

## 핀-관 열교환기의 열별 열전달 특성

김 내 현<sup>†</sup>, 신 태 룡<sup>\*</sup>, 한 성 필<sup>\*</sup>

인천대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>인천대학교 대학원

### Heat Transfer Characteristics of Individual Rows for Fin-and-Tube Heat Exchangers

Nae-Hyun Kim<sup>†</sup>, Tae-Ryong Shin<sup>\*</sup>, Sung-Pil Han<sup>\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

<sup>\*</sup>Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received March 8, 2006; revision received December 8, 2006)

**ABSTRACT:** The row-by-row heat transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers were experimentally investigated. Three wavy fin samples having different rows (one, two and three) and one plain fin sample (three row) were tested for  $600 \leq Re_D \leq 4,000$ . The heat transfer data were obtained for individual rows, and the corresponding heat transfer coefficients were reduced from the data. Results showed that the heat transfer coefficients were strongly dependent on the tube row. The heat transfer coefficient decreased as the tube row increased. However, the row effect was different depending on the fin shape. For the wavy fin, the row effect significantly decreased as the Reynolds number increased, yielding approximately the same heat transfer coefficients at  $Re_D \approx 2,500$ . For the plain fin, however, the row effect lasted for the whole Reynolds number range. The increased mixing of bulk flow by wavy channels appears to induce high heat transfer coefficient (accordingly diminishing row effect) at downstream rows. The heat transfer coefficients of individual rows were higher for heat exchangers having larger tube rows.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Fin-tube(핀-관), Row-by-row(열별), Wave fin(웨이브 핀), Plain fin(평판 핀)

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $A_c$  : 최소 유동면적 [ $m^2$ ]  
 $A_t$  : 관벽중심기준 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $c_p$  : 비열 [ $J kg^{-1}K^{-1}$ ]

$D_c$  : 핀 칼라를 포함하는 관외경 [ $m$ ]  
 $D_r$  : 핀 기저부까지의 관내경 [ $m$ ]  
 $G$  : 질량유속 [ $kg m^{-2} s^{-1}$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W m^{-2} K^{-1}$ ]  
 $j$  : Colburn  $j$  인자,  $(h_o / \rho_a V_{max} c_{pa}) Pr_a^{2/3}$   
 $k$  : 열전도도 [ $W m^{-1} K^{-1}$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg s^{-1}$ ]  
 $N$  : 열수  
 NTU : 전달단위수  
 $Nu_w$  : 관 내측 Nusselt 수,  $h_i D_r / k_w$

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

$p_f$	: 핀 피치 [m]
$P_l$	: 유동 방향 튜브 피치 [m]
Pr	: Prandtl 수
$P_t$	: 유동 직각방향 튜브 피치 [m]
$Q$	: 전열량 [W]
$r_c$	: 핀 칼라를 포함하는 관 반경 [m]
$Re_D$	: $D_c$ 기준 Reynolds 수, $\rho_a V_{max} D_c / \mu_a$
$Re_{eq}$	: 등가반경 [m]
$Re_w$	: 관 내측 Reynolds 수, $D_r G / \mu$
$T$	: 온도 [K]
$t_f$	: 핀 두께 [m]
$U$	: 총합 열전달계수 [ $W m^{-2} K^{-1}$ ]
$V_{max}$	: 최대풍속 [ $m s^{-1}$ ]

### 그리스 문자

$\eta$	: 핀효율
$\eta_o$	: 표면효율
$\mu$	: 동점성계수 [ $kg m^{-1} s^{-1}$ ]
$\rho$	: 밀도 [ $kg m^{-3}$ ]

### 하첨자

$a$	: 공기
$i$	: 관내측
$in$	: 입구
$f$	: 핀
$m$	: 평균
$o$	: 공기측
$out$	: 출구
$t$	: 관벽
$w$	: 물

## 1. 서 론

핀-관 열교환기는 공기와 냉매 사이의 열교환에 널리 사용되고 이 경우 대부분의 열저항은 공기측에 있다. 따라서 공기측 열전달계수를 정확하게 산정하는 것은 매우 중요하다. 핀-관 열교환기의 열전달계수는 열에 따라 크게 달라진다. 낮은 풍속에서는 1열의 열전달계수가 가장 높고 후열로 갈수록 열전달계수가 낮으며, 풍속이 높아지면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 역전된다.<sup>(1-3)</sup>

핀-관 열교환기의 열전달 메카니즘으로 핀에서

의 경계층 효과와 튜브에 의한 혼합효과를 생각할 수 있다. 낮은 풍속에서는 경계층 효과가 지배적이어서 열수가 적을수록 열전달계수가 커지나 풍속이 높아지면 튜브에 의한 혼합효과가 지배적이 되어 후방 열에서 열전달계수가 증가하게 된다.

