

기판의 열확산에 의한 3차원 공랭모듈로부터의 열전달촉진에 관한 연구

박상희[†] · 홍택^{*}

(2001년 12월 26일 접수, 2002년 4월 27일 심사완료)

Enhancement of Heat Transfer from an Air-Cooled 3-Dimensional Module by means of Heat Spreading in the Board

Sang-Hee Park and Taek Hong

Key Words: Conjugate Heat Transfer(복합열전달), Thermal Conductance(열컨덕턴스), Heat Spreader(열확산자), Thermal Resistance(열저항)

Abstract

The experiments were performed with a $31 \times 31 \times 7 \text{mm}^3$ simulated 3-dimensional module on the thermal conductive board of a parallel plate channel. The convective thermal conductance for the path from the module surface directly to airflow and conjugate thermal conductance for the path leading from the module to the floor by way of a module support, then, to the airflow were determined with several combinations of module-support-construction(210, 0.32, 0.021K/W)/floor-material(398, 0.236W/mK) and channel height(15-30mm). As the result, it was found that the conjugate thermal conductance and the temperature distribution around the module depend on the thermal resistance of the module support, and the channel height. These configurations were designed to investigate on the feasibility of using the substrate as an effective heat spreader in the forced convective air-cooling of surface mounted heat source. The experimental results were discussed in the light of interactive nature of heat transfer through two paths, one directed from the module to the airflow and the other via the module support and the floor to the air.

기호설명

A : 모듈의 열전달면적 [m^2]
 B : 모듈의 두께 [m]
 D_b : 유동채널의 수력직경 [m]
 H : 채널의 높이 [m]
 h : 평균열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 k : 공기의 열전도계수 [W/mK]

L : 모듈의 길이 [m]
 Nu : 평균 Nusselt 수
 Q : 모듈의 발열량 [W]
 Q_d : 모듈로부터 공기로의 대류열전달량 [W]
 Q_B : 모듈로부터 기판으로의 전도열전달량 [W]
 Q_p : 모듈로의 전력 입력량 [W]
 Q_r : 전력리드를 통한 열손실량 [W]
 R_c : 모듈지지부의 열저항 [K/W]
 R_r : 전력리드의 열저항 [K/W]
 Re : Reynolds 수
 T_i : 채널입구의 온도 [$^\circ\text{C}$]
 T_M : 모듈 온도 [$^\circ\text{C}$]
 U : 총합열컨덕턴스 [W/K]
 U_d : 대류열컨덕턴스 [W/K]

[†] 금오공과대학교 기계공학부

E-mail : parksh@kumoh.ac.kr

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

^{*} 금오공과대학교 대학원 기계공학과

U_{eff} : 복합열전달계수 [W/m^2K]
 V : 채널입구의 평균속도 [m/s]

1. 서론

최근 반도체 기술의 급격한 발전은 반도체 회로선폭을 더욱더 미세화시켰고 이로 인해 칩당의 회로의 고집적화가 급격하게 증가되었다. 이 결과로 전자장비는 고성능화, 고기능화, 소형화, 경량화를 실현시켰으나 칩당 또는 모듈당의 발열밀도가 크게 상승하게 되었다.

모듈을 기판에 실장하는 기술은 종래의 인쇄회로기판에 구멍을 내어 모듈의 입출력핀을 삽입하여 납땀을 하는 편삽입실장방식으로부터 기판에 모듈을 탑재한 후, 기판에 인쇄된 납땀을 전체적으로 재용융해서 실장하는 표면실장방식으로 전환되고 있다. 후자의 방식은 전자에 비해 기판에 모듈을 보다 더 고밀도화할 수 있으나 발열밀도가 증가하게 된다. 인쇄회로기판에 실장된 모듈로부터 발생한 발열량은 대부분 모듈표면에 부착된 방열핀을 이용하여 냉각유로 열을 제거하고 있다. 본 연구에서는 모듈로부터 발생한 발열량을 열전도성 기판을 이용하여 열전달을 촉진시키고자 한다. 이 방식은 종래부터 이용한 모듈표면에 부착된 방열핀 대신에 기판을 평판형 방열핀으로 이용하게 되는 것이다. 평판형 핀은 기판내의 열전도로 인하여 열제거를 촉진시킬 뿐만 아니라 모듈표면에서 방열핀이 점유하는 공간을 제거시켜 준다. 이것은 소형화가 요구되어지는 중소형 전자시스템 및 휴대용 PC에 있어서 매우 중요한 방열대책으로 간주될 수 있다.

