

핀-관 열교환기의 난방운전 시 공기측 열전달 및 마찰특성

권영철[†] · 장근선 · 고국원* · 김영재** · 박병권

선문대학교 기계공학부, *제어계측공학과, **생명화학공학과
(2006년 6월 5일 접수, 2006년 8월 16일 채택)

Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fined-tube Heat Exchangers under Heating Condition

Young Chul Kwon[†], Keun Sun Chang, Kuk Won Ko*, Young Jae Kim**, and Byung Kwon Park

Division of Mechanical Engineering, *Department of Control and Measurement Engineering,

**Chemical and Biochemical Engineering, Chungnam 336-708, Korea

(Received June 5, 2006; accepted August 16, 2006)

본 연구에서는 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰특성을 조사하기 위하여 8종의 열교환기에 대하여 난방조건에서 실험을 수행하였다. 핀-관 열교환기의 성능 비교평가를 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터를 이용하였다. 실험에 사용된 핀은 슬릿, 루버, 평판형이며, 관경은 7.0 mm, 열수는 1, 2, 3열 그리고 4종의 관회로에 대해 j 계수와 마찰계수를 획득하였다. 실험을 통해서 핀형상, 핀피치, 열수 그리고 관회로의 변화에 대한 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰거동을 조사하였다. 실험결과는 관회로의 구성이 열교환기의 열전달과 마찰과 관련이 있음을 보여주었다. 동일 핀피치의 열교환기의 경우에 저 Re 수에서는 1열의 열전달성능이 우수하나 Re 수가 증가할수록 j 계수의 거동은 역전함을 보였다. 그리고 2열의 열교환기에서 핀종류에 따라 공기측 열전달성능과 마찰계수가 다르게 나타남을 확인하였다.

An experimental study has been performed to investigate the characteristics of air-side heat transfer and friction of a fined tube heat exchanger under heating conditions. Air enthalpy calorimeter was used to obtain the performance evaluation and analysis of the fined tube heat exchanger. Eight finned tube heat exchangers with slit fin, louver fin, and plain fin were used. The air-side heat transfer coefficient was calculated by the log-mean-temperature-difference. Air-side heat transfer and friction were presented in terms of j factor and friction factor on Reynolds number. From the experimental result, it was found that the variations of air-side heat transfer and friction of fined tube heat exchanger with the change of the fin configuration, row number, fin pitch, and tube circuit were obtained. j factor and friction factor decreased with Reynolds number increased. The tube circuit affected the air-side heat transfer and friction. In the case of slit and louver fin, j factor of 1st row was higher than that of 2nd row. But, with increasing Re, j factor was reversed. The characteristics of j factor and friction factor of 2nd row heat exchanger were different according to the kind of fins.

Keywords: fined-tube, heat exchanger, friction, heat transfer, j factor, heating

1. 서 론

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.

가정용 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 난방 온도범위에서 운전하게 되면 실내측 핀-관 열교환기는 응축기 역할을 하게 되어 열교환기의 핀표면은 건표면 상태가 된다. 열교환기와 핀

에 의한 기하학적 복잡성 및 다양한 유동특성으로 인해 공기측 전열 특성은 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.

최근 들어 공조용 열교환기는 3~4열 제품에서 2열 혹은 1열만으로 구성된 제품을 사용하는 추세이다. 이는 열교환기의 전체 전열성능에 대한 후(後)열의 열전달성능이 전(前)열보다 미미하기 때문이다. 이러한 상황에서 열별, 회로별, 핀피치별 전열성능을 정확히 예측하는 것이 열교환기 설계에 더욱 중요하게 되었고 또한 운전온도 조건에 따른 열교환기 표면의 상태가 다르므로 이에 대한 연구가 많이 진행되

[†] 주 저자 (e-mail: yckweon1@sunmoon.ac.kr)

