

강제 공냉 평판형 핀 방열판에 대한 실험적 고찰

김태엽[†]

Experimental Investigation of Forced Air Cooled Plate Fin Heat Sinks

Tae-Yeop Kim[†]

Abstract

Analytical thermal models based on average convection heat transfer are frequently used for the design and selection of forced air-cooled plate fin heat sinks. In this paper, a convection heat transfer model within a $\pm 10\%$ margin of error was presented through experimental investigation. Five types of heat sinks with inlet widths of 1.7 - 6.8 mm were tested at 50 - 160 W heat sources to derive and verify the model. Causes of error between the experiment and analytical thermal model were analyzed and listed to design the heat sink. Using proposed method and the lists to be considered in the paper, a quick and accurate heat sink design of the power-conversion system is expected.

Key words: Electronics cooling, Plate-fin heat sink, Forced convection, Average convection heat transfer

1. 서 론

전력전자분야에서는 방열성능이 제품성능에 직접적인 영향을 줌으로써 방열 설계는 중요한 설계 요소이다. 과거에는 외형이 커지더라도 충분한 온도마진을 가지는 설계가 허용되었다. 하지만 제품의 외형 요구조건(소형화, 전력밀도증가, 디자인)이 상향되고, 알루미늄 가격의 상승으로 인한 비용증가 등의 요인들로 인해 설계 기준 및 목적이 변화되고 있어 보다 최적화되고 정밀한 방열 설계가 요구되고 있다.

알루미늄 압출로 생산하는 평판 핀(Plate Fin) 방열판은 높은 열전도도, 낮은 중량, 저가격 및 다양한 제품등을 장점으로 널리 사용되고 있다. 팬을 이용한 강제냉각방식은 동일한 사양의 방열판에서 자연공냉에 비해 약 40~20%의 낮은 열저항(R_{th})을 구현할 수 있어 전력변환장치의 용적을 감소시킬 수 있다. 단점으로 팬의 수명, 전력소모, 소음에 유의하여야 한다.

설계 방법으로 열저항 방법과 열해석 소프트웨어를 이용하는 방법이 많이 사용된다. 열저항을 이용한 방법

은 빠르고 쉬운 설계가 가능하지만 열저항이 제공되는 제품이 소수이며 결과의 오차가 크다.

소프트웨어를 이용한 방법은 구조해석(FEA, Finite Element Analysis)과 유동해석(CFD, Computational Fluid Dynamics)이 있다. 유동해석은 유체의 흐름 및 열전도해석과 구조해석이 동시에 수행되므로 높은 정확도를 가진다. 하지만 연산시간이 길고, 유체 및 열해석에 대한 전문지식과 유체부분의 상세한 기구부 모델링이 요구된다. 구조해석에서 방열판의 전도는 유한요소법(FEM)으로 해석하고, 유체의 대류에 의한 열전달 부분은 평균 대류 열전달 계수(h_{av})로 단순화하여 적용함으로써 정확도는 감소하지만 기구부 모델링이 간단하고 연산시간이 짧은 장점을 가진다.

‘Teertstra’은 채널 레이놀즈 수(Re^*_b)와 채널 평균 누셀트 수(Nu_b)에 대한 모델 수식을 제시하였다^[1]. 이 모델은 입력 공기온도($T_{a(i)}$)에서 평균 대류 열전달 계수(h_{av} , Average convection heat transfer coefficient)를 계산하므로 쉽고 편리하다^{[2],[3]}.

본 논문은 알루미늄 평판 핀 압출방열판의 강제 공기냉각 방식을 대상으로 공기 채널 폭(1.7~6.8mm)이 다른 5 종류와 2.31mm 채널 폭의 시료를 대상으로 길이 변화(40, 80, 120, 160mm)에 대한 방열특성을 실험하였다. 실험 결과와 ‘Teertstra’가 제시한 모델과 비교하였을 때 6.8mm 시료에서 39% 오차가 발생하였다.

이를 감소시키기 위해 제약조건을 분석하고, 넓은 채

Paper number: TKPE-2019-24-6-6

Print ISSN: 1229-2214 Online ISSN: 2288-6281

[†] Corresponding author: drkimty@naver.com, Dept. of Electrical Eng., Changwon Nat'l Univ.

Tel: +82-10-8521-5929 Fax: +82-50-7084-5929

Manuscript received Jul. 10, 2019; revised Aug. 2, 2019; accepted Sep. 3, 2019

널폭을 가지는 방열판에서도 적용이 가능한 모델 수식을 제안하였다. 제안한 모델 수식의 오차는 약 ±10% 이내의 결과를 얻었다.

2. 강제 공냉 열전달

2.1 열전달 개요

열전달은 전도(Conduction), 대류(Convection), 복사(Radiation)로 이루어지며, 대상의 온도가 약 100°C인 경우 복사에 의한 방열 비중이 낮아 무시할 수 있다.

방열판에서 냉각은 전도와 대류가 복합적으로 발생하게 된다. 전도는 발열부의 열을 방열판 전체로 이동시키는 역할을 하며, 실질적인 냉각은 방열판의 핀에서 열을 공기(외부)로 옮기는 대류 과정에서 발생한다.

평판형 핀 방열판의 외형 및 기호와 공기흐름에 따른 영역과 대류열전달계수는 그림 1과 같다.

전도 열전달식은 식 (1)이다. 열저항($R_{th} = k \cdot A / l$)은 물질의 열전도율(k), 면적(A), 길이(l)에 의해 결정되고, “온도 차이에 의한 열 전달량”에 대한 계수이다. 반도체 접합부에서 발생하는 열은 케이스, 방열시트, 방열판 상판과 핀으로 전달되며, 방열판 설계시 구조해석을 이용하면 쉽고 편리하다.

$$Q = \frac{1}{R_{th}} \cdot \Delta T = \frac{1}{R_{th}} \cdot (T_j - T_w) = \frac{k \cdot A}{l} \cdot \Delta T \quad (1)$$

대류에 의한 열전달식은 식 (2)이며, 대류 열전달 계수(Convection heat transfer coefficient: h) [$W/K \cdot m^2$]는 “단위 면적당 대류에 의한 열 전달량”의 뜻으로 면적(A)과 곱하여 사용한다.

$$Q = h \cdot A \cdot (T_w - T_a) \quad (2)$$

방열판 채널 내부의 공기 흐름은 공기의 점성에 영향을 받아 채널을 통과하며 변화되고, 대류 열전달 계수(h) 또한 채널내 공간상 위치에 따라 변화된다. 또한 유입된 공기는 열을 흡수하여 온도(T_a)가 상승한다.