이러한 기판을 방열시스템으로 보면 모듈로부터의 열전달은 Fig. 1과 같이 기판표면상에서 대류와 전도가 혼합된 복합열전달이 일어나게 된다. 모듈로부터 발생한 발열량 Q 는 여러 경로를 통하여 냉각공기류로 전달된다. 즉 모듈표면으로부터 공기류로 직접 전해지는 대류열전달량 Q_A 과 전도로 인해 입출력핀과 기판을 통과하여, 그 후 기판표면으로부터 냉각공기로 전달되는 열전달량 Q_B 이 있다. 후자의 열전달 과정은 기판내부의 열전도, 모듈 주위의 공기유동, 기판에 접하는 공기온도와 복합되어 매우 복잡하다. 이러한 기판표면에서의 전도/대류 복합열전달 문제를 연구한 사례는 적고, 방열설계에 도움이 될 자료도

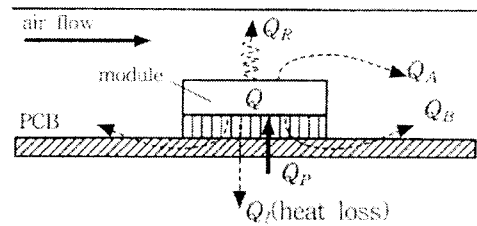


Fig. 1 Heat transfer paths from surface-mounted module to channel air flow

매우 적기 때문에 이에 대한 기초 연구가 절실히 요구된다.

단열된 기판에 실장된 모듈로부터의 유체유동 및 강제대류 열전달에 관한 연구는 문헌에 많이 보고되었다. Chang 등⁽¹⁾은 평행평판 채널벽면에 부착된 단일 모듈에 대한 열전달 특성을 실험적으로 수행하였다. Roeller 등⁽²⁾은 단일 발열체에 대한 유체유동 및 열전달 특성을 연구하였다. Rosten 등,⁽³⁾ Behnia 등⁽⁴⁾은 CFD 시뮬레이션을 이용하여 모듈 주위의 3차원 난류유동 및 열전달 특성을 연구하였다. 최근에 Nakamura 등⁽⁵⁾은 난류 강계층내에 놓여진 정방형 발열체 주위의 유체유동과 국소열전달 특성을 실험적으로 연구하였다. 이 연구들을 검토해 보면 유체유동을 완전 발달된 유동으로 가정하여 모듈로부터 공기로의 대류 열전달만을 연구하였다. 이들의 연구에서는 기판으로의 전도열전달을 무시하였다. Graham 등⁽⁶⁾은 최초로 3차원 모듈에 대한 전도/대류 복합열전달의 중요성을 강조하였다. 이러한 복합열전달에 대한 연구는 채널벽면에 묻혀진 열원을 대상으로 한 연구⁽⁷⁻⁹⁾와 기판에 돌출된 2차원 발열체로부터의 복합열전달의 연구⁽¹⁰⁾도 문헌에 나타나 있다. 이러한 연구들은 채널 벽면에 묻혀진 열원으로 가정하여 열와류의 효과를 무시하였거나 2차원 돌출발열체를 연구에 적용하여 전자장비의 실제상황과는 차이가 있다. Nakayama와 Park⁽¹¹⁾은 강제공랭되는 3차원 단일모듈로부터의 전도/대류 복합열전달 특성을 실험 및 수치해석으로 연구하였다. 최근에 채널 벽면에 단일 발열체^(12,13) 및 다수의 발열체⁽¹⁴⁾를 대상으로한 복합열전달 특성에 대한 연구가 수행되어졌다.

따라서 본 연구의 목적은 강제공랭에 의한 3차원 정방형 모듈로부터의 복합열전달에 있어서 기판의 열확산에 의한 전도/대류 복합열전달 특성을 규명하는 것이다. 이러한 열전달특성을 고찰

하기 위해 채널입구의 유속, 채널높이 그리고 모듈지지부의 열저항을 실험변수로 선정하여 변화시켰다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타냈다. 시험부인 평행평판 채널은 두께 10mm의 투명아크릴판을 집합하여 만들었다. 실험장치의 말단에 설치한 송풍기에 의해 실내공기를 시험부 내부로 유입시킨다. 채널 입구에는 균일유속을 시험부내로 도입하기 위해 bell mouth를 설치하였다.

