

슬릿과 평판 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰특성

권영철[†] · 장근선 · 박병권* · 권정태** · 정지환***

선문대학교 기계공학부, *선문대학교 대학원, **호서대학교 기계공학부,
***부산대학교 기계공학부

(2006년 5월 12일 접수, 2007년 2월 3일 채택)

Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics of Finned Tube Heat Exchangers with Slit Fin or Plain Fin

Young Chul Kwon[†], Keun Sun Chang, Byung Kwon Park*,
Jeong Tae Kwon** and Ji Hwan Jeong***

Division of Mechanical Engineering, Sunmoon University

**Graduate School, Sunmoon University*

***Department of Mechanical Engineering, Hoseo University*

****Department of Mechanical Engineering, Busan University*

(Received 12 May 2006, Accepted 3 February 2007)

요 약

본 연구는 핀-관 열교환기의 건표면과 습표면 조건에서의 공기측 열전달 및 마찰특성을 실험을 통해 이해하고자 수행하였다. 핀-관 열교환기의 성능평가 및 해석기술을 확보하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리 미터를 이용하였다. 핀형상은 슬릿과 평판이며, 관경은 7.0 mm로 2열과 3열 핀-관 열교환기 4종에 대해 실험하여, 건표면과 습표면의 공기측 열전달 및 마찰특성을 조사하였다. 습표면에서 습도변화(RH 50%, 70%)에 따른 습도영향도 조사하였다. 건표면 조건에서 Re 수가 증가할수록 j 계수는 감소하며, 2열이 3열보다 높았다. 마찰계수는 슬릿 핀이 평판 핀보다 높았다. 습표면 조건에서 슬릿 핀이 평판 핀보다 그리고 2열이 3열보다 우수한 열전달효과를 나타내었다. j 계수와 마찰계수는 습도변화, 열수, 핀 형상에 따라 달라짐을 확인하였다.

주요어 : 핀관열교환기, 마찰, 열전달, 평판핀, 슬릿핀, 건/습표면

Abstract — An experimental study is performed to investigate the effect of air-side heat transfer and friction on characteristics of finned tube heat exchanger under dry surface and wet surface conditions (RH 50%, 70%). Air enthalpy calorimeter is used to obtain the performance evaluation and analysis of a finned tube heat exchanger. Four finned tube heat exchangers with slit fin or plain fin are tested. The number of tube rows are 2 and 3, and the tube diameter is 7 mm. Air-side heat transfer and friction are presented in terms of j factor and friction factor. At dry surface condition, j factor decreases with increasing Re and j factor of 3 row is lower than that of 2 row. Also, the friction factor of a slit fin is larger than that of a plain fin. At wet surface condition, the heat transfer effect is more significant in the case of the slit fin than the plain fin and 2 row than 3 row. The j factor and friction factor are affected by humidity, tube row and fin configuration.

[†]To whom correspondence should be addressed.

Division of Mechanical Engineering, Sunmoon University

Tel: 041-530-2396

E-mail: yekweon1@sunmoon.ac.kr

Key words : Finned tube heat exchanger, Friction, Heat transfer, Plate fin, Slit fin, Dry/Wet surface

1. 서 론

최근 소득향상으로 보다 나은 생활환경을 추구하려는 성향이 뚜렷하며, 지구 온난화로 인한 기온상승으로 공조기 수요가 급증하여 에너지의 수요가 크게 늘어나고 있어, 이를 해결하기 위한 방안으로 정부 및 기업은 공조기의 효율향상에 주목하고 있다.

가정용 공조기에 사용되고 있는 핀-관 열교환기는 핀형상, 핀간격, 분지수, 분지방법, 열간격, 열수 등 다양한 기하학적 변수와 유동속도, 온도, 습도 등 유동조건에 의해 영향을 받는다. 핀-관 열교환기를 증발기로 사용할 경우에 핀표면의 온도가 입구 공기의 이슬점온도 이하가 되면 공기 중의 수분이 응축되어 핀표면은 습표면 조건을 유지하게 된다. 이 응축수는 공기의 유동형태를 변화시켜 공기측 열전달계수와 압력강하에 큰 영향을 미친다. 기하학적 복잡성 및 응축이나 착상 등의 유동특성으로 인해 공기측 열전달특성은 복잡해지므로 정확하고 신뢰성 있는 자료의 확보 및 데이터베이스 구축은 고효율 열교환기의 설계 및 개발에 필수적이다.

