

PDF issue: 2025-05-15

プラント内の曲がり配管における温度変動現象に関 する研究

大厩, 徹

<mark>(Degree)</mark> 博士(工学)

(Date of Degree) 2009-09-25

(Date of Publication) 2013-02-06

(Resource Type) doctoral thesis

(Report Number) 甲4746

(URL) https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1004746

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

プラント内の曲がり配管における 温度変動現象に関する研究

平成21年7月

神戸大学 大学院 工学研究科 大 厩 徹

目次

第1章 序論

1.1	緒言	1
1.2	流体温剧	度揺らぎに起因する高サイクル熱疲労損傷事例 1
	1.2.1	弁グランドリーク型熱成層
	1.2.2	弁シートリーク型熱成層
	1.2.3	キャビティーフロー型熱成層
	1.2.4	高低温水合流による温度揺らぎ
	1.2.5	熱交換器内の高低温水のスイッチング
	1.2.6	損傷事例の傾向
1.3	高サイク	7ル熱疲労に関連した研究動向
	1.3.1	高速増殖炉の熱成層問題
	1.3.2	軽水炉における炉容器の PTS 過渡
	1.3.3	軽水炉における熱成層問題
	1.3.4	軽水炉におけるT字合流部の温度揺らぎ問題
	1.3.5	JSME「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」の概要
1.4	本研究(の目的
1.5	本研究の	0概要14
第2章	鉛直下	向きの閉塞分岐配管に生じる流動現象
2.1	緒言	
2.2	実験装置	重及び方法19
	2.2.1	実験ループ及び試験部
	2.2.2	主流の潜り込み深さの測定
	2.2.3	分岐管内の流速分布の測定

- 2.2.4 非等温条件における潜り込み部先端の温度変動の測定
- - 2.3.1 流れの可視化実験結果及び潜り込み深さ
 - 2.3.2 分岐部の流速測定結果
 - 2.3.3 分岐部の温度変動測定結果
- - 2.4.1 遷移領域及び領域2における流速分布の推定
 - 2.4.2 分岐管軸方向の運動エネルギーの減衰

第3章	下向き	閉塞分岐配管で水平部を有する曲がり管に生じる流体の温度変動
3.1	緒言	
3.2	実験内容	字および結果
	3.2.1	実験ループ及び試験部
	3.2.2	分岐配管内の渦構造の可視化
	3.2.3	主流流速に対する進入深さの変化
	3.2.4	曲がり管で生じる継続的な温度変動
3.3	数值流体	本解析内容および結果
	3.3.1	数值流体解析手法
	3.3.2	計算条件
	3.3.3	計算結果
3.4	考察	
3.5	結言	51

第4章	下向き	閉塞分岐配管で水平部を有する曲がり管に生じる壁面の温度変動	
4.1	緒言		61
4.2	実験装調	置及び方法	61
4.3	実験結果	果と考察	62
	4.3.1	曲がり部背側の液温変動の試験体の材質による影響	
	4.3.2	曲がり部背側における液温と壁温の変動	
	4.3.3	曲がり部における平均温度及び温度変動幅の分布	

4.3.4 主流流速の変化による曲がり部の壁温の軸方向分布及び変動幅の変化

- 4.3.5 曲がり部における壁温の変動周期
- 4.3.6 壁温変動のメカニズム

第 5 章 加圧器スプレイ配管内部の流動を再現した実験と、その内部の流れの変動により 生じる熱応力変動の評価

5.1	緒言		5
-----	----	--	---

- - 5.2.1 実験装置及び条件
 - 5.2.2 各流量における流れパターン
 - 5.2.3 バイパススプレイ流量における変動パターンの抽出
 - 5.2.4 水面位置の推定

5.2.5 可視化実験結果のまとめ	5
5.3 蒸気-水条件下での壁温変動測定実験90	5.3 蒸
5.3.1 実験装置及び条件	5
5.3.2 実験結果と考察	5
5.3.3 定常熱伝達率の推定	5
5.3.4 壁温変動測定実験結果のまとめ	5
5.4 熱応力変動量の推定97	5.4 熱
5.4.1 推定用モデルと境界条件	5
5.4.2 推定結果	5
5.5 結言 100	5.5 結
6章 結論	第6章 約

- 付録 A LDV を用いた流速の測定箇所と流速の補正
- 付録 B 曲がり管における内壁面の温度変動の時刻歴変化
- 付録 C 加圧器スプレイ配管を模擬した配管における蒸気-水条件下での壁温変動の時刻歴変化

謝辞

論文目録

.

第1章 序論

1.1 緒言

温度変動による疲労き裂の貫通は構造物の損傷モードの一つで,高温の流体を扱うプラントではそれによる損傷が生じないよう設計段階で強度評価が行なわれる.その際には,応力変動が大きくなる温度差の大きい変化に着目して評価しており,低サイクル疲労損傷の未然防止がその主な目的である.近年,数十年運転した原子力プラントの配管系で高サイクル熱疲労による損傷事例を経験したことでその防止も課題として認識されるようになってきた.これらの損傷事例に共通するのは,プラントの運転状態が変化していなくても高低温水が接する配管の一部の箇所では局所的に周期的な流れの乱れが持続しており,それが熱応力の変動を引き起こしたという事実である.このような背景から,加圧水型原子力プラントの配管系において流れの乱れが周期的な熱応力変動を引き起こすと考えられる部位を2箇所選定してそこに生じる熱荷重を把握することを本研究の目的とした.

1.2 流体温度揺らぎに起因する高サイクル熱疲労損傷事例

軽水炉で高サイクル熱疲労による配管の損傷が広く知られるようになったのは, 1979年5月のアメリカのPWR(Pressurized Water Reactor:加圧水型原子炉)プラ ントD.C. Cookにおける主給水配管からの漏洩^[1]がきっかけと言われる.これは主 給水の蒸気発生器注水部付近で上流側の低温水と蒸気発生器内の蒸気で加 熱された高温水とが熱成層界面を形成し,その揺らぎにより疲労き裂の発生に至 ったものである.この事例に対しては,蒸気発生器への給水が微量あるいは間欠 的であったものを,管内が満水になり熱成層界面が発生しない程度の流量で常 時給水するという対策が講じられた.それ以後も,現在に至るまで他の部位で高 サイクル熱疲労による損傷が国内外で数十例発生した^[2].以下に,PWR プラント の配管系で発生した代表的な損傷事例についてその概要を述べる.

1.2.1 弁グランドリーク型熱成層(1988年6月 玄海1号機)

1988年6月6日、定格出力運転中に余熱除去入口隔離弁の上流側の口径8 インチのエルボとの溶接部でき裂が生じて漏洩(約 0.8 1/min)が生じた. き裂破面 を観察した結果, 68~108MPa 程度の応力変動が 105~106 回繰り返されて生じ た高サイクル疲労によるき裂と推定された. モックアップによる再現実験で弁の漏 洩によって熱成層が形成されることが確かめられ.熱応力解析から隔離弁にグラ ンドリークが生じるとディスク型の弁体の熱膨張/収縮によりシート部の隙間が開閉 することが確認された.これらの調査結果から、余熱除去入口隔離弁のグランド 部からの漏洩により通常低温水が滞留している水平配管の上部に主冷却材系 統からの高温水が導入されて熱成層が生じたと推定された. 当該弁の弁体の閉 位置を全閉位置の上方 0.5~1.5mm で調整していたために, この高温水により弁 体が膨脹して弁シート部の上流側の隙間がふさがり, グランド部からの漏洩が止 まり、これにより弁体が放熱・収縮し、再び高温水が流れるという動作を繰り返し、 熱成層界面の変動が発生した.これにより比較的高い繰返し熱応力が当該配管 に負荷されたことから高サイクル疲労によりき裂が発生,進展し貫通に至ったもの と推定された.対策として、万一熱成層が発生しても界面の変動が生じないように 弁体の閉位置を完全閉止位置の上方 2~3mm に変更し, 熱成層発生の検知の ため当該箇所近傍の配管で温度測定を行なうと共にグランドリークの検知能力向 上のためリークオフラインに保温を施工した.

1.2.2 弁シートリーク型熱成層(1987年12月 Farley2号機)

1987年12月8日,プラントの定期検査が終了した後,出力上昇中の約33% 出力において,主冷却材系統に注水する口径6インチの配管のエルボと直管の 溶接部にき裂が生じて漏洩{約2.7 l/min(0.7gpm)}が生じた.き裂破面を観察し た結果,高サイクル疲労によるき裂と推定され,管の温度測定を行なった結果逆 止弁下流部(き裂発生位置)で幅約30°Cの周期600秒程度の温度変動が測定さ れたことから熱疲労による損傷と判明した.さらに逆止弁の漏洩要因を調査した 結果,漏洩箇所近傍の第一逆止弁よりも上流側にある口径1インチの逆止弁に シート漏洩が見られ,漏洩した冷水により昇圧されたことで第一逆止弁の前後差 圧が減少してスイング式の弁体が開いて漏洩したと推定された.対策として,逆

- 2 -

止弁前後で管の温度測定を実施してシート漏洩を監視すると共に,漏えい水が 第一逆止弁に達することを防ぐために今回シート漏洩した逆止弁の下流から B ループの低温側安全注入ラインに接続する配管を撤去した.

1.2.3 キャビティーフロー型熱成層(1999 年 4 月 美浜 2 号機, 2007 年 1 月 玄海 2 号機)

1999年4月29日,65%出力運転時に B ループの主冷却材系統から分岐す る口径2インチの余剰抽出水系統の曲がり部背側にき裂が生じて微量の漏洩が 生じた.き裂破面を観察した結果,高サイクル疲労によるき裂と推定され,モック アップによる再現試験により熱成層界面が生じることとき裂発生箇所付近の流体 に約100°Cの温度変動が100秒程度の周期で生じることがわかった.熱応力解 析の結果,当該部位の熱成層の存在による主応力振幅は約150MPa(軸方向応 力は約123MPa)であると評価され,冷間曲げ加工により配管内面に負荷された 残留応力の存在下で疲労き裂が発生して貫通し漏洩に至ったと推定された.対 策として,曲がり部付近に熱成層界面が存在しないよう垂直部の長さを変更する と共に製造時の残留応力が小さくなる加工法を採用した曲げ管に変更した.対 策の有効性を確認するために曲がり部近傍の温度測定を実施した.なお,2007 年1月の定期検査中に,玄海2号機においても同一系統の同一部位の曲がり 部で深さ8.1mmのき裂(肉厚9.6mm)が超音波探傷検査により発見され,美浜2 号と同様に熱成層界面の揺動による高サイクル疲労によるき裂であると推定され た.

1.2.4 高低温水合流による温度揺らぎ(1998 年 5 月 Civaux1 号機)

1998年5月12日,冷態停止時に余熱除去(RHR)系の口径10インチのエル ボのシーム溶接部に長手方向のき裂が生じて主冷却材の漏洩(推定流量500 l/min)が生じた.き裂が発生した箇所はRHRクーラをバイパスした高温水がクー ラ出口の管と合流した下流部にあり、そこでは低温水及び高温水が十分に混合 しないまま流れて数Hzの周期で120°C程度の幅の温度変動が繰り返し生じてい たことがわかった.き裂は熱疲労に特有の形状である亀甲状を呈しており、溶接 欠陥も見られなかったことから熱疲労き裂の貫通による漏洩と推定された.対策と

- 3 -

して,当該のエルボをシーム溶接のない管に取り変更すると共に,バイパス流との 合流位置とその下流側のエルボに至るまでの直管部の間隔を現在よりも長くして 高低温水を十分混合させてからエルボに至るようにした.なお,当該プラントと同 型(N4 シリーズ)の残りの3機のRHR 合流部についても同様の対策を施した.

1.2.5 熱交換器内の高低温水のスイッチング(1999 年 7 月 敦賀 2 号機, 2003 年 9 月 泊 2 号機)

1999年7月12日,定格出力運転時に再生熱交換器の口径3インチの連絡 配管のエルボ部にき裂が生じて主冷却材の漏洩(51m³)が生じた.熱交換器の胴 には熱交換性能を改善するために内筒が設置されており、伝熱管と熱交換して 冷却される内筒内部を流れる主流と、内筒と胴の隙間を流れる高温のバイパス流 が分断されており出口で混合する構造であった. モックアップにより流れ場を再現 した結果,エルボ部にて短周期(数秒程度)の温度揺らぎを生じさせるフローパタ ーン1と生じさせないフローパターン2の2種類が生じることが明らかとなり、数値 流体シミュレーションによりそれが約 500 秒周期で交互に繰り返されることが確認 された.この流体の温度変動により生じる応力変動を解析により求めた結果,工 ルボ部で約 118MPa の熱応力変動が生じると推定され, これにより疲労損傷に至 る繰返し数を求めたところ約 105 回でき裂が発生し, 105 回のオーダーで発生→ 進展→貫通に至ると推定された.この回数は実機運転時間(約9.5万hr)をフロー パターン1と2の繰返し周期 500 秒で割った回数(約 105 回)と同じオーダーであ ったことから,高サイクル熱疲労によりき裂が発生し漏洩に至ったと推定された. 対策として,再生熱交換器の管巣を内筒のない構造のものに交換すると共に施 工後に胴及び連絡管の温度測定を実施して温度変動が生じていないことを確認 した. なお, 2003 年 9 月 7 日の定格出力運転中に, 泊 2 号機においても同じ再 生熱交換器の胴側出口の口径 2 インチのエルボに高サイクル熱疲労き裂が発 生・貫通して主冷却材が漏洩し、熱交換器の内部の構造が敦賀2号機と類似で あったことから同一要因によって周期的な温度変動が生じたと推定された.

- 4 -

1.2.6 損傷事例の傾向

第1.2.1~1.2.5 項で述べた損傷事例は、いずれも高低温水の相互作用による 周期的な温度変動が主な要因であった.これらの事象の概要を整理して表 1.1 に示す.この表から、高低温水の相互作用は大きく分けて 2 つの現象により生じ たことがわかる.一つは常時閉止された弁によって閉塞状態にある分岐管内へ高 温の主流が浸入したことにより、分岐部に滞留した低温水との間に熱成層界面を 形成し、それが周期的に変動したことにより疲労き裂が発生したもの、もう一つは 低温の主流に高温の分岐流が合流したことにより合流位置の下流で管内の流れ が乱れて温度揺らぎが生じて、その周期的な挙動により疲労き裂が発生したもの である.閉塞分岐管内における熱成層界面の変動による疲労損傷は、低温水の 供給源の違いにより弁グランドリーク型と弁シートリーク型、滞留部が自然放熱に より低温となったものを単にキャビティーフロー型と 3 つに区分される.上記に述 べた 2 つの現象以外に、敦賀 2 号機と泊 2 号機では分離していた熱交換器内の 高低温水が出口直前で混合したことから温度揺らぎが生じて疲労損傷に至っ た.

これらの損傷事例は、いずれも比較的小さな幅の温度変動が 10⁵ 回以上繰り 返されたことにより生じた疲労損傷であり、溶接や曲げ加工による残留応力が疲 労限を押し下げたことにより疲労き裂の発生に至った事例が多い. 有効な再発防 止対策は高低温水の接触が生じないようにすることが第一で、次に高低温水の 温度差を減少させること、それらが不可能な場合は高低温水の接触が流れの乱 れを伴わないようにすることである. 第1.2.3,4項の事例以外では損傷箇所の高低 温水の接触を回避する対策が講じられたが、実機においていかなる運転状態で も高低温水の接触が全く生じないようにすることは不可能である. そこで高低温水 の接触ができるだけ流れの乱れを伴わないようにするという対策を具体化すること が必要になってくる. 第1.3 節では、上記に述べたような実際の高サイクル熱疲労 による損傷事例を受けて開始された研究について、それ以前から研究が進めら れてきた流体の温度変動により生じる熱荷重に関連した課題と共に、その動向を 述べる.

1.3 高サイクル熱疲労に関連した研究動向

1.3.1 高速増殖炉の熱成層問題

高速増殖炉では,作動流体にナトリウムを用いることから内圧は低いものの流 体温度が高く熱荷重が大きくなる上に、構造材のクリープ現象も考慮する必要が あり軽水炉と同一の設計方法を用いることができないため,炉内の液面位置の熱 成層は従来から研究課題として認識されていた. 国外ではイギリスの Lloyd ら^[3] がき裂進展特性の検討を 1979 年に実施して, その後 Galvin ら^[4]や Jones^[5-7]が Sin 波の温度変動を受ける平板や中空円筒に対してそれぞれ周波数応答法や 重み関数法を適用した高速なき裂進展解析手法の提案を行なった. 韓国の Lee ら^[8]もグリーン関数法を適用したき裂進展解析手法を提案した. アメリカの Dhirら [9-10]は水平な配管内に生じた熱成層界面の流動を1次元モデルにより解析して 管壁への熱伝達特性について検討した.日本でも1987年に Moriyaら[11-12]が水 により熱成層界面の挙動を再現したモックアップ実験を実施してその後 Tanakaら ^[13]が実機条件への適用性を検討し, Ieda ら^[14]や Muramatsu ら^[15]がモックアップ 実験結果と2次元の流動解析結果を比較した.構造特性についても Abe ら^[16] がナトリウム条件下でのき裂進展特性を実験的に求め,解析的に求めた応力拡 大係数と比較した.比較的最近これらの知見や,軽水炉での高サイクル熱疲労 損傷事例をふまえた高速増殖炉の実証炉向け熱荷重評価ガイドライン案が策定 され, Shibamoto ら^[17]がその概要を紹介し, Watanabe ら^[18]がそれを既存の実験 結果に適用した結果を示している.

高速増殖炉に関しては,熱疲労き裂の進展特性や熱成層時の流動挙動が実験的・解析的に詳細に検討され,設計時の構造評価に活用できる暫定ガイドライン案がまとまった段階にある.

1.3.2 軽水炉における炉容器の PTS 過渡

軽水炉では, ECCS(Emergency Core Cooling System: 非常用炉心冷却系)が 作動したときに約 300°C の炉内に 20°C 前後の冷水が流入する PTS(Pressurized Thermal Shock: 加圧熱衝撃)による熱荷重が非常に大きなものとなる. 炉容器の 鋼材は原子燃料から中性子の照射を受け続けると脆化することが知られており, 万が一 ECCS が作動した際に炉壁に接する水の温度が鋼材の脆性遷移温度以

- 6 -

下に低下すると炉容器が脆性破壊する恐れがあるために,鋼材の脆化度の定量 的な把握と ECCS 作動時の炉内の流れ場の把握は重要な研究課題である.プラ ントの設計段階では PTS による荷重を見積もるために, 炉内へ冷水が注入される 運転過渡を単純に300℃から20℃にステップ状に下降させ、一定時間の後で注 入される冷水と炉水の総量の割合から求まる混合後の平均温度に再びステップ 状に上昇すると想定して構造評価を行なうといった保守的な条件が用いられるこ とが多い. ドイツでは 1985 年に HDR 設備を用いた実機スケールの PTS 実験が 行なわれ、それによる温度測定結果とそれによる構造評価結果を Muller-Dietscheら^[19]やWolfら^[20-21]が紹介してHafnerら^[22]が流動様式をフルー ド数で整理して,き裂進展解析を HDR 実験の条件で実施した結果を Keim ら^[23] が紹介して応力拡大係数のノズル形状への依存性について Wanner ら^[24]が FEM(Finite Element Method: 有限要素法)を用いて検討し, Neubrech ら^[25]が2 次元及び3次元のFEM モデルによる応力解析結果とHDR 実験で得られたき裂 発生時点及び進展速度を比較した. HDR 実験で周期的に熱衝撃荷重を負荷し て貫通まで至った結果については Kussmaulら^[26]や Eiseleら^[27]が紹介した. その 後10年ほど経過して,これまでの評価法の保守性を見直すため新たに APEX 設 備による熱流動実験がオレゴン大学により計画され Reyes ら^[28]がその概要を紹 介している. 韓国では Jeong ら^[29]が実機の PTS に対する強度評価を行なった結 果を示し、インドでは Lele ら^[30]が独自の数値流体解析コードを PTS 過渡に適用 した結果を紹介し、中国でも ECCS の斜角ノズルを対象に流動実験が行なわれ その結果を Dang ら^[31]が紹介した. 2000 年代になると, ECCS 作動時の炉内の流 動挙動は実機の流路をほぼ忠実に再現した3次元モデルを用いた数値流体シミ ュレーションを用いて行なわれるようになり、フランスの Martin ら^[32]が PTS 過渡の 流動の評価に数値流体シミュレーション結果を使用する上での CFD(Computational Fluid Dynamics: 数値流体力学)コードの認証を行なうため に既存の実験結果と比較した結果を示した.

軽水炉における配管や原子炉容器内の PTS による熱流動挙動に関しては実験的に把握する段階から 3 次元モデルにより実機の流路を模擬した数値流体シミュレーションで流れ場を再現した結果を活用する段階に移ったと言える.

- 7 -

1.3.3 軽水炉の配管における熱成層問題

PWR プラントの蒸気発生器や BWR プラントの原子炉の給水ノズルで熱疲労き 裂が発生した事例を受けて、ドイツの Miksch ら^[33]が熱衝撃と熱成層による荷重 を FEM により推定して発生回数を考慮すると熱成層荷重のほうが支配的であっ たと結論付けた.前項で述べたドイツの HDR 設備により実機の水平管を模した 試験体で熱成層を再現した実験が行なわれ、その結果を応力解析・疲労き裂進 展解析結果と共に Talja ら^[34], Wolf^[35]らが紹介した.

その後 1987 年に第 1.2.2 項で述べたように Farley 2 号機で熱疲労き裂による 漏洩が発生したことから NRC は Bulletin 88-08^[36]を発行し他の事業者に注意喚 起し, 1988 年にはアメリカの Trojan(PWR)にて加圧器サージ配管で設計時の推 定値と大きく異なる変位が検知されてホイップレストレイントと干渉する恐れが指 摘されたことからその事例についても Bulletin 88-11^[37]を発行して注意喚起した. この想定外の変位の要因は,加圧器サージ配管にプラント設計時には発生する と考えられていなかった熱成層によるものであった.

上記の2つのBulletin が対象とした事例に対して、アメリカにて再現実験が行なわれその結果をKimら^[38]が報告した.フランスでもL'Express 設備にて加圧器 サージ配管の熱成層再現実験が行なわれその結果と2次元の数値流体シミュレ ーション結果を比較して Abou-rjeily ら^[39]が報告した.ブラジルの Sampaio ら^[40] は水平ダクトでの層状流れを数値流体シミュレーションするときの適切な乱流モ デルを提案した.水平配管での蒸気-水条件での波状流の層間の凝縮熱伝達率 について韓国の Lee ら^[41]が実験により測定し、空気-水条件での波状流の Kelvin-Helmholzの不安定性基準についてAnsariら^[42]が1次元モデルに適用し た2流体モデルで検討した.

韓国の Jo ら^[43-44]は独自開発の CFD コードにより加圧器サージ配管内の成層 化した流れの3次元数値流体シミュレーションを実施し,流体-構造連成解析によ り壁温変動,熱応力変動を求めた結果を報告した.

成層化した流れが配管構造に及ぼす影響については、ドイツの Sauer^[45]がはり 理論を適用した軸方向応力を計算する簡易な数式を提案し、実機の配管系の 構造評価で通常行なわれるように3次元はりモデルによる全体変形と2次元 FEM モデルによる局所的な熱応力変動を組み合わせた評価結果を韓国の Yu ら^[46]や

- 8 -

フランスの Ensel ら^[47]が報告し, アメリカで策定された既存の設計規格^[48]の配管 の評価式を熱成層荷重に対して拡張した評価式をドイツの Bieniussa ら^[49]や韓 国の Kweon ら^[50]が提案した. 熱成層の発生消滅の繰返しについてドイツの Grebner ら^[51]が FEM により検討し曲がり部で塑性変形が生じている可能性を指 摘した.

上記に述べた実験あるいは解析により熱成層挙動を把握する試みとは別に, 実機で配管外壁面からの温度測定によって構造物の健全性を確認することも検 討されてきた.当初は単に熱成層があるかないかを判定する目的で温度測定が 行なわれたが,外壁面の測定結果から配管系全体の変形及び熱応力を導出し 疲労評価を行なう方法が 1988 年にアメリカの Kiss ら^[52]やフランスの Heliot ら^[53] やベルギーの Guyette ら^[54]により提案され,それをさらに発展させて特定の部位 の UF(Usage Factor:疲労累積損傷係数)を運転中に常時把握する疲労モニタリ ングシステムが開発されてその詳細及び適用結果についてアメリカの Stevens ら ^[55]やフランスの Aufort ら^[56]及び Fournier ら^[57]やドイツの Miksch ら^[58]及び Golembiewski ら^[59]や日本の Sakai ら^[60]や韓国の Koo ら^[61]が報告し,実機の加 圧器サージ配管への適用結果についてアメリカの Griesbach ら^[62]が報告した.ハ ンガリーの Boros ら^[63]は VVER-440 型炉の加圧器サージラインの外壁面の温度 測定結果と数値流体シミュレーション結果を相互補間的に活用することで実機に おける熱成層界面の挙動の解明を試みた.

軽水炉における熱成層問題については、プラントの運用上その発生を避けるこ とができない加圧器サージ配管を対象とした研究が重点的に実施され、継続的 な監視(管外面の温度測定)と構造評価(UFの算出)を組み合わせることで健全 性を担保する方向性が見出せたものと考えられる.一方、閉塞分岐配管内の熱 成層問題については弁の漏洩を防止できれば発生の懸念はないとの考えから流 れ場に関する詳細な研究が行なわれておらず、前述した Kim ら^[38]が水平管への 潜り込みの実験結果を報告した程度である.

1.3.4 軽水炉における T字合流部の温度揺らぎ問題

1998年に第1.2.4項で述べたように Civaux 1号機で温度変動により生じた疲労き裂で漏洩が発生したことから高低温水が合流する T 字配管での流れの乱れ

- 9 -

が注目されることになった.以下に,合流配管における流れの乱れと温度変動に 関連した研究動向を述べる.