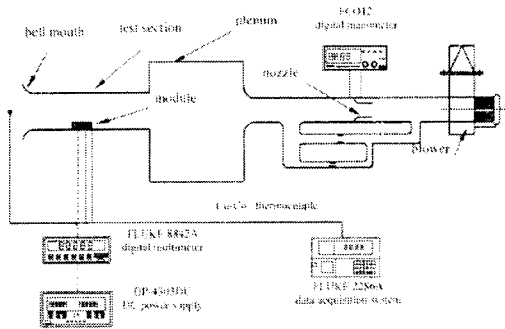


Fig. 2 Experimental apparatus

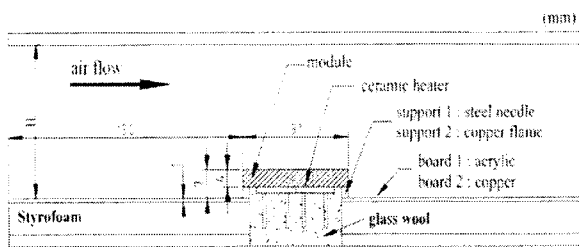


Fig. 3 Test section

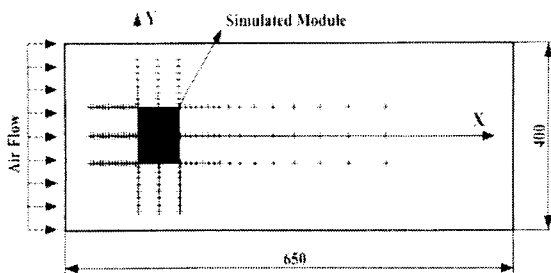


Fig. 4 Temperature measurement positions in a copper board

시험부내의 공기유량은 시험부 출구로부터 2.1m에 위치한 직경 38mm의 ISA1932 노즐과 마노미터를 이용하여 측정하였고, 교류 변환기에 의해 송풍기의 회전속도를 조절하여 유량을 변화시켰다. 시험부 입구의 공기온도는 직경 0.2mm의 T형 열전대에 의해 측정하였다.

Fig. 3은 채널 시험부의 개략도이다. 시험부는 길이 650mm, 폭 40mm 치수의 아크릴평판으로 제작하였으며, 상부채널벽을 움직여서 높이를 조절하였다. 채널높이는 15~30mm 범위로 5mm 간격으로 변화시켰다. 모사모듈은 모듈전단부가 시험부 입구로부터 150mm의 위치에 전면이 오도록 설치하였다. 기관은 길이 800mm, 폭 400mm 그리고 두께 1mm의 크기를 가지며, 채널 벽면의 일부를 구성하고 있다. 본 실험에서는 2종류의 재질을 갖는 기관을 이용하여 실험을 수행하였다. 즉 아크릴판(열전도계수 0.21W/mK)과 동판(열전도계수 398W/mK)이다. 이들 판의 밑면에는 두께 10mm의 스티로폼을 부착하여 단열시켰다. 아크릴판은 모듈로부터 기관으로의 전도열전달을 최소화하고, 동판은 환의 효과로 인하여 열전도를 극대화하게 된다. 기관의 온도분포는 두께 1mm의 동판의 밑면에 심은 T형 열전대(ϕ 0.2)에 의해 측정하였다. 측정점은 Fig. 4에 나타낸 것처럼 모듈전방의 기관면내에 48점, 후방에 48점 및 측방에 각각 48점을 1~10mm 간격으로 모듈 주변에 전체 144점으로 설정하였다.

모사모듈의 구조는 Fig. 5에 나타냈다. 모듈은 $31 \times 31 \times 4mm^3$ 의 정방형 동판 밑면에 각각 19.7 Ω 의 저항을 가지는 $10 \times 10 \times 1mm^3$ 의 세라믹히터 4장을 진공상태에서 납땜으로 접합하여 제작하였다. 각 히터에는 직경 2mm, 길이 8mm의 치수를 가지는 2개의 전력리드를 접착해서 직류전원에 의해 동전 가열하였다. 모듈온도는 동판의 상부표면에 1개 지점과 하부표면에 4개 지점을 온도 측정 위치로 선정하여, T형(ϕ 0.2) 열전대로 측정하였다.

Fig. 6은 모듈과 기관사이에 설치되는 모듈지지부의 구조를 나타내고 있다. 기관으로의 전도열전달은 모듈지지부의 열저항 값에 따라 크게 변한다. 본 실험에서는 3종류의 모듈지지부를 설정하고, 각 지지부의 열저항값을 이용하였다. Fig. 6(a)의 지지부는 강제침(높이 3mm, base 직경 0.3mm) 4개를 접착재로 아크릴기관에 세워 모듈

