

高速増殖実証炉 第2巻

—プラント系統別の検討—

第3分冊 冷却系設備の検討

1984年7月

動力炉・核燃料開発事業団
実証炉設計技術検討 Working Group

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

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

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

高速増殖実証炉 第 2 巻

プラント系統別の検討 第 3 分冊 冷却系設備の検討

実証炉設計技術検討 Working Group

要 旨

実証炉設計技術検討ワーキンググループにおいて、世界各国の大型高速増殖炉について第 1 巻に引続き、プラント系統別に調査検討した。

第 2 巻は

- 第 1 章 (第 1 分冊) 炉心の検討
- 第 2 章 (第 2 分冊) 原子炉構造の検討
- 第 3 章 (第 3 分冊) 冷却系設備の検討
- 第 4 章 (第 4 分冊) 補助設備の検討
- 第 5 章 (第 5 分冊) 燃料取扱設備の検討
- 第 6 章 (第 6 分冊) 計測制御設備の検討
- 第 7 章 (第 7 分冊) 安全設備の検討

に分類して検討を行なった。

本報告は、第 3 章 (第 3 分冊) 冷却系設備の検討について、まとめたものである。

目 次

まえがき	1
3.1 冷却システムの検討 (松本精夫 [*])	3
3.1.1 概 要	4
3.1.2 1次主冷却系	4
3.1.3 2次主冷却系	9
3.1.4 冷却システムのあり方	12
3.1.5 ま と め	14
3.2 主循環ポンプ (亀井満, 神戸満)	27
3.2.1 概 要	28
3.2.2 各国の開発状況	28
3.2.3 我国の開発状況	91
3.2.4 実証化段階におけるポンプの検討	97
3.2.5 今後の研究開発計画	108
3.2.6 参考文献	112
3.3 中間熱交換器 (今井熙, 小杉敏夫)	114
3.3.1 概 要	115
3.3.2 原型炉段階までの各国の開発状況	115
3.3.3 我国の開発状況	126
3.3.4 実証化段階における IHX の検討	133
3.3.5 今後の開発計画	149
3.4 蒸気発生器 (SG) (今井熙, 赤対雅博, 谷田部敏男)	156
3.4.1 概 要	157
3.4.2 各国のSG開発状況	159
3.4.3 我国のSG開発状況	247
3.4.4 実証化段階におけるSGの検討—各国の動向	289
3.4.5 今後の研究開発	299
3.4.6 参考文献	305

* 機器開発室 (W/Gメンバー外)

3.5	配管ベローズ継手	 (久保田淳, 亀井満)	312
3.5.1	概 要		313
3.5.2	我国の開発状況		313
3.5.3	外国での開発状況		367
3.5.4	ま と め		377
3.6	予熱システム	 (今井 暉, 谷本貢 ^{**})	382
3.6.1	概 要		383
3.6.2	各国の開発状況		383
3.6.3	我国の開発状況		399
3.6.4	今後の課題		438
付 録	運転条件, 稼働率の検討	 (酒井大忠 ^{***})	443
あとがき			473

^{**} システム設計室 (W/G メンバー外)

^{***} ナトリウム材料開発室 (W/G メンバー外)

ま え が き

世界の高速増殖炉の開発は、実験炉、原型炉の研究開発が進み、実証炉の研究開発の段階に進みつつある。

動燃においても、数年前から実証炉の設計研究が進められており、昨年（昭和57年）9月からは、“実証炉設計技術検討ワーキンググループ”が発足し、高速増殖炉開発本部並びに大洗工学センターの関連部（高速炉機器開発部、高速実験炉部、燃料材料試験部、高速炉安全工学部）から、各々の立場の専門家による実証炉開発のための検討が、進められることになった。

実証炉設計技術ワーキンググループ内で第1巻として世界各国の高速増殖炉の技術調査を進めることになり、以下のような項目を調査した。

第1章 ループ型炉の開発状況

第2章 タンク型炉の開発状況

第3章 我国の開発状況

第4章 炉型式の比較

第5章 今後の研究開発項目

第1巻に引き続き、第2巻として、プラント系統別の調査検討を以下のような項目で実施した。

第1章 炉心の検討

第2章 原子炉構造の検討

第3章 冷却系設備の検討

第4章 補助設備の検討

第5章 燃料取扱設備の検討

第6章 計測制御設備の検討

第7章 安全設備の検討

本報告書は、第3章冷却系設備の検討についてまとめたものであるが、第3章以降も順次報告される予定である。

報告書のまとめ方は、担当（目次の氏名）を決め、担当者が調査し、調査内容を当ワーキンググループの検討会で発表し、各分野の専門家と討論し充足してまとめられた。調査内容は、できるだけ最新の情報を入手するよう努力した。

しかし常に、新しい情報が入っているので、さらに追加すべきことも多いと思われるが、一応の成果と考え、報告することにした。

高速増殖炉の開発は、国際協力を必要とする時代であり、我国も各国から色々な形で呼びかけられつつある。また、実証炉の設計研究も経済性や安全性の観点から、タンク型炉とループ型炉の比較すべき時代に、本報告書が少しでも役に立てば幸いである。

本報告書のコメントや修正等、各方面から頂けることを期待している。

実証炉設計技術検討ワーキンググループ 事務局

3.1 冷却システムの検討

3.1.1 概 要	4
3.1.2 1次主冷却系	4
(1) 第2次概念設計(I)より	4
(2) その他の設計例より	8
3.1.3 2次主冷却系	9
(1) 第2次概念設計(I)より	9
(2) その他の設計例より	11
3.1.4 冷却システムのあり方	12
3.1.5 ま と め	14

3.1.1 概 要

「冷却システム」には例えば、各構成機器に付属する計装類や純化系、ガス系等の補助システムも含まれるはずである。しかしながら本報告書の他の箇所に構成機器の各々について、および補助システムについての章が設けられているので、これらに関してはそちらに譲り、ここでは1次主冷却系および2次主冷却系の系統のみについて論ずることとする。

1次主冷却系は一般に、原子炉容器、中間熱交換器、主循環ポンプ、逆止弁の諸機器がそれぞれ配管で接続されることによって構成されている。そして炉心で発生した熱を、冷却材ナトリウムにより、中間熱交換器を通して2次主冷却系に伝達する役目を有する。

2次主冷却系は中間熱交換器（1次系と共有）主循環ポンプ、蒸気発生器の諸機器が配管でそれぞれ接続されることによって構成されている。そして中間熱交換器の1次系より伝達された熱をナトリウムにより、蒸気発生器を通して水系に伝達する役割を有する。

1次主冷却系又は2次主冷却系に於ても同様であるが、各機器単体および配管がいくらよく設計されていたとしても、系統全体としての設計がよくなければ、冷却系として十分な性能を得ることは出来ない。逆に言えば、各々の構成機器および配管をいかにうまく組み合わせて、冷却系全体としての性能を発揮できるようにするかが、冷却系システム設計の重要な点である。

以下に動燃事業団の第2次概念設計(I)における1次および2次主冷却系を中心に、また一部他の設計にも触れながら「冷却系システム」を考えてみる。

3.1.2 1次主冷却系

(1) 第2次概念設計(I)より

1) 系統構成

1次主冷却系の系統図を図3.1.1に示す。1次主冷却系は原子炉で発生した熱を中間熱交換器を介して、2次主冷却系に伝達するための機器・配管設備一式より構成されている。1次主冷却系は3ループより成り、原子炉容器で合流するが、これ以外のループ側では独立した系統構成になっている。原子炉容器出口ノズルから出た高温ナトリウムは中間熱交換器の胴側に流入し、伝熱管内を流れる2次側ナトリウムに熱を伝達する。中間熱交換器を出たナトリウムは主循環ポ

ンプの吸込ノズルに流入し、ポンプにより加圧された後、逆止弁を経て原子炉容器に戻る。なお配管にはループ当り2～7ケのベローズ継手を用い、配管や機器の熱膨張を吸収するようにしている。第2次概念設計(I)に於ては、1次主冷却系のベローズ配管系の設計は数例実施されている。なお3ループ方式が採用されている理由は次のとおりである。

- 4ループ方式よりも物量が少なくてすみ建設費が安くつく。
- 130万kWクラスの実用炉までは、原子炉以外の機器についてスケールアップすることなしに、1ループ増すことによって対処出来る。
- “もんじゅ”の3ループ方式の設計・運転経験が利用できる。

1次主冷却系の主要目的を表3.1.1に示す。

2) 機器の高低関係

1次主冷却系機器の高低関係を図3.1.2に示す。主循環ポンプのインペラ中心高さは、冷却材流出事故によって原子炉容器内液位がEsL近傍まで低下した状態でもボニーモータによる運転が継続できるようEsLより若干低い位置になっている。中間熱交換器は万一全ループのポンプが停止した場合にも自然循環による除熱が期待出来るよう、炉心との伝熱中心差を確保すると共に、原子炉容器最低液位時にも流路パスを確保するよう管束部伝熱中心高さを炉心中心より高い位置にしている。

なお前項で述べたクロスオーバーレグの上部ノズル方式を採用するために、またベローズ配管系の特徴を生かす観点からも、機器の高低関係はもう一度見直す必要がある。

3) 系統一巡圧損

1次主冷却系の系統一巡圧損及びその内訳を表3.1.2に示す。また定格運転時の圧力分布を図3.1.3に示す。表3.1.2より各々の設計マージンを見込んだ全圧損は8.22 kg/cm²であり、この値をベースにポンプ全揚程を100 mNa (385℃)、NPSH_{av}は19 mNa となっている。なお圧損は当然ながら小さければ小さい程好ましい。主循環ポンプがコールドレグ設置型の場合特にそうであり、今後まだ検討の余地が残されている。

4) 原子炉容器カバーガス圧力

原子炉容器カバーガス圧力はポンプ吸込側高所部での負圧防止条件を満足す

ること、及び配管配損事故時のナトリウム押出し力を制限すること等を考慮しなければならない。表 3.1.2 にはカバーガス圧力を設定するにあたって、1 次主冷却系の 3 ケ所（中間熱交換器上管板部、クロスオーバーレグ配管部、ホットレグ配管部）についての諸圧力を検討した結果を示す。この検討により、定格運転時のカバーガス圧力は（7900 ± 500 mmAq）に設定された。

なお本設計ではコールドレグポンプ方式を採用しているが、ホットレグポンプ方式であれば、本カバーガス圧力の設定値は当然変更されるであろう。

5) ポンプリークフロー処理システム

ポンプ内ナトリウム液位制御方法としてはいくつかの方法があるが、本設計では「スタンドパイプバブラ+サクション戻し」方式を選定し、ポンプ内ナトリウム液面を熱遮蔽層直下のスタンドパイプバブラノズル面に設定した。なお、ポンプ内カバーガス加圧設備の故障時、すなわちポンプカバーガス圧力と炉容器カバーガス圧力が同一になった時は、ポンプ内ナトリウム液面は生体遮蔽層直下まで上昇する。

ポンプの液面制御およびリークフロー処理方式の比較を表 3.1.4 に示す。本ポンプの場合、前年度検討の「ポンプサクション戻し+弁」方式に比べ、スタンドパイプバブラとポンプカバーガス加圧系が余分に必要となるが、軸長短縮により信頼性が向上し、またポンプ液位が一定に保たれる利点がある。なお浄化アルゴンガス供給ヘッダの圧力としては、約 2 kg/cm²g 程度以上が必要である。

6) 配管サポート方式

1 次主冷却系の機器類はホットレグ及びクロスオーバーレグは 42 B で、コールドレグは 36 B の配管によって接続されている。これらの配管はナトリウムが充填され、かなりの重量になるためサポートを必要とする。このサポートは当然ながら耐震基準を満足するものでなければならない。本設計に於ける機器配管図を図 3.1.4 に、また配管サポート方式を図 3.1.5 にそれぞれ示す。

ホットレグは配管長さは約 11 m（ベローズ長さを含む）と短いため、配管サポートはレストレイント、コンスタントハンガ、スナッパをそれぞれ 1 ケ所に設置している。クロスオーバーレグはレストレイントを 1 ケ所（2 方向）に設置した。自重は配管自身の剛性で耐えさせることとしているのでハンガは無

い。コールドレグはレストレイントを1ヶ所(2方向)、スナッパを2ヶ所(4方向)、ハンガを2ヶ所に設置した。ガードベッセル内にはペローズ継手もサポート装置も一切設けられていない。

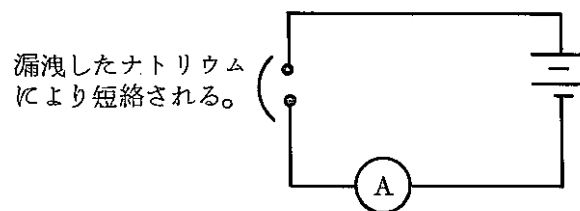
なお配管サポートに関しては1次主冷却系と2次主冷却系の間に基本的な差はない。58年度には両系統に断熱支持構造が採用された。

7) ナトリウム漏洩検出系

配管又は機器等からナトリウムが漏洩した場合、必要な処置をとるために、出来るだけ早く検知することが望ましいことは言うまでもない。第2次概念設計(I)に於てはナトリウム漏洩検出系は未だ明確な設計はなされていないが、これまでの経験からすれば次の2方法が考えられる。これらの方法を適用するにあたっては1次系、2次系の差は特になく設置場所に応じて使い分けるべきであろう。

(i) 接触式

最も一般的な方法で、ナトリウムが電導性質を有することを利用したものである。すなわち配管又は機器に裸の線を巻き(配管等との直接接触を避けるために、所々不電導体の管を通してある)、ナトリウムが漏洩した場合短絡して電流が流れ、それを検出する方法である。(付図参照)

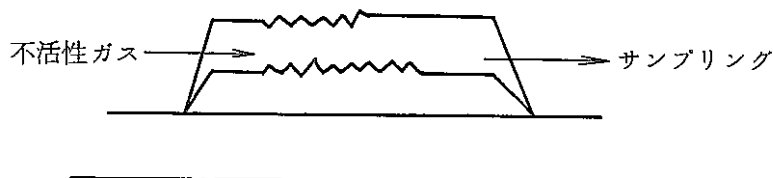


付図 接触式漏洩検出器の原理図

本方式は簡単ではあるが裸線の設置場所によっては、微少漏洩の検出が困難な場合がある。また不電導体の管が劣化して誤信号を発することもあるので、施工時に注意が必要である。

(ii) ガスサンプリング法

ペローズ継手のような、接解式の施工が困難な場所で使用される。



付図 ガスサンプリング法の例

付図に示すように，一方から不活性ガスを供給し，他方から真空ポンプ等を利用してサンプリングする方法である。ナトリウム漏洩が発生した場合，サンプリングしたガス中にナトリウム成分（ベーパー）が含まれているのでそれを検出する。漏洩は確実に検出されるがガスの供給とサンプリングを常時（又は定期的に）行なわなければならないという無駄がある。

(2) その他の設計例より

1) スーパーフェニックス

仏が建設中のスーパーフェニックスはタンク型の実証炉であるが，1次冷却系は4ループより構成されている。動燃の実証炉設計のループ数3と比較してループ数を4にしているのは，①電気出力が120万kWと大型であること，②将来の実用炉も4ループを想定しており，その際機器の大型化は必要なもののシステム的には既存の技術でよい，という考えに基づいていると思われる。

1ループ当りの主循環ポンプ数は1基であるが，中間熱交換器は2基の設計になっている。これは中間熱交換器をループ当り1基にした場合，中間熱交換器が大型になり過ぎて炉容器内のスペース配分が苦しくなるためと思われる。タンク型炉は当然のことながら中間熱交換器，主循環ポンプ，純化系等が炉容器の中に設置されている。一方経済性，安全性，製作性の都合上炉容器の大きさにはある程度の制約があり，その内部スペースの配分は十分気を使うところである。これはスーパーフェニックスに限らずタンク型炉に共通することである。

炉容器カバーガス圧は約 $0.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ と低く，この点に関しては，タンク型炉がループ型炉と比較して大きな利点になっているところである。

系統一巡圧損は主循環ポンプ揚程（定格時 60 mNa ）を換算すれば約 5.57 kg/cm^2 であり，動燃実証炉設計と比較して約30%程小さい値になっている。

なお英国でもタンク型の実証炉 C D F R の設計研究が行なわれている。その 1 次主冷却系を構成するループ数，主循環ポンプ数，中間熱交換器数は共にスーパーフェニックスと同様であり，炉型も同じタンク型であることからほぼ同様な系統設計になっていると思われるので，ここでは C D F R についての記述は省略する。

2) P L B R 及び C D S

米国では大型炉の炉型式は未だ決定されていない。P L B R 及び C D S における設計研究ではループ型及びタンク型の両炉型の研究が行なわれている。ここでは P L B R 及び C D S の設計研究の中から，代表例を取り出して述べることにする。

P L B R のタンク型炉の設計例では 1 次主冷却系のループ数は 4 に対し，主循環ポンプ 4 基，中間熱交換器 6 基の設計になっている。中間熱交換器の基数がループ数よりも多いのは，スーパーフェニックス同様炉容器内のスペースを考慮してのことと思われる。しかしながら計算上ループ当たり 1.5 基となり，必ずしもループ数の倍数にはなっていない。このような設計でも流量配分がうまくなされれば特に問題はなからう。主循環ポンプの揚程は約 1 0 0 mN a であり，これから系統一巡圧損は約 8 kg/cm^2 となり，動燃の実証炉設計（ループ型）とほぼ同様な値になっている。ただしスーパーフェニックスより約 3 0 % 多いのは炉心部の圧損が 7 kg/cm^2 と大きいことが主原因である。

C D S のループ型炉の設計例ではループ数は 4 であり，主循環ポンプ，中間熱交換器は共にループ当たり 1 基の設計になっている。ループ数を 4 にしているのは，実証炉で 4 ループの経験を積むことにより，実用炉のシステム設計が楽になるとの考えに基づくものと思われる。

3.1.3 2 次主冷却系

(1) 第 2 次概念設計(I)より

1) 系統構成

2 次主冷却系の系統図を図 3.1.6 に，主要目を表 3.1.5 に示す。2 次主冷却系は 1 次主冷却系 1 ループに対して 1 ループ，したがって合計 3 つの独立したループとして設計されている。系統は主循環ポンプ，膨張タンク，蒸気発生器（蒸発器，過熱器）で構成され，それぞれの機器が 3 6 B の配管で接続されて

いる。配管には1次主冷却系同様ベローズ継手が採用され、主冷却系のコンパクト化がはかられている。

各系統は約826.5KWtの熱を中間熱交換器から受け、蒸気発生器を介して水系に伝えると共に、補助炉心冷却系による崩壊熱除去運転の際には、崩壊熱を補助炉心冷却系へ伝える役割も有する。

主循環ポンプは機械式縦型自由液面式でコールドレグに設置され、ハイドロスタティックベアリングを漏れ出たナトリウムは、膨張タンクを介して主循環ポンプ入口側に戻る。主循環ポンプには低回転数運転のためのポニーモータが取り付けられている。

ナトリウム液面を有する主循環ポンプ及び膨張タンクの低温停止時液位はFL+3.4mである。運転時膨張タンクのナトリウム液面は負荷変動に伴って変化する方式をとっている。膨張タンクカバーガス圧は2次主冷却系の基準カバーガス圧である1.2～1.5kg/cm²gに制御される。膨張タンクの容量はナトリウムの供給やオーバフローがなくても、主循環ポンプの運転に支障がないように定められている。

主循環ポンプ、膨張タンク、ダンプタンクはドレン操作が容易なように膨張タンクカバーガス呼吸ラインを均圧ラインとして使用できるように計画されている。

主冷却系の配管径は、配管内ナトリウム流速を7m/sec前後を目安に決められている。

主配管上部にはナトリウム充填時に残存するガスを最高所に設置された膨張タンクにベントするため、ベントラインが設けられており、主配管下部にはドレンラインが設けられている。

蒸気発生器は蒸気発生器室機器据付床に据付られ、自然循環による崩壊熱除去運転を可能とするため、蒸気発生器の伝熱中心は中間熱交換器のそれよりも高くなっている。2次主冷却系配管のそれぞれのループは、原子炉建家内、原子炉補助建家内で互に独立となっている。

2) 系統一巡圧損

第2次概念設計(I)における2次主冷却系が従来の設計と大きく異なった点は、配管設計にベローズ継手を導入したことに伴い、配管長が30～40%短縮さ

れたこと、補助炉心冷却系を2次系分岐型から蒸気発生器完全共用型に変更したことに伴って、蒸気発生器止め弁を削除したことである。このため系統一巡圧損も約30%減少した設計になっている。本設計における系統一巡圧損の内訳を表3.1.6に示す。この結果2次主冷却系一巡圧損は最大 $2.8 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ となった。またカバーガス圧 $1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ 時の最大運転圧力は次のようになる。

- 2次主ポンプ～中間熱交換器： $4.8 \text{ [kg/cm}^2 \text{ g]}$
- 中間熱交換器～過熱器 ： 4.5
- 過熱器～蒸発器 ： 4.6
- 蒸発器～主循環ポンプ ： 4.1

3) カバーガス圧力

2次主冷却系の基準カバーガス圧力は膨張タンクに設定し、 $1.2 \sim 1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の間で一定制御する設計になっている。本設計では1次主循環ポンプはコールドレグ設置型となっており、本制御圧力によって中間熱交換器における2次系の1次系に対する高圧条件は満足される。またカバーガス圧 $1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ において、主循環ポンプは NPSH_{av} は 2.5 mNa となる。

4) 機器の高低関係

図3.1.7に2次主冷却系構成機器の高低関係を示す。自由液面を有する主循環ポンプ及び膨張タンクは最高所に設置されている。また主循環ポンプの通常運転又はポニーモータによる運転が不可能になった場合にも、自然循環による崩壊熱除去が可能となるよう、中間熱交換器と蒸発器の伝熱中心差を約6m以上確保している。

(2) その他の設計例より

1) スーパーフェニックス

スーパーフェニックスの2次主冷却系のループ数は1次主冷却系と同じく4である。主循環ポンプ及び蒸気発生器もループ当り1基の設計になっている。ただし蒸気発生器は蒸発器、過熱器各1基より構成されている。原型炉フェニックスでは蒸気発生器は蒸発器、過熱器、再熱器より構成され、ループ当り各12基のモジュラー方式になっていた。この部分に関し、スーパーフェニックスで大きく設計が変更されたのは、基数の削減により物量、配置スペースの両面から経済性をねらったためと考えられる。ループ当りの蒸気発生器数を単基

にするか、複数にするかは蒸気発生器の事故発生確率に大きく依存する。スーパーフェニックスでループ当り1基の設計にしたのは、仏がこれまでの経験から蒸気発生器に対して十分な対策をとる自信が出来たと考えてよからう。

主循環ポンプの揚程は30 mNaであり、系統一巡圧損は動燃実証炉設計のそれとほぼ同様な値になっている。

2次主冷却系に関してはループ型炉、タンク型炉の炉型式による差はほとんどないようである。

2) C D F R

C D F Rの2次主冷却系のループ数は4であり、1次主冷却系1ループに対し1ループである。主循環ポンプもループ当り1基であるが、蒸気発生器は2基のモデューラー型の設計になっている。英国はP F Rの蒸気発生器で何回か水漏洩事故を経験しており、このため大事をとってC D F Rではループ当り2基の設計にしているものと考えられる。なおP F Rの蒸気発生器はループ当り3基のモデューラー型であり、C D F Rでそれよりは基数を減らしているのは、やはり経済性向上を指向したものと考えられる。

3.1.4 冷却システムのあり方

(1) ループ数

動燃実証炉設計における1次主冷却系のループ数は3であるが、その他の実証炉（例スーパーフェニックス、C D F R、P L B R、C D S等）ではループ型炉、タンク型炉の炉型にかかわらず、ほとんどが4ループ方式になっている。ちなみに日本の“もんじゅ”を含め、諸外国共に原型炉クロス（電気出力30万kW前後）はほとんどが3ループ方式である。実証炉クラス（電気出力100万kW前後）で4ループ方式を採っているのは、出力が約3倍と大型になったこと及び将来の実証炉が4ループ方式になることを想定し、そのシステム設計・運転の経験を得ておこうとの意図であると考えられる。これに対して動燃の3ループ方式は次の利点を有している。

- 4ループ方式よりも建設費が安い。
- 構成機器は大型になるが、これは4ループ方式になった場合に、大型化のための開発要素が少ない。
- “もんじゅ”の3ループ方式の設計・運転経験が活用できる。

ただ日本においても実用炉は4ループになると予想されるので、その際には改めて4ループ方式のシステム設計が最初から必要になるという不利益もある。

実証炉で3ループ方式にするか、4ループ方式にするかは技術以外にもその国の国情にもよる。動燃の実証炉設計が3ループ方式を選択している最大の理由は、建設費が安くつくためである。3ループ方式には前述した不利益もあるが、経済性が大きな課題になっている現在、この選択で良いと考える。

2次主冷却系のループ数はほとんどの実証炉クラスが1次主冷却系1ループ当たり1ループになっている。これはこの方が経済的でもあり、また特別な問題点もないようであるので、これでよいと考える。

(2) 系統構成機器

1次主冷却系には主循環ポンプ及び中間熱交換器が接続されている。ループ型炉、タンク型炉を問わず、主循環ポンプは1ループ当たり1基の設計になっており、これは望ましいことである。

中間熱交換器の基数は動燃実証炉、米のPLBR、CDSのようなループ型の設計例においては、ループ当たり1基になっており、これも経済性、系統圧損の低減等の観点から望ましいことである。タンク型炉の場合には中間熱交換器の基数は、ループ当たり1.5～2基の設計が多い。これは「3.1.2 1次主冷却系で述べたように、ループ当たり1基にした場合中間熱交換器が大型になって、炉容器内に設置できなくなるためである。しかしながら炉容器径をさらに大きくすることは製作性、構造強度、耐震性等で困難な課題が生ずるので好ましくない。やはり中間熱交換器を小型にして、基数をふやすことが妥当であろう。

2次主冷却系における主要な課題は蒸気発生器の基数の決定である。動燃実証炉、スーパーフェニックスの設計ではループ当たり1基になっている。一方DCFRではループ当たり2基の設計になっている。「3.1.3 2次主冷却系」で述べたように、これは蒸気発生器の事故発生率をどのように考えるかに依存する。すなわち事故の発生率を十分小さいと考えた場合はループ当たり1基にした方が物量が少なくなり、経済的である。しかしながら逆の場合は、通常は複数基の蒸気発生器を運転するが、事故が発生した場合はその蒸気発生器を系統から隔離し、少々出力を下げてでも残りの蒸気発生器で炉を停めることなく運転する方が有利となる。この事故発生率の評価はその国の蒸気発生器の開発状況、経験に依存し、現時点

で一概には論じ難い。しかしながら事故発生率を十分小さくし得る程技術の進歩がみられた時にはループ当り1基の方式にする方が望ましいとも考える。

3.1.5 ま と め

実証炉クラスの1次主冷却系及び2次主冷却系のシステムについて、動燃の設計側と外国の設計側及びそれらの考察を述べた。1次主冷却システムはループ型炉とタンク型炉では当然ながら大きく異なる。2次主冷却システムには炉型式の差はほとんどないと考えてよからう。ループ数、中間熱交換器数、蒸気発生器数等の設計の考え方にはその国固有の事情もあると考えられ、一概には論じ難い。また仏のスーパーフェニックスを例外として、その他の国々は未だ設計研究の途上にあり、現時点では情報の不十分な箇所もあり、今後変更される部分も多々あろうと想定される。動燃の実証炉設計研究もそのような一例であるが、ループ数、中間熱交換器及び蒸気発生器の基数等冷却系設計に関する基本事項は経済性向上という目下の主目標に対して、大きな隔たりはないと考える。

表 3.1.1 1次主冷却系主要目

ホットレグ／コールドレグ温度	530 / 385℃
ホットレグ／コールドレグ配管口径	42 / 38B
ホットレグ／コールドレグ配管材質	SUS304 / SUS304
流量／ループ	$1.616 \times 10^7 \text{ kg/h}$
1次系基準カバーガス圧力	7900mmAq
中間熱交換器型式	堅置無液面平向流型
交換熱量	826.5MWt
主循環ポンプ型式	機械式自由液面遠心機
設置場所	コールドレグ
定格揚程	100mNa

表 3.1.2 1 次主冷却系圧損値

[kg/cm²]

内 容		圧 損 計 算 値	不 確 か さ [%]	設計値 (最大値)	備 考
ル 1 プ 側	原子炉容器～中間熱交換器	0.02	± 2 0	0.03	
	中間熱交換器	0.30		0.36	
	中間熱交換器～ポンプ	0.16	± 2 0	0.19	
	ポンプ～原子炉容器	0.13	± 2 0	0.16	
	逆 止 弁	0.35	± 2 0	0.42	
原子炉容器ノズル間		6.07		7.06	炉容器・炉心設計データ
合 計		7.03		8.22	
Na 換算 (385℃)		81.8 mNa		95.6 mNa	

表 3.1.3 原子炉容器カバーガス圧力の検討

〔mmAq〕

項 目 \ 位 置	IHX上管板	M/L配管	H/L配管	備 考
炉容器出口ノズル圧損	600	同 左	同 左	
ホットレグ配管圧損	204	同 左	同 左	
IHX圧損	2540 ⁽¹⁾	3600	—	(1) 入口ノズル，整流板圧損
コールドレグ配管圧損	—	1000	—	
動 圧	— ⁽²⁾	1670	1740	(2) 上管板部のため流速
位置ヘッド	3424	—5633 ⁽³⁾	908	(3) G/V内51まわし
雰囲気圧力（室（N ₂ ））	100	同 左	同 左	
設定余除	500	同 左	同 左	
制 御 巾	500	同 左	同 左	
合 計	7868	2541	4552	
カバーガス圧力（中心）	7900	— ⁽⁴⁾	— ⁽¹⁾	(4) 7900mmAq 以下

表 3.1.4 リークフロー処理方式比較

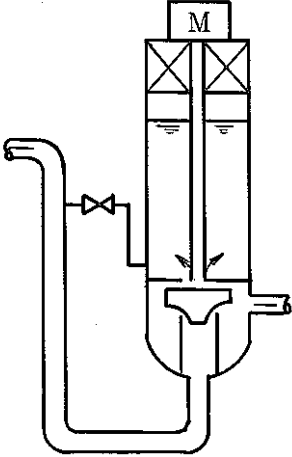
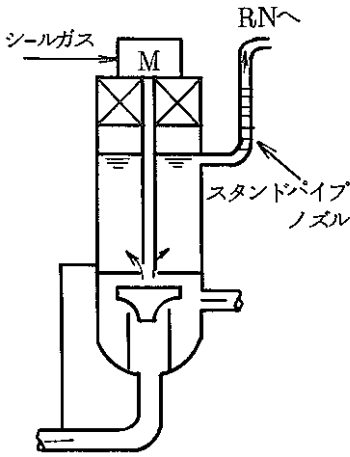
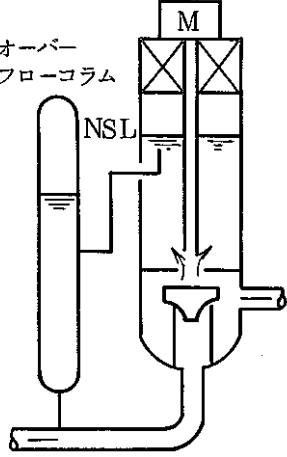
	5 6 年度 本 案	5 7 年度 本 案	参 考
処理方式	ポンプサクション戻し+弁	ポンプサクション戻し +スタンドパイプバブラ	オーバーフローコラム戻し
処理概念			
	弁の調整により戻り流量を初期調整	ポンプ液面をスタンドパイプノズル面に保持。 ポンプ軸長短縮のための方式。	ポンプ液面は一定。 コラム液面の変動有。
採用例	—	CDS	常陽，もんじゅ
定格時の 液位設定	調 整 可 能	スタンドパイプノズル面に 設定。	$NsL \pm 0$
設置上の インパクト	小	比 較 的 小	ガードベッセルへのインパクト大。

表 3.1.5 2次主冷却系主要目

分類	要 目	仕 様
一 般	ループ数	3
	耐震クラス／機器種別	A s / 3 種
	最高使用圧力	8.0 kg/cm ² g
	最高使用温度	525℃ (ホットレグ)
		472℃ (ミドルレグ)
		345℃ (コールドレグ)
定 格 運 転 条 件	除 熱 量	826.5 MWt / ループ
	ホットレグ温度	505℃
	ミドルレグ温度	452℃
	コールドレグ温度	325℃
	過熱器ナトリウム流量	1.294 × 10 ⁷ kg/h
	蒸発器ナトリウム流量	1.294 × 10 ⁷ kg/h
	基準カバーガス圧	1.2 ~ 1.5 kg/cm ² g
配 置	膨張タンクナトリウム液位	FL + 4.4 m (定格運転時)
	2次主冷却系循環ポンプ位置	コールドレグ
	伝熱中心差 (幾何中心差)	
	1次主冷却系中間熱交換器～過熱器	5.2 m
	1次主冷却系中間熱交換器～蒸発器	6.95 m

表 3.1.6 2次主冷却系圧力損失計算結果

場 所	計 算 値 (kg/cm ²)	不 確 か さ	設 計 値 (最大値) (kg/cm ²)	最 小 値 (kg/cm ²)
2次主ポンプ～IHX間配管	0.15	±10%	0.17	0.14
IHX	0.5	±20%	0.6	0.4
IHX～SH間配管 ^{*1}	0.37	±10%	0.41	0.33
SH	0.43	±10%	0.47	0.39
SH～EV間配管	0.32	±10%	0.35	0.29
EV	0.51	±10%	0.56	0.46
EV～2次主ポンプ間配管	0.21	±10%	0.23	0.19
合 計	2.49	—	2.79	2.20

注記

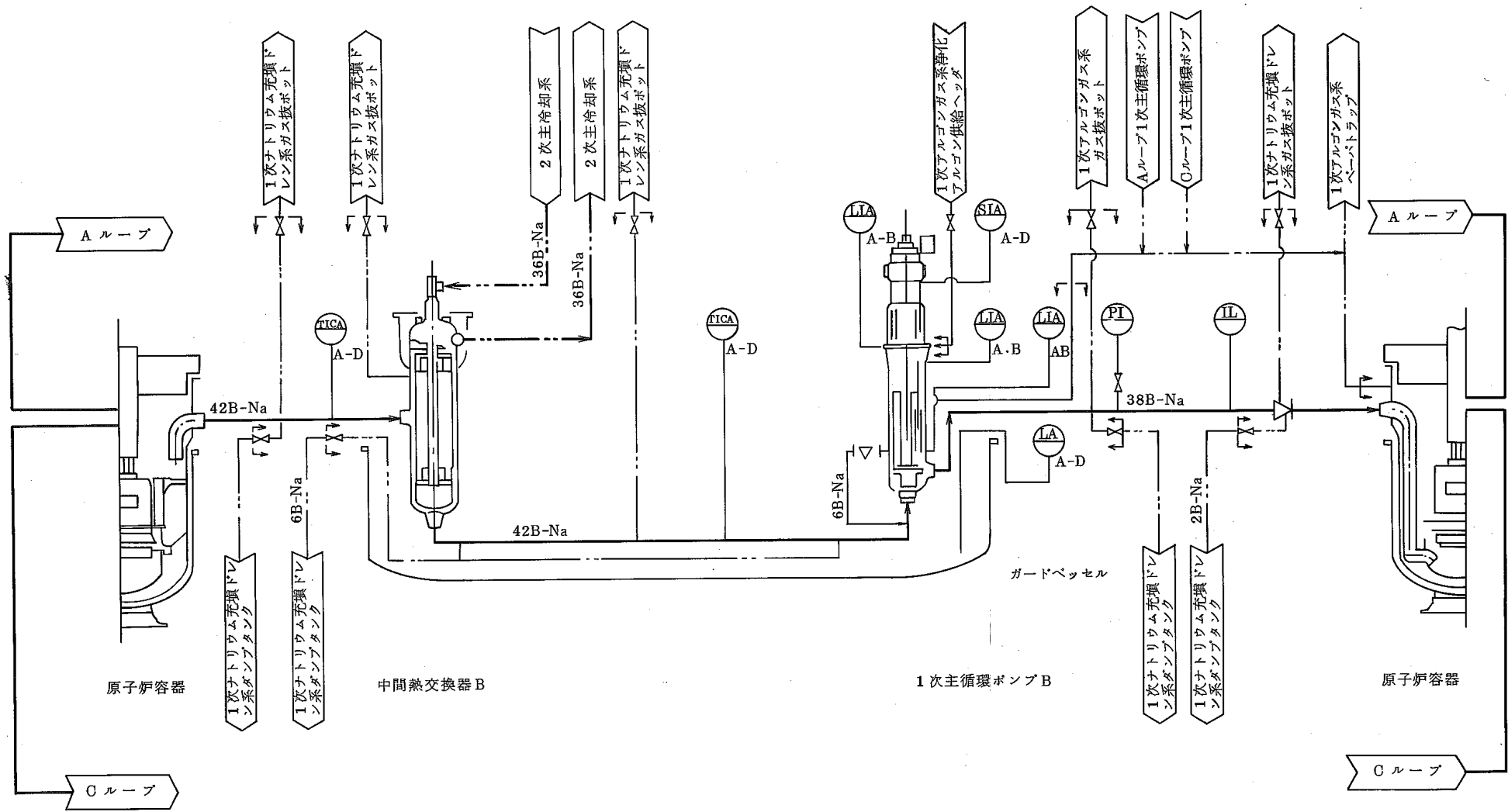
(1) 流量： 1.297×10^7 kg/h / ループ

(2) ベローズ継手は直管部に含めた。

(3) 配管，エルボの圧損係数等は下記資料による。

CRANE Tec. Paper No. 410 「FLOW OF FLUIDS」

(4) *1は配管最大流速部であり，流速は7.4 m/s。



注(1) 2点鎖線は1次主冷却系外を示す
注(2) 内は原子炉冷却材バウンダリーを示す。

図 3.1.1 1 次 主 冷 却 系 B ル ー プ

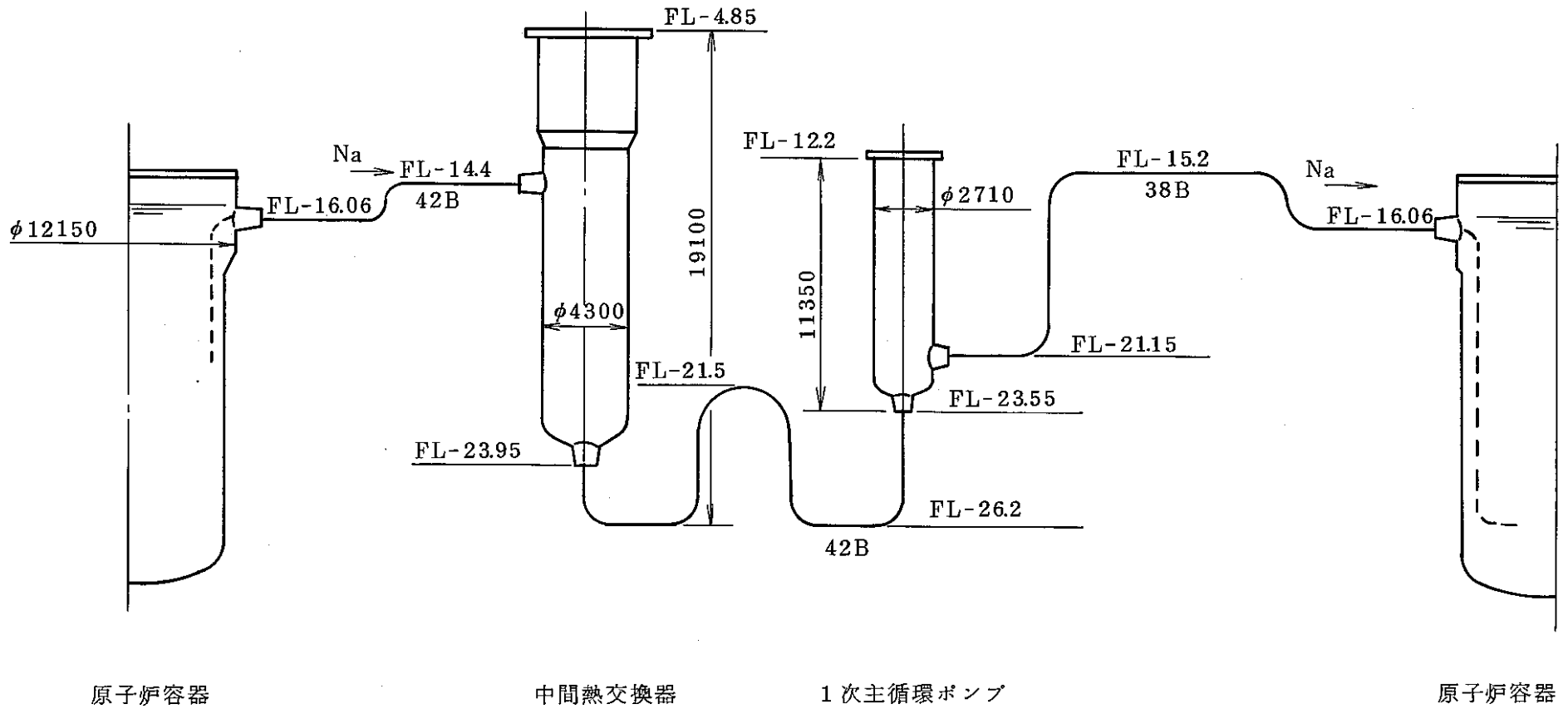


図 3. 1. 2 1次主冷却系機器高低関係図

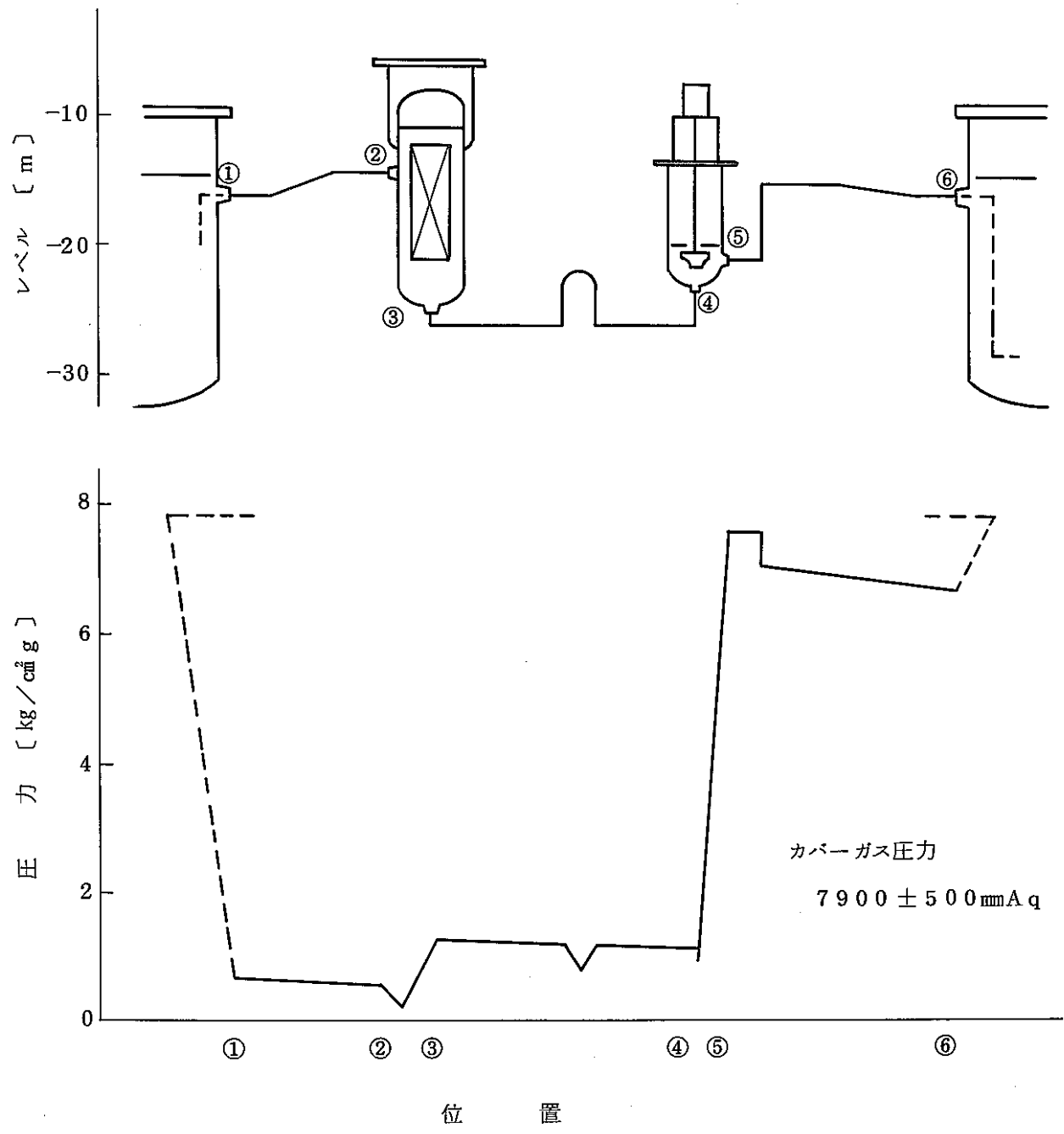


図 3.1.3 1 次主冷却系圧力分布 (最大静圧)

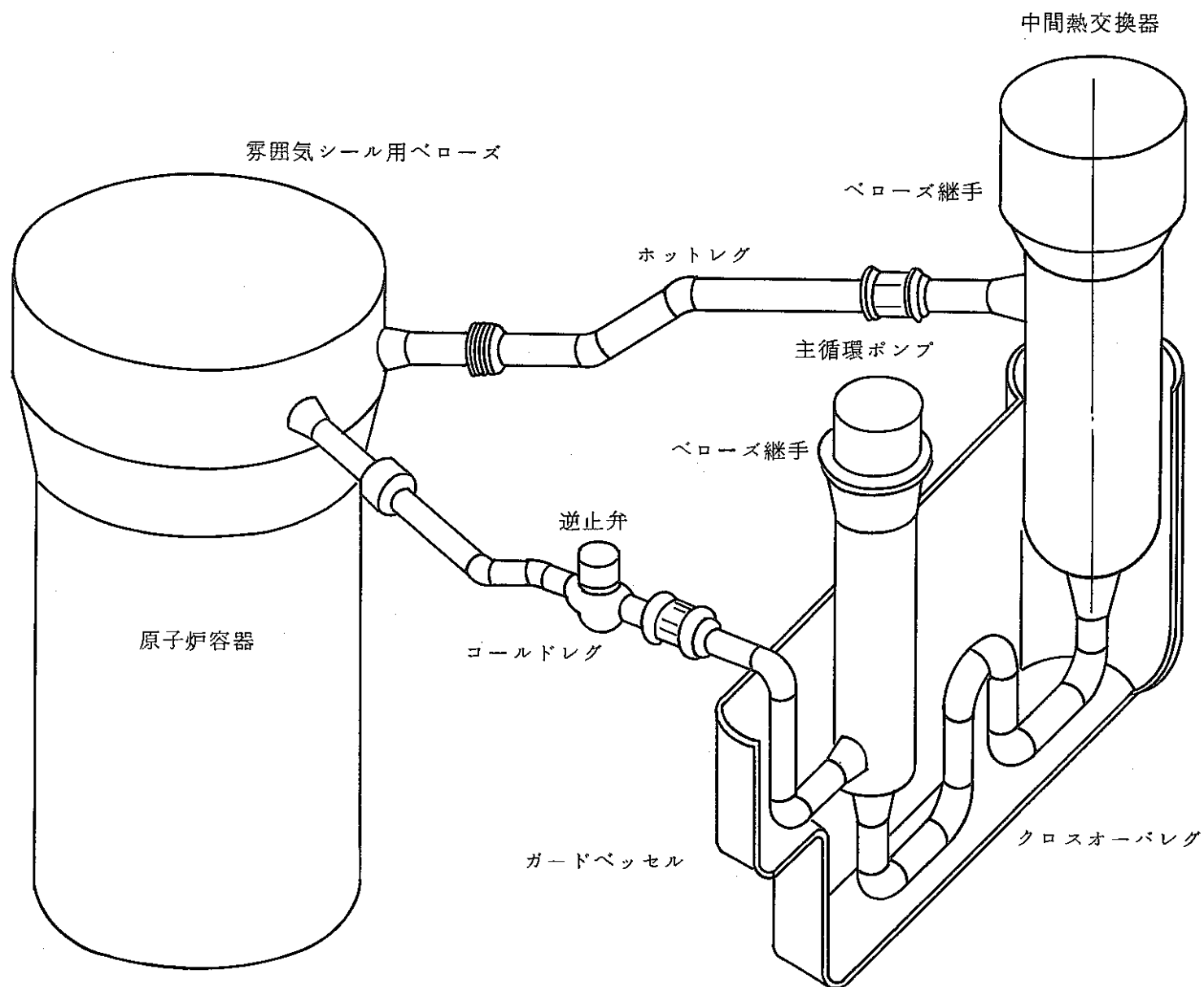


図 3.1.4 一次主冷却系機器配管 (立体図)

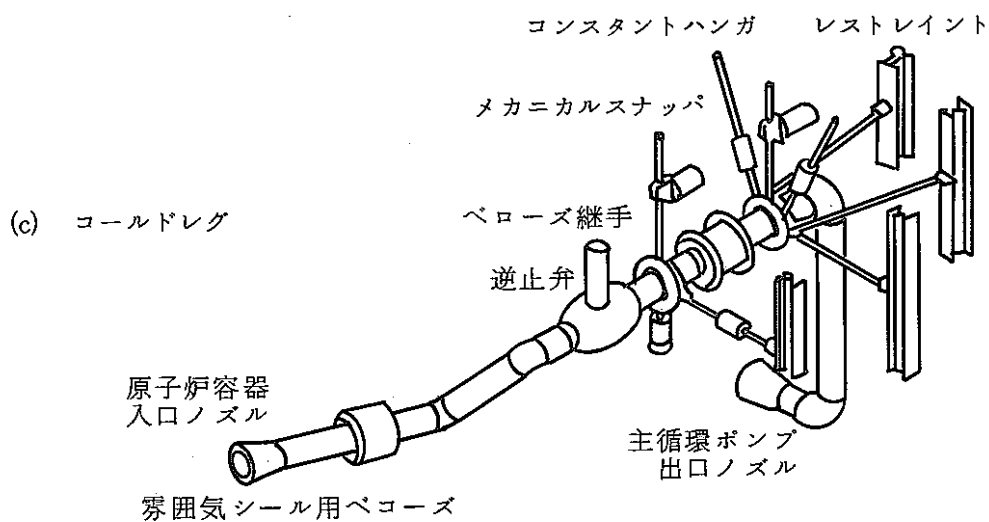
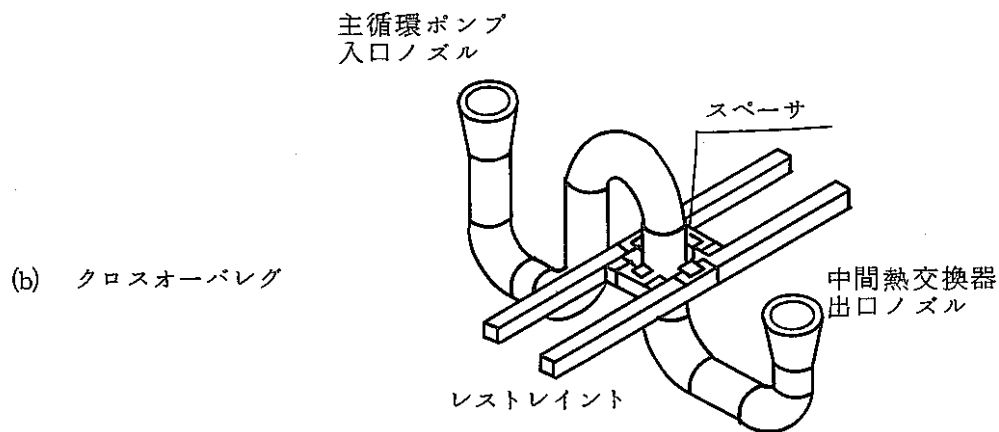
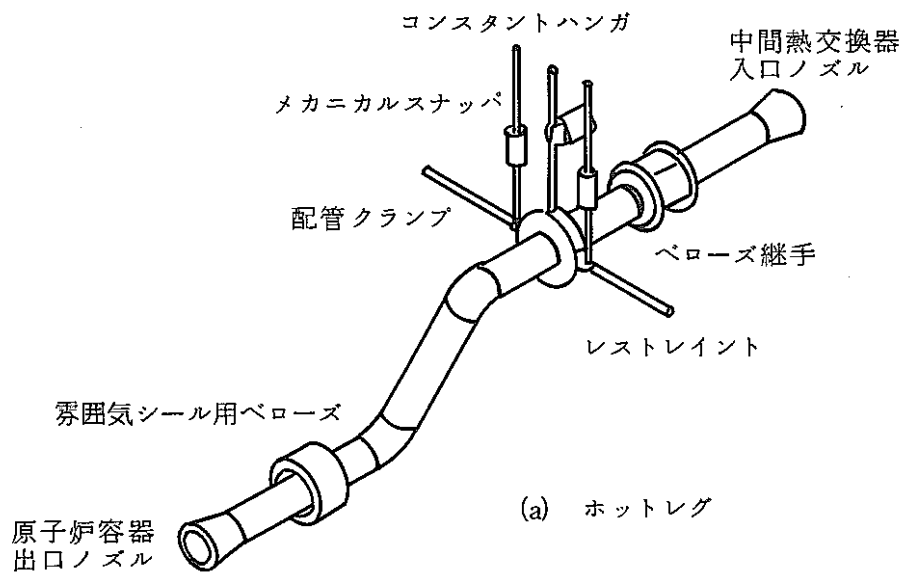
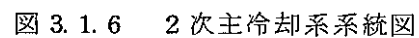
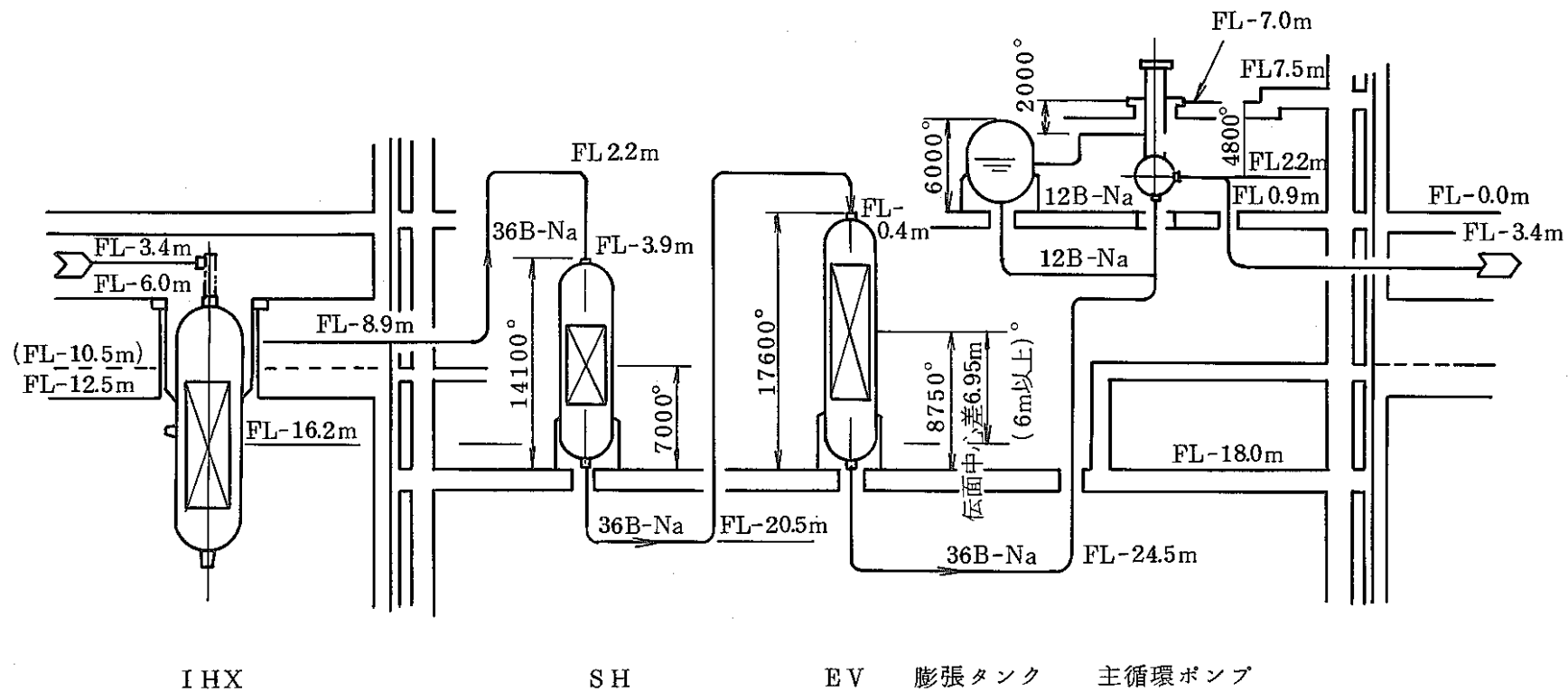


図 3.1.5 配管サポート方式





(注) *印は系統設計，機器設計による条件

図 3.1.7 2次主冷却系高低位置関係図

3. 2 主循環ポンプ

3. 2. 1 概 要	2 8
3. 2. 2 各国の開発状況	2 8
(1) アメリカ	2 9
(2) フランス	4 9
(3) イギリス	7 3
(4) 西 独	7 8
(5) その他の国	8 5
3. 2. 3 我国の開発状況	9 1
(1) 「常陽」1次主循環ポンプの開発状況	9 1
(2) 「もんじゅ」1次主循環ポンプの開発状況	9 3
(3) 成果および評価	9 5
3. 2. 4 実証化段階におけるポンプの検討	9 7
(1) 世界各国のポンプ比較	9 7
(2) 実証化段階におけるポンプ設計条件	9 8
(3) 安全保護上からポンプに課せられる要求項目	9 9
(4) ループ型，プール型ポンプの比較	1 0 1
(5) ホットレグ配置，コールドレグ配置ポンプの比較	1 0 1
3. 2. 5 今後の研究開発計画	1 0 8
(1) ポンプ型式の選定	1 0 8
(2) インデュサポンプの開発	1 0 9
(3) 一段両側吸い込みポンプの開発	1 0 9
(4) 一段片側吸い込みポンプの開発	1 1 0
参考文献	1 1 2

3.2.1 概 要

液体金属用ポンプは、電磁ポンプと機械式ポンプの両型式が開発されているが、原子炉の大型化に伴ない、ポンプ容量も大型化している。

大型の原子炉の場合は、主循環ポンプとして、電磁ポンプが使われていたが、電磁ポンプは、ポンプ効率が悪いとため、大型ポンプの場合は、機械式ポンプが適用されることが多い。

大型高速増殖炉の場合、ポンプの型式や配置により、プラント全体のシステムに大きく影響を与えるので、十分検討する必要がある。

そこで、世界各国（米国，ヨーロッパ）での、機械式ポンプの開発状況，原子炉での運転状況等をサーベイするとともに，我国の現在までの開発経過と現状の技術レベルを認識するためにレビューする。

実証化段階でのポンプについて，世界各国の開発状況や我国の技術レベルを確認した上で，原子炉全体でのシステムを十分に認識するとともに，経済性を重点にした主循環ポンプの最適設計を提案する。

次に，実証化段階における最適条件を考慮した主循環ポンプを対称とした研究開発項目を検討するとともに，研究スケジュール，開発方法等についても検討する。

3.2.2 各国の開発状況

機械式ポンプは，ナトリウム中で高速可動する唯一の機器であるため，各種の難題を持っている。また，大型高速増殖炉になれば，1系統当りの流量が増加するため，「ポンプ吸込みヘッド」の観点から，ポンプが大型化すると共に，ナトリウムリーク事故時においても，炉心冷却を可能にするため長軸になる。ポンプの形状が大きくなれば，製作費が増大するばかりでなく，ポンプ自身の設計製作が困難になる。また，原子炉全体の配置が大きくなるため，プラントコストに大きく響いてくる。

従って，各国とも冷却系の主循環ポンプの開発に相当の力を注いでいる。

図 3.2.1～図 3.2.2 に過去の機械式ポンプの大きさと開発中（設計含む）の機械式ポンプの大きさを示す。

これらの図から「もんじゅ」のポンプは，ポンプ流量の程度にしては，シャフト軸長，インペラ径とも大きいことが判る。

以下に米国，仏国，英国，独国等の開発状況を調査し，我国の実証化段階におけ

る主循環ポンプ自身の進め方の参考にする。

(1) アメリカ

アメリカのナトリウム用機械式ポンプの開発歴史は、古く、エンリコフェルミ炉用ポンプやEBR-II等で長時間の運転実績を持っている。

米国では、初期の頃、プール型とループ型の両型式の高速増殖炉が開発されていたので、両型式用のポンプについての経験を持っている。

最近では、FFTF用ポンプ（ループ型、ホットレグポンプ）の開発が終了し、CRR用ポンプ（ループ型ホットレグポンプ）が、Energy Technology Engineering Center (ETEC) のSodium Pump Test Facilityで、ナトリウム中試験が、実施されている。

また、1000MWe級のポンプについては、機械式ポンプの小型化指向を目標に、3型式の研究開発が、以下の3社により、進められている。

Borg-Warner Corporation — Byron Jackson Pump Division (B-J社)

Westinghouse Corporation (WH社)

Rockwell International — Atomics International Division (AI社)

以下、3社の開発状況を概説し、比較検討する。

① Borg-Warner Corporation — Byron Jackson Pump Division (B-J社)

B-J社の液体金属用機械式ポンプの歴史は1927年に始まり、溶融鉛、溶融マグネシウム等の経験を有している。

B-J社は、高速増殖炉用主循環ポンプの納入実績としてはエンリコフェルミ(I), Sodium Reactor Experimental Reactor (ナトリウム冷却型熱中性子炉), EBR-II, Hallam炉等がある。また、動燃の50MW蒸気発生器試験装置にも納入している。

表3.2.1にB-J社の納入実績表を示す。

i) Clinch River Breeder Reactor Plant Prototype and Plant Pumps

1973年AEC/GDから受注して、CRRプラントのプロトタイプ並びにプラント用ポンプの設計製作を進めている。

CRR用Primary and Intermediate System Pumpの概略仕様並びに概略図を図3.2.3に示す。

本ポンプの主な特長は、

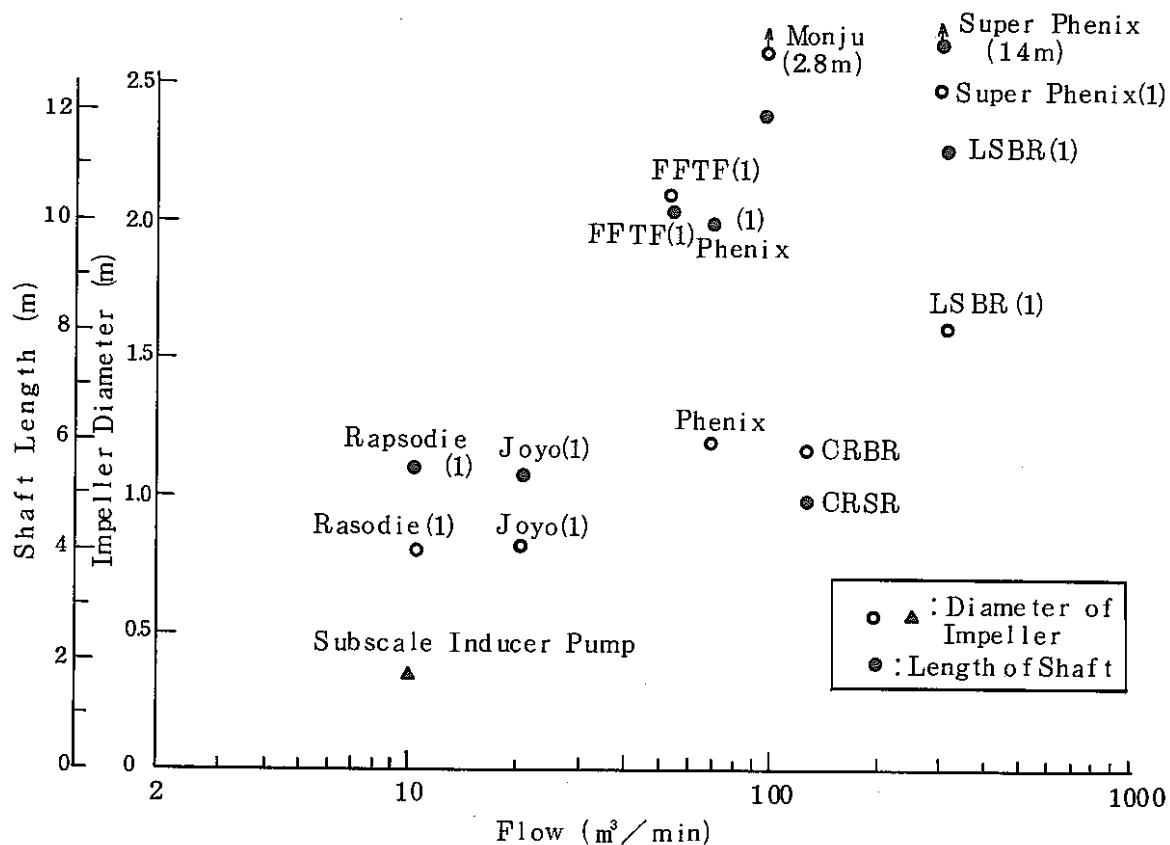


図 3.2.1 各国の機械式ポンプ比較表 (流量-インペラ径, シャフト長)

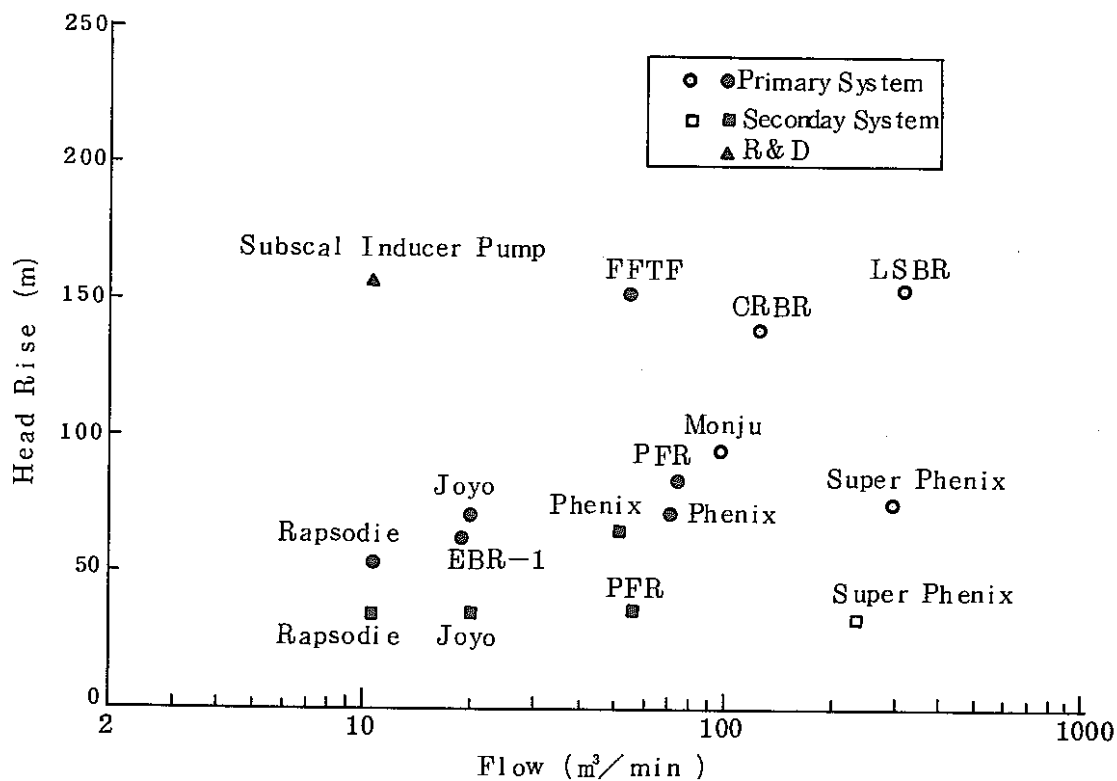


図 3.2.2 各国の機械式ポンプ比較表 (流量-ポンプヘッド)

- (1) スタンドパイプバブラーノズルを設け、ポンプカバーガス圧を炉容器よりより、高圧にすることにより、ポンプ軸長を短くなるように設計している。
- (2) ダブルサクショインペラを採用し、インペラ直径を小さくなるように工夫している。
- (3) ハイドロスタティックベアリングをインペラの上下に設けている。
- (4) ポンプシャフト内にナトリウムが充填されるように設計されている。
- (5) 内ケーシングの変形（円すい状）や熱シャヘイ板の工夫により軸対称的に温度が均一になるように工夫している。

等である。

本ポンプのプロトタイプが製作完了し、B-J社において水中試験中が完了した（1980年12月）。

このポンプは、1981年秋頃から、SPTF（図3.2.4）で、ナトリウム中試験が実施されている。本水中試験中、オーバーロードにより、モータの焼損が生じた。また、ナトリウム試験中、カバーガス領域で、自然対流による熱変形が生じているようで、改造計画がDOEに提出されている。

（1982.11.現在）

ii) Conceptual Designs Prototype Large-Scale Breeder Reactor (PLBR)

Mechanical Pump

米国では、1000MWe級のループ型原子炉の設計研究（Conceptual Design Study）が、Department of Energy（DOE）のスポンサーにより、1976年から実施されており、1981年3月にPhase IIの設計が完了する。

B-J社は、GE社から、この設計研究に関し、1次系、2次系の主循環ポンプの設計を受注し、設計を行った。

iii) Pool-Type LMFBR Plant (1000MWe) 用ポンプ

米国のElectric Power Research Institute (EPRI) が、米国原子力メーカにPool-Type LMFBR Plant (1000MWe) の設計研究を依頼し、1979年8月に各メーカから報告書の提出が完了した。

B-J社は、GE社から受注して主循環ポンプの設計を行った。

本ポンプはタンク型であるため、特にポンプを小型にする必要がある。B-J社は、Low available NPSH用のインペラとして、表3.2.1のようにSingle double-suction type と two double-suction impeller 等を検討した。

② Westinghouse Company (WH社)

WH社は、Fast Flux Test Facility (FFTF)用の1次系、2次系主循環ポンプ(計6台)とプロトタイプの設計製作経験をもっている。

また、Comceptal Designs Prototype Large-Scale Breeder Reactor用の1次主循環ポンプ並びにLarge Pool LMFBR Designにおいてタンク型の主循環ポンプの設計を進めている。

i) FFTF用主循環ポンプ

Fast Flux Test Facility (FFTF)は、原子炉の建設が終り、燃料挿荷前の調整試運転を終了し、現在(1979年12月)燃料挿荷中である。このFFTFには、WH社設計製作の機械式ポンプが1次系主循環ポンプ(3台)と2次主循環ポンプ3台が据付けられている。

FFTFでの運転に先がけ、プロトタイプが製作されETECのSPTEでナトリウム中試験が実施された。1975年7月に「START DRY PRE-HEAT」テストが行われ、トルクが高いことが判明した。色々、調査された結果、カバーガス中において、インナケーシングとアウターケーシングの隙間で自然対流が発生し、ケーシングに多大の温度差を生じさせ、ケーシングの変形が生じていることが判った。そこで、インナーケーシングとアウターケーシングの隙間に自然対流防止板を取りつけ、再度テストされた結果、トルクは下がり順調に運転できた。本現象は動燃の1次モックアップポンプのナトリウム中テストでも生じ、このポンプと同様の対策が実施された。

ポンプの概略図および仕様を表3.2.2, 図3.2.5に示す。

FFTFにおいては、ナトリウム調整試運転中、1次系主循環ポンプのナトリウムレベルを上昇させた結果、一台のポンプが異常振動を引き起こす結果になった。このポンプは、1980年2月の臨界までボニーモータで運転された後、インナーケーシングが引き抜かれ、プロトタイプ(予備)

と交換された。その後、1980年12月末に原子炉の定格運転が順調に進められ、1次系、2次系ポンプ共、順調に運転されている。

ii) Conceptual Design Prototype Large-Scale Breeder Reactor

(PLBR) mechanical Pump

1000MWe級ループ型高速増殖炉の設計が進められており、WH社は1次系主循環ポンプの設計を行った。

ポンプの概略仕様は、

Flow	85,000 GRM (37.1725 m ³ /min)
Total Head, Equally Split Between First and Second Stage	500 Ft (152.4m)
Speed	510 rpm
Required NPSH, at Suction Eye of First Stage Impeller	40 ft (12.192m)
Suction Specific Speed	9,348
Minimum Efficiency	80%
Maximum Shaft Horsepower at 950F	11,135 BHP

である。このポンプは、ETECのSPTFにおいて、B-J社のCRBR用ダブルサクションプンプのナトリウム中試験終了後、1983年12月から1985年6月まで実施される予定である。

iii) Pool-Type LMFBR Plant (1000MWe) 用ポンプ

EPR IからPool-Type LMFBR Plant (1000MWe)を受注したWH社は、主循環ポンプの設計を行った。

WH社は、PLBR用ポンプと同様の型式であるOne Stage double Saction Impellerを採用して設計を行っている。

詳細については、EPR Iに提出された報告書参照のこと。

③ Rockwell International-Atomics International Division (AI社)

Rockwell International-Atomics International Division (AI社)

は、ロケットエンジンの技術を応用し、液体金属の機械式ポンプにインデュー

サーの概念を適用して、Inducer Pump の開発を行っている。

Inducer Pump の概念は、水ポンプ等では使用されているが、ナトリウムポンプに適用したのはA I社が初めてと思われる。^{*}

A I社は、Subscale Inducer Pump → Intermediate Inducer Pump → Large Scale Inducer Pump の順で、大型ナトリウムポンプの開発を進めている。

i) Sub-scale Inducer Pump

Sub-scale Inducer Pumpは、1977年11月1日にLiquid Metal Engineering Center (LMEC 現在 ETEC) Hydraulic Test Facility で水中試験が完了した。その後、ETECのSodium Component Test Loop (SCTL) で1977年12月にナトリウム中試験が開始された。

現在までに、ナトリウム中での種々の特性試験 (Q-H特性, キャビテーション試験, 耐久試験等) が実施された。

Sub-scale Inducer Pump の概略仕様を表 3.2.3 に示す。表 3.2.3 中 "Prototypic Inducer and Sodium Hydrostatic Bearing" は大型ナトリウムポンプに適用するための試験をするために1978年9月～11月にテストされた。

現在は、試験ループ (SCTL) 改造のため、試験が中断されているが、新しいインペラで試験することが計画されている。

ii) Intermediate Inducer Pump

FFTF用プロトタイプポンプのモータ, インナーケーシング, アウターケーシング, シャフト等を流用して Inducer Pump のナトリウム中試験が, ETECのSPTF (Sodium Pump Test Facility) でナトリウム中試験が実施されることになっていたが, FFTFの1次主循環ポンプ (A号機) の異常振動発生により, インナーケーシングが, FFTFに搬入されたので, 中断されていたが, 1981年3月から, 再開される予定

* A I社の説明によると, 「従来の Inducer Pump と多少概念が異なり, キャビテーションは, 液中で発生し, 液中で消滅させるように羽根の形状を設計 (ロケットエンジンの応用) しているので, キャビテーションダメージはどこにも受けない」と云っている。

である。

本ポンプの吐出流量，吐出圧，回転数等は，F F T F 1次系主循環ポンプと同様である。

公開資料はないので詳細なことは不明であるが，Sub-scale Inducer Pump と同様，通常，インペラの下部にインデューサインペラが取り付けられている。

iii) Conceptual Design Prototype Large Scale Breeder Reactor

(P L B R) Mechanical Pump

A I社は，Conceptual Design Prototype Large Scale Breeder Reactor (P L B R)用の1次主循環ポンプ(W H社受注)のバックアップとして Inducer Pump の設計開発を進めることになった。

本ポンプに関して，資料の入手ができないので詳細なことは判らないが概略仕様は，Appendix の中で(Pool type LMFBR Plant)「D O E ポンプ」と比較して多少記載されている。

iv) Pool-Type LMFBR Plant (1 0 0 0 M W e)用ポンプ

A I社はE P R IからPool-Type LMFBR Plant (1 0 0 0 M W e)の設計研究を受注した。その報告書の中で1次系主循環ポンプ並びに2次系主循環ポンプを適用することを決め，記述している。

Appendix の1次系ポンプの記述している項目を参照のこと。

A I社がD O Eに対してプール型を強力に推薦した理由は，1次ポンプに Inducer Pump を採用すると，1次系タンクをそんなに大きくしなくてもよいことが，大きな理由と考えられる。他に，A I社は1次ポンプだけを1次系タンクに挿入することも考えているようである。

Primary and Intermediate Pumps

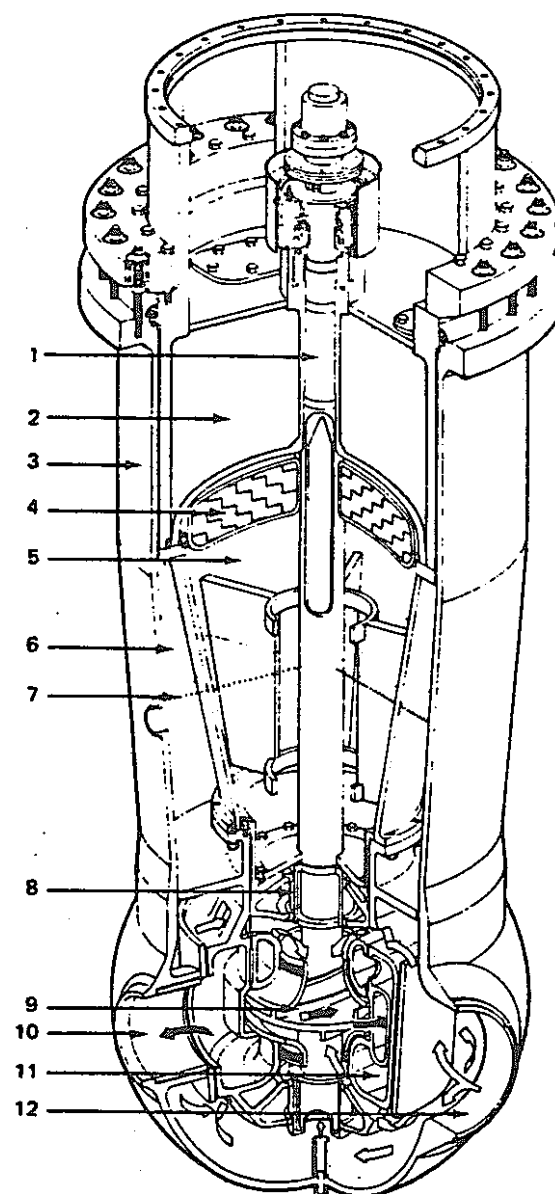
The identical primary and intermediate pumps are vertically mounted and driven by variable speed 5000 HP motors. They are single-stage, centrifugal units with a double-suction impeller. The non-rotating portion consists principally of the tank, the inner structural assembly and the casing. The tank consists of a tapered portion closed at its lower end by a spherical head which contains the inlet and outlet nozzles. The tank cover and all internals are removable as a unit.

