

〈 논 문 〉

전자장비 캐비닛의 냉각특성에 관한 실험적 연구

박종흥* · 이재현**

(1996년 1월 6일 접수)

An Experimental Study on the Cooling Characteristics of Electronic Cabinet

Jong Heung Park and Jae-Heon Lee

Key Words : Electronic Cooling(전자 냉각), Forced Convection(강제 대류), Packaging Technology(실장 기술), Cabinet Cooling(캐비닛 냉각)

Abstract

High-power electronic chips have been advanced to such an extent that the heat dissipation capability of a system design has become one of the primary limiting factors. Therefore, thermal design must be considered in the early stage of the electronic system development. In present paper, the results of an experimental study on the forced convection cooling are presented to evaluate cooling performance of an electronic cabinet which is generally used for telecommunication system. Temperatures and thermal resistances are applied to compare the heat transfer characteristics for various locations of a fan unit as well as various configuration of non-uniform powering modules. As a result, the optimal configuration of a fan unit and powering configuration is suggested for the effective thermal design of telecommunication system.

기 호 설 명

A, B, C : 상수	ρ : 공기의 동점성 계수 (m^2/s)
k : 열전도계수 (W/mK)	하첨자
L : 채널입구에서 발열블록까지 거리 (m)	av : 평균
n : 측정위치 개수	B : 발열보드
m : 모듈 수	C : 캐비닛
Nu : Nusselt 수	H : 발열 블록
Q : 발열량 (W)	in : 채널 입구
q : 열유속 (W/m^2)	M : 모듈
R : 열저항 (K/W)	
Re : Reynolds 수	
T : 온도 ($^{\circ}C$)	
ΔT : 온도상승값 ($^{\circ}C$)	
V : 공기 속도 (m/s)	

1. 서 론

최근의 정보통신 시스템들은 전자부품의 기술변화와 더불어 소형화와 고속화 추세로 개발되고 있으며 이에 따라 내부에서 발생하는 단위 체적당 열

*한국전자통신연구소

**한양대학교 공과대학 기계공학과

량도 계속 증가되어 왔다. 발열량이 증가되어 시스템 내부의 온도가 증가하면, 수많은 전자부품으로 구성된 전체 시스템은 전자적인 연결이 불안정하게 되어 고장이 나는 등 신뢰도가 떨어지게 된다. 따라서 전자부품에서 발생된 열은 외부로 방출되어야 하며, 이를 위한 냉각 기술이 많이 개발되어 정보통신산업에 활용되고 있다. 여러 종류의 냉각 방식들 중에서 최근에는 비등열전달을 활용하여 10^6W/m^2 급의 발열밀도를 가진 고발열 전자부품을 냉각시키는 연구도 활발히 진행되고 있는 실정이다.⁽¹⁾

그러나 아직도 많은 전자장비에서는 경제적인 장점과 기술의 용이성 때문에 공기를 이용한 냉각을 이용하고 있다. 특히 비교적 열전달 효과가 좋은 강제대류 공기냉각방식은 경제적인 장점 외에도 기존의 연구와 응용결과가 많이 알려져 있고 구성부품도 쉽게 확보할 수 있는 등의 장점이 있기 때문에 보편적으로 사용되고 있다.

전자장비를 대상으로 한 강제대류 열전달에 대한 연구는 크게 두 가지로 분류할 수 있다. 하나는 전자부품들이 탑재된 발열보드(PBA, Printed Board Assembly)들이 평행으로 설치되었을 때, 발열보드 사이에 형성된 공기 유동 채널의 열유동 현상을 국소적으로 규명하는 연구이며, 다른 하나는 발열보드들이 설치된 캐비닛 전체에서의 열유동현상을 거시적으로 연구하는 것이다.

첫번째 부류인 국소 열전달문제에 대해서는 지금까지 많은 연구들이 수행되어 왔으며 채널입구의 공기속도, 발열블럭의 높이, 발열블럭의 배열간격 및 채널폭 등을 변수로 한 열전달 상관관계식이 제시되었다. Sparrow 등⁽²⁾은 나프탈렌 승화법을 이용해서 한 개의 평행 채널에 전자부품을 묘사한 나프탈렌 블록을 격자형태로 배열하여 배열간격 및 칸막이 유무에 따른 열전달특성을 보고하였다. Wirtz와 Dykshoorn⁽³⁾은 Sparrow 등과 유사한 크기의 발열블록을 사용하여 실험을 수행하였는데, 이 연구에서는 발열블록이 장착된 단열 벽 채널을 사용하였으며 채널 폭이 아닌 유동방향의 발열블록 길이를 특성 길이로 한 관계식을 제시하였다. Moffat 등⁽⁴⁾은 채널에서 한 번의 길이가 0.0127m 인 정육면체 발열블록들이 설치된 수직채널에서 열전달특성을 실험적으로 연구한 바 있다. 이 실험에서는 발열블럭의 배열간격과 채널 폭을 변화시키면서 온도변화를 측정하였고, 부품간의 불균일 발열문제를 해결하기 위해 중첩법을 제시하였다.

두번째 부류인 전자장비 캐비닛 전체를 대상으로 한 거시적 연구결과는 그다지 많지 않다. Harada 등⁽⁵⁾은 수직 발열보드 채널로 구성된 폭 0.8m , 길이 0.6m , 높이 1.8m 크기의 무인전화국 통신시스템을 대상으로 시스템 전체의 발열량, 냉각 팬(fan)의 용량 및 신뢰도와의 관계를 제시하여 실용적인 시스템 냉각설계 방법을 제안하였다. Latrobe 등⁽⁶⁾은 전자장비 캐비닛 전체를 대상으로 한 수치해석 결과를 제시하였고, Linton 등⁽⁷⁾은 개인용 컴퓨터의 열 해석 모델을 제안한 바 있다. 국내에서는 박중홍 등⁽⁸⁾이 캐비닛 전체를 대상으로 실험적 연구를 수행하여 기존의 채널 유동과의 연관성을 찾고자 시도한 바가 있다.

