

< 논문 >

## 스트립핀 히트싱크의 냉각특성

유갑종\* · 박철우\* · 김현우\*\* · 장충선\*\*\*  
 (2004년 6월 3일 접수, 2004년 11월 9일 심사완료)

### Cooling Characteristics of a Strip Fin Heat Sink

Kap-Jong Riu, Cheol-Woo Park, Hyun-Woo Kim and Chung-Sun Jang

**Key Words:** Heat Sink(히트싱크), Heat Transfer Enhancement(열전달향상), Strip-Shaped Fin(스트립형상핀), Thermal Resistance(열저항)

#### Abstract

Air-cooled heat sinks are employed in many electronic cooling applications since they provide significant heat transfer enhancement and operational flexibility. Strip-shaped fin heat sink is of interest and needs to be investigated as general cooling products for more applicability. The purposes of this study are to evaluate heat sink performance without bypass flow condition and to determine optimal heat sink geometries. The results show that the decreasing rate of thermal resistance of a heat sink decreases with increasing inlet air velocity, and the increasing rate of pressure drop increases with increasing inlet air velocity, but is not affected by input power. The increasing rate of optimal longitudinal fin spacing is larger than that of transverse fin spacing. The strip fin heat sink tested in this study showed better cooling performance compared to that of other plate fin type.

#### 기호설명

$A$  : 면적,  $m^2$   
 $B$  : 히트싱크 길이, m  
 $BP$  : 송풍동력, W  
 $CH$  : 채널의 높이, m  
 $CW$  : 채널의 폭, m  
 $CP_f$  : 압력계수 ( $= \frac{\Delta P}{1/2 \rho V_{fin}^2}$ )  
 $D_h$  : 채널의 수력직경, m  
 $h$  : 대류 열전달계수,  $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$   
 $H$  : 원 높이, m  
 $k$  : 열전도도,  $W/m\text{ }^\circ\text{C}$

$\overline{Nu}$  : 평균누셀트수 ( $= \frac{\overline{h}B}{k_a}$ )  
 $Q$  : 열량, W  
 $R$  : 열저항,  $^\circ\text{C}/W$   
 $Re_{Dh}$  : 덕트레이놀즈수 ( $= \frac{V_{fin}D_h}{\nu}$ )  
 $S_x$  : 원의 종간격, mm  
 $S_z$  : 원의 횡간격, mm  
 $T$  : 온도,  $^\circ\text{C}$   
 $U$  : 컨덕턴스,  $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$   
 $V$  : 유입공기의 속도, m/s  
 $\hat{V}$  : 체적유량,  $m^3$   
 $W$  : 히트싱크의 폭, m

#### 그리그 문자

$\nu$  : 동점성계수,  $m^2/s$

#### 하첨자

$A$  : 복합  
 $a$  : 공기

† 책임저자, 회원, 경북대학교 기계공학부  
 E-mail : kjriu@knu.ac.kr  
 TEL : (053)950-5571 FAX : (053)950-6550

\* 회원, 경북대학교 기계공학부  
 \*\* 회원, 안동정보대학 컴퓨터응용기계과  
 \*\*\*경북대학교 대학원 기계공학부

- c* : 채널
- conv* : 대류
- ct* : 접촉
- fin* : 핀
- front* : 전면
- gap* : 간격
- hs* : 히트싱크
- in* : 유입
- M* : 모듈
- opt* : 최적
- rad* : 복사
- sp* : 확산

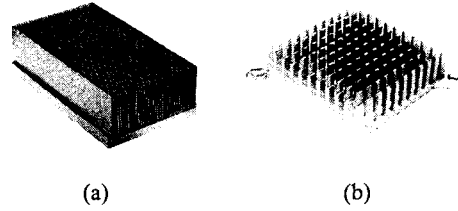


Fig. 1 Photographs of available commercial heat sinks[(a) plate fin heat sink, (b) strip fin heat sink]

### 1. 서론

최근 히트싱크 시스템은 짧아진 전자 시스템의 생산주기에 따라 설계변경 및 실장이 용이하고 가격이 저렴하면서도 열전달을 크게 촉진시킬 수 있는 장점이 있어 점차적으로 그 산업적 응용 사례가 늘어나고 있는 추세이다.<sup>(1,2)</sup>

이러한 히트싱크의 유용성은 제작비, 운전비, 중량 및 부피 등을 최소화시키면서 냉각성능을 최대화시킬 수 있는데 있다. 그러나 제한조건 하에서 모든 요건을 한꺼번에 모두 충족시키기는 어렵다. 따라서 히트싱크의 설계는 적합한 제한조건 하에서 얻고자하는 성능평가 항목들을 종합적으로 고려하여 판단하여야 한다.

Fig. 1은 상용되는 평판핀 히트싱크(a)와 스트립핀 히트싱크(b)를 나타낸 사진이다. 스트립핀 히트싱크는 핀의 불연속성으로 인하여 핀의 선단으로부터 여러 개의 열경계층이 발생하므로 경계층이 얇아져 전열면에서의 열저항을 감소시킬 수 있다. Wood 등<sup>(3)</sup>은 이론적 해석을 통하여 평판핀의 국부온도를 구하고 열전달량을 계산하였다. Kadle와 Sparrow<sup>(4)</sup>는 핀의 재질과 간격 변화에 따른 핀의 효율 및 국부 누설트수를 수치해석으로 구하여 실험결과와 비교하였다. Biber와 Belady<sup>(5)</sup>는 히트싱크의 크기에 따른 압력강하량을 이론해석하여 실험결과와 비교하였다.

이처럼 평판핀 히트싱크에 대한 연구들은 주로 기하학적인 단순성으로 인하여 이론적인 해석연구가 주로 수행되었고 실험결과와 잘 일치하는 결과들을 제시하였다.<sup>(6,7)</sup> 그러나 최근의 전자장치들에 사용되는 냉각용 히트싱크는 냉각성능이 평판형핀 히트싱크보다 우수한 성능을 가지도록 설계되어진 절개형핀 히트싱크도 개발되어 사용되어지고 있다. Kay와 London<sup>(8)</sup>은 히트싱크의 냉각특성 및 마찰저항에 대한 상관식을 제시하였다. Jonsson와 Palm<sup>(9)</sup>은 평판핀 히트싱크와 절개형핀 히트싱크의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 이

론해석 및 실험을 수행하였다. Shaukatullah등<sup>(10)</sup>은 히트싱크의 냉각성능은 단위 부피당 표면적비와 핀 형상에 의하여 결정된다고 하였다. Sara<sup>(11)</sup>는 핀의 배열 형태에 따른 비교실험을 수행하여 레이놀즈수가 작을수록 엇갈린 배열의 냉각성능이 정렬된 배열보다 더 우수함을 밝혔다. Lee<sup>(12)</sup>는 평판핀 히트싱크의 이론해석을 수행하여 핀의 길이와 핀의 갯수를 고려한 최적의 냉각조건을 제시하였다. Ledezma 등<sup>(13)</sup>은 최적의 핀간격을 레이놀즈수의 함수로 나타내었다. Cho 등<sup>(14)</sup>은 마이크로채널에서의 히트싱크에 대한 유동 및 온도를 고려한 최적 설계방법을 제시하였다.

