

# 335 マイクロチューブ内気液二相流の熱伝達特性に関する研究 Heat Transfer Characteristics of Two Phase Flow in a Micro Tube

学 ○ 歌代 浩志 (東大院)      正 田頭 英悟 (東大院)  
正 長谷川 洋介 (東大工)   笠木 伸英 (東大工)   鈴木 雄二 (東大工)

Hiroshi UTASHIRO, Eigo TAGASHIRA, Yousuke HASEGAWA, Nobuhide KASAGI, and Yuji SUZUKI

Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo, 7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656, JAPAN

Heat transfer characteristics of two-phase slug flow without phase change in a 600 μm tube are examined. Since the contribution of the gas phase on heat transfer is negligibly small, we focus on the effects of the Reynolds number, and slug length on the Nusselt number inside liquid slug. It is found that the Nusselt number in liquid slug is independent of the Reynolds number, and increases with decreasing the slug length. These trends agree fairly well with previous numerical results. The present results suggest that the two-phase flow has a potential to achieve around 4 times larger heat transfer rate than single-phase flow, while heat transfer per unit pumping power is kept almost unchanged.

**Key words:** Gas-Liquid Two-Phase Flow, Heat Transfer, Micro Tube

## 1. 緒言

近年, CPU 等に代表される電子機器の発熱密度の増大に伴い, 高い伝熱特性を有する液冷機構が注目されている. 一般に液冷機構は, 単相流を用いるものと, 沸騰を用いるものに大別される. 沸騰を用いた冷却では, 比較的小さな圧力損失で, 高い伝熱性能が得られることが知られている. しかし, 微小領域における沸騰現象では, 過熱現象や非定常な脈動・逆流など, マイクロ特有の現象が生じるため, その予測や制御に大きな課題が残されている.

そこで本研究では, 相変化を伴わない二相流に着目する. 過去の研究<sup>1)</sup>により, 相変化の無い気液二相流の流動様式は, 入口の気液混合機構に支配され, 下流域では入口の流動様式が維持されることが分かっている. このため, 沸騰を伴う気液二相流に比べて, 流動様式の制御が極めて容易となる. また, 近年の数値解析結果<sup>2)</sup>では, 気泡に分断された液相スラグ内部に循環流が生じており, 液相の熱伝達を大きく促進することが示されている. しかし, 相変化を伴わない気液二相流伝熱特性の計測例は極めて少なく, 上記の数値計算結果を実験的に検証することが望まれる.

そこで, 本研究では細管内気液二相流の伝熱計測を行い, 流動様式と熱伝達率の関係を明らかにする. 更に, 総伝熱量, 及びポンプ動力あたりの伝熱量が最大となる流動様式について考察を行い, 実際の冷却デバイス設計の指針を得る事を目的とする.

## 2. 実験手法及び解析手法

### 2.1 実験装置

本研究で用いた実験装置を図1に示す. ガラス管内に水及び窒素の二相流を流し, 管外壁から加熱し, 熱伝達率及び圧力損失を計測した. ガラス管の内径/外径は 600/1000[μm]である. 入口流入部の気液混合部は二重管を用いた. 内管より窒素を導入し, その外側から水を導入した. 二重管の内管には2種類のステンレス管を準備し, 内径/外径はそれぞれ 100/200 と 300/400[μm]である. ガラス管外壁には透明導電膜 (ITO/Ag) を蒸着し, これに電圧を印可することで作動流体を一樣に加熱した. また ITO 膜の空気酸化を防止するために導電膜の上からパラキシレンをコーティングした. また ITO 膜は透明であり, 流動様式は管の外側から高速度カメラを用いて観察した.

実験条件は, 流動様式がスラグ流となり, かつ液相が相変化しないという二点を考慮し, 液相みかけ速度が 0.2~0.3[m/s], 気相みかけ速度が 0.1~0.47[m/s], 熱流束が 34000~38000[W/m<sup>2</sup>]とした.