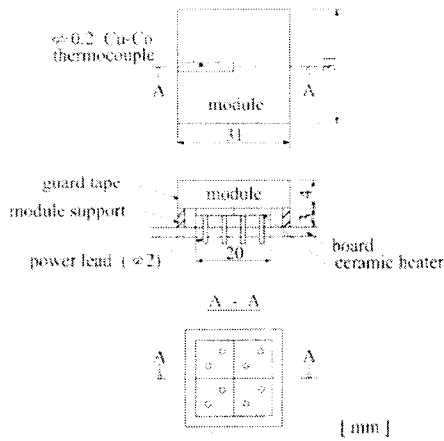


Fig. 5 Structure of simulated module

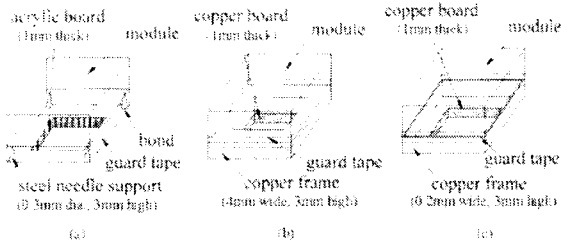


Fig. 6 Supporting structure of the module

의 네 모퉁이를 지지하도록 하였다. 강제침의 base 직경을 기준으로 계산한 지지부의 열저항은 $R_c=210K/W$ 이다. Fig. 6(b)는 두께 3mm, 폭 4mm의 동프레임으로 모듈 및 통기관과 접하는 접촉면적은 $2.32cm^2$, 모듈과 기판과의 접착부의 열저항을 포함한 지지부의 열저항은 $R_c=0.021K/W$ 이다. Fig. 6(c)는 두께 3mm, 폭 0.2mm의 동프레임으로 접촉면적을 $0.2464cm^2$ 으로 축소하여 $R_c=0.32K/W$ 로 하였다. 각 지지부의 열저항 R_c 는 1차원 정상 열전도에 있어서 열저항의 개념⁽¹⁵⁾을 이용하여 계산하였다. 모듈과 지지부 그리고 지지부와 기판의 접촉부에는 열전도율이 높은 접착제를 사용하여 접촉열저항을 최소화하였다. 모듈과 지지부의 측면에는 스키치테이프를 접착하여 공기의 유입을 방지하였다. 모듈 밑면에 설치된 전력리드를 통한 열손실은 단열재인 유리섬유를 채워넣어 최소화시켰다. 모듈온도가 정상상태로 될 때까지의 시간은 40분정도 소요되었다. 정상상태에 도달한 후, 모듈에 부착된 5개의 열전대 지시온도의 변화는 $\pm 0.3^\circ C$ 이내에 있었다. 또한 채널입구의 공

기온도는 $\pm 0.3^\circ C$ 이내의 범위에서 변화하였다. 채널내의 평균유속 U 는 $0.57\sim 9.31m/s$ 로 변화하며 채널의 수리직경을 기준으로 한 Reynolds수의 범위는 2400~16800이다. 모듈로의 입력전력은 $Q_p=5W$ 이다. 실험동안 전력리드를 통한 열손실량 Q_r 은 전력입력량 Q_p 에 대하여 1%로 이내로 유지되었다. 또한 모듈표면에서 주위로의 복사열손실량 Q_{R} 은 Q_p 에 대하여 0.9%이내로 평가되었다. 여기서 모듈표면의 방사율은 0.03이다. 실험데이터의 불확실성은 Kline⁽¹⁶⁾에 의해 제안된 방법으로 평가하였다. 즉 Reynolds수에 대하여는 2.41~4.79%, Nusselt 수는 0.74~1.6%로 나타났다.

3. 열컨덕턴스의 유도과 정의

Fig. 1에서 보여진 모듈로부터의 각종 열전달에 대한 에너지 보존식은 다음과 같다.

$$Q = Q_A + Q_B \tag{1}$$

여기서 모듈의 발열량 $Q = Q_p - Q_r - Q_{l}$ 이다. 모듈의 내부온도차는 모듈과 공기와의 온도차에 비해 매우 작기 때문에 모듈의 온도를 등온체로 간주하여 모듈온도를 T_M 으로 하였다. 모듈로부터의 방열에 의한 온도포텐셜은 모듈온도 T_M 과 채널입구의 공기온도 T_f 와의 차이기 때문에, 총합열컨덕턴스를 $U(W/K)$ 라고 하면

$$Q = U(T_M - T_f) \tag{2}$$

U 를 Fig. 1의 열전달 경로에 따르는 열컨덕턴스로 분해하면 Fig. 7과 같이 된다. Fig. 1(a)는 모듈로부터의 공기류에 직접 전해지는 열량 Q_A 에 대한 컨덕턴스 U_A 와 기판을 통해서 전해지는 열량 Q_B 에 대한 컨덕턴스 U_B 를 나타내고 있다. U_B 는 더욱더 Fig. 7(b)와 같이 모듈지지부의 열저항 R_c 와 기판내의 열전도와 기판표면상의 대류열전달에 대한 컨덕턴스 U_{BB} 로 나누어진다. 이 컨덕턴스 성분을 모두 채널입구의 공기온도 T_f 를 기준으로 정의하면 다음 식으로 된다.

$$U = U_A + U_B \tag{3}$$

$$U_B = \frac{1}{R_c + 1/U_{BB}} \tag{4}$$

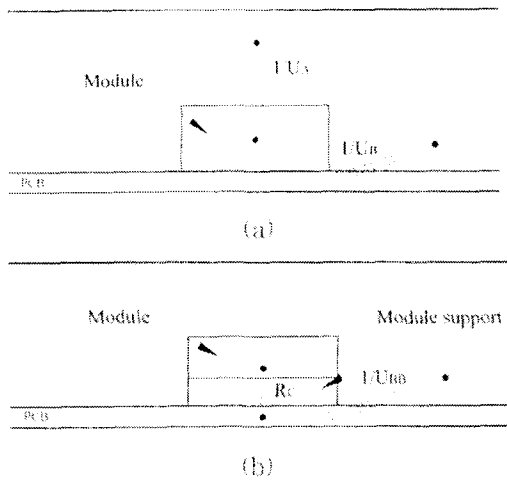


Fig. 7 Components of thermal resistance for heat flow paths

Table 1 Parameters involved in the heat transfer system

기하학적 변수	모듈 길이 L
	모듈 높이 B
	모듈지지부의 두께 s
	채널 높이 H
	채널 폭 W
	기판 두께 t
열물성 변수	모듈의 설치위치
	기판의 열전도계수 k_B
	모듈지지부의 열저항 R_c
제어 변수	공기속도 V
	모듈로의 전력입력 Q_p
	모듈온도 T_M
	채널입구의 공기온도 T_i

