

# 矩形管内脈動流の熱・物質輸送特性

## 第1報 脈動周波数が管内に設置された平板面の熱伝達に及ぼす影響

齊藤 弘順<sup>†</sup> 内田 浩二<sup>†</sup>

### Heat and Mass Transport Characteristics of Pulsating Flow in a Rectangular Duct

#### Part 1. Effect of Pulsating Frequency on Heat Transfer of a Flat Plate Installed in the Duct

Hironori SAITOH<sup>†</sup> and Kouji UCHIDA<sup>†</sup>

#### Abstract

This study deals with flow behavior and associated heat transfer in pulsating duct flow. As well as mechanical engineers, researchers in bioengineering field also focus on heat and mass transport characteristics of pulsating flow from the viewpoint of life science. In spite of more than thirty-year history of pulsating flow and heat transfer studies, flow structure with periodical flow rate change and its effect on heat transfer are still at question. Researchers showed conflicting results. Some of them showed heat transfer enhancement due to flow pulsation, the others reported heat transfer prevention or no impact of flow pulsation on heat transfer. In order to make clear the complicated unsteady flow structure with periodical velocity fluctuation and its effect on heat transfer, it must be necessary to have macroscopic observation and image processing analysis of both the flow and temperature fields. The objective of this study, therefore, is to make clear the pulsating flow structure and heat transfer characteristics based on the visualizations of flow and temperature fields. Particle Image Velocimetry (PIV) and color schlieren visualization was applied to flow and temperature fields, respectively. Results showed that flow pulsation induced complicated spatial velocity distributions. Series vortices were formed in flow direction and they moved in span-wise direction from the sidewalls to the center of the duct. Such flow behavior caused locally high and low speed regions. From these results, it is concluded that heat transfer enhancement or prevention depends on increase or decrease of local flow rate induced by flow pulsation.

**Key Words:** Pulsating flow, Convective heat transfer, Temporal and spatial velocity fluctuation, Color schlieren method, Flow visualization, PIV, Vortices

#### 記号

$A$	: 断面積	[m <sup>2</sup> ]	$T$	: 温度	[K]
$c_p$	: 定圧比熱	[kJ/(kg·K)]	$u_f$	: 速度振幅	[m/s]
$d_e$	: 等価直径	[m]	$u_m$	: 時間平均流速	[m/s]
$f$	: 周波数	[Hz]	$w$	: 平板幅	[m]
$H_{enh}$	: 伝熱促進率	[-]	$X$	: 流路方向座標	[m]
$h$	: 熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	$Y$	: 流路幅方向座標	[m]
$Nu$	: ヌッセルト数	[-]	$\delta'_t$	: 温度境界層厚さ	[m]
$\dot{q}$	: 熱流束	[W/m <sup>2</sup> ]	$\lambda$	: 空気の熱伝導率	[W/(m·K)]
$Re_f$	: レイノルズ数(代表流速=速度振幅)	[-]	$\nu$	: 空気の動粘度	[m <sup>2</sup> /s]
$Re_m$	: レイノルズ数(代表流速=時間平均流速)	[-]	$\rho$	: 空気密度	[kg/m <sup>3</sup> ]

受付日: 2007年3月12日, 第44回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 千田 衛

<sup>†</sup> 崇城大学 (旧名: 熊本工業大学) 工学部機械工学科 (〒860-0082 熊本県熊本市池田 4-22-1)

## 添字

$b$	:	バルク
$cross$	:	断面
$in$	:	入口
$m$	:	平均
$max$	:	最大
$min$	:	最小
$w$	:	壁面

## 1 緒 論

## 1.1 目的

本研究は「“生体の血流による体温調節のメカニズム”の“熱機関・熱機器の脈動流による温度場のアクティブコントロール”への応用」を視野に入れた生命科学と熱流体工学の複合同もいえる基礎研究である。矩形流路に脈動流を供して時間平均流量、脈動周波数および振幅が流れの状態と壁面熱伝達に及ぼす影響を流れ場と温度場の可視化実験により調べ、結果の画像解析から脈動流の熱・物質伝達および輸送特性を定量評価することが本研究の目的である。

## 1.2 着想の経緯と研究意義

脈動流場における熱・物質輸送現象に関する研究は、最近では殊に血流や呼吸など生体内の物質輸送特性として注目されており、動脈・静脈瘤等の発生メカニズムおよびその予防・治療法への応用を目指したものとして医工連携テーマの代表例の一つである。生体内においては体液の流れ（血液、呼吸、尿など）はほとんどが脈動流だが、その形態は様々である。長い進化の過程で現在のような体液輸送システムが出来上がっている事実から、おそらくは脈動流の方が定常流よりも細胞に負担をかけず体温調節の制御性にも優れた特性を有するものと考えられる。しかし、輸送管の多段階（生体工学分野では多世代と表現）にわたる分岐や管自体の柔軟性およびそのぜん動運動によってその輸送メカニズムは極めて複雑となり、「なぜ毛細血管や肺泡など微細な管路内を血液や呼吸はスムーズに（低圧力損失で）流れるのか？」といった素朴な疑問に対しても学術的に十分な説明ができるまで現象解明には至っていない。

かねてより医工連携の研究について興味があった事に加え、これまでの研究（往復動内燃機関の燃焼技術）を通して「脈動流の積極利用およびその能動的制御によって各種熱機関や熱機器の性能向上におけるブレークスルー技術へ繋がる可能性があるのではないか」という見解に至ったことが本研究を始め

たきっかけである。ガソリンエンジンやディーゼルエンジンなど往復動内燃機関についても、燃料や作動ガス（空気と燃焼ガス）といったエネルギー変換の本質に関わる圧縮性流体の挙動は脈動流が多いことに改めて気付くと同時に、この往復動という一見不恰な印象を与える機構だからこそ、その潤滑特性を生かし“作動ガスの完全密封（漏れ無し）およびガス流動零（熱伝達損失無し）で静圧膨張”というエネルギー変換の理想に近づけることができ、その高いエネルギー変換効率故に現在でもその優位性を保っているように思われる。脈動流に関して学術的な知見の積み上げにより現在の内燃機関の姿が確立した訳ではない。言わば、先の生体の体液輸送システムの如く何故かは不明だが、最も効率的な方法になっているのと同様であるように思われる。脈動流に関する流れと熱伝達の研究も多数報告されているが[1-18]、研究者によって相反する結果（伝熱促進／抑制）が示されていることもあり[1-5]、未だ系統的な知見が得られていない。この原因の一つは実験計測の困難さにあるように思われる。しかし、PIVに代表されるような可視化画像解析によるデータの定量化技術の進歩により非定常流れ場・温度場の現象解明が可能になってきている。