이러한 복합적인 문제를 간략화 하기 위해 대류 열전달계수의 적분과 공기의 온도 상승을 포함한 평균 대류 열전달계수(h_{av})를 적용하고, 입력공기온도($T_{a(i)}$)를 사용하면 식 (2)는 식 (3)으로 근사시킬 수 있다.

$$Q = h_{av} \cdot A \cdot (T_w - T_{a(i)}) \quad (3)$$

방열판 채널에 입력된 공기($T_{a(i)}$)는 가열되며, 열량(Q), 출력 공기온도($T_{a(o)}$)와 공기량($U_{A(m/s)}$, [m^3/s])의 관계는 식 (4)과 같다.

$$Q = U_{A(m/s)} \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{a(o)} - T_{a(i)}) \quad (4)$$

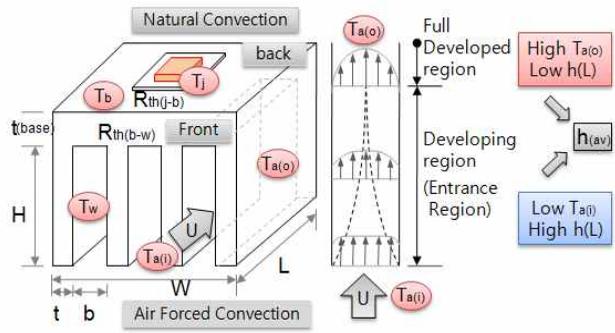


Fig. 1. Geometric of heat sink and air flow region.

온도에 따라 공기의 물성적인 상수는 온도에 따라 변화하며, 계산의 기준 온도(T_f , Film Temperature)는 방열판 벽면 온도(T_w)와 공기온도(T_a)의 평균온도를 사용하고 식 (5)와 같다.

$$T_f = (T_w + T_a) / 2 \quad (5)$$

그림 1의 방열판의 표면적(A_w)은 길이(L), 높이(H), 채널수(N_{ch})이며, 식 (6)로 표현된다.

$$A_w = 2 \cdot L \cdot H \cdot N_{ch} \quad (6)$$

유체의 열전달 과정에서 무차원의 수 ① 프란틀 수 ② 레이놀즈 수 ③ 누셀트 수 3가지를 요약하면 아래와 같다.

프란틀 수(Pr , Prandtl Number)는 유체의 특성 및 상태에 따라 정해지는 특성 계수이고 식 (7)과 같다. 25°C 공기온도에서 프란틀 수는 약 0.707 이다.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \approx 0.7 \quad (7)$$

레이놀즈 수(Re)는 유체의 흐름 형태에 따라 층류와 난류로 구분된다. 난류에서의 열전도율은 매우 크지만 채널 길이가 길고, 공기속도가 빠른 조건을 요구하므로 본 논문에서는 고려하지 않는다.

평판 핀 방열판의 채널 레이놀즈 수(Re_b^*)는 식 (8)과 같다. 이때 채널간격(b)와 핀높이(H)는 $b \ll H$ 조건이 필요하다.

$$Re_b^* = Re_b \cdot \frac{b}{L} = \frac{U \cdot b^2}{L \cdot \nu} \quad (8)$$

2.2 유체 발달 형태에 따른 누셀트 수^[1]

그림 1에서 방열판 채널에 입력된 공기의 경계층은 길이(L)에 따라 변화되며 입구 또는 발달영역(Developing Region)과 완전 발달영역(Full Developed)으로 구분할 수 있다. 두 영역이 동일 방열판에 존재하며 이를 합성하여 누셀트 수로 나타내는 모델을 ‘Teertstra’이 제시하였으며 식 (9), (10), (11)과 같다.

$$Nu_{fd} = 1/2 \cdot Re_b^* \cdot Pr \quad (9)$$

$$Nu_{dev} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_b^*} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_b^*}}\right)^{1/2} \quad (10)$$

$$Nu_b = (Nu_{fd}^{-n} + Nu_{dev}^{-n})^{-1/n} \quad @n = 3 \quad (11)$$

평균 대류 열전달 계수(h_{av})는 식 (12)과 같다. 이후 논문에서 대류계수(h_{av})로 축약하여 표현한다.

$$h_{av} = Nu_b \cdot \frac{k_a}{b} \quad (12)$$

2.3 공기량 및 온도

팬의 공기량(Air Flow Rate)은 [CFM] 단위가 많이 사용되며, 방열판의 공기 통과 면적(A_{air})에 따른 부하 특성에 따라 동작점이 결정된다^[4]. 초기 설계시에는 최대 CFM의 약 60~80%의 개략적인 값이 사용될 수 있다. 만일 높은 공기 압력이 요구되는 경우 좋은 압력 특성을 가지는 팬을 선정하여야 한다. 공기량($U_{A(CFM)}$, $U_{A(m/s)}$)과 공기 속도($U[m/s]$)로의 단위변환은 식 (13)과 같다.

$$U = U_{A(m/s)} \cdot \frac{1}{A_{air}} = \frac{U_{A(CFM)}}{3.28^3 \cdot 60} \cdot \frac{1}{A_{air}} \quad (13)$$

식 (13)을 식 (4)에 적용하고 공기량($U_{A(CFM)}$)에 대해 나타내면 식 (14)와 같다.

$$U_{A(CFM)} = \frac{3.28^3 \cdot 60 \cdot Q}{c_p \cdot \rho \cdot (T_{a(o)} - T_{a(i)})} \quad (14)$$

방열판 온도는 $T_{base(o)} > T_{a(o)} > T_{a(i)}$ 순서로 구성되며, 열량(Q)과 온도 변화($\Delta T_a = T_{a(o)} - T_{a(i)}$)를 만족하는 필요 공기량($U_{A(CFM)}$)을 계산할 수 있다. 공기량은 평균 공기 온도($T_{a(av)} = (T_{a(o)} + T_{a(i)})/2$)에, 공기속도는 열전달 계수(h)에 영향을 준다.

3. 실험 및 제약조건

대류 계수를 사용한 방열판 모델링의 적합성을 검증하기 위해 제약조건을 제시하고, 실험을 통하여 온도를 측정하였다. 측정결과를 대류 계수를 사용하는 'Teertstra' 모델과 비교 분석하고 이를 근거로 개선된 모델링 수식을 제안하였다.

3.1 제약 조건

대류 계수를 사용하기 위한 제약 조건 및 대응방안은 아래와 같이 제시하였다. 실험과 모델간의 발생 오차에 대해 검증·분석하였다.

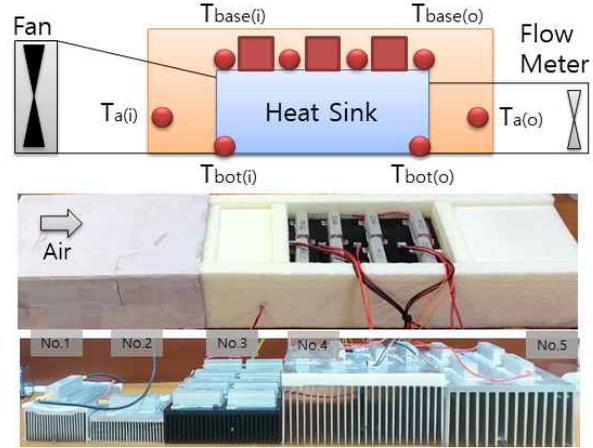


Fig. 2. Schematic diagram and experimental apparatus.

