半導体素子冷却用風冷放熱器の性能計算法

正員 岡田 定五 (日立製作所)
 非会員 園部 久雄 (日立製作所)
 非会員 板鼻 博 (日立製作所)

1. 緒 言

半導体素子の冷却方式には風冷はじめ水冷，油冷，フロン沸騰冷却方式などがあり，比較的大容量の装置でじんあいや水分の多い環境で使用する半導体装置には液冷方式やフロン沸騰冷却方式が使用されている。しかし，風冷方式は構造が簡単なうえ経済的であり，また保守性が容易であるため，多くの半導体装置の冷却に用いられている。図1に風冷方式の放熱器形状と半導体スタックの外観を示す。放熱器は図1(a)のように半導体素子の両側に接触させ，両端より圧縮して使用する。このため中央に円柱軸が通り，その軸の円周上にある一定間隔で平板フィンが付けられている。半導体スタックは図1(b)のように半導体素子と放熱器を積み重ねて，上下の金具と四隅のボルトで締付けられたもので，これを風道の中に入れ風冷する。半導体素子から発生した熱は，放熱器の端面より円柱軸の方向に熱伝導され，平板フィンから空気へ放熱される。

この種のフィン付き伝熱面を有する放熱器の研究は，基礎的な研究として Lemmon 氏⁽¹⁾らによってなされているが，これは内燃機関用で導風板を設けるなど特殊な形状である。また，Briggs 氏⁽²⁾らや Kays 氏⁽³⁾らのフィン付き管群の研究は，単一のフィン付き管ではない。また，村井氏⁽⁴⁾のガス湯沸し器の吸熱フィン形状の数値計算の研究や，山田氏⁽⁵⁾の水平円形フィン付き管の研究がある。しかしながら，これらの研究はいずれも伝熱管の軸方向に，温度こう配がない場合である。つまり軸方向には一定温度のもとで検討されてきた。このため，本報告の放熱器のように，円柱軸の端面からのみ熱が入る，すなわち円柱軸の方向に

(a) 放熱器と半導体素子の配置

(b) 実機の半導体スタック

図1 放熱器および半導体スタック

Fig 1. Air-cooling heat sink and stack of semiconductor rectifier.

も温度こう配が生じる場合には，前述の研究結果から放熱性能の計算をすることが不可能であった。また，放熱器のフィン板厚，外形寸法，円柱軸の外径や長さなどの関係について最適形状を推定することもできなかった。

本報告では，この種の放熱器のフィン効率を考慮した性能計算法を見出し，これが実験値とよく一致することがわかった。更に，圧力損失まで含めた総合的な放熱性能を求めることによって，放熱器の最適形状が

Performance Calculation of Air-Cooling Heat Sink for Power Semiconductor. By Sadayuki Okada, Member, Hisao Sonobe, Nonmember (Hitachi Research Laboratory, Hitachi Ltd.), Hiroshi Itahana, Nonmember (Mito Works, Hitachi Ltd.)
 岡田定五：正員，(株)日立製作所 日立研究所
 園部久雄：非会員，(株)日立製作所 日立研究所
 板鼻 博：非会員，(株)日立製作所 水戸工場

推定できる。本報告は、半導体素子冷却用の放熱器を対象に比較的簡単な性能計算法について述べ、放熱器の最適形状が推定できる研究資料としてまとめた。

2. 論理計算式

まず、半導体素子冷却用放熱器の熱抵抗および圧力損失の計算方法について述べる。なお、使用した記号の説明は付録に示した。

(2.1) 熱抵抗 求める熱抵抗は図1に示す円柱軸端（半導体素子に接する側）のフィンベース温度 T_{fb} より冷却空気温度 T_a までの熱抵抗である。半導体素子から発生する熱損失が Q_0 のとき、両側の放熱器に等しく熱が伝わったとすると、 $Q_0/2$ が放熱器1個の放熱量である。この放熱器1個の放熱量を Q とすると、求める熱抵抗は

$$R_{fb-a} = \Delta T / Q = 2 \Delta T / Q_0 \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $\Delta T = T_{fb} - T_a$ 、 $Q = Q_0/2$ である。