건표면 조건에서의 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 성능에 관한 연구는 많이 수행되었다. Nakayama and Xu^[1]는 3종의 슬릿 핀관 열교환기에 대해 실험하고 이 결과에 기초하여 공기측 열전달계수 상관식을 제시하였다. Wang *et al.*^[2]은 다양한 핀 간격 및 관 열수를 가진 12종의 샘플을 실험하고 Nakayama and Xu의 상관식과 비교하여 새로운 상관식을 제시하고 Nakayama and Xu 상관식의 적용한계를 지적하였다.

Kim^{[3][4]} 등은 물결형 슬릿핀의 습표면 열전달 및 마찰특성의 연구를 통해 습표면의 열전달계수는 건표면의 열전달계수와 유사함을 그리고 마찰계수는 건표면보다 20~70% 크게 나타남을 관찰하였다. 그리고 평판핀과 웨이브 핀에 대하여 상대습도 50~90%의 변화를 통해 습표면 열전달계수는 건표면 열전달계수보다 평판핀의 경우에 유사하거나 웨이브핀의 경우 약 12% 정도 낮음을 보였다. 압력손실은 습표면 조건에서 평판핀은 10%에서 35%까지, 웨이브 핀은 25%에서 45%까지 높음을 보였다. 또한 Kim^[5] 등은 습도가 높을수록, 관경이 커질수록 열교환기의 성능이 감소함을 보였으며, 습도가 높아질수록 그 경향은 더 크게 나타남을 보고하였다. Halici *et al.*^[6]은 4열의 핀-관 열교환기의 실험에서 핀표면에 형성된 액막의 표면조도 역할로 습표면 열전달계수가 건표면보다 약 20% 높음을 그리고 4종의 평판 핀-관 열교환기를 가지고 열별에 따른 습표면 및 건표면의 열전달계수를 측정하여 열전달계수는 레이놀즈수가 낮을수

록 우수하다고 하였다. 또한 열의 수가 증가하면 열전달계수는 감소한다고 보고하였다. Wang *et al.*^[7]은 제습 조건에서 작동되는 핀-관 열교환기의 성능을 측정하여, 열전달계수와 압력강하에 대한 상관식을 수립하고, 습표면에 대한 공기측 열전달계수가 건표면에 비해 작은 것으로 보고하였다.

이처럼 기존의 연구자들마다 서로 다른 결론을 제시하고 있는데, 이는 열교환기의 습표면 조건에서 열전달과 물질전달이 동시에 일어나고 표면 온도에 따라 국부적으로 응축이 일어나는 부분과 일어나지 않는 부분이 존재하기 때문이다. 따라서 습표면 핀-관 열교환기의 해석에는 많은 가정과 단순화가 포함되어 있으며 이를 이론적인 방법으로 해석하는 것은 쉽지 않다. 따라서 실험을 통하여 습표면 조건에서 열교환기의 공기측 특성을 이해하고자 하였다. 열교환기가 2열 이상인 경우에 공기측을 해석하기 위해서는 관순법에 의한 해석이 직교류 핀-관 열교환기의 성능평가에 적합하다고 알려져 있으므로 이를 적용하였다.

본 실험연구는 슬릿과 평판형태의 핀이 부착된 핀-관 열교환기의 성능평가 및 설계해석 기술을 확보하기 위하여 4종의 열교환기를 제작하여 에어컨의 운전조건을 고려하여 실험을 수행하였다. 열교환기의 열전달 및 마찰특성은 건표면과 습표면 조건에서 연구되었으며, 또한 습표면에서 습도변화(RH 50%, 70%)에 따른 영향도 조사하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