이상과 같은 기존 연구를 검토해 보면, 두 부류의 연구들이 전자장비의 열설계를 대상으로 한 연구임에도 불구하고, 개별적으로 연구되고 있어서 상호 보완적인 응용이 미흡한 실정이다. 즉, 채널 유동에 관한 많은 연구 결과가 있음에도 불구하고 캐비닛 전체의 냉각을 위해서는 이 결과들이 널리 활용되고 있지 않고 있다. 그 이유는 Manno 등⁽⁹⁾과 Davalath와 Bayazitoglu⁽¹⁰⁾가 지적한 바와 같이 국소적인 열전달연구에서 채택된 가정의 한계 때문이다. 발열보드들로 구성된 채널 벽은 실제로 단열이 아님에도 불구하고 전달되는 열량의 불확실성 때문에 단열조건으로 간주되고 있다는 것과, 다수의 채널 또는 다층의 채널에서 일어날 수 있는 압력 손실, 기하학적인 불연속성, 유동의 불균일성 등과 같은 점을 채널 유동 연구에서는 고려하지 못하기 때문이다. 따라서 국소적인 열전달현상 연구결과를 발열보드 단계의 열설계에는 반영할 수 있으나 캐비닛 전체의 열설계에 반영하는 데에는 한계가 있으므로 본 연구와 같이 캐비닛 전체를 대상으로 하는 연구가 필요한 것이다.

본 연구는 이와 같은 점을 감안하여 통신시스템 캐비닛을 대상으로 시스템의 열적 구성 변동에 따른 냉각 특성을 실험적으로 연구하여 최적 열설계를 위한 모듈 배치 방법을 제시하기 위한 것이다. 연구 방법으로 통신시스템에 많이 사용되는 크기의 캐비닛을 실험장치로 선정하고 캐비닛 내부에는 실제와 동등한 형태의 PBA들과 팬 유닛을 설치함으로써 열적으로 실제와 동일하게 구성하여 실험을 수행한다. 이와 같이 실제의 통신시스템에 사용되는 캐비닛을 실험장치로 선정함으로써 국소적인 열전달 연구에서는 반영하지 못하는 압력 손실과 유

동의 불균일성 등이 반영된 캐비닛 전체의 냉각 특성을 얻을 수 있을 것이다.

2. 실험장치

본 연구에서 사용한 캐비닛 실험장치의 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 캐비닛의 크기는 1.6(H) × 0.6(W) × 0.6(D)m³이며, 내부에는 다섯 개의 모듈(module)이 상하로 적층되어 있다. 또한 두 개의 팬 유닛(fan unit)이 캐비닛 상부와 하부에 각각 장착된다. 각 모듈의 크기는 0.27(H) × 0.484(W) × 0.34(D)m³으로 다섯 개가 모두 동일하며 한 개의 모듈에는 19개의 발열보드가 0.0203m 간격을 가지고 수직방향으로 설치된다. 이에 따라 19개의 발열보드들은 18개의 수직 유동채널을 형성하며 아울러 적층된 다섯 개 모듈이 기하학적으로 동일하므로 전체 캐비닛에는 상하로 길다란 18개의 채널열(channel array)이 형성된다. 각각의 발열보드는 직류 전원공급장치로부터 전원을 공급받아 가열된다. 그림에서 제1팬 유닛과 모듈 1 사이에는 열선 유속계를 설치하여 채널열 입구에서의 속도를 측정한다. 채널열 입구의 공기 온도와 발열보드 표면의 온도를 측정하기 위해 21개의 T형 열전대들을 사용하며 공기 온도를 측정하기 위한 열전대는 채널의 중앙부에 설치하였고 발열블록 표면의 온도를 측정하기 위한 열전대들은 발열블록 표면에 열전도성이 좋은 에폭시 접착제(Thermalloy Inc. Model 4592, k=1.26 W/m°C)를 사용하여 부착하였다. 이 열전대들을 데이터 변환장치(data logging system)에 연결하였으며, 각각의 위치에서 측정한 온도 값들은 개인용 컴퓨터에서 통계적으로 분석되고 그래프용 데이터로 처리되도록 하였다.

각 모듈을 구성하는 발열보드와 이들 사이에 형성된 냉각공기의 유동채널 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 발열보드는 에폭시글라스 재질을 사용하여 제작되었고 크기는 높이(z방향) 0.233m, 깊이(y방향) 0.28m, 두께(x방향) 0.0016m이며 한 개의 발열보드에는 모두 96개의 발열블럭들이 설치되어 있다. 이 발열블럭들은 세멘트 저항체로 만들어졌으며 크기는 0.0095 × 0.0095 × 0.022m³으로 각각 0.3Ω의 저항 값을 갖고 있다. 이 발열블럭들은 발열보드의 인쇄회로를 통하여 전기적으로 직렬 연결되어 있고 직류전원을 공급함으로써 가열된다. 그림에서 “*”로 표시한 네 곳에 열전대를 설치하였

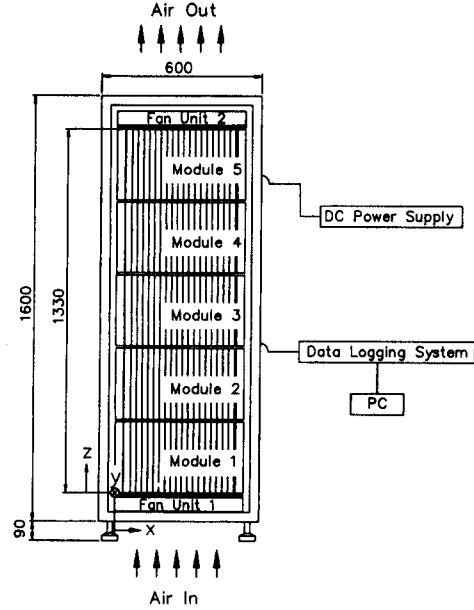


Fig. 1 Experimental apparatus(unit : mm)

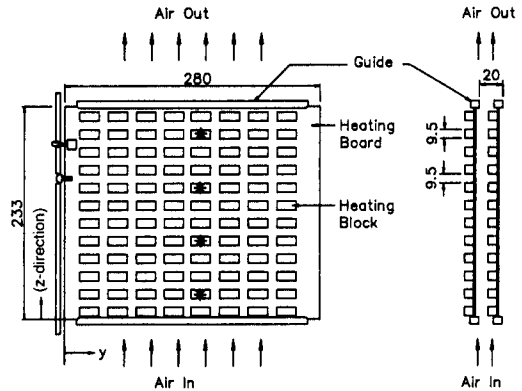


Fig. 2 Geometry of heating board and flow channel (unit : mm)

으며 그 위치는 공기가 흐르는 z 방향으로의 발열보드표면 온도변화를 지시할 수 있는 곳이다. 그림에서 “Guide”로 표시된 가이드 부품은 발열보드를 모듈에 고정시키는 부품이며 냉각공기가 한 모듈을 지나 그 위의 모듈에 유입될 때 공기흐름을 발열블록 방향으로 유도시켜준다.