전자장치의 칩에서 발생된 열은 전자부품의 정상적인 작동과 신뢰성에 결정적인 영향을 미칠 수 있으므로 이러한 발열부품들을 효과적으로 냉각시킬 수 있는 방법이 필요하게된다. 따라서 기존 히트싱크와 비교하여 냉각성능이 보다 우수하고 소요동력은 최소화 할 수 있는 새로운 형태의 히트싱크 개발이 매우 절실한 실정이다. 그러므로, 본 연구에서는 스트립 형태의 핀히트싱크의 냉각특성을 연구하고 이를 기존의 상용 히트싱크의 특성과 비교하여 냉각성능이 보다 우수함을 밝혀보고자 한다.

### 2. 실험장치 및 방법

#### 2.1 실험장치 및 범위

Fig. 2는 강제대류 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 실험부 ㉠, 데이터처리부 ㉡ 및 전원공급부 ㉢로 구성된다.

실험부 ㉠은 개방형 흡입식 풍동이다. 채널입구에는 유입공기의 온도를 측정하기 위하여 3개의 열전대를 국부적으로 배치하였다. 유입공기의 온도가 미치는 영향을 최소화하기 위하여 주위의 온도 변화 범위를 20±0.5℃로 유지하였다.

유입되는 공기유동을 균일하게 하기 위하여 전방부 입구 플레넘(Entrance plenum) ㉣에 와이어

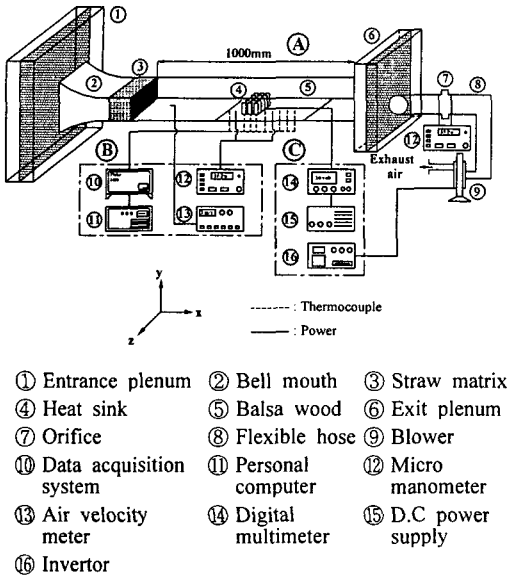


Fig. 2 Schematic diagram of overall experimental apparatus

스크린을 설치하였다. 채널입구에는 벨마우스(Bell mouth) ②와 스트로우 매트릭스(Straw matrix) ③을 이용하여 공기의 유입을 원활히 하고 균일한 유속분포를 유지하였다. 시험부인 히트싱크 ④는 발사나무(Balsa wood) ⑤에 장착하였다. 출구 플레넘(Exit plenum) ⑥에 와이어 스크린을 설치하여 유동이 균일하게 흐르도록 하였다. 공기유량을 측정하기 위하여 오리피스(Orifice) ⑦를 설치한 뒤, 플렉시블 호스 (Flexible hose) ⑧를 이용하여 송풍기(Blower) ⑨와 연결하였다.

데이터처리부 ⑩에서는 실험부 각 위치의 온도를 측정하기 위하여 실험부에서 외부로 유도된 열전대를 데이터처리장치(FLUKE 2400B) ⑩에 연결하였다. 데이터처리장치는 개인용 컴퓨터 ⑪에 의하여 제어된다. 히트싱크 중심선상 전·후단으로부터 각각 50mm되는 지점에 1.0mm의 정압공을 뚫어 피토관을 설치하고 마이크로 마노미터(FCO 510) ⑫로 압력강하량을 측정하였다. 유입공기의 속도는 탐촉자(probe)형의 열선식 풍속측정기인 속도측정기(8302-M-GB) ⑬를 이용하였다.

전원공급부 ⑯에서 공급되는 전류는 디지털 멀티미터(FLUKE, 8842A) ⑭를 이용하여 측정하였다. 직류전원 공급장치(HP E3611A) ⑮를 이용하여 실험조건에 맞는 전압을 적절히 변화시켜 공급하였다. 유입공기 속도는 인버터(Freqrol-E500) ⑯의 주파수를 조절하여 맞추었다.

Fig. 3의 (a)와 (b)는 각각 실험부의 측면과 정면에서 본 그림이고, (c)는 모듈의 상세도, (d)는

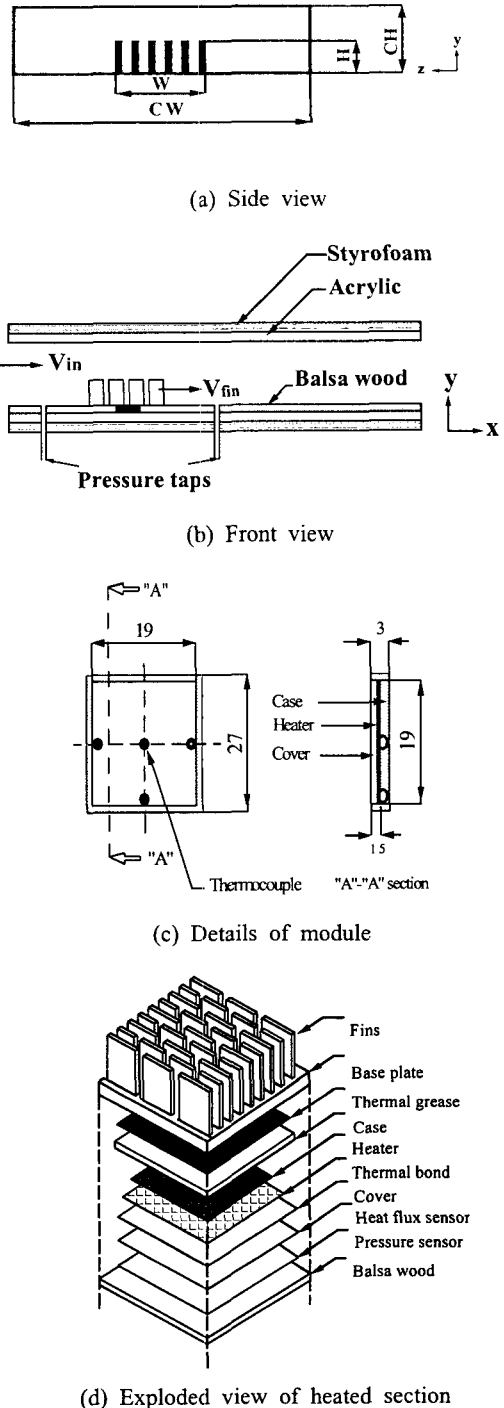


Fig. 3 Geometries of test section[(a) side view, (b) front view, (c) details of module, and (d) exploded view of heated section]

가열부의 분해도이다.

Fig. 3(a)에서 채널크기는 채널폭비( $CW/W$ )가 1.0 일 경우 채널높이비( $CH/H$ )를 1.2~2.0으로 변화시켰고,  $CH/H$ 가 1.0일 경우  $CW/W$ 를 1.04~1.20으로 변화시켰다. 이에 따른 채널의 높이와 폭은 각각 20~70mm와 90~108mm 범위에서 조절된다.