- ① 채널에 유입된 공기는 전부 출구를 통과한다. 개방된 방열판 하단에 벽을 형성하여 덕트 형태로 구성한다.
- ② 각 채널에 유입되는 공기량 및 속도는 균일하다. 팬과 방열판을 이격시키고 스테빌라이저 판을 취부한다.
- ③ 모든 열은 핀에서 대류에 의해 방열된다. 단열재를 외벽으로 이용하여 자연대류 및 방사영향을 최소화한다. 실제 응용에서는 케이스로 방열이 발생한다.
- ④ 'Teertstra' 모델은 채널폭(b) ≪ 채널높이(H)에 적합한 수학적 모델이며, 넓은 채널폭(b)의 방열판에서 오차가 증가한다^[1]. 새로운 모델을 제시한다.
- ⑤ 방열판 상판에서 핀까지 열저항의 영향을 고려하기 위해 'Teertstra' 모델에서는 핀 효율 개념을 도입하였다. 본 논문에서는 핀의 평균온도를 이용하여 영향을 최소화하였다.
- ⑥ 열원은 상판에 균일하게 분포되며, 상판의 열전도율이 매우 높아 온도(T_b)는 균일(isothermal)하다. 스위칭 소자의 경우 열 밀도가 높고 면적이 작으며 균일하게 배치될 수 없다. 알루미늄 방열판의 열저항이 비교적 높아 상기 조건은 지켜지기 어렵다. 특히 길이가 긴 경우 영향이 커진다.
- ⑦ 공기속도, 방열판 상판 두께, 핀 두께, 채널 공간상에서 열전달 계수(h)의 변화 및 열원의 위치 등이 평균화 기법을 이용한 모델에 모두 반영되기는 어려우며 이에 따른 오차가 존재한다.

3.2 실험 구성

대류 계수를 이용한 방열판 설계 방식에서 발생하는 오차를 분석하기 위해 채널폭 1.74~6.8mm의 방열판 5 종류에 대하여 열특성을 측정하고 분석하였다. 방열판 길이에 따른 특성을 측정하기 위해 시료 2는 40, 80, 120, 160mm에 대해 시험하였다. 특성 측정을 위해 실험 장치와 구성도는 그림 2와 같다. 방열판의 사양은 표 1과 같다.

TABLE I
PARAMETER OF TESTED HEAT SINKS

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
b [mm]	1.74	2.31	3.5	5.3	6.8
t [mm]	1.22	0.81	1.16	1.7	2.6
H [mm]	29	20.8	30	59	57
W [mm]	66	80	120	163	125
L [mm]	83	40, 80, 120, 160	180	130	165
Q [W]	80	40, 50, 60, 80	141	160	160
t_b [mm]	11.7	5.9	5	12	6.5
Fin [ea]	23	26	26	24	14
A_w [mm ²]	0.109	0.043, 0.086, 0.129, 0.173	0.286	0.373	0.255
A_{air} [mm ²]	0.0011	0.0012	0.0027	0.0073	0.005

방열판 상판 및 최외각 핀의 열손실을 방지하기 위해 외기와 단열을 시행하였고, 온도센서는 방열판 하단 및 상단의 입·출구에 부착하고 이를 평균하여 방열판 벽온도(T_w)로 사용하였다. 평균 벽온도의 사용으로써 핀효율에 의한 효율 감소 효과의 영향은 감소한다.

시료 1, 2의 측정시 브레이드형 풍속계에 공기량을 전부 통과시 방법으로 측정하였으나 1~2m/s 저풍속 구간에서 측정 정밀도를 보장할 수 없었으며, 나머지 시료에서 풍동내의 공기속도를 공기량으로 환산하는 경우 재현성 및 선형성에서 오차가 발생하였다. 이러한 점을 보완하기 위해 공기 입구와 출구에 온도센서의 측정값을 식 (4)에 적용하여 공기량을 예측하였고, 실험을 반복하여 재현성과 선형성을 확인하였다. 각 실험에 적용한 공기 속도 범위는 1~4m/s 이다. 공기의 균일한 형성을 위해 팬과 방열판의 입구는 약 200mm으로 통로로 구성하였으며, 출력부는 가열된 공기와 외기간의 대류를 억제하기 위해 약 200mm의 통로로 구성하였다. 팬은 80mm, 20CFM 팬을 직렬로 구성하여 압력변화에 둔감하도록 구성하고 전압(6~26V)을 변동하여 풍속을 가변하였다. 열원으로 저항을 사용하였고, 열원의 전력을 변경시에도 방열 특성 계수의 변화는 없었다. 각 방열판에 적용된 전력은 약 1m/s 풍속에서 방열판의 상판 최대온도가 약 80℃로 이하로 제한되도록 기준을 설정하였다.

수식과 실험 결과 간의 오차는 식 (15)을 사용하였다.

$$Error = Nu_{b(experimental)} / Nu_{b(model)} - 1 \quad (15)$$

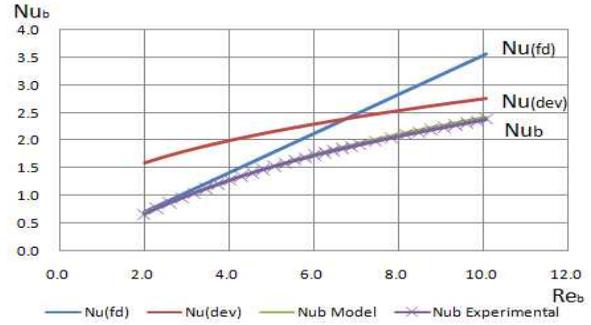


Fig. 3. Comparison of numerical and experimental result No. 1.

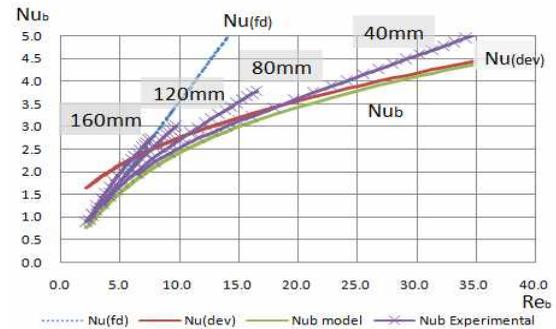


Fig. 4. Comparison of numerical and experimental result No. 2.

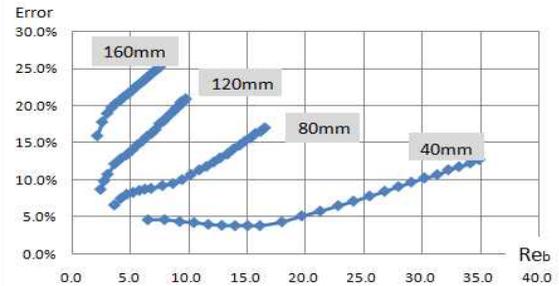


Fig. 5. Error between numerical and experimental result No. 2.

3.3 시료별 실험 결과

시료 1: CPU용 방열판으로 채널간격(1.74mm)이 좁고 핀 형상은 사다리 꼴이며, 방열판 상판(11.7mm)로 두껍다. 공기속도가 0.88~4.45m/s일 때 레이놀즈 수가 2~10의 범위로 공기속도에 따라 완전 발달 영역(Nu_{fd})과 발달영역(Nu_{dev})이 변화된다. 실험 결과는 그림 3과 같으며, 모델($Nu_{b(eq)}$)과 실험($Nu_{b(ex)}$)과 오차는 2% 이하의 결과를 얻었다.

