

팬 후방 유동장을 고려한 팬싱크 설계에 관한 연구

조진수[†] · 한승호* · 한철희**
 (2001년 8월 11일 접수, 2002년 6월 10일 심사완료)

A Study on the Design of a Fan-Sink Considering the Flow Fields Behind the Fan Outlet

Jinsoo Cho, Seung-Ho Han and Cheolheui Han

Key Words: Micro-Fan(마이크로 팬), Heat Sink(히트싱크), Flow Visualization(유동가시화)

Abstract

A numerical and experimental study on the flow fields behind the fan outlet was carried out to improve the performance of a conventional fan-sink(fan and heat sink). Conventional fan-sinks have a heat sink of which fin configurations tend to increase the flow resistance, thus decreasing the performance and the cooling capabilities of a fan-sink. Lifting surface method is used for the prediction of flow fields behind the fan outlet. Oil-dot flow visualization technique is applied for the validation of numerical results. The numerical results and experimental data show agreement each other. A conventional heat sink is modified and redesigned using flow patterns behind the fan outlet. The newly designed heat sink has the configuration of curved fins which minimize flow resistance. It showed improvements in both cooling capabilities and volumetric flow rate compared to the conventional one.

기호설명

c : 시위길이, (mm)
 J : 전진비 = U/ND_0
 \vec{L} : 헬리컬면 수직벡터
 $L.E.$: 전연
 M : 축방향 마하수
 \vec{n} : 블레이드면 수직 단위벡터
 N_B : 블레이드 개수
 NP : 블레이드면 총패널수
 NRP : 반경방향 패널수
 NXP : 축방향 패널수
 ΔP : 양력면 위· 아래면 압력차, (Pa)

Q : 체적유량, (m^3/min)
 r : 동익축에서 유동장내 임의의 점까지의 거리, (mm)
 R_{hub} : 동익 허브반경, (mm)
 R_{tip} : 동익 팁반경, (mm)
 $T.E.$: 후연
 U : 자유흐름속도, (m/s)
 x, y, z : 관성좌표계

그리스문자

ϵ : 패널요소의 제어점
 ω : 조화진동수, (Hz)
 Ω : 각속도, (rad/s)
 θ : 회전각, (rad)

[†] 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
 E-mail : jscho@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-0429 FAX : (02)2281-4016

* 한양대학교 대학원 항공공학과

** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

1. 서론

최근, 전자기기 제품의 소형화, 고밀도화와 함께 전자기기 방열이 전자기기의 성능 및 신뢰성에 중요한 문제가 되었다. 전자기기의 방열은 전자기기에서 발생한 열을 외부로 배출하여 부품의 접촉부 온도 및 주위온도를 설계 기준온도 이하로 유지함으로써 칩의 수명단축이나 오작동 및 효율의 저하를 막고 제품의 신뢰성을 향상시킬 수 있다. 이중 팬(fan)과 히트싱크(heat sink)를 체결하여 사용하는 팬싱크(fan-sink) 냉각방식은 사용방법의 간편성, 적은 비용 및 우수한 내구성 등의 장점이 있어 여러 산업분야에서 널리 사용되고 있다. 이러한 팬싱크의 열효율을 증가시키기 위해서는 팬 자체의 성능을 개선하거나 히트싱크의 열효율을 증대시키는 방법을 통하여 가능하다.

강성욱 등⁽¹⁾은 자연 및 강제대류 냉각 시에 소자의 배치, 풍속, 히트싱크 형상을 설정하고 소자의 온도상승을 예측할 수 있는 프로그램 개발 연구를 하였다. 전창성 등⁽²⁾은 대용량 전력변환장치에 사용되는 소자들을 공냉식 히트싱크를 이용하여 냉각하는 방식에 관하여 연구하였다. 황영규 등⁽³⁾은 히트싱크의 열 특성 실험 및 최적설계에 관한 연구를 하였다. 앞의 연구들은 주로 히트싱크 자체의 열효율을 개선시키는 연구로써 주로 열방출량과 밀접한 관계를 갖는 히트싱크의 핀의 설계에 중점을 두고 진행되었다. 히트싱크 자체의 성능개선을 위한 기존의 연구들은 핀 길이, 핀 높이, 핀 간격 등만을 매개변수로 하여 연구되었으며, 팬과 히트싱크가 체결된 팬싱크 팬 후방에서 발생한 유동을 고려한 팬싱크 성능향상에 관한 연구는 없었다.

