사인 웨이브 핀과 타원관으로 구성된 핀-관 열교환기의 공기측 성능

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

최병남(Byung-Nam Choi), 풍 익(Fung Yi), 심현민(Hyun-Min Sim), 김내현(Nae-Hyun Kim)[†]
 인천대학교 기계시스템공학부

School of Mechanical System Engineering, University of Incheon, Incheon 406-772, Republic of Korea

(Received January 9, 2013; revision received March 20, 2013)

Abstract Heat transfer and pressure drop characteristics of fin-and-tube heat exchangers having sine wave fins and oval tubes were investigated. Oval tubes having an aspect ratio of 0.6 were made, by deforming 12.7 mm round tubes. Twelve samples, having different fin pitch and tube row, were tested. The effect of fin pitch on the j and f factors was negligible. The effect of the tube row on the j factor, however, was different from that of common fin-and-tube heat exchangers having plain fins and round tubes. The highest j factor was obtained for a two-row configuration, while the lowest one was obtained for a one-row configuration. A possible reason was attributed to the flow mixing characteristics of the sine wave channel of the present geometry. Comparison with a plain fin-and-tube heat exchanger having 15.88 mm O. D. round tube reveals that the present oval fin-and-tube heat exchanger shows generally superior thermal performance, except for the one-row configuration.

Key words Oval tube(타원관), Sine wave fin(사인 웨이브 핀), Heat transfer coefficient(열전달계수), Heat exchanger(열교환기), Pressure drop(압력손실)

[†] Corresponding author, E-mail: knh0001@incheon.ac.kr

기호설명

A : 전열면적 [m^2]
 a : 타원관의 긴 직경 [m]
 b : 타원관의 짧은 직경 [m]
 C : 열용량유량 [J/Ks]
 C_p : 비열 [J/kgK]
 D : 관 외경 [m]
 D_h : 수력직경 [m]
 f : 마찰인자
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 j : Colburn j 인자
 k : 열전도도 [W/mK]
 $\dot{m}$: 유량 [kg/s]
 N : 열수
 Nu : Nusselt 수
 NTU : 전달단위 수

p : 등가 환형 핀의 외경과 내경의 비
 q : 타원관의 긴 직경과 짧은 직경의 비
 P_f : 핀 핏치 [m]
 P_l : 흐름방향 튜브 핏치 [m]
 P_t : 흐름에 직각방향 튜브 피치 [m]
 P_w : 웨이브 핏치 [m]
 Pr : Prandtl 수
 r_c : 핀을 포함한 튜브 반경 [m]
 Re_q : 환형 핀의 상당직경 [m]
 Re : Reynolds 수
 t : 두께 [m]
 U : 총괄 열전달계수 [W/m^2K]
 V : 열교환기 내부에서 공기 유속 [m/s]
 $\dot{V}$: 체적 [m^3]
 W_f : 웨이브 절곡 깊이 [m]
 x : x 좌표

x^* : 무차원 거리, $x/(P/Re)$

그리스 문자

ΔP : 압력손실 [Pa]
 ϵ : 유용도
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 η : 핀효율
 η_o : 표면효율
 σ : 축소계수

하첨자

a : 공기
 f : 핀
 i : 관내측
 in : 입구
 m : 평균
 max : 최대
 min : 최소
 o : 관외측
 out : 출구

1. 서 론

건물용 공기조화기의 냉온수 코일에는 외경 15.88 mm의 원관에 핀 핏치 2.12 mm~3.18 mm 사이의 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기가 널리 사용된다. 또한 최근 들어 전열성능이 향상된 웨이브 핀-관 열교환기가 사용되기도 한다. 하지만 웨이브 핀-관 열교환기는 평판 핀-관 열교환기에 비하여 압력손실이 증가하는 단점이 있다. 이를 해소하는 방안으로 원관 대신에 타원관을 사용하면 압력손실을 감소시킬 수 있다. 그간 타원관 열교환기는 우수한 전열성능에도 불구하고 제작(특히 확관)이 어렵고 내압성이 요구되는 경우에는 적용에 제한을 받아 왔다. 하지만 최근들어 확관기술의 개발과 더불어 내압성이 요구되지 않는 냉온수 코일을 중심으로 타원관 열교환기가 점차로 적용되는 추세이다.

