

# 핀-튜브 열교환기의 핀피치 및 열수 변화에 따른 열전달 성능특성에 관한 연구

김 용 한, 이 호 성, 김 용 찬\*

고려대학교 기계공학과 대학원, \*고려대학교 기계공학과

## Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned-Tube Heat Exchangers with a Variation of Fin Pitch and Number of Tube Row

Yonghan Kim, Hoseong Lee, Yongchan Kim\*

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received June 2, 2005; revision received August 22, 2005)

**ABSTRACT:** The objective of this study is to investigate the heat transfer performance of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. In this study, twenty-two heat exchangers were tested with a variation of fin pitch, number of tube row, and tube alignment. The heat transfer coefficient decreased with a reduction of the fin pitch and an increase of the number of tube row. The staggered tube alignment improved heat transfer performance more than 10% compared to the inline tube alignment. A heat transfer correlation was developed from the measured data for flat plate finned-tubes with large fin pitch. The correlation yielded good predictions of the measured data with mean deviations of 3.6% and 6.4% for the inline and staggered tube alignment, respectively.

**Key words:** Flat plate fin(평판 핀), Number of tube row(열수), Fin pitch(핀피치)

### 기 호 설 명

- $A$  : 표면적 [ $m^2$ ]
- $A_c$  : 최소 단면적 [ $m^2$ ]
- $DF$  : 무차원 핀피치( $P/D_o$ )
- $D_h$  : 수력직경( $4A_c L/A$ )
- $D_o$  : 관 외경 [mm]
- $L$  : 핀 높이 [mm]
- $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]
- $N$  : 열수

- $P$  : 핀피치 [mm]
- $Q$  : 풍량 [CMM]
- $Re_{D_h}$  : Reynolds 수( $GD_h/\mu$ )
- $Re_{D_o}$  : Reynolds 수( $GD_o/\mu$ )
- $RH$  : 습도 [%]
- $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

### 하첨자

- $a$  : 공기
- $in$  : 입구
- $r$  : 냉매

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5946

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

### 1. 서 론

핀-튜브 열교환기는 열장치 및 냉동공조 산업에서 가장 널리 사용되는 열교환기의 형태로서 기기의 소형화 및 고효율화를 위해 많은 발전을 해왔다. 대부분의 핀-튜브 열교환기는 2차 유체로 공기를 사용하고 있는데 공기측 열저항이 전체 열저항의 80% 정도를 차지하고 있기 때문에 공기측의 열전달 성능향상을 위한 연구가 많이 진행되었다. 이로 인해 핀 형상이 평판에서 웨이비(wavy), 슬릿 slit, 그리고 루버(louver)의 형태로 발전하면서 열전달 성능이 세 배 이상 향상되었으며, 전열면적의 경우 냉매관의 세경화, 그리고 핀두께 및 핀피치의 감소를 통해 30년 전에 비해 약 두 배 정도의 고밀도화를 실현할 수 있게 되었다.

하지만 냉장고 및 냉동고에 사용되는 열교환기의 경우 열교환기 표면에서의 착상에 의해 슬릿이나 루버 형상의 효과를 거의 얻을 수 없기 때문에 여전히 평판핀을 사용하고 있다. 따라서 냉장고 및 냉동고 증발기의 열교환 성능을 향상시키기 위해서는 표면처리에 의해 착상을 억제시키고 핀 및 튜브의 효율적인 배열을 통해 착상에 의한 유로차단을 감소시키면서 열전달계수를 증가시켜야 한다.

