

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.6.551

ISSN 1226-4881

고집광 태양전지 모듈의 냉각시스템 개발[§]

김태훈* · 도규형*[†] · 최병일* · 한용식* · 김명배*

* 한국기계연구원 에너지플랜트연구본부

Development of a Cooling System for a Concentrating Photovoltaic Module

Tae Hoon Kim*, Kyu Hyung Do*[†], Byung-il Choi*, Yong Shik Han* and Myung Bae Kim*

* Energy Plant Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received May 25, 2010 ; Revised March 26, 2011 ; Accepted March 28, 2011)

Key Words: Concentrating Photovoltaic Module(집광형 태양전지 모듈), Heat Spreader(열분산기), Natural Convection(자연대류), Plate-fin Heat Sink(플레이트 힌 히트 싱크), Inclined Angle(경사각)

초록: 본 연구에서는 열분산기 및 자연대류 히트 싱크로 구성된 집광형 태양전지 모듈용 냉각 장치를 제안하고자 한다. 이를 위해, 기존 연구자들의 해석적 연구를 바탕으로 집광형 태양전지 모듈용 열분산기 및 자연대류 히트 싱크를 설계하였다. 제안된 냉각 장치의 성능을 평가하기 위하여, 발열량과 수직 기준 경사각 변화에 따른 열성능 평가실험을 수행하였다. 실험결과로부터, 제안된 냉각 장치가 집광형 태양전지 모듈의 설계 조건을 만족하는 것을 확인하였다. 마지막으로 발열량과 수직기준 경사각 변화에 따른 자연대류 히트 싱크의 열성능을 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

Abstract: In this paper, a cooling system that includes a heat spreader and a natural convective heat sink is proposed for the cooling of a concentrating photovoltaic (CPV) module. The heat spreader and the natural convective heat sink are designed on the basis of previous analytical investigations. In order to evaluate the proposed cooling system, we conducted experimental investigations varying the heat rate and the inclined angle of the cooling system. From the experimental results, it is found that the proposed cooling system satisfies the design constraints for good operation of the CPV module. Finally, a correlation is suggested for estimating the effects of the heat rate and the inclined angle on the thermal performance of the natural convective heat sink is suggested.

- 기호설명 -

A : 면적 [m^2]
 El : Elenbaas 수
 H : 히트 싱크 높이 [m]
 h : 대류 열전달 계수 [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 k : 열전도도 [$Wm^{-1}K^{-1}$]
 g : 중력가속도 [ms^{-2}]
 L : 히트 싱크 길이 [m]
 l : 열분산기 길이 [m]
 l_f : 발열체 길이의 절반 [m]

N : 힌 개수
 Pr : Prandtl 수
 Q_{net} : 히트 싱크에 의해 냉각된 열전달 양 [W]
 Q_{tot} : 발열체에서 발열된 열량 [W]
 q : 발열량 [W]
 q'' : 발열유속 [Wm^{-2}]
 Ra : Rayleigh 수
 R_{th} : 열저항 [KW^{-1}]
 T : 온도 [K]
 T_f : 대기 온도 [K]
 t : 열분산기 두께 [m]
 W : 히트 싱크 폭 [m]
 w : 열분산기 폭의 절반 [m]
 w_l : 열분산기 길이의 절반 [m]
 w_c : 채널 폭 [m]

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 열공학부문 춘계 학술대회(2010. 5. 13.-14., 전북대) 발표논문임

† Corresponding Author, kyudo@kimm.re.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

w_w : 흰 두께 [m]

그리스문자

β : 부피 팽창 계수 [K^{-1}]

n_{fin} : 흰 효율

ν : 동점성계수 [m^2s^{-1}]

θ : 경사각 [deg]

θ_b : 온도차 [K]

아래첨자

amb : 대기

BP : 히트 싱크 베이스 플레이트

b,f : 유체와 접촉하는 베이스 플레이트 부분

fin : 흰

HS : 히트 싱크

HT : 히터

max : 최대값

1. 서 론

에너지에 대한 세계 수요는 2050년까지 지금의 두 배 이상 그리고 21세기 말에는 지금의 세 배 까지 증가할 것으로 예상하고 있다. 그러나 현재의 에너지원으로는 급격히 증가하는 에너지 수요를 따라 잡기 힘들다. 따라서 미래에는 친환경적인 동시에 지속 가능한 에너지원을 찾는 것이 현 사회의 도전 과제 중의 하나이다.⁽¹⁾

태양에너지는 기존의 에너지원을 대체할 수 있는 에너지원 중의 하나이다. 태양에너지 기술은 태양광을 집적하는 방법과 태양열을 이용하는 방법으로 나눌 수 있으며, 본 연구에서는 태양전지를 사용하는 집광형 태양전지(Concentrating Photovoltaic, CPV) 모듈을 다루고자 한다. 집광형 태양전지 모듈은 고가의 태양전지를 거울 또는 프레넬(Fresnel) 렌즈와 같은 상대적으로 저렴한 광학적인 집광 장치로 대체하여 전기 생산단가를 줄일 수 있는 방법 중의 하나로 최근 그 관심이 증가하고 있다.⁽²⁾ 그러나 CPV 시스템에서 III-V 족 태양전지의 경우 흡수된 태양에너지가 전기에너지로 변환되는 비율은 35 ~ 39% 정도이다.⁽³⁾ 흡수된 에너지의 나머지 부분은 열에너지로 변환되며 열에너지를 주변 환경으로 효율적으로 발산시키지 못할 경우 태양전지의 온도를 상승시켜 발전 효율을 감소시키게 된다. 더군다나 III-V 족

