

## 微細気泡注入による層流自然対流場の伝熱促進\*

北川 石 英<sup>\*1</sup>, 小 菅 桂 太<sup>\*2</sup>  
内 田 健 司<sup>\*2</sup>, 萩 原 良 道<sup>\*1</sup>

## Heat Transfer Enhancement for Laminar Natural Convection due to Micro-bubble Injection

Atsuhide KITAGAWA<sup>\*3</sup>, Keita KOSUGE,  
Kenji UCHIDA and Yoshimichi HAGIWARA<sup>\*3</sup> Department of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology,  
Goshokaido-cho, Matsugasaki, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8585 Japan

A micro-bubble injection is one of the most promising techniques of enhancing the heat transfer for laminar natural convections of liquid. However, flow and heat transfer structures for laminar natural convections of water with micro-bubbles have not yet been fully understood. The purpose of this study is to clarify the effects of the micro-bubble injection on the laminar natural convection of water along a vertical heated plate using thermocouples and a Particle Tracking Velocimetry (PTV) technique. The experimental results show that the heat transfer coefficients with micro-bubble injection are higher compared with those without micro-bubble injection as the bubble flow rate increases or the wall heat flux decreases. It is concluded from the velocity measurements that the heat transfer enhancement for the laminar natural convection results from the significant increases in the liquid mean rise velocities and the liquid RMS velocities due to micro-bubble injection.

**Key Words:** Natural Convection, Multiphase Flow, Micro-Bubble, Particle Tracking Velocimetry

## 1. 緒 言

鉛直加熱平板における自然対流熱伝達<sup>(1)~(3)</sup>は、さまざまな伝熱機器における加熱・冷却手段として幅広く利用されている。このため、自然対流熱伝達の大幅な促進は、伝熱機器の高効率化・小形化・コスト削減に寄与し、さらにはエネルギーの有効活用に伴う地球規模での環境問題にも貢献する。

液体中の加熱壁面に沿う自然対流熱伝達を促進させる方法として、現在までに、ガス気泡注入法の利用が提案されている。Tamariら<sup>(4)</sup>は、水およびエチルアルコール中に置かれた鉛直平板における層流自然対流熱伝達に対して、空気気泡注入の影響を実験的に調査した。その結果、注入気泡流量の増加、もしくは熱流束の低下とともに、気泡注入時の熱伝達率が单相時のそれよりも高くなることを明らかにした。また、気泡注入ノズルと加熱平板との距離が短くなるにつれて、熱伝達率の増加が顕著になることを示した。Tokuhiraら<sup>(5)</sup>は、水銀中に置かれた鉛直平板におけ

る層流・乱流自然対流熱伝達に対して、窒素気泡注入の影響を実験的に調査した。その結果、熱流束が低い層流の場合には、気泡注入時の熱伝達率が单相時のそれよりも2~3倍程度高くなるのに対し、熱流束が高い乱流の場合には、熱伝達率の増加傾向が顕著でないことを示した。彼らは、この層流・乱流状態における熱伝達率の増加割合の差が温度境界層厚さに起因するものとした。

以上の背景に鑑み、著者らは、液体中の加熱平板自然対流熱伝達を効率よく促進させる方法として、近年、機械・化学・船舶・医療の分野で非常に盛んに研究が行われている微細気泡<sup>(6)~(8)</sup>の利用を提案する。ここで用いる微細気泡の径は数百 $\mu\text{m}$ であることから(上述した空気気泡の径よりも十分に小さい)、多くの場合で温度境界層厚さよりも小さく、境界層内での停滞時間が長い。このため、壁面近傍で作動液体との局所的相互干渉が大きくなり、その結果として、低気泡注入量で加熱面における運動量・熱輸送を大幅に向上させる可能性を有する。しかしながら、現在までに微細気泡を含んだ自然対流場の温度・速度に関する包括的研究例は見せず、その流動構造および熱伝達機構は十分には理解されていない。

本研究では、層流自然対流熱伝達に対する微細気泡

\* 原稿受付 2007年3月15日。

<sup>\*1</sup> 正員, 京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科(☎606-8585 京都市左京区松ヶ崎御所海道町)。<sup>\*2</sup> 京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科。

E-mail: kitagawa@kit.ac.jp

注入の影響を実験的に明らかにすることを目的としている。具体的には、伝熱面の温度計測に熱電対を、液相速度計測に PTV (Particle Tracking Velocimetry) を用い、微細気泡の注入に伴う熱伝達率および流動構造の変化を調査する。なお、作動液体には水道水を用い、微細気泡は水の電気分解により、水素気泡として生成する。ここで、水素気泡生成時の発熱は、速度・温度境界層に対する外乱となることが予想されるため、微細気泡発生部の温度制御には細心の注意を払う。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置 実験装置の概略図を図1(a)に示す。装置は透明アクリル製容器、伝熱板、微細気泡発生装置、低温循環恒温水槽(アズワン: LTB-250)、可変直流安定化電源(高砂製作所: EX-375 H)から構成される。容器の寸法は、高さ1000 mm, 幅140 mm, 奥行き150 mm, 厚さ10 mmである。微細気泡発生装置を容器底部に設置し、伝熱板を容器側壁に平行に密着させた。伝熱板および気泡発生装置の詳細はそれぞれ、2.2節および2.3節で記述される。

容器上部まで20.0°Cの水道水を注入し、水の温度を一樣化するためにかくはんした。その後、10 min程度放置することで乱れの減衰を図った。座標軸の方向は、上向きに  $x$  ( $x=0$ : 加熱開始点), 壁垂直方向に  $y$  ( $y=0$ : 伝熱板表面), 手前方向に  $z$  ( $z=0$ : 伝熱板中央)とした。

