

平成 22 年 4 月 1 日現在

研究種目：基盤研究 (C)
 研究期間：2007～2008
 課題番号：19560209
 研究課題名 (和文) 多孔体ヒートシンクの衝突噴流熱伝達およびその電子機器冷却への
 応用
 研究課題名 (英文) Impinging Jet Heat Transfer on Porous Heat Sink and Application for
 Electronic Equipment Cooling
 研究代表者
 上宇都 幸一 (KAMIUTO KOUICHI) 大分大学・工学部・教授 研究者番号:20038029
 2008 年度途中変更
 斉藤 晋一 (SAITO SHINICHI) 大分大学・工学部・助教 研究者番号:70253771

研究成果の概要：

半導体素子等の効果的な冷却法のひとつとして、三次元網目構造を有する金属セル状多孔体をヒートシンクとし、これをフランジ付きノズルで衝突噴流冷却する方法に関して実験的研究を行った。実験に当たっては、噴流ノズル径、多孔体の空隙率、厚さ、物性値（熱伝導率やストラット径）の冷却特性および圧力損失に及ぼす影響が求められた。さらに最終的な成果として、これらの関係が簡潔な整理式を使用して示されることがわかった。

交付額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2007 年度	2,200,000	660,000	2,860,000
2008 年度	1,300,000	390,000	1,690,000
年度			
年度			
年度			
総計	3,500,000	1,050,000	4,550,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・熱工学

キーワード：熱工学，多孔体，ヒートシンク，衝突噴流熱伝達，電子機器冷却

1. 研究開始当初の背景

現在、小型のデスクトップ PC やノート PC の CPU 冷却は、強制対流冷却が主流となっているが、半導体素子の高集積化と高速化により、LSI モジュールの発熱密度は増加の一途をたどり、近年、100W/cm² に達する趨勢にある。このため、半導体素子の温度を最大定格温度 125℃以下に抑えるための高性能冷却法に関する研究が、熱工学の重要な研究課題の一つとなっている。

一般に、冷却問題を、伝熱学の立場から考えるならば、熱伝達の基礎方程式 $Q=AU(T_s-T_f)$ より、発熱量一定の条件の下

で物体表面温度を可能な限り低減するためには、伝熱面積あるいは熱伝達係数を大きくする、流体温度を下げるという方法しか取りえない。広く使用されているフィン式ヒートシンクの強制ファン冷却は、伝熱面積の増加を、

また、Chu-Simon の衝突噴流冷却方式は、熱伝達係数の増加を狙ったものである。

ところで、従来、高温伝熱促進や希薄燃焼促進に用いられてきた気相・固相連続なオープンセル状多孔体は $10^3\sim 10^4(\text{m}^2/\text{m}^3)$ の大きな比表面積を有するとともに、骨格径が 1mm 程度であるため、熱伝達係数も大きく、

理想的なヒートシンクと考えられ、これを LSI パッケージの表面に設置すれば大きな伝熱促進効果が期待できる。これに関して、Hunt-Tien (Int.J.Heat & Mass Transf., vol.31,No.2,p.301-309,1988) は、流路内に、セル状多孔体を設置し、強制対流冷却を行い、その効果を実証しているが、一様熱流束条件下での、一方向流路内強制対流熱伝達では、流れ方向に、壁温が単調に増加していくので、多孔体をこのような配置でヒートシンクとして用いた場合、出口近傍では、LSI 表面温度が、定格温度を超える可能性がある。

研究者らは、この点を解決でき、しかも、熱伝達性能をさらに向上できる可能性のある方法として、多孔体ヒートシンクをフランジ付きノズルで、衝突噴流冷却する方法を提案し、N₂ と CO₂ を使用して予備実験を行い、伝熱促進効果が見られることを確認した(上宇都他、熱工学コンファレンス 2005,p.393-394 および第 43 回伝熱シンポジウム集,p.727-728)。

2. 研究の目的

本研究では、予備実験の結果に基づき、以下のような構想で、セル状多孔体をヒートシンクとする衝突噴流冷却方式の評価を行うことを目的とした。具体的内容は以下の通りである。

3. 研究の方法

- (1) 多孔体ヒートシンクのフランジ付ノズルによる衝突噴流熱伝達を支配する主要なパラメータについて広範な実験を行い、熱伝達の基礎データを収集すると共に、一般的な圧力損失整理式、熱伝達整理式を確立する。
- (2) 前置冷却器を用いた入口ガス温度低下による物体表面温度逓減法の有効性を検討する。
- (3) 多孔体ヒートシンクの衝突噴流熱伝達を利用したスポット型電子機器冷却法の設計指針を確立する。

