

# 밀집형 열교환기에 사용하는 평판핀 성능에 관한 수치적 연구

## Numerical investigation of plate fin performance for a compact heat exchanger

유재욱\*, 송태호\*\*  
J. W. Yoo, T. H. Song

**Key words:** Plate fin(평판핀), Compact heat exchanger(밀집형 열교환기), Conduction shape factor(전도형상계수), Fin efficiency(핀 효율)

### ABSTRACT

Fin conduction not only enhances heat transfer to the ambient air but also increases tube-to-tube conduction. The latter is known to deteriorate the heat exchanger performance. Heat conduction between neighboring tubes through the fin is numerically investigated for accurate performance analysis of plate finned-tube heat exchangers. Governing equations for arbitrary plate fin are solved and the temperature distribution is obtained using the principle of superposition. Analysis is made using finite element method by changing the shapes of fin, the arrangements of tubes and the fin parameter  $mD$ . It is found that tube-to-tube conduction is significant when  $mD$  is small or the distance between neighboring tubes is small.

### 기 호 설 명

- |                             |                                  |
|-----------------------------|----------------------------------|
| $B_i$ : $i$ 번째 관의 경계면       | $mD$ : 핀 계수                      |
| $D$ : 관 외경 [m]              | $P$ : 단위 핀 면적당 열전달면적             |
| $h$ : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]    | $Q_i$ : $i$ 번째 관을 통한 열전달량 [W]    |
| $H$ : 핀 높이 [m]              | $S$ : 인접한 관 사이의 거리 [m]           |
| $k$ : 핀 열전도율 [ $W/mK$ ]     | $t$ : 핀 두께 [m]                   |
| $K_{ij}$ : 전도형상계수 [ $W/K$ ] | $T_i$ : $i$ 번째 관을 지나는 냉매의 온도 [K] |
| $K_{ij}^*$ : 무차원 전도형상계수     | $W$ : 핀 너비 [m]                   |
| $L$ : 핀 길이 [m]              | $x_n$ : 경계에서 바깥방향으로의 수직좌표 [m]    |
| $M$ : 관의 개수                 |                                  |

### 그리스 문자

- $\eta_f$  : 핀 효율, 식 (18)  
 $\theta$  : 과잉온도, K

\* 한국과학기술원 기계공학과 대학원

\*\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

### 1. 서론

열교환기는 온도 차이에 의한 열전달을 이용하여 단순히 냉각이나 가열작업을 할뿐만이 아니라 발전, 공기조화, 식품처리, 원유 정제 등 여러 분야에서 많이 사용되고 있다. 이러한 열교환기는 소형화, 경량화, 용이한 생산성 등이 요구되고 있으며 이와 더불어 좋은 성능을 유지할 것 등이 요구되고 있다. 다양한 형태의 열교환기가 산업 현장에서 쓰이고 있으나 그 가운데 특히 판형 핀-관 열교환기가 공조기 및 냉동기용 열교환기로 가장 널리 이용되고 있다.<sup>(1)</sup>

이들 열교환기의 성능을 평가하고 향상시키기 위해 많은 연구가 진행되고 있는데 특히 공기 측의 열전달을 증시하여 루버형 핀에 대한 연구가 활발하다.<sup>(2-3)</sup> 루버의 피치, 길이, 두께 등의 변화에 따른 성능 변화에 대한 실험이나 수치적 연구가 있다.<sup>(4-5)</sup> 이밖에 여러 가지 다른 모양의 핀들의 성능을 실험이나 수치적으로 계산하고 이를 개선하는 방법에 대한 연구 또한 활발하다.<sup>(6)</sup>

그런데 최근 열교환기에 대한 연구의 동향 중 그 동안 고려하지 않았던 튜브간의 전도현상에 대한 관심이 환기되고 있다. Prasad<sup>(7)</sup> 는 등온 경계조건을 갖는 핀의 경계조건에 따른 온도 분포와 열전달의 관계를 유도하여, 핀을 통한 튜브간의 전도열전달의 중요성을 부각시켰으며 Kaga 등<sup>(8)</sup> 은 판형 핀-관형 열교환기에서 튜브내 상변화가 있을 때 핀을 통한 파이프간 전도열전달을 해석하여 판형 핀 열교환기의 성능에 미치는 영향을 계산하고 이를 실험으로 검증하였다. Kaga 등의 연구에 따르면 핀을 통한 전도로 인하여 3 내지 4 퍼센트의 열전달량이 감소하는 것으로 나타났다. 그런데 이와 같은 튜브간 전도로 인한 성능 저하는 튜브내 유체의 상변화가 없는 경우가 있는 경우보다 클 것으로 보인다. 그것은 상변화가 없는 경우 튜브 벽면의 온도가 많이 변화하여 튜브간 전도가 활발해지기 때문이다. 또한 최근 활발히 연구되고 있는 혼합냉매에 있어서도 그 조성이 비공비(zeotropic)라면 기액평형온도가 위치에 따라 달라질 것이므로 핀을 통한 튜브간 전도를 열교환기 해석시 고려해야 한다. 김철민<sup>(9)</sup> 은 상변화가 없는 사형열교환기의 튜브 내 냉매의 온도분포와 유효성을 계산하여, 튜브간 전도현상이 열교환기의 유효성을 크게는 20%이상도

