

配管系サーマルストライピングの 乱流特性に関する基礎研究

—配管合流領域における乱流混合メカニズムの基礎研究—

(先行基礎工学研究に関する共同研究報告書)



2002年3月

東北大学大学院工学研究科
量子エネルギー工学専攻

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料は、先行基礎工学分野に関する研究として、東北大学と核燃料サイクル開発機構との共同研究の成果として作成されたものです。
本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松 4 番地 4 9
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
東北大学 (Tohoku University)
2002

配管系サーマルストライピングの乱流特性に関する基礎研究

— 配管合流領域における乱流混合メカニズムの基礎研究 —

戸田三朗*、結城和久*、村松 壽晴**

要 旨

異なる温度を持つ流体が合流する領域では、流体の不安定混合に伴う非定常の温度変動、すなわちサーマルストライピングが発生し、周囲の構造材が高サイクルの熱疲労によって損傷される現象が問題となっている。本研究では T 字配管合流部において発生するサーマルストライピング現象とそれに伴う壁面温度変動の関連を明らかにするため、PIV 可視化システムを用いて流体混合状態に対する口径比、流速比および枝管入射角度の影響を評価するとともに、最終的に壁面温度変動との因果関係を明らかにする。

まず等温場における可視化実験により、枝管から流出する噴流軸が非定常に振動し、これが噴流軸まわりに形成される循環流・カルマン渦、そして主流のバックグラウンドとして存在する非定常揺らぎに強く影響されることが明らかとなった。特に流量比が低い場合、すなわち枝流の流量が主流に対して比較的低い場合、主流揺らぎと噴流軸振動の周波数帯はほぼ一致した。また噴流軸振動の定量化と熱疲労回避条件を抽出するため、噴流軸の侵入位置を一般化した。次に、非等温場における壁面近傍の温度計測から、流量比が低い場合、合流部下流側の主配管内壁において温度変動の強い領域が確認され、その変動周波数が主流揺らぎ・噴流振動とほぼ同じ周波数帯であることが明らかとなった。併せて、バンドで形成される 2 次流れの可視化から、2 次流れの非定常挙動と先述の温度変動の周波数帯がほぼ一致、すなわち流体混合と壁面温度変動は上流バンドで形成される 2 次流れの非定常減衰過程に強く影響されることが確認された。

* 東北大学大学院工学研究科 量子エネルギー工学専攻

** 核燃料サイクル開発機構大洗工学センター要素技術開発部

Fundamental study on turbulent fluid mixing characteristics in piping systems

— Fundamental study on fluid mixing mechanism in T-junction areas —

Saburo TODA*, Kazuhisa YUKI*, Toshiharu MURAMATSU**

ABSTRACT

In a region where two fluids with different temperatures are mixed together, unsteady temperature fluctuation, i.e. thermal striping, occurs in going through the unstable mixing process of the fluids, and structural materials in the surrounding area may be damaged by high-cycle thermal fatigue. In this report, in order to clarify the relation between the thermal striping and temperature fluctuation of structural wall, PIV measuring system is applied to visualize the fluid mixing state in a T-junction area in which important parameters for the fluid mixing are the flow velocity and aperture ratios of a main pipe to a small pipe and an incidence angle of the small pipe to the main pipe as well as temperature difference of the two flows.

As a result of visualization experiments in an isothermal field, it is confirmed that a jet-axis, which is a stream line flowing out from the center of the small pipe, vibrates unsteadily and that its behavior is strongly affected by circulating flow, Karman vortex formed behind the jet axis, and especially flow-fluctuation which exists as a background-flow in the main pipe. Especially, the frequency band of the flow-fluctuation in the main pipe almost corresponds to that of the vibration of the jet-axis where the ratio of flow rate is low. Furthermore, in order to estimate the vibration state of the jet-axis and to find out the conditions for preventing the thermal fatigue, the penetration depth of the jet-axis is generalized.

From measurements of temperature fluctuation of wall, it is shown that a high power fluctuation area exists universally behind the junction point of the small pipe where the flow rate of the small pipe flow is relatively lower than that of the main pipe flow. The band of dominant frequency of the temperature fluctuation is almost the same as the flow-fluctuation and the jet-axis vibration mentioned above. In addition, visualization experiments of secondary flow formed in a 90-degree bend, which is installed upstream on the main pipe side, clarifies that its flow pattern changes unsteadily and intensely and that its frequency band is nearly equal to that of the temperature fluctuation. It is concluded that the fluid mixing and the temperature fluctuation of wall may be dominated by the unsteadiness of the secondary flow.

* Department of Quantum Science and Energy Engineering, Graduate School of Engineering,
Tohoku University

** Advanced Technology Division, O-arai Engineering Center, JNC

目 次

1. はじめに	1
2. 実験	2
2.1 実験装置と試験部の詳細	2
2.2 PIVシステムによる可視化条件	3
2.3 実験条件	3
3. 等温場における流動状態の可視化	4
3.1 主配管内流の速度分布	4
3.2 流体混合に対する流速比の影響および混合領域で形成される種々の渦	5
3.3 流体混合に対する主配管と枝管の口径比の影響	7
3.4 流体混合に対する枝管の入射角の影響	9
3.5 噴流軸振動の一般化とその周波数解析	9
3.6 主流揺動の主原因と2次流れの非定常挙動の関連	12
4. 非等温場における壁面温度計測実験	13
4.1 温度変動に対する温度差の影響	14
4.2 温度変動に対する流速比の影響	14
4.3 温度変動に対する口径比の影響	15
4.4 管壁温度変動の周波数解析	16
4.5 軸方向への温度揺らぎの減衰	16
5. おわりに	18
参考文献	19

图目录

Fig.1 Schematic drawing of vortexes	2
Fig.2 General features of experimental apparatus	2
Fig.3 Details of test section	3
Fig.4 Incidence angle of small pipe	4
Fig.5 Vector diagrams of flow field in main pipe without small pipe flow	5
Fig.6 Dominant frequency distribution of fluctuation in main pipe flow	5
Fig.7 Power of fluctuation	5
Fig.8 Axial velocity distribution of main pipe flow	6
Fig.9 Maximum penetration depth of jet-axis	6
Fig.10 State of fluid mixing in tee junction area	6
Fig.11 Geometry of jet-axis	7
Fig.12 Inlet angle of jet-axis	7
Fig.13 Circulating flow formed behind jet-axis	8
Fig.14 Karman vortex	8
Fig.15 Maximum penetration depth	8
Fig.16 Inlet angle for flow velocity ratio	8
Fig.17 State of fluid mixing in tee junction area	9
Fig.18 Typical fluid mixing patterns	10
Fig.19 Maximum penetration depth	11
Fig.20 Minimum penetration depth	11
Fig.21 Average penetration depth	11
Fig.22 Frequency distribution of jet axis	11
Fig.23a Unsteady behavior of secondary flow	12
Fig.23b Mean flow field	12
Fig.24 Measuring points of temperature fluctuation of wall	13
Fig.25 Effect of temperature difference ΔT on wall temperature fluctuation	14
Fig.26 Effect of velocity ratio on wall temperature fluctuation	15
Fig.27 Effect of aperture ratio on wall temperature fluctuation	16
Fig.28 Effect of velocity ratio on wall temperature fluctuation	17
Fig.29 Effect of aperture ratio on wall temperature fluctuation	17
Fig.30 Effect of velocity ratio on temperature fluctuation power	17
Fig.31 Dumping of temperature fluctuation	18
Fig.32 Dumping of temperature fluctuation power	18

1. はじめに

異なる温度を持つ流体が混合する領域では、流体の不安定混合に伴う非定常の温度変動、すなわちサーマルストライピングが発生し周囲の構造材が高サイクルの熱疲労によって損傷される事象が問題となる。直接熱交換型の熱交換器内熱流動はもちろんの事、特に原子力プラントでは高速増殖炉フェニックスの配管損傷による Na 漏洩事象や敦賀 2 号機の冷却水漏れの主要原因が同現象であると予測されており、今後、配管系での高サイクル熱疲労挙動に関する研究解明が社会的にも強く要望されている。

サーマルストライピングに関連する従来の研究では、特に温度成層乱流の問題が盛んに研究されており、実験および数値シミュレーションにより同現象の詳細な物理機構が解明されている[1,2,3]。しかしながら異なる温度を持つ二流体が T 字配管合流領域で混合するような体系での研究例は、実験を含め非常に少ない。高橋らは主に速度比、口径比をパラメータとした実験を行い、合流領域での混合形態を分類し、温度変動を含めた混合特性を評価している[4,5]。また、実験に対し数値的に同現象を解析する場合、 $k-\epsilon$ model に代表される乱流モデルを用いた計算では得られる温度変動等は時空間的に平均化されたものとなるため、必然的に DNS や LES による大型乱流計算に頼らざるを得ない。村松らは、フェニックス炉の配管合流系において枝管から流出する高温ナトリウムが主配管内壁に沿って下流側に流れる様子を DNS によりシミュレーションし、特に混合領域において形成される二つの異なる渦を予測している[6,7]。一つは枝管から流出するナトリウム噴流が柔らかな障害物となることにより生じる高周波の横渦であるカルマン渦列、もう一つは噴流両脇から剥離する低周波の縦渦であり、特にこの低周波の縦渦が熱疲労に対する主要因である事が予測されている。Fig. 1 は T 字配管合流領域で形成される渦を模式的に表したものである。また、剥離の要因が噴流と T 字配管合流領域の上流側 90 度ベンドで形成される二次流れとの相互作用であることも計算により指摘されているが、この低周波温度揺らぎの発生とその挙動の物理機構は未明である。

このようにサーマルストライピング現象とそれに伴う壁面温度変動の詳細な物理機構を把握するためには、平均流れ場に加えてレイノルズ応力や温度変動、乱流熱流束等の乱流熱輸送特性を実験的に評価する必要がある。本研究では、これらの乱流諸量の輸送が壁面の温度変動に与える影響を実験により評価するため、まず基礎研究としてレーザーによる非接触型の測定手法である PIV (Particle Image Velocimetry)を用いた可視化実験により、T 字配管合流領域における流体混合特性を評価し、数値計算との比較検討および混合メカニズムに影響を与える主要因子を抽出、更に極細熱電対を用いて壁面近傍における温度変動の時系列データを計測し、その周波数特性を評価する。特に流体混合そのものに強く影響すると考えられる主配管と枝管の流速比、口径比および枝管の入射角を基本パラメータとし、枝管から噴出する噴流およびその周りに形成される種々の渦の非定常挙動を可視化することにより、T 字配管領域における混合状態とそれが壁面温度変動に与える影響を定性・定量的に評価することを目的とする。