1997年に高橋ら^[64-65]が実験により合流部の流れパターンを成層分離流 (Stratified flow),偏向噴流(Turn jet),壁面噴流(Wall jet)の3種類に分類し,そ れぞれのパターンで流体の温度変動が著しい部位を明らかにして主管と分岐管 の口径比とそれぞれの流速比を用いて合流部の流れパターンが分類できること を明らかにした.檜原ら^[66]は,流れの乱れを生じさせるアーチ状の渦の挙動を可 視化してその発生周波数をストローハル数で整理し,村松ら^[67]は数値流体シミュ レーションにより合流部の流れを再現し,実験で見られた渦構造を模擬した.五 十嵐ら^[68]は高橋ら^[65]の研究を発展させ,主管と分岐管の運動量比で流れパタ ーンを整理し,流体の温度変動の周波数特性と渦との関係を明らかにした.実機 では合流部のすぐ上流側にエルボが設けられていることが多く,Civaux 1号機に おいてもそのような形状であったが,主管の上流に設置された 90°エルボが合流 部下流の流れ場に及ぼす影響を結城ら^[69-71]や Hosseiniら^[72-73]が報告した.対 向して流れる主流が衝突して分岐部へ流入する形態の合流部については,矩形 流路にて中山ら^[74-75]が流速測定を行なって流れ場を詳細に調べて報告した.

これらは主に実験により調べた結果であるが,2000年代になると単相の合流配 管内の流れを数値流体シミュレーションにより再現すると共に管自体の熱伝導解 析も同時に行なって熱応力変動を得る流体-構造の熱連成解析も計算機の性能 向上に伴い現実的となり,フランスの Chapuliotら^[76]は Civaux 1 号機の漏洩が生 じた配管形状に対してそれを実施してパリス則に基づく疲労き裂進展解析を行な った結果を報告した.数値流体シミュレーションを用いて内壁面近傍の流体及び 壁面の正確な温度変動を得る上では乱流モデルの適切な選定が課題となるが, アメリカの Huら^[77]や Lee ら^[78]は LES を用いて合流部の数値流体シミュレーショ ンを実施して平均温度分布はよく一致するとの結果を得た.日本の Kamide ら^[79] は同じく合流部の数値流体シミュレーションを独自に開発したコードで実施し上 記に述べた五十嵐ら^[68]の実験結果と比較した.

構造面については,日本の Kasahara ら^[80-81]が流体の温度変動が構造物へ伝 達される際の周波数依存性を考慮して,合流部の水の温度変動のパワースペク トル密度分布から直接熱応力変動のパワースペクトル密度分布を得る方法を提

- 10 -

案し,得られた密度分布から直接荷重の波形をカウントして疲労評価できるように 拡張した.実機では熱疲労き裂は溶接部に生じることが多いが,フランスの Ancelet ら^[82-83]は円周突き合せ溶接を有する円管の試験体とない試験体に繰返 し熱荷重を負荷してき裂発生までの回数と進展速度を調べた.熱伸びは全ての 方向に等しく生じるため熱荷重は多軸性を有し温度分布が時間的に変化するの に伴い主応力方向も変化するが,プラント設計時の疲労評価ではこれらの影響 を考慮せずにミーゼス応力(トレスカ応力)の変動履歴と単軸の疲労試験結果に 基づく疲労線図を用いて行なうことが一般的である.フランスの Fissolo ら^[84-85]は これまでに提案された多軸性を考慮した疲労評価手法を用いて既存の高サイク ル熱疲労試験結果について評価した結果を報告した.

これまでの研究から, T 字合流部においては各合流形態で生じる流れ場の解明が進み,構造評価の面でも設計段階の評価に適用可能な手法が提案された 段階にある. 今後は提案された手法の検証と実験により得られた知見を技術基 準として整備することが必要になる.

1.3.5 JSME「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」の概要

1999年に敦賀2号機の再生熱交換器の連絡配管で貫通き裂により大量の主 冷却材が漏洩したことを契機として、2002年4月に日本機械学会(JSME)の動力 エネルギー部門に属する委員会として「配管の高サイクル熱疲労に関する評価 指針基準策定委員会」が設置された. 敦賀2号機の漏洩事例そのものは第1.2.5 項で述べたように熱交換器の特殊な内部構造に由来するものであったため評価 指針として一般化する必要性は認められなかったが、それまでに国内外で生じた 配管での高サイクル熱疲労き裂については、高低温水が接する配管構造自体を なくすことはできないとの観点から評価指針として一般化する必要性の認識が共 有された. 実機での漏洩事例から T 字合流部と閉塞分岐配管が評価対象として 選定され、2003年11月に「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」^[86]とし て発行された.

(a) 高低温水合流部の温度揺らぎによる高サイクル熱疲労の評価フロー 図 1.1 に,指針に策定された評価フローを示す. T 字合流部については,以下 の4ステップで合否を判定することになる.

ステップ 1: 合流前の 2 つの流体の温度差が,設計・疲労線図の疲労限以上の熱応力変動を生じさせない

(熱応力変動は熱膨張係数を用いた1次元モデルに基づき保守的に算出)

ステップ2: 合流後の混合を考慮した2つの流体の温度差が,設計・疲労線図 の疲労限以上の熱応力変動を生じさせない

(混合による流体温度差の減衰は,実験結果を無次元化して得られた温度揺らぎ減衰 係数8の分布図から読み取り)

ステップ 3: 流速及び合流形態に合わせた熱伝達率を考慮した熱応力振幅が, 設計・疲労線図の疲労限となる熱応力変動未満である

(合流形態に応じて与えられた熱伝達率増倍係数 F_p と、ビオ数に対して整理された最大無次元応力範囲 $\Delta \sigma_{max}^*$ を図から読み取り)

ステップ 4: 合流部の各部位における流体の温度揺らぎ幅と単位時間におけ る発生頻度の相関から算出した UF が1未満である

(合流形態・口径比に応じて与えられた無次元温度揺らぎ幅ΔT_k*と無次元発生頻度 N_{**}*を表から読み取り)

本指針中に掲載された図や表(ステップ 2,3,4 の評価に使用)は,指針策定の 目的のために実施された実験結果に基づいており,その概要は河村ら^[87-88]が合 流部の温度揺らぎ特性とその温度変動の配管壁への熱伝達特性に分けて報告 した.

第1.3.4項でも述べたが, T字合流部については上記のような設計段階に使用 しうる熱荷重の評価手法が策定された段階にある.この評価手法を高度化すべく Kasahara ら^[80]が提案した流体温度変動のパワースペクトル密度分布を用いる手 法の導入や近年盛んに行なわれている数値流体シミュレーション結果を用いた 詳細評価手法の確立やサーマルスリーブなどの温度変動抑制形状の熱荷重の 軽減効果の定量化などが残された課題と考えられている.

(b)閉塞分岐管での熱成層化による高サイクル熱疲労の評価フロー

図 1.2 に,指針に策定された評価フローを示す.閉塞分岐管については以下の3ステップで合否を判定する.

ステップ 1: 主流と雰囲気の温度差が, 設計・疲労線図の疲労限以上の熱応 力変動を生じさせない

(熱応力変動は熱膨張係数を用いた1次元モデルに基づき保守的に算出)

ステップ 2: 主流の浸入深さが鉛直部に留まり,曲がり部に達しないこと

(主流温度,分岐管内径,分岐管材料をパラメータとして,鉛直部浸入深さが主流流速に対して整理された図から読み取り)

ステップ 3: 主流の浸入深さが水平部に達し,曲がり部を超えること

(主流温度,分岐管水平部長さ,分岐管材料をパラメータとして,水平部浸入深さが主流流速に対して整理された図から読み取り)

T 字合流部とは異なり, 閉塞分岐管では熱成層界面が曲がり部にあるか否か だけを判定する評価フローとなっており, 界面が曲がり部にあった場合にその温 度変動幅や繰返し数を考慮して評価する手順は整備されていない.本指針中に 掲載された最大浸入深さの図(ステップ 2,3 の評価に使用)は, 新たに策定された 算定方法に基づき得られたものであり, その概要を鉛直部の浸入深さについては 谷本ら^[89]が, 水平部の侵入深さについては近藤ら^[90]が報告した. 異径 T 字管の 分岐については椎名ら^[91]が鉛直部及び水平部への潜り深さを推定し水平部の 放熱を考慮した平均温度を熱収支から求めた結果を報告した.

現指針の評価手法は,鉛直部の浸入深さについては2インチ未満の小口径 管や同径のT字分岐管には適用できない上,水平部の浸入深さについては適 用できるのが分岐管の口径が2インチかつ主管の半分以下の形状に限られる. このため,適用可能形状の拡大や曲がり部に界面があるときの熱応力評価方法 の策定や主流の潜り込みを抑制する形状の考案及びその効果の定量化が残さ れた課題と考えられている.

1.4 本研究の目的

第 1.3 節までで,高サイクル熱疲労き裂の貫通による漏洩事例を紹介し,流れ 場の変動により容器・配管内に生じる温度変動に関するこれまでの研究動向を, 高速増殖炉の熱成層問題・軽水炉の炉容器の PTS 過渡・軽水炉の配管の熱成 層問題・T 字合流部の温度揺らぎ問題に分けて示し,実機で経験した漏洩事例 を基に T 字合流部と閉塞分岐配管について策定された「配管の高サイクル熱疲 労に関する評価指針」の概要について述べた.このような背景を踏まえ,配管の曲がり部の熱成層に起因する2種類の温度変動を研究対象として選択した.

一つは,既に漏洩事例があり顕在化した問題と言える下向き閉塞分岐配管曲 がり部での熱成層界面の揺らぎにより生じる温度変動である.第1.3.5項でも述べ たように評価指針^[86]では熱成層界面の位置を曲がり部から回避することが定めら れているが,曲がり部に界面が存在したときにどのようなメカニズムで揺動して,ど の程度の温度変動が壁面に生じるかは明らかではない.

もう一つ,漏洩事例はないが潜在的に高サイクル熱疲労の発生が懸念される 箇所として PWR プラントの加圧器スプレイ配管の加圧器直上部付近がある.そこ ではプラントの通常運転中に流れるスプレイ水の流量が少ないことから管内が満 水にならず加圧器気相部から蒸気が逆流して二相状態となっている可能性があ る.その状態のときに蒸気の凝縮が周期的な水面の揺動を引き起こすと,配管壁 に周期的な温度変動が生じて高サイクル熱疲労き裂の発生が懸念される.

本研究では、これら2つの事象において温度差のある流体の乱れが配管壁に 及ぼす熱的な影響を解明することを目的とした.

1.5 本研究の概要

本論文は全6章から構成されている.第2章以降の概要を示す.

第2章では、下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズムのうち、 鉛直分岐配管内部の現象について述べる.主流の潜り込む範囲を特定して分 岐管内部の流速分布の測定を行なった結果を示すと共に界面付近の温度変動 を調べて潜り込みが引き起こす熱成層界面の揺動現象を明らかにする.

第3章では、下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズムのうち、 水平部を有する曲がり管内部の現象について述べる。曲がり部の存在が主流の 潜り込み深さに及ぼす影響を熱成層界面がある場合とない場合について示し、 熱成層界面が曲がり部に位置したときに生じる液温変動の測定結果と可視化し た流れ場との関連を報告する。さらに、第2章で報告した直管で見られた旋回渦 の流速変動と、曲がり管で生じる液温変動との関係を考察し、温度変動のメカニ ズムを検討した結果を報告する。

第4章では、下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズムのうち、

- 14 -

水平部を有する曲がり管の壁温に生じる変動について述べる. プラントの配管と 同材質のステンレス鋼製の試験体を用いて熱成層界面付近の配管内壁面の温 度変動を測定し, 熱成層界面が曲がり部に存在しそれが揺動する場合の測定結 果を報告する.

第5章では,加圧器スプレイ配管内部の流動を再現した実験と,その内部の 流れの変動が引き起こす温度変動による熱応力変動を評価した結果について述 べる.まずアクリル製の1/1スケールの試験体を用いて行なった常温大気圧下で の空気-水条件の可視化実験結果を示して,実機と同材質のステンレス鋼製の 試験体を用いて蒸気-水条件下で壁温の変動を測定した結果を報告する.さらに, これらの実験から抽出された水面の変動により,実機の定格出力運転状態にお いてどの程度の熱応力変動が生じるかを試算した結果を報告する.

第6章は、本研究の結論であり、本研究で得られた知見を総括する.

現象	プラント	発生年	原因	温度変 動幅	周期	き裂発生に寄与 した他の荷重
	玄海1号	1988	弁グランド リーク	約40ºC	約1200秒	周方向溶接による残留応力
閉塞分岐	Farley 2号	1987	弁シート リーク	約30ºC	約600秒	周方向溶接による残留応力
配管部の 熱成層	美浜2号	1999	キャビ	約100ºC	約100秒	冷間曲げ加工による残留 応力
	玄海2号	2007	ティーフ ロー	不明	約1960秒 (最 大の応力変動 幅となる周期)	
高低温水 合流時の 温度揺らぎ	Civaux 1号	1998	高低温水 の乱れ	約120ºC	0.1秒~0.5 秒	シーム溶接による残留応力
高低温水 混合時の 温度揺らぎ	敦賀2号	1999	熱交換器 内の高低 温水の乱	約60°C	約500秒の変 動と、数秒〜 20秒程度の変 動の重畳	エルボ製作時溶体化処理 の水冷時の残留応力
	泊2号	2003	2003 n		不明	周方向溶接による残留応力

表 1.1 損傷事例一覧



図 1.1 熱疲労評価指針に定められた評価フロー(合流配管)



図 1.2 熱疲労評価指針に定められた評価フロー(閉塞分岐配管)

第2章 鉛直下向きの閉塞分岐配管に生じる流動現

象

2.1 緒言

大口径の主配管から分岐し、その下流部に滞留した流体を有する管(以下、閉 塞分岐配管)では、主配管から見て分岐配管は凹みであり、その凹みにキャビテ ィーフローが発生する.主配管と分岐管の流体に温度差があるときには、このキャ ビティーフローが主配管の温水を分岐配管へ輸送するため、分岐管内に急峻な 温度勾配を有する熱成層界面が発生する^[92].この熱成層界面の揺動による温 度変動により、原子力プラントの配管系に熱疲労による貫通き裂が生じたことが 報告されている^[93-94].

この閉塞分岐配管に主配管の流体が輸送される現象は米国で研究が開始された.当初は分岐部に生じる流れが乱れを輸送するとして乱流貫入 (turbulence penetration)^{[38],[95]}と呼ばれ, Kim ら^[38]は閉塞分岐配管内の流速を測定し,乱れ 速度で定義したレイノルズ数と浸入深さの関係を求めた.近年はキャビティーフローが特有の旋回渦を形成することから,渦貫入 (vortex penetration, swirl penetration)と呼ばれ, Keller ら^[95]はこの熱成層による疲労が懸念される部位を 原子力発電所の主冷却材管の分岐管から抽出する方法を提案した.

日本機械学会では、このような温度変動現象による構造物への影響評価を確 立するため、「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」^[86]を策定した.同指 針は、水を内包した配管で高低温水の合流・混合による熱疲労を評価するもの であるが、閉塞分岐配管については、主流の潜り込み位置(熱成層界面)が曲が り部付近に存在しないよう鉛直部の長さの妥当性を評価するものとなっている ^[89-91]

これらの研究や指針では熱成層界面の位置を推定し,配管の損傷を未然防止するという設計法の観点が中心であり,なぜ熱成層界面が揺動するのかという物理的な検討は少ない.著者ら^[96-99]は閉塞分岐配管に起こる熱成層,特に温度変動の原因である界面揺動現象の解明を目的として研究を行なってきた.そ

- 18 -

のうちの分岐配管内に熱を輸送するキャビティーフローが持つ渦構造と特性を明らかにすることで,現象が明らかになると考えた.現象の理解,すなわち変動メカ ニズムを明らかにすることで,熱成層界面の発生場所と熱疲労の寿命予測の精 度が向上することが期待される.

本章では,閉塞分岐配管内の流動と温度変動のメカニズムを調べるため,一 連の流動実験及び解析を行なった結果を報告する.具体的には,閉塞分岐配 管が直管の場合に,主流の潜り込む範囲を特定して分岐管内部の流速分布の 測定を行なった結果を示すと共に界面付近の温度変動を調べて潜り込みと熱成 層界面の揺動の関係を明らかにする.

2.2 実験装置及び方法

2.2.1 実験ループ及び試験部

分岐管が鉛直直管の場合に,主流が分岐管内部に潜り込んだ際の流動状態 を調べるため,可視化実験を行なった.図2.1に試験部,実験ループの概要を示 す.

試験部は,実機と同じ内径 43mm のアクリル製で,図 2.2(a)に示すようなダクト 状に絞った幅 60mm,厚さ 10mm の矩形状のチャネルに接続し,十分な流速が 得られるようにした.実機プラントでは主配管の内径は分岐管の 15 倍以上であり, 曲率が十分に小さいことから矩形のチャネルで主配管の流れを模擬できると判断 したが,接続部の曲率の影響を調べるため図 2.2(b)に示すように主配管の内径 が分岐管の約 2 倍(口径 3 インチ)であったときの形状を扇形のダクトで再現した 試験部でも実験を行なった.試験部の長さは,主配管内の流れが十分に発達す るようにチャネル入口から分岐部までの距離を 600mm(水力等価直径の 35 倍)と した.

2.2.2 主流の潜り込み深さの測定

主流の平均流速を 1m/s から 12m/s まで 1m/s 毎に上昇させ, 主流と分岐部の 温度差がある場合とない場合について, 主流の潜り込み深さを調べた. 渦構造の 観察及び潜り込み深さの測定は, 発泡スチロール製粉末のトレーサ粒子で流れ を可視化して行なった. 主流と分岐部が等温条件の場合は実験ループ全体を室 温に,非等温条件の場合は主流を約 65℃,分岐部を室温に保って実験を行なった.

2.2.3 分岐管内の流速分布の測定

LDV(Laser Doppler Velocimetry: レーザードップラー流速計)を用いて分岐部 の周方向速度 U_{θ} 及び軸方向速度 U_{z} の分布を測定した. LDV システムの概要を 図 2.3 に示し, その構成機器のメーカ・機種を表 2.1 に示す. 光源として He-Ne レ ーザを用い, 1MHz の周波数シフトを施して逆流方向も測定した. 散乱粒子とし て平均粒子径 3µm の炭化シリコン粒子(比重 1.69)を用いた. 表 2.2 に光学系の 諸元の一覧を示す. LDV の光学系は光のビートの取り方によって差動型法, 参 照光法、単一ビーム法の3つに分けられるが,本研究では差動型法を用いた. 差 動型法では, レーザ光を半透明鏡と反射光で強度の等しい 2 本の平行なビーム に分け, レンズで 2 ビームを集光し, その交差部を測定点とする. 図 2.4 に示すよ うにビームの交差部には入射波面の位相差によって干渉縞ができており, その間 隔 n は λ_0 =2n sin θ から求められる. 差動型法ではドップラーシフト周波数が散乱 方向に無関係なため,広い受光開口で受光でき,他の方法に比べて信号強度 が強いので最もよく使われている.

図 2.3 の上面図に示すようにレーザ光源を管中心から 0.75mm おきに移動させ て半径方向分布を,管軸方向に分岐管内径 D_b に等しい 43mm 間隔で移動させ て,主流中央からの距離 L との比である $L/D_b=1~11$ の位置について軸方向分布 を測定した.

試験体を通過する際にレーザ光は空気-アクリル,アクリル-水の2 ケ所で屈折 するため,測定位置及び流速は補正が必要である.補正方法の詳細は付録 A に記載した.管壁近傍は周波数分析のために 1100 秒測定し,その他の位置は 180 秒測定した.実験で得られる流速データの時間間隔はサンプリング周波数と 粒子がフリンジを通過するタイミングに左右されるため非等時間間隔となるため, 取得した時点と速度の履歴から等時間間隔の速度データに補間する必要がある. 辻ら^[100]は等時間間隔で得られた速度データに人為的に欠損部を与えたとき,欠 損部に対して直前の値を保持させる方法が元のスペクトルに最も近い波形を与 えると報告しているため,本研究では得られた流速をその方法で 0.5 秒の等時間

- 20 -

間隔に補間し, PSD(Power Spectral Density: パワースペクトル密度)を求めた.

LDV による測定は,主流の平均流速を 7m/s に固定し,等温条件で実験を行なった.

2.2.4 非等温条件における潜り込み部先端の温度変動の測定

非等温条件における分岐管内の流体の温度変動は,素線径0.1mmのK型熱電 対をL/D_b=11,12の位置の管内壁から1mmの位置に設置して測定した.熱電対の 品質グレードはJIS C1602-1995に定めるクラス2(旧0.75級)であるため,温度測定 結果は最大で±2.5°Cの誤差を有するが,今回の実験で最大の温度となる主流温 度が65°Cであることを考慮すると実際の誤差はその0.75%である±0.49°C程度と考 えられる.

2.3 実験結果

2.3.1 流れの可視化実験結果及び潜り込み深さ

図 2.5 に可視化実験により, 観察された流動を, トレーサ粒子により1 秒間露光 した各領域の流線と併せて示す. 目視観察により, 分岐管内の流れは, 主流と分 岐部が等温, 非等温の場合のいずれも, 大きく三つの領域に分類され, 白石らが 得た知見^[101]と一致した. 領域 1 では主流の流れによりキャビティーフローが生じ, 分岐管内に主流の流れ方向に回転する渦を有する乱れたキャビティーフローが 観測された. 遷移領域では流れは乱れており, 目視からは特定のパターンは見 出せなかった. 領域 2 では, 管壁付近で旋回状の下降流れが, 管中心付近では 上昇流が見られ, 領域 2 の下端で流れは停止する. 主流との接続部からこれらの 境界までの長さをそれぞれ L_v, L_d, L_sとし, これらを目視により測定した. また, L_s を主流の最大潜り込み深さと定義する.

図 2.6(a)に主流と分岐部が等温の場合の主流流速が 1~12m/s における各領 域までの潜り込み深さ L_v , L_d , $L_s \varepsilon$, 矩形ダクトと扇形ダクトを用いた場合について 比較して示す. 潜り込み深さは分岐管の内径 D_b の比で示してある. 主配管が矩 形と扇形のダクトの結果には, 大きな差がなく, 各領域ともよい一致を示している. 特に領域 1 の潜り込み深さはダクト形状の影響を受けず, 主流流速に対してもほ とんど変化がない. 主配管と分岐管の接続面が2次元の円から縁の盛り上がった

- 21 -

回型の楕円へと変わることにより,主流から分岐管への流入が増加することが予想されたが,実験結果にはほとんど差が見られなかった.試験部の扇形ダクトは分岐管の口径2インチに対して主配管が3インチ程度を想定した曲率の大きなものであったが,それでも潜り込み深さに違いがほとんど見られなかったことから,今回の実験では主配管を矩形ダクトで模擬しても問題がないことがわかった.

図 2.6(b)に矩形ダクトを用いた,主流と分岐部が等温と非等温の場合の,主流 流速が 1~12m/s における各領域までの潜り込み深さ L_v, L_d, L_sを示す. 潜り込み 深さ L_v, L_d は等温条件の場合も非等温条件の場合も違いが見られなかったが, L_s は非等温条件のほうが若干小さいことがわかる. 主流の流速の増加に伴い L_d, L_s は増加するが, L_v はほぼ一定であり, L_v/D は 3 程度である.

図 2.7 に, 等温条件において領域 2 の位置で 1 秒間露光した 15 秒間隔の流 れの様子を示す. 同図より, 旋回流の流速は時刻により増減していることがわかる. この流速の変動は等温条件でも非等温条件でも同様に観察されたことから, 実 験で見られた分岐管内の流れの変動は, 温度分布により生じる自然対流のような 熱的な現象ではなく, 流動に起因する現象であることが示された.

2.3.2 分岐部の流速測定結果

主流の平均流速が 7m/s のときの管内壁から 2mm の位置における周方向速度 U_{θ} の時刻歴波形を図 2.8(a)~(d)に, 軸方向速度 U_{z} の時刻歴波形を図 2.9(a)~(d) に示す. 周方向の速度については, $L/D_{b}=2$ の位置で 1 秒程度の比較的短周期 の変動が見られ, 下方へ移動し遷移領域, 領域 2 と流れの状態が変化するにつ れて徐々に 10~100 秒程度の長周期の変動が見られる. 軸方向流れは領域 1 では向きが変化するが, 遷移領域, 領域 2 では負の方向の流れが支配的となっ た. 一方, 軸方向の速度については, 各領域とも周方向と比べて小さいが, 領域 1 では 1 秒程度の短周期であったのが遷移領域, 領域 2 では 10 秒程度の長周 期が観察された.

図 2.10(a)~(d)に, 主流の平均流速が 7m/s のときの各領域の周方向及び軸方 向速度の L/D_b=1~11 の位置における半径方向分布の一例を, 180 秒間の平均 流速と流速変動の標準偏差を示す. 半径方向位置 r は分岐管半径 R_bとの比で 示した. 周方向速度 U₀については, 0.5 秒あたりの有効データ数が 1 を下回る粒 子のデータ率が低い管中心付近の測定結果は誤差が大きく有効でないと判断さ れたため測定結果を掲載していない. 領域1の計測した断面では, 周方向・軸方 向速度共に標準偏差が大きく乱れた流れであり,軸方向速度は L/D_b=1 の位置 で半径方向に大きく勾配があり,管中心付近で下降,管壁付近で上昇する流れ となっている. L/D_b=2,3 では半径方向の速度勾配は水平に近づき,領域1の下 端である L/D_b=3 では, 平均流速は 0 でほぼ一定となり, 領域 1 の境界に対応す る. 周方向の平均流速はほぼ 0 である. 遷移領域及び領域 2 では, 軸方向の平 均速度は領域1とは逆に管中心付近で上昇,管壁付近で下降する流れとなって おり、領域1と同様に領域2の下端に近づくにつれて小さくなる.周方向速度は L/D_b=4~11のいずれの位置でも反時計回りであり,壁面近傍を除くと,周方向速 度の半径方向分布はほぼ直線になっており,この領域の流れが一定の角速度を 有する渦であることを示している.また遷移領域の範囲にある L/D_b=7 での分布を, 領域2のL/D_b=11の位置と比較すると,軸方向・周方向速度共にほぼ同様の分 布となっている.このことから,可視化実験では遷移領域には明確な流れが確認 できず,領域2の旋回流と区別したが,平均流速で見れば乱れの程度が異なる 同じ流れであることがわかる.

図 2.11(a)~(d)に, 主流の平均流速が 7m/s のときの各領域における管内壁から 2mm の位置における周方向速度 U_θ及び軸方向速度 U_zを標準偏差で正規化し たパワースペクトル密度分布を示す. パワースペクトル密度は, 1024 秒間の流速 の時間変化を 2Hz でサンプリングした 2048 点のデータから得た. これらの図には, 図 2.8,9 に示した時刻歴波形において 200 秒(算出区間の約 1/5)以上の長周期 の変動が目視で確認できなかったことからそれ以上の周期の変動は表示してい ない.

