

一体型船用炉内装貫流型蒸気発生器の不安定流動 に関する研究

(その1：一体型船用炉模擬装置による実験)

小林 道幸* ・成合 英樹** ・横村 武宣***
伊藤 泰義*** ・松岡 猛*

Study on the Flow Instability in a Once-Through Steam Generator for Integrated Type Marine Water Reactor (Part 1. Results and Discussions of the Experiments with the Model Test Rig)

By

Michiyuki KOBAYASHI, Hideki NARIAI, Takeyoshi YOKOMURA,
Yasuyoshi ITO and Takeshi MATSUOKA

Summary

Experiments on heat transfer and fluid flow in a once-through steam generator were conducted with the model test rig simulating real reactor conditions of an integral type marine reactor. Steady state experiments concerning the pressure drop and heat transfer characteristics of feed water flowing through subcooling, boiling and superheating regions, and instability experiments concerning the flow oscillations of feed water were conducted. Kozeki's predictions were best fitted to the experimental data for frictional pressure drop along boiling region. Heat transfer coefficients along boiling region were in the ranges of $10^4 \sim 10^5$ kcal/m²h°C. Flow instability occurring in the present experimental rig was a typical density wave oscillation dominated by the frictional pressure drop along superheated region. Instability threshold was well expressed with the correlation between entrance throttling coefficients in heat transfer tube and the length of boiling region.

目次	頁
1. まえがき	3
2. 実験装置	3
3. 実験結果	10
3.1 予備実験	10
3.1.1 検出器および変換器の検定	10
3.1.2 単相流摩擦圧力損失	11
3.1.3 管外熱伝達率	11
3.2 静特性実験	14
3.2.1 実験方法および実験手順	14
3.2.2 静特性データの整理	15
3.2.3 伝熱特性	17
3.2.4 圧力損失特性	20
3.2.5 流動時間	22
3.3 不安定流動	25
3.3.1 実験条件および実験方法	25
3.3.2 不安定流動の状況	26
3.3.3 安定限界流量	27
4. 考察	31
4.1 静特性	31
4.1.1 管内摩擦圧力損失	31
4.1.2 管内熱伝達率	33
4.2 不安定流動特性	35
4.2.1 安定限界流量	35
4.2.2 流量振動の性質	36

* 原子力船部

** 筑波大学構造工学系

*** 日本原子力船研究開発事業団

原稿受付：昭和58年10月31日

4.2.3 その他	36
5. まとめ	37
6. あとがき	37

記号

A : 給水流量計の定数	
a : 温度伝導率 ($=\lambda/C_p \cdot \gamma$)	(m^2/h)
a_{xt} : 式 (4.4) のパラメータ	
B_0 : ボイリング数 ($=q_{ev}/W_2 \cdot h_{fg}$)	
b : 式 (3.24) のパラメータ	
c : 式 (3.24) のパラメータ	
C_p : 定圧比熱	($kcal/kg \cdot ^\circ C$)
D : コイル管巻き	(m)
d : 伝熱管径	(m)
f : 摩擦圧力損失係数	
G : 重量流量	(kg/h) 又は (kg/s)
g : 重力加速度	$9.8(m/s^2)$
H : 熱伝達係数	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
h : 比エンタルピ	($kcal/kg$)
h_{fg} : 蒸発潜熱	($kcal/kg$)
$\langle j \rangle$: 体積中心速度	(m/s)
K_c : 入口絞り係数	
k : 流量係数	
L : 伝熱管長さ	(m)
N_u : ヌッセルト数 ($=\alpha d/\lambda$)	
P_r : プラントル数 ($=\nu/a$)	
P : 圧力 (ゲージ圧)	($kg/cm^2 g.$)
p : 圧力 (絶対圧)	($kg/cm^2 a.$)
ΔP : 圧力損失, 差圧	(kg/m^2)
Q : 単位時間当りの熱量	($kcal/h$)
q : 熱流束, 熱負荷	($kcal/m^2 \cdot h$)
R : 熱抵抗	($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$)
R_F : 汚れ係数	($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$)
Re : レイノルズ数 ($=Vd/\nu$)	
R_{MN} : Martinelli の倍数	
S : 流路断面積	(m^2)
T : 流体温度	($^\circ C$)
ΔT : 温度差	($^\circ C$)
ΔT_{LMT} : 対数平均温度差	($^\circ C$)
U : 熱貫流率	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
u_m : 質量中心速度	(m/s)
V : 流速	(m/s) 又は (m/h)
v : 比容積	(m^3/kg)
v' : 飽和水の比容積	(m^3/kg)

謝辞	38
参考文献	38

v'' : 飽和蒸気の比容積	(m^3/kg)
W : 重量流量率	($kg/m^2 \cdot s$)
X_{tt} : Martinelli パラメータ	
x' : 乾き度	
α : 熱伝達率	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
β : ボイド率	
γ : 比重量	(kg/m^3)
δ : 変動分	
ϵ : 伝熱管内壁表面粗さ	(m)
θ : 伝熱管温度	($^\circ C$)
λ : 熱伝導率	($kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$)
μ : 粘性係数	($kg \cdot s/m^2$)
ν : 動粘性係数 ($=\mu g/\gamma$)	(m^2/s) 又は (m^2/h)
τ : 流動時間	(s)
τ_j : 体積中心流動時間	(s)
τ_m : 質量中心流動時間	(s)
τ_{osc} : 脈動周期	(s)
Φ_{tt}, Φ_{gtt} : Martinelli のパラメータ	
	添字
1	: 一次側
2	: 二次側
av	: 平均
c	: コイル管
ev	: 蒸発部
g	: 蒸気
i	: 管内側
in	: 入口
l	: 液体
l_o	: 液単相
o	: 管外側
out	: 出口
s	: 直管
sat	: 飽和
sub	: 予熱部
sh	: 過熱部
sc	: 伝熱管加熱部
T	: 全体
TP	: 二相流
v	: バルブ

1. ま え が き

原子力商船の実用化には、原子力第1船「むつ」の経験をもとにし、軽量小型で、経済性と安定性の高い船用炉の開発が必要である。

従来の加圧水型炉（むつ炉の型式）に、このような観点からの総合的改良を加えた「一体型船用炉」は、西独の原子力船「オートー・ハーン」に搭載され、その実用性が立証されており、現時点において最も実用化研究の進んだ船用炉であると考えられている。

一体型船用炉は、蒸気発生器の原子炉圧力容器への内装化、自己加圧方式の採用、主冷却水循環ポンプの原子炉圧力容器への直接取り付けなどにより、主冷却水循環用の主配管を無くし、放射線の線源となる主冷却系を原子炉圧力容器内に収め、一体化した方式の船用炉であり、圧力抑制型格納容器の採用と相まって、軽量小型化、放射線防護、事故対策の面で優れた特徴を持っている。

蒸気発生器を原子炉圧力容器に内装するためには、コイル状の伝熱管を炉心槽と圧力容器内壁で形成される環状流路部に装架することが、小型軽量化及び放射線遮蔽の点で有利である。

このような形式の蒸気発生器を、ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器と呼び、小型軽量で起動に要する時間が短く、負荷追従性が良好で、過熱蒸気が容易に得られるなどの長所を有している。反面、負荷や加熱側の影響を受け易く、安定性に欠ける性質がある。特に、負荷が減少して過熱部が長くなるような場合には、しばしば、蒸気流量が一定の振幅、周期で脈動する不安定流動現象を起すことがある。

蒸気管系における不安定流動現象は、火力ボイラあるいは沸騰水型原子炉で経験され、既に多くの研究が行われているが、ガス冷却炉および高速増殖炉の蒸気発生器など、貫流型蒸気発生器の原子力の分野への適用に伴ない、不安定流動現象の解明のためにさらに大がかりな実験ならびに解析的研究が試みられるようになってきた。¹⁾

蒸気発生器の不安定流動には、²⁾(1)2相流域での流量に対する流動抵抗の負勾配に起因する逸走型不安定および圧力降下振動、(2)2相流の流動様式の周期的遷移によるフローパタン遷移不安定、(3)圧力波の共鳴による音波振動、(4)流量、密度、圧力損失の間の遅れに起因する密度波振動、(5)熱伝達率の変化と流動の干渉により膜沸騰を伴う場合に生ずる熱的振動、(6)流れの再分配により並行チャンネル間で生ずる相互干渉、

などが知られているが、今回の対象である比較的長い蒸気管を持ち、過熱部の長い蒸気発生器または出口乾き度の高い場合には、従来の研究から十分に説明できない。

この種のヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器の不安定流動について、動力炉核燃料開発事業団のNa加熱蒸気発生器の報告³⁾があるが、原子力船の分野においても、一体型船用炉の開発に伴ない、船用として要求される広い運動範囲にわたり、安定な運転を確保するため、不安定流動の解明が不可欠のものとなってきた。

そこで筆者らは、一体型船用炉の実機スケールの模擬装置（一体型船用炉模擬装置）を製作し、不安定流動の性質、安定限界、脈動周期および各種のパラメータの影響を調べるための実験を行ったので、その結果を報告する。

2. 実 験 装 置

一体型船用炉模擬装置は、炉心での核分裂による発熱を電気加熱で模擬した一体型船用炉⁴⁾の熱・流力、動特性実験装置であり、船用炉の運転条件に近い高温、高圧で運転される。

装置は大別して、装置本体、1次系、2次系、加熱電源および制御系で構成されている。本装置の系統図および要目は、図2-1、表2-1の通りである。

装置本体は、電気ヒータ、蒸気発生器、蒸気ドームおよび内部構造物を立円筒形の圧力容器に納めたものであり、その概略断面図を図2-2に示す。圧力容器はフランジにより上下に別れ、上部は加圧ドームになっている。1次系の流路を構成する内部構造物および蒸気発生器はフランジにはさみ込まれたカラーに吊り下げられており、2次系各配管、ヒータ電極および熱電対等はカラー部を貫通して圧力容器外へ引き出される構造となっている。

1次系は炉心を模擬した電気ヒータ、圧力容器上部の加圧ドーム、循環ポンプおよび蒸気発生器管外側で構成され、これに補給水系統およびスプレー系統が附属している。循環ポンプのキャビテーション防止に必要な有効吸込ヘッド（NPSH）を確保するため、常用状態で約7℃のサブクールが必要であり、この圧力分を圧力容器上部の加圧ドームにN₂ガスを注入することにより加圧している。

炉心部で加熱された1次水は、炉内構造物円筒内側の円形流路を上昇し、循環ポンプ吸込側に通ずる環状プレナムに入り、循環ポンプで昇圧されて圧力容器に

戻り、圧力容器内壁と炉内構造物内筒外壁で構成された環状流路を下降する。この間、この環状流路内に設置された蒸気発生器で2次水と熱交換を行い、温度が低下して、圧力容器下部プレナムで180°流れを変えて炉心部にもどる。

圧力容器内1次水の水位および圧力の調節は、ドレン弁、ベント弁、N₂注入弁および補給水系統により手動で行われる。加熱量は、1次循環水のヒータ出口温度が一定になるように、ヒータ供給電力を自動制御し

ている。また、1次循環水流量の調節は、循環ポンプ出口弁の手動操作により行う。

電気ヒータは、外径10mm、肉厚約0.6mm、長さ約1mのステンレス鋼管36本を、マイカレックスの絶縁体を介してグリッド板により固定したもので、このステンレス鋼管に直接通電して発熱させる直接加熱ヒータである。このため、1次循環水は10°Ω・cm以上の比抵抗値を持つ純水を使用しなければならない。

加熱電源は、変圧器およびサイリスタ電圧調整器が

表2-1 実験装置主要目

1次系	給水温度	70~225℃
流設計	蒸気発生量	1180kg/h
設計	体純水	
使用	力	130kg/cm ² g
使用	温	330℃
流	力	110kg/cm ² g
加	温	310℃
	量	80T/h
	ガ	窒素
	ス	
圧力容器	給水ポンプA	
内	型	式 多段渦巻
全	流	量 0.8T/h
材	全揚程	25kg/cm ²
	電動機	200V, 3φ, 3.7KW
	給水ポンプB	
	型	式 カスケードポンプ
	流	量 3T/h
	全揚程	70kg/cm ²
	電動機	200V, 3φ, 75KW
蒸気発生器	脱気器	
伝熱管内径	処	理 量 2T/h
伝熱管外径	脱	気器出口温度 90℃
伝熱管本数	設	計 圧 力 5kg/cm ² g
伝熱管長	加	熱 電 源
蒸気発生器内胴外径	変	圧 器 型 式 屋内用内鉄形油入自冷式
蒸気発生器外胴内径	変	圧 器 容 量 960KVA, 3φ
蒸気発生器管群高さ	変	圧 器 電 圧 1次側 3.3KV
		2次側 200V Y結線
循環ポンプ	電	圧 調 整 方 式 サイリスタによる自動(手動)調整
型	サイ	リスタ冷却方式 強制風冷
全揚程	定	格 出 力 800KW
流量	定	格 電 圧 200V
材質	定	格 電 流 1330A × 3φ
電動機	電	気 ヒ ー タ
	型	式 直接加熱方式
	電	気 容 量 800KW
	結	線 方 式 3相4線式
	定	格 電 圧 200V
	定	格 電 流 1330A
	常	用 圧 力 110kg/cm ²
	常	用 温 度 310℃
2次系	流設計	体純水
設計	力	給水側 90kg/cm ² g
使用	温	蒸気側 75kg/cm ² g
使用	度	給水側 150℃
		蒸気側 330℃
	力	50kg/cm ² g(蒸気出口)
	温	285℃ (蒸気出口)

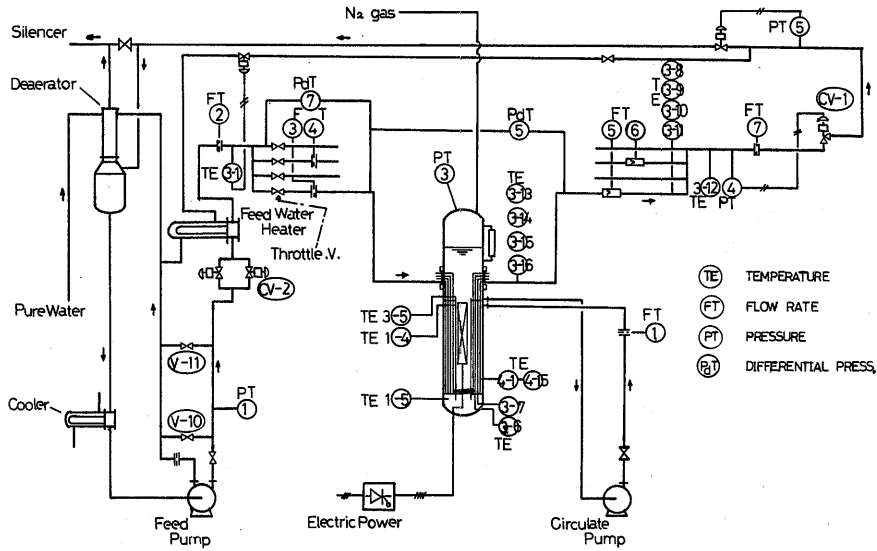


図2-1 実験装置系統図

らなり、サイリスタの通流角を制御することにより、出力電圧を0~200Vに調整し、最大800kWの交流電力を電気ヒータに供給できる。

2次系は、純水を脱気器に供給し、脱気後、給水冷却器、給水ポンプ、流量調節弁、給水加熱器で所定の温度、圧力、流量としてから蒸気発生器の伝熱管に入り、1次水により加熱され過熱蒸気となる。発生蒸気の一部または全量が給水加熱器および脱気器に導入され給水の加熱に使用し、余剰蒸気はサイレンサから大気放出される。

蒸気発生器は、下降管を有するヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器である。伝熱管は、内径14.3mm、外径20mmのステンレス鋼管を4層のコイル状に巻いたもので、圧力容器のフランジ部から吊下げられた内部構造物の内筒と外筒の間に設置されている。管群部は図2-3(a)に示すように、半径方向ピッチ25mm、高さ方向ピッチ32mmの四角配列で、最内層(第1列管)のコイルの巻径が445mm、巻数40.5巻、管群部高さ1,296mm、コイル管部伝熱管長さ約56.6mとなっている。これより外側に第2, 第3, 第4列管が、それぞれ、巻径495mm, 545mm, 595mmで巻かれており、伝熱管長を合わせるため巻き数は、それぞれ、36.4巻, 33巻, 30.2巻となっており、管群部高さを合わせるため、第2~第4列管の上部には、第一列管の巻き数との差の分だけグミーのコイル管を設けている。

降水管は、内部構造物外筒と圧力容器内壁間の環状部に設けられており、降水管部での伝熱量を小さくす

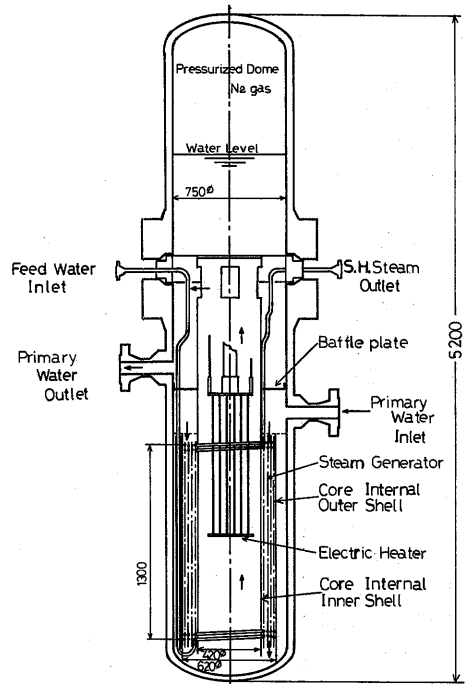


図2-2 圧力容器断面

るため2重管となっている。

最外層（第4列管）のコイル管部には、最下段から2段毎に、1.6φ Cr-Al 接地型シース熱電対が計15本 図2-3(b)に示すように管内に挿入してあり、管内バルク温度を計測するようになっている。

各々の伝熱管の入口および出口には、絞り弁および流量計測用の絞りを取り付けられている。この弁の開閉により1～4本の伝熱管を用いた実験ができると共に、供試管の流動抵抗の調節ができる。設計点は、4本のうちの2本に最大流量を流した場合としており、3本以上を使用した場合には、各管は部分負荷運転となる。

今回の実験は4本の伝熱管のうち外側の第3および第4列管を使用して行った。実験に使用した伝熱管の形状・寸法を図2-4、図2-5に、第4列管の温度測定位置を図2-6に示す。また、各伝熱管の長さの比較を表2-2に示す。ここには、参考として、第1および第2列管についても記入してある。供試管についてみると、非加熱部が給水側、蒸気側ともそれぞれ約1.2m、圧損測定タップ間隔が95cm、加熱部長さが約30mmほど第4列管の方が長く、90°バンド（曲り）は第3列管の方が1個多いが、加熱部に関しては、両管はほとんど同じと考えられる。非加熱部の配管は、内径19.4mm、外形27.2mmの高圧配管用炭素鋼鋼管である。

検出端位置は、系統図、配管図等に示した通りである。温度はCr-Al シース熱電対で、圧力、水位、圧力損失、流量は力平衡式の圧力変換器または差圧変換器で、それぞれ、電気信号として検出し、定常値は、多点デジタル電圧計、動的データは、雑音除去、増幅等の適当な処理を行い、ペン書きレコーダで記録した。

表2-3に計測点一覧を、表2-4に検出器、変換器の仕様を示す。また、本実験装置は、NSR-7炉⁽⁴⁾を熱流力的に模擬したものであるので、両者の主要目の比較を表2-5に示す。