저하시킴을 보였다. 이 연구에서 김철민은 튜브와 튜브사이의 핀이 일차원적으로 거동한다고 보았는데 이는 Prasad가 취한 모델과 같은 것이다. 이 직후에 동일한 문제를 다룬 Romero-Mendez 등<sup>(10)</sup> 의 연구가 발표되었는데 이 경우에도 그들이 취한 핀 인자등에 있어서 핀을 통한 튜브간 전도로 인하여 최대 15~20%의 유효성 저하가 일어남을 보고하고 있다.

본 연구에서는 일반적인 형태의 평판 핀의 지배방정식의 선형성을 이용하여 보다 풀기 쉬운 형태의 문제들로 나누어 해를 구한 후 그 해를 조합하여 핀 전체의 온도 분포를 구하는 방법을 제시하였다. 이런 과정을 통해 튜브간 전도열전달의 계수로 작용하는 핀의 전도형상계수의 식을 유도하였고 전도형상계수를 이용하여 튜브와 외부공기간, 튜브와 튜브간의 열전달량을 계산하는 관계식을 도출하였다. 또한 핀의 기하학적 형상비, 핀을 지나는 튜브의 개수와 배열형태, 핀의 물성치 등을 변화시켜가며 전도형상계수를 구하였으며 계산된 전도형상계수로부터 핀의 열전달 특성과 효율을 고찰하였다.

### 2. 문제 설정

#### 2.1 지배방정식

판형 핀-관 열교환기는 임의 형상의 핀에 냉매가 지나는 튜브가 수직하게 관통하는 형태가 일반적이다. 튜브로부터 핀으로 전달된 열량은 공기와의 대류열전달을 통해 일부 제거되며 나머지는 핀을 통한 전도에 의해 다른 튜브로 전달되게 된다. 이 핀을 통해 전달되는 열량을 알기 위해서는 먼저 핀의 온도 분포를 구하여야 한다. 핀의 온도분포를 구하기 위해 핀의 지배방정식을 적용하여 그 해를 구할 수 있다.

핀의 두께방향으로의 온도 변화를 무시할 수 있을 때에 정상상태에서 핀의 지배방정식은 식(1)과 같다.

$$\nabla \cdot (kt \nabla T) + hP(T_{\infty} - T) = 0 \quad (1)$$

여기에서  $T$ 는 핀의 온도,  $T_{\infty}$ 는 핀을 지나는 외부공기의 온도,  $h$ 는 대류열전달 계수,  $P$ 는 핀 단위면적당 공기와의 접촉면적,  $k$ 는 핀의 열전도계

수,  $t$ 는 핀의 두께이며  $kt$ 는 일정하다고 하자. 상하면에서의 공기와 접하는 평판의 경우  $P$ 는 2가 된다. 또한 정상상태에서 하나의 튜브가 핀과 접촉하고 있는 원주상에서 벽면 온도와 외기 온도는 원주상의 각도에 관계없이 각각  $T_i$  및  $T_{\infty i}$ 로써 일정하다고 하자. 또한 일반적으로 평판 핀에서 두께는 핀의 길이 방향에 비해 매우 작으므로 핀의 끝단면을 통한 공기로의 열전달량은 무시할 수 있다고 가정한다. 그러면 식(1)의 경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} T &= T_i && \text{튜브주위} \\ \frac{\partial T}{\partial x_n} &= 0 && \text{핀의 끝단면} \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서 과잉 온도(Excess temperature)  $\Theta$ 를 다음과 같이 정의할 때

$$\Theta \equiv T - T_{\infty} \quad (3)$$

식(1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\nabla^2 \Theta - \frac{hP}{kt} \Theta + \nabla^2 T_{\infty} = 0 \quad (4)$$

식(4)는 비제차 방정식(nonhomogeneous equation)이며 문제에서 주어진 경계조건들도 비제차(nonhomogenous)이다. 그러나 식(4)가 선형적이므로 중첩의 원리(superposition principle)에 의해 원래의 문제를 다음과 같은 여러 개의 제차(homogenous)식들과 경계조건을 갖는 문제들로 나눌 수 있다. 이렇게 나누어진 문제들은 각각 다음과 같은 것들이다.

