

# マイクロチャネル内での液単相強制対流 熱伝達特性に関する実験的研究

大原順一\*†

## Experimental Study on Forced Convective Heat Transfer Characteristics of Liquid Phase in Microchannels

Junichi OHARA

The power consumption of individual electronic devices has increased with the performance improvements in recent years. Accordingly, the heat quantity generated from electronic devices has increased to the extent that the performance is limited by the conventional cooling technology. In this study, a water cooling method with microchannels is utilized to cool electronic devices as represented by a CPU. The test equipment is designed to record the average heat transfer data at the microchannels. The resulting test data illustrates that the heat transfer coefficient depends mainly on heat flux and little on mass flow rate. The present results are also compared to existing correlation equations. Additionally, the influence of hydraulic diameter of the microchannels on heat transfer is clarified.

**Key words :** Microchannel, Heat transfer, Forced convection, Water cooling method

### はじめに

近年、ナノテクノロジーの発展によりパソコン、サーバー、携帯電話等の情報通信機器をはじめとして、コンパクトかつ高性能な製品開発が盛んに行われている。中でも、プロセッサの研究開発におけるナノテクノロジーの寄与は大きい。プロセッサは汎用の情報通信機器だけでなく、船舶の計測機器、制御機器、監視機器等の電子機器にも数多く使用されており、水産業・海運業で使用する機器の高性能化や効率化に大きく関与している。1971年に発表したIntel社初のプロセッサ4004に搭載されていたトランジスタの数が2200個であったのに対し、現在のCPUには10億個以上のトランジスタが組み込まれ、10000MIPS(Million Instructions Per Second : 1秒間当りに可能な命令実行回数を100万単位で表記したもの)の処理を実現している。しかし、これに伴い発熱量も増大し、局所的に高い発熱を生み出すようになっており、Intel社のPentiumDプロセッサ

に至っては130Wに達するものもある。このCPUの温度上昇は、CPUのパフォーマンス低下を招いたり、システムダウンを引き起こす要因となる。このような流れの中で従来どおりの空冷方式によってはCPUの温度を限界温度以下に維持することが難しくなりつつある。そこで、空気より熱伝導率が高い水を用いた、水冷によって局所の冷却を行うさまざまな方法が検討されている<sup>1)~5)</sup>。実際、空冷式強制対流熱伝達において0.5~20m/sの範囲で送風した場合、熱伝達係数は10~200W/m<sup>2</sup>Kであるのに対し、一般的な水冷式強制対流熱伝達において0.1~5m/sの範囲で送液した場合熱伝達係数は5~2000W/m<sup>2</sup>Kとなり、空冷方式よりも水冷方式の方が冷却性能が数倍優れていると言える。また、製品の小型及び薄型設計が要求されていることから、省スペースかつ、冷却効果の高い技術の確立が急務となっている。

そこで、本研究では水力相当直径 $D_h$ が1 $\mu$ m以上1mm以下の微小流路プレート(以降マイクロチャネルプレート

\*水産大学校海洋機械工学科 (Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University)

†別刷り請求先 (Corresponding author): ohara@fish-u.ac.jp

と呼ぶ)を使用した水の液单相強制対流熱伝達に着目した。その理由としては、以下のようなことからである。

- ・マイクロチャンネルを用いた水冷式冷却法は、流路がマイクロオーダーであるのでスペースを取らない。
- ・理論上チャンネルのサイズが小さくなるにつれて熱伝達性能が良くなるので放熱フィンやファンを使用した空気冷却方式と比べて半導体素子上で効率良く冷却できる。

マイクロチャンネルの研究は、伝熱工学的または流体力学的な特性に着目したものから微小流路の製造法、実際の応用—例えば水産物等生鮮食料の高品位冷蔵への応用—に着目したものまで多岐にわたり、現在、ミニチャンネルやマイクロチャンネルは色々な対象物の局所集中冷却用の熱交換器の役割、燃料電池内の多層構造微細流路系、高性能VLSI、生体バイオ血管の流れなど様々な分野での研究が行われている。最近では、米国機械学会(ASME)の主催で“International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels (ICNMM)”<sup>6)</sup>が開催される等、マイクロチャンネルを巡る動きが活発化している。