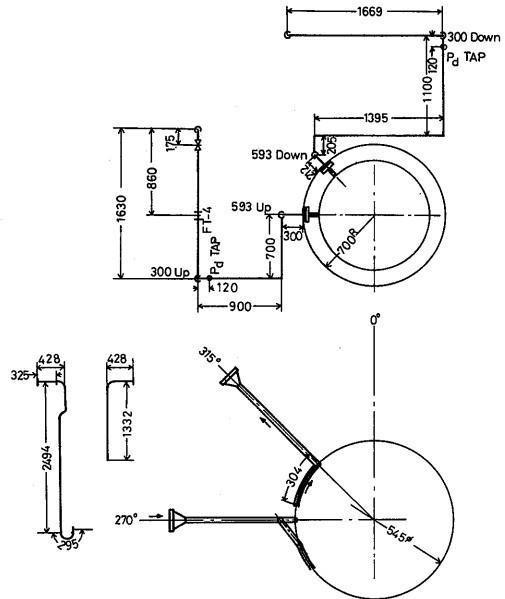


図2-4 第3列管形状及び寸法

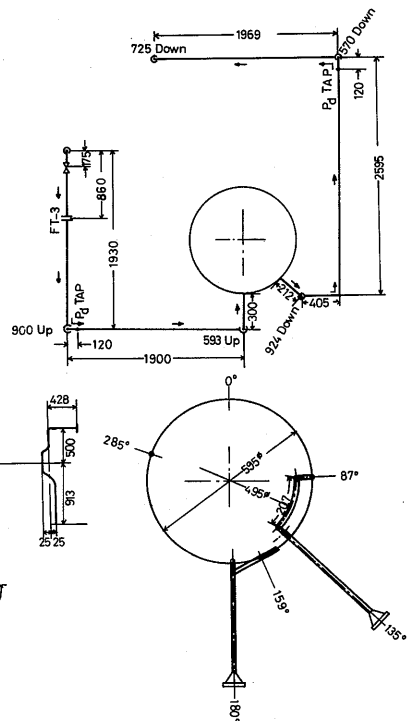


図2-5 第4列管配管形状及び寸法

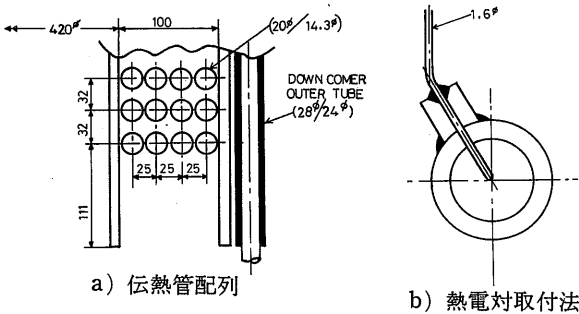


図2-3 伝熱管配列及び熱電対取付法

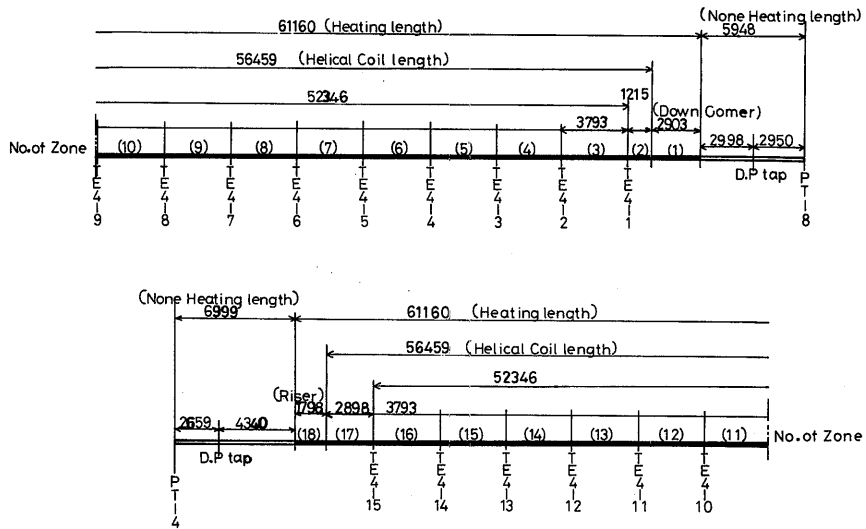


図2-6 第4列管温度測定位置

表2-2 伝熱管寸法一覧表

		第1列管	第2列管	第3列管	第4列管	
非加熱部 内径19.4φ 外径27.2φ	給水ヘッダ～Pd.タップ	1,600 mm	2,500 mm	2,050 mm	2,950 mm	
	Pd.タップ～降水管入口	4,808	5,188	2,698	2,998	
	(入口側非加熱部長さ)	(6,408)	(7,688)	(4,748)	(5,948)	
加熱部 内径14.3φ 外径20.0φ	降水管長さ	2,878	2,910	2,892	2,903	
	コイル管	巻き径/巻き数	445φ/40.5巻	495φ/36.4巻	545φ/33巻	595φ/30.2巻
		巻き上げ角度	1.31°	1.18°	1.07°	0.98°
		全長	56,634	56,617	56,501	56,459
	上昇管長さ	1,403	1,806	1,739	1,798	
(加熱部長さ)	(60,915)	(61,333)	(61,132)	(61,160)		
非加熱部 内径19.4φ 外径27.2φ	上昇管出口～Pd.タップ	5,260	2,421	3,710	4,340	
	Pd.タップ～蒸気ヘッダ	1,639	2,539	2,089	2,659	
	(出口側非加熱部長さ)	(6,899)	(4,960)	(5,799)	(6,999)	

表2-3 計測点一覧表

番号	計器番号	名 称	番号	計器番号	名 称
1	PT-1	給水ポンプ出口圧力	24	TE 4-9	第4列管管内バルク温度
②	FT-2	Total 給水流量	25	TE 4-10	
③	FT-3	第4列管給水流量	26	TE 4-11	
④	FT-4	第3列管給水流量	27	TE 4-12	
⑤	FT-5	第4列管蒸気流量	28	TE 4-13	
⑥	FT-6	第3列管蒸気流量	29	TE 4-14	
7	FT-7	Total 蒸気流量	30	TE 4-15	
⑧	PT-4	蒸気ヘッド圧力	31	TE 3-6	第2列管コイル管入口温度
⑨	PT-5	給水予熱器胴圧力	32	TE 3-7	第3列管コイル管入口温度
10	PT-3	一次系圧力容器内圧力	33	TE 3-8	第1列管蒸気管温度
11	FT-1	一次水循環流量	34	TE 3-9	第2列管蒸気管温度
12	TE 3-5	一次水ヒータ出口温度	35	TE 3-10	第3列管蒸気管温度
⑬	TE 1-4	一次水S・G入口温度	36	TE 3-11	第4列管蒸気管温度
⑭	TE 1-5	一次水S・G出口温度	37	TE 3-12	合流蒸気管温度
⑮	TE 3-1	給水温度	38	TE 3-13	第1列管S・G出口温度
⑯	TE 4-1	第4列管管内バルク温度	39	TE 3-14	第2列管S・G出口温度
⑰	TE 4-2		⑳	TE 3-15	第3列管S・G出口温度
⑱	TE 4-3		㉑	TE 3-16	第4列管S・G出口温度
19	TE 4-4		42	PdT-5	S・G圧力損失 (F.S.20kg/cm ²)
20	TE 4-5		43	PdT-6	S・G圧力損失 (F.S.5 kg/cm ²)
21	TE 4-6		㉒	PdT-7	入口絞り弁圧力損失
22	TE 4-7		45	P T-8	給水ヘッド圧力
23	TE 4-8				

表2-4 検出器及び変換器仕様一覧表

計器番号	名 称	計 器 レ ン ジ	検 出 器 及 び 変 換 器 仕 様
PT-1	給水ポンプ出口圧力	0~150kg/cm ² g	} 力平衡式圧力変換器 (DC4~20mADC)
PT-4	蒸気ヘッド圧力	0~ 60kg/cm ² g	
PT-3	一次系圧力容器内圧力	0~150kg/cm ² g	
PT-8	給水ヘッド圧力	0~150kg/cm ² g	
FT-2	Total 給水流量	0~1500kg/h	フランジタップ・オリフィス (ΔP=0~1000mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-3	第4列管給水流量	} 0~750kg/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~3000mmH ₂ O)
FT-4	第3列管給水流量		力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-5	第4列管蒸気流量	} 0~600kg/h	フローノズル (ΔP=0~1000mmH ₂ O)
FT-6	第3列管蒸気流量		力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-7	Total 蒸気流量	0~1500kg/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~3000mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-1	一次水循環流量	0~80T/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~7500mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
PdT-5	S・G圧力損失	0~20kg/cm ²	} 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
PdT-6	S・G圧力損失	0~5kg/cm ²	
PdT-7	入口絞り弁圧力損失	0~5kg/cm ²	

表 2-5 NSR-7炉と一体型船用炉模擬装置の主要目比較

要 目	装 置	NSR-7炉 ⁽⁴⁾	一体型船用炉 模 擬 装 置
一 次 系			
運 転 圧 力		137kg/cm ² g	110kg/cm ² g
流 量		13,000T/h	80T/h
炉心入口/出口温度		302/318℃	304/310℃
出 力		300MWt	0.8MW(電気加熱)
蒸気発生器			
伝 熱 管 本 数		940	4
伝 熱 管 内 径/外 径		14/20mm	14/20mm
伝 熱 管 長		61.5m	61.2m
二 次 系			
給 水 温 度		206℃	70~225℃
出 口 蒸 気 圧 力		50kg/cm ² g	50 kg/cm ² g
出 口 蒸 気 温 度		293℃	285℃
蒸 発 量		592T/h	1.18T/h
伝熱管1本当たりの蒸発量		0.17kg/s	0.16kg/s

3. 実験結果

3.1 予備実験

静特性および不安定流動実験に先立ち、測定精度の確認と、データ整理に必要な種々の値を求めるため、以下の実験を行った。

3.1.1 検出器および変換器の検定

圧力変換器および差圧変換器は、計器メーカーに依頼し、仕様精度 ($\pm 0.5\% \text{ F}\cdot\text{S}$) を満足していることを確認した。

熱電対は、取り外し可能なものについて、錫と鉛の凝固点 (各々、 231.85°C , 327.3°C) で較正した後、所定の位置にもどし、次に、2次側流量を零の状態であ

験装置を長時間運転し、全体がほぼ均一温度と考えられる状態で、他の熱電対を補正した。特に、伝熱管内バルク温度計測用熱電対 (TE4-1~4-15) については、管内を飽和蒸気で満たして、蒸気圧力から飽和温度を求めて較正した。以上の結果に基づき、起電力-温度換算式を数種類作成し、 $\pm 1^\circ\text{C}$ 程度の精度で温度測定ができる見直しを得た。

給水流量計の検定は、実装状態で給水ポンプにより所定の流量を給水し、全量を蒸気管のドレン弁から流出させ、流量指示計の指示が十分安定してから、ドレン弁から流出する水を容器に受けて、その時の水の重量、積算時間、水温を計測し、重量流量および体積流量を求める方法に依った。一方、オリフィスでの差圧

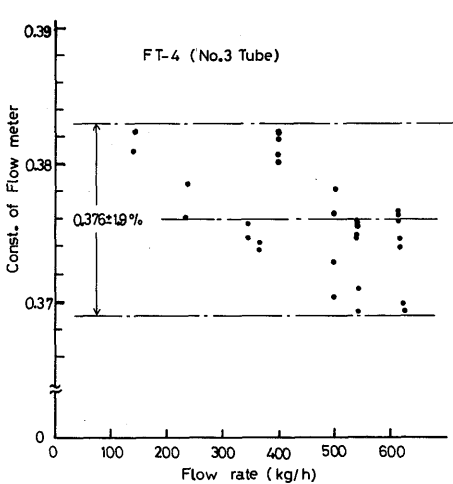


図3-1(a) 第3列管給水流量計の定数

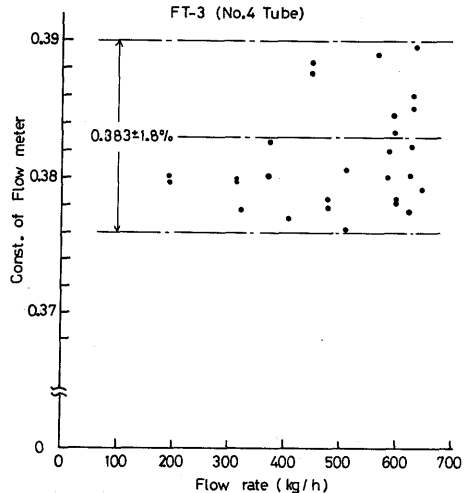


図3-1(b) 第4列管給水流量計の定数

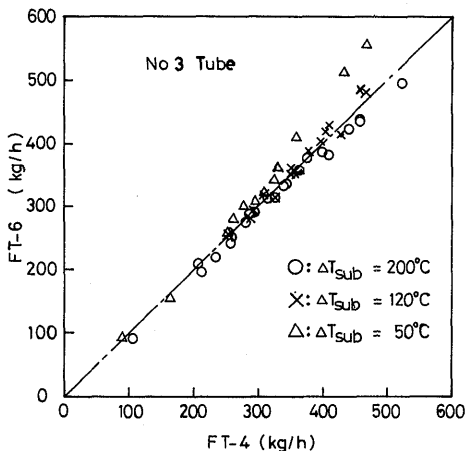


図3-2(a) 第3列管蒸気流量計の較正

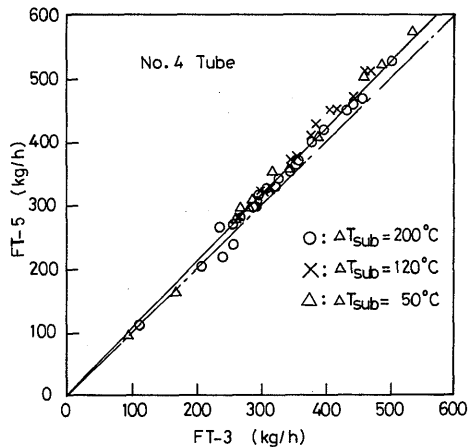


図3-2(b) 第4列管蒸気流量計の較正

は差圧変換器により電気信号に変換し、水を容器に受けている間、適当な時間間隔でデジタル電圧計で印字記録した。この平均値を差圧変換器の出力として流量との関係を求めた。この方法によれば、オリフィスによる流量から差圧への変換誤差と差圧変換器における差圧から電気信号への変換誤差が総合的に補正できる。オリフィスで発生する差圧 ΔP (kg/m²) と重量流量 G (kg/h) との関係は、オリフィスの断面積を S 、流量係数を k 、流体の比重量を γ_1 とすれば、 $G=3,600 \cdot k \cdot S \sqrt{2g \cdot \gamma_1 \cdot \Delta P} = A \sqrt{\gamma_1 \cdot \Delta P}$ で表わされる。ここで $A=3,600 \cdot k \cdot S \sqrt{2g}$ である。第3列管および第4列管の給水流量計の検定結果を、縦軸に A 、横軸に G をとって示したものが、図3-1(a)および(b)である。検定結果は、今回の使用範囲において、両管とも $\pm 2\%$ 程度の誤差を生ずる可能性があることがわかった。

蒸気流量計の検定は実施せず、設計値を使用することとし、静特性実験の際、給水流量と比較した。その結果を、図3-2(a)および(b)に示した。

不安定流動現象の記録系統は、シグナル・コンディショナーの入力端から正弦波電圧を印加して周波数応答を調べ、今回の振動周期5~10秒の範囲では支障のないことを確認した。

3.1.2 単相流摩擦圧力損失

貫流型蒸気発生器(以下、S・Gと略称する)は、その内部が伝熱管の長さに沿って、水単相の予熱部、蒸気-水二相流の蒸発部、蒸気単相の過熱部という、伝熱流動特性の異なる3つの領域が存在するが、実験ではS・Gの入口と出口間の圧力損失を計測しているだけであるため、各領域毎の圧力損失は計算によって推定しなければならない。そこで、単相流である予熱部と過熱部の圧力損失をそれぞれ計算によって求め、それらの値を全圧力損失から差し引いた値を蒸発部の圧力損失とすることにした。単相流部の圧力損失計算式の妥当性を調べるために、二次水がS・G出口でも水単相となるように、S・G出口圧力を50kg/cm² g、1次水は常温およびヒータ出口で250℃の条件のもとに圧力損失を計測した。

水単相流の圧力損失 ΔP_T は、直管部摩擦圧力損失 ΔP_s とコイル管部摩擦圧力損失 ΔP_c の和として次式で表わせる。(本S・Gは伝熱管の入口と出口が同じ高さなので、位置損失 ΔP_H はない)。

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \Delta P_s + \Delta P_c \\ &= (f_s L_s + f_c L_c) \frac{\gamma_1}{d_i} \frac{V^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.1)$$

ここで直管の摩擦圧力損失係数 f_s は

$$R_e \leq 2,300 \quad f_s = \frac{64}{R_e} \quad (3.2)$$

$$R_e > 2,300$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f_s}} \right) \quad (3.3)$$

式(3.3)はColebrookの式⁵⁾である。

コイル管の摩擦圧力損失係 f_c は、伊藤の式⁶⁾

$$f_c = f_s \{ R_e (d_i/D)^2 \}^{1/20} \quad (3.4)$$

を採用した。伝熱管内壁表面粗さ ϵ の値は、実験装置の製作時に触針式表面粗さ計により測定した値、 $\epsilon = 0.015$ mmを使用した。実験結果と計算値との比較を図3-3に示す。同図から、一次側の条件により、実験値と計算値との大小関係が逆で、その差も違っており、加熱条件では計算値の方が若干大きい5%程度の差であることから、ここで採用した計算式は妥当であると判断した。

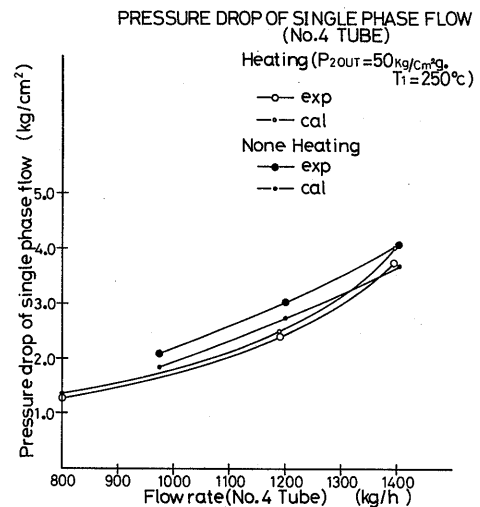


図3-3 第4列管単相流圧力損失

3.1.3 管外熱伝達率

本実験装置では、一次側および二次側流体の温度、流量を計測しているため、S・Gの平均熱貫流率は求められるが、伝熱管の管壁温度を計測していないので、熱伝達率の値は実測できない。二次側(管内側)は流量も変わり、更に相変化もあるので熱伝達率も変化するが、一体型船用炉は加圧水型であるから通常の運転状態では一次側は単相流であり、温度、圧力、流量が一定に保たれているため、管外側熱伝達率は、ほぼ一

