

흐름 영각에 따른 강제공랭 모듈 주위의 열전달 특성에 관한 연구

박상희[†] · 신대종^{*}
(2002년 1월 28일 접수, 2002년 7월 18일 심사완료)

A Study on the Heat Transfer Characteristics Around a Surface-Mounted Air-Cooled Module for the Flow Angle-of-Attack

Sang Hee Park and Dae Jong Shin

Key Words: Adiabatic Wall Temperature(단열벽온도), Heat Transfer Coefficient(열전달계수),
Liquid Crystal Film (액정막), Oil-Film Visualization(유막법), Module(모듈)

Abstract

An experimental study was performed to investigate adiabatic wall temperature and heat transfer coefficient around a module cooled by forced air flow. The flow angle of attack to the module were 0° and 45°. In the first method, inlet air flow(1~7m/s) and input power(3, 5, 7W) were varied after a heated module was placed on an adiabatic floor(320×550×1mm³). An adiabatic wall temperature was determined to use liquid crystal film. In the second method to determine heat transfer coefficient, inlet air flow(1~7m/s) and the heat flux of rubber heater(0.031~0.062W/m²) were varied after an adiabatic module was placed on rubber heater covering up an adiabatic floor. Additional information is visualized by an oil-film method of the surface flow on the floor and the module. Plots of T_{ad} and h_{ad} show marked effects of flow development from the module and dispersion of thermal wake near the module. Certain key features of the data set obtained by this investigation may serve as a benchmark for thermal-design codes based on CFD.

기호설명

D_h : 유동채널의 수력직경 [m]

F : 열와류인자 [K/W]

h : 모듈표면상의 평균열전달계수 [W/m^2K]

h_{ad} : 벽면상의 단열열전달계수 [W/m^2K]

k : 공기의 열전도계수 [W/mK]

L : 모듈의 길이 [m]

Nu : 평균 Nusselt 수

Q_A : 모듈로부터 공기로의 대류열전달량 [W]

Q_r : 전력리드를 통한 열손실량 [W]

Q_p : 모듈로의 전력 입력량 [W]

Re : 채널의 Reynolds 수

T_{ad} : 단열벽온도 [°C]

T_M : 모듈온도 [°C]

T_w : 벽면온도 [°C]

T_∞ : 채널입구의 온도 [°C]

α : 모듈의 흐름영각 [°]

ν : 공기의 동점성계수 [m^2/s]

[†] 책임저자, 회원, 금오공과대학교 기계공학부

E-mail : parksh@kumoh.ac.kr

TEL : (054)467-4203 FAX : (054)467-4472

^{*} 회원, 금오공과대학교 대학원 기계공학과

1. 서론

최근 칩에 회로를 고집적화하는 기술의 비약적
인 진보는 인쇄회로기판(PCB) 표면에 실장된 다

양한 부품의 기하학적 형상을 단순화시키고 있다. 특히 중·소형 컴퓨터에 있어서 논리처리 모듈인 CPU는 PCB표면에 여러 개가 실장되었으나 최근에는 1개의 CPU내에 그 기능을 모두 집약하는 방향으로 진행되고 있다. 즉 PCB표면에 실장된 부품의 기하학적 배열형태는 1개의 강력한 발열원인 논리처리모듈과 그 주변에 열 방출이 적은 메모리 모듈이 실장된 상황으로 되어 있다. 이로 인해 논리처리모듈의 발열밀도는 종래보다 수십 배 더 증가되었고 이로 인하여 모듈의 온도 관리가 중요한 과제로 되고 있다. 본 연구에서는 실제의 상황을 단순화하여 Fig. 1과 같은 PCB상의 전도/대류 복합열전달 시스템을 고려한다.

전자기기의 기판을 열시스템의 관점으로 보면, 평판상에 놓여진 1개의 발열체가 평판을 따라 흐르는 공기에 방열하는 시스템으로 된다. 모듈에서 발생하는 발열량은 여러 가지 경로를 통하여 냉각류에 도달한다. 주요 열전달 경로로는 모듈 표면으로부터 냉각류로 직접 전해지는 대류열전달 Q_A 과 모듈지지부와 기판을 통과하고, 그 후 기판 표면에서 냉각류로 전해지는 열전달 Q_B 이 있다. 후자의 열전달 상황은 모듈 주변의 공기의 3차원 유동, 기판을 통한 열전도 그리고 모듈 후방의 열외류 및 벽면상의 열경계층의 발달이 서로 관련하기 때문에 매우 복잡하다. 이러한 원인에 의해 지금까지 기판상에서 대류/전도가 복합된 열전달에 대한 기존의 연구가 매우 적고 방열설계에 도움이 될 자료가 미흡하기 때문에 이에 대한 기초연구가 절실히 필요하다.

