한국마린엔지니어링학회지 제29권, 제8호, pp. 862~869, 2005. 11 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

히트파이프 히트싱크에서 평판 휜-관으로 구성된 공기유동 냉각채널의 대류 열전달 특성에 관한 수치해석

김성훈† · 신현명† · 김철주*

(원고접수일 : 2005년 4월 29일, 심사완료일 : 2005년 10월 12일)

A Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in Air Flow Channels of a Plate Fin-tube Matrix for Heat Pipe Heat Sinks

Sung-Hoon Kim† · Hyun-Myung Shin† · Chul-Ju Kim*

Abstract : A study on convective cooling characteristics has been done in the channels with heat pipes and associated plane fins. Analysis with FLUENT V5.0 lies its purpose on the possible enhancement of heat transfer capability between an existing three in-line arrayed heatpipes and an extending four in-line arrayed heatpipes with increasing channel width. Numerical analysis is limited to the laminar flow in an isolated flow channel by employing cyclic boundary conditions for calculation purposes. Friction factors for three and four in-line arrayed heatpipes are compared with experimental results. In addition, temperature behavior at the plate fin for the three in-line arrayed heatpipes is compared with experiment. Friction factors and overall channel heat transfer coefficients (and/or Nusselt numbers) are presented as a function of Reynolds number. An increase of number of heatpipes and channel width reults in a decrease of the friction factor and doesn't not result in an increase of heat transfer performance. However, considering the 25% increase of heat load accompanies with maximum 8 ℃ rise of average temperature of heat pipes, the four in-line array with the increase of channel width of heat pipe heat sink can be considered appropriate.

Key words : Heatpipe Heat Sink(히트파이프 히트싱크), Plate fin(평판 휜), Heat transfer(열전달)

기호설명

C_p : 비열 〔$J/kg \cdot K$〕

D_h : 수력직경 〔m〕

f : 마찰계수

$\overline{h}_{ch}$: 채널열전달계수 〔$W/m^2 \cdot K$〕

† 책임저자(계명대학교 기계자동차공학부), E-mail:shkim@kmu.ac.kr, Tel: 053)580-5458
계명대학교 기계자동차공학부
* 성균관대학교 기계공학부

k_f : 공기 열전도율 〔$W/m \cdot K$〕
k_s : 알루미늄 열전도율 〔$W/m \cdot K$〕
$\overline{N}_{ch}$: 채널 누셀트 수
P : 압력 〔Pa〕
q_s : 열유속 〔W/m^2〕
Re : 레이놀즈 수
T : 온도 〔K〕
u_i : i 방향속도 〔m/s〕
V : 입구속도 〔m/s〕

그리스문자

ρ : 공기의 밀도 〔kg/m^3〕
μ : 공기의 점성계수 〔$N \cdot s/m^2$〕

1. 서 론

지하철, 고속전철 등 전기 철도차량의 동력 및 속도 제어에는 전력 반도체(Semiconductor)가 핵심장치로 사용된다. 90년대 말 G7 과제로 추진된 한국형 고속전철(KTX) 개발사업에서는 세계 최초로 IGCT반도체를 전력변환 반도체로 선택하였으며, 2005년 현재 350 km/h의 상업 운전 속도를 목표로 주행시험 중에 있다. 일반적으로 전력반도체 소자들의 직-교류 변환 효율은 약 90% 수준이며 따라서 공급 동력의 약 10%가 열에 의해 소산된다. 반도체의 전기적 특성은 온도에 매우 민감하며 전력 반도체들을 작동할 때 이 들이 허용 온도(약 100℃) 범위내에서 작동하도록 언제나 적절한 냉각 기술을 적용해야 한다. 히트파이프 히트싱크는 상변화 열전달 현상을 이용하는 고성능 밀집형 열교환기이며 80년대 일본, 미국, 등에서 개발된 이래 현재까지 전력 반도체 냉각에 가장 많이 사용되고 있다[1]. 이 기술은 히트 파이프를 이용하며 열 컨닥턴스가 매우 크고, 기계적 구동 장치가 없기 때문에 수명이 길고, 크기가 작으며, 유지 관리가 용이하며 그 외 여러 장점이 있다.