실험의 일관성이나 재현성을 위해서는 기준 위치에서의 유속을 균일하게 유지하는 것이 중요한 실험요인이 된다. 균일 유동장을 만들기 위한 방법으로는 풍동과 같은 장치를 사용하는 것이 좋은 방법

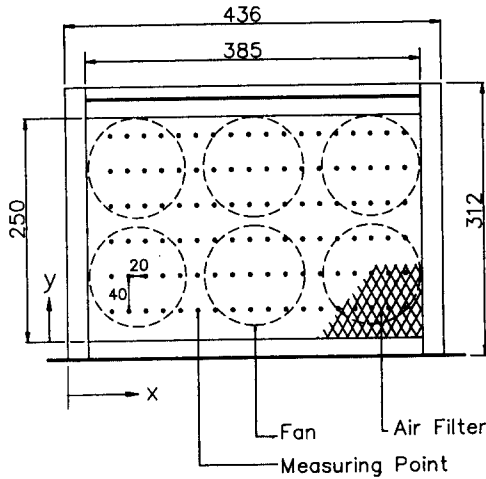


Fig. 3 Schematics of a fan unit and velocity measuring point (unit : mm)

이지만 본 연구에서 채택한 실험 대상 캐비닛은 비교적 큰 장치이기 때문에 풍동 장치를 연결하여 실험하는 것이 어려웠다. 또한 실제의 통신 장비와 동일한 구성을 이용하여 냉각 특성을 파악하는 것도 실험결과를 이용할 때 유리하다고 판단되어 냉각 공기를 공급하기 위해 팬 유닛을 사용하였다. 한 개의 팬 유닛의 형상을 Fig. 3에 보여준다. 이 팬 유닛의 크기는 높이 0.08 m, 폭 0.436m, 길이 0.312m이며 공기가 흐르는 단면적은 모듈과 동일하다. 그림에서 큰 원으로 나타낸 것은 직류 48V 용 냉각 팬 여섯 개의 위치를 의미하고 작은 점으로 표시한 것은 유속을 측정할 108개의 위치로서 공기 필터를 지난 지점이다. 팬 유닛의 출구에는 채널열에 유입되는 공기의 유속을 균일하게 하도록 팬 유닛 내부에 높이 0.03m의 공기 챔버용 공간을 주었고 15PPI(Porosity/in²)의 폴리우레탄 필터를 설치하였다. 이 필터는 공기의 유속이 1.5m/s일 때 1mm H₂O의 압력손실을 가진다.

3. 실험방법

3.1 온도 측정용 채널열 선정

Fig. 1의 캐비닛 내에 형성되는 18개의 채널열 중에서 온도 측정에 적합한 채널열을 선정하고자 팬 유닛의 유동 특성 실험을 먼저 수행하였다. 유동 특성 실험은 캐비닛 구성 장치 중 다섯 개의 모듈과 제2팬 유닛을 제거하고 제1팬 유닛만을 설치

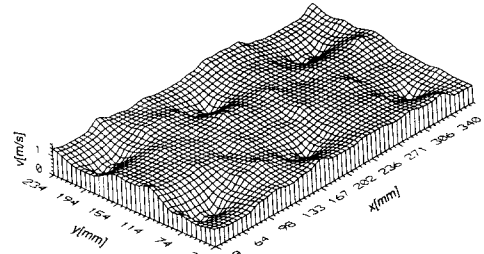


Fig. 4 Velocity profile of a fan unit

한 상태에서 수행하였으며, 팬 유닛 출구($z=0$)에서의 공기 속도를 열선유속계로 측정하였다. 각각의 모듈은 기하학적으로 동일한 형상을 가진 19개의 발열보드들로 구성되어 있기 때문에 채널열의 온도 측정 실험을 위해 다섯개 모듈과 제2팬 유닛이 설치되면 제1팬 유닛의 유속은 더욱 균일해질 것이다.

Fig. 4는 팬 유닛의 유속 측정 실험결과를 3차원으로 나타낸 것이다. x는 팬 유닛의 폭 방향, y는 길이 방향이며 높이 방향이 유속을 의미한다. 그림에서 움푹 들어간 곳은 팬의 축부분으로서 공기 챔버와 필터가 없으면 유속이 거의 없을 것이나 이 공기 챔버와 필터를 설치하였기 때문에 팬의 축 부분에도 약 0.5 m/s의 낮은 유속이 나타났다. 팬과 팬 사이의 공간에서 비교적 균일한 유동형태가 나타났으며 팬 유닛 전체를 평균한 유속은 1.1m/s로 환산되었다. 실험결과 반경 0.04m 범위에서 10% 이내로 균일한 속도분포를 보이는 곳은 $x=0.13m$, $y=0.154m$ 인 지점이었고 $x=0.13m$ 지점에서 채널의 길이 방향인 y 방향으로 균일한 유속분포가 나타났다. 따라서 총 18개의 채널열중에 $x=0.13m$ 부근에 위치한 채널열을 시험 채널열(test channel array)로 선정하게 되었다. Fig. 4에서 점선으로 나타낸 곳이 이 시험 채널열이 위치한 것이며 이 구역은 Fig. 1에도 빗금으로 표시된 바와 같이 캐비닛 좌측으로부터 7번째의 유동 채널이다.