4. 研究成果

4-1 多孔体ヒートシンク衝突噴流冷却

実験装置全体図を図 1 に示す。使用するガスは N₂ であり、ガスは恒温槽にて温度一定とし、質量流量計を通過した後、試験部に供給される。試験部は図 2 に示されるように、フランジ付き噴流ノズル(ノズル内径 φ 5, 8mm), 円環状多孔体(外径 45mm, 内径 6, 8mm) および背面より電気ヒーターにて直流加熱される伝熱面(ステンレス製, 直径 50mm, 厚さ 0.15mm) から構成されている。伝熱面温度測定のため、伝熱面下面には中心から 0~22mm の位置に 13 本の K 種熱電対(直径 0.1mm)が設置されている。

使用した多孔体は住友電工および三菱

マテリアル製の金属多孔体で、それらの物性値の一覧を表 1 に示す。表中の記号は多孔体の空隙率 φ, Pore per inch (PPI), ストラット径 D_s[m], 多孔体厚さ H(mm)を示している。

なお、D_s および無次元有効熱伝導率 λ_{eff} は以下の式で評価される。ここで k_s は固体の熱伝導率、k_f は気体(N₂)の熱伝導率である。

$$D_s = 2D_n w / \sqrt{\pi} \quad [\text{m}]$$

$$w = \frac{1}{2} + \cos \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} (2\phi - 1) + \frac{4}{3} \pi \right]$$

$$D_n = 2.54 \times 10^{-3} / \text{PPI} \quad [\text{m}]$$

$$\lambda_{\text{eff}} = k_{\text{eff},c} / k_f = \phi + \frac{1}{3} (1 - \phi) (k_s / k_f)$$

実験条件は、N₂ の流量は 2,4,6,8,10,12 (l/min)、伝熱面の加熱条件は等熱流束加熱(電気入力 2.7W)である。なお、背面からの熱損失は熱流束センサーを用いて測定され、表面熱流束の評価の際に補正に用いられる。伝熱面温度と熱流束から熱伝達率が計算される。また、多孔体挿入による圧力損失はノズル直前の圧力計と大気圧との差圧を測定して求めた。また、比較対照のため、流路高さ 0.5~10mm で多孔体がない場合の実験も行った。

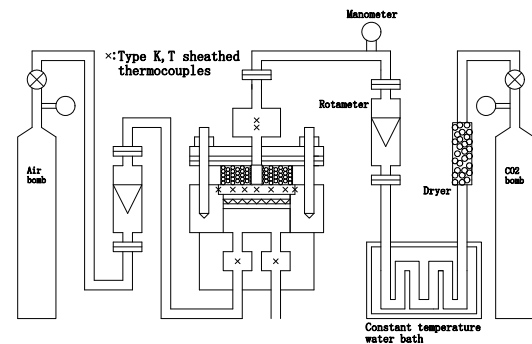


図 1 実験装置全体図

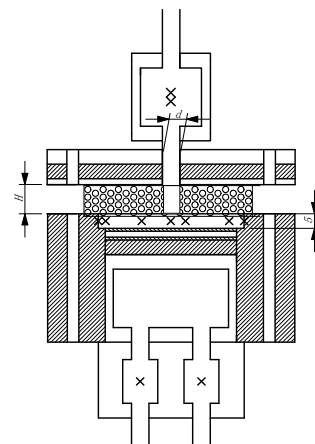


図 2 試験部

表 1 多孔体物性値

多孔体	ϕ	PPI	Ds [μ m]	H [mm]	k_{eff} [W/mK]
NC#01-10	0.932	8.5	0.537	10.5	0.22
NC#02-10	0.926	14.0	0.342	10.4	0.23
NC#03-10	0.874	21.5	0.296	10.3	0.38
NC#03-5	0.874	21.5	0.296	5.2	0.38
NC#04-3	0.887	30.5	0.197	3.2	0.34
NC#04-2	0.915	30.5	0.169	2.1	0.27
NC#05-3	0.899	39.5	0.143	3.2	0.31
NC#05-2	0.899	39.5	0.143	2.1	0.31
N#04-3	0.923	30.5	0.160	3.1	2.35
N#04-2	0.914	30.5	0.170	2.1	2.62
N#05-2	0.908	39.5	0.136	2.1	2.8
N#05-3	0.960	39.5	0.122	3.1	2.86
AG#09-0.5	0.860	97.8	0.0689	0.5	19.95
CU#05-0.5	0.870	110.9	0.0584	0.5	17.27
CU#05-0.1	0.960	67.3	0.0513	0.19	5.33