국내에서는 90년대 말 KTX 사업을 통하여 집중적으로 이 분야 연구를 수행하였고 이 결과 Fig. 1에서 보는 것과 같이 최대 냉각부하 1.5 kW 급의 4열 히트파이프 히트싱크 개발에 성공하였다[2]. 한편 일본에서는 1980년대 이후 고속전철, 지하철용 전력반도체 냉각을 위하여 0.9 kW 급 냉각부하를 갖는 3열 히트파이프 히트싱크를 주로 사용하고 있다.

이러한 히트파이프 히트싱크는 반도체 발열을 히트파이프를 이용하여 응축부의 외벽을 통하여 주위 공기로 강제 대류에 의해 방열한다. 이러한 냉각장치의 설계에서는 언제나 응축부 관, 휜, 공기 사이 대류 열전달, 유동 마찰 손실, 등이 가장 중요한 문제이다. 본 연구는 이 문제들에 대한 수치해석 연구의 결과이며 Fig. 1의 두 경우에 대한 해석을 실시하고 그 결과를 비교하였다. 국내에서 개발한 4열 히트파이프 히트싱크의 시제품을 이용한 선행 실험연구에서는 약 1-1.5 kW의 냉각부하 성능 실험에서 냉각 성능이 우수한 것으로 확인되었고, 히트싱크 전체 열저항 값은 약 0.02 ℃/W으로서 응축부 관 외벽의 휜과 공기 사이의 대류 열저항이 전체 열저항의 약 30-40%로써 상대적 중요성이 확인되었다[3].

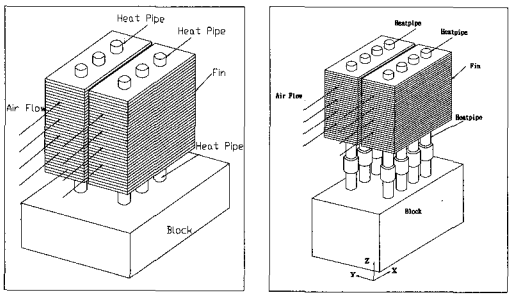
전력반도체 성능은 앞으로 지속적으로 증대할 것이며, 이 결과 냉각 열부하의 증대에 따른 문제를 해결하기위해 고밀도 고성능 히트싱크 냉각장치의 개발은 여전히 중요한 과제이다.

2. 이론해석

2.1 히트파이프 열교환기의 모델링

Fig. 1은 일본의 지하철에서 주로 사용 중인 3열 히트파이프 히트싱크와 한국형 KTX용으로 개발된 4열 히트파이프 히트싱크의 구성을 개략적으로 나타내고 있다. 히트파이프는 하단이 증발부이며 알루미늄소재의 평판 블록에 중심축을 따라 일렬로 가공된 원통구멍에 삽입되었고 경계면에서 브레이징 접합을 이루고 있다. 전력변환 반도체는 원판형상이고 양면에 이 평판 블록이 1개씩 설치되어 있고 전력반도체 발생열은 금속블록을 통해 히트파이프로 전달된다. 히트파이프 용기 내부에서는 증발부 내벽에서 작동유체가 열을 흡수하여 기화하고 증기는 용기 중심 통로를 통하여 상부로

이동한다. 증기는 온도가 낮은 관의 상부 응축부 벽을 통하여 외부 공기에 열을 방출하고 벽면에서 응축한다[2],[4],[5],[6]. 이 응축액은 벽면을 따라 중력장에 의해 증발부로 회송하며, 이와 같이 작동유체는 상변화와 열역학적 한 사이클의 상태 변화를 완료하게 된다.



