

## 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크의 경사각 변화에 대한 실험적 연구

도규형<sup>\*\*</sup> · 김태훈<sup>\*</sup> · 한용식<sup>\*</sup> · 최병일<sup>\*</sup> · 김명배<sup>\*</sup>

\* 한국기계연구원

### Experimental Investigation of Variations in Inclination Angle of Natural Convective Heat Sink with Plate Fins

Kyu Hyung Do<sup>\*\*</sup>, Tae Hoon Kim<sup>\*</sup>, Yong-Shik Han<sup>\*</sup>, Byung-II Choi<sup>\*</sup> and Myung Bae Kim<sup>\*</sup>

\* Korea Institute of Machinery & Materials

(Received July 15, 2011 ; Revised March 26, 2012 ; Accepted March 27, 2012)

**Key Words:** Heat Sink(히트싱크), Plate-fin(플레이트-핀), Natural Convection(자연대류), Thermal Performance(열성능), Inclined Angle(경사각)

**초록:** 본 연구에서는 등온 가열 조건 하에서 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크의 열성능을 측정하기 위한 실험적 연구를 수행하였다. 실험은 자연대류 히트싱크의 열입력량, 핀 간격 및 높이를 변화시키면서 수행하였다. 특히, 경사각 변화가 자연대류 히트싱크의 열성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 기존 연구자들이 제시한 열저항 상관식과 본 연구에서 수행한 실험결과와의 비교를 통해 실험결과의 타당성을 검증하였다. 또한 실험결과를 바탕으로 자연대류 히트싱크의 열입력량, 핀 간격 및 높이, 그리고 경사각에 대하여 기존 연구자들이 제시한 상관식의 적용가능 범위를 평가하였다.

**Abstract:** In this paper, an experimental investigation is performed to estimate the thermal performance of a natural convective heat sink with plate fins subject to the uniform wall temperature condition. Extensive experiments are performed with various input powers, fin spacings, and heights of the natural convective heat sinks with plate fins. In particular, the effect of the inclination angle on the thermal performance of the heat sink is studied. In order to validate the experimental data, the experimental results are compared with results from previous studies. Based on the experimental results, the appropriate ranges of the previous correlations between the input power, the fin spacing, the fin height, and the inclination angle for the natural convective heat sink with plate fins are evaluated.

- 기호설명 -

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $El$  : Elenbaas number  
 $g$  : 중력 가속도 [ $ms^{-2}$ ]  
 $H$  : 핀 높이 [m]  
 $h$  : 대류열전달계수 [ $Wm^{-2}K^{-1}$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $Wm^{-1}K^{-1}$ ]  
 $L$  : 히트싱크 길이 [m]  
 $Nu$  : Nusselt number  
 $n_{fin}$  : 핀 개수

$Pr$  : Prandtl number  
 $q$  : 열입력량 [W]  
 $Ra$  : Rayleigh number  
 $R_{th}$  : 열저항 [K/W]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $W$  : 히트싱크 폭 [m]  
 $w_c$  : 핀 간격 [m]  
 $w_w$  : 핀 두께 [m]

그리스문자

$\alpha$  : 열확산율 [ $m^2s^{-1}$ ]  
 $\beta$  : 체적열팽창계수 [ $K^{-1}$ ]  
 $\varepsilon$  : 방사율  
 $\eta$  : 유효율

† Corresponding Author, kyudo@kimm.re.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

$\theta$	: 수직방향 기준 경사각 [deg]
$\nu$	: 동점성계수 [ $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ ]
$\sigma$	: Stefan-Boltzmann 상수

## 아래첨자

<i>amb</i>	: 대기
<i>b</i>	: 베이스 플레이트
<i>conv</i>	: 대류열전달
<i>f</i>	: 유체
<i>fin</i>	: 흰
<i>in</i>	: 입력
<i>loss</i>	: 열손실
<i>rad</i>	: 복사
<i>sur</i>	: 표면
<i>total</i>	: 전체
<i>w</i>	: 히트 싱크 바닥면

## 1. 서 론

최근 들어 에너지 문제가 대두됨에 따라 신재생에너지 분야 중의 하나인 태양광에너지가 전세계적으로 주목을 받고 있다. 그러나 태양광 발전 시스템의 효율향상 및 신뢰성 향상을 위해 냉각시스템의 개발이 요구되고 있다. 특히, 고집광 태양광 발전 시스템(Concentrating Photovoltaic System)은 흡수된 태양광 에너지를 전기에너지로 변환하는 변환효율(Conversion Efficiency)이 III-V 족 화합물 반도체 태양전지를 사용할 경우 35%~39% 정도이다.<sup>(1)</sup> 흡수된 태양광에너지 중 나머지는 열에너지로 변환되며, 이 열에너지를 효과적으로 방열하지 못할 경우 태양전지의 작동온도를 상승시켜 발전효율 및 시스템 수명을 감소시키게 된다. 따라서 고집광 태양광 발전 시스템의 효율을 증대시키고 장기적 신뢰성 저하를 최소화하기 위해서는 냉각 기술이 필수 핵심기술이라 할 수 있다.