Steinkeら<sup>7)</sup>は、マイクロチャンネルの全長が10mm、全幅が8mm、チャンネルの深さが250 $\mu\text{m}$ 、チャンネルの幅が200 $\mu\text{m}$ のシリコン製テストセクションを用いて実験的研究を行い、冷媒の質量流速の変化に対する熱抵抗の関係を示し、流量がある値以上になると熱流束によらず熱抵抗が変化しないことを示した。PengとPeterson<sup>8)</sup>は、マイクロチャンネルの全長が45mm、マイクロチャンネルの全幅が18mm、水力相当直径が133~367 $\mu\text{m}$ の12パターンの矩形チャンネルについて水を作動流体として单相強制対流層流熱伝達に関して実験を行った。対数平均温度差によって平均熱伝達係数を定義し、無次元化した後レイノルズ数とヌセルト数の関係を求め、層流、乱流時の相関式を提案した。しかし、従来より提案されている実験相関式と比較するとヌセルト数の値が1/3程度しかない。W.Quら<sup>9)</sup>は、水力相当直径が62~169 $\mu\text{m}$ のシリコン製台形チャンネルを用いて、单相強制対流熱伝達に関して実験を行い、平均的な熱伝達係数を算出し、その後、無次元化してヌセルト数とレイノルズ数の関係を示した。ヌセルト数は、レイノルズ数の変動によらずにほぼ一定値を示し、その値は理論で得られた値よりも小さな1から2であった。この結果を受けて、チャンネルの表面粗さの影響に着目して、チャンネルの表面粗さを考慮した理論を提案し、実験データのヌセルト数とよく一致することを示した。Leleaら<sup>10)</sup>は、直径が100~500 $\mu\text{m}$ の円形ステンレスチューブを用いて单相強制対流層流熱伝

達について、発達した温度場に注目し局所的な計測を試みた。チューブの全長は70~600mmであるが、伝熱長さは53~250 $\mu\text{m}$ である。流軸方向に対して5箇所ではチューブの壁の温度を計測し、それぞれの点に対して熱伝達係数を算出している。ヌセルト数と無次元距離との関係で結果を提示し、従来の発達した温度場での管内单相強制対流における層流熱伝達の理論値である4.36とほぼ一致していることを示した。この結果、Leleaらが適用した水力相当直径においても従来の熱伝達の関係が成立するとの見解を示した。

以上のように、これまでマイクロチャンネルを用いた研究において、マイクロチャンネル内でのスケールダウンによる液单相強制対流熱伝達特性への影響について様々な議論がなされているものの、統一的な見解が示されていないのが現状である。

そこで、本研究では、マイクロチャンネル内での液单相強制対流熱伝達の基礎特性を把握するとともに、流路幅の減少による伝熱特性への影響について実験的に検討を行うことを目的とする。その為に、実験では流路幅が400 $\mu\text{m}$ と200 $\mu\text{m}$ のマイクロチャンネルを多数配置したマイクロチャンネルプレートを用いてそれぞれの熱伝達特性の比較を行った。その後、データを無次元化し、従来よりマクロスケールおよびマイクロスケールで提案されている実験相関式との比較を行った。

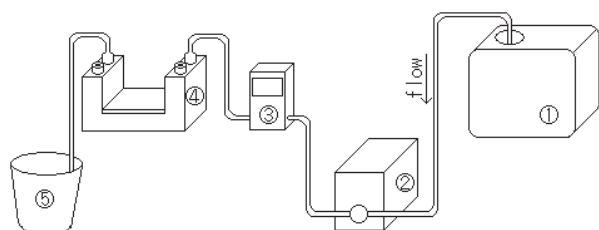
## 実験装置ならびに実験方法

図1に本研究で用いた実験装置の構成を示す。実験装置は作動流体供給タンク、作動流体ポンプ、容積流量計、テストセクションによって構成されている。

作動流体供給タンクと作動流体ポンプ、流量計、テストセクションは作動流体の流路としてシリコンチューブで接続されている。作動流体である精製水は①作動流体供給タンクにためられており、②作動流体ポンプを作動させることにより目的の流量で送液される。送液された作動流体は、③容積流量計を通り④テストセクションに入る。そして、マイクロチャンネルプレートにて、CPUに模した一様熱流束を発生する面状ヒーター(34×34mm)より熱を奪い、⑤排水側のタンクに放出される。作動流体供給タンク内の作動流体の温度は、19~21℃の間になるように調節した。なお本研究では計測を行うために流量計・熱電対・データロガー・電流計を用いた。

