

同心円状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^{1†}, 石田雅照¹

Experimental study on liquid single-phase forced convection heat transfer characteristics in concentric circular microchannels

Junichi Ohara and Masateru Ishida

Abstract : In this research, aiming at efficient cooling of the locally concentrated heating part of the electronic element, a new concentric circular microchannel plate that can efficiently cool the CPU is designed in consideration of the heat generation characteristics of the CPU. Then, we conducted an experiment on heat transfer when water was used as the refrigerant for this new microchannel plate, and grasped the basic heat transfer characteristics. Furthermore, by comparing the results with the straight microchannel plate having a simple structure, the heat transfer promotion of the concentric microchannel plate was examined. By using a concentric microchannel plate, the temperature at the center of the heater can be maintained at about 25°C, and even when compared with a straight microchannel plate, the temperature rise can be suppressed by about 8 to 23°C. The heat transfer coefficient of the concentric circular microchannel plate is 6 to 8 kW/m²K, which is almost constant, and about four times higher than the heat transfer coefficient of the straight microchannel plate at the same heat quantity and the same flow rate. In addition, the research results were compared with the previously proposed experimental correlation equation for single phase forced convection laminar heat transfer of straight microchannels.

Key words : Microchannel, Heat transfer, Concentric circular, Water cooling

はじめに

近年、パーソナルコンピュータやスマートフォンなどの情報通信機器からデジタル家電までの幅広い分野に用いられている電子機器は、高性能化及び小型化が進んでいる。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。今日までのコンピュータに使用されているCPUの進化は目まぐるしいものがある。世界初のCPUとされる1970年代に発売されたIntel社のマイクロプロセッサ4004に使用されたトラ

ンジスタの数は2300個程度であったのに対して、2002年に発売されたIntel社のPentium IVに使用されたトランジスタの数は5,500万個にも達した¹⁾。さらに、最新のApple社のM1 Proではトランジスタ数が337億と驚異的な増加を見せている²⁾。しかし、トランジスタ数の増加はCPUの性能向上に貢献する半面、発熱量が増加してしまうという問題点がある。発熱量は使用するトランジスタの数に伴って増加し、この発熱量の増加はCPUの温度上昇を招き自身の処理能力を低下させ、最悪の場合システムダウンに陥る要因となる。そのため、CPUの冷却は必須の技術であるが、小型化することによって冷却面積が減少するなどの問題により、これまで主流であった空冷技術では適温を維持することが困難となっている現状がある。そこで、空冷方式と

2021年9月9日受付、2021年11月2日受理

1 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

比較して冷却効率の高い、浸漬式水冷方式や強制対流水冷方式を用いてCPUの冷却を行なうなど、CPUの冷却方法に関してさまざまな研究が行なわれている。この一連の電子デバイス冷却の問題については、流路断面形状が円形以外の流路において円形流路に換算した場合の流路直径である水力相当直径が $1\ \mu\text{m}$ 以上 $1\ \text{mm}$ 以下と極小さい流路（以後、マイクロチャネル）を用いてより効率的に冷却を促進する研究が進んでいる。マイクロチャネルは、熱源と液相の熱媒体の接触面積を増大させることで熱の伝達量を高める機構である。マイクロチャネルに関して近年では、米国機械学会（ASME）の主催で“International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels (ICNMM)”³⁾が開催される等、マイクロチャネルに関する研究成果が数多く報告されている。報告されているマイクロチャネルに関する研究の中には、流路の形状を複雑にしたマイクロチャネルを用いた研究や、実際の熱源の冷却方法についての研究など幅広い研究が行なわれている。

マイクロチャネルの研究は、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、実際の応用に着目したものまで多岐にわたる。

Peng と Peterson⁴⁾ は、ステンレス製のマイクロチャネルの全長が 45mm 、マイクロチャネルの全幅が 1mm 、水力相当直径が $133\sim 367\ \mu\text{m}$ の12パターンの矩形チャ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無次元熱伝達係数である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。

Qu W.ら⁵⁾ は、水力相当直径が $62\sim 169\ \mu\text{m}$ のシリコン製台形チャネルを用いて、単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 Nu とレイノルズ数 Re の関係を示した。結果ヌセルト数は、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かった。この結果を受けて、チャネルの表面粗さの影響に着目して、チャ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。

Steinke M. E.ら⁶⁾ は、マイクロチャネルの全長が 10mm 、全幅が 8mm 、チャネルの深さが $250\ \mu\text{m}$ 、チャネルの幅が $200\ \mu\text{m}$ 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、冷媒の質量流束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。また、テストセクションの製作にはIBM者の協力を得ており、マイクロチャネルのCPUへの本格的実装を見据えた研究を行なっている。さらにSteinke M. E.ら⁷⁾ は、伝熱性能の向上のため流路内に角柱や円柱を置くことや流路を波状にするなどの流路形状について調査する計画を立てている。

