

설계 조건에 따른 7mm 직경 핀-관 열교환기의 성능비교

장 근 선[†], 김 혁*, 홍 석 룰, 김 영 재**
 선문대학교 기계공학과*, 선문대학교 대학원, 선문대학교 화학공학과**

Performance Comparison of 7mm Fin-Tube Heat Exchangers for Various Design Conditions

Keun-Sun Chang[†], Hyuk Kim, Seok-Ryul Hong, Young-Jae Kim*

Division of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea
Graduate School, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea
Division of Chemical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea

ABSTRACT : This study presents the air side heat transfer and friction characteristics of fin-tube heat exchangers with various fin types. A total of 8 samples of heat exchangers are tested. Fin patterns tested are slit, louver and plate fins. Each fin type has three cases of number of tube rows(N=1, 2, 3) and two different fin pitches. The results are plotted in terms of Colburn j-factor and friction factor f with respect to Reynolds number in the range of 200 to 510.

Key words : Fin-tube heat exchange(핀-관 열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명		U : 총괄열전달계수 [W/m ² °C]
A : 전열면적 [m ²]		그리스 문자
A_{free} : 공기의 최소자유유동면적 [m ²]		μ : 점성 계수 [kg/ms]
C_p : 정압비열 [J/kg°C]		η : 열교환기 표면 효율
d_h : 수력직경 [m]		η_f : 핀 효율
G_{max} : A_{free} 을 통과하는 공기의 최대 질량 유속 [kg/m ² s]		ρ : 밀도 [kg/m ³]
h : 열전달계수 [W/m ² °C]		하첨자
L : 열교환기의 유동 방향 길이 [m]		a : 공기
\dot{m} : 질량유량 [kg/s]		c : 핀과 관의 접촉부분
Re : Reynolds 수, $G_{max} d_h / \mu$		f : 핀
		i : 입구
		o : 출구
		w : 물

†Corresponding author
 Tel : +82-41-541-2336 ; Fax : +82-41-530-2986
 E-mail address : chang@sunmoon.ac.kr

1. 서론

생활수준의 향상과 전 세계적으로 수요가 급증하고 에너지 절약, 쾌적성 등에 대한 사용자의 요구는 높아지며 특히 하절기 전력수급의 악화로 냉방기기의 성능향상이 필요한 실정이다. 냉동 공조기의 효율을 향상시키기 위해 시스템을 구성하는 요소부품의 고성능화가 선행되어야 하고 그 중에서도 열교환기는 시스템의 크기 및 성능과 효율을 결정짓는 핵심이다. 따라서 에너지효율과 직접적인 관련이 있는 요소로서 이의 고 효율화와 소형 경량화는 매우 중요하며 자체 설계기술을 확보하기 위한 연구가 필수적이다.

가정용 공조기의 열교환기로 대부분 사용되고 있는 핀관 열교환기는 핀 형상, 핀 간격, 분 지수, 분지방형, 열 간격, 열 수등 다양한 기하학적 변수와 유동속도, 온도, 습도등, 유동조건에 영향을 받는다. 특히 이 열교환기의 전체 전열 저항 중 공기측 전열 저항이 많은 부분을 차지하고 기하학적 복잡성, 응축이나 착상등 유동특성이 복잡하기 때문에 공기측 전열특성에 대한 정확하고 신뢰성 있는 자료 확보 및 데이터베이스 구축은 열교환기 설계 및 개발에 필수적이라 하겠다.

전열특성을 파악하기 위한 실험에서는 입·출구 온도를 일정하게 유지시키며 유량을 조절하는 방법이 있다.⁽¹⁾ 이 방법을 이용할 경우, 저 레이놀즈수에서 천이(transition)영역에 의한 관내측 열 전달계수의 오차가 있을 수 있지만, 관내측 열 저항이 전체 열 저항의 20~30% 임을 감안하면 상대적으로 적은 오차를 가지며 관내측 계산이 용이하다는 장점이 있다. 본 연구에서는 유량 조절 방법을 사용하여 다양한 핀 형상 및 열수를 가진 핀-튜브 열교환기의 열 성능 및 마찰특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 실험 방법