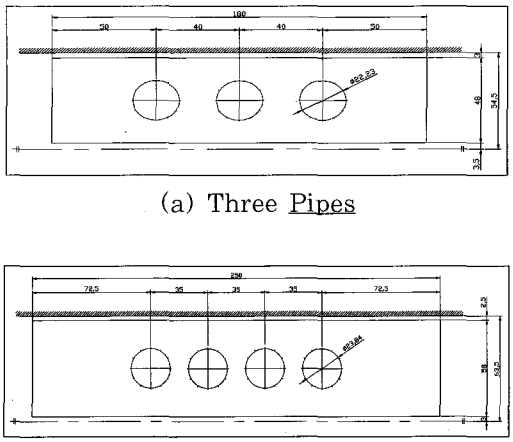
(a) Three Inline (b) Four Inline

Fig. 1 Schematics of fin heatpipe heat sink

Table 1과 Fig. 2는 각각 수치해석을 위해 필요한 3열 및 4열 휜-히트파이프 열교환기에 대한 중요한 제원과 휜의 기하학적인 형상을 개략적으로 나타내고 있다. 위 두 경우의 냉각장치에 사용된 히트파이프는 개당 최대 열부하가 서로 다르며 따라서 용기와 휜의 형상, 휜의 수가 각각 다르다. 이 휜의 단면은 Fig. 3에서 보는 것과 같이 공기 유동 방향으로 양 끝단이 접혀있고 인접하는 휜 사이의 흐름은 4각 단면 채널 내부의 흐름과 유사하다.

Table 1 Design parameters of three and four in-line heatpipe heat sinks

구분		3열 히트 파이프	4열 히트 파이프
휜	재질	Al	Al
	길이(L :mm)	180	250
	폭(W :mm)	48	58
	간격(H :mm)	3	3
	두께(t :mm)	0.8	0.8
히트 파이프	재질	Cu	Cu
	바깥지름(D_{out} :mm)	22.23	23.84
	안지름 (D_{in}: mm)	17.78	19.38
	최대 열부하(W)	300	400



(a) Three Pipes

(b) Four Pipes

Fig. 2 A plan view of array of plane fin and tube

Fig. 3에 공기와 히트파이프-휜 사이 열전달문제의 경계조건을 표시하였다. 채널의 왼쪽 벽은 절연의 경계조건을 적용하여 외부와의 열전달을 차단하고 오른쪽 벽은 2열로 배열된 채널 중 1개의 채널만을 해석하는 조건으로 대칭의 경계조건을 적용하였다. 휜의 상하단면은 두께 0.8 mm의 휜의 중심부분을 따라 0.4 mm씩 절단하여 주기적으로 반복경계조건(periodic condition)을 적용하였다.

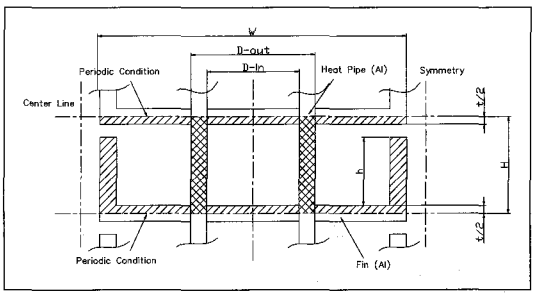


Fig. 3 A side view of plane fin and tube at heatpipe heat sink and associate thermal boundary conditions

2.2 유동장 및 온도장의 이론

본 연구의 유동해석에 이용된 유체는 공기이며 뉴턴유체, 비압축성, 정상유동으로 가정하여 다음

의 지배방정식을 적용하였다.

연속 방정식 $\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i}=0$ (1)

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i)=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right\} \quad (2)$$

x_i는 x, y, z의 3차원에 대한 해석을 나타내며 유동의 진행방향을 x방향으로 지정하였다.

온도장을 지배하는 에너지 보존식은 아래 식 (3)을 이용하였다.

에너지 보존식

$$\rho C_p\left\{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i T)\right\}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[k_f\frac{\partial T}{\partial x_j}\right] \quad (3)$$

여기서 C_p는 공기의 정압비열을 나타내며, k_f는 공기의 열전도율을 나타낸다.

휜 내부의 고체에 대해서는 아래 식 (4)와 같이 열전도 방정식을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left[k_s\frac{\partial T}{\partial x_j}\right]=0 \quad (4)$$

k_s는 알루미늄 휜의 열전도율을 나타낸다. 유동장과 고체가 접하는 면에서는 온도와 열유속이 같다는 경계조건과 비활조건을 적용하였다.