2.2 伝熱板 伝熱板の概略図を図1(b)に示す。伝熱面を等熱流束条件で加熱するために、短冊状のステンステープ(SUS 304: 長さ165 mm, 幅25 mm,

厚さ0.02 mm)を0.3 mmの間隔で、アクリル板1(高さ1000 mm, 幅149 mm, 厚さ20 mm)の表面に張り付けた。銅線を用いてステンステープを直列に接続し、可変直流安定化電源により通電加熱した。漏電を防ぐために、伝熱面全体を厚さ25  $\mu$ mのカプトンテープで完全に覆った。また、ステンステープの接続部を伝熱面裏側にすることで流れへの影響を抑えた。さらに、アクリル板2(厚さ5 mm)をアクリル板1とアクリル板3(厚さ5 mm)で挟むことにより空気の層を設け、伝熱板裏側からの熱の漏れを防止した。ステンステープの表面温度を計測するために、熱電対を伝熱板裏面に設けた穴(縦3 mm, 横20 mm)から差込み、ステンステープ表面に接着させた。その後、水の浸入を防ぐため、穴をシリコンシーラントで完全にふさいだ。なお、加熱開始位置は気泡注入位置から50 mm下流とした。

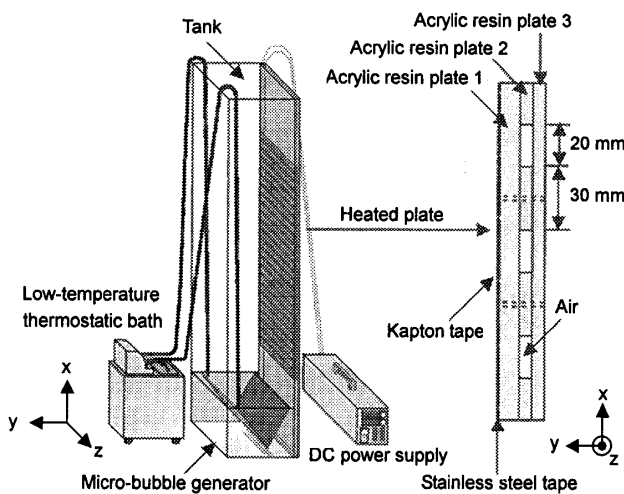
2.3 気泡発生方法および微細気泡発生装置 本研究では、水を電気分解することにより、微細水素気泡を発生させた。電気分解による微細気泡生成の利点は、(1)壁近傍で気泡生成が可能であること、(2)気泡生成量が微調整可能であること、である。単位時間当たりに発生する水素気泡の物質質量  $n_H$  はファラデーの法則から式(1)となる。

$$n_H = \frac{I}{2F} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $I$ は電極に流れる電流値、 $F$ はファラデー定数( $9.65 \times 10^4$  A $\cdot$ s/mol)である。よって、気泡発生量  $Q$ は気体の状態方程式を用いて式(2)から算出される。

$$Q = \frac{n_H R_0 T_0}{p} = \frac{IR_0 T_0}{2Fp} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $R_0$ は気体定数、 $T_0$ は周囲液体温度、 $p$ は圧力であり、それぞれの値を  $R_0 = 8.31 \times 10^9$  Pa $\cdot$ mm<sup>3</sup>/(K $\cdot$ mol),  $T = 293$  K,  $p = 1.11 \times 10^5$  Paとした。以下では、便宜的に、気泡発生量を気泡注入量と呼ぶ。



(a) Experimental apparatus (b) Heated plate  
Fig. 1 Schematic diagram of the apparatus

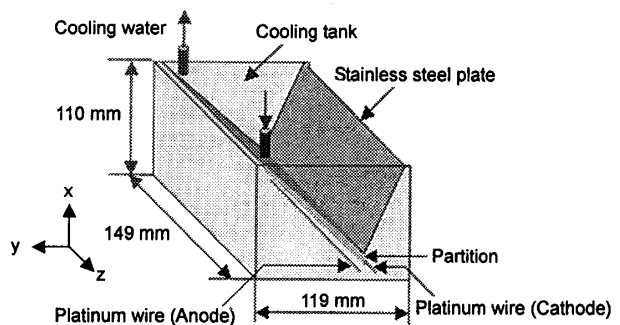


Fig. 2 Schematic diagram of the micro-bubble generator

図2に微細気泡発生装置の概略図を示す。装置は、透明アクリル板(厚さ8mm)、ステンレス板(厚さ0.4mm)、2本の白金線(長さ100mm、線径50 $\mu$ m)から構成される。電源には可変直流安定化電源(松定プレジジョン:PK-80M)を使用した。白金線電極は装置下部に設置された。ここで、アノードから発生する塩素気泡は伝熱板表面の腐食の要因となるため、電極間に仕切板を設けることにより、塩素気泡の計測部への進入を防止した。装置上部のアクリル板とステンレス板で囲まれる部分を冷却タンクとし、低温循環恒温水槽より断熱チューブを通して20.0 $^{\circ}$ Cに設定した冷却水を供給した。これにより、水素気泡および気泡周囲の液体は、ステンレス板に沿って上昇する際に冷却水と熱交換を行うため、結果的に電極における発熱の影響が小さくなる。気泡発生装置の温度制御は2.4節で記述される。ステンレス板表面を#60のサンドペーパーで磨くことにより親水性を高め、気泡が滑りやすいようにした。微細気泡発生装置の気泡出口は、 $y=2.4$ mmの位置とした。なお、気泡の発生は、伝熱面加熱開始から390s後に行い、その発生時間を90sとした。

