공랭식 열교환핀이 부착된 열전모듈의 냉각 성능에 관한 연구

신 재 훈, 한 훈 식, 김 윤 호*, 김 서 영**†, 현 재 민
한국과학기술원 기계공학과, *서울시립대학교 기계정보공학과, **한국과학기술연구원

Cooling Performance of Thermoelectric Module with Air-Cooled Heat Exchanger Fins

Jae-Hoon Shin, Hun Sik Han, Yun Ho Kim*, Seo Young Kim**†, Jae Min Hyun
Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 350-701, Korea
**Division of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*
***Energy Mechanics Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea*

(Received October 8, 2009; revision received January 14, 2010)

ABSTRACT: Thermal performance of louver fin and plate fin in a thermoelectric cooling system with a duct-flow type fan arrangement is analytically evaluated. The thermoelectric cooling system consists of a thermoelectric module and two heat exchanger fins. The analytic results show that the optimized louver fin has lower thermal resistance than plate fin. The COP and heat absorbed rate of the thermoelectric cooling system with optimized louver fins are 10.3% and 5.8% higher than optimized plate fins, respectively.

Key words: Thermal resistance(열저항), Thermoelectric module(열전모듈), COP(성능계수), Heat exchanger fin(열교환핀), Louver fin(루버핀), Plate fin(평판핀)

기 호 설 명

A : 열교환핀 총괄 열전달 면적 [m^2]
A_f : 핀 총괄 표면적 [m^2]
COP : 성능계수
C_p : 정압 비열 [J/kgK]
D_h : 열교환핀 수력직경 [m]
f : 마찰계수
H : 핀 높이 [m]
h : 대류열전달계수 [W/m^2K]
I : 입력전류 [A]
j : Colburn j-factor, St $Pr^{2/3}$
k : 공기 열전도계수 [W/mK]
k_s : 열교환핀 열전도계수 [W/mK]
L : 열교환핀 길이 [m]
L_a : 루버각 [°]
L_h : 루버 높이 [m]
L_p : 루버 피치 [m]
N : Nusselt 수, hD_h/k
Pr : Prandtl 수
P_e : 입력전력 [W]
P : 접수길이 [m]
p : 핀 피치 [m]
$\dot{Q}$: 공기유량 [m^3/s]
Q_c : 흡열량 [W]
Q_h : 발열량 [W]
R : 열전모듈 전기저항 [Ω]
R_{cv} : 총괄 대류 열저항 [K/W]
Re : Reynolds 수, $U_{max}D_h/\nu$
T_c : 열전모듈 저온부 온도 [℃]
$T_{c,out}$: 열전모듈 저온부측 출구 공기온도 [℃]

† Corresponding author
Tel.: +82-2-958-5683; fax: +82-2-958-5689
E-mail address: seoykim@kist.re.kr

T_h : 열전모듈 고온부 온도 [℃]
$T_{h,out}$: 열전모듈 고온부측 출구 공기온도 [℃]
T_{in} : 입구 공기온도 [℃]
t : 핀 두께 [m]
$U_{\max}$: 공기 최대속도 [m/s]
W : 열교환핀 폭 [m]
V : 입력전압 [V]

그리스 문자

α : 열전모듈 지벡(Seebeck)계수 [V/K]
Δp : 압력손실 [Pa]
ΔT : 열전모듈 표면온도차 [℃]
ϵ : 수축비
Θ : 열전모듈 열저항 [K/W]
η : 열교환핀 총괄 효율

하첨자

$LMTD$: 대수평균온도차

1. 서 론

열전모듈의 흡열을 이용한 냉각방식은 기존의 증기압축식 냉동기에 비해 작동부가 필요하지 않으므로 마모와 소음이 없으며 시스템의 소형화를 쉽게 이룰 수 있고 냉매를 사용하지 않으므로 친환경적이다. 이와 같은 장점으로 인하여 많은 학문적 연구가 이루어져 열전모듈의 기본적인 열전달 현상이 정립되었으며, 최근에는 소형 냉각기, 전자장비 냉각 등의 응용분야에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.[1,2]

Fig. 1과 같이 열전모듈 냉각 시스템은 열전모듈과 흡열부, 발열부 2개의 열교환핀으로 구성된다. 열전모듈 흡열부의 열교환핀을 통과한 공기는 냉각되며, 발열부의 유입공기는 가열되어 유출된다. 이때 열교환핀의 열저항은 냉각 시스템의 냉각성능 결정에 매우 중요한 요소이기 때문에 최적설계가 요구된다. 현재 많은 냉각시스템에서 뛰어난 열전달 성능, 고밀도화 및 대량생산 등의 장점으로 인해 평판핀과 루버핀이 주로 사용되고 있으며, 최근에는 열교환핀의 소형화, 핀 제작의 용이 및 제작비용 절감 등의 장점으로 인해 두께가 매우 얇은 접는 핀 형태의 평판핀, 루버핀이 주목받고 있다. 평판핀에 대한 연구로서 Saini와 Webb[3]은 팬의 성능곡선을 이용하여 평판핀의 열적성능에 대한 해석을 수행하였으며, Kim과 Webb[4]은 덕트 내 강제대류에서 평판핀을 포함한 여러 가지 열교환핀의 최적화에 대한 해석방법을 정립하였다. 루버핀은 1950년대부터 사용되었으며 고효율핀을 개발하기 위한 연구는 최근에 활발히 이루어지고 있다. Kays와 London[5]은 7가지 루버핀 모델에 대한 열전달특성 및 압력강하특성에 대한 실험적 자료를 발표하였으며, 이후 Dong 등[6]은 실험을 통하여 다중루버핀에 대한 실험적 상관식을 제안하였다.