Fig. 3(b)에서 기판은 6mm 두께의 발사나무(Balsa wood,  $k=0.096W/m^{\circ}C$ )로서 기판으로의 전도 열손실을 최소화하기 위하여 사용되었다.  $V_{in}$ 은 기판 전단부에서 유입되는 공기의 속도이다.  $V_{fin}$ 은 유입된 공기가 히트싱크 핀 사이를 통과할 때의 공기속도이다.

Fig. 3(c)에서 모듈은 고밀도 집적회로(ULSI)를 모사한 형태이고, 기판과 모듈이 동일평면(Flush-mount)형태이다. 모듈의 폭과 길이는 각각 27mm, 두께는 3mm로 하였다. 모듈의 제작은 모듈 표면에서의 열유속을 균일하게 하기 위하여 두께 1.5mm의 정사각형(19mm×19mm)의 자리면을 가공한 다음 두께 0.5mm, 저항  $158.1\pm 0.2\Omega$ 의 켈톤 히터(KHLV 101/5P)를 부착하였다. 켈톤 히터의 리드선은 덮개(Cover)에 지름 1mm의 구멍을 내어 외부로 인출한 후 직류전원 공급장치에 연결하였다. 모듈표면의 온도는 중심부 3개, 측면 1개 지점에 열전대를 부착하여 측정하였다.

Fig. 3(d)는 가열부의 분해도이다. 히트싱크 베이스판과 모듈 사이의 접촉열저항을 최소화하기 위하여 베이스판 밑면과 케이스표면을 연마한 후 열그리스(Thermal grease)(YG-6111)를 얇게 도포하였다. 모듈 내부의 열전달 효과를 높이기 위하여 열전도성이 높은 고열전도성 본드(OMEGA bond 101)를 충전시키고 덮개로 압착하였다. 발사나무에 깊이 3mm의 자리면을 가공한 다음 모듈, 열유속센서 및 압력센서(SPI Pressurex<sup>®</sup>)를 부착하였다. 열유속센서는 기판으로의 전도에 의한 열손실량을 측정하기 위하여 부착하였다. 압력센서를 이용하여 접촉압력을 측정하였다. Table 1은 본 연구에서 수행한 실험변수 및 실험범위를 나타낸다. 제한변수는 입력열량과 공기의 유입속도로 각각 2~20W, 0.0~5.0m/s로 변화한다. 히트싱크 형상변수는 핀 높이, 핀 종간격, 핀 횡간격으로 각각 20~35mm, 1.0~6.0mm, 1.0~11.0mm로 변화하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 스트립핀 히트싱크의 실물사진이다. 핀의 형상이 직사각형으로 장·단의 핀을 사용하여 핀이 교차적으로 배열된 형태이다.

## 2.2 실험방법

(1) 유입공기의 온도를 확인하기 위하여 풍동을 시운전(30분간) 한 후 풍동입구의 공기온도를 측정하여 20 $^{\circ}C$ 로 유지하였다.

Table 1 Experimental parameters and range

Parameters	Range	Specification	
Input power, $Q_{in}$	2~20W	Module power	
Velocity	$V_{in}$	0.0~5.0m/s	Inlet air velocity
	$V_{fin}$	0.0~9.6m/s	Inter fin velocity
Duct Reynolds number, $Re_{Dh}$	$2.20 \times 10^3$ ~ $1.47 \times 10^4$	Characteristic length : $D_h = \frac{2 \cdot CH \cdot CW}{CH + CW}$	
Fin height, $H$	20~35mm	Base thickness :	
Longitudinal fin space, $S_x$	1.0~6.0mm	$t_b=2.5mm$	
		Fin thickness: $t_f=1.5mm$	
Transverse fin space, $S_z$	1.0~11.0mm	Base length & width: $B=W=90mm$	
Channel height ratio, $CH/H$	1.2~2.0 (20~70mm)	Aspect Ratio ( $AR=CH/CW$ ) = 0.19~0.78	
Channel width ratio, $CW/W$	1.04~1.20 (90~108mm)		

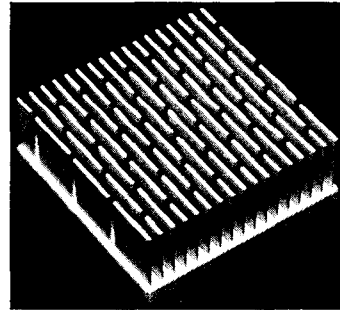


Fig. 4 Photograph of tested strip fin heat sink

(2) 마이크로 마노미터를 영점조정(Zero Setting)한 후 인버터로 송풍기를 가동시켜 측정하고자 하는 유입공기의 속도를 설정하였다. 오리피스스의 차압을 마이크로 마노미터로 측정하여 유량을 계산한 후 채널 단면적으로 나누어서 채널내 평균 유입공기의 속도와 속도측정기의 측정 평균값을 비교하여 속도의 차이가  $\pm 0.05m/s$ 이고, 속도변화가  $\pm 0.05m/s$  이내일 때를 정상상태로 간주하였다.

(3) 전원 공급장치와 멀티미터로 실험조건에 따른 정확한 전압을 설정한 다음 모듈에 전원을 연결시켰다.

(4) 데이터 처리장치를 이용하여 3분 간격으로 데이터를 저장하여 시간당 온도변화가  $\pm 0.2^{\circ}C$  이내 일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하고 이때의 온도 및 압력강하량을 측정하였다.

(5) 입력열량, 히트싱크의 형상 등의 실험조건이 변경되면 위의 단계 (1)부터 다시 시작하였다. 또한 공기의 유입속도가 변경되면 단계 (2), (3), (4)를 반복적으로 수행하였다.

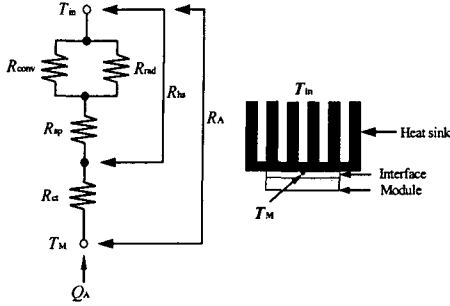


Fig. 5 Thermal resistance network for heat flow from module to the surrounding air

### 2.3 실험데이터의 계산

Fig. 5는 모듈로부터 주위공기로의 열저항 경로를 나타낸 그림이다.  $T_M$ 과  $T_{in}$ 은 각각 모듈 표면의 평균온도와 유입공기의 평균온도이다.  $R_{ct}$ 는 접촉열저항,  $R_{sp}$ 는 확산열저항,  $R_{conv}$ 는 대류열저항,  $R_{rad}$ 는 복사열저항,  $R_{hs}$ 는 히트싱크 열저항,  $R_A$ 는 복합열저항을 나타낸다. 따라서 복합열저항  $R_A$ 는 다음의 식 (1)과 같이 표현된다.

$$R_A = \frac{\Delta T}{Q_A} = R_{ct} + R_{sp} + (R_{rad}^{-1} + R_{conv}^{-1})^{-1} \quad (1)$$

접촉 열저항을 예측하기 위하여 Yovanovich<sup>(15)</sup>가 제시한 실험식을 사용하였다. 접촉 열저항  $R_{ct}$ 는 식 (2)로 계산하였다.

$$R_{ct} = \frac{1}{U_j A_{ct}} \quad (2)$$

여기서  $U_j$ 는 결합 컨덕턴스,  $A_{ct}$ 는 접촉 면적이다.  $U_j$ 는 접촉컨덕턴스  $U_{ct}$ 와 간격컨덕턴스  $U_{gap}$ 의 합으로  $U_j = U_{ct} + U_{gap}$ 이다.