(2.2) 放熱器の諸元 図2に放熱器の形状を示す。平板フィンの4隅には半導体素子と放熱器を積み重ねて組立てるためのボルト締付用切欠き部がある。放熱器の諸元は以下の式より求めることができる。

円柱軸長さ：

$$L_e = (N-1)(t+b) + t + 2b_1 \dots\dots\dots (2)$$

平板フィン部の伝熱面積：

$$A_f = 2N \{ A \cdot B - (\pi d^2/4) - 4c^2 + e^2(4-\pi) \} + N \cdot t \{ 2(A+B) - e(8-2\pi) \} \dots\dots (3)$$

円柱軸部の伝熱面積：

$$A_a = \pi d \{ (N-1)b + 2b_1 \} \dots\dots\dots (4)$$

平板フィン部の等価円板外径：

$$D_e = 2\sqrt{\{ AB - 4c^2 + e^2(4-\pi) \} / \pi} \dots\dots (5)$$

(2.3) 放熱器の総合フィン効率 この放熱器では、フィンベースより遠ざかるに従って、円柱軸および平板フィンの外周方向に温度こう配が生じる。まず、全ての枚数の平板フィンからの放熱について考える。(1)式で示した温度差 ΔT に対し、平板フィンの全放熱面を考慮した平均温度差を $\Delta T'$ とすると、その比率（総合フィン効率） $\phi_f = \Delta T' / \Delta T$ とおくことができるので平板フィン部からの放熱量 Q_f は

$$Q_f = h_m A_f \Delta T' \equiv h_m A_f \Delta T \phi_f \dots\dots\dots (6)$$

と表わすことができる。ところで、総合フィン効率 ϕ_f は単純な形状のものであれば既に資料や文献⁽⁶⁾⁽⁷⁾などから容易に計算できるが、この放熱器のように複雑な形状のフィン効率を求めるには工夫が必要である。

そこで、まず図3に示すように、図3(a)の放熱器

図2 放熱器の形状

Fig. 2. Shape of heat sink.

図3 放熱器の熱経路

Fig. 3. Thermal path of heat sink.

の伝熱経路を図3(b)のように1枚の板状の放熱フィンとして考えることにする。図3(a)の a, b, c, d 点が、(b)の a, b, c, d 点に対応させ、(a)の平板フィン部の全表面積と(b)の全面が等しくなるようにとり、また a 点が図3(a), (b)ともに熱の入口である。

更に、図3(b)の微小な点の温度と空気との温度差を高さとする角柱を考えると、図4(a)のようになる。図4で、 $a \sim d$ 点は図3(a)の $a \sim d$ 点に対応し、高さ H は(6)式の ΔT に等しい、次に図4(a)の角柱を図4(b)のような上端面が平面で体積が等しい角柱に変形できれば、その高さ $\bar{H}$ は平均温度差 $\Delta T'$ になり、 $\bar{H}/H$ は総合的なフィン効率となる。 $\bar{H}$ の算出は高さの変化が簡単な数式で表わせないので重積分法で求められないが、図4(a)の角柱において ab 方向あるいは、 ad 方向に直角の断面形状の高さに関しては常に相似形であれば、 $abb'a'$ に囲まれた面あるいは $add'a'$ に囲まれた面のそれぞれの面積平均高さを H' , H'' とすると、図4(a)の体積と(a)の体積が等しいから

Fig. 4. Average temperature difference.

$$\overline{ab} \cdot \overline{ad} \cdot \overline{H} = \overline{ab} \cdot \overline{ad} \cdot H \cdot (H'/H) \cdot (H''/H) \quad (7)$$

