg/m·s] : 난류점성계수 [kg/m·s] : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>] : 동점성계수 [m<sup>2</sup>/s] ν

## 1. 서 론

최근 산업발달에 따라 에너지 사용량이 급증하 고 있으며 이는 에너지자원의 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 그동안 이용효율 향상을 위해 열 교환기의 고성능화에 대한 수많은 연구들이 수행 되어 왔다. 그 중 특히 산업용 보일러, 조선공정 기기에 널리 사용되는 타원형 튜브 열교환기의 성능향상에 대한 연구가 매우 활발하게 수행되고 있다. 타원형 튜브 열교환기의 장점은 일단 기존 의 열교환기에서 튜브 제조과정만을 교체함으로 초기 시설투자비가 적게 들며, 공기 유동로의 유 선화를 통하여 가용 열전달면적이 증가하고 압력 손실이나 열전달 측면에서 향상된 성능을 나타낸 다고 알려져 있다. 하지만 타원형 튜브는 고압냉 매를 사용할 시 튜브와 핀의 변형이 발생할 수 있으며 이를 해결하기 위한 연구도 현재 진행되 고 있다. 이와 같은 고효율의 열교환기를 개발하 는 노력은 대부분 실험 및 수치해석을 통하여 제 시되었는데 평판형 핀의 형상변화 및 핀면에 각 종 난류촉진제나 와류발생기의 부착방안 등이 제 안되어져 왔다.(1~7)

핀-튜브 열교환기에 대한 최근 연구동향으로서 Chang 등<sup>(1)</sup>은 강제대류 열전달을 촉진시키기 위 하여 3열의 타원형관의 전방에 삼각형 날개 와류 발생기를 부착하여 열전달향상의 효과를 보여주 었고, Chiu 등<sup>(2,3)</sup>은 원관 및 타원형 열교환기 튜 브의 AR 변화에 따라 열전달 및 압력강하 특성 을 조사하여 원관형보다 타원형이 우수함을 보여 주었고, 또한 Lee 등<sup>(4)</sup>은 휜 기본형상이 다양한 슬릿휜-원형관 열교환기의 강제대류 열전달 특성 을 수치적으로 평가하여 최적형상을 제시하였고, Moh와 Lee<sup>(5)</sup>는 원형 및 납작관 형상으로 이루어 진 밀집형 열교환기의 유동 및 열전달특성을 분 석하여 기존 열전달 상관식과 난류모델의 적용성 을 검토하였으며, Mcilwain<sup>(6,7)</sup>은 평판형 및 타원 형 튜브 열교환기를 이용하여 온도분포에 따른 열전달 및 압력강하특성을 조사하였다.

본 연구에서는 Chiu 등이 조사한 결과를 비교 하기 위해 수치해석적으로 검증하였고, 가로피치 의 변화, 세로피치의 변화, 와류발생기설치, 튜브 돌기형상변화 등 다양한 설계형상에 따른 핀 튜 브 열교환기의 열전달 및 압력강하특성을 고찰하 여 최적형상에 대한 방안을 제시하고자 한다.



Fig. 1 Schematic of analysis domain



Fig. 2 Axis Ratio domain

## 2. 이론해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 본 연구에 사용된 해석모델의 개략도 를 나타내고 있으며, S<sub>L</sub>과 S<sub>T</sub>은 각각 38 mm, 12 mm이다. 타원형 튜브의 AR은 Fig. 2와 같이 a=30, b=12, AR = <sup>a</sup>/<sub>b</sub>=2.5이다.

#### 2.2 지배방정식

본 연구에서는 열교환기 내부의 유동을 비압축 성, 3차원, 정상상태의 난류유동으로 가정하고 사 용된 지배방정식은 다음과 같다.

- Continuity Equation

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

- Momentum Equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \tau_{ij} \right]$$
(2)

여기서  $\tau_{ij \equiv u_i u_j}$ 로 레이놀즈응력텐서이며, RSM (Reynolds Stress Model)모델은 이러한 레이놀즈응 력 수송방정식을 이용하여 직접 계산할 수 있다.

#### - Reynolds Stress Transport Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \tau_{ij}) = D_{ij} + P_{ij} + \phi_{ij} - \rho \varepsilon_{ij}$$
(3)

여기서 우변의  $D_{ij}$ 는 확산항,  $P_{ij}$ 는 응력생성항,  $\phi_{ij}$ 는 압력변형항, 그리고  $\rho \varepsilon_{ij}$ 은 소산항이며, 다 음과 같은 식으로 나타낸다.