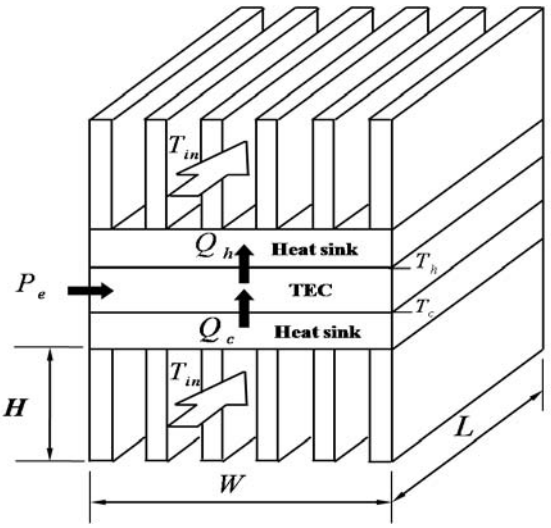


Fig. 1 Air cooling system with thermoelectric module.

열교환핀의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구는 주로 열교환핀 자체에 대해 한정되어 왔고, 열전모듈 또한 열전모듈 재료에 관한 연구가 대부분이기 때문에 열전모듈 냉각 시스템의 통합적인 연구는 부족한 편이다. 실제 냉각 시스템 설계에서는 냉각성능 향상을 위한 최적화된 열교환핀이 요구되기 때문에 다양한 열교환핀의 성능 비교 및 최적화가 필요하며 열교환핀에 따른 열전모듈 냉각시스템의 냉각성능에 대한 연구 또한 중요하다.

따라서 본 연구에서는 크기 25 mm × 55 mm × 9 mm의 구리(k_s = 401 W/mK) 루버핀과 평판핀의 열적성능을 해석, 비교하여 열전모듈 냉각시스템의 냉각성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 해 석

2.1 열전모듈

열전모듈은 지벡(Seebeck), 펠티어(Peltier), 줄

(Joule) 그리고 톰슨(Thomson)의 열전현상이 동시에 발생하여 구동하게 된다. 그러나 일반적으로 톰슨효과는 매우 작아 무시할 수 있으며, 따라서 열전모듈의 성능은 다음과 같이 나타낼 수 있다.[1,2]

$$Q_c = \alpha T_c I - \frac{\Delta T}{\Theta} - \frac{I^2 R}{2} \tag{1}$$

$$Q_h = \alpha T_h I - \frac{\Delta T}{\Theta} + \frac{I^2 R}{2} \tag{2}$$

$$P_e = IV = I(\alpha \Delta T + IR) \tag{3}$$

$$\mathrm{COP} = \frac{Q_c}{P_e} \tag{4}$$

여기서, I, V, Q_c, Q_h, P_e, COP, T_c, T_h와 ΔT는 각각 열전모듈의 입력전류, 입력전압, 흡열량, 발열량, 입력전력, 성능계수, 저온부 온도, 고온부 온도, 그리고 저온부와 고온부의 온도차를 나타낸다. 또한 α, Θ과 R은 열전모듈의 지벡(Seebeck) 계수, 열저항 그리고 전기저항을 나타내는 열전효율계수로서 다음과 같다.[1,2]

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{T_h} \tag{5}$$

$$\Theta = \frac{\Delta T_{\max}}{I_{\max} V_{\max}} \frac{2T_h}{T_h - \Delta T_{\max}} \tag{6}$$

$$R = \frac{V_{\max}}{I_{\max}} \frac{T_h - \Delta T_{\max}}{T_h} \tag{7}$$

본 연구에서는 T_h = 50 ℃에서 $I_{\max}$ = 6 A, $V_{\max}$ = 17.5 V, 그리고 $\Delta T_{\max}$ = 72 ℃이고 크기가 25 mm × 55 mm × 3.6 mm인 열전모듈을 사용하였다. 열전모듈의 열전효율계수는 α = 0.055 V/K, R = 2.260 Ω, 그리고 Θ = 1.770 K/W이며, 이는 식(5)~식(7)을 이용하여 계산할 수 있다.

2.2 열교환핀

본 연구에서는 루버핀과 평판핀의 해석을 위해 기존의 연구된 열교환핀의 f-factor, j-factor 상관식을 사용하여 압력강하 및 열전달계수를 구하였으며, 그 결과를 이용하여 각 열교환핀의 열적성능에 대해 분석하였다.

열교환핀의 전체 압력강하는 다음 관계식으로부터 얻을 수 있다.[5]

$$\Delta p_{hs} = \Delta p_l + \Delta p_c \tag{8}$$

Δp_l은 열교환핀의 입, 출구에서의 압력손실이며, Δp_c는 코어 압력손실을 나타낸다. 동일한 팽창비와 수축비의 입, 출구 압력손실 Δp_l은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p_l = (K_c + K_e)\frac{1}{2}\rho U_{\max}^2 \tag{9}$$

여기서, K_c와 K_e는 각각 입구와 출구에서의 손실계수, $U_{\max}$는 열교환핀을 통과하는 공기의 최대속도를 나타낸다.