テストセクション内では、マイクロチャンネルに流入する

際の作動流体の温度、即ち作動流体の入口温度  $T_{in}$  とマイクロチャネルから流出する際の作動流体の温度、即ち作動流体の出口温度  $T_{out}$ 、面状ヒーターからマイクロチャネルの基底部への熱伝導を算出する為に、面状ヒーターの表面温度  $T_{heat}$  が K-熱電対によって計測される。これらテストセクションで得られた温度データと発熱量  $Q$  を求める上で必要な電圧  $V$  は、データロガーによって1秒毎に計測され、記録される。また、電流  $I$  はヒーターと直流電源の間に直列接続された直動式指示電流計で計測される。



- ① : Working Fluid Supply Tank
- ② : Working Fluid Pump
- ③ : Flow Meter
- ④ : Test Section
- ⑤ : Discharged Water Tank

Fig.1 Schematic view of experimental apparatus

図2にテストセクションの詳細図を示す。テストセクションにおいてマイクロチャネルプレートは、図2の①部分に、流路を有する面を下にした状態で固定されている。テストセクションはポリカーボネート製であり、ポリカーボネートは、低熱伝導率(熱伝導率： $\lambda=0.19$  W/mK)かつ、耐熱性(融点：525 K)に優れている点で、マイクロチャネル内の作動流体以外への伝熱を抑制、及び耐熱性が必要とされている本実験において適している。ポリカーボネート製流入部・流出部には、作動流体の流入孔・流出孔の他に熱電対の挿入孔がある。図中の丸囲みのTの位置で  $T_{in}$  および  $T_{out}$  を測定する。マイクロチャネルプレートと面状ヒ-

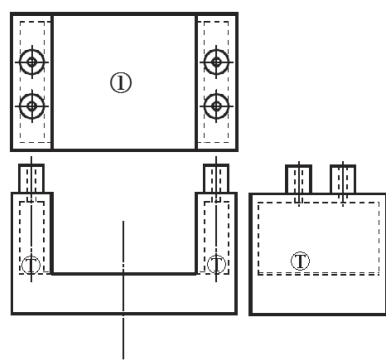


Fig.2 Schematic view of experimental apparatus

ターの固定は、面状ヒーターの上に縦横が共に34mm、厚さ1.6mmのテフロン板を載せた後、ボルトと2枚の金属板で上下から均等な力をかけ圧着した。また、テストセクションは周囲をグラスウールで覆われており外部との熱の授受が遮断されている。

表1に今回用いたマイクロチャネルプレートの諸元をまとめる。また、図3、4にマイクロチャネルプレートを示す。このマイクロチャネルプレートの全幅  $W$  は34mm、全長  $L$  は36mmで、両側のチャネル壁の厚さ  $W_{side}$  は2.1mm、両側のチャネル壁の厚さを除いた長さ  $W_{ch}$  は29.8mmでアルミニウム製のものである。また、本研究では、流路

Table 1 Specifications of microchannel plates

|  |     |     |
|--|-----|-----|
| Width of channel [ $\mu\text{m}$ ]                   | 200 | 400 |
| Depth of channel [ $\mu\text{m}$ ]                   | 400 | 400 |
| Thickness of wall [ $\mu\text{m}$ ]                  | 200 | 200 |
| Thickness of channel base [mm]                       | 1.6 | 1.6 |
| Number of channels                                   | 75  | 50  |
| Length of microchannel plate [mm]                    | 36  | 36  |
| Width of microchannel plate [mm]                     | 34  | 34  |
| Hydraulic diameter of microchannel [ $\mu\text{m}$ ] | 267 | 400 |