그간 원관을 사용한 평판 핀이나 웨이브 핀-관 열교환기의 공기 측 성능은 다수의 연구자⁽¹⁻⁷⁾들에 의해 연구되어 왔고 상관식도 여럿⁽⁸⁻¹⁰⁾ 존재한다. 하지만 타원관이 적용된 핀-관 열교환기에 대해서는 일부 연구 결과만이 존재한다. Saboya and Saboya⁽¹¹⁾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 보고

하였다. 그 이유로 후자의 경우 동일 전방 풍속에서 타원관 주위의 공기 유속이 원관의 경우보다 작고 따라서 물질전달계수가 감소한다고 설명하였다. Min and Webb⁽¹²⁾은 15.88 mm 원관을 사용하여 점진적으로 세장비를 변화시킨 타원관이 적용된 웨이브 핀-관 열교환기의 성능을 수치해석을 통하여 검토하였다. 세장비 0.33인 타원관의 경우 전방풍속 2.0 m/s에서 원관에 비하여 열전달계수는 6.9% 감소하고 압력손실은 45.9% 감소한다고 보고하였다. Leu et al.⁽¹³⁾도 Min and Webb⁽¹²⁾과 유사한 결과를 보고하였다. 그들은 10.42 mm 원관을 사용하여 세장비를 0.36으로 변화시킨 타원관이 적용된 루버 핀-관 열교환기에 대하여 수치해석을 수행하였는데 원관과 비교하였을 때 열전달계수는 10% 감소하고 압력손실은 41% 감소한다고 보고하였다. Simo Tala et al.⁽¹⁴⁾은 7.0 mm 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 소비동력대비 전열성능이 원관에 비하여 80% 가량 증가하였다. Veerajulu and Ram Gopal⁽¹⁵⁾은 평판 핀-관 열교환기를 수소저장합금의 반응기로 사용하는 방안을 수치해석적으로 검토하였는데 주어진 반응기 조건에서 세장비 0.6의 형상이 최적임을 보고하였다.

상기 문헌 조사는 타원관이 적용된 핀-관 열교환기에 대한 연구가 매우 제한적임을 보여준다. 특히 실험 데이터는 거의 전무함을 알 수 있다. 본 연구에서는 12.7 mm 원관을 변형시켜 만들어진 세장비 0.6(짧은 직경 10.0 mm, 긴 직경 16.5 mm)인 타원관이 적용된 사인 웨이브 핀-관 열교환기에 대한 실험을 수행하였다. 핀 핏치를 세 종류(2.12 mm, 2.54 mm, 3.18 mm)로 변화시키고 열 수를 네 종류(1열부터 4열)로 변화시킨 12개의 시료에 대하여 전방풍속 1.0 m/s에서 4.0 m/s 범위에서 전열성능을 측정하고 이들을 기존의 15.88 mm 원관에 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 값과 비교하였다. 본 실험의 핀 핏치 범위는 실제 공조기에 사용되는 핀-관 열교환기의 핀 핏치를 고려하여 결정하였다. 또한 시료의 열수는 4열 이후에서는 열전달계수의 변화가 무시할만하다는 기존 연구결과⁽¹⁶⁾를 참고하여 4열로 제한하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

