

## 날개형 핀-핀의 기하학적 형상이 전자기기 모듈 냉각용 공기냉각기의 유동 및 열전달에 미치는 영향

김수연\*, 허 건†, 신석원

\*영남대학교 공과대학 기계공학부  
712-749 경북 경산시 대동 214-1

†에너지관리공단  
706-722 대구광역시 수성구 범어2동 45-5

(2008년 11월 21일 접수; 2008년 12월 11일 수정본 접수; 2008년 12월 12일 채택)

### Numerical Analysis of Heat Transfer of Aligned Wing Type Pin-Fin Array of Air Cooling Module with Various Fin Shapes for Electronic Packaging Application

Soo-Youn Kim,\* Kyeon Heo,† and Seok-Won Shin

School of Mechanical Engineering, Yeungnam University,  
214-1 Dae-dong, Gyeongsan, Gyeongbuk 712-749, Korea

†Korea Energy Management Corporation  
45-5 Beomeo-2-dong, Suseong-gu, Daegu 706-722, Korea

(Received for review November 21, 2008, Revision received December 11, 2008; Accepted December 12, 2008)

#### 요 약

본 연구는 전자기기 모듈의 공기 냉각용 정렬 배열된 핀-핀 열교환기에서 핀 형상의 변화가 유동 및 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 해석하였다. 핀 단면의 기하학적 형상은 세 가지로서 원형, 타원형, 그리고 날개형이었다. 취급된 모든 핀의 단면적과 높이는 서로 동일하지만, 그 표면적만은 서로 달랐다. 그 결과, 핀의 표면적, 열전달계수, 그리고 열전달 성능은 핀의 형상에 크게 의존하였다. 적절한 형상을 갖는 핀의 열전달 성능은 세 가지 형태의 핀-핀 중에서 날개형 핀-핀이 가장 우수하였다. 이러한 결과로부터 공기의 유량증가 혹은 핀의 밀도증가 없이 적절한 핀-핀의 형상변화만으로도 핀-핀 열교환기의 냉각성능을 크게 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

주제어 : 공랭, 핀 형상, 열전달, 날개형 핀

**Abstract :** In this study, the flow and heat transfer of the aligned pin-fin array of the air cooling module for electronic packaging application were numerically analyzed with various fin shapes. The geometric cross-sectional shapes of pin-fins considered in this study were ellipse, wing and circle. The fins had same cross-sectional area and height, but they had different surface areas. As the results, the surface area, the heat transfer coefficient, and the heat transfer performance of pin-fins greatly depended on their shapes. Of the three types of pin-fins, the wing type pin-fin with suitable shape produced the best heat transfer performance. This result implies that the cooling capacity of the pin-fin cooler can be significantly enhanced only by the change of fin shape without increasing air flow-rate or fin density.

**Key words :** Air cooling, Fin shape, Heat transfer, Wing type fin

\* To whom correspondence should be addressed.  
E-mail: sookim@ynu.ac.kr

### 1. 서론

고집적화 및 소형화가 진행된 고성능 전자기기의 경우, 고집적화와 소형화로 인하여 칩이 집적된 모듈의 단위면적당 열발생율은 필연적으로 증가하게 된다. 또한 국부적으로 매우 높은 열발생율이 나타날 수 있고, 이것은 기존의 공기냉각장치의 처리 한계를 넘어서는 정도가 되고 있는 실정이다. 이에 따라 이들 전자기기에 발생하는 다량의 열을 효율적으로 제거하고, 동시에 냉각에 소요되는 에너지를 절감하는 냉각기술이 중요한 기술적 과제가 되고 있다[1-3]. 전자기기의 냉각에 널리 사용되는 것은 공랭식 핀-핀(pin-fin) 열교환기이다. 핀-핀 열교환기는 발열체 위에 베이스핀이 접촉하고, 그 위에 다수의 핀(fin)들이 부착된 형태를 가지고 있다. 핀-핀 열교환기에서 핀과 관련한 연구들을 살펴보면, Razelos and Satyaprakash[4]는 사다리꼴 핀에 대하여, Nakazato et al.[5]은 핀의 경사각도에 따른 열전달 특성을 실험과 이론적 해석하였다. Morrison, et al.[6]은 핀의 두께가 열전달 특성에 미치는 영향을 조사하여 최적의 핀 두께와 핀 간격을 제시하였다.