시료 2: 시료 2는 채널간격(2.31mm)로 좁은 편이다. 핀 형상은 일자 형태이며, 두께가 0.81mm로 얇으나 핀의 높이가 20.8mm로 낮아 핀의 효율은 약 90% 정도로 계산되었다. 방열판의 길이(L)를 40, 80, 120, 160mm로 변경하여 측정하였으며, 사용한 공기속도는 0.8~4.2m/s이다. 40mm는 발달영역에서 동작하고, 길이가 증가한 160mm는 완전

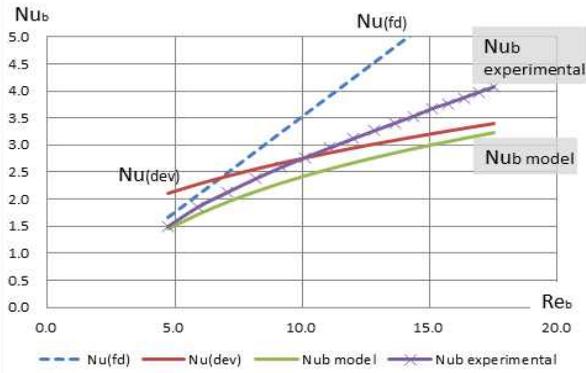


Fig. 6. Comparison of numerical and experimental result No. 3.

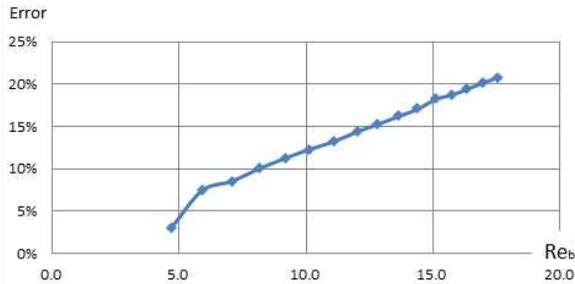


Fig. 7. Error between numerical and experimental result No. 3.

발달 영역에서 동작한다. 실험결과는 그림 4와 같으며, 오차는 그림 5와 같다.

시료 160mm는 길이가 길고, 상판 두께가 얇아 제약 조건 ⑥(상판온도 균일)과 상반된다. 또한 제약조건 ⑦(평균화에 따른 오차)도 상반된다. 이 결과로 상판 입출구의 온도 차이가 15.7~10℃(풍속대비)로 크게 발생하였다.

시료 3: 시료 3은 시료 1, 2에 비하여 채널간격(3.5mm)이 넓어졌으며, 저풍속(<1.7m/s)에서만 완전 발달 영역이 포함되도록 방열판 길이(180mm)를 선택하였다. 그림 2의 실험장치에서 열원의 배치를 공기 입구쪽에 집중하여 배치하여 상판 온도 차이를 8.4~5.9℃로 감소시켰다. 실험결과는 그림 6과 같으며, 오차는 그림 7과 같다.

시료 4, 5: 시료 4와 5는 채널 간격이 5.3, 6.8mm로 넓어 자연냉각 방식에 적합하다. 풍속에 대한 레이놀즈수가 매우 크기 때문에 발달 영역에서 동작한다.

실험 결과는 그림 8과 같으며, 오차는 그림 9와 같다. 시료 5번은 채널폭이 6.8mm로 넓고 길이가 165mm로 길고 상판 두께가 6.5mm로 얇은 특징으로 제약조건 ④, ⑥에 해당하는 시료이다. 최대 오차는 38.6%이고, 이때 입력공기와 방열판의 온도차($T_{w(av)} - T_{a(i)}$)의 식 (11) 결과와 실험값은 26.5℃와 16.3℃로 약 10℃의 오차가 발생하였다. 방열판 설계에서 40% 오차는 방열판 체적에 1.67배의 오차를 유발하게 된다.

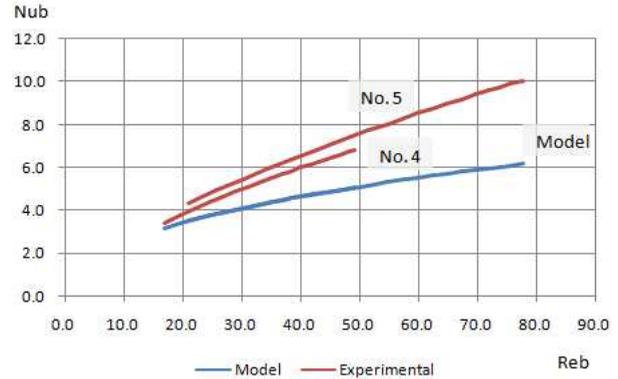


Fig. 8. Comparison of numerical and experimental result No. 4 & 5.

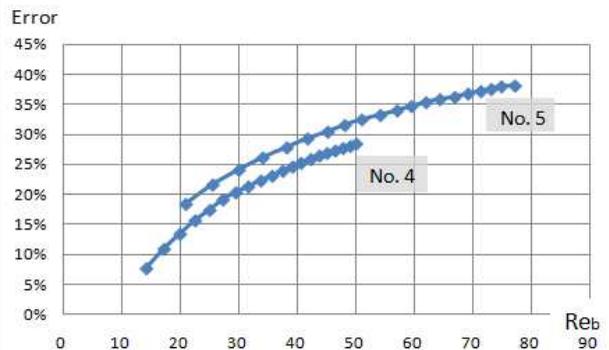


Fig. 9. Error between numerical and experimental result No. 4 & 5.

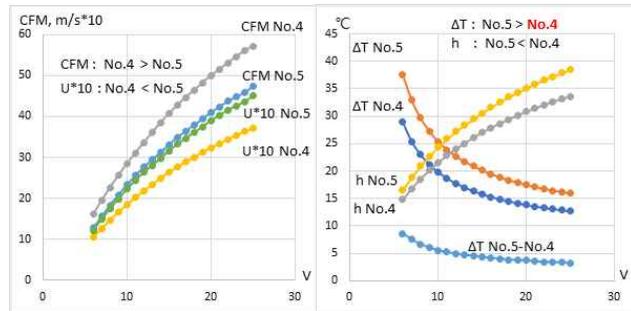


Fig. 10. Characteristic comparison of No. 4 & 5.

상판의 크기(W, L)가 시료4(125-165), 시료5(163-130)로 유사하다. 시료4는 시료5에 비하여 넓은 방열면적(146%) 및 공기 단면적(146%)을 가지고 있다. 펜 인가 전압에 대하여 두 시료의 특성을 비교하면 그림 10과 같다.

시료 4/시료 5[%)를 기준으로 비교하면 공기량은 120~126%, 공기속도는 86~82%, 대류계수는 89~87%이며, 온도상승($\Delta T = T_w - T_{a(i)}$)은 77~80%의 결과를 얻었다. 시료4는 시료5에 비해 우수한 방열 특성을 가지며, 이는 공기통로가 넓어 높은 공기량을 발생시킬 수 있고, 공기 속도는 낮지만 양호한 대류계수를 가진다. 특히 방열면적이 146%로 넓어 8.6~3.3℃ 낮은 온도 결과를 얻었다. 시료 5는 제품 디자인 측면에서 세로 형상이고, 120mm 펜 하나로 구성할 수 있는 장점이 있다.

