自然空冷式電子機器筐体からの放熱*

(熱設計用簡便式の提案)

石塚 勝**, 宮崎 芳郎**, 佐々木富也***

On the Cooling of Natural-Air-Cooled Electronic Equipment Casings

(Proposal of a Practical Formula for Thermal Design)

by Masaru ISHIZUKA, Yoshiro MIYAZAKI, and Tomiya SASAKI

This paper presents a simple formula for thermal designing of natural-air-cooled electronic equipment casings with standard arrangement for circuit boards and power supplies. The formula meets the requirements as a practical formula, since it represents the air-cooling system in its simplified form with due regard to such factors as the stack effect, air flow resistance, natural convective transfer and so on. The formula was applied to predict the temperature rise for two practically used electronic equipment cabinets with standard arrangements and a modeling case. The predicted temperature rise values, obtained through the formula, caused very slight errors, with only 10 percent, in the actual values based upon experiment results.

Key Words: Thermal Engineering, Convective Heat Transfer, Electronics, Natural Convection, Thermal Design

1. 緒 言

近年の電子機器の発熱密度は年々増大し、その冷却設計が重要となっている。さらに冷却ファンによる騒音も問題となってきていることから自然空冷方式による冷却が注目されている。しかしながら、この方式の冷却能力に関する資料は乏しく、機器の設計に利用できるものは極めて少ない⁽¹⁾。これは、一般の電子機器では筐体内部の流れや発熱体の分布など複雑多岐をさめるため、その定式化が困難なためでもある。そこで本報では、実用的でかつ基本的な熱設計資料を提供する目的で、以下に示す仮定を満たすような自然空冷式の電子機器筐体からの放熱を表す簡便式を提案することにした。それらの仮定は以下のとおりである。

(1) 表面の温度上昇がせいぜい 25 K 程度で、自然対流による伝熱を表す項の中に放射伝熱も含ませて考えられること、(2) 電源などの主発熱体が下方に位置し、煙突効果が大きく、内部流の流路面積と流体抵

抗は出口通気口が支配的であること、(3) 筐体は直方形で、その代表寸法が 0.2~1.0 m 程度であること。これらの仮定は現状の電子機器には必ずしもあてはまらないが、良好な通風設計を優先させる機器に対しては有用と考える。

2. 筐体表面からの放熱

2.1 実験式の導出 図1に示すような筐体表面からの放熱を考える。図1の筐体で通気口の設けていない密閉形を考える。筐体は上面(top)、下面(bottom)と側面(side)とから構成されている。いま

図1 筐体モデル

* 昭和60年4月1日 第62期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和59年10月15日。

** 正員、(株)東芝総合研究所機械研究所 (〒210 川崎市川崎区浮島町 4-1)。

*** 学生員、(株)東芝総合研究所機械研究所。

各面の自然対流熱伝達式は以下で表せる⁽²⁾。

$$N_{um} = B(G_{rx} \cdot P_r)^{1/4} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$B = \begin{cases} 0.54 \text{ (top)} \\ 0.27 \text{ (bottom)} \quad \dots\dots\dots(2) \\ 0.56 \text{ (side)} \end{cases}$$

ここで、 N_{um} 、 G_{rx} 、 P_r はそれぞれ平均ヌセルト数、グラスホフ数とプラント数である。そして筐体の全表面積 S の代わりに、式(2)の係数 B を単純比で表して次のような等価表面積 S_{eq} を考えると便利である。

$$S_{eq} = S_{top} + \frac{1}{2} S_{bottom} + S_{side} \quad \dots\dots\dots(3)$$

また、式(1)の中で筐体の代表寸法 X として、 $X = 0.4 \text{ m}$ を考えておくと、 $X = 0.2 \sim 1.0 \text{ m}$ の範囲では、 $X^{-0.25}$ の項の影響は20%以内になり、他の物性値もほぼ一定と考えれば、表面からの放熱を表す式として次式が得られる。

$$Q_s = D_1 S_{eq} \Delta T_s^{1.25} \quad \dots\dots\dots(4\cdot a)$$

ここで、 Q は放熱量 (W)、 ΔT は温度上昇 (K) で、添字 s は表面を示す。そして D_1 は物性値と長さを含んだ定数である。これは電子機器をとりまく環境を考えると、その温度変化が小さく、ある代表値を採用すればそれで十分であるからである。以下も同様である。

ところが、実際には機器の内部温度上昇 ΔT_i と ΔT_s とがかなり違う場合が多く、実用上は ΔT_i と Q_s との関係式が望ましい。そして、放射伝熱の要素も含めた定数として D_2 を導入して

$$Q_s = D_2 S_{eq} \Delta T_i^{1.25} \quad \dots\dots\dots(4\cdot b)$$

と表せるとたいへん便利である。放射伝熱の要素を含ませる理由は、温度上昇がせいぜい 25 K のほかに、放射率 ε や T^4 の項を考慮することが必ずしも実用上有意義ではないためである。