Wang and Chi<sup>(1)</sup>의 보고에 의하면 현재까지 핀-튜브 열교환기에 대한 대부분의 연구가 핀피치 2 mm 정도의 공조용 열교환기에 집중되어 있는 것을 알 수 있다. Rich<sup>(2,3)</sup>는 냉매관이 엇갈리게 배

열되어 있는 핀-튜브 열교환기에 대해 핀피치와 열수 변화에 따른 성능특성을 연구하였고, Saboya and Sparrow<sup>(4)</sup>는 나프탈렌의 질량전달을 이용하여 핀-튜브 열교환기의 국소적인 열전달계수를 측정하였다. 이 방법은 Kim and Song<sup>(5)</sup>의 연구에서도 이용되어 핀-튜브 열교환기에서의 튜브배열에 의한 효과를 알아보았다. Ay et al.<sup>(6)</sup>과 Critoph et al.<sup>(7)</sup>은 적외선 열측정을 통해 평판 핀-튜브 열교환기에서의 냉매관 주위에서의 온도변화를 측정하였다. 뿐만 아니라 수치해석을 통해 핀피치 및 열수 변화에 따른 열전달 성능특성을 알아보았다.<sup>(8-10)</sup> 하지만 이들의 연구는 대부분 핀피치가 작고 공기유속이 빠른 경우에 대한 실험 및 해석을 통해 핀피치 및 열수 변화에 대한 현상을 설명했을 뿐 열교환기 설계에 유용하게 사용될 수 있는 상관식을 제시하지 않았고 핀피치가 큰 경우에 대해서는 연구가 거의 전무한 상태이다.

본 연구에서는 일반적으로 핀피치가 5 mm 이상되는 냉장고 및 냉동고용 평판 핀-튜브 열교환기에 대해 열수 및 핀피치, 그리고 튜브배열에 따른 공기측 열전달 성능에 대해 알아보려고 한다.

### 2. 실험장치 및 방법

#### 2.1 실험장치

Fig. 1에 나타난 바와 같이 본 실험의 실험장치는 크게 냉매순환부와 공기순환부로 나눌 수 있다. 냉매순환부는 냉매의 온도를 일정하게 유지시

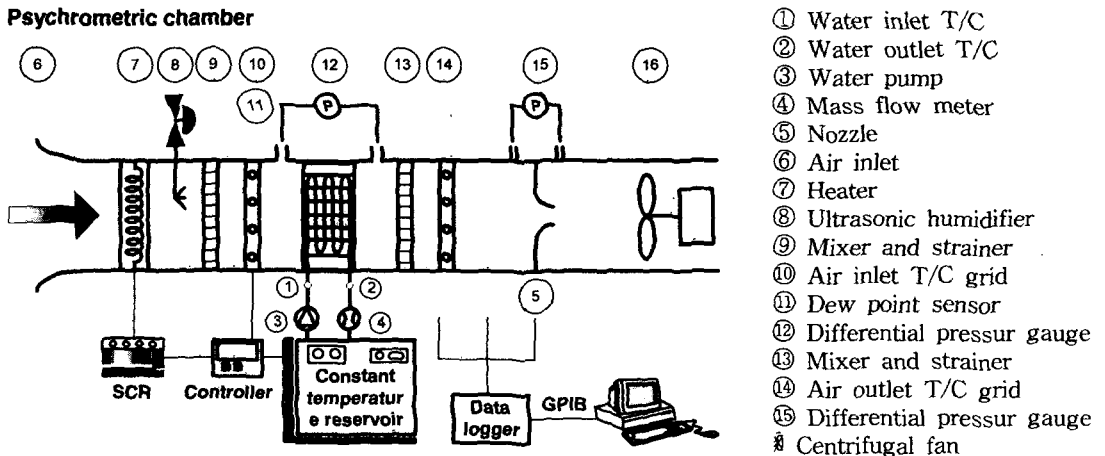


Fig. 1 Schematic of experimental setup.

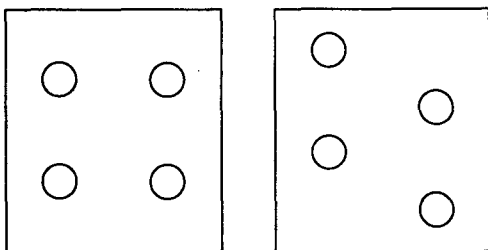
켜 주는 항온조와 냉매순환펌프, 질량유량계, 그리고 시험부 입출구의 온도센서로 구성하였다. 실험시간 동안 항온조의 온도는 33℃로 일정하게 유지하였으며, 냉매순환펌프의 입력 전압을 조절하여 모든 시료에 대하여 일정한 냉매유량을 공급하였다. 실험의 편의상 냉매로는 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다.