定であると考えられる。そこで、前項の加熱单相流実験において実測された熱貫流率をもとに、以下の便宜的な方法により、熱貫流率の内訳を調べた。

管外基準の熱貫流率 U_o と管外および管内熱伝達率 α_o, α_i の関係は次式で表わせる。

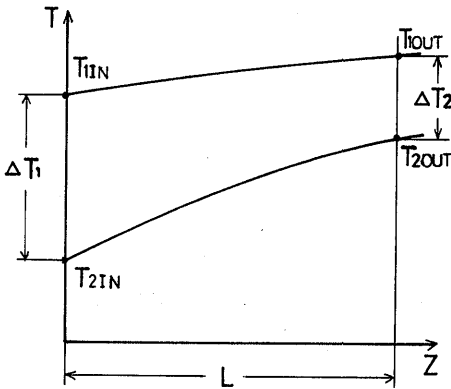
$$\frac{1}{U_o} = \left(R_{Fo} + \frac{1}{\alpha_o}\right) + \left(R_{Fi} + \frac{1}{\alpha_i}\right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)$$

$$\therefore \frac{1}{\alpha_o} + \left(R_{Fo} + \frac{d_o}{d_i} R_{Fi}\right) = \frac{1}{U_o} - \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{\alpha_i} - \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (3.5)$$

管外基準の熱貫流率 U_o は、二次側流体の受熱量 Q_2 、一次側と二次側流体の対数平均温度差 ΔT_{LMT} とから次のようにして求められる。

$$Q_2 = G_2 \cdot C_p (T_{2out} - T_{2in}) = U_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot L_{SG} \cdot \Delta T_{LMT}$$

$$\therefore U_o = \frac{G_2 \cdot C_p (T_{2out} - T_{2in})}{\pi \cdot d_o \cdot L_{SG} \cdot \Delta T_{LMT}} \quad (3.6)$$



$$\Delta T_{LMT} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

図3-4 対数平均温度差

$$\Delta T_{LMT} = \frac{(T_{1in} - T_{2in}) - (T_{1out} - T_{2out})}{\ln\left(\frac{T_{1in} - T_{2in}}{T_{1out} - T_{2out}}\right)} \quad (3.7)$$

以上により、 U_o が実験的に求まるので、次に管内熱伝達率 α_i を、直管部は Dittus-Boelter の式

$$N_{us} = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \quad (3.8)$$

(44)

コイル管部は森—中山の式⁷⁾

$$N_{uc} = \frac{1}{41.0} R_e^{5/6} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/2} \left[1 + \frac{0.061}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right] \quad (3.9)$$

管壁の熱伝導率 λ を次の近似式

$$\lambda = 12.7 + 0.0118 \theta \quad (3.10)$$

θ : 管壁近似平均温度

$$= 1/4 (T_{1in} + T_{1out} + T_{2in} + T_{2out})$$

をそれぞれ用いて決定すれば式 (3.5) により管外熱伝達率の逆数と汚れの熱抵抗の和が得られる。汚れ係数 R_F の値は未知であるので、式 (3.5) の左辺を管外熱伝達係数 H_o の逆数とみなして、次の値を求めた。

$$H_o = \frac{1}{1/\alpha_o + R_{Fo} + (d_o/d_i) R_{Fi}} \quad (3.11)$$

FLOW RATE v.s. THERMAL RESISTANCE

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) = R_o + R_i + R_t$$

(Primary flow rate: 80 kg/h)
(P2out = 50 kg/cm², T₁ = 250°C)

G ₂	ln(x10 ⁻⁴)	R _i (x10 ⁻⁴)	R _t (x10 ⁻⁴)	R _o (x10 ⁻⁴)
1398	4.71	0.70	2.25	1.75
1420	4.71	0.69	2.25	1.76
1090	4.94	0.83	2.24	1.87
923	5.05	0.93	2.22	1.90
800	5.14	1.03	2.20	1.89
496	5.70	1.45	2.23	2.05

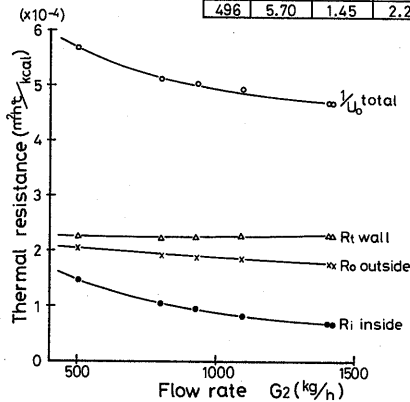


図3-5 第4列管熱抵抗

HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF TUBE OUTSIDE
v.s. FLOW RATE

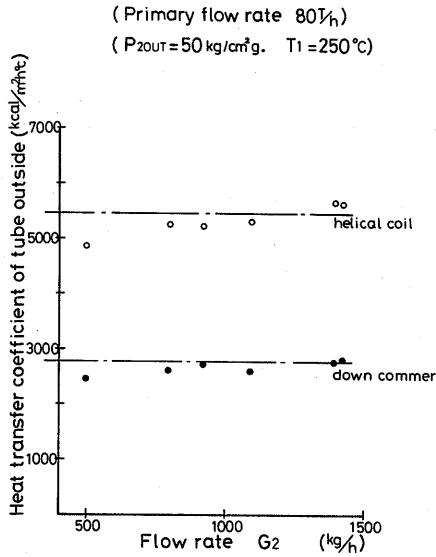


図3-6 第4列管管外熱伝達係数

加熱单相流実験結果から計算したコイル管部の熱抵抗の内訳を図3-5に、コイル管部および直管部の H_o の値を図3-6に示した。同図から、一次水循環流量を80T/h、ヒータ出口温度を250°Cの一定にしていたにもかかわらず、 H_o の値が管内側流量の影響を受けている。この原因としては、実験誤差、 α_i および λ の計算式に基く誤差、管内側流体の粘性係数を求める際の流体温度および管壁の熱伝導率を計算する際の管壁温度にその区間の入口と出口の流体温度の算術平均値を用いたこと、などが考えられるが、今回の実験からは、その原因を明らかにすることはできなかった。そこで、管外熱伝達係数として図3-6に直線で示す次の値を採用した。

直管部 $H_{os} = 2,800 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$
 コイル管部 $H_{oc} = 5,500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

以上の値および式を用いて、加熱单相流の実験条件の二次側流体温度を計算した結果を図3-7に示した。●印は実験値であるが、1°C程度の差で両者はよく一致しており、ここで採用した計算式および値が妥当なものであることを確認した。

TEMPERATURE DISTRIBUTION OF HEATED SINGLE PHASE FLOW

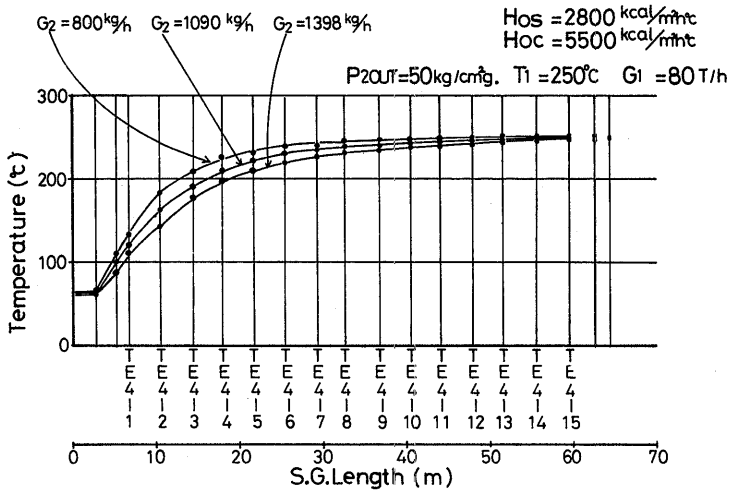


図3-7 加熱单相流実験時の温度分布

蒸気単相流については実験を行わず、直管部は式(3.8)を、コイル管部は、次の蒸気単相流に対する森一中山の式⁽⁷⁾を用いて管内熱伝達率を計算することとした。

$$N_{uc} = \frac{1}{26.2} \frac{P_r}{(P_r^{2/3} - 0.074)} R_e^{4/5} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/10} \left[1 + \frac{0.098}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/5}}\right] \quad (3.12)$$

ここで使用した摩擦圧力損失係数、管内熱伝達率などを計算するための相関式を表3-1にまとめて示した。

3.2 静特性実験

不安定流動の発生限界特性を十分に把握するためには、蒸気発生器の静的な伝熱特性及び圧力損失特性を詳細に調べておく必要がある。

実験はまず、広い実験パラメータ範囲について一般的な静特性実験を行い、次に、不安定流動実験を行いながら不安定領域に入らなかったものも静特性データとして採用した。

3.2.1 実験方法および実験手順

静特性実験は、一次側循環水流量を一定値80T/hに保ち、二次側出口圧力、給水温度、一次側温度をパラメータとして行った。実験に際しては、不安定流動が発生しないように給水ポンプ吐出圧を高くし、給水入口絞りを十分につけた安定な運転状態において、二次側給水流量を100kg/h~500kg/hの範囲で変化させてデータを採取した。

実験条件は、一次側ヒータ出口温度310℃、二次側出口圧力50kg/cm² g、給水温度70℃を基準とし、二次水の比容積比の変化幅(v''/v'-1)を大きくとることとしたが、一次側ヒータ出口温度の制御範囲が、250℃か

表3-1 データ整理に使用した熱伝達率及び摩擦圧力損失係数関係式

		熱 伝 達 率 関 係 式	摩 擦 圧 力 損 失 係 数 関 係 式
予熱部 (水単相)	直管	$N_{us} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$ (Dittus-Boelter)	$f_s = \frac{64}{R_e} \quad R_e \leq 2300$ $\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f_s}} \right) \quad R_e > 2300$ (Colebrook)
	コイル管	$N_{uc} = \frac{1}{41.0} P_e^{5/6} P_r^{0.4} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/12} \left[1 + \frac{0.061}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right]$ (森一中山の式)	$f_c = f_s \left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/20} \quad R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2 > 6$ (伊藤の式)
過熱部 (蒸気単相)	直管	$N_{us} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$ (Dittus-Boelter)	液単相に同じ
	コイル管	$N_{uc} = \frac{1}{26.2} \frac{P_r}{(P_r^{2/3} - 0.074)} R_e^{4/5} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/10} \left[1 + \frac{0.098}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/5}}\right]$ (森一中山の式)	
		Nu : Nusselt数 (= adi/λ) D : コイル管巻き径	ϵ : 管内面粗さ
		P_r : Prandtl数 (= ν/a) d_i : 管内径	λ : 熱伝導率
		R_e : Reynolds数 (= Vd_i/λ) V : 流速	ν : 動粘性係数
		a : 温度伝導率 α : 熱伝達率	s : 直管 c : コイル管

ら320℃の間であること、S・Gの圧力損失計測用差圧変換器のレンジが0～20kg/cm²、給水温度の下限値が70℃であること等を考慮して、20kg/cm² g.を二次側出口圧力の最小値とした。50kg/cm² g.と20kg/cm² g.に対する $(v''/v'-1)$ の中間の値をとる圧力として30kg/cm² g.を入れ、S・G出口圧力3種類について、その影響を調べた。

一次側循環水温度は、予熱部、蒸発部の熱流束を決定する運転パラメータであり、圧力レベルが異なっても蒸発部の熱流束が大幅に変わらない温度を選ぶこととし、一次側温度と二次側飽和温度の差 ΔT_{sat} が、ほぼ同じになるように、二次側圧力レベルに応じて一次側ヒータ出口温度を設定した。

二次側給水温度は、圧力レベル、一次側温度一定の

もとでは、予熱部流動時間を変化させる運転パラメータであり、大幅に変化させることが望ましい。しかし、給水予熱器の性能上から、給水最高温度は（二次側出口圧力に対する飽和温度-40）℃であり、最低温度は給水冷却器および給水ポンプの仕様上から定まる前述の70℃である。

従って、静特性の実験条件としては、二次側出口圧力に対応する一次側ヒータ出口温度として、310、280、260℃としたが、20kg/cm² g.に対しては、比容積比、蒸発潜熱が大きいいため、280℃を追加した。

給水温度は、50kg/cm² g.についてのみ、給水温度変化に対する予熱部長さの変化を確認するため2種類実施し、他は、一次側ヒータ出口温度に対して1点のみとした。静特性実験条件の一覧表を表3-2に示す。

表3-2 静特性実験条件

S・G 出口 蒸気圧力 kg/cm ² g	50	30	20	
一次水ヒータ出口温度 ℃	310	280	260	280
給 水 温 度 ℃	225	120	175	100
	70			
給 水 流 量 範 囲 kg/h	100～500			
一 次 水 循 環 流 量 T/h	80			

3.2.2 静特性データの整理

静特性データは、各実験で得られた生データを、静特性整理用プログラムにより処理し、データシートおよびグラフの形で整理した。この整理プログラムは、以下の手順およびモデルにより計算を行うようになっている。

(1) 単位換算

電気信号として検出、記録された温度、圧力、流量をそれぞれの換算式にしたがい、工業単位に変換する。以下の計算は、第4列管について行った。

(2) 蒸発管内の蒸発開始点、蒸発終了点および降水管出口、上昇管入口温度の計算

蒸発管内の流体温度分布を15点で測定し、水単相部および蒸気単相部のおのにおに温度測定点が3点以上ある場合には、それぞれの温度3点の2次外挿曲線と、沸騰部（蒸発部）のそれぞれの境界に近い温度2点をむすぶ直線との交点を求めれば、蒸発開始点、蒸発点、蒸発終了点が決定できる。降水管出口温度、上昇入口温度も、予熱部および過熱部それぞれの温度3点の2次外挿により求められる。

予熱部および過熱部に含まれる温度測定点が3点未

満の場合には、一次側の温度分布を直線と仮定し、管内外の熱伝達率を与えて、近似式により単相部の温度分布を伝熱管長さの関数として求めた。

(3) 単相部（予熱部、過熱部）の圧力損失の計算

予熱部では、伝熱管入口側差圧測定タップから降水管入口までの水管の圧力損失、降水管部の圧力損失、コイル管部のサブクール領域の圧力損失、をそれぞれ計算する。また、過熱部では、コイル管部の過熱領域、上昇管部、上昇管出口から伝熱管出口側差圧測定タップまで、および、伝熱管出口側差圧測定タップから出口圧力測定位置までの圧力損失をそれぞれ計算した。これにより、各領域の端部における圧力も決定できる。なお、圧力損失として、摩擦損失、加速損失、位置損失を考慮した。

(4) 沸騰部の摩擦圧力損失係数の計算

全圧力損失の測定値から(3)で計算した単相部の圧力損失の値を差し引いたものを沸騰部の圧力損失とした。そのうちの摩擦損失を ΔP_{frp} (kg/m²)とし、次式により沸騰部（二相流部）平均摩擦圧力損失係数 f_{rp} を計算した。

$$f_{TP} = \Delta P_{TP} / \left(\frac{L_{TP} W_2^2 \bar{v}}{d_i} \right) \quad (3.13)$$

$$\bar{v} = \frac{1}{2} (v' + v'') \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (3.14)$$

$$W_2 = \frac{G_2}{(\pi d_i^2 / 4)} \quad (\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{sec}) \quad (3.15)$$

(5) 各領域の平均熱負荷の算出

(2)および(3)により、予熱部、沸騰部、過熱部それぞれの長さ、各領域の境界、降水管出口、上昇管入口の温度と圧力が決定できる。従って蒸気表から各点のエンタルピが求められるので、各領域の管内基準の平均熱負荷 q_{av} を次式により計算できる。

$$q_{av} = \frac{(h_2 \text{ out} - h_2 \text{ in}) G_2}{\pi d_i L} \quad (3.16)$$

(6) 各領域の熱貫流率の計算

一次側および二次側の温度分布から式 (3.7) により対数平均温度 ΔT_{LMT} を計算する。これと(5)の平均熱負荷とから、各領域の管内基準の熱貫流率 U_i を次式で求める。

$$U_i = \frac{q_{av}}{\Delta T_{LMT}} \quad (3.17)$$

(7) 各領域の管内熱伝達率の計算

各領域の管内基準平均熱貫流 U_i 、管外熱伝達係数 H_o 、管壁熱伝導率 λ とから管内熱伝達率 α_i を計算する。管外熱伝達係数 H_o は单相流実験で得られた値を使用した。

$$\frac{1}{\alpha_i} = \frac{1}{U_i} - \frac{d_i}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) - \frac{1}{H_o} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \quad (3.18)$$

(8) 各領域の流動時間の計算

单相域は、領域入口位置 Z_{in} 、出口位置 Z_{out} 、重量流量率 W_2 、比重量 γ とから流動時間 τ を次式により計算する。

$$\tau = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{\gamma}{W_2} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.19)$$

沸騰域では、体積中心流動時間 τ_j と、質量中心流動時間 τ_m が定義され、それぞれ次式で与えられる。

$$\tau_j = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{1}{\langle j \rangle} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.20)$$

$$\langle j \rangle = W_2 \left(\frac{x}{\gamma_g} + \frac{1-x}{\gamma_l} \right) \quad (\text{m}/\text{sec}) \quad (3.21)$$

$$\tau_m = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{1}{u_m} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.22)$$

$$u_m = \frac{W_2}{\gamma_g \beta + \gamma_l (1-\beta)} \quad (\text{m}/\text{sec}) \quad (3.23)$$

この計算では、乾き度 x が Z 方向に直線分布していると仮定する (沸騰開始点で $x=0.0$ 、過熱開始点で $x=1.0$)。ボイド率 β と x との関係は、次の修正 Bankoff の式⁹⁾を用いる。

$$c + (1-c)\beta^b = \left(\frac{1-x}{x} \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_l} + 1 \right) \beta \quad (3.24)$$

$$b = 3.33 + 2.559 \frac{p}{1,000} + 92.754 \left(\frac{p}{1,000} \right)^2 \quad (3.25)$$

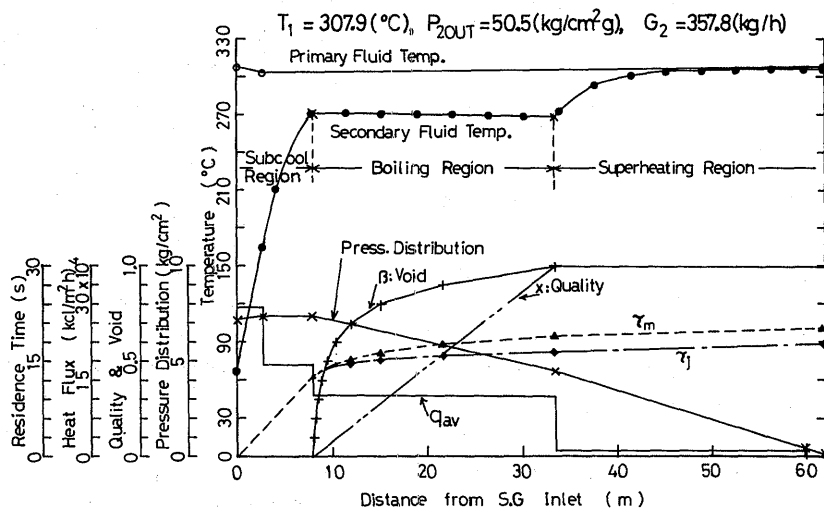


図3-8 静特性データ整理結果の出力例

$$c = 0.71 + \frac{4.124}{0.32064} \frac{p}{10,000} \quad (3.26)$$

p : 絶対圧力 (kg/cm² a.)

