

사인 웨이브 핀과 타원관으로 구성된 핀-관 열교환기의 공기측 습표면 성능

김내현*

¹인천대학교 기계시스템공학과

Wet Surface Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Sine Wave Fins and Oval Tubes

Nae-Hyun Kim^{1*}

¹Department of Mechanical System Engineering, University of Incheon

요약 본 논문은 12.7mm 원관을 변형하여 만든 세장비 0.6(짧은 직경 10.0mm, 긴 직경 16.5mm)의 타원관이 적용된 사인 웨이브 핀-관 열교환기의 습표면 공기측 성능실험에 관한 것이다. 핀 핏치와 열 수를 변화시켜 총 12개의 시료에 대하여 실험을 수행하였다. 타원관에서 핀 핏치 변화에 따른 j , f 인자의 영향은 미미 하였으나, 열수에 따라서는 1row에서 j 인자가 가장 낮았다 (가장 높은 2row의 81%). 하지만 원관에서는 1row에서 가장 높게 나타나는 차이점을 보였다. 이는 타원관에 적용된 사인 웨이브 채널의 유동 특성에 기인한 것으로 판단된다. 원관 열교환기와 $j/f^{1/3}$ 값을 비교한 결과 1열을 제외하고는 타원관 열교환기의 전열성능이 우수함을 알 수 있다. 즉, 타원관 열교환기의 $j/f^{1/3}$ 값이 원관의 값보다 2열에서 1.6~2.5 배, 3열에서 1.4~2.4 배, 4열에서 1.2~1.8배 크게 나타났다.

Abstract Experiments were conducted on sine wave fin-and-tube heat exchangers having oval tubes under wet condition. Oval tubes having an aspect ratio of 0.6 were made, by deforming 12.7mm round tubes. Twelve samples, having different fin pitch and tube row, were tested. Results showed that, for oval tube samples, the effect of fin pitch on j and f factor was not significant. As for the effect of tube row, the lowest j factor was obtained for one row configuration(81% of two row configuration), which is clear contrast to round tube samples, where the highest j factor was obtained for one row configuration. Possible reasoning is provided considering the flow and heat transfer characteristics of sine wave channel combined with connecting tubes. Comparison of $j/f^{1/3}$ with plain fin-and-tube heat exchanger having 15.9mm O.D. round tube reveals that present oval fin-and-tube heat exchanger shows superior thermal performance except for one row configuration. In other words, $j/f^{1/3}$ of the two row oval tube heat exchanger was 1.6~2.5 times larger than those of round tube heat exchanger, 1.4~2.4 times larger for three row configuration and 1.2~2.8 times for four row configuration.

Key Words : Heat transfer coefficient, Oval tube, Pressure drop, Sine wave fin, Wet surface

1. 서론

건물용 공기조화기의 냉수 코일에는 외경 15.9mm의 원관에 핀 핏치 2.12mm~3.18mm 사이의 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기가 널리 사용된다. 또한 최근 들어

전열성능이 향상된 웨이브 핀-관 열교환기가 사용되기도 한다. 웨이브 핀-관 열교환기는 평판 핀-관 열교환기에 비하여 압력손실이 증가하는 단점이 있다. 냉수 코일은 작동조건(입구건도온도, 습구온도, 냉각수온도 등)에 따라 건표면, 습표면 또는 부분적인 습표면이 형성된다. 따

이 논문은 인천대학교 2013년도 자체연구비 지원에 의하여 연구되었음.

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(University of Incheon)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received October 27, 2014

Revised December 4, 2014

Accepted April 9, 2015

Published April 30, 2015

라서 냉수코일을 적절히 해석하기 위해서는 건표면과 습표면 열전달 해석이 필요하다.[1]

그간 핀-관 열교환기의 공기측 성능에 대해서는 많은 연구가 수행되어 왔다.[2-4] 하지만 대부분의 연구는 가정용 공조기를 대상으로 직경이 작은 튜브를 사용한 열교환기에 대해 수행되었다.[4-7] 최근들어 Wang et al.[8,9]은 큰 직경($D_c=16.6\text{mm}$)으로 제작된 웨이브 핀-관 열교환기의 대하여 건표면 및 습표면 실험을 수행하였는데 건표면의 경우 4열 이하에서는 열수가 j인자에 미치는 영향은 미미함을 보고하였다. 하지만 4열 이상이 되면 j인자는 현저히 감소하였다. 또한 습표면의 경우는 모든 열수에서 열수가 j인자에 미치는 영향은 크지 않음을 보고하였다. 원관 대신에 타원관을 사용하면 튜브 후방의 전열성능을 개선하여 공기측 성능을 향상시킬 수 있다. 또한 공기측 압력손실도 감소시킬 수 있다.그간 타원관 열교환기는 우수한 전열성능에도 불구하고 제작(특히 확관)이 어렵고 내압성이 요구되는 경우에는 적용에 제한을 받아 왔다. 하지만 최근 들어 확관 기술의 개발과 더불어 내압성이 요구되지 않는 냉수 코일을 중심으로 타원관 열교환기가 점차로 적용되는 추세이다.