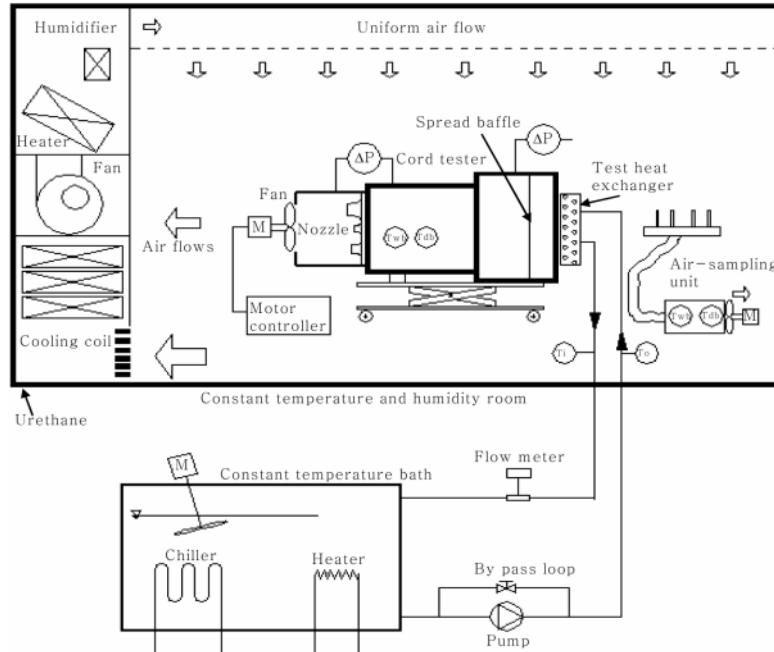


Figure 1. Schematic of the experimental apparatus.

고 있다.

핀-관 열교환기에서 총괄열전달계수를 증가시키기 위해서는 관외측 열저항인 공기측의 열전달 성능을 향상시키는 것이 중요하다. 공기측 전열성능을 나타내는 지표인 열전달계수는 j -계수로 나타내는데, McQuiston [1]은 평판핀 4열 열교환기의 성능을 j 계수를 이용한 상관식을 제시하였으며, Gray와 Webb[2]은 4열 열교환기에 관하여 관의 단 간격과 핀 간격을 포함하여 상관 관계식을 제안하였다. Nakayama와 Xu[3]는 3종의 슬릿 핀-관 열교환기에 대해 실험하고 이 결과에 기초하여 공기측 열전달계수의 상관식을 제시하였다. Wang 등[4]은 다양한 핀 간격 및 관 열수를 가진 12종의 열교환기를 실험하고 Nakayama와 Xu의 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 계수의 비교로부터 Re 수에 따른 j 계수의 거동을 이해하였다. Halici 등[6]은 4종의 평판핀-관 열교환기를 가지고 열을 변화시키며 열전달계수를 측정하였다.

본 실험연구는 슬릿핀, 루버핀, 평판핀 형태의 핀이 부착된 핀-관 열교환기의 성능평가 및 설계해석 기술을 확보하기 위하여 8종의 열교환기를 제작하여 열교환기의 건표면 공기측 열전달 및 마찰특성을 조사하기 위하여 난방온도 조건에서 히트펌프의 운전조건을 고려하여 실험을 수행하고자 하였다.

2. 실험

2.1. 실험장치

7 mm 핀-관 열교환기의 난방온도 조건에서의 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 조사하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터(Figure 1)를 이용하였다. 시험 열교환기는 향온향습 챔버의 실내측에 설치되었으며, 챔버의 건구와 습구온도가 설정값의 허용범위(± 0.3 °C) 내에서 유지되도록 제어하였다. 본 연구에 사용된 향온향습 챔버

는 열교환기의 성능을 산출하기 위해 흡입과 배출공기의 엔탈피 차와 공기의 풍량을 ASHRAE 규정된 공기 엔탈피법으로 측정한다. 향온향습 챔버 외부에 설치되어 있는 향온수조는 열교환기 관내측으로 물을 공급한다. 열교환기로 공급되는 물의 입구온도와 유량은 PID 방식에 의하여 자동으로 제어되도록 되어 있다. 공기측 및 물측의 온도는 ± 0.1 °C의 정밀도를 갖는 저항온도계(RTD)를 사용하여 측정된다. 계측기를 통해 측정된 신호는 GPIB 인터페이스를 거쳐 컴퓨터에 입력되어 자동 계산된다. 열교환기는 흡입식 풍동형의 코드테스터(Cord tester)의 입구부에 설치하며, 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐하였다. 열교환기의 U밴드 부분의 열출입을 최소화하기 위해 단열재를 이용하여 마감처리 하였다.

