

(論 文)

전자장비 채널에서의 혼합대류에 관한 연구

이재현* · 남평우* · 박상동** · 조성환***

(1989년 3월 9일 접수)

Mixed Convection in Channels of an Electronic Cabinet

Jae Heon Lee, Pyung Woo Nam, Sang Dong Park and Sung Hwan Cho

Key Words : THM(Through Hole Mounting), SMT(Surface Mounting Technology), Mixed Convection(혼합대류), Control Volume Formulation(제어체적 방법), Cooling of electronic cabinet(전자장치 냉각)

Abstract

Numerical analysis by SIMPLE algorithm has been performed to predict the characteristics of flow and heat transfer in channels between the printed circuit boards of an electronic cabinet. It is assumed that the electronic parts release uniform heat flux per unit axial length to the cooling air. The air flow between channels is assumed fully developed laminar, incompressible, and mixed convective. In this study, the electronic parts are mounted on both sides of the printed circuit boards by two kinds of configuration such as the zig-zag and the symmetric one. The Rayleigh numbers ranging from 0 to 10^6 are considered to predict the characteristics of the main flow and the secondary flow occurred by natural convection, the temperature distribution in channel, the heat transfer rate from heated electronic parts and the increase of friction factor by natural convection. As the results of numerical calculation, several conclusions are drawn as follows. The influence of natural convection on the flow characteristics appears strong when the Rayleigh number is above 10^4 . The main axial velocity is reduced due to the presence of natural convection. For example, the axial flow rate decreases by a half or more at the Rayleigh number of 10^6 . Although the friction factor increases as Rayleigh number increases, the increasing rate of heat transfer is higher than that of the friction factor. The cooling efficiency of the zig-zag-configuration is superior to that of the symmetric configuration at same Rayleigh number.

기 호 설 명

A : 계산영역 내에서 발열체를 제외한 유동장의 단면
 A_b : 계산영역내의 발열체 표면적
 b : 이산화 방정식의 상수(식 9)
 D_h : 수력 직경

D, d : 대칭 형상에서 발열체 사이의 간격($d = D/H$)
 f : 마찰 계수
 g : 중력 가속도
 G, g_1 : 발열체의 차원 및 무차원길이 ($g_1 = G/H$)
 H : 발열체의 높이
 \bar{h} : 평균 열전달계수
 k : 열전도 계수
 L, l : 채널의 차원 및 무차원 높이 ($l = L/H$)
 L_1 : 기판 채널로 부터 2차 유동의 최대유동합수

*정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

**한국동력자원연구소

***한양대학교 대학원

- 위치까지의 거리
- \overline{Nu} : 평균 Nusselt수
- \overline{Nu}_0 : $Ra=0$ 에서의 평균 Nusselt수
- P : 압력
- p : 무차원 압력 ($p=PH^2/\rho a^2$)
- Pr : Prandtl수 ($Pr=\nu/\alpha$)
- Q : Z방향 단위 길이당 발열량 [W/m]
- Ra : Rayleigh수 ($Ra=g\beta QH^3/avk$)
- Re : Reynolds수 ($Re=\overline{W}D_h/\nu$)
- S, s : 발열체의 차원 및 무차원간격 ($s=S/H$)
- T : 온도
- U, V, W, u, v, w : X, Y, Z방향 차원 및 무차원 속도
- \overline{W} : Z방향 평균속도
- Wm : Z방향 최대속도
- X, Y, Z, x, y, z : 차원 및 무차원 직교좌표
- θ : 무차원 온도
- ρ : 밀도
- α : 열확산 계수
- ν : 동점성 계수
- β : 열팽창 계수
- φ : 무차원 유동함수
- ϕ : 속도 및 온도를 나타내는 변수

하첨자

- b : 혼합(bulk)
- nb : 격자점 p 에 이웃하는 격자점
- p : 격자점 p
- s : 대칭 현상
- z : 엇갈린 형상
- w : 발열체 표면
- o : $Ra=0$ 때의 값

1. 서 론

최근 전자장비의 소형화, 경량화 및 다기능화에 부응하여 IC등 각종 부품들을 기판위에 탑재할 때 기판을 관통하여 탑재하는 종래의 THM(Through Hole Mounting) 방법에서 탈피하여 SMT(Surface Mounting Technology) 방법으로서의 전환이 점차적으로 이루어지고 있다. 기판의 한쪽면에만 부품을 탑재하는 THM방법과는 달리 SMT방법을 이용할 때는 회로밀도(circuit density)가 높아짐에 따라

단위 면적당 방출되는 열량이 증가하며 이에 따라 장비내부에서 발생하는 많은 열량을 방출할 수 있는 적절한 냉각방법에 관한 연구가 요구된다. THM방법에 의하여 기판의 한쪽면에만 IC등 전자 부품이 탑재되어 있는 경우에 구성되는 유동채널에서의 유동 및 열전달 해석은 Braaten and Patankar⁽¹⁾에 의하여 수행된 바 있다. 이들은 각종 부품이 일정한 간격으로 놓여 있는 수평기판 위에 완전 발달된 냉각용 공기가 유입될 때 균일하게 가열되는 전자부품에 의한 부력이 열전달 특성에 미치는 영향을 해석하였다.