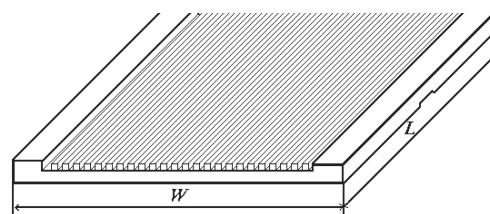


Fig.3 Cubic diagram of the microchannel plate

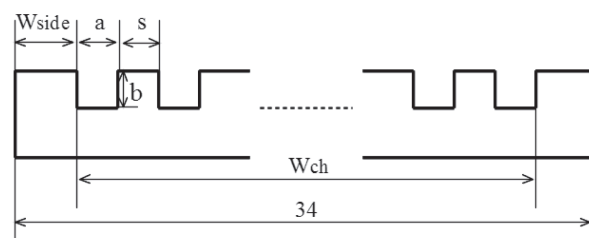


Fig.4 Schematic view of experimental apparatus

幅の異なる二種類のマイクロチャネルプレートを使用した。流路の幅  $\alpha$  はそれぞれ200, 400 $\mu\text{m}$ で、流路の深さ  $b$  が400 $\mu\text{m}$ 、チャネルの壁の厚さ  $s$  が200 $\mu\text{m}$ 、チャネルベースの厚さ  $d$  が1.6mmである。なお、水力相当直径  $D_h$  は  $=200, 400\mu\text{m}$  でそれぞれ  $D_h=267, 400\mu\text{m}$  である。

## 実験条件および実験手順

### 実験条件

本実験は、作動流体である精製水の流量を、流路幅  $a=400\mu\text{m}$  のマイクロチャネルに対して  $300\sim 800\text{ml/min}$ 、流路幅  $a=200\mu\text{m}$  のマイクロチャネルに対して  $100\sim 900\text{ml/min}$  の範囲で変化させ、発熱量は各流量に対して、 $30\sim 90\text{W}$  まで  $10\text{W}$  刻みで7段階で調節した。なお、表2には次節以降で用いる図中のプロット記号を示す。

Table 2 Symbols for channel width and flow rate of the cooling water

| 400 ( $\mu\text{m}$ ) | Symbol | 200 ( $\mu\text{m}$ ) | Symbol |
|-----------------------|--------|-----------------------|--------|
| 300(ml/min)           | ○      | 100(ml/min)           | ●      |
| 400(ml/min)           | △      | 200(ml/min)           | ▲      |
| 500(ml/min)           | □      | 300(ml/min)           | ■      |
| 600(ml/min)           | ▽      | 500(ml/min)           | ▼      |
| 800(ml/min)           | ◇      | 700(ml/min)           | ◆      |
|                       |        | 00(ml/min)            | +      |

### 実験手順

本実験は以下のような手順で行った。

1. まず、液単相で実験を行うために流路内を精製水で満たし、テストセクションから空気が抜けているかを確認する。
2. 単相になったことが確認できたらポンプで微調節を行いながら、目標の流量に近づける。
3. 目標の流量であることを確認し、データロガーによって計測されモニタに表示されている電圧  $V$  と電流計から計測される電流  $I$  を確認しながら、電圧源の調節をし、目標のヒーター発熱量に近づける。
4. 作動流体の出口温度  $T_{out}$ 、作動流体の入口温度  $T_{in}$  および面状ヒーターの表面温度  $T_{heat}$  の変動推移をモニタで観察し、定常であることが確認できたら、計測および記録を開始する。

本研究では、データロガーをモニタし、定常となってから約200点(秒)を実験データとした。なお、 $T_{out}$ 、 $T_{in}$  および  $T_{heat}$  の値を見て、それらが  $\pm 0.1$  度の範囲での変動になった状態を定常と判断した。

## 実験データの整理

### 熱伝達係数の算出

データロガーで取得した作動流体の入口温度  $T_{in}$ 、作動流体の出口温度  $T_{out}$ 、面状ヒーターの表面温度  $T_{heat}$ 、電圧  $V$ 、電流  $I$  について得られたデータ群を平均し、得られた値をその時の実験条件における代表値とする。同様に、流量についてもデータロガーに記録されている時間と照合しながら、データ群を抜き出した後平均し、質量流量  $\dot{m}$  を算出する。これらのデータを用いて、平均熱伝達係数  $\alpha$  を算出する。平均熱伝達係数  $\alpha$  の算出には、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を代表温度差として適用する。

平均熱伝達係数  $\alpha$  は次式で定義される。

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_m} \quad (1)$$

ここで熱流束  $q$  は、ヒーターでの電圧降下  $V$  と電流  $I$  の積で求められる発熱量  $Q$  と代表面積である面状ヒーターの投影面積  $A_{heat}$  を用いて、次のように算出される。

$$q = \frac{Q}{A_{heat}} \quad (2)$$

また、対数平均温度差  $\Delta T_m$  は次式で表される。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln \frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}} \quad (3)$$