공기순환부의 경우 공기순환팬, 노즐, 시험부 입출구의 온도센서 격자, 습도센서, 시험부 입구의 히터 및 가습기로 구성하였다. 공기순환팬의 경우 인버터를 이용하여 팬 주파수를 조절함으로써 풍량을 변화시켰다. 모든 실험장치는 온도 및 습도가 일정하게 유지되는 항온항습실 내부에 설치하였다. 하지만 항온항습실 내부의 위치에 따라 약간의 온도 및 습도 편차가 발생하기 때문에 실험조건을 정확히 맞추기 위해서 시험부 입구에 히터와 가습기를 설치하였다. 시험부 입구의 온도 및 습도센서와 연결된 제어기를 통해 히터와 가습기의 입력 전압을 조절함으로써 모든 실험에 대해 건구온도 및 노점온도를 ±0.1℃ 미만으로 정밀하게 유지시켰다.

열교환량은 냉매측과 공기측을 동시에 측정했으며 둘 사이의 오차는 모든 경우에 있어 5% 미만으로 측정되었다. 냉매측의 열교환량은 냉매의 질량유량과 열교환기 입출구에서의 온도차를 이용하여 측정하였으며, 공기측의 열교환량은 풍량과 열교환기 입출구에서의 건구온도 및 노점온도를 이용하여 구하였다. 여기서 풍량은 노즐 전후의 압력차와 공기의 밀도변화 및 노즐관계식을 이용하여 구하였다.

2.2 실험시료 및 실험조건

Fig. 2와 Table 1은 각각 본 실험에 사용한 핀



(a) In-line alignment (b) Staggered alignment

Fig. 2 Fin configurations of the evaporator coil.

의 형상 및 실험조건을 나타낸다. 본 실험에서는 평판 핀-튜브 열교환기의 핀피치를 7.5 mm에서 15.0 mm까지 2.5 mm씩 변화시켜 가며 성능을 측정하였다. 또한, 각 핀피치에 대해 열수를 4열까지 증가시켜 가며 핀피치 및 열수 증가에 의한 평판 핀-튜브 열교환기의 성능변화를 알아보았다. 본 실험에 사용된 열교환기의 튜브 직경은 8 mm이고 1열에 대한 핀 높이는 27 mm이며 핀 폭은 62 mm이다. 현재 사용되고 있는 핀의 두께가 0.15 mm 정도이지만 본 실험에서는 모든 시료를 납땀을 통해 직접 제작했기 때문에 납땀을 할 때 핀에서의 열변형을 피하기 위해 핀의 두께를 1 mm로 하였다. 열교환기의 공기측 열전달 성능은 공기유속과 열교환기 표면의 상태에 따라 달라진다. 따라서 본 실험에서는 모든 열교환기의 표면을 동일하게 만들고 핀과 냉매관 사이의 접촉저항을 최소화시키기 위해 핀과 냉매관을 납땀하여 열교환기를 제작한 후에 크롬 도금을 하였다.

본 실험에서는 핀피치 및 열수 변화에 따른 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달 성능특성에 대해 알아보았을 뿐만 아니라 튜브배열을 정렬된 배열(in-line alignment)과 엇갈린 배열(staggered alignment)로 변화시켜 가며 핀피치 및 열수 변화에 따라 냉매관의 배열이 공기측 열전달에 어떠한 영향을 미치는지에 대해 알아보았다. 본 실험에서의 열방향(longitudinal tube pitch) 및 횡방향(transverse tube pitch)의 튜브 피치는 모두 27 mm로 냉매관 배열에 상관없이 동일하다.