본 연구에서는 기판의 양면에 부품이 SMT방법으로 탑재되어 있는 경우에 기판사이에 형성되는 유동채널에서의 열전달 및 유동특성을 연구하였다. Fig. 1은 Z방향으로 연결된 발열부품들이 X방향에 대해서 균일한 간격으로 수평기판 상하에 탑재되어 있으며 수평기판은 일정한 수직간격으로서 규칙적으로 쌓여있는 전자장비 캐비닛의 한 단면을 보여준다. 부품과 부품사이 그리고 기판과 기판사이는 Z방향으로 뻗은 긴 채널을 형성하며 이 채널을 통하여 냉각용 공기가 흐르고 있다. 이때 전자 부품은 채널의 Z축방향 단위 길이당 일정한 열유속을 발생시킨다고 가정하며 채널사이를 흐르는 냉각유체인 공기의 유동형태를 완전 발달된 층류, 비압축성, 혼합대류 유동으로 간주한다. 이러한 가정 하에서 전자 부품이 기판의 양면에 배열되는 방법을 두 가지로 선택하고 부품에서 발생하는 열유속을 변화시키면서 전자부품에 의한 부력이 유체유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 이론적으로 예측하여 이를 실제 전자장비의 열적인 성능해석에 응용하고자 한다.

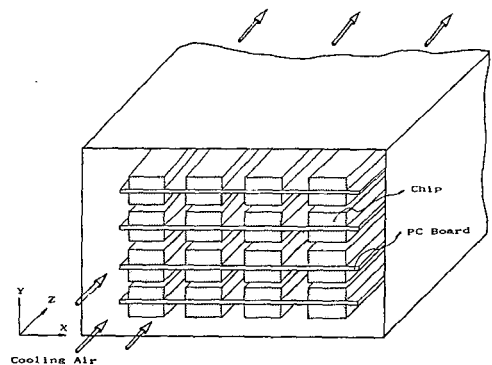
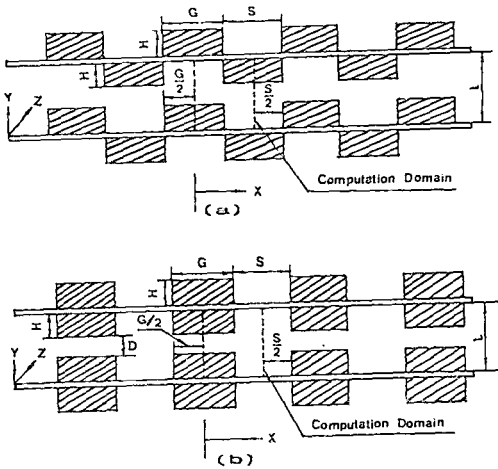


Fig. 1 Schematic of electronic equipment by surface mounting technology



(a) Zig-zag configuration

(b) Symmetric configuration

Fig. 2 Schematic of present investigation

2. 수치계산 모델 및 지배방정식

본 연구에서 선택한 두가지 부품배열방법으로는 지그재그형상(zig-zag configuration)과 대칭 형상(symmetric configuration)이며 이의 개략도를 Fig. 2(a) 및 Fig. 2(b)에 각각 나타내었다. 각 형상에서의 유동채널은 간격이 L 인 두개의 수평기판에 의하여 형성되며 냉각용 공기는 그림의 $+Z$ 방향으로 흐르고 있다. 지그재그 형상에서는 수평기판의 양면에 전자부품이 엇갈리게 탑재되며 대칭 형상에서는 마주보게 탑재한다. 이때 전자부품은 $X-Y$ 단면에서 $G \times H$ 의 크기를 가지면서 X 방향으로 S 의 간격으로 기판의 양면에 배열되어 있다.

유입된 공기가 열적으로나 유체역학적으로 완전 발달된 Z 위치에서의 $X-Y$ 단면을 본 연구의 대상 영역으로 선택한다. 기판 위에 설치된 부품에서는 Z 방향단위 길이당 일정한 열량을 냉각공기로 배출하고 있다고 가정하므로 계산영역의 내부에서는 $+Z$ 방향의 주 유동 이외에 가열된 부품에 의하여 발생된 부류으로 인하여 $X-Y$ 단면에 2차유동이 형성될 것이다. 아울러 두개 기판사이의 채널은 Y 방향으로 반복하여 형성될 것이며 하나의 기판상부와 하부에서는 거의 대칭적인 열전달 현상이 생길 것이므로 기판자체는 열적으로 단열되어 있다고 간주할 수 있다. 발열부품이 X 방향으로 균일한 간격으로 배열되어 있으므로 이 방향으로는 동일한 물리적 거동이 반복된다고 할 수 있다. 이에 따라

