

電子機器の自然空冷に関する研究 (続報)

宮本 政英*・加藤 泰生*・栗間 諄二*・坂田 昌一**

An Experimental Investigation of Free Convection Cooling of Electronic Equipment (2nd Report)

Masahide MIYAMOTO, Yasuo KATO, Junji KURIMA and Masaichi SAKATA

Abstract

In the present experiment, the following two types of the cabinet were used to study free convection cooling of electronic components on a PWB (Printed-wiring-board, with fins or without fins).

Case 1. Small holes for ventilation were made in the front-side panel and the bottom panels of the cabinet.

Case 2. Small holes for ventilation were made in the top panel and the bottom panel of the cabinet.

It seemed that the space between the PWB and the side panels of the cabinet (corresponding to ventilating area ratio of 12% in the present experiment) was an important factor for ventilation cooling. The hottest temperature on the PWB inside the Case 1 cabinet was lower than inside the Case 2 cabinet with the same ventilating area ratio. In the Case 2 cabinet, a local spot on the PWB could be cooled intensively by the fresh air from the hole in the bottom panel.

1. 結 言

近年、半導体・LSI等の発達により、輸送機器、生産機械、家庭用電気製品等のコントローラとして、これらを搭載した電子機器は増加の一途を辿る。中でも航空機搭載用の電子機器などは、その性能や信頼性が重要な課題であり、その熱対策設計上、自由対流による冷却が重要な役割を演じている。¹⁾ 自然空冷は、経済性、信頼性、無騒音性、保守性に優れており、この特性が最近再び見直されつつある。²⁾³⁾⁴⁾

既報⁵⁾⁶⁾では、比較的小型の偏平な形状の供試キャビネット内に一枚の水平基板が配置された場合の通風孔と温度上昇との関連について、特にキャビネットの前面と底面のパネルにのみ通風孔を設けた実測の一例を示しその検討を行なった。本報では、同様の実験装置を用いて、基板の発熱体上にフィンがある場合とない場合に、供試キャビネット上面と下面に開けた通風孔の開口比を種々変え、そのときの伝熱面の温度上昇とそれとの関連を詳細に検討したのでここに報告する。

2. 実験装置及び測定方法

実験装置及び座標系を Fig. 1 に示す。実験装置は大略前報と同様であり、200×150×80 mm のアクリル製キャビネット内に発熱基板を置いたものである。発熱基板は、発熱帯上にU型のフィイン⑤が取付けられ

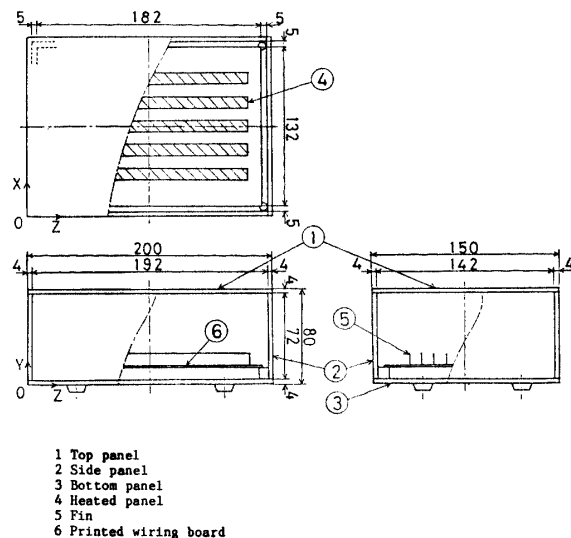


Fig. 1 Experimental apparatus and coordinate system

* 機械工学科

** 大学院機械工学専攻

たものと取付けられていない2種類を用いた。前面パネルは、既報⁹⁾と同じもので、また天井パネル①、底面パネル③は、Fig. 2 に示されるように千鳥配列の通風孔の穴の数を変えることにより、それぞれ開口比 R_R, R_U が異なる10種類を用いた。Fig. 3(a) (b) は、

