

Louver-Fin 열교환기의 열전달 특성 실험 연구

장 근 선*, 권 영 철*, 홍 석 룰†, 김 재 덕, 이 현 수, 박 병 권
 선문대학교 기계공학과*, 선문대학교 대학원

Experimental Study of Heat Transfer Performance of Louver-Fin Heat Exchanger.

K. S. Chang*, Y. C. Kweon*, S. R. Hong†, J. D. Kim, H. S. Lee, B. K. Park

*School of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea
 Graduate School, Sunmoon University, Chungnam, 336-708. Korea

ABSTRACT : This study presents the air side heat transfer and friction characteristics of fin-tube heat exchangers. Variations of heat transfer performance in each row are investigated in the present work. Experiments were performed for the Louver fin-tube heat exchangers using air-enthalpy type calorimeter, which is based on air-enthalpy method described in ASHRAE standards. The air velocity was varied from 0.7 to 2.5 m/s with 0.3 m/s interval. The results are plotted in terms of Colburn j-factor and friction factor of with respect to Reynolds number in the range of 200 to 1100.

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

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

† Corresponding author
 Tel :+82-41-541-2336 ; Fax :+82-41-541-2986
 E-mail address : 312136@hanmail.net

1. 서론

최근 소득향상으로 보다 나은 생활환경을 추구하려는 성향이 뚜렷하며, 또한 지구 온난화로 인한 기온상승으로 공조기 수요가 급증하여 에너지의 수요가 크게 늘어나고 있다. 이를 해결하기 위한 방안으로 정부 및 기업은 공조기의 효율향상에 주목하고 있다. 공조기에 널리 사용되고 있는 핀-관 열교환기는 핀형상, 핀피치, 관회로, 관피치, 열수 등의 기하학적 설계변수와 유입공기 속도, 온도, 습도 등 다양한 유동조건에 의해 영향을 받는다. 공조기를 난방온도범위에서 운전하게 되면 실내측 핀-관 열교환기는 응축기 역할을 하게 되어 열교환기의 핀표면은 건표면 상태가 된다. 열교환기와 핀에 의한 기하학적 복잡성 및 다양한 유동특성으로 인해 공기측 전열특성은 복잡해진다. 따라서 정확하고 신뢰성 있는 자료의 확보 및 데이터베이스 구축은 열교환기의 고효율화를 위한 설계 및 개발을 위해 필수적이다.

또한 열수, 핀 및 관피치 그리고 관회로 구성에 따라 열교환기의 성능은 크게 달라지므로 이들 설계변수들에 대한 데이터 확보 및 해석은 열교환기의 고효율화 및 소형 경량화 관점에서 중요하다. 핀-관 열교환기의 열전달계수를 증가시키기 위해서는 관외측 열저항인 공기측의 열전달 성능을 향상시키는 것이 중요하다. 공기측 전열 성능을 나타내는 지표인 열전달계수는 j -factor로 나타내는데, McQuiston⁽²⁾은 평판핀 4열 열교환기의 성능을 j -factor를 이용한 상관식을 제시하였으며, Gray와 Webb⁽³⁾은 4열 열교환기에 관하여 관의 단 간격과 핀 간격을 포함하여 상관 관계식을 제안하였다. Nakayama와 Xu⁽⁴⁾는 3종의 슬릿 핀-관 열교환기에 대해 실험하고 이 결과에 기초

하여 공기측 열전달계수의 상관식을 제시하였다. Wang⁽¹⁾등은 다양한 핀 간격 및 관 열수를 가진 12종의 열교환기를 실험하고 Nakayama와 Xu⁽⁴⁾의 상관식과 비교하여 새로운 상관식을 제시하였다. Rich⁽⁵⁾는 핀-관 열교환기에서 열 수가 열전달 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하여, 1~6열의 평판핀 열교환기에 대한 실험을 통하여 열별 j -factor의 비교로부터 레이놀즈수에 따른 j -factor의 거동을 이해하였다. Halici⁽⁶⁾등은 4종의 평판 핀-관 열교환기를 가지고 열을 변화시켜가며 열전달계수를 측정하였다.