외경 7 mm 핀-관 열교환기의 건표면과 습표면 조건에서의 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성 열전달 및 마찰특성을 조사하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터(Fig. 1)를 이용하였다. 시험 열교환기는 항온항습 챔버의 실내측에 설치되었으며, 챔버의 건/습구온도가 설정값의 허용범위(± 0.3) 내에서 유지되도록 제어되었다. 본 연구에 사용된 항온항습 챔버는 열교환기의 성능을 산출하기 위해 흡입과 배출공기의 엔탈피 차와 공기의 풍량을 ASHRAE 규정된 공기 엔탈피법으로 측정한다. 항온항습 챔버 외부에 설치되어 있는 항온수조는 열교환기 관내측으로 물을 공급한다. 열교환기로 공급되는 물의 입구온도와 유량은 PID 방식에 의하여 자동으로 제어되도록 되어 있다. 공기측 및 물측의 온도는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀도를 갖는 저항온도계(RTD)를 사용하여 측정된다. 계측기를 통해 측정된 신호는 GPIB 인터페이스를 거쳐 컴퓨터에 입력되어 자동 계산된다. 열교환기는

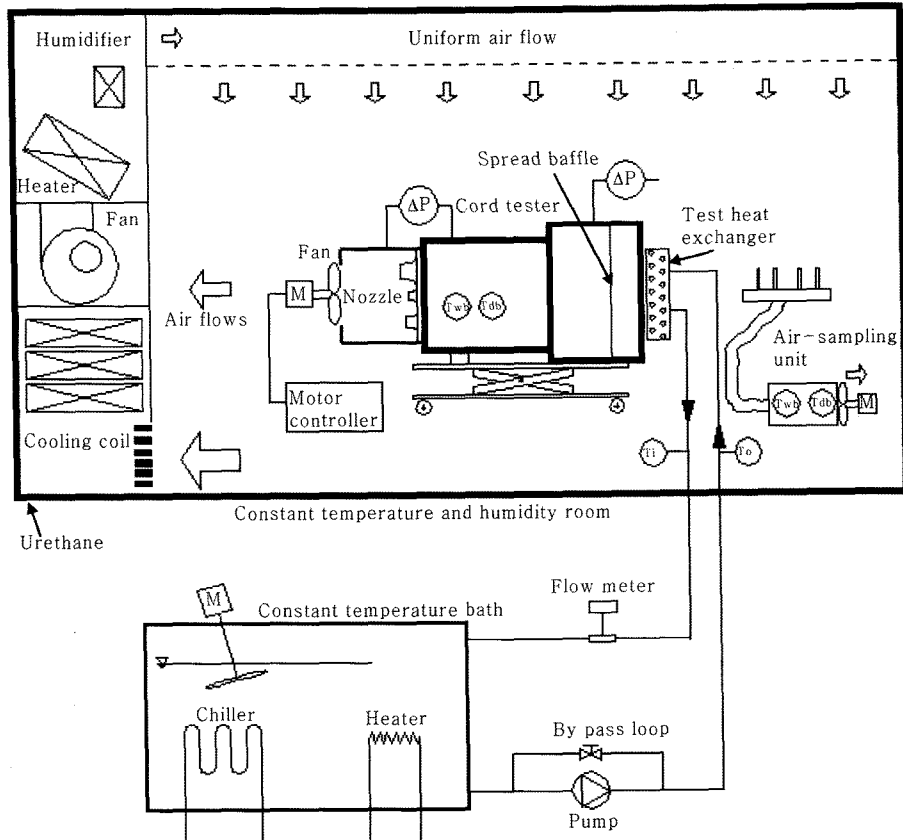


Fig. 1. Schematic of the experimental apparatus.

코드테스터의 입구부에 설치하며, 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐하였다. 열교환기의 U벤드 부분의 열출입을 최소화하기 위해 단열재를 이용하여 마감처리 하였다. 본 연구에 사용된 건표면과 습표면 열교환기 실험조건은 다음과 같다.