따라서, 본 연구에서는 팬과 체결되어 작동하는 히트싱크의 형상을 팬 후방에서의 유동을 고려하여 설계함으로써 기존의 제품보다 유동저항 감소 및 유량증대와 이를 통한 열효율개선을 목표로 연구 하였다. 먼저 회전익에 대한 유동장 해석이 가능한 양력면 패널법에 벽면효과를 고려하여 팬 후류의 유동장형태에 대한 정성적인 계산을 수행하였다. 이를 바탕으로 적절한 유동가시화 실험방법을 도출하고, 유동가시화 결과를 바탕으로 히트싱크를 제작, 성능시험함으로써 본 연구의 접근방법의 타당성을 검증하였다.

2. 전산해석 및 유동가시화 실험

2.1 전산해석

본 연구에서는 기존의 축류식 송풍기의 공력해석 및 설계에 적용된 양력면 패널법^(4,6)을 사용하였다. 양력면 패널법은 공기역학의 선형 압축성 양력면 이론(linear compressible lifting surface theory)에 근거한다. 선형 압축성 미소교란 이론을 팬에 적용하기 위해서 블레이드에 의해 교란되는 유동의 속도가 날개의 팁 속도에 비해 충분히 작다고 가정한다. 선형 공기역학 이론에 의해 날개의 임의의 점에서의 수직 속도와 하중 분포에 대한 관계식을 얻을 수 있다. 또한, 날개의 운동 경로에 의해 날개의 수직 속도를 얻을 수 있으므로 하중을 계산하여 성능을 예측할 수 있다.

날개는 평균캠버면(mean camber surface) 위에 두께가 분포된 것으로 생각한다. 그러나 선형근사에서 두께는 하중에 영향을 주지 않으므로 두께 영향은 무시할 수 있다. 하중을 결정하는 평균 캠버면은 고정되어 있을 수도 있고 어떤 점을 중심으로 조화 진동을 할 수도 있다. 두 경우 모두에 있어서 전산해석의 목적은 날개의 하중 분포를 계산하는 것이다. 하중 분포를 결정하는 작업을 간단하게 하기 위해 실제 캠버면에서의 경계조건을 근처의 헬리컬면(helical surface)의 경계조건으로 변환한다. 실제로 하중분포는 캠버면보다 헬리컬면 위에 위치한다. 속도는 어떤 점의 이동경로를 따라 적분한 날개 위의 하중점에서 유도되기 때문에 헬리컬면으로의 변환을 사용하면 헬리컬면 위의 임의의 반지름 상의 모든 점이 같은 이동경로를 가지게 되어 고정된 반지름의 날개 위의 모든 점을 하나의 적분식으로 만들 수 있어 계산이 간단해진다. 이 적분 방정식을 풀기 위해 날개를 각 부분에서 하중이 일정한 여러 패널(panel)로 이산화하고, 각 패널에서 유도되는 수직속도 성분이 주어진 수직속도와 같다는 경계조건을 적용하여 각 패널에서의 하중을 계산한다.

본 연구에서는 팬날개에 고정된 좌표계를 도입하여 문제를 간략히 하였다. Fig. 1에 관성좌표계 (x, y, z) , 팬고정좌표계 $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ 및 팬을 도시하였다. 팬날개의 회전속도를 Ω , 유동속도를 U 라 하면, 팬날개에 고정된 원통 좌표계 $(\bar{x}, \bar{r}, \bar{\theta})$

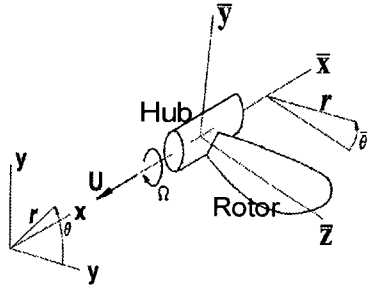


Fig. 1 Coordinate systems

는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{x} = x + Ut, \quad \bar{\theta} = \theta + \Omega t \quad (1)$$

$$\bar{y} = r \sin \bar{\theta}, \quad \bar{z} = r \cos \bar{\theta} \quad (2)$$

팬의 회전운동으로 인하여 날개표면 위의 각 점들은 서로 다른 경로를 가지게 된다. 그러나 헬리컬면에서 날개 표면의 각각의 점들은 동일한 경로를 가지게 되므로, 날개 위의 고정된 한 지 점은 헬리컬 경로를 따른다. 날개 시위길이 위에 놓인 공간 곡선을 $\bar{x}_g(r)$, $\bar{\theta}_g(r)$ 라 하면, 이 곡 선은 다음과 같이 헬리컬면을 생성한다.