그간 원관을 사용한 핀-관 열교환기의 공기 측 성능은 다수의 연구자[1-7]들에 의해 연구되어 왔으나 타원관이 적용된 핀-관 열교환기에 대해서는 극히 일부 연구 결과만이 존재한다. Saboya and Saboya[10]는 나프탈렌 승화법을 이용하여 세장비 0.5와 0.65인 타원관이 장착된 평판 핀의 물질전달계수를 측정하고 이를 원관이 장착된 평판 핀의 물질전달계수와 비교하였다. 그들은 타원관의 짧은 직경(minor diameter)과 원관의 직경과 동일한 경우는 핀에서의 물질전달계수 값들이 유사하지만 타원관의 짧은 직경이 원관의 직경보다 작은 경우는 타원관에서 물질전달계수가 작게 나타난다고 보고하였다. 그 이유로 후자의 경우 동일 전방 풍속에서 타원관 주위의 공기 유속이 원관의 경우보다 작고 따라서 물질전달계수가 감소한다고 설명하였다. Min and Webb[11]은 15.9mm 원관을 사용하여 점진적으로 세장비를 변화시킨 타원관이 적용된 웨이브 핀-관 열교환기의 성능을 수치해석을 통하여 검토하였다. 세장비 0.33인 타원관의 경우 전방 풍속 2.0m/s에서 원관에 비하여 열전달계수는 6.9% 감소하고 압력손실은 45.9% 감소한다고 보고하였다. Leu et al.[12]도 Min and Webb[11]과 유사한 결과를 보고하였다. 그들은 10.42mm 원관을 사용하여 세장비를 0.36

으로 변화시킨 타원관이 적용된 루버 핀-관 열교환기에 대하여 수치해석을 수행하였는데 원관과 비교하였을 때 열전달계수는 10% 감소하고 압력손실은 41% 감소한다고 보고하였다. Simo Tala et al.[13]은 7.0mm 원관과 단면적을 동일하게 유지하며 세장비를 0.5까지 변경시킨 타원관이 적용된 평판 핀-관 열교환기에 대한 수치해석을 수행하였다. 세장비가 증가할수록 튜브 후방의 재순환 영역이 감소하고 유동이 안정하게 됨을 확인하였다 또한 세장비 0.5인 타원관이 적용된 경우 동일 소비동력 대비 전열성능이 원관에 비하여 80% 가량 증가하였다.

상기 문헌 조사는 타원관이 적용된 핀-관 열교환기에 대한 연구가 매우 제한적임을 보여준다. 특히 실험 데이터는 거의 전무함을 알 수 있다. 본 연구에서는 12.7mm 원관을 변형시켜 만들어진 세장비 0.6 (짧은 직경 10.0mm, 긴 직경 16.5mm)인 타원관이 적용된 사인 웨이브 핀-관 열교환기에 대한 실험을 수행하였다. 핀 핏치를 세 종류 (2.12mm, 2.54mm, 3.18mm)로 변화시키고 열 수를 네 종류 (1열부터 4열)로 변화시킨 12개의 변수에 대하여 전방풍속 1.0m/s에서 4.0m/s 범위에서 전열성능을 측정하고 이들을 기존의 15.9mm 원관에 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 값과 비교하였다. 본 실험의 핀 핏치 범위는 실제 공조기에 사용되는 핀-관 열교환기의 핀 핏치를 고려하여 결정하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

Fig. 1에 본 연구에 사용된 타원관의 단면 사진과 사인 웨이브 핀의 개략도를 나타내었다. 또한 15.9mm 원관과 평판 핀의 개략도도 나타내었다. 그림에 나타나 있듯이 사인 웨이브 핀은 타원관 삽입부와 관과 관 사이의 형상이 다르게 제작되었다. 타원관 삽입부는 사인 웨이브 형상이고 관과 관 사이는 평판인데 평판에는 핀을 견고하게 하기 위해 두 개의 작은 홈이 가공되어 있다. 사인 웨이브 핀의 웨이브 핏치는 15.15 mm이고 골 깊이는 1.1mm 이다. 시료의 제원을Table 1에 나타내었다. 타원관의 직경은 16.5mm × 10.0mm, 유동에 직각 방향 관 피치 (P)는35.0mm, 유동방향 관 피치 (P)는30.3mm, 시료의 크기는 높이 350mm, 폭 440mm이고 핀의 두께는 0.14mm이다. 타원관은 외경 12.7mm의 원관을 순차적

으로 롤링하여 제작되었고 타원형 볼을 사용한 확관 공정을 통하여 핀에 밀착되었다. 확관 후 단면을 절단하여 핀과 관의 접촉 상태를 확인하였는데 접촉 상태는 만족할 만하였다.