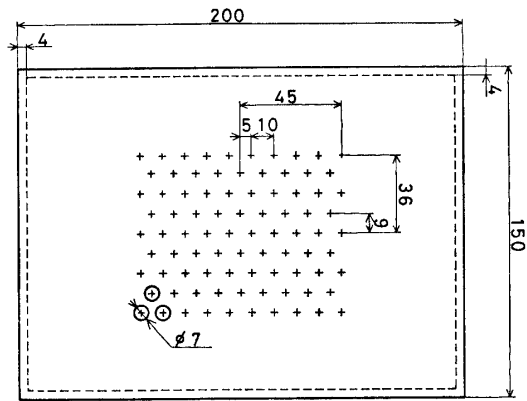


Fig. 2 An example of the top and bottom panels with ventilating holes

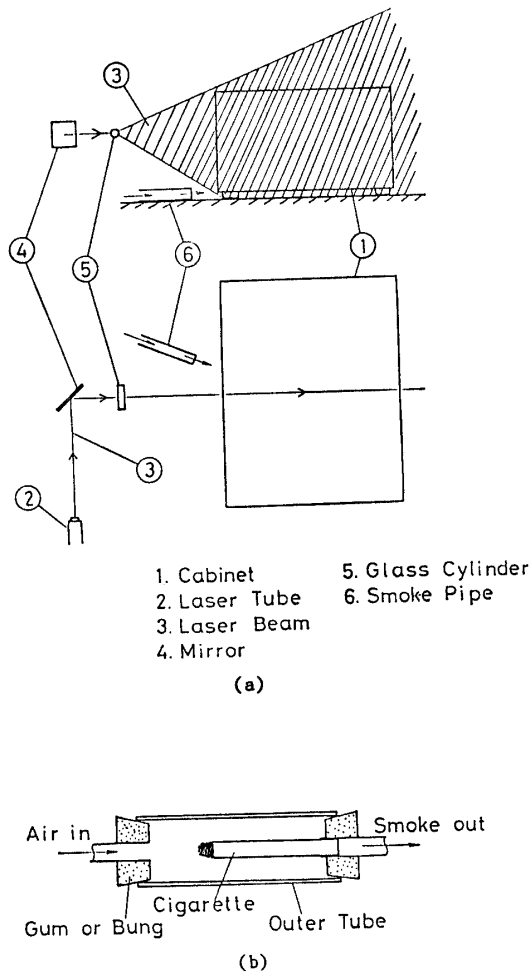


Fig. 3 (a) Schematic diagram of flow visualization apparatus
(b) Smoke supplying simple instrument

可視化装置の概略図である。光源のレーザー光③をガラス棒⑤でスリット状に拡げ、キャビネットのXY断面を切るように配置してある。トレーサには、たばこの煙を Fig. 3(b) の簡便な器具を用いてキャビネット内に入れた。

実験は、以下のように行なった。

実験Ⅰは前面パネルと底面パネルのそれぞれの開口比に対して供給電力 Q を種々変化させ、発熱帯上にフィンが付いた場合と付いてない場合のキャビネット各部の温度測定を行った。

実験Ⅱでは、天井パネルと底面パネルのそれぞれの開口比に対して同様の測定を行った。

さらに温度測定後、それぞれの開口比に対してキャビネット内XY断面の流れの可視化を行なった。

測定は、供給電力入力後、温度場が準定常となる約1時間後に開始した。

3. 実験結果及び考察

Fig. 4 (実験Ⅰ) は、開口比 $R_U=23.6\%$ の条件で、 $R_F=1.03\%$ と100% (全開) に変化させたときの発熱

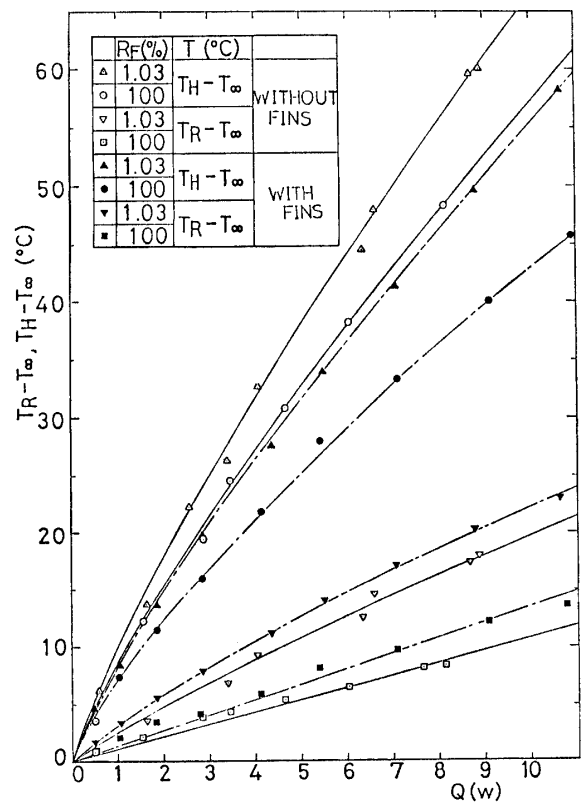


Fig. 4 Comparison of Hot Spot temperature ($T_H - T_{\infty}$) and Top temperature ($T_R - T_{\infty}$) between R_F of 100% and 1.03% ($R_U = 23.6\%$)