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} + \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]$$
(4)

$$P_{ij} = \rho \left( \overline{u'_{i}u'_{k}} \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{k}} + \overline{u'_{j}u'_{k}} \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{k}} \right)$$
(5)

$$\epsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon \tag{6}$$

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \tag{7}$$

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\epsilon}{k} \left( u'_i u'_j - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right)$$
(8)

$$\begin{split} \phi_{ij,2} &= -C_2 \left[ \left( P_{ij} - C_{ij} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} (P_{kk} - C_{kk} \right] \\ \phi_{ij,w} &= C_1 \frac{\epsilon}{k} \left[ \overline{u_k u_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_i u_k} n_j n_k - \frac{3}{2} \overline{u_j u_k} n_i n_k \right] \frac{k^{3/2}}{C_{\ell} \epsilon d} \\ &+ C_2 \left( \phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \phi_{jk,2} n_i n_k \right) \frac{C_{\ell} k^{3/2}}{\epsilon d} \end{split}$$
(9)

여기서  $C_1 = 1.8$ ,  $C_1 = 0.5$ ,  $C_2 = 0.3$ ,  $n_k = x_k$ 의 벽에 수직인 단위성분, d = 수직거리이고,  $C_l = C_{\mu}^{3/4}/\kappa$ 이며,  $\kappa = \text{Karman} & (=0.4187)$ 이다. 소 산율  $\epsilon$ 은 다음의 수송방정식으로부터 다음과 같 이 구해진다.

#### - Scalar Dissipation Rate Equation

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \right] \epsilon_{\epsilon 1} \frac{1}{2} P_{ij} \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$
(11)

여기서  $\sigma_k = 1.0, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92$ 이다. 난 류운동에너지 k 및 난류점성계수  $\mu_t$ 는 다음과 같 다.

- Turbulent Kinetic Energy Equation

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_j} \tag{12}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{13}$$

- Energy Equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{k_f}{C_p} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]$$
(14)

여기서,  $\sigma_t = 0.85$ 이다.

#### 2.3 난류모델

본 연구에서는 Chiu 등<sup>(2)</sup>이 수행한 연구의 실 험결과와 비교분석을 통한 적절한 난류모델을 선 정하기 위해 Standard  $k-\varepsilon$ , RNG(Random Number Generation)  $k-\varepsilon$ , RSM 난류모델에 대한 민감도 분석을 수행하여 최종적으로 RSM 난류모델을 선 정하였다. RSM모델은 레이놀즈응력항에 대해 Bossinesq가설을 도입함으로써 와점성계수에 의한 가설을 사용하지 않고 직접 레이놀즈응력항을 모 델링하여 이를 구하는 방법이다.<sup>(8)</sup>

## 3. 수치해석 및 경계조건

3.1 수치해석

본 연구에서는 해석코드로 Fluent v13.0을 사용 하였다. Navier-Stokes방정식은 연속적인 위치에서 미지수를 지니고 있는 미분형태의 방정식으로 이 에 대한 근사해를 구하기 위하여 이산화방법으로 유한체적법을 사용하였다.

해석영역의 형태를 고려하여 튜브부근에는 직 육면체 격자를 사용하였고, 그 외 부분에는 삼각 형 격자를 적용하였다. Fig. 3은 격자민감도 테스 트를 통하여 약 9만개로 구성된 전체 격자계를 나타내고 있다.

본 연구에서는 SIMPLE 알고리즘<sup>(9,10)</sup> 사용하였 으며 모든 변수에 대해서 Residual값이 10<sup>-4</sup>이하 가 되어야 수렴한 것으로 판정하였다.

모든 경우의 계산은 일반 인텔 Core 2 Quad급 PC에서 수행되었으며, 각각의 경우에 대한 계산 은 약 40분에서 1시간 정도가 소요되었다.

3.2 경계조건 입구에는 일정한 속도조건을 부여하였으며, 출



Fig. 3 Numerical grid system

Velocity Model	1	2	3	4	5		
Standard $k - \epsilon$	39.8	57.2	67.9	75.1	83.1		
RNG $k-\epsilon$	38.9	55.1	65.1	72.0	77.4		
RSM	35.8	52.1	62.9	69.7	75.6		

 Table 1 Calculated heat transfer coefficient with several turbulence models

unit : model [W/m<sup>2</sup>K], velocity [m/s]

