

## 복사 열전달을 고려한 자연대류 원형 히트싱크 열전달 해석

유승환\* · 장대석\* · 이관수\*†

\* 한양대학교 기계공학과

### Thermal Analysis of a Radial Heat Sink with Radiation and Natural Convection

Seung-Hwan Yu\*, Daeseok Jang\* and Kwan-Soo Lee\*†

\* School of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received July 22, 2011; Revised January 20, 2012; Accepted January 25, 2012)

**Key Words:** Natural Convection(자연대류), Radial Heat Sink(원형 히트 싱크), Optimization(최적화)

**초록:** 본 연구는 LED 조명기구에 적합한 원형 히트싱크의 최적설계를 수행하였다. DTRM 복사 모델을 이용하여 자연대류와 복사 열전달을 수치적으로 해석하였고, 수치모델을 실험을 통하여 검증하였다. 흰 개수, 긴 흰 길이, 중간 흰 길이가 전체 열저항 및 복사 열전달에 미치는 영향을 조사하였고, 그 결과 방사율이 증가할수록 복사 열전달의 크기는 증가하여 열저항은 감소하지만, 인자 변화에 따른 전체 열저항의 경향성은 거의 일정하였다. 원형 히트싱크의 최적화를 수행하였고, 최적화된 긴 흰의 개수는 19~28 개, 긴 흰의 길이는 히트 싱크의 반지름의 1/2 이고, 흰의 길이 비는 0.4~0.7 사이의 값을 얻었다.

**Abstract:** A radial heat sink, adopted to LED(light emitting diode) downlight, was optimized. Discrete transfer radiation model (DTRM) was used to calculate radiation heat transfer, and numerical model was verified with experimental results. The effects of number of fin, long fin length and middle fin length on overall thermal resistance and radiation heat transfer were analyzed. As the emissivity increased, thermal resistance decreased due to the increment of radiation heat transfer. The radial heat sink was optimized and optimum number of long fins is 19~28, optimum length of long fin is about half of radius of heat fink and optimum fin ratio is 0.4~0.7.

- 기호설명 -

$H$  : 흰 높이 [mm]  
 $h$  : 열전달 계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $L$  : 흰 길이 [mm]  
 $n$  : 흰 개수  
 $\dot{q}$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $R_{th}$  : 열저항 [ $^{\circ}C/W$ ]  
 $r$  : 반지름 [mm]  
 $t$  : 흰 두께 [mm]

$i$  : 안쪽  
 $L$  : 긴 흰  
 $M$  : 중간 흰  
 $o$  : 바깥쪽  
 $rad$  : 복사열전달

그리스 문자

$\varepsilon$  : 방사율

하첨자

avg : 평균

### 1. 서론

최근 친환경 광원으로 LED (Light Emitting Diode)가 조명용으로 활용이 커져가고 있다. 그러나 LED 에서 발생하는 열 에너지의 방열을 효과적으로 하지 못해 여러 조명 제품으로의 상용화는 힘든 실정이다. LED 의 열 생성 과정을 보면 LED 는 반도체 소자로서 P-N 접합으로 제작되고 이 과정에서 빛이 생산되며 그 양이 클수록 고 전류가 필요하며 빛도 많아지게 된다. 그러나 고 전류가 흐를수록 많은 열이 발생하고, 이로 인하여 접합부의 온도가 상승하면 허용 전류가 감소하여 광출력도 감소하게 된다. 또한 LED 는 고온에 장시

† Corresponding Author, [ksleehy@hanyang.ac.kr](mailto:ksleehy@hanyang.ac.kr)

간 노출되어 있을 때에는 수명도 기하급수적으로 줄어들기 때문에 제품의 신뢰성을 저하시킨다. 따라서 LED 조명의 방열문제를 해결하기 위해선 적절한 방열기기의 설계가 필요한 실정이다. 현재 LED 조명 특성과 가장 적합한 방열기기는 자연대류를 이용한 히트싱크이다. 일반적인 자연대류 히트싱크의 모양은 대부분 사각 형태지만, 대부분의 LED 조명기구의 형태는 원형이기 때문에 원형 히트싱크에 대한 연구가 필요하다.

