

## 연결세경관을 이용한 열교환기의 개발

### A Development of Heat Exchanger by using Small Bore Two-Port Tube

이상무(Sangmu Lee)<sup>1</sup>, 박병덕(Byung-Duck Park)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>미쯔비시전기(주) 시즈오카제작소, <sup>2</sup>경북대학교 자동차공학부

<sup>1</sup>Shizuoka Works, Mitsubishi Electric Corp., Shizuoka 422-8528, Japan

<sup>2</sup>Department of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Sangju, 742-711, Korea

(Received September 18, 2014; revision received October 16, 2014; Accepted: October 30, 2014)

**Abstract** The fin and tube type heat exchangers widely used in air conditioners have been developed to improve on the heat transfer performance and compactness. This study presents the new type of tube for the heat exchanger to improve the heat transfer performance by increasing the heat transfer area per unit volume in the air-conditioner heat exchanger. The new type tube can be used for mechanical expansion facility, due to the two-port copper tube. Numerical calculation shows that the heat exchanger using the two-port copper tube outperforms the conventional heat-exchanger using a circular copper tube, in terms of the increased heat transfer coefficient and higher pressure drop. The calculation results were experimentally validated and are in agreement with the experimental results. Compared to the heat exchanger using a conventional circular tube, the heat exchanger with a two-port tube increased the heat transfer coefficient up to 21%, and the pressure dropped up to 16%.

**Key words** Compact heat exchanger(컴팩트 열교환기), Small bore tube(세경관), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하)

\* Corresponding author, E-mail: bdpark@knu.ac.kr

#### 기호설명

$A$	: 슬릿 폭 [mm]
$A_c$	: 전열면과 핀과의 접촉면적 [ $m^2$ ]
$A_o$	: 열교환기 전체전열면적 [ $m^2$ ]
$B$	: 슬릿 사이의 거리 [mm]
$c_p$	: 공기정압비열 [J/kgK]
$G_a$	: 공기질량유량 [kg/s]
$\Delta P$	: 압력강하 [Pa]
$Q$	: 열교환량 [W]
$T_{in}$	: 입구공기온도 [K]
$T_{out}$	: 출구공기온도 [K]
$T_w$	: 전열관온도 [K]
$\Delta T_m$	: 대수평균온도차 [K]

#### 그리스 문자

$\alpha_{ao}$	: 핀효율을 고려한 해석열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
$\alpha_c$	: 접촉열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
$\alpha_o$	: 공기측의 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

#### 1. 서 론

에너지 절약은 전세계적으로 중요한 과제가 되어있다. 에너지 절약형의 공조기 개발은 냉동공조기에서 가장 중요한 과제로 되어 에너지소비 효율의 향상을 위해 노력하고 있다. 이러한 공조기의 효율향상을 위하여 열교환기의 효율향상과 소형화는 가장 중요한 과제이다. 공조기에서 주로 사용되는 핀관형 열교환기의 성능향상을 위하여 공기측과 냉매측의 전열촉진을 위하여 노력하고 있다. 공기측의 전열촉진을 위하여는 핀 표면의 온도경계층의 발달을 억제하기 위하여 다수의 슬릿을 가진 구조로 하고, 냉매측은 주로 관내에 미세한 홈을 가공하여 전열관내의 열전달을 향상시키고 있다.<sup>(1, 2)</sup>

전열촉진의 노력과 더불어 전열관의 세경화를 위한 연구가 활발하게 수행되고 있다. 전열관이 세경화 됨에 따라 피치의 단축이 가능하여 단위체적당 전열면적의 향상과 핀효율 향상으로 열교환기의 콤팩트화가 가능하고 원가절감의 효과를 최대화 할 수 있다. Oh et al.<sup>(3)</sup>은 5 mm 세경관을 사용한 열교환기의 개발을 수행하여

5 mm 관을 사용한 것이 기존의 7 mm 관을 사용한 것에 비하여 전열성능은 10% 향상하였고, 공기측 압력강하가 10% 감소하는 것을 발표한 바 있다. Fujino et al.<sup>(4)</sup>은 1.2 mm 동관을 가진 핀관형 열교환기에서 냉매유로와 핀의 사양에 따른 전열특성과 압력강하를 검토하였다. Oku et al.<sup>(5)</sup>은 세경관 만으로 구성된 열교환기의 관군 주위에서 다양한 유동조건에 관한 수치해석을 수행하여 열교환기의 성능향상을 나타내었지만 제작의 어려움과 배관 배치의 어려움에 대한 문제점을 제시하였다. 또한 Shikazono et al.<sup>(6)</sup>은 세경관에 의해 전열면적의 향상을 꾀하여 핀이 없이 연결된 세경관 만으로 구성된 열교환기를 고려하였다. 이를 위하여 세경관을 기류방향으로 접속 혹은 연속으로 두었을 때 전열성능과 압력강하를 해석과 실험을 통하여 평가하였고 관군이 기류방향으로 연결되어 있을 때가 동일한 체적과 열량의 조건에서 통풍저항이 가장 작아지는 것을 나타내었다.

