超コンパクトヒートシンクの熱伝達および圧力損失特性*

田坂 誠均^{*1}, 相原 利雄^{*2}, 林 千博^{*3}Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics
of Very Compact Heat Sinks

Masahito TASAKA, Toshio AIHARA and Chihiro HAYASHI

High-performance compact heat sinks have been developed for effective cooling of high density LSI packaging. Heat transfer and pressure loss characteristics of the heat sinks in both air-cross flow and air-jet cooling have been experimentally studied. The present heat sinks were of plate-fin and pin-fin arrays with a fin pitch of 0.7 mm. The plate-fin heat sinks had higher cooling performance than the pin-fin heat sinks in the range of large air flow rate both in air-cross flow and air-jet cooling. The thermal conductance in cross-flow cooling was 20 or 40% larger than that in jet cooling. The correlation of Colburn j -factor/Fanning friction factor vs. the Reynolds number for the present heat sinks was found to be very close to that of a conventional large size heat exchanger.

Key Words: Heat Exchangers, Forced Convection, Heat Transfer, Heat Sinks, Plate-Fins, Pin-Fins, Cross-Flow Cooling, Jet Cooling, Thermal Conductance

1. 緒 言

現在, 大形コンピュータや高速通信装置等, 情報処理用電子機器に用いられる LSI 実装用パッケージは, LSI チップの素子高集積化と高速化が著しく, また, 小形化への強い要求とも相まって, 発熱密度は増加の一途をたどっている⁽¹⁾. このため, これらパッケージの実装に際しては, チップの信頼性向上, 長寿命化, 熱応力の除去等を目的に, 高能率な冷却が必要となっており⁽²⁾, その冷却技術に関する研究が数多くなされている^{(3)~(5)}.

こうした発熱密度の高い LSI 実装用パッケージの冷却方法は, 強制空冷, 間接液冷, 直接液冷に大別でき, 冷却対象の発熱量, 発熱密度や環境的要因に応じ用いられてきた. このうち, 強制空冷は, 冷却能力, 設備の信頼性, メンテナンスの容易さ, 経済性等のバランスがとれた冷却方法であるため⁽⁶⁾, 強い需要がある. さらに現在, 液冷が主流となっている大形コンピ

ュータにおいても, 論理回路の CMOS 化に代表される発熱量の抑制努力, 高性能化が著しいワークステーションとの価格競争などの点から空冷の採用に戻りつつあり, 高性能な強制空冷の必要性はますます高まっている.

著者らは, こうした状況に鑑み, 発熱密度の高い LSI 実装用パッケージの冷却を, 可能な限り強制空冷で実施すること, および, LSI の小形・高集積化に対応すべく, 冷却装置を小形・高性能化することを念頭に, 高性能かつ超コンパクトなヒートシンクの開発を行っている^{(7)~(10)}. 本研究は, この超コンパクトヒートシンクとして, フィンピッチの微細(0.7 mm)なプレートフィンタイプおよびピンフィンタイプを取り上げ, 平行流および噴流を用いた強制空冷下での実験的研究を行い, その熱伝達と圧力損失に及ぼすフィン形状と冷却方式の影響に関し, 比較検討を行ったものである.

2. 主 要 記 号

A : 全伝熱面積 m^2

a : 基板主流方向長 m

a_j : 矩形ノズル幅 m

b : 基板幅 m

* 原稿受付 1996 年 7 月 24 日.

^{*1} 正員, 住友金属工業(株)総合技術研究所(〒660 尼崎市扶桑町 1-8).

^{*2} 正員, 東北大学流体科学研究所(〒660 仙台市青葉区片平 2-1-1).

