

系統熱過渡荷重への影響因子の調査

(核燃料サイクル開発機構 契約業務報告書)

1999 年 3 月

株式会社 東 芝

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1194 茨城県那珂郡東海村村松4番地49

核燃料サイクル開発機構

技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to :

Technical Cooperation Section,

Technology Management Division,

Japan Nuclear Cycle Development Institute

4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1194

Japan.

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
1999

系統熱過渡荷重への影響因子の調査 (核燃料サイクル開発機構契約業務報告書)

井上 正明^{*1}、平山 浩^{*1}、木村 公隆^{*2}、神保 雅一^{*2}

要 旨

高速炉の実用化には、安全性とともに経済性の向上が急務とされている。このうち、後者の経済性向上に対する構造設計からのアプローチとして、構造設計上の不確定因子である熱過渡荷重評価法の合理化及び低温から高温までの一貫した高温低圧設計法の確立が有効であると考えられる。

これに対し、核燃料サイクル開発機構大洗工学センターでは、高速炉プラントの最適化に反映させるべく、熱流動部門と構造材料部門の共同テーマとして、サーマルストライピング、温度成層化及び系統熱過渡を含む熱荷重から構造健全性に至る熱・流動・構造の統合解析評価技術の開発を進めている。

上記の熱・流動・構造の統合評価技術を含め、構造健全性評価において、系統熱過渡荷重と構造健全性評価の取り扱い条件となる熱的境界条件をどのように設定するかが評価上のポイントであり、熱的境界条件を、構造及び評価手法の合理化を念頭に如何にして最適化するかが、今後の設計において重要となる。

本研究は、熱的境界条件に関し、現状の設定方法の調査に基づき、設定方法における課題の抽出及び熱的境界条件の不確かさの定量的評価を行うとともに、合理的な熱的境界条件設定方法を検討したものである。

現状の熱的境界条件設定方法の調査に関しては、原型炉及び実証炉を対象として、熱過渡条件図及び構造健全性評価における熱的境界条件の設定方法の調査結果を基に、現状手法の課題を整理し、合理化可能な因子を含む不確かさの要因を分析し、合理的な熱的境界条件設定に対するアプローチのあり方について提言した。さらに、熱的境界条件の不確かさについての定量的な分析を代表的な構造の一例としてYピース構造を対象に行うとともに、今後の評価手法確立のために必要となる系統熱過渡荷重への影響因子を調査するための手法を提案した。

本報告書は、株式会社東芝が核燃料サイクル開発機構との契約により実施した業務成果に関するものである。

契約番号：10C2788

サイクル機構担当部：大洗工学センター システム技術開発部

*1 株式会社 東芝 原子力事業部 動力炉開発部

*2 株式会社 東芝 原子力事業部 もんじゅ対策推進部

目 次

1. 緒 言	1
2. 現状の評価手法における熱的境界条件の設定方法の整理と課題の摘出	2
2.1 現状の熱的境界条件設定方法の調査	2
(1) 原型炉及び実証炉の機器毎の熱的境界条件設定方法	2
(2) 原型炉及び実証炉の熱過渡条件作成方法	2
2.2 FBRにおける熱応力発生メカニズムの整理	13
2.3 熱的境界条件の不確かさを有する部位	16
3. 熱的境界条件設定方法の検討	24
3.1 熱的境界条件の不確かさ排除の基本的考え方	24
3.2 熱過渡条件作成方法に関する提案	29
4. 熱的境界条件の不確かさの定量的検討	33
4.1 熱的境界条件の不確定因子の抽出	33
4.2 水平多孔板における定量的影響評価	53
5. 系統熱過渡荷重への影響因子調査手法の改良検討	71
5.1 概 要	71
5.2 応力 Green 関数による方法	74
5.3 温度応答と応力計算モデルによる方法	78
5.4 今後の検討課題	90
6. まとめ	92
謝 辞	93
添付表	94

1. 緒 言

高速炉の実用化には、安全性とともに経済性の向上が急務とされている。このうち、後者の経済性向上に対する構造設計からのアプローチとして、構造設計上の不確定因子である熱過渡荷重評価法の合理化及び低温から高温までの一貫した高温低圧設計法の確立が有効であると考えられる。

これに対し、核燃料サイクル開発機構大洗工学センターでは、高速炉プラントの最適化に反映させるべく、熱流動部門と構造材料部門の共同テーマとして、サーマルストラIPPING、温度成層化及び系統熱過渡を含む熱荷重から構造健全性に至る熱・流動・構造の統合解析評価技術の開発を進めている。

上記の熱・流動・構造の統合評価技術を含め、構造健全性評価において、系統熱過渡荷重と構造健全性評価の取り合い条件となる熱的境界条件をどのように設定するかが評価上のポイントであり、熱的境界条件を、構造及び評価手法の合理化を念頭に如何にして最適化するかが、今後の設計において重要となる。

本研究は、熱的境界条件に関し、現状の設定方法の調査に基づき、設定方法における課題の摘出及び熱的境界条件の不確かさの定量的評価を行うとともに、合理的な熱的境界条件設定方法を検討したものである。

2. 現状の評価手法における熱的境界条件の設定方法の整理と課題の抽出

2.1 現状の熱的境界条件設定方法の調査

(1) 原型炉及び実証炉の機器毎の熱的境界条件設定方法

現状の高速炉主要機器の構造健全性評価における熱的境界条件の設定方法について、原型炉もんじゅ及び実証炉を対象に調査した。

調査結果を添付表に示す。添付表には、構造解析モデル及び温度分布解析における熱的境界条件とその設定根拠を、各機器の構造評価対象部位毎に整理している。

(2) 原型炉及び実証炉の熱過渡条件図作成方法

a. 熱過渡条件設定手順

原型炉と実証炉(フェーズ1)の熱過渡条件の概略設定手順を比較し、表 2.1-1 に示す。

表 2.1-1 に示す通り、熱過渡条件の設定手順は、原型炉と実証炉で差はない。すなわち、原型炉、実証炉ともに、熱過渡条件は以下の手順で設定されている。

- ① 熱過渡起因事象の拾い上げ
- ② 設計上考慮を要する代表事象の選定
- ③ システムパラメータ解析
- ④ 安全係数(α 、 β)の設定
- ⑤ 安全係数を考慮した多直線(熱過渡条件)の作成

手順については、原型炉と実証炉で差はないものの、上記のうち、③～⑤の内容には差がある。これについて、以下に述べる。

b. システムパラメータ解析の内容に関する原型炉と実証炉の比較

システムパラメータ解析は、熱過渡条件を設定する際の安全係数を定めるために、代表事象における温度変化に影響を及ぼすパラメータを想定される範囲の値で変更させた場合の動特性解析である。原型炉の場合、代表事象 22 事象すべてに対しシステムパラメータ解析を実施しているのに対し、実証炉では、代表 14 事象の中から包絡性を考慮して3事象を選定し、これについてシステムパラメータ解析を実施している。

なお、実証炉において、システムパラメータ解析を3事象のみに対し実施していることに関しては、概念設計であることを考慮して採られた方法であり、実機設計では、原型炉と同様に、代表事象すべてに対するシステムパラメータ解析を実施する

ことになると考えられる。

また、実証炉におけるシステムパラメータ解析は、コールドショックが厳しくなる条件の組合せ 1 ケースについてのみ行われており、原型炉とは手法が異なり、留意が必要である。

システムパラメータ解析のパラメータ選定の観点は、原型炉と実証炉で、基本的に差はない。参考として、原型炉の「手動トリップ」におけるシステムパラメータ解析の内容を表 2.1-2 に、実証炉のシステムパラメータ解析におけるパラメータの設定の考え方を表 2.1-3 に、表 2.1-3 に基づき設定されたパラメータ値を表 2.1-4 に示す。

c. 安全係数の設定

安全係数として、原型炉、実証炉ともに以下を設定している。なお、以下に示す安全係数 α 、 β は、原型炉と実証炉で定義が逆になっており、本報告書では、実証炉における定義に合わせている。

- ・ α ……温度変化率に乗じる係数。ノミナル解析とパラメータ解析の温度変化率の差に基づき設定
- ・ β ……温度変化幅に乗じる係数。ノミナル解析とパラメータ解析の最大温度変化幅の差に基づき設定

原型炉の場合、システムパラメータ解析結果で得られた各機器の事象毎の α 、 β (表 2.1-5、表 2.1-6 参照) に基づき、

- ・ α は、すべての機器、部位に対し、一律 2.0 としている。
- ・ β は、図 2.1-1 の通りとしている。

実証炉の場合、

- ・ α 及び β は、表 2.1-7 の通りとしている。

d. 多直線の作成方法

原型炉と実証炉の熱過渡条件図(多直線)の作成方法の基本的な考え方の対比を表 2.1-8 に示す。

原型炉では、多直線化の方法が細かく規定されており、設計者の判断が入り込む余地がごく一部に制限されて画一的な方法になっている。一方、実証炉の場合、基本的な方法を規定しているのみで、期間的な制約もあり、多直線化は、機器側にて個別に設定している。

表2.1-1 原型炉と実証炉(フェーズ1)の熱過渡条件の設定手順の比較

原 型 炉	実証炉(フェーズ1)	相 違 点 の 概 要
熱過渡の起因事象の系統的な拾い上げ (約50事象) 熱過渡に関し設計上考慮を要する 代表事象の選定 (22事象)* システムパラメータ解析 (22事象全部に対して実施) 安全係数の設定 (α, β) 安全係数を考慮した多直線の作成 熱過渡条件 * 運転状態Ⅱ及びⅢの事象の合計	熱過渡の起因事象の系統的な拾い上げ (56事象) 熱過渡に関し設計上考慮を要する 代表事象の選定 (14事象)* システムパラメータ解析 (3事象に対して実施) 安全係数の設定 (α, β) 安全係数を考慮した多直線の作成 熱過渡条件 * 運転状態Ⅱ及びⅢの事象の合計	(1) システムパラメータ解析 原型炉では、設計上考慮を要する代表事象の全事象に対してシステムパラメータ解析を実施している。 これに対して、実証炉では、概念設計段階であることから、崩壊熱除去方式に注目した代表3事象に絞ってパラメータ解析を実施している。 (2) 安全係数の設定 原型炉では、すべての事象のパラメータ解析の結果をベースに係数を検討して設定している。 実証炉では、パラメータ解析を実施している事象はその結果を多直線化し、パラメータ解析を実施していない事象は手動トリップで設定した安全係数で代表させた。 (3) 多直線の作成方法 表2.1-8参照。

表 2.1-2 原型炉のシステムパラメータ解析条件 (手動トリップの例)

ケース番号		崩壊熱	R/V内筒 フローホー ル流量	1次主冷却系		2次主冷却系、補助冷却系設備					自然循環力	SH出口ド レン弁開口 面積	給水止弁閉 時間	その他のシ ステムデー タ	解析の目的
				ポンプコー ストダウン 特性	ボニーモー タ流量	ポンプコー ストダウン 特性	トリップ後 A/Cナトリ ウム流量	A弁、C弁 開閉時間	A/C出口 ペーン作動 時間	トリップ後 SGナトリ ウム流量					
COPD解析ケース	C-S	Min	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	考慮しない	—	Nom	—	ノミナルベースの解析
	C-1	Max	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	考慮しない	—	Nom	—	崩壊熱の影響を調査する解析
	C-2	Min	Max	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	考慮しない	—	Nom	—	R/V内筒フローホール流量の影響を調査する解析
	C-3	Min	Min	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	Nom	考慮しない	—	Nom	—	同上
	C-4	Min	Nom	Nom	Nom	Max	Max	A弁早く閉 C弁早く開	遅く開	Nom	考慮する	—	Nom	—	補助冷却設備関連機器の作動特性等の影響を調査する解析
	C-5	Min	Nom	Nom	Nom	Min	Min	A弁遅く閉 C弁遅く開	早く開	Nom	考慮しない	—	Nom	—	同上
	C-6	Min	Nom	Min	Min	Max	Max	A弁遅く閉 C弁早く開	Nom	Max	考慮する	—	Nom	—	1次・2次ポンプコーストダウン特性及び流量の影響を調査する解析
	C-7	Min	Nom	Max	Max	Min	Min	A弁早く閉 C弁遅く開	Nom	Min	考慮しない	—	Nom	—	同上
	C-8	Min	Max	Max	Min	Max	Max	A弁遅く閉 C弁早く開	Nom	Max	考慮する	—	Nom	—	R/V出口ノズルのコールドショックが最も厳しくなると想定される解析
	C-12	Min	Max	Max	Max	Max	Max	Nom	遅く開	Nom	考慮しない	Nom	Nom	—	1次系ホットレグに着目
	C-14	Max	Min	Nom	Max	Nom	Min	Nom	Nom	Nom	考慮しない	Nom	Nom	—	1次系コールドレグに着目
	C-15	Max	Min	Nom	Min	Nom	Nom	A弁早く閉 C弁Nom	Nom	Max	考慮する	Nom	Nom	—	SGナトリウム側、蒸気側に着目
C-9	注1	Nom	Nom	Nom	Nom	Min	Nom	Nom	Nom	考慮しない	—	Nom	—	40%からの解析	

注1：低燃初装荷炉心40%出力到達時原子炉トリップ

表 2.1-3 実証炉のシステムパラメータ解析におけるパラメータ条件の設定

表 7.3.2-2 プラント熱過渡解析におけるシステムパラメータ条件の設定

解析パラメータ	ノミナル値	手 動 ト リ ッ プ		外 部 電 源 喪 失		S G 入 口 給 水 弁 誤 閉	
		パラメータ条件	設 定 根 拠	パラメータ条件	設 定 根 拠	パラメータ条件	設 定 根 拠
崩 壊 熱	初期段階平衡炉心 ノミナル値A	最小値	崩壊熱が小さい場合、原子炉出口Na温度の 低下速度が遅くなる。 ↓ 高温機器のホットショックが厳しくなる。	最大値	崩壊熱が大きい場合、原子炉出口Na温度の 低下速度が遅くなり、高温機器の コールドショックが緩和される。一 方、低温機器のホットショックが厳し くなる可能性がある。	最大値	崩壊熱が大きいと、低温機器に対する ホットショックは大きくなる。
1次主ポンプコストダウン特性	流量半減時間 6.5sec	最大値	流量半減時間が長くなると、炉心発熱 量に比較して炉心流量が大きくなるこ とから、原子炉出口Na温度の低下速 度が遅くなる。 ↓ 高温機器のホットショックが厳しくなる。	最大値	1次系流量に対して2次系流量が小さ いと、1次系の低温機器に対するネッ トショックが厳しくなる可能性がある。	最大値	流量半減時間が長くなると、主冷却 ループ流量の低下が緩やかになり、低 温機器に対するホットショックは大き くなる方向である。
2次主ポンプコストダウン特性	流量半減時間 6.5sec	最大値		最小値	1次系流量半減時間を大、2次系流量 半減時間を小とする。	最大値	
1次主ポンプボイモータ流量	15%	最小値	1次系流量に対して2次系流量が大き い場合、IHX上部管板での1次/2 次温度差が大きくなる。	最大値	1次系流量が大きい場合、炉心出入口 温度差が小さくなり、1次系の低温機 器のホットショックが厳しくなる可能 性がある。	最小値	1次系流量に対して2次系流量が大き いと、1次系の低温機器に対するホッ トショックが大きくなる。
2次主ポンプボイモータ流量	8%	最大値		停 止		停 止 (最大値)	
1次主ポンプトリップ遅れ時間	0.3sec	最大値	ポンプトリップ時間遅れが大きい場 合、炉心発熱量に対して炉心流量が大 きくなることから、原子炉出口Na温度 の低下速度が遅くなる。 ↓ 高温機器のホットショックが厳しくなる。	電源喪失と 同時にトリップ		最大値	ポンプトリップ時間遅れが大きいほ ど、低温機器のホットショックが大き くなる。
2次主ポンプトリップ遅れ時間	0.3sec	最大値		電源喪失と 同時にトリップ		最大値	
トリップ後のSG給水温度	240℃	最小値	原子炉トリップ後のSG給水温度が低 く、給水流量が大きい場合、SG出口 Na温度の低下速度が遅くなる。 ↓ 低温機器のコールドショックが厳しく なる。	停 止		停 止 (最小値)	健全ループの挙動は「手動トリップ」 と同じ。
トリップ後のSG給水流量	25%	最大値		停 止		停 止 (最大値)	
DRACS 2次Na流量	1.66×10 ⁴ kg/h	起動せず		最大値	2次系流量がAC空気流量に比較して大 きい場合、DRACS起動時のコールドシ ョック温度が高くなるので、原子炉出 口Na温度の低下速度が遅れ、低温機 器のネットショックが厳しくなる可能 性がある。	ノミナル値	DRACSの除熱量は、水系の健全 2ループによる除熱量に比べて十分小 さいので、ノミナルベースとした。
DRACS AC空気流量	2.15×10 ⁴ kg/h	起動せず		最大値		ノミナル値	
備 考		熱過渡の着眼点：コールドショック IHX上部管板等の高温機器のコールド ショックが問題となる。		熱過渡の着眼点：ホットショック IHX下部管板等の低温機器のホット ショックが問題となる。		熱過渡の着眼点：ホットショック 事故ループの低温機器に対するホット ショック。	

注1) ノミナル値A：15ヶ月定格出力運転終了後の値（崩壊熱大）
ノミナル値B：燃交後に定格出力運転を達成直後の炉停止時の値（崩壊熱小）
2) () 内は健全ループのシステムパラメータを示す。

表 2.1-4 実証炉のシステムパラメータ解析におけるパラメータ値

表 7.3.2-3 プラント熱過渡解析システムパラメータ値の設定

解 析 パ ラ メ ー タ	ノミナル値	手 動 ト リ ッ プ		外 部 電 源 喪 失		S G 入 口 給 水 弁 閉 閉	
		パラメータ条件	設 定 根 拠	パラメータ条件	設 定 根 拠	パラメータ条件	設 定 根 拠
崩 壊 熱	初期段階平衡炉心 ノミナル値A	Min	ノミナル値B ×0.85×0.98	Max	ノミナル値A ×1.1×1.02	Max	ノミナル値A ×1.1×1.02
1次主ポンプコストダウン特性	流量半減時間 6.5sec	Max	流量半減時間 7.1sec	Max	流量半減時間 7.1sec	Max	流量半減時間 7.1sec
2次主ポンプコストダウン特性	流量半減時間 6.5sec	Max	流量半減時間 7.1sec	Min	流量半減時間 5.5sec	Max	流量半減時間 7.1sec
1次主ポンプボニーモーター流量	15%	Min	13%	Max	17%	Min	13%
2次主ポンプボニーモーター流量	8%	Max	9%	—	停 止	Max	停止 (9%)
1次主ポンプトリップ遅れ時間	0.3sec	Max	2.0sec	—	電源喪失と 同時にトリップ	Max	2.0sec
2次主ポンプトリップ遅れ時間	0.3sec	Max	2.0sec	—	電源喪失と 同時にトリップ	Max	2.0sec
トリップ後のSG給水温度	240℃	Min	ノミナル値-3℃	—	停 止	Min	停止 (ノミナル値-3℃)
トリップ後のSG給水流量	25%	Max	ノミナル値 +定格流量の3%	—	停 止	Max	停止 (ノミナル値 +定格流量の3%)
DRACS 2次Na流量	1.66×10 ⁴ kg/h	—	起動せず	Max	ノミナル値+10%	Nom	ノミナル値
DRACS AC空気流量	2.15×10 ³ kg/h	—	起動せず	Min	ノミナル値-10%	Nom	ノミナル値
		熱過渡の着眼点：コールドショック		熱過渡の着眼点：ホットショック		熱過渡の着眼点：ホットショック	
備 考		IHX上部管板等の高温機器のコールド ショックが問題となる。		IHX下部管板等の低温機器のホット ショックが問題となる。		低温機器に対するホットショック。 (事故ループ)	

注1) ノミナル値A；15ヶ月定格出力運転終了後の値(崩壊熱大)
ノミナル値B；燃交後に定格出力運転を達成直後の炉停止時の値(崩壊熱小)
2) () 内は健全ループのシステムパラメータを示す。

表 2.1-5 原型炉のシステムパラメータ解析による安全係数 α

事象名	RV		IHX				AC		ミキシングティール			SH				EV			
	入口ノズル	出口ノズル	1次入口ノズル	1次出口ノズル	2次入口ノズル	2次出口ノズル	Na熱伝熱部入口	Na熱伝熱部出口	合流部入口 (AC側)	合流部出口 (EV側)	合流部出口	SA入口ノズル	SA出口ノズル	蒸気入口ノズル	蒸気出口ノズル	SA入口ノズル	SA出口ノズル	給水入口ノズル	蒸気出口ノズル
II-1 手動トリップ	1.85	1.65	1.65	1.85	1.65	1.47	1.29	1.56	1.56	1.20	1.65	1.29	1.0			1.0	1.20		
II-2 制御棒吸引抜き		1.34																	
II-1 EVドレン弁誤開					1.77						1.77			1.0			1.0		0.99
II-5 SH出口蒸気止め弁誤開																			
II-6 SH入口蒸気止め弁誤開													0.86	0.75			0.95		1.0
II-7 主蒸気調節弁誤開														1.33	1.17		1.0		0.87
II-8 SH入口電磁遮し弁誤開																			
II-9 タービンバイパス弁誤開																			
II-10 蒸気発生器伝熱管小破損																			
II-11 給水ポンプ1台停止																			
II-12 空気冷却器出口流調弁誤開																			
II-13 空気冷却器出口止め弁誤開																			
II-14 制御系異常(原子炉トリップなし)																			
II-15 外部電源喪失				1.53															
III-1 1次主冷却系循環ポンプ軸故障						1.35													
III-2 2次主冷却系循環ポンプ軸故障				1.20															
III-3 主給水管破損事故					1.27						1.27			1.0	1.0		1.06		0.94
III-4 主蒸気管破損事故					1.0						0.37		1.0	1.0			1.0		1.22
III-5 蒸気発生器伝熱管破損事故																			
III-10 空気冷却器送風機起動失敗事故								1.68											
III-11 初期制御棒吸引抜き																			
III-12 SGブロー失敗事故																			
III-13 Si地震																			
III-14 空気冷却器出口止め弁誤開失敗事故																			
III-15 空気冷却器出口止め弁誤開事故								1.17											
設定された α																			

表 2.1-6 原型炉のシステムパラメータ解析による安全係数 β

個所 事象名	RV		IHX				AC		ミキシングティー			SH				EV			
	入口 ノズル	出口 ノズル	1次入口 ノズル	1次出口 ノズル	2次入口 ノズル	2次出口 ノズル	Na熱 伝熱部 入口	Na熱 伝熱部 出口	合流部 入口 (AC側)	合流部 入口 (EV側)	合流部 出口	Na入口 ノズル	Na出口 ノズル	蒸気入口 ノズル	蒸気出口 ノズル	Na入口 ノズル	Na出口 ノズル	給水入口 ノズル	蒸気出口 ノズル
II-1 手動トリップ	2.55	1.22	1.22	2.55	1.87	1.32	1.32	1.86	1.86	1.25	1.87	1.32	1.28	1.24	1.1	1.10	1.25	1.09	1.07
II-2 制御棒誤引き		1.17																	
II-4 EVドレン弁誤開				2.80										1.0			1.07		1.0
II-5 SH出口蒸気止め弁誤閉																			0.95
II-6 SH入口蒸気止め弁誤閉													1.03	0.99			1.16		1.01
II-7 主蒸気調整弁誤開														1.0	1.0		1.25		1.11
II-8 SH入口電磁遮し弁誤開																			
II-9 タービンバイパス弁誤開																			
II-10 蒸気発生器伝熱管小破損																			
II-11 給水ポンプ1台停止																			
II-12 空気冷却器出口流断弁誤閉																			
II-13 空気冷却器出口止め弁誤閉																			
II-14 制御系異常(原子炉フラグなし)																			
II-15 外部電源喪失				1.49															
III-1 1次主冷却系循環ポンプ軸故障				1.84		1.15													
III-2 2次主冷却系循環ポンプ軸故障				1.32															
III-3 主給水管破損事故				2.95										1.0	1.03		1.12		1.0
III-4 主蒸気管破損事故				3.36									1.0	1.01			1.00		1.03
III-5 蒸気発生器伝熱管破損事故																			
III-10 空気冷却器送風機起動失敗事故								1.04											
III-11 初期制御棒誤引き																			
III-12 SGブロー失敗事故																			1.03
III-13 Si地震																			
III-14 空気冷却器出口止め弁誤閉失敗事故																			
III-15 空気冷却器出口止め弁誤閉事故								1.66											
設定された $\alpha\beta$	2.6	1.3	1.3	2.6	2.0	1.4	1.4	2.0	2.0	1.4	2.0	1.4	1.4	1.3	1.3	1.4	1.4	1.1	1.1

表 2.1-7 実証炉の熱過渡条件における安全係数一覧

表7.3.4-2 安全係数一覧表

熱過渡条件対象部位		熱過渡解析ケース	安全係数 (α) の設定 (注1)		安全係数 (β) の設定 (注2)	
			温度変化率 ($^{\circ}\text{C}/\text{sec}$)	α	温度変化幅 ($^{\circ}\text{C}$)	β
炉容器 温度	炉容器出口	ミナル	-0.409	1.0	189	1.23
		パラメータ	-0.386		233	
	炉容器入口	ミナル	-0.114	1.68	58	1.67
		パラメータ	-0.191		97	
	内側炉心出口	ミナル	-3.033	1.14	209	1.24
		パラメータ	-3.467		258	
	外側炉心出口	ミナル	-2.667	1.15	191	1.25
		パラメータ	-3.067		239	
IHX 出入口温度	IHX 1 次側出口	ミナル	-0.135	1.44	60	1.67
		パラメータ	-0.195		100	
	IHX 1 次側入口	ミナル	-0.445	1.0	189	1.24
		パラメータ	-0.440		234	
	入口スカート部	ミナル	-0.400	1.0	187	1.24
		パラメータ	-0.369		231	
	IHX 2 次側出口	ミナル	-0.371	1.0	187	1.21
		パラメータ	-0.314		227	
IHX 伝熱管部	1 次出口	ミナル	-0.700	1.20	65	1.59
		パラメータ	-0.840		103	
	1 次入口	ミナル	-0.393	1.0	187	1.24
		パラメータ	-0.371		231	
	2 次出口	ミナル	-0.379	1.0	187	1.21
		パラメータ	-0.329		227	
	2 次入口	ミナル	-0.480	1.0	75	1.08
		パラメータ	-0.487		81	
ポンプ 出入口温度	ポンプ容器出口	ミナル	-0.128	1.41	58	1.67
		パラメータ	-0.180		97	
	ポンプ容器入口	ミナル	-0.132	1.64	60	1.67
		パラメータ	-0.216		100	
SG 出入口温度	SG Na出口	ミナル	-0.755	1.02	72	1.17
		パラメータ	-0.770		84	
	SG Na入口	ミナル	-0.363	1.0	186	1.22
		パラメータ	-0.313		227	
	SG 蒸気出口	ミナル	1.054	1.50	144	1.05
		パラメータ	1.586		146	
	SG 給水入口	ミナル	-0.280	1.0	-94	1.15
		パラメータ	-0.265		-108	

注1) $\alpha = (\text{パラメータ解析温度勾配max}) / (\text{ノミナル解析温度勾配max})$ 、 $\alpha < 1$ の場合 $\alpha = 1$ とする。注2) $\beta = (\text{パラメータ解析温度差max}) / (\text{ノミナル解析温度差max})$ 、 $\beta < 1$ の場合 $\beta = 1$ とする。

表2.1-8 熱過渡条件図(多直線)作成方法の原型炉と実証炉の比較

原 型 炉	実証炉(フェーズ2)
原型炉の熱過渡条件図(多直線)の基本的な作成要領は以下の通り。 1. データの読み取り方法 ① 生カーブ上の温度を分割幅20℃、もしくは、100秒の折れ線上の節点が細くなる方法で読み取る。 ② 温度変化率は、20℃の分割範囲の最急勾配を読み取る。 ③ 生カーブ上の頂、底の時刻、温度を読み取る。 2. 条件図(多直線)作成方法 (1) 幅広げにより作成する場合 ① 基準温度と生カーブ上の読み取り点の温度差をβ倍し、条件図上の折れ点を作る。 ② 各折れ点を直線で結ぶ。 (2) 温度変化率に着目する部分 ① 生カーブを20℃の温度幅で分割し、端数が10℃未満の場合は、最終温度分割部に入れる。 ② 各分割部の最急勾配のα^{*1}倍を代表温度変化率とする。 ③ 各分割部は、20℃をβ倍し、その温度幅とする。 ④ ②の温度変化率で、③の温度変化量まで直線で結ぶ。 ⑤ 各直線を結ぶ。 (3) 温度変化率と幅広げの区別 ① 極大、極小を持つ生カーブにおいては、基準温度との交点までは温度変化率、それ以降は幅広げを適用する。 ② 20℃分割による場合は温度変化率、100秒分割による場合は幅広げによる。 ③ 構造健全性評価上、明らかに勾配が支配的となる部分については温度変化率を適用する。 *1 原型炉では、αはすべての事象、機器に対し、2.0としている。一方、βについては、機器、部位毎に設定。	実証炉(フェーズ1)での熱過渡条件図(多直線)作成方法を原型炉との相違点等を含め以下に示す。 1. データ読み取り方法 ① 分割幅の設定方法に関し、規定なし。 (生カーブからのEngineering Judge) ② 分轄幅内での温度変化の最急勾配を読み取る点は、同じ。 2. 条件図(多直線)作成方法 ① 生カーブを複数領域に分轄し、各領域での生カーブ最急勾配で接続した多直線近似の条件図を作成する。 ② 多直線近似の条件図に対して安全係数(α、β)を掛けた条件図を作成する。 3. その他 ① α、βについては、機器、部位毎に設定(概念設計であり、機器側で熱過渡条件を設定) ② 熱過渡条件における熱過渡事象の総時間は、原型炉の場合、実際の時間に合わせているが、実証炉では、実時間と合わない場合がある。

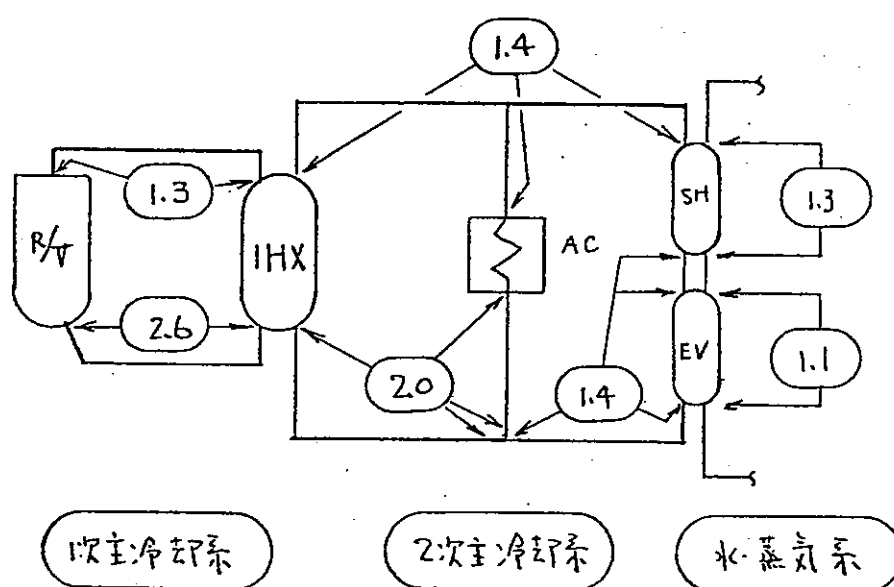


図 2.1-1 原型炉の熱過渡条件に用いられた安全係数 β

2.2 FBRにおける熱応力発生メカニズムの整理

ここでは 2.1 項で調査した結果を分析するため、「FBRにおいて基本的に避けられないもの、または共通技術として適用可能なもの」を念頭に、FBRにおける基本的な熱応力発生メカニズムを整理する。これにより、本研究の対象部位として最適な部位を抽出するための一助とする。

まず、熱応力発生メカニズムのまとめを図 2.2-1 に tree の形で分類した。はじめに大きく分類して、昇温のみにより生じるものと、温度分布により生じるものに分類される。境界条件を固定した状態で温度を上昇させる場合、温度上昇のみにより熱応力が発生する。FBRの中では、主冷却系などのNa配管の熱膨張応力等が代表としてあげられる。また、熱膨張率の異なるものは温度を上昇させることにより熱膨張差が生じ、これによる熱応力を発生する。これは、材質の異なるものを拘束している場合に生じ、FBRでは異材の継手などでの発生が考えられる。

次に、同一あるいは結合された部材に温度分布が生じることで、各区部位の熱膨張の差異により発生する熱応力があげられる。一般にFBRの場合、この温度分布による熱応力発生箇所が多く、現象も複雑であり設計上の課題を伴うものが多い。

温度分布発生の原因は、大きく分けて構造物の境界温度の温度分布と、過渡時に境界の温度変化が生じた時の、構造物自身の温度応答の違いによる場合の2つに分けられる。境界温度の分布としては、(1)単純に接している冷却材の温度が違う場合や、接している流体が冷却材とカバーガスのように異なる場合のように定常的に温度分布が生ずる場合、(2)液面変動のように境界の位置が変わることにより温度分布が移動する場合、(3)熱過渡により流体の温度が変化する場合、(4)原子炉容器内の様に、必ずしも温度分布が一定でない場合や、過渡時にストラティフィケーションを生ずるような、構造材に接する流体内で温度分布を有している場合、の4つに分類できる。(3)項は、さらに上端が蓋で冷却され、下方がナトリウムに接している原子炉容器などで、ナトリウム側のみ温度変化する場合のように温度変化する部位が特定の構造材と接する一部の部位のみ、あるいは場所によって温度変化幅、変化率が異なるといった場合と、均一に温度変化する場合とに分けられる。

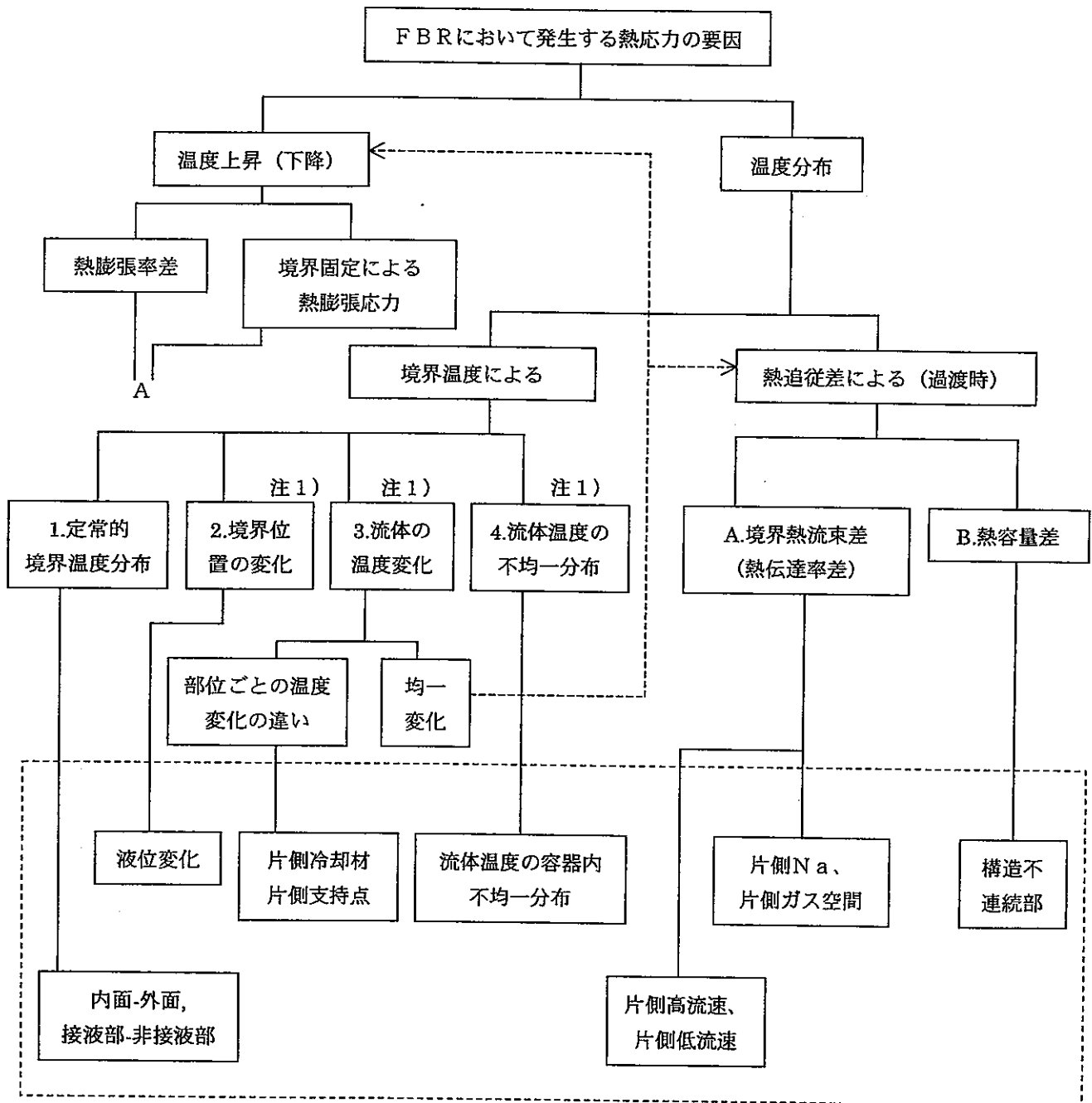
ここでは、「境界温度」と「熱追従差」により分類しているが、この上の段階で定常と、非定常に分類し、さらに非定常を「境界温度」と「熱追従差」に分類するのがより厳密ではあるが、分類が繁雑になることと、定常状態は境界温度による温度

分布しか生じないため定常状態を「境界温度」に含めた形としている。

熱追従差による温度分布は、非定常時(過渡時)にのみ生じ、その原因としては、境界の温度変化が均一であったとしても、境界面での熱伝達率の差、または構造物の熱容量の差から温度分布が生じる場合に分類される。先の、「境界温度」が温度分布の空間分布に関するものであったのに対し、「熱追従差」は時間依存の分布に関するものであるといえることができる。

FBRの構造物に発生する熱応力としては、ほとんどの部位について定常状態と非定常状態を考慮する必要があり、上記の分類のメカニズムが複数加わる形となるのが一般的である。

なお、発生する熱応力については、それぞれの部位での温度分布の度合いに依存するものであり、熱応力発生メカニズムから構造健全性が厳しいものを特定することは適切ではない。



注1) 輻射の場合相手側の位置・温度変化・温度分布

図 2. 2-1 熱応力発生要因

2.3 熱的境界条件の不確かさを有する部位

2.2 項のメカニズム整理から、FBRにおいて熱的不確かさを有する、あるいはその可能性が高いものを検討する。

まず、2.2 項のうち温度上昇(降下)に起因するものであるが、基本的に炉心及び冷却系の熱交換量により温度変化が決定される。当然、系統的システムパラメータを含む不確定幅が発生するが、基本的には温度上昇幅の大きい場合を見積もることによる設計、最高使用温度における設計を満足するなどの条件と、熱膨張係数などの物性値の不確定幅は小さいことから、設計における実質的不確定幅は小さいと考えられる。

次に、温度分布を生じる要因として大きく6つの要因について考える。

	要因	不確定幅	備考
時間的 因子	A. 境界熱流束差 (主に熱伝達率差、 単純熱流束変化も含む)	大	想定される流速、使用する熱伝達率式の適用性など不確定幅は大。また、等価な熱伝達率などモデル化による不確定も存在する。ただし、管内強制対流など一部については不確定幅小。
	B. 熱容量差	小	熱容量については、材料の比熱データ、形状ともデータは確定しており、不確定幅は小さい。
空間的 因子	1. 定常的境界温度分布	中	プラント熱過渡などの動特性解析も含め、システムパラメータの不確定幅に依存する不確定が存在する。従来は、これらの不確定幅を一律折線化という手法で保守側に見積もる設計法がとられている。
	2. 境界位置の変化	中	不確定幅は特定されるが、最適化の観点から影響度合いについて考慮する必要がある。
	3. 流体の温度変化	中	
	4. 流体温度の不均一分布	大	容器内周方向、軸方向温度分布など各種の温度分布が存在。容器内熱過渡解析を実施することなどにより、不確定幅の改善は可能であるが、そのための作業量の増大は大きい。

温度変化による熱応力評価を行う点から考えると、システムパラメータ自体の変動幅は特定されており、不確定幅は小さいと考えられるが、各種システムパラメータの複雑な変化に対する構造物の応力発生の感度などについては、必ずしも定量的評価が図られているとは限らず、最適化の観点からは不確定幅が存在すると考えられ

る。

一般的にA、Bの因子と1～4の因子については同時に組み合わせられて発生する。たとえば、「熱流束差のある部位(熱伝達率の違う部位)に境界の温度変化が加わる」場合などである。一部には、厳密にはこの組み合わせにならない場合も生ずるが、どちらかに分類することは可能である。たとえば、熱容量差が無い一様構造物(容器壁、配管など)の表面に、一様温度変化が加わった場合には、表面から内部への伝熱の時間遅れにより過渡的温度分布が生じ、熱応力が発生する。温度分布による熱応力であることは明確であるが、熱容量差でも熱流束差によるものでもないが、一種の熱追従差と解釈し、熱流束の変化に起因することからAと考えることができる。

添付資料の調査結果の一部について上記の分類を当てはめた例を表 2.3-1～4 に示す。分類については、上述のように、主に時間的因子であるA、Bと主に空間的因子である1～4とをマトリクスとして整理した。

この中で、Bの熱容量差に関連する不確定因子は小さいことを述べた。従って、この部分では境界条件のふれ幅の組み合わせによる最適化を図ることのみが不確定因子となる。たとえば、温度変化の多直線化をする際の拡張係数の最適化や、それと板厚を変えることの最適な関係など、複雑な設計パラメータの組み合わせに関する不確定な部分を無くしてゆくことである(以後最適化と呼ぶ)。これに加え、不確定要因を抽出し応力算定精度向上により合理化を図る部位としては、Aと1～4が組合わさる欄が着目点となる(以後精度向上と呼ぶ)。一般には、構造不連続部に熱過渡が加わる場合、不確定なのは、そこに介在する熱流束の評価(熱伝達率)であって、熱容量のはっきりしたところに確定した熱流束が加わる場合は、その温度分布及び時間変化、これによる発生熱応力に含まれる不確定は小さいと考えられる。これ以外に現象自体が正確に把握されていないものが考えられるが、それについてはここでは対象外と考える。

具体的に例を見てみると、原子炉容器ノズルの場合、胴部内面への熱伝達とノズル内面へのナトリウム温度の変化(境界温度変化)が加わる。yピース部等は構造不連続であり、これに温度変化が加わると熱応力を発生する(表中B-3)。また、胴部への熱伝達とノズルへの熱伝達の違う部位に温度変化が加わることによっても熱応力が発生する(表中A-3)。ここで発生応力の精度向上が問題になるのは、A-3であり、管内流が加わる構造不連続部B-3は、境界温度多直線化などの最適化が

課題となる。

次の、原子炉容器液面近傍部においては、yピース部を評価位置としていないことから、構造不連続(熱容量差)に起因するメカニズムはなく、精度向上に関連する不確定としてはA-1、2、3が残る。A-1については接液部と支持点となる部位の温度差であり、液面の熱伝達率、特に熱遮蔽板を考慮した熱伝達率、ガス空間の輻射熱伝達に依存する。A-2については液面の移動とそのときの熱伝達率、特に熱遮蔽板内を液面が上昇する場合の熱伝達に依存する。A-3については、接液部の温度変化と、ガス空間の温度変化、及びこれに関連する熱伝達率、輻射熱伝達などである。

中間熱交換器管板の場合、定常の境界温度分布(A-1)と熱過渡時の境界温度分布と各部位への熱伝達率の差から熱応力が発生する場合は(A-3)不確定要因による問題である。管板部では、リガメント部と胴-管板接合部に構造不連続部があるが、その熱容量差、剛性差による応力、境界温度変化の多直線化などは最適化の問題である(B-3)。課題としては、スタグナント部の熱伝達や管板面の熱遮蔽層を考慮した境界条件の設定方法、管束を含む領域や鏡板部等の熱伝達率の設定と、境界温度・温度変化に対する管板構造の応力発生への応答にある。

中間熱交換器支持構造では、ナトリウム接液部と支持部の境界温度の違い及びナトリウム側の温度変化が熱応力発生への起因事象となる。ここでは、接液部のみでなく、空気部の熱伝達率が発生応力の不確定幅としてあげられる。

これらの分類を実施することにより、FBRで共通的な熱的境界条件不確定の抽出が可能となる。上記の例の中からだけでも、熱遮蔽層のある場合の熱伝達率、スタグナント部の温度分布及び熱伝達率、鏡板部の熱伝達率、ガス空間の考慮(熱伝達と輻射)などが、他の部位でも抽出されてくると予想される。これら不確定要因に関する整理の例を表2.3-5に示す。

最適化手法については、構造物の応答を評価する手法を検討することが必要である。

表 2.3-1 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果

機器名称：原子炉容器		温度分布解析モデル化： ・軸対称 (胴部は1.5Rの球殻としてモデル化) ・ノズル・ライナ間ナトリウムはスタグナントとしてモデル化 境界条件： (右図参照) ・ライナ内面、ノズル内(図中(A)、(B))に熱過渡を与える —温度条件は、内部熱過渡条件書によるとの記載 —熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・その他は断熱															
評価対象部位及び評価断面																	
評価部位の選定理由：	・短期熱過渡により肉厚方向温度差大 ・ノズル部と胴部の平均温度差によるタガ締め応力大 (ノズル付け根部の管台部分に比して、取り合い配管部及び内側のサーマルスリーブは冷却材の温度変化への追従性がよい。) ・周辺部材との剛性の差により応力集中	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 -強制対流(管内流、Seban-Shimazaki の式)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A.A.Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 -強制対流(管外平行流)「O.E.Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 -自然対流「伝熱工学資料」															
選定理由		<table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>A</td><td></td><td></td><td>○</td><td></td></tr><tr><td>B</td><td></td><td></td><td>○</td><td></td></tr></table> A：境界熱流束差 B：熱容量差 1：定常的境界温度分布 2：境界位置の変化 3：流体の温度変化 4：流体温度の不均一分布		1	2	3	4	A			○		B			○	
	1	2	3	4													
A			○														
B			○														

表 2.3-2 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果

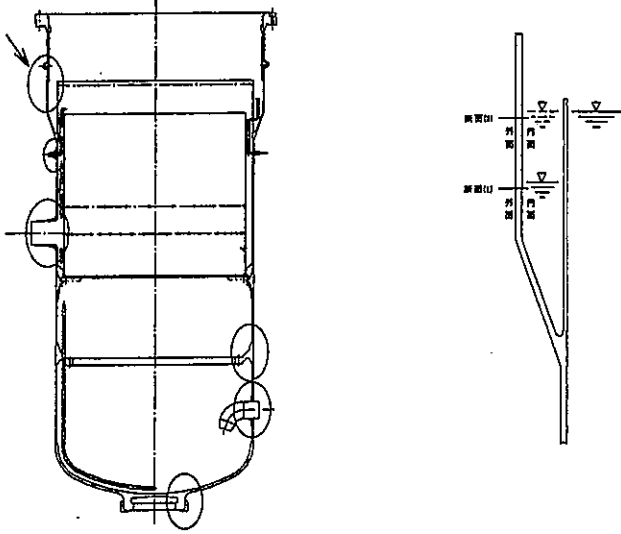
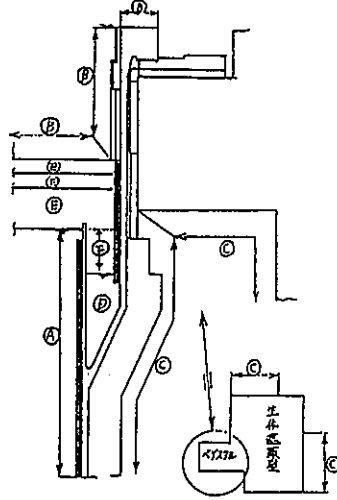
機器名称：原子炉容器		温度分布解析モデル化： ・軸対称 ・熱遮蔽板間ナトリウム、Arはスタグナント ・容器・遮蔽プラグ間Arはスタグナント ・容器・ベDESTAL間N₂はスタグナント ・バケット内ナトリウムは1点近似モデル（スクラム時はスタグナント）																
評価対象部位及び評価断面		境界条件：（右図参照） ・（A）面に炉内ナトリウムの熱過渡 —熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・（B）面に原子炉上部結合温度分布解析結果 ・（C）面にN₂の対流境界条件 ・バケット内（D）面はナトリウムの対流境界条件（スクラム時スタグナント） ・アルゴンガス空間（E）は自然対流を考慮 ・起動時のバケット内液位変動（F）を考慮 ・各空間の輻射を考慮 ・停止・スクラム時にγ-発熱を考慮 ・起動停止時にナトリウムのバケットへのオーバーフローを考慮 ・他部は断熱																
選定理由	評価部位の選定理由： ・起動・停止・スクラム時に軸方向温度分布による熱荷重	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 ＜ナトリウム＞ -強制対流（管内流、Seban-Shimazaki の式）「伝熱工学資料」 -強制対流（平行平板）「伝熱工学資料」 -強制対流（管外直交流、2重円管の式）「A. A. Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 -強制対流（管外平行流）「O. E. Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 -自然対流「伝熱工学資料」 ＜Ar、N₂ガス＞ -強制対流（管内流）「伝熱工学資料」 -強制対流（平行平板）「伝熱工学資料」 -自然対流「伝熱工学資料」	<table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>A</td><td>○</td><td>○</td><td>○</td><td></td></tr><tr><td>B</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table> A：境界熱流束差 B：熱容量差 1：定常的境界温度分布 2：境界位置の変化 3：流体の温度変化 4：流体温度の不均一分布		1	2	3	4	A	○	○	○		B				
	1	2	3	4														
A	○	○	○															
B																		

表 2.3-3 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果

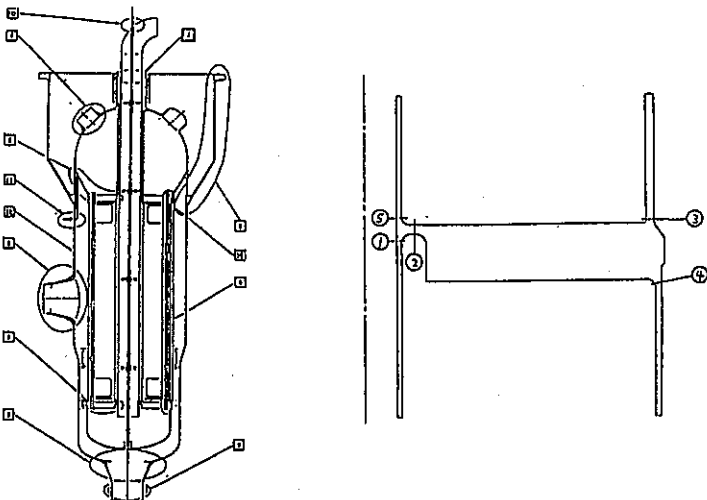
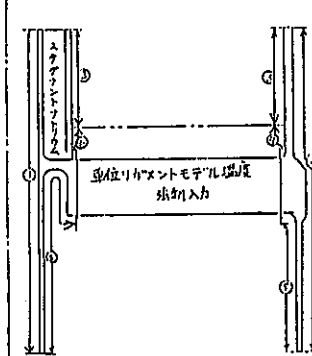
機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデルと熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。リガメント部：リガメント部については、単位リガメントモデルによる温度分布解析結果を強制入力する。																									
評価対象部位及び評価断面	評価部位：下部管板 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件	 <table border="1" data-bbox="1619 349 2002 484"><thead><tr><th></th><th>位置</th><th>温度 (K)</th><th>温度 (°C)</th></tr></thead><tbody><tr><td>①</td><td>下降管内</td><td>2600 ~ 26400</td><td>2次伝熱部入口温度</td></tr><tr><td>②</td><td>外側シュラウド</td><td>1000 ~ 2300</td><td>1次伝熱部出口温度</td></tr><tr><td>③</td><td>管板内</td><td>1200 ~ 1500</td><td>1次伝熱部出口温度</td></tr><tr><td>④</td><td>管板外</td><td>3000 ~ 4200</td><td>2次伝熱部入口温度</td></tr><tr><td>⑤</td><td>2次伝熱部</td><td>1000 ~ 1700</td><td>2次伝熱部入口温度</td></tr></tbody></table>		位置	温度 (K)	温度 (°C)	①	下降管内	2600 ~ 26400	2次伝熱部入口温度	②	外側シュラウド	1000 ~ 2300	1次伝熱部出口温度	③	管板内	1200 ~ 1500	1次伝熱部出口温度	④	管板外	3000 ~ 4200	2次伝熱部入口温度	⑤	2次伝熱部	1000 ~ 1700	2次伝熱部入口温度
			位置	温度 (K)	温度 (°C)																						
①	下降管内	2600 ~ 26400	2次伝熱部入口温度																								
②	外側シュラウド	1000 ~ 2300	1次伝熱部出口温度																								
③	管板内	1200 ~ 1500	1次伝熱部出口温度																								
④	管板外	3000 ~ 4200	2次伝熱部入口温度																								
⑤	2次伝熱部	1000 ~ 1700	2次伝熱部入口温度																								
選定理由	評価部位の選定理由： 下部管板は、板厚 180mm の穴あきのリング状平板で、リガメント部には、φ22mm の穴が 3294 個設けられている。リング状管板の上端は、下降管、外側シュラウドと、下部の外筒は 2 次側下部プレナム外筒と溶接されており、板厚が急変する構造不連続部であるため、剛性及び熱容量の違いにより、応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由： ①、②、⑤：下降管に比べて管板内側の温度追従が遅れるため、大きな温度差がつき、特に板厚が急に変化している部位において熱応力が発生すると予想される。 ③、④：外部シュラウド及び 2 次側下部プレナム外筒に比べて、管板外側(外部シュラウド側)のリム部の温度追従が非常に遅いため、大きな熱応力が発生すると予想される。	熱的境界条件設定根拠	設定根拠： ①：(下降管内面) 熱伝達率は、以下による。温度は 2 次伝熱部入口温度を適用。 熱伝達率；Seban-Shimazaki の式($Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8}$) ②：(外側シュラウド及び 2 次側下部プレナム外筒の外側) 熱伝達率は、以下による。温度は、1 次伝熱部出口の境界温度を適用。 熱伝達率；平行平板の式($Nu = 2/3Nu_s + 0.019Pe^{0.8}, Nu_s=6$) ③：(内部シュラウド外側及び外部シュラウド内側；熱遮へい板より上方) 熱伝達率は、以下による。温度は 1 次伝熱部出口温度を適用。 熱伝達率；Seban-Shimazaki の式($Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8}$) ④：(内部シュラウド外側及び外部シュラウド内側；熱遮へい板より内側) 熱伝達率はスタグナント Na と考え、伝熱管内面からの熱伝導を等価に置き換えた熱伝達率を想定。温度は 2 次伝熱部入口温度を適用する。 ⑤：(下降管外側及び 2 次側下部プレナム外筒の内側) 熱伝達率は、以下による。温度は、2 次伝熱部入口の境界温度を適用。 熱伝達率；平行平板の式($Nu = 2/3Nu_s + 0.019Pe^{0.8}, Nu_s=6$) <table border="1" data-bbox="1442 1180 1980 1292"><thead><tr><th></th><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th></tr></thead><tbody><tr><td>A</td><td>○</td><td></td><td>○</td><td></td></tr><tr><td>B</td><td></td><td></td><td>○</td><td></td></tr></tbody></table> A：境界熱流束差 B：熱容量差 1：定常的境界温度分布 2：境界位置の変化 3：流体の温度変化 4：流体温度の不均一分布		1	2	3	4	A	○		○		B			○										
	1	2	3	4																							
A	○		○																								
B			○																								

表 2.3-4 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果

機器名称：中間熱交換器	温度分布解析モデルと熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。																					
評価部位：サポート胴 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件																					
	<table><tr><th>境界</th><th>熱伝達率</th><th>温度</th></tr><tr><td>① 自然空冷</td><td>10</td><td>20℃ (-2)</td></tr><tr><td>② 保熱材</td><td>0.7</td><td>20℃ (-2)</td></tr><tr><td>③ 自然空冷</td><td>5.0</td><td>100℃ (-20)</td></tr><tr><td>④ 1次側入口Na</td><td>1000 ~ 4000</td><td>120 ~ 270℃</td></tr><tr><td>⑤ 胴体放射</td><td>$\epsilon = 0.65$</td><td>—</td></tr><tr><td>⑥ 胴熱</td><td>—</td><td>—</td></tr></table> * 図 2.1 (1) 図 2.2 (1) 図 2.3 (1) 図 2.4 (1) 参照。	境界	熱伝達率	温度	① 自然空冷	10	20℃ (-2)	② 保熱材	0.7	20℃ (-2)	③ 自然空冷	5.0	100℃ (-20)	④ 1次側入口Na	1000 ~ 4000	120 ~ 270℃	⑤ 胴体放射	$\epsilon = 0.65$	—	⑥ 胴熱	—	—
境界	熱伝達率	温度																				
① 自然空冷	10	20℃ (-2)																				
② 保熱材	0.7	20℃ (-2)																				
③ 自然空冷	5.0	100℃ (-20)																				
④ 1次側入口Na	1000 ~ 4000	120 ~ 270℃																				
⑤ 胴体放射	$\epsilon = 0.65$	—																				
⑥ 胴熱	—	—																				
評価部位の選定理由： 1次側胴板とスカート支持部の接合部を含む厚肉の構造物である。このため、1次側入口Naの熱過渡時において、1次側胴板部に比べてスカート支持部の温度追従性が極めて遅く、この間に大きな温度差が生じ、大きな応力の発生する部位である。これに加えて、運転温度が 529℃と高温のため、クリープ疲労損傷も大きく、評価上厳しい部位である。	設定根拠： ①：（サポート胴外面ストレート部；格納容器内雰囲気）熱伝達率は、自然空冷として、10kcal/m ² hr℃とする。温度は雰囲気温度の 50℃（一定）を適用する。 ②：（保熱材境界）熱伝達率の算出は、1次Na入口ノズルと同じ。温度は雰囲気温度一定。 ③：（サポート胴内面ストレート部）熱伝達率は、自然対流であるが、生体遮へいの効果を考慮し、5 kcal/m ² hr℃とする。温度は生体遮へい内部温度の 100℃を適用する。 ④：（1次側入口Na境界）熱伝達率は、以下による。温度は1次Naの系統熱過渡による。 胴体内側には熱遮へい板が設置されていることから、分流せきと熱遮へい板から成る二重円筒を平行平板で近似した式($Nu=2/3Nus+0.019Pe^{0.8}$, $Nus=6$)より、熱伝達率を求める。 ⑤：（ふく射境界）ふく射率 0.65。																					
評価断面選定理由： ①：サポート胴と1次側胴板との構造不連続部（コーナ部）であり、応力集中が予想される。サポート胴は1次入口Naからの熱過渡に対し、伝導及び輻射により熱の移動が行われることから、温度追従が悪く、軸方向温度分布がつきやすい。このため、剛性の違いにより曲げが拘束されるので、熱応力の発生が予想される。 ②：1次側胴板とサポート胴取り付け部の構造不連続部であり、応力低減のため1次側胴板板厚をテーパ状に変化させているものの、熱容量の相違によって熱過渡時に部材間温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。	熱的境界条件設定根拠																					
選定理由	<table><tr><th></th><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th></tr><tr><td>A</td><td>○</td><td></td><td>○</td><td></td></tr><tr><td>B</td><td></td><td></td><td>○</td><td></td></tr></table> A：境界熱流束差 B：熱容量差 1：定常的境界温度分布 2：境界位置の変化 3：流体の温度変化 4：流体温度の不均一分布		1	2	3	4	A	○		○		B			○							
	1	2	3	4																		
A	○		○																			
B			○																			

表 2.3-5 各構造の不確定要因の一覧 (例)

対象部位	A-1	A-2	A-3	A-4
原子炉容器 ノズル			・ 過渡時の温度 ・ ライナ構造の熱伝達率	
原子炉容器 液面近傍部	・ 定常時の温度 ・ 液面 (熱遮蔽部) の熱伝達率 ・ 液面からの輻射伝熱 ・ ガス空間の温度及び熱伝達率	・ 液面位置及び上昇速度 ・ 液面 (熱遮蔽部) の熱伝達率	・ 過渡時の温度 ・ 液面 (熱遮蔽部) の熱伝達率 ・ 液面からの輻射伝熱 ・ ガス空間の温度及び熱伝達率	
中間熱交換器 管板	・ 定常時の温度 ・ 熱遮蔽層の熱伝達率 ・ スタグナント層の熱伝達率 ・ グループ部の熱伝達率		・ 過渡時の温度 ・ 熱遮蔽層の熱伝達率 ・ スタグナント層の熱伝達率 ・ グループ部の熱伝達率	
中間熱交換器 支持構造	・ 定常時の温度 ・ 熱遮蔽層の熱伝達率 ・ ガス空間の温度及び熱伝達率 ・ 構造間の輻射伝熱		・ 過渡時の温度 ・ 熱遮蔽層の熱伝達率 ・ ガス空間の温度及び熱伝達率 ・ 構造間の輻射伝熱	

3. 熱的境界条件設定方法の検討

3.1 熱的境界条件の不確かさ排除の基本的考え方

2章の検討により熱的境界条件の不確定要因としては、その排除により応力算定の精度向上、すなわち過度の保守性の排除により合理化を達成できるものと、変動幅自身は確定しているが、それらの組み合わせによる影響が不確定なため、これを排除する、すなわち最適化することにより合理化が達成されるものの2つに大きく分類されることがわかった。前者の代表的な例は、接液部の熱伝達率の不確定な部分が大きいため、過度に保守的な値を設定するといった場合であり、後者の例としては、プラントのシステムパラメータの変動範囲は確定しているが、各パラメータの構造への影響度合いが不確定なため一律に保守側の多直線化を実施している場合などがあげられる。

これらの排除を行うにあたっての検討の流れを図 3.1-1 に示す。2章までに不確定因子の検討を実施してきているが、熱的不確定因子のすべてが構造設計に重要とは限らないことは過去の知見からも得られている。従って、応力発生メカニズムを整理し、不確定因子が、構造物の応力発生メカニズムなどに照らしてどのような影響度合いを有しているかを把握する必要がある。これは、具体的構造に対する定量的評価により実現される。これにより、熱的境界条件の不確定を排除する手法が確立するとともに、個別の構造については熱的不確定を廃し、合理化を実現することが可能と考えられる。さらに、設計法の観点からは代表的な構造、あるいは熱的境界条件のうち評価上厳しいものについて抽出し、データベース化されることが望ましい。

不確定因子の調査を行った結果に基づき、まず応力発生メカニズムを整理する場合の例として中間熱交換器管板を例にイメージを図 3.1-2 に示す。

この応力発生メカニズムから、熱的境界条件の不確かさの影響度合いを把握する方針を検討する。前述の「精度向上」を目指す場合と、「最適化」を目指す場合の両者が考えられるが、それぞれの手法について検討を進めることが必要である。

基本的には、図 3.1-3 に示すように、従来、プラント熱過渡解析から構造評価まで 1 スルーで実施されてきた評価法に、各部位の不確定因子を考慮したフィードバックをかけることにより、不確定因子の排除を行う。「精度向上」を目的として、従来手法で熱的境界条件の不確定幅を削除しようとする、各熱過渡解析においてより

詳細な評価手法を用いて構造解析にデータを渡すことになる。たとえば、非常に細かいメッシュでの熱流動解析を各部について実施するとか、熱伝達率を求めることができる熱流動解析を開発するなどが考えられる。

しかしながら、熱的不確定因子のすべてが構造設計に重要とは限らないことは前述のとおりである。そこで、この構造への影響度合いの情報をフィードバックすることで、必要な部分のみ精度を上げようということである。ここで、不確定因子の排除を行う際に重要なことは、構造側からその感度を上流側へ合わせてフィードバックすることにより、不必要な内部熱過渡解析などを実施せず、構造健全性評価の精度を向上させることである。

また、設計定数としてシステムパラメータなどの幅が特定されている場合においては、応力算出法としての不確定は小さいが、設計として評価すべき応力の幅は各種のパラメータの組み合わせに依存し、組み合わせの影響がわからないとして過度に保守的になるような幅を設計設定すれば、最終的な不確定幅が大きなものとなっている可能性がある。代表的な例としては、境界条件となる多直線化された温度変化あるいは各種システムパラメータ解析結果による温度変化があげられる。各種プラントシステムパラメータの影響により当該部に加わる温度変化は幅を持ったものになるが、その幅の中でどこを選定するのが最も保守側か、あるいはどのような考え方で条件の拡張を実施するのが保守側かという問題がある。一様に条件を越える厳しさを与えることは簡易ではあるが、設計の合理化にはつながらない。「最適化」した折線化あるいは生カーブでの解析を可能にするということは、さらにプラントシステム側との協調により、構造の合理化を図るための要求として温度変化条件を与え、最適化してゆくことで最大の効果を得ることが可能となる。その場合、前述の「精度向上」の場合と同様、必ずしも構造の健全性に影響を与えないシステムパラメータも存在するはずであり、構造としては、どの因子がどの程度の影響を有するか把握することは「最適化」の場合にも必要なものとなる。

いずれの場合においても、応力発生に関するメカニズムと影響因子の把握、影響度合いの把握から不確定排除に向けた上流側の条件の見直しによる設計全体の最適化を指向することが必要である。

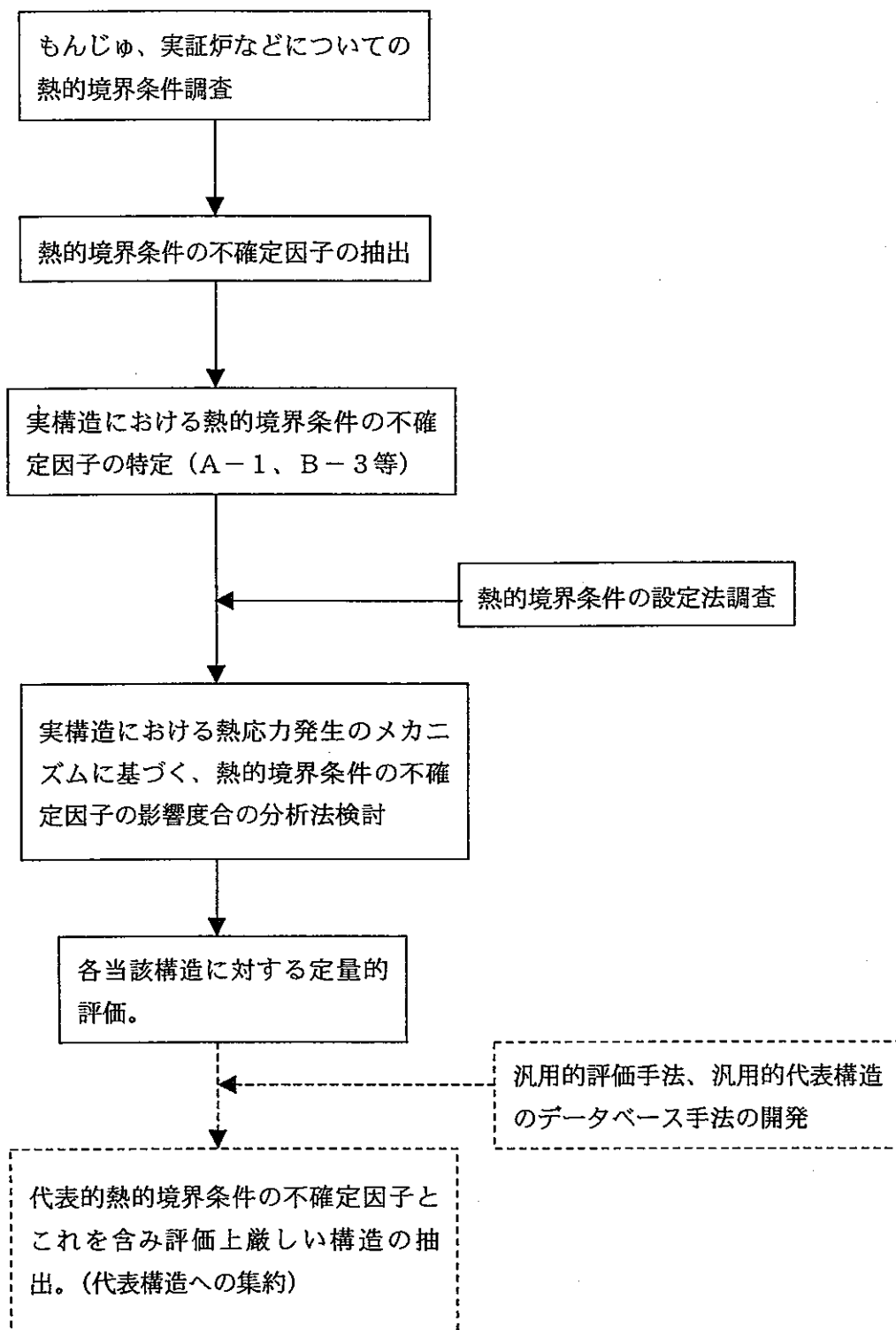
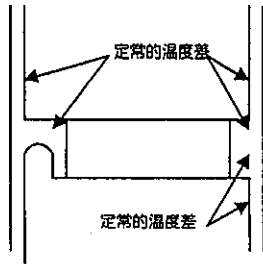
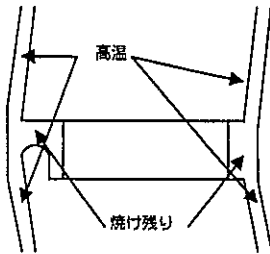
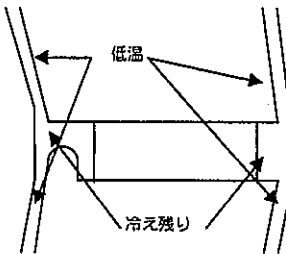


図 3.1-1. 熱的境界条件不確定排除手法検討の流れ

図 3.1-2 中間熱交換器管板の熱応力発生メカニズム

		定格運転時	ホットショック時	コールドショック時
概 念 図				
熱的境界条件	接液部	1次または2次ナトリウム温度。熱伝達率は、各部の流速に依存 (A-1, A-3)		
	遮蔽層設置部	内部の流動が無いと仮定すると各部材の熱伝導率より決定される等価熱伝導率。(A-1)	等価熱伝導率の他に、遮蔽層部の熱容量による時間遅れ有り。(A-3)	等価熱伝導率の他に、遮蔽層部の熱容量による時間遅れ有り。(A-3)
	スタグナント部	内部の流動が無いと仮定しNaの熱伝導率より決定される等価熱伝導率。(A-1)	等価熱伝導率の他に、遮蔽層部の熱容量による時間遅れ有り。(A-3)	等価熱伝導率の他に、遮蔽層部の熱容量による時間遅れ有り。(A-3)
熱応力発生メカニズム及び課題	(上側) 外側胴管板接合部	胴の平均的温度 (内外温度依存) とリムの平均的温度差による変位に起因し熱応力発生。付け根部の温度変化を緩やかにする遮蔽層の効果の精度。(A-1)	同左。熱遮蔽層による時間遅れの増大効果の影響。(A-3)	同左。
	(下側) 外側胴管板接合部	胴の平均的温度 (内外温度依存) とリムの平均的温度差による変位に起因し熱応力発生。(A-1)	同左。(A-3)	同左。
	内側胴管板接合部	同上。スタグナントナトリウム層の効果とグループでの熱伝達率の効果。(A-1)	同左。スタグナント層による時間遅れの増大効果の影響。(A-3)	同左。

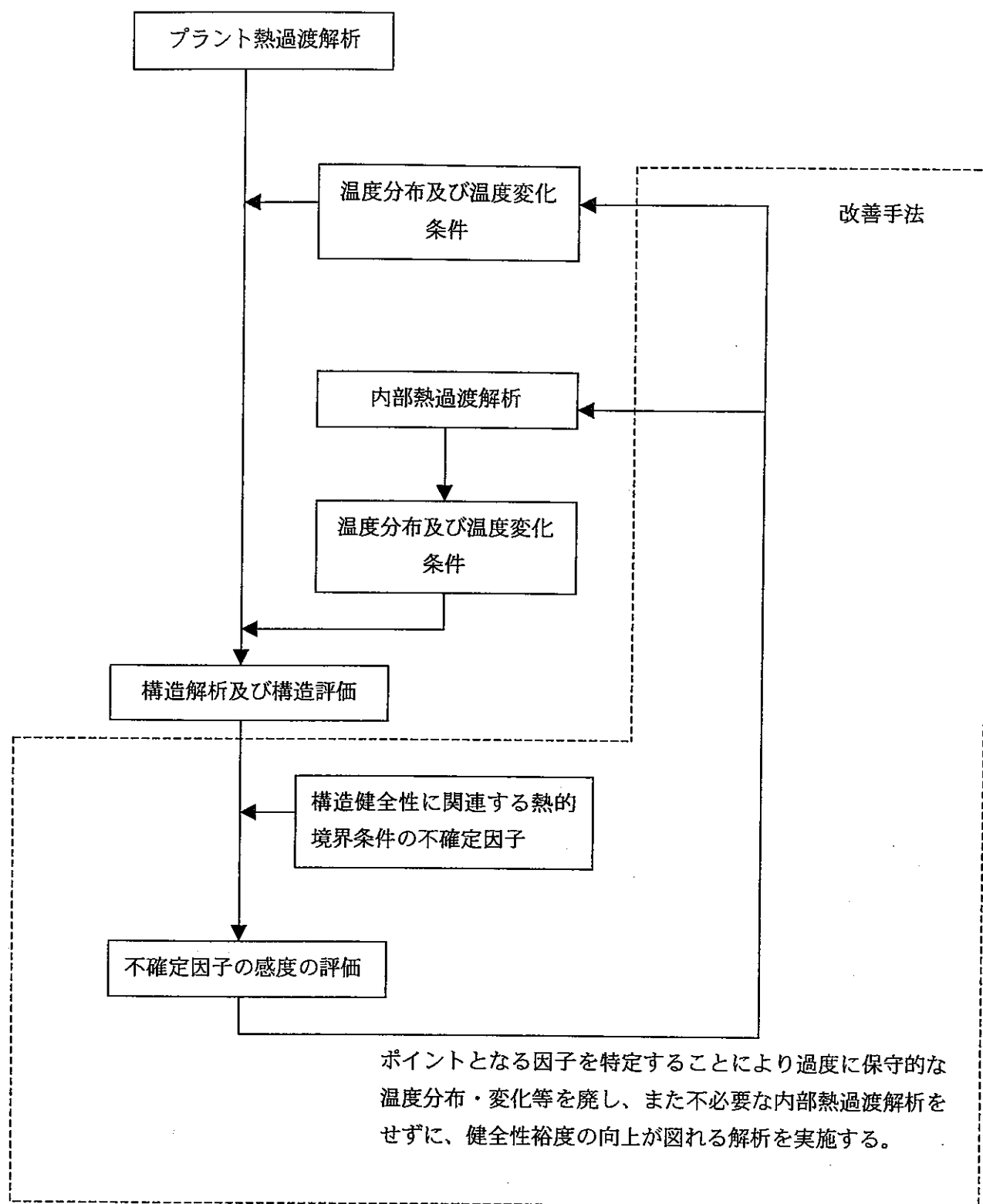


図 3.1-3 熱的境界条件不確定排除の手順

3.2 熱過渡条件作成方法に関する提案

(1) 現状の熱過渡条件設定方法の課題

2.1 (2) に述べた原型炉及び実証炉における熱過渡条件設定方法の課題として、以下が挙げられる。

1) 原型炉の設定方法

- ① 安全係数 α 、 β のうち、特に α については、機器、部位に関係なく、一律 2.0 としており、過度に保守側の設定である可能性がある。
- ② 設定した α 、 β を用いて行う多直線の条件図作成のみでも、その作業量は膨大である。

2) 実証炉の設定方法

- ① システムパラメータ解析が 1 ケースのみであり、 α 、 β 設定に際し、非安全側の設定となる可能性がある。
- ② 多直線化の手法があいまいで、設計者により熱過渡条件に違いが生じる余地がある。また、原型炉ほどではないが、多直線化に手間がかかる。

(2) 熱過渡条件設定の合理的方法の提案

上記の課題を踏まえ、今後は、適正な保守性を有し、かつ、省力化を考慮した熱過渡条件設定方法を検討していく必要がある。

以下に、そのような方法の一例について示す。

a. 熱過渡条件図作成方法(ノミナル解析結果からの熱過渡条件図作成方法)

ノミナル解析結果を、(基準温度との温度差) $\times$ (幅広げ係数 β) で補正した図を作成する。これにより、図 3.2-1 に示すように、温度変化率が α を考慮した値以上になる場合には、勾配が α を考慮した温度変化率となるように補正し、図 3.2-2 の③を得る。

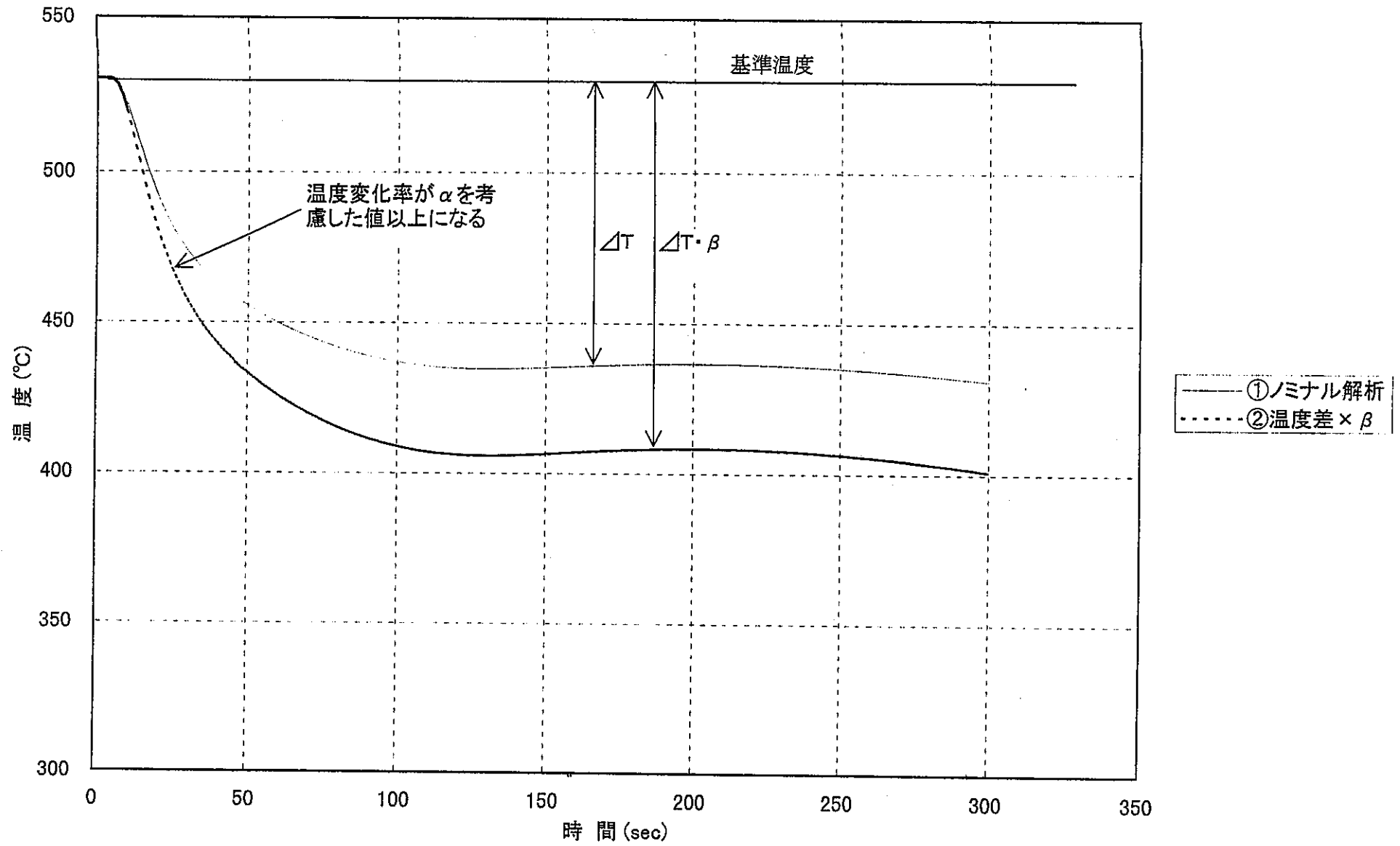
上記の方法により、熱過渡条件図作成の省力化及び手法の画一化が図れ、かつ、安全係数で定められる保守的条件の設定も満足できる。

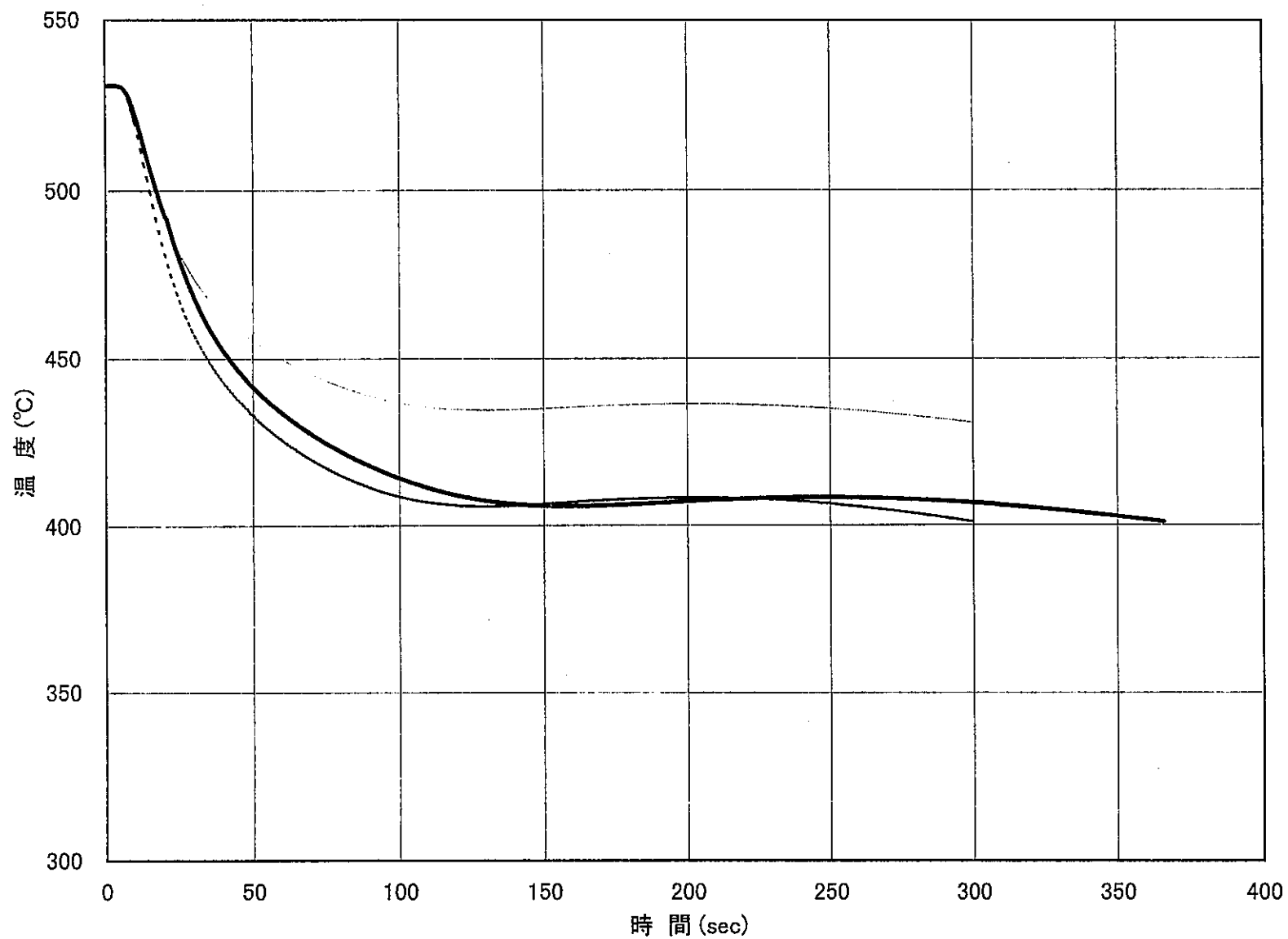
b. 安全係数 α 、 β の設定方法

実証炉(フェーズ1)の手法では、前述のように、非安全側の設定となる可能性もあり、 α 、 β の設定に際しては、複数のパラメータ解析(特定のパラメータのみの影響の確認)結果に基づくのが望ましいと考えられる。

その際の、 α 、 β の値については、機器、もしくは部位毎に、パラメータ解析結果

における最大値を適用するのではなく、例えば、確率論的手法により設定することが合理的であると考える。

図3.2-1 熱過渡条件設定方法(案) β による幅広げ

図3.2-2 熱過渡条件設定方法(案) 温度変化率を α に合わせた補正

4. 熱的境界条件の不確かさの定量的検討

熱的境界条件の不確定を有する構造の代表例の一つとして、FBR実証炉の中間熱交換器(IHX)内に設置される、ガス巻き込み防止構造について、定量的検討を実施する。実証炉IHxのガス巻き込み防止構造(水平多孔板構造)を選定した理由としては、精度向上に関する不確定因子である熱伝達率等の不確定幅と、最適化に関する不確定幅を有する空間的因子である流体温度(プラント熱過渡)の両者を含む検討が可能であり、かつこれらについて入力条件となるプラント熱過渡解析結果がデジタル値で得られ影響評価解析が容易である点と、管板などのように多数の熱過渡が加わるのではなく単一の熱過渡が加わるため現象の把握が容易であると考えられること、及び以降に示す形状については発生熱応力が大きく、製作性等を犠牲にして形状変更を実施している経緯などを考慮し選定したものである。実際の設計においてはプラント熱過渡条件の変更もあったため、本例に示す形状(検討途中形状)とプラント熱過渡条件(最終熱過渡条件)の組み合わせについては採用されていないが、ここでの定量的評価の目的には特に影響はない。

4.1 熱的境界条件の不確定因子の抽出

(1) ガス巻き込み防止構造の熱的境界条件

代表例として、FBR実証炉IHxのガス巻き込み防止構造を選定した。その他のFBR実証炉IHxで構造健全性評価部位として選定されている部位を図4.1-1に示す。検討としては理解を容易にするため代表例について3章までの手法についてもあわせて示すこととする。

IHXガス巻き込み防止構造の熱的境界条件について表4.1-1に示す。

精度向上により合理化をめざす不確定要因は、表4.1-1中のAの欄に関連する部分であり、IHx容器に流入する流体の温度変化が加わる部位の構造材への熱流速と、水平多孔板上部の温度分布があげられる。水平多孔板上部は下面からの熱伝達の主たる伝熱要因であるが、水平多孔板部での熱伝達の不確定要因と上側のスタグナントプレナム内での微小な流動などの不確定要因があると考えられる。なお、当該構造はFBRにおいては代表的なYピース構造の一例としてとらえることができる。

熱的境界条件の不確定因子をまとめると、

- ・ I H X容器入口ナトリウムの流入する部位の熱伝達率
- ・ I H X容器入口プレナムでの混合状況に依存する温度変化
- ・ 水平多孔板から上部への伝熱 (多孔板における伝熱量)
- ・ 水平多孔板より上方のナトリウム部での熱・流動状況
- ・ y ピース付け根部の対流の影響
- ・ プラント熱過渡条件のモデル化における不確定幅

等があげられる。このうち、プラント熱過渡条件だけは、精度向上に関する要因は少なく、熱過渡条件として考慮すべきシステムパラメータの幅の組み合わせとそれ以外の因子の組み合わせで最適化が求められる因子である。

プラント熱過渡条件としては、

- 運転状態 I : 通常起動、通常停止、日負荷追従
- 運転状態 II : 手動トリップ、S G入口放出弁誤開
- 運転状態 III : 1次ポンプ軸固着、主蒸気配管破損

が選定されている。プラント熱過渡条件を図 4.1-2 に示す。従来の設計法における選定理由は表 4.1-2 に示す通りである。ガス巻き込み防止構造に加わる熱過渡は起動時を除いて主にコールドショックであるが、一部コールドショック後に温度が上昇するホットショックとなる場合がある。ここでの評価は、発生応力が最も大きく評価上クリティカルとなる手動トリップについて実施する。

(2) 熱応力発生メカニズム

熱応力発生メカニズムを設計条件の熱過渡 (多直線化) に対する解析を例に説明する。図 4.1-3 に I H Xの構造図を示す。解析モデルを図 4.1-4 に示す。温度分布解析においては、水平多孔板上部のナトリウムの温度変化がほぼ熱伝導支配であることから、これを模擬するものとする。また、ガス巻き込み防止構造は容器への熱遮蔽板及び熱遮蔽板を支持する機能を併せ持たせているため、ガス巻き込み防止構造自身にとっても熱遮蔽となる熱遮蔽板を有しているためこれもモデル化している。また、ヒートシンクとなる I H X容器及びこれとの間のスタグナントナトリウムをモデル化している。熱応力解析においては、ガス巻き込み防止構造の発生応力が着眼点となるためこれだけを取り出して、応力解析を実施している (容器については別途実施)。

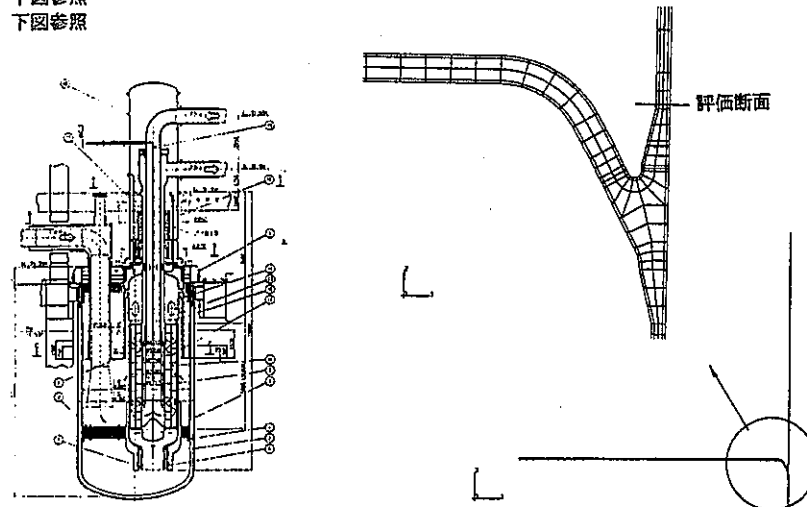
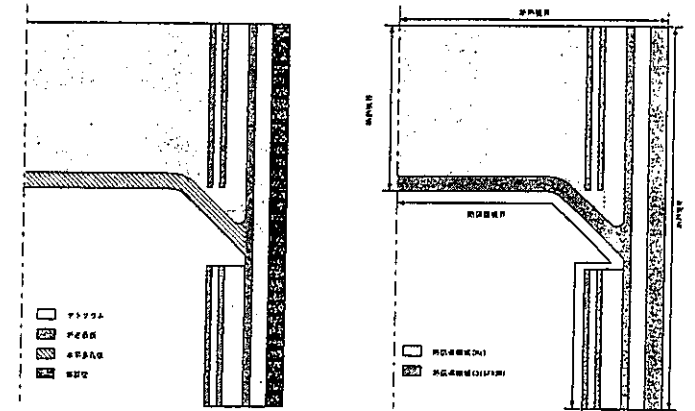
解析メッシュを図 4.1-5 及び 4.1-6 に温度分布解析結果の内、応力が最大となる時

点近傍の温度分布を図 4. 1-7 に図 4. 1-8 に mises 応力分布を示す。

応力は、水平多孔板付け根及び下部と上部の温度差により生ずるものであることがわかる。上部の温度遅れは、構造材の熱伝導遅れにものより水平多孔板上方の温度追従遅れによるものが支配的であると考えられる。

表 4. 1-3 に発生メカニズムの整理を示す。

表 4.1-1 熱的境界条件の調査

機器名称：中間熱交換器容器 ガス巻き込み防止構造			
評価対象部位及び評価断面	評価部位 下図参照 評価断面 下図参照	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。上部プレナム部、熱遮蔽層間、ガス巻き込み防止構造とHX容器間はスタグナントナトリウムとしてモデル化されている。 下部プレナム熱伝達率：5000kcal/m ² h°C スタグナントナトリウム中の水平方向熱伝導率を100倍に設定	
		温度分布解析モデルと熱的境界条件	
選定理由	評価部位の選定理由： ガス巻き込み防止構造はHX容器において、ホットレグ配管からHXヘナトリウムが流入する際に、容器内の自由液面からガスを巻き込み、炉心へガスが回り込み正の反応度投入が生ずることを防止する、安全上重要な機器であることから選定されている。 評価断面選定理由 下部プレナムで容器入り口ナトリウムに直接接する部分と、上部の温度遅れの大きいスタグナントナトリウム部に接する部分の間で発生する熱膨張差により、熱応力が発生すると考えられる。発生応力が大きくなるのは、剛性差の大きなYピース付け根と胴部の接合部に熱膨張差が加わった場合であるため当該部を評価断面としている。	設定根拠 円管、平行平板による熱伝達率のモデル化と、下部プレナム内の容器壁近傍の境界層を考慮しその熱伝導から設定場合を考慮し、保守側に設定。 スタグナントナトリウム中において水平方向に温度勾配がある場合は、自然対流により温度均一化が生じる。これを模擬するため、水平方向の熱伝達率を大きく設定し、水平方向の熱輸送量を増大させて水平方向温度勾配が生じない様にしている。	
		熱的境界条件選定根拠	

	1	2	3	4
A			○	○
B			○	

A：境界熱流速差 B：熱容量差
1：定常的境界温度分布 2：境界条件の変化
3：流体の温度変化 4：流体温度の不均一分布

表 4.1-2 (1/4) プラント熱過渡条件選定理由

IHX評価対象部位：IHX容器水平多孔板付け根部及び本体胴、容器液面近傍部
容器付根部 コールドショック

運転状態	No	事 象 名	想定回数 (回)	IHX容器1次入口				包絡条件	備 考
				最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT 注) ($^{\circ}\text{C}$)	最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT ($^{\circ}\text{C}$)		
I	1	通常起動	427	20($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	350				
	2	通常停止	120	-25($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	-350			選定対象	液位変動を考慮した検討が必要。
	3	負荷追従	13140	-25($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	-74			選定対象	液位変動を考慮した検討が必要。
II	4	手動トリップ	300-ΣN II	-0.55	-189 C			選定対象	運転状態Iの中で ΔT が大きいため選定。
	5	1次系流量増大	5	手動トリップに 同じ	手動トリップに 同じ			No. 4	ポンプ回転数増大によって速やかに原子炉トリップするため、温度変化は原子炉トリップと殆ど同じとなる。
	6	2次系流量増大	5	同上	同上			No. 4	同上
	7	SG入口給水調節弁誤 動作(給水流量増大)	10	-0.60 -0.60	-129 C -129 C			No. 4	ΔT がクリティカルとなるので、No. 4に包絡される。
	8	SG入口給水弁誤閉	10	-0.60 -0.60	-188 C -188 C			No. 4	ΔT がクリティカルとなるので、No. 4に包絡される。
	9	SG入口放出弁誤開	10	-0.90 -0.90	-132 C -132 C			No. 4	ΔT がクリティカルとなるので、No. 4に包絡される。

注) C:定常状態からのコールドショック、HC:ホットショック後のコールドショック

表 4.1-2 (2/4) プラント熱過渡条件選定理由

IHX評価対象部位: IHX容器水平多孔板付け根部及び本体胴、容器液面近傍部
容器付根部 コールドショック

運転状態	No	事 象 名	想定回数 (回)	IHX容器1次入口				包絡条件	備 考
				最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT 注) ($^{\circ}\text{C}$)	最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT ($^{\circ}\text{C}$)		
II 続き	10	給 水 加 熱 喪 失	10	変化なし	—			No. 4	温度変化がほとんどないので、NO. 4に包絡される。
	11	D R A C S 誤 起 動	5	変化なし	—			No. 4	温度変化がほとんどないので、NO. 4に包絡される。
	12	外 部 電 源 喪 失	40	-0.66	-133 C			No. 4	ΔT がクリティカルとなるので、NO. 4に包絡される。
III	13	1 次 ポ ンプ 軸 固 着	Σ N III	-0.80 -0.50	-183 C -156 C			選定対象	ΔT はNO. 14と同程度であるが、 $\Delta T/\Delta t$ が大きいため選定する。
	14	2 次 ポ ンプ 軸 固 着	(3), (6)	-0.60 -0.60	-188 C -188 C			NO. 13	ΔT はNO. 13と同程度であるが、 $\Delta T/\Delta t$ がクリティカルとなるので、NO. 13に包絡される。
	15	給 水 配 管 破 損	(3), (6)	-0.65 -0.65	-121 C -121 C			NO. 13	ΔT , $\Delta T/\Delta t$ ともNO. 13に包絡される。
	16	主 蒸 気 配 管 破 損	(3), (6)	-0.50 -0.50	-123 C -123 C			NO. 13	ΔT , $\Delta T/\Delta t$ ともNO. 13に包絡される。
	17	外 部 電 源 喪 失 + D G 一 台 起 動 失 敗	(3), (6)	-0.56 -0.33	-152 C -117 C			NO. 13	ΔT , $\Delta T/\Delta t$ ともNO. 13に包絡される。
IV	18	当該機器にとって最も 厳しい事象	1						

注) C: 定常状態からのコールドショック、HC: ホットショック後のコールドショック

表 4.1-2 (3/4) プラント熱過渡条件選定理由

IHX評価対象部位: IHX容器水平多孔板付け根部及び本体胴、容器液面近傍部
容器付根部 ホットショック

運転状態	No	事 象 名	想定回数 (回)	IHX容器1次入口		容器付根部		包絡条件	備 考
				最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT 注) ($^{\circ}\text{C}$)	最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT ($^{\circ}\text{C}$)		
I	1	通 常 起 動	427	20($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	350			選定事象	液位変動を考慮した検討が必要。
	2	通 常 停 止	120	-25($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	-350				
	3	負 荷 追 従	13140	25($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	74			選定事象	液位変動を考慮した検討が必要。
II	4	手 動 ト リ ッ プ	300-ΣN II	0.033	12 CII			選定事象	想定回数が多いので選定。
	5	1 次 系 流 量 増 大	5	手動トリップに 同じ	手動トリップに 同じ			No. 4	ポンプ回転数増大によって速やかに 原子炉トリップするため、温度変化は 原子炉トリップと殆ど同じとなる。
	6	2 次 系 流 量 増 大	5	同上	同上			No. 4	同上
	7	SG入口給水調節弁誤 動作(給水流量増大)	10	0.15 0.15	42 CII 42 CII			No. 9	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 9に包絡され る。
	8	SG入口給水弁誤閉	10	— —	— —			No. 4	ホットショックなし。
	9	SG入口放出弁誤開	10	0.15 0.15	48 CII 48 CII			選定事象	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT が大きいので選定す る。

注) II:定常状態からのホットショック、CII:コールドショック後のホットショック

表 4.1-2 (4/4) プラント熱過渡条件選定理由

IHX評価対象部位: IHX容器水平多孔板付け根部及び本体胴、容器液面近傍部

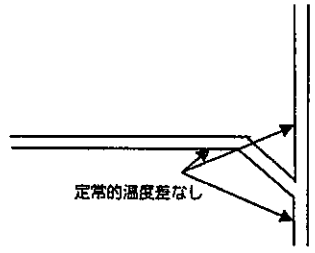
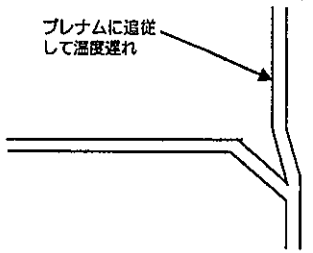
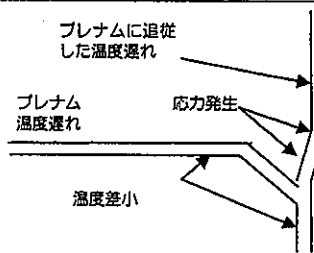
容器付根部

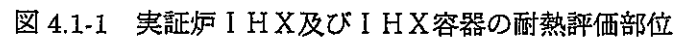
ホットショック

運転状態	No	事 象 名	想定回数 (回)	IHX容器1次入口				包絡条件	備 考
				最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT 注) ($^{\circ}\text{C}$)	最大 $\Delta T/\Delta t$ ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$)	最大 ΔT ($^{\circ}\text{C}$)		
II続き	10	給 水 加 熱 喪 失	10	変化なし	—			No. 4	温度変化がほとんどないので、NO. 4に包絡される。
	11	D R A C S 誤 起 動	5	変化なし	—			No. 4	温度変化がほとんどないので、NO. 4に包絡される。
	12	外 部 電 源 喪 失	40	0.11	34 CII			No. 9	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 9に包絡される。
III	13	1 次 ポンプ 軸 固 着	Σ N III	0.008 —	6 CII —			No. 16	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 16に包絡される。
	14	2 次 ポンプ 軸 固 着	(3), (6)	— —	— —			No. 16	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 16に包絡される。
	15	給 水 配 管 破 損	(3), (6)	0.18 0.18	61 CII 61 CII			No. 16	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 16に包絡される。
	16	主 蒸 気 配 管 破 損	(3), (6)	0.18 0.18	68 CII 68 CII			選定対象	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT が大きいため、選定する。
	17	外 部 電 源 喪 失 + D G 一 台 起 動 失 敗	(3), (6)	0.10 0.068	44 CII 15 CII			No. 16	$\Delta T/\Delta t$ 、 ΔT ともNo. 16に包絡される。
IV	18	当該機器にとって最も 厳しい事象	1						

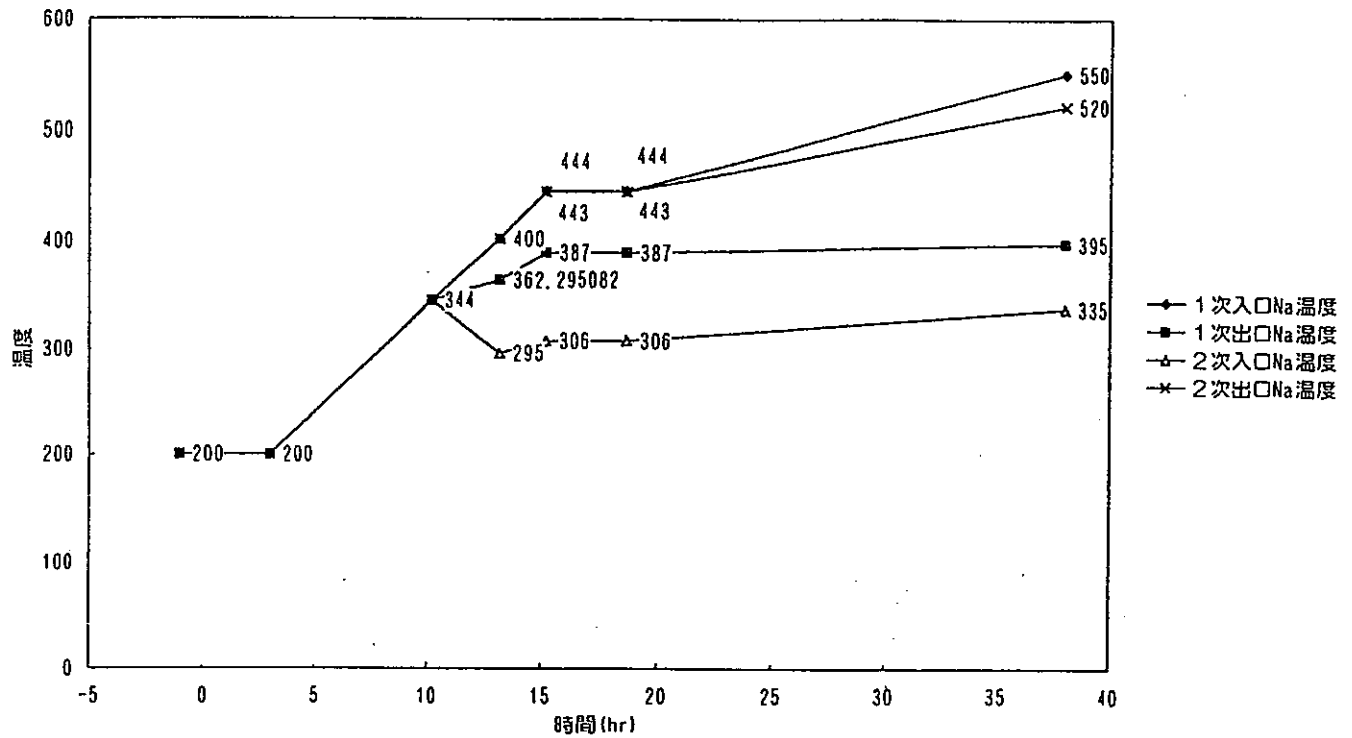
注) II:定常状態からのホットショック、CII:コールドショック後のホットショック

表 4.1-3 中間熱交換器ガス巻き込み防止構造の熱応力発生メカニズム

概念図		定格運転時	ホットショック時	コールドショック時
				
熱的境界条件	下部プレナム部	下部プレナムは、流入する容器プラント熱過渡における1次入口温度のナトリウムと、プレナム内に存在するナトリウムが混合してIHXへ流入する。高流速のため混合が促進され则认为られるが、水平多孔板表面まで含めたプレナム全体が混合体積となるかは不確定要因。下部プレナム熱伝達率は、各部の流速に依存 (A-3, A-4)		
	上部プレナム	下部プレナムとの間に十分伝熱時間のある定常状態においては、下部プレナムと同一温度。(不確定無し)	ホットショックは、起動時とコールドショック後のホットショック。下部プレナム内の熱伝達率と上部プレナムにおける伝熱による温度分布が構造物に伝わる。(A-3, A-4)	下部プレナム内の熱伝達率と上部プレナムにおいて伝熱による形成されるナトリウム温度分布が構造物に伝わる。(A-3, A-4)
熱応力発生メカニズム及び課題	yピース上側	等温状態のため、熱応力発生無し。	水平多孔板と下部胴がナトリウム温度に追従してほぼ同時に熱膨張するのに対し、上部胴は上部プレナムのナトリウムへの伝熱を介して伝熱するため、軸方向温度勾配が生じる。yピース上部に温度勾配が生じ場合に水平多孔板側と変形差を吸収するために熱応力が発生。上部プレナムの温度遅れが大きい場合、軸方向温度勾配が大きい場合に発生応力は増大。(A-3, A-4)	同左。



IHX出入口温度变化(起動時)



IHX出入口温度变化(停止時)

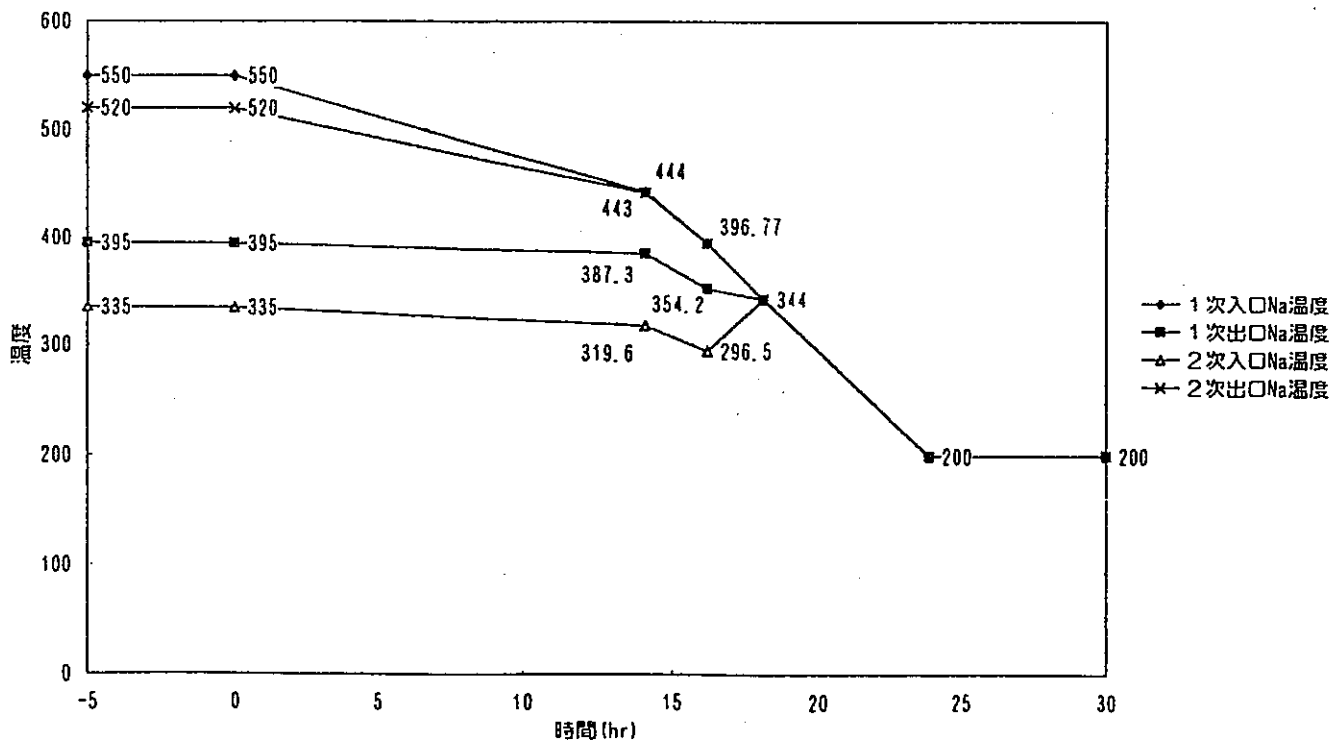


図 4.1-2 (1/4) プラント熱過渡

日負荷変更条件

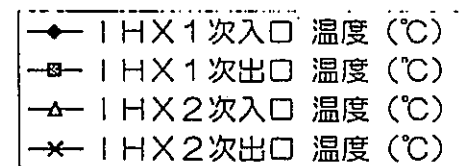
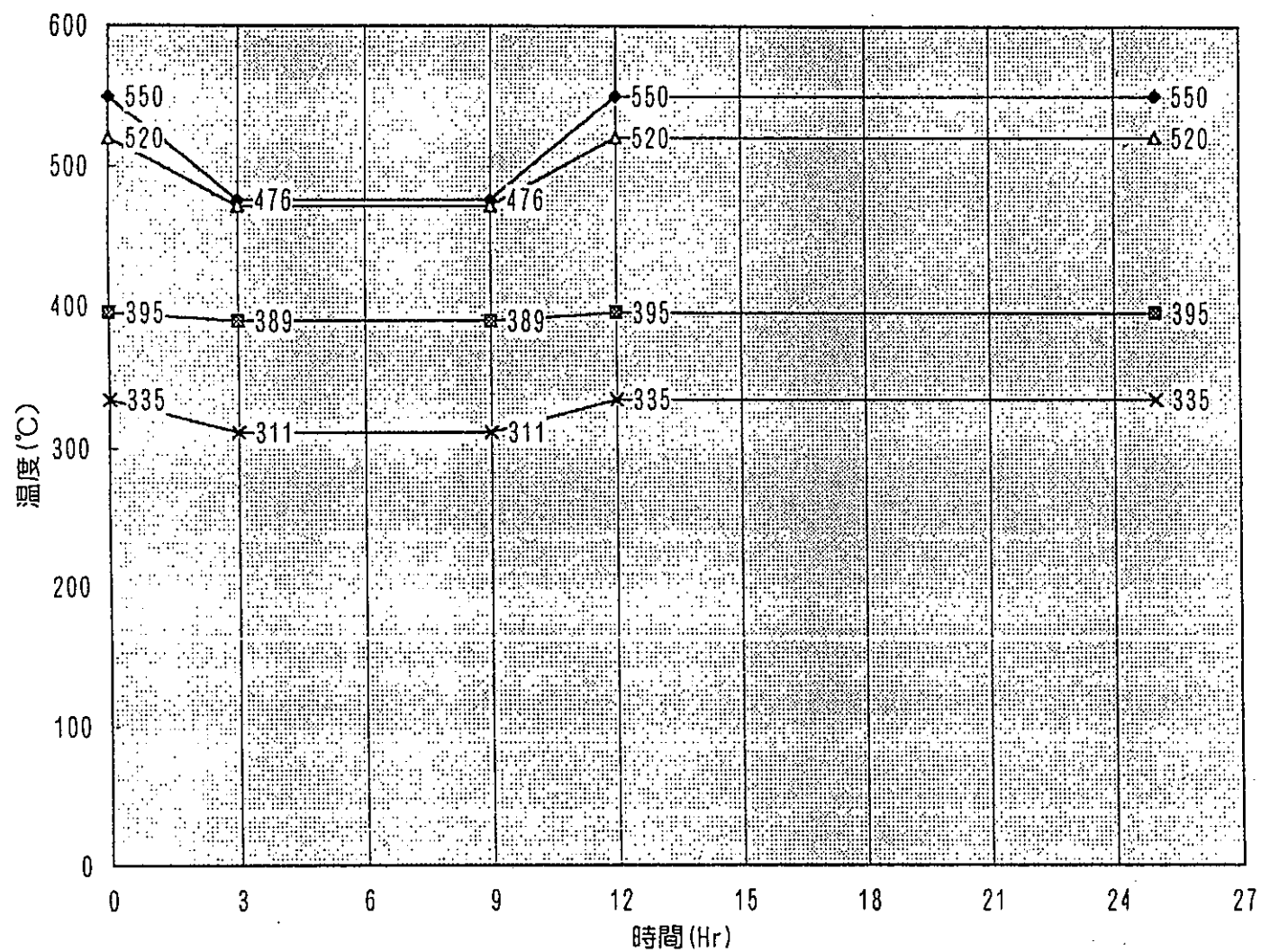
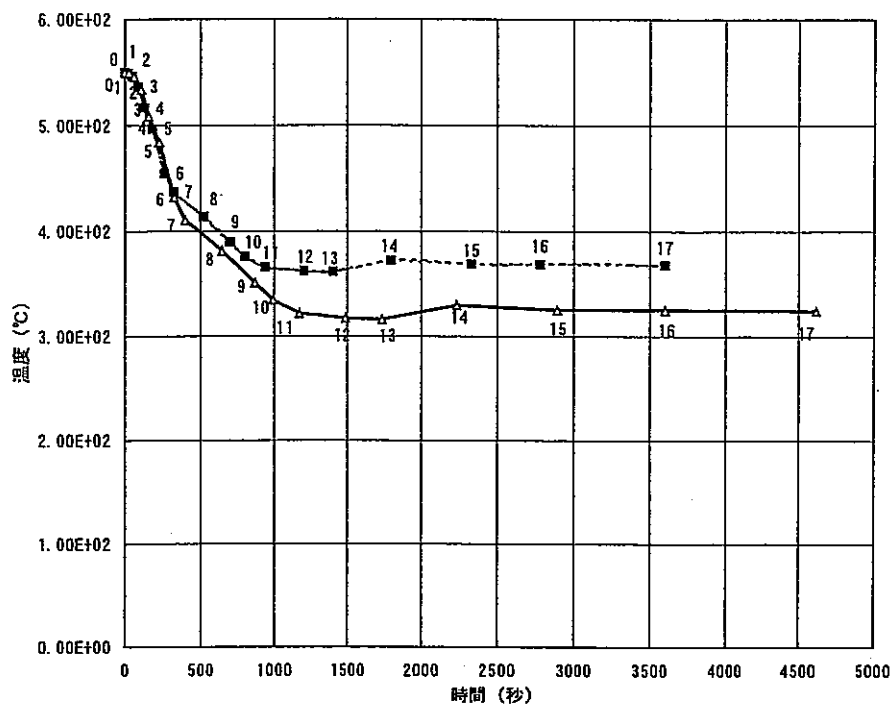
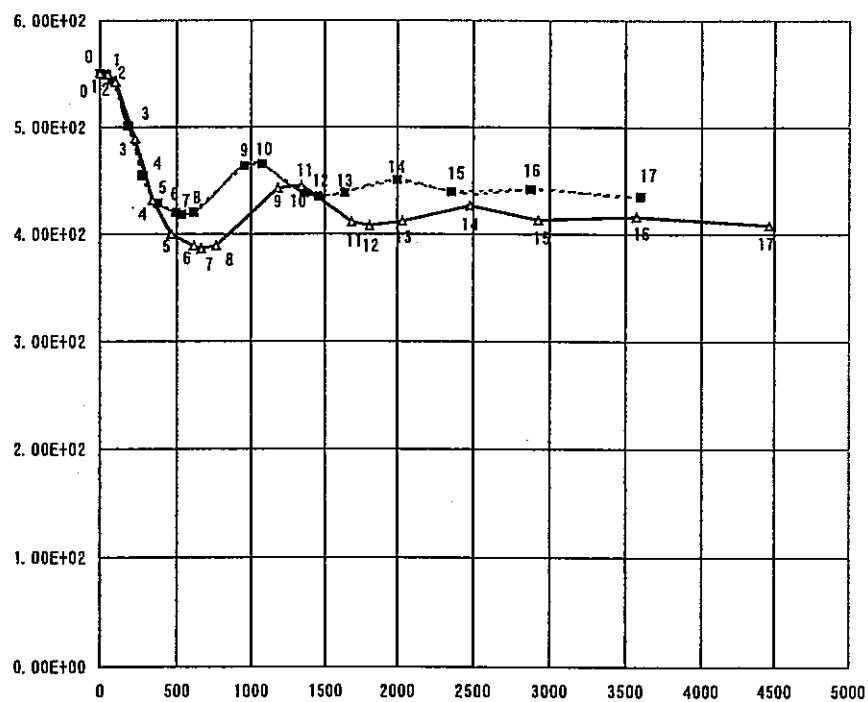


図 4.1-2 (2/4) プラント熱過渡



手動トリップ



SG入口放出弁誤開

図 4.1-2 (3/4) プラント熱過渡条件

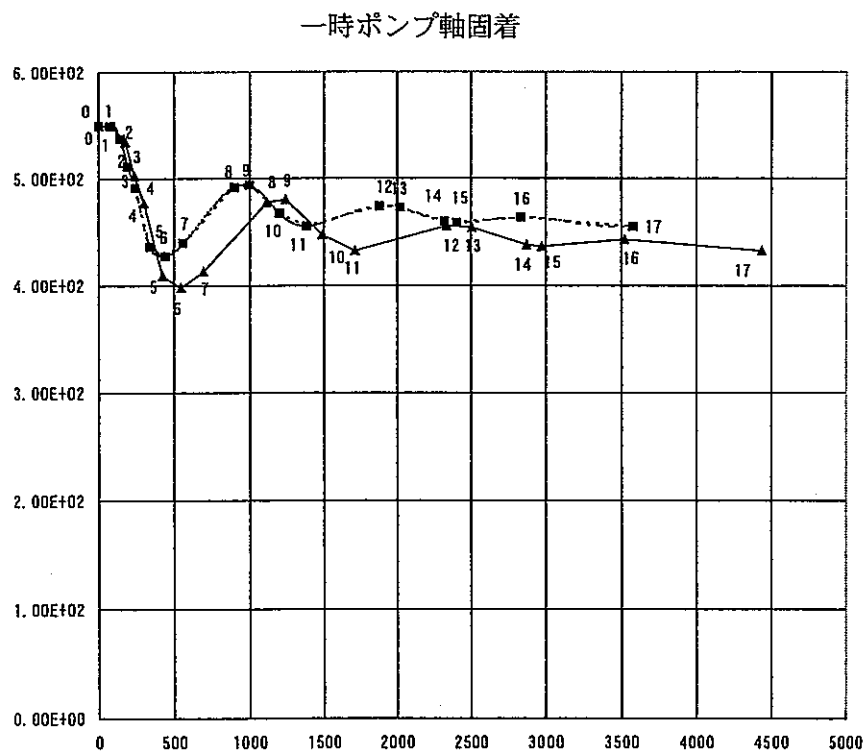
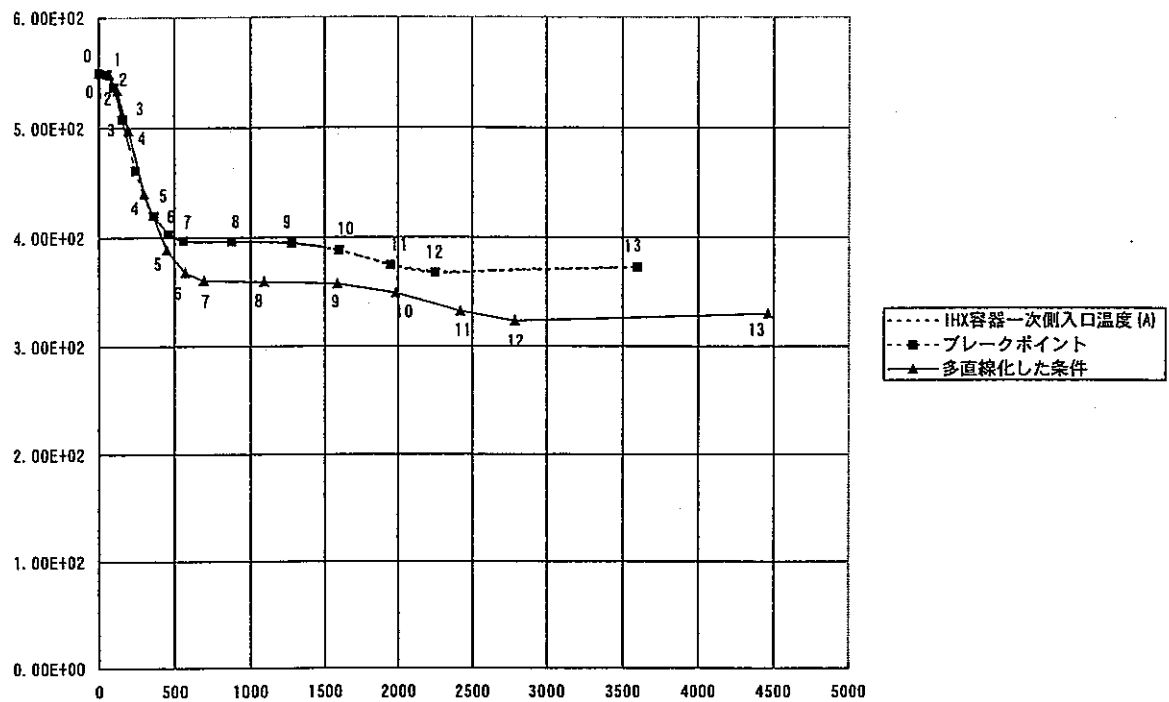


図 4.1-2 (4/4) プラント熱過渡条件

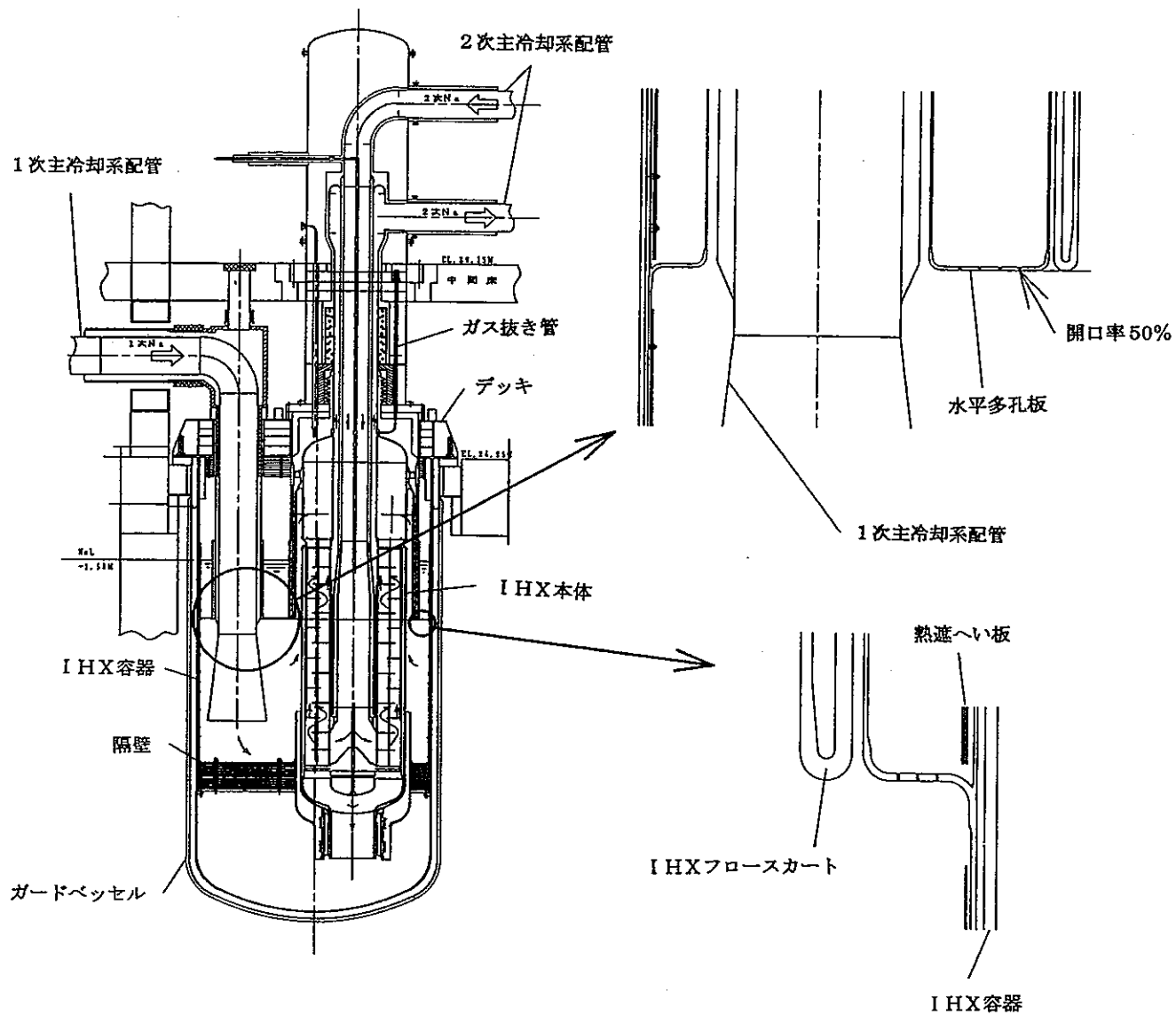
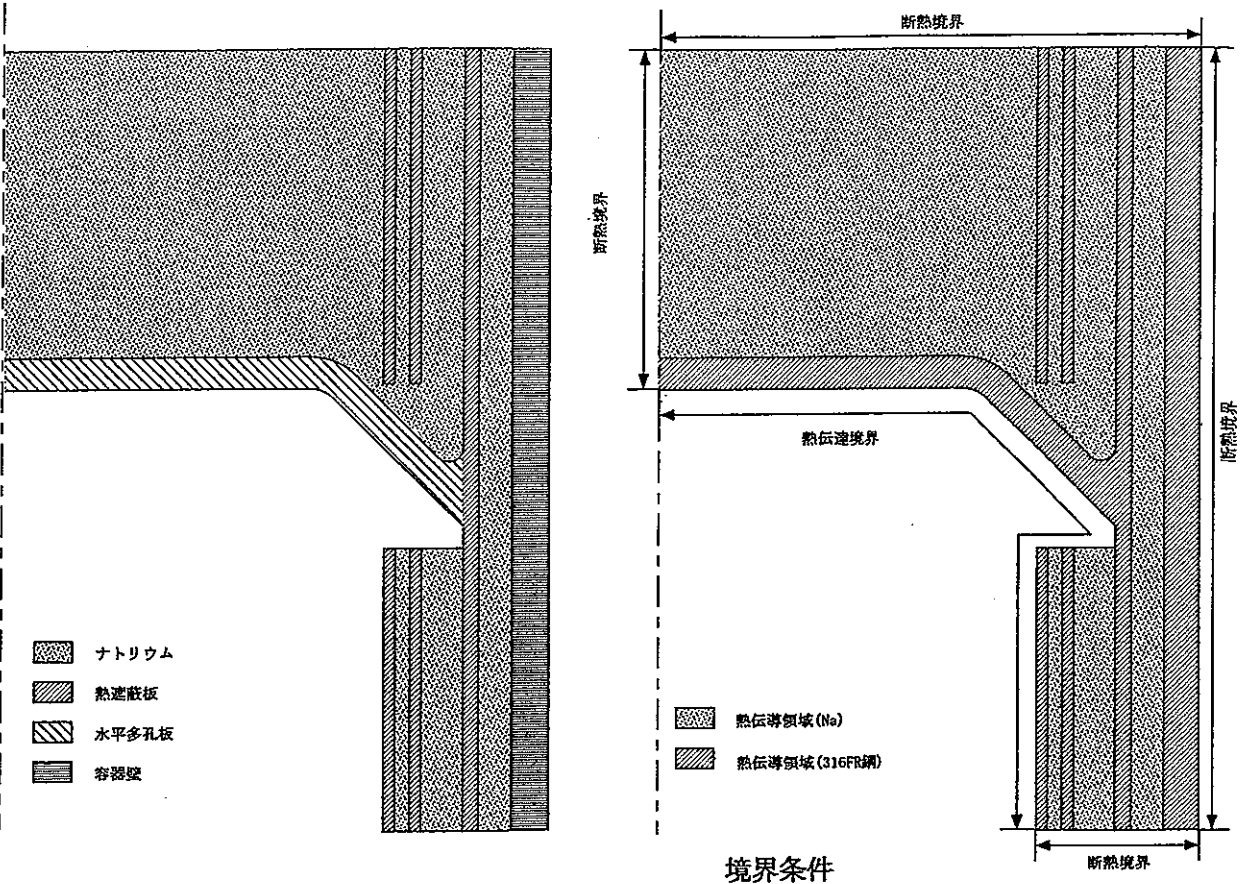
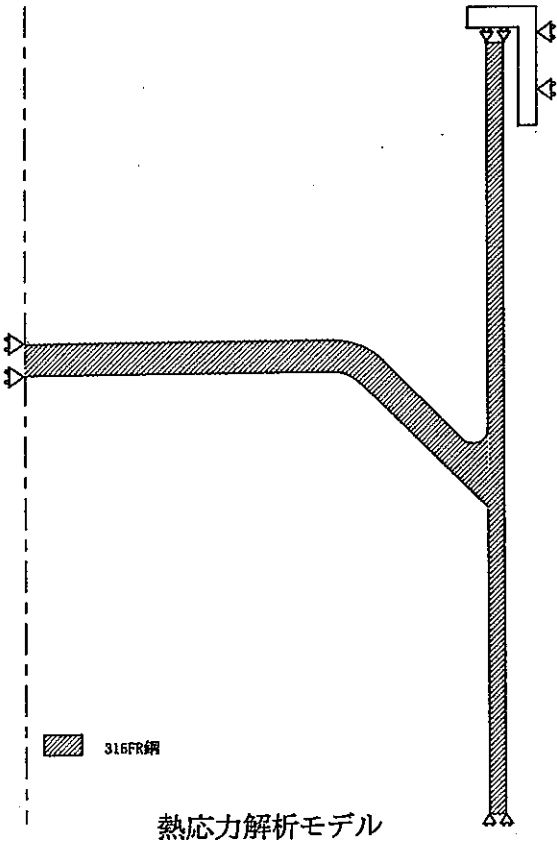


図 4.1-3 実証炉 IHX 及び IHX 容器構造図



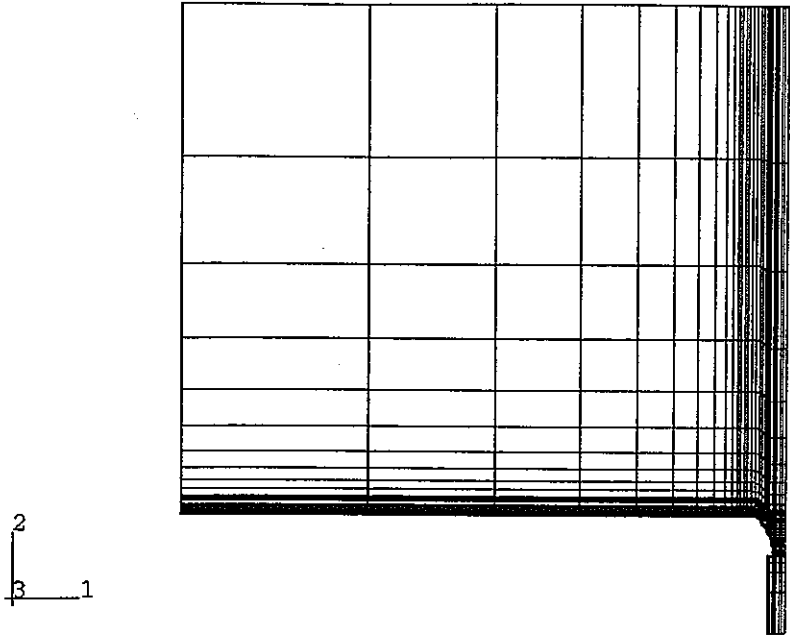
境界条件
非定常熱伝導解析モデル



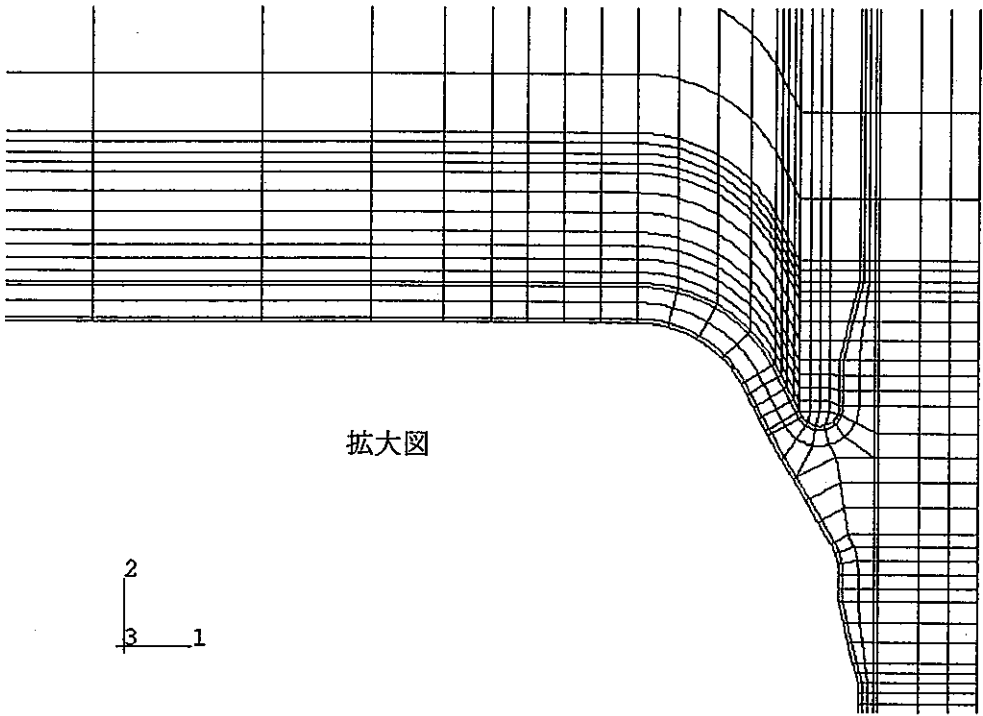
熱応力解析モデル

図 4.1-4 解析モデル

1



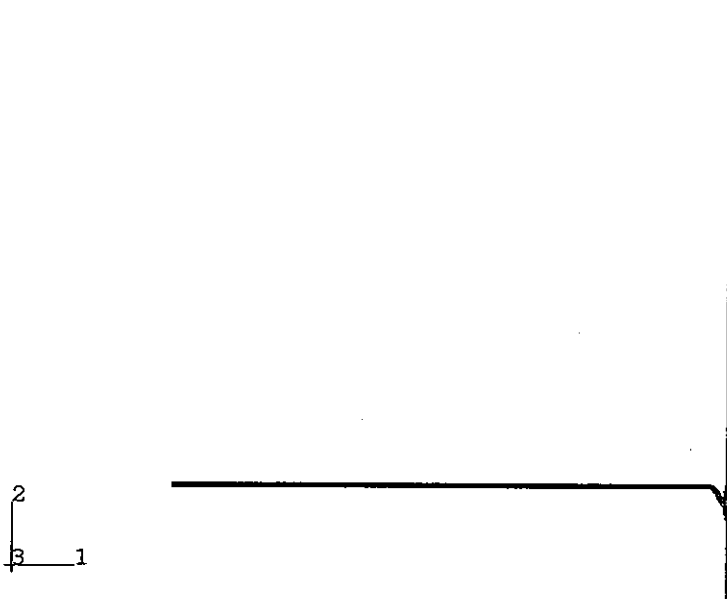
1



拡大図

図 4. 1-5 温度分布解析メッシュ

1



1

拡大図

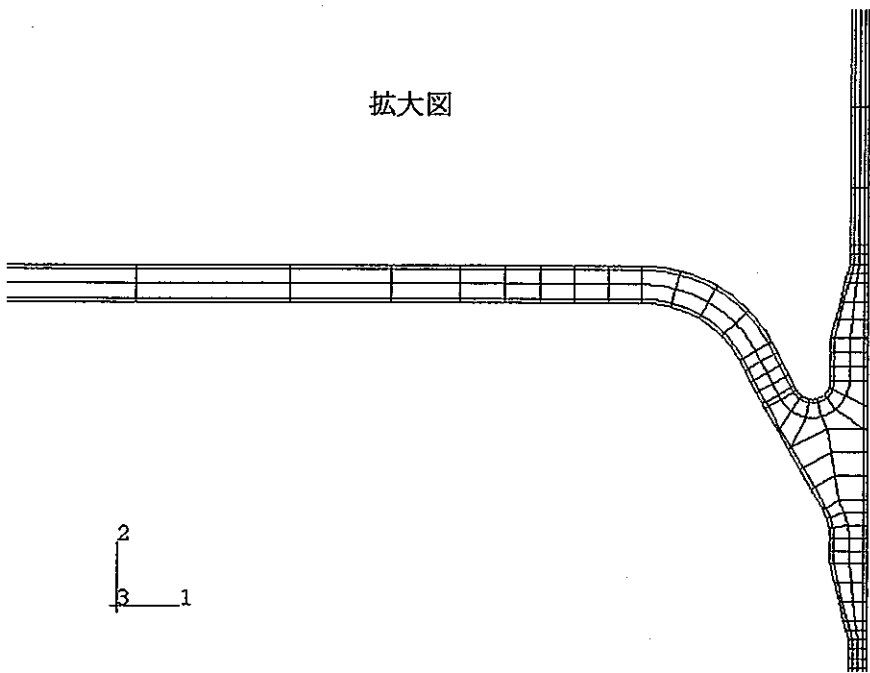


図 4.1-6 熱応力解析メッシュ

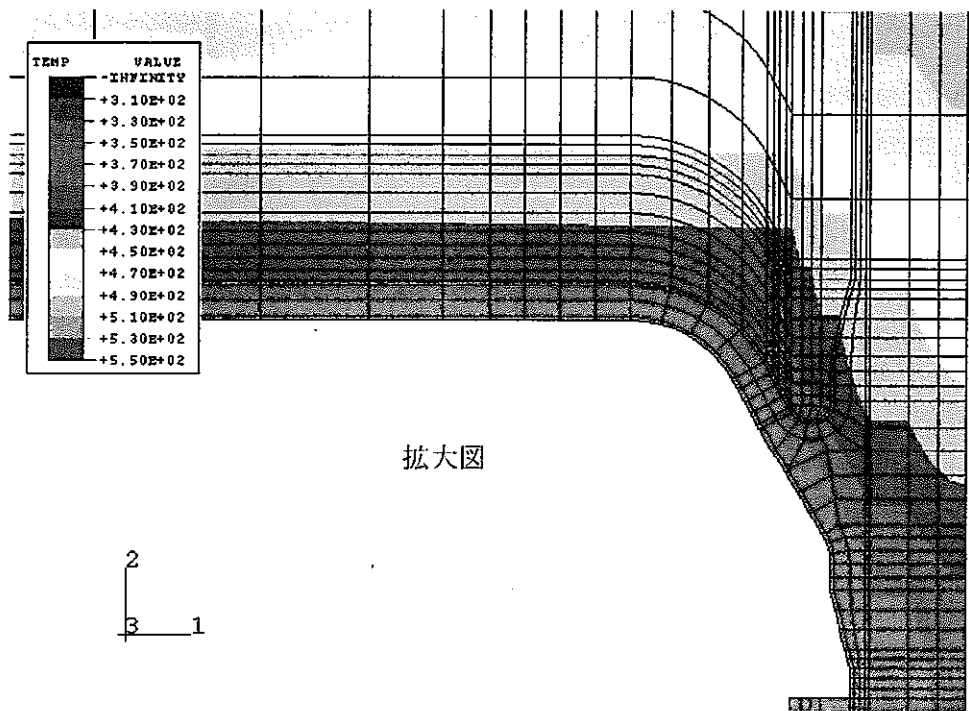
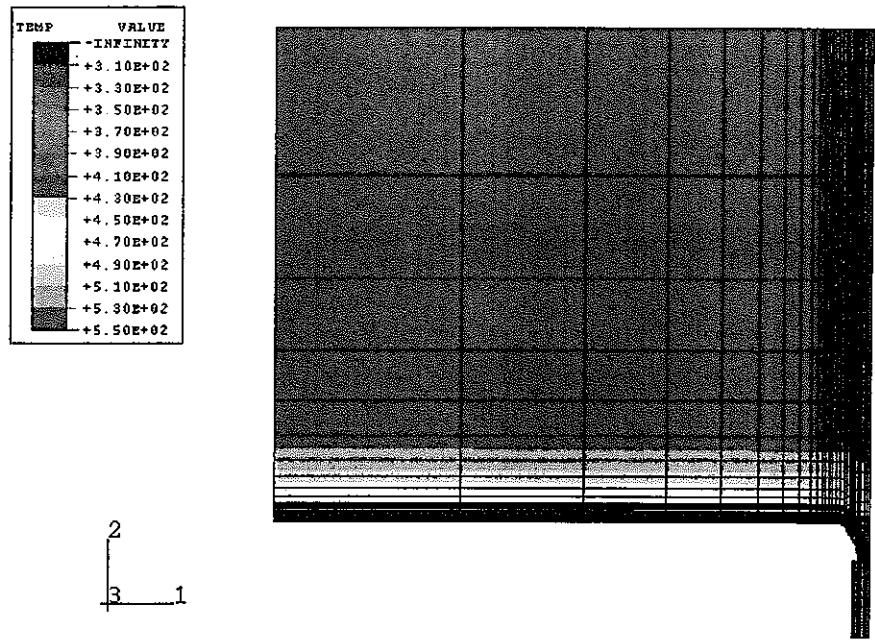


図 4.1-7 温度分布解析結果（887 秒後）

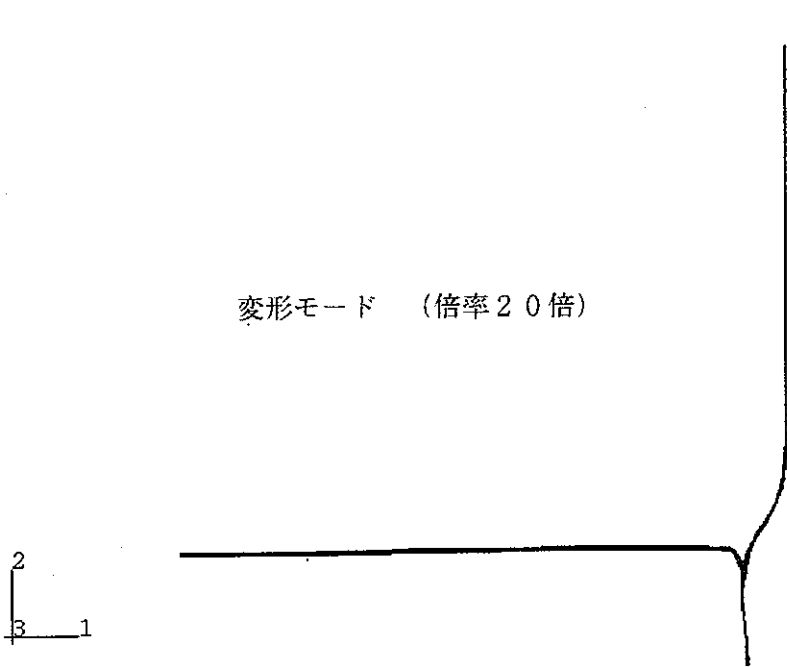
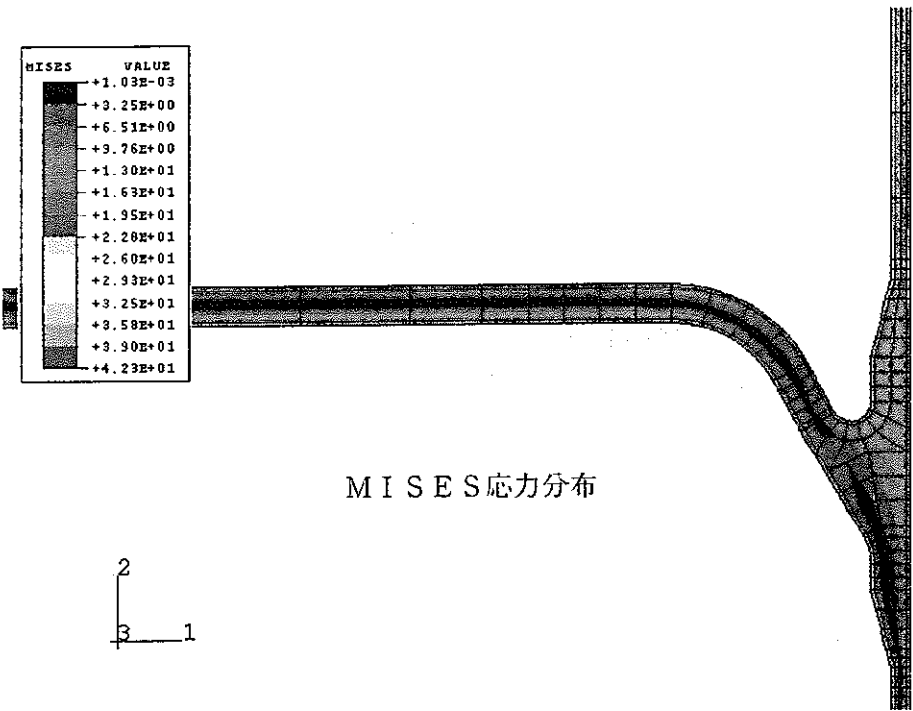


図 4.1-8 応力解析結果 (875 秒後)

4.2 水平多孔板における定量的影響評価

(1) 熱伝達率等設定の影響

熱応力発生に影響を及ぼす可能性がある熱的境界条件のうち、時間的因子である熱伝達率などとして以下が考えられる。

- ・ I H X 容器入口ナトリウムの流入する部位の熱伝達率
- ・ 水平多孔板から上部への伝熱 (多孔板における伝熱量)
- ・ 水平多孔板より上方のナトリウム部での熱・流動状況
- ・ y ピース付け根部の対流の影響

これらは前述のように不確定要因を含んでおり、それぞれについて精度向上を図ることにより、発生応力の評価精度は向上する。しかしながら、それがすべてが合理化に結びつくとは言い切れない。ここでは、精度を向上させることにより、構造への影響が大きいものを抽出するため定量的検討を行う。

I H X 容器入口ナトリウムの流入する部位の熱伝達率としては、図 4.2-1 に示すように、容器内の流動から円管あるいは平行平板などの式を仮定して求める方法もあるが、その場合、熱伝達率は $500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ となりかなり小さな値となる。一方、従来の知見より壁面での境界層厚さを 10 mm から 15 mm 程度と仮定すると熱伝達率は $4000 \sim 6000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ 程度となる。発生応力の観点からは、熱伝達率の大きい方が厳しいため従来の設計では $5000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ を採用しているが、この不確定因子について、容器内詳細熱流動解析などにより精度向上を実施した場合の効果を確認するため、これをパラメータとして小さくした場合 ($500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$) の解析を実施した。

水平多孔板には 5% の開口が開いているが、これを考慮せずにステンレスの板として解析を実施している。従って、実際より伝熱量を低く見積もっている可能性がありこれについて感度解析を実施した。上部のナトリウムへの熱伝導が良くなり、上部の温度追従遅れが小さくなると熱応力は小さくなると想定される。感度としては図 4.2-2 に示すように 5% 開口のナトリウムの熱伝導分伝熱が良くなるとした。流動によりナトリウム移動による熱輸送があるとより大きな伝熱量となる。

水平多孔板より上部のナトリウムプレナムにおいてはコールドショック時に自然対流は発生せず、熱伝導支配で伝熱してゆくと考えられるため、これについては伝導がモデル化されているため不確定幅は小さいと考えた。

y ピースの付け根部分については一部低くくぼんでいるためこの部分には自然対流

の影響により流入があると考えられる。基準となる解析では自然対流で水平方向の温度勾配がなくなると考え、ナトリウムの水平方向の熱伝導率を 100 倍することでモデル化を実施している。しかしながら y ピース付け根については流動状況を把握しているわけではなく不確定幅が大きいと考えられる。ここでは、不確定幅の影響度合いを見る観点から、自然対流を考慮せずナトリウムプレナムの伝導のみで温度勾配が支配された場合について解析を実施した。

上記以外に、プレナムでの混合状況あるいは流動状況により、温度変化あるいは構造材表面への実質的な熱伝達率への影響があると考えられる。混合体積が小さく、表面のナトリウム層がの移動が遅いあるいは無い場合、比較的スタグナントなナトリウムを通じての等価な熱伝達率は小さくなるし、混合体積が大きい場合温度変化を緩和する方向へ動く可能性がある。熱伝達率の影響は、水平多孔板下面熱伝達率をパラメータとしたことから同時に推定可能であり、温度変化の緩和については、次に示すプラント熱過渡の影響に関する検討から影響を推定することができる。

図 4.2-3 に I H X 容器入口ナトリウムの流入する部位の熱伝達率を下げた場合の解析結果を、図 4.2-4 に水平多孔板から上部への伝熱において、5 % の開口を考慮して熱伝達が良くなった場合について、図 4.2-5 に y ピース付け根部の対流を考慮しない場合の影響について示す。またそれぞれのケースの発生応力の比較を時刻歴で図 4.2-6 に示す。

図 4.2-6 より容器入口熱伝達率と y ピース部の対流考慮の影響が大きいことがわかる。

(2) プラント熱過渡の影響

熱的境界条件のうちの境界温度としてプラント熱過渡の影響について検討した。プラント熱過渡の折線化についての課題は 2.1 に示した通りである。

プラント熱過渡としては、システムパラメータに依存する不確定と、多直線化という手法による不確定幅が考えられる。どのシステムパラメータがどのように変化した場合に厳しい応力状態となりそれを最も合理的に包絡するかを考える最適化と、多直線化という手法の精度を向上させることで合理化が図れるかという問題である。今回のケースでは、たまたま多直線化に用いる温度勾配と温度差の増倍係数 α 、 β が、本解析で実施している手動トリップのノミナルケースとシステムパラメータケースから決められているので、 α 、 β の適合精度は高い。従って、不確定幅として

は、解析結果の曲線の温度分布 (厳密には解析ステップごとの多直線) と多直線化したこと (角点があること) による不確定が問題となる。また、最適化を考慮した場合、 α 、 β がどのような影響を構造に与えているかの度合いの評価が重要となる。

まず、多直線化しないシステムパラメータ解析と、参考としてノミナル解析 (多直線化無し) の解析を実施した。解析に使用したプラント熱過渡を図 4.2-7 に示す。

システムパラメータ解析温度分布を用いた結果を図 4.2-8 に、ノミナル解析の結果を図 4.2-9 に示す。また、これらの比較を図 4.2-10 に示す。図 4.2-10 は、最大応力発生点 (積分点) の MISES 応力の時刻歴変化を比較したものである。

この程度の多直線化であれば、多直線化 (角点があること) の影響はほとんど無いといえる。

多直線化についての検討は、係数 α 、 β を決めた解析と異なるプラント熱過渡解析において、 α 、 β を用いた他直線と、システムパラメータを振ったプラント熱過渡解析による温度変化の両者について熱応力を解析し比較することが必要である。しかしながら、システムパラメータを振ったプラント熱過渡データが存在しないため、この検討は今後実施するものとする。

次に、温度変化率 (dT/dt) の拡張係数である α と温度変化幅 (ΔT) の拡張係数である β の影響度合いの検討を実施した。本構造における多直線化では、たまたまシステムパラメータの α に与える度合いが小さいことから $\alpha=1.0$ であり、 β のみ 1.24 が採用されていた。多直線化 (角点があること) の影響はほとんど無いことが前述の解析で判明しているので、ノミナル条件での解析が $\alpha=1.0$ 、 $\beta=1.0$ の条件に相当する。そこで、上記 2 ケースに加え $\alpha=1.24$ 、 $\beta=1.0$ 、 $\alpha=1.24$ 、 $\beta=1.24$ の場合を追加し、その影響度合いを検討した。従って比較対象は以下となる。

C a s e	α	β	備考
1	1.0	1.0	ノミナル条件
2	1.0	1.24	多直線化条件
3	1.24	1.0	検討用追加条件
4	1.24	1.24	検討用追加条件

図 4.2-11 に $\alpha=1.24$ 、 $\beta=1.0$ の場合、図 4.2-12 に $\alpha=1.24$ 、 $\beta=1.24$ の場合の解析結果を示す。また、図 4.2-13 に 4 つのケースの最大応力発生点 (積分点) での MISES 応力の時刻歴変化を比較して示す。図 4.2-13 から本構造においては、最大応力につ

いては温度変化幅 (ΔT) の拡幅係数 β の効果が若干大きく、温度の降下速度 (dT/dt) の拡幅係数 α は応力の立ち上がりには大きな影響はなく、最大応力については、若干小さめになることと、発生時点がノミナルと異なることがわかる。 α 、 β の両者を拡幅した場合は、ノミナルの場合に比べ全体的に応力の時刻歴が高応力側へ拡大したような傾向となるが、それぞれのパラメータについては傾向が異なる。本構造の場合、仮にシステムパラメータの影響として α に影響を与えるものと、 β に影響を与えるものが合った場合、その数値が同程度なら α の影響は β の影響包絡されてしまう。したがって、 α を緩やかにすることに労力を費やすことはむだであり、 β を引き下げることをプラント運用側と調整することが重要と考えられる。ただし、 β を引き下げると相対的に α の効果が大きくなっていくため、設計においてはその影響度合いの把握をより詳細に実施する必要がある。

(3) まとめ

- a. 実証炉 I H X のガス巻き込み防止構造の熱的境界条件の影響因子について、「精度向上」と「最適化」の観点から影響因子の影響度合いについて検討を実施した。

精度向上により合理化が期待できる因子としては

○ナトリウム流入部の熱伝達率

○水平多孔板上部のプレナムの自然対流による y ピース部への影響

が大きく、多孔板であることの影響は小さいことが判明した。

前者については、I H X 容器入口の 3 次元詳細流動解析等を実施し、水平多孔板下部プレナムの構造材表面での境界層の特定、等価な熱伝達率の推定 (特に熱遮蔽板のない部分) が必要である。これには、熱流動評価との連携が必要不可欠である。後者については、上部プレナム内の自然対流解析による y ピース付け根部の温度境界変化等が候補となる。

一般的にプレナムが存在するような部位での熱伝達率の精度向上は構造評価の合理化にとって有効な場合が多いと考えられ、熱流動評価と積極的に連携することが望まれる。熱流動評価との構造評価の連携を図る上で重要と考えられる点は、構造における影響度合いを熱流動評価側へきちんと伝えて連携をとることである。本構造では、熱伝達率 (熱流速) の影響が相対的に大きいことが判明したが、その度合いを伝えどこまでの評価を期待するかを明確にすることが重要である。10 kcal/m²

$h^{\circ}\text{C}$ が重要なのか $100\text{ kcal/m}^2\text{ h}^{\circ}\text{C}$ が重要なのかというような問題である。また、これにより不必要な熱遮蔽板等の構造対応が避けられ、合理化効果が得られることは言うまでもない。

構造側での影響度合い評価をきちんとすることにより、不要な熱流動解析を排除し、構造の合理化と同時に設計の合理化も図ることが可能である。

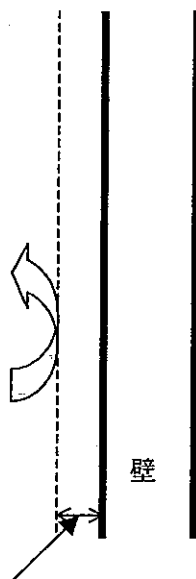
- b. プラント熱過渡の他直線化について、現状程度の場合、折線とすることの影響は小さい。
- c. ガス巻き込み防止構造において、多直線化のための温度変化率拡幅係数 α は温度変化幅拡幅係数 β の効果に包絡される。従ってプラント熱過渡解析あるいはプラント運用側と調整することが効果が大きい。逆に、 α の影響が大きい部位が存在する場合は、a. 項同様プレナム内の熱流動解析を実施し、プレナムでの混合状況を詳細に評価し、混合による温度変化の緩和を検討することが有効である。

なお、温度勾配、温度落差の拡幅や、その組み合わせに関する最適化については今後さらなる検討が必要である。

$$\lambda \approx 60 \text{ (kcal/mh}^\circ\text{C)}$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{t}$$

$$= 4000 \sim 6000 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$



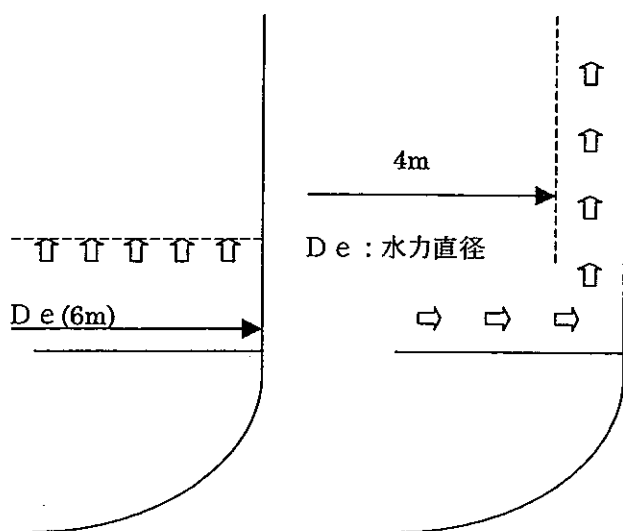
境界層 $t=10\sim15\text{mm}$

熱伝達率の考え方 (1)

円管 : $Nu = 5.0 + 0.025P e^{0.8}$ Seban - shimazaki

平行平板 : $Nu = \frac{2}{3}Nu_s + 0.019P e^{0.8}$

$Nu_s = 6$



(a)容器内を一律上昇

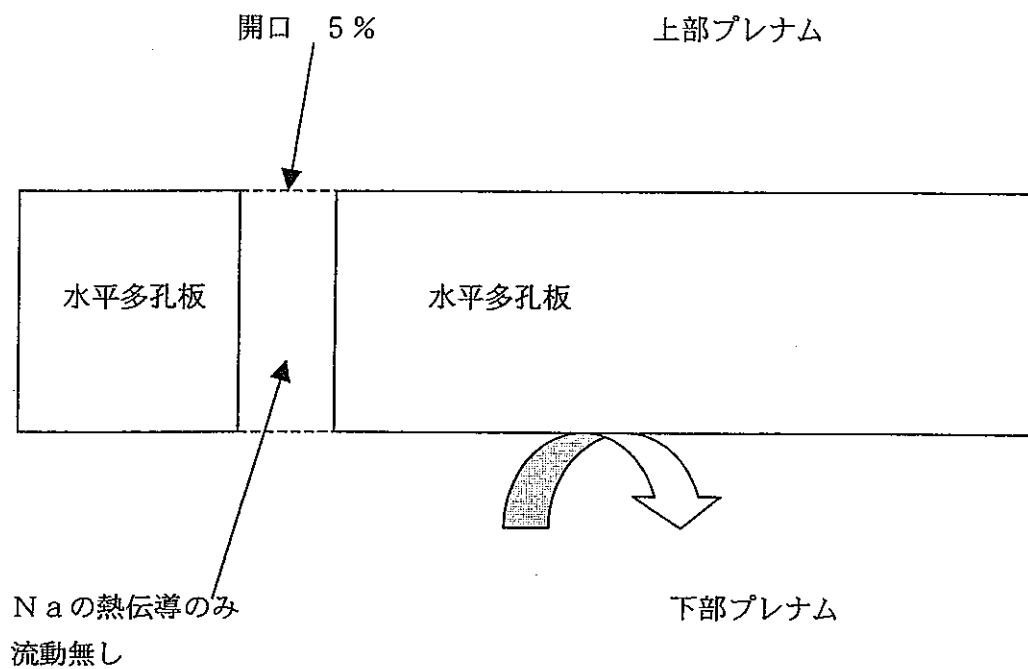
(b)容器壁に沿った空間を上

	(a)	(b)
1次系流量(kg/h/ループ・定常時)	9.79E+06	9.79E+06
密度(kg/m ³)	8.32E+02	8.32E+02
流量(m ³ /sec/ループ)	3.27E+00	3.27E+00
断面積(m ²)	28.3	15.7
流速	0.115602	0.208083
流速v(m/s)	0.115602	0.208083
動粘度 ν	2.96E-07	2.96E-07
内径D(m)	6	3.33
Re	2.34E+06	2.34E+06
Pr	0.0048	0.0048
熱伝導率 λ (kcal/mhc)	57.9	57.9

円管	Nu	48.5	48.5
	熱伝達率 α (kcal/m ² hc)	468.3	843.0
平行平板	Nu	37.1	37.1
	熱伝達率 α (kcal/m ² hc)	357.9	644.1

熱伝達率の考え方 (2)

図 4.2-1 容器入口プレナムの熱伝達率の考え方



等価熱伝達率 λ

$$\lambda = \frac{95}{100} \lambda_{\text{SUS}} + \frac{5}{100} \lambda_{\text{Na}}$$

λ_{SUS} : SUSの熱伝達率

λ_{Na} : Naの熱伝達率

図 4.2-2 5 %開口に対する等価熱伝達率の考え方

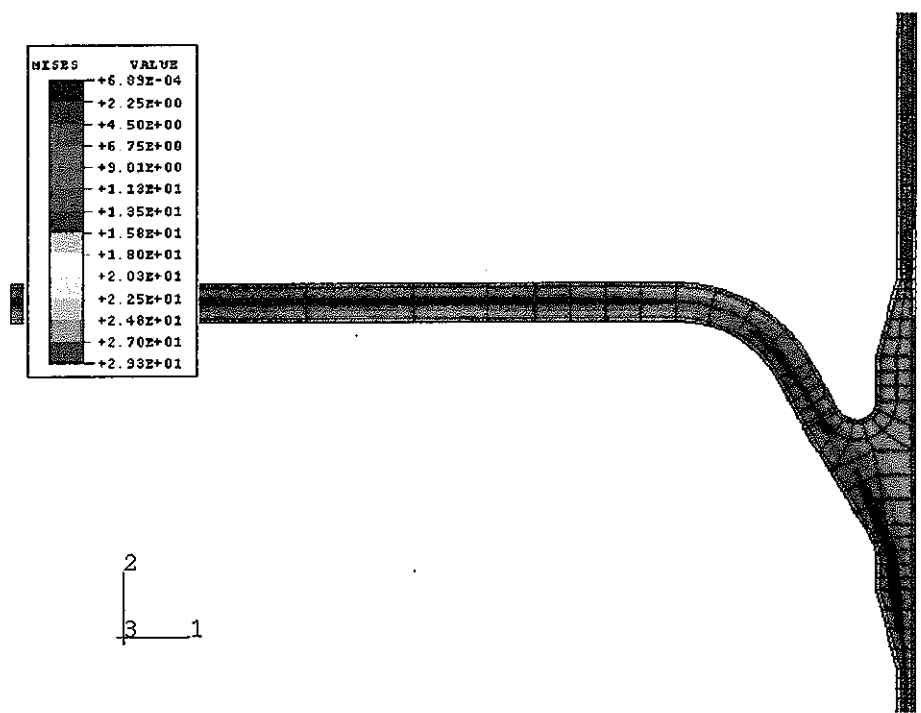
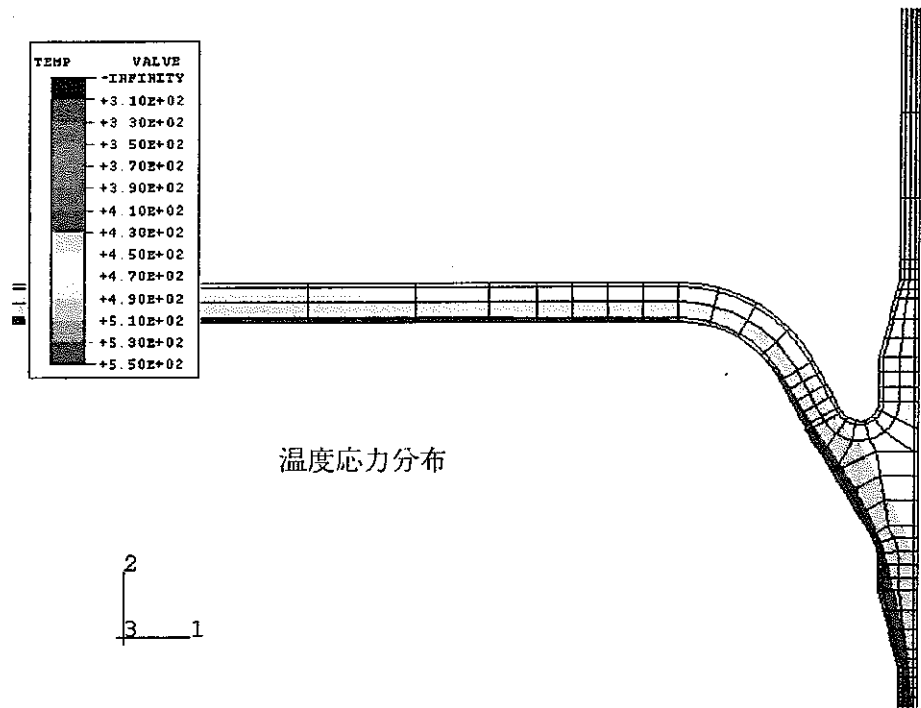


図 4.2-3 下部プレナム側熱伝達率引き下げの場合 (875 秒後)
($\alpha=500\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

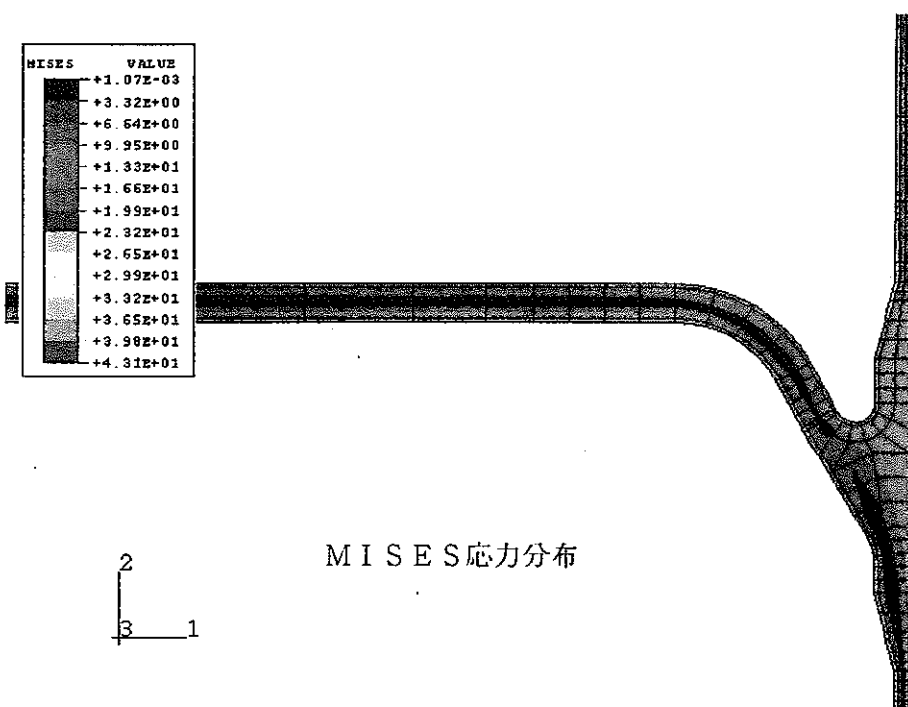
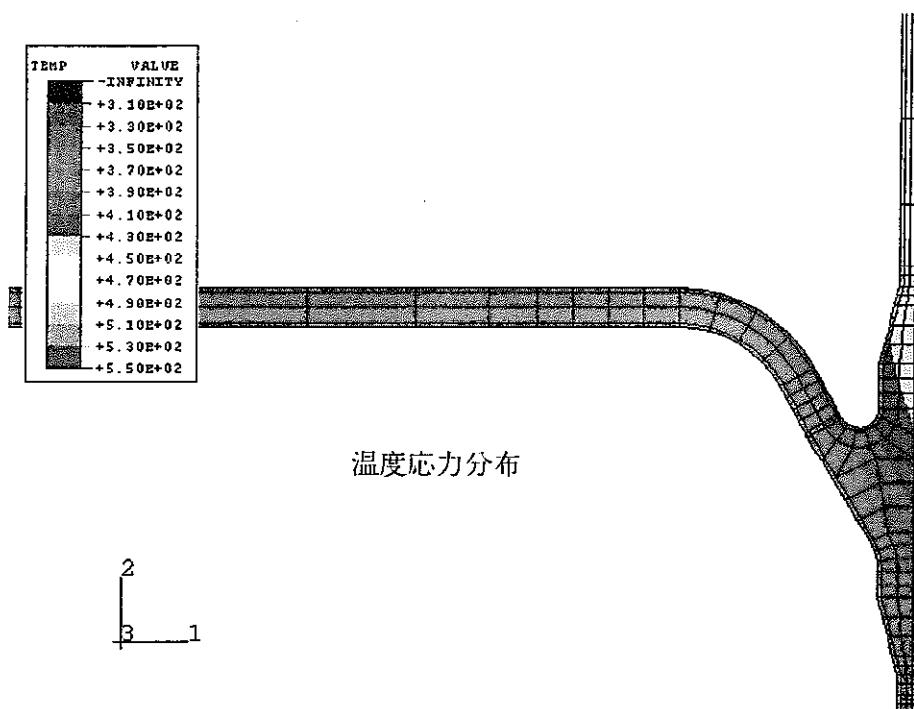


図 4.2-4 水平多孔板 5%開口考慮の場合 (875 秒後)

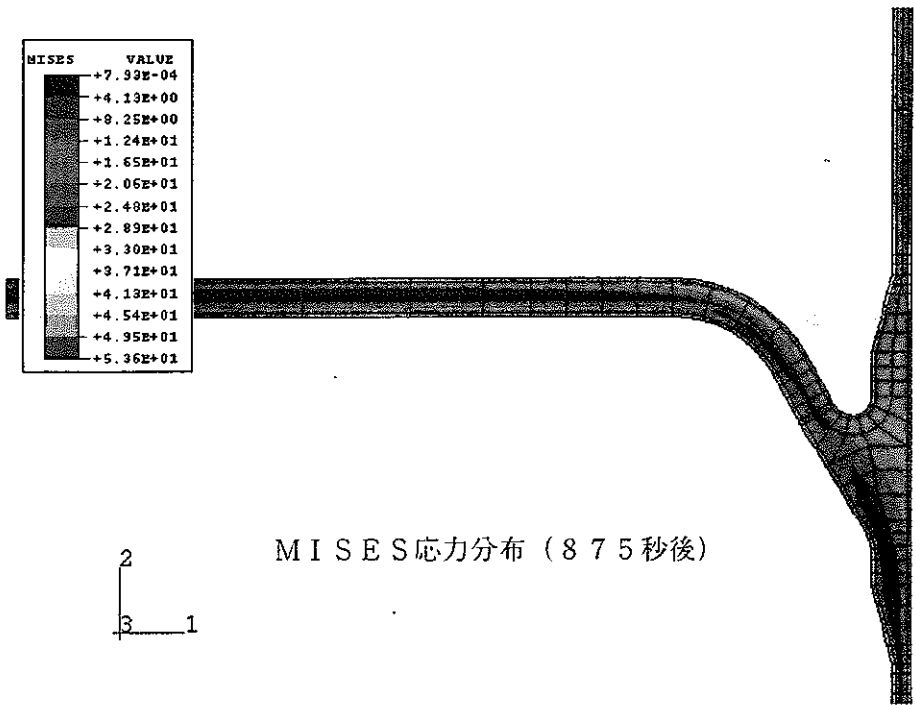
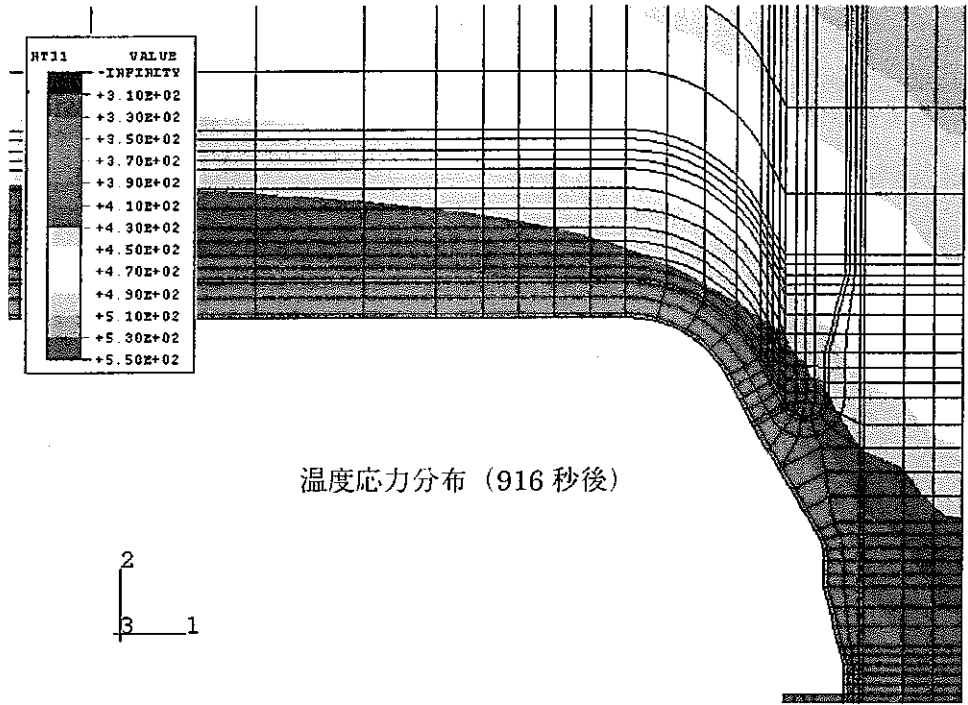


図 4.2-5 上部プレナムに自然対流を考慮しない場合

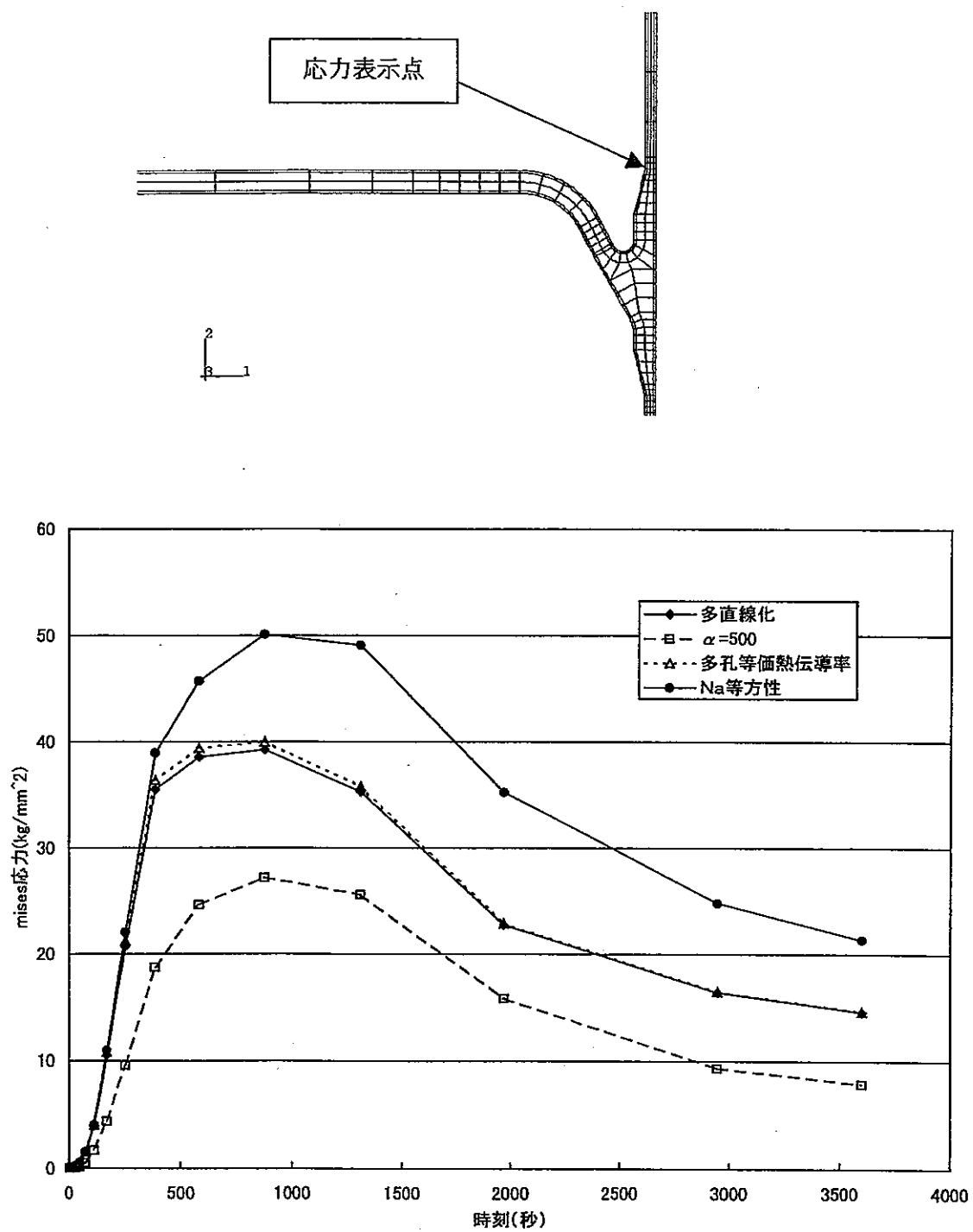


図 4.2-6 発生応力の比較

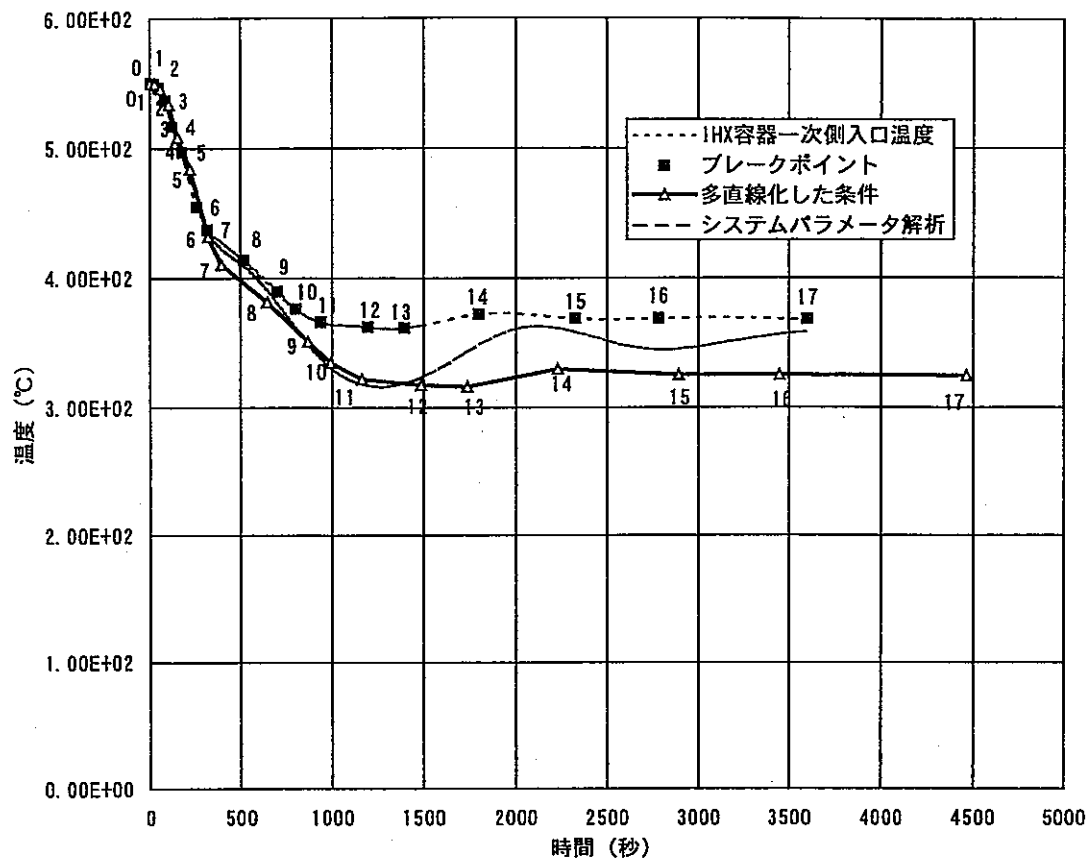


図 4.2-7 プラント熱過渡条件の比較

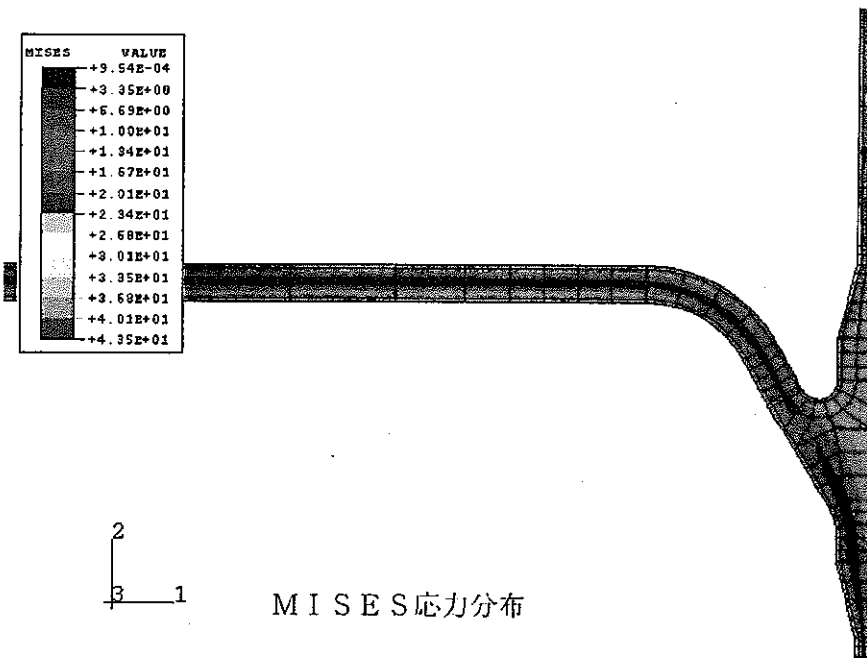
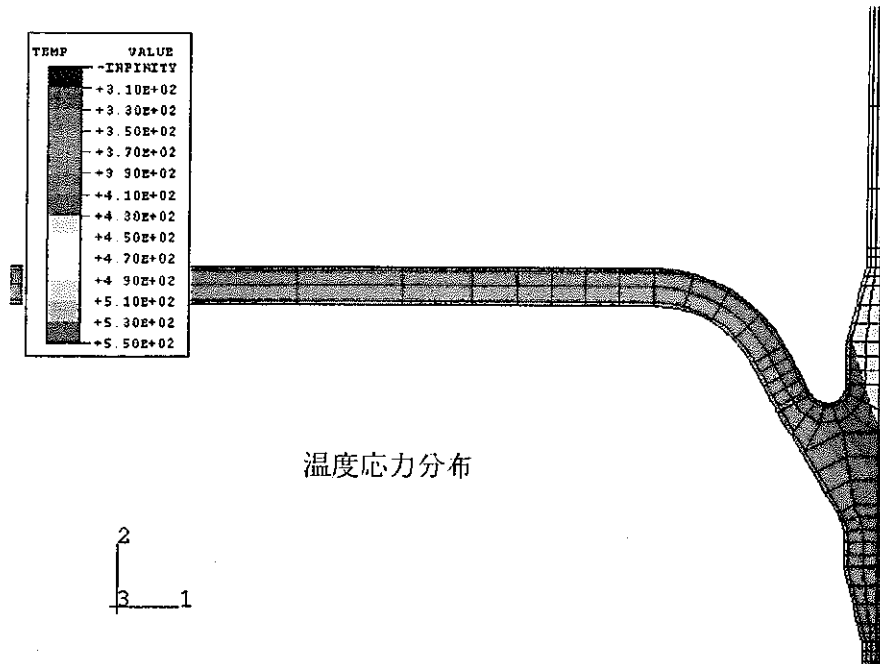


図 4.2-8 システムパラメータ解析による温度変化を用いた場合 (875 秒後)

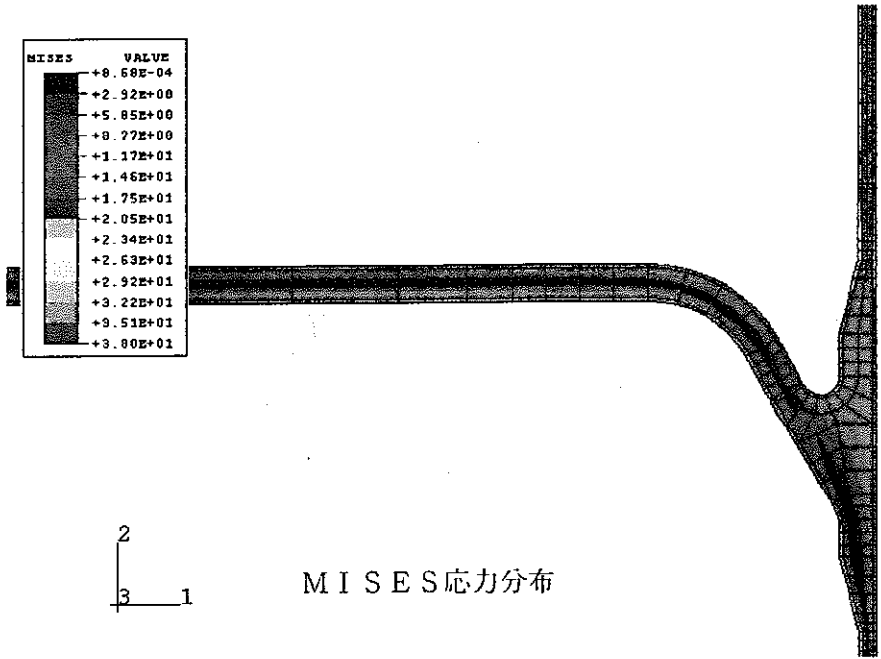
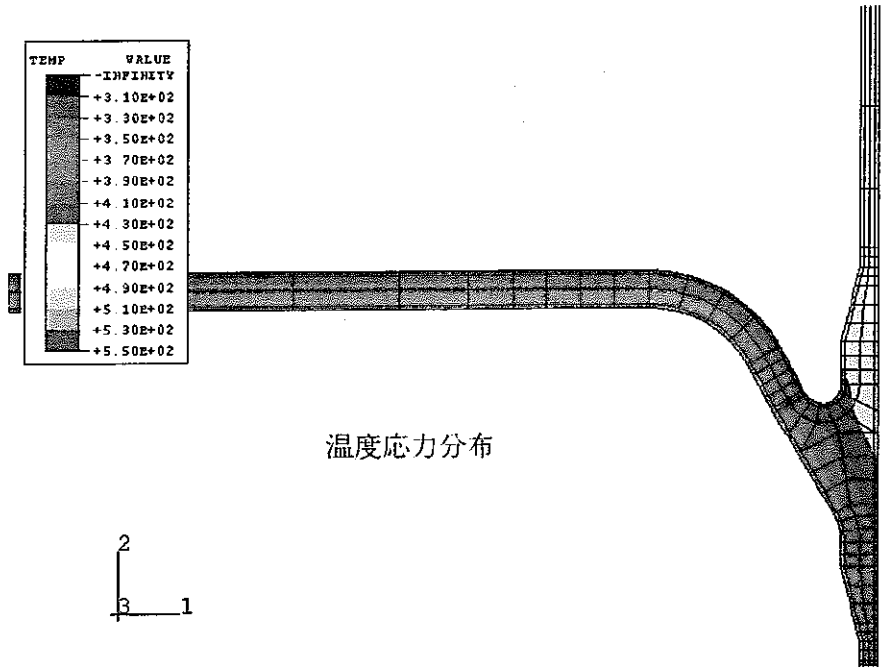


図 4.2-9 ノミナル解析による温度変化を用いた場合 (875 秒後)

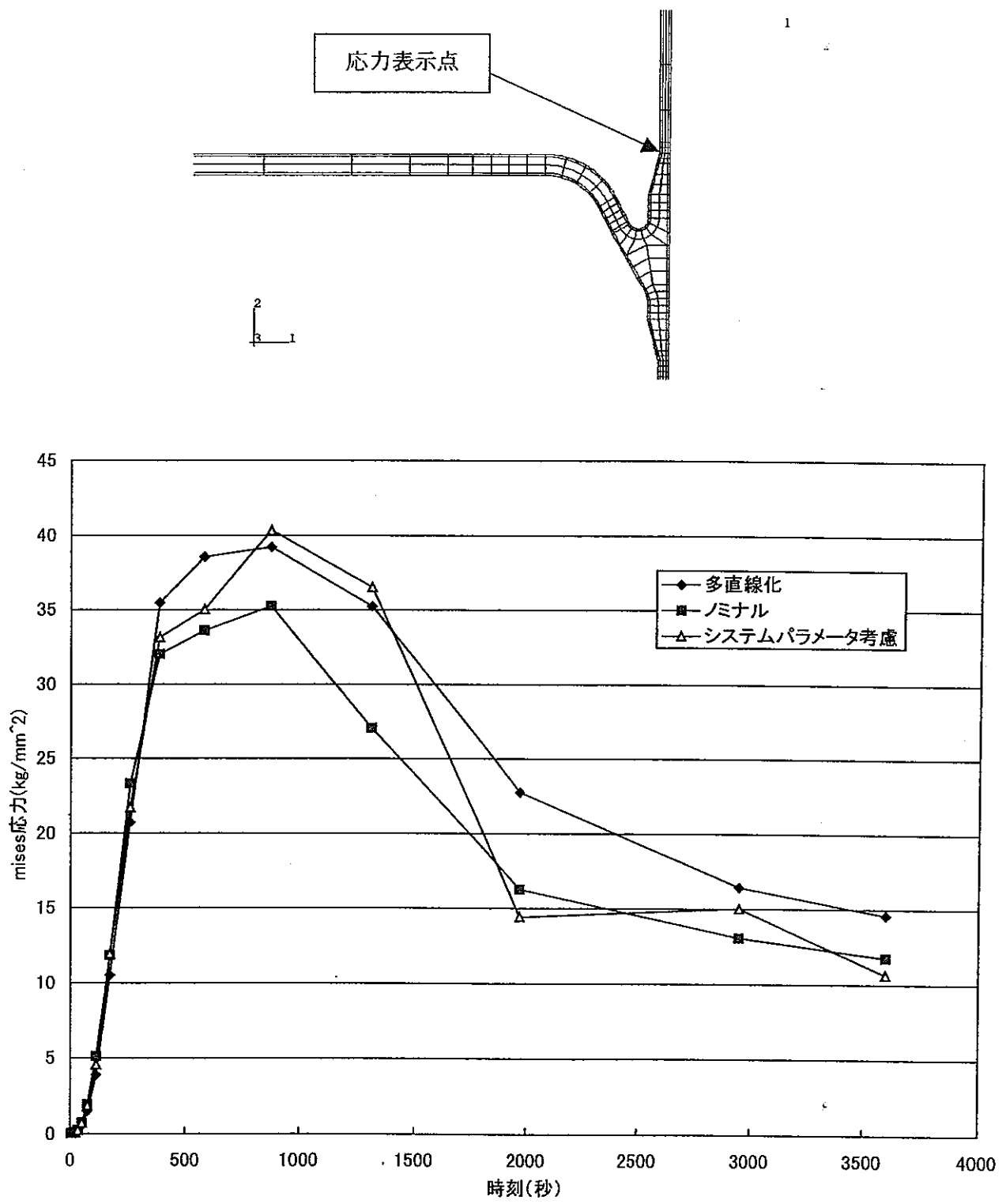
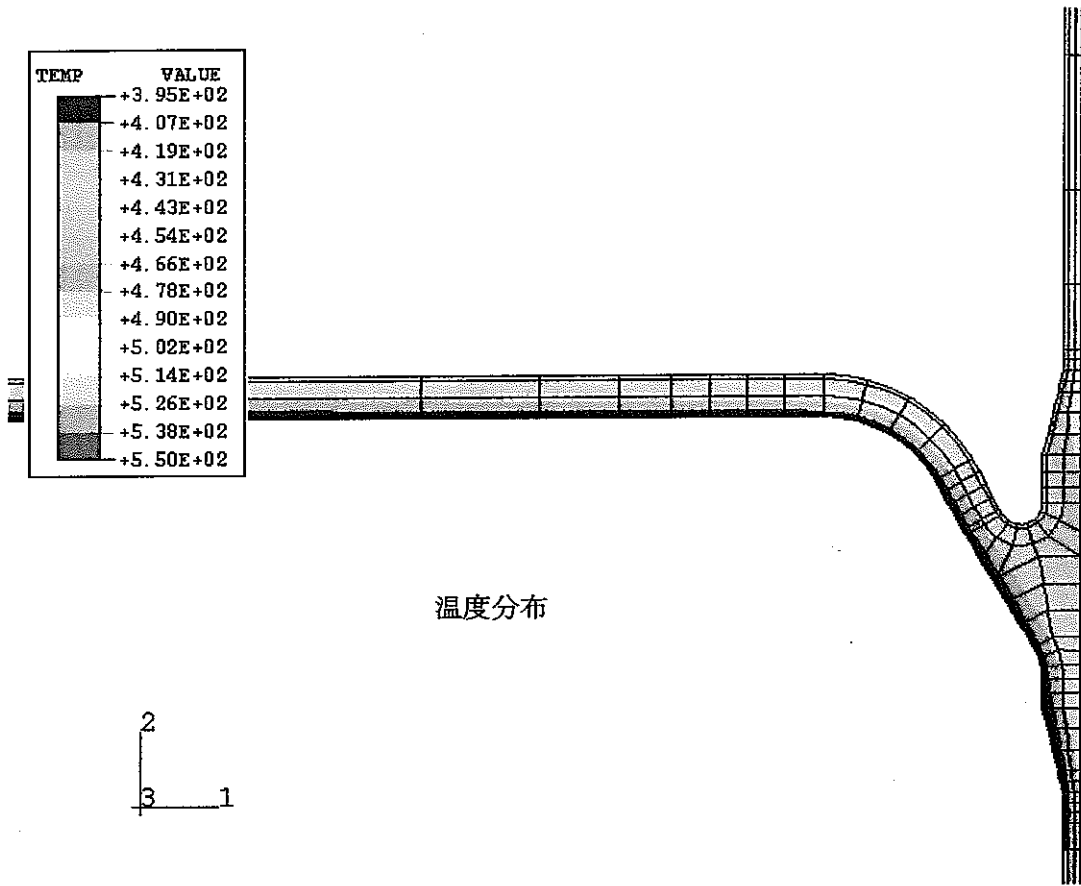
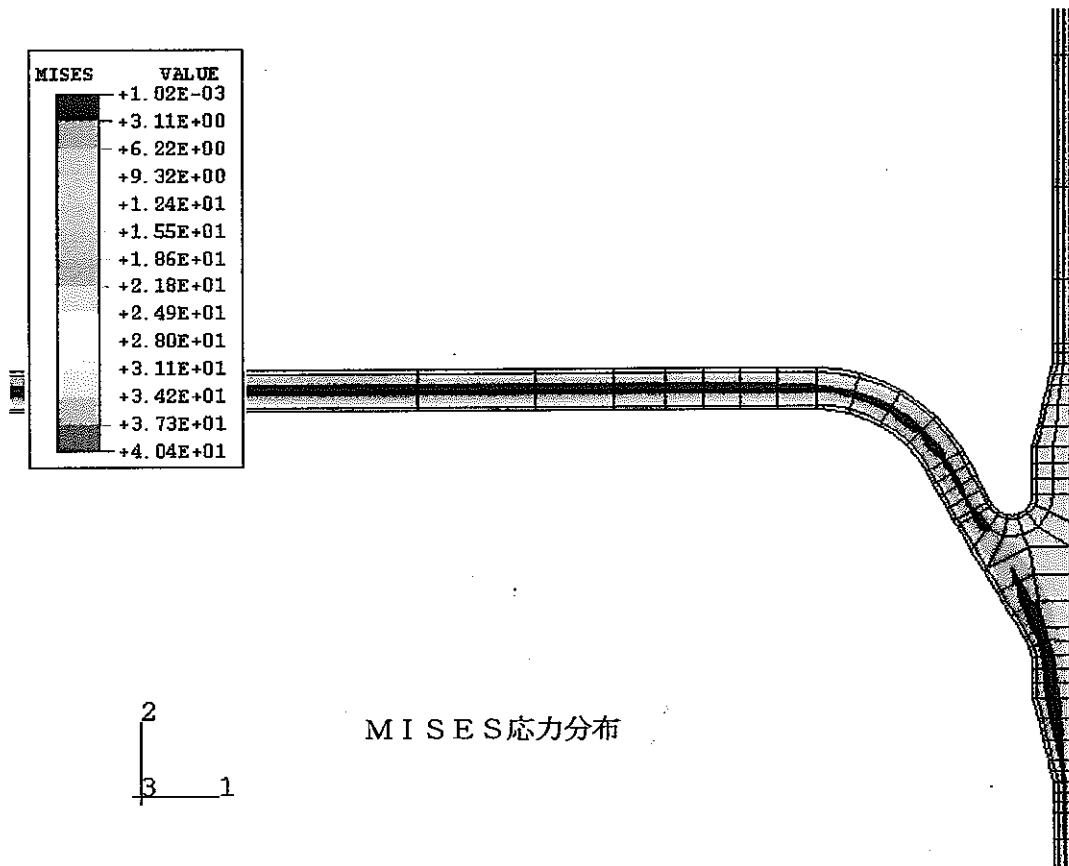


図 4.2-10 発生応力の比較 (多直線化の影響)

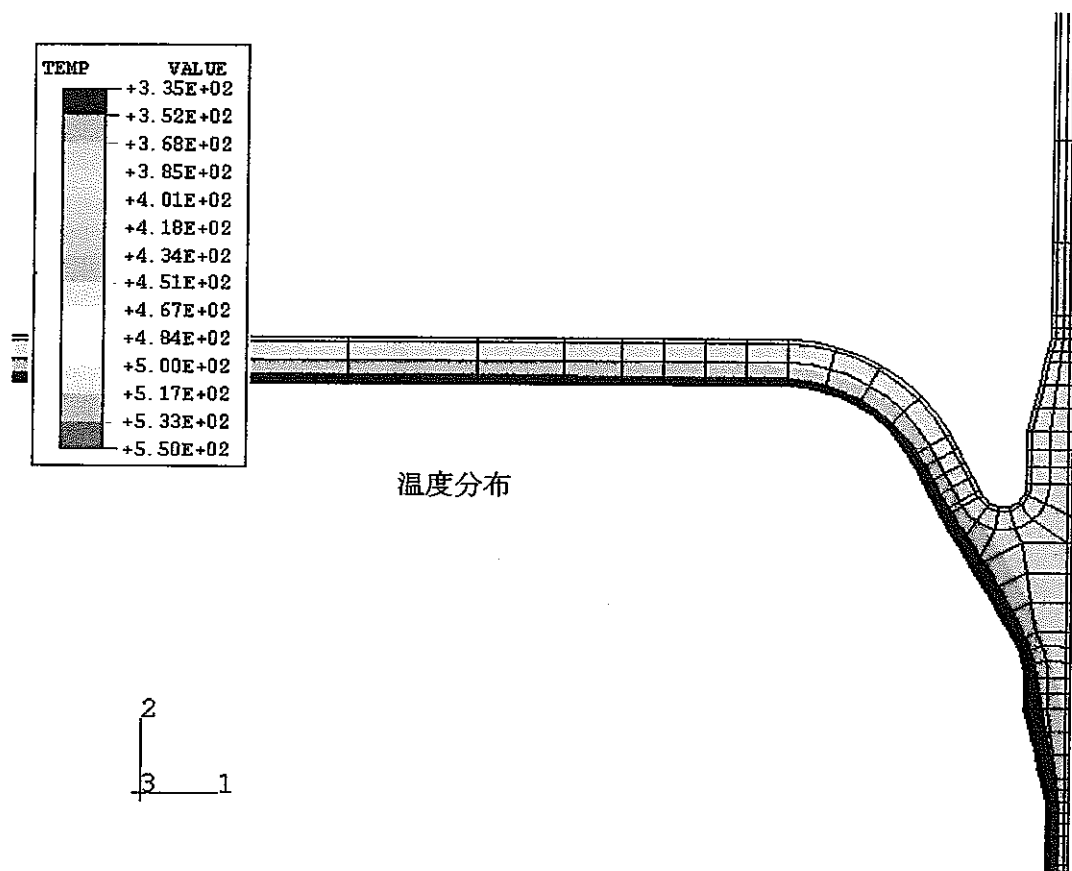
1



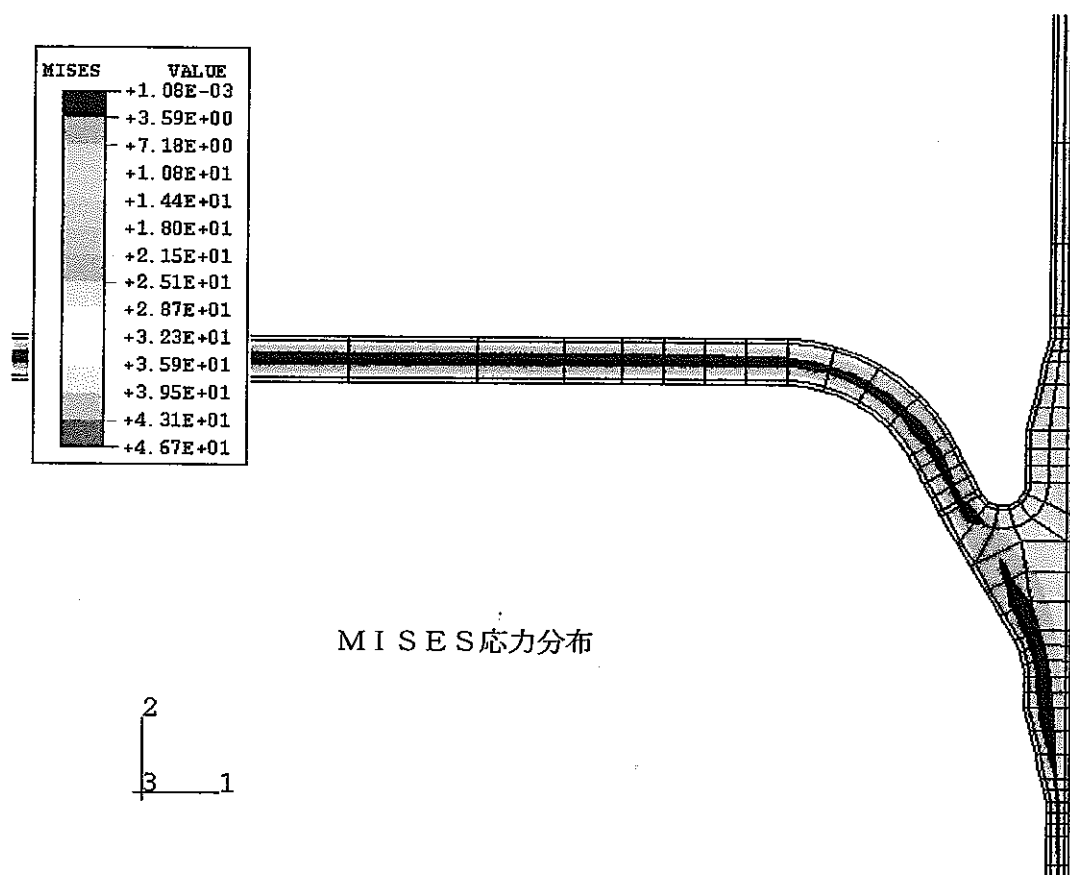
1

図 4.2-11 多直線化 $\alpha = 1.24$, $\beta = 1.0$ の場合 (583 秒後)

1



1

図 4.2-12 多直線化 $\alpha = 1.24$, $\beta = 1.24$ の場合 (875 秒後)

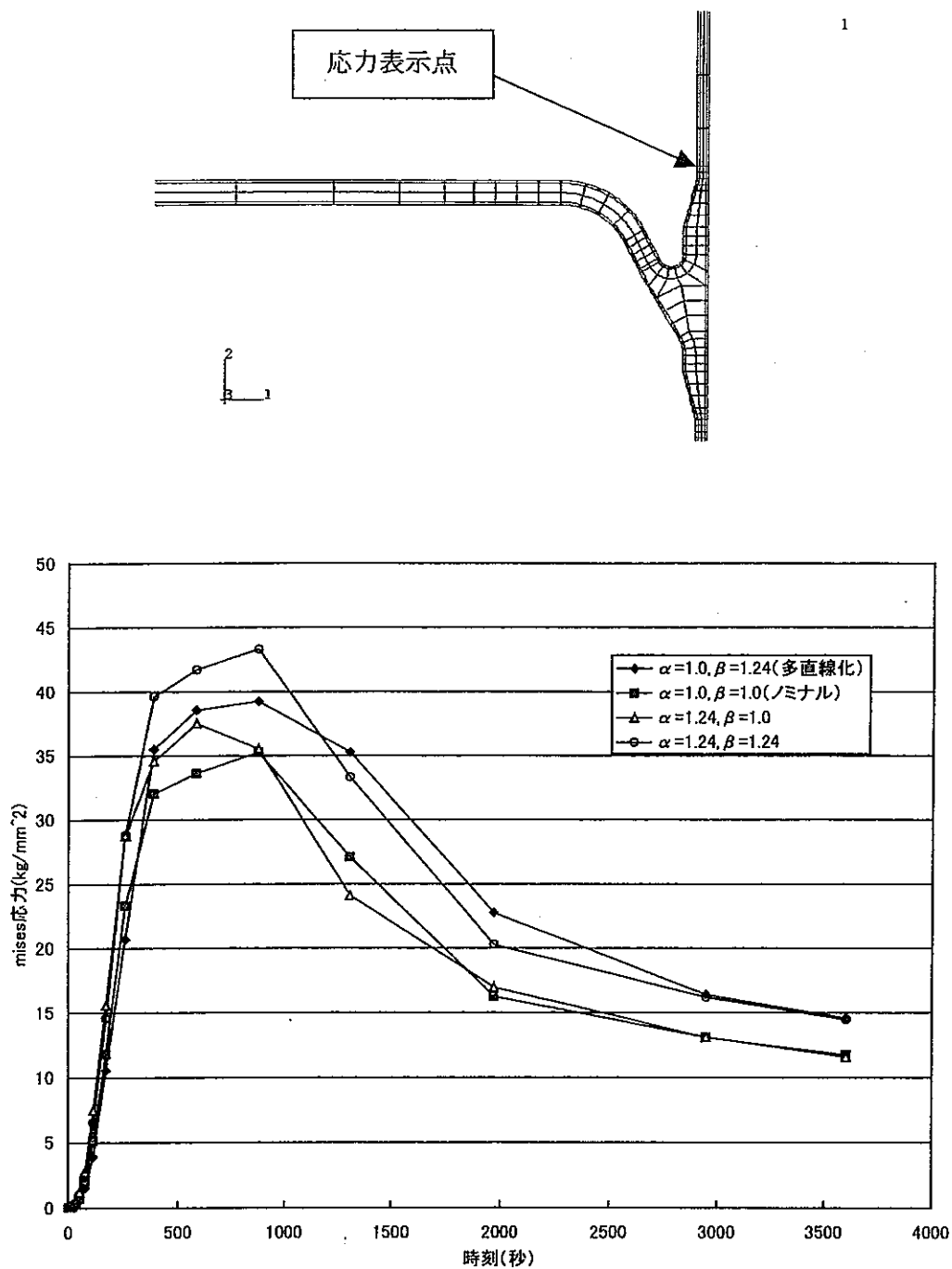


図 4.2-13 発生応力の比較 (多直線化 ; α , β 影響)

5. 系統熱過渡荷重への影響因子調査手法の改良検討

5.1 概 要

4章までにFBRにおける熱応力発生メカニズム、影響因子の候補などを特定し、FBR実証炉の中間熱交換器容器内のガス巻き込み防止構造(水平多孔板)構造を例に定量的検討を実施した。ここでは、分析に基づき、従来の有限要素法解析を用いた影響調査法の例を示したものであるが、より多数の評価あるいは統計的評価などの実施や、より工学的判断(設計者のノウハウなどを含め)の少ない影響評価の実施などのためには、より汎用的で簡便な手法での実施が望まれる。

ここで実現すべき方法は、基本的には影響因子に関するパラメータサーベイとなる。その実現方法としては、図 5.1-1 に示すように実験計画法等に基づくパラメータサーベイによる最適化、因子の影響度評価などが考えられる。これまでに述べてきた精度向上を図るべき因子と、最適化を図る際の因子の関係などの検討である。

サーベイの手法として、まず、現在設計に使用している解析コード(動特性解析コード、熱流動解析コード、構造解析コード、CAD等)を用いてサーベイする手法が考えられる。これは、現在の計算機能力の向上を考えると実現性の無いものではないが、サーベイに必要な自動化等を考えると、コード間のデータトランスファーや、パラメータのインプットの特異性(各コード独自の事情による)などや、計算量の大きさなどからあまり簡便な方法とはいえない。

次に、現象をモデル化することにより計算量の低減、現象理解の容易化などを目指す方法が考えられる。ここでは、主にモデル化を用いた影響調査手法の改良法の検討を行う。

なお、検討としては、4章までに実施した、構造健全性への影響因子の調査を主眼におく。すなわち、熱過渡条件、温度分布計算境界条件などの影響度合い分析、最適化を検討する手法とし、上流側である動特性解析・熱流動解析へ精度向上あるいは合理化のための修正の条件、効果等を提示するための手法検討である。従って、動特性解析・熱流動解析の計算手法の検討は含めないものとする。

構造健全性を評価するためには、応力のみならず、疲労、クリープ疲労損傷値などを評価する必要があるが、応力が低いことは損傷値が低いことにつながるという定性的な性質を考慮し、まず発生応力を指標として検討する。図 5-1 に示す様に、(1) 発生応力を境界条件の関数として直接的にモデル化する方法と、(2) 温度応答を求め

これに対する応力を計算する方法とが考えられる。(1)は、境界温度に対する発生応力の Green 関数を求め、これから、任意の時刻の応力応答を求める方法が考えられる。また、(2)については、構造物あるいはその代替となる温度応答を求め、その温度分布に対する応力計算モデルを作成して応力を算定する方法が考えられる。

以降は、4章で検討した中間熱交換器水平多孔板を例に、上記2つの手法について具体的適用を検討する。

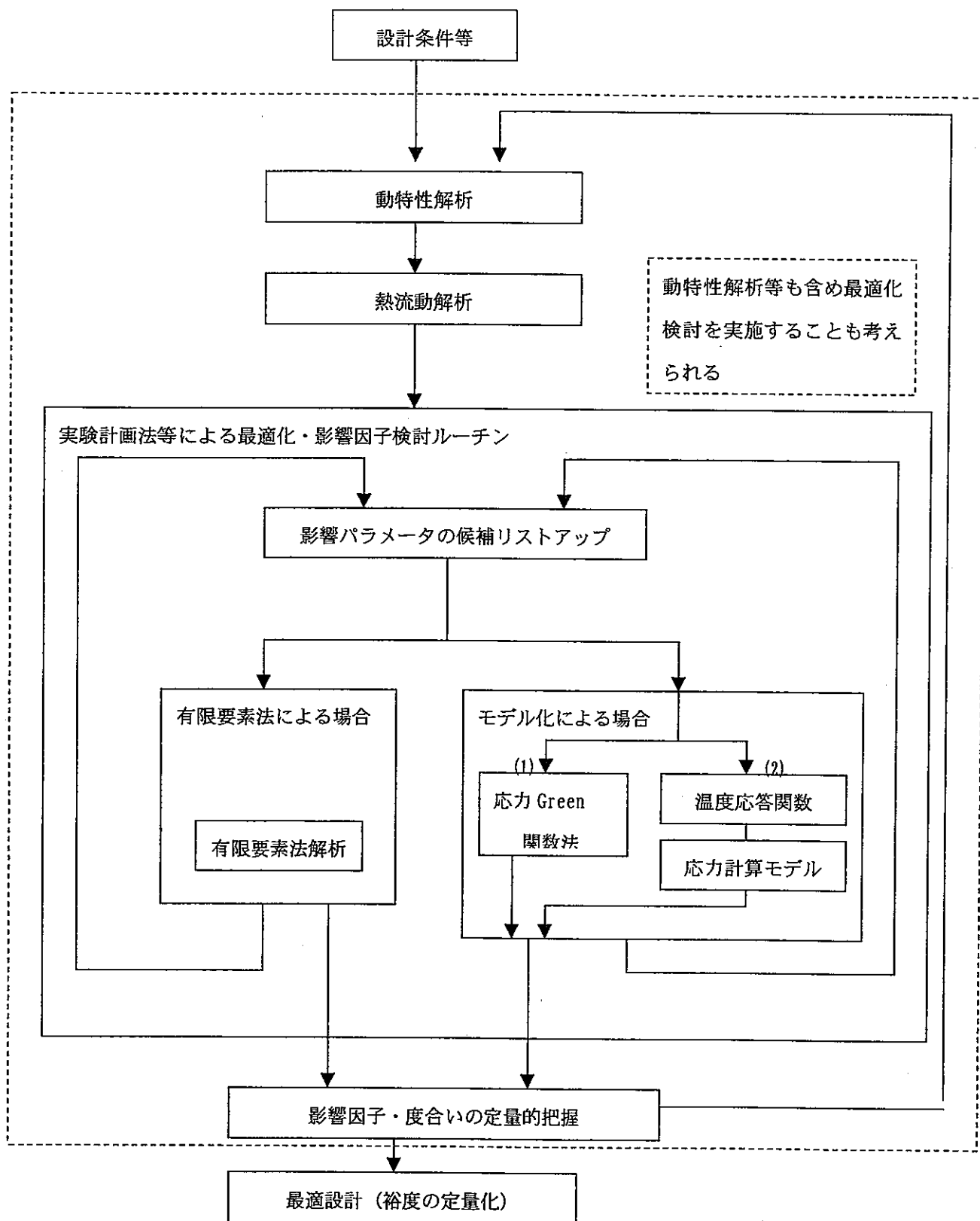


図 5.1-1 影響因子調査手法の考え方

5.2 応力 Green 関数による方法

(1) Green 関数法の考え方

一般的に熱伝導方程式 (拡散方程式) の初期値問題を解く場合等に、Green 関数 (インパルス応答関数) を用いた重ね合わせによる手法を用いることが知られている。ここでは、同様の Green 関数の重ね合わせにより、境界温度の変動に対する応力の応答を求める手法を検討する。

冷却材の温度変化により発生する熱過渡応力は、当然ながらその時点の冷却材温度だけから求めることはできず、それ以前の温度変化の影響が合算されたものになっている。ここで、冷却材の温度が、単純にステップ状に変化した時の、熱過渡応力の発生履歴が、基本応答として事前に求められているとする。冷却材の温度履歴をステップ状の変化の集まりとみなせば、個々の応答を合算することにより現在の熱過渡応力を求めることができる。この基本応答を Green 関数と呼んでおり、図 5.2-1 (a) に示すように、冷却材の温度がステップ状に変化した時の熱応力の履歴として定義されている。一般的な FBR の機器においては、Green 関数 $G(t)$ は、同図 (b) に示すように、初期に高い応力が発生した後、次第に減少して行く。Green 関数は、基本的な基礎式及び境界条件については、解析的に求められているものもあるが、一般の機器、境界条件については必ずしも数学的に解が得られるとは限らない。

従って、ここでは機器のそれぞれの評価点に対して、有限要素法の熱伝導解析及び熱応力解析により Green 関数を事前に算出しておくこととする。ここで冷却材の温度変化を同図 (c) のように、 ΔT_0 、 ΔT_1 、 ΔT_2 、……

のステップ変化の重ね合わせで近似する。個々のステップ変化による熱応力の履歴は、Green 関数 $G(t)$ に ΔT_i を乗じたものであるので、同図 (d) に示すように、これらを次式のように合算することにより、熱応力 $\sigma(t)$ が求められる。

$$\sigma(t) = \Delta T_0 \cdot G(t) + \Delta T_1 \cdot G(t - \Delta t) + \Delta T_2 \cdot G(t - 2\Delta t) + \dots$$

次の式はこれを積分形式で表したものである。

$$\sigma(t) = \int_0^t G(t - \tau) \frac{\delta T(\tau)}{\delta \tau} d\tau$$

(2) Green 関数の算出

応力 Green 関数はナトリウム温度 10℃ のステップ上昇に対する応力への応答で求めた。構造物及びナトリウム温度が 550℃ の定常状態 (応力 0) にある系において、

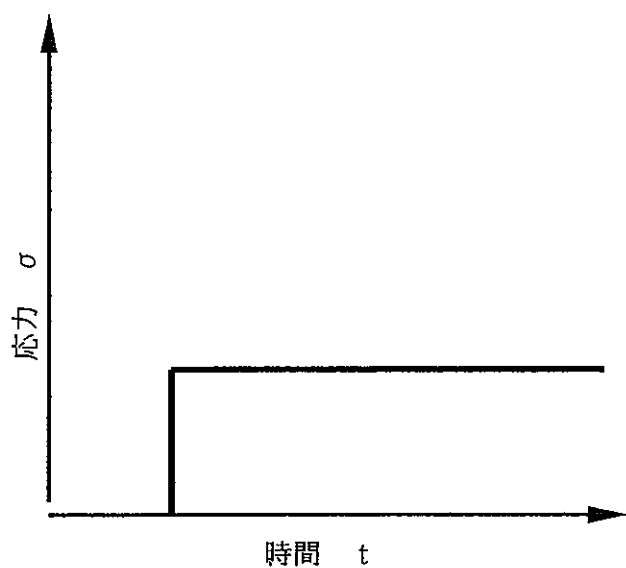
時刻 0 で境界温度を 540℃に下降させる。その後の評価点での応力値の時刻履歴が Green 関数になる。

得られた Green 関数を図 5.2-2 に示す。これらは、表面応力の Green 関数であるが、BDS 評価などにより損傷値を得るために線形化応力が必要な場合、同一の解析結果から、評価断面における等価線形処理した値の時刻歴を計算し、これを Green 関数とすることが可能である。

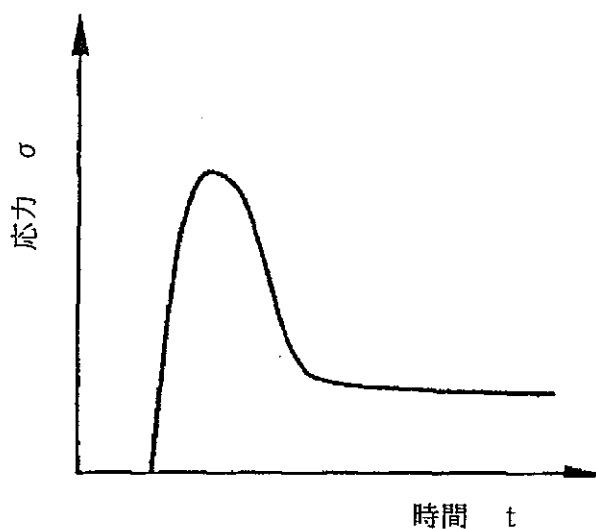
得られた Green 関数から実際の応力値を求めるにはナトリウム温度の時刻増分を重みとした積分により求まる。初期状態で応力が存在する場合は、これに初期状態の応力を加算する必要がある。

実際の計算においては時間積分を和で近似する。

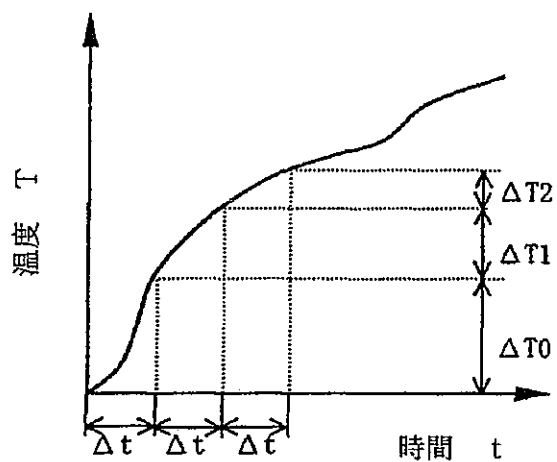
本手法においては、境界温度の時間変化については上記で求めた Green 関数からパラメトリックに計算することが可能であるが、Green 関数を使用するという性質上、境界の熱伝達率は固定となっている。このケースの場合、過渡中に熱伝達率が変化することはあまり考えられないが、熱伝達率の値はパラメータとして重要であり、これが影響因子としてどの程度の寄与を示すかを検討することは重要である。これについて検討する場合に、応力 Green 関数を用いる場合は、各熱伝達率について、Green 関数を求めておく必要があり、パラメータごとに多数の Green 関数を用意しなければならないという欠点がある。



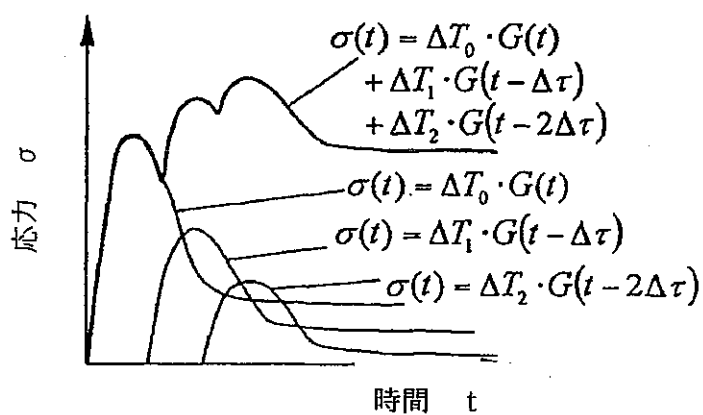
(a) 境界温度の（単位）ステップ変化



(b) 応力の Green 関数



(c) 境界温度の変化



(d) 計算される応力履歴（重ね合わせ）

図 5.2-1 Green 関数法の原理

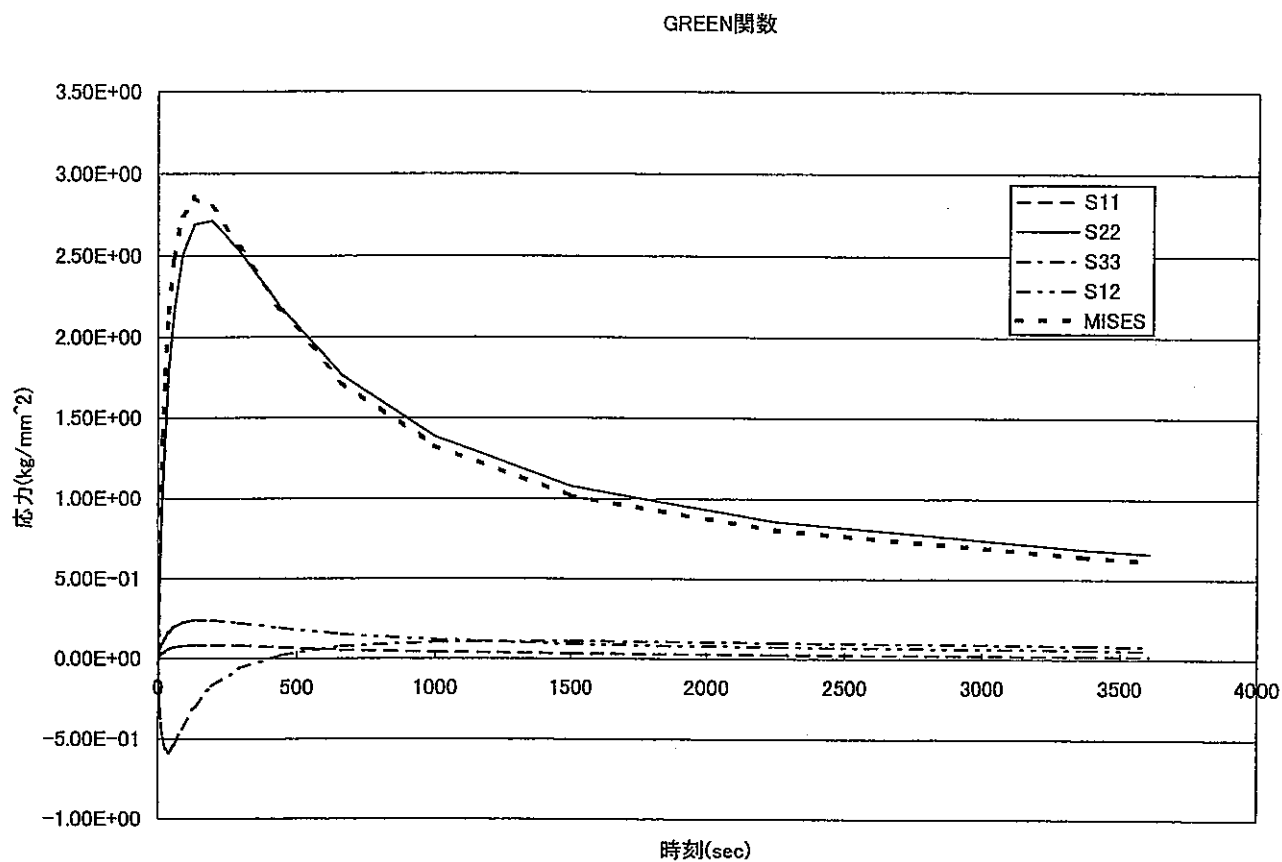


図 5. 2-2 水平多孔版評価部位の Green 関数

5.3 温度応答と応力計算モデルによる方法

(1) モデル化の考え方

応力 Green 関数を用いる場合、境界温度以外のパラメータごとに Green 関数を求めておく必要があった。これは、煩雑な作業となるため応答を各パラメータを含んで数学的に記述することが望ましい。しかしながら、応力の Green 関数または、時刻歴を数学的に記述することは容易なことではない。そこで、次に、温度の分布を記述することを考え、その温度分布を用いて応力を算出するモデルを作ることとを検討する。

IHXの水平多孔板部の応力発生メカニズムを再度考えてみる。温度分布は、図 5.3-1 に示すように、外側胴上部に軸方向温度勾配が生じ、付け根部との温度差による熱変形差を吸収するために熱応力が発生するメカニズムとなっている。

従って、外側胴の上部の温度分布と付け根部の温度が算出されればよいと考えられる。この部分の熱輸送はナトリウムからと下部の構造物からのバランスなど複雑な系であるが、温度分布を見ると容器内のナトリウムの軸方向温度分布とほぼ等しい温度勾配で、内側の熱遮蔽板の分上下方向にスライドした形となっている。図 5.3-2 に容器中央部の軸方向温度分布と外胴上部の軸方向温度分布(板厚中央)を比較して示す。評価対象部で軸方向に若干のずれはあるもののかなり近い温度分布を示していることがわかる。そこで、温度分布は算定が簡易な容器中央について実施することとする。次に、境界条件の温度変化に対する非定常温度分布の計算であるが、境界条件の温度分布は各種のパターンについて検討する必要があり、必ずしも決まった関数形であるとは限らないため、応力 Green 関数と同様、温度のステップ応答(温度の Green 関数)を求めて重ね合わせる手法を採用する。応力 Green 関数の場合と異なるのは、Green 関数が数学的に記述されている点であり、パラメータを変えた Green 関数は簡単に作成できる点である。

(2) 温度分布の算定

水平多孔板及び上部のスタグナントナトリウムについて図 5.3-3 に示すような 1 次元モデル化を行い、ステップ応答を求める。FEM解析結果から評価時点を十分包絡する 3600 秒程度ではナトリウム液面まで温度の浸透がほとんどないことから、モデル化は半無限遠とし、全体均一温度状態の時刻 0 に熱伝達率 α をもって水平多孔板下面が冷たい冷却材に接するモデルとする(ステップ変化)。

熱伝導の基礎式は

$$a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

a : 温度伝導率 $\lambda / \rho \cdot C_p$

λ : 熱伝導率

ρ : 密度

C_p : 比熱

境界条件は :

$$t = 0 \text{ で } T = T_0$$

$$t \geq 0, \quad x = 0 \text{ で}$$

$$-\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} + \alpha' T_{x=0} = 0$$

ただし $\alpha' = \alpha / \lambda$

α : 熱伝達率

となり、この解は

$$\frac{T}{T_0} = \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a t}}\right) + e^{\alpha' x + \alpha'^2 a t} \left\{ 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a t}}\right) + \alpha' \sqrt{a t} \right\}$$

となる。

erf は誤差関数で

$$\operatorname{erf}(Z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^Z e^{-z^2} dz$$

上記は、単一材料として解であるが、実際は SUS とナトリウムの 2 物質である。

そこで、SUS とナトリウムの温度伝導率 a_{SUS} と a_{Na} の比を取り、ナトリウム側の座標 (x 方向) を $(a_{\text{SUS}} / a_{\text{Na}})^{0.5}$ で座標変換し、一様材質として解を得た後、軸方向座標 (x) をもとに戻すものとする。

まず、図 5.3-4 に、ステップ応答に対する軸方向温度分布を FEM 結果と比較して示す。入力境界条件は表示上の桁落ちがあまりでないようここでは、 10°C の STEP としている。図 5.3-4 は、図 5.2-2 に示すステップ応答に対する応力 Green 関数がピークをなる時刻を例として示しているが、解析解 (数式) は FEM 解析結果と非常に良く一致しており、温度の Green 関数として適切であることがわかる。次に、この Green 関数を用いて、実際に非定常温度境界条件に対する応答が妥当に得られるかを検討した。境界条件としては、設計に用いた多直線化の温度条件を使い、こ

の境界条件に対する応答と F E M の結果の温度分布を比較した。結果を図 5.3-5 に示す。図 5.3-5 は I H X 容器中央の軸方向温度分布で、応力評価対象時点の 887 秒後を比較したものであるが、非常によい一致をみている。

(3) Y ピース部の簡易的な応力の推定法

(2) 項で算定した温度分布から、y ピース部の応力を推定する手法を検討する。

熱荷重による応力が課題となる FBR の典型的な構造に図 5.3-6 に示す Y ピース構造がある。この構造の応力発生メカニズムを考えると、

- ① Y ピースの各部を 3 つの円筒に分けることができる。
- ② 各円筒の温度分布は Y ピース付け根の代表温度と代表温度勾配で記述できる。
- ③ Y ピースの付け根部に内力のモーメント及びせん断力を想定する。

という 3 種の仮定を置くと、温度分布に応じた Y ピースの応力を算出することが可能となる。いま、図 5.3-6 に示すように Y ピースを構成する 3 つの円筒の接合部 (Y ピースの付け根に相当) の径方向の変位を δ 、軸方向の傾斜を θ とすると次の関係が成り立つ。

$$\begin{aligned}\theta + \frac{Ma}{Da \lambda a} - \frac{Va}{2Da \lambda a^2} &= r_a \alpha \left(\frac{dT_a}{dz} \right) \\ \delta - \frac{Ma}{2Da \lambda a^2} + \frac{Va}{2Da \lambda a^3} &= r_a \alpha T_a \\ \theta + \frac{Mb}{Db \lambda b} + \frac{Vb}{2Db \lambda b^2} &= r_b \alpha \left(\frac{dT_b}{dz} \right) \\ \delta + \frac{Mb}{2Db \lambda b^2} + \frac{Vb}{2Db \lambda b^3} &= r_b \alpha T_b \\ \theta + \frac{Mc}{Dc \lambda c} - \frac{Vc}{2Dc \lambda c^2} &= r_c \alpha \left(\frac{dT_c}{dz} \right) \\ \delta - \frac{Mc}{2Dc \lambda c^2} + \frac{Vc}{2Dc \lambda c^3} &= r_c \alpha T_c \\ Ma + Mb + Mc &= 0 \\ Va + Vb + Vc &= 0\end{aligned}$$

ここに、 $D_n := Et_n^3 / 12(1-\nu^2)$ (添え字 n は a, b, c のいずれか)

E : 縦弾性係数

r_n : 各円筒 (添え字 n は a, b, c のいずれか) の半径

t_n : 各円筒 (添え字 n は a, b, c のいずれか) の板厚

α : 熱膨張係数

ν : ポアソン比

λ_n : シェルパラメータ $= \{3(1-\nu^2)/r_n^2/t_n^2\}^{1/4}$

(添え字 n は a, b, c のいずれか)

これを、連立方程式として解くことにより各円筒に作用するモーメントとせん断力を得ることが出来る。3種の円筒の接合部における応力は、次式で得ることが出来る。

$$\begin{aligned}\sigma_z^n &= -\frac{6Mn}{t_n^2} \\ \sigma_\theta^n &= \frac{(\delta - \alpha r_n T_n)E}{r_n} + \nu \sigma_z^n \\ \tau^n &= \frac{Vn}{t_n}\end{aligned}$$

ここに、 σ_z^n : 円筒 n の外表面の軸方向曲げ応力

σ_θ^n : 円筒 n の外表面の周方向応力

τ^n : 径方向せん断応力

このように算出した応力は絶対値としては誤差を含むものの、温度分布の影響を把握するための定性的検討には十分耐えられるものである。したがって、ここで問題としている温度境界条件が応力に与える影響の把握にこれを適用することは可能である。

(4) 算定応力値の比較

次に、上記手法により算出される応力について示す。比較する応力は、FEMでも求めた最大応力発生時点の応力、FEM解析の外側胴の軸方向温度分布と簡易応力評価モデルを用いて求めた応力、温度応答モデル (Green 関数) から推定した軸方向温度分布と簡易応力評価モデルを用いて計算した応力である。図 5.3-7 にFEMで求めた評価断面の応力分布を、表 5.3-1 に簡易モデルを用いた応力を示す。図 5.3-8 は簡易モデルにより応力を算出する際に考慮した温度条件等である。FEMにより求めた温度の場合は、y ピース付け根と水平版、及び応力算出点 (70mm 上方) の温度及び温度勾配を用い、1次元で計算した軸方向温度 (容器中央に相当) の場合はこれを平行移動した温度分布と考えて温度を決定した。簡易モデルを用いた場合も温度をFEM解析結果を使用すると、FEMの応力結果と良く一致する。温度条件を応

答計算から求めた値とした場合も、絶対値の誤差は若干大きくなるものの、応力の発生傾向は正しく反映されており、影響評価等に使用するには十分なものと考えられる。

表 5.3-1 Y ピース部の応力比較

		F E M温度分布 +簡易応力評価	応答関数温度分布 +簡易応力評価
外側円筒 上部	平均温度	445	433
	温度勾配	0.332	0.461
外側円筒 下部	平均温度	384	368
	温度勾配	0	0
内側円筒	平均温度	384	368
	温度勾配	0	0
外側円筒 上部発生 応力	外側 σ_z	-46.8	-57.1
	外側 σ_θ	-28.7	-32.7
	内側 σ_z	46.8	57.1
	内側 σ_θ	-0.6	1.5

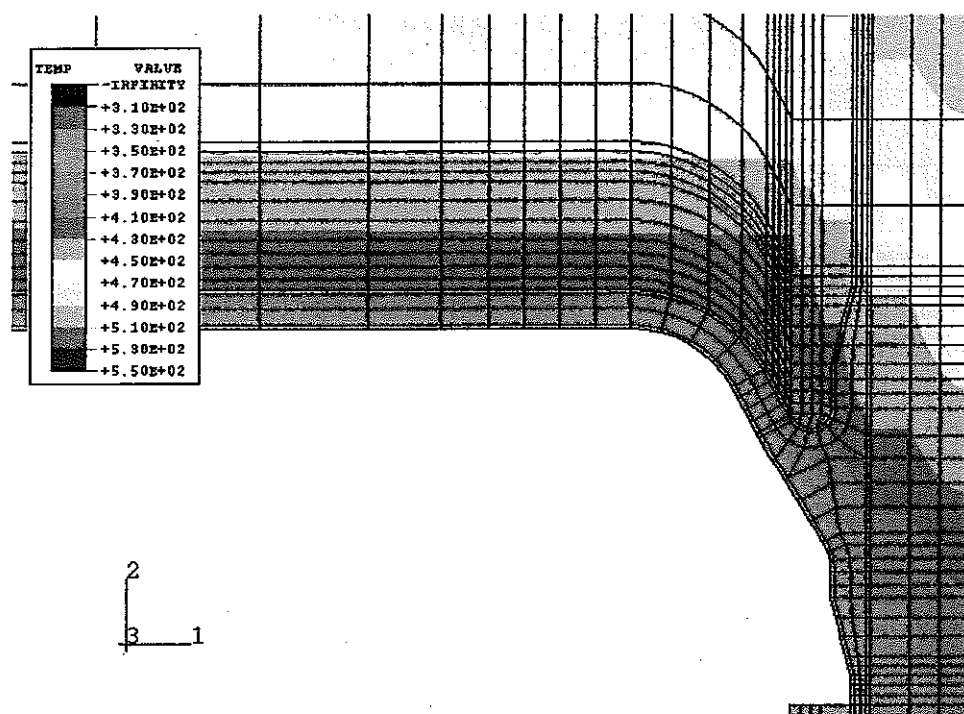
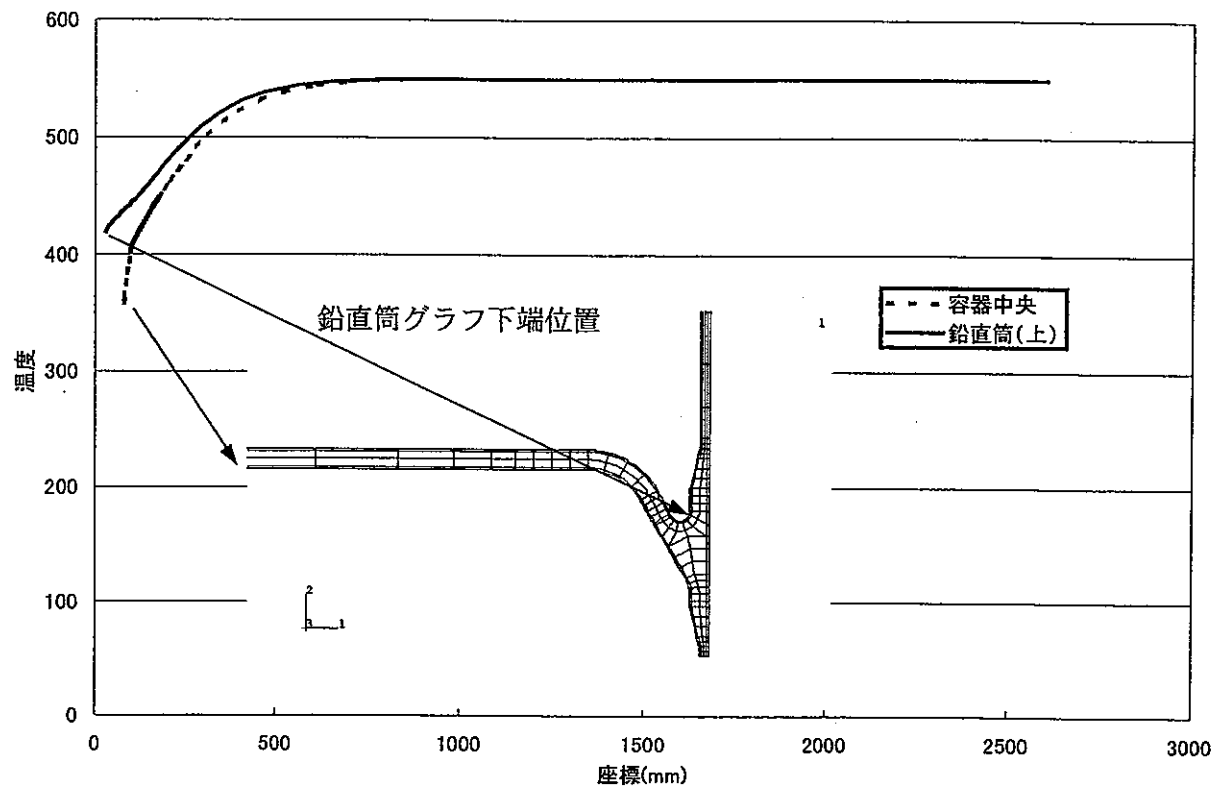


图 5.3-1 温度分布解析结果 多直线化条件 $\alpha=5000\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ (887 秒后)

多直線化 温度分布(887秒)



多直線化 温度分布(887秒)

拡大

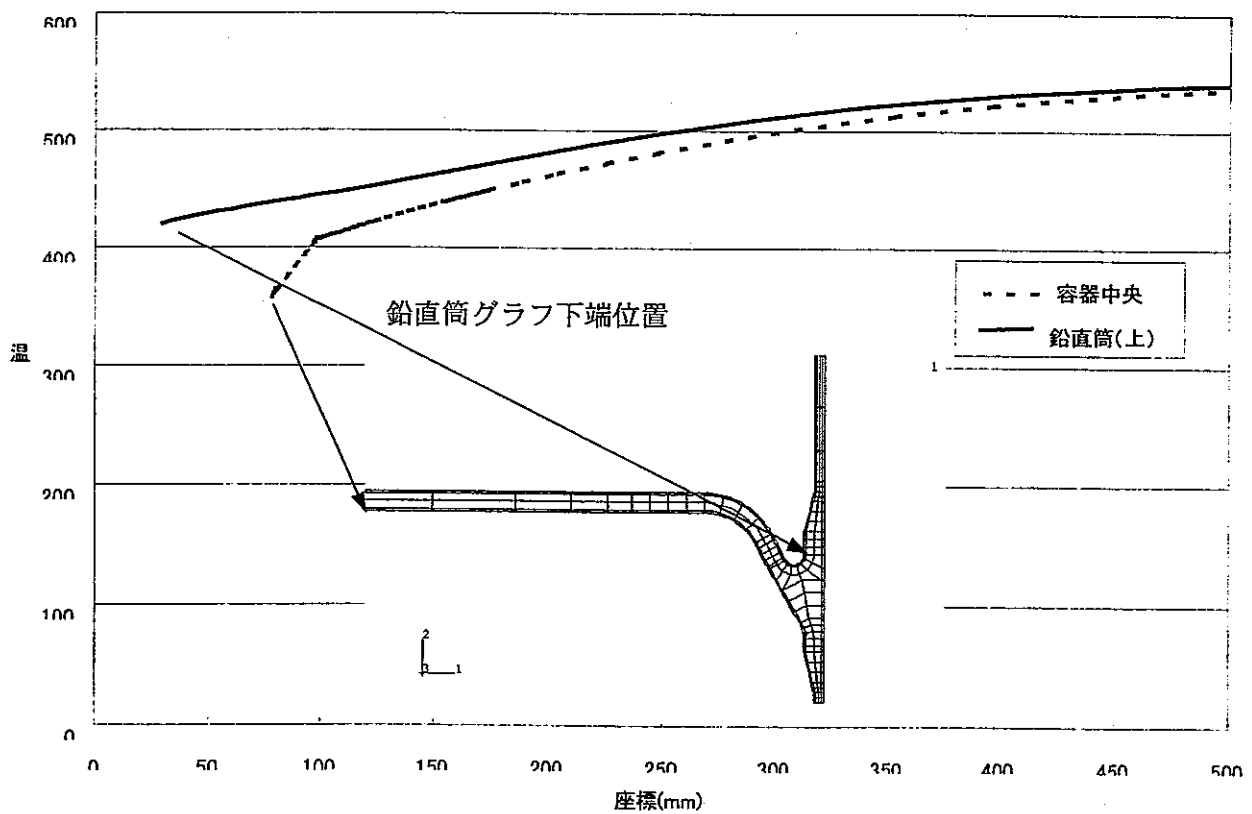


図 5.3-2 容器中央及び外胴軸方向温度分布 解析結果
多直線化条件 $\alpha=5000\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ (887 秒後)

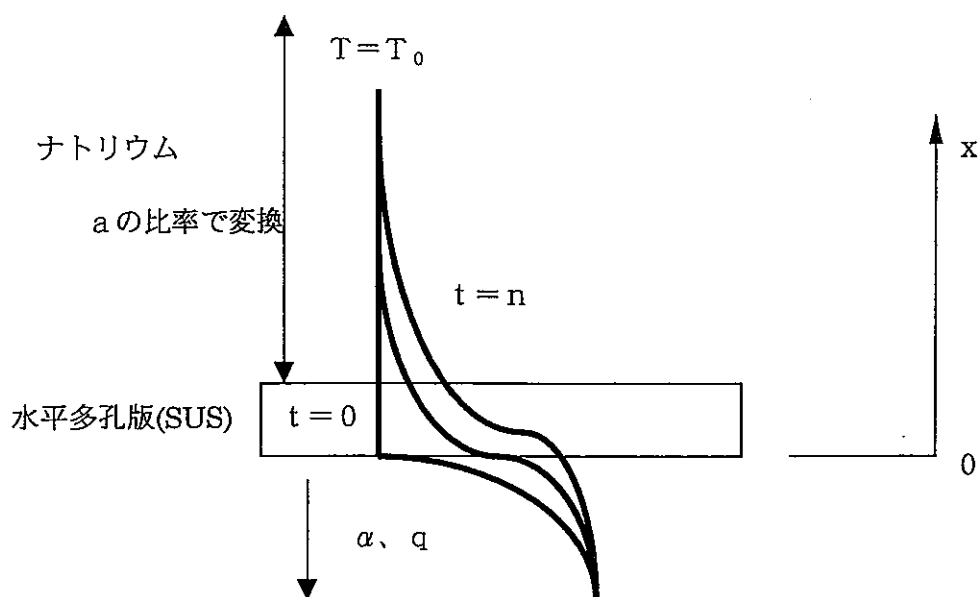


図 5.3-3 温度分布計算モデル

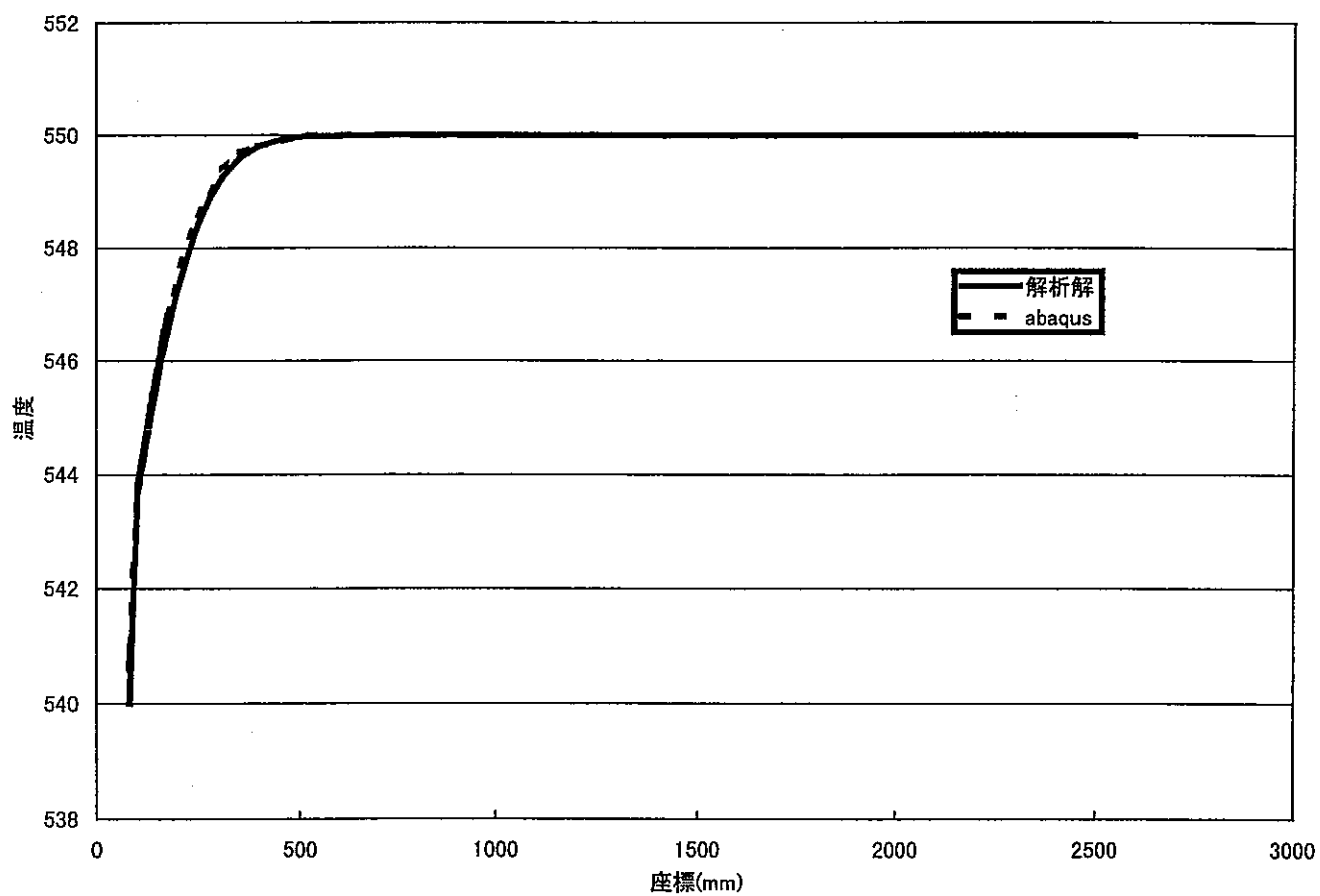


図 5.3-4 FEMと解析解によるGreen関数の比較
(STEP 応答に対し応力応答ピークとなる時刻の例：193 秒後)

多直線化 温度分布 応答関数による手法とFEMの比較

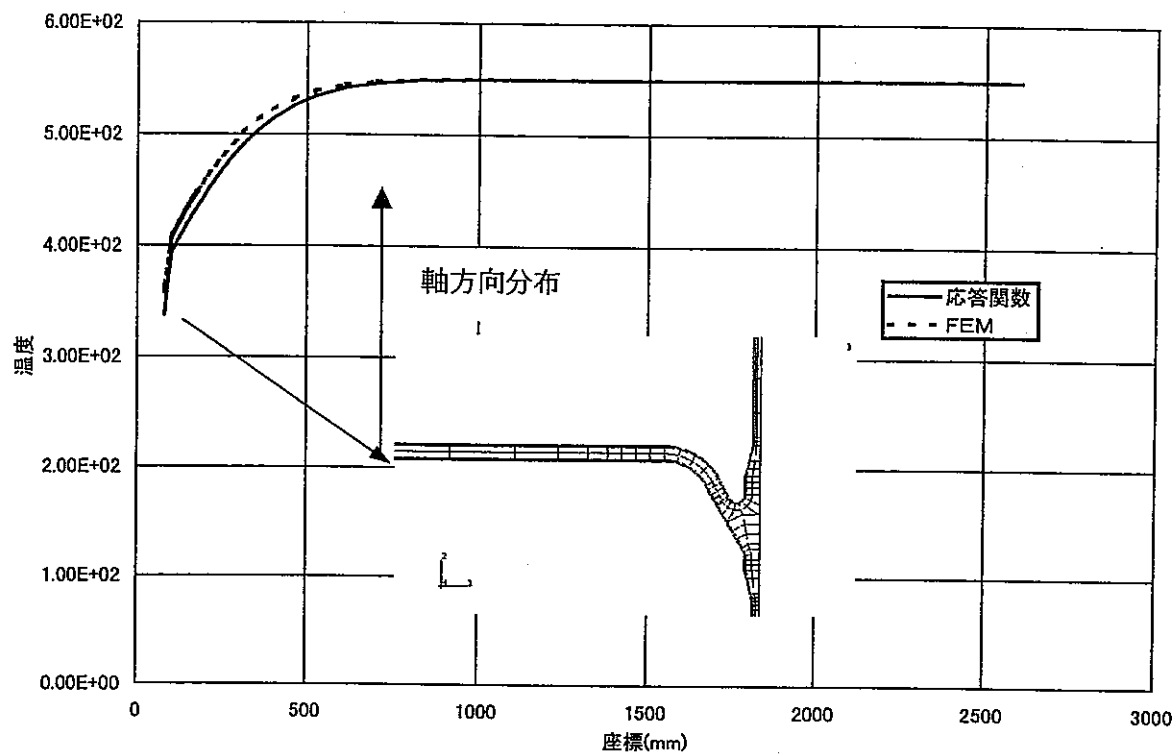


図 5. 3-5 F E Mと解析解による温度分布の比較
(最大応力発生時：887 秒後)

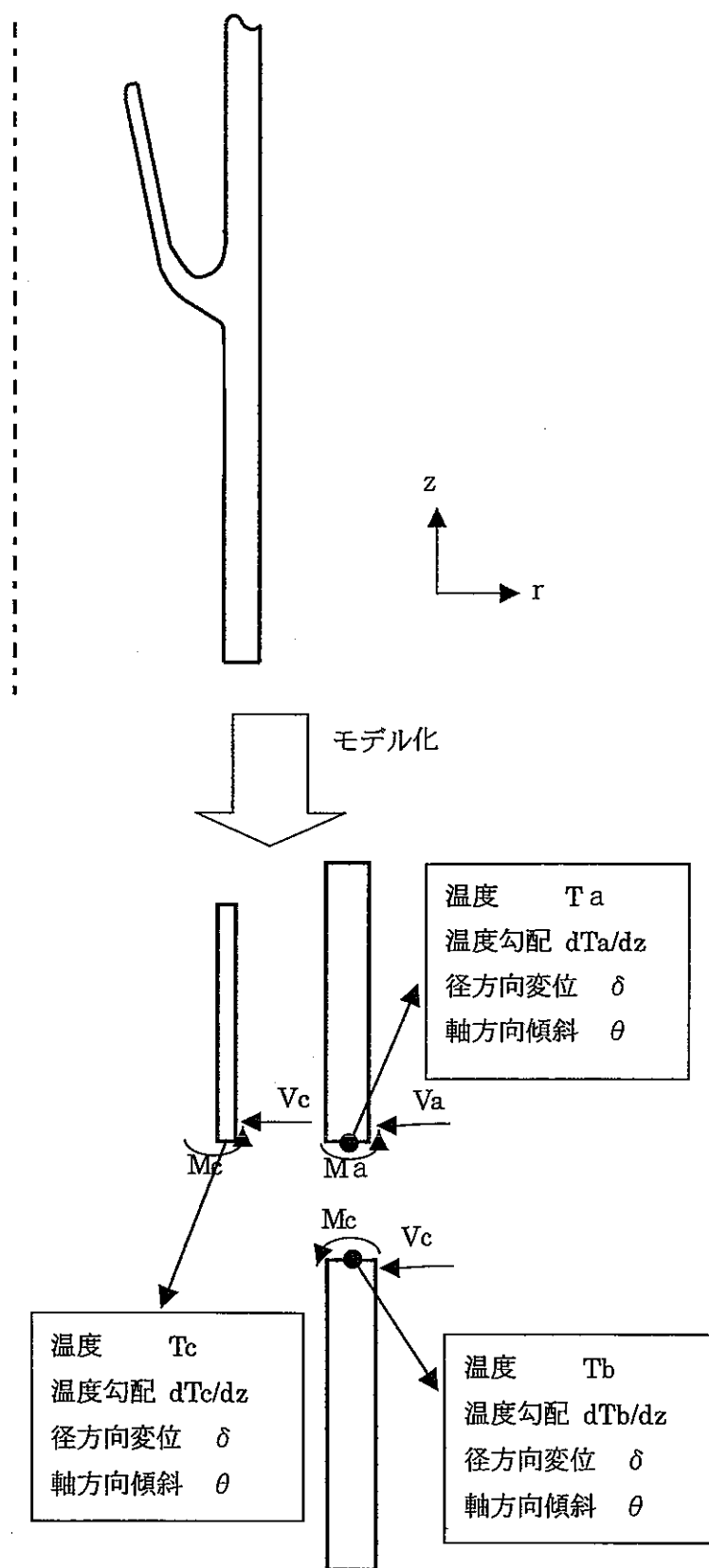


図 5.3-6 Y ピース部の応力発生メカニズム

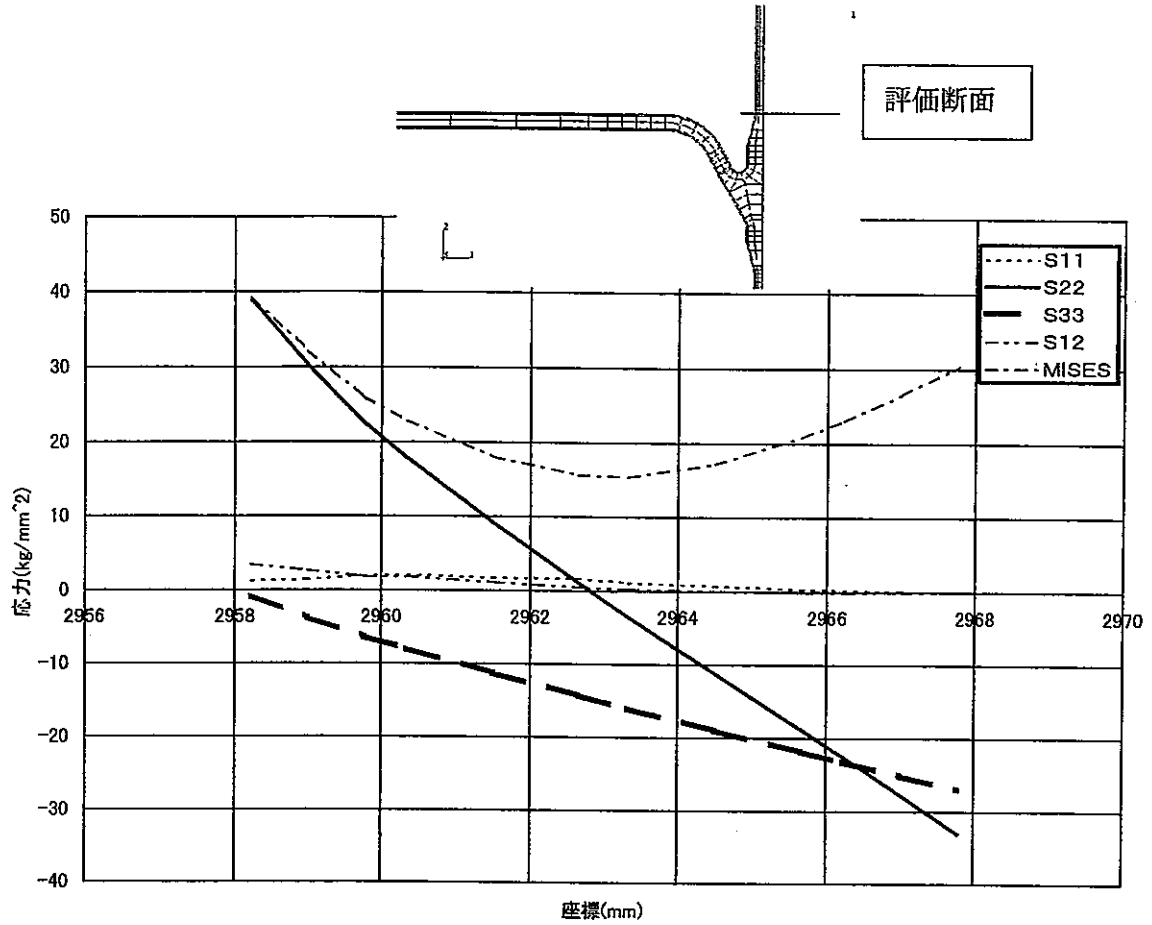


図 5.3-7 Y ピース部の応力 FEM解析結果

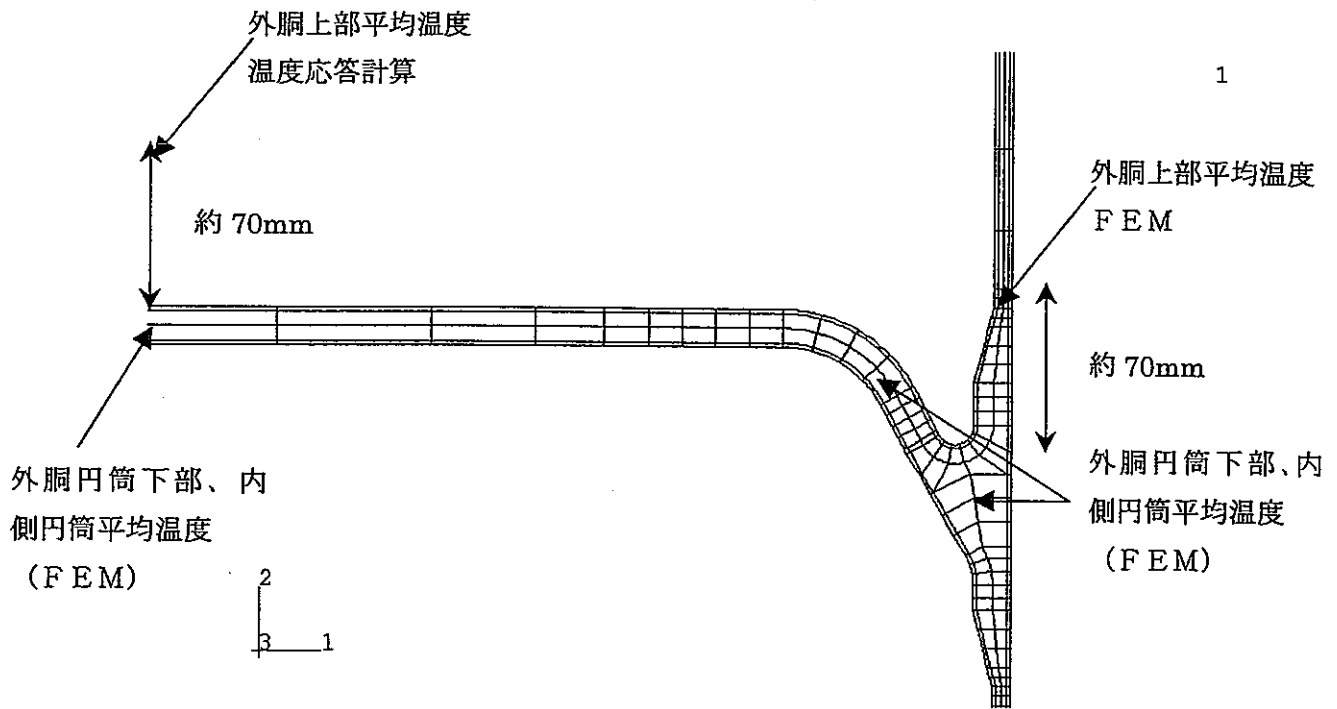


図 5.3-8 Y ピース部の応力算定に使用した温度条件等

5.4 今後の検討課題

上記のような、比較的簡易なモデル化あるいは数式化が行えると、最適化設計及び影響因子調査に、実験計画法などの手法の導入が容易になると考えられる。

一般に実験計画法を用いた最適設計手法では、

- ・設計パラメータのスクリーニング
- ・設計空間の絞り込み

等による設計変数の優先順位付けと図 5.4-1 に概念を示す様な設計のばらつき(設計のロバスト性)への示唆が可能となるとされている。設計変数に対する目的関数値である、応力値あるいは損傷値の影響度合いが明らかになれば、従来単に「保守側」として設計してきた裕度に対し、定量的に一定裕度を確保することが可能となり、それによる品質の向上、各影響因子に対する裕度の均一化等による合理化効果を得ることが可能となると考えられる。また、それを実現するためにプラント動特性解析、熱流動解析と協調すべき点が明確化され、不必要に詳細な作業を要求することが無くなる。

まず、構造設計における最適化を取り入れ、上流側への単純な合理化ポイントのフィードバックを考える。たとえば、熱伝達率の影響度合いや温度変化幅の影響度合い等である。実際の設計においては、プラント熱過渡条件の不確定要素として10数種のシステムパラメータがあげられていることなどから、最終的には図 5.1-1 に破線で示すように、プラント動特性解析等を含めた最適化を目指してゆくことが重要と考えられる。すなわち、境界温度の影響ではなく、プラントシステムパラメータの影響が当該構造の応力値にどのように影響を与えるかといった直接的な表現である。たとえば、中間熱交換器の伝熱面積の不確定幅±10%は、水平多孔板の損傷値で±0.02に相当するというものである。

今後は、これに向けた検討を実施すべきと考える。

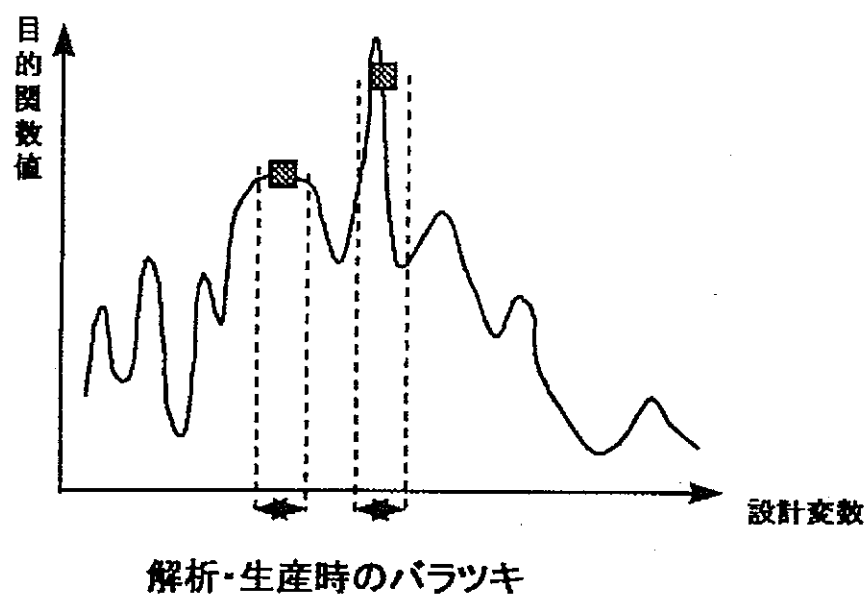


図 5. 4-1 設計変数に対するばらつきの把握に関する概念図

6. まとめ

構造健全性評価のポイントとなる熱的境界条件について、原型炉及び実証炉設計での設定方法の調査を行い、現状の方法における課題として以下が明らかとなった。

- ・熱過渡条件については、条件図作成時の安全係数が過度に保守側に設定されている可能性のあること及び条件図作成に膨大な作業量を要すること
- ・熱的境界条件 (熱伝達率) 等については、構造健全性評価結果に影響する不確定因子を含んでおり、これらの適切な設定による合理化の余地が大きいこと

上記の課題に対し、構造の熱応力発生メカニズムに立脚した熱的境界条件における不確定因子の排除が重要であることから、不確定因子の評価結果への影響の感度評価を行い、これを熱的境界条件設定にフィードバックする手法を、最適化のための改善手法として提言した。従来、熱的境界条件の見直しを実施する場合、全面的な見直しが見込まれ作業量の増大から、なかなか実現が難しかった。因子の影響度合い、精度向上、最適化の観点などの構造側で影響のある要因をフィードバックすることにより、場合によっては、安全係数設定に関する部分や限られた容器内熱過渡などの部分的な詳細化によりこれを実現することが可能となるため、構造の合理化を、設計の合理化により実現する形となる。

さらに、この熱的境界条件の不確定因子についての定量的検討を、実証炉の I H X 容器のガス巻き込み防止構造 (代表的な Y ピース構造) を例として行うとともに、不確定因子の影響評価を容易にするための改善手法について提案した。

今後は、上記の改善手法を採り入れた設計の最適化手法の検討を進めていく予定である。

謝 辞

本調査を進めるに当たり、核燃料サイクル開発機構 大洗工学センター システム技術開発部 構造・材料技術開発グループ 笠原 直人主研、熱流体技術開発グループ 村松 壽晴主研、須田 一則研究員、ナトリウム・安全工学試験部 原子炉工学グループ 上出 英樹 主研、並びに、常陽産業 細貝 広視氏には有益な助言を頂きました。

また、電力9社、電源開発（株）及び日本原子力発電（株）による電力共研「高速増殖実証炉の開発に関する研究」の成果を引用させて頂きました。

ここに深く感謝の意を表します。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

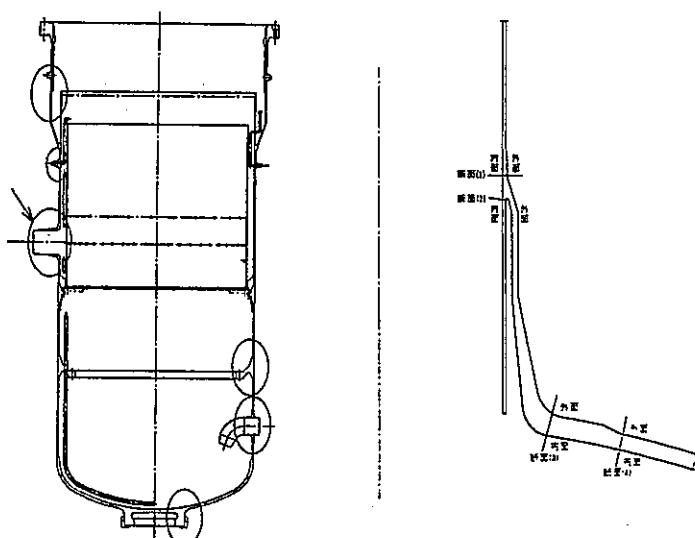
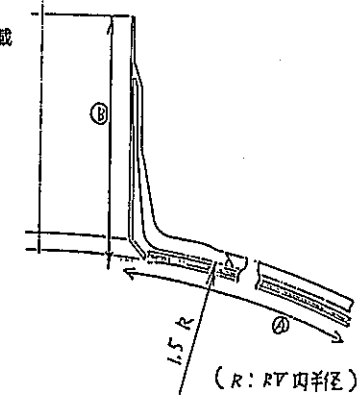
機器名称：原子炉容器	
評価部位：1次冷却材出口ノズル 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 (胴部は1.5Rの球殻としてモデル化) ・ノズル・ライナ内ナトリウムはスタグナントとしてモデル化 境界条件： (右図参照) ・ライナ内面、ノズル内(図中(A)、(B))に熱過渡を与える —温度条件は、内部熱過渡条件書によるもの記載 —熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するもの記載 ・その他は断熱 
評価部位の選定理由： ・短期熱過渡により肉厚方向温度差大 ・ノズル部と胴部の平均温度差によるタガ締め応力大 (ノズル付け根部の管台部分に比して、取り合い配管部及び内側のサーマルスリーブは冷却材の温度変化への追従性がよい。) ・周辺部材との剛性の差により応力集中	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 —強制対流(管内流、Seban-Shimazakiの式)「伝熱工学資料」 —強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 —強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A.A.Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 —強制対流(管外平行流)「O.E.Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 —自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

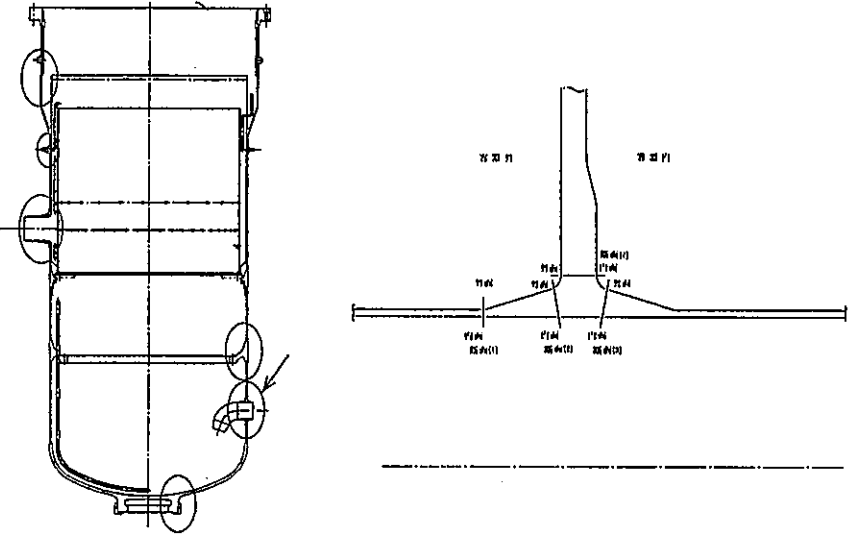
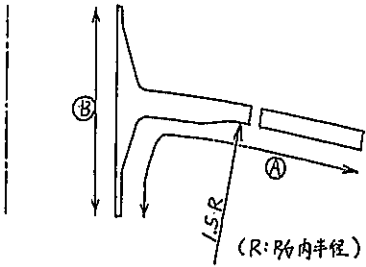
機器名称：原子炉容器	
評価部位：1次冷却材入口ノズル 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 (胴部は1.5Rの球殻としてモデル化) 境界条件： ・ライナ内面、ノズル内(図中(A)、(B))に熱過渡を与える - 温度条件は、内部熱過渡条件書によるとの記載 - 熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・その他は断熱 
評価部位の選定理由： ・短期熱過渡により肉厚方向温度差大 ・ノズル部と胴部の平均温度差によるタガ締め応力大 (下部プレナム胴部に比して、配管部及び内部ノズルの薄肉部分は冷却材の温度変化への追従性がよい。) ・周辺部材との剛性の差により応力集中	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 - 強制対流(管内流、Seban-Shimazakiの式)「伝熱工学資料」 - 強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 - 強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A. A. Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 - 強制対流(管外平行流)「O. E. Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 - 自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

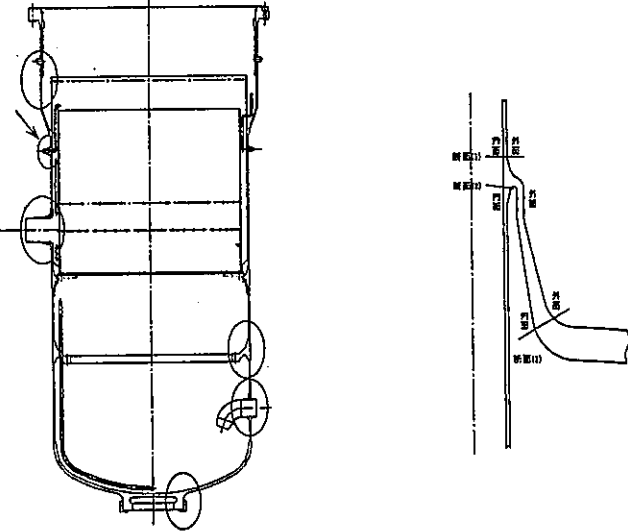
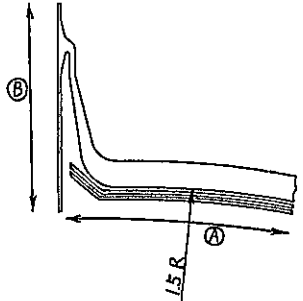
機器名称：原子炉容器	温度分布解析モデルと熱的境界条件
評価部位：1次ナトリウムオーバーフロー系汲上配管ノズル 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 (胴部は1.5Rの球殻としてモデル化) ・ノズル・ライナ間ナトリウムはスタグナントとしてモデル化 境界条件： ・ライナ内面、ノズル内 (図中(A)、(B)) に熱過渡を与える - ー容器側温度条件は、内部熱過渡条件書によるとの記載 - ーノズル内温度条件は、1次ナトリウムオーバーフロー系熱過渡条件書によるとの記載 - ー熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用すると記載 ・その他は断熱  (R: R/4内半径)
評価部位の選定理由： ・短期熱過渡により肉厚方向温度差大 ・ノズル部と胴部の平均温度差によるタガ締の応力大 ・周辺部材との剛性の差により応力集中	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 - ー強制対流(管内流、Seban-Shimazakiの式)「伝熱工学資料」 - ー強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 - ー強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A.A.Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 - ー強制対流(管外平行流)「O.E.Owyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 - ー自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

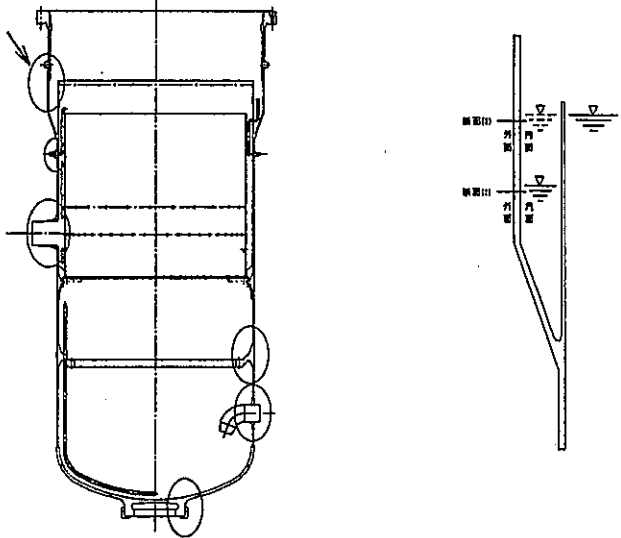
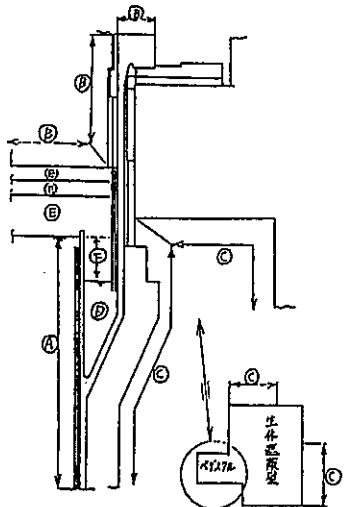
機器名称：原子炉容器 評価部位：液面近傍部 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 ・熱遮蔽板間ナトリウム、Arはスタグナント ・容器・遮蔽プラグ間Arはスタグナント ・容器・ベDESTAL間N₂はスタグナント ・バケット内ナトリウムは1点近似モデル (スクラム時はスタグナント) 境界条件：(右図参照) ・(A)面に炉内ナトリウムの熱過渡 -熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・(B)面に原子炉上部総合温度分布解析結果 ・(C)面にN₂の対流境界条件 ・バケット内(D)面はナトリウムの対流境界条件 (スクラム時スタグナント) ・アルゴンガス空間(E)は自然対流を考慮 ・起動時のバケット内液位変動(F)を考慮 ・各空間の輻射を考慮 ・停止・スクラム時にγ-発熱を考慮 ・起動停止時にナトリウムのバケットへのオーバフローを考慮 ・他部は断熱 
評価部位の選定理由： ・起動・停止・スクラム時に軸方向温度分布による熱荷重	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 <ナトリウム> -強制対流(管内流、Seban-Shimazakiの式)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -強制対流(管外直交流、2重内管の式)「A.A.Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 -強制対流(管外平行流)「O.E.Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 -自然対流「伝熱工学資料」 <Ar、N₂ガス> -強制対流(管内流)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

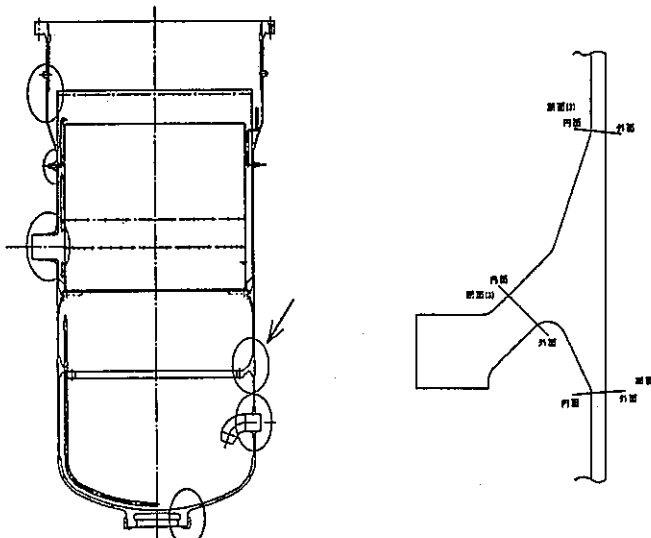
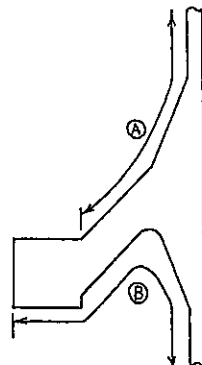
機器名称：原子炉容器 評価部位：炉内構造物取付台 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件： ・ナトリウム伝熱面（図中(A)、(B)）に熱過渡を与える （(A)：中間プレナムナトリウム温度、(B)：下部プレナムナトリウム温度） →温度条件は、内部熱過渡条件書によるとの記載 →熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・他部は断熱 
評価部位の選定理由： ・容器胴部板厚と比べ肉厚が厚く、過渡時の平均温度差、剛性の差による応力の差が大 ・下部プレナム側は中間プレナム側に比べスクラム時等ナトリウム温度変化が大きく内部に温度分布が生じる。	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 -強制対流(管内流、Seban-Shimazakiの式)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A.A.Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 -強制対流(管外平行流)「O.E.Owyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 -自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

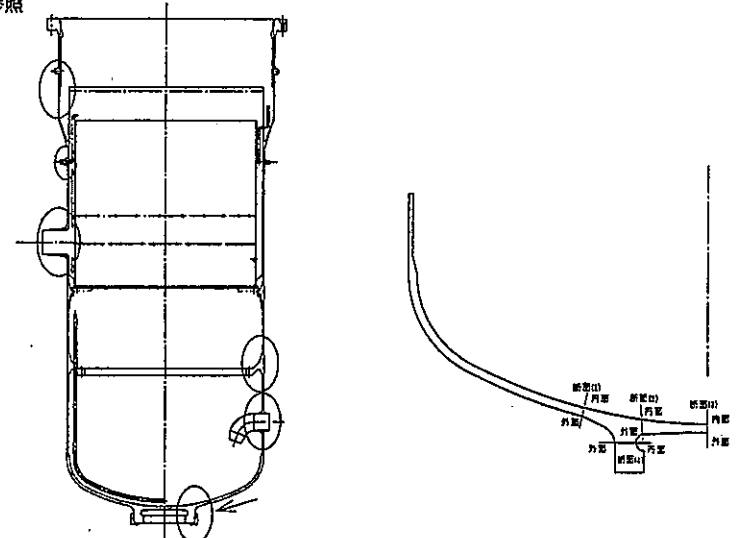
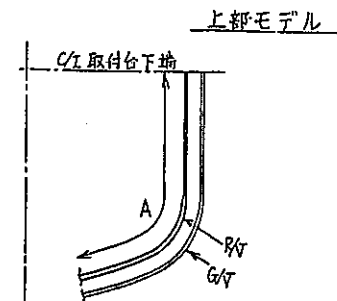
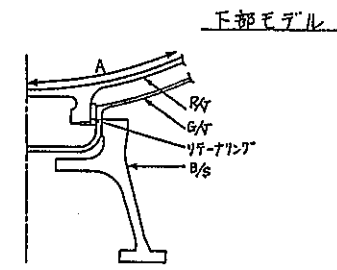
機器名称：原子炉容器 評価部位：下部サポート 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 (鏡板～容器胴の温度分布を求める上部モデルと、耐震振止サポート付近の温度分布を求める下部モデルとに分け、結果を合成する。) 境界条件： ・鏡板内面(図中(A))に熱過渡を与える ー温度条件は、内部熱過渡条件書によるとの記載 ー熱伝達率は、流動に応じた熱伝達式を使用するとの記載 ・ガードベッセル及び下部支持構造物外面には自然対流を考慮 (保温材は等価熱伝達率により考慮) ・原子炉容器・ガードベッセル間及びガードベッセル・下部支持構造物間には輻射を考慮 (ギャップ間にはガスの熱伝導も考慮) 上部モデル  下部モデル 
評価部位の選定理由： ・容器鏡板部肉厚と比べ肉厚が厚く、過渡時の平均温度差、剛性の差による応力の差が大	設定根拠： ・熱伝達式は、流況に応じ、下記から選定し、算出することとしている。 <ナトリウム> -強制対流(管内流、Seban-Shimazaki の式)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -強制対流(管外直交流、2重円管の式)「A. A. Andreevski, Soviet J. of Atomic Energy」 -強制対流(管外平行流)「O. E. Dwyer, Nucl. Sci. Eng. 15(1963)」 -自然対流「伝熱工学資料」 <Ar、N₂ガス> -強制対流(管内流)「伝熱工学資料」 -強制対流(平行平板)「伝熱工学資料」 -自然対流「伝熱工学資料」

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。I H X外胴は円筒を球体としてモデル化している。																			
評価対象部位及び評価断面	評価部位：1次側ナトリウム入口ノズル 評価断面：下図参照	<table><tr><th>境界</th><th>熱伝達率 (kcal/m²hr℃)</th><th>温度</th></tr><tr><td>① 保温</td><td>0.7</td><td>50℃一定</td></tr><tr><td>② 1次入口ノズル</td><td>1000~10900</td><td>15℃~17℃</td></tr><tr><td>③ 1次出口ノズル</td><td>1800~7700</td><td>15℃~17℃</td></tr><tr><td>④ 1次入口ノズル</td><td>1100~5700</td><td>15℃~17℃</td></tr><tr><td>⑤ 胴板</td><td>—</td><td>—</td></tr></table> ※ 図 3.1 (a) 図 3.2 (a) を参照 図 3.3 (a)		境界	熱伝達率 (kcal/m ² hr℃)	温度	① 保温	0.7	50℃一定	② 1次入口ノズル	1000~10900	15℃~17℃	③ 1次出口ノズル	1800~7700	15℃~17℃	④ 1次入口ノズル	1100~5700	15℃~17℃	⑤ 胴板	—	—
	境界	熱伝達率 (kcal/m ² hr℃)	温度																		
① 保温	0.7	50℃一定																			
② 1次入口ノズル	1000~10900	15℃~17℃																			
③ 1次出口ノズル	1800~7700	15℃~17℃																			
④ 1次入口ノズル	1100~5700	15℃~17℃																			
⑤ 胴板	—	—																			
選定理由	評価部位の選定理由： 1次側Na入口ノズルは、1次Naの熱過渡の影響を直接受ける部位である。また、配管側の薄肉構造から、ノズルコーナ部の厚肉構造への構造不連続部を有し、剛性及び熱容量の相違により、高い応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由： ①：板厚が最も薄く、1次応力が最大となる。また、ノズル厚肉部と配管薄肉部との接合部であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。 ②、④：板厚の変化する部位で、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。 ⑤：板厚が最も厚い部分で、板厚方向の温度追従時間の差により、板厚間に温度差がつき、熱応力の発生が予想される。また、ノズルのコーナ部であり、応力集中が予想される。 ⑥：胴とノズル補強部の接合面であり、剛性及び熱容量が異なる。これに加えて、熱遮へい板の切れ目であり、温度差がつきやすく、熱応力の発生が予想される。	温度分布解析モデルと熱的境界条件 <																			

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

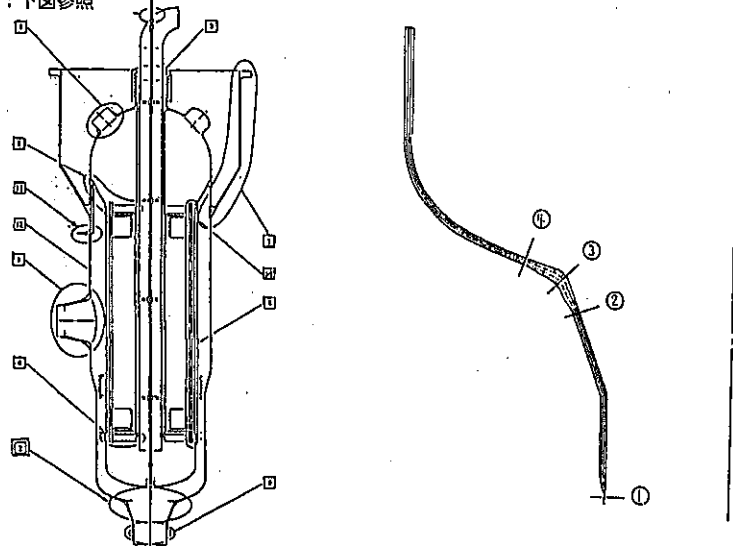
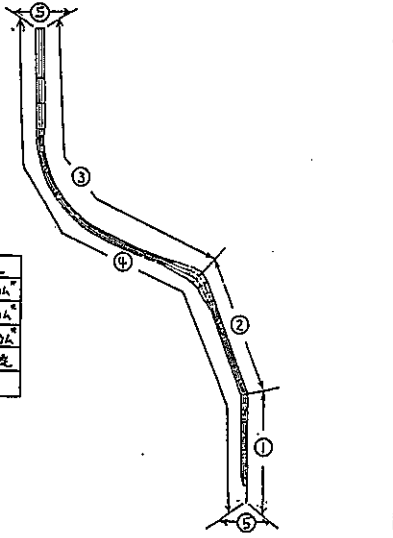
機器名称：中間熱交換器																			
評価対象部位及び評価断面	評価部位：1次側ナトリウム出口ノズル 評価断面：下図参照 																		
選定理由	評価部位の選定理由： 1次側Na出口ノズルは、1次側出口Naの熱過渡の影響を直接受ける部位である。また、配管側の薄肉構造から、ノズルコーナ部の厚肉構造への構造不連続部を有し、剛性及び熱容量の相違により、高い応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由 ①：板厚が最も薄く、1次応力が最大となる。また、ノズル厚肉部と配管薄肉部との構造不連続部であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。 ②：ノズルコンカル部とノズル補強部との構造不連続部であり、熱容量の相違により急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。 ③：板厚が最も厚い部分で、板厚方向の温度追従時間の差により、板厚間に温度差がつき、熱応力の発生が予想される。また、ノズルのコーナ部であり、応力集中が予想される。 ④：鋸部とノズル補強部の接合面であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。																		
温度分布解析モデルと熱的境界条件	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。  <table border="1"><thead><tr><th>境界</th><th>温度分布</th><th>温度</th></tr></thead><tbody><tr><td>① 1次出口ノズル</td><td>1000~10000</td><td>1227.794K*</td></tr><tr><td>② 1次出口ノズル</td><td>1300~6700</td><td>1227.794K*</td></tr><tr><td>③ 1次出口ノズル</td><td>1000~1600</td><td>1227.794K*</td></tr><tr><td>④ 保温材境界</td><td>0.7</td><td>50℃一定</td></tr><tr><td>⑤ 断熱</td><td>—</td><td>—</td></tr></tbody></table> * 例 3.1 (1) 例 3.2 (1) 例 3.3 (1) 例 3.4 (1) 例 3.5 (1)	境界	温度分布	温度	① 1次出口ノズル	1000~10000	1227.794K*	② 1次出口ノズル	1300~6700	1227.794K*	③ 1次出口ノズル	1000~1600	1227.794K*	④ 保温材境界	0.7	50℃一定	⑤ 断熱	—	—
境界	温度分布	温度																	
① 1次出口ノズル	1000~10000	1227.794K*																	
② 1次出口ノズル	1300~6700	1227.794K*																	
③ 1次出口ノズル	1000~1600	1227.794K*																	
④ 保温材境界	0.7	50℃一定																	
⑤ 断熱	—	—																	
熱的境界条件設定根拠	設定根拠： ①、②：(Na境界) 熱伝達率は以下により算出。温度は系統熱過渡による。 熱伝達率は、Saban-Shimazaki の式より算出。②については、等価直径を平均径とする。 ③：(Na境界) 熱伝達率は以下による。温度は系統熱過渡による。 平行平板の式($Nu=2/3Nus+0.019Pe^{0.8}$, $Nus=6$)を用いる。 ④：(保温材境界) 熱伝達率の算出は、1次入口ノズルと同じ。温度は雰囲気温度の50℃一定																		

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

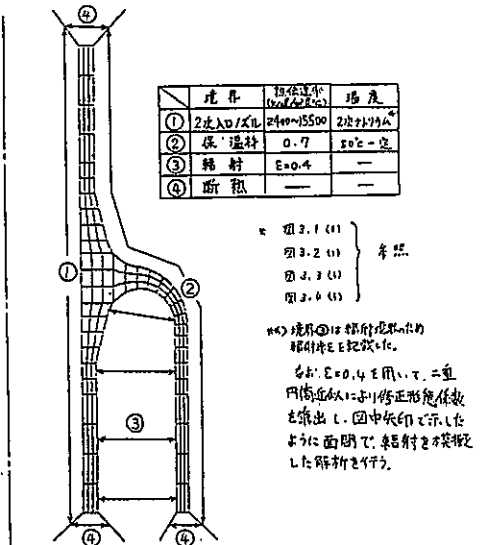
機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。																
評価対象部位及び評価断面	評価部位：2次側ナトリウム入口ノズル 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件	 <table border="1" data-bbox="1471 275 1720 396"><thead><tr><th>境界</th><th>伝達率 (W/m^2K)</th><th>温度</th></tr></thead><tbody><tr><td>① 2次入口ノズル</td><td>2400~35500</td><td>2次側ナトリウム</td></tr><tr><td>② 保温暖材</td><td>0.7</td><td>50℃一定</td></tr><tr><td>③ 輻射</td><td>$\epsilon=0.4$</td><td>—</td></tr><tr><td>④ 断熱</td><td>—</td><td>—</td></tr></tbody></table> ① 図 3.1 (1) ② 図 3.2 (1) ③ 図 3.3 (1) ④ 図 3.4 (1) ※) 境界④は輻射伝達率の 輻射率ϵを記載した。 なお、$\epsilon=0.4$を用いて、二重 円筒構造により修正係数を 算出し、図中矢印で示した ように面間で輻射を考慮 した解析を行う。	境界	伝達率 (W/m^2K)	温度	① 2次入口ノズル	2400~35500	2次側ナトリウム	② 保温暖材	0.7	50℃一定	③ 輻射	$\epsilon=0.4$	—	④ 断熱	—	—
	境界		伝達率 (W/m^2K)	温度														
① 2次入口ノズル	2400~35500	2次側ナトリウム																
② 保温暖材	0.7	50℃一定																
③ 輻射	$\epsilon=0.4$	—																
④ 断熱	—	—																
選定理由	評価部位の選定理由： 2次側Na入口ノズルは、大口径配管に接続するノズルであり、上部ベローズを取り付けるために2次側下降管と2次側入口配管の接続部に設けられた構造不連続部である。2次側Naの熱過渡の影響を直接受ける部位であり、また、薄肉の配管側から厚肉のノズルコーナ部に変化する構造不連続部であるため、剛性の相違により熱応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由： ①：2次系主配管と上部ベローズ短管接合部との構造不連続部であり、熱容量の相違により急激な熱過渡時には、部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため熱応力が発生すると予想される。 ②、③：下降管上端と上部ベローズ短管接合部との構造不連続部であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の相違により曲げが拘束されるため、熱応力の発生が予想される。 ④、⑤、⑥：ナトリウムに接液する厚肉の上部ベローズ短管接合部に比べて、カバーガスバウンダリの上 部ベローズ短管は、伝導と輻射により伝熱されるため、熱過渡時の温度追従性が悪く、部材間には軸 方向温度差がつきやすいため、熱応力の発生が予想される。また、構造不連続部のコーナ部でもあり、 応力集中が予想される。	熱的境界条件設定根拠 設定根拠： ①：(Na境界) 単純な円筒形状であり、熱伝達率は Seban-Shimazaki の式より求める。温度は系統熱過渡による。 ②：(保温材境界) 熱伝達率の算出方法は、1次Na入口ノズルの場合と同じ。温度は雰囲気温度。 ③：(Arガス境界) 下降管外面と上部ベローズ短管内面との間の輻射熱伝達を考慮する。輻射率は $\epsilon=0.4$ とする。 $\epsilon=0.4$ は、伝熱工学資料の「固体のふく射率」(基礎 I-g)より、銀色の粗面、加熱後かつ色(温度 216~490℃)での ϵ が 0.44~0.36 であることから設定。																

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

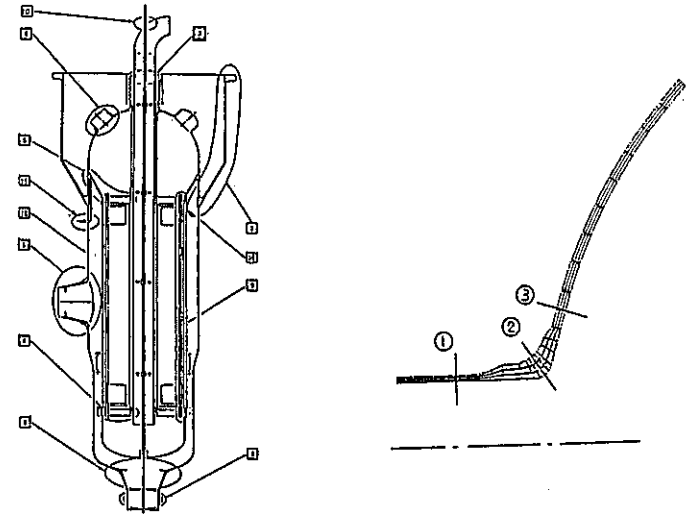
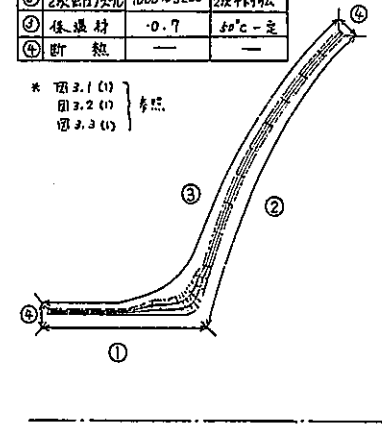
機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。															
評価対象部位及び評価断面	評価部位：2次側ナトリウム出口ノズル 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件															
		<table border="1"><thead><tr><th>境界</th><th>熱伝達率 ($W/m^2 \cdot K$)</th><th>温度</th></tr></thead><tbody><tr><td>① 2次側出口ノズル</td><td>1000 ~ 15500</td><td>2次側出口Na</td></tr><tr><td>② 2次側出口ノズル</td><td>1000 ~ 3200</td><td>2次側出口Na</td></tr><tr><td>③ 保温材</td><td>0.7</td><td>50°C一定</td></tr><tr><td>④ 断熱</td><td>—</td><td>—</td></tr></tbody></table> * 図 3.1 (1) 図 3.2 (1) 図 3.3 (1) } 参照 		境界	熱伝達率 ($W/m^2 \cdot K$)	温度	① 2次側出口ノズル	1000 ~ 15500	2次側出口Na	② 2次側出口ノズル	1000 ~ 3200	2次側出口Na	③ 保温材	0.7	50°C一定	④ 断熱	—
境界	熱伝達率 ($W/m^2 \cdot K$)	温度															
① 2次側出口ノズル	1000 ~ 15500	2次側出口Na															
② 2次側出口ノズル	1000 ~ 3200	2次側出口Na															
③ 保温材	0.7	50°C一定															
④ 断熱	—	—															
選定理由	評価部位の選定理由： 2次側Na出口ノズルは、大口径配管に接続するノズルであり、2次側出口Naの熱過渡の影響を直接受ける部位である。また、薄肉の配管側から厚肉のノズルコーナ部に変化する構造不連続部であるため、剛性の違いにより熱応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由： ①：板厚が最も薄く、1次応力が高い。また、ノズル厚肉部と配管薄肉部との構造不連続部であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。 ②：板厚が最も厚いノズルコーナ部で、板厚方向の温度追従時間の差により板厚方向に温度差がつき、熱応力が発生すると予想される。また、コーナ部であり応力集中も予想される。 ③：2次側上部鏡板と2次側出口ノズル補強部との構造不連続部であり、熱容量の相違により、急激な熱過渡時に部材間の温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため熱応力の発生が予想される。	設定根拠： ①、②：(Na境界) 熱伝達率は以下により求める。温度は系統熱過渡による。 熱伝達率は、Seban-Shimazaki の式より算出。②については、算出時に等価直径を適用する。 ③：(保温材境界) 熱伝達率算出方法は、1次Na入口ノズルと同じ。温度は雰囲気温度一定。															
		熱的境界条件設定根拠															

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

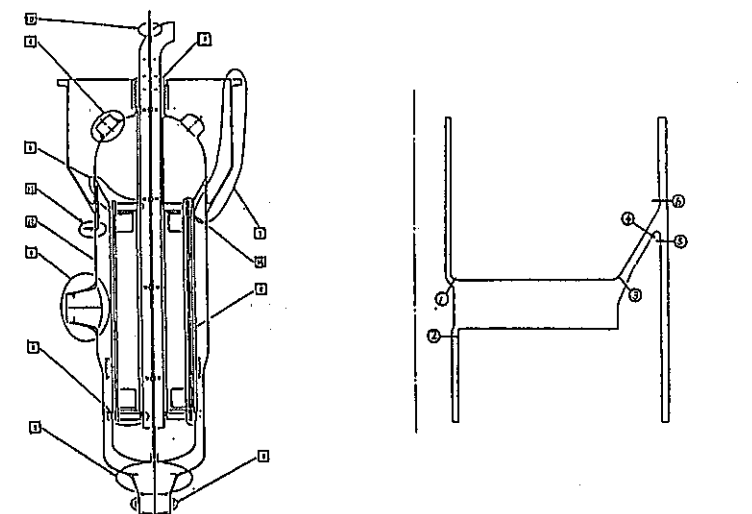
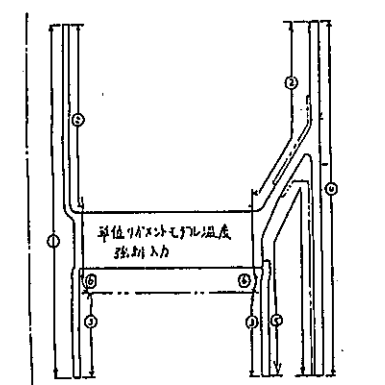
機器名称：中間熱交換器 評価対象部位及び評価断面 評価部位：上部管板及びYジャンクション 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。なお、リガメント部については、単位リガメントモデルによる温度分布解析結果を強制入力する。  <table border="1" data-bbox="1568 329 1895 508"> <thead> <tr> <th>境界</th><th>温度</th><th>温度</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>① 内側胴板内</td><td>13</td><td>2次伝熱部入口Na温度</td></tr> <tr> <td>② 2次伝熱部出口</td><td>100~140</td><td>2次伝熱部出口Na温度</td></tr> <tr> <td>③ 管束部</td><td>1100~17100</td><td>1次伝熱部入口Na温度</td></tr> <tr> <td>④ 管束部</td><td>0.7</td><td>50℃一定</td></tr> <tr> <td>⑤ 1次伝熱部入口</td><td>100~4300</td><td>1次伝熱部入口Na温度</td></tr> <tr> <td>⑥ スタグナント</td><td>2300~3100</td><td>2次伝熱部出口Na温度</td></tr> </tbody> </table>	境界	温度	温度	① 内側胴板内	13	2次伝熱部入口Na温度	② 2次伝熱部出口	100~140	2次伝熱部出口Na温度	③ 管束部	1100~17100	1次伝熱部入口Na温度	④ 管束部	0.7	50℃一定	⑤ 1次伝熱部入口	100~4300	1次伝熱部入口Na温度	⑥ スタグナント	2300~3100	2次伝熱部出口Na温度
境界	温度	温度																				
① 内側胴板内	13	2次伝熱部入口Na温度																				
② 2次伝熱部出口	100~140	2次伝熱部出口Na温度																				
③ 管束部	1100~17100	1次伝熱部入口Na温度																				
④ 管束部	0.7	50℃一定																				
⑤ 1次伝熱部入口	100~4300	1次伝熱部入口Na温度																				
⑥ スタグナント	2300~3100	2次伝熱部出口Na温度																				
選定理由 評価部位の選定理由： 上部管板は、外径 2100mm、内径 700mm、板厚 180mm のリング状構造物で、リガメント部には、φ22mm の穴が 3294 個設けられている。2次伝熱部出口のナトリウム温度変化に対して、リガメントの温度追従が良い反面、管板吊り胴部の温度追従が悪いため、熱応力の発生が予想される。 また、管板吊り胴と1次側胴板の接合部である Y ジャンクションにおいても、構造不連続により、熱応力の発生が予想される。 評価断面選定理由： ①、②：管板と内側胴板及び内側シュラウドとの接続部であり、内側胴板及び内側シュラウドの温度追従性が管板に比べて悪い場合、各々、内周側で最大応力が発生する。 ③：管束吊り胴板と管板との接続部であり、管束吊り胴板の温度追従性が管板に比べて悪い場合、熱応力を生じる。 ④、⑤、⑥：上部管板に接続される管束吊り胴板と1次側胴板の接合部であり、管束吊り胴板と1次側胴板間及び板厚間に大きな温度差を生じ、熱応力が発生する。	熱的境界条件設定根拠 設定根拠： ①：(内側胴板内面) 熱伝達率 $13 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ は A r ガスの対流及び輻射の効果を等価な熱伝達率とした値。温度は2次伝熱部入口 Na 温度を適用 ②：(内側胴板内面、管束吊り胴板内面及び1次側胴板内面) 熱伝達率は以下による。温度は、2次伝熱部出口温度を適用。 熱伝達率；二重円筒の式 ($Nu = 0.75(Da/Di)^{0.5} \cdot (7+0.25Pe^{0.8})$) による ③：(内側シュラウド外面及び外側シュラウド内面) 熱伝達率は以下による。温度は、1次伝熱部入口温度を適用。 熱伝達率；Seban-Shimazaki の式 ($Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.8}$) ④：(1次側胴板外面；保温材境界) 熱伝達率の算出は、1次 Na 入口ノズルと同じ。温度は雰囲気温度一定 ⑤：(外側シュラウド外面及び1次側胴板内面) 熱伝達率は以下による。温度は、1次伝熱部入口温度を適用。 熱伝達率；平行平板の式 ($Nu = 2/3Nus + 0.019Pe^{0.8}$, $Nus=6$) ⑥：(内側シュラウド外面及び外側シュラウド内面の熱遮へい板より上の領域) 熱伝達率は、この部分の Na をスタグナントと考え、伝熱管内面からの熱伝導を等価に置き換えた熱伝達率とする。温度は、2次伝熱部出口温度を適用。																					

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデルと熱的境界条件：	
評価対象部位及び評価断面	評価部位：下部管板 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。リガメント部：リガメント部については、単位リガメントモデルによる温度分布解析結果を強制入力する。	
		温度分布解析モデルと熱的境界条件	
評価部位の選定理由： 下部管板は、板厚 180mm の穴あきのリング状平板で、リガメント部には、φ22mm の穴が 3294 個設けられている。リング状管板の上端は、下降管、外側シュラウドと、下部の外周は 2 次側下部プレナム外胴と溶接されており、板厚が急変する構造不連続部であるため、剛性及び熱容量の違いにより、応力の発生が予想される部位である。 評価断面選定理由： ①、②、⑤：下降管に比べて管板内側の温度追従が遅れるため、大きな温度差がつき、特に板厚が急に変化している部位において豪勢の違いにより熱応力が発生すると予想される。 ③、④：外部シュラウド及び 2 次側下部プレナム外胴に比べて、管板外側(外部シュラウド側)のリム部の温度追従が非常に遅いため、大きな熱応力が発生すると予想される。		設定根拠： ①：(下降管内面) 熱伝達率は、以下による。温度は 2 次伝熱部入口温度を適用。 熱伝達率；Seban-Shimazaki の式($Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.4}$) ②：(外側シュラウド及び 2 次側下部プレナム外胴の外周) 熱伝達率は、以下による。温度は、1 次伝熱部出口の境界温度を適用。 熱伝達率；平行平板の式($Nu = 2/3Nus + 0.019Pe^{0.4}$, $Nus=6$) ③：(内部シュラウド外周及び外部シュラウド内面；熱遮へい板より上方) 熱伝達率は、以下による。温度は 1 次伝熱部出口温度を適用。 熱伝達率；Seban-Shimazaki の式($Nu = 5 + 0.025 Pe^{0.4}$) ④：(内部シュラウド外周及び外部シュラウド内面；熱遮へい板より内側) 熱伝達率はスタグナント Na と考え、伝熱管内面からの熱伝導を等価に置き換えた熱伝達率を想定。温度は 2 次伝熱部入口温度を適用する。 ⑤：(下降管外周及び 2 次側下部プレナム外胴の内面) 熱伝達率は、以下による。温度は、2 次伝熱部入口の境界温度を適用。 熱伝達率；平行平板の式($Nu = 2/3Nus + 0.019Pe^{0.4}$, $Nus=6$)	

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

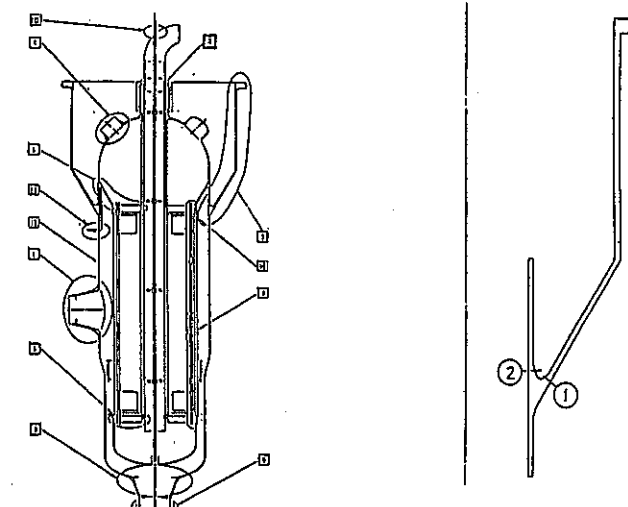
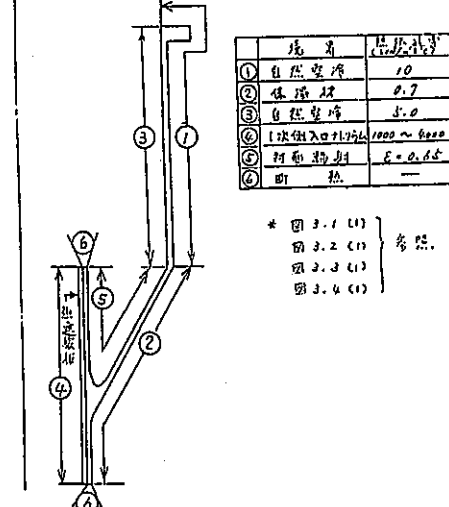
機器名称：中間熱交換器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。																													
評価対象部位及び評価断面	評価部位：サポート胴 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件																													
	評価部位の選定理由： 1次側胴板とスカート支持部の接合部を含む厚肉の構造物である。このため、1次側入口Naの熱過渡時において、1次側胴板部に比べてスカート支持部の温度追従性が極めて遅く、この間に大きな温度差が生じ、大きな応力の発生する部位である。これに加えて、運転温度が 529℃と高温のため、クリープ疲労損傷も大きく、評価上厳しい部位である。 評価断面選定理由： ①：サポート胴と1次側胴板との構造不連続部(コーナ部)であり、応力集中が予想される。サポート胴は1次入口Naからの熱過渡に対し、伝導及び輻射により熱の移動が行われることから、温度追従が悪く、軸方向温度分布がつきやすい。このため、剛性の違いにより曲げが拘束されるので、熱応力の発生が予想される。 ②：1次側胴板とサポート胴取り付け部の構造不連続部であり、応力低減のため1次側胴板板厚をテーパ状に変化させているものの、熱容量の相違によって熱過渡時に部材間温度差がつきやすく、剛性の違いにより曲げが拘束されるため、熱応力が発生すると予想される。																														
選定理由		熱的境界条件設定根拠	 <table border="1" data-bbox="1453 247 1744 420"><thead><tr><th>番号</th><th>境界条件</th><th>熱伝達率</th><th>温度</th></tr></thead><tbody><tr><td>①</td><td>自然空冷</td><td>10</td><td>50℃(一定)</td></tr><tr><td>②</td><td>保温材</td><td>0.7</td><td>50℃(一定)</td></tr><tr><td>③</td><td>自然空冷</td><td>5.0</td><td>100℃(一定)</td></tr><tr><td>④</td><td>1次側入口Na境界</td><td>1000 ~ 5000</td><td>100~150℃</td></tr><tr><td>⑤</td><td>胴内側熱</td><td>5 ~ 0.65</td><td>—</td></tr><tr><td>⑥</td><td>胴外熱</td><td>—</td><td>—</td></tr></tbody></table> * 図 3.1 (1) } 参照 図 3.2 (1) 図 3.3 (1) 図 3.4 (1)	番号	境界条件	熱伝達率	温度	①	自然空冷	10	50℃(一定)	②	保温材	0.7	50℃(一定)	③	自然空冷	5.0	100℃(一定)	④	1次側入口Na境界	1000 ~ 5000	100~150℃	⑤	胴内側熱	5 ~ 0.65	—	⑥	胴外熱	—	—
番号	境界条件	熱伝達率	温度																												
①	自然空冷	10	50℃(一定)																												
②	保温材	0.7	50℃(一定)																												
③	自然空冷	5.0	100℃(一定)																												
④	1次側入口Na境界	1000 ~ 5000	100~150℃																												
⑤	胴内側熱	5 ~ 0.65	—																												
⑥	胴外熱	—	—																												

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

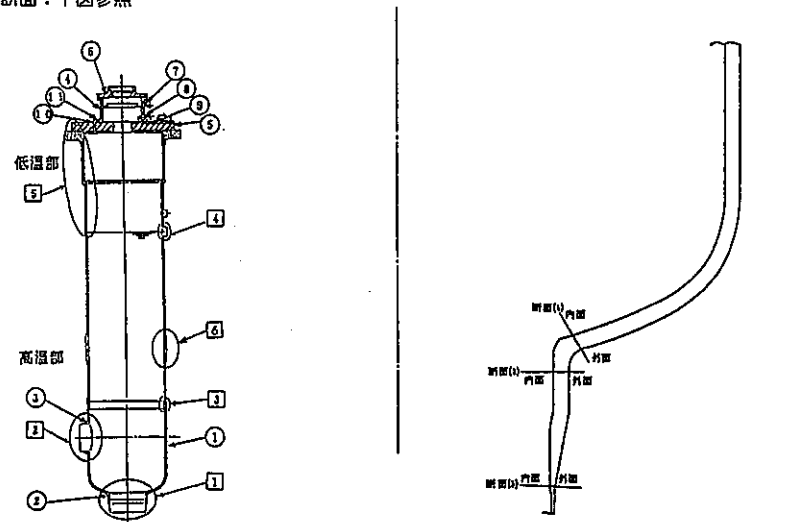
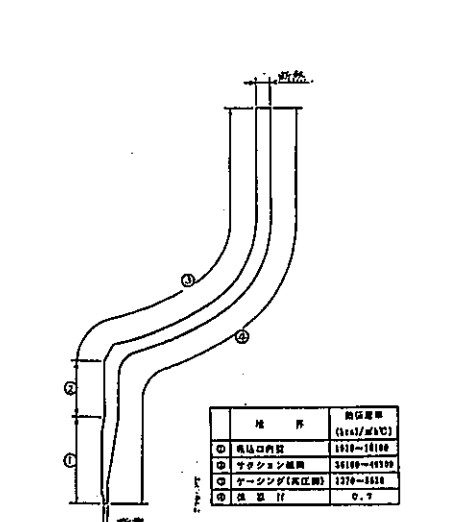
機器名称：1次主循環ポンプ	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。										
評価部位：吸込口 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件  <table border="1" data-bbox="1433 627 1635 736"> <thead> <tr> <th>位置</th><th>熱伝達率 (W/m²·K)</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>① 吸込口内径</td><td>1918~1919</td></tr> <tr> <td>② サクション縦溝</td><td>36189~49199</td></tr> <tr> <td>③ ケーシング(高圧側)</td><td>1276~1818</td></tr> <tr> <td>④ 保 温 材</td><td>0.7</td></tr> </tbody> </table>	位置	熱伝達率 (W/m ² ·K)	① 吸込口内径	1918~1919	② サクション縦溝	36189~49199	③ ケーシング(高圧側)	1276~1818	④ 保 温 材	0.7
位置	熱伝達率 (W/m ² ·K)										
① 吸込口内径	1918~1919										
② サクション縦溝	36189~49199										
③ ケーシング(高圧側)	1276~1818										
④ 保 温 材	0.7										
評価部位の選定理由： 冷却材バウンダリの構造不連続部である。クロスオーバーレグ配管より配管反力が加わる部分であり、ポンプの高圧部と低圧部の境界となる部分である。 評価断面選定理由： ①：鏡板とノズルコーナ部の間の構造不連続部であるため、機械的荷重による応力大きい。 ②：吸込み口とノズルコーナ部の境界に近く、両者の温度追従性の差により、熱応力大きい。 ③：ノズル先端の構造不連続部であり、機械的荷重大きい。	設定根拠： ①、②、③：(Na境界)熱伝達率は、Seban-Shimazaki の式($Nu = 5.0 + 0.025Pe^{0.8}$)による。温度は熱過渡時の温度を適用。 熱伝達率は、熱過渡条件(温度、流量)の変化点毎に算出し、その間の時刻については線形補間を行う。 ④：(保温境界)熱伝達率は保温材からの放熱を考慮し、設定(1HX1次入口ノズルと同様)。										

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

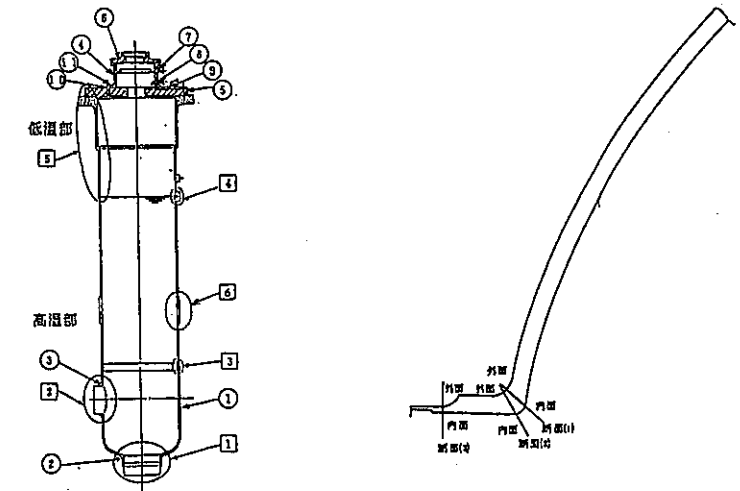
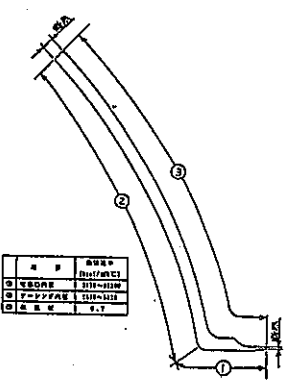
機器名称：1次主循環ポンプ	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。
評価部位：吐出口 評価断面：下图参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件 
評価部位の選定理由： 冷却材バウンダリの構造不連続部であり、コールドレグ配管より配管反力が加わる部分である。 評価断面選定理由： ①：胴板と吐出口の間の構造不連続部であるため、機械的荷重による応力が大い。 ②：胴板と吐出口の境界に近く、両者の温度追従性の差により、熱応力が大い。 ③：ノズル先端の構造不連続部であり、機械的荷重による応力が大い。	設定根拠： ①、②：(Na境界)熱伝達率は、Seban-Shimazaki の式($Nu = 5.0 + 0.025Pe^{0.8}$)による。温度は熱過渡時の温度を適用。 熱伝達率は、熱過渡条件(温度、流量)の変化点毎に算出し、その間の時刻については線形補間を行う。 ③：(保温境界)熱伝達率は保温材からの放熱を考慮し、設定(1HX1次入口ノズルと同様)。 熱的境界条件設定根拠

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

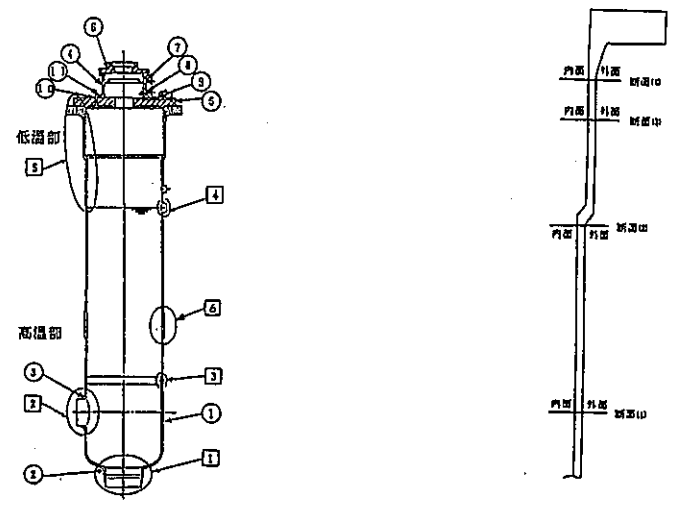
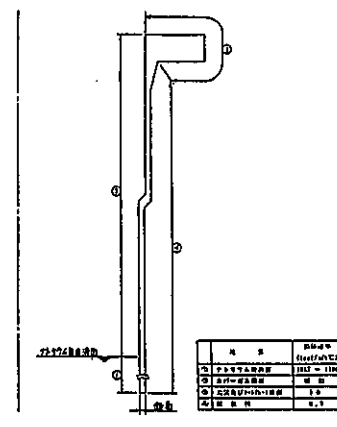
機器名称：1次主循環ポンプ	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。										
評価部位：液面近傍及び据付部 評価断面：下图参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件  <table border="1" data-bbox="1411 611 1568 689"> <thead> <tr> <th>材料</th> <th>物性値 (単位: 10⁻³ W/mK)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ステンレス鋼 (SUS316)</td> <td>16.2 ~ 17.0</td> </tr> <tr> <td>銅板 (C122)</td> <td>38.0</td> </tr> <tr> <td>ステンレス鋼 (SUS316) 溶接部</td> <td>16.2</td> </tr> <tr> <td>熱伝達率</td> <td>0.7</td> </tr> </tbody> </table>	材料	物性値 (単位: 10 ⁻³ W/mK)	ステンレス鋼 (SUS316)	16.2 ~ 17.0	銅板 (C122)	38.0	ステンレス鋼 (SUS316) 溶接部	16.2	熱伝達率	0.7
材料	物性値 (単位: 10 ⁻³ W/mK)										
ステンレス鋼 (SUS316)	16.2 ~ 17.0										
銅板 (C122)	38.0										
ステンレス鋼 (SUS316) 溶接部	16.2										
熱伝達率	0.7										
評価部位の選定理由： 冷却材バウンダリの構造不連続部であり、かつ、機器支持上の代表部位である。 評価断面選定理由： ①：液面直下であり、上下の温度追従性の差により、熱応力が大きい。 ②：胴板の構造不連続部であり、軸力による応力が大きい。 ③：厚肉で剛性の大きいフランジとレジューサの間の胴板部であり、圧力による応力が大きい。 ④：フランジと胴板の間の構造不連続部であり、軸力による応力及び上下の温度追従性の差により熱応力が大きい。	設定根拠： ①：(Na接液境界) 熱伝達率は、Seban-Shimazaki の式($Nu = 5.0 + 0.025Pe^{0.8}$)による。温度は熱過渡時の温度を適用。 熱伝達率は、熱過渡条件(温度、流量)の変化点毎に算出し、その間の時刻については線形補間を行う。 ②：(胴板外面の保温境界) 熱伝達率は保温材からの放熱を考慮し、$0.7 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$を設定。 ③：(固定用フランジ外面) 熱伝達率は雰囲気への放熱を考慮し設定。 ④：(胴板内面のカバーガスと接する部分) 径方向の熱移行は無視できる程度のものであることから断熱とする。										

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果（ / ）

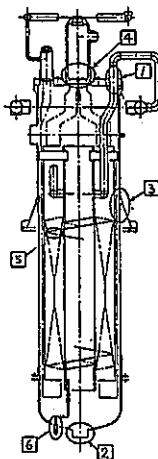
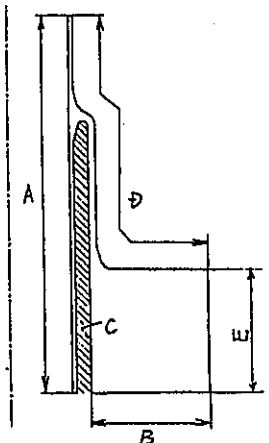
機器名称：蒸発器	温度分布解析モデル及び熱的境界条件：
評価部位：ナトリウム入口ノズル 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価対象部位及び評価断面 評価部位の選定理由： ・2次主冷却系の入口部である。 ・定格運転時、高温のNaと接触している。 ・セーフエンド構造のノズルの中で最も大口径(10B)である。 評価断面選定理由： 選定理由	温度分布解析モデルと熱的境界条件 設定根拠： A：（ノズル内面のNa境界）熱伝達率は、Seban-Shimazaki の式による。温度は、蒸発器入口Na温度の熱過渡条件を適用。 B：（上部平板下面）熱伝達率は自然対流熱伝達として、$4 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする。なお、Na液面からの輻射熱伝達は、カバーガス領域に伝熱管が錯綜しているため考慮しないものとする。温度については、カバーガスに接触している部位の温度をその表面積で重みをつけて設定。 C：（セーフエンド空間）輻射率をSUS表面で$\epsilon=0.4$、Cr-Mo 鋼表面で$\epsilon=0.8$として、NASTRAN の計算機能により輻射熱伝達を考慮。 D：（ノズル外表面）保温材を考慮した等価熱伝達率として、$0.5 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする。温度は雰囲気温度$55^\circ\text{C}$一定とする。 E：（上部平板端部）軸対称モデル範囲外の上部平板部の熱容量を別途モデル化し、これと蒸気出口管板部、給水入口管板部、カバーガス部及び外気部を個々に結ぶことにより、上部平板の温度を一点近似で求める。この温度を軸対称モデル端部の温度として与える。 熱的境界条件設定根拠

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

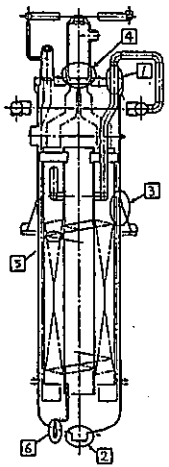
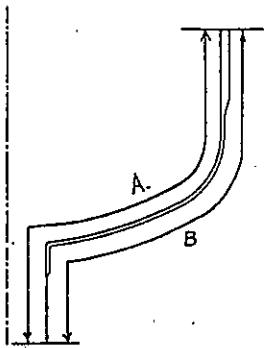
機器名称：蒸発器 評価部位：ナトリウム出口ノズル 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価対象部位及び評価断面 評価部位の選定理由： ・ 2次主冷却系の出口部である。 ・ 事故時に厳しいホットショックを受け、高温となる。 ・ 大口径(22B)である。 評価断面選定理由：	温度分布解析モデルと熱的境界条件 設定根拠： A：(内表面(ライナ表面)) 熱伝達率は Seban-Shimazaki の式による。温度は熱過渡条件を適用。 B：(外表面) 保温材を考慮した等価熱伝達率として、$0.5 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする。 熱的境界条件設定根拠

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

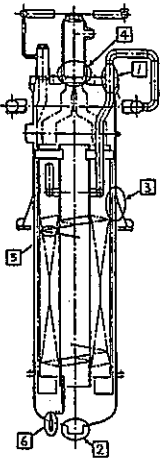
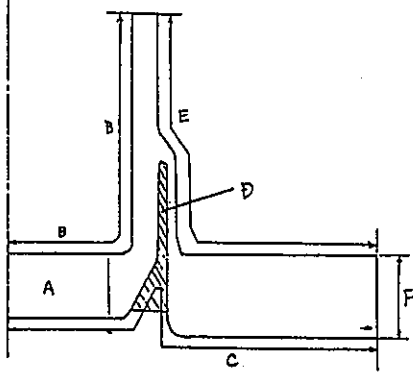
機器名称：蒸発器 評価部位：蒸気出口管板 評価断面：下図参照  評価対象部位及び評価断面	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。  温度分布解析モデルと熱的境界条件
評価部位の選定理由： ・管板リガメント部とその周辺の構造物の温度応答の違いにより、事故時に厳しい熱応力を生じる。 評価断面選定理由： 選定理由	設定根拠： A：(管板孔内表面) 熱伝達率は Dittus-Boelter の式による。温度は熱過渡条件書による。 B：(管板上面及び水室側面) 熱伝達率は Dittus-Boelter の式による。流速は、水室の平均流速とする。温度は熱過渡条件書による。 C：(管板及び上部平板下面) 熱伝達率は、自然対流熱伝達率として $4 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ とする。なお、Na 液面からの放射熱伝達は、伝熱管が錯綜しているため、考慮しないものとする。温度については、カバーガスに接触している部位の温度から表面積の重みを考慮して設定する。 D：(セーフエンド部) 輻射率 $\epsilon=0.8$ として、NASTRAN の計算機能により放射熱伝達を考慮。 E：(外表面) 保温材を考慮した等価伝達率として、$0.5 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ 一定とする。温度は、雰囲気最高温度 55°C 一定とする。 F：(上部平板端部) 軸対称モデル範囲外の上部平板部の熱容量を別途モデル化し、これを Na 入口ノズル部、給水入口管板部、カバーガス部及び外気部を個々に熱的に結び付けることにより、上部平板の平均温度を一点近似で求める。この一点近似で求めた上部平板の温度変化を計算モデルの端部に強制的に与える。 熱的境界条件設定根拠

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

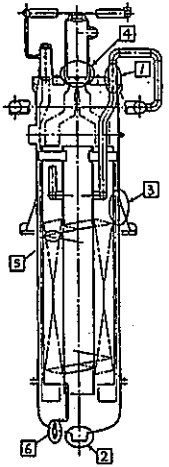
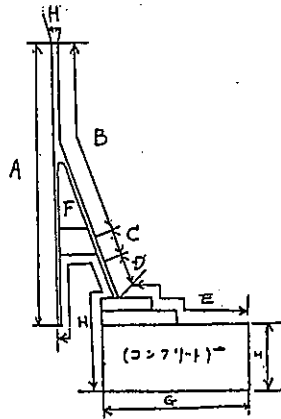
機器名称：蒸発器	温度分布解析モデルと熱的境界条件
評価部位：スカート 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。 
評価部位の選定理由： - 定格運転時、胴板部とスカート部の温度差により、常時、有意な熱応力を生じる。加えて、事故時に厳しいホットショックを受け、その温度差が大きくなる。 - 地震時に本体及び内部構造物を支持する。 評価断面選定理由：	設定根拠： A：(胴内側(熱遮へい板内表面)) 熱伝達率は、強制対流熱伝達式($Nu = 2/3Nu_s + 0.019Pe^{0.8}$, $Nu_s=12$)の定数項より、$\alpha=1000\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$とする。温度は熱過渡条件書による(別途調査)。 B：(外表面の保温境界) 熱伝達率は、保温材を考慮した等価熱伝達率として、$0.5\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$とする。温度は、$45^\circ\text{C}$(スカート部近傍の最高雰囲気温度)一定とする。 C：(外表面の露出部) 熱伝達率は$5\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする(PNC SJ222 80-15「構造物支持部断熱構造開発試験」による)。温度は、45°C(スカート部近傍の最高雰囲気温度)一定とする。 D：(補強リム部) 熱伝達率は$9.3\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする(PNC SJ222 80-15「構造物支持部断熱構造開発試験」による)。なお、値はフィンを考慮したものである。温度は、45°C(スカート部近傍の最高雰囲気温度)一定とする。 E：(ベースプレート及びソールプレート外表面) 熱伝達率は$5\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする(PNC SJ222 80-15「構造物支持部断熱構造開発試験」による)。温度は、45°C(スカート部近傍の最高雰囲気温度)一定とする。 F：(エアポケット部) 放射率$\varepsilon=0.8$として、NASTRANの計算機能により放射熱伝達を考慮。 G：(コンクリート下面) コンクリートの一部を考慮した等価熱伝達率として、$1.0\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$一定とする。温度は、最高雰囲気温度の$55^\circ\text{C}$一定とする。 H：断熱

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果（ / ）

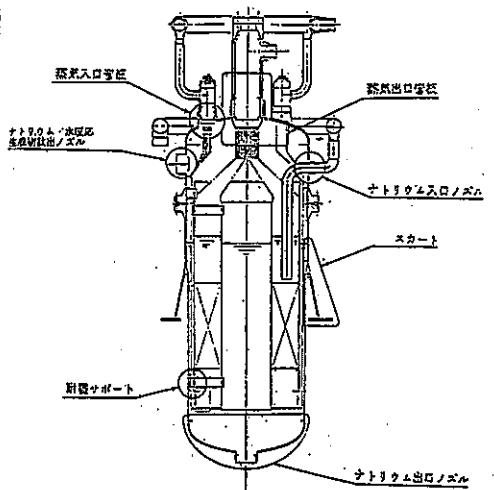
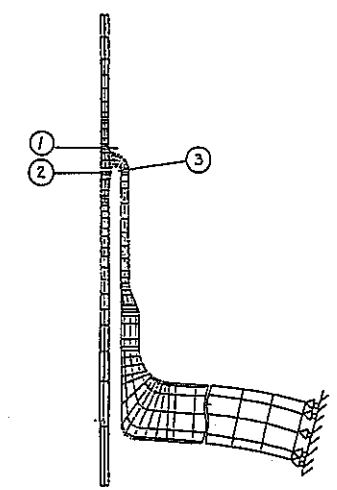
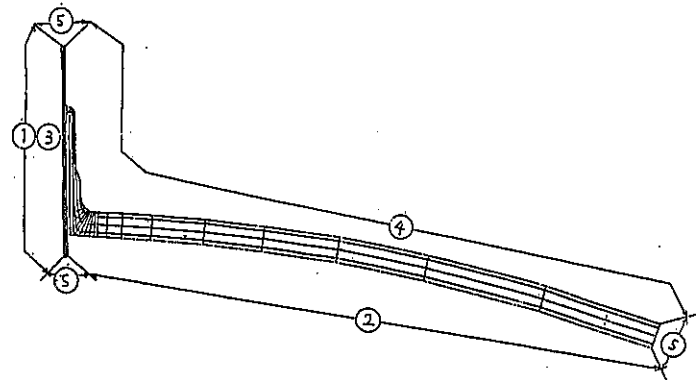
機器名称：過熱器 評価部位：ナトリウム入口ノズル 評価断面：下図参照  	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価部位の選定理由： 以下に該当するとして選定。 ・冷却材バウンダリ代表部位 ・構造不連続部位 ・熱荷重により著しい応力が発生する部位 評価断面選定理由： ①：ノズル先端の構造不連続部であり、配管反力による応力が大きい。 ②：Na分配管側温度とノズルエンド部温度との差により、ノズル分配管短管側で最大の熱応力を示す。 ③：Na分配管とノズルエンド部との温度差によりノズルエンド側で最大の熱応力を示す。	設定根拠： ①：（ノズル内面のNa境界）熱伝達率は Seban-Shimazaki の式($Nu = 5.0 + 0.025Pe^{0.8}$)による。温度は熱過渡時の温度を適用。 ②：（Ar ガス境界）熱伝達率は Ar ガスの自然対流熱伝達を考慮し、$4.0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ とする。 $h = 0.59((L^3 \rho^2 g \beta / \mu^3) Pr)^{0.25} \cdot \lambda / L \cdot \Delta T^{0.25}$ ③：（分配管短管とNa入口ノズル間）輻射熱伝達を考慮(輻射率 $\epsilon = 0.4$)する。$\epsilon = 0.4$ は伝熱工学資料のステンレス鋼のデータより設定。 ④：（保温材境界）熱伝達率($0.3 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)は以下により設定。 保温材外面の熱伝達率($10 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)を考慮し、熱通過率が等しくなるよう等価な熱伝達率として設定。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

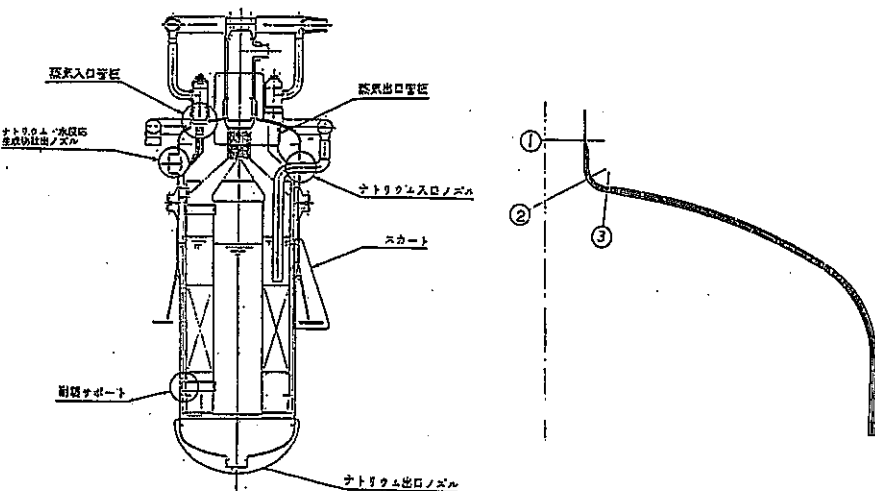
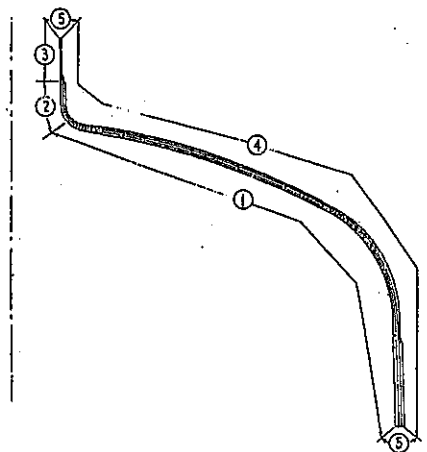
機器名称：過熱器	
評価部位：ナトリウム出口ノズル 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価部位の選定理由： 以下に該当するとして選定。 ・冷却材バウンダリ代表部位 ・構造不連続部位 ・熱荷重により著しい応力が発生する部位 評価断面選定理由： ①：ノズル先端の構造不連続部であり、機械的荷重による応力が大きい。 ②：ノズルコーナの構造不連続部であり、機械的荷重による応力が大きい。 ③：ノズルコーナ部と下部鍍板部の境界部であり、ナトリウムの温度変化により、部材間及び板厚間に温度差が発生し、熱応力が大きくなる。	設定根拠： ①：(下部鍍板部のNa境界) 熱伝達率は、Naの熱伝達率(Seban-Shimazaki の式より求める)とライナ、スタグナントNaの熱伝導を考慮した熱通過率と等価な値を設定。 ②：(ノズルコーナ部のNa境界) 熱伝達率は、①と同様に設定。 ③：(ノズル内面のNa境界) 熱伝達率は、Shiban-Shimazaki の式より算出。 ④：(保温材境界) 熱伝達率の $0.3 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ は、過熱器入口ノズルと同様の考え方で設定。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

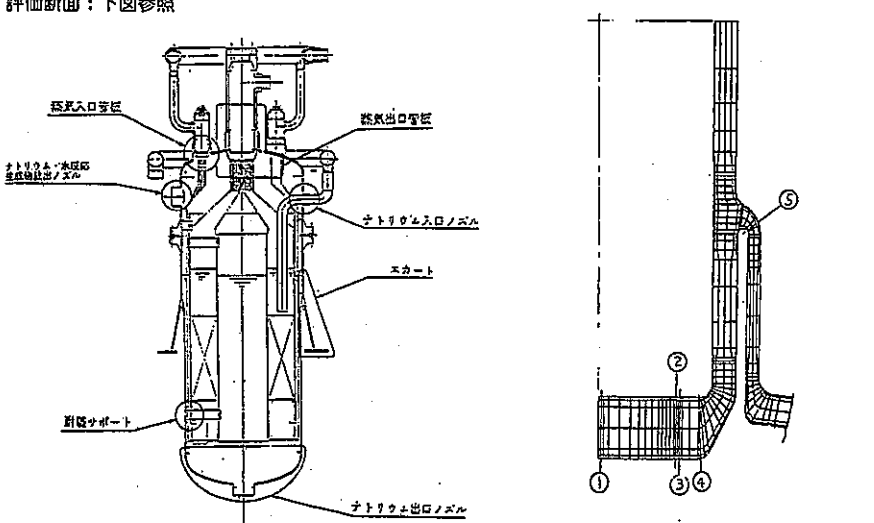
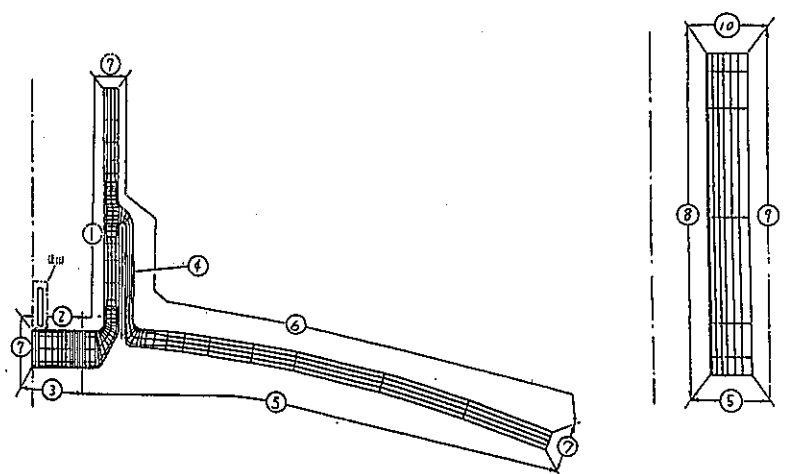
機器名称：過熱器	温度分布解析モデル及び熱的境界条件：
評価部位：蒸気入口管板 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価部位の選定理由： 以下に該当するとして選定。 ・冷却材バウンダリ代表部位 ・構造不連続部位 ・熱荷重により著しい応力が発生する部位 評価断面選定理由： ①：管板の中心であり、内圧により大きい応力が発生し、また蒸気の温度変化により部材間に温度差が発生し熱応力が大きく、穴まわりの応力集中が大きい。 ②：リム-リガメント境界のリガメント側境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなり、かつ応力集中が大きい。 ③：リム-リガメント境界のリガメント側境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなり、かつ応力集中が大きい。 ④：管板と管板胴板との境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなる。 ⑤：管板胴板とノズル部の境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し、熱応力が大きく、配管反力も有意である。	設定根拠： ①：(蒸気室胴板の蒸気境界) 熱伝達率は以下による。 蒸気の管内乱流熱伝達式である Dittus-Boelter の式 ($Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$) を用いる。 ②：(管板上面の蒸気境界) 熱伝達率は以下による。 Dittus-Boelter の式で求まる熱伝達率に、解析モデルと実際のリガメント表面積の比を乗じる。 ③：(管板下面の Ar ガス境界) 熱伝達率は自然対流熱伝達率 ($4.0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) を②と同様に補正する。 ④：(胴とセーフエンド間の輻射境界) 輻射率 $\epsilon = 0.4$ (伝熱工学資料のステンレス鋼のデータより) を用いる。 ⑤：(鏡板内面等の Ar ガス境界) 熱伝達率は自然対流熱伝達率 ($4.0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) を適用。 ⑥：(保温材境界) 熱伝達率は、保温材外表面の熱伝達率を $10 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ として、熱通過率が等価となるように設定し、$0.3 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ とする。 ⑦：断熱 ⑧：(伝熱管内面の蒸気境界) 熱伝達率は、Dittus-Boelter の式より求める。 ⑨：断熱 ⑩：(管板上面の蒸気境界) 熱伝達率は①と同じ値とする。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

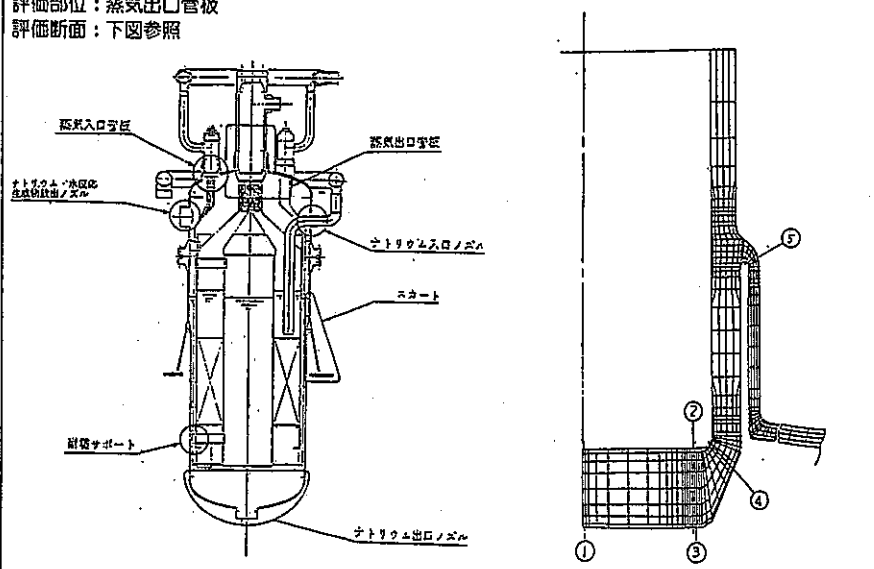
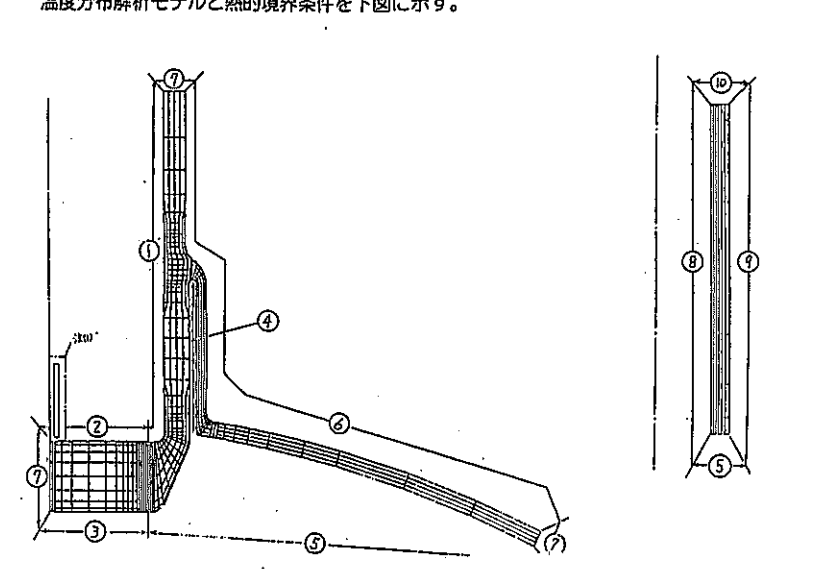
機器名称：過熱器	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。
評価部位：蒸気出口管板 評価断面：下图参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件 
評価部位の選定理由： 以下に該当するとして選定。 ・冷却材バウンダリ代表部位 ・構造不連続部位 ・熱荷重により著しい応力が発生する部位 評価断面選定理由： ①：管板の中心であり、内圧により大きい応力が発生し、また蒸気の温度変化により部材間に温度差が発生し熱応力が大きく、穴まわりの応力集中が大きい。 ②：リム-リガメント境界のリガメント側境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなり、かつ応力集中が大きい。 ③：リム-リガメント境界のリガメント側境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなり、かつ応力集中が大きい。 ④：管板と管板鋼板との境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し熱応力が大きくなる。 ⑤：管板鋼板とノズル部の境界部であり、蒸気の温度変化により部材間の温度差が発生し、熱応力が大きく、配管反力も有意である。	設定根拠： ①：(蒸気室鋼板の蒸気境界) 熱伝達率は以下による。 蒸気の管内乱流熱伝達式である Dittus-Boelter の式 ($Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$) を用いる。 ②：(管板上面の蒸気境界) 熱伝達率は以下による。 Dittus-Boelter の式で求まる熱伝達率に、解析モデルと実際のリガメント表面積の比を乗じる。 ③：(管板下面の Ar ガス境界) 熱伝達率は自然対流熱伝達率 ($4.0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) を②と同様に補正する。 ④：(胴とセーフエンド間の輻射境界) 輻射率 $\epsilon = 0.4$ (伝熱工学資料のステンレス鋼のデータより) を用いる。 ⑤：(鋼板内面等の Ar ガス境界) 熱伝達率は自然対流熱伝達率 ($4.0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) を適用。 ⑥：(保温材境界) 熱伝達率は、保温材外表面の熱伝達率を $10 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ として、熱通過率が等価となるように設定し、$0.3 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ とする。 ⑦：断熱 ⑧：(伝熱管内面の蒸気境界) 熱伝達率は、Dittus-Boelter の式より求める。 ⑨：断熱 ⑩：(管板上面の蒸気境界) 熱伝達率は①と同じ値とする。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

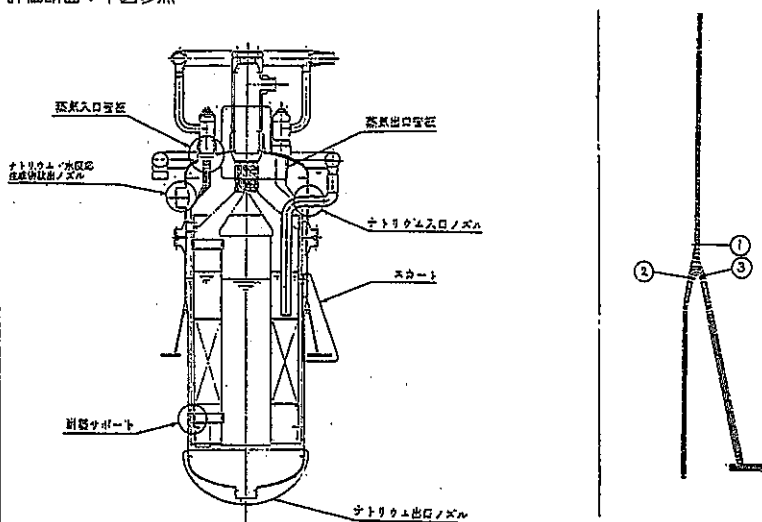
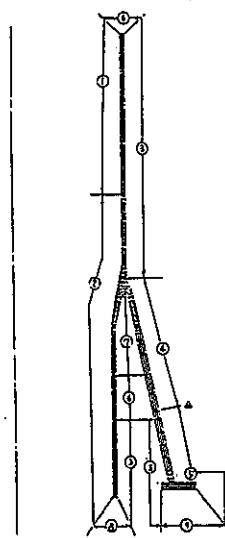
機器名称：過熱器	温度分布解析モデル及び熱的境界条件：
評価部位：支持スカート 評価断面：下図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図に示す。 
評価部位の選定理由： 以下に該当するとして選定。 ・機器支持上の代表部位 ・構造不連続部位 ・熱荷重により著しい応力が発生する部位 評価断面選定理由： ①：上部、下部胴板とスカートの温度差により、上部胴板側で最大の熱応力を示す。 ②：上部、下部胴板とスカートの温度差により、下部胴板側で最大の熱応力を示す。 ③：上部、下部胴板とスカートの温度差により、スカート側で最大の熱応力を示す。	設定根拠： ①：(胴板内面の Ar ガス境界) 熱伝達率は、Ar ガスの自然対流熱伝達率を適用 ($1\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)。 ②：(胴板内面の Na 境界) ライナへの熱伝達は Seban-Shimazaki の式(ただし、スタグナント Na であるため、$Nu=5$ とする)より求め、これと、ライナ部材及びライナ内側のスタグナント Na の熱伝導を考慮した熱通過率と等価な熱伝達率を求める。 ③：(保温境界) 保温外表面の熱伝達率 ($10\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) と保温材の熱伝導から定まる熱通過率と等価な熱伝達率を設定(保温材厚 175mm の場合、$0.3\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)。 ④：(保温境界) 保温外表面の熱伝達率 ($10\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) と保温材の熱伝導から定まる熱通過率と等価な熱伝達率を設定(保温材厚 125mm の場合、$0.4\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)。 ⑤：(雰囲気境界；保温なし) $10\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ ⑥：(保温材境界) 保温材の熱伝導を考慮し、熱伝達率には $h=\lambda/L$ で補正。 ⑦：(輻射境界) 輻射率 $\epsilon=0.4$ とする。 ⑧：断熱 切断面であり、連続条件を考慮。 ⑨：断熱 スカートフランジ下面温度の制限上、安全側に設定。

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

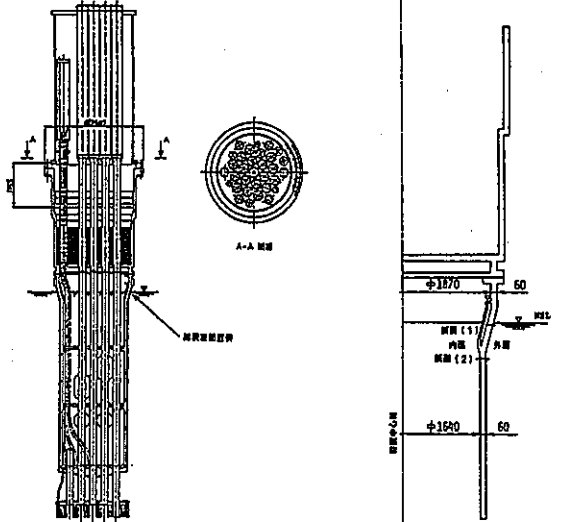
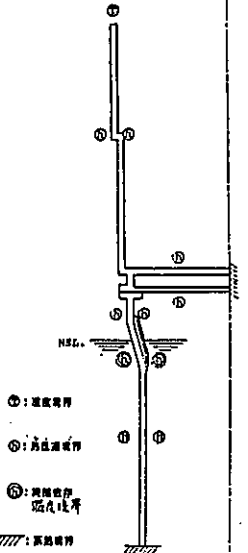
機器名称：炉心上部機構 評価部位：継胴液面近傍 評価断面：		温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件： (右図参照) ・胴部上端：規定温度境界 ・中心軸：断熱境界 ・上記以外：熱伝達境界 ・液面近傍：温度と熱伝達率を温度依存にして、液面変動をモデル化する。 ・γ発熱：各事象毎に考慮 
評価部位の選定理由：	・ナトリウム接液部とアルゴンガス部の温度分布の不連続により熱応力が発生する。	設定根拠： 温度条件 継胴外側：原子炉容器内部熱過渡条件を使用 継胴内側：原子炉容器内部熱過渡解析結果から条件設定 熱伝達係数 プレナム内冷却材 通常起動：強制対流（平行平板） 通常停止：強制対流（平行平板） 手動トリップ：自然対流（垂直円筒） 制御棒誘引抜き（初期 175sec）：強制対流（平行平板） （175sec 以降）：自然対流（垂直円筒） 継胴内冷却材 自然対流（垂直円筒） 平行平板（強制対流）の式 $Nu = 2/3Nus + 0.019Pe^{0.8}$, $Nus = 6$ (d, v は、流動解析結果を参照して設定) 垂直円筒（自然対流）の式 $Nu = 0.67(Gr \cdot Pr^{1/2} / (1 + Pr))^{1/4}$ $10^{-2} < Gr < 10^8$ $Nu = 0.16(Gr \cdot Pr^{1/2} / (1 + Pr))^{1/3}$ $Gr > 10^8$

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

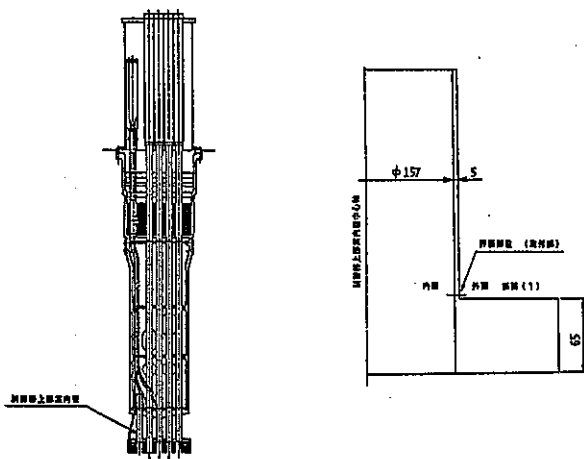
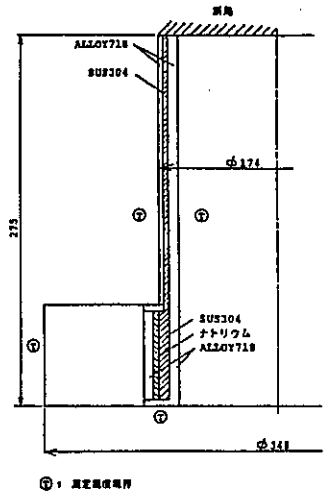
機器名称：炉心上部機構 評価部位：制御棒上部案内管 評価断面：		温度分布解析モデルと熱的境界条件	温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件： (右図参照) ・モデル上端：断熱境界 ・管板上下面：断熱境界 ・上記以外：規定温度境界 
選定理由	評価部位の選定理由： ・燃料集合体を流れる冷却材と、制御棒集合体を流れる冷却材との温度差、及び管板との取付部の拘束による熱応力の発生	熱的境界条件設定根拠	設定根拠：

表 「もんじゅ」における熱的境界条件調査結果 (/)

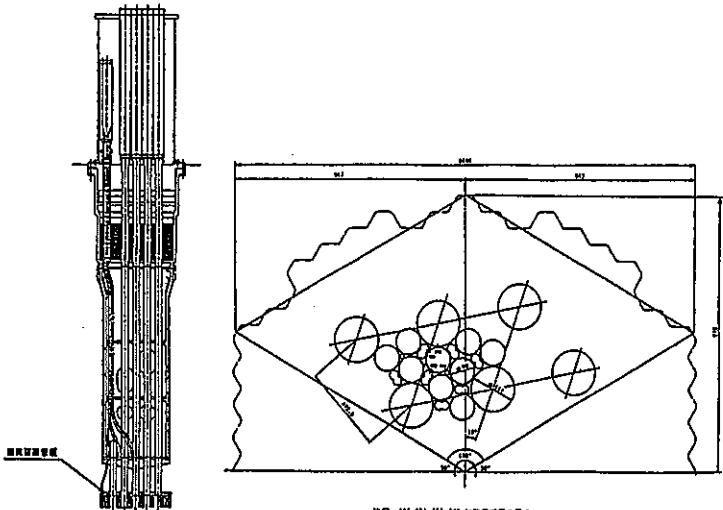
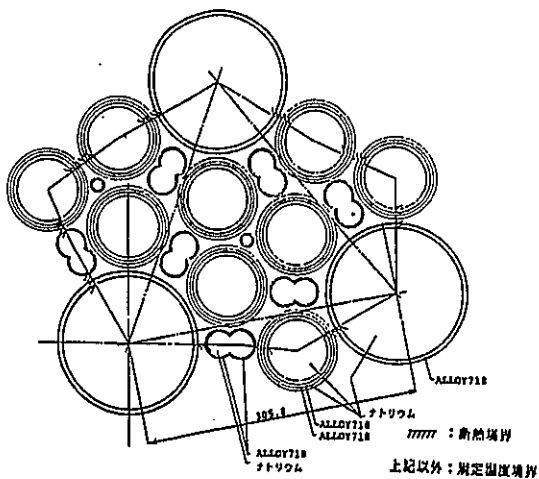
機器名称：炉心上部機構 評価部位：整流装置管板 評価断面：	 図1 (1), (2), (3), (4) は評価断面を示す。	温度分布解析モデル化： ・平面要素 境界条件： (右図参照) ・ホール部：規定温度境界 ・上記以外：断熱境界 
評価対象部位及び評価断面	評価部位の選定理由： ・燃料集合体を流れる冷却材と、制御棒集合体を流れる冷却材との温度差による熱応力の発生	温度分布解析モデルと熱的境界条件 設定根拠： 整流装置部の条件設定箇所の選定は、まず応力解析を行うべき整流装置管板の代表断面を選定した上で、これに対応する部分を選定している。 定格時温度条件は、7本集合体サーマルストライピング水流動試験結果を基に設定されている。水試験をもとに予想される整流装置管板の整流筒、フローホール、CRD案内管への各集合体出口からの冷却材流れが想定され、この冷却材流れによる混合を基本に水流動試験で得られた整流装置管板の各部表面における無次元温度より温度条件が算出されている。 通常起動時の温度は、炉心部で発生する各集合体の発熱は部分負荷等においても同じ割合と仮定して設定されている。 熱的境界条件設定根拠

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果（ / ）

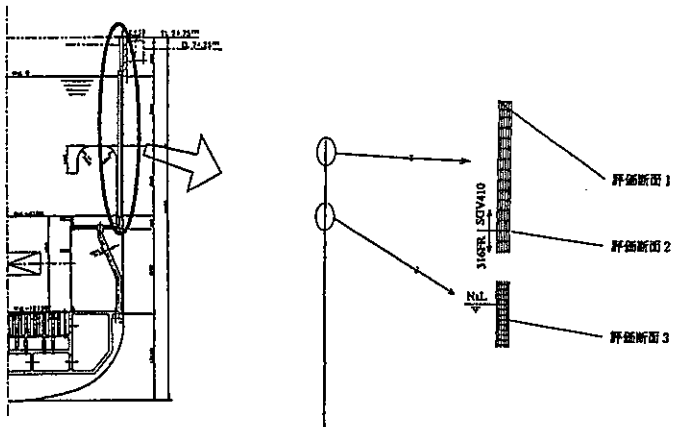
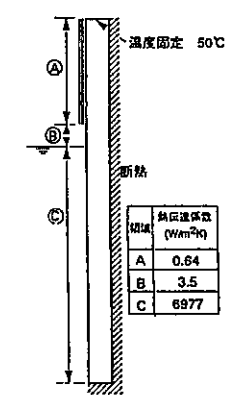
機器名称：原子炉容器	温度分布解析モデルと熱的境界条件								
評価部位：原子炉容器本体胴 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 ・ナトリウム・カバーガス等の流体は、形状モデル化しない。 ・原子炉容器上部内面カバーガス領域に設置される熱遮蔽板は、形状モデル化しない。 境界条件： ・原子炉容器内面のナトリウム接液部に内部熱過渡条件書より与えられる構造部材に近接する部位の温度を、各時点毎に与える。 ・原子炉容器のカバーガス部分は、ガスの熱伝導、熱伝達、輻射の効果を考慮し、カバーガス温度及び熱伝達を与えるものとする。 ・カバーガス領域に設置される熱遮蔽板は、断熱性を考慮した熱伝達として容器内面に与える。 ・原子炉容器外面は断熱条件とする。  <table border="1" data-bbox="1859 501 1971 627"> <thead> <tr> <th>材質</th> <th>熱伝導係数 (W/m²K)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>0.64</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>3.5</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>6877</td> </tr> </tbody> </table>	材質	熱伝導係数 (W/m ² K)	A	0.64	B	3.5	C	6877
材質	熱伝導係数 (W/m ² K)								
A	0.64								
B	3.5								
C	6877								
評価部位の選定理由： ・ナトリウム接液面とガス冷却されたルーフデッキ付け根の間で軸方向温度勾配による熱応力がルーフデッキ付け根部及び液面近傍部に生じる。 ・ルーフデッキより下方位置に炭素鋼とステンレスの異材継手がある。 ・手動トリップ等の過渡事象時に上部プレナム内に温度成層化現象が生じ、軸方向温度勾配による熱応力が発生する。	設定根拠：								

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

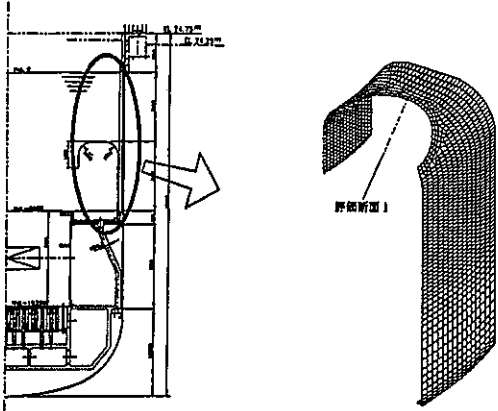
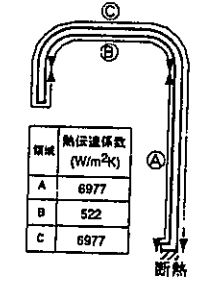
機器名称：原子炉容器									
評価部位：リングプレート 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・3次元シェル ・1/20セクターモデル ・ナトリウムは、形状モデル化しない。 ・リングプレート上下面に設置される熱遮蔽板は、形状モデル化しない。 境界条件： ・リングプレート各部に内部熱過渡条件書より与えられる近接する部位の温度を、各時点毎に与える。 ・リングプレートに設置される熱遮蔽板は、断熱性を考慮した熱伝達として取扱う。 ・モデル下端及び周方向の境界面は断熱とする。  <table border="1" data-bbox="1769 595 1904 721"> <thead> <tr> <th>領域</th> <th>熱伝達係数 (W/m²K)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>6977</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>522</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>6977</td> </tr> </tbody> </table>	領域	熱伝達係数 (W/m ² K)	A	6977	B	522	C	6977
領域	熱伝達係数 (W/m ² K)								
A	6977								
B	522								
C	6977								
評価部位の選定理由： ・手動トリップ時にストラがリングプレート近傍で停滞して軸方向に大きな温度勾配を生じることにより熱応力が生じる。	設定根拠：								

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

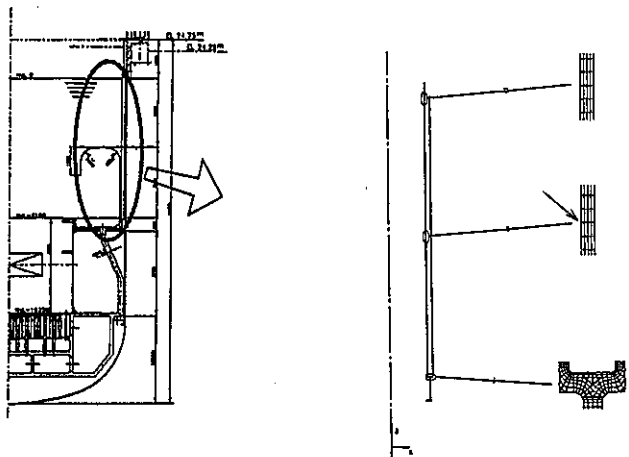
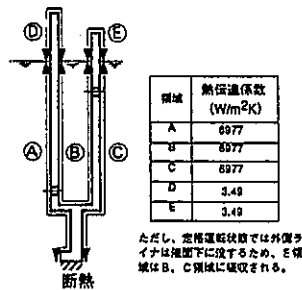
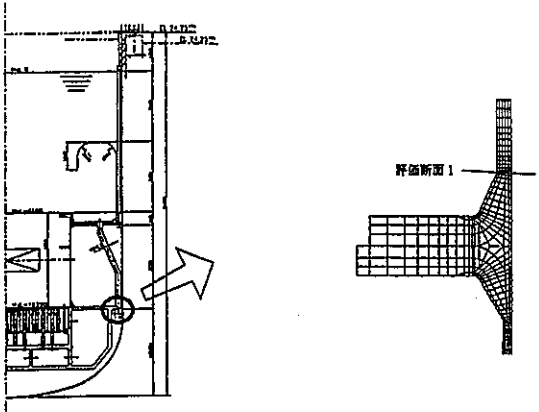
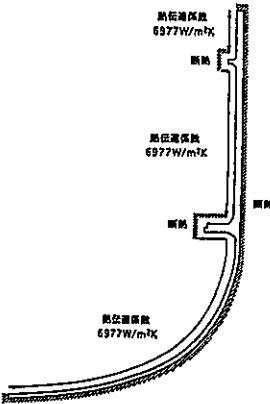
機器名称：原子炉容器														
評価対象部位及び評価断面	評価部位：炉壁冷却ライナ 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件 温度分布解析モデル化： ・軸対称 ・カバーガス、ナトリウムなどの流体は、形状モデル化しない。 ・リングプレート上下面に設置される熱遮蔽板は、形状モデル化しない。 境界条件： ・原子炉容器内面の各部に内部熱過渡条件書より与えられる構造部材近接する部位の温度を、各時点毎に与える。 ・カバーガス部温度はナトリウム液面温度により設定する。 ・モデル下端は断熱とする。  <table><thead><tr><th>領域</th><th>熱伝導係数 (W/m²K)</th></tr></thead><tbody><tr><td>A</td><td>6977</td></tr><tr><td>B</td><td>6977</td></tr><tr><td>C</td><td>6977</td></tr><tr><td>D</td><td>3.49</td></tr><tr><td>E</td><td>3.49</td></tr></tbody></table> ただし、定格運転状態では外保温ライナは断熱下に設けるため、E領域はB、C領域に設定される。	領域	熱伝導係数 (W/m ² K)	A	6977	B	6977	C	6977	D	3.49	E	3.49
領域	熱伝導係数 (W/m ² K)													
A	6977													
B	6977													
C	6977													
D	3.49													
E	3.49													
選定理由	評価部位の選定理由： ・定格運転時に板厚方向温度差がついており、手動トリップ時にはストラにより軸方向温度勾配が生じるため、熱応力が発生する。	設定根拠： 熱的境界条件設定根拠												

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果（ / ）

機器名称：原子炉容器 評価部位：原子炉容器中間胴部 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件： ・原子炉容器内面のナトリウム接液部に内部熱過渡条件書より与えられる構造部材に近接する部位の温度を各時点毎に与える。中間プレナム及び下部プレナムは1点で代表温度とする。 ・原子炉容器外面は断熱条件とする。 
評価部位の選定理由： ・プレナム部の境界となるため、軸方向温度勾配などによる熱応力の発生が予測される。	設定根拠：

温度分布解析モデルと熱的境界条件

熱的境界条件設定根拠

評価対象部位及び評価断面

選定理由

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

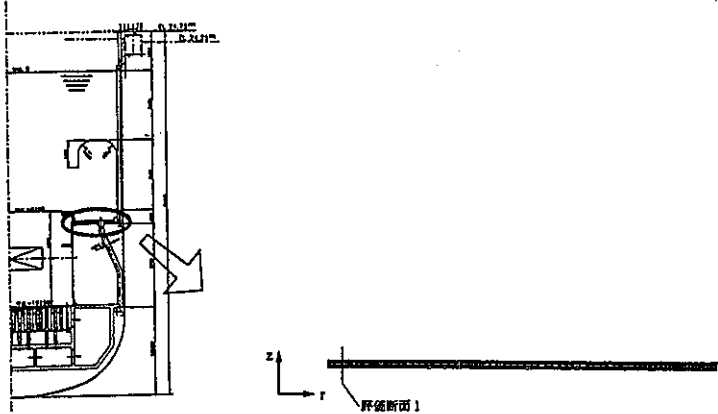
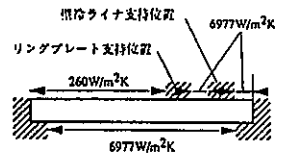
機器名称：原子炉容器 評価部位：仕切板 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件 温度分布解析モデル化： ・軸対称 ・ナトリウムは形状モデル化しない。 ・仕切板上面に設置される熱遮蔽板は、形状モデル化しない。 境界条件： ・仕切板上下面に内部熱過渡条件書より与えられる温度を各時点毎に与える。中間プレナムは1点で代表温度とする。 ・仕切板に設置される熱遮蔽板は、断熱性を考慮した熱伝達として取扱う。 
評価理由 評価部位の選定理由： ・仕切板は、上部プレナムと中間プレナムの境界となっているため、板厚方向の温度差により熱応力が発生する。	熱的境界条件設定根拠 設定根拠：

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：中間熱交換器 評価部位：上部管板 評価断面：下図参照		温度分布解析モデルと熱的境界条件	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。 T_1 : IHX1 次入口温度 T_2 : 2次出口温度 h_1 : $3500 \sim 10000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$: 流速依存 h_2 : $600 \sim 2500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$: 流速依存 h_3 : $1300 \sim 4000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$: 流速依存 h_4 : $600 \sim 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$: 流速依存 h_5 : $3000 \sim 17000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$: 流速依存 T_1 : 1 次入口温度 T_2 : 2 次出口温度 $h_1 \sim h_5$: 熱伝達率
選定理由	評価部位の選定理由： リガメント部とリム部の熱容量差による過渡時の温度追従性の違い及び剛性の違いにより、リム-リガメント境界部や管板付け根部等に熱応力が発生する。また、管板は格納バウンダリを構成する。	熱的境界条件設定根拠	設定根拠： h_1、h_2、h_3 : 液体金属の円管、二重管の強制対流熱伝達式 伝熱工学の進展 液体金属の熱伝達 h_4 : 本体胴内側にあるシュラウド及びシュラウド-本体胴間のナトリウムを考慮した等価熱伝達率を設定。熱伝達率は、液体金属の円管、二重管の強制対流熱伝達式 伝熱工学の進展 液体金属の熱伝達 h_5 : 液体金属の円管、二重管の強制対流熱伝達式 伝熱工学の進展 液体金属の熱伝達

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

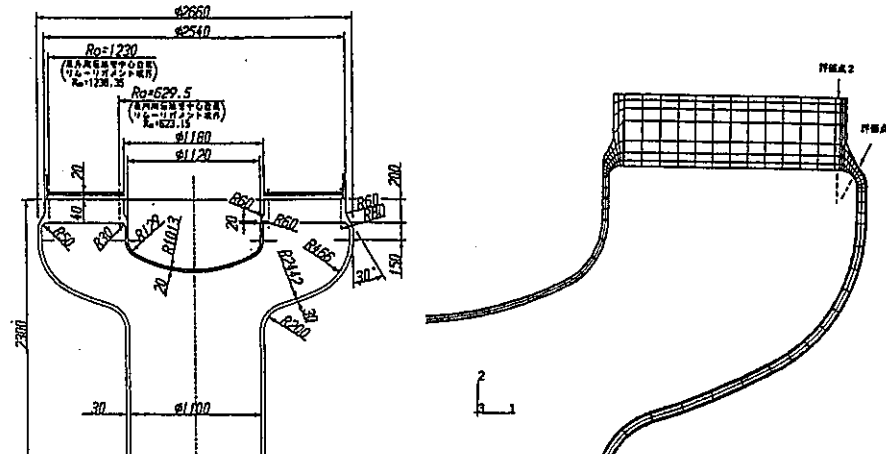
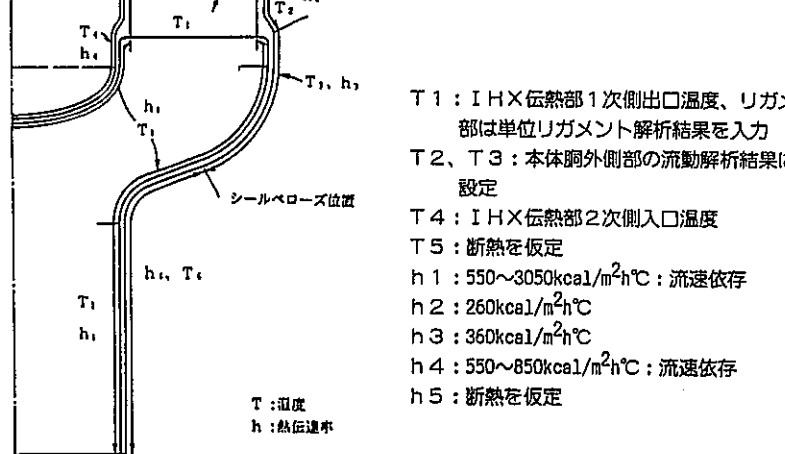
機器名称：中間熱交換器 評価部位：下部管板 評価断面：下図参照  評価対象部位及び評価断面	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。  温度分布解析モデルと熱的境界条件 T 1 : I H X 伝熱部 1 次側出口温度、リガメント部は単位リガメント解析結果を入力 T 2、T 3 : 本体胴外側部の流動解析結果により設定 T 4 : I H X 伝熱部 2 次側入口温度 T 5 : 断熱を仮定 h 1 : 550~3050kcal/m²h℃ : 流速依存 h 2 : 260kcal/m²h℃ h 3 : 360kcal/m²h℃ h 4 : 550~850kcal/m²h℃ : 流速依存 h 5 : 断熱を仮定 T : 温度 h : 熱伝達率
評価部位の選定理由： リガメント部とリム部の熱容量差による過渡時の温度追従性の違い及び剛性の違いにより、リム-リガメント境界部や管板付け根部等に熱応力が発生する。また、管板は格納バウンダリを構成する。 選定理由	設定根拠： T 1 : I H X 伝熱部 1 次側出口温度。リガメント部は単位リガメント解析を実施しその結果を入力。 T 2、T 3 : 管板の外側にある本体胴と本体胴一下部管板管のスタグナントナトリウムを考慮した温度。本体胴外側部の流動はシールベローズからのリーク流を考慮。リーク流ナトリウムについては別途流動解析を実施。 T 4 : I H X 伝熱部 2 次側入口温度 T 5 : シールベローズの内側スタグナント部であり、T 1 とほぼ同一の温度変動となると想定されるが、保守側に板厚方向温度勾配をつける方向とし、断熱を仮定。 h 1 : 液体金属の円管、二重管の強制対流熱伝達式 伝熱工学の進展 液体金属の熱伝達 h 2 : 管板の外側にある本体胴と本体胴一下部管板管のスタグナントナトリウムを考慮した等価熱伝達率。本体胴外側部の流動はシールベローズからのリーク流を考慮。リーク流ナトリウムについては別途流動解析を実施。 h 3 : 管板の外側にある本体胴と本体胴一下部管板管のスタグナントナトリウムを考慮した等価熱伝達率。本体胴外側部の流動はシールベローズからのリーク流を考慮。リーク流ナトリウムについては別途流動解析を実施。 h 4 : フローガイドに覆われた部分であるが、保守側に主流の 1 % 程度（フローガイドからのリークフロー程度）の流れを仮定。ノーズコーンの 1 / 2 の流路を仮定し液体金属の円管の式(Seban-shimazaki)を使用。 h 5 : シールベローズの内側スタグナント部であり、T 1 とほぼ同一の温度変動となると想定されるが、保守側に板厚方向温度勾配をつける方向とし、断熱を仮定。 熱的境界条件設定根拠

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：蒸気発生器

評価対象部位及び評価断面

選定理由

評価部位：蒸気出口管板
評価断面：下図参照

温度分布解析モデルと熱的境界条件

熱的境界条件設定根拠

温度分布解析モデルと熱的境界条件：
温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。

		境界 1	境界 2
事 象	時 間 (sec)	伝熱管内熱伝達率 (kcal/m ² °C)	水室内熱伝達率 (kcal/m ² °C)
手動 トリップ	0～70	6000	860
	70～660	2300	350
	660～1020	6000	860
	1020～	6000	860
外部電源喪失	0～4	6000	860
	4～6	5100	750
	6～10	4000	600
	10～12	3500	500
	12～16	3000	420
	16～20	1500	200
	20～125	1000	150
	125～940	500	100
	0～4	6000	860
	4～8	2500	380
給水配管破損	8～16	900	150
	16～	900	150

設定根拠：

熱的境界	考え方	算出方法
境界 1	伝熱管孔部の熱伝達境界であり、内部熱伝達率 h_i による熱伝達率を使用。管内熱伝達率は内部蒸気の流量、状態により変化するため各時点毎に設定。	管内熱気に対しDittus-Boelterの式を使用する。
境界 2	水室内面の熱伝達境界であり、内部蒸気の流量、状態により各時点毎に設定。	水室内蒸気に対しDittus-Boelterの式を使用する。
境界 3	外部保熱材に対する熱伝達境界。	
境界 4	h _h -h _s との自然対流熱伝達境界。	
境界 5	環状空間内の自然対流及びベント部の輻射による熱伝達境界。	垂直同心円状間隙部の自然対流熱伝達率算出式
境界 6	h _h -h _s との自然対流熱伝達境界。	

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：蒸気発生器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。																																																							
評価対象部位及び評価断面	評価部位：給水入口管板 評価断面：下図参照	温度分布解析モデルと熱的境界条件																																																							
選定理由	評価部位の選定理由： リガメント部とリム部の熱容量差による過渡時の温度追従性の違い及び剛性の違いにより、リム-リガメント境界部や水室と管板の接続部等に熱応力が発生する。また、給水管板はNa中管板であるため、管板の内外温度差による板厚方向の温度差による応力も発生する。	熱的境界条件設定根拠	設定根拠： <table border="1"><thead><tr><th>熱的境界</th><th>考え方</th><th>算出方法</th></tr></thead><tbody><tr><td>境界 1</td><td>伝熱管孔部の熱伝達境界であり、内部熱伝達率h_iによる熱伝達率を使用。管内熱伝達率は内部給水流量、状態により変化するため各時点毎に設定。</td><td>管内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。</td></tr><tr><td>境界 2</td><td>水室内面の熱伝達境界であり、内部給水流量、状態により各時点毎に設定。</td><td>水室内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。</td></tr><tr><td>境界 3</td><td>外部保温材に対する熱伝達率境界。</td><td></td></tr><tr><td>境界 4</td><td>ナトリウムとの熱伝達境界。</td><td></td></tr></tbody></table>	熱的境界	考え方	算出方法	境界 1	伝熱管孔部の熱伝達境界であり、内部熱伝達率 h_i による熱伝達率を使用。管内熱伝達率は内部給水流量、状態により変化するため各時点毎に設定。	管内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。	境界 2	水室内面の熱伝達境界であり、内部給水流量、状態により各時点毎に設定。	水室内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。	境界 3	外部保温材に対する熱伝達率境界。		境界 4	ナトリウムとの熱伝達境界。																																								
	熱的境界			考え方	算出方法																																																				
境界 1	伝熱管孔部の熱伝達境界であり、内部熱伝達率 h_i による熱伝達率を使用。管内熱伝達率は内部給水流量、状態により変化するため各時点毎に設定。	管内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。																																																							
境界 2	水室内面の熱伝達境界であり、内部給水流量、状態により各時点毎に設定。	水室内給水に対しDittus-Boelterの式を使用する。																																																							
境界 3	外部保温材に対する熱伝達率境界。																																																								
境界 4	ナトリウムとの熱伝達境界。																																																								
		<table border="1"><thead><tr><th colspan="2"></th><th>境界 1</th><th>境界 2</th></tr><tr><th>事 象</th><th>時 間 (sec)</th><th>伝熱管内熱伝達率 (kcal/m²h°C)</th><th>水室内熱伝達率 (kcal/m²h°C)</th></tr></thead><tbody><tr><td rowspan="4">手動トリップ</td><td>0～70</td><td>15000</td><td>2200</td></tr><tr><td>70～660</td><td>5000</td><td>700</td></tr><tr><td>660～1020</td><td>3300</td><td>750</td></tr><tr><td>1020～</td><td>5800</td><td>850</td></tr><tr><td rowspan="2">入口給水弁誤開</td><td>0～16</td><td>17000</td><td>2500</td></tr><tr><td>16～</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td rowspan="5">主蒸気管破損</td><td>0～2</td><td>24000</td><td>3300</td></tr><tr><td>2～10</td><td>22000</td><td>3300</td></tr><tr><td>10～24</td><td>11000</td><td>1700</td></tr><tr><td>24～76</td><td>1800</td><td>250</td></tr><tr><td>76～</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td rowspan="3">外部電源喪失</td><td>0～24</td><td>15000</td><td>2200</td></tr><tr><td>24～170</td><td>2300</td><td>400</td></tr><tr><td>170～</td><td>0</td><td>0</td></tr></tbody></table>				境界 1	境界 2	事 象	時 間 (sec)	伝熱管内熱伝達率 (kcal/m²h°C)	水室内熱伝達率 (kcal/m²h°C)	手動トリップ	0～70	15000	2200	70～660	5000	700	660～1020	3300	750	1020～	5800	850	入口給水弁誤開	0～16	17000	2500	16～	0	0	主蒸気管破損	0～2	24000	3300	2～10	22000	3300	10～24	11000	1700	24～76	1800	250	76～	0	0	外部電源喪失	0～24	15000	2200	24～170	2300	400	170～	0	0
		境界 1	境界 2																																																						
事 象	時 間 (sec)	伝熱管内熱伝達率 (kcal/m²h°C)	水室内熱伝達率 (kcal/m²h°C)																																																						
手動トリップ	0～70	15000	2200																																																						
	70～660	5000	700																																																						
	660～1020	3300	750																																																						
	1020～	5800	850																																																						
入口給水弁誤開	0～16	17000	2500																																																						
	16～	0	0																																																						
主蒸気管破損	0～2	24000	3300																																																						
	2～10	22000	3300																																																						
	10～24	11000	1700																																																						
	24～76	1800	250																																																						
	76～	0	0																																																						
外部電源喪失	0～24	15000	2200																																																						
	24～170	2300	400																																																						
	170～	0	0																																																						

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

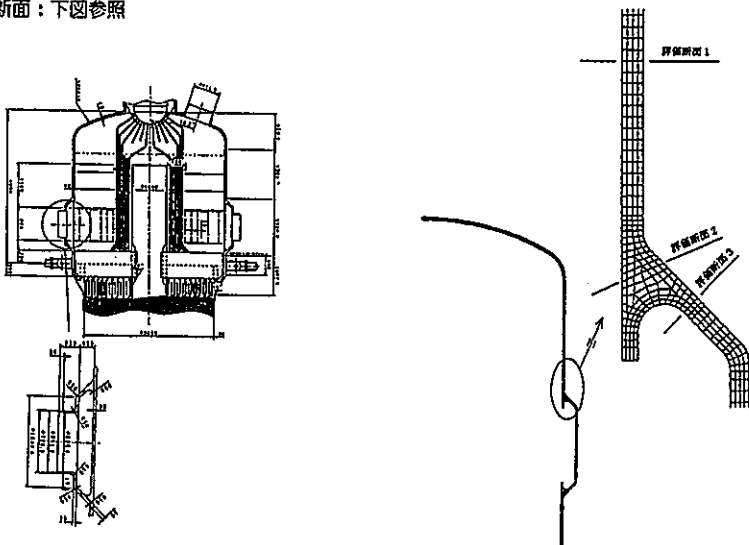
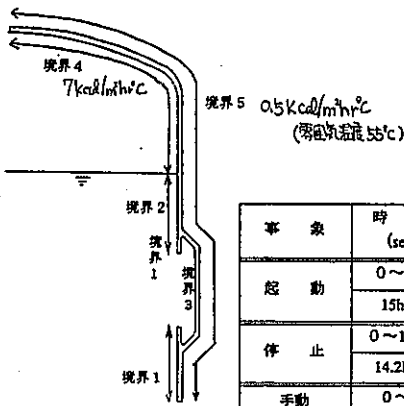
機器名称：蒸気発生器		温度分布解析モデルと熱的境界条件																		
評価対象部位及び評価断面	評価部位：液面近傍及び上部Yピース部 評価断面：下図参照	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。																		
																				
選定理由	評価部位の選定理由： 液面近傍は起動・停止及び過渡時に液面の移動があり、液面の移動に伴い流体温度が変化するために液面付近に応力が発生する。またYピース部は構造不連続部が液面に近いので過渡時に大きな応力が発生する。	設定根拠：																		
		<table><tr><th>熱的境界</th><th>考え方</th><th>算出方法</th></tr><tr><td>境界1</td><td>トリップとの熱伝達境界。</td><td>Seban-Shimazakiの式</td></tr><tr><td>境界2</td><td>トリップとの熱伝達境界。</td><td>同上</td></tr><tr><td>境界3</td><td>トリップとの熱伝達境界。</td><td>同上</td></tr><tr><td>境界4</td><td>ガスの自然対流熱伝達境界</td><td></td></tr><tr><td>境界5</td><td>外部保温材に対する熱伝達率境界。</td><td></td></tr></table>		熱的境界	考え方	算出方法	境界1	トリップとの熱伝達境界。	Seban-Shimazakiの式	境界2	トリップとの熱伝達境界。	同上	境界3	トリップとの熱伝達境界。	同上	境界4	ガスの自然対流熱伝達境界		境界5	外部保温材に対する熱伝達率境界。
熱的境界	考え方	算出方法																		
境界1	トリップとの熱伝達境界。	Seban-Shimazakiの式																		
境界2	トリップとの熱伝達境界。	同上																		
境界3	トリップとの熱伝達境界。	同上																		
境界4	ガスの自然対流熱伝達境界																			
境界5	外部保温材に対する熱伝達率境界。																			

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

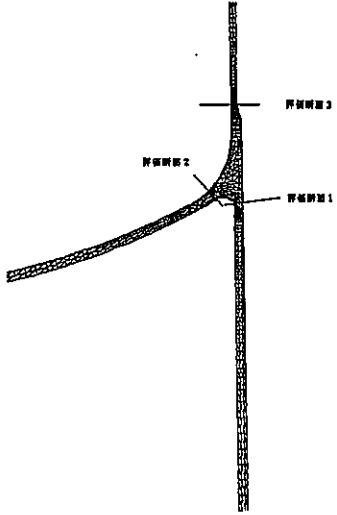
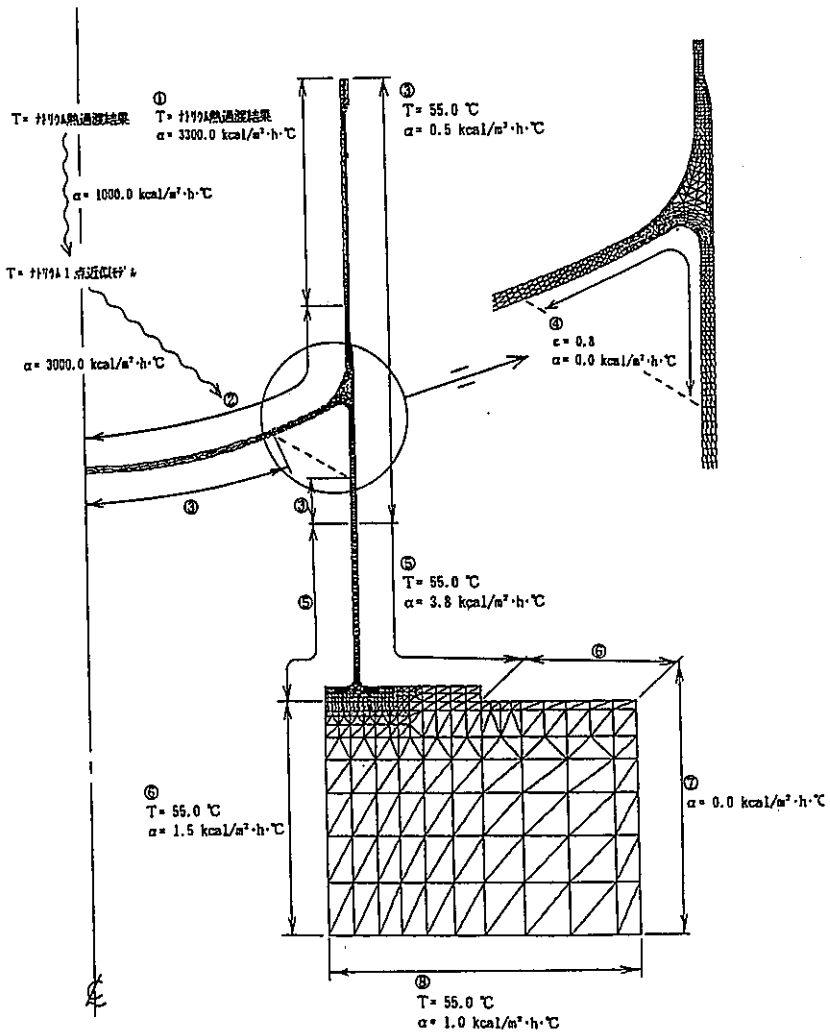
機器名称：蒸気発生器	温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下图に示す。
評価部位：スカート 評価断面：下图参照 	 ① $T = 1179.4$ 熱通過結果 $\alpha = 3300.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ $T = 1179.4$ 熱通過結果 $\alpha = 1000.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ $T = 1179.4$ 点近似値 $\alpha = 3000.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ③ $T = 55.0 ^\circ\text{C}$ $\alpha = 0.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ④ $\alpha = 0.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ⑤ $T = 55.0 ^\circ\text{C}$ $\alpha = 3.8 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ⑥ $T = 55.0 ^\circ\text{C}$ $\alpha = 1.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ⑦ $\alpha = 0.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ⑧ $T = 55.0 ^\circ\text{C}$ $\alpha = 1.0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$
評価部位の選定理由： スカートは Y ビース構造にて SG 胴胴部と取り合い、構造上厚肉構造となっているため、過渡時に大きな内外面温度差が生じ熱応力が発生する。 また、コンクリートの耐熱性の観点からスカート端部の温度を評価する必要がある。	温度分布解析モデルと熱的境界条件

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：蒸気発生器		温度分布解析モデル及び熱的境界条件： 温度分布解析モデルと熱的境界条件を下図及び下表に示す。															
評価対象部位及び評価断面	評価部位：伝熱管DNB部 評価断面：下図参照	<table><tr><th>運転状態</th><th>事象名</th><th>回数</th></tr><tr><td rowspan="2">I</td><td>通常起動</td><td>427</td></tr><tr><td>DNB振動</td><td>3.15×10^4</td></tr></table> DNB振動は定格時のみ考慮		運転状態	事象名	回数	I	通常起動	427	DNB振動	3.15×10^4						
	運転状態	事象名	回数														
I	通常起動	427															
	DNB振動	3.15×10^4															
選定理由	評価部位の選定理由： DNB (departure from nucleate boiling) 点を境に、沸騰様式の相違により水側の熱伝達率は大きく変化するが、このDNB点は、数Hzの周期で移動するため、伝熱管には熱疲労が生じる。	<table><tr><th>境界</th><th>熱伝達率 (kcal/m²h°C)</th><th>温度 (°C)</th><th>備考</th></tr><tr><td>Na側：1</td><td>15000</td><td>450</td><td>伝熱流動解析結果より</td></tr><tr><td rowspan="2">水側：2</td><td>核沸騰時</td><td rowspan="2">358</td><td rowspan="2">同上</td></tr><tr><td>膜沸騰時</td><td>16000</td></tr></table>		境界	熱伝達率 (kcal/m ² h°C)	温度 (°C)	備考	Na側：1	15000	450	伝熱流動解析結果より	水側：2	核沸騰時	358	同上	膜沸騰時	16000
	境界	熱伝達率 (kcal/m ² h°C)	温度 (°C)	備考													
Na側：1	15000	450	伝熱流動解析結果より														
水側：2	核沸騰時	358	同上														
	膜沸騰時			16000													
	管内状態モデル 遠心力により管内流が偏り伝熱管外側に液相が伝熱管内側に気相が集中DNB点が振動することにより評価断面での気相/液相の割合が変化し熱伝達率の差による応力発生	設定根拠： 熱的境界条件設定根拠															

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果（ / ）

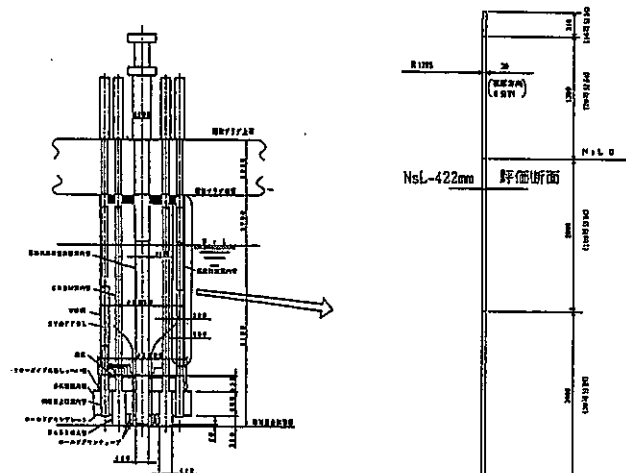
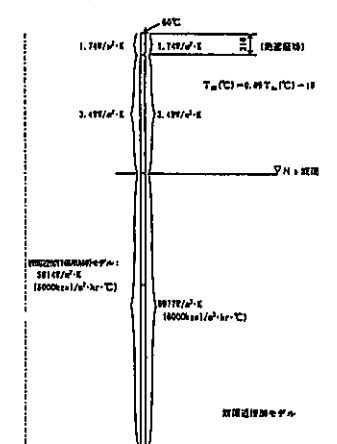
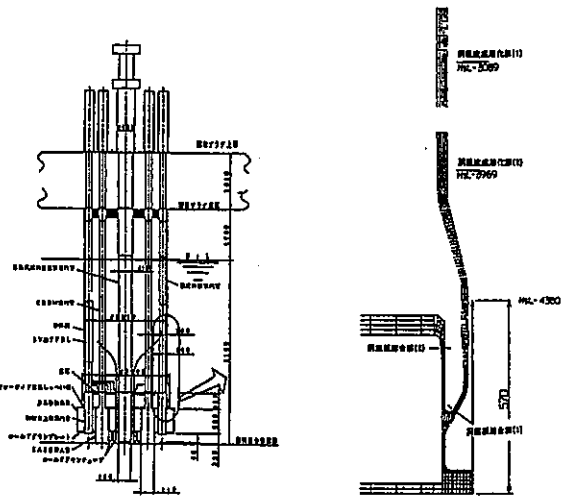
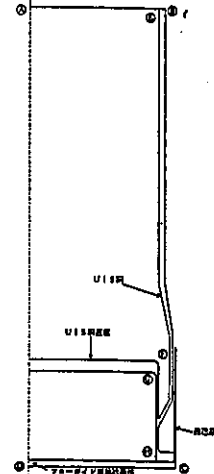
機器名称：炉心上部機構	評価部位：本体胴液面近傍部 評価断面：右図参照 	温度分布解析モデルと熱的境界条件 温度分布解析モデル化： ・軸対称 - 境界条件： ・ナトリウム接液部には、ナトリウムの熱伝達とナトリウム温度条件を与える。 ・胴部内面、外面のカバーガス部分には、熱遮蔽層、ガスの熱伝導、熱伝達、輻射の効果を考慮して、カバーガス温度と熱伝達率を与える。  <table data-bbox="1563 609 1924 719"><caption>本法開発過程経路及び本社開発熱境界条件</caption><tr><th>評価対象</th><th>部位</th><th>熱境界条件</th><th>ナトリウム熱伝達条件</th></tr><tr><td>胴部</td><td>内面</td><td>流動、停止、予備トリップ</td><td>内筒熱伝達解析結果</td></tr><tr><td>胴上</td><td>外面</td><td>流動、停止</td><td>プラント運転記録</td></tr><tr><td>胴上</td><td>胴上</td><td>予備トリップ</td><td>内筒熱伝達解析結果</td></tr></table>	評価対象	部位	熱境界条件	ナトリウム熱伝達条件	胴部	内面	流動、停止、予備トリップ	内筒熱伝達解析結果	胴上	外面	流動、停止	プラント運転記録	胴上	胴上	予備トリップ	内筒熱伝達解析結果
評価対象	部位	熱境界条件	ナトリウム熱伝達条件															
胴部	内面	流動、停止、予備トリップ	内筒熱伝達解析結果															
胴上	外面	流動、停止	プラント運転記録															
胴上	胴上	予備トリップ	内筒熱伝達解析結果															
選定理由	評価部位の選定理由： ・本体胴部の液面近傍においては、接液部とカバーガス領域間の温度差により熱応力が発生し、また、熱過渡時の液位返送により液面近傍の発生位置が移動すると予想される。	設定根拠： 熱的境界条件設定根拠																

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

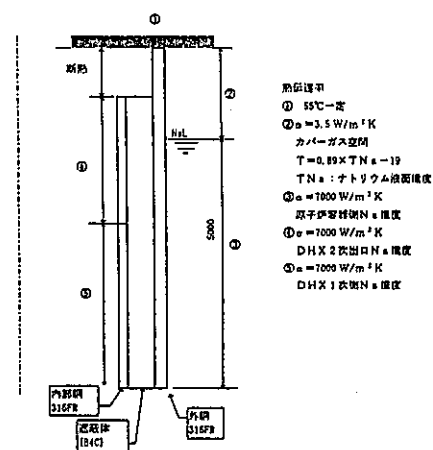
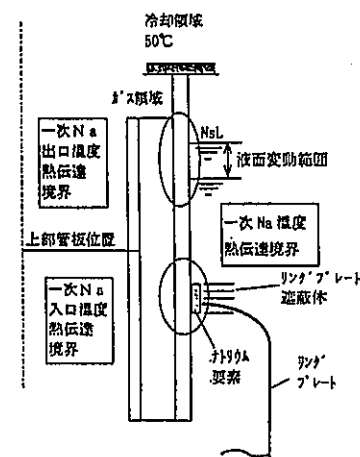
機器名称：炉心上部機構		温度分布解析モデルと熱的境界条件																																						
評価対象部位及び評価断面	評価部位：本体胴成層化領域及び底板結合部 評価断面：右図参照	温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件： ・ナトリウム接液部には、ナトリウムの熱伝達とナトリウム温度条件を与える。 ・内部の温度分布は構造部材とナトリウムの熱伝導、対流の効果を考慮して、解析する。																																						
		 <table border="1" data-bbox="1442 318 1621 522"><thead><tr><th>番号</th><th>条件</th></tr></thead><tbody><tr><td>①～③</td><td>壁熱</td></tr><tr><td>④～⑥</td><td>$\alpha=1830\text{W/m}^2\text{K}$(仮設・停止)</td></tr><tr><td>及び</td><td>$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$(運転1147・主層気管壁面)</td></tr><tr><td>⑦～⑧</td><td>及び</td></tr><tr><td>⑨～⑩</td><td>$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$</td></tr><tr><td>U15P06</td><td>2・過渡期温度におけるNaの熱伝達率(上下方向) 3・上下方向の100等の熱伝達率(単位方向)α</td></tr></tbody></table> <table border="1" data-bbox="1565 562 1924 749"><caption>本体胴成層化領域及び底板結合部温度条件</caption><thead><tr><th>評価対象</th><th>部位</th><th>熱境界条件</th><th>ナトリウム熱伝達条件</th></tr></thead><tbody><tr><td>胴成層化領域・側面壁</td><td>胴外側</td><td>断熱・停止</td><td>プラント運転断熱</td></tr><tr><td>同上</td><td>同上</td><td>予知トリップ</td><td>内筒断熱断熱断熱断熱</td></tr><tr><td>同上</td><td>同上</td><td>主層気管壁面</td><td>プラント断熱断熱断熱断熱(内筒中心出口温度)</td></tr><tr><td>同上</td><td>フローガイド</td><td>断熱・停止</td><td>プラント運転断熱</td></tr><tr><td>同上</td><td>フローガイド下層断熱断熱断熱断熱</td><td>予知トリップ、主層断熱断熱断熱断熱</td><td>プラント断熱断熱断熱断熱(内筒中心出口温度)</td></tr></tbody></table>		番号	条件	①～③	壁熱	④～⑥	$\alpha=1830\text{W/m}^2\text{K}$ (仮設・停止)	及び	$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$ (運転1147・主層気管壁面)	⑦～⑧	及び	⑨～⑩	$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$	U15P06	2・過渡期温度におけるNaの熱伝達率(上下方向) 3・上下方向の100等の熱伝達率(単位方向)α	評価対象	部位	熱境界条件	ナトリウム熱伝達条件	胴成層化領域・側面壁	胴外側	断熱・停止	プラント運転断熱	同上	同上	予知トリップ	内筒断熱断熱断熱断熱	同上	同上	主層気管壁面	プラント断熱断熱断熱断熱(内筒中心出口温度)	同上	フローガイド	断熱・停止	プラント運転断熱	同上	フローガイド下層断熱断熱断熱断熱	予知トリップ、主層断熱断熱断熱断熱
番号	条件																																							
①～③	壁熱																																							
④～⑥	$\alpha=1830\text{W/m}^2\text{K}$ (仮設・停止)																																							
及び	$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$ (運転1147・主層気管壁面)																																							
⑦～⑧	及び																																							
⑨～⑩	$\alpha=348\text{W/m}^2\text{K}$																																							
U15P06	2・過渡期温度におけるNaの熱伝達率(上下方向) 3・上下方向の100等の熱伝達率(単位方向)α																																							
評価対象	部位	熱境界条件	ナトリウム熱伝達条件																																					
胴成層化領域・側面壁	胴外側	断熱・停止	プラント運転断熱																																					
同上	同上	予知トリップ	内筒断熱断熱断熱断熱																																					
同上	同上	主層気管壁面	プラント断熱断熱断熱断熱(内筒中心出口温度)																																					
同上	フローガイド	断熱・停止	プラント運転断熱																																					
同上	フローガイド下層断熱断熱断熱断熱	予知トリップ、主層断熱断熱断熱断熱	プラント断熱断熱断熱断熱(内筒中心出口温度)																																					
選定理由	評価部位の選定理由： ・上部プレナム内の本体胴部では、熱過渡時に発生するナトリウム温度成層によって軸方向及び板厚方向の温度勾配がつき、大きな熱応力が発生すると考えられる。 ・胴板底結合部では、熱過渡時に内側の温度追従が遅れることにより、熱応力が発生すると考えられる。	設定根拠： 熱的境界条件設定根拠																																						

機器名称：直接炉心冷却系熱交換器 (DHX)

[illegible]

温度分布解析モデルと熱的境界条件

• 軸对称
境界条件:



- 定格運転時には、ナトリウム接液部とカバーガス間に、軸方向に温度勾配が生じ、これに伴い外側に高応力が発生する。トリップ時には、ホットプレナムに温度成層が生じ、その界面近傍には大きな軸方向温度勾配がもたらされるため、高い応力が発生する。

設定根拠:

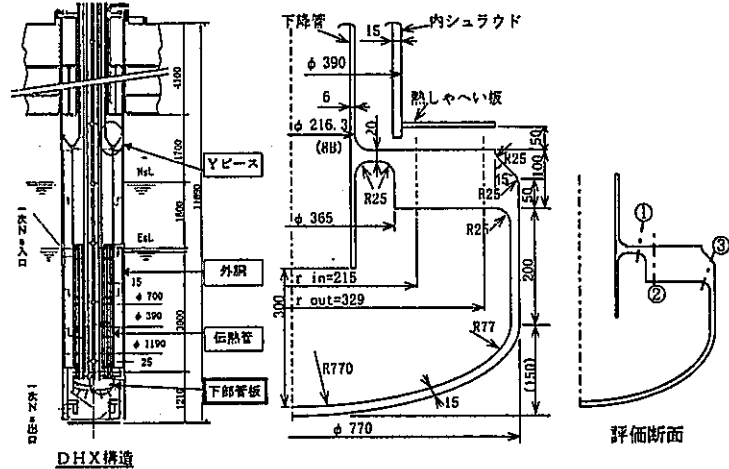
熱的境界条件設定根拠

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：直接炉心冷却系熱交換器 (DHX)

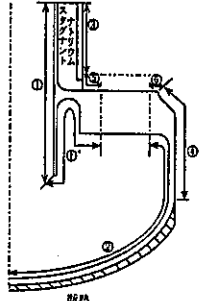
評価部位：下部管板
評価断面：右図参照

評価対象部位及び評価断面



温度分布解析モデルと熱的境界条件

温度分布解析モデル化：
・軸対称
境界条件：



No.	名称	温度	熱伝達率 (W/m ² K)
①	下降管内側	2次入口Na温度	3600~10800
①'	下降板外側	2次入口Na温度	2100~3500
②	鏡板内部	2次入口Na温度	1400~2400
③	管束部	1次出口Na温度	16400~23900
④	鏡板外部	1次出口Na温度	4000~6700
⑤	熱しゃへい板内部	1次出口Na温度	1200
⑥	熱しゃへい板外部	1次出口Na温度	1200

評価部位の選定理由：

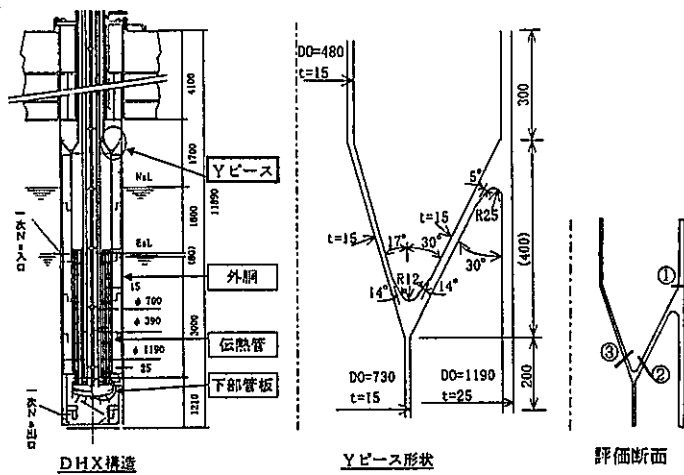
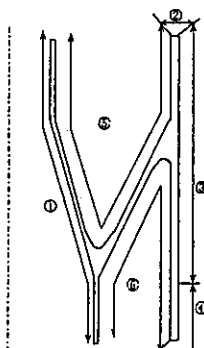
・熱通過時には、管板内のリガメント部（多孔部）を流れる二次側ナトリウム温度が低下し、その後管板リム部（外側の中実部）外面を流れる一次側ナトリウム温度が低下する。リガメント部は、2次側ナトリウム温度に追従して冷やされるが、リム部は高温のまま取り残される。この結果、リム・リガメント間に温度差がつき、リム・リガメント協会にたが締め応力が発生する。また、管板と鏡板接合部に曲げ応力が発生する。

選定理由

設定根拠：

熱的境界条件設定根拠

表 「実証炉プラント最適化研究」における熱的境界条件調査結果 (/)

機器名称：直接炉心冷却系熱交換器（DHX）	評価対象部位及び評価断面	温度分布解析モデルと熱的境界条件	温度分布解析モデル化： ・軸対称 境界条件：																		
	評価部位：Yピース 評価断面：右図参照  DHX構造 Yピース形状 評価断面	 <table><tr><th>No.</th><th>温度</th><th>熱伝達率 (W/m²K)</th></tr><tr><td>①</td><td>2次出口 Na 温度</td><td>1600～9400</td></tr><tr><td>②</td><td>160℃*1</td><td>強制温度</td></tr><tr><td>③</td><td>0.89・T_{Na}－19</td><td>3.5</td></tr><tr><td>④</td><td>550℃</td><td>強制温度</td></tr><tr><td>⑤⑥</td><td>断熱</td><td>—</td></tr></table> *1:ループ内温度 (50℃) と Na 液面温度 (550℃) の線形補間で設定した。	No.	温度	熱伝達率 (W/m ² K)	①	2次出口 Na 温度	1600～9400	②	160℃*1	強制温度	③	0.89・T _{Na} －19	3.5	④	550℃	強制温度	⑤⑥	断熱	—	
No.	温度	熱伝達率 (W/m ² K)																			
①	2次出口 Na 温度	1600～9400																			
②	160℃*1	強制温度																			
③	0.89・T _{Na} －19	3.5																			
④	550℃	強制温度																			
⑤⑥	断熱	—																			
	評価部位の選定理由： ・上部管板外側の上方に接続する二次側上部室は、途中で二次ナトリウム上昇管側と外胴側に分岐する構造である。熱過渡時には、二次ナトリウム上昇管内面を流れる二次出口ナトリウムにYピースが温度追従し、外胴側との熱変位差によりYピース部に応力が発生する。	熱的境界条件設定根拠	設定根拠：																		