본 연구에서는 열교환기의 성능향상을 위하여 동일 체적에서 관내전열면적이 종래의 원관에 비하여 2배로 확대된 동체의 연결된 세경관(연결세경관, two-port tube)을 이용한 고성능열교환기를 검토하였다. 본 보고에서는 연결세경관을 사용하는 열교환기에서 사용되는 공기측 핀의 수치해석과 실험을 통하여 연결세경관을 이용한 열교환기의 성능향상의 가능성을 검토하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 계산모델

Fig. 1은 연결세경관으로 기류방향으로 세경관이 연

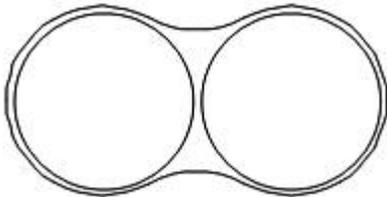


Fig. 1 Cross sectional view of the two-port tube.

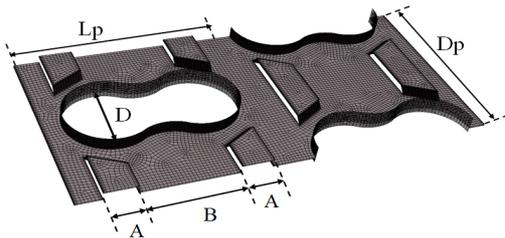


Fig. 2 Fin shape of the two-port tube.

결된 형태로 하여 통풍저항을 줄이고 생산성을 고려하였다. 이는 공조기에 이용되는 핀관형 열교환기는 동체의 전열관을 알루미늄제의 핀구멍(fin collar)에 삽입한 후 전열관내에 확관볼(bullet)을 넣어 전열관을 확관시켜 핀과 전열관을 밀착하는 기계확관방식<sup>(7)</sup>으로 이에 의한 제작이 가능하도록 하였다.

Fig. 2는 수치해석에 사용된 연결세경관의 핀으로 전열관 사이에 두 개의 슬릿(double slit)을 가지는 형태이다. 슬릿의 높이는 0.6 mm로 핀의 온도경계층을 절단시켜 경계층의 두께가 얇게 되어 열전달계수를 증가시킨다. 수치해석에는 범용의 해석프로그램 FLUENT를 사용하여 공기측 관외열전달계수와 압력강하를 구하였다.

해석모델은 1장본의 핀을 모델화하여 유체와 고체간의 3차원 비정상해석을 수행하였다. 흐름장은 전열관을 배치한 평행핀사이의 흐름으로 층류모델을 이용하였고, 압력해석은 SIMPLE법, 대류항과 확산항은 1차정도풍상차분(upwind difference)을 이용하였다.

입구경계조건은 등온도(20°C)와 등유속도의 공기유입조건으로 하였고, 출구경계조건은 자유유출조건으로 하였다. 핀의 표면은 벽면경계조건으로 핀구멍(fin collar)의 내측만 온도조건(50°C)을 주었다. 공기흐름에 대해서 상하좌우면은 주기경계조건(periodic boundary condition)으로 하였다. 면경계조건으로 핀구멍 내측만 온도조건(50°C)을 주었다.

Table 1에 본 해석에서 검토한 열교환기의 사양을 나타내었다. 종래 열교환기의 핀구멍 직경은 7.46 mm, 열피치(longitudinal tube pitch, Lp)는 12.7 mm, 단피치(transverse tube pitch, Dp)는 20.4 mm이고 열수는 2열이다. 새로운 연결세경관 열교환기의 핀구멍 직경은 5.2 mm, 열피치는 12.7 mm, 열수는 2열이고 단피치는 12.2, 15.3, 20.4 mm의 세 종류를 검토하였다. 슬릿(slit)사이의 거리를 나타내는 B와 두 개의 슬릿 폭 2×A의 합계는 일정하게 하였다. 또한 슬릿의 분할 길이 비율인 B/A의 비는 종래의 열교환기는 2이고 연결세경관은 1, 2, 3에 대하여 해석하였다.