공기측 :

유입 공기온도 : 20°C(건표면 조건); 27°C(습표면

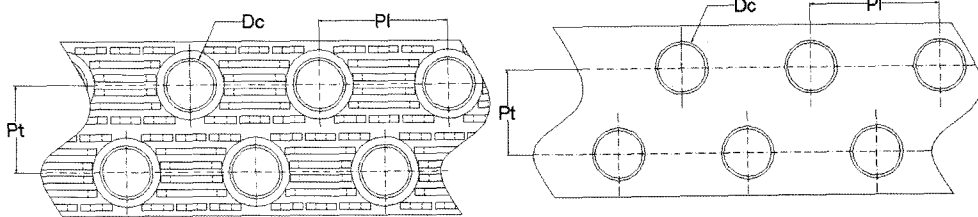
조건)

유입공기 상대습도 : RH 50%(건표면 조건); RH 50%, RH 70%(습표면 조건)

유입공기 속도 : 0.7~1.5 m/s(5 단계)

물(관)측 :

열교환기 유입 물온도 : 60°C(건표면 조건); 5°C(습표면 조건)



(a) slit fin configuration

(b) plate fin configuration

Fig. 2. Details of the slit fin and plain fin geometry.

Table 1. Geometric details of heat exchanger samples.

[unit : mm]

Sample	Tube diameter	Fin type	Fin pitch	Pt	Pl	Fin thickness	Tube row
1	7.0	plate	1.4	12.5	19	0.105	2
2	7.0	plate	1.4	12.5	19	0.105	3
3	7.0	slit	1.4	12.5	19	0.105	2
4	7.0	slit	1.4	12.5	19	0.105	3

열교환기 출구 물온도 : 55°C(건표면 조건); 10°C(습표면 조건)

물유량 : 6.5~9 lpm

열교환기에 유입되는 물의 유량은 열교환기 입구와 출구의 온도차가 5°C가 유지되도록 조절되었다. 본 실험에서 사용된 열교환기의 핀형상은 슬릿과 평판(Fig. 2)으로, 관의 직경은 7.0 mm(확관 후 7.4 mm)로 2열과 3열의 4종의 열교환기가 사용되었다. 열교환기의 사양은 Table 1에 제시되어 있다. 본 연구에서의 실험조건은 건표면(난방) 조건과 습표면(냉방) 조건으로 각각 나누어 실험하였다. 본 실험에서 측정된 공기측과 물측의 열평형(heat balance)은 최대 ±5% 이내에서 만족하는 실험값만을 선택하였다.

본 데이터 처리의 오차분석을 위해 ASHRAE Guideline 2-86⁽⁸⁾에서, 물측 전열량, 공기측 전열량, 공기측 열전달계수의 최대오차는 각각 ±3%, ±1.5%, ±10% 이내로 그리고 마찰계수는 ±7% 이내로 평가되었다.

3. 데이터 처리

3-1. 건표면 열전달해석

공조용 열교환기로 널리 사용되고 있는 직교류 핀-관 열교환기의 성능을 평가하기 위해 본 연구에서는 단일관 직교류 열교환기에 대한 열전달해석을 수행한 후 관순법을 사용하여 전체 열교환기의 성능을 예측하였다.

핀이 부착된 단일관 열교환기의 전열량 Q 는 공기 입·출구 온도차($T_{a,i} - T_{a,o}$)와 물의 입·출구 온도차($T_{w,i} - T_{w,o}$)를 이용하여 계산할 수 있다.

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

직교류 열교환기의 총괄열전달계수는 전열량과 대수평균온도차⁽⁹⁾로부터 구할 수 있다.

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

일반적으로 핀-관 열교환기의 총괄열전달계수는 다음의

식과 같이 열저항의 항으로 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.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_c A_c} + \frac{A_o}{h_w A_w} + \frac{A_o}{\eta_s h_a A_a} \quad (3)$$

식 (3)에서 건표면 조건의 공기측 대류열전달계수 h_a 를 구하기 위하여, 접촉 열전달계수 h_c 는 Sawai *et al.*⁽¹⁰⁾의 상관식을, 물측의 대류열전달계수 h_w 는 Gnielinski⁽¹¹⁾ 상관식을, 그리고 핀 효율은 전체 표면효율 관계식과 Schmidt⁽¹²⁾의 상관식을 사용하였다.

단일관에 대한 위의 결과를 이용하여 핀-관 열교환기를 해석하기 위하여 본 연구에서는 후열의 공기입구온도를 전열의 출구온도로 가정하여 관순법⁽¹³⁾을 적용하였으며, 실험데이터와 관순법을 이용한 직교류 열교환기의 해석으로부터 공기측 열전달계수를 계산하였다.

