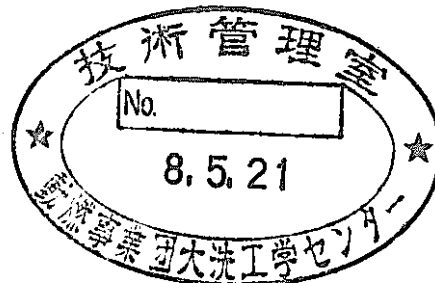


高速炉安全性試験炉

炉内試験体の熱収支計算と成立性調査

(動力炉・核燃料開発事業団 契約業務報告書)



1996年3月

川崎重工業株式会社

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

1996年 3月

高速炉安全性試験炉

炉内試験体の熱収支計算と成立性調査

長渡甲太郎*，吉江 伸二*，矢野 和隆*
高田 孝 **，前川 勇**，下田 貞之***

要 旨

TOP、LOF等に伴う炉心崩壊事故について、液体金属冷却高速増殖炉の安全性評価を行うためには、燃料の破損限界、燃料溶融挙動、溶融燃料プール挙動、及び機械的放出エネルギー量の定量的把握が必要不可欠である。

これらの現象を定量的に把握する手段は実機の使用状態に近い条件を模擬した炉内Naループによる実験であり、動力炉・核燃料開発事業団ではSERAPH計画の下に前記の条件を満たす試験体の概念検討に着手している。

本報告書は、SERAPH試験体の中で最も過酷な熱的条件での実験を対象とした、

本報告書は、川崎重工業株式会社が動力炉・核燃料開発事業団との契約により実施した業務の成果である。

契約番号： 07C4652

事業団担当部課室：大洗工学センター、安全工学部、プラント安全工学室

事業団担当者：内山 尚基

* 川崎重工業、原子力本部、開発部

** 川崎重工業、原子力本部、技術部

*** 川崎重工業、原子力本部、プロジェクト第一部

タイプ I（標準試験体 1、19本束）、タイプ I（標準試験体 2、61本束）、及びタイプ V（定常保持型プール試験体）の過渡熱負荷状態に対する成立性の検討結果を纏めたものであり、主要な成果は以下の通りである。

(1) 3種類の試験体の全てについて、圧力境界（1次容器）の最高温度は設計基準の上限温度（650℃）を大幅に下回っており、冷却流路が健全である限り圧力境界は熱的に十分な余裕を有している。

(2) タイプ I（標準試験体 1、19本束）について、LOF-driven-TOP 模擬試験において六角管の最高温度は融点前後に達するが、内管の最高温度は融点を大幅に下回っており、内管の健全性（バイパス流の確保）が維持される。即ち、現行の設計条件を変更せずに、標準試験体 1（19本束）は成立する。

(3) タイプ I（標準試験体 2、61本束）において全面閉塞が生じた場合、六角管の温度上昇速度は極めて早いので、閉塞発生を検知してから駆動炉を停止させてバイパス流路の維持を計るのは困難である。

全面閉塞発生に対しても試験体が成立するための最低条件である外側バイパス流路を維持するためには、外側バイパス流路の設計条件を下記のように変更する必要がある。

- 外側六角管の薄肉化（例えば、2 mm）。
- 外側バイパス流量の増加（入口温度380℃の場合、313 ℓ/min以上）。

(4) タイプ V（定常保持型プール試験体）について、るつぼ容器の温度変化に対するNa温度の変化応答性は優れているが、燃料の温度変化に対するるつぼ容器の温度変化応答性が極めて悪いので、熔融プール形成・維持及び沸騰プール形成・維持の入熱制御のために燃料プールの温度を計測する必要がある。

燃料プールの温度計測が不可能な場合には、るつぼ断熱層の熱容量を小さくし、かつ断熱性能を低下させて、燃料の温度変化に対するNa温度の変化応答性を向上させる必要がある。

目 次

	頁
要 旨	i
目 次	iii
図表リスト	v
1. 背景と目的	1
2. 解析対象試験体	3
2.1 試験体試験部の仕様	3
2.1.1 タイプ I (標準試験体ループ1)	3
2.1.2 タイプ I (標準試験体ループ2)	4
2.1.3 タイプ V (定常保持型プール試験体)	5
2.2 定格状態の熱収支	6
2.2.1 タイプ I (標準試験体ループ1)	6
2.2.2 タイプ I (標準試験体ループ2)	7
2.2.3 タイプ V (定常保持型プール試験体)	8
2.3 試験体の形状及び寸法	9
2.3.1 タイプ I (標準試験体ループ1)	9
2.3.2 タイプ I (標準試験体ループ2)	10
2.3.3 タイプ V (定常保持型プール試験体)	12
3. 非定常温度解析	26
3.1 TRUMPの機能及び入力法	26
3.2 タイプ I (標準試験体ループ1)	26
3.2.1 計算モデル	26
3.2.2 解析条件	26
3.2.3 比熱、密度、等価熱通過率	27
3.2.4 解析結果	28
3.2.5 検討及び結論	29
3.3 タイプ I (標準試験体ループ2)	45
3.3.1 計算モデル	45
3.3.2 解析条件	45

3.3.3 比熱、密度、等価熱通過率	45
3.3.4 解析結果	45
3.3.5 検討及び結論	46
3.4 タイプV (定常保持型プール試験体)	63
3.4.1 計算モデル	63
3.4.2 解析条件	63
3.4.3 比熱、密度、等価熱通過率	63
3.4.4 解析結果	63
3.4.5 検討及び結論	64
4. 試験体体系の成立性調査	76
4.1 構造材の上限温度維持可能性	76
4.2 冷却材のインベントリ及びバイパス流の決定	78
4.3 ループ圧損とポンプ規模の関係	78
4.4 予熱、試験条件における加熱・除熱・冷却特性	79
4.5 計装に対する環境	80
4.6 機器の除熱・冷却方法	81
4.7 ガスのリリース方法及びコアキャッチャーの考え方	81
5. 結論	84
6. 今後の課題	85
謝 辞	86
参考文献	87
(添付-1) 平衡状態及び冷却材流量の検討	88
(添付-2) ^{235}U の核分裂過程と放出エネルギー	99
(添付-3) 内蔵熱交換器の基本設計	100
(添付-4) 等価熱通過率の設定法	104
(添付-5) 物性値及び出典	111
(添付-6) 予備解析及び結果の検討	113
(添付-7) 全面閉塞発生に対するバイパス流路の健全性	125

図表リスト

- 表 1 - 1 SERAPH 試験研究テーマの一覧
- 表 3 - 1 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域の寸法と構成材料
- 表 3 - 2 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域の比熱と密度
- 表 3 - 3 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域間の等価熱通過率
- 表 3 - 4 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域の寸法と構成材料
- 表 3 - 5 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域の比熱と密度
- 表 3 - 6 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の計算モデルにおける
離散化領域間の等価熱通過率
- 表 3 - 7 全面閉塞に伴う事象進展の想定
- 表 3 - 8 タイプ V (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける
離散化領域の寸法と構成材料
- 表 3 - 9 タイプ V (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける
離散化領域の比熱と密度
- 表 3 - 10 タイプ V (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける
離散化領域間の等価熱通過率
- 表 4 - 1 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) 構成材料の体積、重量、熱容量
- 表 4 - 2 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) 構成材料の体積、重量、熱容量
- 表 4 - 3 定常保持型プール試験体構成材料の体積、重量、熱容量
- 図 2 - 1 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の試験部断面形状
- 図 2 - 2 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の試験部断面形状
- 図 2 - 3 タイプ V (定常保持型プール試験体) の試験部断面形状
- 図 2 - 4 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の定格時熱収支
- 図 2 - 5 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の定格時熱収支
- 図 2 - 6 タイプ V (定常保持型プール試験体) の沸騰プール維持時の熱収支
- 図 2 - 7 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の内蔵熱交換器断面形状
- 図 2 - 8 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の構造概念

- 図 2 - 9 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の内蔵熱交換器断面形状
- 図 2 - 10 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の構造概念
- 図 2 - 11 タイプ V (定常保持型プール試験体) の内蔵熱交換器断面形状
- 図 2 - 12 タイプ V (定常保持型プール試験体) の構造概念
- 図 3 - 1 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の計算モデル
- 図 3 - 2 標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の熱出力及び冷却材流量
- 図 3 - 3 パルス出力投入後の燃料部挙動 (19 本ピン束試験体)
- 図 3 - 4 燃料、被覆管、燃料チャンネル Na、及び六角管の温度変化挙動
(19 本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)
- 図 3 - 5 冷却材循環経路上の主要点における Na の温度変化挙動
(19 本ピン束試験体)
- 図 3 - 6 内管、バイパス Na、及び仕切管の温度変化挙動
(19 本ピン束試験体、試験燃料レベル)
- 図 3 - 7 冷却材下降経路上の主要点における Na の温度変化挙動
(19 本ピン束試験体)
- 図 3 - 8 熱交換器出入口近傍の 1 次 Na 及び 2 次 Na の温度変化挙動
(19 本ピン束試験体)
- 図 3 - 9 1 次容器及び仕切管の温度変化挙動 (19 本ピン束試験体)
- 図 3 - 10 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の計算モデル
- 図 3 - 11 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の熱出力及び冷却材流量
- 図 3 - 12 燃料、被覆管、及び燃料チャンネル Na の温度変化挙動
(61 本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)
- 図 3 - 13 燃料チャンネルとバイパスチャンネルの Na 及び内側六角管と外側六角管
の温度変化挙動 (61 本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)
- 図 3 - 14 冷却材循環経路上の主要点における Na の温度変化挙動
(61 本ピン束試験体)
- 図 3 - 15 燃料チャンネル、バイパスチャンネル、及び下降チャンネルにおける Na の
温度変化挙動 (61 本ピン束試験体、上昇流混合直前レベル)
- 図 3 - 16 熱交換器出口における 1 次 Na 及び 2 次 Na の温度変化挙動
(61 本ピン束試験体)
- 図 3 - 17 1 次容器、内側六角管、外側六角管、及び仕切管の温度変化挙動
(61 本ピン束試験体)

- 図 3-18 タイプ V (定常保持型プール試験体) の計算モデル
- 図 3-19 タイプ V (定常保持型プール試験体) の熱出力及び冷却材流量
- 図 3-20 燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体、るつぼ上端レベル)
- 図 3-21 るつぼ容器、燃料チャンネル Na、内管、及びバイパス Na の
温度変化挙動 (定常保持型プール試験体、るつぼ上端レベル)
- 図 3-22 仕切管、下降流 Na、及び 1 次容器の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体、るつぼ上端レベル)
- 図 3-23 燃料チャンネル Na、バイパス Na、及び下降流 Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体、電磁ポンプ上端レベル)
- 図 3-24 1 次容器及び上昇流最高位置における Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)
- 図 3-25 下降流 Na 及び熱交換器 2 次側出口 Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)
- 図 4-1 電磁ポンプの除熱・冷却系統概念
- 図 4-2 コアキャッチャー概念

1. 背景と目的

動力炉・核燃料開発事業団殿においては、表1-1に示す高速炉を対象とした広範囲の炉内安全性試験を目的として、高速炉安全性試験炉計画（SERAPH計画）の検討を進めている¹⁾。この計画においては、試験体が重要視されていると共に、その概念構築が急がれている。

このため、平成6年度にSERAPH炉内試験体構造概念の調査・検討が行われた。この調査・検討では、タイプI試験体（標準試験体ループ）及びタイプV試験体（定常保持型プール試験体）を対象とした内蔵型試験体構造の概念検討を行うと共に、圧力荷重（圧力パルス）に対する成立性が確認された²⁾。

平成6年度の調査・検討では、試験体各部の温度は既定のものとして圧力荷重のみに着目してその成立性を確認しており、全体概念の構築には以下に示す項目の検討が指摘されている。

- (1) 構造材の上限温度の維持可能性
- (2) 冷却材インベントリ及びバイパス流の決定
- (3) ループ圧損とポンプ規模の関係
- (4) 予熱、試験条件における加熱・除熱・冷却特性の把握
- (5) 計装に対する環境の把握
- (6) 機器（ポンプ、流量計等）の除熱・冷却方法

上記の課題を検討するために代表的な3種類の炉内試験体について、炉内試験体体系の熱収支計算を行い、この結果をもとにした炉内試験体体系の成立性調査を実施することにした。

表1-1 SERAPH試験研究テーマの一覧

分野		分類番号	テーマ	ループ型式*
燃料安全	燃料	1	単一ピン破損限界試験	I
	健全性	2	19本ピン束破損限界試験	I
	異常拡大防止	3	過出力時集合体内少数ピン破損挙動試験	I
		4	集合体内損傷拡大挙動試験	I
CDAへの拡大防止		5	中性子束高で溶融するヒューズブルメタル特性試験	I
		6	燃料ピン型SASS機構実証試験（防止、緩和）	I
CDAの影響評価／緩和	早期終息	7	集合体内SASS実証試験（防止、緩和）	I
		8	中空ベレット燃料におけるピン内燃料移動挙動試験	I
		9	人工的リードチャンネルでの燃料流出挙動試験	I
	起因過程	10	早期終息シナリオ燃料挙動試験	I
		11	ピン束燃料分散挙動試験	I
	炉心崩壊過程	12	集合体内ピン束への融体流出挙動試験：低温プール条件	I
		13	集合体内ピン束への融体流出挙動試験：高温プール条件	VI
		14	制御棒案内管への融体流出試験	V
		15	炉心プール沸騰挙動試験	V
		16	融体プールへの中性子吸収体混入試験	I
	早期終息 (PAHR)	17	部分損傷集合体の長期冷却挙動試験	I
	ソースターム	18	燃料からのFP放出挙動炉内試験	Ⅲ, Ⅳ
		19	燃料蒸気泡挙動炉内試験	Ⅳ
		20	炉内ソースターム総合試験	Ⅱ
	新型燃料	21	新型燃料に関する燃料安全研究試験	
		22	新型燃料に関する低出力・低除熱条件での燃料挙動試験	
23		新型燃料に関する炉心安全研究試験		

- *) タイプⅠ：標準試験体ループ
 タイプⅡ：ナトリウムループ内蔵型ピン束試験体
 タイプⅢ：ガス冷却型単ピン試験体
 タイプⅣ：ナトリウム／ガス封入型カプセル試験体
 タイプⅤ：定常保持型プール試験体
 タイプⅥ：加圧放出型プール試験体

2. 解析対象試験体

試験状態における熱過渡解析を行う試験体は下記の3種類である。

- ①タイプ I (標準試験体ループ1)
- ②タイプ I (標準試験体ループ2)
- ③タイプ V (定常保持型プール試験体)

これらの試験体の定格状態における熱収支を試験部の仕様に基づいて検討し、この結果及び平成6年度に検討した試験体構造概念^{*)}を参照して、上記3種類の試験体形状・寸法及び内蔵機器の形状・寸法を設定する。

2.1 試験体試験部の仕様

2.1.1 タイプ I (標準試験体ループ1)

試験体試験部の断面形状を図2-1に示す。同図に示すように19本ピン束を試験燃料とする試験体であり、試験燃料の主要目及び試験部構造の主要目は以下の通りである。

燃料ペレット	組成 (MOX)	= PuO ₂ (20w/o) - UO ₂ (80w/o)
	外径	= 7.44 mm
	スミア密度	= 9.751 gr/cm ³ (92 % TD)
	スミア線密度	= 4.424 gr/cm
被覆管	外径	= 8.5 mm
	内径	= 7.6 mm
	厚さ	= 0.45 mm
ピン束	本数	= 19
	配列ピッチ	= 9.8 mm ^{*)}
	スパーワイヤ直径	= 1.276 mm
	全長	= 2500 mm
	発熱部長さ	= 1000 mm
^{*)} 最外周ピンと六角管壁間の間隔は 1.276 mm		
定格時出力	線出力 (ピーク値)	= 400 W/cm
	平均線出力	= 320 W/cm ^{**)}
	燃料束発熱量	= 608 kW
^{**)} 軸方向 ピーキング ファクター = 1.25 の チョップド コサイン 分布		
冷却材	種類	= 液体ナトリウム
	発熱部温度	= 380°C (入口) / 580°C (出口)
	流量 (発熱部)	= [出入口温度条件を満たす流量]
	流量 (バイパス部)	= 発熱部流量

六角管 (SUS304) : 内面間隔 = 45.0 mm , 外面間隔 = 55.0 mm
 内 管 (SUS304) : 内 径 = 72.0 mm , 外 径 = 80.0 mm
 仕切管 (SUS304) : 内 径 = 92.0 mm , 外 径 = 100.0 mm
 1 次容器 (SUS304) : 内 径 = 112.0 mm , 外 径 = 120.0 mm
 2 次容器 (SUS304) : 内 径 = 214.0 mm , 外 径 = 220.0 mm

2.1.2 タイプ I (標準試験体ループ 2)

試験体試験部の断面形状を図 2-2 に示す。同図に示すように 61 本ピン束を試験燃料とする試験体であり、試験燃料の主要目及び試験部構造の主要目は以下の通りである。

燃料ペレット	{	組 成 (MOX)	= PuO ₂ (20w/o) - UO ₂ (80w/o)	(想定)
		外 径	= 6.44 mm	(想定)
		スミア密度	= 9.477 gr/cm ³	(90 % TD) (想定)
		スミア線密度	= 3.242 gr/cm	(想定)
被覆管	{	外 径	= 7.5 mm	
		内 径	= 6.6 mm	(想定)
		厚 さ	= 0.45 mm	(想定)
ピン束	{	本 数	= 61	
		配列ピッチ	= 8.5 mm	
		スパサワヤ直径	= 1.0 mm	
		全 長	= 2500 mm	
		発熱部長さ	= 1000 mm	
定格時出力	{	線出力 (ピーク値)	= 400 W/cm	
		平均線出力	= 320 W/cm *	
		燃料束発熱量	= 1952 kW	
冷却材	{	種 類	= 液体ナトリウム	
		発熱部温度	= 380°C (入口) / 580°C (出口)	
		流量 (発熱部)	= [出入口温度条件を満たす流量]	
		流量 (内バイパス)	= 発熱部流量の 1/2	
		流量 (外バイパス)	= 発熱部流量の 1/2	

*) 軸方向 ピーキング ファクター = 1.25 の チョップ コサイン 分布

内六角管 (SUS304) : 内面間隔 = 68.39 mm , 外面間隔 = 72.39 mm
 外六角管 (SUS304) : 内面間隔 = 82.39 mm , 外面間隔 = 90.39 mm
 仕切管 (SUS304) : 内 径 = 110.0 mm , 外 径 = 118.0 mm
 1 次容器 (SUS304) : 内 径 = 130.0 mm , 外 径 = 138.0 mm
 2 次容器 (SUS304) : 内 径 = 214.0 mm , 外 径 = 220.0 mm

2.1.3 タイプV (定常保持型プール試験体)

試験体試験部は燃料+スチールの混合物溶融プールを内蔵した「るつぼ」であり、これの断面形状を図2-3に示す。試験燃料の主要目及び試験部構造の主要目は以下の通りである。

試験燃料	$\left\{ \begin{array}{l} \text{組成} = \text{UO}_2 \text{ (新燃料) } 14\text{kg}, \text{ スチール(SUS) } 7\text{kg} \\ \text{単相状態プール} = 10 \text{ cm } \phi \times 30 \text{ cm} \\ \text{沸騰状態プール} = 10 \text{ cm } \phi \times 50 \sim 60 \text{ cm} \end{array} \right.$
<p>*) 予備パルス (1.5 kJ/gf)により 3200 K の溶融プールを形成後、パルス入熱により溶融プールを 3600 K に加熱した後、印加出力 0.1~0.2 P₀ (100~200 W/ccf)にて溶融プール温度 (= 3600 K)を維持する。</p>	
冷却材	$\left\{ \begin{array}{l} \text{種類} = \text{液体ナトリウム} \\ \text{試験部温度} = 380^\circ\text{C (入口) / } 580^\circ\text{C以下 (出口)} \\ \text{流量(るつぼ側)} = [\text{出入口温度条件を満たす流量}] \\ \text{バイパス流量} = \text{るつぼ側流量} \end{array} \right.$

るつぼ 第1壁 (ThO ₂)	: 内 径 = 100.0 mm , 外 径 = 104.0 mm
るつぼ 第2壁 (W)	: 内 径 = 104.0 mm , 外 径 = 114.0 mm
るつぼ 第3壁 (ZrO ₂)	: 内 径 = 114.0 mm , 外 径 = 134.0 mm
るつぼ 第4壁 (SUS)	: 内 径 = 134.0 mm , 外 径 = 144.0 mm
内 管 (SUS304)	: 内 径 = 154.0 mm , 外 径 = 160.0 mm
仕切管 (SUS304)	: 内 径 = 172.0 mm , 外 径 = 178.0 mm
1次容器 (SUS304)	: 内 径 = 190.0 mm , 外 径 = 196.0 mm
2次容器 (SUS304)	: 内 径 = 226.0 mm , 外 径 = 232.0 mm

2.2 定格状態の熱収支

2.2.1 タイプ I (標準試験体ループ 1)

定格時の試験燃料全発熱量は 608 kW であり、試験燃料部に 380℃ で流入した Na 冷却材の出口温度が 580℃ になる冷却材流量は 162 ℓ/min である。この流量における流速は 4.15 m/s である。

バイパス流路を上昇する Na 流量は試験燃料部を上昇する Na 流量と同量であるので、全 Na 流量は 324 ℓ/min である。なお、試験燃料流路とバイパス流路間の熱抵抗が Ar ガス層の介在によって高くなり、試験燃料部からバイパス流路への熱伝達が抑制されるため、バイパス流路を流れる Na の温度上昇は約 1℃ である。{以上の検討過程は添付-1 に示す}。

試験燃料以外の発熱源としては、内蔵電磁ポンプ (ALIP) の損失エネルギー及びガンマ線加熱がある。これらの発熱源による Na の温度上昇量を以下に示す。

①電磁ポンプの損失エネルギーによる Na 温度上昇

下記のポンプ仕様に基づいて Na への熱伝達量を評価する。

$$\text{吐出量} = 324 \text{ ℓ/min}$$

$$\text{吐出圧} = 5.5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{効率} = 10 \%$$

上記仕様によると、ポンプ動力は 3 kW であり、発熱量は 27 kW となる。発熱量の約 1/2 が Na に伝達し、残余の 1/2 はポンプ除熱系で除去するものとする³⁾。損失エネルギー 27 kW の約 1/2 である 13 kW が Na に伝達するものとする、Na の温度は約 2℃ 上昇する。

②ガンマ加熱による Na 温度上昇

試験燃料発熱量の 10% 相当分 (添付-2) がガンマ線エネルギーであるとし、このエネルギーが、試験燃料発熱部に対応する上下方向範囲において、仕切管及び 1 次容器で吸収され、ここで生じた熱が Na に伝達するものとする³⁾。

この条件に基づくと、ガンマ線エネルギーは 61 kW であり、Na の温度は約 10℃ 上昇する。

上記 3 種類の熱源の全発熱量は 682 kW であり、内蔵熱交換器の容量はこの発熱量を対象として 682 kW とする。

以上の結果を踏まえて設定した定格時の熱収支を図 2-4 に示す。

2.2.2 タイプ I (標準試験体ループ 2)

定格時の試験燃料全発熱量は 1952 kW であり、試験燃料部に 380℃ で流入した Na 冷却材の出口温度が 580℃ になる冷却材流量は 468 ℓ/min である。この流量における無閉塞状態の流速は 6 m/s である。強制バイパス流路及び外側バイパス流路を上昇する Na 流量は両者とも試験燃料部を上昇する Na 流量の 1/2 であり、全 Na 流量は 936 ℓ/min である。また、380℃ で流入し、強制バイパス流路及び外側バイパス流路を経由して流出する Na の温度は 418℃ 及び 384℃ であり、試験部から流出する混合 Na 温度は 491℃ となる。{以上の検討過程は添付-1 に示す}。

試験燃料以外の発熱源としては、内蔵電磁ポンプ (ALIP) の損失エネルギー及びガンマ線加熱がある。これらの発熱源による Na の温度上昇量を以下に示す。

①電磁ポンプの損失エネルギーによる Na 温度上昇

下記のポンプ仕様に基づいて Na への熱伝達量を評価する。

吐出量 = 936 ℓ/min

吐出圧 = 5.5 kgf/cm²

効率 = 10 %

上記仕様によると、ポンプ動力は 9 kW であり、発熱量は 81 kW となる。発熱量の約 1/2 が Na に伝達し、残余の 1/2 はポンプ除熱系で除去するものとする³⁾。損失エネルギー 81 kW の約 1/2 である 40 kW が Na に伝達するものとする、Na の温度は約 2℃ 上昇する。

②ガンマ加熱による Na 温度上昇

試験燃料発熱量の 10% 相当分 (添付-2) がガンマ線エネルギーであるとし、このエネルギーが、試験燃料発熱部に対応する上下方向範囲において、仕切管及び 1 次容器で吸収され、ここで生じた熱が Na に伝達するものとする³⁾。

この条件に基づくと、ガンマ線エネルギーは 195 kW であり、Na の温度は約 11℃ 上昇する。

上記 3 種類の熱源の全発熱量は 2187 kW であり、内蔵熱交換器の容量はこの発熱量を対象として 2187 kW とする。

以上の結果を踏まえて設定した定格時の熱収支を図 2-5 に示す。

2.2.3 タイプV (定常保持型プール試験体)

沸騰プール (～3600 K) 維持状態を対象として熱収支を設定する。

るつぼの断熱性能及び沸騰プール維持入熱量 0.1～0.2 P₀ (仕様値) を勘案して選択した入熱量は 0.1 P₀ (=100 W/ccf) であり、試験燃料全発熱量は 240 kW となる。試験燃料部に 380℃ で流入した Na 冷却材の出口温度を 580℃ 以下に保つために、強制冷却材流量を 120 ℓ/min とする。バイパス流路を上昇する Na 流量は強制冷却材流量と同量であり、全 Na 流量は 240 ℓ/min である。380℃ で流入し、強制冷却流路及びバイパス流路を経由して流出する Na の温度は 448℃ 及び 387℃ であり、試験部から流出する混合 Na 温度は 417℃ となる。 (以上の検討過程は添付-1 に示す)。

試験燃料以外の発熱源としては、内蔵電磁ポンプ (ALIP) の損失エネルギー及びガンマ線加熱がある。これらの発熱源による Na の温度上昇量を以下に示す。

①電磁ポンプの損失エネルギーによる Na 温度上昇

下記のポンプ仕様に基づいて Na への熱伝達量を評価する。

吐出量 = 240 ℓ/min

吐出圧 = 5.5 kgf/cm²

効率 = 10 %

上記仕様によると、ポンプ動力は 2.2kW であり、発熱量は 19.4kW となる。発熱量の約 1/2 が Na に伝達し、残余の 1/2 はポンプ除熱系で除去するものとする³⁾。損失エネルギー 19.4kW の約 1/2 である 9.7 kW が Na に伝達するものとする、Na の温度は約 2℃ 上昇する。

②ガンマ加熱による Na 温度上昇

試験燃料発熱量の 10% 相当分 (添付-2) がガンマ線エネルギーであるとし、このエネルギーが、試験燃料発熱部に対応する上下方向範囲において、仕切管及び 1 次容器で吸収され、ここで生じた熱が Na に伝達するものとする³⁾。

この条件に基づくと、ガンマ線エネルギーは 24 kW であり、Na の温度は約 5℃ 上昇する。

上記 3 種類の熱源の全発熱量は 274 kW であり、内蔵熱交換器の容量はこの発熱量を対象として 274 kW とする。

以上の結果を踏まえて設定した定格時の熱収支を図 2-6 に示す。

2.3 試験体の形状及び寸法

前節の結果に基づいて、内蔵機器（熱交換器、電磁ポンプ）の概略寸法を設定し、この結果及び試験体試験部の仕様を参照して、熱解析の対象となる試験体部の形状及び寸法を定める。

2.3.1 タイプ I（標準試験体ループ 1）

①内蔵熱交換器

熱交換器の仕様を下記のように設定する。

容量 : 682 kW

型式 : シェル・アンド・チューブ 向流形熱交換器（管側 Na、胴側冷却媒体）

試験体内 Na	{	流量	=	324 ℓ/min
		出入口温度	=	480℃（入口） / 368℃（出口）
冷却媒体	{	種類	=	液体 Na
		流量	=	227 ℓ/min
		出入口温度	=	220℃（入口） / 380℃（出口）

上記仕様に基づいて設計（添付-3）した熱交換器の諸元は以下の通りである。

伝熱管	{	管寸法	;	外径 19.0 mm , 内径 16.6 mm (肉厚 1.2 mm)
		本数	=	54本
		ピッチ	=	24.0 mm
		有効伝熱長	=	210 mm

流速 : 0.462 m/s（管内）、0.333 m/s（胴側）

伝熱管配列 : (図 2-7 に示す)

胴部寸法	{	126.0 ^{ID} - 134.0 ^{OD} (内側)
		276.0 ^{ID} - 286.0 ^{OD} (外側)

②電磁ポンプ (ALIP)

電磁ポンプの機能に係る基本諸元は、ATLの電磁ポンプ⁴⁾を参考にして、下記のように定める。

鉄心厚さ = 15.0 mm

流路幅 = 5.5 mm

流路長 = 1000.0 mm

コイル収納部間隙 = ~130.0 mm

③試験体形状・寸法

前述の試験体試験部、熱交換器、及び電磁ポンプの諸元、ならびに平成6年度に検討した試験体構造概念²⁾を勘案して設定した試験体の形状を図2-8に示す。図中の記号①～⑦は熱過渡計算のための軸方向領域区分である。各領域の長さ及び機能を以下に示す。

- 領域⑦： 650.0 mm (プレナム部)
- 領域⑥： 1500.0 mm (熱交換器)
- 領域⑤： 1800.0 mm (電磁ポンプ)
- 領域④： 4000.0 mm (試験燃料上方プレナム)
- 領域③： 450.0 mm (燃料ピン上部非発熱部)
- 領域②： 1000.0 mm (試験燃料発熱部)
- 領域①： 1050.0 mm (燃料ピン下部非発熱部)

仕切管、1次容器、及び2次容器の径方向寸法を以下に示す。

領域	仕切管		1次容器		2次容器	
	内径	外径	内径	外径	内径	外径
⑥、⑦	118.0	126.0	276.0	286.0	408.0	418.0
⑤	92.0	100.0	141.0	151.0	408.0	418.0
①～④	92.0	100.0	112.0	120.0	214.0	220.0

2.3.2 タイプI (標準試験体ループ2)

①内蔵熱交換器

熱交換器の仕様を下記のように設定する。

容量： 2187 kW

型式： シェル・アンド・チューブ 向流形熱交換器 (管側Na、胴側冷却媒体)

試験体内Na { 流量 = 936 ℓ/min
 出入口温度 = 491℃ (入口) / 367℃ (出口)

冷却媒体 { 種類 = 液体Na
 流量 = 728 ℓ/min
 出入口温度 = 220℃ (入口) / 380℃ (出口)

上記仕様に基づいて設計 (添付-3) した熱交換器の諸元は以下の通りである。

伝熱管 { 管寸法 : 外径 19.0 mm , 内径 16.6 mm (肉厚 1.2 mm)
 本数 = 132本
 ピッチ = 24.0 mm
 有効伝熱長 = 260 mm

流速 : 0.546 m/s (管内) 、 0.437 m/s (胴側)

配列 : (図 2-9 に示す)

胴部寸法 { 126.0 ^{1D} - 134.0 ^{OD} (内側)
 372.0 ^{1D} - 382.0 ^{OD} (外側)

②電磁ポンプ (ALIP)

電磁ポンプの機能に係る基本諸元は、ATLの電磁ポンプ⁴⁾を参考にして、下記のように定める。

鉄心厚さ = 15.0 mm

流路幅 = 5.5 mm

流路長 = 1000.0 mm

コイル収納部間隙 = ~130.0 mm

③試験体形状・寸法

前述の試験体試験部、熱交換器、及び電磁ポンプの諸元、ならびに平成6年度に検討した試験体構造概念²⁾を勘案して設定した試験体の形状を図2-10に示す。図中の記号①~⑦は熱過渡計算のための軸方向領域区分である。各領域の長さ及び機能を以下に示す。

領域⑦ : 650.0 mm (プレナム部)

領域⑥ : 1500.0 mm (熱交換器)

領域⑤ : 1800.0 mm (電磁ポンプ)

領域④ : 4000.0 mm (試験燃料上方プレナム)

領域③ : 450.0 mm (燃料ピン上部非発熱部)

領域② : 1000.0 mm (試験燃料発熱部)

領域① : 1050.0 mm (燃料ピン下部非発熱部)

仕切管、1次容器、及び2次容器の径方向寸法を以下に示す。

領域	仕切管		1次容器		2次容器	
	内径	外径	内径	外径	内径	外径
⑥、⑦	118.0	126.0	372.0	382.0	496.0	506.0
⑤	110.0	118.0	159.0	169.0	496.0	506.0
①～④	110.0	118.0	130.0	138.0	214.0	220.0

2.3.3 タイプV (定常保持型プール試験体)

①内蔵熱交換器

熱交換器の仕様を下記のように設定する。

容量 : 274 kW

型式 : シェル・アンド・チューブ 向流形熱交換器 (管側Na、胴側冷却媒体)

試験体内Na { 流量 = 240 ℓ/min
 出入口温度 = 417℃ (入口) / 373℃ (出口)

冷却媒体 { 種類 = 液体Na
 流量 = 91.1 ℓ/min
 出入口温度 = 220℃ (入口) / 380℃ (出口)

上記仕様に基づいて設計 (添付-3) した熱交換器の諸元は以下の通りである。

伝熱管 { 管寸法 : 外径 19.0 mm , 内径 16.6 mm (肉厚 1.2 mm)
 本数 = 30本
 ピッチ = 24.0 mm
 有効伝熱長 = 220 mm

流速 : 0.616 m/s (管内)、0.241 m/s (胴側)

伝熱管配列 : (図2-11に示す)

胴部寸法 { 197.6 ^{ID} - 205.6 ^{OD} (内側)
 253.6 ^{ID} - 263.6 ^{OD} (外側)

②電磁ポンプ (ALIP)

電磁ポンプの機能に係る基本諸元は、ATLの電磁ポンプ⁴⁾を参考にして、次のように定める。

鉄心厚さ = 15.0 mm
 流路幅 = 5.5 mm
 流路長 = 1000.0 mm
 コイル収納部間隙 = ~130.0 mm

③試験体形状・寸法

前述の試験体試験部、熱交換器、及び電磁ポンプの諸元、ならびに平成6年度に検討した試験体構造概念²⁾を勘案して設定した試験体の形状を図2-12に示す。図中の記号①～⑦は熱過渡計算のための軸方向領域区分である。各領域の長さ及び機能を以下に示す。

- 領域⑦： 650.0 mm (プレナム部)
- 領域⑥： 1500.0 mm (熱交換器)
- 領域⑤： 1800.0 mm (電磁ポンプ)
- 領域④： 4100.0 mm (試験燃料上部プレナム)
- 領域③： 400.0 mm (溶融プール上部プレナム)
- 領域②： 600.0 mm (溶融プール)
- 領域①： 450.0 mm (試験燃料下部プレナム)

仕切管、1次容器、及び2次容器の径方向寸法を以下に示す。

領域	仕切管		1次容器		2次容器	
	内径	外径	内径	外径	内径	外径
⑥、⑦	189.6	197.6	253.6	263.6	486.0	496.0
⑤	172.0	178.0	219.0	229.0	486.0	496.0
①～④	172.0	178.0	190.0	196.0	226.0	232.0