확산열저항의 계산은 Behm & Huttunen<sup>(16)</sup>이 제시한 이론 해석식을 이용하였다. 확산 열저항  $R_{sp}$ 는 식 (3)으로 계산하였다.

$$R_{sp} = \frac{\Psi}{\sqrt{\pi} k_{hs} a} \quad (3)$$

여기서  $\Psi$ 는 무차원저항이다. 계산된 확산열저항  $R_{sp}$ 는 전 실험범위에서 0.16~0.18 °C/W 정도이다. 복사열저항  $R_{rad}$ 는 식 (4)로 계산하였다.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_{hs}} \quad (4)$$

$h_{rad} = 4 \sigma \varepsilon_M \varepsilon_{hs} \left( \frac{T_M^4 + T_{in}^4}{T_M - T_{in}} \right)$ 이다. 여기서  $\sigma$ 는 Stefan-Boltzmann 상수로서  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ,  $\varepsilon_M$ 은 모듈 표면에서의 방사율 0.03,  $\varepsilon_{hs}$ 는 히트싱크의 방사율 0.81이다.

히트싱크 열저항  $R_{hs}$ 는 식 (1)에서 구한  $R_A$ 와 계산된  $R_{ct}$ 로부터 식 (5)와 같이 계산된다.

$$R_{hs} = R_A - R_{ct} \quad (5)$$

대류 열저항은 식 (2), (4) 및 (5)에 의하여 계산된 각 열저항을 식 (1)에 대입하여 구하였다.

히트싱크 표면( $A_{hs}$ )으로부터 주위공기로의 평균 대류 열전달계수  $\bar{h}$ 는 식 (6)과 같이 계산하였다.

$$\bar{h} = \frac{1}{R_{conv} A_{hs}} \quad (6)$$

계산된 열전달계수를 사용하여 평균누셀트수를 식 (7)과 같이 계산하였다.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} B}{k_a} \quad (7)$$

특성길이는 히트싱크의 베이스판 길이( $B$ )이다.

히트싱크의 흰 사이 공기의 속도  $V_{fin}$ 은 다음의 식 (8)로 계산하였다.

$$V_{fin} = \frac{\dot{V}}{A_c - A_{front}} \quad (8)$$

여기서  $\dot{V}$ 는 유입공기의 체적유량,  $A_c$ 는 채널단면적,  $A_{front}$ 는 히트싱크 전면의 면적(Front area)을 나타낸다.

레이놀즈수는 식 (9)와 같이 계산하였다.

$$Re_{Dh} = \frac{V_{fin} D_h}{\nu} \quad (9)$$

송풍동력(BP, Blowing Power)은 체적유량( $\dot{V}$ )과 압력강하량( $\Delta P$ )의 곱으로 계산하였다.

$$BP = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (10)$$

압력계수 CP는 식 (11)로 정의하였다.

$$CP_f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_{fin}^2} \quad (11)$$

불확실성의 해석은 Moffat<sup>(17)</sup>의 해석방법을 이용하여 해석하였다. 측정된 온도의 불확실도는  $\pm 0.25^\circ\text{C}$  정도이며, 유입공기의 속도 및 압력강하량의 불확실도는 각각 1.32%, 2.56%이다. 이와 같이 기본적으로 측정된 변수들의 불확실성으로부터 계산된 덕트레이놀즈수, 히트싱크열저항, 누셀트수 및 압력계수의 불확실도는 각각 7.43%, 0.85%, 2.87%, 3.96% 정도이다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 유입공기 속도의 영향

Fig. 6은 입력열량( $Q_{in}$ )이 2, 8, 12, 16, 20W일 때, 유입공기의 속도( $V_{in}$ )에 따른 스트립핀 히트싱크의 열저항( $R_{hs}$ )을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은 없고, 흰높이는  $H=30\text{mm}$ , 흰의 종간격은  $S_x=2\text{mm}$ , 흰의 횡간격은  $S_z=3\text{mm}$ 이다.

$R_{hs}$ 는 전체적으로  $V_{in}$ 이 0.5m/s 이하인 범위에서는 선형적으로 급격히 감소하며, 1.0~4.0m/s 구간에서는 서서히 감소하다가, 4.0m/s 이상에서는 거의 일정한 값을 보여주고 있다. 또한 히트싱크 열저항은  $V_{in} \leq 0.5\text{m/s}$  구간에서는 입력열량이 작을수록 열저항값이 증가되어지고 있다. 그러나  $V_{in} > 0.5\text{m/s}$ 에서는 히트싱크 열저항은 입력열량에 대하여 유입공기의 속도에만 의존하고 있음을 보여주고 있다. 이것은 유입공기의 속도가 0.5m/s 이하의 저속유동인 경우에는 자연대류 및 혼합대류 영역에 속하여 히트싱크 열저항이 입력열량에 따른 부력의 크기만으로 결정되어지지만, 유입공기의 속도가  $V_{in} > 0.5\text{m/s}$ 와 같이 증가되면서부터는 강제대류 형태가 되어서 히트싱크 열저항은 입력열량의 영향을 거의 받지 않게 되기 때문이다.

Fig. 7은 입력 열량( $Q_{in}$ )이 2, 8, 12, 16, 20W일 때, 유입공기의 속도( $V_{in}$ )에 따른 스트립핀 히트싱크의 압력강하량( $\Delta P$ )을 나타낸 그림이다. 먼저 유입공기의 속도가 증가되어질수록 압력강하량의 변화율이 증가되어지고 있는데, 이는 유입공기의 속도가 증가하면서 이에 따른 마찰손실도 커져 압력강하량의 변화율이 증가되어지기 때문이다.

그러나 입력열량의 변화에 따른 압력강하량의 변화는 상대적으로 작게 나타났다. 이는 강제대류 영역에서는 입력열량의 변화가 공기의 유동변화에 거의 영향을 미치지 못하기 때문이다.