3.4 실험 결과 및 모델 수식 개선

시료 1의 오차는 2%이나 나머지 시료에서 큰 오차가 발생하였다. 모델 수식을 방열판 설계에 사용하기 위해 허용 오차 범위를 ±10%로 기준하고, 모델의 변수는 공기속도(U), 채널간격(b) 및 길이(L) 3가지로 설정하고 수치 보간을 수행하였다.

수치 보간을 위한 보간함수를 정의하기 위해 물리적 모델 수식에서 3가지 변수를 제외한 나머지에 대해 상수화(α) 및 간략화를 진행하였다. 식 (9), 식 (10)를 변환하면 식 (16), 식 (17)와 같다.

$$Nu_{fd} = 0.5 \cdot Pr \cdot Re_b^* = 0.35 \cdot Re_b^* = \alpha \cdot Re_b^* \quad (16)$$

$$Nu_{dev} = 0.66 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_b^*}}\right)^{0.5} \cdot \sqrt{Re_b^*} \approx \alpha \cdot Re_b^{0.5} \quad (17)$$

식 (17)에서 $\left(1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_b^*}}\right)$ 계수는 레이놀즈 수(Re)

5~70 범위에서 1.6~1.2의 값을 가지며, 실험과의 오차를 증가시키는 요인으로 작용하여 제외하였다.

식 (16), (17)을 대류 계수(h_{av})로 나타내면 식 (18), (19)와 같다.

$$h_{fd} = 0.5 \cdot Pr^* \cdot \frac{1}{\nu} \cdot \frac{b}{L} U = \alpha \cdot \frac{b}{L} U \quad (18)$$

$$h_{dev} = 0.66 \cdot Pr^{1/3} \cdot \sqrt{\frac{1}{\nu}} \cdot \sqrt{\frac{1}{L}} U^{0.5} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{1}{L}} U \quad (19)$$

식 (18)에서는 3가지 변수가 있지만 식 (19)에서 채널 간격(b)이 제거되어 대류 계수에 반영되지 않는다. 식 (11)은 발달영역과 완전발달영역을 결합하는 수식으로 본 논문에서는 사용되지 않는다.

공기속도에 대한 대류 계수(h_{av})의 실험 결과는 그림 11과 같다. 그림 11에서 저풍속 영역은 실제의 경우 구현시키기 힘들기 때문에 일반적으로 $U > 1.6m/s$ 풍속영역이 사용된다. 풍속영역($U > 1.6m/s$)에서 열전달계수(h_{av})는 풍속에 비례하는 형태를 가지고 있다. 따라서 보간 과정에서 저풍속 영역은 제외하였다.

방열판의 길이가 극히 짧은 시료2(길이:40mm)를 제외한 시료에서 점선 영역 내에 집중됨을 관찰할 수 있다.

식 (18), (19)를 기반으로 풍속 변수를 제외하기 위해 사용한 보간함수는 식 (20)와 같다.

$$h_{av} = \alpha U^{k_2} \quad (20)$$

식 (20)에서 $\alpha = 1$ 로 가정하고, 풍속변화에 대해 일정한 열전달계수를 가지도록 하는 보간계수 k_2 는 표2를 적용하였다. 이 결과로 그림 11은 그림 12(a)로 변화된다. 그림 12(a)와 12(b)를 누셀트 수에 대하여 나타내면 12(c)와 12(d)로 변환되며, 그림 12(d)에서 채널간격(b)에

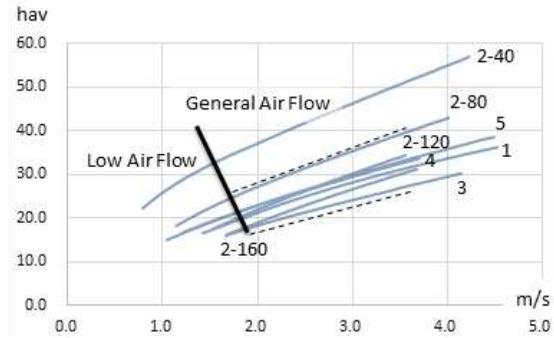


Fig. 11. Experimental results of heat transfer coefficient.

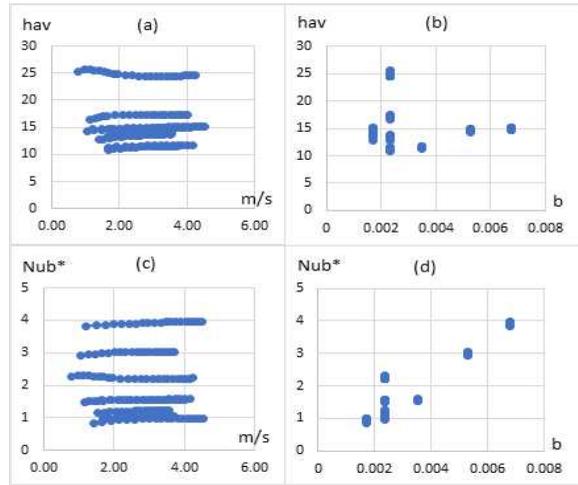


Fig. 12. Results of interpolating equation 16.

TABLE II
COEFFICIENT k_2 OF EQUATION 16

No.	1	2-1	2-2	2-3	2-4	3	4	6
b/L	48.8	17.2	34.3	51.5	68.7	50.3	24.7	24.4
k_2	0.58	0.58	0.65	0.72	0.76	0.66	0.62	0.62

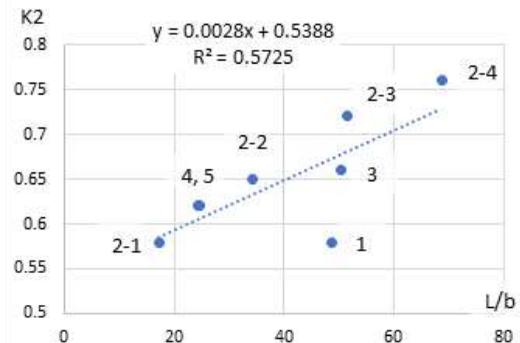


Fig. 13. Coefficient k_2 of equation 16. (k_2 vs L/b)

대한 경향성이 관찰되었다. 이러한 비례 관계는 식 (20)의 계수 α 와 관련된다.

표 2에서 식 (20)의 보간 계수 k_2 와 L/b 에 대한 관계는 그림 13와 같고, 비례 경향성이 관찰된다.