SCALE: 1/1

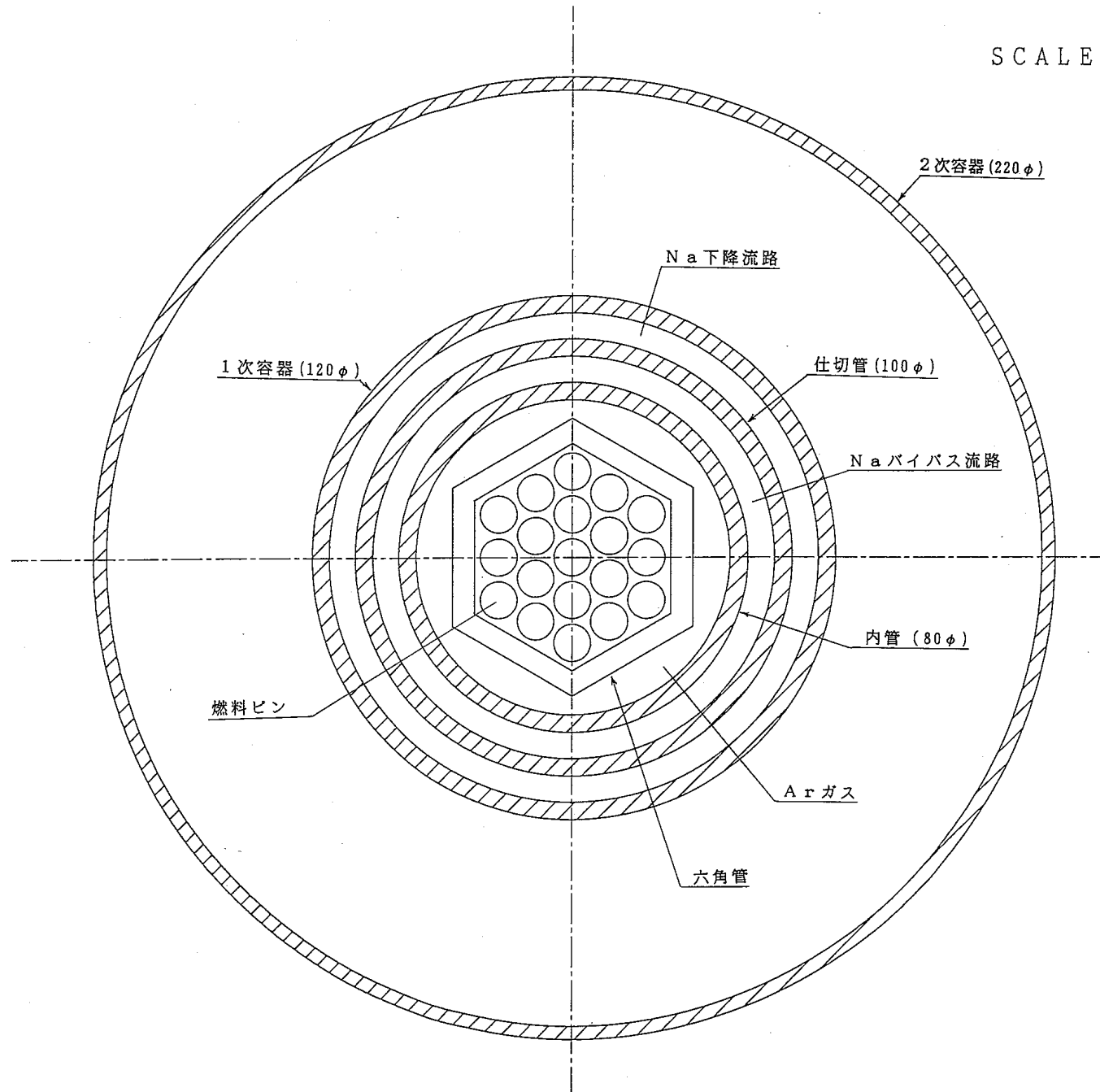


図2-1 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の試験部断面形状

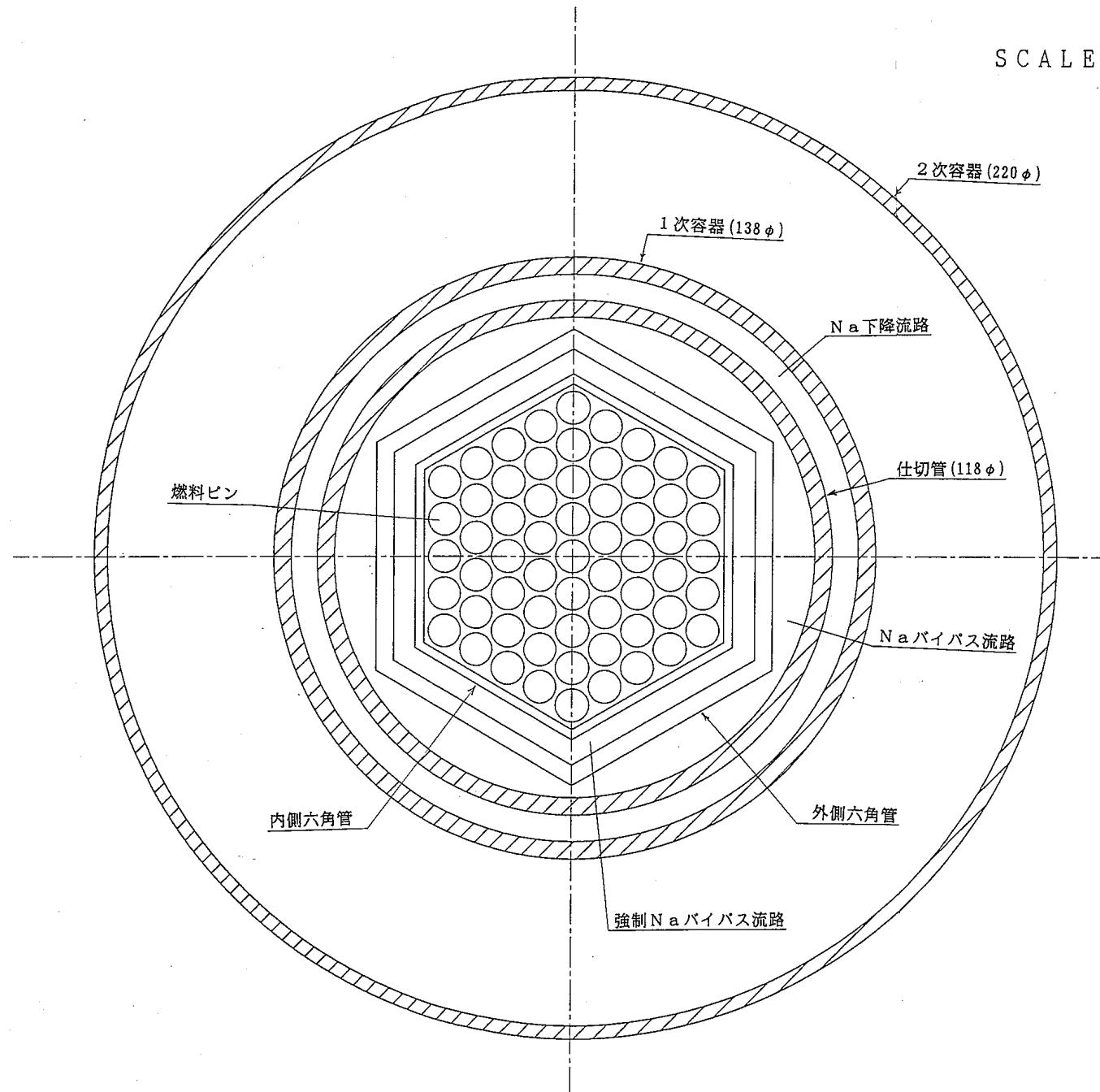


図2-2 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の試験部断面形状

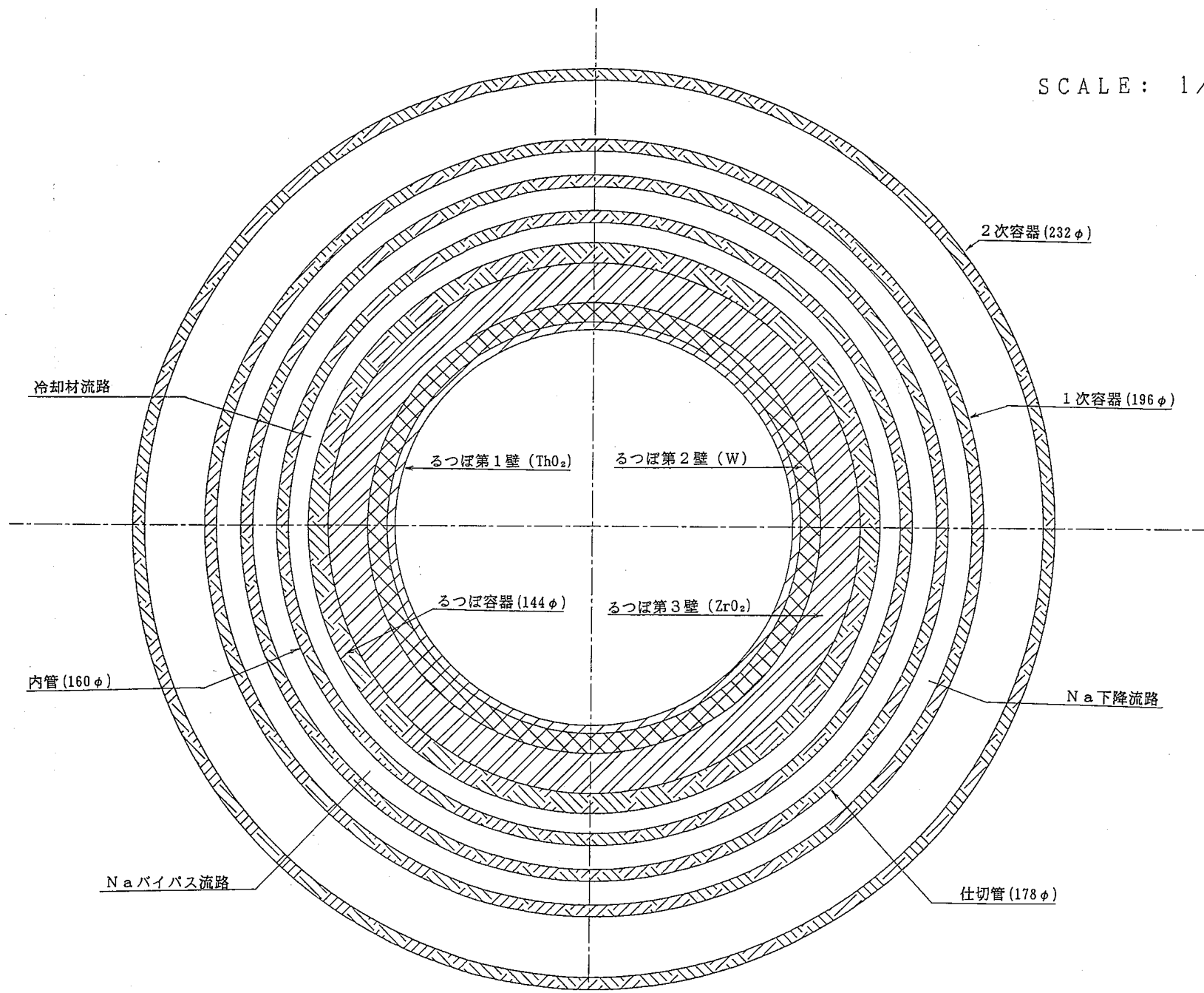


図2-3 タイプV (定常保持型プール試験体) の試験部断面形状

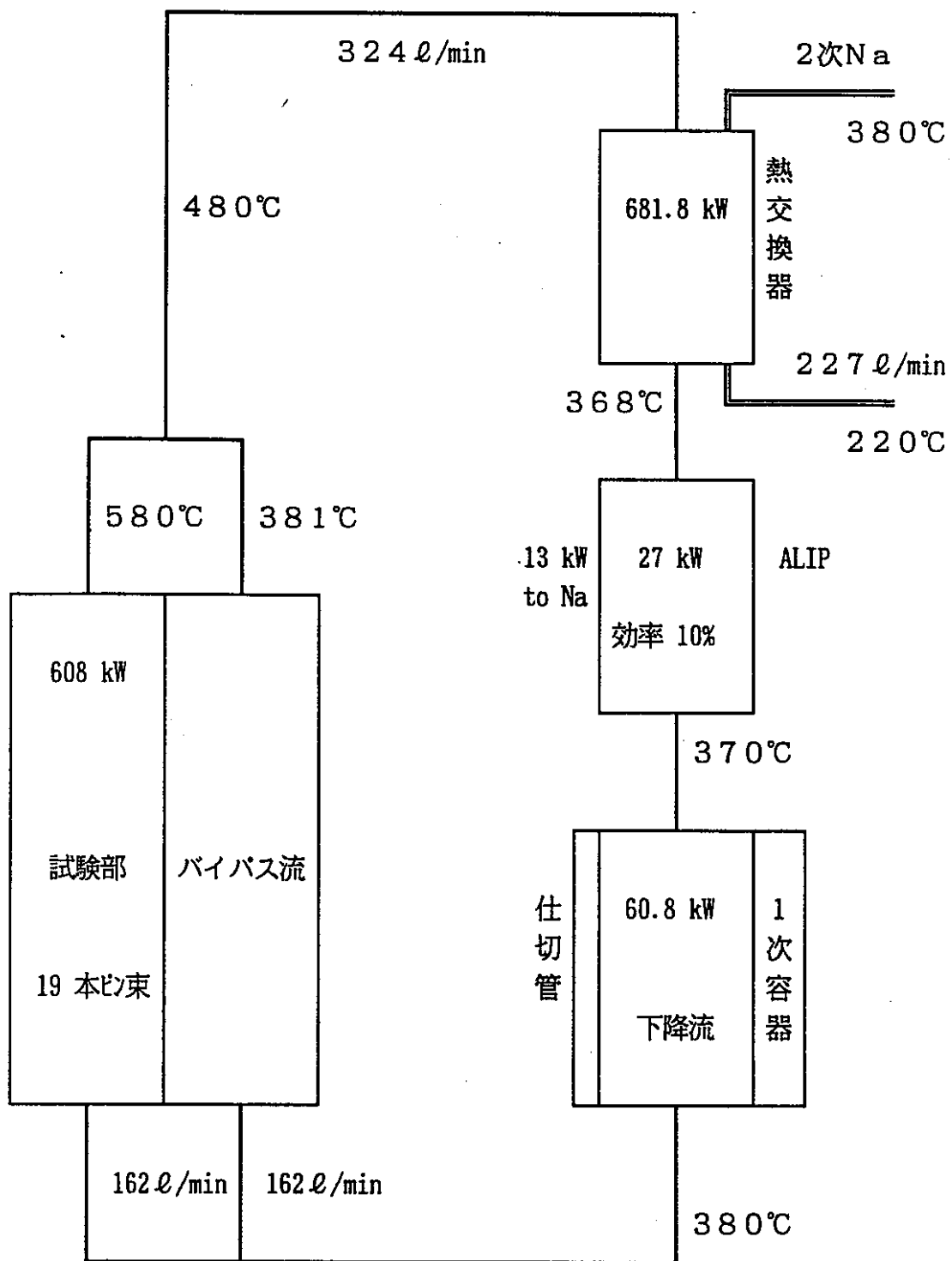


図2-4 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の定格時熱収支

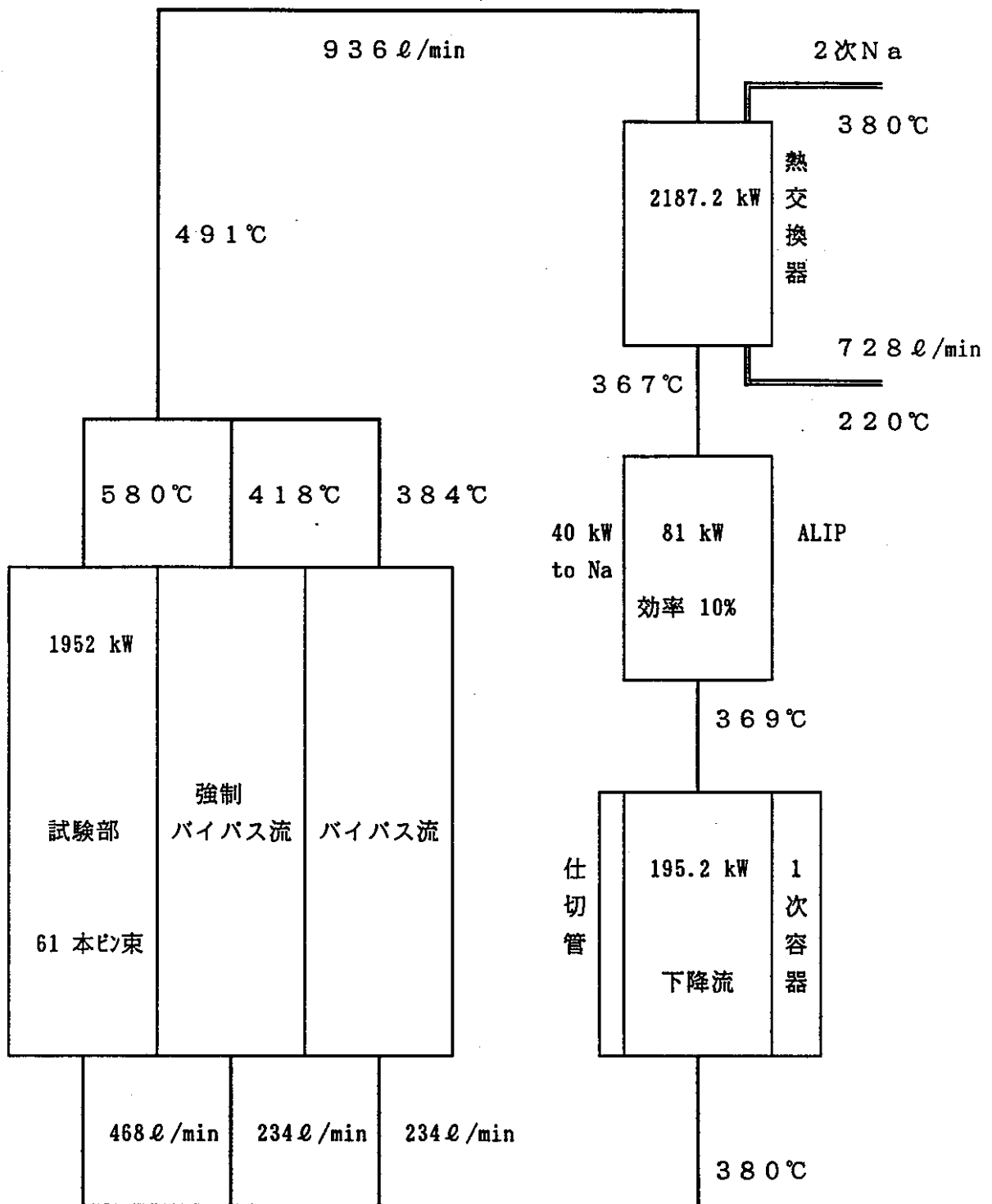


図2-5 標準試験対ループ2 (61本ピン束) の定格時熱収支

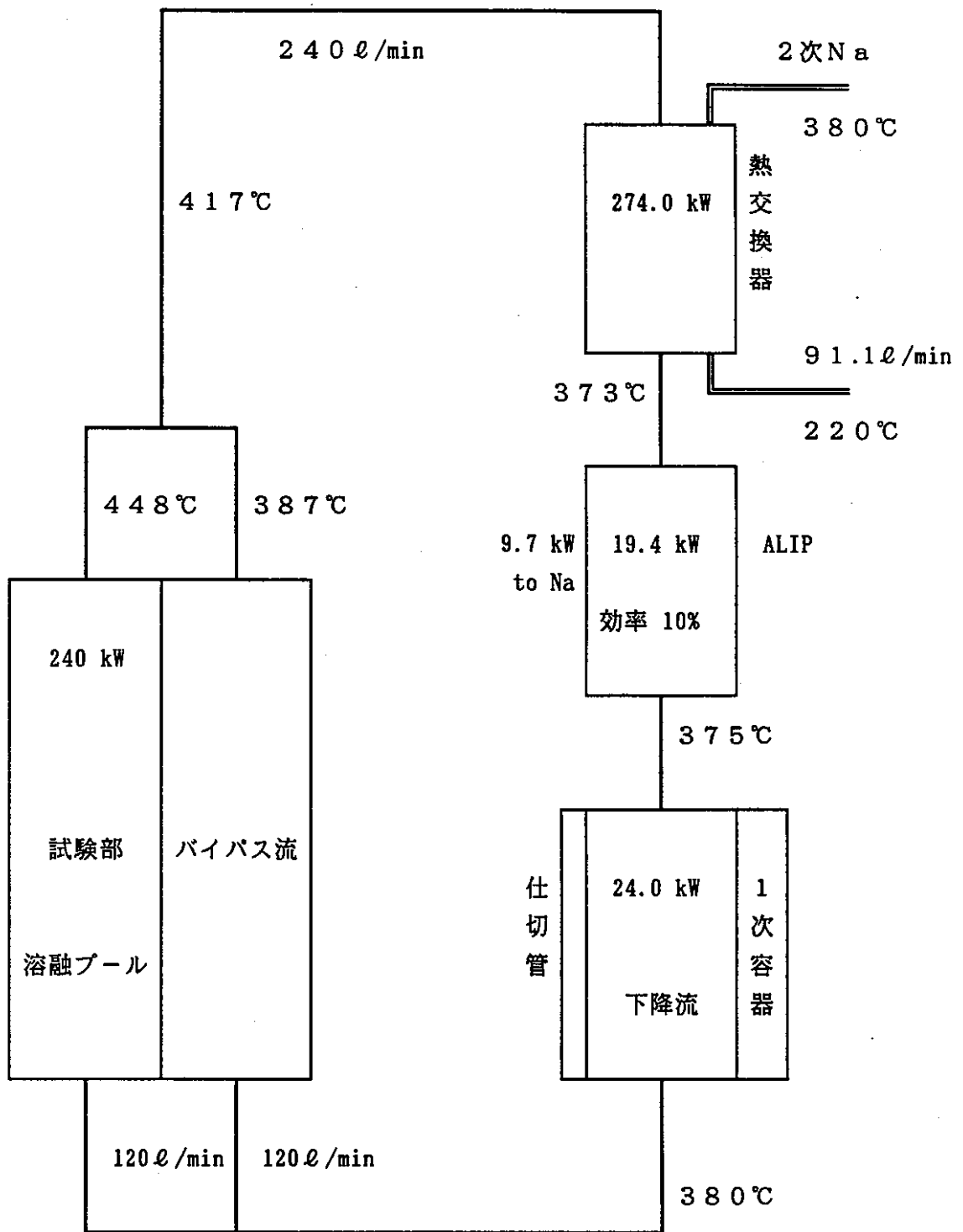


図2-6 タイプV (定常保持型プール試験体) の沸騰プール維持時の熱収支

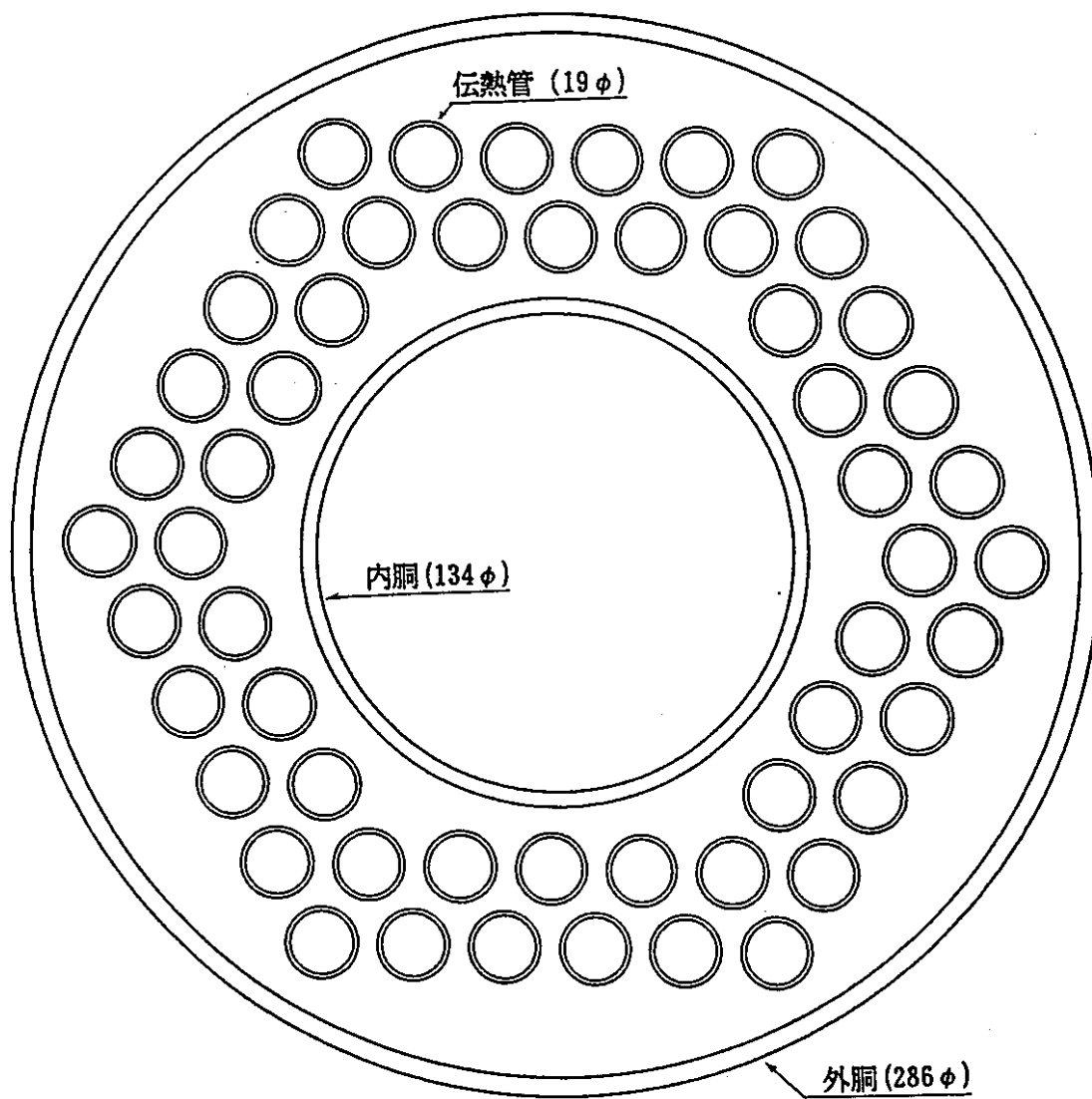


図2-7 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の内蔵熱交換器断面形状

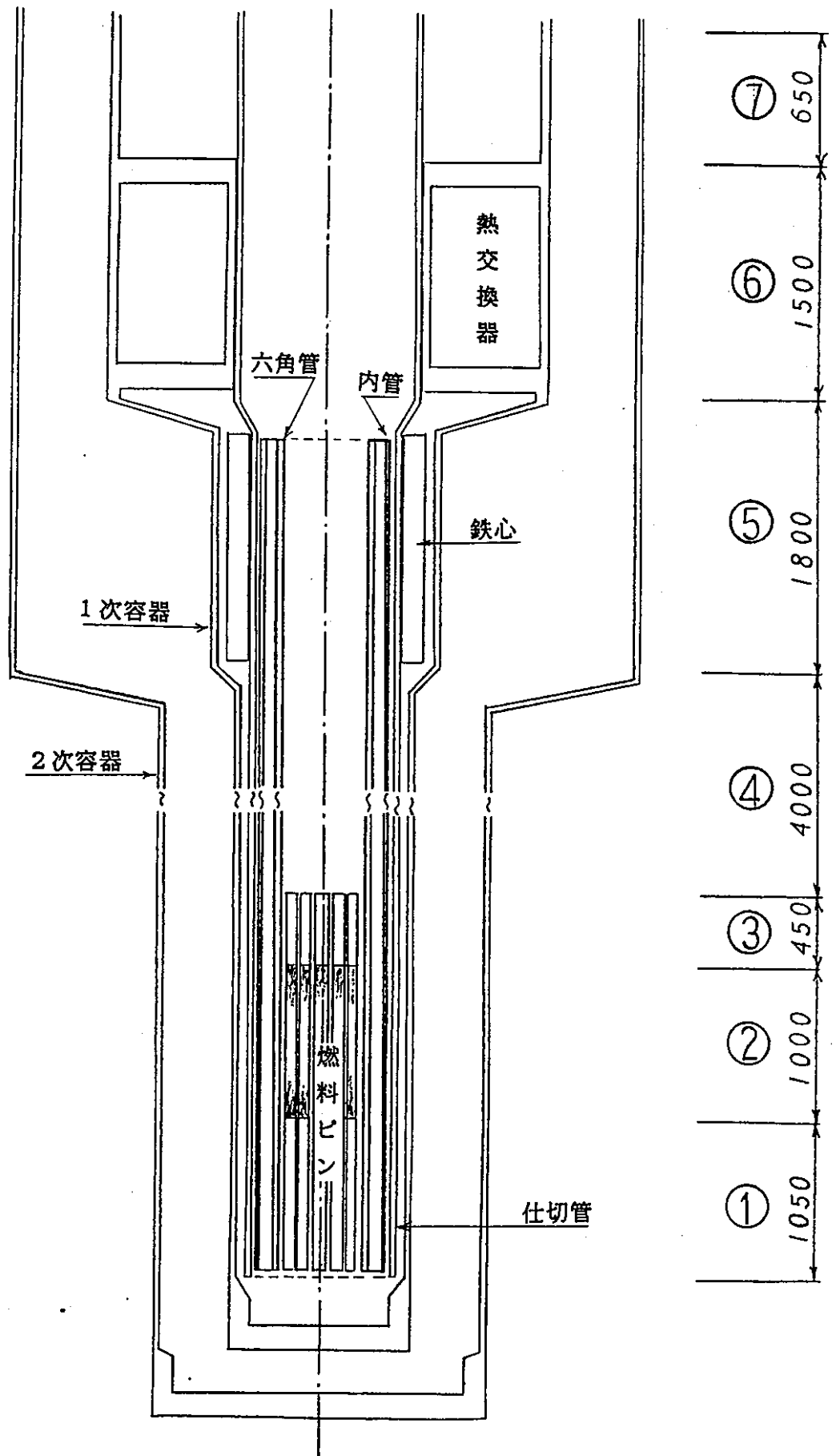


図2-8 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の構造概念

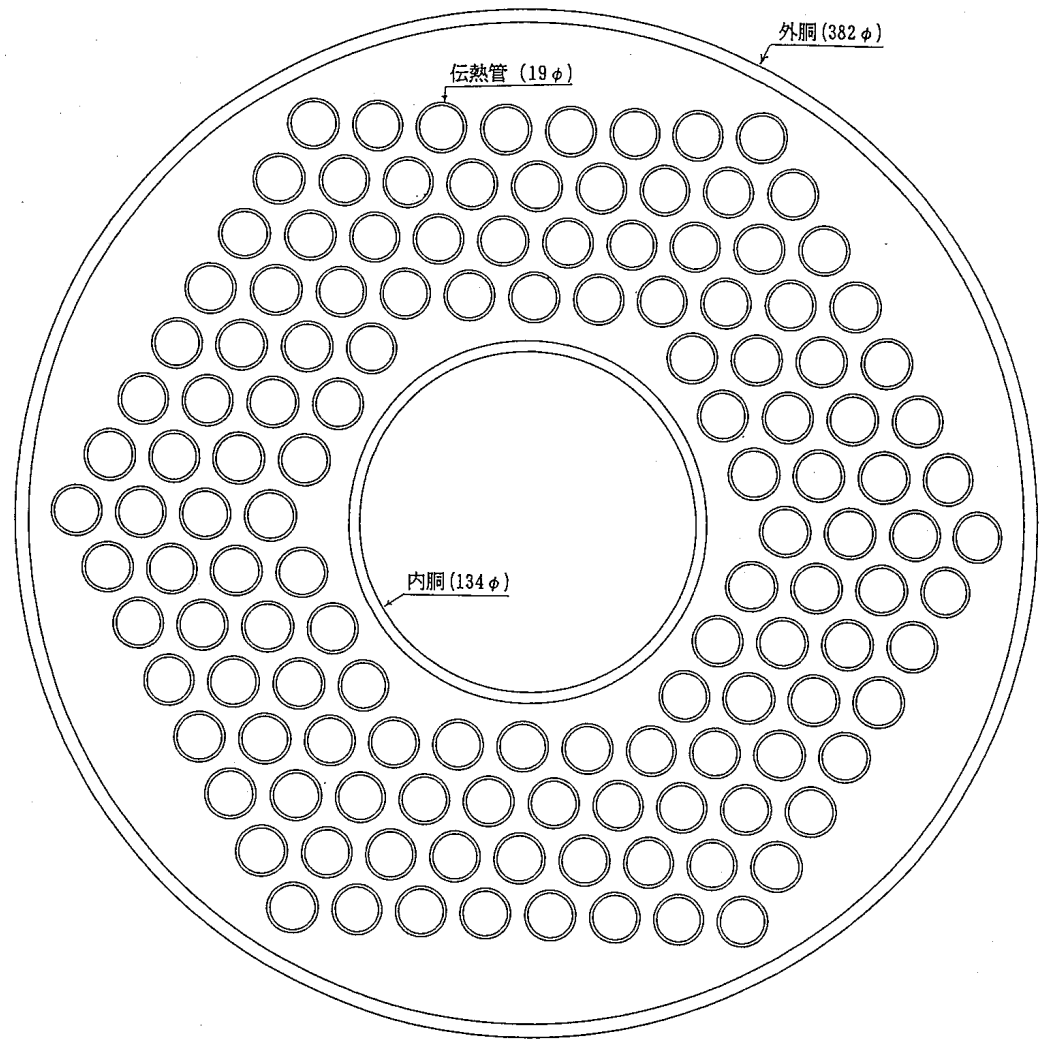


図2-9 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の内蔵熱交換器断面形状

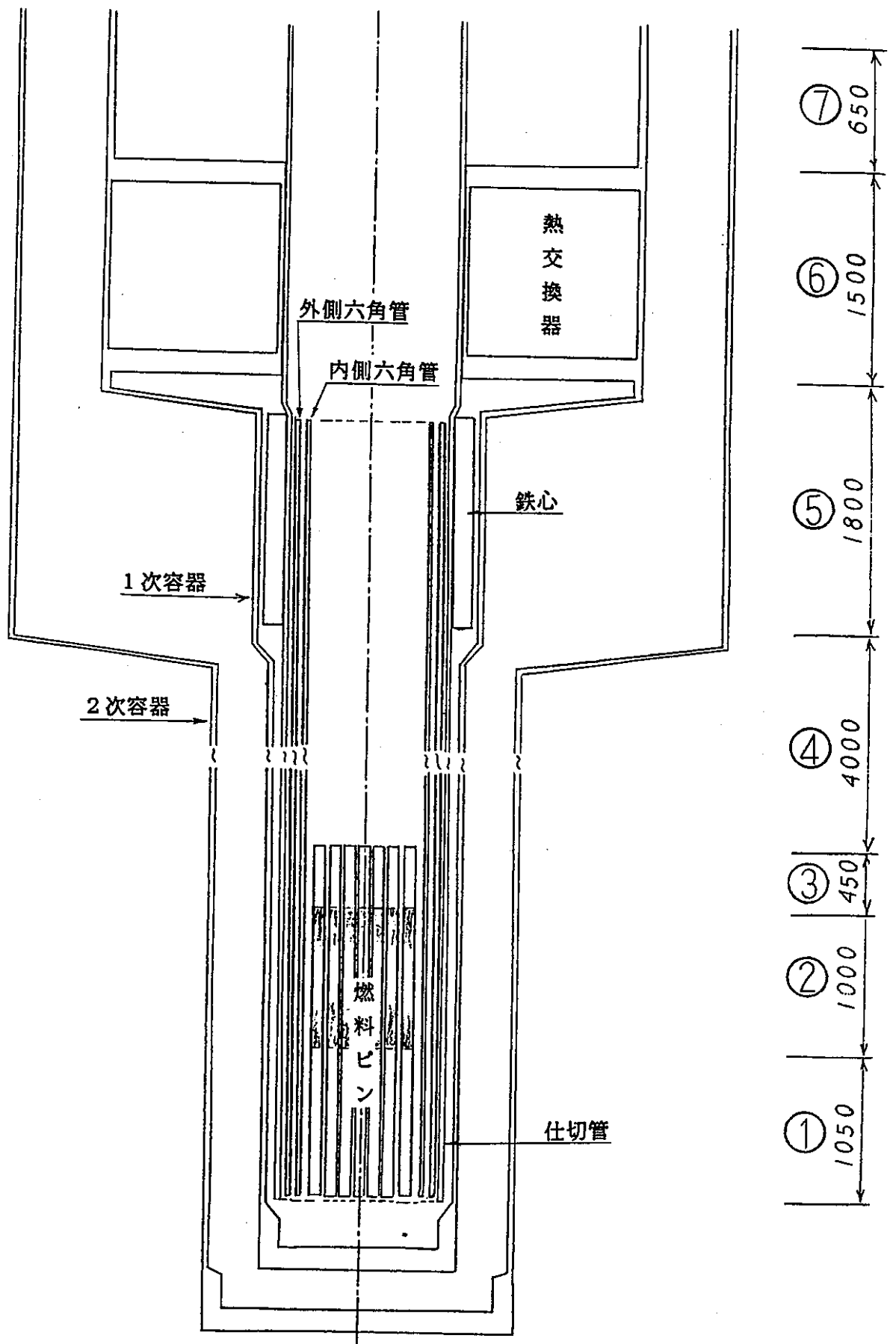


図2-10 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の構造概念

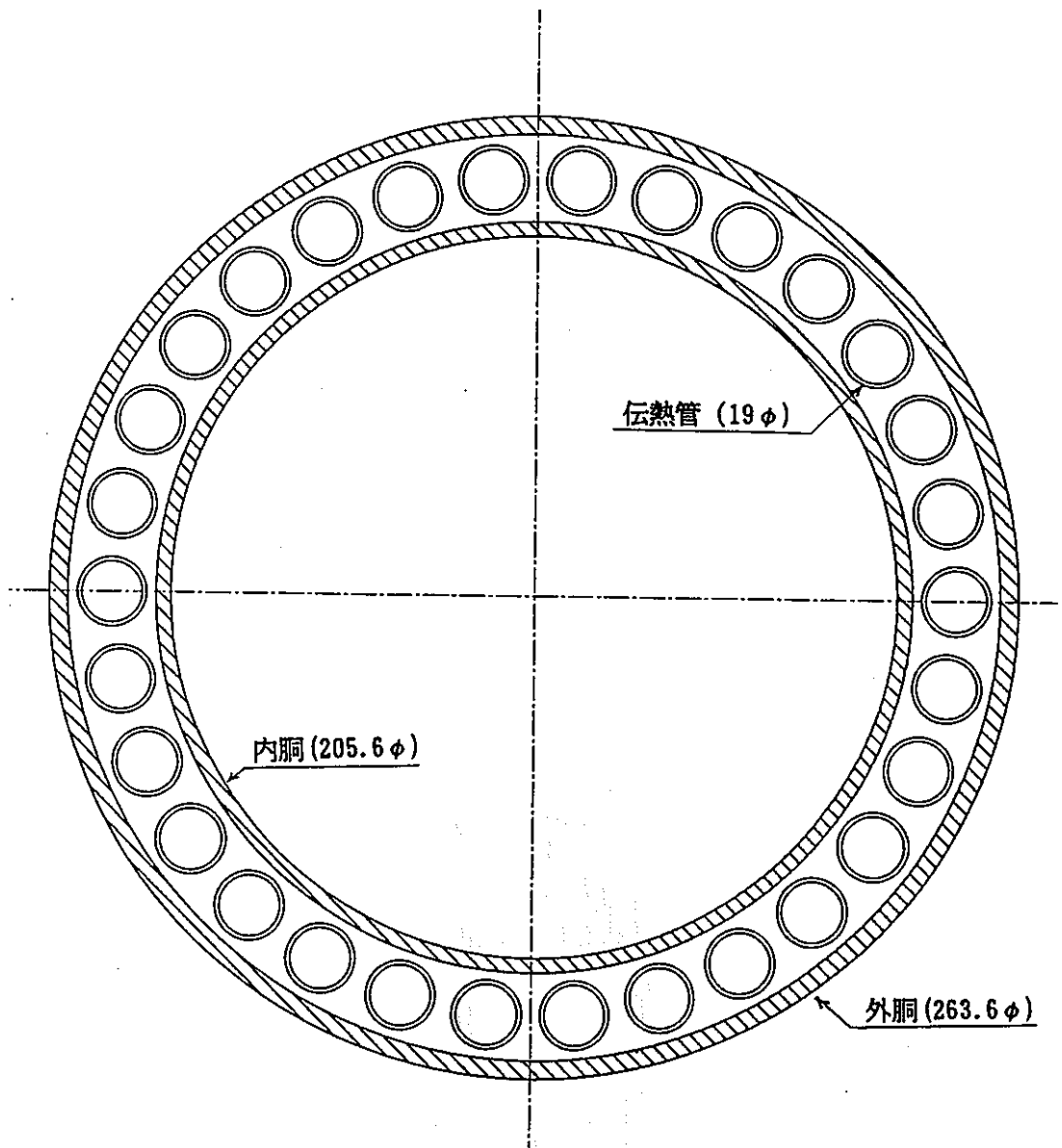


図2-11 タイプV (定常保持型プール試験体) の内蔵熱交換器断面形状

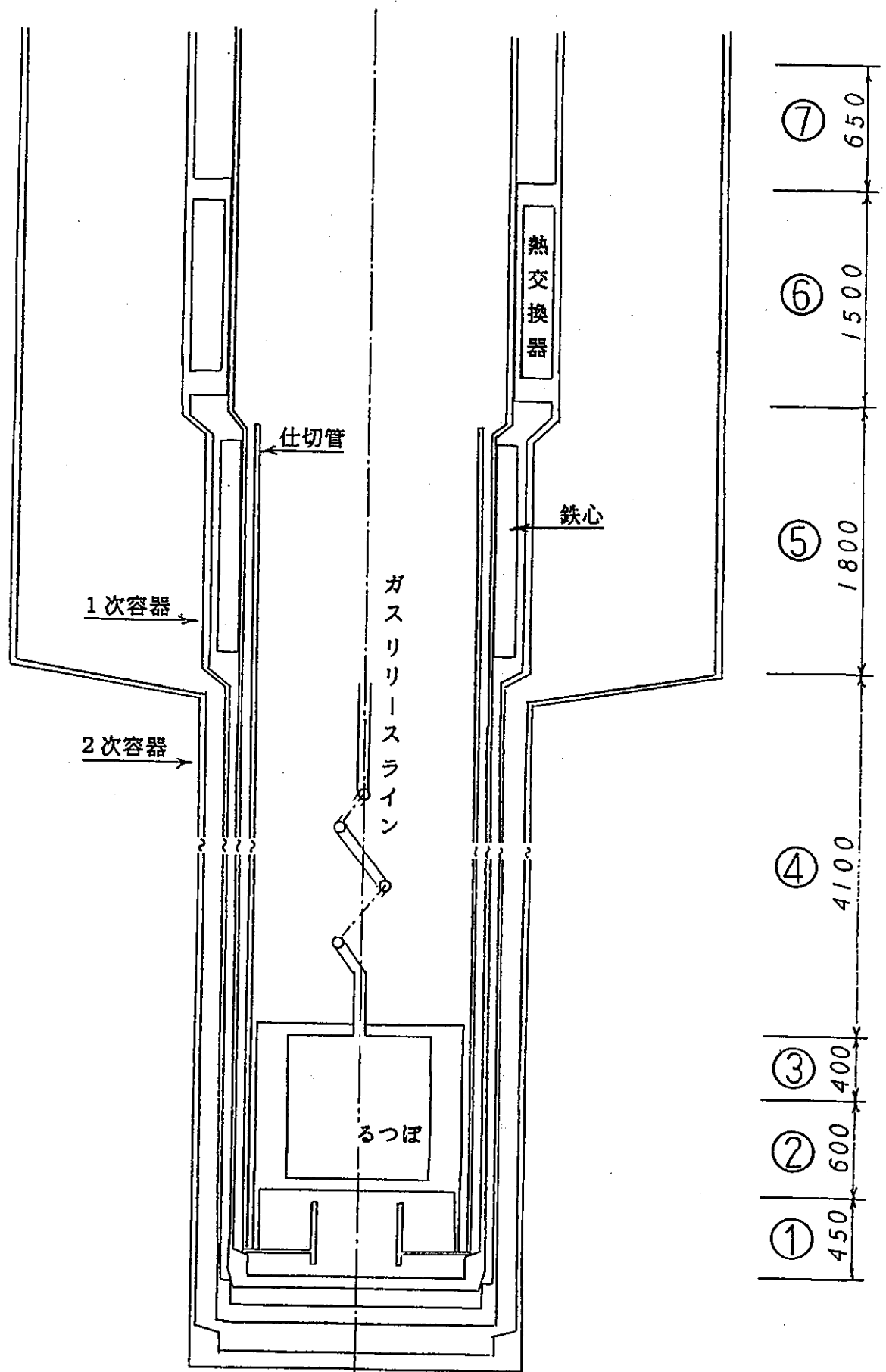


図2-12 タイプV (定常保持型プール試験体) の構造概念

3. 非定常温度解析

非定常温度解析は流動冷却媒体による熱輸送及び熱伝導による熱伝達を連成した2次元（R-Z座標）時刻歴温度・熱計算プログラムTRUMPによって実施する。

3.1 TRUMPの機能及び入力法

TRUMPの計算モデルは解析対象物を軸方向及び半径方向に離散化した各領域の平均温度を代表温度としたを集中熱容量体で模擬したものであり、領域間の熱伝達は代表温度の差と両者間に設定した等価熱通過率の積で評価すると共に、流動熱媒体を模擬した領域には流量を指定して流動に伴う熱輸送量の評価を行う。更に、発熱領域には発熱量を指定し、これを熱源とした計算を行う。

TRUMPの座標系としては、燃料束、六角管、及び熱交換器伝熱管束を除くと、試験体が長尺の同心円環状構造部材の集合体となっているので、計算モデル化の便宜性を考えてR-Z系を採用する。即ち、離散化した領域の寸法を指定する入力データは内半径、外半径、及び軸方向の長さや位置である。

燃料束、六角管、及び熱交換器伝熱管束を同心円環状領域にモデル化する方法及び等価熱通過率の設定法は添付-4に示す。また、計算に適用した物性値の出典は添付-5に示す。

3.2 タイプI（標準試験体ループ1）

3.2.1 計算モデル

R-Z座標系TRUMPに対する計算モデルを図3-1に示す。図中の○印は軸方向及び半径方向に離散化した試験体の領域を示している。

半径方向に離散化した領域は同図中の記号③～⑦で示している。軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域③～⑦の構成材料及び内径と外径を表3-1に示す。

3.2.2 解析条件

過渡温度解析の入力である液体Na流量及び燃料ピンの軸方向ピーク線出力の時間変化を図3-2に示す。601.2545 secからの燃料チャンネルNaの流量減少率は毎秒4%であり、Naの沸騰が生じる620 secにおける流量は40.529 ℓ/min

である（添付-6）。620 sec 以降の燃料チャンネル Na 流量は、Na の沸騰に伴う発熱閉塞を模擬して、ゼロとすると共に、発熱閉塞と同時に発生する 15 kW/g 相当のパルス出力を模擬して 620 sec から 620.1 sec 間の軸方向ピーク燃料線出力を 66.4 kW/cm とし、620.1 sec 以降の燃料出力はゼロとする。なお、バイパス流量は、パルス入熱以降も、162 ℓ/min の一定値を継続させる。

Na の沸騰開始以降の燃料部の解析条件は図 3-3 に示す燃料チャンネルで生じる想定事象推移を模擬するために下記のように設定した。

- 燃料チャンネルの Na は沸騰開始から蒸発完了まで沸騰状態になっており、この間 (1.075 sec) の燃料チャンネル Na 温度は 883℃ (=沸点) の一定値となるようにする (添付-6)。
- Na の蒸発完了後、燃料溶融、被覆管溶融、六角管の軟化を経て、六角管と内管との接触状態が生じるまでの事象推移時間は極めて短いと想定して、ゼロとする。
- 六角管と内管との接触状態については、両者間の接触熱抵抗をゼロとし、溶融プール→六角管→内管への熱は熱伝導によって伝わるものとする。

電磁ポンプ (ALIP) は、試験中及び試験前後においても定格運転を継続しているものとして、ポンプから Na への入熱 13 kW は試験中及びパルス入熱以降も持続させる。また、ガンマ加熱は試験燃料の発熱量に比例するものとして、試験開始時から 300 sec までにゼロから定格値の 60.8 kW まで直線状に上昇させ、300 sec から 620 sec までは 60.8 kW の一定値とし、620 sec から 620.1 sec の 0.1 sec 間を 10.1 MW とし、これ以降のガンマ加熱はゼロとする。

試験開始時には予熱及び電磁ポンプの運転による入熱によって試験体の温度は 220℃ になっているものとして、時刻 0 sec における温度は 220℃ とする。

3.2.3 比熱、密度、及び等価熱通過率

軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域④～⑦の各構成材料の比熱と密度を表 3-2 に、領域間の等価熱通過率を表 3-3 に示す。

表 3-3 (1/2) は燃料チャンネル Na 流量及びバイパスチャンネル Na 流量が共に 162 ℓ/min である場合の等価熱通過率である。表 3-3 (2/2) はバイパスチャンネル Na 流量が 162 ℓ/min に保たれているが、燃料チャンネルの Na 流量が 1/5 定格

流量 (= 32.4 l/min) に低下した場合の等価熱通過率である。

非定常温度解析において、601.2545 sec までは表3-3 (1/2) の等価熱通過率を使用し、601.2545 sec 以降には表3-3 (2/2) の等価熱通過率を使用する。但し、620 sec 以降、燃料レベルでの燃料部挙動 (図3-3) を模擬するために、比熱及び熱通過率について以下の修正を施す。

- パルス入力以降の燃料の比熱には固-液相変化に伴う潜熱を加味する。
- 沸騰中のNaの比熱はNa温度を沸点近くに維持し得るように大きくする。
- Naの蒸発完了後には、Naの存在しない状態にして、被覆管と六角管間及び六角管と内管間の熱移行は接触熱抵抗ゼロの熱伝導によるものとする。

以上の修正を施した燃料レベルの比熱及び熱通過率の変化履歴を下表に示す。

状 態		N a 沸 騰		N a 蒸 発
		パルス入力	(入力無) →	
時 間 (s e c)		620.0 ~ 620.1	620.1 ~ 621.075	621.075 →
燃 料 比 熱 N a 比 熱		0.49 kJ/kg °C 400 kJ/kg °C	0.49 kJ/kg °C 400 kJ/kg °C	0.49 kJ/kg °C (ポイド)
熱 通 過 率	被覆管-N a	表3-3 (2/2)	表3-3 (2/2)	0.0 W/m ² °C
	N a-六角管	〃	〃	0.0 W/m ² °C
	被覆管-六角管	〃	〃	5443 W/m ² °C
	六角管-内管	〃	〃	4366 W/m ² °C

3.2.4 解析結果

図3-4 (1/2) 及び図3-4 (2/2) は試験燃料上端レベルにおける燃料、被覆管、Na、及び六角管温度の時間変化を示した図であるが、図3-4 (2/2) はパルス入熱前後の温度履歴を見易くするために時間軸を拡大して表示した図である。

図3-5はNa循環経路上の主要な点におけるNa温度の時間変化を示す。

図3-6は試験燃料レベルにおける内管、バイパスNa、及び仕切管温度の時間変化を示す。

図3-7は、Na下降流について、熱交換器出口、試験燃料下端レベル、及び試験燃料下部プレナム入り口におけるNa温度の時間変化を示す。

図3-8は、熱交換器近傍のNaについて、試験体上端部 (=熱交換器入口)、熱交換器出口、及び2次Na出口におけるNa温度の時間変化を示す。

図3-9は、圧力境界（1次容器）について、上昇Naが直接当る箇所と試験燃料レベルでの構造材温度の時間変化、及び試験燃料レベルでの1次容器と仕切管の温度履歴比較を示す。

3.2.5 検討及び結論

定格出力到達時（300 sec）からNa流量低下開始時（600 sec）までに系統の温度はほぼ平衡状態になるので（図3-4～9）、試験体の熱的時定数は300 sec程度である。

620 sec後のNa温度挙動について、燃料チャンネル入口でのNa温度低下速度は緩慢であるが（図3-5、7）、流動状態を維持しているNaの温度は急速に低下している（図3-5、7、8）。このことは、熱交換器が機能し、かつ冷却材が循環しておれば、系統の温度抑制が可能であることを示す。なお、燃料レベルにおけるバイパスNa温度及び下降流Na温度が640sec近傍で極大値を示しているが、これは六角管と内管が密着して六角管から下降流Naに至る伝熱経路の熱抵抗の低下に伴うバイパスNa及び下降流Naへの熱供給量増大効果によるものである。

燃料チャンネルNaの沸騰開始から蒸発完了までの被覆管最高温度は1050℃であるが、蒸発完了後0.5 secには被覆管温度は融点（1500℃）に達し熔融状態となっている（図3-4）。六角管の最高温度（於629 sec）は1150℃である（図3-4、これは六角管の壁厚方向の平均温度を示す）。この時の内面温度及び外面温度も融点以下の1412℃及び880℃（脚注）であり、六角管の熱的健全性は維持されている。

(脚注)

六角管平均温度 θ の変化率は流入する熱量（=熱流束 q ）と流出する熱量のとの差に比例する。即ち、 $d\theta/dt \propto q - K(\theta - \text{内管の平均温度})$ である。

θ が極大値のところでは、 $d\theta/dt = 0$ であり、 $q = K(\theta - \text{内管の平均温度})$ である。 $K = 4366 \text{ W/m}^2\text{K}$ 、 $\theta_{max} = 1150^\circ\text{C}$ 、内管の平均温度 = 643°C であり、 $q = 2196 \text{ kW/m}^2$ となる。「六角管の内外面温度差」=「管厚 $\times q$ /熱伝導率」に基づいて評価した内外面温度差は 523°C である。故に、六角管の内外面温度を「壁厚方向の平均温度 \pm 内外面温度差」として評価すると、 1412°C 及び 880°C となる。

また、内管の最高温度は約650℃であり（図3-6）、試験の目的は達成可能である。

圧力境界（1次容器）の最高温度は500℃以下であり（図3-9）、設計温度の範囲内となっている。なお、体積発熱であるガンマ加熱に対して熱伝導による除熱には時間遅れがあるため、パルス出力時の構造材には瞬間的な温度上昇が生じる（図3-6、9）。

以上の検討結果から、以下の結論が得られる。

- 圧力境界（1次容器）の最高温度は設計基準の上限温度（650℃）を大幅に下回っており、ピン束燃料分散挙動試験の実施に際して圧力境界は熱的に十分な余裕を有している。
- 熱交換器が機能し、かつ冷却材循環経路が維持されておれば、試験後における試験体の急速な除熱が可能である。
- LOF-driven-TOPを模擬した試験において、燃料チャネルのNaが蒸発し、熔融状態の燃料及び被覆管が六角管内面に密接した状態になっても、バイパスNaの除熱効果によって六角管の温度を融点以下に維持し得る。

表3-1 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域の寸法と構成材料

レベル \ 径方向領域	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚	
⑦ 650 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 118.0 Na	(無)	(無)	(無)	(無)	118.0 126.0 仕切管	126.0 276.0 Na	276.0 286.0 1次容器	(無)
⑥ 1500 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 118.0 Na	(無)	(無)	(無)	(無)	118.0 126.0 仕切管	67.676 139.5 Na	139.5 141.9 伝熱管	141.9 185.997 Na
⑤ 1800 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 47.246 Na	47.246 57.754 六角管	72.0 80.0 内管	80.0 92.0 Na	92.0 130.0 仕切管+鉄心	130.0 141.0 ☆Na	141.0 151.0 1次容器	(無)	
④ 4000 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 47.246 Na	47.246 57.754 六角管	72.0 80.0 内管	80.0 92.0 Na	92.0 100.0 仕切管	100.0 112.0 Na	112.0 120.0 1次容器	(無)	
③ 450 mm { 内径 外径 構成材	(無)	33.128 37.466 被覆管	37.466 47.246 Na	47.246 57.754 六角管	72.0 80.0 内管	80.0 92.0 Na	92.0 100.0 仕切管	100.0 112.0 Na	112.0 120.0 1次容器	(無)	
② 1000 mm { 内径 外径 構成材	--- 33.128 ☆燃料ペレット	33.128 37.466 被覆管	37.466 47.246 Na	47.246 57.754 六角管	72.0 80.0 内管	80.0 92.0 Na	92.0 100.0 ☆仕切管	100.0 112.0 Na	112.0 120.0 ☆1次容器	(無)	
① 1050 mm { 内径 外径 構成材	(無)	33.128 37.466 被覆管	37.466 47.246 Na	47.246 57.754 六角管	72.0 80.0 内管	80.0 92.0 Na	92.0 100.0 仕切管	100.0 112.0 Na	112.0 120.0 1次容器	(無)	

