小形きょう体の熱解析*

(第2報, ファン付きポータブルPCの熱解析)

久野 勝美^{*1}, 岩崎 秀夫^{*1}
石塚 勝^{*1}, 榎田 貞夫^{*2}

Thermal Analysis of Compact Electronic Equipment

(2nd Report, Thermal Analysis of Portable Computer with Cooling Fan)

Katsumi HISANO, Hideo IWASAKI,
Masaru ISHIZUKA and Sadao MAKITA

This paper describes conduction model based numerical simulation technique for portable computers. A numerical analysis was carried out on the basis of thermal conduction treatment for the whole domain of a subnotebook computer which has a cooling fan. In this work, thermal conduction analysis was employed to estimate the temperature distribution of a computer. To treat the airflow caused by the cooling fan, a lump model was used in addition to the thermal conduction model. The numerical model includes silicon chips, LSI packages, printed wiring boards, enclosure, etc., and excludes the liquid crystal display portion. Temperature rise of LSI packages obtained by the numerical analysis showed a good agreement with measured values, and this indicates the effectiveness of the present analysis method for the design of portable computers.

Key Words: Heat Transfer, Heat Conduction, Lump Model, Electronic Equipment, Portable Computer

1. 緒 言

ポータブル機器の発熱量や発熱密度の上昇により, 温度予測は比較的重要な設計項目として認められるようになった^{(1)~(3)}. 従来よりデスクトップPCやEWS, 大形計算機において熱設計は, 出来不出来は兎角として, あたりまえのように行われていたが, ポータブル機器の放熱構造は, 重量やスペースはもとより, 振動や衝撃に対する信頼性など, 制約が多いと同時にモデルチェンジが早く, 従来の熱解析手法をそのまま導入することは難しかった. ところが試作試験であれこれ検討することは費用や時間などの面でおのずから限界があり, シミュレーションで実験を補えないか, さらに, 設計に使用しているEWS上ですべての設計・解析を行えないかという要求が常にあった.

EWSの性能は年々向上し, 以前に比べてシミュレーションの導入は容易になった. 1990年代はじめ, 設計現場で普通に使用できるEWSは10 MFLOPS程度の性能だったが, 1998年には容易に100 MFLOPS

以上の設計機を入手できる. しかし, 大規模な熱流体計算を用いて種々の放熱構造を検討するにはまだ十分な計算機環境であるとはいえず, 計算量の小さい解析手法を開発しなければならない.

著者らは, ポータブル機器を対象を絞り, 計算負荷を小さくした熱解析手法を開発している. 既報においては, ノートパソコンを例とした熱伝導計算をベースとした数値解析手法を報告した⁽⁴⁾.

図1, 2はそれぞれポータブルコンピュータに使用されたプロセッサの能力⁽⁵⁾および設計に用いられた発熱量の推移を示す. 縦軸は1992年ごろ使用されていたプロセッサの能力を100としたときの相対値である. 設計に用いられた発熱量のグラフにはプロセッサの消費電力の最大値と, 最大値の70~80%の場合が混在している. 図1, 2より, 年々プロセッサ能力の上昇に伴って発熱量が増加していることがわかる. 大まかにいえば, プロセッサの発熱量が5Wに満たないポータブルコンピュータでは, 図3のようにきょう体とほぼ同じ大きさのMg合金製のフレームなどを設けることにより, きょう体内部で熱を広げ, きょう体表面温度をなるべく一様に上昇させることにより放熱に有効なケーシングの表面積を増やすことが行われていた. ところが, プロセッサの発熱量が上昇すると同時

* 原稿受付 1998年2月5日.

^{*1} 正員, (株)東芝研究開発センター(☎210-8582 川崎市幸区小向東芝町1).

^{*2} (株)東芝青梅工場(☎198-8710 青梅市末広町2-9).