#### 3.2 흰높이 및 흰간격의 영향

Fig. 8은 흰높이( $H$ )와 유입공기속도( $V_{in}$ )의 열저항 특성에 대한 영향을 파악하기 위하여  $V_{in}$ 이 0.0, 0.5, 2.0, 4.0, 5.0m/s일 때, 흰높이비( $H/H_0$ )에 따른 열저항비( $R_{hs}/R_{hs,0}$ )를 나타내었다. 여기서,  $R_{hs,0}$ 는 흰높이가  $H_0(=35\text{mm})$ 일 때의 히트싱크의 열저항이다. 흰의 종간격( $S_x$ ) 및 횡간격( $S_z$ )은 각

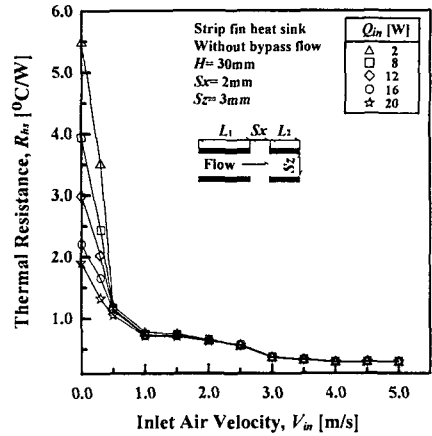


Fig. 6 Thermal resistance of strip fin heat sink( $R_{hs}$ ) vs. inlet air velocity( $V_{in}$ )

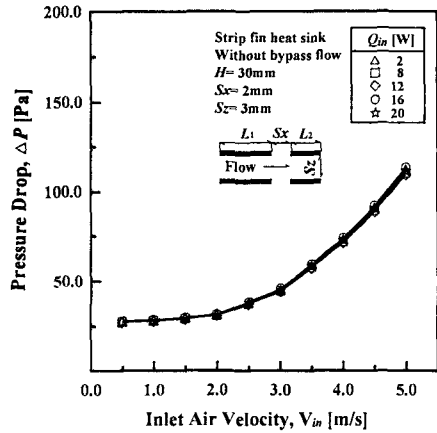


Fig. 7 Pressure drop of strip fin heat sink( $\Delta P$ ) vs. inlet air velocity( $V_{in}$ ) for different input powers

각 2mm와 3mm로서, 이는 Fig. 12와 Fig. 13에서 구한 최적의 흰간격이다.  $R_{hs}/R_{hs,0}$ 는 대류 열전달이 상대적으로 미약한 자연대류 및 저속영역( $V_{in}=0.0, 0.5\text{m/s}$ )에서는  $H/H_0$ 의 비가 증가함에 따라 선형적으로 약간 감소한다. 이는 자연대류 및 저속영역에서는 열전달량이 히트싱크의 전열면적과 선형적으로 비례하여 증가되어지기 때문이다. 즉, 흰표면의 평균 대류 열전달계수는 흰의 길이가 증가하여도 일정하고, 전열면적에만 선형적으로 비례하기 때문이다. 그리고 유입공기의 속도가 증가함에 따라  $R_{hs}/R_{hs,0}$ 는  $H/H_0$ 가 증가함에 따라 급격히 감소하다가 이후 서서히 감소한다. 이것은 유입공기의 속도가 클수록 대류 열전달계수가 상대적으로 커지기 때문이다.

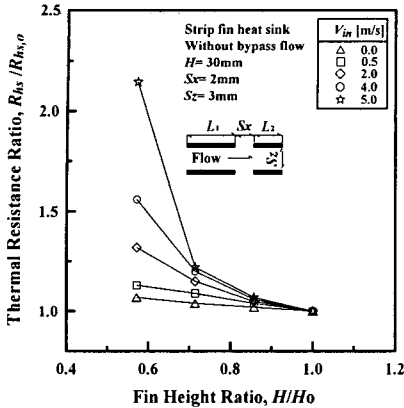


Fig. 8 Thermal resistance ratio( $R_{hs}/R_{hs,o}$ ) of strip fin heat sink vs. fin height ratio( $H/H_o$ ) for different inlet air velocities

또한 유입공기의 속도가 클수록  $R_{hs}/R_{hs,o}$ 의 감소율이 더욱 크게 나타나는데 이것은 강제대류 영역에서는 전열면적이 커질수록 대류열전달량이 증가하고, 전열면적의 증가로 인해 히트싱크의 열저항이 감소되기 때문이다. 그리고 이러한 현상은 유입공기의 속도가 증가할수록 보다 활발히 일어나게 된다.

Fig. 9는 환높이가 20, 25, 30, 35mm일 때, 유입공기의 속도( $V_{in}$ )에 따른 스트립핀 히트싱크의 열저항( $R_{hs}$ )변화를 나타낸 그림이다. 히트싱크의 열저항의 감소율은 유입공기속도와 환높이가 증가함에 따라 점차 감소되어진다. 이러한 성향은 앞의 Fig. 6에서의 결과와 동일하게 나타났다.

Fig. 10은 환높이가 20, 25, 30, 35mm일 때, 유입공기의 속도( $V_{in}$ )에 따른 압력강하량( $\Delta P$ )을 나타낸 그림이다.  $V_{in}$ 이 증가할수록  $\Delta P$ 의 증가율이 커지게 되는데 이는  $V_{in}$ 이 증가하면서 이에 따른 마찰손실도 상대적으로 커져  $\Delta P$ 의 증가율이 커지게 되기 때문이다. 또한,  $H$ 가 높아질수록  $\Delta P$  증가율은 커진다. 이것은  $H$ 가 증가함에 따라 공기와 마찰되는 환면적이 커져서 마찰손실의 증가율이 커지기 때문이다.

Fig. 11은 환높이  $H$ 가 20, 25, 30, 35mm일 때, 송풍동력  $BP$ 에 따른 스트립핀 히트싱크의 열저항  $R_{hs}$ 를 나타낸 그림이다.  $BP$ 가 증가함에 따라  $R_{hs}$ 는 급격히 감소하다가 감소율이 줄어들어 거의 일정해진다. 또한  $H$ 가 커질수록  $R_{hs}$ 의 차는 줄어든다. 이는 Fig. 7과 Fig. 8의 결과에서 유입공기의 속도와 환높이가 증가함에 따라 압력강하량의 증가율은 커지지만 히트싱크의 열저항의 감소율은 줄어들어 거의 일정해지기 때문이다.

전자장치 냉각시스템에서 실제 사용되고 있는 유입공기의 속도는 3.0m/s 정도이며, 이에 해당되

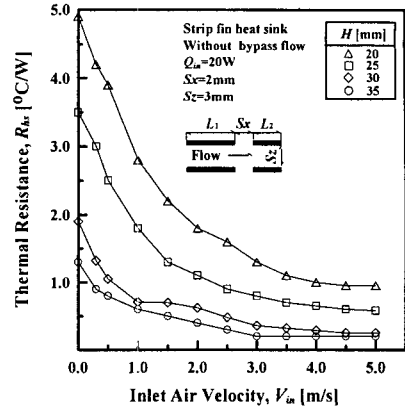


Fig. 9 Thermal resistance of heat sink( $R_{hs}$ ) vs. inlet air velocity( $V_{in}$ ) for different fin heights

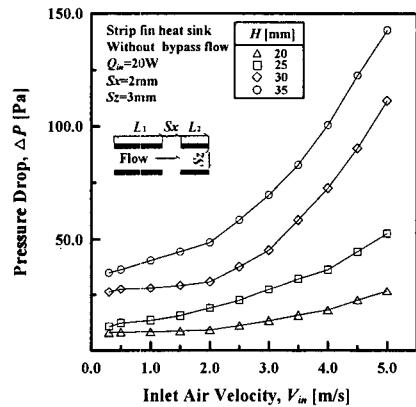


Fig. 10 Pressure drop of strip fin heat sink ( $\Delta P$ ) vs. inlet air velocity ( $V_{in}$ )

