

## 역열전달해석기법에 의한 LED 조명용 무동력 냉각사이클링 방열기 성능평가

김은희<sup>1,2</sup> · 김흥규<sup>2,#</sup> · 서광석<sup>3</sup> · 이민규<sup>1</sup> · 조종두<sup>4</sup>

### Performance Evaluation of a Thermo Siphon Type Radiator for LED Lighting System by using an Inverse Heat Transfer Method

E. H. Kim, H. K. Kim, K. S. Seo, M. K. Lee, C. D. Cho

(Received July 5, 2011 / Revised September 30, 2011/ Accepted October 6, 2011)

#### Abstract

In this study, the performance of a thermo siphon type radiator made of copper for LED lighting system was evaluated by using an inverse heat transfer method. Heating experiments and finite element heat transfer analysis were conducted for three different cases. The data obtained from experiments were compared with the analysis results. Based on the data obtained from experiments, the inverse heat transfer method was used in order to evaluate the heat transfer coefficient. First, the heat transfer analysis was conducted for non-vacuum state, without the refrigerant. The evaluated heat transfer coefficient on the radiator surface was  $40\text{W/m}^2\text{C}$ . Second, the heat transfer analysis was conducted for non-vacuum state, with the refrigerant, resulting in the heat transfer coefficient of  $95\text{W/m}^2\text{C}$ . Third, the heat transfer analysis was conducted for vacuum state, with refrigerant. For the third case, the evaluated heat transfer coefficients were  $140\text{W/m}^2\text{C}$  for the radiator body,  $5\text{W/m}^2\text{C}$  for the rising position of radiator pipe,  $35\text{W/m}^2\text{C}$  for the highest position of radiator pipe, and  $120\text{W/m}^2\text{C}$  for the downturn position of radiator pipe. As a result of inverse heat transfer analysis, it was confirmed that the thermal performance of the current radiator was best in the case of the vacuum state using the refrigerant.

**Key Words:** Thermo Siphon Type, Inverse Heat Transfer Method, LED Lighting System

#### 1. 서론

LED는 광효율이 높고 수명이 길며 환경유해물질을 사용하지 않기 때문에 차세대 친환경 광원으로 기존 광원들을 대체할 수 있을 것으로 기대된다[1]. 하지만 LED는 전압이 빛으로 변환되는 과정에서 많은 열이 발생하는 단점이 있다[2]. 만약 이러한 높은 열에 LED 소자가 지속적으로 노출되면, LED 광효율 감소, 색온도 변이, LED 및

주변부품의 수명 단축, 시스템의 신뢰성 불량 등의 문제가 발생하게 된다. 특히, 광효율의 감소는 LED 조명시스템의 제품경쟁력을 하락시키는 주요 원인이 된다[3].

이런 이유로 대부분 LED 조명에서 방열기를 부착해 열을 제거해 줄 필요가 있다. 이 때 방열 성능 향상을 위해 방열기 냉매 순환용 모터를 이용하는 경우가 많은데, 방열 성능은 향상되지만 모터 전력 소모가 발생하므로 전체 시스템으로는

1. 인하대학교 대학원 기계공학과  
2. 한국생산기술연구원 금형·성형연구그룹  
3. ㈜이노캐스트 기술연구소  
4. 인하대학교 기계공학과  
# 교신저자: 한국생산기술연구원, E-mail: krystal@kitech.re.kr

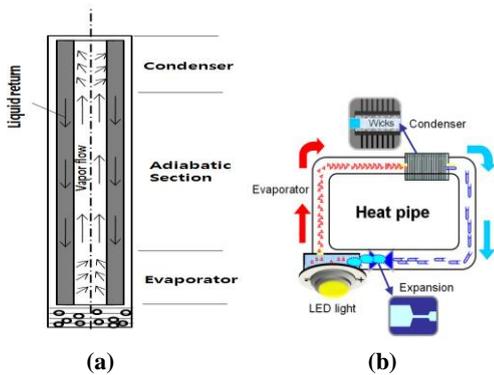


Fig. 1 (a)Thermo siphon heat pipe (b) Schematic diagram of the developed heat pipe

LED 를 통한 에너지 절감 효과가 줄어드는 문제가 있다. 따라서 모터 없이 냉매 순환 가능한 LED 용 방열기의 개발 및 적용이 필요 하다.