沸騰域を x が 0.1 ずつの 10 等分に分割して、各区間の β の平均値を用いて、それぞれの流動時間の計算を行う。

静特性データの整理結果を、伝熱管の長さ方向の位置を横軸にとって、グラフの形にしたものの例を、図 3-8 に示す。同図は、一次水ヒータ出口温度 310℃、二次側給水流量 360kg/h、給水温度 70℃、二次側出口圧力 50kg/cm² g. の場合である。これから本 S・G は、一次水循環流量が 80T/h と多いため、ヒータの出口と入口における温度差が小さく (本図の条件で約 3℃)、一

次側流体の温度分布に対する二次側流量の影響は無視できる、水単相域である予熱部が他の領域に較べて非常に短い、熱負荷分布は、一次水温度と二次側流体温度との差に支配され、降水管部が最も大きく、次いでコイル管予熱部、蒸発部、過熱部の順に小さくなっていることなどがわかる。本 S・G の静特性について次節以後で説明する。

3.2.3 伝熱特性

(1) 沸騰開始点および沸騰終了点位置

これらの位置は、当然のことながら、一次側温度、二次側給水温度、給水流量、出口圧力によって変わる。図 3-9(a)~(d) に各パラメータに対する第 4 列管の給水流量と沸騰開始点および沸騰終了点位置との関係を示した。

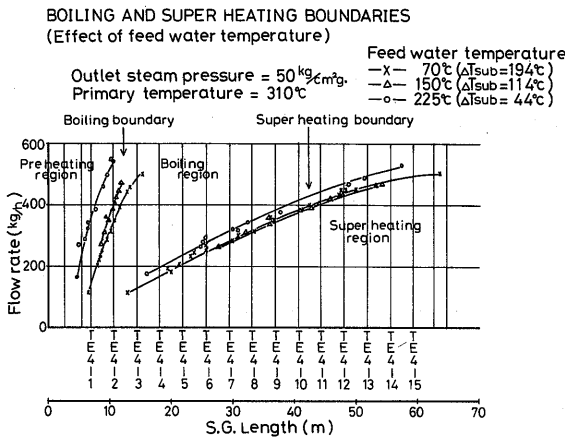


図3-9(a) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

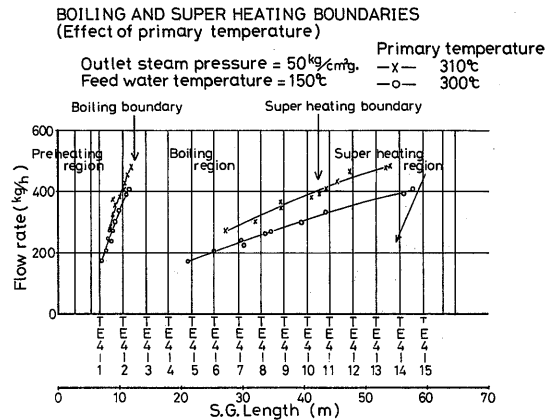


図3-9(b) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

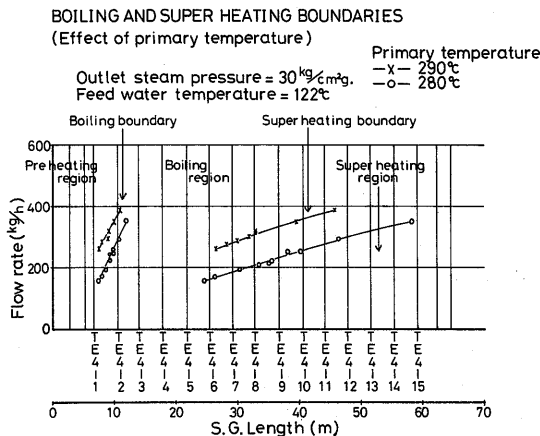


図3-9(c) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

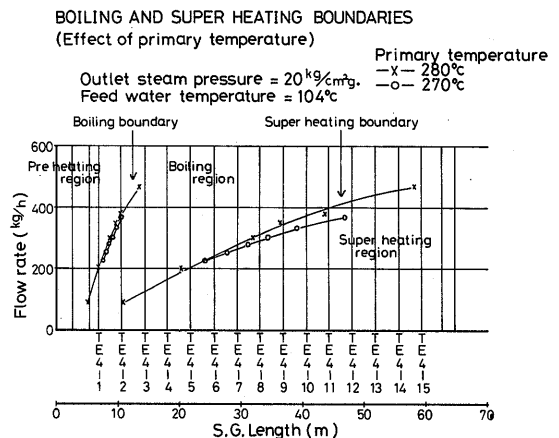


図3-9(d) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

図3-9(a)は給水温度の影響を示したものである。前節で述べたように、本S・Gの一次側温度に及ぼす二次側条件の影響は無視出来る程度であるので、蒸発部の静圧に変化がないとすれば、給水温度は予熱部長さだけに影響をおよぼし、蒸発部長さには影響しないはずである。しかし、実際には給水温度が高くなると沸騰開始点が上流側にずれた分だけ過熱部長さが増加するため過熱部圧力損失が大きくなる結果、蒸発部の飽和圧力、温度が上昇することになり、蒸発部長さは多少長くなる。この効果は二次側の圧力レベルが低いほど大きい。

図3-9(b), (c), (d)は一次側温度の影響を示したものである。一次側温度の低下は二次側流体温度との温度差が減少するので、予熱部長さ、蒸発部長さとも増加し、沸騰開始、終了の両境界位置は下流側に移動する。予熱部の温度差にくらべて、蒸発部の温度差（一次側と二次側の）方が小さいので、蒸発部長さは顕著に増加する。

二次側出口圧力の低下（上昇）は、一次側温度の上昇（低下）と同様な効果を与えることが、図3-9(c)と(d)を比較することでわかる。これは、二次側出口圧力が蒸発部飽和温度を支配することによる。

(2) 蒸発部熱流束

第4列管の給水流量と蒸発部熱流束との関係を図3-10(a)~(c)に示す。これらの図から明らかなように、給水流量の増加は蒸発部熱流束 q_{ev} を減少させる。

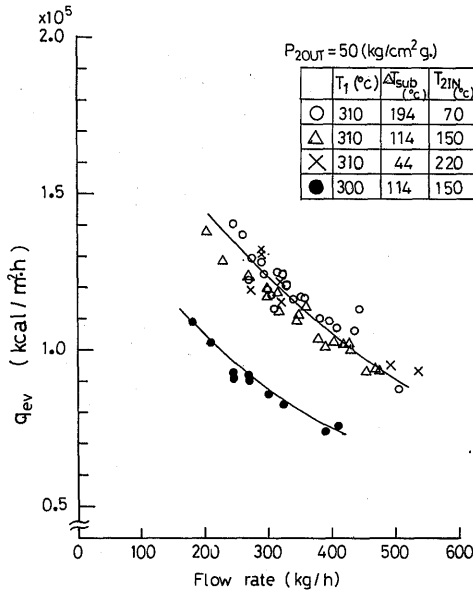


図3-10(a) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 50 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

(50)

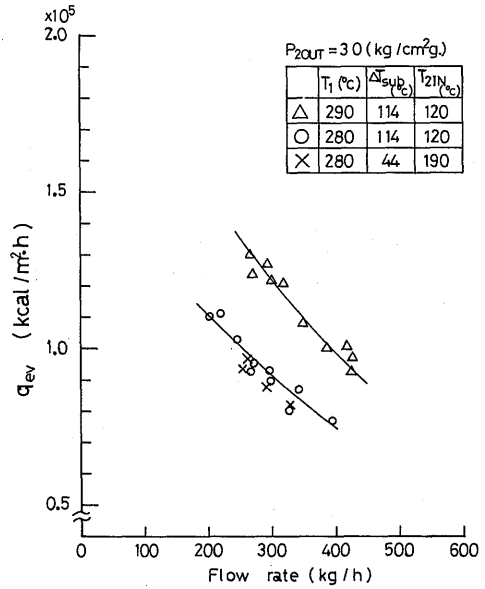


図3-10(b) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 30 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

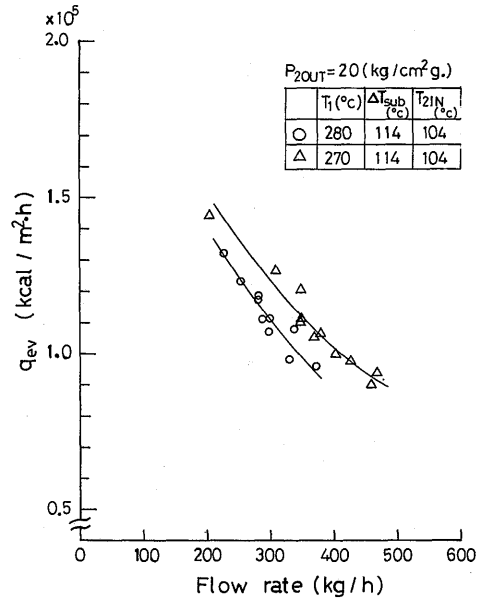


図3-10(c) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 20 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

蒸発部熱流束 q_{ev} は、蒸発部平均熱貫流率 U_{ev} 、一次側平均温度 T_1 、二次側蒸発部平均飽和温度 $T_{2 \text{ sat}}$ との関係として次式で表わせる。

$$q_{ev} = U_{ev} (T_1 - T_{2 \text{ sat}}) \tag{3.27}$$

上式において、 U_{ev} は管内熱抵抗に比較して管壁および管外の熱抵抗が大きい(図3-5)ため、ほとんど管内熱伝達率の影響を受けず、一次側の条件によって定まると考えられる。よって、一次側の温度、圧力、流量が一定なら U_{ev} は一定であるとみなせる。また、本S・Gは一次側の流量が大きく、二次側に定格流量(1180kg/h)を流した時の一次側の入口と出口の温度差が約6℃なので、本実験条件のような部分負荷時には一次側平均温度 T_1 も一定と考えてよい。二次側出口圧力一定運転では、二次側給水流量 G_2 が増加すると図3-9に示すように、(蒸発部+過熱部)の長さは短くなるものの、ほぼ G_2 の2乗に比例して、 $\Delta P/L$ が増大する結果、(蒸発部+過熱部)の圧力損失は増加し、蒸発部平均飽和圧力が上昇する。従って蒸発部平均飽和温度 $T_{2\ sat}$ も上昇し、 $(T_1 - T_{2\ sat})$ が小さくなり q_{ev} が減少することになる。

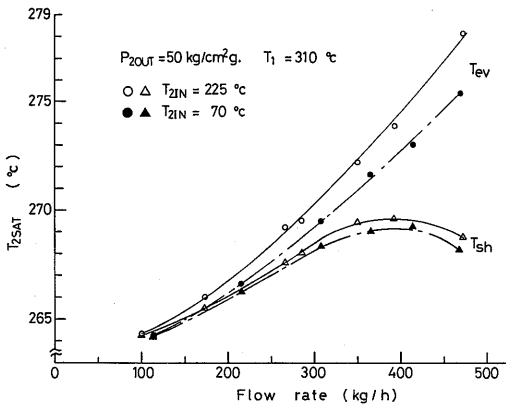


図3-11(a) 沸騰開始点及び過熱開始点温度の流量依存性 ($P_{2\ out} = 50\text{kg/cm}^2\text{ g}$)

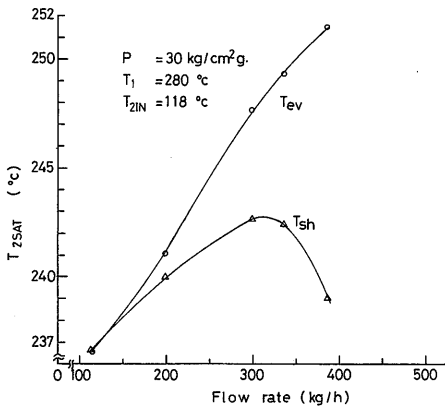


図3-11(b) 沸騰開始点及び過熱開始点温度の流量依存性 ($P_{2\ out} = 30\text{kg/cm}^2\text{ g}$)

給水流量変化による沸騰および過熱境界点における飽和温度の変化を図3-11(a), (b)に示した。これらは、上述の流量増加に伴う飽和温度の上昇を示している。

PRESSURE DROP (No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = $50\text{kg/cm}^2\text{ g}$
Feed water temperature = 150°C ($\Delta T_{\text{sub}} = 114^\circ\text{C}$)

Primary temperature
—○— 310 °C
—x— 300 °C

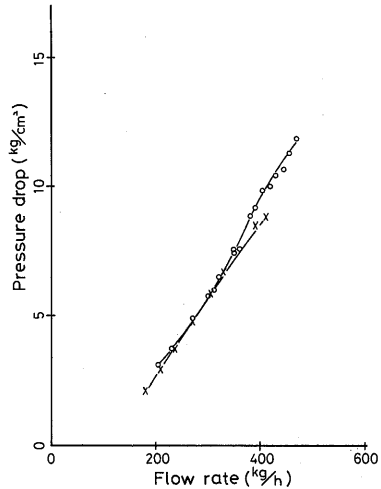


図3-12(a) 第4列管圧力損失特性

PRESSURE DROP (No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = $50\text{kg/cm}^2\text{ g}$
Primary temperature = 310°C

Feed water subcooling
—○— 194 °C
—△— 114 °C
—x— 44 °C

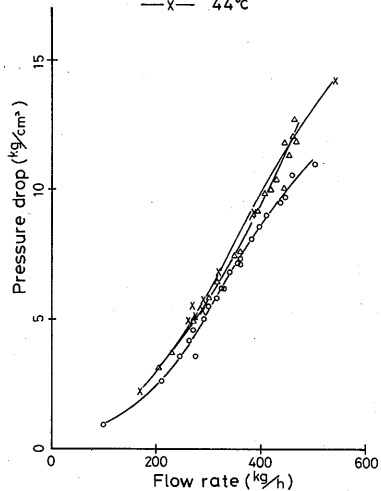


図3-12(b) 第4列管圧力損失特性

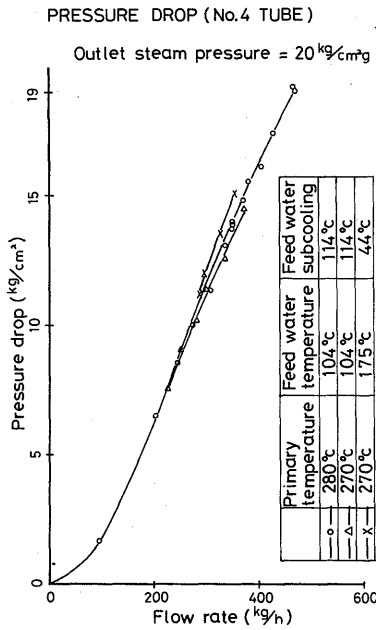


図3-12(c) 第4列管圧力損失特性

3.2.4 圧力損失特性

(1) 各領域の圧力損失

S・G入口と出口間の圧力損失を差圧計で計測し、本実験範囲においては図3-12(a)~(c)が示すように、流量一圧力損失特性曲線に負勾配をもつ領域は存在しないことが明らかにされた。これは、単管当りの給水流量が590kg/h以下という小流量であり、S・G出口では過熱蒸気となっているためである。しかし、予熱部、蒸発部、過熱部がそれぞれ、どのような圧力損失を持っているかは不明である。そこで、3.2.2(3)および(4)で述べたように、水単相部(予熱部)と過熱蒸気単相部(過熱部)の圧力損失を計算で求め、全圧力損失からこれらの圧力損失を差し引いたものを二相流部(蒸発部)の圧力損失とした。

流量変化に対するS・Gの全圧力損失、過熱部圧力損失、蒸発部圧力損失の変化を図3-13(a), (b)に示す(予熱部圧力損失はごく僅かなので図示してない。蒸発部と過熱部の圧力損失の和と全圧力損失との差が予熱部圧力損失である)。図から低流量域においては、蒸発部に比較して過熱部の占める割合が大きく、過熱部圧力がS・G全圧力損失の大部分を占める。流量増加に伴って過熱部圧力損失も増大するが、ある流量を超えると流量増加に伴う過熱部長さ減少の影響があらわれ、過熱部圧力損失は減少しはじめ、その代りに蒸発部圧力

損失が著しく増大してくる。従って、流量増大にともなう動圧の増加と過熱部長さの減少とがからみあって、過熱部圧力損失は極大値をもつようになる。しかし、S・G全圧力損失は、流量に対して単調に増加する。

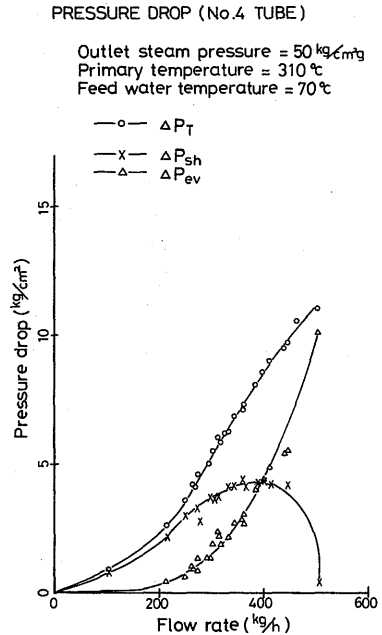


図3-13(a) 蒸発部及び過熱部の圧力損失特性

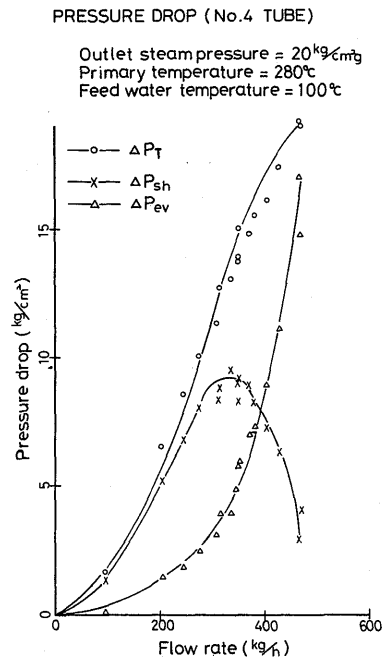


図3-13(b) 蒸発部及び過熱部の圧力損失特性

(2) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の相違

不安定流動実験は、第3列管と第4列管を使用して並列管系で行うので、両者の圧力損失特性を比較しておくことは重要である。両管の幾何学的形状については、表2-2、図2-4、図2-5に示したが本質的な違いはコイル管部の巻き径と、管内に熱電対が挿入されているかどうかである。巻き径は第3列管が545mm、第4列管が595mmであり、第4列管には外径1.6φの熱電対が15本挿入されている。また、圧損測定タップ間隔は4列管の方が約1m長くなっている。両管のコイル管部の巻き径の差異が圧力損失におよぼす影響は小さいが、物理的にみると巻き径の小さい第3列管の方が圧力損失が大きくなると考えられる。しかし、実験結果は図3-14(a)~(c)に示すように、第4列管の圧力損失の方が大きい。これは巻き径の違いから生じた結果ではなく、S・Gの空間伝熱特性の差異によるか、あるいは、両管の管内壁表面粗さの違いによるものと考えられるが、第3列管の伝熱特性等については計測されていないので、これを明らかにすることはできない。非加熱单相流実験における圧力損失を比較しても、両管ほぼ同じか、第4列管の方がわずかに大き目となっている事からも、伝熱特性の差異というより、熱電対を挿入したこと（熱電対それ自体および挿入するため管壁に穴を明けるなどの工作を行ったこと）も含めて、第4

列管の方がわずかに表面が粗く、摩擦損失係数が大きいことが予想されるが、これだけが両管の圧力損失特性の相違を引き起す原因であるとは結論しがたい。

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 30 kg/cm²
 Primary temperature = 280°C
 Feed water temperature = 122°C (ΔT_{sub} = 114°C)