基板上最高温度 T_H (cf. ホットスポット温度という) と周囲温度 T_∞ との温度差 $T_H - T_\infty$ と供給熱量 Q 並びに天井パネル温度 T_R と周囲温度 T_∞ との温度差 $T_R - T_\infty$ と供給熱量 Q のそれぞれの関係に及ぼすフィンの影響が示される。 $T_H - T_\infty$ はフィンの冷却効果が顕著にみられ、全温度落差^{*}の約55%程度はフィンの効果である ($Q=7\text{ W}$ で約 9°C)。 $T_R - T_\infty$ はフィン付の方が無い方に比べ、約15~20%程度逆に高くなっており、これはフィンによる対流伝熱量の増加が、 T_R を高くしたものと考えられる。ちなみに、 $R_F = 1.03\%$ の $T_R - T_\infty$ は、 $R_F = 100\%$ のその2倍となっている。このことから、フィンを付けた場合の対流伝熱の効果を最大限生かすためには、上面パネルからの気流の流出を効果的に行う必要がある。

Fig. 5 (実験Ⅱ, フィンなし) は、開口比 $R (=R_U = R_R)$ を種々変化させたときの $T_H - T_\infty$ と Q の関係を示している。実線は $R=0$ (通風孔なし), $R=100\%$ (全開) 状態における実測値より推定される $T_H - T_\infty$ と Q の関係を表す。任意の $T_H - T_\infty$ において $R=100\%$ の Q は $R=0\%$ のその約60%程度となる。このことから、換気による対流伝熱量は全発熱量の最大40%程度であろうと推定される。この結果は既報⁹⁾ の異なる条件 (前面パネルに換気孔) とほぼ一致する。

Fig. 6 (実験Ⅱ) は、 $R_U = R_R = 0, 100\%$ の条件で Q

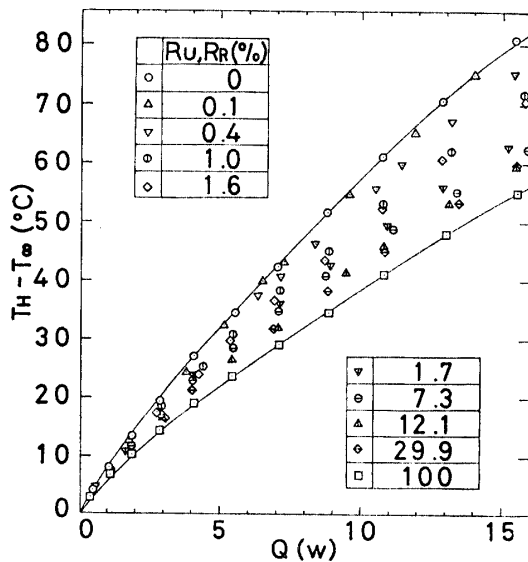


Fig. 5 Relation between supplied power Q and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$) in the case without fins

* フィン無し, 全閉からフィン有り, 全開までの温度の低下を示す。

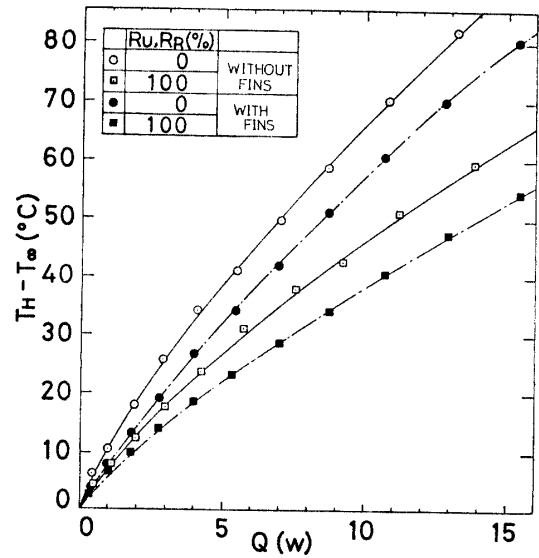


Fig. 6 The effects of fin on the relation between supplied power Q and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$) in the case of $R_U = R_R = 0\%$ and $R_U = R_R = 100\%$