전자장비의 열전달 시스템에 관련된 변수는 Table 1에 보여진 바와 같이 크게 기하학적 변수, 열물성 변수, 제어변수로 나눌 수 있다. 기판표면에서의 대류/전도 복합열전달 문제를 해결하기 위하여는 Table 1에 주어진 관련 변수를 이용하여 열컨덕턴스 U_A , U_{DB} 그리고 열저항 R_c 를 개별적으로 미리 구해 놓으면 편리하다. 본 실험에 있어서 U_A 에 관련된 변수로는 모듈지지부의 열저항, 모듈의 치수, 유속, 채널높이이며, U_{DB} 에는 U_A 에 관련된 변수에다 기판의 열전도계수, 기판의 두께 등이 추가된다. R_c 는 모듈지지부의 구조 및 치수, 재질 등이 관련된다.

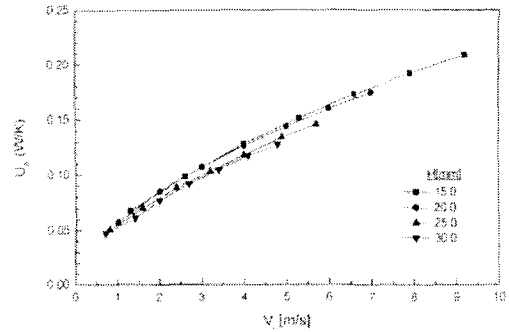


Fig. 8 Variation of convective thermal conductance with respect to velocity

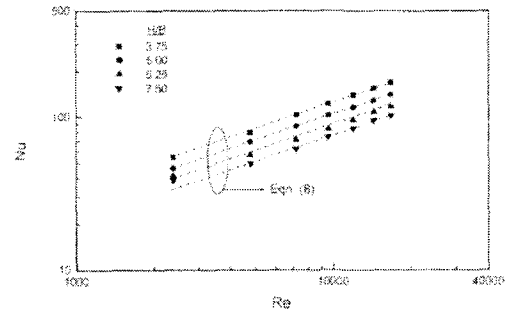


Fig. 9 Relationship between average Nusselt number Nu on the module and Reynolds number Re

4. 실험결과 및 고찰

4.1 대류 열컨덕턴스 U_A 의 평가

Fig. 7(a)에 보여진 모듈지지부에 의해 대류 열컨덕턴스 U_A 를 평가하였다. U_A 는 모듈지지부의 열저항($R_c=210K/W$)을 매우 크게 선정하여 평가하였다. 기판으로의 전도열손실량 Q_B 는 Q_p 의 0.2%이다. 모듈로의 전력입력 Q_p 로부터 전력리드를 통한 열손실량 Q_L 을 뺀 값을 Q_A 로 한다. 따라서 대류 열컨덕턴스 U_A 는 다음 식으로 정의 된다.

$$U_A = \frac{Q_A}{T_M - T_i} \quad (5)$$

Fig. 8은 채널입구의 평균유속 V 에 대한 대류 열컨덕턴스 U_A 와의 관계를 나타낸다. U_A 는 채널과 모듈높이의 비 H/B 및 V 에 크게 의존함을 보

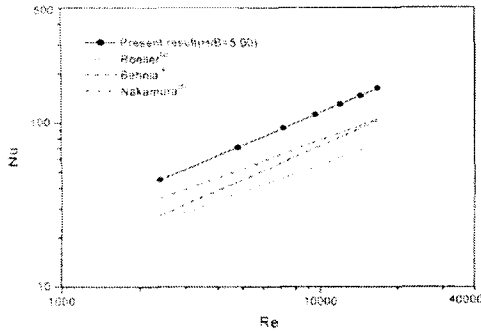


Fig. 10 Comparison between present result and reference result($H/B=5.00$)

었다. 고정된 채널높이에서 유속 V_i 가 증가할 수록 U_A 도 증가한다. 또한 유속이 일정할 경우에 U_A 는 채널높이가 감소할수록 증가함을 나타낸다. 이는 채널높이가 감소함에 따라 모듈의 상부면과 측면에서 유동하는 bypass 흐름이 가속화되어 대류에 의한 열수송이 촉진되기 때문이다. U_A 와 V_i 의 무차원량으로 표시하여 Fig. 9에 나타내었다. 채널의 수력직경 D_h 을 기준으로 한 Reynolds 수 Re 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{V_i D_h}{\nu} \quad (6)$$

여기서 ν 는 공기의 동점성계수이다. 또한 평균 Nusselt 수 Nu 는 다음 식과 같다.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (7)$$