Fig. 1에 본 연구에 사용된 타원관의 단면 사진과 사인 웨이브 핀의 개략도를 나타내었다. 또한 15.88 mm

(a) Sine wave fin with oval tube

(b) Plate fin with round tube

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

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 1.1 mm이다. 시료의 제원을 Table 1에 나타내었다. 타원관의 직경은 16.5 mm×10.0 mm, 유동에 직각 방향 관 피치 (P_t)는 35.0 mm, 유동방향 관 피치 (P_l)는 30.3 mm, 시료의 크기는 높이 350 mm, 폭 440 mm이고 핀의 두께는 0.14 mm이다. 타원관은 외경 12.7 mm의 원관을 순차적으로 롤링하여 제작되었고 타원형 볼을 사용한 확관 공정을 통하여 핀에 밀착되었다. 확관 후 단면을 절단하여 핀과 관의 접촉 상태를 시각적 관측을 통하여 확인하였는데 접촉 상태는 만족할 만하였다.

열교환기의 내측 관으로는 평활관이 사용되었고 관 회로는 단일 입출구의 직교 대향류 형태로 구성되었다.

Table 1 Geometric dimensions of oval tube heat exchangers

P_t (mm)	P_l (mm)	D (mm)	N	P_f (mm)
35.00	30.30	12.7	1	3.18
				2.54
				2.12
35.00	30.30	12.7	2	3.18
				2.54
				2.12
35.00	30.30	12.7	3	3.18
				2.54
				2.12
35.00	30.30	12.7	4	3.18
				2.54
				2.12

본 연구에서는 핀 피치(2.12 mm, 2.54 mm, 3.18 mm)와 열수(1열, 2열, 3열, 4열)를 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 15.88 mm, 유동에 직각 방향 관 피치 (P_t)는 38.1 mm, 유동방향 관 피치(P_l)는 33.0 mm, 핀의 두께는 0.2 mm이다.⁽¹⁷⁾

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 배플이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다.⁽¹⁸⁾ 시료의 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정 온도와 유량이 공급되었다. 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)⁽¹⁹⁾ 시료의 압력손실은 정밀도 ± 1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다. 시험 중 챔버의 온습도와 순환수의 공급 온도 및 공급 유량은 Table 2에 나타나 있다. 실험은 시료 전방풍속을 1.0 m/s에서 4.0 m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5⁽²⁰⁾에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과가 Table 3에 나타나 있다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계(± 1.0 Pa)에 의한 것이었고 열전달계

Fig. 2 Schematic drawing of the test setup.

수의 오차는 주로 관내측 상관식의 오차($\pm 10\%$)에 기인하였다. 실험오차는 Reynolds 수가 감소할수록 증가하였다.

2.3 자료처리

본 연구에 사용된 대향직교류 열교환기의 경우 $\epsilon-NTU$ 관계식⁽²¹⁾은 Table 4에 나타나있다.

Table 4 $\epsilon-NTU$ relationship for cross-counter configuration⁽²¹⁾

row	$C_{min}(air)$	
2row	$\epsilon = \frac{1}{C} \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp(2KC)} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTU}{2}\right)$
3row	$\epsilon = \frac{1}{C} \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - CK \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp(CK) + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^2 \exp(3CK)} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTU}{3}\right)$
4row	$A = \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4} \right) + K \left(1 - \frac{K}{2} \right) \left[1 - 2KC^* \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp[2KC^*] + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^3 \exp[4KC^*] \right]$ $\epsilon = \frac{1}{C^*} \left(1 - \frac{1}{A} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTU}{4}\right)$
$C_{min}(water)$		
2row	$\epsilon = \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp\left(\frac{2K}{C}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTUC^*}{2}\right)$
3row	$\epsilon = \left(1 - \frac{1}{K \left[1 - \frac{K}{4} - \frac{C}{K} \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp\left(\frac{K}{2}\right) + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^2 \exp\left(\frac{3K}{C}\right)} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTUC^*}{3}\right)$
4row	$A = \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4} \right) + K \left(1 - \frac{K}{2} \right) \left[1 - \frac{2K}{C^*} \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp\left[\frac{2K}{C^*}\right] + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^3 \exp\left[\frac{4K}{C^*}\right] \right]$ $\epsilon = \left(1 - \frac{1}{A} \right)$	$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTUC^*}{4}\right)$