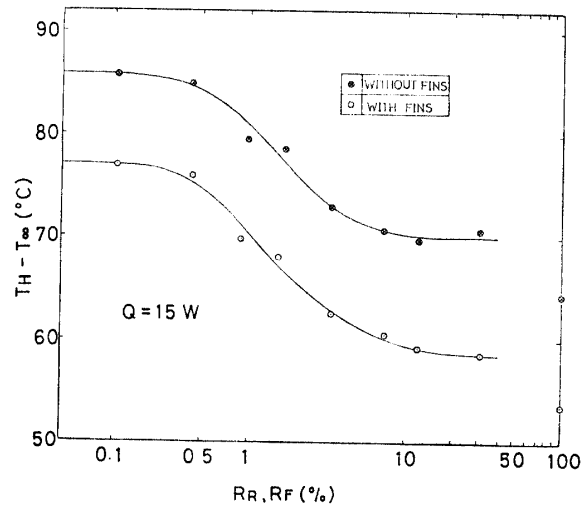


Fig. 7 Relation between ventilating area ratio R and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$), for $Q=15\text{ W}$ (without fins, with fins)

を種々変化させたときの $T_H - T_\infty$ と Q との関係に及ぼすフィンの効果について示している。実験Ⅰ (Fig. 4) に比べるとフィンの有無による冷却効果は同程度でありながら ($Q=7\text{ W}$ で約 7°C)、全温度落差への寄与は約35%である。これは上下開放による冷却効果が、フィンの効果より相対的に大きくなるためだと考えられる。

Fig. 7 (実験Ⅱ) は、開口比 R と $T_H - T_\infty$ の関係を $Q=15\text{ W}$ の場合について示している。 $R=0.5\%$ から冷却効果が現われ始め、 $T_H - T_\infty$ は R の増加と