본 연구의 목적은 히트펌프의 난방운전 실외기 운전 조건에서 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 특성 및 마찰특성을 조사하는 데 있다.

2. 실험장치 및 실험 방법

2.1 실험장치

핀-관 열교환기의 난방온도 조건에서의 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 조사하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터를 이용하였다. 칼로리미터는 히트펌프 및 열교환기의 성능 평가에 사용되는 장치로써 실내측 시료의 냉·난방능력을 흡입·배출공기의 엔탈피차와 공기의 풍량을 측정하여 ASHRAE⁽¹¹⁾에 규정된 공기 엔탈피법으로 측정하며 Fig. 1에 계략도를 나타내었다.

항온수조는 물을 작동유체로 사용하는 열교환기의 성능시험을 목적으로 설치하였고, PID Controller에 의해 자동으로 설정된 온도를 제어하게 된다. 시험 열교환기는 흡입식 풍동형의 코드테스트의 입구부에 설치되어 있으며, 열교환기

Table 1 Specifications of HXs samples

Sample No.	D_o [mm]	Fin shape	Fin pitch [mm]	Row pitch [mm]	Step pitch [mm]	Fin Thickness [mm]	Number of row
1	7.0 (확관전)	Louver	1.2	12.7	21	0.092	2
2			1.4				
3			1.6				
4			1.2				3
5			1.4				
6			1.6				

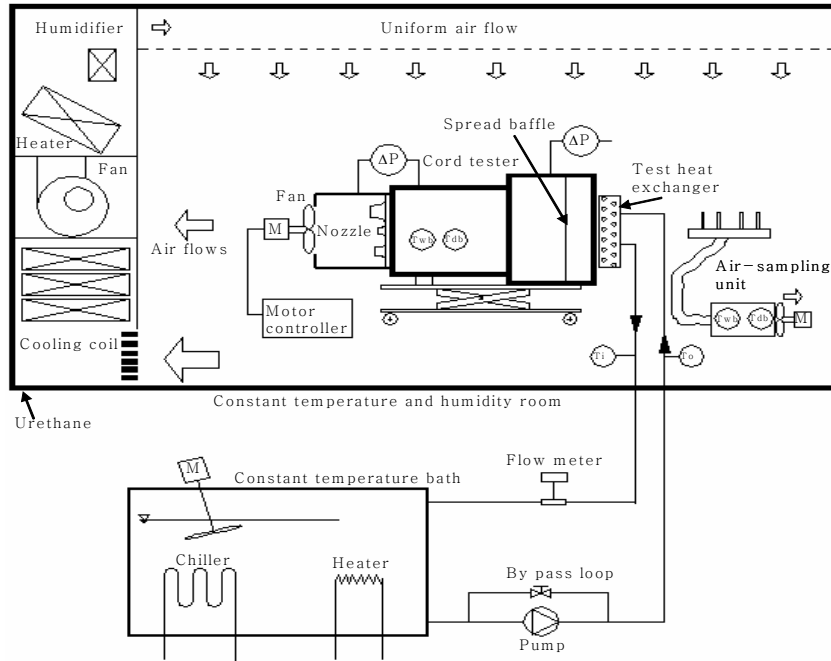


Fig. 1 Schematic drawing of the experimental setup.

와 입구부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐하였다. 능력 측정은 실험을 시작하여 공기의 온도 및 유속, 물의 입구온도, 유량 등이 정상상태에 도달한 후, 온도변동이 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 풍량 및 입출구 건습도온도, 압력차, 물의 유량 및 입출구온도 등의 데이터를 10초 간격으로 추출하여 적산하고 이를 10분 평균값과 70분 평균값으로 출력한다.