관심영역에서의 유동 및 열전달 특성은 Fig. 2(a) 및 Fig. 2(b)에 점선으로 표시된 전형적인 계산영역에 의하여 대표될 수 있으며 본 연구에서의 계산 수행과 논의는 대부분 이 계산 영역에서 이루어질 것이다. Z 축 방향으로의 유동이 충분히 발달된 유동이라 가정하면 Z 축방향으로의 속도 U, V, W 의 변화는 없으며 Z 축 방향의 압력구배 $\partial P/\partial Z$ 는 평균 압력구배 dP/dZ 와 같다. 이때 Z 축 방향으로의 단위 길이당 일정한 열유속 Q 가 발생한다고 가정하면 Z 축 방향으로의 온도는 Z 축의 위치에 따라 선형적으로 변할 것이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\partial T/\partial Z = \partial T_w/\partial Z = dT_b/dZ \quad (1)$$

전체에너지 평형으로부터 혼합평균온도의 Z 축 방향 변화율 dT_b/dZ 는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$dT_b/dZ = Q/\rho C_p W A \quad (2)$$

여기서 T_w 는 발열부품의 온도이며 T_b 는 혼합평균온도이고 A 는 $X-Y$ 단면의 대상영역에서 부품이 차지하는 면적을 제외한 나머지 영역이다.

위의 관계를 이용하여 정상, 비압축성, 완전발달된 층류유동이 채널 내부에 생기고 있을 때 채널내의 물리적 현상을 기술하는 Boussinesq형태의 무차원 지배 방정식은 아래와 같다.

$$\partial u/\partial x + \partial v/\partial y \quad (3)$$

$$u(\partial u/\partial x) + v(\partial u/\partial y) = -\partial p/\partial x + Pr(\partial^2 u/\partial x^2 + \partial^2 u/\partial y^2) \quad (4)$$

$$u(\partial v/\partial x) + v(\partial v/\partial y) = -\partial p/\partial y + Pr(\partial^2 v/\partial x^2 + \partial^2 v/\partial y^2) R_a Pr \theta \quad (5)$$

$$u(\partial w/\partial x) + v(\partial w/\partial y) = Pr + Pr(\partial^2 w/\partial x^2 + \partial^2 w/\partial y^2) \quad (6)$$

$$u(\partial \theta/\partial x) + v(\partial \theta/\partial y) = (\partial^2 \theta/\partial x^2 + \partial^2 \theta/\partial y^2) - (H^2/A)w/\bar{w} \quad (7)$$

상기 기본방정식과 경계조건에 사용된 무차원 수 및 무차원 변수의 정의는 아래와 같다.

$$x = X/H, y = Y/H, l = L/H, s = S/H,$$

$$u = UH/\alpha, g_1 = G/H$$

$$v = VH/\alpha, w = -\rho v H^2 W / (d\bar{P}/dZ),$$

$$d = D/H$$

$$p = PH^2/\rho \alpha^2, Pr = \nu/\alpha, \theta = k(T - T_w)/Q,$$

$$Ra = g\beta QH^3 / \alpha\nu k \quad (8)$$

Fig. 2(a), Fig. 2(b)에 나타난 계산영역에서의 무차원 경계조건은 아래와 같다.

엇갈린 형상 :

$$\begin{aligned} x &= 0 (1 < y < l) \text{과} \\ x &= g_1/2 + s/2 (0 < l - 1) \text{에서} \\ u &= 0, \partial v / \partial x = \partial w / \partial x = \partial \theta / \partial x = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} y &= 0 (0 < x < (g_1 + s) / 2) \text{과} \\ y &= l (0 < x < (g_1 + s) / 2) \text{에서} \\ u &= v = w = 0, \partial \theta / \partial y = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

대칭현상 :

$$\begin{aligned} x &= 0 (1 < y < 1 + d) \text{과} \\ x &= ((g_1 + s) / 2 (0 < y < l)) \text{에서} \\ u &= 0, \partial v / \partial x = \partial w / \partial x = \partial \theta / \partial x = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} y &= 0 (0 < x < (g_1 + s) / 2) \text{과} \\ y &= l (0 < x < (g_1 + s) / 2) \text{에서} \\ u &= v = w = 0, \partial \theta / \partial y = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

계산영역 내부에서의 고체구역에서는 점성계수가 냉각 유체인 공기보다 무한히 크다고 가정함으로써 수치 계산 과정에서 속도 u, v, w 는 0으로 계산된다. 고체부분에서의 내부 발열에 의해서 생성된 열량은 정상상태의 조건아래서 냉각 유체부분으로 열전달 된다. 이 열전달 과정에 의해서 고체표면의 온도가 수치계산의 반복 계산 과정중에 결정된다.

일반적으로 전자장치 내에서 발열 부품인 IC (Integrated Circuit)는 금속이나 세라믹으로 만든 패키지에 의해서 싸여져 있으므로 고체부분의 금속을 구리로 선택한다면 고체의 열전도 계수는 냉각 유체인 공기의 열전도 계수보다 14,710배가 될 정도로 엄청나게 크다. 그러므로 고체영역의 온도는 수치 계산 과정에서 거의 균일한 온도로 계산된다. 여기서 특이한 것은 식 (8)에서의 무차원 온도 정의에 의하여 발열체 내부는 $\theta \approx 0$ 이며 유체영역에서는 $\theta < 0$ 으로 나타난다. 이때 θ 의 절대값은 발열체 온도보다 낮은 정도를 나타낸다.