そこで、流れ場と温度場の可視化実験ならびにその画像解析により脈動流の熱・物質伝達輸送特性に関し、熱・物質伝達率および輸送効率の観点からそのメカニズムを探ろうとするものである。脈動流の輸送特性を系統的に整理できれば、温度場のアクティブコントロールによる熱機関や熱機器の性能向上、医療現場においては例えば人工心肺の性能向上（人体（細胞）への負担軽減）など応用例は幅広く、本研究の意義は極めて大きいと考えている。

## 2 伝熱実験

## 2.1 実験装置および方法

図1にテストセクションの概略図を示す。テストセクションは100 mm×100 mmの断面を有する矩形管とその中央に設置された加熱平板から成り立っている。加熱平板の両面に厚さ0.02 mmのステンレス箔（ヒーター）を貼り付け通電加熱することで一様熱流束条件とした。平板の片面を伝熱面とし、もう一方の面を平板をよぎる熱の逃げを無視し得るまで小さくすることを目的としたガードヒーターとしている。伝熱面には流れ方向に7点、 $\phi 0.2$  mmのK型熱電対を貼り付け温度計測を行った。また矩形管を構成する4枚の板のうち対向する2枚は透明なアク

リル製であり、カラーシュリーレン法による温度場（正確には密度場）の可視化も同時に行えるようになっている。

図2に実験装置全体図を示す。空気（試験流体）はシロッコファンにより駆動され、流路途中に設けられたバルブの開閉度の時間変化によって脈動を与えられた後、テストセクション内に導かれ、サージタンクおよびパイプを通過して大気中に放出される。時間平均流量はサージタンク後のパイプにおいて熱線流速計による速度計測値を基に算出した。流れに脈動を与えるバルブは偏芯カムを利用して往復運動する機構となっている。それに伴いテストセクション上流の流路断面積が時間とともに正弦波変動することになる。以上の機構により本実験では脈動のモードは連続的正弦波変動としている。図3に時間的流量変動のコンセプト図を示す。実験パラメータは時間平均流量と脈動周波数とし、それぞれシロッコファン出力および偏芯カムの動力源であるモータの回転数により設定した。また、振幅（カムの偏芯量に依存）は一定とした。

### 2.2 データ整理

時間平均流量および振幅に対する無次元パラメータとしてそれぞれ  $Re_m$  および  $Re_f/Re_m$  を定義した。 $Re_m$  および  $Re_f$  はそれぞれテストセクション内の時間平均流速  $u_m$  および速度振幅  $u_f$  を代表速度としたレイノルズ数である。それぞれの定義式を式(1)および式(2)に示す。

$$Re_m = u_m \cdot d_e / \nu \tag{1}$$

$$Re_f = u_f \cdot d_e / \nu \tag{2}$$

ここで速度振幅  $u_f$  は次式で表される。

$$u_f = u_{max} - u_m = u_m - u_{min} \tag{3}$$

$$= \frac{1}{2}(u_{max} - u_{min}) = \frac{A_{max} - A_{min}}{A_{min} + A_{max}} u_m$$

式(3)において  $A$  は脈動発生用バルブによって変動する流路断面積を表している。従って速度振幅  $u_f$  を時間平均速度  $u_m$  で除した値を無次元振幅と定義すると無次元振幅は上述のとおり2種類のレイノルズ数の比  $Re_f/Re_m$  で表現される。

定常流における熱伝達特性は壁面温度計測を基に式(4)で示される局所熱伝達率を算出し、局所ヌセルト数  $Nu(X)$  にて定量評価した。

$$h(X) = \dot{q} / (T_w(X) - T_b(X)) \tag{4}$$

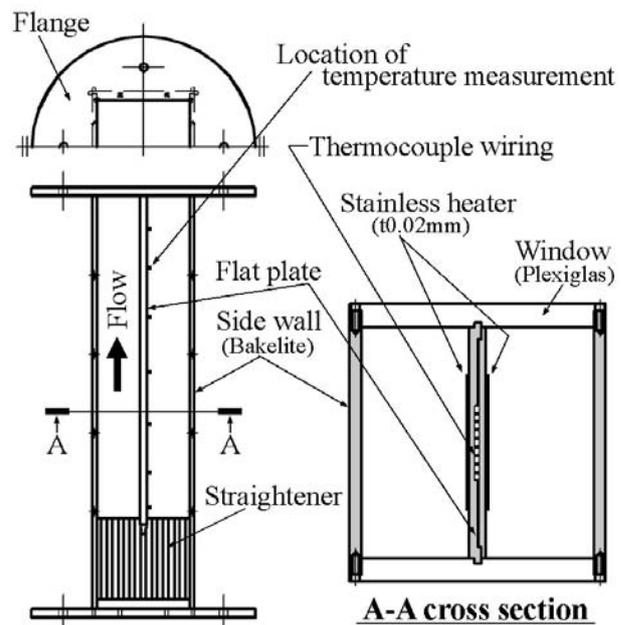


Fig. 1 Test section for temp. measurement and schlieren visualization.

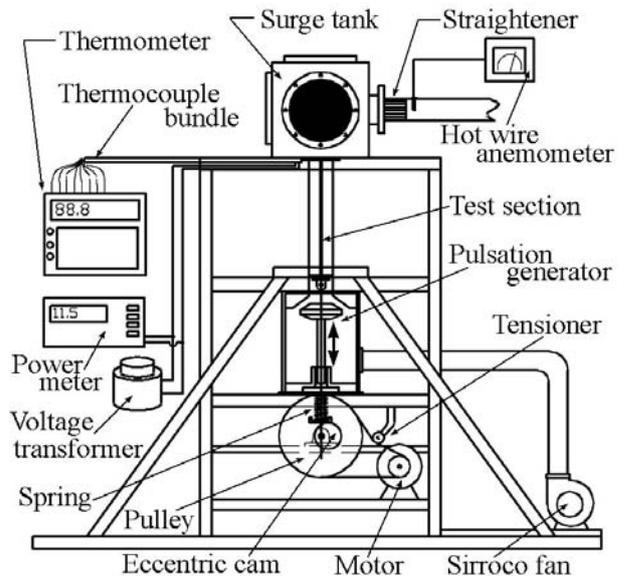


Fig. 2 Apparatus for heat transfer experiments.

