

# 単一細管内沸騰二相流の熱伝達係数に対する力の支配領域の特定に関する実験的研究

九州大学 馬場宗明、澤田健一郎、大田治彦

北九州市立大学 井上浩一、兵庫県立大学 河南治、神戸大学 浅野等

## Experimental Study on the Boundaries of Dominant Force Regimes for Flow Boiling Heat Transfer in a Single Mini-tube

Soumei Baba<sup>1</sup>, Kenichiro Sawada<sup>1</sup>, Koichi Inoue<sup>2</sup>, Osamu Kawanami<sup>3</sup>, Hitoshi Asano<sup>4</sup> and Haruhiko Ohta<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395,

<sup>2</sup>University of Kitakyushu, <sup>3</sup>University of Hyogo, <sup>4</sup>Kobe University

E-Mail: s\_baba@aero.kyushu-u.ac.jp

**Abstract:** Recent increase in the size of space platforms requires the management of larger amount of waste heat under high heat flux conditions and the transportation of it along a long distance to the radiator. Flow boiling applied to the thermal management system in space attracts much attention as promising means to realize high-performance heat transfer and transport because of large latent heat of vaporization. In the present paper, effects of tube orientation on flow boiling heat transfer characteristics was investigated for FC72 flowing in a 0.51mm-diameter single mini-tube. In the entire range of tested mass velocity, heat transfer coefficients were influenced by vapor quality even under low vapor quality conditions in both of vertical upward and vertical downward flows. The boundary between the body force dominated and the inertia force dominated regimes was given by Froude number as  $Fr = 5$ , while the boundary between the body force dominated and the surface tension dominated regimes was deduced to be the relation by Bond number  $Bo < 0.51$ .

**Key words;** Flow boiling, Two-phase flow, Heat transfer, Minichannel, Microchannel

### 1. 緒言

宇宙機や宇宙用プラットフォームの大型化・大容量化に伴い、排熱量の増大とラジエータまでの熱輸送距離の増大、また搭載電子機器の高性能化、集積化による高発熱密度への対応が急務となっている。これに対応して宇宙への適用が考えられている沸騰二相流を用いた排熱システムは、潜熱輸送が主体であることから高効率の排熱システムの実現が可能となり、単相流体ループと比べて、コールドプレートの小型化、液体充填量および液体流量の低減、圧力制御による熱負荷変動への追従性の確保、熱輸送過程での温度降下によるラジエータ放熱能力の低下を最小に抑えられるなど、いくつかの利点を持つ。

微少重力環境下では、二相流体に働く浮力の影響が小さくなり、相対的に表面張力の影響が顕在化するため、流動特性や熱伝達特性などの基本特性が地上とは異なることが予想される。また地上においても、小流路径や高質量速度の場合では一般にそれぞれ表面張力、慣性力の影響が強まるため、相対的に重力の影響は低下する。重力の影響が消滅する条件下で宇宙用排熱システムを設計・開発することができれば、地上での試験のみで微少重力環境下での性

能予測が可能となるため、信頼性の向上や開発コストの削減につながる。しかし沸騰二相流に対して重力（浮力）の影響が消滅する条件は明らかになっておらず、沸騰二相流に対する力の支配領域の境界を解明することが必要となる。

小径の管や矩形チャンネルにおける強制流動沸騰に関する研究はこれまでに多く行われている。Kew-Cornwell(1997)<sup>[1]</sup>は離脱気泡径と管内径を考慮した Confinement number:  $Co$  を定義し、 $Co > 0.5$  を満たすものはマイクロチャンネルであるとし、通常管とは異なる熱伝達特性が表れるとしている。Kandlikar-Grande(2003)<sup>[2]</sup>は水力直径  $d_h$  のみを用いて、 $d_h > 3\text{mm}$  は通常管、 $200\mu\text{m} < d_h < 3\text{mm}$  はミニチャンネル、 $10\mu\text{m} < d_h < 200\mu\text{m}$  はマイクロチャンネルであると定義している。Saitoh ら(2005)<sup>[3]</sup>は管内径 0.51、1.12、3.1mm の単一円管で水平流の強制流動沸騰実験を行った。管内径が小さくなるに伴い高乾き度域における二相強制対流熱伝達の特徴である質量速度依存性は消滅し、またドライアウトによる熱伝達係数の急激な低下はより低い乾き度から始まるようになると報告している。Lin ら(2003)<sup>[4]</sup>は管内径 1mm の単一円管で垂直上昇流の強制流動沸騰実験を行った。低熱流束下