실험에 사용된 핀-관 열교환기는 1 열, 2 열과 3 열을 갖는 7 mm 슬릿핀, 루버핀, 평판핀으로 핀피치는 1.6 mm와 1.8 mm이다. Table 1은 본 연구에 사용된 열교환기의 제원을 나타낸다. 모든 실험 열교환기는 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있다. Figure 2는 열교환기를 통과하는 물의 유입과 출구를 나타내는 관회로로 Case 1과 Case 2는 물의 흐름이 하(下) → 상(上)형을 Case 3은 Case 2와 같은 열교환기 배열이지만 물의 흐름이 하(下) → 하(下) 형을 Case 4는 Case 3과 유사한 물의 흐름을 가지나 최종적으로 하(下) → 상(上) 형을 가지도록 제작되었다. Figure 3은 슬릿핀, 루버핀, 평판핀의 형상을 Figure 4는 핀-관 열교환기의 배열의 개념을 나타낸다.

2.2. 실험방법

실험데이터는 유입공기의 온도와 속도 그리고 물의 입구온도와 유량 등이 정상상태에 도달한 후, 공기와 물의 온도변동이 ± 0.2 °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.

Table 1. Specifications of Heat Exchanger

(unit: mm)

Sample #	Dia.	Fin type	Number of row	Tube circuit	Fin pitch	Row pitch
#1	7	slit	1	Case 1	1.8	12.5
#2		louver	1	(하 → 상)		
#3		slit	2	Case 2		
#4		louver	2	(하 → 상)		
#5		slit	2	Case 3	1.6	
#6		plate	2	(하 → 하)		
#7		slit	3	Case 4		
#8		plate	3	(하 → 상)		

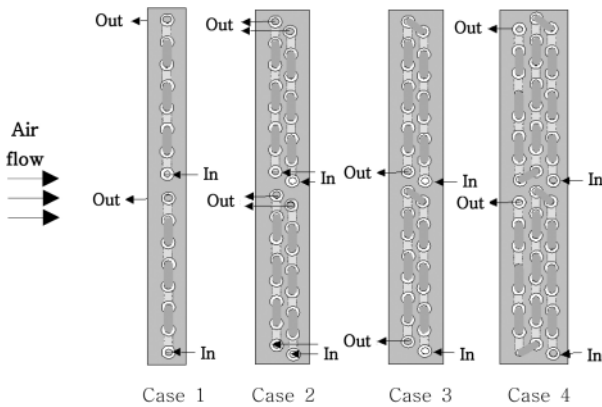


Figure 2. Tube circuit configuration of heat exchanger used in present study (In: water inflow, Out: water outflow).

공기측 :

- 유입 공기온도 : 35 °C
- 유입공기 상대습도 : RH 40%
- 유입공기 속도 : 0.7~1.5 m/s (5단계)

물측 :

- 열교환기 유입 물온도 : 60 °C
- 열교환기 출구 물온도 : 55 °C
- 물유량 : 6.5~9 lpm

열교환기의 비교실험을 위해 물의 유입 및 출구의 온도차는 5 °C로 설정하였고 열교환기로 유입되는 물의 유량은 열교환기 입구와 출구의 온도차가 5 °C가 유지되도록 조절하였다. 측정된 공기측과 물측의 열평형(heat balance)은 최대 ±5% 이내에서 만족하는 실험값만을 선택하였다. 본 데이터 처리의 오차분석에서, 물측 전열량, 공기측 전열량, 공기측 열전달계수의 최대오차는 각각 ±3%, ±1.5%, ±10% 이내로 그리고 마찰계수는 ±7% 이내로 평가되었다.