3-2. 습표면 열전달해석

핀-관 열교환기에서 핀표면 온도가 노점온도 이하가 되게 되면 핀표면에서 응축이 발생하므로, 이 경우 열교환기의 표면온도를 측정하여 열교환기의 공기측 열전달계수를 구하는 방법은 매우 복잡하다. 열전달과정 중 현열전달과 잠열전달이 동시에 일어나기 때문에 열전달이 엔탈피 차이로 발생한다고 가정한다. 따라서 열교환기의 습표면을 해석하기 위하여 평균엔탈피방정식을 사용하였다. 습표면 열교환기에서의 전열량은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q = \frac{1}{2}(Q_a + Q_r) = \frac{1}{2} \{ \dot{m}_a (i_{a,in} - i_{a,out}) + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \} \quad (4)$$

총괄열전달계수는 대수평균엔탈피차 Δi_{lm} ⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾을 이용하여 구할 수 있다.

$$U_o = \frac{Q}{A \Delta i_{lm}} \quad (5)$$

습표면 조건에서의 엔탈피 기준 총괄열전달계수는 다음과 같이 열저항의 항으로 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{R_w T}{h_w A_{t,w}} + \frac{R_{t,A}}{k_t A_{t,m}} + \frac{1}{C_{p,a} \left(\frac{R_{t,m} h_a (A_{t,o} + A_f \eta_f)}{R_{t,A} + R_{t,m,A}} \right)} \quad (6)$$

변수 R은 관내 작동유체(물)로부터 응축수막을 포함한 관표면까지의 열저항의 온도차와 그에 해당하는 공기 포화 엔탈피의 차를 나타낸다. 여기서 R_w , R_t , $R_{t,m}$, $R_{t,A}$ 는 각각 평균 냉각수 온도에서 공기포화곡선의 기울기, 관벽 내외부 온도선의 기울기, 핀표면의 액막온도에서 공기포화곡선의 기울기, 관 외부표면의 액막온도에서 공기포화곡선의 기울기를 나타낸다.

습표면 조건의 공기측 대류열전달계수 h_a 를 구하기 위하여 물측의 대류열전달계수 h_w 는 Gnielinski^[11] 상관식을, 그리고 핀 효율은 Wang^[7]의 상관식을 사용하였다.

3-3. j 계수와 마찰계수

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

$$j = \frac{h_a}{G_{\max} C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (7)$$

유동저항을 나타내는 마찰계수 f는 다음과 같이 정의하였다.

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

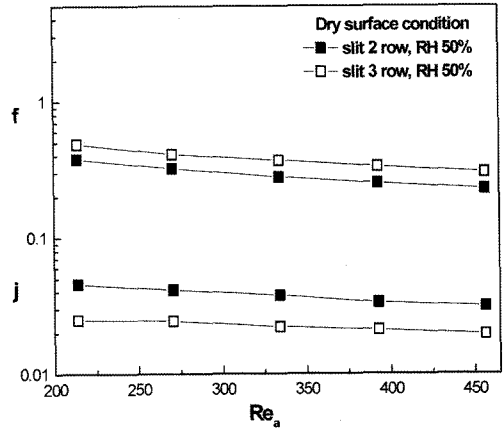
여기서 G_{\max} 는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대질량유속을, d_h 는 최소자유유동면적을 기준으로 한 핀관 열교환기의 수력직경을 나타낸다.

공기측 Reynolds 수는 공기의 최대질량유속 및 수력 직경을 기준으로 다음과 같이 정의하였다.