^{*3} 住友金属工業(株).

b_j : 矩形ノズル基板幅方向長 m C : 熱コンダクタンス W/K c_p : 定圧比熱 J/(kg·K) d_j : 円形ノズル直径 m f : ファニングの摩擦係数 h : 熱伝達率 W/(m²·K) j : コルバーンの j 因子 l : フィン高さ m Nu : ヌッセルト数 Δp : ヒートシンクによる圧力損失 Pa Δp_s : プロウ静圧 Pa Pr : プラントル数 pt : フィンピッチ m $\dot{Q}$: ヒートシンク伝熱量 W $\dot{Q}_{fin}$: フィン部分からの伝熱量 W $\dot{Q}_{bs}$: 基板(フィン部分以外)からの伝熱量 W Re : レイノルズ数 r_h : 代表寸法 m s : フィン間隔 m T : 温度 K t : 基板厚 m u : 流速 m/s u_{fr} : 前面流速 m/s $\dot{V}$: 空気の体積流量 m³/s λ : 熱伝導率 W/(m·K) ν : 動粘性係数 m²/s ρ : 密度 kg/m³ ϕ_c : コンパクトネスファクタ W/(m³·K)

添 字

 j : 噴流(ノズル)に関する量 bs : 基板面積基準の量

3. 実験装置および測定方法

本研究で実験対象とした5種類のヒートシンクの形状を図1に、寸法を表1に示す。**F**はプレートフィンタイプ、**P**はピンフィンタイプで、すべてジュラルミン製である。表1中の**F0**は比較のため用いた平行流下で使用される従来形で、現在、量産品として最も性能良好なものの一つである。図2に示す2種類の噴流冷却用ノズルは、厚さ5mmの亚克力板にオリフィス状の噴流孔を設けたものである。既報⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾で示したとおり、**N1**はプレートフィンタイプの超コンパクトヒートシンクに用いた場合、**N2**はピンフィンタイプの超コンパクトヒートシンクに用いた場合に、それぞれ最も良好な冷却性能を示すノズルである。図3に実験装置全体の概略を示す。風洞は押込形である。空気の体積流量 $\dot{V}$ は、あらかじめ検定された入口ノズルにより測定される。テストセクションは、風洞下流端に接続されている。図4は、平行流用テストセクションの詳細である。ヒートシンクは、同一形状のもの2個をシートヒータを挟んで対称に固定し、大きな誤差要因となる基板背面からの熱漏えいを防いでいる。シートヒータは、両面から等熱流束条件で発熱し、ヒ

(a) N1

(b) N2

Fig. 2 Geometry of jet nozzle

Table 1 Geometrical dimensions of test heat sinks

	a	b	l	pt	s	t
F1	40	40	16.5	0.7	0.34	3.5
P1					0.33	
F2			17.0		0.36	3.0
P2			17.3		0.40	2.7
F0			18.0	4.3	3.0	2.0

(a) plate-fin type (b) pin-fin type

Fig. 1 Geometry of heat sinks

Fig. 3 Outline of wind tunnel, mark ● refers to a thermocouple

Fig. 4 Test section for cross-flow cooling, mark ● refers to a thermocouple

Fig. 5 Test section for jet cooling, mark ● refers to a thermocouple

ートシンク基板に、シリコンコンパウンドの薄層(約 300 μm)を介して密着接合されている。ヒートシンク 1 個当たりの放熱量 $\dot{Q}$ は、ヒータ入力電力 $\dot{Q}_i$ の 1/2 とした。基板平均温度 $\bar{T}_{bs}$ は、後出の図 6(a) に示す位置で C-C 熱電対(直径 76 μm)により測定した温度の算術平均値とした。空気出入口温度は、同じく C-C 熱電対(直径 127 μm)により測定し、特に出口温度測定部上流にはミキサを設け、混合平均温度が測定されるよう配慮した。空気平均温度 $\bar{T}_a$ は出入口温度の算術平均値とした。ヒートシンクによる圧力損失 Δp は、ヒートシンク上下流のテストセクション壁面に設けた圧力タップ間の差圧として求めた。ヒートシンクとテストセクション内壁は密着しており、冷却空気はすべてヒートシンクを通過する。図 5 は、噴流用テストセクションの詳細である。今回、ヒートシンクは、フィン先端がプレナム(断面寸法 40 mm $\times$ 40 mm)端のノズルと接する($Z=0$)よう固定した。基板裏面には、シリコンコンパウンドの薄層を介し、片面断熱されたシートヒータを密着接合した。ヒートシンク放熱量 $\dot{Q}$ は、ヒータ入力電力 $\dot{Q}_i$ からヒートシンク以外への熱漏えい量 $\dot{Q}_l$ を差し引いて求めた。基板平均温度 $\bar{T}_{bs}$ は、図 6(b) に示す位置で C-C 熱電対(直径 76 μm)に