3. 수치계산 방법

방정식 (1)~(5)는 제어체적 공식화(control volume formulation)에 의해서 이산화(discretized) 될 수 있으며 최종적으로 이산화된 방정식은 격자점 p 에서 다음과 같이 일반화 할 수 있다⁽²⁾.

$$A_p \phi_p = \sum A_{nb} \phi_{nb} + b \quad (13)$$

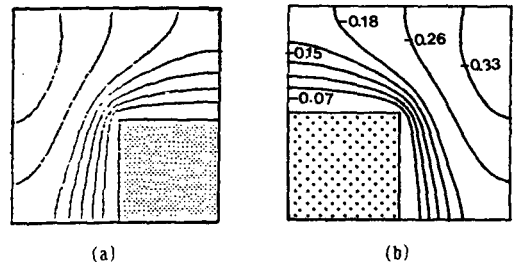
여기서 ϕ_p 는 격자점 p 에서의 속도 혹은 온도, A_p 는 계수항, b 는 상수항을 표시하며 첨자 nb 는 점 p 에 이웃하는 격자점을 나타낸다. 윗식은 SIMPLE 알고리즘⁽²⁾에 의해서 해를 구하였다. 계산영역은 30×25 개의 균일한 제어체적으로 나누었으며 사용된 하향이완계수는 운동량방정식에서 0.25~0.5 그리고 에너지방정식에서 0.5~0.7의 범위이며 반복횟수가 600~900회 걸려서 해가 수렴되었다. 해의 수렴성은 물리량(온도 혹은 속도)의 수치값 변화가 8회 이상 계속되는 반복계산에서도 유효숫자 4자리내에서 일정할 때를 수렴값으로 취하였다. 아울러 각 제어체적내에서 질량 생성율은 $0 \sim \pm 10^{-15}$ kg/s, 모든 제어체적의 전체 질량 생성율은 $0 \sim \pm 10^{-20}$ kg/s 정도였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 본 연구에서 계산된 결과의 타당성 검토를 위하여 부품이 기판의 한쪽면에만 설치되어 있는 채널에 관한 Braaten and Patankar⁽¹⁾ 등이 $Ra=0$ 일 때 계산된 등온선분포와 본 연구에서의 계산 결과를 비교하였으며 타당성을 확인할 수 있었다. Fig. 3은 등온선에 기입된 (-negative) 표시는 식 (8)의 정의에 의한 무차원 온도값이며 그 절대값은 발열체의 온도보다 낮은 정도를 나타낸다.

본 수치계산에서의 냉각유체로는 Prandtl수 0.7이며 300°K인 공기를 택하였으며 계산영역에서의 기하학적인 파라미터로서 발열부품의 크기 $G \times H$ 는 $0.5\text{cm} \times 0.5\text{cm}$, $S=1\text{cm}$, 그리고 $L=1.25\text{cm}$ 로 고정하였다.

결과의 논의는 단면방향 자연대류인 2차유동의



(a) Braaten and Patankar's Result
(b) Result of Current Investigation
Fig. 3 Isotherms for $Ra=0$ (Forced Convection)

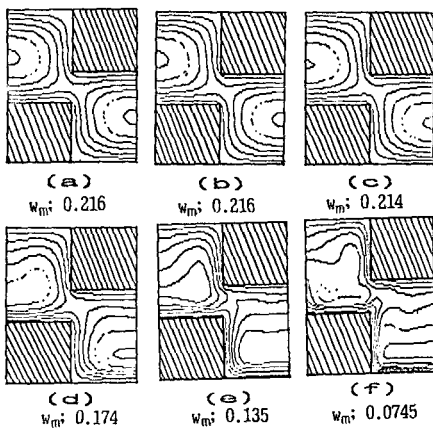
영향을 받은 축방향 강제대류 주유동, 자연대류에 의한 2차 유동, 계산영역내의 등온선 분포, 발열부품으로부터 냉각공기로의 열전달 그리고 주유동에서의 마찰계수에 관하여 수행된다. 이때 각각의 논의는 지그재그 형상과 대칭 형상 각각의 경우에 발열부품으로부터 축방향 단위 길이당 냉각유체에 주어지는 열플럭스가 각각 0.25W/m, 2.5W/m, 25W/m, 250W/m, 2500W/m로 주어질 때 이에 해당하는 Reyleigh수가 10^2 , 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 인 5가지 경우와 중력을 무시하였을 때 즉 $Ra=0$ 인 경우로 대칭 형상과 지그재그 형상 각각의 6가지로서 모두 12가지 계산조건에 관하여 행하여졌다.