한편 주기 경계조건은 Fig. 3에서 보듯이 유동단면의 상·하 두 평판 휜에 대해서는 각 평판의 두께의 가운데 면을 각각 유동패널의 상하면으로 정하였고, 휜의 경계면 표면온도는 두 휜에서 반복된다고 가정하여 표면에 사이클릭 경계조건을 식 (5)와 같이 적용하였다.

$$\begin{pmatrix} T_I = T_{II} \\ \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_I = \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{II} \end{pmatrix} \quad (5)$$

유동의 특성과 전열특성에 영향을 미치는 독립변수인 레이놀즈 수는 아래 식 (6)과 같이 정의하였으며 D_h는 유동채널의 수력직경을 나타낸다.

$$Re_{D_h}=\frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (6)$$

2.3 수치해석의 방법

유동해석에는 GAMBIT[8]을 이용하여 히트파이프의 Wireframe 및 mesh작업을 수행하였고 solver계산에는 FLUENT 5.0[8]을 활용하였다. 채널의 입구에서 일정한 유속의 흐름과 급격한 유선의 변화를 억제하기 위하여 유동 채널전체길이의 1/4 크기의 입구길이(Inlet Buffer Length)를 고려하였고, 출구에서는 재순환 영역이 채널 내부 흐름에 미치는 영향을 배제하기 위하여 채널 길이의 2배 크기의 출구길이(Outlet Buffer Length)를 적용 하였다.

전체 격자수는 3열 히트파이프의 경우 약 400,000개이며 4열 히트파이프의 경우 약 323,000개 이었다. 3열 히트파이프의 경우에서 4열 히프파이프보다 더 많은 격자를 이용한 이유는 채널 출구에 설치한 출구길이 영역에서 재순환현상의 발생을 제한하기 위하여 격자사이 간격을 좀 더 조밀하게 배치하였기 때문이다. Fig. 4에서는 3열 배열의 히트파이프 영역에서의 격자형상을 대표적으로 나타내었다. 4열배열의 히트파이프와 비교하여 두 경우 격자들은 거의 유사한 구조를 이루고 있으며 격자의 찌그러짐 정도는 0.02이하 이었으며 따라서 결과의 정확성을 기대할 수 있다고 생각된다.

주기적으로 반복되는 경계조건을 부여하는데 용이하도록 정렬격자구조를 사용하였으며 대류항의 처리방법은 Power law방법을 사용하였다. 운동량식에서 속도-압력의 coupling은 SIMPLE법을 채택하였으며 반복계산을 할 때에 수렴조건에 대한 각 종속변수의 상대 값들을 전체 채널에 대한 질량유량은 1×10^{-3}, 운동량과 에너지식에서는 1×10^{-4} 을 사용하였다.

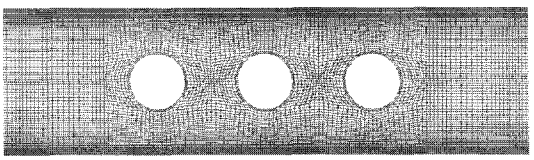
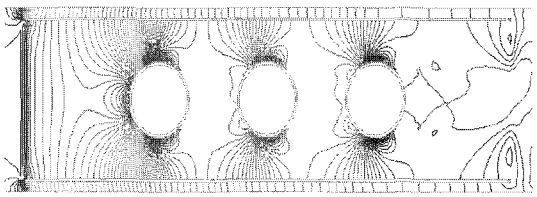


Fig. 4 A typical mesh formation in three inline heatpipes

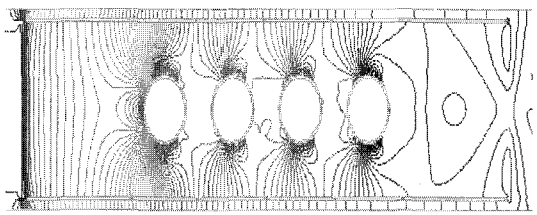
본 연구에서의 실제의 히트파이프에 유입되는 유동과 같은 속도의 조건을 이용하여 수치해석을 수행하였으며 속도조건은 2.0~10 m/s까지 총 9경우에 대하여 수치해석을 수행하였다.

3. 결과 및 수치해석결과

Fig. 5는 레이놀즈 수가 980(속도 3m/s)인 경우 3열 휜-히트파이프 히트싱크와 4열 휜-히트파이프 히트싱크에서 이웃하는 두 휜 사이 유동 채널내부 압력장을 나타내었다. 채널내부에 공기 흐름을 비압축성으로 가정하였기 때문에 절대압력보다는 위치별 압력구배 값이 중요한 의미가 있다. 전체적으로 입구에서부터 흐름방향을 따라 압력이 감소하고 있다. 휜 채널 내부에서는 첫 번째 히트파이프에서 정체점을 형성하고 히트파이프 측면을 따라 원관 군의 직렬 배열에서 나타나는 압력 분포의 고유한 특성을 보이고 있다. 두 인접하는 히트 파이프 사이 영역에서는 역압력 구배의 낮은 압력 분포를 나타내고 있으며 이러한 분포는 하류로 가면서 원통관 주위에서 반복되는 경향을 나타내고 있다. 이와 같은 현상은 3열과 4열 히트파이프 군에서 거의 유사하게 나타난다.