3. 이 론

3.1. 난방온도 조건에서 열전달

열교환기에서의 전열량 Q 는 공기 입·출구 온도차($T_{a,in} - T_{a,out}$)와 물의 입출구 온도차($T_{w,in} - T_{w,out}$)를 이용하여 식 (1)과 같이 산출평균적으로 계산할 수 있다.

$$Q = \frac{1}{2}(Q_a + Q_w) = \frac{1}{2} \{ \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \} \quad (1)$$

본 실험에서는 공기와 물의 입·출구 온도 모두를 측정하기 때문에 대수평균온도차 ΔT_{lm} 를 이용하였다. 열교환기의 전열량과 대수평균 온도차로부터 총괄열전달계수는 다음 식으로부터 구할 수 있다.

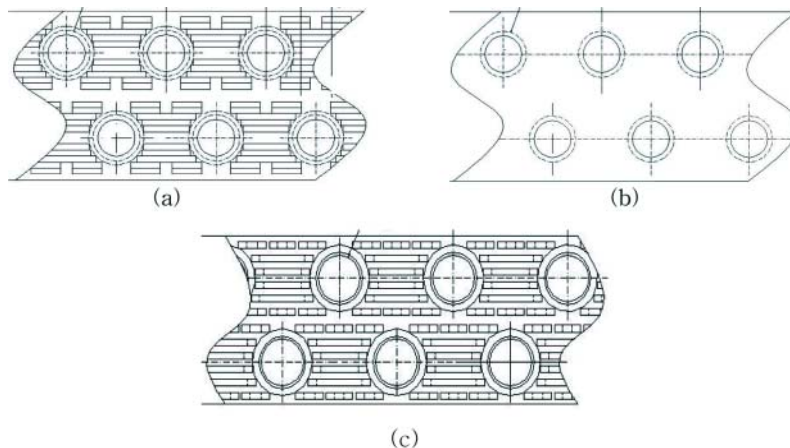


Figure 3. Fins used in present (a: louver fin, b: plate fin, c: slit fin).

$$U_0 = \frac{Q}{A\Delta T_{lm}} \quad (2)$$

단일관 직교류 열교환기의 대수평균온도차는 식 (3)과 같이 구할 수 있다[7].

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a,out} - T_{a,in})}{\ln\left(\frac{(T_{w,in} - T_{w,out})/(T_{a,out} - T_{a,in})}{\frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{a,out} - T_{a,in}} + \ln\left(\frac{T_{w,out} - T_{a,in}}{T_{w,in} - T_{a,in}}\right)}\right)} \quad (3)$$

전체 열교환기를 해석하기 위해서는 관순법을 사용해야 한다. 이 방법은 단일관 직교류 해석 방식을 적용하여 해석한 다음, 각 영역의 공기 입출구 온도 및 물 입출구 온도에 의하여 서로 연관 관계를 가지도록 해석하는 방법으로[8], 열교환기가 본 실험과 같이 2열 이상인 경우에 공기측을 해석하기 위하여 전열의 출구온도를 후열의 입구온도로 가정하여 관순법으로 공기측 열전달계수를 획득하였다.

일반적으로 핀-관 열교환기의 총괄열전달계수는 식 (4)와 같이 열저항의 합으로 나타낼 수 있다. 공기와 물측의 대류열저항, 관과 핀을 통한 전도열저항, 관과 핀 칼라의 접촉열저항 등의 합으로 표현할 수 있다. 열교환기는 구리 관을 사용하며, 핀은 매우 얇은 알루미늄 재질로 이루어져 있으므로 이를 통한 전도열저항은 전체 열저항의 1%를 넘지 않으므로, 본 연구에서는 그 영향을 무시하였다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{\eta_s h_a A_a} \quad (4)$$

식 (4)에서 공기측 대류열전달계수 h_a 를 구하기 위하여, 접촉 열전달 계수 h_c 는 Sawai 등[9]이 제시한 다음의 상관식을,

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

그리고 물측의 대류열전달계수 h_w 는 Gnielinski[10]가 제시한 다음의 상관식을,

$$Nu_w = \frac{(f_w/2) \cdot (Re_w - 1000) \cdot Pr_w}{1 + 12.7 \sqrt{(f_w/2)} \cdot (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$f_w = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2}$$