최근 들어 핀-관 열교환기 설계에 미소체적법이 널리 사용되고 있다.<sup>(4)</sup> 미소체적법은 열교환기를 미소구간으로 나누고 각 구간에서 열교환기 해석을 수행하는 방법으로 관순법(tube-by-tube)이 대표적인 방법이다. 이 방법은 국소해석을 통하여 열교환기를 보다 정밀하게 설계할 수 있는데, 이 장점을 극대화하기 위해서는 공기측 열전달계수도 열별로 산정되어야 한다. 하지만 열별 열전달계수에 대한 자료가 거의 없어 평균 열전달계수가 사용되고 있다.<sup>(4)</sup>

열별 열전달계수에 대한 연구는 매우 드물다. 최초의 열별 열전달계수는 Rich<sup>(1)</sup>에 의해 평가되었다. Rich는 4열 평판 핀 열교환기의 열별 열전달계수를 측정하였는데,  $Re_D \approx 6,000$ 에서 열별 열전달계수의 역전현상이 나타남을 보고하였다. Kim et al.<sup>(5)</sup>은 2열 슬릿 핀 열교환기를 실험하였다. 첫 번째 열의 열전달계수는 낮은 풍속에서는 두 번째 열보다 크나 풍속이 증가할수록 그 차이가 줄어든다고 보고하였다. Kwon et al.<sup>(6)</sup>도 2열 슬릿 핀과 루버 핀 열교환기에 대하여 유사한 경향을 보고하고 있다. 상기 문헌조사는 열별 열전달계수에 대한 연구가 매우 제한적이고 특히 3열 이상의 고성능 핀이 장착된 열교환기에 대한 연구는 수행된 바 없음을 보여준다.

본 연구에서는 1열, 2열, 3열 열교환기의 열별 열전달계수 측정을 통하여 각 열별 전열 특성을 고찰하였다. 열교환기의 핀으로는 웨이브 핀이 사용되었다. 또한 3열 평판 핀에 대한 시험도 수행하여 핀 형상이 열별 열전달계수에 미치는 영향도 살펴보았다.

## 2. 실험장치 및 시험절차

Fig. 1에 웨이브 핀 열교환기의 형상을 나타내었다. 열교환기의 관 외경  $D_c = 10.0$  mm, 유동방향 튜브 피치  $P_l = 21.65$  mm, 유동 직각방향 튜브 피치  $P_t = 25.0$  mm, 핀 피치  $p_f = 1.5$  mm이다. 웨이브 핀은 웨이브 피치 10.8 mm, 웨이브 깊이 1.5

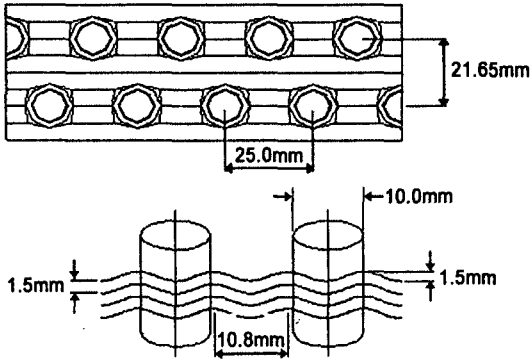


Fig. 1 Schematic drawing of the wave fin-and-tube heat exchanger.

mm로 제작되었다. 평판 핀 열교환기의  $D_c = 7.3$  mm,  $P_t = 12.5$  mm,  $P_f = 21.0$  mm,  $p_f = 1.5$  mm이다.

실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험 장치는 크게 흡입식 풍동, 수 순환회로, 자료획득 장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치되었다. 시료는 흡입식 풍동 입구에 설치되는데 시료의 입구측 온습도는 챔버의 온습도와 일치한다. 시료의 출구측에는 배플이 설치되어 출구공기를 혼합시켜 준다.