すなわち,

$$\overline{H} = H \cdot (H'/H) \cdot (H''/H) \quad (7)$$

で表わされることは幾何学的にわかる。図4(a)の角柱はこの考え方が適用できる形状であり、 H'/H と H''/H はそれぞれ単独で求めることが容易なフィン効率である。すなわち、 H'/H は平板フィン部のフィン効率(ϕ_f)、 H''/H は円柱軸部のフィン効率(ϕ_a)である。従って、平均温度差 $\Delta T'$ は

$$\Delta T' = \Delta T \phi_f \phi_a \quad (8)$$

と表わすことができ、(8)式を(6)式に代入して、

$$Q_f = h_m A_f \Delta T \phi_f \phi_a \quad (9)$$

である。次に円柱軸部からの放熱量を Q_a とすると、フィン効率は円柱軸のみのフィン効率 ϕ_a を考えればよいから、

$$Q_a = h_{md} A_d \Delta T \phi_a \quad (10)$$

と表わせる。従って、この放熱器の全放熱量 Q は(9)式と(10)式を加えることにより、

$$Q = (h_m A_f \phi_f + h_{md} A_d) \Delta T \phi_a \quad (11)$$

となり、(1)式より、求めるフィンベースから空気間の熱抵抗としては、(12)式で求まる。

$$R_{fb-a} = 1 / \{ (h_m A_f \phi_f + h_{md} A_d) \phi_a \} \quad (12)$$

(2.4) 平均熱伝達率及びフィン効率の求め方

(1) 平板フィン部 平板フィン部の平均熱伝達率は強制対流による滑らかな平板の乱流熱伝達として、Colburn の式⁽⁶⁾より

$$Num = 0.037 Re_B^{0.8} Pr_a^{1/3} \quad (13)$$

を使用することにする。ここで、代表風速 v_f は、放熱器の中央におけるフィン間風速とした。

次に、平板フィン部のフィン効率 ϕ_f は、一定厚さの環状フィンのフィン効率として、一般の資料⁽⁷⁾、などの計算図表や論理式から求めることができる。

(2) 円柱軸部 円柱軸部の平均熱伝達率 h_{md} は空氣に直交におかれた円柱の熱伝達とする。この場合の平均ヌセルト数⁽⁸⁾は次式となる。

$$Num_d = 0.27 Re_d^{0.6} Pr_a^{1/3} \quad (14)$$

次に、円柱軸部のフィン効率 ϕ_a は図5に示すよう

に円柱フィンのフィン効率として一般に知られている計算式⁽⁶⁾より、

$$\phi_a = \tanh U_d / U_d \quad (15)$$

ここで、

$$U_d = \sqrt{2 L_e V^2 h_{md} / (\lambda_s d)} \quad (16)$$

で表わされる。ところで、(16)式の中の円柱フィンの等価熱伝達率 h_{md} は、放熱器の全放熱量が円柱フィン表面から熱伝達によって空氣に放熱されたと考えた場合の仮想の熱伝達率であり、以下のように求められる。すなわち、この円柱フィンからの単位時間当りの放熱量 Q は、

$$Q = \pi d L_e h_{md} \phi_a \Delta T \quad (17)$$

とおくことができる。一方、この放熱量 Q は(11)式と等しいはずであるから、 h_{md} について整理すると、

$$h_{md} = (A_f h_m \phi_f + A_d h_{md}) / (\pi d L_e) \quad (18)$$

である。

(2.5) 圧力損失 放熱器の性能としては、熱抵抗のほかには圧力損失が送風機の容量を決める重要な因子である。一般に圧力損失は風道断面の急変、平板フィン間の流体摩擦や曲りなどによって生じる。ここでは以下の仮定のもとに放熱器の圧力損失を求めた。

(1) 計算上の仮定 (i) 放熱器の部分にのみ空氣が流れた場合の圧力損失とする。

(ii) 圧力損失は平板フィンや円柱軸が存在するた

Fig. 5. Shape of Cylindrical cooling fin.

図 6

放熱器の圧力損失

Fig. 6. Pressure loss of heat sink.

