

# 一体型船用炉の定傾斜時自然循環特性

村田 裕幸\*・小林 道幸\*・伊従 功\*\*

## Study on the Natural Circulation of an Integrated Type Marine Reactor at Inclined Attitude

By

Hiroyuki MURATA, Michiyuki KOBAYASHI and Isao IYORI

### Abstract

Experimental study on natural circulation using an model test rig was conducted at various inclination angles in order to investigate the characteristics of the decay heat removal in an integrated type maine reactor. Also, effects of the secondary coolant flow rate and the electric heater power on the decay heat removal by natural circulation were studied experimentally.

Thermohydraulic behavior of the primary coolant in a reactor core and a steam generator was made clear in detail at various inclination angles. Heat transfer rates at heater surface were evaluated, and they agree with Churchill's equation. Neither the secondary coolant flow rate nor the electric heater power affects the flow patterns of the primary coolant. However, the primary coolant temperature shifts higher and begins to boil in the core as the result of reducing the secondary flow rate or increasing core heater power. So, it becomes more difficult to maintain stable decay heat removal at big inclination angle.

### 目 次

1. まえがき	2	の流れと温度分布	9
2. 実験装置と実験方法	3	(1) 正立状態の場合	9
2.1 実験装置と測定装置	3	(2) 循環様式(I)の場合	10
2.2 実験条件と実験方法	5	(3) 循環様式(II)の場合	13
2.3 実験装置からの熱損失	6	(4) 循環様式(III)の場合	15
3. 標準ケースの実験結果とその考察	7	3.3 炉心部における熱伝達率	15
3.1 1次冷却水の循環様式	7	4. 自然循環に与える2次冷却水, ヒーター出力, SG上・下部チャンバーの仕切りの影響	16
3.2 炉心部・SG部における1次冷却水		4.1 2次冷却水流量の影響	16
		4.2 ヒーター出力の影響	18
		4.3 SG上・下部チャンバーの仕切りの影響	20
		5. まとめ	23
		6. 謝 辞	23
		参考文献	23

\* 原子力技術部

\*\* 大阪支所

原稿受付: 昭和62年4月24日

## 記号表

- $F$  [kg]: 炉心部の1次冷却水にはたらく浮力  
 $i$  [kcal/kg]: エンタルピ  
 $l$  [mm]: 炉心発熱部下端から中心軸上向きに測った距離  
 $l_{SG}$  [mm]: SG部のC3/C4からC5/C6までの鉛直方向距離  
 $l_{CORE}$  [mm]: 炉心発熱部の長さ (=1500mm)  
 $Nu$ : ヌセルト数  
 $q$  [kcal/m<sup>2</sup>h]: ヒーター・ピン表面の熱流束  
 $Q_{SCR}$  [kw]: ヒーター出力  
 $Ra$ : レイリー数 (=Gr · Pr)  
 $t, T$  [°C]: 温度  
 $V$  [m<sup>3</sup>/h]: 体積流量  
 $W$  [kg/h]: 質量流量  
 $Z$  [mm]: SG部のC3/C4から測った鉛直方向の距離  
 $\alpha$  [kcal/m<sup>2</sup>h°C]: ヒーター・ピン表面の熱伝達率  
 $\epsilon_1$ : 炉心部における熱損失率  
 $\theta$  [deg]: 実験装置の傾斜角度  
 $\phi$ : SG部1次冷却水の温度分布の形状に関するパラメーター

## 添字

- $AC$ : コールド・レグA  
 $AH$ : ホット・レグA  
 $BC$ : コールド・レグB  
 $BH$ : ホット・レグB  
 $CORE$ : 炉心部  
 $lp$ : 下部プレナム  
 $sec$ : 2次冷却系  
 $SG$ : SG部  
 $span$ : 炉心部スパン方向  
 $T$ : 総和  
 $w$ : 壁面  
 $\infty$ : 周囲流体  
 1: 2次冷却系のSG部入口  
 2: 2次冷却系のSG部出口

## 1. まえがき

長期間運転した原子炉は停止後にも崩壊熱と呼ばれる多量の余熱を長時間にわたって放出するので、これを取り除かないと燃料棒は高温になり、損傷して内部の放射性物質が外へ漏れ出るおそれがある。

(252)

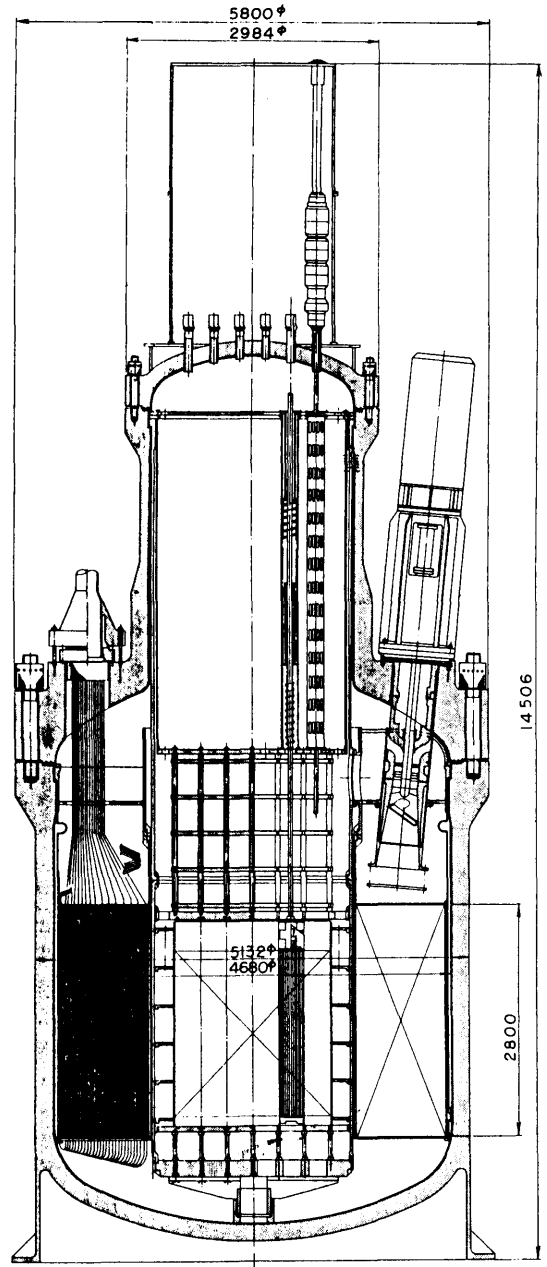


図-1 一体型船用炉の概要

原子力商船が座礁、沈没などの船舶事故を起こした場合には原子炉は直ちに停止されるが、その時にも崩壊熱を自然循環などによって除去できることが要求さ

れる。この要求はIMO（国際海事機構）の「原子力商船安全基準」の三大基本安全要件の一つとして昭和56年に採択されたが、これを機として船舶事故時の崩壊熱除去解析をより確かな解析モデルに基づいて行う必要が生じてきた。

当所ではこうした観点から、自然循環による崩壊熱除去特性が傾斜角によってどのように変わるかという船舶事故に共通する基本的な問題を解明し、傾斜時の自然循環による熱除去特性の解析モデルを確立することをねらいとする模擬実験とその解析を行ってきた。<sup>1)</sup>

傾斜角依存性を特に問題とする理由は、傾斜が自然循環駆動力を変えるばかりでなく、1次冷却系を構成する複数個の冷却ループ間の熱水力の対称性を失わせるためである。現時点では各ループへの流量配分を解析的に求めるのは困難である。とりわけ蒸気発生器が炉心を同心円筒状に取り囲む一体型船用炉（図-1 参照）の場合には、傾斜時の炉心および蒸気発生器内の流れについて多少とも信頼できる経路を解析的な考察だけで描くのは極めて困難であり、何らかの適切な模擬実験に頼るほかないのが現状である。また、この種の傾斜体系には参考となる文献も見当たらない。さらに、現在その信頼性が評価されているRELAPなどの大型の熱流解析コードを定傾斜時の自然循環熱除去用に改造するためにも、模擬実験によって傾斜時に現れる主要な流れの経路についての知見を得ておくことが不可欠である。

2つの冷却ループを持つ模擬実験装置による定傾斜自然循環実験の結果については既に報告した。<sup>1)</sup>本報では一体型船用炉を模擬した実験装置による定傾斜時の自然循環実験から、1次冷却水の循環流量、炉心部・蒸気発生器での温度分布および流動様式の目視観察の結果について報告し、1次冷却水の炉心部・蒸気発生器部での熱力的・水力的挙動の傾斜角依存性を明らかにする。また、2次冷却水流量・ヒーター出力が定傾斜時の自然循環熱除去特性に及ぼす影響についても合わせて報告する。

## 2. 実験装置と実験方法

### 2.1 実験装置と測定装置

実験装置は模擬炉心と、ヘリカル・コイル型蒸気発生装置を模擬した熱交換器とを図-2に示すように連結したループである。

模擬炉心の正面図を図-3に示す。炉心容器は奥行

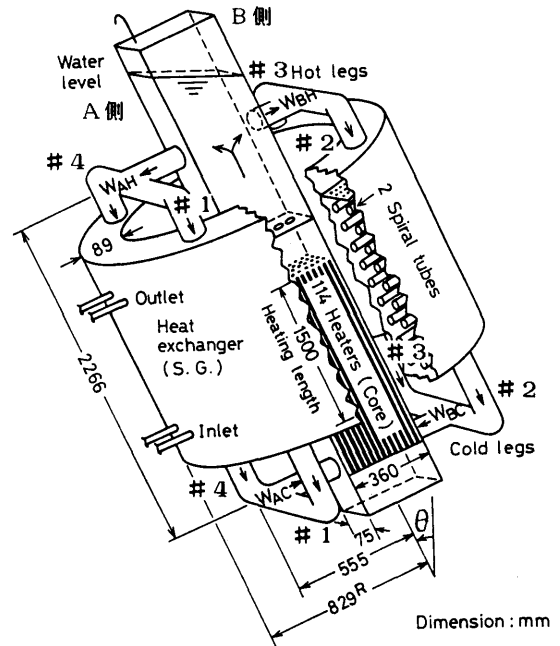


図-2 実験装置概要

75mm、幅360mm、高さ1878mmで、その上下に上部及び下部プレナムがある。上部プレナムは高さ719mm、流路断面は炉心容器と同じであり、下部プレナムは直径420mm、高さ300mmの円筒型である。また上部プレナム・下部プレナムの側面には、直径2インチのホット・レグ及びコールド・レグ配管がついている。ヒーター・ピンは直径10.5mmのシース・ヒーターで、その中間部の1500mmが発熱部（以後、炉心発熱部と呼ぶ）であり、配列はピッチ15mm、5本（奥行）×24本（幅）である。ヒーター・ピンの寸法・ピッチは実炉と同じである。発熱部下端より上流には1次冷却水の整流を行うための下部タイ・プレートがある。また、下部タイ・プレートから下流には360mm間隔でグリッド・スペーサーが4段つけてある。炉心発熱部上端から下流には、集合体出口ノズルを模擬した上部タイ・プレートが設けてある。なお、炉心容器の前面と後面はガラスがはまっており、1次冷却水の流れが目視観察できる。

1次冷却水温度はC-C熱電対で測定した。取付位置は図-4のとおりである（●印）。また、C-A熱電対がヒーター表面に埋め込んであり、その取付位置は③、④、⑤と対応している。以後、ヒーター・ピン軸の

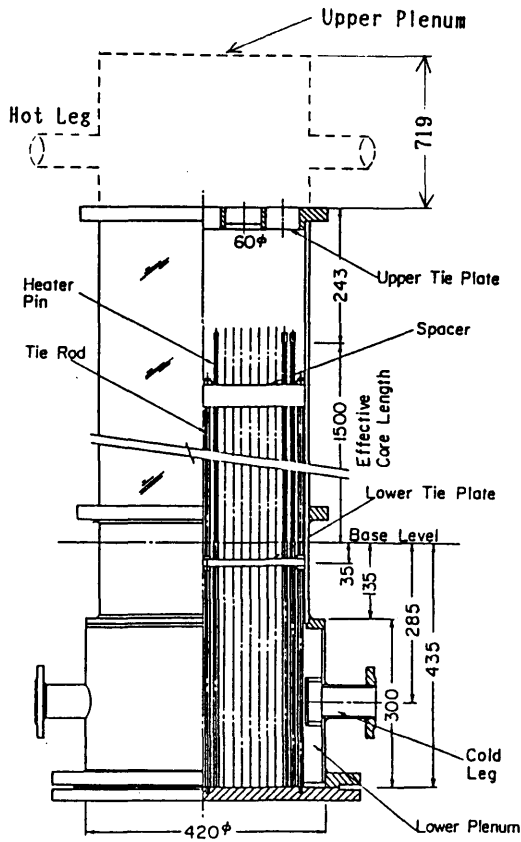
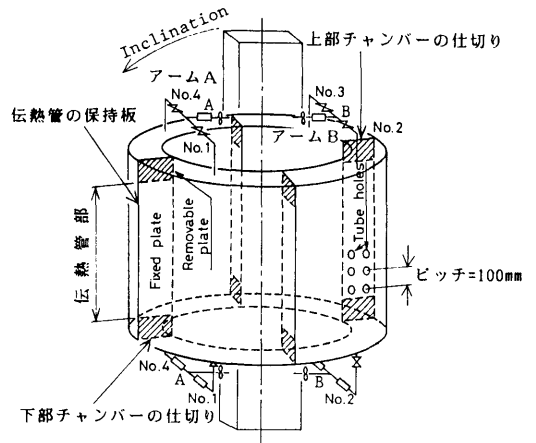