시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1<sup>(7)</sup>에 따라 정확도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(Labfacility Ltd, 4선 백금저항온도계)로써 측정하였다. 시료의 관 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량의 물을 공급받았다. 물의 온도는 정확도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD로써 측정하였고 유량은 정확도  $\pm 1.5 \times 10^{-6}$  kg/s의 질량유량계(Micro-motion, N252627RF)로 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 규격 41.2<sup>(8)</sup>에 따라 흡입식 풍동 후

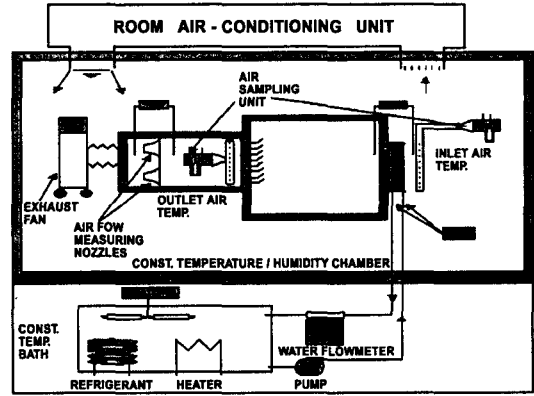


Fig. 2 Schematic drawing of the test setup.

방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 시료의 압력손실은 정밀도  $\pm 1$  Pa의 차압트랜스듀서(Rosemount, 03031-00600-00003)로 측정하였다.

시험중 챔버의 온습도는  $21^\circ\text{C}$ , 60%RH로 유지되었고 순환수 공급온도는  $55^\circ\text{C}$ 로 유지되었다. 실험은 시료 전방풍속을 0.5 m/s에서 3.5 m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은  $\pm 3\%$  내에서 일치하였다.

Fig. 3에는 열교환기 물측 회로도를 나타내었다. 본 연구에서는 열별 열전달계수를 구하기 위하여 각 열에 별도의 물측 유로를 갖도록 하였고 니들 밸브를 설치하여 각 열로 흐르는 유량을 독립적으로 조절할 수 있도록 하였다. 각 유로에는 질량유량계(Micro-motion, N252627RF, 정확도  $\pm 1.5 \times 10^{-6}$  kg/s) 및 RTD 센서(Labfacility Ltd, 4선 백금저항온도계, 정확도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )를 입출구에 설치하여 유량과 온도를 측정하였다.

실험시 각 열의 출구온도가 동일하도록 각 열

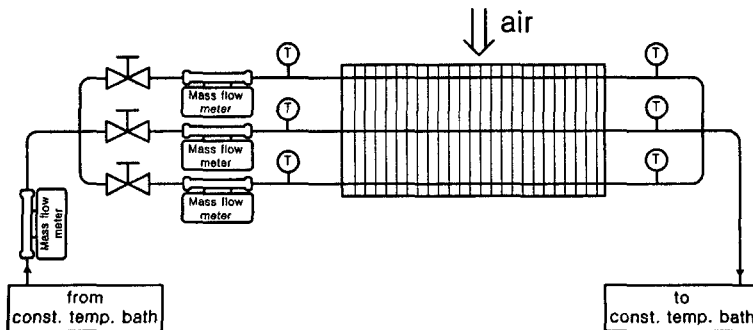


Fig. 3 Water-side flow circuit of the 3-row sample.

의 유량을 독립적으로 조절하였다. 이와 같이 하면 열과 열 사이의 핀을 통한 전도 열전달을 무시할 수 있어 각 열의 공기측 열전달계수를 정확하게 평가할 수 있다. Kim et al.,<sup>(5)</sup> Kwon et al.<sup>(6)</sup>도 이와 같은 방법으로 2열 열교환기의 열별 열전달계수를 측정한다. 바 있다.

핀-관 열교환기 실험시 후방 열의 전열량은 전방 열보다 현저히 감소한다. 예를 들어 3열 열교환기에서 세번째 열의 전열량은 전방풍속 0.5 m/s에서 125 W(이 경우 첫번째 열은 1,150 W)에 불과하였다. 하지만 이 경우에도 관내 흐름은 난류가 되어야 하므로 세번째 열의 관내  $Re_w = 10,000$ 으로 유지하였다. 이때 물측 입출구 온도차는 1.2 °C이었다. 이 온도차는 풍속이 증가할수록 증가했는데 3.5 m/s에서는 5.1 °C가 되었다. 첫번째 열과 두번째 열의 유량도 출구온도가 세번째 열과 동일하도록 조절되었다. 세 온도는 0.3 °C 이내에서 일치하였다.