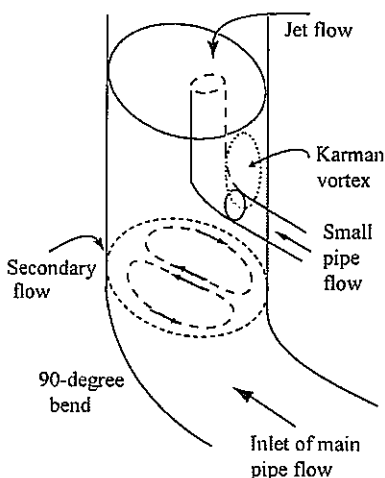


Fig. 1 Schematic drawing of vortices

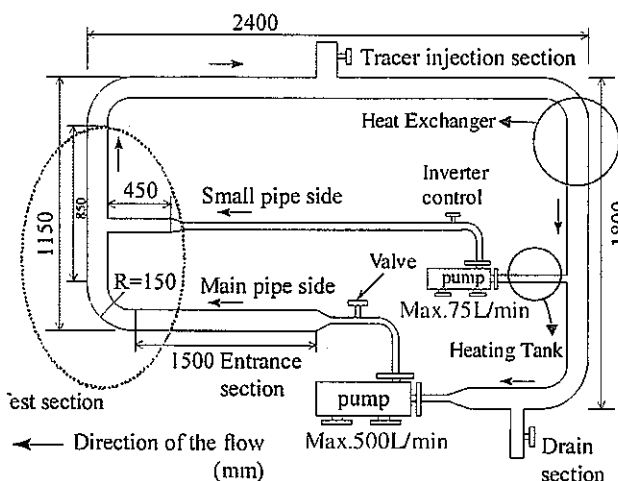


Fig. 2 General features of experimental apparatus

2. 実験

2.1 実験装置と試験部の詳細

実験体系は基本的にフェニックス高速増殖炉における配管合流領域の模擬体系、及び他の原子炉配管合流系を対象としている。Fig. 2 に実験装置の概要を示す。実験装置は作動流体が水の閉ループとなっており、主に動力部と助走部、および T 字配管合流領域を含む試験部、トレーサ注入部、冷却部、排水部により構成されている。主配管と枝管の流速 U_m , U_s は、各管に設置される動力部（マグネットポンプ）とバルブによりそれぞれ調整される。主配管と枝管に対するポンプの最高出力はそれぞれ 500l/min, 75l/min である。またポンプによる機械的振動を軽減するため、振動吸収用のフレキシブルパイプがポンプの出入り口に設置されている。流量を調整された水は各々助走区間を通り、Fig. 3 に示す試験部に流入する。試験部における主配管は鉛直上昇管となっており、途中、枝管が垂直に連結され T 字配管合流領域が形成される。主配管の内径 $D_m=108\text{mm}$ に対し、枝管内径 d は 15, 21, 31mm の三種類が用意される。T 字配管合流領域は PIV システムによる可視化のため、枝管も含め肉厚 3mm のアクリル円管で構成され、加えて主配管側アクリル円管の周りには屈折対策のため、ダクト状のウォータージャケットが設置されている。その他、T 字配管合流領域の主配管側上流 200mm には曲率半径が 152.4mm（曲率半径比 1.41）の 90 度ベンドが設置されており、枝管径が 15mm の場合におけるベンドを含む試験部の幾何形状は、フェニックス炉の 1/5 縮尺サイズとなる。高温枝流は枝流用ポンプ直前に設置される加熱用タンク内で目的温度まで加熱され、上述のバルブに加えインバータ制御により流量が調整される。試験部を通過した流体はシェル・チューブ型の熱交換器で冷却される。

また配管合流部における主配管内壁極近傍の流体温度（以降、単に壁面温度と呼ぶ）を

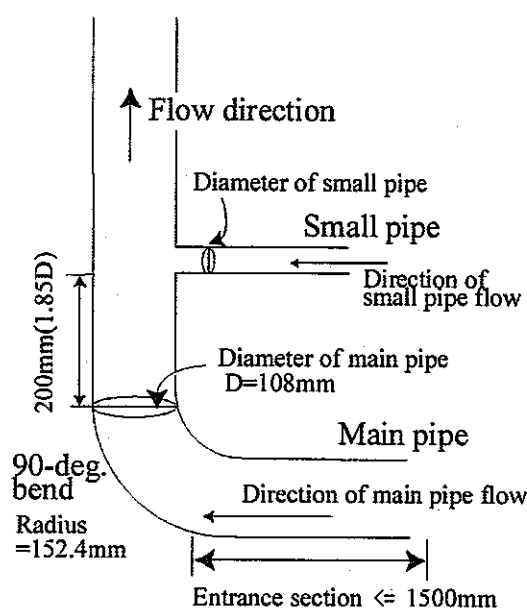


Fig. 3 Details of test section

計測するため、合流ポイント下流側に計 18 本の熱電対 (Fig. 24 参照) が設置される。熱電対はサーマルストライピングに対する熱応答性を考慮し、素線径が 0.2mm の非被覆型クロメル・アルメル熱電対 (K 型) が採用され、得られた起電力はデータロガー (アドバンテスト製 R7326A) によって処理される。

2.2 PIV システムによる可視化条件

本実験で採用する PIV システムは日本レーザー製のダブルパルスヤグレーザシステムであり、非常に速い流れ現象の評価に適している。レーザーの出力は 25mJ@532nm、最大発振周波数は 30Hz である。PIV は、流れ中に混入されたトレ

ーサ粒子の時系列の運動をシート状のレーザーと高速度カメラにより撮影し、得られた粒子画像をデジタル処理することによって流体の速度ベクトルを算出する計測システムであり、基本的に流れ場の構造を二次元的に可視化することが可能である。近年、PIV の測定技術は急速に発展し、特に LIF (Laser Induced Fluorescence) を組み合わせることで速度場・温度場の同時計測も可能となっている。

得られる画像の処理方法に関しては、相関法や粒子追跡法 (PTV) など様々あるが、本実験では空間的に密な速度情報を得るため、相関法の中でも相互相関法を採用する。解析エリアは基本的に 32×32 メッシュに分割され、1 枚の速度ベクトルを得るのに必要な時間間隔を 15Hz (0.067 秒)、取り込み画像を 42 枚に設定する。レーザーシートは主配管中心軸と枝配管の中心を通るように固定され、高速度カメラをシートに対して垂直に固定して流れ場の縦断面における流速データを取得する。また余分な光が試験部に入らないように主配管から 10cm 離れた位置にスリットが設置されている。

本実験では実験前にトレーサ粒子を実験装置の注入部から混入させ、十分 (3 分間) にポンプで循環し攪拌させた状態で実験を開始する。使用するトレーサ粒子は平均粒径が約 85μm のアクリル粉末であり、実験装置内の全水量に対するトレーサ粒子の濃度はほぼ 0.015% である。トレーサ粒子の密度は 1.00kg/m³ とほぼ水と同じであるため、トレーサ混入による流体の粘性や密度変化の影響はほぼ無視できる。

2.3 実験条件

本実験では主に、混合流動状態に対する主配管と枝管の流速比 $r_u (=U_m/U_s)$ 、口径比 $r_d (=D_m/d)$ および Fig. 4 に示す枝管の主配管に対する入射角 θ の影響を評価する。主流と枝流

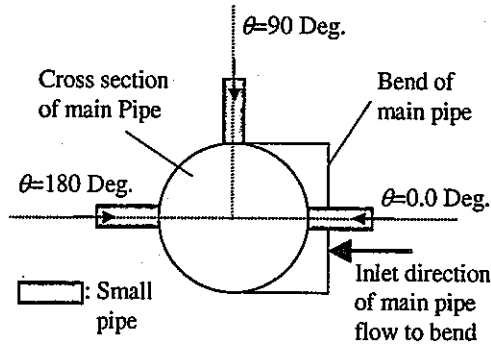


Fig.4 Incidence angle of small pipe

Table 1 Experimental parameters

Mean velocity of main pipe flow : U_m	0.30 ~ 0.90 m/s ($Re_m = 45510 \sim 121350$)
Mean velocity of small pipe flow : U_s	0.20 ~ 1.8 m/s ($D_s=15$ mm) ($Re_s = 3750 \sim 33710$)
	0.20 ~ 1.8 m/s ($D_s=21$ mm) ($Re_s = 5240 \sim 47190$)
	0.20 ~ 1.2 m/s ($D_s=31$ mm) ($Re_s = 7740 \sim 46440$)
Aperture Ratio: r_d	7.2, 5.15, 3.48
Incidence Angle : θ	0.0, 90, 180 [deg.]
ΔT	0.0~40.0 [K]

の温度差 ΔT は基本的に 0.0, 20.0, 30.0, 40.0 [K]の4パターンとする。各実験パラメータを Table 1 に示す。流速比 r_d は 0.5~2.25 である。この時、主配管と枝管の流速範囲はそれぞれ $U_m=0.3\sim 0.9\text{m/s}$, $U_s=0.2\sim 1.8\text{m/s}$ であり完全な乱流域である。口径比 r_d は枝管内径が小さいものから 7.2, 5.15, 3.48 である。枝管の入射角は 90 度ベンド領域で形成される二次流れの回転方向を考慮して、0, 90, 180 度を選択しており、入射角が 0 度の場合にベンドに対する流体の流入方向と枝管の入射方向は同じである。

非等温場における流れ場を PIV により可視化する場合、屈折率の空間分布によりその流動状態を正確に計測することは非常に困難である。従って、T 字配管合流部における流動状態の可視化は基本的に等温場 ($\Delta T=0.0\text{K}$) において実施され、得られる知見を非等温場実験において計測される温度変動データとの比較検討に反映させる。