2.1 실험장치

열교환기의 전열성능측정을 공기엔탈피식(psychrometric) 칼로리미터를 이용하여 수행하였다. 본 연구에 사용된 칼로리미터는 실 내측 시료의 냉·난방능력을 흡입·배출공기의 엔탈피 차와 공기의 풍량을 ASHRAE⁽²⁾에 규정된 공기 엔

Table 1 Specifications of HXs samples.
(unit : m)

Sample No	D	Fin Type	No of row	Fin pitch	Step pitch	Row pitch
#1	7Φ	slit	1	1.8	0.021	0.0125
#2		louver	1			
#3		slit	2			
#4		louver	2			
#5		slit	2	1.6	0.019	
#6		plate	2			
#7		slit	3			
#8		plate	3			

탈피 법으로 측정하여 나타낸다. 항온항습 챔버 외부에 설치되어 있는 항온수조는 물을 작동유체로 사용하여 열교환기의 성능시험을 목적으로 설치하였으며 물의 입구 온도, 유량을 PID 방식에 의하여 자동으로 제어된다. 온도는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 정밀도를 갖는 저항온도계(RTD)를 사용하여 측정한다. 계측기를 통해 측정된 신호는 GPIB Interface를 거쳐 컴퓨터에 입력되어 자동 계산된다. Table 1에 본 연구에 사용된 열교환기의 제원을 요약하였고, Fig. 1은 시험에 사용된 열교환기의 형상을 나타내었다. 모든 실험 열교환기는 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 관 외경, 관의 열 간격, 단 간격 등 균일하게 제작되었다.

2.2 실험방법

본 연구에서 실험조건은 냉방(cooling)조건과 난방(heating)조건으로 각각 나누어 실험하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 온도는 냉방시 27°C , 난방시 35°C 이며, 상대습도는 각각 50%, 40%이다. 전면 공기 유속은 0.7~1.6 m/s 범위에 대하여 실험을 수행하였다. 물의 입구 온도는 냉방시 5°C , 난방시 60°C 이며, 유량은 물의 입·출구 온도차가 5°C 가 되도록 조절하였다. Table 2에 본 연구의 실험 조건을 요약하였다. 능력 측정은 실험을 시작하여 공기의 온도 및 유속, 물의 입구 온도, 유량 등이 정상상태(steady state)에 도달한 후, 온도변동이 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 풍량, 입·출구 건·습구온도, 압력차와 물의 유량 입·출구 온도 등의 데이터를 측정하였다. 실험에서 측정된 공기측과 물 측의 열평형은 $\pm 3\%$ 이내에서 잘 일치하였다.

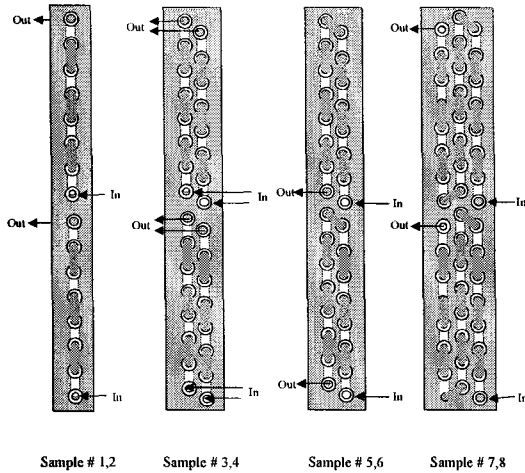


Fig. 1 Four types of heat exchangers.

3. 이론 배경

열교환기의 공기측과 물 측의 전열량은 다음 식으로 각각 표현된다. 본 연구에서는 공기측 열전달계수를 계산하기 위하여 공기측과 물측의 전열량을 산술 평균한 값을 사용하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$Q = (Q_a + Q_w) / 2 \quad (3)$$

핀-관 열교환기에서 열 저항은 크게 대류열저항, 전도열저항, 접촉열저항으로 나눌 수 있다. 본 연구에 사용된 열교환기의 동관과 알루미늄 핀의 경우 열전도율이 매우 높고 두께가 매우 얇으므로 관 벽에 의한 전도열저항은 전체열저항의 1% 미만이므로 무시하고 총괄열저항을 다음과 같이 나타내었다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{\eta h_a A_a} \quad (4)$$

본 연구에서는 실험으로부터 총괄열전달계수를 구하기 위하여 LMTD법을 이용하였다. 접촉열전달계수는 Sawai⁽³⁾ 등이 제안한 식을 사용하였고 다음과 같다.