The rotating assembly is supported by one thrust bearing and two radial bearings in the motor, and by two sodium lubricated hydrostatic bearings, one above and one below the impeller. The hydrostatic bearings are fed by sodium from the pump discharge.

Radiological and thermal shielding is provided in all pumps. Argon cover gas under pressure fills the space between the top of the sodium and the thermal shield.

Since flow must be maintained at a rate directly proportional to the reactor power, the primary pumps must be capable of variable-speed operation.

Present design permits load following between 40 and 100% of full power. The pump motors are powered by MG sets which supply the variable frequency AC power required for operation of the pumps over this speed range. Independently powered, constant speed, 75 HP pony motors provide circulation during startup, shut-down and for decay heat removal.



Material	316 Stainless Steel
Overall Pump Height (less motors), ft	23
Maximum Pump Diameter, ft/in	8/6
Inlet Diameter, in	36
Outlet Diameter, in	24
Impeller Diameter, in	39
Pump Flow Rate, Primary/ Intermediate, gpm	33,700/29,600
Discharge Head, ft Na at Primary Operating Point	458
Dry Weight, tons	
Primary Pump	82
Intermediate Pump	64 1/2

- 1 Drive Shaft
- 2 Radiation Shield
(Primary Pumps Only)
- 3 Tank
- 4 Thermal Shield
- 5 Argon Cover Gas Space
- 6 Inner Structural Assembly
- 7 Sodium Level
- 8 Hydrostatic Bearing
- 9 Impeller
- 10 Outlet Nozzle
- 11 Casing
- 12 Inlet Nozzle

図 3.2.3 CRBR用Primary and Intermediate Pump

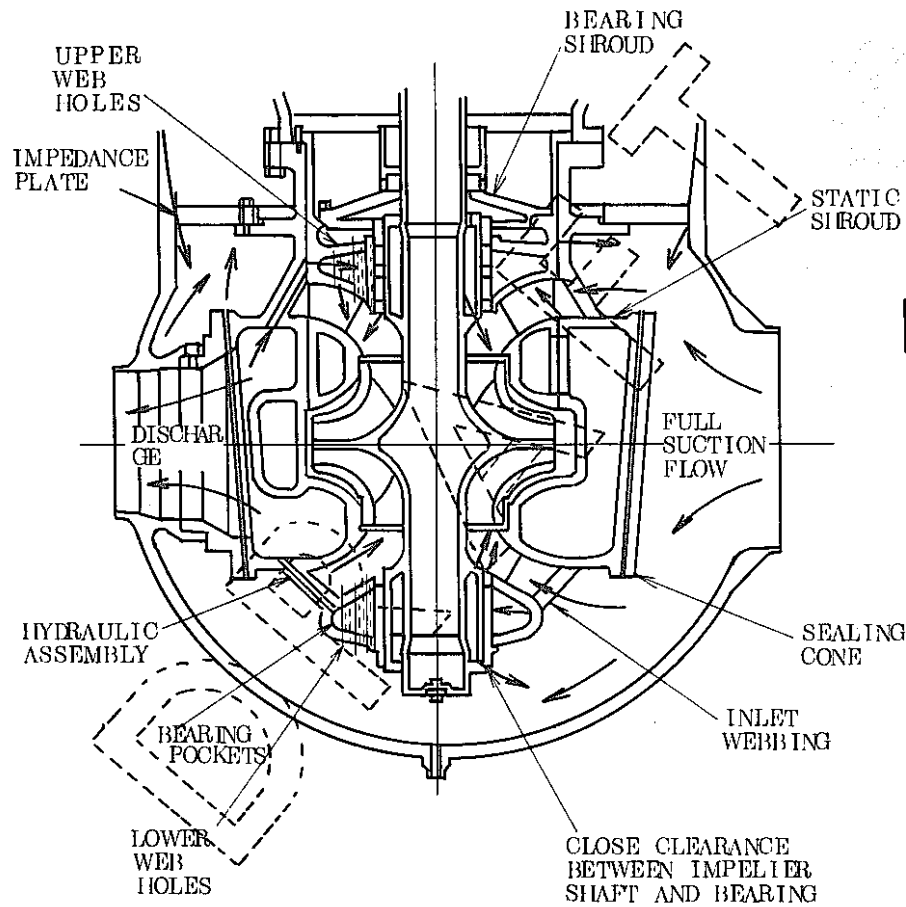
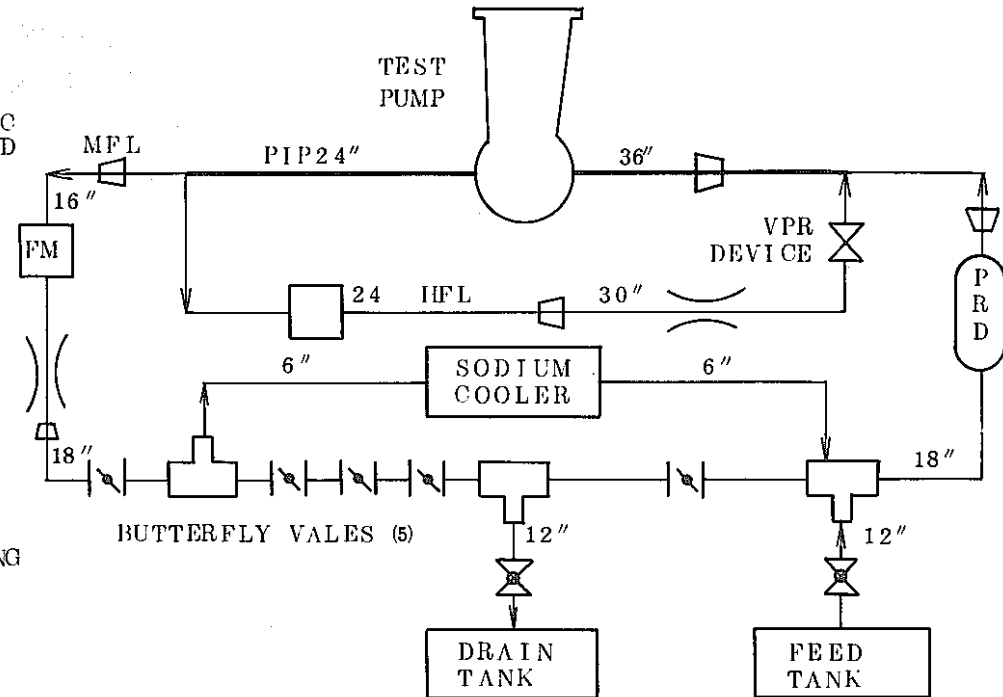


FIGURE 1 SCHEMATIC OF MODIFIED SPTF FLOW LOOPS



USABLE DRAIN TANK VOL. 32420 GAL.
 MAIN FLOW LOOP (MFL) VOL. 3610 GAL.
 HIGH FLOW LOOP (HFL) VOL. 9220 GAL.
 LPP PIP PIPING VOL. 4960 GAL.
 OTHER FACILITY VOLUME 54070 GAL.
 TOTAL FACILITY DRAINABLE VOL. 21860 GAL.

FIG 3.2.4 PROTOTYPE PUMP INTERNAL FLOW PATHS

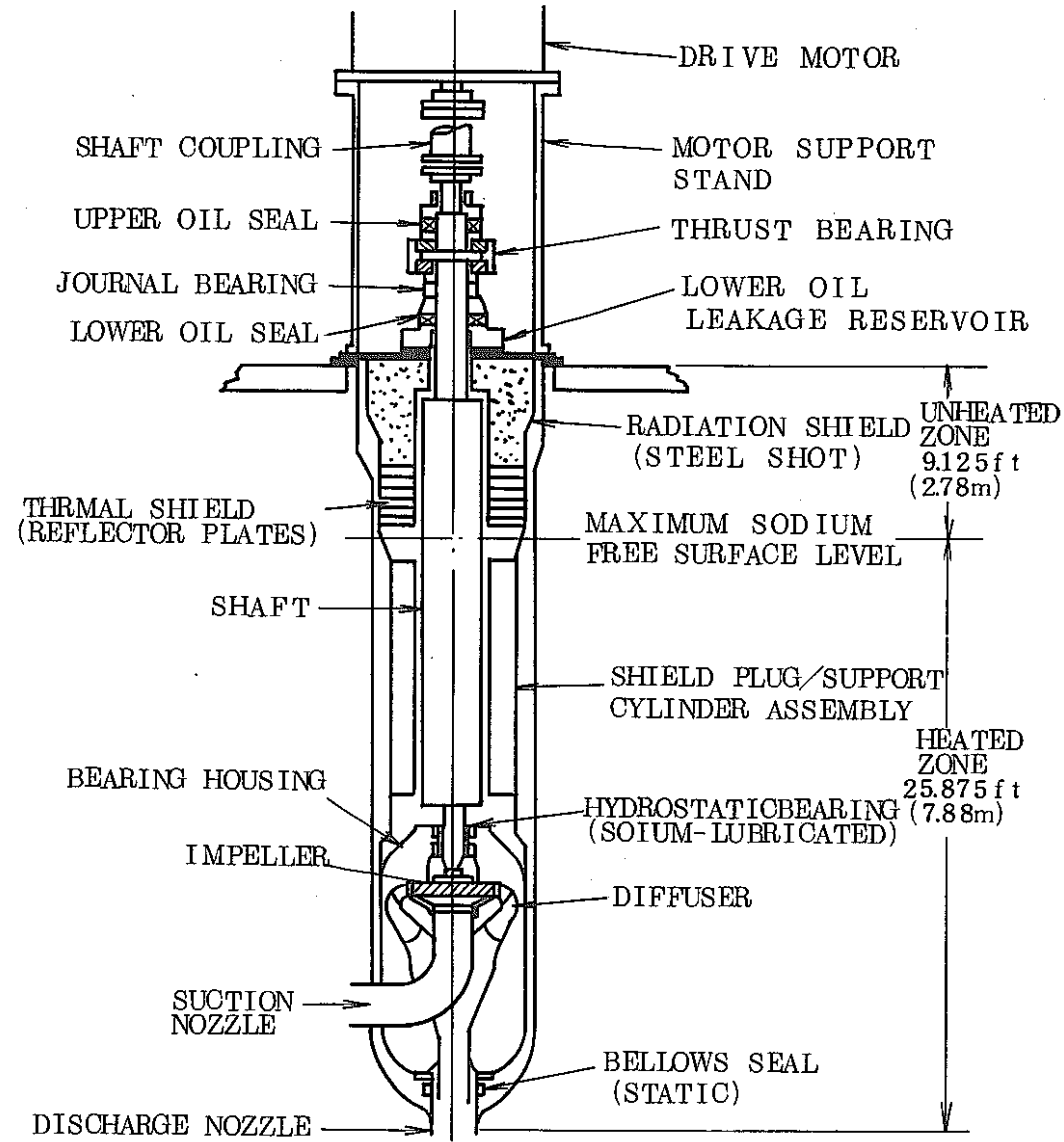


图 3.2.5 FFTF Prototype Pump-Simplified Illustration.

表3.2.1 TABULATION OF VARIOUS PUMP SPEEDS

	Single Stage	Two Impellers in Parallel		
	PUMP SPEED RPM			
	7 2 5	8 7 0	1000	1180
	Variable	Variable Constant	Variable	Variable Constant
Pump Discharge Flow — GPM	68,45 0			
Total Developed Head — FT	3 1 6			
NPSH Available — FT	3 8	4 0	4 5	3 8
Temperable — °F	5 9 5			
Speciffic Speed — Ns	2,5 5 0	2,1 5 0	2,4 9 0	2,9 0 0
Suction Specific Speed, Design. Ss	1 2 4 0 0	1 0,0 0 0	1 2,1 0 0	1 2,5 0 0
Suction Specific Speed, Runout. Ss	1 3 4 0 0	1 0,9 0 0	1 3,0 0 0	1 3,5 0 0
Pump Efficiency %	7 8	7 8	7 8	7 8
Required Pump Power (Cold) H. P.	7,0 0 0			
Required Pump Power (Hot) H. P.	6,1 5 0			
Impeller Diameter Inches		4 2	3 6	3 2
Tank Diameter Inches	8 5	7 5	7 0	6 6
Pump Length Feet	4 5	46' — 3"	45' — 3"	52' — 3"

表 3.2.2 SUMMARY OF GENERAL DATA

A. General	
1. Pump Type	Centrifugal, free surface, single suction, single stage, vertical shaft with shaft seal, variable speed.
2. Shaft Seals	Oil-lubricated, rubbing face, controlled leakage.
3. Sodium Bearing	12 by 12-in; hydrostatic
4. Design Temperature	1050°F
5. Design Pressure :	
Suction	120 psig
Discharge	225 psig
B. Hydraulics at Design Point	
1. Flow	14,500 gpm
2. Head	500 ft
3. Speed	1110 rpm
4. NPSH Available	40 ft
5. Hydraulic Efficiency	80%
C. Size and Weight Data	
1. Overall Pump Length	56 ft
2. Pump Tank Length	35 ft
3. Pump Tank O.D.	80 in.
4. Total Weight (Operating)	165 tons
5. Weight of Removable Internals	82 tons
D. Driver Data	
1. Type	Wound rotor induction, air-cooled, with pony motor
2. Rating	2500 hp
3. Speed Control	Liquid rheostat
4. Speed Range	492 to 1132 rpm

表 3.2.3 Subscale Inducer Test Article Design Parameters

	Original Configuration	With Replacement "Prototypic" Inducer and Sodium Hydrostatic Bearing
Inlet Flow, gpm(m^3/s)	2,834 (0.179)	2,834 (0.179)
Inducer-Impeller Devel- oped Head, ft(m)	548 (167)	517 (158)
Design Temperature, °F (°C)	775 (413)	775 (413)
Operating Temperature, °F (°C)	750 (399)	750 (399)
Speed (rpm)	3,329	3,138
Available NPSH, ft (m)	18 (5.5)	44 (13.4)
Required NPSH, ft (m)	9 (2.7)	15.4 (4.7)
NPSH Margin (%)	100	186
Operating Suction Specific Speed	20,280	9,780
Impeller Tip Speed, ft/s (m/s)	186 (56.7)	175 (53.4)
Hydraulic Efficiency* (%)	83	83

*Based on inlet flow, includes only inducer, impeller, and effects of diffuser and volute.

④ 各社の比較

F T T F 1次主循環ポンプ用プロトタイプがETECのSPTFでシャフトの異常トルク増大と云う現象を起こして以来、米国の各ポンプメーカーでは、ポンプの形状ができるだけ小さくなるように設計努力されてきた。

B-J社, WH社, AI社共, 独自の設計を進め, 大型高速増殖炉用機械式ポンプに対応しようと努力している。ここで, 三社の設計比較をすることにより各社の特長が明確になると思われる。

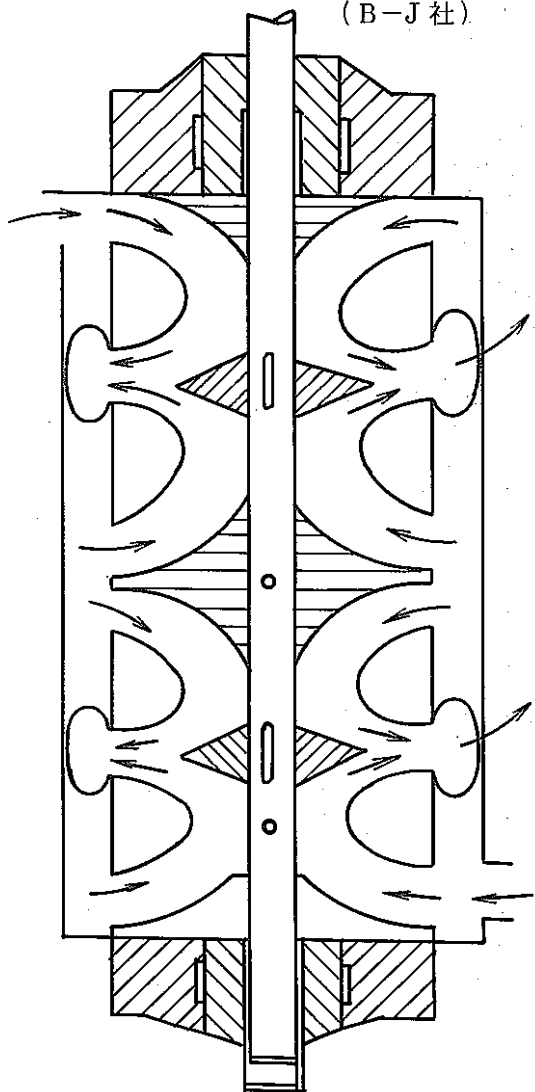
なお, 比較は三社共公開で且つ, ほぼ同一条件で設計されているEPR Iから発表されているPool-Type LMFBR Plant (1000MWe)のデータを採用する。

ポンプの形状を小形化するには, インペラの形式を改良するのが最も適當である。米国の三社は, 図3.2.6のように各社各様のアイデアで開発を進めている。WH社は従来, ナトリウムポンプにインペラを増加し, ポンプヘッドを増加させるように改良しているが, 最も保守的と云えよう。B-J社は, インペラの形状をダブルサクションにすると共にダブルサクションインペラを二段にし, インペラの直径をできるだけ小さくなるように配慮している。各段のインペラのバランス調整が, このポンプを成功させるかどうかにかかっている。AI社は, 通常インペラのサクション側に特殊インペラ(インデューサーインペラ)を設け, 吸込みヘッドを上昇させている。インデューサーインペラの損傷の発生が無ければ最もよいポンプと云えるだろう。

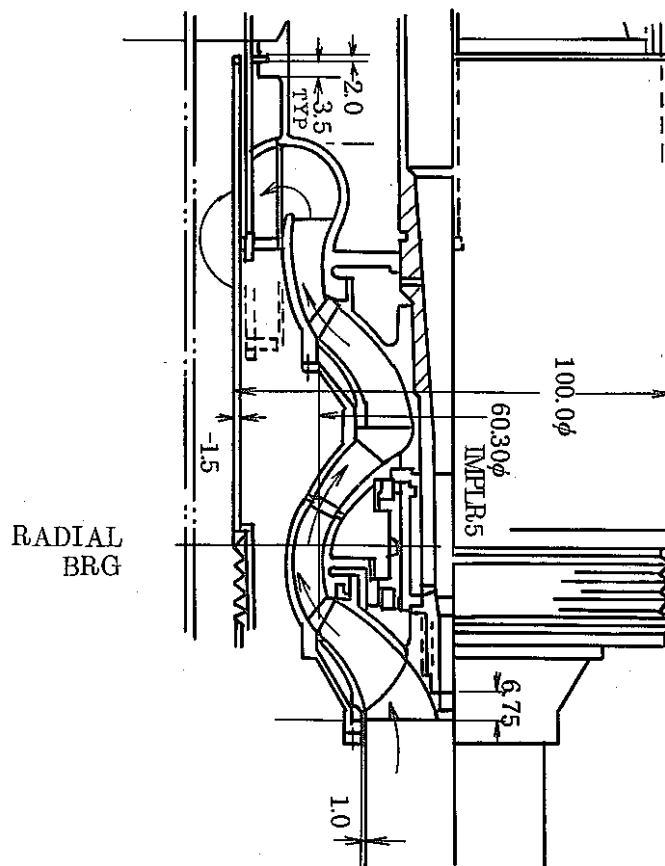
表3.2.4に, 各社のポンプの設計比較表を示す。表3.2.4から各社の特長を比較すると表3.2.5のようになる。

これらの表からも判るように, 大型機械式ナトリウムポンプは, いずれの形式の場合にも難題を持っている。しかし, 各社共, 独自のアイデアにより大型機械式ナトリウムポンプの開発に意欲を燃しているので, これらの形式のうち, 一つは成功すると考えられる。

Two Stage of Double Suction
impeller pumping in parallel
(B-J 社)



Two Stage of Single Suction
Impeller Pump
(WH 社)



Inducer Pump
(AI 社)

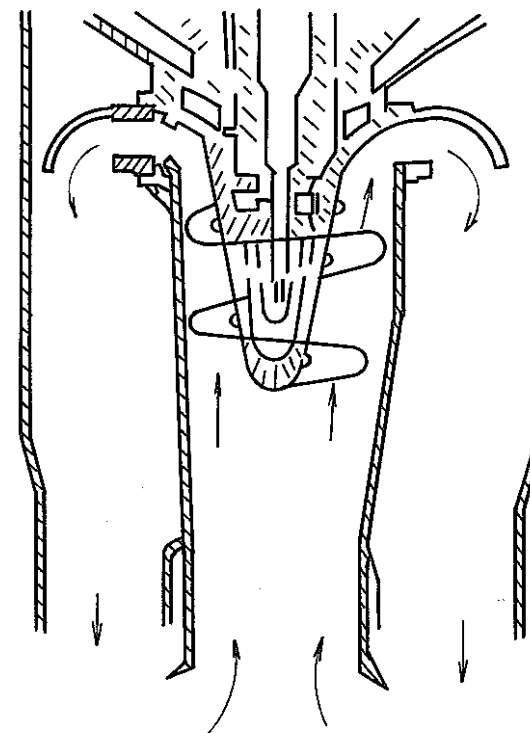


図 3.2.6 Type of Impeller Model

表 3.2.4 ポンプ設計比較表

項 目		B-J 社	WH 社	A I 社
1. Discharge Flow	GPM	68,450	61,682	68,500
	m ³ /min	259	233.5	259.3
2. Total Developed Head	FT	316	334	342
	m	96.32	101.8	104.24
3. Available NPHH	FT	40	50	37
	m	12.192	15.24	11.28
4. Pump Speed	rpm	870	442	745
5. Temperature	°F		665	595
6. Specific Speed		2,150		
7. Suction Specific Speed (Design)		10,000	5,838	
8. Suction Specific Speed (Runout)		10,900		13,286
9. Pump Efficiency (%)		78	85 {Hydrolic Efficiency}	79.6
10. Required Pump Power H.P.		7,000 (6,150)	8,000	6,527
11. Impeller Diameter	inch	42	60.3	47.8
	cm	106.68	153.162	121.412
12. Tank Diameter	inch	75	102	96
	cm	190.5	259.08	243.84
13. Pump Length	FT	46 ⁻¹ - 3"	53	26.5
	m	14.09	16.15	8.08
14. Total Pump and Drive Weight ton			228	148
15. Total Pump Weight (ton)		47.3 (do not include insulation or shot Steel)		86

備考 本データは、EPR I に提出された Pool-Type LMFBR Plant (1000MWe) の Primary Pump から抜粋した。

表 3.2.5 ポンプの特長比較表

項 目	B - J 社	W H 社	A I 社
1. ポンプ軸長	WH社よりやや短い	最も長い軸長になる	WH社の約 1/2 の軸長で最も短い
2. インペラ径	最も小さいインペラでWH社の約 2/3	最も大きいインペラになる	WH社とB-J社の中間のインペラ
3. ポンプ回転数	最も高速回転数で「もんじゅ」1次主循環ポンプとほぼ同様	最も低速回転数で、低速低圧損運転が必要になる	B-J社よりやや回転数が低い
4. ポンプ効率	三社とも同程度	三社共同程度	三社共同程度
5. ポンプ動力	A I社とほぼ同程度	最も動力が大きい	B-J社とほぼ同程度
6. ポンプ起動電流	WH社とA I社の中間	ローターが一番重いと考えられるので起動電流が一番大きいと思われる	ローターが軽いので起動電流が最も少ないと考えられる
7. インペラの数	ダブルサンションインペラ(2)	シングルサンションインペラ(2)	インペラ(1)+インデューサインペラ
8. 設計, 製作, 運転上の問題点	(1) 上下でのインペラの流動バランスを同一にする必要がある。 (2) 低液位の場合でも上部のナトリウムベアリング以上に液位を保持する必要がある。従って軸長が長くなる。 (3) 細長いポンプになるので熱変形には特に注意する必要がある。	(1) 軸長が非常に長くなるので熱変形が生じやすい。特にカバーガス中での自然対流に注意する必要がある。 (2) 定格での回転数が低速である(500rpm以下)での異常時の低速低圧損低液位運転が心配である。 (3) 大型であるので、配置が困難である。	(1) インデューサインペラの損傷を発生させないように設計製作する必要がある。 (2) キャビテーション発生、消滅時の液体振動がポンプ振動に影響を与えないように配慮しなければならない。 (3) 軸長が短いので、低液位運転ができない。

⑤ 大型炉用ナトリウムポンプの開発計画

1000MWe以上のループ型大型炉用ナトリウムポンプについて、DOEは、以下のスケジュールで開発計画を進めている。

PROGRAM SCHEDULE

Initiated Conceptual Designs-Three Contractors	7/77
Selected Concepts and Initiated Primary and Intermediate Pump Final Designs	3/79
• Reference Primary Pump -Westinghouse • Alternate Primary Pump -Atomics International • Reference Intermediate Pump -Byron Jackson	
Complete Reference Primary Pump Fabrication and Delivered for Sodium Test	Ist Qtr.-83
Complete Reference Intermediate Pump Fabrication and Delivered for Sodium Test	Mid-84
Reference Pump Activities Include Fabrication and Test Full-Size Prototype Pumps.	
Alternate Pump Activity Includes Design and Development Only.	

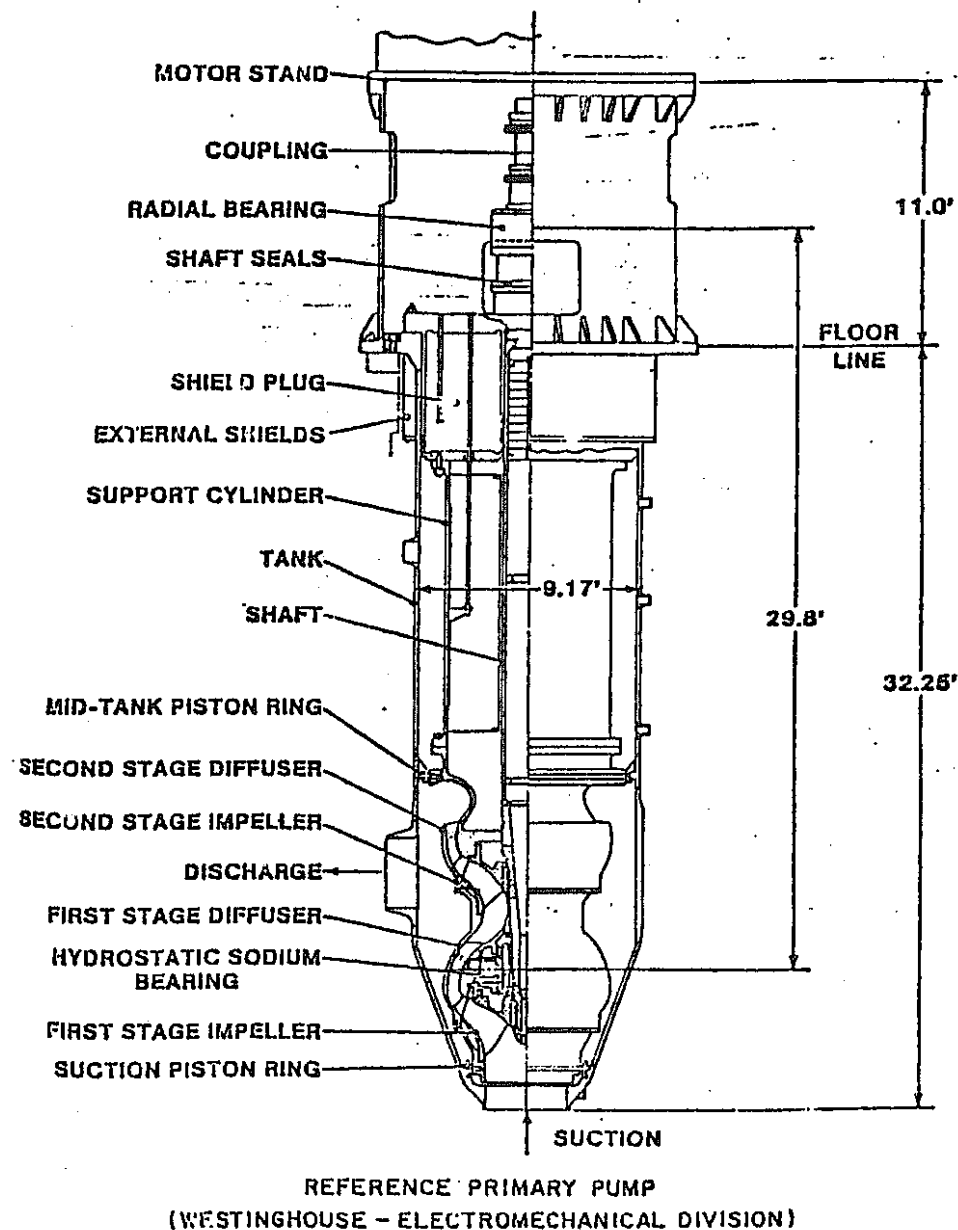
図 3.2.7 ～図 3.2.9 にポンプへの要求条件，仕様，ポンプの概略図を示す。

PUMP DESIGN CHARACTERISTICS

	Primary		Intermediate
	Reference	Alternate	Reference
Flow Rate, gpm	85,000	85,000	85,000
Head, ft	500	500	300
Speed, rpm	480	659	1,115
Motor Size, hp	13,000	13,000	8,500
NPSHa, ft	50	48	236
Bearing Diameter/Clearance	32.0/0.036	28/0.026	24/0.030
Hydraulic Arrangement	2-stage	1-stage (plus Inducer)	1-stage
Efficiency	82.0	82.0	80.0
Weight, Less Motor (Dry), tons	220	170	50

PUMP DESIGN REQUIREMENTS

	Units	Primary	Intermediate
1. Design life	Years	40	40
2. Availability	%	99	99
3. Location in loop	—		
4. Suction/discharge nozzle dia.	in.	40/36	36/36
5. Design flow rate	gpm	85,000	85,000
6. Total head at design flow	ft	500	300
7. Cover gas pressure-min/max	psia	12/18	—/130
8. NPSH available at 0% of design outlet flow at H ft below reactor operating level	ft	$(33.3+H) - 0.00138Q^2$	150 (min)
9. Sodium temperature-max/nominal	°F	650/930	650/600



☒ 3.2.7 PUMP DESIGN CHARACTERISTICS

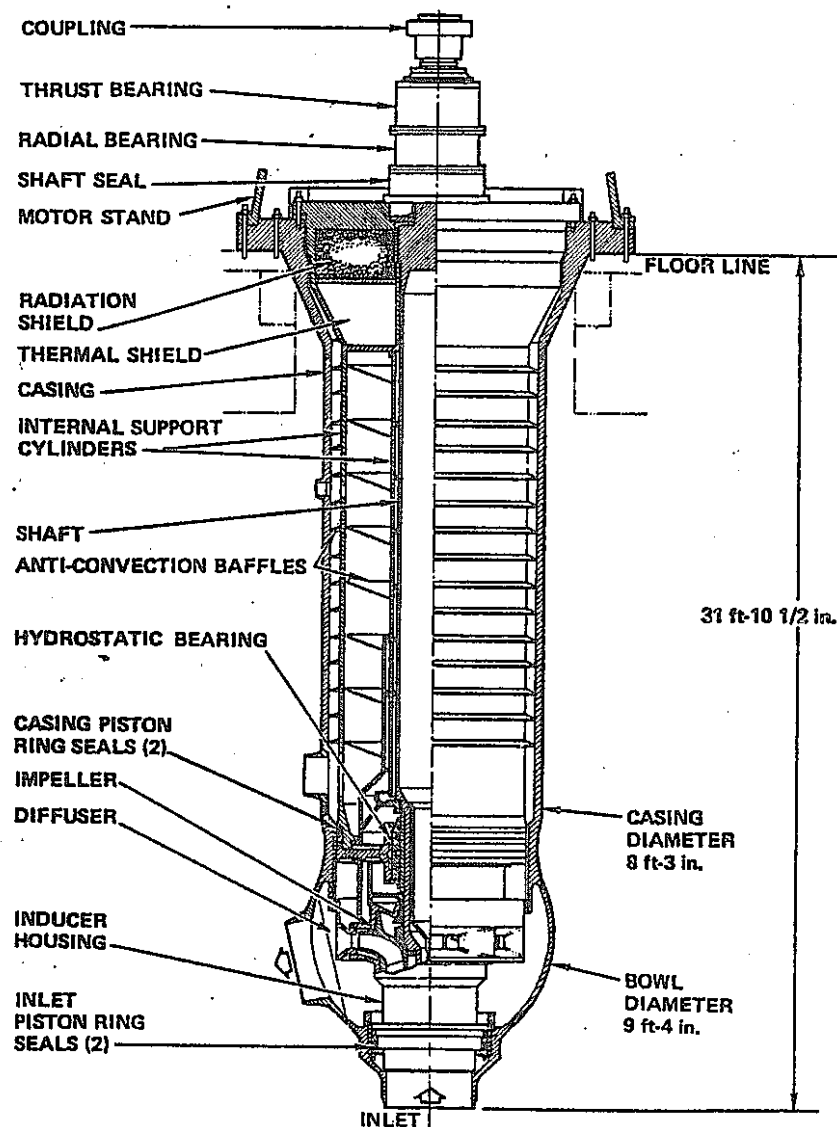


FIG 3.2.8 ALTERNATE PRIMARY PUMP
(ATOMICS INTERNATIONAL)

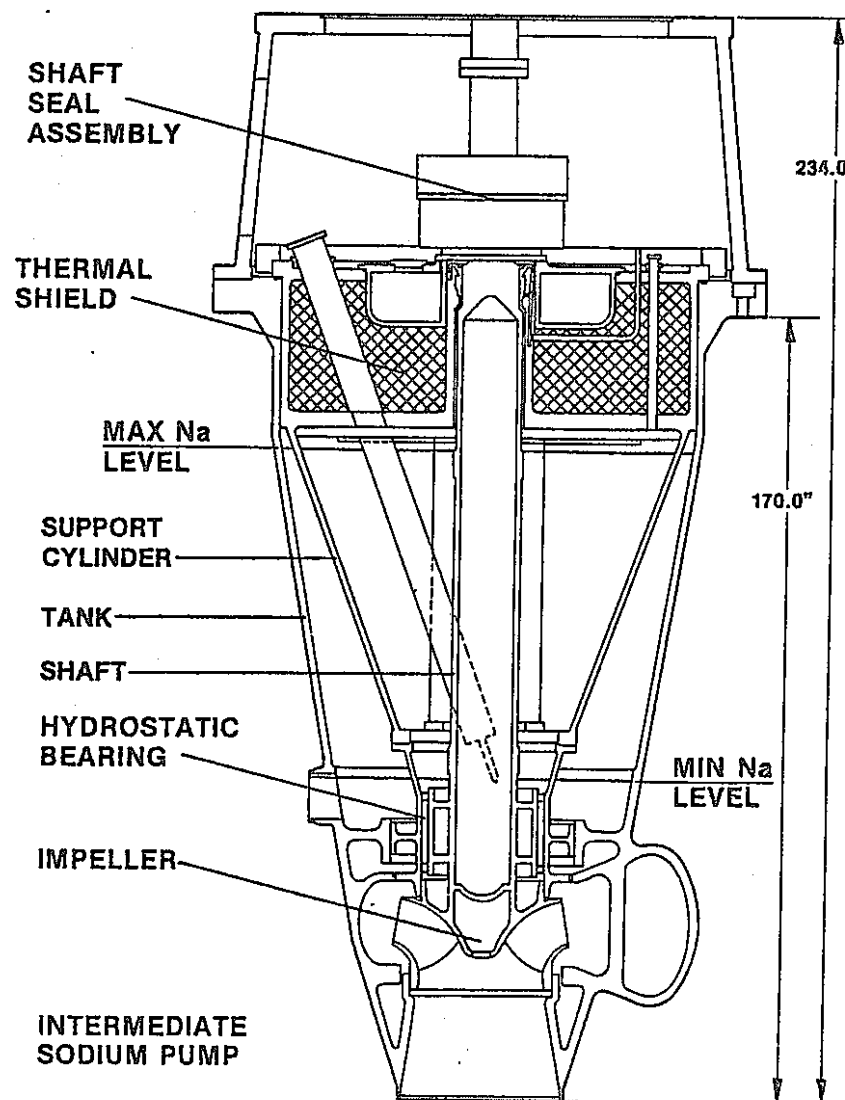


FIG 3.2.9 (Byron Jackson Pump Division)

(2) フランス

1) Phénix の 1 次主循環ポンプ

i) 概 要¹⁾

ポンプの仕様を表 3.2.6 に示す。図 3.2.10 にポンプ断面の概略と主要寸法を示す。

本ポンプはタンク型用のコールドレグ・ポンプで単段片吸込型である。インペラ直径は約 750 mm ϕ と推定される（流量とヘッドとの関係より筆者らが推定）。

ii) 逆止弁²⁾

ポンプ吐出側にはフロート式逆止弁が設けられポンプトリップにより自動的に作動する。

iii) ポンプ本体のサポート²⁾

タンク型炉では、ポンプの上部はしゃへいプラグにより支持され、一方ポンプの下部は炉心下部構造に固定されているため、炉容器の半径方向に両支持端の熱膨張差が生じる。

そこで、本ポンプでは逆止弁の下流側に Double ball joint 付の vertical sleeve が取付けられてポンプの下部が支持され、ポンプの傾きが許容される。（図 3.2.10 の下方に vertical sleeve と思われる部分が認められるが、詳細は不明）

iv) 故障・不具合の経験¹⁾

(a) 流体中静圧軸受のトラブル

このトラブルが発生したのは、2 次冷却系 1 系統がトラブルのため停止した後、1 次系ナトリウムを再加熱している時であった。

ポンプの軸に焼ばめされているスリーブ内筒が突然外れて軸の上部へ移動した。このトラブルは非常にわずかな許容範囲内の振動が発生したため判明した。その後 2 か月間、このポンプは回転数を 800 rpm より 790 rpm に下げてそのまま運転された。

本ポンプはその後、引き抜かれ解体、洗浄および除染が行なわれた（Phénix ではこの様な不測の事態に備え、ポンプは当初より予備機が 1 基用意されている。この際にはこの予備機との交換が行われた。

解体検査の結果、このトラブルの原因はナトリウム・ベアリングにナトリウム充填の際に、質量の大きいポンプ軸に比較して質量の小さい焼ばめの“たが”を急激に昇温させたために、“たが”が外れたためであることが判明した。それ以来、ベアリングのスリーブ内筒は、キーにより固定され、簡単には外れないよう改良された。ただし事故機以外の2基のポンプにはこの様な対策は構じられていないが、運転開始以来43,500hrの運転を達成しているという。

(b) 逆止弁の締切り性能の改良³⁾

1次系ポンプには逆止弁が取り付けられている。これは出力上昇中、故障のために1基のポンプが停止し、残り2基のみによって満足な運転を達成せねばならない場合のためのものである。

すなわち2基のポンプを運転しながら残りのポンプの回転数を低下させていった場合に、後者のポンプに生ずる逆流によりそのポンプの押し込み弁がフロートの作用により閉止する機構となっている。

この弁に関する第1回試験の結果、ナトリウム温度400℃の場合当初の3基合同運転時の各ポンプ回転数が550rpm以上でないと、その後停止するポンプの弁がしめ切らないことが判明した。

この弁は、特にプラントの負荷が低い場合に、その機能が不完全であったので、3基のポンプ各々について逆止弁近傍の流路の変更を行った。その結果、ナトリウム温度400℃に対して、当初の3基合同運転時の各ポンプ回転数が175rpmであっても、その後停止するポンプの弁がしめ切るようになった。

(c) ポンプ吸込み口におけるナトリウム温度計測³⁾

各ポンプ吸込み口におけるナトリウム温度測定は特に重要なものである。すなわちこの温度は燃料集合体の温度解析に使用されるためである。

しかしながら出力上昇試験開始当初においては、炉心入口温度を反映するような値は何ら得ることができなかった。この際の熱電対はポンプも上部に取付けてあり、この位置はナトリウム軸受を通過するナトリウムの後流にあたるため、ホット・プレナムからコールド・プレナムへの放熱により重大な影響を受けるためである。そこで炉心温度計算処理コードを補正

して出力上昇試験の際に使用した。1974年4月には1次ポンプ羽根車吸込み口のディフューザ部に、熱電対を付け直した(図3.2.11)。この改良によって非常に満足な結果が得られた。

2) Phenix の2次主循環ポンプ⁴⁾

i) 概要

ポンプの仕様を表3.2.7に示す。また、ポンプ断面の概要と主要寸法を図3.2.12に各々示す。図3.2.13は、本ポンプのQ-H特性を示したものである。Phenix 2次冷却系のフローシートを図3.2.14に示す。

本ポンプは単段片吸込型で、膨張タンクを備え、吸込ノズルは斜め下方に、吐出ノズルは真下に取り付けられている。膨張タンクにはオーバーフローノズルにも取り付けられている。

ii) ポンプ・ケーシングの選定根拠

膨張タンクがポンプケーシングと合体し、これにより運転中の液面変動が許容される。

吸込ノズルを斜め下方に、吐出ノズルを真下に取り付けた構成は、接続配管の短縮化およびポンプ・サポートの簡略化のためだと説明されている。

iii) Phenix 2次主冷却系圧損の見積りの誤差

図3.2.13は、本ポンプのQ-H特性の理論値および実験値を示したもので、定格回転数の設計値が908 rpmであるのに対して、実際には730 rpmで定格流量を達成した。すなわち、2次主冷却系圧損が実際には38 mNaであるのに対し65 mNaと過剰に見積られたために本ポンプはかなりオーバーサイズとなった。

3) Super Phenix の1次主循環ポンプ

i) 概要²⁾

ポンプの仕様を表3.2.8に示す。また、ポンプ断面の概要と主要寸法を図3.2.15に各々示す。

本ポンプはタンク型用コールドレグ・ポンプで単段片吸込型である。インペラ直径は約1500 mm ϕ と推定される(流量とヘッドとの関係より、筆者らが推定)。

ii) 逆止弁²⁾

締切り装置は吸込みストレーナに取付けた“円筒状止め弁”により構成される。この開閉はポンプのプラグ上から機械的に遠隔操作される。

Phoenixの場合のような自動締切りのフロート弁はスケールアップが不可能だったという。

iii) ポンプ本体のサポート⁵⁾ (図 3.2.16, 図 3.2.17)

本ポンプは最大径 2.5 m ϕ , 全長 15 m, 全重量 120 ton (モータは別, 生体しゃへいは含む) となり, 大型であるため Phoenix のポンプの実績を外挿することは困難である。特にスペースの制約より Double ball joint および大曲率のエルボは使用できない。その結果, ポンプに可動性を与える方式となった。

この方式はポンプの上部を Flexible ring で支持し, しゃへいプラグと炉心下部構造との炉容器半径方向への熱膨張差によるポンプの傾きを許容できるようにしてある。一方, ディフューザの下端には球形の部材が取付けられ撓動可能である。Phoenix の場合と同じくこの部材には撓動を容易にするため合金が使用されている。

Flexible ring の寸法は計算により決定されている。また, Flexible ring の垂直・水平方向の剛性は縮尺模型により確認されている。

iv) 流体中静圧軸受²⁾

流体中静圧軸受は径が大きく高さが小さいため, ポンプの傾斜を考慮したうえで, 起動・停止時の摩耗を低減する研究が行われた。軸受の取付位置については, 危険速度の観点より安定性が良く, かつ軸受のリークフローがインペラ入口における流れを乱さないよう検討してある。軸受の最適寸法は水中試験により各種の軸受の縮尺模型を試験したうえで決定した。軸が傾斜した場合および低回転数における軸受の揚力については特に検討が行われ, 起動・停止時の接触時間を小さくするよう考慮されている。

なお, 本ポンプの回転数は 75~500 rpm で, ボーモータ回転数は 75 rpm, Half delivery まで約 50 sec.

v) R & D⁶⁾

Super Phoenix は Phoenix に比べて出力が大きいため, ポンプ数が 4 基

(Phénixは3基)で流量が $5 \text{ m}^3/\text{s}$ (Phénixは $1 \text{ m}^3/\text{s}$)である。従って大型化に伴い、部品単体の段階での水中およびNa中試験が非常に多く要求される：

- Chartres (地名) の Societe BERGERON においては、ポンプ内の流力特性を研究するための1/5モデル(1個)の水中試験が実施されている。
- Bouviers の JEUMONT SCHNEIDER においては実寸大Na中軸受の水中試験が実施されている。
- EdF の Laboratoire National d'Hydraulique (流力試験室) においては、コールドプレナムのモデルが製作され原子炉に設置した状態におけるポンプの流力特性の水中試験が実施されている。
- CADARACHE においては、1978年にポンプ吐出ノズルから炉心下部構造までの連結管の機械的挙動の試験および連結管からのリーク量の測定が行われる予定である。
- イタリアの Centre CNEN de Brasimone においてはポンプのNa中軸受を含むシャフト全体の実寸大モデルを試験するためのNaループを建設中である。
- Gennevilliers の EdF のサイトにおいては水試験ループがあり、Super Phénix のポンプは全数が納入時にこのループで試験されることになっている。

以上の試験はPhénixのポンプR & Dの場合とほぼ同様な進度で進行している。Super Phénixのポンプの外挿ファクタ (Extrapolation factor) はRapsodieのポンプをPhénixのポンプに外挿した場合よりも小さい。(訳注：例えばポンプ流量を比較するとRapsodie $11 \text{ m}^3/\text{min}$, Phénix $71 \text{ m}^3/\text{min}$, Super Phénix $300 \text{ m}^3/\text{min}$ 。)

そのため、Super Phénixのポンプでは実寸大モデルのNa中試験を行わずに、その性質および信頼性を確認せねばならないであろう。

一方、地震時の挙動については計算による確認が行われている²⁾。前述の如く、ポンプは可動性のある支持方式が採用されているため、その振動モードについては注意が払われている。先ず炉容器しゃへいプラグおよ

び炉心下部構造について加速度および振動スペクトルが計算されている。さらにこれらの部材について dynamic calculation が行われるという。ポンプの上下の支持部分については応力計算が行われ ASME Code の許容値より低いかの検討が行われている。また回転体の dynamic stability および液体中静圧軸受のギャップが小さくなった場合の現象についても確認がなされている。

4) Super Phoenix の 2 次主循環ポンプ

i) 概 要 ⁴⁾

ポンプの仕様を表 3.2.9 に示す。図 3.2.18 にポンプ断面の概略と主要寸法を示す。図 3.2.19 に 2 次冷却系のフローシートを、図 3.2.20 にその見取図を各々示す。

本ポンプは単段片吸込型で、膨張タンクを備え、吸込ノズルは真下に、吐出ノズルは斜め下方に 2 個取付けられている。

ii) ポンプケーシングの選定根拠

Phoenix の 2 次主循環ポンプと同様に、膨張タンクが取付けられている。膨張タンクを備える理由としては、運転中の液面変動を許容でき、過渡的流動状態における圧力波（特に Na-水反応時の衝撃圧）を緩衝できるためである。

膨張タンクはナトリウム容量が 5.5 m^3 、およびカバーガス容量が 1.5 m^3 ある。またポンプ本体の重量（ナトリウムは含まず）が 9.4 ton である。従って、ナトリウムがチャージされた場合の重量は約 14.0 ton にも達する。この様な“大容量ナトリウムタンク”のサポートを耐震上有利にするため、サポートはナトリウム充填状態のポンプの重心に近いレベルで行われていることが推定される（図 3.2.18）。

吐出ノズルを斜め下方に備える理由は、図 3.2.20 ⁷⁾より考えるとポンプを支持するフロアとの干渉を避けるためと推定される。また吐出ノズルを 2 個備える理由としては、各ループに 2 基存在する IHX への配管引廻し上有利なためと推定される。

この様に等管系に設置されるポンプ（ループ型炉の 1 次主循環ポンプおよびループ型、タンク型を問わず 2 次主循環ポンプ）においては、配管引

廻しまで考慮して総合的にコンパクトなレイアウトになる様にポンプの型式を決定することが重要である。

5) Super Phenix II の 1 次主循環ポンプ

i) 概 要 ⁸⁾

ポンプの断面概要を図 3.2.21(a) に示す。図 3.2.21(b) は Super Phenix II の原子炉構造の断面および上面図を示したものである。

本ポンプはタンク型 (1500MWe, 4 ループ) 用のコールドレグポンプで、単段片吸込型である。

ii) 原子炉構造のコンパクト化の観点からの、ポンプへの要求事項 ⁸⁾

Super Phenix II は、出力は Super Phenix より大きい商用炉としての性格上、炉容器直径は Super Phenix よりもわずかに大きい程度にとどめ、さらに 2 次系のコンパクト化および SG を格納容器と同一の建屋に収納することにより、スチール重量および建屋敷地面積を Super Phenix と同程度にすることが意図されている。

以上の目的に基き、1 次主循環ポンプに対しては以下の事項が要求されている：

- ポンプ本体を小型化する
- ポンプ 4 基と I H X 8 基が配列される円周の直径を Super Phenix の場合よりも小さくする。

iii) 1 次主循環ポンプ型式の選定根拠 ⁹⁾

本項では、ポンプのコンパクト化の観点よりフランス (CEN, BERGERON) で行われた 1200MWe 4 ループ、タンク型用ポンプの概念設計について示す。(ただし、Super Phenix II は 1500MWe であるため、本検討で採用された型式と実際に Super Phenix II で採用予定のポンプとは寸法および詳細構造は異なると思われる。)

図 3.2.22(a) は、クロスフロー、下吸込み型、図 3.2.22(b) はクロスフロー、両吸込み型の概念を示す。クロスフロー型とは吐出管が、ポンプに吸込まれる流体の流路を横切ることより呼ばれる。これらの型式は、ポンプ全体としての流れが複雑で、引き抜き部分が大きくなる。よって、これらは採用されないことになった。

図 3.2.23(c)は 2 段吸込み型で高圧プレナムは引き抜かない型式である。この型式の基本概念は、ポンプの軸長およびインペラ径を小さくすることである。本図ではインペラの各段が要求されるヘッドの 50%を発生する。実際には、この型式ではインペラ第 1 段から第 2 段にかけての“戻り”の部分で発生ヘッドが低下する。さらに製作上、以下の問題点がある：

- 各段におけるシール性の問題。
- ナトリウム中軸受を 2 個備えるか、またはシャフトの設計を Super Critical (定格回転数>危険速度)にする必要がある。
- 構造が複雑でコストが高い。

以上の理由により本型式は採用しないことになった。

図 3.2.23(d)は両吸込み型で、高圧プレナムは引抜かない型式である。寸法に関してはこの型式が総合的にみて最も有利である。すなわちインペラ直径は最小となり、従って引抜き可能な部分の径が最小となる。

本型式の問題点としては；

- 回転数が大きくなるため、シャフトを Super Critical にするか、ナトリウム中軸受を 3 個備える必要がある。
- ポンプ内の流れが非常に複雑になる。
- 吸込みスカートが必要とされるため、炉容器内に固定され引き抜かれない部分のスペースは単段インペラ、下吸込み型の場合より大きくなる。(なお引き抜き部分の径が小さいことは余りメリットにはならない。)

以上の理由より本型式は採用されないことになった。

図 3.2.24(e)は単段インペラ、上吸込み型で、Super Phenix で採用された型式である。

本型式の特徴は；

- 吸込みスカートが必要とされる。これは 1 次系機器および、かなりの重点を占める。
- ポンプの直径はこの吸込みスカートにより決定される。

図 3.2.24(f)は単段インペラ、下吸込み型で、Super Phenix II で採用予定の型式である(寸法および詳細構造は異なる)。

表 3.2.6 フェニックス 1 次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of Phénix primary pump¹⁾

Operating speed (rpm)	810
Operating speed range (rpm)	100~810
Flow rate (kg/s)	1030
Pump power (KW)	650
Head	48
Number of Coolant loops	3
Number of pumps/loop	1
Pump location	Cold leg

表 3.2.7 フェニックス 2 次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of Phénix secondary pump⁴⁾

Type	Centrifugal, Axial
Bearing in liquid metal	Hydrostatic
[Nominal characteristics]	
Flow rate (kg/s)	737
Temperature (°C)	350
Head (mN a)	28
Speed (rpm)	730
[Motor]	
— Main motor	
Power (KW)	770
Maximum speed (rpm)	954
— Auxiliary motor	
Operating speed (rpm)	100
[Expansion Reserve tank]	
Diameter	3700
Volume of Sodium	22.5
Volume of Argone	6
Covergas pressure (bar abs.)	1.3~1.5
Number of coolant loops	3
Number of pums/loop	1
Pump location	Cold leg

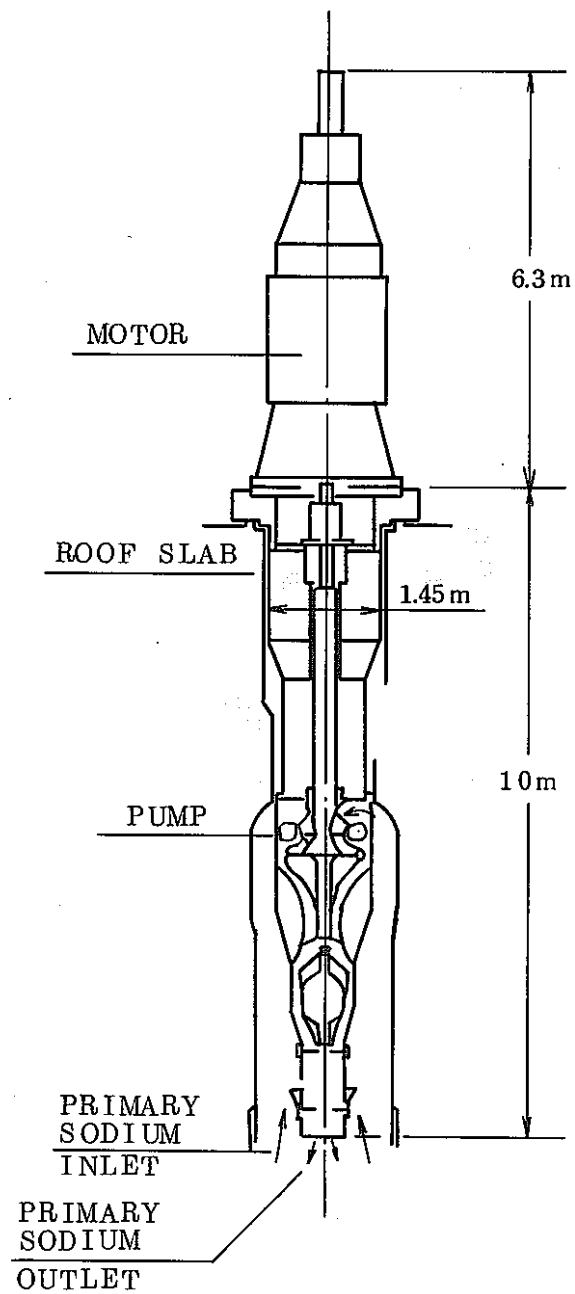
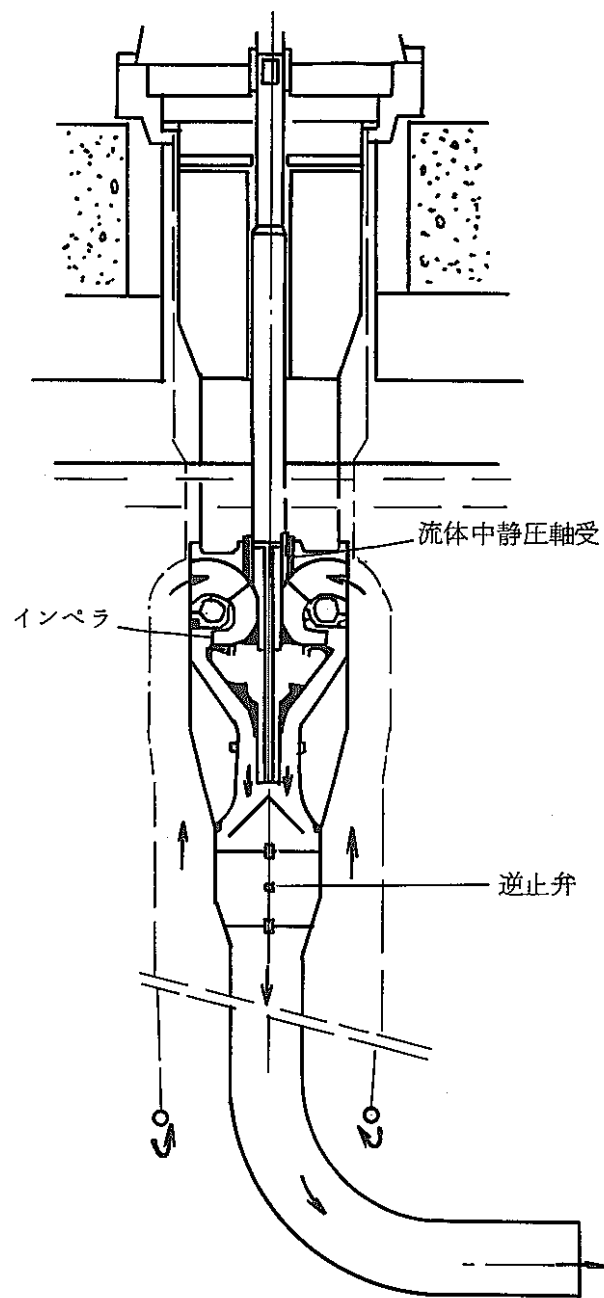


図3.2.10 Phenix primary pump (フェニックス1次主循環ポンプ)

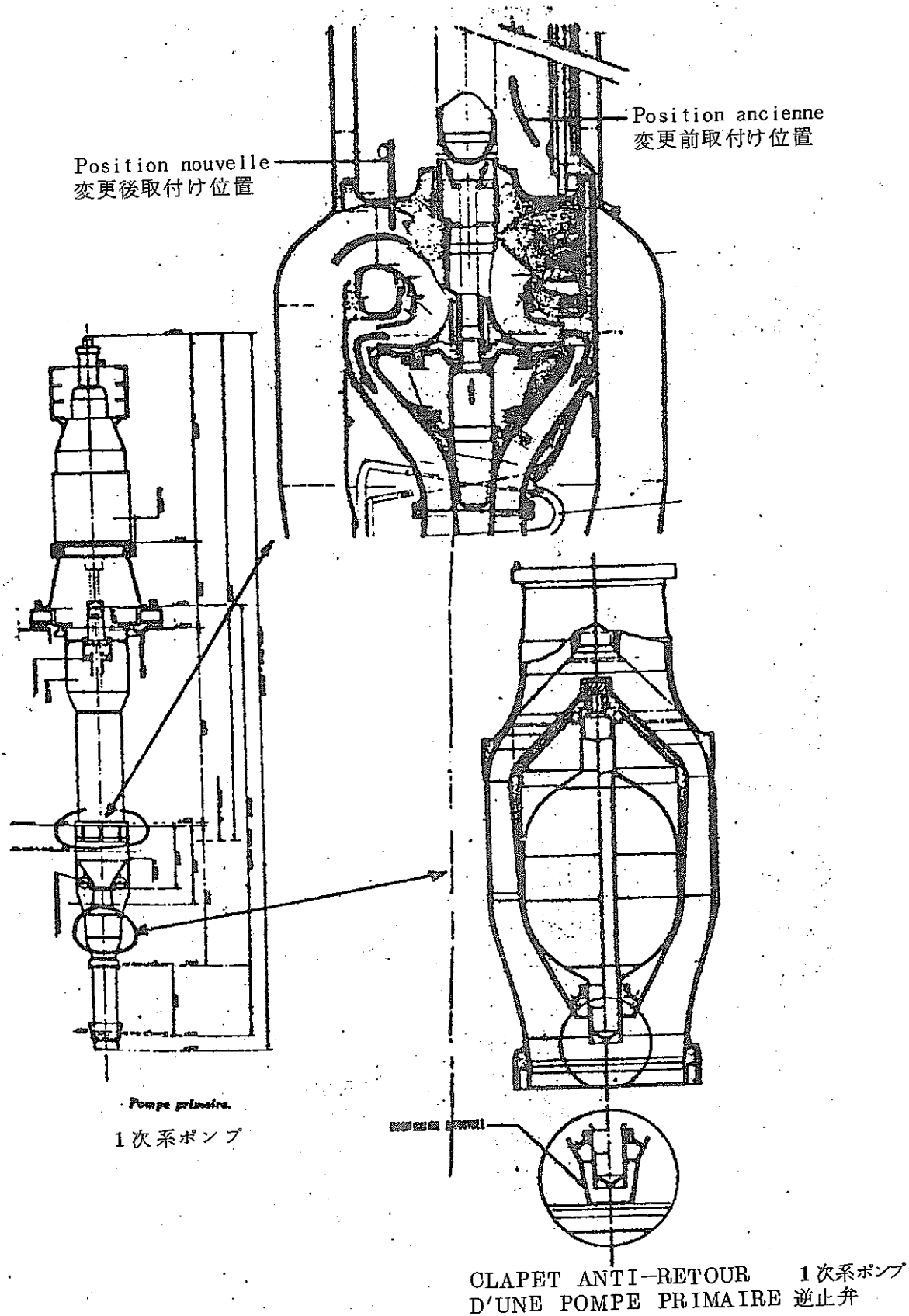


図 3.2.11 ポンプ吸込み口におけるナトリウム温度測定
Medasurement of temperature at the pump
suction (Phénix primary pump)

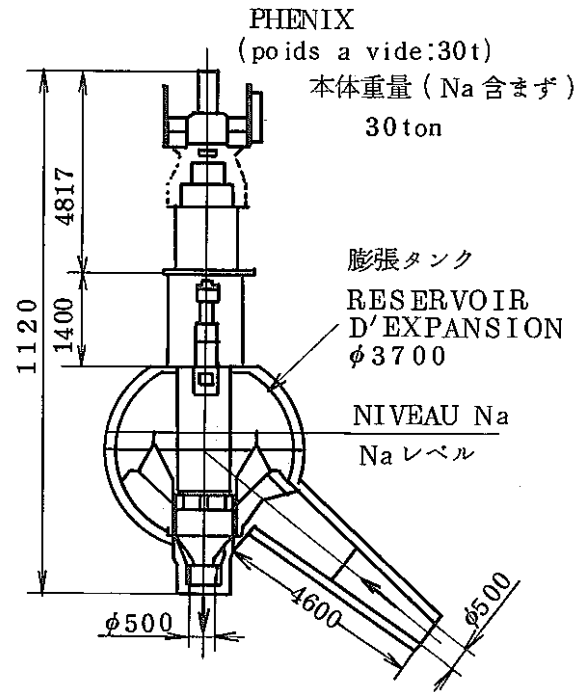
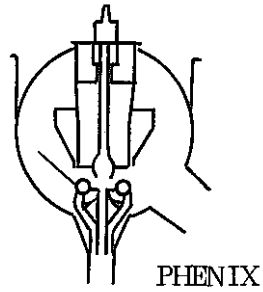


図3.2.12 Phenix secondary Pump
(フェニックス 2次主循環ポンプ)

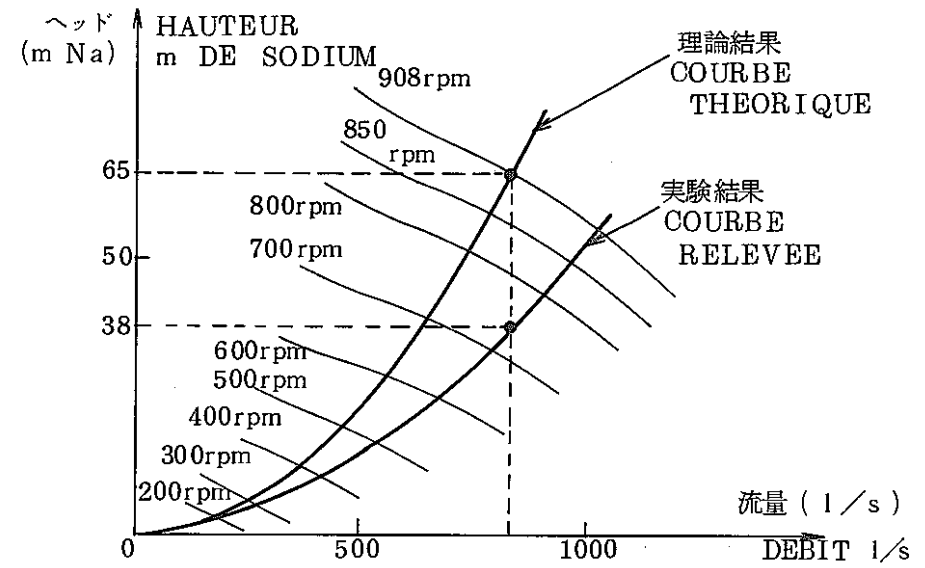


図3.2.13 Phenix secondary pump characteristics
(フェニックス 2次主循環ポンプ)
(Q-H特性)

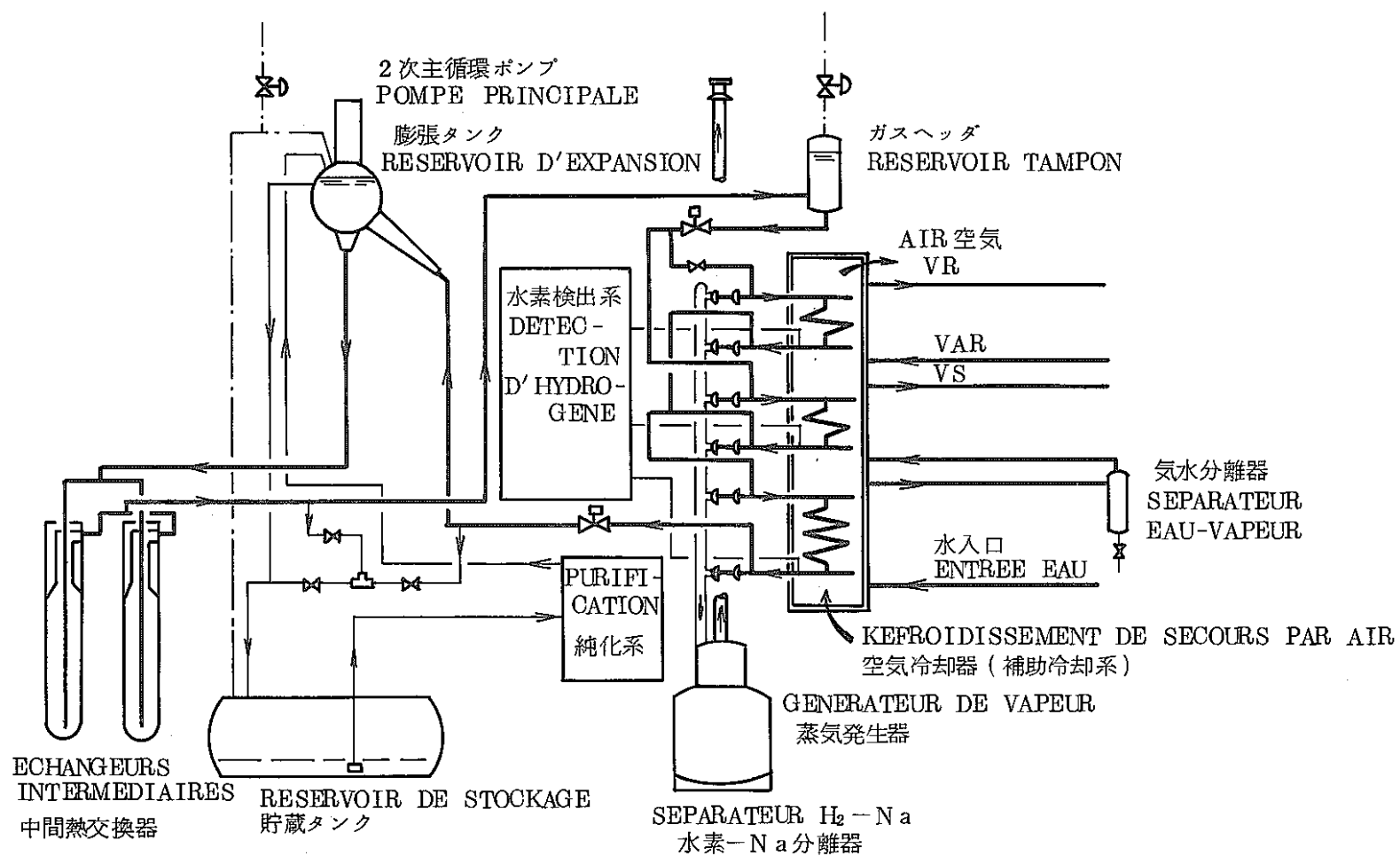


図3.2.14 フェニックス 2次冷却系

Secondary circuit of Phénix

表 3.2.8 スーパ・フェニックス 1 次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of Super Phenix Primary Pump²⁾

Operating speed (rpm)	460
Operating speed range (rpm)	75~500
Flow rate (kg/s)	4100
Head (mNa)	65
Main motor power (KW)	3300
Auxiliary motor operating speed (rpm)	75
Half delivery time (sec)	~50
Number of coolant loops	4
Number of pumps / loop	1
Pump location	Cold leg

表 3.2.9 スーパ・フェニックス 2 次主循環ポンプの仕様⁴⁾

Design characteristics of Super Phenix Secondary Pump

Type	Centrifugal, Axial
Bearing in liquid metal	Hydrostatic
[Nominal characteristics]	
Flow rate (kg/s)	3300
Temperature (°C)	345
Head (mNa)	28
Speed (rpm)	500
[Motor]	
— Main motor	
Power (KW)	~1600
Maximum speed (rpm)	564
— Auxiliary motor	
Operating speed (rpm)	75
[Expansion Reserve tank]	
Diameter (mm)	5200
Volume of Sodium (m ³)	55
Volume of argon (m ³)	15
Covergas Pressure (bar abs.)	1.3~1.6
Number of Coolant loops	4
Number of Pumps / loop	1
Pump location	Cold leg

Number of primary	4
External diameter	25m
Length of shaft	12 m
Weight of the complete pump	125 tonnes
Delivery	4100kg/s
Height of discharge head	65m of sodium
Nominal speed	460r.p.m.
Power consumption	3300 kW
Steel	Austenitic stainless With controlled nitrogen content

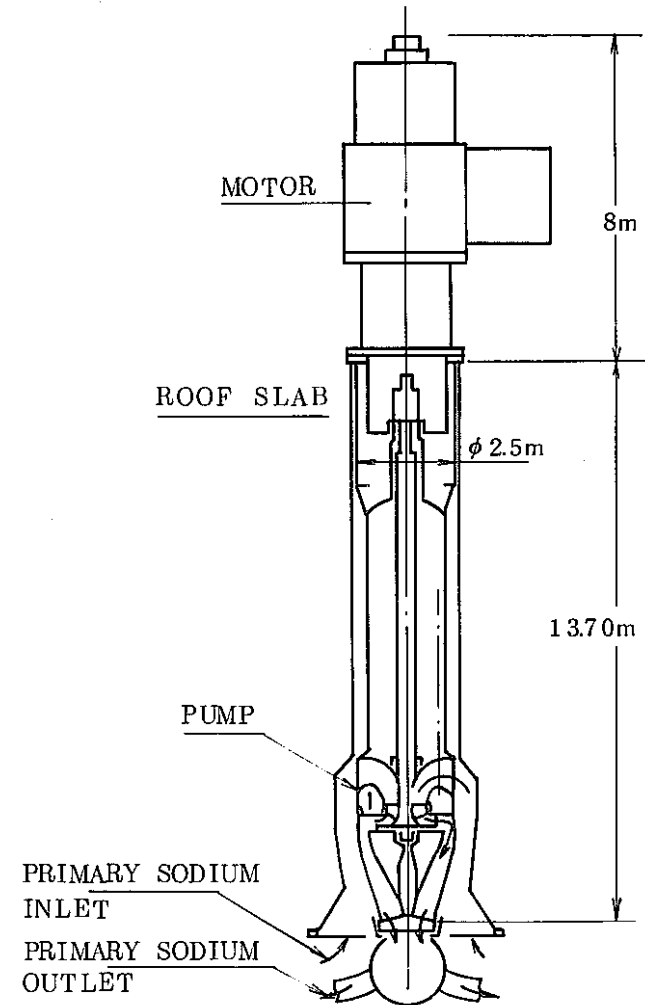
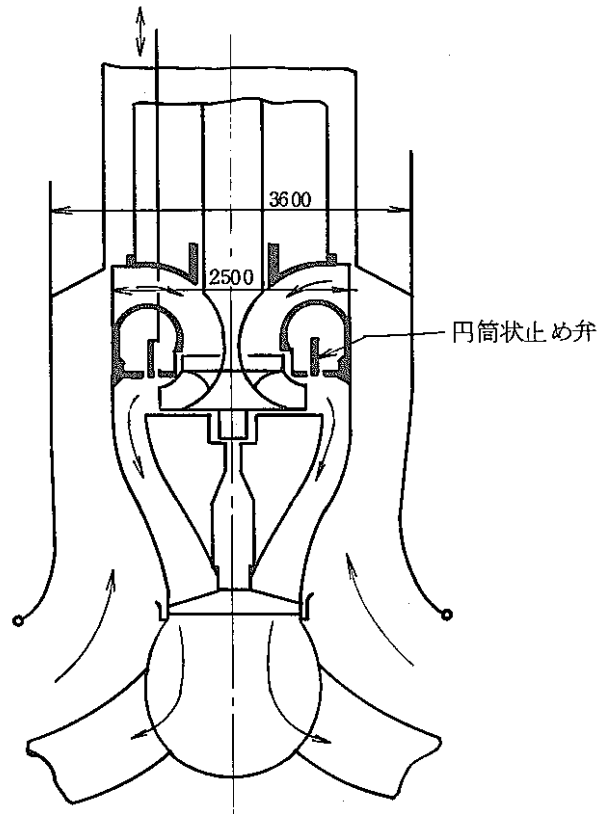