먼저 각 튜브에서의 온도가 0으로 주어진 문제를 생각한다.

$$\nabla^2 \Theta_0 - \frac{hP}{kt} \Theta_0 + \nabla^2 T_{\infty} = 0 \quad (5)$$

이 문제의 경계조건은

$$\Theta_0 = 0 \text{ at } B_i, i = 1, 2, 3 \dots M \quad (6)$$

이다. 이 문제의 해가 0이 아니게 만드는 것은

$\nabla^2 T_{\infty}$ 로서  $\Theta_0$ 란 외기온도의 불균일성을 고려하는 해임을 알 수 있다.

다음으로  $i$ 번째 튜브의 온도만 0이 아니고 나머지 튜브와 외기의 온도는 0으로 주어진 문제를 생각하였다.

$$\nabla^2 \Theta_i - \frac{hP}{kt} \Theta_i = 0, i = 1, 2, 3 \dots M \quad (7)$$

이 문제의 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Theta_i &= T_i && i\text{번째 튜브주위} \\ \Theta_i &= 0 && i \neq j \text{인 튜브주위} \end{aligned} \quad (8)$$

이때  $i$ 번째 튜브의 온도가 1이 되도록 무차원 온도  $\Theta^*_i$ 를 다음처럼 정의하자.

$$\Theta^*_i \equiv \frac{\Theta_i}{T_i} \quad (9)$$

원래 문제의 해를 위의 문제들의 해를 다음과 같이 적절히 조합하여 구하면 식(10)이 되며, 이 식은 식(1),(2)로 주어진 지배방정식과 경계조건을 만족함을 확인할 수 있다.

$$T = \Theta_0 + T_{\infty} + \sum_{j=1}^M (T_j - T_{\infty j}) \Theta^*_j \quad (10)$$

## 2.2 핀 전도형상계수

핀의 온도 분포를 알고 있다면 튜브경계에서 바깥방향으로의 온도구배를 총 둘레에 걸쳐 적분하면  $i$ 번째 튜브로부터 핀으로 전달되는 총 열량을 구할 수 있다. 즉

$$Q_i = -kt \int_{B_i} \frac{\partial T}{\partial x_n} dB_i \quad (11)$$

식(10)을 이용하면

$$Q_i = - \int_{B_i} kt \left( \frac{\partial \Theta_0}{\partial x_n} + \frac{\partial T_{\infty}}{\partial x_n} \right) dB_i$$

$$- \sum_{j=1}^M \int_{B_i} kt \frac{\partial \Theta_j^*}{\partial x_n} dB_i (T_j - T_{\infty j}) \quad (12)$$

이 된다. 위 식에서  $x_n$ 는  $i$ 번째 튜브경계에서의 바깥방향으로의 수직한 좌표를 의미한다. 식(12) 우변의 첫 번째 적분항은 각 튜브의 온도  $T_i$ 와 무관하며 외부공기의 온도  $T_{\infty}$ 와 앞 절에서의 첫 번째 문제 즉 식(4)에서의 온도분포에만 관련되는 값이다. 이 값은 외부공기의 온도가 일정할 경우 0이 된다.

두 번째 항은 각 튜브의 온도와 외부 공기 온도와 차에 대한 항들의 합으로 나타내어지며 그 의미를 알기 위해 식(12)를 다시 정리하면 다음 식이 된다.

$$Q_i = -A_i + \sum_{j=1}^M K_{ij} (T_i - T_{\infty j}) - \sum_{j=1}^M K_{ij} (T_i - T_j) \quad (13)$$

이때  $A_i$ 는  $\int_{B_i} kt (\frac{\partial \Theta_0}{\partial x_n} + \frac{\partial T_{\infty}}{\partial x_n}) dB_i$  이고  $K_{ij}$ 는  $-\int_{B_i} kt \frac{\partial \Theta_j^*}{\partial x_n} dB_i$  이다. 식(13)의 첫번째 항  $A_i$

는 전술한 바와 같이 외기 온도의 변화에 의한 영향을 표현하는 항이다. 핀 간격이 매우 좁을 때 그 사이로 외기가 진행함에 따라 그 온도는 상당히 변화한다. 그러나 이러한 핀-공기의 상호작용을 모두 고려하기가 매우 어려우므로 본 연구에서는  $T_{\infty}$ 가 일정하다고 보았으며 마찬가지로 이유로 열전달계수  $h$ 도 일정하다고 보았다. 따라서  $A_i$ 는 0으로서 앞으로 더 다루지 않는 값이다. 두번째 항은 튜브와 외부 공기와의 대류열전달량을 나타내며 세번째 항은 각 튜브간의 전도열전달을 나타낸다. 즉 튜브에서의 핀으로 전달된 열량은 일부는 핀을 통해 외부 공기로 전달되고 일부는 다른 튜브들로 전달된다. 이때 계수  $K_{ij}$ 는 튜브나 외부 공기 온도에 무관한 값이 된다. 이 계수는 핀의 기하학적 형상 조건과 물성치에만 관계되는 값이며, 단위 온도차당 열전달량을 의미하므로 핀의 전도형상계수(conduction shape factor)라 할 수 있다.

