

광폭 루버 핀이 장착된 핀-관 열교환기의 습표면 성능에 대한 실험적 연구

김 내 현^{*†}

* 인천대학교 기계시스템공학부

Experimental Study on the Airside Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Wide Louver Fins Under Wet Conditions

Nae-Hyun Kim^{*†}

* Div. of Mechanical System Engineering, Incheon Nat'l Univ.

(Received February 18, 2015 ; Revised June 12, 2015 ; Accepted July 8, 2015)

Key Words: Wide Louver Fin(광폭 루버 핀), Airside Performance(공기측 성능), Fin-and-Tube Heat Exchanger (핀-관 열교환기), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력손실)

초록: 전열량을 늘리는 손쉬운 방법은 전열면적을 크게 하는 것이다. 본 연구에서는 세로와 가로 방향 튜브 핏치의 비(P_t/P_l)가 1.03인 광폭 루버 핀 시료의 습표면 j 와 f 인자를 실험을 통하여 구하고 $P_t/P_l=0.6$ 인 일반 루버 핀 시료와 비교하였다. 동일 소비동력에서 광폭 루버 핀 시료의 전열성능이 일반 루버 핀 시료보다 1열에서 평균 16%, 2열에서 평균 29%, 3열에서 평균 38% 크게 나타났다. 이 증가량은 핀 면적의 증가량(2.17배)에 비하면 현저히 작는데 이는 광폭 루버 핀 시료의 열전달계수와 핀 효율이 일반 루버 핀 시료의 값들보다 작기 때문이다. 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 크지 않았다. 또한 튜브 열수가 증가할수록 j 와 f 인자는 감소하였다. 실험 데이터를 기존 상관식과 비교하였다.

Abstract: One method of increasing the heat-transfer rate is to increase the heat-transfer area. In this study, we test a wide louver fin-and-tube heat exchanger with $P_t/P_l = 1.03$, and we compare the results with those of a louver fin-and-tube heat exchanger with $P_t/P_l = 0.6$. The results obtained show that the heat-transfer capacities of the wide louver samples are larger (16% in one row, 29% in two rows, and 38% in three row samples) than those of the louver samples. Considering the area ratio of 2.17, the increase in the heat-transfer capacity is somewhat small. The reason for this may be due to the smaller heat-transfer coefficient and fin efficiency of the wide louver sample. The effect of the fin pitch on the j and f factors are not profounded. The j and f factors decreased as the number of tube rows increased. We compare the data obtained with existing correlations.

- 기호설명 -

A : 전열면적
 A_l : 루버 면적
 b : 포화 엔탈피 곡선의 기울기
 C : 열용량유량
 c_p : 비열
 D_c : 튜브 직경
 f : 마찰계수

h : 열전달계수
 j : Colburn j 인자
 L_p : 루버 핏치 [m]
 \dot{m} : 유량 [kg/s]
 n_l : 루버 갯수
 N : 튜브 열수
 NTU : 전달단위수
 Nu : Nusselt 수
 P_f : 핀 핏치
 P_t : 세로 방향 튜브 핏치
 P_l : 가로 방향 튜브 핏치

† Corresponding Author, knh0001@incheon.ac.kr

- Pr : Prandtl 수
- R : 열용량유량 비
- r_c : 튜브 반경
- R_{eq} : 등가 반경
- Re : Reynolds 수
- t : 튜브 두께
- T : 온도
- t_f : 핀 두께
- U : 열관류율
- V_{max} : 최대 속도
- \dot{V} : 체적
- w : 오차량
- ε : 유용도
- ΔP : 압력손실
- η : 핀 효율
- η_o : 표면 효율
- ρ : 밀도
- μ : 점성계수
- σ : 축소비

하첨자

- a : 공기
- c : 단면
- exp : 실험
- i : 관 내측
- in : 입구
- f : 핀
- m : 평균
- o : 공기측
- out : 출구
- pred : 예측
- t : 튜브
- w : 물

1. 서 론

핀-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기 또는 응축기로 널리 사용된다. 이 경우 관 내로는 냉매가 흐르고 관 외측의 핀 사이로는 공기가 흐르는데 대부분의 열저항은 공기 측에 있게 된다. 그간 공기 측 성능을 향상시키기 위하여 많은 노력이 있었고 그 결과 웨이브 핀, 슬릿 핀, 루버 핀, 컨벡스 루버 핀등 고성능 핀이 개발되었다.^(1,2) 특히 루버 핀은 공조기의 증발기 또는 응축기에 널리 사용되고 있다. Fig. 1 에 대표적인 루버 핀의 제원을 나타내었다.