Table 2 Test condition

Air		Water	
Dry bulb (°C)	Wet bulb (°C)	Inlet temp. (°C)	Flow rate (kg/hr)
21	14.6	50	550

Table 3 Experimental errors

Parameter	Max uncertainties
Temperature	$\pm 1^\circ\text{C}$
Differential pressure	$\pm 1\text{ Pa}$
Water flow rate	$\pm 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$
Re_{Dmin}	$\pm 2\%$
f	$\pm 10\%$
j	$\pm 12\%$

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

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

1열의 경우는 직교류의 $\epsilon-NTU$ 관계식을 사용한 다. UA 로 부터 공기측 열전달계수를 아래 식으로 구한 다. 여기서 사인웨이브 핀-관의 공기 측 전열면적(A_o)은 절곡을 고려한 실제 면적을 사용하였다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_t} \quad (3)$$

관내측 열전달계수 h_i 는 Gnielinski⁽²²⁾식을 사용하여 구한다. 식(3)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (4)$$

타원관이 적용된 평판 핀의 핀 효율은 Min et al.⁽²³⁾이 제시하였는데, 본 연구의 사인 웨이브 핀의 경우도 동일한 식을 적용하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (5)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (6)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (7)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = e^{\frac{p}{2.3} - 1} [0.855 + e^{-2.15q} + \ln^{0.72}(q+3)] \quad (8)$$

여기서 q 는 타원관의 긴 직경과 짧은 직경의 비이고 p 는 등가 환형 핀의 외경과 내경의 비로 아래 식으로 구한다.

$$p = 2R_{eq} / [1.5(a+b) - \sqrt{ab}] \quad (9)$$

$$R_{eq} = 0.64P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (10)$$

식(9)에서 a 는 타원관의 긴 직경이고 b 는 짧은 직경이다. 열전달 계수는 관례상 j 인자로 나타낸다. 타원관 열교환기의 경우 짧은 직경(D_{min})을 특성 길이로 하였다.⁽²⁴⁾

$$Re_{D_{min}} = \frac{\rho_a V_{max} D_{min}}{\mu_a} \quad (11)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} C p_a} Pr_a \quad (12)$$

식(11)에서 V_{max} 는 열교환기내 최대 유속으로 유동단면적이 최소인 위치(본 연구의 경우 튜브 간격이 최소인 위치)에서의 유속이다. 마찰인자는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (13)$$

3. 결과 및 논의

Fig. 3에 2열 타원관 및 원관 열교환기의 j 와 f 인자가 Reynolds 수의 함수로 나타나있다. 전술한 바와 같이 Reynolds 수의 특성 길이로 타원관의 경우는 짧은 직경(D_{min})이, 원관의 경우는 외경(D)이 사용되었다. Fig. 3은 타원관의 경우 j 와 f 인자 모두 핀 핏치의 변화에 따라 크게 달라지지 않음을 보여준다. 한편 원관의 경우는 j 인자는 핀 핏치의 영향이 거의 없으나 f 인자는 핀 핏치에 따라 다소 증가함을 보인다. 이러한 경향은 다른 열수에서도 유사하게 나타났다. Torikoshi et al.⁽²⁵⁾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⁽¹⁻³⁾도 실험적으로 보고한 바 있다.

(a) Oval tube

(b) Round tube

Fig. 3 Effect of fin pitch on j and f factor for 2 row configuration.