Harirchaian T.ら⁸⁾ は、チャネルの幅が $100\ \mu\text{m}$ から $5850\ \mu\text{m}$ 、チャネル深さが $400\ \mu\text{m}$ のシリコン製のテストセクションを使用して、集積回路によって作られた局所温度の測定ができるヒーターを用いて実験的研究を行い、局所ごとの熱伝達係数は質量流量によらずに独立しているという結果を得た。

Downing R.ら⁹⁾ は、水力相当直径が $238\ \mu\text{m}$ から $881\ \mu\text{m}$ と曲率が異なる8種類の小型な螺旋状の円管を用いて圧力損失の関係を求めるために気液二相での強制対流実験を行った。実験結果より、発熱量の増加に伴い圧力損失も上昇し、相変化が起こった場合、層流のみの場合よりも圧力損失が少ないことを示した。

都築ら¹⁰⁾ は高い熱伝達性能と圧力損失の低減性能を実現できる熱交換器としてS字型フィンを備えた高度なマイクロチャネル熱交換器に着目し、二酸化炭素を熱媒体として亜臨界状態から超臨界状態の場合の多変数解析を行い、ヌセルト数の相関式を得た。実験結果との比較では2.5%の偏差と良好な一致を示し、熱交換器の設計指針を示したといえる。

Nishimura Y.ら¹¹⁾ は層状平行マイクロチャネルの構成を使用して、熱伝達性能に対する冷媒の質量流量の影響に焦点を当て熱伝達性能を実験的に評価している。実験結果は、同じ加熱下で冷媒の質量流量が増加すると、熱伝達係数が増加したが、最大熱伝達係数は質量流量が増加しても一定の値に達したことを示した。

以上のようにマイクロチャネルの研究においては、単純な構造である直線状のチャネルの伝熱特性についての基礎的な研究から、流路形状や構造の違いによる伝熱特性についての研究が数多くある。さらに、電子デバイス、特にCPUの冷却などを目的とした実用的な装置を用いた冷却方法についての研究も行われている。しかし、CPUの発熱による温度分布に着目して、CPUの効果的な冷却方法についての検討を目的とした研究は行なわれていない。

そこで本研究では、CPUの局所集中的な発熱特性を考慮し効率的に冷却できる新しいマイクロチャネルプレートを提案・設計し、この新規マイクロチャネルプレートに冷媒として水を用いた場合の、液単相強制対流熱伝達の基礎

特性についての実験を行う。さらに、単純な構造をしたマイクロチャネルプレートとの結果を比較することで、新規マイクロチャネルプレートの伝熱促進について検討することを目的とする。

実験装置ならびに実験方法

新規マイクロチャネルプレート

本研究では、新規マイクロチャネルプレートと、単純な構造とされる直線状マイクロチャネルプレート（以後、直線状MCPまたはSMCP）の2種類をテストセクションに組み込み実験を行った。

新規マイクロチャネルプレートを設計するにあたり、CPUの発熱特性について調査したところ、CPUの放熱面では中心を頂点とした山なりの温度分布を取ることが判明した¹²⁾。そこで、新規マイクロチャネルプレートは、プレート中央の温度が極大となると仮定し、中央を効率よく冷却できるようにCPUに模したヒーターの中央部に冷媒を供給し流すことができる同心円状の流路（以後、同心円状MCPまたはCMCP）を設計した。

図1に同心円状MCPの概略図を示す。同心円状MCPの全幅 W は36 mm、全長 L は34 mm、両側のチャネル壁の厚さは1.0 mm、の正方形基盤に同心円の壁を24本互い違いに

設置している。プレートの材質はアルミニウムを使用している。また、同心円状MCPは、冷媒が中心から外へと半径方向へのパス h と同心円状の壁の間 a を蛇行しながら流れる16本の流路を持つ。

図2に同心円状MCPに使用する冷媒の流入出コンポーネントを示す。同心円状MCPは図2の①の部分に流路面を下にした状態で固定する。また、流入出コンポーネントの材質はポリカーボネートを使用する。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、高い耐熱性（融点：525 K）を持つため、マイクロチャネルプレート内の作動流体以外への伝熱を抑制する働きがある。この流入出コンポーネントは、冷媒が中央の流入孔から流入し左右の流出孔から流出するように設計され、図2にT字で示されている箇所に熱電対を設置し温度の計測を行なう。計測する温度の計測点は、冷媒が中央からテストセクションに流入する前の温度を入口温度 T_m とし、冷媒がマイクロチャネルプレートから流出した際の左右の出口の温度の平均を出口温度 T_{out} とする。冷媒の流入出孔はシリコンチューブを流入出コンポーネントに被覆させて固定する。

図3にテストセクションの断面概形図を示す。マイクロチャネルプレートを流入出コンポーネントに固定した後に、CPUに模した山なりの温度分布を作るために、長さ25 mmの正方形セラミックヒーターをマイクロチャネル