め通風断面積の増減（断面急縮小，急拡大）による損失と，フィン間の流体摩擦による損失とを合計したものとす。

(2) 放熱器の諸数値 計算に用いる代表的なフィン間風速 v_f 通風断面積 AR_f および風量 G_a は図2を参照して次のように求める。

通風断面積：

$$AR_f = A(L_e - 2b_1) - \{d(L_e - 2b_1) + Nt(A - d)\} \quad (19)$$

風量（放熱器1個分）：

$$G_a = AR_f \cdot v_f \cdot 60 \quad (20)$$

である。また，放熱器の圧力損失の求め方としては，図6(a)に示すように放熱器の各通風断面を(b)のようにモデル化して I, II, ..., V の区分に分ける。この各区分を通過するときの急縮小拡大の損失と，摩擦損失に分けて考える。

図6の放熱器の各区分の通風断面積は，

$$\left. \begin{aligned} AR_0 &= A(L_e - 2b_1), \quad AR_1 = AR_0 - NtA \\ AR_2 &= AR_f, \quad AR_3 = AR_1, \quad AR_4 = AR_0 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

また，各区分の風速は，

$$\left. \begin{aligned} v_0 &= G_a / (60 AR), \quad v_1 = G_a / (60 AR_1) \\ v_2 &= v_f, \quad v_3 = v_1, \quad v_4 = v_0 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

である。

(3) 断面積急変による各部の圧力損失 断面積急変による圧力損失は，損失係数 (ζ とする) に比例し，圧力損失 (P_{ic}) と風速 (v) の関係は，

$$P_{ic} = \zeta v^2 \gamma_a / 2g \quad (23)$$

で表わされる。ここで，損失係数 ζ は急縮小，急拡大によって異なり，図7⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾に示すように断面積比で決まる値である。図6の区分(I)→(II)，(II)→(III)

図7 断面積が急変する場合の損失係数

Fig. 7. Coefficient of pressure loss at cross-sectional area changed suddenly.

図8

フィン間摩擦
損失

(a) フィン間(II) (IV)の部分 (b) フィン間(III)の部分

Fig. 8. Frictional pressure loss between the fins.

は急縮小，(III)→(IV)，(IV)→(V)は急拡大である。各部の断面急変部の損失係数を ζ_{c1} , ζ_{c2} , ζ_{d3} , ζ_{d4} とすると，断面積急変による圧力損失は，(24)式となる。

$$P_{ic} = (\zeta_{c1} v_1^2 + \zeta_{c2} v_2^2 + \zeta_{d3} v_2^2 + \zeta_{d4} v_3^2) \gamma_a / 2g \quad (24)$$

(4) フィン間の摩擦損失 フィン間の摩擦損失の生ずる部分は図6では(II)，(III)，(IV)の区分である。この区分の断面の詳細を図8に示す。

まずフィン間(II)と(IV)の部分の等価円管直径は，

$$D_{e1} = 2Ab / (A + b) \quad (25)$$

レイノルズ数は，

$$Re_1 = D_{e1} v_1 / \nu_a \quad (26)$$

である。ところで，摩擦損失係数はレイノルズ数 Re によって次の値をとる。

$$\left. \begin{aligned} 0 < Re < 2,300 \text{ のとき, } f_l &= 64/Re \\ 2,300 \leq Re \text{ のとき, } f_l &= 0.3164/Re^{1/4} \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

従って，(II)と(IV)の区分を合せた摩擦損失は，

$$P_{if1} = f_{l1} \frac{(B-d)}{D_{e1}} \cdot \frac{v_1^2 \gamma_a}{2g} \quad (28)$$

より求められる。

次に，フィン間(III)の部分は図8(b)のように，等価円管直径は，

$$D_{e2} = \frac{(A-d)b}{\frac{(A-d)}{2} + b} \quad (29)$$

となり，レイノルズ数は

$$Re_2 = D_{e2} v_2 / \nu_a \quad (30)$$

で，摩擦損失係数 f_{l2} はレイノルズ数によって(27)式により算出する。従って(III)の部分の摩擦損失は，

$$P_{if2} = f_{l2} \frac{d}{D_{e2}} \cdot \frac{v_2^2 \gamma_a}{2g} \quad (31)$$

である。

(5) 放熱器の圧力損失 圧力損失 P_{it} は，(24)，(28)，(31)式を加えることにより次式となる。

$$P_{it} = P_{ic} + P_{if1} + P_{if2} \quad (32)$$

図 9 実験装置

Fig. 9. Experimental equipment.