현재까지 자연대류를 이용한 heat sink 에 관한 연구는 많이 수행되었다. Chaddock<sup>(1)</sup>은 표면이 잘 연마된 사각 알루미늄 히트 싱크에 대하여 자연대류 열전달 실험을 수행하였고, 그 결과 복사 열전달량이 전체 열전달량 중 10~20%를 차지한다고 하였다. Yu 등<sup>(2)</sup>은 원형 heat sink 에 대해 자연대류 열전달만을 고려한 열유동 해석을 수행하였다. 인자영향도 분석 및 Nu 를 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 또한 Yu 등<sup>(3)</sup>은 여러 원형 형상에 대한 자연대류 열전달을 해석하였고, pareto front 를 통한 최적화를 수행하였다. 위 연구들은 방사율이 0.1 인 순수 알루미늄으로 만들어진 heat sink 을 해석하였고, 총 열전달량 중에 복사 열전달 비율이 5% 미만이기 때문에 복사 열전달을 무시하였다. 그러나 일반적인 heat sink 는 복사 열전달을 증가시키기 위하여 표면처리가 되어있고, 복사 열전달량이 자연대류 열전달량보다 상대적으로 클 경우에는 Yu 등<sup>(3)</sup>의 해석결과는 큰 오차가 발생한다. 복사 열전달은 방사율, 형태계수, 온도의 영향을 크게 받는다. 방사율은 표면의 재질에 따라 변하며, 형태 계수는 형상에 의하여 결정된다. 온도는 외기 온도가 변하거나, 발열량에 따라 변하게 된다. 따라서 자연대류 열전달에서 전체 열전달량의 20%이상 차지하는 복사열전달을 보다 정확하게 해석하기 위해선 방사율, 형태계수, 온도에 따른 영향을 모두 고려해야 한다.

본 연구에서는 자연대류를 이용한 원형 히트싱크에서 복사열전달의 영향을 수치적으로 분석한다. 다양한 방사율을 가지는 원형 히트싱크의 실험을 통하여 수치 모델의 타당성을 검증한다. 히트 싱크의 형상 (휨 개수, 긴 휨 길이, 중간 휨 길이)이 복사 열전달과 열저항에 미치는 영향을 분석한다. 마지막으로 열전달 성능을 고려한 원형 히트싱크의 최적화를 통하여 설계 방향을 제시하고자 한다.

## 2. 해석 방법

본 연구의 해석대상은 Fig. 1(a)와 같이 원형

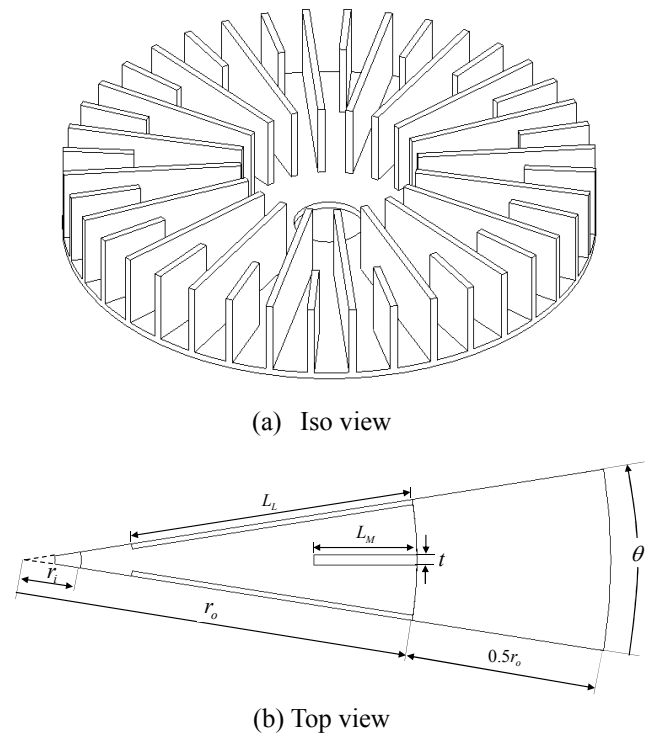


Fig. 1 Schematic of radial heat sink

베이스와 두 가지 길이의 사각 휨으로 구성되어 있다. 휨은 방사형으로 균일한 각도로 배치되었으며, 히트 싱크 베이스는 지면과 수평이다. 작동 유체는 공기이며, 히트 싱크 재질은 알루미늄합금 (Al 6061)이다. 해석 대상은 같은 형상이 반복되기 때문에 격자 수와 계산 시간을 고려하여 Fig. 1(b)와 같이 반복되는 휨 조합 한 세트를 해석대상으로 선택하였다.