(AG=銀, CU=銅, N=ニッケル, NC=ニッケルクロム)

・伝熱特性および熱伝達整理式の確立

熱伝達の整理のため、レイノルズ数 Re 、平均熱伝達率 h_m 、平均ヌセルト数 Nu_m 、局所熱伝達率 $h(r)$ 、局所ヌセルト数 $Nu(r)$ を以下のように定義する。

$$Re = \rho \cdot u \cdot d_0 / \mu$$

$$h_m = q^* / (T_{wm} - T_0)$$

$$Nu_{m,p}, \text{ or } Nu_{m,e} = h_m d_0 / (T_{wm} - T_0)$$

$$h(r) = q^* / (T_w(r) - T_0)$$

$$Nu_p, \text{ or } Nu_e = h(r) d_0 / k_f$$

ここで、 d_0 はノズル内径、 T_{wm} は伝熱面平均温度、 $T_w(r)$ は局所伝熱面温度、 T_0 はノズル出口直前のガス温度、 q^* は伝熱面上の平均熱流束を示す。また、ヌセルト数の添字 p は多孔体を設置したとき、添字 e は多孔体のない場合を意味する。

はじめに多孔体未挿入時のレイノルズ数と平均ヌセルト数の関係を図 3 に示す。両者ともレイノルズ数が増加するに従い、平均ヌセルト数が増加する傾向がみられる。特に、多孔体挿入時では厚さ 2mm 以下の試料においてこれが顕著であった。次に多孔体挿入による伝熱促進効果を評価するために次のような性能比を導入する。