注1) 単位: mm

注2) ☆印は発熱領域を示す

表3-2 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域の比熱と密度

レベル \ 径方向領域	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚
⑦ { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
⑥ { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 879.6
⑤ { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
④ { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
③ { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
② { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	0.369 9750.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
① { 比熱 (kJ/kg·°C) 密度 (kg/m³)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)

表3-3 (1/2) 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域間の等価熱通過率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) [試験部流量=100%]

径方向領域 レベル	a~b	b~c	c~d	d~e	e~f	f~g	g~h	h~i	i~j
⑦	(無)	(無)	c ↔ e : 3370.0				g ↔ h : 2560.0	h ↔ i : 2400.0	(無)
⑥	(無)	(無)	c ↔ e : 3370.0				(無)	h ↔ i : 14,460.0	i ↔ j : 19,130.0
⑤	(無)	(無)	c ↔ d : 5780.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 1980.0	g ↔ h : 2000.0	h ↔ i : 6850.0	(無)
④	(無)	(無)	c ↔ d : 5780.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : 8280.0	h ↔ i : 8280.0	(無)
③	(無)	b ↔ c : 129,100.0	c ↔ d : 7840.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : 8280.0	h ↔ i : 8280.0	(無)
②	a ↔ b : 8020.0	b ↔ c : 129,100.0	c ↔ d : 7840.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : 8280.0	h ↔ i : 8280.0	(無)
①	(無)	b ↔ c : 129,100.0	c ↔ d : 7840.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : 8280.0	h ↔ i : 8280.0	(無)

注記) ④↔⑤間の等価熱通過率は六角管外表面と内管内表面間の放射伝熱及び両者間の封入Arガスの熱伝導を考慮して設定する。

(放射伝熱の定数) 形態係数: $F_{12} = 1.0$ (六角管⇒内管), $F_{21} = 0.8$ (内管⇒六角管) , 放射率: $\epsilon = 0.45$ (圧延ステンレス鋼)

(Ar熱伝導の定数) 熱伝導率: $\lambda_{Ar} = 32.14 \times 10^{-3} W/m \cdot ^\circ C$

表3-3 (2/2) 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域間の等価熱通過率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) [試験部流量=20 %]

径方向領域 レベル	a~b	b~c	c~d	d~e	e~f	f~g	g~h	h~i	i~j
⑦	(無)	(無)	c ↔ g : ↓ 2870.0				g ↔ h : ↓ 2370.0	h ↔ i : ↓ 2230.0	(無)
⑥	(無)	(無)	c ↔ g : ↓ 2870.0				(無)	h ↔ i : ↓ 14,000.0	i ↔ j 19,130.0
⑤	(無)	(無)	c ↔ d : ↓ 4750.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 1980.0	g ↔ h : ↓ 1990.0	h ↔ i : ↓ 6730.0	(無)
④	(無)	(無)	c ↔ d : ↓ 4750.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : ↓ 8070.0	h ↔ i : ↓ 8070.0	(無)
③	(無)	b ↔ c : ↓ 102,700.0	c ↔ d : ↓ 7610.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : ↓ 8070.0	h ↔ i : ↓ 8070.0	(無)
②	a ↔ b : 8020.0	b ↔ c : ↓ 102,700.0	c ↔ d : ↓ 7610.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : ↓ 8070.0	h ↔ i : ↓ 8070.0	(無)
①	(無)	b ↔ c : ↓ 102,700.0	c ↔ d : ↓ 7610.0	d ↔ e : (注記参照)	e ↔ f : 8080.0	f ↔ g : 8080.0	g ↔ h : ↓ 8070.0	h ↔ i : ↓ 8070.0	(無)

注記) ④↔⑤間の等価熱通過率は六角管外表面と内管内表面間の放射伝熱及び両者間の封入Arガスの熱伝導を考慮して設定する。

(放射伝熱の定数) 形態係数: $F_{12} = 1.0$ (六角管⇒内管), $F_{21} = 0.8$ (内管⇒六角管), 放射率: $\epsilon = 0.45$ (圧延ステンレス鋼)

(Ar熱伝導の定数) 熱伝導率: $\lambda_{Ar} = 32.14 \times 10^{-3} W/m \cdot ^\circ C$

記号 (↓) は試験部のNa流量を100%から20%に低下させた場合に等価熱通過率が変化する領域を示す

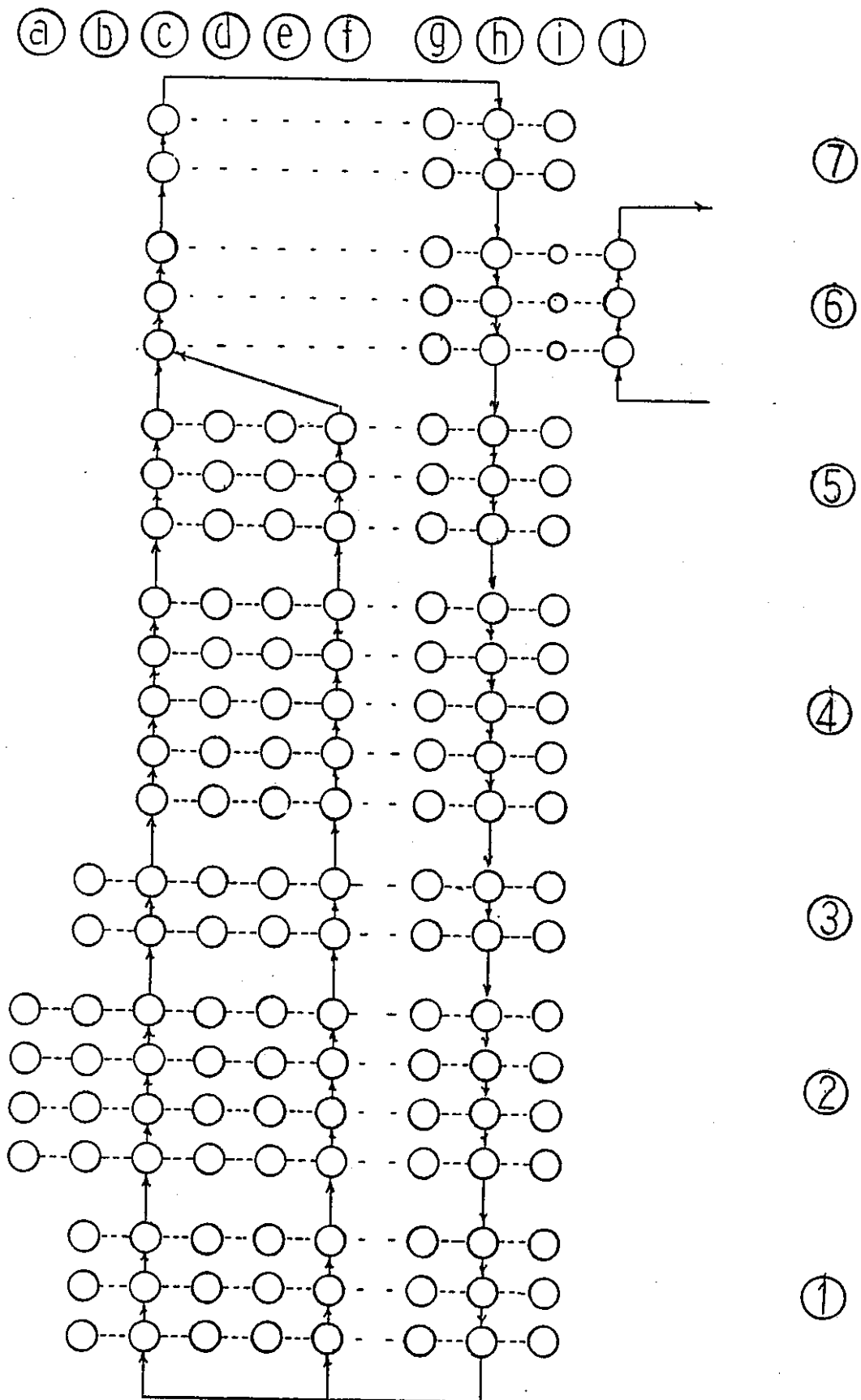


図3-1 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の計算モデル

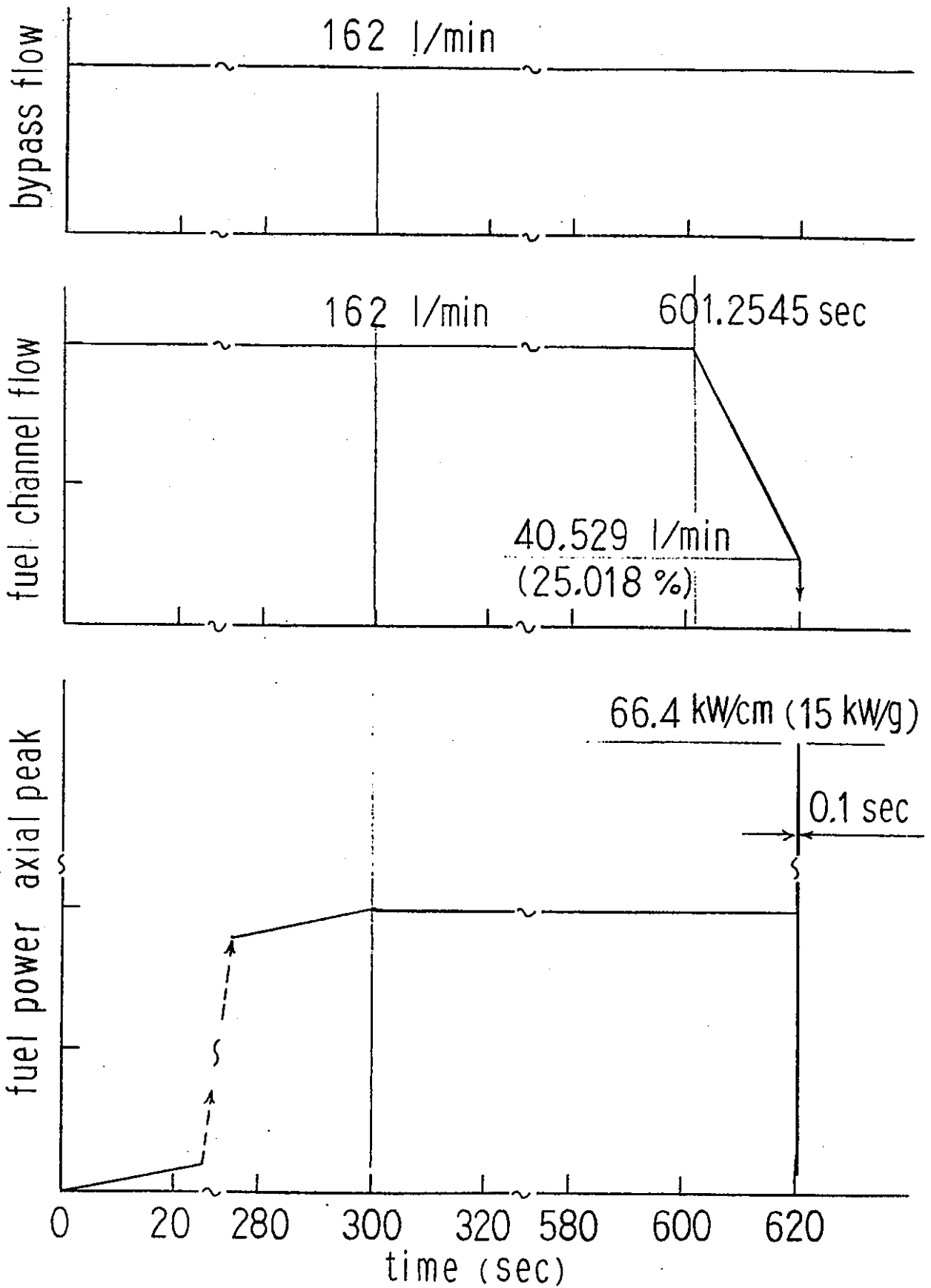
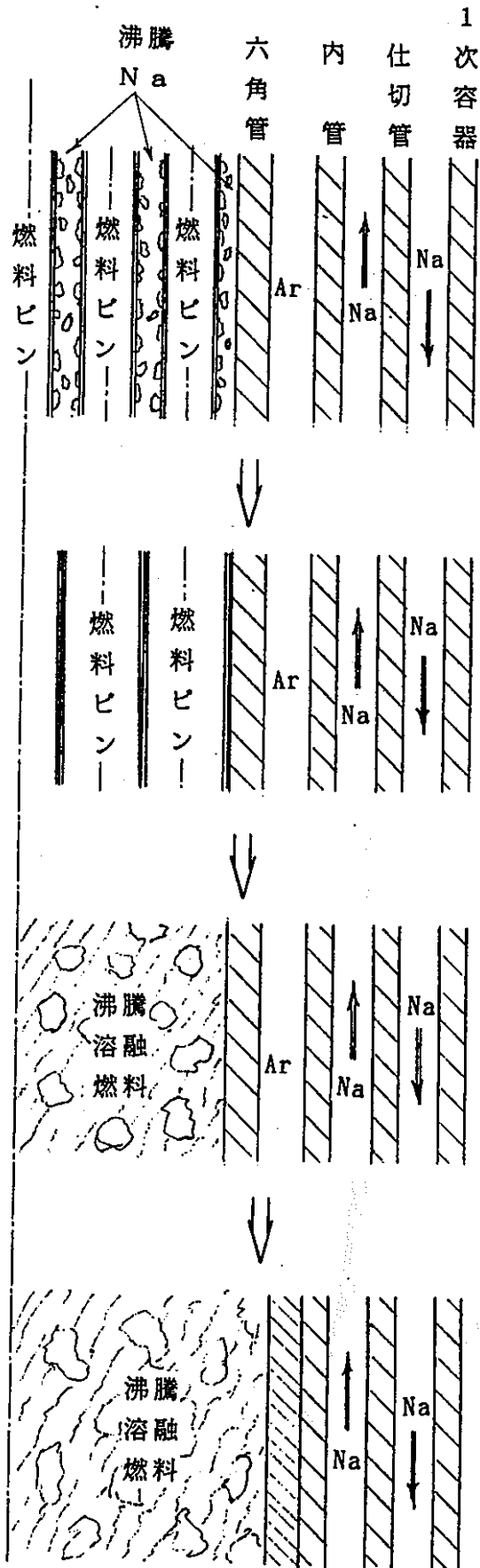


図3-2 標準試験体ループ1 (19本ピン束) の熱出力及び冷却材流量



Na 沸騰状態

被覆管温度は融点以下であり、燃料チャンネルは沸騰前の形状を維持

Na 蒸発完了

被覆管温度の上昇及びFPSエリングにより被覆管が膨張し六角管と接触（被覆管から六角管への熱は熱伝導によって伝わり、六角管の温度上昇が加速される）

被覆管の溶融

燃料及び被覆管が溶融プールを形成、六角管温度が更に上昇する

六角管の軟化

溶融プールの体積増加及び六角管の軟化により、六角管が内管と接触（溶融プール→六角管→内管への熱は熱伝導によって伝わり、内管への熱移行が増加する）

図3-3 パルス出力投入後の燃料部挙動（19本ピン束試験体）

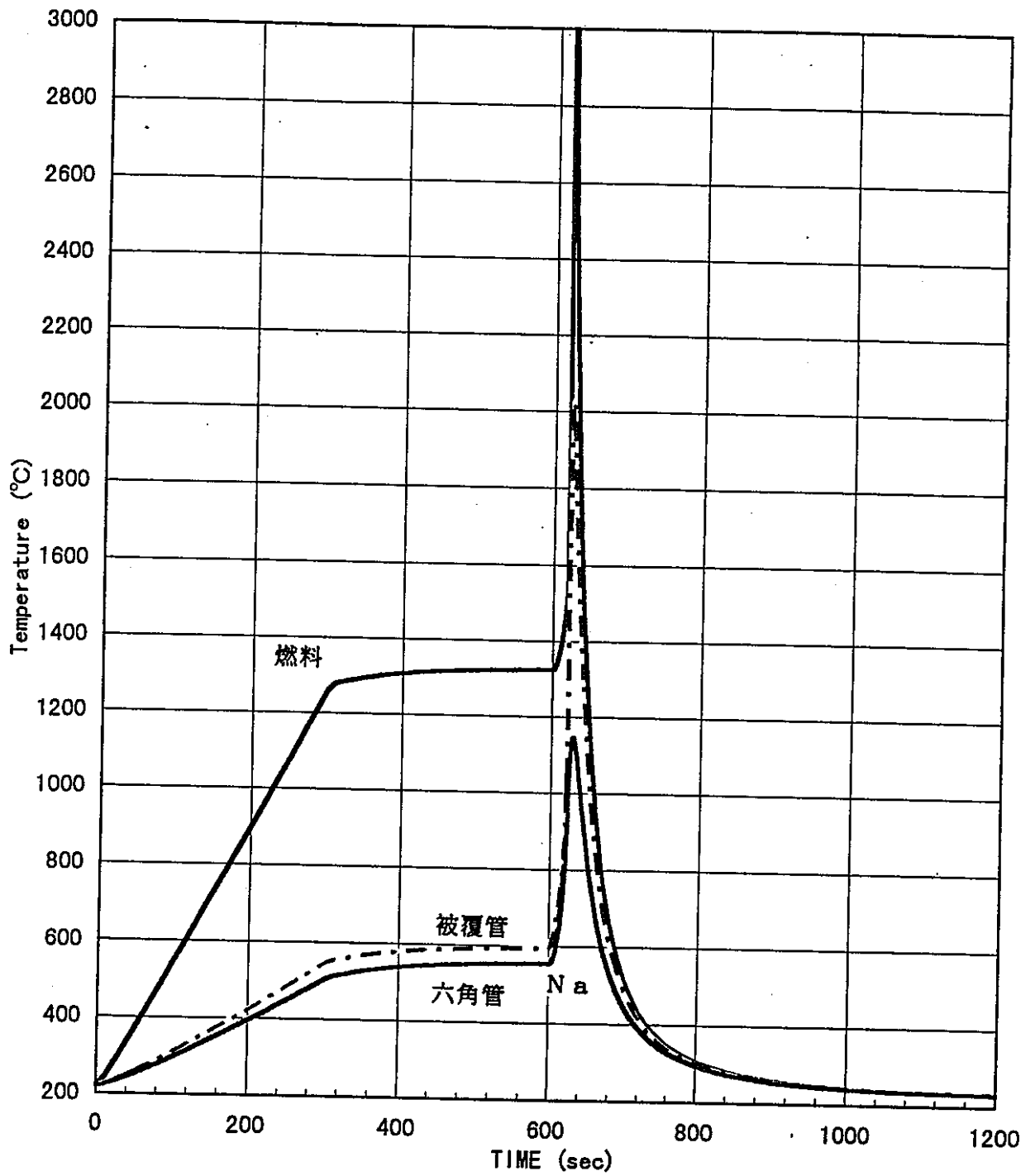


図 3-4 (1/2) 燃料、被覆管、燃料チャンネルNa、及び六角管の温度変化挙動
(19本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)

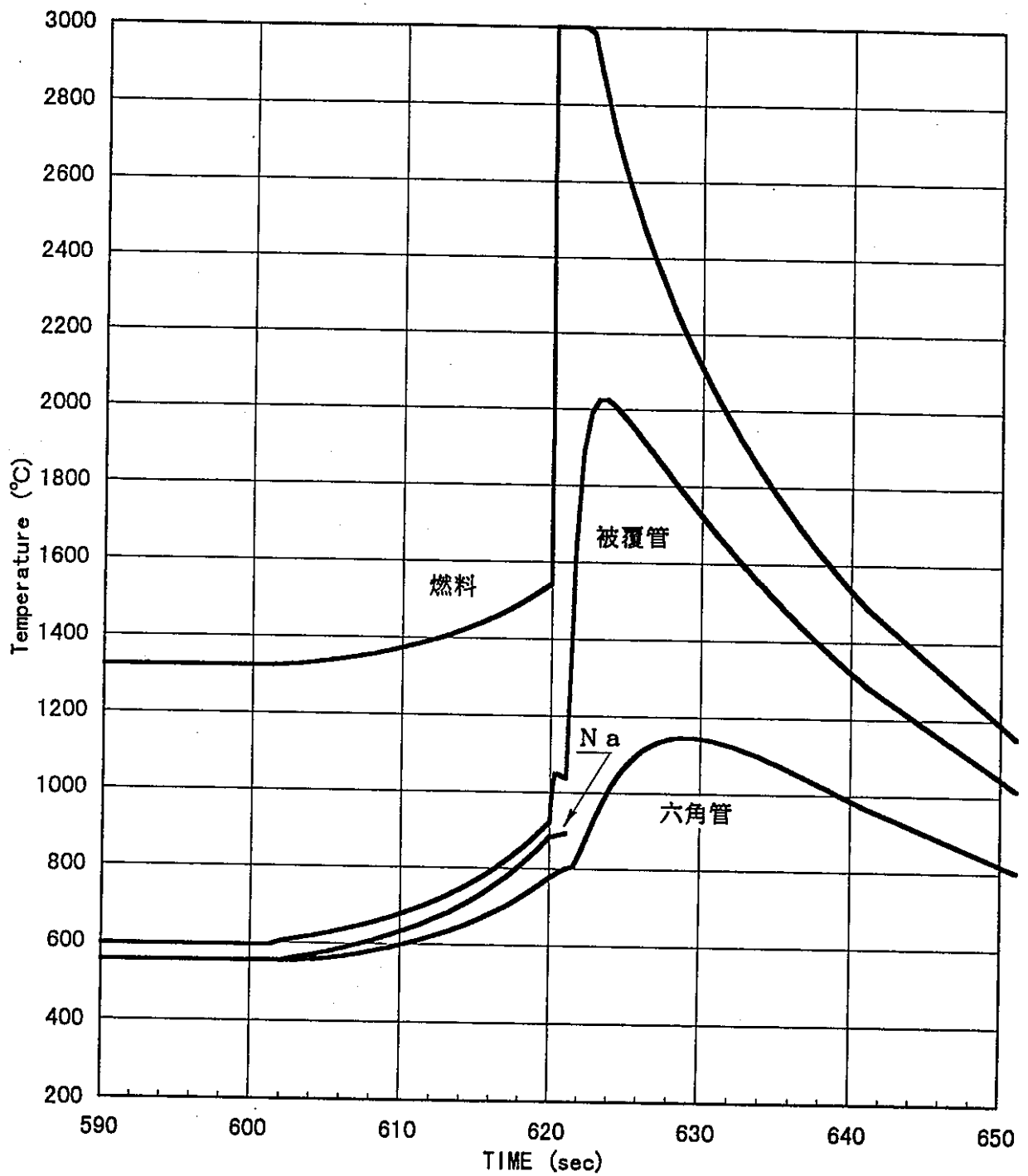


図3-4 (2/2) 燃料、被覆管、燃料チャンネルNa、及び六角管の温度変化挙動
(19本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)

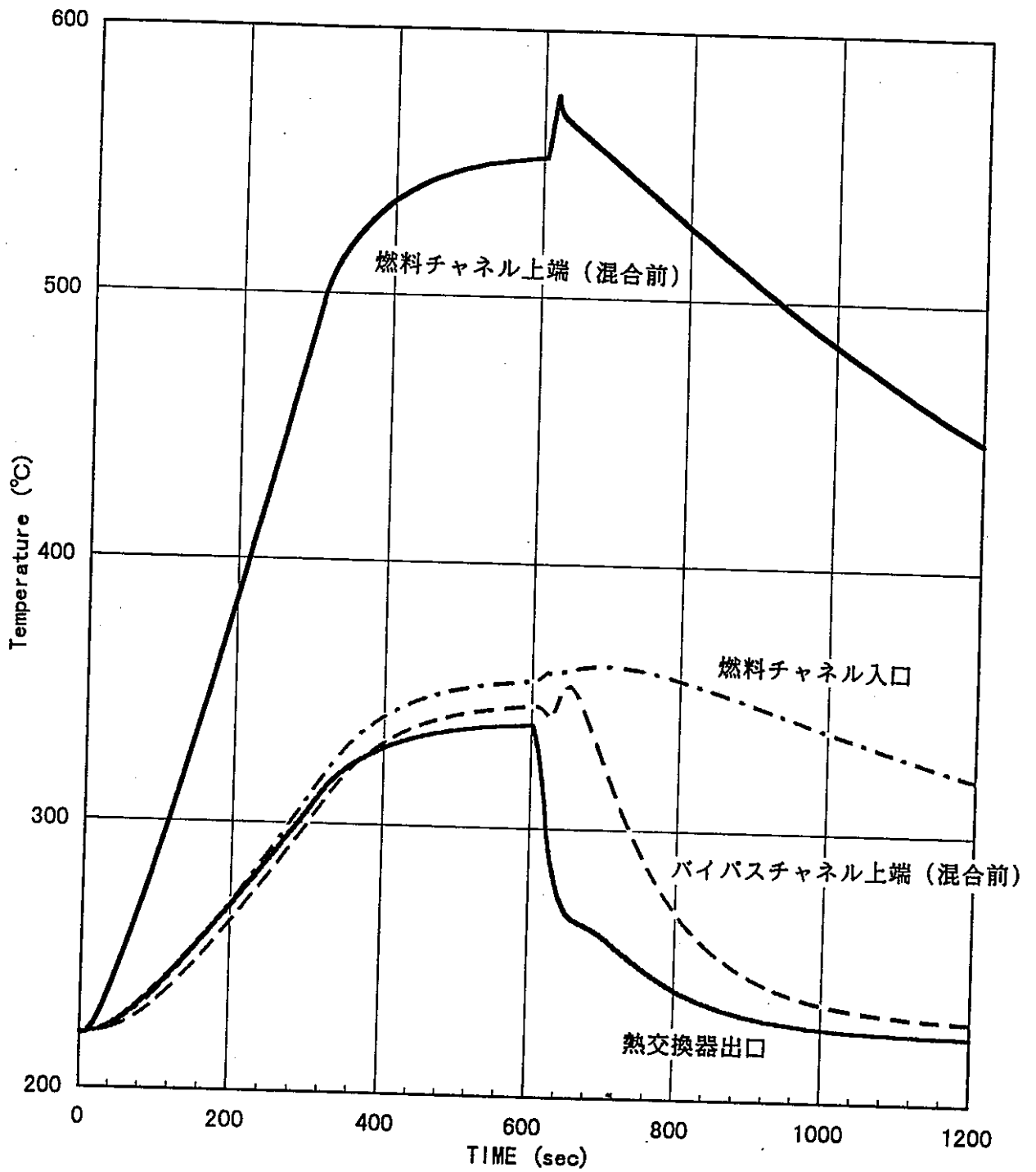


図3-5 冷却材循環経路上の主要点におけるNaの温度変化挙動
(19本ピン束試験体)

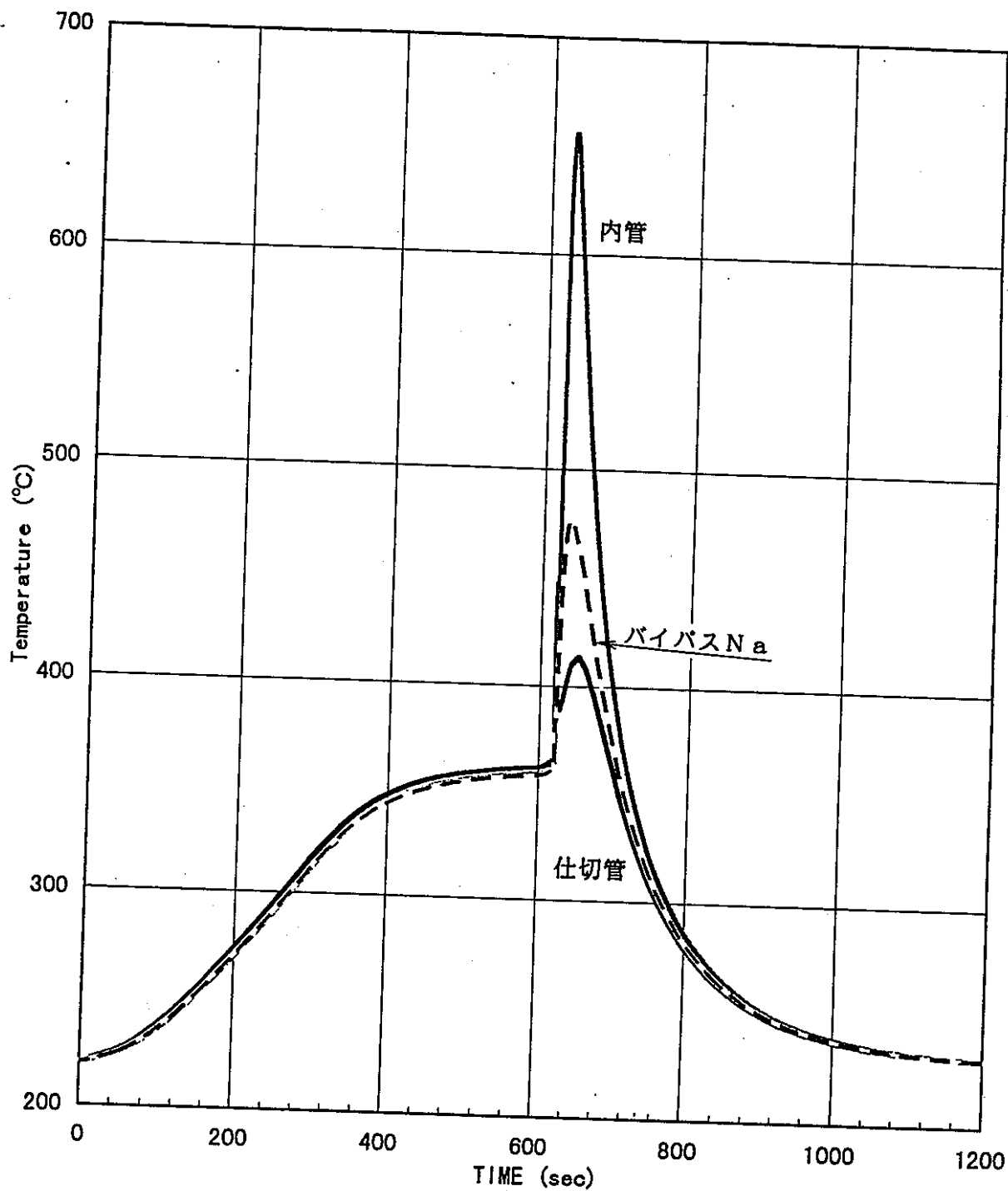


図3-6 内管、バイパスNa、及び仕切管の温度変化挙動
(19本ピン束試験体、試験燃料レベル)

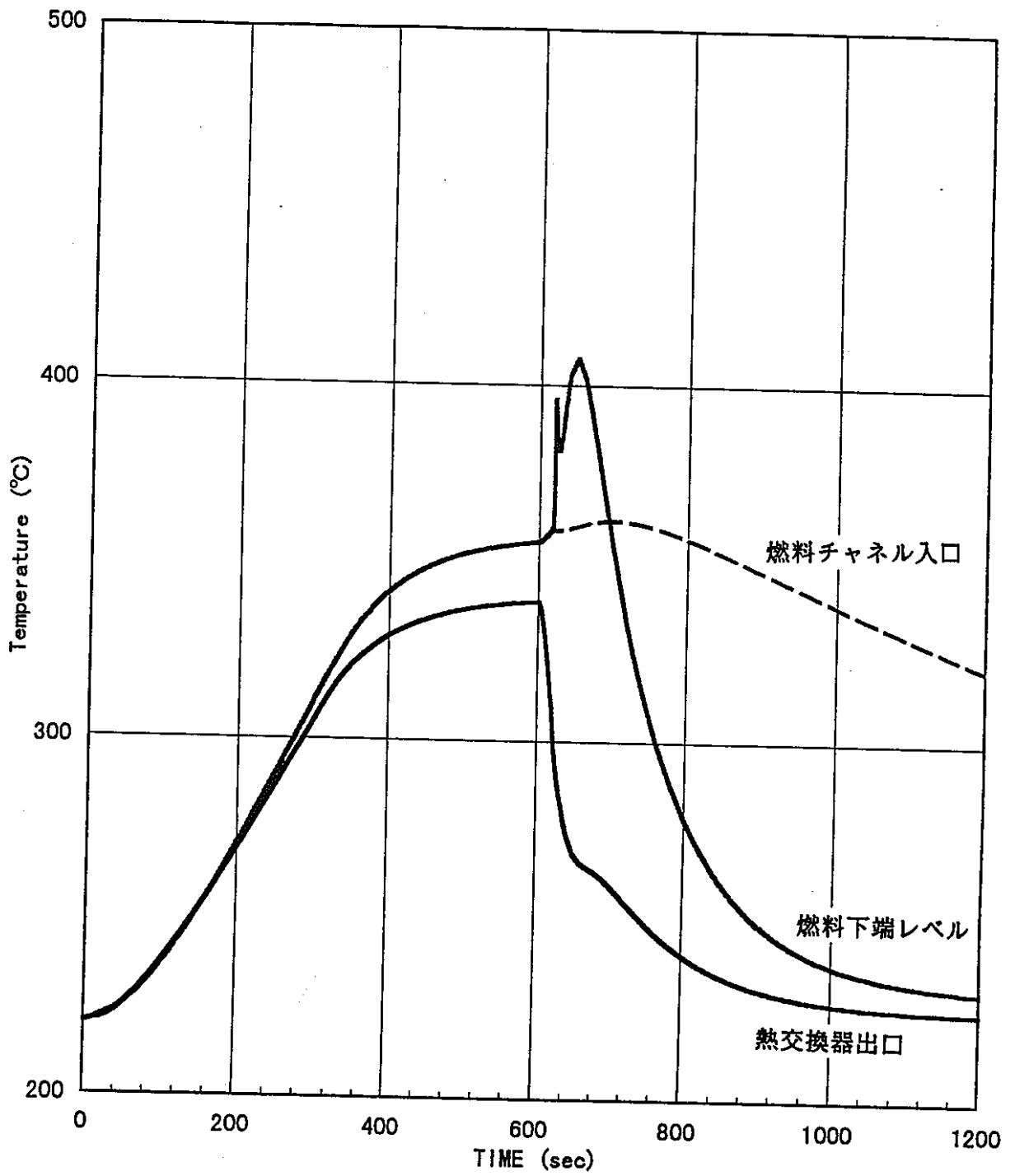


図 3-7 冷却材下降経路上の主要点における Na の温度変化挙動
(19本ピン束試験体)

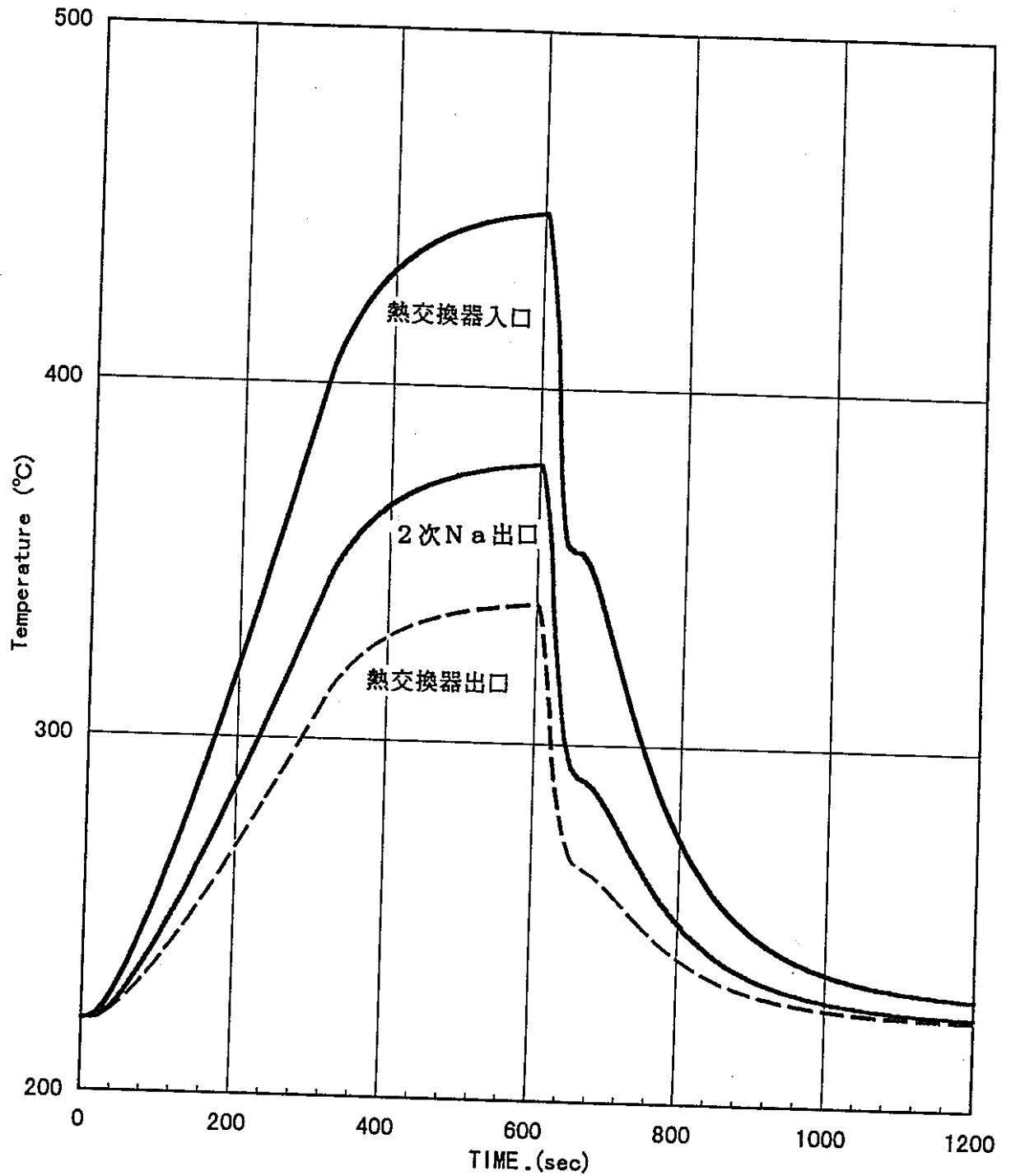


図3-8 熱交換器出入口近傍の1次Na及び2次Naの温度変化挙動
(19本ピン束試験体)

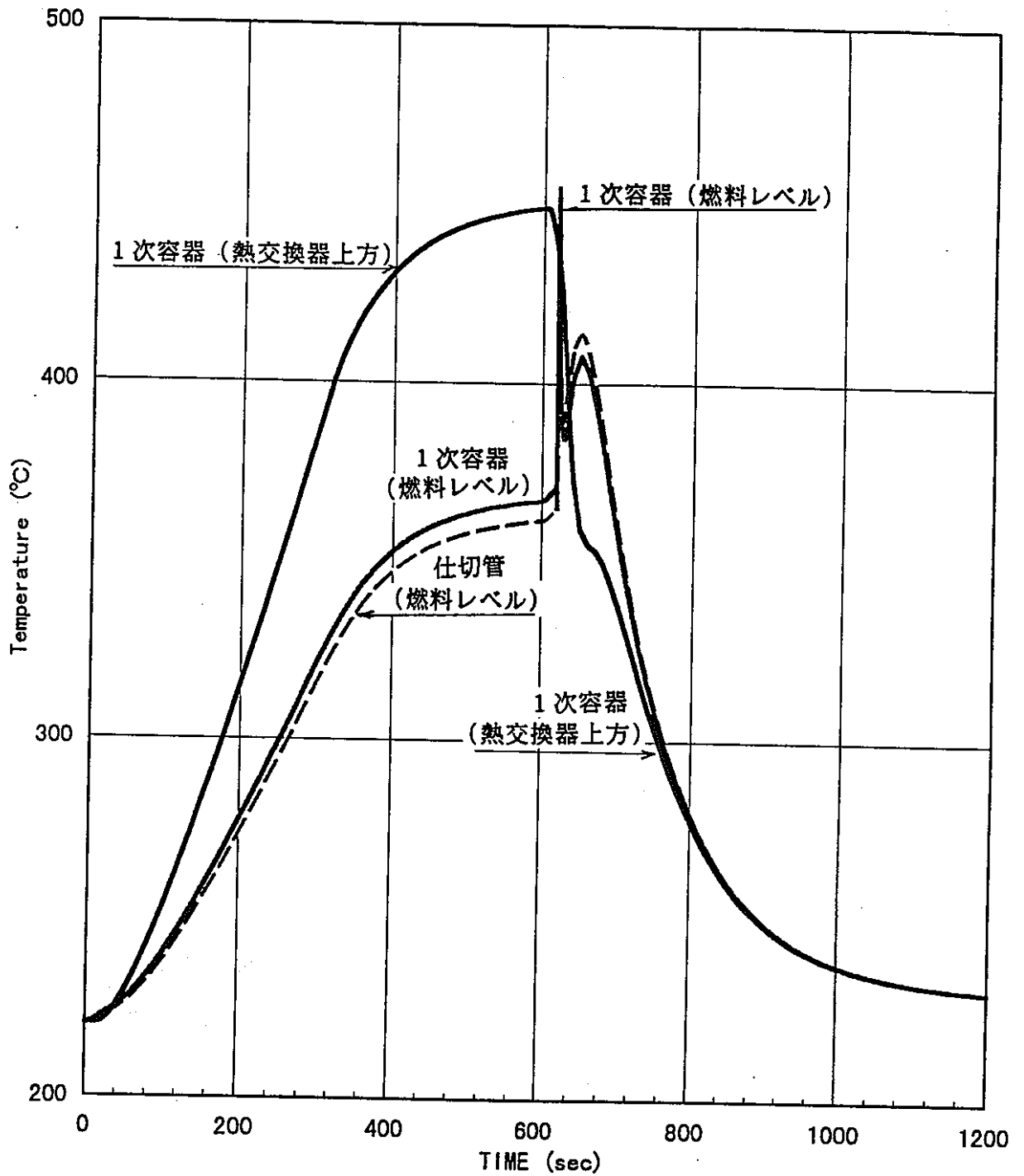


図3-9 1次容器及び仕切管の温度変化挙動 (19本ピン束試験体)

3.3 タイプ I (標準試験体ループ 2)

3.3.1 計算モデル

R-Z座標系 TRUMP に対する計算モデルを図 3-10 に示す。図中の○印は軸方向及び半径方向に離散化した試験体の領域を示している。

半径方向に離散化した領域は同図中の記号③～⑫で示している。軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域③～⑫の構成材料及び内半径と外半径を表 3-4 に示す。

3.3.2 解析条件

過渡温度解析の入力である液体 Na 流量及び燃料ピンの軸方向ピーク線出力の時間変化を図 3-11 に示す。内外バイパスチャネルの Na 流量は共に 234 l/min の定格流量としているが、燃料チャネルの Na 流量は、24 サブチャネル閉塞を模擬するために、閉塞による流路面積減少分 (20%) だけ低下させた 392 l/min としている。

なお、電磁ポンプ (ALIP) は定格運転を継続しているものとして、ポンプからの Na への入熱 40 kW は試験中及び試験終了後も持続させる。また、ガンマ加熱は試験燃料の発熱量に比例するものとして、試験開始時から 305 sec までにゼロから定格値の 195.2 kW まで試験燃料の発熱量に比例して上昇させ、305 sec から 425 sec までは 195.2 kW の一定値とし、これ以降のガンマ加熱はゼロとする。

試験開始時には予熱及び電磁ポンプの運転による入熱によって試験体の温度は 220 °C になっているものとして、時刻 0 sec における温度は 220 °C とする。

3.3.3 比熱、密度、及び等価熱通過率

軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域③～⑫の各構成材料の比熱と密度を表 3-5 に、領域間の等価熱通過率を表 3-6 に示す。

3.3.4 解析結果

図 3-12 に試験燃料上端レベルにおける燃料温度、被覆管温度、及び燃料チャネル Na 温度の時間変化を示す。

図 3-13 に試験燃料上端レベルにおける上昇 Na 温度及び内外六角管温度の時間変化を示す。

図3-14にNa循環経路上の主要な点におけるNa温度の時間変化を示す。

図3-15に、燃料チャンネルNaとバイパスチャンネルNaの混合が生じる直前のレベルにおける、Na温度の時間変化を示す。

図3-16に熱交換器出口における1次Na温度と2次Na温度の時間変化を示す。

図3-17は、圧力境界（1次容器）について、上昇Naが直接当る箇所と試験燃料レベルでの構造材温度の時間変化、及び試験燃料レベルでの1次容器と内外六角管の温度履歴比較を示したものである。

3.3.5 検討及び結論

305 sec から 425 secの間は定格出力状態であるが、燃料上端レベルにおけるNa温度は約 0.45 °C/secの昇温速度で上昇している（図3-12、13）。定格出力運転の平衡状態における燃料上端レベルでの燃料チャンネル、内側バイパスチャンネル及び外側バイパスチャンネルのNa温度は 615.8°C、 417.7°C 及び 384.7°C であり（添付-1）、定常状態に達するには定格出力到達後 300 sec程度の時間を要すると推定される。