### 2.1 지배방정식

본 연구 대상을 수치해석으로 계산하기 위해 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 공기 유동은 3차원 정상상태, 층류이다.
  - (2) 공기의 밀도를 제외한 물성치는 일정하다.
  - (3) 공기는 이상기체이다.
  - (4) 히트싱크 표면은 회체이면서 산란방사체이다.
- 수치해석에 이용한 지배방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (3)$$

원형 히트싱크 주위의 유동은 자연대류이기 때문에 식 (2)에서  $x_2$  방향일 때, 정압 ( $p_{x_2}$ )은 기준 조건에서의 중력 ( $-\rho_o g x_2$ )과 정압( $p$ )의 합으로 나타낼 수 있다.

$$p_{x_2} = -\rho_o g x_2 + p \quad (4)$$

여기서 기준 밀도( $\rho_o$ )는 외기온도와 외기압력에서의 밀도이다. 복사 열전달 해석 모델 중 반복되는 형상으로 이루어진 주기 조건에서 사용할 수 있는 DTRM (Discrete Transfer Radiation Model)<sup>(4)</sup>을 선택하였다. 히트 싱크와 공기의 경계면에서 복사 열전달은 다음과 같이 계산한다.

$$\dot{q}_{out} = (1 - \epsilon_w) q_{in} + \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (5)$$

$$\dot{q}_{in} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (6)$$

### 2.2 경계 조건 및 수치해석 방법

수치해석 시 사용한 경계조건은 아래와 같다.

(1) 히트 싱크 베이스: 균일 열유속

$$-k_s \left. \frac{\partial T_s}{\partial n} \right|_{\text{heat sink base}} = \dot{q}$$

(2) 대칭 경계면 (fluid): 주기 조건<sup>(5)</sup>

$$u_i(\vec{r}_i) = u_i(\vec{r} + \vec{L})$$

(3) 대칭 경계면 (solid): 대칭 조건

$$\left. \frac{\partial T_s}{\partial n} \right|_{\text{sectional wall}} = 0$$

(4) 그외 공기 외곽 면: 압력 조건,

$$T_{inlet} = T_{outlet, back flow} = T_\infty$$

(5) 공기와 heat sink 의 경계면:

$$T_{f, wall} = T_{s, wall}, \quad -k_f \left. \frac{\partial T_f}{\partial n} \right|_{\text{wall}} + q_{out} = -k_s \left. \frac{\partial T_s}{\partial n} \right|_{\text{wall}} + q_{in}$$

수치해석 시 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘을 선택하였다. 각 지배방정식의 대류항과 에너지 방정식은 그 정확도를 높이기 위해 2 계 상류도식을 이용하여 이산화하였다.

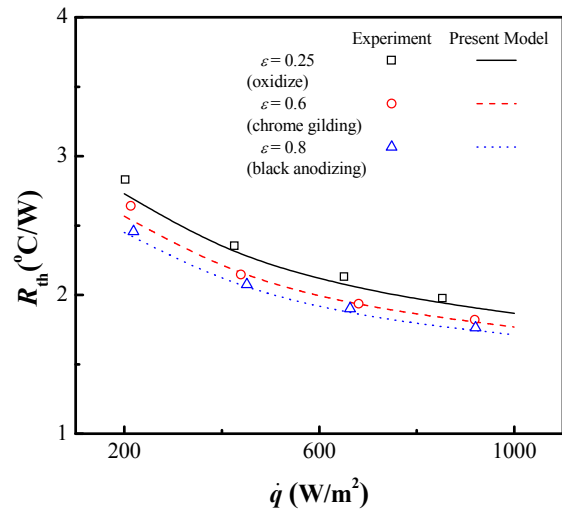


Fig. 2 Comparison between experimental and computational results

반복 계산 시 종속 변수들의 수렴 정도는 종속 변수의 상대 오차의 최대값이 모든 지배방정식의  $10^{-5}$  이하일 때 수렴된 것으로 판정하였다.