$$\chi_H = Nu_{m,p} / Nu_{m,e}$$

なお、性能比を求める際には非線形最小自乗法を用いて、平均ヌセルト数を次式で近似している。

$$Nu = \delta_1 + \delta_2 Re^{\delta_3}$$

このようにして得られた熱伝達に関する性能比を図 5 に示す。

この図から多孔体ヒートシンクの挿入による伝熱促進効果は 2~3mm の多孔体を用いる場合、1.5~2.5 倍になることが確認された。

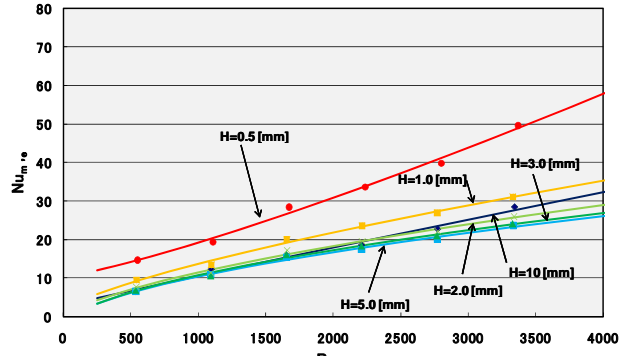


図 3 レイノルズ数と平均ヌセルト数の関係

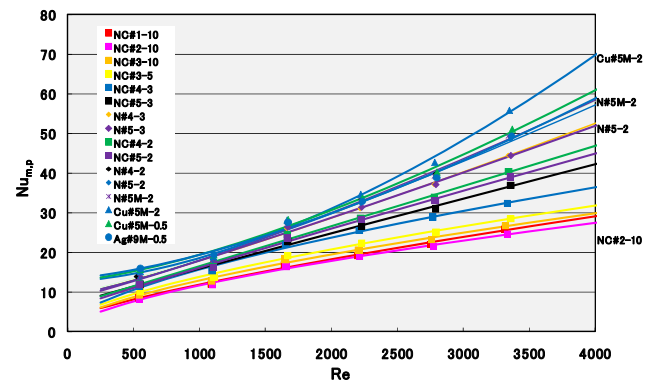


図 4 レイノルズ数と平均ヌセルト数の関係

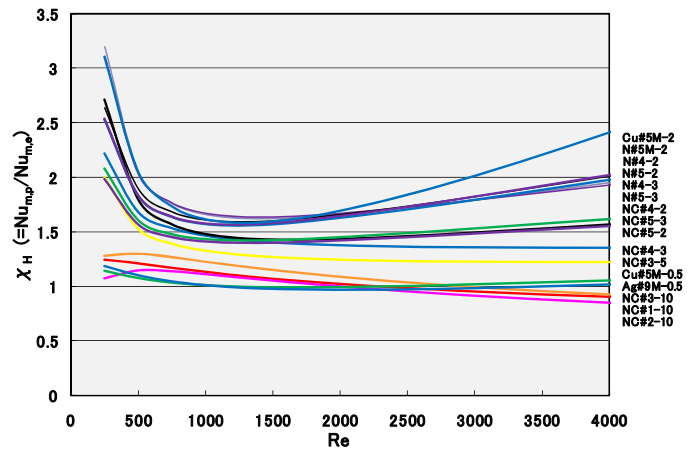


図 5 熱伝達に関する性能比

本実験で使用された多孔体に対して、多孔体の空隙率 ϕ 、PPI、厚さ H 、 λ_{eff} 、ストラット径 Ds およびレイノルズ数 Re をパラメータとする一般的熱伝達整理式は次のように求められた。

$$Nu = \delta_1 + \delta_2 Re^{\delta_3}$$

$$\delta_1 = 3.5452 - 2.4791 \ln(H/D_s) + 3.0702 \ln(\lambda_{eff})$$

$$\delta_2 = \exp[-1.6575 + 0.91824 \ln(H/D_s) - 1.7374 \ln(\lambda_{eff})]$$

$$\delta_3 = 0.58589 - 0.11796 \ln(H/D_s) + 0.23193 \ln(\lambda_{eff})$$

本整理式と実験値の比較を図 6 に示す。

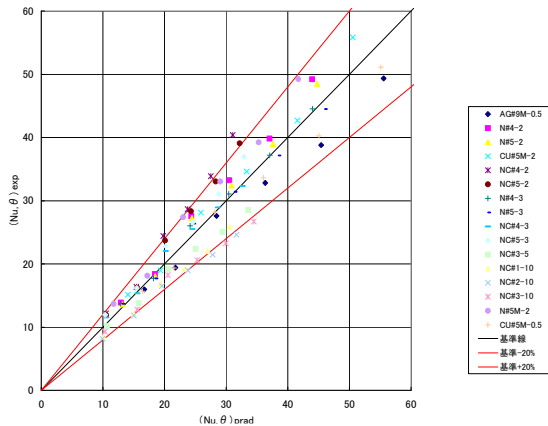


図 6 整理式と実験値の比較

図 6 に示されるように、実験値と整理式による予測値の分布が基準線の±20%の誤差以内にほとんどおさまっていることがわかる。

・圧力損失に関する評価

多孔体ヒートシンクの挿入による圧力損失の増加を評価するため、次式に示されるような圧力損失に関する性能比を導入する。

$$\chi_p = (\Delta P)_p / (\Delta P)_e$$

ここで $(\Delta P)_e$ は多孔体未挿入時の圧力損失、 $(\Delta P)_p$ は多孔体挿入時の圧力損失を示し、次式で与えられる。

$$(\Delta P)_e = a_1 Re^n$$

$$(\Delta P)_p = b_1 Re + b_2 Re^2$$

なお、上式に含まれる a_1, b_1, b_2 の係数は測定データを用いて非線形最小自乗法を用いて求められる。

このようにして得られたレイノルズ数と圧力損失に関する性能比の関係を図 7 に示す。図より、本実験範囲では圧力損失の増加は未挿入時の1~8倍になっており、一般的に厚い多孔体ほど性能比が小さい(圧力損失が小さい)傾向がある。しかしながら、最も薄い多孔体($H=0.5\text{mm}$)の場合は、未挿入時の圧力損失がすでに大きいために見掛け上、性能比は2~4程度にとどまっている。

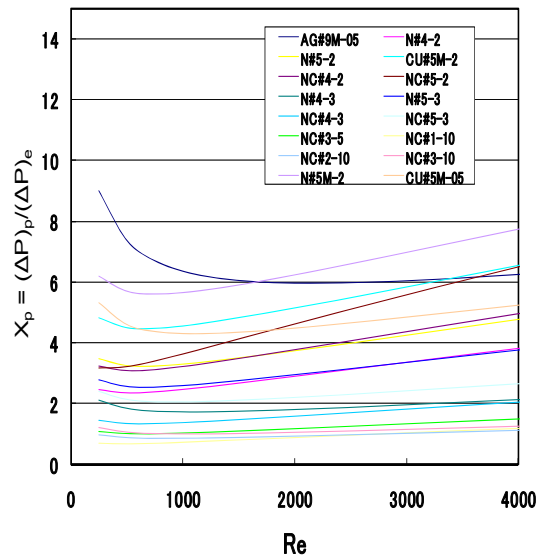


図 7 圧力損失に関する性能比

4-2 前置冷

前置冷却器としてボルテックスチューブをノズル入口に設置し、ガス温度を低下させた場合の衝突噴流冷却の実験を行う。ボルテックスチューブは高压で流入する気体を旋回運動させ、その出口で高温と低温の気体に分離する機器である。実験装置全体図を図 8 に示す。