領域1では,軸方向速度及び周方向速度共に低周波数から高周波数領域に かけて一様に分布しており卓越したピークが明瞭でなかった.一方,遷移領域及 び領域2では,軸方向及び周方向速度共に0.1Hz以下の低周波数で卓越して おり,長周期の変動が支配的であることがわかる.また,いずれの方向の流速で も下方へ移動するにつれて卓越したピークが長周期側へ移行する傾向が見られ た.主流の最大潜り込み位置付近の L/D_b=11 では,周方向及び軸方向速度共 にピークが 0.01Hz 付近で観察される.

- 23 -

2.3.3 分岐部の温度変動測定結果

図 2.12 に, 主流の流速を 6m/s から 7m/s に変化させた後の分岐部の $L/D_b=11$ と 12 の位置での液温の変化を示す. 図中の温度 T_n は, 主流の温度 T_m 及び分 岐部下流端の温度 T_b を用いて下式によって無次元化した.

$$T_n = \frac{T - T_b}{T_m - T_b} \tag{2.1}$$

主流の流速の増加に伴う潜り込み位置の下降に伴い熱成層界面も下方へ移動して、L/D_b=11の位置に到達して温度の急上昇が360秒付近で見られ、520秒付近で、一度熱成層界面が上昇して温度が急低下するが、その後はほぼ一定となる. 一方、L/D_b=12 では、主流流速が 7m/s に変化しても主流の最大潜り込み位置のままで、分岐部の下端の温度である 30°C 付近でほぼ一定であった. L/D_b=11 の位置における温度測定結果から、図 2.7 に示すような旋回流の流速変動があっても、熱成層界面が安定していることが示された.

直管の分岐部では、旋回流の流速変動は生じるが液温の周期的な変動は生じない.このときの熱成層界面と旋回渦の関係を目視結果より,図 2.13 に模式的に示す.主流の流速が一定であっても,図 2.9 に示した旋回渦の周方向流速の増減に伴い渦の先端の位置が変化する.主流の流速が変化する過程では、図 2.12 の L/D_b=11 の位置の t=0~850[s]までの間の温度変化のように熱成層界面の下降に起因する過渡的な温度変動が見られるが、主流の流速が一定になった後で十分な時間が経過すると、熱成層界面は旋回渦の変動範囲の最低部で安定になって到達範囲から外れるため、界面の揺動が生じず、従って液温の変動も生じない.図 2.6 に示したように主流の流速の増加に伴い潜り込み深さ L_sは増加するが、実機条件ではレイノルズ数が異なり、熱成層界面が形成される位置も異なると考えられる.主流と分岐部の滞留水の温度差が小さければ熱成層界面は安定しないが、この場合旋回渦の中心に生じる上昇流により低温水が巻き上げられて界面自体が消失すると考えられる.これらのことから、分岐部において熱成層界面が鉛直な直管内にあれば熱疲労の要因となる繰り返し熱応力の変動は生じないことがわかる.

- 24 -

2.4 考察

2.4.1 遷移領域及び領域2における流速分布の推定

分岐管内の領域1では流れは軸対称ではないが, 遷移領域及び領域2では 軸対称であると仮定して, 図 2.10(b)(c)(d)に示した時間平均流速分布を簡易な 式であらわすことを試みた. 管壁から 2mm の位置における周方向平均流速 $\overline{U_{\theta}}$ の軸方向の分布を, 遷移領域及び領域2 での最大速度となる L/D_b=4 の位置の 流速 $\overline{U_{\theta max}}$ で無次元化したものを, 図 2.14 に示す. $\overline{U_{\theta}}$ は分岐部の L/D_bの増加 により指数関数的に減少していることがわかり, 周方向平均流速の軸方向分布は 以下の近似式で,

$$\frac{\overline{U_{\theta}}}{\overline{U_{\theta_{\max}}}} = \alpha \exp(\beta z)$$
(2.2)

とあらわすことができた.ここで, α , β は定数, z は L/D_b=4 の位置を基点に鉛直方向上方を正とした分岐部の軸方向位置であり,この場合 α =3.18, β =7.22 である.

一方, 遷移領域及び領域2では図2.10(b)(c)(d)より周方向平均流速は各断面 で角速度が一定の分布を呈しているため, 半径方向には管中心で 0 となり壁面 近傍で最大となる直線分布を, 軸方向平均流速は壁面近傍で下降し管中心で 上昇する直線速度分布を仮定すると, 式(2.2)に示した周方向平均流速の軸方 向分布と併せて平均流速の半径方向分布は下式であらわされる.

$$\overline{U_{\theta}} = \overline{U_{\theta \max}} \alpha \frac{r}{r_e} \exp(\beta z)$$
(2.3)

$$\overline{U_z} = \overline{U_{z\max}} \alpha \left(1 - \frac{3}{2} \frac{r}{r_e} \right) \exp(\beta z)$$
(2.4)

ここで r_e は管中心から壁面近傍までの距離であり、 $\overline{U_{zmax}}$ は遷移領域及び領域 2 で最大となる L/D_b=4 における軸方向平均流速である.

半径方向流速 U. は測定していないが連続の式により,式(2.3)と式(2.4)から

$$\overline{U_r} = \overline{U_{z\max}} \alpha \beta \left(\frac{3}{4} \frac{r^2}{r_e} - r\right) \exp(\beta z)$$
(2.5)

とあらわすことができる.

式(2.3), (2.4)から得られた周及び軸方向平均流速の半径方向分布を測定結

果と共に図 2.15 に示す.式(2.3)及び(2.4)による推定結果は,遷移領域及び領域 2 の全域に渡って管中心から管壁近傍までの実測値とおおむね一致し,遷移 領域及び領域 2 て見られた旋回流は,平均的には簡易な式で記述できる単純な 強制渦であることが示された.

2.4.2 分岐管軸方向の運動エネルギーの減衰

主流の運動エネルギーは分岐管内を減衰しながら下方へ伝わる. 遷移領域及 び領域2の周及び軸方向の平均流速については第2.4.1 項で指数関数的に減 衰することを示した.ここでは,領域1,遷移領域,領域2の全域に渡る周及び軸 方向の平均流速の運動エネルギーと乱れエネルギーの関係について調べた.

図 2.16 に軸及び周方向の運動エネルギー及び乱れエネルギーの, 軸方向分 布を示す.ここで運動エネルギーは, 境界層近傍で平均流速の絶対値がおおむ ね最大となる管壁から 2mm の位置における各時点の流速の 2 乗の 1024 秒間の 時間平均を, 乱れエネルギーは同位置における標準偏差を 2 乗して求めた. 同 図より, 領域に関わらず運動エネルギー, 乱れエネルギー共に単調に減衰してい ることがわかる.

軸方向の運動エネルギーは,領域1でほぼ一定の勾配で指数関数的に減少 し,遷移領域ではその勾配が大きくなり,領域2では再び勾配が小さくなる.周方 向の運動エネルギーは,領域1ではほぼ一定であり,遷移領域では一定の勾配 で指数関数的に減少し,領域2でもその勾配が維持される.軸方向及び周方向 の乱れエネルギーは,領域1ではほぼ一定であり,遷移領域では周方向の運動 エネルギーよりも急な勾配で指数関数的に減少し,領域2では一定に近づき,そ れよりも下側では再び勾配が急になる傾向が見られた.

領域 1 では軸方向の運動エネルギーが周方向のものより大きく,可視化実験 で観測された渦の形態とも矛盾しない. 遷移領域及び領域 2 では,周方向の運 動エネルギーが最も大きく,旋回のエネルギーが支配的であることがわかる.また, 乱れエネルギーは遷移領域と領域 2 で異なった勾配で減衰しており,旋回方向 の運動エネルギーとの差が異なることから,可視化実験で遷移領域を乱れた流 れ,領域 2 を旋回渦と別の領域に区分した要因となった.

2.5 結言

分岐部が直管の場合に,下向き閉塞分岐管内部に主流によって生じる流れを 調べた結果,以下の結論を得た.

(1) 主流と分岐部が等温, 非等温いずれの場合にも分岐管内で流速の周期 的な変動が見られたことから, 本実験条件において分岐管内の変動は, 熱による 現象でないことがわかった.

(2) 主流が分岐管内に潜り込む際の流動様式は,可視化実験からは乱れたキャビティーフローの領域,遷移領域,旋回流の領域の3つに分けられ,既発表研究^[100]と一致した.しかし流速分布測定の結果,遷移領域及び領域2は周方向, 軸方向速度共に,時間平均では半径方向に線形分布を示していた.そのため, 可視化実験では乱れの程度によって別々の領域に区分していた流れが同じ流 動様式であることがわかった.

(3) 遷移領域及び領域2の平均流速分布は,軸方向に指数関数,半径方向に1次関数を用いた式で記述される強制渦であることを明らかにした.

(4) 主流の最大潜り込み位置付近の液温測定の結果,分岐部が鉛直下向き の直管の場合に,主流流速が一定であれば,旋回渦の流速変動により潜り込み 位置が変化しても熱成層界面はその最下端で安定し,界面の周期的な揺動は 発生せず,顕著な周期的温度変動には至らないことを明らかにした.

(5) 領域1 では軸方向の運動エネルギーが, 遷移領域及び領域2 では周方向の運動エネルギーが L/D_bの増加に伴い指数関数的に減少する. 乱れエネルギーは, 遷移領域において周方向の運動エネルギーよりも急な勾配で減少する.

- 27 -



図 2.1 実験ループ及び試験部の概要



図 2.2(a) 試験部入口の矩形ダクトの詳細









図 2.3 本実験で用いた LDV システムの概要及び測定点

表 2	2.1	LDV	システ	ムの	構成機器
-----	-----	-----	-----	----	------

Equipment	Manufacturer	Model
Air-cooled He-Ne Laser	KANOMAX	Model 61s-5600
Frequency Shifter	HOYA	Model 080DL, 081DL
Data Processor	KANOMAX	Model 8008
Optical System	KANOMAX	Model 1961

表 2.2 光学系の諸元

Wave length of the laser b	632.8 [nm]	
Diameter of the beam D	0.8 [mm]	
Interval of the beams	60 [mm]	
Focal length of the lens f	30 [mm]	
Width of the fringe δ	3.86 [µm]	
Number of the fringe	7	
	dx	0.030 [mm]
Measured Volume	0.030 [mm]	
	0.368 [mm]	
Shifted Frequencies	1 [MHz]	





図 2.5 観測された流れパターン



図 2.6(a) 異なったダクト形状(矩形、扇形)における主流流速の変化に対する潜り込み深さの変化(等温条件)


図 2.6(b) 等温条件及び非等温条件における主流流速の変化に対する潜り込み深さの変化







- 33 -





図 2.8 各領域における周方向流速の時刻歴変化





- 35 -





図 2.9 各領域における軸方向流速の時刻歴変化



- 37 -





(d) $L/D_b=10, 11$

図 2.10 各領域における周方向及び軸方向流速の半径方向分布





(c) $L/D_b=8, 9$



(d) L/D_b=10, 11 図 2.11 各領域の周方向及び軸方向流速の PSD



図 2.12 直管の分岐部における熱成層界面近傍の温度の時刻歴変化(主流流速 6→





図 2.15 周方向及び軸方向平均速度の実測値と予測値の比較



図 2.16 運動エネルギー及び乱れエネルギーの軸方向分布

第3章 下向き閉塞分岐配管で水平部を有する曲が

り管に生じる流体の温度変動

3.1 緒言

本章では,閉塞分岐配管が水平部を有する曲がり管の場合に,曲がり部に熱 成層界面が位置する場合に継続的に生じる温度変動の測定と,流れと温度場の 可視化を行なった.第2章で報告した直管で観察された旋回渦の持つ流速変動 と,曲がり管で生じる温度変動との関係^[102]を考察し,温度変動のメカニズムを検 討した.

3.2 実験内容および結果

3.2.1 実験ループ及び試験部

試験部の主配管形状は第2章と同様に矩形ダクトで絞り、その入口から分岐 部までの距離は水力等価直径の約35倍を取った.分岐配管は図3.1に示すよう なアクリル製の曲がり管を用い、内径 D_bはプラントで用いられる2インチ配管と同 じ43mm、曲げ半径は管中心で125mmとした.主流の平均流速 Umを1m/s~ 12m/sの範囲で1m/sずつ増加させ、分岐配管へキャビティーフローが潜り込む深 さLの測定、渦構造の可視化および変動温度の測定を行なった.主配管と分岐 配管の水温に温度差がない等温場での流動状態を調べ、次に主流温度 Tm は 65°C、分岐配管の滞留水温度 T_bは約15°C の室温とした非等温場での流動状 態を調べた.非等温場では、温度により発色する感温液晶粒子(日本カプセルプ ロダクツ製、感温範囲は60°C±1°C)を用いて温度分布を可視化した.

3.2.2 分岐配管内の渦構造の可視化

図 3.2(a)に直管を用いた場合に観察された渦構造の可視化結果を示す.第2 章に述べたように,分岐部の主配管直下には主流により励起されるキャビティー フローが観察される領域1が存在し,分岐点からこの領域下端までの距離をLvと する.キャビティーフローは Lvより下方では旋回流の領域へと変化し,壁面近傍 では下方へと旋回して配管中心では上昇する竜巻状の渦となる. 第2章で領域1 より下方は一つの流動様式であることが明らかになったので,本章では領域1より 下方で旋回渦が支配的な範囲を領域2として示す. 直管の場合で,分岐から領 域2の下端までの距離をLsとする. 流速を増加させていくと旋回渦は管に沿って 長くなる.

分岐配管が曲がり管の場合,この旋回渦は管に沿って曲がり,水平部へと到 達する.このとき主流と分岐配管が等温の場合には,旋回渦は曲がり管に沿って 方向を変えて水平部へと浸入する.一方,温度差がある場合には,図 3.2(b)のよ うに,旋回渦により輸送された主流と滞留水との間で浮力により熱成層界面が生 じる.曲がり管の場合で,分岐から領域2の下端までの距離をLbとする.

3.2.3 主流流速に対する潜り込み深さの変化

第2章で述べた直管の場合と、曲がり管で温度差の無い場合(等温)とある場合(非等温)の旋回渦の潜り込み深さLのUmに対する変化を図3.3に示す.直管では等温○と非等温●では潜り込み深さにほとんど差が無く、流速に対して潜り込み深さが増加している。一方、曲がり管では、等温の場合の潜り込み深さ□は流速に対して増加するが、非等温の場合の潜り込み深さ■はUmが5m/s以上で流速に対して増加しにくくなっている。図3.1のように曲がり部の角度θを曲がり部の入口から定義して、曲がり管内壁の上端を水平に延長すると曲がり部背側の内壁面でθ=45°になる。Um=5m/sでこの角度に旋回渦が到達して以降は、潜り込み深さの増加が緩やかになっている。

この流速に対して直管と曲がり管での潜り込み深さの違いを調べるために,同 じカメラ位置で流速を増加させて潜り込み深さの増加を実験した結果を図 3.4 に 示す.分岐配管内に感温液晶粒子を混入して白く見える常温水を滞留させた後, ループ内の水を加熱し,試験部の主配管へと流す.このようにして主配管内の透 明な加熱流体と分岐配管内の白濁した冷水との間で熱成層界面を可視化した. 主流の平均流速が4 m/sの時に曲がり部入口に熱成層界面があり,流速を6 m/s に増加した後 600 秒で熱成層界面が水平部上端にまで下降している.この間は 直管と曲がり管では流速に対する潜り込み深さは同様に増加するが,この後の 1200, 1800 秒後を見ると,直管では熱成層界面が下方へ移動しているが曲がり 管では全く移動していない.曲がり管の水平部の上端に熱成層界面が留まること から,水平部に存在する滞留水により旋回渦の浸入が抑制されると考えられる.

この抑制された状態では,等温の場合に旋回渦が到達する潜り込み深さよりも 浅い位置に熱成層界面が固定されるため,旋回渦が熱成層界面に揺動を与え る.旋回渦の持つ長周期の流速変動については第2章で述べた.本章では曲が り管を有する場合に熱成層界面近傍で生じる温度変動について述べる.

3.2.4 曲がり管で生じる継続的な温度変動

曲がり管背側のエルボ入口からの角度 f が 43°, 47°, 51°の位置に, 図 3.1 に 示すように熱電対を内壁面から 1 mm 離して設置して液温変動を測定した. 主流 の平均流速が 5-7 m/s の時の温度変動の時刻歴を図 3.5(a)~(c)に示す. 図中で は温度を次式により無次元化している.

$$T_n = \frac{T - T_b}{T_m - T_b} \tag{3.1}$$

いずれの主流の平均流速においても平均的な温度を見ると,角度 θ =43°の位置では主流温度にほぼ等しく高温であるが,51°では U_m =5m/s の場合には平均的には T_n =0.2程度で温度の変化はほとんど見られないが, U_m =6,7m/sの場合に平均的には T_n =0.5程度で数十秒から数百秒の間隔で間欠的に温度が上昇する.平均温度で見れば, θ =43°から 51°前後で熱成層界面が存在する.温度変動の周期は明瞭では無いが,47°では 51°よりも頻繁に変動が生じる.

直管の場合には,一定流速では熱成層界面が旋回渦の到達範囲より下方に 安定してしまうと温度変動が生じなくなる.曲がり管の場合には先に述べたように, 熱成層界面が曲がり部に保持されて温度変動が持続する.

旋回渦が熱成層界面に到達した時に生じる液温分布を感温液晶により可視 化した結果を図 3.6 に示す.分岐配管内の常温の滞留水に感温液晶を混入し, 主配管内の透明な加熱流体が旋回渦となって熱成層界面に到達すると,感温 液晶が加熱されて青く発色する.感温液晶は 60°C±1°C で発色するものを用い たため,青い部分は60°Cの等温部と見なすことができる.図 3.6 では可視化写真 の下に,θ=43°,47°,51°の角度の熱電対で観測された液温変動を同時に示して いる. 左上(a)は温度変動が生じていない時刻であり,白い滞留水と青く発色した

- 46 -

60°C の等温面はほぼ水平になっている. (b)で旋回渦が熱成層界面に到達する と熱電対で温度の急変が観測され,熱成層界面が曲がり部の背側で盛り上がり 始める. (e)では竜巻状の渦が滞留水を巻き上げるため,管中心で冷水が上昇流 となり,白い滞留水が帽子状に巻き上げられる. 画像では判別が難しいが,青い 等温度面も同様に管中心が盛り上がった形状となる. (d), (f)では旋回渦が弱くな り熱成層界面に到達していないため,熱成層界面の揺動が弱く,温度変動も小 さい.

図 3.6 に示した温度変動の時刻歴のパワースペクトル密度分布を図 3.7 に,また第2章で示した直管の試験体で周方向流速 U₀の L / D_b = 11 の位置でのパワースペクトル密度分布を図 3.8 に示す. パワースペクトル密度は,1024 秒間の温度変動を 1Hz でサンプリングした 1024 点のデータから得た.この図には,図 3.6 に示した時刻歴波形において 200 秒(算出区間の約 1/5)以上の長周期の変動は実験中の滞留部の平均的な温度上昇に起因するものであると考えられたことからそれ以上の周期の変動は表示していない.L / D_b = 11 の位置は図 3.3 に示したように,直管では旋回渦の潜り込み深さ L_sの近傍であり,曲がり管における熱成層界面近傍での流動状態に近い.図 3.5 からも長周期の変動があることはわかるが,図 3.7 では 0.005~0.01Hz に複数の卓越したピークが見られる.図 3.8 では0.01Hz に卓越したピークが見られる.図 3.7 の 0.01Hz の温度変動は θ = 43°,47° に共通しており,図 3.8 の 0.01Hz の流速変動により励起されたと思われる.

実験では多数の点で同時に液温や流速を測定することが難しい. そこで数値 流体解析を行なって, 流速変動と温度変動との時間関係などを調べることとした.

3.3 数値流体解析内容および結果

実験では得られにくい情報を補足するため,実験とほぼ同じ条件での数値流体解析を行なって,旋回流の流速変動と熱成層界面の揺動との関係を調べた.

3.3.1 数值流体解析手法

実験による観察結果から,数値流体解析は3次元の非定常で行なう必要がある.浮力を考慮する必要があることから,以下に示す非圧縮性流体における連続

- 47 -

の式, Navier-Stokes 方程式, エネルギー方程式を解く.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - g\beta \left(T - T_r \right)$$
(3.3)

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i H - \frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0$$
(3.4)

ここで, u は流速ベクトル, x は座標, t は時間, p は圧力, H はエンタルピ, gは重力加速度, β は体膨張係数, λ は熱伝導率, ν は動粘度, ρ は密度である. ま た, (3.3)式の右辺第3項で浮力に Boussinesq 近似を用いる. 今回数値解析する 温度範囲では, 密度は温度の増加とともに単調減少し最大で 2%程度の変化に とどまるため, Boussinesq 近似を用いても定性的な流れ場は再現できると判断し た. 基準温度 T_r は 40°C である. 数値流体解析には ANSYS 社の汎用コード CFX-11 を用いた. CFX は有限体積法を用い, 計算アルゴリズムは Coupled Solver と呼ばれる流速・圧力場を連成して解くものである.

3.3.2 計算条件

実験と同じ主流温度 65°C, 分岐配管滞留水温度 20°C, 主流流速 8 m/s で数 値流体解析を行なった.実験では流速を1 m/s ずつ増加させたが,時刻 t =0 に おいて分岐管内が温度 T_b =20°C の滞留水で満たされた状態からU_m =8 m/sとし て計算を開始した.水の粘性係数は温度依存を考慮した.流体部分のみをモデ ル化し,配管内面は断熱条件とした.計算に用いた格子を図 3.9 に示す. CFX-11 は完全非構造格子を扱えるが,格子の直交性が良いように分割し,壁面 近傍と分岐点近傍は細かくして総格子数は約 10 万とした.分岐配管半径方向の 最小格子間距離は 0.5mm とした.分岐配管水平部端部に 20°C の等温条件を 与え,十分に長い配管で一定温度になっていることを模擬した.

時間積分は 2 次の陰解法を用いた. 熱伝導, 浮力が影響するため時間刻み 幅At を小さく取ることで計算の安定化を図り, At =0.01sec とした. 非定常性が強 い問題に RANS の乱流モデルを適用すると現象が再現できないため, 乱流モデ ルを用いずに解析した. そのため定量的には実験と差違があっても, 定性的には 実験で観察された現象が再現されて, 変動メカニズムが把握できることを期待し た. Navier-Stokes 方程式の移流項の差分には 2 次の風上差分を用い, その精 度は別途調べ, SIMPLE 法で QUICK を用いた場合と同程度であることを確認し ている.

3.3.3 計算結果

実験と同じ位置であるエルボ入口からの角度 θ =43°, 47°, 51°で管内面から 1mm の位置での温度変動の時刻歴を図 3.10 に示す.

平均的な温度を見ると、 θ =43°の位置はほぼ高温であるが、51°ではT_n=0.1程 度と低温であり、43°から 51°の間に熱成層界面が存在する.51°の温度は数十秒 から数百秒の間隔で間欠的に上昇し、実験による結果の図 3.5 と定性的には合 致する. θ =47°では 51°よりも頻繁に変動が生じることも同じである.ただし、実験 は流速 U_m =7 m/s、数値流体解析は流速 U_m =8 m/s で実施しており、かつ数値 流体解析のエルボ角度 51°の平均温度が実験よりも低温であることから、数値流

温度変動の生じた時刻での瞬時の温度分布と等温度面を図 3.11 に示す. 実験では図 3.6 のように,滞留している冷水が旋回渦により巻き上げられ,60°C の等温面が管中心で盛り上がる帽子状の形状を示すことが観察された.数値流体解析結果でもt =920,940sの時には,赤で示された60°Cの等温度面が螺旋状に巻き上げられていることがわかる.

旋回渦が弱い時点 t =900 s と強い時点 t =920 s の時の瞬時流速分布を用い て流線を示した結果を,図 3.12 に示す.主配管の分岐点直下ではキャビティー フローが観察され,乱れた領域を経て旋回流が支配的となる.t =900 s では旋回 流の下端は熱成層界面に到達していないが,t =920 s では熱成層界面に到達し て 60°C の等温度面が旋回流に包まれていることがわかる.従って,旋回渦の到 達距離が変化することにより温度変動が生じていることがわかる.

温度変動と流速変動との関係を調べるため,図 3.10 に示した θ =47°の温度変動と同時に,分岐部から L / D_b =3,6 で壁面から 1mm の位置の y 方向流速 v を

図 3.13 に示す. なお, 時間変化を詳しく見るため, 図 3.13 では時刻 t = 800~1000 sの区間を拡大している. また, 図中に840,900 s 近傍の時間変化を矢印で示した. 実線の矢印は位置 L / D_b =3 と位置 L / D_b =6 の流速の変化, 点線の矢印は位置 L / D_b =6 の流速と θ =47°の無次元温度 T_n の変化である. 位置 L / D_b =3 は分岐点に近いため, 灰色の線で示された流速 v は, 位置 L / D_b =6 の流速 v, θ =47°の無次元温度 T_n に比べると早い時刻で変化している. すなわち図 3.12 の旋回渦が主配管直下からエルボへと伝播していることが, 図 3.13 の時間変化 で分かる. また, 流速変化が生じた後に熱成層界面近傍での温度変動が生じていることが確認できた.

3.4 考察

第2章で明らかにしたように,旋回渦には長周期の流速変動が生じる.しかし 流速変動がどのように温度変動を引き起こすのかがこれまで明瞭ではなかった. 第3.2節の可視化実験と第3.3節の数値流体解析結果から,旋回渦が間欠的に 熱成層界面に到達して熱成層界面が巻き上げられることが,温度変動が生じるメ カニズムであることを示した.

この様子を模式的に図 3.14 に示す. 第2章では直管を用いて, 旋回渦の流速 が速い時と遅い時では, 旋回渦の長さが変化することを示した. 図 3.14 中には, この旋回渦の長さの差を範囲で示している. 直管で流速が増加した直後や曲が り管の場合には, 熱成層界面がこの範囲内に位置する場合がある. このとき図 3.6, 3.11 のように旋回渦は間欠的に熱成層界面を巻き上げて揺動させ, 熱成層 界面近傍の壁面で温度変動が生じることになる. 直管では時間と共に熱成層界 面は下方に移動して旋回渦の到達範囲から外れるが, 曲がり管の場合は水平部 に冷水が滞留しているため熱成層界面が曲がり部に保持されて, 温度変動が継 続する.