ASHRAE 규격 41.5<sup>(9)</sup>에 따라 실험오차해석을 수행하였다. 오차해석의 신뢰도는 95% 수준이다. 마찰계수의 오차(±10%)는 주로 차압계(±10%)에 의한 것이었고 열전달계수의 오차(±13%)는 주로 관 내측 상관식의 오차(±10%)와 물측 입출구 온도측정의 오차(±8%)에 기인하였다. 실험오차는 풍속이 감소할수록 증가하였다.

### 3. 자료처리

일반적으로 열교환기의 전열량은 공기측과 물측의 평균값을 사용한다. 각 열 출구에서 공기의 온도는 직접 측정하기가 어려워 물측 전열량으로부터 아래 식으로부터 구하였다.

$$T_{a,N} = T_{a,N-1} + \frac{[\dot{m}c_p(T_{in} - T_{out})]_{w,N}}{\dot{m}_a c_{pa}} \times \frac{Q_a}{Q_w} \quad (1)$$

여기서  $Q_a$  및  $Q_w$ 는 열교환기 전체에서의 공기 및 물측 전열량이고 첨자  $N$ 은  $N$ 번째 열을 의미한다. 식(1)은  $N$ 번째 열의 공기측 출구온도를  $Q_a/Q_w$ 로 보정된 물측 전열량으로부터 구할 수 있음을 보여준다.

열별 열전달계수 측정시 각 열의 회로 구성은 Fig. 3에 나타나 있듯이 혼합-비혼합의 직교류이므로 적합한  $\epsilon$ -NTU 식을 사용하여 각 열의  $UA$

값을 구한다. 공기측 열전달계수는  $UA$ 값으로부터 관 내측 및 벽면저항을 빼내어 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t_f}{k_i A_i} \quad (2)$$

웨이브 핀 열교환기의 전열면적  $A_o$ 로는 웨이브 형상이 고려된 실제 전열면적을 사용하였다. 웨이브 핀의 경우 평판 핀보다 전열면적이 4.5% 증가하였다. 열교환기 튜브로는 미세핀관이 사용되었고 이 핀의 관 내측 열전달계수로는 다음 식이 사용되었다.<sup>(10)</sup>

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

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad 21,000 \leq Re_w \leq 45,000 \quad (4)$$

식(3)과 (4)의 Nusselt 수와 Reynolds 수에는 핀 뿌리에서 측정된 미세핀관의 직경이 사용되었다. 공기측 열전달계수의 측정 정밀도를 높이기 위해서는 전체 열저항 중 관 내측이 차지하는 부분을 최소화할 필요가 있다. 본 실험중 관 내측 열저항은 전체 열저항의 10% 이내로 유지되었다.

표면효율  $\eta_o$ 는 식(5)로부터 구한다.

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

핀효율은 Schmidt<sup>(11)</sup> 식에서 구한다.

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

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (7)$$

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

$$\frac{Re_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left( \frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (9)$$

열전달계수  $h_o$ 는 식(2)부터 식(9)를 반복 계산하여 구한다. 관례적으로 열전달계수  $h_o$ 는 무차원화된  $j$  인자로 표현된다.

$$Re_D = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (10)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} P r_a^{2/3} \quad (11)$$

여기서 공기측 물성치는 입출구 평균값을 사용하였다.

4. 실험결과 및 논의

Fig. 4에 1열, 2열, 3열의 웨이브 핀 열교환기 실험으로부터 얻어진 각 열의 열전달계수를 나타내었다. 그림 내의 표기에서 앞 숫자는 열전달계수가 측정된 열수를, 뒷 숫자는 시료 열교환기의 열수를 나타낸다. 즉, '2/3 row'는 3열 열교환기에서 측정된 두번째 열의 열전달계수를 의미한다. Fig. 4(a)는 1열, 2열, 3열 열교환기에서 측정된 첫번째 열의 열전달계수를 보여준다. 이 그림은  $Re_D > 1,500$ 에서 열 수가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 2열의 경우는 1열보다 3%, 3열은 1열보다 15% 가량 높게 나타났다.  $Re_D < 1,500$ 에서는 1열과 2열에서 그 경향이 역전되기도 하나 낮은 Reynolds 수에서는 측정의 불확도가 커지기

때문에 자그마한 차이는 큰 의미가 있지는 않고 판단된다. 열 수가 증가할수록 열별 열전달계수가 증가하는 경향은 Saboya and Sparrow<sup>(12,13)</sup>의 데이터로부터도 확인할 수 있다. Saboya and Sparrow는 나프탈렌 승화법을 사용하여 1열과 2열 평판 핀-관 열교환기의 물질전달계수를 측정하였다. 그들의 데이터로부터 1열과 2열 중 첫번째 열의 평균 물질전달계수를 비교하여 보면 2열의 첫번째 열의 물질전달계수가 1열보다 5% 가량 높게 나타남을 알 수 있다. 이는 2열의 경우 첫번째 열 후방의 국소 물질전달계수가 뒷 열의 영향으로 1열의 경우보다 높게 나타나기 때문이다.