図3.2.15 スーパーフェニックス1次主循環ポンプ
Super Phoenix primary pump

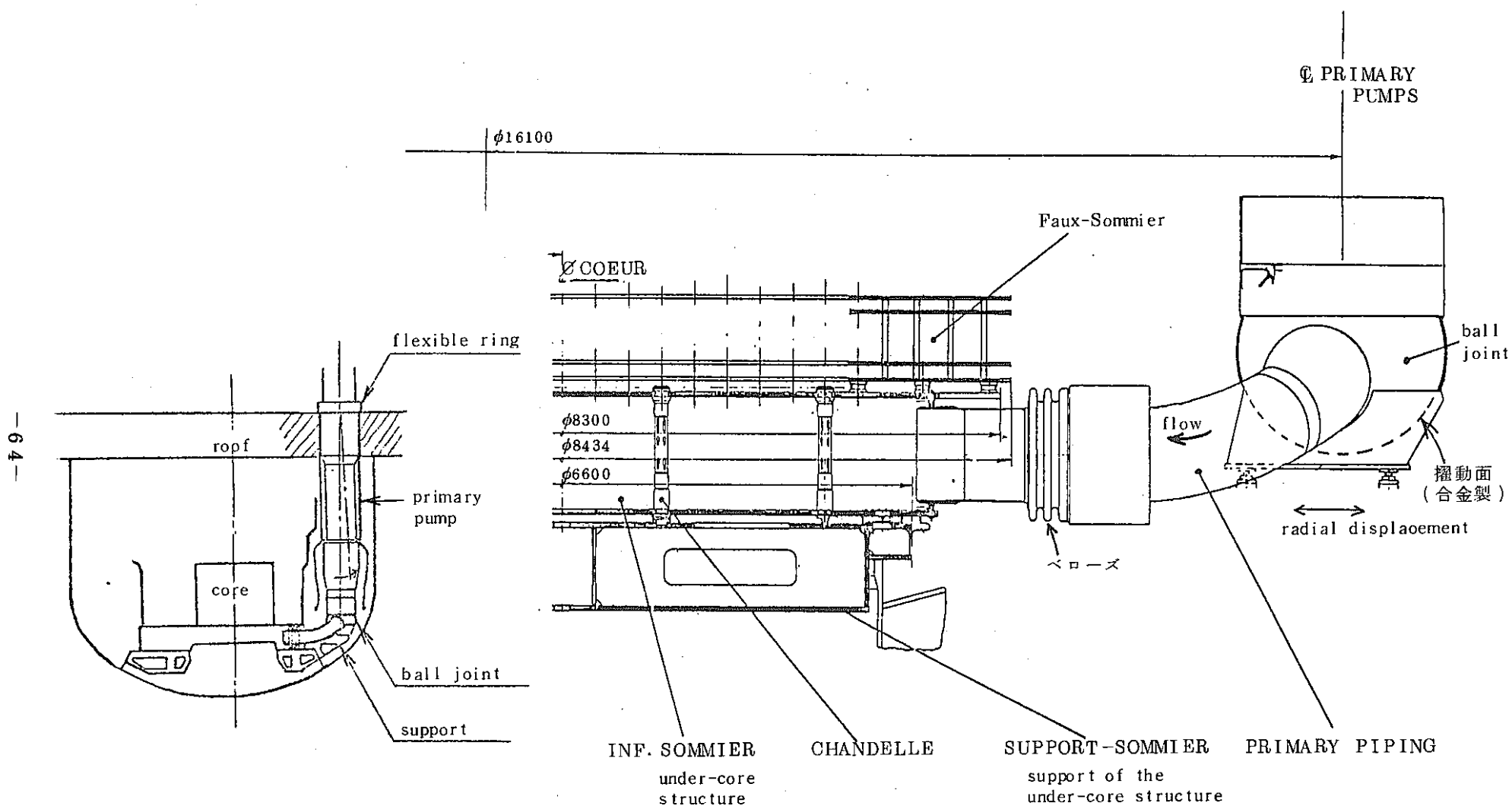


図 3.2.16 スーパーフェニックス炉心支持構造

Core support structures for super phoenix 1

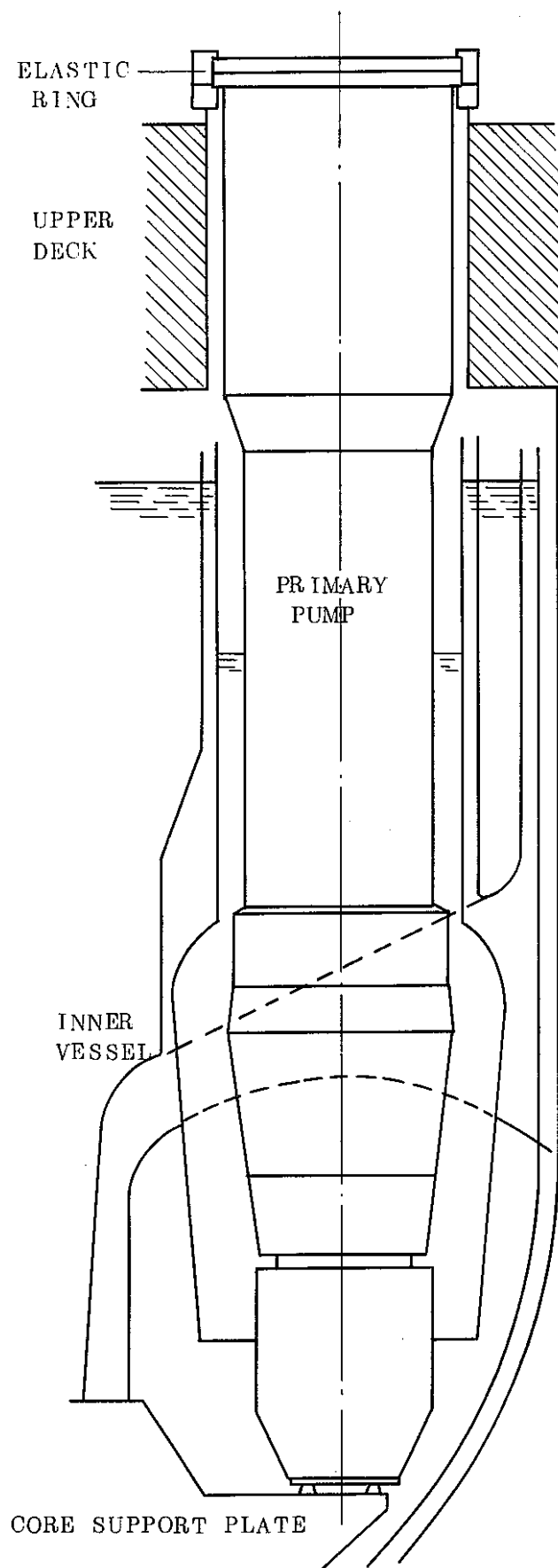


図3.2.17 スーパーフェニックス1次主循環ポンプ支持方法

Super Phenix primary pump support

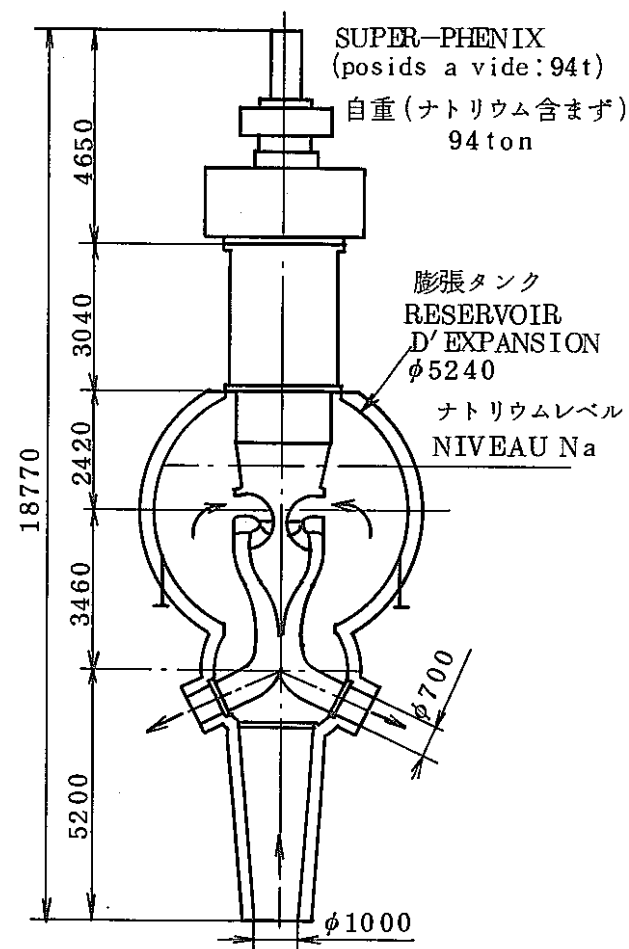
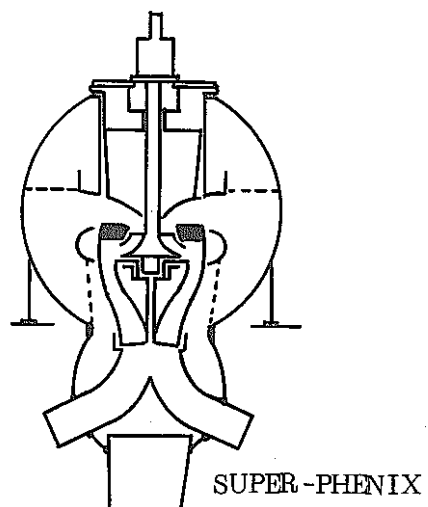


図 3.2.18

スーパーフェニックス 2 次主循環ポンプ
Super Phenix secondary pump

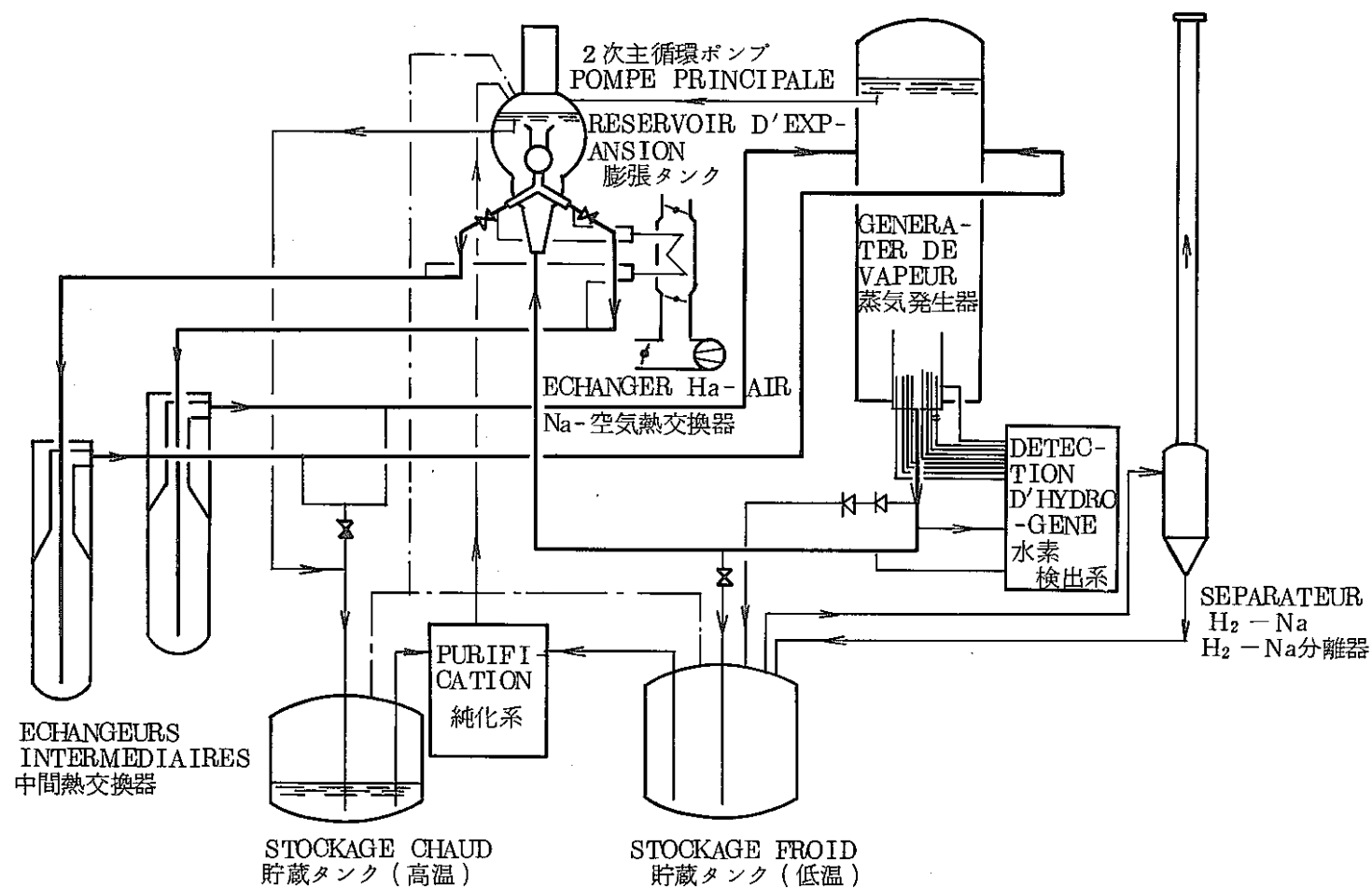


図 3.2.19 スーパーフェニックス 2次冷却系

Secondary circuit of Super Phenix

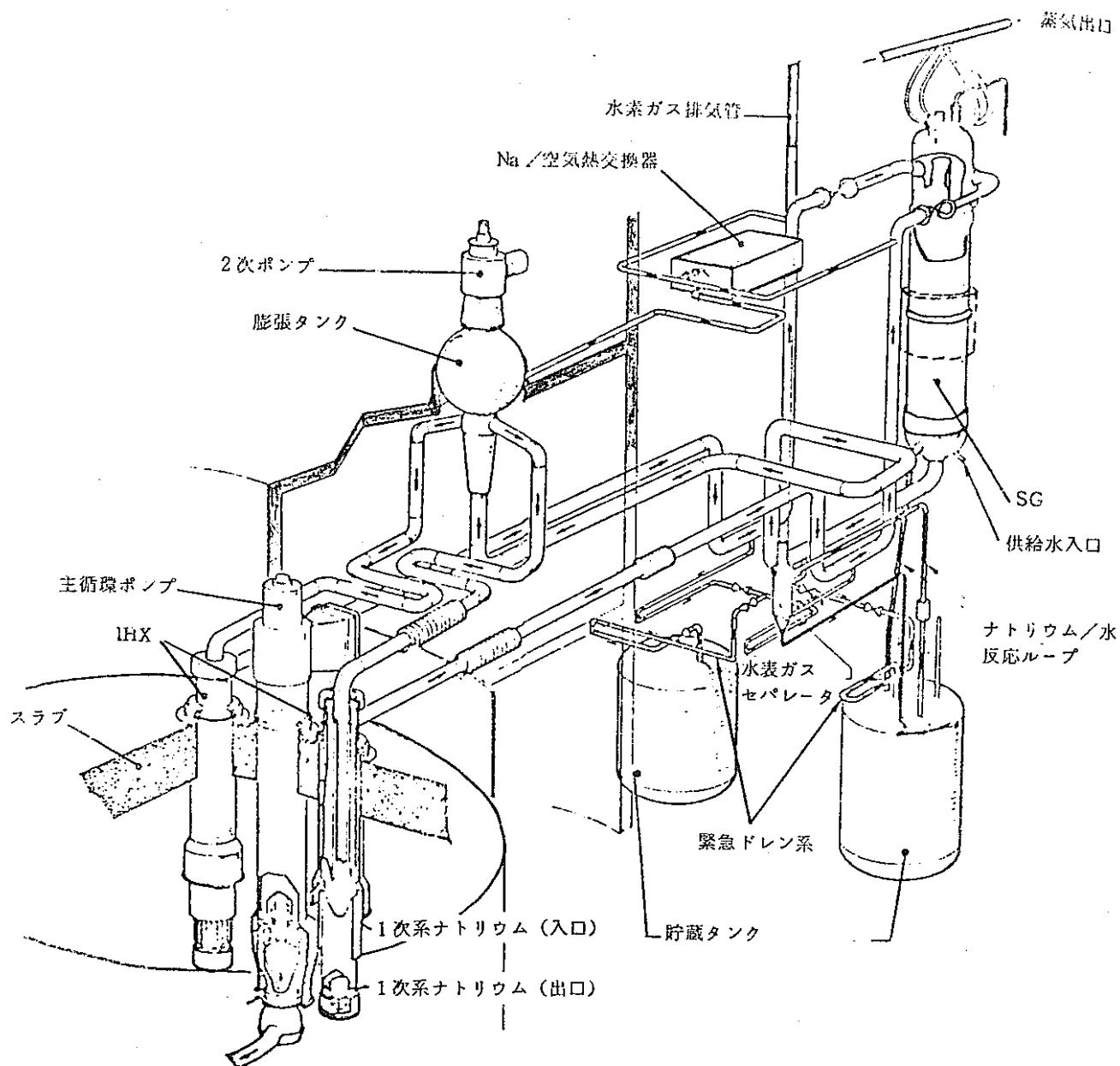


Fig. 9 2次主冷却系

図 3.2.20 スーパーフェニックス 2次冷却系

Secondary circuit of Super Phenix

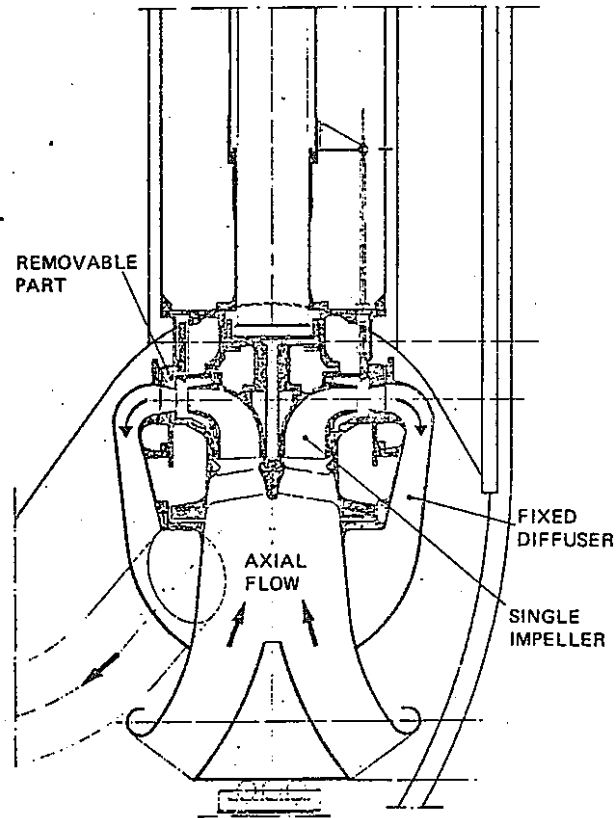


Fig. 1. Axial flow pump.

(a) Primary pump
(1次主循環ポンプ)

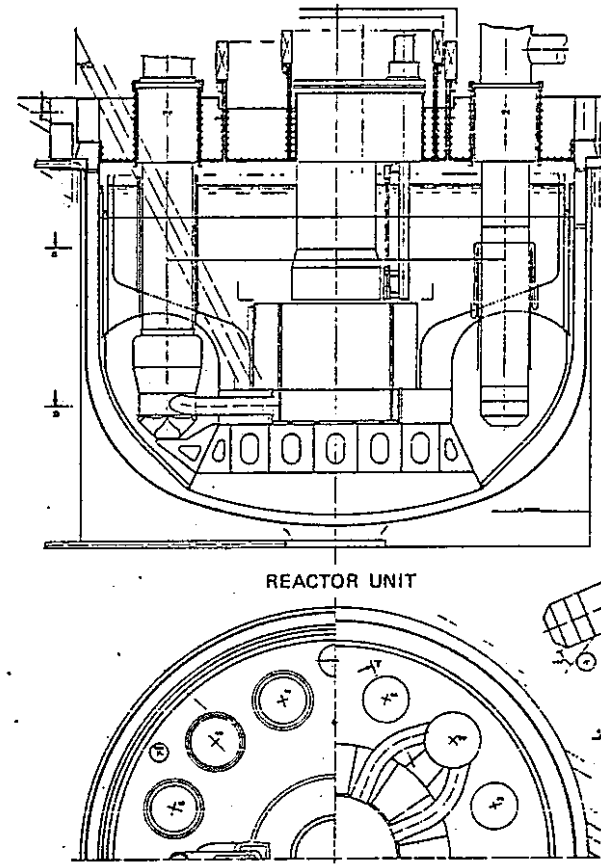
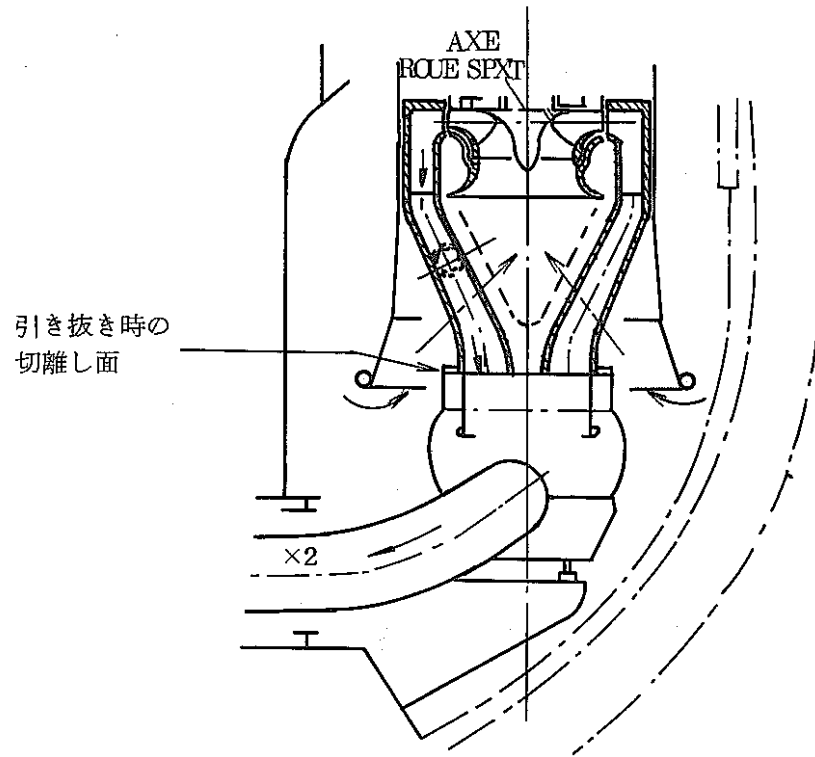


Fig. 2.

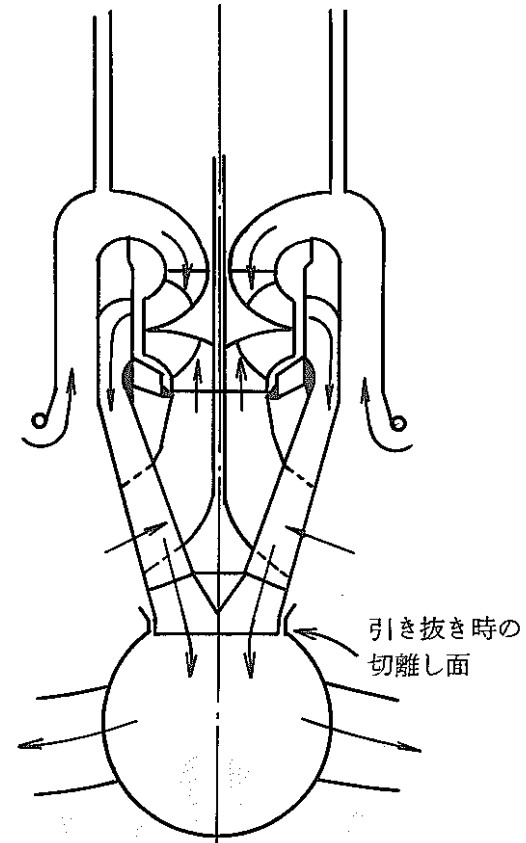
(b) Reactor Unit
(原子炉構造)

図 3.2.21 スーパーフェニックス II

Super Phenix II



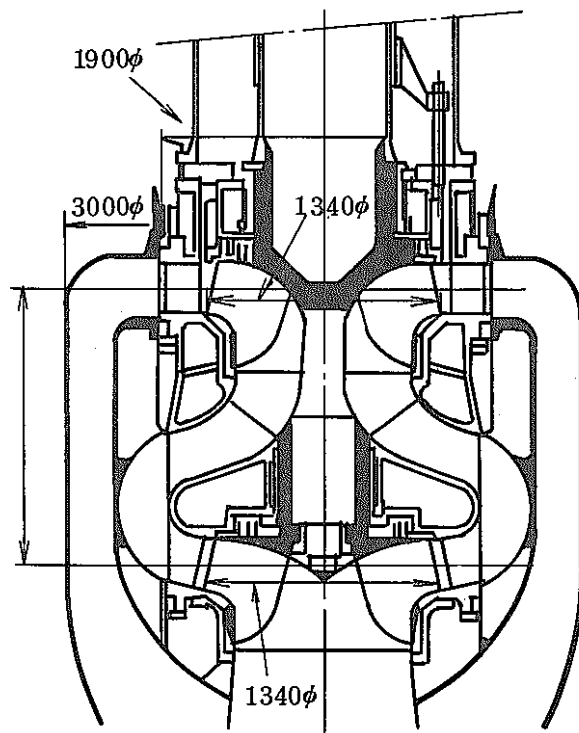
(a) Cross flow design, bottom intake pump
(クロスフロー，下吸込み型)



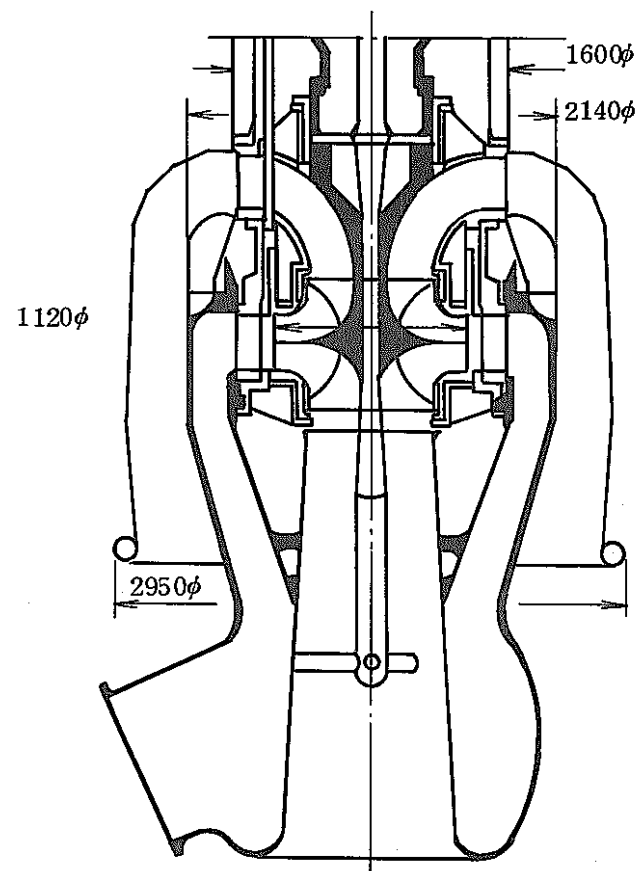
(b) Cross flow design, Twin rotor pump
(クロスフロー，両吸込み型)

図3.2.22 大型FBR用1次主循環ポンプの概念設計 各図のスケールは異なる
Conceptual study of primary pump for large LMFBRs

図(c), (d)とも1200MWe 4ループタンク型用の設計を示す。



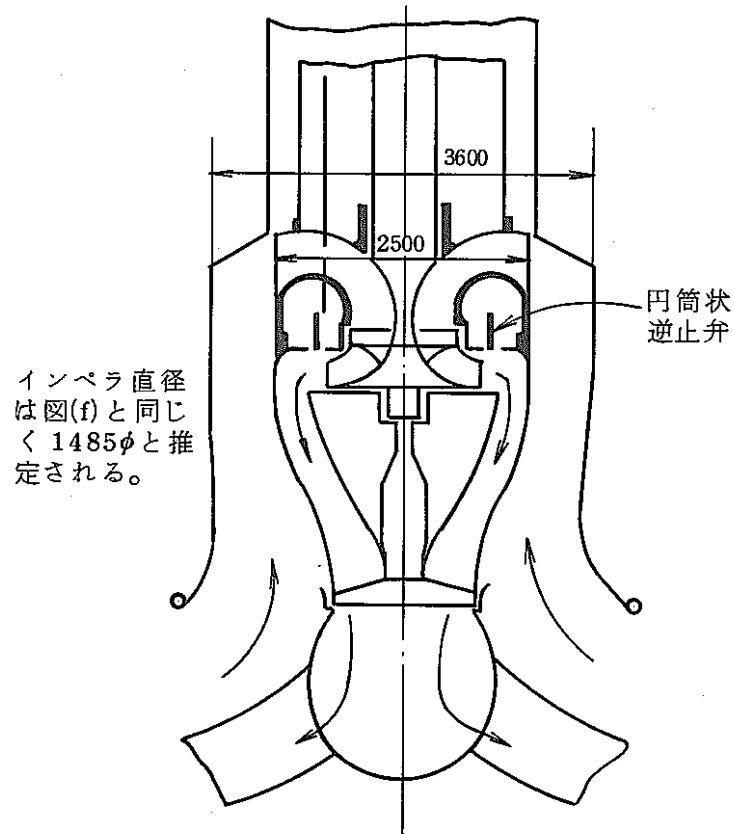
(c) Two-stage, bottom intake, non-removable manifold
(2 段吸込み型)



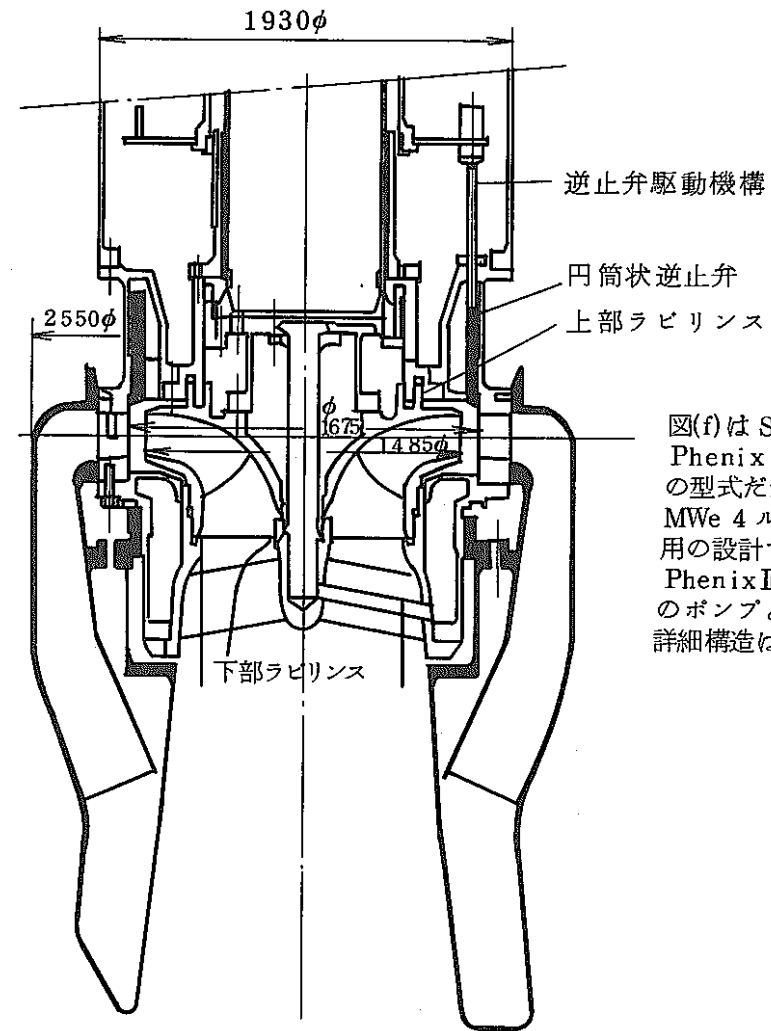
(d) Twin rotor pump with non-removable manifold
(両吸込み型)

図 3.2.23 大型FBR用1次主循環ポンプの概念設計 各図のスケールは異なる
Conceptual study of primary pump for large LMFBRs

図(e)は Super Phenix に採用された型式で、寸法も Super Phenix のものが示されている。



(e) Single stage, top intake
単段インペラ，上吸込み型



図(f)は Super Phenix II で採用予定の型式だが、1200 MWe 4 ループタンク型用の設計であり、Super Phenix II (1500 MWe) のポンプとは寸法および詳細構造は異なる。

(f) Single stage, bottom intake
単段インペラ，下吸込み型

図 3.2.24 大型 FBR 用 1 次主循環ポンプの概念設計 各図のスケールは異なる
Conceptual study of primary pump for large LMFBRs

本型式の特徴は；

- －コンパクト化の点で有利である。引き抜き部分の直径は1930mm ϕ ，炉容器内に固定される部分の直径は2550mm ϕ 。（前述のSuper Phenixで採用された型式では上記寸法は各々2500mm ϕ および3600mm ϕ ）
- －装置全体が非常に簡略である。
- －ナトリウム中軸受は2個備えることも可能で，軸受径も妥当な値である。
- －小型化により，ポンプ重量は前述のSuper Phenixで採用された型式よりも約30%低減された。

以上の検討より，本型式が総合的に優れていると判断された。

(3) イギリス

1) PFRの1次主循環ポンプ

i) 概要

ポンプの仕様を表3.2.10に示す。¹⁰⁾

図3.2.25にはポンプおよび原子炉構造の概要を示す¹¹⁾。

本ポンプはタンク型用のコールドレグ・ポンプで両吸込み型である。ポンプ下方には逆止弁を備える。

ii) 設計上の工夫，改良点¹²⁾

(a) ノイズの低減

ポンプのインペラ付近で発生する低サイクルノイズによりループ中の機器が脈動を起す現象が認められた。このノイズはインペラ，Inlet guide（吸込み口），およびDiffuser（吐出口）の改良により低減することができた。

一方，キャビテーションによる高サイクル・ノイズは炉心のナトリウム沸騰音と混同し易い。これに対してはインペラの羽根の形状を改めることで解決できた。

(b) ナトリウム中軸受の支持方法

熱応力などによりポンプのケーシングが変形するような事態にもナトリウム中軸受が健全性を維持できるように，ナトリウム中軸受のハウジ

ングはポンプ・ケーシングの上端からのみつり下げる方式とした(図 3.2.25)。この様な支持方法でも振動上の問題が生じないで、しっかりと支持できることが確認されている。

以上、検討されたポンプの寸法を比較すると、

[図] [型 式] [インペラ径] [固定部最大径]

(c)	2 段吸込み	1340mm ϕ	3000mm ϕ
(d)	両吸込み	1120	2950
(e)	単段上吸込み	1485	3600
(f)	単段下吸込み	1485	2550

以上よりコンパクト化の観点より Super Phenix II には(f)が採用された。なお、Super Phenix に(e)が採用されているのは、この型式が Phenix のポンプと同じ型式のためと考えられる。

iii) R & D

ポンプの設計に必要な各種水中試験が行われた：キャビテーション試験、ノイズに関する試験、軸方向および半径方向の hydraulic thrust の測定、ナトリウム中軸受への注入圧力測定など。

さらに、フルスケール・プロトタイプポンプの水中試験が実施された。この試験においては、3 基のポンプのうち 2 基が運転され、残りのトリップしたポンプ内を冷却材が逆流してそのインペラを逆回転させる事象(誤注・逆止弁が作動しない事態を想定しているのであろう)の試験も含まれている。

2) C D F R の 1 次主循環ポンプ

ポンプの仕様を表 3.2.11 に示す¹⁰⁾。

図 3.2.26 にポンプおよび原子炉構造の概要を示す^{11), 19)}。本ポンプは 2 段吸込み型で、上側のインペラが第 1 段、下側のインペラが第 2 段となっている。ポンプ下方には、炉心へのガスの巻込みを防止するための Gas disentrainer を備える。

表 3.2.1 0 P F R 1 次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of PFR Primary Pump¹⁰⁾

Temperature	370
Flow rate	75
Head	8.22
Operating speed	960
Number of coolant loops	3
Number of pumps / loop	1
Pump location	Cold leg

表 3.2.1 1 C D F R 1 次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of CDFR Primary Pump¹⁰⁾

Temperature	370
Flow rate	2500
Number of coolant loops	6
Number of Pumps / loop	1
Pump location	Cold leg

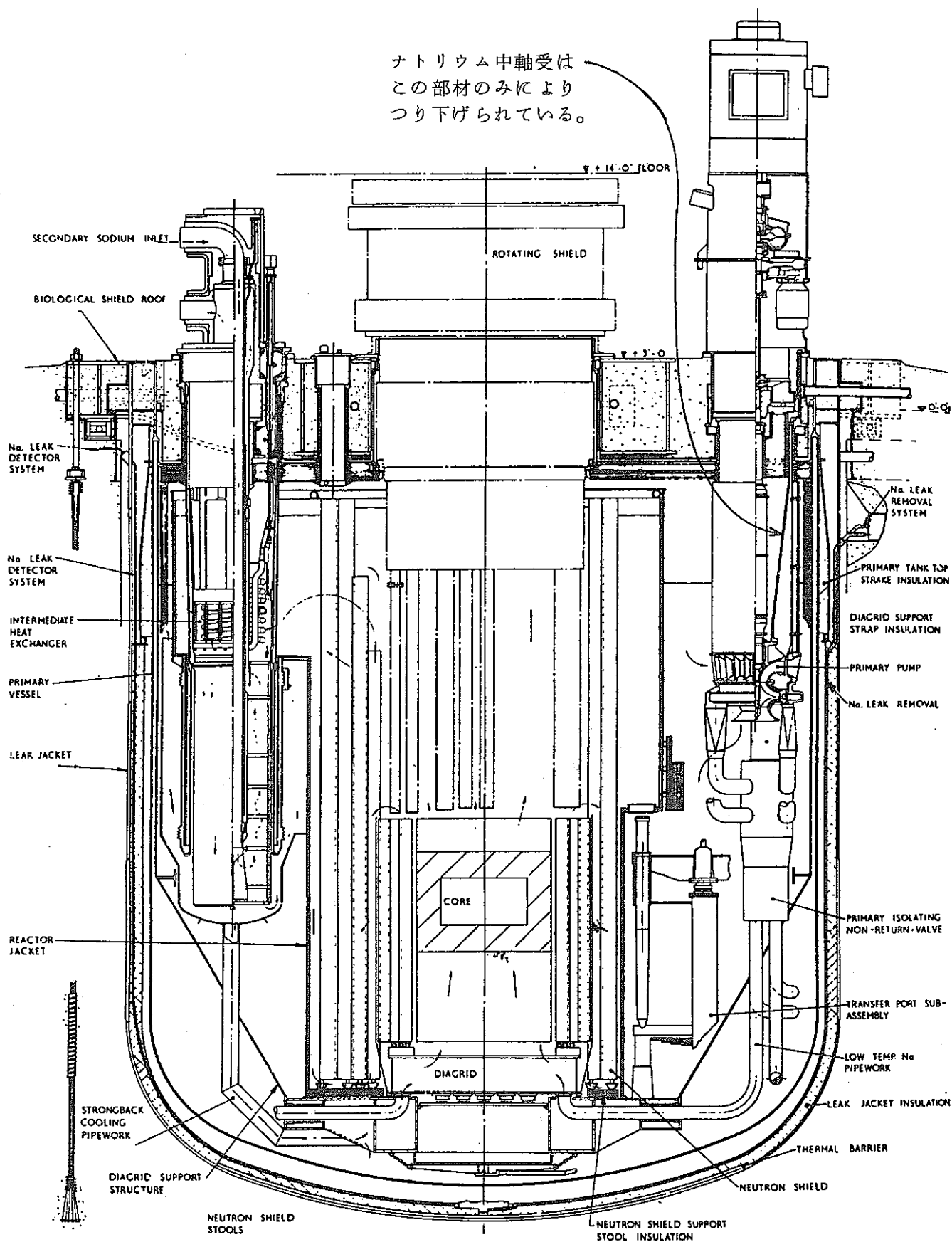
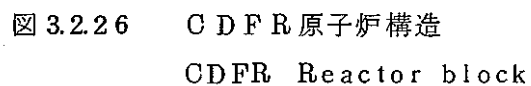


Fig. 3. Typical sectional elevation through PFR primary circuit



(4) 西 独

1) SNR-300の1次主循環ポンプ 13), 14)

i) 概 要

ポンプの仕様を表 3.2.12 に示す。本表には SNR-300 の 1 次および 2 次主循環ポンプの原型となった。プロットタイプの仕様および 2 次主循環ポンプの仕様も記入されている。

本ポンプはループ型用のホットレグ・ポンプで単段片吸込型である。

図 3.2.27 は SNR-300 の 1 次冷却系の概要を示したもので、1 次主循環ポンプのガードベッセル内におけるポンプ・ノズルの概略が示されている。

図 3.2.28 は本ポンプの断面を示したものである。

本ポンプは、下方に吸込みノズルを、側面に吐出ノズルを備えており、もんじゅの 1 次主循環ポンプと同様な型式である。

ii) ポンプ・インナーケーシングの支持方法

本ポンプはホットレグポンプ（運転温度 546℃）のため、ケーシング等の熱変形に対しては、特に注意が払われている。すなわち、インナーケーシング（軸、軸受およびインペラ等を含む）はアウターケーシングと上端のフランジ部のみで固定されている。一方、インナーケーシング下方におけるアウターケーシングとの接続部（2 か所）にはピストン・リングが使用されている。ピストン・リングからリークするナトリウムはオーバフローノズルから流出する。

iii) ポンプ・アウターケーシングの支持方法

アウターケーシングはその上端のフランジで支持される（このフランジがポンプの全重量を支える）。このフランジは HCDA を考慮した補強がほどこされ、またフランジとフロアとの結合部には Spring Support が採用されて HCDA 間の衝撃を緩和する。

iv) 軸の変形によるトラブル

フルスケールモデルのナトリウム中試験において、ポンプを長時間停止した後、高温運転を行ったところ、生体しゃへい下端部がシャフトにより損傷を受けた。

この理由は、停止中にポンプ内カバーガス空間に自然対流が発生し、シャ

フトが変形した状態で起動されたためである。そこで実機においてはカバーガス空間の対流防止構造に変更を加えた(図 3.2.29)。

V) 180°ベンド吸込みノズル

ポンプ・ガードベッセル内のスペースの制約より吸込みノズルには180°ベンドが必要である(図 3.2.27)。しかしながら既存の180°ベンドではインペラに対する流量配分が不均一となりキャビテーションの原因となる。また吸込みノズルに流量配分均一化のためのストレーナを取付けることも認められない(no strainers were acceptable in the systems)という。

(訳注：ストレーナを取付けることがスペース的に不可能な意味か？それとも法規上認められないという意味か？)

そこで流量配分が均一な特殊形状の180°ベンドを製作することになった(図 3.2.30(a))。これは従来技術では製造不可能なため、新たに Explosive forming (爆発成型法)を開発した。成型性および寸法公差は良好だという。

2) SNR-2の1次主循環ポンプ¹⁵⁾

i) 概要

ポンプの仕様を表 3.2.13 に示す¹⁰⁾。図 3.2.31 は SNR-2 の 1 次冷却系およびポンプ概要を示したものである。

本ポンプはループ型用のホットレグ・ポンプでインデューサ付き単段片吸込み型である。吸込みノズルと吐出ノズルはもとにケーシングの側面に取付けられている。ナトリウム中軸受は2個備える(図 3.2.31(d))。

なお SNR-2 は本文献に記載の時点(1976年)ではサテライト型ドライタンク式である。すなわち、1次主循環ポンプと IHX は Primary Pot (冷却タンク) に収められる。冷却タンク内は通常は不活性ガス雰囲気、ガードベッセルの役割もある(図 3.2.31(c))。

冷却タンク内の配管引廻しについては、通常の配管引廻しによる方式(図 3.2.31(a))が正案で、配管ベローズを採用した方式(図 3.2.31(b))が代案となっている。後者は前者に比べ配管全長が約50%短縮されるという。

表 3.2.12 SNR-300 のポンプ仕様

Design characteristics of the sodium pumps for
SNR-300¹³⁾

	Units	Prototype	Primary	Secondary
Capacity	m ³ /h	5000	5300	4600
Design temperature	℃	580	555	345
Working temperature	℃	560	546	335
Total head	m	85	140/85	100
NPSHA	m	12	13	40
Design pressure	ber	—	14	16
Max. speed	rev/min	960	960/780	960
Speed range	%	5-100	5-100	5-100
Shaft power	kW	1400	2220	1460
Vessel diameter sphere	mm	1621	1670	1670
Vessel diameter cylinder	mm	1352	1370	1360
Nozzle diameter inlet	mm	590	610	620
Nozzle diameter outlet	mm	590	541	537
Construction material	Austenitic steel, Code ~~16~~ 1.4948			
Number of Coolant loops			3	3
Number of pumps/loop			1	1
Pump location			hot leg	cold leg

表 3.2.13 SNR-2 1次主循環ポンプの仕様

Design characteristics of SNR-2 primary pump¹⁰⁾

Temperature (℃)	540
Flow rate (kg/s)	4500
Number of coolant loops	4
Number of pumps / loop	1
Pump location	hot leg

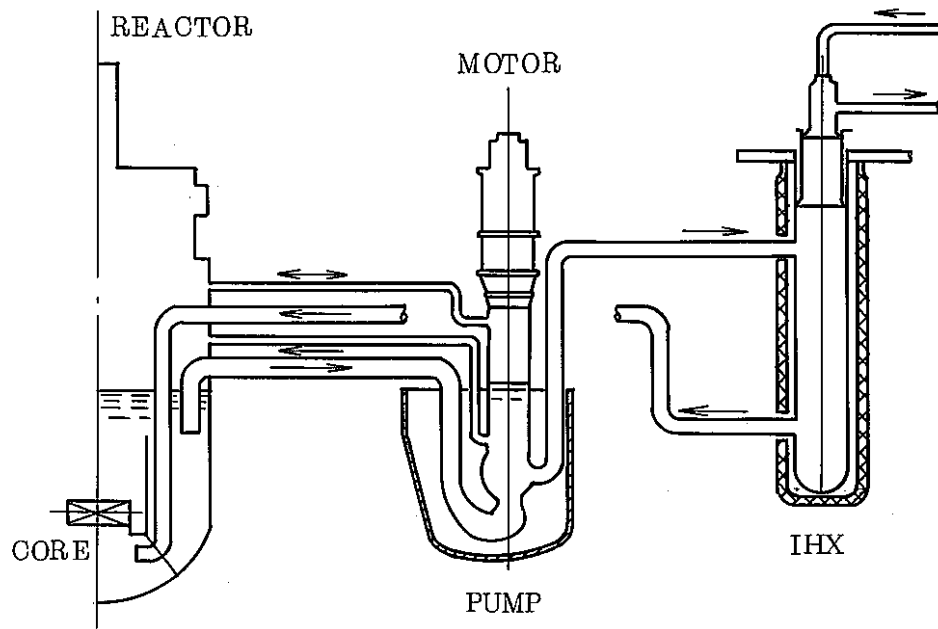


FIG. 1 Primary circuit of SNR 300.

図 3.2.27 SNR-300 1次冷却系

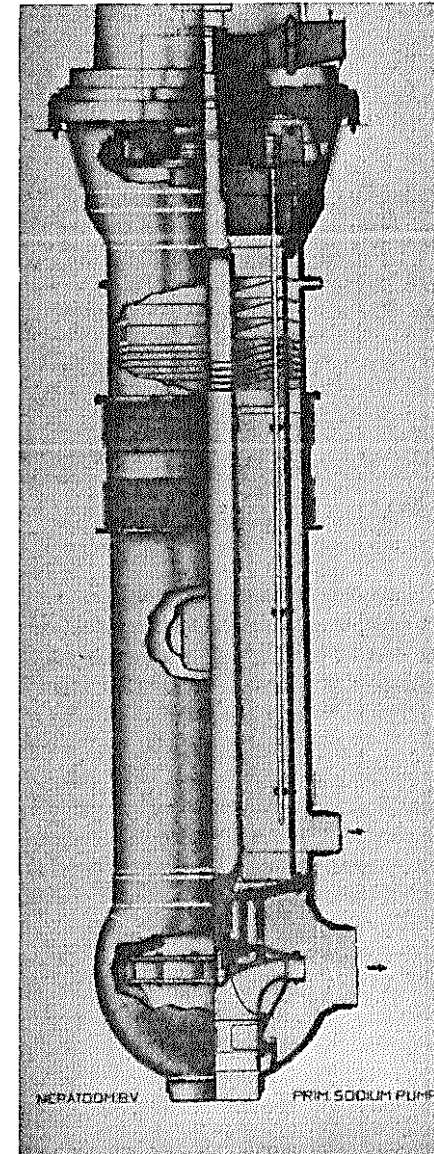


Fig.3. Primary SNR-pump(SNR-300)

図 3.2.28 SNR-300の1次主循環ポンプ

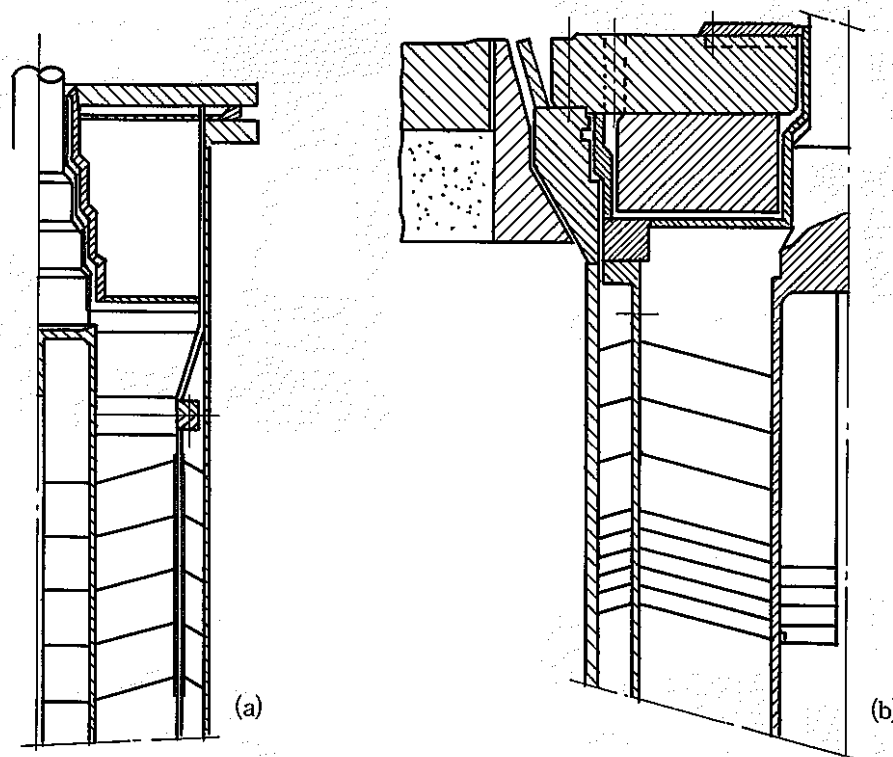
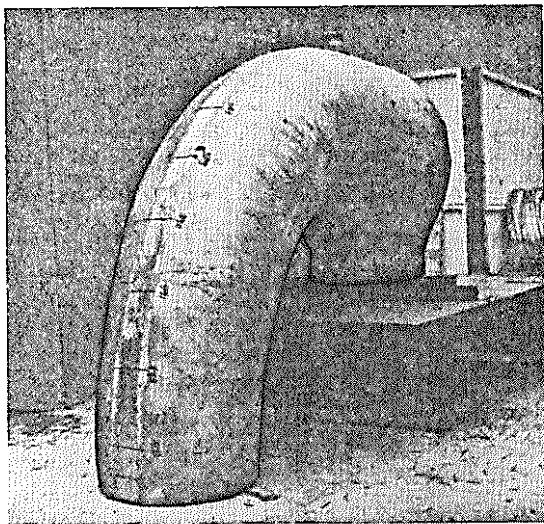
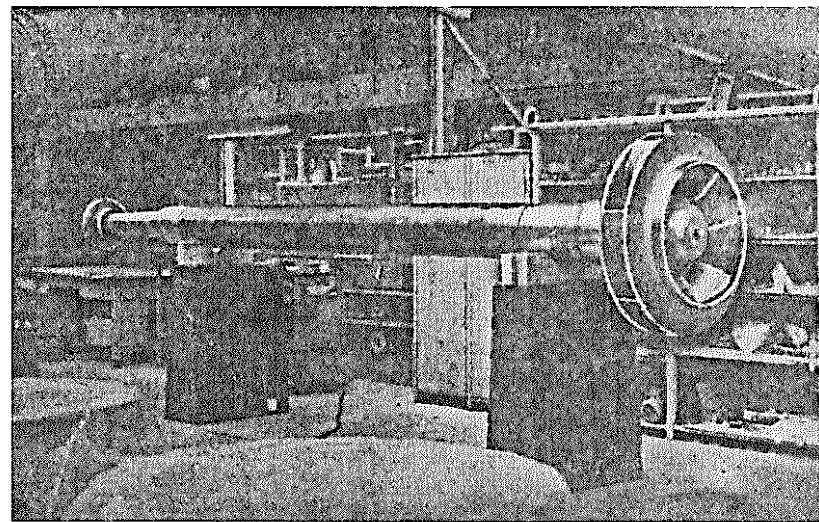


Fig. Temperature-reducing zones of (a) prototype and (b) primary SNR-pump.

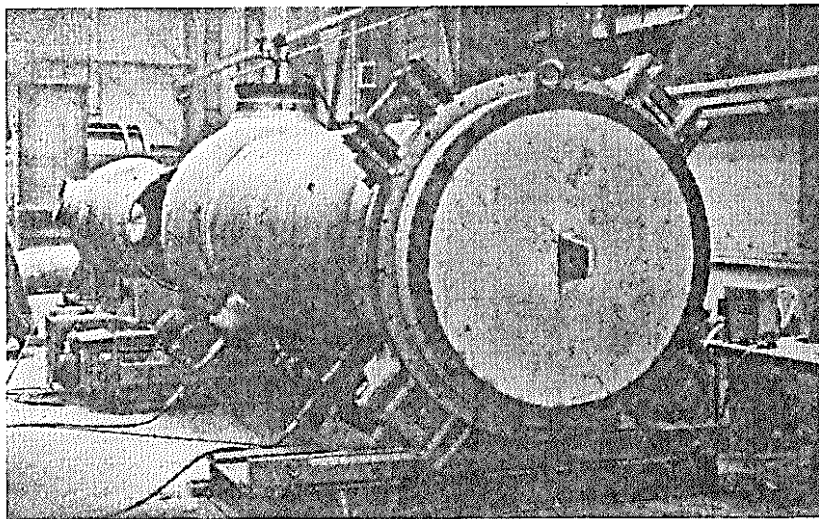
図 3.2.29 SNR-300 の 1 次主循環ポンプ
SNR-300 Primary pump



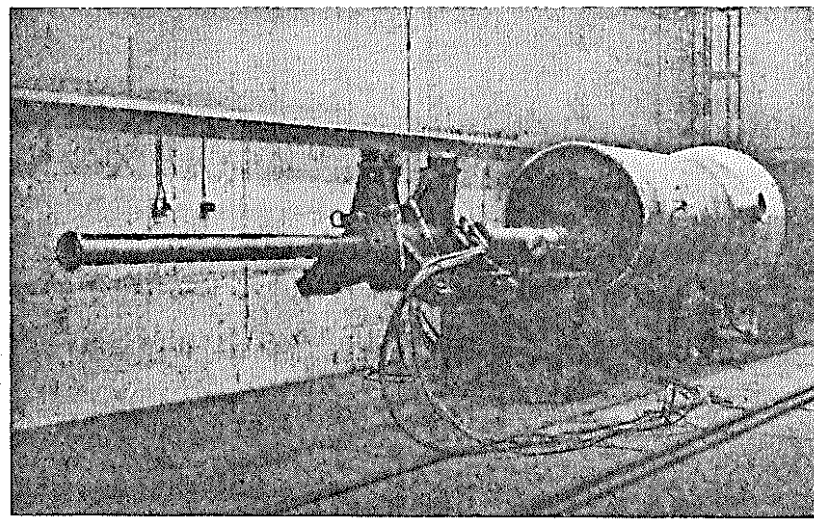
(a) FIG. 4 Primary suction bend.



(b) FIG. 5 Shaft of the secondary pump.



(c) FIG. 6 Vessel of the secondary pump.

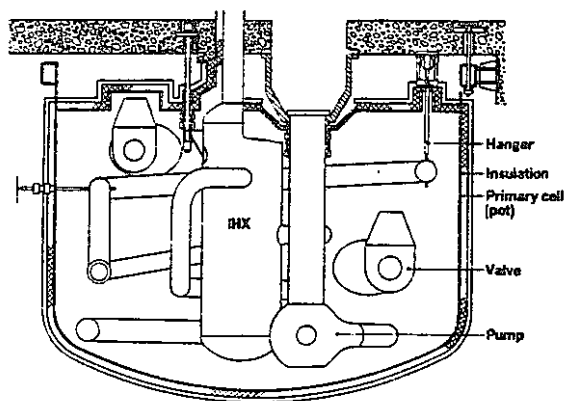


(d) FIG. 7 Additional X-raying of pump vessel.

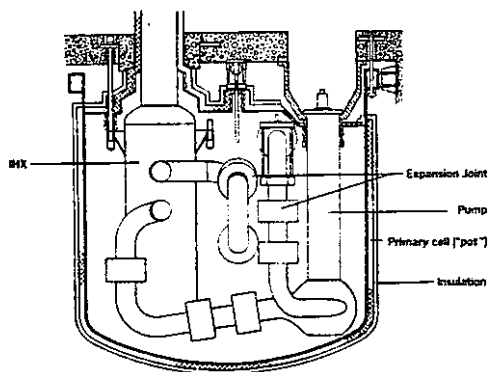
図 3.2.30 SNR-300 Pump manufacturing. (SNR-300のポンプ製作過程)

Electrical power (net)	1300 MWe
Thermal power	3400 MW _{th}
Efficiency (gross)	42%
Na primary loops	4
Reactor outlet temperature	540°C
Reactor Δt	150°C
Steam conditions	165 bar/495°C
Fuel elements (homog. core)	~560
Blanket elements (homog. core)	~180
Fuel rod diameter	7.6 mm
Reference site	Kalkar

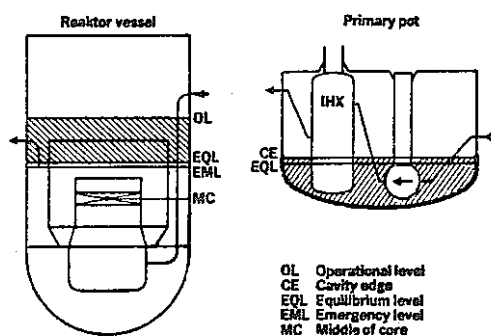
Fig. 1. Reference data SNR-2



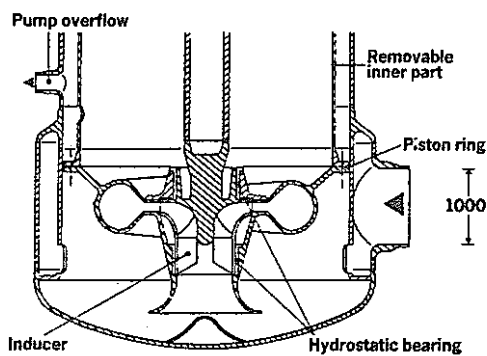
(a) Fig. 2. Primary system



(b) Fig. 3. Primary system, variant



(c) Fig. 4. Sodium leakage control



(d) Fig. 7. Primary pump

☒ 3.2.31 SNR-2 Primary system
(SNR-2 の 1 次冷却系)

ii) ポンプ型式の選定根拠

(a) ホットレグ配置の選定根拠

ホットレグ配置の得失については一般に論じられている通りであるが、
K N KおよびS N R - 3 0 0 の1次主循環ポンプがホットレグ配置で実績
があることにより決定した。

(b) インペラ型式の選定根拠

ポンプの小型化のためにはインペラを小型化する必要がある。小型のインペラで所定の流量を達成するには回転数を上げる必要がある。キャビテーションを起さないで回転数を上げるには両吸込み型が適している。しかしながら吸込み流路が両インペラのために各々必要で、そのためインペラ径の縮小がケーシング径の増大で相殺されてしまう。よって両吸込み型は採用しない。

小型のインペラで回転数を上げることが可能で、かつケーシングも小型な型式としてインデューサ付単段片吸込み型が採用された。

なお、2段吸込み型はS N R - 2 から要求されるベッドを発生するには必ずしも必要ではない。そこでS N R - 3 0 0 の経験を生かせる単段片吸込み型を採用した。2段吸込み型は新たなR & Dを必要とするので採用しない。

(c) 高圧ブレナム構造の選定根拠

本ポンプではケーシング内部にドーナツ状の高圧ブレナムが存在する。この理由はアウターケーシングの高温構造設計を容易にするためである。すなわち、アウターケーシングはポンプの吐出圧を受けない構造となっている（これに対し、S N R - 3 0 0 のポンプではアウターケーシングの吐出圧に耐える設計が要求される）。ただし、本構造では高圧ブレナムと吐出ノズルとの結合部のシール性が問題となる。

(5) その他の国

1) B N - 6 0 0 (ソ連) の1次主循環ポンプ¹⁶⁾

表 3.2.1.4 にポンプの仕様を示す。

図 3.2.3.2 にポンプおよび原子炉構造の概要を示す。

本ポンプはタンク型用のコールドレグ・ポンプで両吸込み型である。

2) P E C (伊) の 1 次主循環ポンプ 17)

i) 概 要

ポンプの仕様を表 3.2.15 に示す¹⁰⁾。図 3.2.33 に P E C の 1 次冷却系の概要を示す¹⁸⁾。

P E C は、サテライト型ナトリウムタンク式である。本ポンプはコールドレグ・ポンプで、詳細型式は不明だが、両吸込み型インペラの R & D を行っているとのことである。いずれにせよコンポーネントとしては、タンク型で用いられる型式である。

アメリカを除く外国の F B R 用主循環ポンプの性能等の一覧を表 3.2.16 にまとめた。

表 3.2.14 BN-600 1次主循環ポンプの仕様
Design characteristics of BN-600
primary pump¹⁰⁾

Temperature (°C)	380
Flow rate (kg/s)	2020
Number of coolant loops	3
Number of pumps / loop	1
Pump location	Cold leg

表 3.2.15 PEC 1次主循環ポンプの仕様
Design characteristics of PEC primary
pump²⁾

Temperature (°C)	400
Flowrate (kg/s)	21.7
Head (mNa)	65
Number of coolant loops	2+1 test loop
Number of pumps / loop	1
Pump location	cold leg

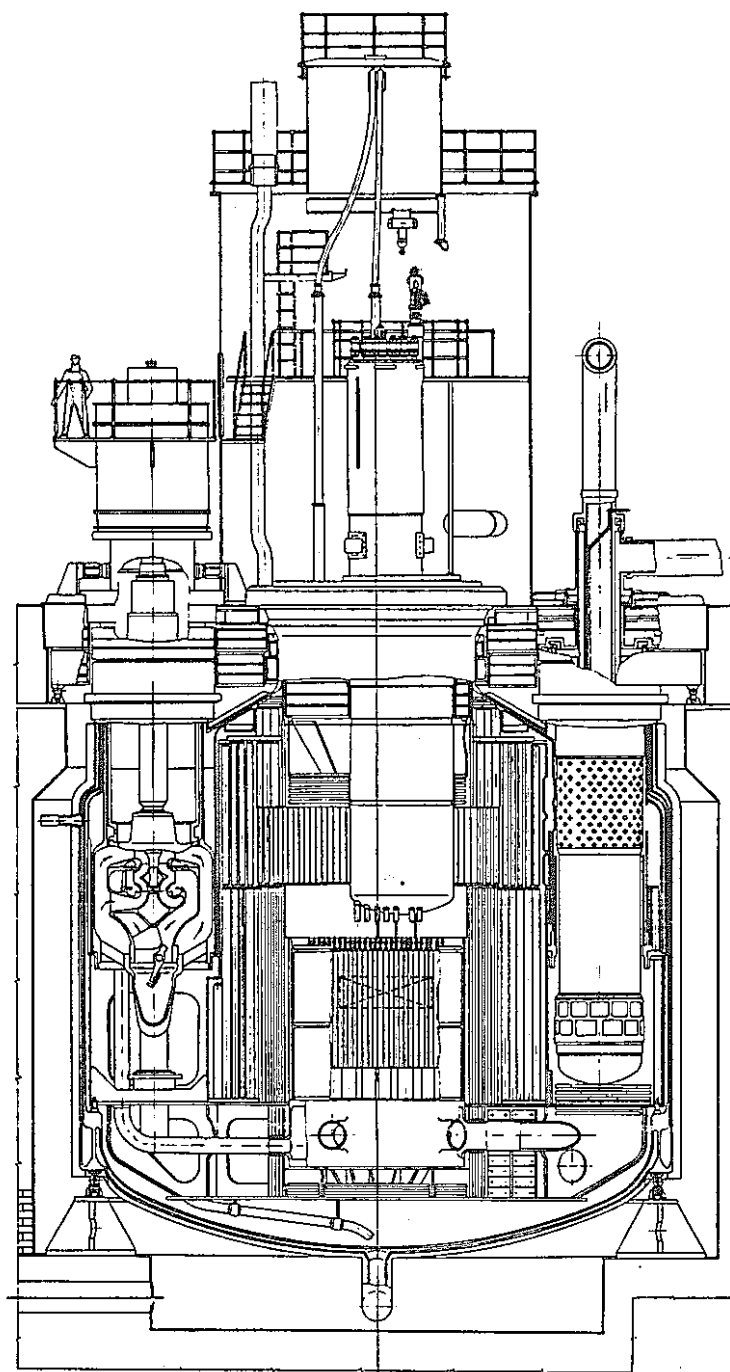


Рис.2. Конструкционная схема БН-600.

図 3.2.32 BN-600 Reactor block
(BN-600 の原子炉構造)

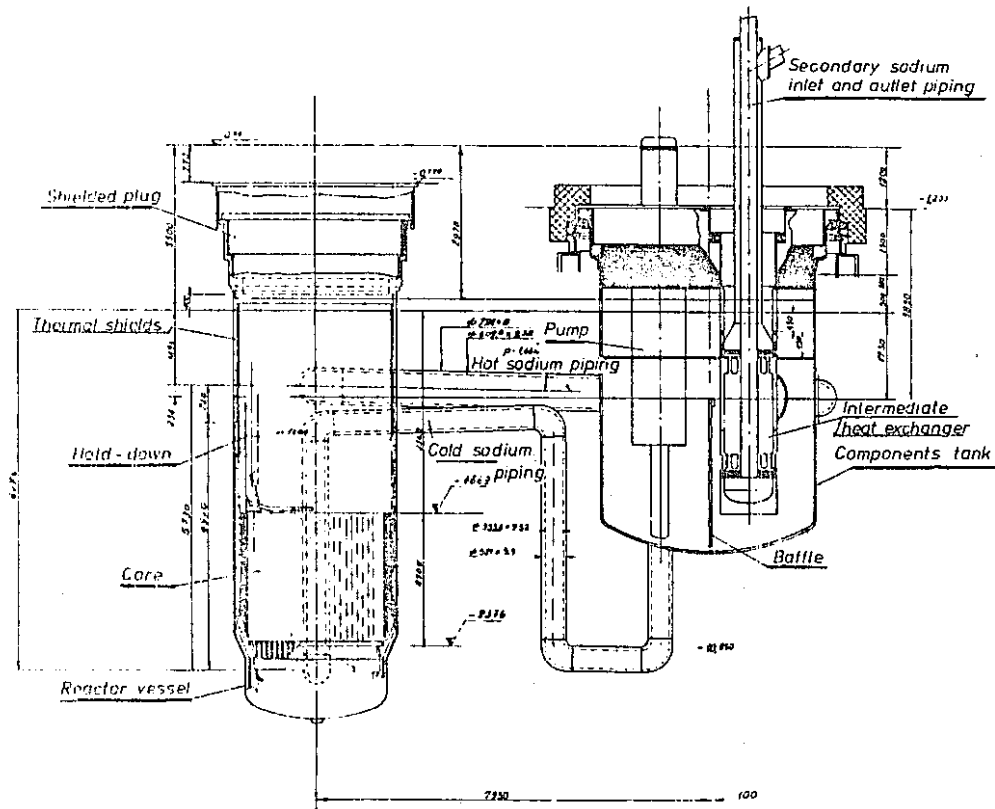


図 3.2.33 PEC Primary system
(PEC の 1 次冷却系)

表 3.2.16 主循環ポンプ一覧

(kg/s)

CUSTOMER/ INSTALLATION	MEMBER OF UNITS	TEMPERA- TURE OF LIQUID (°C)	HORSE- POWER (kW)	RATED CAPACITY	HEAD (mNa)	SPEED (RPM)	TYPE BEARING IN LIQUID METAL	TYPE SHAFT SEAL
Phenix Primary pump	3	540	650	1030 (63m ³ /min)	48	810	Pressurized Hydro Static Bearing	
Phenix secondary pump	3	350	770	737 (52m ³ /min)	38	730	"	
Super Phenix primary pump	4	400	3300	4100 (286m ³ /min)	65	460	"	
Super Phenix secondary pump	4	345	1200	3300 (224m ³ /min)	28	730	"	
Super PhenixII primary pump								
PFR primary pump	3	370		974 (75m ³ /min)	(8.22Kg/cm ²)	960		
CDFR primary pump	6	370		2500 (230m ³ /min)				
SNR-300 primary pump	3	Design temp 555 Working temp 546	2220	(88.3m ³ /min)	140/85	960/780		
SNR-2 primary pump	4	540		4500				
BN-600 primary pump	3	380		2020				
PEC primary pump	2	400		21.7	65			

3.2.3 我国の開発状況

我国の機械式ポンプの開発は、メーカーにおいて、ポンプ吐出容量 $1\text{m}^3/\text{min}$ が、試作、試験され、続いて、 $5\text{m}^3/\text{min}$ のポンプが、大洗工学センター・ナトリウム流動伝熱試験室でナトリウム中での耐久試験が、実施された。

これらの成果をふまえて、「常陽」1次・2次主循環ポンプのモックアップポンプが、設計製作され、メーカーにて、水中試験が、実施され、大洗工学センター・ナトリウム機器構造試験室において、ナトリウム中試験が、実施された。

「もんじゅ」の1次主循環ポンプは、R & Dポンプや「常陽」ポンプの成果をもとに、研究開発されることになり、「もんじゅ」1次主循環ポンプモックアップが設計製作され、メーカーにて水中試験が行なわれ、大洗工学センターナトリウム機器構造試験室で、ナトリウム中試験が、実施されている。

以下に、「常陽」1次主循環ポンプ、「もんじゅ」1次主循環ポンプの開発状況概略を示し、我国の機械式ポンプの特長、技術レベル等を評価する。

(1) 「常陽」1次主循環ポンプの開発状況

① 研究開発の目的・対象

高速実験炉「常陽」の1次主循環ポンプと全く同一の仕様のモックアップを試作し、「常陽」の1次主冷却系を部分的に模擬した大型ポンプ試験装置に据付けて、「常陽」の運転モードに合わせて10,000時間以上の耐久試験を行いポンプの性能確認と耐久性について実証し、実機的设计・製作・運転に反映することを目的とする。

② 実施経過

「常陽」1次主循環ポンプモックアップは昭和45年3月から日立製作所で設計・製作が開始され47年3月までにナトリウム機器構造試験室に新設された大型ポンプ試験装置に設置されてNa中性能耐久試験が始まった。

47年3月には予熱試験を行い、ポンプ内・外ケーシングの二重容器としての N_2 ガスによる予熱法を確立した。同年4月からはポンプ特性試験を開始、 $Q-H$ 、効率などのNa中特性と日立工場内で事前に実施された水中試験結果との比較検討を行い、定格点でのポンプ特性は「常陽」での仕様を満足することが判った($21\text{m}^3/\text{min}$, 70mNa at 370°C)。同年5月、長時間ポンプを高温待期した後、起動しようとしたところ、渦電流によりトリップし起動できな

ったため、解体して調べた結果、ポンプシャフトがしゃへいプラグ下部で接触していたことが判り、ギャップを変更して同年7月に装置に復帰、耐久試験を続行した。この時行われたポンプ内ケーシングの引抜き、解体作業（1回目）はキャスク、ドアバルブの使用などポンプメンテナンス上のリハーサルとなった。運転再開後ポンプコーストダウン特性試験を行って、「常陽」の仕様であるコーストダウン時間（ $1/e$ ）10秒を確認している。

Na中耐久試験はその後順調に進み49年9月までに約13,000時間となった。この間「常陽」の最低運転温度であるNa充填時及び初期運転時の150℃での低温運転試験、主モータからボニーモータへの切換ならびにボニーモータによる連続運転（約1時間、@130rpm）を含むボニーモータ試験の他、油ユニットの循環ポンプトリップ状態を含めたメカニカルシール耐久試験が実施されている。国内では長軸用Na液面計の開発が遅れたためポンプには輸入品（EEC製）が使用されたが誘導型液面計の発振部のトラブルのため時々誤指示によるポンプトリップが発生、その後メーカー（日立）で改良され実機に反映された。ポンプ内ケーシングの引抜き（2回目）は49年10月から開始され、Na洗浄は実機でのリハーサルを兼ねて「常陽」メンテナンス施設を利用して行われた。

50年2月には耐久試験再開後のポンプによるNa中キャビテーション試験を行い、水中試験結果と比較検討した。同年7月には、運転初期に発生したポンプ故障の再現性を試みる高温待機後再起動試験を実施したがシャフトとしゃへいプラグ下部のギャップ拡大（1mm→5mm）対策が施されていたためポンプは健全であった。「常陽」実機での運転モードのうち最低回転数が当初設計の130rpmから90rpmに拡大されたため、まず水中で性能を確認することになり同年8月に内ケーシングが引抜かれ（3回目）、水中テスト完了後再度Naループに据付け80-110rpmのNa中低速テストを行って低速回転性能を確認した。

さらに51年には「常陽」での炉心圧損がMK-IとMK-IIとで大きく異なることが判ったので、当初設計されたポンプのNa軸受をMK-I炉心用（低圧損用）に変更する必要が生じた。（引抜き4回目）Na軸受変更後のポンプの健全性を確認するため、実機の改造に先立ち、低圧損用に改造された（51年4

月～7月)ポンプ試験装置を用いてNa中テストを同年8月から約1,000時間にわたって実施した。Na中テスト終了後、Na軸受の健全性を確認するためポンプ内ケーシングを引抜き(5回目)解体検査を実施したが有害な欠陥は発見されなかった。MK-I炉心低圧損のためのNa軸受テストを最後に、約16,000時間の性能耐久試験が終了し(51年9月)、大型ポンプ試験装置を「常陽」から「もんじゅ」用に改造することになり、ポンプ外ケーシングの他、弁、空気冷却器などが解体された。

③ プロジェクトへの反映

「常陽」1次主循環ポンプモックアップによるNa中性能耐久試験の結果は、運転のリハーサルとして直接実機に反映されると同時に、運転および性能試験に見出された問題点の対策は、そのまま実機に適用されてきた。

(2) 「もんじゅ」1次主循環ポンプの開発

① 研究開発の目的・対象

高速原型炉「もんじゅ」主循環ポンプに要求されている機能条件を満足する部品を開発し、各々の部品について基礎試験結果を調査する。

② 実施経過

高速原型「もんじゅ」主循環ポンプの1次系ポンプは実験炉「常陽」の主循環ポンプに比較し、かなり大型化するため大型の部品より新たに開発する必要性があり、以下のステップを踏襲する事よりポンプ開発を行なって来た。

ステップ1. 大型ポンプ部品試験

機械式ナトリウムポンプは大型化する事によりNa中静圧軸受、シャフトとケーシングのシールを行なうメカニカルシール及びNa蒸気の上昇を抑えるシールブッシュを開発し、その性能を試験調査した。

特にNa中静圧軸受は、2つのタイプ(複列円弧型、単列円弧型)が試験体として供せられた。

試験は起動停止300回を含む延べ500時間、Na温度390℃で行なわれ満足な結果が得られた。

ステップ2. 大型ポンプ部品低速回転試験

プラントの運転モードで計画されている緊急冷却時の低速運転に

ステップ1で開発された部品が性能上問題のないことをステップ2にてステップ1と同じ試験機を用い確認を行なった。

ステップ2では静圧軸受を複列円弧型に決定し、Na温度390℃、170rpm(高速原型炉3次設計時のポンプ軸受周速を合わせた)で250時間の連続試験を2回行なった。

試験の結果、すべての部品は要求事項を満足し実機への適用性が確認された。

ステップ3. フルモックアップポンプ水中及びNa中試験

ステップ1, ステップ2にて開発された大型ポンプ用部品を実際にポンプに使用し、水中及びNa中での実証試験を行なった。

水中試験は設計通りの結果が得られた。しかし、Na中試験では試運転の段階でケーシングが熱変形を起こし、Na中静圧軸受が固着した。

ステップ4. ポンプケーシング熱変形防止対策

ステップ3の軸受固着の対策を行なう為ステップ4が実施され、ポンプケーシングに生じた異常温度分布の原因究明と対策案の調査が行なわれた。

フルモックアップポンプには熱電対が装着されていたため、このデータから種々の考察が成され、かつ疑われた現象に対してモデル実験が行なわれた。

この結果、ポンプケーシング内のArガスの自然対流が原因である事が確認出来た。

そこで自然対流を抑える対策が数種考えられ最終的に短冊状の対流防止板をアウターケーシングとインナーケーシングとの間に装着する方法が採用された。

ステップ5. ポンプナトリウム中試験

ステップ4にて完成したポンプを用い、大洗工学センターナトリウム機器構造試験室にて、耐久試験及び性能試験を実施中

③ プロジェクトへの反映

上記の1～5までのステップを実施する事により、プラントでの使用に耐え

得る大型ナトリウムポンプが開発された。

今後、Na中での試験を継続する事により、プラント運転手法の確立に役立つデータを集めて行く方針である。

(3) 成果および評価

「常陽」および「もんじゅ」の1次主循環ポンプの開発経過から、我国の技術レベルをレビューする。

① 型式・配置の検討

我国の機械式ポンプ型式は、R&D、「常陽」「もんじゅ」1次・2次主循環ポンプ共大部分が一貫して共通である。

以下に共通仕様項目を列記する。

- ・ たて型自由液面式遠心ポンプ(Hallam型)
- ・ コールドレグ配置
- ・ 片吸い込み一段型インペラ
- ・ 入口ノズル……下側，出口ノズル……横側
- ・ ループ型用
- ・ オーバーフロータイプ
- ・ 原子炉容器等とのカバーガス圧と均圧型

以上のように主要型式が、同一であることは、開発を短期間で、進める上に重要なことであるが、一方、実証化段階でのポンプ型式を検討する上で、システム上からの要求等を考慮して、適正設計をする場合には、他型式の情報が、少ないので、不利な点もある。

また、実証化段階で、ポンプの型式、配置等の変更が、必要になった時は、基礎研究を含め多くの研究開発を必要になるかも知れない。

② 運転技術上の評価

機械式ポンプは、一般にポンプ効率が、電磁ポンプに比べて、効率が、高いが、流量制御性や液面制御等は、非常に難しい。

「常陽」，「もんじゅ」の主循環ポンプに課された主な異常運転項目を列記する。

- (i) ボニーモータによる低速運転（定格運転の10%）
- (ii) ナトリウム漏洩を考慮した低液位運転

(iii) (n-1)(n-2) ループ運転を想定した低圧損運転 (n は「常陽」の場合は 2, 「もんじゅ」の場合は 3,) (表 3.2.7 参照)

(iv) 無シールガス運転 (上部ポンプシャフト部へ, ナトリウムペーパーの付着を防止するため, 通常運転時は, シールガスが, 供給されている。)

(v) 高温待期後の起動試験

これらの成果は, 実証化段階でのポンプの設計や, 運転マニュアル作成等に役立つと思われる。

③ 保守技術上の評価

機械式ポンプは, 高速増殖炉プラントの機器の中で, ナトリウム中で高速可動する唯一の機器である。従って, 通常運転時の保守, 点検並びにポンプ内ケーシングの分解点検等が, 厳しく, 要求される。

「常陽」「もんじゅ」の主循環ポンプの研究開発や「常陽」の運転経験から, 以下のような項目が, 技術習得されている。

(i) ポンプ内ケーシングの引き抜き, 組立技術

(ii) ナトリウム洗浄, 除染技術

(iii) 分解, 点検, 検査技術

(iv) 定常時の運転監視技術

(v) モーター等の点検技術 (MG セットの運転は未経験であるが, 今後「もんじゅ」実機ポンプで, 経験が得られると思われる。)

以上の経験は, ポンプ自身の設計製作に反映されるだけでなく, 冷却系システムの設計やプラント全体の設計に反映されるべき事項である。

また, ポンプへの核分裂生成物 (CP) の付着状況や経年変化 (材料面, 性能面) 等について, 今後さらに「常陽」の運転経験が, 生かされ, 充実されるべきである。

④ 研究開発成果

研究用ポンプ, 「常陽」1 次・2 次主循環ポンプ (モックアップポンプ含む), 「もんじゅ」1 次主循環ポンプ (モックアップポンプ) 等の設計, 製作並びに水中, ナトリウム中試験等から, 数多くの失敗により, 各々, 各段階で, 設計変更や製作変更が行われている。以下に主要目を記述する。