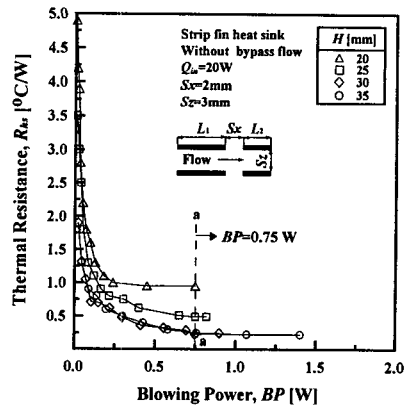


Fig. 11 Thermal resistance of heat sink( $R_{hs}$ ) vs. blowing power( $BP$ ) for different fin heights

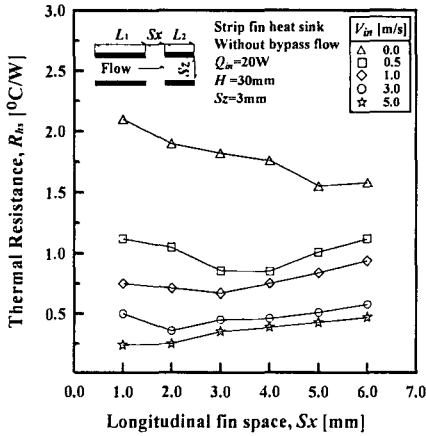


Fig. 12 Thermal resistance of strip fin heat sink( $R_{hs}$ ) vs. longitudinal fin space( $S_x$ )

는 BP가 0.75W인 aa선상에서 히트싱크 열저항  $R_{hs}$ 는  $H$ 가 30mm일 때,  $0.23^\circ\text{C}/\text{W}$ ,  $H$ 가 35mm일 때,  $0.25^\circ\text{C}/\text{W}$ 로서  $H$ 가 30mm일 때가  $0.02^\circ\text{C}/\text{W}$  정도 더 작다. 따라서 냉각을 위한 소요동력 측면에서 볼 때, 흰높이 30mm 이상의 증가는 소요동력만 증가시킬 뿐 열전달 향상에는 영향을 미치지 못하게 된다. 즉 냉각성능이 최대가 되는 임계 흰높이는  $H=30\text{mm}$ 이다.

Fig. 12는 유입공기의 속도( $V_{in}$ )가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0, 5.0m/s일 때, 흰의 종간격( $S_x$ )에 따른 스트립핀히트싱크의 열저항( $R_{hs}$ )을 나타낸 그림이다. 먼저  $V_{in}=3.0\text{m/s}$ 보다 낮은 경우에는 흰의 종간격이 증가함에 따라 히트싱크의 열저항은 점점 감소하다가 최저값을 나타낸 뒤 다시 증가하는 경향을 보여주고 있다. 반면에  $V_{in}=5.0\text{m/s}$ 일 때에는, 본 연구에서 수행된 실험범위 내에서는 흰의 종간격이 증가하면서 히트싱크의 열저항은 계속적으로 증가하고 있는 경향을 나타낸다. 하지만 변화량의 크기는 상대적으로 작게 나타났다. 따라서 흰의 종간격 변화를 고려해볼 때, 유입공기의 속도에 따라 히트싱크의 냉각성능이 최대가 되는 최적(optimal)의 임계(critical) 흰 종간격이 존재할 수 있음을 의미한다.

Fig. 13은 유입공기의 속도( $V_{in}$ )가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0, 5.0m/s일 때, 흰의 횡간격( $S_z$ )에 따른 스트립핀 히트싱크의 열저항( $R_{hs}$ )을 나타낸 그림이다. 히트싱크의 열저항은 자연대류 영역인  $V_{in}=0\text{m/s}$ 의 경우를 제외하고는 모든 유입공기의 속도에 대하여 흰의 횡간격이 증가함에 따라 열저항 분포는 점차 감소하여 최저값을 이룬 후 다시 증가하는 경향을 보여주고 있다. 따라서 만일 유입공기의 속도가 있을 경우에는 히트싱크의 냉각성능이 최대가 되는 최적의 임계 흰 횡간격이 존재함을 알

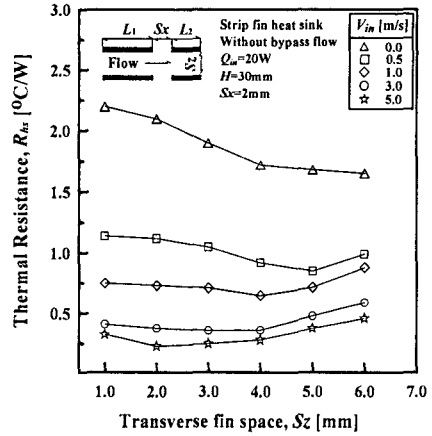


Fig. 13 Thermal resistance of strip fin heat sink( $R_{hs}$ ) vs. transverse fin space( $S_z$ )

수 있다. 그러나 유입공기의 속도가 자연대류 영역인  $V_{in}=0\text{m/s}$ 인 경우는 흰의 횡간격이 증가하면서 히트싱크의 열저항도 계속 감소되어진다.

먼저 흰의 횡간격이 임계 횡간격보다 작을 경우에는 전열 면적은 커지지만 흰과 흰 사이를 통과하는 마찰저항의 증가로 인하여 공기의 속도가 줄어들어 열전달 감소효과가 더욱 커지게 되므로 히트싱크 열저항은 증가하게 된다. 일반적으로 흰에서의 대류열전달량은 흰 및 주위 둘레에 따라 변하고 각 점에서의 값들은 그 점에서의 유체유동에 많은 영향을 받는다. 대류열전달량은 일반적으로 흰의 끝(fin tip)에서보다 흰의 베이스(fin base)에서 더 작는데 이는 바닥 부근의 유체는 베이스판과 접촉하여 정체될 정도로 유동의 제한을 받지만 흰 끝에서는 유동의 방해될 적게 받기 때문이다. 그러므로 흰의 간격을 줄여 표면에 많은 흰을 부착하는 것은 표면적을 증가시켜서 얻은 이득을 베이스판과의 접촉면적의 증가에 따른 감소로 전체 열전달량을 감소시킬 수 있다.

반면 흰의 횡간격이 임계 횡간격보다 커질 경우에는 전열면적이 감소되면서 열전달 감소의 영향이 더욱 커지게 되어 히트싱크 열저항이 증가하게 되므로 최적의 임계 흰 횡간격이 존재하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 14는 흰높이( $H$ )와 흰 사이의 간격간의 상관관계를 확인하기 위하여 흰의 종간격( $S_x$ )과 흰의 횡간격( $S_z$ )의 조합을 변경시켜 가면서, 흰높이( $H$ )의 변화에 따른 스트립핀 히트싱크의 열저항( $R_{hs}$ ) 변화를 나타내었다. 먼저 히트싱크의 열저항은 흰높이가 증가됨에 따라 감소하는 분포를 나타내고 있다. 그러나 흰높이가 크게 증가되면서는 흰간격에 따른 히트싱크 열저항의 차이는 약간 작아진다. 즉, 흰높이를 크게 할 경우 흰간



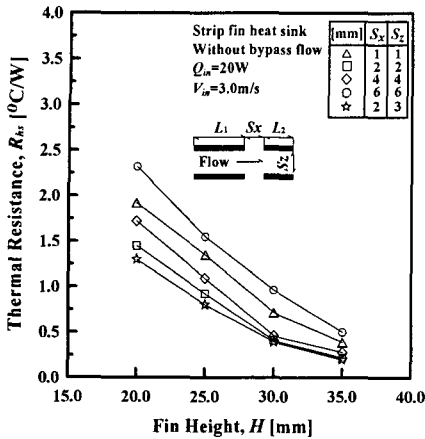


Fig. 14 Thermal resistance of strip fin heat sink ( $R_{hs}$ ) vs. fin height ( $H$ )

격의 변화가 히트싱크의 냉각특성에 미치는 영향은 상대적으로 적은 것으로 판단된다.