Fig. 1 Processor performance of portable computers

Fig. 2 Energy consumption of processors

Fig. 3 Example of Mg frame for notebook computer

に機器の総発熱量が上昇し、この方法ではきょう体表面温度が上昇しすぎるようになった。そのため、図4に示すように小形のファンを用いて温められた空気として熱をきょう体外に排出するようになった。

図5はノートPCからの自然対流(図5中NC),あるいは自然対流と小形ファンによるきょう体表面と同一温度の空気の排出(図5中NC+FC)により放熱したときのきょう体表面温度上昇の平均値を示している。図5中NC+FC+RおよびNC+Rと表記している線は自然対流や強制対流に加えて、きょう体上面から熱放射によりきょう体表面の放射率0.9, 形態係数1の放熱が理想的な状態で行われている場合である。熱放射を考慮しても機器が連続して20~30 W程度以

Fig. 4 Portable computer with a cooling fan

Fig. 5 Heat dissipation from A4 size enclosure

上発熱するとケーシング温度の上昇を抑制するためにファンが必要になる。このグラフは排気温度がきょう体表面の温度と同一の例であるが、一般的に空気流路はプロセッサの冷却をおもな目的として設計するため、排気温度は高くなる。このとき、ファンによる熱のきょう体外への排出量は大きくなるので、きょう体表面の温度はグラフに示されるよりも低くなる。

ファンが付いているきょう体の解析では、空気の流れを考慮しなければならない。熱流体解析は計算量が多くなりがちであるため、比較的粗い熱回路網法のモデルを固体部分の詳細な熱伝導モデルと組合せることによりファン付ききょう体を扱う手法を開発した。

2. 記号

ε : 放射率

σ : ステファン・ボルツマン定数 $W/(m^2 \cdot K^4)$

A : 面積 m^2

h : 熱伝達率 $W/(m^2 \cdot K)$

k : 熱伝導率 $W/(m \cdot K)$

L : 長さ m

Nu : ヌッセルト数

Q : 熱量 W

Ra : レーレー数

T : 温度 K

3. モデル化の手法

3.1 自然対流 図6は水平流体層の熱伝達特性^{(6)~(8)}を表す。 X 軸は壁面間距離 L を代表長さとしたレーレー数 Ra , Y 軸はヌッセルト数 Nu である。レーレー数が臨界値 1.7×10^3 よりも小さいとき、流体内の温度分布に起因する浮力よりも流体の粘性が支配的になるため、壁面間において対流は発生しない。このとき、ヌッセルト数は定数1, 熱の移動は伝導支配になる。

ポータブル機器では部品間のすきまが極力小さくなるように設計する。例えば、複数枚の基板をもつノートPCの基板間すきまは広くても5~10 mmほどで、部品間の伝熱にかかわるレーレー数は温度差30 Kとすると300~700程度で、臨界値よりもかなり小さい。

レーレー数が大きく、自然対流が発生する場合においても対流が発生する領域が限定されていれば対流の影響を含んだ等価な熱伝導率 k を使用することにより、数値解析のうえで熱伝導問題として扱うことができる。

$$k = k_{\text{air}} Nu \quad \dots\dots\dots (1)$$

3.2 放射伝熱 物体間の伝熱は放射によっても行われる。平行な二平面間の熱放射において、壁面間距離が面の広がりに対して十分小さいとみなされるとき、すなわち、形態係数が1とみなせるとき、平面間の熱の移動量 Q は伝導と放射の和として表現できる。

$$Q = A \left[\frac{k_z}{L} (T_1 - T_2) + \sigma f_{12} (T_1^4 - T_2^4) \right] \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$f_{12} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 A は伝熱面積、 ε_i ($i=1, 2$)は二面の放射率、 σ はステファン・ボルツマン定数である。壁面に垂直な方向に Z 軸をとり、 k_z は壁面に挟まれた気体の Z 軸方向の熱伝導率である。