Table 1 Specification of tested heat exchanger

	Conventional	New
Diameter of fin collar [mm]	7.46	5.2
Transverse tube pitch [mm]	20.4	12.2, 15.3, 20.4
Longitudinal tube pitch [mm]	12.7	12.7
Number of row [-]	2	2
Fin pitch [mm]	1.2	1.2
Fin thickness [mm]	0.095	0.095
B/A	2	1, 2, 3

## 2.2 계산결과

Fig. 3은 B/A = 3인 경우의 연결세경관 열교환기의 단피치에 따른 관외열전달계수( $\alpha_o$ )와 압력강하( $\Delta P$ )의 계산결과이다. 단피치가 증가함에 따라 열전달계수는 작아지고 압력강하도 감소하는 것을 알 수가 있다. 또한 풍속이 증가함에 따라 열전달계수와 압력강하도 증가하는 것을 알 수 있다.

일반적으로 관외열전달계수의 증가는 열교환량을 향상시키고 압력강하의 감소는 송풍 동력의 감소를 이룰 수 있다. 여기서는 열교환기의 성능 비교를 위해 관외열전달계수를 압력강하로 나눈 값  $\alpha_o/\Delta P$ 로 정의하였다. Fig. 4는 Fig. 3에서 연결세경관의  $\alpha_o/\Delta P$  값을 같은 풍속의 종래 원관형의  $\alpha_o/\Delta P$  값에 대한 비로 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 알 수 있는 것과 같이 단피치가 12.2 mm 인 경우가 종래의 열교환기와 거의 유사한  $\alpha_o/\Delta P$  값을 나타내고 있다. 따라서 연결세경관 열교환기의 단피치는 관외열전달계수를 우선적으로 고려하여 12.2 mm로 하였다.

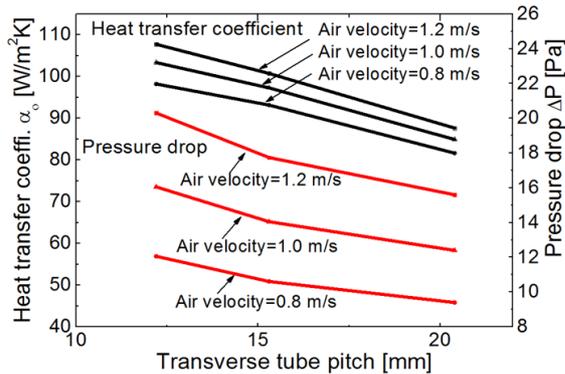


Fig. 3 Calculation results for transverse tube pitch.

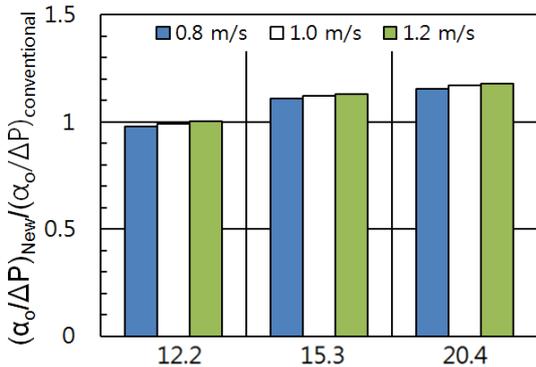


Fig. 4 Calculation results of  $\alpha_o/\Delta P$  ratio for transverse tube pitch.

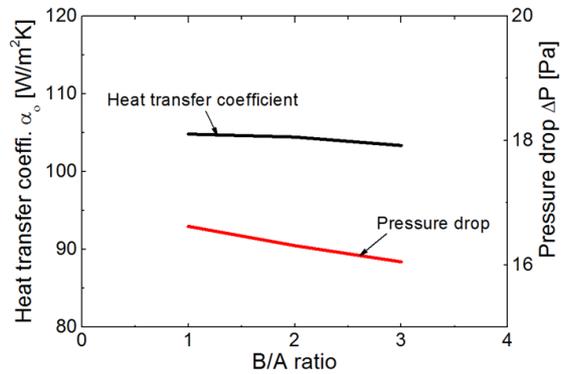


Fig. 5 Calculation results for B/A ratio.