図-3 模擬炉心正面図

直角方向を炉心のスパン方向と呼ぶことにする。

熱交換器（以後、SGと呼ぶ）は、日本造船研究協会で概念設計がなされたNSR-7炉の蒸気発生器を採用した。ただし、垂直方向は実寸大であるが、半径方向は炉心の出力に合わせ薄い円筒で模擬したものである（図-5参照）。SGは炉心上部と下部で、それぞれ2本のアームと4本のレグとによって炉心と結ばれ、1次冷却系を形成している。SG内部は管径1インチの2本の伝熱管が螺線状に12段巻き上げられており、2次冷却水は伝熱管内部をSG下部から上部へと上向きに流れる。伝熱管の位置を保持するため、保持



注：No.1～No.4はレグの番号である。

図-5 SG部のループ付番及び内部構造

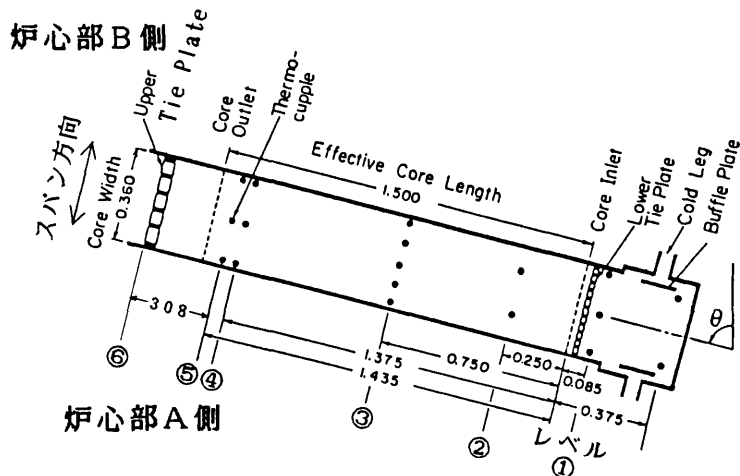


図-4 炉心部熱電対の位置

板が4ヶ所に設けられている。伝熱管と保持板との間には幅0.4mmの円環状の隙間がある。保持板の上部、下部（それぞれ上部チャンバー、下部チャンバーと呼ぶ）には仕切りは設けていないが、この部分（図中、斜線で示した）にも仕切りが装着できる構造になっている。なお、上部チャンバーとその下の伝熱管部とは1次冷却水の分散を促す多孔板によって分かれている。循環流量の計測はプロベラ流速計を用いた。その位置はアーム部A側、B側の計4ヶ所であり、正方向・逆方向どちらの流れも計測できるようになっている。

図-6はSG部の1次冷却水の温度測定に用いたC-C熱電対の位置を示したものである。そのうちC1-B1-B4-B7、C4-B3-B6-D10-B-9、C3-B2-B5-D9-B8はSGの中心軸に平行な直線上にあり、D1-D2-D3-D4-D9-D10は伝熱管に沿って螺旋状に位置している。C1、C2、C3、C4、はホット・レグからの流入温度を、またC5、C6、C7、C8、はコールド・レグへの流出温度を測定するため上・下部チャンバーにある。

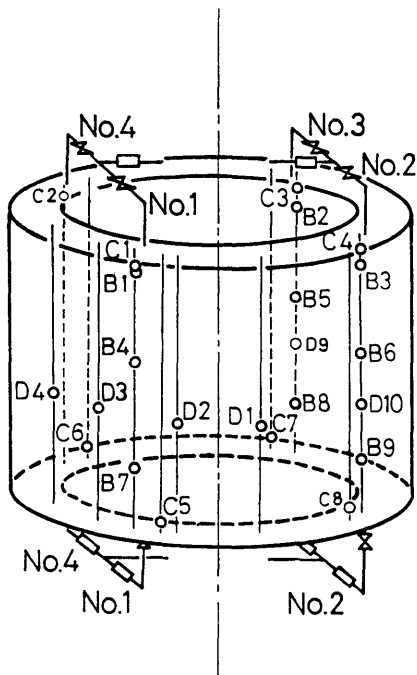


図-6 SG部熱電対の位置

図-7に実験データの処理の概略を示す。ヒーター・ピン表面温度と実験装置各部の主な流体温度は30chの打点式記録計で記録し、常に実験装置内部の状態がモニターできるようになっている。

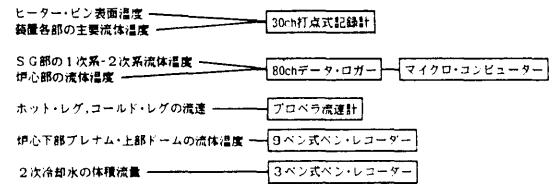


図-7 実験データの処理概要

## 2.2 実験条件と実験方法

海難事故により船用炉がスクラムした状態でも燃料棒からは崩壊熱が放出され、その値はスクラム直後で定格出力の3パーセントである。以上の点から、本実験の標準となるケース（以後、標準ケースと呼ぶ）では、ヒーター・ピン表面の熱流束がNSR-7炉の定格の3パーセント ( $9.1 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ ) に等しくなるようにヒーター出力  $Q_{\text{SCR}} = 60 \text{ kW}$  とし、2次冷却水流量は実験装置を  $90^\circ$  まで傾斜させてもボイドが発生しないよう配慮して  $V_{\text{sec}} = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$  とした。

また、パラメータの影響を調べるため標準ケースに加えて4つの実験ケースを行った。表-1に各実験ケースにおけるパラメータの値と実験番号を示す。ケースCは2次冷却水流量の定傾斜時自然循環に及ぼす影響を調べるためのものである。ケースHとケースLはヒーター出力の影響を調べるためのものであり、それぞれのヒーター・ピン表面の熱流束は定格出力の4パーセント、2パーセントである。両ケースの2次冷却水流量はヒーター出力に対応して、それぞれ  $4 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $2 \text{ m}^3/\text{h}$  とした。ケースSはSG部の上・下部チャンバーの仕切りの影響を調べるためのものである。本実験装置は伝熱管を支持するための保持板がSG伝熱管部での1次冷却水の流れを制限しているが、SG上・下部チャンバーには仕切り板がなく、1次冷却水の自由な流れを許している。ケースSではSG上・下部チャンバーにそれぞれ4枚の仕切りを装着して、1次冷却水の流れを分割した。なお、#24～#27の実験はケースHが  $\theta \leq 70^\circ$  までしか定常にならなかったため、ケースHの  $\theta > 70^\circ$  の各部循環流量を推定するために行ったもの（ケースH'）である。

表-1 本実験シリーズの分類

I) SG上・下部チャンバーに仕切りを入れない場合

傾斜角 $\theta$ [deg]	標準ケース $Q_{SCR}=60(\text{kW})$ $V_{sec}=3.0(\text{m}^3/\text{h})$	ケースC $Q_{SCR}=60(\text{kW})$ $V_{sec}=2.25(\text{m}^3/\text{h})$	ケースH $Q_{SCR}=80(\text{kW})$ $V_{sec}=4.0(\text{m}^3/\text{h})$	ケースH' $Q_{SCR}=80(\text{kW})$ $V_{sec}=5.0(\text{m}^3/\text{h})$	ケースL $Q_{SCR}=40(\text{kW})$ $V_{sec}=2.0(\text{m}^3/\text{h})$
0	# 16	# 1	# 17		# 28
15	# 15	# 2	# 18		# 77
30	# 14	# 3	# 19		# 76
45	# 13	# 4	# 20		# 75
50	# 45	# 5	# 46		# 42
60	# 11	# 6	# 22	# 27	# 32
70	# 7		# 23	# 24	# 33
75	# 8			# 25	# 34
80	# 9			# 26	# 43
85	# 10				# 44

II) SG上・下部チャンバーに仕切りを入れた場合

傾斜角 $\theta$ [deg]	ケースS $Q_{SCR}=60(\text{kW})$ $V_{sec}=3.0(\text{m}^3/\text{h})$
0	# 53
15	# 54
30	# 55
45	# 56
50	# 57
60	# 58
70	
75	# 59
80	
85	# 60

実験は大気圧下で行い、データの測定は実験装置内部で沸騰が起きていないとき、以下の手順で行った。

- (1) 実験装置を所定の傾斜角 $\theta$ だけ傾斜させる (図-2 参照)。
- (2) 2次冷却水流量・ヒーター出力を所定の値に調整する。
- (3) 30ch 打点式記録計の出力を監視し、定常状態になるのを待つ。
- (4) 記録計の出力がほぼ一定になったとき、系は定常状態になったものと見做し、データの収録を行う。また、実験中は適宜注水を行い、実験装置内部が常に液相状態になるように注意した。

2.3 実験装置からの熱損失

図-8 に実験装置における熱収支の関係を示す。1

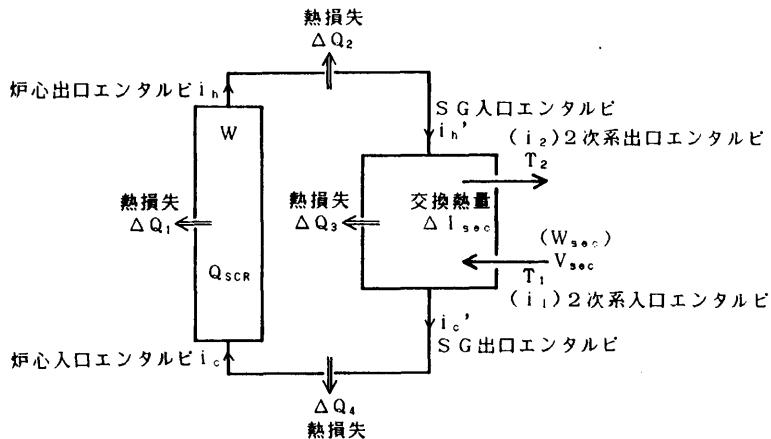


図-8 実験装置における熱収支

次冷却水循環流量を $W$  [kg/h] とすると、各部での熱収支は次のように表わされる。

$$Q_{SCR} - \Delta Q_1 = W(i_h - i_c) \quad (2-1)$$

$$\Delta Q_2 = W(i_h - i_h') \quad (2-2)$$

$$\Delta I_{sec} + \Delta Q_3 = W(i_h' - i_c') \quad (2-3)$$

$$\Delta Q_4 = W(i_c' - i_c) \quad (2-4)$$

系への入熱量と系からの放出熱量は等しいから、

$$Q_{SCR} - \Delta I_{sec} = \Delta Q_T \quad (2-5)$$

である。ただし、 $\Delta Q_T \equiv \sum_i \Delta Q_i$  は装置からの全熱損失である。また

$$\Delta I_{sec} = W_{sec}(i_2 - i_1) \quad (2-6)$$

である。 $(W_{sec}$  は 2 次冷却水の質量流量)。

式 (2-5) を用い、2 次冷却系のエンタルピ差より系の全熱損失を求める。2 次冷却水は伝熱管が 2 本に分かれるため、SG 出口では内側・外側の伝熱管で流体温度が異なる。そこで、SG 出口のヘッダー部での混合温度を 2 次冷却水の SG 出口温度  $T_2$  として全熱損失を評価した。表-2 に標準ケースに対する結果を

表-2 実験装置からの全熱損失の評価

$\theta$	$T_1$	$T_2$	$W_{sec}$	$\Delta I_{sec}$	$Q_{SCR}$	$\Delta Q_T$
[deg]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[%]
			$\times 10^3$		$\times 10^4$	
0	24.3	42.8	2.991	18.4	5.395	-2.0
15	23.9	42.1	2.992	18.1	5.322	-1.8
30	23.8	41.7	2.992	17.8	5.399	1.4
45	23.8	41.7	2.992	17.8	5.399	1.4
50	27.1	44.0	2.989	16.9	5.248	3.8
60	23.6	40.5	2.992	16.8	5.239	5.0
70	24.0	42.1	2.992	18.0	5.319	-1.2
75	25.0	42.1	2.991	18.0	5.324	-1.1
80	25.1	42.3	2.991	17.2	5.324	3.4
85	25.0	42.4	2.991	17.3	5.348	3.3