채널의 벽면에 부착된 3차원 단일 모듈로부터의 열전달에 관한 연구는 문헌에 많이 보고되었다. Chang 등,⁽¹⁾ Roeller 등⁽²⁾은 평행평판 채널벽면에 부착된 단일 모듈에 대하여 유체유동 및 열전달특성을 실험적으로 연구하였다. Rosten 등,⁽³⁾ Behnia 등⁽⁴⁾은 CFD 시뮬레이션을 이용하여 모듈 주위의 3차원 난류유동 및 열전달 특성을 연구하였다. 또한 Chyu와 Natarajan,⁽⁵⁾ Nakamura⁽⁶⁾ 등은 발열체 주위의 유체유동과 국소열전달 특성을 실험적으로 연구하였다. 또한 이들은 발열체의 흐름 영각이 45°인 경우에도 연구하였다.^(7,8)

상기의 연구내용을 살펴보면 모듈로부터의 대류열전달(Q_A)만을 연구하였고, 벽면으로부터의 열전달은 검토되지 않았다.

벽면을 열시스템으로 고려하여 모듈/벽면/냉각

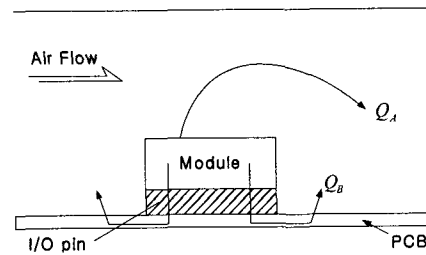


Fig. 1 Paths of heat transfer from module to channel in air flow

공기로의 복합열전달을 연구한 문헌은 다음과 같다. 벽면에 숨겨진 발열체,⁽⁹⁻¹¹⁾ 벽면에 돌출된 2차원 발열체^(12,13)를 대상으로 한 연구가 있다. 이러한 연구들은 채널 벽면에 묻힌 열원으로 가정하여 열외류의 효과를 무시하였거나 2차원 돌출 발열체를 연구에 적용하였기에 실제 전자기기의 기판에 실장된 부품의 형상과는 차이가 있다. 최근 벽면에 돌출된 3차원 발열체를 대상으로 한 연구로는 다음과 같다. Nakayama와 Park⁽¹⁴⁾은 강제공랭되는 3차원 단일모듈로부터의 전도/대류 복합열전달 특성을 실험 및 수치해석으로 연구하였다. 또한 혼합대류 유동영역에 놓여진 단일 발열체로부터의 복합열전달에 대한 실험적 연구⁽¹⁵⁾ 및 다수의 발열체를 대상으로 한 수치해석 연구⁽¹⁶⁾가 있다.

벽면위에 부착된 물체 주위의 상세한 유동을 조사한 연구는 다음과 같다. Hunt 등⁽¹⁷⁾은 정방형 돌출물 주변의 유동을 가시화하여 와류의 특성을 연구하였고, Baker⁽¹⁸⁾와 Hunt 등⁽¹⁹⁾은 층류 경계층내의 돌출물 주위에서 발생하는 말굽형와류(horseshoe vortex)에 대해서 실험적인 연구를 수행하였다. 또한 Hasan⁽²⁰⁾은 돌출물의 흐름 영각을 변화시켜 가면서 돌출물 주위의 압력 및 속도분포를 연구하였다.

위의 연구자들은 벽면에 부착된 돌출물 주변에서 발생하는 유동이 돌출물의 각 표면에 미치는 영향에 관해서만 연구하였다.

따라서 본 연구에서는 모듈이 부착된 기판을 열시스템으로 간주하여 모듈의 흐름 영각이 변화할 때 모듈 주위의 유동가시화, 모듈로부터의 방열이 단열벽온도에 미치는 영향을 고려한 열외류인자(thermal wake function)의 분포, 균일열유속의 벽면에 부착된 단일모듈 주위의 단열열전달계수

를 구하여 기관상의 전도/대류 복합열전달을 예측하는 데 필요한 자료를 구축하는 것이다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 2는 실험장치와 시험부의 개략도를 나타낸다. Fig. 2(a)는 실험장치를 나타낸다. 실내공기는 채널입구에 설치된 벨 마우스(bell mouth)를 통과하여, 길이 650mm, 폭 320mm인 시험부내로 유입된다. 시험부의 입구에는 유입되는 공기유동을 균일하게 하기 위해 벨 마우스를 부착하였다. 시험부의 출구를 통과한 공기는 길이 400mm의 축소 채널부를 지나 유로단면의 내경이 100mm인 원형파이프로 유입된다. 파이프를 통과한 공기는 파이프의 입구로부터 1140mm의 위치에 직경 90mm의 표준 오리피스를 통과하여 덕트 시스템의 말단에 설치된 흡입식 블로어를 통과하여 대기 중에 방출된다. Fig. 2(b)에 나타낸 시험부는 650×320×20mm³의 치수를 가진다. 채널의 벽면은 열전도계수가 0.21W/mK, 두께 1mm인 아크릴 판으로 만들었다. 모사모듈(31×31×7mm³)은 시험부의 입구로부터 120mm의 위치에 모듈의 선단부(leading edge)가 오도록 설치하였다. 모듈의 흐름 영각은 $\alpha = 0^\circ$ 와 45° 로 변화시켰다. 채널입구의 공기온도는 Cu-Co열전대(ϕ 0.3mm)로 측정하였다. 좌표축은 흐름방향을 x축, 채널의 폭방향을 y축 그리고 벽면에 수직한 방향을 z축으로 하였다. x는 모듈의 선단부로부터 측정하였다.