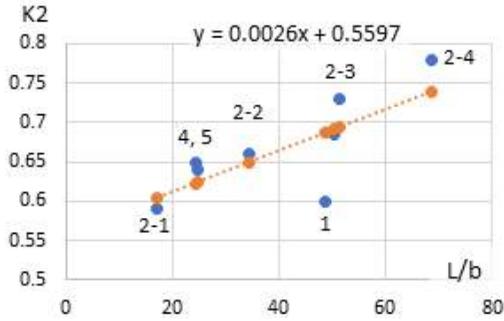


Fig. 14. Coefficient k_2 of equation 17. (k_2 vs L/b)

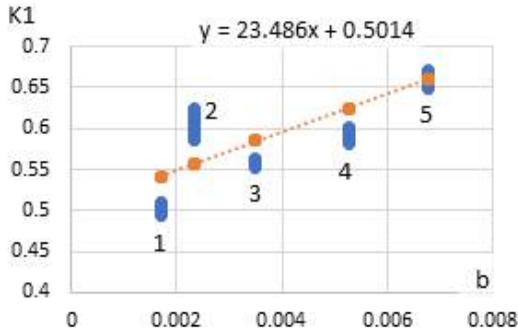


Fig. 15. Coefficient k_1 of equation 17. (k_1 vs b)

그림 11에서 저 풍속영역을 데이터를 제외시키면 식 (16)를 생략할 수 있다.

표 2, 그림 12 및 그림 13의 결과를 고려하고 대류 계수의 간단함을 유지하기 위해서, 풍속변수에 대한 보간 함수 식 (20)을 식 (17)를 기준으로 변경할 수 있다. 개선된 보간 함수는 식 (21)과 같다.

$$Nu_b = k_1 \cdot Re_b^{k_2} \tag{21}$$

$$k_1 = a_1 \cdot (b) + b_1, \quad k_2 = a_2 \cdot \left(\frac{L}{b}\right) + b_2$$

보간함수 식 (20)와 달리 보간함수 식 (21)에서 기준을 채널 레이놀즈 수(Re_b^*)로 설정하였고, k_1 계수는 채널간격(b)의 선형접합, k_2 계수는 L/b 의 선형접합으로 진행하였으며, 그림 14에서 오차가 $\pm 10\%$ 이내를 만족하도록 진행되었다. 식 (21)은 강제 냉각에서 많이 사용하는 1.6~4m/s의 풍속에 적합하도록 보간하였고, 1.6m/s 이하의 풍속 영역은 반영하지 않았다.

보간 계수 k_2 는 채널 레이놀즈 수에 대하여 일정한 누셀트 수를 같도록 선정하였으며 표 2와 유사하다.

L/b 에 대한 보간 계수 k_2 의 선형 보간 결과는 그림 14와 같다.

그림 14의 보간 결과식을 이용하여 보간 계수 k_2 를 계산하고, 이를 적용하면 b 에 대한 보간 계수 k_1 의 결과는 그림 15와 같다.

이러한 과정을 통하여 보간함수 식 (21)의 선형 접합한 새로운 모델 수식은 식 (22)과 같다.

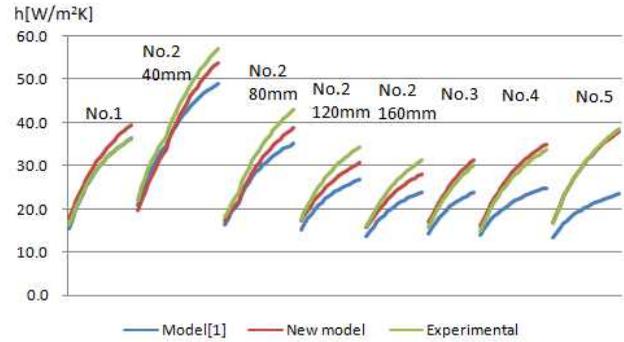


Fig. 16. Comparison of average heat transfer coefficient.

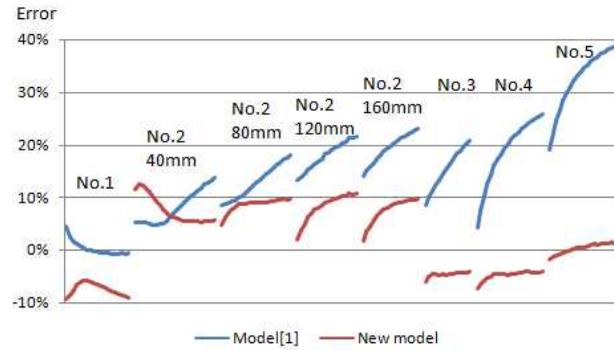


Fig. 17. Error comparison between model[1] and new model.

$$Nu_b = k_1 \cdot Re_b^{k_2} = k_1 \cdot \left(\frac{U \cdot b^2}{L \cdot \nu}\right)^{k_2} \tag{22}$$

$$k_1 = 23.5 \cdot b + 0.5, \quad k_2 = 0.0026 \frac{L}{b} + 0.56$$

식 (22)을 적용한 결과는 그림 16과 같으며, 오차는 그림 17과 같다.

3.5 열원 위치 및 대류 손실 영향

앞에 열거한 제약조건 중 열원의 위치와 단열의 영향을 알아보기 위해 시료 3을 사용하였다. 이러한 영향은 대류 계수에 포함되지 않으므로 설계 시 반영되어야 한다.

3.5.1 열원의 위치

열원의 위치에 따른 방열특성 시험에서 입력공기온도는 26.1°C, 열원의 용량은 36W 및 시료 3이 사용되었다. 그림 2 실험 구성에서 공기 입구 열원과 출구 열원의 사용에 따른 차이의 결과는 그림 15와 같다.

방열판 상단의 입출구 온도 차이($\Delta T = |T_{b(i)} - T_{b(o)}|$)는 각각 2.76°C와 7.76°C이고, 상판 최고 온도의 차이는 약 1.9°C이다. 이는 150W기준에서 약 7.6°C로 매우 큰 차이를 의미하고 열원의 위치 선정의 중요성을 나타낸다. 그림 18는 열원을 공기 입구쪽에 배치하는 것이 방열에 유리함을 보여준다.

3.5.2 단열 차이

방열판 상판의 단열재를 제거하여 상판의 자연대류를

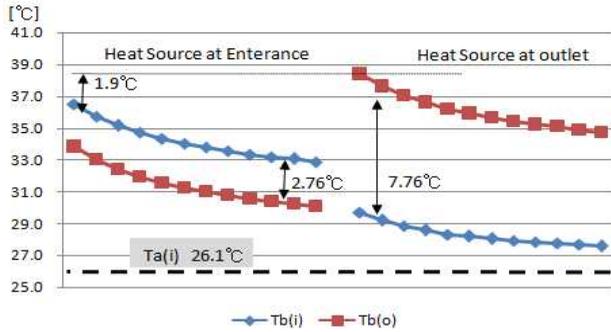


Fig. 18. Comparison of heat source position at No. 3.

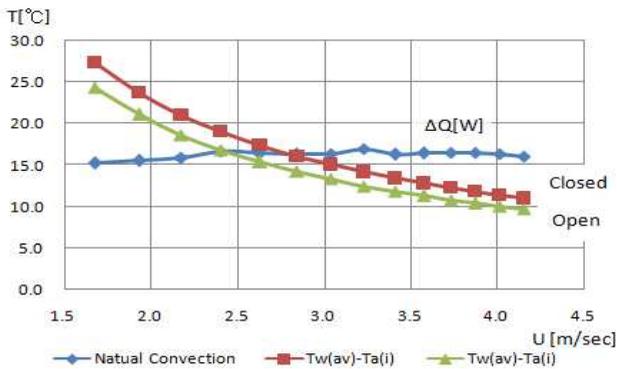


Fig. 19. Effect of natural convection at No. 3.