태양전지는 매우 작기 때문에 태양전지 내에 고열유속을 가지는 열점(Hot Spot) 가지게 된다. CPV 시스템에서 이 영역은 모듈 평균치의 수에서 수십 배 높은 고열유속을 가지기 때문에 태양전지가 한계작동온도를 넘어서게 된다. 이는 태양전지 모듈의 장기적인 신뢰성 저하를 유발할 수 있다.⁽⁴⁾ 따라서 고집광 태양전지 모듈의 효율 및 장기적 신뢰성 향상을 위해서는 반드시 냉각 시스템이 필요하다.⁽⁵⁾

기존의 많은 연구자들이 태양 전지용 냉각 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 몇몇 연구자들은 태양전지 모듈을 냉각하기 위해 히트 싱크로 금속 판을 사용하였다.⁽⁶⁻⁸⁾ Zhu 등⁽⁹⁾은 고밀도의 태양전지를 냉각하기 위해 수냉식 열교환기를 사용하였다. 또한 Cheknane 등⁽¹⁰⁾은 집광형 태양전지를 냉각하기 위해 히트 싱크와 히트 파이프로 구성된 냉각장치를 사용하였다.

본 연구에서는 위에서 언급한 냉각 방식 중에서 공기를 이용하는 수동형 냉각 방식을 사용하고자 한다. 집광된 태양에너지를 흡수하는 태양전지는 충분한 냉각 면적을 확보하지 못하기 때문에 냉각장치는 집광형 태양전지 모듈을 냉각하기 위해 충분한 면적 확보를 가능하게 해주는 열분산기(Heat Spreader)와 자연대류 히트 싱크(Natural Convective Heat Sink)로 구성된다. 본 연구에서 요구하는 열성능을 가지는 열분산기 및 자연대류 히트 싱크를 설계하기 위해 기존의 해석적 연구 결과들을 사용하고자 한다. 열분산기의 두께 및 재료가 집광형 태양전지 모듈의 최대 온도와 온도 분포에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Feng and Xu⁽¹¹⁾와 Muzychka 등⁽¹²⁾의 연구 결과를 이용한다. 또한 흰 간격과 흰의 개수가 자연대류 히트 싱크의 열성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과를 이용한다. 이와 같은 연구 결과를 바탕으로 집광형 태양전지 모듈을 충분히 냉각시킬 수 있는 적절한 형상을 가지는 열분산기와 자연대류 히트 싱크를 제안한다. 제안된 냉각장치는 실험을 통하여 그 열성능을 검증한다. 집광형 태양전지 모듈은 최대한 많은 양의 태양에너지를 받기 위해 태양을 추적하게 된다. 이에 따라 냉각 장치도 태양을 추적하기 때문에 중력 방향에 기울어진 정도(경사각)가 자연대류 히트 싱크에 미치는 영향에 관한 연구도 수행하여야 한다. 이러한 성능 평가를 통

Table 1 Specifications of CPV module and the cooling system

CPV cell specifications	
Cell size	10mm×10mm
Transmittance of the optical concentrator	90%
Concentration ratio	500 sun
Electrical energy conversion efficiency	36%
Heat generation	32W
Cooling system design constraints	
Base size	224mm×224mm
Maximum temperature difference	≤40°C
Thermal resistance	≤0.1Km ² /W

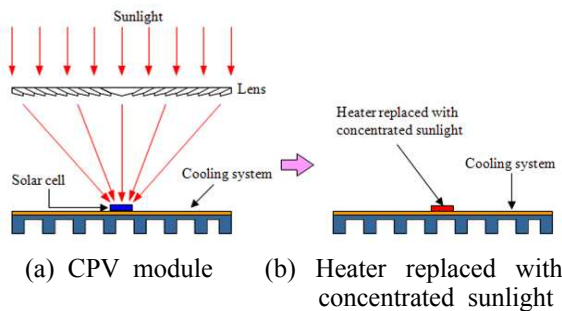


Fig. 1 Schematic diagram

해 고효율을 가지는 집광형 태양전지 모듈을 위한 냉각 장치가 제안하고자 한다. 또한 이러한 결과를 바탕으로 발열량과 수직기준 경사각 변화에 따른 고집광 태양전지 모듈용 히트 싱크의 열성능을 예측할 수 있는 모델을 개발하고자 한다.

2. 냉각장치 설계

본 연구에서 고려하는 것은 Fig. 1(a)에서 보는 바와 같이 집광장치, 태양전지, 냉각장치로 구성된 집광형 태양전지 모듈이다. 태양의 직달일사량이 1000W/m² 이고 집광비 500sun에서의 III-V 족 태양전지 셀 발전 효율이 36%인 경우, 10 mm×10mm 셀의 출력용량은 18W이며 발열량은 32W이다. 즉 10 mm × 10 mm 셀의 열유속은 32W/cm²으로 태양전지의 온도를 높여 주는 역할을 한다. 따라서 과도한 온도에 의해 태양전지의

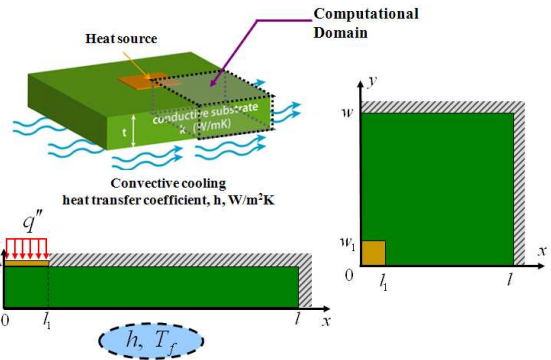


Fig. 2 Problem description of the heat spreader

수명이 감소하는 것을 막기 위해 열을 주변 환경으로 효율적으로 방출해야만 한다. 본 연구에 집광형 태양전지 모듈의 세부정보와 필요한 냉각 장치의 요구사항은 Table 1에 자세히 나타나 있다. 태양전지 셀의 크기는 매우 작기 때문에 냉각 면적을 확보해야 한다. 따라서 대기온도 대비 최대 온도차 40°C 이하, 열저항 0.1Km²/W인 제약 조건을 만족하기 위해 본 연구에서 개발하고자 하는 냉각 장치는 열분산기 및 자연대류 히트 싱크를 포함해야 한다. 본 장에서는 열분산기와 자연대류 히트 싱크 설계 방법에 대하여 논하고자 한다.