3. 等温場における流動状態の可視化

3.1 主配管内流の速度分布

本実験における T 字配管合流領域の流動特性を厳密に評価するためには、まずバックグラウンドとなる枝管流が無い状態での主配管側の流速分布を明確に把握しておく必要がある。すなわち主配管側の流速分布は、上流側 90 度ベンドの影響によりベンド外側にピークを持ち、また内部断面には二次流れが形成されていると予測され、これらの流れは枝管からの噴流の侵入状態に多大に影響すると考えられる。Fig. 5 に主流の平均流速が 0.9m/s ($Re_m=121,350$) の時の T 字配管合流領域における一連のベクトル図を示す。時間間隔は 15Hz である。図中左端がベンド外壁、右端が枝管側の壁 ($\theta=0.0\text{deg.}$ の場合) を表している。これより主配管内の流速分布が、管中心軸付近から枝管側 (ベンドの内側領域) で左右に揺らいでいることが確認される。その振動周期は FFT 解析によると Fig. 6 に示すように 0.46~1.7[Hz] の低周波数帯であり、主流の揺れが確認される枝管入射側の壁から管中央付近までの領域で検知される。この周波数解析は合流ポイントから $0.5D_m$ 下流の位置における流線の位置情報から評価されたものである。横軸の b は壁からの距離を表している。更に Fig. 7 に示される振動強度に関してはいずれの流速においても壁面から離れ

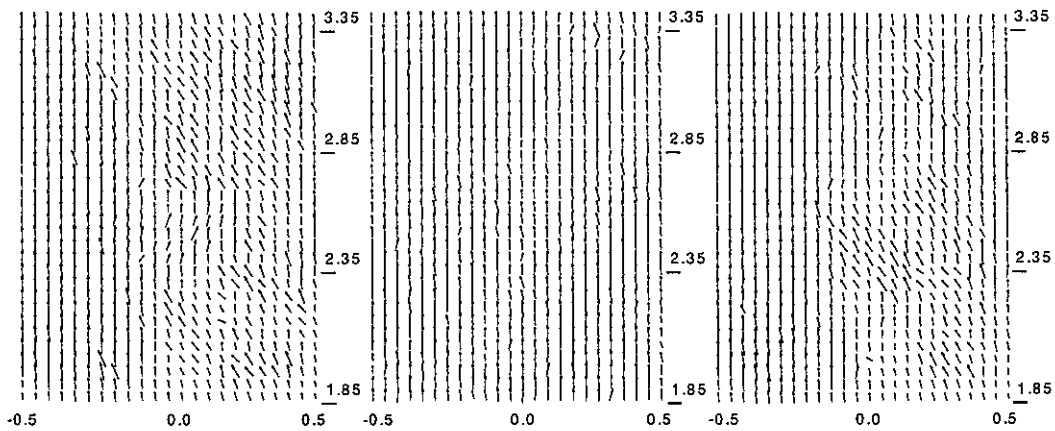


Fig. 5 Vector diagrams of flow field in main pipe without small pipe flow ($U_m=0.90\text{m/s}$, $U_s=0.0\text{m/s}$)

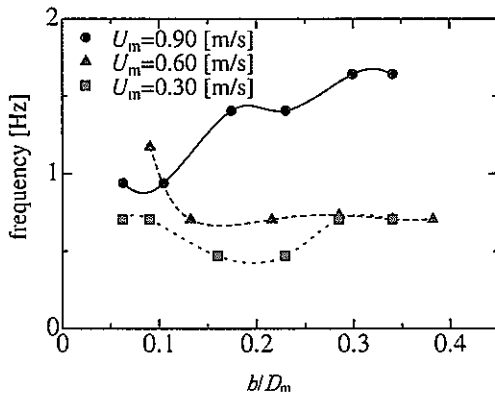


Fig. 6 Dominant frequency distribution of fluctuation in main pipe flow

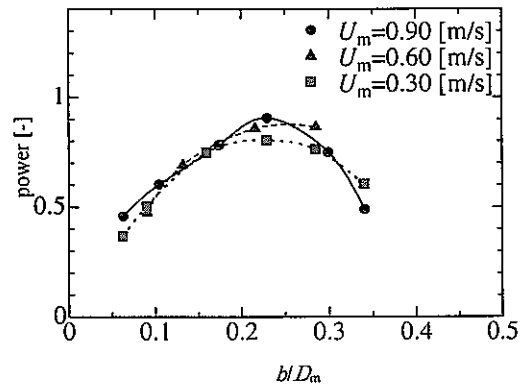


Fig. 7 Power of fluctuation

るにしたがって急激に増加し $0.2D_m \sim 0.3D_m$ 辺りにそのピークが存在することがわかる。Fig. 8 に配管合流点における軸方向の平均速度分布を示す。横軸は配管中心からの距離を表しており、主管内径 D_m で無次元化されている。通常、流速分布は、バンドから流出したあと下流に進むに従い発達し、本来のフラットな乱流速度分布に近づくが、本実験における合流部では、主流の平均流速が 0.3 , 0.6 , 0.9 m/s のいずれの場合も、流速分布がバンド外壁側に大きく偏り、バンドの影響が強く残っていることが確認できる。当然、流速分布に対するバンド内流れに作用する遠心力の影響は、主配管内の流速が速くなるに伴い強くなるため、流れの非定常性の要因を含め、90度バンド領域で形成される主配管側の流速分布と二次流れに関する詳細な解析も重要となる。

3.2 流体混合に対する流速比の影響および混合領域で形成される種々の渦

枝管出口中心から流出する流線（噴流軸）の最大侵入深さ L に対する主流と枝流の流速

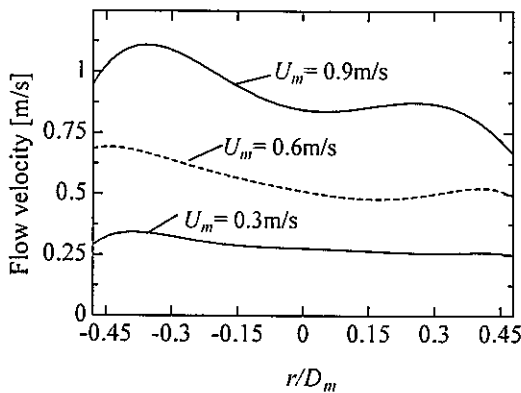


Fig. 8 Axial velocity distribution of main pipe flow

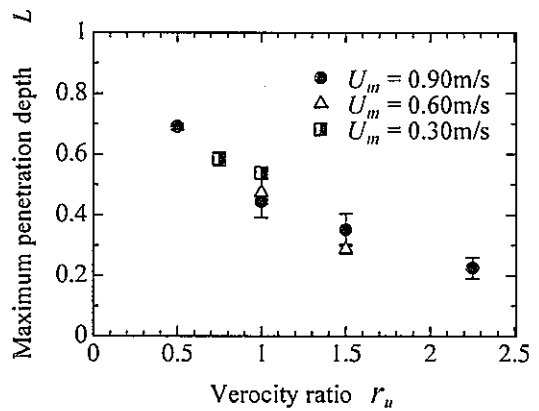


Fig. 9 Maximum penetration depth of jet-axis ($\Delta T=0.0$ [K])

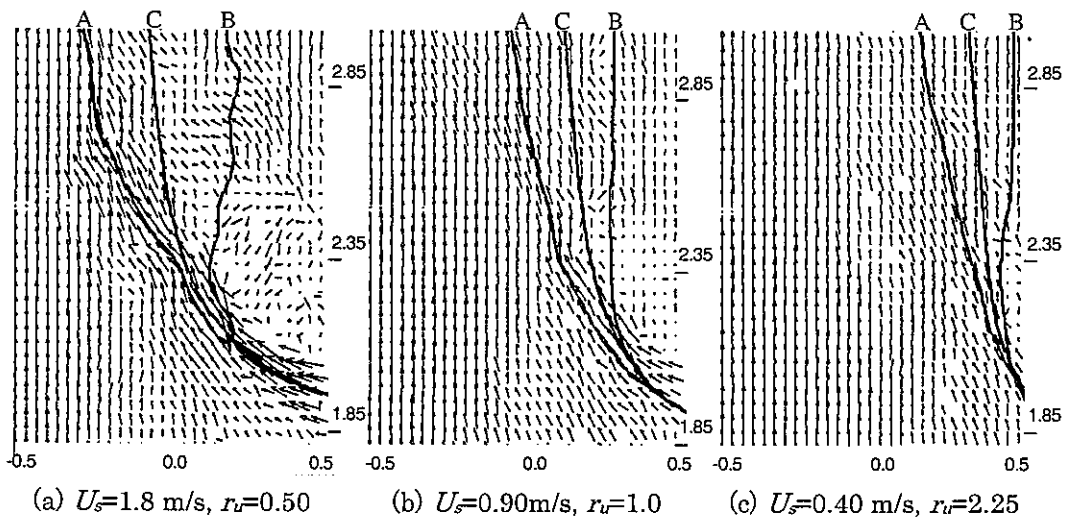


Fig. 10 State of fluid mixing in tee junction area ($U_m=0.90\text{m/s}$, $\Delta T=0.0$ [K])

比の影響を Fig. 9 に示す。侵入深さ L は合流ポイントから $0.5D_m$ 下流で評価され、また主管内径 D_m により無次元化されている。口径比 r_a は 5.15、枝管の入射角 θ は 0 度、主配管側の流速は 0.3, 0.6, 0.9m/s である。これより流速比の増加、すなわち枝管の流量減少もしくは主流の流量増加に伴い、枝管からの噴流軸の最大侵入深さが浅くなることを確認できる。これは主流に対する枝流の慣性力が弱まるためで、逆に枝管の慣性力が大きい場合には噴流軸の侵入位置は深くなる。また口径比が一定であれば速度の絶対値に関係なく、流速比によって噴流軸の最大侵入深さがほぼ決まることが分かる。同様のことが他の口径比、入射角に対しても確認される。Fig. 10(a), (b), (c) は、主流速度が 0.9m/s ($Re_m=121,350$) に対して枝流速度がそれぞれ 1.8, 0.9, 0.4m/s ($Re_s=47190, 23600, 10490$) の条件での速度ベクトル状態を表している。口径比は 5.15、枝管入射角は 0 度であり、図中の実線 A と B は、それぞれ侵入深さが最大と最小の場合における噴流軸の流線を表しており、実線 C は