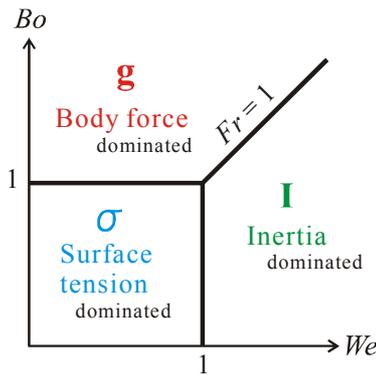


Fig. 1 Dominant force regimes.

では乾き度  $x < 0.4$  において乾き度の増加に伴い熱伝達係数は増大したが、高熱流束下では低乾き度域から乾き度の増加とともに熱伝達係数は緩やかに低下すると報告している。Thome ら(2004)<sup>[5]</sup>はこの傾向に関する細管内の沸騰二相流熱伝達モデルとして、液体スラグ、気泡（液膜あり）、気泡（液膜なし）が周期的に流れる三領域モデルを提案した。

これまでの実験を見る限り、報告される熱伝達特性は定性的にも研究者間で異なっており、未だ統一された結論が得られていない。細管を用いた実験は流量変動が生じ易く、入口流速を一定に保ちながら精度の高いデータの取得が困難であることも一つの原因であると考えられる<sup>[6]</sup>。

そこで本研究では、実験精度にとくに留意しながら単一細管を用いた強制流動沸騰の実験を行い、流路姿勢を変更することにより、熱伝達係数に及ぼす重力の影響について調べた。単一細管を用いたのは、並列流路での気液挙動の流路間相互干渉などの副次的な影響を排除し、重力の影響を精度よく検証するためである。また実験結果をふまえて強制流動沸騰の熱伝達係数における力の支配領域の境界について検討した。

## 2. 力の支配領域による整理法

管内流れで二相流体に働く力として一般に、慣性

力、体積力、表面張力が考えられている。ここでは各力の支配条件や領域を考えるに際し、気液二相流に対して以下のような無次元数の定義を試みた。

$$Bo = \frac{(\rho_l - \rho_v) g d_i^2}{\sigma} \quad (1)$$

$$We = \frac{\rho_m u_m^2 d_i}{\sigma} = \frac{G^2 d_i}{\rho_m \sigma} \quad (2)$$

$$Fr = \sqrt{\frac{We}{Bo}} = \frac{G}{\sqrt{\rho_m (\rho_l - \rho_v) g d_i}} \quad (3)$$

$$\rho_m = \frac{1}{\left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)} \quad (4)$$

ここに、 $g$ : 重力加速度[m/s<sup>2</sup>]、 $d_i$ : 管内径[m]、 $\sigma$ : 表面張力[N/m]、 $G$ : 質量速度[kg/m<sup>2</sup>s]、 $\rho_l \cdot \rho_v$ : 液相・気相密度[kg/m<sup>3</sup>]、 $\rho_m$ : 平均密度[kg/m<sup>3</sup>]、 $x$ : 乾き度である。ボンド数  $Bo$  は体積力と表面張力の比を、ウェーバー数  $We$  は慣性力と表面張力の比を、またフルード数  $Fr$  は慣性力と体積力の比を表している。これらの無次元数を用いた整理法として、Fig. 1 に示すような  $Bo$  と  $We$  を軸にとった力の支配領域図を考える。体積力支配域では重力レベルや流路姿勢の影響が顕著となる。また、慣性力支配域では質量速度や乾き度の影響が強くなり、表面張力支配域では重力、質量速度、乾き度が及ぼす影響が小さくなる。

## 3. 実験装置および方法

試験ループを Fig. 2 に示す。開ループとなっており、シリンジポンプから吐出された流体はフィルタ、流量変動計測部、流量変動抑制用バルブを通り、テストセクションへと流れ、出口に設置されているタンクへと排出する。このタンクはテストセクションの容積より十分大きく、系圧力を調整することができる。テスト管全体をアクリル製真空容器内に設置し、自然対流による外部への熱損失を防いでいる。細管を用いた強制流動沸騰においても、その基本的な熱