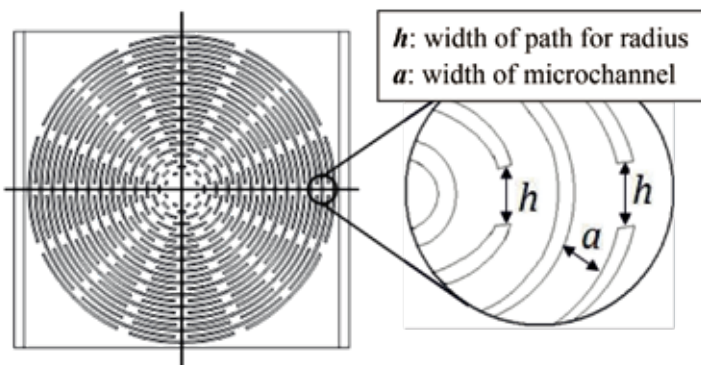


Fig. 1 Schematic view of concentric circular microchannels

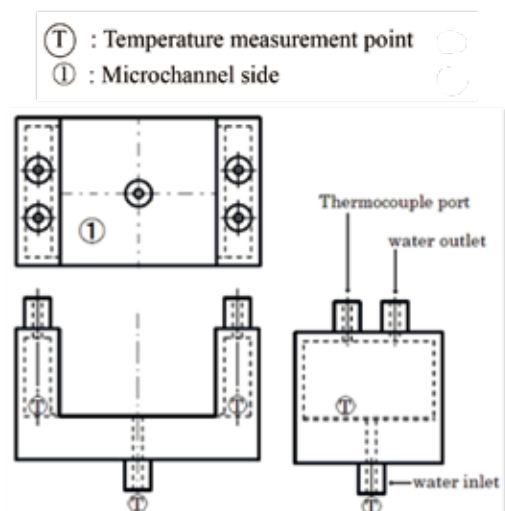


Fig. 2 Detail view of the test section for concentric circular microchannels

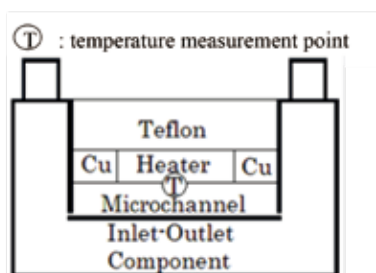


Fig. 3 Cross-sectional view of the test section

プレート中央に設置する。このときに、ヒーターの表面温度 T_{heat} を計測するために図中のT字の地点に熱電対を設置する。また、ヒーターの側面には熱伝導の高い銅版（熱伝導率： $\lambda=398 \text{ W/mK}$ ）を敷き、熱伝導ジェル（熱伝導率： $\lambda=9.0 \text{ W/mK}$ ）で隙間を埋める。さらに、ヒーターの上には低熱伝導率かつ耐熱性に優れたテフロンブロックを設置することでヒーター上部を断熱し、圧力が均等にかかるように2枚の金属板で上下から圧着をする。また、テストセクションは周囲をガラスウールで包むことによって外部との熱の授受を遮断し、テストセクション内を熱的に閉じた空間とする。

直線状マイクロチャンネルプレート

図4, 図5に直線状MCPの立体図と流路断面形状を示す。直線状MCPの全幅 W は34 mm, 全長 L は36 mmで、両側のチャンネル壁の厚さ W_{side} は2.1 mmなので、チャンネル部の幅 W_{ch} は29.8mmとなる。また、材質はアルミニウムを使用している。直線状MCPは、入口から出口へと向かう直線状の微小流路を50本並列に並べている。

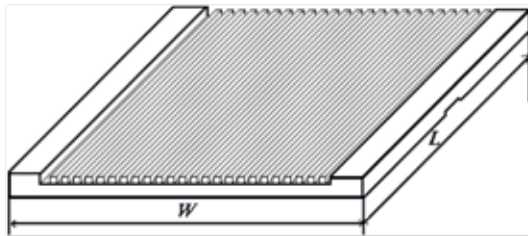


Fig. 4 Diagram of the microchannel plate

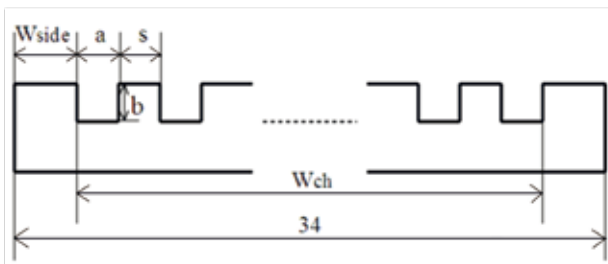


Fig. 5 Cross-sectional diagram of the microchannel plate

図6に直線状MCPに使用する流入出コンポーネントの概形図を示す。流入出コンポーネントにおいて、マイクロチャンネルプレートは図6の①の部分に流路面を下にした状態で固定されている。また、流入出コンポーネントはポリカーボネートを使用している。流入出コンポーネントには図のように出入口温度の計測のための熱電対挿入口と冷媒の流入出孔が左右に二つずつあり、熱電対は図中のTの地点に固定し、冷媒の流入出孔にシリコンチューブを取り付ける。直線状MCPも同心円状MCPと同様に、図3のようにテストセクションに設置する。