示す。結果を見ると熱損失が負になる場合があり、これは温度測定の誤差による。温度測定の誤差には①熱電対の測定精度による誤差と、②流体温度の不均一に基づく誤差とがあるが、本実験に用いた熱電対は実験装置に装着される前に 1 本ずつ検定を受けており、測定精度は 0~100°C の範囲で  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  以下であることが確かめられている。 $\theta=0^\circ$  のときの -2.0 パーセン

トの熱損失は、温度差に換算すると約  $0.4^\circ\text{C}$  の誤差から生じており、この程度の誤差は本実験装置では避けられない。

温度測定の誤差により、全熱損失に関して 2 パーセント程度の評価誤差があることがわかったが、いま全熱損失を実験結果の最大値である 5 パーセントと仮定して平均炉心流量  $W_{CORE}$  を決定し、その後で全熱損失の評価誤差の平均炉心流量に及ぼす影響を考えることにする。平均炉心流量は炉心部での熱損失  $\Delta Q_1$  を仮定すると式 (2-1) より求まる。 $\Delta Q_1$  は全熱損失  $\Delta Q_T$  より小さいと見積もられるから、 $\Delta Q_1$  をパラメータとして 0~5 パーセントまで変化させ平均炉心流量を求めることにする。平均炉心流量は炉心部での熱損失率  $\epsilon_1 (= \Delta Q_1 / Q_{SCR})$  をパラメータとして次のように表わされる。

$$\begin{aligned} W_{CORE} &= (Q_{SCR} - \Delta Q_1) / (i_h - i_c) \\ &= Q_{SCR} (1 - \epsilon_1) / (i_h - i_c) \end{aligned} \quad (2-7)$$

$\theta=0^\circ$  のときの実験結果より、次の結果が得られる。

$$\begin{aligned} \epsilon_1 = 5 \text{ パーセントのとき} & \quad W_{CORE} = 1.706 \times 10^3 \text{ [kg/h]} \\ \epsilon_1 = 2.5 \quad \quad \quad \quad & \quad W_{CORE} = 1.751 \times 10^3 \text{ [ " ]} \\ \epsilon_1 = 0 \quad \quad \quad \quad & \quad W_{CORE} = 1.796 \times 10^3 \text{ [ " ]} \end{aligned}$$

なお、式 (2-7) の炉心部入口、出口のエンタルピ  $i_h$ 、 $i_c$  を求める際には、炉心部入口、出口それぞれ数ヶ所の温度を測定して大きな温度分布がないことを確認した上でそれらの平均値を求め、熱電対の測定精度の誤差をなるべく小さくするようにした。

炉心部での熱損失率  $\epsilon_1$  を、表-2 の全熱損失  $\Delta Q_T$  の最大値 (5 パーセント) の半分の 2.5 パーセントと仮定すると、平均炉心流量  $W_{CORE} = 1751$  [kg/h] となる。 $\epsilon_1$  の値は前述した温度の測定誤差などによって影響されるが、それによる  $\epsilon_1$  の変化は高々 2 パーセント程度である。この  $\epsilon_1$  の評価誤差が平均炉心流量に及ぼす影響は  $\pm 50$  [kg/h] 程度であり、この値はプロベラ流速計の測定誤差よりも小さい。本報告では  $\epsilon_1 = 2.5$  パーセントと仮定して平均炉心流量を求めることにする。

### 3. 標準ケースの実験結果とその考察

#### 3.1 1 次冷却水の循環様式

図-9 に、標準ケースのホット・レグ、コールド・レグの A 側、B 側の流量 ( $W_{AH}$ ,  $W_{BH}$ ,  $W_{AC}$ ,  $W_{BC}$ ) と

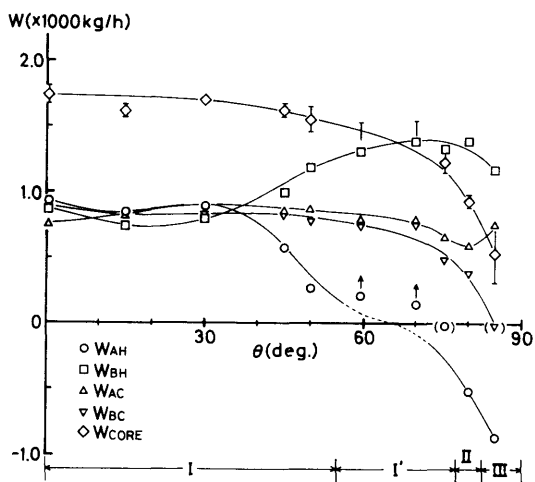


図-9 標準ケースにおける各レグの循環流量の変化

平均炉心流量 ( $W_{CORE}$ ) の傾斜による変化を示す。ここで各レグの流量は、プロペラ流速計の出力値に①プロペラ流速計の測定誤差に対する補正②測定断面の速度分布に対する補正を行って求めたものである。

平均炉心流量はホット・レグ、コールド・レグそれぞれから求めた炉心流量の平均値として

$$W_{CORE} = \{(W_{AH} + W_{BH}) + (W_{AC} + W_{BC})\} / 2$$

と定義し、 $(W_{AH} + W_{BH})$  と  $(W_{AC} + W_{BC})$  の差をバーで示す。ただし、 $\theta = 60^\circ, 70^\circ$  のときはホット・レグ A の流量が減少してプロペラ流速計の測定下限 ( $\pm 3 \text{ cm/s}$ ) 以下になり指示値がゼロになったので、コールド・レグから求めた炉心流量 ( $W_{AC} + W_{BC}$ ) をバーの片方として示す。

さらに、ホット・レグ A の流量のうち流速が測定下限以下で測定できないものに対して、連続の式より求めた流量 ( $W_{AC} + W_{BC} - W_{BH}$ ) をシンボルに上向きの矢印をつけて示す。また、 $\theta = 75^\circ$  のときのホット・レグ A の流量、 $\theta = 85^\circ$  のときのコールド・レグ B の流量も測定値が測定下限より小さかったため、シンボルに括弧をつけて示した。

ホット・レグ、コールド・レグそれぞれから求めた炉心流量は  $\theta = 0^\circ$  で約  $140 \text{ [kg/h]}$  (平均炉心流量の約 8 パーセント) の食い違いがある。炉心流量の誤差は  $\theta \leq 45^\circ$  までは十分に小さいが、傾斜角が増加すると大きくなる。これは、傾斜角の増加につれて各測定断面の速度分布が互いに違ってくるため、全ての断面で

同一であると仮定した速度分布の補正が不適当となるからである。

図-10, 11(a),(b)にそれぞれ  $\theta = 60^\circ, 80^\circ, 85^\circ$  のときの炉心部における 1 次冷却水の流れの目視観察の結果を示す。炉心容器は前面・後面がガラスになっているので、反対側から光を当てて 1 次冷却水の密度差によって生じるゆらぎを目視観察することにより、炉心部における 1 次冷却水の流れを定性的に把握することができる。この方法によれば、測定断面の 1 次冷却水流速が小さい場合でもその流れ方向が判定できる。目

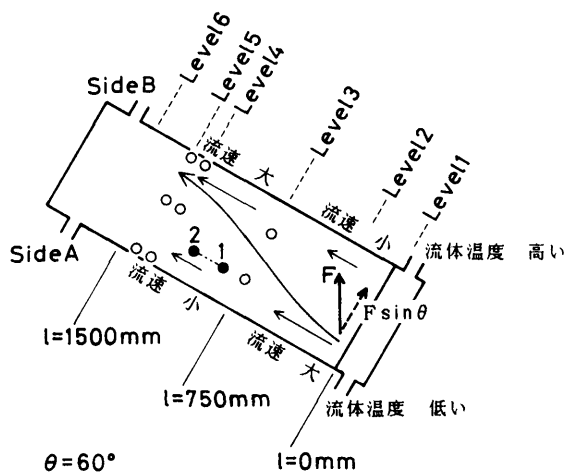


図-10  $\theta = 60^\circ$  のときの炉心部での 1 次冷却水の流動様式

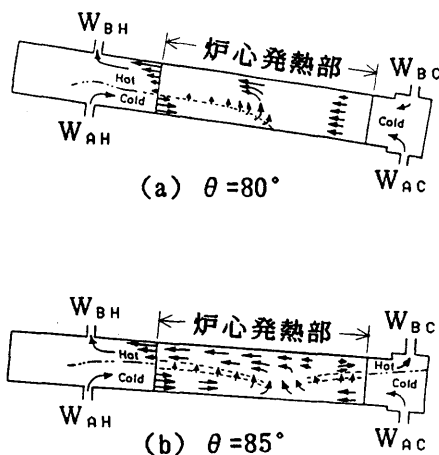


図-11  $\theta = 80^\circ, 85^\circ$  のときの炉心部での 1 次冷却水の流動様式



視観察の結果、 $\theta \leq 75^\circ$  までは各レグの流れは全て順方向だが、 $\theta > 75^\circ$  ではホット・レグ A が逆流となり、 $\theta \geq 85^\circ$  ではコールド・レグ B も逆流となることがわかった。なお、炉心部における 1 次冷却水の詳細な流れについては 3-2 で述べる。

図-9～図-10 の結果をもとに、各レグにおける 1 次冷却水の流れ方向から、1 次冷却水の循環の仕方（以後、循環様式と呼ぶ）は傾斜角によって次の 3 つに分類される。

①  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$  の領域（以後、領域（I）と呼ぶ）では全ての測定点で流れは順方向である。 $\theta > 30^\circ$  ではコールド・レグの流量に変化はないものの、水の浮力の影響によりホット・レグ A の流量  $W_{AH}$  は次第に減少し始め、ホット・レグ B の流量  $W_{BH}$  は逆に増加してゆく。また、平均炉心流量  $W_{CORE}$  は  $\theta \leq 50^\circ$  まではほぼ一定値を保つが、傾斜角の増加につれて次第に減少し

てゆく。なお、 $50^\circ < \theta \leq 75^\circ$  の範囲では  $W_{AH} = 0$  であり、これを特に区別するため、この領域を領域（I'）と呼ぶ。

②  $75^\circ < \theta < 85^\circ$  の領域（領域（II））では  $W_{AH} < 0$  となり、流れは逆流となる。 $W_{BC}$  も減少してゆくが、まだ順方向を保つ。 $W_{BH}$ 、 $W_{AC}$  はほぼ一定値を保つ。一方、 $W_{CORE}$  は傾斜角の増加につれて減少してゆく。

③  $\theta \geq 85^\circ$  の領域（領域（III））では  $W_{BC} < 0$  となり、流れは逆流となる。また  $W_{CORE}$  も大きく減少する。

各循環様式の典型的な 1 次冷却水の流れを図-12 に示す。

### 3.2 炉心部・SG 部における 1 次冷却水の流れ

#### (1) 正立状態の場合

図-13 は  $\theta = 0^\circ$  の炉心部における 1 次冷却水温度

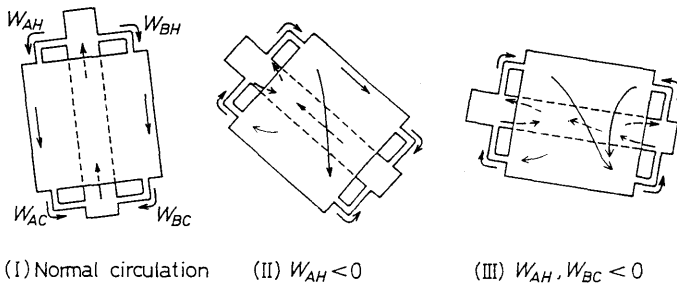


図-12 傾斜角による循環様式の変化

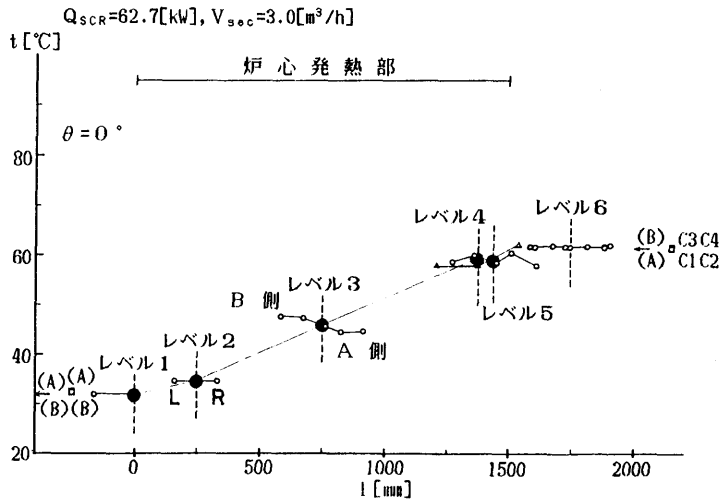


図-13  $\theta = 0^\circ$  のときの炉心部の 1 次冷却水温度分布（標準ケース）

のスパン方向 (図-4 参照) の分布をレベルごとに示したものである。横軸は炉心発熱部下端から中心軸上向きに測った距離 (=レベル) を、縦軸は各測定点での1次冷却水温度を表している。各レベルの位置を縦方向の破線で示す。同一レベルの測定点のデータは実線で結び、炉心部中心軸からの距離に従ってA側の点は破線から右に、B側の点は左にずらして表示する (例えば、レベル2には中心軸からA側に82.5mm離れた測定点Rと、B側に90mm離れた測定点Lがあり、それぞれの距離は横軸の長さに合わせて表示した)。また、レベルを示す破線上の●印は各レベルの測定温度の平均値である。グラフの左端の(A)、(B)の矢印はコールド・レグA、Bでの流体温度を、□印は下部プレナム入口ノズルA側、B側の流体温度を示す。一方、右端の(A)、(B)の矢印はホット・レグA、Bの流体温度を、C1~C4と書かれた□印はSG上部チャンパーC1~C4での流体温度を示す。