Fig. 3에 나타낸 가열모듈은 31×31×4mm³의 정방형동판의 밑면에 각각 21.3 Ω 의 저항을 가지는 10×10×1mm³의 세라믹히터(ceramic heater) 4매를 납땜으로 접합하여 제작하였다. 각 히터에는 2개의 전력리드(power lead : ϕ 2×8mm)를 접착하여 통전 가열하였다. 모듈온도는 동판의 표면에 흡을 파서 ϕ 0.3mm의 Cu-Co 열전대를 접착하고 모듈표면의 흡은 유동에 방해가 되지 않도록 매끈하게 하였다. 모듈과 기관사이에는 강제침(높이 3mm, base 직경 0.3mm) 4개를 기관에 접착시켜 모듈을 지지하도록 하였다. 모듈로부터 기관으로 빠져나가는 열손실을 최소화하기 위하여 강제침의 열저항은 210K/W로 설정하였다. 모듈과 기관사이의 공간에는 스카치테이프를 접착하여 공기의 유입을 방지하였다. 모듈 밑면에 설치된 전력리드를 통한 열손실은 단열재인 유리섬유를

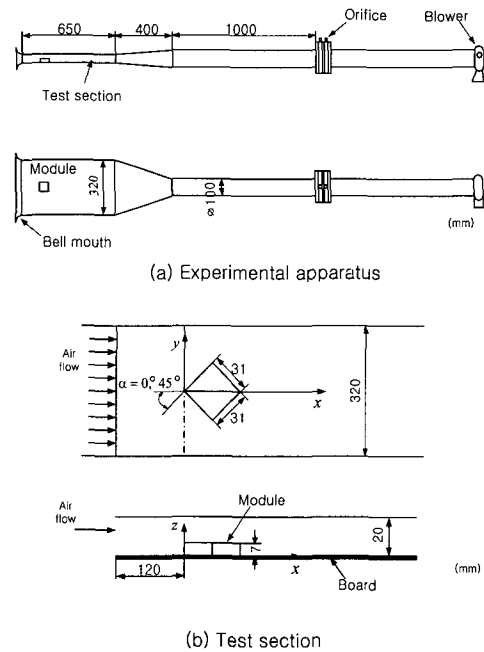


Fig. 2 Experimental apparatus and test section

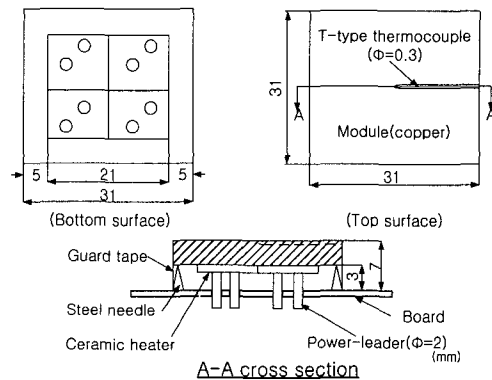


Fig. 3 Structure of simulated module

사용하여 최소화시켰다.

본 연구에서는 Fig. 4(a), (b)에 나타낸 2종류의 모듈과 벽면의 조합을 이용하였다. Fig. 4(a)는 가열모듈(HM)과 단열벽면(AF)으로, Fig. 4(b)는 단열모듈(AM)과 가열벽면(HF)으로 구성되어 있다.

2.1 단열벽온도의 측정

HM/AF조합에 이용한 가열모듈은 Fig. 3에 설명한 것과 같다. 단열기관은 두께 1mm의 아크릴 판을 사용하였다. 단열벽온도 T_{ad} 를 측정하기 위

해 벽면에 두께 0.2mm의 철판을 부착하고 그 위에 액정막을 접착시켰다. 액정막(liquid crystal film)은 측온범위가 32.3~39.6℃이며, 고온측으로부터 검청색, 청색, 녹색, 적색, 갈색의 순으로 5종류의 색을 나타낸다. 특히 33.7℃(적색/녹색)와 37℃(녹색/청색)에서 변색경계가 식별 용이하였으며, 이들의 경계를 측정으로 이용하였다. 액정막의 지시온도의 검정은 액정보정장치에 열전대를 부착하여 행하였다. 기관밀면으로의 열손실을 방지하기 위하여 두께 10mm의 스티로폼을 부착하였다. 모듈로의 입력전력은 3, 5, 7W를 공급하였다. 모듈 주위의 색분포는 채널상부에 설치된 카메라로 촬영하였으며, 출력된 칼라사진으로부터 색분포에 대응하는 온도를 추정하였다.

채널내의 평균유속 V_m 는 1~7m/s로 변화하며 채널의 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수는 $Re=2400\sim 16800$ 이다. 실험동안 전력리드를 통한 열손실량 Q 은 전력입력량 Q_p 에 대하여 1% 이내로, 그리고 복사열손실량은 Q_p 에 대하여 0.9%이내로 평가되었다. 여기서 모듈표면의 방사율은 0.03으로 하였다.