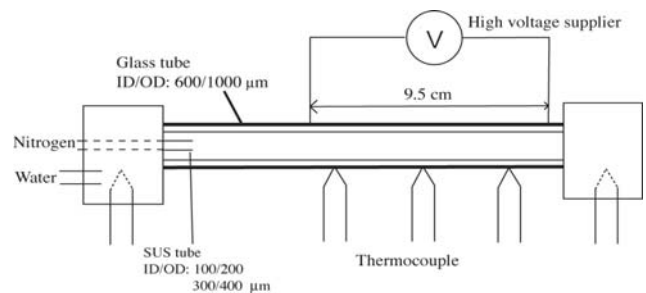


Fig. 1 Experimental apparatus

### 2.2 熱伝達率の算出

気液二相流の熱伝達率  $h$  は以下の様に定義される.

$$h = \frac{q}{\Delta T} = \frac{q}{T_{wall,in} - T_{bulk}} \quad (1)$$

尚, ここで  $q$  は熱流束,  $T_{wall,in}$  は内壁温度,  $T_{bulk}$  はバルク平均温度である. 導電膜による発熱から自然対流による熱損失を差し引くことで,  $q$  を求めた. また, 外壁温度を熱電対で計測し, 半径方向の一次元熱伝導方程式を解くことで  $T_{wall,in}$  を求めた.  $T_{bulk}$  は, 入口から計測地点までの間に流体に加えた総伝熱量から求めた. また, 二相流熱伝達実験では, 内壁温度とバルク平均温度の差が小さいため, 計測誤差が大きくなる傾向がある. そのため, 本実験では, 二相流ヌセルト数  $Nu_{TP}$  を単相流ヌセルト数に対する対比により評価した.

### 3. 相変化を伴わない気液二相流熱伝達のモデル化

気相部は液相部と比較し熱容量が十分小さいため, 二相流での熱伝達は液相部のみで起こると仮定した. この時, 二相流熱伝達率は液相熱伝達率と液相の体積割合の積として, 以下の様に表せる.

$$Nu_{TP} = \frac{L_{slug}}{L_{slug} + L_{bubble}} Nu_{slug} \quad (2)$$

ここで  $Nu_{TP} = hD/\lambda$  は二相流ヌセルト数,  $Nu_{slug}$  は液相ヌセルト数,  $L_{bubble}$ ,  $L_{slug}$  は高速度カメラの画像より見積もった気相長さ, 液相長さである. また,  $Re_{TP} = U_{TP}D/\nu$  は二相流レイノルズ数,  $U_{TP}$  は気相みかけ速度と液相みかけ速度の和,  $\nu$  は液の動粘性係数である. 尚, ヌセルト数, レイノルズ数の代表長さ  $D$  は内径とした. 液相のプラントル数は一定と仮定すると,  $Nu_{slug}$  は  $Re_{TP}$ ,  $L_{slug}$  に依存すると考えられる. そこで, 本研究では, 式(2)より  $Nu_{slug}$  を見積もり,  $Re_{TP}$ ,  $L_{slug}$  に対する依存性を調査した.

## 4. 結果

### 4.1 液相熱伝達率

実験より得られた  $Nu_{slug}$  を図2に示す。  $Nu_{slug}$  のレイノルズ数依存性は弱く、  $L_{slug}$  が減少するに従って  $Nu_{slug}$  が上昇した。これらの傾向は図3に示すによる数値解析結果<sup>[4]</sup>と定性的に一致している。前者の原因として、液スラグ内部に生じる循環流のレイノルズ数依存性が小さいこと、また後者の原因として、  $L_{slug}$  の減少に伴い、循環流が促進されることが考えられる<sup>[2]</sup>。

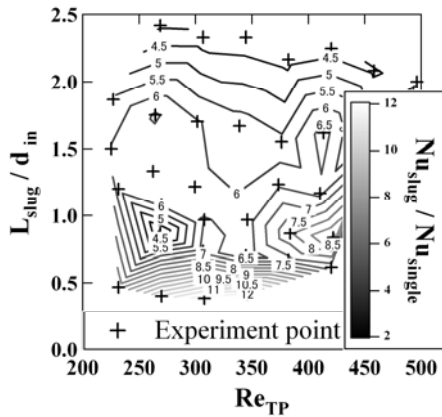


Fig. 2 Experimental result of liquid phase heat transfer

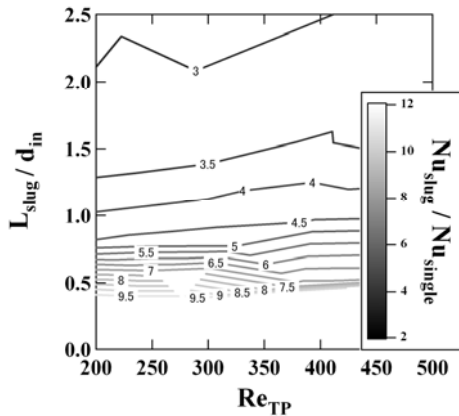


Fig. 3 Simulation result of liquid phase heat transfer

### 4.2 二相流ヌセルト数が最大となる流動様式

式(2)より、  $Nu_{slug}$  を一定と仮定すると、気相の体積割合が小さい程、  $Nu_{TP}$  は向上する。しかし、液相内部で循環流が生じるためには、気相により液スラグが分断される必要があるため、  $L_{bubble}$  の最適値は  $D$  と同程度となる。一方、  $Nu_{slug}$  は  $L_{slug}$  の減少と共に増加する(図2参照)ので、  $L_{bubble} = D$  の時、熱伝達が最大となる  $L_{slug}$  が存在する。本実験では、必ずしもこの条件を実現できてはいないが、今後、入口の気液混合機構を変化させることで実現できる可能性がある。