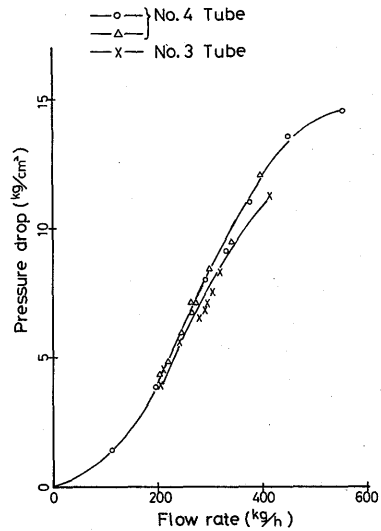


図3-14(b) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²
 Primary temperature = 310°C
 Feed water temperature = 70°C (ΔT_{sub} = 194°C)

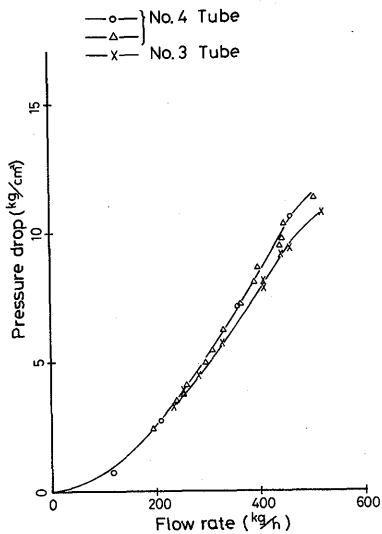


図3-14(a) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²
 Primary temperature = 280°C
 Feed water temperature = 104°C (ΔT_{sub} = 114°C)

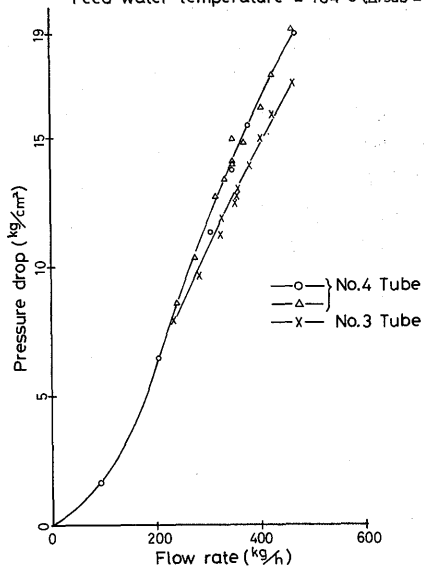


図3-14(c) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較

(3) 二次側給水温度の影響

二次側給水温度を変化させると、沸騰および過熱境界点位置が移動するので、圧力損失も変化する。給水温度の圧力損失におよぼす影響が、図3-12(b), (c)に示されている。

給水温度が高い（給水入口サブクールが小さい）ほど同流量において、やや高めの圧力損失をもたらすことがわかる。これは、給水温度が高いほど沸騰開始点位置が上流側にずれ（予熱部が短くなる）、その分だけ過熱部が長くなるため、圧力損失が増加したものと考えられる。

(4) 蒸発部熱負荷の影響

図3-12(a)と(c)には、S・G出口圧力と二次側給水温度を一定として、一次側温度を変化させた場合の圧力損失も示してある。

これらの図から、一次側温度が高い、すなわち蒸発部熱負荷が大きい方が、圧力損失がわずかに大きいことがわかる。この傾向は流量が増加するにつれて顕著になる。これは同流量に対して熱負荷が大きいほど蒸発部が短くなり、過熱部が長くなるためである。

3.2.5 流動時間

S・G内の流体の各領域の流動時間は、次節で調べる密度波振動の振動周期と密接な関係がある。ところで、蒸発部においては気相と液相間に速度差があるため、3.2.2(8)で記したような2つの流動時間の定義が考えられる。相対速度がない時（均質流体とみなした時）両者は一致する。ここでは従来の方法にしたがって、質量中心速度を基準とした流動時間を用いた。

予熱部および蒸発部の流動時間と流量との関係を図3-15(a)~(k)に示す。蒸発部流動時間は、流量が増加するにつれて増加する傾向にある。また、予熱部流動時間は、流動増加に対して極小値をもち、低流量域では減少、高流量域では増加の傾向をもつ。しかし、200~500kg/hの流量範囲では、あまり大きく変化せず、1~2秒程度の差である。

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g
 Primary temperature = 310°C
 Feed water temperature = 70°C ($\Delta T_{sub} = 194^\circ\text{C}$)

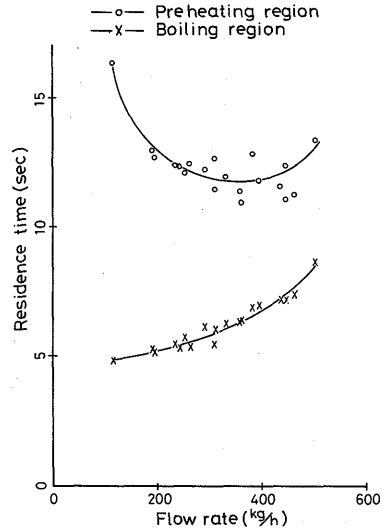


図3-15(a) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g
 Primary temperature = 310°C
 Feed water temperature = 150°C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

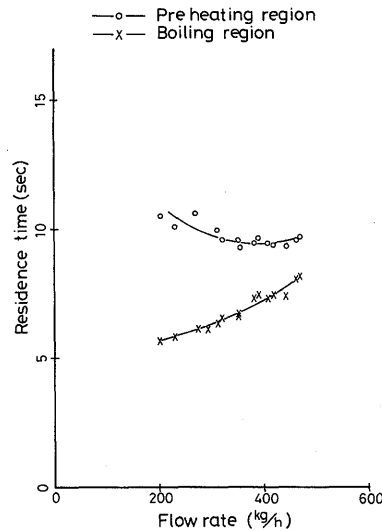


図3-15(b) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g
 Primary temperature = 310°C
 Feed water temperature = 220°C ($\Delta T_{sub} = 44^\circ\text{C}$)

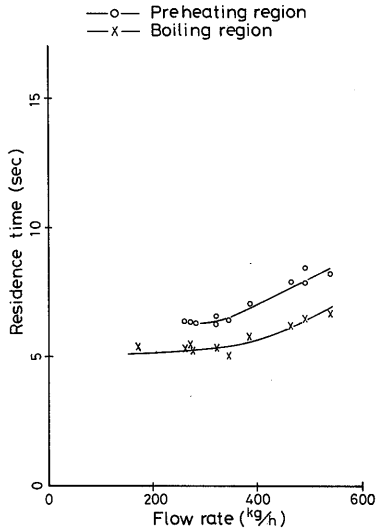


図3-15(c) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 30 kg/cm²g
 Primary temperature = 290°C
 Feed water temperature = 122°C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

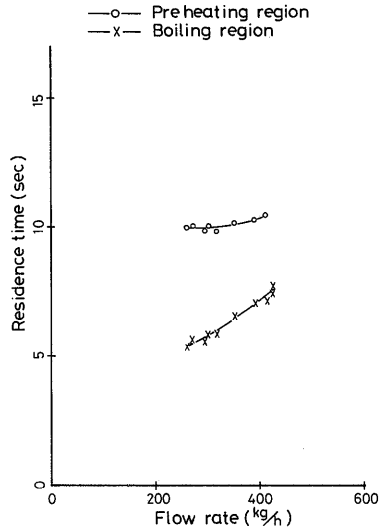


図3-15(e) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g
 Primary temperature = 300°C
 Feed water temperature = 152°C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

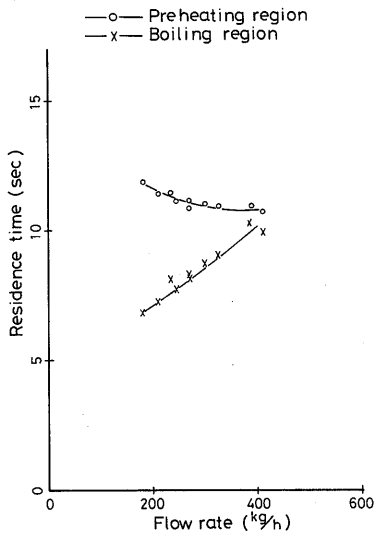


図3-15(d) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 30 kg/cm²g
 Primary temperature = 280°C
 Feed water temperature = 122°C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

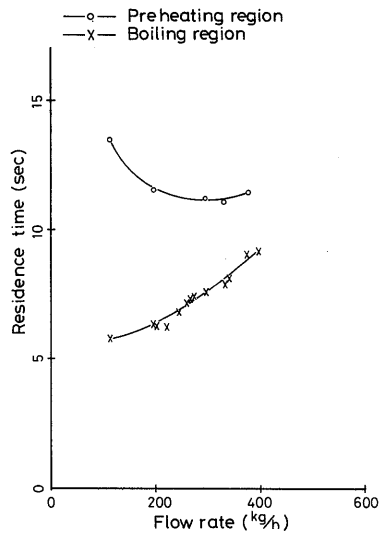


図3-15(f) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 30 kg/cm²g
 Primary temperature = 280 °C
 Feed water temperature = 190 °C ($\Delta T_{sub} = 44^\circ\text{C}$)

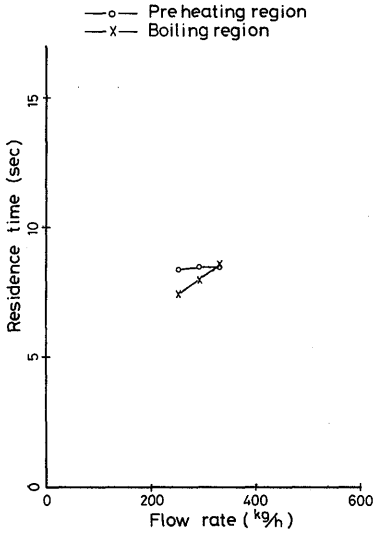


図3-15(g) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²g
 Primary temperature = 270 °C
 Feed water temperature = 104 °C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

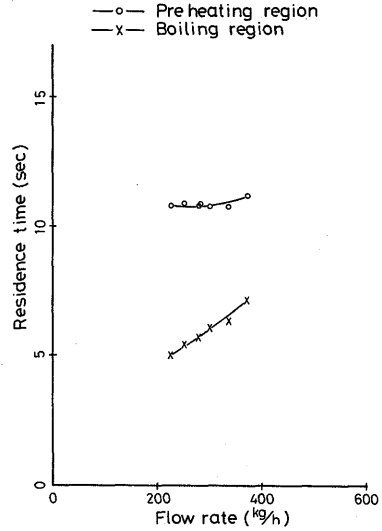


図3-15(i) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²g
 Primary temperature = 280 °C
 Feed water temperature = 104 °C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

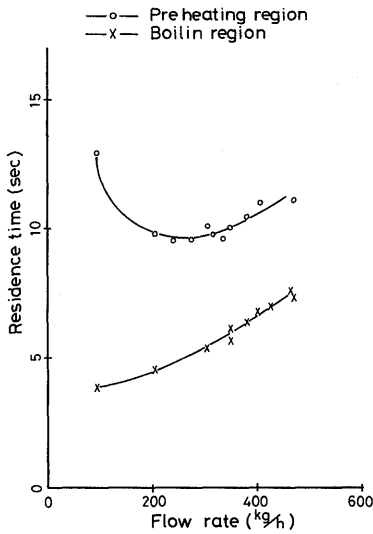


図3-15(h) 予熱部及び蒸発部流動時間

RESIDENCE TIME

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²g
 Primary temperature = 270 °C
 Feed water temperature = 233 °C ($\Delta T_{sub} = 44^\circ\text{C}$)

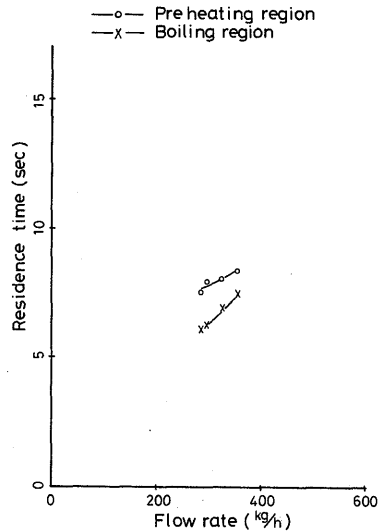


図3-15(j) 予熱部及び蒸発部流動時間

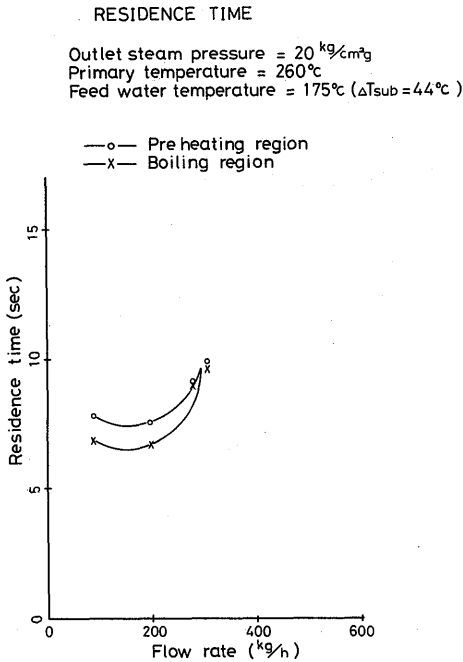


図3-15(k) 予熱部及び蒸発部流動時間

3.3 不安定流動

二相流の不安定流動の中で最も早く研究されたのは、火力ボイラの蒸発器における流れ逸走である。これは蒸発管の圧力損失と流量の関係が、運転条件によっては極大、極小を有するS字形になるため、入口-出口圧力差のある値に対して3つの平衡流量が存在

し、負勾配領域にある平衡点は不安定で僅かな外乱により、高流量側または低流量側の正勾配領域の平衡流量へ逸走して落着くものである。その後、圧力損失対流量の特性曲線が正勾配の領域においても周期的な流量振動現象が生じることが示された。その代表的なものが密度波振動とよばれるものである。密度波振動は、蒸発管が遅れを持った系であるため入口での流量、エンタルピ等の擾乱が位相遅れを伴って出口へ伝達され、圧力勾配も位相が場所によって異なってくるため、出入口差圧が一定であっても流量振動が許容されうるのが原因であり、その振動周期は流体が蒸発管を通過するに要するオーダーであることが特徴である。この振動に対する不安定化因子は、出口絞り（下流側の低抗）、加熱量、下向き流れ、また安定化因子は、入口絞り（上流側の抵抗）、圧力（蒸気・液密度比）、質量流量である。⁹⁾

本S・Gにおいても、一次側温度、二次側の給水温度、入口絞り、出口圧力といった条件を一定に保って、二次側給水流量を徐々に減少させて行くと、ある流量で流れが10秒程度の周期で脈動する不安定流動が発生する。そこで、この不安定流動が発生する限界流量、不安定流動の状況、限界流量に及ぼす各運転パラメータの影響を調べた。

3.3.1 実験条件および実験方法

不安定流動の実験条件は、静特性実験と同様に、一次側ヒータ出口温度310°C、二次側出口圧力50kg/cm²g、給水温度70°Cを基準とした。二次側出口圧力は、50、30、20kg/cm²gの3種類としたが、静特性実験の結果

表3-3 不安定流動実験条件

一次水循環流量 T/h	80					
	50		30		20	
S・G 出口蒸気圧力 kg/cm ² g	50		30		20	
一次水温度 °C	310	300	290	280	280	270
給水 ΔTsub °C						
194	200					
	400	—	—	—	—	—
	600					
	1200					
114	200	200	200	200	200	200
	600	600	600	600	600	600
	1200	1200	1200	1200	1200	1200
44	200					
	600	—	—	600	—	600
	1200					

上記条件下で給水流量を減少させ不安定流動を発生させる。

その他

- ① 並列管の入口絞り係数がアンバランス状態での実験を数点
- ② 給水温度を変化させて不安定状態を発生させる実験を数点行う。

から、蒸発部の熱流束と流動時間が大幅に変らないように、圧力レベルが低下するにしたがって ΔT_{sat} が大きくなるように、一次側ヒータ出口温度を $30\text{kg/cm}^2\text{g}$ に対しては 290°C 、 $20\text{kg/cm}^2\text{g}$ に対しては 280°C を基準とした。その他のパラメータは給水温度と入口絞りである。不安定流動の実験条件を表3-3に示す。伝熱管はこれまでと同様第3列管と第4列管の2本を使用した。

実験は、表3-3の各条件において、二次側給水流量をステップ状に一定量（現流量の約5%）減少させ、記録計の各管の給水流量、第4列管の管内バルク温度の変化を監視し、安定であれば定常値を記録し、更に流量を減少させた。給水流量の減少後、安定限界を越え、不安定流動が発生すれば、不安定流動波形を記録計に記録した。

記録計に入力した計測点は表2-3で番号に○印をつけたものと、TE4-4~TE4-15のうち、蒸発開始点と終了点の近くにあるものである。

3.3.2 不安定流動の状況

不安定流動の記録データの1例を図3-16(a)に示す。二次側給水総流量(FT-2)は変動していないが、第3列管(FT-4)と第4列管(FT-3)の給水流量は、たがいに逆位相で大きく脈動している。第4列管の蒸気流量(FT-5)も脈動しているが、給水流量とは逆位相で、振

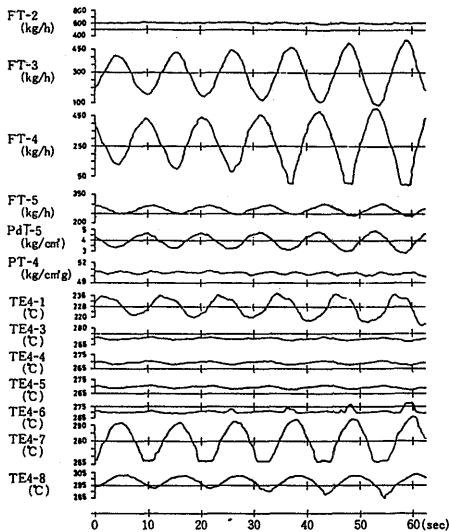


図3-16(a) 不安定流動発生時の流量、圧力損失、温度の変動状況記録例

$(T_1 = 310^\circ\text{C}, P_2 \text{ out} = 50\text{kg/cm}^2\text{g}, \Delta T_{sub} = 194^\circ\text{C})$

(58)

幅は給水のそれにくらべて小さい。S・G出口圧力(PT-4)は、ほぼ一定である。TE4-1は蒸発開始点近くにあり、蒸発終了点はTE4-6~TE4-8の位置にあることを示している。この状況を模式的に描いたものが(b)図であり、また(c)図には管内流体の温度変動記録から求めた沸騰境界点および過熱境界点の変動を正弦波で近似して示した。