2.1 Heat Spreader Design

앞에서 언급한 바와 같이 열분산기는 효과적으로 열을 분산하는 역할을 하기 위해 필요하다. 열분산기 설계를 위해 Feng and Xu⁽¹¹⁾와 Muzychka 등⁽¹²⁾의 연구 결과를 이용하였다. 열분산기 해석 문제의 정의는 Fig. 2에서 보는 바와 같다. 균일 열유속을 가지는 발열체가 열분산기의 중심에 위치하고 있다. 발열체에서 발생한 열은 열분산기 내부에서 전도에 의해서 전달되고 발열체 반대편에서 히트 싱크와 같은 것에 의해 대기 중으로 전달되게 된다. 그림에서 보는 바와 같이 히트 싱크가 위치하는 면과 발열체 부분을 제외한 나머지 부분은 모두 단열 조건으로 가정하였다. 발열체 및 열분산기는 대칭형상이기 때문에 대칭 조건으로부터 계산영역은 전체 영역의 1/4로 설정하였다. 이와 같은 문제에 대하여 앞에서 언급한 Feng and Xu⁽¹¹⁾와 Muzychka 등⁽¹²⁾가 해석해를 제시하였다. Fig. 2와 같은 문제 정의에

대하여 지배방정식은 식 (1)과 같으며 이때의 경계조건은 식 (2)-(4)와 같이 나타낼 수 있으며 식 (1)은 Fourier Expansion 방법을 이용하여 해석적으로 풀면 식 (5)와 같은 온도분포 해를 얻을 수 있다.^(11,12)

$$\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^2} = 0, \quad T^* = T - T_f \quad (1)$$

$$\left. \frac{\partial T^*}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial x} \right|_{x=l} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y} \right|_{y=0} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y} \right|_{y=w} = 0 \quad (2)$$

$$k \left. \frac{\partial T^*}{\partial z} \right|_{z=0} = h T^* \quad (3)$$

$$k \left. \frac{\partial T^*}{\partial z} \right|_{z=t} = \begin{cases} \frac{q}{4w_1l_1} & (0 \leq x \leq l_1, 0 \leq y \leq w_1) \\ 0 & (l_1 \leq x \leq l, w_1 \leq y \leq w) \end{cases} \quad (4)$$

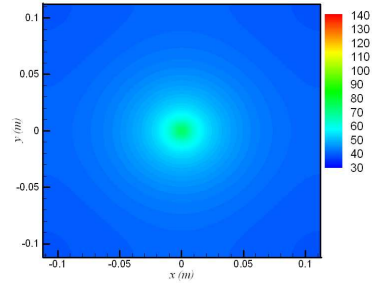
$$\begin{aligned} T(x, y, z) = & T_f + \frac{qw_1l_1}{wl} \left(\frac{1}{h} + \frac{t}{k} \right) - \frac{q}{k} \frac{w_1l_1}{wl} z \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} \cos\left(\frac{m\pi x}{l}\right) \left[A_1 \cosh\left(\frac{m\pi z}{l}\right) + B_1 \sinh\left(\frac{m\pi z}{l}\right) \right] \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \cos\left(\frac{n\pi y}{w}\right) \left[A_2 \cosh\left(\frac{n\pi z}{w}\right) + B_2 \sinh\left(\frac{n\pi z}{w}\right) \right] \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \cos\left(\frac{m\pi x}{l}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{w}\right) \left[A_3 \cosh(\lambda z) + B_3 \sinh(\lambda z) \right] \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)의 변수들의 자세한 표현들은 Muzychka 등⁽¹²⁾에 나와 있다.

Fig. 3은 열분산기의 재료가 구리일 때, 열분산기 두께와 자연대류 히트 싱크의 대류 열전달 계수 변화에 따른 열분산기 온도 분포 변화를 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 열분산기의 두께가 얇을 경우 온도 균일도 조건을 만족하지 못하고 열전달계수가 작을 경우 작동온도 조건을 만족하지 못함을 알 수가 있다. Fig. 4는 열분산기가 알루미늄과 구리일 때 열분산기의 두께, 자연대류 히트 싱크의 대류 열전달 계수에 따른 발열체의 온도 변화를 보여 준다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 열분산기의 두께가 두꺼울수록 대류 열전달 계수가 클수록 발열체의 최대 온도가 감소하는 것을 알 수가 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 온도 균일도 및 작동온도 조건을 동시에 만족하기 위해서는 열분산기의 두께 및 열전달 계수가 각각 10mm, 20 W/m²K 이상이어야 함을 알 수 있다.