以上を踏まえて、図2で示した  $Nu_{slug}$  を用いて、  $L_{bubble} = D$  とした場合の  $Nu_{TP}$  を図4に示す。  $L_{slug}$  が管径の1.5~2倍のとき  $Nu_{TP}$  は最大値を取り、その値は単相流の4倍程度となることが分かる。

$L_{slug}$  が短い場合に  $Nu_{TP}$  が低い理由は、式(2)において、  $Nu_{slug}$  は大きいものの、液相割合が低下するためである。逆に、  $L_{slug}$  が長い場合は  $Nu_{slug}$  が低下するため  $Nu_{TP}$  が低下すると考えられる。

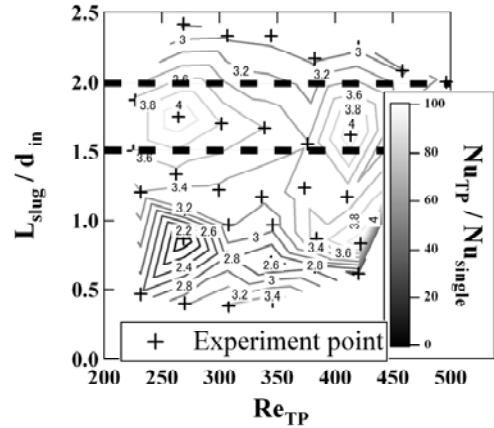


Fig. 4 Two-phase nusselt number

### 4.3 ポンプ駆動力あたりの熱伝達率

ポンプ駆動力あたりの熱伝達率について単相流との比較を図5に示す。気相の割合が低い場合、ポンプ駆動力あたりの熱伝達率が上昇することがわかる。これは、熱伝達率の低い気相部分の割合が小さくなると同時に、ポンプ駆動力も小さく済むためである。

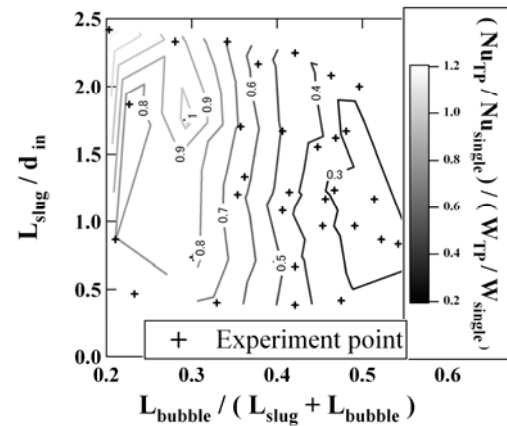


Fig. 5 Heat transfer coefficient over pumping power

## 5. 結論

本研究ではマイクロチューブ内における相変化を伴わない気液二相流の伝熱に関して以下の知見を得た。

1. 液相ヌセルト数はレイノルズ数に対する依存性は弱い。また液相長さが短い程、液相ヌセルト数は上昇する。
2. 二相流全体のヌセルト数が最大となる流動様式は気相長さが管径と同程度で、液相長さが管径の1.5倍~2倍のときであり、そのときの熱伝達は単相流の約4倍である。
3. 上記の条件において、ポンプ駆動力あたりの伝熱量は、単相流と同程度の値となる。一般に、単相流では管径を小さくすることで伝熱量を増加できるが、ポンプ駆動力はそれ以上に増大する。一方、二相流では、ポンプ動力あたりの伝熱量を保ちつつ、伝熱量を促進できるため、この点で単相流より優れた冷却方式と言える。

### 参考文献

- [1]Hayashi et al., ASME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference, HT-2007-32916, 8pp, (2007).
- [2]Taylor et al., J. of Fluid Mechanics Digital Archive, **10**, 161-165, (1961).
- [3]Kawahara et al., Int. J. of Multiphase flow, **28**, 1411-1435, (2002).
- [4]He and Kasagi, 日本伝熱シンポジウム, **45**, 569-570, (2008).