식(13)의 세번째 항을 살펴보면 열역학 2법칙

으로부터  $i \neq j$  인 경우  $K_{ij}$ 가 음수이어야 함을 알 수 있다. 마찬가지로 두번째 항에서  $\sum_{j=1}^M K_{ij}$  가 양수이어야 하므로

$$K_{ii} > - \sum_{j=1, j \neq i}^M K_{ij} > 0 \quad (14)$$

이라는 것을 알 수 있다.

다음으로 전도형상계수를 무차원화하기 위해 Buckingham의  $\pi$  정리를 적용하였다. 핀에 대한 지배방정식과 경계조건으로부터 전도형상계수에 영향을 주는 인자들로서는 핀의 열전도계수  $k$ , 열전달계수  $h$ , 핀의 두께  $t$ , 튜브의 직경  $D$ , 핀의 너비  $W$ , 튜브간 거리  $S$  등이 있다. 즉

$$K_{ij} = f(k, h, t, D, W, S) \quad (15)$$

그런데 위의 인자들의 단위는  $W/^\circ C$ ,  $m$ 이므로 무차원화그룹으로서  $K_{ij}/(kt)$ ,  $mD$ ,  $S/D$ ,  $W/D$ 등을 구할 수 있다. 여기에서  $mD$ 는 핀 계수(fin parameter)로서  $m$ 은  $\sqrt{\frac{hP}{kt}}$  이다. 그러므로 무차원화된 전도형상계수  $K_{ij}^*$ 를 다음처럼 정의하여 항상 +로 만들 때,

$$K_{ij}^* = (-1)^{1-\delta_{ij}} \frac{K_{ij}}{kt} \quad (16)$$

(여기에서  $\delta_{ij}$ 은 Kronecker delta이다)이고

$$K_{ij}^* = f(mD, \frac{W}{D}, \frac{S}{D}) \quad (17)$$

의 관계가 성립한다. 우변의 괄호 안에서  $W/D$ ,  $S/D$ 는 각종의 형상비로서 평판 핀의 모양을 결정하는 제반 기하학적 인자를 모두 의미한다.

### 3. 해석 방법

앞에서 언급한 것과 같이 핀 전도형상계수는  $i$  번째 튜브에만 무차원화된 온도가 1로 주어진 문제들을 해석함으로써 구할 수 있다. 즉  $i$ 번째 튜브의 온도는 1, 나머지 튜브들과 외기온도는 0인

Table 1 Verification with Zabronsky's solution for square plate fin with simple tube when  $mD$  is 0.224

| $W/D$<br>( $=H/D$ ) | 핀효율<br>(Zabronsky) | 핀효율<br>(Algor) | No.of<br>Elements | Error(%) |
|---------------------|--------------------|----------------|-------------------|----------|
| 1.5                 | 0.918              | 0.908          | 274               | 1.06     |
| 2.0                 | 0.921              | 0.911          | 292               | 1.05     |
| 2.5                 | 0.898              | 0.887          | 304               | 1.26     |
| 3.0                 | 0.875              | 0.862          | 332               | 1.52     |

조건을 갖는 문제를 해석하여 온도분포를 구하고 각각의 튜브들에서의 열전달량을 구하면 그 열전달량이 바로 그 핀의 전도형상계수가 된다. 이런 과정을 각 튜브에 대해 반복하면 전체적인 핀의 전도형상계수들을 구할 수 있다.

일반적으로 복잡한 형상의 핀에 대해 대수적 해석 방법은 불가능하므로 유한요소법을 적용하여 핀의 온도분포와 전도형상계수를 구하였다.

앞서 언급한 것과 같이 전도형상계수는 핀의 기하학적인 형상과 핀의 계수에 관계되는 값이다. 실제 사용되어지는 핀의 형상, 튜브의 배열형태 등은 매우 다양하고 복잡하므로 본 연구에서는 간단한 형태의 얇은 사각형 판형 핀에 대해 무차원 인수인  $mD$ ,  $S/D$ ,  $W/D$  등을 적절한 범위 내에서 변화시키며 계산을 수행하였다. 보다 구체적으로, 튜브의 개수가 2, 3개 일 경우에 대해 전체 핀의 가로, 세로비를 튜브 직경의 1.5 내지 5배로 변화시키고, 튜브를 정렬하여(aligned or in-line) 또는 엇갈리게(staggered) 배열하며 계산을 수행하였다. 또한 핀의 물성치에 대한 전도형상계수의 영향을 고찰하기 위해 핀 파라미터  $mD$ 를 변화시키며 전도형상계수를 구하였다.