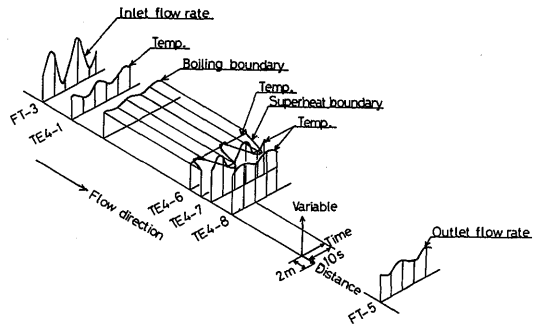


図3-16(b) 不安定流動発生時の流量、温度の変動状況のモデル化

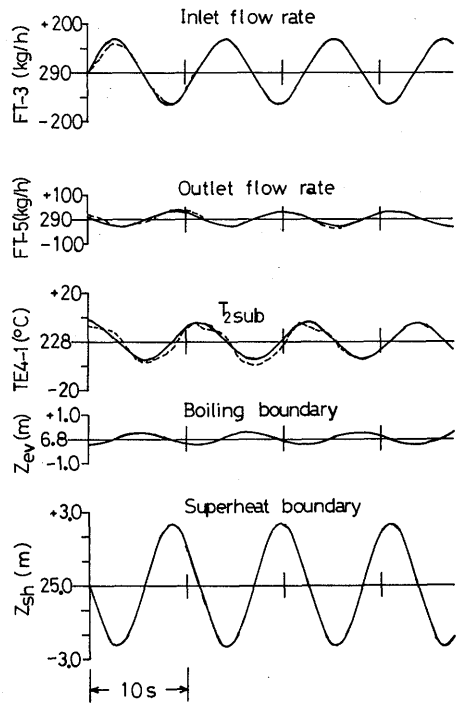


図3-16(c) 不安定流動発生時の沸騰境界点及び過熱境界点の変動

不安定流動発生時の各変動量の特徴や変動量間の関係をまとめると次の様である。

(a) 2本並列管において、流量振動が発生しても振幅が極端に大きくならない限り、S・Gの入口と出口のヘッダー間の圧力差が一定に保たれている。このまま放置しておくと、やがては並列になっている管の間で逆流が生じる程振幅が増大し、給水総流量も変動するようになるが、これは、ヘッダー間の差圧も変動し、ポンプ出口のバイパス弁(図2-1のV-10, V-11)までが振動系に含まれるようになるためである。この場合の振幅がどこまで増大するのは、実験装置を破損する恐れがあるので確認できなかった。

(b) 並列管の不安定流動実験に先立って、第4列管のみを使用した単管不安定流動実験を行った。この実験は図2-1で示す、V-10およびV-11の開度を一定としたまま、CV-2を除々に開いて行くか、逆にCV-2の開度を一定として、V-10またはV-11を開いて行って不安定を生じさせたものである。V-10およびV-11の開度を大きくして、バイパス流量を多くすれば、伝熱管の安定限界流量は減少するが、安定化させるためにはCV-2の開度を小さくしなければならない。脈動周期は加熱管側で支配されるので並列管と同様であるが、振幅は急激に増大する。前項の後者はこの振動系に相当するものである。しかし、本実験装置はバイパス流路側に流量計や差圧計などの計装をつけなかったため、単管実験は、そこに生ずる不安定流動も本質的には並列管と同じであることを確認するにとどめた。

(c) 入口と出口のヘッダー間の差圧が一定に保たれている間(以下の項で同条件)は、各管の入口流量変動は逆位相であり、また、出口蒸気流量の変動も各管逆位相である。

(d) 入口流量変動 δG_{in} と出口の蒸気流量変動 δG_{out} とは逆位相であり振動中の流量変動の絶対値は $|\delta G_{in}|$ にくらべ $|\delta G_{out}|$ の方が小さく、図3-17に示すように次の関係がある。

$$\frac{|\delta G_{out}|}{|\delta G_{in}|} = \frac{\text{入口絞り圧力損失}}{\text{伝熱管圧力損失}}$$

(e) 入口絞りの圧力損失変動は、入口給水流量変動と同位相であるので、伝熱管圧力損失変動とは逆位相となる。すなわち、出口蒸気流量変動と伝熱管圧力損失変動は同位相である。

(f) 流量変動が激しくなると蒸発部の飽和温度が変動しはじめるが、これは、およそ伝熱管圧力損失変動、出口流量変動と同位相である。

AMPLITUDE RATIO BETWEEN INLET AND OUTLET FLOW RATE

Outlet steam pressure		Primary temperature	Feed water subcooling
50 kg/cm ² g	○	310 °C	194 °C
	●	310	114
	⊙	310	44
	⊗	300	114
30	□	290	114
	■	280	114
	⊠	280	44
20	△	280	114
	▲	270	114
	⚠	270	44

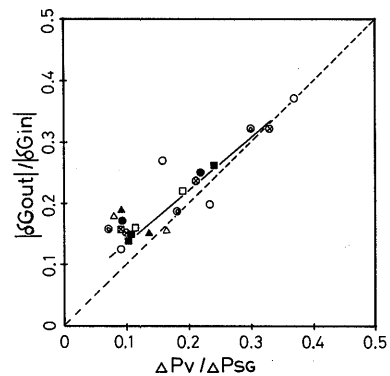


図3-17 入口流量と出口流量の変動振幅比

(g) 流量変動中、過熱境界点近傍にある熱電対は、飽和温度と過熱蒸気温度を交互に指示するので、その指示値から図3-16(c)に示すように過熱境界点の変動状況がわかり、それは入口給水流量の減少時、すなわち出口蒸気流量の増加に伴ない、それと殆んど同位相で下流側に移動する。

(h) 振動周期は図3-18(a)~(d)に見られるように、流動時間と同程度である。

以上のうち(c)~(g)は、ヘッダー間差圧が一定に保たれている場合の観察に基づいたものであり、ヘッダー間差圧が変動する場合も満足される条件がどうかは確認していない。

3.3.3 安定限界流量

不安定流動が発生する直前の流量を安定限界流量とした。その一覧表を表3-4に示す。

PERIOD OF OSCILLATION

Outlet steam pressure	Primary temperature	Feed water subcooling
50 kg/cm ² g	○ 310 °C	194 °C
	● 310	114
	⊗ 310	44
	⊙ 300	114
30	□ 290	114
	■ 280	114
	⊠ 280	44
20	△ 280	114
	▲ 270	114
	▴ 270	44

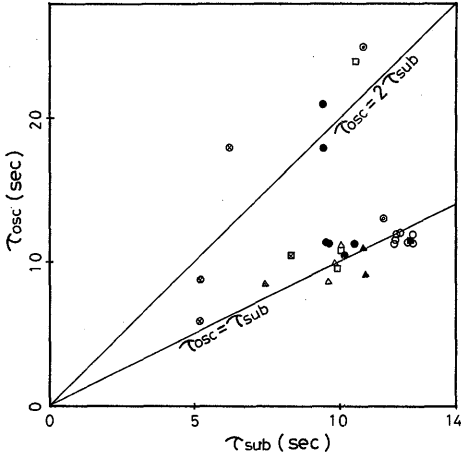


図3-18(a) 脈動周期と流動時間の関係 (τ_{osc} vs τ_{sub})

PERIOD OF OSCILLATION

Outlet steam pressure	Primary temperature	Feed water subcooling
50 kg/cm ² g	○ 310 °C	194 °C
	● 310	114
	⊗ 310	44
	⊙ 300	114
30	□ 290	114
	■ 280	114
	⊠ 280	44
20	△ 280	114
	▲ 270	114
	▴ 270	44

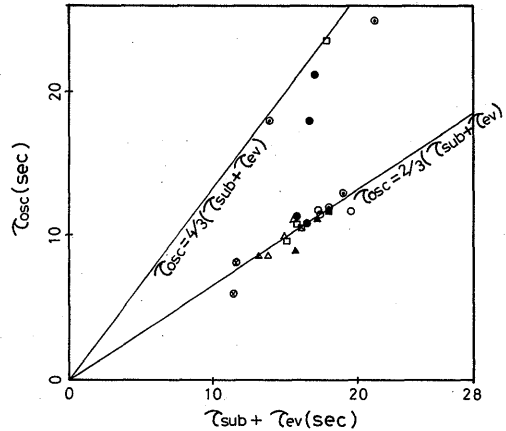


図3-18(c) 脈動周期と流動時間の関係 (τ_{osc} vs $\tau_{sub} + \tau_{ev}$)

PERIOD OF OSCILLATION

Outlet steam pressure	Primary temperature	Feed water subcooling
50 kg/cm ² g	○ 310 °C	194 °C
	● 310	114
	⊗ 310	44
	⊙ 300	114
30	□ 290	114
	■ 280	114
	⊠ 280	44
20	△ 280	114
	▲ 270	114
	▴ 270	44

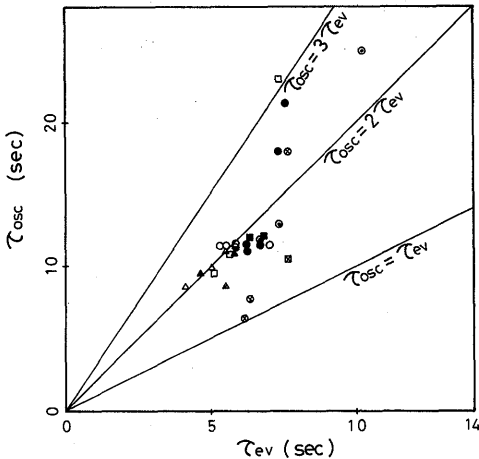


図3-18(b) 脈動周期と流動時間の関係 (τ_{osc} vs τ_{ev})

RESIDENCE TIME OF SUBCOOLING AND BOILING REGION

Outlet steam pressure =
 ● ... 50 kg/cm²g
 ■ ... 30
 ▲ ... 20

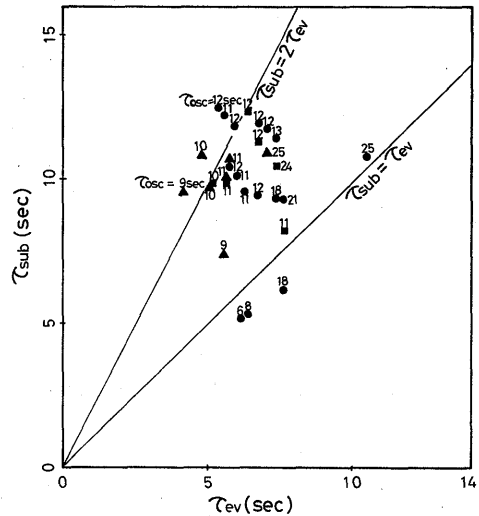


図3-18(d) 脈動周期と流動時間の関係 (τ_{sub} vs τ_{ev})

表3-4 不安定流動実験一覧表

No.	実験番号	4列管流量 G ₄ kg/h	3列管流量 G ₃ kg/h	流量比 r	4列管入口 絞り係数 KC ₄	3列管入口 絞り係数 KC ₃	代表入口 絞り係数 (KC ₄ +rKC ₃)/2	4列管 圧力損失 ΔP _{sg} kg/cm ²	代表入口 絞り圧損 ΔP _{veq} kg/cm ²	圧力 損失比 ΔP _{veq} /ΔP _{sg}	4列管長 蒸発部長 Lev m	蒸発部 長さ比 Lev/L _r	脈動周期 Tosc sec	予熱部 流動時間 Tsub sec	蒸発部 流動時間 Tev sec	蒸発部 平均圧力 P kg/cm ²	蒸発部平 均熱負荷 kcal/m ² h ×10 ⁴
1	IN-5-31-194-1200	220	200	0.966	1300	1600	1420	2.9	1.07	0.369	14.2	0.232	11.4	12.5	5.3	53	14
2	-114-1200	205	207	1.01	1200	1500	1360	2.7	0.948	0.351	13.8	0.226	11.4-12	10.5	5.7	53	14.5
3	-44-1200	225	235	1.04	1400	1100	1270	3.5	1.16	0.332	15.0	0.245	6112	5.2	6.1	53	14
4	-194-600	255	265	1.04	630	1040	860	3.7	0.870	0.235	15.6	0.255	11.4	12.3	5.5	53	13~13.5
5	-194-600 ^A	263	255	0.970	640	870	740	3.9	0.797	0.204	16.0	0.262	11.4	12.2	5.5	54	13
6	-194-600 ^B	260	263	1.01	840	1130	990	3.8	1.04	0.274	16.0	0.262	11.4	12.2	5.5	54	13
7	-114-600	260	280	1.08	720	860	825	4.2	0.925	0.220	16.8	0.275	10~11	10.2	6.0	54	13
8	-114-600 ^B	285	285	1.00	610	740	675	5.1	0.909	0.178	20.0	0.327	11.4	9.6	6.2	54	12.5
9	-44-600	250	270	1.08	620	940	320	4.5	0.927	0.206	17.0	0.278	7.8	5.3	6.3	54	13.5
10	-44-600	280	290	1.04	500	660	580	5.4	0.823	0.152	19.5	0.319		5.2	6.3	54	12.5
11	-194-350	310	310	1.00	350	740	545	5.3	0.815	0.154	21.6	0.353	11.4-12	11.9	5.8	54	12
12	-194-200	400	410	1.03	220	400	320	8.5	0.797	0.094	30.6	0.501	11.4	11.8	7.0	57	10.8
13	-114-200	405	405	1.00	200	485	340	8.7	0.925	0.106	33.0	0.540	18	9.4	7.3	57	10.8
14	-114-200	350	350	1.00	210	440	325	7.4	0.660	0.089	26.2	0.429	11.4	9.5	6.7	56	11.5
15	-114-200	420	420	1.00	170	390	280	9.0	0.819	0.091	34.5	0.564	21~22	9.4	7.5	57	10.5
16	-44-200	480	450	0.940	205	345	265	12.5	1.11	0.088	42.0	0.687	18	6.2	7.6	59	9.5
17	-194-600/1200 ^A	230	220	0.960	660	1230	920	3.1	0.757	0.244	14.5	0.237	12	12.5	5.3	53	14
18	-194-600/1800 ^A	220	210	0.960	570	2060	1270	2.9	0.957	0.330	14.2	0.232	12	12.6	5.3	53	14
19	-194-600/200 ^A	310	340	1.10	580	230	420	5.2	0.628	0.121	21.5	0.352	12	11.9	6.0	54	12
20	-194-600	280	290	1.04	590	590	600	4.4	0.732	0.161	19.0	0.311	12	12.0	5.7	54	12.5
21	IN-5-30-114-1200	170	170	1.00	1210	1270	1240	2.0	0.594	0.594	14.0	0.229	11~12	12.0	6.7	52	11
22	-114-600	215	230	1.07	640	785	740	3.1	0.567	0.567	18.0	0.295	13	11.5	7.3	53	10.3
23	-114-200	405	390	0.960	230	250	235	8.7	0.639	0.639	46.0	0.752	25	10.8	10.4	56	7.4
24	IN-3-29-114-1200	235	220	0.940	1220	1530	1330	6.4	1.19	1.186	15.8	0.258	9.6	9.9	5.1	36	13.8
25	-114-600	280	275	0.98	580	670	620	7.3	0.785	0.108	20.0	0.327	10.8	10.0	5.6	37	12.7
26	-114-200	410	410	1.0	190	530	360	13.8	0.977	0.071	37.2	0.609	24	10.5	7.3	39	9.8
27	IN-3-28-114-1200	190	190	1.0	1410	1750	1580	3.8	0.921	0.242	15.0	0.245	11.4	12.4	6.3	34	11.3
28	-114-600	240	250	1.04	580	670	625	5.7	0.581	0.102	22.0	0.360	12	11.4	6.8	35	10.0
29	-114-600	240	240	1.0	650	570	610	5.7	0.567	0.099	24.8	0.360	12	11.4	6.8	35	10.0
30	-44-600	260	235	0.92	620	590	580	7.4	0.681	0.092	16.5	0.406	10.5	8.3	7.6	36	9.5
31	IN-2-28-114-1200	240	305	0.98	1330	1710	1520	8.5	1.402	0.165	22.2	0.270	8.6	9.6	4.1	27	16.0
32	-114-600	300	355	1.02	630	680	660	11.6	0.951	0.082	28.0	0.363	9.9	9.8	5.0	30	14.0
33	-114-200	350	200	1.01	210/220	560/490	360	14.0	0.706	0.050	14.0	0.458	11	10	5.6	30	12.0
34	IN-2-27-114-1200	200	270	1.0	1210	1340	1275	6.1	0.817	0.134	22.5	0.229	9.6	10.9	4.6	26	14.1
35	-114-600	280	230	0.96	650	780	700	10.2	0.879	0.086	21.0	0.368	11	10.8	5.7	29	11.2
36	-44-600	260	400	0.88	650	720	640	9.0	0.734	0.082	32.9	0.343	8.6	7.4	5.5	28	12.2
37	IN-2-28-114-200	400	400	1.0	200	430	315	16.2	0.807	0.050	32.9	0.538	25	11.0	6.9	30	12.0

●注 実験番号欄 右上部の { A : 入口絞り係数アンバランス
B : 給水温度変化

図3-14(a)~(c)に示したように、第4列管の圧力損失の方が第3列管のそれより少し大きい。したがって、両管の流量を等しくするためには第3列管の入口絞りをそれに見合うだけ大きくしなければならない。横軸に伝熱管1本当たりの給水流量、縦軸に次式で表わされる各管の入口絞り係数 K_c をとって、安定限界をプロットした結果を図3-19に示す。

$$K_c = \Delta P_v / (V^2 \gamma / 2g) \quad (3.28)$$

STABILITY BOUNDARY OF PARALLEL TUBE

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g.
 Primary temperature = 310 °C
 Feed water subcooling = 70~220 °C

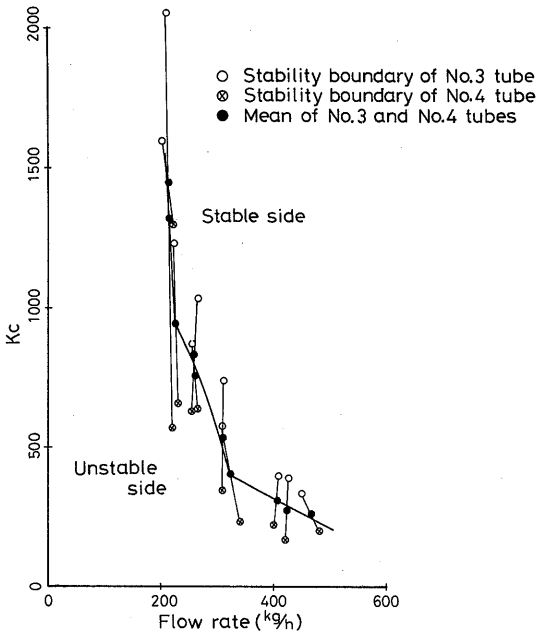


図3-19 並列管安定限界(A)

低流量域で両管の入口絞り係数の差異が大きくなっているのは、この領域では入口絞りの圧力損失 ΔP_v の値が非常に小さく、差圧測定が困難で誤差が大きいためであり、また、一番左側の上下に大きくはなれているケースは故意に入口絞りをアンバランスとしたものである。そこで、第3列管の入口絞り係数 K_{c3} と第4列管の入口絞り係数 K_{c4} の平均値 $1/2(K_{c3} + K_{c4})$ を縦軸にして、プロットしなおしたものが、図3-20(a), (b)である。図から入口絞り係数を大きくすると、安定限界流量が減少することがわかる。また、一次側温度を下げるなど、一次側から二次側への熱流束を小さくしても安定限界流量が減少する。

STABILITY MAP
(Parallel tube)

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²g

Primary temperature	310°C	300°C
Feed water subcooling	200	120
	44	44

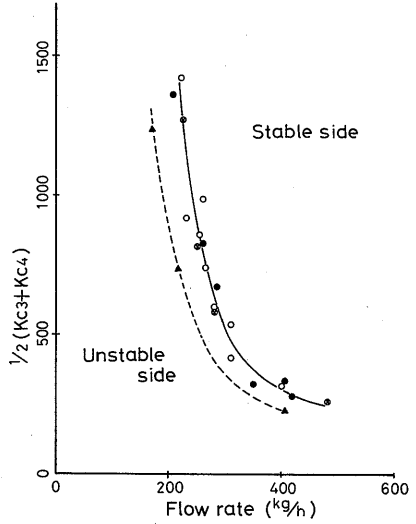


図3-20(a) 並列管安定限界(B)