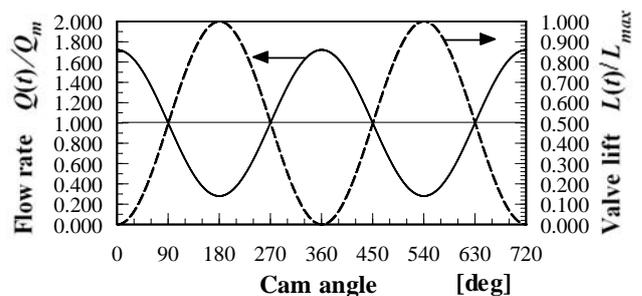


Fig. 3 Design concept of flow rate fluctuation.

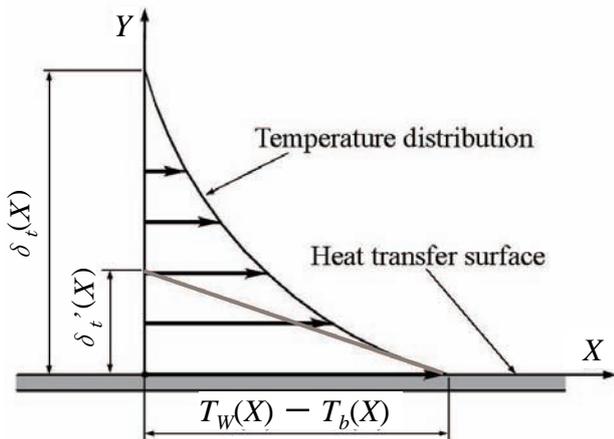


Fig. 4 Definition of thermal boundary-layer.

$$Nu(X) = h(X) \cdot d_e / \lambda \tag{5}$$

式(4)における  $T_b$  は混合平均温度である. ここで熱伝達率に関する基礎概念を式(6)および図 4 で表すと, 式(7)で示される  $\delta_t'(X)$  を温度境界層厚さとした局所熱伝達率が式(8)によって表現できる.

$$\dot{q} = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \right)_{Y=0} = h(X) \cdot (T_w(X) - T_b(X)) \tag{6}$$

$$\delta_t'(X) = \frac{(T_w(X) - T_b(X))}{-\left( \frac{\partial T}{\partial Y} \right)_{Y=0}} \tag{7}$$

$$h(X) = \lambda / \delta_t'(X) \tag{8}$$

定常流の場合は式(4)および式(8)より温度境界層厚さ  $\delta_t'(X)$  を算出し, その値を可視化結果に照らし合わせることでカラーシュリーレン画像において  $\delta_t'(X)$  を示す色の境界線を見出した (カラーシュリーレン法の校正作業).

脈動流においては混合平均温度を一義的に定義できないため, 式(4)による熱伝達率の算出は不可能である. そこで脈動流の場合はカラーシュリーレン法により温度場を可視化し, 可視化画像上で上記手順で求めた色境界の厚さを計測 ( $\delta_t'(X)$  を直接計測) し, 式(8)より熱伝達率を算出した. また, 流れの脈動による伝熱促進/抑制を定量評価するために式(9)に示す局所伝熱促進率を定義した.

$$H_{enh.}(X) = \frac{\delta_t'(X)_{steady \ flow}}{\delta_t'(X)_{pulsating \ flow}} \tag{9}$$

Table 1 Experimental conditions.

$Re_m$	920, 2000, 3000, 4000
$Re_f/Re_m$	0.72
$f$ [Hz]	0(Steady flow), 1.0, 2.0, 3.0, 5.0

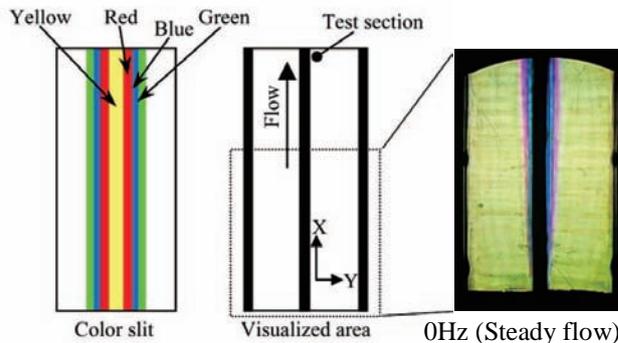


Fig. 5 Temperature field visualized by color schlieren method for steady flow case ( $Re_m=920$ ).

以上により脈動流においてはカラーシュリーレン法による温度場の可視化結果を基に式(10)によって伝熱特性を評価した.

$$Nu(X)_{pulsating} = Nu(X)_{steady} \cdot H_{enh.}(X) \tag{10}$$

以上述べた評価方法においては最終的なヌッセルト数の主たる不確かさ要因は温度境界層厚さの計測誤差である. 実際の温度境界層は 2~3 mm 程度 (後述の図7参照) であり, 計測に使用した定規の最小目盛りが 0.5 mm, 相対正確度が 0.0001 であったので, 可視化画像を直接計測したのでは計測誤差が非常に大きくなってしまふ. そこで計測誤差を極力小さくするために, 可視化画像であるカラーシュリーレン像を描画系ソフトウェア上で温度境界層を示す色境界が最も際立つよう色調補正した後, 拡大印刷した画像上で温度境界層を計測した. その結果, 温度場の発達領域においては温度境界層厚さの計測誤差は 8%~12%であった.

表 1 に実験条件範囲を示す. 平均流速を代表流速とした  $Re_m$  および脈動周波数は概ね動物の血流の条件とした. 振幅については実験装置の機構上の制限によるが, 流量の最小値は 0 に近づけた (図3参照). 理由は心臓に近い血管内の血流は間欠流に近いことによる.

### 2.3 実験結果

図 5 にカラーシュリーレン法において使用したカラースリットの色相と定常流における温度場の可視化結果の一例 ( $Re_m=920$ ) を示す. 可視化結果において加熱平板表面から平板に垂直方向 (Y 方向) に赤い領域の外縁までの長さが図 4 における  $\delta_t(X)$  に相当する.