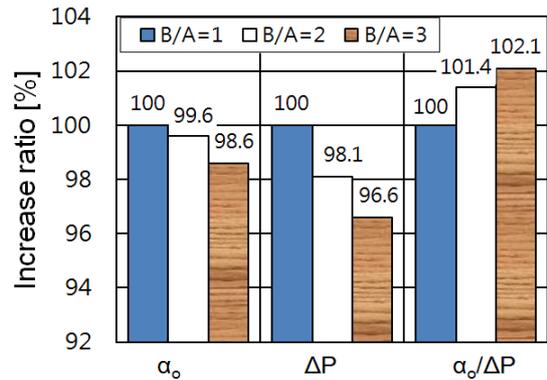


Fig. 6 Increase rate of heat exchanger performance.

Fig. 5와 Fig. 6에 단피치 12.2 mm인 경우의 핀 슬릿의 분할 길이 비율인 B/A에 대한 관외열전달계수와 압력강하를 나타내었다. Fig. 5에 나타나는 것과 같이 B/A가 증가할수록 관외열전달계수와 압력강하는 감소한다. B/A에 따른 특성 비교를 위해서 Fig. 6에 B/A = 1일 때를 기준으로 하여  $\alpha_o/\Delta P$  값을 나타내었다. Fig. 6에서 알 수 있는 것과 같이 슬릿의 분할 길이 비가 클수록  $\alpha_o/\Delta P$ 는 증가한다. 이는 A의 값이 커질수록 슬릿에서의 공기 유동의 급속소와 급확대 부분이 많아서 압력강하가 열전달의 증가에 비하여 상대적으로 커졌다고 추정된다. 따라서 분할세경관의 핀 슬릿의 분할 길이 비 B/A는 3으로 하였다.

Fig. 7은 종래의 원관과 연결세경관 열교환기의 풍속에 따른 관외열전달계수와 압력강하를 나타내었다. 풍속이 증가함에 따라 관외열전달계수는 증가하고 압력강하도 증가하는 것을 알 수가 있다. 또한 연결세경관 열교환기가 종래의 원관열교환기에 비하여 열전달계수의 증가율이 더 큰 것을 알 수가 있다.

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 풍속 1.2 m/s인 경우의 종래의 원관(단피치 20.4 mm)과 연결세경관(단피치 12.2 mm) 열교환기의 핀표면에서 흐름분포와 전열특성이다. 종래의

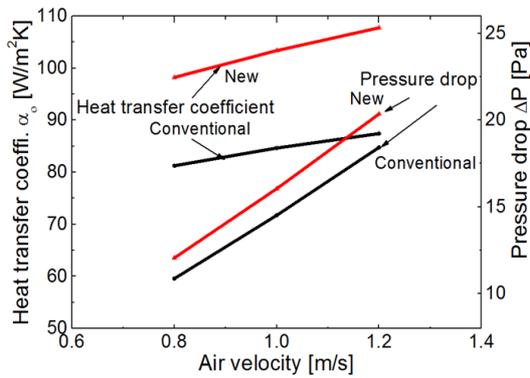
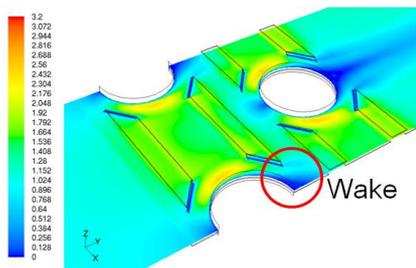
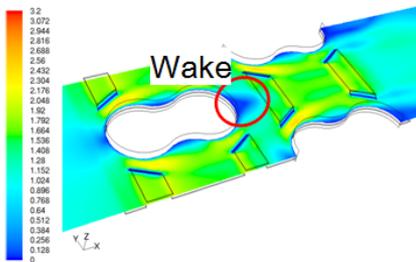


Fig. 7 Calculation results for air velocity.



(a) Conventional round tube(B/A = 2)



(b) Two-port tube(B/A = 3)

Fig. 8 Air side flow characteristics of fin.

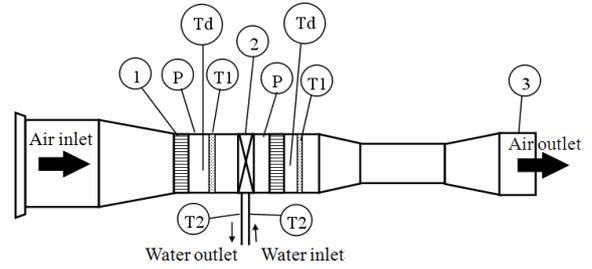
원관형 전열관에 비하여 연결세경관의 후방에서는 관의 직경이 작아진 만큼 후방에 작은 와류(wake) 영역이 존재하는 것을 알 수가 있다.