여러 가지 냉각장치 중에서 자연대류 히트싱크는 제작이 용이하고 장기적인 신뢰성 및 가격적인 측면에서 장점이 있기 때문에 고집광 태양광 발전 시스템의 냉각장치로 적합하다고 보고되고 있다.<sup>(1)</sup> 기존의 많은 연구자들이 자연대류 히트싱크에 대한 실험적, 해석적 연구를 수행하였다.<sup>(2-8)</sup> Welling and Wooldridge<sup>(2)</sup>와 Starner and Manus<sup>(3)</sup>는

수직방향 플레이트-흰을 가지는 히트싱크에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Van De Pol and Tierney<sup>(4)</sup>은 Welling and Wooldridge<sup>(2)</sup>의 실험결과를 토대로 채널 수력직경 기반의 Nusselt 수에 대한 상관식을 제시하였다. Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>은 플레이트-흰을 가지는 자연대류 히트싱크의 소형화/경량화를 위해 최적의 흰 간격 및 두께를 결정할 수 있는 상관식을 제시하였다.

고집광 태양광 발전 시스템의 경우, 직달일사를 받기 위해 태양을 정밀하게 추적하며, 이에 따라 시스템에 장착된 냉각시스템의 경사각이 변화하기 때문에 경사각 변화가 자연 대류 히트싱크의 열성능에 미치는 영향에 대한 연구가 필요하다. 기존의 연구에서는 Rayleigh number를 계산하는데 있어  $g$ 를  $g\cos\theta$ 로 대치하면 수직방향 플레이트-흰을 가지는 히트싱크에 대한 상관식을 사용할 수 있다고 보고하였다.<sup>(6)</sup> 그러나 이러한 접근은 수직방향 기준 경사각이  $0^\circ \leq \theta < 60^\circ$  구간에 국한되며,  $60^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  인 경우, 적용이 어려운 실정이다. 최근 들어, Dayan 등<sup>(7)</sup>은 수평방향( $\theta = 90^\circ$ ) 플레이트-흰을 가지는 자연대류 히트싱크에 대해 Integral Method를 이용한 해석해를 제시하였으며, 해석해를 기반으로 한 열전달 계수 상관식을 제시하였다. 또한, Mittelman 등<sup>(8)</sup>은 경사각,  $\theta = 60^\circ, 70^\circ, 80^\circ, 90^\circ$ 에 대하여 플레이트-흰을 가지는 자연대류 히트싱크에 대한 수치해석적 연구를 수행하였다. 그러나 경사각 변화 뿐만 아니라 플레이트-흰을 가지는 자연대류 히트싱크의 형상변화가 열성능에 미치는 영향에 대한 실험적 연구가 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 등온 가열 조건 하에서 플레이트-흰을 가지는 자연 대류 히트싱크의 열성능에 대한 실험적 연구를 수행하고자 한다. 이를 위해, 열입력량, 흰 간격, 그리고 흰 높이 변화에 따른 자연대류 히트싱크의 열성능을 실험적으로 평가하고자 하였다. 특히, 경사각 변화가 자연대류 히트싱크의 열성능에 미치는 영향을 조사하였다. 본 연구에서 수행한 실험결과의 타당성을 검증하기 위하여 기존의 연구결과와의 비교를 수행하고자 한다. 또한, 본 연구의 실험결과를 바탕으로 기존 연구자들에 의해 제안된 플레이트-흰을 가지는 자연대류 히트싱크에 대한 상관식의 열입력량, 흰 간격, 흰 높이, 경사각에 따른 적용가능범위를 평가하고자 한다.

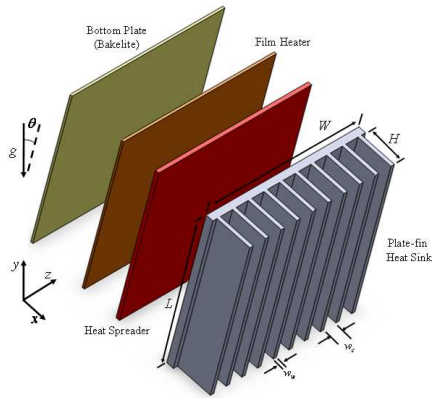


Fig. 1 Schematic diagram of a heat sink assembly

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 히트싱크 모듈

본 연구에서는 자연대류 히트싱크의 열성능 평가를 위해, 열입력량, 핀 간격, 핀 높이, 경사각을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 자연대류 히트싱크 모듈은 Fig. 1과 같다. 자연대류 히트싱크는 플레이트-핀(Aluminum alloy 5052,  $k_{fin} = 138\text{W/mK}$ )과 히트싱크 베이스 플레이트(Aluminum alloy 6061,  $k = 167\text{W/mK}$ )로 구성된다. 히트싱크에 열량을 공급하기 위하여, 박막히터(전기저항:  $3.8\Omega$ )를 사용하였다. 히트싱크의 바닥면을 등온조건으로 유지하기 위하여, 박막 필름 히터와 히트싱크 베이스 플레이트 사이에 10mm 두께의 구리 블록( $k = 364\text{W/mK}$ )이 사용되었다. 열손실을 최소화하고 박막히터를 고정하기 위하여 박막 필름 히터 뒷면에 5mm 두께의 베이클라이트 판을 사용하였다. 접촉 열저항을 최소화하기 위하여, Thermal Grease(TC 5080, Dow Corning)를 히트싱크 베이스 플레이트, 구리 블록, 박막 히터, 베이클라이트 판 사이에 각각 적용하였다.