2.2 筐体実験 図1の密閉形筐体により温度測定を行った。表面の材質は鋼板 (1.6 mm 厚) で中には発熱ボックス ($0.06 \times 0.25 \times 0.3 \text{ m}^3$) が4個収納されている。そして筐体はモデル1 ($0.4 \times 0.4 \times 0.4 \text{ m}^3$, $S_{eq} = 0.88 \text{ m}^2$) とモデル2 ($0.4 \times 0.6 \times 0.4 \text{ m}^3$, $S_{eq} = 1.16 \text{ m}^2$) を用意した。温度測定は C-C 熱電対 (0.1 mm 径) にて、表面を17点 (上面3, 下面2, 側面12) と内部の空気温度を15点 (上, 中, 下部, 各5点) 測定した。発熱は $Q = 5 \sim 240 \text{ W}$ の範囲で、周囲温度は $T_\infty = 298 \text{ K}$ であった。図2にその結果を整理しているが、式(4・b)の ΔT_i として形式的な内部15点の平均温度上昇 ΔT_m を採用すると次式で極めてよく実験結果を表すことがわかった。

$$Q_s = 1.78 S_{eq} \Delta T_m^{1.25} \quad \dots\dots\dots(5)$$

ここで、定数 $1.78 (\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^{1.25})$ は実験値に合うように決めた。また、 ΔT_s と ΔT_m では $Q = 240 \text{ W}$ で 15 K ほどの差があった。

3. 通気口からの放熱

電子機器は一般に通気口を有しており、そこからの空気の出入りによって外部への放熱が行われる。その流れを基本的な通気モデルから解析する。図3のモデルにおいて、定常状態で内部温度はほぼ一様とする。すると、エネルギー式と運動のつりあい式はそれぞれ次式で表せる。

$$Q_v = \rho_0 C_p A_0 u_0 \Delta T_0 \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$(\rho_\infty - \rho_0)gh = K \frac{1}{2} \rho_0 u_0^2 \quad \dots\dots\dots(7)$$

ここで、 Q_v は通気口からの放熱量、 ρ は空気密度、 C_p は空気の比熱、 A は流路面積、 u は空気の流速、 g は重力加速度、 h は発熱体から出口までの距離で、 K は流体抵抗係数である。添字 0 は出口を、 ∞ は周囲を表す。

いま、モデル内外の圧力はほぼ等しいとおけるから

$$\frac{\rho_\infty - \rho_0}{\rho_0} = \frac{\Delta T_0}{T_\infty} \quad \dots\dots\dots(8)$$

と表せて、式(6)、(7)、と(8)から u_0 を消去して整理すると次式が得られる。

$$Q_v = 300 A_0 (h/k)^{0.5} \Delta T_0^{1.5} \quad \dots\dots\dots(9)$$

ここで、係数値 300 は $\rho_0 C_p (2g/T_\infty)^{0.5}$ の項に $T_\infty = 293$

図2 密閉筐体実験の結果

図3 通気モデル

$K, g=9.8 \text{ m/s}^2, \rho_0=1.165 \text{ kg/m}^3, C_p=1007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ を代入して近似したものである。 ρ_0 と C_p は、 $T_0=303 \text{ K}$ の時の値で代表させた。流体抵抗係数 K は、いま通気口の多孔質によってほぼ決定されるとしているので、多孔板やグリルなどの多孔質の開口比を β として

$$K=2.5 \frac{1-\beta}{\beta^2} \quad \dots\dots\dots(10)$$

で近似できる⁽³⁾。ここでレイノルズ数の影響は β に比べて小さい⁽³⁾ ので考えない。ただし、もともと式(10)は抵抗板への近寄り速度 u で定義されて得られた式であるが、ここでは近似的に出口速度 u_0 で代用している。

4. 筐体からの全放熱量

いま、全放熱量を Q とすれば、式(5)と式(9)より

$$Q=1.78 S_{eq} \Delta T_m^{1.25} + 300 A_0 (h/K)^{0.5} \Delta T_0^{1.5} \quad \dots\dots\dots(11)$$