図-13ではホット・レグ、コールド・レグにおける流体温度はA側、B側で差がない。また、炉心部における同一レベルの流体温度は若干のバラつきはあるものの、ほぼ同じである。このバラつきは熱電対の測定精度による誤差より大きいので、炉心部のスペーサー等によって流れが乱されるために起きると考えられる。レベル3は第2段スペーサーの65mm下流、レベル4,5はそれぞれ第3段スペーサーの30mm上流、30mm下流の位置である。また、レベル1~5の1次冷却水平均温度 (●印) を結んだ線はほぼ直線になっている。

SG部の1次冷却水温度分布は傾斜した場合を考慮して、各測定点の位置を図-14に示すようにSG上部プレナムB側の測定点C3/C4から各測定点までの鉛直方向距離Zによって整理することにした。なお、 $l_{SG}$ はC3/C4からSG下部プレナムA側の測定点C5/C6までの鉛直距離を表す。図-15に正立時のSG部の1次冷却水温度分布を示す。グラフ上の曲線は、1次元対向流型熱交換器における温度分布の式

$$t_{SG}^*(z) = \{t_{SC}(0) - t_{SC}(z)\} / \{t_{SC}(0) - t_{SC}(l_{SG})\} \\ = \{1 - \exp(-\phi z / l_{SG})\} / \{1 - \exp(-\phi)\} \quad (3-1)$$

に実験結果を代入し (ただし、 $\phi$  は熱交換器の熱貫流率より決まる分布形状に関係したパラメータ)、実験結果と一致するように  $\phi = 1.5$  とおいた式

$$t_{SC}(z) = 61.7 - 30.0 \times \{1 - \exp(-1.5z / l_{SG})\} /$$

$$\{1 - \exp(-1.5)\} \quad (3-1)'$$

を表わしている。また、図の左端・右端に示された矢印はそれぞれホット・レグ、コールド・レグの1次冷却水温度を示す。このとき、1次冷却水温度はSGの中心軸に関して $180^\circ$ 離れた測定点 (例えば、B4とB5、B7とB8) でも式(3-1)'の曲線に乗り、鉛直方向の距離Zのみで整理できることがわかる。

(2) 循環様式(I)の場合

前述したように、傾斜角が $\theta \leq 75^\circ$ の場合には各レグの循環流量は全て順方向である。しかし、傾斜角が大きくなるにつれて、炉心・SG内部の流動様式は正立状態のときとは次第に違ってくる。

図-16に $\theta = 30^\circ$ のときのSG内部の1次冷却水温度分布を示す。図中の白マルはB側の測定点のデータを、黒マルはA側のデータを示す。鉛直距離Zで整理すると、 $\theta = 30^\circ$ のときの温度分布は $\theta = 0^\circ$ のときのように1本の曲線には乗らず、SGのA側、B側それぞれ

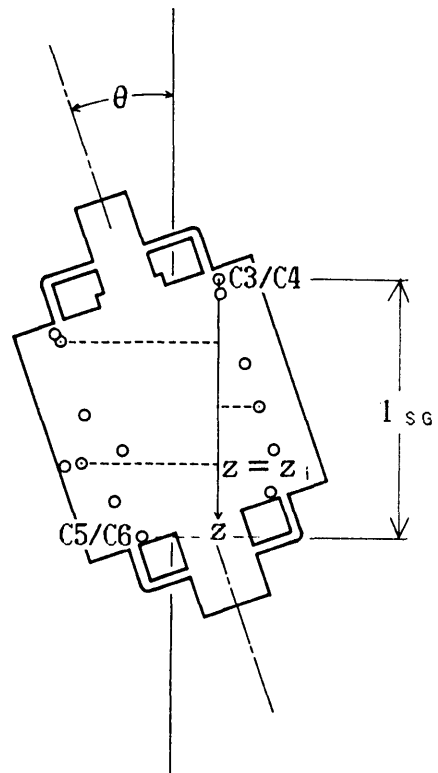


図-14 SG部の温度分布における横軸Zのとり方

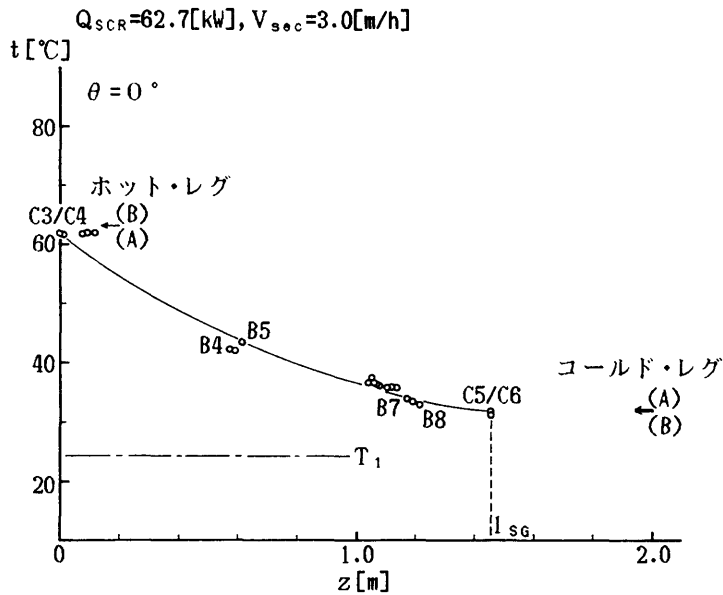


図-15  $\theta = 0^{\circ}$  のときの SG 部の 1 次冷却水温度分布 (標準ケース)

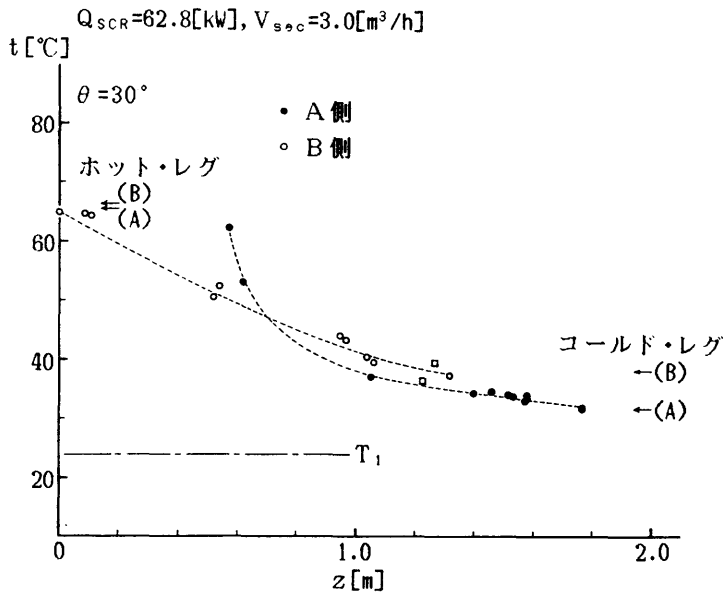


図-16  $\theta = 30^{\circ}$  のときの SG 部の 1 次冷却水温度分布 (標準ケース)

れで独立した温度分布を持つ (破線は A 側, B 側それぞれの温度分布の最適曲線を示す)。図-9 の循環流量の結果を参考にすると,  $\theta \leq 30^{\circ}$  のときホット・レグ, コールド・レグの流量は A 側, B 側でほぼ同じであり, SG 内部で 1 次冷却水は A 側, B 側で殆ど流量交換を行

わないで流下すると考えられる。このため,  $\theta \leq 30^{\circ}$  では SG 内部の 1 次冷却水は A 側, B 側それぞれで別々の温度分布を持つと考えられ, SG 部の A 側, B 側を区別しない鉛直距離  $Z$  で整理すると 1 本の曲線に乗らなくなるのである。

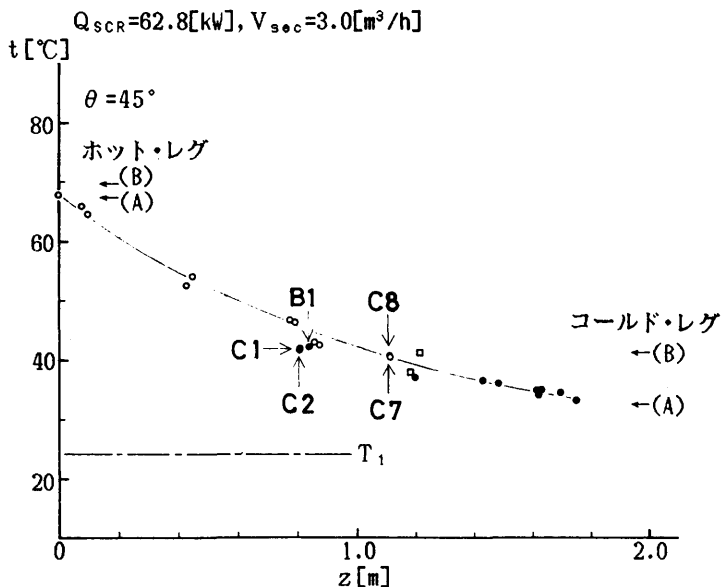


図-17  $\theta = 45^\circ$  のときの SG 部の 1 次冷却水温度分布 (標準ケース)

図-17 に  $\theta = 45^\circ$  のときの SG 部における 1 次冷却水温度分布を示す。シンボルは図-16 と同じである。温度分布は曲線

$$t_{sc}(z) = 67.6 - 34.2 \times \frac{\{1 - \exp(-1.5z/l_{sc})\}}{\{1 - \exp(-1.5)\}} \quad (3-1)''$$

に乗り、測定点 C3, C4 (図中、左端のデータ) からの鉛直距離  $Z$  のみで表わされる。図-9 を見ると、ホット・レグ A の流量はホット・レグ B の流量の半分近くにまで減少しているが、まだ 1 次冷却水はホット・レグ A から SG へ流入している。ところが、SG 上部チャンパー A 側 (C1, C2) の 1 次冷却水温度はホット・レグ A の 1 次冷却水温度に比べて非常に低い。ホット・レグ A から流入した 1 次冷却水が SG 部 A 側を下方に流下するならば、バッフル板の裏にある C1, C2 の流体温度はホット・レグ A の 1 次冷却水温度に近い値を示すはずである。SG 上部チャンパーに可視部はないので SG 内部における 1 次冷却水の流動様式の詳細は断定できないが、以上の温度比較からその概略は次のようになると考えられる (図-18 参照)。

① ホット・レグ A から流入する 1 次冷却水は SG 上部チャンパーのバッフル板に衝突するが、周囲の流体と比べて高温で密度も小さく流量も小さいので、上部チャンパー B 側へと上昇する。

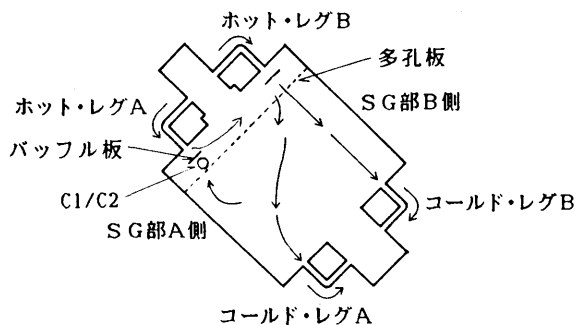


図-18  $\theta = 45^\circ$  のときの SG 内部の 1 次冷却水の流動様式

② ホット・レグ B から流入した 1 次冷却水は SG 伝熱管部を流下して、コールド・レグ A, B から流出するが、SG 部の一部を通った流体は C1/C2 に低い温度となって逆戻りする。