Fig. 4에는 핀 핏치 2.54 mm에서 타원관 및 원관 열교환기의 열수 효과를 나타내었다. 원관의 경우 j 인자는 열수가 증가할수록 감소한다. f 인자 또한 열수가 증가하면서 감소한다. 원관 열교환기의 경우 평판 핀이 사용되었는데 평판 핀에서의 열전달계수는 선단에서 가장 크고 하류로 갈수록 감소한다. 이러한 이유로 j 인자는 열수가 증가하면 감소하는 것으로 이해할 수 있다. 평판 핀-관 열교환기에서 j 인자가 열수에 증가할수록 감소하는 경향은 다른 연구자들^(1,2,3)도 보고한 바 있다.

하지만 타원관 열교환기는 특이한 열수 효과를 보인다. j 인자의 경우 2열에서 가장 크고 1열에서 가장 작게 나타났다. 또한 4열의 j 인자는 3열보다 크다. 그 이유는 타원관 열교환기에 사용된 사인 웨이브 핀의 독특한 전열 특성 때문으로 판단된다. Rush et al.⁽²⁶⁾은 사인 웨이브 채널의 유동 및 열전달 특성을 실험적으로 검토한 바 있다. 그들은 골 높이와 채널 간격을 변화시키며 일련의 가시화 실험을 수행하였는데 낮은 Reynolds

수(200 미만)에서는 유동 혼합을 관측 할 수 없었다(여기서 Reynolds 수는 수력직경을 사용하여 계산되었다). Reynolds 수 200 이상이 되면 채널 후단에서 유동 혼합이 발생하고 Reynolds 수의 증가에 따라 점차로 채널 전단으로 전파되었다.

Fig. 5에 골 높이와 채널 간격의 비(W_f/P_f)가 0.48 이고 웨이브 핏치와 채널 간격의 비(P_w/P_f)가 5.4인 형상에 대해 Reynolds 수에 따른 유동 혼합 개시점에 대한 Rush et al.⁽²⁶⁾의 데이터를 나타내었다. 본 연구의 웨이브 핀-관 열교환기의 경우 핀 핏치 2.54 mm에서 $W_f/P_f = 0.43$ 이고 $P_w/P_f = 6.0$ 으로 Fig. 5의 채널 제원과 유사하다. Fig. 5는 최대 Reynolds 수 600에서도 첫 번째 웨이브에는 유동혼합이 발생하지 않았음을 보여준다. Fig. 5의 Reynolds 수 600은 웨이브 핀-관 열교환기의 Reynolds 수 (Re_{Dmin}) 1900에 해당하는 값이다.

Fig. 6에는 Rush et al.⁽²⁶⁾이 동일한 형상($W_f/P_f = 0.48$, $P_w/P_f = 5.4$)의 웨이브 채널에서(Reynolds 수 = 333) 측

(a) Oval tube

(b) Round tube

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

Fig. 5 Mixing onset wave number of sine wave channel for $W_f/P_f = 0.48$ and $P_w/P_f = 5.4$.⁽²³⁾

Fig. 6 Local Nusselt number of sine wave channel for $W_f/P_f = 0.48$ and $P_w/P_f = 5.4$.⁽²³⁾

정한 국소 Nusselt 수가 나타나 있다. Rush et al.⁽²⁶⁾은 무차원 값 $x^* [= x/(PRe)]$ 를 x 축의 좌표로 사용하였으나 Fig. 6에는 x 를 입구로부터의 거리(x)로 변환하여 나타내었다. 또한 x 축에는 $P_w = 15.15$ mm, $W_f = 1.1$ mm 인 본 연구의 웨이브 형상도 나타내었다. 이 그림은 국소 열전달계수가 두 번째 웨이브까지는 일정하다가 그 이상이 되면 증가하는 경향을 보여준다. Fig. 1로부터 알 수 있듯이 웨이브 핀-관 열교환기의 1열은 웨이브 수가 2이고 2열은 웨이브 수가 4이다. 상기 Fig. 5와 Fig. 6에 대한 논의로부터 타원관 열교환기의 경우 사인 웨이브 채널의 영향으로 2열의 열전달계수가 1열의 열전달계수 보다 높게 나타난 것으로 사료된다.