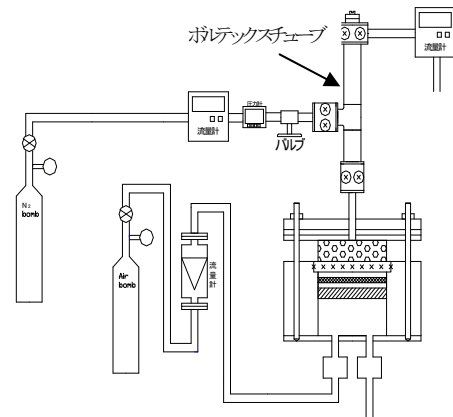


図 8 実験装置全体図

N_2 がボルテックスチューブに供給され、通過後に熱風と冷風に分離される。その後、冷風のみがノズルを通して多孔体ヒートシンクと衝突し、伝熱面を冷却する。伝熱面の仕様は4-1の実験装置と同一で、ヒーターの電力入力は4.8[W]とした。窒素の入口圧力0.4 [MPa]、流量6, 12, 18, 24, 30[l/min]、流量比 Γ を0.5, 0.75, 1と変化させ、各多孔体ヒートシンクにおける伝熱特性を調べ、多孔体無の場合と比較を行った。なお、質量比、レイノルズ数、平均ヌセルト数、性能比は以下のよ

うに定義される。

$$\Gamma = \frac{G_c}{G}$$

$$Re_d = \frac{4G_c}{\mu_f \pi d}$$

$$Nu_m = \frac{qd}{\lambda_f (T_{m,w} - T_0)}$$

$$\chi = \frac{Nu_{m,p}}{Nu_{m,e}}$$

上式で、 G_c はノズルを通過する N_2 の質量流量（冷風の質量流量）、 G は N_2 全質量流量、 μ_f は N_2 の粘性係数、 d はノズル内径、 q は伝熱面熱流束、 λ_f は N_2 の熱伝導率、 $T_{m,w}$ は伝熱面平均温度、 T_0 はノズル入口 N_2 温度である。

はじめに実験より得られた伝熱面温度分布の例を図9及び10に示す。なお、 $\Gamma=1.0$ は供給される N_2 ガスが全てノズルを通過することを意味し、この際にはボルテックスチューブによる冷却効果は生まれない。

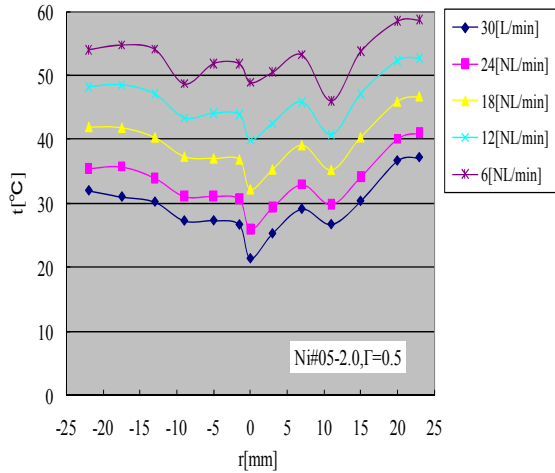


図9 伝熱面表面温度分布

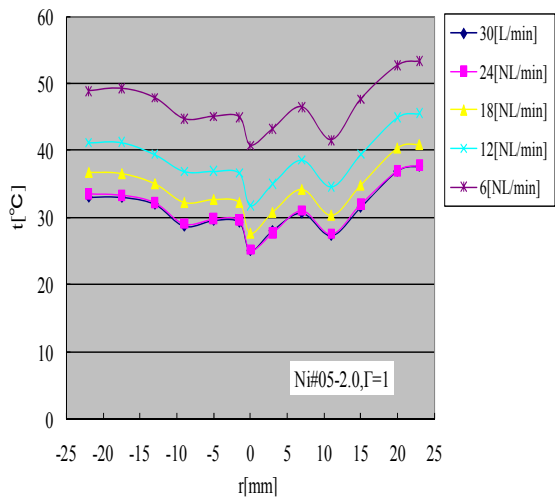


図10 伝熱面表面温度分布

図9,10の比較により、表面温度低減効果は $\Gamma=1$ の場合で大きく、従ってボルテックスチューブの設置は効果が無いことを示している。この原因は、ボルテックスチューブで冷風を発生するためには高压のガスが必用であり、また、冷風分離の後は冷却ガスの流量が減少するためである。