본 실험은 냉장고용 평판 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능특성을 알아보기 위한 것으로 보다 정확한 열교환기 성능을 알기 위해서 실험에 앞서 냉장고 덕트 내에서의 풍량을 측정하였고, 그

Table 1 Test conditions

Parameter	Value
$T_{a, in}$ (°C)	3
$RH_{a, in}$ (%)	60
$Q_a$ (m <sup>3</sup> /min)	1.1, 1.4, 1.7
$T_{r, in}$ (°C)	33
$\dot{m}_r$ (kg/h)	150
$P$ (mm)	7.5, 10.0, 12.5, 15.0
$N$	1, 2, 3, 4
Tube alignment	In-line, Staggered

결과 냉장고 덕트에서의 풍속이 약 1 m/sec 정도가 됨을 알 수 있었다. 따라서 본 실험에는 실제 냉장고에서와 유사한 풍속이 되는 1.4 m<sup>3</sup>/min을 기준으로 풍량을 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 일반적으로 공기측 열전달계수는 공기와 냉매 사이의 온도차에 거의 영향을 받지 않기 때문에 본 실험에서는 공기와 냉매의 온도변화에 대한 효과는 고려하지 않았다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 열손실 측정 및 경계층 이론

본 실험에서 시험용 증발기를 설치할 수 있도록 두께가 10 mm인 투명한 아크릴 판으로 시험부를 제작하였으며, 시험부의 측면을 통하여 시료를 설치 및 제거할 수 있게 제작하였다. 앞서 언급한 바와 같이 본 실험장치는 온도와 습도가 일정하게 유지되는 열환경 실험실 내에 설치하였으며, 실험실의 온도는 2°C로 유지하였다. 시험부와 주위와의 온도 차이에 의한 열손실을 최소화시키기 위해 시험부를 두겹게 단열하였다. 하지만 여전히 어느 정도의 열손실이 발생하게 되므로 이를 정확히 보정하기 위하여 예비실험에서 시험부와 동일한 형태의 히터를 시험부의 위치에 설치하고 히터 용량 및 풍량을 변화시켜 가며 시험부와 주위와의 열손실을 측정하였다.

Fig. 3은 열손실 예비실험을 통해 얻은 시험부의 열손실을 시험부와 주위와의 온도차에 대하여

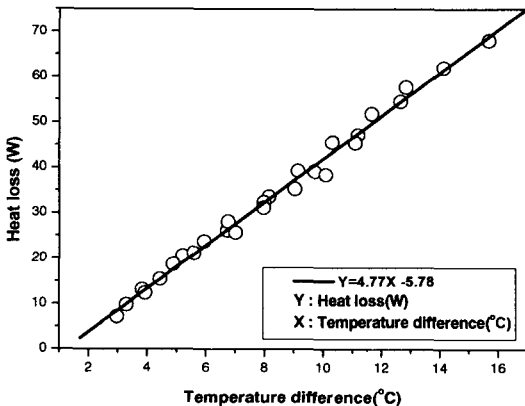


Fig. 3 Relationship between the temperature difference and heat loss.

나타낸 것이다. 일반적으로 열전달량은 온도차, 열교환 면적, 표면상태 및 표면에서의 유동형태의 함수가 된다. 본 실험에서 시험부와 주위와의 온도차를 제외한 다른 모든 것들이 일정하게 유지되기 때문에 열손실을 시험부와 주위와의 온도차만의 함수로 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 3을 이용하여 열손실을 산정하고 이를 공기측 열교환량 및 열전달계수의 계산에 반영하였다.