2.2.1 평판핀

본 연구에서 해석하고자 하는 평판핀을 Fig. 2에 나타내었다. p는 핀 피치, t는 핀 두께를 나타내며, H, W, L은 각각 열교환핀의 높이, 폭, 그리고 길이를 나타낸다.

길이 25 mm의 평판핀에서의 유동은 발달과정 유동으로 가정할 수 있다.[3] 일반적으로 발달과정 유동의 코어 부분 압력강하는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p_c = (4 f_{app} \mathrm{Re}_{D_h} x^+)\frac{1}{2}\rho U_{\max}^2 \tag{10}$$

여기서, f_{app}는 겉보기 마찰계수, Re_{D_h}는 수력직경 기준 레이놀즈 수를 나타낸다. 그리고 Saini와 Webb에 의해 제안된 f-factor 상관식을 이용하여 코어 압력손실 Δp_c를 구할 수 있다.[3]

$$f_{app}\mathrm{Re}_{D_h} = 23.7666 + \frac{0.219847}{x^+} - \frac{6.43526\times10^{-3}}{(x^+)^{1.5}} + \frac{7.39124\times10^{-5}}{(x^+)^2} + \frac{3.81290\times10^{-9}}{(x^+)^3} \tag{11}$$

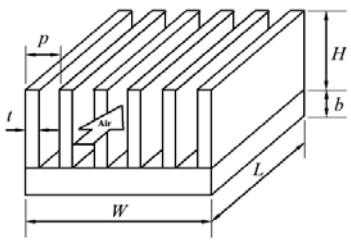


Fig. 2 Plate fin.

$$x^+ = \frac{1}{\mathrm{Re}_{D_h}}\left(\frac{L}{D_h}\right) \tag{12}$$

여기서, x^+는 유체역학적 입구영역에 대한 무차 원 길이를 나타내며, 입, 출구 압력손실 Δp_l은 다음 관계식의 손실계수를 이용하여 식(9)로부터 계산할 수 있다.[3]

$$K_c = 0.8 - 0.4\epsilon^2 \tag{13}$$

$$K_e = 1 - \epsilon^2 - 0.4\epsilon \tag{14}$$

ϵ은 평판핀의 수축비로서 $\epsilon = (p-t)/p$로 정의된다. 식(8)~식(14)를 이용하여 평판핀의 전체 압력강하를 구할 수 있다.

다음으로 열교환핀의 열저항 산정을 위하여 대류열전달계수의 계산이 요구되며, 다음의 상관식으로부터 구할 수 있다.[7]

$$\mathrm{Nu}_{LMTD} = 7.43237 + \frac{0.0405984}{x^*} - \frac{1.17060\times 10^{-4}}{(x^*)^2} + \frac{2.42627\times 10^{-7}}{(x^*)^3} - 13.1211\left(\frac{p-t}{H}\right) \tag{15}$$

여기서 x^*는 열적 입구영역에 대한 무차원 길이로서 다음과 같다.

$$x^* = \frac{1}{\mathrm{Re}_{D_h}\mathrm{Pr}}\left(\frac{L}{D_h}\right) \tag{16}$$

대수평균온도차(LMTD) 기준 대류열전달계수는 다음과 같으며, 이때 k는 공기의 열전도계수이다.

$$h_{LMTD} = \mathrm{Nu}_{LMTD}\frac{k}{D_h} \tag{17}$$

공기 입구온도와 열교환핀 기저부 표면온도에 근거한 대류열전달계수 h는 등온면 효율의 정의와 에너지 평형을 이용하여 계산할 수 있다.[4]

$$h = \frac{\dot{m}_a C_p}{A}(1 - e^{-NTU}) \tag{18}$$

위 식의 A는 열교환핀의 총괄 표면적이며, 공기의 질량유량 $\dot{m}_a$와 NTU는 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{m}_a = \rho U_{\max}(WH) \tag{19}$$

$$NTU = h_{LMTD}\frac{A}{\dot{m}_a C_p} \tag{20}$$

핀 끝면은 전체 핀 총괄 표면적에 비해 매우 작으므로 단열 경계로 가정할 수 있으며, 이때 핀 총괄효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.[7]

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH)}{mH} \tag{21}$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{k_s A_c}} \tag{22}$$

여기서 P는 핀의 접수길이로서 $P = 2(t+L)$로 정의되며, k_s는 핀의 열전도계수이다. 그리고 A_c는 핀의 단면적을 나타내며, $A_c = tL$이다. 열교환핀의 총괄 대류 열저항은 다음과 같이 정의된다.

$$R_{cv} = \frac{1}{\eta_s h A} \tag{23}$$

이때, η_s는 열교환핀의 총괄 표면효율을 나타내며, 다음과 같이 구할 수 있다.[8]

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{24}$$

2.2.2 루버핀

본 연구에서 고려한 루버핀을 Fig. 3에 나타내었다. L_a, L_h와 L_p는 각각 루버각, 루버 높이 및 루버 피치를 나타낸다.