열교환기의 내측 관으로는 평활관이 사용되었고 관 회로는 단일 입출구의 직교 대향류 형태로 구성되었다. 본 연구에서는 핀 피치 P_f (2.12mm, 2.54mm, 3.18mm)와 열수 N (1열, 2열, 3열, 4열)을 변화시키며 제작된 12개의 시료에 대하여 실험을 수행하였고 그 결과를 기존 원관이 적용된 평판 핀-관 열교환기의 결과와 비교하였다. 비교 대상인 평판 핀-관 열교환기는 관 직경이 15.9mm, 유동에 직각 방향 관 피치 (P_t)는 38.1mm, 유동방향 관 피치 (P_l)는 33.0mm, 핀의 두께는 0.2mm이다.

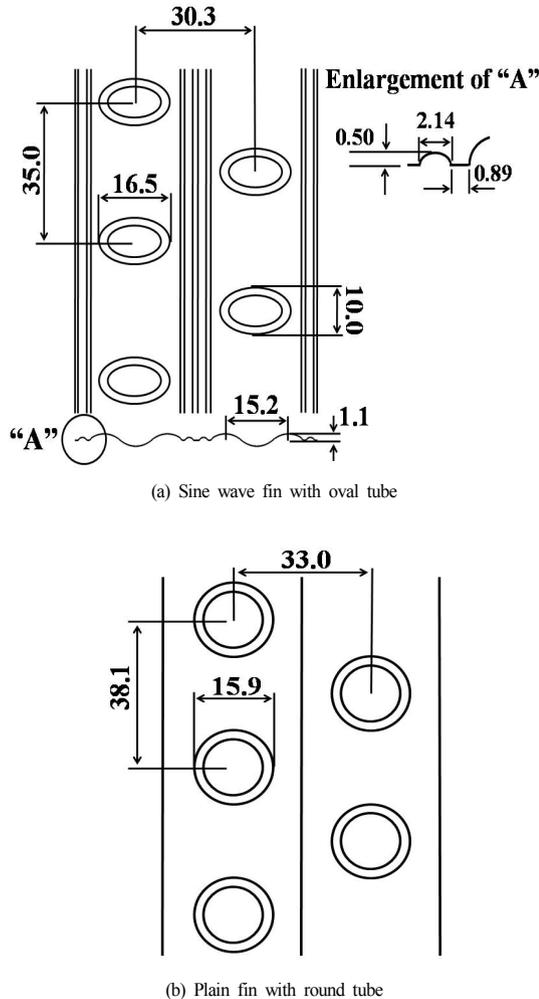


Fig. 1. Shape of the sine wave and plain fin (unit: mm)

Table 1. Geometric dimensions of oval tube heat exchangers

	P_t (mm)	P_l (mm)	D_c or D_{min} (mm)	N	P_f (mm)
Sine wave	35.0	30.3	10.0	1-4	3.18
					2.54
					2.12
Plain	38.1	33.0	15.9	1-4	2.54

2.2 실험장치 및 실험 절차

실험장치의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료 획득장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 시료는 흡입식 풍동의 입구에 설치된다. 시료 후방에는 베플이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다.[14] 시료의 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량을 공급받았다. 물의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(P_t -100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 ± 0.0015 L/s의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 (ASHRAE 규격 41.2)[15] 시료의 압력손실은 정밀도 ± 1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

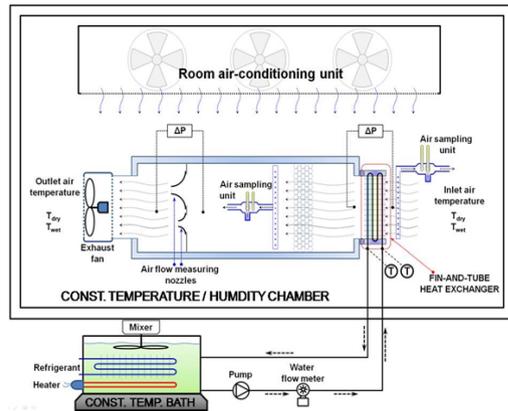


Fig. 2. Schematic drawing of the test setup.