このような考察から推測されることは、曲がり管に水平管が接続される配管形状 では冷水が水平部に滞留する可能性があり、高温の主流の潜り込みが熱成層界 面を曲がり部に保持させる流速条件でプラントを運転すると、温度変動が持続す る可能性がある.したがって図 3.3 に示した主流の流速条件に応じた潜り込み深 さに対して、その先端と熱成層界面が干渉する位置が曲がり部でないよう設計す ることが熱疲労による損傷の防止のために重要であることがわかった.

3.5 結言

閉塞分岐配管が水平部を有する曲がり管の場合に,曲がり部の温度変動の測 定,渦と温度場の可視化,数値流体解析を行い,以下の結論を得た.

(1) 分岐配管が曲がり管で水平部に冷水が滞留している条件では, 主配管からの熱い旋回渦の浸入が浮力で抑制され, 曲がり部で熱成層界面が生じることがある.

(2) この旋回渦の浸入が曲がり部で抑制されて熱成層界面が保持される場合 には,旋回渦の長周期の変動により熱成層界面が揺動させられて,壁面近傍の 流体温度が変動することが観察された.

(3) 曲がり管における温度変動は,旋回渦の流速が長周期で変動し,その変動が熱成層界面へ到達することにより生じることを明らかにした.



図 3.1 曲がり部を有する試験部の概要





(b) 曲がり管: L_b

図 3.3 等温条件及び非等温条件における主流流速の変化に対する潜り込み深さLの変化(直管及び曲がり管)



図 3.4 主流の平均流速を 4m/s から 6m/s に増加させたときの熱成層界面の位置





(b) $U_m = 6 m/s$



図 3.5 壁面近傍 -43°, 47°, 51°の位置の流体温度の時刻歴変化



 $T_n=0.9(60^{\circ}C)$)







図 3.8 直管の L/D_b=10.5 における流速変動の PSD (U_m =7 m/s) (第 2 章 図 2.11(d) と同一)



図 3.9 閉塞分岐配管曲がり部の解析モデル及び境界条件



図 3.11 数値解析により得られた曲がり部の熱成層界面の挙動 青色の等温面: $T_n = 0.1$ (25 degree C),赤色の等温面: $T_n = 0.9$ (60 degree C)



t = 920 s





図 3.13 *θ*=47°の位置における無次元化温度 T_nとL/D_b=3と6の位置における y 軸方 向流速 υの時刻歴変化



図3.14 熱成層界面が旋回渦の先端位置の変動範囲に存在するときの温度変動のメ カニズム

•

第4章 下向き閉塞分岐配管で水平部を有する曲が

り管に生じる壁面の温度変動

4.1 緒言

本章では,第3章で述べた閉塞分岐配管が曲がり管の試験体と同じ形状^[103] でステンレス鋼製の曲がり管の場合に,熱成層界面付近の配管内壁面の温度変 動の計測を行ない,熱成層界面の揺動が曲がり部に存在する場合に,配管壁に 生じる温度変動を調べた結果を報告する.

4.2 実験装置及び方法

試験部の主配管形状はダクト状に絞り、ダクト入口から分岐点までの距離は水 力等価直径の約35倍を取った.分岐配管の形状は図4.1に示す通りであり、曲 がり部をステンレス鋼製とした.曲がり部の内径 D_bはプラントで用いられる2インチ 配管と同じ 43mm で肉厚は 8.7mm,曲げ半径は管中心で 125mm とした.曲がり 部にはシース径 1mmの K 型熱電対を合計 56 点挿入し. 配管内壁面の温度を 測定した. 管背側の6=35°から 55°の範囲では, 内壁面から 2mm の位置の流体 温度を素線径 0.1mm の K 型熱電対を用いて測定した. 熱電対の品質グレード は JIS C1602-1995 に定めるクラス 2(旧 0.75 級)であるため, 温度測定結果は最 大で±2.5℃の誤差を有するが,今回の実験で最大の温度となる主流温度が 65℃であることを考慮すると実際の誤差はその 0.75% である±0.49℃ 程度と考え られる. 図 4.2 に曲がり部の熱電対の配置を示す. 同図に示すように水平部の流 路の上端の接線は曲がり部背側の内壁面とほぼ 0=45°の位置で交差する.曲が り部付近に熱成層界面が位置するよう,主流の平均流速を4m/sから15m/sまで 1m/s 毎に上昇させ, 主流温度 Tm は 65℃, 分岐部は室温に保持し, 曲がり部背 側の壁面近傍の流体及び壁面の温度変動を,所定の主流流速に達した時点か ら約 6000 秒間測定した.

4.3 実験結果と考察

4.3.1 曲がり部背側の液温変動の試験体の材質による影響

図 4.3 に, アクリル製の試験体^[103]で測定した主流の平均流速が 7m/s のときの *θ*=47°の位置と, ステンレス鋼製の試験体で測定した*θ*=45°の位置の液温の無次 元化した温度変動を示す. 無次元化温度 T_nは下式によって得た.

$$T_n = \frac{T - T_b}{T_m - T_b} \tag{4.1}$$

ここで T_m は主流の, T_b は分岐部の下流端の液温である.ステンレス鋼製の試験体で測定した液温のほうが若干変動幅は大きいが波形は定性的に似ており, 熱成層界面付近の流動現象は試験体の材質によらず同一とみなせることがわかった.

4.3.2 曲がり部背側における液温と壁温の変動

図 4.4(a)~(c)に, 主流の平均流速が 7 - 12m/s のときの曲がり管背側の (-35° から 55° の位置における液温と壁温の変動の時刻歴波形を示す. 図中に示した 温度は,式(4.1)を用いて無次元化してある. 主流の平均流速が 7,8m/s のときに は -45°で,9 - 11m/s のときには -50°で, 12m/s のときには -50°で液温が他の 測定点と比べて著しく変動しており,その位置で熱成層界面の揺動が発生して いることがわかる. 熱成層界面は,主流の平均流速が 7,8m/s のときは図 4.2 に示 した水平部の流路の上端の接線が曲がり部背側の内壁面と交差する位置である -45° 付近に存在し,主流の平均流速がそれよりも増加すると主配管からの流れ によりそこよりも下流側へ押し下げられたことがわかる. 主流の平均流速が 7,8m/s のときは熱成層界面付近の測定点だけで液温の変動が観測されたが,それより も流速が増加すると変動は管背側の広い範囲に及んでいる. 壁温の変動は,い ずれのの位置においても液温に比べると大きく減衰しているが,液温の変動が 著しい位置では壁温の変動も著しくなっている. 熱成層界面の下側では,いずれ も壁温の平均のほうが液温の平均よりも高くなっており,熱成層界面上方の高温 水の熱が管壁の熱伝導により界面下側にまで伝わっていることがわかる.

主流の平均流速が7m/sのときの管背側 0=35°,40°,45°,50°の位置における液

温と壁温の無次元化温度変動を各々の標準偏差で正規化したパワースペクトル 密度分布を図 4.5(a)に, 主流の平均流速が 8 - 12m/s のときの熱成層界面上側 (8m/s, θ=40°, 9 - 12m/s, θ=45°)と下側(8m/s, θ=50°, 9 - 12m/s, θ=55°)の液温と壁温 の無次元化温度変動を各々の標準偏差で正規化したパワースペクトル密度分布 を図 4.5(b)~(f)に示す. パワースペクトル密度は, 定常状態に達したと判断される 後半の 2048 秒間の温度変動を 2Hz でサンプリングした 4096 点のデータから得 た. これらの図には, 図 4.4 に示した時刻歴波形において 200 秒(算出区間の約 1/10)以上の長周期の変動が目視で確認できなかったことからそれ以上の周期の 変動は表示していない.

図 4.5(a)に示した θ=45°,50°の位置の液温変動のパワースペクトル密度分布は, 第 3.2.4 項の図 3.7 に示した液温変動のパワースペクトル密度分布と同じ条件の 実験結果であるため,同図の θ=47°,51°の位置の分布とよく似ていた.熱成層界 面及びその上方(θ=35°,40°,45°)では,液温と壁温はほぼ同じ位置にピークが見 られ,壁温の変動はその位置での液温の変動と類似性があり,液温の変動により 壁温の変動が引き起こされたことが示唆された.一方,熱成層界面の下方 (θ=50°)では,液温では卓越したピークが見られないにも関わらず,壁温では卓越 したピークが観測され,その位置は熱成層界面上方の壁温のピークの位置と近 かったため,壁温の変動は界面上方の液温の変動と類似性があることが示唆さ れた.図 4.5(b)~(f)に示した他の主流流速(8 - 12m/s)についても同様の傾向であ った.熱成層界面の下側では,0.5Hzから 0.05Hzの範囲に液温変動のピークが 多かったが,図 4.4(a)に示した 7m/s における θ=50°の位置の時刻歴変化からもわ かるように,この変動は変動幅が小さくほとんど内壁面に伝わっていない.

図 4.5 に示したパワースペクトル密度分布を得た区間について各測定点間の 液温と壁温の相互相関係数を求めた結果を,主流の平均流速が 7m/s から 12m/s の場合について表 4.1(a)~(f)に示す.代表として主流流速が 7m/s と 11m/s の場合についてみると,熱成層界面近傍では同じの位置の液温と壁温の変動 の相互相関係数が最も大きくなっており,それぞれ最大で 0.65 と 0.50 で中程度 の相関があると判断された.その周囲の壁温(7m/s,θ=40°-50°, 11m/s,θ=50°-55°) は,それぞれθ=45°(7m/s), θ=55°(11m/s)の位置の液温との相互相関係数が最も 大きくなっており,熱成層界面の揺動による温度変動はその位置の壁温だけでな くその上下にも熱伝導により伝えられることが確認できた.他の主流流速についても同様の傾向が見られた.

4.3.3 曲がり部における平均温度及び温度変動幅の分布

図 4.6(a)~(c)に曲がり部内壁面の平均温度の分布を示す. 平均温度は全測定 区間のうちの定常状態に達したと判断される後半の 1800 秒間について求め,測 定点以外の位置の平均温度は周方向及び軸方向に線形補間して算出した. 同 図より平均流速の増加に伴い主流がより深く分岐管内部へ潜り込み, 14m/s に達 すると曲がり部のほぼ全域が主流の高温水で加熱されていることがわかる. 主流 の平均流速が 4m/s 及び 5m/s のときには,高温の主流の潜り込みは水平部に滞 留した低温水に妨げられず壁面の平均温度分布は管中心に対して垂直に分布 し,平均流速が 6-10m/s のときには,低温水に妨げられて壁面の平均温度の分 布は水平に近づき,平均流速が 11-14m/s のときには,低温水は高温水により水 平方向下流側に押し退けられて潜り込みを妨げなくなるために壁面の平均温度 分布は再び管中心に垂直な分布に近づき,平均流速が 15m/s にまで増加すると, 主流と低温水の混合が進み平均温度分布は 14m/s の平均よりも低くなる.

図4.7(a)~(c)に曲がり部内壁面の最大温度変動幅の分布を示す.最大温度変 動幅は図4.6と同様に後半の1800秒間について求め,測定点以外の位置につ いては周方向及び軸方向に線形補間した.同図より主流の平均流速が6m/s, 7m/s及び11m/sのときに6°Cを超える著しい温度変動が生じたが,その他の流速 では最大でも5°C程度の温度変動であったことがわかる.主流の平均流速が 4m/s及び5m/sのときは管中心に対して垂直に分布し,平均流速が6m/sのとき はその部位が水平な帯状に分布し,平均流速が7-9m/sのときはその帯状の分布 は両端の腹側と背側に分離し,平均流速が10m/sのときは腹側の部位は主流の 潜り込みにより下方へ移動し,平均流速が11m/sのときには背側の部位のみが残 り,平均流速が12-15m/sのときはその部位が管背側に沿って下流側へ移動する. 壁温の変動の著しい部位が主流流速の違いにより水平な帯状と塊状の2パター ンの分布に分かれることから,以降ではそれぞれのパターンで大きな幅の温度変 動が見られた6m/sと,11m/s及び13m/sの場合についてその具体的な変動の様 子を述べる.付録 B に主流の各平均流速の全ての測定点における壁温の時刻

- 64 -

歴変化を,無次元化していないものと無次元化したものについて,それぞれ示す.

4.3.4 主流流速の変化による曲がり部の壁温の軸方向分布及び変 動幅の変化

主流の平均流速が 4m/s から 15m/s のときの曲がり部背側の 0=25° から 90°の 位置における壁温の変動の平均値と、曲がり部腹側のの=50°から90°の位置にお ける壁温の変動の平均値を図 4.8(a)~(1)に, それぞれ最大値, 最小値の幅と共に 示す.これらの値は温度変動の時刻歴データを式(4.1)で無次元化し、定常状態 に達したと判断される1800秒間のデータを用いて算出した. 代表として温度変動 幅の大きかった主流流速が 6,11,13m/s の場合について見ると,曲がり部背側で は、主流の平均流速が 6m/s のときに熱成層界面をはさんで平均温度が急に変 化しており熱成層界面の位置が明瞭に判別できるが、11m/s 及び 13m/s のときは 勾配が小さくなだらかな平均温度分布のため界面の位置は明瞭ではない.主流 の平均流速が13m/sのときは、 θ =55°の位置で平均温度分布に凹みが生じており、 主流の潜り込みにより熱成層界面が崩壊する過程で下流側の低温水の逆流が 生じていることを示唆している. 管背側では, 主流の平均流速が 11m/s と 13m/s のときは熱成層界面の下側を中心に広い範囲で大きな幅の温度変動が見られた. 管腹側では主流の平均流速の変化による勾配の変化はそれほど明瞭ではなく、 主流の平均流速が6-9m/sのときは θ =80°と θ =90°の位置で大きな幅の温度変動 が見られたが、それ以外の平均流速では変動幅は 0.1 程度にとどまった.

図 4.9 に 4m/s から 15m/s の主流の各平均流速における壁温の最大の無次元 温度変動幅 ΔT_{nmax} とその位置での傾斜角 θ_{max} 及び周方向の角度 ϕ_{max} をそれぞ れ示す. ΔT_{nmax} は,図 4.8 と同様な方法で算出した. 同図より ΔT_{nmax} は主流の平 均流速が 6m/s のときに極大値(測定誤差を考慮して 0.23)となり、13m/s で最大値 (測定誤差を考慮して 0.27)となることがわかる.図 4.7 に示した無次元化していな い温度変動幅の分布では主流の平均流速が 6m/s のときに全流速中最大となり 11m/s、7m/s、13m/s の順に小さくなるが、主流流速が大きいほうが測定期間中の 分岐部温度 T_b が高くなっているため図 4.9 の無次元化温度変動幅は大きくなっ た. ϕ_{max} は主流の平均流速の増加に伴う潜り込み先端の位置の下降に伴い、平

- 65 -

均流速が 4m/s, 5m/s, 6m/s と増加するにつれて管腹側(180°)へ移動し, 7m/s, 8m/s と増加すると管腹側を下流側へ下降し, 9m/s になると逆に管背側(0°)へ移動して,以降は管背側を下流側へ徐々に下降する. θ_{max} は主流の平均流速が 4-8m/sの間は管腹側を90°まで徐々に下降し, 9-15m/sの間は管背側を50°から 90°まで徐々に下降する. このことから第 4.3.3 項で述べた 2 種類の温度変動パタ ーンが, 主流流速の増加に伴いどのように変化するのかを明らかにできた.

4.3.5 曲がり部における壁温の変動周期

図 4.9 に示した最大の無次元化温度変動幅が見られた測定点の温度変動を 標準偏差で正規化したパワースペクトル密度分布を,主流の平均流速4-15m/s の場合について図 4.10(a)~(1)に示す.パワースペクトル密度は,定常状態に達し たと判断される 2048 秒間の温度変動を 0.5Hz でサンプリングした 1024 点のデー タから得た.これらの図には,壁温変動の時刻歴波形において 200 秒(算出区間 の約 1/10)以上の長周期の変動が目視で確認できなかったことからそれ以上の周 期の変動は表示していない.

主流流速や変動パターン(水平な帯状の変動,管背側の塊状の変動)の違い による変動周期の違いは明瞭に見出せなかったが,いずれの主流流速において も卓越したピークはおおむね 0.005Hz から 0.01Hz の範囲で見られた.このため, 主流流速の大小,熱成層界面の曲がり部での位置に関わらず 100 秒以上の長 周期の変動が支配的であることがわかった.

4.3.6 壁温変動のメカニズム

第2章、3章に示したように,主流が高温の下向き閉塞分岐管内では,主流の 流れにより流れ方向に回転する渦を有する乱れたキャビティーフローとその下側 に平均的には角速度が一様な旋回渦が発生して,旋回流速の変化によりその先 端が熱成層界面の下の冷水を間欠的に巻き上げる場合がある.水平部を有する 場合に曲がり部に低温水が滞留すると,熱成層界面がそこに留まるため旋回流 速の変化により周期的な揺動が生じることを第3.4節で述べた.ここでは主流の 平均流速が4m/sから15m/sまで増加したときの壁温変動の分布の変化から,熱 成層界面に旋回流の先端がより深く潜り込んでいく過程での界面の揺動挙動の 変化を推定した. 図 4.11 に主流の平均流速が 6-9m/s, 10-13m/s, 14-15m/s のと きにそれぞれ推定される旋回流と熱成層界面の干渉の様子を, 界面の揺動挙動 と共に模式的に示す.

主流の平均流速が 6-9m/s のときには, 図 4.7 に示したように変動が著しい水平 な帯状の部位の両端で特に変動幅が大きいが, そのときには図 4.11(a)のように 旋回流は熱成層界面を揺動させると考えられる. 主流から潜り込んだ旋回流は 熱成層界面にまで達してその流速変動により界面を上下に揺動させるが, 巻き 上げる冷水の量が少ないため界面自体の形状の変化は小さく, 壁温変動幅の大 きな部位はその腹側と背側の管壁に接する位置に限定される. 今回の実験では 主流の平均流速が 6m/s のときに最も大きな幅の温度変動となった.

主流の平均流速が 10-13m/s のときは, 図 4.7 に示したように管背側に変動幅 の大きな塊状の部位が見られたが, そのときには図 4.11(b)のように旋回流は熱成 層界面と干渉すると考えられる. 主流から潜り込んだ旋回流は熱成層界面の下 側にまで達して, そこにあった冷水が巻き上げられるために界面が潜り込んだ旋 回流により下流側へ押し出され, 旋回流の流速減少により潜り込みが浅くなると 熱成層界面はもとの水平な形状に戻る. この繰返しにより熱成層界面の下側の 管背側にのみ塊状に変動の大きな部位が生じたと考えられる.

主流の平均流速が 14m/s に達すると曲がり部のほぼ全域に旋回渦が潜り込み, そこの冷水が巻き上げられて高温領域と低温領域の混合が進み温度変動は見 られなくなるが,図 4.11(c)に模式的に示すように熱成層界面が管中心に対して 垂直に分布する平均流速が 15m/s のときには水平部の低温水と主流との混合過 程に伴う変動と思われる温度変動が曲がり部出口付近の管背側で見られた.

このような考察から, 閉塞分岐配管において熱成層界面が曲がり部に存在す る場合には, 主流の流速によって大きく分けて二通りの温度変動挙動を示すこと がわかった.

4.4 結言

閉塞分岐配管が水平部を有するステンレス鋼製の曲がり管の場合に,背側の 液温と曲がり部全体の壁温分布の測定を行い,以下の結論を得た.
(1)曲がり部に生じた熱成層界面の周辺の流体の温度変動により,壁温の変動が生じる.その変動は,熱成層界面の上下にも熱伝導により伝えられることがわかった.

(2) 主流の平均流速が 4m/s から 15m/s の範囲では、温度変動挙動は大きく2 つのパターンに分類できた. 一つは 6-9m/s で見られたほぼ水平に分布した帯状 の変動, もう一つは 10-13m/s で見られた管背側の塊状の変動である. 塊状の変 動は主流流速の増加に伴い下流側へ移動する. 曲がり部の軸方向の平均温度 分布は主流流速の増加に伴い管背側, 腹側共に緩やかになり, 管腹側では変 動幅は減少し, 管背側では変動幅は増加する. 帯状の変動では 6m/s のときが, 塊状の変動では 13m/s のときが最も無次元化温度変動幅が大きく, 主流と滞留 部の温度差の 0.25 程度であった.

(3) 大きな幅の変動が見られた壁温について,パワースペクトル密度分布を調べたところ,主流流速の大小,熱成層界面の曲がり部での位置に関わらず 100 秒以上の長周期の変動が支配的であることがわかった.



図 4.2 熱電対の設置位置



図 4.3 U_m=7m/s のときのアクリル製の試験体及びステンレス鋼製の試験体での壁面 近傍の無次元化した液温変動の比較 (*θ*=47°の液温変動は第3章 図 3.5(c)と同一)





(c) $U_m = 11$, 12m/s

図 4.4 主流の各平均流速における曲がり部背側の無次元化した液温及び壁温の時 刻歴変化





図 4.5 無次元化した液温及び壁温のパワースペクトル密度分布の比較(左側:熱成 層界面の上側,右側:熱成層界面の下側)

表 4.1 液温と壁温の相互相関係数

07m/s		Wall temperature					
		35°	40°	45°	50°	55°	
U	35°	0.19	-0.16	-0.24	-0.11	-0.03	
Fluid temperatur	40°	0.53	0.43	0.11	0.05	0.04	
	45°	0.28	0.62	0.65	0.37	0.26	
	50°	0.09	0.15	0.15	0.27	0.32	
	55°	-0.02	0.02	0.06	0.11	0.15	

(a) $U_m = 7m/s$

(b) U_m=8m/s

08m/s		Wall temperature				
		40°	45°	50°	55°	
Fluid temperature	40°	0.37	-0.08	-0.17	-0.01	
	45°	0.42	0.45	0.15	0.10	
	50°	0.04	0.16	0.14	0.15	
	55°	0.00	-0.19	-0.16	0.00	

(c) $U_m = 9m/s$

09m/s		Wall temperature				
		40°	45°	50°	55°	
Fluid temperature	40°	0.42	0.10	-0.30	-0.05	
	45°	0.40	0.33	-0.12	-0.01	
	50°	0.02	0.11	0.15	0.06	
	55°	0.05	0.02	-0.06	0.05	

(d) $U_m=10m/s$

10m/s		Wall temperature				
		40°	45°	50°	55°	
Fluid temperature	40°	0.31	0.10	-0.31	-0.33	
	45°	0.35	0.26	-0.17	-0.21	
	50°	0.24	0.34	0.31	0.25	
	55°	0.19	0.25	0.21	0.35	

(e) $U_m=11m/s$

11m/s		Wall temperature				
		40°	45°	50°	55°	
Fluid temperature	40°	0.40	0.26	-0.27	-0.41	
	45°	0.39	0.30	-0.18	-0.34	
	50°	0.14	0.23	0.36	0.26	
	55°	0.15	0.25	0.41	0.50	

12.	10 /		Wall temperature				
12111/5		40°	45°	50°	55°		
Fluid temperature	40°	0.34	0.27	-0.05	-0.28		
	45°	0.30	0.26	-0.01	-0.22		
	50°	0.33	0.34	0.29	0.15		
	55°	0.22	0.28	0.41	0.46		

(f) $U_m = 12m/s$

Main flow velocity :





(c) U_m=12 - 15m/s 図 4.6 壁温の平均の分布

Main flow velocity :



(a) U_m=4 - 7m/s



図 4.7 壁温の最大の変動幅の分布









図 4.8 主流の各平均流速における無次元化した壁温の軸方向分布(左側:管背側, 右側:管腹側)



図 4.9 無次元化した温度変動幅の最大値とその軸及び周方向位置の関係(U_m=4-15m/s)











図 4.11 異なった主流流速における温度変動のメカニズム

第5章 加圧器スプレイ配管内部の流動を再現した実 験と、その内部の流れの変動により生じる熱応力変 動の評価

5.1 緒言

加圧水型原子炉(PWR)プラントの主冷却材系統は図 5.1 に示すように,主冷却材の圧力を制御するため,加圧器が設置されている.その直上部には,加圧器内の温度調節のためにスプレイ水を注水できるよう配管が接続されている.このスプレイ水は,定格出力運転中には主冷却材管の低温側(コールドレグ)から得ており,加圧器スプレイバイパス弁を経て加圧器内に連続注水される.主冷却材管低温側にあるノズルを起点とし,加圧器に至る系統は加圧器スプレイ系統と呼ばれる.

定格出力運転中には, 主冷却材系統の圧力・温度は一定に保たれるため, 本 来ならば圧力・温度調節のための注水は不要であるが, 加圧器スプレイ系統の 加圧器直上部の管内が空になって気相部からの約 345°C の蒸気により加熱され ている状態で, 本系統が作動した際には配管に過剰な熱衝撃を生じることが懸 念される. そのため, 主弁に比べて小径のバイパス弁を通して約 290°C の水を連 続通水しておくことにより, 主弁が開放されたときの温度変化を小さくするという運 用がなされている.

定格出力運転中に連続通水される際のスプレイ配管内部の状態を図 5.2(a)に 示す.スプレイ流量が少ないため配管内部は満水にならず水平部の管底を這う ように水が流れて,加圧器気相部からは,約 345℃ の飽和蒸気がその流れの上 部を対向して流れていると考えられる.長時間このような状態が持続することから, 加圧器スプレイ系統のうち加圧器直上部においては以下の2点が懸念される.

(1) 配管の上層部に蒸気が流れ込んだままであることから高温に保たれて、プ ラントの起動・停止時のように配管内が満水となる流量に増加した際に、急冷され て熱衝撃を受ける.この変化を図 5.2 の(a)→(b)→(c)に示す.

- 85 -

(2) 定格出力運転中に,図 2(a)に示す水平部で蒸気が冷却されて凝縮し,新たな蒸気が流入するという変化が繰り返されることにより,水面が周期的に揺動する可能性がある.