3.2 채널열의 온도 측정실험

통신시스템은 그 용도와 목적에 따라 내부를 구성하는 전자부품들의 위치와 구성이 다르기 때문에 실제 캐비닛의 구성이나 발열상황을 정량적으로 구분할 수는 없다. 그러므로 본 연구에서는 거시적 시각으로 모듈의 배치 기준을 제안하기 위해 Table 1과 같이 3가지 배열 구성에 대해 채널열

Table 1 Experimental configurations

	1. Standard configuration	2. Various location of 2nd fan unit	3. Nonuniform powering
Fan unit location - 1st fan unit - 2nd fan unit	- Bottom - Top	- Bottom - Various . on module 2 . on module 3 . on module 4	- Bottom - Top
Channel inlet velocity (m/s)	- 14 cases 1.95, 2.25, 2.5, 2.85, 3.0, 3.3, 3.55, 3.75, 3.9, 4.15, 4.25, 4.4, 4.5, 4.65	- Fixed velocity 3.55	- Fixed velocity 3.55
Heat dissipation	- Uniform, 4 cases . $Q_B=55W$. $Q_B=60W$. $Q_B=65W$. $Q_B=70W$	- Uniform . $Q_B=55W$	- Non-uniform . Mid. low . Top low . Bottom low * See Table 3

내부의 온도 측정 실험을 수행하였다. 첫번째는 표준배열 구성으로서 Fig. 1에 나타난 바와 같이 팬 유닛 두 개를 캐비닛 하부와 상부에 각각 설치하고 캐비닛 전체의 발열량을 다섯 개 모듈에 균등하게 배분한 상태에서 발열블록 표면의 온도를 측정하는 것이다. 이때 채널 입구의 유속을 1.95m/s에서 4.65m/s 사이의 범위에서 14개 종류로 변동시키고, 이어서 캐비닛 전체의 발열량을 단계별로 증가시키면서 온도를 측정하여 캐비닛의 냉각특성을 파악하는 것이다. 이 실험결과를 기준으로 하여 나머지 두 배열 구성의 실험결과와 냉각 특성을 비교하게 된다. 두번째 배열 구성은 팬 유닛의 위치를 변경시키는 구성으로서 표준배열 구성에서 제2팬 유닛 위치만을 변경시키면서 온도를 측정하여 냉각특성을 파악하는 것이다. 이때 채널 입구 유속과 발열량은 표준 배열 구성 중에서 한가지를 선택하였다. 이 실험은 제2팬 유닛의 최적 위치 선정 기준을 제시하기 위한 것이다. 세번째 배열 구성은 불균일 발열실험을 위한 것으로 표준배열 구성 실험 중 모듈별로 발열량을 다르게 구성하면서 온도를 측정하는 것이다. 이 실험은 모듈별로 발열량이 다른 경우 캐비닛 내의 모듈 배치를 최적화하는 방법을 제시하기 위한 것이다.

이 세 가지 배열 구성에서의 냉각특성을 파악하

기 위한 온도 측정은 발열보드 표면에서 캐비닛 높이 방향(z 방향)에 따라 수행되었다. 캐비닛 좌측으로부터 7번째 위치한 시험채널열의 채널 입구를 원점으로 해서 측정위치는 각각 $z=0.03, 0.09, 0.15, 0.20, 0.30, 0.35, 0.41, 0.47, 0.56, 0.62, 0.68, 0.74, 0.83, 0.89, 0.94, 1.00, 1.10, 1.15, 1.21, 1.27m$ 등 총 20개소로 선정했다. 발열보드를 가열한 후에 정상상태까지는 약 1.5시간이 소요되었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 냉각특성의 평가방법

채널유동과 같이 국소적인 열전달 연구에서는 장치 틈새로 빠져나가는 공기 유실에 의한 압력 손실 등을 배제할 수 있기 때문에 무차원수를 이용한 상관관계식 제시가 가능하다. 그러나 본 연구와 같이 캐비닛 전체를 대상으로 한 냉각특성 실험에서는 하류로 갈수록 냉각공기의 유실과 같은 압력 손실이 커지기 때문에 무차원 관계식을 이용해 캐비닛 열전달특성을 제시하기는 어렵다. 따라서 본 연구에서는 각기 다른 구성으로 실험한 결과들을 상호 비교하기 위해 각 측정위치에서의 온도상승값과 열저항 개념을 이용하였다. 온도상승값 ΔT 는 식 (1)과 같이 캐비닛 하부의 유입 공기 온도를 기준

으로 한 각 측정위치의 온도로 정의하였다.

$$\Delta T = T_H - T_{in} \quad (1)$$

여기서 T_{in} 은 시험채널열의 유입공기 온도이며 T_H 는 발열블록의 표면온도로 앞에서 언급한 바와 같이 시험채널열의 z 방향으로 총 20개 지점에서 측정된다. 상기 온도상승값, ΔT 를 비교하여 각 배열 구성의 냉각특성을 정량적으로 비교할 수 있을 것이다. 동일 위치에서 ΔT 가 상대적으로 크다는 뜻은 그 위치의 발열블록 온도가 높다는 의미로서 냉각 성능이 불량하다는 것이다.

Manno 등⁽⁹⁾은 열저항을 이용하여 전자부품의 배열, 구성변화, 발열변화 등에 대한 전자장비의 냉각특성을 비교 분석한 바가 있다. 이 열저항은 열적인 구성이 다른 장비들의 실험결과와 비교할 때 유용하게 사용할 수 있으므로 전자장비의 냉각특성 비교에도 많이 사용되고 있다. 본 연구에서도 서로 다른 세 가지의 배열 구성의 냉각 특성을 비교하기 위해 모듈 단위의 열저항, R_M 을 식 (2)와 같이 정의하고, 캐비닛 전체의 열저항, R_C 를 식 (3)과 같이 정의하여 사용하였다. 이 열저항은 주어진 발열량에 대한 온도상승값의 비를 의미하며 이 값이 작을수록 같은 발열량에 대한 온도상승이 작기 때문에 냉각성능이 좋다고 볼 수 있다.