그리고 핀 효율은 열교환기 표면효율 관계식과 Schmidt[11]의 상관식을 사용하였다.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (7)$$

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

$$\beta = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f t_f}}$$

$$\Phi = (\gamma - 10(1 + 0.351 \ln \gamma))$$

$$\gamma = 2.54 \frac{a}{d_o} \sqrt{\frac{a}{b}} - 0.3 \text{ for } b \geq a$$

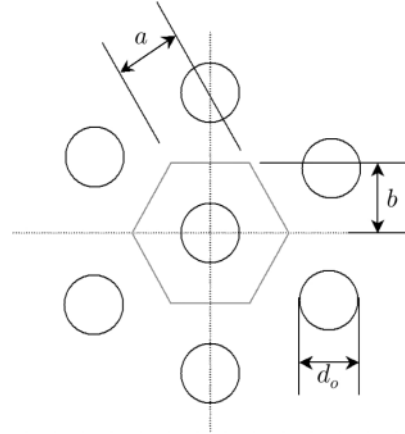


Figure 4. Geometry of finned-tube array.

3.2. j 계수와 마찰계수

일반적으로 열교환기의 열전달 특성은 j 계수와 마찰계수로 표현되며 j 계수는 다음과 같이 표현된다.

$$j = \frac{h_a}{G_{\max} C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (8)$$

유동저항을 나타내는 마찰계수 f 는 다음과 같이 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta P d_h}{2 G_{\max}^2 \cdot L} \quad (9)$$

공기측 Reynolds 수는 공기의 최대질량유속 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의하였다.

$$Re_a = \frac{G_{\max} d_h}{\mu_a} \quad (10)$$

4. 결과 및 고찰

Figure 5는 슬릿핀을 적용한 열교환기의 열수(1, 2, 3 열), 핀피치(1.6, 1.8 mm), 관회로(Case 1, 2, 3, 4)에 대한 공기측 열전달 및 마찰 특성을 나타낸다. Figure 5(a)는 Re 수에 따른 j 계수로 Re 수가 증가할수록 j 계수는 감소함을 보여준다. 그림에서 #5가 다른 열교환기보다 높은 j 계수 값을 보여준다. 일반적으로 열교환기 내부로 흐르는 물의 입출구 온도차가 고정되고 관회로를 포함한 다른 설계변수가 동일한 열교환기의 경우에 열수가 적을수록, 높은 열전달 능력을 보여주지만 본 연구에서는 2열의 #5가 1열의 #1보다 약 15~20% 정도 더 높게 나타났다. 이는 동일 열수나 핀피치를 갖는 열교환기의 경우에 관회로(Figure 2)의 구성에 따라 열교환기의 열전달 특성이 크게 영향을 받을 수 있음을 보여주는 것으로, #5의 경우에 열교환기(Case 3)로 유입되는 물의 입구와 출구방향은 하→하 형의 2열 형태로 Case 1, 2, 4의 열교환기와는 관회로 구조가 다르다. 동일 개념의 관회로(하→상)를 가지는 #1 (1열), #3 (2열), #7 (3열)의 열교환기는 열수가 클수록 낮은 j 계수 값을 보여주고 있다. 이는 후열로 갈수록 핀에 나타나는 경계층 두께가 점점 증가하므로 평균 열전달능력을 감소시키기 때문이다. 한편, #1과 #3은 낮은 Re 수에서 서로 다른 열전달 특성을 보여