このうち、(1)の熱衝撃については、加圧器サージ配管の熱成層現象と併せて、 熱疲労き裂の発生が懸念されており、従来から様々な研究が行なわれている.加 圧器サージ管の熱成層現象については、1988年に米国原子力規制委員会 (NRC: Nuclear Regulatory Commission)が Bulletin 88-11^[37]を発行し、プラント 設計時の想定とは異なった配管変位が生じた事例を示して注意喚起した.また それ以前の NRC による他の Bulletin^{[1][36]}で指摘されたような熱疲労き裂発生の 懸念も生じたことから、内部の流動についての研究^{[34-35][104-106]}が実施され、それ らを考慮した応力解析なども行なわれた^{[44][106]}.また、実機の運転時の配管外面 の温度変動を連続測定^[107-108]して、有意な温度分布が生じるたびに疲労累積損 傷係数を逐次増やして当該配管の余寿命を診断する疲労モニタリングに関する 研究^{[60][109]}も試みられている.これらの研究は、プラントの起動・停止時など比較 的温度変動が大きく、生じる熱応力変動は大きいものの、発生回数は少ない過 渡を対象として実施されており、低サイクル疲労き裂の発生を防止する観点から 行なわれたものである.

一方, 美浜 2 号機における閉塞分岐配管曲がり部での漏洩事例^[94]のように, プラントの運転時間の8割以上を占める定格出力運転中に比較的小さい変動幅 の温度ゆらぎが常時生じて, その熱応力変動により高サイクル疲労き裂が発生し て漏洩に至ることがあることが判明した.加圧器スプレイ配管においても前述した (2)の水面の揺動現象に対して同様の懸念が抽出され, 実機の起動・停止時にス プレイ配管外壁面の温度の時刻歴変化の測定が実施され, その結果, 管内が満 水でない部位があることが確認されており, 水面が揺動している可能性が否定で きないことがわかった

このような現象による疲労き裂発生の可能性の有無を評価するためには、まず 熱応力変動の発生が疑われる部位の内部の流動を明らかにする必要がある.こ の観点からは、既存の研究で多く採用されている実機の配管外壁面の温度測定 からおおまかな水面の変動を推定するという手法では十分ではない.たとえ配管 の内部で温度変動が生じていたとしても、それが著しいものでなければ配管外壁 へ熱伝導する際に鈍化して外壁面からは変動が検知できない可能性があるため である.そこで,まず加圧器スプレイ配管内部の流動を明らかにした上で,それに より生じる熱応力の変動を推定することを目的とした.従来の加圧器サージ管を 対象とした研究が前述した(1)の熱衝撃に着目しているのに対して,本研究では 特に(2)の水面の揺動に着目し,定格出力運転中における挙動を明らかにする.

本章では,まず加圧器スプレイ配管の 1/1 スケールのアクリル製の試験体を用 いて行なった常温大気圧下での空気-水条件の可視化実験結果を示す.それか ら実機と同材質のステンレス鋼製の試験体を用いて蒸気-水条件下で壁温の変 動を測定した結果を示す.最後にこれらの実験から抽出された水面の変動により, 実機の定格出力運転状態においてどの程度の熱応力の変動が生じるかを試算 した結果を示す.

5.2 空気-水条件下での可視化実験

5.2.1 実験装置及び条件

空気-水条件下で,内部の流動状態を可視化するための実験ループを製作した.実験ループの概要を図 5.3 に,試験部を図 5.4 に示す.図 5.4 には試験部の各部の名称も併記した.試験部は,実機の加圧器スプレイ系統のうち加圧器直上部付近の配管を 1/1 スケールで模擬した透明アクリル材で製作し,スプレイノズルは実機のレプリカを取り付けて流路の形状を再現した.

試験部の液相部は常温の水道水,気相部は室温の空気とし,ポンプ出口の 弁開度を調節してループの流量計により所定の流量に設定した.流量は,通常 運転中連続通水時に開放されるバイパススプレイ弁全開時の流量を基準に 0.5, 1,2,5,10~50(10 毎)倍に設定して,増加させた場合と減少させた場合の両方の 挙動を観察した.流量を設定した後は,15分間保持して水面の変動を調べ2分 間ビデオ撮影した.水面の位置は画面上の水深を実際のものに換算して得た.

5.2.2 各流量における流れパターン

(a)バイパススプレイ流量の 0.5~5 倍のケース

実験時の流量を,バイパススプレイ流量の 0.5~5 倍に設定した際の流れの様子を,流量を増加させた場合については図 5.5(a)に,減少させた場合については

図 5.5(b)にそれぞれまとめて示す. 図中に流れの変動が見られた部位を赤い枠 で明示した. 図 5.5(c)~(f)にそれぞれのスプレイ流量で撮影した流れ場の画像を 示す. いずれの流量でも, 90° 曲がり部と垂直部の境界付近で流れの変動が生じ た. 流量を増加させた場合には, 流量が等倍と2倍のときのみ垂直部の腹側で左 右に蛇行する流れが見られ, それに加えて等倍, 2倍, 5倍の流量のときには 90° 曲がり部出口で一部の流れが分離して遠心力により背側に到達し, そこを伝い落 ちる流れが見られた. 流量を減少させた場合には, 管腹側の流れの蛇行も, 背側 への流れの分離も見られず, 管腹側を直線的に伝い落ちた.

(b)バイパススプレイ流量の 10,20 倍のケース

実験時の流量を,バイパススプレイ流量の10,20倍に設定した際の流れの様子 を,図 5.6(a)に示す.図 5.6(b)~(c)にそれぞれのスプレイ流量で撮影した流れ場 の画像を示す.これらの流量では,流れを増加させた場合も減少させた場合にも 違いが見られず,いずれも管背側から水平部上方にかけて気相部が存在した. 流量が 10 倍のときは,垂直部で落下する流れの乱れと,斜め管背側に水面が接 する位置で軸方向に前後する変動が見られた.流量が 20 倍のときは,同じく垂 直部で落下する流れの乱れと,水平部で波状流が見られ水面の揺動が生じた.

(c)バイパススプレイ流量の 25 倍のケース

実験時の流量を,バイパススプレイ流量の 25 倍に設定した際の流れの様子を, 図 5.7(a)に示す.流量を減少させた場合のみ,垂直部でスラグ気泡が間欠的に 生じ,図 5.7(b)に示した連続写真のように垂直部を上下に移動してから気泡が消 滅した.

(d)バイパススプレイ流量の 30 倍のケース

実験時の流量を,バイパススプレイ流量の 30 倍に設定した際の流れの様子を, 流量を増加させた場合,減少させた場合にわけて図 5.8(a)に示す.図 5.8(b)に流 量を増加させた場合のそのスプレイ流量で撮影した流れ場の画像を示す.この 流量では斜め管部,20°曲がり部,垂直部及び水平部のいずれも満水であった. 流量を増加させた場合には,90°曲がり部背側に空隙があり流れの乱れにより水 面が上下したが,流量を減少させた場合にはほぼ満水で,90°曲がり部背側付近 に多数の気泡が見られた.

(e)バイパススプレイ流量の 40,50 倍のケース

これらの流量では,管内は完全に満水になり水面が存在しなかったため気液 界面の変動は見られなかった.

5.2.3 バイパススプレイ流量における変動パターンの抽出

第5.2.2 項で述べた可視化実験結果から,実機でバイパススプレイ流量において生じると考えられる流れの変動パターンをA,B,Cの3種類抽出して図5.9 に示す.パターンAは斜め管背側に接した水面が管軸方向に揺れる変動で,等倍の流量では顕著ではなかったが流量を10倍に設定すると見られた変動であり,パターンBは垂直部で分岐した流れが管背側と接触する位置の垂直方向の変動であり,パターンCは垂直部で管腹側をつたい落ちる流れの蛇行を水流の幅の変化とした変動である.

5.2.4 水面位置の推定

撮影画面上で図 5.4 に示した Line 1~3 について管腹側底からの水位を測定し, 実物大の値に換算した結果を,流量を増加させた場合については表 5.1(a)に, 減少させた場合については表 5.1(b)に示す.これらの表には,水位を管内径で 無次元化した値も記載した.Line 1,2 では流量の増加とともに水位は単調に増加 したが,90°曲がり部の中央に位置するLine 3 ではバイパススプレイ流量の 0.5 倍 及び等倍でほぼ同じ水位であった.流量を増加させた場合と減少させた場合で は,流量が 30 倍のときのLine 3 以外では水位に違いがほとんど見られず履歴効 果はあらわれないことがわかった.

5.2.5 可視化実験結果のまとめ

バイパススプレイ流量を基準に流量を0.5倍から50倍まで変化させて、加圧器 スプレイ配管と同じ形状の流路で生じうる流れを、空気-水条件下で再現した.そ の結果、蒸気の凝縮が寄与しない場合の流れ場を明らかにした.可視化実験に より得られた結果は、以下の3点である.

(1) 実機でバイパススプレイ流量において水面の変動が生じうる部位を 3 パタ ーン抽出した. パターン A は斜め管背側に接した水面が管軸方向に揺れる変動 で, パターン B は垂直部で分岐した流れが管背側と接触する位置の垂直方向の 変動であり, パターン C は垂直部で管腹側をつたい落ちる流れの幅の変動であ る.

(2) バイパススプレイ流量の 20~25 倍では,水平部での波状流や垂直部での スラグ気泡の上下など特異な流れ場が見られたため,その流量が持続すると配 管構造への熱的な影響も大きなものとなると考えられる.

(3) バイパススプレイ流量の40倍に達すると管内は完全に満水になり,水面がなくなるため,流れによる配管構造への熱的な影響はなくなる.

5.3 蒸気-水条件下での壁温変動測定実験

5.3.1 実験装置及び条件

蒸気-水条件下で壁温の変動を測定するための実験ループを製作した.実験 ループおよび試験部の概要を図 5.10,11 にそれぞれ示す.図 5.11 には液温・壁 温変動を測定するための熱電対の設置位置・名称と測定断面・ラインを併記した. 試験部の配管は,実機と同じ形状・寸法のステンレス鋼製で,スプレイノズルも同 等品を用いた.第 5.2 節で述べたバイパススプレイ流量時の可視化実験結果に 基づき,A~Eの5箇所の管断面と,垂直部および傾斜管部の背側に領域 F,Gを 設けて壁温測定用の素線径 1mmのシース型熱電対を合計 43 点設置した.A~E 断面では,素線径 0.5mmの熱電対を等間隔に5点(A~D 断面)ないしは 10点(E 断面)設けた液温測定用プローブを管背側から挿入し,これらの断面での液温の 半径方向分布も測定した.熱電対には K 型を用い,品質グレードは JIS C1602-1995 に定めるクラス 2(旧 0.75 級)であるため,温度測定結果は最大で± 2.5°C の誤差を有するが,今回の実験で最大の温度となる蒸気温度が 100°C で あることを考慮すると実際の誤差はその 0.75%である±0.75°C 程度と考えられる.

ループにはあらかじめ脱気した水を外部から供給して満水状態にしてから,タンク内の 20kW の電熱ヒータにより蒸気を生成した.ほぼ大気圧に保持して蒸気の温度約 100°C,水温約 60°C に調節して,試験部上流側に設けた流量計でバ

- 90 -

イパススプレイ流量(0.46 m³/h)の 0.5 倍, 等倍, 2 倍, 2.3 倍に設定して, 温度変動を 90 分間測定した. 溶存酸素濃度の測定は, 温度変動測定後にループの水を冷却した後, 溶存酸素計に 10 分間通水することにより実施した.

また,溶存酸素濃度が温度変動に及ぼす影響を調べるため,蒸気を生成した 状態で試験部上部のベント弁を数秒から数十秒程度開放して大気を導入して十 分循環することにより,溶存酸素濃度を変化させた.

5.3.2 実験結果と考察

(a)時間平均温度と最大温度変動幅の分布(バイパススプレイ流量)

全実験ケース中最大の温度変動幅となった実験結果について,管背側の壁 温の平均,管中心の液温およびそれと同じ高さの壁温の平均の軸方向分布を, その最大値,最小値の幅とともに図 5.12(a),(b)にそれぞれ示す.実験後の溶存 酸素濃度は約 20ppb であった.これらの図の横軸は垂直部とノズルの接続部を 始点とし、管軸に沿って上流側へさかのぼった際の距離を示し、図中には試験 部の各部の名称とその境界線も付記した. 管背側では傾斜管部で水面に近づく まで 100℃ 以上に保たれており,気相部が完全に蒸気で満たされていることを示 している. 第 5.2.2 項(a)で述べたバイパススプレイ流量での可視化実験で,流量 を増加させた場合に見られた垂直部での流れの分岐は,この結果から生じてい ないことがわかる. 蒸気で満たされた部分の温度変動幅は 2℃ 程度であったが, 高温の気相から低温の液相に移行する斜め管背側では 6℃ 程度の幅の温度変 動が G03.G04の測定点で見られた. A~D 断面の管中心の軸方向分布では液温 および壁温ともに平均が 100℃ を超えており、この水位もほぼ蒸気で満たされて いることがわかる. E 断面では液温の平均は 100℃ を超えていたが, 測定点 E3 の壁温の平均は, 近接した液相からの熱伝導で96℃程度まで低下し, 幅7℃程 度の比較的大きな温度変動が見られた.

A~E 断面の半径方向の液温および壁温の平均を,その最大値,最小値の幅 とともに図 5.13(a)~(e)にそれぞれ示す.これらの図では,横軸の管底からの高さ を管内径で無次元化して示しており,管腹側から背側に向かう方向を正とした.B 断面を除いて,AからE断面へ試験部を上流にさかのぼるにしたがい,水位が高 くなるため腹側から1mmの高さの液温および45°位置の壁温の平均は水温であ

- 91 -

る 60°C に徐々に近づく. B 断面では腹側から 1mm の高さの液温 B1L の平均が 97°C に達しており, その近傍の壁温 B1 と大きく乖離した結果となった. B 断面は 90° 曲がり部の中央 45° に位置する断面であり, その位置では遠心力により水の 流れが管背側へ引かれ水面の断面形状が凹型となった可能性がある. 図 5.13(e)に示した E 断面の壁温の測定点 E3(図 5.12(b)の E 断面位置の壁温と同 じ測定点)において比較的大きな幅の温度変動が見られたが, それ以外の壁温 はいずれも変動幅が 2~3°C 程度であまり大きな変動ではなかった. 測定点 E3 の 近傍の液温の測定点では E4L と E5L で比較的大きな幅の変動が生じており, こ の間の位置では E3 よりも大きな幅の壁温変動が生じた可能性がある. B 断面・C 断面では, 液温の測定点 B1L, C1L で大きな変動が生じたが, その近傍の壁温 B1, C1 の変動幅はわずかで, これらの位置の液温の著しい変動は壁温を大きく 変動させる要因とはならなかったことがわかる.

以上のことから,試験部の垂直部では可視化実験で見られたようなスプレイ水 の背側への分岐は見られず,管腹側では顕著な液温変動は見られるものの壁温 はほとんど変動しないことがわかった.斜め管背側の水面が接する位置付近での み有意な壁温変動が見られた.

(b)温度変動周期(バイパススプレイ流量)

第 5.3.2 項(a)に示した各測定点の温度変動のうち,顕著な変動が見られた斜 め管部の測定点 G03, G04 の 20 分間の時刻歴波形を図 5.14(a)に,そのパワー スペクトル密度分布を図 5.14(b)に示し,E断面の測定点 E3 の 20 分間の時刻歴 波形を,その点と高さが近く大きな変動となった液温の測定点 E4L,E5L の時刻 歴波形とともに図 5.15(a)に,そのパワースペクトル密度分布を図 5.15(b)に示す. 斜め管部や E 断面での壁温変動がループ全体の流量の変動に起因するかどう か調べるため,ポンプ出口のバイパス分岐後および試験部直前の液温,スプレイ 流量のパワースペクトル密度分布を図 5.16 に示す.パワースペクトル密度は,約 27 分(1,638.4 秒)間の温度と流量変動のそれぞれの平均値との差を標準偏差で 正規化して得た.これらの図には,壁温変動の時刻歴波形において 540 秒(算出 区間の 1/3)以上の長周期の変動が目視で確認できなかったことからそれ以上の 周期の変動は表示していない.

- 92 -

斜め管部の測定点 G03 では, 図 5.14(a)の時刻歴波形より約 400 秒間隔で 4°C 程度の間欠的な温度の下降・上昇が生じたことがわかる. 測定点 G04 では, 時刻 歴波形からは温度の下降・上昇は G03 ほど明瞭ではなかった. 両者ともパワース ペクトル密度分布の卓越したピークは同じ位置の 409.6 秒の周期にあり, 図 5.16 のバイパス分岐後と試験部直前の液温のピークの位置と一致しており入口流量 変動のピークの位置(546.1 秒)にも近いため, この周期の変動は本実験装置と流 動条件に固有のものである可能性が高い. 一方, 測定点 G03 では 182 秒や 126 秒の周期でもピークが見られるが, これと一致する入口流量・液温のピークはない ため試験部での流れの変動に起因した温度変動であると考えられる.

E 断面の測定点 E3 の温度変動のパワースペクトル密度分布は,図 5.15(b)に 示したように 39 秒から 327.7 秒まで多様なピークが存在しており,斜め管部よりも ランダムな変動であるが,327.7 秒や 117 秒の周期で卓越したピークが見られた. このうち,327.7 秒のピークについてはバイパス分岐後や試験部入口の液温変動 のピーク(409.6 秒)と近く本実験装置と流動条件に固有のものである可能性があ る.それ以外のピークは入口流量・液温のピークと一致しなかったため,試験部 での流れの変動に起因した温度変動であると考えられる.壁温 E3 に近い高さに ある液温 E4L,E5L の変動については,蒸気を測定した E5L の変動の時刻歴波 形のほうが E3 と似ていたが,パワースペクトル密度分布のピークの位置は一致し なかったため,E3 の変動との間に直接的な因果関係は見出せなかった.水温を 測定した E4L では 3.8 秒や 7.1 秒といった入口流量および液温では見られなか った位置にピークが見られ,水面が比較的短周期で揺動した可能性を示唆して いる.

このことから, 傾斜管部の壁温の変動はその試験部入口の液温の長周期の変動により生じたことがわかり, それは本実験装置および流動条件に固有のものである可能性が高いことがわかった. 一方, E 断面の壁温の変動は卓越した 327.7 秒のピーク以外にも 117 秒や数十秒で複数のピークが見られ, 試験部での流れの変動に起因した温度変動と考えられるため, 本実験ループに固有のものではなく, 実機でも生じる可能性のある変動であることがわかった.

(c)非凝縮性ガスの温度変動幅への影響(バイパススプレイ流量)

実機の主冷却材中には、2.7ppm 程度の溶存水素(水質管理上の下限値は 1.2ppm)が含まれるが、非凝縮性ガスである溶存水素は濃度が高いほど蒸気の 凝縮に伴って生じる水面の揺動を緩和して空気-水条件の実験結果に近づける 作用がある.実験では、同じ非凝縮性ガスの溶存酸素を用いてその濃度が壁温 変動に及ぼす影響を調べた.図 5.17 に、斜め管背側の壁温 G03,04 と E 断面の 壁温 E3 の測定期間中における最大の温度変動幅と実験後に測定した溶存酸 素濃度の関係を全 10 ケースの実験結果について示す.最大の温度変動幅は、 蒸気やスプレイ水の温度条件の実験ケース間のわずかな差を揃えるため、以下 の式を用いて無次元化した.

 $T_n = \frac{T - T_i}{T_s - T_i}$ $\cdots (5.1)$

ここで, *T*, *T*, および *T*, はそれぞれ測定温度,加熱タンク内の蒸気温度および試験 部直前の液温である.同図から溶存酸素濃度が 20ppb 程度のときに測定点 E3 にお いて最大の温度変動幅となり,それは蒸気-水温度差の 0.16±0.0361 倍(熱電対の 測定誤差が±0.75°C であるとして変動幅の誤差範囲を算出)であったことがわかる. また,溶存酸素濃度が 1.1ppm にまで増加すると変動幅は 0.05 倍程度に低下して顕 著な温度変動はほとんど見られなくなることがわかる.この無次元化温度変動幅は, 試験部入口の液温のそれとほぼ同じ大きさで壁温の変動としては有意なものではな い.溶存酸素濃度が 10ppb 以下に低下すると 20ppb よりも温度変動幅は小さくなった が, 20ppb 付近でもこれと同程度の温度変動幅となった実験ケースは存在するため, この濃度での実験ケース数を増やせば 20ppb 程度の温度変動幅となる結果も得られ ると考えられる.

非凝縮性ガスが流入したときに, 壁温 G03,04とE 断面の壁温 E3 の変動がどの ように変化するのかを調べるため, 実験中にベント弁を 1 秒間開放した. そのとき の温度変動の時刻歴変化を図 5.18 に示す. ベント弁開放直後は, 蒸気中に注 入した空気が十分攪拌されておらず気相と液相の溶存酸素濃度が均一でないと 考えられたことから溶存酸素濃度は測定していない. 測定開始から 1697 秒後に ベント弁を開放したが, その直後に E 断面での壁温 E3 の平均が約 10°C 減少す るとともに変動幅が大きく減衰した. 斜め管背側の壁温 G03 と G04 では, 平均温

- 94 -

度は 5℃ 程度低下したものの長周期変動は持続した. このことは, 第 5.3.2 項(b) で述べたように斜め管部背側の周期的な温度変動が試験部入口の液温の変動 により引き起こされた可能性が高いことを示唆するものである. 一方, E 断面の壁 温 E3 については, わずかな空気の混入により温度変動が大きく減衰することが 判明し, 非凝縮性ガスの存在が温度変動に影響を及ぼすことが確認できた.

以上のことから,実験ループ内の溶存酸素と実機の主冷却材中の溶存水素が非 凝縮性ガスとして同じ挙動を示すと仮定すれば,実機での溶存水素濃度の下限値で ある 1.2ppm 以上の濃度では,E 断面や傾斜管部での壁温の変動はほとんど見られ ないと類推される.

5.3.3 定常熱伝達率の推定

蒸気-水条件の実験では, A~E 断面で壁温の周方向分布と液温の高さ方向の 分布を同時に測定した. 特に D,E 断面及び斜め管部では,水面近傍に十分な 測定点が設けられていたため,2 次元断面の熱伝導解析モデルを用いて水面位 置と気相及び液相の定常熱伝達率を未知数として,測定した壁温の平均の分布 にフィッティングすることによりこれらの値の推定を試みた.

(a)推定用モデルと入力条件

D,E 断面の 2 次元熱伝導解析モデルをその境界条件とともに図 5.19(a)に, 斜 め管背側について図 5.19(b)に示す. 熱伝導解析には商用の汎用構造解析コー ド ABAQUS(ver.6.8-3)^[110]を使用した. 水面位置と気相及び液相の定常熱伝達 率をそれぞれ一様な一定値の未知数として, 内壁面に接する水/蒸気温度は気 液界面の相互作用を考慮せず各断面の液温の測定結果から一様な一定値とし てそれぞれ設定し, 管外壁面については保温外壁の放熱による熱伝達率を汎用 的に用いられる 10 [kcal/m²hr^oC]として保温材質及び厚みを考慮した等価熱伝 達率を与えた. 試験体の構成材料 SUS304 の物性値は設計・建設規格^[111]及び ASME Sec.II^[112]に掲載された値を, 水・蒸気の物性値は伝熱工学資料^[113]に掲 載された値を, それぞれ温度依存性を考慮して与えた. (b)推定結果と考察

バイパススプレイ流量における D,E 断面の壁温の測定値の平均とフィッティン グ結果を図 5.20(a),(b)に, 斜め管背側について図 5.20(c)にそれぞれ示す. これ らの図より, フィッティングにより水面位置及び気相・液相の定常熱伝達率が良好 に推定できたことがわかる.

フィッティングにより得た各スプレイ流量(0.5 倍, 等倍, 2 倍, 2.3 倍)における液 相部・気相部の熱伝達率の一覧を表 5.2 に示す. 液相部の熱伝達率については, 汎用的に用いられる Dittus Boelter の相関関係を用いて得た結果とも比較したが, 気相部の熱伝達率については, 蒸気の流れが自然対流支配と考えられる上, 壁 面では凝縮液膜を考慮する必要があり汎用的に用いられる実験式が存在しない ため実施しなかった. Dittus Boelter の相関関係により, Nu 数は次式のようにあ らわされる.

 $Nu = 0.023 \, \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \qquad \cdots (5.2)$

得られた Nu 数を用いて液相部(水)の熱伝達率 hw は次式で得られる.

 $h_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{4S/L} \qquad \cdots (5.3)$

ここで, S は液相部の断面積, L は濡れぶち長さ, λ は液相部の熱伝導率である. 斜め管部では満水であることから代表長さは管内径とした.表 5.2 には,液相部 の熱伝達率を Dittus Boelter の相関式により推定した結果と液相の Re 数も記載 した. Dittus Boelter の相関式が適用可能な Re 数の範囲は 10^4 <Re< 10^5 であるが, 液相の Re 数がこの範囲にあるスプレイ流量・断面位置では,フィッティングによる 結果との差異は 1~1.5 倍程度で大きく乖離しておらずフィッティングによる液相の 熱伝達率推定結果が妥当であることが確認できた.

5.3.4 壁温変動測定実験結果のまとめ

バイパススプレイ流量において蒸気-水条件下で生じる壁温の変動を,ステン レス鋼製のモックアップを用いて測定した.その結果,蒸気の凝縮が寄与した場 合に配管壁に生じる熱荷重を明らかにした.壁温変動測定実験により得られた 結果は,以下の3点である. (1) 可視化実験からは垂直部と斜め管部において 3 パターンの変動が抽出されたが, 蒸気-水条件で壁温の周期的変動が観測されたのは斜め管背側と E 断面の水面近傍のみであり, 水面が管軸方向に揺れるパターン A の変動が生じたものと考えられる. 測定された最大の温度変動幅はタンク内蒸気とスプレイ水の 温度差の 0.2 倍程度で, E 断面の水面近傍にて生じた.

(2) E 断面の壁温変動は,40 秒から350 秒の周期のピークが多く、卓越したピークは327.7 秒の周期で見られた.これらのピークは,試験部入口のスプレイ水温 や流量変動のピークと一致しておらず本実験装置と流動条件に固有のものでは ないことが確認できた.

(3) 蒸気中に存在する非凝縮性ガスの濃度が壁温変動に及ぼす影響を,溶存酸素を用いて調べた結果,溶存酸素濃度が1.1ppmにまで上昇する,あるいは1秒間ベント弁を開放して空気が蒸気中に流入することで E 断面の壁温の変動幅が大きく減少することが確認できた.このことから,非凝縮性ガスの存在が壁温変動を緩和する方向に作用することが確認できた.