핀-튜브 열교환기에서 경계층의 변화는 보텍스의 생성 및 형상과 더불어 열전달에 가장 큰 영향을 미치는 요인이 된다. 따라서 열교환기 내에서의 경계층의 발달에 대해 살펴보는 것은 매우 의미 있는 일이다. Fig. 4는 경계층 해석을 통하여 구한 유속이 1 m/sec인 경우 평판에서의 경계층의 두께 및 열전달계수의 변화를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 평판을 따라 속도 경계층 및 온도 경계층이 발달하면서 평균 열전달계수가 크게 감소함을 알 수 있다. 본 실험에 사용된 열교환기의 열당 핀 높이가 27 mm임을 감안하면 핀피치가 7.5 mm인 경우 1열 핀의 끝부분에서 이웃한 핀 간의 경계층 간섭이 발생하게 되고 이로 인해 열전달계수가 더욱 감소할 것으로 예상된다. 이때 이론적인 공기측 열전달계수는 25 W/m<sup>2</sup>K 정도가 된다.

#### 3.2 열전달계수에 대한 핀피치의 영향

Fig. 5는 1열 평판 핀-튜브 열교환기에서의 핀피치에 따른 *j*-factor의 변화를 나타내고 있다. Fig.

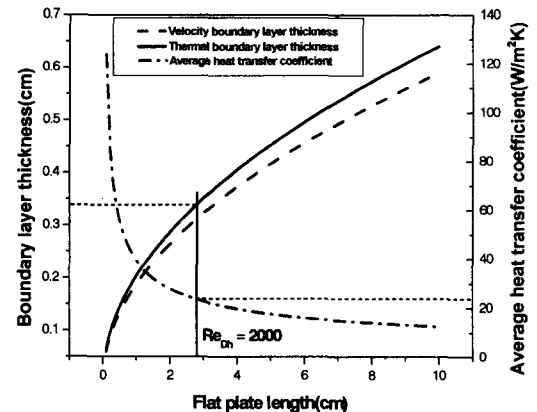


Fig. 4 Boundary layer thickness and average heat transfer coefficient along flat plate.

4의 평판에서의 경계층 발달로 볼 때 이론상으로는 핀피치가 7mm 이상인 경우 풍속이 1m/sec가 되는 영역에서 경계층의 두께가 약 3mm이므로 이웃한 핀 사이에서 경계층의 간섭이 발생하지 않는다. 따라서 본 실험의 모든 경우에 대하여 핀피치에 상관없이 열전달계수가 동일해야 한다. 물론 핀피치에 따라 냉매관에서 발생한 말발굽 와류(horseshoe vortex)의 형상이 달라져 튜브 뒷부분 및 핀에서의 열전달 현상이 달라질 수 있다. Romero-Mendez et al.<sup>(9)</sup>은 핀-튜브 열교환기의 핀피치가 증가함에 따라 튜브 뒷부분의 후류영역에서 재순환부분이 발생하기 때문에 열전달률이 향상된다고 하였다. 그의 해석에서는 핀피치와 냉매관경의 비가 약 0.25부근에서 이러한 현상이

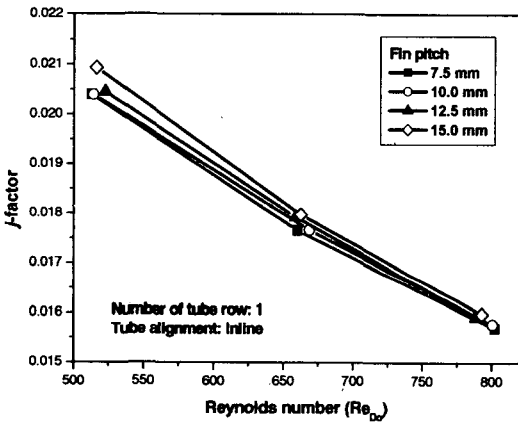


Fig. 5 Effects of fin pitch on the  $j$ -factor of one-row evaporator coil.

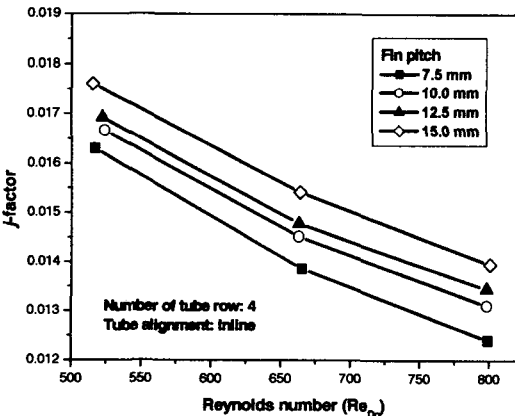


Fig. 6 Effects of fin pitch on the  $j$ -factor for four-row evaporator coil.