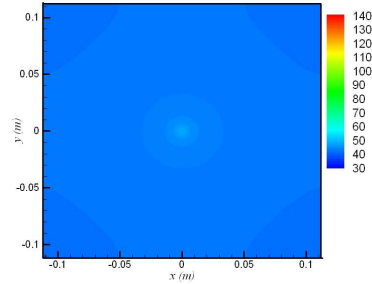
2.2 Heat Sink Design

Fig. 4에서 보는 바와 같이 열분산기 기준으로



t = 1 mm

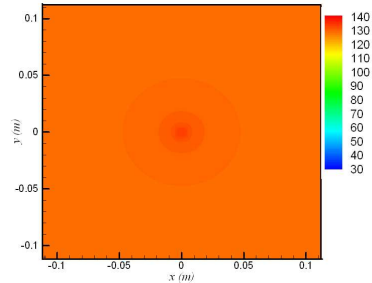
(T_{max} = 74.0 °C, T_{min} = 38.9 °C, T_{avg} = 42.3 °C)



t = 10 mm

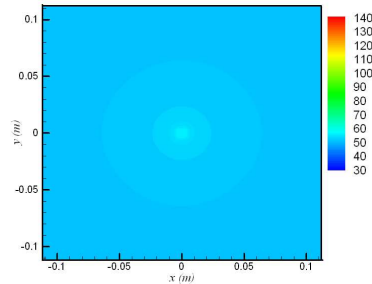
(T_{max} = 47.4 °C, T_{min} = 41.9 °C, T_{avg} = 42.3 °C)

(a) Effects of the thickness of the heat spreader on temperature distributions (h = 30 W/m²K)



h = 5 W/m²K

(T_{max} = 133.7 °C, T_{min} = 128.3 °C, T_{avg} = 128.7 °C)



h = 20 W/m²K

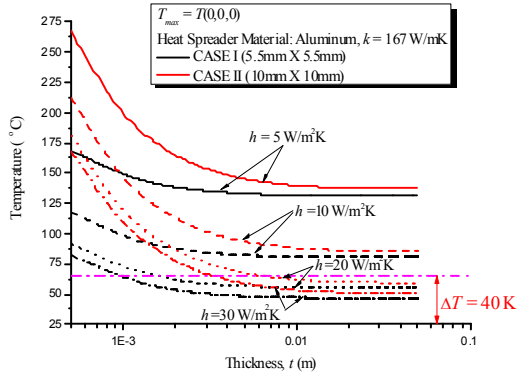
(T_{max} = 56.0 °C, T_{min} = 50.1 °C, T_{avg} = 55.4 °C)

(b) Effects of the convective heat transfer coefficient on temperature distributions (t=10mm)

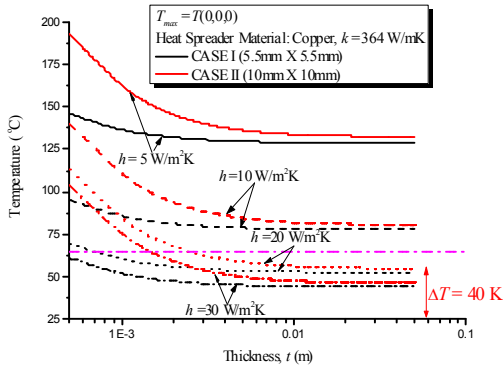
Fig. 3 Temperature distributions of the heat spreader surface including the heater

Table 2 Design conditions for optimization of a heat sink

W (mm)	224	k_{fin} (W/mK)	138
L (mm)	224	w_c (mm)	Variable
H (mm)	50	N	Variable



(a) Aluminum heat spreader



(b) Copper heat spreader

Fig. 4 Maximum temperature of a heater

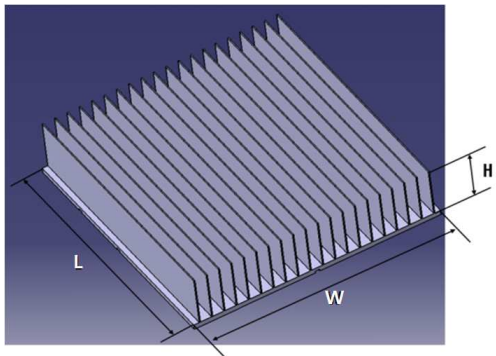


Fig. 5 Plate-fin heat sink

발열체 반대편의 대류열전달 계수는 20 W/m²K 이상이 되어야 한다. 일반적으로 자연대류에 의

한 열전달 계수는 1~5 W/m²K이므로 열전달 면적을 증가시켜 열전달 계수를 증가 시켜야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 Fig. 5에서 보는 바와 같은 플레이트 환을 가지는 자연대류 히트싱크를 선택하였다. Bar-Cohen 등⁽¹³⁾은 수직방향인 경우에 대하여 등은 조건 하에서 플레이트 환을 가지는 자연대류 히트 싱크의 열성능을 예측할 수 있는 모델을 제시하였으며 자연대류 히트 싱크의 열전달 계수를 구하는 식은 식 (6)-(7)과 같다.

$$h = \frac{q_t}{LW\theta_b} \quad (6)$$

$$q_t = N[Lk_{fin}w_w\theta_b m \tanh(mH) + h_{b,f}A_{b,f}\theta_b] \quad (7)$$

where

$$A_{b,f} = Lw_c, \quad m = \sqrt{2h_{fin}/k_{fin}w_w}, \quad h_{b,f} = \frac{0.59Ra_L^{1/2}k_f}{L},$$

$$h_{fin} = \frac{k_f}{w_c} \left[\frac{576}{(\eta_{fin}El)^2} + \frac{2.873}{(\eta_{fin}El)^{1/2}} \right]^{-1/2}, \quad Ra_L = \frac{g \cos\theta_b \Pr L^3}{\nu^2},$$

$$El = \frac{g \cos\theta_b \Pr w_c^4}{L\nu^2}, \quad \eta_{fin} = \frac{\tanh(mH)}{mH}.$$