放射による熱の移動は温度の四乗に依存する。次式のように壁面に垂直な方向の実効的な熱伝導率 k_{ef} を

Fig. 6 Heat transfer through horizontal fluid layer

用いて温度の一乗の差の形式で放射を扱えれば計算上便利である。

$$Q = \frac{A k_{\text{ef}}}{L} (T_1 - T_2) \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(2), (4)より k_{ef} は以下のように求められる。

$$k_{\text{ef}} = k_z + \sigma f_{12} L (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2) \quad \dots\dots\dots (5)$$

この式を用いて壁面間の空気の熱伝導率を決定すれば放射の影響を考慮することができる。

T_1 と T_2 は絶対温度であり、常温の環境で使用される機器では例えば壁面温度差が30 K程度のときでも T_1 と T_2 の差は10%で、近似的に T_1, T_2 を適当な T_1 と T_2 の中間の値 T_3 に置き換えても誤差は小さい。

$$k_{\text{ef}} = k_z + 4 \sigma f_{12} L T_3^3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

この式において、温度 T_3 をどのように決定するかは計算上重要な問題である。 T_3 を T_1, T_2 の関数として表現すると計算中に壁の温度を参照する必要があり、単純な熱伝導モデルでは問題が扱えなくなる。そこで T_1, T_2 の関数としての T_3 ではなく、単純に壁間の空気温度 T を T_3 のかわりに使用する。この場合のモデル中の空気の熱伝導率は、もともとの空気の物性値に放射の影響が含まれた値である。

$$k_{\text{ef}} = k_z + 4 \sigma f_{12} L T^3 \quad \dots\dots\dots (7)$$

放射の影響を表す上式第2項のみを取り出すと、

$$k_{\text{rad}} = 4 \sigma f_{12} L T^3 \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、一次元の熱伝導は、

$$\frac{d}{dz} \left(k \frac{dT}{dz} \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

と表される。ただし、 k, T, z は熱伝導率、温度、壁からの距離である。式(8)を式(9)に代入すると、

$$\frac{d}{dz} \left(T^3 \frac{dT}{dz} \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

境界条件を、

$$z=0; \quad T=T_1$$

$$z=L; \quad T=T_2$$

とすると、温度分布は以下のように求められる。

$$T = T_1 \left[\frac{(T_2/T_1)^4 - 1}{L} z + 1 \right]^{1/4} \quad \dots\dots\dots (11)$$

したがって、式(8)は、

$$k_{\text{rad}} = 4 \sigma f_{12} L T_1^3 \left[\frac{(T_2/T_1)^4 - 1}{L} z + 1 \right]^{3/4} \quad \dots\dots\dots (12)$$

と書くことができる。二壁面間の単位面積当たり熱抵抗 r は、

$$\begin{aligned} r &= \int_0^L \frac{1}{k_{\text{rad}}} dz \\ &= \frac{1}{4 \sigma f_{12} L T_1^3} \int_0^L \left[\frac{(T_2/T_1)^4 - 1}{L} z + 1 \right]^{-3/4} dz \\ &= \frac{1}{\sigma f_{12} (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2)} \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

のように、式(5)の第2項から得られる熱抵抗と同一の式になる。もっとも、これは式(5)の第2項を抜き出して求めたため、現実には第1項の影響で誤差を生ずるが、簡易的な放射の模擬方法としては十分である。

空気の熱伝導率は、温度 300 K での値 $[0.026 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ を基準としたとき温度に対して指数関数的な変化を仮定し、

$$k_{\text{air}} = k_{\text{air}}|_{T=300\text{K}} \left(\frac{T}{300} \right)^{0.75} \dots\dots\dots (14)$$