燃料上方のNa温度も、Naの循環効果によって、燃料上端レベルでのNa温度と同様なモードの変化挙動を示している（図3-14、15、16）。

圧力境界の最高温度は 427°C（上端）及び 338°C（試験燃料レベル）であり、温度の観点による構造健全性には問題は無い（図3-17）。また、試験燃料レベルでの1次容器と仕切管の温度履歴はほぼ同じ挙動を示す（図3-17）。なお、内側六角管の最高温度は 470°C程度であり、全面閉塞が生じなければバイパス流路の健全性は維持される（図3-13、17）。

標準試験体ループ2（61ピン束）の解析は、24サブチャンネル閉塞を模擬するために、燃料チャンネルの流量を部分閉塞による流路面積減少分だけ低下させた状態を対象としている。この計算モデルは、燃料部分を除くと、24サブチャンネル閉塞状態における各部の温度挙動を再現している。しかし、燃料部分については、無閉塞状態で冷却材流量を低下させた場合の燃料温度挙動を表している。部分閉塞状態においては、まず閉塞部の燃料及び被覆管が溶融し、溶融状態が拡大して全面閉塞が発生することが考えられるので、全面閉塞発生後の内側六角管及び外

側六角管健全性、即ち内側バイパス流路及び外側バイパス流路の機能維持に関する検討を行う。

全面閉塞は瞬時に生じるものとし、閉塞発生後も同一出力で運転が継続されているものとする。全面閉塞発生から試験体内のNa流動停止及び圧力境界の温度上昇による損傷に至るまでに想定される事象進展及び各段階における事象終息の判定基準を表3-7に示す。各事象について検討した結果（添付-7）の要点を以下に示す。

● 段階Iの検討

内側バイパスの状態が現設計値（流量 234ℓ/min、入口温度 380℃）の場合には、Na出口温度は沸点(883℃)以下の約780℃であり、内側バイパスの機能は内側六角管の内面温度が融点以下であれば維持されるので、内側六角管の全面閉塞後における温度上昇挙動に着目して検討する。

内側六角管の熱的時定数は 1 sec以下であり、全面閉塞発生の数秒後には定常温度状態に到達する。即ち、内側六角管の温度測定による温度上昇過程における危険温度の検出とこれに続く炉停止のためには時間的余裕がないので、内側バイパスの機能維持方策は定常状態に達した六角管温度が融点以下に保たれるようにすることである。

定常状態における内側六角管の内外表面温度差は791℃であり、内側バイパスのNa温度が θ_{Na} の時の内表面温度及び外表面温度は次のようになる。

$$\text{内表面温度} = 913 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

$$\text{外表面温度} = 122 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

内側バイパスの状態が現設計値の場合には、Na温度は780℃であり、六角管の内表面温度は融点を超過した1693℃となる。

定常状態における六角管の内表面温度を融点(1500℃)以下に維持するためには、Na温度 θ_{Na} を587℃以下にする必要がある。この条件を満たすNa流量と入口温度の組合せの限界値は下表に示す通りであり、Na入口温度を現設計値の380℃とする場合には、内側バイパス流量を現設計値の約2倍である458ℓ/minとしなければならない。

流量 ℓ/min	234	255	350	458	468
入口温度 ℃	187	220	320	380	387

● 段階Ⅱの検討

内側バイパスが機能を喪失する場合、全面閉塞発生後数秒で段階Ⅱへ推移するので、段階Ⅱの初期状態は全面閉塞発生時の状態とほとんど異なるものと仮定して段階Ⅰの手法を適用して検討を行う。

外側バイパスの状態が現設計値（流量 234ℓ/min、入口温度 380℃）の場合には、Na 出口温度は沸点(883℃)以下の約 780℃であり、外側バイパスの機能は外側六角管の内面温度が融点以下であれば維持されるので、段階Ⅱ推移後における外側六角管の温度上昇挙動に着目して検討する。

外側六角管の熱的時定数は 2 sec 程度であり、段階Ⅱへの事象推移後 10 sec も経過すれば定常温度状態になっている。即ち、段階Ⅰの場合と同様に、外側六角管の温度測定による温度上昇過程における危険温度の検出とこれに続く炉停止のためには時間的余裕がないので、外側バイパスの機能維持方策は定常状態に達した六角管温度が融点以下に保たれるようにすることである。

外側六角管の壁厚(4 mm)が内側六角管の壁厚(2 mm)の2倍もあるため、定常状態における外側六角管の内外表面温度差 1290℃は段階Ⅰの内側六角管の内外表面温度差の2倍近くになっている。このため、外側バイパスの Na 温度が θ_{Na} の時の内表面温度及び外表面温度は次のようになる。

$$\text{内表面温度} = 1515 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

$$\text{外表面温度} = 225 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

つまり、段階Ⅱへの事象推移は段階Ⅲに推移する可能性を示唆している。また、内表面は熔融状態になっており、段階Ⅱにおいては外側六角管の厚肉化は意味が無いので、外側六角管の管壁を薄くすると共に、六角管の内面熔融が生じない条件を検討すべきである。

● 段階Ⅱの再検討（外側六角管の薄肉化と機能維持条件）

外側六角管の壁厚を 4 mm から 2 mm へと半減した場合について検討する。なお、内法を現状通りとし、壁厚を 2 mm とするので、外側六角管の寸法は

$$\text{内面間隔} = 82.39 \text{ mm} \quad , \quad \text{外面間隔} = 86.39 \text{ mm}$$

である。

外側バイパスの状態が現設計値（流量 234ℓ/min、入口温度 380℃）の場合には、Na 出口温度は沸点(883℃)以下の約 780℃であり、外側バイパスの機能は外側六角管の内面温度が融点以下であれば維持されるので、段

階Ⅱ推移後における外側六角管の温度上昇挙動に着目して検討する。

壁厚の半減により外側六角管の熱的時定数は 1 sec以下となり、段階Ⅱへの事象推移後数秒で定常温度状態に達する。即ち、段階Ⅰの場合と同様に、外側六角管の温度測定による温度上昇過程における危険温度の検出とこれに続く炉停止のためには時間的余裕がないので、外側バイパスの機能維持方策は定常状態に達した六角管温度が融点以下に保たれるようにすることである。

定常状態における外側六角管の内外表面温度差は、熱流束が表面積に反比例して減少するので、段階Ⅰでの内側六角管の内外表面温度差 (791℃) より約 20% 少ない 660℃である。故に、外側バイパスの Na 温度が θ_{Na} の時の内表面温度及び外表面温度は次のようになる。

$$\text{内表面温度} = 821 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

$$\text{外表面温度} = 161 + \theta_{Na} \quad \text{℃}$$

外側バイパスの状態が現設計値の場合には、Na 温度は 780℃であり、六角管の内表面温度は融点を超過した 1601℃となる。

定常状態における六角管の内表面温度を融点 (1500℃) 以下に維持するためには、Na 温度 θ_{Na} を 679℃以下にする必要がある。この条件を満たす Na 流量と入口温度の組合せの限界値は下表に示す通りであり、Na 入口温度を現設計値の 380℃とする場合には、内側バイパス流量を現設計値の約 1.34倍である 313ℓ/min以上とすれば段階Ⅲ (全 Na 流路喪失) への事象推移を阻止できる。

流量 ℓ/min	234	255	313	350	468
入口温度 ℃	279	312	380	412	479

以上の解析結果及び全面閉塞に対する検討結果から、以下の結論が得られる。

- 圧力境界 (1次容器) の最高温度は設計基準の上限温度 (650℃) を大幅に下回っており、バイパス流路が健全である限り圧力境界は熱的に十分な余裕を有している。

- 全面閉塞が生じた場合の事象推移は内側バイパスの機能喪失、外側バイパスの機能喪失の順に進展するが、各事象における六角管の温度上昇速度は極めて早いので、閉塞発生を検知してから駆動炉を停止させてバイパス流路の維持を計るのは困難である。
- 全面閉塞時に内側バイパス流路の維持を計るためには、内側バイパスのNa温度を587℃以下に抑制する必要がある。
入口温度380℃において、この条件を満たすためには、内側バイパスチャンネルのNa流量を458ℓ/min以上にすればよい。
- 全面閉塞後の事象が内側バイパス流路喪失に推移した状態においては、外側バイパス流路を構成する外側六角管の厚肉化は六角管の内外表面温度差を大きくし、内表面側が溶融するので、外側バイパス流路の維持に対して効果が無い。
壁厚2mmの外側六角管を採用した場合、外側バイパス流路の維持を計るためには、外側バイパスのNa温度を679℃以下に抑制する必要がある。入口温度380℃において、この条件を満たすためには、外側バイパスチャンネルのNa流量を313ℓ/min以上にすればよい。
- 各事象間の推移時間は極めて短いので、段階Ⅱに推移する場合には、高温溶融物との接触によって外側六角管の内面温度が急速に上昇し、熱衝撃により外側六角管に損傷が生じる虞がある。
このため、外側六角管内面にライナを設置して、内面温度の上昇を抑制すると共に熱衝撃による損傷を回避する方法もある。

表3-4 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域の寸法と構成材料

レベル \ 径方向領域	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚	㉛	
⑦ 650 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 118.0 Na	(無)	(無)	(無)	(無)	(無)	118.0 126.0 仕切管	126.0 276.0 Na	276.0 286.0 1次容器	(無)
⑥ 1500 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 118.0 Na	(無)	(無)	(無)	(無)	(無)	118.0 126.0 仕切管	407.8 421.4 Na	421.4 423.8 伝熱管	423.8 463.7 Na
⑤ 1800 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 71.814 Na	71.814 76.016 六角管	76.016 86.517 Na	86.517 94.918 六角管	94.918 110.0 Na	110.0 148.0 仕切管+鉄心	148.0 159.0 ☆Na	159.0 169.0 1次容器	(無)	
④ 4000 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	--- 71.814 Na	71.814 76.016 六角管	76.016 86.517 Na	86.517 94.918 六角管	94.918 110.0 Na	110.0 118.0 仕切管	118.0 130.0 Na	130.0 138.0 1次容器	(無)	
③ 450 mm { 内径 外径 構成材	(無)	51.548 59.1 被覆管	59.1 71.814 Na	71.814 76.016 六角管	76.016 86.517 Na	86.517 94.918 六角管	94.918 110.0 Na	110.0 118.0 仕切管	118.0 130.0 Na	130.0 138.0 1次容器	(無)	
② 1000 mm { 内径 外径 構成材	51.548 ☆燃料ペレット	51.548 59.1 被覆管	59.1 71.814 Na	71.814 76.016 六角管	76.016 86.517 Na	86.517 94.918 六角管	94.918 110.0 Na	110.0 118.0 ☆仕切管	118.0 130.0 Na	130.0 138.0 ☆1次容器	(無)	
① 1050 mm { 内径 外径 構成材	(無)	51.548 59.1 被覆管	59.1 71.814 Na	71.814 76.016 六角管	76.016 86.517 Na	86.517 94.918 六角管	94.918 110.0 Na	110.0 118.0 仕切管	118.0 130.0 Na	130.0 138.0 1次容器	(無)	

注1) 単位: mm

注2) ☆印は発熱領域を示す

表3-5 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域の比熱と密度

レベル\径方向領域	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚	㉛
⑦ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
⑥ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 879.6
⑤ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
④ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
③ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
② { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	0.369 9480.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
① { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)

52

表3-6 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の計算モデルにおける離散化領域間の等価熱通過率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

径方向領域 レベル	a~b	b~c	c~d	d~e	e~f	f~g	g~h	h~i	i~j	j~k
⑦	(無)	(無)	c ↔ h 5,250.0					h ↔ i 3,240.0	i ↔ j 3,000.0	(無)
⑥	(無)	(無)	c ↔ h 5,250.0					(無)	i ↔ j 14,670.0	j~k 19,280.0
⑤	(無)	(無)	c ↔ d 9,460.0	d ↔ e 16,240.0	e ↔ f 8,870.0	f ↔ g 8,220.0	g ↔ h 1,97.0	h ↔ i 2,020.0	i ↔ j 7,120.0	(無)
④	(無)	(無)	c ↔ d 9,460.0	d ↔ e 16,240.0	e ↔ f 8,870.0	f ↔ g 8,220.0	g ↔ h 7,810.0	h ↔ i 8,710.0	i ↔ j 7,130.0	(無)
③	(無)	b ↔ c 262,800.0	c ↔ d 18,200.0	d ↔ e 16,240.0	e ↔ f 8,870.0	f ↔ g 8,220.0	g ↔ h 7,810.0	h ↔ i 8,710.0	i ↔ j 7,130.0	(無)
②	a ↔ b 16,570.0	b ↔ c 262,800.0	c ↔ d 18,200.0	d ↔ e 16,240.0	e ↔ f 8,870.0	f ↔ g 8,220.0	g ↔ h 7,810.0	h ↔ i 8,710.0	i ↔ j 7,130.0	(無)
①	(無)	b ↔ c 262,800.0	c ↔ d 18,200.0	d ↔ e 16,240.0	e ↔ f 8,870.0	f ↔ g 8,220.0	g ↔ h 7,810.0	h ↔ i 8,710.0	i ↔ j 7,130.0	(無)

表3-7 全面閉塞に伴う事象進展の想定

段階	【事象】 / 状態 / 燃料で発生した熱の伝達経路	機能維持の判定基準
I	<p>【全面閉塞発生】</p> <p>燃料及び被覆管が溶融/膨張し、溶融状態の燃料と被覆管がクラストを介して内側六角管の内面に密接した状態を形成する。</p> <p>全発生熱→内側六角管→内側バイパスNa→上方プレナム (1952kW)</p> <p style="text-align: center;">↓</p> <p style="text-align: center;">外側六角管</p> <p style="text-align: center;">↓</p> <p style="text-align: center;">外側バイパスNa→上方プレナム</p> <p style="text-align: right;">} 内側六角管の熱負荷大であり、管壁に大きな温度勾配が生じる</p>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 内側バイパスNaの出口温度 < Na沸点 AND 内側六角管の内面温度 < 融点 </div> <p style="text-align: center;">no yes</p> <p style="text-align: center;">内側バイパス機能維持可能</p> <p>段階II (内側バイパスの機能喪失)</p>
II	<p>【内側バイパスの機能喪失】</p> <p>溶融状態の燃料と被覆管の外周を取り囲む変形又は溶融した内側六角管が内圧によって拡大し、外側六角管の内面に密接した状態を形成する。</p> <p>全発生熱→内側六角管→ 外側六角管→外側バイパスNa→上方プレナム (1952kW) (溶融状態)</p> <p style="text-align: center;">↓</p> <p style="text-align: center;">仕切管 (昇温による吸収)</p> <p style="text-align: right;">} 外側六角管の熱負荷大であり、管壁に大きな温度勾配が生じる</p>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 外側バイパスNaの出口温度 < Na沸点 AND 外側六角管の内面温度 < 融点 </div> <p style="text-align: center;">no yes</p> <p style="text-align: center;">外側バイパス機能維持可能</p> <p>段階III (外側バイパスの機能喪失)</p>
III	<p>【外側バイパスの機能喪失】</p> <p>内側六角管及び外側六角管の双方とも溶融/変形拡大により、全バイパス流路が喪失すると共に、Na流動が停止し圧力境界の破損に至る。</p>	

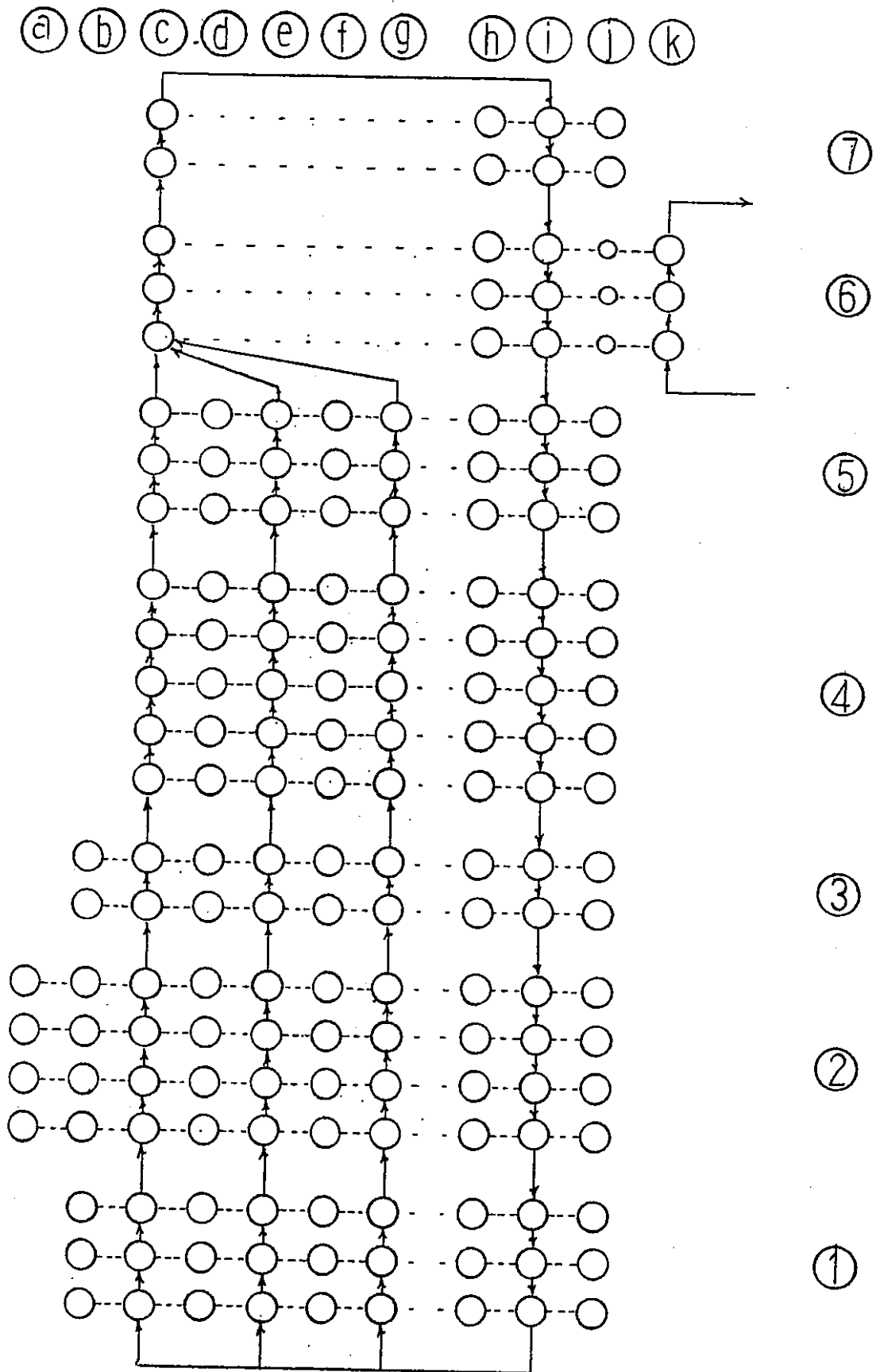


図 3-10 標準試験体ループ 2 (61 本ピン束) の計算モデル

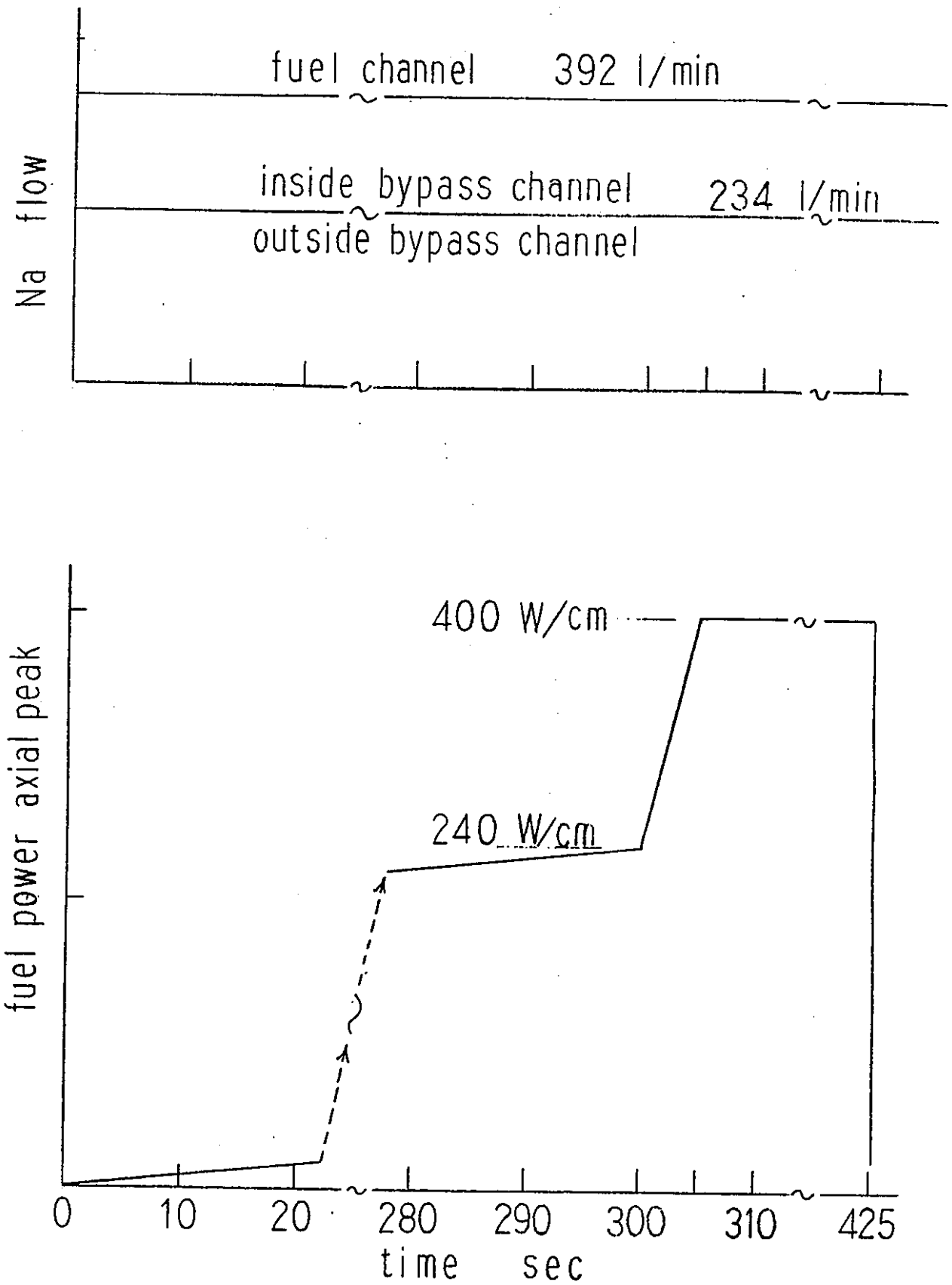


図3-11 標準試験体ループ2 (61本ピン束) の熱出力及び冷却材流量

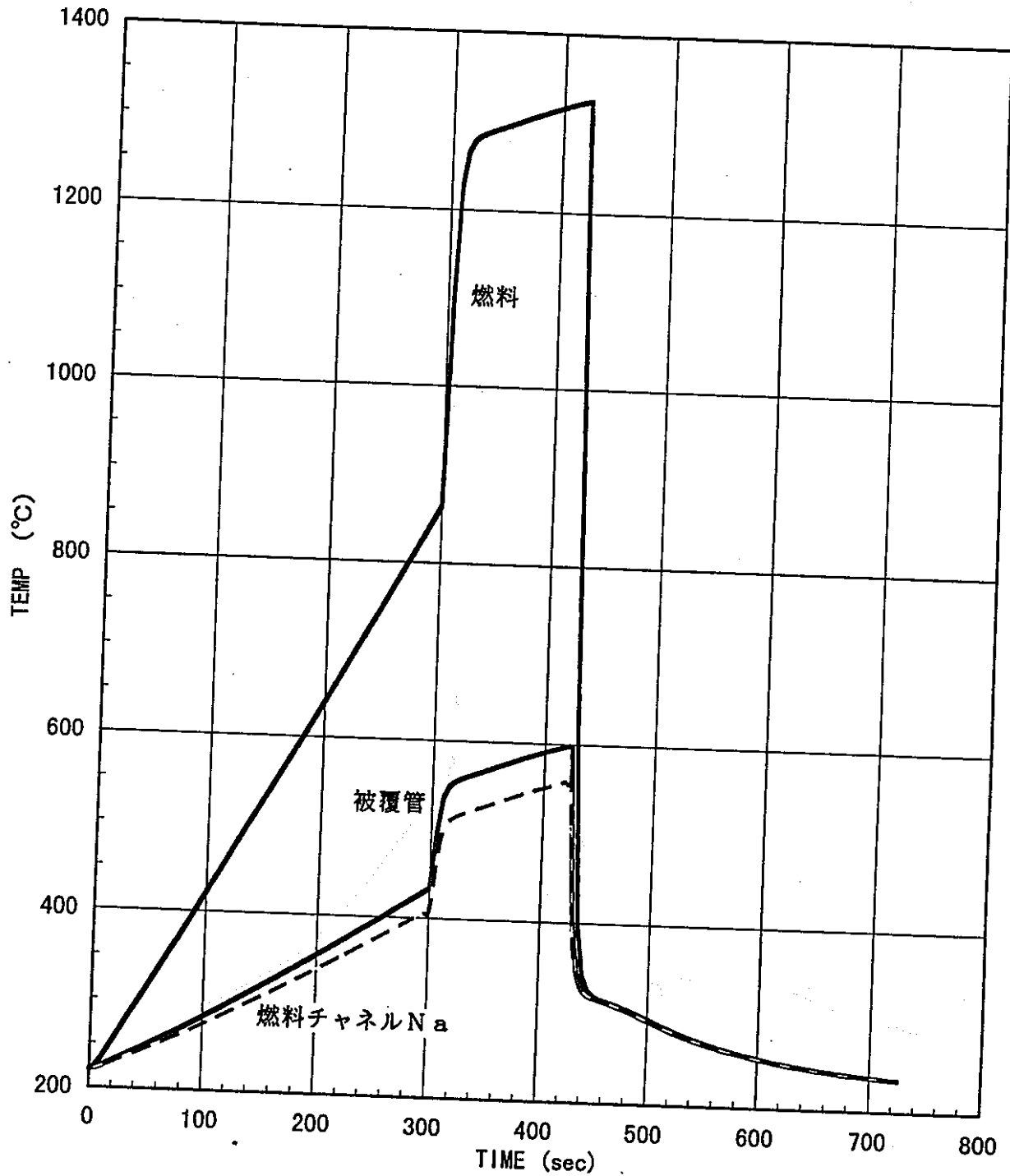


図3-12 燃料、被覆管、及び燃料チャンネルNaの温度変化挙動
(61本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)

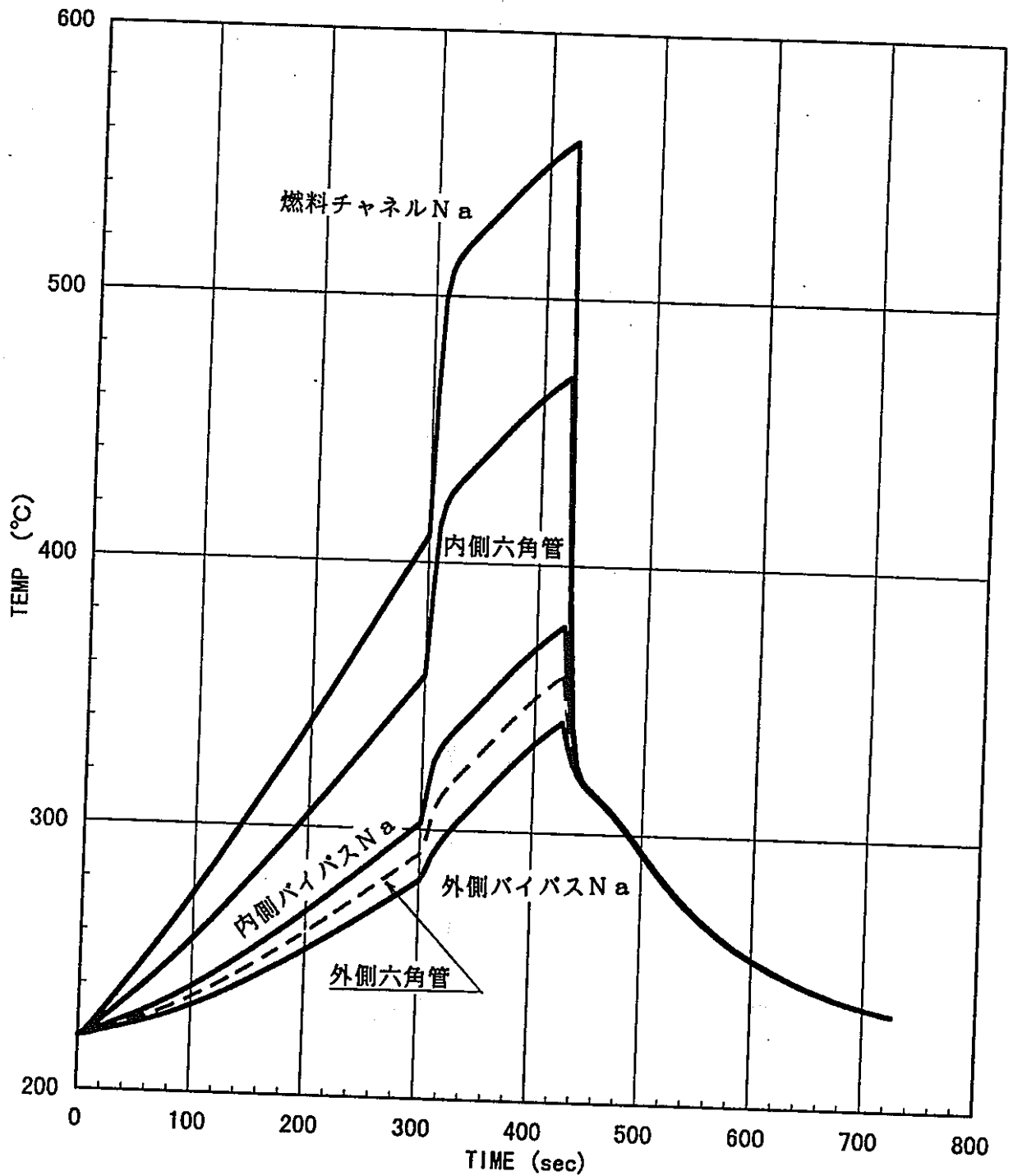


図3-13 燃料チャンネルとバイパスチャンネルのNa及び内側六角管と外側六角管の温度変化挙動 (61本ピン束試験体の試験燃料上端レベル)

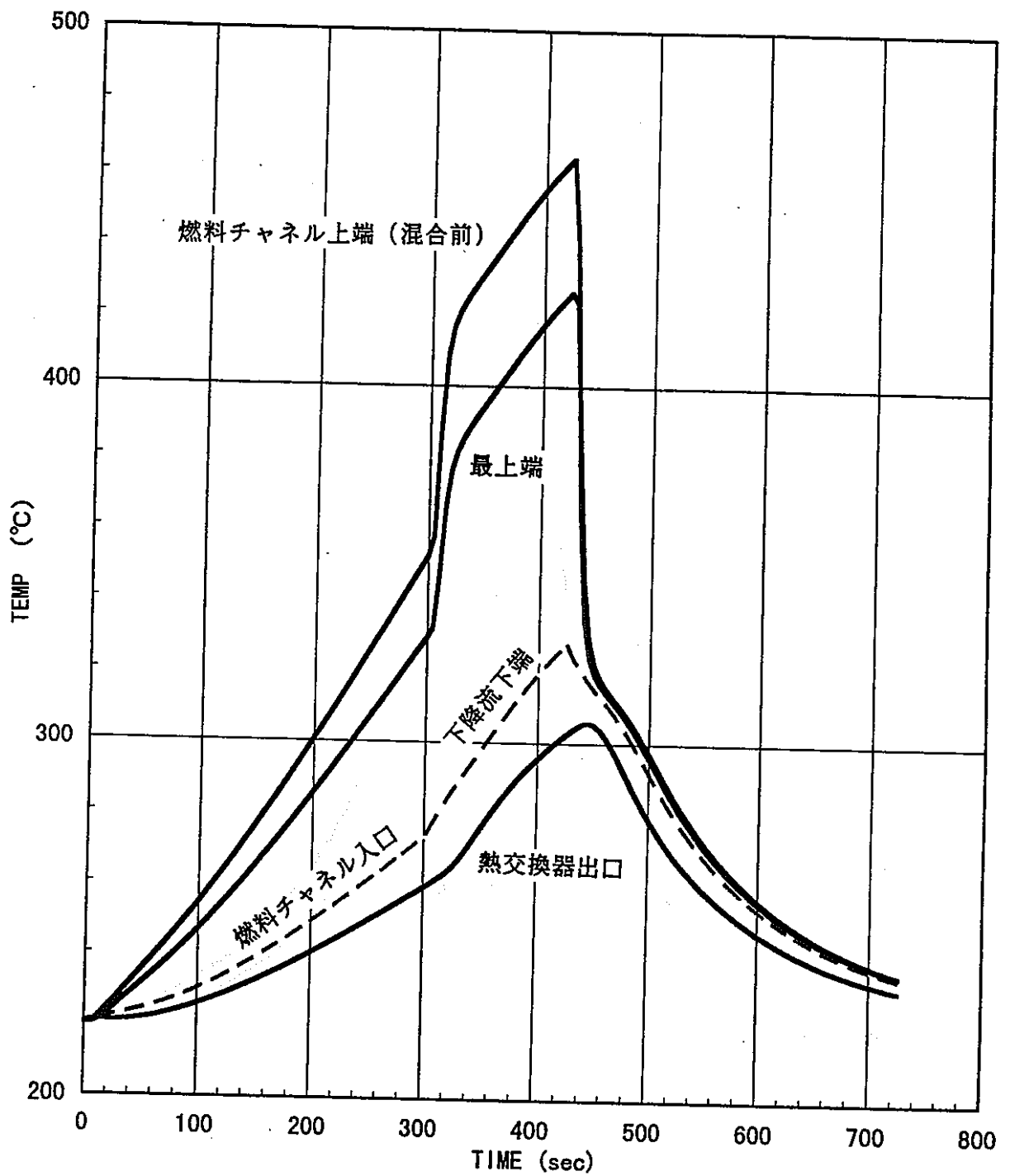


図 3-14 冷却材循環経路上の主要点における Na の温度変化挙動
(61本ピン束試験体)

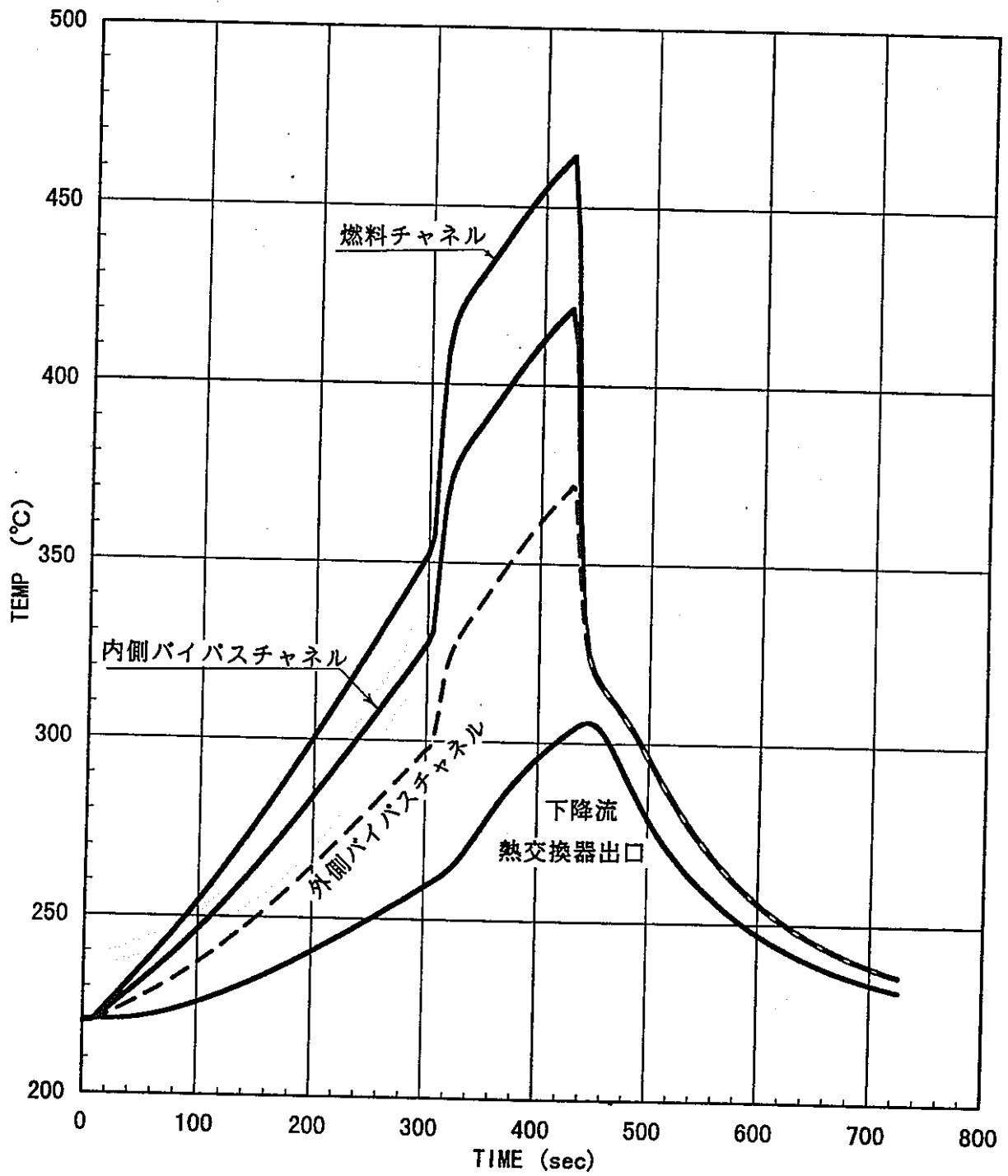


図3-15 燃料チャンネル、バイパスチャンネル、及び下降チャンネルにおけるNaの温度変化挙動 (61本ピン束試験体、上昇流混合直前レベル)

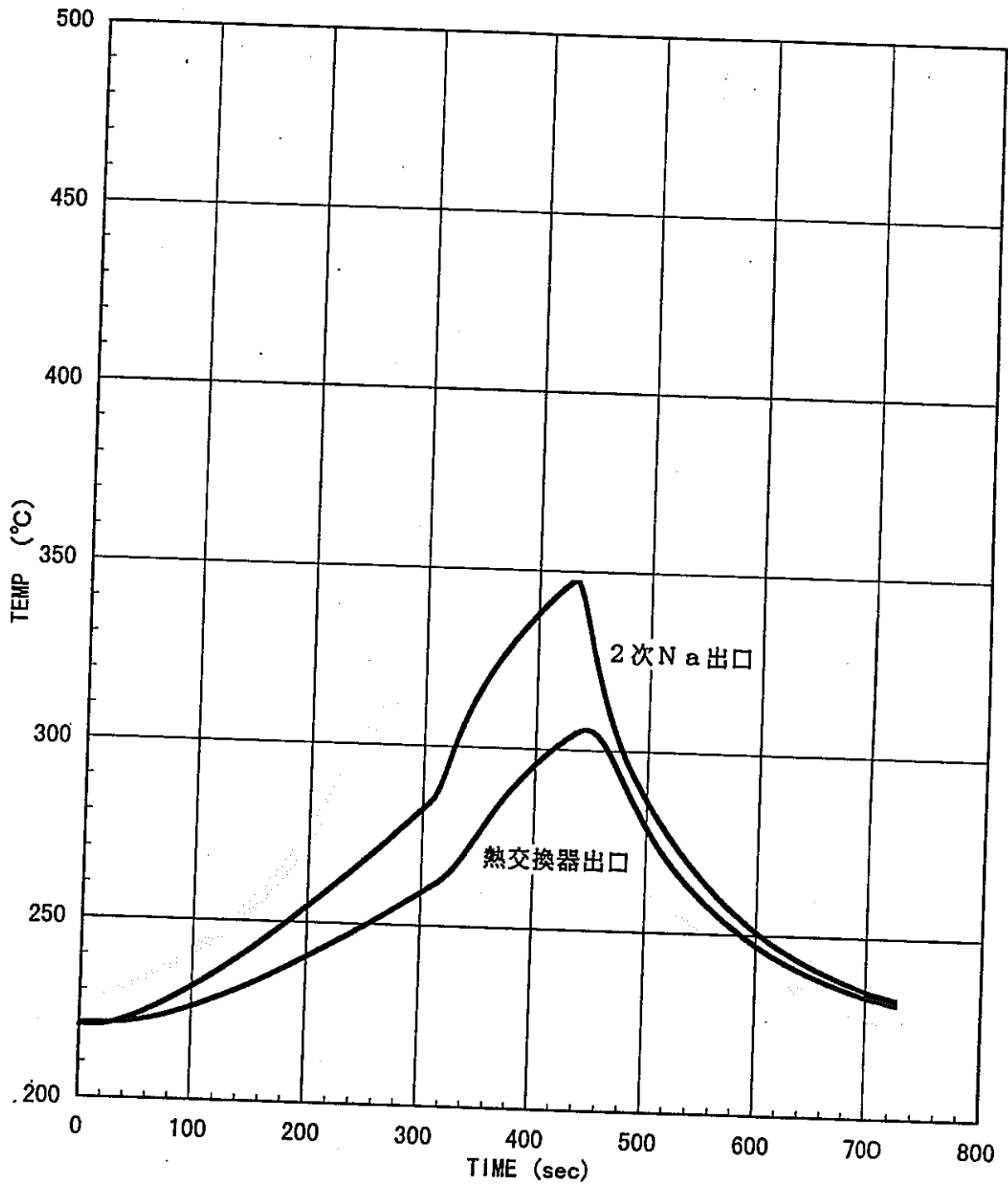


図3-16 熱交換器出口における1次Na及び2次Naの温度変化挙動
(61本ピン束試験体)

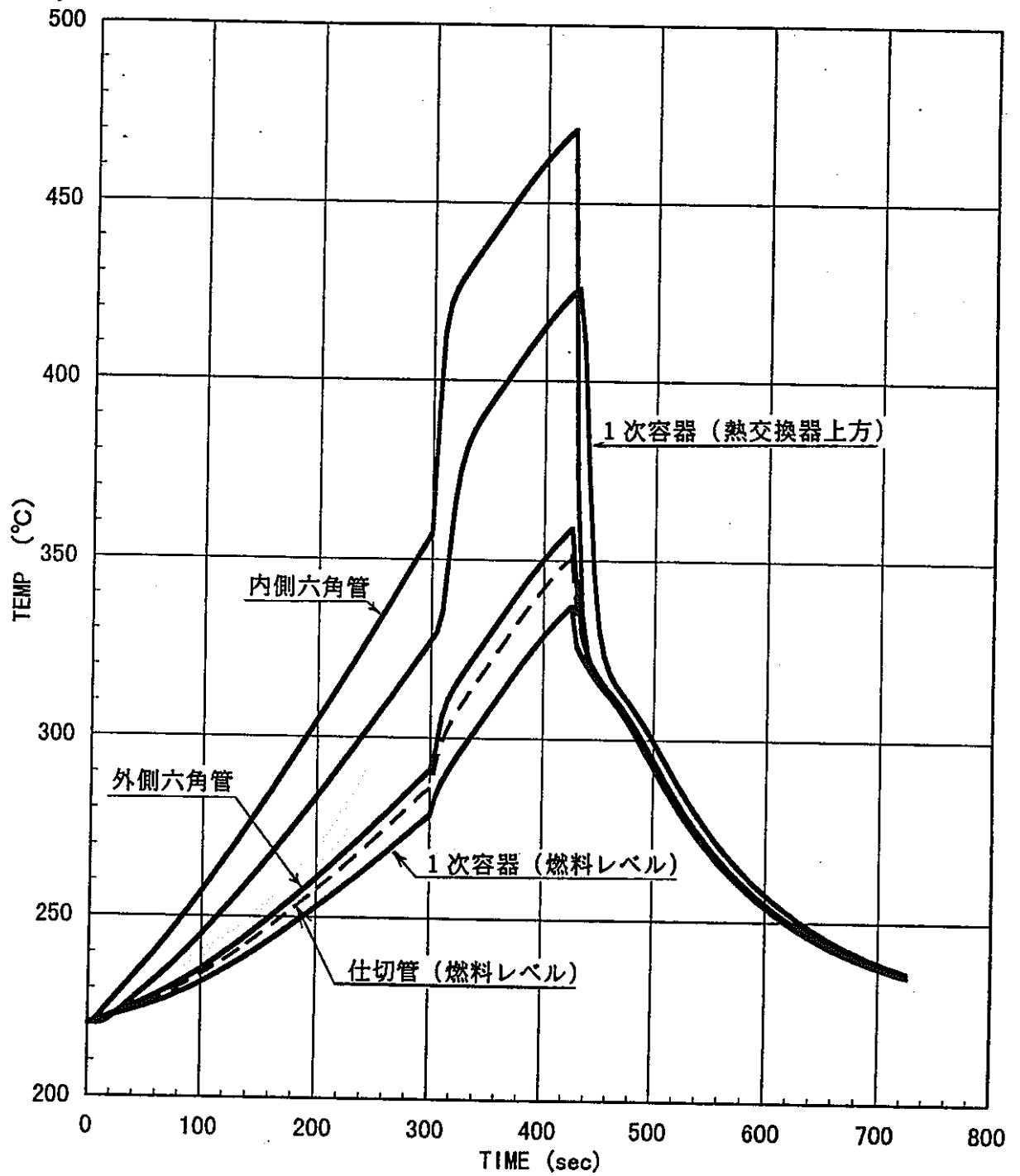


図3-17 1次容器、内側六角管、外側六角管、及び仕切管の温度変化挙動
(61本ピン束試験体)

3.4 タイプV (定常保持型プール試験体)