### 3. 실험 및 검증

수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위하여 실험을 수행하였다. 테스트한 히트 싱크의 재질은 알루미늄 합금 6061 이고, 총 3 개의 히트 싱크를 비교하였다. 방사율을 변화시키기 위하여 하나의 모델은 추가적으로 표면처리를 하지 않았고, 다른 두 모델들은 각각 크롬 도금과 흑색 아노다이징으로 표면처리를 하였다. 실험 모델의 형상은  $n=40$ ,  $r_o=75\text{mm}$ ,  $r_i=10\text{mm}$ ,  $L_L=50\text{mm}$ ,  $L_M=20\text{mm}$ ,  $H=21.3\text{mm}$ ,  $t=2\text{mm}$  이다. 표면처리를 하지 않은 알루미늄의 방사율은 0.25, 크롬 도금 알루미늄의 방사율은 0.6, 흑색 아노다이징 알루미늄은 0.8 이다. Fig. 2 는 실험 결과와 수치해석 결과를 비교한 그림이다. 결과 값 비교 시 성능 지표는 열저항으로 선택하였고, 다음과 같이 정의하였다.

$$R_{th} = \frac{(T_{avg, heat sink} - T_\infty)}{(\pi(r_o^2 - r_i^2) \cdot \dot{q}_{heat sink})} \quad (7)$$

본 실험에서  $R_{th}$  값의 최대 불확실도는 1.9 % 이다. 열유속이 약  $200\text{ W/m}^2$  일 때, 수치해석 값에 비하여 8.9% 오차가 발생하지만, 나머지 범위에서는 오차범위가 2%이내이다. 이는 본 수치해석 모델이 복사 열전달을 고려한 자연대류 열전달을 잘 모사한다고 할 수 있다. 실험 결과에서 최대 Grashof 수의 값은  $4.4 \times 10^5$  이기 때문에 본 연구에서 선택한 층류 모델이 타당하다고 할 수 있다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 인자 영향도 분석

Heat sink의 흰 개수, 긴 흰 길이와 중간 흰 길이에 따라 방사율을 0 (free convection), 0.9로 선택하여 히트싱크 평균 열저항과 전체 열전달량중 복사 열전달량이 차지하는 비율에 대한 영향력을 분석하였다. 인자 영향도 수행 시 기준 모델의 형상은 실험 모델과 같고, 열유속은  $700 \text{ W/m}^2$  이며, 외기온도는  $30^\circ\text{C}$  이다.

Fig. 3은 흰 개수의 변화에 따른 heat sink의 평균 열저항의 변화와 복사 열전달량의 상대적인 크기를 도시한 그림이다. 흰의 개수가 증가할수록 자연대류 열전달은 증가하다가 감소하는 형태이지만, 이와 반대로 복사 열전달은 감소하다가 증가한다. 흰의 개수가 증가할수록 전열면적은 증가하

지만, 흰 사이 간격이 줄어들어 형태계수는 감소하고, 복사 열전달은 흰의 개수가 약 56 개일 때 최소가 된다. 복사 열전달과 자연대류 열전달을 동시에 고려하면, 자연대류 열전달이 클 때에는 복사 열전달의 크기가 상대적으로 작고, 자연대류 열전달이 작을 때에는 복사 열전달이 상대적으로 크게 나타난다. 따라서 방사율 0.9일 때 열저항 그래프의 기울기는 방사율 0(natural convection)일 때 보다 완만해짐을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 긴 흰 길이에 따른 heat sink의 평균 열저항 및 복사 열전달의 변화를 나타낸 것이다. 긴 흰 길이가 증가할수록 안쪽 흰 간격이 좁아지고, 형태계수가 감소하기 때문에 복사 열전달은 감소한다. 자연대류 열전달( $\epsilon=0$ )만 고려하였을 때에는 긴 흰 길이가 증가함에 따라 평균 열저항은 작은 비율로 감소한다. 방사율이 0.9일 때, 긴 흰 길이가 증가할수록 복사 열전달은 감소하지만, 이는 자연대류 열전달의 변화에 비하여 상대적으로 작기 때문에 평균 열저항에 미치는 영향이 작고, 그 결과 긴 흰 길이에 따른 평균 열저항의 변화는 거의 없다.