ここには示さないが、 $W_{AH} = 0$  となる  $\theta = 60^\circ$  のときの SG 部の 1 次冷却水温度分布も  $\theta = 45^\circ$  のときの温度分布と類似であり、ホット・レグ A から SG 部に流入する 1 次冷却水は  $\theta = 45^\circ$  では SG 部 A 側を流下しないという推論は正しいと考えられる。このように 1 次冷却水が SG 上部チャンパー B 側から流下するため、温度分布は C3/C4 からの鉛直距離  $Z$  で表示されることが考えられる。

図-10 に示したように、 $\theta=60^\circ$  において1次冷却水は炉心部をS字形に横切るように流れる。これは、1次冷却水に生じる浮力 $F$ のうち $F \sin \theta$ の成分はスパン方向に作用するため、傾斜角が大きくなるにつれて浮力のスパン方向の成分が大きくなるからである。このように $\theta=60^\circ$ では炉心部の1次冷却水はS字形に流れるので、炉心発熱部下半分（レベル1～3）ではA側で、上半分（レベル3～5）ではB側で流速（＝質量流量）が大となる。また、図-10中の点1から点2までの間の1次冷却水の温度上昇は、表面熱流束・比熱は一定であるので質量流量に反比例し、炉心発熱部下半分では流速の小さいB側の温度上昇がA側と比べて大となり、上半分では逆にA側の温度上昇の方が大となる。

図-19 に $\theta=60^\circ$ のときの炉心部における1次冷却

水温度分布を示す。シンボル等は図-13と同様である。下部プレナムに流入するコールド・レグの1次冷却水のA側、B側の温度差は $10.2^\circ\text{C}$ だが、前述のように炉心発熱部下半分では温度の高いB側の温度上昇が大きいので、レベル3ではA側端～B側端の温度差 $\Delta T_{\text{span}}$ は $14.9^\circ\text{C}$ と拡大し、逆に上半分では温度の低いA側の温度上昇が大きいのでレベル5で $11.1^\circ\text{C}$ （レベル4では $7.1^\circ\text{C}$ ）と縮小する。その後上部プレナムに達した1次冷却水は上部タイ・プレートでかくはんされるため、レベル6の温度分布の形状はレベル5と似ているが、A側～B側の温度差は減少する。また、ホット・レグAの1次冷却水温度はSG上部チャンパーA側（C1, C2）での温度とほぼ等しいが、 $W_{\text{AH}} \approx 0$ であるためSG上部チャンパーのC1/C2とほぼ等しい温度となると考えられる。

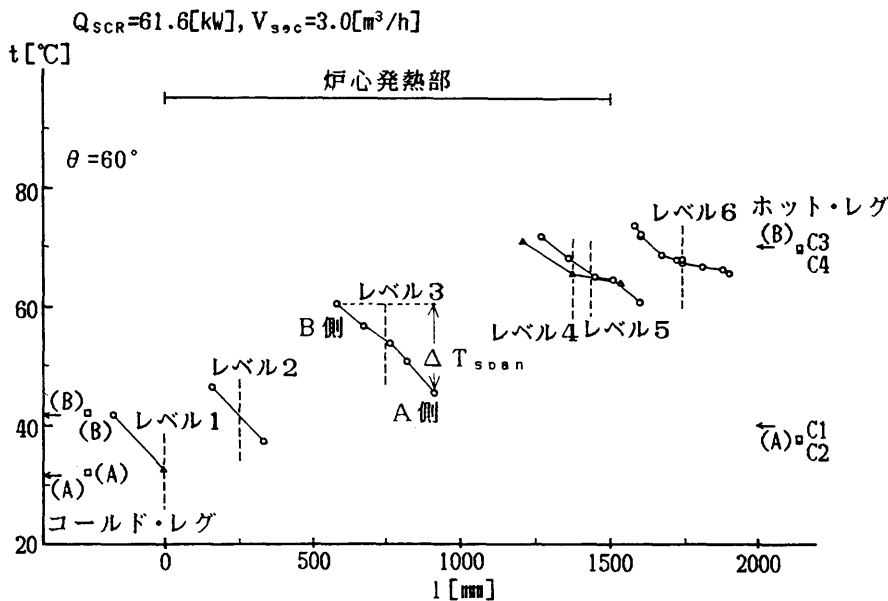


図-19  $\theta=60^\circ$ のときの炉心部の1次冷却水温度分布（標準ケース）

### (3) 循環様式(II)の場合

前述したように領域(II)ではホット・レグAが逆流し、炉心部における1次冷却水の流動様式は図-11(a)のようになる。 $\theta=80^\circ$ のときの炉心部における1次冷却水温度分布を図-20に示す。このとき、ホット・レグAから炉心部に流入した1次冷却水は、下から上昇してくる1次冷却水に巻き上げられ混合し、ホット・レグBから流出する（図-11(a)参照）。このため、

レベル4, 5, 6のA側端での1次冷却水温度はホット・レグAでの流体温度とほぼ等しく、その下のレベル3のA側端での温度よりも低い。また、ホット・レグBでの1次冷却水温度はレベル4, 5, 6のB側端での流体温度と比べるとやや低い。こうしてホット・レグAから逆流した低温の1次冷却水が炉心冷却に寄与するため、平均炉心流量が減少しても炉心内の自然循環は保たれる。また、コールド・レグA側、B側の1次冷

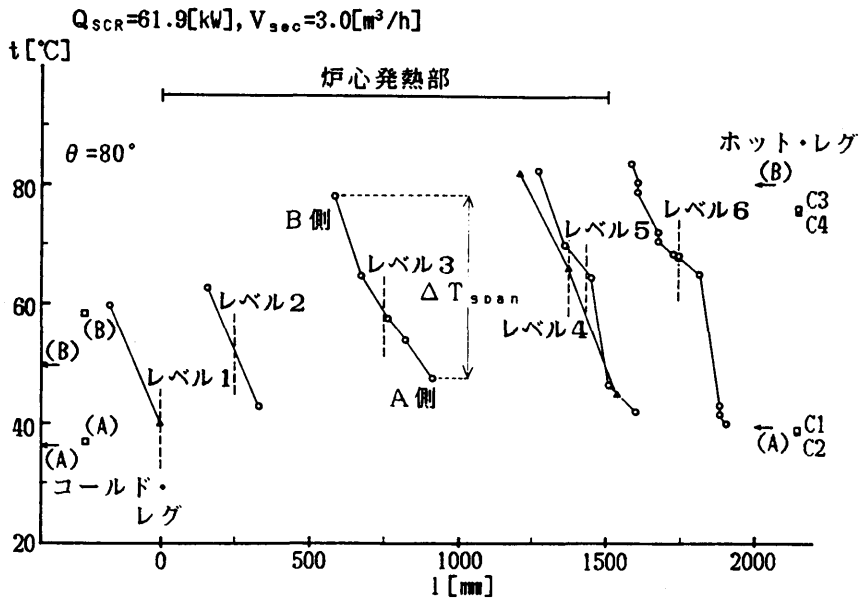


図-20  $\theta = 80^\circ$  のときの炉心部の1次冷却水温度分布 (標準ケース)

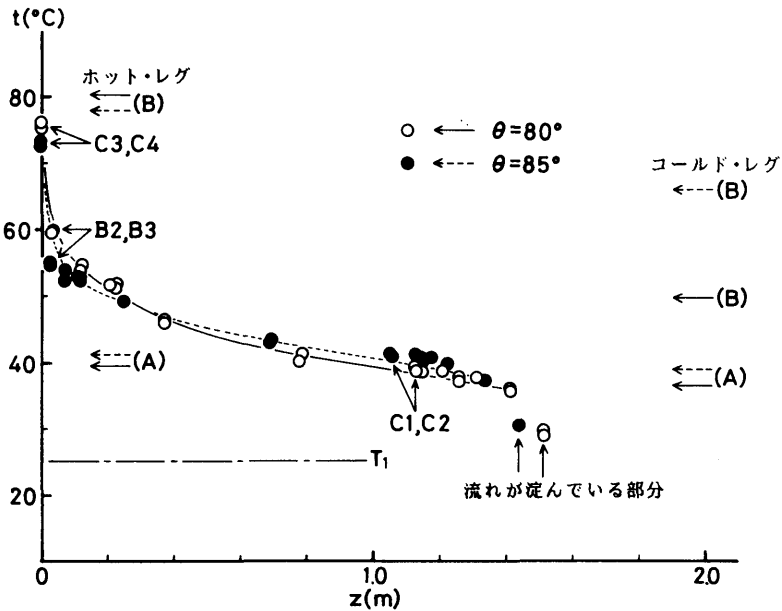


図-21  $\theta = 80^\circ, 85^\circ$  のときのSG部の1次冷却水温度分布 (標準ケース)

却水の温度差は  $13.3^\circ\text{C}$  だが、レベル3では  $\Delta T_{\text{span}} = 30.8^\circ\text{C}$  と拡大しており、炉心発熱部でのS字形の流れ(図-10参照)が一層強まっていることがわかる。

図-21に  $\theta = 80^\circ$  のときのSG部の1次冷却水温度

分布を示す。 $\theta = 80^\circ$  の場合、SG上部チャンバーA側(C1,C2)の低温流体はホット・レグAから炉心部へ流入する。上部チャンバーB側(C3,C4)の1次冷却水温度に比べて、多孔板で隔てられた伝熱管部の測定点

(B2, B3) の温度は(距離が近いにも拘わらず)約 15°C も低い。これは、SG 部 A 側の低温領域が拡大して伝熱管部 B 側にも影響を及ぼしたものと考えられる。また、傾斜角が大きくなりコールド・レグ A の位置より下の部分で流れが淀むようになったため、そこでの 1 次冷却水温度はコールド・レグ A での温度より低い。

(4) 循環様式(Ⅲ)の場合

領域(Ⅲ)ではコールド・レグ B も逆流するため、炉心部における 1 次冷却水の流動様式は 図-11 (b) のようになり、1 次冷却水が下部プレナムから SG 下部チャンバーに流れこむ。 $\theta=85^\circ$  のときの炉心部における 1 次冷却水温度分布を 図-22 に示す。レベル 4、5、6 の A 側では低い温度を示す測定点が  $\theta=80^\circ$  のときと比べ多くなり、炉心上部 A 側の低温領域が拡大していることを示す。これは 図-9 で、 $W_{AH}$  の逆流が  $\theta=80^\circ$  のときと比べて増加していることからわかる。また、炉心発熱部 B 側端の 1 次冷却水温度は  $\theta \leq$

$80^\circ$  ではレベルが上がるにつれ上昇したが、 $\theta=85^\circ$  ではレベル 3 が周囲のレベルに比べて高くなっており、これは炉心部 B 側の 1 次冷却水の流れ方向が上半分と下半分とで異なるためと考えられる。

$\theta=85^\circ$  のときの SG 部における 1 次冷却水温度分布を 図-21 に示す。 $\theta=85^\circ$  ではコールド・レグ B が逆流するため  $\theta=80^\circ$  のときの温度分布とは異なると予想されたが、両者に顕著な差異はなかった。これは  $W_{BC}$  が小さいことと、コールド・レグ B から流入した 1 次冷却水が SG 下部チャンバーを B 側から A 側へそのまま流下するため( 図-12 (Ⅲ)参照)、逆流の影響が近くの測定点まで及ばなかったものと考えられる。 $\theta=85^\circ$  のときの淀み領域での 1 次冷却水温度は  $\theta=80^\circ$  に比べて高く、これはコールド・レグ B から高温の 1 次冷却水が下部チャンバー A 側へ流下するためと考えられる。

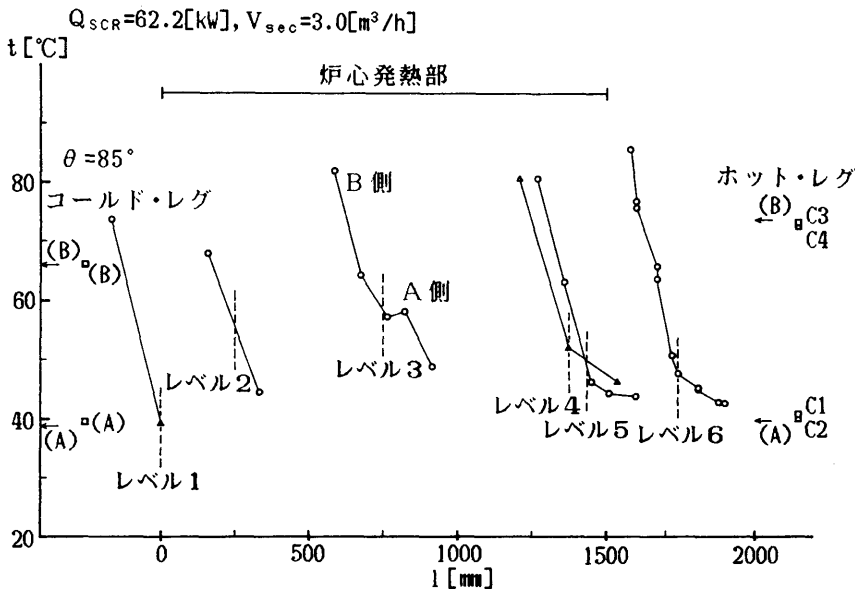


図-22  $\theta = 85^\circ$  のときの炉心部の 1 次冷却水温度分布 (標準ケース)