3.4.1 計算モデル

R-Z座標系TRUMPに対する計算モデルを図3-18に示す。図中の○印は軸方向及び半径方向に離散化した試験体の領域を示している。

半径方向に離散化した領域は同図中の記号②～④で示している。軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域②～④の構成材料及び内径と外径を表3-8に示す。なお、溶融プール上部プレナムには不活性ガス(Ar)が封入されており、不活性ガスによる熱輸送効果が顕著であり、るつぼ内面の温度は溶融プール部分と溶融プール上部プレナム部分で大幅に異ならないと考えて軸方向領域②、③は区別せずにモデル化している。

3.4.2 解析条件

図3-19に過渡温度解析の入力である液体Na流量及び試験燃料発熱量の時間時間変化を示す。なお、図3-19に示す入熱履歴は、燃料+スチール混合物の单相状態プールの形成・維持及びその後の沸騰状態プールの形成・維持を再現するように、予備計算の結果(添付-6参照)を参照して設定した。

電磁ポンプ(ALIP)は、試験中及び試験前後においても定格運転を継続しているものとして、ポンプからNaへの入熱9.7kWは試験中及び試験後も継続させる。また、ガンマ加熱は試験燃料の発熱量に比例した発熱量を入力する。

試験開始時には予熱及び電磁ポンプの運転による入熱によって試験体の温度は220℃になっているものとして、時刻0secにおける温度は220℃とする。

3.4.3 比熱、密度、及び等価熱通過率

軸方向レベル①～⑦について、半径方向領域②～④の各構成材料の比熱と密度を表3-9に、領域間の等価熱通過率を表3-10に示す。

3.4.4 解析結果

図3-20に試験燃料温度及びるつぼ容器(SUS)温度の時間変化を示す。

図3-21に、るつぼ上端レベルにおける、るつぼ容器(SUS)、燃料チャネルのNa温度、内管温度、及びバイパスNa温度の時間変化を示す。

図3-22に、るつぼ上端レベルにおける、仕切管温度、下降流Na温度、及び1次容器温度の時間変化を示す。

図3-23に、燃料チャンネルNaとバイパスチャンネルNaの混合が生じる直前のレベルにおける、燃料チャンネル、バイパスチャンネル及び下降流チャンネルのNa温度の時間変化を示す。

図3-24は、圧力境界（1次容器）について、上昇Naが直接当る箇所と試験燃料レベルでの構造材温度の時間変化、及び上昇流から下降流へと変わるレベルにおけるNaの温度履歴比較を示す。

図3-25に、下降流の各レベルにおけるNa温度及び熱交換器2次側Naの出口温度の時間変化を示す。

3.4.5 検討及び結論

燃料以外の各点における温度履歴は同様なモードの変化を示しており、これらの位置間での熱輸送が遅滞無く行われていることが分かる（図3-20～25）。

燃料とるつぼ容器間には断熱性が高く、かつ燃料の熱容量よりも熱容量が大きい断熱層が介在するため、燃料の温度変化に対するるつぼ容器温度の変化応答性が極めて悪くなっている（図3-20）。このため、溶融プール形成・維持あるいは沸騰プール形成・維持の入熱制御をNa温度のフィードバックによって行うのは非常に困難である。

構造材の最高温度は500℃以下である（図3-20～22、24）。

以上の検討結果から、以下の結論が得られる。

- 圧力境界（1次容器）の最高温度は設計基準の上限温度（650℃）を大幅に下回っており、冷却流路が健全である限り圧力境界は熱的に十分な余裕を有している。
- 溶融プール形成・維持あるいは沸騰プール形成・維持の入熱制御のために燃料プールの温度を計測する必要がある。
- 燃料プールの温度計測が不可能な場合には、断熱層の熱容量を軽減しかつ断熱性能を低下させて、燃料の温度変化に対する系統温度の変化応答性を向上させる必要がある。

表3-8 タイプV (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける離散化領域の寸法と構成材料

レベル \ 径方向領域	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚
⑦ 650 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	(無)	--- 189.6 Na	(無)	(無)	189.6 197.6 仕切管	197.6 253.6 Na	253.6 263.6 1次容器	(無)
⑥ 1500 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	(無)	--- 189.6 Na	(無)	(無)	189.6 197.6 仕切管	66.82 83.83 Na	83.83 86.23 伝熱管	86.23 124.37 Na
⑤ 1800 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	(無)	--- 154.0 Na	154.0 160.0 内管	160.0 172.0 Na	172.0 208.0 仕切管+鉄心	208.0 219.0 ☆Na	219.0 229.0 1次容器	(無)
④ 4100 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	(無)	--- 154.0 Na	154.0 160.0 内管	160.0 172.0 Na	172.0 178.0 仕切管	178.0 190.0 Na	190.0 196.0 1次容器	(無)
③ 400 mm { 内径 外径 構成材	--- 100.0 ☆Ar	100.0 134.0 ろ材断熱層	134.0 144.0 ろつぼ容器	144.0 154.0 Na	154.0 160.0 内管	160.0 172.0 Na	172.0 178.0 ☆仕切管	178.0 190.0 Na	190.0 196.0 ☆1次容器	(無)
② 600 mm { 内径 外径 構成材	--- 100.0 ☆試験燃料	100.0 134.0 ろ材断熱層	134.0 144.0 ろつぼ容器	144.0 154.0 Na	154.0 160.0 内管	160.0 172.0 Na	172.0 178.0 ☆仕切管	178.0 190.0 Na	190.0 196.0 ☆1次容器	(無)
① 450 mm { 内径 外径 構成材	(無)	(無)	(無)	--- 154.0 Na	154.0 160.0 内管	160.0 172.0 Na	172.0 178.0 仕切管	178.0 190.0 Na	190.0 196.0 1次容器	(無)

注1) 単位: mm

注2) ☆印は発熱領域を示す

表3-9 タイプV (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける離散化領域の比熱と密度

レベル \ 径方向領域	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚	㉛	㉜
⑦ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
⑥ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	(無)	1.31 860.6	(無)	(無)	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 879.6
⑤ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 心 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
④ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
③ { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(注記) 2673.8	0.717 7395.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
② { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(注記) 2673.8	0.717 7395.0	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)
① { 比熱 (kJ/kg·K) 密度 (kg/m³)	(無)	(無)	(無)	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	1.31 860.6	0.567 7790.0	(無)

注記) 沸騰プール形成時及びこれ以降の比熱は 0.435 kJ/kg℃とするが、これ以前の比熱は燃料及びスティールの溶解熱を加味して 0.5413 kJ/kg℃とする。

表3-10 タイプV (定常保持型プール試験体) の計算モデルにおける離散化領域の等価熱通過率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

径方向領域 レベル	a~b	b~c	c~d	d~e	e~f	f~g	g~h	h~i	i~j
⑦	(無)	(無)	(無)	d ↔ e 2,050.0			g ↔ h : 4,560.0	h ↔ i : 4,090.0	(無)
⑥	(無)	(無)	(無)	d ↔ e 2,050.0			(無)	h ↔ i : 14,920.0	i ↔ j : 18,880.0
⑤	(無)	(無)	(無)	d ↔ e : 2,210.0	e ↔ f : 9,700.0	f ↔ g : 2,070.0	g ↔ h : 2,090.0	h ↔ i : 6,680.0	(無)
④	(無)	(無)	(無)	d ↔ e : 2,210.0	e ↔ f : 9,700.0	f ↔ g : 9,700.0	g ↔ h : 9,960.0	h ↔ i : 9,960.0	(無)
③	a ↔ b : 508.3	b ↔ c : 417.2	c ↔ d : 6,900.0	d ↔ e : 10,190.0	e ↔ f : 9,700.0	f ↔ g : 9,700.0	g ↔ h : 9,960.0	h ↔ i : 9,960.0	(無)
②	a ↔ b : 508.3	b ↔ c : 417.2	c ↔ d : 6,900.0	d ↔ e : 10,190.0	e ↔ f : 9,700.0	f ↔ g : 9,700.0	g ↔ h : 9,960.0	h ↔ i : 9,960.0	(無)
①	(無)	(無)	(無)	d ↔ e : 2,210.0	e ↔ f : 9,700.0	f ↔ g : 9,700.0	g ↔ h : 9,960.0	h ↔ i : 9,960.0	(無)

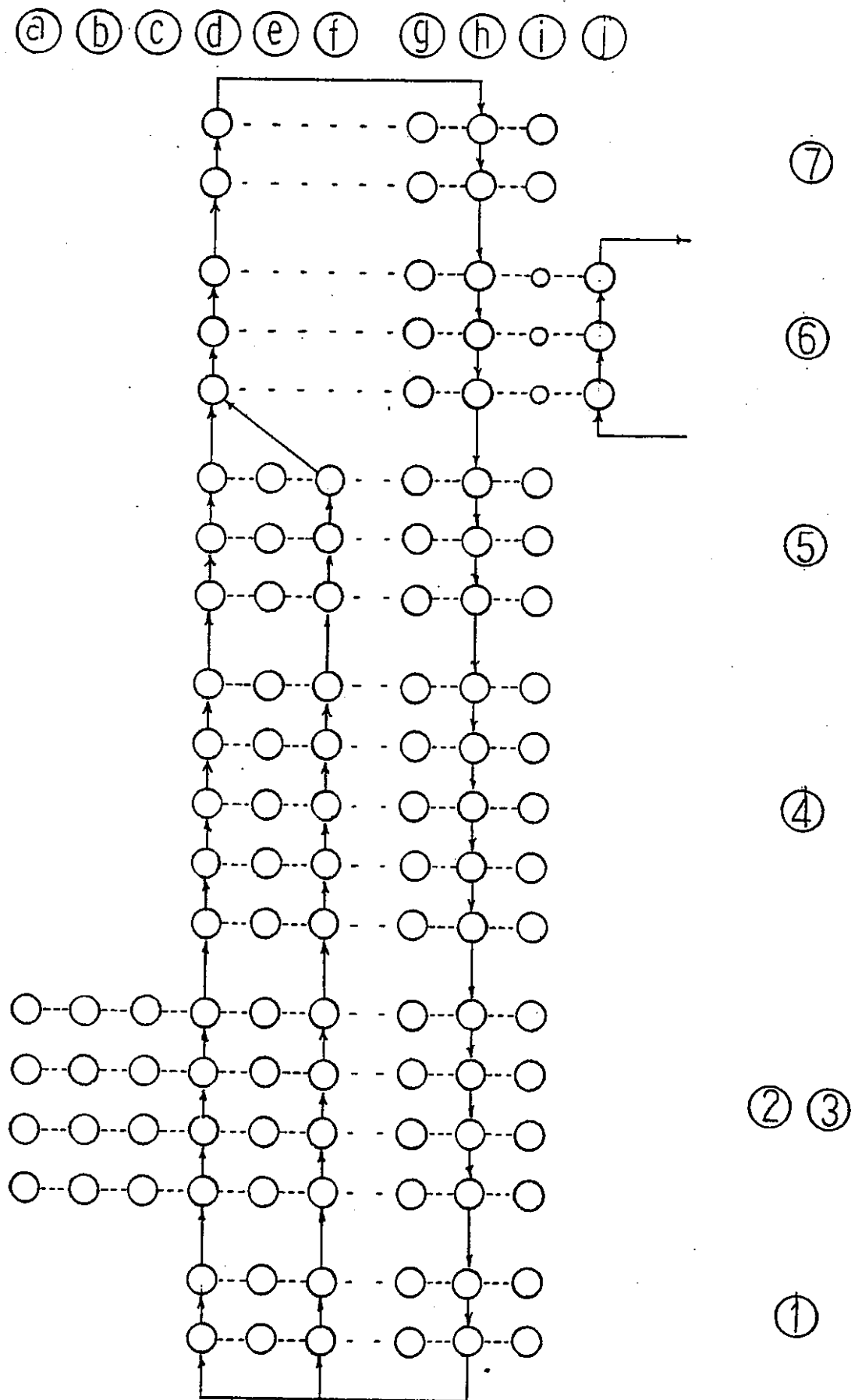


図3-18 タイプV (定常保持型プール試験体) の計算モデル

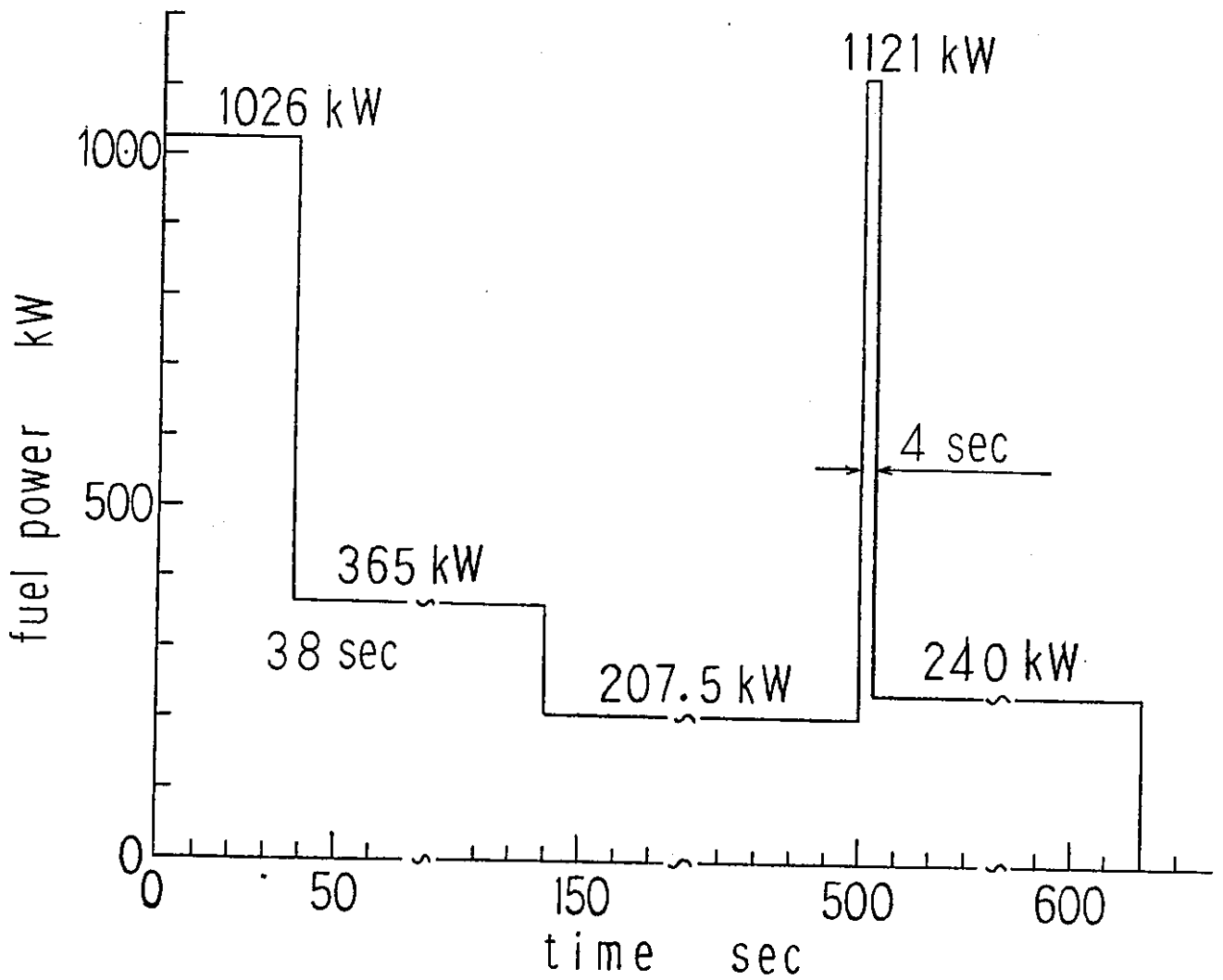
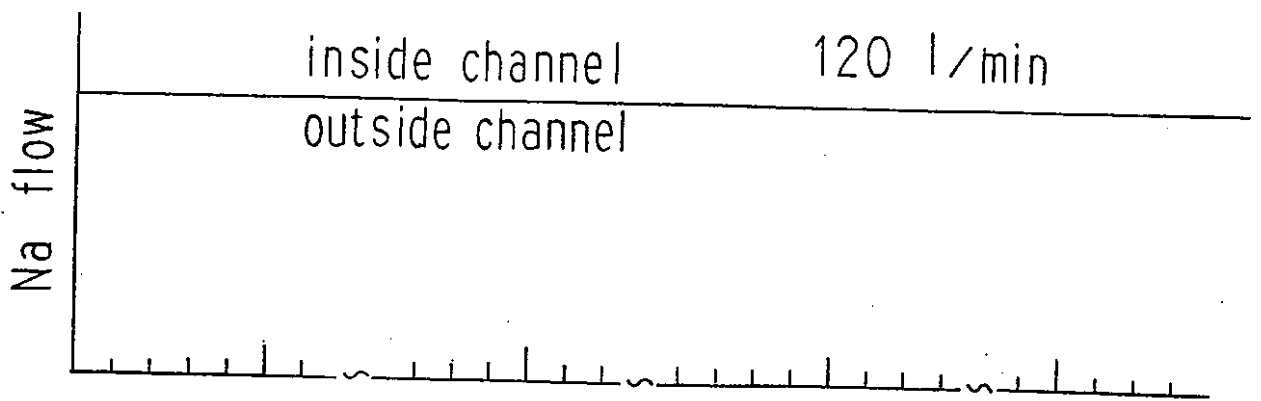


図3-19 タイプV (定常保持型プール試験体) の熱出力及び冷却材流量

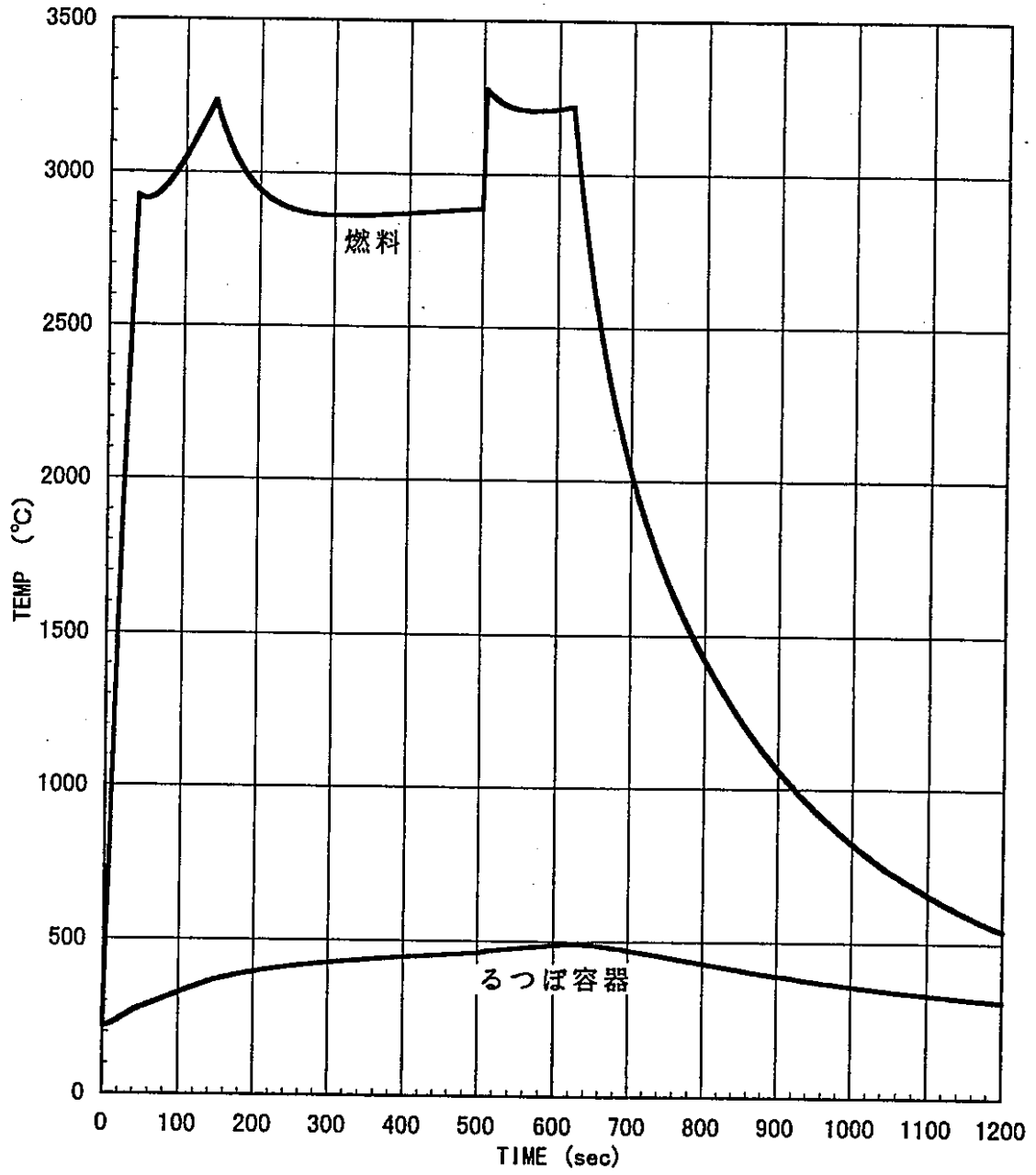


図3-20 燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体、るつぼ上端レベル)

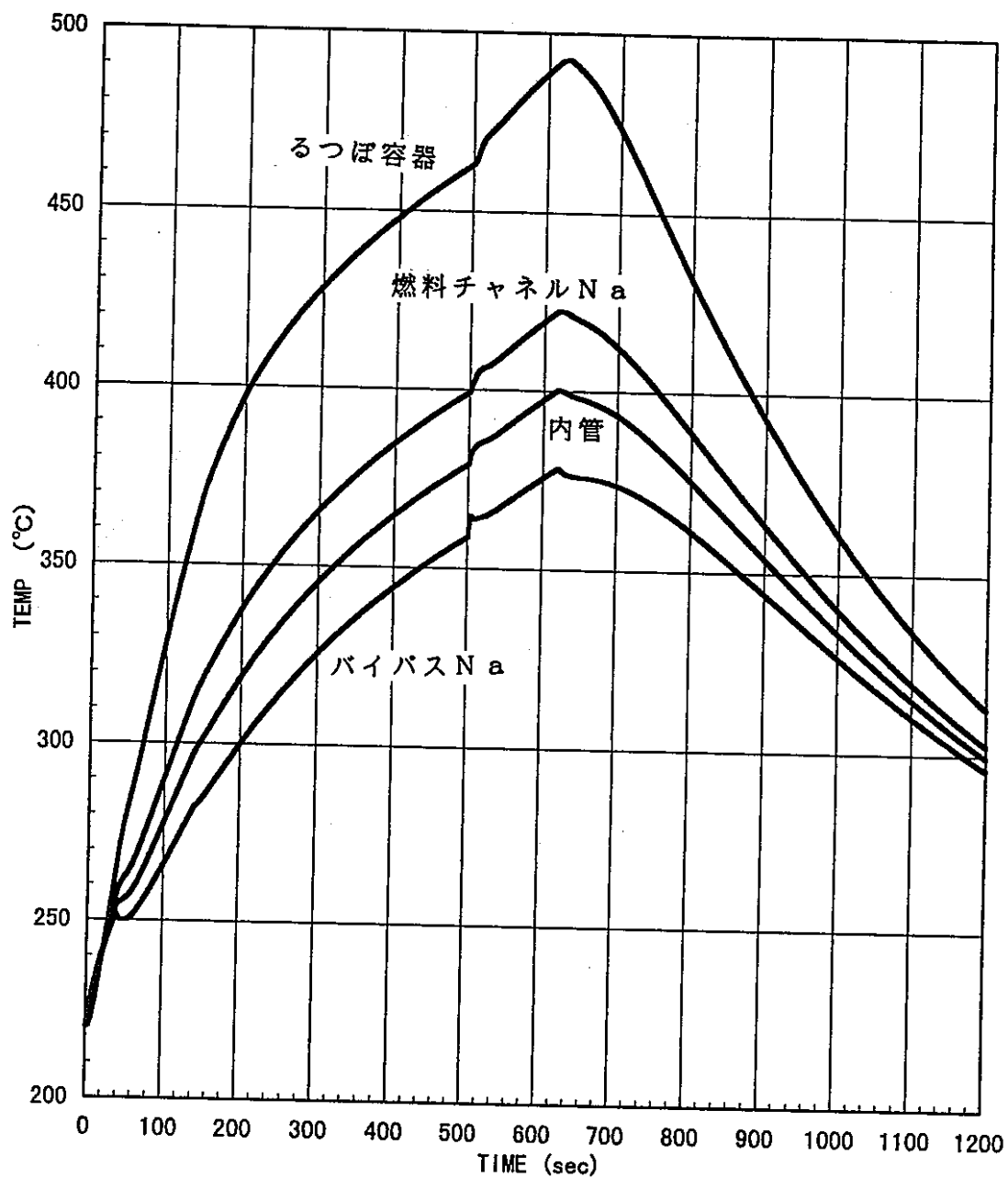


図3-21 炉つぼ容器、燃料チャンネルNa、内管、及びバイパスNaの温度変化挙動（定常保持型プール試験体、炉つぼ上端レベル）

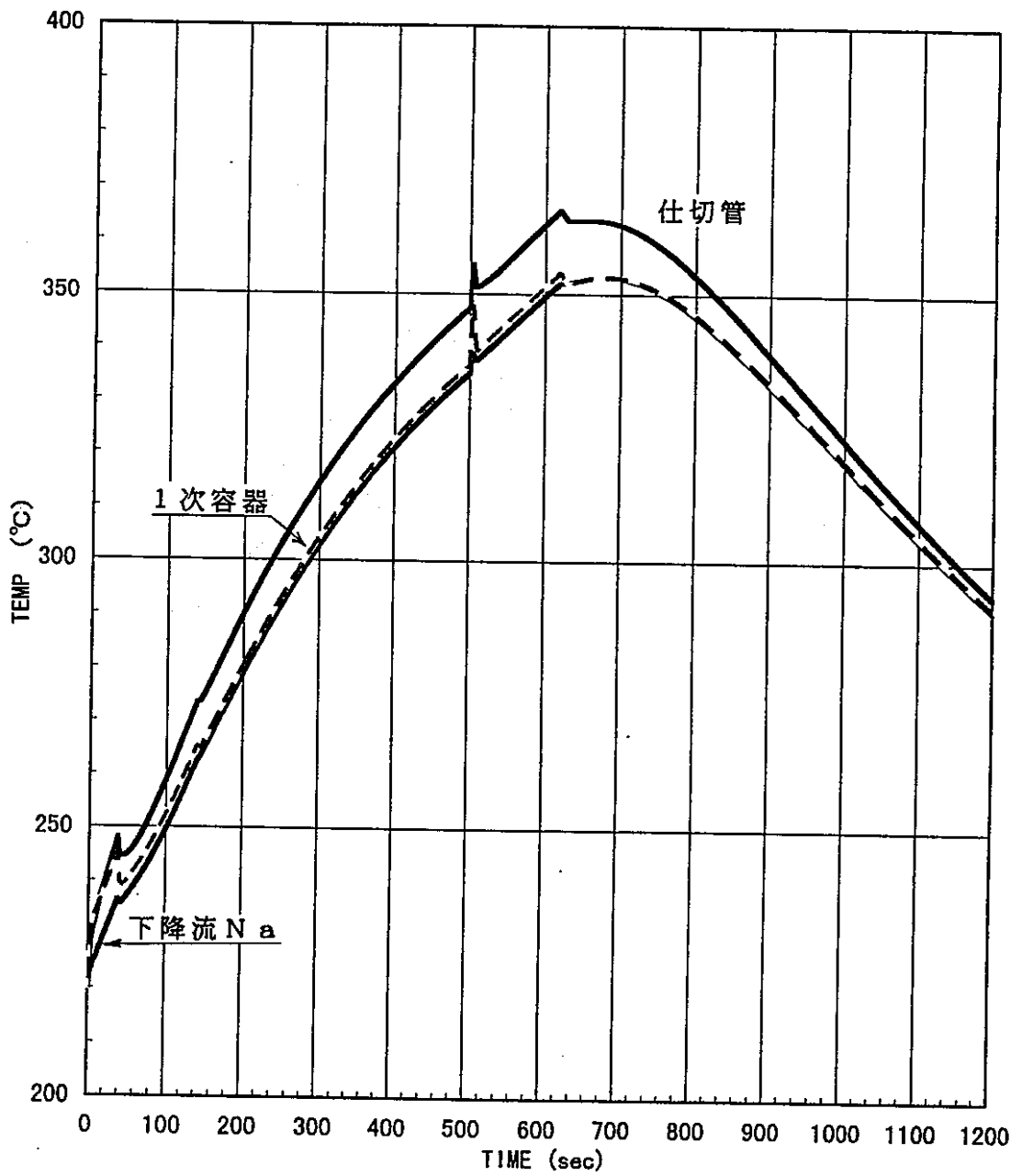


図3-22 仕切管、下降流Na、及び1次容器の温度変化挙動
 (定常保持型プール試験体、るつぼ上端レベル)

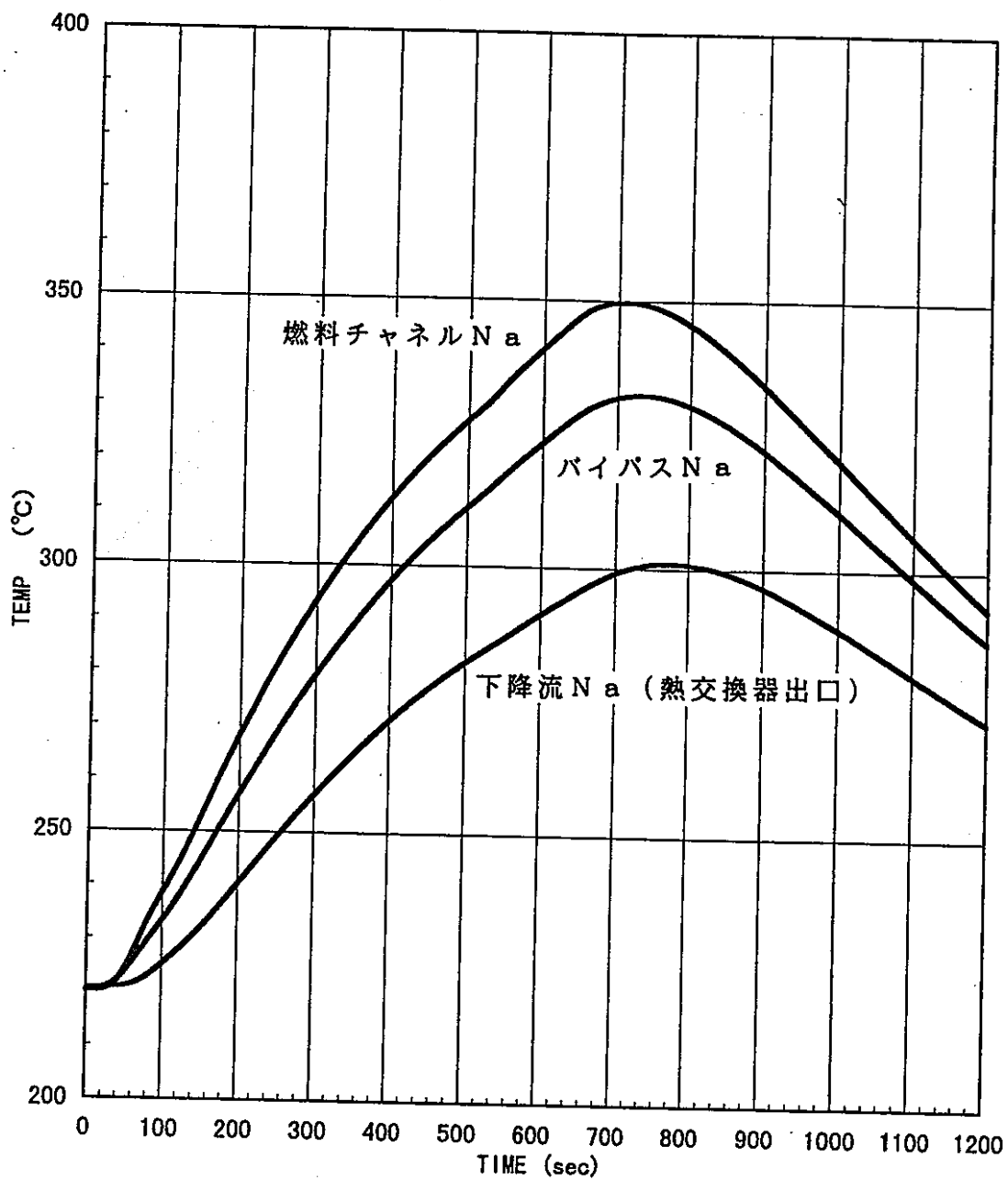


図 3-23 燃料チャンネル Na、バイパス Na、及び下降流 Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体、電磁ポンプ上端レベル)

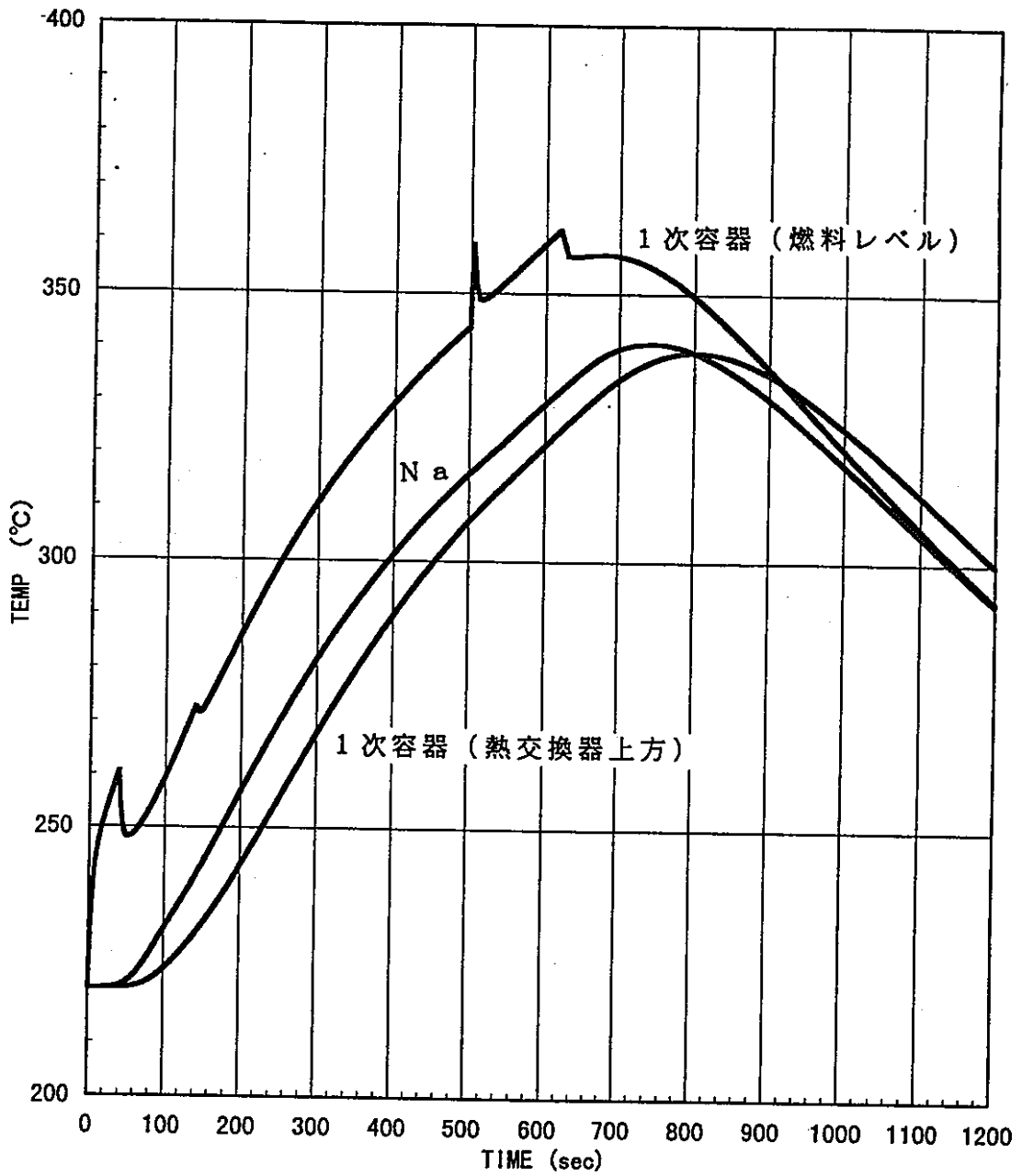


図 3 - 24 1 次容器及び上昇流最高位置における Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)

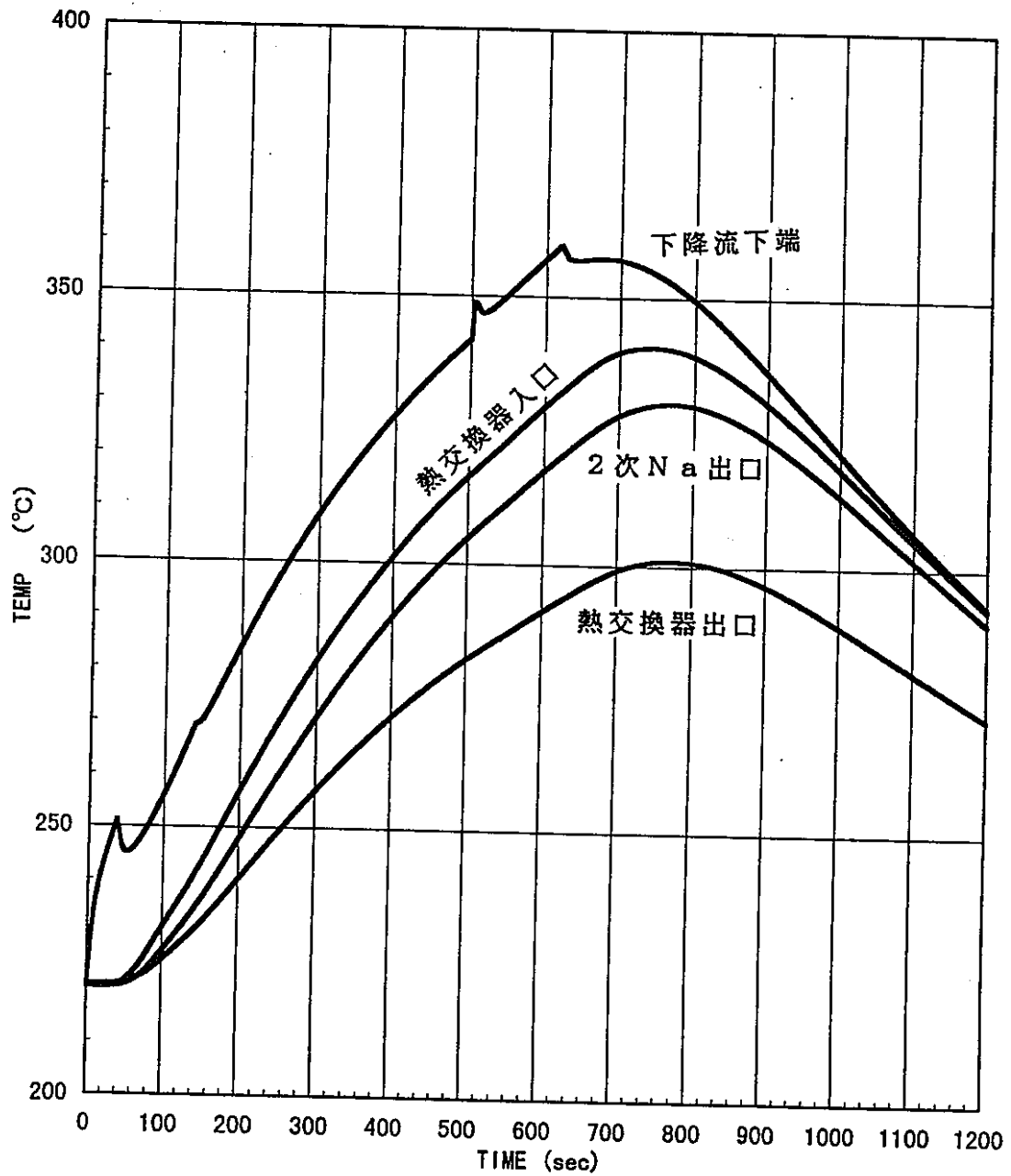


図 3 - 25 下降流 Na 及び熱交換器 2 次側出口 Na の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)

4. 試験体の成立性調査

4.1 構造材の上限温度維持可能性

3種類の試験体について、熱負荷及び温度制限を基準とした試験体の成立性及び成立条件を以下に記述する。

① 標準試験体ループ1（19本ピン束）

LOF-driven-TOP模擬試験で想定される事象推移、即ち、燃料チャンネルNaの沸騰・蒸発及び燃料チャンネルでの除熱機能喪失に続く、燃料・被覆管の混合溶融プールの体積増加及び六角管の軟化・拡大による六角管と内管の密着状態形成、はパルス入熱後短時間で進展する。試験体の成立性に関連する部材が、上記の事象推移を含む試験において、到達する最高温度は下記の通りである。

1次容器（圧力境界）	:	{	450℃	（上部高温Na流出部）
			455℃	（燃料レベル）
六角管（燃料上端レベル）	:		1146℃	
内管（燃料上端レベル）	:		656℃	
仕切管（燃料下端レベル）	:		450℃	

この結果にみられるように、バイパス流路を形成する内管及び仕切管の最高温度は溶融点（1500℃）に対して大幅な余裕を有しており、LOF-driven-TOP模擬試験で想定される燃料・被覆管混合溶融物生成及び燃料チャンネル閉塞事象においても、バイパス流路の維持が可能である。更に、1次容器（圧力境界）の温度は設計基準上限温度（650℃）に対して大幅な余裕を有しており、標準試験体ループ1（19本ピン束）は今回の設計条件下で成立する。

② 標準試験体ループ2（61本ピン束）

1次容器（圧力境界）温度が試験中に到達する最高値は下記の通りである。

1次容器（圧力境界）	:	{	430℃	（上部高温Na流出部）
			340℃	（燃料レベル）

この結果にみられるように、冷却流路が維持されている限り1次容器（圧力境界）の温度は設計基準上限温度（650℃）に対して大幅な余裕を有している。但し、内側バイパスチャンネル及び外側バイパスチャンネルに対して、入口温度 = 380℃及び流量 = 234ℓ/minとした設計条件下では、燃料チャンネルの全面閉塞が生じた場合には数秒間で全冷却材喪失事故に発展する。

全面閉塞（段階Ⅰ）に続いて、段階Ⅱ「内側バイパスの機能喪失」、段階Ⅲ「外側バイパスの機能喪失」の順序で事象が推移するので、段階Ⅱを阻止する設計条件、及び試験体の成立に必要な段階Ⅲを阻止する設計条件を以下に示す。なお、試験燃料は定格出力で発熱しているものとする。

○ 段階Ⅱの阻止条件

全面閉塞発生に伴い、燃料及び被覆管が溶融／膨張し、溶融状態の燃料と被覆管がクラストを介して内側六角管の内面に密接した状態となり、全発生熱が通過する内側六角管の温度が高くなる。内側バイパス流路を形成する内側六角管の変形／溶融の回避、即ち内側六角管内面温度の融点以下への抑制ができれば、内側バイパスの機能は維持される。

内側六角管の内面温度を融点以下に抑制する必要条件は、チャンネル入口温度が380℃の場合には、458ℓ/min以上の内側バイパス流量の設定である。

○ 段階Ⅲの阻止条件

内側バイパス流路の喪失に伴い、溶融状態の燃料と被覆管の外周を取り囲む変形又は溶融した内側六角管が内圧によって拡大し、外側六角管の内面に圧着した状態となり、全発生熱が通過する外側六角管の温度が高くなる。外側バイパス流路を形成する外側六角管の変形／溶融の回避、即ち外側六角管内面温度の融点以下への抑制ができれば、外側バイパスの機能は維持される。熱流束が大きいため、厚肉六角管の内外面温度差は極度に大きくなるので、管壁の厚肉化は無益であり、むしろ薄肉化が望まれる。

外側六角管の内面温度を融点以下に抑制する必要条件は、管壁厚を2mmとし、かつチャンネル入口温度を380℃とした場合、313ℓ/min以上の外側バイパス流量の設定である。

③ 定常保持型プール試験体

1次容器（圧力境界）温度が試験中に到達する最高値は下記の通りである。

$$1 \text{ 次容器（圧力境界）} : \begin{cases} 340^\circ\text{C} & \text{（上部高温Na流出部）} \\ 360^\circ\text{C} & \text{（燃料レベル）} \end{cases}$$

この結果にみられるように、冷却流路が維持されている限り1次容器（圧力境界）の温度は設計基準上限温度（650℃）に対して大幅な余裕を有している。

4.2 冷却材のインベントリ及びバイパス流の決定

表4-1~3に示すように、冷却材インベントリは103ℓ（19本型束試験体）、152ℓ（61本型束試験体）、及び253ℓ（定常保持型プール試験体）である。定常保持型プール試験体の場合、試験燃料上部プレナムの容積が約150ℓもあり、冷却材インベントリが大きくなっている。なお、いずれの試験体も、組立に際して、燃料部を仕切管の上部から挿入し、次に仕切管を1次容器の上部から挿入し、更に1次容器を2次容器の上方から挿入できて、組立時の溶接施工を回避し得るように配慮して形状・寸法を設定している。故に、組立に際して溶接施工を採用し得るなら、定常保持型プール試験体の冷却材インベントリを大幅に軽減できる。

冷却材インベントリと定格時の流量に基づいて算定した、冷却材の試験体内一巡時間は19 sec（19本型束試験体）、11 sec（61本型束試験体）、及び63 sec（定常保持型プール試験体）であり、既存の内蔵型Na炉内試験体²¹の冷却材一巡時間に比して早過ぎることはない。即ち、定格流量に対して冷却材インベントリを増加させる必要はない。

冷却材と構造材との熱伝達が良好であり、構造材の熱容量がNaの熱容量に比して大きいので（表4-1~3）、ヒート・シンクとしての観点から冷却材インベントリを判断する根拠は薄弱である。