とした。この式は 300~1 000 K 程度の間で 4% 程度の誤差をもつ。実際の部品の測定に基づき放射率は、

金属面： 0.1

その他の部品面：0.9

を使用した。

3・3 強制対流 ファンを備えることにより内部に空気を流すきょう体では、流れる空気を考慮にいれなければならない。しかし、熱流体解析は計算量が大きいため、より計算量の小さい、図 7 に示す節点モデルを使用する。固体や流路からはなれた領域の空気は比較的細かな格子を用いた熱伝導計算で扱うが、流れる空気は、空気の流れに沿って設けた比較的粗い節点モデルで模擬する。各節点は、支配する領域内にある固体表面での熱の授受を受け持つ。各節点での熱の収支は以下のように表される。

$$C_{pm}(T_{n-1} - T_n) + Q_n = 0 \dots\dots\dots (15)$$

ただし、 T_n は節点 n の温度、 Q_n は領域内の固体表面からの入熱を表す。本報では、流体抵抗を求めることが難しいため流量は測定値を用いた。また、固体表面と節点との間の熱抵抗は矩形流路の層流熱伝達率から算出した。

4. 数 値 解 析

図 8 に数値モデルを示す。解析の対象はディスプレイを除く本体部のサイズが 250 mm × 200 mm × 35 mm ほどのポータブルコンピュータ。きょう体内左奥にプロセッサが実装され、プロセッサに接続された Mg 合金製ヒートシングにファンが取り付けられてい

る。熱伝導モデルには矩形メッシュを使用し、格子数 84 656 (52 × 44 × 37)。計算は有限体積法により行った。また、きょう体左側から流入し、後側に排出される空気の流路に沿い、節点モデルを挿入した。放射についてはメインボードと他の部品との間でのみ考慮した。

発熱の条件はプロセッサに負荷が偏っている場合で、本体部の発熱は約 7.5 W、この 67% がプロセッサの発熱である。モデルに含まれていないディスプレイ部分の消費電力は約 4 W で、機器全体の発熱量は 11.5 W。

HDD (Hard Disk Drive) は詳細な形状まで模擬した部品モデル(図 9)の空間解像度を低下させる操作を行った後にきょう体モデルに組み込んだ。図 10 に示すように、部品モデルの複数個のセルの平均熱伝導率を、対応するきょう体モデルのセルの熱伝導率とした。

基板については全面にわたって入っている電源層のみを考慮し⁽¹⁰⁾、基板の面方向の熱伝導率 k_{xy} 、厚み方向の熱伝導率 k_z は以下の式で求めた。

Fig. 8 Schematic of numerical model

Fig. 9 HDD numerical model

Fig. 7 Lumped model

Fig. 10 Fine mesh model converted to coarser mesh model

Fig. 11 Boundary conditions

$$k_{xy} = \frac{(L - L_c)k_g + L_c k_c}{L} \dots\dots\dots (16)$$

$$k_z = \frac{L}{(L - L_c)/k_g + L_c/k_c} \dots\dots\dots (17)$$

ただし、 L , L_c は基板厚および電源層の厚さ合計、 k_g , k_c はガラスエポキシおよび電源層材料の熱伝導率である。

境界条件を図 11 に示す。キーボードはキーを除いたベース板のみをモデル化し、ベース板表面に実験で得た熱伝達率⁽⁴⁾を与えた。きょう体表面には平板の層流自然対流熱伝達率を与えた。

きょう体上面： $Nu = 0.54Ra_{L1}^{0.25}$

きょう体側面： $Nu = 0.54Ra_{L3}^{0.25}$

きょう体底面： $Nu = 0.27Ra_{L1}^{0.25}$

キーボード： $Nu = 0.45Ra_{L2}^{0.25}$

サブスクリプトはレーレ数の代表長さを示す。ディスプレイの発熱に起因する空気の流れによるきょう体表面の熱伝達への影響は無視した。壁面温度はケーシング各面の平均温度を使用し、環境温度は 300 K とした。

きょう体表面からの放射は無視した。放射による放熱を考慮するほうが正確な結果を得られるが、機器設計においては周囲の状況に影響されやすい放射を考慮せず、温度が高くなる条件で計算を行うことが多い。しかし、きょう体上面の比較的大きな面積を占めるキーボードの実験的に求められた放射特性には放射の影響が含まれている。