表1に直線状と同心円状MCP各々の仕様を示す。流路の幅 $a=400 \mu\text{m}$, 流路の深さ $b=400 \mu\text{m}$, チャンネルの壁の厚さ $s=200 \mu\text{m}$, チャンネルベースの厚さ $d=1.6 \text{ mm}$ はどちらのマイクロチャンネルプレートも同じ値である。これらは、水力相当直径 D_h を揃えるためである。また、流路の本数は50本と16本で直線状MCPの方が多いが、一本あたりの流路長さでは4.5倍ほど同心円状MCPの方が長く、全流路の長さで見ても同心円状MCPの方が長い。なお、 A_{ch} は冷媒がMCP流路に接する総面積を表す。

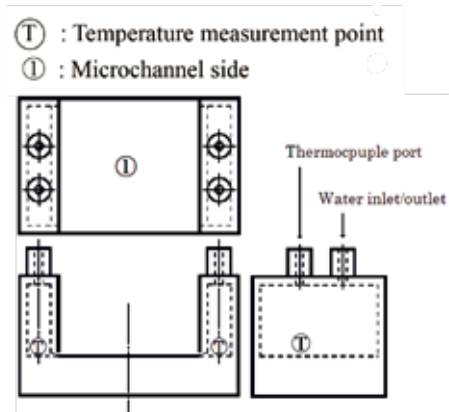


Fig. 6 Detail view of the test section for straight microchannels

Table 1 Specifications of microchannel plates

	Straight MCP	Concentric circular MCP
Width of channel a [μm]	400	400
Depth of channel b [μm]	400	400
Hydraulic diameter of channel D_h [μm]	400	400
Number of channels n [-]	50	16
Length of a channel [mm]	36	161
Total length of channels in plate [mm]	1800	2574
Thickness of wall s [μm]	200	200
Thickness of channel base d [mm]	1.6	1.6
Contact area of refrigerant A_{ch} [mm^2]	2160	1910

実験装置

図7に本研究で使用した実験装置全体の概略図を示す。実験装置に使用されている冷媒供給タンク②、ギアポンプ③、容積流量計④、テストセクション⑤は冷媒を循環させるため、断熱チューブを用いて閉ループになるよう接続する。

冷媒である精製水は冷媒供給タンク②に貯蓄されており、恒温器①によって設定温度15~16℃になるよう調整されている。ギアポンプ③を作動させることにより冷媒の循環が開始され、容積流量計④を見ながら流量を調整し目標値にあわせる。容積流量計を通過した冷媒は、テストセクション⑤へと送液される。テストセクションでは、ヒーター⑦から発生した熱をマイクロチャネルプレート経由で熱交換して、再び冷媒供給タンクへと戻される。タンクへ戻された冷媒は、恒温器により設定温度に冷却された後、再び送液される。また、テストセクション内においては、マイクロチャネルプレートに流入する際の冷媒温度を入口温度 T_{in} 、冷媒がマイクロチャネルプレートを出した際の冷媒温度を出口温度 T_{out} 、マイクロチャネルプレート基底部の温度を算出するために使用するヒーター中央の表面温度を T_{heat} として、これらをK型熱電対を用いて計測する(図2, 図3, 図6参照)。テストセクションで得られた温度データとヒーターの発熱量を算出するために必要な電圧 V は、データロガーによって1秒ごとに計測され記録される。また、電流 I は、ヒーターと直列に接続された直動式指示電

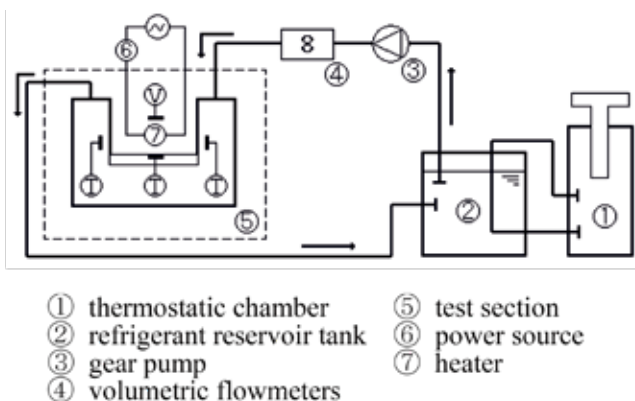


Fig. 7 Schematic view of test loop

流計⑥で目視により計測され、テストセクションに送液される冷媒の体積流量は容積流量計によって1秒ごとに計測される。

実験条件および実験手順

実験条件

本研究で行う実験では、冷媒である精製水の体積流量とCPUに模しているヒーターの発熱量をパラメータとして実験を行う。各マイクロチャネルプレートを用いた実験は、体積流量を200~450 ml/minの範囲で50 ml/min刻みで調整し、ヒーターの発熱量 Q を20~60 Wの範囲で10 W刻みで調整し実験を行う。また、流量計の仕様のため体積流量をパラメータとしているが、実験結果を考察する場合は質量流量を用いるため、表2に体積流量と質量流量 \dot{m} の対応関係を示す。なお、体積流量から質量流量の変換には冷媒の密度が必要となるが、この密度はMCPの冷媒出入口温度の算術平均温度とMCP流路内圧力より求めた。