(a) for cross-flow cooling (b) for jet cooling

Fig. 6 Measuring points of base plate temperature

より測定した温度の算術平均値とした。空気入口温度 T_{a1} は、プレナム内に設けた C-C 熱電対(直径 127 μm)により測定した。空気出口温度 T_{a2} は、式(1)のエンタルピー収支から求め、空気平均温度 $\bar{T}_a$ は出入口温度の算術平均値とした。

$$\bar{T}_{a2} = \bar{T}_{a1} + \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \rho \cdot \dot{V}} \quad \text{..... (1)}$$

ヒートシンクによる圧力損失 Δp は、式(2)より求めた。

$$\Delta p = \Delta p_0 - \Delta p_j + (A_j/A_{pi}) \cdot (1/2) \cdot \rho \cdot u_j^2 \quad \text{..... (2)}$$

ここで Δp_0 は、プレナム壁面に設けた圧力タップと大気間の静圧差、 Δp_j はノズルのみによる圧力損失、 A_{pi} はプレナムの断面積(本研究の場合、40 mm $\times$ 40 mm = 1.6 $\times 10^{-3}$ m²)で、 A_j および u_j は式(3・a)、(3・b)より求めた。

$$N1: A_j = a_j \cdot b_j, N2: A_j = 4\pi \cdot d_j^2 \quad \text{..... (3・a)}$$

$$u_j = \frac{\dot{V}}{A_j} \quad \text{..... (3・b)}$$

本研究では、ヒートシンクの上流 30 mm におけるテストセクション内の主流乱れは、平行流・噴流いずれの場合も実験の流量範囲において 6~11%であった。実験結果の整理に用いる熱コンダクタンス C 、基板面積基準の熱伝達率 h_{bs} はおのの式(4)、(5)により求めた。

$$C = \frac{\dot{Q}}{\bar{T}_{bs} - \bar{T}_a} \quad \text{..... (4)}$$

$$h_{bs} = \frac{C}{a \cdot b} \quad \text{..... (5)}$$

なお、式(4)中の温度差として対数平均温度差を用いても実用上の差異はない。

4. 実験結果および考察

4・1 平行流冷却におけるフィン形状の影響

4・1・1 熱コンダクタンス 平行流中に置かれたプレートフィンおよびピンフィンにおいて、前面流速が熱コンダクタンスに及ぼす影響を図 7 に示す。前面流速 u_{fr} は式(6)により求めた。

Fig. 7 Effect of frontal air velocity on thermal conductance for cross-flow cooling

Fig. 8 Effect of frontal air velocity on pressure loss for cross-flow cooling

$$u_{fr} = \frac{(\dot{V}/2)}{b \cdot (l+t)} \quad (6)$$

図7中の一点鎖線は、供試ヒートシンクの基板と同一寸法(40 mm×40 mm)を有する平板の熱コンダクタンスを示している。この熱コンダクタンスは、先端から等熱流束で加熱された平板の層流熱伝達における局所ヌセルト数を与える式⁽¹¹⁾から得られる式(7)により求めた。

$$C = 0.032 \sqrt{u_{fr}} \quad (7)$$

超コンパクトヒートシンク **F1**, **P1** を比較すると、流速が5 m/s以下では **P1** の熱コンダクタンスが **F1** を上回るが、流速の増加とともに **F1** の熱伝達が良好となる。一般にピンフィンでは前縁効果による伝熱促進が著しく、プレートフィンより高い熱伝達率を示す。しかし本研究のようにフィン断面寸法が微細な場合、流速の増加に伴うピンフィンのフィン効率低下が著しく、上述の結果になると考えられる(例えば $u_{fr}=10$ m/s の場合のフィン効率は、**F1** で約0.64に対し、**P1** は約0.46)。一方、熱コンダクタンスを図7中の平板と比較すると、**F0** は約10~15倍、**F1**, **P1** では約