일어났지만, 본 실험과 같이 핀피치와 냉매관경의 비가 약 1 이상인 경우에는 핀피치 증가에 따른 재순환부에 의한 영향은 크지 않을 것으로 판단된다. 하지만 튜브에서의 평균 열전달계수가 평판에서보다 더 크기 때문에 핀피치가 증가할수록 튜브의 면적비가 증가하여 전체 열전달계수도 약간 증가하였다.

Fig. 6은 4열 평판 핀-튜브 열교환기에서의 핀피치에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸다. 본 실험에서와 같이 핀피치가 큰 경우 4열은 1열에 비해 핀피치에 따라 경계층의 영향을 더 크게 받는다. 왜냐하면 1열의 경우 모든 핀피치에서 경계층의 두께가 얇아 경계층의 간섭이 생기지 않지만 열수가 증가함에 따라 핀에서 경계층의 간섭이 발생하기 때문이다. 따라서 Fig. 5 및 Fig. 6에서 보는 바와 같이 4열 열교환기의 경우 핀피치가 변함에 따라 1열 열교환기에 비해 열전달계수의 변화가 더 크게 나타났다. 본 실험에서는 1열에서 4열까지 모든 경우에 대하여 핀피치가 증가할수록 열전달계수가 증가했다. 이는 Rich<sup>(2)</sup>의 실험결과와 일치한다.

### 3.3 열전달계수에 대한 열수의 영향

Fig. 7은 핀피치가 7.5mm인 평판 핀-튜브 열교환기에 대해 열수 변화에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸다. 그림에서 보듯이 열수가 증가함에 따라 열전달계수가 감소함을 알 수 있다. 특히 1열에서 2열로 열수가 증가할 때 열전달계수

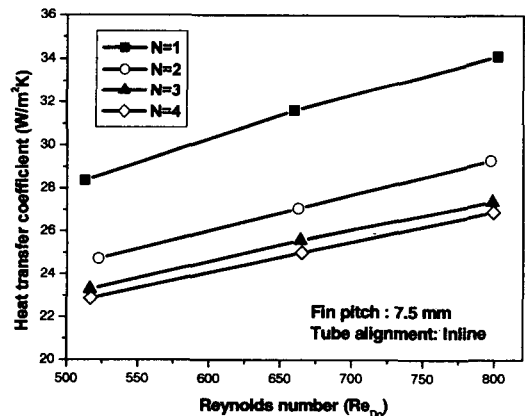


Fig. 7 Effects of the number of tube row on heat transfer coefficient ( $P=7.5$  mm).

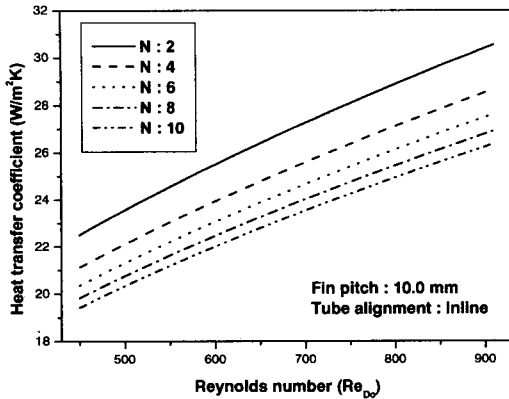


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with number of tube row.

가 크게 감소한다. 이는 2열의 냉매관이 1열 냉매관의 후류 영역에 놓이게 되어 냉매관에서의 열전달이 크게 감소했을 뿐만 아니라 앞서 언급한바와 같이 열수가 증가함에 따라 이웃한 핀끼리의 경계층이 서로 간섭을 하기 때문이다.