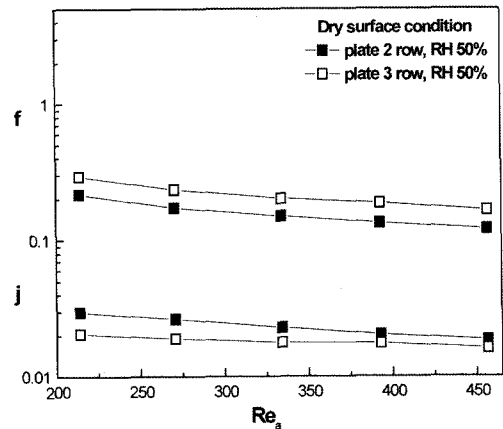
$$Re_a = \frac{G_{\max} d_h}{\mu_a} \quad (9)$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 건표면 실험조건에서 열수가 2와 3열인 슬릿 핀과 평판 핀의 j 계수와 마찰계수 변화를 나타낸 그림이다. Re 수가 증가할수록 j 계수는 점차 감소하며, 또한 2열보다 3열의 j 계수가 적은 값을 나타냄을 알 수 있다. 이는 1열의 선단부에 발달한 경계층의 영향으로 열수가 많은 경우에 하류로 갈수록 경계층의 두께가 더욱 증가하기 때문에 핀의 열전달계수는 1열이 가장 높



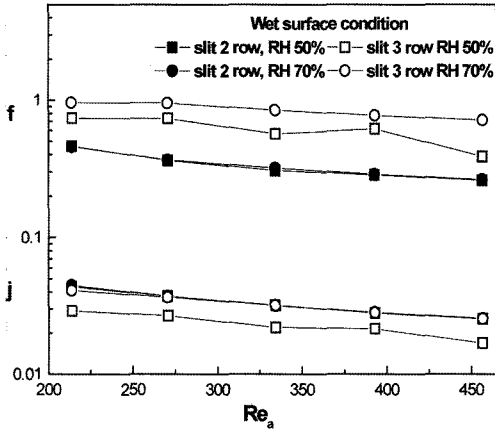
(a) slit fin



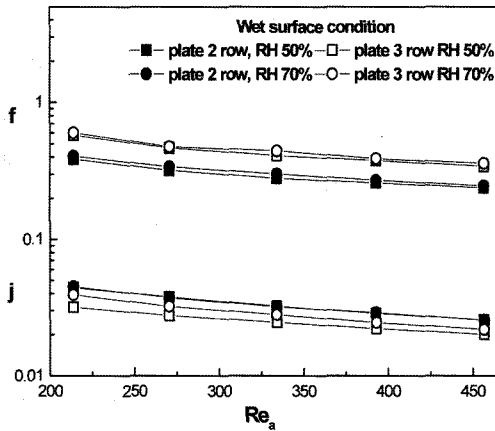
(b) plate fin

Fig. 3. Variation of j factor and friction factor on the number of tube rows in dry surface conditions (RH 50%; (a) slit fin, (b) plate fin).

게 된다. 또한 슬릿 핀의 j 계수는 전반적으로 평판 핀보다 높으며, Re 수 변화에 따른 j 계수 거동은 슬릿 핀(2열, 3열)은 완만하게 변화하는데 비하여 평판 핀 2열의 경우에 뚜렷이 감소함을 알 수 있다. 슬릿 핀(Fig. 3a)의 경우에 2열의 j 계수는 3열보다 약 1.6~1.8배, 평판 핀(Fig. 3b)의 경우에는 약 1.1~1.4배 정도 더 높다. 이는 슬릿 핀의 슬릿 효과 때문으로 슬릿 핀의 열전달 성능이 평판 핀보다 우수함을 나타낸다. 마찰계수는 Re 수가 증가할수록 점차 감소한다. 마찰계수는 핀의 형상(Fig. 2)에 의해 슬릿 핀이 평판 핀보다 더 크게 나타난다. 그리고 열수가 많아지면 열교환기 전후단의 공기측 유동저항이 증대되어 2열보다 3열의 마찰계수가 더 크게 나타나게 된다. 슬릿 핀(Fig. 3a)의 경우에 3열의 마찰계수는 2열보다 약 29~32%, 평판 핀(Fig. 3b)의 경우에는



(a) slit fin



(a) plate fin

Fig. 4. Variation of j factor and friction factor on the number of tube rows in wet surface conditions (RH=50%, 70%; (a) slit fin, (b) plate fin).

약 34~36% 정도 더 높았다.