(i) カバーガス空間中での自然対流によるケーシングおよびポンプシャフト

の変形→対策は、自然対流防止板の取り付けおよびポンプターニング装置の取付

(ii) 水中とナトリウム中で、オーバーフロー量が異なる（通常、ナトリウムの方が2～3倍増加する。）→対策は、オーバーフロー配管の口径を太く、またシールリング等を設置してオーバーフロー量を減されるように工夫する。

(iii) メカニカルシールからの内ケーシングへの油リーク→対策は、メカニカルシール下部に回収系統の設置

(iv) 水中とナトリウム中でポンプ性能が若干異なる。注意すべきことは、モータの設計において、ポンプ動力を水中で計算しておくことである。

これらの経験は、実証化段階でのポンプの設計にも十分注意すべきことである。

以上の他に

(i) ポンプ性能特性試験（水中、ナトリウム中）

(ii) コーストダウン特性試験（水中、ナトリウム中）

(iii) キャビテーション試験（水中、ナトリウム中）

(iv) 低温試験（ナトリウム中 150℃運転）

(v) 材料試験（インペラ、ベアリング等）

等が、実施され、有効なデータが、得られている。

今後、大型ポンプの設計には、各方面に有益に役立つと思う。

3.2.4 実証化段階におけるポンプの検討

1000MWe～1500MWe級の原子炉の場合のポンプの検討をする。一応、「動燃の基本概念である初期実証炉は、1000MWeで3ループとし、大型化は、ループ数を増加し冷却系の大型化は、それ程考えない」と云うことを前提にポンプの容量、型式、配置等を検討することにする。また合わせて、タンク型のポンプの比較検討を行う。

(1) 世界各国のポンプ比較

ポンプ容量等は、冷却系システムや炉心設計等により変化すると考えられる。

世界各国のポンプの流量、ヘッド、ポンプスPEED等を比較（表3.2.4及び表3.2.16）し、これらのことから、以下のことがわかる。

- ① 実証化段階における1次主循環ポンプの吐出流量は、ループ型、タンク型の区別なく、また、ホットレグ、コールドレグ配置等の区別なく、約 $300\text{ m}^3/\text{min}$ である。
- ② 実証化段階における1次主循環ポンプの吐出ヘッドは、ループ型（ホットレグ配置）とタンク型と比較した場合、タンク型の方が、約半分のヘッドになる。
- ③ ループ型原子炉の1次主循環ポンプにおいてホットレグ配置とコールドレグ配置の見地から、ポンプの吐出ヘッドを検討すると、コールドレグ配置の方がホットレグ配置に比べて約 $2/3$ 程度である。
- ④ ポンプ軸長は、ホットレグポンプとコールドレグポンプを比べると、一般にコールドレグポンプのが長くなっている。この理由は、req. NPSHから決定される要因である。

また、一般に、流量増加とともに、ポンプ軸も長くなっているが、CRBRやLSBRは、短くなっている。この理由は、インベラの型式をダブルサクション型にしたり、ポンプカバーガス圧を加圧型にしているためである。
- ⑤ スーパーフェニックス用ポンプの軸長が、 14 m と非常に長いですが、この理由は、ブール型であることに起因していると考えられる。
- ⑥ 実証化段階におけるポンプの回転数は、 500 rpm 程度になっている。但し、米国で開発されているダブルサクション型ポンプやインデューサ付ポンプは、回転数を上昇できる。

(2) 実証化段階におけるポンプ設計条件

原子炉の型式、ループ数、ポンプの配置等により、ポンプに課せられる要求は異なると思うが、以下にポンプに要求される流量、吐出圧、温度について検討する。

① ポンプ吐出流量 約 $300\text{ m}^3/\text{min}$

ポンプ吐出流量については、原子炉型式やポンプ配置が、変更になっても、あまり変化しないと考えられる。

② ポンプ吐出圧 約 $70\sim160\text{ mNa}$

ポンプ吐出圧は、原子炉型式、配置等により、大巾に変化する。

一般に、ループ型ホットレグポンプ>ループ型コールドレグポンプ>ブール型コールドレグポンプになる。

③ ナトリウム温度 約 370～530℃

原子炉出口温度の選択，ポンプ配置等により大きく変化する。一般にコールドレグポンプは，370～400℃ホットレグポンプは490～530℃になる。

(3) 安全保護上からポンプに課せられる要求項目

通常運転時とは別に，異常運転時に課せられるポンプの要求は，主循環系に要求される除熱システムの考え方に大きく左右される。主循環ポンプ側から云えば，最近発表されたWH社等の提案のよう通常運転時以外は，全く何の要求もないシステムに設計されるのが，最も好ましい。逆に「もんじゅ」のように異常運転も含め主循環系に大部分の除熱を期待する場合は，ポンプに課せられる要求も非常に大きくなる。

異常運転事象として，

- ① 所内動力源喪失
- ② 所内動力源喪失＋非常用電源故障
- ③ 配管等破損事故
- ④ 所内動力源喪失＋配管等破損事故
- ⑤ 所内動力源喪失＋配管等破損事故＋非常用電源故障

等が考えられるが，これらの異常事象に対して，主循環系および主循環ポンプにどれだけ期待するかにより，冷却系システムの設計が，大巾に変わるだけでなく，ポンプの設計も大きく変る。①～⑤までの事象を主循環系以外，除熱方式がない場合を想定して主循環系並びに主循環ポンプに課せられる状況を表 3.2.17にまとめた。

Table から，事象③，④において主循環ポンプにボニーモータを設置するかどうかは，非常用電源故障の信頼性が，地震時を考慮して配管破損等の信頼性より高いかどうかにより判断すべきである。もちろん，地震時でも，ポンプ低液位で，ボニーモータ運転が，可能であることは，不可欠である。

事象⑤において，ポンプに要求されることは，ポンプのコーストダウン中にスティック等により，急激にポンプが，停止しないことである。

今後，安全審査等で，どの事象に対応した設備設計にするかを判断するのは，困難であるが，主循環系のみで，異常事象を対処するか，または，他の冷却系（例：DRACS）に依存するかにより，主循環ポンプの設計が大きく変ることに留意すべきである。

表 3.2.17 異常事象における主循環系およびポンプの状況

	主 循 環 系	主 循 環 ポ ン プ	備 考
1. 所内動力源喪失	低流量で除熱	初 期：ポンプコーストダウン時の除熱 長 期：ボニーモータ運転による除熱	
2. 所内動力源喪失 + 非常用電源故障	自然対流による除熱 ↓ 中間熱交換器，蒸気発生器 ^{*1} の高所配置	初 期：ポンプコーストダウン時の除熱	*1 蒸気発生器 のかわりに空 気冷却器を設 置すること もある。
3. 配管等破損事故 ^{*1}	液位保持し，低流量で除熱 ↓ ガードベッセル + 高所配管引き廻	初 期：ポンプコーストダウン時の除熱 長 期：ボニーモータ運転による除熱 (注) ポンプ低液位運転 ↓ ポンプ軸長が，長くなる。	*2 プール型の 場合は一次系 タンクの破損 または，タンク 内配管の破損
4. 所内動力源喪失 + 配管等破損事故	同 上	同 上	
5. 所内動力源喪失 + 配管等破損事故 + 非常用電源故障	液位保持し，自然循環で除熱 ↓ ガードベッセル + 高所配管引き廻し + 中間熱交換器，蒸気発生器 ^{*1} の高所配置	初 期：ポンプコーストダウン時の除熱 長 期：自然循環除熱 (注) ポンプ軸長は，工夫により，短か くできる可能性あり	

(4) ループ型，ブール型ポンプの比較

ループ型ポンプとブール型ポンプの設計上，配慮すべき項目は，何が共通で，何が異なるか検討する必要がある。

表 3.2.18 に，1 次主循環系用ループ型ポンプとブール型ポンプの比較を示す。

ブール型ポンプは，一般にコールドレグ配置のポンプが多い。

1 次主循環系用ループ型ポンプとブール型ポンプの各々の特長は，大きく分類すると，以下のようになる。

- ① ループ型ポンプは，中性子シャヘイ構造や断熱構造が，ブール型ポンプに比べて容易であるため有利である。
- ② ブール型ポンプは，予熱設備やガードベッセルが不要になるとともに，カバーガス系が，不要になるので有利である。

技術的な見地から，ループ型ポンプとブール型ポンプを比較すると，ややループ型の方が，容易であると思われるが，コストの見地から比較すると，予熱設備，ガードベッセル，ガス系等が，不要となるため，大巾にコストダウンになると考えられる。

(5) ホットレグ配置，コールドレグ配置ポンプの比較

一般的に，1 次主循環ポンプではブール型ポンプは，コールドレグ配置のポンプであるが，ループ型ポンプは，ホットレグ配置ポンプとコールドレグ配置ポンプ（以下「配置」を省略する）の両型式が，採用されているので，以下，その特長をポンプ自身の設計並びに他の設備におよぼす影響について検討する。

表 3.2.19 にホットレグポンプとコールドレグポンプの比較を示す。

技術的な見地から比較すると，

- ① ホットレグポンプは，
 - (i) 材料的見地から考えて，コールドレグポンプより，高度の技術を必要とする。
 - (ii) 上部への熱遮蔽構造から考えて，コールドレグポンプに比べて，急激な温度勾配をつける必要がある。
 - (iii) カバーガス空間でのガスの自然対流は，コールドレグポンプに比べて生じやすいので，その対策は，より厳しい。

表 3.2.18 ループ型，プール型ポンプの比較

検 討 項 目	ル ー プ 型	プ ー ル 型	備 考
1. 吐出流量	ポンプ数で決る	ループと同じ	原子炉出力はほぼ同じ
2. 吐 出 圧	高 い	低い（ループの圧損分）	
3. 流体温度	ホットレグ 500～530℃ コールドレグ 370～400℃	* 1 コールドレグ 370～400℃	*1 プールの場合，ほとんどコールドレグ
4. req. NPSH	不 利	有 利	
5. 材 料	ホットレグの場合厳しい	ループ型コールドレグと同じ	
6. 耐熱衝撃	ホットレグ コールドショック コールドレグ ホットショック	コールドレグ ホットショック	
7. シャヘイ構造 ＜対外部＞	γ線のみ考慮 ホットレグ熱遮蔽が厳しい	γ線，中性子線考慮	
8. 放 射 化		中性子によるポンプ自身の放射化を考慮した設計をする必要がある。	
9. 断熱対策		ホットレグ領域からの断熱を考慮する必要がある	
10. 配管破損対策	①低液位運転を必要とする （冷却系システムで不必要とすることもできるが，困難） ②ポンプ停止，又は，低速運転へ	①低液位運転の必要はない。 ^{*2} ②ループと同じ	*2 タンク破損を考えない
11. 入 口 部	入口ノズル必要	入口部にスカートを設置 （構造複雑化）	
12. 出 口 部	出口ノズル必要	出口ノズル必要（普通は下方）	
13. オーバーフロー	ポンプ型式によっては必要	不 要	
14. カバーガス系	必 要	不 要	
15. シールガス系	必 要	必 要	
16. カバーガス空間 での変形対策	①カバーガス自然循環防止対策必要	①ループと同様 ②デッキとの断熱を必要とする。	
17. 予熱設備	必 要	不 要	
18. ガードベッセル	必 要	不 要	
19. 内ケーシングの 引き抜き	必 要	必 要	ループ、プールともほぼ同様の構造
20. 液 面 計	必 要	不 要	

② コールドレグポンプは、

- (i) ホットレグポンプに比べて、大型化に伴う構造変形対策が、困難になる。
- (ii) ポンプの回転数を低速にする必要があるため、ボニーモータ運転等の低速運転が厳しくなる。

以上のように、困難さは、異なるが、我国にとっては、現状の開発レベルから判断して、ホットレグポンプの方が、困難であると考える。

参考までに、米国の A I で行われた実証炉規模のインデューサ付ポンプについてホットレグ、コールドレグポンプを比較した結果を表 3.2.20～表 3.2.22 に示す。また、その概略図を図 3.2.34、図 3.2.35 に示す。

次に上記 A I の検討を加味して経済的見地から比較すると、

- ① ポンプ自身の物量（重量）は、ホットレグポンプの場合、コールドレグポンプの約 $1/2$ である。
- ② 所内電力所要量は、ホットレグポンプは、やや低いがコールドレグポンプ共、ほぼ、同じである。
- ③ 実証化段階でのクロスオーバーレグ配管の太さは、ホットレグポンプの場合は、36B 程度で、コールドレグ配管の場合 42B 程度になる。
- ④ 実証化段階での中間熱交換器の大きさは、ホットレグポンプの場合は、約 4 m ϕ になる。
- ⑤ ポンプや中間熱交換器のガードベッセルは、ポンプ、中間熱交換器の大きさに比例して大きくなる。

以上の観点から、ホットレグポンプとコールドレグポンプの経済性を比較するとホットレグポンプの方が、非常に有利と云える。

表3.2.19 ホットレグ配置，コールドレグ配置ポンプの比較

項 目	ホ ッ ト レ グ 配 置 (H. L.)	コールドレグ配置 (C. L.)	備 考
1. 吐出流量	ポンプ数で決る	(H. L.) とほぼ同じ	原子炉出力は一定とする
2. 吐 出 圧	クロスオーバーレグおよび中間熱交換器の圧損分だけ C. L. ポンプより高くなる。	クロスオーバーレグおよび中間熱交換器の圧損分だけ H. L. ポンプより低くなる	
3. 流体温度	500～530℃	370～400℃	
4. req. NPSH	クロスオーバーレグおよび中間熱交換器の圧損分だけ C. L. ポンプより有利になる。	クロスオーバーレグおよび中間熱交換器の圧損分だけ H. L. ポンプより不利になる	同一カバーガス圧，同一インペラレベルとした場合
5. 材 料	高温のため厳しい	H. L. ポンプより有利	
6. 耐熱衝撃	コールドショック	ホットショック	
7. 配管破損対策	低液位運転必要	低液位運転必要	システム設計により不必要とできる
8. インペラ直径	C. L. ポンプより小型化できる	H. L. ポンプより大きくなる。	
9. 外ケーシング直径	"	"	
10. シャフト長さ	"	"	
11. ポンプ効率	C. L. ポンプよりやや高い	H. L. ポンプよりやや低い	
12. ポンプ動力	C. L. ポンプよりやや低い	H. L. ポンプよりやや高い	
13. ポンプ重量	C. L. ポンプより相当軽い	H. L. ポンプより相当重い	
14. シャフト直径	C. L. ポンプより細い	H. L. ポンプより太い	
15. ガードベッセル	C. L. ポンプより相当小さくなる	H. L. ポンプより相当大きくなる	
16. 予熱設備	C. L. ポンプより相当少ない	H. L. ポンプより相当増える	
17. 配管設備	①クロスオーバーレグ配管を小さくできる。 ②ポンプ出口入配管が，C. L. ポンプに比べて短かくできる。	①クロスオーバーレグ配管は，原子炉出口配管と同程度にする必要あり ②ポンプ出入口配管が，H. L. ポンプに比べ長い。	実証化段階では，クロスオーバーレグ配管は，42B(C. L.) と 36B(H. L.) 程度の差になる。
18. 中間熱交換器	①中間熱交換器を小型化できる。 ②無液面型中間熱交換器になる。	①中間熱交換器は，H. L. ポンプに比べて大きくなる。 ②低圧損用中間熱交換器にする必要がある。	実証化段階では，10%以上，中間熱交換器の直径が変わる。
19. カバーガス系	H. L. ， C. L. ポンプ共ほとんど同じ		
20. 遮蔽構造	①γ線遮蔽は，C. L. とほぼ同じ ②熱遮蔽は，C. L. に比べ相当厳しい	①γ線遮蔽は，H. L. とほぼ同じ ②熱遮蔽は，H. L. に比べ相当有利	

表 3.2.20 LARGE SCALE BREEDER REACTOR PLANT
PRIMARY PUMP OPERATING CONDITIONS

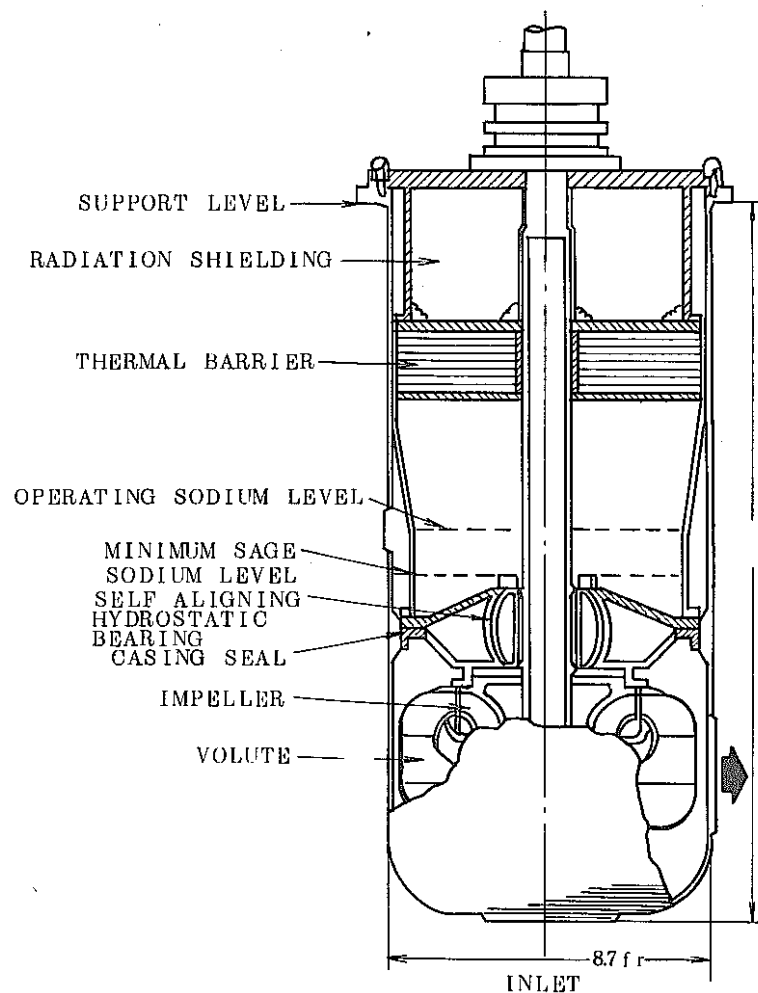
Parameter	Hot Leg Pump	Cold Leg Pump
Plant Thermal Power (Mwt)	3,700	3,700
Loop ΔT [$^{\circ}F(^{\circ}C)$]	300 (167)	300 (167)
Number of Loops	3	3
Volumetric Flow Rate [gpm(m^3/s)]	113,000 (7.13)	108,000 (6.81)
	428 m^3/min	409 m^3/min
Statistical Maximum Loop Pressure Drop [ft(m)]	500 (152)	500 (152)
Most Probable Loop Pressure Drop [ft(m)]	476 (145)	476 (145)
Operating Temperature [$^{\circ}F(^{\circ}C)$]	1,050 (566)	750 (399)
Minimum Available Net Positive Suction Head [ft(m)]	50 (15.2)	20 (6.1)

表 3.2.21 LARGE SCALE BREEDER REACTOR PLANT
PRIMARY PUMP DATA

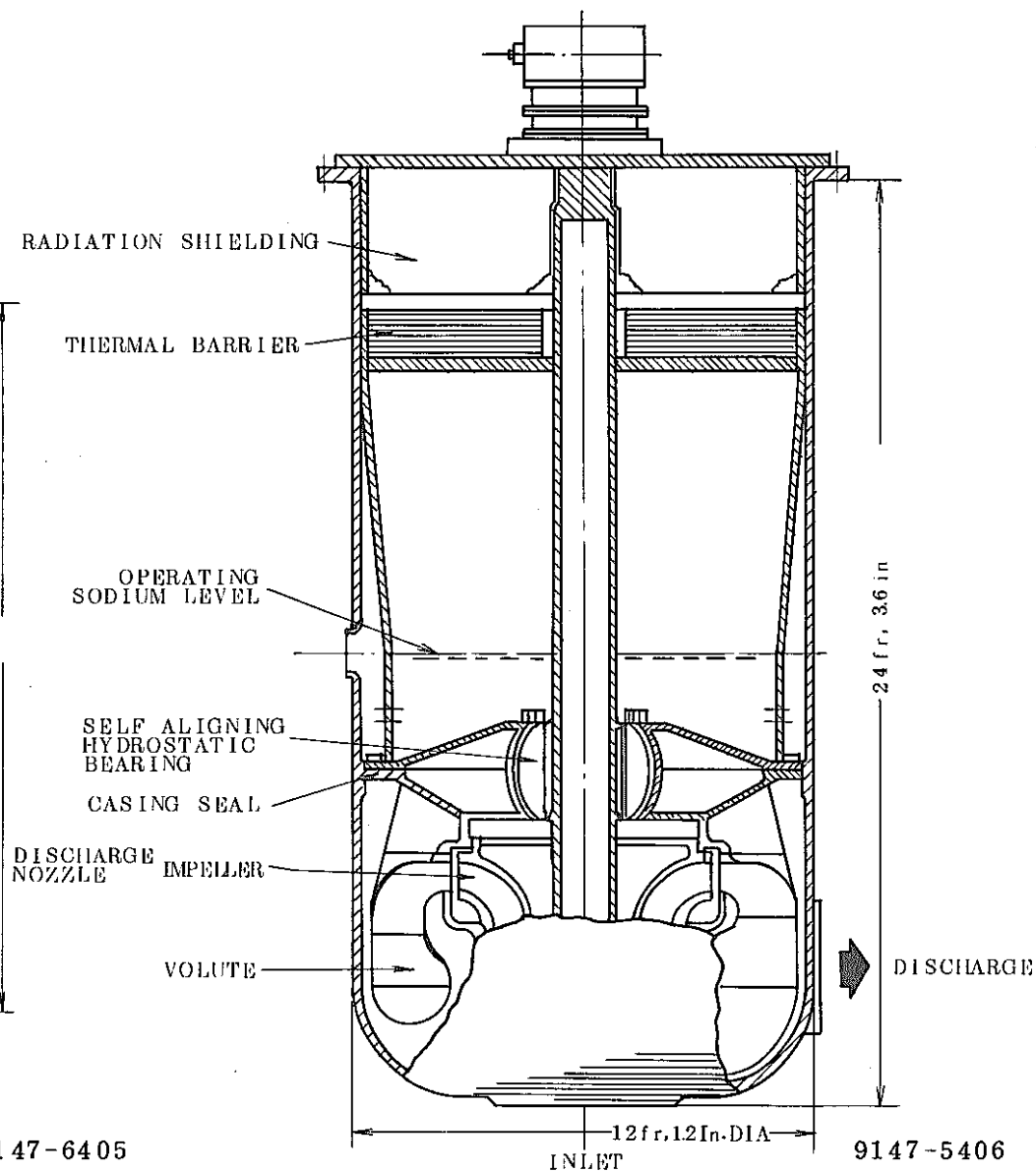
Parameter	Hot Leg Pump	Cold Leg Pump
Discharge Flow [gpm (m^3/s)]	113,000 (7.13)	108,000 (6.81)
Total Developed Head [ft(m)]	476 (145)	476 (145)
Impeller Diameter [in. (m)]	58.3 (1.48)	80.8 (2.05)
Pump Case Diameter [ft(m)]	8.7 (2.65)	12.1 (3.69)
Pump Case Length [ft(m)]	19.9 (6.07)	24.3 (7.41)
Number of Sodium Hydrostatic Bearings	1	1
Shaft Bearing Span [ft(m)]	14.3 (4.36)	18.5 (5.64)
Shaft Diameter [in. (cm)]	15 (38.1)	16 (40.6)
Shaft Wall Thickness [in. (cm)]	1.5 (3.8)	2 (5.1)
Pump Weight* [lb (kg)]	133,000 (60,300)	276,000 (125,100)

表 3.2.22 LARGE SCALE BREEDER REACTOR PLANT
PRIMARY PUMP OPERATING PARAMETERS

Parameter	Hot Leg Pump	Cold Leg Pump
Pump Discharge Flow [gpm(m ³ /s)]	113,000 (7.13)	108,000 (6.81)
Pump Inlet Flow [gpm(m ³ /s)]	117,500 (7.41) 445 m ³ /min	112,900 (7.12) 427 m ³ /min
Total Developed Head [ft(m)]	476 (145)	476 (145)
NPSH Available at the Suction Nozzle [ft(m)]	50 (15.2)	20 (6.1)
Operating Speed [rpm(rad/s)]	648 (67.8)	527 (55.2)
Impeller Diameter [in. (m)]	58.3 (1.48)	80.8 (2.05)
Operating Suction Specific Speed [gpm units (SI units)]	12,400 (25.1)	20,280 (41.1)
Suction Specific Speed Capability [gpm units (SI units)]	20,800 (42.2)	34,100 (69.1)
Hydraulic Efficiency (%)	88.0	87.5
Sodium Bearing and Seal Parasitic Flow Losses (%)	4.0	4.5
Oil Bearing and Seal Parasitic Losses (%)	3.0	3.0
Overall Pump Efficiency (%)	81	80
Required Pump Power[BHP (MW)]	13,700 (10.22)	13,900 (10.37)



☒ 3.234 LSBRP Primary Loop Hot Leg Inducer Pump Concept



☒ 3.235 LSBRP Primary Loop Cold Leg Inducer Pump Concept

3.2.5 今後の研究開発計画

主循環ポンプは、原子炉の型式、配置により、大巾にポンプ自身の型式や構造が変る。従って、主循環ポンプの研究開発は、原子炉の型式や配置設計を考えて進める必要がある。以下に実証化段階における主循環ポンプの開発方法について論ずる。2次系主循環ポンプは、1次系主循環ポンプが開発されれば、追加して研究開発すべき項目は少ないと考えて省略する。

(1) ポンプ型式の選定

主循環ポンプの型式の選定は、原子炉の型式、ポンプの配置等により異なるが、ポンプ側から考えて、原子炉の形式や配置を決定するための資料作成をする必要がある。

実証化段階における重要課題は、コストの低減化であるとすれば、プール型原子炉が、選択される可能性もあるが、この場合は、普通、コールドレグ配置のポンプになると考えられる。また、ループ型の原子炉で、コストの低減化を目標にすれば、ベローズ配管の採用等とともに、主循環ポンプの採用が有利である。

また、ループ型、プール型との中間的なサテライトプール型等も考えられているが、主循環ポンプに関しては、プール型に近く、中性子遮蔽等を考慮しなくてもよい点が、有利と考えられる。

そこで、ここでは、ループ型用ホットレグポンプと、プール型用コールドレグポンプについて、検討することにする。

実証化段階における機械式ポンプの型式は、

- ① 一段片側吸い込み型（「もんじゅ」型，Super Phenix）
- ② 二段片側吸い込み型（WH社型）
- ③ 一段両側吸い込み型（BJ社型，CRBR）
- ④ 二段両側吸い込み型（BJ社型，EPRI）
- ⑤ インデューサ型

等が考えられる。

①②⑤の型式は、ループ型の場合、オーバーフロー系を必要とする。従って、ループ型に、これらの型式を採用する場合は、オーバーフロータンクおよびそのガードベッセルを付加する必要がある。但し、ホットレグポンプの場合は、オーバーフロータンクと原子炉容器を兼用できることもある。

③④の両側吸い込み型の場合は、ポンプ内の形状が複雑で、流体の流れが、不均一になる可能性がある。

①は、構造が、単純であるが、インペラの径が、大きくなりコスト高となる。

⑤は、単純な流れで、構造とも比較的簡単で、小型化できるが、インデュサの形状を開発するのが、困難である。

実証化段階以後のポンプは、コンパクト化でき、経済性を重視する観点から、考えて、ループ型、プール型ともインデュサ型ポンプが最も適していると考えられる。しかし、インデュサの適切な形状を開始するのは、相当の時間と費用を要する。

プール型の場合は、サクシヨン側のスカート形状等の複雑な設計を必要とする両側吸い込み型（ダブルサクシヨン型）は、仏では採用されていない。米国のEPRIでは、BJ社が、二段両側吸い込み型を提案している。

日本は、開発経過等を考慮して、仏と同様、一般片側吸い込み型が、得策と考えられる。

ループ型の場合は、オーバーフロータンクの不要なホットレグポンプを前提に考え、一段両吸い込みポンプを開発する方向で検討する。

(2) インデュサポンプの開発

インデュサポンプは、ループ型、プール型の区別なく、非常に有利であるが、開発費と開発時間が、相当必要とすると考えられる。

米国のAIが、ロケットエンジンの技術を応用し、盛んに開発を進めているが、何時頃完成するか、明確になっていない。

従って、我国が、基礎からインデュサポンプの開発を進めるのは、得策でないと思われる。インデュサポンプの開発は、国際協力により、開発を進め、見通しを得られるようになってから、本格的な開発を進めることが得策と思われる。

(3) 一段両側吸い込みポンプの開発

本型式のポンプは、CRBR用ポンプに採用されることになっており、現在、ETECのSPTFで、ナトリウム中試験が実施されている。

日米交換により、ある程度の情報を入手できると思われるので、できるだけ、情報を入手し、問題点を究明してから、研究開発に取り組むべきである。

以下にホットレグ配置を想定した実証化段階における一段両側吸い込みポンプ

の主な開発項目を列記する。

① 構造材料の基準整備

ポンプの大型化，使用流体の高温化等の見地からポンプ外ケーシング，シャフト等の構造材としての規格基準を整備する。

② インペラ，ベアリング等の鍛造材の開発

複雑な形状インペラの製作技術，高温用ベアリングの開発（基礎データは，今までの動燃等のデータを利用する）する。

インペラの形状については，小型インペラで水中試験等により，確める必要あり

③ 熱シャヘイ構造の開発

使用流体温度が高温（500～530℃）になるため，上部構造物の熱シャヘイ構造物を検討する。

④ 熱変形防止対策

使用流体温度が，高温（500～530℃）になるため，カバーガス空間中での自然対流が生じやすくなるので，より完全な自然対流防止方法の開発をする必要がある。

⑤ ポンプ特性試験

ポンプが大型化するだけでなく，形式，使用温度が変わるので水中，ナトリウム中で，Q-H特性，キャビテーション特性，コストダウン特性，起動特性等を実施し，性能確認を行う必要がある。

⑥ 洗浄試験

ポンプが大型化するだけでなく，インペラやベアリングの構造が，複雑になるので，インナーケーシングの解体洗浄試験を行なう。

⑦ 耐久試験

その他，「もんじゅ」の主循環ポンプの研究開発で実施してきた項目について，大型化，高温化することにより，必要な研究開発を実施すべきものが，数多くあると思われる。

(4) 一段片吸い込み型ポンプの開発

一段片吸い込み型ポンプはプール型に用いられる場合は，オーバフロー系が不要であり，クロスフロー配管やガードベッセルを必要としないため，ループ型に

本型式を採用しても，損失の程度は少ない。ポンプの大きさは，配置上の観点からは，中間熱交換器が，最大限度になるので，問題は少ない。

以下にプール型用一段片吸い込み型用ポンプの主な開発項目を列記する。

① 断熱構造の開発

高温領域からの熱伝導を防止するための断熱方法を開発する。

② 中性子遮蔽構造の開発

上部構造物並びに，ポンプ自身の放射化を防ぐための遮蔽構造を開発する必要がある。

③ 熱変形防止対策

ポンプが，大型化し，デッキからの熱影響があるため，熱変形が生じやすい。自然対流の防止対策に加え，デッキからの断熱方法を開発する必要がある。

④ ポンプ吸い込み形状の開発

ポンプ吸い込み形状は，プール形の場合，上部と下部吸い込みの方式があるので検討し，スムーズな流れになるように設計し，確認する必要がある。

⑤ ポンプ特性試験

ポンプが大変化し，プール型に変わるので，水中ナトリウム中においてQ-H特性，キャビテーション特性，コストダウン特性，起動特性等を実施し性能確認を行う必要がある。

⑥ 非定常運転特性試験

プール内での非定常時の運転特性，自然対流時のポンプ内流動特性等の把握

⑦ 耐久試験

参 考 文 献

- 1) B. VIAL et al., "Les circuits primaires de Phénix et Super Phenix". IAEA-SM-225/11, Bologna, 1978.
- 2) R. Chabassier et al., "Les pompes primaires à sodium de Phénix et Super Phenix". La houille blanche No.7/8, 1977.
- 3) B.I.S.T., Conissariat à l'Énergie Atomique No.199 Janvier 1975 (神戸他, PNC N951 76-13, "フェニックス炉のスタートアップ試験")
- 4) M.G. ROBIN et al., "Conception, Construction et experience d'exploitation des circuits de sodium secondaire de reacteurs rapides". IAEA-SM-225/5, Bologna, 1978.
- 5) P. GIORDANO et al., "The contribution of Italian Industry to the development of reactor components and fuel handling systems of fast reactors". IAEA-SM-225/56, Bologna, 1978.
- 6) E. BENOIST et al., "Les études de recherche et de développement relatives à la chaudière". Bull. Inf. Sci. Tech. [227] pp.99~110, 1978.
- 7) M. BANAL, "Work starts on Super Phenix at the Creys-Malville site". Nuclear Engineering International, May 1977, p.41~45. (神戸他, PNC N951 77-05, "スーパフェニックスの建設概要".)
- 8) M. AUBERT et al., "Development of commercial LMFBR plants after Super Phenix". Transaction of ANS, Vol. 31, pp.32~34, March 1979.
- 9) J. GUIDEZ et al., "Pompes primaires sodium à grandes dimensions". La houille blanche/No.7/8, 1977.
- 10) E.A. KHODAREV, "International working group on fast reactors, LMFBR plant parameters". March, 1979.
- 11) D. TAYLOR et al., "Loop and Pool fast reactors". Optimization of sodium cooled fast reactors, British Nuclear Energy Society, London, 1977
- 12) Nuclear Engineering International, pp.647~648 August 1971.

- 13) J.P. VROOM et al., "Development, design, construction and testing of pumps, intermediate heat exchangers and manipulator systems for in-service inspection of SNR-300". IAEA-SM-225/ , Bologna, 1978.
- 14) A.H. de HAAS van DOSSER et al., "Main heat transfer components for SNR-300". Nuclear Engineering International, July 1976.
- 15) M. KOHLER et al., "Design considerations for the primary system and the primary components of SNR-2". BNES-conference on Optimization of sodium-cooled fast reactors, London, 1976.
- 16) A.A. MAKOBCKNN et al., "Comparative analysis of layout and design in the BN-600 and BN-350 reactors". IAEA-SM-225/64
- 17) BRAGAGNOLI et al., "Problèmes de projet et d'essais des composants des boucles primaires des reacteurs rapides". IAEA-SM-225/54, Bologna, 1978.
- 18) P.G. BAUDIERA et al., "Effect due to thermal transient originated by plant incidents and some operating procedures". IAEA international working group on fast reactors specialist's meeting on handling of the design and mitigation of thermal transients in LMFBR plants, USA, 1974.
- 19) Nuclear News, Des. 1981.

3.3 中間熱交換器

3.3.1 概 要	115
3.3.2 原型炉段階までの各国の開発状況	115
3.3.3 我国の開発状況	126
3.3.4 実証化段階における I H X の検討	133
3.3.5 今後の開発計画	149

3.3.1 概 要

中間熱交換器 (Intermediate Heat Exchanger—IHX と称する) は液体金属冷却高速炉において、原子炉と蒸気発生器 (Steam Generator—SG と称する) とを系統的に切離すために必要不可欠な機器である。しかし、このために軽水炉等と比べ、機器の増加によるコストアップの一つの要因ともなっている。またプラント制御性・動特性の面においても不利な点となっている。このような点を鑑み、IHX を省略し、SG を 2 重管とした野心的な設計も一部で検討されてはいるが、技術上の問題だけではなく、規制上の制約を乗り越え実現できるのは現在の一般的な情勢からみてかなり先のことであると考えられる。

IHX は SG と異なりその型式はほぼ堅型シェル & チューブ型に統一されており、また比較的事故等の問題を起こすことが少なく運転されてきているものと考えられる。これは、ひとつにはナトリウム対ナトリウムの熱交換器において熱膨張・熱衝撃対策には留意する必要があるが、腐食、振動等の面では水・蒸気の熱交換器と比較し有利な点もあるからと思われる。しかし、今後、IHX のコンパクト化、低コスト化、高信頼化を目指す時、さらにいっそうの開発努力が必要とされる。

3.3.2 原型炉段階までの各国の開発状況

原型炉段階までに開発し運転又は設計されている我国を含めた世界各国の IHX を表 3.3-1 及び図 3.3-1 (1/4~4/4) に示す。さらに、これらの中で代表的なものについて、開発のための条件又はその特長等について述べる。

1) EBR-II (米国)

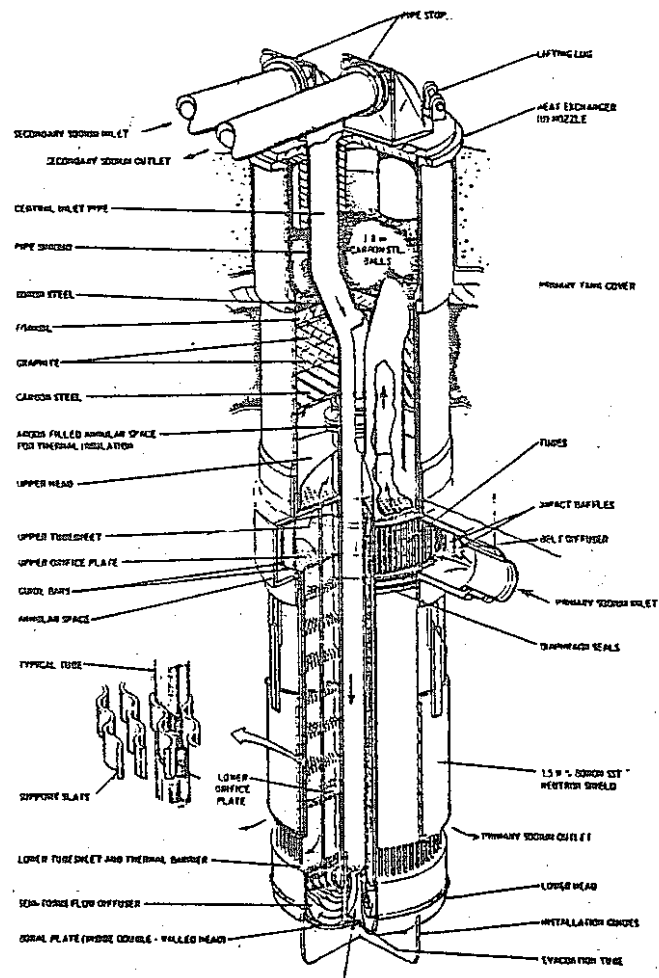
設計する際に次の如く基本的要求が課せられた。

- ① 1959 年版の ASME ボイラ及び圧力容器コードセクション III の規定に従って設計、製造を行なうこと。
- ② 低出力時や炉停止後に、炉内自然流動を促進させやすい設計とする。
- ③ 管束部は補修や取換えが出来る構造にする。
- ④ 使用材料は応力腐食、脱浸炭及び他の一次系材料との共存性を考慮すること。
- ⑤ 熱過渡応力を受けやすい所は熱遮蔽物により保護すること。
- ⑥ 胴側の圧損を出来るだけ小さくする事により、炉内自然循環をしやすくする。
- ⑦ IHX の一次側、二次側の流量配分を均等にすることにより、性能保証が出来、かつ、構造上の問題点を少なくする。

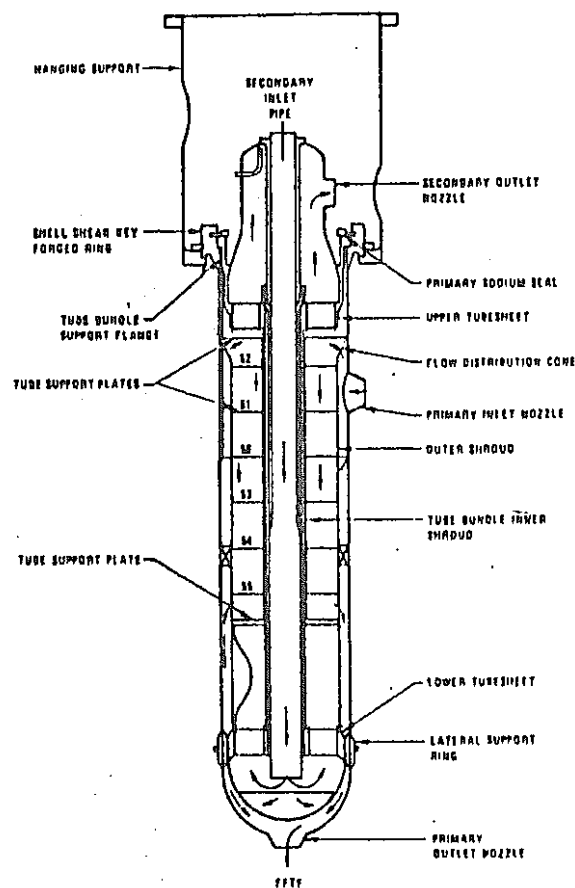
表 3.3-1 原型炉段階までの各国の I H X

Table 3.3-1 I H X s in the World until Prototype Reactor Plant

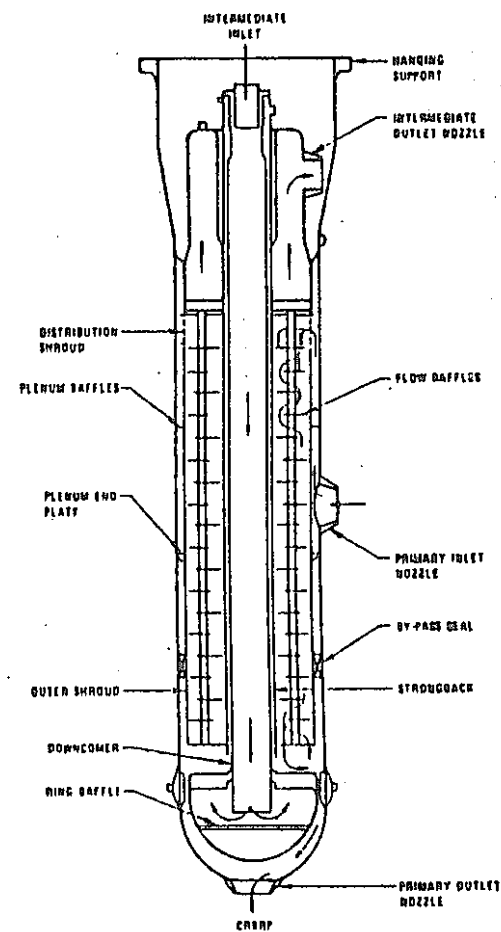
国 籍		米 国			仏 国		英 国	西 独	日 本	ソ 連
プ ラ ン ト 名 称		EBR-II	F F T F	C R B R P	Rapsodie	Phenix	P F R	SNR-300	もんじゅ	BN-350
炉 型 式		タ ン ク	ル ー プ	ル ー プ	ル ー プ	タ ン ク	タ ン ク	ル ー プ	ル ー プ	ル ー プ
I H X 設 置 基 数		1	3	3	2	6	6	9	3	10
熱 出 力 , MWt / 基		6.25	133	325	12	93	100	85	238	200
1次系 ナトリウム	I H X 入 口 温 度 , °C	472.7	565.6	535	430	560	562	546	529	500
	I H X 出 口 温 度 , °C	366.7	443.3	387.8	345	397	400	375	397	300
	流 量 , 10 ⁶ kg/hr	1.74	2.819	6.2687	0.303	1.6344	2.14	1.4134	5.12	2.83
2次系 ナトリウム	I H X 入 口 温 度 , °C	308.9	443.3	343.9	325	350	370	335	325	273
	I H X 出 口 温 度 , °C	463.3	537.8	502.2	420	550	532	520	505	453
	流 量 , 10 ⁶ kg/hr	1.15	2.819	5.7967	0.323	1.3284	1.943	1.305	3.73	3.26
対 数 平 均 温 度 差 , °C		25.4	29.4	38.1	88.2	23.8	30.0			35.4
一 次 圧 力 損 失 kg/mm ²				0.965	0.016	0.7			0.284	0.146
伝 熱 管	形 式	直管+ ベローズ	直管+ サインウェーブ	直管+ ベローズ	直管+ サインウェーブ	直 管	直 管	直 管	直管+ ベローズ	U字管
	材 質	SUS304	SUS304	オーステナイト ステンレススチール	SUS316	TP316L	18-8-1SS	オーステナイトステ ンレス鋼 1.4948	SUS304	SUS304
	本 数 , 本	3026	1540	2850	888	2280	1808	846	3174	343×3
	伝 熱 面 積 , m ²	422	439.7	1489.5	82	465	477.3		1233	1120
	寸 法 (外径×肉厚×ピッチ)	φ16×1.31 ×20.6	φ22.2×1.2	φ22.2×1.273 ×33.34	φ14×1× 19.8	φ14×1	φ19.1	φ21×1.4	φ21.7×1.2	φ28×2×35



EBR-II



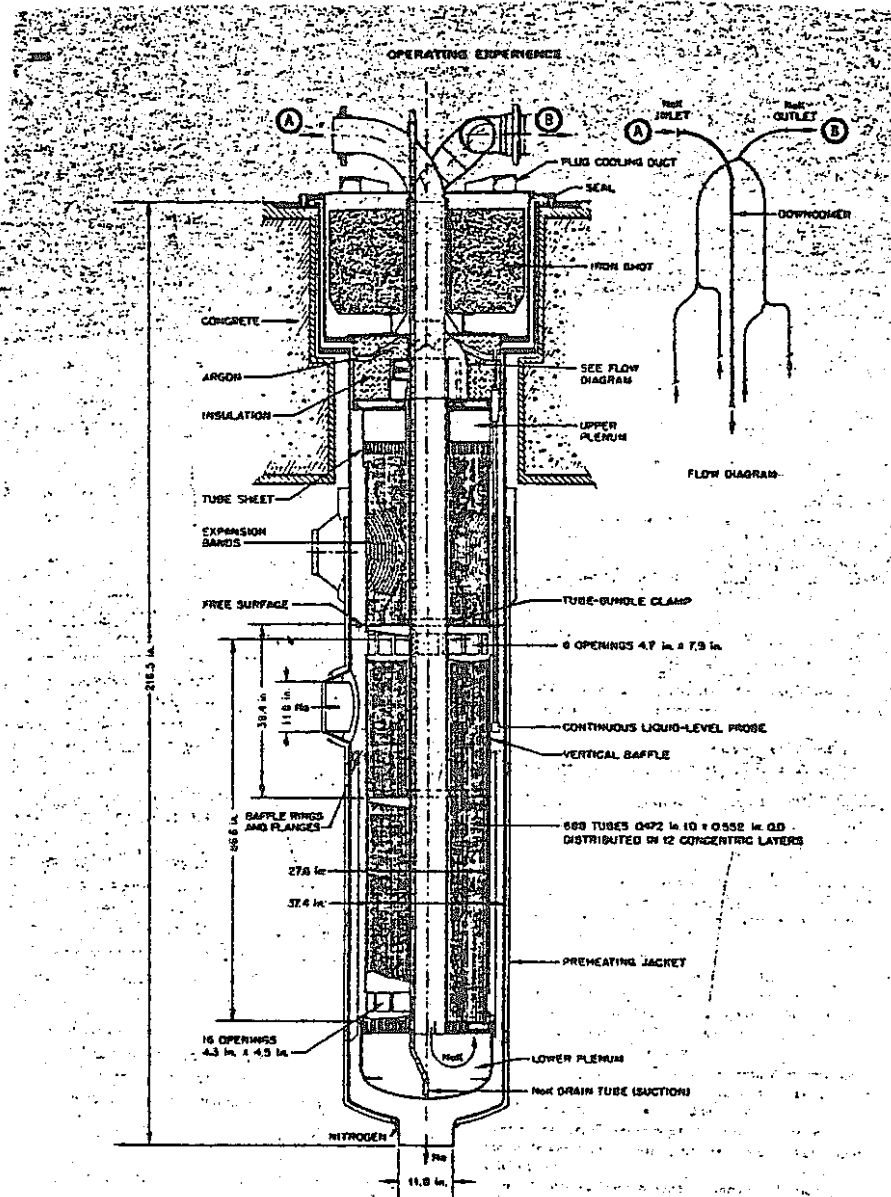
FFTF



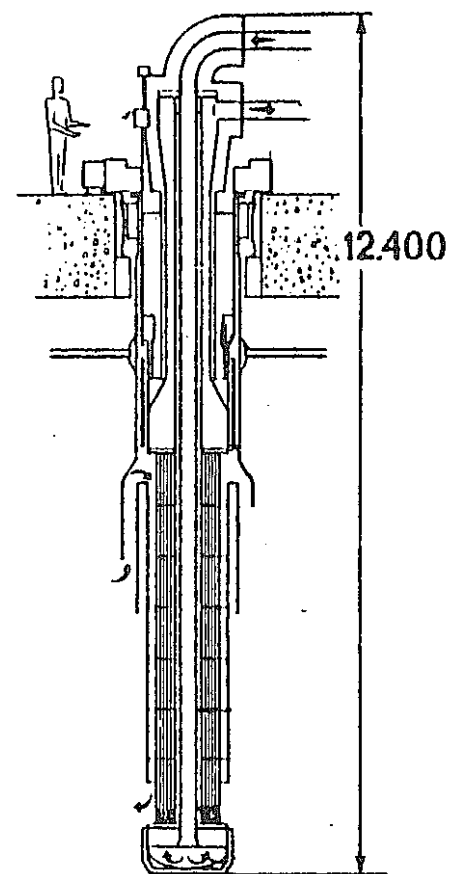
CRBRP

図 3.3-1 原型炉段階までの各国の IHX (1/4)

Figure 3.3-1 IHXs in the World until Prototype Reactor Plant



Rapsodie



Phenix

図 3.3 - 1 原型炉段階までの各国の IHX (2/4)

Figure 3.3 - 1 IHXs in the World until Prototype Reactor Plant

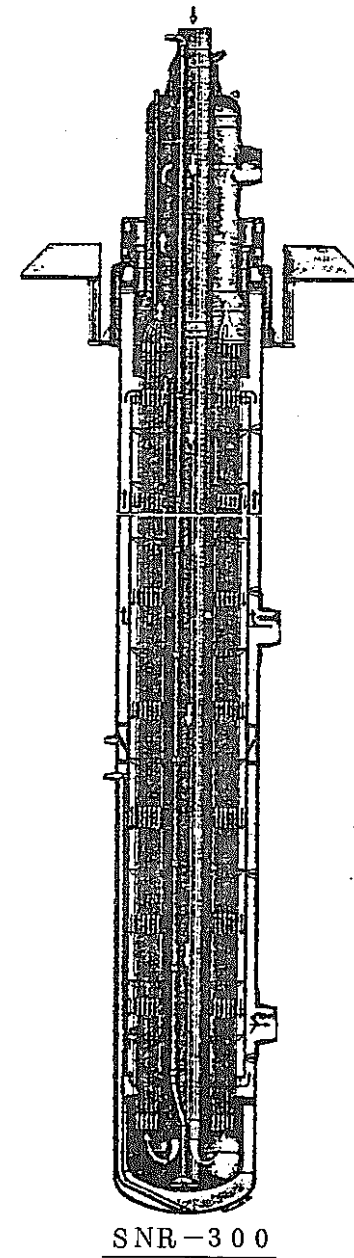
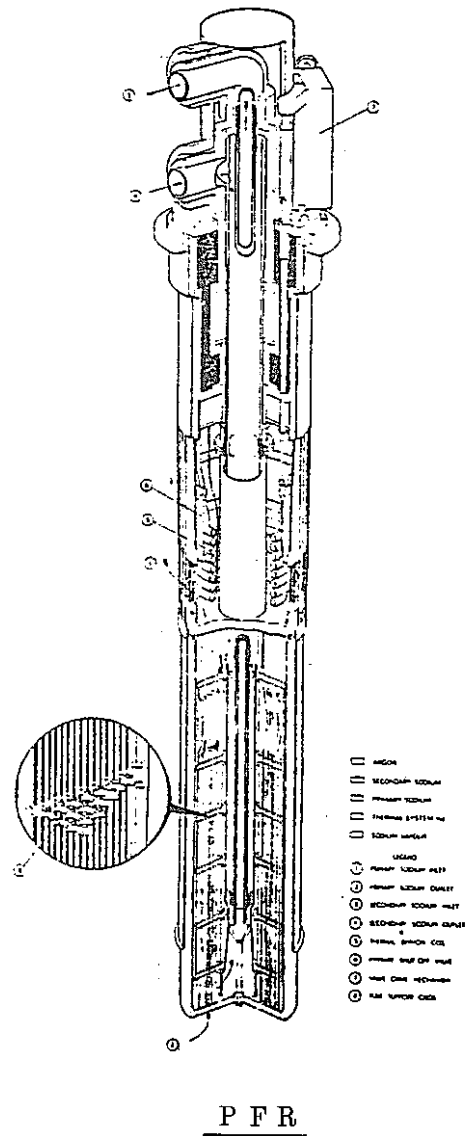
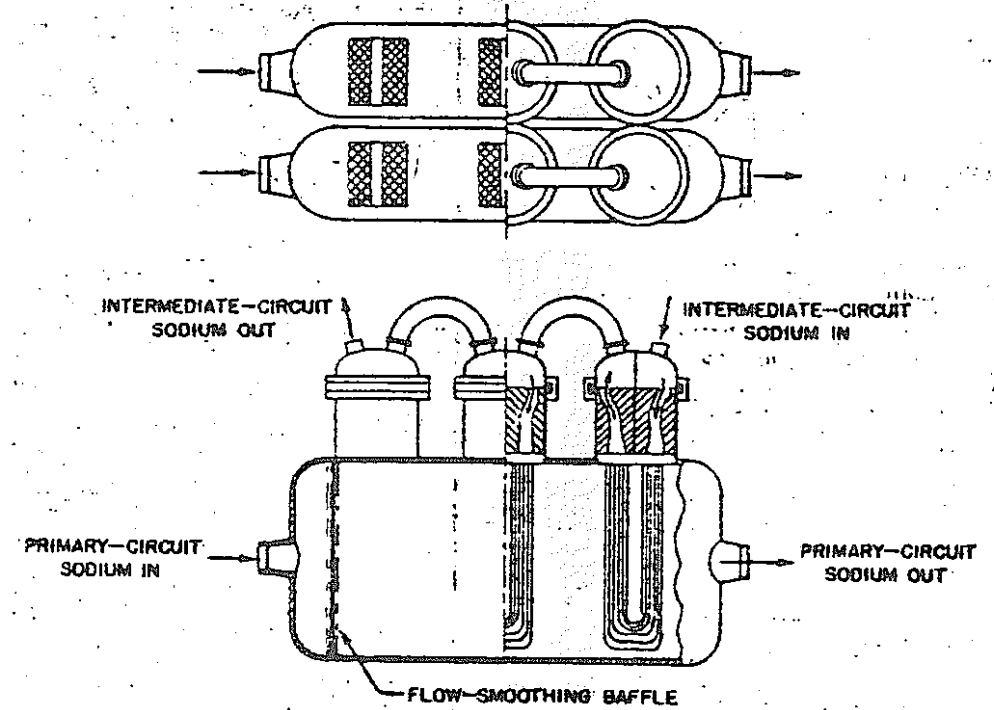
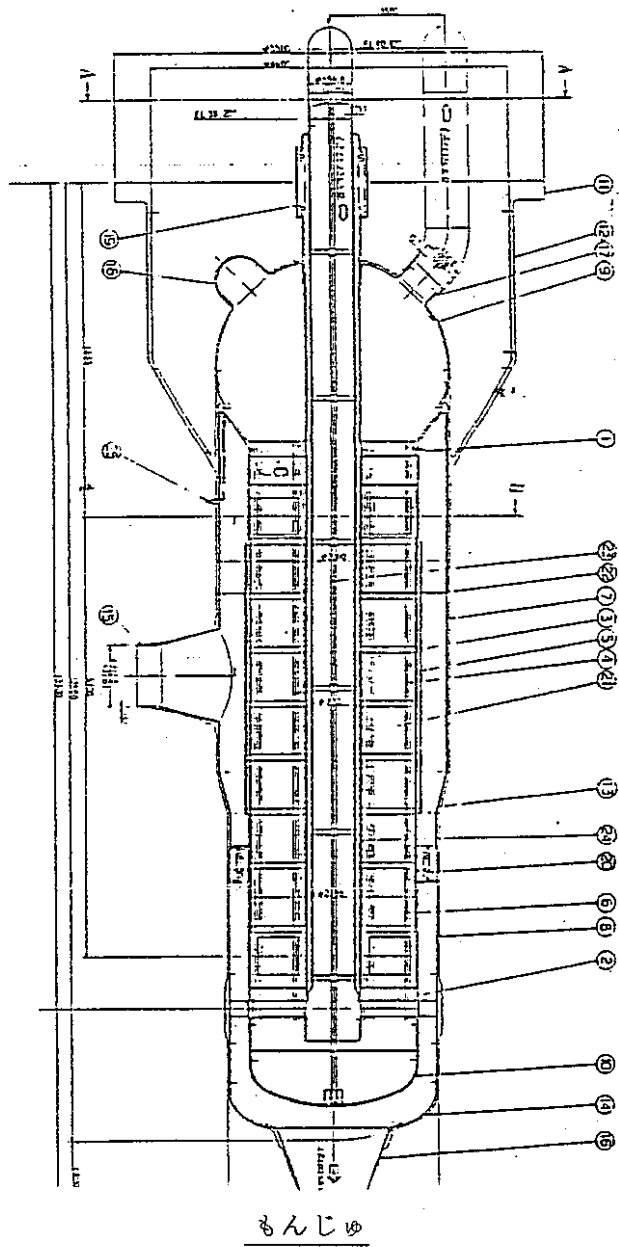


図 3.3-1 原型炉段階までの各国の IHX (3/4)
Figure 3.3-1 IHXs in the World until Prototype Plant



BN-350

図 3.3-1 原型炉段階までの各国の IHX (4/4)

Figure 3.3-1 IHXs in the World until Prototype Reactor Plant

- ⑧ 放射能遮蔽対策を検討し、二次系ナトリウムへの中性子活動を抑制すること。
- ⑨ 管-管板部は溶接補強の必要性を考慮して設計を行うこと。
- ⑩ 管の固定点は管板とし、管は直管とする。従って管と管板支持構造間には熱膨張差を考慮する。
- ⑪ 圧力バウンダリー部はヘリウムガステスト及びASMEコードによる圧力テストによるリークフローを適用する。

上記要求に従って概念設計はANLで行われ、他の詳細設計は熱交換器製造メーカーで行われた。尚、応力解析は個々の研究機関で実施された。

2) FFTFとCRBRP (米国)

設計・製造はウエスティングハウスの主契約の下にフォスターフィーラー社で行なわれている。両方のIHXは同一設計で展開されたが、熱容量の差の他に下記の如く類似性及び相違性がある。

類 似 性

縦型、シェル&チューブ、カウンタフロー式である。一次系ナトリウムは伝熱管外の胴側に、二次系ナトリウムは管内で流れる。

材料は主にSUS304であるが、CRBRPは一次系の入口座を含む上部胴側はSUS316が使用されている。

一次系入口プレナム上部側には、図3.3-2に示す如くガス抜きが設けられており、ナトリウム中に含まれるガスは、このベントラインにより一次主循環ポンプへと導かれる。

IHXは上部フランジによる吊り下げ構造である。

IHXの下部はSUS製のガードベッセルの中に吊り下げられているため、胴からの漏洩や溶接部からの漏洩時には、このガードベッセル内にナトリウムが溜り、従って、故障ループ以外のループのナトリウムレベルは炉容器出口ノズル上に保持される。

相 違 点

FFTFは主要部(吊り下げ用の支持胴、胴、管束)が分割されるのに対し、CRBRPはこれらが一体型となり、従って管束は取り外しが出来ない構造である。これは当初はFFTFの構造でそのままスケールアップする予定であったが、経済的観点より曲管の取り外し可能な管束から直管一体型に変えられた経

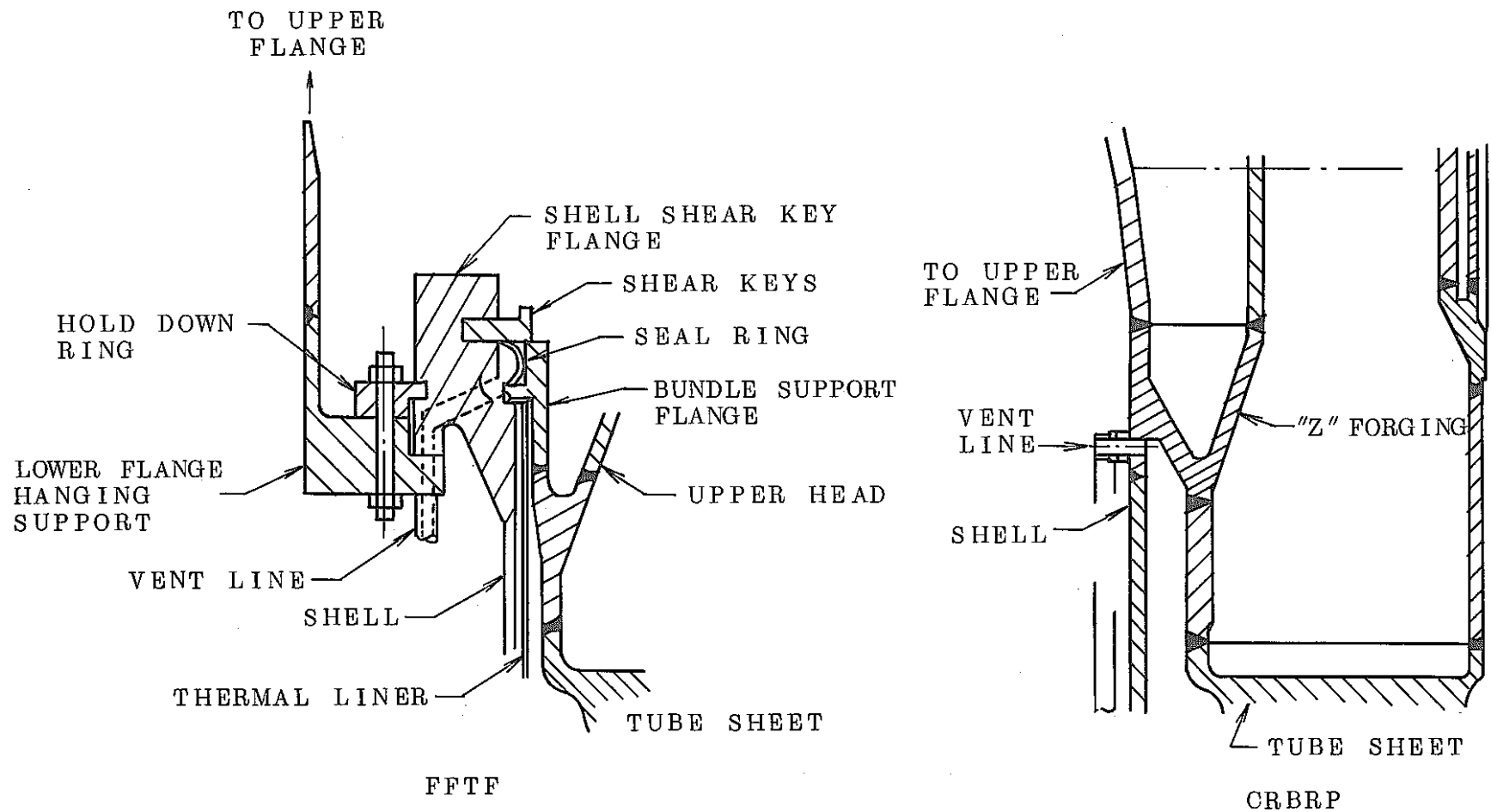


図 3.3-2 FFTF & CRBRP 上部構造
Figure 3.3-2 FFTF and CRBRP Support Conc to Shell and Bundle Joints.

過がある。その他の改良点としては下記がある。

- (イ) 胴と管束フランジ間の Ω シールを廃止。
- (ロ) ASME SEC.Ⅲ NB6000のコンポーネント試験方法による特殊胴囲い頭部と特殊管束容器の設計の廃止。
- (ハ) 輸送装置の改善。
- (ニ) 一体型による現地組立の廃止。

3) Phenix (仏国)

1976年7月上旬部ヘッダからのナトリウム漏洩事故を起こし原子炉を停止した。この事故の主原因は二次系ナトリウムが上部管板を出る時に、半径方向の温度不均一により起こっている。即ち、一次系ナトリウムは管束に向って半径方向に流れるが、伝熱管の内側、外側では熱伝達差が起き、外側ほど高く、内側ほど低いという二次系ナトリウムの温度不均一が起こる。そして上部ヘッダーでこれらの温度不均一を混合する事が期待されるが、現実には混合効果が薄く、従って上部ケーシングに過大応力が発生し漏洩事故が起こったのである。実証炉Sperphenixはこの問題を反映し上部ヘッダーに混合装置を有している。

4) PFR (英国)

構造的な特徴として、非常用崩壊熱除去装置としてIHXにコイルを抱かせていること及びこのコイルにナトリウムを通したり遮断したりする上部からのリンク操作による隔離弁を装備している。原子炉はタンク型であるためIHX本体はルーフスラブに乗っており、接続配管を切断し、生体遮蔽プラグ用の上部フランジのボルトを外しさえすれば引き抜ける。二次系ナトリウムは上部のセンターパイプから入り底部で反転し、伝熱管外側、IHX本体の胴側に沿って上昇する。伝熱管内に一次系ナトリウムを通す決定は主として、制限された一次系圧力損失、内で流量分配を重視したためであった。

伝熱管と胴の熱膨張を吸収する配慮としては、サインウェーブの伝熱管が使用されている。本IHXの性能を確認するR&Dとしては、1/1サイズ、4等分セクターモデルにより水試験で胴側二次系の流量分配性能及び耐震試験が実施されている。

5) SNR-300 (西独)

縦型、直管でフローティングヘッドを有している。管束は胴側から引き抜く事

が出来る。管／管板は特別に開発された、管／管板間にクレビスのない理想的な接続が出来る内径溶接施行法により行われる。また、これらの溶接部の検査をしやすくするために小焦点X線装置も開発されている。開発試験として、流量配分と温度分布が均等かどうかを確認するため水流動試験が実施され、更にナトリウム中の試験として、70MWtの原型IHXが約3000時間行われ、その健全性が立証されている。

6) BN-350 (ソ連)

① 概 要

Shell & Tube 型の熱交換器はT字交叉型水平均タンク構造である。

2次Na側は片側鏡板を有するケーシング構造であり、管板にUチューブを取り付けている。そのUチューブの底部はタンク胴からの支持金具により固定されている。第1～第3群まで合計3群の伝熱管が、1次側ナトリウム入口流れに対し交叉するようタンク内に挿入されている。各管群サイズは $^{0.D}28\text{mm} \times ^t2\text{mm} \times 343$ 本のUチューブである。

1次側ナトリウムは胴側に入り邪魔板を経て、2次側管群の外面に熱を伝え出て行く。

なお、2次側伝熱管群は引き抜き及び交換も可能であり、管板はネジ込みボルトにより胴に取り付けられており、シール溶接が施工されている。

② 構造研究

(i) 熱交換器内部流動特性研究

最初、器内管群部のナトリウム速度及び流量分配特性研究の為に、第1～第3管群の間には偽の管群が設置されていた。

これらの管群はいずれも矩形構造であり、その形状の選定にあたっては、実機の1/2.5スケールモデルを使用した空気ブロー試験の結果により採用されている。それ以降の研究は、部分モデルが用いられている。

この偽の管群を用いた試験の結果、各チューブ間の冷却材の流量分布は、この偽の管群の有無により大きく左右される事、および管群とタンク胴部の間隙の大小により左右される事が判明した。その結果を反映し、実寸の熱交換により流量分布と速度分布がバランスするように各種の試験が実施された。

その結果として、

- 偽の管群をやめ、実機管群を覆うような多孔板を整備し、管群と胴部間隙部に流出するナトリウムを防止する事により、最良の流配が得られた。また、一次側入口部の流体エネルギーを減少させるため、最初の管群手前に邪魔板を取り付けた。

これらの処置により、管群の断面に沿っての流れは均一化され、冷却材のバイパス流も 4.8 % に減少された。

一方、偽の管群を取り外すことによって、邪魔板および多孔板の設置により製造技術が簡略化され、補修時の汚染洗浄も簡略化された。

(ii) 強度検討

矩形状壁面と第 1 ～ 第 3 群の管群を有する熱交換器形状は、原子炉の崩壊熱除去時の自然循環の条件を満たすため、出来るだけ低い高さに抑えられている。熱交換器の強度は、設計と実験両方から検討された。その結果、各部の熱膨脹量が計測され、内圧による応力はわずかで、むしろ温度による応力である事が明確となった。

最大応力点は管群と熱交換器胴固定部、及び本体と据付台部であった。

表 3.3-2 熱交換器の部分応力

応力部名称	プラント運転条件	最大応力値 (kg/cm ²)
管群と胴固定部	出力 0 % → 100 % 計画停止	11,800
	出力 100 % からの緊急停止	4,000
本体と据付台部	出力 100 % からの緊急停止	5,530

上記表で明らかなように、出力 0 % → 100 % への計画運転の際、最大応力が発生する。

なお、原子炉の起動時及び運転中、この IHX の温度と応力の測定が行われた。

これらの測定結果に基づき、IHX 昇温条件と原子炉の出力上昇度の関係が求められ、IHX の許容負荷内のプラント運転が確立された。その結果、冷態時からの昇温は 5℃/hr の速度で 1 ステップ 20℃ ずつ、各ステップ 5 ～ 10 時間保持運転を行えば、出力と熱量の関係が各出力レベルで 1 ステップ 10 % ずつの昇温となる。

3.3.3 我国の開発状況

我国においては、表 3.3.3 に示す I H X ナトリウム中モックアップ（以下 Na 中モックアップ）試験体による試験が行なわれた。概略図を図 3.3.3 に示す。「もんじゅ」I H X を模擬したモデルによる Na 中試験は実施されておらず、「常陽」あるいは「50MWSGTF」の I H X の製作・運転経験により可能と考えている。但し、水流動試験による流動・配分の確認、管板部モデル熱衝撃試験による健全性の確認はなされている。

1) 「常陽」1/60 I H X モデル (0.85MWt)

Na 機器構造試験室の「常陽」Na 冷却系耐久試験装置に据付けられ試験が行なわれた小型モデルであり、「常陽」I H X を模擬し 2 基製作・試験された。伝熱管の全長は「常陽」I H X とほぼ等しく、本数を約 1/60 としている。試験運転時間は各々 8,000 時間、24,000 時間に達し、その間、伝熱性能試験、熱衝撃試験が実施され、所定の性能であることが確認された。但し、3,000 時間後熱貫流率が 10～15% 低くなることがみられ、フェライト鋼ループによる鋼粉の付着が原因とも考えられたが、⁽⁸⁾ 同ループに据付け運転された I H X バイパス熱交換器の解体時検査では、このような徴候は見出されなかった。⁽⁹⁾

2) 2MW ループ再生熱交換器 (13MWt)

有液面型パラレルフロー型で、71 年 5 月から運転開始され、その当時としては最大規模の Na-Na 熱交換器であり、約 24,000 時間運転されて数多くの経験を得た。現在は無液面型の 2 号機が据付けられ運転が継続されている。1 号機の運転期間中、伝熱性能・圧損特性とも明確な経年変化は見られず、満足の運転されている。⁽¹⁰⁾ しかし、構造的にはいくつかの問題点が見出された。^{(11), (12)} まず、約 9,800 時間運転後フランジ部リップシール溶接が一部破損し、Na 蒸気リークを経験した。また、最終解体時の検査で、タイロッドの変形・伝熱管配列の一部乱れ・伝熱管サポート変形等がみられた。しかし、管・管板溶接部（伝熱管さしこみタイプであり端部シール溶接されている）では異常なく、また管・管板間のクレビス腐食もみられず、伝熱管バウンダリーとしての健全性は確認されている。

尚、伝熱性能上の問題として、低流量域で熱伝達率が設計熱伝達率より下になることがクローズアップされた。これは、他の熱交（「常陽」「50MWSGTF」）でも同様な傾向であった。（図 3.3-4）この原因を明らかにするため、一本二

重管による低流量域（低ペクレ数領域）の詳細試験を実施している。⁽¹³⁾この結果、熱伝達表示式は従来の通りであることが確められ、熱伝達率の低下は熱交換器として低流量になった時の流動不均一、あるいは有効伝熱部の局所化がその原因であろうと考えられている。

3) 50MW SGT F I H X (50MWt)

50MW SGT F試験ループのIHXとして設置され、'74年2月から現在まで約30,000時間運転し、なお継続中である。有液面型であり、伝熱管熱膨脹対策としてはサインカーブ管を用いているなど「もんじゅ」の設計とは異なる。伝熱性能上は、前項で述べた低流量域での低下以外特に問題となることは見出されていない。構造上では、82年にフランジリップシール溶接部の全面的な破損と、これによるNa蒸気リークが発見されている。リップシール溶接部の破損は2MW再生熱交でも生じており、その原因はフランジ部の変形とされているが、50MW-SGT FのIHXについては明確になっていない。

50MW SGT F試験ループはSGの試験のみならずプラント動特性・制御性試験にも使われており、IHXに与える熱過渡はかなり厳しいものとなるため、'81年までの運転による管・管板リム・リガメント境界でのクリープ疲労損傷値は設計基準値を上回っているとの試算がなされた。⁽¹⁴⁾基準値に含まれる余裕分を考慮すると、運転の継続は可能であると判断され現在も試験・運転がなされているが、今後の解体時には十分な検査を行ないデータを得る必要がある。

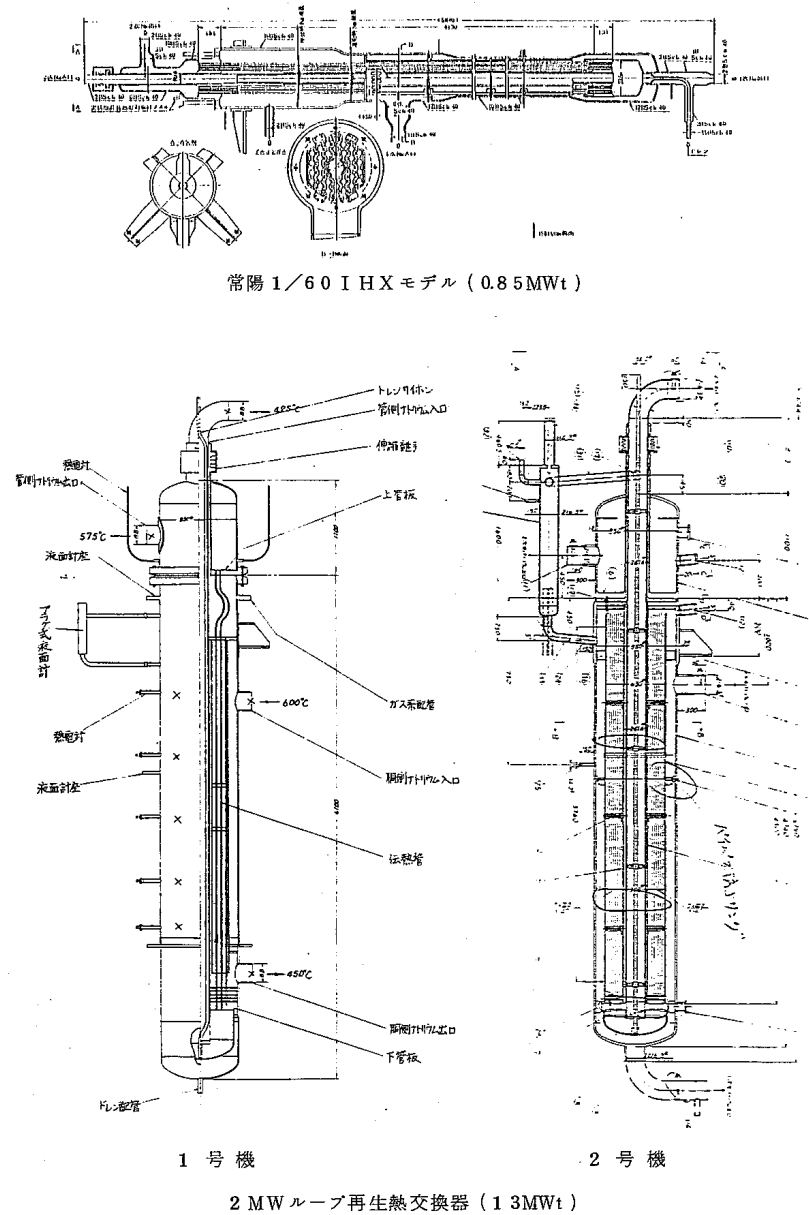
4) 常陽 I H X (50MWt)

主冷却系Aループ、Bループ、それぞれに1基ずつ設けられ有液面型であり、熱膨脹対策として2次Na入口配管部にベローズを用いていること等は共通であるが、伝熱管寸法・数・配列等内部詳細構造は異なったものとなっている。伝熱性能上の問題として、AループIHXの全流量域にわたる性能不良（設計時の性能が出ない）があげられる。⁽¹⁵⁾（図3.3-5）この原因については、実験炉に使われているということもあって管束引抜き等による検査が実施できず推定の域を出ないが、シェル側Naのバイパス流（伝熱管一内胴間、内胴一外胴間）によるものと考えられている。設計時ではこのバイパス流を見込んでこれらの間隙距離を定めているわけであるが、何らかの理由で実物は設計時と異なる状態になってしまったものと思われる。尚、BループのIHXは設計性能を満足するものであった。

以上のような問題点はあったが、原子炉出力100MWtは達成され試験が続けられている。

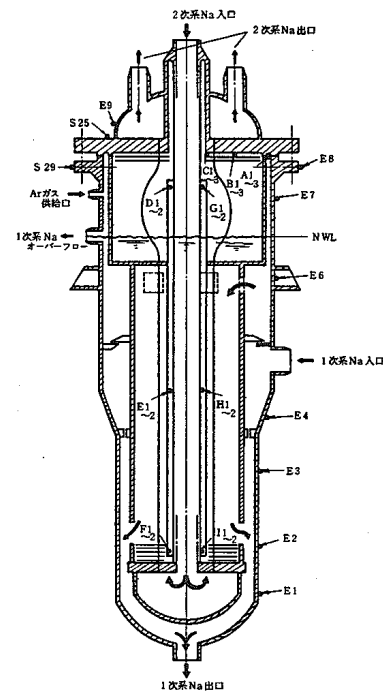
表 3.3-3 I H X Na中モックアップ試験体主要目
Table 3.3-3 Main Particulars of I H X's mock up model

項 目		常 陽 1/60 I H X モデル	2 MW ループ再生熱交 (1 号) (2 号)		50 MW SGT F I H X	常 陽 I H X (A ループ) (B ループ)	
型 式		縦型シェル&チューブ型, 有液面	同 左 , 有液面	同 左 , 無液面	同 左 , 有液面	同 左 , 有液面	同 左 , 有液面
定格時熱交換量		0.85 MWt	13.3 MWt	同 左	50 MWt	50 MWt	同 左
設計 条件	設計圧力	5 kg/cm ² g	1 次側 2 次側 2.0 kg/cm ² g 7.0 kg/cm ² g	1 次側 2 次側 -1~7 kg/cm ² g 同 左	1 次側 2 次側 1.0 kg/cm ² g 同 左	1 次側 2 次側 1.0 kg/cm ² g 5 kg/cm ² g	同 左
	設計温度	550℃	610℃ 580℃	630℃ 同 左	590℃ 同 左	550℃ 同 左	同 左
伝 熱 条 件	流 量	1 次側 2 次側 17.97 t/h 17.97 t/h	5.0 m ³ /min 5.0 m ³ /min	253.3 t/h 同 左	948.3 t/h 798.8 t/h	1085.6 t/h 同 左	同 左
	入口温度	500℃ 340℃	600℃ 425℃	同 左	540℃ 328.3℃	500℃ 340℃	同 左
	出口温度	370℃ 470℃	450℃ 575℃	同 左	390℃ 505℃	370℃ 470℃	同 左
伝 熱 面 積		6.14 m ²	8.89 m ²	9.47 m ²	250 m ²	354 m ²	356 m ²
材 質		胴・管とも SUS304	SUS27	SUS304	胴・管 SUS32, 内部構造物 SUS27	SUS27	同 左
伝 熱 管	型 式	直 管	サインカーブ付直管	直 管	サインカーブ付直管	直 管	同 左
	外 径	222 φ	15.9 φ	15.9 φ	15.9 φ	15.9 φ	222 φ
	肉 厚	1.2 t	1.2 t	1.0 t	1.2 t	1.1 t	1.2 t
	本 数	30 本	464 本	504 本	2044 本	2835 本	1812 本
	長 さ	約 4000 mm	約 5000 mm	4300 mm	約 6300 mm	4000 mm	4374 mm
	配 列	三角形配列 33.3 mm ピッチ	三角形配列 22 mm ピッチ	同心円周配列 2.2 mm ピッチ	三角形配列 23.5 mm ピッチ	同心円周 半径方向 21 mm 周方向等間隔, 円周方向 22 mm	三角形配列 31 mm ピッチ
管板への管の取付			エキスパンド・シール溶接	同 左	同 左	同 左	同 左

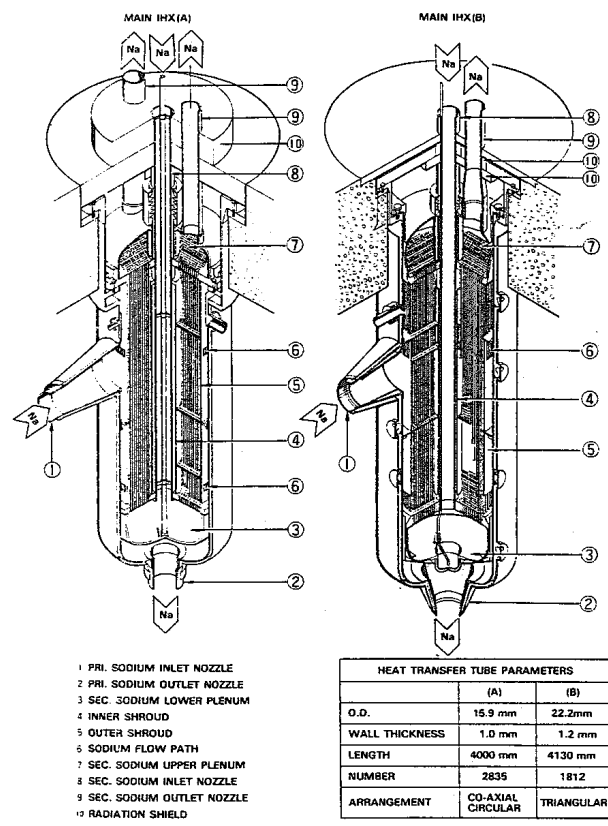


常陽 1/60 IHXモデル (0.85MWt)

2 MW ループ再生熱交換器 (13MWt)

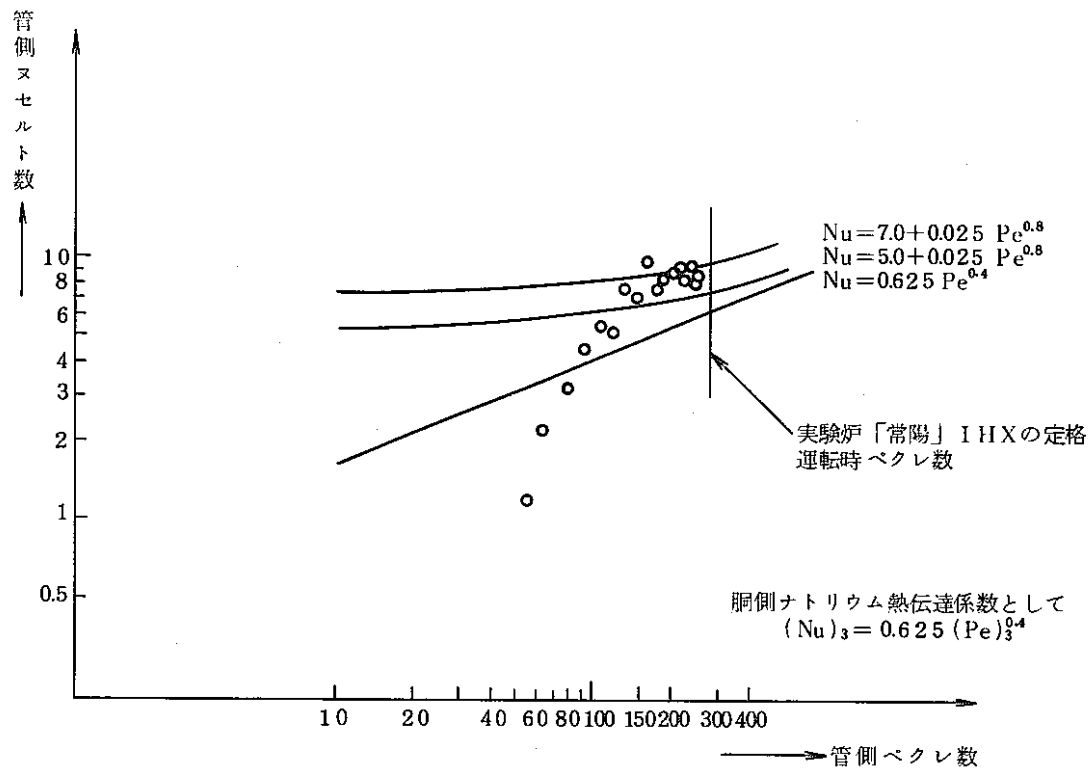


50MW SGTF IHX
(50MWt)

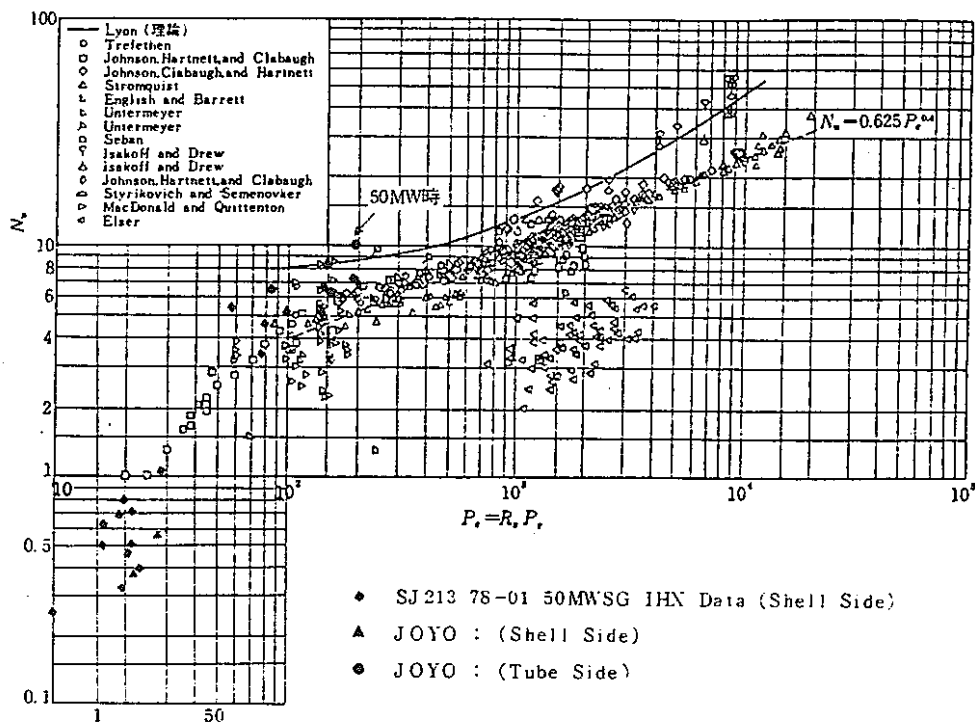


A ループ用 B ループ用
常陽 IHX (50MWt)

図 3.3-3 Na中モックアップ試験体
Figure 3.3-3 IHX's mockup model



13MWt 再生熱交換器における例



50MW SGTF, 常陽 IHXにおける例

図 3.3-4 低流量域 (低ペクレ領域) における熱伝達係数の低下

Figure 3.3-4 Degradation of Heat Transfer Coefficient in the lower Peclet number.