Fig. 9 Effect of blower power consumption on thermal conductance for cross-flow cooling

50~60倍となっている。このことより、超コンパクトヒートシンクは従来形に比べ放熱性能が大幅に向上していることがわかる。

4・1・2 圧力損失 前面流速と圧力損失の関係を図8に示す。低流速域では **F1**, **P1** の圧力損失はほぼ等しいが、流速が5 m/s以上ではその増加とともに **P1** の圧力損失が **F1** よりかなり大きくなる。これはピンフィンではプレートフィンに比べ低流速で乱流遷移するためと思われる。一方、超コンパクトヒートシンクの圧力損失は、従来形 **F0** の約15~20倍を示し、フィンピッチ微細化の影響が顕著に現れている。

4・1・3 放熱特性に及ぼす送風動力の影響 ヒートシンク実用に際し重要な、送風動力と熱コンダクタンスの関係を図9に示す。超コンパクトヒートシンク **F1**, **P1** を比較すると、送風動力が3 W以下では低流速域で熱伝達の良い **P1** が、3 Wを超えると中高流速域で熱伝達が良好かつ圧力損失の小さい **F1** がより高い放熱性能を示す。このことは、平行流冷却において、低出力タイプの送風機を用いる場合はピンフィンが、大出力タイプの場合にはプレートフィンが好適であることを示している。一方、同一送風動力において、超コンパクトヒートシンクは、従来形 **F0** の約3~4倍の熱コンダクタンスを示す。

4・2 噴流冷却におけるフィン形状の影響

4・2・1 熱コンダクタンス 噴流により冷却されるプレートフィンおよびピンフィンにおいて、流量が熱コンダクタンスに及ぼす影響を図10に示す。図10中の●および■は、平板(40 mm×40 mm)への噴流冷却による熱コンダクタンスで、前者はノズル **N1** を、後者は **N2** を用いた場合であり、以下ではおのおのの平板噴流冷却 **N1**, 平板噴流冷却 **N2** と呼ぶ。いずれもノズルと平板間の距離は17 mmである。**F2**, **P2** を比較すると、本実験の流量範囲では、**F2** の熱コンダクタ

Fig. 10 Effect of frontal air velocity on thermal conductance for jet cooling

Fig. 12 Effect of blower power consumption on thermal conductance for jet cooling

Fig. 11 Effect of frontal air velocity on pressure loss for jet cooling

ンスが **P2** を上回っており、この傾向は流量が増加するほど顕著である。この原因として、平行流冷却と同様、ピンフィンのほうがフィン効率が相当低いこと、同一流量時噴流冷却では、ピンフィンのフィン間流速が、プレートフィンに比べ低いことなどが考えられる。一方、伝熱面積を図 10 中の平板と比較すると、**F2**, **P2** は約 45 倍であるのに対し、熱コンダクタンスは **F2** で平板噴流冷却 **N1** の約 10 倍、**P2** で平板噴流冷却 **N2** の約 8～9 倍となっている。これは、平板噴流冷却に見られる衝突噴流特有の高い熱伝達が、微細フィンのあるヒートシンクにおいては見られず、伝熱面積の拡大分ほど伝熱促進されないためと考えられる。噴流冷却下での超コンパクトヒートシンクの熱コンダクタンスは、平行流で用いた従来形 **F0** の約 4～5 倍を示している。