Table 2 Experimental condition

	Inlet air		Inlet water	
	Temp.	Frontal velocity	Temp.	Flow rate
cooling	27°C (DB)	0.7~1.6m/s (4 or 5 steps)	5°C	at water ΔT=5°C
	19.5°C (WB)			
heating	35°C (DB)		60°C	
	24°C (WB)			

$$\frac{h_c}{t_f} = 1.38 \times 10^{11} \Delta d_o + 1.62 \times 10^7 \quad (5)$$

관내측열전달계수를 구하기 위하여 Gnielinski⁽⁴⁾의 상관식을 사용하였고, 핀 효율을 계산하기 위하여 Schmidt⁽⁵⁾가 제안한 상관식을 사용하였다.

본 연구에서는 습표면 열전달계수를 구하기 위하여 Threlkeld⁽⁶⁾의 모델을 이용하여 계산 하였다. 습표면 열전달계수의 계산에 필요한 전열량은 물측과 공기측의 전열량을 산술 평균하여 다음과 같이 구한다.

$$U = \frac{Q}{A \Delta i_m} \quad (6)$$

여기서 평균공기엔탈피(i)는 $i_{s,r} + \Delta i_m$ 이다. U 가 구해지면 습표면 열전달계수는 다음의 식으로 계산한다.

$$h_{a,wet} = \frac{b_{w,m}}{\eta_{wet} A_a} \left(\frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_w A_w} - \frac{b_p \delta_{al}}{k_{al} A_{al}} \right)^{-1} \quad (7)$$

여기서 b_r , b_p , $b_{w,m}$ 은 포화공기엔탈피-온도곡선의 구배로 각각 평균 냉각수온도 b_r , 평균 관벽 온도 b_p , 평균 액막 온도 $b_{w,m}$ 에서의 값이다. 핀효율 η_{wet} 는 건표면의 경우와 같이 구하나 열전달 계수 값은 습표면의 값을 취한다.

열교환기의 성능향상을 정확히 평가하기 위해서는 공기측의 압력강하도 매우 중요하다. 열교환기의 공기측 압력강하의 특성은 다음 식을 이용하여 예측할 수 있으며, 실험에서 얻어진 열교환기의 입·출구 압력강하 측정값으로부터 계산되어진다.

$$f = \frac{\Delta P \rho_a d_h}{2 G^2 \cdot L} \quad (8)$$

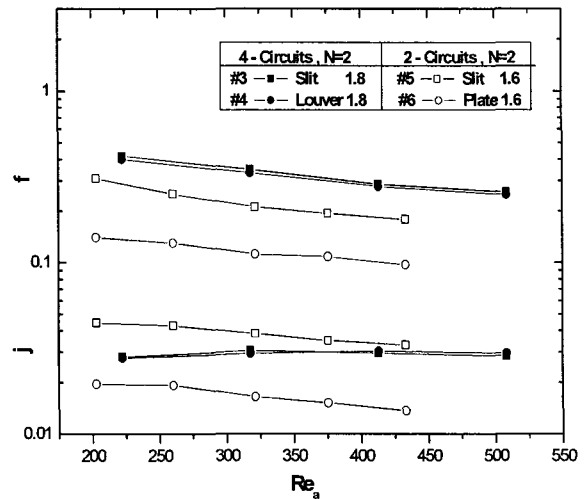
여기서, L , d_h , ΔP 는 각각 열교환기의 유동 특성 길이, 수력직경, 압력손실이다.