Fig. 2는 시험에 사용된 열교환기의 형상을 나

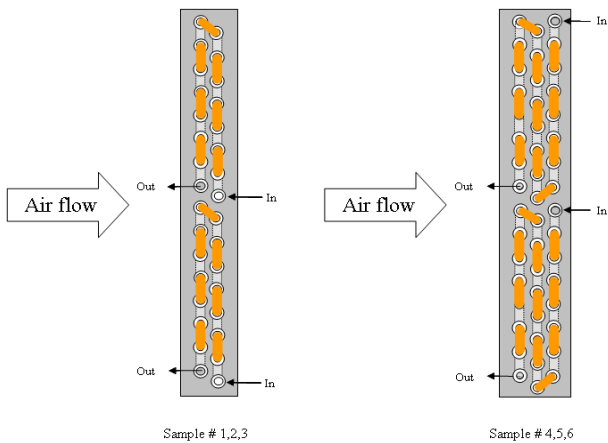


Fig. 2 Two types of heat exchangers.

타내었고, Table 1에 본 연구에 사용된 열교환기의 제원을 요약하였다.

2.2 실험방법

실험데이터는 유입공기의 온도와 속도 그리고 물의 입구온도와 유량 등이 정상상태에 도달한 후, 공기와 물의 온도변동이 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 속도, 입구 및 출구의 건구와 습구온도, 압력차 그리고 물의 유량과 입구 및 출구온도 등이 획득되었다. 본 연구에 사용된 난방온도에서의 열교환기 실험조건은 다음과 같다.

공기측 :

유입 공기온도 : 20°C

유입공기 상대습도 : RH 60 %

유입공기 속도 : $0.7\sim 2.5\text{ m/s}$ (7 단계)

물측 :

열교환기 유입 물온도 : 70°C

물유량 : 10lpm

열교환기의 비교실험을 위해 물유량을 10lpm으

로 유지하였다. 측정된 공기측과 물측의 열평형 (heat balance)은 최대 $\pm 5\%$ 이내에서 만족하는 실험값만을 선택하였다.

3. 이론 배경

열교환기의 공기측과 물측의 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 열저항은 크게 대류열저항, 전도열저항, 접촉열저항으로 나눌 수 있다. 본 연구에 사용된 열교환기의 동관과 알루미늄 핀의 경우 열전도율이 매우 높고 두께가 매우 얇으므로 관벽에 의한 전도열저항은 전체열저항의 1% 미만이므로 무시하고 총괄열저항을 다음과 같이 나타내었다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_i} + \frac{1}{h_w A_i} + \frac{1}{\eta h_a A} \quad (4)$$

본 연구에서는 실험으로부터 총괄열전달계수를 구하기 위하여 대향류LMTD⁽⁷⁾에 아래의 수정계수 F로 보정하였다.

$$F = 1 - \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n \alpha_{ik} (1 - \gamma_0)^k \sin(2 \cdot i \cdot \tan^{-1} \cdot R) \quad (5)$$

여기서 γ_0 은 대향류의 무차원온도차, R 은 열용량 유량비이다. 접촉열전달계수는 Sawai⁽⁸⁾등이 제안한 식을 사용하였고 다음과 같다.

$$\frac{h_c}{\delta_f} = 1.38 \times 10^{11} \Delta D_o + 1.62 \times 10^7 \quad (6)$$

여기서 δ_f 는 핀 두께, ΔD_o 는 튜브의 확관 전 및 후

의 외경차이다. 튜브내의 대류열전달계수는 다음과 같은 Gnielinski⁽⁹⁾ 상관식을 사용하였다.

$$N_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7 \sqrt{f_w/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

식(4)에서 열교환기의 표면효율은 다음과 같다.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (8)$$

위 식에서 핀 효율을 계산하기 위해서 Schmidt⁽¹⁰⁾가 제안한 상관식을 사용하였다.

$$\eta_f = \tanh\left(\frac{\beta \cdot d_o \cdot \Phi}{2}\right) / \left(\frac{\beta \cdot d_o \cdot \Phi}{2}\right) \quad (9)$$

공기측 열전달계수는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$h_a = \frac{1}{n A_a} \left[\frac{1}{UA} - \frac{1}{h_w A_w} - \frac{1}{h_c A_c} \right]^{-1} \quad (10)$$