3.3 炉心部における熱伝達率

ヒーター・ピン表面での熱伝達率  $\alpha$  は

$$\alpha = q / \{T_w(l_i) - T_\infty(l_i)\} \quad (3-2)$$

として求められる。ここで、 $q$  はヒーター・ピン表面の熱流束、 $T_w(l_i)$ 、 $T_\infty(l_i)$  はそれぞれ炉心部  $l=l_i$

におけるヒーター表面温度、1 次冷却水温度である。炉心発熱部にはヒーター表面温度とその近傍の 1 次冷却水温度の測定点が 7 ヶ所あり、その位置は 図-23 に示す通りである。式 (3-2) より求めた熱伝達率の傾斜角による変化を 図-24 に示す。また図中の実線は、強制-自然共存対流の垂直円管の熱伝達率に対す

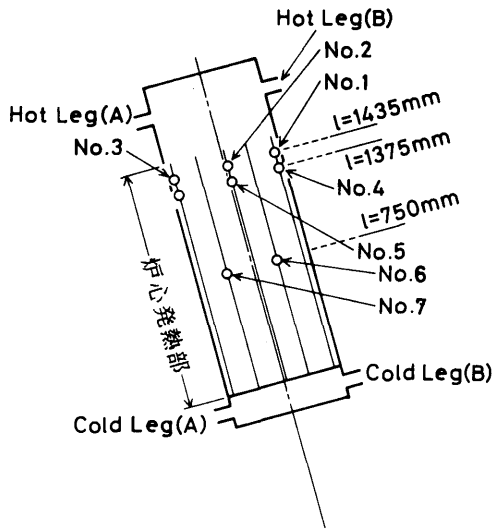


図-23 炉心部の熱伝達率の測定位置

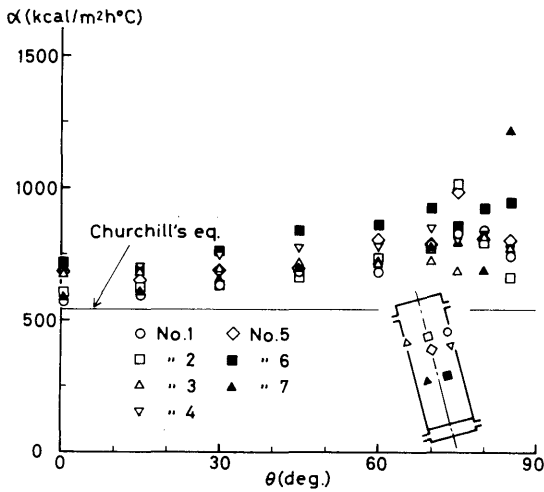


図-24 ヒーター・ピン表面の熱伝達率の変化

る Churchill の経験式<sup>2)</sup>

$$Nu = \{ (4.36)^6 + (1.69 Ra^{0.25})^6 \}^{1/6} \quad (3-3)$$

より求めた熱伝達率を示している。実験値は式(3-3)の値とほぼ等しい。これは密集したヒーター・ピン群の周囲の流れが煙突効果により強制-自然共存対流となり、そのため熱伝達率も自然対流の場合よりも増大したと思われる。正立時の熱伝達率の測定値は同一レベル(例えば、測定点1, 2, 3)においても100(kcal/m<sup>2</sup>h°C)程度のバラつきがあり、これはス

ペーサーによって流れが乱されたため温度測定値に誤差が生じたと考えられる。各測定点の熱伝達率は傾斜角の増加につれて若干増加する傾向を示すものの、明瞭な傾向は得られなかった。しかし、その値は正立時の熱伝達率の1.0~1.6倍の範囲に収まっている。

#### 4. 自然循環に与える2次冷却水、ヒーター出力、SG上・下部チャンバーの仕切りの影響

##### 4.1 2次冷却水流量の影響

ヒーター出力が同じ場合、2次冷却水流量を減少させると2次冷却水のSG出口温度は上昇する。2次冷却水の温度上昇が1次冷却水の循環流量と温度分布に及ぼす影響を、標準ケースとケースCの比較によって調べる。

図-25にケースCの各レグの循環流量の変化を示す。図中の黒く塗りつぶしたシンボルは標準ケースの結果である。また、両ケースの結果をそれぞれ実線、破線で結ぶ。ケースCは $\theta > 60^\circ$ のとき炉心加熱部で沸騰が起こったため、自然循環を長時間は保てなかった。両ケースの循環流量は多少の違いはあるもののほぼ等しく、 $\theta \leq 60^\circ$ の範囲では1次冷却水の循環様式・流量は両ケースで殆ど同じであることがわかる。

図-26は $\theta = 45^\circ$ のときの炉心部における1次冷却水温度分布を示す。図中の1点鎖線は2次冷却水のSG入口温度 $T_1$ を示す。また、黒く塗りつぶしたシンボルは2次冷却水の温度差を補償するため、標準ケー

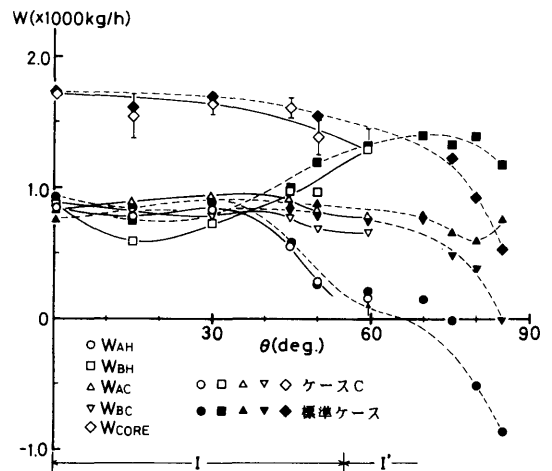


図-25 ケースCにおける各レグの循環流量の変化



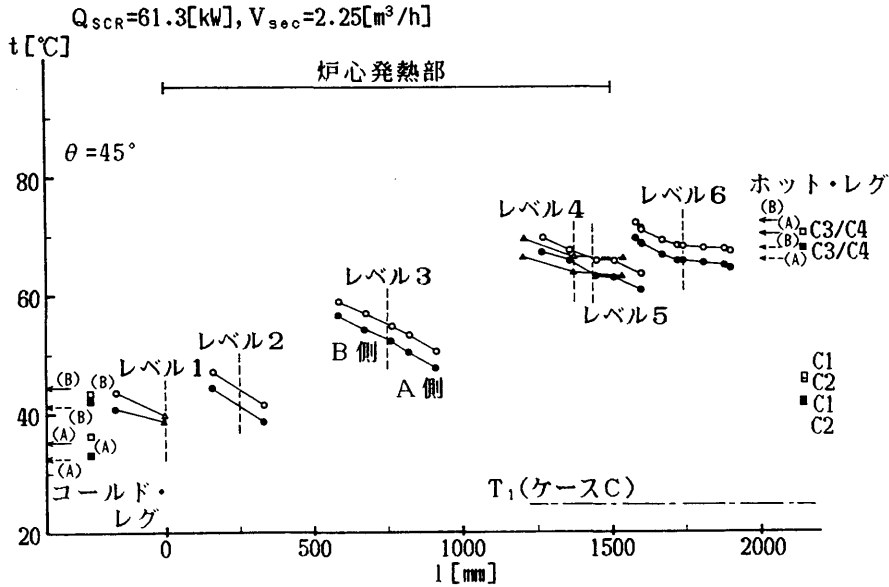


図-26  $\theta = 45^\circ$  のときの炉心部の1次冷却水温度分布 (ケースC)

スの結果を2次冷却水入口温度  $T_1$  に関する両ケースの差だけずらして示したものである。両ケースのコールド・レグ、ホット・レグにおける1次冷却水温度を矢印(ケースCは実線で、標準ケースは破線)で、下部プレナム、SG上部チャンバーでの温度を□印(ケースCは白ぬきで、標準ケースは黒く塗りつぶして)で示す。両ケースの温度分布は分布形状がよく一致しており、ケースCの方が約  $2.5^\circ\text{C}$  高い。この分布形状と循環流量より、ケースCの炉心部における1次冷却水の流動様式は標準ケースと同じであることがわかる。

図-27に $\theta = 45^\circ$ のときのSG部における1次冷却水温度分布を示す。図中の1点鎖線は2次冷却水のSG入口温度を示し、標準ケースの結果は図-26と同様の温度補正を行なっている。また、グラフの左側、右側にホット・レグ、コールド・レグにおける1次冷却水温度を(ケースCは実線の、標準ケースは破線の)矢線で示す。両ケースの温度分布はケースCが約  $2.5^\circ\text{C}$  高いものの分布形状はよく一致しており、SG部でも両ケースの1次冷却水の流れは同じであることがわかる。

以上のことから次の結論が得られる。ヒーター出力を  $60\text{kW}$  と一定にして、2次冷却水流量を  $3.0\text{m}^3/\text{h}$  から  $2.25\text{m}^3/\text{h}$  に減少させると、

- (1) 2次冷却水のSG出口温度が上昇するため、SG

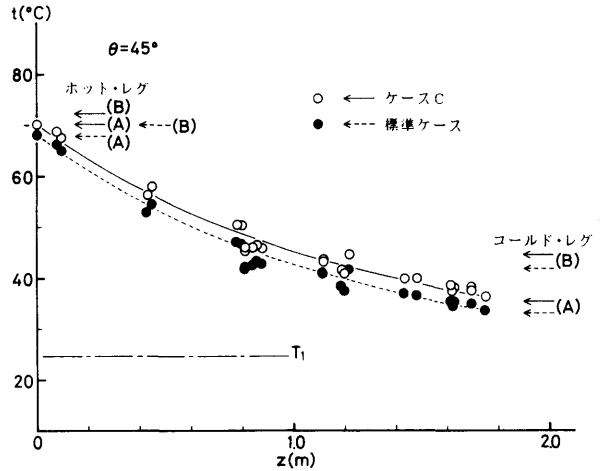


図-27  $\theta = 45^\circ$  のときのSG部の1次冷却水温度分布 (ケースC)

部・炉心部の1次冷却水温度は若干上昇するものの温度分布の形状は変化せず、自然循環の駆動力も変化しない。

- (2) このため1次冷却水の循環流量・循環様式も変化せず、SG部・炉心部内部の1次冷却水の流動様式も変化しない。
- (3) 1次冷却水の温度が上昇するため炉心部での沸

騰が起りやすくなり、定常的な自然循環の維持は困難になる。

### 4.2 ヒーターの出力の影響

図-28にはケースLの、図-29にはケースHの各レグの循環流量の変化を示す。いずれの図でも黒く塗りつぶしたシンボルは標準ケースの結果である。なお、ケースHでは沸騰のために $\theta \leq 70^\circ$ までしか自然循環が維持できなかったため、 $\theta = 75^\circ, 80^\circ$ についてはケースH'の結果を示す。図-25から2次冷却水流量が増加しても循環流量はほぼ同じであることから、 $\theta >$

$70^\circ$ で自然循環が保てた場合、ケースHの各レグの循環流量はケースH'とほぼ等しいと考えられる。図-28、図-29からケースL、ケースHの循環流量の傾斜角による変化は定性的に標準ケースと一致していることがわかる。