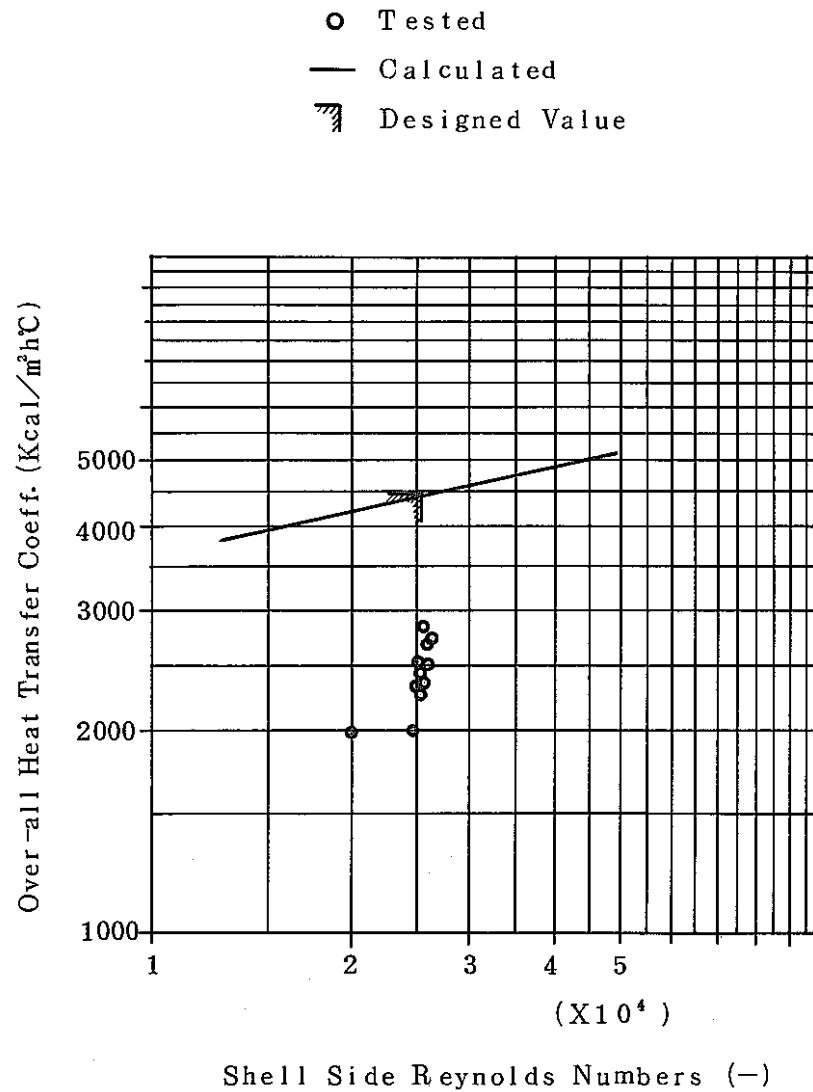


図 3.3-5 常陽 IHX (A ループ) における設計熱貫流率と実測値

Figure 3.3-5 Comparison of Design Over-All Heat Transfer Coefficient at JOYO IHX (A loop) with experimental data.

3.3.4 実証化段階におけるIHXの検討

1) 世界各国におけるIHX

世界各国の実証炉用IHXを表3.3-4と図3.3-6に示す。尚、ソ連については実証炉用資料が入手し難い為、実証炉用規模のBN-600を参考に使用している。各国の設計思想は原型炉で開発したIHXの寸法大型化と数量増加で実証炉に備えている。これらの原因としては開発に対する経済性というよりは、むしろ、原型炉の経験を生かした大型化が信頼性評価が得られやすい為であると思われる。以下、各国の実証炉用IHXの特長等につき述べる。

① 米 国

米国における実証炉，LDP (Large Development Plant) のIHXはCRBRP (Clinch River Breeder Reactor Plant) の設計思想を引き継いでおり，ホットレグポンプとクロスフロー型IHXのループ構成となっている。IHXは堅形，シェル&チューブ式で，本体は上部端についている吊りサポートで吊り下げられている。一次系ナトリウムは胴上部にある入口ノズルから入り，90度方向変換して胴と管束外部シュラウドの空間を上部側に流れる。この空間には管束部周囲に均等な流れを保つ装置 (Flow Baffle Assembly) が装備されている。管束部に流入した一次系ナトリウムは直管の伝熱管の熱膨脹差を最小にするよう各段の邪魔板を交互に横切り管束の底部に流れ一次系出口ノズルから出てゆく。

二次系ナトリウムは上部の降水管から流入下降して，底部で180度方向転換し伝熱管を通り上昇してゆく。下部プレナム部にはリング状のバッフルがあり等しい流量配分が行なわれる。伝熱管を上昇している間に一次系ナトリウムからの熱を吸収した二次系ナトリウムは上部プレナムで混合され二次系ナトリウム出口ノズルから出てゆく。尚，管板と胴間の熱膨脹を吸収する為に，二次系入口上部側にはベローズが使用されている。

② 仏 国

仏国におけるスーパーフェニックスは原型炉，フェニックスの経験を生かしたものであり装置のスケールアップに伴う応力の影響を考慮，及び1976年7月のフェニックスのナトリウム漏洩事故の改造を反映することを重点的に取り入れたものである。米国と違ってタンク型炉に据付けられる為，胴上部でス

カート状支持脚でデッキに据えられている。立形，シェル&チューブ式であり，一次系ナトリウムは炉内のホットプールのナトリウムがIHXの伝熱管と胴の間に流れ込み，下部よりコールドプレナムに出てゆく。二次系ナトリウムは上部の入口ノズルより流入し，降水管を下降し，底部では180度方向転換し伝熱管内を通る間に一次系の熱を伝え上部管板を経て上部プレナムで混合され出口ノズルより出てゆく。尚，管板部と胴部の熱膨張を吸収する為，上部ベローズを設けている。

③ 英 国

英国においてもタンク型原型炉PFRを踏襲したスケールアップと基数増加でCDFRの設計を行なっている。仏国のIHXに比べ，伝熱間内を一次ナトリウム，胴側を二次ナトリウムが流れる構造を採用している。これは，炉内のホットプールとコールドプールとの間の有効な揚程差で一次系が制限されるのに対し，二次系では揚程差を高くすることが出来るためと，胴側におけるナトリウム流動と温度分布を均等にすることが出来，構造部材の熱過渡が緩和されるためである。尚，下部にベローズを介して熱膨張差を吸収する。

④ 日 本

ループ型原型炉もんじゅは，コールドレグポンプと並行流型IHXのループ構成になっていたが，56年度概念設計(Ⅳ)ではホットレグポンプとクロスフロー型IHXのループ構成で検討しており，本節ではクロスフロー型につき述べる。米国のLDPとほぼ同じ構造をしているほかは，耐震設計の厳しさを勘案した胴からの支持座を設けている。ループ数が少ない為，1基当りの熱出力が世界の実証炉の中でも最大であり胴径を増している。尚，上部のベローズを介して熱膨張差を吸収する。

⑤ ソ 連

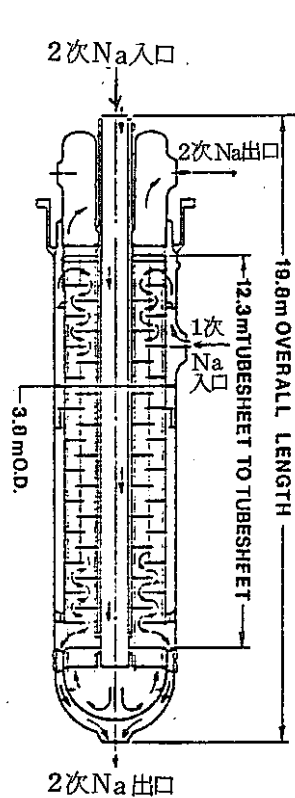
タンク型用のIHXであり，ループ型原型炉BN-350がU字管型，横置きシェル&チューブ式に比べ立形，直管，シェル&チューブ式を採り入れている。

構造的には仏国のものとよく似ており，一次系ナトリウムは胴側，二次系ナトリウムは管内を流れ上部プレナムへ出てIHXを去る。伝熱管配置は欧米が千鳥配列であるのに比べ環状配列を採用している。

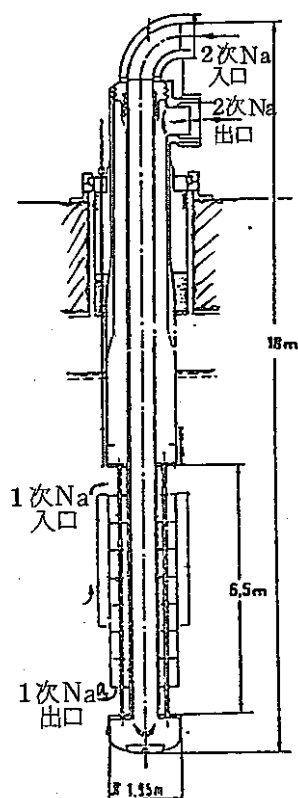
尚，ベローズを下部に介して熱膨張差を吸収している。

表 3.3-4 実証炉用 I H X 主要目
Table 3.3-4 Main Particulars of I H X s in the World's Demonstration Plant

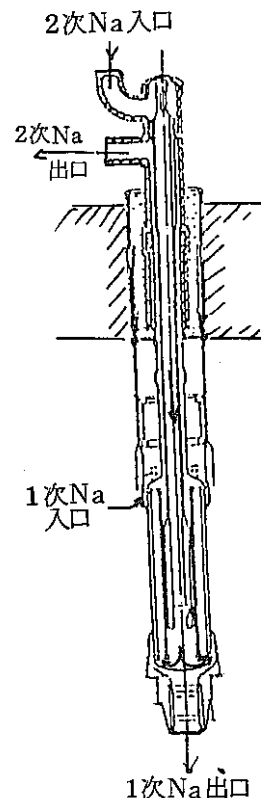
国 籍		米 国		仏 国	英 国	日 本	ソ 連
プ ラ ン ト 名 称		LDP 1000MWe	LDP 1500MWe	Super Phenix	C D F R	DFBR概念設計(Ⅲ)	BN-600
炉 型 式		ル ー プ	ル ー プ	タ ン ク	タ ン ク	ル ー プ	タ ン ク
I H X 設 置 基 数		4	4	8	8	3	6
熱 出 力 , MWt		6 4 3.5	9 6 5.2 5	3 7 5.0	4 1 2.5	8 2 6.5	2 4 5.0
1 次系 ナトリウム	I H X 入口温度, °C	5 1 1.5	5 1 1.5	5 4 2.0	5 4 0.0	5 3 0.0	5 5 0.0
	I H X 出口温度, °C	3 5 4.4	3 5 4.4	3 9 2.0	3 7 0.0	3 8 5.0	3 7 7.0
	流 量, 10 ⁶ kg/hr	1 1.5 8	1 7.3 8	7.0 9 2	6.9 5	1 6.1 6	4.0
2 次系 ナトリウム	I H X 入口温度, °C	3 2 6.7	3 2 6.7	3 4 5.0	3 3 5.0	3 2 5.0	3 2 8.0
	I H X 出口温度, °C	4 8 7.8	4 8 7.8	5 2 5.0	5 1 0.0	5 0 5.0	5 1 8.0
	流 量, 10 ⁶ kg/hr	1 1.2 5	1 6.8 8	5.8 8	6.7 8	1 2.9 4	3.7 5
対 数 平 均 温 度 差 , °C		2 5.7	2 5.7	2 9.5			
1 次系圧力損失, kg/mm ²		0.1 7 2	0.1 7 2	0.2 2		1.9 2	0.0 9 2
全 長 , m		1 9.8	2 5.9	1 8.0		1 8.9	
胴 直 径 , m		3.9 0	4.7 2	2.7	4.2 7	4.0	
伝 熱 管 材 質		S U S 3 0 4	S U S 3 0 4	ステンレス鋼		S U S 3 0 4	X 1 8 H 9 種 オーステナイト鋼



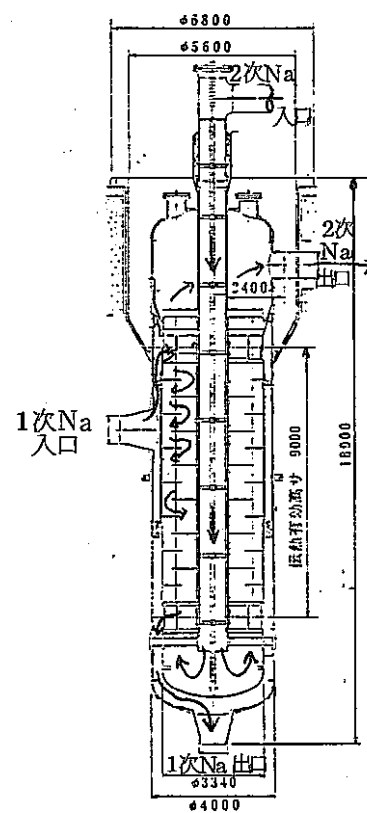
米 国
(LDP)



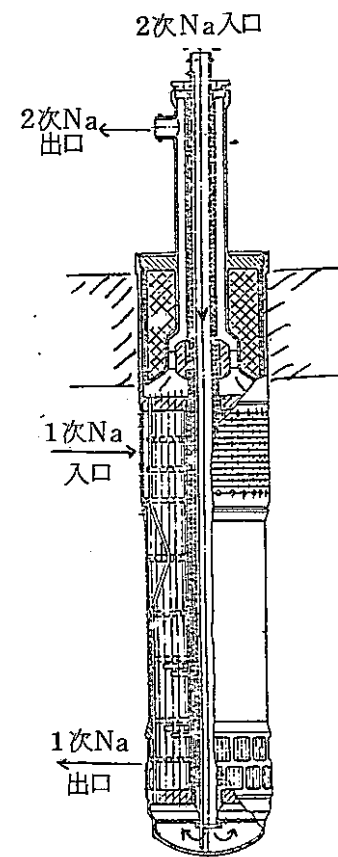
仏 国
(Super Phenix)



英 国
(CDFR)



日 本
(DFBR)



ソ 連
(BN-600)

図 3.3-6 各国の実証炉用 IHX

Figure 3.3-6 IHX's in the World's Demonstration Plant

2) 実証化段階における I H X の重点設計

前述の如く各国とも原型炉の実績又は設計経験に基づいており、ループ型用 I H X，タンク型用 I H X に区分し米国，仏国及びソ連の重点項目設計につき述べる。

① 米 国

ループ型 I H X の直管の伝熱性能で検討すべき事項として定格時における伝熱管の温度不均衡の検討と部分負荷時における最低温度の不均衡の検討に絞っている。

その度に一次系入口流量配分，管束での流量配分及び二次系の流量配分につき検討している。

(i) 一次系入口流量配分

一次系ナトリウムは I H X の胴に設けられた一本のノズルから流入し，その入口部から管束にかけては強い勢いのあるナトリウムにより管束全周には不規則流が発生する。この不規則流を規則流とする為に，図 3.3-7 と 3.3-8 に示す 2 組の流量配装置が考えられている。前者は偏心型のリングバッフルを使用し，強い勢いのある入口ノズル側の流量を狭め，逆方向の，即ち入口側から 180 度方向の面積を最大にするバッフルを挿入している。更に後者はリングバッフルを通ったナトリウムが，管束に全周同じ量の流入量とする為に，分配シュラウドに孔を開け，各々の角度での開孔率を定め管束入口部での不規則流量配分をなくす解析が行なわれた。これは検討の一例であるが，入口ノズル前にエルボ等があるとその環境も変り，従って I H X と接続配管をも考えた検討も必要である。

(ii) 管束での流量配分

管束の胴側には開孔したドーナツ状の流量バッフル板を装備し，直管の管束に起こりやすい伝熱不均衡を緩和させる目的で，このバッフル板を内側，外側交互に配備している。この板の開孔率と配置の多次元解析の結果，得られた最終的な形状，寸法が図 3.3-9 に示すものである。

(iii) 二次系ナトリウム配分

ダウンカマーを通り下部ブレナム部で 180 度反転し伝熱管に流入するナトリウムは，このブレナム部で流量配分が崩れる。即ち，ナトリウムはブレ

ナム部で180度反転する際に、ジェット力の影響により内側よりも外側の方が勢いが強くなる為、内側と外側の伝熱管はアンバランス流量となる事が考えられる。類似設計のFFTFやCRBRPのIHXと同様にリング状のバップル板がこの下部プレナム部に配備され内外の伝熱管に流量を均等配分している。

上記の如くこれらの検討を経た結果をCOMMIX-IHXの解析コードを使用して熱及び流体力学の性能評価した一例が図3.3-10に示す図であり、中心線の左側が100%負荷における上、中、下部における一次系ナトリウム温度、管壁温度及び二次系ナトリウムの温度でありITLは最内管、OTLは最外管である。同様に右側は40%負荷における各部の温度である。

② 仏 国

表3.3-5にフェニックスとスーパーフェニックスの主要目を示す。伝熱管サイズ及び材料、一次系、二次系のナトリウム流路、管束と管板との取付ピッチ及び取付構造等ほとんど変わる所はない。これは1976年7月に発生したIHXの二次系ナトリウムリーク事故の経験から下記の点に自信を得ているからである。

- 洗浄、除染技術の確立
- 構造材料の品質及び製作方法の確立
- 上部プレナム部の不混合化に対する設計変更

しかし、大型化に伴い寸法及び重量の増加があり、それらの為に次の点を検討している。

- コンポーネント各部の熱膨脹差
- 地震加速度と振動による応力

特に耐震に関しては伝熱管長及び管板が大きくなっており、フェニックスと同じと言えどもその耐震構造上の複雑さがあり現状の知識では測りしえないものがあり、スーパーフェニックスでは簡単な構造の基礎試験が実施されたがフルスケールの試験装置でやるべきだったと反省している面がある。

次に、熱膨脹差に対してはフェニックスと同じ形状の管束で伝熱管を増加させている為、不均一流となりフェニックスで問題となったことを繰り返さないように伝熱管スペースを大きくする試験を行なっている。

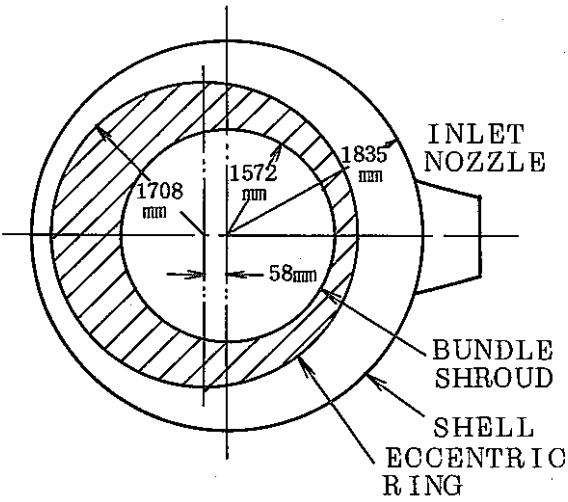
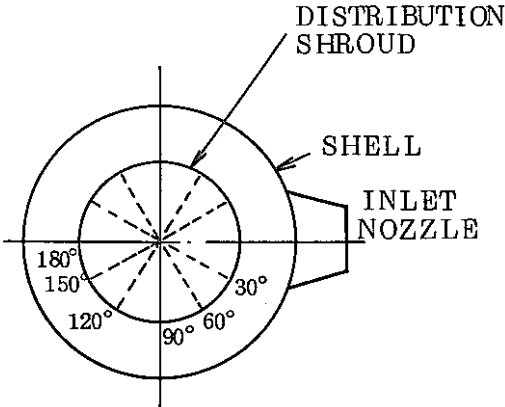


図 3.3-7 一次ナトリウム流入口用
リングバッフル

Figure 3.3-7



CIRCUMFERENTIAL PERFORATIONS OF DISTRIBUTION
CYLINDER WITH AN ECCENTRIC RING
IECCENTRICITY = 68mmℓ

SECTOR	1	2	3	4	5	6
PERFORATION	45.0	20.55	17.11	16.64	18.96	23.72

図 3.3-8 一次ナトリウム管束部シリン
ダー 開孔率

Figure 3.3-8

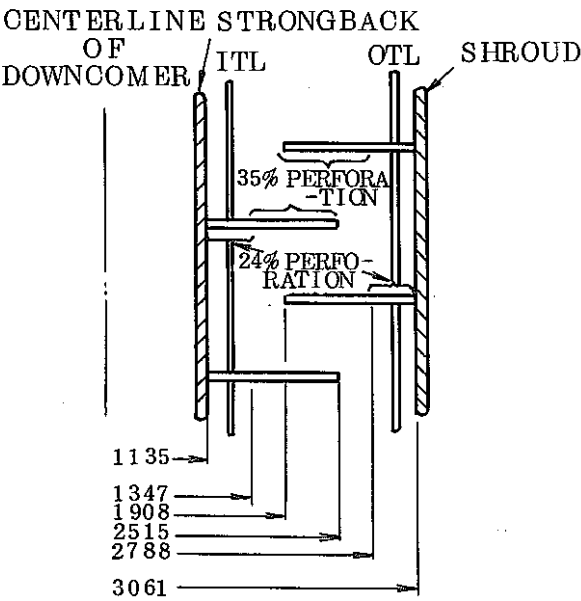


図 3.3-9 管束流量配分

Figure 3.3-9

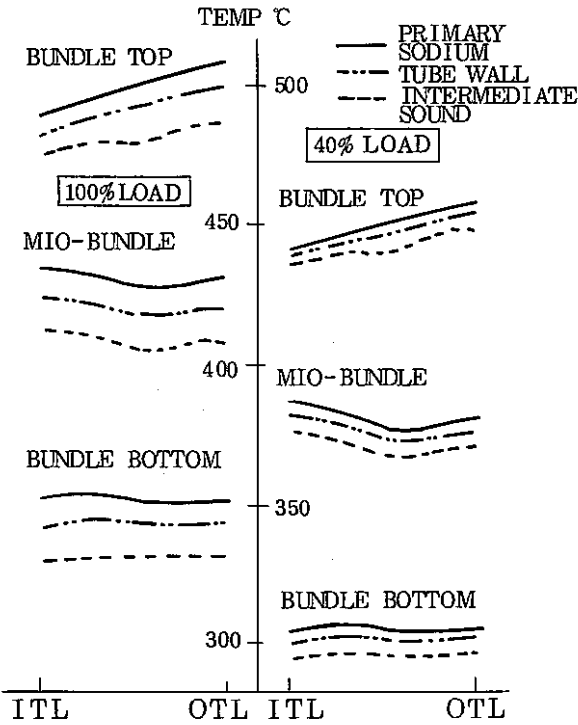


図 3.3-10 各部の温度分析

Figure 3.3-10 Temperature Distri-
bution

その他に二次系ナトリウム下部ブレンラム部における反転状況のR & Dが実施されている。

表 3.3 - 5 フェニックスとスーパーフェニックスの IHX の要目
Table 3.3 - 5 Main Particulars of IHX between Phenix and Superphenix.

	Phenix	SuperPhenix
Number of IHXs	6	8
Unit power	94MW(th)	375MW(th)
Primary sodium inlet temperature	560℃	542℃
Secondary sodium inlet temperature	350℃	345℃
Primary sodium outlet temperature	400℃	392℃
Secondary sodium outlet temperature	550℃	525℃
Primary sodium flow rate	454kg/s	1970kg/s
Secondary sodium flow rate	369kg/s	1633kg/s
ΔT Log	23.8℃	29.5℃
Power density	20MW/m ³	28MW/m ³
Tube bundle height	5.4 m	6.5 m
Number of tubes	2280	5380
Total height	12.4 m	18 m
Outer diameter	1.7 m	2.7 m
Weight	28 MT	70 MT
Primary sodium pressure drop (m of sodium at 450℃)	0.7 m	2.20 m

③ ソ 連

タンク炉のデッキに配置されるシェル&チューブ式，対抗流 I H X に対し米国及び仏国で行なわれた試験がソ連でも実施されている。

(i) 熱交換器の入口部分における 1 次冷却材の流量分布

タンク中に配置されている熱交換器の導入部分での周辺での冷却材の導入条件は同一ではなく，特に，タンクの壁の側からの導入は困難である。熱交換器中の bundle の胴側への入口における流れを平均化するために，bundle を仕切っているシュラウドの孔で流れを絞ることが規定された。

入口部分の周辺での冷却材の流れの分布は，原子炉のブロックから成る熱交換器のモデルで研究された。モデルは 1 : 6.8 のスケールでつくられた。モデル作製は，レイノルズとフルードの基準によって行なわれた。熱交換器のモデルは，断面において 6 つの扇形に分割されており，その扇形において流れの流量の測定が行なわれた。Tube bundle の抵抗は絞りワッシャによって模造された。

テストの結果，個々の熱交換器中の流量と扇形中の流量は互に 3 - 5 % の差（平均流量に関して）があるが，実際にはこの差は測定誤差の範囲内に納まったということが明らかになった。熱交換器の周辺における似たような流れの分布が得られたのは，入口部分のシュラウドに等しく穿孔した場合であった。

(ii) 熱交換器胴側流量分布の研究

原子炉 BN-600 のタンク構成の特殊性によって条件づけられた冷却材の側面導入と排出は bundle の著しい長さによる胴側の冷却材を縦横混合流としている。熱交換器の bundle の胴側における冷却材の流れ特性を測定するためにモデルを使って研究が行なわれた。

実験は空気を使用して行なわれた。モデル作製はレイノルズ基準によって行なわれた。

モデルは，熱交換器の規定構造との関係で 1 : 2 のスケールでつくられた。モデルの横断面は，実物の横断面の $1/6$ の扇形であり，810 本のパイプと $\phi 8\text{ mm}$ の rod が入っている。パイプの配置の相対ピッチは $S/d \approx 1.34$ である。実験用 bundle は，パイプ間空間への導入，排出条件をモデル化する

容器へ入れられた。

熱交換器の bundle の横断面の対称軸に関して、2 連のパイプによって形成された半径方向の間隙がある。(これらの対称の線に沿って、パイプは矩形の cell を形成する。) モデル bundle に規定された似たような間隙で、平均化された速度分布の測定が bundle の長さに沿って行なわれた。測定は、静圧力計, Prandtl tube, 多点平ゾンデによって行なわれた。

テストを行なった結果、モデルのパイプ間空間の水圧係数が決定された。間隙における平均化された速度ベクトルが bundle の長さに沿って測定された。同様に流れの qualitative flow pattern を、カーボンブラックによって被われた板の上に得られる流線に沿って観察することができた。

熱交換器の熱特性と、bundle の縦断面の温度分布の設計評価のために、絶対速度のベクトルが縦と横の成分に分解された。

(iii) 熱交換器管側流量分布の研究

2 次冷却材はダウンカマ管に沿って、管板と一体に作られた下部プレナムへ下降する。プレナムの中では、流れは tube bundle に沿って分布される。

伝熱管内における流れの分布と、ダウンカマ管の諸エレメントのさまざまな気密相関に関する圧力抵抗との研究は、熱交換器の中央部分のモデル(下部管板とプレナムをもつダウンカマ管)で行なわれた。

モデルは 1 : 4 のスケールでつくられた。プレナムの底部は plexiglas から作られた。テストは空気を使って行なわれた。管板からの流れの出口において半径に沿って速度分布は全水頭パイプによって測定された。パイプは coordinate spacer に固定され、管板の平面を、その平面から 1 mm の距離で移動した。テストの結果、管板への流れの入口の前に流れを平均化する格子を配置することが最適であることが判った、この配置は 2 次冷却材を伝熱管中で平均的に分布させることを可能とする。

(iv) 振動試験

冷却材の流れる流体力学的力の影響下の熱交換器の bundle のパイプの振動は、規定伝熱管からつくられたモデルを使ってテストされた。

横断面においてモデルは、パイプの外側の列に、入口と出口とにおける最大横分力がある限り、パイプの外側の列 6 ケを含む扇形とする必要がある。

テストは水を使用して行なわれた。モデルの胴側速度分布は、空気モデルの blowing の際に得られた速度分布と似たように選出された。速度の類似は、特殊な入口、出口の chamber、および、bundle の高さに沿った流れのバイパスによって保障された。速度分布は、多点球ゾンデによって固定された。

もっとも振動の危険性が多いのは、パイプの補償曲がりの部分であると推定された、何となれば、この部分では、距離を置くことが困難であるからである。補償曲がりとは環状の連の平面において変形され、それ故、波形の spacer ベルトをこの部分に使用することは不可能である。

それにもかかわらず実施した諸テストは、現存の 8 つのスペーサー格子があれば、bundle 中には共鳴現象の危険性のないことを示した。

3) 安全設計上から I H X に課せられる要求事項

性能及び構造の健全性以外に下記のような項目が安全設計上考えられる。

① 1 次系及び 2 次系の圧力差

原子炉冷却材バウンダリである。即ち I H X の中では 1 次系のナトリウムと 2 次系のナトリウムが壁を隔てて存在しているが、決して放射化された 1 次系ナトリウムを 2 次系ナトリウムに混合させないように設計することが重要である。

② ナトリウム－水反応事故時の健全性

I H X に出入りする 2 次系ナトリウムは蒸気発生器で壁を隔てて、水と接している。この水とナトリウムとの事故における反応時、伝播圧力波の影響を I H X が受けても健全であることが要求される。

4) ループ型、タンク型 I H X の比較

表 3.3-6 に比較表を、そして図 3.3-11 に両型式の I H X の代表例を示す。特に設計上又は構造上変わる部分について説明する。

① 本体支持形状

ループ型においては胴の温度が高い為、出来るだけ熱をコンクリート壁に伝えるのを防ぐように、スカート部で熱勾配をつけコンクリート壁で吊り下げる構造となる。一方、タンク型においてはホットプール上部には断熱構造が採用され、デッキ部は強制冷却されている為、デッキ上部の支持部では約 40℃ になる。タンク型ではデッキの材料が炭素鋼であり、I H X の支持材はオーステナ

イト鋼という熱膨張差の違う材料の組み合わせとなる為、デッキ部の製作性については注意する必要がある。

② 耐震支持装置

ループ型においては胴部ラグに防振器を取り付けることが考えられている。
タンク型においてはデッキ上面の支持だけであり、炉内構造物からの支持は炉容器が薄肉、出来るだけ厚肉部を作らないという設計思想上より上部構造だけで耐震をクリアにする設計が要求される。

③ 雰囲気条件及び付帯装置

ループ型においては全体が空気又は窒素雰囲気であるのに比べ、タンク型はデッキ上が空気、デッキ下部はアルゴン、ホットプールは高温ナトリウム、底部は低温コールドプールと合計4種類の異なる雰囲気の影響を受ける。ここで構造上問題となるのは、ホットプールとコールドプールを完全に分離させ漏洩を起こさせぬよう図 3.3-12 に示すようなシール機構が用いられる。

④ ナトリウム流量配分

ループ型の1次系ナトリウムはノズルによる1ヶ所からの流入であるのに比べ、タンク型では全周からの流入であり、ループ型の入口部、管束部の流量不均等に対する対策が必要となる。(2)米国の項参照)また、2次系ナトリウムはループ型もタンク型も下部プレナム部で降水管を経たジェット力によるナトリウムの伝熱管への流入に対し不均一が考えられる。

⑤ 崩壊熱除去系及び1次系ナトリウム流量遮断装置

炉内に直接熱交換器を設置し長期的な崩壊熱除去系が考えられるが、タンク型炉においては主容器の直径を出来るだけ縮小する概念の為、IHX管束上部にコイルを抱かせIHXを使用した崩壊熱除去装置—IRACS (Intermediate Reactor Auxiliary Cooling System) が出来る。このIRACSを起動、停止させる為にデッキ上から開閉出来る1次系流量遮断弁が装備されている。

一方、ループ型炉においては炉内に単独の熱交換器を設置し崩壊熱除去を行っている。

⑥ 放射線遮蔽

タンク型炉ではD区分の放射線遮蔽装置を考えねばならぬが、ループ型炉ではIHXの雰囲気の放射線遮蔽構造を考えればよい。

⑦ 数量及び寸法

タンク型炉の I H X は主容器の大きさを決める一要素であるため，数を増やして品物をコンパクト化する事が要求され，ループ型炉とは正反対である。

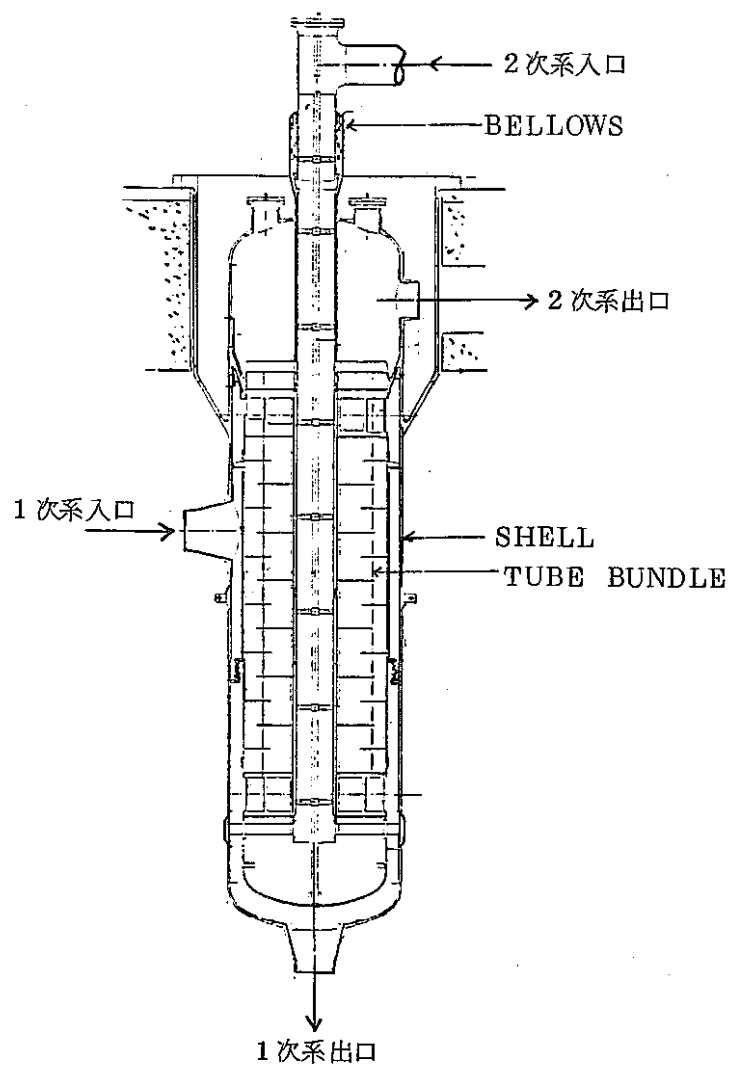
以上，ループ／タンク炉用 I H X は一長一短あるが，総合的な判断を下すならループ型用 I H X が有力であろう。

表 3.3-6 炉型式による I H X の比較

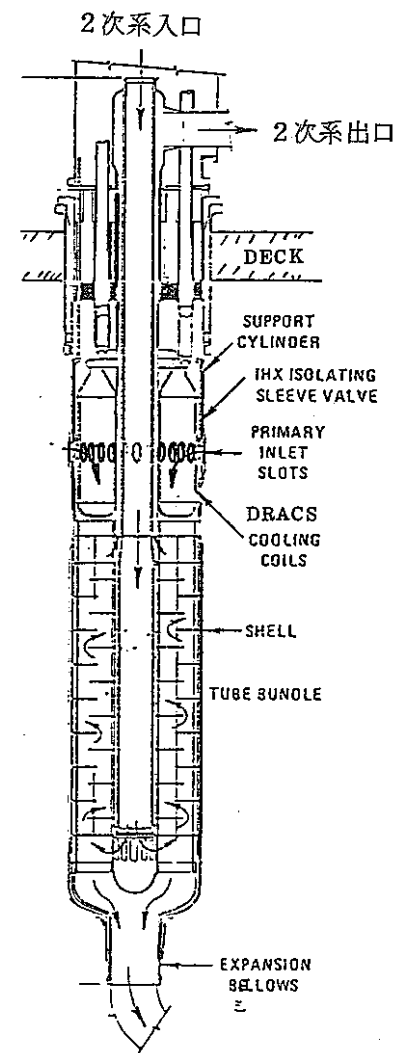
Table 3.3-6 I H X ' s Comparison depend on reactor types.

		ル ー プ 型 I H X	タ ン ク 型 I H X
本 体 支 持 形 状		スカート構造によるコンクリート壁吊り下げ	デッキ上面のフランジ構造によるデッキ吊り上げ
耐 震 支 持 装 置		本体胴部に防振器	な し
雰 囲 気		空気又は窒素	空気, アルゴン, ナトリウム
同 上 付 帯 装 置		な し	ホットプール&コールドプール分離
ナトリウム 流 路	1 次 系	胴上部入口ノズル→管束→ →胴下部ノズル	同 左
	2 次 系	上部入口ノズル→降水管→下部プレナム→伝熱管→上部プレナム→上部出口ノズル	同 左
ナトリウム 流 量 配 分	1 次 系	・ 入口ノズル部の不規則 ・ 管束部の不規則	全周流入による均一流量
	2 次 系	下部プレナム伝熱管円周方向 流量不規則	同 左
崩 壊 熱 除 去 系		別 装 備	コイルを抱かせて兼用可能
1 次系ナトリウム流量 遮 討 装 置		不 要	遮断弁装備
放 射 線 区 分		E ※	D ※
数 量		少 い	多 い
寸 法		大 口 径	小 口 径

注) ※ : もんじゅの放射線区分に従った分類方法による。



IHX for Loop type



IHX for Tank type

図 3.3-11 炉型式による IHX の構造

Figure 3.3-11 IHX's Configuration depend on Loop or Tank type Reactor

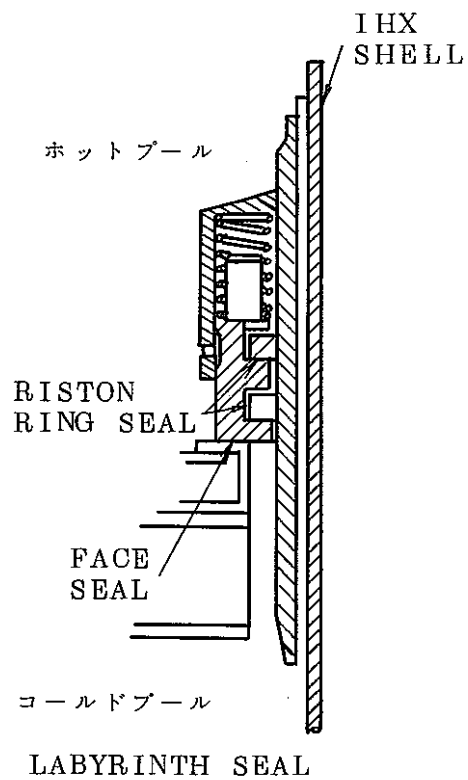


図 3.3-1 2 ホットプレナム，コールドプレナム間シール機器

Figure 3.3-1 2 Sodium Seal device between Hot plenum and Cold plenum.

3.3.5 今後の開発計画

1) I H X の研究開発

構造材料，タンク型炉及びループ型炉用形状，及び性能等に関しては世界各国ともほぼ同じ概念であり，また，R & D 内容もほぼ同じであり，現状の技術的な研究開発は安定状態にあり，今後当分の間はこのまゝ推移するものと考えられる。更に進めば新材料による伝熱効率アップに伴う経済性観点からの軽量，小型化が要望されるであろう。経済性観点からは F B R の高コストが論議されており，2 重管 S G に将来移行されることも考えられるが，ここ 20 年～30 年間は大きなリスクを背負うことはないと思われる。

2) 保守・補修法の開発

実証炉においては熱出力が大きく，伝熱管本数が多い（4000～5000 本）ので，漏洩管の迅速な発見及び補修装置の経済性を考えた開発が望まれるが，図 3.3-13 にメンテナンスの基本思想及びメンテナンス要領について示す。

① 漏洩伝熱管検査装置

高速の漏洩検出装置の開発。

② 伝熱管プラグ装置及びプラグ部検査装置

図 3.3-14 にプラグング装置の一例を示す。

漏洩伝熱管を検出した後，この伝熱管をプラグするため上下部管板に接近できて，遠隔監視，操作ができるプラグ装置の開発が必要である。更にプラグ後の非漏洩検査装置の開発が必要となる。

③ ベローズ部保守・補修装置の開発

管板部と胴側の熱膨脹差を吸収するためにベローズが設けられているが米国，仏国，日本が上部ベローズに対し，英国，ソ連は下部ベローズを設けている。タンク型，ループ型の区別はないが保守，補修上からは上料ベローズの方が取扱いやすいと思われるが，各国によりその設置方法は異なっているようである。上部ベローズの補修方法を図 3.3-15 に示す。

④ 供用期間中検査装置の開発

図 3.3-16 に I S I 装置の例を示す。以下，各装置に関し下記技術の確立が必要となる。

(i) 探傷プローブ技術確立

管－管板溶接部及び伝熱管の探傷プローブの技術及び装置の確立をはかる。

この場合、管－管板溶接部と伝熱管の探傷プローブは別のものとし、各々その機能をわけ、探傷時間の短縮化も考える。

(ii) プローブ駆動装置の確立

主に時間短縮の観点から駆動装置の計画を行なう。

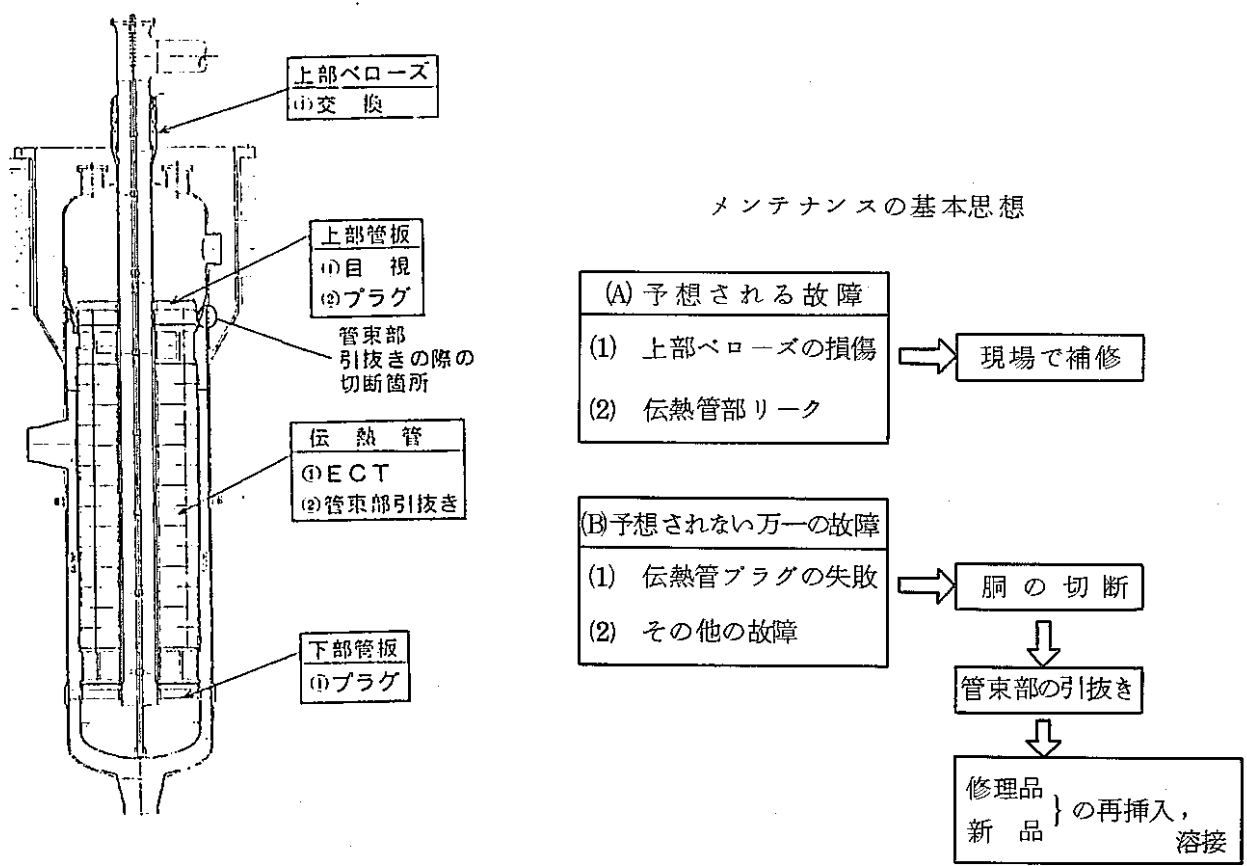
探傷プローブ機能を分けたことに対応して駆動装置もこの各々に合せた装置を考えることとする。計画に基づき設計・製作を行ない試験を行ない装置として確立したものとする。

(iii) 信号伝達，処理，表示記録システムの開発

特に信号処理及び表示記録に重点をおき探傷後のデータ処理を高速で行なうシステムを開発する。これはSG等の検査に対しても同様のシステムとなる場合がある。

(iv) 目視検査装置の開発

ITV長尺ファイバースコープの開発を行なう。又、探傷プローブの場合と同様に駆動装置や表示システムの開発を行なう。



熱交換器メンテナンス要領

図 3.3-13 保守，補修法の基本思想及び要領

Figure 3.3-13 Basic Philosophy of repairs and maintenanses for IHX

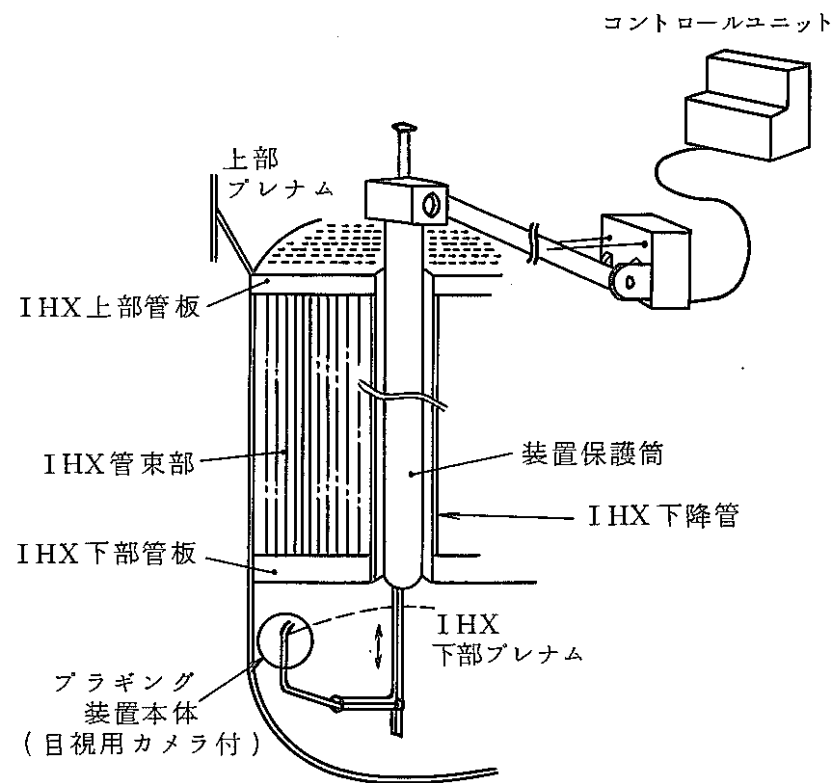
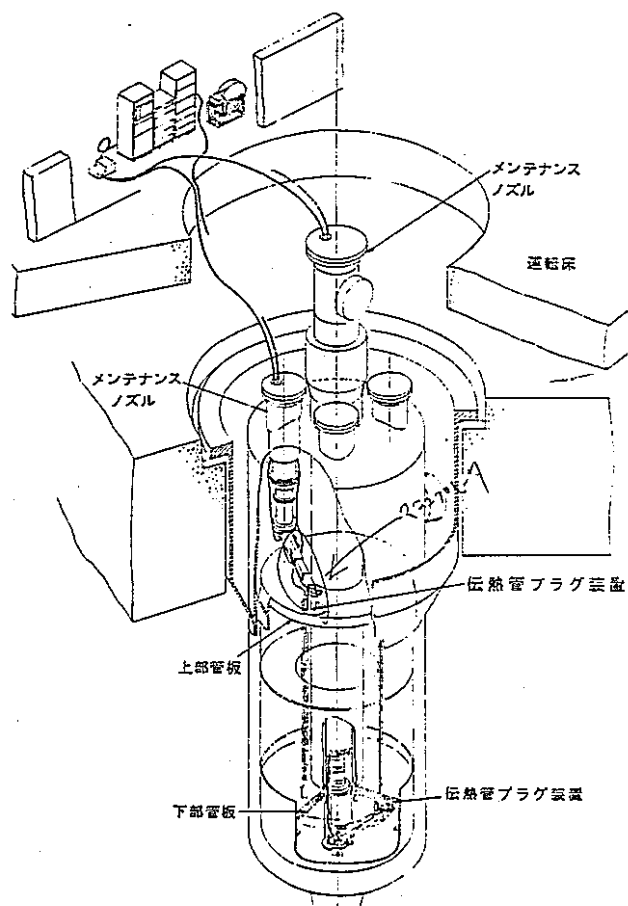


図 3.3 - 1 4 I H X 用漏洩管プラグ装置

Figure 3.3 - 1 4 Example for Plugging Device

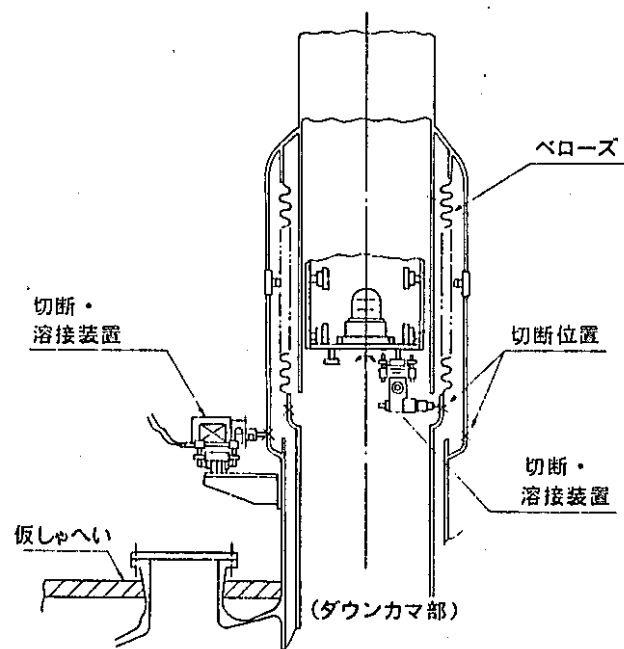


図 3.3-15 IHX ベローズの補修

Figure 3.3-15 Repair of IHX's Bellows

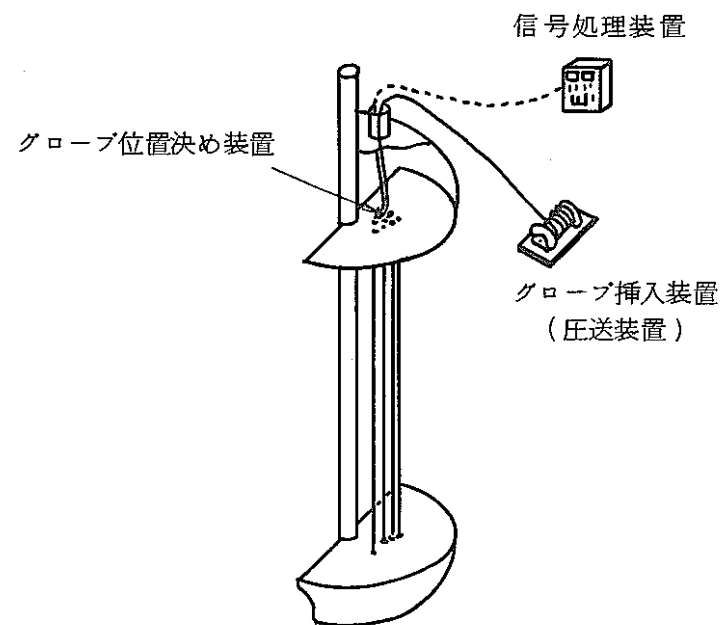


図 3.3-16 ISI 装置

Figure 3.3-16 ISI device

参考文献

- (1) Design and Operating Experience of EBR-II IHX
H.W.Buschman, J.F.Koenig, C.C.Stone
ASME 79-WA/NE-2
- (2) FFTF and CRBRP IHX Design, Testing and Fabrication
R.W.DEVLIN, J.D.BRESNAHAN
Westinghouse Electric
- (3) Sodium-Cooled Reactors Highlights of Operating Experience in
Plant Systems
Myrna L.Steele
Reactor and Fuel-Processing Technology
Vol.12. No.3, Summer 1969
- (4) Intermediate Heat Exchanger Fabrication
H.Noel, F.Gronito, P.Pouderoux
NOVATOME-NIRA STEIN INDUSTRIE
- (5) Intermediate Heat Exchanger
IAEA-SM-130/52
- (6) Components for SNR-300
NERATOOM
- (7) The BN-350 Reactor
Walter Mitchell
Reactor and Fuel-Processing Technology
Vol.12. No.4 Fall 1969
- (8) PNC SN941 75-60
- (9) PNC SN941 78-12
- (10) PNC SN941 77-67
- (11) PNC ZN941 78-67
- (12) PNC ZN941 79-32
- (13) PNC SN941 82-136
- (14) PNC SJ213 81-09

(15) PNC SN941 79-128

(16) A Conceptual Design of a Large LMFBR
Intermediate Heat Exchanger

S.M. CHO H.L. CHOU B. E. DAWSON

ASME 82-NE-4

(17) PNC GO35 79-01(4)

(18) フランスにおける高速炉の開発研究 1973年当時の状況

PNC N251 82-02

(19) French Fast Breeder Reactor Main Components : The Intermediate
Heat Exchangers.

M.Pierrey 他, LMFBR Components

3.4 蒸気発生器

3.4.1 概 要	157
3.4.2 各国のSG開発状況	159
(1) 米国でのSG開発	159
(2) 仏国 "	192
(3) 英国 "	210
(4) 独国 "	225
(5) ソ連 "	233
3.4.3 我国のSG開発状況	247
(1) SG開発概要	247
(2) 1MW SG	251
(3) 50MW SG	267
(4) 「もんじゅ」SG	280
3.4.4 実証化段階におけるSGの検討—各国の動向	289
3.4.5 今後の研究開発	299
3.4.6 参考文献	305

3.4.1 概 要

高速炉では冷却材としてナトリウムを使用することから、ナトリウム用機器の開発は最も重要な課題の一つである。中でもナトリウムを用いて原子炉から取り出して熱を水に伝達し、タービン発電機の動力源である蒸気を発生させる蒸気発生器（Steam Generator 以下SGと略称）は、プラント全体の安全性、信頼性、経済性を達成する上で、最も重要な機器の一つであり、各国でその開発に力を注いでいる。

このようにSGは高温の液体ナトリウムと水との熱交換器であり、概念的には新しいものではないがナトリウムが非常に活性であることから、ナトリウムの熱伝達特性の研究、ナトリウムによる材料腐食の解明や、ナトリウムと水の間の耐漏洩構造の開発、万一漏洩した場合の現象の解明とその検出器の開発および保守、補修技術の開発など多くの開発要素がある。

初期のSGは安全重視の点から二重管構造の伝熱管（EBR-I, II, DFR, KNK等）を採用していたが、その製造技術、コスト、効率、検査、補修などの点で不利であることから、エンリコ・フェルミ炉以降では一重管方式に踏み切って開発が進められてきた。エンコリ・フェルミ炉を初めとして先発の原型炉（PFR・フェニックス等）においては様々なSGのトラブルに遭遇したが、これらの経験と成果を反映しながら着々と研究開発が進められている。同時にSGを含む系統の制御性や、運転操作技術の開発、確立が行なわれており、原子炉および周辺機器の研究開発と相まってSGの開発に努力があらわれている。表3.4.1に世界の蒸気発生器開発の現状を示す。

表 3.4.1 世界の蒸気発生器開発の現状

国	型式	小規模モックアップ	大規模モックアップ	実験炉原型炉用	実証炉それ以降用
フランス	サン型 ペンタ	二重壁 5MW ↓ 一重壁 5MW (スタインインダストリー パブロックアトランチック)	フエニックスモジュール 45MW (スタインインダストリー)	フエニックス用 10MWEV+34MWSH 124MWRH 12基×3ループ	
	ヘリカル コイ	コイル径異なる4本単管 ↓ 5MW	45MWEV+SH 45MWEV(一体型)		スーパーフエニックス用 750MW(一体型)×4ループ スーパーフエニックス2用 900MW(一体型)×4ループ
	直管 型	マイストロ実験 5MW	45MW EV+SH		スーパーフエニックス2用 900MW×4ループ
ソ連	U字 型			BOR-60用 U字型 30MW	
	チューブ 型			モジュール貫流型 30MW チェコ製マイクロ モジュール型	
	直管 型			直管型	BN-600用 62.5MW(EV+SH+RH) ×8基×3ループ
	バヨネット 型			BN-350用 100MW バヨネット型EV +U字型SH 2基×5ループ	BN-800用
イギリス	U字 型			PDR型 200MWEV+SH+RH 3ループ	
					CDFR用 490℃ 170bar 一体貫流型 400MW 低負荷 ベンソン 2基×3ループ
ドイツ(オランダ)	直管 型	1MW → 50MW	50MW	3NR-300用 55.4MWEV+331MWSH 3基×2ループ	SNR-2用 435MW×2基×3ループ or 218MW×4基×3ループ
	ヘリカル 型	5MW → 50MW	50MW	54.7MWEV+30.7MWSH	SNR-2用 435MW×2基× 218MW×4基×ループ
アメリカ	ホック 型(AI社)	GEIMW ANL0.5MW ↓ フューチャーテスト 2MW耐久性	32MWMSG CRBRプロ1タイプ70MW ↓ CRBRプラントユニット 70MW	CRBR用 117MWEV×2基 +91MWSH 3ループ	CDS用一体貫流型 325MW×2基×4ループ 650MW×4ループ
	二重 管型(WH型)	J型 1MW ↓ フューチャーテスト 2MW	70MW	EBR-1用 EV×8基 SH×2基 2ループ	CDS用一体貫流型 293MW×3基×3ループ
	ヘリカル コイ		70MW		CDS用一体貫流型 438MW×2基×3ループ
日本	ヘリカル コイ	1MW → 50MW 1号機 40MWEV+10MWSH	50MW 2号機 40MWEV+10MWSH	もんじゅ 191.2MWEV+ 40.8MWSH×3ループ	830MW(EV+SH)×3ループ
	直管 型	0.2MW			同上

3.4.2 各国のSG開発状況

Na熱SGは、FBRプラントの中でも最も重要な機器のひとつとして、各国ともその開発に力をいれている。その歴史も古くEBR-1に設置されて以来30年に亘って、各種のSGが設計・製作され、その開発が進められてきた。

ここでは、米国、仏国、英国、独国、ソ連のSG開発状況について、実証炉設計の参考とする為に調査した。従って対象プラントは原型炉、実証炉プラント（設計中も含めて）を中心とした。調査したSG及びSG関連システムの主要目を表

3.4.2から表3.4.6に示す。

(1) 米国でのSG開発

米国において初期の段階で多くの実験炉（EBR-I, SRE, EBR-II, HNPf, FERMI等）に種々のSGが設置され、SG開発の歴史も最も古く、その後CRBRP, 大型炉用SG開発と続いている。

ここでは、二重管SGを採用し、現在も順調に運転が続けられているEBR-IIのSG, ホッケースティック型のCRBRPのSG, 及び大型炉用SGについて調査した。

EBR-IIではSGを含めてBOPは保守的設計を特徴とし、そのため二重管SGを採用し、1964年以来20年間トラブルもなく運転されているのは注目に値する。

CRBRPでは、強制再循環方式を採用し、安全系としてのSG Auxiliary Heat Removal Systemを設置し事故時もSGを最終ヒートシンクとしている。

大型炉SG開発では、ホッケースティック型、ヘリカルコイル型、二重管型の3種類のSGを開発している。

大型炉プラント設計としてはCDSで過熱蒸気コンバインド方式を採用し、安全上の最終ヒートシンクとしてSGを位置づけてない。

CDS及びその前のPLBRの設計研究で、飽和と過熱蒸気サイクル、貫流と再循環、SG型式の比較検討が多くおこなわれている。また、二重管SGについて信頼性、経済性等の比較等も行なわれている。

表 3.4.2 SG 及び SG 関連システムの主要目 (1/5)

	E B R - II 米 国	C R B R P 米 国	米国 1000MWe プラント 蒸気発生器		
			ヘリカルコイル (B&W)	二重管 (W.H)	ホッケスティック (AI)
出力 (熱/電気) MW	625/195	975/375	2625/1000	2628/1000	2600/1000
効 率 %	31.2	38.5	38.1	38.1	38.5
炉 型 式	タンク	ループ			
ループ数 (一次/二次)	-/1	3/3	/3	/3	/4
冷却ポンプ数 (#)	2/1	3/3			
“ 位置 (#)	CL/CL	HL/CL			
中間熱交換器数	1	3			
冷却材量 (一次/二次) Ton	337m ³ /				
冷却流量 (#) T/hr	1620/1080	18753/6115×3ループ			
一次系温度 (HL/CL) °C	473/368	535/388			499/
二次系温度 (#) °C	468/309	502/344			
T/B 入口蒸気温度 °C	438	482			454
“ 圧力 kg/cm ² G	90	101.9			154.7
蒸気流量 T/hr	113.4	150.4			
給水温度 °C	288	242	216	227	
崩壊熱除去系	DRACS (2基)	SG Aux Heat Removal Sys			
水側流動システム	自然再循環	再循環, 比2:1, 10%トリ (49.8t/h)	1体貫流 (ベンソン)	1体貫流 (ベンソン)	1体貫流 (ベンソン)
SG 構成	モジュール	モジュール	モジュール	モジュール	モジュールユニット
EV/SH/RH	8/2/0×1ループ	2/1/0×3ループ	2/0/0×3ループ	3/0/0×3ループ	2/0/0 1/0/0
Na 液面制御	無液面	無液面	有液面	無液面	無液面
DBL		1本+6本 (0.4sec)			
放出系ノズル位置, 数		EV, SHのNa 出口配管			
水リーク検出計		O ₂ /H ₂ 計; EV, SHのNa 中, 及び出口Na 配管の 4台			
位置, 数					
蒸気発生器	EV SH	EV SH			
型 式	直管2重管型	ホッケスティック型			
熱出力 MW	5.86 7.8	117 91	438	292	325 650
全 長 m	9.144	19.812	20	26.1	
重 量 Ton		96.4	408	347	225 470
胴 外 径 m	0.508	1.359	361	23	188 254
胴 材 質	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo 同左	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo
伝熱管材質		同上	同上	同上	同上
“ 本数	73	757	240	3366	2435 4900
“ 長 m	8.44	235	110.3	※ 235 (20.6)	23.5
“ 外径×肉厚 mm	365×24 (317×23)※	15.87×277	31.88×4.32	21×11	15.9×2.77
水蒸気入口温度 °C	288 304	286.7 329	216	227	
“ 出口温度 °C	304 438	331.1 485	457	457	457
“ 出口圧力 kg/cm ² G		132 107.9	158.8	159	
“ 流量 T/hr	14.2 56.7	502.8 502.8	702	482	
“ 圧損 kg/cm ²		8.97 21.5	23.9	18.3	
Na 入口温度 °C	428 468	452 494	482	482	482
“ 出口温度 °C	309 428	344 452	321	318	
“ 流量 T/h	135 540	3057.8 6115.5	7650	5036	
“ 圧損 kg/cm ²		1.12 4.28	0.63	0.92	
伝熱面積 m ²			2640	4487	
出口蒸気クオリティ		50% 100% S.H.			

※ () 内管

表 3.4.3 SG 及び SG 関連システムの主要目 (2/5)

	EBR-II 米 国		もんじゅ	実証炉 (PNC)	実証炉 (FPO)
出力 (熱/電気) MW	2551/1000		714/280	2480/1000	2600/1000
効 率 %	39.2		39.2	40.3	38.5
炉 型 式			ル ー プ	ル ー プ	ル ー プ
ループ数 (一次/二次)	4/4		3/3	3/3	4/4
冷却ポンプ数 (")	4/4		3/3	3/3	4/4
" 位置 (")	HL/CL		CL/CL	HL/CL	HL/CL
中間熱交換器数	4		3	3	4
冷却材量 (一次/二次) Ton					
冷却流量 (") T/hr	55412/12717×4ループ		15300/3700×3ループ		
一次系温度 (HL/CL) °C	510/354		530/385	530/385	500/365
二次系温度 (") °C	488/328		505/325	505/325	465/310
T/B 入口蒸気温度 °C	454		483	483	450
" 圧力 kg/cm ² G	15.47		127	127	102
蒸気流量 T/hr	10024×4ループ		1137	1316×3ループ	
給水温度 °C			240	240	210
崩壊熱除去系	DRACS, IRACS SG (通常停止時)		IRACS	IRACS	IRACS
水側流動システム	コンバインド		貫流 (ベンソン)	貫流 (ベンソン)	再循環 (比:2:1)
SG 構成	ユニット		ユニット	ユニット	モジュール
EV/SH/RH	1/1/0×4ループ		1/1/0×3ループ	1/1/0×3ループ	2/1/0×4ループ
Na 液面制御			オーバフロー, カバーガス圧	無液面	無液面
DBL			1本+3本		
放出系ノズル位置, 数			カバーガス空間		
水リーク検出計			H ₂ 計, EV と SH の出口		
位置, 数			EV のカバーガス, ポン プ入口		
蒸気発生器	ホッケステック, ヘリカル		EV SH	EV EV	EV SH
型 式	コイル及び二重管 SG		ヘリカルコイル	ヘリカルコイル	ヘリカルコイル
熱出力 MW	のいずれも設置可能		191.2 46.8	661.5 165.0	247 156
全 長 m			13.3 10.0	17.8 13.3	
重 量 Ton					
胴 外 径 m			262 238	345 345	
胴 材 質			2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo	
伝熱管材質			同上 SUS321	同上 SUS321	2 1/4Cr-1Mo 2 1/4Cr-1Mo
" 本数			147 155	517 517	380 380
" 長 m			64.0 27.51	60.5 30.3	
" 外径×肉厚 mm			31.8×3.8 31.8×3.5	31.8×3.8 31.8×3.5	31.8×3.8 31.8×3.5
水蒸気入口温度 °C			240 366.6	240 367.1	275 327
" 出口温度 °C	457		368.4 487	370 487	330 453
" 出口圧力 kg/cm ² G	160		144.4 132.0	148 132	130 107
" 流量 T/hr			379 379	1320 1320	1000 1000
" 圧損 kg/cm ²			7.6 9.9	9 12	5 8
Na 入口温度 °C	488		469 505	469 505	428 465
" 出口温度 °C	328		325 469	325 469	310 428
" 流量 T/h	13626		3730 3730	12900 12900	5900 11800
" 圧損 kg/cm ²			0.37 0.38		
伝熱面積 m ²			741 340.2	3122 156.5	
出口蒸気クオリティ	EV 出口 0.91, ドラム 出口 100%		30% S.H.	30% S.H.	