以上の論点以外に冷却材インベントリを判断する基準は試験後の汚染Naの処理量であり、試験体の成立し得る範囲内での冷却材インベントリの低減が望まれる。

前章3節5項及び添付-7の検討にみられるように、バイパス流の設定はバイパス流路維持が判断基準となる。

4.3 ループ圧損とポンプ規模の関係

ポンプ規模は流量と吐出圧力に依存するが、流路径と流路面積が流量に関係し、流路長さは吐出圧力に比例する傾向がある。

ループ圧損は既存のNaループを参照して5.5 kgf/cm²とし、ポンプ領域の長さを1800.0 mmと設定した。ループ圧損5.5 kgf/cm²に対する1800.0 mmのポンプ領域長さは余裕のある寸法であり、長さについては、ループ圧損が5.5 kgf/cm²以上になったとしても、対処し得ると考えられる。

電磁ポンプ及び熱交換器を収納している試験体上部の直径は400 mm以上となっており（図2-8、10、12）、駆動炉心との干渉を軽減する必要がある。試験体上

部の直径は電磁ポンプと熱交換器の必要外径の最大公約数として暫定的に設定しているので、上部構造の外径縮小可能性を各試験体について検討する。なお、流量に対する流路寸法の必要最低限度を、既存の炉内試験体内蔵ポンプ仕様⁴⁾を参照して、流量対流路内側周長 = 3.51 l/min/mm とする。

①標準試験体ループ1 (19本ピン束)

2次容器上部の外径(220 mm)はポンプの寸法によって定まっている。ポンプ性能に与える影響が不明であるが、鉄心を1次容器に取り付ける構造から鉄心を仕切管に取り付ける構造に変更することにより、ポンプ径が30 mm小さくなり2次容器上部の外径は400 mm以下にし得ると共に、組立時の溶接施工問題も回避し得る。

なお、熱交換器部での1次容器と2次容器との間隙61 mmは伝熱管配置法の改善あるいは伝熱管本数の低減により維持可能である。

②標準試験体ループ2 (61本ピン束)

2次容器上部の外径(220 mm)は熱交換器の寸法によって定まっている。1次容器と2次容器との間隙は、熱交換器部の57 mmに対して、電磁ポンプ部では163.5 mmである。即ち、電磁ポンプ部での2次容器外径は、鉄心を仕切管に取り付ける構造を採用すれば、90 mm小さい400 mm程度まで縮小得る。

故に、熱交換器外径の90 mm縮小可能性を検討する。伝熱管本数を132から60本減の72とすれば、熱交換器の外径は90 mm縮小し得る。本数削減により1次Naと2次Naの流速は1 m/s及び0.8 m/sと速くなるが、熱交換器としての成立性は維持できる。

③定常保持型プール試験体

2次容器上部の外径(232 mm)はポンプの寸法によって定まっている。ポンプが機能する限界として約90 mmの縮小が可能であり、2次容器の外径を400 mm程度にすることができる。但し、内管の内径が60 mm程度となり、冷却材の上昇流路及び計装品の設置余地の確保の観点からの検討が必要であると共に、組立時の溶接施工を行わなければならない。

4.4 予熱、試験条件における加熱・除熱・冷却特性

試験条件における加熱・除熱・冷却特性は前章の解析結果にみられる通りであり、予熱ヒータ及び電源容量を試験体の熱容量及び予熱温度に基づいて設定する。

ヒータ容量をH、試験体の熱容量をC、保温材の熱伝導率と表面積と厚さを λ とAとtとすると、予熱昇温温度 $\Delta\theta$ は以下の式で求められる。

$$\Delta\theta = \frac{h}{s} \left[1 - \exp(-st) \right] \quad (1)$$

ここで、 $h = H/C$ 、 s (時定数) $= A\lambda/tC$

時間tの経過と共に、式(1)の指数項はゼロに近づき、平衡状態に達する。平衡状態での予熱昇温温度 $\Delta\theta$ とヒータ容量Hとの関係は

$$\Delta\theta = h/s = Ht/A\lambda \quad (2)$$

となる。

厚さ 10 mmで、熱伝導率が 0.2 W/m°Cの保温材が1次容器の外表面を覆っているものとし、 $\Delta\theta = 200^\circ\text{C}$ とした場合のヒータ容量について概略評価を行う。なお、予熱時間は予定上昇温度の 99 % 到達時として定義する。

①標準試験体ループ1 (19本ピン束)

$C = 420 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ (表4-1参照)、 $A = 5.3 \text{ m}^2$ とすると、

$H = 21 \text{ kW}$ 、 $s = 2.49 \times 10^{-4} \text{ sec}^{-1}$

となり、予熱時間は約 5.1 h となる。

②標準試験体ループ2 (61本ピン束)

$C = 540 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ (表4-2参照)、 $A = 6.4 \text{ m}^2$ とすると、

$H = 26 \text{ kW}$ 、 $s = 2.35 \times 10^{-4} \text{ sec}^{-1}$

となり、予熱時間は約 5.5 h となる。

③定常保持型プール試験体

$C = 660 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ (表4-3参照)、 $A = 6.6 \text{ m}^2$ とすると、

$H = 26 \text{ kW}$ 、 $s = 2.00 \times 10^{-4} \text{ sec}^{-1}$

となり、予熱時間は約 6.4 h となる。

4.5 計装に対する環境

計装に対する環境は前章の計算結果にみられる通りであり、おおむね 500°C が上限となる。なお、燃料チャネル出入口の冷却材流量の測定には、流量計の雰囲気の不活性ガスとしたNa中浸漬型にしてNaによる冷却を計る必要がある。このため、冷却材入口温度を 250°C 程度にする配慮が必要である⁶⁾。

4.6 機器の除熱・冷却方法

電磁ポンプの除熱・冷却は図4-1に示すように熱交換器流入前の2次Naを迂回させて行う。

4.7 ガスのリリース方法及びコアキャッチャーの考え方

試験体外部のガス貯めに接続した配管経路(図2-12)を設けてガス・リリースを行う。図4-2に示すように、試験体下部の1次容器、2次容器の壁厚を大きくして溶融物の熱を吸収する。

表4-1 標準試験体ループ1(19本ピン束)構成材料の体積、重量、熱容量

	燃料	被覆管	Na	六角管	内管	仕切管	1次容器	伝熱管
体積($\times 10^{-3} \text{ m}^3$)	0.869	0.601	102.9	7.192	7.927	23.06	23.093	5.438
重量(kg)	8.404	4.684	88.6	56.03	61.75	179.67	179.895	42.360
熱容量(kJ/°C)	3.101	2.656	116.0	31.77	35.01	101.87	102.00	24.018

表4-2 標準試験体ループ2(61本ピン束)構成材料の体積、重量、熱容量

	燃料	被覆管	Na	六角管		仕切管	1次容器	伝熱管
				内側	外側			
体積($\times 10^{-3} \text{ m}^3$)	2.087	1.641	152.13	4.049	9.936	26.47	25.072	13.29
重量(kg)	19.784	12.781	130.92	31.545	77.403	206.19	195.313	103.55
熱容量(kJ/°C)	7.30	7.247	171.51	17.886	43.887	116.91	110.742	58.71

表4-3 定常保持型プール試験体構成材料の体積、重量、熱容量

	燃料	るつぼ		Na	内管	仕切管	1次容器	伝熱管
		断熱層	容器					
体積($\times 10^{-3} \text{ m}^3$)	7.854	6.249	2.183	252.85	10.876	33.72	25.162	3.021
重量(kg)	21.0	46.209	17.009	217.60	84.722	262.71	196.014	23.534
熱容量(kJ/°C)	9.135	33.132	9.644	285.06	48.037	148.96	111.14	13.344

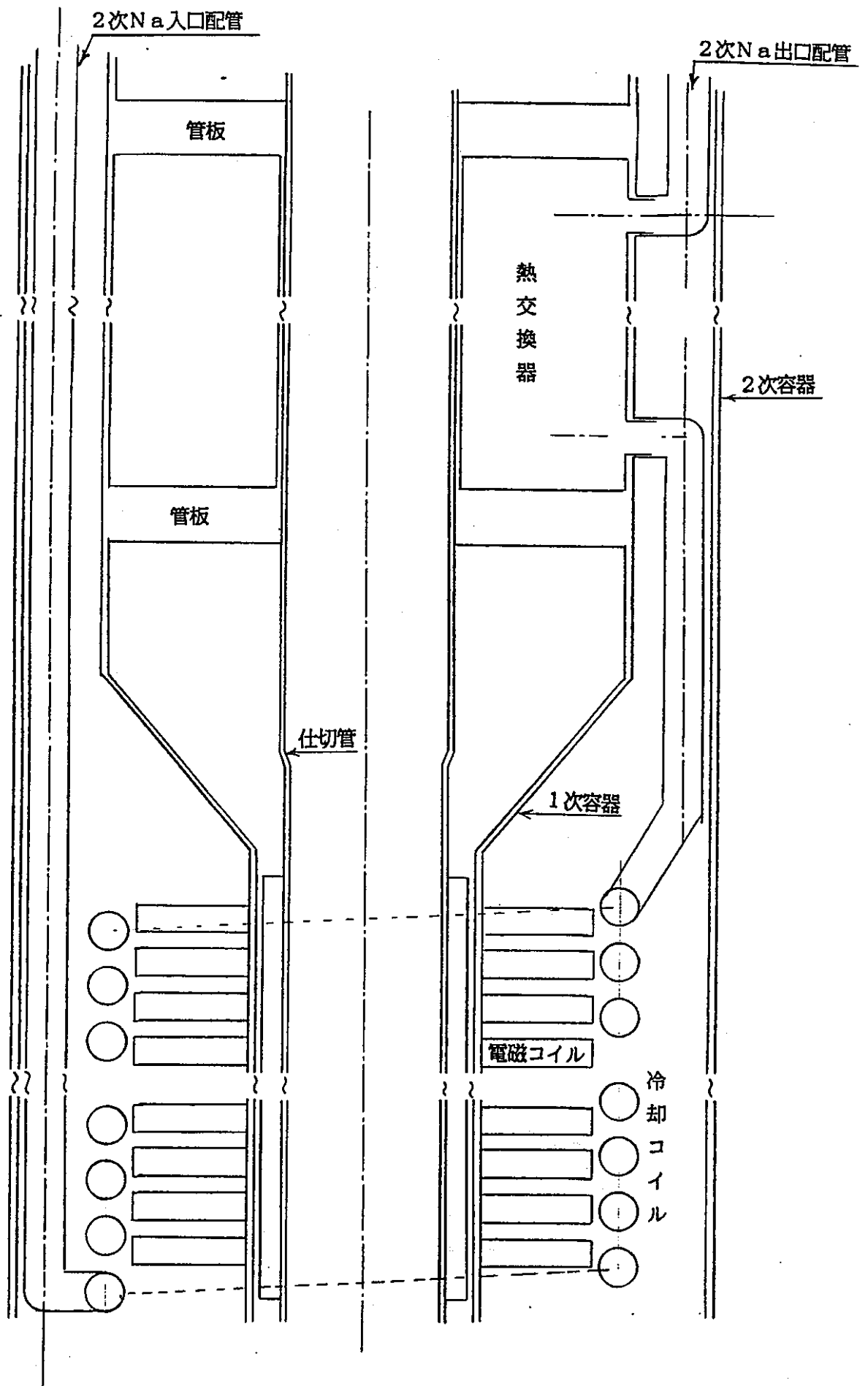


図4-1 電磁ポンプの除熱・冷却系統概念

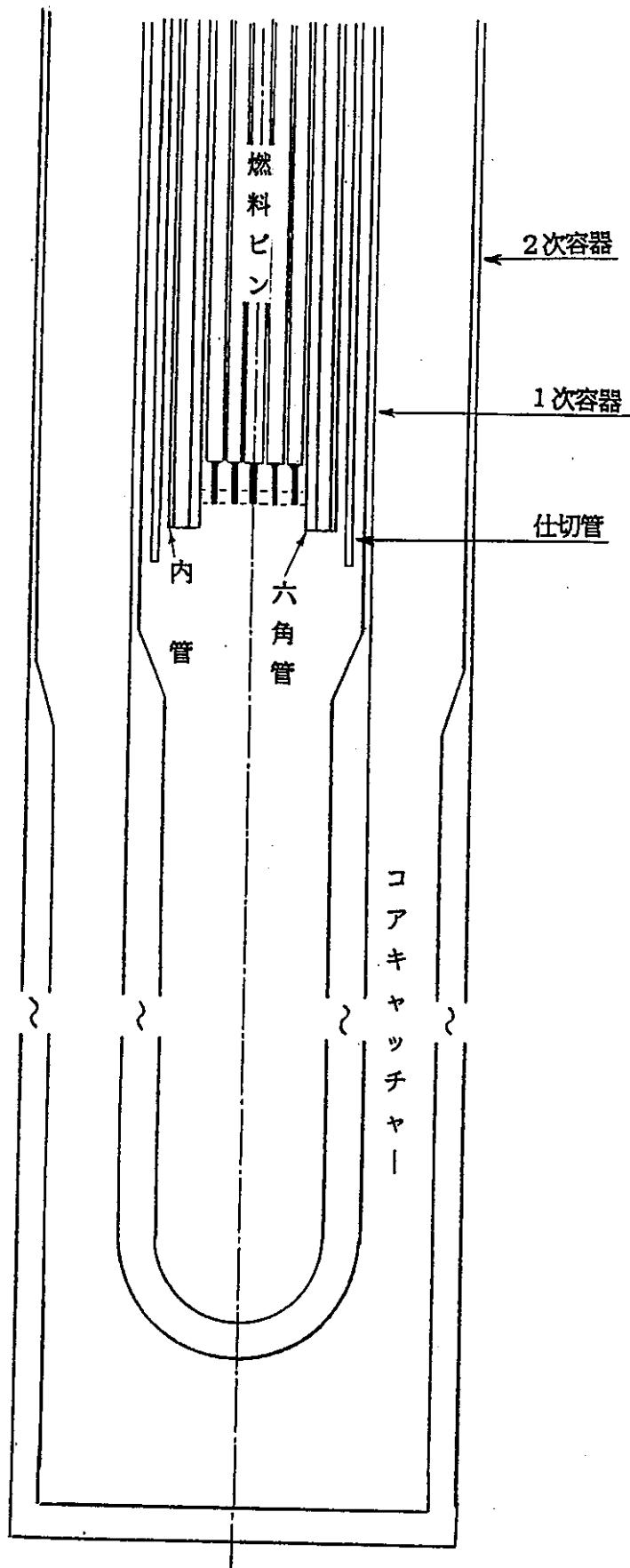


図4-2 コアキャッチャー概念

5. 結論

タイプ I (標準試験体 1、19本束)、タイプ I (標準試験体 2、61本束)、及びタイプ V (定常保持型プール試験体) の 3 種類の試験体について、構造の検討ならびに試験条件を模擬した非定常温度計算を行い、以下の結論が得られた。

- (1) 熱交換器、電磁ポンプの概略設計、配置の検討に基づいて、内蔵型試験体の概略的な形状・寸法が設定できた。
- (2) 組立時の溶接施工を回避して試験体の外径を設定した。
- (3) 径の縮小に関する考え方を整理した。
- (4) 3 種類の試験体の全てについて、圧力境界 (1 次容器) の最高温度は設計基準の上限温度 (650℃) を大幅に下回っており、冷却流路が健全である限り圧力境界は熱的に十分な余裕を有している。
- (5) タイプ I (標準試験体 1、19本束) について、LOF-driven-TOP 模擬試験において六角管の最高温度は融点前後に達するが、内管の最高温度は融点を大幅に下回っており、内管の健全性 (バイパス流の確保) が維持される。即ち、現行の設計条件を変更せずに、標準試験体 1 (19本束) は成立する。
- (6) タイプ I (標準試験体 2、61本束) において全面閉塞が生じた場合、六角管の温度上昇速度は極めて早いので、閉塞発生を検知してから駆動炉を停止させてバイパス流路の維持を計るのは困難である。

全面閉塞の発生に対しても試験体が成立するための最低条件である外側バイパス流路を維持するためには、外側バイパス流路の設計条件に対して下記の変更が必要である。

- 外側六角管の薄肉化 (例えば、2 mm)
- 外側バイパス流量の増加 (入口温度 380℃ の場合、313 ℓ/min 以上)

- (7) タイプ V (定常保持型プール試験体) について、るつぼ容器の温度変化に対する Na 温度の変化応答性は優れているが、燃料の温度変化に対するるつぼ容器の温度変化応答性が極めて悪いので、溶融プール形成・維持及び沸騰プール形成・維持の入熱制御のために燃料プールの温度を計測する必要がある。

燃料プールの温度計測が不可能な場合には、るつぼ断熱層の熱容量を小さくし、かつ断熱性能を低下させて、燃料の温度変化に対する Na 温度の変化応答性を向上させる必要がある。

6. 今後の課題

実用試験体の製作段階までには、製造・加工法の調査・検討といったハード絡みの課題、及びモックアップの製作による系統の圧力損失確認とこれによる電磁ポンプの仕様の設定、計装用ケーブル・電力ケーブル・配管等の接続と関係する試験体上部構造の検討といった課題が当然存在するが、これ以前に検討すべき成立性関連の課題を以下に示す。

(1) 材料・構造健全性

るつぼの実現性と実現方策、及びその他の高温部材に対する高温状態での健全性の確認。

(2) 熱応力

冷却材がNaであり、かつ冷却材温度の変動幅及び変化速度が非常に大きいので、構造材に生じる熱応力の解析とこれの評価を行う必要がある。

(3) ガス雰囲気境界

タイプI（標準試験体1、19本束）では、六角管と内管の間がArガス雰囲気となっている。Arガスの送り込み及び熱膨張吸収のために、Arガス領域は試験体外部と配管で接続された構造とする必要があり、六角管及び接続配管は圧力境界として扱わなければならない。

(4) ガンマ加熱

試験燃料発熱量の10%相当のガンマ線エネルギーが1次容器壁と仕切管壁に吸収されるものとしてガンマ加熱の影響を評価したが、ガンマ加熱は試験燃料からの寄与以外に駆動炉心からの寄与もある。試験燃料束数の大きいSTF³⁾の例では $\sim 100 \text{ W/cm}^2$ 強のガンマ加熱があるものとして検討されている。

(5) タイプV（定常保持型プール試験体）の制御性

溶融燃料度計測の可能性検討、及び溶融燃料度計測の可能性が期待できない場合の制御法に対する代案の検討。

(6) るつぼ破損時のバイパス流路の健全性

(7) 計装機器の上限温度及び計装機器を上限温度以下に維持する方法

謝 辞

本報告書の作成に当り、御指導及び有益な御討論を頂いた大洗工学センター安全工学部プラント安全工学室、宮原信哉副主任研究員及び内山尚基研究員ならびに大洗工学センター安全工学部機器・構造安全工学室、西浦健夫研究員に熱く謝意を表します。特に、大洗工学センター安全工学部高速炉安全工学室、川太徳夫担当役には、熱的影響に対する安全思想及び試験体構造のまとめに当り有益な助言を頂いたことに謝意を表します。

参考文献

1. 動燃大洗工学センター SERAPH 計画技術検討グループ, PNC TN9410 94-153 ,
FBR 安全性炉内試験計画 (SERAPH計画) の検討, (1995)
2. 長渡甲太郎、下田貞之、吉江伸二、矢野和隆, PNC PJ9055 95-002 , 高速炉
安全性試験炉 - 炉内試験体の調査および構造強度計算 -, (1995)
3. R.Avery, R.O.Brittan, A.J.Goldman, J.F.Marchaterre, C.V.Pearson,
D.C.Rardin, and D.H.Shaftman, ANL Findings and Recommendations on
LMFBR Safety Testing Needs and Acquisition of New In-pile Testing
Facilities, volume III, ANL/RAS 74-23, (1975)
4. C.E.Dickerman, D.Rose, W.A.Kaspic, C.J.Mueller, J.R.Folkrod,
H.J.Haupt, and D.R.Henley, The Advanced TREAT Loop , ANL, (1981)
5. R.Sesny, C.Jamond and M.Abecassis, Molten and Boiling Pool
Experiments within the SCARABEE Program - methods used and thier
results during BF1 , Science and technology of FAST REACTOR SAFETY
Vol.1 ,Proceedings of an international conference held in Guernsey
on 12-15 May , pp.269-274, (1986)

(添付一 1) 平衡状態及び冷却材流量の検討

定格運転時の試験燃料部に着目して、冷却材流量と燃料チャネルの冷却材温度上昇量との概略検討を行い、この結果に基づいて冷却材流量を設定する。

なお、冷却材流量の検討においては、下記に示す380℃における物性値及び Subbotin の熱伝達率相関式を使用する。

$$\text{液体 Na } ^{1)} : \begin{cases} \text{密度 } \rho = 860.6 \text{ kg/m}^3 & , \quad \text{比熱 } c = 1.31 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \\ \text{熱伝導率 } \lambda = 72.9 \text{ W/m}\cdot\text{K} & , \quad \text{プラントル数 } Pr = 0.0052 \\ \text{動粘性係数 } \nu = 0.346 \times 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1} \end{cases}$$

$$\text{SUS304鋼 } ^{2)} : \text{熱伝導率 } \lambda = 20.2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\text{Ar ガス } ^{2)} : \text{熱伝導率 } \lambda = 32.41 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\text{熱伝達率 } ^{2)} : Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} \quad , \quad Pe = Re \cdot Pr \quad , \quad Nu = \alpha De / \lambda$$

ここで、De : 水力直径 (= 4 x 流路断面積 / 濡れぶち長さ)

Re : レイノルズ数 , α : 熱伝達率

燃料チャネルNa流に対する水力直径 De は周辺サブチャネルとコーナ・サブチャネル (付図1参照) の流路断面積と濡れぶち長さに基づいて評価する。

A. タイプI (標準試験体ループ1 : 19本ピン束、8.5 mm ϕ x 9.8 mm ピッチ)

冷却材流量の検討及び設定に対する前提条件を下記の通りとする。

$$\text{冷却材 Na 入口温度} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{試験燃料上端部の冷却材 Na 温度} = 580 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{温度上昇 } \Delta\theta = 200 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\text{燃料チャネルの冷却材流路面積} = 650.7 \text{ mm}^2$$

$$\text{周辺サブチャネル流路面積} = 25.135 \text{ mm}^2$$

$$\text{周辺サブチャネル濡れぶち長さ} = 25.180 \text{ mm}$$

$$\text{コーナ・サブチャネル流路面積} = 7.956 \text{ mm}^2$$

$$\text{コーナ・サブチャネル濡れぶち長さ} = 11.508 \text{ mm}$$

$$\text{バイパス流の冷却材流路面積} = 1621.1 \text{ mm}^2$$

$$\text{バイパス流対燃料チャネルの流量比} = 1 : 1$$

$$\text{定格時線出力 (軸方向平均値)} = 320 \text{ W/cm} \quad (\text{燃料全発熱量} = 608 \text{ kW})$$

1. 熱伝達率及び熱通過率

①構造材とNa間の熱伝達率

バイパス側への熱流がゼロの状態における冷却材流量（流速）を対象として熱伝達率を求める。この場合の燃料チャネルの冷却材流量 G_f 及び流速 v_f は以下ようになる。

$$G_f = \text{全発熱量} / (\text{比熱} \cdot \text{密度} \cdot \text{温度上昇}) = 608 / (1.31 \times 860.6 \times 200) \\ = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\rightarrow 161.7 \text{ l}/\text{min})$$

$$v_f = \text{流量} / \text{流路面積} = 4.15 \text{ m/s}$$

流量比は1対1であり、バイパス流の流速 v_b は以下の通り。

$$v_b = \text{流量} / \text{流路面積} = 1.66 \text{ m/s}$$

・燃料チャネル側の熱伝達率

$$De = 4 \times (25.135 \times 12 + 7.956 \times 6) / (25.180 \times 12 + 11.508 \times 6) = 3.7645 \text{ mm} \\ = 3.7645 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 4.15 \times 3.7645 \times 10^{-3} / 0.346 \times 10^{-6} = 45,150.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (45,150 \times 0.0052)^{0.8} = 6.970$$

$$\alpha_f = Nu \lambda / De = 6.970 \times 72.9 / 3.7645 \times 10^{-3} = 134,970 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

・バイパス側の熱伝達率

$$De = 4 \times 1621.1 / (80 \pi + 92 \pi) = 12.0 \text{ mm} = 12 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 1.66 \times 12.0 \times 10^{-3} / 0.346 \times 10^{-6} = 57,570.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (57,570 \times 0.0052)^{0.8} = 7.393$$

$$\alpha_b = Nu \lambda / De = 7.393 \times 72.9 / 12.0 \times 10^{-3} = 44,910 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

②六角管と内管間の等価熱伝導率

当該間隙部の熱輸送はArガスの熱伝導及び六角管と内管間の放射伝熱で行われる。放射伝熱は同量の熱輸送を条件とした熱伝導率に換算して間隙部の等価熱伝導率を評価する。

放射伝熱量は、内管の温度が380℃であり、六角管の軸方向温度が380℃から580℃に線形に分布しているものとしてとして評価する。なお、放射率 ϵ を0.45とし、かつ六角管を外径57.754 mmの円筒として扱う。

燃料長(1m)にわたる放射伝熱量Qは、スティーファン・ホフマン定数 σ ($= 5.6687 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)、放射面積A、形態係数 F_{12} (=1) , F_{21} (=0.8) を用いて下記の式により求められる。

$$Q = 2\pi r \epsilon \sigma \int (F_{12} T_1^4 - F_{21} T_2^4) dz \quad (1)$$

前述の条件を適用して放射伝熱量Qを計算すると次の結果が得られる。

$$Q = 867.4 \text{ W}$$

放射伝熱に等価な熱伝導率 λ_{rad} は熱輸送量が同量となる下記の条件式によって定める。

$$\lambda_{rad} L \Delta \theta / \ln(r_3/r_2) = Q \quad (2)$$

式(2)において、 $\Delta \theta = 200^\circ\text{C}$, $r_3 = 3.6 \times 10^{-2} \text{ m}$, $r_2 = 2.8877 \times 10^{-2} \text{ m}$,

$Q = 867.4 \text{ W}$ とすると、等価熱伝導率 λ_{rad} は $0.956 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ となる。

Arガスの熱伝導率 λ_{Ar} は $32.41 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C}$ であり、六角管と内管間の等価熱伝導率 λ_{eq} を下記のように設定する。

$$\lambda_{eq} = \lambda_{rad} + \lambda_{Ar} = 0.988 \text{ W/m}^\circ\text{C} \quad (3)$$

③等価熱通過率K

燃料チャネルとバイパスチャネル間の等価熱通過率Kは下記の式で与えられる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_f r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_{sus}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{\lambda_{eq}} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{\lambda_{sus}} + \frac{1}{\alpha_b r_4} \quad (4)$$

ここで、 $\alpha_f = 134,970 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, $\alpha_b = 44,910 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$r_1 = 2.3623 \times 10^{-2} \text{ m} , r_2 = 2.8877 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$r_3 = 3.6 \times 10^{-2} \text{ m} , r_4 = 4.0 \times 10^{-2} \text{ m} , \lambda_{sus} = 20.2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\therefore K = 4.181 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

2. 冷却材流量と温度上昇量

バイパス流への熱伝達を考慮した燃料チャネルの冷却材温度上昇を求める熱・質量収支計算式を以下に示す。なお、仕切管は断熱壁であると仮定している。

$$\left. \begin{aligned} G_f \rho c_p \frac{d\theta_f}{dz} &= H - 2\pi K (\theta_f - \theta_b) \\ G_b \rho c_p \frac{d\theta_b}{dz} &= 2\pi K (\theta_f - \theta_b) \end{aligned} \right\} (5)$$

ここで、

θ_f, θ_b :	燃料束部及びバイパス部のナトリウム温度	($^\circ\text{C}$)
G_f, G_b :	燃料束部及びバイパス部のナトリウム流量	(m^3/s)
H :	燃料束部の単位長さ当りの発熱量	(kW/m)
c_p :	ナトリウムの比熱	($\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$)
ρ :	ナトリウムの比質量	(kg/m^3)
K :	燃料束部とバイパス部間の等価熱伝達率	($\text{kW/m}^2 \text{K}$)

燃料チャネルとバイパスチャネルの流量比が1対1であり、 $G_f = G_b = G$ として式(5)の記号を $h = H / (G \rho c_p)$, $s = 2\pi K / (G \rho c_p)$

のように変換し、整理すると、式(5) は下記の線形連立微分方程式となる。

$$\left. \begin{aligned} d\theta_f / dz &= h - s (\theta_f - \theta_b) \\ d\theta_b / dz &= s (\theta_f - \theta_b) \end{aligned} \right\} (6)$$

初期条件を

$$\theta_f(0) = \theta_b(0) = \theta_0, \quad (d\theta_f / dz)_{z=0} = h - s_f [\theta_f(0) - \theta_b(0)] = h$$

とすると、下記の形の式(6) の解が求まる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_f(z) &= \theta_0 + \frac{1}{2} h z + \frac{1}{4} (h/s) [1 - \exp\{-2s z\}] \\ \theta_b(z) &= \theta_0 + \frac{1}{2} h z - \frac{1}{4} (h/s) [1 - \exp\{-2s z\}] \end{aligned} \right\} (7)$$

前節①で設定した流量 $G_f = G_b = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ の妥当性を確認するために、式(7) にこの流量及び $\theta_0 = 380^\circ\text{C}$ を適用して、燃料上端における温度 $\theta_f(1)$ 及び $\theta_b(1)$ を計算し、これに基づいてエネルギー収支を評価する。式(7) の定数は

$$h = H / (G \rho c_p) = 608 / (2.7 \times 10^{-3} \times 860.6 \times 1.31) = 199.74 \text{ }^\circ\text{C}/\text{m}$$

$$s = 2\pi K / (G \rho c_p) = 2\pi \times 4.181 \times 10^{-3} / (2.7 \times 10^{-3} \times 860.6 \times 1.31) = 0.00863 \text{ m}^{-1}$$

であり、燃料上端での温度は下記のようになる。

$$\theta_f(1) = 380.0 + 99.87 + 99.01 = 578.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_b(1) = 380.0 + 99.87 - 99.01 = 380.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

上記の燃料上端での温度に基づいて評価した燃料チャネル及びバイパス流路経由で流出する熱量 Q_f 、 Q_b は次のようになる。

$$Q_f = G_f \rho c_p \Delta\theta_f = 2.7 \times 10^{-3} \times 860.6 \times 1.31 \times 198.9 = 605.44 \text{ kW}$$

$$Q_b = G_b \rho c_p \Delta\theta_b = 2.7 \times 10^{-3} \times 860.6 \times 1.31 \times 0.9 = 2.74 \text{ kW}$$

燃料で生じた 608 kW のうち、0.45% の熱がバイパス経路で流出し、燃料チャネルの燃料上端での温度はバイパス流が無い時よりも約 1°C 低下することになる。この温度低下は冷却材流量の微小な減少(0.45%) によって回復させ得るので、 $2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ を定格時の冷却材流量とする。

B. タイプ I (標準試験体ループ2) { 61 本ピン束、7.5 mm ϕ x 8.5 mm ピッチ }

冷却材流量の検討及び設定に対する前提条件を下記の通りとする。

冷却材 Na 入口温度 = 380°C

試験燃料上端部の冷却材 Na 温度 = 580°C (温度上昇 $\Delta\theta = 200^\circ\text{C}$)

燃料チャネルの冷却材流路面積 = $1.307.346 \text{ mm}^2$

周辺サブチャンネル流路面積	=	17.890 mm ²	} サブチャンネル 数 = 24
周辺サブチャンネル濡れぶち長さ	=	21.866 mm	
コーナ・サブチャンネル流路面積	=	5.531 mm ²	} サブチャンネル 数 = 6
コーナ・サブチャンネル濡れぶち長さ	=	9.940 mm	
強制バイパス流の冷却材流路面積	=	1340.55 mm ²	
外側バイパス流の冷却材流路面積	=	2427.50 mm ²	
バイパス流対燃料チャンネルの流量比	=	0.5 (内側バイパス) : 0.5 (外側バイパス) : 1 (燃料チャンネル)	
定格時線出力 (軸方向平均値)	=	320 W/cm (燃料全発熱量 = 1952 kW)	

1. 熱伝達率及び熱通過率

① 構造材とNa間の熱伝達率

バイパス側への熱流がゼロの状態における冷却材流量 (流速) を対象として熱伝達率を求める。この場合の燃料チャンネルの冷却材流量 G_f 及び流速 v_f は以下ようになる。

$$G_f = \text{全発熱量} / (\text{比熱} \cdot \text{密度} \cdot \text{温度上昇}) = 1952 / (1.31 \times 860.6 \times 200)$$

$$= 8.66 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_f = \text{流量} / \text{流路面積} = 6.62 \text{ m/s}$$

流量比は 0.5対0.5 対1であり、バイパス流の流速 v_{b1} と v_{b2} は以下の通り。

$$v_{b1} = \text{流量} / \text{流路面積} = 3.23 \text{ m/s}$$

$$v_{b2} = \text{流量} / \text{流路面積} = 1.78 \text{ m/s}$$

・燃料チャンネル側の熱伝達率

$$De = 4 \times (17.890 \times 24 + 5.531 \times 6) / (21.866 \times 24 + 9.94 \times 6) = 3.166 \text{ mm}$$

$$= 3.166 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 6.62 \times 3.166 \times 10^{-3} / 0.346 \times 10^{-6} = 60,570.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (60,570 \times 0.0052)^{0.8} = 7.492$$

$$\alpha_f = Nu \lambda / De = 7.492 \times 72.9 / 3.166 \times 10^{-3} = 172,500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

・内側バイパス壁の熱伝達率

$$De = 4 \times 1340.55 / (6 \times 41.794 + 6 \times 47.568) = 10.0 \text{ mm} = 10 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 3.23 \times 10.0 \times 10^{-3} / 0.346 \times 10^{-6} = 93,350.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (93,350 \times 0.0052)^{0.8} = 8.522$$

$$\alpha_{b1} = Nu \lambda / De = 8.522 \times 72.9 / 10.0 \times 10^{-3} = 62,130 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

・外側バイパス壁の熱伝達率

$$De = 4 \times 2427.5 / (6 \times 52.1870 + 110 \pi) = 14.741 \text{ mm} = 14.741 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 1.78 \times 14.741 \times 10^{-3} / 0.346 \times 10^{-6} = 75,840.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (75,840 \times 0.0052)^{0.8} = 7.983$$

$$\alpha_{b2} = Nu \lambda / De = 7.983 \times 72.9 / 14.741 \times 10^{-3} = 39,480 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

②等価熱通過率 K_1

燃料チャンネルとバイパスチャンネル間の等価熱通過率 K_1 は下記の式で与えられる。

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{\alpha_f r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_{sus}} + \frac{1}{\alpha_{b1} r_2} \quad (8)$$

ここで、 $\alpha_f = 172,500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$, $\alpha_{b1} = 62,130 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

$$r_1 = 7.1814 \times 10^{-2} \text{ m} , r_2 = 7.6016 \times 10^{-2} \text{ m} , \lambda_{sus} = 20.2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\therefore K_1 = 321.8 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$$

③等価熱通過率 K_2

内側と外側バイパスチャンネル間の等価熱通過率 K_2 は下記の式で与えられる。

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\alpha_{b1} r_3} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{\lambda_{sus}} + \frac{1}{\alpha_{b2} r_4} \quad (9)$$

ここで、 $\alpha_{b1} = 62,130 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$, $\alpha_{b2} = 39,480 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

$$r_3 = 8.6517 \times 10^{-2} \text{ m} , r_4 = 9.4918 \times 10^{-2} \text{ m} , \lambda_{sus} = 20.2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\therefore K_2 = 198.4 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$$

2. 冷却材流量と温度上昇量

バイパス流への熱伝達を考慮した燃料チャンネルの冷却材温度上昇を求める熱・質量収支計算式を以下に示す。なお、外側バイパス流の温度は一定(=入口温度)であると仮定する。

$$\left. \begin{aligned} G_f \rho c_p \frac{d\theta_f}{dz} &= H - 2\pi K_1(\theta_f - \theta_b) \\ G_b \rho c_p \frac{d\theta_b}{dz} &= 2\pi K_1(\theta_f - \theta_b) - 2\pi K_2(\theta_b - \theta_o) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式(10)の記号を変換し、整理すると、式(10)は下記の線形連立微分方程式となる。

$$\left. \begin{aligned} d\theta_f / dz &= h - s_1 (\theta_f - \theta_b) \\ d\theta_b / dz &= s_2 (\theta_f - \theta_b) - s_3 (\theta_b - \theta_o) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{ここで、} \quad h &= H / (G_r \rho C_p) & , \quad s_1 &= 2\pi K_1 / (G_r \rho C_p) \\ s_2 &= 2\pi K_1 / (G_b \rho C_p) & , \quad s_3 &= 2\pi K_2 / (G_b \rho C_p) \end{aligned}$$

初期条件を

$$\theta_r(0) = \theta_b(0) = \theta_0 \quad , \quad (d\theta_r/dz)_{z=0} = h - s_2[\theta_r(0) - \theta_b(0)] = h$$

とすると、式(b)の解は下記のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_r(z) &= \theta_0 + \frac{s_2 + s_3}{s_1 \cdot s_3} h + \frac{h}{\beta_1 - \beta_2} \left[1 + \beta_2 \frac{s_2 + s_3}{s_1 \cdot s_3} \right] \exp(\beta_1 z) \\ &\quad - \frac{h}{\beta_1 - \beta_2} \left[1 + \beta_1 \frac{s_2 + s_3}{s_1 \cdot s_3} \right] \exp(\beta_2 z) \\ \theta_b(z) &= \theta_0 + \frac{s_2 h}{s_1 \cdot s_3} + \frac{h (s_1 + \beta_1)}{s_1 (\beta_1 - \beta_2)} \left[1 + \beta_2 \frac{s_2 + s_3}{s_1 \cdot s_3} \right] \exp(\beta_1 z) \\ &\quad - \frac{h (s_1 + \beta_2)}{s_1 (\beta_1 - \beta_2)} \left[1 + \beta_1 \frac{s_2 + s_3}{s_1 \cdot s_3} \right] \exp(\beta_2 z) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ここで、 β_1 、 β_2 は2次式 $\beta^2 + (s_1 + s_2 + s_3)\beta + s_1 s_3 = 0$ の根である。

$$\beta = \frac{1}{2} \{ -(s_1 + s_2 + s_3) \pm \sqrt{(s_1 + s_2 + s_3)^2 - 4 s_1 s_3} \} \quad (13)$$

① 燃料チャネルNa温度が燃料上端において580℃となる流量

$H = 1952 \text{ kW}$ 及び $G_b = \frac{1}{2} G_r$ として、流量をパラメータとした式(12)、式(13)の数値計算を行って、燃料チャネルのNa温度が燃料上端において580℃となる流量を求める。

以下に示すパラメータ計算結果に基づいて、 $0.0078 \text{ m}^3/\text{s}$ を冷却材流量 G_r として設定する。

G_r (m^3/s)	0.0072	0.0074	0.0076	<u>0.0078</u>	0.0080
$\theta_r(1)$ ($^{\circ}\text{C}$)	586.5	591.2	586.1	581.2	576.6
$\theta_{b1}(1)$ ($^{\circ}\text{C}$)	423.2	421.2	419.4	417.7	416.0
$\theta_{b2}(1)$ *) ($^{\circ}\text{C}$)	384.8	384.4	384.1	383.8	383.6

*) エネルギー収支に基づいて算出

② 閉塞状態での温度上昇

24 サチャネルの閉塞によって冷却材流量の配分が下記のように変わった場合の燃料上端における冷却材温度を式(12)、式(13)を解いて求める。

燃料チャネル流: $468 \text{ l}/\text{min} \rightarrow 392 \text{ l}/\text{min}$, バイパス流: $234 \text{ l}/\text{min} \rightarrow 234 \text{ l}/\text{min}$

計算結果は $\theta_r(1) = 615.8^{\circ}\text{C}$, $\theta_{b1}(1) = 424.2^{\circ}\text{C}$ 及び $\theta_{b2}(1) = 384.7^{\circ}\text{C}$

となり、無閉塞状態に対して燃料チャネルの出口温度は約35℃高くなる。

C. タイプV (定常保持型プール試験体)

沸騰プール (～3600 K=～3327℃) 維持状態を対象として検討を行う。検討の前提条件は下記の通りとする。なお、熔融プールとるつぼ内壁間の熱抵抗はゼロ (熱伝達率=∞) として検討を行う。

るつぼ構造	ThO ₂ 層	: 100 ^{ID} ~ 104 ^{OD}	, 熱伝導率 ^{*)} = 1.88 W/m·℃ (at 2500K)
	W 層	: 104 ^{ID} ~ 114 ^{OD}	, 熱伝導率 ^{*)} = 98.2 W/m·℃ (at 2500K)
	ZrO ₂ 層	: 114 ^{ID} ~ 134 ^{OD}	, 熱伝導率 ^{*)} = 2.27 W/m·℃ (at 1500K)
	SUS 容器	: 134 ^{ID} ~ 144 ^{OD}	

るつぼ長さ	= 1000 mm
沸騰プール発熱量 ^{*)}	= 240 kW
冷却材Na入口温度	= 380 ℃
試験部通過後の冷却材Na温度	= 580 ℃ 以下
冷却材流路面積	= 2340.5 mm ²
バイパス流路面積	= 3129.0 mm ²
冷却材流量 ^{**)}	= 2.0 x 10 ⁻³ m ³ /s
バイパス流量 ^{**)}	= 2.0 x 10 ⁻³ m ³ /s

^{*)} 伝熱長をるつぼ長1mとし、熔融プール温度3327℃、Na温度 380℃とした場合の熱通過量から評価した発熱量 191 kW、及び熔融プール体積 x 0.1 P₀ に対応する発熱量 235.6 kW に基づいて設定。 [1 P₀ = 1000 W/cm² (fuel + steel)]

^{**)} 発熱量及び標準試験体の冷却材流量を勘案して設定。

1. 熱伝達率及び熱通過率

① 構造材とNa間の熱伝達率

・冷却材流路の熱伝達率

$$\text{流速 } v = \text{流量} / \text{流路面積} = 0.855 \text{ m/s}$$

$$De = d_o - d_i = 154 - 144 = 10 \text{ mm} = 1 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$Re = 1 \times 10^{-2} \times 0.855 / 0.346 \times 10^{-6} = 24,700.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (24,700 \times 0.0052)^{0.8} = 6.216$$

$$\alpha_1 = Nu \lambda / De = 6.216 \times 72.9 / 1 \times 10^{-2} = 45,320 \text{ W/m}^2 \cdot \text{℃}$$

・バイパス流路の熱伝達率

$$\text{流速 } v = \text{流量} / \text{流路面積} = 0.639 \text{ m/s}$$

$$De = d_o - d_i = 172 - 160 = 12 \text{ mm} = 1.2 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$Re = 1.2 \times 10^{-2} \times 0.639 / 0.346 \times 10^{-6} = 21,060.0$$

$$Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8} = 5 + 0.025 \times (21,060 \times 0.0052)^{0.8} = 6.070$$

$$\alpha_2 = Nu \lambda / De = 6.070 \times 72.9 / 1.2 \times 10^{-2} = 36,880 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

②等価熱通過率 K_1

熔融プールと冷却Na間の等価熱通過率 K_1 は下記の式で与えられる。

$$\frac{1}{K_1} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_{\text{ThO}_2}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{\lambda_w} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{\lambda_{\text{ZrO}_2}} + \frac{\ln(r_5/r_4)}{\lambda_{\text{SUS}}} + \frac{1}{\alpha_1 r_5} \quad (14)$$

$$\text{ここで、 } \alpha_1 = 45,320 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \quad , \quad r_1 = 5.0 \times 10^{-2} \text{ m} \quad , \quad r_2 = 5.2 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$r_3 = 5.7 \times 10^{-2} \text{ m} \quad , \quad r_4 = 6.7 \times 10^{-2} \text{ m} \quad , \quad r_5 = 7.2 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\therefore K_1 = 10.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

③等価熱通過率 K_2

冷却NaとバイパスNa間の等価熱通過率 K_2 は下記の式で与えられる。

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\alpha_1 r_6} + \frac{\ln(r_7/r_6)}{\lambda_{\text{SUS}}} + \frac{1}{\alpha_2 r_7} \quad (14)$$

$$\text{ここで、 } \alpha_1 = 45,320 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \quad , \quad \alpha_2 = 36,880 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$r_6 = 7.7 \times 10^{-2} \text{ m} \quad , \quad r_7 = 8.0 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\therefore K_2 = 3170.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

2. 温度上昇量

仕切管の温度が一定(=入口温度)であると仮定すると、バイパス流への熱伝達を考慮した冷却チャンネルNaの温度上昇を求める熱・質量収支計算式は式(10)と同形となる。

$G_z = G_b = G$ として、計算式(10)の記号を

$$h = H / (G \rho c_p) \quad , \quad s_1 = 2 \pi K_1 / G \rho c_p \quad , \quad s_2 = 2 \pi K_2 / G \rho c_p$$

のように変換し、整理すると、式(10)は下記の線形連立微分方程式となる。

$$\left. \begin{aligned} d\theta_z / dz &= h - s_1(\theta_z - \theta_b) \\ d\theta_b / dz &= s_1(\theta_z - \theta_b) - s_2(\theta_b - \theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

初期条件

$$\theta_z(0) = \theta_b(0) = \theta_0 \quad , \quad (d\theta_z / dz)_{z=0} = h - s_1[\theta_z(0) - \theta_b(0)] = h$$

を満たす、式(15)の解は下記のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_r(z) &= a \exp(-\beta_1 z) + b \exp(-\beta_2 z) + \theta_0 + (s_1 + s_2) h / (s_1 s_2) \\ \theta_b(z) &= c \exp(-\beta_1 z) + d \exp(-\beta_2 z) + \theta_0 + h / s_2 \end{aligned} \right\} (16)$$