본 논문에서 다루는 방열기는 밀봉된 용기 내에 냉매를 감압 봉입한 서모사이펀 방식으로 최근 (주)이노캐스트에서 LED 조명용으로 개발한 히트파이프이다. 히트파이프의 작동원리는 증발부에 열이 작용하면 그 부위 냉매의 증발로 압력차가 발생하여 증발부로부터 응축부로 증기가 이동한다. 이 증기는 응축부에서 증발잠열을 히트파이프 주위에 전달하고 응축이 일어난다. 응축된 액체는 다시 벽을 타고 증발부로 와서 계속적인 열수송이 일어나는 것이다. 이 때 다공성 모세관에 워ick(wick)을 감으면 반드시 수직의 형태가 아니어도 모세관 원리에 의해 액체는 증발부로 이동하게 된다[4]. Fig. 1 은 서모사이펀 히트파이프의 개념도를 나타낸다.

여기서는 Fig 1 의 (a)와 같은 형태로 개발된 서모사이펀식 히트파이프에 대해 역열전달해석(Inverse heat transfer analysis) 개념의 유한요소해석을 적용하여 열전달계수를 정량적으로 평가하였다.

개발된 히트파이프를 Fig. 2 에 나타난 것과 같이 단위 모듈화하여 다양한 LED 제품군에 적용하고자 한다. 이를 위해서는 원하는 수준의 방열 성능이 가능하도록 사용할 단위 모듈의 개수, 그리고 경우에 따라서는 형상까지 결정해야 한다. 이를 위해 본 연구의 방법론에 따라 도출되는 열전달계수를 단일 히트파이프의 방열특성 지표로 가정하여 사전 설계 단계에서 활용하고자 한다. 단일 히트파이프의 열전달계수를 여러 개의 히트파이프에 동일하게 적용하고 열전달 시뮬레이션을

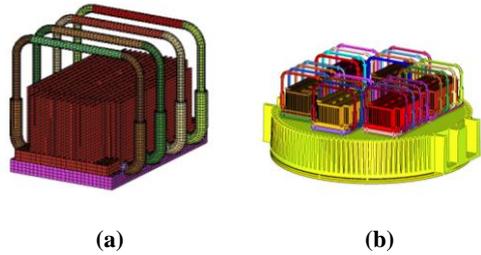


Fig. 2 (a) A radiator module with 4 heat pipes (b) radiator modules attached to a LED lighting system

적용함으로써, 최종 LED 제품의 방열 특성을 효율적으로 예측할 수 있다. 이런 이유로 본 연구에서는 단일 히트파이프를 대상으로 역열전달해석을 진행하였다.

## 2. 서모사이펀식 히트파이프 열전달 모델

본 연구에서 사용된 서모사이펀식 히트파이프의 증발부 열전달률은 냉매가 물, 에탄올, 벤젠 및 R-113 의 경우 Stephan-Abdelsalam 또는 Nishikawa-Fujita 에 의한 다음 식[4]을 사용하여 개략치를 구할 수 있다.

$$q \leq q_t; h = 6.24 \frac{\lambda_L}{d} (f_s f_p X)^{2/3}$$

$$q > q_t; h = 0.66 \frac{\lambda_L}{d} d^{-2/5} (f_s f_p X)^{4/5}$$

여기서,  $X$ ,  $f_p$ ,  $q_t$  는 각각 다음과 같이 정의되는 계수들이다.