4・2・2 圧力損失 流量と圧力損失の関係を図 11 に示す。低流量域では **F2** の圧力損失が **P2** よりかなり大きく、流量の増加とともにその差は急速に縮まる。これは 4・2・1 項で述べたようにピンフィンのフィン間流速が低いこと、流量の増加とともにピンフィンでは流れのはく離による形状抵抗が大きくなることに

よると考えられる。一方、噴流冷却下での超コンパクトヒートシンクの圧力損失は、平行流で用いた従来形 **F0** に対し、**F2** で約 5 倍、**P2** で約 2～3 倍を示している。

4・2・3 放熱特性に及ぼす送風動力の影響 噴流冷却における送風動力と熱コンダクタンスの関係を図 12 に示す。超コンパクトヒートシンク **F2**, **P2** を比較すると、送風動力が 1 W 以下では圧力損失の小さい **P2** のほうが高い放熱性能を示すが、1 W を超えると熱コンダクタンスの差は見られなくなる。このことは、低出力タイプの送風機を用いる場合はピンフィンが好適であることを示している。一方、同一送風動力において、超コンパクトヒートシンクは従来形 **F0** の 3～4 倍の熱コンダクタンスを示している。

4・3 平行流冷却と噴流冷却の性能比較 4・2 節までに、冷却方法にかかわらず、同一流量(流速)下の超コンパクトヒートシンクの比較では、プレートフィンタイプが高い熱コンダクタンスを示すという結果が得られた。そこで、以下ではプレートフィンタイプに注目し、超コンパクトヒートシンクを平行流および噴流下で用いた場合の性能比較を行う。供試ヒートシンクとして平行流下で **F1**、噴流下で **F2** を用いた。噴流下での予備実験によれば **F1** と **F2** との熱コンダクタンスおよび圧力損失の差は、ともに 5% 以内であり、以下で冷却様式の違いを論ずる際、寸法が若干異なる **F1** と **F2** を用いることに不都合はないと判断した。

4・3・1 熱コンダクタンス 流量が熱コンダクタンスに及ぼす影響を図 13 に示す。実験した流量範囲で、平行流冷却値は噴流冷却値より 20～40% 大きな値を示している。これは、平行流冷却では冷却空気がヒートシンクの流路全体をほぼ均等に流れるのに対し、噴流冷却では冷却空気が最短経路を選択するため、ヒートシンク中心部や基板近傍をう回すること、またヒ

Fig. 13 Cross-flow cooling vs. jet cooling (effect of frontal air velocity on thermal conductance)

Fig. 15 Cross-flow cooling vs. jet cooling (effect of blower power consumption on thermal conductance)

Fig. 14 Cross-flow cooling vs. jet cooling (effect of frontal air velocity on pressure loss)

Fig. 16 Effect of blower power consumption on compactness factor

ートシンク内での流れに指向性がないため流量が同一の場合フィン間での平均流速が平行流より低くなることなどが原因と考えられる。

4・3・2 圧力損失 平行流下で用いた **F1**、噴流下で用いた **F2** において、流量が圧力損失に及ぼす影響を図 14 に示す。ほぼ同じ流路寸法にもかかわらず、噴流下での圧力損失は、平行流下での圧力損失の約 $1/2 \sim 1/3$ となっている。このことは、4・3・1 項同様、噴流冷却では平行流より平均流路長が短いこと、平均流速が低いことが原因と考えられる。

4・3・3 放熱特性に及ぼす送風動力の影響 平行流冷却、噴流冷却おのおのにおいて、送風動力が熱コンダクタンスに及ぼす影響を図 15 に示す。**F1** は平行流下で、**F2** は噴流下で用いたものである。送風動力が 1 W 以下では冷却方法による差はほとんど見られないが、1 W を超えると平行流冷却が若干高い熱コンダクタンスを示している。一方、冷却方法にかかわらず超コンパクトヒートシンクは、平行流で用いた従来形 **F0** に対し、同一送風動力下で約 3 倍の熱コンダクタンスを示している。図 15 を見る限り冷却方法に