3. 実験装置と実験方法

図 9 に冷却性能を測定するための実験装置を示す。供試放熱器は風道のほぼ中央に設置し、左側の送風機で風を送り、送風機の回転数を可変させることにより風量の調節を行なった。また、ダクトの途中に整風ダクトを 2 箇所設けることによって、送風機出口の乱れの影響がないようにした。

供試放熱器の温度測定には 0.2φmm の銅・コンスタンタン熱電対線を使用した。主な温度測定点は、基準となる放熱器のフィンベースの温度をはじめとして、その他のフィン部の温度や、風道内の入口側、出口側の空気温度を測定した。また、風量の測定はピトー管を用いて風道の出口で測定した平均風速から求めた。圧力損失は供試放熱器の前後のダクト内圧力差をベッツ形マノメータで測定した。半導体素子への通電は直流発電機（最大容量 1,000 A, 15 V）を使用した。また、素子から発生した熱損失は電流と電圧の積から求めた。

4. 実験結果と計算値との考察

〈4・1〉 実験結果と計算値の比較

(1) 熱抵抗の比較 数種類の放熱器を試作して実験を行ない、図 10～図 12 にフィンベースから空気間の熱抵抗を示した。なお図中のそれぞれの記号は実験値、実線は計算値を示した。

図 10 放熱器の熱抵抗

Fig. 10. Thermal resistance of heat sink.

まず、図 10 に示した 2 種類の放熱器は、同じ形状の寸法で材質をアルミニウムから銅に変えた場合である。銅に比べてアルミの熱抵抗が大きくなっている。これは、材質による熱伝導率の違い、すなわち、アルミは銅に比べてフィン効率が低下するためである。いずれの放熱器も広い範囲の風速にわたり計算値と実験結果がよく一致した。

次に、図 11 の 2 種類の放熱器では材質は同じであるが、平板フィンの板厚 t とフィン間隔 b の大小の比較を行なったものである。両者とも各風速にわたり 10% 以内で計算値と実験値が一致している。

また、図 12 の 3 種類のうち、▲印の放熱器は平板フィン 17 枚のものを図 13(b) に示した組合せのように、半導体素子と放熱器を交互に積み重ねて使用した場合で、放熱器(Ⅱ)に相当するものである。すなわち、放熱器(Ⅱ)では上下両端から熱が入るため半分の放熱器（平板フィン 8.5 枚）とみなすことができ、このような場合にも計算値と実験値がよく一致すること

図 11 放熱器の熱抵抗

Fig. 11. Thermal resistance of heat sink.

図 12 放熱器の熱抵抗

Fig. 12. Thermal resistance of heat sink.

Fig. 13. Assembly between heat sink and semiconductor.

図 14
放熱器の圧力損失

Fig. 14. Pressure loss of heat sink.

がわかった。また、図 12 の○●印の放熱器のように平板フィンの外形、フィン板厚、間隔などが同一で円柱軸長さ L を変えた場合についても実験と計算値がよく一致した。

(2) 圧力損失の実験結果と計算値の比較 前述の 7 種類の放熱器のうち代表的な 3 種類を選んで風速と圧力損失の関係を図 14 に示した。各実験結果の記号は図 10、図 12 に示した放熱器と同じものである。ここで、●と□の放熱器は円柱軸長さは異なるが、平板フィン外形、フィン板厚、間隔などが同一であるため圧力損失も同じ値となっている。計算値は実験値と 15% 以内の精度で一致することがわかった。