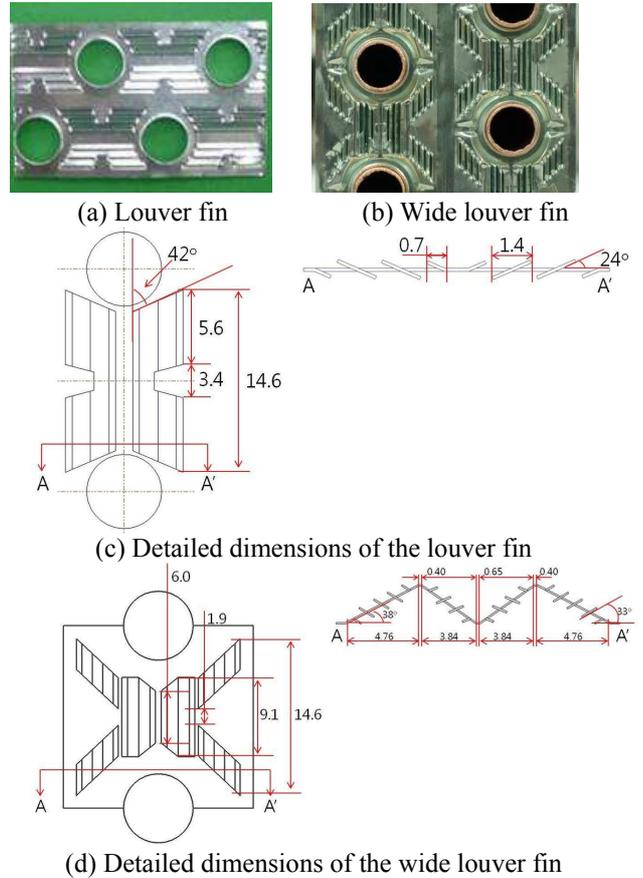


Fig. 1 Photos and detailed dimensions of the present louver and wide louver fin (unit : mm)

증발기의 경우 핀 표면의 온도가 주위 공기의 노점 온도보다 낮게 되고 따라서 공기 중의 수분이 응축되는 습표면이 형성된다. 핀-관 열교환기의 습표면 열전달 및 압력 손실에 대해서는 그간 많은 연구가 수행되었다. Table 1 에 본 연구의 대상인 루버 핀 열교환기의 습표면 성능에 대한 기존 연구를 정리하였다. Wang 과 Chang⁽³⁾은 직경 9.87 mm 에 루버 핏치 3.0 mm, 루버각 15.5° 인 루버가 11 개 가공된 열교환기와 직경 7.33mm 에 루버 핏치 1.7 mm, 루버각 25° 인 루버가 9 개 가공된 열교환기에 대해 친수 코팅이 습표면 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 친수 코팅이 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 하지만 압력손실은 15%~40% 감소하였다. 또한 낮은 풍속에서는 (0.7 m/s 이하) 루버 핀 열교환기의 열전달계수와 평판 핀 열교환기의 열전달계수가 유사하였는데 이는 응축액이 루버 사이를 막아 전열 촉진 효과가 없어졌기 때문으로 설명하였다.

Wang 등⁽⁴⁾은 직경 9.95 mm 에 루버 핏치 2.35 mm, 루버각 27° 인 루버가 9 개 가공된 열교환기와 동일한 직경에 루버 핏치 2.0 mm, 루버각 32° 루버가 11 개