여기서 h 는 모듈의 전체 표면적을 기준으로 한 대류열전달계수, L 은 모듈의 길이, k 는 공기의 열전도계수이다. Re 와 Nu 에서 필요한 유체의 물성치는 막온도 $T_f = (T_M + T_f)/2$ 를 기준으로 구하였다. 본 실험의 데이터는 다음 식에 의해 $\pm 2\%$ 이내로 정리되어졌다.

$$Nu = 1.45 Re^{0.57} (H/B)^{-0.636} \quad (8)$$

이 식의 적용범위는 $w/W=0.008$, $w/L=1.0$, $3.75 \leq H/B \leq 7.50$ 및 $2400 \leq Re \leq 16800$ 이다. 여기서 w 와 W 는 각각 모듈 및 채널의 폭이다. 채널높이가 20mm($H/B=5.00$)인 경우에 있어서 본 실험의 결과와 타 연구자에 의해 제안되어진 관계식의 결과

를 비교하여 Fig. 10에 나타내었다. 타 연구자의 관계식은 발열체의 형상과 치수, 채널높이가 각각 다르기 때문에, 이들의 결과는 본 실험에 사용된 채널 및 모듈의 치수를 이용하여 수정하였다. 식 (8)에서 Re 의 지수가 3차원 모듈로부터의 열전달을 조사한 Ashiwake 등⁽²⁾, Behnia 등⁽⁴⁾, Roeller 등⁽⁵⁾의 결과와 유사한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있었다. 또한 본 실험의 데이터와 기존의 결과와의 차이는 모듈의 크기에 따른 영향인 것으로 예측된다.

4.2 기판으로의 전도열전달 Q_B

기판으로의 전도열전달 Q_B 은 모듈지지부의 열저항 $R_c=0.021K/W$ 와 $0.32K/W$ 를 이용하여 산출하였다.(Fig. 6(b), (c)). Q_B 는 식 (1)로부터

$$Q_B = Q - Q_A \quad (9)$$

여기서 Q_A 는 $Q_A = U_A(T_M - T_f)$ 이다. U_A 는 $Re=210K/W$ 일 때 구한 Fig. 5의 데이터를 이용하였고, 모듈온도 T_M 는 $R_c=0.021K/W$ 및 $0.32K/W$ 일 때 측정된 결과를 사용하였다.

Fig. 11은 Re , R_c 그리고 H/B 의 변화에 따른 모듈의 온도포텐셜 ($T_M - T_f$)의 변화를 나타내었다. 모듈의 온도차는 Re 가 증가할수록 대류열전달량 Q_A 가 증가되어 감소되었고, 또한 R_c 가 작아질수록 기판으로의 전도열전달량이 증가되어 낮게 나타났다. 특히 주목할 결과는 Re 가 고정될 때 R_c 에 따라서 H/B 변화에 대한 모듈온도의 수직분포이다. 즉 H/B 에 따른 모듈온도 T_M 의 민감도는 $R_c=0.021K/W$ 에 비해 $0.32K/W$ 의 경우가 더 크게 나타났다. 따라서 모듈온도의 상승 크기는 전자장비 시스템의 열설계에 있어서 매우 중요한 변수임을 알 수 있다.

Re 와 H/B 의 변화에 따른 기판으로의 전도열전달량의 변화 Q_B/Q 의 변화는 Fig. 12에 나타내었다. Re 와 R_c 가 증가할수록, H/B 가 감소할수록 Q_B/Q 는 감소하고 있다. 즉 Q_B/Q 는 H/B 가 고정되었을 때 $Re=2400$ 보다 16800의 경우가 23($R_c=0.021K/W$)~62%($0.32K/W$) 정도 감소하였고, 또한 $R_c=0.021K/W$ 보다 R_c 가 약 15배 증가된 $0.32K/W$ 의 경우에는 51($Re=2400$)~74%(16800) 정도 감소하였다. 그리고 $H/B=7.50$ 과 3.75를 비교하면 채널높이는 15mm 낮아지게 된다. 이로 인하여 Q_B/Q

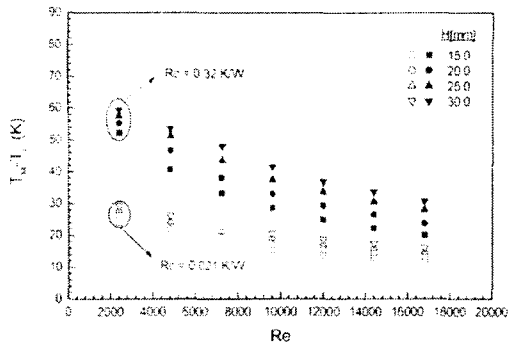


Fig. 11 Variation of temperature difference between module and air with respect to Reynolds number($t=1mm$)