시험 중 챔버의 온습도와 순환수의 공급 온도 및 공급 유량은 Table 2에 나타나 있다. 실험은 시료 전방풍속을 1.0m/s에서 4.0m/s사이에서 변화시키며 수행 되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 화시키며 수행 되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5[16]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과가 Table 3에 나타나있다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계

(±1.0Pa)에 의한 것이고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차(±10%)에 기인하였다. 실험오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

Table 2. Test condition

Air		Water	
Dry bulb(°C)	RH(%)	Inlet temp.(°C)	Flow rate(kg/hr)
32	80	10	550

Table 3. Experimental errors

Parameter	Max uncertainties
Temperature	±1 °C
Differential pressure	±1 Pa
Water flow rate	±1.5×10 ⁻⁶ m ³ /s
Re _{Dmin}	±2%
f	±10%
j	±12%

2.3 자료처리

본 연구에 사용된 대향직교류 열교환기의 경우 $\epsilon - NTU$ 관계식은[17] Table 4에 나타나 있다.

$$UA = C_{\min}NTU \tag{1}$$

$$C = (\dot{m})_{\min} / (\dot{m}C)_{\max} \tag{2}$$

여기서 ϵ 은 유용도, U는 열관류율 (kg/m²K), A는 전열 면적(m²), \dot{m} 은 유량 (kg/s), NTU는 전달단위 수이다. 1 열의 경우는 직교류의 ϵ -NTU 관계식을 사용한다. UA로 부터 공기측 열전달계수는 아래 식으로 구한다. 여기서 사인웨이브 핀-관의 공기 측 전열면적 A_o (m²)는 절곡을 고려한 실제 면적을 사용하였다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{b_t t}{k A_t} \tag{3}$$

$$h_o = \frac{h_w c_{pm}}{b_{w,m}} \tag{4}$$

여기서 b_r , b_i , $b_{w,m}$ 은 각각 물, 튜브, 액막 온도에서의 포화공기 엔탈피선의 기울기(J/kgK)이고 c_{pm} 은 비열 (J/kg), t 는 관벽 두께(m)이다. 관내측 열전달계수 h_i 는 Gnielinski[18]식을 사용하여 구한다. 식(3)의 η_o 는 표면 효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \tag{5}$$

여기서 η 는 핀 효율이고 A_f 는 핀의 면적이다. 타원관이 적용된 평판 핀의 핀효율은 Min et al.[19]이 제시하였는데, 본 연구의 사인 웨이브 핀의 경우도 동일한 식을 적용하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \tag{6}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_w}{k_f t_f}} \tag{7}$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \tag{8}$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = e^{\frac{p}{2.4} - 1} [0.7 + e^{-2q} + \ln^{0.7}(q + 3)] \text{ (1row)} \tag{9}$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = e^{\frac{p}{2.3} - 1} [0.855 + e^{-2.15q} + \ln^{0.72}(q + 3)] \text{ (2row 이상)} \tag{10}$$

여기서 k_r 는 핀의 열전도도(W/mK), q는 타원관의 긴 직경과 짧은 직경의 비이고 p는 등가 환형 핀의 외경과 내경의 비로 아래 식으로 구한다.

$$p = 2R_{eq} / [1.5(a + b) - \sqrt{ab}] \tag{11}$$

$$q = a/b \tag{12}$$

$$R_{eq} = 0.64P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \text{ (1row)} \tag{13}$$

$$R_{eq} = 0.635P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \text{ (2row 이상)} \tag{14}$$

식 (11)에서 a 는 타원관의 긴 직경(m)이고 b 는 짧은 직경(m)이다. 열전달 계수는 관례상 j인자로 나타낸다. 타원관 열교환기의 경우 짧은 직경(D_{min})을 특성 길이로 하였다[20].

Table 4. $\varepsilon - NTU$ relationship for cross-counter configuration⁽¹⁷⁾

Row	$C_{\min} (air)$	
2row	$\varepsilon = \frac{1}{C} \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp(2KC)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU/2)$
3row	$\varepsilon = \frac{1}{C} \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - CK \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp(CK) + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^2 \exp(3CK)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU/3)$
4row	$A = \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4} \right) + K \left(1 - \frac{K}{2} \right) \left[1 - 2KC \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp[2KC] + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^3 \exp[4KC]$ $\varepsilon = 1/C(1-1/A)$	$K = 1 - \exp(-NTU/4)$
Row	$C_{\min} (water)$	
2row	$\varepsilon = \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp\left(\frac{2K}{C}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU \cdot C/2)$
3row	$\varepsilon = \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - \frac{C}{K} \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp\left(\frac{K}{2}\right) + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^2 \exp\left(\frac{3K}{c}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp(-NTU \cdot C/3)$
4row	$A = \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4} \right) + K \left(1 - \frac{K}{2} \right) \left[1 - \frac{2K}{C} \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp\left[\frac{2K}{C}\right] + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^3 \exp\left[\frac{4K}{C}\right]$ $\varepsilon = (1-1/A)$	$K = 1 - \exp(-NTU \cdot C/4)$

$$Re_{D_{\min}} = \frac{\rho_a V_{\max} D_{\min}}{\mu_a} \quad (15)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} C_{pa}} Pr_a \quad (16)$$

식(15)에서 V_{\max} 는 열교환기내 최대 유속(m/s)으로 최소 유동단면적 A_c (m^2)에서의 유속이다. 마찰인자 f 는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{\max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_m} - 1 \right) \right] \quad (17)$$

여기서 ΔP 는 차압(Pa)이고 σ 는 축소비이다.