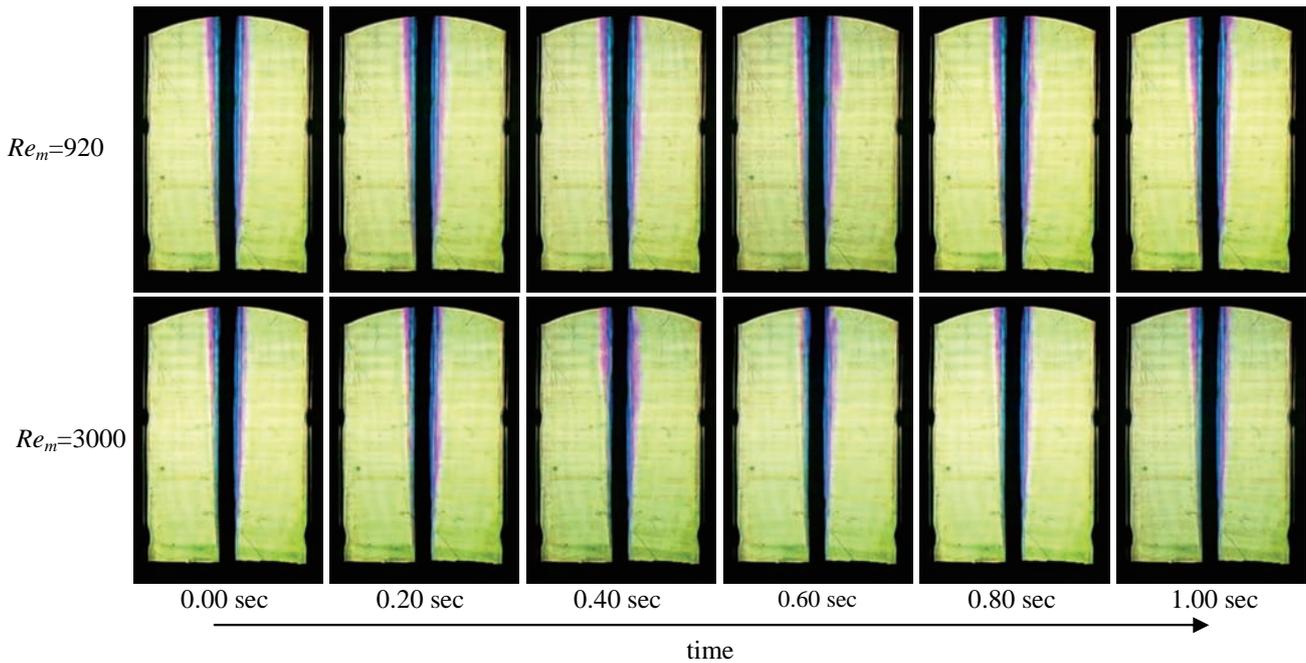


Fig. 6 Fluctuation of thermal boundary layer of one cycle in the case of pulsating flow with its frequency of 1 Hz.

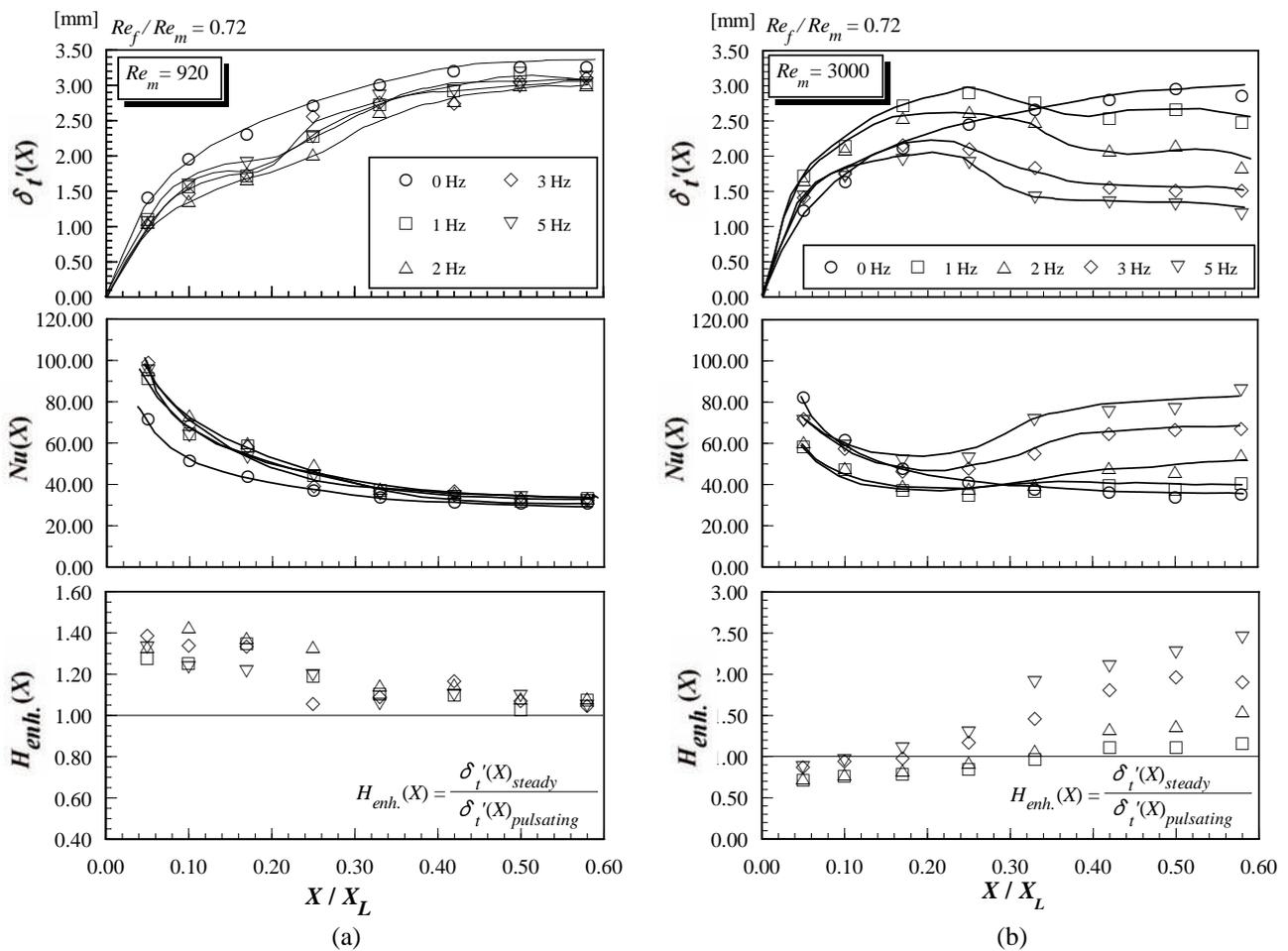


Fig. 7 Local distributions of  $\delta'_t$  (thickness of thermal boundary layer),  $Nu$  (Nusselt number) and  $H_{enh.}$  (index of heat transfer enhancement).