$$R_M = \frac{\Delta T_{av}}{Q_B} \quad (2)$$

$$R_C = \frac{\sum^m (Q_B \times \Delta T)}{\sum^m Q_B^2} \quad (3)$$

$$\Delta T_{av} = \frac{\sum^n T_H}{n} - T_{in} \quad (4)$$

상기 식들에서 Q_B 는 해당 모듈의 발열보드 당 발열량을 뜻하며 식 (4)에서 정의한 모듈의 평균 온도상승값, ΔT_{av} 는 해당 모듈에서 측정된 n 개의 발열블록 온도 T_H 를 평균한 값과 시험 채널열 입구 공기 온도와의 차이이다. 식 (2)에서 정의한 모듈 열저항, R_M 은 모듈 각각의 열적 특성을 나타내며 같은 발열량이라도 온도차가 다르기 때문에 모듈이 설치된 위치에 따라 이 값은 달라질 수 있다. 식 (3)에서 정의한 캐비닛 열저항은 각 모듈에서의 발열량 분포와 온도상승값을 고려한 열저항 값으로서 캐비닛 전체의 발열 조건변화에 따른 냉각성능을 비교할 수 있다.⁽⁹⁾

4.2 표준배열에서의 냉각특성

팬 유닛 위치가 Fig. 1에서와 같이 고정되어 있는 표준배열 상황에서의 냉각특성을 캐비닛 높이 방향(z 방향)으로 온도상승값, ΔT 와 모듈 열저항, R_M 을 이용하여 조사하였다. 시험채널열 입구 공기속도 V_{in} 이 3.55m/s이고 발열보드 당 발열량, Q_B 가 55W에서 70W까지 4단계로 변할 때 캐비닛 높이 방향으로 측정된 온도상승값을 Fig. 5에 나타내었다. 측정 위치가 높아질수록 냉각공기의 온도가 상승하므로 발열블록의 표면온도가 상승하고 있다. 네 가지 경우에서 발열량이 다른 만큼 온도차도 상부로 갈수록 점차 커지고 있으며 시험채널열 입구 공기속도, V_{in} 이 3.55m/s 일 때는 캐비닛 출구에서 일어나는 최대온도 상승값은 보드당 발열량이 5W 증가될 때마다 약 4.5°C씩 증가한 것으로 나타났다. 그림에서 보면 각 모듈의 첫번째 위치 (즉, $z=0.03, 0.30, 0.56, 0.83, 1.10$ m)의 온도상승값이 다른 값들에 비해 낮게 나타나고 있다. 발열블록이 있는 좁은 채널에서는 유동이 발달되면 채널의 온도 분포는 폭 방향으로 일정한 형태의 온도 구배를 갖게 된다. 즉, 발열블록에 인접한 곳의 공기 온도가 가장 높고 채널 중앙부와 맞은 편 벽과의 사이에서 공기 온도가 가장 낮으며 강제대류 냉각의 경우 이 온도차는 약 20°C 정도나 된다.⁽¹⁰⁾⁽¹²⁾

채널이 구조적으로 계속 이어지면 이와 같은 완전 발달된 온도분포 형태가 계속 유지되면서 온도가 상승할 것이다. 그러나 본 실험 장치에서는 모듈과 모듈 사이의 공간, 즉 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 가이드가 설치된 공간에서는 채널이 기하학적

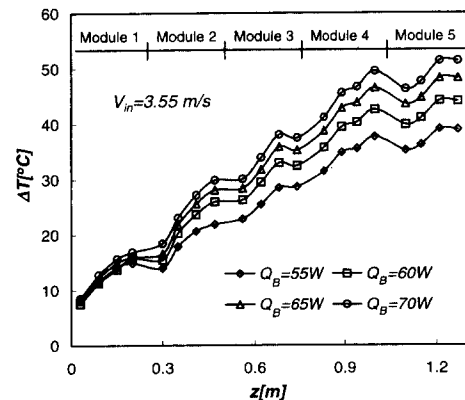


Fig. 5 Temperature increases along the cabinet height (z -direction) for standard configuration

으로 다르게 되어 완전 발달된 형태의 온도 구배는 없어지고 냉각 공기는 서로 혼합되게 된다. 이와 같이 혼합되는 과정에서 냉각 공기는 채널 쪽에 걸쳐 평균화된 온도를 갖고 상부에 공급되는 것이다. 그 결과 다음 모듈이 시작되는 첫번째 측정 위치의 발열 블록 온도가 상대적으로 낮아지게 된다. 이러한 경향은 다른 입구공기 속도에서도 확인할 수 있었다. 따라서 상하로 모듈이 적층된 캐비닛 구조에서는 모듈과 모듈 사이에 형성된 공간에서 냉각 공기가 혼합되어 상부 모듈에 공급되므로 모듈의 입구 위치에서의 냉각 효과가 우수하다고 할 수 있다.

식 (2)와 식 (3)에서 정의한 열저항은 채널의 유동 특성에 크게 좌우되기 때문에 채널 입구 속도와 관련하여 나타낼 필요가 있다. 일반적으로 채널 유동에서의 열전달 관계식을 살펴보면 식 (5)와 같이 Nusselt 수와 Reynolds 수를 이용하여 나타내고 있다.^(4,10)

$$Nu = A \cdot Re^B \quad (5)$$

여기서 상수 A 와 B 는 유동 형태에 따라 정해지는 상수이며, Moffat 등⁽⁴⁾은 채널과 발열블록의 기하학적 형상에 따른 여러 가지 경우의 상수 값들을 보고한 바 있다. 식 (5)는 다시 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{qL}{k\Delta T} = A \left(\frac{V_{in}L}{\nu} \right)^B \quad (6)$$

여기서 열유속, q 는 단위 면적 당 발열량이고 L 은 채널 입구에서 발열블록까지의 거리이며, k 와 ν 는 각각 공기의 열전도 계수와 동점성계수이다. 본 실험에서는 실험 조건이 정해지면 이들 중 q , L , k 및 ν 는 상수로 취급될 수 있기 때문에 열저항, R 과 채널 입구 속도, V_{in} 과의 관계식을 식 (7)과 같이 정의할 수 있다.

$$R = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{C}{V_{in}^n} \quad (7)$$

Fig. 6은 발열보드 당 발열량, Q_B 가 55W이고 시험채널열 입구 공기속도, V_{in} 이 변할 때 모듈 1, 모듈 3, 모듈 5의 모듈 열저항, R_M 의 실험값과 최소자승 근사법을 이용한 식 (7)의 각 계수값들을 나타낸 것이다. 최소자승 근사법을 이용한 결과 식 (7)의 각 계수들은 모듈 5에서 $C=2.06$, $n=-0.866$, 모듈 3에서 $C=1.43$, $n=-0.84$, 그리고 모듈 1에서 $C=0.48$, $n=-0.71$ 로 나타났고