3. 결과 및 논의

Fig. 3의 핀 핏치에 따른 타원관 튜브 열교환기의 j 와 f 인자를 나타내었다. 앞에 설명했다시피 튜브 최소 직경

(D_{\min})이 Reynolds수에 특성 길이로 사용 되었다. 대표적으로 1열 2.12mm 핀 피치 시료에 대하여 예러 오차 범위 표시를 하였다. 이 그림은 j 와 f 인자에 대한 핀 핏치에 영향이 미미함을 보여준다. Torikoshi et al.[21]은 3차원 비정상 수치해석을 통하여 핀 핏치가 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 그들은 열교환기 내부의 유동은 핀 핏치의 영향을 받지 않고 따라서 j 인자는 핀 핏치와 무관하다고 보고하였다. 이러한 경향은 다른 여러 연구자들[4,22,23]도 실험적으로 보고한 바 있다.

하지만 핀 핏치가 f 인자에 미치는 영향은 잘 정립되어 있지 않다. Rich[22]는 평판핀 열교환기에서 핀 핏치가 증가할수록 f 인자도 증가한다고 보고하였다. Wang et al.[23] 일정 Reynolds수 이상에서 f 인자는 핀 핏치에 따라 증가하고 그 이하의 Reynolds수에서는 핀 핏치에 증가에 따라 f 인자가 감소함을 보고하였다. Liu et al[24]은 습표면에서 핀 핏치가 f 인자에 미치는 영향은 크지 않음을 보고하였는데 이는 본 실험의 결과와 일치하는 경향이다.