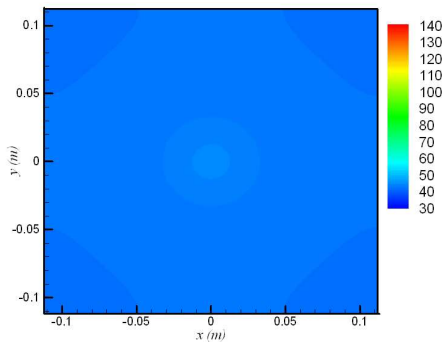
Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과를 본 연구에 적용하기 위해서는 히트 싱크의 바닥 면 온도 즉, 열분산기 기준으로 볼 때, 태양전지 반대편 면의 조건이 등은 조건이 되어야 한다. Fig. 6은 해석해로부터 구한 열분산기의 두께 및 히트 싱크의 열전달 계수가 각각 10mm, 30 W/m²K 일 때의 태양전지 반대편 면의 온도 분포이다. 그림에서 보는 바와 같이 온도 균일도가 97% 이상으로 등은 조건 하에서 얻어진 Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과를 이용하는 것이 타당하다고 사료된다.

Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과를 이용하여 최대 열전달 계수를 가지는 자연대류 히트 싱크의 형상을 결정한다. 이를 위해 Table 2에 있는 제한 조건하에서 최적화 과정을 수행하였다. Table 2에서 보는 바와 같이 히트 싱크의 폭, 길이, 높이를 고정한 상태에서 환의 개수와 간격을 변화시키면서 최대 열전달 계수를 가지는 히트 싱크의 형상을 찾았다. 최적화 과정은 Fig. 7에 간략하게 나타내었다. Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과는 수직 기준으로 경사각이 0°~60° 사이에서만 사용할 수 있기 때문에 Fig. 8에서 보는 바와 같이 Limiting Case인 0°와 60°의 경우에 대해 최적화를 수행하였다. 최적화 결과를 바탕으로 집광형 태양전지 모듈의 냉각 장치의 설계 조건을 만족하며 제작이 용이

한 자연대류 히트 싱크의 형상을 Table 3과 같이 제시하였다. 해석 결과 Table 3과 같은 히트 싱크 형상 일 경우 발열량이 32W일 때 대류 열전달 계수는 37.4 W/m²K 이다. 이는 설계 조건인 20W/m²K 값보다 크므로 태양전지를 충분히 냉

Table 3 Optimized heat sink geometries

W (mm)	224	w_w (mm)	1
L (mm)	224	w_c (mm)	10.2
H (mm)	50	N	20



Temperature uniformity = 97.5 %,

$$\left(1 - \left[\sum_{i=1}^n (T_{avg} - T_i)^2 / n \right] / (T_{avg} - T_{amb}) \right)$$

Fig. 6 Temperature distributions of the base of the heat sink

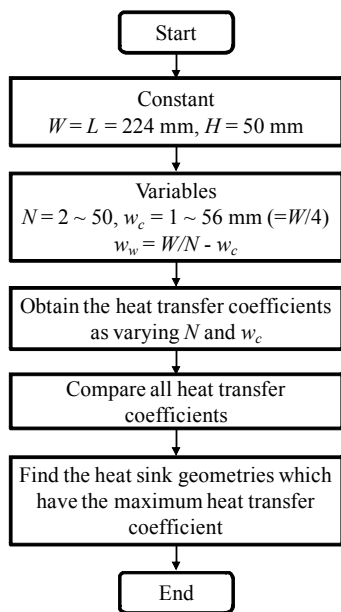
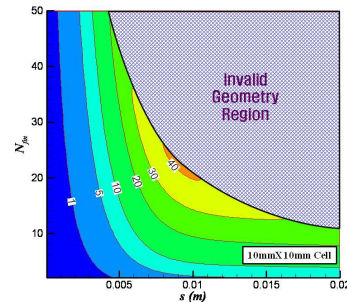


Fig. 7 Schematic diagram for the optimum processes

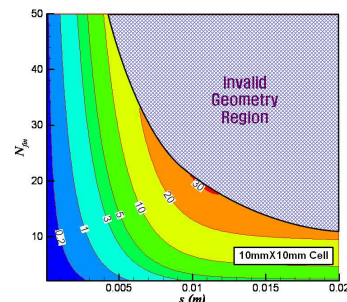
각 시킬 수 있다는 것을 의미한다.

3. 실험장치

2장에서 수행한 결과를 바탕으로 집광형 태양 전지 모듈의 냉각 성능 평가용 실험 장치를 제작 하였다. 냉각 장치의 각각의 구성품은 Fig. 9에서 보는 바와 같이 조립된다. 각 요소 사이의 접촉 열 저항을 줄이기 위하여 TIM(Thermal Interface Material)을 사용한다. 본 연구에서는 Dow Corning사에서 제공하는 TC5080 물질을 TIM으로 사용하였다. 자연대류 히트 싱크의 온도를 측정하기 위해서 히트 싱크의 바닥에 5개의 J형 열전대를 사용



(a) $\theta=0^\circ$ ($w_c=9\text{mm}$, $w_w=0.74\text{mm}$, $N=23$)



(b) $\theta=60^\circ$ ($w_c=11\text{mm}$, $w_w=0.79\text{mm}$, $N=19$)

Fig. 8 Contours of the heat transfer coefficients

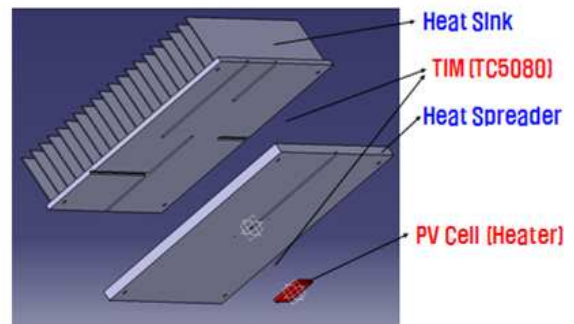


Fig. 9 Assembly of the cooling system

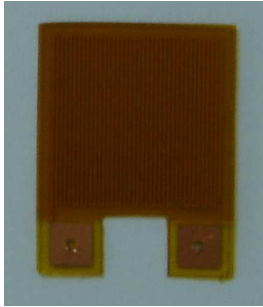


Fig. 10 Heater (10mm × 10mm)