루버핀 코어 부분의 압력손실은 다음과 같으며 f는 마찰계수, D_h와 ρ는 각각 루버핀의 수력직경과 공기의 밀도를 나타낸다.

$$\Delta p_c = (4f\frac{L}{D_h})\frac{1}{2}\rho U_{\max}^2 \tag{25}$$

여기서, 마찰계수 f는 Dong 등[6]이 제안한 상관식을 사용하여 구할 수 있다.

$$f = 0.54486\mathrm{Re}_{Lp}^{-0.3068}\left(\frac{L_a}{90}\right)^{0.444}\left(\frac{p}{L_p}\right)^{-0.9925}\left(\frac{H}{L_p}\right)^{0.5458} \times\left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-0.2003}\left(\frac{L}{L_p}\right)^{0.0688} \tag{26}$$

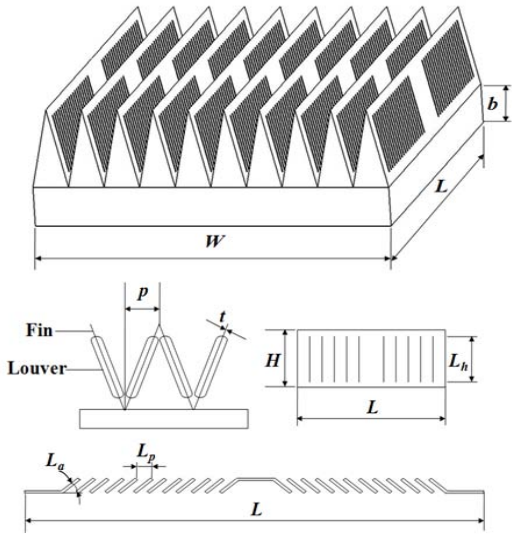


Fig. 3 Louver fin.

입·출구 압력손실 Δp_l의 계산을 위해 손실계수 K_c와 K_c는 다음 관계식으로부터 얻을 수 있다.[5]

$$K_c = -0.41\epsilon^2 + 1.27 \tag{27}$$

$$K_e = (1-\epsilon)^2 - 0.85\epsilon \tag{28}$$

여기서, 루버핀의 수축비 ϵ은 다음과 같으며 식(8)~식(9), 식(25)~식(29)를 이용하여 전체 압력강하를 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{pH - t(\sqrt{p^2+H^2}-t)}{pH} \tag{29}$$

다음으로 루버핀의 대류열전달계수를 구하기 위하여 다음의 상관식을 이용하였다.[6]

$$j = 0.26712\mathrm{Re}_{Lp}^{-0.1944}\left(\frac{L_a}{90}\right)^{0.257}\left(\frac{p}{L_p}\right)^{-0.5177}\left(\frac{H}{L_p}\right)^{-1.9045} \times\left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1.7159}\left(\frac{L}{L_p}\right)^{-0.2147}\left(\frac{t}{L_p}\right)^{-0.05} \tag{30}$$

식(30)에서 도출된 대류열전달계수는 대수평균 온도차(LMTD)에 근거하였으며 다음과 같다.[5]

$$h_{LMTD} = j(\rho U_{\max} C_p)\mathrm{Pr}^{-2/3} \tag{31}$$

이때, C_p와 Pr은 공기의 비열과 프란틀 수를 나타내며, 루버핀의 대류열전달계수, 핀 효율 및 열저항은 평판핀과 같은 계산과정을 통하여 구할 수 있다.

2.3 해석 과정

본 연구에서 열교환핀의 열저항을 계산하는 과정은 Kim과 Webb[4]에 의해 제안된 방법을 사용하였으며, 길이 25 mm, 폭 55 mm, 그리고 높이 9 mm의 열교환핀에 대해 해석하였다.

120 mm × 120 mm × 32 mm의 팬(Sunon, PMB1212 PLB2-A)의 데이터를 본 해석에 사용하였으며, 작동점을 결정하기 위하여 $\Delta P_{\max} = 221.7$ Pa, $Q_{\max} = 0.017\ \mathrm{m^3/s}$의 4차 다항식 curve fitting으로 팬의 성능곡선을 나타내었다.

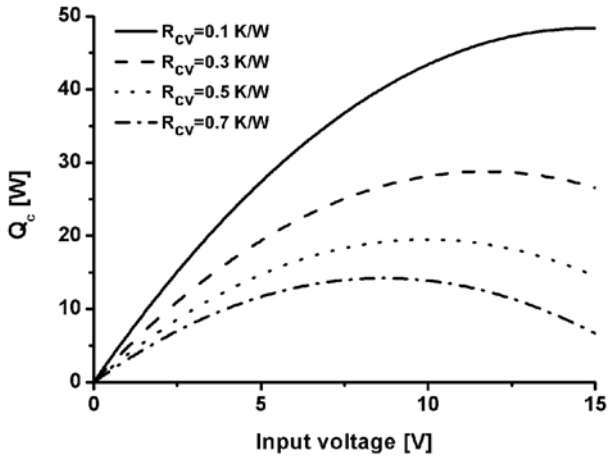
$$\frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}} = 0.03779\left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right)^4 - 0.12882\left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right)^3 - 0.33496\left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right)^2 - 0.57264\left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right) + 0.99821 \tag{32}$$

입구 공기온도 $T_{in} = 20$ ℃로 가정하였고, 열교환핀의 기저부 표면적과 열전모듈의 표면적이 같으므로 확산 열저항은 고려하지 않았으며, 접촉 열저항 또한 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하였다. 따라서 열전모듈 저온부, 고온부의 온도는 열교환핀의 기저부 온도와 같다고 가정할 수 있다. 작동점은 Newton-Raphson 반복법[4]으로 결정하였으며, 작동점에서의 공기유량으로 레이놀즈 수를 계산하였다.