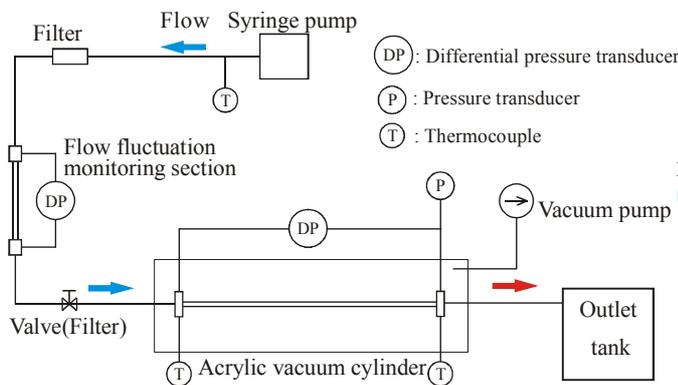


Fig. 2 Experimental apparatus.

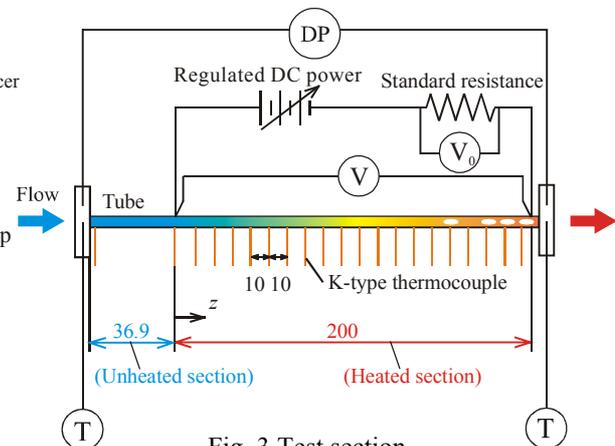
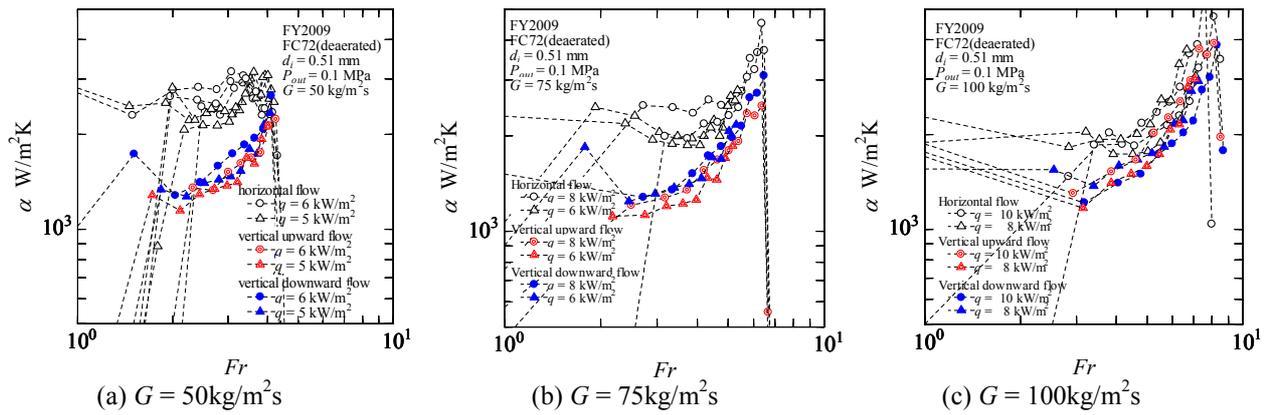


Fig. 3 Test section.