Table 1 Previous studies on louver-finned heat exchanger

Investigator	L_p (mm)	θ (deg)	n_l	A_f/A_o	P_t (mm)	P_f (mm)	P_f/P_t	D_c (mm)	P_f (mm)	N
Wang and Chang ⁽³⁾	3	15.5	11	N/A	20.4	16.7	0.82	9.87	1.4	2
	1.7	25	9	N/A	21	12.7	0.6	7.33	1.22, 1.71	2
Wang et al. ⁽⁴⁾	2.35	27	9	N/A	25.4	19.05	0.75	9.95	1.21 ~ 2.49	1,2
	2.0	32	11	N/A	25.4	22.0	0.87	9~9.5	1.12 ~ 2.49	1,2
Hong and Webb ⁽⁵⁾	N/A	N/A	3	N/A	25.4	22.0	0.87	7.0	1.49	2
Ma et al. ⁽⁶⁾	3.5	15.7	3	0.37	25.4	19.05	0.75	9.53	1.4 ~ 1.8	2,3

Table 2 Geometric dimensions of the tested samples

	Fin pattern	L_p (mm)	θ (deg)	n_l	A_f/A_o	P_t (mm)	P_f (mm)	P_f/P_t	D_c (mm)	P_f (mm)	N
1	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.5	1
2	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.7	1
3	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.5	2
4	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.7	2
5	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.5	3
6	Wide Louver	0.8	33	22	0.28	21.0	21.65	1.03	7.94	1.7	3
7	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.3	1
8	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.4	1
9	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.5	1
10	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.3	2
11	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.4	2
12	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.5	2
13	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.3	3
14	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.4	3
15	Louver	1.4	24	9	0.36	21.0	12.7	0.6	7.03	1.5	3

가공된 열교환기에 대해 핀 핏치가 전열성능에 미치는 영향을 검토하였다. 열전달계수는 핀 핏치와 무관하였으나 마찰계수는 핀 핏치가 감소할수록 증가하였다. Wang 등⁽⁴⁾은 실험자료를 바탕으로 j 와 f 인자 상관식을 개발하였다. Hong 과 Webb⁽⁵⁾은 직경 7.0 mm 에 루버가 3 개 가공된 열교환기에 대하여 친수 코팅이 습표면 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. Wang 과 Chang⁽³⁾의 결론과 마찬가지로 친수 코팅이 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 하지만 압력손실은 현저히 감소하였다.

Ma 등⁽⁶⁾은 직경 9.53 mm 에 루버 핏치 3.5 mm, 루버각 15.7° 인 루버가 3 개 가공된 열교환기에 대하여 핀 핏치와 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 검토하였다. j 와 f 인자 모두 핀 핏치의 영향은 무시할 만 하였다. 또한 j 와 f 인자 모두 튜브 열수의 증가에 따라 감소하였다. 그들은 실험자료를 바탕으로 j 와 f 인자 상관식을 개발하였다.

Table 1을 참조하면 지금까지 수행된 연구의 세로와 가로 튜브 핏치 비(P_f/P_t)는 0.60~0.87이었다. 핀-관 열교환기의 전열성능을 향상시키는 방법 중 하나는 핀 면적을 증가시키는 것이다. 전방면적을 변화시키지 않고 핀 면적을 증가시키기 위해서는 세로 방향 튜브

핏치(P_t)를 증가시키는 방법 밖에 없다. 이 경우 j 와 f 인자 모두 감소하리라 예상되는데 그 이유는 튜브 주위의 열전달계수와 마찰계수가 상대적으로 크기 때문이다.⁽⁷⁾ 본 연구에서는 $P_f/P_t=1.03$ 인 광폭 루버 핀에 대해 습표면 실험을 수행하고 그 결과를 일반적으로 널리 사용되는 루버 핀($P_f/P_t=0.6$)과 비교하였다. Kim⁽⁸⁾은 본 연구의 광폭 루버 핀에 대한 건표면 실험을 수행한 바 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

본 연구에서는 광폭 루버 핀 시료 6 개와 일반 루버 핀 시료 9 개 총 15 개의 시료에 대하여 습표면 실험을 수행하였다. Table 2 에 시료의 제원을, Fig. 1 에는 광폭 루버 핀과 일반 루버 핀의 사진과 상세 제원을 나타내었다. 광폭 루버 핀의 시료의 높이와 폭은 234 mm 와 400 mm 이고 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율(A_f/A_o)은 28%이다. 광폭 루버 핀은 전열성능을 더욱 향상시키기 위하여 웨이브 형상으로 절곡되어 있다(절곡각 38°). 일반 루버 핀의 시료의 높이와 폭도 234 mm 와 400 mm 이고 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율(A_f/A_o)은 36%이다. 광폭 루버 핀의 6 개의 시료는 핀 핏치 1.5mm, 1.7mm, 튜브 열수 1~3 열로 구성되고 일반 루버

핀의 9 개의 시료는 핀 핏치 1.3 mm, 1.4 mm, 1.5 mm, 튜브 열수 1~3 열로 구성된다. 시료에 사용된 튜브는 마이크로 핀 관으로 높이가 0.15 mm, 선회각 18° 인 마이크로 핀 60 개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브 측 회로는 직교대향류로 구성되었다.