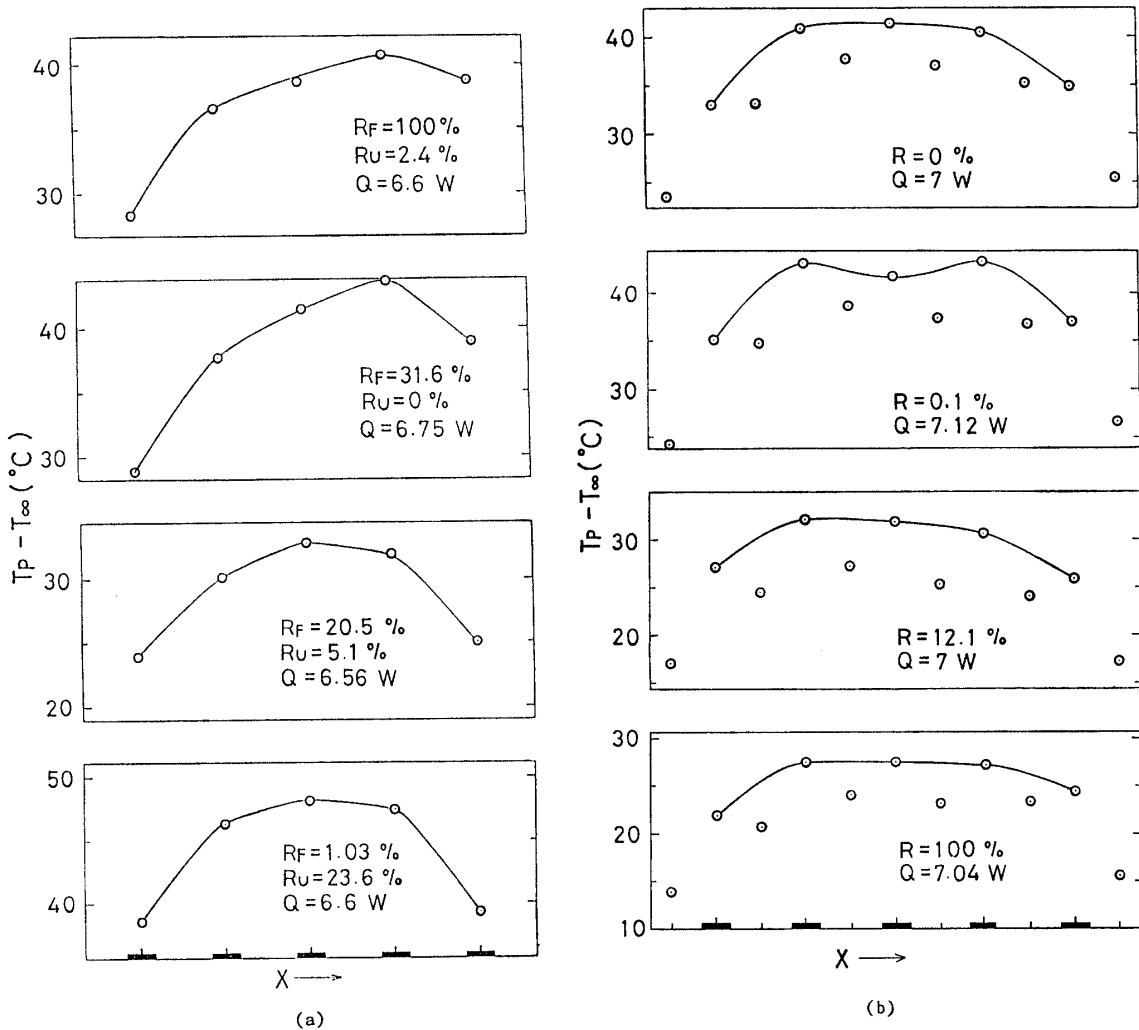


Fig. 8 Temperature distribution on the PWB (in X direction at Z=100 mm)
 (a) in the case of ventilating holes on front and bottom panels without fins
 (b) in the case of ventilating holes on bottom and top panels with fins

ともに徐々に低下していき、 $R=10\%$ 以上ではほとんど変化しなくなる。これは $R=10\%$ 以上に開口比を増やしても冷却効果の増加が望めないことを意味するが、これは基板とキャビネットの隙間面積が開口比にして約12%であることに関係しているとも考えられる。

Fig. 8 は実験 I 及び実験 II の基板上 $Z=100\text{ mm}$ における X 方向温度分布を示す。実験 I (Fig. 8(a)) は、 R_F が小さいと、ホットスポットの位置は中央にあるが、 R_F が大きくなると、その位置はキャビネット奥側 (Fig. 8(a) における右側) にずれる。これは前面パネル換気孔からの流出入空気量が R_F と共に増加しキャビネットの奥側まで流れ込んでいるためと考えられる。実験 II (Fig. 8(b)) では、ほぼ対称の分布を示す。 $R=0.1\%$ の場合の発熱帯中央での局所的な温度の低下は、底面パネルの通風孔 (この場合この点の直下に

1 個) から流入する新気が基板裏面に衝突し、この部分を局所的に冷却したものと考えられる。またこれ以外の R の場合、中央 3 点の温度分布がかなりフラットなことがわかる。すなわち、中央部では一様に冷却されていることを意味する。

Fig. 9 (実験 II, フィンを付けた場合) は、(a) $R_U=12.1\%$, $R_R=0.1\%$, (b) $R_U=0.1\%$, $R_R=12.1\%$ の二つの場合における $T_H - T_\infty$ と Q の関係を示している。(a) の場合の $T_H - T_\infty$ は (b) の場合より高い。これより開口比 $< 12\%$ の場合には、冷却効果に対する R_R は R_U より重要だと考えられる。

Fig. 10 (実験 II, フィンを付けた場合) は、 R を種々変化させたときの流出温度と周囲温度の差 ($T_E - T_\infty$) と Q の関係を示している。実線は $R=0.1\%$, 29.9% における実測値より推定される $T_E - T_\infty$ と Q の関係を示している。 $R=0.1\%$ と $R=29.9\%$ の T_E

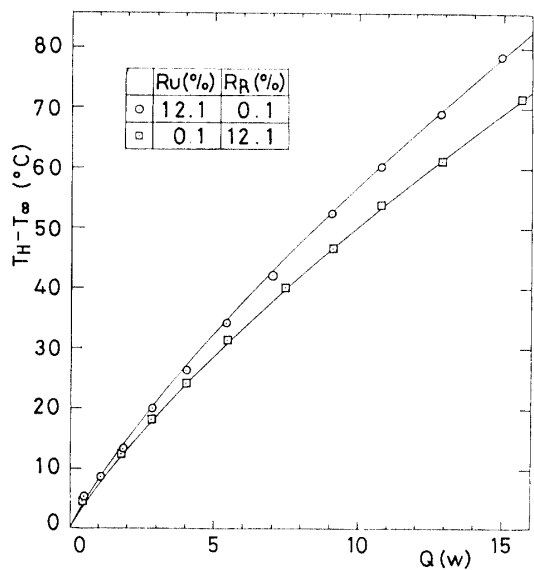


Fig. 9 Relation between supplied power Q and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$) in the case of $R_U = 12.1\%$, $R_R = 0.1\%$ and reverse