### 2.2 실험장치 및 실험방법

Fig. 2는 실험장치의 사진을 나타내고 있다. 실험 장치는 크게 자연 대류 히트싱크 모듈, 지지대, 그리고 데이터 획득 장치로 구성된다. 입력열량은 Power Supply(E3633A, Agilent Technology)에서 박막 필름 히터로 공급된다. 히트싱크 베이스의 온도분포를 측정하기 위하여 9개의 J-type 열

Table 1 Geometric configuration of heat sinks

Heat Sink	$L$ (mm)	$W$ (mm)	$H$ (mm)	$w_c$ (mm)	$w_w$ (mm)	$n_{fin}$ (ea)	$A_{total}$ ( $\text{m}^2$ )
A	224	224	50	4.6	1.0	39	0.92
B	224	224	50	6.6	1.0	29	0.70
C	224	224	50	10.2	1.0	20	0.50
D	224	224	50	14.2	1.0	15	0.39
E	224	224	25	10.2	1.0	20	0.27
F	224	224	75	10.2	1.0	20	0.72

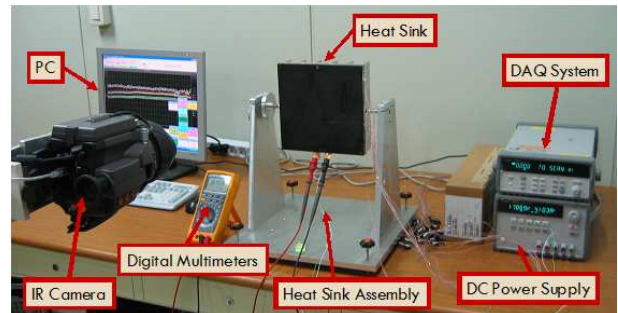


Fig. 2 Experimental apparatus

전대를 사용하였다. 데이터 획득 장치(34970A, Agilent Technology)는 열전대의 온도 값을 얻는데 사용하였다. 실험은 히트싱크 베이스 플레이트의 면적과 핀 두께를 각각  $224\text{mm} \times 224\text{mm}$ , 1mm로 고정한 상태에서 열입력량, 핀 간격 및 높이, 그리고 경사각을 변화시키면서 수행하였다. 열입력량은 Power Supply에서 공급된 열량을 기준으로 20W-70W로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 핀 간격,  $w_c$ 는 4.6mm에서 14.2mm의 범위에서 실험을 수행하였고, 핀 높이,  $H$ 는 25mm, 50mm, 75mm로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 경사각은 수직 방향을 기준으로  $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 본 연구에 수행한 실험에 사용된 히트싱크의 형상은 Table 1과 같다.

히트싱크 바닥면에서 발생하는 열손실을 계산하기 위하여, 베이클라이트 판의 온도 분포를 IR 카메라를 이용하여 측정하였다(Fig. 2 참조). 정확한 온도 측정을 위해 베이클라이트 판의 표면을 Black Paint로 코팅하여 일정한 방사율을 가지도록 하였다. 측정된 온도 분포 결과로부터 히트싱크 바닥면에서 대기로의 대류 및 복사 열전달에 의한 열손실을 계산하였다. 대류 열전달에 의한

열손실은 Fujii and Imura<sup>(9)</sup>와 Churchill and Chu<sup>(10)</sup>가 제시한 상관식으로부터 계산하였다. 또한, 복사 열전달에 의한 열손실은 식 (1)로부터 계산하였다.

$$q_{rad} = \sigma \epsilon (L \times W) (T_{sur}^4 - T_{amb}^4) \quad (1)$$

여기서,

$\sigma$ : Stefan-Boltzmann constant,  $\epsilon = 0.9$ .

최종적으로 히트싱크로 전달되는 열입력량은 Power Supply에서 공급된 열입력량에서 열손실량을 뺀 값으로 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$q_{total} = q_{in} - q_{loss} = q_{in} - (q_{conv} + q_{rad}) \quad (2)$$

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 실험 결과의 타당성 검증

연구에서 수행한 실험 결과의 타당성을 검증하기 위하여 수직방향 및 수평방향 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크에 대한 기존 상관식들과의 비교를 수행하였다. Fig. 3은 히트싱크 베이스 온도와 대기온도의 차이에 따른 열저항에 대한 실험 결과와 기존 상관식 결과를 비교한 그래프이다. 여기서 열저항은 식 (3)과 같이 히트싱크 베이스의 평균온도와 대기 온도 차를 열입력량으로 나눈 값으로 정의된다.