사용한 유한요소해석 코드는 Algor의 Supersap로서 코드의 신뢰성을 검사하기 위해 중앙에 하나의 튜브가 지나가는 정사각 평판 핀에 대해 Zabronsky<sup>(11)</sup>의 해석해와 비교하여 그 핀효율을 Table 1에 나타내었다. 여기서의 핀효율은 튜브 단면적을 뺀 실제 핀면적에 근거한 것으로 앞으로 나올 식(18)처럼 계산되지 않았다. 각 경우 핀을 300개 정도의 요소로 나누어 계산을 수행하였으며 1%정도의 오차로 일치하는 것을 알 수 있다. 격자제를 구성하는 요소의 개수는 핀의 크기와 튜브의 개수에 따라 다르나 대략 600에서

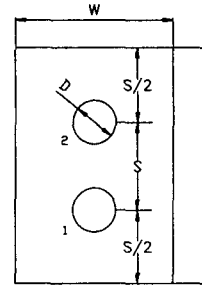


Fig. 1 Plate fin with two tubes.

1500개 정도이며 튜브둘레에서의 열전달량의 계산이 중요하므로 튜브를 중심으로 밀집시켰다.

## 4. 해석 결과

### 4.1 두개의 튜브가 지나가는 평판 핀

이 절에서는 Fig. 1와 같이 두개의 튜브가 관통하는 평판 핀의 무차원 전도형상계수  $K_{eff}^*$ 를 튜브의 직경  $D$ 에 대한 튜브간의 거리  $S$ 와 핀의 너비  $W$ 를 변화시키며 계산하였다. 튜브의 배열은 핀의 높이와 너비 방향에 대해 대칭이 되도록 하였으며 핀의 높이  $H$ 는  $2S$ 이다. 이 때 핀의 형상비에 대한 전도형상계수의 변화를 보기 위해 핀의 물성치에 대한 인수  $mD$ 는 0.224로 일정하게 유지하였는데, 이 값은 보통의 알루미늄 핀과 동판의 조합이 갖는 정도의 값이다.

Fig. 2(a)와 (b)는 Fig. 1의 형상을 갖는 핀에서 1번 튜브에 온도 1이 주어진 경우 전도형상계수를 나타내는 것으로  $K_{11}^*$ 은 1번 튜브에서의 총열전달량,  $K_{21}^*$ 은 2번 튜브로의 전도열전달량 즉 튜브간 전도열전달량을 의미한다.  $K_{11}^*$ 과  $K_{21}^*$ 를 비교하여 보면 전자가 후자의 약 70%정도 되어서, 예컨대 외기온도와 2번 튜브의 온도가 모두 0일 때에, 1번 튜브에서 나간 총열량 중 70%가량은 2번 튜브로 전도되고 나머지 30%가량이 외기로 전달된다는 것을 알 수 있다.

튜브간의 거리( $S/D$ )가 늘어날수록 전도열저항이 커지게 되므로 전반적인 전도형상계수값이 줄어들게 되며 그 변화율이 점점 완만해짐을 볼 수 있다. 마찬가지로 핀의 너비( $W/D$ )가 늘어나면 전도열저항이 작아지고 외부 공기와외의 접촉면적이 커지게 되므로 전도형상계수값이 증가하게 된

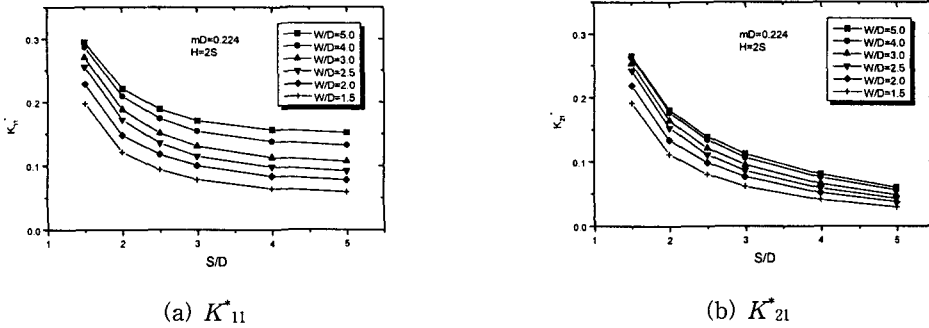


Fig. 2 Conduction shape factor for the two-tube plate fin of Fig. 1.

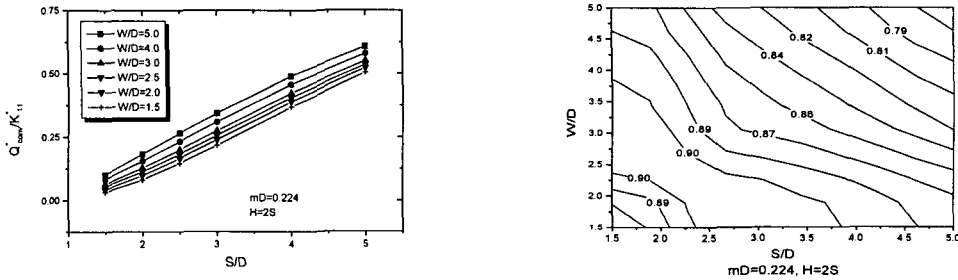


Fig. 3 Convection fraction for the two-tube plate fin of Fig. 1.