공기측 레이놀즈수는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대질량유속 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_a = \frac{G_{\max} d_h}{\mu_a} \quad (11)$$

핀-관 열교환기의 수력직경은 공기가 통과하는 최소자유유동면적을 기준으로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$d_h = \frac{4A_{free}L}{A_a} \quad (12)$$

식 (4)로부터 계산된 공기측 열전달계수는 아래 정의된 무차원 수인 Colburn j factor로 표현하였으며 압력강하는 마찰계수 f로 표현하였다.

$$j = \frac{h_a}{G_{\max} C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (13)$$

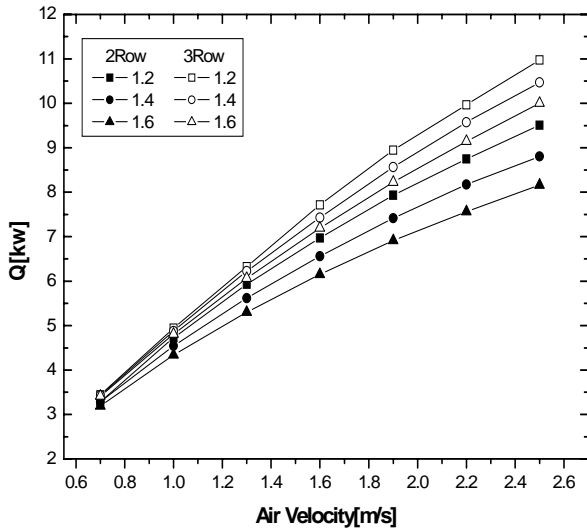


Fig. 3 Heat transfer rate versus frontal air velocity.

$$f = \frac{\Delta P \rho_a d_h}{2 C_{\max}^2 \cdot L} \quad (14)$$

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 3은 2열과 3열의 핀 피치별 공기측 열량 변화를 비교한 그래프이다. 핀 피치별 공기유속에 대한 열량 변화는 공기의 유속이 증가할수록 전열량이 거의 선형적으로 증가한다. 핀 피치별로 보면 핀 피치가 작을수록 전열량 증가폭이 큰데 이는 핀 피치의 간격이 좁을수록 열 경계층의 두께가 얇게 형성되어 공기와 전열면과의 접촉면적을 증가시켜 열전달이 활발하게 이루어지고, 핀의 개수 또한 늘어남으로 인해 핀 표면적이 증가하였기 때문인 것으로 판단된다. 낮은 공기 유속에서는 핀 피치와 열수에 대한 영향이 미비하나, 전면 공기속도가 증가하면서 핀 피치가 작을수록, 열수가 많을수록 전열량이 증가하는 경향을 보였다.

그 영향 정도를 수치로 보면, 2열에서는 핀 피치가 증가할수록 약 10%가량의 전열량의 증가를 보이는 반면 3열에서는 6%정도의 증가폭을 보인다. 이것은 3열에 의한 전열량 증가가 크기 때문에 핀 피치의 증가폭이 상대적으로 감소한 것으로 보인다.