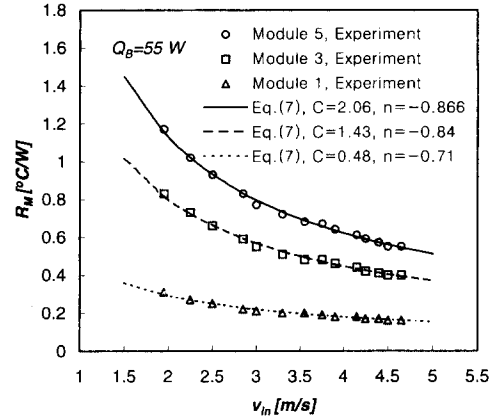


Fig. 6 Module thermal resistance with channel inlet velocity

최대 3%의 오차내에서 실험값과 잘 일치하고 있다. 그러므로 실험 범위 이외의 채널 입구 속도에 대한 열저항값 또는 온도상승값은 이 식들을 이용해 예측할 수 있을 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 V_{in} 이 커질수록 열저항은 감소하고 있으며 상부 모듈일수록 열저항이 민감하게 변하였다. 상대적으로 낮은 채널 입구 속도인 2m/s에서 4m/s까지의 범위에서는 V_{in} 이 증가할수록 모듈 열저항 감소율이 크게 나타났으나 V_{in} 이 4m/s 보다 높은 범위에서는 V_{in} 이 증가하여도 모듈 열저항의 감소율은 상대적으로 작아지고 있다. 그러므로 본 연구에서 채택한 캐비닛과 같은 구성인 경우 V_{in} 이 4m/s 이상이 되도록 제1팬 유닛의 유량을 증가시키는 것은 최대온도값을 낮추는 데는 비효율적이라 볼 수 있다.

4.3 팬 유닛 위치변경 실험

모든 발열보드의 발열량이 동일한 상태에서 제 2 팬 유닛 위치를 변경하였을 때 캐비닛의 냉각특성을 파악하고자 온도상승값과 열저항 값을 조사하였다. Fig. 1에 나타낸 표준배열을 그대로 사용한 구성 (a), 캐비닛 상부에 설치된 제2팬 유닛을 모듈 2 위로 옮긴 구성 (b), 모듈 3 위로 옮긴 구성 (c) 및 모듈 4 위로 옮긴 구성 (d)의 네 가지로 실험을 수행하였다.

Fig. 7에는 발열보드 당 발열량이 55 W이며 시험 채널열 입구의 공기속도 V_{in} 이 3.55m/s일 때, 제 2 팬 유닛 위치 변동에 따른 캐비닛 높이방향의 온도상승값을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같

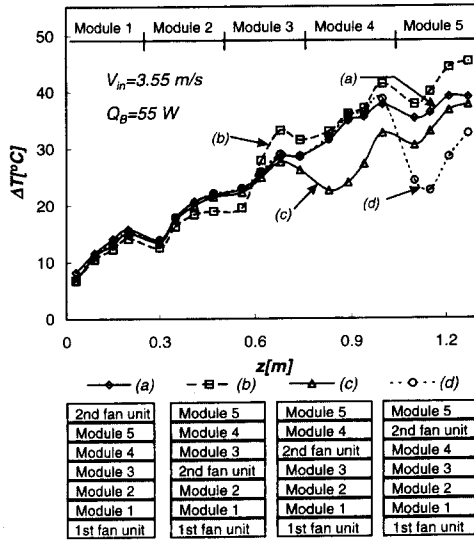


Fig. 7 Temperature increase along the cabinet height (z-direction) for various locations of 2nd fan unit

이 모듈 1과 모듈 2에 걸친 온도 분포 형태는 제 2 팬 유닛의 위치에 관계 없이 비교적 매끈한 변화를 보이는 반면에 모듈 3, 모듈 4 및 모듈 5 위치에서는 제 2 팬 유닛의 위치에 따라 온도 변화 기복이 심하게 나타나고 있다. 4가지 조건 중 최대 온도상승값이 가장 큰 구성은 캐비닛 하부에서 두번째 모듈 위에 제2팬 유닛을 위치한 구성 (b)로 확인되었으며, 캐비닛 출구지점에서는 다른 구성보다 6°C 이상 높게 나타났다. 최대 온도상승값이 비교적 낮은 구성은 제2팬 유닛이 모듈 3 위에 설치된 구성 (c)로, 역시 캐비닛 출구 지점에서 최고 온도를

보였다. 구성 (d)에서는 캐비닛 출구 지점에서 다른 구성들에 비해 낮은 온도값을 보였으나 모듈 4의 출구 지점($z=0.94m$)에서 구성 (c)의 출구 지점보다 더 높은 온도값을 보였다. 주요 냉각 특성을 살펴보면 제 2 팬 유닛의 위치가 모듈 3 위에 있는 구성 (c)와 모듈 4 위에 있는 구성 (d)에서는 제2팬 유닛 바로 위의 모듈에서 온도가 급격히 떨어지고 있다. 즉 채널열의 상부로 갈수록 발열량이 누적됨에도 불구하고 하부 블록 위치의 온도보다도 더 낮게 나타난 것이다. 이는 Fig. 5에서 언급한 바와 같이 모듈 사이에 공간에서 일어난 냉각 공기의 혼합과 더불어 제2팬 유닛에 의해 상부 모듈에 냉각 공기가 충분히 공급되기 때문이다. 그러나 이러한 경향은 구성 (b)에서는 나타나지 않았다. 오히려 제2팬 유닛 바로 위에 있는 모듈 3에서 두번째와 세번째 측정위치의 온도가 급격히 상승하고 있는 것이다. 이와 같이 구성 (c), (d)와 구성 (b)에서 팬 유닛 상부 모듈의 냉각 특성이 서로 상반되게 나타난 것으로 보아 제2팬 유닛에 의해 채널에는 상당히 복잡한 난류 유동장이 형성되고 있으며 이에 따라 냉각 특성이 서로 다르게 나타난 것으로 보인다. 이러한 현상을 규명하기 위해서는 제2팬 유닛의 출구에서 유속과 난류 강도 등을 측정하는 것이 필요할 것이나 본 실험에서는 실험장비의 미비와 장치의 조밀한 구성으로 인해 이 현상을 규명하지 못했다.