4.1 자연대류의 영향을 받는 주유동 특성

발열부품에 의한 자연대류 유동의 발생은 Z방향으로의 주유동 특성에 영향을 줄 것이다. 본 연구에서는 계산된 주유동속도 W 의 등유속선(contours of constant velocity)분포가 지그재그 형상 그리고 대칭형상의 경우에 관하여 각각 Fig. 4(a)~(f) 및 Fig. 5(a)~(f)에 나타내었다. 여기서 고체벽면에서의 주유동속도가 영이므로 최대주유동속도의 위치가 여러개의 등유속선 중에서 가장 내부에 있는 등유속선의 중앙에 있다는 것을 알 수 있으며 최대 등유속선의 값을 각각의 그림 아래 부분에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 중력이 무시된 $Ra=0$ 때의 주유동특성이 Rayleigh수의 증

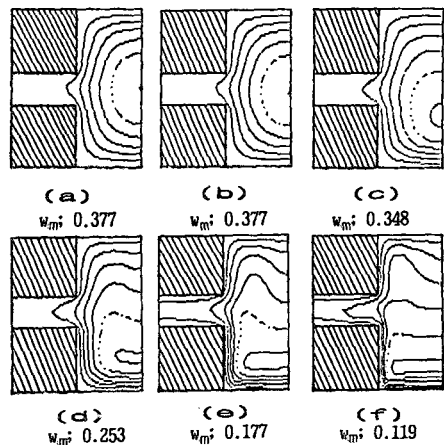
가에 따라 지그재그 형상 경우에 $Ra=10^3$ 까지 거의 변하지 않으나 대칭 형상경우에는 $Ra=10^4$ 때 이미 최대주유속도위가 유동공간의 아래쪽으로 약간 이동하였다. 두가지 형상 모두에서 $Ra \geq 10^4$ 이면 발열체의 수직벽에서 상승하는 자연대류유동에 의한 영향이 주유동 특성에 미치고 있음을 알 수 있다. 특히 최대 주유동속도의 위치는 자연대류의 영향이 무시될 때에 비하여 아래쪽으로 많이 이동되었다.

축방향 압력구배를 $-1[\text{Pa/m}]$ 로 가정하였을 때 본 계산의 모델 경우에 계산되는 축방향 주유동의 최대속도와 축방향 주유동의 평균속도를 Table 1에 나타내었다. 여기서 보면 모든 Rayleigh수의 범위에서 대칭 형상 때의 주유동 속도가 지그재그 형상 때의 그것보다 크다. 이는 지그재그 형상의 발열체 배열이 대칭형상의 발열체 배열보다 더 큰 유동저항을 갖기 때문이다. 등유속선의 분포에서와 같이 지그재그 형상에서는 Rayleigh수가 0에서 10^3 으로 될 때까지 주유동속도의 크기는 거의 불변이다. 반면 대칭 형상에서는 $Ra=10^3$ 일 때 벌써 자연대류 유동의 발생에 의하여 주유동속도가 상당히 감소되었다. 중력이 무시된 경우의 $Ra=0$ 때를 기준으로 하여 2500W/m의 열량이 공급되는 $Ra=10^6$ 때를 비교하면 지그재그 형상과 주유동 속도가 51% 및 40%로 감소 된다. 이로부터 축방향으로 작용하는 압력구배가 일정한 경우에 발열체에서 발생되는 자



(a) $Ra=0$, (b) $Ra=10^2$, (c) $Ra=10^3$
 (d) $Ra=10^4$, (e) $Ra=10^5$, (f) $Ra=10^6$
 W_m : maximum axial velocity

Fig. 4 Contours of constant axial velocity line on zig-zag configuration



(a) $Ra=0$, (b) $Ra=10^2$, (c) 10^3
 (d) $Ra=10^4$, (e) $Ra=10^5$, (f) $Ra=10^6$
 W_m : maximum axial velocity

Fig. 5 Contours of constant axial velocity line on symmetric configuration

Table 1 Maximum axial velocity and mean axial velocity of main flow when $dp/dz = -1[Pa/m]$

	$Ra=0$	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6
Zig-Zag	Wm[m/s] 0.272	0.272	0.270	0.219	0.170	0.095
Config.	Wm[m/s] 0.138	0.138	0.137	0.122	0.100	0.071
Symmetric	Wm[m/s] 0.475	0.474	0.438	0.319	0.223	0.150
Config.	Wm[m/s] 0.201	0.201	0.189	0.153	0.116	0.080

[note] Wm ; maximum axial velocity
 \bar{u} ; average axial velocity

연대류가 주유동의 축방향 진행을 방해하는 것으로 판단할 수 있으며 Rayleigh수가 10^6 정도이면 축방향 유량을 절반 이하로 감소시킨다고 볼 수 있다.

4.2 자연대류에 의한 2차유동

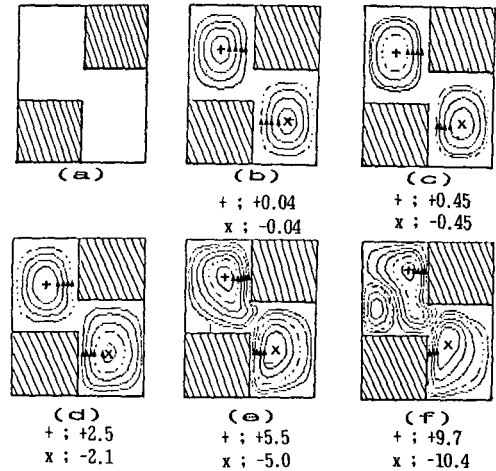
자연대류에 의하여 발생하는 2차유동 유선분포를 나타내기 위하여 아래와 같은 무차원 유동함수를 사용하였다.

$$\varphi = \int u \, dy \tag{14}$$

동시에 Rayleigh수의 변화에 따라 각 경우에 발생하는 2차 유동의 크기 변화를 알아보기 위하여 최대유동함수와 최소유동함수를 이용하였다.