2.2 벽면상의 열전달계수의 측정

Fig. 4(b)의 AM/HF의 조합구조에서는 단열모듈(31×31×7mm³)을 균일열유속 벽면상에 설치하였다. 단열모듈은 아크릴 블록이다. 벽면은 두께 1mm의 아크릴판의 표면에 225×285×0.3mm³의 크

기를 가지는 실리콘 루버히터(silicon rubber heater)를 접착하여 구성하였다. 루버히터는 전기저항이 21.98Ω 인 플라스틱 주형속에 문힌 미세한 니크롬선으로 구성되어 있으며, 직류전원을 이용하여 가열하였다. 히터의 선단부는 채널의 입구로부터 43mm, 모듈의 선단부로부터 77mm의 거리에 위치하고 있다. 히터의 표면에는 같은 크기를 가지는 액정막을 접착하였다. 액정막은 HM/AF에 이용한 것과 동일하다. 열유속은 0.031~0.062W/cm²로 변화시켰다. 가열벽면이 정상상태에 도달한 후, 단열모듈 주위의 가시화된 색분포에 대한 온도는 HM/AF배열에서 이용한 방법으로 추정하였다. AM/HF구조에서는 균일열유속을 기관에 가하여 벽면온도를 측정하고, 벽면온도와 단열벽온도와의 차를 기준으로 한 벽면상의 열전달계수의 분포를 구하는 것이다.

2.3 측정의 불확실성

본 실험에서 수행한 측정의 불확실성은 반복측정 및 해석⁽²¹⁾에 의해 다음과 같이 추정하였다. 모듈로의 입력전력은 ± 0.5%, 모듈온도 ± 0.3K, 채널입구의 공기온도 ± 0.3K, 벽면온도 ± 0.3K, 채널벽면의 열유속 18%, 액정막상의 변색경계의 공간분해능 약 1mm, 채널입구의 평균속도 3%, 난류강도 16%, Nusselt 수는 0.74~1.6%로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 유막법에 의한 유동가시화

Fig. 5(a), (b)는 모듈의 흐름 영각이 각각 $\alpha = 0^\circ$ 와 45° 이고, 채널입구의 속도가 7m/s 일 때, 모듈표면 및 모듈 주위의 벽면상의 흐름을 유막법에 의해 가시화한 결과이다. 본 실험 결과에서 벽면 및 모듈표면의 검은색 부분은 흑연가루의 농도가 진한 상태로, 저속유동, 유동박리 그리고 유동의 재순환이 발생하는 영역이다. 그러나 농도가 얇은 부분은 상대적으로 유동속도가 빠르거나 또는 재부착 유동이 발생하는 영역이다. 유동형태는 $\alpha = 0^\circ$ 에서는 모듈의 중심축($x=0$)을 기준으로, $\alpha = 45^\circ$ 에서는 모듈의 선단각을 중심으로 대칭적인 흐름으로 나타났다. 벽면의 유동형태는 모듈 전면의 A영역에서 유동의 상향흐름에 의한 층류박리(laminar separation)와 모듈 전면 및 측면

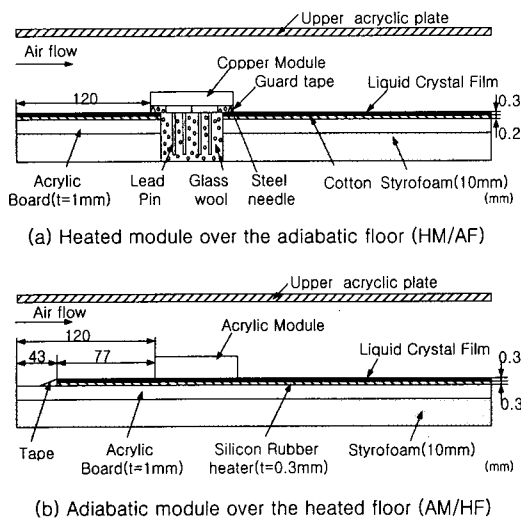
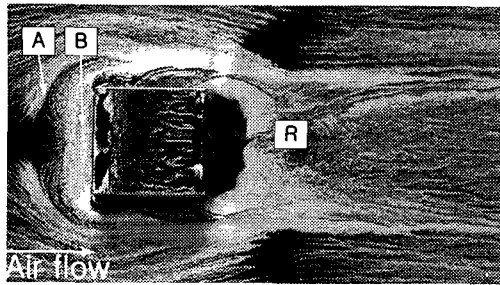
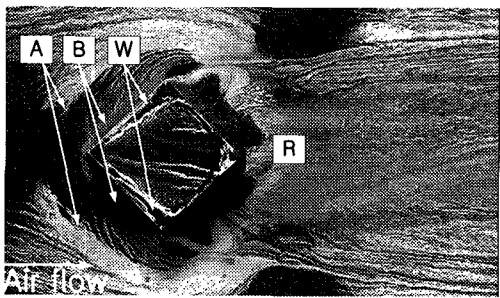


Fig. 4 Structures of the module and the floor



(a) $\alpha = 0^\circ$



(b) $\alpha = 45^\circ$

Fig. 5 Surface oil-film pattern on the module and the floor at $V_\infty = 7\text{m/s}$ ($Re=16800$)

에 걸쳐서 형성되는 말굽형와류(B영역)의 현상이 관찰되었다. 이 와류는 $\alpha = 45^\circ$ 보다 0° 에서 더욱더 넓게 나타났다. 모듈 후방의 R부분은 유동이 재부착하는 영역이 형성되었고, 모듈 후면($\alpha = 0^\circ$)과 측면($\alpha = 45^\circ$)에 있어서 흑연가루의 농도가 매우 진하게 나타난 영역은 흐름의 재순환이 발생됨을 관찰하였다. 모듈 표면의 흐름형태는 다음과 같다. $\alpha = 0^\circ$ 에서는 $0 < x/L < 0.16$ 그리고 $-0.13 < x/L < 0$ 영역에서 재순환 흐름이 형성되었다. 특히 $\alpha = 45^\circ$ 일 때에는 모듈의 선단부로부터 약 10° 의 각을 이루면서 wing tip vortex(W영역)⁽⁷⁾가 대칭적으로 형성되었다.