$$x = \frac{U}{\Omega}(\theta + \sigma) \quad (3)$$

$$\sigma \equiv \frac{\Omega}{U} \bar{x}_g - \bar{\theta}_g \quad (4)$$

생성된 헬리컬면은 시간에 무관하며, 전진비(advance ratio)와 어떤 생성곡선(generator curve)을 선택하는가에 따라 결정된다.

헬리컬면의 단위수직벡터는 다음과 같다.

$$\vec{L} = \nabla \left\{ x - \frac{U}{\Omega}(\theta + \sigma) \right\} \quad (5)$$

여기서 $(\vec{i}, \vec{i}_r, \vec{i}_\theta)$ 는 (x, r, θ) 방향의 단위벡터 이고, $a = r(ds/dr)$ 이다. 헬리컬면이 시간에 무관하기 때문에 헬리컬면의 수직벡터는 오직 위치만의 함수로 표현된다.

하중은 $R_{hub} < r < R_{tip}$, $\bar{\theta}_{LE} < \bar{\theta} < \bar{\theta}_{TE}$ 의 영역

내에서 헬리컬면 위에 분포된다. 양력면의 양끝 좌표는 날개 시위선(chord line)을 헬리컬면 위에 투영하여 얻어진다. 따라서, 호의 길이는 식 (6)와 같이 쓸 수 있다.

$$\bar{\theta}_{TE} - \bar{\theta}_{LE} = \left| \frac{(\Delta x)^2 + (r\Delta\theta)^2}{(U/\Omega)^2 + r^2} \right|^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

날개 표면 위의 유체의 수직속도는 날개 표면의 수직속도와 동일해야 한다. 표면경계조건을 헬리컬면에 적용하면 다음과 같다.

$$\vec{L} \cdot \vec{u} = |\vec{L}| V_n \quad (7)$$

식 (7)은 하중분포에 의해 유도되는 헬리컬면 위의 수직속도가 날개형상과 운동경로에 의해 주어지는 속도 V_n 과 같아야 함을 의미한다.

N_B 개의 동일한 날개가 각도 증분 $\bar{\theta}_B = 2\pi/N_B$ 의 간격으로 배치되고 조화운동을 한다고 가정한다. 그러면 어느 한 날개에 작용하는 하중은 위상차를 제외하면 다른 모든 날개에서 동일하게 작용할 것이다. 이런 위상차를 고려하여 j 번째 날개의 주어진 점에서의 수직속도와 날개의 아랫면과 윗면 사이의 압력차 ΔP 을 기준 날개(reference blade)의 상응하는 점의 수직속도와 하중과의 관계로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$(V_n)_j = (V_n)_1 e^{im(j-1)\Delta\bar{\theta}_B} \quad (8a)$$

$$(P_n)_j = (P_n)_1 e^{im(j-1)\Delta\bar{\theta}_B} \quad (8b)$$

선형 공기역학 이론에서 하중과 수직속도와의 관계는, 다음과 같이 선형적분방정식으로 표현된다.⁽⁵⁾

$$W(\bar{r}, \bar{\theta}) = \int_{\bar{r}_{hub}}^1 \int_{\bar{\theta}_{LE}}^{\bar{\theta}_{TE}} P(\bar{r}_0, \bar{\theta}_0) \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}_0} K(\bar{\theta} - \bar{\theta}_0, \bar{r}, \bar{r}_0) \bar{r}_0 d\bar{\theta}_0 d\bar{r}_0 \quad (9)$$

여기서

$$W = 4\pi \frac{\vec{L} \cdot \vec{u}}{U} e^{i\bar{\omega}\bar{\theta}} \quad (10a)$$

$$P = s^2 \frac{\Delta P}{\rho_0 U^2} e^{i\bar{\omega}\bar{\theta}_0} \quad (10b)$$