발열부품이 기관의 상하면에 지그재그 형상으로 배열되어 있을 때 6가지 Rayleigh수에 관한 유선분포가 Fig. 6(a)~(f)에 나타나 있다. $Ra=0$ 일 때, 즉 중력이 무시될 때에는 부력에 의한 2차 유동이 생성되지 않는다. 따라서 Fig. 6(a)의 유체 분포에서는 2차 유동을 나타내는 유선이 존재하지 않는다. 중력이 고려된 $Ra>0$ 인 경우에는 발열부품의 영향에 의하여 계산영역의 왼쪽 유동영역에서 2차유동에 의한 반시계 방향의 물이 형성되며 또한 오른쪽 유동영역에서는 시계방향의 물이 형성된다. 다만 $Ra=10^6$ 일 때에는 왼쪽유동영역에서 시계방향의 작은 물이 추가로 형성되었다. 반시계 방향 물의 중심에서는 최대유동함수(Fig. 6에 “+”로 표시)가 존재하며 시계 방향 물의 중심에서는 최소유동함수(Fig. 6에 “x”로 표시)가 존재한다.

2차 유동의 크기를 나타내는 최대 및 최소유동함수값은 $Ra=10^3$ 과 10^4 사이에서 급격하게 증가된다. 이는 $Ra=10^4$ 근처에서 자연대류유동이 본격적



(a) $Ra=0$, (b) $Ra=10^2$, (c) $Ra=10^3$,
 (d) $Ra=10^4$, (e) $Ra=10^5$, (f) $Ra=10^6$:
 “+”; location of maximum stream function
 “x”; location of minimum stream function

Fig. 6 Streamline distribution of secondary flow on the zig-zag configuration

으로 시작됨을 의미한다. 2차 유동 평균속도의 값을 나타내기 위하여 아래와 같은 식을 사용하였다.

$$U = (1/L_1) \int_0^{L_1} U \, dY \tag{15}$$

여기서 L_1 은 2차 유동의 최대 유동함수가 형성되는 유동영역에서 기관으로부터 2차 유동의 최대 유동함수가 생성되는 곳까지의 거리이다. 위의 식에 의하여 2차 유동의 평균속도를 계산하면 $Ra=10^6$ 일 때 $0.0615m/s$ 이다. 이것은 앞에서 설명한 주유동평균속도 $0.071m/s$ 에 비하여 86%나 된다. 따라서 본 연구에 선택된 모델과 같이 발열부품 사이에 형성되는 좁은 유동채널에서는 자연대류의 영향을 무시하고 실제의 유동특성을 설명하는 것은 많은 오차를 포함한다고 할 수 있다.

Fig. 7(a)~(f)는 기관의 상하면에 발열부품이 대칭 형상으로 배열되어 있을 때 여러가지 Rayleigh수에 대한 2차 유선분포를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)의 유체 부분에 유선이 그려지지 않는 이유는 Fig. 6(a)에서의 설명과 같다. $Ra>0$ 일 때 한개의 시계방향 물 만이 계산영역내부에 형성된다. 그림에서 “x”로 나타낸 최대유동함수의 위치는 Rayleigh수의 증가에 따라 약간씩 상향하고 있다. $Ra=10^6$ 인 경우에 2차유동 평균속도는 $0.055m/s$ 로서 동일한 Rayleigh수 일 때 지그재그

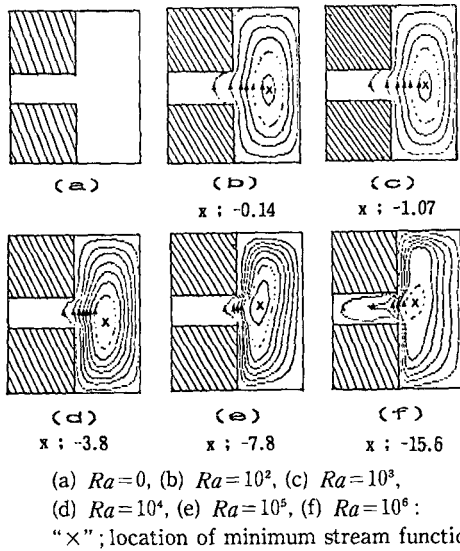


Fig. 7 Streamline distribution of secondary flow on the symmetric configuration

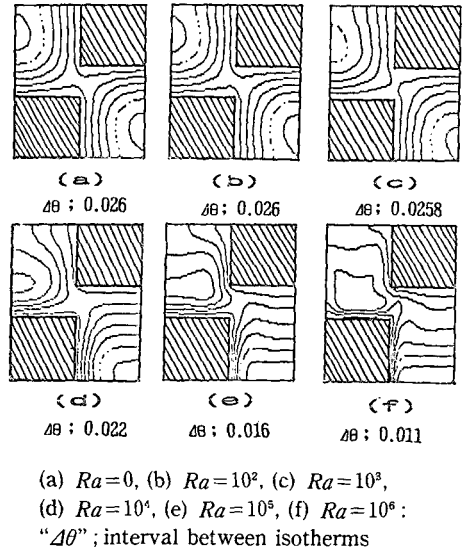


Fig. 8 Distribution of isotherms within the computation domain zig-zag configuration

형상에서의 2차유동 0.071m/s에 비하여 77.5%가 된다. 이는 대칭 형상경우에 발생하는 자연대류의 강도가 지그재그 형상 때 발생하는 그것 보다 약함을 나타낸다.