$\Delta T_m$  は、チャネルの底面温度  $T_{ch}$  と作動流体の入口温度  $T_{in}$  との差  $T_{ch} - T_{in}$  であり、同様に  $\Delta T_{out}$  は、チャネルの底面温度  $T_{ch}$  と作動流体の出口温度  $T_{out}$  との差  $T_{ch} - T_{out}$  である。チャネルの底面温度  $T_{ch}$  は、面状ヒーターの表面からチャネルの基底面までの熱伝導によって算出され、次式で表される。

$$Q = \frac{\lambda_{al}}{d} (T_{heat} - T_{ch}) A_{heat} \quad (4)$$

$$T_{ch} = T_{heat} - \frac{Qd}{\lambda_{al} A_{heat}} \quad (5)$$

ここで、 $\lambda_{al}$  はアルミニウムの熱伝導率を表している。アルミニウムの熱伝導率は、約  $300\sim 350\text{K}$  の温度範囲において  $237\sim 240\text{W/mK}$  程度の変動で大域的に見てほぼ一定であると考えた。よって本研究では、アルミニウムの熱伝導率  $\lambda_{al}$  を  $240\text{W/mK}$  とした。また、作動流体の物性値は、作動流体の入口温度  $T_{in}$  と作動流体の出口温度  $T_{out}$  の算術平均によって算出された値を代表温度とし、物性値計算のパッケージである REFPROP Ver.7.0<sup>11)</sup> によって算出した。なお、熱伝達係数等の算出には330行規模のプログラムソースコードで Visual Fortran を用いてデータ整理を行った。



実験データの精度

今回の実験において、1つの定常状態につきデータロガーから得られる各々の実験データのサンプル数は約200点である。一方、流量についても約200点である。ここで、各実験条件毎に実験パラメータの平均偏差を算出した。平均偏差の範囲は、作動流体の入口温度  $T_{in}$  が  $0 \sim \pm 0.18^\circ\text{C}$ 、作動流体の出口温度  $T_{out}$  が  $0 \sim \pm 0.06^\circ\text{C}$ 、面状ヒーター表面の温度が  $0 \sim \pm 0.09^\circ\text{C}$ 、電圧  $V$  が  $0 \sim \pm 0.005\text{V}$ 、電流  $I$  が  $\pm 0.006 \sim \pm 0.08\text{A}$ 、質量流量  $m$  が  $\pm 0.0006 \sim \pm 0.002\text{g/s}$  である。以上より熱伝達係数  $\alpha$  の誤差を算出すると、最大で11%の誤差となった。

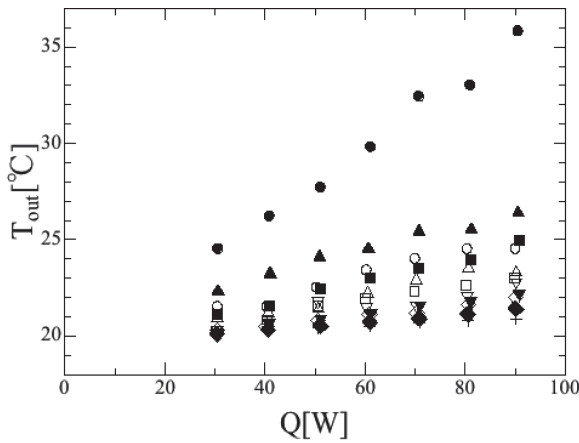


Fig.5 Relation between outlet temperature of the cooling water and heat flow rate

実験結果および考察

図5に出口温度  $T_{out}$  と発熱量  $Q$  の関係を示す。いずれの条件においても  $Q$  が増えるほど  $T_{out}$  の値が上昇することがわかる。特に、質量流量が少ない部分で顕著に現れている。同一の発熱量の条件において質量流量が高い場合、 $T_{out}$  の値の上昇が比較的鈍いのは、単純に水が短時間により多く流れるためである。