Fig. 5는 중간 흰 길이의 변화에 따른 열저항과 복사 열전달의 변화를 도시하였다. 중간 흰 길이가 증가할수록 heat sink의 평균 열저항은 감소하다가 증가한다. 복사 열전달 관점에서 보면, 중간 흰 길이가 증가할수록 중간 흰과 긴 흰 사이 간격이 줄어들기 때문에 형태계수의 값이 지속적으로 감소하고, 중간 흰 길이가 35 mm일 때, 복사 열전달은 최소가 된다. 흰의 개수의 결과와 마찬가지로 복사 열전달과 자연대류 열전달을 동시에 고려하면, 중간 흰 길이의 변화에 따른 평균 열저항의 변화는 자연대류만 고려하였을 때보다 둔화된다.

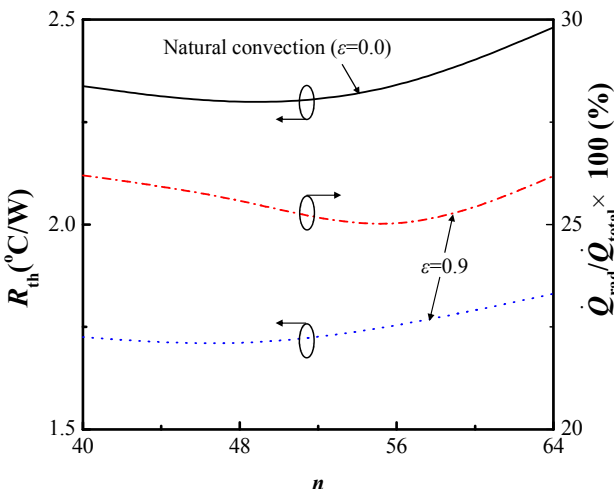


Fig. 3 The effect of number of fins

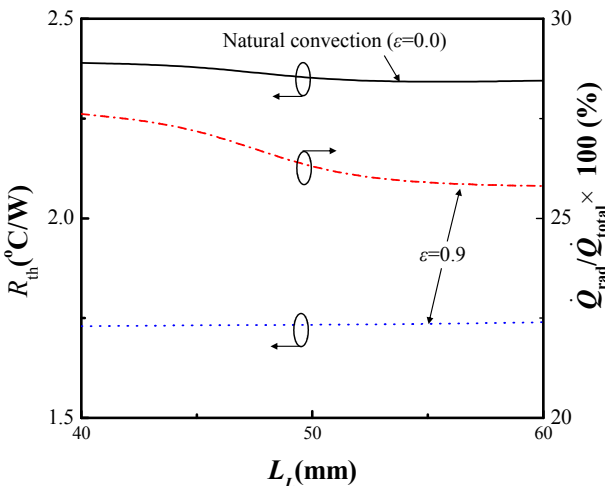


Fig. 4 The effect of long fin length

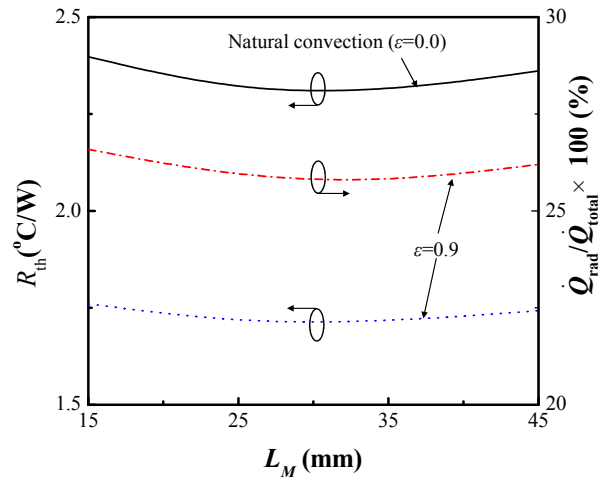
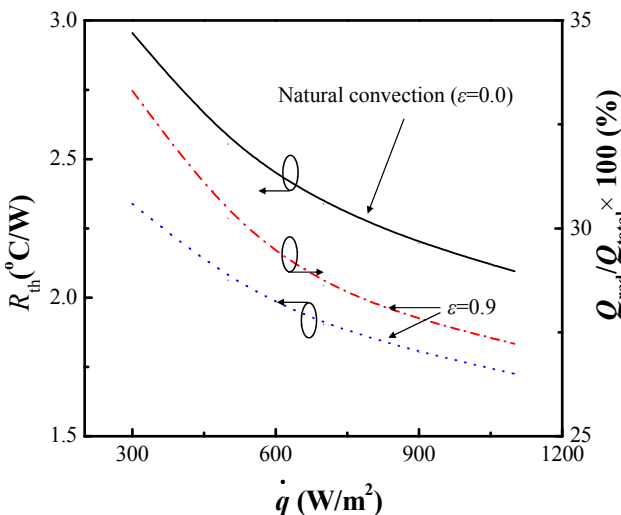