4.3 온도분포

Fig. 8(a)~8(f)는 기관위에 부품이 지그재그 형상으로 배열되어 있을 때 Rayleigh수가, 0, 10², 10³, 10⁴, 10⁵, 10⁶인 경우에 나타나는 최대온도와 최소온도사이를 6등분하는 등온선을 나타낸 것으로서, 발열 부품에서의 무차원 온도값은 0이며 각 등온선의 간격에 대한 무차원 온도값을 각각의 그림 하부에 나타내었다. 발열부품의 열전도계수가 아주 크며 Z방향 단위길이당 일정한 열플럭스를 냉각유체에 발출하므로 발열 부품의 온도는 주어진 Z위치에서 최고온도이며 일정하게 유지된다.

Ra=0 즉 중력을 무시한 경우에는 2차유동장이 생성되지 않고 기하학적인 구조에서는 왼쪽 유동공간과 오른쪽 유동공간에서 계산영역의 중심점에 대해서 대칭으로 나타난다. Ra=10² 및 Ra=10³인 경우에는 온도장에 자연대류의 영향이 거의 나타나지 않으며 Ra=0일 때의 대칭성이 대체로 유지된다. Ra≥10⁴에서는 Rayleigh수가 증가됨에 따라 하부 발열부품 가까이에서 등온선구배가 조밀하게 나타나며 이는 자연대류영향의 증가 때문이다. 최

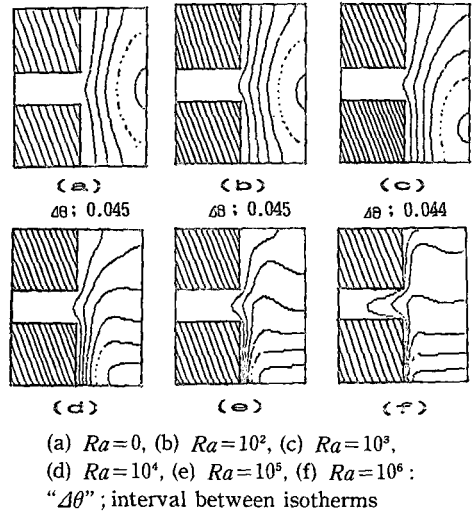


Fig. 9 Distribution of isotherms within the computation domain of symmetric configuration

저온도의 위치는 Ra가 증가함에 따라 점차적으로 하향됨을 그림에서 볼 수 있다. Ra=10⁶에서는 오른쪽 유동공간에서 온도성층화가 뚜렷하게 보이고 있으며 왼쪽 발열부품의 수직벽면 부근에는 자연대류에 의하여 발생된 경계층유동의 영향을 보이는 온도분포가 나타난다.

Fig. 9(a)~(f)는 발열부품이 대칭 형상으로 배

열되어 있을 때 Rayleigh수의 변화가 0, 10², 10³, 10⁴, 10⁵ 및 10⁶에 대한 등온선을 유동공간에 나타나는 최대온도와 최소온도 사이를 6등분하여 나타낸 것이다. 이때 등온선 간격의 값은 각 그림의 아래부분에 나타나 있다. 등온선은 Ra ≤ 10² 때 유동공간의 상하 영역에서 대략적으로 대칭 형태를 나타내었지만 Ra가 10³보다 커지면 이 대칭 형태는 유지되지 않으며 유동공간의 하부로부터 온도의 성층화가 이루어진다. Ra=10⁶일 때는 발열부품의 수직벽면부근을 제외한 나머지 유동공간에서의 온도분포가 성층화되어 있다. Ra=0일 때 즉 부력을 무시한 경우에 발열부품과 냉각유체 최소온도와의 온도차이가 2.6°C로 나타났다. 이는 지그재그 형상에서의 온도차이 1.51°C보다 차이가 많이 나는 것이며 이러한 온도차이는 Rayleigh수가 커지면 더욱 현저하게 나타난다. 이와 같이 지그재그 형상의 경우에 발열부품에서 최대온도와 냉각유체에서 최소온도 차이가 대칭 형상에서보다 작다는 것은 발열부품으로부터 냉각유체로의 더 많은 열전달에 의해서 냉각유체의 온도가 증가 되었다는 것을 의미한다. 따라서 발열부품의 냉각을 위한 기관의 부품배치 방법으로는 지그재그 형상이 대칭 형상보다 유리함을 알 수 있다.