また、図 14 より圧力損失は風速 $v_f^{1.86}$ に比例している。この理由として、一般に急拡大、急縮小の圧力損失は v_f^2 に、乱流域での摩擦損失は $v_f^{1.75}$ に比例する。圧力損失は、この両者が加算されるので、 $v_f^{2.0} \sim v_f^{1.75}$ に比例する。

〈4.2〉 平板フィン部の平均熱伝達率 供試放熱

器の実験結果から、平板フィン部の平均熱伝達率について整理した。平均熱伝達率の整理に先立って、この放熱器の熱伝達は、平板フィン部からと円柱軸部に分けられるが、

(1) 実用域では、円柱軸部の表面積は平均フィン部の 1~3% にすぎないので、円柱軸部はほとんど無視できる。

(2) 計算式(13)式、(14)式より、実用域では、円柱軸部の平均熱伝達率は平板フィン部とはほぼ等しい。

以上のことから、 $h_m \cong h_{ma}$ とおいて、(12)式から、平板フィン部の平均熱伝達率は

$$h_m = 1 / \{ (A_f \phi_f + A_d) \phi_d \cdot R_{fb-a} \} \dots\dots (33)$$

と表わせる。

実験値の R_{fb-a} より(33)式を用い h_m を求め、更に平均ヌセルト数 $N_{um} (\equiv h_m B / \lambda_a)$ と、レイノルズ数 $R_{eB} (\equiv v_f \cdot B / \nu_a)$ との関係を図 15 に示す。この図の各記号は図 10、11、12 に示した各放熱器の実験値と同じ記号で整理して表示した。いずれのデータとも平板の乱流熱伝達の(13)式の直線上に整理された。

〈4.3〉 放熱器の最適形状 前述のように放熱器の計算値が実験結果とよく一致することが判明したので、この計算法を用いて、放熱器の最適形状について以下に検討した。最適な放熱器の条件としては、熱抵抗と圧力損失が小さいうえに経済的な面から放熱器の容積、重量、価格なども小さい方が望ましい。ところで放熱器の材質について、著者が検討した結果、熱伝導率を考慮して、熱抵抗、重量、価格なども含めた総合的な評価では、アルミニウムが最も経済的であることがわかった。ここでは、アルミニウム製の放熱器において、実用的な風速、約 5~20 m/s の範囲の最適形状について検討した。

(1) フィン板厚 放熱器の他の因子を一定にして、フィン板厚を変化させたときの特性を図 16 に示す。板厚を小さくするとフィン枚数が増すが、フィン

図 15
平板フィン部の平均熱伝達率

Fig. 15. Average heat transfer coefficient of cooling plate fin.

図 16 フィン板厚を変化させた時の特性
Fig. 16. Cooling characteristic depend on thickness of plate fin.

図 17 フィン間隔を変化させた時の特性
Fig. 17. Cooling characteristic depend on distance of plate fin.

効率が減少するので熱抵抗が増大する。また、逆に板厚を大きくするとフィン効率が大きくなるが、フィン枚数が減少して伝熱面積が少なくなるので熱抵抗が大きくなる。従って図のように最小値が存在する。この最小値は、実用域の風速内 (4~20 m/s) では、ほとんど変わらない。一方、圧力損失は板厚の変化に対してそれ程影響を受けない。熱抵抗は同じ板厚 t でも平板フィン部外形寸法と円柱軸直径の比に関係があり、種々検討した結果、最適のフィン板厚 t_{opt} としては、

$$t_{opt} \cong \frac{0.7 \left(\frac{4AB}{\pi} - d \right)}{d} \quad (34)$$

で表わされる。(但し各諸元 $t, A, B \dots$ の単位は mm)

(2) フィン間隔 フィン間隔を変化させたときの特性を図 17 に示す。フィン間隔 b を小さくする程熱抵抗が小さくなるが、一方、圧力損失 P_{lt} が急激に増大するので好ましくない。そこで、熱抵抗と圧力損失をかけ合せた特性値 $C_{R,P}$ でみた場合、 b が 2~3 mm ぐらいまで急に減少していることがわかる。この傾向は実用域の風速でも同じ特性を示している。ま

図 18 円柱軸直径を変化させた時の特性
Fig. 18. Cooling characteristic depend on diameter of cylindrical axis.