表 3.4.4 SG 及び SG 関連システムの主要目 (3/5)

	EBR-II 米 国		もんじゅ	実 証 炉 (PNC)	実 証 炉 (FPO)
出力(熱/電気) MW	600/270	3300/1320	568/251	3000/1240	
効 率 %	42.3	40.0	44.2	41.3	
炉 型 式	タンク	タンク	タンク	タンク	
ループ数(一次/二次)	-/3	-/4	-/3	-/4	
冷却ポンプ数(#)	3/3	4/4	3/3	4/4	
“ 位置(#)	CL/CL	CL/CL	CL/CL	CL/CL	
中間熱交換器数	6	8	6	8	
冷却材量(一次/二次) Ton	919/226	2900/	2900/	3500/1500	
冷却流量(#) T/hr	$7.6 \times 10^3 / 3.5 \times 10^3 \times$ 3ループ	55584/13572×4ループ	9936/2736×3ループ	61056/11772×3ループ	
一次系温度(HL/CL) °C	562/400	540/370	560/400	545/395	
二次系温度(#) °C	532/370	510/335	550/350	525/345	
T/B入口蒸気温度 °C	516	490	510	487	
“ 圧力 kg/cm ² G	161.7	163.2	163	180	
蒸気流量 T/hr	300×3ループ		251×3ループ	1224×4ループ	
給水温度 °C		196	246	235	
崩壊熱除去系	DRACS (3基)	DRACS (4基)		IRACS (4基)	DRACS (4基)
水側流動システム	再循環(比5:1)	一体貫流(ベンソン)	貫 流	一体貫流	
SG構成	ユニット, Na再熱	モジュール	モジュール, Na再熱	ユニット	
EV/SH/RH 基数	1/1/1×3ループ	2/0/0×4ループ	12/12/12×3ループ	1/0/0×4ループ	
Na液面制御	無液面		無液面	有液面, オーバーフロー	
DBL		8~10本			
放出系ノズル位置, 数			Na出口ヘッダー	Na出口配管	
水リーク検出計	H ₂ 計: カバーガス中,		EV, SH, RHの各Na	H ₂ 計: Na出配管及び	
位置, 数	Na中		出入口配管部	SG内Na中(16)	
蒸気発生器	EV SH RH		EV SH RH		
型 式	縦型U字管		ヘアピン	ヘリカルコイル	
熱出力 MW	104 68 28	450(400)	9.9 3.36 3.36	750	
全 長 m				25	
重 量 Ton				175	
胴 外 径 m	1.82 1.52 1.37		0.194 0.194 0.194	3	
胴 材 質	2 ¹ / ₄ Cr-1Mo SUS316 SUS316			SUS304	
伝熱管材質	2 ¹ / ₄ Cr-1Mo SUS316 SUS316		2 ¹ / ₄ Cr-1Mo SUS321 SUS321	Alloy 800	
“ 本数	498 809		7 7 7	357	
“ 長 m			61 27 24	87	
“ 外径×肉厚 mm	25×228 16×2 21×1		28×4 31.8×3.6 42.4×2	25×2.6	
水蒸気入口温度 °C	288 353 305	196	246 375 375	235	
“ 出口温度 °C	353 514 516	490	375 512 512	490	
“ 出口圧力 kg/cm ² G	174 169 325	172.3	172.6 166 34.4	187	
“ 流量 T/hr	1498 300 205		20.9 20.9 20.9	1224	
“ 圧損 kg/cm ²					
Na入口温度 °C	455 532 532	510	475 550 550	525	
“ 出口温度 °C	370 455 455	335	350 475 475	330	
“ 流量 T/h	3504 2460 1044		221 121.7 121.7	11772	
“ 圧損 kg/cm ²					
伝熱面積 m ²	390		26.7 14.5 18.5	2700	
出口蒸気クオリティ					

表 3.4.5 SG 及び SG 関連システムの主要目 (4/5)

	EBR-II 米 国		もんじゅ	実証炉 (PNC)	実証炉 (FPO)
出力(熱/電気) MW	762/300		3420/1300		
効 率 %	39.4		38		
炉 型 式	ループ		ループ		
ループ数(一次/二次)	3/3		4/4		
冷却ポンプ数(#)	3/3		4/4		
# 位置(#)	HL/CL		HL/CL		
中間熱交換器数	9		8		
冷却材量(一次/二次) Ton					
冷却流量(#) T/hr	12600/3924×3ループ		64800/14400×4ループ		
一次系温度(HL/CL) °C	546/377		540/390		
二次系温度(#) °C	521/335		510/340		
T/B 入口蒸気温度 °C	495		495		
# 圧力 kg/cm ² G	163.2		175.4		
蒸気流量 T/hr	1314		1440×4ループ		
給水温度 °C	252		250		
崩壊熱除去系	DRACS (6基)		DRACS 及び 1 次 or 2 次冷却系分岐		
水側流動システム	分離貫流(ズルツァー)				
SG 構成	モジュラ		モジュラ		
EV/SH/RH	3/3/0×3ループ		2(4)/2(4)/0×4ループ		
Na 液面制御					
DBL	IDEG, 仮想として全 数破断 EV と SH の上 部と下部		未 定 EV と SH の上部と下部		
放出系ノズル位置, 数					
水リーク検出計 位置, 数					
蒸気発生器	EV SH	EV SH			
型 式	直 管	ヘリカルコイル	直 管	ヘリカルコイル	
熱 出 力 MW	55.4 30.1	54.7 30.9	(218) 435	(218) 435	
全 長 m	22 17	12 10.5			
重 量 Ton					
胴 外 径 m	0.650 0.650	1.400 1.400			
胴 材 質	2¼Cr-1Mo Ni Nb	2¼Cr-1Mo Ni Nb			
伝熱管材質	同 上	同 上	12Cr, (2¼Cr-1MoNiNb)	同 左	
# 本数	211 211	77 77	811-541 1513-1135	115 239	
# 長 m	20.1 13.8	4.06 3.07	30-36 同左	67.5(56)※ 同左	
# 外径×肉厚 mm	17.2×2.0 17.2×2.9	26.9×2.9 26.9×4.5	20×30 同左	30×25(41)※ 同左	
水蒸気入口温度 °C	253 357	} 直管型に同じ	495	} 直管型に同じ	
# 出口温度 °C	357 500		250		
# 出口圧力 kg/cm ² G			170.3		
# 流量 T/hr	145.8 145.8		360 720		
# 圧損 kg/cm ²					
Na 入口温度 °C	453 520	} 直管型に同じ	510	} 直管型に同じ	
# 出口温度 °C	335 543		340		
# 流量 T/h	1305 1305		3600 7200		
# 圧損 kg/cm ²					
伝熱面積 m ²					
出口蒸気クオリティ	0.95	0.95			

※ () 内 SH

表 3.4.6 SG 及び SG 関連システムの主要目 (5/5)

	EBR-II 米 国			もんじゅ	実証炉 (PNC)	実証炉 (FPO)
出力(熱/電気) MW	60/12		1000/350	1470/600	2100/800	4200/1600
効 率 %						
炉 型 式	ル ー プ		ル ー プ	タ ン ク	タ ン ク	タ ン ク
ループ数(一次/二次)	2/2		6/6※	-/3	-/3	-/4
冷却ポンプ数(#)	2/2		6/6	3/3	3/3	4/4
" 位置(#)	CL/CL		CL/CL	CL/CL	CL/CL	CL/CL
中間熱交換器数	4		12	6		
冷却材量(一次/二次) Ton				1800(1次, 2次合計)		
冷却流量(#) T/hr	936/468×2ループ		14150/6520×6ループ	21780/6372×3ループ	31000/	62000/
一次系温度(HL/CL) °C	520/340		500/300	550/380	550/350	550/350
二次系温度(#) °C	480/305		450/270	520/320	505/310	505/310
T/B入口蒸気温度 °C	460		435	505	490~510	490~510
" 圧力 kg/cm ² G	90		49.1	144.8	142.8	142.8
蒸気流量 T/hr				660×3ループ		
給水温度 °C	208		158	240	210	210
崩壊熱除去系				な し		
水側流動システム	分離貫流		分離貫流(ベンソン)	分離貫流	RHなし	RHなし
SG構成			モジュール	モジュール, Na再熱		
EV/SH/RH	1/1/0×1ループ		2/2/0×6ループ	8/8/8×3ループ		
Na液面制御	8/8/0×1ループ		有液面 無液面 (EV) (SH)	無液面		
DBL	無液面		1本	1本		
放出系ノズル位置, 数			カバーガス用サージタンク			
水リーク検出計			クの出口 R/D	H ₂ 計(Naカバーガス)		
位置, 数			H ₂ 計, カバーガス中	音響, 気泡発生 of 総合		
蒸気発生器	EV SH	EV SH	EV SH	EV SH RH		
型 式	サーベインタイン	マイクロモジュール (ヘアーピン)	バイオネット U字管	直管型		
熱出力 MW	31	30	EV・SHで100	40.6 10.5 9.1		
全 長 m		5.5				
重 量 Ton	16	24				
胴 外 径 m	1.0 1.0	0.159				
胴 材 質						
伝熱管材質	1X2M	1X2M SHNOR 0-31	2¼Cr-1Mo	2¼Cr-1Mo オーステナイト 鋼(1×18H10)		
" 本数	60 90	19	816			
" 長 m						
" 外径×肉厚 mm			32×2			
水蒸気入口温度 °C	210	210				
" 出口温度 °C	465	445				
" 出口圧力 kg/cm ² G	90.7	80.6				
" 流量 T/hr	45 45	44 44	1550 1550			
" 圧損 kg/cm ²						
Na 入口温度 °C	485	455	416 453			
" 出口温度 °C	295	290	273 416			
" 流量 T/h	530 530	485 485				
" 圧損 kg/cm ²						
伝熱面積 m ²			820			
出口蒸気クオリティ			飽和			

※ 5ループ運転
1ループはスタンバイ

1) EBR-IIのSG

i) SGの概要

- (a) EBR-IIは出力19.5MWe (62.5MWt)のプール型LMFBRであり、その設計の特徴は、

- ① 原子炉と一次系は漸新な設計 (stretch capability)
- ② BOP, 二次系, SGは保守的な設計 (reliability)

であり二次冷却系は1ループであり、1基の中間熱交、1基の電磁式ポンプ蒸気発生器が設置されている。

蒸気発生器は8基の蒸発器(EV)、2基の過熱器(SH)より成っている。水蒸気系のEVとSHの間には蒸気ドラムが設置され自然再循環方式をとっている。

EBR-IIのSGシステムは保守的な設計により、ナトリウム-水反応事故の発生を最小限に押えて、その信頼性を最大限に達成するように設計されている。

そのため次のような特徴をもっている。

- ① 給水温度を高く(288℃)し、熱衝撃を最小とする。そのため、主蒸気により炉内4FW, HXを加熱している。
- ② SGをSHとEVに分離、蒸気ドラム設置による自然再循環方式の採用。
- ③ 伝熱管には二重管を採用し、又管板も水側とNa側管板を設置している。
- ④ 水側の耐S O Cを配慮して2 1/4 Cr-1Mo 鋼の採用及び水側にはクレビス部のない構造としている。

EVとSHは同一構造、寸法であり、縦置直管二重管型で、Naは胴側を、水蒸気は伝熱管内をそれぞれ流れる。

steam generating systemを図3.4.1に、蒸発器の構造を図3.4.2に示す。

EVとSHの違いは次の3点である。

- ① SHの伝熱管内には"coretube"が設置され、蒸気流速を上げている。

② S Hの蒸気流れ方向はE Vの逆である。

E V水蒸気 ; 下部より流入し上部から出る。

" Na ; 上部 " 下部 "

S H蒸気 ; 上部 " 下部 "

" Na ; 下部 " 上部 "

③ 流れが逆のため、装着器具が違う。

(b) 二重管

二重管の接合法は2つの方法が用いられている。

① 機械的接合 (mechanically bonded)

- 外管内に内管を設置
- 両端で内、外管間のアニュラス部をシール溶接
- 必棒 (mandrel) 及びダイ (die) で引抜く。
- plug mandrel を伝熱管内を引抜いて拡張する。

外管は引張り力を内管は圧縮力を受けた状態でのコンタクト、熱処理、焼鈍は内外管の分離をさける為実施してない。

② 金属的接合 (metallurgical bonded)

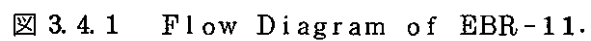
内、外管の接合表面に nickel-nickel phosphorus をコーティングした後、上記の①の機械的接合と同様の手順で組立る。そして、brazing 温度まで加熱して、内外管間に固体の介在物を生成させる。

4基のE Vと1基のS Hには機械的接合が、残りの4基のE Vと1基のS Hには金属的接合が用いられている。

二重管の概要を図 3.4.3 に示す。

(c) 管-管板溶接部構造

管板は上部、下部にそれぞれ水側管板とナトリウム管板より成る。上部、下部ともに外管はナトリウム側管板に溶接され、内管は水側管板に溶接される。その概念を図 3.4.4 に示す。



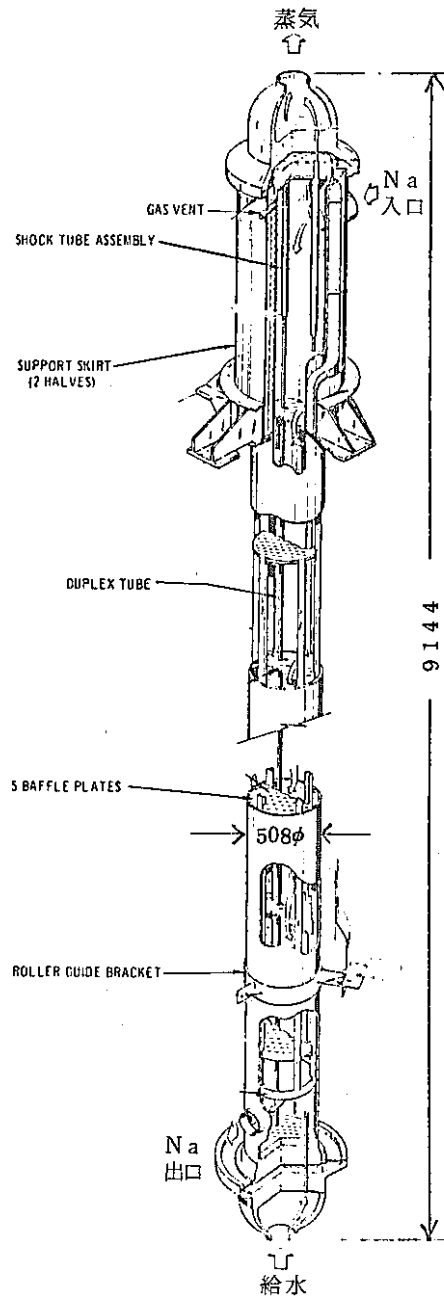


図 3.4.2 EBR-II 蒸発器

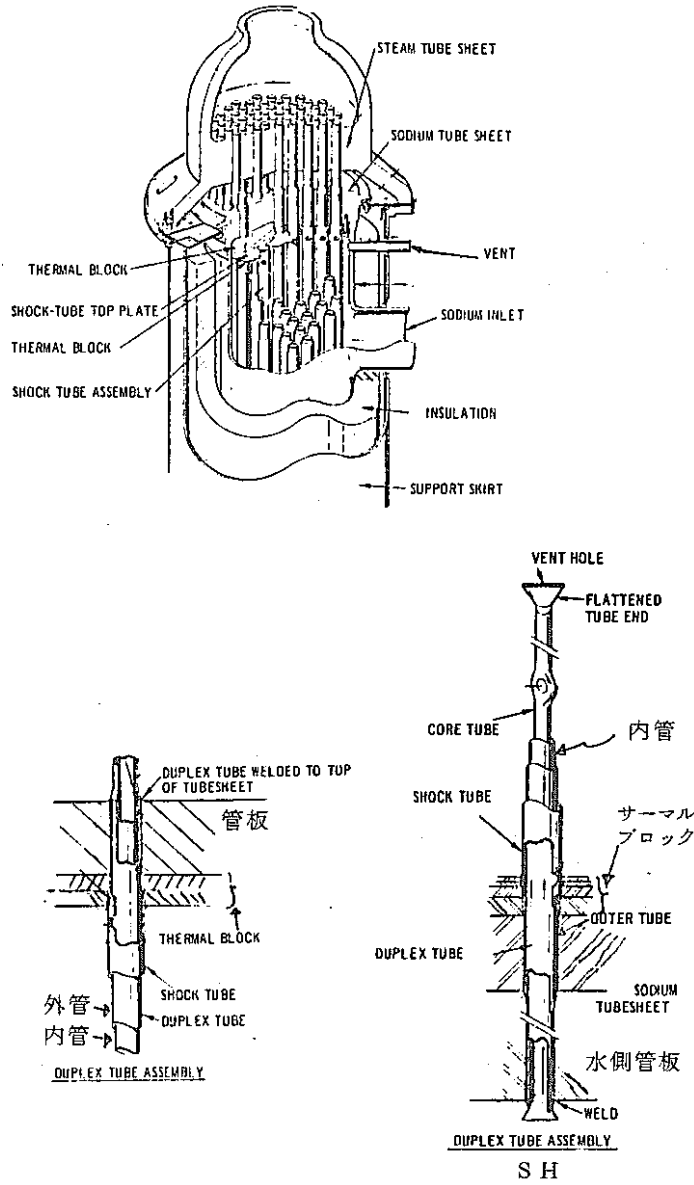


図 3.4.3 二重管

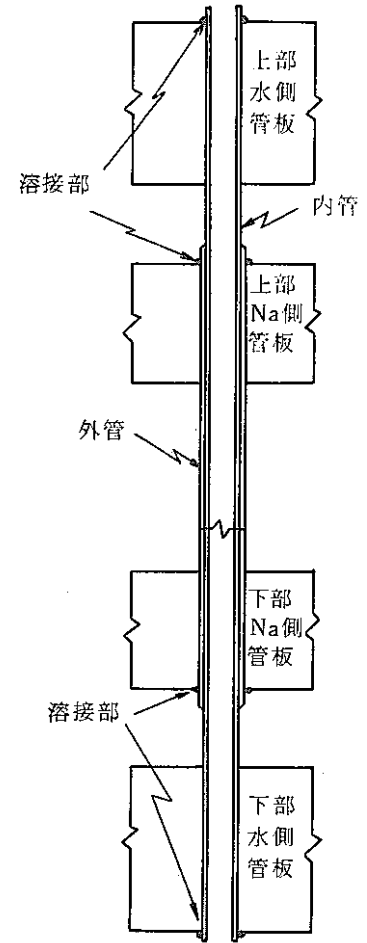


図 3.4.4 管-管板溶接部概念

2) 蒸気発生器の運転経過

1964年に出力運転を開始した。以来、プラント capacity factor は76.9%以上を達成し、ベストな商用炉と充分比較しうる。

SGに関しては、Na中への水リーク事故はなくこの15年間順調に運転している。SGのトラブルとして次のことが報告されている。

- (a) 1965年、上部水側管板と伝熱管の溶接部で大気中への小さな水リークが発生した。溶接部に小さな含有物があった為である。
- (b) 1977年頃より2基のSHの出口蒸気温度に差がつき始め、その後その温度差は増加している。図3.4.5にその温度差の経時変化を示す。

その原因として、機械的接合2重管を用いたSH(SU-712)において、その二重管が分離している可能性が考えられた。そのため、SU-712の3本の伝熱管について1979年にUT検査が実施された。その結果、次のとおり推定している。

伝熱管	Tube 上部	Tube 下部
F-6	Poor-Fair intimate contact	Fain intimate contact
G-4	Fair intimate contact	Gnd intimate contact
G-5	"	"

なお、SU-712は、伝熱管73本のうち72本の出口部にT/Cが取付けられて、運転が再開された。

- (c) 1980/3月上記SH(SU-712)の8本の伝熱管の出口蒸気温度が通常より55℃以上も低下する事態となった。原因は内外管の間にはくりが生じた為で、長時間高温運転によるプレストレスがなくなったことによる。金属学的接合のEVをSHに改造して用いる予定である。

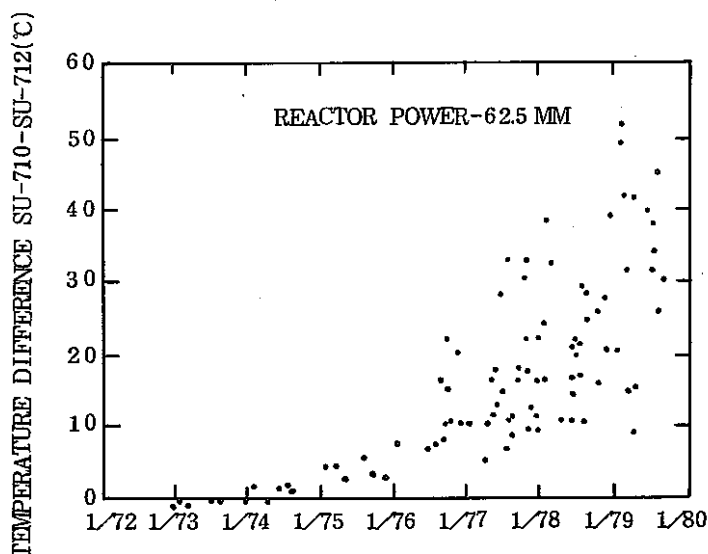


図 3.4.5 Difference in Steam-outlet Temperature Superheaters vs time

(2) CRBRPのSG

- 1) CRBRPでは強制再循環方式(2:1, 10%ドレン), EV2基, SH1基／ループよりなっている。蒸気条件は, 482℃/102kg/cm²Gである。

(図3.4.6, 3.4.7参照)

崩壊熱除去は通常時, 事故時ともに1次系, 2次系をへてSGで行なわれる為, SG Auxiliary Heat Removal Systemが設置されている。

(図3.4.8, 図3.4.9参照)

直管SG型式であるホッケスティック型SGが採用され, EVとSHは同じものが使用され, 伝熱管材質は2¹/₄Cr-1Mo鋼である。(図3.4.10参照)

リーク検出計は, 拡散式H₂計と2個のO₂計を組合せて検出モジュールとし, EV, SHのNa中及びNa出口配管に計4個設置されている。(図3.4.7参照)

CRBRPの開発経過

- 1960年代 30MWTの製作(AI), 試験(ETEC), Post-test examの実施。
～1974年
- 1974年 各ループ2基の蒸発器, 1基の過熱器と2:1の循環比の採用。
- 1976年 2¹/₄Cr-1Moアニール材のクリープ特性, 管板リガ
～1978年 メント部の熱応力の問題とその解決。管-管板溶接, 最終溶接用ミグ溶接法の開発。
- 1978年 FTTMでNaのバイパス現象発生, X線および解体検査の実施。
- 1981年 Prototype SGの製作完了。
- 1982年 ETECで70MWT SCTIによる伝熱流動試験開始予定。

2) 設計, 製作上の要求

- 適用規格 ASME Sec. III div. 1 class 1 + Code Cases + RDT Standards. Westinghouse E-スペック
- 主な設計条件 DBL ... 1本がDEG, その0.4秒後隣接管6本の
ラブチャー。

耐震 … SSEと水／蒸気配管破断の組み合わせ。

OBEと最も厳しいThermal upset
transientの組み合わせ。

SSE(Safe Shutdown Earthquake)
= 0.25 g

OBE(Operating Basis Earthquake)
= 0.125 g

その他 … 40%から100%負荷での定常運転できる
様に設計されること。

3) SUPPORTING DEVELOPMENT TESTS AND RESULTS

① Few-tube Test Models.

Few-tube test model を2基製作し、それぞれ蒸発器と過熱器としてGEで試験したが、シュラウドの浮き上り、伝熱管の曲り、振れ止め上のガウジング、ミスアラインメント等が発生した。この結果としてORBR用SGはスパーサー材質をインコネル718へ変更し、スパーサークリアランスをひろげ、振れ止めのセット数をへらし、チューブサポートバーとチューブ間のクリアランスをひろげた。

② Thermal Striping

- 蒸発器のエルボ部の上端のチューブスパーサーの上部
- 過熱器の下部スタグメント部の底部スパーサーの下部

を模擬したThermal striping試験がウエスティングハウス社によって行なわれた。

この実験で得られた温度変動より計算された疲労損傷係数は許容値以内であった。

③ 入口ノズルライナおよびサーマルライナのリーク

厳しいトランジェント時に、ノズル部、ヘッダ部を保護する目的でライナーを取り付けるが、Naのバイパスによりこの効果が減少する。このためノズル部の設計をノズルライナー内側にステップを設ける構造に変更した。この効果を確認するには構造が複雑なため解析のみでは不十分なため、ウエスティングハウスにより水流動試験を行い、その結果を確認した。

④ オリフィスの安定性試験

一連の動的安定性試験がA N Lによって行われた。この目的は蒸発器用の動的安定性を有するオリフィスの開発である。

⑤ Seal (Spiral -wound Gasket) Recovery Test.

C R B R用S Gの上部および下部管板継手に使用されるSpiral -wound gasketのシール性の試験が計画されている。

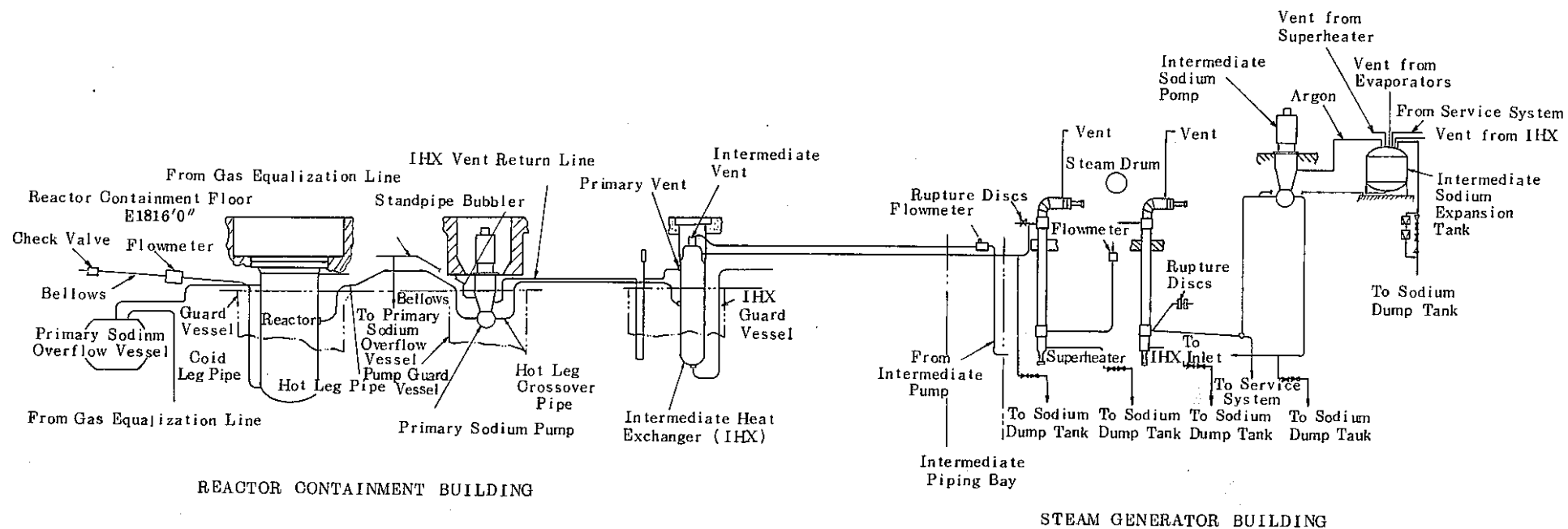
⑥ Elbow Flow - induced Vibration Test

F T T M試験の結果、エルボ部の 30° と 60° の位置にある振れ止めを取り除き、 90° の振れ止めを大きいクリアランスのインコネル718のものに替え、上部の2枚のスペーサーを大きいクリアランスをもつ1枚のスペーサーに取り替える等の設計変更が行われた。

解析によると、新設計による構造の疲労損傷問題はないが、流動試験が計画されている。

⑦ 材料特性

$2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 材の非弾性挙動の解明、クリープと塑性の材料挙動モデル等に大きな進展が見られた。



☒ 3.4.6 Reactor Heat Transport System of CRBRP

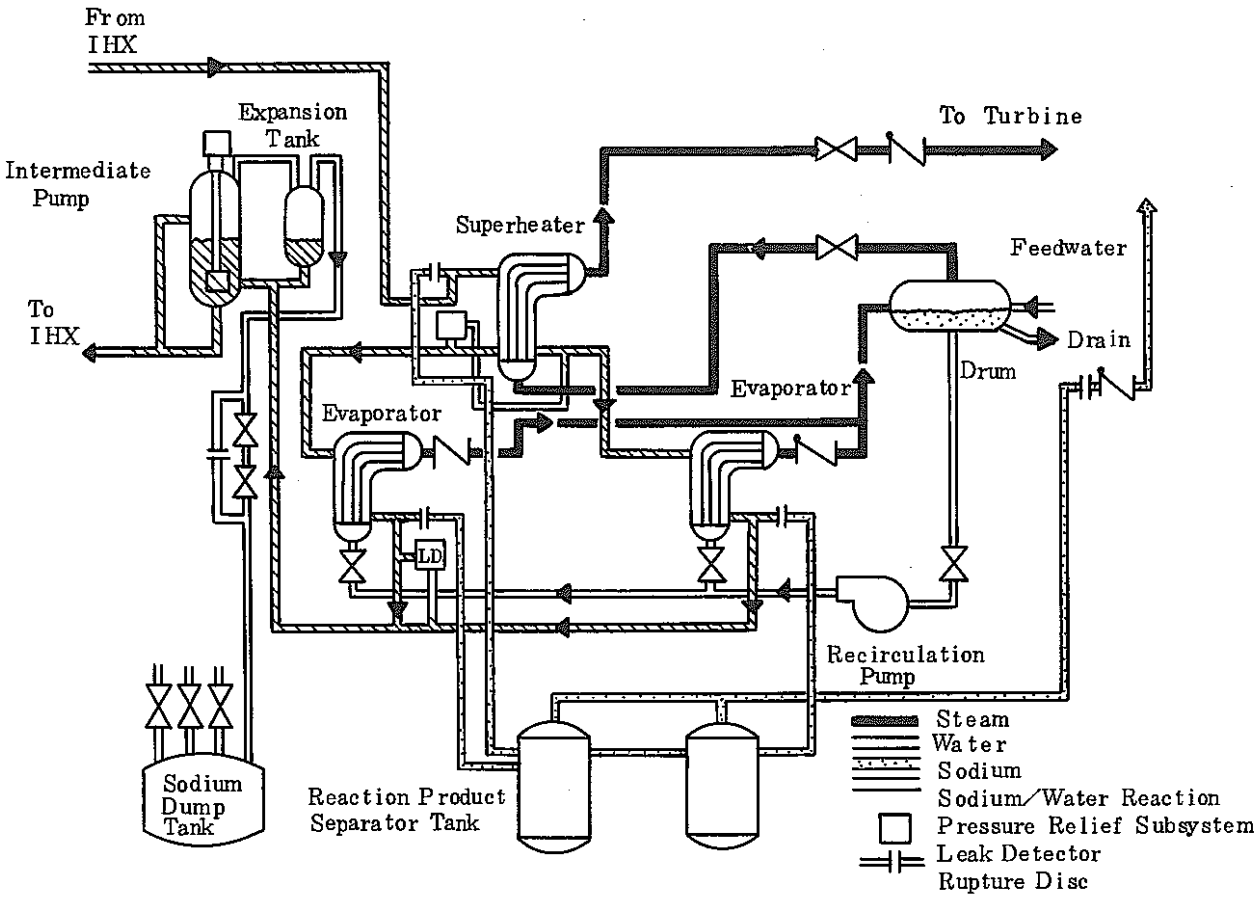


图 3.4.7 Steam Generator System Schematic (One Loop)

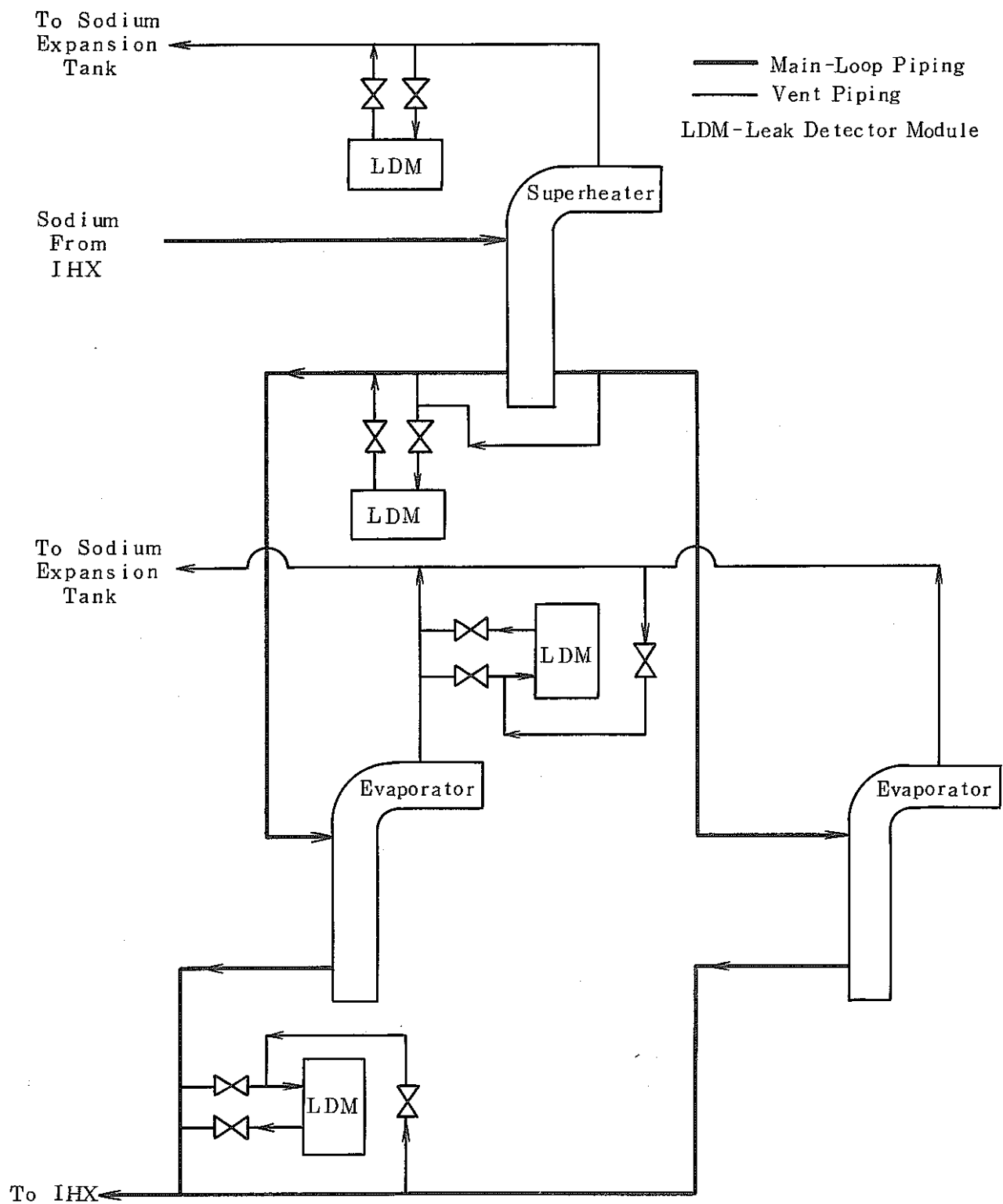


図 3.4.8 CRBRP SG リーク検出系 (1 ループ)

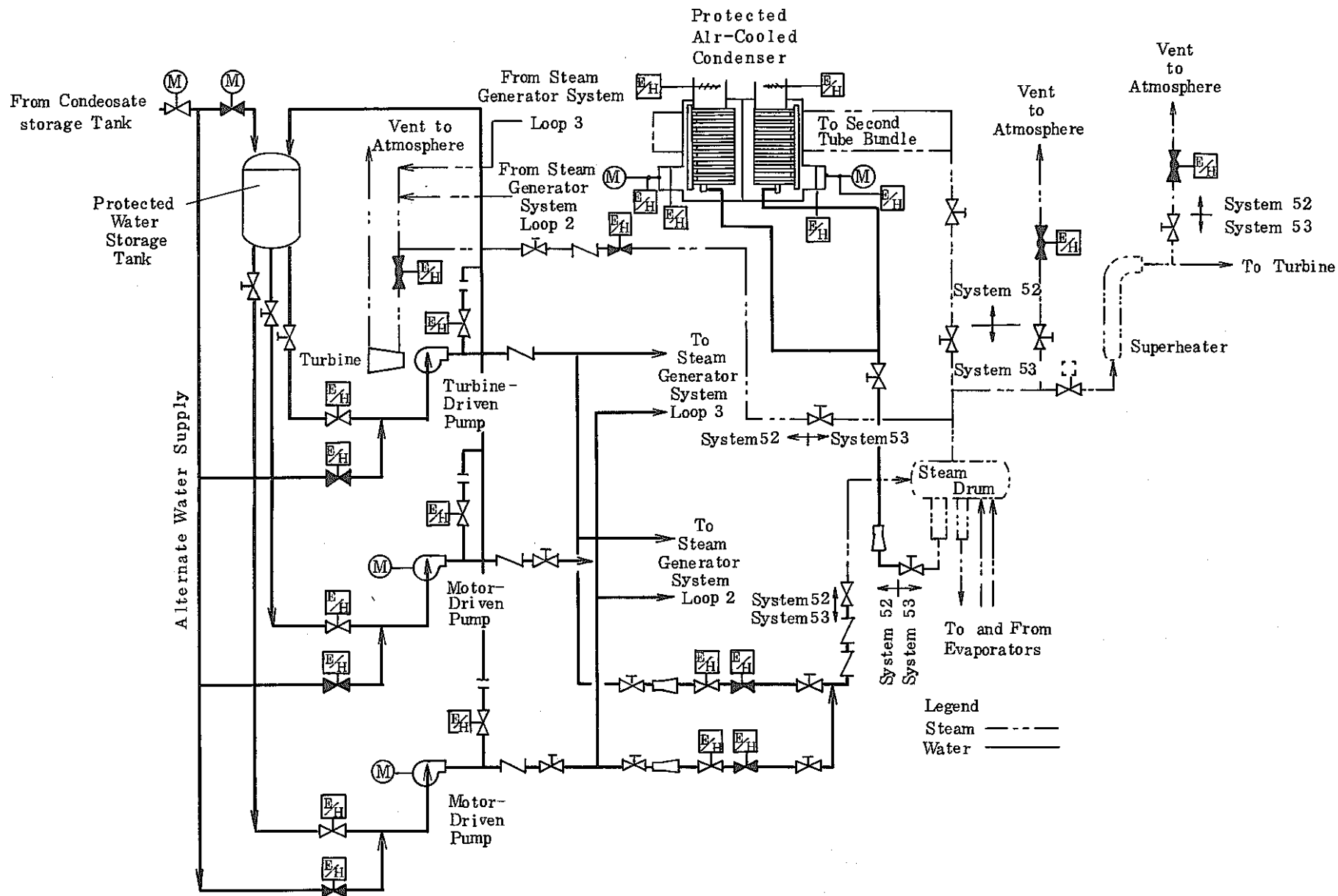
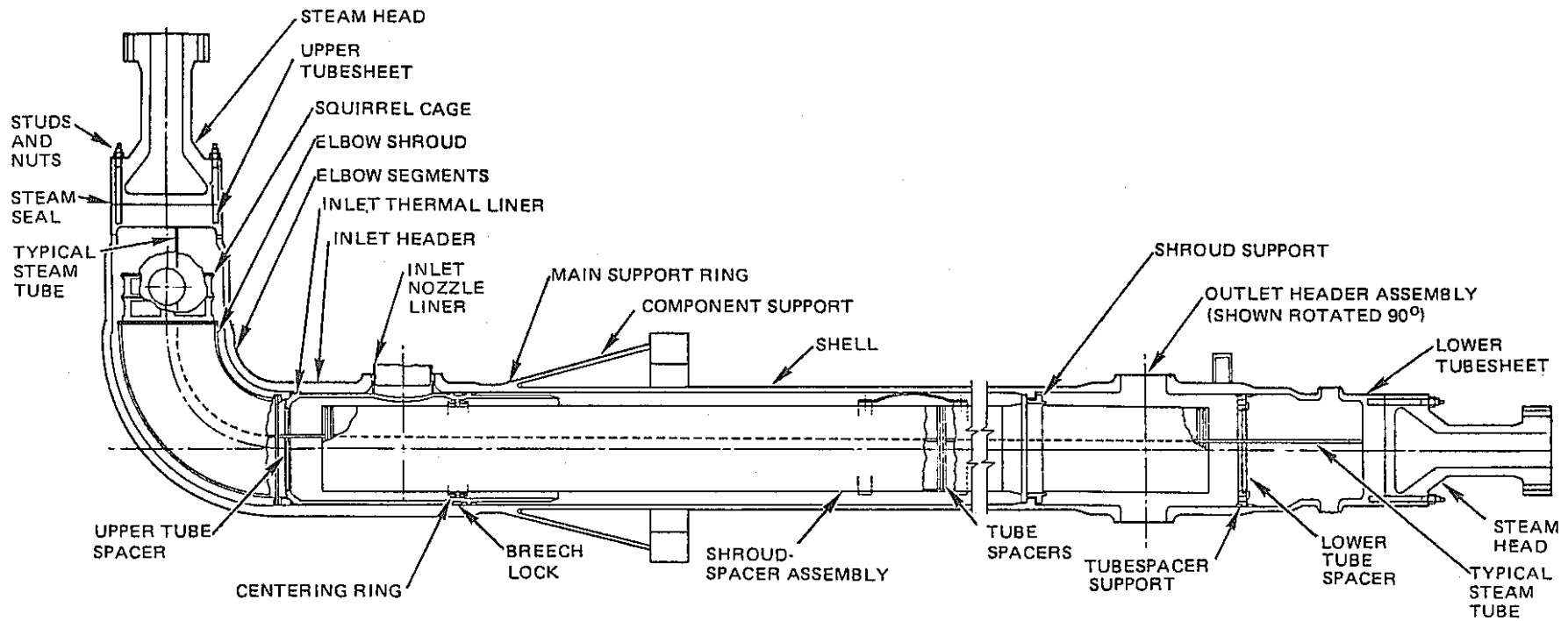


图 3.4.9 CRBRP SG Auxiliary Heat Removal System



3.4.10 CRBRP Plant Unit Steam Generator Configuration

(3) 大型炉用SGの開発

SGを含めて、IHX、Naポンプ、Naバルブ等の主要大型機器については、ANLのCT Division内におかれたLarge Component Development Management Grの管理のもとに、将来炉についての設計作業と並行してR&Dが進められる。将来炉のシステム設計には時間がかかるため、それが確定してから大規模な機器のR&Dをスタートしたのでは時間的に間に合わないため、主要機器については、並行して開発を実施している。

SGに関しては、ホッケースティック型(AI)、ヘリカルコイル型(B&W)二重管型(W.H)の3種類のSGについて設計及びISIを含めたR&Dが進められており、最終的にはETECのSCTIで70MWのモックアップの試験が実施されることになっている。その工程を図3.4.11に示す。

一方、将来の設計に関しては、CDS (Conceptual Design, ~1981/3)で、蒸気条件 $454^{\circ}\text{C}/154.7\text{kg}/\text{cm}^2$ の過熱蒸気サイクル、コンバインド方式EV. SH. 各1基/ループを選定している。

崩壊熱除去系として、DRACS、IRACSが設置されている為、SGシステムは通常停止のみ使用され、CRBRPとは異なっている。

CDSにおいては、SGの型式は一つに固定せず、上記の3種の型式のいずれのSGが採用されても成立するような設計としている。

以下に上記3種類のSG及びCDSにおけるSGシステム設計について述べる。

1) ホッケースティック型SG

図3.4.12に示す。

モジュールサイズ650MWtまでは、スケールアップ可能であり、貫流型として1基/ループ(4ループプラント)で可。この詳細Reviewは、全ての重要点をカバーしている。

これらは、必要サイズ材料の入手可能性、製作性、検査性、輸送性である。

35MW MSG(157本)→117MW CRBRP(757本)→商用SGのスケールアップにおいて、材料、管理、管パターン、管支持については、本質的に同一のままである。管本数とサイズが大きくなるだけであり、ホッケースティック管の長さは、貫流か再循環かのどちらの方式でも可能である。

スケールアップが、構造設計に与えるインパクトは、特にはないが、一部設

CALENDER YEAR						
1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987

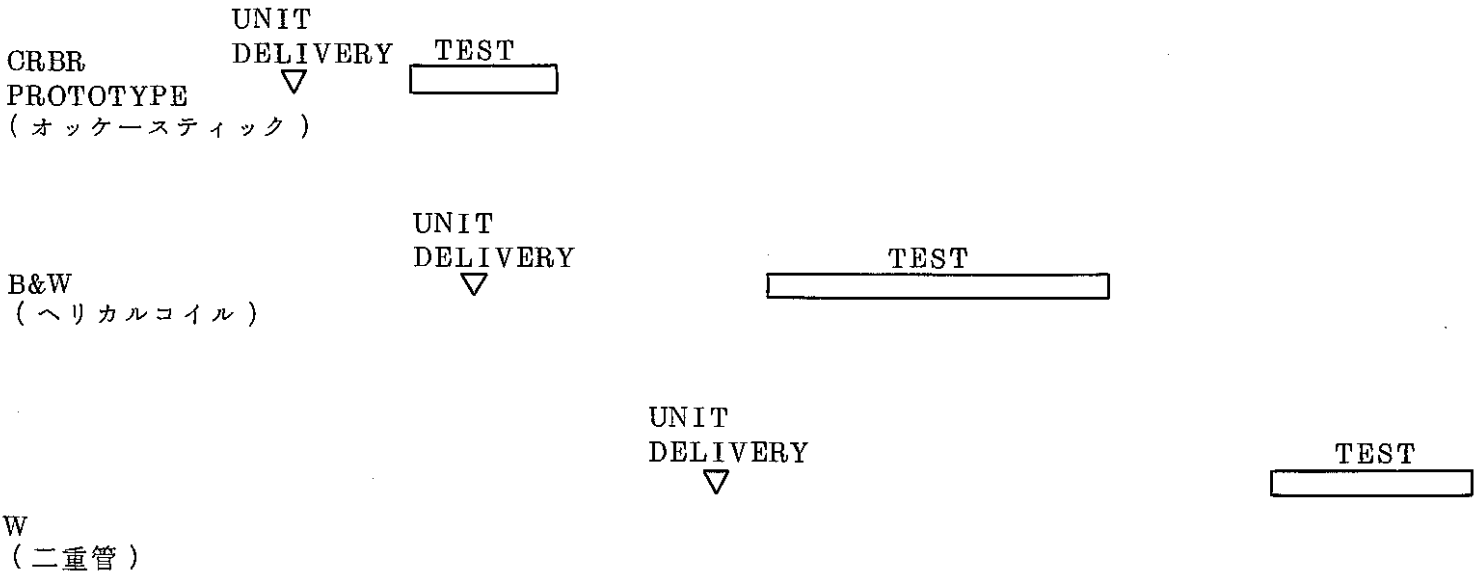


図 3.4.11 大型SG開発 70MW SG試験計画

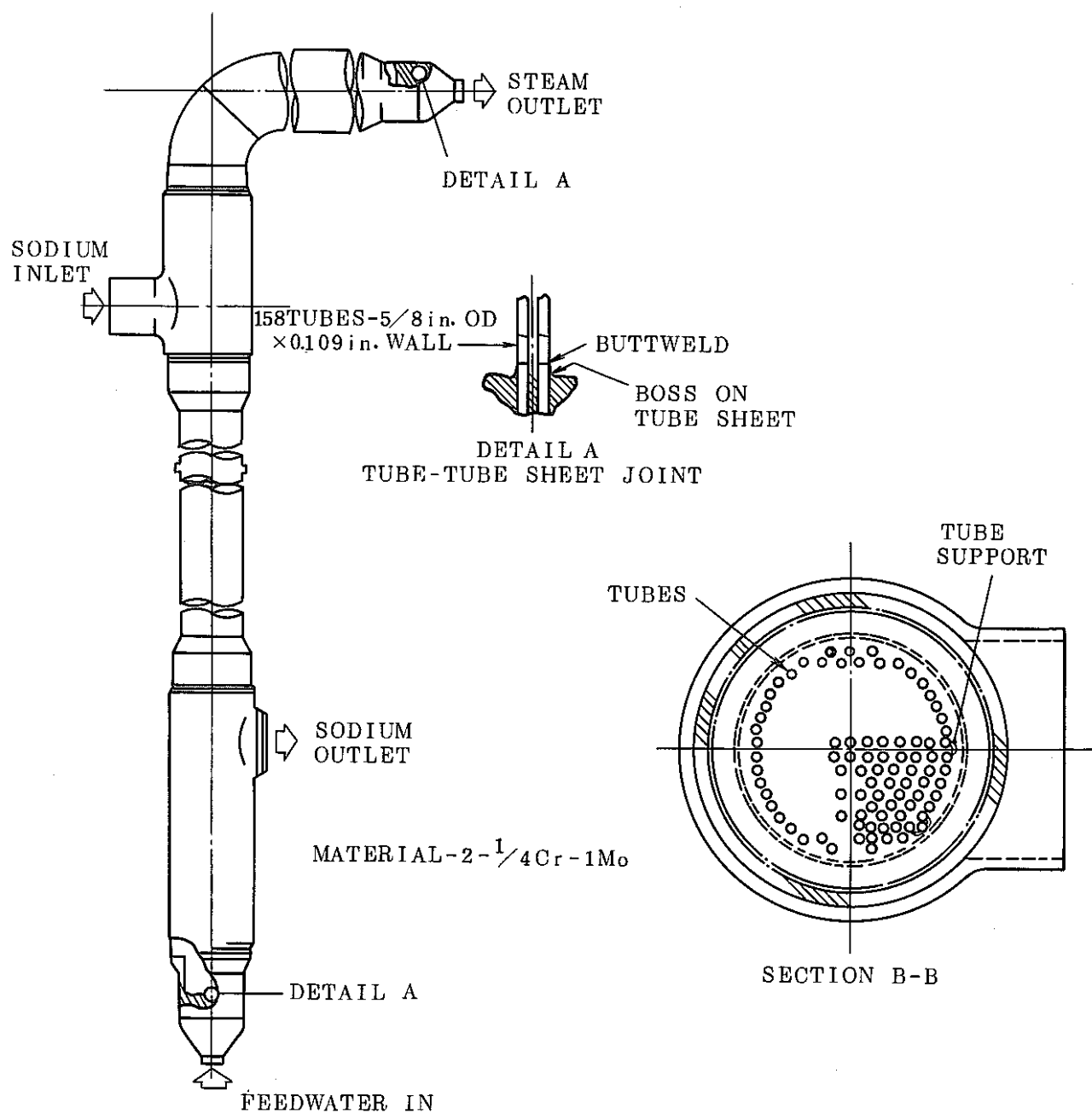


図 3.4.1 2 ホックステック型 SG

計変更を要する。それは、水室部のボルト結合であり、溶接構造が適切である。

基本的な熱特性については、SGサイズによっては変らないが、流動的には、胴側流動分布、流動振動がサイズに依存する。モジュールが大きくなると、流動分布により、半径方向温度分布が大きくなるが、性能的には問題であっても、構造的には問題ではない。シェル側の流動振動については、出入口部クロスフロー部について、解析的に、共振しない管支持スパンを決める事が必要となる。製作法については問題なし。

輸送については400トンまで可能。

運転条件として第1世代実証炉はORBRより低温側にて運転される。

2) ヘリカルコイル型SG

(a) 実機ユニットについて

1000MWe(3ループ)プラントに対し、2基/ループとして設計されている。構造及び仕様、主要目の概略図を図3.4.13に示す。胴径サイズは鉄道輸送制限にて決定、全重量408トン、材料はボルトとflow restrictor以外、 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo, Na入口ノズル、分配管は、上部中央に配置され、一様分配を行なうこととしており、水流動試験にて確認済。

給水入口管板部にflow restrictorが設けられ、安定化を図っている。材料は、Ni-Cr-Fe Alloy 600, 100%運転にて、コイル高の $\frac{2}{3}$ にて、クォリティ100%になる。水側mass velocity大にて、膜沸とう熱伝達を上げることで、DNB点温度変動を小さくしている。

(注記：もんじゅEV. mass velocity $\sim 1600\text{ kg/m}^2\cdot\text{S}$)

(b) プロトタイプユニットについて(70MW)

プロトタイプユニットは、材料、構造配置、管群設計、熱流動設計、管配置、製作等に実機と同一としている。実機設計の内側7列、40本tubeをとりだしたものである。但し、ノズル配置、出入口伝熱管配置については、サイズの影響を受けるが、代表的構造を採用して、実機ユニットにおける構造的応答を適切に試験できる。

(c) プロトタイプユニット試験計画

試験計画を作成し、承認用に提出されている。この計画では、熱流動性能、各種モード運転、過渡運転、検査、保守、リーク検出方法を含む。

伝熱管プラグ効果試験も考えている。

計装としては、熱電対、歪ゲージ、加速度計、静圧計、リーク検出系、液面計がつけられている。加速度計は管群と、出入口部に設けられている。

水素検出計は、カバーガス部内に、H₂計は、ユニット外ナトリウム中に、音響計は、シェル外に取付、プロトタイプユニットは、1982年7月にETECへ搬出され、1983年早々に試験開始予定である。

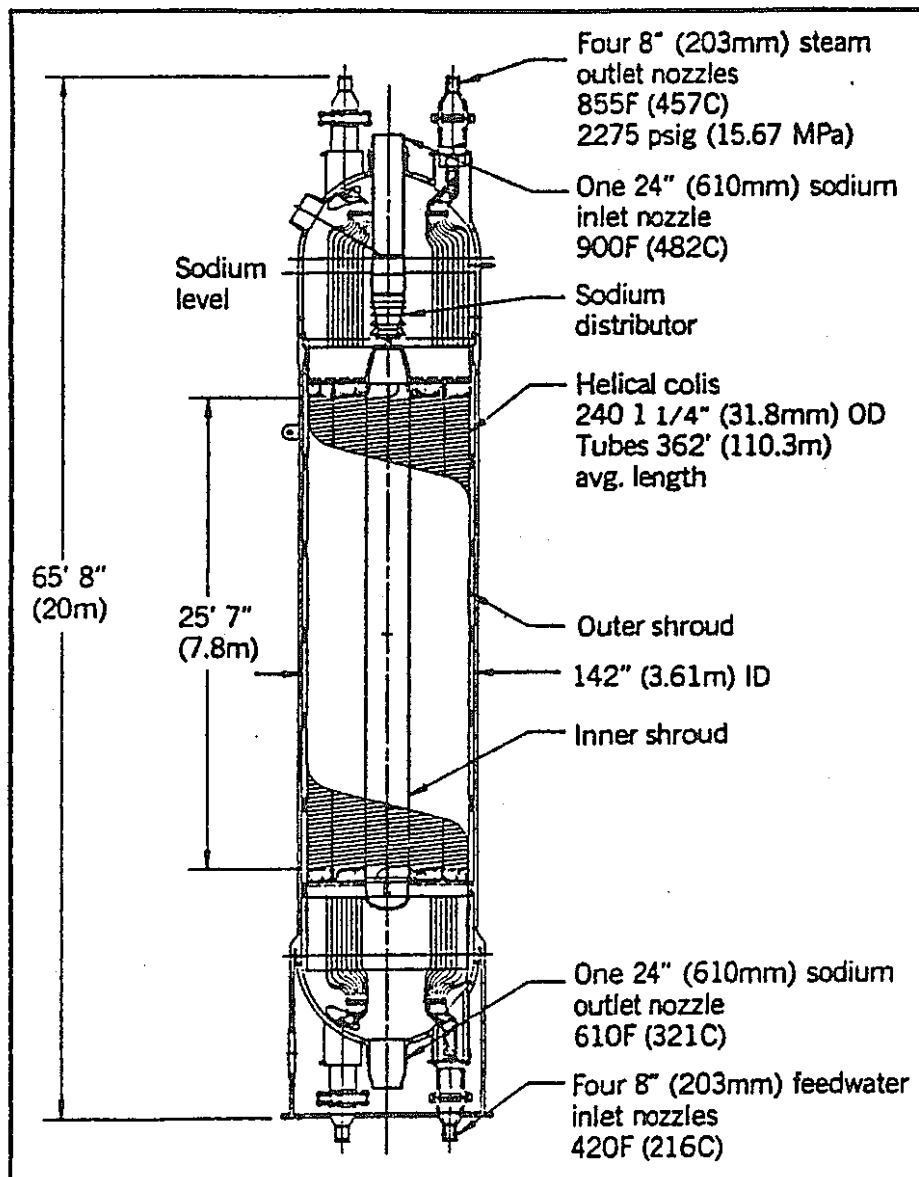
(d) 研究開発

プロトタイプユニットの設計製作をサポートする多くの開発タスクが進行している。これらは、水流動テスト、流動振動テスト、熱流動解析コード開発、水側 flow restrictor、ISI装置、管-管板溶接法、および、製作過程の実証である。

- (i) Na 分配管水流動テスト： $\frac{1}{6}$ スケール，90°セクタ，3次元モデル。
- (ii) 流動振動：ヘリカルコイル部， $\frac{1}{2}$ スケール，120°セクタ，設計精度検証。
- (iii) 解析コード：過渡応答，安全性，液面変動。
- (iv) 給水入口オリフィス：エロージョン・コロジョン，deposition。
- (v) 伝熱管UT：電子的マルチ方式開発中。
- (vi) 管-管板溶接：突合せ，フィラメンタル使用，既存ASMEコードに代り，溶接欠陥が健全性に及ぼす影響評価して，クライテリア開発した。
- (vii) 製作法：コイルリング，管群組立及管板シェル溶接のGr. 仕上法。

(e) 再循環システムへの適用

貫流システムに対して開発されてきたが，CDSは再循環が推奨されている。（再循環比1.1～1.5）予備評価により，貫流型設計概念は，CDS蒸気システムに適用可。プロトタイプ試験にて，CDSシステムの蒸発器模擬テストも計画されている。



☒ 3.4.13 Sodium heated coiled tube steam generator — 438MWt

3) 二重管型蒸気発生器

1000MWe (3 ループ) プラントに対して, 3 基/ループとして設計されている。(図 3.4.14 参照)

(a) 設計説明

貫流サイクルに対して設計, 二重管, 管板部二重溶接, 二重管の間に, ヘリウムを用いたリーク検出, 交互に配置された多孔板バッフルと bypass diversion ring によりクロスフロー混合をナトリウム側に生じさせる。

給水は下部より入り, 管入口にオリフィス設置, バッフル板がインコ718 である以外は $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 材。

伝熱管は, プレストレス二重管で4個のリーク検出グループ有し, 上部二重管板に溶接, グループ内にヘリウム充填, 伝熱管は, 管板部で, 拡張, 管群—シェルの伸び差は, convoluted shell にて吸収, ヘリウム室部の熱膨張差は, flexible shell にて吸収, 下管板溶接部間の温度差は十分な拡張により緩和が計られる。

(b) 開発プログラム

二重管製作開発: 住友, Vallourec, Pacific Tube Company. にて全長製作可, 開発試験として, 管に沿った prestress 測定, グループ間ヘリウム連通テスト, 接着界面の化学, 金属分析, 界面摩耗試験, 及び熱伝達試験が実施された。この結果, 界面はく離が生じて, moisture にさらされても, 熱伝達特性は一定であることが検証。プロトタイプ用1000本は, Vallourec と契約。

管—管板溶接開発は, 拡張, 管—管板溶接, 後熱処理, 放射線検査と構造検証を含む。拡張法は, 機械的方法(局部拡張)及び水圧法(強拡張)が選定された。管—管板溶接は, R T A (イタリア) 開発のものであり, 2種類の Orbital Welding gun よりなり, 上下管板の“接近可能部”および“接近不可部”の溶接を実施。“接近不可部”も, 列毎溶接時は接近可である。現在, 製品溶接の改良, および溶接装置信頼性改善を図っている。後熱処理は誘導加熱, 放射線検査は microfocus Xray. 装置の迅速かつ信頼性ある使用のための Positioner を開発中, 構造健全性については, 強度試験, 疲労試験および負荷配分(溶接部と材料伸び)試験実施。

1.9 cm厚のCSEJは、はじめてのものであり、試験要。ASME SECⅢ. Class I設計、開発プログラムの目的は、製作性実証、構造解析実証にある。ESR鍛造材（試験用神鋼製作）より削出し製作、low NDT(0°F)であり清浄度良好。また、1981年6月には構造試験に供された。

水流動試験としては、シェル側流動分布を実施。 $\frac{1}{3}$ スケール出入口モデル、 $\frac{1}{2}$ スケール60°セクター：管群試験（加熱水使用）→flow hole分布決定、更に解析コードVARRLXSGの検証に使用した。現在ANLにて自然対流試験中。

この他の多くの開発もほぼ終了。（水質、表面汚染に対するCr-Mo保護、汚れ管洗浄、水側、Na側リーク検出、外管リーク位置、プラグ法、管板深孔法、trepanning法）

現在進行中の開発プログラムは、バッフル板の拡散処理、ISI法、隆起ボス部検査とtrepanning法である。

拡散処理とは、管とサポート間、またスライド部の摩耗を減らして、かじりを防ぐため、サポートを、“alminizing”すること。（かじりや融着の問題のあるCr-Mo鋼ばかりではなく、管接触部を脱炭させるインコ718材サポートに対しても）インコ718のalminizing処理は、US、UKにて実施される。

開発の大部分は、Cr-Moサポートに対してである。2社が対摩耗性の拡散処理を開発し、コロージョン試験中であり、UK方式についても試験中。

二重管に対するISI技術は、FTM運転前及び定常試験後の2回実施された。ORNLによる、ET技術は、内外管壁に飽和磁場を生じるものとみられる。しかし、まだ検出限界について定量化されない。ET法は高速であり、ISIのreferenceとなろう。FTMに管の劣化は見出せなかった。ORNLは又、DNB点のUT検査も実施した（無欠陥）。ANLは、肉厚測定実施、グループを区別できるが、接触界面の反射にて、内壁厚のみ測定するところもあり、この開発プログラムでは、ANL、ORNLによるET、

UTの基礎技術を、FBRに利用することを主としているが、一方駆動装置、位置決め装置の開発が始まっている。これらは、装置メーカ（Zetec）とともにWHにて開発中、fabrication mock-upおよびプロトタイプSGにて例証される。

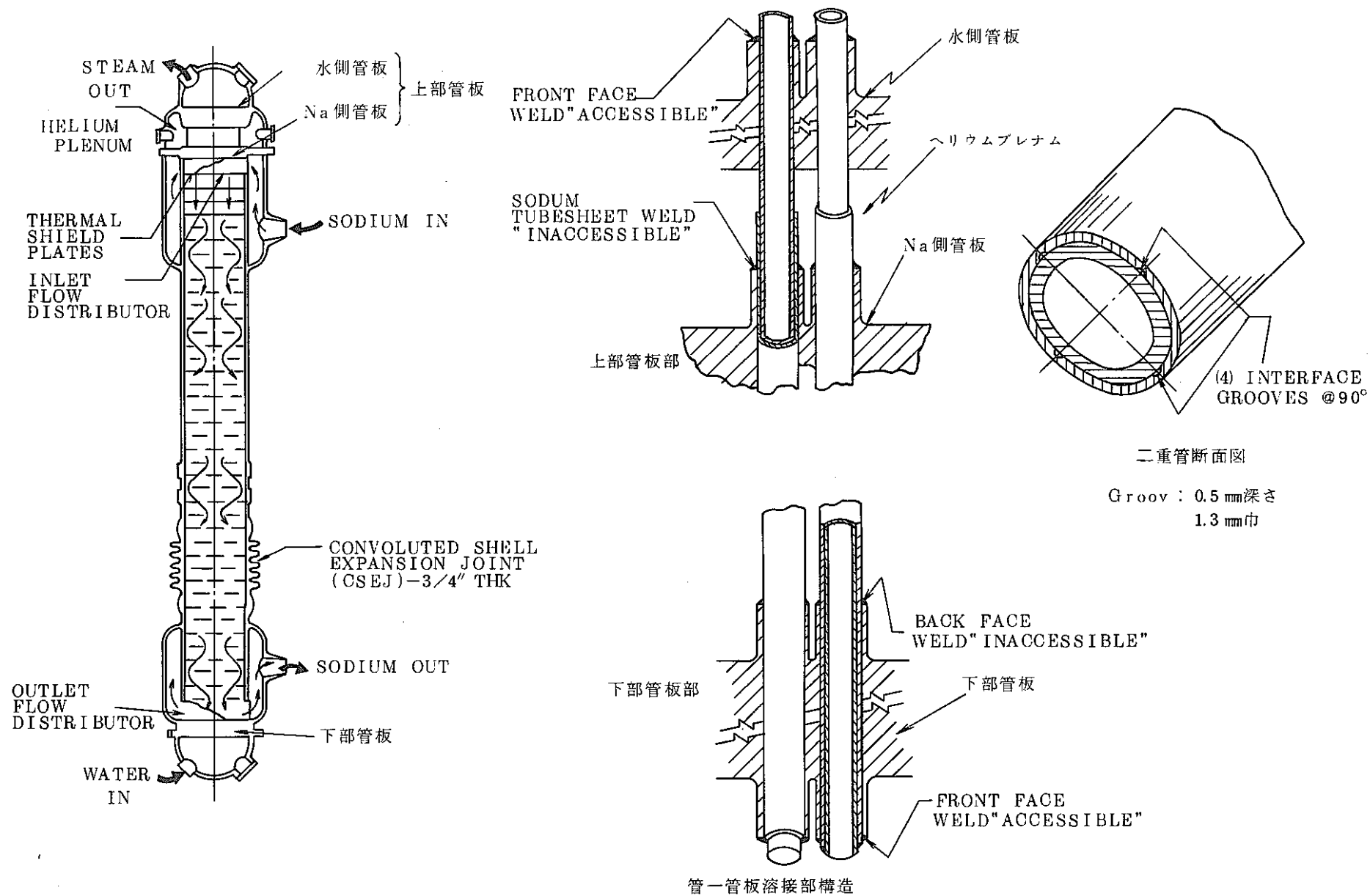


図 3.4.14 二重管 SG (W. H.)

F T Mはこの2年間の開発プログラムの中心であった。今日では、定常試験を完了しておりこの結果、(1)適切なる設計マージン、(2)流動安定性(40-100%)が確認された。リーク検出試験が実施され、予想時間内に、必要感度にて検出可能性が示された。(水側小リークに対して、sensitive.)

F T Mは現在過渡試験中であり、今後に解体試験予定。

(c) 再循環サイクルへの適用

W HのS Gは、E V、S H分離型で、再循環として使用可。このdesignはC D Sにて用いられており、解析によって熱流動、構造的にC D S条件に適していることが示されている。

4) C D SのS Gシステム設計

(a) C D Sのphase Iにおいて、過熱蒸気サイクル(454℃/154.7℃)コンバインド方式が選定された。図3.4.15、図3.4.16に示す。

過熱または飽和サイクルについては、ERDA/EPR Iが1975年12月～1977年6月まで、その比較評価を行っており(WH, AI, GEが参加)、EPR Iでは飽和サイクルはNa系の構造設計、S Gの健全性、プラント熱過渡プラント制御性、被ふく管、T/G等で有利であり、資本費もほとんど差がなく、また将来性についても、熱効率で5%程度の差であり材料、配管等のR & Dを必要とすることを考えると飽和サイクルが優れているとの結論を出している。

しかし、D O Eは、プラント効率、設計のFlexibilityの点を考慮して過熱サイクルを選定した。

貫流または再循環の選定は、①ベンソン貫流、②ザルツァ貫流、③高再循環(～6:1)、④低再循環(2:1以下)について行われた。

低再循環の水質不純物の濃縮の問題点を貫流方式と組合せることによって補うコンバインド方式が選定された。これは通常負荷運転時には貫流方式で約10%ブローしており(ザルツァ)、プラント・トリップ後は再循環比が4～5:1の再循環方式である。

(b) S Gの比較

3種類のS Gの比較を表3.4.7に示す。

各S Gとも、それぞれコストミニマムの設計をしており、どこにそのウエ

イトをおくかは設計思想の問題でありそれにより設計も異なってくる。

ヘリカルコイル型RGは重量、Naインベントリーが大きいのが特徴であり、逆にホッケースティックは重量は少ないが溶接数が多い。

二重管はNa-水反応の確率を減らすことができるのが特徴である。

S. H. 貫 流	S. H. 再 循 環
① コスト； 低 ② ライセンスイング；外国の経験 ③ 信頼性； 水質管理上少し良い	① 安 全； 大熱量 ② 運転性； 起動停止，制御が容易 ③ 制御性； 単純 ④ 保守性； 伝熱管検査数小 ⑤ ライセンスイング；米国での多くの経験 ⑥ R & D；CRBRP技術

5) 二重管型SGの信頼性

AI社及びWH社はそれぞれ単管型SGと二重管型SGについて検討し、AI社は単管型をWH社は二重管型を提案している。

その主要論点は信頼性、経済性（発電コスト）であり、両者の主張は次のとおりである。

	A I 社	W H 社
単管型のSGの Na-水反事故確率	$5 \times 10^{-3} / \text{年}$	$3.5 \times 10^{-2} / \text{年}$
二重管型SGの Na-水反応事故確率	発生確率軽減期待不可 但し経済性評価では0 とする。	$2.7 \times 10^{-11} / \text{年} \cdots \text{L/Dなし}$ ($6.78 \times 10^{-15} / \text{年} \cdots \text{L/D有}$)
経 済 性 (発電原価)	\$30/KWe単管が易 い。(\$25/KWe)※	10^9 倍の差があるから原価 計算するまでもない。

※ WHの $3.5 \times 10^{-2} / \text{年}$ をベースとしたとき。

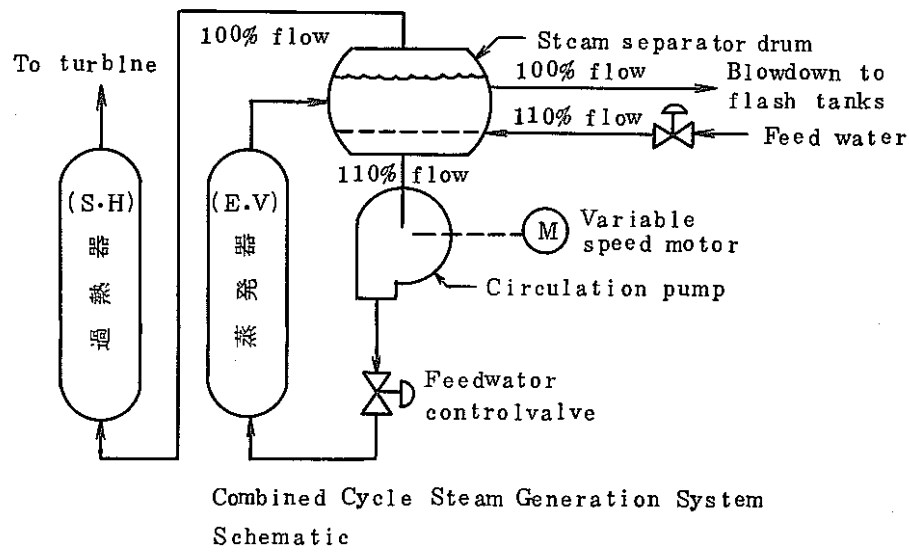
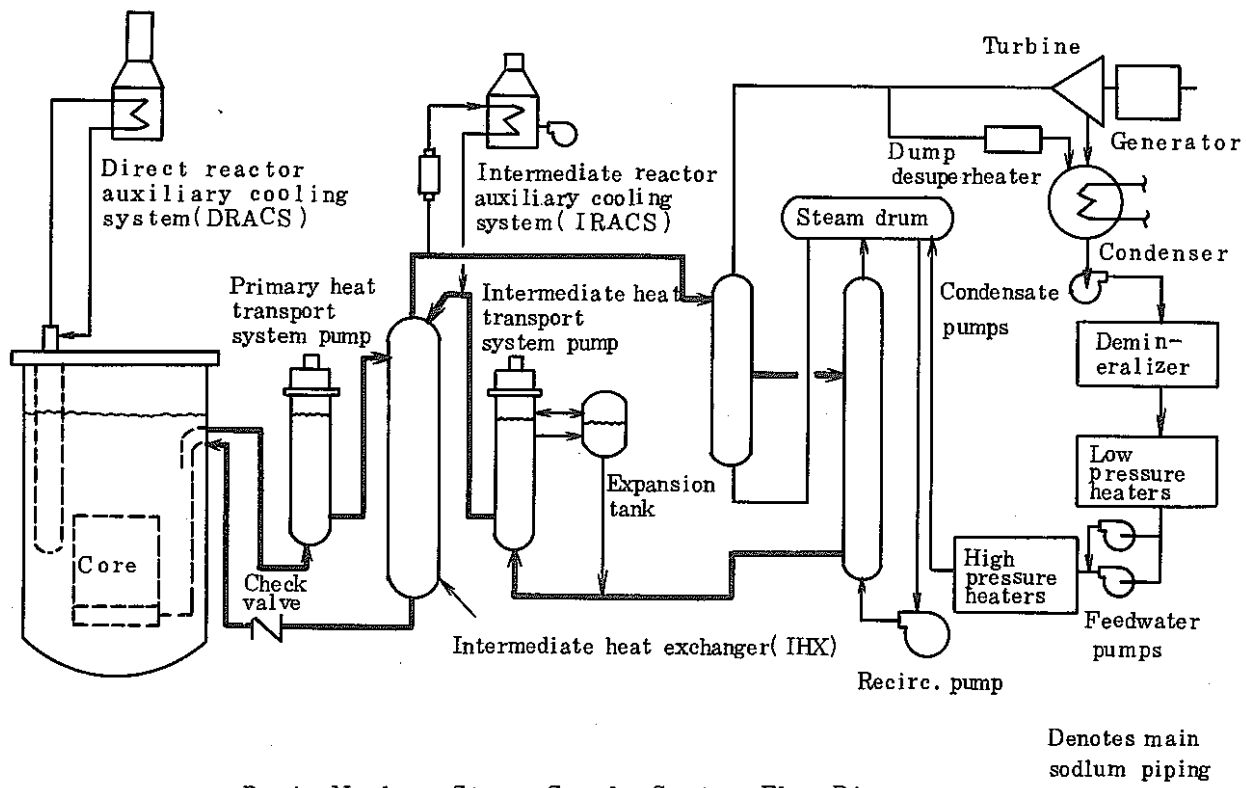


図 3.4.15 CDS コンバインドシステム

通常負荷運転 貫流（ザルツアー）10%ブロー
起動，停止，トリップ 再循環 4～5：1



Basic Nuclear Steam Supply System Flow Diagram

図 3.4.16 CDS 系統図

表 3.4.7 米国の大型 SG 開発 ; 各型式比較 (1/2)

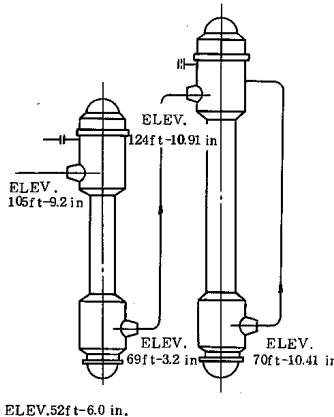
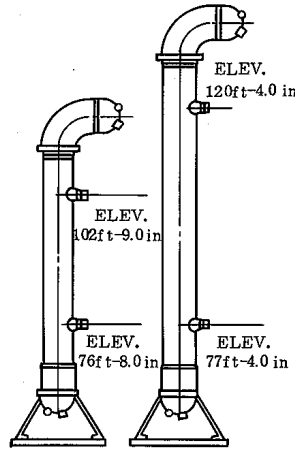
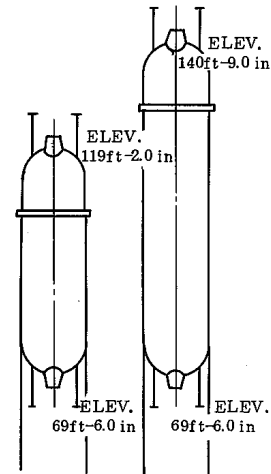
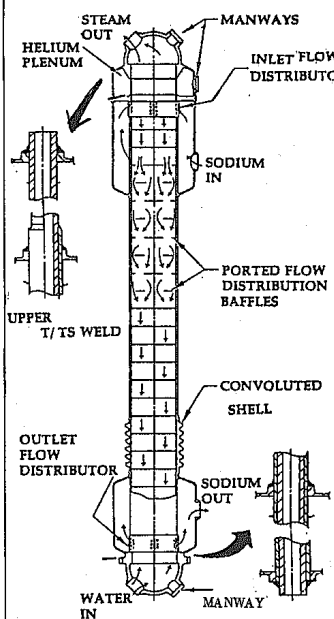
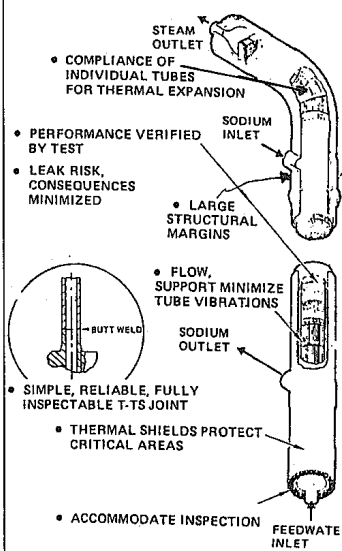
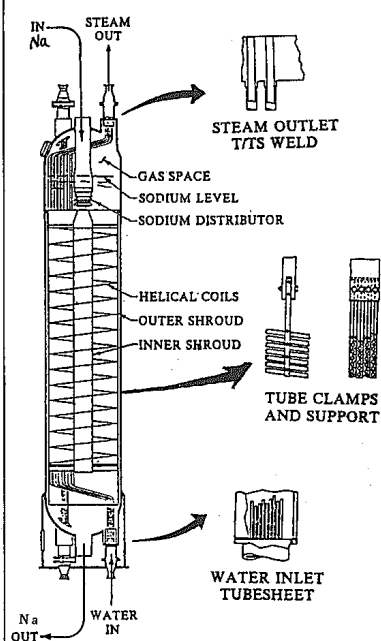
	二 重 管 (W.H.)	ホッキステック (A.I.)	ヘリカルコイル (B&W)
C D S	 S.H. E.V.	 S.H. E.V.	 S.H. E.V.
CDSにおける比較			
伝熱面積	1.33	1.8	1
重量	0.66	0.76	1
運転重量	0.59	0.75	1
Na 容量	0.43	0.54	1
伝熱管溶接数	3.57	6.28	1
伝熱管寸法 外径×肉厚 (mm)	20.6φ×4.8 t 同左	15.9φ×2.8 t 同左	38.1φ×4.4 t 同左
設計上 主要な 特徴			

表 3.4.7 米国の大型 SG 開発 ; 各型式比較 (2/2)