Fig. 5 The effect of middle fin length

**Table 1** Design of experiments ( $r_o=75\text{mm}$ ,  $\dot{q} = 300 \text{ W/m}^2$ )

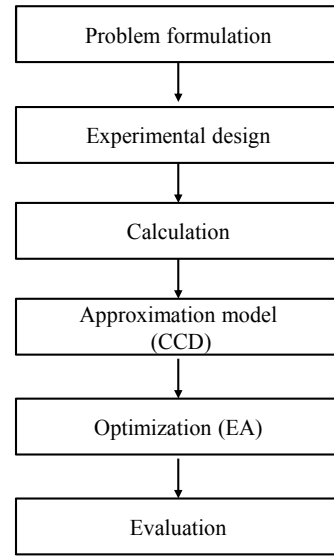
Test number	Parameters			Response
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$R_{TH}$
1	16	35	0.3	3.443
2	24	35	0.3	2.952
3	16	35	0.7	3.002
4	24	35	0.7	2.909
5	16	55	0.3	3.157
6	24	55	0.3	2.969
7	16	55	0.7	2.965
8	24	55	0.7	3.207
9	16	45	0.5	3.067
10	24	45	0.5	3.000
<b>11*</b>	<b>20</b>	<b>45</b>	<b>0.3</b>	<b>2.969</b>
12	20	45	0.7	2.946
13	20	35	0.5	2.921
14	20	55	0.5	2.940
15	20	45	0.5	2.904

\* refereence



**Fig. 6** Effect of heat flux

Fig. 6 은 열유속에 따른 변화를 나타낸 그림이다. 열유속이 커질수록 공기의 평균 온도의 상승 때문에 히트싱크 윗 부분으로 나가는 공기의 출구 속도는 증가하고, 안쪽의 공기를 채우기 위해서 히트싱크 외곽쪽에서 들어오는 공기의 유량은 증가하게 된다. 따라서 자연대류 효과가 커져 히트싱크의 자연대류 열전달 계수는 증가하게 된다.



**Fig. 7** Process of optimization

열유속이 증가하면 히트싱크의 평균 온도도 상승하여 복사열전달양도 커지지만, 자연대류 효과의 증가가 복사열전달 효과의 증가보다 커서 복사열전달의 비중은 감소하였다.

4.2 최적화

인자영향도 결과로부터 방사율이 증가함에 따라 전체 열저항은 감소하지만, 인자 변화에 따른 열저항의 경향성은 설계 가능한 전 영역에 대해 방사율과 관계없이 거의 일정하게 나타났다. 따라서 원형 히트싱크 최적화 시, 자연대류 열전달만을 고려하였다. 연구 대상인 원형 히트 싱크를 최적화 하기 위하여 흰의 개수( $X_1$ ), 긴 흰의 길이( $X_2$ ), 긴 흰과 중간 흰의 길이 비( $L_M/L_L$ ,  $X_3$ )를 설계 변수로 선정하였다. 히트 싱크 방열 성능을 고려하여 열저항을 최소화 하는 것을 목적함수로 선택하고, 다음과 같이 정의하였다.

Find  $X_1, X_2, X_3$

To minimize  $\frac{R_{TH}(X_1, X_2, X_3)}{R_{TH,ref}(X_1, X_2, X_3)}$

최적화는 Fig. 7 과 같은 순서로 진행하였다. 우선, 반응 표면을 생성하기 위하여 실험계획법을 통하여 실험점들을 선택한다.