제2팬 유닛 위치 변경 실험에 대한 모듈 열저항, R_M 과 캐비닛 열저항 R_C 의 변화를 Table 2에 나타내었다. 여기서 보면 구성 (a), (c), (d) 경우에 모듈열저항은 최대 0.7°C/W를 넘지 않은 반면에

Table 2 Comparison of thermal resistance for various locations of 2nd fan unit

		2nd Fan unit location			
		(a) Standard	(b) On module 2	(c) On module 3	(d) On module 4
R_M (K/W)	Module 1	0.22	0.20	0.21	0.21
	Module 2	0.34	0.30	0.33	0.34
	Module 3	0.48	0.51	0.46	0.48
	Module 4	0.63	0.67	0.49	0.65
	Module 5	0.68	0.76	0.63	0.49
R_C (K/W)		0.472	0.488	0.414	0.434

Table 3 Heat dissipations for non-uniform powering configuration

		Powering Configuration			
		(a) Uniform	(b) Mid. low	(c) Top low	(d) Bot. low
Q_B (W)	Module 1	55	65	35	55
	Module 2	55	50	40	50
	Module 3	55	45	45	45
	Module 4	55	50	50	40
	Module 5	55	65	55	35
Average Q_B (W)		55	55	45	45

구성 (b)에서는 모듈 열저항이 $0.78^\circ\text{C}/\text{W}$ 로 가장 큰 값을 보였다. 또한 캐비닛 열저항 R_c 는 구성 (c)에서 $0.414^\circ\text{C}/\text{W}$ 로 가장 낮은 값을 보였고, 구성 (b)에서 $0.488^\circ\text{C}/\text{W}$ 로 가장 큰 값이었다. 따라서 팬 유닛 위치 변경 실험에서는 온도상승 비교와 열저항 비교 결과 냉각 특성이 가장 좋은 구성은 모듈 3 위에 제2팬 유닛을 설치한 구성 (c)이었으며, 가장 나쁜 구성은 모듈 2 위에 제2팬 유닛을 설치한 구성 (b)로 확인되었다.

4.4 불균일 발열실험

팬 유닛 두 개가 각각 캐비닛 상부와 하부에 설치되어 있는 표준배열 구성에서 다섯 개의 모듈이 각각 다른 발열량을 가진 캐비닛 구성에 대하여 불균일 발열실험을 수행하였다. Table 3에는 이 실험에 사용된 모듈별 발열량 구성을 나타낸 것이다. 발열구성 (a) Uniform은 표준배열 실험 중 발열보드 당 발열량이 55W 인 경우로 다섯 개 모듈이 모두 동일한 발열량을 가지고 있다. 발열구성 (b) Mid. low는 캐비닛 중간 지점에 위치한 모듈 3이 낮은 발열량을 가지며 상단과 하단에 있는 모듈이 높은 발열량을 갖는 경우이다. 발열구성 (c) Top low는 캐비닛 상부에 낮은 발열량을 가진 모듈을 설치하고 하부로 갈수록 모듈 발열량이 점차 높아지는 경우이다. 발열구성 (d) Bot. low는 발열구성 (c)와 반대로 캐비닛 하부에 낮은 발열량을 가진 모듈을 배치하는 경우이다. 본 실험에서는 사용된 전원장치의 용량 한계로 인해 발열구성 (a)와 (b)는 평균 발열량이 발열보드당 55W 로 실험하였으며, 발열구성 (c)와 (d)는 평균 발열량이 발열

보드 당 45W 로 실험하였다. 따라서 온도상승값은 발열구성 (a)와 (b), 그리고 발열구성 (c)와 (d)를 각각 비교하고, 전체적인 비교는 열저항 값을 이용하였다. 불균일 발열 실험에서는 시험채널열 입구의 공기 속도를 3.55m/s 로 고정하였다.

상기 네 가지 발열구성에 대해 캐비닛 높이 방향으로 측정된 온도상승값을 Fig. 8에 나타내었다. 발열구성 (a)와 (b)가 발열구성 (c)와 (d)보다 높은 온도를 보인 것은 앞에서 언급한 바와 같이 보드당 평균 발열량이 다르기 때문이다. 그림에서 발열량이 균일한 발열구성 (a)와 중간에 낮은 발열량을 갖고 있는 (b)를 비교해 보면 온도상승경향이 유사하고 최고 온도는 캐비닛 출구지점에서 발열구성 (a)가 발열구성 (b)보다 낮았지만 그 차이

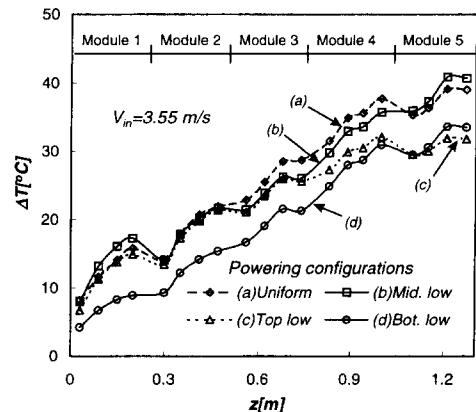


Fig. 8 Temperature increase along the cabinet height (z -direction) for non-uniform powering configurations

Table 4 Comparison of thermal resistance for non-uniform powering configuration

		Powering configuration			
		(a) Uniform	(b) Mid. low	(c) Top low	(d) Bot. low
R_M (K/W)	Module 1	0.22	0.21	0.21	0.20
	Module 2	0.34	0.37	0.36	0.32
	Module 3	0.48	0.54	0.53	0.44
	Module 4	0.63	0.66	0.75	0.56
	Module 5	0.68	0.60	0.88	0.58
R_C (K/W)		0.472	0.468	0.472	0.462

는 1.7°C로 작아 냉각성능 측면에서 큰 차이를 보이지 않았다. 캐비닛 상부에 높은 발열량 모듈이 위치한 발열구성 (c)와 그 반대인 발열구성 (d)를 비교해 보면 캐비닛 출구부근(1.1m 이후 위치)에서는 발열구성 (d)가 발열구성 (c) 보다 1.7°C 높은 온도를 보이지만 모듈 1, 모듈 2 및 모듈 3의 위치에서는 발열구성 (c)가 발열구성 (d)보다 평균적으로 6°C 정도 낮게 나타나고 있다. 발열구성 (c)에서는 캐비닛 하부의 발열량이 큰 모듈을 지나면서 냉각공기가 발열구성 (d)보다 빨리 가열되었기 때문이다. 따라서 최고 온도상승값 측면에서는 네 가지 불균일 발열 구성의 냉각 특성이 큰 차이를 보이지 않았다. 단지 캐비닛 내부의 최대온도만을 고려한다면 하부에 높은 발열량 모듈을 배치하는 방식이 다소 유리하다고 볼 수 있고, 출구부분을 제외하고 전반적으로 낮은 온도분포를 원한다면 상부에 높은 발열량 모듈을 배치하는 방식이 더 효과적이라고 볼 수 있다.