2.2 실험 장치 및 방법

실험장치에 대해서는 Kim⁽⁸⁾의 논문에 상술되어 있으므로 여기서는 생략한다 시험 중 챔버의 온도는 35°C, 상대습도는 60%, 순환수의 공급 온도는 6°C 로 유지하였다. 실험은 시료 전방풍속을 1.0 m/s 에서 2.5 m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은 ±3% 내에서 일치하였다.

2.3 자료 처리

본 연구에 사용된 직교대향류 열교환기의 경우 $\varepsilon - NTU$ 관계식⁽⁹⁾은 Kim⁽⁸⁾의 논문에 나타나 있다.

$$UA = C_{\min} NTU \quad (1)$$

$$R = \min(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pw} / b_r) / \max(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pw} / b_r) \quad (2)$$

UA 로 부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_i A_i} - \frac{b_t}{kA_t} \quad (3)$$

$$h_o = \frac{h_w c_{pw}}{b_{w,m}} \quad (4)$$

여기서 b_r , b_p , $b_{w,m}$ 은 관 내측, 튜브, 핀의 평균온도에서의 포화 엔탈피 곡선의 기울기이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 본 연구의 마이크로 핀 관 실험으로부터 얻어진 Park 등⁽¹⁰⁾의 식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (5)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad 21,000 \leq Re_w \leq 45,000 \quad (6)$$

식 (3)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (7)$$

핀 효율은 Schmidt⁽¹¹⁾가 제안한 식을 사용하여 구한다.

$$\eta_o = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (8)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_w}{k_f t_f}} \quad (9)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (10)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (\text{1row}) \quad (11)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (\text{over 2row}) \quad (12)$$

풍속과 열전달계수는 Re_{Dc} 와 j 인자로 무차원화 된다.

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a} \quad (13)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{pa}} \quad (14)$$

마찰인자 f 는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_{in} V_{\max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (15)$$

ASHRAE 규격 41.5⁽¹²⁾에 따라 실험 오차 해석을 수행하였다.

$$\frac{w_{ho}}{h_o} = \left[\left(\frac{h_i b_r}{h_i - U_i} \frac{w_{ti}}{U_i} \right)^2 + \left(\frac{-U_i}{h_i - U_i} \frac{w_{hi}}{h_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

$$\frac{w_f}{f} = \left[\left(\frac{w_{\dot{m}_a}}{\dot{m}_a} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

오차 해석 결과를 Table 3에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 (± 1.0 Pa)에 의한 것이고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차($\pm 10\%$)에 기인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

Table 3 Estimated uncertainties

Parameter	Range	Max. Uncertainties
Air inlet temperature	35°C	±0.1°C
Air outlet temperature	10°C ~ 28°C	±0.1°C
Water inlet temperature	6°C	±0.1°C
Water outlet temperature	14°C ~ 25°C	±0.1°C
Differential pressure	5Pa ~ 130Pa	±1Pa
Water flow rate	0.17kg/s	±2%
Re_{Dc}	350 ~ 1700	±2%
j		±10.4%
f		±12.3%

3. 실험결과 및 고찰

Figs. 2와 3에 광폭 루버 핀 시료와 일반 루버 핀 시료의 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 크지 않음을 보여준다. Fig. 3(c)에 오차 범위를 나타내었다. j 와 f 인자의 핀 핏치에 따른 차이는 오차 범위 안에 있음을 보여준다. 이러한 경향은 다른 연구자들도 보고한 바 있다.^(4,13) 특히, 본 연구에서의 핀 핏치 변화는 광폭 루버 핀 시료의 경우 1.5 mm에서 1.7 mm, 일반 루버 핀 시