$$X = \left[ \left( \frac{1}{M^2 C} \right) \left( \frac{c_{pL} \rho_L^2 g}{\lambda_L \rho_v \sigma \Delta h_v} \right) \right]^{1/2} q d^{3/2}$$

$$f_p = \left( \frac{P}{P_a} \right)^{0.7} \left[ 1 + 3 \left( \frac{P}{P_c} \right)^3 \right] / \left[ 1 + \left( \frac{P_a}{P_c} \right)^3 \right]$$

$$q_t = \frac{2.08 \times 10^7 d^{3/2}}{f_s f_p \left[ \left( \frac{1}{M^2 C} \right) \left( \frac{c_{pL} \rho_L \Delta h_v^2 g}{\lambda_L \rho_v \sigma \Delta h_v} \right) \right]^{1/2}}$$

이때  $h$  는 열전달률,  $\lambda$  는 열전도율,  $C$  는 열용량,  $\rho$  는 밀도,  $\sigma$  는 표면장력,  $d$  는 파이프 지름,  $c_p$  는

비열,  $\Delta h_v$ 는 증발잠열,  $q$ 는 열유속,  $P$ 는 압력,  $P_a$ 는 대기압,  $P_c$ 는 임계압력,  $g$ 는 중력가속도를 나타낸다. 또한 첨자  $L$ 은 액체,  $v$ 는 증기를 나타낸다.  $f_s$ 는 기포계수이며 1로 봐도 무방하고, 물성치는 포화온도에서의 값을 사용한다[5].

이 식을 직접 적용하여 열전달계수를 구하는 것이 가장 이상적이지만, 필요한 계수가 너무 많고 이것들은 정확히 구하는 것이 어렵다. 그렇기 때문에 본 연구에서는 역열전달 방식(Inverse heat transfer method) 해석을 이용하여 열전달계수를 구하고자 하였다.

### 3. 역열전달 유한요소해석

열전달계수의 정량적 평가를 위해 상용 FEM 툴인 Ansys Workbench 를 이용하여 열전달해석을 진행하였다. 시제품의 소재로 구리가 사용되었으므로 구리 물성치인 비열  $380\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$ , 열 전도 계수  $398\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ , 밀도  $8930\text{kg}/\text{m}^3$  를 적용하였다. 방열기 안의 냉매 유무, 진공도에 따른 방열기의 열전달계수를 정량적으로 평가하기 위하여 반복적 유한요소해석을 수행하여 실험 측정온도와 오차를 최소화하는 등가(equivalent) 열전달계수를 찾을 수 있다. 이는 일종의 역 열전달해석이다. Fig. 3 에는 제작된 방열기의 3D CAD Model 과 열전달 해석을 위한 유한요소 모델을 나타내었다. 실험과 해석의 비교를 위해 실험에서 온도를 측정할 지점들에 대응하는 곳의 해석 온도값을 추출하였다. Fig. 3 의 유한요소 모델에 도시되어 있는 T1 은 LED 기판 지점이고, T2 는 방열기 몸체부분 지점, T3~T7 까지는 방열기 파이프 부분의 온도 비교를 위한 지점들이다.

#### 3.1 냉매 미삽입, 무진공 방열기(Case 1)

첫번째로 진공이 아닌 상태에서 냉매가 들어있지 않은 방열기의 열전달해석을 진행하였다. 대기 온도  $21.2\text{C}$ 에서 LED 기판의 온도를 평균  $70\text{C}$ 로 하여 실제 실험한 데이터를 기반으로 하여 LED 기판(T1)에 경계조건을 주었다. 초기상태의 방열기 온도는  $62.7\text{C}$ 이고, LED 가 발열을 하는 시간에 따라 온도가 증가하기 때문에, LED 기판의 온도를 Fig. 4 의 그래프에 도시된 바와 같이 실험에서 나온 온도 상승 곡선을 경계 조건으로 하여 천이(Transient) 해석을 실시하였다.