**2.4 微細気泡発生装置の温度制御** 水の電気分解により気泡を発生させる場合、電極で生じる発熱は温度・速度計測に影響を与える。上述したように、実験では、電極における発熱を抑えるために、電極上部に冷却タンクを設置した。そこで、この冷却方法の信頼性を確認するために予備実験を行った。先端がカプトンテープにより絶縁されたK形熱電対(アンペエスエムティ:先端素線径100 $\mu$ m)および高速データアキュイジションユニット(横河電機:MX100)を用いて、気泡発生装置の気泡出口付近における液体温度を計測した。K形熱電対の温度分解能は、 $\pm 0.125^{\circ}$ Cである。図3に各食塩濃度 $\gamma$ に対する気泡発生量と液体温度との関係を示す。ここで、食塩濃度は、水の物性値の

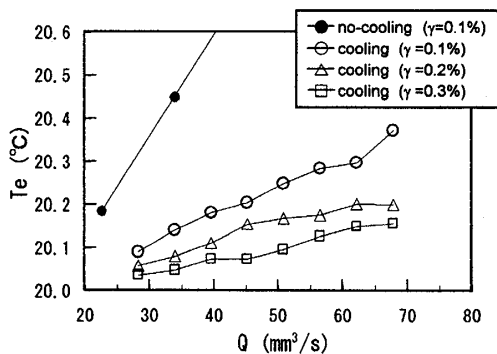


Fig. 3 Temperature control of the micro-bubble generator

変化が無視できる、 $\gamma=0.3\%$ を上限とした。また、液体温度は気泡発生開始から60~90sでの平均値とした。図3より、冷却タンクを使用することにより、気泡の発生に伴う発熱が大幅に低減されることがわかる。また、その低減効果は、食塩濃度の増加とともに顕著となる。特に、 $Q=34\sim 57$ mm $^3$ /sの範囲内において、 $\gamma=0.3\%$ の場合における液体温度の上昇は最大でも0.1 $^{\circ}$ C程度であるため、発熱の影響は無視できる。上記の結果を考慮し、本研究では、気泡注入量を $Q=34, 45, 57$ mm $^3$ /sの3条件とした。

**2.5 実験条件** 表1に温度計測および速度計測に対する実験条件を示す。表1中の $q_w$ は伝熱面における熱流束であり、算出方法は3.2節で説明される。

3. 温度計測手法

**3.1 温度計測システム** 温度計測システムの概略図を図4に示す。温度計測には、K形熱電対および高速データアキュイジションユニットを使用した。本ユニットはコンピュータに接続されており、測定データのモニタリングと取得が可能である。本研究では、加熱開始点から $x=70, 170$ mmの位置での局所伝熱面温度 $T_w$ と伝熱板遠方での液体温度 $T_{\infty}$ を同時に計測した。また、サンプリング周波数を5Hzとし、温度計測時間を480sとした。なお、熱電対の検定は恒温水槽を用いて行った。

**3.2 熱伝達率の算出方法** 計測領域における局所熱伝達率 $h_x$ は、式(3)から求めた。

$$h_x = \frac{q_w}{T_w - T_{\infty}} \dots\dots\dots (3)$$

Table 1 Experimental conditions

Ambient liquid temp.	20.0 $\pm$ 0.1 $^{\circ}$ C
Bubble flow rate	$Q = 34, 45, 57$ mm $^3$ /s
Wall heat flux	$q_w = 533, 947, 1480$ W/m $^2$
Measurement position	$x = 70, 170$ mm

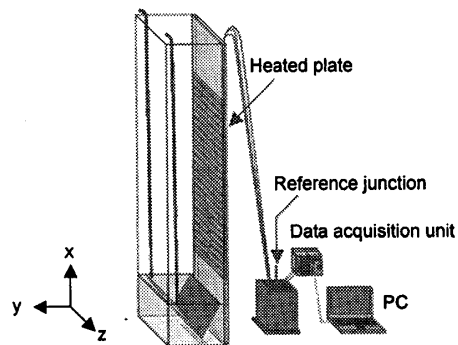


Fig. 4 Schematic diagram of the temperature measurement system

ここで、熱流束  $q_w$  は次式から算出される。

$$q_w = \frac{RI^2}{A_{st}} = \frac{\rho l I^2}{SA_{st}} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $R$  はステンステープの電気抵抗であり、 $A_{st}$  はステンステープの表面積である。また、 $S$ 、 $l$ 、 $\rho$  はそれぞれ、ステンステープの断面積、長さ、比電気抵抗である。なお、比電気抵抗は、予備実験から、 $\rho = 7.4 \times 10^{-7} \Omega \cdot m$  であると見積もられた。ここで、実験での温度範囲は  $20 \sim 25^\circ C$  であるため、比電気抵抗の温度変化は十分に小さく、無視できる。

#### 4. 速度計測手法

**4.1 液相速度・気泡位置計測方法** 本研究では、液相速度の計測に PTV<sup>(9)</sup> を適用した。また、トレーサ粒子と気泡界面での散乱光を正確に識別するため、トレーサ粒子には蛍光粒子を用いた(粒子濃度：125 ppm)。本実験では、粒径が  $60 \mu m$  で比重が 1.02 の多孔質粒子(三菱化学：SP 20 SS)に Rhodamine B( $\lambda = 580 \text{ nm}$ )染料を吸着させて蛍光粒子を作製した。また、気液界面を鮮明に得るために、SIT(Shadow Image Technique)法<sup>(9)</sup>を用いた。本計測手法の特徴は、1台のカラーカメラを用いることにより、液体トレーサ粒子および気泡群の同時刻の情報が取得でき、かつ計測断面に存在する気泡を容易に検出できることである。