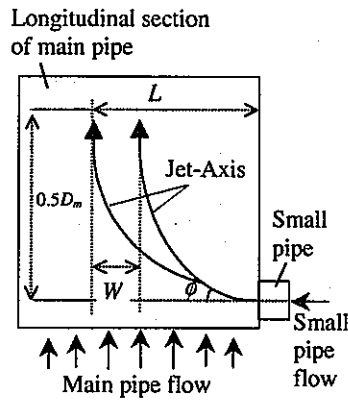


Fig. 11 Geometry of jet-axis

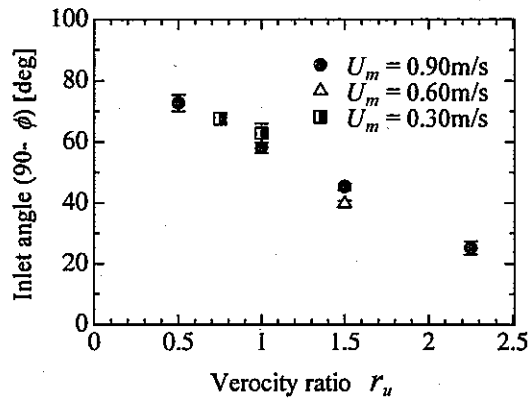
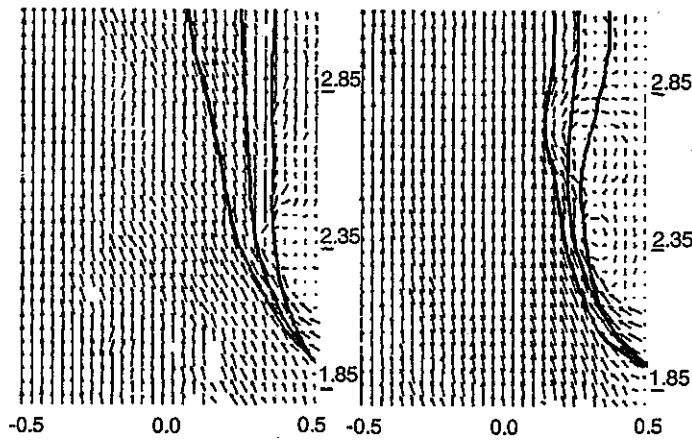


Fig. 12 Inlet angle of jet-axis ($r_u=5.15$)

得られる 42 枚の画像を平均した噴流軸流線である。ベクトル図は噴流軸の侵入深さが最大となる実線 A の場合のものである。これより、一般に噴流軸は枝管出口近傍の慣性力が強い領域（以降、慣性領域）と、主流および混合領域で形成される様々な渦等に依存して左右に大きく揺らぐ領域（以降、振動領域）に分けられることが確認できる。ここで混合状態を幾何学的により明確にするため、慣性領域での噴流軸と主配管断面がなす角を ϕ 、振動領域の振動幅を W とする（Fig. 11 参照）。Fig. 12 より速度の絶対値に関係なく流速比が小さい場合に、噴流軸の侵入角 ϕ は小さくなることを確認した。振動領域に関しては、複雑な噴流軸の非定常挙動により明確な規則性を確認するには至らなかったが、速度比が低く噴流軸が主流分布のピーク領域まで達するような場合（Fig. 10(a)）には、噴流軸が大きく反力を受け、結果的に振動幅 W が広くなるものと予想される。これ以外の振動幅 W に対する流速比の影響は明確ではないが、ほぼ類似の振動幅を有するため、噴流軸は主に主流側の非定常揺らぎに連動しているものと考えられる。この他、枝流の慣性力が強い場合、Fig. 13(a), (b) に示すような噴流軸と壁面間に循環流が形成され（特に口径比が 3.48 の場合には複数個）、更にその生成・消滅過程に伴い、噴流軸が壁に再付着する場合もあることを確認した。また特に枝管の口径が大きい場合、Fig. 14 に示す様な枝管噴流後方に形成されるカルマン渦列を確認した。カルマン渦の生成・離脱時に発生する揚力を合わせて考慮すると、噴流軸の非定常挙動（と壁面温度変動）は、これら二つの渦運動とも密接に関係していると予想されるが、噴流軸の侵入位置等の挙動は合流初期段階では基本的に主流と枝流の相対的慣性力差に依存し、その後、噴流周囲の流体挙動、すなわち循環流、カルマン渦に強く連動されると考えられる。主配管側のバックグラウンドとして存在する揺らぎ現象に加え、混合領域で形成されるこれら種々の渦に関する定性かつ定量的データが、サーマルストライピングの流体力学的制御の観点からも必要になると言える。

3.3 流体混合に対する主配管と枝管の口径比の影響

同じ流速条件で主配管と枝配管の口径比を上げた場合、すなわち枝管の口径が減少する



(a) $r_i=1.5, r_o=5.15, U_s=0.60$ m/s (b) $r_i=1, r_o=3.48, U_s=0.90$ m/s

Fig. 13 Circulating flow formed behind jet-axis

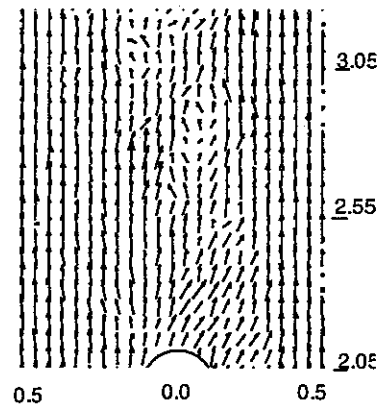


Fig. 14 Karman vortex

($r_i=0.75, r_o=3.48, U_m=0.90$ m/s)

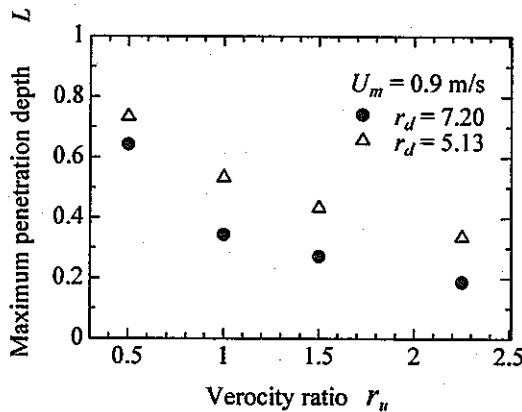


Fig. 15 Maximum penetration depth

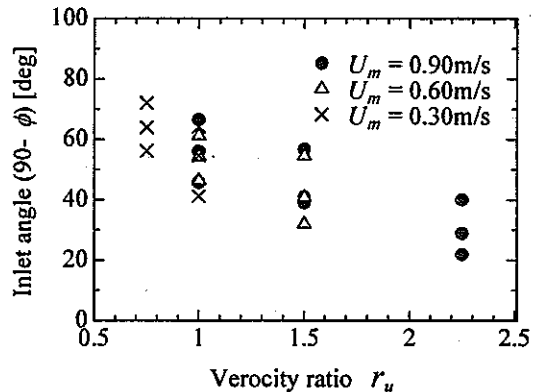


Fig. 16 Inlet angle for flow velocity ratio

と、Fig. 15 に示すように噴流軸の侵入位置は浅くなる。すなわち口径比の増加は、同じ流速条件であっても相対的な枝流慣性力の減少を招くためである。また Fig. 16 に示す侵入角に関しても口径比の依存性が確認される。すなわち口径比が異なる場合、噴流の侵入深さおよび混合形態を特徴付けることは出来ない。侵入深さに対する口径比の影響は、慣性力（または流量）に対し直接二乗で影響するため、その効果は流速比よりも大きい。今回の実験では、枝管内径が最も大きい口径比 3.48 の場合（枝管流速 0.30~0.80 m/s）において、噴流軸の下流後方側に循環流とカルマン渦が形成され、逆に枝管の口径が最も小さい口径比が 7.2 で流速比が 1 よりも大きい場合、噴流軸の侵入位置は村松の計算で示されるように壁のごく近傍であることを確認した。すなわち、このような条件下で噴流の非定常振動が起きる場合の流体混合は、まさしく壁面温度変動とそれに伴う熱疲労を助長する環境にあると言える。

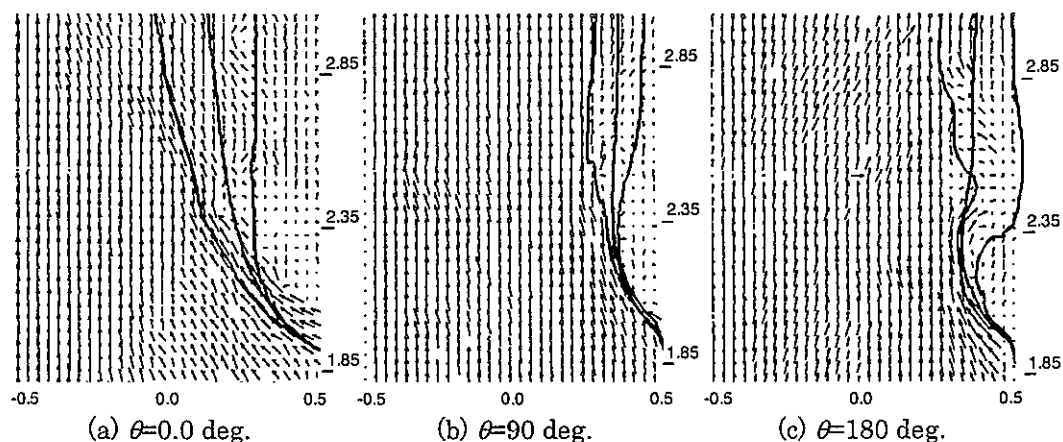


Fig. 17 State of fluid mixing in tee junction area ($U_m=0.90\text{m/s}$, $U_s=0.90\text{m/s}$)

3.4 流体混合に対する枝管の入射角の影響

Fig. 17(a), (b), (c) に主配管と枝管の流速を固定し、枝管の入射角をパラメータとした場合の流れ場の様子を示す。主配管と枝管の流速はともに 0.9m/s であり、口径比は 5.15 である。これより噴流軸の侵入位置は、入射角が 0 度で最も深く、次いで 90 度、更に 180 度の場合において、その侵入位置が最も浅くなることを確認できる。これは 90 度バンド領域で形成される外壁側にピークをもつ主流の速度分布と二次流れの影響であると考えられる。枝管の入射角が 0 度の場合、主配管の中心近傍での二次流れの向きと噴流の流入方向は同方向であり、噴流は主配管内部に侵入し易い。これに対し、入射角が 180 度の場合には二次流れ方向と噴流軸の流入方向が逆方向であるのに加え、枝管噴流は、90 度バンドの遠心力によってバンド外壁側にピークをもつ流速分布に押し戻される形で混合するため、主配管内部への侵入が困難となる。この結果、流体混合は壁のごく近傍で起こるようになり壁面温度変動を助長する可能性があると考えられる。また入射角 0 度の場合の噴流軸がほぼ左右対称に振動するのに対し、180 度の場合の噴流軸は、形状及び挙動ともに非常に複雑であることも特徴的である。今後、同様な配管合流部を設計する場合、バンド領域で形成される速度分布と二次流れの影響を考慮し、枝管の入射角を最適化することは必要である。