よる超コンパクトヒートシンクの放熱性能の差はあまり大きくない。このため、超コンパクトヒートシンクの実用に際し、図 15 だけからいずれの冷却方法が有利であるかを判断するのは困難である。冷却方法の選定に当たっては、パッケージ配置と配管方法等の実装条件や、後述する送風機特性を考慮したうえで、最適設計を行う必要がある。

4・4 コンパクトネスファクタ LSI パッケージの著しい小形化・高密度実装化が進むなかで、ヒートシンクの単位体積当たりの放熱能力は、その性能評価のうえでとりわけ重要となる。そこで、この指標としてコンパクトネスファクタ ϕ_c を式(8)のように定義する。

$$\phi_c = \frac{\dot{Q}_{fin}}{a \cdot b \cdot l \cdot (T_{bs} - T_i)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\dot{Q}_{fin} = \dot{Q} - \dot{Q}_{bs}, (\dot{Q}_{fin} \gg \dot{Q}_{bs}) \quad \dots\dots\dots (9)$$

図 16 に、平行流冷却による **F1**, **P1**、噴流冷却による **F2**, **P2** おおのこのコンパクトネスファクタに及ぼす送風動力の影響を示す。図 16 中の実線は、供試ヒートシンクすべてにわたって、本実験範囲内で冷却様式

にかかわらず、コンパクトネスファクタが最大となる点を示している。本研究の実験範囲において、低送風動力域では噴流冷却を用いたピンフィンのコンパクトネスが、高送風動力域では冷却方法によらずプレートフィンのコンパクトネスが良好であり、その中間の送風動力域においては冷却方法、フィン形状の違いによるコンパクトネスの差は小さい。一方、超コンパクトヒートシンクのコンパクトネスファクタは、従来形 **F0** の約2～5倍に達しており、フィン断面寸法、フィンピッチの微細化が、小形かつ高性能なヒートシンクの実現に有効であることを示している。

4.5 無次元化整理 熱交換器の性能評価方法として、Colburn の j 因子と Fanning の摩擦係数がしばしば用いられる。そこで、本研究で対象とした超コンパクトヒートシンク **F1**, **P1**, **F2**, **P2** について、式(10), (11)により定義される Colburn の j 因子と Fanning の摩擦係数 f を算出した。その際必要な諸量は、式(12)～(17)に示すように、平行流冷却については Kays-London の文献(12)にならい、噴流冷却については新たに定義した。

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (10)$$

$$f = \frac{4r_h \cdot \Delta p}{(1/2) \cdot \rho \cdot u^2 \cdot L} \quad (11)$$

ここで

$$Nu = \frac{4r_h \cdot h}{\lambda}, Re = \frac{4r_h \cdot u}{\nu} \quad (12)$$

$$h = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \eta \cdot (\bar{T}_{bs} - \bar{T}_a)} \quad (13)$$

ここでフィン効率 η はフィン内熱流の一次元熱伝導近似により求めた。平行流冷却において

$$u = \frac{\dot{V}}{s \cdot l \cdot (N_{fin} - 1)} \quad (14)$$

$$r_h = \frac{s \cdot l \cdot (N_{fin} - 1) \cdot a}{A}, L = a \quad (15)$$

N_{fin} は基板幅方向のフィン数である。噴流冷却において

$$u = \frac{\dot{V}}{A_{jc}} \quad (16)$$

プレートフィンタイプ

$$r_h = \frac{s \cdot a_j}{2 \cdot (s + a_j)}, L = \sqrt{(a/2)^2 + l^2} \quad (17 \cdot a)$$

ピンフィンタイプ

$$r_h = \frac{pl^2 - \delta^2}{4 \cdot \delta}, L = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \sqrt{a_i^2 + l^2} \quad (17 \cdot b)$$