열관과 방열기가 맞닿는 부분은 격자(mesh)의

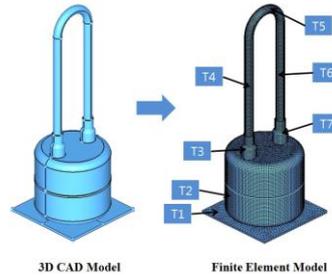


Fig. 3 CAD model and Finite Element model for heat transfer analysis

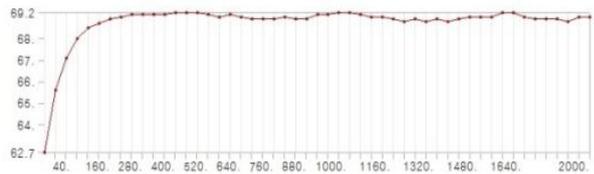


Fig. 4 Time-temperature graph at T1

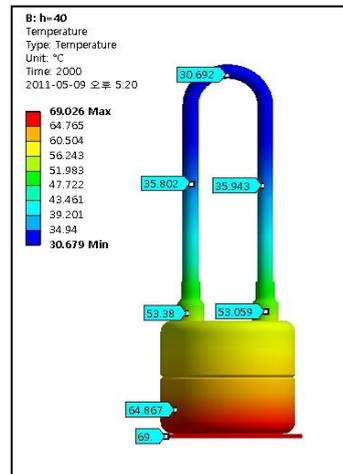


Fig. 5 Temperature distribution obtained by heat transfer analysis(No vacuum, no refrigerant)

형상을 똑같이 만들어 열전달이 정확하게 일어나도록 했다.

실험 결과와 비슷한 온도분포를 찾기 위해 임의의 열전달계수를 넣어가며 반복적으로 역열전달해석을 진행한 결과, 열전달계수가  $40\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ 일 때, 실험값과 일치하는 결과가 나온다는 것을 알 수 있었다. Fig. 5는 열전달계수를  $40\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ 로 지정했을 때의 천이 열전달해석 결과를 나타내며, Fig. 6은 실험값과 해석으로 얻은 온도값을 각 지점 별로 비교하여 나타낸 그래프이다.

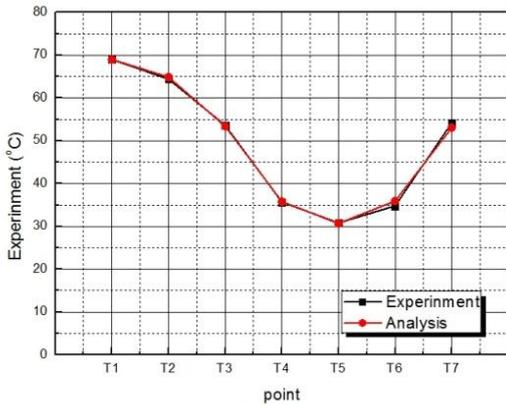


Fig. 6 Graph of temperatures between experiment and analysis(No vacuum, no refrigerant)

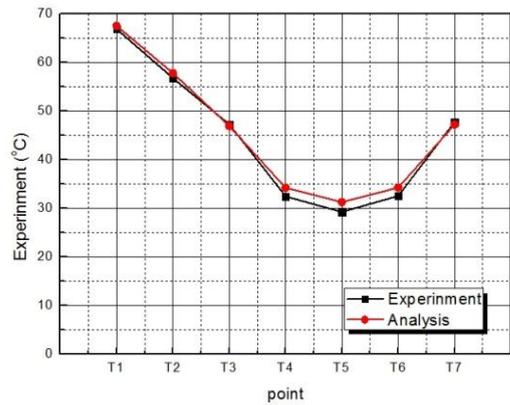


Fig. 8 Graph of temperatures between experiment and analysis(No vacuum, refrigerant)

Table 1 Table of temperatures between experiment and analysis(No vacuum, no refrigerant)