(a)  $G = 50\text{kg/m}^2\text{s}$ (b)  $G = 75\text{kg/m}^2\text{s}$ (c)  $G = 100\text{kg/m}^2\text{s}$ 

Tube inner diameter	$d_i = 0.51\text{mm}$
Tube outer diameter	$d_o = 0.81\text{mm}$
Mass velocity	$G = 50 - 200\text{kg/m}^2\text{s}$
Test fluid	FC72(deaerated)
Outlet pressure	$P_{out} = 0.10\text{MPa}$
Heated length	$L = 200\text{mm}$
Heat flux	$q = 5 - 20\text{kW/m}^2$
Flow direction	Horizontal Vertical upward Vertical downward
Material of the test tube	SUS304

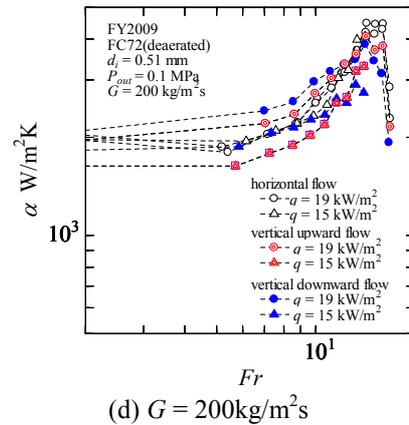
(d)  $G = 200\text{kg/m}^2\text{s}$ 

Fig. 4 Heat transfer coefficient versus Froude number.

流動特性を把握して通常管と比較するためには、気泡の上流側成長に伴う流量変動を抑制してテストセクション入口流量を一定に保つ必要がある。このために、ポンプへの要求事項として、(1)微小流量を安定に実現可能であること、(2)吐出圧が大きくテストセクション上流部での流動変動低減用抵抗による圧損をカバーできること、(3)ポンプ動作原理において流量変動が小さいこと、の3要求を満たす必要がある。本研究ではシリンジポンプ (PHD4400、Harvard社) を使用し実験を行った。Fig. 3 にテストセクションの詳細を示す。テスト管は管内径 0.51mm、外径 0.81mm のステンレス製単一円管で、直流電源により直接通電することで加熱を行った。試験流体に加わった実効加熱量は、電気入力値から求められる発熱量から、あらかじめ検定された熱損失量を減じて求めた。テスト管外壁には 21 本の K 型極細熱電対がハンダ付けされており、軸方向管外壁温度分布が測定可能である。テスト管入口・出口での流体温度は流路内に挿入されたシーズ熱電対で測定した。また、熱電対位置での局所熱伝達係数  $\alpha[\text{W/m}^2\text{K}]$  は式(5)により算出した。

$$\alpha = \frac{q_{liq}}{T_{w,i} - T_f} \quad (5)$$

ここに、 $q_{liq}$ : 流体に伝わる実効熱流束  $[\text{W/m}^2]$ 、 $T_{w,i}$ : 管内壁温度  $[\text{°C}]$ 、 $T_f$ : 流体温度  $[\text{°C}]$  である。管軸方向の流体温度分布は、テスト管入口温度とテスト管壁面の熱電対位置間での個々の加熱量に基づく熱バランスから算出した顕熱による温度上昇と、テスト管出口における圧力とテスト管入口、出口の差圧から推定した管内圧力分布に対応する飽和温度から推定した。実験条件を Table 1 に示す。試験流体の FC72 は十分に脱気し、テスト管出口での圧力が  $P_{out} = 0.10\text{MPa}$  となるように出口タンク内圧力を調整した。実験は質量速度  $G = 50 - 200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、付与熱流束  $q = 5 - 20\text{kW/m}^2$  の範囲において、水平・垂直上昇・垂直下降の3通りの流路姿勢で行った。

#### 4. 実験結果および考察

Fig. 4 は  $G = 50, 75, 100, 200\text{kg/m}^2\text{s}$  におけるフルード数  $Fr$  と熱伝達係数  $\alpha$  の関係について姿勢および付与熱流束を変化させて示したものである。垂直上昇流および下降流ではいずれの質量速度においても、低乾き度域も含めた全乾き度範囲において熱伝達係数の乾き度依存性が見られた。通常管の高乾き度域では環状流に対して二相強制対流熱伝達が支配的となり、乾き度の増加とともに熱伝達係数が増大するのに対し、本実験のような低質量速度下の低乾き度

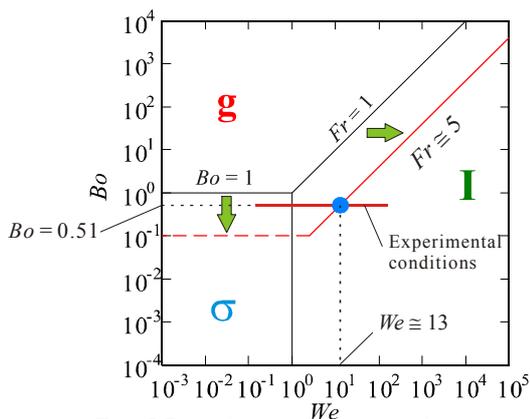


Fig. 5 Boundary transition on dominant force regime map.