그리고 이러한 결과들을 바탕으로 종합적으로 판단해볼 때,  $V_{in}=3.0\text{m/s}$ 이고,  $H=30\text{mm}$ 인 경우, 최적의 횡간격과 횡 횡간격은 각각  $S_x=2\text{mm}$ 와  $S_z=3\text{mm}$ 이었다. 또한 Fig. 14에서 보면 횡높이가  $H=20\text{mm}\sim 35\text{mm}$ 까지의 변화 범위에서도 최적의 횡간격과 횡횡간격이 각각  $S_x=2\text{mm}$ 와  $S_z=3\text{mm}$ 로 나타나므로 최적의 횡간격은  $H$ 의 변화에 따른 영향이 상대적으로 적은 것으로 판단된다. 그러나 Fig. 12와 Fig. 13에서는 입력 열량( $Q_{in}$ )을 일정하게 설정하고 최적의 횡간격을 구하였으므로  $Q_{in}$ 을 변화시킬 경우에는 최적의 횡간격도 달라지게 될 것이다.

Fig. 12와 Fig. 13에서는  $Q_{in}$ 을 20W로 일정할 경우 최적의 횡 간격을 구하였으나 입력 열량  $Q_{in}$ 이 변함에 따라 히트싱크의 열저항이 달라지는 것으로 나타났다(Fig. 6 참조).

이로부터 입력 열량이 최적의 횡 간격에 미치는 영향에 대하여 조사가 필요하다고 판단된다. 따라서 Fig. 15에서는  $Q_{in}$ 에 따른 최적 횡간격(좌축측,  $S_{x,opt}$ )과 최적 횡 횡간격(우축측,  $S_{z,opt}$ )을 나타내었다. 바이패스 유동은 없고, 유입 공기의 속도  $V_{in}=3.0\text{m/s}$ , 횡 높이  $H=30\text{mm}$ 로서 최적의 횡 높이이다. 입력열량이 증가함에 따라 최적 횡간격  $S_{x,opt}$ 와 최적 횡 횡간격  $S_{z,opt}$ 는 증가한다. 이는  $Q_{in}$ 이 증가할수록 횡 표면의 온도가 높아지고 횡 표면 가까이에서 유동하는 공기의 온도가 높아지며, 따라서 공기의 비체적이 증가하므로 유로의 단면적이 증가하여야 하기 때문이다.

최적 횡간격( $S_{x,opt}$ ,  $S_{z,opt}$ )의 증가율은 최적 횡간격  $S_{x,opt}$ 보다 최적 횡 횡간격  $S_{z,opt}$ 이 더 크다. 이는 횡의 횡간격  $S_z$ 가 횡의 종간격  $S_x$ 보다

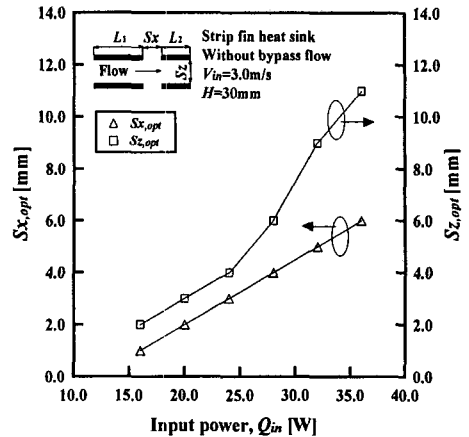


Fig. 15 Optimum fin spaces( $S_{x,opt}$ ,  $S_{z,opt}$ ) of strip fin heat sink vs. input power

공기 유동에 영향을 더 크게 미치기 때문이다.

Fig. 12~Fig. 15의 결과로부터 최적의 횡 간격은 공기의 유입속도가 작고 입력 열량이 클수록 커지며, 횡 높이에는 영향을 받지 않는다.

Fig. 16은 강제대류 영역에서 덕트레이놀즈수 ( $Re_{Dh}$ )의 변화에 따른 평균 누셀트수 ( $\bar{Nu}$ )의 변화를 본 연구에서 사용한 스트립핀 히트싱크와 Jonsson과 Moshfegh<sup>(18)</sup>가 제시한 스트립핀 히트싱크 그리고 평판핀 히트싱크의 경우에 대하여 서로 비교하여 나타낸 그림이다. 기존의 연구에서 이들이 사용한 스트립핀 히트싱크는 횡의 형상이 횡의 길이가 일정한 직사각형이고, 정렬된 배열이었다. 이러한 기존의 스트립핀 히트싱크와의 상관관계를 통하여 볼 때, 평균누셀트수는 전 영역에 걸쳐서 본 연구에서 사용한 스트립핀 히트싱크의 경우가 직사각형의 스트립핀 히트싱크 및 평판핀 히트싱크에 비해 대류열전달의 향상으로 인하여 평균누셀트수가 각각 평균 19%와 29% 정도 크게 나타났다.

Fig. 17은 강제대류 영역에서 덕트레이놀즈수 ( $Re_{Dh}$ )의 변화에 따른 압력계수( $CP_f$ )의 변화를 나타낸 그림이다. 먼저 스트립핀 히트싱크간의 비교에서 보면 압력계수 변화량은 본 연구에 사용된 스트립핀 히트싱크의 경우 기존의 Jonsson과 Moshfegh<sup>(18)</sup>의 스트립핀 히트싱크와 비교하여  $Re_{Dh} = 3.94 \times 10^3$ 을 경계로 이 보다 낮은 범위에서는 크게 나타났으며, 높은 범위에서는 작게 나타났다. 그런데  $Re_{Dh} = 3.94 \times 10^3$  유동조건은 바이패스 유동이 없는 경우에 대하여 횡높이는 30mm, 횡의 종간격은 2mm, 횡의 횡간격은 3mm, 유입공기의 속도가 1.5m/s 일 때에 해당한다. 또한  $V_{in}=1.5\text{m/s}$ 인 경우를 보면, 현재 상용화된 실제 전자장치 냉각에 사용되고 있는 유입공기의 속도

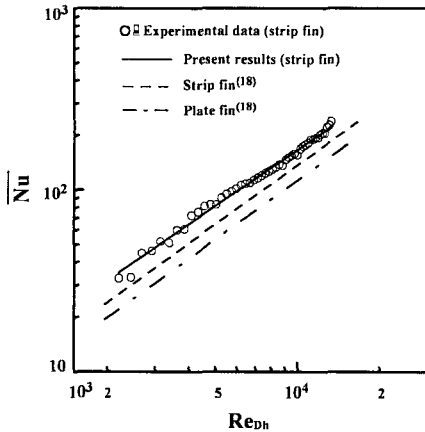


Fig. 16 Comparison between present experimental data of strip fin heat sink and Jonsson & Moshfegh<sup>(18)</sup>'s correlations

인 3m/s보다 낮은 속도이다. 따라서  $V_{in}=3\text{m/s}$ 에 해당하는 덕트레이놀즈수  $Re_{Dh} = 6.94 \times 10^3$  범위를 보면, 이때의 압력계수는 본 연구에서 제시한 스트립핀 히트싱크가  $CP=9.58$ 로 기존의 스트립핀 히트싱크보다 작게 나타난다.