これより平均炉心流量が求められる $\theta \leq 50^\circ$ の範囲で、ヒーター出力と平均炉心流量との関係を示したのが図-30である。この傾斜角範囲では、各ヒーター出力において平均炉心流量は傾斜角にかかわらずほぼ一定である。図中の実線は実験結果の近似式

$$W_{CORE} = 260.0 \times Q_{SCR}^{0.45} \quad (4-1)$$

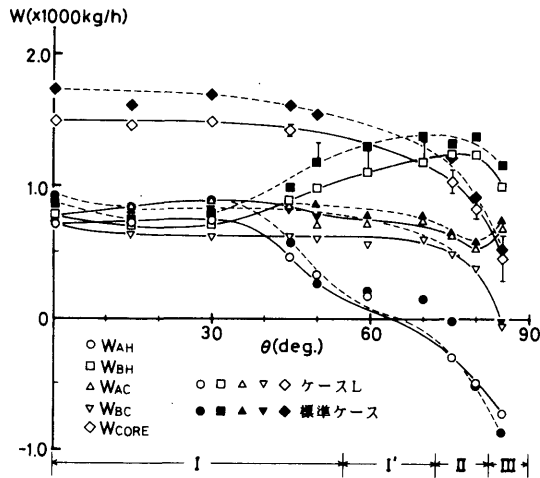


図-28 ケースLにおける各レグの循環流量の変化

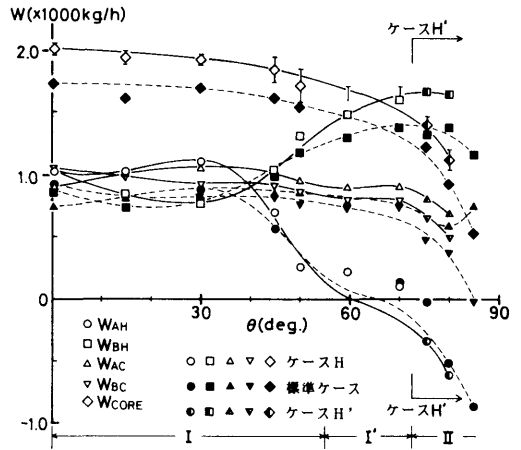


図-29 ケースHにおける各レグの循環流量の変化

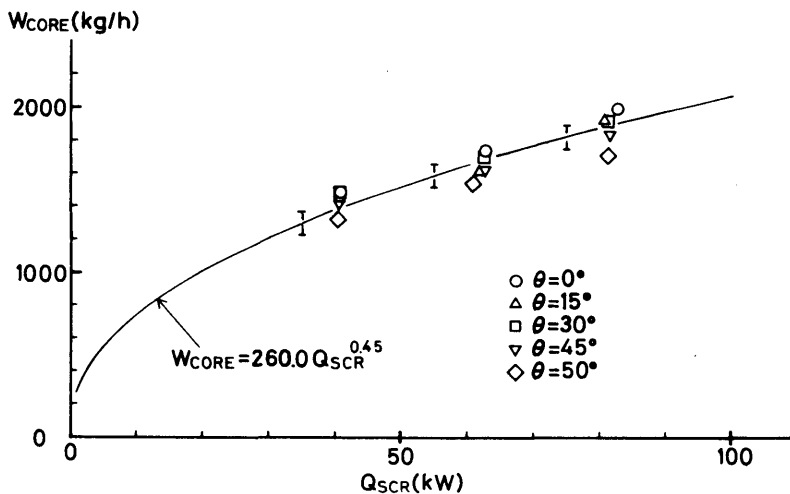


図-30 ヒーター出力と平均炉心流量の関係

を表わす。またバーは平均炉心流量の測定誤差を表わし、その幅は標準ケースの  $\theta = 0^\circ$  のときの誤差が 140 kg/h であるので  $\pm 70$  kg/h とした。実験結果は式 (4-1) によく合っていると見える。なお、正立状態の自然循環実験における平均炉心流量とヒーター出力の関係式

$$W_{CORE} \propto Q_{SCR}^n \quad (4-2)$$

における指数  $n$  については、 $n = 0.33$  あるいは  $n = 0.5$  という値が報告されている<sup>3), 4)</sup>。

ヒーター出力当たりの平均炉心流量 ( $= W_{CORE} / Q_{SCR}$ ) は式 (4-1) より

$$W_{CORE} / Q_{SCR} = 260.0 \times Q_{SCR}^{-0.55} \quad (4-3)$$

となり、ヒーター出力の増加につれて減少することがわかる。これは、ヒーター出力の増加につれて炉心部での 1 次冷却水の最高温度が上昇し、沸騰が起りやすくなることを意味する。

図-31 に  $\theta = 45^\circ$  のときのケース L、標準ケース、ケース H の炉心部における 1 次冷却水温度分布を示す。2 次冷却水の温度差を補正するため、ケース L とケース H の温度分布は 2 次冷却水の SG 入口温度  $T_1$  に関する標準ケースとの温度差だけずらしている。同一レベルでの 1 次冷却水温度はヒーター出力の増加につれて上昇している。しかし、各ケースの温度分布の形状はほぼ同じで、炉心部における 1 次冷却水の流動様式は 3 ケースとも類似であることがわかる。ただ、炉心発熱部での A 側、B 側の温度差  $\Delta T_{span}$  はヒーター出力

の増加につれて増加する。これはヒーター出力の増加につれて浮力の影響が強くなり、炉心発熱部での S 字形の流れ (図-10 参照) が強まるためと考えられる。

図-32 に  $\theta = 45^\circ$  のときの各ケースの SG 部における 1 次冷却水温度分布を示す。2 次冷却水の温度差の補正は図-31 と同じである。SG 部の 1 次冷却水温度はヒーター出力の増加につれて SG 部入口、出口の温度差が拡大するもの、各ケースとも式 (3-1) において  $\phi = 1.5$  とした式

$$t_{SG}^*(z) = \{1 - \exp(-1.5z/l_{SG})\} / \{1 - \exp(-1.5)\} \quad (4-4)$$

と一致する。また、SG 上部チャンバーの C1, C2 の温度も各ケースともホット・レグ A の流体温度よりかなり低い。これより、1 次冷却水の流動様式は SG 部でも各ケースとも同じであることがわかる。

以上のことから次の結論が得られる。ヒーター出力を 40kW, 60kW, 80kW と増加させながら、2 次冷却水流量をヒーター出力に合わせて  $2 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $3 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $4 \text{ m}^3/\text{h}$  と変化させると、

(1) ヒーター出力の増減によって 1 次冷却水の循環様式、その傾斜角依存性は変化しない。また、炉心部・SG 内部の 1 次冷却水の流動様式もほぼ同じである。

(2) 平均炉心流量は各ヒーター出力において  $\theta \leq 50^\circ$  までは傾斜角にかかわらず  $W_{CORE} = 260 \times Q_{SCR}^{0.45}$  という近似式で表わされる。

(3) ヒーター出力の増加につれて炉心発熱部での 1 次冷却水最高温度が上昇するため、大傾斜角で沸騰が

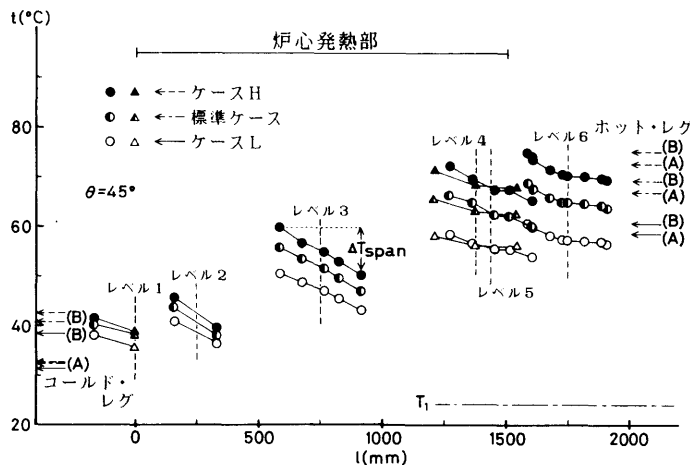


図-31  $\theta = 45^\circ$  のときの炉心部の 1 次冷却水温度分布 (ケース L, ケース H)

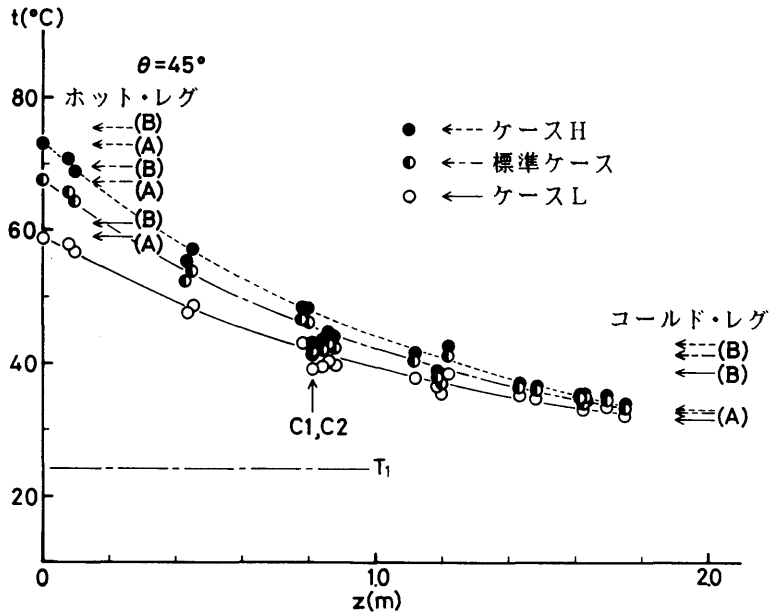


図-32  $\theta = 45^\circ$  のときの SG 部の 1 次冷却水温度分布 (ケース L, ケース H)

起こりやすくなり、自然循環の維持が困難となる。

4.3 SG 上・下部チャンバーの仕切りの影響

ケース S は仕切りによって SG 上・下部チャンバーが 4 つに分割されるため、SG 部の 1 次冷却水の A 側、B 側の交換は伝熱管と伝熱管保持板の隙間を通してのみ行われる。伝熱管は保持板にあけた直径 34.8mm の円形の孔を貫通する仕方で支持されているが、溶接されていないので伝熱管と保持板との間には半径方向 0.4mm の隙間がある。このため、1 次冷却水はこの隙間を通してある程度流れる。標準ケースとケース S とを比較することにより、SG 上・下部チャンバーの仕切りの及ぼす影響を調べる。

図-33 にケース S における 1 次冷却水の循環流量の変化を示す。また、標準ケースの結果を黒く塗りつぶしたシンボルで示す。傾斜角が小さい場合、標準ケースの SG 部での 1 次冷却水の流れはホット・レグ A → コールド・レグ A、ホット・レグ B → コールド・レグ B が支配的なので、SG 上・下部チャンバーに仕切りを装着したケース S の循環流量は標準ケースとほぼ同じである。一方、傾斜角が大きいとケース S では伝熱管と保持板との隙間を通過する流量が増加し、上・下部チャンバーの仕切りによる流れの遮断効果を相殺するため、 $\theta = 85^\circ$  を除いて両ケースの循環流量に差は

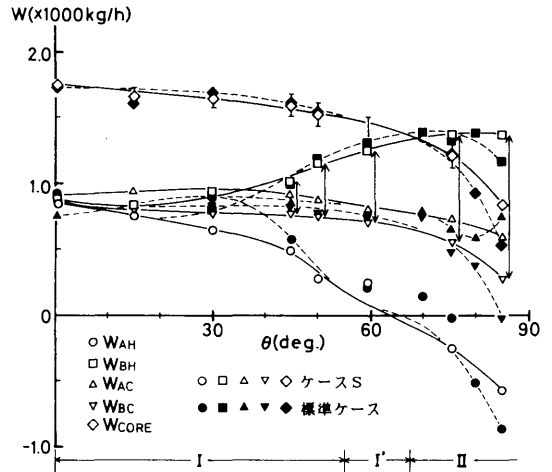


図-33 ケース S における各レグの循環流量の変化

ない。図-33 に矢印で示した  $W_{BH}$  と  $W_{BC}$  との差は、ケース S で、隙間を通過して SG 部 B 側から A 側へ流れた 1 次冷却水流量を示しており、傾斜角の増加につれて隙間の通過流量は増加することがわかる。

これは、伝熱管で冷却された 1 次冷却水が重力の作用により鉛直方向の力を受けるのに対し、伝熱管と保持板との隙間の水平面への投影面積が 図-34 (概念図) に示すように傾斜角の増加につれて増大し、1 次