(a) three pipes



(b) four pipes

Fig. 5 A Typical pressure distribution (V=3 m/s, Re=980)

한편 유동특성은 압력분포의 경우와 같이 3열과 4열 군의 히트파이프에서 유사한 현상을 보이고 있다. 휜 채널내부의 유동은 첫 번째 원관에서 정체점을 형성하고, 관측면에서는 흐름은 가속되나 원관 사이에는 재순환영역이 형성되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 휜-히트파이프 매트릭스의 전후면 사이의 압력강하에 대한 실험과 수치해석의 결과를 비교하여 도시하고 있다. 실험자료[3,5]는 유속범위가 2~4 m/s 에서 수행되었고 이 범위에서의 실험과 수치해석 결과의 오차는 최대 약 8%로서 이들 결과는 서로 잘 일치하는 것으로 볼 수 있다.

채널 입구와 출구 사이의 압력강하는 동일한 속도에서 4열 히트파이프가 3열 히트파이프의 경우에 비하여 작은 값을 나타내었다. 이러한 결과는 전자의 경우가 Table 1에서 보는 것과 같이 관군의 숫자가 보다 많으나 휜의 폭을 증가시켜 단면적을 크게 만든 결과이다. 따라서 냉각 열부하가 큰 4열군 히트싱크에서 휜의 채널 폭을 증가시켜 유동저항의 저감을 얻은 것은 매우 바람직한 것으로 판단된다.

압력강하 결과를 레이놀즈수와 마찰계수의 관계를 Fig. 7에 제시하였다. 여기서 마찰계수는 식(7)과 같이 정의하였다. 마찰계수는 레이놀즈수에 따라 두 경우가 거의 선형적으로 감소하고 있다.

$$f = (P_{in} - P_{out}) / \frac{1}{2}\rho U_{in}^2 \qquad (7)$$

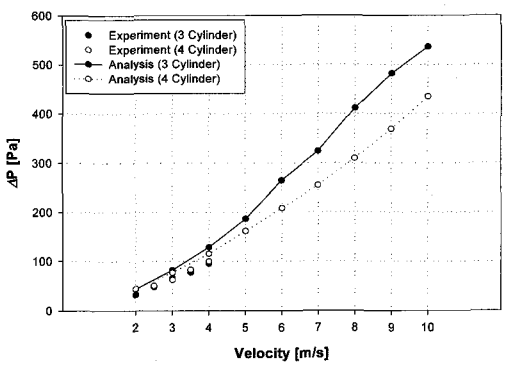


Fig. 6 A comparison of pressure drop between experimental and numerical results

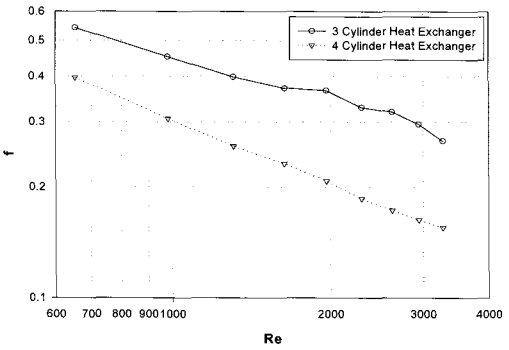
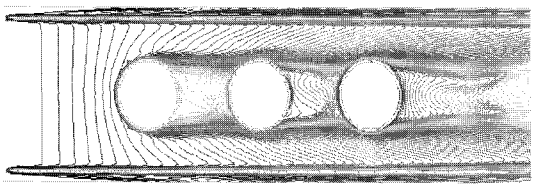
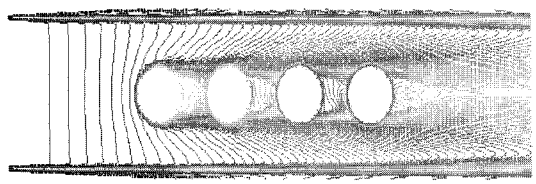