**4.2 速度計測システム** 計測システムの概略図を図5に示す。液相速度および気泡重心位置の計測を行うために、カラー CCD カメラ(IMPERX：VGA 210-LC)を用いた。蛍光粒子の励起光源には、Nd：YVO<sub>4</sub> レーザ(JENOPTIK： $\lambda = 532 \text{ nm}$ )を使用した。一方、気泡の撮影のための光源には青色 LED 群(イマック： $\lambda = 480 \text{ nm}$ )を用いた。レーザ光は、1枚のシリンダリカルレンズを用いて拡大させ、スリットによって厚さ約  $2 \text{ mm}$  のシート状にし、伝熱板と垂直に照射された。一方、青色 LED 群は CCD カメラの

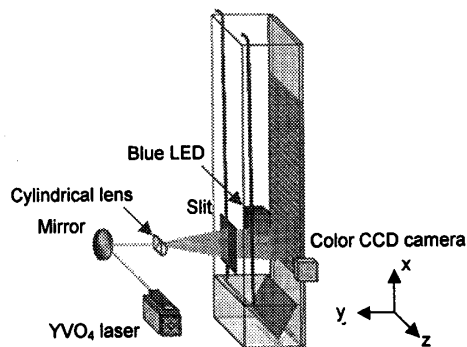


Fig. 5 Schematic diagram of the velocity measurement system

対面から照射された。これより、気泡像は投影像として取得された。計測位置は  $x = 70, 170 \text{ mm}$ 、 $z = 0 \text{ mm}$  であり、計測面は  $x$ - $y$  断面である。カメラにより撮影された画像は、直接コンピュータに送信され、サイズ  $600 \times 300 \text{ pixels}$ 、256 階調のデジタル画像として保存された。カメラの露光時間およびフレームレートは、 $0.001 \text{ s}$ 、 $150 \text{ fps}$  とした。計測領域は  $13.8 \text{ mm} \times 6.9 \text{ mm}$  であり、空間解像度は  $23 \mu m/\text{pixel}$  であった。

#### 4.3 画像処理

**4.3.1 液相速度の算出方法** 気泡注入による流れの変化を詳細に理解するには、気泡近傍や気泡間の液相速度を高精度で算出する必要がある。このため、液相速度算出には細心の注意を払った。液相速度を算出するための画像処理手順を以下に示す。

(1) 蛍光トレーサ粒子からの蛍光発光波長領域は赤色域であるため、カラー画像を分解して得られる Red 画像を用いる。Red 画像に対して、粒子マスク関法<sup>(10)</sup>を適用し、粒子重心位置を算出する。

(2) (1)で算出した粒子重心位置データの中には、気泡像と重なる粒子に対して得られたものも含まれる。重なり粒子の重心位置は気泡界面での反射や屈折の影響を受けている可能性があるため、気泡画像を用いて除去する。

(3) 速度こう配テンソル法<sup>(11)</sup>を用いて個々のトレーサ粒子の速度ベクトルを算出する。本アルゴリズムは速度こう配テンソルを用いているため、流れ場に局所的な回転、伸縮、せん断が含まれる場合にも、速度ベクトルを良好に得ることができる。

単相流での速度ベクトルを算出する場合には、手順(1)および(3)を行った。液相統計量算出の際、離散速度データは、各方向に 20 格子に再配置された。各格子点での平均値との差が標準偏差の 3 倍以上ある速度ベクトルは、誤ベクトルとして除去した。なお、粒子重心位置算出に伴う液相速度の不確かさは、 $1.0 \text{ mm/s}$  と見積もられ、 $x$  方向の最大速度  $27.6 \text{ mm/s}$  に対する相対誤差は 3.6% となる。

**4.3.2 気泡径・気泡重心位置の算出方法** 本研究では気泡の重心位置を算出する手法として、気泡径の分散を考慮し、二値化ラベリング法<sup>(12)</sup>を用いた。以下に気泡径および気泡重心位置を算出するための画像処理手順を示す。

(1) 気泡界面が撮影されている Blue 画像に対して二値化ラベリング法を施し、気泡重心位置を算出する。気泡径は、気泡像の構成ピクセル数をもとに等価直径として算出される。気泡同士が重なる場合には、

そのオブジェクトのアスペクト比と気泡界面でのレーザの散乱光の情報を考慮することにより、重なり気泡の重心位置データを除去する。なお、二値化ラベリング法による気泡重心位置の不確かさは、平均気泡直径に対して約0.4%である。

(2) SIT法では気泡像が投影像として取得されるため、(1)の処理では、レーザシート光上に存在しない気泡像も抽出される。そこで、Green画像に撮影される気泡界面でのレーザの散乱光の情報をもとに、レーザ光上にある気泡重心位置のみを抽出する。