Fig. 4 Fin efficiency contour of the two-tube plate fin of Fig. 1.

다. 그러나 튜브간의 거리를 변화시킨 경우에 비해 변화는 상대적으로 작게 나타난다.

1번 튜브의 온도가 주어진 문제의 경우 외부 공기로의 대류열전달량  $Q_{conv}^*$ 은  $K_{11}^* - K_{21}^*$ 로 계산할 수 있다. 핀 전체를 통해 외부로 대류열전달된 열량을 계산한 결과를 Fig.3에 나타내었는데 대류열전달량의 상대적 비중은 핀의 면적이 증가함에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 또한 핀의 효율  $\eta_f$ 는 모든 튜브의 온도를 1로 주었을 때의 대류열전달량을 대류열전달계수와 핀의 전열면적( $W \times H$  : 튜브 단면적까지 포함)의 곱으로 나눔으로써 구할 수 있다. 즉 식(13)에서

$$\eta_f = \frac{\sum_{i,j=1}^M K_{ij}}{hPWH} \quad (18)$$

이 된다.

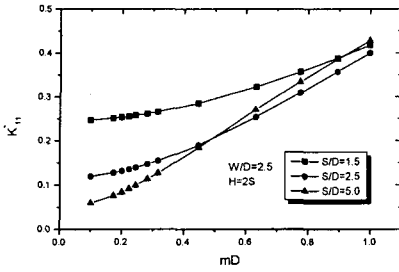
Fig. 4는 형상비에 따른 핀효율의 변화를 도시한 것이다. 튜브간의 거리와 핀의 너비가 늘어남에 따라 전체적인 경우에 대해 효율이 감소하는

추세를 보인다. 이는 외부 공기와의 접촉면적이 커져도 그에 따른 대류열전달량의 증가가 면적증가만큼 늘어나지 못함을 의미한다. 그러나  $W/D$ 가 3.0,  $S/D$ 가 3.0 이하 일 경우 핀의 효율이 오히려 감소하는데 이는 핀효율계산에서 핀면적을 너비와 높이의 곱( $W \times H$ )으로 씌으로써 실제 전열면적은 튜브단면적만큼 감소하였기 때문이다.

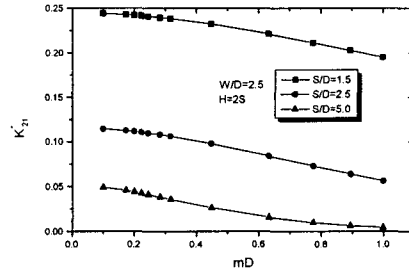
Fig. 5(a)와 (b)는 핀의 물성치 변화에 따른 전도형상계수의 변화를 나타낸 것으로 핀 파라미터  $mD$ 를 0.1에서 1.0까지 변화시키며 전도형상계수의 영향을 보았다. 이때  $W/D$ 는 2.5로 고정시켰으며  $S/D$ 가 1.5, 2.5, 5.0인 경우에 대해 계산을 수행하였다.

$K_{11}^*$ 의 경우  $mD$ 가 증가함에 따라 전도열전달량이 커지게 되어 튜브에서 나가는 열전달량이 커지며 그 증가율도 점점 커지는 것으로 나타났다. 특히  $S/D$ 가 5.0인 경우  $K_{11}^*$ 의 증가율이 높아  $mD$ 가 0.5이상 되는 경우  $S/D$ 가 2.5인 경우보다 더 커지게 된다.

Fig. 5(b)에서 보듯이  $mD$ 가 증가해도 튜브간의 전도열전달량  $K_{21}^*$ 은 상대적으로 크게 변하지



(a)  $K_{11}^*$



(b)  $K_{21}^*$

Fig. 5 Conduction shape factor variation of the two-tube plate fin of Fig. 1.

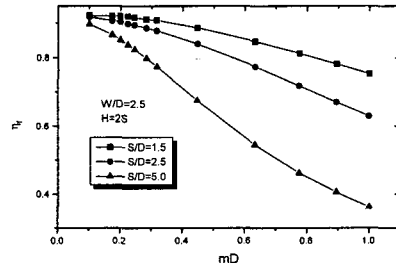
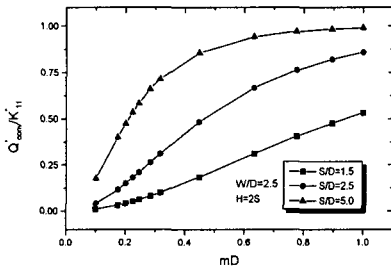


Fig. 6 Fraction of conduction to tube 2 and convection to air from tube 1 when  $T_2=T_\infty=0$  by varying  $mD$  for the two-tube plate fin of Fig. 1.