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観測されモニタに表示されている電圧と電流計によって計測されている電流を確認しながら、電圧源の調節をし、ヒーター発熱量を目標値に近づける。
- ④ 冷媒の出口温度、冷媒の入口温度およびヒーターの表面温度の変動推移をモニタで観察し、定常であることを確認した後に、実験データの記録を開始する。

本研究では、データロガーを見て、定常となってから約200秒分のデータを実験データとした。本研究における定常とは、テストセクション内の各温度の観測値の変動が ± 0.1 度の範囲に収束した状態である。

Table 2 Mass flow rate and volume flowrate

Volume flow rate [ml/min]	200	250	300	350	400	450
Mass flow rate \dot{m} [g/s]	3.3	4.2	5.0	5.8	6.7	7.5

実験データの整理

熱伝達係数の算出

作動流体の入口温度 T_{in} , 作動流体の出口温度 T_{out} , 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, 200秒分200個の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 α を算出する。平均熱伝達係数 α の算出には, 対数平均温度差 ΔT_m を代表温度差として適用する。

平均熱伝達係数 α 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。

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

ΔT_m は, チャンネルの底面温度 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 ΔT_{out} は, チャンネルの底面温度 T_{ch} と作動流体の出口温度 T_{out} との差 $T_{ch}-T_{out}$ である。チャンネルの底面温度 T_{ch} は, 面状ヒーターの表面からチャンネルの底面までの熱伝導によって算出され, 次式で表される。

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

$$T_{ch} = T_{heat} - \frac{Qd}{\lambda_{al} A_{heat}}$$

ここで, d はチャンネルベースの厚さ, λ_{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300~350 Kの温度範囲において237~240W/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 λ_{al} を240W/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REFPROP¹³⁾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

表3に実験で使用したセンサと測定器の仕様と誤差の一覧を示す。本実験で使用した熱電対はすべてクラス1を使用し, データロガーによって計測を行なっている。電圧, 電流, 体積流量についても各測定器にて計測を行なっている。

今回行った実験では条件ごとに200秒間の実験データを

Table 3 Error of sensors and measurement tools

Parameters	Sensor	Accuracy	Measurement tool	Accuracy
T_{in}, T_{out}	Sheath diameter ϕ 1.6mm K type thermocouple	class1 $\pm 1.5^\circ\text{C}$	datalogger	$\pm(0.05\% \text{ of rdg. } +0.7^\circ\text{C})$
T_{heat}	Sheath diameter ϕ 0.25mm K type thermocouple	Class1 $\pm 1.5^\circ\text{C}$	datalogger	$\pm(0.05\% \text{ of rdg. } +0.7^\circ\text{C})$
Volt	—	—	datalogger	$\pm(0.05\% \text{ of rdg. } +20\text{mV})$
Current	—	—	indicating ammeter	Class1.0 $\pm 1\%$
Volume flow rate	—	—	Volume flow meter for Water	$\pm 2\%$

取得した。実験範囲における平均偏差の範囲は、冷媒の入口温度 T_{in} が $\pm 0.001 \sim \pm 0.07$ °C, 冷媒の出口温度 T_{out} が $\pm 0.006 \sim \pm 0.09$ °C, ヒーターの表面温度 T_{heat} が $\pm 0.01 \sim \pm 0.15$ °C, 電圧 V が $0 \sim \pm 0.005$ V, 体積流量が $0 \sim \pm 0.0008$ ml/minとなった。以上のことを踏まえ、熱伝達係数 α の誤差を算出すると、最大で6.8%の誤差が生じることが分かった。

実験結果および考察

同心円状マイクロチャネルプレート の伝熱特性

図8にヒーター中央の表面温度 T_{heat} と発熱量 Q の関係を示す。図中において白抜きは直線状MCP (SMPC) を黒塗りは同心円状MCP (CMPC) を用いた実験結果を示している。なお、シンボルの形状により質量流量を表現している。同心円状MCPの場合は発熱量が増加した場合においても表面温度は17~25 °Cに収まっており、ヒーターの温度上昇を抑えることができたといえる。また、直線状MCPの場合は表面温度が25~48 °Cと温度の上昇する割合が高いことが分かる。二つのマイクロチャネルプレートの結果を比較すると、同心円状MCPは直線状MCPよりもヒーター中央の表面温度を8~23°C抑えることができたといえる。