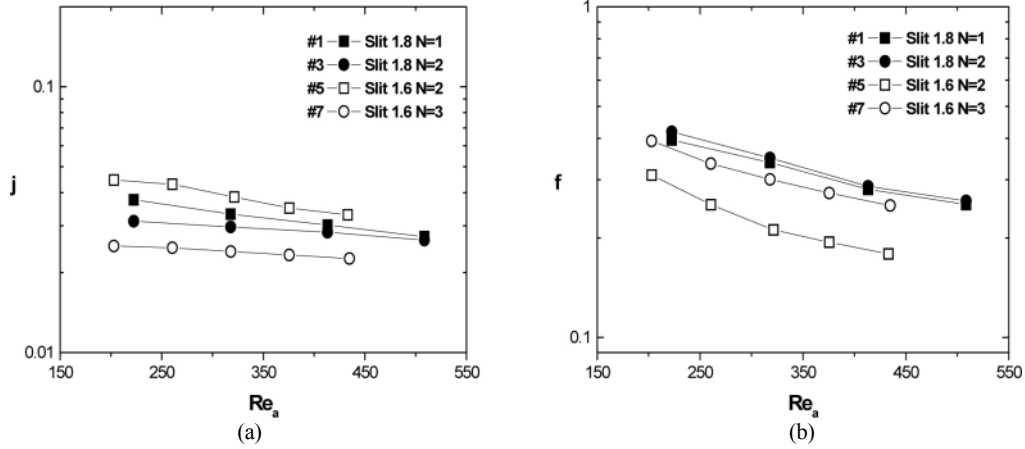


Figure 5. Variation of j factor and friction factor for #1, #3, #5, #7.

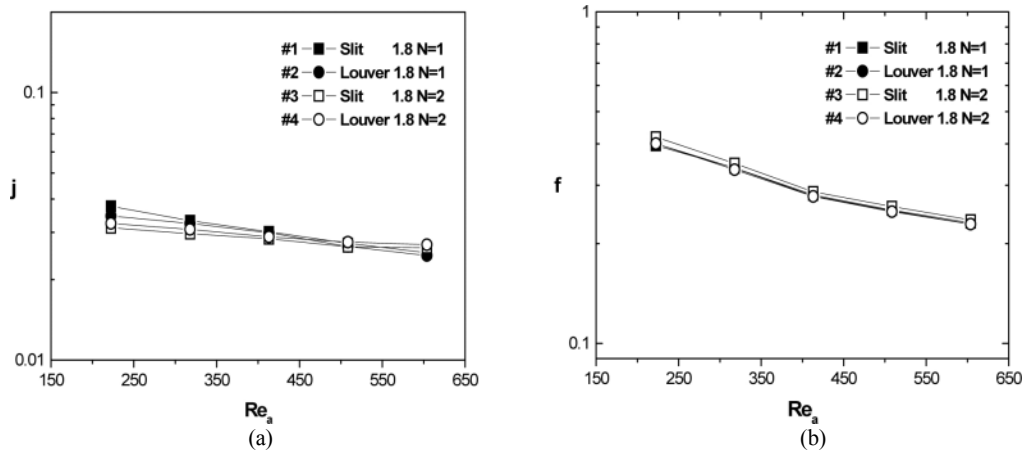


Figure 6. Variation of j factor and friction factor for #1, #2, #3, #4.

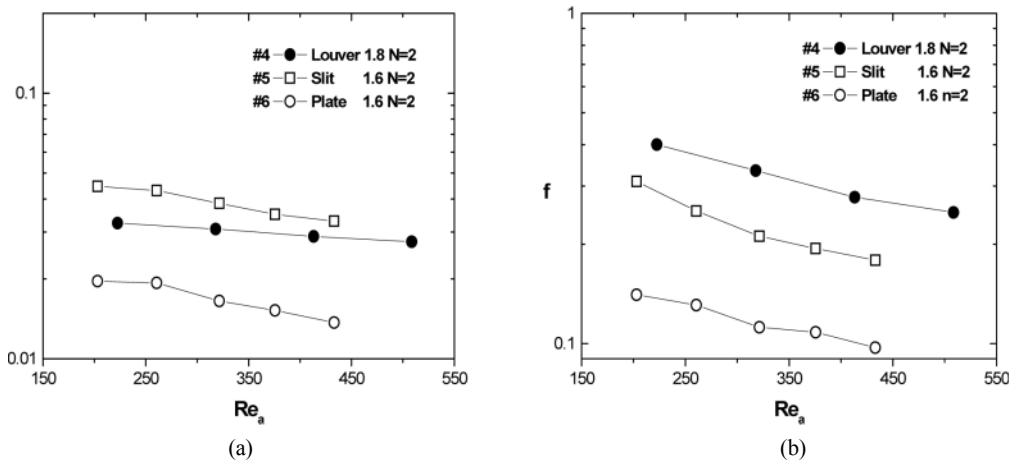


Figure 7. Variation of j factor and friction factor for #3, #4, #5, #6.