なお、各相に対する統計量の算出に対し、1データ当たりの十分なサンプリング数を確保するために、1条件当たり約4500枚の画像を用いた。

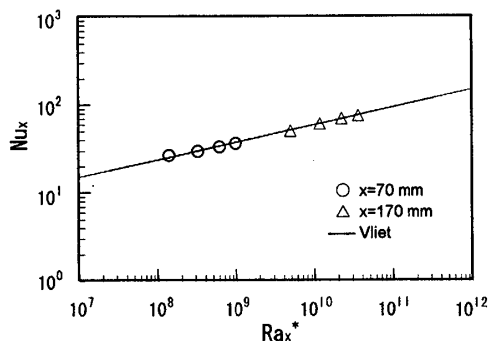
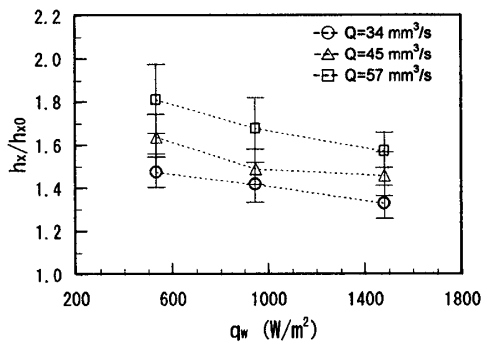
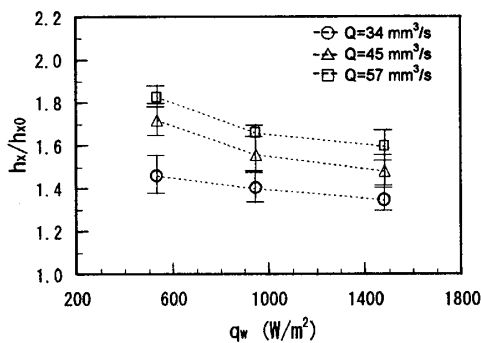


Fig. 6 Relationship between  $Ra_x^*$  and  $Nu_x$



(a)  $x=70$  mm



(b)  $x=170$  mm

Fig. 7 Relationship between wall heat flux and  $h_x/h_{x0}$

## 5. 結果および考察

**5.1 気泡非注入時の温度計測結果** 微細気泡注入による熱伝達率の増減を議論する前に、実験データの信頼性を検証する目的で、気泡非注入時の層流自然対流場の熱伝達率を算出した。図6に、修正レイリー数  $Ra_x^*$  と局所ヌッセルト数  $Nu_x$  との関係を示す。修正レイリー数および局所ヌッセルト数は、式(5)によって定義される。

$$Ra_x^* = \frac{\beta q_w x^4 g}{k \nu a}, \quad Nu_x = \frac{h_x x}{k} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 $k$  は熱伝導率、 $\beta$  は体膨張係数、 $g$  は重力加速度、 $\nu$  は動粘度係数、 $a$  は温度伝導率である。比較のために、Vlietら<sup>(13)</sup>により得られた、以下の実験式を載せている。

$$Nu_x = 0.6 Ra_x^{*1/5} \quad \dots\dots\dots (6)$$

図6より、本実験結果とVlietらのそれとの良好な一致が確認できる。両結果の差は最大でも4%であるため、本温度計測データは高い信頼性を有するといえる。

**5.2 気泡注入時の温度計測結果** 図7に気泡注入時の各計測位置における熱流束と熱伝達率比  $h_x/h_{x0}$  の関係を示す。図7(a)は  $x=70$  mmの結果であり、図7(b)は  $x=170$  mmの結果である。図7中の  $h_{x0}$  は式(6)から算出した気泡非注入時の熱伝達率であり、エラーバーは標準偏差である。図7より、以下のことがわかる。

(1) すべての条件で、気泡の注入により、熱伝達率比が1を大きく超える。このことは、微細気泡の注入により大幅な伝熱促進が可能であることを意味する。なお、気泡注入により促進される伝熱量  $\dot{Q}_e$  と気泡発生に要する消費電力  $P$  との比 ( $\dot{Q}_e/P$ ) を概算し、熱伝達率比が最も低い場合 ( $h_x/h_{x0}=1.4$ ) においても、 $\dot{Q}_e/P > 4$  となることを確認している。

(2) いずれの計測位置においても、気泡注入量の増加に伴い、熱伝達率比が増加する。特に、 $Q=57$  mm<sup>3</sup>/sでは、熱伝達率比が1.6~1.8倍程度となる。本研究では、気泡内ガスが水素であるため(水素の熱伝導率は水のそれよりも低い)、気泡注入量の増加とともに、壁近傍の見掛けの熱伝導率は低下すると考えられる。このため、気泡注入量の増加は熱伝達の低下をもたらすことも予想されたが、本実験条件範囲内では、気泡注入量の増加に伴う顕著な伝熱促進が確認された。なお、気泡注入量をさらに増加させると、熱伝達率比は頭打ちとなり、その後、気泡注入量の増加とともに、熱伝達率比は低下することが予想される。

(3) いずれの計測位置においても、熱流束の増加とともに、熱伝達率比が低下する。この結果は、気泡注入による伝熱促進効果が、特に低熱流束領域において有効であることを示す。

(4) 計測位置に対する熱伝達率比の依存性は低い。つまり、下流でも伝熱促進効果が維持される。このことは、気泡注入による伝熱促進効果は局所的に限定されるものではなく、層流域内の広い範囲において有効であることを示す。

以下では、特に、熱流束が一定条件( $q_w=947$  W/m<sup>2</sup>)のもと、気泡注入量を変化させた場合の結果に対して、詳細な議論を行う。

**5.3 気泡径分布** 図8に  $x=70$  mm での各気泡注入量における気泡径分布を示す。図8中の横軸は気泡径であり、縦軸は存在頻度である。 $n$  は各径での気泡数を、 $N$  は気泡総数を表す。図8より、本実験では、400~800  $\mu$ m の径を有する気泡の存在頻度が高いことがわかる。また、平均気泡径はいずれの気泡注入量においても、600  $\mu$ m 程度であり、気泡注入量に対する気泡径の依存性は小さい。なお、 $x=170$  mm の結果においても同様の傾向が確認できたため、本実験では、気泡同士の合体はほぼ無視できるといえる。