3.5 噴流軸振動の一般化とその周波数解析

先述の様に、噴流軸の最大侵入深さ L と噴流入射角 ϕ はほぼ流速比によって特徴付けられるが、口径比が異なる場合の振動状態は異なる様相を示す。また本実験のような上流に 90 度バンドを有する場合の流体混合形態に関しても、基本的には Fig. 18 に示す 4 つの混合形態、すなわち成層噴流型・再附着流型・偏向噴流型・衝突噴流型に分類できるが、噴流が非定常に振動しているため流れ場のマッピングは非常に難しい。しかしながら高橋らの報告にもあるように、混合形態が偏向噴流型である場合に最も高温噴流は主流と効率良く混合するため、噴流軸の侵入位置に関して一般化し、偏向噴流型となるような混合条件

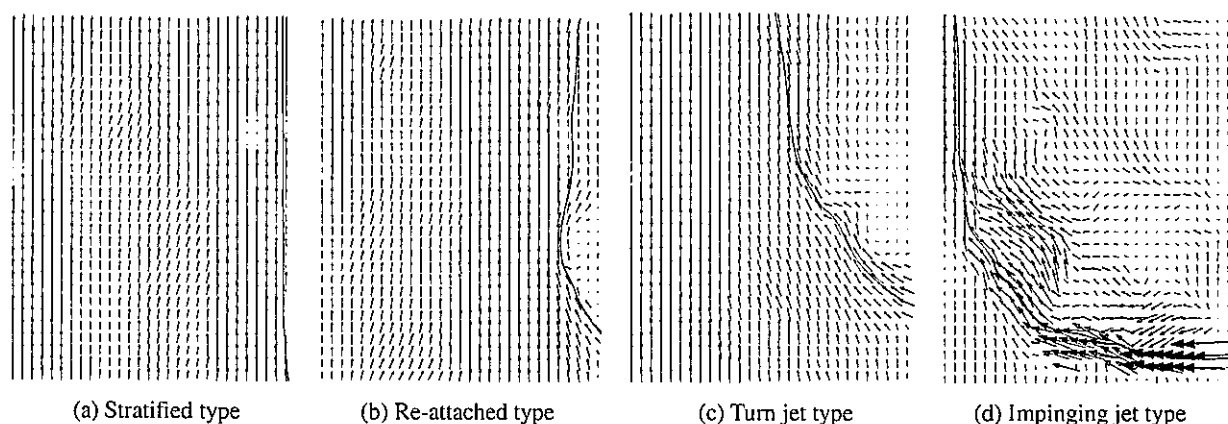


Fig. 18 Typical fluid mixing patterns

を抽出できれば熱疲労回避に資することが可能となる。一般化を可能とする基本的パラメータとしては、先ず流量比やレイノルズ数比が考えられるが、これらをもとに3つの侵入位置（最大侵入位置 $L_{max}=L$ 、最小侵入位置 L_{min} 、平均侵入位置 L_{av} ）に関しデータ整理を行った結果、口径比の影響が強く残り一般化が困難であることが分かった。そこで以下の次元解析により、データ整理を実施した。

$$L_{max,min,av} = L(p) \quad (1)$$

$$p = (U_m/U_s)^x (D/d)^y$$

ここで、口径比が一定の場合、侵入位置は流速比にほぼ比例するため、ここでの x は便宜上 1 とする。Fig. 19, 20, 21 は枝管の侵入角が 0 度の場合における最大侵入位置 L_{max} 、最小侵入位置 L_{min} および平均侵入位置 L_{av} を表しており、若干ばらつきも見られるが概ね上式により整理できることが分かる。このばらつきは実験データの信頼性によるものではなく、主流に存在する不安定な揺らぎ、すなわち後述する 2 次流れの不安定な非定常減衰過程に起因するものである。また上式における y 値は枝管の入射角によって変わる。入射角が 90 度、180 度の場合における y の値はそれぞれ 0.81、1.29 である。

ここで(1)式で表される整理パラメータに基づき、噴流軸の非定常挙動に関し FFT 解析による周波数解析により振動状態を評価する。これまで同様、噴流軸位置の時系列データは合流ポイントの $0.5D_m$ 下流でスキャンされる。Fig. 22 は $U_m=0.90\text{m/s}$ 、 $\theta=0.0\text{deg.}$ 、 $\Delta T=0.0\text{K}$ における噴流軸非定常振動の卓越周波数を表しており、(1)式で与えられるパラメータ p により整理されている。 $p \geq 2.0 \sim 3.0$ あたりから噴流軸の非定常振動に卓越周波数が検知されることが確認できるが、主流がより速い場合に若干右側へシフトするようである ($U_m=0.30\text{m/s}$ で $p \geq 1.75$ 、 $U_m=0.60\text{m/s}$ で $p \geq 2.0$ 、 $U_m=0.90\text{m/s}$ で $p \geq 3.0$)。この境界値については、特に $U_m=0.30, 0.60\text{m/s}$ の時のデータの数が十分ではないため追加実験を行う必要がある。しかしながら、全体の傾向として p が大きい場合、即ち主流に対して枝流の慣性力が小さい時に噴流の非定常挙動に卓越周波数が確認される。更にその卓越

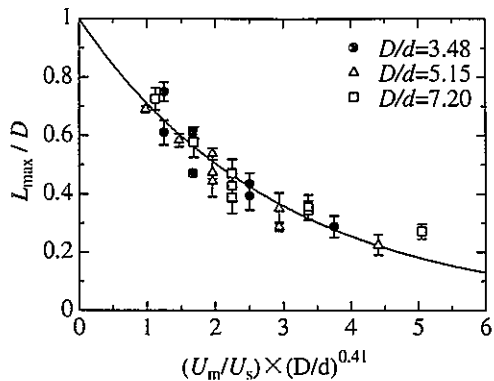


Fig. 19 Maximum penetration depth ($\theta=0$)

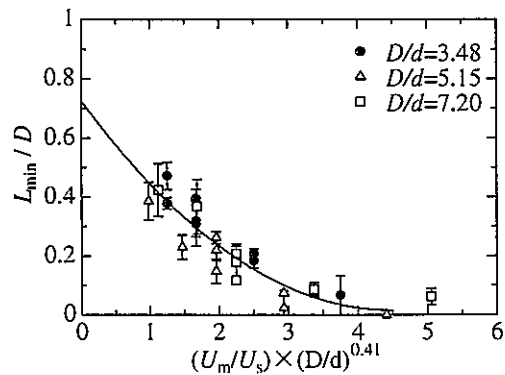


Fig. 20 Minimum penetration depth ($\theta=0$)

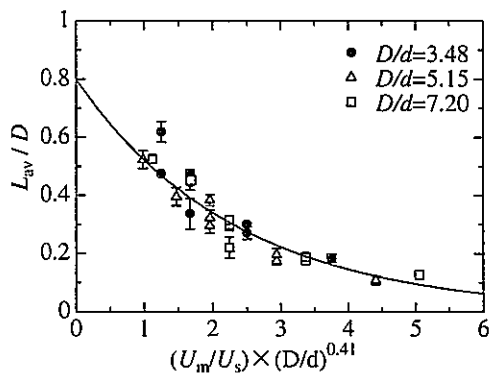


Fig. 21 Average penetration depth ($\theta=0$)

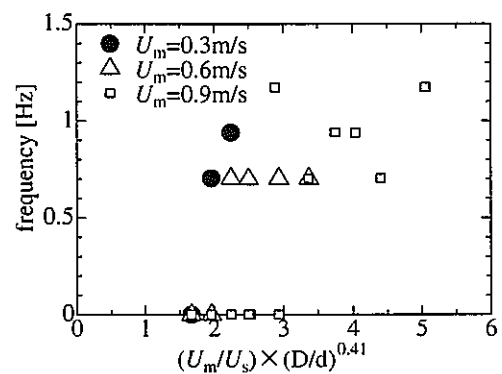


Fig. 22 Frequency distribution of jet axis ($\theta=0$)

周波数は 0.70~1.2Hz の低周波数帯である。Fig. 6 で示された主流に存在する揺らぎも 0.4 ~ 1.7Hz の低周波数帯であることを考慮すると、枝流の慣性力が主流に対して比較的弱い場合には噴流が主流の揺らぎに同期しており主流揺らぎと噴流の非定常振動に非常に大きい相関があると言える。これに対し噴流軸の慣性力が比較的強い場合の流体混合は、主流揺らぎに加え噴流軸後方に形成される循環流の生成・消滅やカルマン渦の放出が伴うため現象が非常に複雑になり、卓越周波数も検知されないものと考えられる。

ここで得られる噴流軸の非定常振動は、これまで予測された流体混合現象とは全くその流動形態が異なるものである。従来のサーマルストライピングに起因する熱疲労とは、基本的に異なる温度を持つ流体が混合する混合界面での流動不安定性によるが、今回の等温場における可視化実験で判明した噴流の非定常振動が非等温場でも同様に起きると仮定すると、周囲構造材は熱疲労に対して悪条件となる低周波の温度変動を受ける可能性が高い。以後、サーマルストライピングに起因する熱疲労に対し、噴流軸振動を含めた広義の意味を持つものとする。