STABILITY MAP
(Parallel tube)

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²g

Primary temperature	270°C	280°C
Feed water subcooling	114	44
	44	44

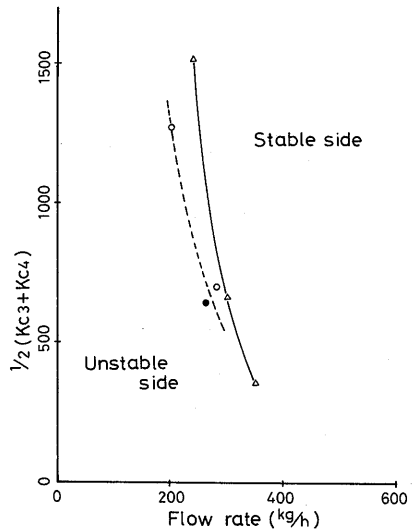


図3-20(b) 並列管安定限界(B)

次に、給水温度の影響を調べたのが図3-21である。給水温度（給水サブクーリング）を変えても、安定限界流量にほとんど影響しない。これは静特性の実験結果で示したように、予熱部の占める割合が全長の約10%と短く、かつ、給水温度を変えても、この割合があまり変わらないこと、すなわち予熱部、沸騰部、過熱部の各領域がほとんど変化せず、したがって流動条件に変化が生じないことによる。

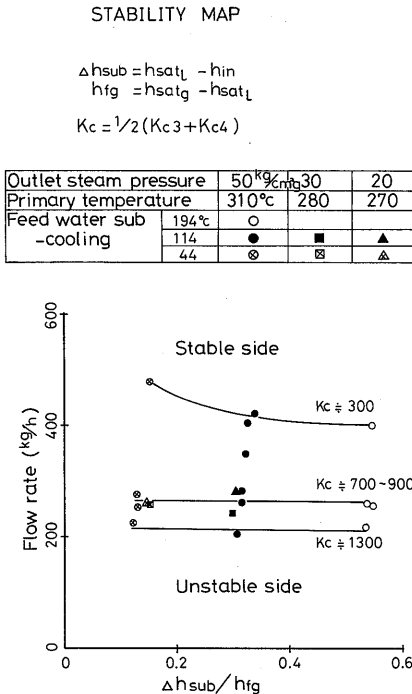


図3-21 並列管安定限界(C)

なお、不安定状態から給水流量を増加してやれば、再び安定状態にもどるのは当然であるが、不安定になる流量と安定化させるための流量とでは、後者の方が若干大きくはあるが、それも流量設定精度の範囲内であり、明確なヒステリシスは認められなかった。

4. 考 察

4.1 静 特 性

4.1.1 管内摩擦圧力損失

沸騰を伴う二次側流体の伝熱管内力損失は、摩擦損失、加速損失および水頭による圧力降下に大別されるが、このうち、本実験条件において支配的なものは摩擦圧力損失である。この摩擦圧力損失は、さらに、予熱部水単相圧力損失、沸騰部二相流圧力損失、過熱部

蒸気単相圧力損失の3つに分けられるが、このうち予熱部の圧力損失は、本実験条件では、他の2つにくらべ無視できるほど小さい。すなわち、本実験条件では、伝熱管内圧力損失の支配項は、沸騰部摩擦圧力損失と過熱部蒸気単相摩擦圧力損失の2つである。

本実験では、約70mの伝熱管の入口と出口間の差圧が、伝熱管圧力損失 ΔP_T として測定されている。ところで、従来から不確定要素が多く、研究が活発に行われているのは沸騰部の二相流摩擦圧力損失についてであって、単相流の圧力損失については比較的信頼がおける式が公表されている。そこで、予熱部と過熱部のいわゆる単相流圧力損失を、この計算式を適用して求め、測定値 ΔP_T から差し引くことによって、沸騰部の圧力損失（ほとんど摩擦圧力損失）としたが、これは3.2.4に記した通りである。このようにして求めた沸騰部の二相流摩擦圧力損失の値（この値を二相流摩擦圧力損失の測定値とよぶことにする）を、種々の実験式と比較することにより考察を行った。

まず、単相流摩擦圧力損失は、式(3.2)～(3.4)を用い3.2.2(3)に記した手順で計算した。

次に、二相流摩擦圧力損失の測定値と比較すべき実験式として、Martinelli-Nelsonの式¹⁰⁾および小関の式¹¹⁾をえらんだ。実験式は、これらの他、Chisholmの式¹²⁾、Thomの式¹³⁾、Baroczyの式¹⁴⁾などがあるが、前記2つの式が最も実験条件に近いところから比較の対象とした。

Martinelli-Nelsonの方法は、直管の二相流摩擦圧力損失 ΔP_{TP} を、全流量が液単相で流れるとして求めた単相流摩擦圧力損失 ΔP_{lo} に係数 R_{MN} を掛けて与えるものである。

$$\Delta P_{TP} = R_{MN} \cdot \Delta P_{lo} \tag{4.1}$$

$$R_{MN} = (1-x)^{1.75} \Phi_{lt}^2 \tag{4.2}$$

式(4.2)で、 x は乾き度であり、 Φ_{lt} は圧力 p とマルチネリパラメータ X_{tt} の関数として与えられる。ここで

$$X_{tt} = \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_l}\right)^{0.571} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.143} \left(\frac{1-x}{x}\right) \tag{4.3}$$

大気圧の飽和水に対するMartinelliの実験値にあうように、 Φ_{lt} を次の多項式であらわすことを試みた。

$$\begin{aligned} \log \Phi_{lt} = & 0.63494 - 0.445272a_{xt} \\ & + 0.0943444a_{xt}^2 - 0.00394865a_{xt}^3 \\ & - 0.00154083a_{xt}^4 + 0.000277151a_{xt}^5 \end{aligned} \tag{4.4}$$

ここで

$$a_{xt} = \log X_{tt} \quad (4.5)$$

一方、臨界圧 p_{cr} に対する $\Phi_{itt}(p_{cr})$ として Martinielli-Nelson は次を与えた。

$$\Phi_{itt}(p_{cr}) = \left(\frac{1 + X_{tt}}{X_{tt}} \right)^{0.875} \quad (4.6)$$

そして、著者らは任意の圧力 p および乾き度 x に対する $\Phi_{itt}(p)$ として、式 (4.4) と式 (4.6) の間を常用対数で内挿する方法により求めた。なお、式 (4.1) の ΔP_{lo} の値として、式 (3.4) を用いることにより、曲管の影響を考慮することとした。

次に、小関の方法では、小関が求めた曲管に対する二相流摩擦圧力損失の実験値を用い、式 (4.1)、(4.2) と全く同じ形の式におけるパラメータ Φ_{itt} を、この実験値にあうように定めたものである。すなわち、

$$\Delta P_{TP} = (1-x)^{1.75} \Phi_{itt}^2 \Delta P_{lo} \quad (4.7)$$

ΔP_{lo} は、ここでも、全流量が液単相として流れた時の直管に対する摩擦圧力損失である。 Φ_{itt} は、この場合も圧力 p とパラメータ X_{tt} の関数である。小関の実験値は、11気圧の圧力に対してのものであるが、この時、まず、 $\Phi_{itt}^2(11)$ が次で与えられる。

$$\Phi_{itt}^2(11) = 0.895 + (X_{tt} + 0.076)^{0.875} + 1.21 \times 10^{-0.334(\log X_{tt} + 0.668)^2} \quad (4.8)$$

そして、 Φ_{itt} と Φ_{itt} の間には、次の関係がある。

$$\Phi_{itt}(11) = \Phi_{itt}(11) / X_{tt}^{0.875} \quad (4.9)$$

この場合も、任意の圧力 p の $\Phi_{itt}(p)$ は、11気圧と臨界圧 p_{cr} の間の値を常用対数で内挿して求められる。

$$\log \Phi_{itt}(p) = \log \Phi_{itt}(11) - \{ \log \Phi_{itt}(11) - \log \Phi_{itt}(p_{cr}) \} \times \frac{p - 11}{p_{cr} - 11} \quad (4.10)$$

Martinielli-Nelson の方法と異なり、この方法では、 Φ_{itt} の中に曲管の影響が考慮されていることになる。

以上の Martinielli-Nelson および小関の方法による計算値と本実験の測定値との比較を行った。図4-1~4-3は、縦軸に (測定値/各計算値)、横軸に (沸騰部長さ L_{ev} /伝熱管加熱部長さ L_{SC}) をとって比較したものである。 $(L_{SC} = 61.1 \text{ m})$ 。横軸には、給水流量、過熱部

(64)

長さなど、何をとってもよいわけであるが、過熱部摩擦圧力損失を主とする単相流部圧力損失 (予熱部摩擦圧力損失は他に比べて非常に小さい) を計算により求めたため、この計算値の誤差が仮に大きいとすると、 L_{ev}/L_{SC} の小さな時 (過熱部長さ L_{sh} の大きい時) に顕著な違いが出てくる可能性が予想されるので、試みに L_{ev}/L_{SC} を横軸として選んだ。これらの図で、縦軸が1.0の時、計算値と実験値が一致することを示す。図4-1(a)は、S・G出口圧力 $20 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の実験値 ΔP_{TP} と Martinielli-Nelson 法による計算値 ΔP_{MN} との比較、図4-1(b)は、小関の方法による計算値 ΔP_{KOZEKI} との比較である。計算値の方が若干小さい ($\Delta P_{TP}/\Delta P_{MN}$ および $\Delta P_{TP}/\Delta P_{KOZEKI}$ が1.0より大きい) が、両計算値ともかなりよい精度で実験値と一致していることがわかる。図4-2(a)、(b)および図4-3(a)、(b)は、それぞれ S・G出口圧力が $30 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ 、 $50 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の実験値と計算値との比較である。以上より、本実験範囲では小関の方法が比較的よく一致し、M-N 法では少し誤差が大きくなることがわかる。しかし、M-N 法でも誤差は30%以内である。

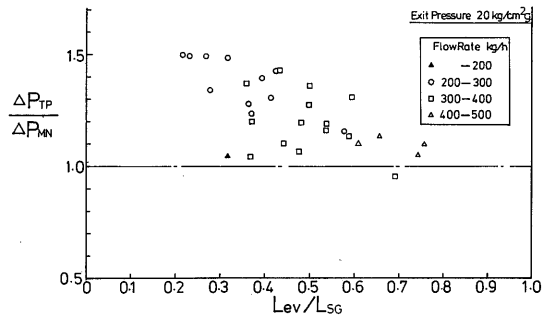


図4-1(a) コイル管二相流摩擦圧力損失 (20kg/cm² g, M-N)

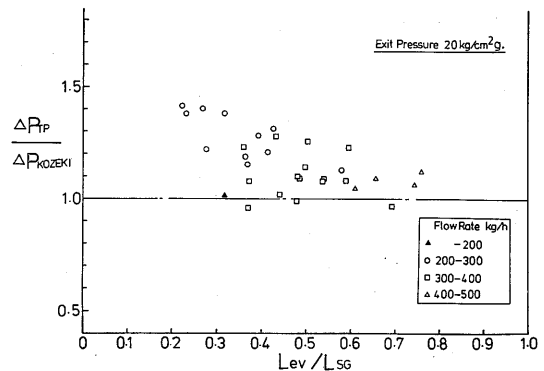


図4-1(b) コイル管二相流摩擦圧力損失 (20kg/cm² g, 小関)

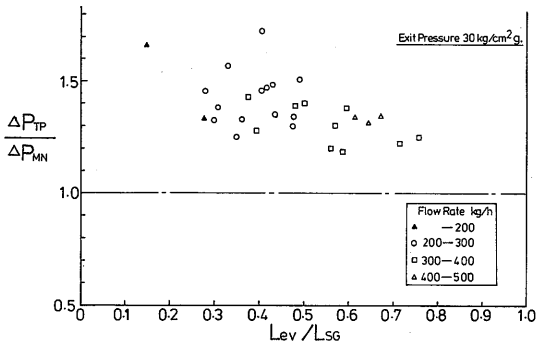


図4-2(a) コイル管二相流摩擦圧力損失
(30kg/cm² g., M-N)

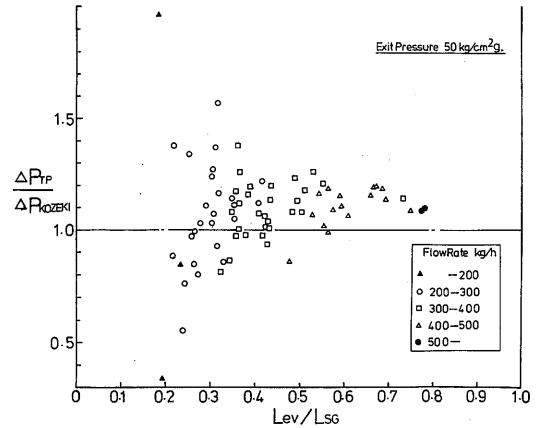


図4-3(b) コイル管二相流摩擦圧力損失
(50kg/cm² g., 小閥)

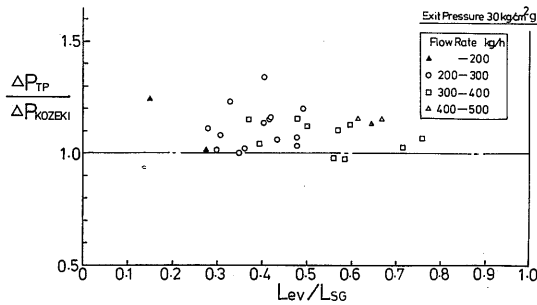


図4-2(b) コイル管二相流摩擦圧力損失
(30kg/cm² g., 小閥)

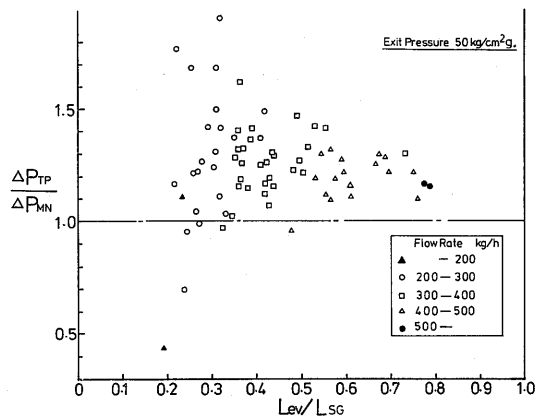


図4-3(a) コイル管二相流摩擦圧力損失
(50kg/cm² g., M-N)

なお、 L_{ev}/L_{SG} が小さい領域で実験値と計算値の違いが大きくなるようにみえる。この原因は、前にも記したように単相流の圧力損失の計算精度による部分も若干あると考えられる。しかし、もっと大きな理由は、 L_{ev}/L_{SG} の小さな領域では一般に流量が小さく、従って、全体の圧力損失 ΔP_T が小さいため、これから単相流部圧力損失の計算値を差し引いた P_{TP} の値には、計器誤差等が顕著にあらわれるためであって、 L_{ev}/L_{SG} の小さい程、ばらつきが大きくなるようにみえるのは、このことをあらわしている。

以上の考察で、小閥の方法が最も良くあう理由は、同じような形状の曲管による実験データに基づく実験式であるからであろう。

4.1.2 管内熱伝達率

本実験では、沸騰部の長さとそので交換された熱量、および予備実験で求めた管外（一次側）熱伝達係数、一次および二次流体の入口部・出口部温度を利用し、対数平均温度差の定義による沸騰部平均熱伝達率 q_{TP} を求めた。この値は沸騰部全域にわたる平均をあらわすものであるが、実際の伝熱様式はかなり複雑で、沸騰開始点近傍の乾き度 x が 0 近くで核沸騰をし、 x が大きくなると、直管の場合は環状噴霧流から噴霧流へと遷移して行く。本実験は、曲管の伝熱管であるため遠心力の作用が加わり、さらに現象を複雑にしている。一般に直管を流れる二相流では、環状噴霧流となっている乾き度の範囲が広く、この場合に適用される実験式もいくつか提案されている。ここでは、そのうい信頼性が高いと考えられている Guerrieri-Talty の式¹⁵⁾ および Schrock-Grossman の式¹⁶⁾ をとりあげ、本実

験値との比較の対象とすると共に、小関らの曲管に対する実験データと本実験データとの比較も行った。

熱伝達率としての本実験データは、伝熱管を通しての交換熱量を温度差で割って、まず熱貫流率を求め、これから、式(3.18)により管外の一次水側熱伝達係数の項と管壁材の熱伝導の項を差し引いた形で、管内の二次水側熱伝達率として求められている。本実験条件では、管内側熱伝達率にくらべ管外側熱伝達率が極端に小さく、これが伝達速度を支配している。そこで、上のようにして定めた管内側熱伝達率は、大きな値から大きな値を差し引いた残りの小さな値の逆数という形で与えられるため、計測誤差等の影響でばらつきは大きくなる。しかし、熱伝達率の傾向は十分議論できると考える。

Schrock-Grossmanの式は、環状噴霧流の二相流熱伝達率を、強制対流蒸発流に沸騰の効果を加えた形として次のように与えている。

$$\alpha_{TP} = 170 \frac{\lambda_i}{d_i} R_{elo}^{0.8} P_r^{1/3} \left\{ B_o + 1.5 \times 10^{-4} \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.67} \right\} \quad (4.11)$$

$$B_o = \frac{q_{ev}}{W_2 \cdot h_{fg}} \quad (4.12)$$

$$R_{elo} = \frac{d_i \cdot V_2}{\nu_l} \quad (4.13)$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\gamma_l}{\gamma_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (4.14)$$

式(4.12)の B_o はボイリング数と呼ばれ、沸騰の影響が含まれていると考えられる。

一方、Guerrieri-Taltyの式も、強制対流蒸発流を考えたもので、次の形で与えられる。

$$\alpha_{TP} = 3.4 \alpha_l \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.45} \quad (4.15)$$

$$\alpha_l = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} R_{el}^{0.8} P_{rl}^{0.4} \quad (4.16)$$

$$R_{el} = \frac{d_i \cdot V_2 \cdot (1-x)}{\nu_l} \quad (4.17)$$

以上、Schrock-Grossmanの式およびGuerrieri-Taltyの式は共に乾き度 x の関数となっており、 x によりその値は大きく変わる。我々の実験値は平均値であり、直接比較できないので、 $x=0.1$ および 0.9 (平均値は、おそらくこの間に入る)の2通りの計算値と実験値との比較を行うこととした。

一方、小関らは、圧力5~22kg/cm²g.の曲管内二相流の熱伝達率を調べたが、広い乾き度と流量範囲で、 $\alpha_{TP} \approx 2 \times 10^4$ kcal/m²·h·°C近傍であることを得た。そ(66)

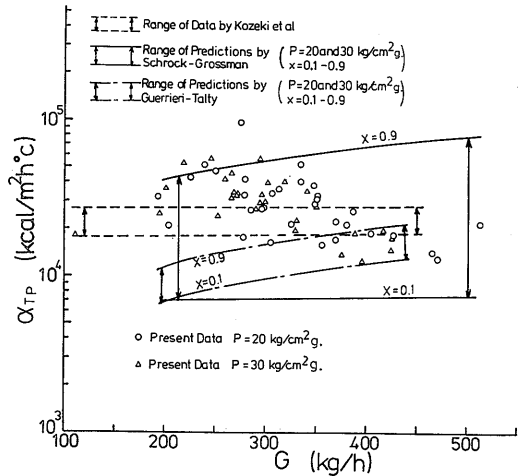


図4-4(a) コイル管二相流熱伝達率 (20, 30kg/cm² g.)