Fig. 4는 같은 핀 피치의 열교환기에서 열수별 공기의 레이놀즈수에 대한 공기열전달계수의 관

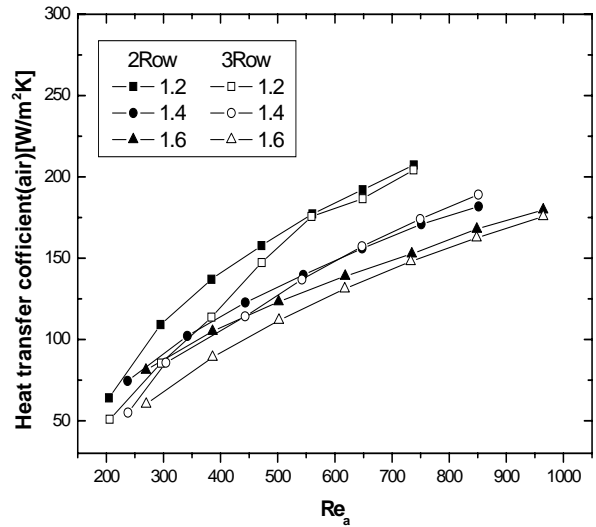
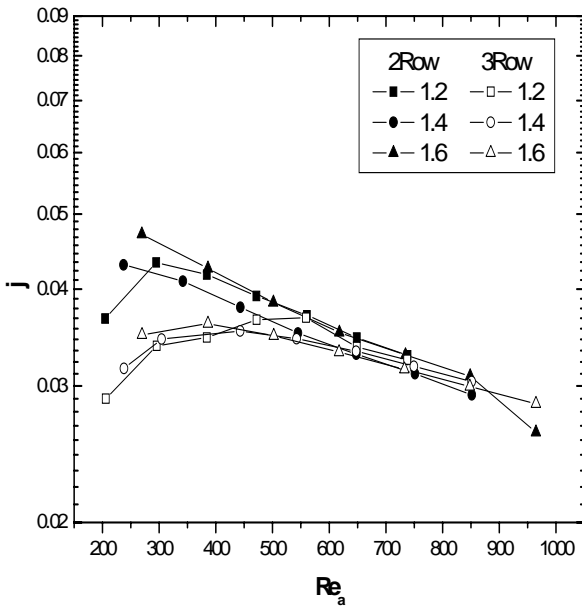


Fig. 4 Heat transfer coefficient at heating conditions.

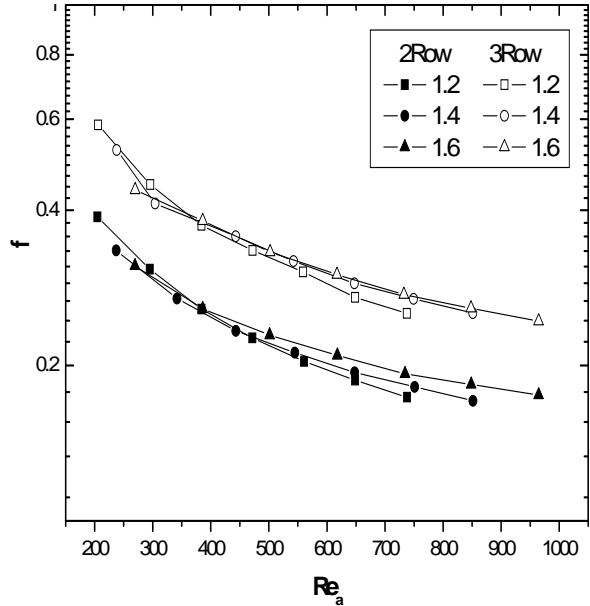
계를 나타낸 그래프 이다. 모든 실험에서 공기의 레이놀즈수가 증가 할수록 열전달 계수의 값은 증가 하는 경향을 보인다. 저 레이놀즈영역(200~400)에서는 3열의 열전달 계수가 2열의 열전달 계수보다 작게 나타나는데, 이는 1열을 지나면서 발생한 와류 때문에 공기가 회전하면서 공기흐름을 방해하기 때문에 순 유량이 다른 지역보다 작게 되어 열전달 현상을 방해하는 것으로 보인다. 3열에서 이 현상이 증가하여 오히려 2열보다 낮은 열전달계수가 발생하는 것으로 보인다.