불균일 발열실험에서의 모듈 열저항 R_M 과 캐비닛 열저항 R_C 를 Table 4에 나타내었다. 표에서 보는 바와 같이 모듈 번호가 증가(하류)할수록 각 구성간에는 열저항의 차이가 심해지고 있다. 모듈 5의 열저항 값들을 비교해 보면 캐비닛 상부에 낮은 발열량 모듈이 위치한 발열구성 (c)가 가장 큰 값을 보이고, 캐비닛 하부에 낮은 발열량 모듈을 배치시킨 발열구성 (d)가 가장 작은 값을 보였다. 따라서 열저항 측면에서는 캐비닛 하부에 낮은 발열량 모듈을 배치하고 상부에 높은 발열량 모듈을 배치하는 것이 유리하다고 볼 수 있다.

Table 4에 나타난 바와 같이 네 가지 구성에서

캐비닛열저항 R_C 는 0.472°C/W와 0.462°C/W 사이의 값을 가지고 있어 캐비닛 전체의 열저항 변화는 그다지 크지 않았으며 상부로 갈수록 발열량이 많아지는 구성 (d)가 캐비닛 열저항 측면에서는 가장 좋은 특성을 보였다.

5. 결 론

통신시스템에 사용되는 캐비닛을 이용하여 강제 대류 냉각특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 실제 사용되는 캐비닛을 사용함으로써 장치의 압력 손실과 유동의 불균일성 등이 반영된 캐비닛의 온도분포를 알 수 있었다. 본 연구 결과로 다음과 같은 캐비닛의 냉각특성이 확인되었다.

- (1) 모듈과 모듈 사이에 형성된 공간에서 일어나는 공기의 혼합 때문에 한 모듈 내에서는 모듈 입구쪽에서의 냉각 효과가 상대적으로 우수하였다.
- (2) 채널입구속도와 열저항의 상관관계식을 각 모듈 위치에서 제시하였다. 채널 입구의 공기속도가 4m/s 보다 커질 때에는 최대온고 상승값의 감소율이 작아지므로 채널 입구의 공기속도를 4m/s 이상이 되도록 제1팬 유닛의 유량을 증가시키는 것은 비효율적이었다.
- (3) 제2팬 유닛은 캐비닛 하부에서 세번째 모듈 상부에 설치하는 것이 냉각 측면에서 가장 효율적이었다.
- (4) 불균일 발열실험결과 최고 온도 측면에서는 네 가지 구성에서 커다란 차이가 없었으며, 열저항 면에서는 캐비닛 하부에 발열량이 낮은 모듈을 배치하는 구성이 효율적이었다.

후 기

이 연구의 일부는 한국과학재단 지정 터보·동력 기계 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사함을 드립니다.

참고문헌

- (1) Carvalho, R. D. M. and Bergles, A. E., 1990, "The Influence of Subcooling on the Pool Nucleate Boiling and Critical Heat Flux of Simulated Electronic Chips," *Proc. of the 9th International Heat Transfer Conference*, Vol. 2, pp. 289~294
- (2) Sparrow, E. M., Niethhammer J. E. and Chaboki A., 1982, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Modules Encountered in Electronic Equipment," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 961~973
- (3) Wirtz, R. A. and Dykshoorn, P., 1984, "Heat Transfer from Arrays of Flat Packs in a Channel Flow," *Proc. of IEPS(International Electronics Packaging Society)*, pp. 318~326
- (4) Moffat, R. J., Arvizu, D. E. and Ortega, A., 1985, "Cooling Electronic Components: Forced Convection Experiments with an Air Cooled Array," *Heat Transfer in Electronic Equipment ~ 1985*, ASME HTD-Vol. 48, pp. 17~28
- (5) Harada, A., Kaneko, Y. and Ibaraki, O., 1990, "Forced Air Convection Cooling for Telecommunication Systems Installed in Non-Staffed Offices," *Proc. of IEPS(International Electronics Packaging Society)*, pp. 1164~1178
- (6) Latrobe A., Cadre M. and Le Jannou J. P., 1986, "Simulation and Experimentation of Air Flow in Electronic Racks," *Proc. of IEEE INTELEC*, pp. 539~546
- (7) Linton R. L., 1991, "CFD Modelling of Electronic Enclosures," *Heat Transfer in Electronic Equipment*, ASME HTD-Vol. 171, pp. 95~100
- (8) 박종홍, 김광수, 노홍구, 김원태, 임예섭, 1991, "다수의 발열보드를 탑재한 캐비닛에서의 강제대류 냉각특성에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 '91년도 추계 학술대회논문집, pp. 616~619
- (9) Manno, V. P., Azar, K. and Leisk, G., 1990, "Effect of Cooling Mechanism and Powering Configuration on Thermal Impedances in an Electronic Enclosure," *IEEE Trans. on CHMT.*, Vol. 13, No. 4, pp. 967~974
- (10) Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 321~328
- (11) Tai, C. C. and Lucas, V. T., 1985, "Thermal Characterization of a Card-on-Board Electronic Package," *Heat Transfer in Electronic Equipment-1985*, ASME HTD~Vol. 48, pp. 49~57
- (12) Lee, S. W. and Kim, S. J., 1991, "Numerical and Experimental Analysis of Fan-induced Flow and Heat Transfer in Electronic Systems," *Heat Transfer in Electronic Equipment*, ASME HTD -Vol. 171, pp. 109~115