ここで A_{jc} はノズル出口における流路断面積 [例えばプレートフィンの場合 $s \cdot a_j \cdot (N_{fin} - 1)$]、 N は噴流孔数 a_i は i 番めのノズル中心からヒートシンク基板

Fig. 17 Colburn j -factor and Fanning friction factor f vs. Reynolds number (Cross-flow cooling vs. jet cooling; plate-fin type)

Fig. 18 Colburn j factor and Fanning friction factor f vs. Reynolds number (Cross-flow cooling vs. jet cooling; pin-fin type)

外周までの水平方向最短距離である。噴流冷却で新たに定義した r_h は、ヒートシンク入口における代表寸法で、 L は、ヒートシンク内を通過する空気の平均的な流路長さを表すよう考慮した修正流路長である。図17および図18に、算出した Colburn の j 因子および摩擦係数 f を Kays-London のコンパクト熱交換器に関するデータ⁽¹²⁾(以下 K-L データと略称する)と併せて示す。図17, 18を見ると、噴流冷却下での **P2** の摩擦係数 f 以外は、冷却方法にかかわらず、K-L データと変化傾向に類似性が認められる。このことは、従来のコンパクト熱交換器の性能評価データが、その寸法、冷却方法の違いにもかかわらず、超コンパクトヒートシンクの性能類推にも利用できることを意味しており、実用上、有効な知見と思われる。

図17, 18双方の j, f の分布を見ると、超コンパクトヒートシンクにおいても流れと熱伝達のアナロジーが比較的良好に成り立っている。図18の平行流下のピンフィン **P1** に注目すると、 Re が約800付近から f の増加が見られる。これは、通常の遷移 Re 数の半分

Fig. 19 Overall performance of heat sink-blower unit
(a) Heat sink pressure loss and blower delivery pressure (b) Thermal conductance

以下であるが、主流乱れが10%程度あることや、微細ピンフィン特有の顕著な前縁効果等に起因して、速やかな乱流遷移が起きていることを示唆している。

4・6 プロワとヒートシンクの組合せ特性 ヒートシンクを用いた強制空冷において、その設計および実用に際しては、ヒートシンクの圧力損失特性と送風機の静圧特性とを同時に考慮した総合特性の解析が重要であり、先に著者らの一人は、この総合特性によるヒートシンクの最適設計法について提案した⁽¹³⁾。ここでは4・3節で対象とした、平行流冷却下でのF0, F1および噴流冷却下でのF2を取り上げ、これらに静圧特性の異なる2種類のプロワを用いた場合の組合せ特性評価を行う。図19(a)において、高圧形プロワB1を用いたときのヒートシンクF0, F1, F2の動作点は、おのおのO10, O11, O12で示され、低圧高流量形プロワB2を用いたときの動作点は、おのおのO20, O21, O22で示されている。一方、図19(b)において、これらおのおの動作点に対応する熱コンダクタンスは、C10, C11, C12およびC20, C21, C22で示されている。高圧形プロワB1を用いた場合、 $C11 > C12$ となり平行流下でのF1が噴流下でのF2より良好な性能を示す。しかし、低圧高流量形プロワB2を用いた場合は、 $C21 < C22$ と逆転し、噴流の性能が平行流を上回る。これは、F1の圧力損失がF2に比べ大きいため、F2へ供給される冷却空気流量がF1への約1.5倍となることによる。これらのことから明らかなように、平行流冷却と噴流冷却の放熱性能の優劣は、送風機との組合せにより異なる。一方、同一プロワを用いたとき、従来型のF0に比べ圧力損失の大きなF1, F2に送風される空気流量は大幅に減少するが、その熱コンダクタンスは、依然としてF0の3～4倍となって

おり、本研究の微細フィンをもつヒートシンクが、プロワとの組合せ特性においても高性能であることを示している。

5. 結 言

フィンピッチの微細(0.7 mm)なプレートフィンタイプおよびピンフィンタイプの超コンパクトヒートシンクについて、平行流および噴流による強制空冷に関する実験的研究を行い、下の結果を得た。