Fig. 4(b)에는 2열과 3열 열교환기에서 측정된 두번째 열의 열전달계수를 나타내었다. 이 그림도  $Re_D > 1,500$ 인 경우는 3열의 두번째 열의 열전달계수가 2열의 두번째 열보다 5% 가량 높게 나타남을 보여준다.

Fig. 5에는 1열, 2열, 3열 열교환기의 열별 열전달 수를 나타내었다. 2열 열교환기의 경우 낮은 Reynolds 수에서는 첫번째 열의 열전달계수가 크나  $Re_D \approx 1,700$ 을 지나면서 두번째 열의 열전달계

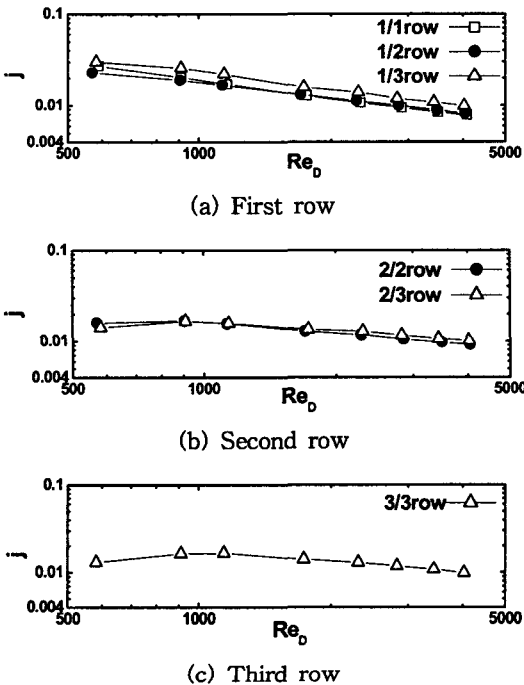


Fig. 4 Row-by-row  $j$  factors for wavy fin samples having different tube row.

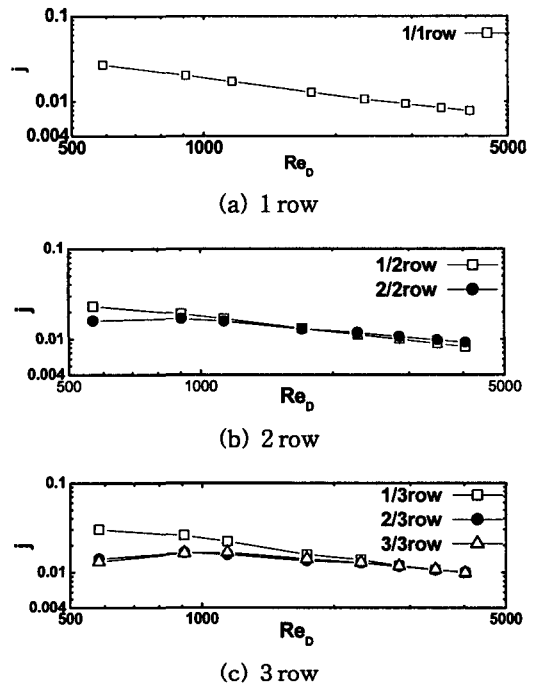


Fig. 5 Comparison of  $j$  factor for wavy fin samples having different tube row.

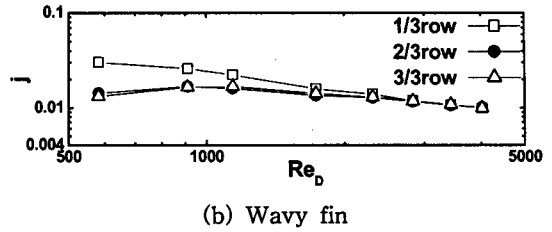
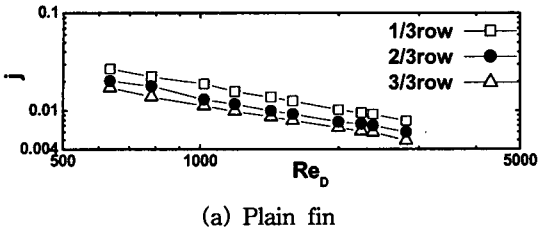


Fig. 6 Effect of fin pattern on the  $j$  factor of samples having 3 rows.