4. 실험 결과 및 고찰

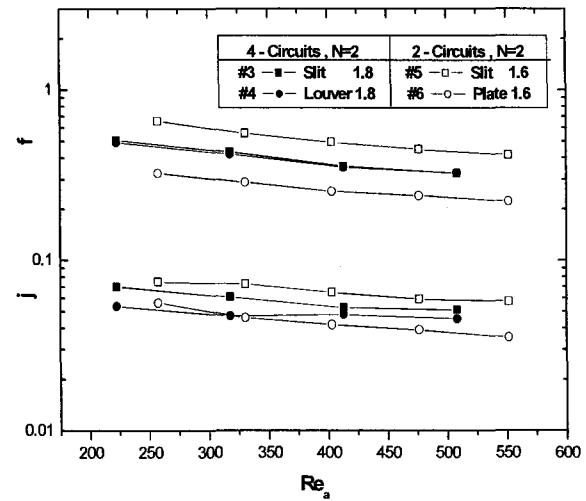
열교환기 각각의 종류의 변화에 대하여 냉방 및 난방 조건에서 열전달 성능시험을 수행하였다. 즉 8개의 Sample에 대하여 전면 공기속도 0.7~1.6 m/s 범위에서 냉방 및 난방 조건에서 공기측 열전달계수와 압력 강하량을 측정하였다. 한편, 측정된 열전달계수와 압력 강하량은 j-factor와 f-factor의 무차원 수 형태로 제시하였다. 일반적으로 난방실험에 비해 냉방실험은 습도측정에 따른 오차가 크고 실험 자료를 처리하는 방법이 확립되어 있지 않아 동일한 실험결과를 놓고도 그 데이터 정리방법에 따라 열전달계수는 상당한 차이를 나타낼 수 있는 것으로 알려져 있다. 핀 타입에 따라 핀 표면에 생성된 응축액막이 핀 표면의 조도를 증가시켜 열전달 계수를 상승시키는 것으로 판단된다⁽⁷⁾. 또한 습표면이 형성되는 냉방 조건에서의 f-factor가 건표면인 난방조건에서의 f-factor보다 크게 나타나고 있다.⁽⁸⁾

Fig. 2는 2열 열교환기에 다른 핀 피치를 갖는 4-circuits의 Slit fin, Louver fin, 2-circuits의 Slit fin, Plate fin의 각각 두 종류의 열교환기에 대한 난방과 냉방에 관한 그림이다. Fig. 2(a)는 난방시험에서의 j-factor와 f-factor를 나타낸 그림이다. Fig. 2(a)에서 f-factor는 레이놀즈수가 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하는 경향을 나타내었고 열전달 성능이 우수할수록 j-factor가 높게 나타나는 것을 알 수 있다. Plate fin이 가장 낮은 압력강하 특성을 나타내고, Slit fin이 Louver fin에 비해 낮은 압력강하 특성을 나타낸다.

Fig. 2(b)는 냉방실험조건에서의 j-factor와 f-factor를 나타낸 그림이다. 그림에서 난방실험의 경우보다 전체적으로 높은 j-factor를 갖는 것을 볼 수 있다. 난방실험과 반대로 핀 피치 1.6mm에서의 f-factor가 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 열교환기 표면의 온도가 대부분 노점 온도보다 낮아 제습과정을 동반하므로, 열교환기의 공기측 외 표면에 응축수가 발생하게 되고, 응축



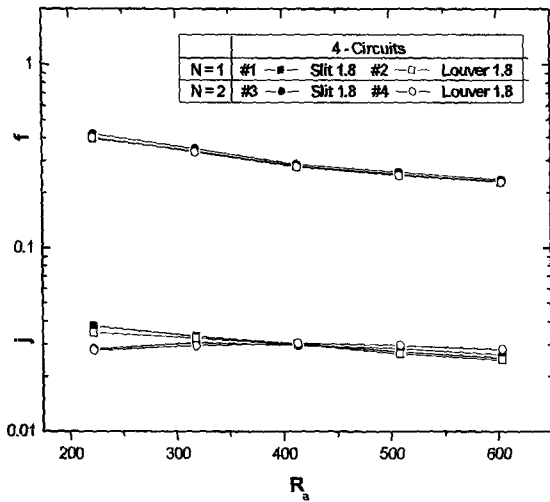
(a) Dry



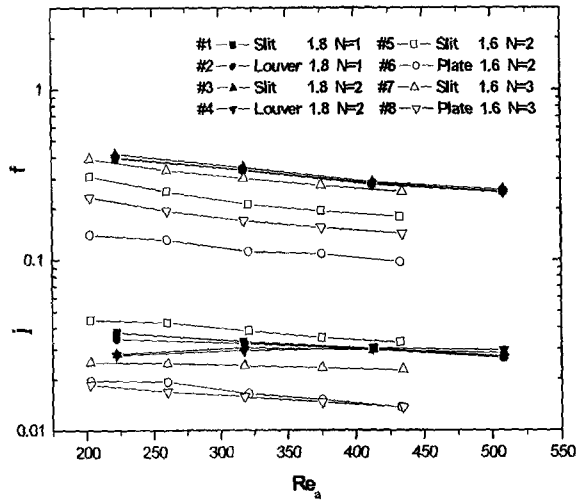
(b) Wet

Fig. 2 Effect of fin type on heat transfer and friction characteristics.