허용하였을 경우를 비교하기 위해 시료 3을 사용하였으며, 결과는 그림 19와 같다. 핀의 단면적(0.286m²)과 상판 및 저항의 방열 면적(0.0336m²)의 비율은 약 10.5%이다. 자연대류에 의한 방열량(16.3W)은 입력 전력(141W)의 약 11.6%로 계산되었다. 이는 통상의 자연 대류계수(3~10)와 강제 냉각 대류계수(20~30 @Fig.10)를 고려할 때 상판에서 많은 열량이 냉각된다. 이는 저항 및 상판 온도와 외기의 온도 차이가 크기 때문이다.

4. 방열판 설계

4.1 방열판 설계

방열판의 기본 설계는 공기량, 방열면적의 결정으로 접근되며 식 (3)과 식 (4)이 사용된다. 방열에서 강제 대류만이 존재하면 식 (3)과 식 (4)의 열량(Q)은 동일하고, 이는 식 (23)와 같다.

$$Q = h_{av} \cdot A_w \cdot (T_w - T_{a(i)}) = U_{A(m/s)} \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{a(i)} - T_{a(o)}) \quad (23)$$

방열판의 동작은 주어진 열량에서 공기량이 공기온도(T_{a(o)})를 결정하며, 이는 채널내부 평균공기온도(T_{a(av)})가 된다. 또한 공기의 속도 및 채널 길이는 레이놀즈 수 및 누셀트 수를 변화시키며, 최종적으로 식 (22)을 통해 대류 계수(h_{av})가 결정된다. 방열판 핀 표면온도(T_w)는 대류 계수와 방열판의 면적(A_w)의 곱으로 결정된다. 방열판 열저항 및 반도체 케이스 저항을 고려하여 반도체

TABLE III
FAN SIZE AND AIR FLOW (UNIT: CFM)^[5]

xy d	40	60	80	90	120 [mm]
10	5~10	12~16			
15		13~30	30~37		
20	6~11	14~30	29~36		
25		14~40	24~60	28~75	75~150
38				92~120	93~190

접합온도가 결정된다.

설계 조건은 열량(Q), 외기온도(T_{a(i)}), 벽온도(T_w)이고, 그림 11에서 공기 속도가 2~3[m/s]조건에서 평균 열전도계수는 대략 20~30이므로 필요한 핀 면적(A_w)을 추정할 수 있다. 적용 가능한 방열판을 조사하고 체적과 팬 크기를 고려한다.

표 3는 정사각형 팬의 크기(x,y) 및 두께(d)와 이에 따른 풍량(CFM)에 대한 제품군의 예시이다.

방열판의 핀간격이 좁아 공기 유동 단면적(A_{air})이 줄어들면 팬부하가 증가되고 동작 풍량이 낮아진다. 정확한 동작 풍량의 계산이 어려움으로 선정된 팬 풍량의 60~80%를 적용하여 초기 설계를 진행할 수 있지만, 방열판 설계의 불확실성을 증가시킨다.

전력변환장치에서 스위칭 소자, PCB 실장 기구설계와 앞에서 추정된 팬과 방열판 체적을 고려하여 제품의 전체 기구부 설계의 방향을 설정한다. 적용 가능한 방열판과 팬을 선택하고 식 (3)~(8), (12)~(14), (22)을 이용하여 설계를 진행한다. 방열판 샘플을 구매하고 실험을 진행하여 설계시 고려되지 않은 제약조건을 검토한다.

방열판의 선정에서 길이, 채널간격은 대류 계수에 큰 영향을 미친다. 방열판 길이에 따라 표면적은 비례하여 증가 하지만 대류 계수는 감소한다. 이는 시료2의 길이 변화에 대한 실험 결과에서 관찰할 수 있다. 특히 식 (9)를 기준으로 $Re_b^* < 6.8$ 완전 발달 영역에서는 길이 증가에 따른 방열 효율성이 감소된다.

방열판의 채널간격에 대한 대류 계수의 영향은 식 (18)를 기준으로는 영향을 받지 않지만, 실험결과 및 식 (22)을 기준으로 소폭으로 증가한다. 하지만 방열면적을 유지하기 위한 전체 부피가 크게 증가한다.

방열량과 방열판 부피에 대한 최적화 관점에서는 짧은 길이, 좁은 채널간격이 부합된다. 방열 용량이 커지면 큰 방열판을 요구된다. 하지만 소형의 방열판에 비하여 채널 폭이 넓은 방열판이 많이 생산되고 있다. 또한, 제품 적용시에는 넓은 채널폭을 가지는 방열판을 선정하는 것을 배제하기 어려운 경우도 발생한다. 즉, 방열판은 기구부 디자인에 영향이 크고, 조립공정의 단순성, 팬 크기 및 풍량, 가격 등 방열 성능 이외의 요소도 선정 기준에 반영된다.

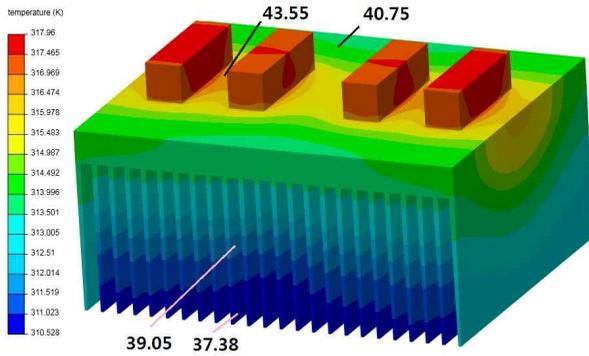


Fig. 20. FEA result at No. 4.

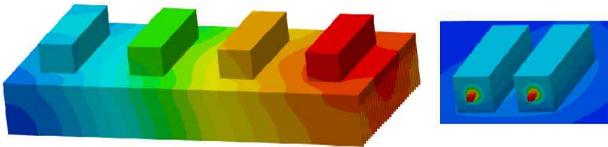


Fig. 21. FEA result about No. 2 and heat source.

생산되는 방열판 외형은 핀효율의 이유로 정사각형 펜에 비하여 상대적으로 높이가 낮다. 따라서 기구부 설계 시 방열판 상부에 위치하는 PCB 및 스위칭 소자에 직접 외기를 입력하는 구조로 설계하는 경우 높은 방열효율을 기대할 수 있으나, 분진의 유입으로 인한 기기의 파손을 방지하기 위해 절연 도료를 도포하여야 한다.

시제품에서 발생하는 성능 미달에 대응하기 위해 펜 두께 및 인가 전압 등의 변경 가능 요소에서 마진을 확보하는 것이 좋다.

4.2 구조해석 및 온도측정

식 (22)과 식 (3)을 이용하여 평균 벽온도(T_w)를 계산할 수 있지만 방열판의 온도 분포를 알 수 없다. 설계의 최종 목적은 제어 IC, 스위칭 소자 등의 온도 제한이므로 구조해석 및 온도 측정이 필요하다. 본 논문에서는 무료 FEA 열해석 클라우드 서비스를 사용하였다^[6].