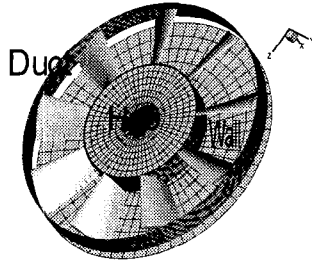
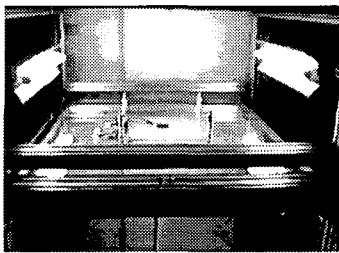
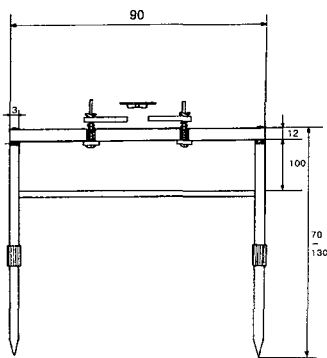
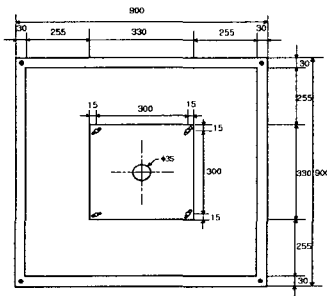


Fig. 2 Geometry of a micro-fan and a wall



(a) Test rig



(b) Dimensions of the test rig
Fig. 3 Test rig setup

식 (10)에서 W 는 수직속도에, P 는 날개의 압력차에 상응하는 값이고 K 는 알고 있는 커널

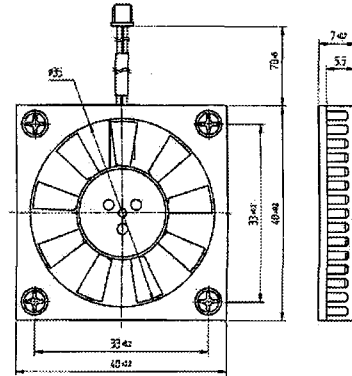


Fig. 4 Geometrical specifications of a DMNFSL 03A model micro-fan

(kernel)함수이다. 커널함수는 속도비 s 와 주파수비 $\bar{\omega} = \omega/U$, 축류 마하수 M_x , 날개 개수 N_B 등에 의존한다.

Fig. 2에 계산에 사용한 팬과 벽면을 나타내었다. 팬 블레이드를 날개를 반경방향으로 NRP 개, 시위 길이방향으로 NXP 개의 패널요소로 분할하면 날개는 $NP = NXP \times NRP$ 개의 패널요소로 구성된다. 벽면은 팬과 같은 크기의 패널요소가 되도록 이산화하였다.

2.2 유동가시화실험

일반적으로 매우 적은 유량을 가진 유동의 가시화 실험은 tuft, oil film 및 oil dot 방법들이 있다.^[7] 그러나 직경이 매우 작은 마이크로 팬의 경우 유동저항을 최소화할 수 있는 tuft를 설치하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 3과 같이 유동가시화장치를 제작하여 oil dot를 이용한 유동가시화 실험을 수행하였다. 팬 후방에서의 유동패턴을 촬영하기 위하여 광 투과율이 좋은 광학유리(optical glass)를 사용하여 팬의 후방에 위치시킴으로서 벽면효과를 고려하였다. 팬과 벽면사이의 높이는 마이크로미터를 사용하여 미세 조절하였다. 실험에 사용한 마이크로 팬은 비디오 카드 메모리칩의 냉각용으로 양산하는 모델을 사용하였다. 팬의 형상 및 사양은 Fig. 4과 Table 1에 나타내었다.