図9に熱伝達係数 α と質量流量 \dot{m} の関係を示す。図中において白抜きは直線状MCPを黒塗りは同心円状MCPを用いた実験結果を示している。同心円状MCPの場合は、熱伝達係数が6~8 kW/m²Kの範囲で分布していることが分かる。また、熱伝達係数は一定の範囲で分布しており、質量流量の変化による熱伝達係数の変化は見出すことができなかった。つまり、本実験結果においては、熱伝達係数は質量流量に依存していないことが分かった。

直線状MCPは、熱伝達係数が1.5~2 kW/m²Kの範囲で一定の値をとっている。二つのマイクロチャネルプレート の熱伝達係数を比較してみると、同心円状MCPは直線状MCPよりも4倍ほど高い値をとっていることが分かる。

図10に熱伝達係数 α と熱流束 q の関係を示す。図中において、白抜きは直線状MCPを黒塗りは同心円状MCPを用いた実験結果を示している。同心円状MCPを用いた場合は、熱流束の増加によって熱伝達係数がわずかであるが増加していることが分かる。また、直線状MCPの場合は、熱流束の変化に伴う熱伝達係数の変化は見られなかった。

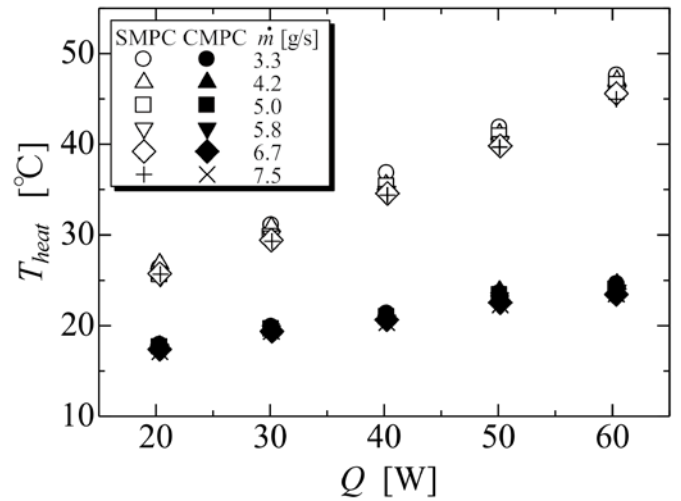


Fig. 8 Relation between surface temperature of heater center and heat quantity

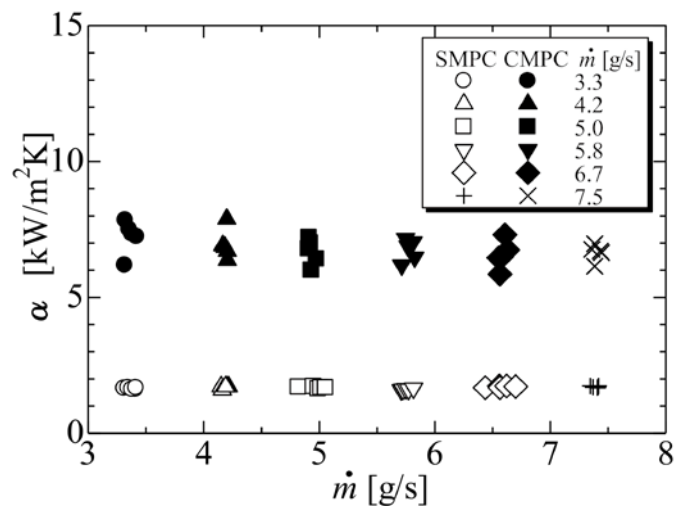


Fig. 9 Relation between heat transfer coefficient and mass flow rate

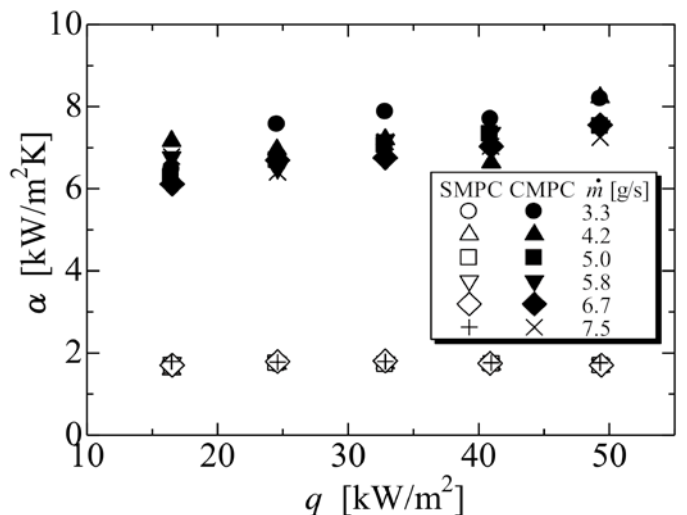


Fig. 10 Relation between heat transfer coefficient and heat flux

データの無次元化

次に、本研究で得られたデータを無次元化することにより、流路形状の違いによる伝熱場、流れ場の差をなくし、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なう。図11に無次元化を行なったヌセルト数 Nu とレイノルズ数 Re の関係を示す。図中の実線は、マイクロチャンネルに関する研究においてPeng & Petersonが提案した実験相関式^[5]である。また、レイノルズ数とヌセルト数は次のように定義される。