5.4 熱応力変動量の推定

加圧器スプレイ配管を対象としたアクリル製のモックアップによる可視化実験から、バイパススプレイ流量における水面位置が判明し、ステンレス鋼製のモックア ップによる壁温変動測定実験から、実機と圧力・温度は異なるものの同じ蒸気-水 条件下における壁温の変動幅・周期が明らかになった。そこでこれらの実験で得 られた知見を用いて、実機の運転条件において実験で見られたような水面の変 動が生じたときの熱応力変動量を推定した。熱応力変動量の推定には、熱伝導 解析によって管全体の温度分布を計算してから、得られた温度分布を用いて熱 応力分布を得て変動量を算出する。以下に、推定に用いた熱伝導解析、応力解 析用モデルの詳細を述べる。

5.4.1 推定用モデルと境界条件

(a)熱伝導解析用モデル

実機のスプレイ配管の加圧器直上部付近を3次元モデルにて再現し,可視化 実験で見られた水面の形状を参考に,内壁が水と接する領域と蒸気と接する領 域に区分した,斜め管背側の水面には,可視化実験結果から抽出されたパター ンAの変動が生じるように 蒸気⇔水 と交互に変化する帯状の領域を設けて,そ こで管軸方向に 4mm の水面の上昇⇔下降(蒸気⇔水の変化)が瞬間的(0.1 秒) に生じた後で定常状態に達するまでの管の温度分布の変化を熱伝導解析により 求めた. 図 5.21 に本モデルにおける水と接する領域, 蒸気と接する領域及び蒸 気⇔水と交互に変化する領域を図示する.また解析モデルには、液相部・気相 部の流路形状の変化に応じて異なった熱伝達率を6つの領域の気相・液相に与 えたが、その領域区分を図 5.22 に示す. 具体的な熱伝達率の一覧を表 5.3 に示 す. 斜め管背側, E 断面での蒸気-水条件の実験結果に対するフィッティング結 果から領域1.2の熱伝達率を決定し、パターンAの変動が生じる領域に属さない 領域 3.4.5 については D 断面の熱伝達率を一律に付与し, 領域 6 については蒸 気⇔水の変化が瞬時に生じることから非定常熱伝達率を与えるべきである点を 考慮して領域2の熱伝達率に増倍係数6を乗じた値を付与した.熱伝達率増倍 係数 6 は「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」^[86]に記載された値の最 大値である. 今回の解析における蒸気・水の温度条件, 雰囲気温度, 管の熱伝 導率,比熱を応力解析に用いた物性値とともに表5.4に示す.管の熱伝導率,比 熱は温度依存性を考慮して ASME Sec. II^[112]から得た.

(b)応力解析用モデル

配管系全体の熱膨張など平均的に作用する荷重を考慮するため,実機の加 圧器スプレイ系統全体をはり要素で模擬し,スプレイノズルと加圧器の接続部に 過大な応力が生じないよう加圧器上部のドームをシェル要素で模擬した解析モ デルを作成した.熱伝導解析で得た加圧器直上部付近の配管モデルの,水面 の変化前と変化後定常状態に達した後の温度分布を入力し,水面の上昇⇔下 降に伴う熱応力の変動量を推定した.定格出力運転時の荷重状態を再現するた めに配管系に定常的に加わる熱膨張・内圧・自重も同時に負荷した.解析モデ ルの概要を図 5.23 に,モデル仕様(要素種類,要素数,節点数)を表 5.5 に示 す.

5.4.2 推定結果

(a)熱伝導解析結果

水面の上昇・下降による壁温変動 Δ T の分布を,水面の変動前後の温度分布 の差から求め,図 5.24 に縦断面で 1/2 に切断して斜め管部付近を拡大したもの を示す.水面が上昇すると、345°C の飽和蒸気と接する部位が 291.7°C のスプレ イ水で冷却されるために壁温が低下し,水面が下降すると今度はスプレイ水と接 する部位が飽和蒸気で加熱されるために温度が上昇して,それにより加熱時に 最大で 36.7°C の温度変動が管内壁面に生じることがわかる.蒸気と水の温度差 は53.3°C なので,内壁面の最大の温度変動幅はその7割程度であった.加熱時 のほうが大きくなったのは,水→蒸気の変化の際に設定した非定常熱伝達率の ほうが,蒸気→水の変化の場合よりも大きかったためである.蒸気-水条件の実験 を行なった試験体における E 断面に相当する位置の内壁面の節点で温度変動 幅が最大となった位置における接する流体温度及び壁温の時刻歴変化を図 5.25 に示す.ここでは,水→蒸気と変化した際に温度は 33.4°C 上昇した.これは 図 5.24 に示した最大の温度変動幅 36.7°C の9割以上であり,ほぼ最大温度変 動幅に近いため,この位置でも熱応力変動量の評価を行なう.

(b)応力解析結果

水面の変化前と,変化後定常状態に達した後の温度分布を応力解析用モデ ルに入力して推定した水面の上昇⇔下降に伴い生じる熱応力変動量のミーゼス 応力の分布を図 5.26 に示す.熱応力変動のミーゼス応力は下式を用いて算出し た.

$$\Delta \sigma_{mises} = \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(\Delta \sigma_r - \Delta \sigma_{\theta}\right)^2 + \left(\Delta \sigma_{\theta} - \Delta \sigma_z\right)^2 + \left(\Delta \sigma_z - \Delta \sigma_r\right)^2 \right\} + 3 \left(\Delta \sigma_{r\theta}^2 + \Delta \sigma_{\theta z}^2 + \Delta \sigma_{rz}^2\right) \right]^{\frac{1}{2}} \cdots (5.4)$$

ここで、 σ 、 τ はそれぞれ引張・せん断応力を示し、r、 θ ,z は斜め管部の管軸を基準として流れ方向を正とした局所円筒座標系の半径・周・軸方向を示し、 Δ は図 5.25 に示す評価時点 $t_{1\sim4}$ において水面が変化した前後の応力変動量を示し、各応力方向について

$$\Delta \sigma_r = \sigma_r^{t_2} - \sigma_r^{t_1}, \Delta \sigma_\theta = \sigma_\theta^{t_2} - \sigma_\theta^{t_1}, \Delta \sigma_z = \sigma_z^{t_2} - \sigma_z^{t_1}, \Delta \sigma_{r\theta} = \sigma_{r\theta}^{t_2} - \sigma_{r\theta}^{t_1}, \cdots \text{ (水面上昇)}$$

 $\Delta \sigma_r = \sigma_r^{t_4} - \sigma_r^{t_3}, \Delta \sigma_\theta = \sigma_\theta^{t_4} - \sigma_\theta^{t_3}, \Delta \sigma_z = \sigma_z^{t_4} - \sigma_z^{t_3}, \Delta \sigma_{r\theta} = \sigma_{r\theta}^{t_4} - \sigma_{r\theta}^{t_3}, \cdots (水面下降)$ のように求めた.

水面位置の変化に伴って応力変動幅が大きな部位が帯状に分布した.水面 の下降(水→蒸気)のほうが温度変動幅が大きかったため,応力変動幅も大きくな り最大で105.1MPaの変動が生じると推定された.計算した応力の周方向及び軸 方向分布を調べるため, E 断面での周方向分布と斜め管背側の軸方向分布を, 水面上昇後と下降後について抽出した結果を図 5.27,28 にそれぞれ示す.同図 には,主要な応力成分である,周方向及び軸方向応力の分布を左側に示し,右 側には水面の下降後と上昇後の差の分布を示す. E 断面では, 全域に渡って周 方向応力は引張側にあり,軸方向応力は管の上半分は圧縮側で下半分が引張 側であった.図5.26に示した応力差の分布は水面の下降に伴って接する流体が 水から蒸気に変化したことによる変動を示しているが、水面近傍のみ水と接して いた内壁面が蒸気で加熱され周囲の拘束で圧縮側の変動が生じて,それ以外 の部位は引張側の変動となり $\Delta \sigma_{\theta}$ 、 $\Delta \sigma_{\tau}$ ともに8の字状の分布を呈していた.変動 幅は $\Delta \sigma_z$ のほうが大きく $\Delta \sigma_\theta$ の倍程度の圧縮側の変動が生じていた. 図 5.28 に示 した管背側の応力差の軸方向分布については、E 断面とは逆に変動幅は $\Delta \sigma_{\theta}$ の ほうが大きくΔσ,の3倍程度の圧縮側の変動が生じていた.図 5.27, 28 に示した 変動はいずれも水面の下降により生じる応力変動であるが、水面が上昇するとこ れとは逆の応力変動が生じて,水面の上昇-下降によって引張応力から圧縮応 力に変化する Ε 断面のσ,と斜め管背側のσ,の変化と,変化前後でともに引張応 力でその大きさのみが変化する E 断面のσθの変化は疲労き裂発生の観点からは 注意すべき方向であると言える.

図 5.26 の応力変動の分布に示したように,水面の上昇と下降によって最大で 105.1MPa の変動が生じると推定されたが,その幅は設計疲労線図^[111]の疲労限 となる応力変動幅(C線図の疲労限の応力振幅 94MPa×2×0.88(実機温度での ヤング率補正)=167MPa)と比べて小さいため,今回推定したパターンによる変動 だけで熱疲労き裂が生じることはないと考えられる.

5.5 結言

加圧器スプレイ配管の加圧器直上部周辺において内部流体の成層化による 熱疲労き裂発生の懸念に対して、実機大の実験によって流れ場を可視化すると ともにステンレス鋼製の試験体を用いて実機と同じ蒸気-水条件で壁温変動の測 定を行なった.これらの実験結果から抽出された水面の変動が実機において生 じた場合の熱応力変動を有限要素解析により試算した.得られた結果は下記の 通りである.

(1) 加圧器スプレイ配管のうち, E 断面の水面近傍で最大で気液温度差の0.2 倍程度の約330秒の周期が卓越する壁温変動が生じており, 斜め管部での水面 の周期的な揺動に起因する可能性が高いことがわかった.

(2) 測定された壁温変動幅を実機の気液温度差に基づいて換算した変動幅 10.7°C は有限要素解析により計算された水面の上昇・下降による壁温の変動幅 36.7°C よりも小さく,かつその温度変動幅に基づき試算した応力変動幅 105.1MPa はオーステナイト系ステンレス鋼の設計疲労線図の疲労限となる補正 後の応力変動幅 167MPa よりも小さかったことから,実験で見られた壁温の周期 的な変動が熱疲労き裂発生の要因となることはないと考えられる.



図 5.1 加圧水型原子炉における主冷却材系統の概要



図 5.2 スプレイ配管内部の流れの様子



- 103 -


図 5.5(a) バイパススプレイ流量の 0.5~5 倍における流れ場の様子(流量を増加させた場合)



図 5.5(b) バイパススプレイ流量の 0.5~5 倍における流れ場の様子(流量を減少させた場合)



図 5.5(c) 可視化結果写真(バイパススプレイ×0.5: 流量増加)



図 5.5(d) 可視化結果写真(バイパススプレイ×1: 流量増加)



図 5.5(e) 可視化結果写真(バイパススプレイ×2: 流量増加)



図 5.5(f) 可視化結果写真(バイパススプレイ×2: 流量増加)



図 5.6(a) バイパススプレイ流量の 10~20 倍における流れ場の様子



図 5.6(b) 可視化結果写真(バイパススプレイ×10: 流量増加)



図 5.6(c) 可視化結果写真(バイパススプレイ×20: 流量増加)



図 5.7(a) バイパススプレイ流量の 25 倍における流れ場の様子



図 5.7(b) 可視化結果写真(バイパススプレイ×25: 流量減少)



図 5.8(a) バイパススプレイ流量の 30 倍における流れ場の様子



図 5.8(b) 可視化結果写真(バイパススプレイ×30: 流量増加)



図 5.9 バイパススプレイ流量において生じる流れ場の変動パターン

Case No.	Flow rate of water	Multiplication factor	Water level [mm]			Normalized Water level [-] (/Inner Diameter)		
	[m ³ /min]		Line 1	Line 2	Line 3	Line 1	Line 2	Line 3
No. 1	0.0040	0.5	11.4	8.9	4.9	0.13	0.10	0.06
No. 2	0.0080	1	17.7	15.6	5.0	0.20	0.18	0.06
No. 3	0.016	2	24.6	17.9	10.0	0.28	0.20	0.11
No. 4	0.040	5	38.5	29.1	15.0	0.44	0.33	0.17
No. 5	0.080	10	54.2	38.0	20.0	0.62	0.44	0.23
No. 6	0.16	20	73.3	51.5	29.9	0.84	0.59	0.34
No. 7	0.24	30	full	full	34.9	full	full	0.40

表 5.1(a) 可視化実験での水面位置推定結果(流量増加時)

表 5.1(b) 可視化実験での水面位置推定結果(流量減少時)

Case No.	Flow rate of ase No. water [m3/min]	Multiplication factor	Water level [mm]			Normalized Water level [-] (/Inner Diameter)		
vu			Line 1	Line 2	Line 3	Line 1	Line 2	Line 3
No. 1	0.0040	0.5	14.0	9.4	5.0	0.16	0.11	0.06
No. 2	0.0080	1	19.8	13.4	5.0	0.23	0.15	0.06
No. 3	0.016	2	22.5	17.9	7.5	0.26	0.20	0.09
No. 4	0.040	5	38.5	26.8	17.5	0.44	0.31	0.20
No. 5	0.080	10	54.2	38.0	22.4	0.62	0.44	0.26
No. 6	0.16	20	73.3	53.7	29.9	0.84	0.62	0.34
No. 7	0.24	30	full	full	full	full	full	full





図 5.11(b) 設置した熱電対の名称



- 113 -



図 5.12(b) 管中心の平均壁温及び液温の軸方向分布(バイパススプレイ流量)

図 5.13(a) A 断面における平均壁温及び液温の半径方向分布(バイパススプレイ流

量)



図 5.13(b) B 断面における平均壁温及び液温の半径方向分布(バイパススプレイ流





図 5.13(c) C 断面における平均壁温及び液温の半径方向分布(バイパススプレイ流 量)



図 5.13(d) D 断面における平均壁温及び液温の半径方向分布(バイパススプレイ流



図 5.13(e) E 断面における平均壁温及び液温の半径方向分布(バイパススプレイ流

量)





図 5.14(a) 斜め管部背側 G03,G04 における壁温の時刻歴変化



図 5.15(b) E 断面の壁温 E3 及び液温 E4L, E5L のパワースペクトル密度分布



図 5.16 試験部入口及びその上流の主流の液温及びスプレイ流量のパワースペクト ル密度分布



図 5.18 ベント弁を1 秒間開放した後の温度変動の時刻歴データ



(D,E 断面)



図 5.19(b) 熱伝達率、水面位置の推定に用いた熱伝導解析モデル及び境界条件 (斜め管背側)



図 5.20(a) 熱伝導解析によるフィッティング結果と壁温の測定値の平均の比較(D 断



図 5.20(b) 熱伝導解析によるフィッティング結果と壁温の測定値の平均の比較(E 断

面)



管部背側)

表 5.2 各スプレイ流量における気相と液相の熱伝達率のフィッティング結果とDittus Boelter 式による液相の熱伝達率の計算結果の一覧

Flow rate	Multiplication	Re number	Fitted heat transfer coefficient	Heat transfer coefficient (Dittue Realter) $[W/(m^2 r^0 C)]$	Ratio	Fitted heat transfer coefficient		
[mining] nacion [inquid phase] (inquid phase) [w/(m · C)] [Diffus Boetter] [w/(m · C)] [gas phase) [w/(m · C)]								
3.84	0.5	1958	370	114.59	0.31	1100		
7.73	1	3942	400	200.56	0.50	950		
15.40	2	7853	680	348.11	0.51	1500		
17.50	2.3	8924	820	385.59	0.47	1200		
			Cross se	ction E				
3.84	0.5	5697	980	437.79	0.45	1800		
7.73	1	9174	700	468.38	0.67	1300		
15.40	2	15347	500	581.65	1.16	1500		
17.50	2.3	16923	600	611.79	1.02	2200		
Cross section D								
3.84	0.5	9115	1400	1414.69	1.01	4300		
7.73	1	14840	1050	1434.67	1.37	3800		
15.40	2	27168	1300	2016.59	1.55	2100		
17.50	2.3	29670	1500	2026.16	1.35	2300		



図 5.21 熱伝導解析用モデルに設定した境界条件



図 5.22 熱伝達率設定に用いた領域区分

Pagion	Heat transfer coefficient					
Region	$h_{\rm w} [{\rm W/m^2 \cdot ^o C}]$ (water)	$h_{\rm s} [{\rm W/m^2 \cdot ^o C}]$ (steam)				
Ι	400 (Inclined section)					
II	700 (Cross section E)	1300 (Cross section E)				
111						
IV	1050 (Cross section D)	3800 (Cross section D)				
V						
	4200 (Steam \rightarrow Water)					
VI	7800 (Water \rightarrow Steam) { Region II×6(Multiplication factor) }					
Outer wall	0.446 (Equivalent heat transfer coefficient considering thermal insulation)					

表 5.3 各領域に入力した熱伝達率の一覧

表 5.4 熱応力変動量推定用モデルの諸元及び物性値の一覧

Specification of piping	2B and 4B Sch.160		
Material	SUS316		
Specific heat [J/kg•°C]	$4.95 \times 10^{2} (20^{\circ} \text{C}) \sim 5.50 \times 10^{2} (350^{\circ} \text{C})$		
Thermal conductivity [W/mm•°C]	$1.41 \times 10^{-2} (20^{\circ} \text{C}) \sim 1.90 \times 10^{-2} (350^{\circ} \text{C})$		
Density [kg/m ³]	7980		
Young's modulus [GPa]	195(20°C)~173(350°C)		
Poisson's ratio	0.3		
Thermal expansion coefficient			
[mm/mm•°C]	1.514×10 (20 C) ~ 1.747×10 (350 C)		
Water temperature [°C]	291.7		
Vapor temperature [°C]	344		
Ambient temperature(C/V) [°C]	49		
Internal Pressure [MPa]	15.4		



図 5.23 応力解析用モデルの概要

Model type	Number of elements	Number of nodes	Element type
Whole piping system (Beam model)	327	328	2-node pipe element with deforming cross-section (ELBOW31)
Pressurizer upper dome (Shell model)	1,023	1,055	4-node general purpose shell element (S4)
Spray pipe (Pressurizer inlet) (Solid model)	413,487	1,498,287	20-node quadratic brick element (C3D20)

表 5.5 応力解析用モデル仕様の一覧



図 5.25 E 断面上の最大温度変動幅発生位置における温度の時刻歴変化



図 5.27 E 断面における水面上昇前後の周方向及び軸方向応力及びその変動の周 方向分布



図 5.28 斜め管部背側における水面上昇前後の周方向及び軸方向応力及びその変 動の軸方向分布

第6章 結論

第1章の「序論」では、本研究の契機となった原子力プラントにおける高サイク ル熱疲労による損傷事例についてまとめ、それに関連した研究動向を整理した. その上で既存の研究では取り組まれていなかった課題を取り上げ、本研究の目 的を示した.

「下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズム」をテーマとした第 2章から第4章では、分岐管が直管のみの場合と曲がり部を有する場合について、 流れ場の可視化、流体の温度変動や流速の測定、内壁面の温度変動を測定し て、その流れ場の数値流体シミュレーションを実施した.その結果、以下の結論を 得た.

(1) 主流と分岐部が等温・非等温いずれの場合にも分岐管内で流速の周期 的な変動が見られたことから、本実験で見られた分岐管内の流速変動は、熱によ って引き起こされた現象ではないことがわかった.

(2) 主流が分岐管内に潜り込む際の流動様式は,可視化実験からは乱れたキャビティーフローの領域,遷移領域,旋回流領域の3つの領域に分けられ,既発表研究^[101]と一致した.しかし時間平均した流速分布では,遷移領域及び領域2 は周・軸方向速度共に半径方向に線形分布を示していた.そのため,可視化実験では乱れの程度によって別々の領域に区分していた流れが同じ流動様式であることがわかった.そのうち遷移領域及び領域2の平均流速分布は,軸方向に指数関数,半径方向に1次関数を用いた式で記述される強制渦であることがわかった.

(3) 主流の最大潜り込み位置付近の壁面近傍の液温測定の結果,分岐部が 直管の場合に主流流速が一定であれば,旋回渦の流速変動により潜り込み位置 が変化しても熱成層界面はその最下端で安定して界面の揺動は発生せず,顕 著な周期的温度変動は生じないことがわかった.

(4)曲がり部を有する分岐管で,水平部に冷水が滞留している場合には主配 管からの高温の旋回渦の浸入が浮力で抑制されて曲がり部に熱成層界面が生 じる場合があり,その界面が保持される場合には旋回渦の流速が長周期で変動 することによる最大浸入位置の変化によって界面が揺動させられて、その付近で 周期的な液温変動が発生することがわかった.

(5) 曲がり部を有する分岐管では熱成層界面の揺動により生じた液温変動により壁温変動が生じるが、それは界面の下側でも見られ、液温が変動する範囲よりも広いことがわかった。

(6)曲がり部を有する分岐管で、本実験の主流の平均流速が4m/sから15m/s の範囲では、熱成層界面の揺動による壁温の変動挙動は大きく2つのパターン に分類できる。一つは6-9m/sで見られたほぼ水平な帯状の分布の変動、もう一 つは10-13m/sで見られた管背側の塊状の変動である。それは主流流速の増加 に伴い管背側に沿って下流側へ移動する。壁温の平均の軸方向分布は、主流 流速の増加に伴い滞留水の混合が進むため管背側・腹側共に緩やかな勾配と なり、変動幅は管腹側では減少し、管背側では増加する。帯状の変動では6m/s のときが、塊状の変動では13m/sのときが最も無次元化温度変動幅が大きく、主 流と滞留部の温度差の0.25倍程度であった。

第5章の「加圧器スプレイ配管内部の流動を再現した実験と,その内部の流れ の変動により生じる熱応力変動の評価」では,加圧器スプレイ配管の加圧器直上 部周辺において成層化した内部流体の揺動による熱疲労き裂発生の懸念に対 して,実機大のモックアップ実験によって流れ場を可視化すると共に,ステンレス 鋼製の試験体を用いて実機と同じ蒸気-水条件下で壁温変動の測定を行なった. これらの実験結果から抽出された水面の変動が実機において生じた場合の熱応 力変動を有限要素解析により試算した.その結果,以下の結論を得た.

(1) 加圧器スプレイ配管のうち, E 断面の水面近傍で気液温度差の 0.2 倍程 度の約 330 秒の周期が卓越する壁温変動が生じており, それは斜め管部での水 面の周期的な揺動に起因する可能性が高いことがわかった.

(2) 測定された壁温変動幅を実機の気液温度差に基づいて換算した壁温変 動幅 10.7°C は有限要素解析により計算された水面の上昇・下降による壁温変動 幅 36.7°C よりも小さく、かつその温度変動幅に基づき試算した熱応力変動幅 105.1MPa は、オーステナイト系ステンレス鋼の設計疲労線図の疲労限を補正し た応力変動幅 167MPa よりも小さかったことから、実験で見られた壁温の周期的 な変動が熱疲労き裂発生の要因となることはないと考えられる.

本研究では顕在化した事象である下向き閉塞分岐配管曲がり部での熱成層 界面の揺らぎによる温度変動現象という課題に対して,それを生じさせる流れ場 を明らかにした.「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」^[86]策定時の検討 によって界面が曲がり部になければ温度変動は生じないことが判明していたので, 本研究では曲がり部内壁面の温度変動を対象として,熱成層界面が曲がり部に 存在する主流流速の範囲について,温度変動幅と変動周期を測定してその分 布を示した.閉塞分岐配管は原子力以外のプラントでも見られ,得られた知見は 「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」^[86]の改訂時の検討にも資すること が期待される.

ー方,もう一つの課題である潜在的に高サイクル熱疲労き裂発生の可能性の ある PWR プラントの加圧器スプレイ配管の加圧器直上部付近の蒸気-水の二相 状態の流れに対しては,実際にどのような変動が生じうるのかを明らかにして,そ れにより引き起こされる壁温変動幅を実験により測定した上で,疲労き裂発生の 可能性があるか否かを有限要素解析により試算した熱応力変動幅より判断して, その可能性がないことを示した.蒸気-水の気液界面が通常運転中に常時存在 する配管はあまりないが,当該の配管は供用中の PWR プラントで疲労損傷の可 能性が長年懸念されてきたため,それを払拭する結果が得られたことは有益であ ると考えられる.