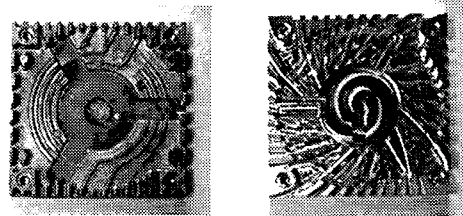
Table 1 Micro-fan specification

Rated Voltage	5 V ± 10%
Rated Current (mA)	150 (max)
Speed (rpm)	6,500 ± 1,000
Max Air Flow(liter/min)	60
Max. Static Pressure(mmH ₂ O)	3.84
Noise(dB)	25
Power Consumption(W)	0.75
Operating Temperature(℃)	+5 ~ +75

올렉익산과 파라핀 그리고 탄소가루를 혼합한 액체를 사용하였으며, 광학유리 위에 등간격으로 동일한 크기의 혼합 액체방울을 만들고 팬을 작동시켜 액체 방울의 움직임을 비디오 카메라로 촬영하였다. 액체 방울의 움직임이 순간적으로 일어나기 때문에 해석을 위해 촬영한 영상을 1/4 초 간격으로 프레임을 나누어서 액체 방울의 위치변화를 분석하였다. 실험의 오차를 줄이기 위해 동일한 조건에서 여러 번 실험하여 얻어진 실험결과를 오차가 큰 몇 개를 제외하고 평균하였다. 이 데이터에서 유선의 방정식을 얻기 위해 최소자승법(least squares method)을 적용하였다. 위 과정을 5mm 간격부터 시작하여 1mm 씩 줄여가며 실험하였다. 하지만 오일 방울 자체의 크기 때문에 3mm 이하로는 실험이 어려웠고, 2mm 간격에서는 오일 방울이 팬이 설치된 실험받침대의 밑면에 붙어 버려 실험을 수행할 수 없었다. 최종 결과는 4mm 에서 실험한 결과를 사용하였다.

2.3 히트싱크 설계 및 시험

유동가시화 실험과 전산해석을 통하여 얻어진 유선의 방정식으로부터 히트싱크의 핀의 형상을 곡선 형태로 설계하였다. 곡선 형태의 핀을 설치하면 기존의 히트싱크보다 같은 공간상에 더 많은 핀을 설치할 수 있어 대류 열전달면적을 크게 할 수 있다. 그러나 기존의 히트싱크와 비교하기 위하여 동일한 대류 열전달면적을 갖도록 핀의 수를 각 면에서 9개로 한정하였다. 각 모서리에서 팬과의 체결부위를 고려하고 남은 부분에 핀을 설치하기 위해 유선을 히트싱크의 중심에서 4°씩 회전시켜 그 위치에 핀을 위치시켰다. 여기서 고려한 대류 열전달면적은 팬에 의해 막히는



(a) Type1(conventional) (b) Type2(designed)

Fig. 5 Pictures of heat sinks

한, 유동저항을 줄이기 위하여 팬과 히트싱크의 체결부위를 유선형태의 곡면으로 설계하였다.

기존의 히트싱크 Type 1과, 새로 설계한 히트싱크 Type 2를 Fig. 5에 나타내었다. Type 1은 2972mm²의 대류열전달 면적을 가지며 Type 2는 2975mm²의 면적을 가져 두 개의 히트싱크가 거의 동일한 대류열전달 면적을 가진다. 그러나 Type 2의 경우 곡선 형태의 핀 설계로 인하여 유동방출 면적이 345.6mm²로 Type 1의 230mm²의 약 1.5배이다. 이는 Type 2가 더 많은 핀을 설치할 수 있음을 의미한다.

2.4 히트싱크 실험방법

기존의 히트싱크 Type 1과 새로 설계된 히트싱크 Type 2에 대해 대류 열전달 실험을 통하여 성능을 측정하였다. 대류 열전달 실험은 동일한 팬을 사용하여 일정한 회전속도로 히트싱크에 강제 대류를 주고, 열전대(thermocouple)를 사용하여 히트싱크의 온도와 대기온도를 측정하였다. 열원은 8W의 전원으로 일정하게 주었다. 실험에 사용한 팬이 5600rpm에서 작동되도록 설계된 제품이어서 작동영역에 맞추어 5000, 5500, 5600, 6000rpm에서 각각 실험하였다. 동일한 조건에서 여러 번 실험하여 결과를 평균하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 전산해석 및 유동가시화 결과

Fig. 6은 벽면효과를 고려하지 않고 계산한 유선을 나타낸 것이다. 유선을 계산한 평면은 팬 블레이드의 익단(trailing edge)에서 하류방향으로 5mm 떨어진 위치로서, 이 거리는 팬이 히트싱크와 체결되었을 때 팬과 히트싱크 벽면사이의 간