$$R_{th} = \frac{\overline{T}_w - T_{amb}}{q_{total}} \quad (3)$$

비교를 위해 Table 1에 나타난 히트싱크 형상 중 Heat Sink D를 선택하였다. 수직방향( $\theta = 0^\circ$ ) 플레이트-핀을 가지는 히트싱크의 열저항 실험 결과는 Van de Pol and Tierney<sup>(4)</sup>와 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제안한 상관식과 비교를 수행하였으며, 수평방향 ( $\theta = 90^\circ$ ) 플레이트-핀을 가지는 히트싱크의 열저항 실험 결과는 Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제안한 상관식과 비교를 수행하였다. Fig. 3의 그래프에서 알 수 있듯이 실험 결과와 상관식으로부터 얻은 결과와의 최대오차는  $\theta = 0^\circ$ 일 경우, Van de Pol and Tierney<sup>(4)</sup>의 상관식과는 5%, Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>의 상관식과는 2%이며,  $\theta = 90^\circ$ 일 경우, Dayan 등<sup>(7)</sup>

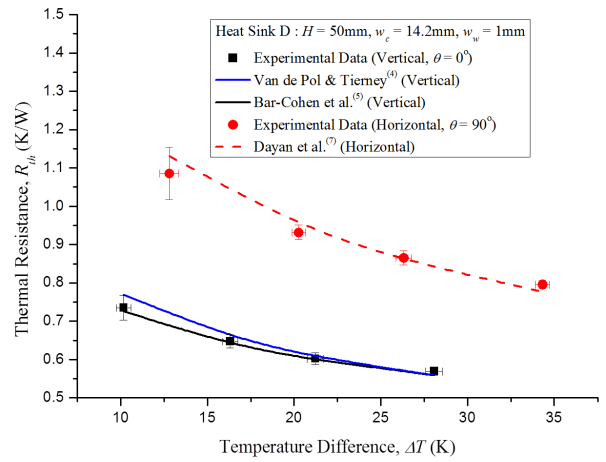


Fig. 3 Comparison of the thermal resistance from experimental data and the previous correlations

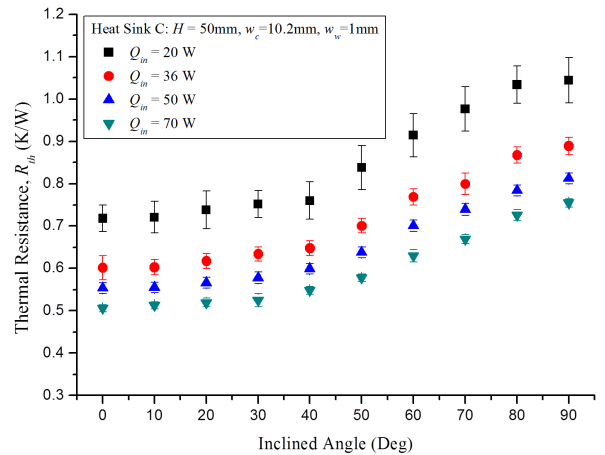


Fig. 4 Effect of input power on the thermal performance of heat sinks

의 상관식과는 5%로 잘 일치하고 있다. 이 결과로부터 본 연구에서 수행한 실험 결과가 타당함을 보였다.

#### 3.2 경사각 변화에 따른 열저항 변화

본 연구에서는 열입력량, 핀 간격, 핀 높이 변화뿐만 아니라 경사각 변화가 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크의 열성능에 미치는 영향을 실험적으로 평가하였다. Fig. 4는 Heat Sink C의 경우에 열입력량, 경사각 변화에 따른 자연대류 히트싱크의 열저항을 나타낸 그래프이다. 열입력량이 증가할수록 열저항이 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 히트싱크 베이스의 온도와 대기 온도 차이의 증가로 인해 부력에 의해 발생하는 유량이 증가하여 자연 대류 히트싱크의 열성능이

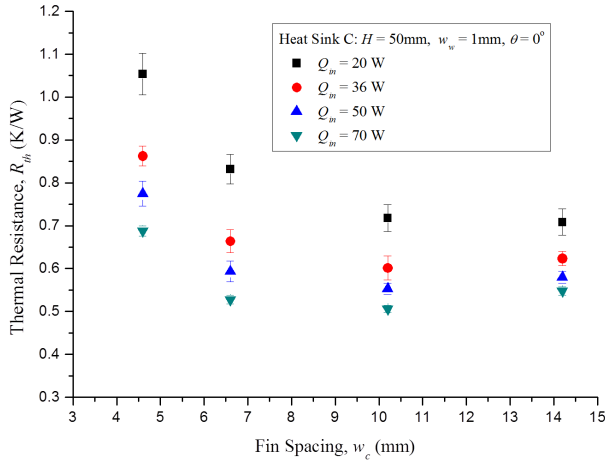


Fig. 5 Effect of the fin spacing on the thermal performance of heat sinks

향상되기 때문이다. 경사각에 의한 영향을 살펴 보면 경사각이 증가할수록 자연 대류 히트싱크의 열저항이 증가하는 것을 볼 수가 있다. 열입력량과 마찬가지로 이러한 결과는 부력과 관련이 있다. 부력은 중력과 밀접한 연관이 있는데 경사각이 증가할수록 부력에 영향을 미치는 중력의 성분이  $g \cos \theta$ 로 경사각에 비례하여 줄어든다. 이는 열전달에 영향을 미치는 유량을 감소시키며 이에 열전달이 감소하게 된다. 그 결과 경사각이 증가할수록 자연대류 히트싱크의 열전달 특성은 감소하게 된다.