Fig. 7 Distributions of Friction factors in terms of Reynolds number



(a) three pipes



(b) four pipes

Fig. 8 A typical temperature distributions (V=3 m/s, Heat Flux=7200 W/m^2)

Fig. 8은 3열 히트파이프와 4열 히트파이프 냉각 장치에서 이웃하는 두개의 휜 사이 채널내부 공기층의 등온선을 나타낸 것이다. 전체적으로 입구에서부터 하류 방향으로 흐름을 따라 공기의 온도가 증가하는 분포를 나타내고 있다. 공기는 상류에서는 평판 휜과 대류 열교환을 이루고 있으며 하류로 이동함에 따라 히트파이프 관의 측면과 휜에서 활발하게 열전달이 이루어지고 있다. 그러나 원관 사이의 영역에서 발생하는 재순환영역에서는 열전달이 활성화 되지 못함을 보여주고 있다.

Fig. 9은 입구의 속도가 3.0 m/s이고 응축부 관벽에서 열유속이 약 7200 W/m^{2}의 경우 4열 휜-히트파이프 히트싱크를 이용하여 유동채널 내부 평판 휜의 표면에서 국소 온도 측정 실험을 수행한 결과[3]와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 온도 측정은 휜의 표면위에 유동방향으로 관 측면에서 10mm에 놓인 선을 따라 휜 선단으로부터 각각 10, 50, 95, 125, 170, 210, 220 mm의 위치에 열전대를 설치하여 수행하였다. 히트파이프 관벽의 단면 평균온도는 휜이 설치되지 않은 부분에서 관 원주를 따라 4지점을 선택하여 측정한 온도의 평균값을 취하였다. Fig. 9에서 전체적으로 공기의 흐름방향으로 휜과 관의 표면온도는 상승하고 있으며 실험결과와 수치해석의 결과는 정성적, 정량적으로 비교적 잘 일치하였다.

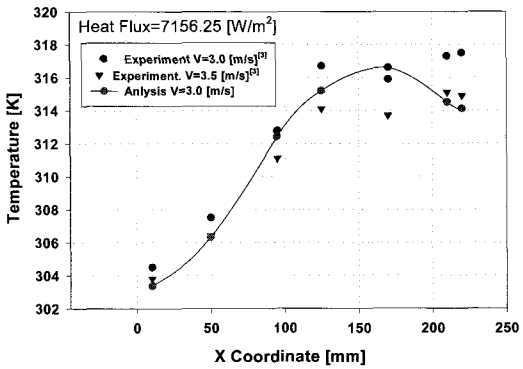
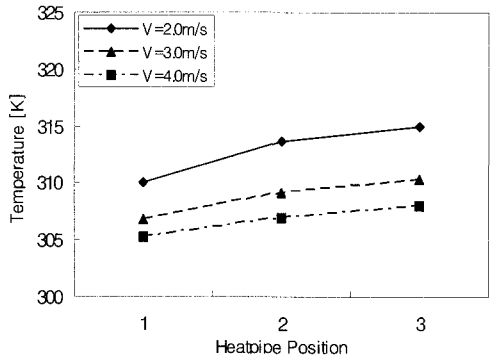


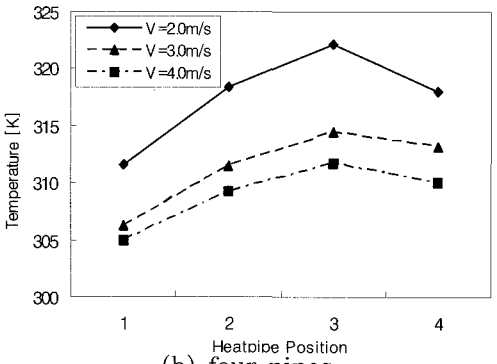
Fig. 9 A comparison of temperature distribution at plane fins between experiments and analysis.[5]