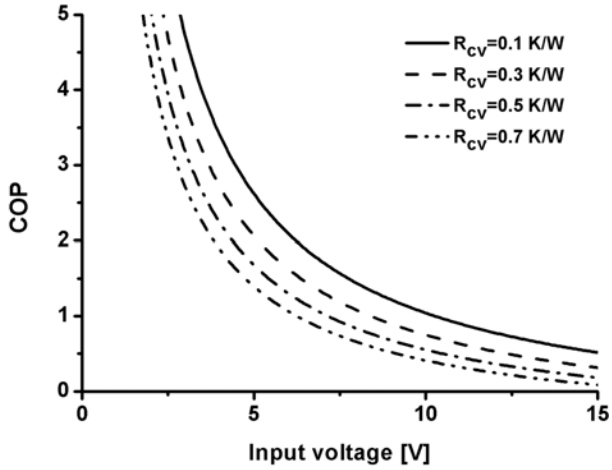
3. 해석결과 및 고찰

3.1 열교환핀의 열저항에 따른 열전모듈의 냉각 성능

Fig. 4는 입구온도를 T_{in} = 20 ℃로 고정시키고 열교환핀의 열저항 값을 0.1, 0.3, 0.5 그리고 0.7 K/W까지 증가시켰을 때 열전모듈의 냉각성능을 나타낸 결과이다. 동일한 입력전압에서, 열저항이 감소함에 따라 열전모듈의 흡열량과 성능계수 모두 증가하는 것을 알 수 있으며, 따라서 열교환핀의 열저항이 낮을수록 열전모듈 냉각 시스템의 냉각성능은 더 향상된다고 판단할 수 있다. 그래프로부터 각 열저항마다 흡열량이 최대가 되는 최적입력전압이 존재하는 것을 확인할 수 있으며, 열저항

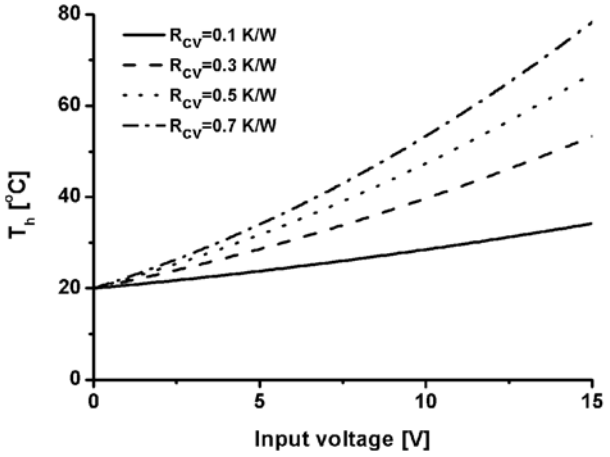


(a) Heat absorbing capacity

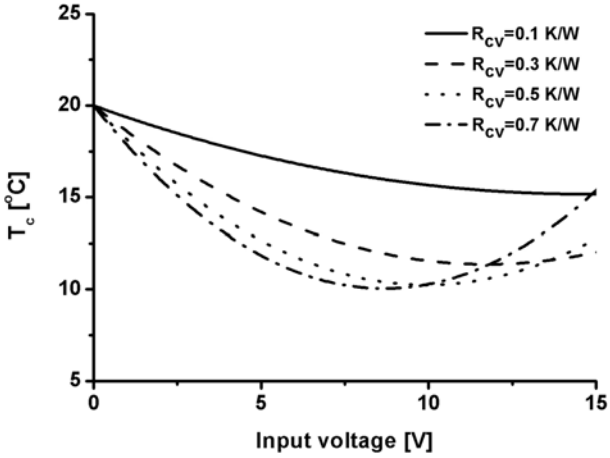


(b) Coefficient of performance

Fig. 4 Effect of convective thermal resistance on cooling performance of thermoelectric module.



(a) Variation of hot side surface temperature



(b) Variation of cold side surface temperature

Fig. 5 Effect of convective thermal resistance on surface temperature of thermoelectric module.

이 작을수록 높은 최적입력전압을 가짐을 알 수 있다. 흡열량은 입력전압의 증가에 따라 증가하면서 최적입력전압에서 최대가 된 후 감소하는 반면, 성능계수는 입력전압이 낮은 영역에서 최대에 이르고 그 이후로는 점차 감소하였다.

입력전압과 열교환핀의 열저항에 따른 열전모듈 고온부 및 저온부 온도 변화를 Fig. 5에 나타내었으며, 입력전압과 열저항이 증가함에 따라서 열전모듈의 고온부 온도가 증가하는 것을 Fig. 5(a)를 통해 확인할 수 있다. 열전모듈 고온부 온도와 방열량은 식(33), 식(34)와 같이 나타낼 수 있으며, 입력전압이 증가시 방열량 Q_h도 증가하므로 고온부 온도가 상승하게 되는 것을 알 수 있다. 그리고 본 해석에서는 유입공기의 온도를 T_{in}= 20 ℃로 가정하였으므로, 열저항의 증가 또한 열전모듈 고온부 온도의 상승으로 나타남을 식(33)을 통해 알 수 있다.