한편 기존의 핀-핀에 비하여 유동저항은 훨씬 적으면서도 열전달 성능은 오히려 더 높은 새로운 형태의 것으로 Figure 1에서 보는 것과 같은 날개형(wing type) 핀-핀이 최근 사용되기 시작하고 있다. 그림에서 보듯이 이 핀-핀은 그 단면형상이 날개형이다. 이것에 대한 연구는 이제 시작 단계에 있으며, 현재 연구자의 수나 발표된 연구결과는 매우 적은 실정이다.

핀-핀 열교환기의 성능은 방열부에 부착된 핀-핀의 열전달 능력에 크게 의존한다. 그리고 핀-핀 주위의 공기유동과 열전달에 가장 큰 영향을 미치는 것은 핀의 기하학적 형상이다. 그러므로 적절한 기하학적 형상과 크기를 가진 핀-핀으로 열교환기를 만든다면 그 성능을 크게 증가시킬 수 있을 것이다.

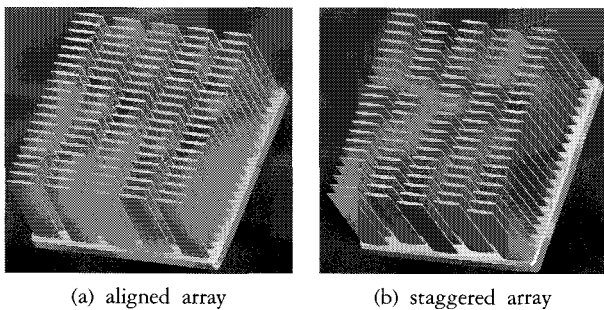


Figure 1. Wing type pin-fin heat exchangers.

따라서 본 연구에서는 정렬 배열된 날개형 핀-핀 열교환기에서 핀의 형상변화가 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 살펴보고자 한다. 그 결과를 정렬배열 된 기존의 원형(circle type) 및 타원형(ellipse type) 핀-핀의 결과들과 서로 비교하고, 최적의 핀 형상도 탐색하고자 한다. 그리고 본 연구를 통해 날개형 핀-핀 열교환기의 설계와 제작에 필요한 기하학적 변수에 따른 성능자료도 축적될 것이다.

### 2. 수치모사

#### 2.1. 핀-핀의 형상

본 연구는 정렬로 배열된 핀-핀 열교환기에서 핀-핀의 형상이 유동 및 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 살펴보는 것이다. 단면의 형상은 단면의 길이와 두께의 함수에 의해 결정된다. Figure 2는 두께의 변화에 따른 다양한 핀 단면 형상의 변화를 보여준다. 그러므로 그 함수를 적절히 선택함으로써 날개형 혹은 타원형 핀-핀의 다양한 형상을 얻을 수 있다. 그림에서 보듯이 원형 단면은 날개형 단면과 타원형 단면에서 길이와 두께가 같은 특별한 경우로 볼 수 있다.

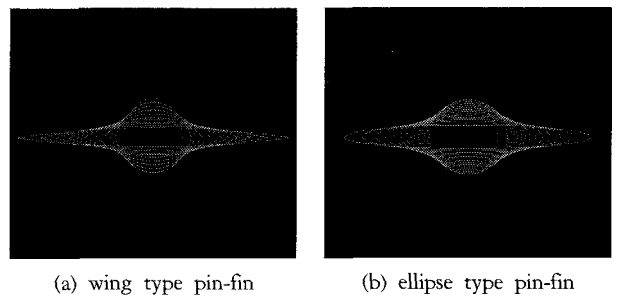


Figure 2. Cross-sectional shapes of pin-fins with fin thickness change.

본 연구에서 핀의 형상이 변함에 따라 모든 핀들의 높이와 단면적은 서로 동일하고, 당연히 부피도 서로 동일하지만, 그 표면적만은 서로 다르다.