ここで、

$$a = \frac{h}{\beta_2 - \beta_1} \left[1 - \beta_2 \frac{s_1 + s_2}{s_1 s_2} \right], \quad c = a (1 - \beta_1 / s_1)$$

$$b = \frac{h}{\beta_2 - \beta_1} \left[\beta_1 \frac{s_1 + s_2}{s_1 s_2} - 1 \right], \quad d = b (1 - \beta_2 / s_1)$$

$$\beta_1 = (s_1 + \frac{1}{2}s_2) - \sqrt{[s_1^2 + (s_2/2)^2]}$$

$$\beta_2 = (s_1 + \frac{1}{2}s_2) + \sqrt{[s_1^2 + (s_2/2)^2]}$$

・試験部出口における冷却材温度

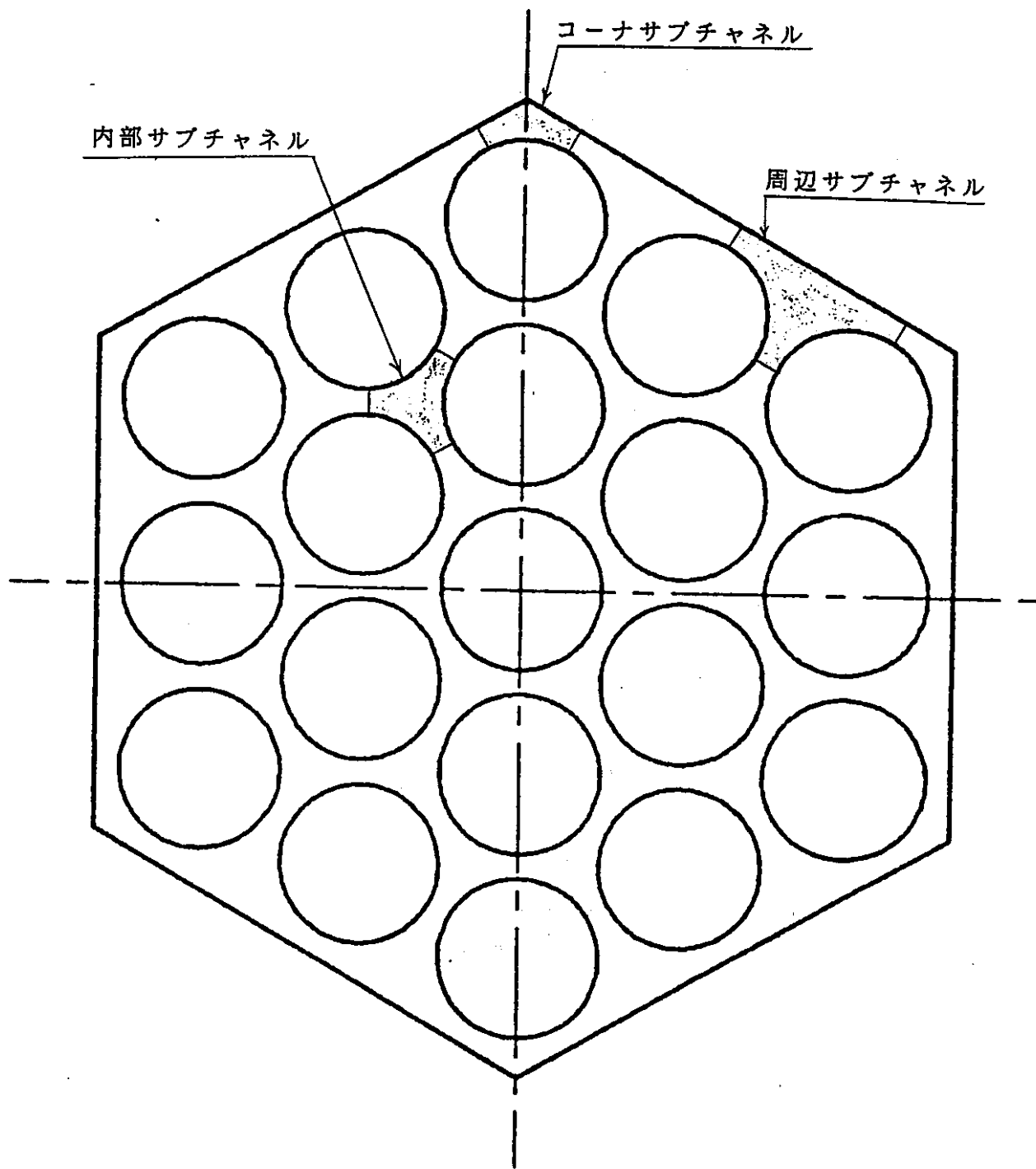
冷却材入口温度 380℃として式(16)の数値計算を行うと、冷却チャンネルとバイパスチャンネルのNa出口温度 $\theta_r(1)$ 、 $\theta_b(1)$ は下記のようになる

$$\theta_r(1) = 447.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta_b(1) = 386.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

参考文献

1. 新版機械工学便覧出版分科会, 機械工学便覧, 日本機械学会, 東京, pp.A6-162 ~182 (1987)
2. 伝熱工学資料出版分科会, 伝熱工学資料; 4版, 日本機械学会, 東京 (1986)
3. 動燃大洗工学センター SERAPH 計画技術検討グループ, PNC TN9410 94-153, FBR 安全性炉内試験計画 (SERAPH計画) の検討, (1995)



付図1 Na流路のサブチャネル指定法

(添付-2) ^{235}U の核分裂過程と放出エネルギー

^{235}U の核分裂過程及び各過程において放出されるエネルギーは下記の通りである¹⁾。

- | | | | |
|----------------|--------------------|--------------------------------|-------------|
| ① 中性子入射 | | | |
| ② 複合核形成 | | } $\sim 10^{-14}$ s (複合核の平均寿命) | |
| ③ 励起エネルギーによる変形 | | | |
| ④ クーロン力による反発 | → 168 MeV | } $\sim 10^{-17}$ s | |
| ⑤ 即発中性子放出 | → 5 MeV | | |
| ⑥ 即発ガンマ線放出 | → 7 MeV | } $\sim 10^{-14}$ s | |
| ⑦ 核分裂生成物の崩壊 | β 線 → 8 MeV | | |
| | γ 線 → 7 MeV | | |
| | neutrino → 12 MeV | | (発熱には寄与しない) |

核分裂で放出される全エネルギーは 207MeV であるが、neutrinoのエネルギー(12 MeV)は発熱に寄与しないので発熱エネルギーは 195MeV である。

平均自由行程の短い粒子に伴う発熱エネルギー176 MeV(核分裂片④及び β 線)が核燃料の発熱に寄与し、残余の発熱エネルギー 19 MeV(中性子及び γ 線)が構造材の加熱に寄与するものとする、核燃料発熱量に対するガンマ加熱(含む、 $n \rightarrow \gamma$ 反応)の比率は約10% (=19/176)となる。

参考文献

1. 改訂4版金属便覧編集委員会, 金属便覧; 4版, 日本金属学会, 東京(1982)

(添付-3) 内蔵熱交換器の基本設計

シェル&チューブ型とし、胴側に冷却媒体を流す。下記の定格時状態を対象として検討する。

試験体	熱容量	1次側流量	1次側入口温度
標準試験体ループ1 (19本ビ束)	682 kW	324 ℓ/min	480 °C
標準試験体ループ2 (61本ビ束)	2187 kW	936 ℓ/min	491 °C
定常保持型プール試験体	274 kW	240 ℓ/min	417 °C

① 伝熱管の本数設定

伝熱管及び配列とピッチとしては、下記のものを選択する。

伝熱管 : 外径 19.0 mm、内径 16.6 mm (肉厚 1.2 mm)

配列 : 三角配列、ピッチ 24.0 mm (外径 x 1.25 に基づく)

中央部4層を除いた伝熱管配列とすると、選択可能な伝熱管の本数は、下記の層数-本数関係によると、24、54、90、132、・・・のいずれかである。

層数 =	1	2	3	4	5	6	7	8	
本数 {	= 1	7	19	37	61	91	127	169	(三角配列束)
	= -	-	-	-	24	54	90	132	(中央4層を除く)

圧損を少なくして電磁ポンプの負荷を低減するために、管内流速の上限を約 0.6 m/sとして伝熱管本数を選択する。

伝熱管本数 (本)	: 24	(30)	54	90	132	
19本ビ束の流速 (m/s)	: 1.040	--	<u>0.4621</u>	0.2772	0.1890	→ 54本
61本ビ束の流速 (m/s)	: 3.003	--	1.3348	0.8009	<u>0.5461</u>	→ 132本
プール試験体の流速 (m/s)	: 0.7701	<u>0.616</u>	0.3423	0.2054	0.1400	→ 30本

② 冷却媒体側の条件設定

冷却媒体は液体Naとする。液体Naの流量は

$$d\theta = 160 \text{ °C} \quad (\text{入口温度} = 220 \text{ °C} / \text{出口温度} = 380 \text{ °C})$$

$$c_p = 1.31 \text{ kJ/kg} \cdot \text{°C}, \quad \rho = 860.6 \text{ kg/m}^3$$

とすると、下記のようなになる。

試験体	流量 (ℓ/min)	平行流流速*)
標準試験体ループ1 (19本ビ束)	226.9	0.3330 m/s
標準試験体ループ2 (61本ビ束)	727.5	0.4368 m/s
定常保持型プール試験体	91.1	0.2407 m/s

*) 各管の冷却流路面積 ($\sqrt{3/4} P^2 - 1/4 \pi d_o^2 = 2.103 \text{ cm}^2$) は同じとして算定

③ 平均温度及び物性値

1次（管側）Na及び2次（胴側）Naの平均温度と対応する物性値のまとめを下記に示す。

標準試験体ループ1（19本束）

	平均温度 (T _i /T _o)	P _r	λ (W/m·K)	ν (m ² /s)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kg·K)
管側	424°C (480/368)	0.0048	70.8	3.183 E-7	850.1	1.30
胴側	300°C (220/380)	0.0060	76.6	4.063 E-7	879.6	1.31

標準試験体ループ2（61本束）

	平均温度 (T _i /T _o)	P _r	λ (W/m·K)	ν (m ² /s)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kg·K)
管側	429°C (491/367)	0.0048	70.6	3.154 E-7	848.9	1.30
胴側	300°C (220/380)	0.0060	76.6	4.063 E-7	879.6	1.31

定常保持型プール試験体

	平均温度 (T _i /T _o)	P _r	λ (W/m·K)	ν (m ² /s)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kg·K)
管側	395°C (417/373)	0.00506	72.2	3.362 E-7	857.0	1.31
胴側	300°C (220/380)	0.0060	76.6	4.063 E-7	879.6	1.31

④ 熱通過率K_o及び伝熱面積

管内流熱伝達には Subbotin の式を適用し、管外流（胴側）熱伝達には Graeber-Rieger の式を適用する。なお、伝熱管の平均温度は管側Na平均温度と胴側Na平均温度の中間値とする。

1) 標準試験体ループ1（19本束）〔伝熱管本数=54、管平均温度=362°C〕

	流速 m/s	De (m)	Re	Pe	Nu	α (W/m ² ·K)
管側	0.4621	1.66 x10 ⁻²	24,100	115.7	6.12	26,100
胴側	0.2343	1.44 x10 ⁻²	8,300	49.8	8.76	46,600

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_o} &= \frac{d_o}{d_i \alpha_i} + \frac{d_o}{2 \lambda_{tube}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_o} \\ &= \frac{19.0}{16.6 \times 26100} + \frac{19.0 \times 10^{-3}}{2 \times 19.92} \cdot \ln \frac{19.0}{16.6} + \frac{1}{46600} \\ &= 0.000043853 + 0.000064399 + 0.000021459 = 0.00012971 \end{aligned}$$

$$\therefore K_o = 7,710.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

熱交換器出入口における温度差は

$$\Delta T_a = 480 - 368 = 112^\circ\text{C} \quad , \quad \Delta T_b = 380 - 220 = 160^\circ\text{C}$$

であり、対数平均温度差は次のようになる。

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b) = 134.6^\circ\text{C}$$

故に、必要伝熱面積Aは

$$\begin{aligned} A_o &= Q / (K_o \Delta T_{lm}) = 682 \text{ kW} / (7,710.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \times 134.6^\circ\text{C}) \\ &= 0.657 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

上記の伝熱面積を確保するための有効伝熱管長さ ℓ は下記のようになる。

$$\begin{aligned} \ell &= A_o / (N \cdot \pi \cdot d_o) = 6.572 \times 10^5 / (54 \times \pi \times 19.0) \\ &= 203.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) 標準試験体ループ2 (61本ビ束) [伝熱管本数=132, 管平均温度=365°C]

	流速 m/s	De (m)	Re	Pe	Nu	α (W/m ² ·K)
管側	0.5461	1.66 x10 ⁻²	28,740	138.0	6.29	26,750
胴側	0.3074	1.44 x10 ⁻²	10,890	65.3	8.91	47,400

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_o} &= \frac{d_o}{d_i \alpha_i} + \frac{d_o}{2 \lambda_{tube}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_o} \\ &= \frac{19.0}{16.6 \times 26750} + \frac{19.0 \times 10^{-3}}{2 \times 19.96} \cdot \ln \frac{19.0}{16.6} + \frac{1}{47400} \\ &= 0.000042787 + 0.000064270 + 0.000021097 = 0.000128154 \end{aligned}$$

$$\therefore K_o = 7,800.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

熱交換器出入口における温度差は

$$\Delta T_a = 491 - 367 = 124^\circ\text{C} \quad , \quad \Delta T_b = 380 - 220 = 160^\circ\text{C}$$

であり、対数平均温度差は次のようになる。

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b) = 141.2^\circ\text{C}$$

故に、必要伝熱面積Aは

$$\begin{aligned} A_o &= Q / (K_o \Delta T_{lm}) = 2187 \text{ kW} / (7,800.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \times 141.2^\circ\text{C}) \\ &= 1.986 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

上記の伝熱面積を確保するための有効伝熱管長さ ℓ は下記のようになる。

$$\begin{aligned} \ell &= A_o / (N \cdot \pi \cdot d_o) = 1.986 \times 10^6 / (132 \times \pi \times 19.0) \\ &= 252.0 \text{ mm} \end{aligned}$$

3) 定常保持型プール試験体

[伝熱管本数=30, 管平均温度=348℃]

	流速 m/s	De (m)	Re	Pe	Nu	α (W/m ² ·K)
管側	0.616	1.66 x10 ⁻²	30,420	153.9	6.41	27,860
胴側	0.16954	1.44 x10 ⁻²	6,010	36.1	8.61	45,800

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_o} &= \frac{d_o}{d_i \alpha_i} + \frac{d_o}{2 \lambda_{tube}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_o} \\ &= \frac{19.0}{16.6 \times 27860} + \frac{19.0 \times 10^{-3}}{2 \times 19.27} \cdot \ln \frac{19.0}{16.6} + \frac{1}{45800} \\ &= 0.000041083 + 0.000066572 + 0.000021834 = 0.000129489 \end{aligned}$$

$$\therefore K_o = 7,723.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

熱交換器出入口における温度差は

$$\Delta T_a = 417 - 373 = 44^\circ\text{C}, \quad \Delta T_b = 380 - 220 = 160^\circ\text{C}$$

であり、対数平均温度差は次のようになる。

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b) = 89.85^\circ\text{C}$$

故に、必要伝熱面積Aは

$$\begin{aligned} A_o &= Q / (K_o \Delta T_{lm}) = 274 \text{ kW} / (7,723.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \times 89.85^\circ\text{C}) \\ &= 0.395 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

上記の伝熱面積を確保するための有効伝熱管長さ l は下記のようになる。

$$\begin{aligned} l &= A_o / (N \cdot \pi \cdot d_o) = 3.948 \times 10^5 / (30 \times \pi \times 19.0) \\ &= 220.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

(添付 - 4) 等価熱通過率の設定法

非定常温度計算コードTRUMPによる解析には2次元R-Z座標を用いる。燃料束、六角管、及び熱交換器以外の部分は同心円状の環状構造となっており、これらの部分は実形状・寸法を適用してモデル化を行う。

燃料束、六角管、及び熱交換器を同心円状の環状構造にモデル化する方法及び各構造部分間の等価熱通過率の設定法を記述する。モデル化における留意事項を下記に示す。

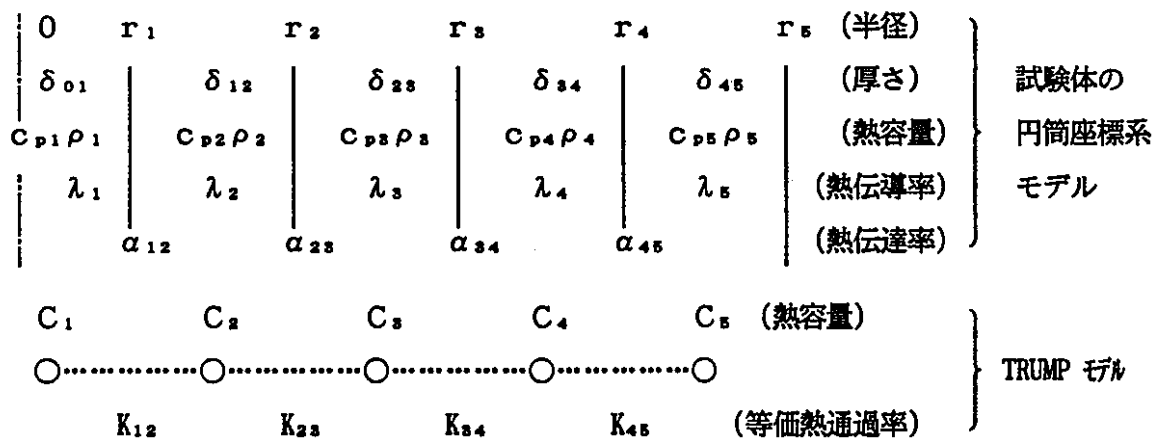
- ① 非定常熱計算においては熱容量の効果が影響するので、試験体各部の体積（断面積）が同一になるようにする。
- ② 計算モデルの等価熱通過率は、試験体と計算モデルの熱的対応性を維持するために、試験体部分に対応する部材（離散化集中質量）間の温度差及び熱流量を再現し得るように定める。

1. 計算モデルの等価熱通過率 $K_{i-1,i}$

同心円状の環状構造部を対象とした等価熱通過率の考え方について記述する。

1.1 半径方向の伝熱経路

各領域単位長さ当りの熱容量を $C_i (=c_{p,i} \rho_i V_i)$ としたTRUMPの円筒座標系モデルと試験体の円筒座標系モデルとの対応関係を下図に示す。



熱伝達率 $\alpha_{i-1,i}$ は試験体の状態と条件に基づいて設定するものとする。

なお、各領域の熱容量は試験体の対応する領域の熱容量と同じになるようにモデル化を行う。即ち、各領域の単位長さ当り体積が試験体の対応する領域の単位長さ当りの体積と同じになるようにする。

1.2 等価熱通過率 $K_{i, i+1}$ の評価式

TRUMPモデルは領域 i の温度を一つの代表温度 T_i で表示するものであり、この代表温度 T_i を試験体の対応する領域 i の中央 $[= \frac{1}{2}(r_{i-1} + r_i)]$ の温度であるとする、モデルの等価熱通過率 $K_{i, i+1}$ の評価式は下記のようになる。

$$\frac{1}{K_{i, i+1}} = \frac{\delta_{i-1, i}}{2 \lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{i, i+1}} + \frac{\delta_{i, i+1}}{2 \lambda_{i+1}} \quad (1)$$

2. 環状構造へのモデル化

2.1 燃料束

㊦ 形状及び寸法

燃料（中心）-被覆管-Naからなる同心円状の環状構造にモデル化する。各領域の半径は留意事項①に基づいて設定する。なお、被覆管対応部にはスペーサワイヤの断面積を追加する。

㊧ 燃料-被覆管-Na間の等価熱通過率

代表的な高速炉燃料の定格時温度分布（安成弘「高速増殖炉」68頁）は軸方向中央で

$$\begin{aligned} \text{Na温度} &= 490^\circ\text{C} & , & & \text{被覆管温度} &= 540^\circ\text{C} \\ \text{燃料表面温度 } \theta_o &= 800^\circ\text{C} & , & & \text{燃料中心温度 } \theta_i &= 2100^\circ\text{C} \end{aligned}$$

となっており、この状態を再現するように等価熱通過率を定める。

熱伝導率が一定の均一発熱円筒の温度分布は

$$\theta(r) = \theta_i - (\theta_i - \theta_o) (r/r_o)^2 \quad (2)$$

であり、この円筒の平均温度 θ_{avg} は

$$\theta_{avg} = \frac{1}{\pi r_o^2} \int \theta(r) 2\pi r dr = \frac{1}{2} (\theta_i + \theta_o) \quad (3)$$

となる。故に、計算モデルにおいて再現すべき定格時状態は次のようになる。

$$\text{再現すべき定格時状態} \left\{ \begin{array}{ccc} \text{fuel} & \text{clad} & \text{Na} \\ \text{○} \cdots \cdots \cdots \text{○} \cdots \cdots \cdots \text{○} \\ 1450^\circ\text{C} & 540^\circ\text{C} & 490^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

即ち、境界面における接触コンダクタンス α_{rc} 及び熱伝達率 α_{Na} は次の式により評価する。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{rc} &= \text{境界における熱流束} / (\text{燃料平均温度} - \text{被覆管温度}) \\ \alpha_{Na} &= \text{境界における熱流束} / (\text{被覆管温度} - \text{Na温度}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

なお、式(4)による α_{rc} 、 α_{Na} には領域内の熱伝導効果も含まれたものとなっている。

◎ 計算例

● 19 本ピン束燃料のモデル形状・寸法及び燃料-被覆管-Na間の等価熱通過率

実機燃料の状態 { 被覆管：外径 = 8.5 mm，内径 = 7.6 mm，厚さ = 0.45 mm
 定格時線出力 = 400 W/cm (軸方向中央)

・モデルの形状・寸法 (留意事項①、②に基づいて設定、被覆管にはスペーサワイヤを含む)

燃料 : 直径 = 33.128 mm の円柱

被覆管 : 内径 = 33.128 mm、外径 = 37.466 mm の円筒 (厚さ = 2.169 mm)

Na : 内径 = 37.466 mm、外径 = 47.246 mm の円筒 (厚さ = 4.890 mm)

・燃料-被覆管間の等価熱通過率 K_{rc}

$$\text{燃料表面の熱流束 } q_{rc} = 19 \times 400 / (3.3128\pi) = 730.2 \text{ W/cm}^2$$

$$K_{rc} = q_{rc} / (\theta_{avg} - \theta_{clad}) = 730.2 / (1450 - 540) \\ = 0.8024 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 8.024 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

・被覆管-Na間の等価熱通過率 K_{Na}

$$\text{被覆管表面の熱流束 } q_{Na} = 19 \times 400 / (3.7466\pi) = 645.7 \text{ W/cm}^2$$

$$K_{Na} = q_{Na} / (\theta_{clad} - \theta_{Na}) = 645.7 / (540 - 490) \\ = 12.91 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 1.291 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

● 61 本ピン束燃料のモデル形状・寸法及び燃料-被覆管-Na間の等価熱通過率

実機燃料の状態 { 被覆管：外径 = 7.5 mm，内径 = 6.6 mm，厚さ = 0.45 mm
 定格時線出力 = 400 W/cm (軸方向中央)

・モデルの形状・寸法 (留意事項①、②に基づいて設定、被覆管にはスペーサワイヤを含む)

燃料 : 直径 = 51.548 mm の円柱

被覆管 : 内径 = 51.548 mm、外径 = 59.095 mm の円筒 (厚さ = 3.774 mm)

Na : 内径 = 59.095 mm、外径 = 71.811 mm の円筒 (厚さ = 6.358 mm)

・燃料-被覆管間の等価熱通過率 K_{rc}

$$\text{燃料表面の熱流束 } q_{rc} = 61 \times 400 / (5.1548\pi) = 1506.7 \text{ W/cm}^2$$

$$K_{rc} = q_{rc} / (\theta_{avg} - \theta_{clad}) = 1506.7 / (1450 - 540) \\ = 1.6557 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 1.656 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

・被覆管-Na間の等価熱通過率 K_{Na}

$$\text{被覆管表面の熱流束 } q_{Na} = 61 \times 400 / (5.9095\pi) = 1314.3 \text{ W/cm}^2$$

$$K_{Na} = q_{Na} / (\theta_{clad} - \theta_{Na}) = 1314.3 / (540 - 490) \\ = 26.29 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 2.629 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

④ Na沸騰中の被覆管-Na間の等価熱通過率

Na沸騰中の19本ピン束試験燃料における被覆管-Na間の等価熱通過率を検討する。なお、Naのプール核沸騰熱伝達に対して、下記の実験式（日本機械学会編「沸騰熱伝達と冷却」、日本工業出版、平成元年）を適用する。

$$\alpha = 3.7 q^{2/3} (SP)^{0.1} \quad , \quad 30 < SP < 152 \text{ k Pa} \quad (5)$$

ここで、 α : 熱伝達率 ($\text{W/m}^2\text{K}$) , q : 熱流束 (W/m^2) , SP : 系圧力 (k Pa)

試験体（19本ピン束）燃料の被覆管-Na間の等価熱通過率を計算し、この計算値に基づいて計算モデルの等価熱通過率を評価する。

・試験体の燃料における等価熱通過率

系圧力 $SP = 100 \text{ k Pa}$ 及び熱流束 $q = 1 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ として、沸騰熱伝達率を求めると

$$\alpha = 5.86 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

となる。被覆管の外径及び厚さは $8.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ 及び $0.45 \times 10^{-3} \text{ m}$ であり、等価熱通過率 K^* は以下のようなになる。

$$1/K^* = 4.25 \times 10^{-3} \ln(4.25/4.025)/20.2 + 1/58600 = 0.2851 \times 10^{-4}$$

$$K^* = 35000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

・計算モデルの等価熱通過率

計算モデル化した被覆管（外径 = $37.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ ）の表面積に対する試験体燃料束の被覆管表面積の比は 4.3 (= $19 \times 8.5 / 37.5$) であり、計算モデルの等価熱通過率 K は

$$K = 4.3 \times K^* = 150,000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

となる。

上記の計算で求めたNa沸騰中の被覆管-Na間の等価熱通過率 $K (=150,000 \text{ W/m}^2\text{K})$ は本文の表3-3に記した強制対流熱伝達率と同程度であるが、スパーサワイヤの効果を含んでいない点及びその他の不確定要素を勘案して、Na沸騰中の等価熱通過率としては本文の表3-3 (2/2) の $102,700 \text{ W/m}^2\text{K}$ を採用する。

2.2 六角管

「六角管内の面積=円筒管内の面積」及び「六角管の管部断面積=円筒管の管部断面積」の2条件を満たす、円筒管で六角管をモデル化する。

平行部間内寸法 s_1 , 平行部間外寸法 s_0 , 壁厚 t の六角管を上記の条件を満たす内径 R_1 , 外径 R_0 の円筒管でモデル化した場合の円筒の壁厚 T 及び周長の対応状況を次表に示す。

	六角管	円筒管
内法	s_i (平行部間内寸法)	$R_i = [3^{1/4}/(2\pi)^{1/2}] \cdot s_i = 0.52504 s_i$
外法	s_o (平行部間外寸法)	$R_o = [3^{1/4}/(2\pi)^{1/2}] \cdot s_o = 0.52504 s_o$
壁厚	t	$T = 2[3^{1/4}/(2\pi)^{1/2}] t = 1.05007 t$
内面周長	$2 \cdot 3^{1/2} s_i = 3.4641 s_i$	$3^{1/4} \cdot (2\pi)^{1/2} \cdot s_i = 3.29891 s_i$
外面周長	$2 \cdot 3^{1/2} s_o = 3.4641 s_o$	$3^{1/4} \cdot (2\pi)^{1/2} \cdot s_o = 3.29891 s_o$

上記の対応状況が示すように、六角管を円筒管でモデル化すると、壁厚は 1.05 倍となり、周長は約 0.95 倍となる。Na の半径方向温度分布は平坦であり、Na 域の代表温度はバルク温度となるので、Na-六角管間及び六角管-Na 間の等価熱通過率は、式(1) に対して上述の倍率に基づいて面積及び壁厚さの修正を施した次の式で算定する。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{K_{Na, WT}} &= \frac{0.95}{\alpha_{Na, WT}} + \frac{0.95 T}{2 \times 1.05 \times \lambda_{WT}} \\ \frac{1}{K_{WT, Na}} &= \frac{0.95 T}{2 \times 1.05 \times \lambda_{WT}} + \frac{0.95}{\alpha_{WT, Na}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2.3 熱交換器

熱交換器の伝熱管群は、伝熱管と同一の壁厚と有効伝熱長を有し、伝熱管群と同じ伝熱面積を有する 1 本の円筒でモデル化する。この円筒の片側に試験体の Na が流れ、反対側に冷却媒体 (Na) が流れる構造で熱交換器をモデル化する。

なお、円筒両側の Na 流路面積は試験体中の流速を再現するように定め、伝熱管をモデル化した円筒と反対側の Na 境界は断熱壁でモデル化する。

試験体側 Na-伝熱管間及び伝熱管-冷却媒体 (Na) 間の等価熱通過率は式(1) に準じて下記の式で算定する。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{K_{Na, tube}} &= \frac{1}{\alpha_{Na, tube}} + \frac{\text{管壁厚さ}}{2 \lambda_{tube}} \\ \frac{1}{K_{tube, Na}} &= \frac{\text{管壁厚さ}}{2 \lambda_{tube}} + \frac{1}{\alpha_{tube, Na}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

3. Ar ガス層の熱通過率

標準試験体ループ 1 (19 本ピン束) の六角管と内管の間隙には Ar ガスが封入されている。六角管と内管の間隙の熱伝達は Ar ガス中の熱伝導及び放射伝熱によるものとして、両者間の等価熱通過率を定める。なお、Ar ガスは放射伝熱に対して透明な物体とする。

4. 定常保持型プール試験体るつぼのモデル化及び断熱層の比熱と密度

るつぼは $\text{ThO}_2 - \text{W} - \text{ZrO}_2 - \text{SUS}$ の4層構造となっており、これを $(\text{ThO}_2 - \text{W} - \text{ZrO}_2)$ 断熱層と SUS容器から成る2重構造るつぼとしてモデル化する。なお、伝熱に寄与するのは長さ 1 m の円筒面とする。

●多重断熱層の等価熱伝導率

$\text{ThO}_2 - \text{W} - \text{ZrO}_2$ 多重層の等価熱伝導率 λ^* は、熔融燃料温度が 3327°C (沸騰プール状態) で Na 温度が 380°C の時に、熱通過量が 240 kW となるように定める。この場合の熔融燃料-Na間の等価熱通過率 K^* は

$$K^* = 240 \times 10^3 / [2\pi \times (3327 - 380)] = 12.96 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

である。他方、等価熱通過率 K^* ($= 12.96 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) と多重断熱層の等価熱伝導率 λ^* に対する条件は

$$\frac{1}{K^*} = \frac{\ln(67/50)}{\lambda^*} + \frac{\ln(72/67)}{20.7} + \frac{1}{4.532 \times 10^4 \times 72 \times 10^{-8}}$$

である。この条件から、下記に示す多重断熱層の等価熱伝導率 λ^* が得られる。

$$\lambda^* = \ln(67/50) / 0.073369 = 3.99 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

●計算モデルの等価熱通過率

(燃料-断熱層)

$$\frac{1}{K} = \frac{50 \times 10^{-8} \ln(58.5/50)}{3.99} = 19.675 \times 10^{-4}$$

$$\therefore K = 508.3 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

(断熱層-SUS容器)

$$\frac{1}{K} = \frac{67 \times 10^{-8} \ln(67/58.5)}{3.99} + \frac{67 \times 10^{-8} \ln(69.5/67)}{20.7}$$

$$= 23.967 \times 10^{-4}$$

$$\therefore K = 417.2 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

●断熱層の密度及び比熱

断熱層の密度及び比熱は断熱層構成材料の特性値と対応する体積比の積を加算したものと設定する。断熱層構成材料の密度と比熱を以下に示す。

ThO_2 : 密度 = 9.240 kg/m^3 , 比熱 = $0.322 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

W : 密度 = 19.000 kg/m^3 , 比熱 = $0.155 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

ZrO_2 : 密度 = 3.600 kg/m^3 , 比熱 = $1.0 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

るつぼの長さを 100 cm とした各層の体積及び体積比は以下の通りであり、

$$V_{\text{ThO}_2} = 13.069 \text{ cm}^3 \quad \rightarrow \quad \text{ThO}_2 \text{ の体積比} = 0.20915$$

$$V_{\text{W}} = 10.462 \text{ cm}^3 \quad \rightarrow \quad \text{W の体積比} = 0.16743$$

$$V_{\text{ZrO}_2} = 38.956 \text{ cm}^3 \quad \rightarrow \quad \text{ZrO}_2 \text{ の体積比} = 0.62343$$

断熱層の密度 = 7395 kg/m³

断熱層の比熱 = 0.717 kJ/kg°C

となる。

●燃料 (UO₂ + steel) の密度及び比熱

燃料はるつぼ内 (内容積 = 7.854 × 10⁻⁸ m³) に均一に分布しているものとして、燃料の密度及び比熱を設定する。なお、予備パルスによる溶融プール形成時の比熱には融解潜熱を加味して設定する。

燃料装填量は 21 kg (UO₂ = 14 kg, SUS = 7 kg) であり、燃料の平均密度は

$$\rho = 2673.8 \text{ kg/m}^3$$

となる。

燃料の比熱は燃料構成材料の比熱と対応する体積比の積を加算したのものとして設定する。

燃料構成材料の比熱及び融解潜熱は以下の通りである。

$$\text{UO}_2 : \text{比熱} = 0.369 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \quad , \quad \text{融解潜熱} = 296.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SUS} : \text{比熱} = 0.567 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \quad , \quad \text{融解潜熱} = 270.4 \text{ kJ/kg}$$

予備パルスによる溶融プール形成時の初期温度を 220°C とし、溶融状態の燃料温度を 2927°C として溶融プール形成における比熱を定める。この場合の燃料吸熱量 Q_{UO_2} 及び SUS の吸熱量は

$$Q_{\text{UO}_2} = [0.369 \times (2927 - 220) + 296.3] \times 14 = 18,132.6 \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{SUS}} = [0.567 \times (2927 - 220) + 270.4] \times 7 = 12,637.1 \text{ kJ}$$

であり、溶融プール形成時の比熱 $c_p^{(1)}$ は

$$c_p^{(1)} = (18,132.6 + 12,637.1) / [21 \times (2927 - 220)] = 0.5413 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

である。

溶融プールの比熱 $c^{(1)}$ は融解潜熱の寄与が無いので

$$c^{(1)} = (0.369 \times 14 + 0.567 \times 7) / 21 = 0.435 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

となる。

(添付一五) 物性値及び出典

1. ナトリウム

密度 ρ 、定圧比熱 c_p 、粘性係数 η 、熱伝導率 λ 、プラントル数 Pr 、及び動粘性率 ν は参考文献¹⁾の第7章 熱物性値 (A6-175,178) に記載のデータから 226.5°C (500 K) , 426.85°C (700 K) , 726.85°C (1000 K) における物性値を選択し、これらの数値を下記のように2次式でフィッティングした。[温度 t の単位: °C]。

$$\rho = 950.99 - 23.8 \cdot (t/100) \quad \text{kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} c_p &= 1.3428 - 0.01093 \cdot (t/100) + 0.00036 \cdot (t/100)^2 \\ &= 1.3428 - 0.01093 \cdot (t/100) \cdot [1.0 - 0.032937 \cdot (t/100)] \quad \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta &= 0.69306 - 0.14049 \cdot (t/100) + 0.00963 \cdot (t/100)^2 \\ &= 0.69306 - 0.14049 \cdot (t/100) \cdot [1.0 - 0.068546 \cdot (t/100)] \quad \text{mPa} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda &= 90.581 - 4.6718 \cdot (t/100) + 0.003333 \cdot (t/100)^2 \\ &= 90.581 - 4.6718 \cdot (t/100) \cdot [1.0 - 0.000714 \cdot (t/100)] \quad \text{W/m} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= 0.011109 - 0.0021895 \cdot (t/100) + 0.00016667 \cdot (t/100)^2 \\ &= 0.011109 - 0.0021895 \cdot (t/100) \cdot [1.0 - 0.076118 \cdot (t/100)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu &= 7.46424 - 1.43345 \cdot (t/100) + 0.099942 \cdot (t/100)^2 \\ &= 7.46424 - 1.43345 \cdot (t/100) \cdot [1.0 - 0.069726 \cdot (t/100)] \quad 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

$$\text{融点}^{1)} = 97.81^\circ\text{C} \quad (370.96 \text{ K})$$

$$\text{融解熱}^{2)} = 114.4 \text{ kJ/kg} \quad (2.63 \text{ kJ/mol})$$

$$\text{沸点}^{1)} = 882.85^\circ\text{C} \quad (1156 \text{ K})$$

$$\text{蒸発熱}^{2)} = 3876 \text{ kJ/kg} \quad (89.1 \text{ kJ/mol})$$

2. SUS304ステンレス鋼

熱伝導率 λ 、比熱 c 、及び密度 ρ は参考文献³⁾のデータを下記の2次式で表示した。

$$\lambda = 15.816 + 0.6546 (T/100) + 0.09756 (T/100)^2 \quad \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$c = 0.49425 + 0.01747 (T/100) + 0.0004336 (T/100)^2 \quad \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 7929.7 - 33.5562 (T/100) - 0.8551 (T/100)^2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\text{融点}^{2)} = 1540^\circ\text{C}$$

$$\text{融解熱}^{2)} = 270.37 \text{ kJ/kg} \quad (15.1 \text{ kJ/mol})$$

$$\text{沸点}^{4)} = 2727^\circ\text{C}$$

$$\text{蒸発熱}^{4)} = 6267 \text{ kJ/kg}$$

注) 融点、融解熱、沸点及び蒸発熱には鉄のデータを流用。

3. Arガス

定圧下の熱伝導率³⁾を下記の2次式で表示した。

$$\lambda = 17.173 + 4.4414 (T/100) + 0.11375 (T/100)^2 \quad \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

4. UO₂

$$\text{比熱}^{3)} = 0.369 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{at } 1527^\circ\text{C})$$

$$\text{熱伝導率}^{3)} = 2.53 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{at } 1527^\circ\text{C})$$

$$\text{融点}^{5)} = 2727^\circ\text{C}$$

$$\text{融解熱}^{5)} = 296.3 \text{ kJ/kg} \quad (15.1 \text{ kJ/mol})$$

5. ThO₂

$$\text{密度}^{3)} = 9240 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{at } 1527^\circ\text{C})$$

$$\text{比熱}^{3)} = 0.322 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{at } 1527^\circ\text{C})$$

$$\text{融点}^{2)} = 3220 \pm 50^\circ\text{C}$$

$$\text{熱伝導率}^{6)} = 0.593454 + 3125.63/(T-63.6485) \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad (290\text{K} < T < 2500\text{K})$$

6. W

$$\text{密度}^{3)} = 19000 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{at } 927^\circ\text{C})$$

$$\text{比熱}^{3)} = 0.155 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{at } 927^\circ\text{C})$$

$$\text{融点}^{2)} = 3400^\circ\text{C}$$

$$\text{熱伝導率}^{6)} = 73.0341 + 81024.6/(T+719.124) \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad (293\text{K} < T < 2873\text{K})$$

7. ZrO₂

$$\text{密度}^{3)} = 3660 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{at } 1027^\circ\text{C})$$

$$\text{比熱}^{3)} = 1.0 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (\text{at } 1027^\circ\text{C})$$

$$\text{融点}^{2)} = 2720^\circ\text{C}$$

$$\text{熱伝導率}^{6)} = 0.38068 + 0.59539 \times \log T \quad \text{W/m} \cdot \text{K}$$

参考文献

1. 新版機械工学便覧出版分科会, 機械工学便覧, 日本機械学会, 東京(1987)
2. 久保亮五、長倉三郎、井口洋夫、江沢洋編集, 理化学辞典; 4版, 岩波書店、東京(1989)
3. 伝熱工学資料(改訂第4版)出版分科会, 伝熱工学資料; 4版, 日本機械学会, 東京(1986)
4. 日本金属学会編, 金属データブック, 丸善
5. 佐久間健人, セラミックス材料学, 海文堂
6. 動燃大洗工学センター SERAPH 計画技術検討グループ, PNC TN9410 94-153, FBR 安全性炉内試験計画(SERAPH計画)の検討, (1995)

(添付 - 6) 予備解析及び結果の検討

1. タイプ I (標準試験体ループ 1)

LOF-driven-TOPを模擬した計算では、燃料チャネル Na の沸騰開始時刻及び蒸発完了時間を把握し、これらの情報に基づいて計算条件を設定する必要がある。このために実施した予備解析と検討の結果を以下に記す。

1.1 TRUMP による非定常計算及び結果

比熱、密度、等価熱通過率及び計算モデルは本文の表 3-1~3 及び図 3-1 に示す通りである。解析条件である熱出力及び冷却材の履歴を付図 1 に示す。なお、この計算では 600 sec から 4 %/sec で流量が減少し、620 sec において燃料チャネルの Na 流量がゼロとなるものとしているが、Na は液体の状態で存在しているものとしている。

620 sec 前後の燃料、被覆管、燃料チャネルの Na 及び六角管の温度変化履歴を付図 2 に、別途プリントアウトしたデジタル値を下記に示す。

時間 (sec)	618.6	618.7	618.8	618.9
燃料温度 (°C)	1539.5	1542.3	1545.2	1548.1
被覆管温度 (°C)	916.2	920.3	924.5	928.8
Na 温度 (°C)	876.7	881.0	885.4	889.8
六角管温度 (°C)	772.7	775.7	778.7	781.8

① Na 温度が 883°C (沸点) に達する時刻

0.1 sec の時間刻み間の Na 温度は直線状に上昇しているものとする。

$$\theta_{Na}(t) = 881 + (885.4 - 881)/0.1 \times (t - 618.7)$$

であり、 $\theta_{Na}(t) = 883$ °C となる時間 t は 618.7455 sec である。

即ち、4 %/sec の低下率で定格状態から冷却材流量を低下させた場合、流量の低下開始後 18.7455 sec で Na の沸騰が始まる。

② 沸騰開始時点における Na 流量

-4 %/sec の低下率であり、18.7455 sec 後の流量低下率は

$$-4 \text{ \%} / \text{sec} \times 18.7455 \text{ sec} = -74.982 \text{ \%}$$

であり、この時点における流量 G は

$$G = 162 \text{ } \ell / \text{min} \times (1 - 0.74982) = 40.52916 \text{ } \ell / \text{min}$$

である。

③ 沸騰開始時点における燃料平均温度

$$\begin{aligned}\theta_{fuel}(618.7455) &= 1542.3 + (1545.2 - 1542.3)/0.1 \times 0.0455 \\ &= 1543.6 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

④ 沸騰開始時点における被覆管温度

$$\begin{aligned}\theta_{clad}(618.7455) &= 920.3 + (924.5 - 920.3)/0.1 \times 0.0455 \\ &= 922.2 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

⑤ 沸騰開始時点における六角管温度

$$\begin{aligned}\theta_{wrap}(618.7455) &= 775.7 + (778.7 - 775.7)/0.1 \times 0.0455 \\ &= 777.1 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

1.2 Naの沸騰開始から蒸発完了に要する時間

沸騰開始時に燃料チャンネルに存在している全Naが蒸発するものとして、標記の時間を評価する。この評価計算において使用する記号(含、数値)を以下に示す。

D_t : Naの沸騰開始から蒸発完了に要する時間

θ_f : 燃料温度

θ_c : 被覆管温度

θ_{Na} : Na温度 (= 883 $^{\circ}$ C、沸騰中)

V_f : 燃料体積 ($8.6195 \times 10^{-4} \text{ m}^3$)

V_c : 燃料部の被覆管体積 ($2.4052 \times 10^{-4} \text{ m}^3$)

V_{Na} : 燃料チャンネル内のNa体積 ($6.5069 \times 10^{-4} \text{ m}^3$)

A_1 : 燃料-被覆管間の境界面積 (0.104075 m^2)

A_2 : 被覆管-Na間の境界面積 (0.117703 m^2)

K_1 : 燃料-被覆管間の等価熱通過率 ($8.02 \text{ kW/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

K_2 : 被覆管-Na間の等価熱通過率 ($102.7 \text{ kW/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

ρ_f : 燃料密度 (9750 kg/m^3)

ρ_c : 被覆管密度 (7790 kg/m^3)

ρ_{Na} : Na密度 (860.6 kg/m^3)

c_f : 燃料の比熱 ($0.369 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)

c_c : 被覆管の比熱 ($0.567 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)

h_{fSL} : 燃料の融解潜熱 (296.3 kJ/kg)

h_{NaLV} : Naの蒸発熱 (3876 kJ/kg)

Naの沸騰開始から蒸発完了に要する時間は被覆管を通過してNaに吸収された熱量がNaの蒸発熱量と等しくなる時間であり、この関係は下記の式で表される。

$$\int_0^{Dt} A_2 K_2 (\theta_c - \theta_{Na}) dt = V_{Na} \rho_{Na} h_{NaLV} \quad (1)$$

式(1)を解いて、蒸発時間 Dt を求めるためには、被覆管温度 θ_c を求める必要がある。被覆管温度 θ_c は燃料からの入熱及びNaへの熱移行の収支で変化するので、被覆管温度 θ_c の挙動は、燃料温度 θ_f と被覆管温度 θ_c を変数とした、下記の連立微分方程式で記述される。

$$\left. \begin{aligned} V_f \rho_f c_f \frac{d\theta_f}{dt} &= -A_1 K_1 (\theta_f - \theta_c) \\ V_c \rho_c c_c \frac{d\theta_c}{dt} &= A_1 K_1 (\theta_f - \theta_c) - A_2 K_2 (\theta_c - \theta_{Na}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