域では核沸騰支配となって熱伝達係数に及ぼす乾き度の影響がほぼ消滅するのが通常である。この点において低乾き度域では細管と通常管との定性的な差異が見られる。また本実験では全乾き度範囲において熱流束による熱伝達係数の差異が認められるが、熱流束に対する傾向が必ずしも一貫しておらず、現段階ではデータのバラツキによる影響も大きいものと解釈している。

これに対し、水平流の場合には低乾き度 ( $G = 100\text{kg/m}^2\text{s}$ )、中乾き度以下 ( $G = 75\text{kg/m}^2\text{s}$ ) で熱伝達係数が一定となる傾向が認められ、通常管の核沸騰支配による熱伝達係数の傾向に一致する。また、 $G = 50\text{kg/m}^2\text{s}$  では全乾き度域において乾き度依存性は明確に認められない。しかし、 $G = 200\text{kg/m}^2\text{s}$  では低乾き度域において乾き度の増加とともに熱伝達係数が増大する傾向を示しており、垂直上昇流および下降流との差異はない。これら質量速度の違いによる傾向の変化も通常管とほぼ一致している。

これらの結果をもとに  $Fr$  について考えると、おおむね  $Fr < 5$  では水平流の熱伝達係数に乾き度依存性がないものと見なすことができる。またこの領域では熱伝達係数に対して流路姿勢の影響があるため、少なくとも体積力の影響が強いと考えられる。低  $Fr$  域すなわち低乾き度かつ低質量速度で比較した場合、垂直流では気泡まわりの液膜厚さは管内面の周方向にほぼ均等に分布するのに対し、水平流では重力の影響により気泡に浮力が働くことで偏りが生じ、管頂部での液膜厚さが薄くなる。このため低  $Fr$  域においては、管頂部での熱伝達の寄与により水平流が垂直流と比べ高い熱伝達係数となったと推測される。一方、高乾き度または高質量速度になると  $Fr$  の増加に伴い慣性力支配となり、重力の影響が相対的に小さくなるため、水平流においても液膜厚さの分布は均等になっていく。したがって高  $Fr$  域では垂直流と水平流の熱伝達係数に差異が見られなくなったもの

と考えられる。

Fig. 5 中に本実験条件範囲を太実線で示す。本実験で採用した管内径  $0.51\text{mm}$  に対して  $Bo = 0.51$  が対応しており、 $Fr < 5$  では体積力支配域となるので、体積力支配域と表面張力支配域との境界は  $Bo < 0.51$  の範囲に存在することが予測される。

## 5. 結論

細管内強制流動沸騰熱伝達特性に対する重力の影響を調べるために、3通りの流路姿勢で管内径  $0.51\text{mm}$  の単一細管について FC72 を用いた実験を行い、以下の結論を得た。

- (i) 垂直上昇流・下降流では質量速度の大小に関係なく低乾き度域においても熱伝達係数の乾き度依存性がみられた。
- (ii) 水平流では通常管と同様に、低乾き度域において熱伝達係数の乾き度依存性がみられなかった。
- (iii) 体積力支配域と慣性力支配域の境界がおおむね  $Fr = 5$  で表わされること、また体積力支配域と表面張力支配域の境界が  $Bo < 0.51$  の範囲（境界値は未定）に存在することを確認した。

## 参考文献

- [1] P.A. Kew, K. Cornwell, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997) 705-715
- [2] S.G. Kandlikar, W.J. Grande, Evolution of microchannel flow passages - thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering* 24 (2003) 3-17
- [3] S. Saitoh, H. Daiguji, E. Hihara, Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 4973-4984
- [4] S. Lin, P.A. Kew, K. Cornwell, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 51-56
- [5] J.R. Thome, V. Dupont, A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 3375-3385
- [6] 渡辺圭, 安藤麻紀子, 伊藤祐太, 井上浩一, 大田治彦, 極細円管内強制流動沸騰熱伝達特性の実験的研究(流量変動の影響), *日本伝熱シンポジウム*, 44 323 (2007) 34