#### 2.2. 수치계산

Figure 1에서 보듯이 실제 핀-핀 열교환기들은 많은 수의 정렬배열 혹은 어긋난 배열의 핀배열로 구성되어 있다. 본 연구에서는 이러한 실제 핀-핀 배열을 고려하여 적절한 크기의 핀-핀 배열을 선택하였다. 수치해석에 사용된 모델은 Figure 3에서 보는 바와 같고, 소형 풍동 내의 적절한 곳에 핀-핀이 정렬로 배

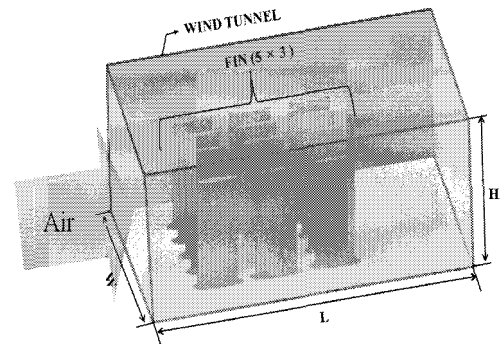


Figure 3. Schematic diagram of a test model of aligned pin-fin array.

열되어 있다. 핀-핀의 배열은 5×3정렬배열이며, 전후와 좌우의 핀 사이의 간격은 원형 핀-핀의 지름을 기준으로 정하였다.

3차원 정상상태의 열 및 유동특성을 지배하는 지배방정식을 보면, 우선 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 와  $u_j$ 는 유체의 밀도와 속도성분이다. 그리고 운동량 방정식은 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

식(2)에서 레이놀즈수가 작은 경우 유효점성계수  $\mu_{eff}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_{eff} = \mu_{mol} \left[ 1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu_{mol}} \frac{\kappa}{\sqrt{\epsilon}}} \right]^2 \quad (3)$$

여기서  $\mu_{mol}$ 는 분자점성계수이다. 레이놀즈수가 큰 경우 난류 점성계수는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (4)$$

에너지방정식은 다음 식과 같고,

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha \mu_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{Dp}{Dt} + (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \quad (5)$$

여기서  $\alpha$ 는 난류 Prandtl수이다. 그리고 난류 운동에너지와 소산율 방정식은

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (7)$$

와 같다. 여기서  $G_k$ 와  $G_b$ 는 각각 난류응력 및 부력에 한 생성에너지이다. 위의 식은 표준  $k-\epsilon$  난류모델이며, 사용된 계수의 값들은  $C_{1\epsilon}=1.44$ ,  $C_{2\epsilon}=1.92$ ,  $C_\mu=0.09$ ,  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\epsilon=1.3$  이다.

경계조건을 보면 입구조건은 일정속도와 일정온도를 주었

고, 출구조건은 일정 압력 조건을 주었다. 방열부인 핀의 바닥면에 일정 열유속 조건을 주었고, 풍동의 벽면은 열전달이 없는 단열조건과 접촉조건을 주었다. 그리고 온도변화에 따른 물성치의 변화는 고려하지 않았다. 따라서 경계조건은 다음과 같다.

$$T = T_{in}, V = V_{in} \quad \text{at } x = 0 \quad (8)$$

$$V = 0 \quad \text{at all walls} \quad (9)$$

$$P = 101.3 \text{ kPa} \quad \text{at } x = L \quad (10)$$

$$q = 17 \text{ W/cm}^2 \quad \text{at fin base}$$

$$q = 0 \quad \text{at } y = 0, y = W, \quad (11)$$

$$z = 0 \text{ (except fin base)}, z = H$$

본 연구에 사용된 격자의 한 예를 Figure 4에서 볼 수 있다. 그림에서 보듯이 비균일 격자계로서 계산시간을 줄이기 위하여 유속의 변화가 심할 것으로 예상되는 핀 주위에 격자를 집중 배치하였다. 그리고 격자수에 대한 계산결과의 의존성을 검토하고, 그 결과를 토대로 적정 격자수를 결정하였다. 수치계산에 사용된 프로그램은 그 성능이 잘 검증된 상용 소프트웨어인 FLUENT6.2[7]이었다. 수렴조건은 residual의 크기가 에너지방정식에서는  $10^{-6}$ 이내에 나머지 항은  $10^{-4}$ 이내 일 경우에 수렴하는 것으로 하였다. 작동유체는 일정한 물성치를 갖는 비압축성 공기이고, 복사 효과는 무시되었다. 그리고 수치계산