Fig. 10은 열유속 7200 W/m^2, 입구속도 2-4 m/s 영역에서 3열과 4열 배열 히트파이프 두 경우에 대한 수치해석 결과로 부터 각각 관 벽의 단면평균 온도를 나타낸 것이다. 4열배열의 경우는 3열배열의 경우와 다르게 마지막 열의 관벽 온도가 그 전열에 비하여 감소하였고 그 경향은 유속의 증가에 따라 증대하는 것으로 보인다. 이러한 현상은 4열의 경우 휜이 유동방향으로 관배열 선단과 후단의 길이가 상대적으로 커서 1열과 4열의 관벽 온도를 저감시키는 효과가 크기 때문으로 보인다. 동일한 유동 및 열유속 조건에서 히트파이프 벽의 최고온도는 3열의 경우보다 4열의 경우가 약 5-8℃정도 높을 값을 나타내고 있다. 그러나 Table 1에서 보는 것과 같이 두 경우 관 직경과 관수의 차이를 고려하면 휜당 열부하는 동일

열유속일 때 4열의 경우가 3열의 경우보다 약 28 % 크다. 이러한 점을 고려하면 4열 배열 히트싱크의 휜 설계는 열전달과 유동 마찰 손실을 고려할 때 상당히 긍정적인 결과를 초래한 것으로 생각할 수 있다. 다만 휜의 길이와 폭, 관 배열 인자들이 최적인가에 대해서는 보다 깊은 노력이 필요할 것으로 생각한다.



(a) three pipes



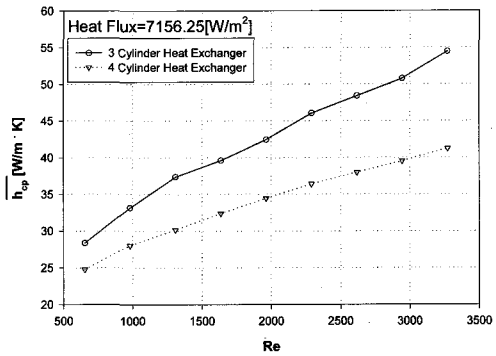
(b) four pipes

Fig. 10 average temperature distributions at heat pipe wall with respect to inlet velocity

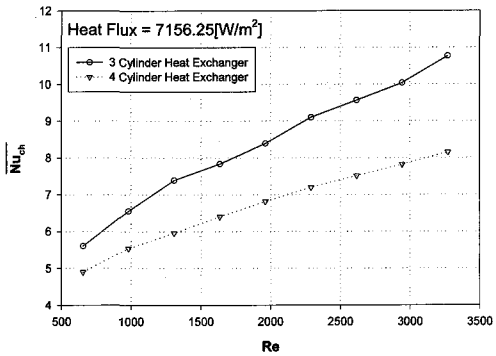
Fig. 9과 10의 결과로부터 4각 유동 채널 전체에 대한 열전달 계수 값($\overline{h}_{ch}$)과 이를 기본으로 한 채널 누셀트 수($\overline{\mathrm{Nu}}_{ch}$)를 식 (8)과 식(9)로 정의하여 그 결과를 Fig. 11에 나타내었다.

$$\overline{h}_{ch} = \frac{q_s}{(\overline{T}_w - T_\infty)} \tag{8}$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{ch} = \frac{\overline{h}_{ch} \cdot D_h}{k_f} \tag{9}$$



(a) Channel heat transfer coefficient



(b) Channel Nusselt number

Fig. 11 Distributions of channel heat transfer coefficients and Nusselt number in terms of Reynolds number

식 (8)에서 벽온도 값은 히트파이프의 벽 평균 온도 값을 사용하였다.

3열과 4열 히트파이프 냉각장치의 휜 채널에서 레이놀즈 수가 증가함에 따라 평균 열전달계수와 누셀트 수는 비교적 선형적으로 증가하였다. 이 결과를 이용하면 유동 속도 변화에 따른 히트파이프 전체 평균 온도를 예측할 수 있으며 따라서 히트파이프의 성능을 고려한 냉각장치의 열적안정성을 검토하는데 도움이 될 것으로 생각한다. 그러나 위의 식 (8)은 휜 열전달 이론을 적용하지 않고 있으며 따라서 Fig. 11의 결과는 3열 과 4열 관 채널에서 휜 열전달 성능을 비교하는데 직접적인 도움이 되지 않는 것으로 생각한다. 이 부분에 대해서는 추후 적절한 방법으로 새로운 해석을 수행하여야 할 것으로 생각한다.