図6は脈動周波数1 Hzの脈動流において、ある時刻から1秒間（つまり1周期分）における温度境界層の変動の様子を示している。図の上段と下段を比較すると  $Re_m$  の上昇に伴い総じて  $\delta'_i(X)$  が小さいことが認められる。また温度境界層の時間に対する変動に着目すると、同一周波数であっても  $Re_m=3000$  の場合の方が変動幅が大きい様に見受けられる。このことより伝熱特性の脈動周波数依存度は時間平均流量によって異なることが予測される。この予測を検証するために前節で説明した方法により、本実験において定義している温度境界層厚さ  $\delta'_i(X)$  を計測して脈動周波数が伝熱特性に及ぼす影響を定量評価した。

図7に温度境界層厚さ、ヌッセルト数および伝熱促進率の流れ方向局所分布 ( $\delta'_i(X)$ ,  $Nu(X)$ および  $H_{enh}(X)$ ) を示す。局所温度境界層厚さ  $\delta'_i(X)$  については時間平均値である（1秒間に撮影された16枚の画像に対してそれぞれ  $\delta'_i(X)$  を計測し、その算術平均値を時間平均値とした）。同図(a)および(b)はそれぞれ  $Re_m=920$  および  $Re_m=3000$  の場合に対応している。横軸はいずれも流れ方向位置  $X$  を伝熱面長さ  $X_L$  で除した無次元流路位置を表している（原点  $X=0$  は伝熱面開始位置）。 $Re_m=920$  の場合（図7(a)）、いずれの周波数に対してもヌッセルト数は下流にいくにしたがい単調減少（温度境界層厚さは単調増加）している。また、流路入口近傍 ( $X/X_L < 0.25$ ) で流れの脈動によって20%~40%の伝熱促進 ( $H_{enh} = 1.2 \sim 1.4$ ) の傾向が認められるが、流路中間より下流の  $X/X_L > 0.5$  の領域では伝熱促進の効果は数%のオーダーにまで低下している。しかし、脈動周波数の変化による  $\delta'_i(X)$  および  $Nu(X)$  の変化はほとんど認められず、伝熱特性の脈動周波数依存度は小さいといえる。

それに対して  $Re_m=3000$  の場合（図7(b)）は、伝熱特性が  $Re_m=920$  の場合とは全く異なっている。 $\delta'_i(X)$  および  $Nu(X)$  は  $X/X_L$  に対して単調な増加/減少傾向を示さず、流れ方向領域  $0.15 < X/X_L < 0.25$  付近でそれぞれ極大値および極小値をとる傾向を示している。更に  $X/X_L < 0.10$  の領域では流れの脈動によって伝熱が抑制されていることが確認できる。これらの特徴は脈動周波数に関わらず認められるが、周波数が大きい程顕著である。また伝熱促進率の脈動周波数依存度が大きく、周波数が大きい程、伝熱促進の傾向が顕著に示されており、周波数が3Hz, 5Hzの場合は  $X/X_L > 0.3$  の領域で50%~150%の伝熱促進

( $H_{enh} = 1.5 \sim 2.5$ ) が得られた。以上により図6において予測された脈動流場の伝熱特性が定量的に確認された。

このような伝熱特性がどのような流れ場に依存するのかを調べるために流れの可視化実験を行った。

### 3 流れの可視化実験

#### 3.1 実験装置および方法

脈動流場における流速変動に対する定量データの取得を目的としてPIV解析を行うために試験流体を水として粒子懸濁法により流れを可視化した。使用したトレーサー粒子は比重調整されたイオン交換樹脂であり平均粒径は  $\phi 200 \mu m$  である。図8に実験装置概略図を示す。水（試験流体）はヘッドタンクとオーバーフロータンクのヘッド差のみで駆動され、時間平均流量はヘッドタンク後およびロータフローメーター前のバルブの開度によって設定できるようになっている。脈動発生装置は伝熱実験で使用したものと基本構造は同じである。テストセクションは寸法も伝熱実験のものと同じであるが、流れの可視

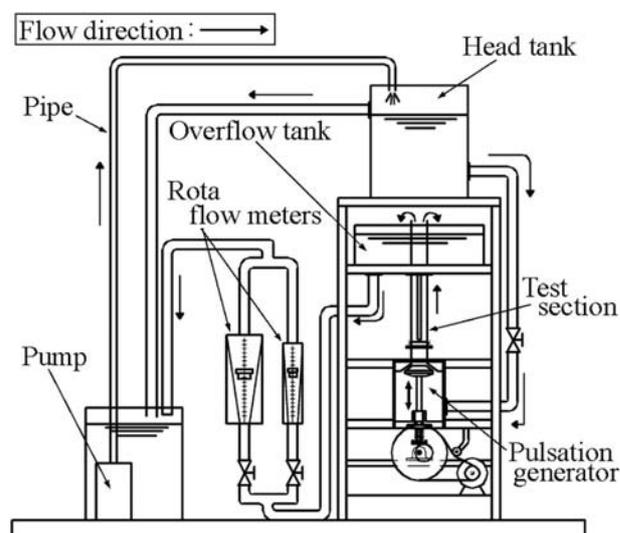


Fig. 8 Experimental setup for flow visualization.

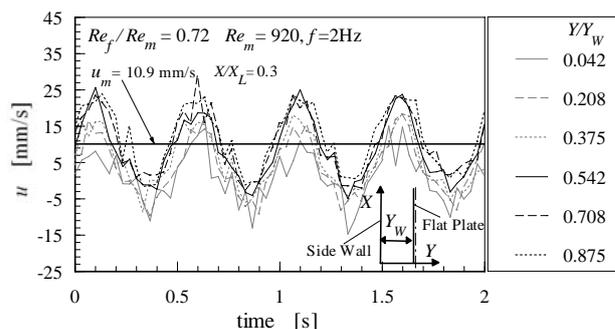


Fig. 9 Temporal fluctuations of local velocities at  $X/X_L=0.3$ .