그러므로 Fig. 16과 Fig. 17의 결과로부터 실제의 소형 전자장치의 냉각에 사용되고 있는 유입공기의 속도  $V_{in}=3\text{m/s}$ 를 고려하여 볼 때, 본 연구에서 제시한 스트립핀 히트싱크가 기존의 Jonsson과 Moshfegh<sup>(18)</sup>의 스트립핀 히트싱크 등에 비하여 열전달 및 압력강하 측면에서 모두 우수한 성능을 가짐을 알 수 있다.

또한 평판핀 히트싱크와 비교하여 본다면, 압력계수는 전 실험구간에 걸쳐 본 연구에 사용된 스트립핀 히트싱크의 압력계수가 Jonsson과 Moshfegh<sup>(18)</sup>의 평판핀 히트싱크에 비해 평균 12% 정도 크게 나타났다. 이것은 핀의 길이 변화에 따른 결과로서 평판핀 히트싱크의 경우, 각 핀에 대하여 하나의 입구수축과 출구팽창을 가졌던 반면에 스트립핀 히트싱크의 경우에는 다수의 수축과 팽창을 하게됨으로 압력강하량이 더욱 커지게 되기 때문이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 엇갈리게 배치한 히트싱크의 기하학적 형상과 냉각공기의 유동조건 변화에 따른 스트립핀 히트싱크의 냉각특성에 미치는 영향을 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유입공기의 속도가 증가함에 따라 히트싱크 열저항의 감소율은 작아지며, 히트싱크의 열저

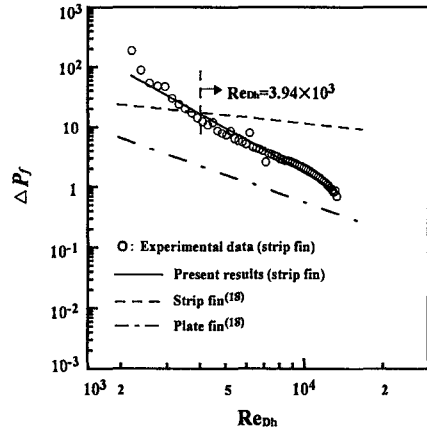


Fig. 17 Comparison between present experimental data of strip fin heat sink and Jonsson & Moshfegh<sup>(18)</sup>'s correlations

항은 대류열저항의 변화와 직접 상관된다. 그리고 유입공기의 속도가 증가함에 따라 압력강하량의 증가율은 커지며, 압력강하량에 대한 입력열량의 영향은 상대적으로 작게 나타난다.

(2) 바이패스 유동이 없는 경우, 냉각성능의 최적 임계 핀높이는  $H=30\text{mm}$ 이다. 특히  $H=30\text{mm}$  이상에서의 핀높이의 증가는 압력 강하량을 증가시켜 소요 동력을 크게 할 뿐 열전달 향상에는 크게 영향을 미치지 못한다.

(3) 또한 최적의 핀간격은 유입공기의 속도가 작고 입력열량이 클수록 커지며, 핀높이에는 영향을 받지 않는다.

(4) 본 연구에서 제시한 장단의 핀을 사용하여 핀이 교차적으로 배열된 형태의 스트립핀 히트싱크가 기존의 일정된 크기의 스트립핀 히트싱크와 평판핀 히트싱크에 비해 상대적으로 냉각특성이 우수하게 나타났다.

#### 참고문헌

- (1) Dally, J. W., 1990, *Packaging of Electronic System A Mechanical Engineering Approach*, McGraw-Hill, Inc., New York.
- (2) Bar-Cohen, A., 1997, "Air-Cooled Heat Sinks-Trends and Future Directions," *Proc. Advances in Electronic Packaging*, Vol. 2, pp. 1827~1828.
- (3) Wood, A. S., Tupholme, G. E., Bhatti, M. I.

- H. and Heggs, P. J., 1995, "Steady-State Heat Transfer Through Extended Plane Surfaces," *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No. 1, pp. 99~109.
- (4) Kadle, D. S. and Sparrow, E. M., 1986, "Numerical and Experimental Study of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Longitudinal Fin Arrays," *Trans. ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 16~23.
- (5) Biber, C. R. and Belady, C. L., 1997, "Pressure Drop Prediction for Heat Sinks: What is the Best Method," *Trans. ASME Proc. of the Advances in Electronic Packaging*, Vol. 2, pp. 1829~1835.
- (6) Copeland, D., 2000, "Optimization of Parallel Plate Heatsinks for Forced Convection," *16th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, pp. 266~272.
- (7) Kang, H. S., 2001, "Optimization of a 3-D Thermally Asymmetric Rectangular Fin," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 11, pp. 1541~1547.
- (8) Kays, W. M. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Co., New York.
- (9) Jonsson, H. and Palm, B., 2000, "Thermal and Hydraulic Behavior of Plate Fin and Strip Fin Heat Sinks Under Varying Bypass Conditions," *IEEE Trans. on Component and Packaging Technologies*, Vol. 23, No. 1, pp. 47~54.
- (10) Shaukatullah, H., Storr, W. R., Hansen, B. J. and Gaynes, M. A., 1996, "Design and Optimization of Pin Fin Heat Sinks for Low Velocity Applications," *IEEE Trans. on Component, Packaging, and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 19, No. 4, pp. 486~494.
- (11) Sara, O. N., 2003, "Performance Analysis of Rectangular Ducts with Staggered Square Pin Fins," *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 11, pp. 1787~1803.
- (12) Lee, S., 1995, "Optimum Design and Selection of Heat Sinks," *IEEE Trans. on Component, Packaging and Manufacturing Technologies*, Part A, Vol. 18, No. 4, pp. 812~817.
- (13) Ledezma, G., Morega, A. M. and Bejan, A., 1996, "Optimal Spacing Between Pin Fins With Impinging Flow," *Trans. ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 570~577.
- (14) Cho, Y. J., Choi, C. H., Kim, J. J. and Lee, J. H., 2001, "Optimum Design of Microchannel Heat Sinks," *Trans. of the KSME B*, Vol. 25, No. 1, pp. 117~123.
- (15) Yovanovich, M. M., 1994, "Heat Transfer in Electronic Packaging," *10th Int. Heat Transfer Conference*, Vol. 1, pp. 93~104.
- (16) Behm, J. and Huttunen, J., 2001, "Heat Spreading and Conduction in Compressed Heat Sinks," *10th Int. Flotherm User Conference*, pp. 1~38.
- (17) Moffat, R. J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3~17.
- (18) Jonsson, H. and Moshfegh, B., 2001, "Modeling of the Thermal and Hydraulic Performance of Plate Fin, Strip Fin, and Pin Fin Heat Sinks - Influence of Flow Bypass," *IEEE Trans. on Component and Packaging Technologies*, Vol. 24, No. 2, pp. 142~149.