Table 1. The data used in the numerical calculation

|                      |                                                                                                                       |
|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Properties           | Air<br>density = 1.225 kg/m <sup>3</sup><br>C <sub>p</sub> = 1006.43 J/kgK<br>k = 0.0242 W/mK<br>μ = 1.7894e-05 kg/ms |
|                      | Aluminum<br>density = 2719 kg/m <sup>3</sup><br>C <sub>p</sub> = 871 J/kgK<br>k = 202.4 W/mK                          |
| Operating conditions | Air velocity = 1~5 m/s<br>Air inlet temperature = 297K<br>Heat flux at base = 17 W/cm <sup>2</sup>                    |
| Wind tunnel          | L×W×H = 150×100×60 (mm)                                                                                               |
| Fin geometry         | H <sub>f</sub> = 30 mm (fixed)<br>A <sub>c</sub> = 12.57 mm <sup>2</sup>                                              |

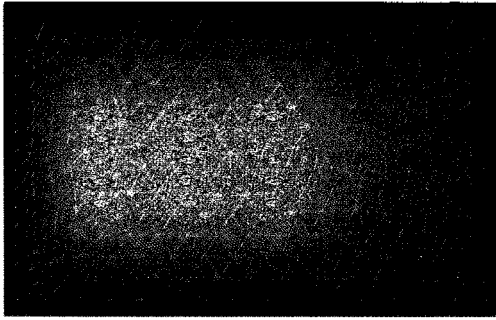


Figure 4. Grid generation for a numerical calculation (top view).

에 사용된 운전조건과 물성치는 Table 1과 같다.

### 3. 결과 및 검토

#### 3.1. 핀의 표면적

대류 열전달을 결정하는 것은 온도차, 열전달계수, 그리고 전열면적이다. 전열면적에 따라 열전달은 단조 증가한다. 따라서 실제 열교환기들은 전열면적을 증가시키기 위하여 다양한 형태의 많은 핀들을 사용하고 있다.

Figure 5는 흰 형상이 흰 표면적에 미치는 영향을 표시한 것이다. 그림에서  $A_s^*$ 와  $t^*$ 은 흰 단면 형상이 원형일 때의 흰 표면적과 흰 단면의 지름을 나타낸다. 그림에서 보듯이 흰의 표면적은 두께가 얇아질수록(즉, 흰의 단면 형상이 원형에서 얇은 두께의 타원형 혹은 날개형으로 변할수록) 매우 빠르게 증가한다. 동일한 두께일 때, 날개형 핀-흰의 표면적은 타원형의 그것보다 더 크다. 표면적은 Eq. 12와 같다. 또한 원형 핀-흰은 날개형과 타원형 흰 중에서 흰 단면의 길이와 그 두께가 같은 특별한 경우로 볼 수 있고, 원형 핀-흰의 표면적이 가장 작다.

$$(A_s)_{wing} > (A_s)_{ellipse} > (A_s)_{circle} \quad (12)$$

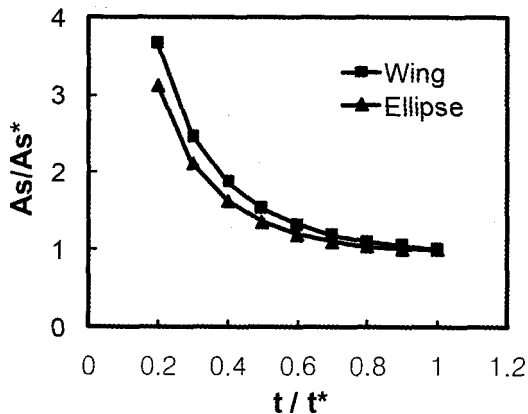


Figure 5. The effect of pin-fin shape on surface area.

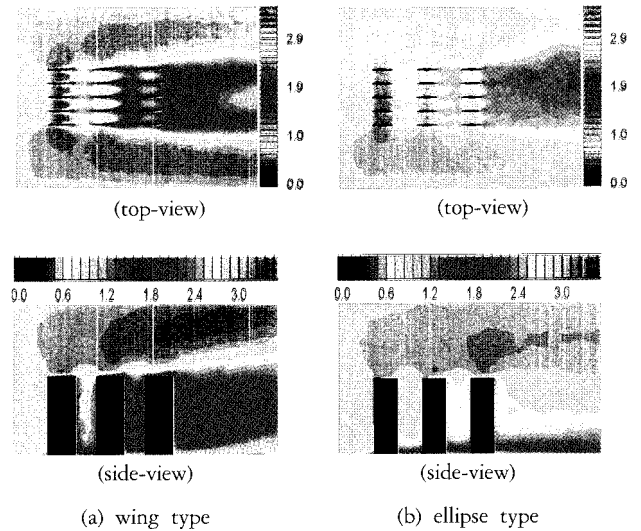


Figure 6. Flow fields around aligned pin-fin array (inlet air velocity=3 m/s, h=15 mm, t=2.8 mm).