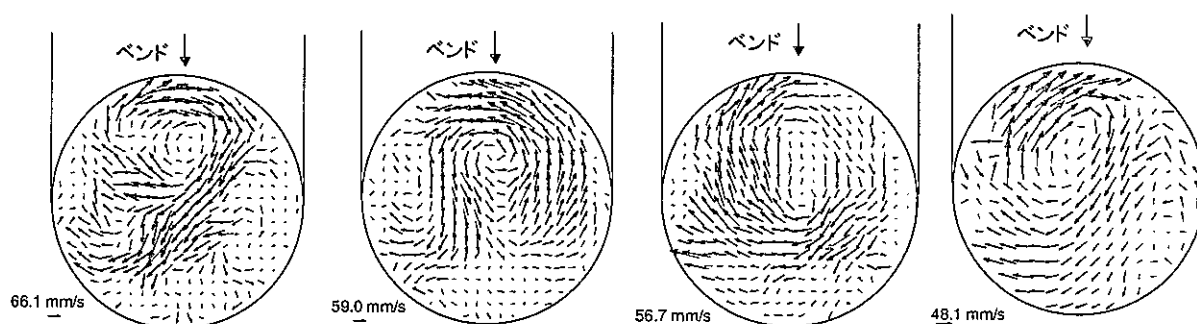


Fig. 23(a) Unsteady behavior of secondary flow
($U_m=0.9\text{m/s}$, $U_s=0.0\text{m/s}$)

Fig. 23(b) Mean flow field

3.6 主流揺動の主原因と2次流れの非定常挙動の関連

これまでの議論において、主流そのものに非定常な揺らぎが存在し、これが噴流の非定常振動に強く影響する可能性を指摘した。そこでその主流揺らぎの原因を明らかにするため上流側ベンドで形成される2次流れを下流側に特別に設置した測定窓から可視化し、主流揺らぎとの関連を評価する。

Fig. 23(a)はベンド出口部で可視化される2次流れの時系列遷移を表している。これより生成される二次流れが左右対称な双子渦ではなく、ベンドの内側領域(管断面の上半面)で非定常に激しく変化しており、特に逆流する渦が形成されることも確認できる。これらの2次流れの非定常変化が起きる領域は先の主流揺らぎが確認される領域と同じである。更に2次流れの最大瞬時速度は主流速さの約66%の速さに相当するため、仮に噴流がこの領域で流体混合する場合、噴流の慣性力次第では、この2次流れの影響を十分受けると考えられる。更に2次流れの時間平均場に関しても、Fig. 23(b)に示すように対称な循環流は形成されておらず全体として時計回りの流れ場が形成されている。

そこでこの渦の時間変化が激しい管断面の上部領域における2次流れの時間挙動を、特に速度の周方向成分である v_θ に注目して評価する。また後述する壁面温度変動との兼ね合いを併せて評価するため、熱電対が設置される主管内壁域近く(枝管入射角が0度の場合の合流点付近)において計14格子点($r/D_m=0.43, 0.49$, $-29.7\text{deg}<\theta'<29.7\text{deg}$)における速度変化をFFT解析により調べる。Table 2にその卓越周波数と周波数強度を示す。これによると殆どの点において卓越周波数が確認され、その値は1.64Hzと低周波数である。また振動強度については $\theta'=0.0\text{deg}$.付近において値がやや高い傾向がみられる。これは $\theta'=0.0\text{deg}$.付近における2次流れの時間変動が激しいことを意味する。また今回の測定点に対し対称の位置となる反対壁方向(ベンド外側)で同様の周波数解析を実施したが、振動強度が大幅に低く、すなわちベンドの外側領域では内側よりも2次流れの時間変動が非常に弱いといえる。

θ [deg.]	r/D	frequency [Hz]	power [-]
-29.74	0.43	-	-
-23.20	0.43	1.64	12.6
-15.95	0.43	1.64	14.2
-8.13	0.43	1.64	21.4
0.00	0.43	1.64	28.1
8.13	0.43	1.64	31.9
15.95	0.43	-	-
23.20	0.43	1.64	20.6
29.74	0.43	1.64	10.4
-14.04	0.49	-	-
-7.13	0.49	1.64	21.4
0.00	0.49	1.64	21.7
7.13	0.49	1.64	24.1
14.04	0.49	1.64	24.2

Table 2 Velocity fluctuation

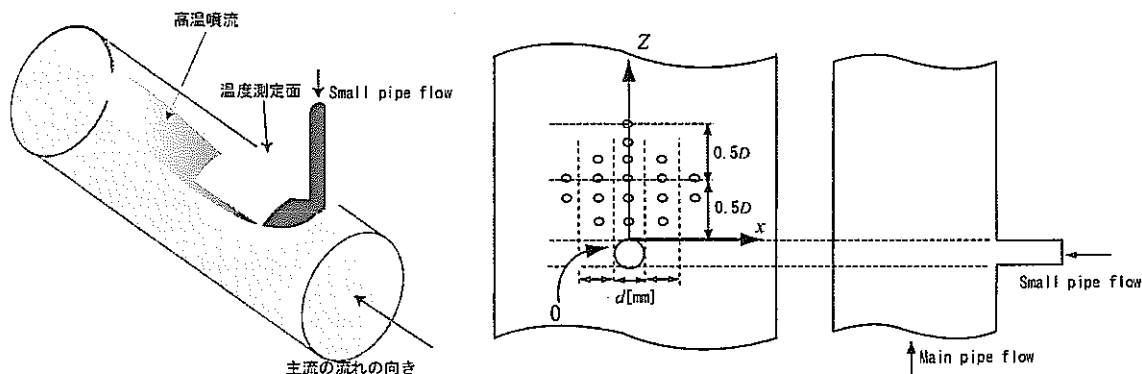
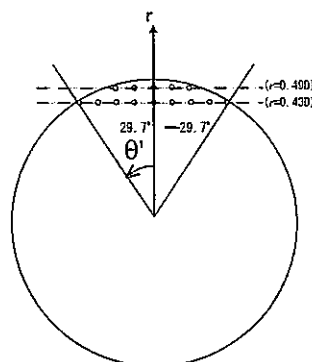


Fig. 24 Measuring points of temperature fluctuation of wall

4. 非等温場における壁面温度計測実験

前節までの等温場におけるPIV計測では主に合流ポイント下流側0.50D付近を中心として可視化を実施した。そこで得られた流れ場と壁面温度変動の関連を明らかにするため、温度計測もこの領域近傍における管壁を対象とする。使用するデータローガーの積分時間による実験精度の制約上から、測定点の数は18点とし、Fig. 24に示される主流と枝流の混合領域から下流側1.0D_mにおける主配管の管壁において温度測定を行う。熱電対の周方向設置位置は枝配管径dを基準として0.0, ±1d, ±2dの周方向位置とする。そのため枝配管ごとに熱電対の周方向間隔は異なる。実験条件として主流速度U_m=0.90m/s, 枝管入射角θ=0.0deg.は固定とし、枝流U_s=0.34~0.90m/s, 口径比D_m/d=3.48, 5.15, 7.20、温度差ΔT=20, 30, 40[K]とする。1回の計測(30sec.)で得られる温度データから各計測点での最大温度T_{max}と最小温度T_{min}の差を読み取り、以下の式により規格化する。

$$\Delta T' = (T_{\max} - T_{\min}) / \Delta T \tag{2}$$

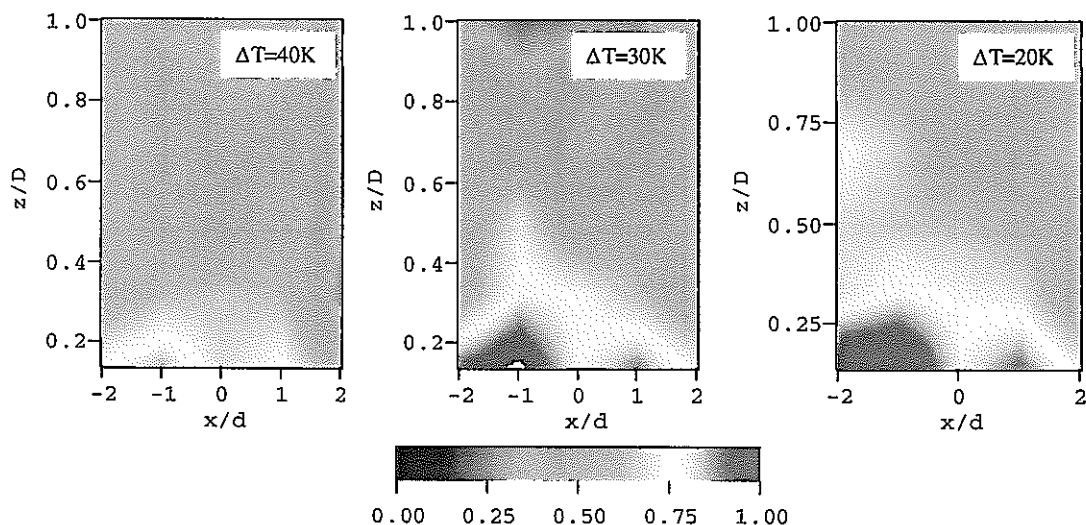


Fig. 25 Effect of temperature difference ΔT on wall temperature fluctuation
($U_m=0.9\text{m/s}$, $U_s=0.4\text{m/s}$, $D/d=7.20$)

4.1 温度変動に対する温度差の影響

Fig. 25は、(2)式で表される最大温度変動幅に対する主流と枝流の温度差 ΔT の影響を表している。熱電対設置点以外の領域は線形補間により補間されている。これより、両流れの温度差 ΔT が小さい時ほど ΔT の値がわずかではあるが全体的に高いことがわかる。これは ΔT が大きい時ほど高温である噴流と低温である主流の温度差が大きいため、高温噴流から低温の主流に熱が拡散しやすいためである。しかしながら注目すべきは、 ΔT の値にかかわらず $(x/d, z/D)=(-1.0, 0.10)$ と $(1.0, 0.10)$ あたりで ΔT の値が高い領域を確認できる点である。また z 軸に対して左側の温度変動領域の方が右側の領域よりも、全体的に ΔT の値が高く広がっていることが分かる。これは主流断面に発生する二次流れが平均的には $-x$ 方向に流れていることに対応 (Fig. 23(b)参照) していると考えられる。これにより噴流の慣性力が弱い場合、高温である噴流は二次流れの非定常性により、配管に再付着するかもしれない。この温度差分布の傾向は他の流速比や口径比の時にも確認できる。