3.2 모듈표면상의 평균 Nusselt 수

HM/AF조합의 실험으로부터 평균 Nusselt 수(Nu)를 구하였다. Nu수는 다음 식과 같다.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (1)$$

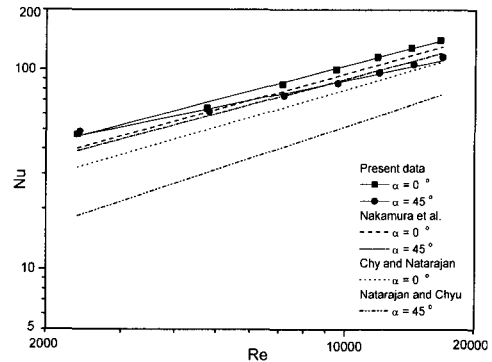


Fig. 6 Variation of Nu with respect to Re

여기서 h 는 모듈의 전체 표면적을 기준으로 한 대류열전달계수, L 은 모듈의 길이, k 는 공기의 열전도계수이다. Fig. 6에 흐름 영각 α 에 따른 Nu 수의 데이터를 Re수의 변화에 대하여 나타내었다. 본 실험의 데이터는 다음 식에 의해 $\pm 2\%$ 이 내로 정리되어졌다.

$$Nu = 0.55Re^{0.57} \quad (\alpha = 0^\circ) \quad (2)$$

$$Nu = 1.40Re^{0.45} \quad (\alpha = 45^\circ) \quad (3)$$

이 식의 적용범위는 $L/W=0.008$, $w/L=1.0$ 및 $2400 \leq Re \leq 16800$ 이다. w 와 W 는 모듈 및 채널의 폭이다. 채널의 수력직경 D_h 을 기준으로 한 Re수는 다음 식과 같다.

$$Re = \frac{V_\infty D_h}{\nu} \quad (4)$$

여기서 ν 는 공기의 동점성계수이다. 본 실험에서 공기의 물성치는 막온도 $T_f = (T_M + T_w)/2$ 를 이용하여 구하였다. 본 실험의 결과에서 열전달계수의 값은 $\alpha = 0^\circ$ 의 경우가 45° 보다 약 4%($Re=4700$)~22%($Re=16800$) 정도 더 높게 나타났다. 또한 $Re \geq 4700$ 에서는 $\alpha = 0^\circ$ 로 실장하는 편이 모듈의 냉각에 더 효과적인 것으로 나타났다. 그리고 Fig. 6에 본 실험의 결과와 선행 연구자에 의해 제안되어진 관계식의 결과도 비교하기 위해 나타내었다. 선행 연구자의 관계식은 발열체의 형상과 치수, 채널높이가 각각 다르기 때문에, 이들의 결과는 본 실험에 사용된 채널 및 모듈의 치수를 이용하여 수정하였다. 본 실험의 데이터