	Experiment	Analysis
T1	69.0°C	69.0°C
T2	64.4°C	64.9°C
T3	53.6°C	53.4°C
T4	35.7°C	35.8°C
T5	30.8°C	30.7°C
T6	34.8°C	35.9°C
T7	54.2°C	53.1°C

Table 2 Table of temperatures between experiment and analysis(No vacuum, refrigerant)

	Experiment	Analysis
T1	66.9°C	67.6°C
T2	56.8°C	57.8°C
T3	47.3°C	53.4°C
T4	32.5°C	35.8°C
T5	29.3°C	30.7°C
T6	32.6°C	35.9°C
T7	47.8°C	53.1°C

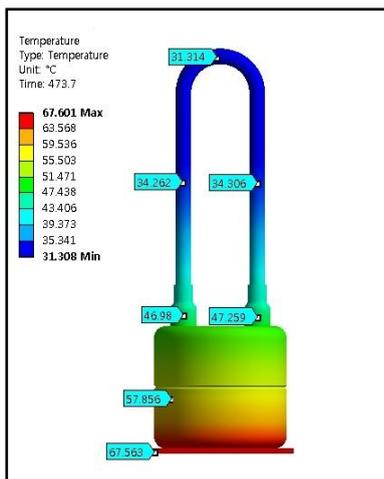


Fig. 7 Temperature distribution obtained by heat transfer analysis(No vacuum, refrigerant)

### 3.2 냉매 삽입, 무진공 방열기(Case 2)

다음으로 진공이 아닌 상태에서 냉매를 삽입한 후의 방열기의 열전달해석을 진행하였다. 실험 시 냉매로는 증류수(H<sub>2</sub>O)가 사용되었다. 실험 시 대기온도인 29.4°C를 초기온도로 두고, LED 기판의 온도는 첫번째 해석과 동일하게 평균 80°C인 실제 실험 데이터인 온도 상승 곡선을 경계조건으로 넣어 천이해석을 실시하였다.

실험결과와 비슷한 온도분포를 찾기 위한 임의의 열전달계수를 넣어가며 반복적으로 해석을 진행한 결과, 열전달계수가 95W/m<sup>2</sup>°C일 때, 실험값과 일치한다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 7은 열전달계수를 95W/m<sup>2</sup>°C로 지정한 후의 열전달해석 결과이고, Fig. 8은 실험과 해석 온도 값을 각 지점 별로 비교한 그래프이다.

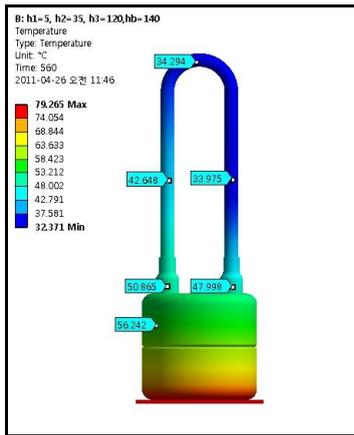


Fig. 9 Temperature distribution obtained by heat transfer analysis(Vacuum, refrigerant)

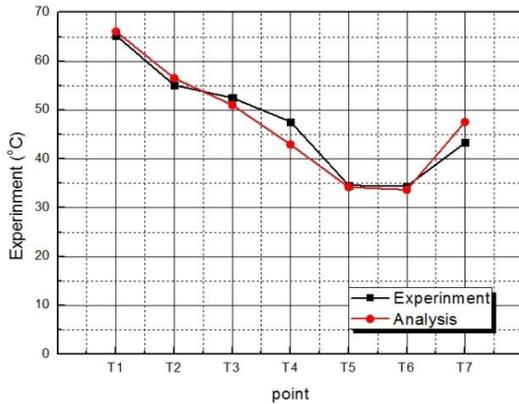


Fig.10 Graph of temperatures between experiment and analysis(Vacuum, refrigerant)

### 3.3 냉매 삽입, 진공상태 방열기(Case 3)

다음으로 냉매 삽입 후 진공상태일 때의 방열기의 해석을 진행하였다. 대기온도인 28.4℃를 초기온도로 둔 후, LED 기관의 온도는 마찬가지로 평균 80℃인 실제 실험 온도 상승 곡선을 경계조건으로 넣어 천이해석을 실시하였다.