Fig. 4는 습표면 실험조건에서 열수가 2와 3열인 슬릿 핀과 평판 핀의 j 계수와 마찰계수 변화를 나타낸 그림이다. 건표면 조건의 결과와 마찬가지로 습표면 조건에서도 슬릿 핀이 평판 핀보다 그리고 2열이 3열보다 우수한 열전달효과를 나타내며 Re 수가 증가할수록 j 계수는 감소하는 경향을 가진다. 또한 2열과 3열의 습도 변화에 따른 j 계수와 마찰계수의 변화가 다르다. 2열 슬릿 핀과 평판 핀에서는 습도변화에 따른 열전달과 마찰 변화가 뚜렷하지 않으나 3열 슬릿 핀은 평판 핀과는 달리 습도의 영향을 보여준다. 이는 핀과 열교환기 형상 그리고 유입공기의 습도와 속도에 따라 열교환기 표면에 발생하는 응축수 생성 메커니즘이 다양하기 때문이며, 이 응축수에 의해 형성된 액막에 의한 표면조도와

핀과 핀 사이의 공기유로의 변화로 공기흐름이 달라져 공기측 열전달계수와 압력강하에 영향을 주기 때문으로 판단된다.

Fig. 4(a)는 슬릿 핀 열교환기의 습도변화(RH 50%, 70%)에 따른 열전달 특성과 마찰계수를 나타낸 그림이다. 2열의 경우에 습도변화에 대한 열전달효과는 미미하게 관찰되었으며, 3열의 경우에 습도 70%의 j 계수가 습도 50%보다 약 41~50% 정도 더 크게 나타났다. 보통 열수가 낮을수록 열전달효과가 상대적으로 높다. 3열 습도 70%의 열전달 효과는 2열과 거의 같은 성능을 가진다. 이는 열수가 높은 경우에 낮은 습도보다 오히려 높은 습도에서 열교환기를 지나면서 상대습도가 높아진 공기가 후열에서 물질전달과 열전달을 촉진시키기 때문으로 볼 수 있다. 마찰계수도 2열의 경우에 습도변화에 따른 영향이 미미하였다. 그러나 3열의 경우에 습도가 50%에서 70%로 변화하게 되면 마찰계수가 약 30% 이상 증가한다. 이로부터 열수가 많아지면 열교환기 표면에 형성되는 응축수의 영향으로 유동손실이 크게 증가함을 알 수 있다.

Fig. 4(b)는 평판 핀 열교환기의 습도변화(RH 50%, 70%)에 따른 열전달 특성과 마찰계수를 나타낸 그림이다. 2열의 경우에 습도변화에 대한 열전달과 마찰계수는 슬릿 핀과 같은 경향을 보이며 미미하다. 그러나 3열의 경우에 습도 70%의 j 계수가 습도 50%보다 약 9~23% 정도 더 크게 나타났다. 마찰계수는 3열이 2열보다 크게 나타나고 있다. 슬릿 핀의 결과와는 달리 평판 핀의 경우는 습도변화에 따른 영향이 크게 나타나지 않는다. 이는 평판 핀의 형상(Fig. 2)에 기인하며 응축수의 배출이 슬릿 핀보다 원활하기 때문이다.

5. 결 론

본 연구에서는 건표면과 습표면 조건에서의 슬릿과 평판 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰특성을 실험을 통해 이해하고자 수행하였다. 핀-관 열교환기의 성능평가 및 설계해석 기술의 확보를 위하여 에어컨의 운전조건을 고려하여 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 건표면 실험결과와 Re 수가 증가할수록, 열수가 많아질수록 열전달 성능이 감소함을 보여주었다. 슬릿 핀의 j 계수는 전반적으로 평판 핀보다 높으며, Re 수 변화에 따른 j 계수 거동은 평판 핀 2열의 경우에 다른 결과와는 달리 뚜렷이 줄어들었다. 마찰계수는 Re 수가 증가할수록, 열수가 줄어들수록 감소하였고, 슬릿 핀의 마찰계수가 평판 핀보다 더 크게 나타났다.
- 2) 습표면 실험결과와 건표면 결과와 비슷하게 슬릿

핀이 평판 핀보다 그리고 2열이 3열보다 우수한 열전달 효과를 나타내며 Re 수가 증가할수록 열전달 성능은 감소함을 보여 주었다. 평판 핀 2열의 경우에 습도변화에 따른 열전달과 마찰특성은 슬릿 핀과 같은 경향을 보이며 미미하였지만, 3열의 습도 70%에서 j 계수와 마찰계수는 크게 증가하였다. 슬릿 핀의 결과와는 달리 평판 핀의 경우는 습도변화에 따른 영향이 크게 나타나지 않았다.