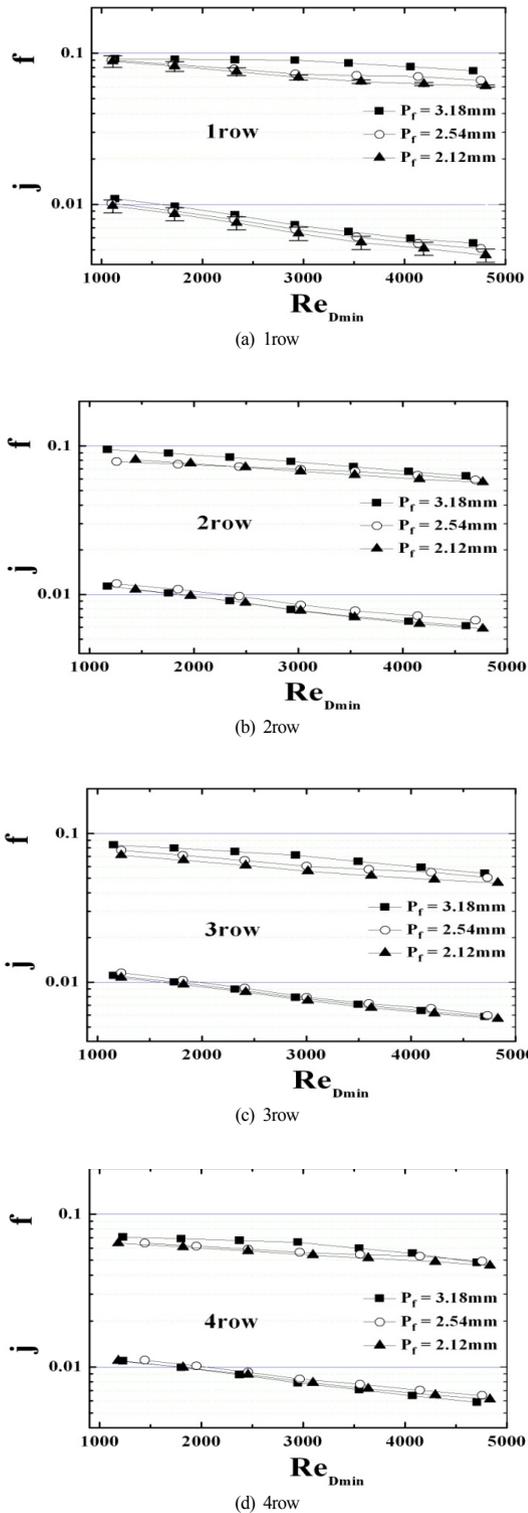


Fig. 3. Effect of fin pitch on j and f factor for oval tube samples

Fig. 4에는 튜브의 열수가 타원관 열교환기와 원관 열교환기의 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다 모든 시료에서 핀 핏치는 2.54mm이다. 원관 열교환기의 경우 j 인자 (2열은 1열의 0.91배, 3열은 1열의 0.89배, 4열은 1열의 0.87배) 와 f 인자 (2열은 1열의 0.89배, 3열은 1열의 0.80배, 4열은 1열의 0.68배) 모두 튜브 열수가 증가함에 따라 감소하는데 이러한 경향은 다른 연구자들도 이미 보고한바 있다. [4,22,25]

하지만 타원관 열교환기는 특이한 열수 효과를 보인다. j 인자의 경우 2열에서 가장 크고 1열에서 가장 작게 (2열의 0.81배) 나타났다. 또한 4열의 j 인자는 3열보다 (4열의 0.98배) 크다. 그 이유는 타원관 열교환기에 사용된 사인 웨이브 핀의 독특한 전열 특성 때문으로 판단된다.

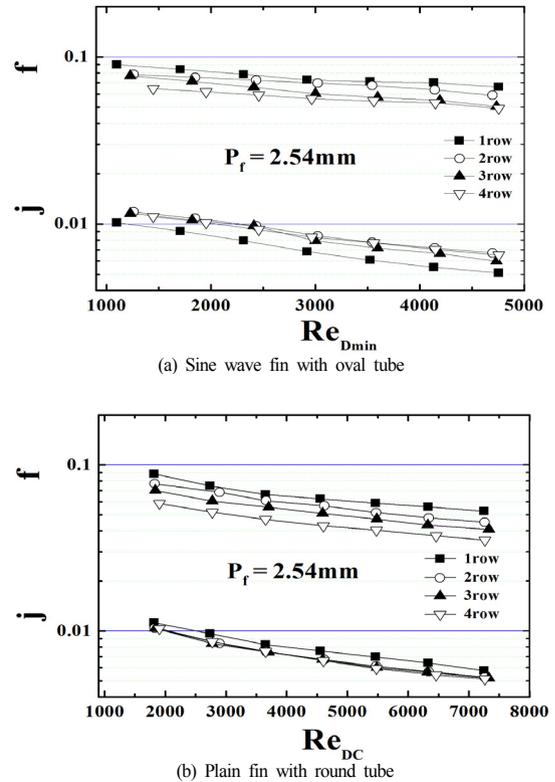


Fig. 4. Effect of tube row on j and f factor for 2.54mm fin pitch configuration

Fig. 5에 골 높이와 채널간격의 비(W_f/P_f)가 0.48 이고 웨이브 핏치와 채널 간격의 비(P_w/P_f)가 5.4인 웨이브 채널에서 (Reynolds수 = 333) Rush et al.[26]이 측정

한 국소 Nusselt수가 나타나 있다. Rush et al.[26]은 무차원 값 $x^* [=x/(P_f Re)]$ 를 x 축의 좌표로 사용하였으나 Fig. 5에는 x^* 를 입구로부터의 거리(x)로 변환하여 나타내었다. 또한 x 축에는 $P_w=15.15\text{mm}$, $W_f=1.1\text{mm}$ 인 본 연구의 웨이브 형상도 나타내었다. 이 그림은 국소 열전달계수가 $P_w=2$ 까지는 일정하다가 P_w 가 2이상이 되면 증가하는 경향을 보여준다. Fig. 1로부터 알 수 있듯이 웨이브 핀-관 열교환기의 1열은 웨이브 수가 2이고 2열은 웨이브 수가 4이다. 상기 Fig. 5에 대한 논의로부터 타원관 열교환기의 경우 사인 웨이브 채널의 영향으로 2열의 열전달계수가 1열의 열전달계수 보다 높게 나타난 것으로 사료된다.

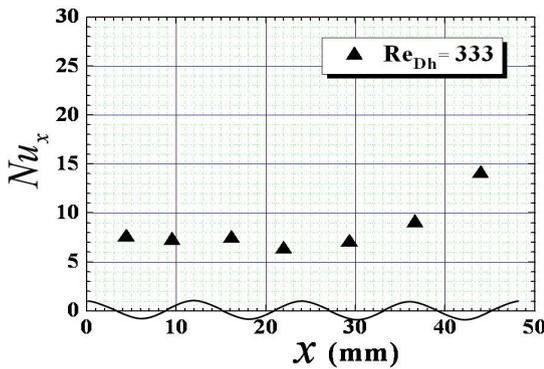


Fig. 5. Local Nusselt number of sine wave channel for $W_f/P_f=0.48$ and $P_w/P_f=5.4^{(26)}$.