따라서 흰의 표면적, 즉 전열면적을 증대시키는 효과적인 방법 중의 하나는 핀-흰의 단면형상을 두께가 얇은 날개형으로 제작하는 것이다.

#### 3.2. 유동장과 온도장

Figure 6은 정렬 핀-흰 배열 주위의 유동장의 한 예를 보여 준다. 그림에서 보듯이 유동장은 대칭을 이루고, 흰 뒤쪽에 후류(wake)가 형성되어 있다. 타원형이 날개형에 비하여 흰 주위의 유동이 더 활발하며, 뒤쪽 후류의 크기와 와류의 세기도 더 크다. 따라서 타원형 흰 표면의 열전달 계수도 더 클 것이다. 그것은 유동이 활발할수록 대류가 잘 일어나기 때문이다. 하지만 타원형이 날개형에 비하여 유동이 더 활발하기 때문에

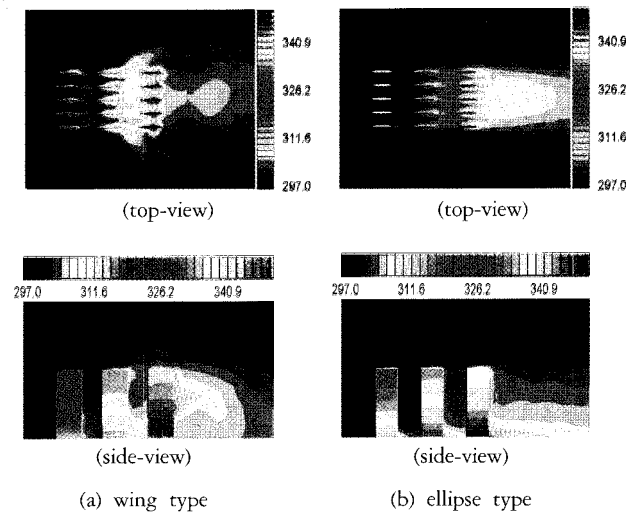


Figure 7. Temperature fields around aligned pin-fin array (inlet air velocity=3 m/s, h=15 mm, t=2.8 mm).

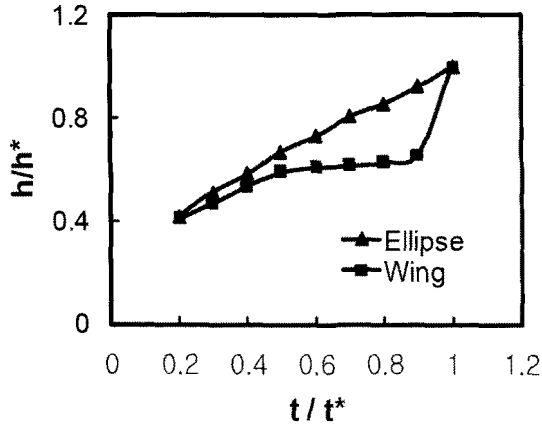


Figure 8. The effect of pin-fin shapes on average heat transfer coefficient of aligned pin-fin array (inlet air velocity = 3 m/s, fin height = 30 mm).

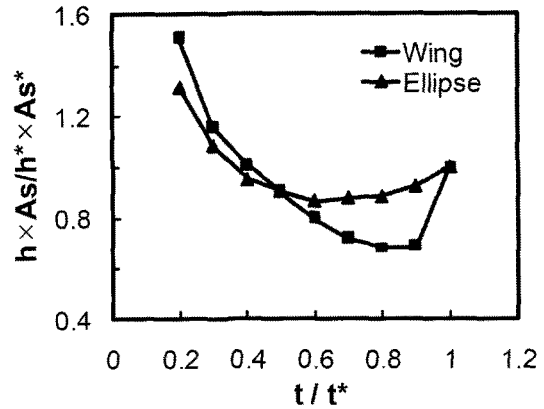


Figure 9. The effect of pin-fin shapes on the heat transfer performance of aligned pin-fin array (inlet air velocity = 3 m/s, fin height = 30 mm).