Fig. 5는 핀 간격에 따라 히트 싱크의 열전달 특성이 어떻게 변하는지를 보여주는 그래프이다. 그림에서 보는 바와 같이 핀 간격이 증가할수록 열저항이 감소하는 경향을 보이다가 핀 간격이 대략 10mm 이상부터 핀 간격이 증가할 경우 열저항이 증가하는 경향을 보임을 알 수 있다. 즉, 최적화된 핀 간격이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 경향은 다음과 같은 이유로 설명할 수 있다. Table 1에서 보면 핀 간격이 증가할수록 핀의 개수가 감소하게 되고 이는 히트 싱크의 열전달 면적을 감소시키게 된다. 그러나 핀 간격이 증가할수록 핀 벽면에서 발생하는 유동저항 감소에 의하여 부력에 의해 더 많은 유동이 발생하며 이는 열전달 증가로 이어진다. 핀 간격이 10 mm 이하에서는 유동 저항의 감소로 인한 열전달 증가가 표면적 감소에 의한 열전달 감소보다 지배적이기 때문에 핀 간격이 커질수록 열전달 특성이 좋아진다. 이와는 반대로 핀 간격이 10 mm 이상에서는 핀 간격이 더욱 증가할 경우, 핀 개

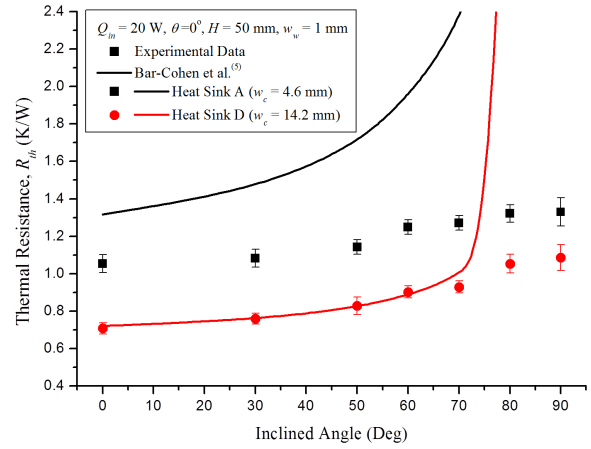


Fig. 6 Comparison of the experimental data and the correlation presented by Bar-Cohen et al.<sup>(5)</sup>

수 감소에 따른 열전달 면적 감소로 인한 열전달 감소량이 지배적이기 때문에 열저항이 증가하고 열전달 특성이 나빠지게 된다.

Fig. 6은 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식과 본 연구에서 수행한 실험결과를 비교한 그래프이다. Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식은 다음과 같다.

$$R_{th} = \frac{1}{\eta h_{fin} A_{fin} + h_b A_b} \quad (4)$$

여기서

$$\eta = \tanh \left( \sqrt{\frac{2h_{fin}}{k_{fin} w_w}} H \right) / \left( \sqrt{\frac{2h_{fin}}{k_{fin} w_w}} H \right) \quad (5)$$

$$h_b = Nu_b k_f / L, \quad h_{fin} = Nu_{fin} k_f / w_c \quad (6)$$

$$A_b = L(W - w_w n_{fin}), \quad A_{fin} = 2n_{fin} LH \quad (7)$$

$$Nu_b = 0.59 Ra_L^{0.25} = 0.59 \left[ \frac{g\beta(T_w - T_{amb}) Pr L^3}{\nu^2} \right]^{0.25} \quad (8)$$

$$Nu_{fin} = [576 / (\eta El)^2 + 2.873 / (\eta El)^{1/2}]^{-1/2} \quad (9)$$

$$El = g\beta(T_w - T_{amb}) Pr w_c^4 / L \nu^2 \quad (10)$$

Fig. 6에서 경사각에 따른 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>의 결과는 식 (10)에서 Elenbaas number를 구할 때,  $g$  대신에  $g \cos \theta$ 를 이용함으로써 얻을 수 있다. Fig. 6에서 보면 알 수 있듯이 핀 간격이 넓은 경우에 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식과 본 연구에서 수행한 실험결과가  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 의 범위에서 잘 맞는 것을 확인할 수 있다( $w_c = 10.2 mm$ ). 그