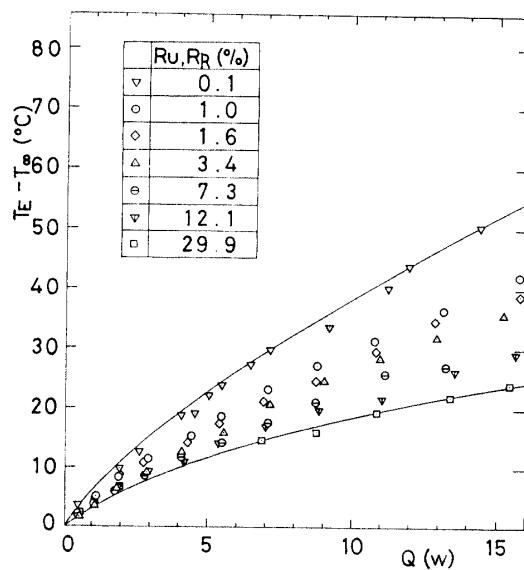
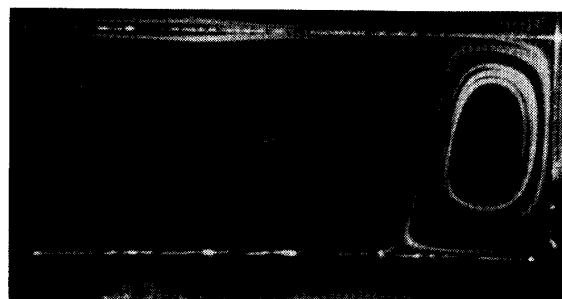
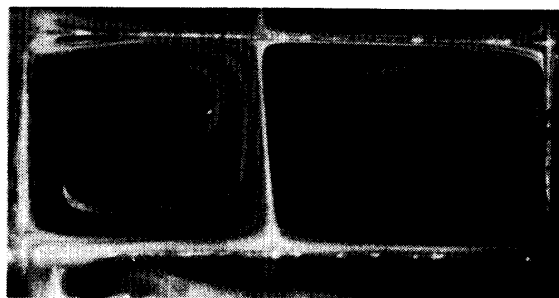


Fig. 10 Relation between supplied power Q and Exit temperature ($T_E - T_\infty$)



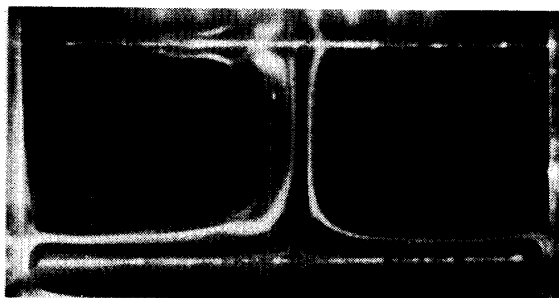
(a) $R_F = 100\%$, $R_U = 23.6\%$ (WITHOUT FINS)



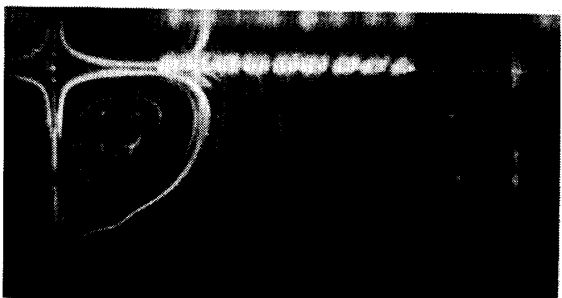
(b) $R_F = 9\%$, $R_U = 23.6\%$ (WITHOUT FINS)