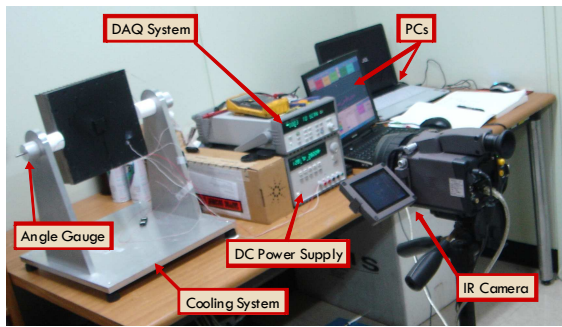
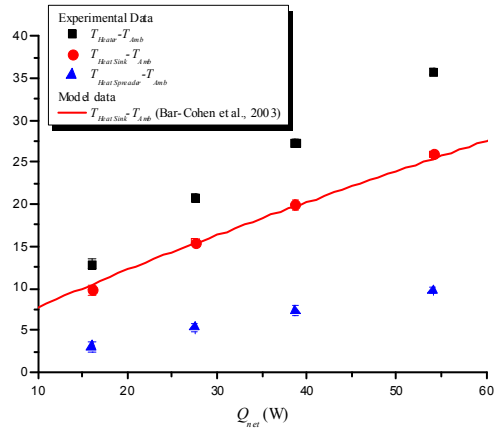


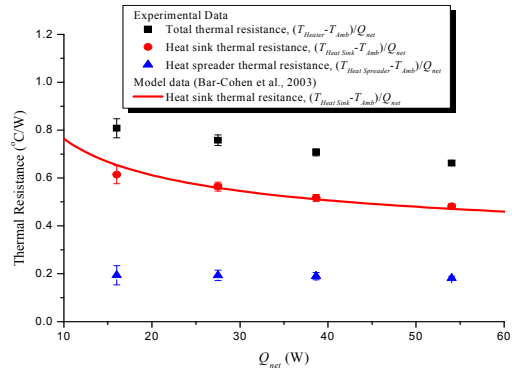
Fig. 11 Experimental apparatus

하였다. 온도의 측정 및 모니터링은 Agilent사의 34970A DAQ를 사용하였다. 집광형 태양 전지 모듈에서 태양전지 셀에 의해 발생하는 열량을 계산하는 것은 매우 난해한 작업이며, 직접적으로 발열량을 측정하기 위해서는 기본적으로 광학적 집광장치 및 태양전지 셀이 반드시 필요하다. 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 광학적 집광장치 및 태양전지 셀을 대체할 수 있는 고열유속 모사 발열체를 설계 제작하여 냉각시스템의 성능평가 실험에 사용하였다(Fig. 10). 모사 발열체의 발열량은 Agilent 사의 Power Supply를 사용하여 20W에서 70W까지 변화시켰다. Fig. 11는 집광형 태양 전지 모듈의 냉각 성능 평가용 실험 장치를 나타내고 있다. 앞서서도 언급한 바와 같이 경사각 변화에 따른 자연대류 히트 싱크의 열성능을 평가하여야 하기 때문에 그림에서 보는 바와 같이 경사각을 조절할 수 있는 장치가 탑재되어 있다.

경사각은 수직 기준이 0°부터 수평 기준인 90°까지 10° 씩 변화시키면서 실험을 수행하였다. 각 실험 경우에 대하여 신뢰성을 확보하기 위해 4번의 반복 실험을 수행하였다.



(a) Temperature difference



(b) Thermal resistance

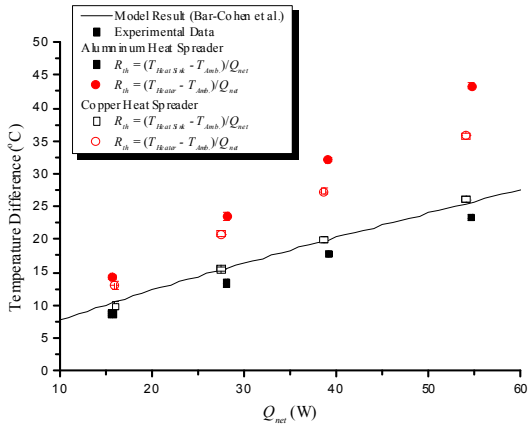
Fig. 12 Validation (Vertical orientation)