	二 重 管 (W.H.)	ホ ッ キ ス テ ッ ク (A.I.)	ヘ リ カ ル コ イ ル (B & W)
問 題 点	① 二重管板 ○伝熱管座屈 管一管板温度差 22℃ ○管板一胴の応力問題 ② 管一管板溶接 (Fillet Welds) ○検査 ③ 伝熱管 (二重管) ○座屈 伝熱管間温度差 32℃ ○製造法複雑 ○溶接数多い, 信頼性の低下 ○全てのリーク信号でプラント停止, リーク位置標定不可 (外管リーク時) ④ ベローズ (1~1/2 Wall Inconel) ○Na-水反応 ○Bimetal Welds ○検査, 保修法 ○製造, 開発費の高コスト ⑤ 胴, サポート ○現状肉厚は耐震荷重に対して不十分	FFTMで以下の問題点が発見された。その結果, 設計変更が行なわれた。 ① チューブの曲り座屈 ② サポートリングからのシュラウドの浮き上り。 ③ バイブレーションサブプレッションバーのミスアラインメント ④ 伝熱管及びバイブレーションサブプレッサー上のガウジング ○管板が大の為, 熱応力の問題	① 管 板 ○寸法的に小さいので, 良い過渡能力が必要。 ② 上昇管部の Pigtails ○多数の複雑な形状 ③ ヘリウム空間 ○液位制御が必要 ○BN350 タイプのリスト ④ ヘリカルコイル ○多数の複雑な伝熱管形状 (オランダによるとコスト30%高) ○管一管溶接多い (10~15) ○1万個のクランプ, ナット, ボルトは信頼性上問題となる。 ○耐震及びNa-水反応によるサポートの問題 ⑤ ノズル領域 ○熱過渡の問題
R & D	① 二重管 ○住友, Vallourec Work 製作可 ○Patco プロトタイプ用伝熱管出荷 ② 渦巻式胴膨張用継手 (Convolutd Shell Expansion Joint) ○2 1/4Cr-1Mo の機械加工式 CSEI を手配中。 ③ 管一管板溶接 ○接近可能, 接近不可能用溶接機出荷, 品質作業を実施中。 ④ 水流動モデルテスト ○完 ⑤ Few Tube Model Test ○装置 1980/3 出荷テスト中 ⑥ 第3流体によるリーク検出 ○テスト完了, 結果評価中 ⑦ サポート板拡散コーティング品質 ○試料手配中	① Few Tube Model Test ○伝熱管曲り等発生 ② サーマル・ストライビング ○実験で得られた温度変動より計算し疲労損傷係数は許容値以内。 ③ 入口ノズルライナ及びサーマルライナのNa バイパス確認水流動試験。 ④ オリフィス安定性試験 ⑤ Spiral-Wound ガスケットのシール性確認試験 ⑥ Elbow Flow-induced Vibration Test ⑦ 材料特性 ○2 1/4Cr-1Mo の非弾性挙動クランプ, 塑性	① Na 分配テスト ○プラントサイズの分配器のフィジビリティ確立 ○プロトタイプの分配器の確証完 ② 給水入口流抵抗板 ○Bull Run power Station で3年間テスト ○オリフィス校正テスト中 ③ 流動による振動テスト ○テスト中 ○最終報告 (1/2スケールセクターモデル) 1980年末 ④ ISI ○フィジビリティを実施中 ○装置設計中 ⑤ 溶 接 ○回転方式による管一管溶接, NDT 開発 ○管一管の orbital weld 完 ○管一管板溶接開発完 ⑥ 製作プロセス ○完了

(2) 仏国でのSG開発

Phenixでは1973年10月にSGによる蒸気発生以来約10年間順調に運転されてきたが、1982年4月、12月及び1983年2月と続けて3回RHで水リーク事故を経験した。

原因はまだ公表されていないが、オーステナイト鋼の溶接部でリークが発生している。

一方、水リーク後の補修は短期間で実施され、プラント運転が早期に再開されている。

PhenixのSGは分離貫流方式で、多数のモジュール(36モジュール/ループ)よりなるヘアピン型のSGを採用している。

Super Phenixでは経済性の観点より、ループ当たり1基のヘリカルコイル一体貫流型SGを採用しており、単基容量750MWtとFBRのSGでは世界最大のものである。

伝熱管にはAlloy 800を用いている。SG出口蒸気温度を490℃としてPhenixの512℃より下げている。

Super Phenix-IIのSGにおける、モジュール型SGあるいはユニット型SGの選定及び水リーク事故に対する配慮等について注目する必要がある。

そのほか、二重管SGによる二次系の撤廃の可能性について、Na-水反応時の圧力波の影響を検討している。

1) PhenixのSG

1) SGの概要

2次冷却系は3ループであり、各ループ毎に中間熱交換器(2基)、サージタンクSG及びポンプが直列に接続されている。(図3.4.17参照)

SGは無液面であり、サージタンクを設けており、ポンプは膨張タンク型式としている。IHXで加熱された2次系Naはサージタンクを経てSHとRHに平行して流入した後ヘッダで合流してEVへ流れる。

SGはSH及びRHより構成され、各々12モジュールに分割されている。SG出口蒸気は512℃/166kg/cm²Gであり、貫流方式(ペンソン)を採用している。EVとSHの間には湿分分離器とそのバイパスラインが設けられており、起動時はEVよりの蒸気がこの湿分分離器を通してSHへ流れる。

出力運転時は 20°C 過熱蒸気が SH へ直接流入する。SH からの過熱蒸気は高圧タービンへ入り、高圧タービンから出た蒸気は RH で再熱 ($512^{\circ}\text{C}/34.4\text{ kg/cm}^2\text{G}$) されて中／低圧タービンへ流れる。

SG は各ループ 36 モジュール ($12 \times 3 = 36$) より成り、各モジュールには 7 本の伝熱管が入っていて、SH と RH は S 字型を、EV はダブル S 字型をしている。水及び Na が完全にドレンできる構造をしており、管板は用いなくて伝熱管をヘッダーに溶接する方式を採用している。(図 3.4.18 参照)

伝熱管材質は EV には $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 、SH、RH には SUS321 を用いている。

小容量モジュールを採用した理由は次のとおりである。

- 製作が容易
- Na-水反応に対する安全性
- 漏洩の局所限定とモジュールの取替の容易性
- 実物大モデルによる試験が可能 (伝熱, Na-水反等)

RH と SH の流量分配は手動のバタフライ弁により行われる。Na 系の SG の出入口にはボール型急速シャ断弁が各ループ毎に設けられて、Na-水反応時の隔離を行う。

給水配管の隔離弁、流調弁及び主蒸気配管の隔離弁 (各 SG ユニット毎) が設置されている。Na-水反応時は、SG を Na 系、水蒸気系から隔離することも、管束内の水蒸気のブロー及び 10 bar 以下になると N_2 加圧とフラッシュにより Na の水側への流入を防止する。

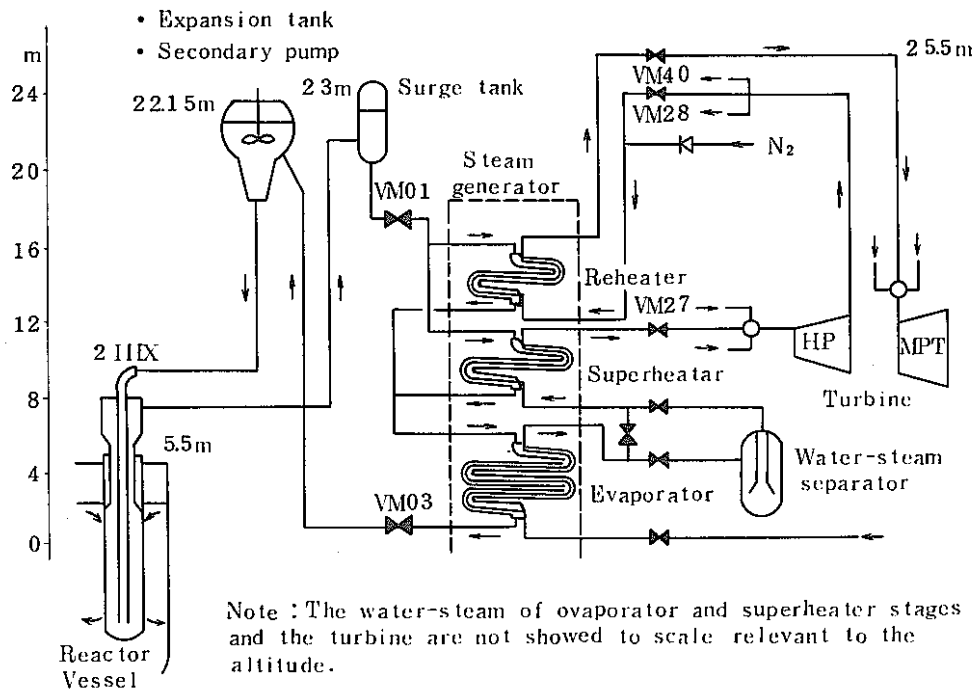


図 3. 4. 17 Phenix 2 次系統概念

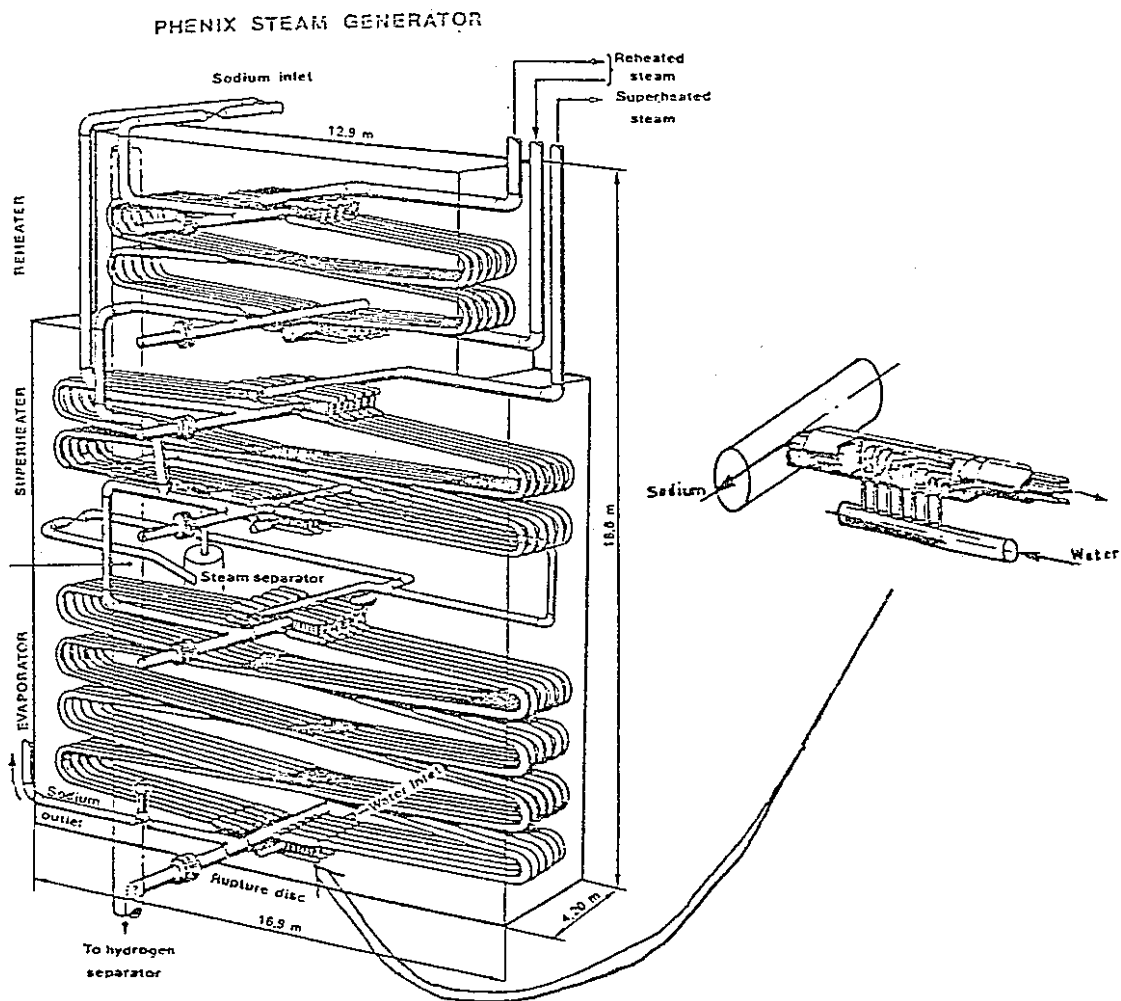


図 3. 4. 18 Phenix S G

Na-水反応時の圧力解放板はEV、SH、RHの各出入口ヘッダーに取り付けられており、反応生成物は排出ヘッダーをへて、水素分離器で水素は放出スタックへ、生成物は排出タンクへと導かれる。(図3.4.19参照)

1. 蒸発器
2. 過熱器
3. 再熱器
4. サージタンク
5. Na弁
6. ラプチャ板
7. 排出ヘッダ
8. 水素分離器
9. 水素放出スタック
10. 排出タンク
11. 逆止弁

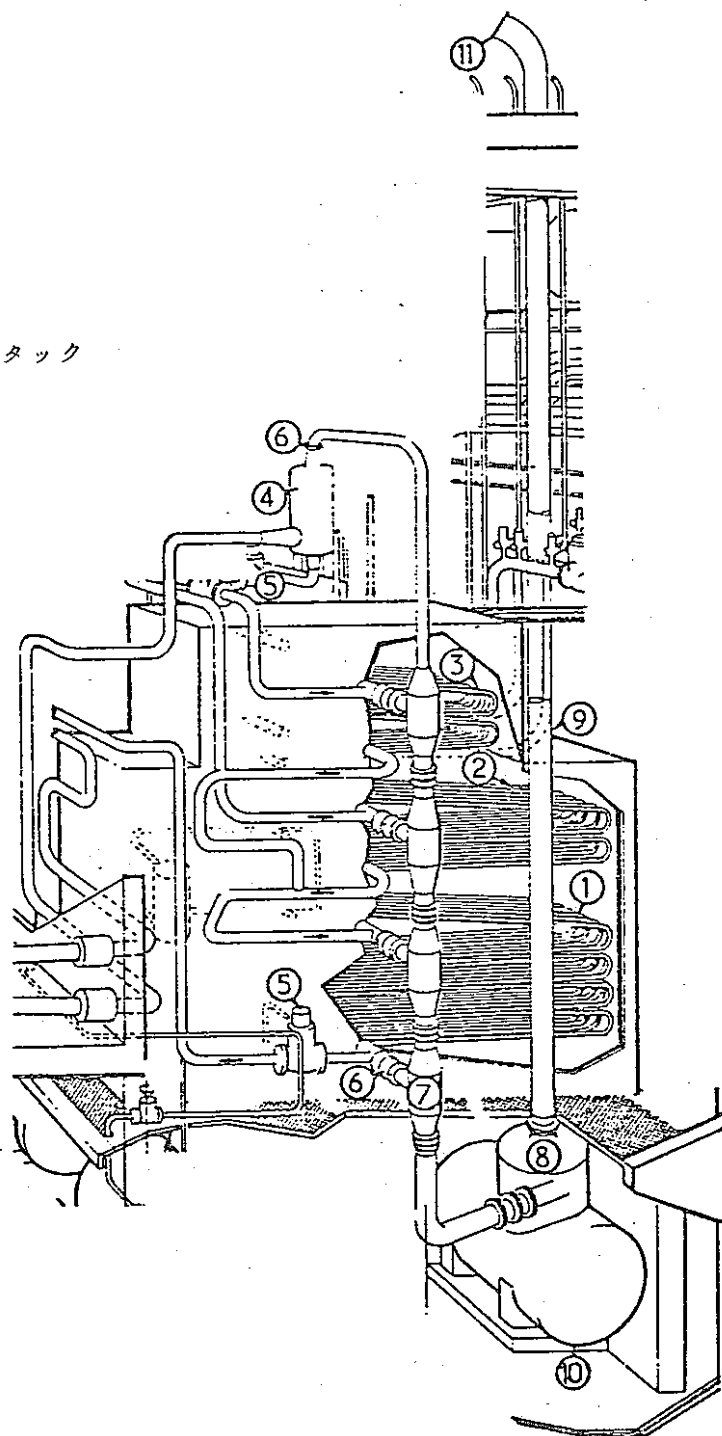
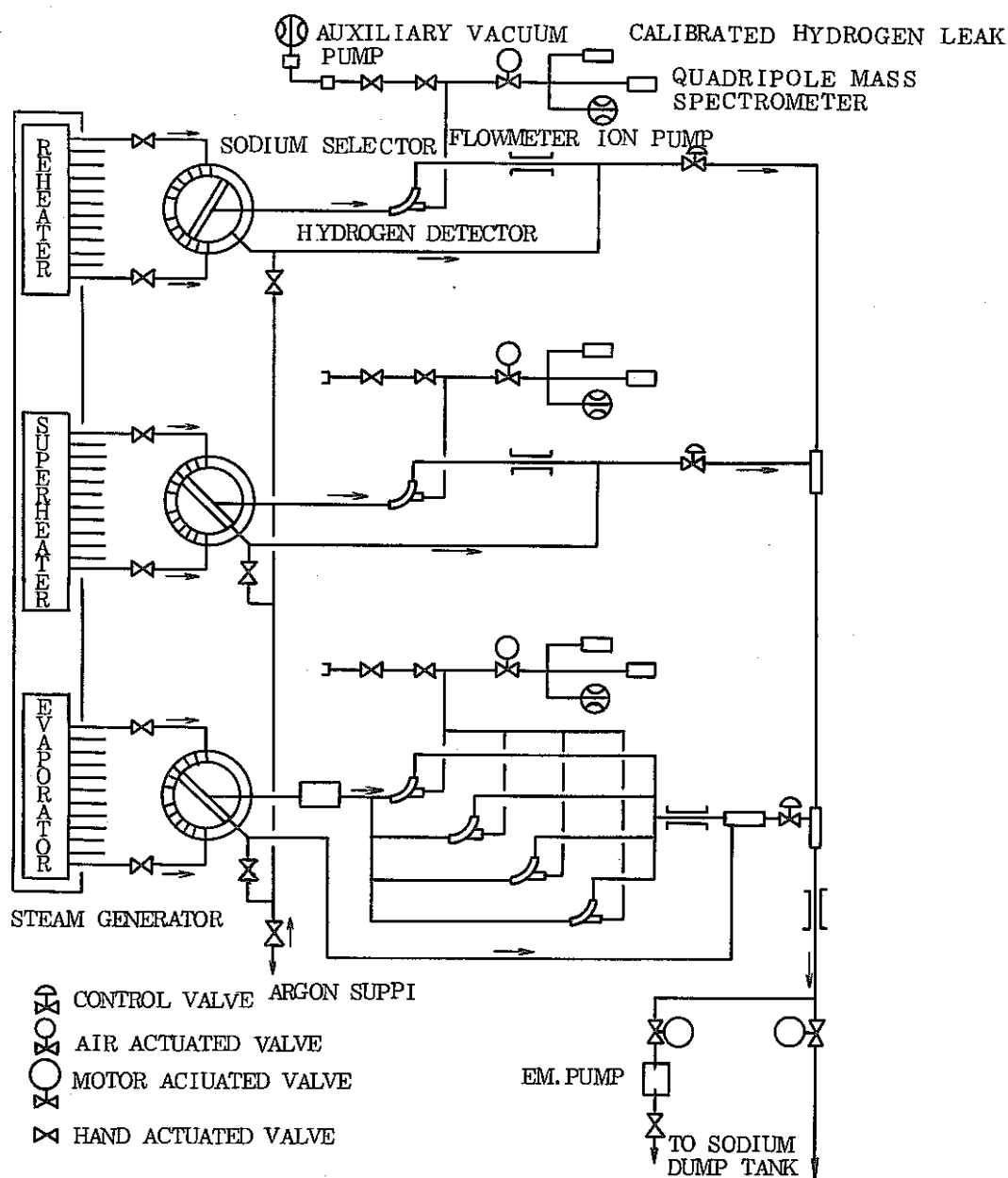


図 3.4.19 Phenix Na-水反応放出系

2) 水漏洩検出器

各モジュールの出口で、試料のNaをサンプリングし、EV. SH. RHの3群に分けてSelectorに導く。Selectorでは通常は12体のモジュールからのNaを混合してプローブへ流す。

水漏洩を検出した時には、1体ごとのモジュールからのNaをプローブへ流して、漏洩モジュールの確認を行う。(図3.4.20参照)



Schematic Hydrogen Detection System

図 3. 4. 2 0 Phenix H₂ 検出系統

3) 運転経過

臨界を1973年8月に、核熱による蒸気発生を1973年10月にそれぞれ達成し、1974年7月に営業運転を開始した。それ以来ベースロード発電所として運転されている。営業運転開始から5ヶ月後の1974年12月には定格の563MWt(250MWe)から591MWt(267MWe)に引き上げられ、この時の熱効率は45.2%に達した。

1980年末までの出力履歴は図3.4.21のとおりで、この間の総発生熱出力は812,000MWd、総発電量は 8.4×10^9 kWhである。営業運転から1980年末までの稼働率は61.8%、設備利用率は57.7%であり、これは非常に好成績の軽水炉に近いものである。

フェニックスは2次系の3ループのうち2ループ運転(2/3出力)ができるために運転時間を長くできた。1980年末までに2/3出力で運転したことが7回あり、内訳は中間熱交換器の修理3回、SGの修理4回である。

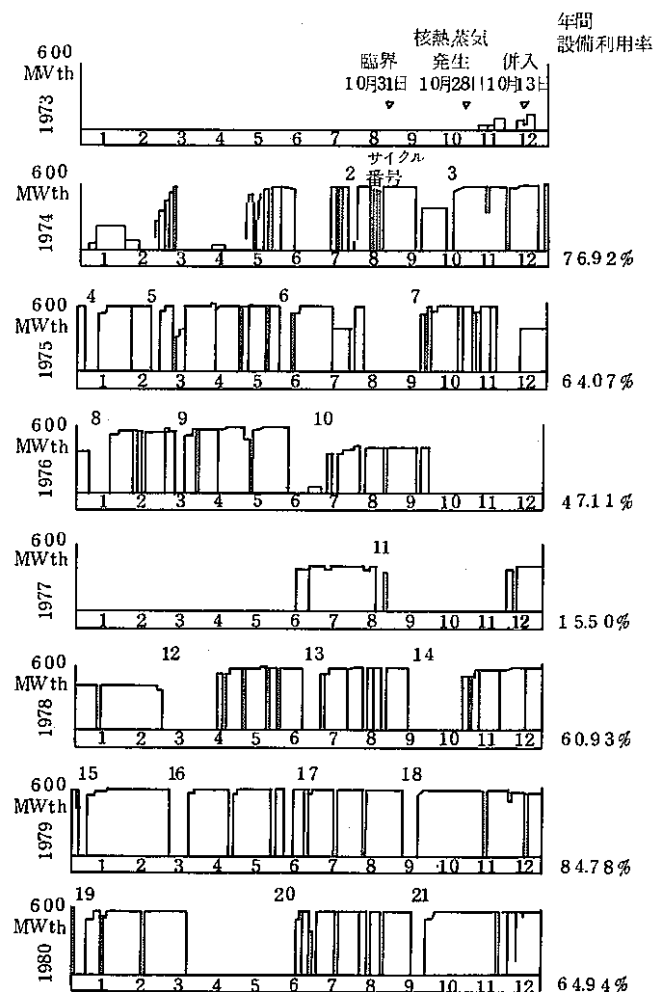


図 3.4.21 フェニックスの出力履歴

4) 蒸気発生器の水リーク

1980年にRHの伝熱管サポートに変形が発見され、さらに1982年4月にRHより水リーク事故が発生し、その後現在までに計3回水リークがおきている。

RHの伝熱管サポートの変形

1980年の定検時にX線検査によりRHのTube supportに異常が発見された。計12基のRHでこれらの異常が見つかった。

この異常は、蒸気入口部の支持装置と伝熱管の変形であり図3.4.22に示す。

原因は伝熱管と容器の熱膨張差によるものであり、起動、停止及び通常運転は、その熱膨張差は小さいが、Na充填前の予熱時及びNaドレン後の空気による冷却時に150℃もの温度差がつく為である。予熱、冷却要領が変更された。

これらの異常のあるモジュールは1982/秋から1983/夏までの間の定期燃料交換停止時に取替えられた。

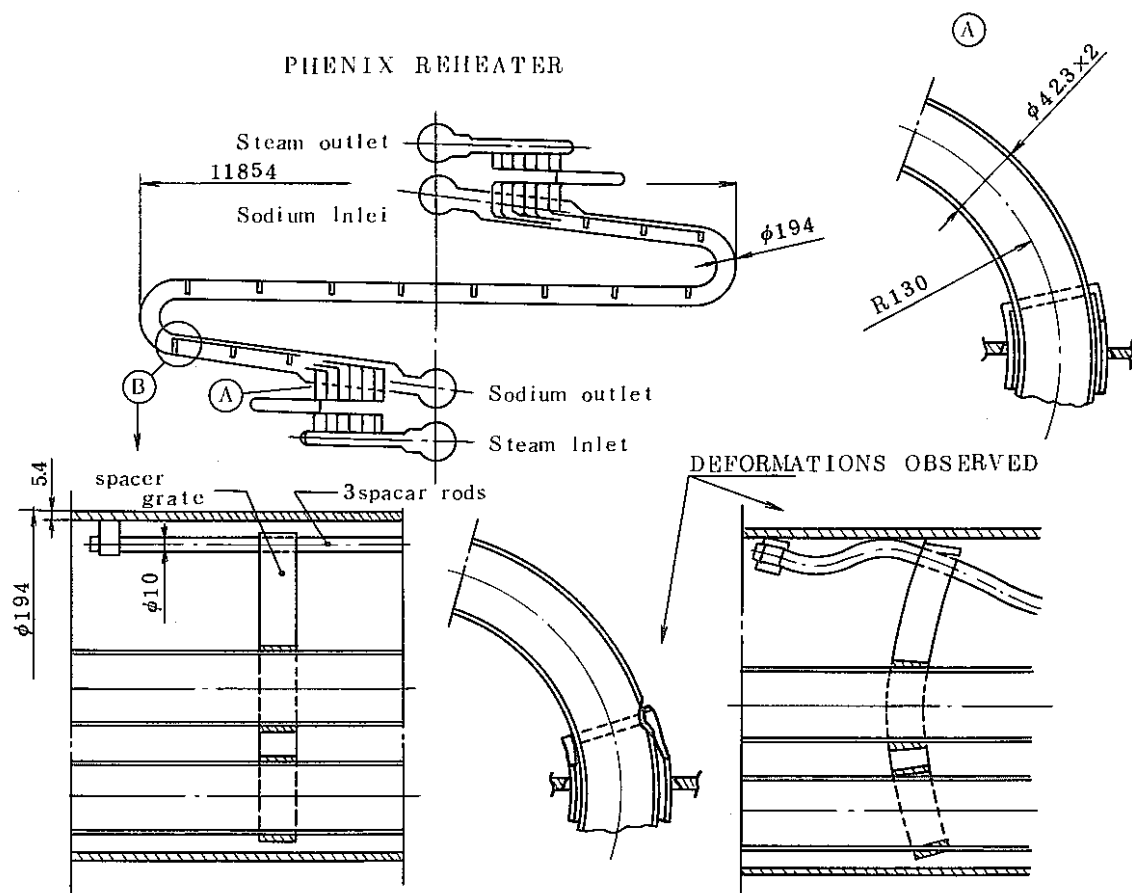


図 3.4.22 RHの伝熱管サポートの変形

RHの水リーク

- 水リークはいずれもR・Hで起きており、その状況を表3.4.8に示す。
 - 1回目；中リーク，修復2ヶ月間，事故SG隔離
 - 2回目；小リーク，修復3週間，破損伝熱管隔離
 - 3回目；詳細不明
- リーク個所，Na-水反応状況を表3.4.9，図3.4.23に示す。RHの直管とエルボの溶接部よりリークしている。
- RHは1980年の検査時に異常が発見され，取替計画が進められていた。水リーク後の修復はモジュラ型SGのため比較的容易に行われている。修復期間は1回目が2ヶ月，2回目が3週間と比較的短期間である。この理由としては，官辺手続，モジュラ型SGの外に事故SGは，たまたま取替計画中であったこと等が考えられる。

フェニックスの水リーク後の修復についての特徴は次の事が考えられる。

 - ① 小容量モジュラの採用により事故SGの隔離運転及び取替が容易
 - ② 小容量モジュラの採用により事故モジュール内の破損伝熱管の認定及び隣接伝熱管の健全性確認の作業量少。
 - ③ 管板を用いていない為，盲栓施工について開発不要
但し，日本のような管内挿入式の検査は不可。
 - ④ リーク検出計で破損モジュールの検出可能。
 - ⑤ リーク個所のセルフプラグは特に報告されていない。

表 3.4.8 フェニックスのSG水リーク事故状況

リーク発生日	プラント運転状況	リーク位置	再起動までの期間	再起動時プラント状況
57/ 4/29	○ 2 ループ運転 ○ №1 1 次系ポンプ修理中 ○ 380MWt (定格の67%) ○ 165MWe (# 66%) ○ RHの蒸気 20.4kg/cm²G. 510℃ 155T/H	○ №2 ループの RH ○ 直管と180℃ エルボの溶接 部 ○ 破損伝播によ り2本の Tubeに計5ヶ 所の破損孔 (2.5cm²)	57/6/24 約2ヶ月	○ №2 SG隔離 RH及び蒸気 ヘッダー撤去 Na系は純化 運転 ○ 150MWe (60%) ○ 12モジュ ールのRHの取 替は6ヶ月以 内に(58/1 までに)実施 予定
57/12/16	○ 220MWe (88%) ○ 3 ループ運転 (但し №2 ループのRH は隔離運転 or 取替作業 が完了していたと推定さ れる。)	○ №1 ループの RH ○ 1本のTube に1ヶ所の孔 ○ 他伝熱管に影 響なし	58/1/ 3 約3週間	○ 3 ループ運転 ○ 破損伝熱管を 隔離(プラグ)
58/ 2/15	○ 256MWe (100%)	○ №3 ループの RH		○ SGのモジュ ールは手配さ れており、取 替予定。 (1983年 第1四半期に 納入)

表 3.4.9 R HのNa-水反応事故 (1982. 4. 29)

リーク位置	R Hの直管と180°エルボの溶接部
リーク伝播	溶接部よりの初期リークにより対面管の溶接部が2次破損し、さらに2次破損により初期リーク管が3次破損した。 破損伝熱管2本、計5ヶ所の破損孔、2.5 cm ² の破損面積
反応Na水量	Na 10 kg, 噴出水量18~20 kg

REHEATER仕様

材 質 : SUS321
 伝熱管 径 : 1.67 in (42.4 mm)
 // 厚さ : 0.079 in (2.0 mm)
 シェル 径 : 7.63 in (19.4 mm)
 // 厚さ : 0.21 in (5.3 mm)
 蒸気圧力 : 520 psi (36.6 kg/cm²)
 Na 温度 : 900~1000°F (482.2~537.7 °C)

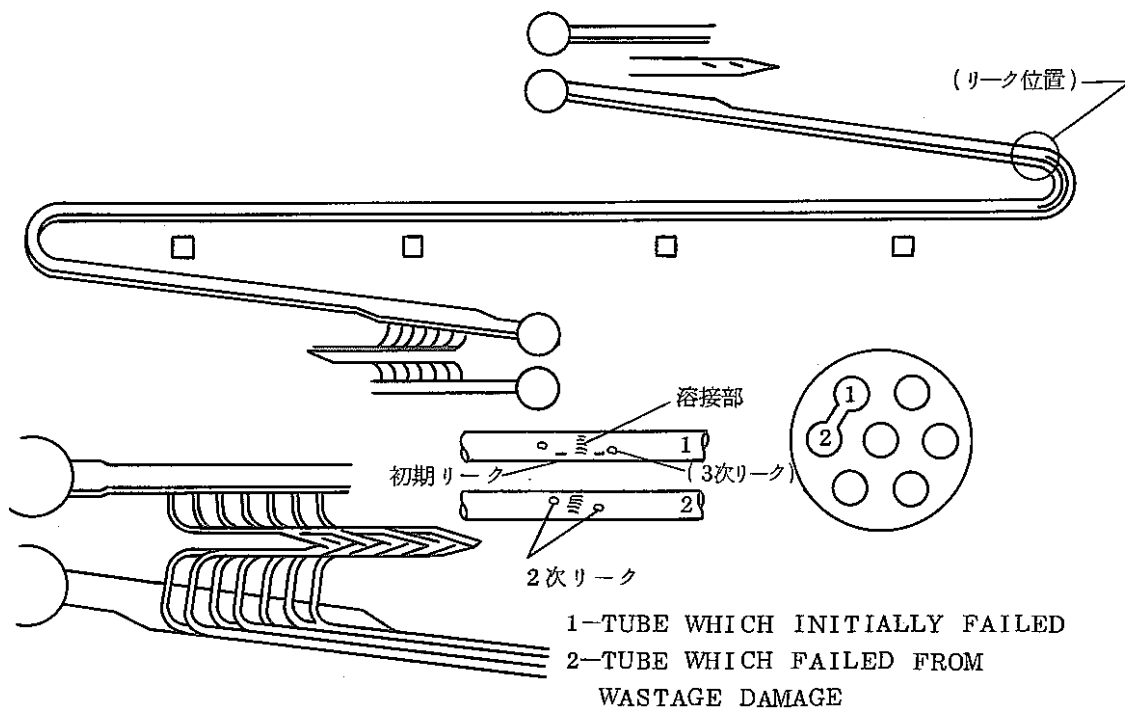


図 3.4.23 再熱器モジュールの詳細とリーク位置の概要
 Reheater Module Details & Leak Configuration

2) Super Phenix の SG

2 次主冷却系は 4 ループ設置され、1 ループ毎に I H X 2 基、2 次主循環ポンプ 1 基、蒸気発生器 1 基が設置されている。2 基の I H X より SG までのホットレグは各々独立した 2 本の配管により、又 SG より 2 次主循環ポンプへは 1 本のコールドレグ配管により、2 次主循環ポンプより I H X へは 2 本のコールドレグ配管によりそれぞれ冷却パスが構成されている。

水側流動方式は貫流方式を、又 SG はヘリカルコイル型の一体型を採用している。

蒸気条件 (T / G 入口) は $478^{\circ}\text{C} / 180\text{kg f} / \text{cm}^2$ と Phenix ($510^{\circ}\text{C} / 163\text{kg f} / \text{cm}^2$) より下げている。

Super Phenix の基本系統図を図 3.4.24 に示す。

図 3.4.25 は、スーパーフェニックス 1 の蒸気発生器外形図である。本蒸気発生器の単基容量 750MWt は、実証炉プラントの中で最大のものである。伝熱管は、 $25\text{mm}\phi \times 2.6\text{mm t}$ の Alloy-800 製で、1 基当り 357 本を有し、ヘリカルコイル方式である。Alloy-800 は、蒸気発生器水漏えい時のウェステージに対して、強い材料と言われている。

Phenix の SG から変更された主要な点は次のとおりである。

- 一体貫流型を採用

Phenix が 12 基 / ループのモジュール型であったのに対し、経済性を重視して、1 基 / ループの一体貫流型 SG を採用した。

- 自由液面を設置

Na - 水反応に伴う圧力波の伝播を軽減するために、SG に自由液面を設けた。Phenix においては、この役割を果たすものとして、バッファタンクが設けられている。

- 伝熱管材料

Alloy 800 を採用した。

- 反応生成物の放出系

Phenix ではセパレータを収納容器に組入れた一体型を採用していたが、セパレータの分離効率が良くないため、Super-Phenix では分離型に変更した。

Super-Phenix 用 SG の開発に当って、5 MW および 45 MW のプロトタイプ SG を製作し性能試験を進めている。

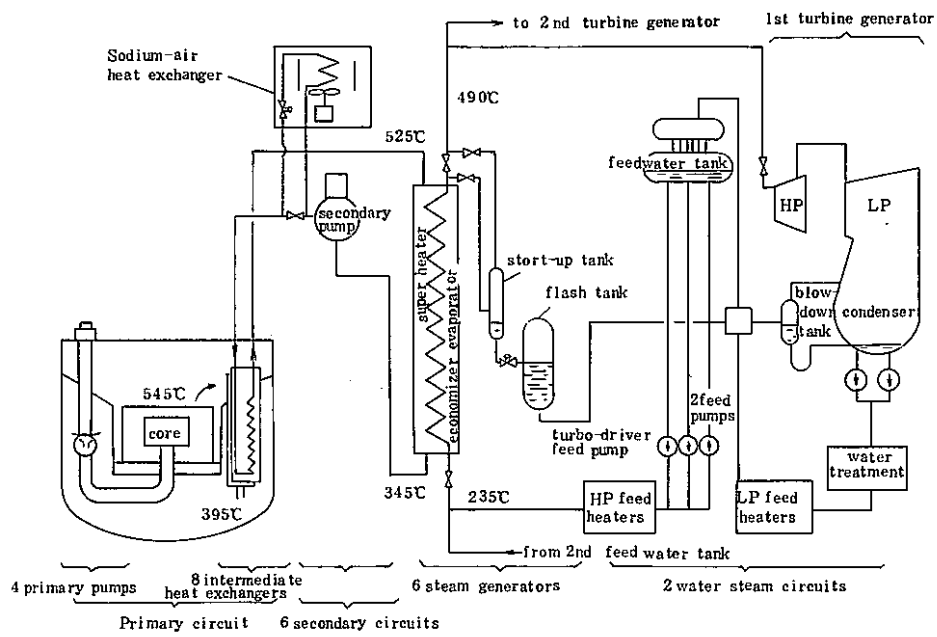


図 2.4.2 4 S. Phenix 系統図

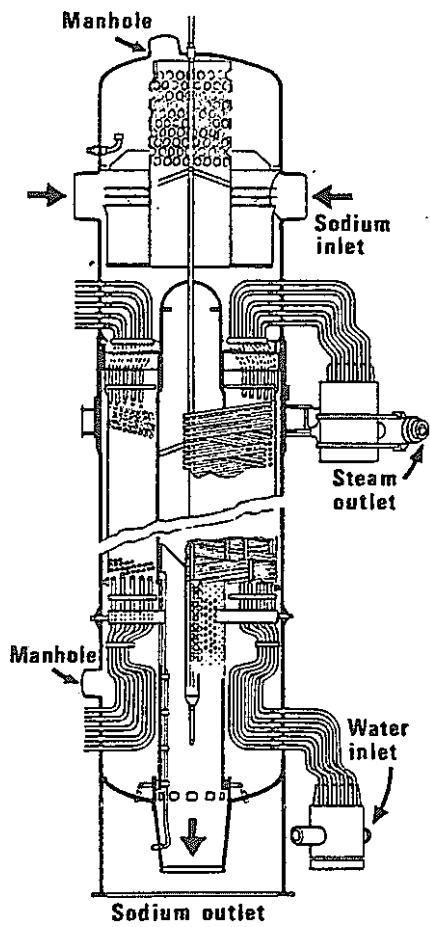


図 3.4.2 5 S. Phenix SG

蒸気発生器水漏えい対策設備

図 3.4.26 は、2 次ナトリウム中の水素検出系系統概念を示したものである。検出系のサンプリング系統は大別して 2 系統あり、一系統は、蒸気発生器下流の配管部から、他の一系統は、蒸気発生器本体からサンプリングしている。蒸気発生器本体からのサンプリング配管は、複数本設置されており、検出器へは、弁 (Selector Valve) により選択されたサンプルが輸送され、測定されるシステムとなっていると推測される。水素検出器は、ニッケル膜拡散方式と考えられる。

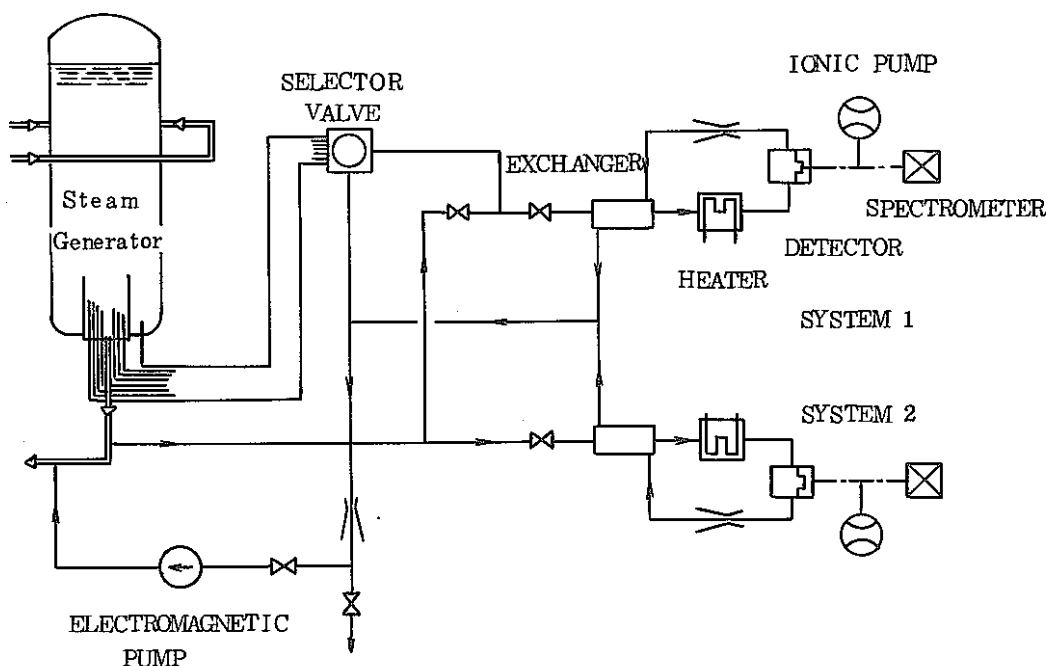
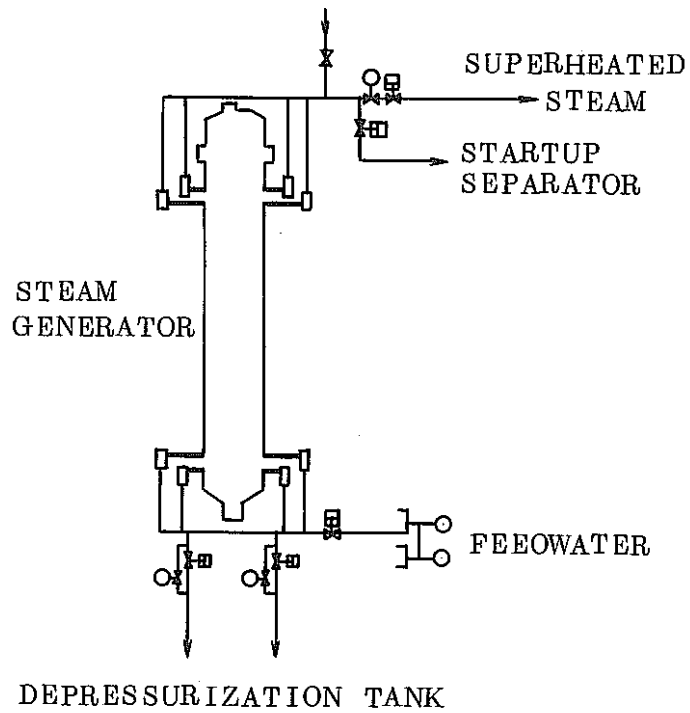


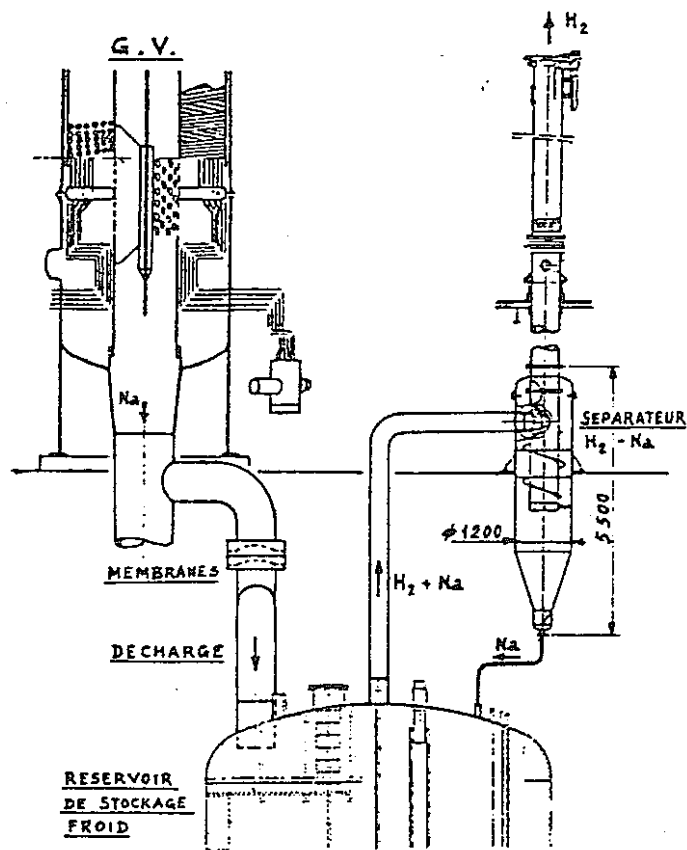
図 3.4.26 Super Phenix-1 Steam Generator-Hydrogen Monitoring System

図 3.4.27 は、水漏洩検出後の蒸気発生器内部保有水/蒸気ブローダウン系統概念を示したものである。ブローダウン時、水/蒸気は逆流し、給水口側からブローされることが、本図から明確である。

図 3.4.28 は、反応生成物放出系の機器配置を示したものである。本プラントにおいて伝熱管に水漏えいが発生し、破壊板の破裂に至った場合には、蒸気発生器内の反応生成物、ナトリウムは、下部の収納容器にドレンされる。同時に、発生した水素ガスは、収納容器上部に設置されたサイクロンセパレータにより反応生成物と分離され、大気に放出される。



☒ 3.4.2 7 Super Phenix-1 Steam Generator Isolation and Water-Steam Depressurization System



☒ 3.4.2 8 Super Phenix-1 Sodium/Water Reaction Relief System

3) 二重管SGシステムのPreliminary研究

近年米国の二重管SGの研究開発状況(EBR-II, 70MW SG)により, 二重管SGの採用によって, 安全性を損うことなく二次Na系の撤去の可能性が出てきたと考えられる。

EDFとStein Industrieの共同で, 以下のPreliminary Studyをタンク型炉について実施した。

i) 二重管SGシステム

(a) 冷却系

1次冷却系の概念を図3.4.29に示す。主容器の中に炉容器と3基の1次系ポンプが設置されている。炉容器からSG Na入口配管(ホットレグ)が出て, Buffer Tankを経てSGに至る。SGからSG Na出口配管(コールドレグ)が主容器に接続されている。SGより主容器に戻ったNaはポンプにより炉容器へ流れる。

ループ数 8 , SG 3基/ループ 計24基

(b) SG本体

- サインベンド付直管向流式, 水蒸気; 管側上向き, Na: 胴側下向き
- 二重管板方式
- 伝熱管 フェライト鋼

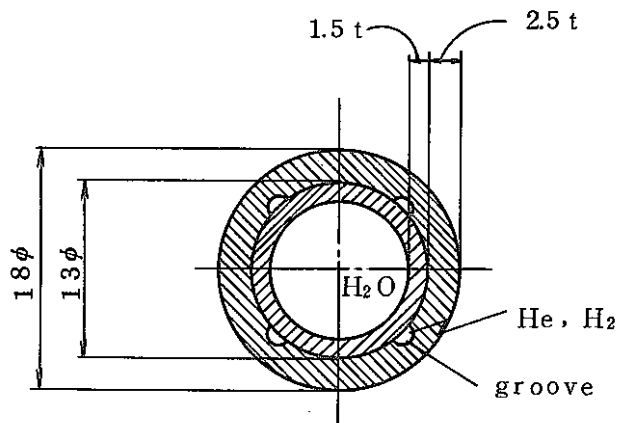
アニュラス $\sim 5 \mu$

Groove付

- 内, 外管間はHe, H₂
- 外管は水側の内圧に
1000hrで設計
- SGの重量増 10%増
温度条件の寄与

- 表3.4.9に1500 MWeプラントに対する, モジュ

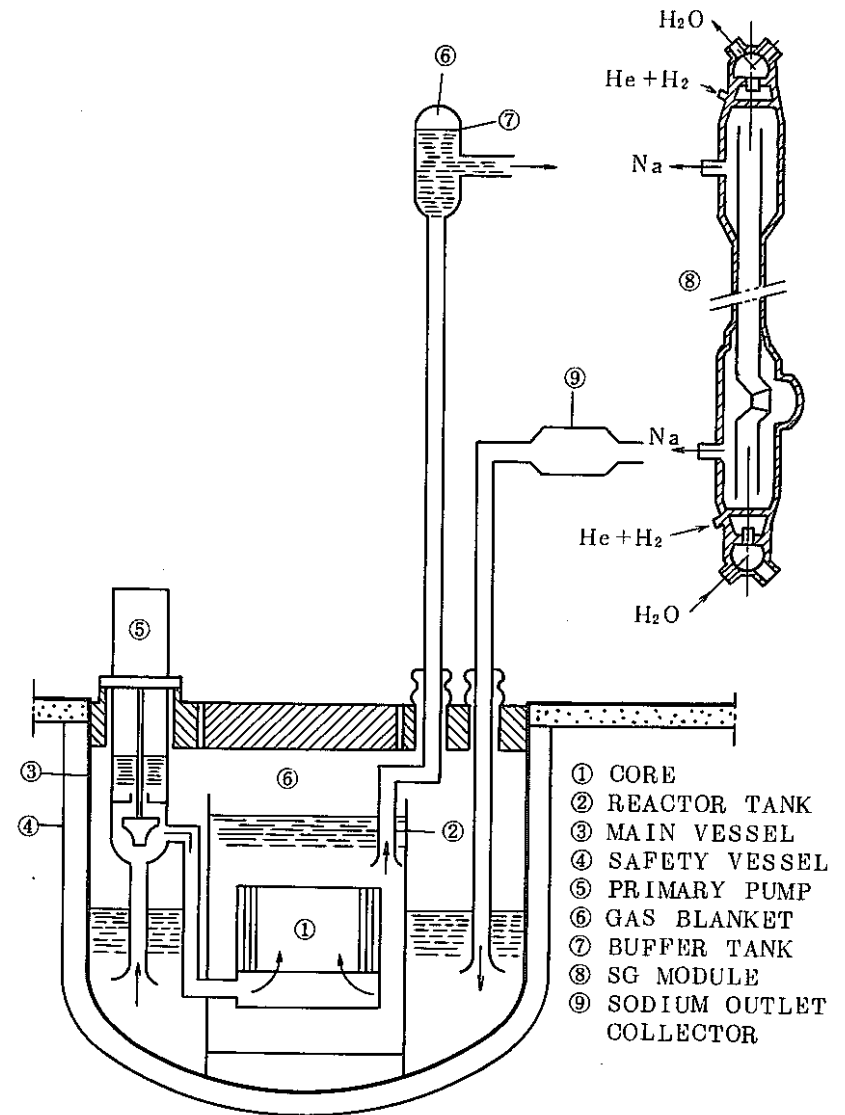
ラー単管, 直管と二重管SGの比較を示す。仏では, S. Phenixの延長としてUnit型SGの検討もある。



伝熱管断面

表 3.4.9 GEOMETRICAL AND THERMAL CHARACTERISTICS OF SGs

Parameter	Unit	Single wall straight tube SG	Double wall straight tube SG
Exchanged power per loop	MW	900	450
Number of modules per loop		6	3
Number of exchange tubes per module		499	499
Material used for tubes		Z 10 CD Nb V 9-2	
Tube outside diameter	mm	15	13 and 18
Tube thickness	mm	2.5	1.5 and 2.5
Tube pitch	mm	35 Δ	35 Δ
Heat exchange length	m	24	21.18
Total length	m	26.5	23.7
Shell inside diameter	mm	900	857
Weight of a module	t	32	35
Additional thermal resistance due to double-wall	$K \cdot m^2/W$		4.10^{-5}
Sodium inlet temperature	$^{\circ}C$	525	548
Sodium outlet temperature	$^{\circ}C$	345	388
Water inlet temperature	$^{\circ}C$	230	230
Steam outlet temperature	$^{\circ}C$	495	495
Steam outlet pressure	bar	195	195



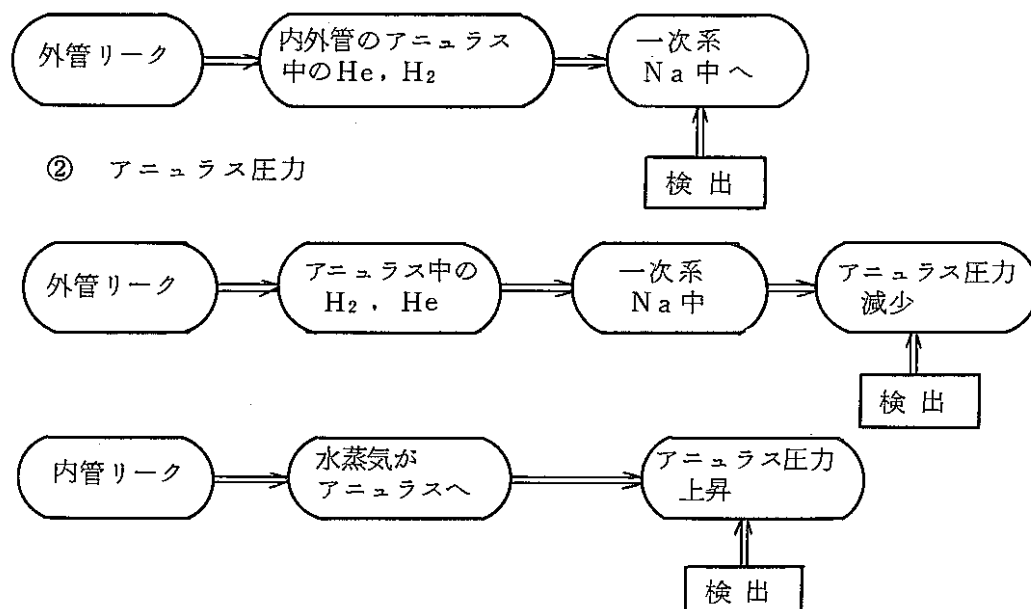
DOUBLE WALL TUBE STEAM GENERATOR

図 3.4.29 二重管 SG システム

(c) リーク検出装置

① 水素検出計設置位置；SG モジュール出口及び主容器炉容器のカバー

ガス中



ii) SG の信頼性

- 内，外管の破損速度及び，検出装置の信頼性の関数として，大リークの確率を計算した。
- 大リークの起る確率は 10^6 倍になる。
- 破損メカニズム等の研究が必要。

表 3.4.10 PROBABILITY OF OCCURRENCE OF A MAJOR WATER LEAK

SG Design	1 st Correlation	2 nd Correlation
Single wall tube SG	0.77/year	0.04/year
Double wall tube SG without a monitoring system	2.10^{-2} /year	10^{-4} /year
Double wall tube SG fitted with leak monitoring devices	7.10^{-7} /year	2.10^{-9} /year

iii) 大リーク Na-水反応

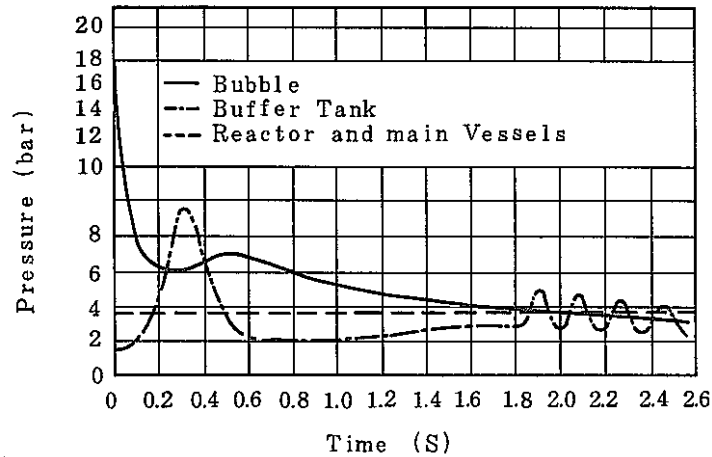
- 大リークによる，①事故 SG での局所影響（数 msec）と②ループ全体の機器への影響（数 sec）の評価のうち②について実施。

- 健全ループ無視，事故ループの健全SGは配管扱い， $\text{DEG}/1\text{msec}$ ， 6kg/s ，下部，中間，上部

○ 結 果

SG；20 bar以下，Buff Tank，配管；10 bar 以下

炉容器；ほとんど変化なし，Na 流速上昇



GAS PRESSURE IN THE LOOP

iv) 結 論

この研究で好ましい結果が得られた。

- ① 二重管SGは単管に比べ10%のみ重量増
- ② 大リークの確率は，二重管の場合 10^6 よくなる。但しコマンモード破損の可能性を確認する必要がある。
- ③ DEGによるNa-水反応時，1次系主容器に生ず圧力は限定されたものである。

さらに，研究を続けてこの結果をフォロー，補完していく必要がある。

- 二重管の破損メカニズム及びリーク検出計の試験確認
- 反応生成物の各機器への影響，特に炉心への影響
- 反応生成物 relief systemの検討

(3) 英国でのSG開発

PFRのSGは当時の火力プラントと同じ、再循環(5:1)、蒸気条件516℃/161.7kg/cm²・Na再熱で設計されている。この為、SH、RHの伝熱管にはSUS316が使用され、溶接部でSCCを起こしている。又、EVの伝熱管(2¼Cr-1Mo)の溶接部でも、最近(1980年頃)数回リークを起こしている。これは後熱処理をしてない為と推定されるが、抜管して調査中である。

保修法として、爆着プラグ、スリーブ設置等が開発されている。

ODFRでは、PFRの経験や、AGR等の経験をベースに、蒸気条件490℃/163.2kg/cm²G、一体貫流、J-Tube SGが選定されている。ループ当り2基、伝熱管には9Cr-1Moが採用されている。

英国では、ドンレーにSmall water Leak Rig(小リーク)とSuper NOAH Rig(大、中リーク)の2つの水-Na反応試験装置があるが、日本の50MW SGTFのような装置はないようである。

1) PFRのSG

i) SGの概要

2次冷却系は3ループあり、各ループ毎に2基の中間熱交器、1基のポンプ及び1組の蒸気発生器をもっている。

蒸気発生器は蒸発器(EV)、過熱器(SH)、再熱器(RH)各1基で1組となっている。(図3.4.30参照)

中間熱交換器で加熱された2次系NaはSHとRHに平行に流入した後EV部のマニホールドで合流しEVに流入する。これらのSGで除熱されたNaは膨張タンクを経て2次系ポンプよりIHXに戻る。

水蒸気系は蒸気ドラムの再循環ポンプをもつ強制再循環方式を採用している。再循環比5:1としEVでのドライアウトをさけている。

EV、SHは形状は異なるが、いずれも縦置直管U字管型でNaは胴側を、水蒸気は伝熱管内を流れ、NaはSG内に自由液面をもつ。その構造を図3.4.31に示す。

EVは並行流型であり1個の管板がクロージャーヘッドで入口側と出口側に仕切られる。

SH、RHは対向流型であり、集中環状リングヘッダー方式を採用している。

EVの胴、管板には $2\frac{1}{2}$ Cr-1Mo鋼を、伝熱管には $2\frac{1}{2}$ Cr-1Mo-1Nbを採用している。SH・RHは全てSUS316である。

伝熱管の溶接部は全基で約9000ヶ所の管-管板溶接のみであり、これらの溶接部は2次系Naの急激な過渡変化を受けないようにNaレベルの上方に位置させている。

溶接前後の熱処理は実施していない。非破壊検査はVT, PT, RT, Heリークテスト、水圧テストを実施している。

ii) SG運転経過と伝熱管リーク

各SGの運転積算時間を表3.4.1.1に示す。

(a) SG製作時の伝熱管欠陥は次のとおりであり、全て爆着プラグされた。

SH	Unit 2	溶接部欠陥	プラグ1本
RH	Unit 2	母材外面損傷	プラグ1本
EV	Unit 3	湿気による内面腐食	プラグ38本 (ピッチング)

(b) 運転時の伝熱管リークはSGへの初通気後2週間で最初のリークがEVでおこり、その後1979年までにEVで13回、SHとRHで合せて3回のリークがおきている。

SGのリークを中心としたPFRの運転経過を図3.4.3.2に示す。

これらのリークは全て管-管板溶接部でおきている。

水質管理はPHコントロールをアンモニアで O_2 除去をヒドラジンによって行っている。水質仕様を表3.4.1.2に示すが、SH通気時の給水中の Cl^- は1ppb、 O_2 は7ppbと高純度である。尚表3.4.1.1の()内に運転時の測定値を示すが、十分に仕様を満足している。

(c) RH, SHは1974/1975年のリーク以来、水リークの発生はない(1982/3月現在)が、EVの給水側の管-管板溶接部でリークが発生している。1980/3~12月の運転日数は30EFPD(Effective Full Power Days = 全出力換算値)であった。

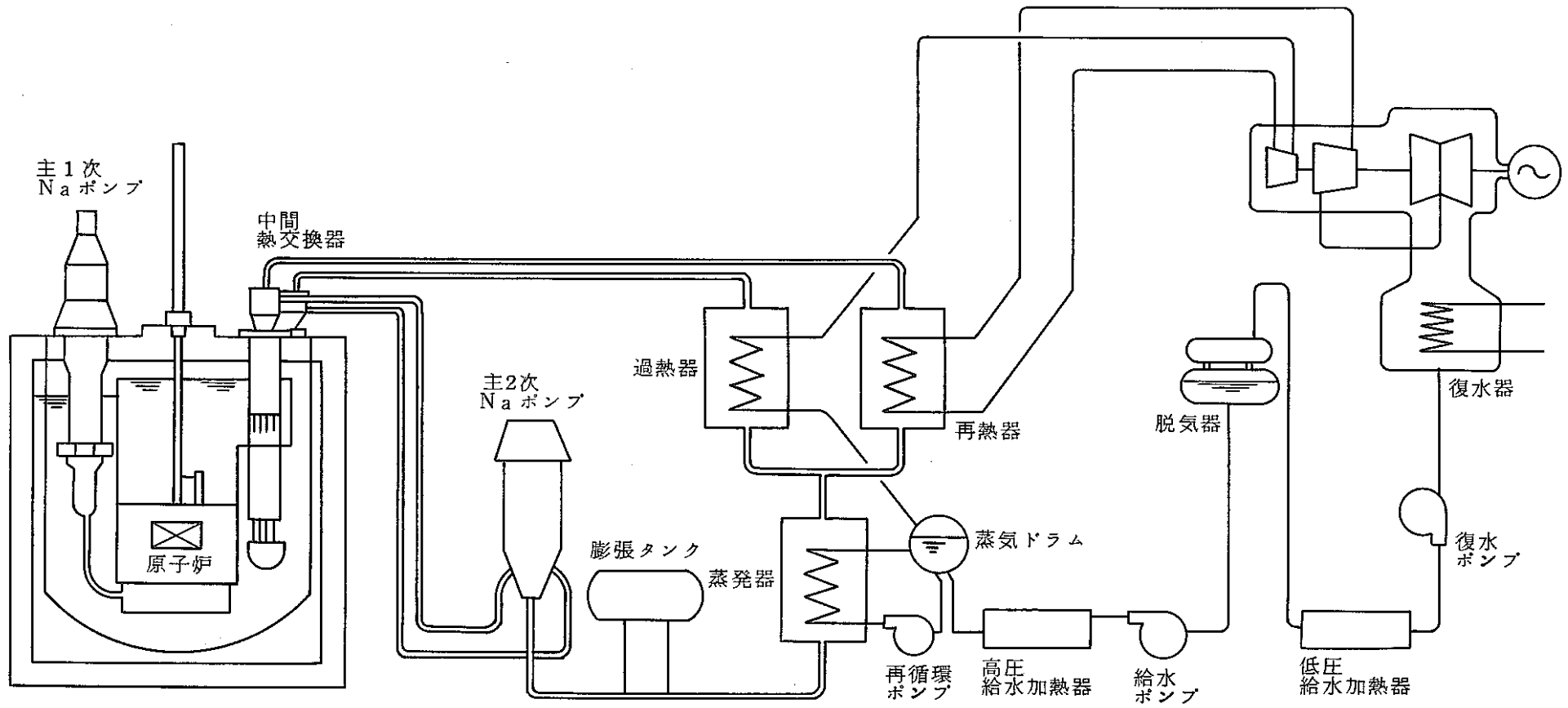


図 3.4.30 PFR冷却系系統図

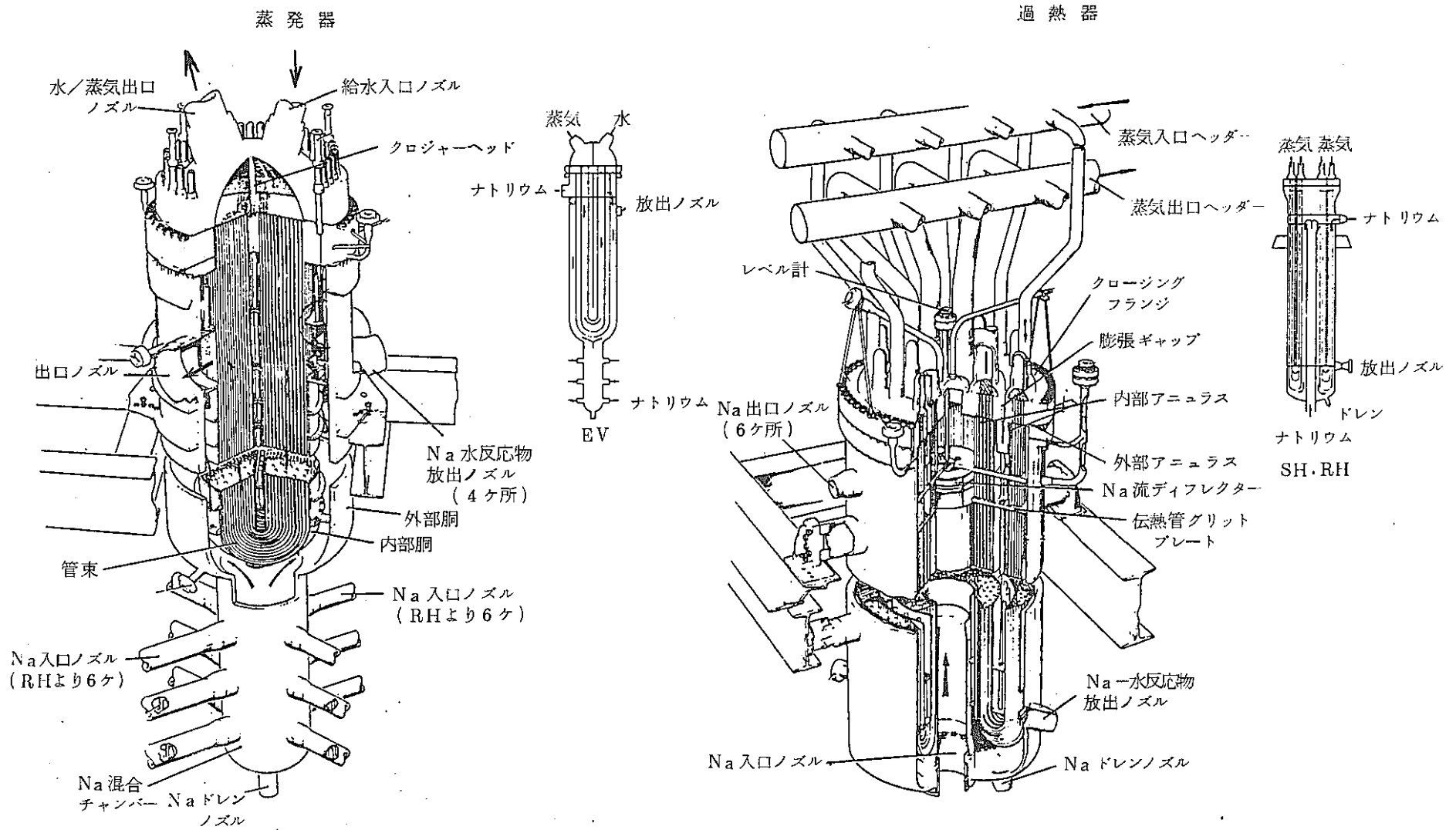


図 3.4.3 1 PFR SG

表 3.4.1.1 PFR SG の運転時間

	Evaporator 1	Evaporator 2	Evaporator 3
Operating hours in sodium	37,000	27,500	20,600
Hours water filled and steaming	23,000	15,000	11,000
Operating pressure range, MPa	8-13	8-13	8-13
Maximum sodium temperature, °C	470	472	493

	Superheater 1	Superheater 2	Superheater 3
Operating hours in sodium	37,000	27,500	20,600
Hours water filled and steaming	15,000	11,000	8,400
Operating pressure range, MPa	8-13	8-13	8-13
Maximum sodium temperature, °C	536	535	546

	Reheater 1	Reheater 2
Operating hours in sodium	37,000	27,500
Hours water filled and steaming	9,400	8,350
Operating pressure range, MPa	> 3	> 3
Maximum sodium temperature, °C	527	541

NB Reheater 3 was removed from circuit in January 1976

表 3.4.1.2 PFR 水質仕様

	FEED		DRUM		Unit
	Evap Only	S/H in use	Evap Only	S/H in use	
Chloride	0.02 (0.02)	0.001 (0.0008*)	0.6 (0.12)	0.15 (0.04)	ppm
Sodium	0.05 (0.002)	0.002 (0.0005*)	0.2 (0.06)	0.1 (0.02)	ppm
Silica	0.1 (0.01)	0.06 (0.005)	2.0 (0.5)	0.6 (2.11)	ppm
Iron	0.04 (0.05)	0.01 (0.01)	1.0 (0.6)	1.0 (0.35)	ppm
pH	8.5-9.5 (9.2)	8.8-9.4 (8.9)	9 (9.2)	8-9 (8.6)	pH units
Oxygen		0.007 (0.002)	0.007 (0.003+)	0.007 (0.002+)	
TDS		0.07 (0.07)	7.0 (5.0)	7.0 (4.0)	unho/cm

NOTE : Typical values in service are shown in brackets.