료의 경우 1.3mm에서 1.5 mm로 작으므로 더욱 핀 핏치의 영향이 크지 않으리라 예상할 수 있다. Torikoshi 등⁽¹⁴⁾은 3 차원 수치해석을 통하여 1 열 평판 핀 열교환기의 유동 및 열전달 특성을 검토하였다. 핀 핏치가 증가할수록 열교환기 후류의 유동은 점점 왕성해 졌으나 핀으로 부터의 열전달은 핀 핏치와 무관하게 일정하였다. 이러한 경향은 루버 핀 시료에도 동일하게 적용될 수 있을 것이다. Fig. 2 에는 Kim⁽⁸⁾이 수행한 건표면의 j 와 f 인자도 나타나 있다. 습표면 j 인자는 건표면 j 인자보다 1 열에서 26%, 2 열에서 7%, 3 열에서 16% 크게 나타났다. f 인자도 습표면에서 크게 나타났는데 1 열에서 75%, 2 열에서 42%, 3 열에서 47% 크게 나타

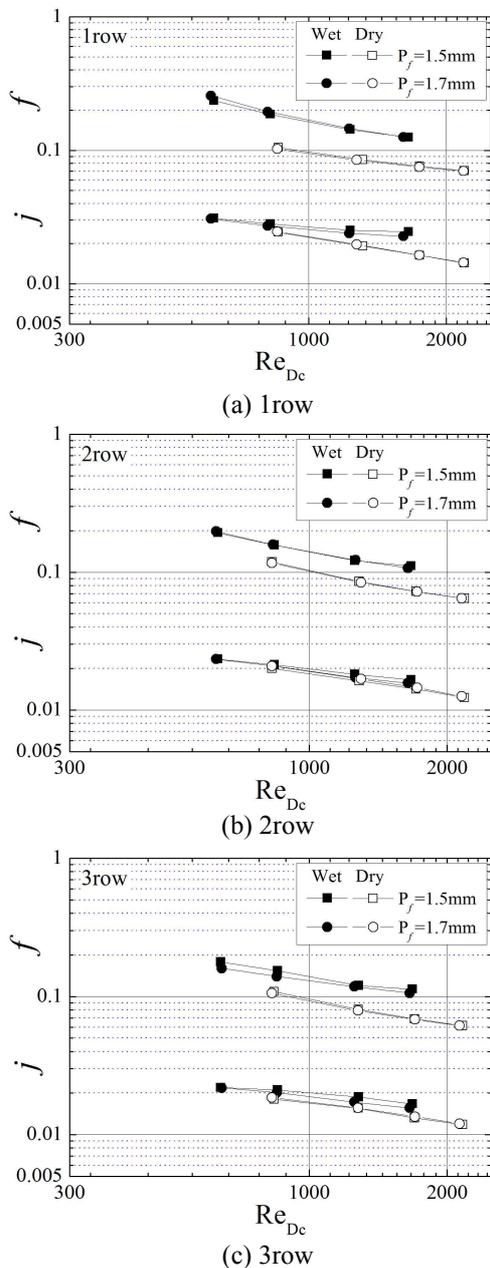


Fig. 2 Effect of fin pitch on j and f factors for wide louver fin samples

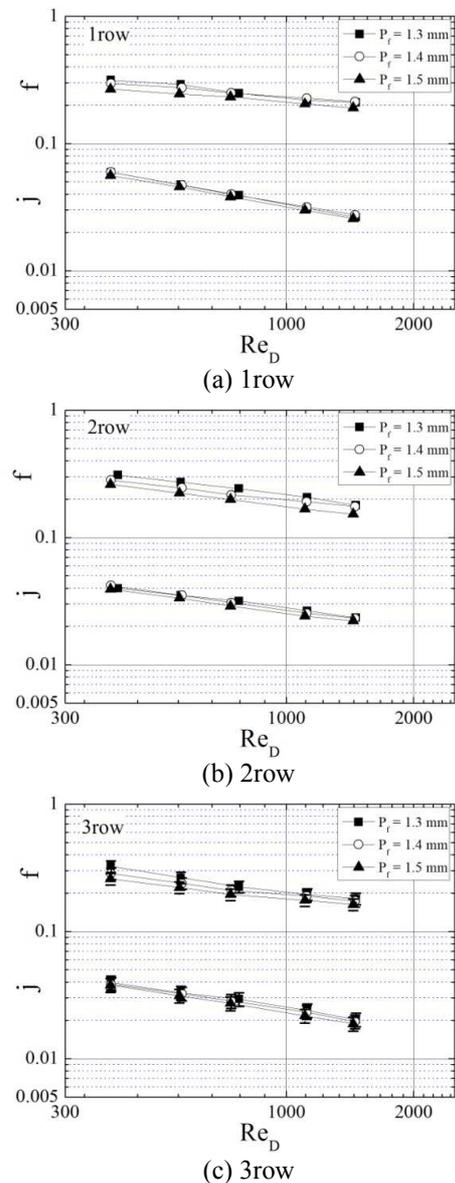


Fig. 3 Effect of fin pitch on j and f factors for louver fin samples

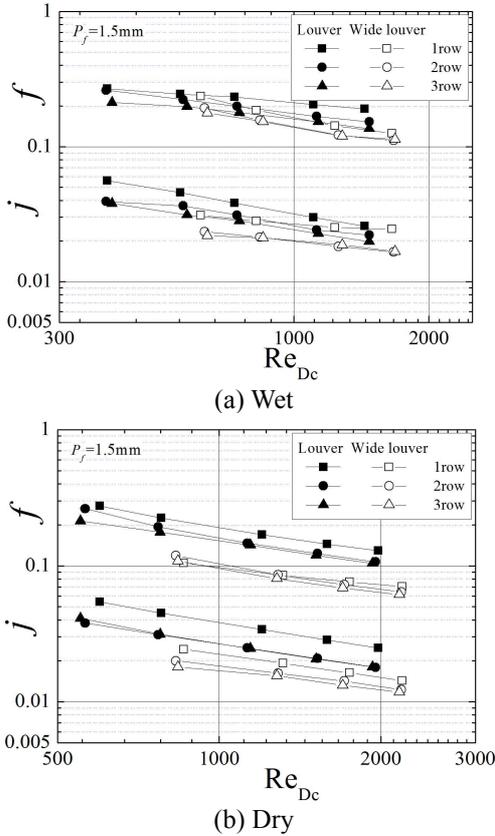


Fig. 4 Effect of number of tube row on j and f factors of wide louver and louver samples