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치 및 실험방법

해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 관외열전달 계수의 성능실험을 수행하였다.

Fig. 9에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 열교환기 시험편은 풍동 내에 설치되고 풍동전체는 항온항습조건의 실내에 설치하였다. 풍동은 구경 300×300 mm의 흡입형의 개방형 풍동으로 공기 유입구로부터 흐름방



- ① Honeycomb      P Pressure taps      Td Dew point meter
- ② Test heat exchanger      T1 Thermocouple grid
- ③ Fan      T2 Platinum thermo resistance

Fig. 9 Experimental apparatus.

Table 2 Experimental condition

Air	Temperature [°C]	20
	Velocity [m/s]	1.0, 1.5, 2.0
Water	Temperature [°C]	50
	Flow rate [ℓ/min]	4, 6, 8, 10

향으로 허니컴 정류격자, 공기온도 측정용의 격자형으로 설치된 열전대열, 열교환기 시험편, 출구공기를 혼합하기 위한 믹서, 열전대열, 송풍기로 구성되어 있다. 열교환기 시험편의 열원 혹은 냉각원으로 관내에 물을 순환시키고, 출입구온도는 관내에 삽입한 시스형 백금측은 저항체(Pt100, class A), 유량은 Coriolis 식 질량유량계(정도 ±0.2%)로 측정하였다. 열교환기 시험편의 공기측 출입구온도는 20단의 직렬 격자상으로 설치한 열전대열(정도 ±0.1°C)로 측정하였다. 노점온도는 경면냉각식 노점온도계(정도 ±0.2°C), 유량은 초음파유량계(정도 ±0.03%), 압력강하는 열교환기 시험편 전후의 풍동벽면압력을 정밀미소차압계(정도 ±0.1 Pa)를 이용하여 측정하였다.

실험조건은 Table 2와 같다. 실험은 핀 표면에서 결로가 없는 건조한 상태의 조건에서 수행하였다. 공기입구온도는 20°C, 물입구온도는 50°C로 하였고, 전면풍속과 물유량을 변화시켜 윌슨플롯법(Wilson plot)을 사용하여 공기측 관외열전달계수  $\alpha_o$ 를 산출하였다. 불확실성의 평가<sup>(8)</sup>에서 관외열전달계수의 불확실도는 ±2.5% 이내 이었다.

실험에 사용된 연결세경관 열교환기의 사양은 Table 1의 사양에서 계산결과를 반영하여 단피치는 12.2 mm, 슬릿의 분할 길이 비(B/A)는 3으로 하였다.

#### 3.2 실험결과

공기측 관외열전달계수  $\alpha_o$ 는 전열면과 핀과의 접촉

면적과, 접촉열전달계수를 고려하여 식(1)와 같이 계산하였다. 여기서,  $A_o$ 는 열교환기 전체전열면적,  $A_c$ 는 전열면과 핀과의 접촉면적,  $\alpha_{ao}$ 는 핀효율을 고려한 핀 열전달계수의 해석치,  $\alpha_c$ 는 접촉열전달계수로 Tachibana<sup>(9)</sup>의 식에서 산출하였다.

$$\frac{1}{\alpha_o} = \frac{1}{\alpha_{ao}} + \frac{1}{\alpha_c} \frac{A_o}{A_c} \quad (1)$$

여기서 핀효율을 고려한 핀 열전달계수  $\alpha_{ao}$ 는 계산으로부터 구한 출구의 공기온도  $T_{out}$ 를 사용하여 다음 식에서 구하였다.

$$\alpha_{ao} = \frac{Q}{A_o \cdot \Delta T_m} \quad (2)$$

$$Q = G_a \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln[(T_w - T_{in}) / (T_w - T_{out})]} \quad (4)$$

Fig. 10에 관외열전달계수와 압력강하의 실험치와 계산치의 비교(풍속 1 m/s)를 나타내었다. 관외열전달계수는 종래의 열교환기에 비하여 연결세경관 열교환기의 실험치가 21%, 계산치가 22%가 증가하여 비교적 실험과 계산이 잘 일치하는 것을 알 수가 있다. 따라서 종래의 원관 열교환기에 비하여 연결세경관 열교환기가 21% 우수한 열전달성능을 나타내는 것을 알 수 있다.