앞선 실험에서 적용된 냉매(H<sub>2</sub>O) 삽입 후 진공상태를 만들어주면 다른 동력장치를 이용하지 않아도 스스로 냉매가 순환하게 된다. 이 때, 냉매가 상승하는 상승부와 다시 응축이 되기 시작하는 최고점, 이 응축된 냉매가 하강하는 하강부 그리고 방열기의 바디(body)의 열전달계수는 모두 다르므로, 각각 다른 열전달계수를 적용하여 해석을 진행하였다.

반복적인 열전달해석 결과, 방열기 바디부분의

Table 3 Table of temperatures between experiment and analysis(Vacuum, refrigerant)

	Experiment	Analysis
T1	65.3℃	66.1℃
T2	55.1℃	56.5℃
T3	52.5℃	51.0℃
T4	47.6℃	41.9℃
T5	34.96℃	34.2℃
T6	34.4℃	33.7℃
T7	43.3℃	47.5℃

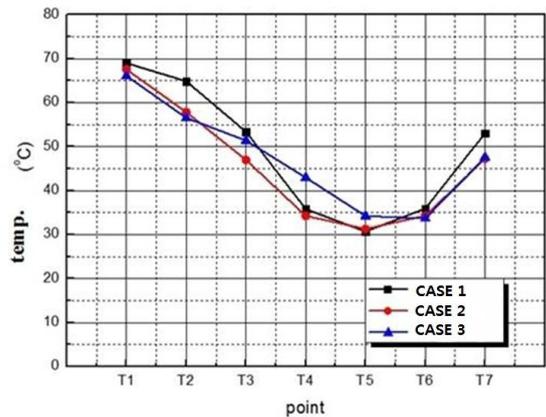


Fig.11 Comparison of temperatures between the three operating conditions(All result)

열전달계수(T2지점)는 140W/m<sup>2</sup>℃, 상승부의 열전달계수(T3, T4지점)는 5W/m<sup>2</sup>℃, 최고점(T5지점)에서의 열전달계수는 35W/m<sup>2</sup>℃, 하강부(T6,T7지점)에서의 열전달계수는 120W/m<sup>2</sup>℃일 때, 해석으로 얻은 온도 값이 실험값과 일치하는 것을 알 수 있었다. Fig. 10은 열전달계수를 위와 같이 적용하였을 때의 해석 결과이고, Fig. 11은 실험값과 결과값을 각 지점 별로 비교한 그래프이다. 이 때, T4 지점의 온도는 해석값과 실험값 사이에 여전히 약 5℃정도 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 오차를 최소화하도록 반복 계산을 통해 열전달계수를 얻었음에도 불구하고 이러한 온도 차이가 쉽게 줄어들지 않은 원인은 다음과 같다.

방열기 표면을 분할하여 열전달계수를 표면 별 독립변수로 정의할 때, 분할 표면의 개수를 늘리면 변경 가능한 독립변수(열전달계수)가 증가하므

로 종속변수(해석온도)와 측정온도와의 오차를 줄일 수는 있을 것이다. 왜냐하면 실제 표면 상의 열전달계수는 우리가 얻은 값들보다 다양한 분포로 존재할 수 있기 때문이다. 그러나 독립변수인 열전달계수의 개수가 너무 많아지면 계산 측면에서 효율적이지 않기 때문에 본 연구에서는 앞에서 이미 설명한 것처럼 방열기의 바다 위 1개, 파이프 위 3개의 총 4개 열전달계수의 제약 조건에서 그 값들을 결정하였다. 이러한 열전달계수 개수의 한계로 인해 위에서 살펴본 T4 지점의 온도 차이가 존재하는 것으로 보인다.