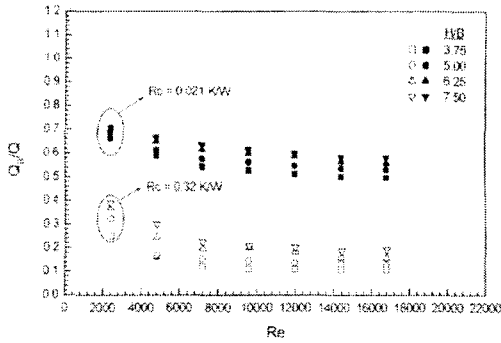
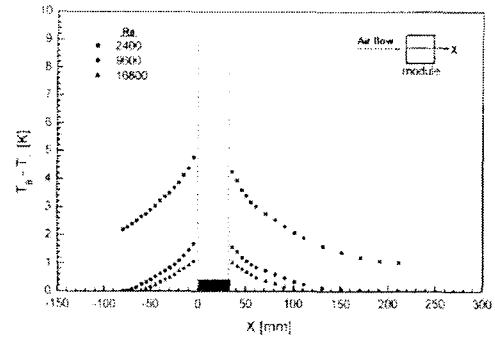


Fig. 12 Ratio of heat transfer through the copper board for module heat dissipation

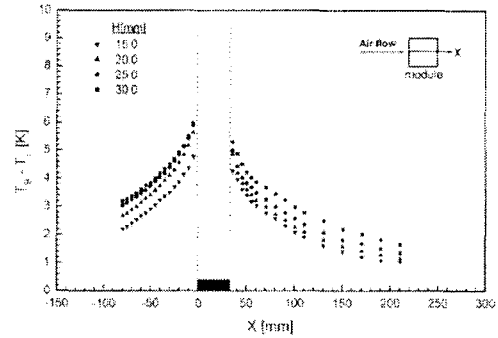
는 $Re=0.32K/W$ 일 경우가 $38(Re=2400) \sim 44\%$ (16800), $0.021K/W$ 일 경우가 $8.5(Re=2400) \sim 17\%$ (16800) 정도 감소되고 있다. 이들의 결과는 물리적 상황에 대한 직관적으로 유추할 수 있다.

4.3 등기관의 열확산

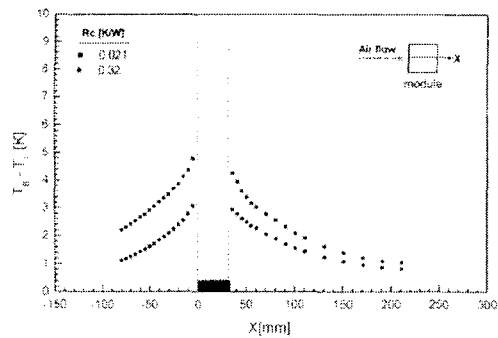
Fig. 13은 채널벽면의 중심축($y=0$)에 부착된 모듈의 유동방향을 따르는 등기관의 온도분포를 나타내었다. 여기서 x 는 모듈의 전단으로부터 유동방향으로의 거리이다. Fig. 13(a)는 $Re=0.021 K/W$ 와 $H/B=3.75$ 일 때 Re 의 변화에 따른 기관의 온도포텐셜이다. 등기관의 온도는 모듈에서 멀어질수록 급격하게 감소됨을 알 수 있다. 특히 $Re=9600$ 일 때 $x=80mm$ 와 $150mm$, $Re=16800$ 의 경우에는 $x=60mm$ 와 $110mm$ 부근에서 기관의 온도차 $T_b - T_i = 0$ 으로 나타났다. 이러한 위치는 모듈로부터 기관으로 전달된 전도열전달량 Q_b 이 등기관내에서의 열확산의 범위를 나타내는 것이다.



(a) $H/B=3.75$, $Re=0.021K/W$



(b) $Re=2400$, $Re=0.021K/W$



(c) $H/B=3.75$, $Re=2400$

Fig. 13 Variation of the temperature in the copper board along the flow direction

그러나 유속이 감소할수록 열확산의 범위는 더욱더 넓어짐을 알 수 있다($Re=2400$). Fig. 13(b)는 $Re=0.021K/W$ 와 $Re=2400$ 일 때 H/B 의 변화에 따른 결과이다. 기관의 온도 T_b 는 채널높이 H 에 의존함을 나타낸다. 즉 채널높이의 변화는 채널내의 공기유량을 변화시킨다. 따라서 채널높이가 낮아질수록 Q_b 는 점점 감소된다. 결국에는 기관의 온도도 낮아지게 된다. Fig. 13(c)는 $H/B=3.75$ 와

Re=2400일 때 Rc값에 따른 기관의 온도변화이다. T_b 는 Rc에 매우 민감함을 나타낸다. Rc가 감소할 수록 Q_b 는 증가되고 기관의 온도는 증가된다.