본 연구의 타원관 열교환기는 $P_t = 35.0$ mm이고 짧은 직경은 10 mm이다. 따라서 유동 흐름과 직각인 방향의 관과 관 사이 간격은 25.0 mm이다(15.88 mm 원관의 경우 이 간격은 22.2 mm이다). 또한 타원관의 경우 관 후류 유동이 흐름에 직각 방향으로 영향을 미치는 영역이 원관보다 현저히 적을 것이므로 3열은 주로 1열의 영향을 받고 4열은 2열의 영향을 받으리라 예상된다. 따라서 열전달계수가 큰 2열의 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.

본 연구의 타원관 열교환기의 성능을 기존 15.88 mm 원관 열교환기의 성능과 비교하였다. 일반적으로 원관 열교환기의 성능은 j 와 f 인자를 비교하여 평가된다. 하지만 본 연구의 타원관 열교환기의 경우는 Reynolds 수에 대한 정의가 원관 열교환기와 달라서 j 와 f

Fig. 7 $\frac{\eta_o h_o A_o}{\dot{V}}$ and $\Delta P/L$ for round and oval tube samples.

인자를 직접 비교하는 것은 적절치 않다. 이와 같이 형상이 서로 다른 열교환기의 경우는 열교환기 단위 체적당 전열량과 단위 체적당 소비동력 (또는 동일 전방풍속에서의 단위 길이당 압력손실)을 비교하는 것이 적절하다.⁽²⁷⁾

Fig. 7에 핀 핏치 2.54 mm, 2열 타원관 및 원관 열교환기의 단위 체적당 전열량 ($\eta_o h_o A_o / \dot{V}$)과 단위 길이당 압력손실($\Delta P/L$)을 전방풍속에 따라 나타내었다. 이 그림은 타원관 열교환기의 전열량이 8.6~12.7% 크고 압력손실은 14.8~23.6% 작음을 보여준다. Table 5에는 전방풍속 2.5 m/s에서 핀 핏치와 열수에 따른 전열량과 압력손실 데이터를 수록하였다. Fig. 8에는 Table 5

Table 5 Heat transfer and pressure drop of round and oval tube samples at frontal velocity 2.5 m/s

	P_f (mm)	$\frac{\eta_o h_o A_o}{\dot{V}}$ (kW/m ³ K)		$\frac{\Delta P}{L}$ (Pa/m)		h_o (W/m ² K)		η_o	
		oval	round	oval	round	oval	round	oval	round
1row	3.18	22.0	28.0	589	663	40.7	60.2	0.86	0.82
	2.54	25.3	32.9	626	746	37.7	57.5	0.86	0.82
	2.12	28.9	39.8	712	892	35.9	58.3	0.87	0.82
2row	3.18	25.2	27.9	400	562	46.5	60.6	0.86	0.81
	2.54	35.4	31.6	500	626	54.1	55.0	0.84	0.82
	2.12	39.6	36.3	596	725	50.9	53.2	0.84	0.82
3row	3.18	23.6	26.8	352	525	43.1	58.3	0.87	0.81
	2.54	29.2	30.4	393	600	43.1	52.2	0.87	0.83
	2.12	36.3	35.8	490	717	45.7	52.5	0.86	0.82
4row	3.18	22.8	26.5	295	504	41.5	56.8	0.87	0.82
	2.54	31.9	30.1	398	563	48.3	51.8	0.85	0.83
	2.12	38.3	33.9	502	693	48.6	49.2	0.85	0.83

의 데이터를 사용하여 단위 체적당 전열량과 단위 길이당 압력손실에 대한 타원관과 원관의 비를 나타내었다. 단위 체적당 전열량 비의 범위는 0.73~1.13이고 단위 길이당 압력손실비의 범위는 0.58~0.89이다.