$$T_h = T_{in} + R_{cv} Q_h \tag{33}$$

$$Q_h = VI + Q_c = \dot{m} c_p (T_{h,out} - T_{in}) \tag{34}$$

각 열저항의 저온부 온도는 입력전압이 증가함에 따라 감소하다가 최적입력전압에서 최소가 된 후 다시 증가하는 것을 Fig. 5(b)에서 확인할 수 있다. 이때 각 열저항의 최적입력전압은 R_{cv} = 0.1, 0.3, 0.5 그리고 0.7 K/W일 때 각각 14.7 V, 11.8 V, 9.9 V, 8.7 V로서 Fig. 4(a)에 나타난 결과와 정확히 일치한다. 열전모듈의 저온부 온도와 열저항

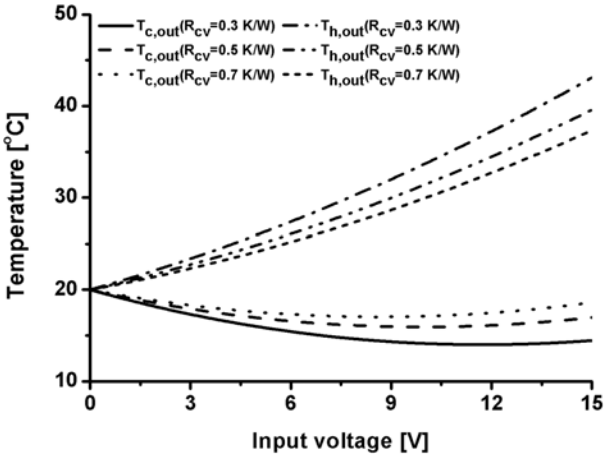
및 흡열량의 상관식은 식(35), 식(36)과 같으며, Fig. 4(a)에 나타나듯이 입력전압이 증가함에 따라 열전모듈의 흡열량 또한 증가하므로 열전모듈의 저온부 온도는 감소하며, 최적입력전압을 지나면 다시 흡열량이 감소하므로 저온부 온도는 상승하게 되는 것이다.

$$T_c = T_{in} - R_{cv} Q_c \tag{35}$$

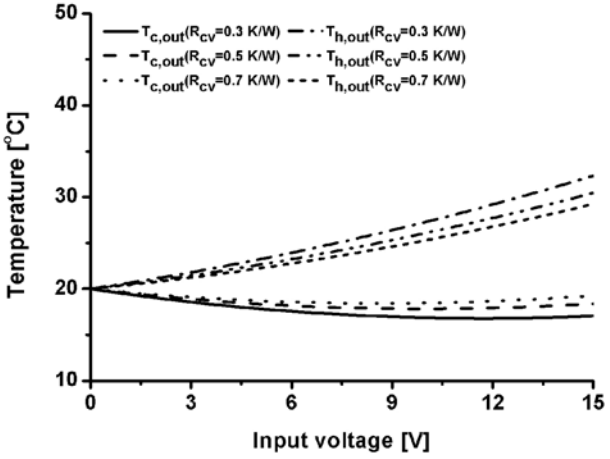
$$Q_c = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{c,out}) \tag{36}$$

그리고 입력전압이 낮은 경우, 열저항의 증가에 따라서 저온부 온도는 감소하지만 각 열저항의 최적입력전압 부근에서 온도 역전 현상이 일어나는 것을 볼 수 있으며, 이는 각 열저항의 흡열량과 관계가 있다. Fig. 4(a)에서 각 열저항마다 흡열량이 최대가 되는 최적입력전압이 다르며, 열저항이 클수록 최적입력전압이 낮음을 알 수 있다. 열저항 R_{cv} = 0.7 K/W일 때 최적입력전압은 8.7 V로서 그 이후 흡열량은 계속 감소하지만, 이보다 낮은 열저항의 경우, 최적입력전압 전까지 흡열량이 증가하기 때문에 두 열저항의 흡열량 차이는 점차 증가하게 된다. 그리고 각 열저항의 최적입력전압에서 흡열량의 차이가 최대가 되기 때문에 저온부의 온도 역전 현상이 최적입력전압 근처에서 일어난다고 판단할 수 있다. 열저항의 증가에 따라서 고온부 온도는 증가하고 저온부 온도는 감소하므로 양단간의 온도차 ΔT는 증가하게 된다. 열전모듈 양단의 표면 온도차가 커질수록 열전모듈의 냉각성능은 낮아지기 때문에 흡열량과 성능계수 또한 감소하며, 이러한 결과를 Fig. 4에서도 확인할 수 있다.[9]

Fig. 6에 유량에 따른 열전모듈 냉각시스템의 출구 공기온도 변화를 도시하였다. Fig. 6(a), (b)는 각각 유량 $\dot{m} = 6\times10^{-3} kg/s, 9\times10^{-3} kg/s$인 경우의 고온부, 저온부 출구온도를 나타낸다. 열저항이 작을수록 방열량 및 흡열량이 증가하기 때문에 고온부 출구온도는 상승하고, 저온부 출구온도는 하강하는 것을 볼 수 있다. 그리고 동일 열저항에서 유량이 증가하면 고온부 출구온도는 낮아지고, 저온부 출구온도는 높아짐을 알 수 있다. 이는 흡열량과 방열량의 변화가 없을 경우, 유량이 증가함에 따라 $(T_{h,out} - T_{in})$ 및 $(T_{in} - T_{c,out})$은 감소하기 때문이며 식(34), 식(35)에서 확인할 수 있다. 따라서 유량이 점차 증가할수록 고온부, 저온부 출구온도는 입구 공기온도에 가까워질 것이라고 판단할 수 있다.