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu}, \quad Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda_{water}} \quad (5)$$

ここで、 U は代表速度、 ρ は水の密度、 μ は水の粘性係数、 D_h は水力相当直径、 λ_{water} は精製水の熱伝導率、 α は熱伝達係数を表す。また、代表速度 U と水力相当直径 D_h は次式で定義される。

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho(abn)}, \quad D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (6)$$

ただし、 a は流路幅、 b は流路深さ、 n は流路の本数を表している。

また、実験相関式Peng & Peterson^[5]は、マイクロチャンネルプレートの全長が45 mm、マイクロチャンネルプレートの全幅が18 mm、長方形チャンネルの水力相当直径が133~367 μm 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。

$$Nu = 0.1165 \left(\frac{D_h}{W_c}\right)^{0.81} \left(\frac{b}{a}\right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1/3} \quad \{80 \leq Re \leq 900\} \quad (7)$$

ただし、 W_c は相互流路の中心間距離で、流路幅 a とチャンネル壁厚 s との和 $W_c = a + s$ で表される。また、プラントル数 Pr は次式で示される。

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_{water}} \quad (8)$$

図中において、白抜きが直線状MCPを黒塗りが同心円状MCPの実験結果を示している。同心円状MCPはヌセルト数4~6のあたりにデータが一様に分布していることが分かる。また、レイノルズ数の変化に伴うヌセルト数の変化は見られなかった。次に実験相関式と比較をすると、同心円状MCPの実験結果はPeng & Petersonに近い値をとることがわかった。しかし、相関式はレイノルズ数の上昇と共にヌセルト数が増加しているが、本研究ではその傾向は表れず定性的に異なるものであった。これは、本研究において熱伝達係数と質量流量が依存関係ではなかったため、これら値と密接な関係を持つヌセルト数とレイノルズ数にも依存関係が現れなかったことが考えられる。また、直線状MCPはヌセルト数が1.2程度で分布していることが分かる。それぞれ分布するレイノルズ数の範囲が異なるため、二つ

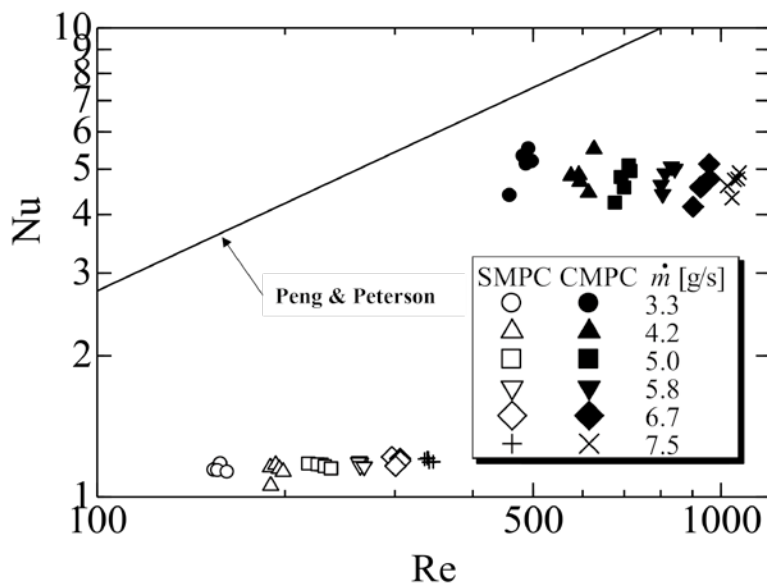


Fig. 11 Relation between Nu and Re

のプレートの実験結果を正しく比較することはできないが、明らかに同心円状MCPの伝熱特性がよいことが分かる。実験パラメータが同じ条件の時に同心円状MCPと直線状MCPのレイノルズ数の範囲が異なるのは、レイノルズ数の導出に必要な式(6)において流路の本数 n が異なるためである。

以上の結果をまとめると、同心円状MCPを用いた場合、直線状MCPよりもCPUに模したヒーター中央の温度を低くすることが可能であることが分かった。熱伝達係数においても同心円状MCPを用いたほうが直線状MCPよりも4倍ほど高いという結果が得られた。これは、熱伝達係数の導出に使用した対数平均温度差はプレート全体を通しての平均温度差を求める式であるため、同心円状MCPはプレート全体を通しての伝熱特性も良かったことを意味する。この理由としては、半径方向へのパスと同心円流路を交互に通過することによって、その度に速度・温度境界層が更新されることによって伝熱が促進されたと考えられる。よって、同心円状MCPは、CPUのように中央の温度が高い山なりの温度分布を持つ熱源を冷却する場合においては、中央の温度をより効率的に下げることができ、プレート全体を通して効率よく冷却することが可能であると考えられる。