**5.4 気泡存在頻度分布** 図9に気泡存在頻度分

布を示す。 $x=70$  mm に着目すると、気泡注入量によって存在頻度のピークの値に差が生じるものの、いずれの気泡注入量に対しても存在範囲は  $0 < y < 8$  mm となり、 $y=2\sim 2.5$  mm 付近に存在頻度分布のピークが現れる。ここで、頻度のピークは、気泡注入位置が、 $y=2.4$  mm の位置であることに起因する。一方、 $x=170$  mm に着目すると、いずれの気泡注入量に対しても存在範囲は  $0 < y < 10$  mm となり、そのピークは  $y=1.5\sim 2$  mm 付近で現れる。このことは、計測位置によって気泡存在頻度分布が変化することを意味しており、 $x=170$  mm の頻度分布は  $x=70$  mm のそれよりも平坦化する。この分布の平坦化の理由は、5.5節で述べられる。

**5.5 液相上昇速度・液相変動速度の rms** 図10に液相平均速度を、図11に液相変動速度の rms を示す。図10中の  $u$ ,  $v$  はそれぞれ、 $x$  方向および  $y$  方向の液相平均速度である。一方、図11中の  $u_{rms}$ ,  $v_{rms}$  はそれぞれ、 $x$  方向および  $y$  方向の液相変動速度の rms である。また、比較のために、予備実験で得られた気泡非注入時の結果を載せている。図10, 11より、以下のことがわかる。

(1) 気泡注入の有無に着目すると、すべての条件で、気泡注入時の液相上昇速度は気泡非注入時のそれ

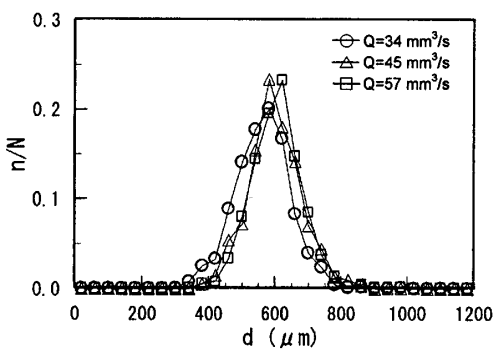


Fig. 8 Probability distribution of bubble equivalent diameter

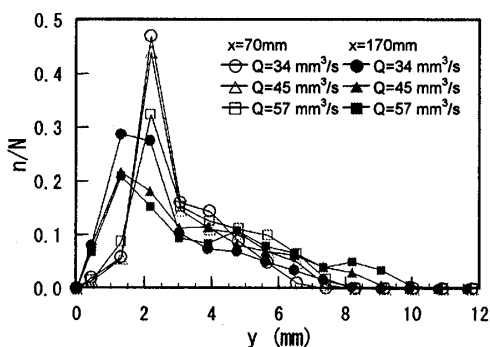
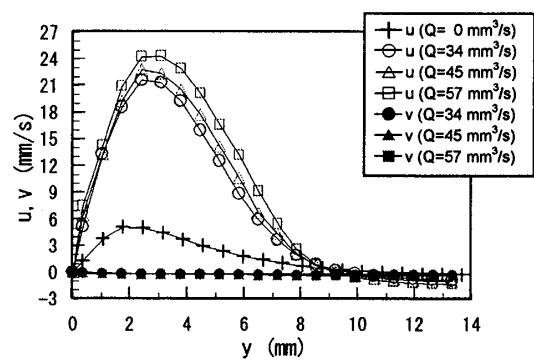
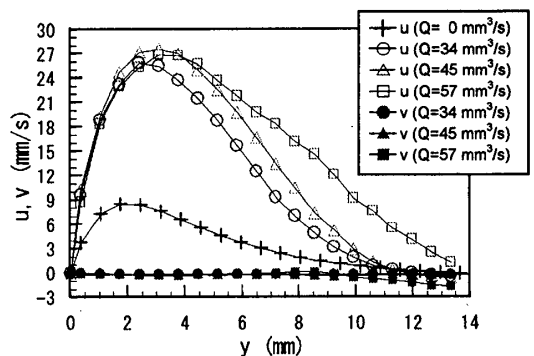