(a) Outlet temperature($\dot{m} = 6\times10^{-3}$ kg/s)



(b) Outlet temperature($\dot{m} = 9\times10^{-3}$ kg/s)

Fig. 6 Effect of mass flow rate on outlet temperature of thermoelectric module.

위의 해석결과를 통해 열전모듈 냉각시스템은 열교환핀의 열저항이 낮을수록 더 우수한 냉각성능을 보여주는 것을 확인할 수 있다.

3.2 열교환핀의 최적화

Fig. 7은 루버 높이 8.5 mm, 루버각 16.66°, 그리고 루버 피치 3 mm의 루버핀의 열저항을 핀 피치와 핀 두께의 함수로 나타내었으며, 이때 핀 두께는 핀 피치보다 작다고 가정하였다. $(t < p)$ 그래프로부터 루버핀은 핀 피치와 핀 두께가 각각 p = 1.97 mm, t = 0.19 mm일 때 최소 열저항 R_{cv} =

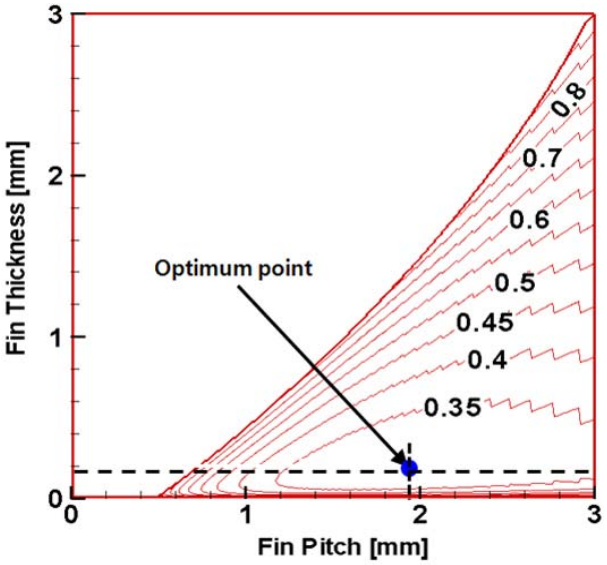


Fig. 7 Convective thermal resistance for a louver fin heat exchanger according to fin pitches and fin thicknesses.

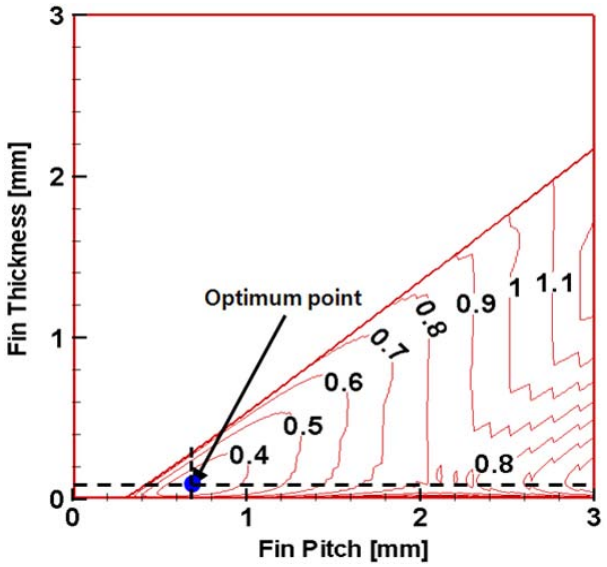


Fig. 8 Convective thermal resistance for a plate fin heat exchanger according to fin pitches and fin thicknesses.

0.302 K/W을 가지는 것을 확인할 수 있다. 이는 최적화된 루버핀보다 핀 두께가 작은 경우(t<0.19 mm) 핀 효율이 낮아지기 때문에 열저항은 증가하고, 또한 최적점보다 핀 두께가 큰 경우에도(t > 0.19 mm) 높은 압력강하로 인하여 열저항은 높아지기 때문이다. 그리고 최적점보다 핀 피치가 증가할수록(p > 1.97 mm) 열전달 면적은 줄어들기 때문에 열저항이 높아지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 평판핀의 열저항을 나타낸 것으로, 핀 피치 p = 0.69 mm, 핀 두께 t = 0.08 mm일 때 최소 열저항 R_{cv} = 0.333 K/W의 최적점을 가지는 것을 알 수 있다. 최적 핀 피치와 핀 두께가 모두 루버핀(p = 1.97 mm, t = 0.19 mm)보다 작으며, 따라서 평판핀이 루버핀보다 더 조밀한 핀 밀도를 가짐을 알 수 있다.

Table 1은 루버핀과 평판핀의 최적화 결과를 정량적으로 비교하였다. 동일한 크기의 열교환핀에서 최적화된 루버핀의 열저항은 R_{cv} = 0.302 K/W로서 평판핀의 열저항 R_{cv} = 0.333 K/W보다 약 10% 정도 낮음을 확인할 수 있다. 그리고 루버핀은 177.76 Pa의 압력강하가 발생하는 반면, 평판핀에서는 190.08 Pa의 더 큰 압력강하를 확인할 수 있다. 이는 평판핀의 핀 밀도가 루버핀보다 훨씬 조밀하기 때문에 평판핀에서 더 큰 압력강하가 발생하는 것이다.