Fig. 8은 1열을 제외하고는 단위 체적당 전열량비가 단위 길이당 압력손실비보다 크음을 보여준다. 즉, 1열을 제외하고는 타원관 열교환기의 전열능력이 원관 열교환기보다 우수하다고 할 수 있다.

이는 타원관 열교환기와 원관 열교환기의 열별 열전달 특성의 차이에 따른 것으로 타원관의 경우는 1열에서 가장 작고 원관의 경우는 1열에서 가장 크기 때문이다(Fig. 4 참조).

단위 체적당 전열량($\eta_o h_o A_o / \dot{V}$)에 미치는 각 인자의 영향을 고찰하기 위하여 Fig. 9와 Fig. 10에 핀 핏치 2.54 mm, 2열 타원관 및 원관 열교환기의 열전달계수(h_o)와 핀 효율(η_o)을 전방풍속에 따라 나타내었다. Fig. 9는 타원관과 원관의 열전달계수는 거의 같은 반면(원관이 1.1~4.3% 큼) 압력손실은 타원관에서 14.8~23.6% 작음을 보여준다. Fig. 10은 타원관의 핀 효율이 원관보다 다소(1.2~2.7%) 크음을 보여준다.

전방풍속 2.5 m/s에서 핀 핏치와 열수에 따른 열전달계수와 핀 효율 데이터를 Table 5에 수록하였다. 타원관의 열전달계수는 원관보다 1.0~38.4% 작으나 핀 효율은 2.4~6.0% 크음을 보여준다. 단위체적당 전열면적($A_o / \dot{V}$)은 타원관 열교환기가 11.0% 크다. 전술한 바와 같이 타원관 열교환기의 공기 측 전열면적(A_o)은 사인 웨이브 핀의 절곡을 고려한 실제 면적을 사용하였다. 한편 타원관 열교환기 압력손실은 원관 열교환기보다 11.2~41.4% 작다.

Fig. 8 Ratio of $\frac{\eta_o h_o A_o}{\dot{V}}$ and $\Delta P/L$ between oval and round tube samples.

Fig. 9 h_o and $\Delta P/L$ for round and oval tube samples (2 row, $P_f = 2.54$ mm).

Fig. 10 η_o for round and oval tube samples (2 row, $P_f = 2.54$ mm).

4. 결론

본 연구에서는 12.7 mm 원관을 변형하여 만든 세장비 0.6(짧은 직경 10.0 mm, 긴 직경 16.5 mm)의 타원관이 적용된 사인 웨이브 핀-관 열교환기에 대한 실험을 수행하였다. 핀 핏치를 세 종류(2.12 mm, 2.54 mm, 3.18 mm)로 변화시키고 열수를 네 종류(1열부터 4열)로 변화시킨 12개의 시료에 대하여 풍속 1.0 m/s에서 4.0 m/s 범위에서 전열성능을 측정하고 이들을 기존의 15.88 mm 원관에 평판 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 값과 비교하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 실험 범위에서 핀 핏치가 타원관 열교환기의 열전달계수와 마찰계수에 미치는 영향은 미미하다.

(2) 원관 열교환기의 경우 열전달계수는 열수가 증가할수록 감소한다. 하지만 타원관 열교환기의 경우는 2열에서 가장 높고 1열에서 가장 낮게 나타나는 특이

한 열수 효과를 보인다. 이는 타원관에 적용된 사인 웨이브 채널의 유동 특성에 기인한 것으로 채널 후방의 유동 혼합이 전방 열까지 전파되지 않아서 생긴 현상으로 사료된다. 한편 마찰손실은 열수가 증가할수록 감소함을 보인다.

(3) 전방 풍속 2.5 m/s에서 타원관 열교환기와 원관 열교환기의 단위 체적당 전열량비의 범위는 0.73~1.13이고 단위 길이당 압력손실비의 범위는 0.58~0.89이다. 1열을 제외하고는 단위 체적당 전열량비가 단위 길이당 압력손실비보다 크게 나타났다. 즉, 1열을 제외하고는 타원관 열교환기의 전열성능이 원관 열교환기보다 우수하다고 판단할 수 있다.