が得られる。しかし、式(11)中の ΔT_m はあまりにも架空的であるし、式(11)を閉じるためにも、 ΔT_m と ΔT_0 との相関が必要である。そこで、図1に示した筐体モデルにより、 ΔT_m と ΔT_0 との関係を示したのが図4である。

$$C=\Delta T_0/\Delta T_m \quad \dots\dots\dots(12\cdot a)$$

図4からは、定数 C に対して明確な関係が得られない。このモデル筐体の通気口の開口比が $\beta=0.3$ であり、一般の電子機器では、 $\beta=0.3\sim 0.5$ であることを考えて、 $C=1.4$ よりやや低めの

$$C=1.3 \quad \dots\dots\dots(12\cdot b)$$

を採用するのが妥当であろう。これは、通気口の抵抗によって筐体上部の流れのよどみ部が左右されることを考慮したものである。

5. 応 用 例

式(10)、(11)と(12・b)を実機に応用した結果を以下に示すことにする。応用例としては次の3筐体とした。

C1 筐体……… $0.635 \times 0.370 \times 1.143 \text{ m}^3$

C2 筐体……… $0.515 \times 0.395 \times 0.910 \text{ m}^3$

C3 筐体……… $0.4 \times 0.4 \times 0.4 \text{ m}^3$

ここで、C1とC2は下部に電源があり、その上に縦形のPCB(印刷回路基板)が3段(C1)、2段(C2)に構成されている。いずれも基板との間に流路が確保されている。C2筐体を図5に示す。そして、C3筐体は、さきの図1のモデルである。3筐体の他の仕様を以下に示す。

筐体	$S_{eq}(\text{m}^2)$	$A_0(\text{m}^2)$	$h(\text{m})$	β
C1	2.65	0.03	0.90	0.4
C2	1.98	0.03	0.82	0.5
C3	0.99	0.033	0.32	0.3

ただし、C1については、通気口面積 A_0 をビニールテープで調節して、 $A_0=0.03, 0.02, 0.012 \text{ m}^2$ の3種とした。そして、C3のモデルでは、 $A_0=0.033$ と 0.017 m^2 の2種を用意した。なお、3筐体とも通気口の面積は入口のほうが出口よりも大きくなっている。また煙突高さ h は、実用上は厳密な定義が難しいが、C1とC2については、電源上面から出口までの距離とし、C3については、入口から出口までとした。図6では、出口温度上昇について、予測値と実測値との比較を示している。測定値は各通気口5点の平均とした。縦軸は、予測値と実測値との差を実測値に対して示し、横軸には筐体内部の発熱量 Q をとった。C1とC2の発熱量は負荷条件を変えることで変化させた。また各電源は全発熱の60%近くを占めており、負荷が小さい時は80%近くになる。図6ではすべてのデータが10%以内に入っている。この結果は、これらの筐体が先に述べた仮定をかなり満足していることから得られたものと考えられる。その中で特に、式(11)の中の K の値は各筐体で変化が大きいと考えられるが、式(10)がかなりよい近似を示していると思われる。また煙突高さ h は発熱体の位置により修正されねばならない。そこで

図4 定数 C

図5 C2 筐体

図 6 温度上昇の子測値と実測値との比較

参考に C2 筐体内部の温度上昇を図 7 に示す。下部の電源により熱せられた空気が筐体表面との熱交換を行いながら上昇し、上部でやや激む形で外に放出される様子がわかる。内部の通風が良好のため温度分布が平均化しており、式 (12・a) でほぼ $C=1.2$ となっており、式 (12・b) は妥当な値である。

しかし、式 (11) を中心とする式群は、現状の電子機器の内部温度上昇を予測するのではなく、あくまでも通風設計を優先させる筐体設計をする際に用いられるべきものである。これは、緒言で述べた仮定が、通風設計の際当然考えられてしかるべき項目であるからである。さらに、式 (11) の中には、煙突効果、流体抵抗や表面積効果の要素が含まれているので、熱設計用の簡便式としては妥当なものとする。

6. 結 言

自然空冷方式の電子機器の熱設計用の資料として、筐体からの放熱を表す簡便式を提案した。この式を良

図 7 C2 筐体内部の温度上昇分布

好な通風の実機筐体に応用したところ、通気口出口での温度上昇を 10% 以内で予測した。簡便式の導出にあたっては、以下のような仮定をもうけた。(1) 放射伝熱を対流伝熱の項に含ませられること。(2) 電源のような主要発熱体は下方に位置して煙突効果が大きく、内部空気の流路面積と流体抵抗は出口通気口によって支配的であること。(3) 筐体は長方形で、代表寸法が、0.2~1.0 m であること。

これらの仮定は、現状の電子機器には必ずしもあてはまらないが、良好な通風設計を目的とする場合には有益と考えられ、その際、本提案式が有効であろう。

さらに、提案式の一般化については、筐体内部の流体抵抗、発熱分布や寸法効果などの詳細な資料の検討が必要で、これらの資料の蓄積によって発展させたいと考えている。

文 献

- (1) 例えば、藤江・中山、伝熱研究、23-88 (昭 58)、88。
- (2) 甲藤、伝熱概論、(昭 39)、76、174、養賢堂。
- (3) 石塚・ほか 2 名、機論、50-460、B (昭 59)、3193。