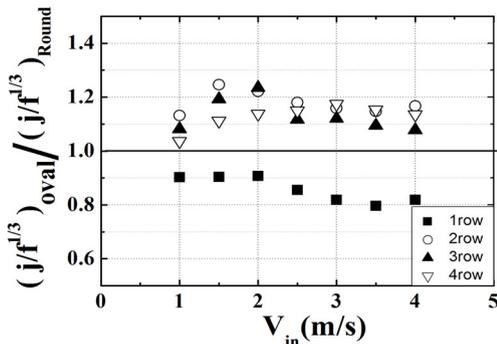


Fig. 6. Ratio of $j/f^{1/3}$ oval and round tube samples.

본 연구의 타원관 열교환기는 $P=35.0\text{mm}$ 이고 짧은 직경은 10mm 이다. 따라서 유동 흐름과 직각인 방향의 관과 관 사이 간격은 25.0mm 이다 (15.9mm 원관의 경우 이 간격은 22.2mm 이다). 또한 타원관의 경우 관 후류 유동이 흐름에 직각 방향으로 영향을 미치는 영역이 원

관보다 현저히 적을 것이므로 3열은 주로 1열의 영향을 받고 4열은 2열의 영향을 받으리라 예상 된다. 따라서 열전달계수가 큰 2 열의 영향을 받는 4열의 j 인자가 열전달계수가 작은 1열의 영향을 받는 3열의 j 인자보다 크게 나타난 것으로 판단된다. Fig. 4로부터 타원관 열교환기와 원관 열교환기 모두 f 인자는 열수가 증가할수록 감소함을 알 수 있다 (타원관의 경우 2열은 1열의 0.91배, 3열은 1열의 0.82배, 4열은 1열의 0.75배).

본 연구의 타원관 열교환기의 성능을 기준 15.9mm 원관 열교환기의 성능과 비교하였다. 일반적으로 원관 열교환기들의 성능(소비동력 대비 전열량)은 j 와 $f^{1/3}$ 인자를 비교하여 평가된다.[2] Fig. 6에 원관과 타원관의 $j/f^{1/3}$ 의 비를 나타내었다 1열을 제외하고는 타원관 열교환기 $j/f^{1/3}$ 값이 큼을 (2열 1.6~2.5배, 3열 1.4~2.4배, 4열 1.2~1.8배) 보여 주는데 이는 Fig. 4에 나타나있듯이 타원관 열교환기의 열별 특성이 원관 열교환기와 다르기 때문이다. Fig. 6으로부터 1열을 제외하고는 타원관 열교환기가 원관 열교환기보다 전열성능이 우수함을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 12.7mm 원관을 변형하여 만든 세장비 0.6(짧은 직경 10.0mm , 긴 직경 16.5mm)의 타원관이 적용된 사인 웨이브 핀-관 열교환기에 대한 실험을 수행하였다. 핀 핏치를 세 종류(2.12mm , 2.54mm , 3.18mm)로 변화시키고 열 수를 네종류(1열부터 4열)로 변화시킨 12개의 시료에 대하여 풍속 1.0m/s 에서 4.0m/s 범위에서 전열성능을 측정하고 기존의 핀 핏치 2.54mm 를 가지는 15.9mm 원관에 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 값과 비교하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 실험범위에서 핀 핏치가 타원관 열교환기에 미치는 영향은 미미하다.
- 2) 원관 열교환기의 경우 열전달계수는 열수가 증가할수록 감소한다 하지만 타원관 열교환기의 경우는 2열에서 가장 높고 1열에서 가장 낮게 나타나는 특이한 열수 효과를 보인다 (2열은 1열의 0.81배). 이는 타원관에 적용된 사인 웨이브 채널의 유동 특성에 기인한 것으로 채널 후방의 유동 혼합이 전방 열까지 전파되지 않아서 생김 현상으로 사료된다. 한편 마찰손실은 열수가 증가할수록 감

소함을 보인다 (2열은 1열의 0.91배, 3열은 1열의 0.82배, 4열은 1열의 0.75배).

- 3) 타원관 열교환기와 원관 열교환기의 동일 소비동력내 대비 전열량 ($j/f^{1/3}$)의 비는 1열을 제외하고는 타원관 열교환기 $j/f^{1/3}$ 값이 큼 (2열 1.6~2.5배, 3열 1.4~2.4배, 4열 1.2~1.8배) 보여 주는데 이로부터 1열을 제외하고는 타원관 열교환기가 원관 열교환기보다 전열능력이 우수함을 알 수있다.