났다. 습표면에서는 핀 표면의 액적이 난류를 촉진하여 열전달과 압력손실이 증가하게 된다. Fig. 4(a)에 핀 피치 1.5 mm에서 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 광폭 루버 핀 시료와 일반 루버 핀 시료 모두에서 열수가 증가할수록 j 와 f 인자는 감소하였다. 이는 핀-관 열교환기의 일반적 경향으로 열수가 증가할수록 경계층의 두께가 증가하기 때문이다. 특히 습표면의 경우는 열수가 증가할수록 공기의 절대습도가 감소하고 따라서 이슬점 온도도 감소하여 수증기 전달의 구동 포텐셜이 감소한다 Fig. 4(a)은 일반 루버 핀 시료의 j 와 f 인자가 광폭 루버 핀 시료의 값들보다 크기를 보여준다. 1 열의 경우 j 인자와 f 인자는 평균 22%, 23% 크고, 2 열에서는 36%, 21%, 3 열에서는 25%, 12% 크게 나타났다. 이는 전술하다시피 핀 면적이 넓어지면 열전달계수와 마찰계수가 감소하기 때문이다. 핀 선단과 튜브 주위에서 열전달계수와 마찰계수는 다른 부분보다 월등히 크기 때문에⁽⁷⁾ 핀 면적이 클수록 평균 열전달계수와 마찰계수는 작게 된다. 또한 광폭 루버 핀의 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율 (A_f/A_o)이 0.28로 루버 핀의 0.36보다 작기 때문에