おわりに

本研究では、CPUの発熱特性を考慮し、CPUを効率的に冷却できる同心円状マイクロチャネルプレートを設計、この同心円状マイクロチャネルプレートに冷媒として水を用いた熱伝達についての実験を行い、基礎的な伝熱特性を把握した。さらに、単純な構造である直線状マイクロチャネルプレートの同条件の実験結果を比較することで、同心円状マイクロチャネルプレートの伝熱促進について検討した。そのために、同心円状と直線状のアルミニウム製のマイクロチャネルプレートに冷媒として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、体積流量を200~450 ml/minの範囲で50 ml/min刻みで、発熱量を20~60 Wの範囲で10 W刻みで実験を実施し、次のような結論を得た。

- 同心円状マイクロチャネルプレートを使用することによってヒーター中央の温度を25℃程度に維持することができ、直線状マイクロチャネルプレートと比較した場合においても8~23℃ほど温度上昇を抑えることができ、効率的な冷却を行なえた。

- 熱伝達係数、質量流量、熱流束の関係を見た場合に、同心円状マイクロチャネルプレートでは、熱伝達係数は質量流量の上昇によらずに一定の範囲で分布したが、熱伝達係数と熱流束を比べた場合は、熱流束の上昇に伴って熱伝達係数がわずかではあるが上昇する傾向があることが分かった。
- 熱伝達係数は、同心円状マイクロチャネルプレートでは6~8 kW/m²Kとほぼ一定の値をとり、同発熱量・同流量時の直線状マイクロチャネルプレートの熱伝達係数と比較すると4倍ほど値が高いことが分かった。
- ヌセルト数は、同心円状マイクロチャネルプレートでは4~6の範囲に分布することが分かった。また、Peng & Petersonの実験相関式とは値としては近かったがヌセルト数とレイノルズ数に依存関係は無く定性的に異なることがわかった。

以上より、設計した同心円状マイクロチャネルがCPUに模した温度分布を持つヒーターを効率的に冷却できることを確認し、基礎的な伝熱特性を把握できた。今後は、CPUの発熱量は増大の方向にあるため、発熱量の実験範囲を拡大して実験を行う必要がある。また、体積流量の実験範囲も拡大することで同心円状マイクロチャネルプレートのより広域的な伝熱特性について調査する必要がある。さらに同心円状マイクロチャネルプレート内の局所温度を測定するなど、同心円状マイクロチャネルプレートの局所的な熱伝達特性についてのより詳細な調査が望まれる。

文 献

- 1) Hiremane R: ムーアの法則からインテルのイノベーションへ、予測を現実に(日本語訳). Technology @Intelマガジン, (2005)
- 2) M1 ProとM1 Maxが登場: Apple史上最もパワフルなチップ, URL: <https://www.apple.com/jp/newsroom/2021/10/introducing-m1-pro-and-m1-max-the-most-powerful-chips-apple-has-ever-built/>, (2021)
- 3) Proceedings of the Seventh International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, ASME 2019 17th ICNMM, June 23-26, 2019, St. Johns Convention Centre, St. John's (2019) Newfoundland, Canada (2009)
- 4) Peng X F and Peterson G P: Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in

- Microchannel Structures. *Int. J. Heat and Mass Transf.*, 39, (12), 2599-2608 (1996)
- 5) Qu W, Mala G M, Li D: Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels. *Int. J. Heat and Mass Transf.*, 43, 3925-3936 (2000)
- 6) Steinke M E, Kandlikar S G, Magerlein J H, Colgan E, Raisanen A D: Development of an Experimental Facility for Investigating Single-phase Liquid Flow in Microchannels. *the 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels*, ICMM2005-75070 (2005)
- 7) Steinke M E, Kandlikar S G: Single-phase heat transfer enhancement techniques in microchannel and minichannel flows. *the 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels*, ICMM2004-2328 (2004)
- 8) Harirchian T, Garimella S: Microchannel Size Effects on Local Flow Boiling Heat Transfer to a Dielectric Fluid. *Int. J. Heat and Mass Transf.* 51, 3724-3735 (2008)
- 9) Downing R S, Kojasoy G: Single and two-phase pressure drop characteristics in miniature helical channels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 535-546 (2002)
- 10) 都築宣嘉, 加藤恭義, 武藤康, 石塚隆雄, 宇多村元昭, 有富正憲: S 字型フィンを有するマイクロチャンネル熱交換器に関する Nusselt 数相関式. 日本原子力学会論文誌2010 年 9, (1), 13-20 (2010)
- 11) Nishimura Y, Okajima J, Oouchi T, Komiya A: Evaluation of forced convective boiling heat transfer with layered parallel microchannels. *Journal of Thermal Science and Technology* 15 (1), 01-13 (2020)
- 12) Yavatkar R, Tirumala M: Platform wide innovations to overcome thermal challenges. *Microelectronics Journal*, 39, 930-941 (2008)
- 13) Refporp, NIST Scientific and Technical Databases. URL: <http://www.nist.gov/data/index.htm>