化用に内部の平板を含め全て透明アクリル製である。光源にはLD 励起 YAG/YVO4 固体レーザー（出力：30 mW, 波長：532 nm, 緑色）を用い、シリンダリカルレンズによってシート状に拡げ、テストセクションの中央断面における2次元速度場を可視化し、デジタルビデオカメラにて撮影した。尚、実験に際

してはレーザーライトシートを流路奥行き方向にトラバースし、可視化画像に有意差がないことを確認することで流れ場の二次元性（流路奥行き方向の一次元性）を確認している。

PIV による画像処理には市販ソフトウェア(DIPP Flow：(株)ディテクト社製)を使用した。可視化領域に

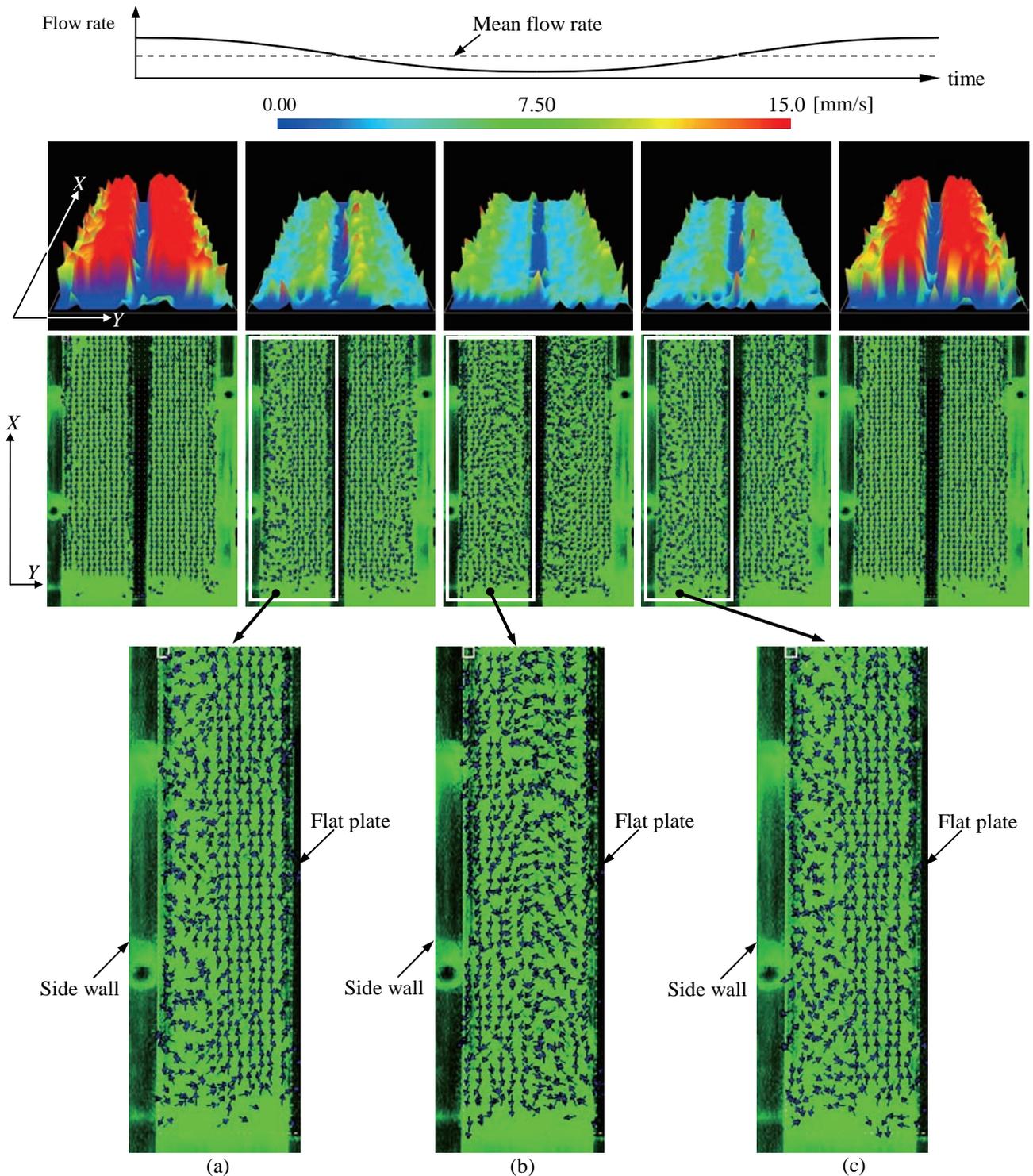


Fig. 10 Temporal and spatial periodic fluctuation of flow field in forms of velocity vector and scalar ( $Re_m=920$ ,  $Re_f/Re_m=0.72$ , 2 Hz).

おけるセル毎のベクトル算出は、一般的な時系列画像の相互相関関数に基づく確率統計処理によるものである。図9に局所流速（流路位置  $X/X_L=0.3$  において、平板から側壁までの流路幅方向6点の流れ方向速度）の時間変化を示す。図9と図3を照らし合わせると設計コンセプトどおり、流量は連続的正弦波変動していることが認められる（2 Hz の条件で2秒間に4サイクル分の波形が得られている）。

### 3.2 PIV 解析結果および伝熱特性に関する考察

図10および図11にそれぞれ  $Re_m=920, 2\text{Hz}$  および  $Re_m=3000, 3\text{Hz}$  の実験条件におけるPIV解析結果を示す。両図とも上段は主流方向速度スカラーの3D表示図、下段は主流方向速度ベクトル図である。ベクトルに関しては、その長さまたは色でスカラー情報も表現するのが一般的であるが、非定常現象でもあり解析画像一枚あたりの情報量があまりにも多いため、流れ場をより明確に表現するためにベクトル図は速度の方向のみを示し、その大きさであるスカラー情報は別に3D表示とした。

図10および図11は共に1周期分の解析結果であり、それぞれ左端の図より中央の図に向かって流量（平均流速）減少期、中央の図より右端の図に向かって流量（平均流速）増加期に対応している。

$Re_m=920$  の場合（図10）、流れは時間的に変動すると同時に空間的にも変動し、極めて複雑な構造をとることが確認できる。流路下流に向かう整然とした流れ（左端の図）が、減速期において側壁近傍で不安定となり、乱れが生じ始め、その乱れは流れ方向全域にわたっている（左より2番目の図）。図10(a)はその拡大図である。時間的に流速が変動することで流線間にせん断力が生じ渦が形成されるものと考えられる。更なる渦列は時間とともに流路幅方向に両側壁から中央の平板に向かって移動する。渦列が平板にまで移動した時点（流量が最も小さくなる時期とほぼ一致）では側壁近傍で逆流が認められる（中央の図）。図10(b)にその拡大図を示す。その後、増速期に入ると流路中央の平板付近から下流に向かう整然とした流れが再度形成され始めると同時に両側壁近傍では逆流から渦列が形成され（右から2番目の図）、見かけ上は減速期における側壁近傍の渦列形成時と類似した流速分布になっている。図10(c)にその拡大図を示す。その後、側壁近傍における渦列が崩壊し、再度流路全域にわたって下流に向かう整然とした流れとなって元の状態に戻る。このよう