References

- [1] D. R. Mirth, S. Ramadhyani, "Prediction of cooling coil performance under condensing conditions", *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 14, PP. 391-400, 1993.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X\(93\)90013-D](http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X(93)90013-D)
- [2] R. L. Webb, N. H. Kim, "Principles of Enhanced Heat Transfer", 2nd Edition, Taylor and Francis Pub, 2005.
- [3] C. C. Wang, "Recent advances in fin-and-tube heat exchangers", *Int. J. Air-Cond. Refrig*, 19, PP. 291-301, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1142/S2010132511000624>
- [4] W. Pirompugd, C. C. Wang and S. Wongwises, "A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions", *Int. J. Heat Mass Trans*, Vol. 52, pp. 2370-2378, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.019>
- [5] C. C. Wang, C. T. Chang, "Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating", *Int. J. Heat Mass Trans*, Vol. 41, pp. 3109-3120, 1998.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00060-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00060-X)
- [6] C. C. Wang, W. S. Lee, W. T. Sheu and Y. T. Chang, "A comparison of the airside performance of fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating", *Applied Thermal Eng*, Vol. 22, pp. 267-278, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00090-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00090-4)
- [7] J. Min, X. Wu, L. Shen and F. Gao, "Hydrophilic treatment and performance evaluation of copper finned tube evaporator", *Applied Thermal Eng*, Vol. 31, pp. 2936-2942, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.024>
- [8] C. C. Wang, J. S. Liaw and B. C. Yang, "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers - Data with larger diameter tube", *Int. J. Heat Mass Trans*, Vol. 54, pp. 1024-1029, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.038>
- [9] Y. C. Liu, S. Wongwises, W. J. Chang and C. C. Wang, "Air-side performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions - Data with larger diameter", *Int. J. Heat Mass Trans*, Vol. 53, pp. 1603-1608, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.015>
- [10] S. M. Saboya and F. E. M. Saboya, "Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers", *Exp. Thermal Fluids Sci*, Vol. 24, pp. 65-75, 2001.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v11.i1.50>
- [11] J. C. Min and R. L. Webb, "Numerical analyses of effects of tube shape on performance of a finned tube heat exchanger", *J. Enhanced Heat Trans*, Vol. 11, No. 1, pp. 61-73, 2004.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v11.i1.50>
- [12] J. S. Leu, M. S. Liu, J. S. Liaw and C. C. Wang, "A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations", *Int. J. Heat Mass Trans*, Vol. 44, pp. 4235-4243, 2001.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00081-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00081-3)
- [13] J. V. Simo Tala, D. Bougeard, S. Ruesseil, and J. L. Harion, "Tube pattern effect on thermal hydraulic characteristics in a two-row finned tube heat exchanger", *Int. J. Thermal Sci*, Vol. 60, pp. 225-235, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.05.015>
- [14] ASHRAE Standard 41.1, "Standard method for temperature measurement", ASHRAE, 1986.
- [15] ASHRAE Standard 41.2, "Standard method for laboratory air-flow measurement", ASHRAE, 1987.
- [16] ASHRAE Standard 41.5, "Standard measurement guide, engineering analysis and experimental data", 1975.
- [17] ESDU 98005, "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, 1998.
- [18] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows", *Int. Chem. Eng*, Vol. 16, pp.359-368, 1976.
- [19] J. C. Min, T. Tao and X. F. Peng, "Efficiency of fins used in a finned oval tube heat exchanger", *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 10, No. 3, pp. 323-334, 2003.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v10.i3.70>

- [20] R.L. Webb, A. Iyengar, "Oval finned tube condenser and design pressure limits", J. Enhanced Heat Trans, Vol. 8, pp. 147-158, 2001.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v8.i3.20>
- [21] K. Torikoshi, G. N. Xi, Y. Nakazawa, and H. Asano, "Flow and heat transfer performance of a plate fin and tube heat exchanger(first report: effect of fin pitch)", Heat Transfer 1994, Proceedings of the 0th Int. Heat Transfer Conf, Vol. 4, pp. 411-416, 1994.
- [22] D. G. Rich, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row plate fin-and-tube heat exchangers", ASHRAE Trans. 79(2), pp. 137-145, 1973.
- [23] C. C. Wang, and W. L. Fu and C. T. Chang, "Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers", Exp. Thermal Fluid Sci, Vol. 14, pp. 174-186, 1997.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777\(96\)00056-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777(96)00056-8)
- [24] Y. C. Liu, S. Wongwises, W.J. Chang, C.C. Wang, "Airsides performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions - Data with larger diameter", Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 53, pp. 1603-1608, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.015>
- [25] D. G. Rich, "The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers", ASHRAE Trans, 81(1), pp. 307-317, 1975.
- [26] T. A. Rush, T. A. Newell and A. M. Jacobi, "An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1541-1553, 1999.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00264-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00264-6)

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용