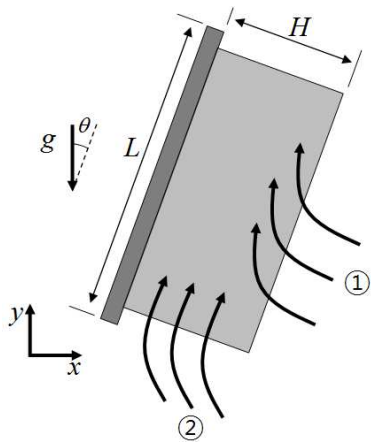


Fig. 7 Schematic flow streams in a heat sink

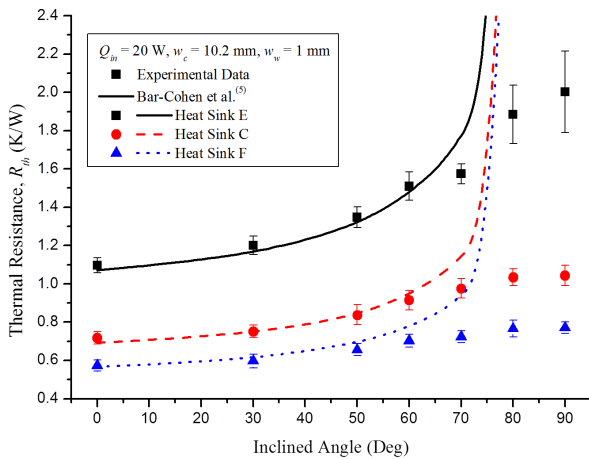


Fig. 8 Effect of the fin height on the thermal performance of heat sinks

러나 흰 간격이 좁은 경우에는 모든 경사각에 대하여 기존의 상관식이 실험 결과보다 열저항을 크게 예측함을 알 수 있다( $w_c = 4.6\text{ mm}$ ). 실험결과에 비해 열저항을 크게 예측하는 이유는 다음과 같다. Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 식 (9)는 무한 평판에서 자연대류 열전달 상관식으로부터 얻어진 것이다. 즉, 흰의 높이가 무한히 크다는 가정하에서 얻어진 상관식이기 때문에 상관식에 흰의 끝단에서 유입되는 유동에 의해 발생하는 추가적인 열전달 현상은 전혀 고려되어 있지 않다(Fig. 7에서 ①). 따라서 상관식은 열저항을 실험 결과보다 크게 예측하는 것이다. 그러나 흰 간격이 넓을 때는 흰의 끝단에서 유입되는 유동에 ①의 한 열전달량이 히트 싱크 아래 부분에서 유입되는 유동에 ②의 한 열전달량에 비해 작기 때문에 상관식이 실험 결과를 잘 예측하는 것이다.

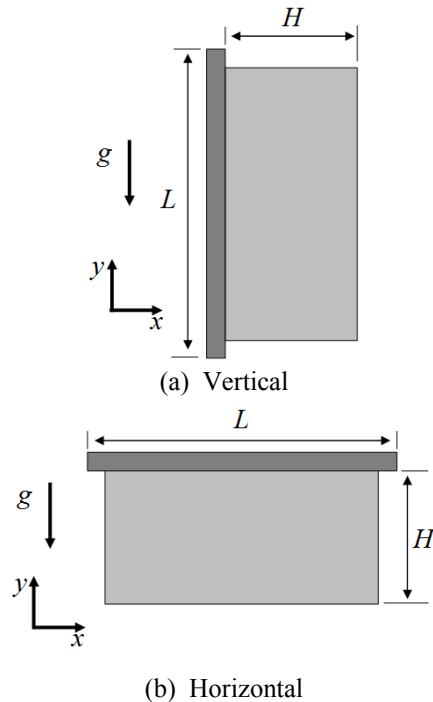


Fig. 9 Schematic diagrams for a heat sink position against the gravity direction

Fig. 8은 흰의 높이에 따라 히트 싱크의 열전달 특성이 어떻게 변하는지를 보여주는 그래프이다. Table 1에서 보면 흰의 높이가 높을수록 열전달 면적이 커지는 것을 확인할 수 있다. 이에 따라 흰의 높이가 클수록 히트 싱크의 열성능은 좋아지게 된다. 또한 Fig. 8은 Fig. 6과 마찬가지로 실험결과와 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식의 비교를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 흰의 간격이 넓을 때, 상관식은  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 의 범위에서 흰의 높이와 상관없이 실험 결과를 잘 예측하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 8에서 확인할 수 있듯이 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식은 흰 간격에 상관없이  $60^\circ < \theta \leq 90^\circ$ 의 범위에서는 실험 결과와 잘 맞지 않는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다. Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식은 Fig. 9(a)에서 보는 바와 같이 히트 싱크의 채널이 중력과 같은 방향으로 놓여 있는 경우 다시 말해 경사각이  $0^\circ$ 인 경우의 해석 결과를 바탕으로 만들어진 것이다. 그러나 히트 싱크가 Fig. 9(b)에서 보는 바와 같이 채널이 중력에 수직 방향으로 놓여 있는 경우(히트싱크의 밀면이 위로 향하는 경우) 다시 말해 경사각이

90°인 경우에는 경사각이 0°인 경우와 다른 열전달 특성을 가질 것이다. 따라서 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식은 히트 싱크가 수평방향으로 놓여 있는 경우에는 사용할 수가 없게 된다. 이에 따라 Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식은  $\theta > 60^\circ$ 의 범위에서는 실험 결과와 잘 맞지 않는 것이다. 위의 결과로부터 경사각이  $60^\circ < \theta \leq 90^\circ$ 의 범위에서는 수평방향으로 놓여 있는 경우에 얻어진 상관식과 더 밀접한 관계가 있을 것이라는 추론을 할 수 있다.