(1) 平行流冷却において、流速が5 m/s以下、送風動力が3 W以下ではピンフィンのほうが、それ以上ではプレートフィンのほうが高い放熱性能を示す。圧力損失は、流速が5 m/s以下では同等、それ以上ではプレートフィンのほうが小さな値を示す。

(2) 噴流冷却において、本研究の流量範囲では、プレートフィンの熱コンダクタンスが、ピンフィンより大きく、その差は流量増加とともに拡大する。同じく、プレートフィンの圧力損失は、ピンフィンより大きい、その差は流量増加とともに縮小する。送風動力が1 W以下ではピンフィンのほうが、1 Wを超えるとプレートフィンのほうが高い放熱性能を示す。

(3) 平行流冷却と噴流冷却を比べると、本研究の流量範囲では、平行流冷却のほうが、熱コンダクタンスで20～40%、圧力損失で2～3倍大きい値を示す。また、送風動力が1 W以下では同等、1 Wを超えると平行流冷却のほうが若干高い熱コンダクタンスを示す。

(4) ヒートシンク単位体積当たりの放熱能力は、低送風動力域(1 W以下)では噴流冷却下のピンフィンが、高送風動力域(10 W以上)では冷却方法によらずプレートフィンが良好であり、その中間送風動力域では冷却方法、フィン形状による差はほとんどない。

(5) 超コンパクトヒートシンクの熱伝達および圧力損失に関するデータを、コルバーンの j 因子と摩擦係数 f により整理すると、寸法、冷却方法が異なる従来のコンパクト熱交換器に関するデータと、変化傾向に類似性が認められる。

(6) ヒートシンクを用いた強制空冷の設計に際し、ヒートシンクとプロワの組合せ特性の必要性を示した。

最後に、供試ヒートシンクの製作、実験に際し、住友金属工業総合技術研究所 東城裕樹氏、相生賢一氏、篠原健治郎氏より熱心なご協力を得た。ここに記して深く謝意を表す。

文 献

- (1) Chu, R. C., Simons, R. E. and Moran, K. P., *Cooling Techniques for Computers*, (1991), 365-387, Hemisphere Pub., Washington D. C.
- (2) Hannemann, R., Fox, L. R. and Mahalingham, M., *Cooling Techniques for Computers*, (1991), 245-276, Hemisphere Pub., Washington, D. C.
- (3) Mahalingam, M. and Andrews, J., *Cooling Technol. for Electronic Equip.*, (1988), 139-155, Hemisphere Pub., Washington, D. C.
- (4) Knickerbocker, J. U., Leung, G. B., Miller, W. R., Young, S. P., Sands, S. A. and Indyk, R. F., *IBM J. RES. DEVELOP.*, **35** 3, (1991), 330-340.
- (5) 近藤義広・松島均, 機論, **61**-582, B (1995), 339-345.
- (6) 小木曾建, 機械の研究, **39**-1 (1989), 120-124.
- (7) Ohara, T., Aihara, T. and Hayashi, C., *Proc. Joint ASME/JSME Conf. Electron. Pack.*, ASME EEP, 1-1 (1992), 249-252.
- (8) Tasaka, M., Aihara, T. and Hayashi, C., *Proc. 49th Natl. Cong. Italian Thermotech. Assoc.*, International Session, (1994), 2097-2106.
- (9) Tasaka, M., Aihara, T. and Hayashi, C., *Proc. 4th ASME/JSME Thermal Eng. Joint Conf.*, **4** (1995), 223-230.
- (10) Tasaka, M., Aihara, T. and Hayashi, C., *Proc. 3rd KSME/JSME Thermal Eng. Conf.*, 1 (1996), 553-558.
- (11) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4版), (1986), 47.
- (12) Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 2nd ed., (1964), 36-37, 168-169, 176, McGraw Hill Book Co., New York.
- (13) 相原利雄・小原拓・笹子晃, 機論, **61**-584, B (1995), 312-317.