Fig. 7 Fin efficiency of the two-tube plate fin of Fig. 1 when varying  $mD$ .

않는다. Fig. 6은 1번 튜브의 온도를 높게 하고  $T_2$ 와  $T_\infty$ 를 같게 하였을 때 1번 튜브에서 전달된 총열량 중 외부 공기로 대류열전달된 열량 ( $Q_{conv}^*$ )의 비를 나타내고 있다.  $S/D$ 가 5.0인 경우 대류열전달량의 비율이 급격히 증가하며 상대적으로 전도열전달량의 비율이 작아지는 것을 알 수 있다. 이와 함께 Fig. 7에 여러 가지  $S/D$ 에 대하여  $mD$ 의 변화에 따른 핀효율을 보였는데, 핀의 효율은  $mD$ 가 커질수록, 또  $S/D$ 가 커질수록 급격히 감소하는 것을 알 수 있다.

4.2 세 개의 튜브가 지나가는 평판 핀

Fig. 8은 3개의 튜브가 정렬 혹은 엇갈려서 판통하는 평판 핀의 모습을 보이고 있다. Fig. 9부터 Fig. 10은 직선 배열시의 무차원 전도형상계수  $K_{ij}^*$ 를 튜브의 직경  $D$ 에 대해 튜브간의 거리

리  $S$ 와 핀의 너비  $W$ 를 변화시켜가며 계산한 결과를 나타낸 것이다. 모든 계산에서  $mD$ 는 0.224로 일정하게 유지하였다. Fig. 9으로부터  $K_{11}^*$ 과  $K_{21}^*$ 는  $K_{31}^*$ 에 비해 훨씬 크다는 것을 알 수 있으며 또한 바로 이웃하지 않은 튜브간의 전도형상계수는 상대적으로 매우 작음을 알 수 있다. 이와 함께 여기에 지면상 보이지 않았으나  $K_{21}^*$ 은  $K_{12}^*$ 와 거의 같게 나타났다. 또한 Fig. 10은 1번 튜브를 가열하고 다른 튜브 및 공기의 온도를 0으로 둘 때에 튜브간 전도와 공기로의 대류량의 비를 보인 것이다. 튜브간 거리가 증가하면, 전자는 줄고 후자가 중요해짐을 알 수 있다.

3개의 튜브를 엇갈리게(staggered) 배열한 평판 핀(Fig. 8)에서 일정한 핀면적에 대해 핀의 중심축과 튜브중심간의 거리  $e$ 와 튜브의 직경  $D$ 과의 비를 변화시키며 전도형상계수를 계산하였으며 결과를 Table 2에 나타내었다. 핀심률( $e/D$ )의 증가에 따라 튜브간 거리가 커지게 되므로 튜브간 전도 열저항이 커지는 효과를 보이게 된다. 따라서 튜브간의 전도열전달량  $K_{21}^*$ 은 감소한다.

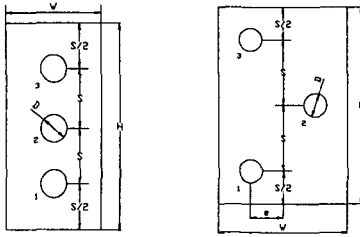
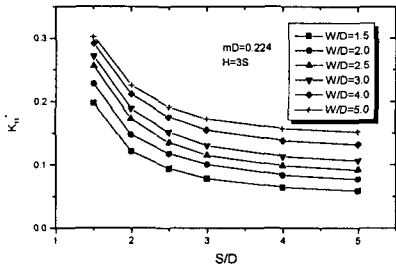
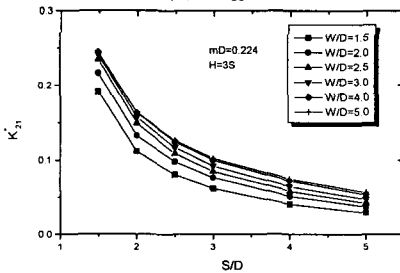


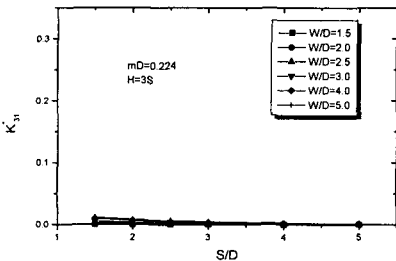
Fig. 8 Plate fin with three tubes.



(a)  $K_{11}^*$



(b)  $K_{21}^*$



(c)  $K_{31}^*$

Fig. 9 Conduction shape factor for the in-line three-tube plate fin of Fig. 8.