결론적으로 224mm×224mm의 크기를 가지는 자연대류 히트싱크의 경우, Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식의 적용가능 범위는 핀 간격, 핀 높이, 경사각이 각각  $w_c \geq 10.2\text{mm}$ ,  $H \leq 75\text{mm}$ ,  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 임을 본 연구를 통해 확인하였다.

### 3.3 수평방향 자연대류 히트싱크의 열저항

본 절에서는 Fig. 9(b)와 같이 히트싱크가 놓여 있을 때의 결과를 논의한다. Dayan 등<sup>(7)</sup>은 다음과 같이 수평방향 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크의 열성능에 대한 상관식을 제시하였다.

$$R_{th} = \frac{1}{hA_{total}} \quad (11)$$

여기서

$$Nu_L = \frac{\bar{h}(L/2)}{k_f} = \frac{Nu_{L,s}}{1 + \frac{2H}{w_c}} \left[ \exp\left(-\frac{H}{w_c}\right) + 0.05 \left(\frac{2H}{w_c}\right) \left(\frac{L}{w_c}\right)^{-4/5} Ra_L^{1/5} \right] \quad (12)$$

$$Nu_{L,s} = [1 + 0.24\exp(-0.0025L^*)] 0.46Ra_L^{1/5} \quad (13)$$

$$L^* = \frac{(L/2)}{\sqrt[3]{\alpha\nu/g}} \quad (14)$$

$$Ra_L = g\beta(T_w - T_{amb})(L/2)^3/(\alpha\nu) \quad (15)$$

$$A_{total} = L(W - w_w n_{fin}) + 2n_{fin}LH \quad (16)$$

Fig. 10은 Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제시한 수평방향 플레이트-핀을 가지는 자연대류 히트싱크에 대한 상관식을 이용하여 핀 높이를 고정한 상태에서 열입력량과 핀 간격 변화에 따른 열저항을 계산한 결과와 본 연구에서 얻은 실험결과를 비교한 그래프이다. 그림에서

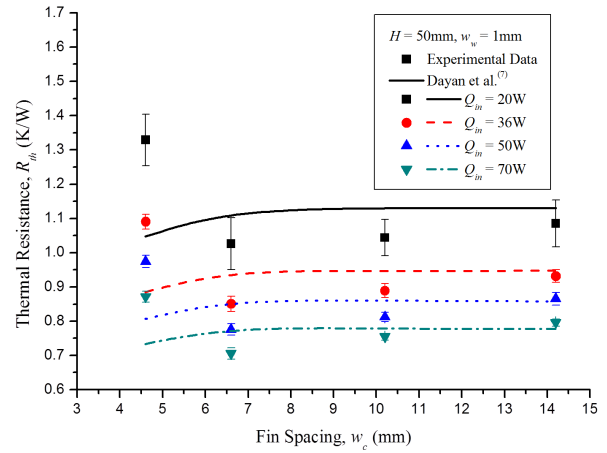


Fig. 10 Comparison of the thermal resistance with respect to the fin spacing

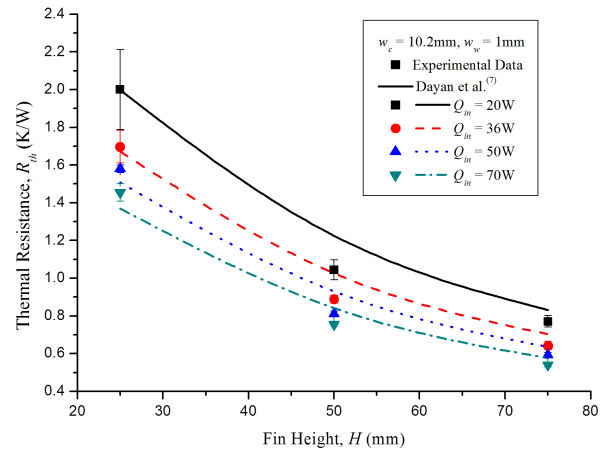


Fig. 11 Comparison of the thermal resistance with respect to the fin height

보는 바와 같이 핀 간격에 의한 영향은 경사각이 0°일 때의 결과(Fig. 5)와 같은 경향을 가진다. 즉, 최적의 열성능을 가지는 핀 간격이 존재한다. Fig. 10의 결과에서 알 수 있듯이, 핀 간격이 넓은 경우 ( $w_c \geq 10.2\text{mm}$ ), 열입력량 변화에 관계없이 최대오차 9% 이내로 상관식으로부터 구한 열저항 값이 실험결과를 잘 예측하는 반면에, 핀 간격이 좁아질수록 오차가 증가함을 알 수 있다. 특히, 실험결과에서는 핀 간격이 7mm 부분에서 열저항의 최소값이 존재하는 반면 Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제시한 상관식은 핀 간격이 감소함에 따라 열저항이 계속 감소함을 알 수 있다. 핀의 간격이 작을 경우에는 ( $H/w_c$ 가 큰 경우) 열전달 면적은 증가하지만 히트 싱크 내부 핀에 의한 유동 저항 또한 커지게 되어 부력에 의해 발생한 유동이 작게 된다. 이에 열전달 감소 효과를 가져와 핀 간격이 작아질수록 열저항이 커지게 된다. 반대로 핀 간격이