그러나 레이놀즈수가 증가 할수록 와류현상에 의한 저 열전달영역이 감소하게 되어 레이놀즈 400영역이후로는 역전되어 3열이 2열보다 큰 열전달 계수를 가지는 것으로 보인다. 그림을 비교하여 핀 피치에 의한 열전달계수의 영향정도를 보면 핀 피치가 작을수록 전체적으로 높은 열전달계수를 가진다. 그리고 핀 피치가 작을수록 열수증가에 의한 열전달계수의 증가폭이 커진다는 것을 볼 수 있다

Fig. 5는 핀 피치와 열수의 변화에 대한 공기레이놀즈수와 j-factor와 f-factor의 관계를 나타낸 그래프 이다. Fig. 5(a)는 j-factor를 Fig. 5(b)는 f-factor를 각각 나타낸다. j-factor는 열전달계수를 무차원의 형태로 나타낸 값으로 열전달 성능의 지표가 되는 값이다. Fig. 5(a)를 보면 저 레이놀즈영역(200~400)에서 3열이 오히려 2열보다 j-factor의 값이 작게 나타나는데 이것은 j-factor



(a) j factor



(b) f factor

Fig. 5 Effect of number of row on the air-side performance for Louver fin-and-tube heat exchanger.

가 공기측 열전달 계수인자를 포함하기 때문이다.

공기유량을 고려한 열교환기의 성능을 보면 레이놀즈수가 400정도에서 전반적으로 좋은 효과를 내는 것으로 나타난다. 같은 레이놀즈 영역에서 보면 저 영역(400이하)을 제외하면 작은 피치에서 더 좋은 성능을 내는 것을 볼 수 있다. 그리고 3열의 열교환기가 2열보다 핀 간격에 의한 영향을 많이 받는 것으로 나타난다. Fig. 5(b)를 보면 전체적으로 f-factor는 공기측 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 그리고 2열보다는 3열의 값이 크게 나타나며 핀 간격이 작을수록 높게 나타났다. 이것은 핀 간격과 열수가 압력강하의 주된 원인이기 때문이다. 같은 열수의 열교환기에서 핀 피치의 변화에 따른 f-factor의 변화를 보면 같은 레이놀즈 영역에서는 거의 비슷한 f-factor값이 나타내는 것을 볼 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 건 표면 조건에서 루버 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능 및 유동 저항 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 중요 결론은 다음과 같다.

(1)핀 피치에 의한 전열량 증가보다 열수에 의한 전열량 증가가 더 크게 나타남을 알 수 있었고, 핀 피치가 작을수록 더 높은 열전달계수를 가졌다. 또한 핀 피치가 작을수록 열수증가에 의한 열전달계수의 증가폭이 커진다는 것을 알 수 있었다.

(2)핀 피치와 열수의 변화에 대한 j-factor와 f-factor의 해석결과는 레이놀즈수가 증가할수록 j-factor와 f-factor는 감소함을 보였고, 레이놀즈수 400부근의 영역에서 역전현상이 존재함을 보였다.

(3)열교환기 설계 시 공기의 유속이 증가하게 되면 비록 전열량은 증가하고 f-factor는 줄어들지만 j-factor가 작아지기 때문에 전체적인 성능평가를 위해서는 j-factor와 f-factor를 동시에 고려해야 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부와 한국 산업기술재단의 지역혁신 인력양성 사업의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

참고문헌

1. C. C. Wang, W. H. Tao C. J. Chang, 1999, An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 595-603.
2. McQuiston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surface, *ASHRAE Trans.* 84(1), pp. 266-293.
3. Gray, D. L., and Webb, R. L, 1986, Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchanger having plain fins, *Proc, Eight Int. Heat Transfer Conf.* August 17-22, San Francisco, pp. 2745-2750.
4. Nakayama and Xu, 1983, Enhanced fins for air-cooled heat exchangers-heat transfer and friction correlations, 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conf. pp. 495-502.
5. D. G. Rich, 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, plate fin-and-tube heat exchanger, *ASHRAE Transactions*. Vol. 79, 135-145.
6. Fethi Halici, İmdat Taymaz, Mehmet Gündüz, 2001, The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers, *Energy*, 26, pp. 963-972.
7. 박기원, 노건상, 김종열, 2003, 컴팩트 열교환기, 태훈출판사, pp. 65-67.
8. 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.
9. 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.
10. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, *J. of the ASRE, Refrigerating Engineering* Vol. 4, pp. 351-357.
11. ASHRAE Standard 33-78, 1978, Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils, pp. 33-78.