(4) 전방 풍속 2.5 m/s에서 타원관 열교환기의 열전달계수는 원관보다 1.0~38.4% 작으나 핀 효율은 2.4~6.0% 크다. 또한 타원관 열교환기의 압력손실은 원관 열교환기보다 11.2~41.4% 작다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2011-0015874).

참고문헌

- Rich, D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, No. 2, pp. 137-145.
- Wang, C. C., Chang, Y. J., Hsieh, Y. C., and Lin, Y. T., 1996, Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plain fins, *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 4, pp. 223-230.
- Min, C. K., Cho, J. P., Oh, W. K., and Kim, N. H., 2004, Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers having plain fins under dry and wet Conditions, *Korean J. Air-Cond. and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 218-229.
- Liu, Y. C., Hu, R., Yang, B. C., Chen, I. Y., and Wang, C. C., 2008, Sensible airside performance of fin-and-tube heat exchangers-data with larger diameter tube, *ASHRAE Trans.*, Vol. 114, No. 1, pp. 379-386.
- Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, Effects of fin pattern on the airside heat transfer coefficients in plate finned tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, No. 2, pp. 1961-1984.
- Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T., 1997, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol. 14, pp. 174-186.
- Wang, C. C., Chang, Y. J., and Chiou, N. F., 1999, Effects of waffle height on the airside performance of wavy fin-and-tube heat exchangers, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 20, No. 3, pp. 45-56.
- Kim, N. H., Youn, B., and Webb, R. L., 1999, Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements, *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 662-667.
- Wang, C. C., Chi, K. Y., and Chang, C. J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II : Correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2693-2700.
- Wang, C. C., Hwang, Y. M., and Lin, Y. T., 2002, Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube Heat Exchangers, *Int. J. Refrig.*, Vol. 25, pp. 673-680.
- Saboya, S. M. and Saboya, F. E. M., 2001, Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 24, pp. 65-75.
- Min, J. C. and Webb, R. L., 2004, 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.
- Leu, J. S., Liu, M. S., Liaw, J. S., and Wang, C. C., 2001, 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.
- Simo Tala, J. V., Bougeard, D., Russeil, S., and Harnion, J. L., 2012, Tube pattern effect on thermal hydraulic characteristics in a two-row finned tube heat exchanger, *Int. J. Thermal Sci.*, Vol. 60, pp. 225-235.
- Veerraju, C. and Gopal, M. R., 2010, Heat and mass transfer studies on plate fin-and-elliptical tube type metal hydride reactors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 673-682.
- Rich, D. G., 1975, The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, Vol. 81, No. 1, pp. 307-317.
- Lee, J. W., Park, J. H., Lee, J. P., and Kim, N. H., 2011, Airside performance of in-and-tube heat exchanger having plate or spiral fins made of copper, *KSME Trans. B*, Vol. 35, No. 3, pp. 269-278.

18. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
19. ASHRAE Standard 41.2, 1987, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
20. ASHRAE Standard 41.5, 1975, Standard measurement guide, engineering analysis and experimental data.
21. 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., 1998, pp. 122-129.
22. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
23. Min, J. C., Tao, T. and Peng, X. F., 2003, Efficiency of fins used in a finned oval tube heat exchanger, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 10, No. 3, pp. 323-334.
24. Webb, R. L. and Iyengar, A., 2001, Oval finned tube condenser and design pressure limits, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 8, pp. 147-158.
25. 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), Heat Transfer 1994, Proceedings of the 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp. 411-416.
26. Rush, T. A., Newell, T. A., and Jacobi, A. M., 1999, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1541-1553.
27. Webb, R. L. and Kim, N. H., 2005, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd Edition, Taylor and Francis Pub.