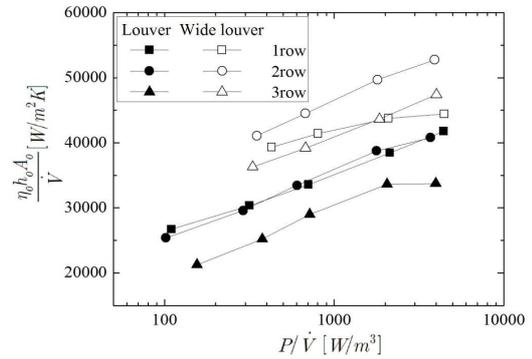


Fig. 5 Heat transfer capacity shown as a function of power consumption

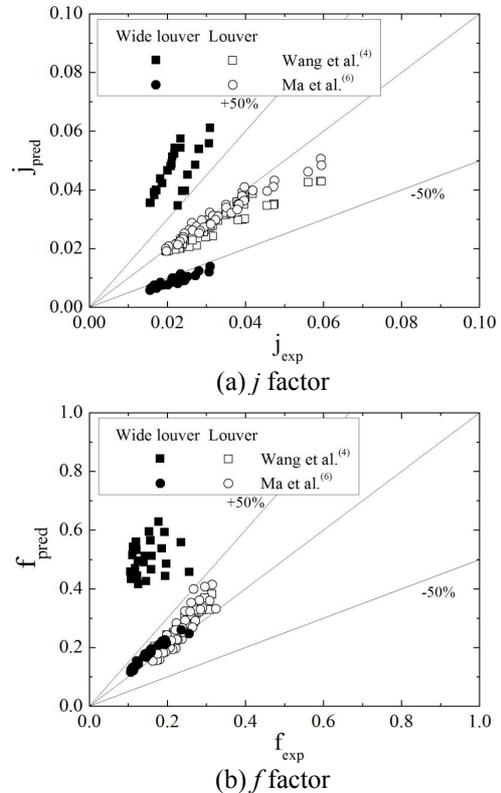


Fig. 6 Louver and wide louver fin j and f factors compared with correlations

열전달계수는 상대적으로 작게 된다. Fig. 4(b)에는 건표면 실험 데이터⁽⁸⁾를 수록하였다. 건표면의 경우도 습표면과 동일하게 루버 핀 시료의 j 와 f 인자가 광폭 루버 핀 시료의 값들보다 크기를 보여준다.

Fig. 5에 광폭 루버 핀 시료와 일반 루버 핀 시료의 단위 체적 당 전열성능 ($\eta_o h_o A_o / \dot{V}$)을 단위 체적 당 소비동력(P / \dot{V})과 함께 나타내었다. 이 그림은 동일 소비동력에서 광폭 루버 핀 시료의 전열성능이 일반 루버 핀 시료보다 1열에서 평균 16%, 2열에서 평균 29%, 3열에서 평균 38% 크기를 보여준다. 이 증가량은

핀 면적의 증가량 (2.17배)에 비하면 현저히 작은데 이는 광폭 루버 핀의 열전달계수와 핀 효율이 일반 루버 핀의 값보다 작기 때문이다.

Fig. 6에 본 실험결과를 Wang 등⁽⁴⁾과 Ma 등⁽⁶⁾의 상관식과 비교하였다. 광폭 루버 핀 시료의 경우 Wang 등⁽⁴⁾의 상관식은 j 와 f 인자를 모두 과대예측하고 (RMS오차 1.21과 2.67) Ma 등⁽⁶⁾의 상관식은 j 인자는 과소예측하고 (RMS오차 0.60) f 인자는 적절히 예측한다 (RMS오차 0.17). 일반 루버 핀 시료의 경우는 두 상관식 모두 j 와 f 인자를 적절히 예측한다. Wang 등⁽⁴⁾ 상관식의 j 와 f 인자에 대한 RMS오차는 0.16과 0.17이고 Ma 등⁽⁶⁾의 상관식의 j 와 f 인자에 대한 RMS오차는 0.08과 0.17이다. 상기 두 상관식 모두 본인들만의 데이터로부터 만들어진 상관식으로 적용에 제한이 있다. 예를 들어 두 상관식 모두 튜브 직경은 9.5 mm로 제한된다. 루버 핀 시료의 경우 형상에 관계된 변수가 많아 (루버 핏치, 루버각, 루버 길이, 루버 갯수 등) 일반화된 상관식을 개발하기 위해선 많은 실험 자료의 축적이 우선되어야 한다.