5. 実 験

実際の機器でプロセッサメーカーの作成したプロセッサ発熱量が既知であるソフトウェアを動作させ、温度を測定した。ファンの電源は機器の電源基板を通さずに外部から供給した。測定には素線径 0.1 mm の K 形熱電対を用い、機器は、風がなく温度がほぼ一定

Table 1 Measurement location

No.	Location
1	Main board
2	Heat spreader
3	Main board
4	Main board
5	Sound board
6	HDD top
7	PC card slot frame
8	Inner frame
9	Keyboard back surface
10	Enclosure (top)
11	Enclosure (bottom)
12	Exhausted air

Fig. 12 Measurement location

Fig. 13 Temperature rise (fan off)

Fig. 14 Temperature rise (fan on)

の室内に置かれた 20 mm 厚の合板を天井として、もつ机の上にチルトスタンド(きょう体後部)に取付けられたきょう体後部を約 10 mm 持ち上げる機構、図 4 参照)を立てた状態で設置した。機器を動作させてから

十分時間が過ぎ、定常状態に達した温度を測定した。

6. 結 果

結果を図13, 14に示す。表1, 図12に温度の測定位置を示す。実測値と計算値は比較的良好に一致していることがわかる。しかし、測定位置 No. 5(サウンドボード)や No. 11(きょう体底面増設メモリーぶた)において実測値と計算値のずれが大きい。これらは、基板のモデル化方法、きょう体表面の境界条件に原因があると考えられる。サウンドボードはコネクタ以外の基板上の部品を省略してモデル化し、基板全体に均等に発熱を与えているため、サウンドボードの温度を予測するという目的のためにはやや粗い扱いとなっている。また、実験は机の上にチルトスタンドを立てた状態で行われたが、この場合、表面の熱伝達率が下向き平板よりも大きくなるためにきょう体底面温度の計算値が高くなっていると考えられる。

7. 結 言

ファン付き小形電子機器を対象とする、熱伝導モデルと節点モデルを組合せた熱解析手法を開発した。小形電子機器内部の部品間の空間が狭いために自然対流が発生しにくく、冷却流路以外の領域は熱伝導計算で扱うことができる。冷却流路は計算量の小さい節点モ

デルで模擬し、空気温度上昇を模擬する。

本手法により温度を数℃以内で予測でき、熱解析手法として十分な精度をもつことを示した。しかし、空気流量の予測や、実際のきょう体表面の境界条件などの問題もあり、解析手法の改良が今後必要である。

文 献

- (1) Kraus, A. D. and Bar-cohen, A., *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*, (1983), 3-24, Hemisphere Publishing Corporation.
- (2) Nakayama, W., Thermal Management of Electronic Equipment: A Review of Technology and Research Topics, *Appl. Mech. Rev.*, **39-12** (1988), 1-78.
- (3) Tummala, R. R. and Rymaszewski, E. J., *Microelectronics Packaging Handbook*, (1989), 4-11, Van Nostrand Reinhold Limited.
- (4) 久野勝美・岩崎秀夫・ほか2名, 小型筐体の熱解析(第1報, 自然空冷ノートPCの熱解析), (1996), 機論, **62-601**, B (1996), 225-230.
- (5) 例えば, インテルジャパン株式会社, Intel OverDrive プロセッサカタログ, (1995).
- (6) Churchill, S. W., *Heat Exchanger Design Handbook*, (1983), 2.5.8, VDI-Verlag GmbH, Hemisphere.
- (7) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1964), 172-174, 養賢堂.
- (8) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改定第4版, (1986), 77-79, 丸善.
- (9) 一色尚次・北山直方, 伝熱工学, (1984), 124, 森北出版.
- (10) 大竹賢二・野津山智・ほか1名, プリント基板の熱伝導率: 測定と考察, (1996), 789-790, 第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集.