に流量が時間と共に連続的に正弦波変動すると、速度場は時間のみならず空間的にも複雑に変動することが明らかとなった。この流れ構造は実験したいずれの周波数においても確認された。しかし、 $Re_m=920$  の場合、図9および図10の速度スカラー3D表示図において平板近傍の流速の大きさに着目するとほぼ流量変動と同期した変動の様相を示しており、時間平均すると定常流における速度と大差のない状態である。図7(a)と照らし合わせると僅かな伝熱促進ならびに伝熱特性の周波数依存度が小さいという結果は上記のような流れ構造に起因するものと考えられる。

それに対し  $Re_m=3000$  の場合（図11）、減速期に側壁近傍から流れに乱れが生じ始めるという特徴は  $Re_m=920$  の場合同様に認められるものの、流れ方向に連なる渦列の形成は明確には確認できない（左から2番目の図、その拡大図は図11(a)）。また、流量変動1周期を通して流れに乱れが生じる領域は側壁近傍に限定されており、平板近傍の流路幅中央付近は常に下流へ向かう整然とした流れが存在している。側壁付近においては乱れから逆流へと移行することが中央の図（拡大図は図11(b)）より確認できる。時間平均的には一定の流量がテストセクション内に供給されているため、このような逆流域の存在により流路中央付近（つまり平板周り）の局所的流量は定常流の場合よりも増加しているはずである。速度スカラーの3D表示においては横断面の形状がその  $X$  座標における瞬間の速度分布を示すわけだが、 $Re_m=3000$  の場合は流量の減少期においても上記のような平板周りの局所的増速が得られるため、平板表面においては常に大きな速度勾配が生じていることが確認できる。このような流れ構造により、図7(b)で示したような流れの脈動による50%~150%もの伝熱促進が得られたものと考えられる。図7(b)の3Hzの条件（◆）で  $X/X_L=0.3$  で約50%の伝熱促進 ( $Nu$  が定常流の場合の1.5倍)を示しているが、図11の主流方向速度スカラー値で解析したところ、同位置での局所的流速増加率は70%（局所流速が時間平均流速の1.7倍）であった。局所流速の増加が伝熱促進に寄与したことは定量的にも説明されたわけであるが、 $Re_m=3000$  という条件は管内流としては乱流遷移域に属するので、局所流速の増加により境界層が乱流遷移したとも考えられる（円管内乱流におけるColburnの経験式によれば  $Nu$  は  $Re$  の0.8乗に比例するため流速 ( $Re$ ) が1.7倍になれば  $Nu$  は  $1.7^{0.8}=1.53$

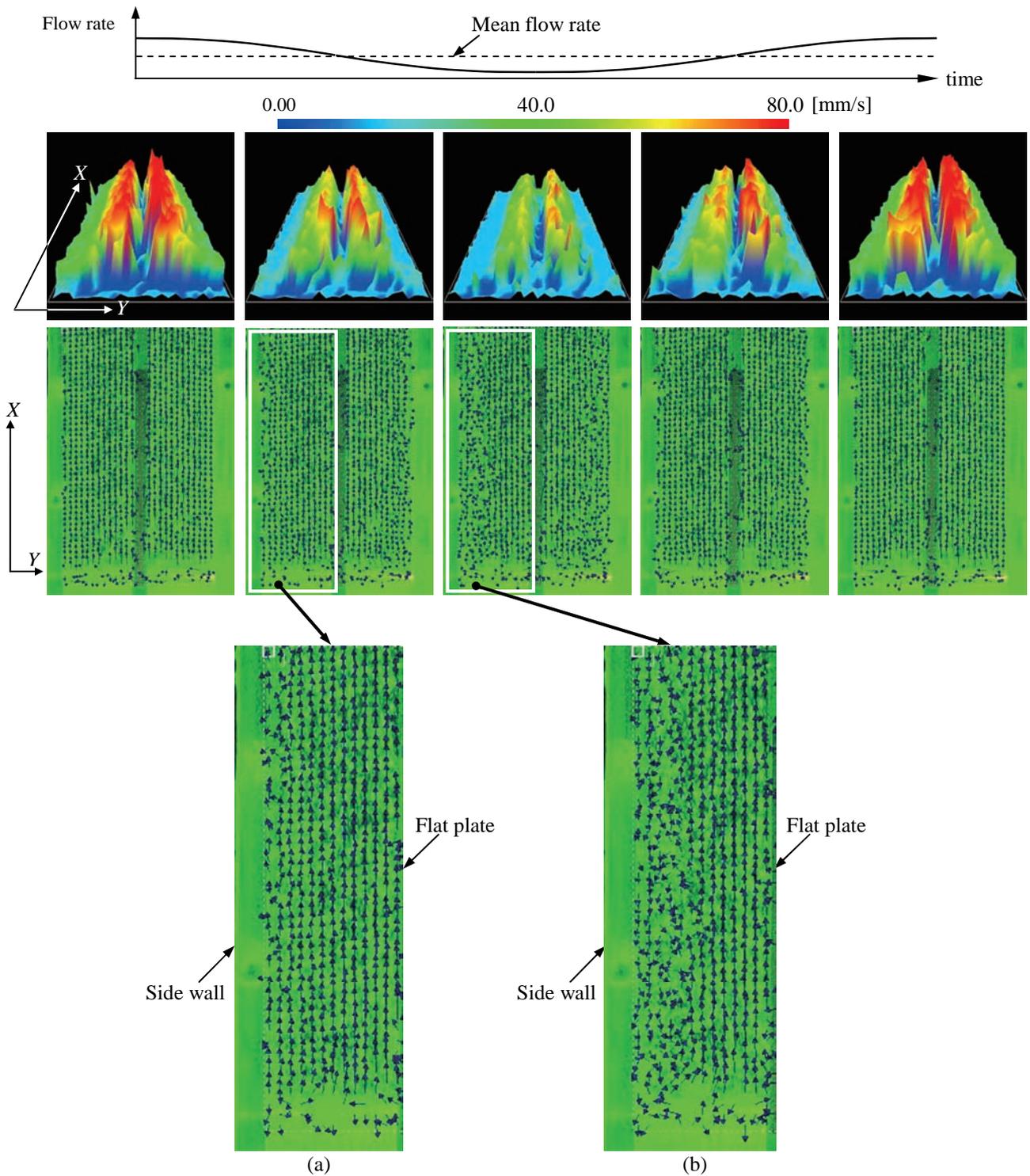


Fig. 11 Temporal and spatial periodic fluctuation of flow field in forms of velocity vector and scalar ( $Re_m=3000$ ,  $Re_f/Re_m=0.72$ , 3 Hz).