図 19 フィン外形寸法を変化させた時の特性
Fig. 19. Cooling characteristic depend on outside size of plate fin.

た、フィン板厚 t を 0.5~5 mm まで変えて検討したが同様の傾向であることから、フィン間隔 b の最適値としては、次式となる。

$$b_{opt} = 2 \sim 3 \text{ (mm)} \quad (35)$$

である。

(3) 円柱軸直径 円柱軸直径を変化させたときの特性は図 18 に示す。図から d の変化に対して熱抵抗の最小値が存在するが、一方、この点では圧力損失が大きくなるので好ましくない。熱抵抗と圧力損失を考慮した $C_{R,P}$ でみると最小値が d の小さい方に移動している。図より実用域の風速変化に対しても同様である。その他、放熱器の諸因子を広範囲に変化させて検討した結果 d の最適値としては平板フィンの外形寸法に関係し、概略次式で表わされる。

$$d_{opt} \cong (A+B)/4 \quad (36)$$

(4) フィン外形寸法 フィン外形寸法を変化させたときの特性は図 19 に示す。図から、フィン外形

面積を小さくすると熱抵抗が急増するのでフィン外形寸法は大きい方がよいが、あまり大きくしても、ある範囲から熱抵抗 R_{fs-a} が飽和している。

これはフィン外形寸法を大きくしても伝熱面積は増すが、フィン効率が低下するためである。一方圧力損失は図にみられるように最小点が存在する。熱抵抗と圧力損失をかけ合せた特性値 $C_{R,P}$ の最小値は、フィン外形寸法無限大のときの熱抵抗の飽和値の 10～20% 増しの値と一致する。そこで、これを最適値とみなして種々広範囲に検討した結果、フィン板厚、円柱軸直径、円柱長さ L_e に関係し概略次式で表わせる。

$$A \text{ (または } B) \cong 2.4 dt^{1/3} d/L_e \text{ (mm)} \quad \dots\dots\dots (37)$$

(但し、ここで各諸元 A, B, d, t, L_e の単位は mm)

5. 結 言

以上、半導体素子冷却用風冷放熱器の冷却性能について計算ならびに実験を行ない、次の結論を得た。

(1) 放熱器の円柱軸と平板フィンの両者のフィン効率を導入した熱抵抗の計算方法を提案した。この方法で計算した結果は、実験値とよく一致する。

(2) 放熱器の平板フィン部の平均熱伝達率は円柱軸やフィン間隔に関係なく、強制対流による滑らかな平板の乱流熱伝達の式で整理される。

(3) 圧力損失は通風断面の急縮小・急拡大で生じる損失とフィン間の摩擦損失を合計した値で表わされる。圧力損失は風速の約 1.86 乗に比例し、計算値が実験結果とよく一致した。

(4) 実用上の風速範囲において放熱器のフィン板厚、フィン間隔、円柱軸直径、外形寸法などの各諸元の最適形状を決定する概略計算式を求めた。

終りにあたり、本研究に御支援を下さった(株)日立製作所水戸工場交通設計部 武井部長、同工場 坪井副技師長、薄井主任技師、同日立研究所 堀 孝正主管研究員、同第 1 部 木脇部長に深く感謝致します。

(昭和 60 年 7 月 4 日受付)

文 献

- (1) A. W. Lemmon, Jr., A. P. Colburn, & H. B. Nottage: "Heat Transfer From a Baffled-Finned Cylinder to Air", *Trans. ASME*, 67, No. 11, p. 601 (1945-11)
- (2) D. E. Briggs & E. H. Young: "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes" 59, No. 41, p. 1 (1963)
- (3) W. M. Kays & A. L. London: "Compact Heat Exchangers" McGraw-Hill Book Co., p. 76 (1958)