구에는 일정한 압력조건을 부여하였다. 또한 출구 쪽의 공간이 적어 역류가 발생할 것을 방지하기 위하여 임의로 50 mm의 여유공간을 두었다. 다른 네 개의 면에 대해서는 Symmetry조건을 적용하였 다. 여기서 입구속도의 범위는 1~5 m/s이고, 입구 의 공기온도는 Chiu 등<sup>(2)</sup>이 실험한 조건과 동일하 게 293 K로 하였으며 튜브의 표면온도는 348 K 로 가정하였다. 본 수치해석에 사용된 물성치로서 공기의 밀도는 1.205 kg/m<sup>3</sup>, 열전도율은 0.0257 W/m·K, 정압비열은 1005 J/kg·K, 점성계수는 1.51×10<sup>-5</sup> kg/m·s를 적용하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

해석결과의 타당성을 검증하기 위해 Chiu 등이 수행한 실험 및 수치해석 결과와 비교하여 그 연 구결과와 동일한 기하학적 형상 및 입구속도 조 건에 대하여 열전달률을 비교하였으며, 난류모델 에 따른 계산결과는 Table 1과 같다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용된 3가지 난류모델과 Chiu 등이 수행한 실험 및 수치해석 결과를 나타 낸 것이다. 그 결과로 본 해석결과와의 차이는 근소하였고, 실험값과 해석값의 큰 차이는 실험 과정에서 정확한 벽온도의 경계조건을 유지하지 못함으로 분석되나 열전달특성은 유사한 경향을 나타내고 있다. 따라서 3가지 난류모델 중에서 RSM 및 RNG 모델은 4~5% 정도의 근사한 결과를 나타내고 있어 2-equation 난류모델들에 비해 스월 (swirl) 등을 갖는 곡관유동 등에 우수한 결과를 보여주는 점<sup>(11-13)</sup>을 고려하여 RSM 난류모델을 채 택하였다.

Fig. 5는 입구속도에 따른 각 튜브 표면에서의 열전달특성을 나타낸 것으로 입구를 통해 유입된 저온 공기는 1번 튜브의 하부쪽을 흘러 2번 튜브



Fig. 4 Heat transfer coefficient for several turbulence models



Fig. 5 Heat transfer coefficient for each tube location of inlet velocity 1m/s

와 열전달을 하게 되어 거의 유사한 열전달계수값을 보였으나 3,4번 튜브의 경우는 1,2번 튜브를 통해 열전달이 이루어진 유체가 통과하므로 고온의 유체 와 열전달이 이루어져 2번과 3번 튜브의 차이가 크 게 나타났다.

Fig. 6은 Chiu 등의 Standard  $k - \varepsilon$ 해석모델과 본 연구의 RSM모델의 AR을 증가시켰을 때, 평균열전 달률을 비교한 것을 나타낸 것이다. 여기서 해석한 AR모델의 튜브의 가로, 세로 전체 열교환기의 가 로, 세로부분을 Table 2에 나타내었다. 그 결과로 AR이 작아질수록 열전달률이 증가하는 Chiu 등의 해석과 유사한 특성을 확인할 수 있었다. Fig. 7은 AR을 증가시켰을 때, 압력강하특성을 나타낸 것이 다. 그 결과로 AR이 작아질수록 압력강하 또한 증 가하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 8은 *S<sub>L</sub>*의 변화에 따른 평균열전달률을 나타 낸 것으로 36 mm부터 40 mm까지 1 mm씩 변화시켜 해석한 결과로 볼 때 *S<sub>L</sub>*의 변화가 열전달률에 큰 영 향을 주지 않는다는 점을 알 수 있었다. Fig. 9는 *S<sub>L</sub>* 의 변화에 따른 각각의 압력강하특성을 나타낸 것으 로 열전달특성과 마찬가지로 큰 영향이 없음을 확인 하였다.

 Fig. 10은 S<sub>T</sub>의 변화에 따른 각각의 평균열전

 달률을 나타낸 것으로 11 mm부터 13 mm까지 1

 mm씩 변화를 주어 해석한 것으로 S<sub>L</sub>의 변화에

 Table 2 AR model's parameters

	unit : mm					
Length	Diameter	Diameter	Width	Height		
AR	(a)	(b)	widui			
2.8	37.6	13.2	190	15		
3.1	38	13	228	18		



Fig. 6 Heat transfer coefficient for the variation of axis ratio and inlet velocity