Fig. 8은 핀피치 10.0 mm인 정렬된 튜브배열에 대하여 본 연구의 실험값을 이용하여 열수 변화에 따른 열전달계수의 변화를 예측한 것이다. 4열까지의 모든 데이터에 대하여 최대오차는 2.5%, 평균 오차는 0.81%로 나타났다. 그림에서 보는 것과 같이 평판 핀-튜브 열교환기의 열수가 2열에서 4열로 증가할 때 공기측 열전달계수가 6% 정도 감소했으나 4열에서 6열로 증가할 경우는 3% 정도밖에 감소하지 않았다. Jang and Wu<sup>(10)</sup>는 실험 및 해석을 통해 4열 이상에서는 핀-튜브 열교환기에서 공기측 열전달계수가 열수에 거의 영향을 받지 않는다고 했다. 본 연구결과 역시 4열 이상에서는 열전달계수의 변화가 크지 않았다. 하지만 본 연구에서는 최소 핀피치가 7.5 mm로 Jang and Wu<sup>(10)</sup>의 실험에 비해 약 2배 정도 더 크기 때문에 유동이 안정화되는 데 더 많은 열수가 요구된다는 것을 알 수 있다.

3.4 열전달계수에 대한 튜브배열의 영향

Fig. 9는 4열 핀피치 10 mm인 평판 핀-튜브 열교환기에 대해 튜브배열 변화에 따른 공기측 열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 냉매관을 엇갈리게 배열함으로써 열전달 성능을 약 11% 정도 향상시킬 수 있었고 공기유속이 증

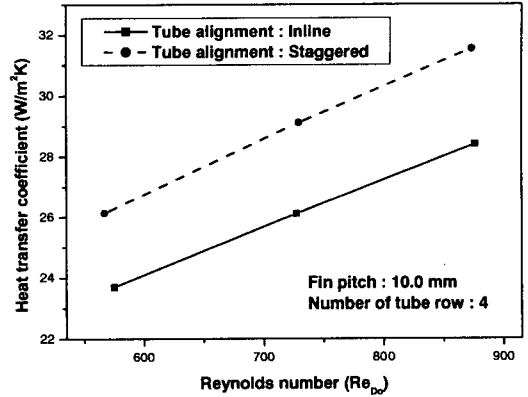


Fig. 9 Effects of tube alignment on the heat transfer coefficient.

가함에 따라 그 정도는 더 커졌다. 이는 냉매관을 정렬되게 배열하는 경우는 뒤에 위치한 냉매관이 앞 열의 후류영역에 놓이게 되지만 냉매관을 엇갈리게 배열하는 경우는 뒤에 위치한 냉매관이라 할 지라도 후류의 영향을 받지 않을 뿐만 아니라 공기의 바이패스(by-pass)도 없앨 수 있기 때문이다. 또한 유속이 증가할수록 엇갈린 배열의 경우 냉매관에 의해 발생한 난류의 강도가 더 커지기 때문에 정렬된 배열에 비해 더 큰 효과를 얻을 수 있다.

3.5 공기측 열전달 상관식

Fig. 10은 본 실험결과를 Rich<sup>(3)</sup>의 실험결과 및 Wang et al.<sup>(11)</sup>의 상관식과 비교한 것이다. Rich<sup>(3)</sup>의 엇갈린 배열에 대한 실험결과는 본 연구결과

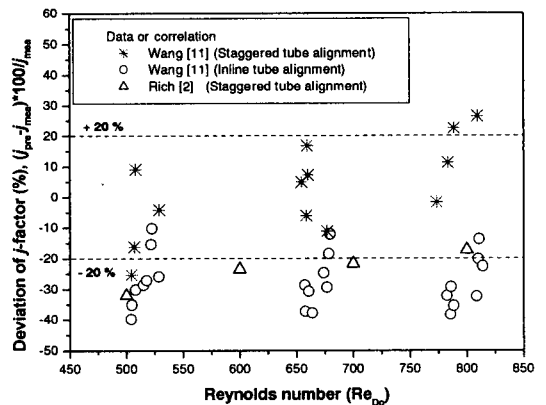


Fig. 10 Comparison of the present data with the existing data and correlation.