次に図11に平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を、図12に性能比とレイノルズ数の関係を示す。

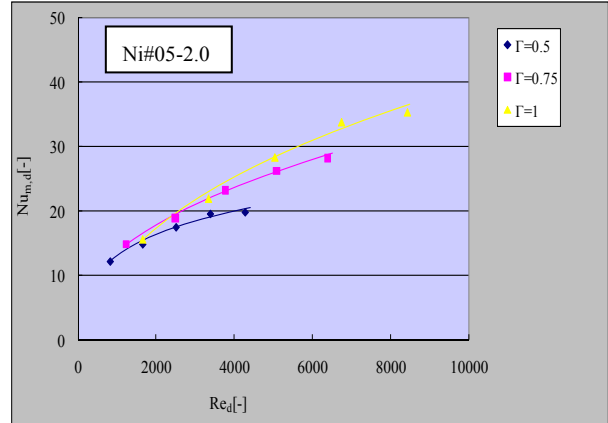


図11 平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係

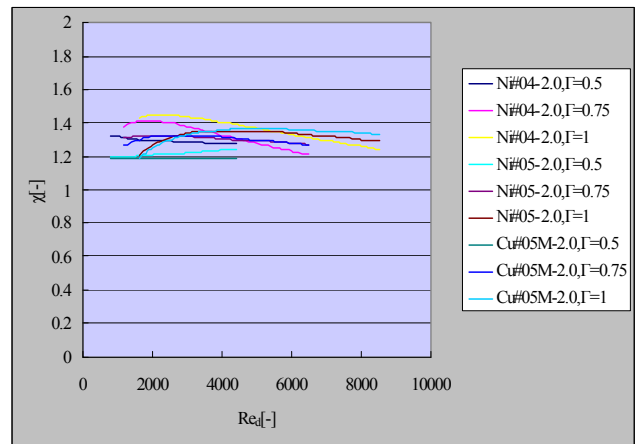


図12 性能比とレイノルズ数の関係

これらの図および図4,5の比較より、表面温度分布のみならず、熱伝達率の低下も認められた。

従って、衝突噴流冷却の前置冷却器としてボルテックスチューブは適切でなく、低流量でも冷却効果のある他の前置冷却器を使用する必要があることがわかった。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

〔雑誌論文〕(計0件)

〔学会発表〕(計3件)

Bongkot Bunphet, Akihisa Toyoda and
Kouichi Kamiuto, Radial-Flow F
orced

-convection Heat transfer in Narrow Open
-Cellular Porous Channels, 日本機械学会
熱工学コンファレンス 2007, 2007, 査読なし

Bongkot Bunphet, Akihisa Toyoda and
Kouichi Kamiuto, Thermally Developing
Radial-Flow Forced-Convection Heat
Transfer in a Narrow Open-Cellular Porous
Channel, The 7th JSME-KSME Thermal and
Fluids Engineering Conference, 2008, 査読
あり

齋藤晋一, 豊田明寿, 吉田一仁, 穴井慎太郎,
山本直樹, 多孔体ヒートシンクの衝突噴流熱
伝達に関する研究, 日本機械学会熱工学コ
ンファレンス 2009, 2009, 査読なし

[図書] (計 0 件)

[産業財産権]

○出願状況 (計 0 件)

○取得状況 (計 0 件)

[その他]

6. 研究組織

(1) 研究代表者

上宇都 幸一 (KAMIUTO KOUICHI)
大分大学・工学部・教授
研究者番号:20038029

2008 年度途中変更

斉藤 晋一 (SAITO SHINICHI)
大分大学・工学部・助教
研究者番号:70253771

(2) 研究分担者

斉藤 晋一 (SAITO SHINICHI)
大分大学・工学部・助教
研究者番号:70253771

2008 年度途中変更

なし

(3) 連携研究者

なし