4. 결론

본 연구에서는 세로와 가로 방향 튜브 핏치의 비(Pt/Pl)가 1.03인 광폭 루버 핀 시료의 습표면 j 와 f 인자를 실험을 통하여 구하고 $Pt/Pl=0.6$ 인 일반 루버 핀 시료와 비교하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 동일 소비동력에서 광폭 루버 핀 시료의 전열성능이 일반 루버 핀 시료보다 1열에서 평균 16%, 2열에서 평균 29%, 3열에서 평균 38% 크게 나타났다. 이 증가량은 핀 면적의 증가량 (2.17배)에 비하면 현저히 작은데 이는 광폭 루버 핀 시료의 열전달계수와 핀 효율이 일반 루버 핀 시료의 값들보다 작기 때문이다.

(2) 일반 루버 핀 시료의 j 인자는 광폭 루버 핀 시료의 값들보다 1열에서 평균 22%, 2열에서 36%, 3열에서 25% 크게 나타났다. f 인자는 1열에서 평균 23%, 2열에서 21%, 3열에서 12% 크게 나타났다.

(3) 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 크지 않다.

(4) 튜브 열수가 증가할수록 j 와 f 인자는 감소하였다.

(5) 기존 상관식은 본 연구의 j 와 f 인자를 적절히 예측하지 못하였다. 이는 두 상관식 모두 본인들만의 데이터로부터 만들어진 상관식으로

적용에 제한이 있기 때문이다.

(6) 광폭 루버 핀 시료가 일반 루버 핀 시료보다 전열면적의 증가에 비하여 전열성능의 증가가 적으므로 이를 향상시키기 위한 노력이 필요하다. 가능한 방안으로는 루버각을 증가시키거나 핀의 루버 가공 비율을 증가시키는 방법이 있을 수 있다.

참고문헌 (References)

- (1) Webb, R. L. and Kim, N.-H., 2005, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor and Francis Pub.
- (2) Wang, C.-C., 1999, "On the Airside Performance of Fin-and-tube Heat Exchangers," in *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*, eds., S. Kakac, A. E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu, Kluwer Academic Press, pp. 141~162.
- (3) Wang, C.-C. and Chang, C.-T., 1998, "Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-tube Heat Exchangers, with and Without Hydrophilic Coating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp 3109~3120.
- (4) Wang, C.-C., Lin, Y.-T. and Lee, C.-J., 2000, "Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-tube Heat Exchangers in Wet Condition," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3443~3452.
- (5) Hong, K. and Webb, R. L., 1999, "Performance of Dehumidifying Heat Exchangers with and Without Wetting Coatings," *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 1018~1026.
- (6) Ma, X., Ding, G., Zhang, Y. and Wang, K., 2007, "Airside Heat Transfer and Friction Characteristics for Enhanced Fin-and-tube Heat Exchanger with Hydrophilic Coating Under Wet Condition," *Int. J. Ref.*, Vol. 30, pp. 1153~1167.
- (7) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1974, "Local and Average Heat Transfer Coefficients for One-row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations," *J. Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 265~272.
- (8) Kim, N.-H., 2015, "An Experimental Study on the Airside Performance of Fin-and-tube Heat Exchangers Having Wide Louver Fin," *Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering*, Vol. 27, No. 5, pp. 254~262.
- (9) ESDU 98005, 1998, Design and Performance Evaluation of Heat Exchangers: The Effectiveness and NTU Method, *Engineering and Sciences Data Unit 98005 with Amendment A*, London ESDU International plc., pp. 122~129.
- (10) Park, B.-B., You, S.-M., Yoon, B. and Yoo, K.-C., 1997, "Experimental Study of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Flow of Water Inside Circular Smooth and Micro-fin Tubes," *Korean*

- J. Air Conditioning Refrigeration*, Vol. 9, No. 4, pp. 454~461.
- (11) Schmidt, T. E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces," *J. of ASRE, Refrigeration Engineering*, Vol. 4, pp. 351~357.
- (12) ASHRAE Standard 41.5, 1975, *Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data*, ASHRAE.
- (13) Wang, C.-C., Lee, W.-S. and Sheu, W.-J., 2001, "A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565~3573.
- (14) Torikoshi, K., Xi, G.-N., Nakazawa, Y. and Asano, H., 1994, "Flow and Heat Transfer Performance of a Plate Fin and Tube Heat Exchanger (First Report: Effect of Fin Pitch)," *Proceedings of the 10th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 4, pp. 411~416.