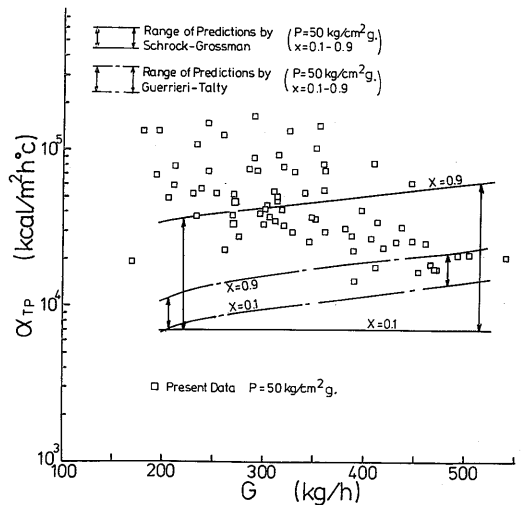


図4-4(b) コイル管二相流熱伝達率 (50kg/cm² g.)

ここで、この小関らの実験データの範囲と本実験値との比較も行うこととした。

図4-4(a)は、S・G出口圧力20kg/cm²g.と30kg/cm²g.のデータと計算値との比較を示す。計算値は20kg/cm²g.と30kg/cm²g.とであまり大きな違いを示さなかったので区別せず、1本の曲線であらわした。同図には、小関らのデータの範囲も示してある。実験値は流量 G が増大するに従い低下しているが、Schrock-Grossmanの式およびGuerrieri-Taltyの式は増大の傾向にある。小関のデータが流量 G にかかわらず一定値

をとることからもわかるように、必ずしも G に対し右上りになるとは限らず、曲管であること、実験条件が異なること、核沸騰の影響など、現象が複雑であることがこのような相違の原因となっていると考えられる。

図4-4(b)は、圧力50kg/cm²g.の場合であって、特に流量の小さい範囲で違いが大きい。上に述べた理由が更に顕著にあらわれたものと考えられる。

以上、現象のメカニズムの把握には、更に検討すべき点もあるが、沸騰部の二相流熱伝達率の平均値は10⁴~10⁵kcal/m²・h・°Cの範囲に入り、圧力が高いほど大きいこと、流量が大きいほど小さくなること、などが明らかとなった。

4.2 不安定流動特性

4.2.1 安定限界流量

実験結果で示したように、一次水の温度、圧力および流量、二次水の伝熱管入口サブクーリング、伝熱管入口絞りおよび伝熱管出口圧力を所定の値に保ちつつ、二次水の流量を少しづつステップ状に減少させて行くと、ある流量のところで、この二次水の流れが振動を始めるようになる。この限界の流量、すなわち安定限界流量に及ばず各パラメータの影響をまとめると以下の通りであった。

- 伝熱管入口絞りを大きくすると安定限界流量は減少する（安定領域が広がる）。
- 一次側から二次側への熱流束を小さくすると安定限界流量は減少する。
- 二次側の圧力を下げると安定限界流量は減少する。
- 二次水の伝熱管入口温度（すなわち、給水サブクーリング）を変えても安定限界流量には、ほとんど影響しない。

(a)~(c)の各パラメータの効果は、試みに行った次のような沸騰部長さ L_{ev} と伝熱管入口絞り係数 K_c の関係としてうまく整理できた。

$$L_{ev} = \frac{G_2 \cdot h_{fg}}{\pi d_i \cdot q_{ev}} \quad (4.18)$$

図4-5に、安定限界時の L_{ev} と K_c の関係を縦軸に両管の平均の K_c 、横軸に L_{ev}/L_{sc} の関係として示す。この図の右上方が安定流動領域、左下方が不安定流動領域である。図にみるように、圧力が高い方が若干安定領域が広いが、実験データはほぼ一本の曲線上にまとまる。(a)~(c)の各パラメータの効果は次のように説明される。

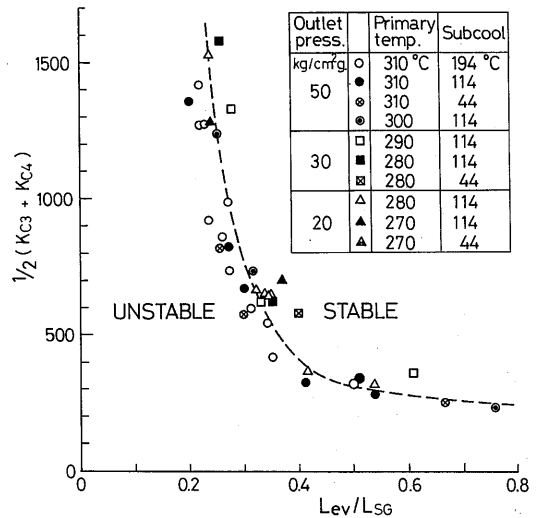


図4-5 並列管安定限界(D)

- 伝熱管入口絞り係数 K_c を大きくすることは、加熱部の圧力損失の大部分を占めている沸騰部と過熱部の圧力損失に対する入口側水単相部の圧力損失を相対的に大きくすることである。この効果は、加熱部入口（入口絞り出口）における流量・圧力特性の負勾配を急にするることになり、それより下流側の圧力損失変動に伴う流動変動を抑制する。すなわち、加熱部に対する給水駆動系特性を定流量駆動特性に近づけることになり、 K_c が大きいほど定流量駆動に近くなる。よって、入口絞りは流量安定化の最も主要なパラメータである。
- 熱流束を下げると安定限界流量が下がることは、式(4.18)に示すように、 L_{ev} が G_2 に比例し、 q_{ev} に反比例することから、限界点の L_{ev} で q_{ev} を下げると G_2 も下がることによって説明される。
- 二次側の圧力を下げると限界流量が下がることは、圧力が低いほど蒸発の潜熱 h_{fg} が大きくなることより、式(4.18)で L_{ev} が一定となるためには、圧力が低下すると G_2 が減少することで説明される。

以上記したように、実験データの整理から安定限界が、伝熱管入口絞り係数 K_c と沸騰部の長さ L_{ev} の関係としてうまく整理できることを見出した。

また、高流量で安定で、低流量になると不安定流動が発生する理由は、次のように説明できる。給水流量が減少すると、予熱部と蒸発部は短くなるが、過熱部は長くなる。したがって、伝熱管圧力損失 ΔP_{sc} に対する各領域の圧力損失の割合が変化する。すなわち、過

熱部圧力損失 ΔP_{sh} の占める割合が大きくなり、蒸発部圧力損失 ΔP_{ev} と予熱部圧力損失 ΔP_{sub} の割合は小さくなる。予熱部は他の領域にくらべて、圧力損失係数も小さい上に長さも短く、更に流体の流速も遅いので、 ΔP_{sub} の占める割合は著しく小さくなるものと考えられる。一方、蒸発部では短区間で蒸発が完了するようになるので、流れ方向に沿ってのボイド率や乾き度の変化率が大きくなるため擾乱が生じやすくなり、この擾乱によって生ずる圧力損失変動がわずかであっても、これが入口側にフィードバックされると、給水流量が大きく変動することになる。このような訳で低流量では不安定流動が発生しやすく、また、これを安定化するためには、(a)で述べたように大きな入口絞り係数が必要となる。

4.2.2 流量振動の性質

実験結果で示したように、本実験で生じた不安定流動は、以下の性質を有している。

- (a) 2本並列管において流動振動が発生しても、振幅が極端に大きくならない限り、各伝熱管の入口と出口のヘッダー間の圧力差が一定に保たれている。
- (b) 流量振動が発生すると、各伝達管の入口の流量変動 δG_i と出口の流量変動 δG_{out} とは 180° 位相がずれている(逆位相になっている)。そして、振動中の流動変動量の絶対値は $|\delta G_i|$ にくらべ $|\delta G_{out}|$ の方が小さい。
- (c) 給水ポンプから2本の伝熱管に流入し、そして流出する全流量は、振動が極端に大きく発散しない限り、振動中もほぼ一定である。すなわち1本の伝熱管への流入流量が増大している間、もう一方の伝熱管への流入流量は減少するため、伝熱管相互に逆位相になっている。
- (d) 振動周期は、流体の流動時間と同じオーダーである。

以上の性質より、この不安定流動は、以下のように説明される密度波振動と呼ばれるものであることが判明した。密度波振動は、伝熱管入口部で流量に変動が生じた時、これが流れによって下流に伝播し、密度変動や沸騰部長さの変動(流体のエンタピの変動)を生じさせ、これが原因となって沸騰部や過熱部の圧力に変動が生じ、この圧力変動が伝熱管入口部での圧力変動を通して入口流量変動へフィード・バックされる機構によって生ずるもので、入口流量変動が発散するような条件となった時、不安定流動となる。(a)、(c)および(d)は、並列管における密度波型の不安定流動の特徴

(68)

そのものであり、また(b)の入口と出口の流量振動に 180° の位相ずれがあることは、沸騰部や過熱部の圧力変動に関連する圧力降下のうち、過熱部の摩擦圧力損失が大きな割合を占める、いわゆる過熱部圧力損失支配の密度波振動の特徴である。

4.2.3 その他

(a) 密度波振動は、入口の流量変動が流れによって伝播し、伝熱等の影響を受けつつエンタルピ変動から、さらに圧力変動へ影響を与え、それが入口の流量変動へフィード・バックされるという複雑なメカニズムよりなっているので、厳密には複雑な計算を計算機によって行わなければならない。また、実験装置や実際の体系ごとに、伝熱様相や圧力降下パターンが異なるので、密度波振動全般にわたって通用する整理式を得ることは非常に困難である。ある実験は伝熱管出口の乾き度が 100% 以下であって、¹⁷⁾ 安定判別図に出口乾き度が入っていたりするし、また、過熱部の長い Na 加熱蒸気発生器にしても、本実験体系とは加熱条件が全く異なる。一般には、現象の解析は上述の複雑な計算を行うのであるが、その場合、摩擦圧力損失係数や熱伝達率などのインプット・パラメータを正確に与えねばならず、静特性の評価が非常に重要になる。以上のようなわけで、本実験体系へ直接適用できる整理式や安定判別図は存在しないため、本実験データの評価を行うことはできなかった。また、計算機による解析も複雑なため、今後の課題とした。

(b) 過熱部圧力損失支配の密度波振動であるから、その安定限界は過熱部長さ L_{sh} で整理できるが、著者らが沸騰部長さ L_{ev} で整理したのは次の理由による。密度波振動は沸騰部の圧縮性が、入口と出口の流量変動に位相差を生じさせるために発生するのであって、沸騰部の存在が密度波振動を可能ならしめていること、および、沸騰部長さ L_{ev} は式(3.27)と式(4.18)によって概略算出できるが、過熱部長さ L_{sh} は、 L_{ev} を介して次式で算出することなどが理由である。

$$L_{sh} = L_{SG} - L_{ev} - L_{sub}$$

(c) 沸騰部の存在が密度波振動による不安定流動の発生原因であり、これは過熱部がなくとも発生するが、ここで、過熱部圧力損失支配の密度波振動とよんだのは、本装置に発生した不安定流動は、過熱部圧力損失が主要な不安定化要因となっている密度波振動という意味である。

(d) 本実験は2本並列管で行ったが、図3-19に示すように、入口絞りの小さい第4列管と、それより入口

絞りの大きい第3列管の両方が不安定となっている。これは、どちらか一方が先に不安定となって、それに引き込まれてもう一方も不安定となったと解釈すべきか、あるいは、並列管の不安定条件というものがある、その条件が満足されると2本同時に不安定となると解釈すべきか興味のある問題である。そこで、図3-19の左側で上下に大きくはなれたケースでは、第3列管の入口絞りを極端に大きくし、一方、第4列管には出口絞りを付け、入口絞りが小さい状態で両管の流量が同じになるように設定した実験を行ったところ、図3-20(a)に示すように、両管の入口絞りの平均で整理できた。これは、上記の后者の解釈が成り立つことを示したと見るべきであろう。これは、また、実炉のように多数の並列伝熱管で構成されている蒸気発生器の不安定流動モードを予想することの困難性を示しているとも云える。実際には、不安定流動が発生している管と安定な管が共存するのであろうが、多数管では伝熱特性の違いも出てくるであろうから、各々の管が要求された負荷レベルで安定条件を十分満足していることが重要である。

(e) 図3-20(a), (b)の安定限界は、本実験装置に対するものであって、一次側の条件や伝熱管の管径、長さなどが変われば、当然安定限界も変わるであろう。しかし、NSR-7炉の運転条件や伝熱管寸法と全く違った一体型船用炉が設計されるとは考えられず、一体型船用炉といえば、NSR-7炉と同様な運転条件ならびに伝熱管が採用されるであろう。本実験装置は、NSR-7炉の運転条件、伝熱管の管径、長さを模擬したものであるから、ここで得られた結果はそのまま実炉の設計、評価に利用できる。

(f) 図4-5が示すように、 $L_{ev}/L_{SC} < 0.35$ となるような低負荷で安定に運転するためには、大きな入口絞りが必要となり、それだけ高揚程の給水ポンプを装備しておかなければならず、実用的でない。従って、実炉においては、蒸気発生器の伝熱管を複数のバンクに分割しておき、負荷レベルに応じて運転するバンク数を増減し、運転中の伝熱管では $L_{ev}/L_{SC} > 0.35$ が満足されるようにすることが必要となろう。

5. まとめ

一体型船用加圧水炉に用いられる貫流型蒸気発生器の伝熱流動特性把握のため、一体型船用炉模擬装置により実験を行い、蒸気発生器の静特性および不安定流動特性のデータを得ると共に解析評価を行った。これをまとめると以下ようになる。

- (1) 実験は、二次側流体の出口圧力を20, 30, 50kg/cm²・g, 入口サブクーリングを44, 144, 184, 194℃, 一次水温度を260, 270, 280, 290, 300, 310℃, 伝熱管入口の絞りを数種類, 二次水の流量を100~1,200kg/hに変え, 伝熱管内の二次水の伝熱特性と圧力損失特性を調べる, いわゆる静特性データを147ケース, 二次水の流れが振動的になる不安定流動特性のデータを37ケース, 合計184ケースについて行った。
- (2) 静特性データとしては, 上記パラメータ範囲にわたり, 圧力損失分布, 予熱部・沸騰部・過熱部の各境界, 二次側流体の温度分布および熱負荷分布などが得られた。
- (3) 沸騰部における管内摩擦圧力損失データを既存の式で評価したところ, 小関の方法が最も良く合い, Martinelli-Nelsonの方法は30%ぐらいの誤差範囲で合致した。
- (4) 沸騰部の熱伝達率は, $10^4 \sim 10^6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ の範囲に入り, 圧力が高いほど大きく, また, 流量が大きいほど小さくなるのがわかった。
- (5) 各パラメータを一定にし, 二次水の流量のみを徐々に減少させてゆくと, ある流量で流れが振動的になる。この安定限界に及ぼす二次流体の圧力, 熱流束, サブクーリングの効果などを調べ, 安定限界が沸騰部の長さや伝熱管入口絞り係数の関係としてあらわせることを見出した。
- (6) この不安定流動は, 過熱部の摩擦圧力損失支配の密度波振動であることがわかった。各パラメータ条件にわたり, 伝熱管入口と出口の流量変動の振幅比や, 振動周期のデータを得ることができた。
- (7) この実験は, 実炉の運転条件および伝熱管を模擬した実験装置で行ったものであり, ここで得られたデータは, そのまま実炉の設計, 評価に利用できるものである。

6. あとがき

本報告は、「一体型船用機器の研究」のうちの貫流型蒸気発生器の不安定流動に関する実験および検討結果である。我国における実機レベルでの実験研究は、本研究の他には動燃のNa加熱蒸気発生器の研究のみであり、軽水炉に関しては、本研究が唯一のものである。その結果、一体型船用炉では、低負荷運転時に二次側に密度波振動による不安定流動が発生し、これが運転限界を規定する重要な要因であること、および、この不安定流動に対する運転パラメータの影響を明らかに

かにした。しかし、実験装置の加熱能力、計装設備などの制限から、2本並列管における安定限界を示すにとどまり、不安定流動時の流量変動振幅の最終的な安定値、多数並列管の場合の挙動、伝熱管管壁温度の変動振幅、前後進切換えなどの過渡的な負荷減少に対する不安定流動の影響などが確認できなかったことは誠に残念である。これらは今後の課題としたい。

謝 辞

本研究は、三井造船株式会社との共同研究として行ったものである。実験装置の設計、製作に当られた同社原子力事業室の小関守史、鎌田 滋、実験装置の運転や実験データの取得に御協力いただいた同社玉野研究所の竹内孝行、森恵次郎の各氏をはじめとする関係諸氏に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) “気液体二相流のダイナミクスに関する研究”，日本機械学会 二相流のダイナミクスに関する研究分科会成果報告書，昭和52年8月，p. 21～108
- 2) J. A. Boure et al. “Review of Two-Phase Flow Instability”, Nuclear Engineering and Design 25 (1973), p. 165～192
- 3) 二見常夫他，“ナトリウム加熱蒸気発生器の不安定現象—その実例と問題点—”，日本機械学会誌，第77巻第672号，昭和49年11月，p. 17
- 4) 入江正彦，“船舶用一体型加圧水炉の概念設計”，日本船舶機関学会誌，第7巻第12号，昭和47年12月，p. 877
- 5) 機械工学便覧，改訂第5版，p. 8～15
- 6) 伊藤英覚，“曲管の流れに関する理論的並びに実験的研究VII (乱れた曲り流れの管摩擦係数)”，東北大学高速力学研究所報告，第14巻，第136号，昭和34年 p. 137
- 7) 森康夫，中山恒，“曲管内強制対流熱伝達に関する研究(第2報，乱流域)”，日本機械学会論文集(第2部)，31巻，230号，昭和40年10月，p. 1521
- 8) A. B. Jones “Hydrodynamic Stability of a Boiling Channel” KAPL-2170, October, 1961年
- 9) 中西重康，“気液二相流の流動安定問題”，日本機械学会関西支部第31回特別講議会テキスト，p. 111～125 昭和52年11月
- 10) R. C. Martinelli et al. “Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water” Trans. of ASME Vol. 70, 1948年 p. 695～702
- 11) 小関守史，“曲管内の二相流動と熱伝達の研究”，東京大学学位論文 昭和48年
- 12) D. Chisholm, L. A. Sutherland “Prediction of Pressure Gradients in Pipeline Systems During Two-Phase Flow” Proc. Instn. Mech. EUGRS. Vol. 184 Pt. 3C 1969-70年 p. 24～32
- 13) J. R. S. Thom “Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 7 1962年 p. 709～724
- 14) C. T. Baroczy, “A Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop” Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. Vol. 62, No. 64 1966年 p. 232～249
- 15) S. A. Guerrieri, R. D. Talty, “A Study of Heat Transfer to Organic Liquids in Single-tube, Natural-circulation, Vertical-tube Boilers”, Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. Vol. 52, No. 18 1956年 p. 69～77
- 16) V. E. Schrock, L. M. Grossman, “Forced Convection Boiling in Tube” Nucl. Sci. Eng. No. 12 1962年 p. 474～481
- 17) 例えば，M. Ishii, N. Zuber, “Thermally Induced Flow Instability in Two Phase Mixtures” 4th Int. Heat Transfer Conf. Paris, 1970年