4.4 기관의 복합열컨덕턴스 U_{BB} 의 평가

기관의 복합열컨덕턴스 U_{BB} 는 식 (4)에 의해 다음과 같이 정리된다.

$$U_{BB} = \frac{1}{\frac{1}{U-U_A} - R_c} \quad (10)$$

여기서 총합열컨덕턴스 U 는 식 (2)에 의해 계산되고, 대류열컨덕턴스 U_A 는 식 (8)을 이용하여 $U_A=hA$ 로부터 구할 수 있다. 여기서 h 는 대류열전달계수, A 는 모듈의 열전달면적이다. U , U_A , 그리고 R_c 를 이용하여 U_{BB} 를 평가할 수 있으며 그 결과를 Fig. 14에 나타내었다. Rc가 15배 정도 증가함에 따라 U_{BB} 는 76~84%정도로 감소한다. 이것은 모듈로부터의 대류열전달량 Q_i 는 Rc의 값에 따라 변하게 된다. 즉 Rc가 커질수록 Q_i 는 증가하게 되며 결국에는 모듈 주위의 기관표면상의 공기온도가 높아지게 된다. 따라서 채널입구의 공기온도를 기준으로 한 U_{BB} 는 낮아지게 된다. 그러나 U_{BB} 는 Rc가 커질수록 유속의 변화에는 크게 민감하지 않는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 지속도를 요구하는 휴대용 PC의 열설계에 매우 중요한 데이터로 활용될 수 있다.

또한 Rc가 고정될 때 H/B가 감소할수록 U_{BB} 는 증가함을 나타낸다. 이것은 채널높이가 낮아질수록 채널내 유속이 증가하여 모듈 주위의 기관표면의 유효열전달면적(유효열전달면적은 채널입구

의 공기온도에 대해 상대적으로 높은 온도차를 가지는 기관상의 면적으로 정의된다)으로부터의 열전달이 촉진되기 때문이다.

5. 결론

3차원 모듈로부터의 열전달촉진에 기여하는 기관의 열확산에 의한 기관표면상의 복합열전달 특성을 고찰하기 위해, 채널입구의 유속, 채널높이 그리고 모듈지지부의 열저항을 변화시켜서 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 아크릴기관과 모듈지지부의 열저항 $R_c=210 K/W$ 를 이용하여 기관으로의 열확산을 최소화시키, 채널입구의 평균유속 및 채널높이의 변화에 따른 모듈표면으로부터 냉각공기유로의 대류열컨덕턴스 U_A 를 구할 수 있는 식 (8)을 구하였다.

(2) 모듈로부터 모듈지지부와 기관을 통하여 냉각공기유에 도달하는 열전달 경로의 기여도를 나타내기 위해 전도열전달량 Q_b 와 복합열컨덕턴스 U_{BB} 를 식 (9)와 식 (10)으로 정의하였다. 모듈로부터 기관으로의 열확산을 최대화하기 위해 동기관을 이용한 실험에서 채널입구의 평균유속, 모듈지지부의 열저항 그리고 채널높이를 변화시켜 Q_b , U_{BB} 그리고 기관의 온도 T_b 를 구하였다. Q_b 와 U_{BB} 그리고 T_b 값은 공기속도, 모듈지지부의 열저항 그리고 채널높이의 변화에 매우 민감한 것으로 나타났다. 특히 $R_c=0.021K/W$, $H=15\sim 30mm$, $V=1\sim 7m/s$, 열전도기관의 두께가 1mm일 때 모듈의 유효발열량 Q 에 대해 기관으로의 전도열전달량 Q_b 는 50%이상 증가하여 열확산이 최대화됨을 알수 있었다.

(3) 채널내 평균유속과 채널높이의 변화는 모듈의 온도에 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서 휴대용 컴퓨터와 같은 유속과 시스템공간에 제한을 받는 전자장비의 경우에 기관을 열확산자로 선정하여 냉각설계에 활용하는 것이 효과적이라고 생각된다.

후 기

본 연구는 1999년도 금오공과대학교학술연구비에 의하여 연구된 논문으로 이에 감사 드립니다.

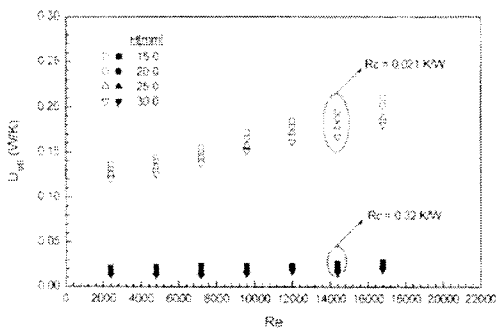


Fig. 14 Variation of conjugate thermal conductance U_{BB} with respect to Re for H/B

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) 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.
- (6) Graham, K. and Witzman, S., 1988, "Analytical Correlation of Thermal Design of Electronic Packages," *Cooling Technology for Electronic Equipment*, pp. 249~264.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Davalath, J. and Bayazitoglu, T., 1987, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 321~328.
- (11) 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.
- (12) Zhang, X., Imamura, T. and Fujii M., 1999, "Conjugate Heat Transfer from Small Heat Source Mounted on a Conductive Wall," *ASME Advances in Electronic Packaging*, EEP-Vol. 26-1, pp. 511~519.
- (13) 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.
- (14) 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*, Part B, Vol. 23, No. 1, pp. 1~11.
- (15) Cengel, Y. A., 1998, *Heat Transfer* 1st ed. International Edition.
- (16) Kline, S. J., 1985, "The Purposes of Uncertainty Analysis," *ASME J. of Fluid Engineering*, Vol. 107, pp. 153~160.