参考文献

- [001] Nuclear Regulatory Commission, Cracking in Feedwater System Piping, US NRC, NRC Bulletin 79-13 (1979)
- [002] 奥田 恭令, 軽水炉の熱疲労による不具合事象の分析, INSS ジャーナル, Vol.7 (2000), pp.88-99
- [003] G. J. Lloyd and D. S. Wood, Fatigue crack initiation and propagation as a consequence of thermal striping, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.8, No.4 (1980), pp.255-272
- [004] S. B. J. Galvin, I. D. Graham, I. S. Jones, and G. Rothwell, A comparison between the finite element and frequency response methods in the assessment of thermal striping damage, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.74, No.3 (1997), pp.205-212
- [005] I. S. Jones and M. W. Lewis, An impulse response model for the prediction of thermal striping damage, Engineering Fracture Mechanics, Vol.55, No.5 (1996), pp.795-812
- [006] I. S. Jones, The application of a displacement controlled weight function for a single edge cracked plate to thermal fatigue damage assessment, Engineering Fracture Mechanics, Vol.62, No.2-3 (1999), pp.249-266
- [007] I. S. Jones, Impulse response model of thermal striping for hollow cylindrical geometries, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol.43, No.1 (2005), pp.77-88
- [008] H. Y. Lee, J. B. Kim, and B. Yoo, Green's function approach for crack propagation problem subjected to high cycle thermal fatigue loading, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.76, No.8 (1999), pp.487-494
- [009] V. K. Dhir, R. C. Amar, and J. C. Mills, A one dimensional model for the prediction of stratification in horizontal pipes subjected to fluid temperature transient at inlet Part 1 Hydrodynamic Model, Nuclear Engineering and Design, Vol.107, No.3 (1988), pp.307-314
- [010] V. K. Dhir, V. X. Tung, R. C. Amar, and J. C. Mills, A one dimensional model for the prediction of stratification in horizontal pipes subjected to fluid temperature transient at inlet Part 2 Thermal Model, Nuclear Engineering and Design, Vol.107, No.3 (1988), pp.315-325
- [011] S. Moriya, N. Tanaka, N. Katano, and A. Wada, Effects of Reynolds number and richardson number on thermal stratification in hot plenum, Nuclear Engineering and Design, Vol.99, No.1 (1987), pp.441-451
- [012] Shoichi Moriya and Iwao Ohshima, Hydraulic similarity in the temperature fluctuation phenomena of

non-isothermal coaxial jets, Nuclear Engineering and Design, Vol.120, No.2-3 (1990), pp.385-393

- [013] Nobukazu Tanaka, Shoichi Moriya, Satoru Ushijima, Tomonari Koga, and Yuzuru Eguchi, Prediction method for thermal stratification in a reactor vessel, Nuclear Engineering and Design, Vol.120, No.2-3 (1990), pp.395-402
- [014] Y. Ieda, I. Maekawa, T. Muramatsu, and S. Nakanishi, Experimental and analytical studies of the thermal stratification phenomena in the outlet plenum of fast breeder reactor, Nuclear Engineering and Design, Vol.120, No.2-3 (1990), pp.403-414
- [015] Toshiharu Muramatsu and Hisashi Ninokata, Investigation of turbulence modelling in thermal stratification analysis, Nuclear Engineering and Design, Vol.150, No.1 (1994), pp.91-93
- [016] Hideaki Abe, Crack growth of carburized materials due to thermal striping in sodium, Engineering Fracture Mechanics, Vol.55, No.4 (1996), pp.679-687
- [017] Hiroshi Shibamoto, Kazuhiko Inoue, Naoto Kasahara, Masaki Morishita, and Masakazu Jimbo, Research and developments of guidelines for thermal load modeling, Nuclear Engineering and Design, Vol.238, No.2 (2008), pp.299-309
- [018] Daigo Watanabe, Yasuharu Chuman, Tomomi Otani, Hiroshi Shibamoto, Kazuhiko Inoue, and Naoto Kasahara, An experimental validation of the guideline for inelastic design analysis through structural model tests, Nuclear Engineering and Design, Vol.238, No.2 (2008), pp.389-398
- [019] W. Muller-Dietsche and G. Katzenmeier, Reactor safety research at the large scale facility HDR, Nuclear Engineering and Design, Vol.88, No.3 (1985), pp.241-251
- [020] L. Wolf, U. Schygulla, F. Gorner, and G. E. Neubrech, Thermal mixing processes and RPV wall loads for HPI-emergency core cooling experiments in the HDR-pressure vessel, Nuclear Engineering and Design, Vol.96, No.2-3 (1986), pp.337-362
- [021] L. Wolf, W. Hafner, K. Fischer, U. Schygulla, and W. Baumann, Application of engineering and multi-dimensional finite difference codes to HDR thermal mixing experiments TEMB, Nuclear Engineering and Design, Vol.108, No.1-2 (1988), pp.137-165
- [022] W. Hafner and L. Wolf, Derivation of Mixing Parameters from the HDR-Thermal Mixing Experiments, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.33, No.1 (1988), pp.41-57
- [023] E. Keim and G. Bartholome, Analytical evaluation of crack growth in thermally loaded HDR nozzle, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.24, No.2 (1986), pp.123-137
- [024] R. Wanner, S. Brosi, R. Rosel, and O. Mercier, Influence of model geometry on stress intensity for a

cyclically thermally loaded nozzle corner crack, Nuclear Engineering and Design, Vol.115, No.1 (1989), pp.1-6

- [025] G. E. Neubrech and G. Katzenmeier, Crack Initiation and Crack Growth during thermal shock tests in the reactor pressure vessel of the HDR under corrosive medium conditions, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.34, No.1-5 (1988), pp.187-205
- [026] K. Kussmaul, E. Roos, H. Diem, G. Katzenmeier, M. Klein, G. E. Neubrech, and L. Wolf, Cyclic and transient thermal loading of the HDR reactor pressure vessel with respect to crack initiation and crack propagation, Nuclear Engineering and Design, Vol.124, No.1-2 (1990), pp.157-170
- [027] U. Eisele, E. Roos, M. Klein, and G. E. Neubrech, Thermal shock experiments on the HDR pressure vessel, Nuclear Engineering and Design, Vol.130, No.3 (1991), pp.309-321
- [028] J. N. Reyes, J. T. Groome, A. Y. Lafi, D. Wachs, and C. Ellis, PTS thermal hydraulic testing in the OSU APEX facility, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.78, No.2-3 (2001), pp.185-196
- [029] Ill Seok Jeong, Changhuei Jang, Jun Hyun Park, Sung Yull Hong, Tae Eun Jin, Hag Gi Yuem, and Sung Gyu Jeong, Lessons learned from the plant-specific pressurized thermal shock integrity analysis on an embrittled reactor pressure vessel, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.78, No.2-3 (2001), pp.99-109
- [030] H. G. Lele, S. K. Gupta, H. S. Kushwaha, and V. Venkat Raj, Modelling of Thermal and Flow Stratification for Reactor Pressure Vessel Pressurised Thermal Shock, Nuclear Engineering and Design, Vol.212, No.1-3 (2002), pp.75-84
- [031] Gaojian Dang, Yushan Luo, Haijun Wang, Tingkuan Chen, Qing Mao, and Yixiong Zhang, Experimental investigation on heat transfer characteristics in a safety injection nozzle component in PWR, Nuclear Engineering and Design, Vol.238, No.7 (2008), pp.1828-1837
- [032] A. Martin and S. Bellet, CFD-Tools Qualification for Thermal-Hydraulics Pressurized Thermal Shock Analysis, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.125, No.4 (2003), pp.418-424
- [033] M. Miksch, E. Lenz, and R. Lohberg, Loading conditions in horizontal feedwater pipes of LWRs influenced by thermal shock and thermal stratification effects, Nuclear Engineering and Design, Vol.84, No.2 (1985), pp.179-187
- [034] A. Talja and E. Hansjosten, Results of thermal stratification tests in a horizontal pipe line at the HDR-Facility, Nuclear Engineering and Design, Vol.118, No.1 (1990), pp.29-41

- [035] L. Wolf, W. Hafner, M. Geiss, E. Hansjosten, and G. Katzenmeier, Results of HDR-experiments for pipe loads under thermally stratified flow conditions, Nuclear Engineering and Design, Vol.137, No.3 (1992), pp.387-404
- [036] Nuclear Regulatory Commission, Thermal Stresses in Piping Connected to Reactor Coolant Systems, US NRC, NRC Bulletin 88-08 (1988)
- [037] Nuclear Regulatory Commission, Pressurizer Surge Line Thermal Stratification, US NRC, NRC Bulletin 88-11 (1988)
- [038] J. H. Kim, R. M. Roidt, and A. F. Deardorff, Thermal stratification and reactor piping integrity, Nuclear Engineering and Design, Vol.139, No.1 (1993), pp.83-95
- [039] Y. Abou-rjeily and G. Barois, Numerical prediction of stratified pipe flows in PWRs, Nuclear Engineering and Design, Vol.147, No.1 (1994), pp.47-51
- [040] Paulo A. B. de Sampaio, Jose L. H. Faccini, and Jian Su, Modelling of stratified gas-liquid two-phase flow in horizontal circular pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.51, No.11-12 (2008), pp.2752-2761
- [041] Kyung-Won Lee, Hee Cheon No, In-Cheol Chu, and Seon-Oh Yu, Interfacial condensation for countercurrent steam-water stratified wavy flow in a horizontal circular pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.49, No.17-18 (2006), pp.3121-3129
- [042] M. R. Ansari and V. Shokri, New algorithm for the numerical simulation of two-phase stratified gas-liquid flow and its application for analyzing the Kelvin-Helmholtz instability criterion with respect to wavelength effect, Nuclear Engineering and Design, Vol.237, No.24 (2007), pp.2302-2310
- [043] Jong Chull Jo, Yun Il Kim, and Seok Ki Choi, Numerical Analysis of Thermal Stratification in a Circular Pipe, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.123, No.4 (2001), pp.517-524
- [044] Jong Chull Jo, Young Hwan Choi, and Seok Ki Choi, Numerical Analysis of Unsteady Conjugate Heat Transfer and Thermal Stress for a Curved Piping System Subjected to Thermal Stratification, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.125, No.4 (2003), pp.467-474
- [045] Gerhard Sauer, Simple formulae for the approximate computation of axial stresses in pipes due to thermal stratification, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.69, No.3 (1996), pp.213-223
- [046] Y. J. Yu, S. H. Park, and W. J. Bak, Structural evaluation of thermal stratification for PWR surge line, Nuclear Engineering and Design, Vol.178, No.2 (1997), pp.211-220

- [047] C. Ensel, A. Colas, and M. Barthez, Stress analysis of a 900 MW pressurizer surge line including stratification effects, Nuclear Engineering and Design, Vol.153, No.2-3 (1995), pp.197-203
- [048] The American Society of Mechanical Engineers, 2004 ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. III Division 1 - Subsection NB, ASME Standard (2004)
- [049] Klaus W. Bieniussa and Hans Reck, Piping specific analysis of stresses due to thermal stratification, Nuclear Engineering and Design, Vol.190, No.1-2 (1999), pp.239-249
- [050] Hyeong Do Kweon, Kang Yong Lee, and Jong Sung Kim, Fatigue design of nuclear class 1 piping considering thermal stratification, Nuclear Engineering and Design, Vol.238, No.6 (2008), pp.1265-1274
- [051] H. Grebner and A. Hofler, Investigation of stratification effects on the surge line of a pressurized water reactor, Computers & Structures, Vol.56, No.2-3 (1995), pp.425-437
- [052] E. Kiss and S. Ranganath, On-line monitoring to assure structural integrity of nuclear reactor components, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.34, No.1-5 (1988), pp.3-15
- [053] J. Heliot and R. Fritz, Framatome operating transients monitoring system used for equipment mechanical surveillance, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.40, No.3 (1989), pp.247-258
- [054] M. Guyette and M. De Smet, Inverse and direct transfer functions for the fatigue follow-up of piping systems submitted to stratification, Nuclear Engineering and Design, Vol.153, No.2-3 (1995), pp.183-195
- [055] G. L. Stevens and S. Ranganath, Use of On-Line Fatigue Monitoring of Nuclear Reactor Components as a Tool for Plant Life Extension, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.113, No.3 (1991), pp.349-357
- [056] P. Aufort, G. Bimont, T. H. Chau, I. Fournier, P. Morilhat, T. Souchois, and G. Cordier, On line fatiguemeter: a large experiment in French nuclear plants, Nuclear Engineering and Design, Vol.129, No.2 (1991), pp.177-184
- [057] I. Fournier and P. Morilhat, On-line fatigue monitoring and probabilistic assessment of margins, Nuclear Engineering and Design, Vol.153, No.2-3 (1995), pp.153-161
- [058] M. Miksch and G. Schucktanz, Evaluation of fatigue of reactor components by on-line monitoring of transients, Nuclear Engineering and Design, Vol.119, No.2-3 (1990), pp.239-247
- [059] H.-J. Golembiewski and M. Miksch, Fatigue monitoring in German nuclear power plants, Nuclear

Engineering and Design, Vol.144, No.3 (1993), pp.409-421

- [060] K. Sakai, K. Hojo, A. Kato, and R. Umehara, On-line fatigue-monitoring system for nuclear power plant, Nuclear Engineering and Design, Vol.153, No.1 (1994), pp.19-25
- [061] Gyeong-Hoi Koo, Jong-Jooh Kwon, and Wanjae Kim, Green's function method with consideration of temperature dependent material properties for fatigue monitoring of nuclear power plants, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.86, No.2-3 (2009), pp.187-195
- [062] Timothy J. Griesbach, Peter C. Riccardella, and Stephen R. Gosselin, Application of fatigue monitoring to the evaluation of pressurizer surge lines, Nuclear Engineering and Design, Vol.129, No.2 (1991), pp.163-176
- [063] Ildiko Boros and Attila Aszodi, Analysis of thermal stratification in the primary circuit of a VVER-440 reactor with the CFX code, Nuclear Engineering and Design, Vol.238, No.3 (2008), pp.453-459
- [064] 高橋 志郎, 椎名 孝次, 水品 靖男, 浅田 幸宏, 藤村 秀和, 中村 昭三, T 字形合流配管部にお ける温度差を有する二流体の熱的混合特性(合流部混合特性と下流側の曲がり管による混合促進効 果), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.63, No.613 (1997), pp.2970-2976
- [065] 高橋 志郎, 椎名 孝次, 高温水と低温水が混合するT字形合流配管の流体温度変動特性, 日本機 械学会論文集 B 編, Vol.66, No.651 (2000), pp.2905-2911
- [066] 檜原 秀樹, 村松 壽晴, 平田 直樹, 須藤 浩三, T字配管内の流れ (第1報, 流れの特性と枝管からの流れが作る渦列), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.693 (2004), pp.1192-1200
- [067] 村松 壽晴, 檜原 秀樹, 村上 諭, 須藤 浩三, T 字配管内の流れ (第2報, 枝管からの流れが作る 渦列の数値解析), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.698 (2004), pp.2551-2558
- [068] 五十嵐 実,上出 英樹,田中 正暁,木村 暢之,高サイクル熱疲労に関する T 字合流配管内温度 変動特性の研究,日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.700 (2004), pp.3150-3157
- [069] 結城 和久,田嶋 祐,戸田 三朗,橋爪 秀利,村松 壽晴,上流に 90° ベンドを有する T 字配管合 流域での熱的混合特性に対する曲率半径比の影響,日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.700 (2004), pp.3142-3149
- [070] 結城 和久, 熊野 孝保, 戸田 三朗, 橋爪 秀利, 村松 壽晴, 90° ベンドで発生する二次流れの非 定常減衰挙動, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.693 (2004), pp.1163-1170
- [071] Kazuhisa Yuki, Yoshimasa Sugawara, Seyed Mohammad Hosseini, Hidetoshi Hashizume, Saburo Toda, Masa-aki Tanaka, and Toshiharu Muramatsu, Influence of secondary flow generated in a 90-deg

bend on the thermal-hydraulic characteristics in a mixing tee, Nuclear Science and Engineering, Vol.158, No.2 (2008), pp.194-202

- [072] Seyed Mohammad Hosseini, Kazuhisa Yuki, and Hidetoshi Hashizume, Classification of turbulent jets in a T-junction area with a 90-deg bend upstream, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.51, No.9-10 (2008), pp.2444-2454
- [073] Seyed Mohammad Hosseini, Kazuhisa Yuki, and Hidetoshi Hashizume, Experimental Investigation of Flow Field Structure in Mixing Tee, Journal of Fluids Engineering, Vol.131, No.5 (2009), pp.051103-051109
- [074] 中山 浩, 廣田 真史, 信田 和弘, 小出 小夜歌, 対向型 T 字合流管内の乱流・混合特性(流量比 が流動特性に与える影響), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.72, No.714 (2006), pp.337-344
- [075] 中山 浩,廣田 真史,信田 和弘,小出 小夜歌,対向型 T 字合流管内の乱流・混合特性(流量比 が混合に与える影響),日本機械学会論文集 B 編, Vol.73, No.733 (2007), pp.1813-1820
- [076] S. Chapuliot, C. Gourdin, T. Payen, J. P. Magnaud, and A. Monavon, Hydro-thermal-mechanical analysis of thermal fatigue in a mixing tee, Nuclear Engineering and Design, Vol.235, No.5 (2005), pp.575-596
- [077] Lin-wen Hu and Mujid S. Kazimi, LES benchmark study of high cycle temperature fluctuations caused by thermal striping in a mixing tee, International Journal of Heat and Fluid flow, Vol.27, No.1 (2006), pp.54-64
- [078] Jeong Ik Lee, Lin-wen Hu, and Mujid S. Kazimi, Numerical analysis of thermal striping induced high cycle thermal fatigue in a mixing tee, Nuclear Engineering and Design, Vol.239, No.5 (2009), pp.833-839
- [079] H. Kamide, M. Igarashi, S. Kawashima, N. Kimura, and K. Hayashi, Study on mixing behavior in a tee piping and numerical analysis for evaluation of thermal striping, Nuclear Engineering and Design, Vol.239, No.1 (2009), pp.58-67
- [080] Naoto Kasahara, Hideki Takasho, and Apisara Yacumpai, Structural response function approach for evaluation of thermal striping phenomena, Nuclear Engineering and Design, Vol.212, No.1-3 (2002), pp.281-292
- [081] Naoto Kasahara, Nobuchika Kawasaki, Hideki Kamide, Shinsuke Sakai, and Satoshi Okajima, Thermal fatigue evaluation method considering fluid-structure interaction against fluid temperature fluctuation, Proceedings of the International Symposium on Research for Aging Management of Light

Water Reactors, "Thermal Fatigue" (2007), pp.393-408

- [082] O. Ancelet, S. Chapuliot, G. Henaff, and S. Marie, Development of a test for the analysis of the harmfulness of a 3D thermal fatigue loading in tubes, International Journal of Fatigue, Vol.29, No.3 (2007), pp.549-564
- [083] O. Ancelet, S. Chapuliot, and G. Henaff, Experimental and numerical study of crack initiation and propagation under a 3D thermal fatigue loading in a welded structure, International Journal of Fatigue, Vol.30, No.6 (2008), pp.953-966
- [084] A. Fissolo, S. Amiable, O. Ancelet, F. Mermaz, J. M. Stelmaszyk, A. Constantinescu, C. Robertson, L. Vincent, V. Maillot, and F. Bouchet, Crack initiation under thermal fatigue: An overview of CEA experience. Part I: Thermal fatigue appears to be more damaging than uniaxial isothermal fatigue, International Journal of Fatigue, Vol.31, No.3 (2009), pp.587-600
- [085] A. Fissolo, C. Gourdin, O. Ancelet, S. Amiable, A. Demassieux, S. Chapuliot, N. Haddar, F. Mermaz, J. M. Stelmaszyk, A. Constantinescu, L. Vincent, and V. Maillot, Crack initiation under thermal fatigue: An overview of CEA experience Part II (of II): Application of various criteria to biaxial thermal fatigue tests and a first proposal to improve the estimation of the thermal fatigue damage, International Journal of Fatigue, Vol.31, No.7 (2009), pp.1196-1210
- [086] (社)日本機械学会,配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針,日本機械学会基準,JSME S 017 (2003)
- [087] 河村 勉, 椎名 考次, 大塚 雅哉, 水野 正, 黒崎 通明, 小倉 健志, 谷本 浩一, 福田 俊彦, 南 安彦, 守屋 祥一, 班目 春樹, 同径 T 字合流配管におけるサーマルストライピング試験(第1報, 流 れの可視化と流体温度揺らぎ特性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.69, No.682 (2003), pp.1445-1452
- [088] 河村 勉, 椎名 考次, 大塚 雅哉, 水野 正, 黒崎 通明, 小倉 健志, 谷本 浩一, 福田 俊彦, 南安彦, 守屋 祥一, 班目 春樹, 同径 T 字合流配管におけるサーマルストライピング試験(第2報, 変動温度の熱伝達特性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.70, No.696 (2004), pp.2083-2088
- [089] 谷本 浩一,白石 直,鈴木 盛喜,小倉 健志,椎名 考次,福田 俊彦,南 安彦,守屋 祥一,滞留部の熱成層化による高サイクル熱疲労に関する研究(L₁評価手法の概要),日本機械学会論文集
 B編, Vol.70, No.689 (2004), pp.176-183
- [090] 近藤 喜之,谷本 浩一,白石 直,鈴木 盛喜,小倉 健志,椎名 考次,福田 俊彦,千種 直樹, 守屋 祥一,滞留部の熱成層化による高サイクル熱疲労に関する研究(L_{sh}評価手法の概要),日本機
械学会論文集 B 編, Vol.70, No.689 (2004), pp.184-191

- [091] 椎名 考次,河村 勉,大塚 雅哉,水野 正,久恒 眞一,小倉 健志,谷本 浩一,福田 俊彦,南 安彦,守屋 祥一,班目 春樹,閉塞分岐管滞留部の熱成層化による水平管内渦侵入深さ予測(温 度変動特性に及ぼす放熱条件の影響),日本機械学会論文集 B 編, Vol.71, No.703 (2005), pp.954-961
- [092] 中森 信夫, 鈴田 忠彦, 上野 隆司, 笠原 二郎, 半沢 克己, 桶谷 浩一朗, 鵜飼 修, 枝管内に おける熱成層現象, 第 30 回 日本伝熱シンポジウム 講演論文集 II, D252 (1993), pp.646-648
- [093] Nuclear Regulatory Commission, Assessment of Pressurized Water Reactor Primary System Leaks, US NRC, NUREG/CR-6582 (1999)
- [094] 関西電力,美浜発電所2号機の点検結果について(余剰抽出系統配管からの漏えいの原因と対策), 関西電力プレスリリース(1999), http://www.kepco.co.jp/pressre/1999/0525-1j.html
- [095] J. D. Keller, A. J. Bilanin, A. E. Kaufman, and J. Carey, Thermal Cycling Screening and Evaluation Methodology and Application to Pressurized Water Reactor Branch Line Piping, Third International Conference Fatigue of Reactor Components, Session No.4-4 (2004)
- [096] 中村 晶,竹中 信幸,濱谷 大輔,村瀬 道雄,佐々木 亨,枝配管に起こる熱成層変動現象の実験と数値解析, INSS ジャーナル, Vol.9 (2002), pp.67-79
- [097] A. Nakamura and N. Takenaka, Investigation of Flow Structure and Temperature Fluctuation in a Closed Branch Pipe Connected to Main Pipe, Third International Conference Fatigue of Reactor Components, Session No.2b-5 (2004)
- [098] N. Takenaka, S. Hosokawa, M. Hase, D. Onojima, A. Nakamura, and T. Oumaya, Investigation of Flow Structure and Temperature Fluctuation in a Closed Branch Pipe Connected to High Velocity and High Temperature Flow in a Main Pipe, Fourth Japan-Korea Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety (NTHAS4) (2004), pp.No.000002
- [099] 中村 晶, 竹中 信幸, 閉じられた直管の分岐配管に生じる流れ場の構造と温度変動, INSS ジャーナ ル, Vol.12 (2005), pp.146-153
- [100] 辻 裕, 森川 敬信, 上地 哲男, 川崎 祐二, 関口 信樹, レーザ流速計による水平管内固気二相流の測定(気流及び粒子の速度同時測定), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.48, No.434 (1982), pp.1901-1909
- [101] 白石 直,並河 幸治,鈴木 盛喜,閉塞分岐配管内旋回流の速度分布の研究,可視化情報(第 28
 回 可視化情報シンポジウム講演論文), Vol.20, Suppl. No.2 (2000), pp.93-96

- [102] 大厩 徹, 中村 晶, 長谷 正紹, 細川 茂雄, 竹中 信幸, 下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度 変動のメカニズム(第 1 報, 鉛直分岐配管に生じる流動現象), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.749 (2009), pp.68-76
- [103] 中村 晶, 大厩 徹, 濱谷 大輔, 竹中 信幸, 下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズム(第 2 報, 水平部を有する曲がり管に生じる温度変動), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.749 (2009), pp.77-84
- [104] W. R. Smith, D. S. Cassell, and E. P. Schlereth, A Solution for the Temperature Distribution in a Pipe
 Wall Subjected to Internally Stratified Flow, Journal of engineering for gas turbines and power,
 Vol.112, No.4 (1988), pp.602-606
- [105] F. Baron, M. Gabillard, and C. Lacroix, Experimental Study and Three-Dimensional Prediction of Recirculating and Stratified Pipe Flow in PWR, International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH 4) (1989), pp.1354-1361
- [106] Y. J. Yu, T. H. Lee, Y. S. Sohn, and S. H. Park, Thermal Stratification of Surge Line in PWR Nuclear Power Plant, ASME 1995 Pressure Vessels & Piping Conference (PVP1995), No.304 (1995), pp.67-72
- [107] J. Bartonicek, W. Zaiss, and F. Shockle, Fatigue Degradation in Piping Systems of German Nuclear Power Plants, Third International Conference on Fatigue of Reactor Components, Session No.1-3 (2004)
- [108] L. Junek, I. Safar, and J. Zima, Fatigue Damage Analysis of Unexpected Thermal Transients in Mixing Zone of T-Junction on Surge Piping System, Third International Conference on Fatigue of Reactor Components, Session No.2a-6 (2004)
- [109] S. Dittmar and C. Huttner, Fatigue analyses as aid for the in-service monitoring, possibilities and limitations, Third International Conference on Fatigue of Reactor Components, Session No.5-4 (2004)
- [110] Dassault Systemes Simulia Corp., ABAQUS ver.6.8 Users Manual (2004)
- [111] (社)日本機械学会,発電用原子力設備規格 設計・建設規格,日本機械学会基準,JSME S NC1-2005 (2005), pp.20
- [112] The American Society of Mechanical Engineers, 2004 ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. II
 Part D(Metric), ASME (2004)
- [113] (社)日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第4版, 丸善 (1986), pp.50, 56

付録 A LDV を用いた流速の測定箇所と流速の補正

円管内流体の LDV 測定では,液体と管の屈折率が空気と異なるために,管内の液 自体がレンズと同様の働きをする.本研究の場合,空気とアクリル円管の外壁,アクリ ル円管の内壁と試験部内の水による屈折の影響を取り除くため,補正を行なった.屈 折の影響は以下に挙げる2つを考慮しなければならない.

・LDV 光学系(プローブ)の移動量と測定点の移動量が一致しない.

・ビーム交差角θとフリンジ間隔δが屈折の影響から変化し、流速のデータが変化する場合がある.



[1] 管軸方向速度を測定する場合

管軸方向速度を測定する際,図 2(a)に示すようにレーザービームは屈折する.この時,LDV 光学系(プローブ)の移動量L₂と測定点の移動量L₁は式(1)の関係が成り立つ.