Fig. 7 Pressure drop for the variation of axis ratio and inlet velocity

따른 결과와는 달리 열전달특성이 크게 변함을 알 수 있었다. Fig. 11는  $S_T$ 의 변화에 따른 각각 의 압력강하특성을 나타낸 것으로 열전달특성과 마찬가지로 차이가 나타났다.  $S_T$ 의 간격이 작을 수록 열전달률과 압력강하가 크게 나타났는데, 이는  $S_T$ 가 튜브에서의 최대속도  $u_{\max}$ 값을 결정 하는 중요인자이고,  $S_T$ 의 간격이 작을수록  $u_{\max}$ 값이 커짐으로 열전달 및 압력강하 특성이 크게 변하기 때문이다.<sup>(14)</sup>

Fig. 12는 가로 11.5 mm 세로 1 mm의 와류발 생기를 설치시의 모델링형상을 나타낸 것으로 전 열면적을 증가시킴과 동시에 와류를 발생시켜 열 전달효율을 증가시키는 방법으로 (a)는 전방에 설 치하였을 경우이며, (b)는 중앙부에 설치하였을



Fig. 8 Heat transfer coefficient for the variation of longitudinal pitch and inlet velocity



Fig. 9 Pressure drop for the variation of longitudinal pitch and inlet velocity



Fig. 10 Heat transfer coefficient for the variation of transverse pitch and inlet velocity



Fig. 11 Pressure drop for the variation of transverse pitch and inlet velocity



경우이고, (c)는 후방에 설치하였을 경우이다. Fig. 13은 각 와류발생기 위치에 따른 평균열전



Fig. 13 Heat transfer coefficient for the variation of vortex generator location and inlet velocity



Fig. 14 Pressure drop for the variation of vortex generator location and inlet velocity



Fig. 15 Bump shapes in tube surface

달률을 나타낸 것으로 전방에 와류발생기가 있는 경우가 열전달률이 높게 나타났다. Fig. 14는 각 와류발생기 위치에 따른 압력강하를 나타낸 것으 로 후방에 와류발생기를 설치한 경우가 압력강하



Fig. 16 Heat transfer coefficient for the variation of bump shape in tube surface



Fig. 17 Pressure drop for the variation of bump shape in tube surface



Fig. 18 Streamline for the variation of the bump shape in the tube surface

에 있어 가장 크게 나타났고, 전방에 설치한 경 우가 두 번째로 크게 나타났으며, 중앙에 설치한 경우가 압력강하에 있어 가장 작게 나타났다.



Fig. 19 Pressure contour of various conditions

Fig. 15는 열전달면적의 증가를 통해 열전달률 을 향상시킬 수 있다는 점에 착안하여 튜브표면 에 돌기를 부착하였을 경우에 대한 개략도로서 (a)는 기존의 톱니모양의 튜브를 (b)는 원형모양 의 튜브를 각각 보여주고 있다.

Fig. 16은 돌기형상에 따른 평균열전달률을 비 교한 것으로 튜브표면에 돌기를 부착하여 열전달 면적을 증가시키는 것이 열전달률 향상에 기여한 다는 것을 확인할 수 있었다. 돌기형태에 있어서 는 톱니모양의 돌기형태보다는 원형모양의 돌기 를 부착한 튜브가 열전달률이 높았는데 이는 톱 니모양의 돌기형태에서는 유체흐름이 좋지 않아 열전달률이 낮게 나타난 것으로 판단된다. Fig. 17은 돌기형태에 따른 압력손실특성을 비교한 것 으로 톱니모양의 돌기형태가 원형모양의 돌기형 태에 비해 압력손실이 크게 나타났다. 이는 Fig. 18의 유선분포에서 확인할 수 있다. 톱니모양의 돌기형상에서는 유동의 박리나 캐비티내에서의 재순환영역이 원형모양의 돌기형상보다 상대적으 로 크게 나타나고 이로 인해 유동흐름이 원활하 지 못하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 19는 와류발생기 위치, AR 및 돌기모양의 변화에 따른 압력분포를 나타낸 것이다. (a)는 AR=2.5의 기본모델, (b)는 AR=3.1, (c)는 와류발 생기가 전방에 있을 때, (d)는 와류발생기가 가운 데에 있을 때, (e)는 와류발생기가 후방에 있을 때, (f)는 톱니모양의 돌기형상을 가질 때, (g)는 원형모양의 돌기형상을 가질 때를 나타낸 것이 다. 그 결과로 AR이 낮아질수록 압력은 낮아지 고, 와류발생기의 위치에 따라 압력의 크기가 변 하는 것을 알 수 있으며 톱니모양의 핀 형상을 가진 (f) 경우가 압력이 가장 높게 나타냈다. 결 과적으로 AR의 변화보다는 와류발생기설치나 튜 브표면을 변화시켰을 경우가 경계층의 유동으로 압력구배구간이 생기면서 와류의 영향을 받음으 로 인해 압력손실이 크게 나타나 압력분포가 높 게 나타남을 알 수 있었다.