図6に質量流量  $m$  と熱伝達係数  $\alpha$  の関係を示す。 $\alpha$  の値は、 $2700 \sim 5600\text{W/m}^2\text{K}$  の範囲で分散していて、 $m$  の変化に伴う  $\alpha$  の変化は規則性が見出せない。つまり、 $\alpha$  は  $m$  に依存しないことがわかる。 $a=400$  におけるデータと  $a=200$  におけるデータを比較すると、 $a=400$  の場合は  $2800 \leq \alpha \leq 4200\text{W/m}^2\text{K}$  の範囲に分布し、 $a=200$  の場合には  $3400 \leq \alpha \leq 5500\text{W/m}^2\text{K}$  の範囲に分布しており  $a=200$  のデータのほうが比較的熱伝達係数が大きいことがわかる。

図7に熱流束  $q$  と伝達係数  $\alpha$  の関係を示す。図7では、

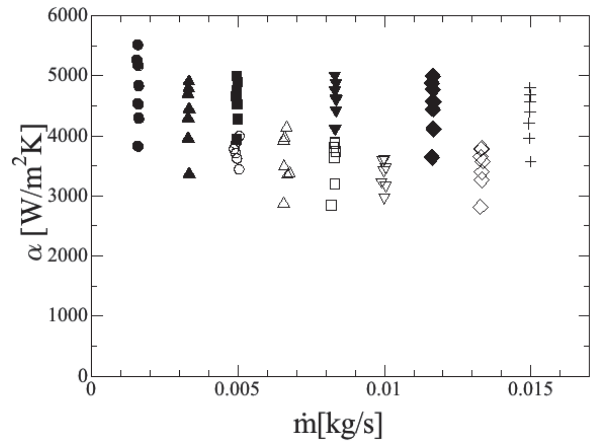


Fig.6 Relation between heat transfer coefficient and mass flow rate of the cooling water

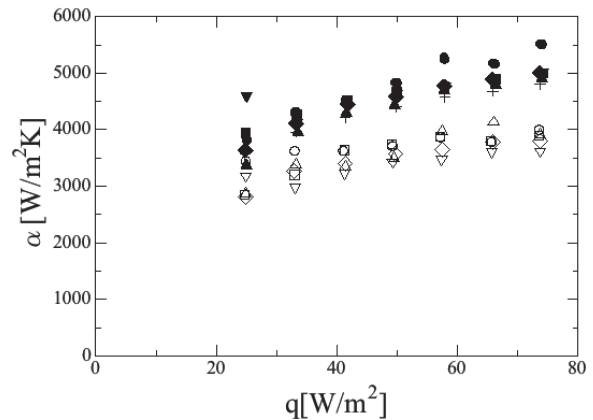


Fig.7 Relation between heat transfer coefficient and heat flux

どの質量流量においても熱伝達係数  $\alpha$  が熱流束  $q$  の増加に伴い、わずかに上昇している。つまり、熱伝達係数  $\alpha$  は質量流量  $m$  ではなく、熱流束  $q$  に依存していることがわかる。また、図7においても図6と同様に  $a=400$  におけるデータと  $a=200$  におけるデータを比較すると、 $a=200$  におけるデータのほうが熱伝達係数  $\alpha$  が大きいことがわかる。これは無次元熱伝達係数であるヌセルト数  $Nu$  の定義式ならびに発達した単相流の場合  $Nu$  が一定値になることにより、代表長さ：水力相当直径が小さくなると相対的に熱伝達係数  $D_h$  が大きくなることに関係することが考えられる。実際の冷却システムを考え作動流体を循環させるポンブパワーは小さいほど良いという視点に立った場合、冷却対象物の外表面温度が要求されている上限値以下であれば、圧力損失(流動抵抗)の大きい構造を持つ伝熱部に供給する作動流体の流量は小さく抑えたい。本実験では、図6,7の結果より、熱伝達係数  $\alpha$  が質量流量  $m$  に依存せず熱流束  $q$  に比例しているため、冷却対象物の外表面温度すなわち

$T_{heat}$  の値が上限値を越えないようモニタすることで、作動流体の流量はある程度小さく抑えられる可能性を示唆している。

次に、得られたデータを無次元化することにより、流路幅の違いによる伝熱場、流れ場の差をなくしてそれぞれの特性を見ると同時に、強制対流熱伝達の一般的な判断基準となる相関式との比較を行う。図8にヌセルト数  $Nu$  とレイノルズ数  $Re$  の関係を示す。図中の破線および実線はそれぞれ、円管及び矩形管内の単相強制対流層流熱伝達に関して等熱流束下で得られた理論値及びこれまで管内単相強制対流における層流熱伝達に関して提案されてきた代表的な実験相関式である Sieder と Tate<sup>12)</sup> の実験相関式と、マイクロチャンネルに関する研究において Peng と Peterson<sup>8)</sup> が提案した実験相関式である。ヌセルト数とレイノルズ数は以下のように定義される。