Fig. 11은 세 가지 작동 조건에서 실험적으로 측정된 온도 값을 측정 지점에 따라 비교하여 나타낸 그래프이다. 여기서 세 가지 조건의 LED 기판 온도(T1)를 비교해보면 세 번째 조건(냉매 사용, 진공상태)의 온도가 좀더 낮음을 볼 수 있는데, 이로부터 똑같은 용량의 LED 조명을 사용해도 세 번째 조건에서 더 우수한 방열 성능이 발휘됨을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

서모사이펀 방식의 히트파이프 방열기에 대해 작동 상태에 따른 열전달계수를 역열전달해석 기법을 이용하여 찾고 그 값들을 서로 비교하였다. LED 기판 온도를 초기에 70℃로 가하고 부착된 방열기를 3가지 다른 조건으로 작동시킬 때 실험적으로 나타나는 온도 변화를 토대로 역열전달해석으로 열전달계수를 도출하였다. 첫째, 방열기에 냉매를 넣지 않고 진공상태도 아닌 경우에 LED기판 온도(T1)는 69.0℃로 나타났고, 방열기 전체의 열전달계수는 40W/m<sup>2</sup>℃로 예상되었다. 둘째, 방열기에 냉매를 삽입하고 진공상태는 아닌 경우 기판 온도(T1)는 66.9℃이었고, 방열기 전체 열전달계수는 95W/m<sup>2</sup>℃로 예상되었다. 셋째, 방열기에 냉매를 삽입하고 방열기 내부를 진공으로 만들었을 때 기판 온도(T1)는 65.3℃이었고, 방열기 열전달계수는 바다(T2) 140W/m<sup>2</sup>℃, 상승부(T3, T4) 5W/m<sup>2</sup>℃, 최고점(T5) 35W/m<sup>2</sup>℃, 하강부(T6, T7) 120W/m<sup>2</sup>℃로 추정할 수 있었다.

이렇게 실험으로 관찰된 방열성능 차이는 역열전달해석을 통한 정량 평가가 가능하였는데, 각 작동 조건별 최대 열전달계수가 각각 40, 95, 140W/m<sup>2</sup>℃로 나타났듯이 세 번째 조건에서 가장 높은 열전달계수가 예상되었다. 즉, 서모사이펀 히트파이프에 냉매를 삽입하고 내부를 진공으로 만들었을 때 방열 성능이 가장 우수함을 알 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 중소기업청 첨단장비활용 기술개발 사업 “LED 조명기기를 위한 무동력 냉각사이클링 방열기 제조기술의 개발” 과제의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참 고 문 헌

- [1] E. C. Jeon, T. J. Je, K. H. Whang, 2010, A Study on Design of High Luminance Hybrid LED Package and Ultra-fine Marching of Optical Pattern, Trans. Mater. Process., Vol. 19, No. 8, pp. 474~479.
- [2] Y. T. Cho, 2011, Heat Radiation of LED Light using Cu Plating Engineering Plastic Heat Sink, Kor. Soc. Manuf. Technol. Eng., Vol. 20, No. 1, pp. 81~85.
- [3] J. W. Park, G. H. Kim, J. H. Kim, W. Y. Cheon, S. B. Song, 2009, Comparison of Thermal Dissipation Properties for LED Lighting System Design, Conf. Kor. Inst. Illum. Electr. Installation Eng.(W. J. Park), Kor. Inst. Illum. Electr. Installation Eng., Muju, Korea, pp. 252~255.
- [4] K. Nishikawa, Y. Fujita, 1977, Correlation of Nucleate Boiling Heat Transfer based on Bubble Population Density, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 20, No. 3, pp. 233~245.
- [5] J. J. Yee, Y. K. Kim, S. Y. Choi, 2005, A Performance Evaluation on the Prefabricated Floor Heating System using Thermo Siphon Type Heat Pipe, J. Archit. Inst. Kor., Vol. 21, No. 3, pp. 173~180.