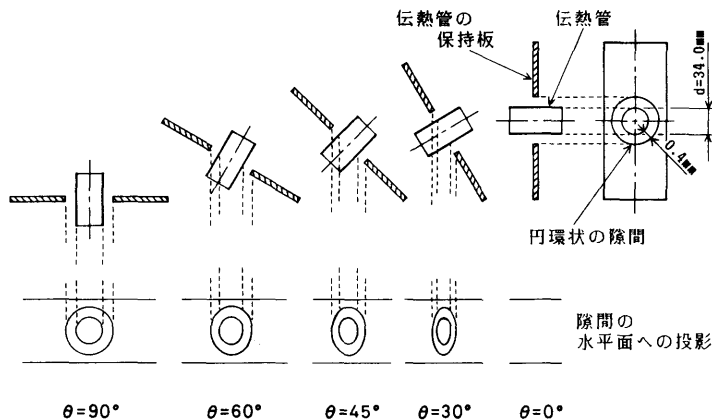


図-34 伝熱管と伝熱管保持板の隙間（概念図）

冷却水を通過させ易くなるためと考えられる。伝熱管と保持板との隙間は狭いのでその抵抗係数は大きい。しかし、SG 入口から出口までの圧力損失と 1 次冷却水が隙間を通過するときの圧力損失とを試算すると、隙間の圧力損失の方がはるかに小さく、それ程大きな流動抵抗とはならないことがわかった。例えば  $\theta=60^\circ$  の場合、SG 入口・出口間の圧力損失の計算結果は  $0.204[\text{kg}/\text{cm}^2]$  であるのに対し、隙間を通過するときの圧力損失は  $0.001[\text{kg}/\text{cm}^2]$  であった<sup>5)</sup>。

各レグの循環流量が両ケースで大きく違うのは  $\theta=85^\circ$  のときである。これは、標準ケースでは SG 下部チャンバーを B 側から A 側へ流下した 1 次冷却水が、

ケース S では仕切りによって流れが遮断されてコールド・レグ B から流出するためと考えられる。炉心部に流入・流出する 1 次冷却水の流量が異なるため、炉心部の流動様式に関する両ケースの差は  $\theta=85^\circ$  のときが最も大きい。また、炉心部における 1 次冷却水の最高温度は傾斜角の増加につれて上昇するので、 $\theta=85^\circ$  における炉心部の 1 次冷却水温度に関する両ケースの差は、SG 上・下部チャンバーの仕切りが自然循環の維持に影響を及ぼすためと考えられる。

ケース S の  $\theta=85^\circ$  における炉心部の 1 次冷却水温度分布を図-35 に示す。黒く塗りつぶしたシンボルは標準ケースの結果であり、図-26 と同様に 2 次冷却

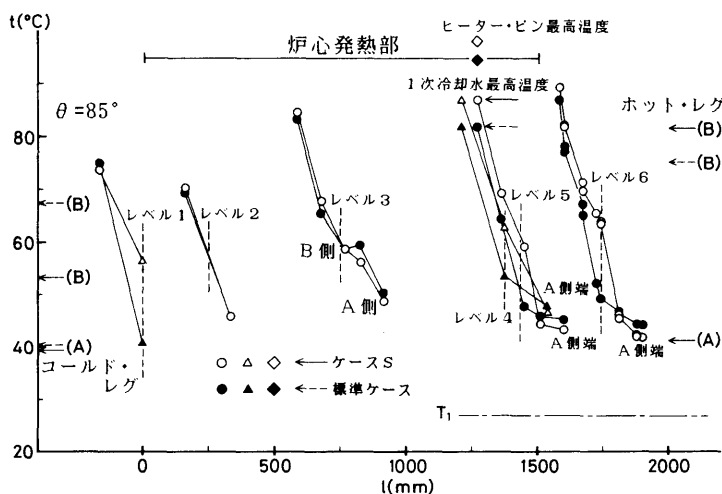


図-35  $\theta=85^\circ$  のときの炉心部の 1 次冷却水温度分布（ケース S）

水入口温度  $T_1$  による補正を行っている。炉心発熱部における1次冷却水の最高温度は両ケースともレベル5のB側(図中、矢印で示す。)であり、ケースSの方が約  $5.0^\circ\text{C}$  高い。さらにそこでのヒーター・ピン表面温度(図中、◇印で示す)を調べると、ケースSの方が  $3.5^\circ\text{C}$  高く、沸騰を起こしやすくなっている。また、ホット・レグAから逆流する1次冷却水( $=|W_{AH}|$ )と炉心部を上昇する1次冷却水( $\{=(W_{BH}-|W_{AH}|)\}$ )の比は、ケースSの方が標準ケースより小さいので(図-33より、標準ケースでは  $|W_{AH}|/(W_{BH}-|W_{AH}|)=2.7$  であるのに対し、ケースSでは  $0.7$  である)、図-35のレベル4, 5, 6のA側で低い温度を示す領域はケースSの方が狭い。

以上の考察から、SG上・下部チャンバーに装着した仕切りがSG内部の1次冷却水の流動様式に影響を及ぼすとすれば、それは正立状態と大傾斜角の中間の傾斜角においてであろうと予想される(但し、両ケースで循環様式の異なる  $\theta=85^\circ$  は除く)。

$\theta=45^\circ$  におけるSG部の1次冷却水温度分布を図-36に示す。図中の黒く塗りつぶしたシンボルは、2次冷却水入口温度に関する補正を行なった標準ケースの結果である。標準ケースではホット・レグAから流入する1次冷却水は上部チャンバーをB側へと上昇する(図-18参照)のに対し、ケースSではSG上部

チャンバーの仕切りによって流れが妨げられるため、ホット・レグAから流入した1次冷却水はコールド・レグAに向かって流下する。このため、ケースSの上部チャンバーA側の測定点C1, C2, B1における1次冷却水温度(図中、矢印で示す)は標準ケースに比べて高い。しかし、それ以外の測定点では両ケースの温度分布は形状が等しく、循環流量の結果と合わせて考えると、両ケースのSG部における1次冷却水の流動様式は上部チャンバーを除いてほぼ等しいと考えられ、仕切りのSG部の流動様式に及ぼす影響は  $\theta=45^\circ$  でもあまりないと言える。

以上のことから次の結論が得られる。SG上・下部チャンバーに仕切りを装着すると、

(1) 伝熱管と伝熱管保持板との隙間を通過する1次冷却水の流量は傾斜角の増加につれて増加し、上・下部チャンバーの仕切りによる流れの遮断効果を相殺する。

(2) このため、上・下部チャンバーの仕切りの影響は  $\theta=85^\circ$  のときの循環様式(図-33参照)に現われる。

(3) 炉心部におけるヒーター・ピンの最高表面温度は  $\theta=85^\circ$  のときに仕切りの装着によって上昇し、自然循環の維持は困難になる。

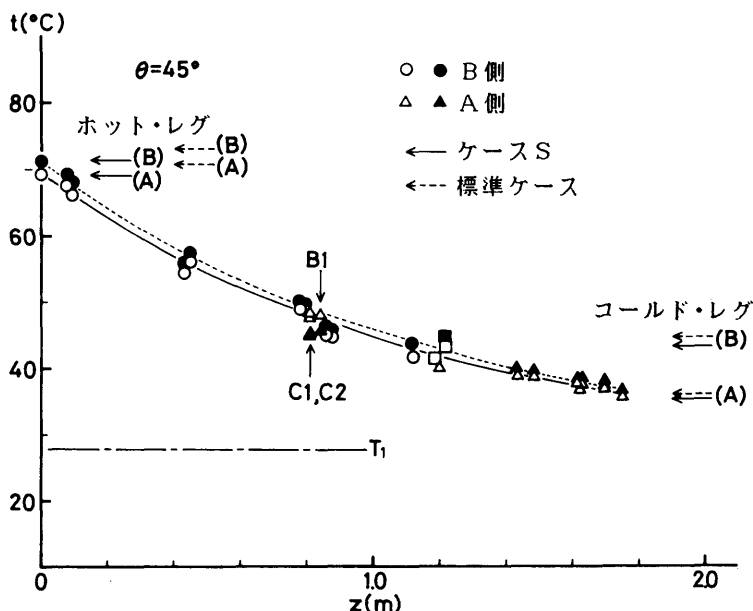


図-36  $\theta=45^\circ$  のときのSG部の1次冷却水温度分布(ケースS)

## 5. まとめ

一体型船用炉を模擬した実験装置を用いて定傾斜時自然循環実験を行い、1時冷却水の熱力的・水力的挙動の傾斜角依存性を明らかにした。また、2次冷却水流量・ヒーター出力の定傾斜時自然循環に及ぼす影響についても明らかにした。以下に本実験によって得られた結論をまとめて述べる。

(1) 定傾斜時自然循環における1次冷却水の循環様式は①全てのレグで流れが順方向である  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$  の領域(I) ②ホット・レグAが逆流を起こす  $75^\circ < \theta < 85^\circ$  の領域(II) ③ホット・レグA、コールド・レグBで逆流を起こす  $85^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  の領域(III) に分類される。

(2) 循環様式に従って炉心部・SG部における1次冷却水の流動様式も変化する。流動様式はさらに、炉心部においては加熱によって生じる浮力の影響を、SG部においては上部チャンバーをB側からA側へ上昇する流れの影響を受ける。

(3) ヒーター・ピン表面の熱伝達率は、正立時には強制—自然共存対流に対する Churchill の経験式とほぼ一致する。傾斜角の熱伝達率に及ぼす影響は明瞭な傾向を示さないが、その熱伝達率は正立時の値の1.0~1.6倍の範囲に収まっている。

(4) ヒーター出力を60kWに保ち、2次冷却水の流量を  $3 \text{ m}^3/\text{h}$  から  $2.25 \text{ m}^3/\text{h}$  へ減少させても、1次冷却水の循環流量、および炉心部・SG部での流動様式に大きな変化はない。しかし、炉内各部の1次冷却水温度が上昇するため、自然循環による炉心冷却の維持が困難になる。

(5) 2次冷却水の入口・出口温度差を一定にして、ヒーター出力を40kW~80kWの範囲で変化させても、1次冷却水の循環様式、および炉心部・SG部での流動様式に大きな変化はない。また、平均炉心流量はこの範囲でヒーター出力によらず  $\theta \leq 50^\circ$  までほぼ一定値をとり、 $W_{\text{CORE}} = 260 Q_{\text{SCR}}^{0.45}$  と表わされる。しかし、ヒーター出力の増加につれて炉心部における1次冷却水の最高温度が上昇するため、自然循環による炉心冷却の維持が困難となる。

(6) SG上・下部チャンバーに仕切りを装着しても、傾斜角の増加につれて隙間を通過する1次冷却水流量が増加して仕切りの効果を相殺するため、SG部における1次冷却水の流動様式に大きな変化は起こらない。また、炉心部における1次冷却水の最高温度は仕

切りの装着によってレベル5近辺で上昇するため、自然循環による炉心冷却の維持が困難になる。

## 6. 謝 辞

この研究は三井造船(株)との共同研究として行われたものであり、御協力いただいた方々に謝意を表します。

## 参考文献

- 1) I. Iyori et al. : Basic Flow Rate Characteristics of Natural Circulation of Marine Reactors at Inclined Attitude, Proc. of 2nd Intl. Topical Meeting on Nuclear Power Plant Thermal Hydraulics and Operations, Tokyo, Apr 1986, P. 1 D-2
- 2) 「伝熱工学資料」, 日本機械学会, 改訂第4版
- 3) J. P. Adams et al. : Natural Circulation Cooling Characteristics During PWR Accident Simulations, Proc. of 2nd Topical Meeting on Nuclear Thermal-Hydraulics, ANS, (1983-1) P. P. 825-832
- 4) 忽那泰章ほか：短管路く形ループにおける単相自然循環流, 第24回伝熱シンポジウム講演論文集(1987), B242, P. P. 260~262
- 5) 「管路・ダクトの流体抵抗」, 日本機械学会(1979)
- 6) 綾威雄ほか：一体型船用炉の定傾斜時自然循環実験(I)—循環流量と循環様式の傾斜角依存性—, 日本原子力学会 昭和59年年会 A-32 (1984)
- 7) 村田裕幸ほか：一体型船用炉の定傾斜時自然循環実験(II)—蒸気発生器内1次水の熱的層化—, 日本原子力学会 昭和59年年会 A-33 (1984)
- 8) 伊従功ほか：船用炉の定傾斜時炉心ボイドの流動様式, 日本原子力学会 昭和59年秋の分科会 A-38 (1984)
- 9) I. Iyori et al. , Natural Circulation of Integrated Marine Reactor at Inclined Attitudes, Proc. of 3rd Intl. Topical Meeting on Reactor Thermal Hydraulics, Newport (Oct. 1985)
- 10) I. Iyori et al. , Natural Circulation of Integrated-Type Marine Reactor at Inclined Attitude, Nucl. Eng. Design 99 (1987) P. P. 423-430
- 11) 伊従功ほか：船用炉の定傾斜時自然循環流量と流

動様式，第43回船研講演会（1984）

- 12) 村田裕幸ほか：定傾斜自然循環時の円筒型蒸気器内1次水の熱的層化，第43回船研講演会（1984）
- 13) 村田裕幸ほか：船用炉の定傾斜時自然循環—2次系流量・ヒーター出力の影響—，第49回船研講演会（1987）

- 14) 原子力船第7研究部会報告書：船舶用一体型加圧水炉の概念設計に関する試験研究，日本造船研究協会 昭和48年4月