실험 계획법으로는 중심 합성 계획법(Central Composite Design)을 선택하였다. 각각의 실험점에 대하여 수치해석을 수행 후, 2 차 다항식의 반응 표면의 근사식을 생성한다. 이 근사식을 바탕으로 진화알고리즘(Evolutionary algorithm)<sup>(6)</sup>을 이용하여

**Table 2** Results of optimized radial heat sink

$r_o$ (mm)	$\dot{q}$	No. of fin (L)	ratio ( $L_M/L_L$ )	$L_L$ (mm)	$R_{TH}$ ( $^{\circ}C/W$ )
75	300	21	0.698	35.7	2.847
	700	22	0.698	39.5	2.240
	1100	23	0.698	35.8	1.989
89	300	24	0.694	47	2.233
	700	24	0.697	55.9	1.744
	1100	24	0.698	58.6	1.542
102	300	28	0.548	56.8	1.804
	700	28	0.564	57.5	1.404
	1100	28	0.579	58.1	1.236

최적화된  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  값을 계산한다. 일반적인 최적화 방법은 설계변수가 연속적일 때 적용이 가능하지만, 흰 개수( $X_1$ )와 같이 불연속 변수가 있을 경우에는 진화알고리즘이 적합하다. Table 1 은 히트 싱크의 반지름이 75 mm,  $\dot{q} = 300 \text{ W/m}^2$  일 때, 실험 계획법을 도시하였다. 각각의 반응 표면식의 결정 계수( $R^2$ )는 평균 0.95 으로 반응 표면을 정확하게 예측한다고 할 수 있다.

Table 2 는 히트 싱크 반지름이 75, 89, 102 mm 이고, 열유속이 300, 700, 1100  $\text{W/m}^2$  일 때, 각각의 경우에 대한 최적화 결과이다. 열유속이 증가할수록 자연대류 효과가 커지기 때문에 냉각 공기의 유입량이 증가하여 흰의 개수, 흰의 길이 비, 긴 흰의 길이가 증가하게 된다. 최적화된 긴 흰의 개수는 19~28 개, 긴 흰의 길이는 히트 싱크의 반지름의 1/2 이고, 흰의 길이 비는 0.4~0.7 사이의 값을 가진다. 히트싱크의 반지름과 열유속이 증가할수록 최적 흰의 개수는 증가하는 경향을 보였다.

## 5. 결론

본 연구에서는 원형 히트싱크 주위의 열유동을 실험 및 수치해석을 통하여 연구하였다. 수치해석 모델의 타당성을 검증하기 위해 실험을 수행하였고, 그 결과 실험 결과와 수치해석 결과가 상당히 잘 일치하였다. 이는 본 해석 모델이 자연대류 및

복사 열전달을 잘 모사한다고 할 수 있다. 위 수치 모델을 이용하여 방사율의 변화에 따른 흰 개수, 긴 흰 길이 및 중간 흰 길이가 평균 열저항에 미치는 영향을 분석하였고, 인자 변화에 따라서 복사 열전달의 변화가 크지 않기 때문에 복사 열전달은 자연대류 열전달에 비하여 전체 열저항에 미치는 영향이 상대적으로 작게 나타났다. 최적화된 히트 싱크의 형상은 긴 흰의 개수는 19~28 개, 긴 흰의 길이는 히트 싱크의 반지름의 1/2 이고, 흰의 길이 비는 0.4~0.7 로 나타났다.

## 후 기

이 논문은 2010 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (No. 2010-0008537).

## 참고문헌

- (1) Chaddock, J.B., 1970, "Free Convection Heat Transfer from Vertical Fin Arrays," *ASHRAE Journal*, Vol.12, No. 8, pp. 53~60.
- (2) Yu, S.H., Lee, K.S. and Yook, S.J., 2010, "Natural Convection Around a Radial Heat Sink," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 13-14, pp. 2935~2938.
- (3) Yu, S.H. Lee, K.S. and Yook, S.J., 2011, "Optimum Design of a Radial Heat Sink Under Natural Convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 11-12, pp. 2935~2938.
- (4) Carvalho, M.G., Faris, T. and Fontes, P., 1991, "Predicting Radiative Heat Transfer in Absorbing, Emitting, and Scattering Media Using the Discrete Transfer Method," *Fundamentals of Radiation Heat Transfer ASME HTD*, Vol.160, pp. 17~26.
- (5) Patankar, S.V., Liu, C.H. and Sparrow, E.M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180~186.
- (6) Jeong, M.J., 2003, "Integrated Support System for Decision-Making in Design Optimization," *PhD Thesis, University of Tokyo*, Tokyo, Japan