이는 핀표면에서의 유동현상에 더하여 종래의 원관과 연결세경관을 확관 후에 비교하면 연결세경관은 두 원의 양단부가 먼저 확관되어 연결세경관과 핀 접촉부의 복원력이 작아서 전열관과 핀구멍 사이의 밀착성이 개선되어 나타난 결과이다. 하지만 압력강하는 Fig. 10

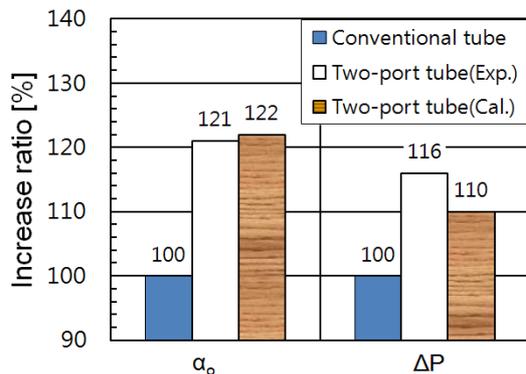


Fig. 10 Comparison of experiment and calculation results.

에 나타나는 것과 같이 세경연결관의 압력강하는 실험치가 16%, 계산치가 10% 증가하여 실험치가 6%의 큰 것을 알 수가 있다. 이는 실제의 열교환기 제작에 있어서 확관시에 연결세경관의 변형이 커진 결과로 분석된다. Fig. 10의 결과를 통하여 세경연결관을 사용한 열교환기가 기존의 원관 열교환기에 비하여 압력강하는 증가하지만 관외열전달계수의 증가가 더욱 큰 것을 알 수가 있고 전열성능이 증가한 콤팩트한 열교환기의 제작이 가능한 것을 알 수가 있다.

#### 4. 결 론

동일체적에서 열교환기의 전열면적 증가 및 성능향상과 동시에 우수한 생산성을 가진 열교환기의 개발을 위하여 기류방향으로 연결된 동체의 연결세경관을 이용한 열교환기의 성능향상 가능성을 검토하였다.

계산을 통하여 연결세경관 열교환기에서 최적의 핀형상을 도출하였고 실험을 통하여 전열성능의 향상을 확인하였다. 즉,

- (1) 연결세경관 열교환기는 종래의 원관 열교환기 보다 관외열전달계수가 21% 증가하였고 압력강하는 16% 증가 하였다.
- (2) 기존의 원관 대신 연결세경관을 이용하면 동일체적에서 전열면적 증가뿐만 아니라 공조기용 열교환기의 전열성능에 가장 큰 영향을 미치는 공기측 관외열전달계수의 증가로 콤팩트한 공조기용 열교환기의 제작이 가능하였다.

#### References

1. Kim, M. H., 2008, The recent movements of heat exchanger development, Magazine of the SAREK, Vol. 37, No. 2, pp. 4-41.
2. Shikazono, N., 2000, Heat exchangers for air conditioners, Refrigeration, Vol. 75, No. 875, pp. 2-7.
3. Oh, S. K., Jin, D. H., Jang, D. Y., and Oh, S. Y., Cho, K. S., 2001, A development of small bore tube heat exchanger, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Conference, pp. 607-611.
4. Shikazono, N., Okawa, D., Kobayashi, M., and Kasagi, N., 2006, Proposal and assessment of high performance finless heat exchanger composed of micro tubes, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B, Vol. 72, No. 717, pp. 187-194.
5. Oku, T., Kasagi, N. and Suzuki, Y., 2003, Optimum design of micro bare-tube heat exchanger, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B, Vol. 69, No. 686, pp. 137-144.

6. Fujino, H., Kim, H., Yoshioka, S., and Nakata, H., 2009, Heat transfer characteristics of a heat exchanger consisting of plate fins having refrigerant flow inside, Proceedings, 46th National Heat Transfer Symposium of Japan, Vol. 46, pp. 619-620.
7. Lee, S. M. and Park, B. D., 2012, Heat transfer characteristics of the non-uniform grooved tube considering tube expansion, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 553-559.
8. ASME, 1985, Supplement on instruments and apparatus : Part 1 Measurement uncertainty, American Society of Mechanical Engineers, New York.
9. JSME, 1986, JSME Data book-Heat transfer, 4th edition, The Japan Society of Mechanical Engineers, Tokyo, pp. 30-31.