Fig. 9 Probability distribution of bubble location



(a)  $x=70$  mm



(b)  $x=170$  mm

Fig. 10 Profile of liquid mean velocities

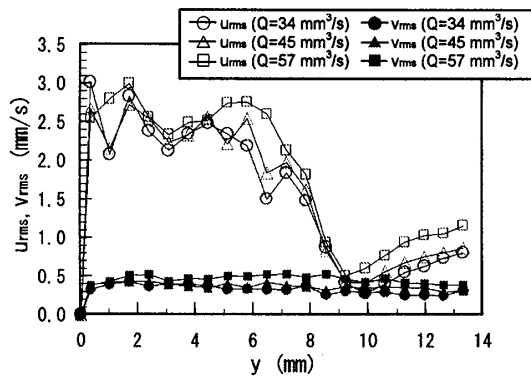
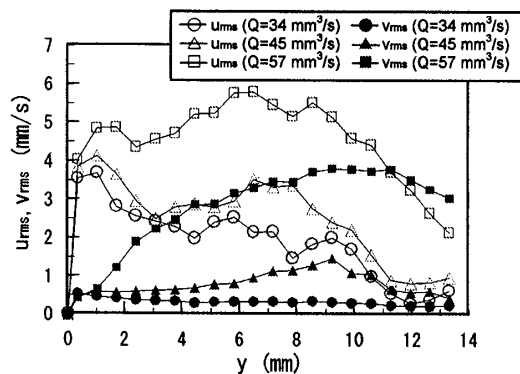
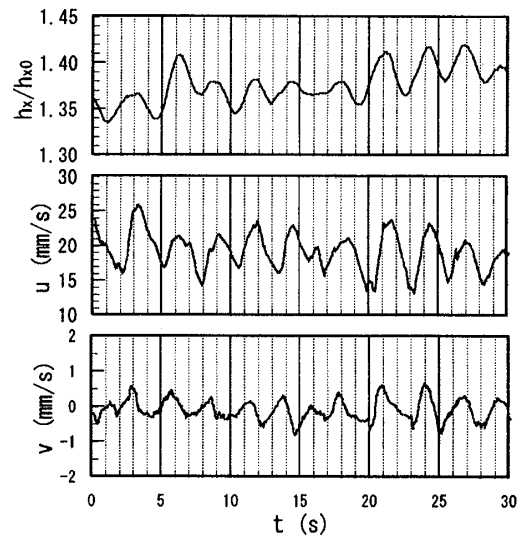
(a)  $x=70$  mm(b)  $x=170$  mm

Fig. 11 Profile of liquid rms velocities

よりも高い。一般に、壁面近傍での液相上昇速度の増加は加熱液体の移流を促進するため、熱伝達を促進させる。以下では、この効果を気泡注入による移流効果と呼ぶ。一方、液相変動速度のrmsも、すべての条件で気泡の注入により増加する。液相変動速度のrmsの増加は、壁周辺における高温液体と低温液体の混合・かくはん運動を活発化させるため、結果的に熱伝達を促進させる。以下では、この効果を気泡注入による混合・かくはん効果と呼ぶ。

(2)  $x=70$  mmの結果に着目すると、液相上昇速度は気泡注入量の増加とともに増加する。これは移流効果の増加を意味する。一方、液相変動速度のrmsの気泡注入量に対する依存性は小さい。このため、図7で示された、 $x=70$  mmでの気泡注入量の増加に伴う伝熱促進は、おもに移流効果の増加に起因するものであるといえる。

(3)  $x=170$  mmの結果に着目すると、気泡注入量に対する液相上昇最大速度の変化は、 $x=70$  mmの結果のそれに比して小さい。つまり、 $x=170$  mmの位置では、気泡注入量の増加に伴う移流効果の増加は顕著でない。一方、液相速度変動のrmsは気泡注入量の増加とともに増加する。このため、図7で示された、

Fig. 12 Time evolution of  $h_x/h_{x0}$  and liquid mean velocities

$x=170$  mmにおける気泡注入量の増加に伴う伝熱促進には、混合・かくはん効果の増加の影響が強く寄与していると考えられる。なお、 $y>3.5$  mmにおいて、気泡注入量に対する液相上昇速度の増加が顕著な理由は、気泡存在頻度分布の平坦化(図9)に伴い、壁から離れた領域での気泡数が増大するためである。

(4) 計測位置の変化に着目すると、下流に行くに従い、気泡注入の有無にかかわらず、液相上昇速度のピークは高くなる。ここで、気泡注入による上昇速度の増加量と気泡非注入時の上昇速度との比、つまり増加割合を算出すると、 $x=70$  mmでは、各気泡注入量に対する増加割合が3.2~3.7となるのに対し、 $x=170$  mmにおけるそれは2.1~2.3となる。つまり、下流ほど、気泡注入による液相上昇速度の増加割合は低下する。これは、下流に行くほど、移流効果が抑制されることを意味する。一方、液相変動速度のrmsは、計測位置の変化により、広範囲で増加傾向にある。特に、増加傾向の顕著な領域( $y=0\sim 10$  mm)は気泡存在頻度が高い領域と一致する。このことから、図7で示された、下流での伝熱促進効果の維持は、おもに気泡注入による混合・かくはん効果に起因すると考えられる。なお、図9で示されたように、気泡存在頻度は下流に行くに従い平坦化するため、 $x=70$  mm位置では、気泡同士の相互干渉に伴い、混合・かくはん効果が抑制されていると考えられる。

(5) 液相速度分布はピークを境にして、壁近傍の速度こう配と遠方部の速度こう配とに差が生じる(図10)。特に、遠方部の速度こう配に比べ、壁側のそれは急しゅんである。ここで、せん断場に存在する気泡に

働く揚力<sup>(4)</sup>は、流れ場の速度こう配の正負および大きさに起因して変化する。このため、気泡は揚力の作用により壁および壁遠方へ移動し、その結果として、図9で示された気泡存在頻度分布となる。