4. 결과 및 토의

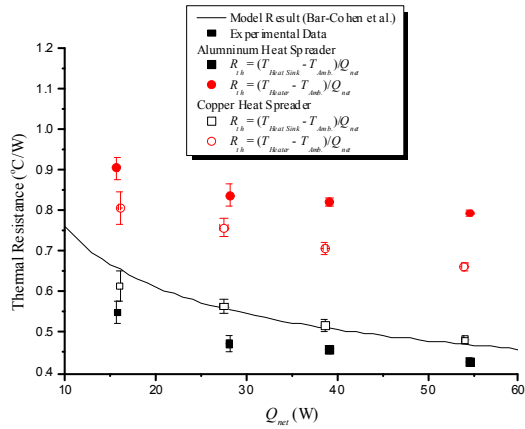
4.1 실험 결과의 검증

실험 결과의 타당성을 검증하기 위해 수직기준 경사각이 0°일 경우에 대하여 Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 모델결과와 본 연구에서 수행한 실험 결과와 비교를 수행하였다. Fig. 12는 냉각장치의 전체 열저항 및 온도차, 열분산기 열저항 및 온도차, 히트 싱크의 열저항 및 온도차를 보여준다. 본 연구에서 고려하는 열저항의 정의는 식 (8)과 같다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 히트 싱크의 온도차와 열저항은 각각 5%, 8%의 오차 범위 내에서 Bar-Cohen 등⁽¹³⁾의 결과와 잘 일치함을 확인할 수 있다. 이를 통해 실험 장치의 타당성을 검증하는 동시에 모델의 결과와 실험 결과가 잘 일치하는 것을 바탕으로 히트 싱크의 밑면의 등온 조건이 타당하다는 것을 확인할 수 있다.

$$R_{th} = \frac{T - T_{amb}}{Q} \quad (8)$$



(a) Temperature difference



(b) Thermal resistance

Fig. 13 Effects of a material of the heat spreader on the thermal performance of the cooling system

4.2 열분산기 재료변화

본 연구에서는 열분산기의 두께를 10mm 로 고정된 상태에서 열분산기 재료변화에 따른 영향을 살펴보았다. Fig. 13의 결과로부터 플레이트 흰 자연대류 히트싱크의 열저항은 구리를 사용한 경우에 비해 알루미늄을 사용한 경우가 작음을 알 수 있다. 반면에 전체 열저항은 구리 열분산기가 알루미늄 열분산기에 비해 작음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Fig. 14에 나타난 열분산기 열성능 예측 모델의 결과로부터 설명이 가능하다. 상대적으로 열전도도가 낮은 알루미늄 열분산기의 경우, 열분산기의 두께가 10mm에서 히트 싱크 베이스 플레이트의 평균온도와 최대온도의 편차가 큰 반면에 열전도도가 높은 구리 열분산기는 온도 편차가 거의 없는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는 10mm 두께를 가지는 알루미늄 열분산기

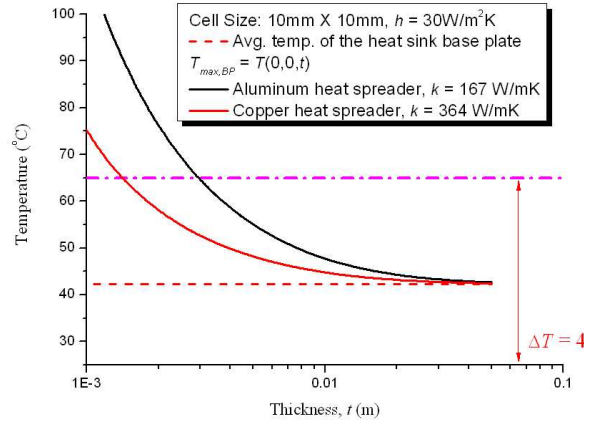
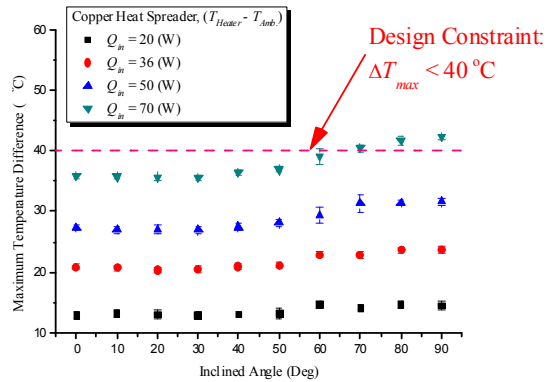
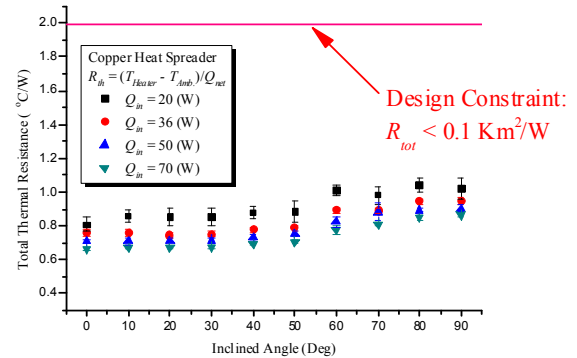


Fig. 14 Effects of a material of the heat spreader on the temperature of the heater



(a) Maximum temperature difference



(b) Total thermal resistance

Fig. 15 Effect of an inclined angle on the thermal performance of the cooling system

를 사용할 경우, 태양전지 셀에서 발생하는 국부적인 열이 자연대류 히트 싱크의 베이스 플레이트로 충분히 분산되지 못함을 의미한다. 따라서 알루미늄 히트 싱크의 베이스 플레이트를 사용한 경우가 구리 열분산기를 사용한 경우에 비해 히트 싱크의 열저항은 낮고 전체 열저항은 높은 결

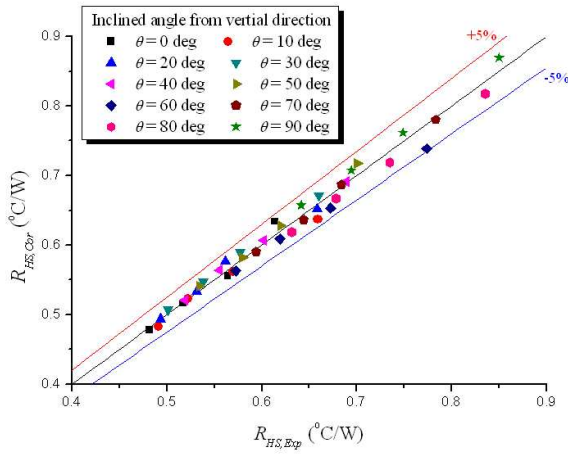


Fig. 16 Comparison of the thermal resistance of the heat sink between the correlation and the experimental results

과를 보이는 것이다.