倍となり得られた結果と一致する)。しかし、今回得られた実験結果から流れが層流であるか乱流であるかを議論するにはデータ不足であるので、境界層の乱流遷移という観点からの考察は今後の課題としたい。

また、側壁近傍の逆流と平板近傍の順流により流路内には平板を境として大規模な一对の渦が形成され、それにより流路入口付近では主流方向流速の Y 方向（流路幅方向）分布が定常流の場合と大きく異なり、その結果として入口付近では平板近傍の主流

速度成分は総じて定常流の場合よりも小さくなるものと予想される。 $Re_m=3000$ の場合に流路入口付近で伝熱抑制の傾向が得られたのは、このような局所的減速によるものと考えられる。

#### 4 結論

以上の実験結果ならびに解析結果より、矩形管内脈動流の流れ構造とそれに伴う管内に設置された平板面の伝熱特性に関し以下に示す結論を得た。

##### 伝熱特性

- 総じて流れの脈動によって平板面の伝熱は促進されるが、局所的には伝熱が抑制される場合もある。
- 時間平均流量 ( $Re_m$ ) がある値を超えると局所熱伝達率 (ヌッセルト数) は流れ方向に単調減少の傾向を示さず、流路入口近傍で一旦極小値を示した後増加する傾向を示す。
- 時間平均局所熱伝達率 (ヌッセルト数) の脈動周波数依存度は時間平均流量によって異なり、時間平均流量が大きいほど脈動周波数によって伝熱促進率は大きく異なる。
- 上記流れの脈動による伝熱促進/抑制の特徴は以下に示す複雑な流れ構造に伴う局所的増速/減速に起因する。

##### 脈動流の流れ構造

- 流量が時間的に正弦波変動すると速度場は時間的に変動するだけでなく、局所的に渦列形成と崩壊を繰り返し、空間的にも複雑に変動する。
- 流量の時間的な変動に関し、流量減少期に側壁近傍で乱れが生じ流れ方向に連なる渦列が形成される。
- ある時間平均流量以下 (本研究では  $Re_m < 1000$ ) では、側壁近傍で形成された渦列は時間の経過とともに流路幅方向内側に向かって移動する。時間平均流量の増加に伴い、渦を含め流れに乱れが生じる領域は側壁近傍に限定され中央の平板面上では常に大きな速度勾配が生じる。

#### 謝辞

本研究遂行に要した経費 (設備備品および消耗品の購入費用) の一部は独立行政法人日本学術振興会科学研究費補助金 (若手研究(B)課題番号: 15760139)

によるものである。ここに記すと共に謝意を表す。また実験実施およびデータ整理に協力してくれた学部4年生大麻 慎哉君ならびに徳榊 亮君の両名に感謝申し上げます。

#### 参考文献

- [1] Niida, T., Yoshida, T., Yamashita, R. and Nakayama, S. "The influence of Pulsation on Laminar Heat Transfer in Pipes", *Heat Transfer Japan. Res.* 3-3 (1974), 19-28.
- [2] Bayley, F. J., Edwards, P. A. and Singh, P. P. "The Effect of Flow Pulsation on Heat Transfer by Forced Convection from a Flat Plate", *Proc. of the First International Heat Transfer Conference*, Boulder (1961), 499-509.
- [3] Fujita, N. and Tsubouchi, T., "An Experimental Study of Unsteady Heat Transfer from a Flat Plate to an Oscillating Air Flow", *Heat Transfer Japan. Res.* 11 (1982), 31-43.
- [4] Miller, J. A., "Heat Transfer in the Oscillating Turbulent Boundary Layer", *Journal of Eng. Power*, **91** (1969), 239-244.
- [5] Jackson, T. W. and Purdy, K. R., "Resonant Pulsating Flow and Convective Heat Transfer", *ASME. Journal of Heat Transfer*, **87** (1965), 507-512.
- [6] Kearney, S. P., Jacobi, A. M. and Lucht, R. P., "Time-Resolved Thermal Boundary-Layer Structure in a Pulsatile Reversing Channel Flow", *Trans. ASME. Journal of Heat Transfer*, **123-4** (2001), 655-664.
- [7] Hessami, M. A., Berryman, A. and Bandopdhayay, P., "HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN AN ELECTRICALLY HEATED HORIZONTAL PIPE DUE TO FLOW PULSATION", *ASME. HTD.*, **374-3** (2003), 49-56.
- [8] Rocha, L. A. O. and Bejan, A., "Geometric Optimization of Periodic Flow and Heat Transfer in a Volume Cooled by Parallel Tubes", *Trans. ASME. Journal of Heat Transfer*, **123-2** (2001), 233-239.
- [9] Li, P., and Yang, K. T., "Fluid mechanics and heat transfer in zero-mean oscillatory flows in short channels", *ASME. HTD.*, **361-1** (1998), 69-76.
- [10] Myrum, T. A., Acharya, S. and Inamdar, S., "Laminar Pulsed Forced and Mixed Convection in a Vertical Isothermal Tube", *Journal of Thermophys. Heat Transfer*, **11-3** (1997), 423-428.
- [11] Mladin, E. C. and Zumbrunnen, D. A., "Dependence of convective heat transfer to a pulsating stagnation flow on incident velocity pulse characteristics", *ASME. HTD.*, **271** (1994), 11-21.
- [12] Zhang, J. G. and Kurzweg, U. H., "Numerical Simulation of Time-Dependent Heat Transfer in Oscillating Pipe Flow", *Journal of Thermophys.*

- Heat Transfer*, **5-3** (1991), 401-406.
- [13] Iguchi, M. and Miura, H., "Radial Propagation of Turbulence in Pulsatile Pipe Flow", *JSME International Journal*, Ser. II, **32-2** (1989), 173-179.
- [14] Siegel, R., "Influence of oscillation-induced diffusion on heat transfer in a uniformly heated channel", *Trans. ASME. Journal of Heat Transfer*, **109-1** (1987), 244-247.
- [15] Liao, N. S., Wang, C. C. and Hong, J. T., "An investigation of heat transfer in pulsating turbulent pipe flow", *ASME. HTD.*, **42** (1985), 53-60.
- [16] Ohmi, M., Usui, T., Tanaka, O. and Toyama, M., "Pressure and Velocity Distributions in Pulsating Turbulent Pipe Flow, Part 2 Experimental Investigations", *Bulletin of the JSME*, **19-134** (1976), 951-957.
- [17] Mizushima, T., Maruyama, T. and Hirasawa, H., "STRUCTURE OF THE TURBULENCE IN PULSATING PIPE FLOWS", *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **8-3** (1974)
- [18] Gerrard, J. H., "An experimental investigation of pulsating turbulent water flow in a tube", *Journal of Fluid Mech.*, **46** (1970), 43-64.