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda_{water}} \quad Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (6)$$

ここで、 $U$  は代表速度、 $\rho$  は水の密度、 $\mu$  は水の粘性係数、 $D_h$  は水力相当直径、 $\lambda_{water}$  は水の熱伝導率、 $\alpha$  は熱伝達係数を表し、 $U$  は次式で定義される。

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho(abn)} \quad (7)$$

Sieder と Tate は、マクロスケール範囲の管径を用いて各種石油系の油を作動流体として適用し実験を行い、単層強制対流層流熱伝達に関する実験相関式を次式のように提案した。

$$Nu = 1.86 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}, \quad \left( Re Pr \frac{D_h}{L} > 12 \right) \quad (8)$$

また、Peng と Peterson は、マイクロチャンネルプレートの全長が 45mm、マイクロチャンネルプレートの全幅が 18mm、水力相当直径が 133~367 $\mu$ m の 12 パターンの矩形チャンネルについて水を作動流体として単相強制対流層流熱伝達に関する実験相関式を次式のように提案した。

$$Nu = 0.1165 \left( \frac{D_h}{W_c} \right)^{0.14} \left( \frac{b}{a} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1/3}, \quad (80 \leq Re \leq 900) \quad (9)$$

ここで、プラントル数は以下のように示される。

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_{water}} \quad (10)$$

図8を総合的に見ると、レイノルズ数が上昇してもヌセルト数はほとんどのデータが 1.5~2.7 程度の中に分布しており、レイノルズ数によるヌセルト数の変化は見られな

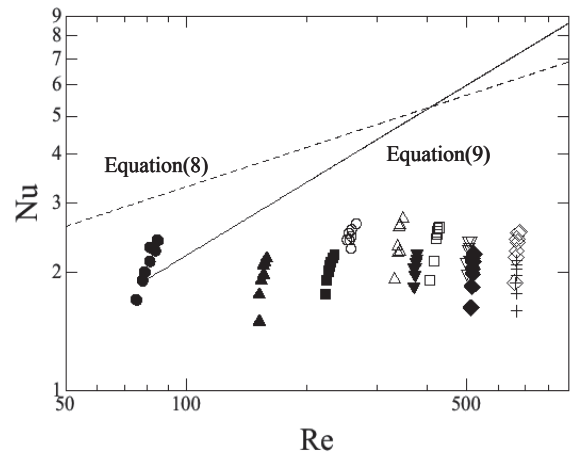


Fig.8 Relation between  $Nu$  and  $Re$

かった。白抜ききの  $a=400$  のデータでは、レイノルズ数  $Re$  が上昇するとヌセルト数  $Nu$  がわずかながら減少しているように見える。次に各相関式と比較すると  $Re$  が小さいところでは、Peng と Peterson の相関式と、幅を持ちながらも重なる所があることがわかる。Peng と Peterson の相関式とは、 $Re$  が低いところでは、定量的には相関式にあった同様な結果が得られたといえる。両方の流路幅のデータを比べると、質量流量が小さいところでは、同じ質量流量でも  $Re$ 、 $Nu$  に差があるが、質量流量が大きいところでは、 $Re$ 、 $Nu$  に差があまりないところがみられる。また、全体的に見て、 $Re$  が増加しても  $Nu$  がおよそ 1.5~2.7 の間で一定であり、二つの相関式からかなり外れている。このことから、本実験の結果は、Sieder と Tate および Peng と Peterson の実験相関式とは定性的に異なる結果が得られたといえる。なお、 $Re$  が増加しても  $Nu$  が増加しないのは、 $Nu$  が基本的に質量流量  $\dot{m}$  には依存しないためだと思われる。これらのことについて検討する為に流量の範囲を大きくしたり、今回使用したものは異なる流路幅のチャンネルを用いてより広い範囲で実験を行う必要があると考える。