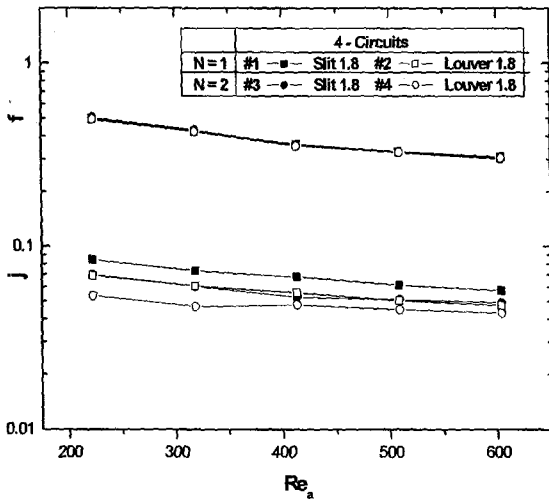
액막이 핀 간격을 작게 하여 관경을 크게 하여 공기의 섞임을 방해하고 열전달계수를 감소 시키는데 있다. Fig. 3은 4-circuits에 같은 핀 피치를 갖는 1열의 Slit fin과 Louver fin, 2열의 Slit fin과 Louver fin에 대하여 난방과 냉방 조건에서의 j-factor와 f-factor를 나타낸 그림이다. Fig. 3(a)에서 저 레이놀즈 영역에서 1열의 j-factor가 2열의 j-factor보다 높은 값을 보이고 있다. 이러한 결과는 1열의 전열관 하류 부분에 형성되는 dead-zone이 2열의 상류까지 확장되어 나타나는



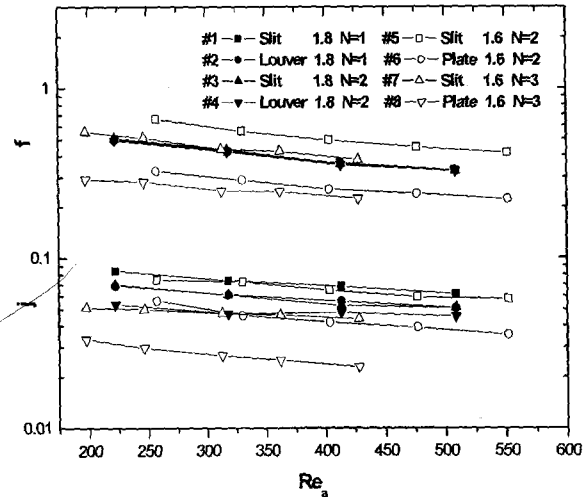
(a) Dry



(a) Dry



(b) Wet



(b) Wet

Fig. 3 Effect of tube row on heat transfer and friction characteristics.

Fig. 4 Comparison of j & f factor in dry & wet conditions.

현상으로 판단된다. 즉 1열의 전열관 뒤쪽에 와류가 형성되고, 이 부분에서 공기의 유출입양이 다른 부분보다 작아 공기와 전열관의 온도차가 작아지게 된다. 레이놀즈수가 작을 경우 dead-zone은 하류로 영역을 확장하게 되어 2열에서의 열전달을 비효율적으로 만든다. 그러나 레이놀즈수가 증가하면서 그 차이가 점점 줄어들어 2열의 열전달계수가 1열의 열전달계수에 근접하거나 오히려 역전되는 경향을 보이고 있다. 이는 공기의 유속이 증가할수록 관 주위에서 발생하는 와류가 후

열로 전파되어 열전달을 촉진시키기 때문이다.⁽⁹⁾ Fig. 3(b)의 경우는 난방실험과는 다른 j -factor 값을 나타내고 있다. 저 레이놀즈수에서는 같은 경향을 보이지만 레이놀즈수가 증가해도 그 값이 역전되지 않고 있다. 1열에서의 j -factor 값이 2열에서의 값보다 크게 나타나고 있는데 이는 Fig. 3(b)의 냉방실험과 동일하게 나타났다.