### 4. 결 론

본 연구에서는 타원형 핀 튜브 열교환기의 열 전달특성을 고찰하기 위해 입구속도, AR의 변화, 가로피치 및 세로피치의 변화, 와류발생기의 위 치변화, 핀 튜브의 돌기형상변화 등의 다양한 인 자들에 따른 수치해석을 통하여 다음과 같은 결 과를 얻었다.

(1) AR이 0.3씩 작아질수록 열전달률은 약 9.3

%, 압력강하량은 약 28.5%씩 증가하는 것으로 나 타났다.

(2) 열전달률의 증가에 있어서 가로피치의 변화 는 근소한 차이를 보이며, 세로피치는 1 mm씩 작아질수록 열전달률은 약 2.5%씩 증가하고, 압 력강하도 약 22.2%씩 증가하였다.

(3) 와류발생기의 설치위치는 튜브의 전반부에 설치하는 것이 후반부에 설치하는 것보다 약 1.1
%의 열전달률 향상과 약 20.1%의 압력강하 특성 을 나타났다.

(4) 튜브표면의 돌기형상은 톱니형보다 원형이약 0.8% 정도의 열전달률 향상과 약 11.4% 정도의 압력강하 특성을 나타났다.

#### 후 기

이 논문은 2012년도 가천대학교 교내연구비 지 원에 의한 결과임.(GCU-2012-R152)

#### 참고문헌

- Chang, H. S., Chun, Y. W. and Chung I. K., 2005, "Study on Performance of Plate Fin-Oval Tube Heat Exchanger with Vortex Generators," *Proceedings of KSME*, pp. 345~350.
- (2) Chiu, Y. W., Lin, Y. X., Jang, J. Y., 2007, "Numerical and Experimental Analysis of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers Under Misted Conditions," *Proceedings of Clima 2007 Wellbeing Indoors*.
- (3) Choi, Y. G., Kim, J. S., Yoon S. H., Kim, M. H. and Oh, C., 2006, "Numerical Study for Fluid and Heat Transfer of Fin-Tube Heat Exchangers with Oval-Tube," *Proceedings of KOSME*, pp.227~228.
- (4) Lee, J. H., Lim, M. G. and Kang, H. C., 2010, "Air-side Thermal Performance According to the Fin Shapes of Slit Fin Tube Heat Exchanger," *Proceedings of SAREK*, pp. 1498~1505.
- (5) Moh, J. H. and Lee, S. H., 2009, "Analysis for Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in Compact Heat Exchangers," *Proceedings of SAREK*, pp. 1443~1448.
- (6) Mcilwain, S. R., 2010, "A Comparison of Heat Transfer Around a Single Serrated Finned Tube

and a Plain Finned Tube," *Proceedings of LJRRAS* 2(2), pp. 88~94.

- (7) Mcilwain, S. R., 2010, "A CFD Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop Across Inline Arrangement Serrated Finned Tube Heat Exchangers with an Increasing Number of Rows," *Proceedings of IJRRAS* 4(2), pp. 162~169.
- (8) Myung, H. G., 2002, Data processing of Heat Fluid Engineering, 4th Int. Munundang, pp. 223~ 225.
- (9) Park, J. Y. and Baek, J. H., 1996, "A Comparative Study of PISO, SIMPLE, SIMPLE-C Algorithms in 3-Dimensional Generalized Coordinate Systems," *Transactions of. KSCFE*, Vol. 1, pp. 26~34.
- (10) Myung, H. G., 2002, *CFD introduction*, 1th Int. Munundang, pp. 323~328.

- (11) Jawarneh, A. M. and Vatistas, G. H., 2006, "Reynolds Stress Model in the Prediction Confined Turbulent Swirling Flows," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 128, pp. 1377~1382.
- (12) Kuznik, F., Brau, J. and Rusaouen, G., 2007,
  "A RSM Model for the Prediction of Heat and Mass Transfer in a Ventilated Room," *Proceedings of Building Simulation*, pp. 919-926.
- (13) Eiamsa-ard, S., Ridluan, A., Somravysin, P. and Promvonge, P., 2008, "Numerical Investigation of Turbulent Flow Through a Circular Orifice," *Journal of KMITL Sci.*, Vol. 8, No. 1, pp. 43~50.
- (14) Chun, C. H., Jang, G. H., No, H. K. and Lim,
  K. B., 2008, *Heat Transfer introduction*, *1*th Int. Bosungkak, pp. 223~230.