큰 경우에는 환에 의한 유동 저항이 감소하여 발생 하는 유동은 증가하지만 열전달 면적은 감소하게 되어 전체적으로 열전달이 감소하여 열저항이 커진다. 이에 따라 히트 싱크의 열성능이 최적화되는 환 간격이 존재한다. 그러나 해석적으로 얻어진 Dayan 등<sup>(7)</sup>의 경우 환 간격이 작을 경우에 환에 의한 유동 저항 증가 효과를 고려하지 못하였고 환 간격이 작아 짐으로서 열전달 면적이 증가하는 효과만 고려되었기 때문에 환 간격이 작아져도 열전달 특성이 좋아지는 경향을 보이게 된다. 따라서 Dayan 등<sup>(7)</sup>의 상관식은 환 간격이 작을 때의 실험 결과를 잘 예측하지 못하는 것이다.

Fig. 11은 환 간격을 고정한 상태에서 열입력량과 환 높이를 변화시키면서 Dayan 등<sup>(7)</sup>의 상관식을 이용하여 구한 열저항 값과 본 연구의 실험 결과를 비교한 그래프를 나타내고 있다. Fig. 11의 결과에서 알 수 있듯이, 환 높이가 증가할수록 Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제시한 상관식으로부터 얻은 열저항 값과 실험결과와의 차이가 증가하지만 비교적 잘 예측함을 알 수 있다.

결론적으로 224mm×224mm의 크기의 수평방향 플레이트-환을 가지는 자연대류 히트싱크의 경우, Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제시한 상관식의 적용가능 범위는 환 간격 및 환 높이가 각각  $w_c \geq 10.2mm$ ,  $H \leq 75mm$ 임을 본 연구를 통해 확인하였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 등은 조건 하에서 플레이트-환을 가지는 자연대류 히트싱크에 대하여 열입력량, 환 간격, 그리고 환 높이 변화에 따른 자연대류 히트싱크의 열성능을 실험적으로 연구하였다. 특히, 경사각 변화가 자연대류 히트싱크의 열성능에 미치는 영향을 조사하였다. 본 연구의 실험결과를 바탕으로 기존 연구자들에 의해 제안된 플레이트-환을 가지는 자연대류 히트싱크에 대한 상관식 적용가능범위를 평가하였다. 히트싱크 베이스 면적이  $224\text{ mm} \times 224\text{ mm}$ 인 자연대류 히트싱크의 경우, Bar-Cohen 등<sup>(5)</sup>이 제시한 상관식의 적용가능 범위는 환 간격, 환 높이, 경사각이 각각  $w_c \geq 10.2mm$ ,  $H \leq 75mm$ ,  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 이며, Dayan 등<sup>(7)</sup>이 제시한 상관식의 적용가능 범위는 경사각, 환 간격 및 환 높이가 각각  $\theta = 90^\circ$ ,  $w_c \geq 10.2mm$ ,  $H \leq 75mm$ 임을 본 연구를 통해 확인하였다.

#### 후 기

본 연구는 2012년도 산업기술연구회 및 한국기계연구원 지원으로 수행되는 주요사업의 일환으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

- (1) Zubi, G., Bernal-Agustin, J.L. and Fracastoro, G.V., 2009, "High Concentration Photovoltaic Systems Applying III-V Cells," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, pp. 2645~2652.
- (2) Welling, J.R. and Wooldridge, C.B., 1965, "Free Convection Heat Transfer Coefficients from Rectangular Vertical Fins," *ASME J. Heat Transfer* 87(3), pp. 439~444.
- (3) Starner, K.E. and McManus, H.N., 1963, "An Experimental Investigation of Free Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Arrays," *ASME J. Heat Transfer* 85 (2), pp. 273~278.
- (4) Van De Pol, D.W. and Tierney, J.K., 1973, "Free Convection Nusselt Number for Vertical u-Shaped Channels," *ASME J. Heat Transfer* 95, pp. 542~543.
- (5) Bar-Cohen, A., Iyengar, M. and Kraus, A.D., 2003, "Design of Optimum Plate-Fin Natural Convective Heat Sinks," *ASME J. Electronic Packaging* 125, pp. 208~216.
- (6) Incropera, F.P., De Witt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A.S., 2007, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 6th ed., John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (7) Dayan, A., Kushnir, R., Mittelman, G. and Ullmann, A., 2004, "Laminar Free Convection Underneath a Downward Facing Hot Fin Array," *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, pp. 2849~2860.
- (8) Mittelman, G., Dayan, A., Dado-Turjeman, K. and Ullmann, A., 2007, "Laminar Free Convection Underneath a Downward Facing Inclined Hot Fin Array," *Int. J. Heat Mass Transfer* 50, pp. 2582~2589.
- (9) Fujii, T. and Imura, H., 1972, "Natural- Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination," *Int. J. Heat Mass Transfer* 15, pp. 755~767.
- (10) Churchill, S.W. and Chu, H.H.S., 1975, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate," *Int. J. Heat Mass Transfer* 18, pp. 1323~1329.