Fig. 4는 8종류의 열교환기에 대한 j -factor와 f -factor를 모두 나타낸 그림이다. Fig. 4(a)의 난방실험 조건에서 Slit 1.6mm가 같은 종류의 Slit

1.8mm에 비해 높은 j-factor값을 나타내는데 이는 열교환기회로 형태에 따라 나타나는 현상으로 볼 수 있다. 또한 레이놀즈수가 증가함에 따라 무차원 변수인 f-factor는 같은 조건에서 3열 열교환기의 Louver fin 열교환기가 Plate fin 열교환기보다 높게 나타났으며, 2열 열교환기의 Slit fin 열교환기가 Louver fin 열교환기보다 높게 나타났다. Louver fin 열교환기가 Plate fin 열교환기보다 f-factor가 보다 크게 나타나고 있지만 1열 열교환기의 f-factor는 비슷한 경향을 나타내고 있다. Fig. 4(b)는 냉방실험조건에서의 j-factor와 f-factor를 나타낸 그림이다. Fig. 4(b)에서 보면 전체적으로 높은 j-factor를 갖는데 특히 Slit 1.6mm, Plate 1.6mm는 상대적으로 낮은 j-factor 값을 갖는데 이는 Fig. 3(b)에서 j-factor가 낮은 것과 같은 결과이다.

5. 결론

본 연구에서는 직경 7mm Slit fin, Louver fin Plate fin의 핀 피치 1.6mm, 1.8mm으로 구성되는 핀관 열 교환기에 대해 공기측 전열 및 압력강하를 조사하여 다음과 같은 결과를 도출하였다.

(1) 핀 피치에 대한 성능비교를 통해 Slit 1.6mm는 같은 종류의 Slit 1.8mm에 비해 높은 j-factor값을 나타내는데 이는 열교환기 튜브회로 형태의 차이에서 나타나는 현상으로 볼 수 있다.

(2) 열수 및 핀 형상, 핀 피치에 대한 성능비교에서는 Slit 1.6mm가 Louver 1.8mm와 Slit 1.8mm보다 상대적으로 j-factor가 높으며, Plate 1.6mm는 상대적으로 낮은 j & f factor값을 나타냈다. Louver fin과 Slit fin을 보면 낮은 레이놀즈수에서는 Slit fin과 Louver fin이 같은 값을 나타내지만 레이놀즈수가 증가할수록 값이 역전되며 레이놀즈수 약 500전후에서 Louver fin이 Slit fin보다 약 3% 정도 높음을 알 수 있다.

(3) 같은 열수에 대한 핀 형상 효과를 보면 Slit 1.6mm와 Plate 1.6mm는 레이놀즈수 약 200에서 상대적으로 35%의 차이를 보이지만 레이놀즈수가 증가할수록 그 증가폭이 크다. 이에 반해 Slit 1.8mm, Louver 1.8mm는 레이놀즈수 230에서 약

16% 차이를 보이며 레이놀즈수가 증가할수록 그 증가폭이 상대적으로 작다.

참고문헌

1. H. Y. Kim, S. C. Ha, W. Y. Lee, C. H. Kim, J. Y. Yun, 1998, A experimental study on heat and mass transfer of the slit fin, Proceedings of the SAREK, pp. 790-795.
2. ASHRAE Standard 33-78, 1978, Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils, pp. 33-78.
3. Sawai, S., Hayashi, T., Ohtake, Y. and Takei, T., 1969, Effects of mechanical bond between fin and tube on heat transfer, Refrigeration, Vol. 44, No. 502, pp. 15-21.
4. Gnielinski, V., 1976, New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
5. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. of the ASRE, Refrigerating Engineering Vol. 4, pp. 351-357.
6. J. L. Threlkeld, 1970, Thermal environmental engineering, Prentice-Hall, New Jersey.
7. C. B. Chiou, C. C. Wang, Y. J. Chang, and D. C. Lu, 1994, Experimental study of heat transfer and flow friction characteristics of automotive evaporators, ASHRAE Trans., Vol. 100. Pt. 2. pp. 575-581.
8. Kim, N.-H., Oh, W.-K., Cho, J.-P., Park, W.-Y. and Baek, Y., 2003, Data reduction on the air-side heat transfer coefficients of heat exchangers under dehumidifying conditions, Korean journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 15 No.1 pp.73-85
9. Wang, C.-C., Hsieh, Y.-C. and Lin, Y.-T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.