에 비해 약 24% 정도  $j$ -factor가 낮게 나타나고 있다. Wang et al.<sup>(11)</sup>의 상관식은 엇갈린 튜브배열에서는 큰 핀피치에 대해서도 비교적 본 실험과 비슷한 결과를 나타냈으나, 정렬된 튜브배열에 대해서는 본 실험에 비하여 27% 정도 낮게 예측하였다. 이는 Wang et al.<sup>(11)</sup>의 상관식 및 Rich<sup>(3)</sup>의 실험결과가 핀피치가 작은 엇갈린 튜브배열의 열교환기에 대해 국한되어 있기 때문에 큰 핀피치의 실험결과와 상당한 차이를 나타낸다.

일체형 핀-튜브 열교환기에서 중요한 운전변수 및 형상변수에 대하여 무차원변수를 도입하고, 이를 본 연구에서 얻은 총 73개의 측정 데이터에 기초하여 공기측 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다. 식(1)은 본 연구에서 개발한 일체형 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달 상관식을 나타낸다. 본 상관식은 측정결과와 비교하여 평균 오차는 정렬된 튜브배열에서는 3.6%, 엇갈린 배열에서는 6.4%를 나타냈다.

$$Nu = 0.192N^{-0.134} DF^{0.424} Re_{D_s}^{0.627} \quad (1)$$

#### 4. 결 론

본 연구에서는 큰 핀피치를 갖는 평판 핀-튜브 열교환기에서의 핀피치, 열수 및 냉매관 배열에 따른 열전달 성능변화를 고찰하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 핀피치가 증가할수록 이웃하는 핀끼리의 경계층의 간섭이 늦게 발생하기 때문에 피치가 증가할수록 공기측 열전달계수가 증가했으나 유속이 커질수록 그 차이는 점차 줄어들었다.

(2) 열수가 증가함에 따라 공기측 열전달계수가 감소했으며 특히 1열에서 2열로 증가할 때 약 15% 정도 감소했으며, 그후로는 감소폭이 크게 줄어들었다. 특히 핀피치가 작을수록 열수 증가에 의한 열전달계수의 감소가 더 크게 일어났다.

(3) 냉매관을 엇갈리게 배열함으로써 정렬된 배열을 하는 경우보다 약 10% 정도의 공기측 열전달계수를 향상시킬 수 있었다.

(4) 기존의 상관식이 핀피치가 작은 열교환기 실험결과를 이용하여 개발되었기 때문에 핀피치가 큰 경우에 대해 열전달계수를 잘 예측하지 못하므로, 본 연구결과를 바탕으로 새로운 상관식을 개발하였다.

#### 후 기

본 논문은 2004년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 수행되었으며(KRF-2004-042-D00023), 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Wang, C. C. and Chi, K. Y., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part I: New experimental data, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2681-2691.
2. Rich, D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, pp. 137-145.
3. 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 Transactions*, Vol. 81, pp. 307-317.
4. 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.
5. Kim, J. Y. and Song, T. H., 2003, Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly: naphthalene sublimation results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 3051-3059.
6. Ay, H., Jang, J. Y. and Yeh, J. N., 2002, Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4069-4078.
7. Critoph, R. E., Holland, M. K. and Fisher, M., 1999, Comparison of steady state and transient methods for measurement of local heat transfer in plate fin-tube heat exchangers using liquid crystal thermography with radiant heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1-12.
8. Mon, M. S. and Gross, U., 2004, Numerical

- study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 1953-1964.
9. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K. T. and McClain, R., 2000, Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 39-51.
  10. Jang, J. Y. and Wu, M. C., 1996, Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 3057-3066.
  11. Wang, C. C. and Chi, K. Y., 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.