**5・6 熱伝達率比と液体平均速度の時間発展** 気泡による各効果(移流効果, 混合・かくはん効果)と伝熱促進との関係を議論するため、液相速度と熱伝達率の同時計測を行った。計測には、3・1節および4・2節で示した温度計測システムおよび速度計測システムに加え、モノクロ CCD カメラ(IMPERX : VGA 210-L)とパルスジェネレータを用いた。なお、温度計測におけるサンプリング周波数を20 Hzとした。図12に、 $Q=34 \text{ mm}^3/\text{s}$ ,  $q_w=947 \text{ W}/\text{m}^2$ の条件のもと得られた、 $x=170 \text{ mm}$ の位置での液相平均速度と熱伝達率比の時間発展を示す。ここで、解析は、熱伝達に直接的関係が深い壁近傍の液体速度に対するものが望まれるものの、この領域では計測結果の変化が非常に小さいため誤差の影響が大きい。また、温度境界層厚さ $\delta_T(=h_x/k)$ を概算したところ、 $\delta_T=1.5 \text{ mm}$ 程度であった。以上のことを考慮し、ここで示す液相平均速度は、 $y=1.5\sim 2.0 \text{ mm}$ の領域における空間平均値とした。図12より、 $x$ 方向および $y$ 方向の平均速度分布の波形は、熱伝達率比のそれとほぼ同じ位相を有する。ここで、 $x$ 方向の速度の変動は、いわば、気泡群の上昇に伴う移流効果の増減である。本論文では、この変動は混合・かくはん効果に内包される。また、 $y$ 方向の速度が正の値、つまり液体が壁から離れる場合に、熱伝達率比が増加する。これは、温度境界層内の気泡群の存在に伴う液体の排除効果により、液体が壁から離れる方向に押し出され、結果的に、高温液体と低温液体の混合・かくはんが生じるためであると考えられる。このことから、微細気泡が誘起する壁近傍の速度変動は、伝熱促進に対して直接的影響を与えるといえる。

## 6. 結 言

本研究では、層流自然対流熱伝達に対する微細気泡注入の影響を実験的に明らかにするために、熱電対を用いた温度計測とPTVによる速度計測を行った。得られた知見を以下に示す。

(1) 微細気泡注入により、すべての条件で熱伝達率比が1を大きく超える。これは、微細気泡の注入により大幅な伝熱促進が可能であることを意味する。

(2) いずれの計測位置においても、気泡注入量の増加に伴い熱伝達率比が増加する。特に、上流では、気泡注入による移流効果が、下流では、混合・かくはん

効果が伝熱促進の要因であると考えられる。

(3) 計測位置に対する熱伝達率比の依存性は低い。つまり、下流でも伝熱促進効果が維持される。このことは、気泡注入による伝熱促進効果は局所的に限定されるものではなく、層流域内の広い範囲において有効であることを示す。なお、下流での伝熱促進効果の維持は、おもに気泡注入による混合・かくはん効果に起因すると考えられる。

(4) いずれの計測位置においても、熱流束の増加とともに、熱伝達率比が低下する。

(5) 低気泡注入量条件のもと、温度・速度同時計測を行い、微細気泡が誘起する壁近傍の速度変動が、伝熱促進に直接的影響を与えることを確認した。

本研究は、文部科学省科学研究費補助金〔若手研究(B)No. 17760166〕の支援を受けて行われた。また、伝熱板の作成に対し、慶應義塾大学 菱田公一教授から助言をいただいた。ここに、謝意を表す。

## 文 献

- (1) Inagaki, T. and Komori, K., Heat Transfer and Fluid Flow of Natural Convection Along a Vertical Flat Plate in the Transition Region: Experimental Analysis of the Wall Temperature Field, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 18 (1995), pp. 3485-3495.
- (2) Inagaki, T. and Maruyama, S., Turbulent Heat Transfer of Natural Convection Between Vertical Parallel Plates, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 66, No. 649 (2000), pp. 2420-2425.
- (3) Kimura, F. et al., Fluid Flow and Heat Transfer of Natural Convection Adjacent to Upward-Facing Inclined, Heated Plates, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 66, No. 645 (2000), pp. 1453-1461.
- (4) Tamari, M. and Nishikawa, K., The Stirring Effect of Bubbles upon the Heat Transfer to Liquids, *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol. 5, No. 2 (1976), pp. 31-44.
- (5) Tokuhito, A. T. and Lykoudis, P. S., Natural Convection Heat Transfer from a Vertical Plate-I. Enhancement with Gas Injection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 6 (1994), pp. 997-1003.
- (6) Kodama, Y. et al., Experimental Study on Microbubbles and Their Applicability to Ships for Skin Friction Reduction, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 21 (2000), pp. 582-588.
- (7) Matsumoto, Y. et al., Medical Ultrasound with Microbubbles, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29 (2005), pp. 255-265.
- (8) Yamada, S. et al., A Study for Distribution of Microbubbles and Effects of Oxygen Supplying into Water, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 71, No. 705 (2005), pp. 1301-1306.
- (9) Kitagawa, A. et al., Flow Structure of Microbubble-Laden Turbulent Channel Flow Measured by PIV



- Combined with the Shadow Image Technique, *Experiments in Fluids*, Vol. 38, No. 4 (2005), pp. 466-475.
- (10) Takehara, K. and Etoh, T., A Study on Particle Identification in PTV, *Journal of Visualization*, Vol. 1, No. 3 (1999), pp. 313-323.
- (11) Ishikawa, M. et al., A Novel Algorithm for Particle Tracking Velocimetry Using the Velocity Gradient Tensor, *Experiments in Fluids*, Vol. 29 (2000), pp. 519-531.
- (12) Yamamoto, F. et al., Discussion of the Cross-Correlation Methods for PIV, *J Flow Visual Image Processing*, Vol. 3, No. 1 (1996), pp. 65-78.
- (13) Vliet, G. C., An Experimental Study of Turbulent Natural Convection Boundary Layers, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Heat Transfer*, Vol. 91, No. 4 (1969), pp. 517-531.
- (14) Auton, T. R., The Lift Force on a Spherical Body in a Rotational Flow, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 183 (1987), pp. 199-218.
-