Table 1 Comparison of convective thermal resistances for optimized heat exchanger fins

heat exchanger	p [mm]	t [mm]	ΔP [Pa]	U_{max} [m/s]	R_{cv} [K/W]
Louver fin (L_h = 8.5 mm)	1.97	0.19	177.76	9.84	0.302
Plate fin	0.69	0.08	190.08	7.37	0.333

3.3 핀 두께 고정시 열교환핀의 열저항

최근 전자제품의 소형화에 따라서 열교환핀의 소형화 및 제작비용 절감 등의 이유로 접는 방식의 열교환핀이 주목받고 있다. 현재 제작 가능한 최소 핀 두께는 t = 0.045 mm로서 이를 활용한 초소형, 고효율 열교환핀에 대한 연구가 증가하고 있으며, 따라서 본 연구에서는 최소 핀 두께로 고정시킨 루버핀 및 평판핀의 열적 성능을 분석하였다.

Table 2는 핀 두께 t = 0.045 mm일 때, 최적화한 루버핀과 평판핀의 해석결과를 나타낸다. 루버핀은 0.365 K/W, 평판핀은 0.342 K/W의 열저항을 가지며, 핀 두께를 고정하지 않고 최적화한 결과보다 루버핀의 열저항은 약 21% 정도 증가한 반면, 평판핀은 거의 변화가 없다는 것을 알 수 있다. 이는 핀 두께를 고정하지 않고 최적화 해석한

Table 2 Comparison of convective thermal resistances for a fixed fin thickness of t = 0.045 mm

heat exchanger	p [mm]	t [mm]	ΔP [Pa]	U_{max} [m/s]	R_{cv} [K/W]
Louver fin (L_h = 8.5 mm)	1.49	0.045	184.25	8.51	0.365
Plate fin	0.63	0.045	189.60	7.47	0.342

경우와 비교하여, 루버핀의 압력강하는 크게 증가하였고, 유동속도는 감소하였기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 열전모듈의 냉각성능에 관한 해석을 수행하였으며, 이를 바탕으로 루버핀과 평판핀의 열적성능을 분석하여 공랭식 열교환핀의 열저항이 열전모듈 냉각시스템의 냉각성능에 미치는 영향에 대해 알아보았다.

(1) 열전모듈 냉각시스템에서 동일한 입력전압을 인가시 열교환핀의 열저항이 감소함에 따라 흡열량과 성능계수가 모두 증가하여 냉각성능은 향상되었으며, 열저항마다 흡열량이 최대가 되는 최적입력전압이 존재하는 것을 알 수 있었다.

(2) 열전모듈 고온부 온도는 입력전압과 열저항의 증가에 따라 상승하였으나, 저온부 온도는 입력전압의 증가에 따라 점차 감소하다가 각 열저항의 흡열량 차이가 최대가 되는 최적입력전압 근처에서 온도 역전 현상을 보였다. 그리고 동일 열저항에서 유량이 증가함에 따라서 고온부 출구온도는 낮아지고, 저온부 출구온도는 상승하였으며 유량이 증가할수록 출구온도는 입구 온도에 가까워질 것이라고 판단할 수 있었다.

(3) 열전모듈 냉각시스템을 구성하는 열교환핀을 분석한 결과, 핀 두께를 고정하지 않고 동일한 크기의 열교환핀을 최적화하였을 경우 루버핀이 평판핀보다 약 10% 정도 낮은 열저항을 나타내었다. 따라서 열전모듈 냉각시스템에 적용시 낮은 열저항을 가지는 루버핀이 더 우수한 냉각성능을 보이는 것을 확인하였다.

(4) 핀 두께를 현재 제작 가능한 최소 핀 두께 t = 0.045 mm로 고정하고 열교환핀을 최적화하였을 경우, 평판핀이 루버핀보다 약 7% 낮은 열저항을 가짐으로써 열전모듈 냉각시스템에서 더 우수한 냉각성능을 보였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술연구원의 기관고유사업(과제번호 2E21461)의 일환으로 이루어진 것으로 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Lineykin, S. and Ben-Taakov, S., 2007, Modeling and analysis of thermoelectric modules, IEEE Transactions on Industry Application, Vol. 43, No. 2, pp. 505-512.
2. Lineykin, S. and Ben-Taakov, S., 2007, User-friendly and intuitive graphical approach to the design of the thermoelectric cooling systems, Int. J. Refrigeration, Vol. 30, pp. 798-804.
3. Saini, M. and Webb, R. L., 2002, Heat rejection limits of air cooled plate fin heat sinks for computer cooling, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 26, No. 1, pp. 71-79.
4. Kim, S. Y. and Webb, R. L., 2006, Analysis of convective thermal resistance in ducted fan-heat sinks, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 29, No. 3, pp. 439-448.
5. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, New York, McGraw-Hill.
6. Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W. and Zhou, Y., 2007, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 1506-1515.
7. Shah, R. K. and Sekulic, D. P., 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design, New York, Wiley.
8. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, New York, Wiley.
9. Astrain, D., Vian, J. G. and Dominguez, M., 2003, Increase of COP in the thermoelectric refrigeration by optimization of heat dissipation, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 2183-2200.