수가 더 커짐을 보인다. 이러한 경향은 기존 연구자들도<sup>(4,5,6)</sup> 보고한 바 있다. 3열 열교환기의 경우 첫번째 열의 열전달계수는 두번째나 세번째 열의 값들보다 월등히 크나 두번째 열과 세번째 열의 차이는 크지 않음을 보인다. 또한  $Re_D \approx 2,500$  이상에서는 열별 열전달계수의 차이가 거의 없음을 보여준다. 이는 낮은 Reynolds 수에서는 경계층 효과가 지배적이어서 열수가 적을수록 열전달계수가 커지나 Reynolds 수가 커지면 튜브에 의한 혼합효과가 지배적이 되어 후방 열에서 열전달계수가 증가하기 때문으로 판단된다. 또한 웨이브 형상도 유동혼합을 촉진하였을 것으로 판단되는데 핀 형상이 열별 열전달성능에 미치는 영향은 다음 절에 기술되어 있다.

Fig.6에는 3열 평판 핀과 웨이브 핀 열교환기의 열별 열전달계수를 나타내었다. 평판 핀 열교환기의 튜브 외경은 7.3 mm이고, 웨이브 핀 열교환기의 튜브 외경은 10.0 mm이다. 두 형상 모두 열 수가 증가할수록 열전달계수는 감소한다. 하지만 Reynolds 수에 따라서는 서로 다른 경향을 보인다. 평판 핀의 경우는 전체 범위의 Reynolds 수에서 열간 열전달계수의 차이가 명확한데 반하여 웨이브 핀의 경우는 Reynolds 수가 증가할수록 그 차이가 감소한다. 이는 높은 Reynolds 수에서 웨이브 형상이 유동혼합을 촉진하여 후방 열의 전열성능이 향상되었기 때문으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 1열, 2열, 3열의 웨이브 핀 열교환기와 3열 평판 핀 열교환기의 열별 열전달계수 측정용 통하여 핀-관 열교환기의 열별 전열특성을 고찰하였다. 실험범위는  $600 \leq Re_D \leq 4,000$ 이다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 본 실험범위에서 열별 열전달계수는 열 수

가 증가할수록 감소한다.

(2) 평판 핀의 경우는 열간 열전달계수의 차이가 명확한데 반하여 웨이브 핀의 경우는 Reynolds 수가 증가할수록 그 차이가 감소한다. 이는 웨이브 형상이 유동혼합을 촉진하여 후방 열의 전열성능이 향상되었기 때문으로 판단된다.

(3) 본 실험범위에서 열별 열전달계수는 열교환기의 열수가 증가하면 다소 증가한다.

참고문헌

- 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, Pt. 1, pp. 307-319.
- Youn, B., Kim, Y-S., Park, H-Y. and Kim, N-H., 2003, An experimental study on the heat transfer and friction characteristics of the finned tube heat exchangers having radial slit fins, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 10, No. 1, pp. 61-80.
- 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.
- Murphy, W.E. and Reedy, W., 2004, Simulation tools for vapor compression systems and component analysis, USNC/IIR Short Course at the 2004 Purdue Conference, July 10-11, 2004.
- Kim, H. Y., Ha, S. C., Lee, W. Y., Kim, C. H. and Yun, J. Y., 1998, Experimental study on the heat/mass transfer of the slit fin, Proceedings of the 1998 summer conference,

- SAREK, pp. 790-795.
6. Kwon, Y. C., Jeong, J. W., Chang, K. S., Hong, K. S. and Jin, S. W., 2004, Row-by-row heat transfer measurement of the 2-row fin-and-tube heat exchanger, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 280-286.
  7. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
  8. ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
  9. ASHRAE Standard 41.5, 1986, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.
  10. Park, B. B., You, S. M., Youn, 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*, pp. 454-461.
  11. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, *J. of ASRE, Refrigeration Engineering*, pp. 351-357.
  12. Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1974, Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations, *J. Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 265-272.
  13. Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1976, Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 41-49.