4. 결 론

전력반도체 냉각용 히트파이프 히트싱크에서 평판 휜과 히트파이프 응축관 직렬 배열 구조의 열교환기에 대한 유동 및 열전달 문제를 수치 해석적 방법을 적용하고 해를 구하였다. 한국에서 개발한 냉각부하 1.5 kW 급 4열 히트파이프 히트싱크와 일본에서 사용하는 0.9 kW급 3열 히트파이프 장치를 대상으로 각각 히트파이프 관과 휜 주위 유동장과 열전달 특성을 검토하였다. 연구결과에 대한 결론은 아래와 같다.

1. 4열 히트파이프 히트싱크는 3열의 경우와 비교하여 동일 열유속 조건에서 전체 열부하가 약 28% 크다. 4열의 경우에 관의 배열 수와 단면적 증가에 따라 예상되는 열전달 및 유동 마찰 저항 문제를 휜의 폭과 길이를 보다 강화함으로써 해결한 것은 매우 적절한 것임을 확인할 수 있었다.

2. 입구 유동 속도 조건과 히트파이프 평균 온도를 이용한 열전달계수를 정의함으로써 히트파이프의 작동 온도 범위를 고려한 유동 조건을 2-10m/s 의 넓은 속도 범위에서 예측할 수 있다.

3. 그러나 4열 또는 3열 냉각장치에 대해 휜의 형상과 휜의 수 등 제반 설계 인자들에 대해 보다 넓은 범위에 대해 이 연구에서 수행한 수치해석을 적용한다면 최적 설계 유무를 판정하는데 필요한 자료를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

[1] 이영수, 이기우, "히트파이프 열교환기," 대한기계학회, 제35권, 제9호, pp. 805-815, 1995.

[2] 김성훈, 한태원, "히트파이프-휜으로 구성된 채널에서의 강제 대류 열전달," 계명대학교 산업기술연구소 논문집, 23-1호, pp. 351-360, 2000.

[3] 김철주, 강국환, 이진성, 김재진, "Heat Pipe 식 Heat Sink 설계 및 제조 기술 개발," 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서, 1998.

[4] 이수영, 홍성은, 강국환, 김성훈, 김철주, "평판 Fin-tube 배열을 갖는 히트파이프 히트싱크의 라디에이터를 통과하는 공기 유동에 관한 대류 열전달 및 압력강하연구," 한국에너지공학회, 제9권, 제3호, pp. 212-220, 2000.

[5] 김철주, 강국환, 김재진, 임광빈, "반도체 냉각용 히트파이프 식 냉각기 관련기술," 현대중공업 주전력 변환 장치 개발 위탁 연구 보고서, 1997.

[6] 이영수, 장영석, "운전조건에 따른 히트파이프를 이용한 열교환기의 특성에 관한 연구," 공기조화 및 냉동공학회논문집, 제2권, 제3호, pp. 155-165, 1990.

[7] 진윤근 "휜-히트파이프 열교환기에서 대류 열전달의 성능 향상에 관한 연구," 계명대학교 석사학위논문, 2001.

[8] FLUENT V5.0 Manual.

[9] S. Patankar, Numerical Fluid Flow and Heat Transfer. Taylor & Francis, 1978.

저 자 소 개

김성훈 (金聖勳)

1954년 9월생, 1977년 2월 연세대학교 기계공학과 졸업, 1979년 8월 연세대학교 기계공학과 졸업(공학석사), 1993년 5월 Texas A&M 대학교 기계공학과 졸업(공학박사), 1994년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수

신현명 (申鉉明)

1953년 9월생. 1979년 2월 서울대학교 농공학과 졸업. 1983년 6월 오하이오주립대학교 산업 및 시스템공학과 졸업(공학석사). 1988년 12월 오하이오주립대학교 산업 및 시스템공학과 졸업(공학박사). 1987년 9월~1991년 6월 웨인주립대학교 제조 및 산업공학과 조교수. 1991년 7월~1992년 8월 두산기술원 공정개발부문 책임연구원. 1992년 9월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.

김철주 (金哲主)

1949년 5월생, 1972년 2월 연세대학교 기계공학과졸업, 1977년 2월 연세대학교 기계공학과 졸업(공학석사), 1982년 1월 Poitiers University (E.N.S.N.A.) France 졸업(공학박사), 1982년 3월~현재 성균관대학교 기계공학과 교수