4.3 수직기준 경사각 변화

Fig. 15은 수직 기준 경사각 변화에 따른 냉각 장치의 열성능 변화를 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 경사각이 증가함에 따라 최대 온도차 및 열저항이 증가하는 경향이 나타난다. 수직 기준 경사각이 90°일 경우, 동일 형상의 자연대류 히트 싱크에서 최악의 열성능을 보인다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 제안된 냉각 장치는 제한 조건을 만족하는 것을 확인할 수 있다.

4.4 히트싱크 열성능 예측용 모델 개발

본 연구에서 수행된 실험결과를 바탕으로 식 (9)에서 보는 바와 같은 발열량과 수직기준 경사각 변화에 따른 CPV 모듈용 히트싱크의 열성능을 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

$$R_{th,HS} = \frac{T_{HS} - T_{amb}}{Q_{net}} \quad (9)$$

$$= (1.1724 + 7.712 \times 10^{-4}\theta + 3.9688 \times 10^{-5}\theta^2) Q_{net}^{-0.22427}$$

where θ (deg) is the inclined angle.

본 연구에서 제시한 모델결과와 실험결과를 비교한 결과 Fig. 16에서 보는 바와 같이 최대오차 5% 이내로 잘 일치함을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 열분산기 및 자연대류 히트 싱

크로 구성된 집광형 태양전지 모듈용 냉각 장치를 제안하였다. 이를 위해, 기존 연구자들의 해석적 연구를 바탕으로 집광형 태양전지 모듈용 열분산기 및 자연대류 히트 싱크를 설계하였다. 제안된 냉각 장치의 성능을 평가하기 위하여, 발열량과 수직기준 경사각 변화에 따른 열성능 평가 실험을 수행하였다. 실험결과로부터, 제안된 냉각 장치가 집광형 태양전지 모듈의 설계 조건을 만족하는 것을 확인하였다. 마지막으로 발열량과 수직기준 경사각 변화에 따른 자연대류 히트 싱크의 열성능을 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

후 기

This work was performed for the New & Renewable Energy Technology Development Programs, funded by the Ministry of Knowledge Economy (MKE) of Republic of Korea. It was also supported by the principal research programs of the Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM) of Republic of Korea. The authors gratefully acknowledge this support.

참고문헌

- (1) Lewis, N. S. et al., 2005, "Basic Research Needs For Solar Energy Utilization," Report of the Basic Energy Sciences Workshop on Solar Energy Utilization, April, 18-21.
- (2) Royne, A. and Dey, C. J., 2007, "Design of a jet Impingement Cooling Device for Densely Packed PV Cells Under High Concentration," *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 1014~1024.
- (3) Zubi, G., Bernal-Agustin, J. L. and Fracastoro, G. V., 2009, "High Concentration Photovoltaic Systems Applying III-V Cells," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, pp. 2645~2652.
- (4) Shakouri, A. and Zhang, Y., 2005, "On Chip Solid State Cooling for Integrated Circuits," *J. IEEE Trans. Components and Packaging Technologies*, Vol. 28, pp. 65~69.
- (5) Anderson, W. G., Tamanna, S., Sarraf, D. B., Dussinger, P. M. and Hoffman Jr., R. W., 2008, "Heat Pipe Cooling of Concentrating Photovoltaic (CPV) Systems," 6th IECEC, July, 28-30, 2008,

- Cleveland, Ohio.
- (6) Gray, A., 2007, "Modeling a Passive Cooling System for Photovoltaic Cells Under Concentration," HT2007, July, 8-12, 2007, Vancouver, Canada.
- (7) Min, C., Nuofu, C., Xiaoli, Y., Yu, W., Yiming, B. and Xingwang, Z., 2009, "Thermal Analysis and Test for Single Concentrator Solar Cells," *Journal of Semiconductors*, Vol. 30, No. 4, pp. 044011.
- (8) Sun, J., Israeli, T., Reddy, T. A., Scoles, K., Gordon, J. M. and Feuermann, 2005, "Modeling and Experimental Evaluation of Passive Heat Sinks for Miniature High-Flux Photovoltaic Concentrators," *ASME J. Solar Energy Engineering*, Vol. 127, pp. 138~145.
- (9) Zhu, L., Wang, Y. Fang Z., Sun, Y. and Huang, Q., 2010, "An Effective Heat Dissipation Method for Densely Packed Solar Cells Under High Concentrations," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, Vol. 94, pp. 133~140.
- (10) Cheknane, A., Benyoucef, B. and Chaker, A., 2007, "Performance of Concentrator Solar Cells with Passive Cooling," *Semicond. Sci. Technol.*, Vol. 21, pp. 144~147.
- (11) Feng, T. Q. and Xu, J. L., 2004, "An Analytical Solution of Thermal Resistance of Cubic Heat Spreaders for Electronic Cooling," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 323~337.
- (12) Muzychka, Y. S., Culham, J. R. and Yovanovich, M. M., 2003, "Thermal Spreading Resistance of Eccentric Heat Sources on Rectangular Flux Channels," *ASME J. Electronic Packaging*, Vol. 125, pp. 178~185.
- (13) Bar-Cohen, A., Iyengar, M. and Kraus, A. D., 2003, "Design of Optimum Plate-Fin Natural Convective Heat Sinks," *ASME J. Electronic Packaging*, Vol. 125, pp. 208~216.