4.4 열전달 및 마찰계수 특성

발열부품으로부터의 축방향 단위 길이당 일정한 열유속 Q가 냉각유체에 주어질 때 전체에너지 평형식에 의하여 평균열전달계수 \bar{h} 는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_b(T_w - T_b)} \tag{16}$$

여기서 A_b는 발열체의 표면적이며 T_w 및 T_b는 각각 발열체의 표면온도 및 유체의 혼합평균온도이다. 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 는 아래와 같이 정의한다.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}H}{k} = \frac{QH}{A_b k(T_w - T_b)} = \frac{1}{(2+g_1)} \cdot \frac{1}{\theta_b} \tag{17}$$

축방향으로의 마찰계수 f는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{(-dP/dZ)D_h}{(1/2)\rho\bar{w}^2} \tag{18}$$

여기서 D_h는 수력직경을 나타내며 ρ 및 \bar{w} 는 각각 유체의 밀도 및 축방향 주유동의 평균속도를 나타낸다. 식 (18)에 Re=WD_h/ν를 곱해서 무차원화하면 f·Re는 아래식과 같이 된다.

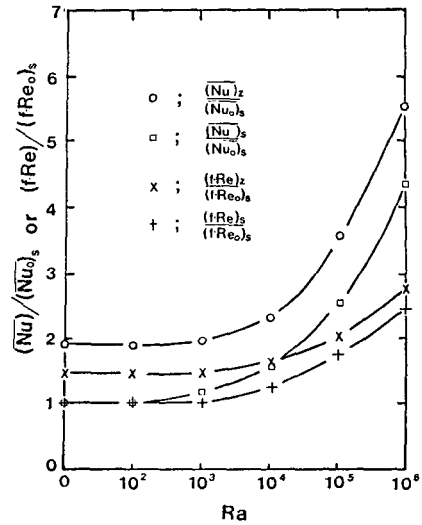


Fig. 10 Nusselt number ratio and friction ratio as a function of Rayleigh number

$$f \cdot Re = \frac{8}{\bar{w}} \left(\frac{l(s+g_1) - 2g_1}{s+g_1+2} \right)^2 \tag{19}$$

Fig. 10에는 부품의 탑재방법과 Rayleigh수의 변화에 따르는 평균 Nusselt수 및 마찰계수 f·Re의 변화를 보기 위하여 대칭 형상일 때를 기준으로한 평균 Nusselt수의 비율 $(\overline{Nu})/(\overline{Nu})_s$ 및 마찰계수의 비율 $(f \cdot Re)/(f \cdot Re)_s$ 의 변화를 보여준다. 이때 $(\overline{Nu})_s$ 와 $(f \cdot Re)_s$ 는 대칭 형상에서의 값이며 각각 $(\overline{Nu})_s=50.8$ 및 $(f \cdot Re)_s=2.656$ 으로 계산되었다. 하첨자 0는 자연대류가 무시된다고 가정하였을 때 (Ra=0)의 값을 뜻한다. 또한 하첨자 z는 지그재그 형상, s는 대칭 형상을 나타낸다. 부력의 무시여하에 관계없이 평균 Nusselt수의 비율은 대칭 형상에서보다 지그재그 형상에서 더 크다. 따라서 발열체의 냉각효과 측면에서 보면 지그재그 형상의 부품 배열이 대칭 형상의 그것보다 우수하다고 할 수 있다. 두가지 형상 모두에서 Rayleigh수가 Ra=0에서 증가함에 따라 Ra=10³ 때 평균 Nusselt수가 비율이 현저하게 증가되기 시작하며 마찰계수의 비율은 Ra=10⁴부터 현저하게 증가되기 시작한다. 또한 Rayleigh수의 증가에 따라 열전달의 증가율은 마찰의 증가율 보다 크다. 따라서 열전달을 촉진시키는 측면에서 보면 Rayleigh수의 증가 즉 자연대류의 증가는 부수되는 마찰저항의 증가를 상쇄시키고도 남음이 있다고 할 수 있다.

5. 결 론

Z축 방향으로 완전발달된 유동이 존재할 때 평행 기판의 양면에 발열 부품이 지그재그 형상으로 그리고 대칭 형상으로 탑재되어 있는 경우에 대하여 Rayleigh수를 0, 10^2 , 10^3 , 10^4 , 10^5 , 10^6 으로 변화시켰을 때 유동 특성 및 열전달 특성을 예측하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 채택한 두가지 배열 형상에서 모두 Rayleigh수가 10^4 이상이면 자연대류의 영향이 크게 나타났으며 Rayleigh수의 증가에 따라서 마찰계수가 증가하지만 열전달의 증가율은 이보다 크게 나타났다.

(2) 자연대류의 발생은 채널통과유량을 감소시킨

다. 예로서 $Ra=10^6$ 되는 혼합대류 영역에서는 자연대류가 무시된 경우보다 채널통과 유량이 약 절반이하로 감소하였다.

(3) 동일한 Reyleigh수에서는 발열부품의 지그재그 형상 배열이 대칭 형상 배열보다 냉각 성능면에서 더 우수하다.

참 고 문 헌

- (1) Braaten, M.E., and Patankar, S.V., 1985, "Analysis of Laminar Mixed Convection in Shrouded Arrays of Heated Rectangular Blocks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 9, pp. 1699~1709.
- (2) Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill.