

JAERI - M
82-043

多目的高温ガス実験炉冷却系システムの検討

1982年5月

田所 啓弘・江崎 正弘*・鈴木 勝男・瀬谷 東光

JAERI-Mレポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.
Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1982

編集兼発行 日本原子力研究所
印刷 いばらき印刷(株)

多目的高温ガス実験炉冷却系システムの検討

日本原子力研究所動力炉開発・安全性研究管理部

田所 啓弘・江崎 正弘^{*}・鈴木 勝男・瀬谷 東光

(1982年4月9日受理)

本報告書は第1次概念設計における冷却系のシステム上の問題について検討した結果をまとめたものである。

平常運転時に対しては、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積余裕による2次冷却系高温側ヘリウム温度の上昇を調節できる冷却系統改良案をいくつか立案した。そのなかで性能、経済性、安全性の面から総合評価した結果、蒸気発生器に新たにバイパスノズルを取り付ける方式が最も高く評価された。

事故時に対しては、主冷却系から補助冷却系への切換えに伴う関連機器の熱衝撃に関して温度挙動解析を行ない、冷却材温度変化の大きい箇所は単管ミキサ部であることが分った。また単管ミキサ部の発生応力は構造強度解析の結果から十分に許容できる応力であることが判明した。

以上の2項目の調整を経て、平常時及び事故時に求められる冷却機能を満足する冷却系統が可能になった。

* 三菱原子力工業株式会社

System Design Considerations on the Cooling System of the Experimental
Multi-Purpose Very High Temperature Gas Cooled Reactor

Yoshihiro TADOKORO, Masahiro EZAKI*, Katsuo SUZUKI and Toko SEYA
Division of Power Reactor Projects, JAERI

(Received April 9, 1982)

This paper describes the results of studying on system problems in the cooling system of the First Conceptual Design.

For normal operation, advanced cooling system proposals have been offered, which are capable of controlling the secondary hot-leg helium temperature increase owing to the margin of the heat transfer surface of intermediate heat exchangers and steam generators. As a result of comprehensively evaluating the proposals from the viewpoints of performance, economy, and safety, it was found with the cooling system that the method for adding by-pass nozzle to the steam generator has been evaluated as the best.

For accidental conditions, temperature performance analysis has been undertaken in relation to components thermal shock generated by changing-over the primary cooling system to the auxiliary cooling system, and it became evident that the component in a state of sudden temperature changes is a mixer of single-wall pipe. However, it was shown from the results of structural stress analysis that stress generated in the mixer of single-wall pipe is allowable enough.

Progressed two adjustments as described above, the cooling system has been established, which satisfied cooling function required to meet the normal operation and the accidental conditions.

Keywords: Advanced Cooling System, Intermediate Heat Exchanger, Steam Generator, System Design Considerations, Thermal Shock, Mixer of Single-Wall Pipe, Structural Stress Analysis, VHTGR

*) Mitsubishi Atomic Power Industries, Inc.

目 次

1. 概 要	1
2. 冷却系統方式の選定	3
2.1 基本方針	3
2.2 系統改良案	3
2.2.1 系統構成	3
2.2.2 機器構造概念	4
2.3 静特性検討	9
2.4 予備的検討	15
2.5 評価検討	19
3. 冷却系切換時熱衝撃の検討	25
3.1 基本方針	25
3.2 温度挙動解析	25
3.2.1 解析条件	25
3.2.2 解析結果	25
3.3 構造強度解析	27
3.3.1 解析条件	27
3.3.2 解析結果	28
4. 結 論	43
参考文献	44

Contents

1. General description	1
2. Selection of cooling system methods	3
2.1 Basic philosophy	3
2.2 Advanced system proposals	3
2.2.1 System component	3
2.2.2 Component structure concept	4
2.3 Static characteristics study	9
2.4 Preliminary study	15
2.5 Evaluation study	19
3. Study on thermal shock by changing-over cooling system	25
3.1 Basic philosophy	25
3.2 Temperature performance analysis	25
3.2.1 Analytical conditions	25
3.2.2 Results of analysis	25
3.3 Structural stress analysis	27
3.3.1 Analytical conditions	27
3.3.2 Results of analysis	28
4. Conclusion	43
References	44

1. 概 要

多目的高温ガス実験炉の第1次概念設計に基づいた平常時運転特性において、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積余裕が原因で、2次冷却系高温側ヘリウム温度が原子炉主体運転の場合に設計基準値を上回るという冷却系統上の問題が生じた。また、プラント異常時での事故後対策シナリオに伴うプラント過渡特性において、主冷却系から補助冷却系への切換え時に、冷却系機器がヘリウムガス温度の変化挙動による熱衝撃を受けるという問題が指摘された。本検討では、前者に関しては代表的な系統改良案を提案し、性能、経済性、安全性の面から比較評価した。後者に関しては、冷却系の切換え条件を設定して関連機器の温度挙動解析を行ない、併せて応力評価を行なった。これらの検討結果は、平常時及びプラント異常時に求められる冷却機能を満足する冷却系統の設計に資することを目的としている。なお本検討においては、契約により次のメーカーの協力を得て行なった。

富士電機製造株式会社

川崎重工業株式会社

2次冷却系高温側ヘリウム温度が設計基準値を上回るという冷却系統上の問題は、本実験炉の冷却系システムが海外の高温ガス炉（AVR, Dragon 炉, Peach Bottom 炉, Fort St. Vrain 炉）と相違して、中間熱交換器を有し、且つ原子炉出口冷却材温度を1000℃に設定した原子炉主体運転をするために生ずるものである。即ち中間熱交換器の高温管板は1次側の高温ヘリウムに対しては断熱材で保護されているが、2次側の高温ヘリウムに対しては管板を貫通している伝熱管を介して接しているため2次側の高温ヘリウムの温度が設計基準値を上回る原子炉主体運転下では、管板の強度は著しく低下することになる。このため、2次側の高温ヘリウムの温度即ち中間熱交換器2次出口温度の上昇を調節できる機能を冷却系統が持たねばならない。従来の冷却系統方式のまま、2次冷却系ガス循環機を操作して2次冷却材流量を増加させて中間熱交換器2次出口温度を降下させる方法はあるが、この場合は原子炉入口冷却材温度も降下させてしまうため妥当な方法ではない。このことは冷却系システムに新たな操作量が必要であることを示しており、その対応策として冷却系統方式を改良する必要がある。

冷却系切換時の関連機器の熱衝撃は、中間熱交換器の除熱能力の低下や補助冷却系への切換えによるヘリウムガス温度の変化が原因で起るものである。事故事象としては、冷却系切換時に最も急激な温度変化が発生するものとして、2次冷却系ガス循環機スティック事故とランダウン事故を採り上げた。この場合の切換手順は、事故発生後に事故側ループの1次および3次（水・蒸気）系の循環機がランダウンし、その直後に原子炉がスクラムを開始し、1次系流量が停止してから事故側ループの補助ガス循環機起動と弁切換が行なわれるというものである。従って、プラント過渡状態における本系統内の熱流動上の特徴は、第一に流動停止前是对流熱伝達が支配的であるが、切換時までの流動停止中は伝導伝熱が支配的であること、第二に定格運転状態における補助冷却器ヘリウム出口温度が42℃であり、一方、中間熱交換器1次側出口温度が372℃であり、既に切換時に大きな温度差が存在していること、第三に関連機器の構造部の熱容量が冷却材

ヘリウムの熱容量と比較して遥かに大きいため、切換後の構造部の冷却に時間を要すること、等である。このような熱流動上の観点から、熱衝撃の影響を受ける関連機器として、中間熱交換器、単管ミキサ部（中間熱交換器と補助冷却器の出口合流ミキサ部）、および二重管ミキサ部（中間熱交換器胴部冷却と補助冷却器胴部冷却の出口合流ミキサ部）を検討対象主要部とした。

本報告書の構成は第1章から第4章までであり、第2章では冷却系システムに新たな操作量を設定できるような冷却系統方式の改良案について比較検討した。系統改良案としては、補助冷却系負荷配分方式、蒸気発生器バイパス方式、蒸気発生器伝熱面積可変方式、及び蒸気発生器圧力可変方式の4方式を採り上げ、中間熱交換器2次出口温度の低減と操作量との関係を把握するため静特性解析を行なった。更に系統改良案を性能、経済性、安全性の面から総合評価するため、評価規準を設けて比較評価した。その結果、蒸気発生器伝熱面積可変方式が運転性の良さと事故時の安全性の高さを同時に兼ね備えているものとして最も高く評価された。第3章ではプラント異常時での主冷却系から補助冷却系への切換に伴う熱衝撃が前述の検討対象主要部へ及ぼす影響について検討した。温度挙動解析の結果、対象とした1次冷却系内のガス温度変化の大きい箇所は単管ミキサ部であることが分った。そのため単管ミキサ部に4箇所の評価断面を設けて構造強度解析を行なった結果、単管ミキサ部の構造に工夫を加えれば発生応力は十分に許容できる応力であることが判明した。第4章ではこれらの検討において得られた結論について述べた。

なお本検討で提案された蒸気発生器伝熱面積可変方式は、第1次概念設計以降に実施された全体設計としてのシステム総合設計及び詳細設計(I)において、2次冷却系のシステム条件として採り入れられた。そのため蒸気発生器には有効な伝熱面積を可変するためにバイパスノズルが取り付けられ、このノズルへ冷却材ヘリウムを分岐できるようにヘリウム側が管外流となっている。また本方式は、このバイパスノズルの出口側に設置された調節弁を操作することによって中間熱交換器2次出口温度を調整するのが目的であるが、詳細設計(I)では原子炉冷却材入口温度の制御にも利用されている。

2. 冷却系統方式の選定

2.1 基本方針

(1) 目的

2次系高温側ヘリウム温度は、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積余裕が原因で設計基準値を上回る。本検討はこの問題を解決するために冷却系の系統改良案をいくつか立案し、検討評価することを目的とするものである。

(2) 前提条件

(a) 検討の対象

冷却系の系統改良案を以下に示す。

- (i) 方式1：補助冷却系負荷配分方式
- (ii) 方式2：蒸気発生器バイパス方式
- (iii) 方式3：蒸気発生器伝熱面積可変方式
- (iv) 方式4：蒸気発生器圧力可変方式

(b) 対象機器

本検討を実施するにあたり、検討の対象となる機器について以下に示す。

- (i) 蒸気発生器を除いた他の機器は、第1次概念設計⁽¹⁾で設定された機器を対象とする。
- (ii) 方式1および方式2の蒸気発生器は第1次概念設計で設定された機器を対象とし、方式3および方式4に関しては新規の設計によるものとする。

(c) 運転モード

運転モードは原子炉主体運転と熱利用系主体運転を対象とする。原子炉主体運転とは、定格出力で原子炉出口温度を1000℃に維持する運転方法であり、熱利用系主体運転とは、中間熱交換器2次出口温度を930℃に維持する運転方法である。

(3) 検討評価の方法

系統改良案の運転可能性を検討し、そのなかから可能性が成立する改良案に対して、性能、経済性、安全性の3分野を対象とした関連樹木法で評価する。

2.2 系統改良案

2.2.1 系統構成

(1) 補助冷却系負荷配分方式

本方式は第1次概念設計で設定された系統において、補助冷却器と中間熱交換器への原子炉からの冷却材流量配分を可変とすることにより対処するものである。本方式の原理は補助冷却器の容量を大きくして中間熱交換器への負荷配分を小さくすることにより、中間熱交2次出口温度を低くするものである。本系統構成をFig. 2.1(a)に示す。

(2) 蒸気発生器バイパス方式

本方式は蒸気発生器をバイパスする2次冷却材の回路を設けて対処する方法である。本方式の原理は、2次系高温側ヘリウムが蒸気発生器をバイパスすることにより、中間熱交換器2次入口温度を高くし、かつ2次冷却材流量を増大させて、中間熱交換器2次出口温度を低くするものである。本系統構成をFig. 2.1(b)に示す。

(3) 蒸気発生器伝熱面積可変方式

本方式は蒸気発生器の有効伝熱部を可変にすることで対処する方法である。本方式の原理は方式2と同じであるが、2次系高温側ヘリウムは蒸気発生器をバイパスさせずに全て蒸気発生器へ流入し、流入後の一部の冷却材ヘリウムが蒸気発生器バイパスノズルから流出して中間熱交換器2次入口温度を高くするものである。本系統構成をFig. 2.1(c)に示す。

(4) 蒸気発生器圧力可変方式

本方式は蒸気発生器の蒸気圧力を可変にすることで対処する方法である。本方式の原理は中間熱交換器2次入口温度を高くする点では方式2および方式3と同じであるが、蒸気発生器の蒸気圧力を高くすることにより水・蒸気側の温度を高くし、かつ蒸気発生器ヘリウム出口温度を高く維持できるようにするものである。従って中間熱交換器2次入口温度も高く維持され、一般に中間熱交換器のオープン特性から出口温度は低く維持される。本系統構成をFig. 2.1(d)に示す。

2.2.2 機器構造概念

(1) 補助冷却系負荷配分方式

必要に応じて補助冷却器の除熱能力を増大させ、第1次概念設計で設定した構造概念は変更しないこととする。

(2) 蒸気発生器バイパス方式

第1次概念設計と比較して系統構成が異なる箇所は、バイパス回路、バイパス弁、ミキサが追加されたことである。バイパス弁の型式は流路形状が単純で弁座面の接触摺動の少ないアングル弁型式とし、低温ヘリウム(400℃)冷却による2重構造とする。しかし、900℃以上の高温で使用されるため、弁座漏洩、摺動部焼付、振動などの対策に対する開発を必要とする。Fig. 2.2にミキサの構造概念を示す。型式はミキシング効果を良くするため、高温ガス吹出ノズルを対向流型とする。本ミキサはノズル部振動やミキシング特性などの確性試験が必要である。

(3) 蒸気発生器伝熱面積可変方式

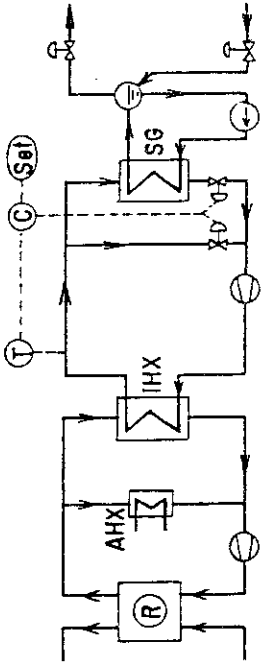
蒸気発生器の型式は伝熱、流動の安定性、運転のフレキシビリティを考慮して強制循環方式とする。伝熱面積の可変方式としては水側の水位コントロールとヘリウムガス側の流量配分によるコントロール方式が考えられるが、コントロールの容易さと伝熱管の強度的な面からヘリウムガス側のコントロール方式を採用する。

Fig. 2.3に蒸気発生器の構造概念を示す。本図に示すように、ヘリウム側低温ノズルは2箇所あり、このノズルから流出する流量比をかえて中間熱交換器2次出口温度を設計基準値を越えないようにする。伝熱管は直管型とし製作の簡素化を図り、低温管板を浮遊型として熱膨張対策を図っている。シール部にはベローを採用しているので信頼性を保持する目的でダブルシール構造とし、外部シールをパッキン構造としている。万一ベローが破損してもパッキンでシールされる

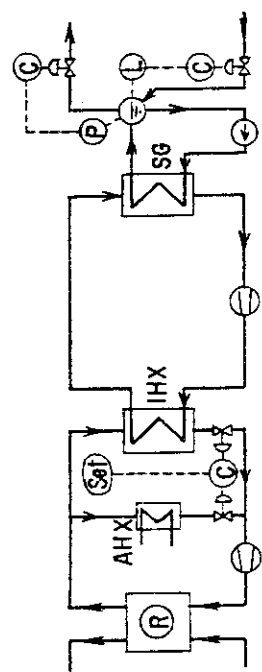
ため、急激な 2 次冷却材喪失は生じない構造となっている。

(4) 蒸気発生器圧力可変方式

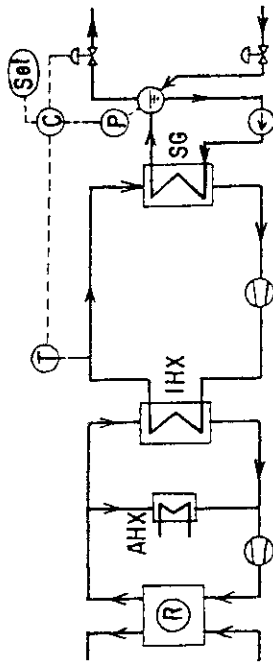
蒸気発生器の型式は方式 3 と同様に強制循環方式を採用し、構造概念も同様とする。高圧化により特に管板は厚肉となるが、製作の簡素化や伝熱管プラグイングの簡素化を考え、平管板を採用する。



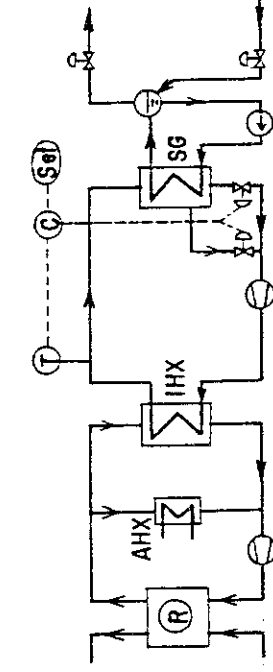
(a) 補助冷却系負荷配分方式



(b) 蒸気発生器バイパス方式



(c) 蒸気発生器伝熱面積可変方式



(d) 蒸気発生器圧力可変方式

記号
 R 原子炉
 AHX 補助冷却器
 IHX 中間熱交換器
 SG 蒸気発生器

記号
 T 温度検出器
 P 圧力検出器
 C 調節器
 Set 設定器

Fig. 2.1 冷却系統方式

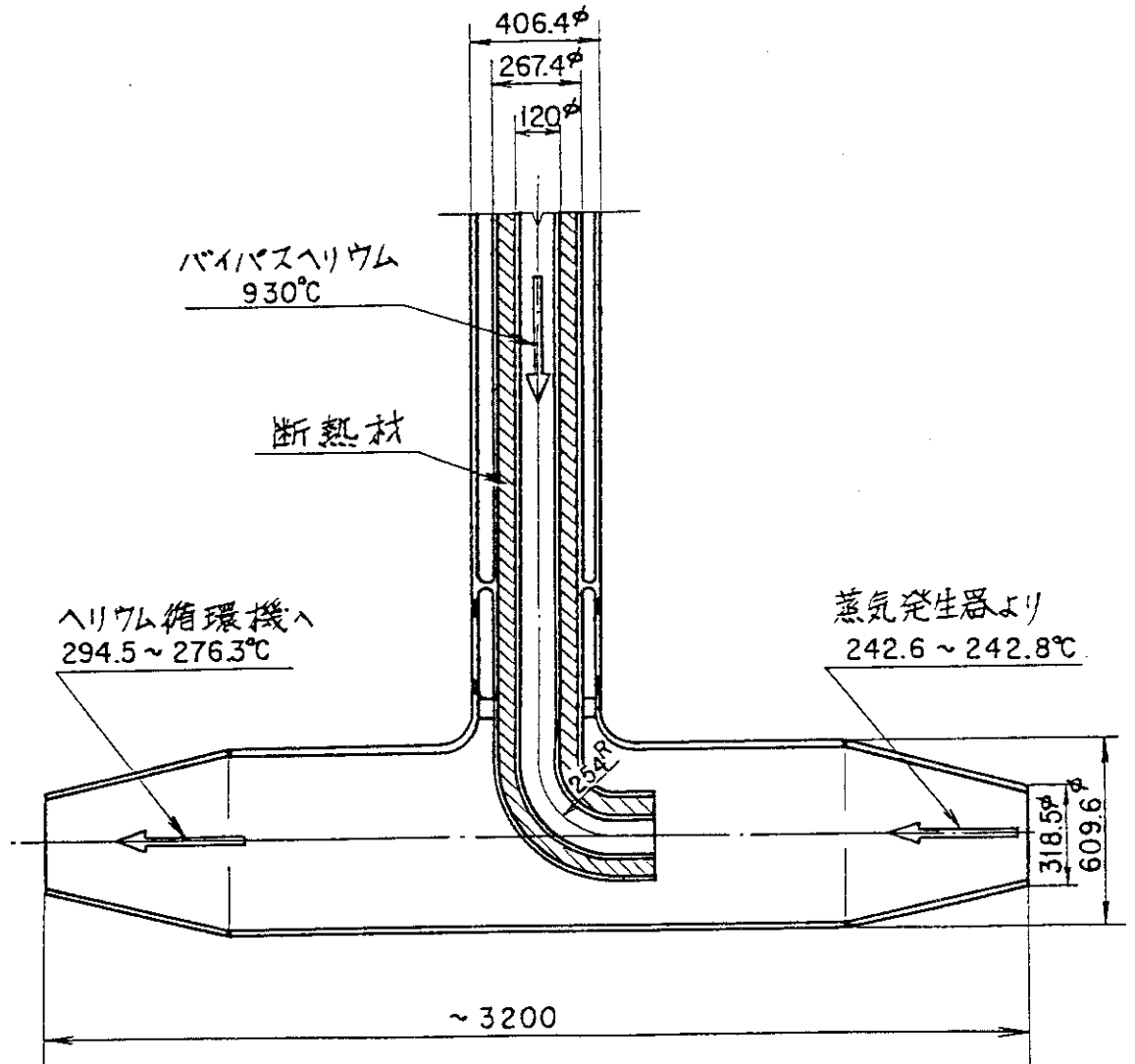


Fig. 2:2 ミキサ構造概念図

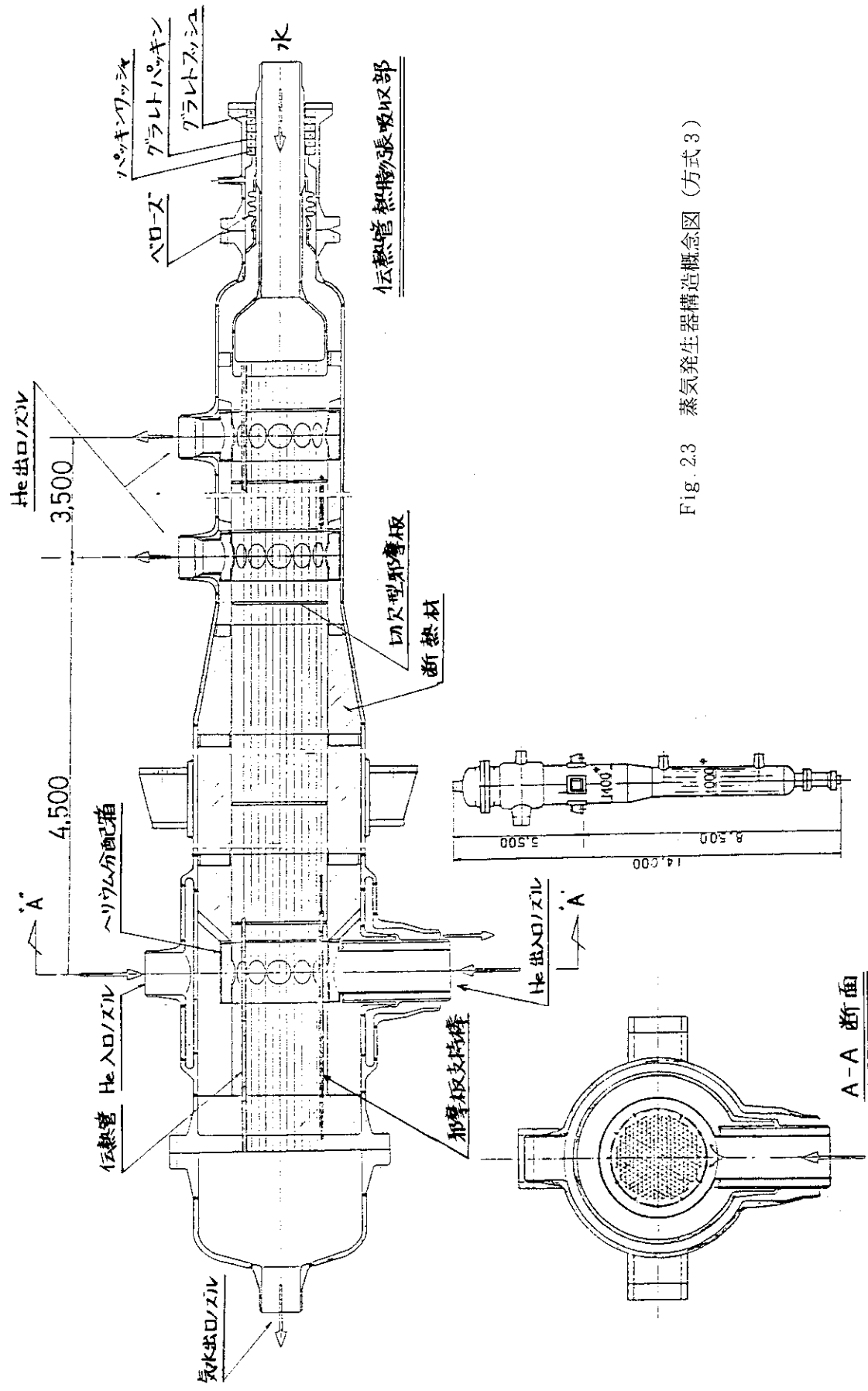


Fig. 2.3 蒸気発生器構造概念図 (方式3)

2.3 静特性検討

(1) 補助冷却系負荷配分方式

本検討の目的は、補助冷却器の容量を大きくし、中間熱交換器と補助冷却器の熱負荷の配分を調節することが、中間熱交換器2次出口温度の低減にどの程度効果的であるかを定量的に調べることにある。そこで、本検討は原子炉定格時（原子炉出力100%、原子炉出口温度1000℃）に限定して、静特性解析を行なうことにした。さらに、補助冷却器が工学的安全系機器であることから、水側出口温度は充分サブクール域にあることを前提とした。

(a) 解析条件

補助冷却系の静特性に影響を及ぼす運転パラメータのうち、中間熱交換器2次出口温度の低減にその効果を期待しうるパラメータと原子炉入口温度とを組み合わせ、次の3つを操作しうるものとして検討する。

- (i) 補助冷却器，中間熱交換器のヘリウム流量
- (ii) 補助冷却器水側流量
- (iii) 原子炉入口温度

補助冷却系の静特性解析条件を Table 2.1 に示す。補助冷却器の構造パラメータは第1次概念設計に基づくものとする。

(b) 解析結果

原子炉入口温度が395℃の場合の計算結果を Fig. 2.4 に示す。図中の実線は、補助冷却器への1次冷却材ヘリウム流量の配分率毎に、補助冷却器冷却水流量とその出口温度との関係を示す。更に図中の破線は、1次冷却材ヘリウム流量の各配分率毎に、補助冷却器冷却水流量とその出口温度とに対応して定まる中間熱交換器2次出口温度の等温線を示す。図中で中間熱交換器2次出口温度が設計基準値930℃を下回る範囲は、図中の930℃の等温線に沿った斜線部側の領域である。

本図において、中間熱交換器2次出口温度が930℃の場合、補助冷却器冷却水出口温度は補助冷却器への1次冷却材ヘリウム流量の配分率の増加につれて低下しているが、流量の配分率が50%のときでも約400℃（冷却水を物性値一定の单相流とした場合の仮想温度）となる。同図中の T_s は各圧力に対応する飽和温度であり、上述の場合には臨界圧力以上ということになる。このことから本図中の中間熱交換器2次出口温度が930℃の場合について、補助冷却器熱負荷と補助冷却器冷却水出口温度との関係を図示すると Fig. 2.5 のようになる。同図中に示すように、補助冷却器冷却水出口温度は補助冷却器熱負荷が増大するにしたがって低下する傾向がある。補助冷却器と中間熱交換器の熱負荷が等しくなった場合の補助冷却器冷却水温度は、ほぼ臨界温度となり、このような運転は好ましくない。また補助冷却器の熱負荷を更に大きくすれば、補助冷却器冷却水出口温度は低減するが、原子炉の熱出力の大半は補助冷却器で吸収されることになる。以上のことから、本方式による中間熱交換器2次出口温度の低減対策は適当でないと考え、本方式を比較評価の対象から除外する。なお原子炉入口温度を380℃とした場合についてもほぼ同様の結果を得ている。

(2) 蒸気発生器バイパス方式

第1次概念設計で設定された蒸気発生器を用いて、蒸気発生器バイパス流量と中間熱交換器2次出口温度との関係を解析し、その結果をFig.2.6に示す。この図よりバイパス流量が2.3t/h（全流量の約8%）以上のとき、中間熱交換器2次出口温度は設計基準値930℃を下回ることを示している。従って本方式を比較検討の対象とする。なお本方式において、バイパス流量の増加に伴って中間熱交換器2次出口温度が低下する理由は、中間熱交換器2次入口温度が蒸気発生器をバイパスした高温のヘリウム冷却材の影響を受けて上昇し、かつ2次冷却材流量が増加することによる。

(3) 蒸気発生器伝熱面積可変方式

Fig. 2.3に示したバイパスノズル付の蒸気発生器を用いて、このノズルから流出するバイパス流量をかえることによって有効伝熱面積を可変にして、中間熱交換器2次出口温度との関係を解析し、その結果をFig. 2.7に示す。この図より伝熱面積を約70%以下にすると、中間熱交換器2次出口温度は設計基準値930℃を下回ることが判る。従って本方式を比較検討の対象とする。なお本方式において、伝熱面積の減少に伴って中間熱交換器2次出口温度が低下する理由は、原理が同じである蒸気発生器バイパス方式と勿論同様である。

(4) 蒸気発生器圧力可変方式

蒸気発生器を変圧運転した場合の蒸気圧力と中間熱交換器2次出口温度との関係を解析し、その結果をFig.2.8に示す。この図より蒸気圧力が約70kg/cm²以上あれば、中間熱交換器2次出口温度は設計基準値930℃を下回る。従って本方式を比較検討の対象とする。なお本方式において、蒸気圧力の上昇に伴って中間熱交換器2次出口温度が低下する理由は、水・蒸気系の圧力が昇圧されることにより温度が高くなった飽和蒸気の影響を受けて、蒸気発生器のヘリウム側出口温度が上昇し、従って、中間熱交換器2次入口温度も上昇し、かつ2次冷却材流量が増加することによるものである。

Table 2.1 補助冷却系の静特性解析条件

運 転 パ ラ メ ー タ	計 算 範 囲 お よ び 設 定 値	備 考
原子炉 原子炉出力	50 MW (100%)	
1次冷却系 炉容器出口冷却材温度 炉容器入口冷却材温度 1次冷却材全流量 補助冷却系ヘリウム流量	1000℃ 395, 380℃ 28.66, 27.97 ton/h-100p 1.5, 10, 30, 40, 50%	1次系全重量 流 量 比
補助冷却系 2次側入口冷却水温度 " 圧力 2次側冷却水流量	38℃一定とする。 15 kg/cm ² abs 一定とする。 成り行き。	
2次冷却系 2次冷却材全流量	成り行き。	
水・蒸気系 蒸気発生器出口圧力 循環水流量 ブローダウン水流量 ブローダウン水温度 給水温度	30 kg/cm ² abs 一定とする。 166.5 t/h 一定とする。 1.25 t/h 一定とする。 循環水温度と同じとする。 143℃一定とする。	

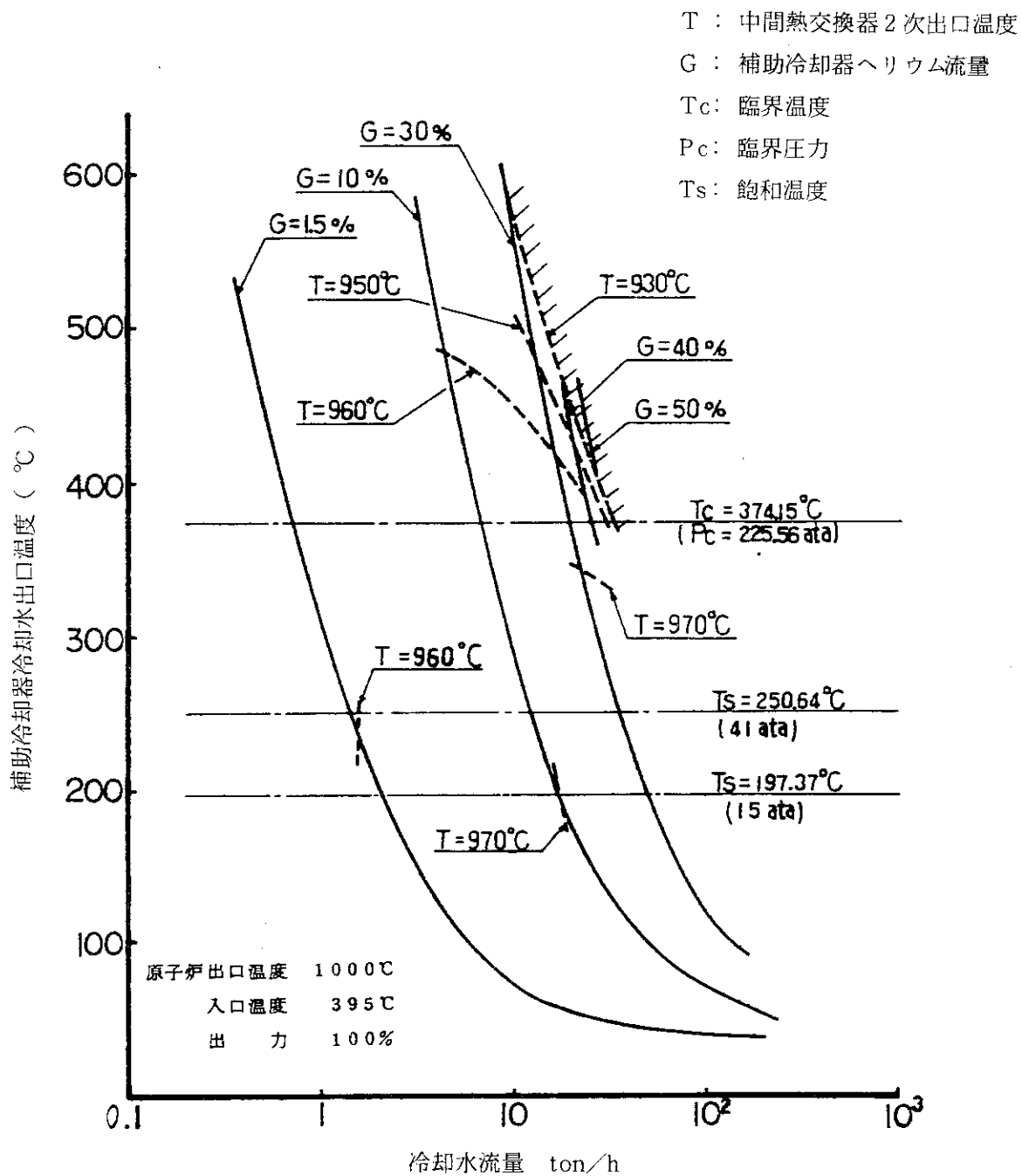


Fig. 2.4 補助冷却器特性図

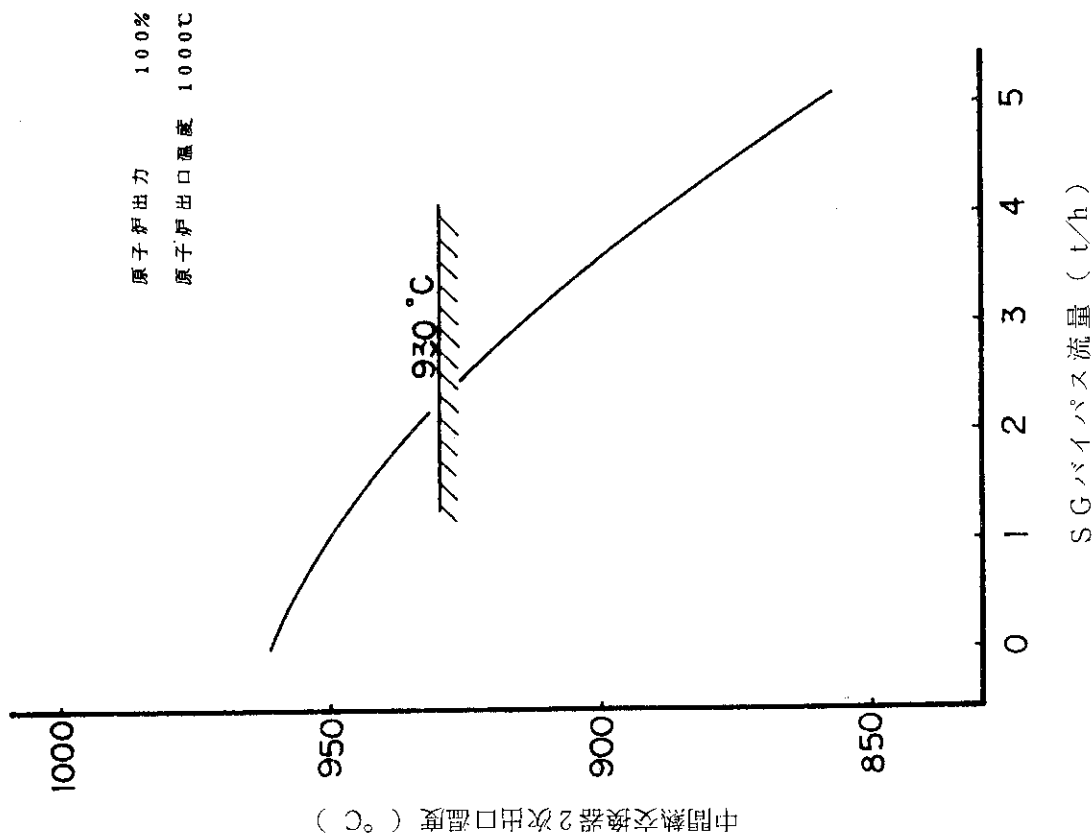


Fig. 2.6 蒸気発生器バイパス方式による静特性解析結果

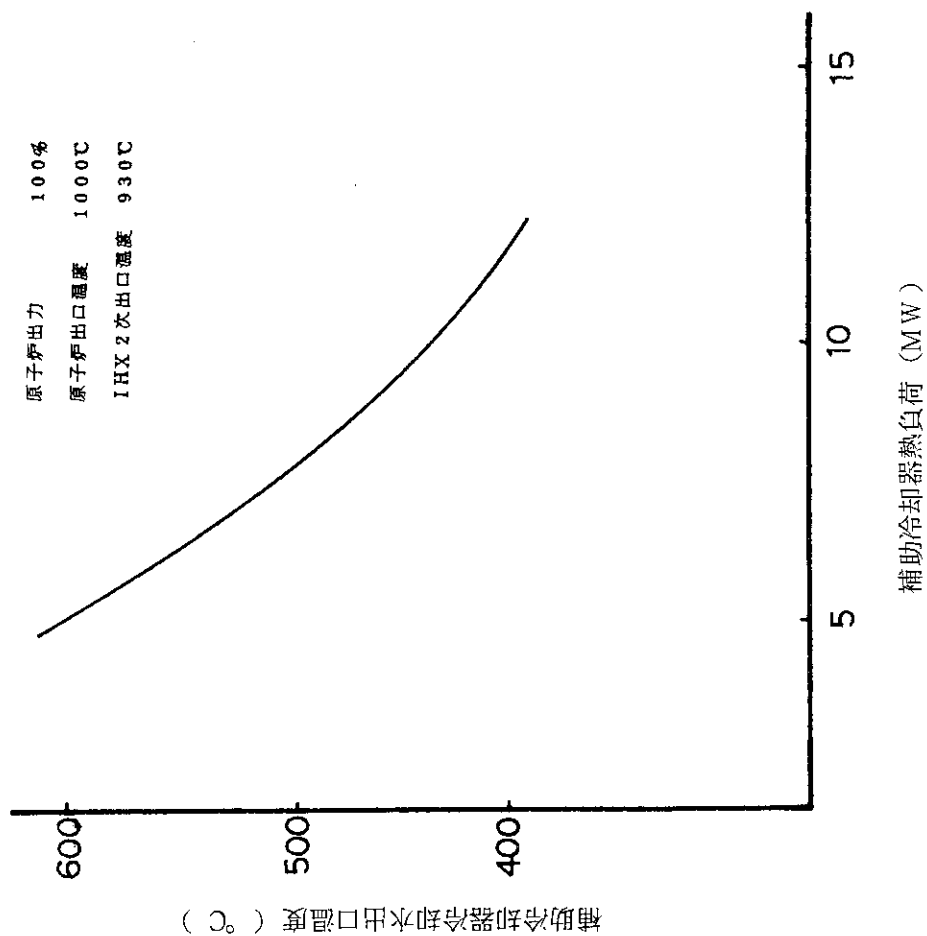


Fig. 2.5 補助冷却器熱負荷配分方式による静特性解析結果

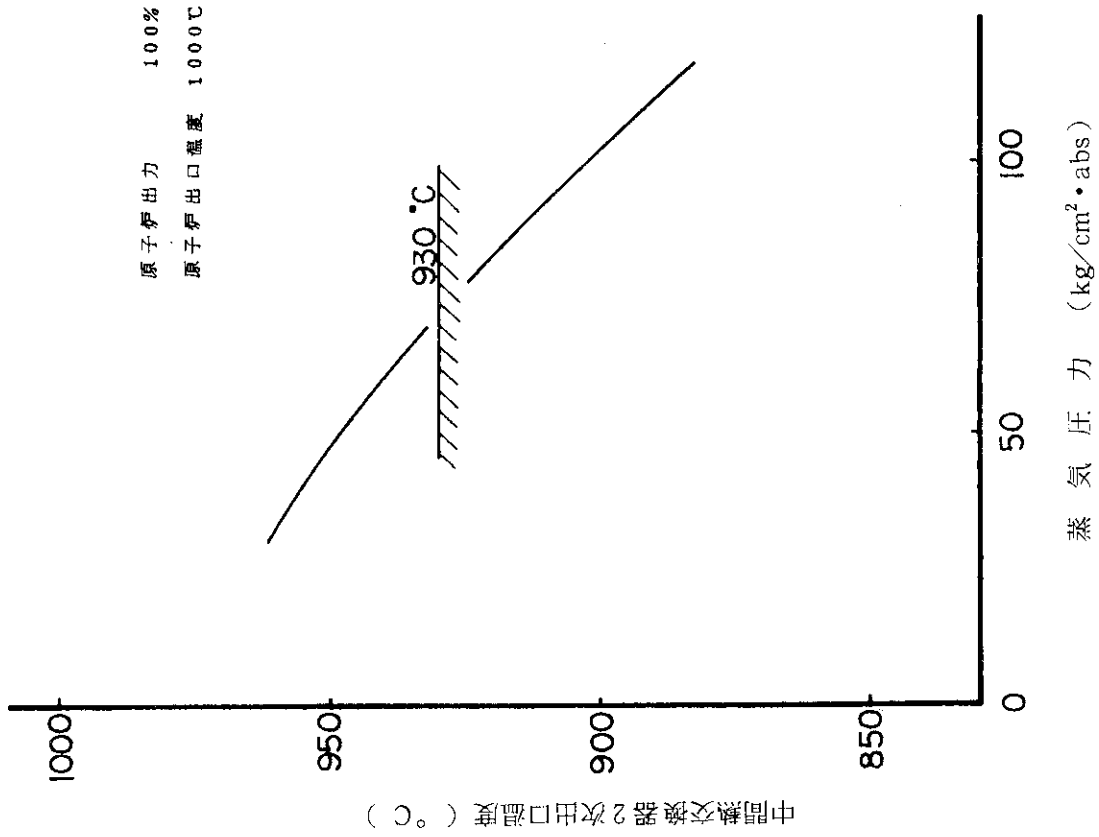


Fig. 2.8 蒸気発生器圧力可変方式による静特性解析結果

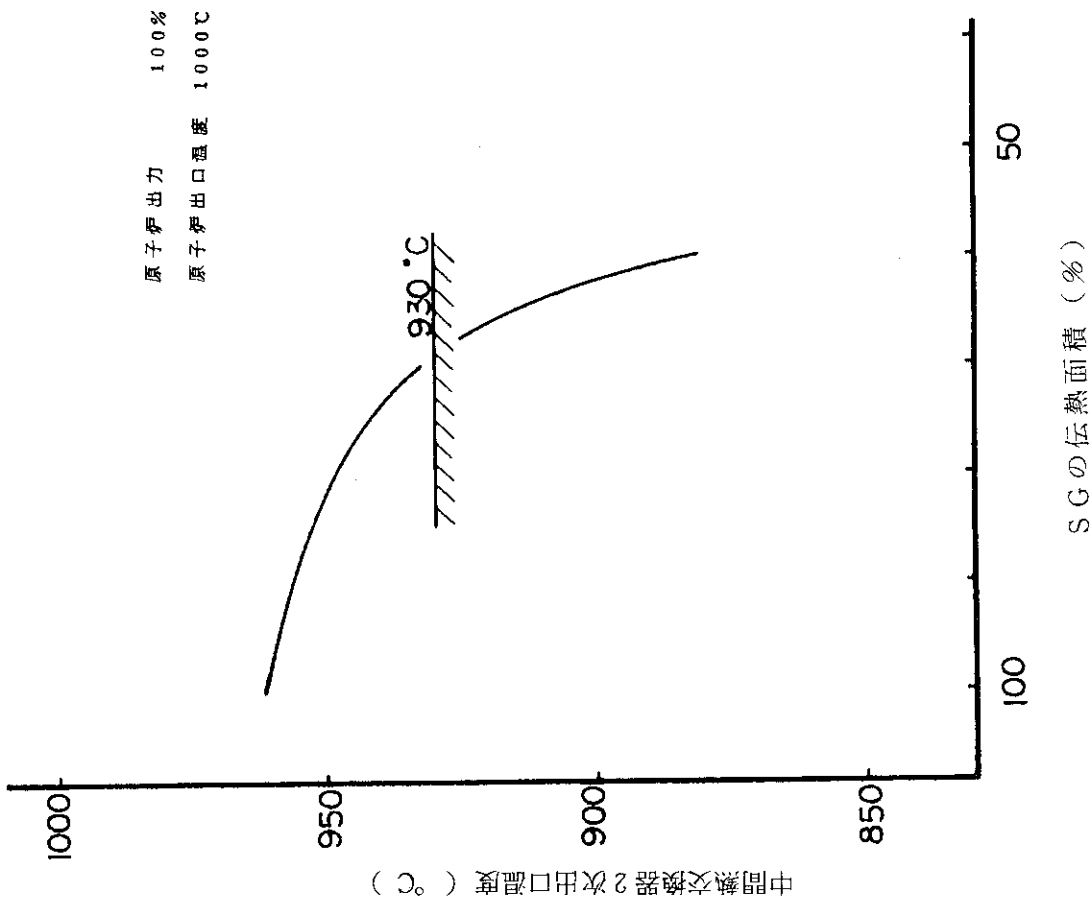


Fig. 2.7 蒸気発生器伝熱面積可変方式による静特性解析結果

2.4 予備的検討

(1) バイパス弁とバイパス方式

蒸気発生器バイパス方式は、Fig. 2.9 に示すようにバイパス弁を蒸気発生器の外部に設置するもの（本図中の①）と蒸気発生器に内蔵するもの（本図中②）とに分けられる。バイパス弁を内蔵した蒸気発生器はドラゴン炉の蒸気発生器として既の実績がある。また国内においても、一例として830℃のガスを内蔵バイパス弁で調整するプロセスガス冷却器の実績がある。しかし本実験炉の蒸気発生器のヘリウムガス温度は910℃程度であるため、温度的には80℃の温度差となっており、原子炉プラントに用いるための信頼性、耐久性等から不十分な点が多く研究開発の必要性がある。そこでこのバイパス弁の高温化防止対策として、バイパス弁の上流側に冷却器を設ける方法（本図中の③）と、バイパス弁内蔵の場合にはある程度冷却されたガスをバイパスする方法（本図中の④）とがある。しかし冷却器を設ける方法は系統が複雑になるため、冷却器を蒸気発生器に組み込んで簡素化することができる。一方、バイパス弁内蔵の場合にはバイパス弁を外部に取り出すことにより、バイパス弁の保守を容易にし、かつバイパス弁の研究開発の必要性を取り除くことができる。この両者は本図中の⑤に示す蒸気発生器伝熱面積可変方式と一致する。つまり蒸気発生器伝熱面積可変方式は、実績の上に改良を加えた方式であり、蒸気発生器バイパス方式の改良型として評価できる。

(2) ベローズとその使用例

第1次概念設計で設定された蒸気発生器、およびFig. 2.3に示した新規の蒸気発生器とも、伝熱管と外胴との相対的な伸び差についてはベローズを設けて吸収している。第1次概念設計で設定された蒸気発生器は、伝熱管内を高温ヘリウムが流れ、管外を循環水が流れる構造になっている。そのため外胴の下部管台に取り付けられているベローズは210℃の循環水と接触しており、強度上特に問題となる温度ではない。またドレン管台を設けて水質管理ができる構造になっている。一方、Fig. 2.3に示した新規の蒸気発生器は、中間熱交換器2次出口温度を制御するためのバイパスノズルを取り付けるため、伝熱管内を循環水が流れ、管外を高温ヘリウムが流れる構造になっている。そのため外胴の下部管台と内胴の下部管台とを接続しているベローズは循環水と熱交換した260~300℃程度の冷却材ヘリウムと接触している。万一ベローズが破損してもパッキンでシールされるため、急激な2次冷却材喪失は生じない。なお、ベローズの原子力プラントでの使用例は、炭酸ガス冷却炉における蒸気発生器や配管に見られる。また高温ガス炉においても、米国のFort St. Vrain炉の蒸気発生器に使用されている。この場合の使用目的は、再熱器ヘッダ下部と2次クロージャ-間の相対的な熱膨張差を吸収するためのものである。このように2次冷却系の主要な構成機器である本蒸気発生器は、伝熱管が直管型であるため胴と伝熱管との相対的な熱膨張差を吸収するためにベローズが使用される。ベローズは1次冷却系に使用される場合はその信頼性が問題になるが、本ベローズの使用箇所は2次冷却系であり、破損しても急激な冷却材喪失が生じないような構造に設計されている。また前述したように使用実績もある。

(3) 冷却材ヘリウム中への水侵入

蒸気発生器圧力可変方式の場合、3次冷却系である水・蒸気系の圧力を制御することにより、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積に余裕のある時には、水・蒸気系の圧力が2次冷却系の圧

力より高くなる。蒸気発生器の伝熱管破損時には、2次冷却系へ水が侵入することになる。破損の規模を破断と小規模漏洩に分けて水侵入時の挙動について検討した。

(i) 蒸気発生器伝熱管破断時

蒸気発生器伝熱管破断時に水・蒸気系から2次冷却系への侵入水量は次式で与えられる。

$$G = F A \sqrt{2g r \Delta P} \quad \text{kg/s} \quad (1)$$

ここで、

F : オリフィス係数 1.0

A : 破断口断面積 $1.58 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

(ギロチン破断を仮定して管断面積の2倍とする)

g : 重力加速度 9.8 m/s^2

r : 比重量 792 kg/m^3

($43 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の飽和水とする)

ΔP : 差圧 37 kg/cm^2

(水・蒸気系圧力 $80 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$, 2次冷却系圧力 $43 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ とする)

計算すると、

$$G = 120 \quad \text{kg/s}$$

となる。この侵入水が2次冷却系において水蒸気に変り系内の圧力上昇をもたらすことになる。

2次冷却材ヘリウムが系内に侵入してくる $80 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の飽和水を $43 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の飽和蒸気に変えるのに用いられるとすれば、蒸気発生器へ持ち込む熱量を 25 MW とするとその蒸気量は、 16.8 kg/s となる。則ち侵入水の14%が蒸気に変換される。蒸気体積のみが2次冷却系の圧力上昇に係わるとすれば、2次冷却系の圧力は次式で与えられる。

$$P = P_0 \left(1 + \frac{G_e \cdot v}{V_0} t \right) \quad \text{kg/cm}^2 \quad (2)$$

ここで、

P_0 : 初期圧力 $44 \text{ kg/cm}^2 \text{ a}$

V_0 : 2次冷却系容積 150 m^3

v : 飽和蒸気比容積 $0.046 \text{ m}^3/\text{kg}$

G_e : 蒸気量 16.8 kg/s

t : 時間

従って、2次冷却系の圧力上昇速度は、

$$\frac{P_0 G_e v}{V_0} = 0.23 \quad \text{kg/cm}^2 \text{ s}$$

となる。この圧力上昇は安全弁で対処できると考えられる。この時の安全弁の吹出容量を蒸気発生量以上と考えると、

$$G_e v = 0.77 \text{ m}^3 / \text{s}$$

をもとに計画すれば良い。

(ii) 蒸気発生器伝熱管小規模漏洩時

小規模漏洩時には、2次冷却系の蒸気発生器出口に水分検出装置を設けて異常を検知する。検出可能な漏洩量と漏洩孔断面積の関係を検討した結果を以下に示す。

漏洩量を G 、2次冷却材ヘリウム流量を W とすれば、水分濃度 C は

$$C = \frac{G}{W} \quad (3)$$

である。今、直径 0.1 mm の孔があいているとし、他の条件や計算式を前項に同じとすれば、漏洩量は(1)式から $5.95 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ となる。従って漏洩直後の水分濃度は2次冷却材ヘリウム流量を 27.5 t/h とすれば、(3)式から 78 ppm となる。このレベルは2次冷却系の水分に関する運転目標値 13.5 ppm に比べると異常として充分検知できる。異常検知後は炉を停止し、水・蒸気系を隔離およびダンプすることが考えられる。この程度の侵入量の場合の2次冷却系圧力上昇速度は

$$\frac{P_0 G v}{V_0} = 8.0 \times 10^{-6} \text{ kg/cm}^2 \text{ s}$$

となる。

(iii) その他の課題

蒸気発生器伝熱管破断時の圧力上昇、および小規模漏洩時の検出可能性以外の課題について以下に示す。

- ① 2次冷却系へ侵入してきた低温の水が、高温の構造物に接することによる熱衝撃は、高温の圧力管に冷水の噴流をあてた試験研究の例⁽²⁾から想定して、あまり大きくはならない。
- ② 短時間挙動としての水または蒸気による2次冷却系構造物の腐食については、例えば Bittel の文献⁽³⁾から SUS 304 の 850℃、1000時間の腐食量は約 0.25 mm となっており、耐熱材料はより耐食性に富むこと、非常に短時間であること等から問題にはならない。
- ③ 2次ヘリウム循環機に水が侵入した時の影響については、実験してみる必要がある。

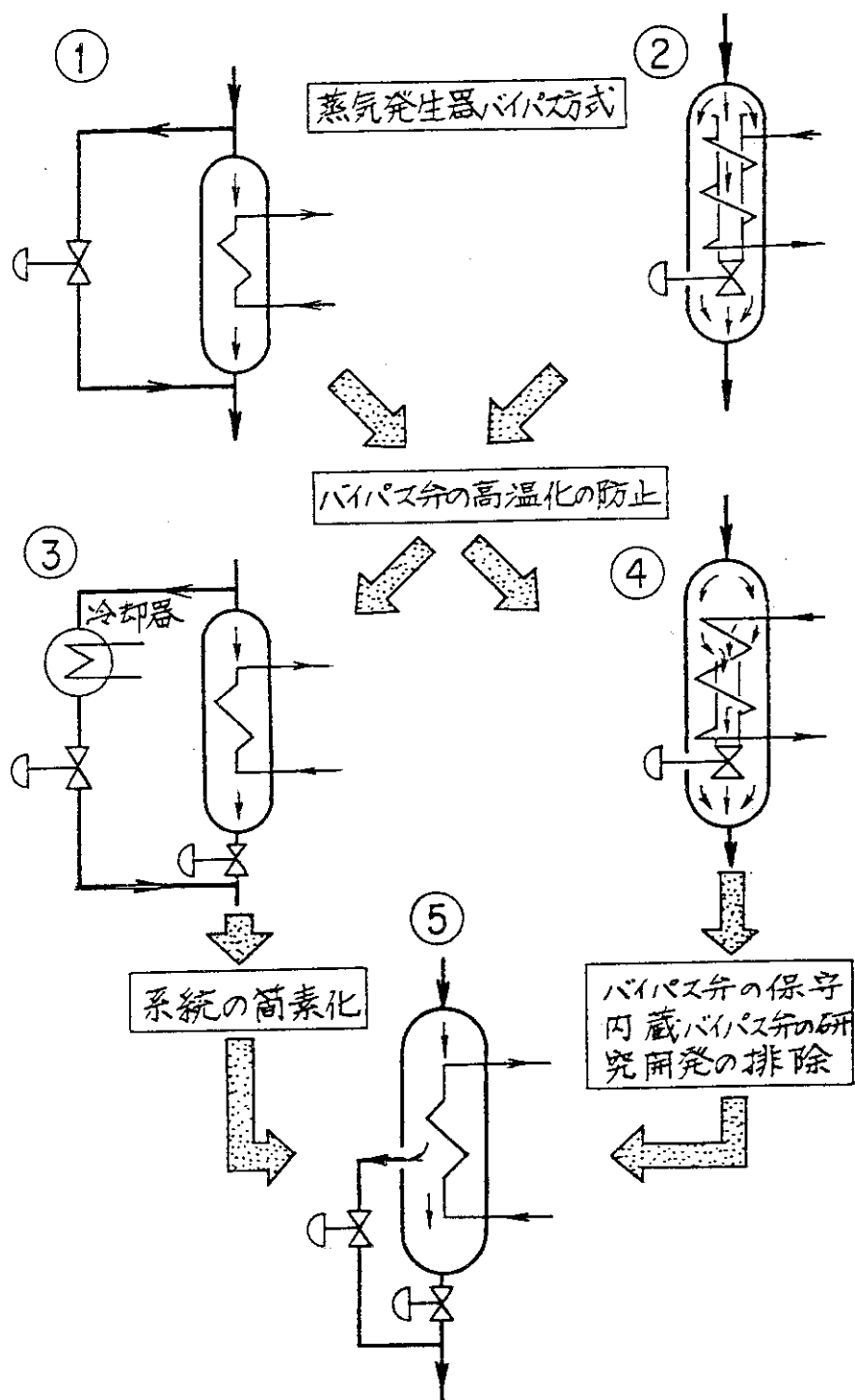


Fig. 2.9 蒸気発生器伝熱面積可変方式の背景

2.5 評価検討

冷却系の系統改良案として方式1から方式4までの4ケースが提案されたが、方式1の補助冷却系負荷配分方式は2.3節の静特性検討の段階で、中間熱交換器2次出口温度を低減することが不可能であることが分り、評価検討の対象から除外した。方式2、方式3、および方式4に関しては、2.4節で予備的な検討をしたが、いずれが最適であるかは一概に決められないため、関連樹木法により評価することとした。

評価項目は大項目として、〔Ⅰ〕性能、〔Ⅱ〕経済性、〔Ⅲ〕安全性の3項目を設定し、更に中項目、小項目に分けて各項目ごとに重み付けを行なった。各項目の分類とその内容をTable 2.2に示す。

評価基準設定の考え方は、系統改良案の3ケースに対して相対比較し、評点の和が一定になるように考慮する方法とした。比較ケースと評点についてまとめると、評価基準は以下に示す表のようになる。

比較ケース	評点
方式A>方式B>方式C	3 : 2 : 1
方式A=方式B>方式C	2.5 : 2.5 : 1
方式A=方式B=方式C	2 : 2 : 2
方式A>方式B=方式C	3 : 1.5 : 1.5

以上の方法に従って、系統改良案としての方式2、方式3、および方式4に関する比較検討を小項目毎に行なう。

〔Ⅰ〕性能

〔Ⅰ-1〕起動・停止

- (i) 起動・停止手順において、水・蒸気系の操作が若干異なる程度である。ステップ数については差異はない。
- (ii) 起動・停止時間は飽和温度、熱容量の関係から、方式4が最も時間がかかるが、プラント全体から見ると起動・停止時間は炉心の熱容量や原子炉出入口温度制限等が支配的であるため、差異はない。

依って、方式2 = 方式3 = 方式4

〔Ⅰ-2〕定常運転

- (i) 運転範囲については、原子炉出力30~100%における運転がすべて可能な設計としているため、差異はない。
- (ii) フレキシビリティを増す方策として、方式2ではバイパス量を増加させることで対処できるため、そのフレキシビリティは大きい。方式3ではバイパスノズルの位置を変更することによってある程度のフレキシビリティをもてる。方式4では設計圧力に余裕をもたせることによって可能となるが、100kg/cm²以上の高圧になるためフレキシビリティは少ない。

依って、方式2 > 方式3 > 方式4

〔Ⅰ-3〕過渡運転

- (i) 流動安定性については、蒸気発生器の形式が全て強制循環方式であるため、差異はない。

(ii) 温度変化の制限については、方式2の蒸気発生器の冷却材ヘリウムが管内流であるため管板が高温になることと、更に高温バイパス弁があること等から、方式2が厳しくなる。

依って、方式3 = 方式4 > 方式2

〔I-4〕構成機器数

冷却システムを改良することにより増減する主要構成機器は、方式2ではバイパス高温配管、高温バイパス弁、および高温ミキサがあり、方式3では流量分配弁があり、方式4では特にない。

依って、方式4 > 方式3 > 方式2

〔I-5〕配置スペース

方式2のバイパス高温配管、高温バイパス弁、および高温ミキサの配置が困難である。方式4はほとんど変更の必要はない。

依って、方式4 > 方式3 > 方式2

〔II〕経済性

〔II-1〕開発要素と開発期間

開発要素は方式2の高温バイパス弁と高温ミキサである。開発期間は高温バイパス弁が34ヶ月、高温ミキサが12ヶ月必要である。

依って、方式3 = 方式4 > 方式2

〔II-2〕不確定要素

開発が不可能になった場合の他への影響として、方式2の高温バイパス弁の場合は原子炉出口温度を低くして運転することになる。方式2以外では不確定要素はない。

依って、方式3 = 方式4 > 方式2

〔II-3〕設計費

蒸気発生器本体の設計費には差異はない。設計費の差異は解析対象の数の差によって生ずるとすれば、方式2ではバイパス高温配管、高温バイパス弁、および高温ミキサがあり、方式3では低温ミキサと蒸気発生器の流量配分特性解析があり、方式4では特にない。

依って、方式4 > 方式3 > 方式2

〔II-4〕製作費

蒸気発生器本体の製作費は重量から推定して

方式2 > 方式3 > 方式4

となり、方式2の製作費が最も安い。しかし方式2は蒸気発生器の他にバイパス高温配管、高温バイパス弁等の製作費が必要であり、それは蒸気発生器の製作費の半額程度である。また前述した蒸気発生器の製作費の差額は1~2割程度である。

依って、方式3 > 方式4 > 方式2

〔II-5〕検査費

検査費は従来の実績から製作費に比例するものとする。

依って、方式3 > 方式4 > 方式2

〔II-6〕運転費

方式4は高圧化するため水の純度管理が厳しくなるので経費は若干高くなるが全体としては差異はない。

依って、方式2 = 方式3 = 方式4

〔Ⅲ〕安全性

〔Ⅲ-1〕FP放出の多重障壁効果

検出不能なピンホールが中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱管にあることを想定しても、1次冷却系と2次冷却系の差圧の逆転がなければ通常運転時には各方式とも差異はない。差圧が逆転する場合は事故時で評価する。

依って、方式2 = 方式3 = 方式4

〔Ⅲ-2〕高温高圧部の信頼性

高温高圧部の表面積の比較を構成機器によって算出してみると、方式2の表面積がバイパス高温配管、高温バイパス弁等の増加により最も多い。方式3と方式4は高温ヘリウム側の表面積に差異はないが、方式4は水・蒸気側の圧力が 80kg/cm^2 と高圧になっている。

依って、方式3 > 方式4 > 方式2

〔Ⅲ-3〕事故発生確率、事故の大きさ

事故の大きさは以下の5種類に分けられる。

- ⑤：1次冷却材圧力バウンダリの破損を起す可能性が大の場合
- ④：原子炉スクラムが必要で、主要機器の破損を起す可能性が大で、1次冷却材圧力バウンダリの破損可能性が小さい場合
- ③：原子炉スクラムが必要で、主要機器の破損を起す可能性が大きい場合
- ②：原子炉トリップが必要で、主要機器の破損を起す可能性が小さい場合
- ①：主要機器を除く機器の軽度の損傷

次に起因事故は、方式2と方式3に対してはバイパス配管破断、バイパス弁機能喪失、および伝熱管破断が考えられる。この中で最も故障率が高い起因事故はバイパス弁機能喪失であり、この場合の事故の波及を考慮すれば、方式2の事故の大きさは前述の④に該当する。方式3は同様に②に該当する。一方、方式4の起因事故は伝熱管破断が考えられ、その事故の大きさは同様に③に該当する。

依って、方式3 > 方式4 > 方式2

〔Ⅲ-4〕蒸気発生器伝熱管小規模漏洩

直径0.5 mmのピンホールが開いたときの検出感度を評価した。方式2と方式3の場合、冷却材ヘリウムが水・蒸気系に侵入し、脱気器から放出する。この脱気器中に含まれるヘリウムを検出する。水・蒸気中のヘリウム濃度は 75ppm/sec で上昇するので、検出感度にすぐに達するため検出時間は検出遅れ時間によって決定される。一方、方式4の場合は水・蒸気が冷却材ヘリウム中に侵入することになり、ヘリウム中の水分濃度を露点計で検出する。ヘリウム中の水分濃度は 35ppm/sec で上昇するので、検出感度にすぐに達するため検出時間は検出遅れ時間によって決定される。検出遅れ時間は30秒～3分以内であるから、この程度では大差はない。

依って、方式2 = 方式3 = 方式4

以上の比較検討結果に基づき、Table 2.2に前述した評価基準に従った評点を示す。総合評点の結果から評価結果は

方式3 > 方式4 > 方式2

となり、方式3が最高点を示した。この関係を三角グラフに示すと Fig. 2.10のごとくなる。

上記の様な評価結果を示した主な理由は次の通りである。

方式2：本方式は運転のフレキシビリティの面で長所があるが、高温バイパス弁の開発が必要であることや、その機能喪失による高温ヘリウムのホットストリークが安全上特に問題であることが総合評点の低い主な理由となっている。

方式3：方式2の改善策として高温バイパス弁の上流側に冷却器を設けて弁の高温化を防止する方法が考えられる。本方式はこの冷却器を蒸気発生器に組み込んだ方式と同じ効果をもつもので、方式2の改良型である。従って方式2の長所である運転性の良さと、伝熱面積可変方式の長所である事故時の安全性の高さを同時に兼ね備えたものとして本方式は評価される。

方式4：本方式は方式3と比較して性能の面で若干の優位さはあるが、安全、経済性の面で劣る。つまり安全性では伝熱管破損を想定した場合、水・蒸気系から2次冷却系への水侵入が急速なため遮断弁やダンプラインによる事故対策の効果があまりないため、圧力上昇による2次冷却材ヘリウムの系外放出や中間熱交換器の高温部の水流入によるコールドショック、および2次ヘリウム循環機への水衝撃が考えられる。経済性では、高圧化による設備のコストアップや高圧化による運転保守の強化のためのコストアップが考えられる。

Table 2.2 冷却系統方式の評価結果

大項目	大項目目				中項目目				小項目目				備考		
	方式1	方式2	方式3	方式4	項目	重み	方式2	方式3	方式4	項目	重み	方式2		方式3	方式4
性能					起動・停止	0.3	2	2	2	起動・停止の難易を手順のステップ数と起動時間で評価した。					
					定常運転	0.4	3	2	1	運転の範囲、フレキシビリティについて定性的な検討をした。					
	0.4	1.77	2.105	2.125	過渡運転	0.3	1	2.5	2.5	流動安定性と温度変化の制限を定性的に評価した。					
					構成機器数	0.5	1	2	3	構成機器の数で評価した。					
経済性					システムの複雑さ	0.3	1	2	3	配管スペース	0.5	1	2	3	配管スペースを定性的に評価した。
					開発費と期間	0.6	1	2.5	2.5	開発項目と期間を掛けてのべ開発日数で評価した。					
					不確定要素	0.4	1	2.5	2.5	開発が不可能になった場合の他への影響について評価した。					
	0.2	1.2	2.52	2.28	設計費	0.1	1	2	3	費用の差が生ずる要因について推定を行なって評価した。					
安全性					製作費	0.8	1	3	2						
					検査費	0.1	1	3	2						
					運転費	0.2	2	2	2						
	0.4	1.4	2.6	2.0	F P放出の多重保護効果	0.5	2	2	2	検出不能なピンホールが標準にある場合を想定して評価した。					
総合評価					高圧部の信頼性	0.5	1	3	2	高圧・高圧部の表面積を評価対象とした。					
					事故発生確率, 事故の大きさ	1.0	1	3	2	発生確率と事故の大きさの対比で評価した。					
	1.508	2.386	2.106	2.106	S O伝熱管リーク	1.0	2	2	2	0.5φのピンホールが開いたときの検出時間を評価した。					

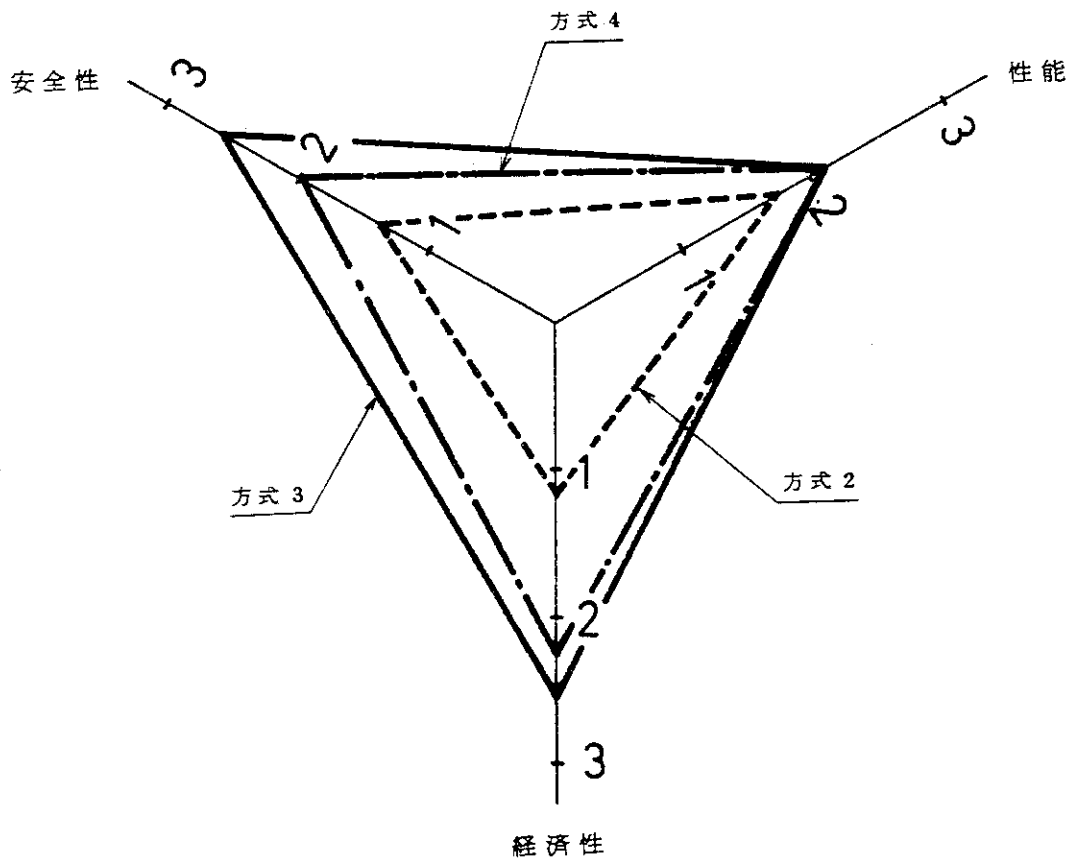


Fig. 2.10 冷却系統方式の評価結果

3. 冷却系切換時熱衝撃の検討

3.1 基本方針

通常または事故時に原子炉を停止し、主冷却系から補助冷却系に切換えて熱除去を行なう場合がある。しかし切換時には主冷却系である1次冷却系の各部が過渡条件にさらされ、異常な温度分布等から強度的に問題になることも考えられる。本検討では、2次冷却材流量喪失事故時に中間熱交換器の低温側への高温ガスの影響をみるために、1次冷却系主ガス循環機停止と補助冷却系への切換時の1次冷却系各部における温度挙動とそれに対する強度評価を行なった。

上記の事故状態における1次冷却系の検討対象主要部は、

- (i) 中間熱交換器
- (ii) 単管ミキサ部（中間熱交換器と補助冷却器の出口合流ミキサ部）
- (iii) 二重管ミキサ部（中間熱交換器胴部冷却と補助冷却器胴部冷却の出口合流ミキサ部）

の3箇所である。

3.2 温度挙動解析

3.2.1 解析条件

2次冷却系ガス循環機のスティックまたはランダウンにより、2次冷却材流量が喪失する事故時における過渡状態をICARUS-2Lコードを用いて解析した。以下に解析条件を示す。

- (i) 冷却系の系統構成は第1次概念設計によるものとする。Fig. 3.1に系統構成モデルと定格出力運転時の熱物質収支を示す。
- (ii) 冷却系の切換手順を示す保護シーケンスはTable 3.1に示すものを用いる。
- (iii) 1次、2次冷却系ガス循環機および3次冷却系循環ポンプ（水・蒸気系循環ポンプ）のランダウン特性は、第1次概念設計によるものとする。
- (iv) 補助ガス循環機の起動特性は、第1次概念設計によるものとする。

3.2.2 解析結果

(1) 中間熱交換器

2次冷却系ガス循環機1基スティック事故の場合の中間熱交換器の温度変化をFig. 3.2に示す。また2次冷却系ガス循環機1基ランダウン事故の場合をFig. 3.3に示す。スティック事故、ランダウン事故の場合とも、中間熱交換器1次側出口で高温ガスの通り抜け現象は起っていない。一方、中間熱交換器2次側出口ガス温度は、スティック事故の場合約45℃、ランダウン事故の場合約33℃上昇している。

(2) 単管ミキサ部

スティック事故、ランダウン事故の場合の単管ミキサ部の温度変化をそれぞれFig. 3.4、Fig.

3.5に示す。スティック事故の場合、中間熱交換器1次側流量と補助冷却系単管流量は、Table. 3.1に示された保護シーケンスにより、スティック事故発生2秒後に事故側ループの1次冷却系ガス循環機がランダウンするため減少する。従って1次冷却系単管流量は前記両流量が単管ミキサ部で合流した以降の流量であるから、同様に減少する。しかし事故発生272秒後、事故側ループの補助ガス循環機が起動し、弁も切換えられ、1次冷却系単管流量は増加し定格時の10%に達する。一方、ランダウン事故の場合も同様に、事故発生7.4秒後に1次冷却系ガス循環機がランダウンし、中間熱交換器1次側流量、補助冷却系単管流量、および1次冷却系単管流量は減少する。1次冷却系単管流量は事故発生277.4秒後に補助ガス循環機の起動により増加する。

Fig. 3.4, Fig. 3.5において、補助ガス循環機の起動と同時に単管ミキサ部の混合ガス温度は約330℃ステップ状に降下している。実際には流動のない場合のガス温度はミキサ部構造材の内表面温度に支配されるから、この降下巾はもっと小さくなると推測される。

(3) 二重管ミキサ部

Fig. 3.6およびFig. 3.7に解析結果を示す。スティック事故およびランダウン事故とも次のことがいえる。

(i) 原子炉二重管側出口ガス温度

流動停止と同時に、原子炉二重管側出口ガス温度が下がるのは、ライナの温度が径方向熱伝導により下がることによる。

(ii) 補助冷却器二重管胴側出口ガス温度

補助冷却系稼動後、補助冷却器二重管胴側出口ガス温度が上昇するのは、次の4つの理由による。

- ① 流動停止中の構造材部における径方向熱伝導により低温側の構造材の温度が上昇する。
- ② 補助冷却系稼動後も原子炉出口ガス温度は約995℃と一定であるので、補助冷却器二重管の管側入口ガス温度は余り下がらない。
- ③ 補助冷却器出口ガス温度は補助冷却系稼動後は約120℃であるが、単管系の熱容量があるので補助冷却器二重管の胴側入口温度は余り下がらない。
- ④ 補助冷却器二重管の管側流量との大小関係が、定格運転状態と補助冷却系稼動時とで変わる。

	管側流量 (t/h)	胴側流量 (t/h)	胴側流量
			管側流量
定格運転状態	0.43	11.46	26.65
補助冷却系稼動時	2.866	1.146	0.4

以上のことから、次の点が明らかになった。

- (i) 全体として、スティック事故とランダウン事故の温度挙動は、構造物の熱衝撃から考えると大きな差はない。
 - (ii) 対象とした1次冷却系内のガス温度変化の大きい箇所は単管ミキサ部である。
 - (iii) 中間熱交換器1次側の低温部への高温ガスの影響は少ない。
- 従って、冷却系の構造強度は単管ミキサ部を対象として検討することとした。

3.3 構造強度解析

3.3.1 解析条件

熱応力的に最も厳しいと思われる単管ミキサ部について、2次冷却系ガス循環機1基スティック事故時のヘリウムガス流量と温度変化に対する熱衝撃を代表的に選定し、これを荷重条件として通常（プラント状態Ⅰa）および変動（プラント状態Ⅱ）状態と緊急状態（プラント状態Ⅲ）における応力評価を行なった。使用計算コードは、温度計算ではHEATPL（二次元軸対称回転体用の三角、四角要素を使用した線形温度計算）、応力計算ではDIM2（二次元軸対称回転体用の三角、四角要素を使用した弾性応力計算）を用いた。以下に解析条件を示す。

- (i) 評価基準は「多目的高温ガス実験炉第1次高温構造設計指針」とする。
- (ii) 熱荷重条件は前述の温度変化解析結果より、次の通りとする。先ず中間熱交換器1次側出口ガス温度375℃は3秒後に117℃になるものとする。一方、補助冷却器単管出口ガス温度42℃も3秒後に117℃になるものとする。
- (iii) 圧力荷重は41kg/cm²とする。
- (iv) 解析モデルは軸対称回転体モデルとする。解析対象部の解析モデル形状と評価断面位置をFig. 3.8に示す。

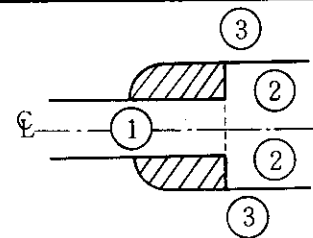
次に本解析に使用した物性値を示す。

(i) 温度計算

解析対象部の材質は配管構造材が $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo鋼、断熱材がカオウル、および保温材がカポサイトである。その各々の熱伝導率、比熱、密度の値を示す。

物性値		熱伝導率 [kcal/mhr℃]	比熱 [kcal/kg℃]	密度 [g/cm ³]
材 質				
$2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo鋼		33.0 (300℃)	0.14	7.9
断 熱 材		1.0 (400℃)	0.26	0.25
保 温 材		0.06 (300℃)	0.20	0.20

熱伝達係数は1次冷却系流量が100%の場合と、冷却系切換後の10%の場合について、下図の3箇所（①、②、③）における値を示す。

位置	熱伝達係数 [kcal/m ² hr℃]		
	100%流量時	10%流量時	
①	60.8	367.7	
②	590.7	111.8	
③	10.0	10.0	

(ii) 応力計算

配管構造材 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo鋼の弾性係数、ポアソン比、線膨張係数を示す。

材質 \ 物性値	温度 〔℃〕	弾性係数 〔kg/mm ² 〕	ポアソン比	線膨張係数 〔1/℃〕
2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	15	1.94 × 10 ⁴	0.3	1.17 × 10 ⁻⁵
	200	1.94 × 10 ⁴	0.3	1.27 × 10 ⁻⁵
	300	1.94 × 10 ⁴	0.3	1.32 × 10 ⁻⁵
	400	1.94 × 10 ⁴	0.3	1.36 × 10 ⁻⁵
	500	1.94 × 10 ⁴	0.3	1.39 × 10 ⁻⁵

3.3.2 解析結果

(1) 温度計算

単管ミキサ部出口側の混合ガス温度は、冷却系を切替えることにより補助冷却系から42℃の単管流量が流入するため、367℃から117℃に降下する。従って、単管ミキサ部の中間熱交換器側は定格出力運転時と比較して温度が時間とともに降下する。一方、単管ミキサ部の補助冷却器側は時間とともに温度が上昇する。Fig.3.9に各評価断面における温度変化の時間的推移を示す。断面1、2及び3は単管ミキサ部の補助冷却器側に近いため、時間とともに単管ミキサ部構造材の温度は上昇している。一方、断面4は単管ミキサ部の中間熱交換器側に近いため、単管ミキサ部構造材の温度は降下している。また単管ミキサ部構造材の温度勾配は、単管ミキサ部の軸方向に大きく半径方向には非常に小さい。Fig.3.10に後述の発生応力の最も厳しいと思われる時刻（断面1：t = 5秒後、断面2：t = 328秒後、断面3：t = 328秒後、断面4：t = 0秒）における単管ミキサ部構造材の等温線図を示す。

(2) 応力計算

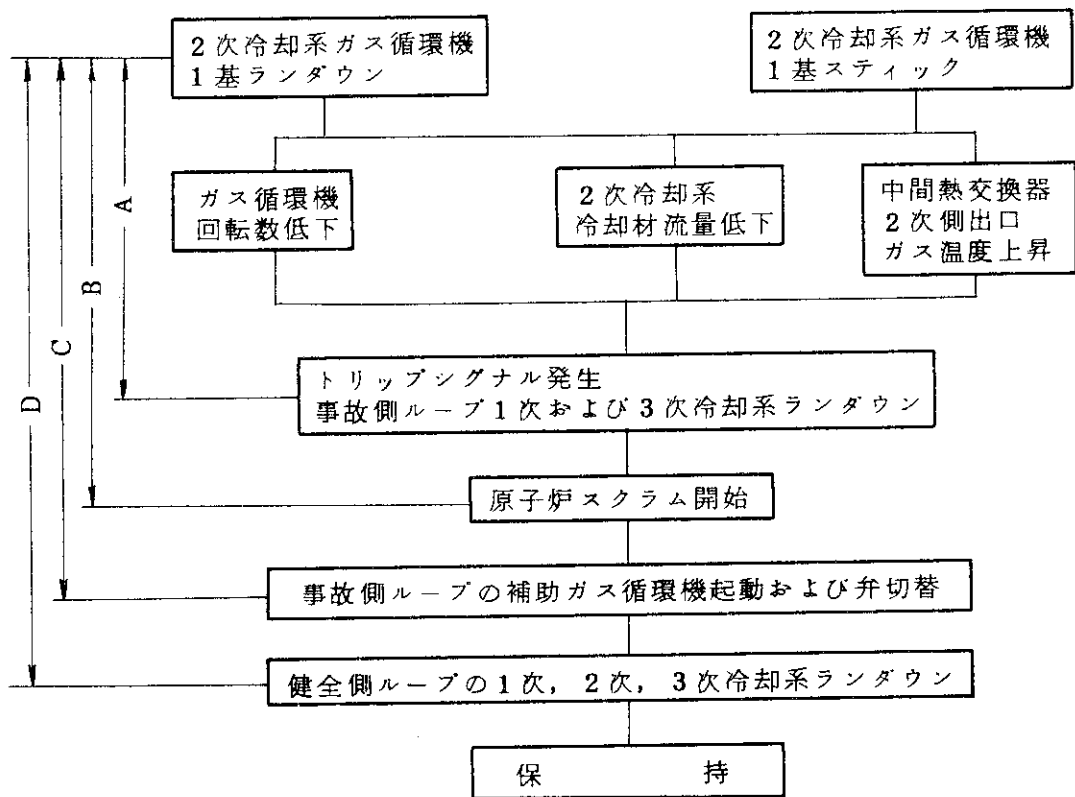
単管ミキサ部の各評価断面における熱応力強さの時間的推移をFig.3.11に示す。最も発生応力が厳しい時刻は、断面1では5秒後であり、断面2と3では328秒後である。断面4では0秒（通常状態）における発生応力が最も厳しく、その後減少し再び328秒後に極大値を形成している。このように各断面において最も厳しい応力が発生する時刻が異なる理由は、前述のFig.3.10に示したように単管ミキサ部の軸方向温度勾配の大きさが時刻とともに変化するからである。時刻0秒、5秒後、328秒後における単管ミキサ部内外表面要素の熱応力強さ分布をFig.3.12に示す。大きな熱応力強さは評価断面又はその近傍で発生している。

(3) 応力評価

通常（プラント状態Ⅰa）及び変動（プラント状態Ⅱ）状態と緊急状態（プラント状態Ⅲ）における単管ミキサ部の応力評価結果をTable3.2に示す。1次応力、1次+2次応力、クリープ損傷、疲れ損傷、クリープ疲れ損傷共に、許容値を全て満足した。

Table 3.1 事故事象と冷却系の切換に要する時間計画

事故事象	時間計画 (秒)			
	A	B	C	D
2次冷却系 ガス循環機1基 ランダウン	7.4	7.9	277.4	307.4
2次冷却系 ガス循環機1基 スティック	20	25	272.0	302.0



S ₁	1次冷却系	炉	管	管	管	管
S ₂	1次冷却系	炉	管	管	管	管
S ₃	1次冷却系	炉	管	管	管	管
S ₄	補助冷却系	炉	管	管	管	管
S ₅	2次冷却系	炉	管	管	管	管
S ₆	2次冷却系	炉	管	管	管	管
S ₇	2次冷却系	炉	管	管	管	管
D ₁	中間熱交換器	炉	管	管	管	管
D ₂	補助冷却器	炉	管	管	管	管
D ₃	補助冷却器	炉	管	管	管	管
D ₄	2次冷却系	炉	管	管	管	管

1次冷却系	11ata
補助冷却系	11ata
補助冷却系	15ata
2次冷却系	11ata

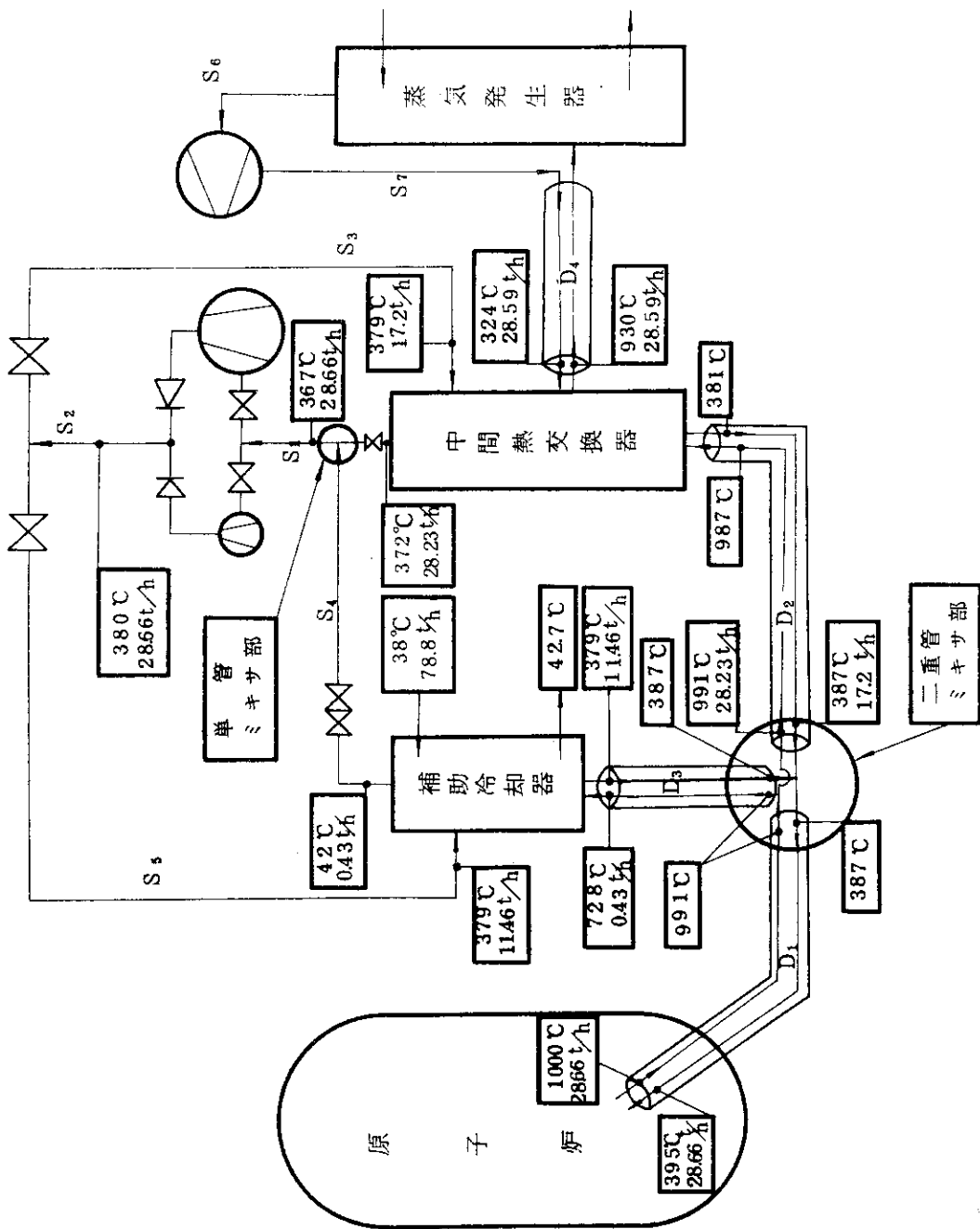


Fig. 3.1 系統構成モデルと定格出力運転時の熱物質収支

1次冷却系流量	100%	= 28.66	t/h
2次冷却系流量	100%	= 28.59	t/h

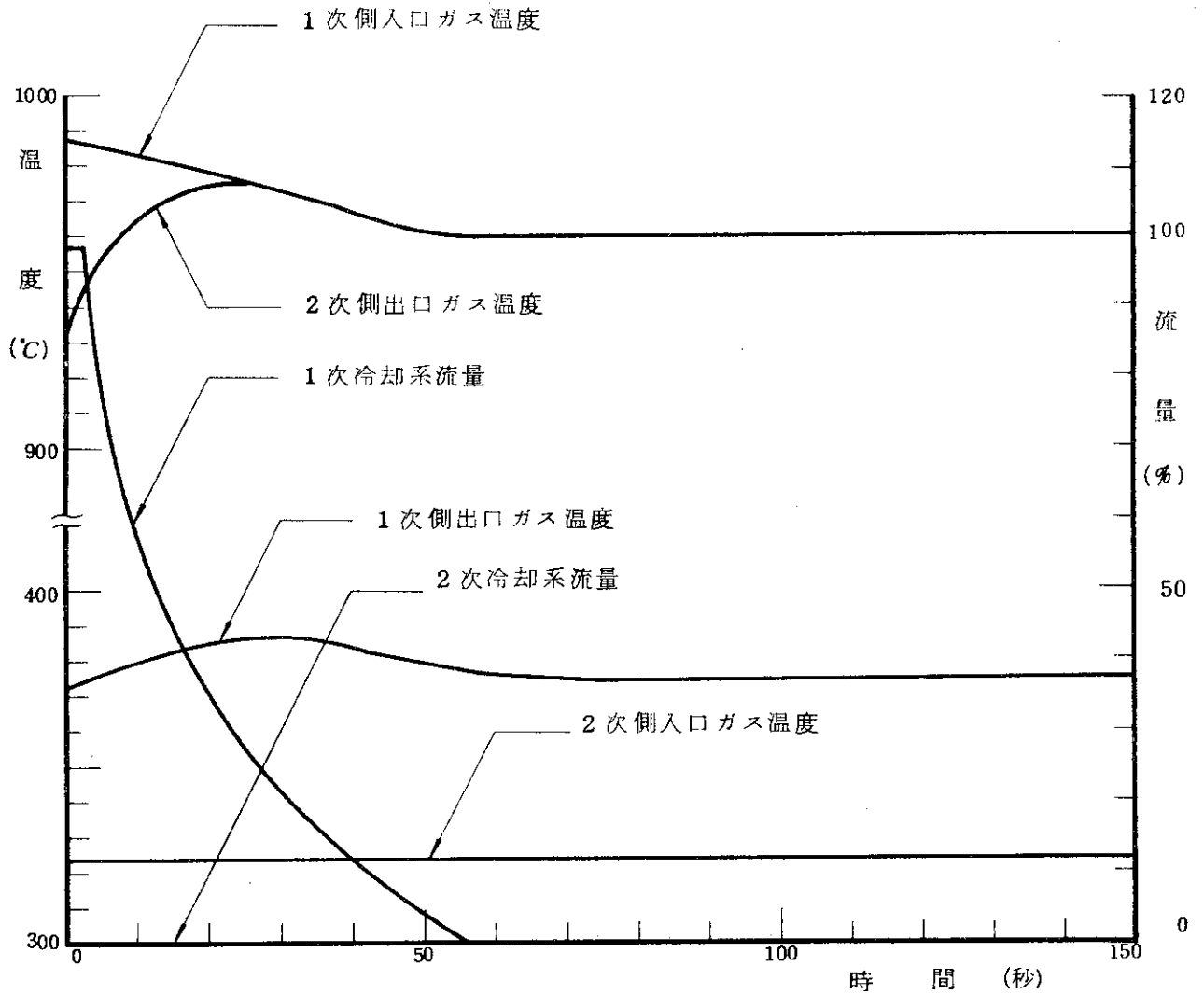


Fig. 3.2 事故側ループの中間熱交換器動特性 (2次冷却系ガス循環機1基スティック事故)

1次冷却系流量 100% = 28.66 t/h
 2次冷却系流量 100% = 28.59 t/h

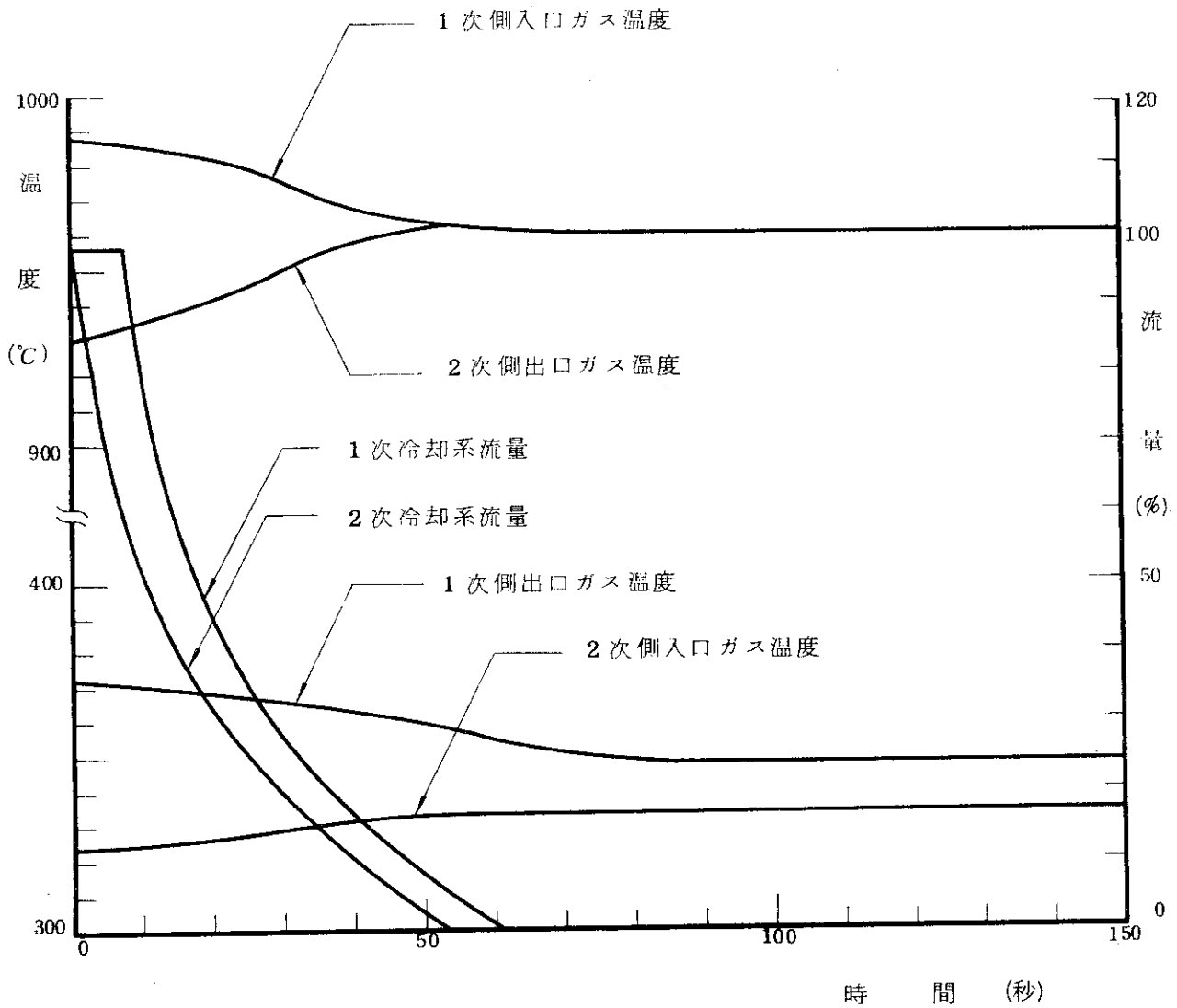


Fig. 3.3 事故側ループの中間熱交換器動特性 (2次冷却系ガス循環機1基ランダウン事故)



Fig. 3.4 事故側ループの単管ミキサ部動特性 (2次冷却系ガス循環機1基スティック事故)

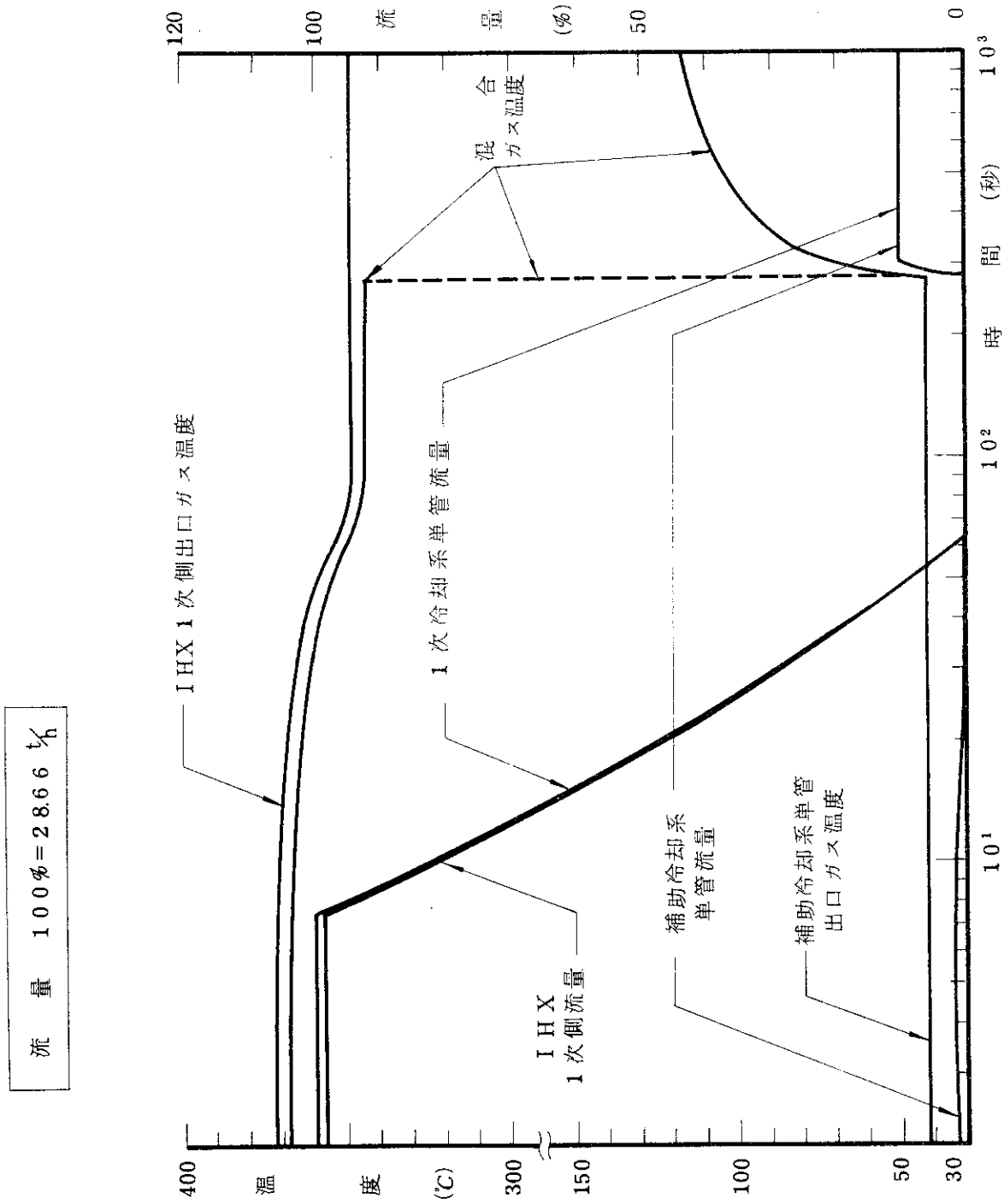


Fig. 3.5 事故側ループの単管ミキサ部動特性 (2次冷却系ガス循環機1基ランダウン事故)

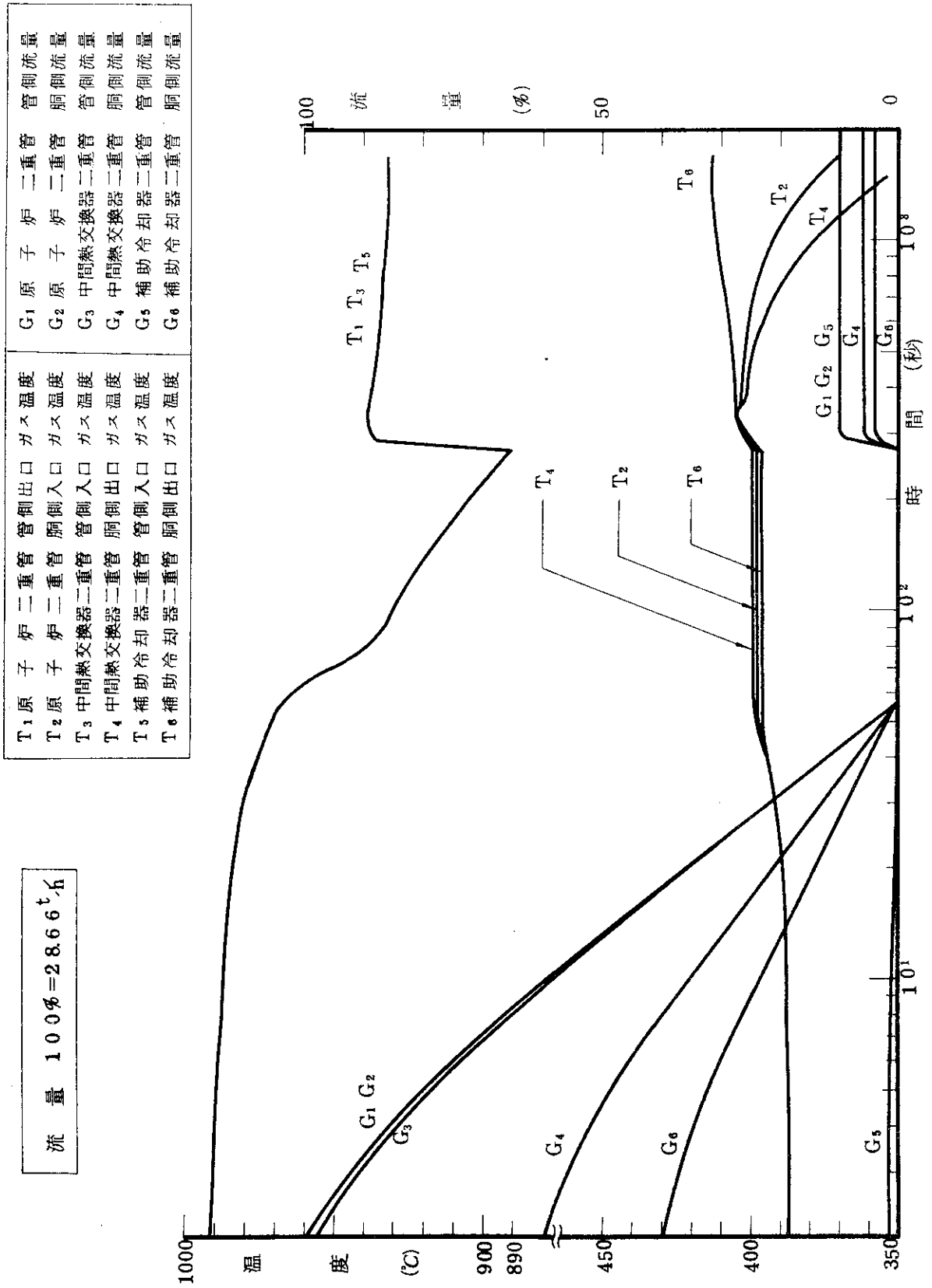


Fig. 3.6 事故側ループの二重管ミキサ部動特性 (2次冷却系ガス循環機1基ステイック事故)

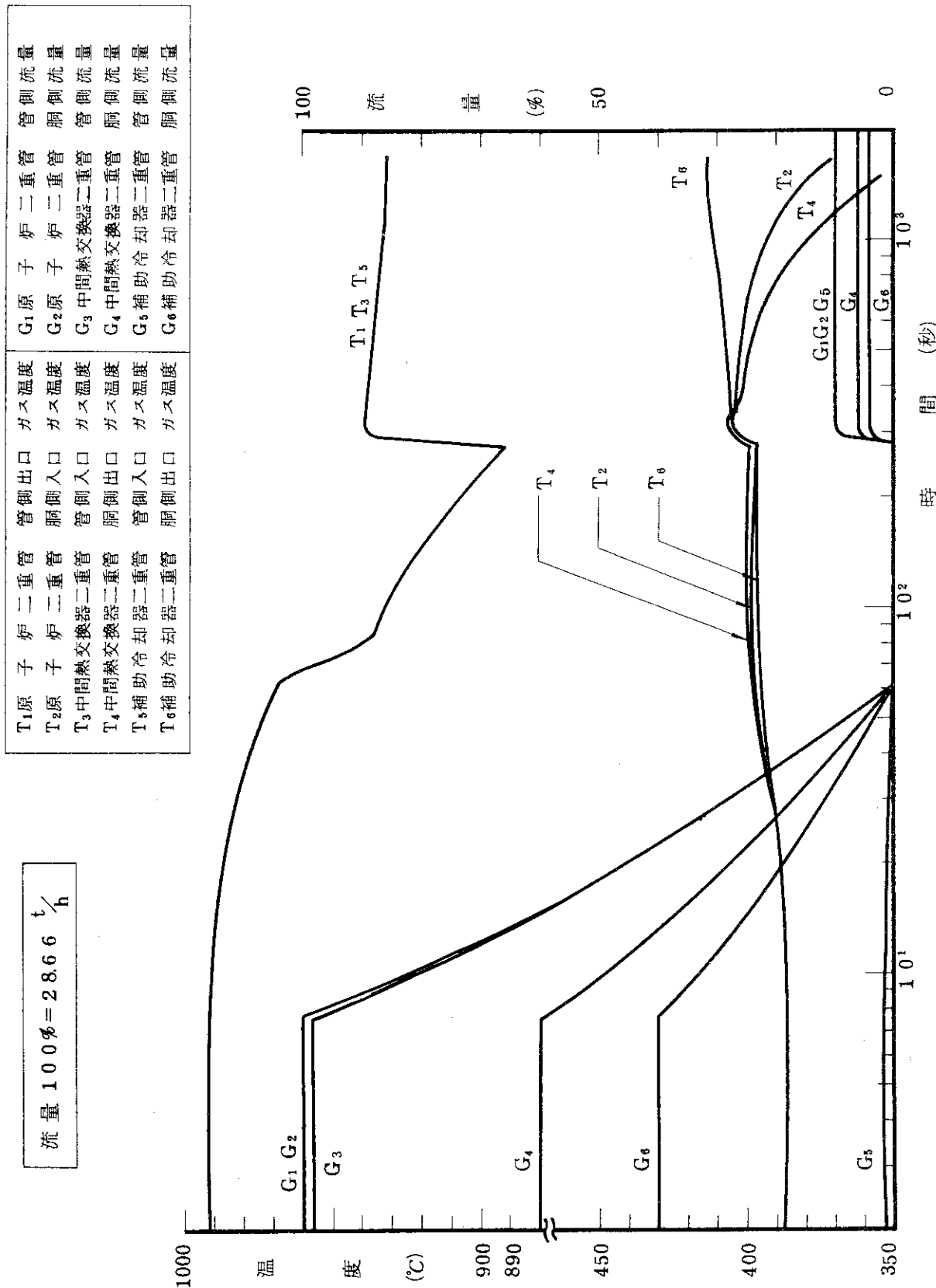


Fig. 3.7 事故側ループ二重管ミキサ部動特性 (2次冷却系ガス循環機1基ランダウン事故)

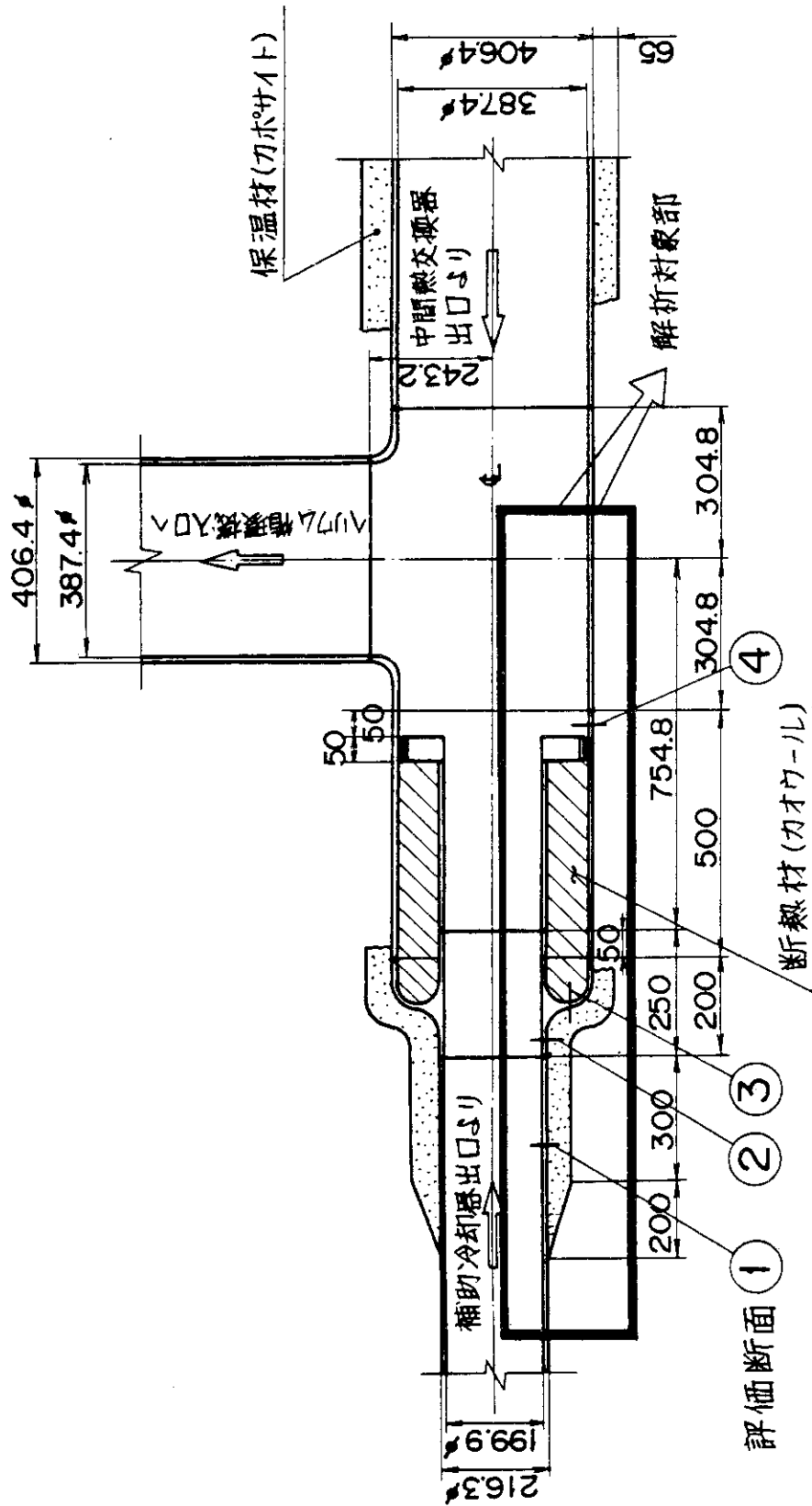


Fig. 3.8 単管ミキサ部の解析モデル形状

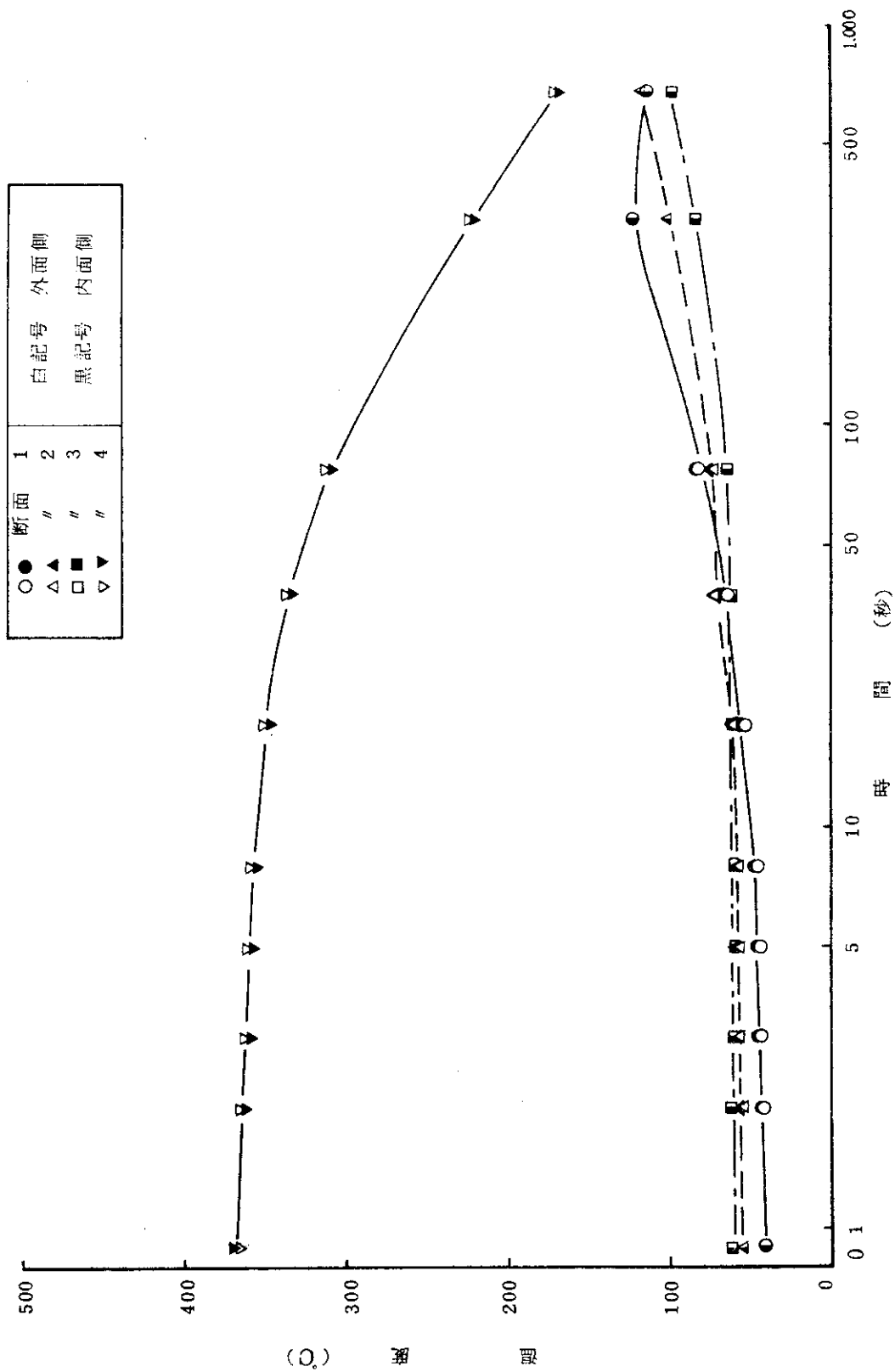


Fig. 3.9 単管ミキサ部の各評価断面における温度の時間的推移

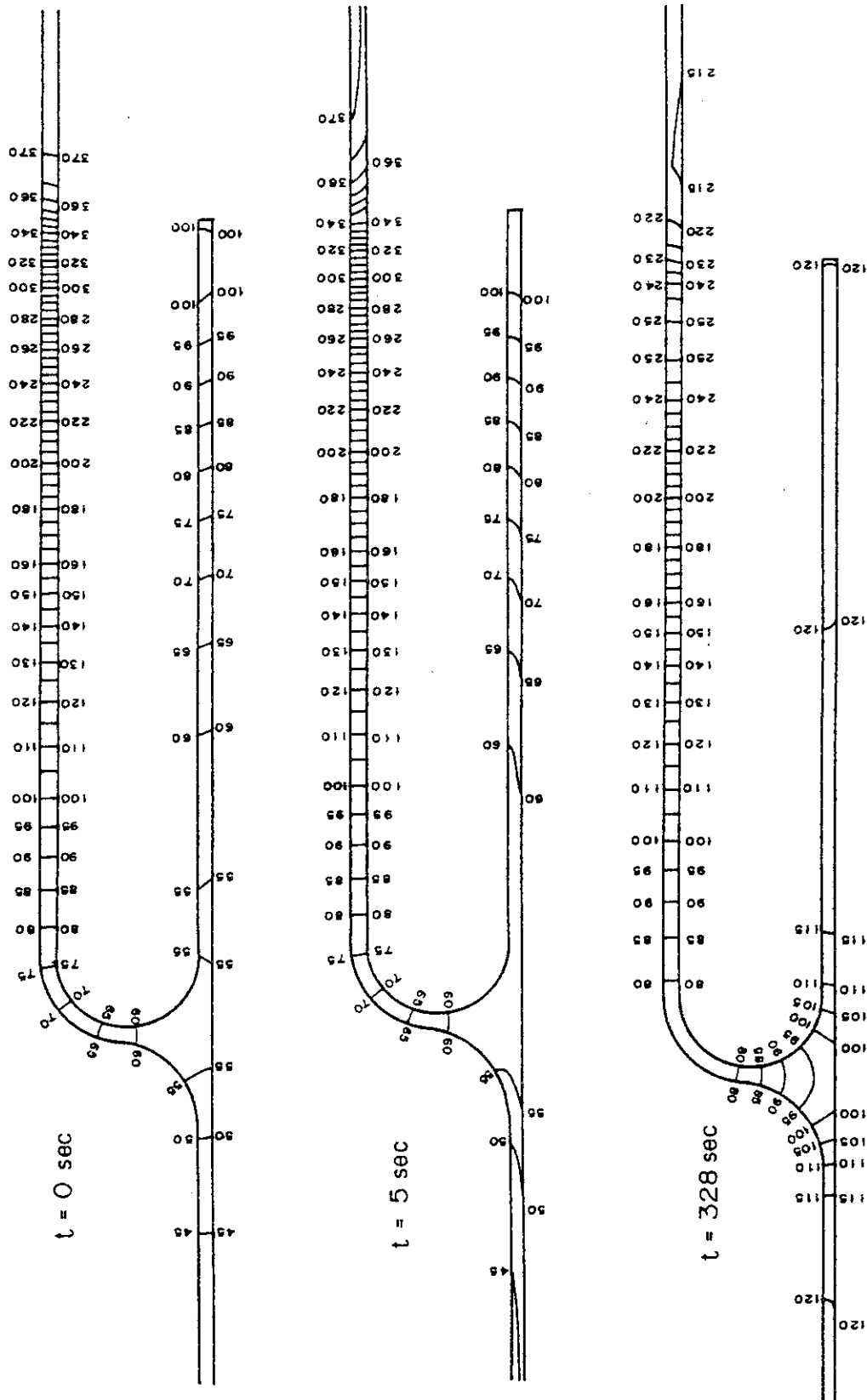


Fig. 3.10 单管三キナ部の等温線図

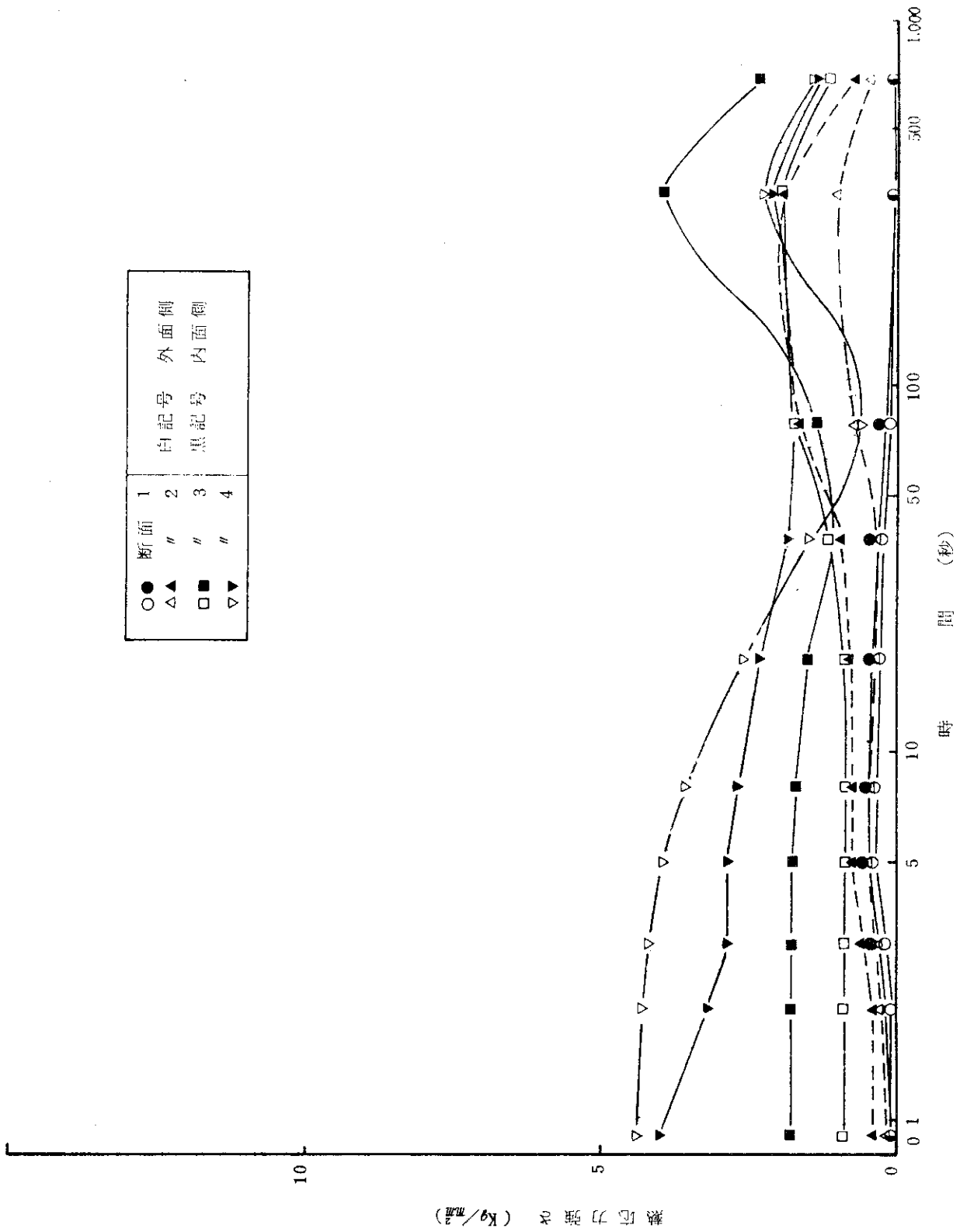


Fig. 3.11 単管ミキサ部の各評価断面における熱応力強さの時間的推移

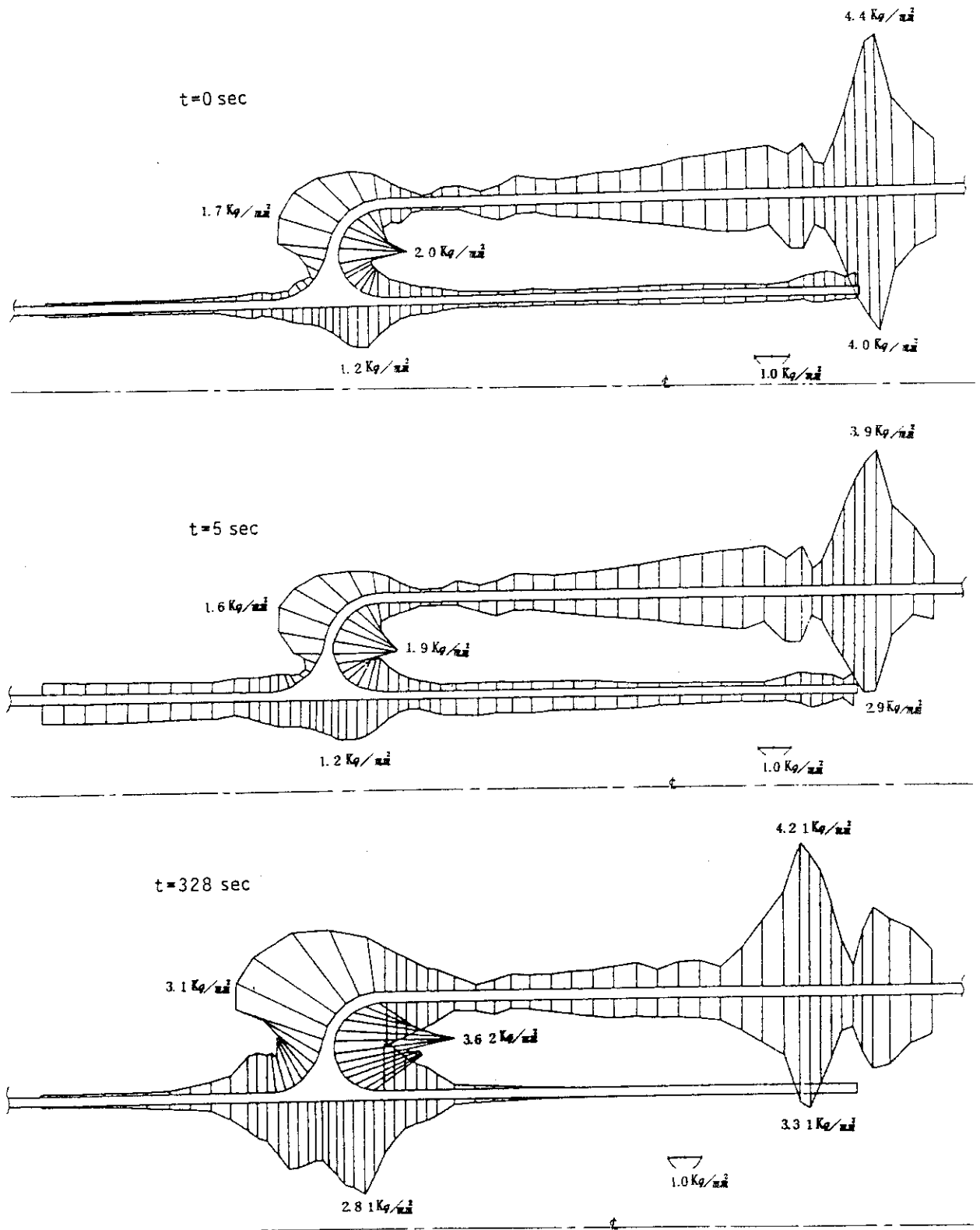


Fig. 3.12 単管ミキサ部内外表面要素の熱応力強さ分布

Table 3.2 単管ミキサ部の応力評価

応力単位 [Kg/mm²] , ()内損傷値

プラント 状態	断面番号	温度	時間	応力分類	発生応力	許容応力	判定
(注1) 通常及び変動状態 (I a 及び II)	1	45℃	5 SEC 後	PL+Pb+Q	5.3	38.6	○
				$\Sigma n/N$	(0.18)	(1.0)	○
	2	110℃	328 SEC 後	PL+Pb+Q	14.0	38.7	○
				$\Sigma n/N$	(0.18)	(1.0)	○
	3	100℃	328 SEC 後	PL+Pb+Q	9.8	39.0	○
				$\Sigma n/N$	(0.18)	(1.0)	○
	4(注3)	364℃	0 SEC	Pm	8.4	12.6	○
				$\Sigma t/t_m$			
				PL+Pb	8.4	18.9	○
				$\Sigma t/t_b$			
PL+Pb/Kt+Qr				13.5	19.0	○	
$\Sigma n/Nd+t/Td$							
(注2) 緊急状態 (III)	1	45℃	5 SEC 後	Pm	5.1	19.2	○
				PL+Pb	5.1	28.7	○
	2	110℃	328 SEC 後	PL	9.3	28.9	○
				PL+Pb	9.3	28.9	○
	3	100℃	328 SEC 後	PL	5.6	29.1	○
				PL+Pb	5.6	29.1	○
	4(注3)	364℃	0 SEC	Pm	8.4	15.1	○
				$\Sigma t/t_m$	(0.58)	(1.0)	○
				PL+Pb	8.4	22.6	○
				$\Sigma t/t_b$	(0.58)	(1.0)	○
$\Sigma \sigma_i$				8.82	50.4	○	
PL+Pb/Kt+Qr				13.5	19.0	○	
$\Sigma n/Nd+t/Td$	(0.36)	(1.0)	○				

(注1) 通常及び変動時間 175,000 Hr, 繰返し回数11,305回と仮定した。

(注2) 緊急状態時間 40 Hr, 繰返し回数40回と仮定した。

(注3) 本来, 非クリープ温度域にあるが, クリープ温度域をも網羅する意味でクリープ域として評価を行った。

4. 結 論

多目的高温ガス実験炉の第1次概念設計に基づいた平常時運転特性では、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積余裕に伴う2次冷却系高温側ヘリウム温度の上昇を調節できる冷却系システムに改良するという調整項目が挙げられた。また、プラント異常時での事故後対策シーケンスに伴うプラント過渡特性では、主冷却系から補助冷却系への切換えに伴う関連機器の熱衝撃に対するこれ等機器の健全性を確認するという調整項目が挙げられた。本検討では、前者の調整項目については、代表的な系統改良案を提案して比較評価し、後者については、関連機器の温度挙動解析並びに構造強度解析を実施後、応力評価を行なった。以下にその結論を示す。

(1) 平常時運転特性からの調整項目に関する結論

- (i) 補助冷却系負荷配分方式は、静特性解析の結果、中間熱交換器2次出口温度の低減には効果的に機能せず、比較検討の対象にはならない。
- (ii) 蒸気発生器バイパス方式は、中間熱交換器2次出口温度の低減には効果的に機能するが、高温バイパス弁のホットストリークが安全上特に問題になる。
- (iii) 蒸気発生器伝熱面積可変方式は、運転性の良さと事故時の安全性の高さを同時に兼ね備えており、最も高く評価される。
- (iv) 蒸気発生器圧力可変方式は、水・蒸気系の高圧化により、伝熱面積可変方式より安全性、経済性の面で劣る。

これらのことから、中間熱交換器や蒸気発生器の伝熱面積の余裕に伴う中間熱交換器2次出口温度の上昇を調節できる冷却系統方式としては、2次冷却系の蒸気発生器をバイパスノズル付き伝熱面積可変方式の蒸気発生器に変更することで解決できる。

(2) プラント異常時の運転シーケンスを受け入れるための調整項目に関する結論

- (i) 2次冷却系ガス循環機スティック事故とランダウン事故で受ける1次冷却系構造物の熱衝撃の差は小さい。
- (ii) 1次冷却系内で最も冷却材温度変化の大きい箇所は単管ミキサ部（中間熱交換器と補助冷却器の出口合流ミキサ部）である。
- (iii) 中間熱交換器1次側の低温部への高温ガスの影響は少ない。

これらの結果から、冷却系の構造強度の検討を単管ミキサ部について行ない、単管ミキサ部の構造に工夫を加えれば、発生応力は十分に許容できる応力であると判明した。また、そのミキサ部の構造の一案を得た。従って、事故後対策シーケンスでの補助冷却系への切換えは、冷却系の構造としても受け入れられるものである。

以上の2項目の調整を経て、平常時及びプラント異常時に求められる冷却機能を満足する冷却系統が可能になった。

参考文献

- (1) 青地哲男他, 「多目的高温ガス実験炉第1次概念設計」JAERI-M 6845
(1977年1月)
- (2) 井崎 隆, 福原昌志, OGL-1安全性試験研究, 炉内管の熱衝撃試験, FAPIG 第71号
1973年11月
- (3) J. T. Bittel, et al, Oxidation of 304L stainless steel by steam
and by air, Corrosion vol. 25, No. 1 (1969)