<u>測定点の移動量 L_1 </u> = 液体の屈折率 N_w LDV光学系の移動量 L_2 = 液体の屈折率 N_G (1)

空気中のビーム交差角を θ_0 , フリンジ間隔を δ_0 , レーザーの波長を λ_0 , 液体中のビーム交差角を θ'_0 , フリンジ間隔を δ'_0 , レーザーの波長を λ'_0 とすると式(2)(スネルの法則), 式(3)が成り立つ. フリンジ間隔の式(4)から管軸方向速度を測定する場合ビーム交差角は変化してもフリンジ間隔は変化しないことがわかる.

$$\sin \theta_0' = \frac{N_G}{N_W} \sin \theta_0 \tag{2}$$

$$\lambda_0' = \frac{N_G}{N_W} \lambda_0 \tag{3}$$

$$\delta_0 = \frac{\lambda_0}{2\sin\theta_0} = \frac{\lambda'_0}{2\sin\theta'_0} = \delta'_0 \tag{4}$$

[2] 旋回方向速度を測定する場合

旋回方向速度を測定する際, 図 2(b)に示すようにレーザービームは屈折する. 図 3 に管中心を原点とした(*x*,*y*)座標系の試験部の管断面形状を示す. Y 軸の正方向 に LDV 光学系(プローブ)があり, レーザービームを 2 本入射しアクリル円管の外壁, アクリル円管の内壁で屈折し, Y 軸上に交点(フリンジ)ができるとする. この時, 入射 する光軸の方程式を Y=aX+b - ①とし, a>0 の光軸についてのみ考える. 管外径を R₁, 管内径を R₂とすると管外壁面は $x^2 + y^2 = R_1^2$, 管内壁面は $x^2 + y^2 = R_2^2$ と 表すことができる. 空気の屈折率を N_G, アクリルの屈折率を N_A, 水の屈折率を N_W, と した.

光軸とアクリル円管の外壁との交点を(x₁,y₁), アクリル円管の外壁と内壁の間の光軸 の方程式を *Y=cX+d - ②*とした.

ビーム交差角を θ_0 , (x₁,y₁)を通る法線とX 軸の角度を θ_1 , (x₁,y₁)を通る法線と光軸 - ①のなす角度を θ_{lin} , (x₁,y₁)を通る法線と光軸- ②のなす角度を θ_{lout} , とすると式(5) から式(12)によって *d* が *b*, θ_0 , R₁, N_G, N_A, の関数となる. ここで θ_0 , R₁, N_G, N_A, は 定数なので *d* は *b* で一意に決まる.

以下同様にアクリル円管の内壁との交点を (x_2,y_2) とし、アクリル円管の内壁より内側 の光軸の方程式を Y=eX+f -③, (x_2,y_2) を通る法線と X 軸の角度を θ_2 , (x_2,y_2) を通る 法線と光軸-②のなす角度を θ_{2in} , (x_2,y_2) を通る法線と光軸-③のなす角度を θ_{2out} , と するとfが bの関数となる. ここで $f \Rightarrow R_2$ となる b を b_s とし、LDV 光学系(プローブ) の移動量を L_2 としたとき $b= b_s+nL_2$ (n=1,2,3...)を先ほど求めたfとbの関数に代入す ると f(流速の測定地点)が L_2 (LDV 光学系の移動量)で一意に決まる.

次に空気中のビーム交差角を θ_0 ,フリンジ間隔を δ_0 ,レーザーの波長を λ_0 ,液体 中のビーム交差角を θ'_0 ,フリンジ間隔を δ'_0 ,レーザーの波長を λ'_0 とすると,式(13)か ら式(16)より速度補正係数 кが求まる.表1に今回の補正で使用した定数を,表2に管 壁を基準とした管壁からのLDV光学系(プローブ)の移動量 nL₂(n=1,2,3...)と管中心 を基準とした流速の測定地点 fと速度補正係数 кを示す.

$$a = \tan(\frac{\pi}{2} - \theta_0) \tag{5}$$

$$\mathbf{x}_{1} = \frac{-\mathbf{ab} + \sqrt{\mathbf{R}_{1}^{2}(1 + \mathbf{a}^{2}) - \mathbf{b}^{2}}}{1 + \mathbf{a}^{2}}$$
(6)

$$\mathbf{y}_1 = \mathbf{a}\mathbf{x}_1 + \mathbf{b} \tag{7}$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{y_1}{x_1} \right) \tag{8}$$

$$\theta_{\rm lin} = \theta_1 - \frac{\pi}{2} + \theta_0 \tag{9}$$

付録 A-2

$$\theta_{\text{lout}} = \sin^{-1} \left(\frac{N_G}{N_A} \sin \theta_{\text{lin}} \right)$$
(10)

$$c = tan(\theta_1 - \theta_{1out})$$
(11)
$$d = y_1 - cx_1$$
(12)

$$\mathbf{d} = \mathbf{y}_1 - \mathbf{c}\mathbf{x}_1 \tag{12}$$

$$\theta'_0 = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} e$$
 (13)

$$\lambda_0' = \frac{N_G}{N_W} \lambda_0 \tag{14}$$

$$\delta_0' = \frac{\lambda_0'}{2\sin\theta_0'} \tag{15}$$

$$\kappa = \frac{\delta_0'}{\delta_0} \tag{16}$$



付録 A-3

ビーム交差 空気の屈折率 =4.7[deg] 管外半径 R₁ =24.5[mm] =1 角 θ_0 NG レーザー波 アクリルの屈折 管内半径 R₂ =21.5[mm] =1.49 =632.8[µm] 長λ₀ 率 N_A フリンジ間 LDV 光学 =0.75[mm] 水の屈折率 Nw =3.86[µm] =1.33 隔δ0 系移動量 L₂

表1 補正で使用した定数

表 2 今回使用した LDV 光学系の移動量 nL₂と 流速の測定地点 f 速度補正係数 κ

LDV 光学系の移動	測定位置 f	速度補正係数
量 nL ₂ [mm]	[mm]	κ
0.75	20.7	0.952
1.5	19.8	0.944
2.25	19.0	0.936
3	18.2	0.928
3.75	17.4	0.921
4.5	16.7	0.913
5.25	15.9	0.906
6	15.2	0.898
6.75	14.4	0.891
7.5	13.7	0.884
8.25	13.0	0.878
9	12.3	0.871
9.75	11.6	0.864
10.5	10.9	0.858
11.25	10.2	0.851
12	9.6	0.845
12.75	8.9	0.839
13.5	8.3	0.832
14.25	7.7	0.826
15	7.0	0.820
15.75	6.4	0.814
16.5	5.8	0.808
17.25	5.2	0.803
18	4.6	0.797

付録 B 曲がり管における内壁面の温度変動の時刻歴変化

図1に示す実験ループを用いて主流の平均流速を4m/sから15m/sまで1m/s毎に上昇させ、主流温度Tmは65℃、分岐部は室温に保持し、曲がり部背側の壁面近傍の流体及び壁面の温度変動を、所定の主流流速に達した時点から約6000秒間測定した。

試験部の主配管形状は幅 60mm×厚さ10mm のダクト状に絞り、ダクト入口から分岐点までの距離は水力等価直径の約35倍を取った.分岐配管の形状は図2(a)に示す通りであり、曲がり部と水平部をステンレス鋼製とした.曲がり部の内径 D_b はプラントで用いられる 2B Sch.160(50A)配管と同じ43mmで肉厚は8.7mm、曲げ半径は管中心で125mmとした.曲がり部にはシース径1mmのK型熱電対を合計56点挿入し、配管内壁面の温度を測定した.管背側の傾斜角のが35°から55°の範囲では、内壁面から2mmの位置の流体温度を素線径0.1mmのK型熱電対を用いて測定した.

各主流流速に対する 6000 秒間の壁温変動の時刻歴波形を,各測定点について図 3-14 の(a)-(j)に示す.それぞれの図の左側には実温の時刻歴波形を,右側には下式で無次元 化した温度の時刻歴波形を示す.























図 3(j) 主流流速 4m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]











付録 B-16





付録 B-18





付録 B-20



図 4(j) 主流流速 5m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]





付録 B-23





付録 B-25












図 5(j) 主流流速 6m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]









付録 B-35





付録 B-37



付録 B-38



付録 B-39



付録 B-40



図 6(j) 主流流速 7m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]



付録 B-42



付録 B-43







付録 B-46





付録 B-48



付録 B-49



付録 B-50



図 7(j) 主流流速 8m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]







付録 B-54











付録 B- 59





図 8(j) 主流流速 9m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]

۰.





付録 B-63



•



付録 B-65



付録 B-66


付録 B-67



付録 B-68





付録 B-70



図 9(j) 主流流速 10m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]

• •







付録 B-74







付録 B-77



付録 B-78





付録 B-80



図 10(j) 主流流速 11m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]



付録 B-82



付録 B-83



付録 B-84



付録 B-85



付録 B-86





付録 B-88







図 11(j) 主流流速 12m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]




























付録 B-105



付録 B-106



付録 B-107





付録 B-109



付録 B-110







付録 B-113







付録 B-116





付録 B-118



付録 B-119



付録 B-120



図 14(j) 主流流速 15m/s における壁温変動(左側:実温、右側:無次元化温度) [10/10]

付録 C 加圧器スプレイ配管を模擬した配管における蒸気-水 条件下での壁温変動の時刻歴変化

加圧器スプレイ配管を模擬した配管における蒸気-水条件下で壁温の変動を測定 するための実験ループを製作した.実験ループおよび試験部の概要を図 1,2(a)(b)に それぞれ示す.図 2(a)には液温・壁温変動を測定するための熱電対の設置位置・名 称と測定断面・ラインを併記した.試験部の配管は、実機と同じ形状・寸法のステンレ ス鋼製で、スプレイノズルも同等品を用いた.A~Eの5箇所の管断面と、垂直部および 傾斜管部の背側に領域 F,Gを設けて壁温測定用の素線径 1mm のシース型熱電対を 合計 43 点設置した.A~E 断面では、素線径 0.5mm の熱電対を等間隔に 5 点(A~D 断面)ないしは 10 点(E 断面)設けた液温測定用プローブを管背側から挿入し、これら の断面での液温の半径方向分布も測定した.

ループにはあらかじめ脱気した水を外部から供給して満水状態にしてから,タンク 内の 20kW の電熱ヒータにより蒸気を生成した. ほぼ大気圧に保持して蒸気の温度約 100°C,水温約 60°C に調節して,試験部上流側に設けた流量計でバイパススプレイ流 量(7.67 l/min)の 0.5 倍,等倍,2倍,2.3 倍に設定して,温度変動を測定した.全15 ケ ースの実験条件の一覧を表1に示し,以降に各々の実験で得た時刻歴変化を個別に 示す.



図 2(b) A~E 断面における熱電対設置位置の詳細

実験分類	実験 番号	測定時間 [min]	<mark>水流量</mark> [l/min]	蒸気温度 [°C]	水温度 [°C]	加熱タンク内 圧力[kPa]	溶存酸素濃度 (実験後測定)	特記事項
A. バイパススプレ イ流量 (完全蒸気条件)	Case 1	30	7.73	102.01	60.16	102.87	18.4ppb	脱気前濃度7.5ppm
	Case 2	30	7.70	101.91	60.19	101.96	33.8ppb	
	Case 3	30	7.72	101.95	60.08	101.29	39.5ppb	
	Case 4	30	7.71	101.93	60.11	101.68	16.70ppb	
	Case 5	15	7.74	101.95	60.07	101.07	19.02ppb	
	Case 6	15	7.72	101.74	59.95	101.28	16.28ppb	
B. スプレイ流量変 化 (完全蒸気条件)	Case 7	90	17.50	102.15	82.48	104.10	22.59ppb	スプレイ水流量を2.3倍
	Case 8	30	15.40	101.91	79.93	102.32	16.28ppb	スプレイ水流量を2倍
	Case 9	90	15.40	102.14	80.24	102.67	14.15ppb	スプレイ水流量を2倍
	Case 10	90	3.84	103.17	60.21	105.77	17.06ppb	スプレイ水流量を0.5倍
C. バイパススプレ イ流量 (溶存酸素濃度変化)	Case 11	30	7.73	102.09	60.13	102.06	1.07ppm	脱気後空気注入
	Case 12	40	7.74	101.38	60.23	99.18	68.11ppb	ベント弁から10秒間空気注入
	Case 13	50	7.69	101.84	60.25	100.97	59.97ppb	ベント弁から5秒間空気注入
	Case 14	35	7.74	101.67	60.15	101.10	21.13ppb	ベント弁から1秒間空気注入
	Case 15	90	7.73	101.62	60.04	102.60	8.09ppb	ベント弁から1秒間空気注入

表1 実験条件一覧

A. バイパススプレイ流量(完全蒸気条件)

(1) Case1

Case1の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60°Cに設定して実験を行なった.温度変動は,30 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.図3(a)にG領域の壁温及びE,D断 面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図3(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域の 壁温の時刻歴変化,実験前後の溶存酸素濃度を示す.また,図4(a)に管背側におけ る壁温の平均の軸方向分布を,図4(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液 温と共に示す.さらに,図5(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径 方向の分布を示す.













図 5(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Casel)



図 5(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case1)



⁰ ⁰¹ ⁰² ⁰³ ⁰⁴ ⁰⁵ ⁰⁵ ⁰⁷ ⁰⁸ ⁰⁷ ¹⁸ ¹⁹ <u>半径方向(鉛直)位置(内径で無次元化)[-]</u> 図 5(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case1)



図 5(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case1)

(2) Case2

Case2 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60 °C に設定して実験を行なった.温度変動は,30 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.図 6(a)にG 領域の壁温及び E,D 断 面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図 6(b)にC,B,A 断面の液温/壁温及び F 領域の 壁温の時刻歴変化,実験後の溶存酸素濃度を示す.また,図 7(a)に管背側における 壁温の平均の軸方向分布を,図 7(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温 と共に示す.さらに,図 8(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温の平均の半径方 向の分布を示す.





図 6(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験後の溶存酸素濃度(Case2)





付録 C-10

(3) Case3

Case3 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60°C に設定して実験を行なった.温度変動は,90 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.図9(a)にG領域の壁温及びE,D断 面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図9(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域の 壁温の時刻歴変化,実験後の溶存酸素濃度を示す.また,図10(a)に管背側における 壁温の平均の軸方向分布を,図10(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液 温と共に示す.さらに,図11(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径 方向の分布を示す.





酸素濃度(Case3)



図 11(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case3)



付録 C-14

(4) Case4

Case4 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60°Cに設定して実験を行なった.温度変動は,30 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.図12(a)にG領域の壁温及びE,D断 面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図12(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域 の壁温の時刻歴変化,実験後の溶存酸素濃度を示す.また,図13(a)に管背側にお ける壁温の平均の軸方向分布を,図13(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さ の液温と共に示す.さらに,図14(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の 半径方向の分布を示す.





] 12(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及びF 領域の壁温の変化、美験後の 存酸素濃度(Case4)



付録 C-17


図 14(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case4)



図 14(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case4)





(5) Case5

Case5 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60℃に設定して実験を行なった.温度変動は,15 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.図15(a)にG領域の壁温及びE,D断 面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図15(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域 の壁温の時刻歴変化を示す.また,図16(a)に管背側における壁温の平均の軸方向 分布を,図16(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す.さらに, 図17(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を示す.





図 15(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化(Case5)



付録 C-21

70 65 60

0

0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 半径方向(鉛直)位置(内径で無次元化)[-]

図 17(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case5)

液温

5



図 17(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case5)



図 17(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case5)



図 17(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case5)



図 17(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case5)

(6) Case6

Case6 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60℃に設定して実験を行なった.温度変動は,15 分間の変化を0.1 秒間隔でサンプリングして得た.図18(a)にG領域の壁温及びE,D 断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図18(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領 域の壁温の時刻歴変化を示す.また,図19(a)に管背側における壁温の平均の軸方 向分布を,図19(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す.さら に,図20(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を示 す.





図 18(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化(Case6)







図 20(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case6)

B. スプレイ流量変化(完全蒸気条件)

(1) Case7

Case7 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量の 2.3 倍に設定,蒸気/水温度をそれぞれ 100/80°C に設定して実験を行なった.温度変 動は,90 分間の変化を 0.1 秒間隔でサンプリングして得た.図 21(a)にG 領域の壁温 及び E,D 断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図 21(b)にC,B,A 断面の液温/壁温 及び F領域の壁温の時刻歴変化を示す.また,図 22(a)に管背側における壁温の平均 の軸方向分布を,図 22(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示 す.さらに,図 23(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布 を示す.





図 21(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化(Case7)







図 23(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case7)



図 23(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case7)



図 23(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case7)



(2) Case8

Case8 の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量の2倍に設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/80°Cに設定して実験を行なった.温度変動は,30分間の変化を0.1秒間隔でサンプリングして得た.図24(a)にG領域の壁温及びE,D断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図24(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域の壁温の時刻歴変化を示す.また,図25(a)に管背側における壁温の平均の軸方向分布を,図25(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す.さらに,図26(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を示す.





図 24(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化(Case8)



付録 C-33



図 26(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case8)



図 26(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case8)



図 26(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case8)





(3) Case9

Case9の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量の2倍に設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/80°Cに設定して実験を行なった.温度変動は,90分間の変化を0.1秒間隔でサンプリングして得た.図27(a)にG領域の壁温及びE,D断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図27(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域の壁温の時刻歴変化を示す.また,図28(a)に管背側における壁温の平均の軸方向分布を,図28(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す.さらに,図29(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を示す.





図 27(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化(Case9)



図 29(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case9)



図 29(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case9)



図 29(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case9)



図 29(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case9)



(4) Case10

Case10の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量の 半分に設定,蒸気/水温度をそれぞれ 100/60℃ に設定して実験を行なった.温度変 動は,90 分間の変化を 0.1 秒間隔でサンプリングして得た.図 30(a)に G 領域の壁温 及び E,D 断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図 30(b)に C,B,A 断面の液温/壁温 及び F 領域の壁温の時刻歴変化,実験後の溶存酸素濃度を示す.また,図31(a)に管 背側における壁温の平均の軸方向分布を,図 31(b)に管中心の軸方向分布をそれと 同一高さの液温と共に示す.さらに,図 32(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温 の平均の半径方向の分布を示す.





図 30(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験後の溶存酸素濃度(Case10)





図 32(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case10)



図 32(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case10)



図 32(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case10)



図 32(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case10)



図 32(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case10)

C. バイパススプレイ流量(溶存酸素濃度変化)

(1) Case11

Case11の実験は、表1に示すように、スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定、蒸気/水温度をそれぞれ100/60°Cに設定して、脱気後に数十秒間ベント弁を開 放してループ内を十分攪拌してから実験を行なった.温度変動は、30分間の変化を1 秒間隔でサンプリングして得た.図 33(a)にG領域の壁温及びE,D断面の液温/壁温 の時刻歴変化を示し、図 33(b)にC,B,A断面の液温/壁温及びF領域の壁温の時刻歴 変化、実験後の溶存酸素濃度を示す.また、図 34(a)に管背側における壁温の平均の 軸方向分布を、図 34(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す. さらに、図 35(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を 示す.





図 33(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験後の溶存酸素濃度(Case11)



図 35(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Casel1)



付録 C-46

(2) Case12

Case12の実験は、表1に示すように、スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定、蒸気/水温度をそれぞれ100/60°Cに設定して実験を行なった.温度変動は、40 分間の変化を1秒間隔でサンプリングして得た.実験中、開始から30分後に試験部の ベント弁を10秒間開放して溶存酸素濃度を増加させた.図36(a)にG領域の壁温及 びE,D断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し、図36(b)にC,B,A断面の液温/壁温及 びF領域の壁温の時刻歴変化、実験後の溶存酸素濃度を示す.また、図37(a)に管背 側における壁温の平均の軸方向分布を、図37(b)に管中心の軸方向分布をそれと同 一高さの液温と共に示す.さらに、図38(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の 平均の半径方向の分布を示す.平均温度の軸方向及び半径方向分布は、ベント開 放前と開放後定常状態に達した後の8分間についてそれぞれ算出した.





所面の壁温及び液温の変化及びF 領域の壁温の変化 存酸素濃度(Case12)





図 38(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case12)



図 38(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case12)



図 38(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case12)



図 38(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case12)

(3) Case13

Case13の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ100/60°Cに設定して実験を行なった.温度変動は,50 分間の変化を0.1秒間隔でサンプリングして得た.実験中,開始から40分後に試験部 のベント弁を5秒間開放して溶存酸素濃度を増加させた.図39(a)にG領域の壁温及 びE,D断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し,図39(b)にC,B,A断面の液温/壁温及 びF領域の壁温の時刻歴変化,実験後の溶存酸素濃度を示す.また,図40(a)に管背 側における壁温の平均の軸方向分布を,図40(b)に管中心の軸方向分布をそれと同 一高さの液温と共に示す.さらに,図41(a)~(e)にA~E断面における液温及び壁温の 平均の半径方向の分布を示す.平均温度の軸方向及び半径方向分布は,ベント開 放前と開放後定常状態に達した後の7分間についてそれぞれ算出した.





図 39(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験後の溶存酸素濃度(Case13)




図 41(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case13)



図 41(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case13)



図 41(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case13)



図 41(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case13)

(4) Case14

Case14の実験は、表1に示すように、スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定、蒸気/水温度をそれぞれ 100/60°C に設定して実験を行なった.温度変動は、35 分間の変化を0.1 秒間隔でサンプリングして得た.実験中、開始から22 分後に試験部 のベント弁を1 秒間開放して溶存酸素濃度を増加させた.図 42(a)にG領域の壁温及 び E,D 断面の液温/壁温の時刻歴変化を示し、図 42(b)に C,B,A 断面の液温/壁温及 び F領域の壁温の時刻歴変化、実験後の溶存酸素濃度を示す.また、図 43(a)に管背 側における壁温の平均の軸方向分布を、図 43(b)に管中心の軸方向分布をそれと同 一高さの液温と共に示す.さらに、図 44(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温の 平均の半径方向の分布を示す.平均温度の軸方向及び半径方向分布は、ベント開 放前と開放後定常状態に達した後の9 分間についてそれぞれ算出した.





存酸素濃度(Case14)





図 44(a) A 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case14)



図 44(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case14)



図 44(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case14)



図 44(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case14)





(5) Case15

Case15の実験は,表1に示すように,スプレイ流量を実機のバイパススプレイ流量に 設定,蒸気/水温度をそれぞれ 100/60°C に設定して実験を行なった.温度変動は, 145 分間の変化を 0.1 秒間隔でサンプリングして得た.実験中,開始から 30 分後に試 験部のベント弁を 1 秒間開放して溶存酸素濃度を増加させた.図 45(a),46(a)にG領 域の壁温及び E,D 断面の液温/壁温の時刻歴変化を,ベント弁開放前後と開放後 26 分経過後について示し,図 45(b),46(b)に C,B,A 断面の液温/壁温及び F 領域の壁温 の時刻歴変化をベント弁開放前後と開放後 26 分経過後について示すと共に実験前 後の溶存酸素濃度を示す.また,図 47(a)に管背側における壁温の平均の軸方向分 布を,図 47(b)に管中心の軸方向分布をそれと同一高さの液温と共に示す.さらに,図 48(a)~(e)に A~E 断面における液温及び壁温の平均の半径方向の分布を示す.平均 温度の軸方向及び半径方向分布は、ベント弁開放前と直後と開放後定常状態に達し た 26 分後の 91 分間についてそれぞれ算出した.





図 45(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験前の溶存酸素濃度(Case15:ベント弁開放前後)



付録 C-61



図 46(b) C,B,A 断面の壁温及び液温の変化及び F 領域の壁温の変化、実験後の溶 存酸素濃度(Case15:ベント弁開放後 26 分経過後)





図 48(b) B 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case15)



0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 半径方向(鉛直)位置(内径で無次元化)[-]

図 48(c) C 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case15)



図 48(d) D 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case15)



図 48(e) E 断面の液温及び壁温の平均の半径方向分布(Case15)

謝辞

本学位論文は筆者が㈱原子力安全システム研究所に異動になり、本研究に 携わるようになった平成15年から6年間の研究活動の成果を集約したものです。 学部卒の浅学非才な筆者が研究業務に携わることは、関西電力㈱入社当時に は思ってもみないことではありましたが、本研究を遂行するにあたり多くの方々の ご協力・ご支援をいただいてなんとか本論文をまとめることができました。

まず学位論文をまとめるにあたり、筆者の指導教官としてご指導いただきました 神戸大学大学院工学研究科 竹中信幸教授を始め、副査の冨山明男教授、中 井善一教授、浅野等准教授に深く御礼申し上げます。竹中信幸教授には、博士 課程後期課程に入学する以前から共同研究の形で本研究の実験部分について 企画・指揮いただくと共に様々なご指導をいただきした。

また、実験装置の手配・製作や測定作業を担当した混相熱流体工学研究室の歴代の学生、濱谷大輔・長谷正紹・池北純一・小野島大介・山本泰大・尾崎 祐介・斉藤敦の7氏及び、その指導にあたった細川茂雄准教授、杉本勝美及び 村川英樹助教にも御礼申し上げます。

筆者を本研究テーマに導いていただいた中村晶主任研究員に深く御礼申し 上げます。同氏がこれまでに本テーマに関して蓄積してきた研究成果、様々な助 言がなければ学位に値するような成果をまとめることはできなかったと言っても過 言ではありません。最後に、筆者に学位取得の動機付けをしていただいた前技 術システム研究所所長 木村逸郎氏を始め、業務分担や人事措置等の配慮をい ただき環境を整えていただいた副所長 塩田修治氏にも謝意を表します。

論文目録

第2章は次の論文からなる。

・大厩 徹, 中村 晶, 長谷 正紹, 細川 茂雄, 竹中 信幸, 下向き閉塞分岐配 管に生じる流動と温度変動のメカニズム-第1報 鉛直分岐配管に生じる流動現 象-, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.749 pp.68-76 (2009)

第3章は次の論文からなる。

・中村 晶, 大厩 徹, 濱谷 大輔, 竹中 信幸, 下向き閉塞分岐配管に生じる流動と温度変動のメカニズムー第2報 水平部を有する曲がり管に生じる温度変動 -, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.749 pp.77-84 (2009)

第4章は次の論文からなる。

・大厩 徹, 中村 晶, 斉藤 敦, 山本 泰大, 竹中 信幸, 下向き閉塞分岐配管 に生じる流動と温度変動のメカニズム-第3報 水平部を有する曲がり管に生じる 壁面の温度変動-, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.755 pp.1410-1419 (2009)

第5章は次の論文からなる。

•Toru OUMAYA, Akira NAKAMURA, Nobuyuki TAKENAKA, Approach to a method of integrated evaluation of thermal fatigue and its validation using SPECTRA, Journal of Power and Energy Systems, Vol.2 No.4 pp.1150-1165 (2008)

• Toru OUMAYA, Akira NAKAMURA, Daisuke ONOJIMA, Nobuyuki TAKENAKA, Visualization of Flow in Pressurizer Spray Line Piping and Estimation of Thermal Stress Fluctuation Caused by Swaying of Water Surface Journal of Power and Energy Systems, Vol.3 No.1 pp.83-102 (2009)