압력강하도 더 커질 것이다. 이는 타원형 핀-핀을 사용할 때가 날개형 핀-핀을 사용할 때 보다 동일한 공기량 순환에 대한 압력강하가 보다 더 클 것이라는 의미이다. 이러한 사실로부터 적절한 핀 형상을 선택할 경우 핀-핀 열교환기 내의 공기순환에 소요되는 펌프입력을 줄일 수 있음을 알 수 있다.

Figure 7은 열전달의 결과인 핀 배열 주위의 온도장의 한 예를 보여준다. 그림에서 보듯이 앞쪽에 배열된 핀들의 온도가 뒤쪽의 그것에 비해 더 낮다. 이는 뒤쪽 핀 주위의 공기온도가 앞쪽 핀 주위의 공기온도에 비하여 더 높고, 앞쪽 핀이 뒤쪽 핀에 비해 열전달계수가 더 큰 것에 기인한다. 그리고 핀 위쪽 부분의 온도가 아래쪽의 그것에 비해 더 낮는데, 이는 핀 베이스로부터 열이 공급되기 때문이다. 전체적으로 볼 때 같은 위치에 있는 핀들의 온도를 서로 비교해 보면, 날개형 핀의 온도가 타원형 핀의 그것에 비해 더 낮다. 이러한 온도분포는 열전달의 결과이며, 날개형 배열이 타원형 배열에 비해 열전달 성능이 더 높다는 것을 의미한다.

### 3.3. 열전달계수

대류열전달에서 열전달계수는 단위 면적당, 단위 온도차당 열전달량을 나타내는 것이며, 본 연구의 그림에 표시된 열전달계수는 핀 표면의 평균 열전달계수이다.

Figure 8은 정렬 핀-핀 배열에서 핀의 형상의 변화가 평균 열전달계수에 미치는 영향을 보여준다. 여기서  $h^*$ 는 핀-핀의 단면형상이 원형일 때 평균열전달계수를 나타내고,  $x$ 축의 값이 1인 경우는 단면형상이 원형인 경우를 나타낸다.

그림에서 보듯이 동일한 두께일 때 열전달계수는 타원형이 날개형보다 항상 크다. 이것은 3.1절의 유동장 해석에서 언급한 바와 같이 핀의 단면형상이 타원형인 경우가 날개형인 경우에 비하여 핀 주위의 유동이 더 활발하기 때문에 나타난 결과이다. 타원형과 날개형의 핀의 두께가 증가함에 따라, 즉 핀의 형상이 타원형과 날개형에서 원형으로 접근함에 따라 열전달계수가 증가하고 있다. 이는 핀의 형상이 원형에 접근할수록 핀 주위의 유동이 활발해지고, 이에 따라 열전달계수도 증

가하기 때문이다. 따라서 단면형상이 원형인 경우, 핀의 열전달계수가 가장 크다. 즉, 평균열전달계수는 Eq. 13과 같다.

$$(h)_{circle} > (h)_{ellipse} > (h)_{wing} \quad (13)$$

### 3.4. 열전달 성능

대류 열전달은  $(hAs) \times \Delta T$ 으로 주어지기 때문에 열전달 성능은  $(hAs)$ 의 값의 크기로 표시될 수 있을 것이다. Figure 9는 정렬 핀-핀 배열에서 핀의 형상에 열전달성능에 미치는 영향을 보여준다. 여기서  $As^*h^*$ 는 핀 단면형상이 원형일 때의 열전달 성능을 나타낸다.

그림에서 보듯이 타원형 및 날개형의  $(hAs)$ 는 어떤 두께에서 최소값을 가지며, 형상이 원형에 접근함에 따라 원형의  $(hAs)$  값에 수렴하고 있다. 또한 핀의 두께비가 0.39 이하에서 열전달 성능은 Eq. 14와 같고, 날개형의 경우가 가장 큼을 알 수 있다.

$$(hAs)_{circle} < (hAs)_{ellipse} < (hAs)_{wing} \quad (14)$$

앞서 3.1절과 3.2절에서 언급한 바와 같이 핀의 형상이 원형에서 얇은 두께의 날개형 혹은 타원형으로 변할수록 즉, 유선형으로 변할수록 핀의 표면적( $As$ )은 커지고, 반면에 핀의 평균열전달계수( $h_s$ )는 작아지는데, 두께가 어떤 값 이하가 되면 ( $As$ )의 증가율이 ( $h_s$ )의 감소율 보다 오히려 크게 되어 열전달계수와 표면적의 곱( $hAs$ )인 열전달 성능은 더 증가하게 된다.