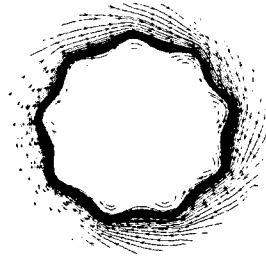


Fig. 6 Calculated streamlines without wall effect at $x/R_{tip}=0.295$ (9blades, 5600rpm)



(a) Oil dot shape

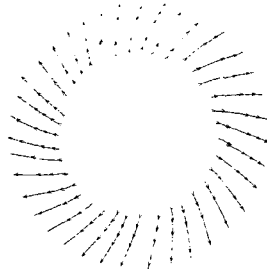
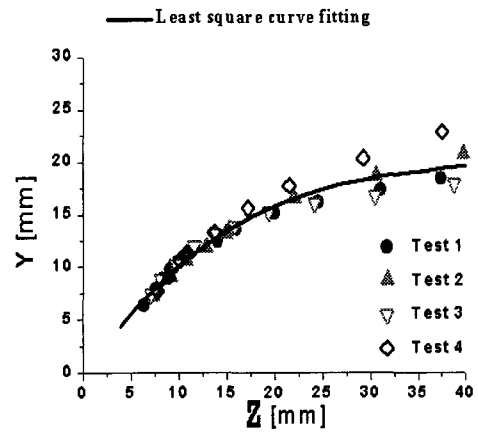


Fig. 7 Calculated streamlines with wall effect at $x/R_{tip}=0.295$ (9blades, 5600rpm)

격이다. 계산에서 웬은 5600rpm으로 회전한다고 가정하였다. 그림에서 블레이드에서 발생한 팁 와류(tip vortex)로 인하여 유선이 안쪽으로 말려 들어가는 현상을 볼 수가 있다.

Fig. 7은 벽면효과를 고려하여 계산한 유선을 나타낸 것이다. 그림에서 후류가 벽면에 충돌하여 축방향 속도성분이 반지름 성분과 회전성분 속도에 더해져 곡선형태로 외곽으로 빠져나가는 유동 패턴을 보이고 있다. 벽면은 특히 반지름 속도 성분에 큰 영향을 미치고 있다. 반지름 속도 성분이 워낙 커서 팁부근의 선회속도와 허브 쪽에서의 선회속도사이에 미약한 차이만 나타나고 있다.

Fig. 8에 유동가시화 실험결과 및 이를 분석하여 얻은 유선을 나타내었다. 허브에서 팁까지는 대체로 큰 오차 없이 액체 방울이 진행하지만, 웬의 외경을 벗어난 영역에서는 웬에서 멀리 떨어질수록 실험결과들이 분산되는 경향을 보이고 있다. 이는 웬 후류가 벽면과 충돌하여 나가면서 웬에서 멀리 떨어질수록 점차 확산되어 어떤 일



(b) Streakline

Fig. 8 Flow visualization on the wall

정한 패턴을 가지지 않기 때문에 판단된다. 하지만 본 실험에서 얻고자 하는 결과는 웬 바로 밑에서의 유동 패턴이기 때문에, 이 실험결과를 충분히 사용할 수 있다. 실험에서 얻은 결과로부터 유선의 방정식을 얻기 위하여 3차 최소자승법을 적용하였다. 실험에서 얻은 유선의 방정식은 다음과 같다.

$$y = -0.47344 + 1.36573z - 0.03339z^2 + 0.000295796z^3 \quad (11)$$

3.2 히트싱크 실험결과

Table 2은 기존의 히트싱크와 새로 설계한 히트싱크를 부착한 후 열저항 실험결과를 나타낸다. 실험실의 대기온도는 23.5℃이고, 8W의 열원

Table 2 Comparison of thermal resistances between heat sink Type 1 and Type 2

	Type 1				Type 2			
	5000 (rpm) 변동	5500 (rpm) 변동	5590 (rpm) (5V) 변동	6000 (rpm) 변동	5000 (rpm) 변동	5500 (rpm) 변동	5600 (rpm) (5V) 변동	6000 (rpm) 변동
대기온도 (°C)	23.6	23.4	23.5	23.4	23.8	23.6	23.8	23.8
Chip온도 (°C)	50.2	47.8	47.6	47.2	45.8	45.9	45.9	45.3
열저항 (°C/W)	3.32	3.05	3.01	2.98	2.87	2.79	2.76	2.68