時刻ゼロにおける燃料温度 $\theta_f(0)$ 及び被覆管温度 $\theta_c(0)$ を初期条件とした式(2)の解は下記のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_f(t) &= \theta_{Na} + a \exp(-\lambda_1 t) + b \exp(-\lambda_2 t) \\ \theta_c(t) &= \theta_{Na} + A \exp(-\lambda_1 t) + B \exp(-\lambda_2 t) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、

$$a = \frac{S_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \left[\theta_f(0) - \theta_c(0) \right] - \frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} \left[\theta_f(0) - \theta_{Na} \right]$$

$$b = -\frac{S_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \left[\theta_f(0) - \theta_c(0) \right] + \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \left[\theta_f(0) - \theta_{Na} \right]$$

$$A = a (1 - k_1/S_1) \quad , \quad B = b (1 - k_2/S_1)$$

$$\lambda = \frac{1}{2} (S_1 + S_2 + S_3) \pm \frac{1}{2} [(S_1 + S_2 + S_3)^2 - 4S_1S_3]^{1/2}$$

$$S_1 = A_1 K_1 / (V_f \rho_f c_f)$$

$$S_2 = A_1 K_1 / (V_c \rho_c c_c)$$

$$S_3 = A_2 K_2 / (V_c \rho_c c_c)$$

被覆管の初期温度 $\theta_c(0)$ は前節の計算結果で得られたNa沸騰開始時の 922.2°C とする。他方、燃料の初期温度 $\theta_f(0)$ は、パルス入熱 10092.8 kJ が $t=0$ において瞬時に加えられたものとして、パルス入熱から融解熱を差引いたエネルギーによる昇温分をNa沸騰開始時の燃料温度に加えたものとする：

$$\theta_f(0) = 1543.6 + (10092.8 - h_{fSL} \cdot V_f \rho_f) / (V_f \rho_f c_f) = 3995.2^\circ\text{C}$$

具体的な数値を算出し式(3)を書き直すと、燃料温度及び被覆管温度の挙動は次の式で記述される。

$$\left. \begin{aligned} \theta_f(t) &= 883 + 3.746228 \exp(-12.18197t) \\ &\quad + 3108.45367 \exp(-0.251407t) \\ \theta_c(t) &= 883 - 165.8063 \exp(-12.18197t) \\ &\quad + 205.006329 \exp(-0.251407t) \end{aligned} \right\} (0 < t < Dt) \quad (4)$$

式(4)の第2式を式(1)に代入して整理すると、以下に示す、蒸発完了時間 Dt を未知数とする超越方程式が導かれる。

$$F(Dt) = 45.71882 + \exp(-12.18197 \cdot Dt) - 59.91103 \exp(-0.251407 \cdot Dt) \quad (5)$$

沸騰完了時間 Dt は $F(Dt) = 0$ の根であり、数値計算によって求めた蒸発完了時間は

$$Dt = 1.07535 \text{ sec}$$

となる。また、Naの蒸発が完了した時点における燃料及び被覆管の温度は以下のようになっている。

$$\theta_f(1.07535) = 3255.098 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_c(1.07535) = 1039.4440 \text{ }^\circ\text{C}$$

2. タイプV (定常保持型プール試験体)

炉心プール沸騰挙動試験を対象とした定常保持型プール試験体の試験方法は「予備パルスにより 2927 °C (～ 3200 K)の溶融プールを形成後、0.1 ～ 0.2 P。の印加出力にて溶融プールを 3327 °C (～ 3600 K)に加熱し1分間保持」である。

上記の炉心プール沸騰挙動試験を模擬した計算では、

- ・ 予備パルスの投入エネルギー量
- ・ 溶融プールを沸騰状態にするための印加出力
- ・ 溶融プール状態及び沸騰プール状態を保持する印加エネルギーレベル
- ・ 投入エネルギーの投入時期及び継続時間

を把握し、これらの情報に基づいて計算条件を設定する必要がある。このために実施した予備と検討の結果を以下に記す。なお、TRUMP による非定常計算モデル及び比熱、密度、等価熱通過率は本文の図3-18及び表3-7～9に示す通りである。また、強制冷却流路及びバイパス流路のNa流量は各 120 ℓ/minとする。

2.1 プール形成及びプール維持に必要なエネルギー

るつぼからの熱流出がゼロの状態を仮定して、プール形成に要する入熱量の概算値を求める。

a) 単相状態プール形成に要する入熱量 Q_1

UO₂ 14 kg 及び スチール (SUS) 7 kg の混合物を 220℃ から 2927℃ に昇温させる熱量とする。この場合には融解熱が含まれるので、昇温に必要な熱量は次のようになる。

$$Q_1(\text{UO}_2) = [0.369 \times (2927 - 220) + 296.3] \times 14 = 18,133 \text{ kJ}$$

$$Q_1(\text{SUS}) = [0.567 \times (2927 - 220) + 270.4] \times 7 = 12,637 \text{ kJ}$$

$$\therefore Q_1 = Q_1(\text{UO}_2) + Q_1(\text{SUS}) = 30,770 \text{ kJ}$$

b) 沸騰プール形成に要する入熱量 Q_{11}

2927℃ の単相状態プールを 3327℃ まで加熱する熱量とする

$$Q_{11}(\text{UO}_2) = [0.369 \times (3327 - 2927)] \times 14 = 2,066 \text{ kJ}$$

$$Q_{11}(\text{SUS}) = [0.567 \times (3327 - 2927)] \times 7 = 1,588 \text{ kJ}$$

$$\therefore Q_{11} = Q_{11}(\text{UO}_2) + Q_{11}(\text{SUS}) = 3,654 \text{ kJ}$$

c) プール維持に要する入熱量 H_1 及び H_{11}

N a 冷却材温度が 380℃ の場合に定常状態を維持する熱量をプール維持に要する入熱量とする。沸騰プール維持時の入熱量 H_{11} は 240 kW (添付-1) であり、定常状態での入熱量は溶融プール温度と冷却材温度の差に比例するので、単相プール維持に要する入熱量 H_1 は

$$H_1 = 240 \times (2927 - 380) / (3327 - 380) = 207.5 \text{ kW}$$

となる。

2.2 TRUMP による非定常計算及び結果

(1 回目計算)

前節で評価したプール形成及びプール維持に要するエネルギーを参考にして設定した入熱履歴と冷却材流量を付図 3 に示す。この入力条件に対する燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動を付図 4 に示す。この計算結果から観察される燃料温度について不十分な点及び対応する入熱履歴の改良点は以下の通りである。

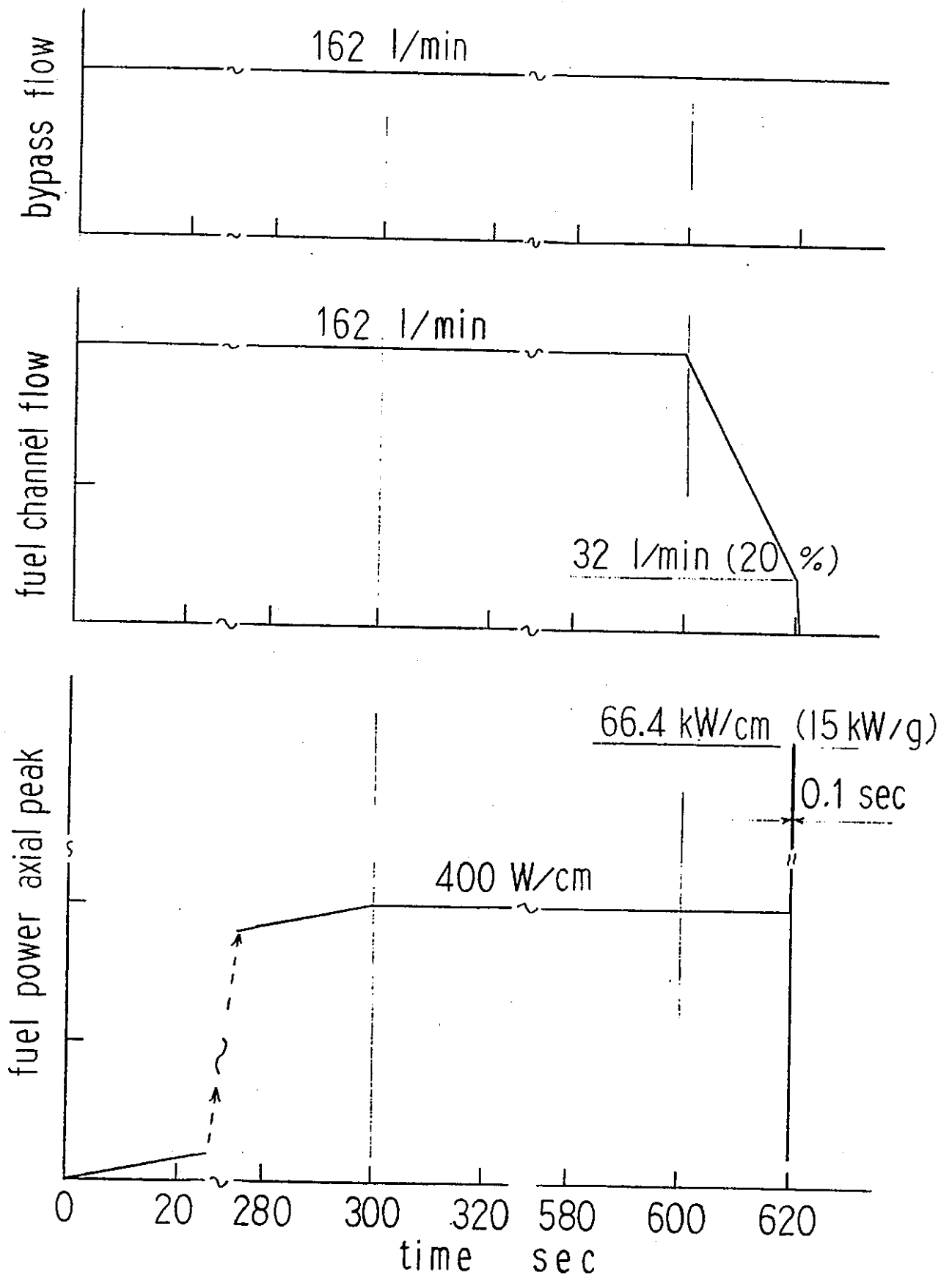
- ・ 予備パルス投入直後の燃料温度は 2500℃ (約 500℃ 不足) であり、予備パルスの投入エネルギーを約 30% 増加させる。
- ・ 予備パルス投入後の単相プール温度は、急激な低下の後、緩やかに上昇しており、予備パルス投入から沸騰プール形成までの時間を延長する。

(2回目計算)

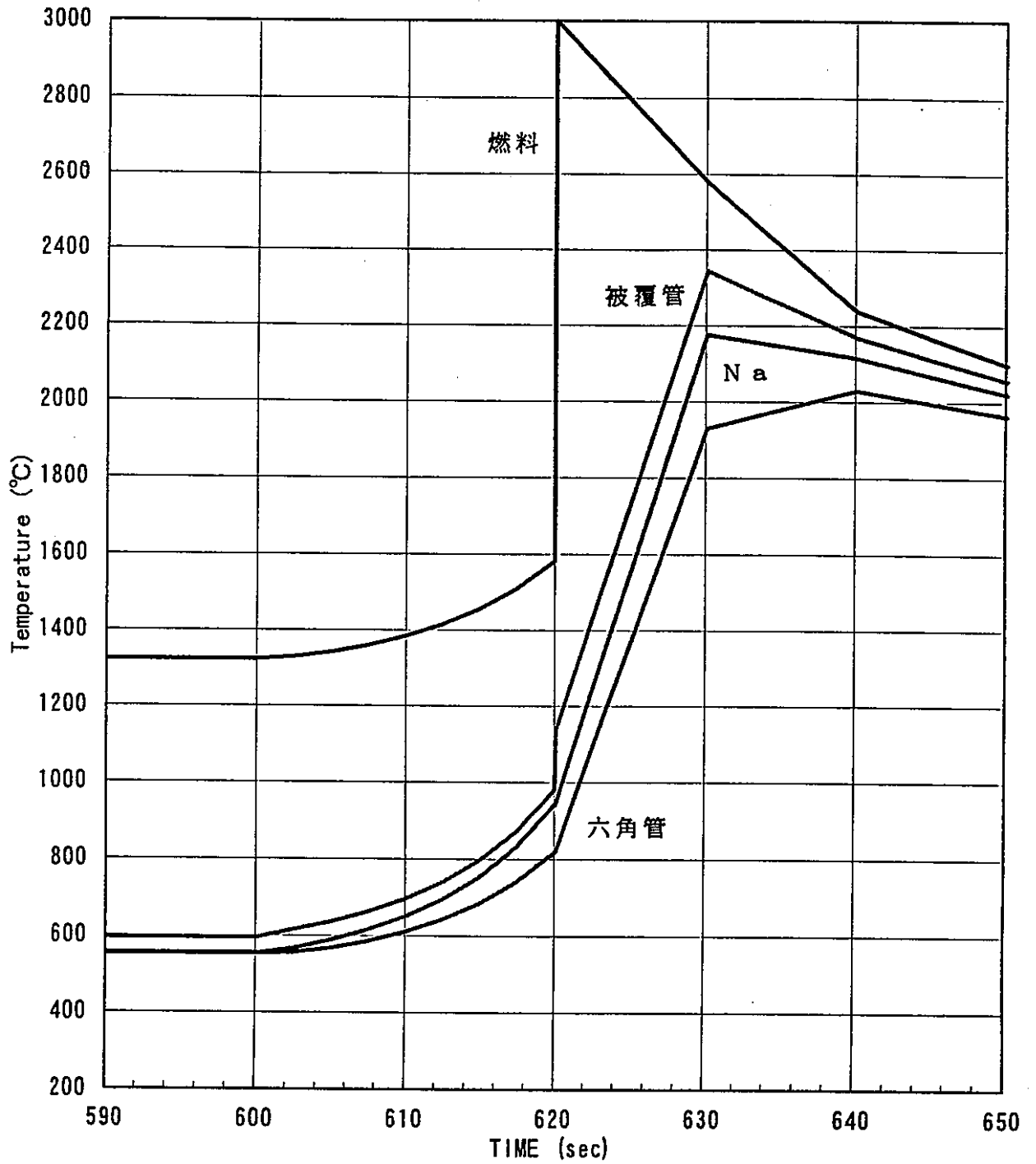
1回目の計算結果に基づいて改善した入熱履歴を付図5に示す。変更点は予備パルスの投入時間を30 sec から38 sec に延長し入熱量を30780 kJ から38988 kJ に増加し、かつ沸騰プール形成パルスの投入時間を150sec から300sec に延長した点である。この入熱条件に対する燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動を付図6に示す。

予備パルスによって形成された単相プールの温度は所定の温度となっており、エネルギー投入量38988 kJ は適切な値である。但し、沸騰プール形成前の単相プール温度は約2600℃と低くなっているため、単相プール形成直後のプール維持に要する入熱量を増加させると共に、予備パルス投入から沸騰プール形成までの時間を更に延長して定常状態に達するようにする必要がある。

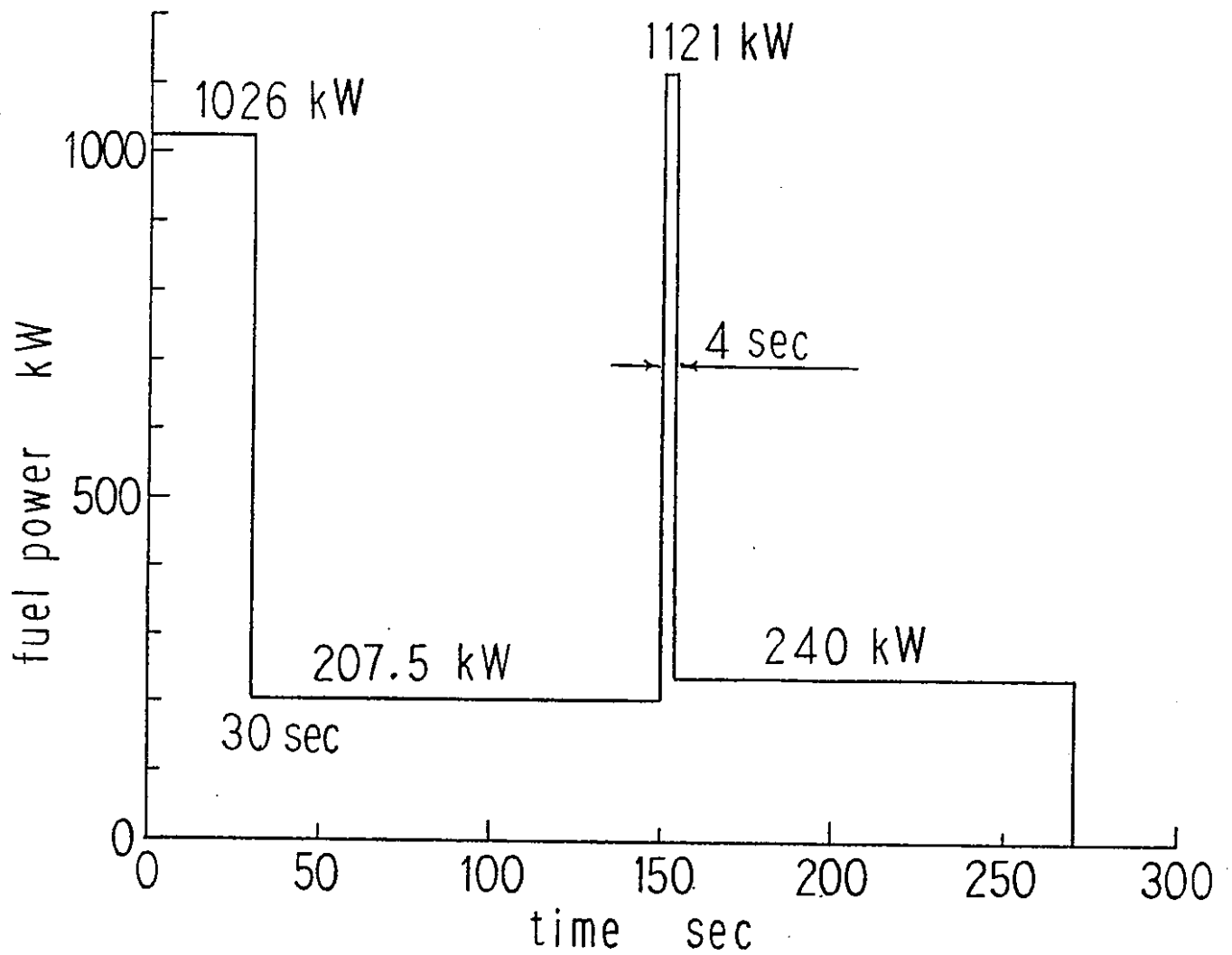
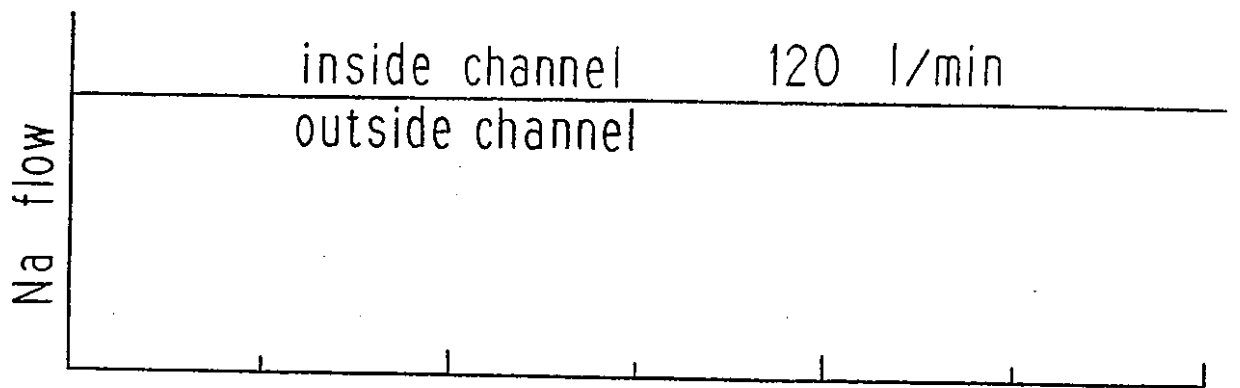
上記の知見を反映して定めた入熱履歴が本文の図3-19である。



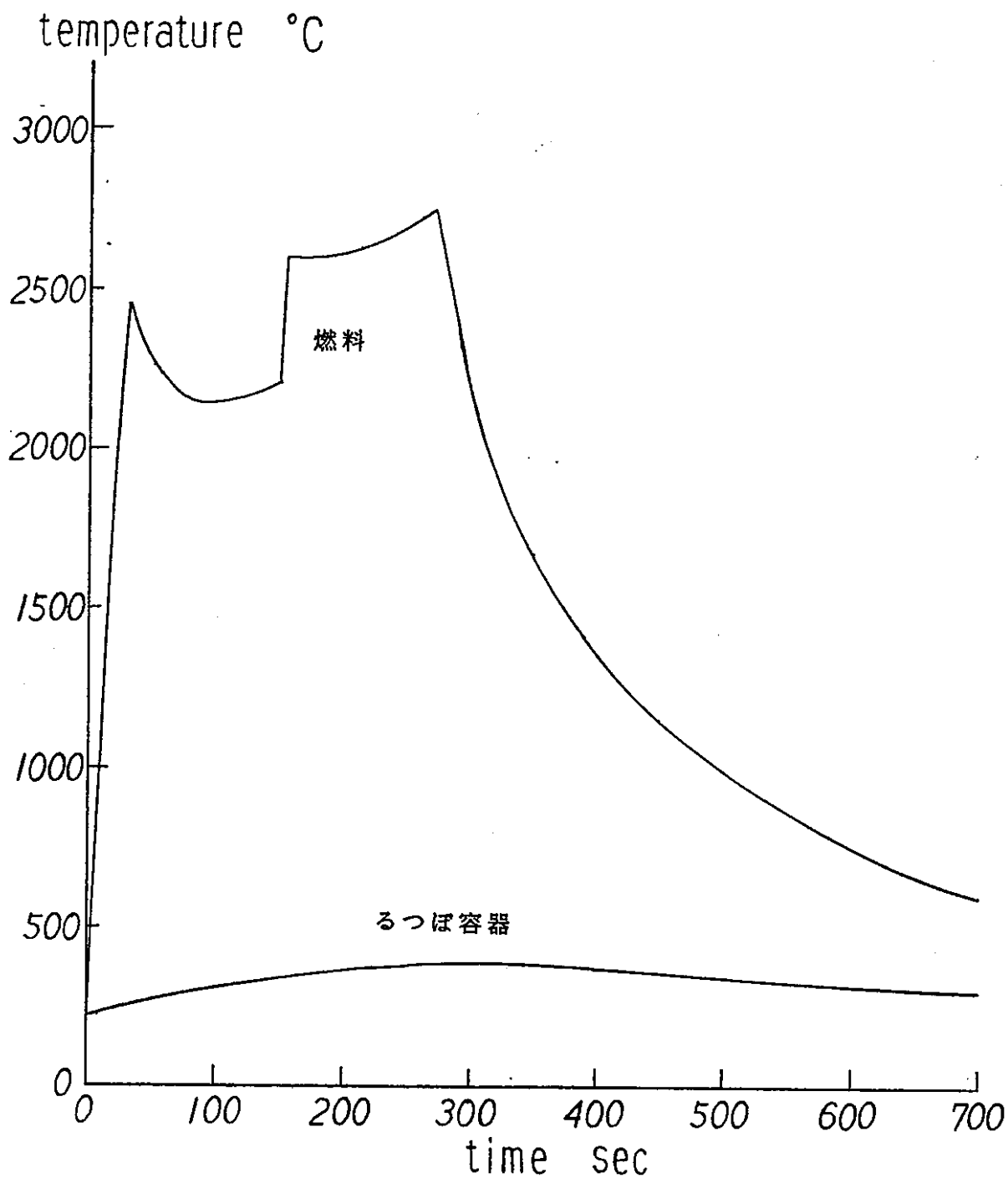
付図1 予備計算用の熱出力及び冷却材流量 (標準試験体ループ1)



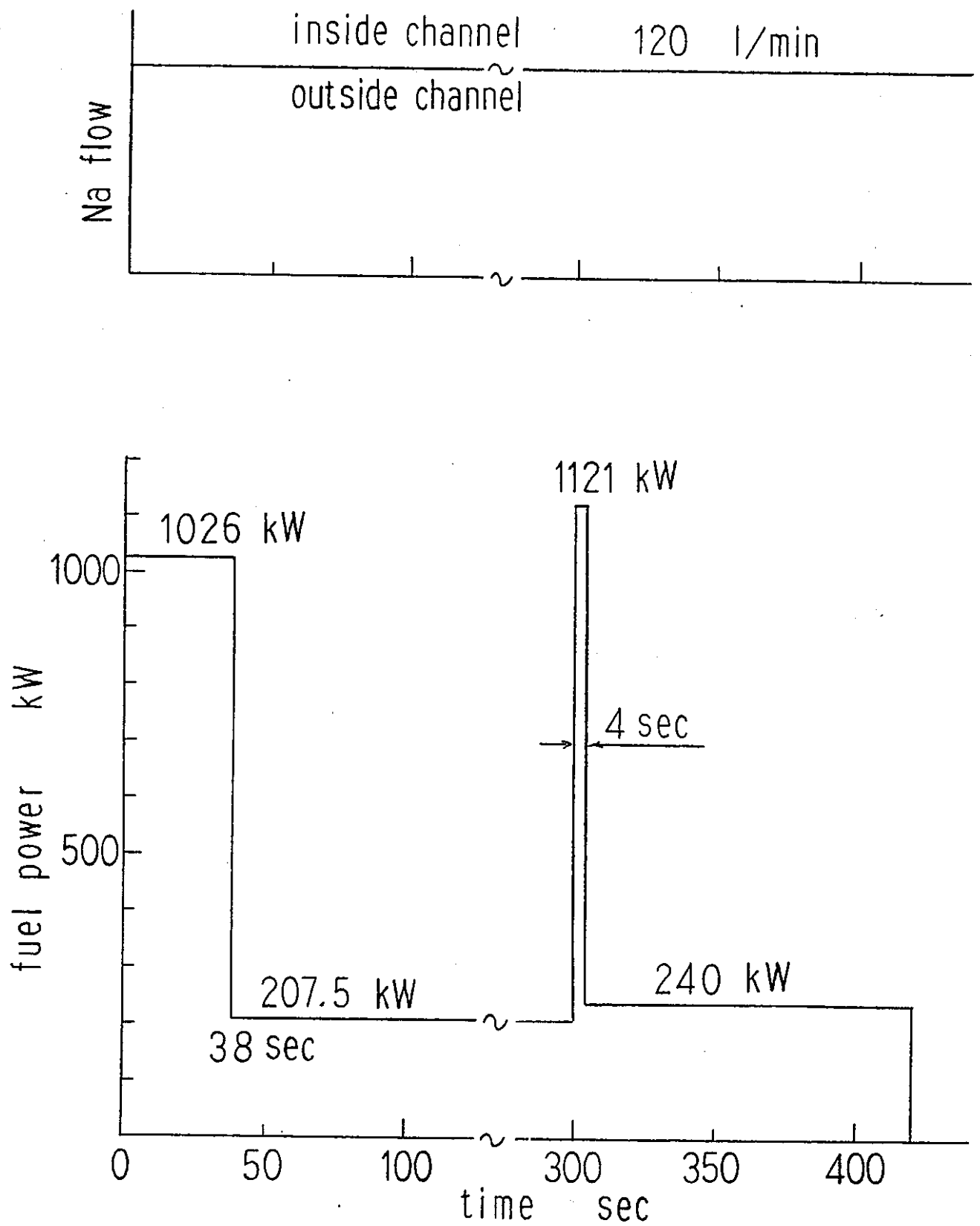
付図2 燃料、被覆管、燃料チャンネルNa、及び六角管の温度変化挙動
 (標準試験体ループ1の試験燃料上端レベル)



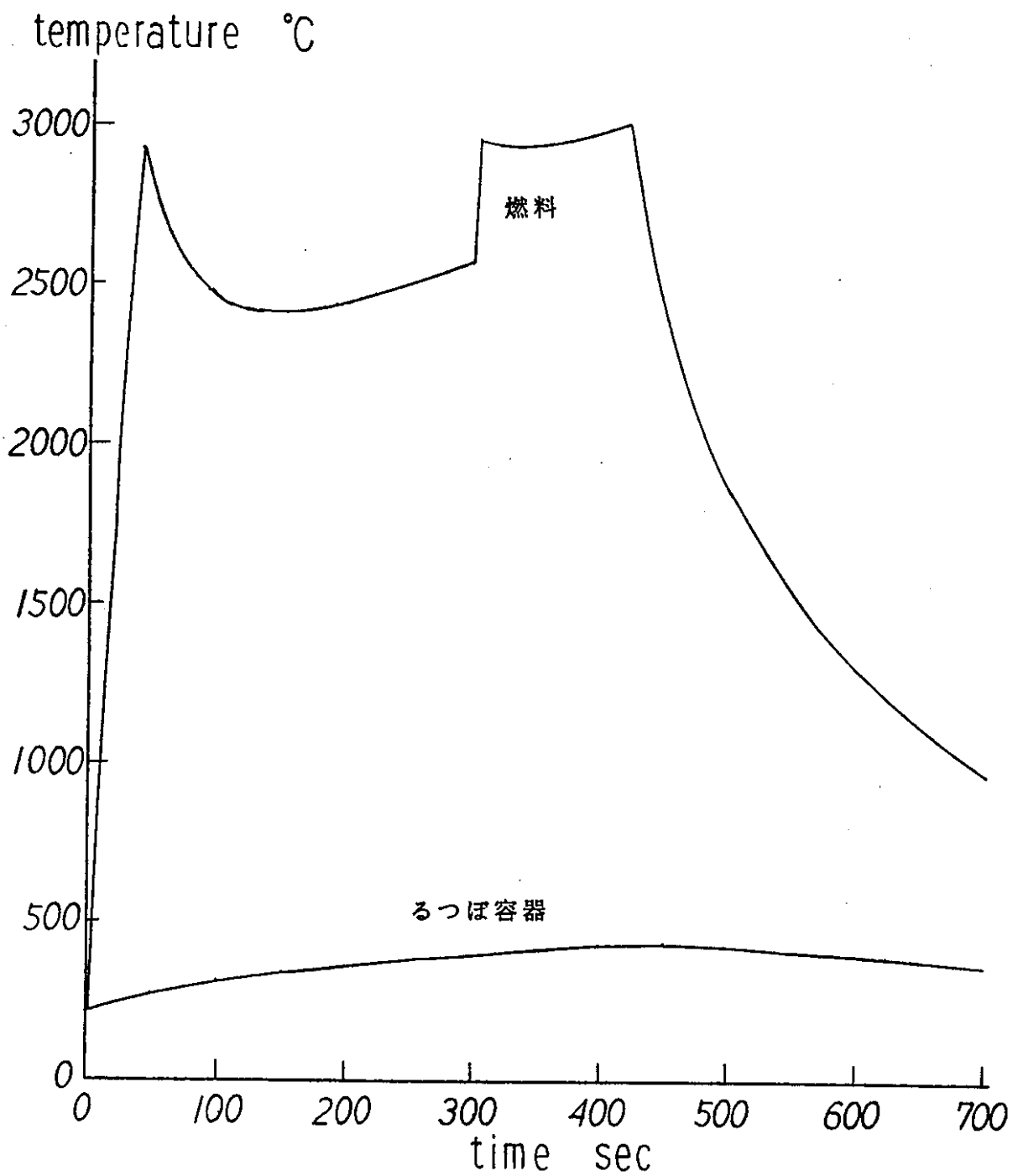
付図3 1回目予備計算用の熱出力及び冷却材流量 (定常保持型プール試験体)



付図4 1回目予備計算による燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)



付図5 2回目予備計算用の熱出力及び冷却材流量（定常保持型プール試験体）



付図6 2回目予備計算による燃料及びるつぼ容器の温度変化挙動
(定常保持型プール試験体)

(添付一七) 全面閉塞時のバイパス流路健全性

標準試験体ループ2 (61ピン束) の解析は、24サブチャンネル閉塞を模擬するために、燃料チャンネルの流量を閉塞による流路面積減少分だけ低下させた状態を対象としている。この計算モデルは、燃料部分を除くと、24サブチャンネル閉塞状態における各部の温度挙動を再現している。しかし、燃料部分については、無閉塞状態で冷却材流量を低下させた場合の燃料温度挙動を表している。部分閉塞状態においては、まず閉塞部の燃料及び被覆管が溶融し、溶融状態が拡大して全面閉塞に至ることが考えられるので、全面閉塞に伴うバイパス流路の機能維持について検討を行う。

1. 全面閉塞の状況

全面閉塞は瞬時に生じるものとし、閉塞発生後も同一出力で運転が継続されているものとする。全面閉塞発生後のバイパス流路構成部材及び除熱経路の状態は以下に示す順序で変化し、最悪の場合には冷却機能喪失に至ると想定される。

① 燃料チャンネルの閉塞

全面閉塞発生直後の状態であり、燃料で発生する熱の伝達経路は

(燃料) → (被覆管) → 内側六角管 → 内側バイパスNa

となり、発生した全熱量が内側六角管を通過することになる。内側六角管を通過した熱の大部分は内側バイパス流により上方プレナムに輸送され、残余の熱は外側六角管を通過して外側バイパス流経路で除去される。

② 内側バイパス流路の機能喪失

前段階において、内側六角管の温度上昇による変形/溶融あるいは内側バイパスNaの沸騰/蒸発が生じた状態であり、燃料で発生する熱の伝達経路は

(燃料) → (被覆管) → (内側六角管) → 外側六角管 → 外側バイパスNa

となり、発生した全熱量が外側六角管を通過することになる。外側六角管を通過した熱の大部分は外側バイパス流により上方プレナムに輸送され、残余の熱は仕切管の温度上昇に費やされる。

③ 外側バイパス流路の機能喪失

前段階において、外側六角管の温度上昇による変形/溶融あるいは外側バイパスNaの沸騰/蒸発が生じた状態であり、Na流動による除熱機能が失われた最悪の状態である。

2. 全面閉塞発生直後の冷却機能維持について

前節で述べたように、燃料チャネルの全面閉塞後のバイパス流路の機能喪失は内側バイパス流路、外側バイパス流路の順序で生じるので、先ず内側バイパス流路の機能維持について検討し、次に外側バイパス流路の機能維持について検討する。

2.1 内側バイパス流路の機能維持に対する検討

① Na沸騰の有無

燃料発熱量 1952 kW及び流路入口Na温度 380℃の場合に、流路出口Na温度が沸点(883℃)に達するNa流量Gは

$$G = H / (\rho c \Delta \theta) = 1952 / (860.6 \times 1.31 \times 503) \\ = 3.44 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 206.4 \text{ l}/\text{min}$$

である。内側バイパス流量 (=234 l/min) は 206.4 l/min以上であり、Naの沸騰は生じないので、内側バイパス流路の機能は内側六角管の内面温度がその融点 (~1500℃) 以下であれば維持できる。

② 六角管の内外表面間温度差及び維持すべき外表面温度

内外表面間温度差 $\Delta\theta$ は通過熱量Hと等価熱通過率Kの比である。

$$\Delta\theta = \frac{H}{2\pi K} \quad , \quad K = \frac{1.05 \lambda_{sus}}{0.95 \ln(r_o/r_i)} \quad (1)$$

式(1)に基づいて温度差 $\Delta\theta$ を求めると下記のようなになる。

$$\Delta\theta = 1952 / [2\pi \times 20.2 \times 10^{-3} \times 1.05 / 0.95 \ln(76.016/71.814)] \\ = 791.3^\circ\text{C}$$

故に、維持すべき外表面の上限温度 θ_{max} は

$$\theta_{max} = 1500 - 791 = 709 \text{ }^\circ\text{C}$$

である。

③ 六角管の温度挙動と昇温速度

熔融状態の燃料と被覆管がクラストを介して六角管の内面に接触した状態が想定されるが、熔融状態の燃料/被覆管と六角管内面との熱抵抗はゼロと仮定する。

六角管の厚さ方向平均温度 θ の変化率は入熱と内側バイパス流による除熱量との差であり、この関係は下記の式で記述される。

$$\rho c V d\theta/dt = H - 2\pi K_i L (\theta - \theta_{Na}) \quad (2)$$

ここで、 θ_{Na} は内側バイパス流のNa温度である。K_iは等価熱通過率であり、

$$\frac{1}{K_1} = \frac{0.95}{1.05} \left(\frac{\ln[2r_o / (r_o + r_i)]}{\lambda_{sus}} + \frac{1}{\alpha r_o} \right)$$

によって評価した K_1 の数値は下記の通りである。

$$K_1 = 0.6005 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

式(2)において、 $h = H / \rho c V$ 及び $\lambda = 2\pi K_1 L / \rho c V$ の定数変換を行うと次の微分方程式が得られる。

$$d\theta/dt = h - \lambda(\theta - \theta_{Na}) \quad (3)$$

六角管の初期温度を θ_0 とすると、式(3)の解は下記のようになる。

$$\theta(t) = \theta_0 + (\theta_{Na} - \theta_0 + h/\lambda) [1 - \exp(-\lambda t)] \quad (4)$$

式(4)の定数 h 及び λ は

$$h = 1952 / (7790 \times 0.567 \times 4.87875 \times 10^{-4}) = 905.84 \text{ }^\circ\text{C/s}$$

$$\lambda = 2\pi \times 0.6005 / (7790 \times 0.567 \times 4.87875 \times 10^{-4}) = 1.751 \text{ s}^{-1}$$

である。時定数($1/\lambda$)は0.571secと小さいので、全面閉塞発生後数秒以内に六角管の平均温度は

$$\theta_{Na} + h/\lambda = \theta_{Na} + 517 \text{ }^\circ\text{C}$$

の一定値となる。六角管の内面温度は平均温度に内外面温度差の $1/2$ を加えた

$$\theta_{Na} + 517 + \frac{1}{2} \times 791 = \theta_{Na} + 913 \text{ }^\circ\text{C}$$

であり、内側バイパス流路維持の可否は N_a の温度 θ_{Na} に依存することが分る。即ち、内側バイパス N_a の温度が燃料上端レベルで 587°C 以下に保つことができれば、内側バイパス流路は維持される。

内側バイパス N_a の流量 = 234 l/min (設計値) 及び入口温度 = 380°C の場合には、 N_a のチャネル出入口温度差は約 400°C であり、全面閉塞発生から数秒後の温度分布は次のようになっている。

$$1693 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (六角管内面)} \sim 901 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (六角管外面)} \sim 780 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (} N_a \text{)}$$

即ち、六角管は半溶融の状態であると共に、強度が大幅に低下した状態になっており、内圧を受けて半径方向に拡大しながら内側チャネルの N_a を排除し、遂に外側六角管との密接状態になると想定できる。

2.2 外側バイパス流路の機能維持に対する検討

軟化/溶融して拡大した内側六角管が外側六角管の内面に密着した状態を想定して、外側バイパス流路の機能維持について検討する。

① Na 沸騰の有無

燃料発熱量 1952 kW及び流路入口Na温度 380℃の場合に、流路出口Na温度が沸点(883℃)に達するNa流量Gは 206.4ℓ/minである。外側バイパスの設計流量 (=234ℓ/min) は 206.4ℓ/min以上であり、Naの沸騰は生じないので、外側バイパス流路の機能は外側六角管の内面温度がその融点 (~1500℃) 以下であれば維持できる。

② 六角管の内外表面間温度差及び維持すべき外表面温度

式(1)を適用して外側六角管の内外表面間温度差 $\Delta\theta$ を求めると

$$\begin{aligned}\Delta\theta &= 1952/[2\pi \times 20.2 \times 10^{-3} \times 1.05/0.95 \ln(94.918/86.517)] \\ &= 1289.5 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

となり、内側六角管の内外表面間温度差(791.3℃)の2倍近くになっている。

なお、外側バイパス流路の機能維持判断基準「外側六角管の内表面温度 \leq 融点」を採用すると、維持すべき外表面の上限温度 θ_{max} は

$$\theta_{max} = 1500 - 1290 = 210 \text{ }^\circ\text{C}$$

となり、定格出力状態が継続している限り外側バイパス流路の機能維持は不可能と判断しなければならない。

③ 外側六角管の温度挙動と昇温速度

溶融状態の燃料・被覆管が溶融(または半溶融)内側六角管の層を介して外側六角管の内面に接触した状態、即ち内側バイパス流路と内側バイパスNaが完全に喪失した状態を想定すると共に、全面閉塞後に内側バイパスが機能を喪失する時間は数秒であり、この状態は全面閉塞に続いて生じるものとする。

外側六角管の厚さ方向平均温度 θ の変化挙動を式(2)～(4)によって求める。但し、 θ_{Na} は外側バイパス流のNa温度であり、等価熱通過率 K_1 は次のようになる。

$$\begin{aligned}\frac{1}{K_1} &= \frac{0.95}{1.05} \left[\frac{\ln(94.918/90.718)}{20.2} + \frac{1}{3.77 \times 10^4 \times 47.459 \times 10^{-8}} \right] \\ &= 2.799 \times 10^{-3}\end{aligned}$$

$$\therefore K_1 = 0.3572 \text{ kW/m}^\circ\text{C}$$

初期温度 θ_0 の外側六角管の温度変化挙動

$$\theta(t) = \theta_0 + (\theta_{Na} - \theta_0 + h/\lambda) [1 - \exp(-\lambda t)]$$

の定数 h 及び λ は

$$h = 1952 / (7790 \times 0.567 \times 1.19713 \times 10^{-3}) = 369.16 \text{ } ^\circ\text{C/s}$$

$$\lambda = 2\pi \times 0.3572 / (7790 \times 0.567 \times 1.19713 \times 10^{-3}) = 0.4245 \text{ s}^{-1}$$

である。時定数 ($1/\lambda$) は 2.356sec と小さいので、内側バイパスの機能喪失後数秒以内に外側六角管の平均温度は

$$\theta_{Na} + h/\lambda = \theta_{Na} + 870 \text{ } ^\circ\text{C}$$

の一定値となる。外側六角管の内面温度は平均温度に内外面温度差の $\frac{1}{2}$ を加えた

$$\theta_{Na} + 870 + \frac{1}{2} \times 1290 = \theta_{Na} + 1515 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.3 外側バイパス流路の機能維持に対する外側六角管の壁厚削減効果

前述の大きな内外表面間温度差は管壁が厚いために生じているので、内側六角管と同じ壁厚 (2 mm) として検討を行う。なお、内法を現状通りとして円筒でモデルした外側六角管の内径と外径は 86.517mm 及び 90.717mm である。

① Na 沸騰の有無

Na の温度上昇は熱流束に依存するので、前節通りの Na 出口温度となり沸騰は生じない。

② 外側六角管 (壁厚 = 2 mm) の内外表面温度差及び維持すべき外表面温度

式 (1) を適用して壁厚 2 mm の外側六角管の内外表面間温度差 $\Delta\theta$ を求めると以下のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta\theta &= 1952 / [2\pi \times 20.2 \times 10^{-3} \times 1.05 / 0.95 \ln(90.717/86.517)] \\ &= 659.6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

外側バイパス流路の機能維持判断基準「外側六角管の内表面温度 \leq 融点」にこの温度差を適用すると、維持すべき外表面の上限温度 θ_{max} は以下のようになる。

$$\theta_{max} = 1500 - 660 = 840 \text{ } ^\circ\text{C}$$

③ 外側六角管 (壁厚 = 2 mm) の温度挙動と昇温速度

溶融状態の燃料・被覆管が溶融 (または半溶融) 内側六角管の層を介して外側六角管の内面に接触した状態、即ち内側バイパス流路と内側バイパス Na が完全に喪失した状態を想定すると共に、全面閉塞後に内側バイパスが機能を喪失する時間は数秒であり、この状態は全面閉塞に続いて生じるものとする。

外側六角管の厚さ方向平均温度 θ の変化挙動を式 (2) ~ (4) によって求める。但し、 θ_{Na} は外側バイパス流の Na 温度であり、等価熱通過率 K_1 は次のようになる。

$$\frac{1}{K_1} = \frac{0.95}{1.05} \left(\frac{\ln(90.717/88.617)}{20.2} + \frac{1}{3.77 \times 10^4 \times 45.258 \times 10^{-3}} \right)$$

$$= 1.579 \times 10^{-3}$$

$$\therefore K_1 = 0.6332 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

初期温度 θ_0 の外側六角管の温度変化挙動

$$\theta(t) = \theta_0 + (\theta_{Na} - \theta_0 + h/\lambda) [1 - \exp(-\lambda t)]$$

の定数 h 及び λ は

$$h = 1952 / (7790 \times 0.567 \times 5.84637 \times 10^{-4}) = 755.92 \text{ }^\circ\text{C/s}$$

$$\lambda = 2\pi \times 0.6332 / (7790 \times 0.567 \times 5.84637 \times 10^{-4}) = 1.541 \text{ s}^{-1}$$

である。時定数 ($1/\lambda$) は 0.649sec と小さいので、内側バイパスの機能喪失後数秒以内に外側六角管の平均温度は

$$\theta_{Na} + h/\lambda = \theta_{Na} + 491 \text{ }^\circ\text{C}$$

の一定値となる。外側六角管の内面温度は平均温度に内外面温度差の $\frac{1}{2}$ を加えた

$$\theta_{Na} + 491 + \frac{1}{2} \times 660 = \theta_{Na} + 821 \text{ }^\circ\text{C}$$

であり、外側バイパス流路維持の可否は外側バイパスの Na 温度 θ_{Na} に依存する。即ち、外側バイパス Na の温度が燃料上端レベルで 679°C 以下に保つことができれば、外側バイパス流路は維持可能である。

外側バイパス Na の流量 = 234 l/min (設計値) 及び入口温度 = 380°C として、外側バイパスのみの除熱が行われているとすると、 Na のチャネル出入口温度差は約 400°C であり、内側バイパスの機能喪失から数秒後の温度分布は次のようになっている。

$$1601 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (六角管内面)} \sim 941 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (六角管外面)} \sim 780 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Na)}$$

即ち、六角管は半溶融の状態であると共に、強度が低下した状態になっており、外側バイパスの機能維持は期待できない。