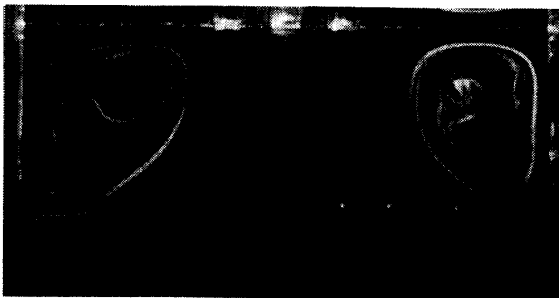
(c) $R_R = R_U = 12.1\%$ (WITHOUT FINS)



(d) $R_R = R_U = 1.7\%$ (WITHOUT FINS)



(e) $R_R = R_U = 12.1\%$ (WITH FINS)



(f) $R_R = R_U = 1.7\%$ (WITH FINS)

Photo. 1 (a)-(f) Flow pattern in the cabinet (35 mm F 2.0 ASA 200 F 2.0 1/4 sec)

$-T_{\infty}$ の温度差は $R=29.9\%$ の $T_E - T_{\infty}$ の値に等しく、 $Q=7\text{ W}$ 時の温度差は約 15°C である。

Photo. 1 は $Z=100\text{ mm}$ におけるキャビネット内 XY 断面の可視化写真 ($Q=2\text{ W}$) の例を示す。実験 I, 実験 II とともに大きな 2 つの渦が発生しているのがわかる。フィンをつけてないものは、これらの渦の境界付近がホットスポットの位置と一致している。実験 II においてフィンの有無で比較するとフィンを有する方がフィン上部が乱されているものの、流れ場は左右対称となっており、その対称軸近傍がホットスポットとなっている。また底面からの流動状態から、フィン中央には流れが達していないように思えるが、Fig. 8 で温度の一樣分布性を考慮すると、フィンに沿った流れが存在することが推察される。

4. 結 言

得られた主要な結果は以下のとおりである。

- 1) 底面パネルと前面パネルにおける開口比を変える実験 I の場合は、フィンによる冷却効果は全体の約 55% 程度である。
- 2) 底面パネルと上面パネルにおける開口比を変える実験 II の場合、フィンの有無による温度落差は同程度であるが、冷却効果は全体の約 35% である。これは、相対的に換気伝熱量が増加したためである。
- 3) 実験 II のフィンをもたない実験の場合、換気による対流伝熱は全発熱量の約 40% 程度であり、これは既報の条件の異なる結果と同程度である。
- 4) 実験 II の場合 $R=10\%$ 前後が最適開口比と思われるが、基板とキャビネットの隙間の開口比が 12% であることから、このような結果になったとも思われる。
- 5) 可視化による実験 I, II とともに両側面(前部と後部)に渦の形成がみられる。その境界付近がホットスポットである。実験 II でホットスポットへの新気の流れ込みがみられないにもかかわらず、中央 3 点が均

一温度を保っている。このことは、新気がフィンに沿って中央部に流入しているとも推測される。

最後に本実験に協力いただいた機械工学科、八川裕介、原田寿典の両君に深く感謝する。

主な記号

- Q : 供給電力
 R_F : 前面パネルの前面内のり面積に対する開口部面積の比
 R_U : 底面パネルの底面内のり面積に対する開口部面積の比
 R_R : 天井パネルの天井内のり面積に対する開口部面積の比
 T_E : 天井パネル開口部出口温度
 T_H : ホットスポット温度
 T_R : 天井パネル中心温度 (キャビネット内)
 T_{∞} : 周囲温度
 X : キャビネット奥行方向座標 ($0 \leq X \leq 132\text{ mm}$)
 Y : キャビネット高さ方向座標 ($0 \leq Y \leq 80\text{ mm}$)
 Z : キャビネット横方向座標 ($0 \leq Z \leq 200\text{ mm}$)

参 考 文 献

- 1) 遠藤和敏, 海老原英明: 日本航空宇宙学会誌, 31, No. 356 (1983)
- 2) Noronha, R.I.: Proc. Inst. Mech. Engrs. 179, Pt-1 No.13 (1964-65)
- 3) 田中敏男, 国峰尚樹, 原田昭男, 松本 忠: 電子通信研究会資料 C PM79-66
- 4) 伊藤謙司, 伊藤博友, 国峰尚樹: 電子機器の熱対策設計, 日刊工業新聞社 (1981)
- 5) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諄二, 坂田昌一: 日本航空宇宙学会西部支部講演会講演集 (1983) 17-20
- 6) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諄二, 坂田昌一: 山口大学工学部研究報告, 34, No. 2, 25-29 (1984)

(昭和59年1月14日受理)