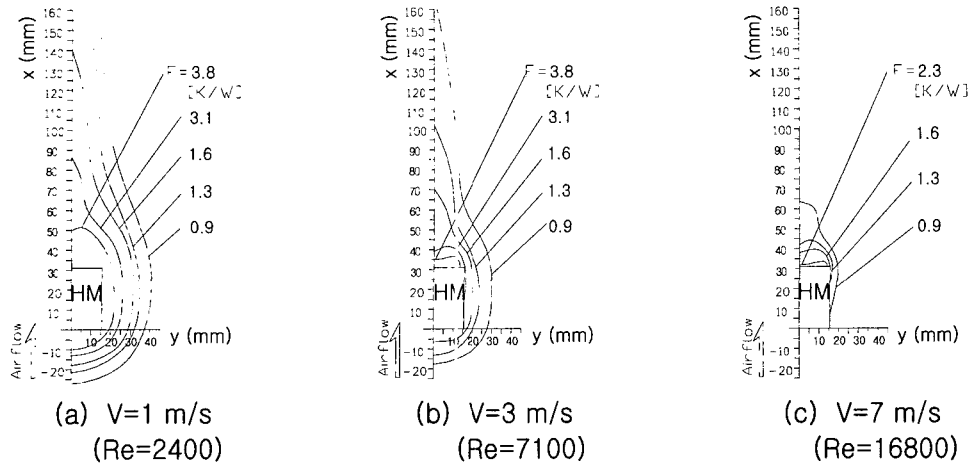


Fig. 7 Thermal wake function F on the floor at $\alpha = 0^\circ$

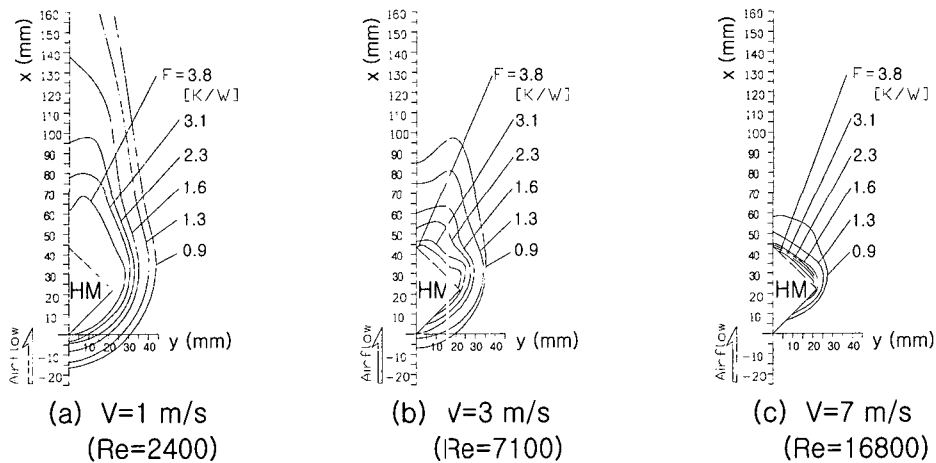


Fig. 8 Thermal wake function F on the floor at $\alpha = 45^\circ$

와 선행 연구자의 결과와의 차이는 모듈의 크기에 따른 영향인 것으로 예측된다.

3.3 열와류인자

HM/AF 조합의 실험에 의해 단열벽온도(T_{ad})를 측정하여 다음과 같은 식으로 열와류인자(F)를 구하였다

$$F = \frac{T_{ad} - T_{\infty}}{Q_A} \tag{5}$$

F 는 모듈 주위의 벽면에 대한 열저항[K/W]의 개념을 가지며, 열와류가 벽면의 가까이에서 순

반하는 엔탈피 수송을 열저항의 형태로 표현한 것이다. 모듈 표면으로부터 냉각공기로의 대류열 전달 Q_A 는 $Q_A = Q_p - Q_l$ 로 계산하였다.

Fig. 7과 8은 $\alpha = 0^\circ$ 와 $\alpha = 45^\circ$ 일 때 식 (5)를 이용하여 구한 F 값의 선도를 나타낸다. Fig. 7과 8(a)~(c)는 $V_\infty = 1, 3, 7\text{m/s}$ 에 대응하는 선도이다. 또한 이 선도는 $Q_p = 3, 5, 7\text{W}$ 의 3단계로 변화시켜 각각의 경우에서 구한 F 선도를 중첩시킨 것이다. Fig. 7과 8에서 단열벽온도가 높은 영역($F \geq 3.1\text{K/W}$)이 모듈 주변에 분포한다. 이것은 모듈 주위의 고온공기의 재순환에 의해 엔탈피 수송이 잘 일어나지 않아 기관표면상의 열저항이 크기 때문이다. 그러나 $F < 3.1\text{K/W}$ 에서는 모듈 주변의 말굽형와