그림 20는 시료 4의 방열판 구조해석의 결과이며, 대류 계수를 사용하였다. 방열판 열저항에 의하여 상판과 핀의 온도 분포 및 차이를 관찰할 수 있다. 하지만 공기의 입·출력부의 대류 계수를 차등하여 설정하지 않았으므로 입·출력부의 온도 차이는 관찰되지 않는다.

시료 2의 경우 길이에 따른 평균 대류 열전달 계수의 차이를 실험결과를 통하여 추정할 수 있었고, 이를 근거로 방열판을 8분할하고 평균 대류 열전달 계수를 차등 적용하여 구조해석을 시행하면 그림 21와 같다.

하지만 모델 수식 (22)을 이용하여 길이에 따른 평균 대류 열전달 계수를 추출하는 경우 오차가 발생하므로 그림 21와 같은 결과는 얻기 어려우며, 구조해석은 소자 및 방열판의 열저항 분석을 위한 참고용으로 활용하는 것을 제안한다.

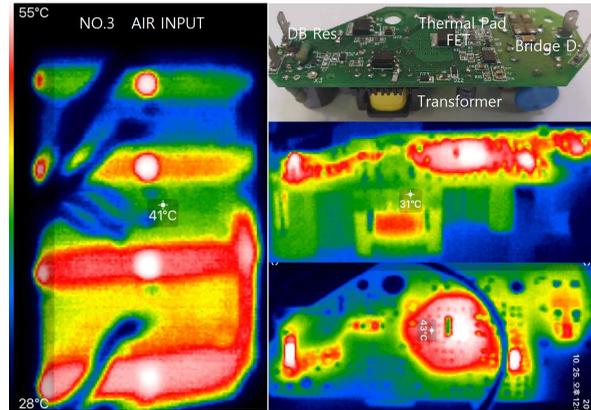


Fig. 22. Images of thermal.

구조해석을 응용한 예로 열원으로 사용된 저항 내부의 열저항은 알 수 없으나, 실험 결과를 토대로 구조 해석을 수행하여 내부 열저항을 추측할 수 있다. 이 결과는 그림 21 우측과 같다.

평균 대류 열전달 계수를 활용한 방열 설계에서는 모델오차, 펜의 동작점, 열원의 위치, 외각 케이스 등 여러 불확실한 요소들이 포함된다. 방열판 실험 시 열측정은 센서를 직접 부착하여야 정확한 온도의 측정이 가능하지만 전체적인 열 분포의 파악을 위해서는 열화상 측정이 편리하다.

그림 22에서 좌측 그림은 시료 3 및 그림 2에 해당한다. 공기입구는 상단이며 방열판 및 저항의 온도 분포를 관찰할 수 있다. 그림 22에서 우측 그림은 SMPS의 PCB방열 설계에 열화상을 활용한 예시이다. 센서 부착이 어려운 FET, Diode, 변압기 등의 소자와 PCB 상의 방열패드 설계에 열화상을 활용하기 적합하다. 알루미늄 등의 금속은 열방사 계수가 낮으므로 열화상을 이용하기 위해서는 방열판 착색이 필요하다.

5. 결 론

전력변환장치의 냉각 성능은 시스템 동작온도 및 안전성 등에 미치는 영향이 매우 크다. 본 논문에서는 강제 공냉 평판형 핀 방열판의 평균 대류 열전달 계수(h_{av}) 계산을 위한 모델 수식 (22)을 제시하였고 모델의 오차는 약 $\pm 10\%$ 의 결과를 얻었다.

모델 수식은 방열판 핀에 국한된 대류 열전달에 대해서만 표현하고 있으며, 이 모델이 가지는 제약조건에 대하여 설명하였다. 모델 수식의 결과가 방열판 벽온도이므로 전력변환장치 구성 소자의 온도 제한을 위해서 구조해석, 열화상을 이용한 접근 방법을 제안하였다.

본 논문에서 시험한 방열판은 80~160W의 열원을 사용하였고, 획득한 데이터는 1~3kW용량의 전력변환장치 방열 설계에 활용될 수 있다. 설계 과정은 회로 해석, 방열 설계, 회로 및 방열 실험, 개선이 반복된다.

본 논문에서 제시하는 모델수식을 이용한 대류 열전달 계수의 계산, 제약조건 검토, 구조해석 및 실험의 과정을 활용함으로써 보다 정확하고 효율적인 방열 설계를 진행할 수 있다.

TABLE IV
NOMENCLATURE

	Item	Value	Unit
Properties of air and aluminum (@40°C)			
c_p	Specific heat	1007	$J/kg \cdot ^\circ C$
k_s	Heat sink thermal conductivity(Aluminium)	6061	166
		6063	201
k_a	Air thermal conductivity	0.0266	$W/m \cdot ^\circ C$
α	Thermal diffusivity	$2.4E-5$	m^2/s
ν	Kinematic viscosity	$1.7E-5$	m^2/s
μ	Dynamic viscosity	$1.9E-5$	$kg/m \cdot s$
ρ	Mass density	1.127	kg/m^3
Temperature			
T_a	Inlet air temperature		$^\circ C$
T_f	Film temperature		$^\circ C$
T_b	Baseplate temperature		$^\circ C$
T_w	Fin wall temperature		$^\circ C$
Heat sink geometry			
A_w	Total heat sink wall area		m^2
A_{air}	Air flow cross section area		m^2
b	Channel spacing		m
H	Fin height		m
L	Fin, baseplate length		m
N	Number of fins		
t	fin thickness		m
t_b	base thickness		m
W	baseplate width		m
Thermal Analysis			
$Nu_{(fd)}$	Fully developed Nusselt number		-
$Nu_{(dev)}$	Developing Nusselt number		-
Nu_b	Composite model Nusselt number		-
Pr	Prandtl number		-
Re_b^*	Channel Reynolds		-
U	Average air velocity		m/s
$U_{A(m/s)}$	Air Flow Rate		m^3/s
Q	Heat dissipation rate		W
h_{av}	Average heat transfer coefficient		$W/m^2 \cdot K$
h	Heat transfer coefficient		$W/m^2 \cdot K$

References

- [1] P. Teertstra, M. M. Yovanovich, and J. R. Culham, "Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks," *Fifteen Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management*, Mar. 1999.
- [2] Z. Duan and Y. S. Muzychka, "Experimental investigation of heat transfer in impingement air cooled plate fin heat sinks," in *38th AIAA Thermophysics Conference*, Jun. 2005.
- [3] J. R. Culham and Y. S. Muzychka, "Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization," *IEEE Trans. Components and Packaging Technologies*, Vol. 24, No. 2, Jun. 2001.
- [4] U. S. Department of Energy and Air Movement and Control Association International, Inc., *Improving Fan System Performance*, CML Northern Vlower Inc., 1989
- [5] Sunon, "DC brushless fan & blower," 2019. [Online]. Available: <http://www.sunon.com/index2/>.
- [6] Simscale, "FEA and CFD software," [Online]. Available: <http://www.simscale.com/>.



김태엽(金兌燁)

1971년 1월 28일생. 1996년 창원대 전기공학과 졸업. 1998년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 2002년 동 대학원 전기공학과 졸업(박사). 2006년~2019년 루미파워 대표이사. 2018년~현재 창원대 전기공학과 겸임교수.