그러나 전체 핀의 면적은 일정하므로 대류열전달에 의한 열발산은 일정하게 유지된다. 이 경우에

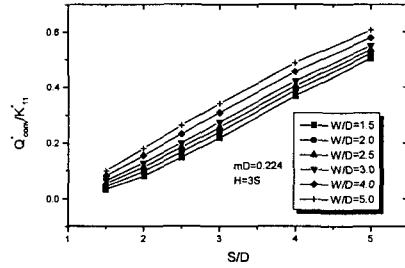


Fig. 10 Fraction of tube-to-tube conduction and convection to air from tube 1 when  $T_2=T_\infty=0$  in the in-line three tube plate fin of Fig. 8.

Table 2 Conduction shape factor of plate fin for the staggered three-tube plate fin of Fig. 8

| $S/D$ | $e/D$ | $K_{11}^*$ | $K_{21}^*$ | $K_{31}^*$ | $Q_{conv}^*$ |
|-------|-------|------------|------------|------------|--------------|
| 2.5   | 0.25  | 0.18882    | 0.12231    | 0.01662    | 0.04989      |
|       | 0.50  | 0.18154    | 0.11321    | 0.01928    | 0.04905      |
|       | 0.75  | 0.17202    | 0.10123    | 0.02253    | 0.04826      |
|       | 1.00  | 0.16149    | 0.08876    | 0.02541    | 0.04732      |
|       | 1.25  | 0.15071    | 0.07705    | 0.02732    | 0.04634      |
| 5.0   | 0.25  | 0.15846    | 0.07435    | 0.00656    | 0.07755      |
|       | 0.50  | 0.15602    | 0.07189    | 0.00708    | 0.07705      |
|       | 0.75  | 0.15216    | 0.06809    | 0.00783    | 0.07624      |
|       | 1.00  | 0.14709    | 0.06332    | 0.00859    | 0.07518      |
|       | 1.25  | 0.14096    | 0.05786    | 0.00928    | 0.07382      |

서도 멀리 떨어진 튜브간(1과 3)의 전도형상계수는 가까운 튜브사이(1과 2)보다 훨씬 작음을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 복잡한 형상의 핀의 성능을 해석하기 위해 핀의 지배방정식과 경계조건을 보다 간편한 경계조건을 가지는 문제들로 나누어 해를 구하고 그 해들을 조합하여 핀의 온도분포를 구하는 방법을 사용하였다. 핀의 성능에 영향을 주는 인자들을 변화시켜가며 전도형상계수를 계산하여 그 영향을 고찰하였으며 그 결과로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시도된 범위 내에서 전도형상계수는 튜브간의 거리가 증가함에 따라 감소하고 핀의 너비



가 증가함에 따라 증가한다. 그러나 핀의 효율은 핀의 크기가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보인다.

(2) 튜브의 개수 및 배열 형태가 전도형상계수에 미치는 영향은 다른 인자들의 영향보다는 튜브간의 거리비에 의한 영향이 비교적 크게 나타난다. 이에 따라 바로 이웃하지 않은 튜브간의 전도형상계수는 거의 무시할 만큼 작아지는 것을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 1996년도 한국과학재단 (과제번호 96-02-00-10-01-3) 및 과학기술처 대형기계설비 핵심요소기술개발과제(과제번호LM-01-02-A-02)의 지원으로 수행하였으므로 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. Auracher, A., Baggio, P., Cavallini, A., Fornasieri, E., Longo, G. and Marvillet, C., 1994, Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, DTI Energy Technology, Denmark.
2. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley and Sons Inc., New York.
3. Webb, R. L., 1990 The flow structure In the louvered fin heat exchanger geometry, SAE Paper No. 900722.
4. Burgers, J. G. and Lemczyk, T. F., 1988, Optimization of louvered fins in intermittent contact with plate heat exchanger passage ways, SAE Paper No. 880447.
5. Achaichia, A., Heikal, M., Sulaiman, Y. and Cowell, T. A., 1994, Numerical investigation of flow and friction in louver fin arrays, Proc. the 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp. 333-338.
6. Echigo, R., Yoshida, H., Hanamura, K. and Mori, H., 1992, Fine-tube heat exchanger woven with threads, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 711-717.
7. Prasad, B. S. V., 1996, Fin efficiency and mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate-fin heat exchangers: formulation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 419-428.
8. Kaga, K., Yamada, K., Takeshita, M. and Yamanaka, G., 1994, Improvement of a capacity of a plate fin tubed heat exchanger by thermal analysis considering thermal interaction between pipes by heat conduction in fins, Proc. the 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 2, pp. 99-104.
9. 김철민, 1997, 핀을 통한 튜브간 전도를 고려한 상변화가 없는 사형 열교환기의 유효성, 석사학위논문, 한국과학기술원.
10. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K. T. and McClain, R. L., 1997, Effect of tube-to-tube conduction on plate-fin and heat exchanger performance Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp. 3909-3916.
11. Zabronsky, H., 1955, J. Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 22, p. 119.