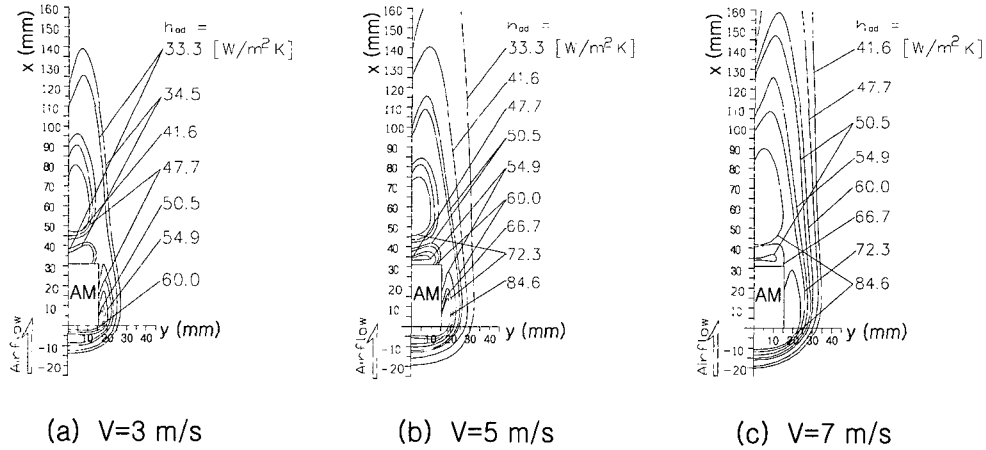


Fig. 9 Heat transfer coefficient on the floor h_{ad} at $\alpha = 0^\circ$

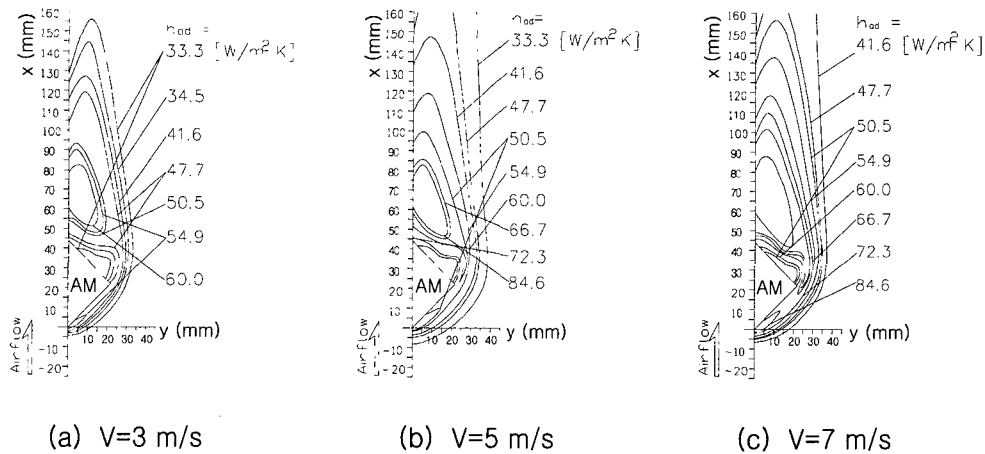


Fig. 10 Heat transfer coefficient on the floor h_{ad} at $\alpha = 45^\circ$

류와 가속유동에 의해 모듈로부터 멀어짐에 따라 F 값이 낮아지며 모듈의 중심축($x=0$)을 기준으로 대칭적으로 나타났다. $V_\infty=1\text{m/s}$ 일 때 열와류가 미치는 영향은 모듈 후방의 하류방향으로 길게 뻗어나가고 있다. 그러나 유속이 증가될수록 모듈로부터의 열전달이 촉진되어 기판에 미치는 열와류의 영향은 급속하게 감소됨을 보였다. 즉 $F=1.6\text{K/W}$ 를 기준으로 할 때 이 면적은 $V_\infty=1\text{m/s}$ 에 비해 7m/s 의 경우가 약 78% 정도로 감소되었다. 그리고 $F=3.1\text{K/W}$ 이상의 영역은 $\alpha = 0^\circ$ 에 비해 45° 의 경우가 선단각의 영향에 y 축방향으로 더 많이 확산됨을 나타내었다.

3.4 벽면상의 단열열전달계수

AM/HF의 실험에서 벽면의 열유속(q)를 일정하게 하여, 벽면온도 T_w 를 측정하여 다음 식으로부터 벽면상의 단열열전달계수(h_{ad})를 구하였다.

$$h_{ad} = \frac{q}{(T_w - T_{ad})} \tag{6}$$

와류영역내의 열전달계수 h_{ad} 는 $(T_w - T_{ad})$ 를 기준으로 한다. 단, T_{ad} 의 결정에는 모듈로부터의 열와류의 영향이 지배적이고, 벽면 자체의 방열에 의한 온도경계층의 발달은 T_{ad} 에 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서 본 실험에서는 이러한 가정에 의해 식 (6)에서 근사적으로 $T_{ad} \approx T_\infty$ 로 변경하여 h_{ad} 를 계산하였다.

식 (6)을 이용하여 구한 h_{ad} 선도를 Fig. 9($\alpha = 0^\circ$)와 Fig. 10($\alpha = 45^\circ$)에 나타내었다. 이들의 선도는 유속 $V_\infty = 3, 5, 7\text{m/s}$ 일 때 열유속 $q = 0.031, 0.039, 0.047, 0.055, 0.062\text{W/cm}^2$ 의 5단계로 변화시켜, 각각의 경우에서 구한 h_{ad} 선도를 중첩시킨 그림이다. Fig. 9와 10의 결과에서 등(iso)- h_{ad} 선의 양상은 Fig. 5의 결과에서 보여진 모듈 주변에서 발생하는 말굽형와류와 명확하게 잘 일치함을 보였다. $\alpha = 0^\circ$ 에서 $V_\infty = 3\text{m/s}$ 의 경우 말굽형와류 영역인 모듈 측면 부근과 모듈 후방의 유동의 재부착 영역($50 \leq x \leq 75$)에서는 수력학적인 영향에 의해 벽면상의 열전달이 촉진되어 h_{ad} 의 값이 매우 높게 나타났다. 또한 유속이 증가하여도 말굽형와류 영역의 범위는 거의 변화가 없고 재부착영역은 모듈표면상의 가속유동에 의해 넓어짐을 보였다. 이 재부착영역은 $\alpha = 45^\circ$ 의 경우 0° 에 비해 열전달 촉진이 모듈의 스펠(span)방향으로 확산되어 모듈 후방의 넓은 영역에 걸쳐서 나타났다.

4. 결 론

모듈이 부착된 벽면으로부터의 복합열전달에 관한 기초자료를 확립하기 위하여 모듈의 흐름 영각을 0° 와 45° 로 변화시켜 가면서 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유동 흐름의 가시화 결과, 모듈 주위에서는 박리, 말굽형와류, 재부착영역이, $\alpha = 45^\circ$ 인 모듈 표면에서는 wing tip vortex 현상이 관찰되었다.
- (2) 모듈의 흐름 영각의 변화에 따른 모듈표면상의 대류열전달계수를 구하여 식 (2)와 (3)으로 나타내었다. 이 관계식에서 $\alpha = 45^\circ$ 보다 0° 인 경우가 모듈의 냉각에 더 효과적인 것으로 나타났다.
- (3) 모듈의 방열이 단열벽온도에 미치는 영향을 열와류인자 F 로 표시하여 흐름 영각의 변화에 따른 모듈 주위에서의 F 분포를 구하였다. 모듈 주변의 열와류인자 F 는 $\alpha = 0^\circ$ 에 비해 45° 의 경우가 유속이 증가할수록 더 높게 나타났다.
- (4) 벽면온도와 단열벽온과의 차를 기준으로 한 열전달계수 h_{ad} 의 분포를 모듈의 흐름 영각을 변화시켜 구하였다. h_{ad} 분포의 양상은 유동을 가시화한 결과에서 나타난 말굽형와류의 양상과 잘 일치하였다.