- (4) 村井:「最経済伝熱フィンの設計」日本機械学会誌, 70, 577 号, p. 199 (昭 42-2)
- (5) 山田:「水平円形フィン付き管の強制対流熱伝達」空気調和・衛生工学, 49, 4 号, p. 347 (昭 50-4)
- (6) 機械学会編: 伝熱工学資料, 改訂第 2 版 (昭 43-10)
- (7) 機械学会編: 機械工学便覧, 分冊 11, p. 17 (昭 43-4)
- (8) 甲藤: 伝熱概論, p. 155 (昭 44-8) 荏賢堂
- (9) 生井: 送風機と圧縮機, p. 62 (昭 35-12) 朝倉書店
- (10) 井上ほか 9 名:「ダクト系損失圧力の計算について」空気調和・衛生工学, 44, 11 号, p. 967 (昭 45-11)

付 録

各記号の説明を以下に示す。

A : 平板フィンの外形寸法(横) (m), A_f : 平板フィン部伝熱面積 (m^2), A_d : 円柱軸部伝熱面積 (m^2), AR_f : 通風断面積 (v_f における) (m^2), AR_i : 各部の通風断面積 (m^2), B : 平板フィンの外形寸法(縦) (m), b : フィン間隔 (m), b_1 : 円柱軸の端部長さ (m), $C_{R,P}$: 熱抵抗と圧力損失を掛けた特性値 ($kg^\circ C/Wm^2$), c : 平板フィン四隅の切欠寸法 (m), d : 円柱軸直径 (m), D_e : 平板フィン部の等価円板外径 (m), $\left. \begin{matrix} D_{e1}: \\ D_{e2}: \end{matrix} \right\}$ 各通風部の等価円管直径 (m), e : 平板フィン部の切欠部 R 寸法 (m), f_e : 流体摩擦損失係数, G_a : 放熱器の風量 (m^3/min), g : 重力加速度 ($g \cong 9.8$) (m/s^2), H : 温度差 ($^\circ C$), h_m : フィン部平均熱伝達率 ($W/m^2^\circ C$), h_{md} : 円柱軸部平均熱伝達率 ($W/m^2^\circ C$), h_{mde} : 円柱軸部の等価熱伝達率 ($W/m^2^\circ C$), L_e : 円柱軸長さ (m), N : 平板フィン枚数, N_{um} : 平均ヌセルト数 ($\cong h_m \cdot B/\lambda_a$), N_{umd} : 平均ヌセルト数 ($\cong h_{md} \cdot d/\lambda_a$), P_{ra} : 空気のプロントル数, P_{re} : 断面急変による圧力損失 (mmAq), P_{rf} : 流体摩擦による圧力損失 (mmAq), P_{rt} : 放熱器の全圧力損失 (mmAq), Q : 放熱器からの放熱量 (W), Q_0 : 半導体素子から発生する熱損失 (W), R_{fs-a} : フィンベース・空気間熱抵抗 ($^\circ C/W$), R_{eB} : レイノルズ数 ($\cong v_f B/\nu_a$), R_{ed} : レイノルズ数 ($\cong v_f d/\nu_a$), R_{ei} : 各部のレイノルズ数, T_{fb} : フィンベースの温度 ($^\circ C$), T_a : 空気の温度 ($^\circ C$), ΔT : フィンベースと空気との温度差 ($^\circ C$), $\Delta T'$: 平均温度差 ($^\circ C$), t : 平板フィンの板厚 (m), U_d : 円柱軸の根元における U の値 (16 式), v_f : フィン間風速〔放熱器の中央における〕 (m/s), v_i : 各部の風速 (m/s), γ_a : 空気の比重量 (kg/m^3), ν_a : 空気の動粘性係数 (m^2/s), λ_a : 空気の熱伝導率 ($W/m^\circ C$), λ_s : 放熱器(固体)の熱伝導率 ($W/m^\circ C$), ζ_e : 断面急縮小の損失係数, ζ_d : 断面急拡大の損失係数, ϕ_f : 平板フィン部のフィン効率, ϕ_d : 円柱軸部のフィン効率, ϕ_t : 放熱器の総合フィン効率