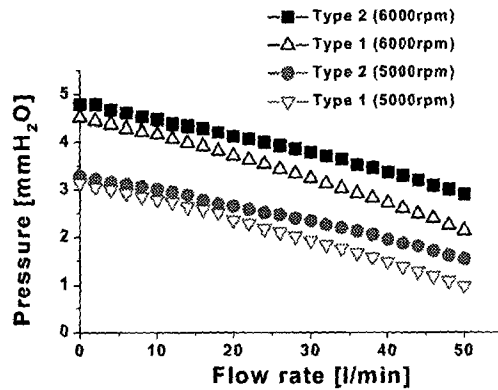


Fig. 9 Comparison of performances between heat sink Type 1 and Type 2

에 의해 히트싱크의 온도가 일정하게 될 때 측정하였다. Table 2에서 볼 수 있듯이 Type 2가 Type 1에 비하여 칩의 온도가 5000rpm에서는 4.6°C, 6000rpm에서는 1.8°C 온도가 하강하였다. 히트싱크의 온도상승을 열원에 의한 모듈 발열량으로 나눈 열저항 값은 Type 1이 평균 3.09, Type 2는 2.775를 가져 10.2%의 개선을 보였다. Fig. 9에서는 DMNFSL 03A model의 마이크로 팬에 Type 1과 Type 2의 히트싱크를 체결한 후 조진수 등⁽⁶⁾이 개발한 마이크로 팬의 성능시험장치를 사용하여 성능시험을 하였다. Type 2가 Type 1보다 압력손실이 줄어들었음을 알 수 있다. 이는 동일한 압력하에서 Type 2가 더 많은 유량을 낼 수 있으므로 동일한 유량을 얻기 위한 소요동력이 적음을 의미한다.

4. 결론

기존의 히트싱크에 팬 후방의 유동 형상을 고려하여 설계함으로써 유동저항을 줄이고 성능향상을 얻었다. 팬후방의 유동장을 알기 위하여 양력면 패널법으로 전산해석하고 oil-dot method로 유동가시화 실험을 하였다. 전산해석 결과와 실험결과를 이용하여 팬 후류의 유동 패턴에 맞는 곡선 형태의 핀을 가지는 히트싱크를 설계·제작하였다. 대류 열전달 실험 결과 유동저항을 줄임으로써 동일한 대류 열전달면적에서 유량을 증대시킬 수 있고, 이를 통하여 히트싱크의 냉각 성능을 향상시킬 수 있음을 확인하였다. 또한 유량도 동일한 팬을 사용할 때 새로 설계한 히트싱크가 더 많음을 알 수 있었다. 따라서, 히트싱크의 형상 설계시 팬 후방의 유동장에 대한 고려가 필요하다.

참고문헌

- (1) Kang, S. W., Park, H. S., Kim, Y. K., Jeon, C. S. and C. D., Lee, 1998, "Thermal Design for Electrical Devices Using Heat Sinks," *Proc. of the KSME, B*, pp. 207~212.
- (2) Jeon, C. S., Kim, Y. K., Lee, J. Y. and Song, S. H., 1998, "Cooling of an In-line Array of Heat Sources with Air-Cooled Heat Sinks," *Proc. of the KSME, B*, pp. 229~234.
- (3) Hwang, Y. K., Kim, J. H., Cho, Y. S. and Jang, S. K., 1998, "An Experimental Study of Heat Sink Thermal Characteristic and Optimum Design," *Proc. of the KSME, B*, pp. 201~206.
- (4) Williams, M. H., Cho, J. and Dalton, W. N., 1991, "Unsteady Aerodynamics Analysis of Ducted Fans," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 7, No. 5, pp. 800~804.
- (5) Cho, J., Won, Y. P. and Lee, M. C., 2000, "Numerical and Experimental Analyses of the Aerodynamic Characteristics of a Counter Rotating Axial Fan," *Transactions of the KSME, B*, Vol. 24, No. 3, pp. 325~337.
- (6) Cho, J., Pyun, T. K., Park, W. S. and Chun, C. K., 2000, "A Numerical Analysis and Experiment for Micro Fans," *Transactions of the KSME, B*, Vol. 24, No. 7, pp. 895~906.
- (7) Wen-Jei Yang, 1989, "Handbook of Flow Visualization," Hemisphere Publishing Co.