후 기

본 연구는 2000년도 금오공과대학교학술연구비에 의하여 연구된 논문으로 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Chang, M. J., Shyu, R. J. and Fang, L.J., 1987, "An Experimental Study of Heat Transfer from Surface Mounted Components to a Channel Airflow," ASME Paper No. 97-HT-75.
- (2) Roeller, P. T., Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, "Heat Transfer and Turbulent Flow Characteristics of Isolated Three-Dimensional Protrusions in Channels," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 597~603.
- (3) Rosten, H. I. and Viswanath, R., 1994, "Thermal Modeling of the Pentium TM Processor Package," *IEEE Electronic Component Technology Conf.*, Washington, D.C., pp. 421~428.
- (4) Behnia, M., Nakayama, W. and Wang, J., 1998, "CFD Simulation of Heat Transfer from a Heated Module in an Air Stream: Comparison with Experiments and a Parametric Study," *InterSociety Conf. on Thermal Phenomena*, pp. 143~151.
- (5) Chyu, M. K. and Natrajan, V., 1991, "Local Heat/Mass Transfer Distributions on the Surface of a Wall-Mounted Cube," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 851~857.
- (6) Nakamura, H., Igarashi, T. and Tsutsui, T., 2001, "Local Heat Transfer Around a Wall-Mounted Cube in the Turbulent Boundary Layer," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3385~3395.
- (7) Natarajan, V. and Chyu, M. K., 1994, "Effect of Flow Angle-of-Attack on the Local Heat/Mass Transfer from a Wall-Mounted Cube," *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, Vol. 116, pp. 552~560.
- (8) Nakamura, H. and Igarashi, T. and Tsutsui, T., 1999, "Local Heat Transfer Around a Wall-Mounted Cube (The Case of the Attack Angle of 45°)," *JSME B*, Vol. 65-639, pp. 3771~3776.
- (9) Ramadhyani, S., Moffat, D. F. and Incropera, F. P., 1985, "Conjugate Heat Transfer from Small Isothermal Heat Sources Embedded in a Large Substrate," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 28,

- No. 10, pp. 1945~1952.
- (10) Moffat, D. F., Ramadhyani, S. and Incropera, F.P., 1986, "Conjugate Heat Transfer from Wall Embedded Sources in a Rectangular Channel," *ASME HTD-57*, pp. 177~182.
- (11) Ortega, A., Ramanathan, S., Chicci, J. D. and Prince, J. L., 1993, "Thermal Wake Models for Forced Air Cooling of Electronic Components," *Proc. 9th IEEE SEMI-THERM Symposium*, pp. 63~74.
- (12) Davalath, J. and Bayazitoglu, T., 1987, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 321~328.
- (13) Zebib, A. and Wo, Y. K., 1989, "A Two-Dimensional Conjugate Heat Transfer Model for Forced Air Cooling of an Electronic Device," *ASME J. of Electronic Packaging*, pp. 171~178.
- (14) Nakayama, W. and Park, S. H., 1996, "Conjugate Heat Transfer from a Single Surface-Mounted Block to Forced Convective Air Flow in a Channel," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 301~309.
- (15) Lee, J. H., Park, S. H. Riu, K. J. and Bang, C. H., 2000, "Mixed Convection Transport from a Module on the Bottom Surface of Three Dimensional Channel," *Trans. of the KSME*, Vol. 24, No. 5, Part B, pp. 632~639.
- (16) Yun, B. T. and Choi, D. H., 1999, "Analysis of Three-Dimensional Mixed Convection Flow About Uniformly Distributed Heat-Generating Blocks on a Conductive Wall," *Trans. of the KSME*, Vol. 23, No. 1, Part B, pp. 1~11.
- (17) Hunt, J. C. R., Abell, C. J., Peterka, J. A. and Woo, H., 1978, "Kinematical Studies of the Flows Around Free or Surface-Mounted Obsta- : Applying Topology to flow Visualization," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 86, Part 1, pp. 179~200.
- (18) Baker, J. C., 1979, "The Laminar Horseshoe Vortex," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 95, Part.2, pp. 347~367.
- (19) Hunt, J. C. R., Lalas, D. P. and Asimakopoulos, D. N., 1984, " Air Flow and Disperision in Rough Terrain : A Report on Euromech 173," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 142, pp. 202~216.
- (20) Hasan, M. A. Z., 1989, "The Near Wake Structure of a Square Cylinder," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 10, No. 4, pp. 339~348.
- (21) Kline, S. J., 1985, " The Purposes of Uncertainty Analysis," *ASME J. of Fluid Engineering*, Vol. 107, pp. 153~160.