## おわりに

本研究は、マイクロチャンネル内での液単相強制対流熱伝達の基礎特性を把握するとともに、流路幅による伝熱特性への影響について実験的に検討を行うことを目的とし、流路幅がそれぞれ 200, 400 $\mu$ m であるアルミニウム製マイクロチャンネルプレートを用いて作動流体に精製水を適用した場合の液単相強制対流熱伝達に関して、流量を 100~900ml/min の範囲にとり、発熱量は 30~90 W まで 10W 刻みで 7 段階で実験を実施し、液単相強制対流熱伝達特性に関して次のような結論を得た。

- ・熱伝達係数と質量流量、熱流束の関係を見た場合に、熱伝達係数は質量流量の上昇によらず一定の範囲で分布したが、熱伝達係数と熱流束の関係で見た場合には、熱流束の増加と共に熱伝達係数が上昇する傾向にある事が分かった。
- ・熱伝達係数は流路幅が 200, 400 $\mu\text{m}$  でそれぞれ熱伝達係数の値は 3400~5500, 2800~4200W/m<sup>2</sup>K の範囲で分布した。また、流路幅の減少に伴い熱伝達係数は増加することがわかった。
- ・流路幅の値に関係なくヌセルト数の値は、ほぼ 1.5~2.7 の範囲に分布した。
- ・本実験で得られた伝熱特性は、何れの水力相当直径の場合もレイノルズ数とヌセルト数の明確な相関が見られず、この点において、Peng と Peterson の式と Sieder と Tate の式の二つの相関式とは異なる結果が得られた。

以上より、流路幅の異なるマイクロチャネルプレートにおける液单相強制対流熱伝達特性について基礎特性を把握し、流路幅の違いによる熱伝達特性への影響について検討することができた。今後は、圧力損失と水力相当直径、流路断面幾何形状との関係、また、流路径および断面幾何形状または作動流体流量による伝熱特性について詳しく考察するために、更に範囲を拡大して実験を行う必要がある。

## 謝 辞

本研究に用いた実験装置の作製および実験データの整理にあたっては、当時、独立行政法人 国立高等専門学校機構 沼津工業高等専門学校 制御・情報システム工学専攻の専攻科生であった園田泰之君、小倉邦毅君に協力していただいた。ここに記して謝意を表す。

## 文 献

- 1) 高須庸一, 阿部知行: 3次元実装デバイスの放熱ピアを有する基板での放熱挙動. 熱工学コンファレンス講演論文集 237-238 (2012)
- 2) 羽下誠司, 大串哲朗, 上田哲也, 木本信義: 対向面に波形乱流促進体を設けた水冷ヒートシンクの伝熱特性: CFD を用いた形状最適化と実験との比較. 機論 (B 編) 73, 1541-1547 (2007)
- 3) 常包正樹, 平等拓範: エッジ励起高出力マイクロチップレーザー用水冷ヒートシンクの開発. レーザー研究 34(2), 181-187 (2006)
- 4) 仲村尚, 亀岡利行: 衝突噴流を用いた PC 用 CPU 冷却システム. 日機埼玉ブロック大会 (講演会) 講演論文集 163-164 (2006)
- 5) 高松伴直, 久野勝美, 富岡健太郎, 岩崎秀夫: 電子機器用水冷システムの放熱特性評価. 熱工学コンファレンス講演論文集 81-82(2003)
- 6) "Tenth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels" URL: <http://www.asmeconferences.org/ICNMM2012/index.cfm>
- 7) M.E.Steinke, S.G.Kandlikar, J.H.Magerlein, E.Colgan & A.D.Raisanen: "Development of an Experimental Facility for Investigating Single-phase Liquid Flow in Microchannels", 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels, ICMM2005-75070(2005).
- 8) X.F.Peng, & G.P.Peterson: "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannel Structures", Int. J. Heat and Mass Transf., 39, (12), 2599-2608(1996).
- 9) W.Qu, G.M.Mala & D.Li: "Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels", Int. J. Heat and Mass Transf., 43, 3925-3936 (2000).
- 10) D.Lelea, S.Nishio, & K.Takano: "The experimental research on microtube heat transfer and fluid flow of distilled water", Int. J. Heat and Mass Transf., 47, 2817-2830(2004).
- 11) "NIST Scientific and Technical Databases" URL:<http://www.nist.gov/data/index.htm>
- 12) E.Sieder & G.Tate: "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Ind. Eng.Chem., 28, 1429(1936).