4.2 温度変動に対する流速比の影響

Fig. 26に最大温度変動差に対する枝流流速の影響を示す。 $U_m=0.90\text{m/s}$, $D_m/d=7.20$, $\Delta T=40\text{K}$ である。先述の $(x/d, z/D)=(-1.0, 0.10)$ および $(1.0, 0.10)$ あたりで確認できる温度変動が高い二つの領域に注目すると、枝流流速 $U_s=0.40\sim 0.60\text{m/s}$ においては U_s の増加に伴って広がり、 $U_s=0.60\text{m/s}$ の時に最大になる。これに対し $U_s=0.70\sim 0.90\text{m/s}$ においては、 U_s の増加に伴い温度変動領域が狭くなるのが確認できる。Fig. 20で示した L_{\min} に対し、 $U_s \leq 0.6\text{m/s}$ において噴流は主配管の管壁から非常に近い部分の流れ、場合によっては再付着する。特に枝流流速が 0.4m/s の場合に噴流はほぼ成層流型として主配管内壁近傍を流れ、

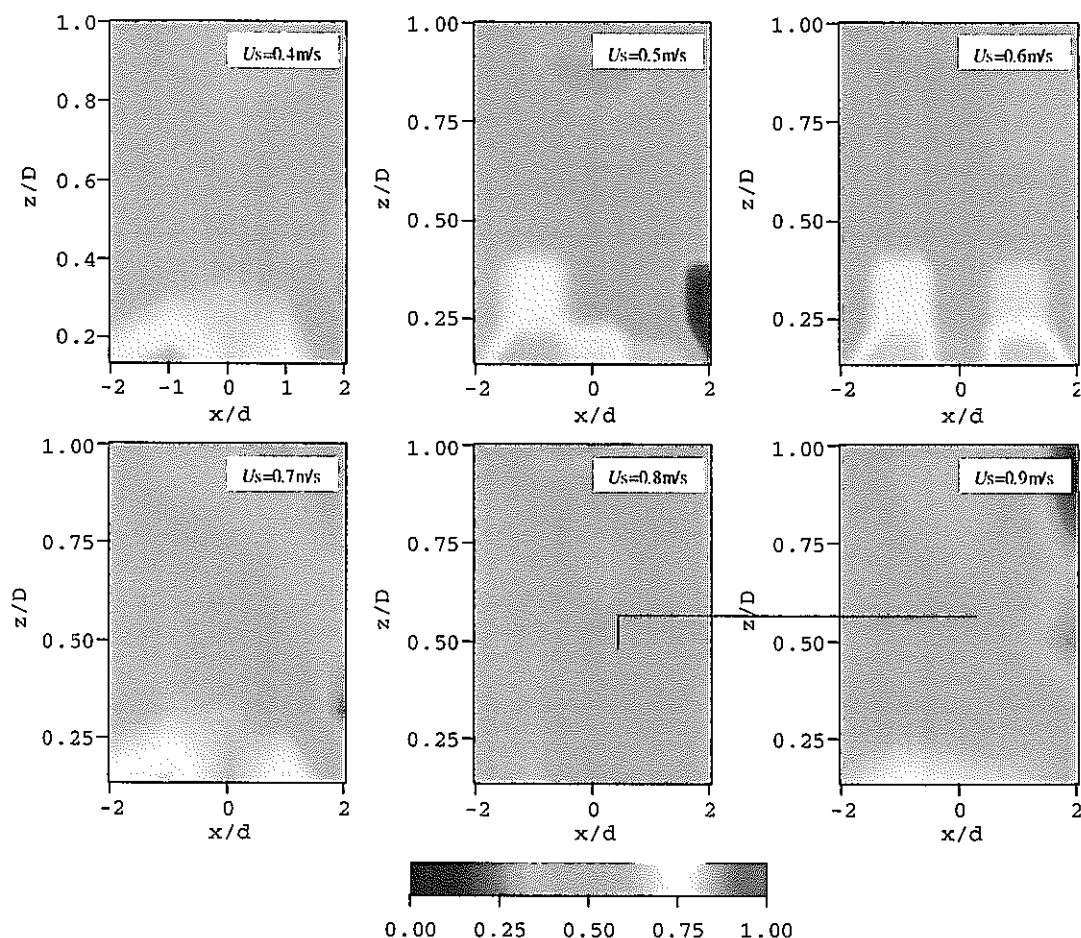


Fig. 26 Effect of velocity ratio on wall temperature fluctuation
 ($U_m=0.9\text{m/s}$, $\Delta T=40.0\text{K}$, $D/d=7.20$)

加えて主流の非定常な2次流れに乗りやすいと考えられるため、これにより $-x$ 方向にのみ高い温度変動領域が発生していると考えられる。この分布が枝流流速の増加に伴い左右対称な分布に近づくのは、噴流がある程度主管内部に侵入しているためである。これに対し $U_s > 0.60\text{m/s}$ では、噴流が主配管の管壁に再付着せず偏向噴流型として壁面から離れた位置で混合するため、 U_s の増加に伴い温度変動の値が低くなると考えられる。

4.3 温度変動に対する口径比の影響

Fig. 27は温度変動差に対する口径比の影響を表しており、主流流速は $U_m=0.90\text{m/s}$ 、枝流流速 $U_s=0.40\text{m/s}$ である。これによると口径比が小さい場合、すなわち同じ主管管径に対し枝管径が大きい場合に温度変動差の大きい領域が広がることわかる。これは枝流の流量増加により流れの熱容量が増えたためであり、加えて口径比が低い場合に噴流後方に形成される循環流やカルマン渦も関与している可能性がある。

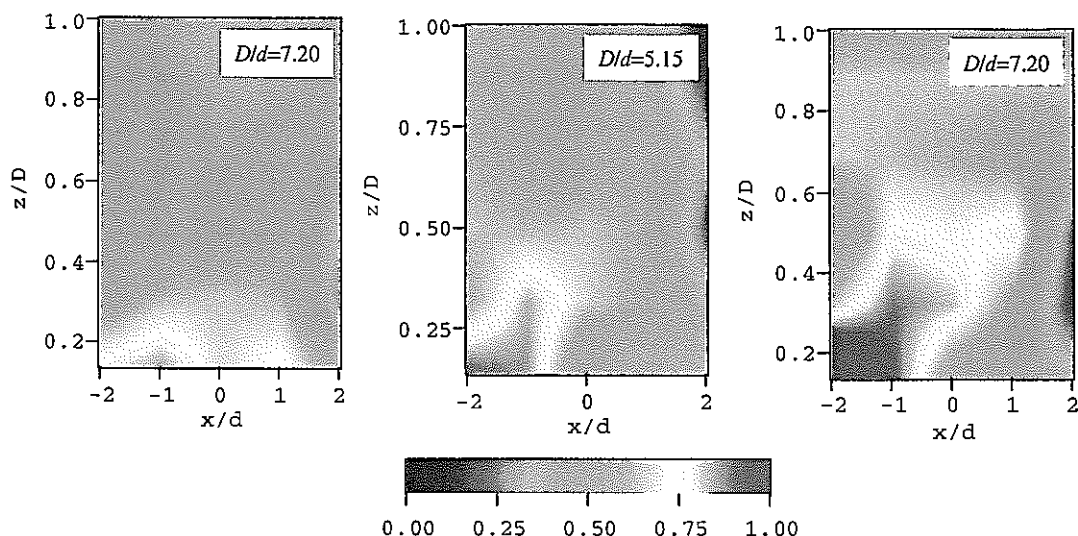


Fig. 27 Effect of aperture ratio on wall temperature fluctuation
($U_m=0.9\text{m/s}$, $U_s=0.4\text{m/s}$, $\Delta T=40.0\text{K}$)

4.4 管壁温度変動の周波数解析

Fig. 24に示される測定点で得られる時系列の温度変動データにFFT処理を施すことにより周波数解析を行う。卓越周波数の分布に対する枝流流速の影響をFig. 28に、口径比の影響をFig. 29にそれぞれ示す。これらによると周波数分布には何れのケースにおいても特に傾向が見られないが、主に0.46~1.5Hzの低周波数帯で分布している。これは先に示された主流揺らぎ・噴流軸の非定常振動・2次流れの非定常挙動と同じ周波数帯である。すなわち、枝管から流出する高温噴流は主流側の流れに多大に影響され、その流体側の流動情報がそのまま温度変動として壁面方向へ伝達されていると考えられる。

次に温度変動の周波数解析によって得られる振動強度について示す。Fig. 30は振動強度に対する枝流速度 U_s の影響を示しており、振動強度はすべて枝流流速が $U_s=0.4\text{m/s}$ の時の振動強度の最大値50を縦軸の最大値として与えている。各パラメータは $U_m=0.90\text{m/s}$, $D_m/d=7.20$, $\Delta T=40\text{K}$ である。これより $U_s=0.40\sim 0.60\text{m/s}$ および $0.70\sim 0.90\text{m/s}$ での振動強度の分布傾向がFig. 26に非常に類似していることが確認できる。すなわち $U_s=0.40\sim 0.60\text{m/s}$ ではFig. 20からも分かる様に噴流が主配管の管壁に再付着もしくは非常に近いところを流れ、更に主流の2次流れの非定常挙動の影響を多大に受けるため U_s の値にかかわらずx軸の負方向に振動強度のピークが現れている。これに対し $U_s=0.70\sim 0.90\text{m/s}$ では、噴流が主配管に再付着せず、噴流が主配管壁から離れて混合するようになるため管壁温度変動の振動強度もそれに伴い低下する。これは偏向噴流型の混合形態が壁面温度変動の制御に対し有効であることを裏付けるデータである。

4.5 軸方向への温度揺らぎの減衰

温度変動差 $\Delta T'$ のz軸方向の減衰を評価することは配管系の設計に対し非常に有効であ

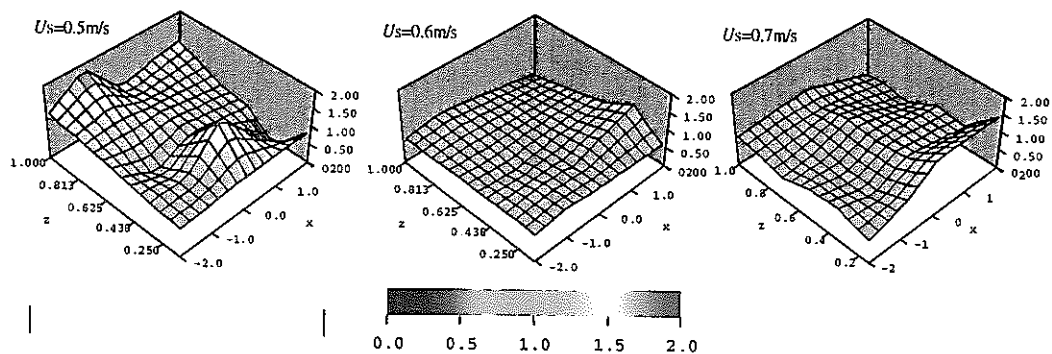


Fig. 28 Effect of velocity ratio on wall temperature fluctuation ($U_m=0.9\text{m/s}$, $\Delta T=40.0\text{K}$, $D/d=7.20$)