주나, Re 수가 증가할수록 열전달 특성이 비슷해짐을 보여준다. Re 수가 450 이상에서는 역전되는 경향을 보이고 있다. 이는 Re 수가 증가할수록 관 주위에서 발생하는 와류가 후열로 전파되어 열전달을 촉진시키기 때문이다[12]. Figure 5(b)는 Re 수에 대한 마찰계수로 Re 수가 증가할수록 마찰계수는 감소함을 보여준다. 핀피치가 같은 경우에 열수가 적을수록 마찰계수가 낮으며, 또한 핀피치가 클수록 마찰계수

가 높음을 알 수 있다. Figure 3으로부터 #5의 열교환기가 우수한 열전달능력과 낮은 압력강하를 제공함을 알 수 있었다.

Figure 6은 동일 핀피치를 갖는 슬릿핀과 루버핀을 적용한 열교환기의 열수(1, 2 열)와 관회로(Case 1, 2)에 대한 공기측 열전달 및 마찰 특성을 나타낸다. 동일한 설계조건하에서 슬릿핀과 루버핀에 의한 공기측 열전달 특성은 거의 같은 경향을 보여주고 있다. 또한 관회로 변

경에 대한 j 계수와 마찰계수의 변화도 크지 않다. Figure 6(a)는 Re 수에 따른 j 계수로 Re 수가 증가할수록 j 계수는 감소함을 보여준다. 낮은 Re 수에서 열수가 1인 슬릿핀과 루버핀은 열수가 2인 핀보다 열전달성능이 높으며, Re 수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전됨을 보여준다. 저 Re 수에서 2열 열교환기의 열전달성능이 1열 열교환기보다 낮은 이유는 공기유입부의 핀 선단부에서 나타나는 경계층 효과의 영향으로 열전달계수는 1열의 핀 선단부에서 가장 높게 나타내기 때문으로, 후열로 갈수록 경계층 두께가 점차 두꺼워져 열전달계수가 낮아지게 되므로 열수가 증가할수록 열전달성능이 떨어지게 되며, 나프탈렌 승화실험[13]으로부터 핀 선단부가 국부적으로 물질전달계수가 가장 높은 것으로 확인되었다. 한편, 공기 유입속도가 증가하여 Re 수가 증가하게 되면 관 주위에서 발생하는 와류가 후열로 전파되어 후열의 열전달이 촉진되게 된다. 즉, Re 수가 증가할수록 와류의 발생이 더욱 촉진되므로 열전달계수는 증가하게 된다. 따라서 높은 Re 수에서는 후열에서의 와류에 의한 열전달 촉진효과가 후열에서의 경계층 효과에 의한 열전달 감소효과보다 상대적으로 증가하게 되므로 열수가 증가할수록 j 계수가 높아지게 되는 것이다. Figure 6(b)는 Re 수에 대한 마찰계수로 Re 수가 증가할수록 마찰계수는 감소함을 보여준다. 마찰계수는 거의 같은 경향과 크기를 보여주며 열수 2인 경우의 마찰계수가 열수 1보다 약간 높게 나타난다.

Figure 7은 2열 루버핀, 슬릿핀, 평판핀을 적용한 열교환기의 핀피치, 관회로에 대한 공기측 열전달 및 마찰특성을 나타낸다. Figure 7(a)는 Re 수에 따른 j 계수로 Re 수가 증가할수록 j 계수는 전반적으로 감소하는 경향을 가진다. j 계수는 슬릿핀, 루버핀, 평판핀의 순으로 낮다. 평판핀은 핀표면(Figure 3)이 루버핀과 슬릿핀과는 달리 핀표면이 다양한 형태의 돌출 구조를 가지지 아니하므로 공기측 열전달 향상 능력이 떨어진다. Figure 7(b)는 Re 수에 대한 마찰계수로 Re 수가 증가할수록 마찰계수는 감소한다. 마찰계수는 루버핀, 슬릿핀, 평판핀의 순으로 낮다.