3) 향후 습표면 조건에서 핀 형상과 유입공기의 습도 변화에 따른 응축수 맺힘 현상을 보다 국부적으로 이해하기 위한 추가실험이 필요하다.

기호설명

- A : 열전달면적[m²]
- C_p : 비열[kJ/kg K]
- D : 관 직경[m]
- f : 마찰계수
- G_{max} : 최소 단면적에서의 질량유속[kg/m²s]
- h : 열전달계수[W/m²K]
- i : 엔탈피[kJ/kg]
- j : Colburn j 계수
- k : 열전도도[kW/mK]
- L : 열교환기 유동방향 길이[m]
- ṁ : 질량유량[kg/s]
- N : 관 열수
- Pr : 프란틀 수
- PI : 단과 단사이 거리(관중심 기준)[m]
- Pt : 열과 열사이 거리(관중심 기준)[m]
- Q : 전열량[kW/hr]
- Re : 레이놀즈수(관외경 기준)
- t : 두께[m]
- U : 총괄 열전달계수[kW/m² K]

그리스 문자

- ΔP : 압력손실[Pa]
- η : 효율
- ρ : 밀도[kg/m³]

하첨자

- a : 공기
- c : 집축, 환관
- f : 핀
- h : 수력
- i : 관내부
- in : 입구

- l : 액(응축수)
- lm : 대수평균
- m : 평균
- o : 관외부
- out : 출구
- t : 판
- w : 물

참고문헌

1. Nakayama, W.; Xu, L.P. Enhanced fin for air cooled heat exchangers-heat transfer and friction correlation. 1st ASME/JSME. Thermal Engineering Joint Conference, 1983, 495-502.
2. Wang, C.C.; Tao, W.H.; Chang, C.J. An investigation of the air side performance of the slit fin-and-tube heat exchangers, Int. J. of Refrigeration, 1999, 22, 595-603.
3. 김내현; 김정석; 조진표; 윤재호; 백종현; 이순규; 남승백; 권형진. 고성능 핀 관 열교환기의 습표면 성능 실험, 공기조화냉동공학회 동계학술발표대회, 1996, 15-23.
4. 김내현; 오왕규; 조진표; 박환영; 윤백. 제습이 수반된 공조용 증발기 습표면의 열전달계수 데이터 리덕션, 설비공학논문집, 2003, 15, 73-85.
5. 김용배; 윤린; 김용찬; 문동수; 홍기수; 진심원. 응축수 맺힘조건에서 슬릿형상을 갖는 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달 특성, 대한기계학회 2005년도 춘계 학술대회, 2005, 2583-2588.
6. Halici, F.; Taymaz, I.; Gündüz, M. The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers, Energy, 2001, 26, 963-972.
7. Wang, C.C.; Hsieh, Y.C.; Lin, Y.T. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, Trans. of ASME. J. of Heat Transfer, 1997, 119, 109-117.
8. ASHRAE Guideline 2-86, Engineering analysis of experimental analysis, ASHRAE, 1986.
9. 윤백; 김영생; 박현연. 직교류 핀 관 열교환기의 성능 평가, 공기조화냉동공학회지, 1996, 25, 151-160.
10. Sawai, S.; Hayashi, T.; Ohtake, Y.; Takei, T. Effects of mechanical bond between fin and tube on heat transfer, Refrigeration, 1969, 41, 15-21.
11. Gnielinski, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Engineering, 1976, 16, 359-368.
12. Schmidt, T.E. Heat transfer calculation for extended surface, J of ASHRAE, Refrigerating Engineering,

- 1949, 4, 351-357.
13. 장근선; 김영재; 정지환. 공조기 성능해석기법 개발, 공조기술연구센터 보고서, 2005.
 14. Bump, T.R. Average temperature in simple heat exchangers, *ASME Journal of Heat Transfer*, 1963, 85, 182-183.
 15. Myers, R.J. Effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin and tube heat exchanger, *ASHRAE Transactions*, 1967, 81, 307-317.