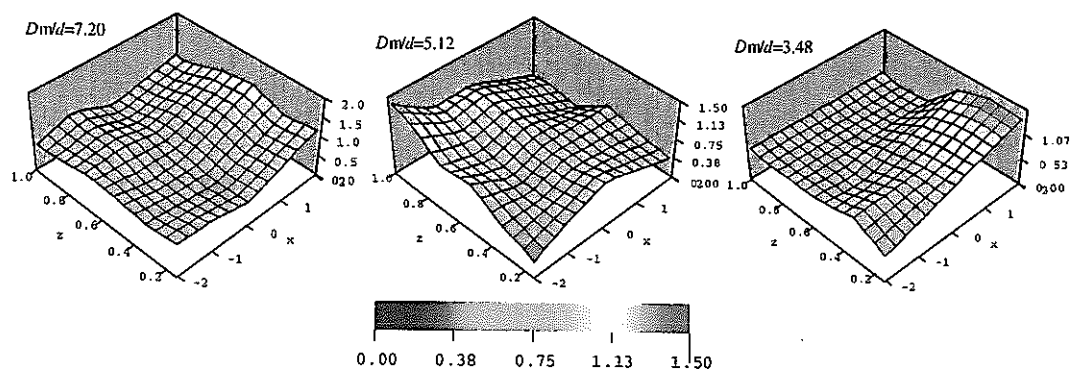


Fig. 29 Effect of aperture ratio on wall temperature fluctuation ($U_m=0.9\text{m/s}$, $U_s=0.4\text{m/s}$, $\Delta T=40.0\text{K}$)

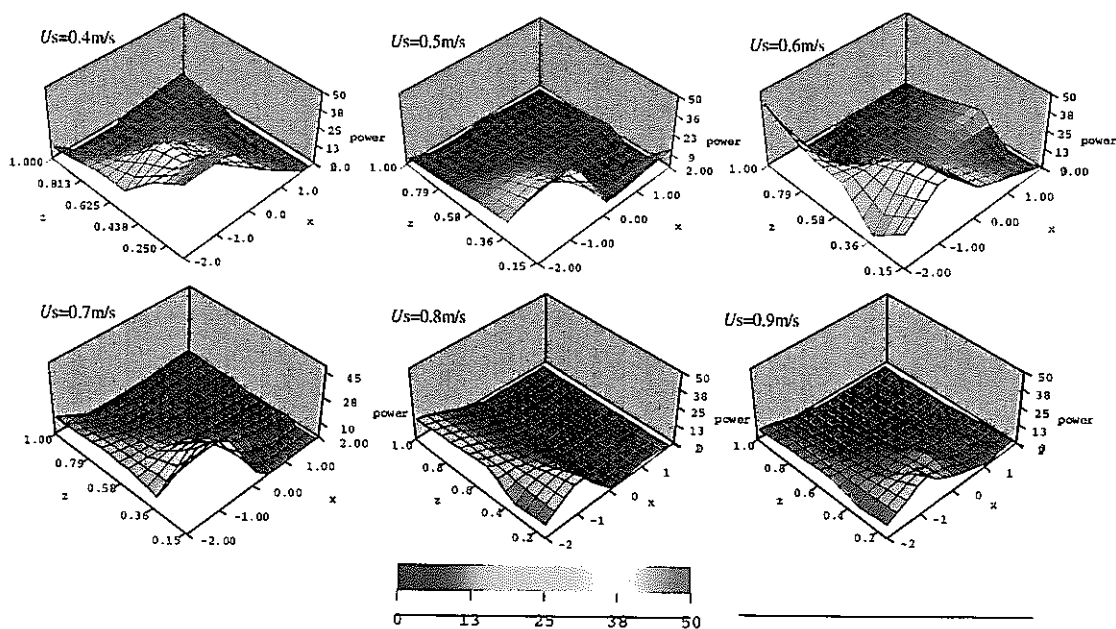


Fig. 30 Effect of velocity ratio on temperature fluctuation power ($U_m=0.9\text{m/s}$, $\Delta T=40.0\text{K}$, $D/d=7.20$)

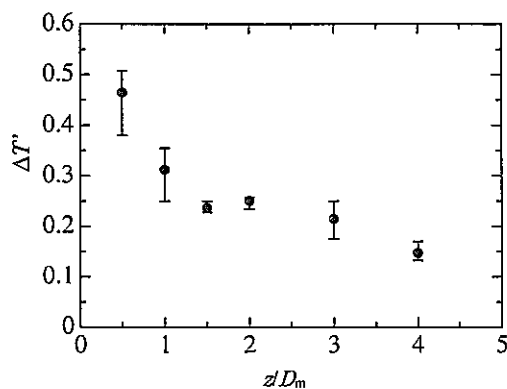


Fig. 31 Dumping of temperature fluctuation

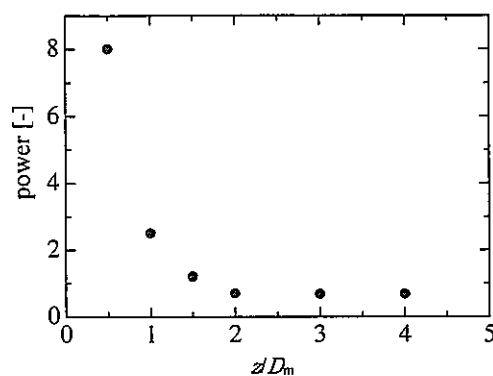


Fig. 32 Dumping of temperature fluctuation power

る。この場合、流れ場の下流側に新たに6点に熱電対を取りつけて温度測定を行う。Fig. 31に示すように、 z 軸方向における温度変動 $\Delta T'$ は z の増加に伴い減少し、特に合流点から $1.5D_m$ までに温度変動差が25%程度まで急激に減少していることがわかる。この場合の主流速度は $U_m=0.90\text{m/s}$ 、枝流速度は $U_s=0.40\text{m/s}$ である。次に温度変動強度の遷移をFig. 32に示す。これによると振動強度の減衰は温度変動 $\Delta T'$ よりも急であり、 $2.0D_m$ 下流では12%以下まで急激に減衰することが確認できる。配管合流系の設計において枝管合流ポイントの設計は重要な課題であるため、温度変動の減衰距離を一般化することも今後の課題の一つと考えられる。

5. おわりに

本報告では、上流に90度バンドを有するT字配管合流領域におけるサーマルストライピング現象の基礎研究として、先ず等温場での流体混合に対する主配管と枝管の流速比、口径比および枝管の入射角の影響を、枝管出口中心から流出する噴流軸の比定常挙動とその周りに形成される様々な渦挙動の可視化から定性的に評価し、非等温場における時系列の壁面温度変動データと比較することにより流体混合と熱の輸送形態との関連を評価した。理想的には温度場と速度場の同時計測により、その熱流動機構を解明するのが望ましいが本実験で得られるような噴流の非定常振動に起因する壁面温度変動を評価するような場合には有効であると考えられる。以下に得られた知見を総括する。

1. バンドの下流側における主流場はバンドの内側領域で非定常に揺らいでおり、その周波数帯は0.46~1.7Hzの低周波数帯を中心としている。更に、その振動強度は管壁から0.20~0.25D離れたところで最大となる。
2. 流体混合部における噴流軸も非定常に振動しており、検知される場合の周波数帯は0.4

～1.7Hz である。また流体混合部における流動形態を一般化するため、噴流軸の最大侵入深さ L_{max} , 最小侵入深さ L_{min} , 平均深さ L_{av} に注目し、主流と枝流の流速比と口径比により特徴付けることを確認した。

3. 主流断面に発生する 2 次流れは非定常に変動しており、特にベンド内側において流速変動が激しい。その周方向速度成分の時間変化より、主流に存在する非定常の揺らぎが剥離渦によるものでなく 2 次流れの不安定な非定常挙動によるものであることを明らかにした。
4. 主流に対して噴流の慣性力が弱い場合、主流断面に形成される 2 次流れの非定常挙動により噴流の非定常挙動が支配される。しかしながら枝流の相対的な慣性力が強い場合、噴流軸と壁面間に形成される循環流とカルマン渦列が噴流軸の非定常挙動に大きく影響する。
5. 枝流の慣性力が主流に対して比較的小さい場合、配管合流部における管壁の温度変動の周波数帯は 0.46～1.5Hz であり 2 次流れの非定常挙動と密接に関連していることを明らかにした。また合流部での混合形態が偏向噴流型になる場合、壁面の温度変動は急激に減衰する。

以上のように、上流にベンドを有する T 字合流配管系では流体混合と壁面温度変動に対し上流側で形成される 2 次流れの非定常性が強く影響する。今後は温度データ測定精度の向上および高温噴流振動に強く影響する 2 次流れの過渡性（循環流やカルマン渦も含め）を詳細に評価し壁面温度変動との関連をより明確にする必要がある。更に今後の高速炉の設計では物量削減の観点から曲率比の低いベンドが使用される可能性が高いため、流体混合状態とそれに伴う壁面温度変動に対するベンド曲率の影響を詳細に評価する必要がある。最終的に、得られる全てのデータを総括し、熱流体力学的な観点から積極的なサーマルストラIPPING制御を可能とする混合形態を確立する必要があると考える。

参考文献

- [1] Stllinger, J. C., et al., J. Fluid Mech., 131, 91, 1983.
- [2] Itsweire, E. C., et al., J. Fluid Mech., 162, 299, 1986.
- [3] M. Otsuka, M Yamakawa, Transactions of the Japan society of mechanical engineers, 57, 543, 3773-3779, 1991.
- [4] S. Takahashi, K. Shiina et al, Transactions of the Japan society of mechanical engineers, 63, 613, 2970-2976, 1997.
- [5] T. Muramatsu, Proc. of 15th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT-15), pp. IV:217-224, Seoul, Korea, 15-20, 1999.
- [6] N. Kasahara, Proc. of 15th International Conference on Structural Mechanics in

Reactor Technology (SMiRT-15), pp. IV:209-216, Seoul, Korea, 15-20, 1999.