5. 결 론

본 연구에서는 직경 7 mm 슬릿핀, 루버핀, 평판핀 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰특성을 조사하기 위하여 8종의 열교환기에 대하여 난방조건에서 실험을 수행하여 핀형상, 핀피치, 열수 그리고 관회로의 변화에 대한 공기측 열전달 및 마찰거동을 조사하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결과를 도출하였다. 동일 열수나 핀피치를 갖는 슬릿핀 열교환기의 경우에 관회로의 구성이 열교환기의 열전달 및 마찰특성에 큰 영향을 주었다. 하→상 방향의 관회로를 가지는 열교환기는 열수가 늘어날수록 j 계수는 낮았다. 핀피치가 같은 경우에 열수가 적을수록 마찰계수가 낮으며, 또한 핀피치가 클수록 마찰계수가 높았다. 동일 핀피치를 갖는 슬릿핀과 루버핀을 적용한 열교환기의 경우에 낮은 Re 수에서는 1열의 열교환기가 열수 2보다 열전달성능이 높으나, Re 수가 증가할수록 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 역전하였다. 마찰계수는 거의 같은 경향과 크기를 보여주며 열수 2인 경우의 마찰계수가 열수 1보다 약간 높게 나타났다. 2열 루버핀, 슬릿핀, 평판핀을 적용한 열교환기의 공기측 열전달성능은 슬릿핀, 루버핀, 평판핀의 순으로 그리고 마찰계수는 루버핀, 슬릿핀, 평판핀의 순으로 낮았다.

기 호 설 명

A	: 전열면적 [m^2]
C_p	: 정압비열 [J/kgK]
d	: 관직경 [m]
f	: 마찰계수
G_{max}	: 최소자유유동 면적을 통과하는 공기 최대질량유속 [kg/m^2s]
h	: 열전달계수 [W/m^2K]
j	: j 계수
k	: 열전도율 [W/mK]
L	: 열교환기의 유동 방향 길이 [m]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
N_u	: 너셀 수
Pr	: 프란틀 수
Q	: 전열량 [kW/hr]
Re	: 레이놀즈 수
T	: 온도 [K]
t	: 핀두께 [m]
U	: 총괄열전달계수 [W/m^2K]

그리스 문자

ΔP	: 압력강하 [Pa]
μ	: 점성계수 [kg/ms]
η	: 열교환기 표면효율
η_f	: 핀 효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a	: 공기
c	: 접촉
f	: 핀
h	: 수력
in	: 입구
ln	: 대수평균
w	: 물
o	: 총괄, 확관
out	: 출구

참 고 문 헌

1. F. C. McQuiston, *ASHRAE Transactions*, **84**, 266 (1978).
2. D. L. Gray and R. L. Webb, *Proceeding of 8th Int. Heat Transfer Conference*, 2745 (1986).
3. W. Nakayama and L. P. Xu, *1st ASME/JSME. Thermal Engineering Joint Conference*, 495 (1983).
4. C. C. Wang, W. H. Tao, C. J. Chang, *Int. J. of Refrigeration*, **22**, 595 (1999).
5. D. G. Rich, *ASHRAE Transactions*, **79**, 135 (1973).
6. F. Halici, I. Taymaz, and M. Gündüz, *Energy*, **26**, 963 (2001).
7. B. Youn, Y. S. Kim, and H. Y. Park, *Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, **25**, 151 (1996).

8. RRC, Report (2005).
9. S. Sawai, T. Hayashi, Y. Ohtake, and T. Takei, *Refrigeration*, **41**, 15 (1969).
10. V. Gnielinski, *Int. Chem. Engineering*, **16**, 359 (1976).
11. T. E. Schmidt, *Journal of ASRE*, **4**, 351 (1949).
12. X. Hu and A. M. Jacobi, *Journal of Heat Transfer*, **115**, 66 (1993).
13. F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, *Transactions of the ASME.*, **96**, 265 (1974).