본 연구의 계산 범위 내에서 보면, 날개형 핀-핀과 타원형 핀-핀은 그 두께가 각각 원형 핀의 단면지름의 약 39%, 약 36% 이하가 되면 원형 핀보다 열전달 성능이 더 우수하였다. 그리고 두께가 원형 핀의 단면지름의 52% 이하부터 날개형 핀의 성능이 타원형 핀의 그것에 비해 더 우수하였다. 본 연구의 계산 범위 내에서 보면, 날개형이 원형에 비해 약 50% 이상의 열전달 성능향상을 보였다. 이러한 사실은 핀-핀의 형상을 적절히 설계함으로써 열전달 성능의 향상과 함께 공기의

순환에 소요되는 펌프입력도 줄일 수 있다는 것을 말해준다.

#### 4. 결 론

본 연구는 정렬 배열된 핀-핀 열교환기에서 날개형 핀의 형상이 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 살펴본 것이다.

본 연구 범위 내에서 결과를 보면, 핀의 두께가 원형 핀의 단면지름의 36% 이하인 경우 타원형과 날개형 핀의 열전달 성능이 원형 핀의 그것에 비하여 더 우수하였다. 핀 두께가 20% 이하인 경우 날개형 핀의 열전달 성능이 가장 우수하고, 원형 핀에 비해 50% 이상의 성능향상을 보였다. 반면에 핀의 두께가 36% 미만인 경우, 원형 핀이 날개형과 타원형에 비하여 열전달 성능이 우수하였다.

본 연구의 결과는 핀 밀도나 투입공기량의 증가 없이 핀-핀의 형상 변화만으로도 핀-핀 열교환기의 성능을 크게 향상시킬 수 있음을 보여준다.

#### 사용기호

- A : 면적 (mm<sup>2</sup>)
- C<sub>p</sub> : 비열 (J/kgK)
- H : 윈드터널의 높이 (mm)
- h : 열전달계수 (kW/m<sup>2</sup>K)
- L : 윈드터널의 길이 (mm)
- p : 압력 (kPa)
- q : 열플럭스 (kW/cm<sup>2</sup>)
- T : 온도(K)
- t : 핀 두께 (mm)
- V : 속도(m/s)
- W : 윈드터널의 너비 (mm)
- α : Prandtl 수
- κ : 열전도율 (W/mK)

ρ : 밀도 (kg/m<sup>3</sup>)

μ : 점도 (kgm/s)

하첨자

in : 입구

s : 표면

#### 참고문헌

1. Sathe, S., and Sammakia, B., "A Review of Recent Developments in Some Practical Aspects of Air-cooled Electronic Package," *Trans. ASME J. of Heat Transfer*, **120**, 830-839 (1998).
2. Bar-Cohen, A., "Air-Cooled Heat Sink-Trends and Future Directions," *Proc. Advances in Electronic Packaging*, Vol. 2, 1827-1828 (1997).
3. Kim, Y. H., and Rhee, G. H., "Study on Heat Transfer Enhancement with Variation of Heat Sink Shape in CPU Cooling," *Trans. SAREK*, **15**(10), 860-869 (2003).
4. Razelos, P., and Satyaprakash, B. R., "Analysis and Optimization of Convective Trapezoidal Profile Longitudinal Fins," *Trans. ASME J. of Heat Transfer*, **115**, 461-463 (1993).
5. Nakazato, N., Hirasawa, S., and Mato, T., "Natural Convection Cooling in Vertical Finned Plates in a Cabinet for Communication Equipment," *IEICE Trans. on Electronics*, Vol. E81-C, No. 3, 421-426 (1998).
6. Morrison, A. T., "Optimization of Heat Sink Fin Geometries for Heat Sink in Natural Convection," *Proc. of the Intersociety Conference on Thermal and Thermo Mechanical Phenomena in Electro Systems*, 145-148 (1992).
7. Fluent, FLUENT 6 User's Guide, Fluent Inc., 2001.