*Estimated from drum analysis +Measured on steam
(not drum water)

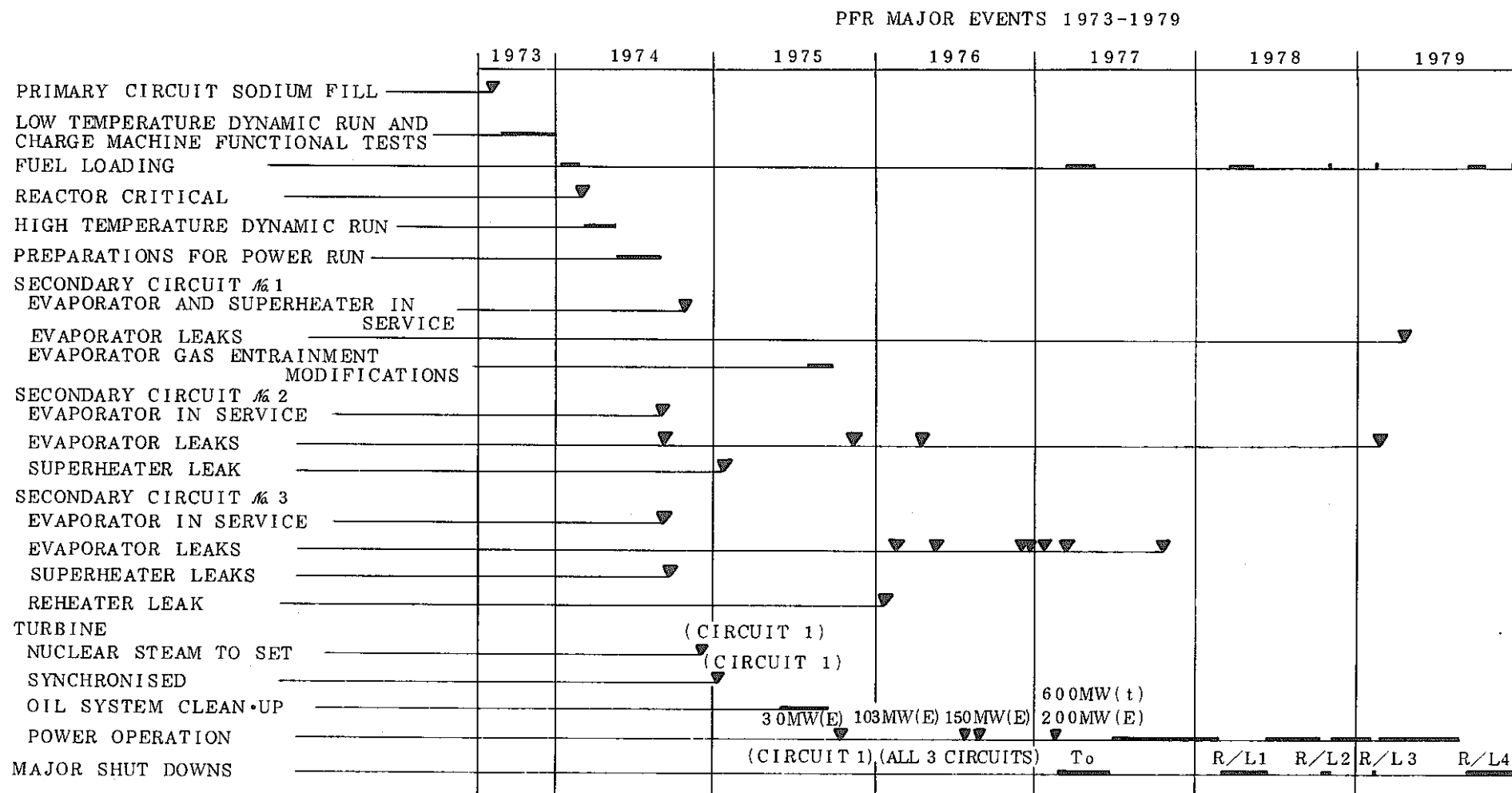


図 3.4.3.2 PFRの運転経過

iii) 水リークの原因

(a) ステンレス鋼溶接部

溶接部の高い残留応力が残っており、この部分に "curtain cracks" が発生し、これが PFR の運転環境下で伝播していった CSCC (caustic stress corrosion cracking) である。

これらの "curtain cracks" は溶接基準の NDT では発見できなかった。従って今後もリークの起きる可能性はある。

(b) フェライト鋼溶接部

一般腐食でリークに到る速度は遅く、又リークはブロックされる。

この Failure に 2 つのモードがある。

① 高硬度で高残留応力部分において腐食孔の粒子境界で分離された不純物による純水中での SCC である。

② 他の 1 つのモードは、マグネタイトの保護層が出来た後起るリークである。

プラントの起動停止時に、このマグネタイト層にクラックが入ったり、あるいは弱くなっておきると考えられる。

上記 2 つのモードにおいて、溶接部の硬い高応力状態が Failure の必要条件となっている。従って熱処理をすれば防止できると考えられるが、現状の PFR の SG 設計では熱処理は困難である。

また、EV の管-管板溶接部のサンプルを切出して検査している。(1981)

iv) 水リークの対策

(a) 爆着プラグ

PFR においては SG の製作据付と平行して伝熱管の爆着プラグ法が開発され、PFR の SG リークの保修には全て爆着プラグが適用されている。このプラグ自体の failure は起きていない。

プラグ材としてはインコロイ 800 が用いられている。NDT としては He リーク、PT、UT、耐圧テストが実施されている。PFR の爆着プラグの概略図を図 3.4.3.3 に示す。

(b) ショットピーニング (残留応力除去)

EV の管-管板溶接部をショットピーニング加工した。(1980 年末)

これは残留応力を小さくし、SCCによる水リークを少なくするための対策である。

この結果、EV Unit 3では1980年12月-1981年6月まで水リークは発生していないが、この間にEV Unit 1は2回、EV Unit 2は3回水リークがおきている。

(c) サーマルスリーブ

EVの管-管板溶接部を保護するためにサーマルスリーブを取付けた。その概要を図3.4.34、図3.4.35に示す。

管板とスリーブは爆着、伝熱管とスリーブはbrazingで取付けている。brazing材はHicrorazeで誘導加熱により1150℃で実施している。

(d) 伝熱管材をSUS316から9Cr-1Mo鋼にした新しいSH、RHを製作している。(1981年6月現在)

2) CDFRのSGシステムの設計

CDFRのSGはPFRのSGの改良設計(水リーク後、SH、RHの伝熱管を9Cr-1Moに、サーマルスリーブ方式に変更して製作中)に基づいて、partial recirculationのEV、SHが1975年に提案されている。

その後、FBRに適した蒸気プラントの評価が、Na加熱SGの経験及びFBR以外の原子炉等での運転経験を考慮して実施された。

検討の範囲は、蒸気サイクル原子炉とのinterface及びSGである。

蒸気サイクルはT/B入口で490℃、162.3kg/cm²の過熱蒸気サイクル、一体貫流方式(ペンソン)及びJ-tube型SGが選定された。伝熱管材質は9Cr-1Moが採用され、又Na再熱器はなくし蒸気再熱器が採用された。

i) 蒸気サイクル

検討対象は次のとおりである。

① 飽和蒸気サイクルor過熱蒸気サイクル

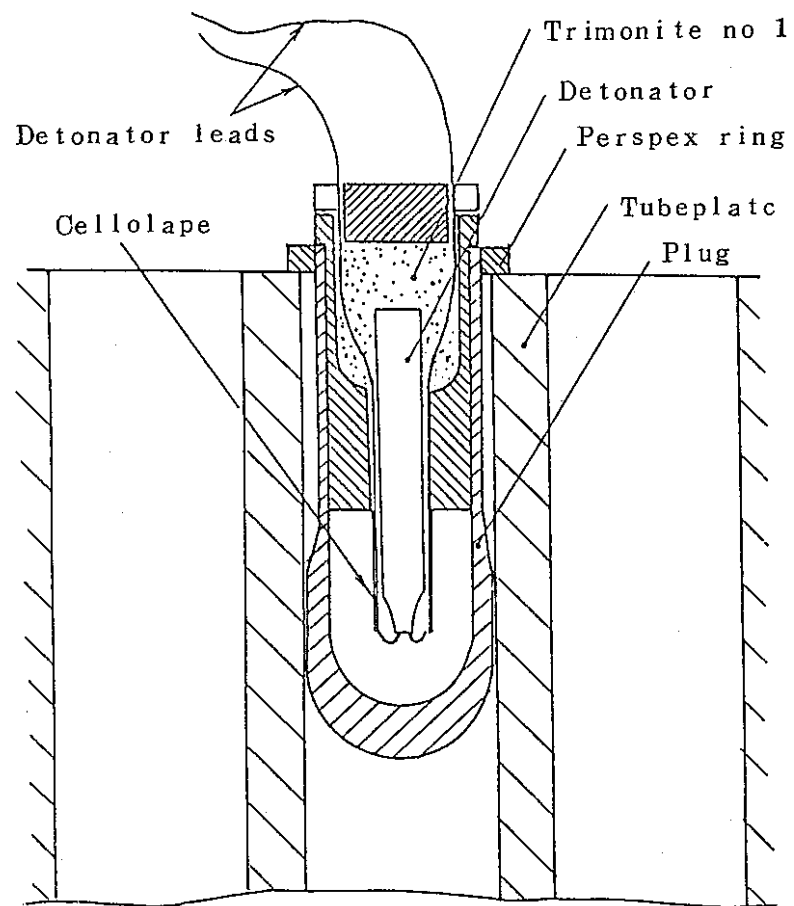
② 貫流or再循環or低再循orPartial再循環※

※ 再循環；再循環比 ～5：1 EVでのdryoutなし

低 " ；

Partial " ；起動停止時は再循環，出力運転時は貫流，米国CDSのコンバインドと同じ

プラグセット状態



プラグ形状 (SH用)

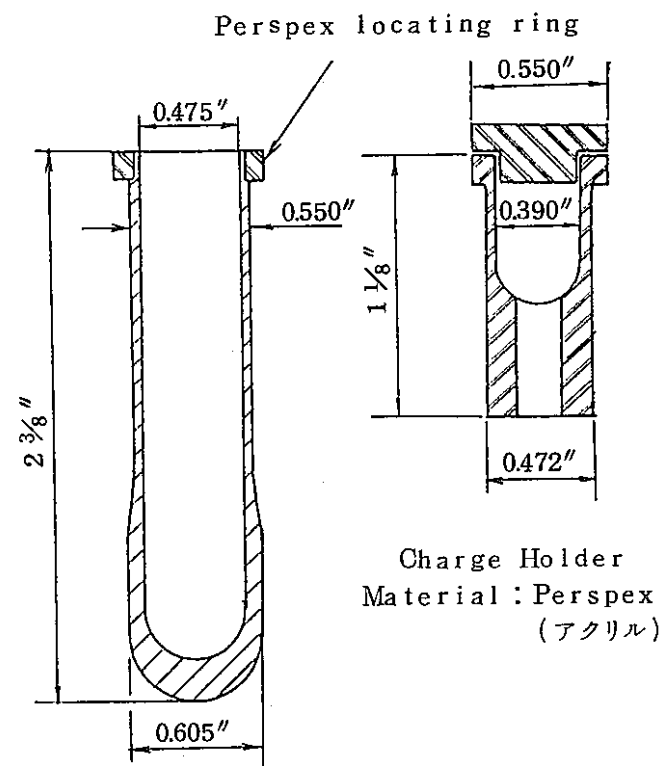


図 3.4.3.3 PFR爆着プラグ

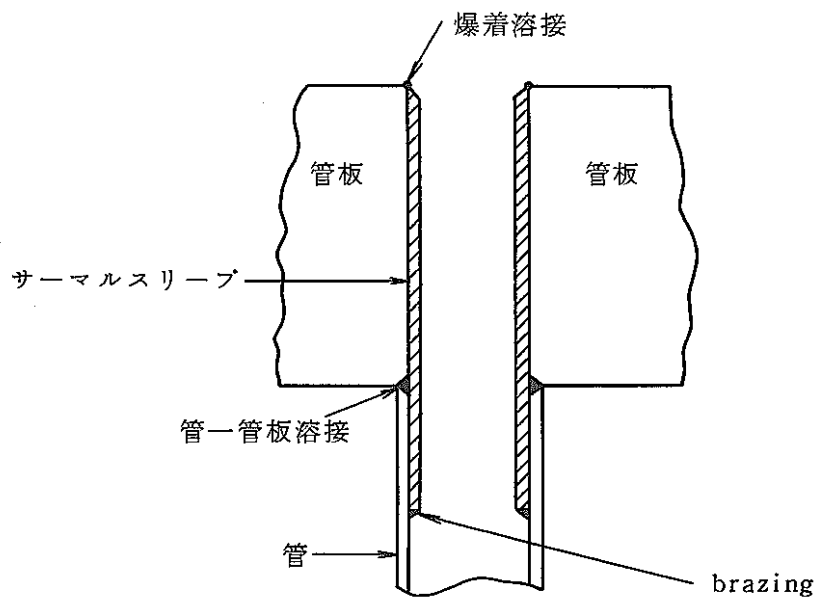


図 3.4.3 4 サーマルスリーブ概要 (P F R)

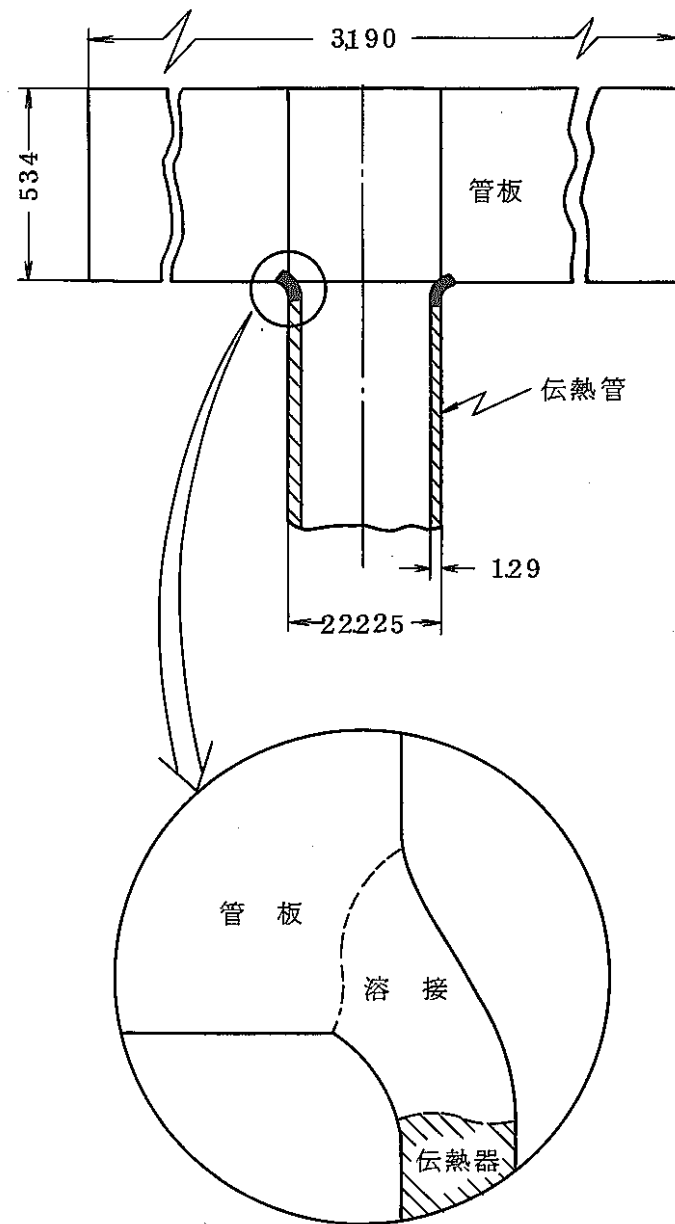


図 3.4.3 5 P F R 溶接部の概要

飽和蒸気サイクルは、原子炉プラントの運転温度を低くできることによる潜在的な利点があるが、

- ① overall 発電コストが10%高
- ② 将来性、発展の潜在的可能性が限定される。

の理由により、過熱サイクルが選定された。

飽 和 : 285℃, 70 bar 一次系Na温度 500℃/300℃

再循環方式

PFRでの蒸気条件516℃, 161.7 kg/cm²G及び再循環方式(5:1)は当時の火力(石炭)と同じにしている。この為、RH・SHの伝熱管にオーステナイトステンレス鋼が使用され、結果的にSCCによる水リークが発生した。

伝熱管材としてフェライト鋼(9Cr-1Mo)が選定され、SG出口温度が必然的に490℃に制限された。

一方、ASMEⅢ Code Case N-47に従えば、1次系系出口温度を540℃に(PFR 562℃)減少するのが望ましい。

又、燃料サイクル経済性は1次系のΔTが大きい程よいことも考慮して、SG出口蒸気490℃/170 bar, 一次系Na温度540/370℃を選定した。

水側流動方式としては、AGRでの運転経験に基づいてFBRシステムでの貫流方式が評価され、信頼性及び稼働率の向上の見通し、ミニマムコストの見通しが得られた。又設計条件のoverall flexibility, 制御系の最小化及び補助蒸気プラントの簡素化が可能であることにより貫流方式が選定された。

PERでの運転経験により、EVでのdryontが許容できることが再循環から貫流への大きなステップとなっている。

尚、低再循環, partial 再循環には次のような問題があるとしている。

低 再 循 環 ; ① EVでdryont有, 水質管理の問題

② EVでのSaltsの濃度(10%ブローダウンしても)

Partial再循環 ; ① EVでdryont有, 水質管理の問題

② 切替操作, 制御系及びプラント設備の増加

ii) S G 型式

P F R での U 字型の選択理由は

- ①熱膨張の吸収， ②管束の引抜き可能

である。

管－管板の butt fillet weld でのリークの問題，その後の Na / 水反応，製作，検査技術及びプラグ保修法の向上と，貫流方式の採用等により，次の型式の S G を検討した。

- ①直管型 ② J-Tube ③ ホッケスティック ④ ヘリカルコイル

これら①，②，③の直管タイプの中では J-Tube と，A G R での経験のあるヘリカルコイル型の 2 案に絞られ，最終的には P F R の U 字の経験が最も生かせる J-Tube が選定された。

検討の概要は表 3.4.1.3 のとおりである。

表 3.4.1.3 C D F R S G 型式の検討

	特 徴	問 題 点 or 利 点
直 管	○ 伝熱管にベンド設置方式 ○ 胴にベロー設置	水側の完全ドレンに難 管－管の変位吸収に難
J-tube	○ U 字型式で dryout 点をベンド部よりさける為 J-Tube (ベンド部の Na はスタグナント) ○ 管長の制限 (25～30m) ○ Tube～12φ+2.7 t	○ Tube 本数増加するため管板方式～800MW 可能だが，サーマルスリーブ方式だと最大 300MW ○ 管端の両側ガス空間設置可能 ○ 胴側完全ドレン可 ○ P F R からの経験可
ヘリカルコイル	○ Tube～100m 長 ○ " ～25φ×4 mm t ○ サーマルスリーブ方式が管板方式 ○ counter flow 水：上向き，Na：下向き ○ 有液面	○ Na 中での管－管溶接

J-tube型SGは、ホッケステック型SGを上、下逆にしたような感じで、伝熱管は垂直な直管の伝熱部分と下部の90℃ベントの熱膨張の吸収部とからなっている。

Naは上部の1個のノズルからannular chamberに入り、円周方向に分配されてから管束部へ入り下方向へ流れる。出口ノズルは1個である。

給水は196℃/200bar 下部の1個のノズルよりヘッダーに入り、管板部でのフロー安定化オリフィスを通して、伝熱管を上昇する。伝熱管内で蒸発、過熱されて490℃で出口管板を通して1個のノズルよりヘッダーへ流れる。

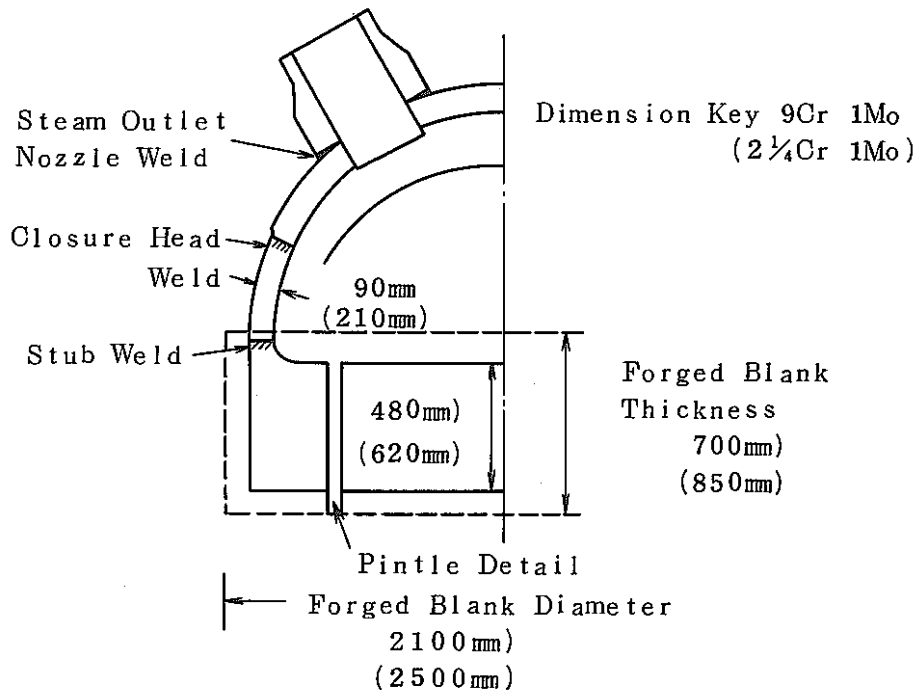
管はグリッドプレートで支持され、グリッドプレート間はサポートシリンダーで相互間の位置が維持される。これらの支持構造物は、Naノズル下の胴に取り付けられている。又ベンド部で伝熱管はradial spacerで支持されている。

管-管板溶接は爆着溶接及びfusion weldを開発しており、どちらにするか未定である。

水入口ヘッドはボルト取付構造とし、管板部及びオリフィスにアクセス可能構造とする。水側出口ヘッドは溶接構造とする。

熱出力 450MW/基, 2基/ループの計8基/プラントとする。

POSSIBLE TUBE PLATE/HEAD ARRANGEMENT
HALF SECTION
CDFR (1981) BOILER

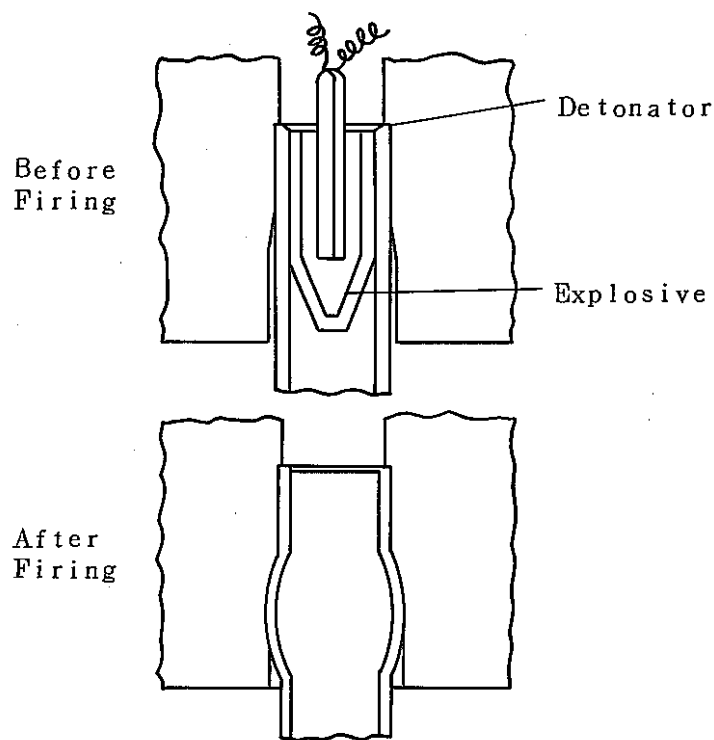


DEVELOPMENT PROGRAMME
THICK TUBE PLATE CONCEPT
CDFR (1981) BOILER

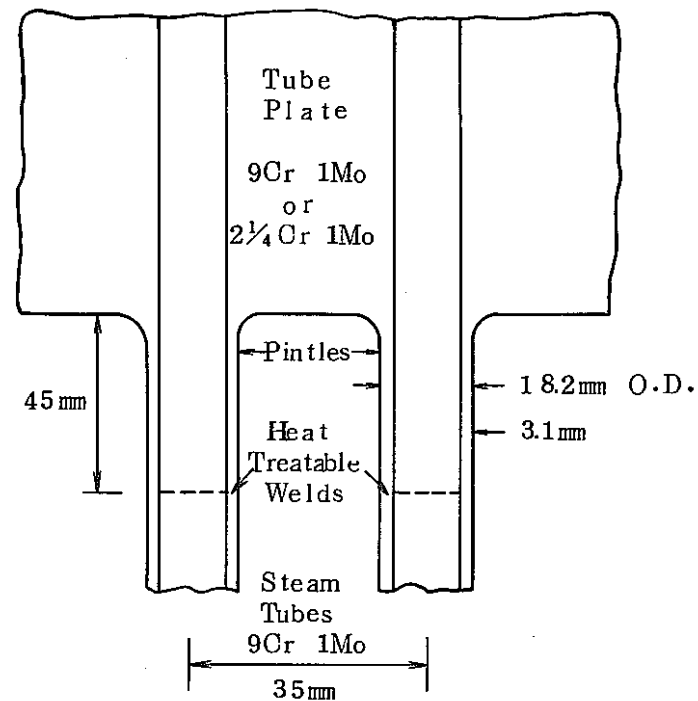
- Feasibility (Steelmaking Forging Cleanliness)
- Microstructure/Property Variations
- Chemical Segregation
- Preliminary NDE
 - Forging
 - Machined Pintle
- Fabrication/NDE of Welds
 - Thick Section
 - Tube/Tube Plate
- In-Service NDE of Lower Under-Sodium Pintle Weld

☒ 3.4.3.6 CDFR SG

STEAM TUBE/TUBE PLATE EXPLOSIVE WELD CDFR (1981) BOILER



STEAM TUBE/PINTLE FUSION WELD CDFR (1981) BOILER



SG

DEVELOPMENT PROGRAMME STEAM TUBE/TUBE PLATE EXPLOSIVE WELD CDFR (1981) BOILER

- Selection of Welding parameters
- NDE
- Assessment of Possible Crevice Hazards.

Fig. 3.4.3.7 CDFR SG

(4) 独国でのSG開発

SNR-300では直管型SGとヘリカルコイル型SGの両方が設置される。各ループ当り、3モジュールを採用し、EVとSHに分離し、水側流動方式はズルツァーを採用している。

伝熱管材質はEV, SHともに $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo-Nb安定鋼を用いている。

DBLとして、伝熱管1本のギロチン破断を用いているが、仮想として全数破断も評価している。

SNR-2のSGは、SNR-300の経験をいかして開発を進めており、経済性の向上に力点をおいて、大型SGの検討をしている。又、伝熱管材として12Cr鋼を最も有望としてその開発を進めている。

SNR-300, SNR-2のSGの開発はオランダが中心となって進められており設計をNERATOOM社、試験、研究をTNO（国立研究所）が担当している。

1) SNR-300のSG

2次冷却系は3ループであり、各ループ毎にIHX3基、循環ポンプ1基及びSGが設置されている。系統図を図3.4.38に示す。SGはEVとSHとから成り、各ループ当り3モジュールが設置される。SH出口蒸気は $500^{\circ}\text{C}/16.7\text{ bar}$ で、貫流方式（ズルツァー）を採用している。定格時EV出口の蒸気クォリティは95%である。

SG型式は直管型とヘリカルコイル型の2つのタイプが設置される。3ループのうち2ループに直管型SGが、他の1ループにはヘリカルコイル型SGが設置される。これら両タイプのSGの系統設計及びSG設計条件は同一である。

（図3.4.40参照）

直管型SGを図3.4.39に示す。直管型SGの特徴はシンプルなことである。管-管板溶接はinternal bore weldで、胴の中央部にベローズが用いられている。材質はベローズがAISI304でそれ以外は全て $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo, Ni, Nb安定鋼である。

EVとSHは伝熱管肉厚及び全長が違っている外に、製作メーカーの違いによる若干の相違がある。

SGと2次系配管の異材継手部にはインコネル600のリングが用いられている。

伝熱管の I S I として超音波探傷法が開発されている。0.1 mm以下の精度で、探傷速度は20 m/1時間であり、探傷速度向上の研究が行なわれている。

直管型 S G を図 3.4.41 にヘリカルコイル型 S G を図 3.3.2.42 に示す。

蒸気ヘッド西，サーマルスリーブ方式を採用している。

材質は $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo, Ni, Nb 安定鋼であるが，支持構造の一部に 12Cr 鋼を用いている。

design basis accident としては 1 本の伝熱管のギロチン破断を採用しているが，仮想事故として全伝熱管の同時破断を考え，I H X での 1 次系と 2 次系のバウンダリが leak tight であることを確認している。

又，放出系は S G から直接放出ノズルが上部と下部に取付けられている。

SNR-300 用 S G の開発

SNR-300 用 S G の開発は，オランダが中心となって進めており，国立科学研究所 T N O が試験・研究，NERATOOM 社が設計，ROYAL-SCHELDE 社および STORKS-BOILERS 社が製作を担当している。

i) 直管型プロトタイプ S G

1968 年より直管型 S G の開発に着手し，EV, SH, RH からなる 60 MW の S G を製作した。1972 年より，Hengelo の 50MW SGTf にて試験を開始したが，初期の段階で RH にリークが発生したので，RH を取外して運転を継続し，約 3000 時間で運転を終了した。この間，水素計に誤信号が出たりしたが，リークの発生はなかった。その後，EV は取外し，解析検査を実施したが，SH は据付けたままで，現在までの運転時間は 7300 時間に達している。

ii) ヘリカルコイル型プロトタイプ S G

1970 年より，ヘリカルコイル型 S G の開発に着手し，1974 年に 50 MW の EV の性能試験を開始した。約 3300 時間の運転の後に，分解，点検を行ったが異常はなく，再組立して，現在に至るまでに約 10000 時間の運転時間に達している。この間，スタートアップ時に 3 回の水素検出信号が発生したが，リークはなかった。

その他の R & D として次のような開発をした。

- 材料試験
- 熱流動試験
- 摩耗試験
- リーク検出試験
- 水素拡散試験

上記プロトタイプSGの経験を生かして、SNR-300用SGに下記の点に改良を加えた。

直管型SG

- 管束部周辺のバイパス流れを低減するために、内部シュラウドの形状を円筒形から図3.4.39のような六角形に変更。

- 管-管板溶接の最適化

RHのリークの反省にもとずき、溶接法の最適化をはかった。肉厚2.0mmのEV伝熱管に対してはPulsed-arc Tig (Single pass, Filler metal なし), 肉厚2.9mmのSH伝熱管に対してはConst-current (Double pass, Filler metal あり)をそれぞれ採用。

- 検査法の改善
- シェルベローズの材質

マレージング鋼からSUS304Lに変更。

ヘリカルコイル型SG

- サーマルスリーブ方式

伝熱管のシェル貫通部の形状を、管板方式からサーマルスリーブ方式に変更。

- 放出系ノズル位置

ノズル位置を直管型SGの位置にそろえた。

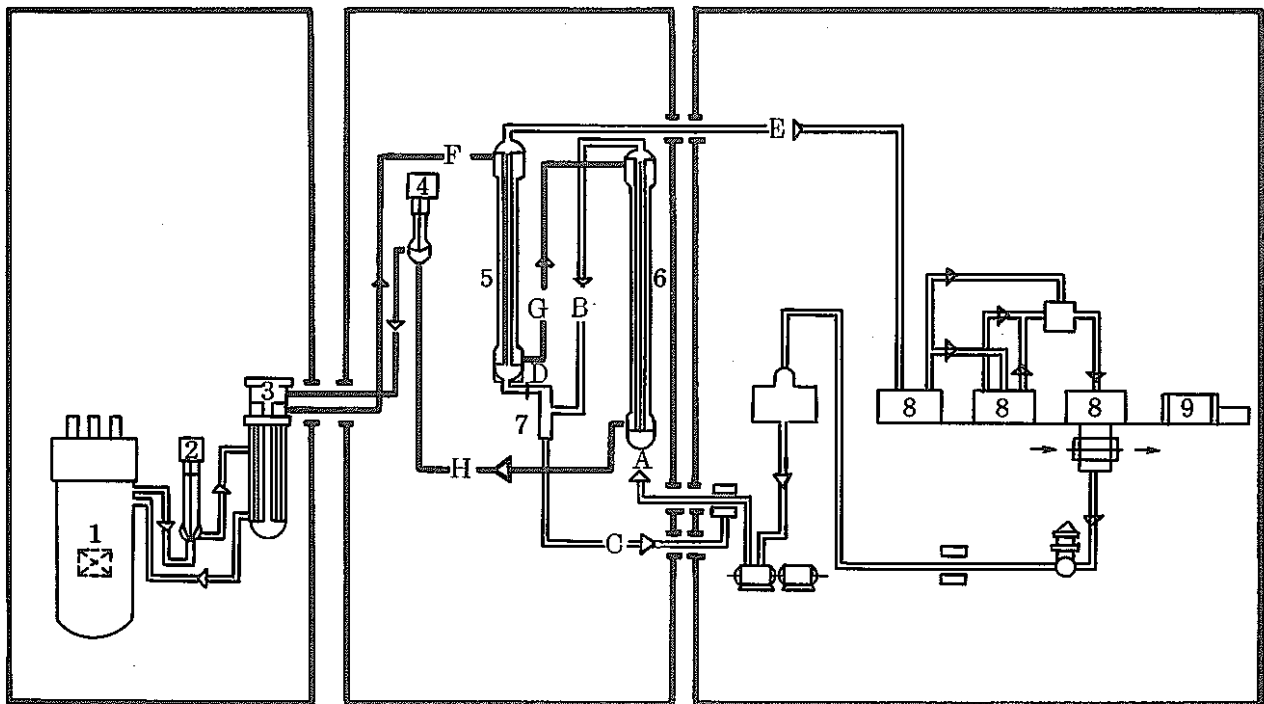


Fig. System of the SNR-300:

- (1) Reactor
- (2) Sodium pump (primary system)
- (3) Intermediate heat exchanger
- (4) Sodium pump (secondary system)
- (5) Superheater
- (6) Evaporator
- (7) Separator flask
- (8) Turbine
- (9) Generator

Operating data:

- (a) Water 4.05 kg/s , $253^\circ\text{C}/182 \text{ bar}$
- (b) Saturated steam/water mixture $x=0.95$
- (c) Separated water 357°C
- (d) Saturated steam 357°C
- (e) Superheated steam $500^\circ\text{C}/167 \text{ bar}$
- (f) Sodium $8 \text{ bar}/520^\circ\text{C}/36.25 \text{ kg/s}$
- (g) Sodium 453°C
- (h) Sodium 335°C

图 3.4.38 SNR-300 冷却系统图

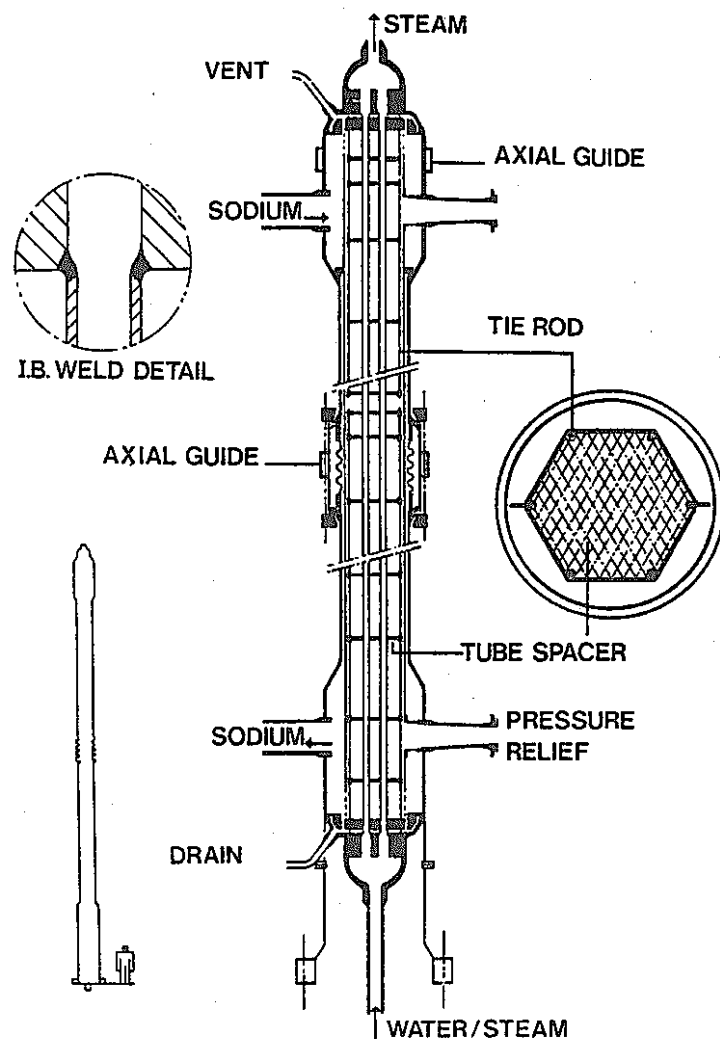


图 3.4.39 SNR-300 Straight Tube Steam Generator

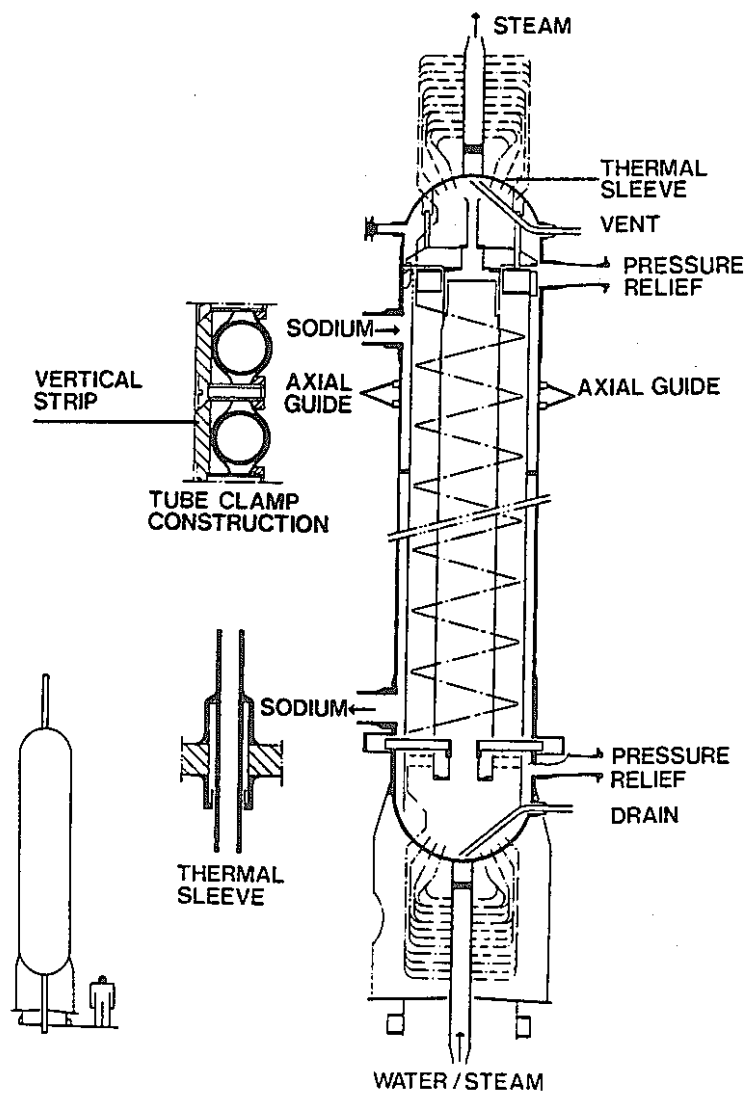


图 3.4.40 SNR-300 Helical Tube Steam Generator

2) SNR-2のSG設計

設計のプライオリティは次のとおりである。

① Availability of the plant

② コスト低減……経済的競争力の達成

SNR-2は1300MWeで、ループ数は4ループである。

2次系は各ループ毎にポンプ1基、IHX 1～2基、2基の貫流SG (reference)が設置される。SGの主要なシステムデータを表3.4.14に示す。

SG出口蒸気温度は495℃とSNR-300と同じで、高クロム鋼が代替材として検討されている。

SGは崩壊熱除去系としては用いられず、崩壊熱除去系はDRACSとPRACSあるいはIRACSで行なわれる。

プラント停止時にはSGへの2次系ナトリウム及び給水を停止してSGの水蒸気側をドライアウトさせる。

水リークの設計基準事故は決っていないが、ラブチャデスクを作動させるようなリークで実験的に決められる。又、仮想として多数本伝熱管（又は全数）の同時破損も評価する必要がある。

表 3.4.14

system data SNR-2 for steam generator design

system variable	system data
number per loop	2 - 4
output per module	435MWt
sodium inlet temperature	510℃
sodium outlet temperature	340℃
sodium flow per module	2000kg/sec.
water inlet temperature	250℃
steam outlet temperature	495℃
water flow/module	200kg/sec.
steam pressure	167 bar
design life	3×10 ⁵ hours
material	2 ¼ Cr-1 Mo, Ni, Nb

直管型SG（（図 3.4.4 1 参照））

SNR-300 の概念と同一で SNR-300 の経験を生かしている。SNR-300 からの変更点は次のとおりである。

○ 容 量

経済性の点より、水リークが非常にまれであれば容量を大きくするが、管板により制限される。現状では 500MWt が限度である。ダブル管板の適用によりこの状況を変えうる。

○ 長 さ

長さを大きくすれば、SG のコストは下る。伝熱管の本数、溶接数が減るからである。しかし、配管、建物等を含めたトータルコストは上昇する。上限は製造可能な伝熱管長によって決まる 36m である。

○ 材 料

SNR-2 の設計寿命は 3×10^5 時間で、 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 鋼では肉厚が増加するので、新材料が必要である。

現在最も有望な代替材は 12Cr 鋼であり、開発が進められている。

○ ベローズの位置

ベローズを SG の支持構造の中にした。これによって胴の曲げに対する強度が増し、構造をシンプルにできる。

ヘリカルコイル型SG（（図 3.4.4 2 参照））

○ 容 量

ヘリカルコイル SG では直管型 SG の管板のような容量制限要素はなく、コスト低減化のため大容量化を追求している。

容量制限は工場でのハンドリング等であり、435MWt を検討し 800MWt もオプションとしている。

○ 材 料

直管型 SG と同じ

○ 管束サポート

大型化により、吊り下げ方式から容量の円周部からのクロスビーム方式にした。

○ 検査性

管板方式を採用し，伝熱管の最小曲げ半径を $5d$ 以上として管内への接近性をよくしてある。又，Na 側からの接近性もマンホールを設置及び配列ピッチを大きくすることによりよくなり，管束サポートは目視検査が可能となる。

○ 管端接続方式

管板方式が好ましい。サーマルスリーブ方式は経験が多い。

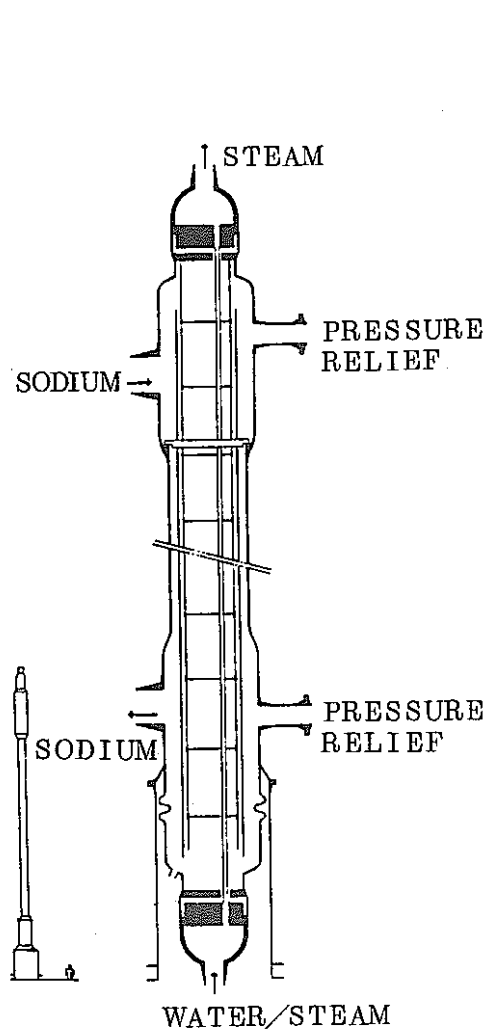


図 3.4.4.1 Second Generation LMFBR
Straight Tube Steam
Generator

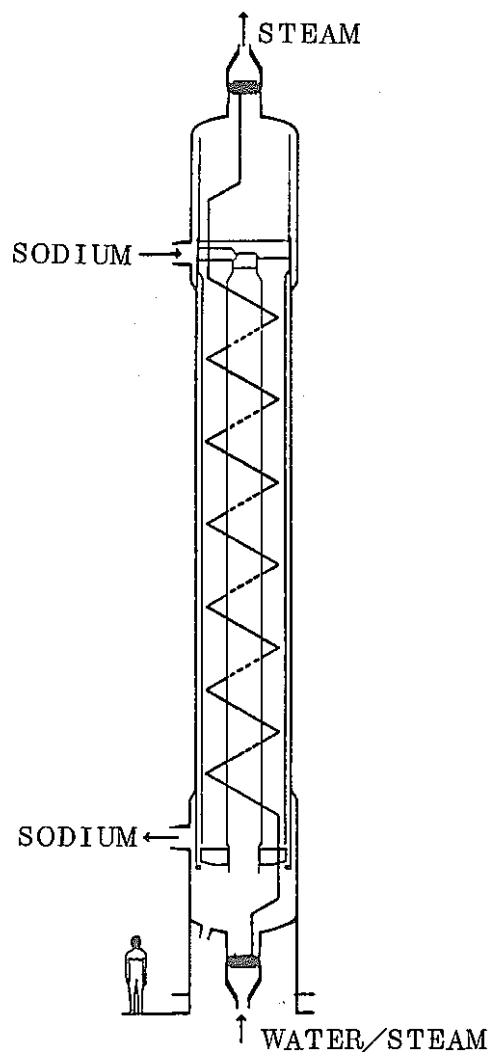


図 3.4.4.2 Second Generation LMFBR
Helical Tube Steam
Generator

(5) ソ連でのSG開発

ソ連においては、BOR-60の1ループにサーペントイン型SGを1970年に設置以来、チェコ製のマイクロモジュール型（ヘアピン型）SG（BOR-60）、バイオネット型SG（BN-350）、直管型SG（モジュラ、胴にベローズ、BN-600）、チェコ製リバース型SGと多くの型式のSGを開発し、SG運転経験も豊富である。

SGの水リークにおいてもBN-350での3回の大リークを含めて、多く経験しているが、一方BOR-60でのサーペインタインの1.8万時間、チェコ製マイクロモジュールの3.2万時、BN-350では3万時間以上の運転経験があり、これらの経験よりSGの信頼性に自信を表明しており、貫流式の60～70MW級の部分隔離運転が可能なモジュラSGが良いと考えている。

ソ連では、日本における50MWSGTF、SWAT-3に相当するような施設を有していない。その代り、BOR-60は燃料試験とSG試験が目的のプラントであると考えており、各型式のSG試験や大リークのNa-水反応試験まで実施している。

チェコスロバキアでは、伝熱管の破損を防止するため、二重管を開発している。

1) SGの開発

ソ連はSGの運転に関しては多くの経験を有している。1971～1976までBOR-60で貫流式SGを運転してきた。シェクチェンコのBN-350でバイオネットSGを1973年以来運転してきている。BN-600のSGも1980年より運転している。

以下、これら三基のSG設計上の特長を説明する。

BOR-60：○Serpentine coil（図3.4.46参照）

- 伝熱管材質；Cr-Mo鋼
- 18,000時間の運転経験

BN-350：○Bayonet tube（EV）（図3.4.43，図3.4.44参照）

- U tube（SH）
- Large modular（2EV+2SH）/loop
- 伝熱管材質；Cr-Mo鋼
- 運転初期にbayonet tubeのcapの溶接部でリークがあっ

た。これは commercial type の欠陥である。tube を $32 \times 2 \text{ mm}$ を $33 \times 3 \text{ mm}$ に変更し cap の設計も変更した。その後現在まで 30,000 時間以上の運転を続けている。

BN-600 : ○ Straight tube (Shell にベローズ付設)

○ modular (8EV+8SH+8RH) / loop , 部分隔離して運転可能

○ 伝熱管 Cr-Mo 鋼 (EV)

○ 1980 年より運転開始した。

○ 設計の基本 ; Na と水と対向流 , (水は下から上へ , Na は上から下へ) 自然循環のため , 水滴の SH への同伴防止対策。

結論として , BOR-60 の 18,000 時間の安全運転と BN-350 の 30,000 時間の安全運転から SG の信頼性の問題は解決されたと考えられる。

(* BN-350 の 4 ループ)

2) SG の設計

i) 設計基準リーク (DBL)

DBL として 1 本の伝熱管のギロチン破断を採用している。破損伝管については , 二次破断前にプラント停止すべきと考えている。放出系の容量は少なくとも SG 1 基分の Na 保有量と考えている。

ii) モジュラとユニット

Na と水の熱交換を行う重要な機器である SG には Vessel 型 (日本では Unit 型) と modular 型の二つの型式がある。

1 ループに EV と SH (および RH) の組合せの 1 セットが用いられるのが Vessel 型であり , 2 セット以上が用いられているのが modular 型である。modular 型をさらに分類すると次のようになる。

○ micro modular SG ~ 10 ~ 15 MW

○ small modular SG

○ intermediate modular SG 40 ~ 80 MW

○ large modular SG

modular 型 SG の大きさは技術的 , 運転上 , および経済的な面から決定される。経済的な面では金属の使用量等が考えられ , この点では Vessel 型

の方が魅力的である。

しかしながら、Vessel 型には次のような短所、モジュラ型には次のような長所がある。

ユニット型の短所	モジュラの長所
○ 製造期間が長い ○ 破損管の検出の困難 ○ maintenance および修復期間に関する不利	○ 運転上の信頼性 ○ 欠陥個所発見の可能性 ○ 製造技術の簡単さ ○ (実物規模に近い) 試験の可能性

現在運転中のプラントの第 1 の問題は安全に関するものである。この点で modular 型 SG が好まれる。循環方式に関しては、自然循環式と貫流式がある。経済的、熱的、工学的等のいろいろな理由から、貫流式の 60～70 MW 級の modular 型 SG が良いと考える。

3) BOR-60 における SG 大型モデル試験

二系統の冷却ループをもつ原子炉の一系統のループで、1971 年 12 月から 1975 年 2 月までユニット型貫流コイル蒸気発生器がテストされ、1973 年 7 月から 1979 年末までチェコスロバキヤ製のマイクロモジュール型貫流蒸気発生器がテストされた。1978 年からは、原子炉 BN-600 用の蒸気発生器 ИГН-200М の大型モデルの運転寿命テストが開始された。1982 年は“リバース型”蒸気発生器のモデルのテストが開始される。

上述の蒸気発生器のモデルの主要な構造特性、および、BOR-60 での蒸気発生器の試験の典型的な熱工学的、水化学パラメータを表 3.4.15 と表 3.4.16 に示す。

i) ユニット型貫流コイル蒸気発生器 (サーペンタイン)

貫流コイル蒸気発生器の運転寿命の試験は、加圧運転条件下で 4000, 6200, 8400, 18000 時間において鋼 IX2M の腐蝕・機械的研究を周期的に行ないながら 18000 時間にわたって行なわれた。

蒸気発生器の試験条件 (運転パラメータ、三次冷却系の水質条件、停止、起動、メンテナンスの条件) において、鋼 IX2M にわずかな潰瘍性の腐蝕

ならびに鋼の深くない (0.1 mm未満) 脱炭が発生した。

ii) マイクロモジュール貫流蒸気発生器 (図 3.4.4 5 参照)

(a) チェコスロバキヤ式マイクロモジュール蒸気発生器の運転寿命試験は BOR-60 で、 $33 \cdot 10^3$ 時間にわたって行なわれた。試験結果は次のとおりである。

- ・ 絞り装置の部分的な詰まりが発生したがこの現象は蒸気発生器のこの構造に固有なものではない。(一方、この構造については、マイクロモジュール中の温度の簡単な測定にもとづいて、蒸気発生器の熱水力学的状态をコントロールできる可能性があり、絞り装置の詰まりは水もしくは酸洗浄によって除くことができる)；
- ・ マイクロモジュール蒸気発生器は運転が簡単であり便利である。

(b) 大リークの Na-水反応試験

1979年の終りにマイクロモジュール蒸気発生器でナトリウム中への水の“小”漏洩と“大”漏洩が発生した場合の緊急条件の実験研究プログラムを実施した。

1つのセクションの過熱器のモジュールの前と、同じセクションの蒸発器のモジュールとモジュールの間の計2ヶ所に配置されたインジェクターからのアルゴンならびに蒸気注入によってナトリウム中への水の漏れを模擬して一連の実験が行なわれた。蒸気の流量範囲は $0.02 \sim 0.45 \text{ g/sec}$ 、蒸気の注入時間は $100 \sim 400 \text{ sec}$ 。蒸発器の上部モジュールに設けられた直径7mmの特殊ノズルから、流量 0.23 g/sec 、時間 40 sec で蒸気をナトリウム中へ大量に注入した。次のような漏洩検出方法が調べられた：電磁流量計を用いたシステムによる検出；バッファタンクのナトリウムとガス中の酸素を検出器によって検出；ナトリウム中の酸素を検出；音響ノイズの分析による検出。そして大部分のシステムの検出限界と漏洩検出時間が測定された；

- ・ バッファタンクの水素モニター計器すべてが $0.08 \sim 0.41 \text{ g/sec}$ (蒸気過熱器の入口) と $0.02 \sim 0.2 \text{ g/sec}$ (蒸発器の中央) の範囲の漏洩に相当する水素濃度の安定した上昇を記録した。水素収量は (ナトリウム中へ水によって持込まれる水素の50%の量に対して) 蒸気過熱

器と蒸発器内の漏洩の場合それぞれ 0.6 ～ 6 % と 90 % であった；

- パルス・ノイズ法の水漏洩検出感度は，下部ノズルからの注入の場合
は 0.1 g/sec で，上部ノズルの場合は 0.2 g/sec であった；
- 誘導法については，漏洩信号がノイズの 2 倍を越える感度の閾値を仮
定すると，この方法の感度は，蒸発器内の漏洩に対しては 0.025 g/sec
で，蒸気過熱器内の漏洩に対しては 0.15 g/sec であった；
- 指示器の数が一定の場合は音響的方法によって，漏洩の場所にかかわ
りなく 0.04 g/sec までの水の漏洩を記録することができる。

実験結果：

- 蒸気発生器内のナトリウム中への水漏洩の種々の検出方法を調べた；
- BN-350 での事故の評価のために大漏洩を模擬した；
- BOR-60 の蒸気発生器の保護系の作動性と信頼性をチェックした；
- 事故を防止するための経験を得た。

事故状況を模擬した後，約 1 ヶ月間は蒸気発生器の修理に費され，再び
運転された。

iii) BN-600 の蒸気発生器のモデル (図 3.4.47 参照)

原子力発電所 BN-600 の蒸気発生器 $\Pi F H-200M$ の大型モデルの BOR
-60 での，10000 時間の作動期間中に蒸気発生器のモデルの加熱条件，
パイプ束の振動特性，熱水力学特性，定常運転，過渡運転条件におけるも
ともストレスを受ける要素のひずみ測定等の研究，ならびに水の側からのパ
イプ束のチャンバー中の沈着物の生成プロセスの研究が，2000，4000，
6700 時間の運転時間において行なわれた。

研究にもとづいて次のことが確かめられた：

ナトリウムなしの蒸気発生器の加熱速度は， $3^{\circ}\text{C}/\text{hr}$ 以下でなければな
らない；パイプの振動レベルはすべての運転条件において 0.3 g を超えない；
パイプ束中における各パイプの挙動の熱水力学的条件は比較的均一である；
熱特性と水力学特性に関する実験データは，設計とよく一致する；水の酸度
が中性の場合パイプ内に脆い沈着物（酸化鉄） $10\sim 30\text{ g}/\text{m}^2$ が水の予熱領
域と体積沸騰領域に形成される。

類似構造をもつ蒸気発生器の BOR-60 での起動調整経験と運転第 1 期の

結果は、蒸気発生器 $\Pi H-200M$ を稼動させる際に、BN-600 で広く利用された。

iv) リバース型蒸気発生器 (図 3.4.48 参照)

“リバース型”蒸気発生器と従来型蒸気発生器とでは、漏洩発生時のナトリウムと水との反応条件は本質的に異っている。第一には、流出はパイプ内部へ向って起こるために、漏洩発生の際にパイプの破損を少なくできる。第二には破損パイプ中のナトリウムの流れの条件は漏洩が小さい場合でさえ本質的に異り、これによって二次破損を防止あるいは本質的に少なくすることができる。研究所の試験装置で、“リバース型”蒸気発生器のモデルを使ってナトリウムと水の反応に関する多くの研究 [3] が行なわれた。それらの研究結果によって、“リバース型”蒸気発生器の高い信頼性が確認された。実施された研究にもとづいて、原子炉 BOR-60 での試験のために出力 30MW の“リバース型”蒸気発生器のプロジェクトが計画され、チェコスロバキアの工場で製造された。

4) SG の水リーク経験

SG の水リーク経験は次のとおりである。

BOR-60	サーペンタイン	不 明
	マイクロモジュラ	な し
BN-350	バイオネット	大リーク 3 回を含めて 8 回、1975 年 10 月以降はリークなし。(1979 年 7 月現在)
		原因は、製造上の欠陥
BN-600	直管モジュラ	出力上昇試験中に (1980/6~8 月) で Na 中 O_2 濃度上昇し、いくつかのモジュールが監視系統により隔離された。4 例あった。原因は製造時の欠陥。

BN-350 の水リークの概要は次のとおりである。

水リーク監視系の概要

modular 間に弁による仕切りがなく、また自然循環式であるため、水側

容積が 3.5 m^3 と多い。

この SG の安全システムは，いくつかのサブシステムから構成されており，次の機能を有している。

- リーク検出
- Na 系の保護
- 反応生成物のモジュール内局所化 (localization)
- 水/水蒸気のブローダウン
- Na の水/水蒸気系への流入防止

安全システムの技術的特長を示すと，

- 小リーク検出はカバーガス中の H_2 検出，感度 $5 \times 10^{-3} \%$ ，応答速度は H_2 のステップ変化に対して 4.5 分
- 大リークに対してはラブチャ板， 2.5 kg/cm^2 のガス圧力増加で強制破裂。
(実際のガス圧は $1.2 \sim 1.7 \text{ kg/cm}^2$) ラブチャ板 (preventive membrane 2 枚) は $8 \sim 10 \text{ kg/cm}^2$ で直接破裂。ラブチャ板が破れると $\text{Na-H}_2\text{O}$ 反応物は 200 m^3 容量のタンクへ流出する。通常状態ではこのタンクは N_2 ガスが充填されている。水の供給停止は迅速作動弁 (作動時間は 5 sec 以内) により，水の放出は事故時用のブローラインを通して行われる。アラームにより二次系ポンプは cut-off される。

ii) 水リーク状況

これ迄の運転で 8 回のリークを経験している。この原因は全て製造上の欠陥である。3 回は大リークで流体力学のおよび温度的影響を伴うものであった。

小リークから大リークへの進展の時間は $5 \sim 7$ 分を越えていなかった。この時間はカバーガス中 H_2 検出計の応答時間と同程度であった。リーク発生最初の指示はこの水素濃度の増加であり，他の場合には圧力増加の指示であり，また他の場合にはこの二つの指示が同時であった。3 回とも安全システムの作動には誤りはなかった。ただ 1 回だけラブチャ板強制破裂は作動せず，ラブチャ板は直接破裂した。1 回は Na が放出系へ流入した。1 回は Na が水系に入った。

リークの結果は次の通り。

リークした水の量は推定200～600kg以上（または800kg）である。これにより伝熱管束の損傷が生じた。200kgリークの場合は47本の伝熱管が損傷した。600kgリークの場合は120本の伝熱管が損傷した。これはSGの全伝熱管本数の15%になる。また、この場合にSGの容器（シェル）も、壁厚が9mm減肉するという損傷をうけた。SG内の温度は500℃までの増加を示した。600kgリークの時はSGのシェルは800℃まで加熱された。シェルの損傷のためこのSGは修理不能であった。それ故、このSGはチェコが開発したSGに交換されることになった。他の場合は伝熱管束を交換修理した。現在SGは130MW/loopで運転中である。

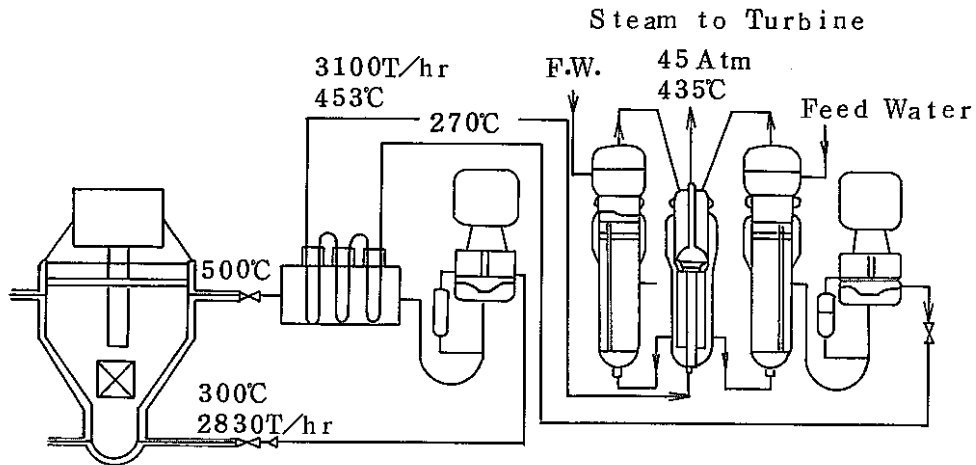


图 3.4.4.3 BN-350 Reactor Flow System

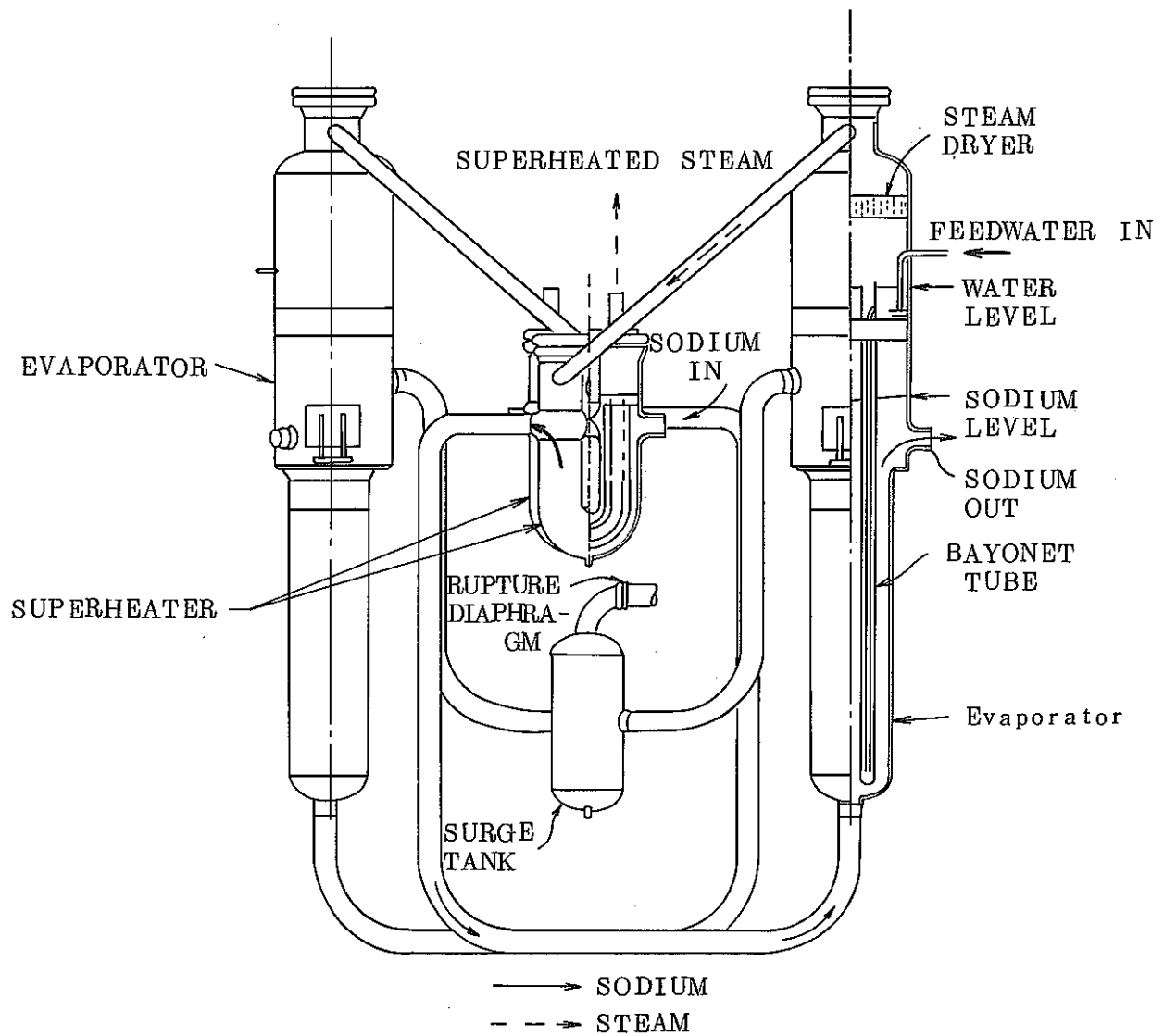


图 3.4.4.4 BN-350 Steam Generator

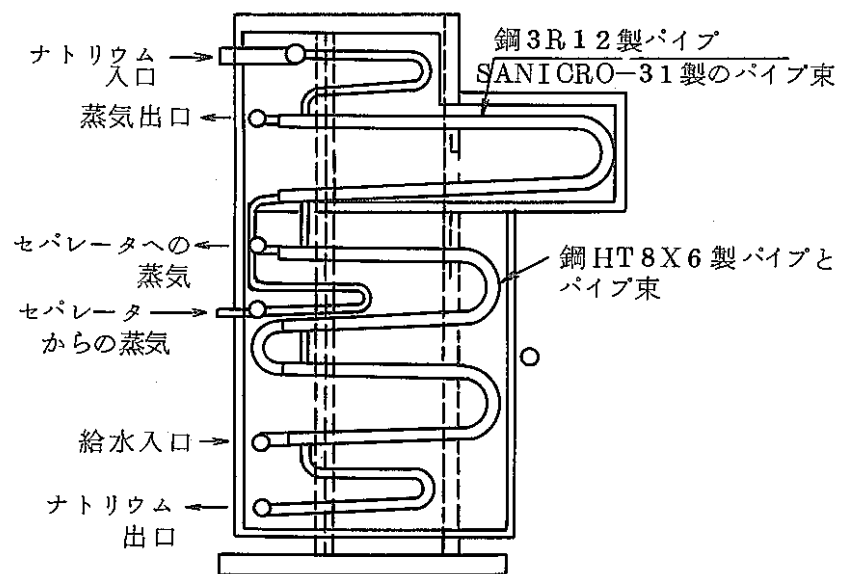


図 3.4.45 マイクロモジュール貫流型蒸気発生器
(チェコ製)

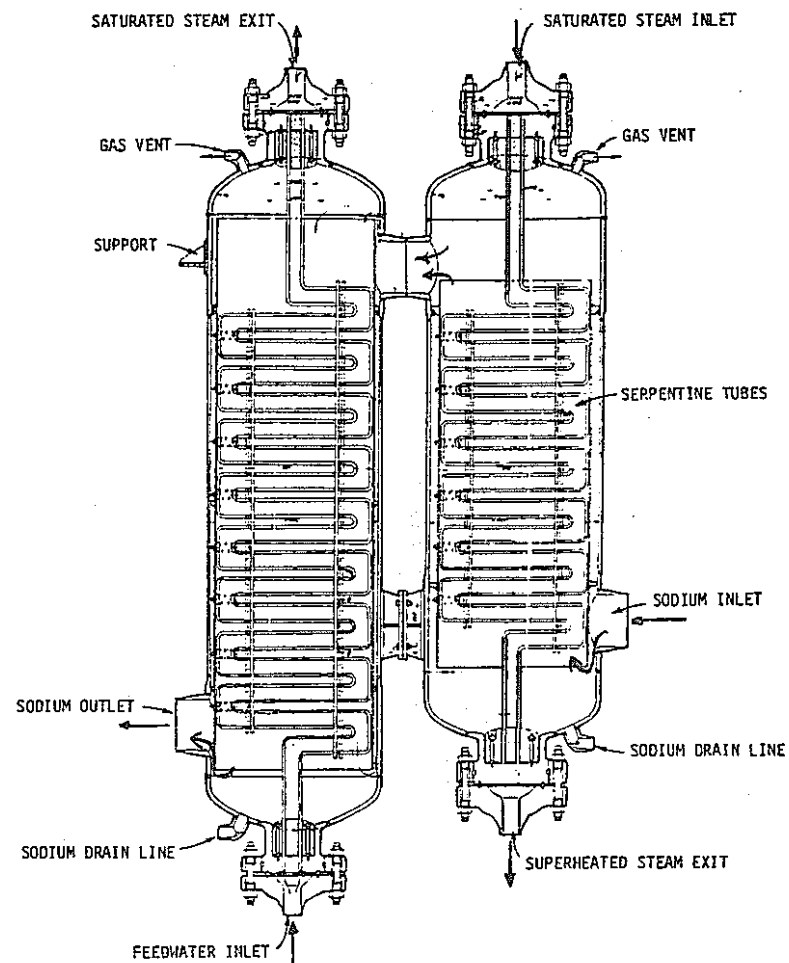
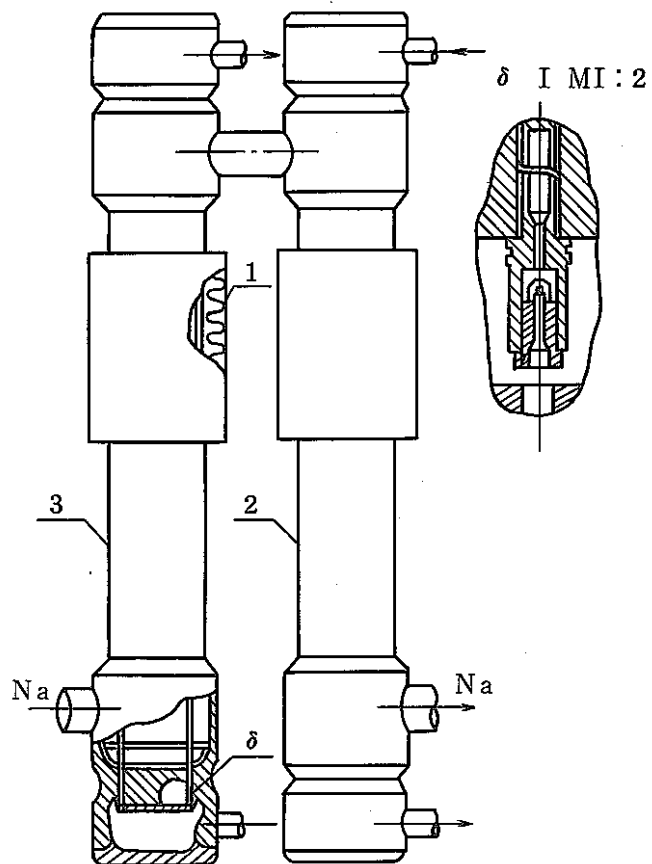
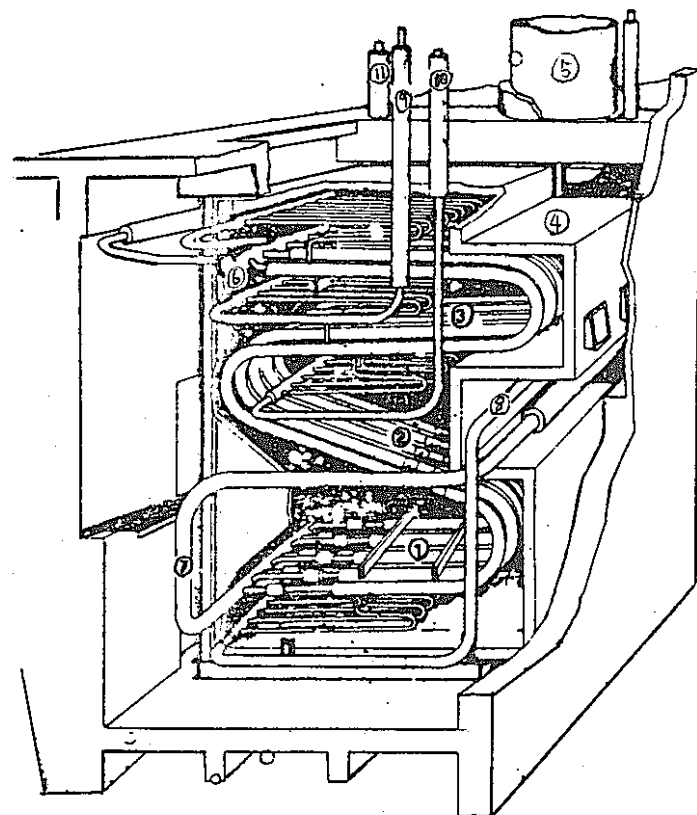


図 3.4.46 BOR-60 Steam Generator
(サーペンタイン型)



a. 蒸気発生器の全体図 δ. 蒸発器の絞り装置
 1. シリホン補償器 2. 蒸気過熱器
 3. 蒸発器

図 3.4.47 蒸気発生器 nrH-200M のモデル



1-エコノマイザ；2-蒸発器；3-過熱器；4-熱絶縁箱；
 5-バッファタンク；6-Na 入口コレクター；7-Na 出口パイプライン；8-給水；9-セパレーターへの蒸気；10-セパレーターからの蒸気；11-生蒸気

図 3.4.48 リバース型蒸気発生器（チェコ製）

表 3.4.15 装置 BOR-60 の蒸気発生器の特性

特 性 の 名 称	ボディーコイル型	チ エ コ 製 マイクロモジュール型	セ ク シ ョ ン 型 IIIH200M	マイクロモジュール リバーズ型, チエコ型
	試験のパラメータ		試験のパラメータ	
	平 均	最 大	平 均	最 大
1. 運転開始	1971-1974		1973	
2. 試験時間, 時	18,000		32,000	
3. 熱出力, MW	20	31	24	30
4. 蒸発容量, t/hr	30	45	35	44
5. 給水温度, °C	190	210	200	210
6. 過熱蒸気温度, °C	430	465	450	445
7. 蒸気圧, パール	90	90	80	80
8. ナトリウム流量, t/hr	410	530	360	485
9. 入口ナトリウム温度, °C	430	485	465	455
出口ナトリウム温度, °C	295	295	280	290
10. 重量, t	16		24	
11. パイプ材質				
a) 蒸発器	IX2M		IX2M	
b) 蒸気過熱器	IX2M		SANICRO-31	
12. 平均熱流束, MW/m ²	0.180	0.263	0.141	0.175
13. 最大熱流束, MW/m ²	0.35	0.63	0.50	0.55

* 1981年度

表 3.4.16 蒸気発生器運転の水化学パラメータ

特 性	物 質	
	規 準	運転期間中の平均値
PH値	9±0.2	6.7-7.2
全硬度, (microgram-equiv)/kg	0.3	0.2
不揮発性アルカリ度, microgram/kg	0.0	0.0
含有量, microgram/kg		
ナトリウム	8.0	8.0
酸 化 鉄	10.0	10-15*
鋼	5.0	20-35**
珪 酸	20.0	18-5
溶 解 酸 素	10.0	10.0
遊 離 炭 素	0.0	~800
油	—	—
過熱蒸気中の水素	—	~1.5

*) 溶解状

**) 懸濁

5) チェコスロバキアに於ける二重管開発

チェコではLMFBRのSGの伝熱管の破損によるNa-水反応を防止する為に、次のような伝熱管を開発している。

- ① 内面リブ付伝熱管
- ② 二重伝熱管

i) Na-水保応の確率

二重管の採用により、Na-水反応の確率を下げることもできるとともに、第3流体（例Na, He真空）を用いて伝熱管破損検出システムの可能性もあり、その場合さらにNa-水反応の確率を下げることもできる。表3.4.17にNa-水反応の確率を示す。

表 3.4.17 Na-水反応発生確率

Probability of sodium/water leak in relation to the nuclear power plant	
Leak probability	
Heating surface system	During service lifetime
Single wall	0.97
Double wall without detection	10^{-7}
Double wall with detection	10^{-10}

ii) 二重管の開発

(a) 開発の現状

図3.4.49に示すような多種類の二重管を試作し、製造技術、リーク検出性、非破壊検査法の開発を実施、次のような二重管が製作可能である。

外 径	18 ~ 20 mmφ	lead helix	min 200 mm
肉 厚	1.5 ~ 4.0 mm t	length of	4 ~ 12 m
リブ高さ	max 1.0 mm	ribbed take	
	radius of rib passage	min 0.3 mm	
	into the wall		

a) sodium detection

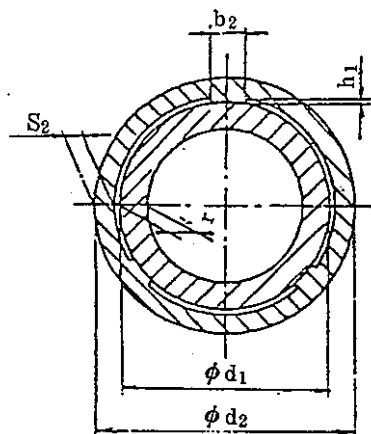


Fig. 3a

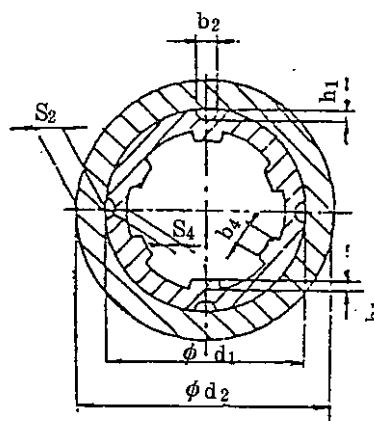


Fig. 3b

b) helium detection

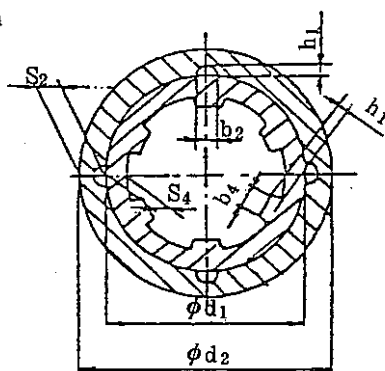


Fig. 4a

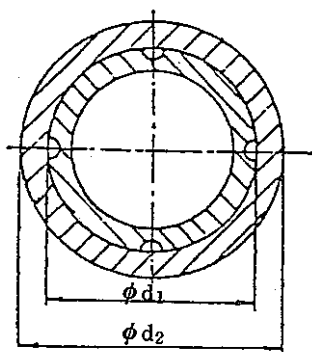


Fig. 4b

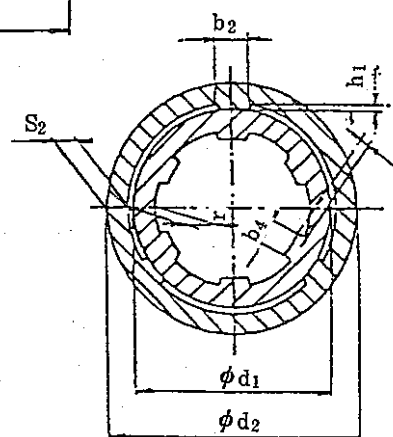


Fig. 4c

図 3.4.4 9 各種二重管

(b) 二重管の課題

- コストが高い ①製作技術, ②製作時の検査, ③リーク検出システム,
④熱抵抗の増大

(c) その他特徴

- ギャップコントロール 特にしてない。
- 熱処理 最終熱処理として680~720℃A. C.
- 検査 UTによる肉厚, 内面はEOT

3.4.3 我国のSG開発状況

(1) SG開発概要

(a) 概 要

蒸気発生器（以下SG）は，液体金属冷却高速増殖炉プラントにおいて，経済性，安全性，信頼性に大きな影響を持つ重要機器の1つで広い範囲の研究開発が展開されている。SGはナトリウムと水との熱交換器であることから，ナトリウムに起因する問題，たとえば，ナトリウムの流動伝熱特性，構造材料に対する影響，水との反応など基本的な事項のほか，耐久性や信頼性に関連する種々の研究開発が必要である。これらの研究課題は大きく分けて設計製作に関連する性能評価および構造・材料上の問題，運転操作上の問題，保守，補修上の問題および安全性・信頼性に関係する問題の4つの項目に分類される。これらの研究開発項目を図3.4.50に示す。



図 3.4.5 0

これらの課題を究明するために動力炉・核燃料事業団（以下PNC）では大洗工学センターに5つの施設を有している。これは伝熱流動特性評価、運転操作上の問題点の解明を課題とした1MWSG施設および50MWSG試験施設と安全性研究を行なうためのSWAT-1, SWAT-2, SWAT-3の各施設であり、それぞれの目的に応じて各種試験が実施されている。

(b) 開発の経過の概要

SGの開発工程を図3.4.51に示す。まずSGの伝熱・流動研究は、昭和46年に1MW蒸気発生器試験装置の据付が完了し、ヘリカル型SGの伝熱管1本当りの性能評価を目的とした試験が開始され、試験全般を通じてヘリカルコイル型SGの概念が実証、確立された。その後、本試験は水側流動の安定性、DNB現象、管板熱衝撃試験等のSGに関係した重要な検討項目についての詳細試験のために使用された。

次いで、昭和49年には、46年以来設計・製作・据付工事が行なわれていた50MW蒸気発生器試験施設が完成し、開発の第2ステップである50MWSG1号機の試験が開始された。このSGは約1年間試験運転され、その後撤去、解体検討が行なわれた。その後、ただちに2号機が据付けられ広い範囲の研究課題に対して試験運転がなされ現在に至っている。

これら2基の50MW規模でのSG試験により大型化に伴う構造上の問題点や伝熱流動特性を評価し、さらに伝熱理口径、本数、長さや材質、伝熱管支持方法各流体の導入出方式、ナトリウム自由液面の制御方法等に関するSG設計基準の総合的な検討が可能となった。

50MW1号機の運転積算時間は、ナトリウム側が約5,000時間、水・蒸気側は蒸発器（以下EV）で約3,400時間、過熱器（以下SH）で約1,100時間であり、主に大型化したヘリカルコイルSGの伝熱流動に関するデータ採取に主眼をおいて、静特性、動特性、安定性、事故模擬試験など約600ケースにおよぶ試験が実施された。

50MW2号機は昭和58年7月現在でEVは通水時間が約13,300時間、SH通気時間が4,300時間運転され現在に至っている。

これらの試験により、SG単体に対する性能評価試験はほぼ終了し、総合的な評価が行なわれもんじゅ設計にフィードバックされている。また、SGを含

む系統の制御特性試験および運転制御確証試験については、昭和52年度以降精力的に実施されている。

構造材料評価の面では、試験を完了した1MWSG, ITR, 50MWSG 1号機等については、ナトリウム側洗浄後の解体検査および試験片を切り出しての材料試験により実機運転の構造材料におよぼす影響が調べられた。一方、昭和53年には使用中の50MWSG 2号機EVの管束を不活性ガス（チッ素ガス）の充填された点検用のビニールキャスクの中に引き抜き構造材料の健全性確認試験を実施した。また、昭和55年にはSGメンテナンス実証試験として50MWSG 2号機EVの試験運転が10,000時間に達したのを契機としてEV管束部のナトリウム洗浄、伝熱管非破壊検査、伝熱管プラグ、伝熱管支持構造試験など一連の研究開発の成果を総合的に実証することを目的として実施された。本試験はSGの運転・保守補修・検査・再使用などの技術の総合的な実証試験として位置づけられるものである。

安全性研究の面では昭和45年に大規模の水リーク現象の基礎研究を目的とした大リークナトリウム－水反応試験装置（SWAT-1）が完成し、EVの1/6モデルにより反応時の温度および圧力挙動の評価、圧力放出系の作動確証と評価等を行なうべく多くの試験が実施され、その解析がなされた。

昭和47年には水リークの早期検出を目的としたリーク検出系の開発と、伝熱管の損耗現象を把握することを目的とした、小リークナトリウム－水反応試験装置（SWAT-2）が昭和47年に完成し、その後多くの試験が行なわれ、もんじゅ用SGの安全設計基準の作成および安全評価にフィードバックされている。検出系の開発については、ナトリウム中水素計を50MWSG試験施設に試験体として組み込み、水素ガスまたは水注入試験と並行して実規模ループでの確証試験を実施中である。

安全性研究の応用試験として、もんじゅSG系統における水リーク事故に対する安全性の最終確認を行なうことを目的にもんじゅSGの1/2.5スケールのモデルと2次ナトリウム系模擬ループを持つ、SG安全性総合試験装置（SWAT-3）が昭和50年に完成した。本装置を用いて、大リークナトリウム－水反応事故時の事故発生SG内圧力温度変動、SGシェルへの影響、2次ナトリウム系、特に中間熱交換器への反応生成圧力波の伝播などのデータを得る

ことを目的として試験が実施された。

このようなSGの開発は昭和45年の大リーク試験を開始して以来、広い範囲にわたる試験の実施、解析評価がなされその成果が集約されている。

(c) SG の特性試験概要

もんじゅ SG の形式は計画当初の一体貫流型から材料の高温強度特性の問題から EV と SH から成る分離型への設計変更がなされた。しかし、ダウンカマを有するヘリカルコイル型 SG を採用するとの基本方針には変りがないことから、これらの研究開発が実施された。その一環として SG の設計・製作・運転経験などの総合的な実証データを得る目的で実機に近い SG による試験が計画され 1MWSG、50MWSG 1 号機、2 号機が製作運転され多くのデータを得ている。さらに実証試験の過程でその重要性が指摘された水側流動の不安定現象および伝熱管壁での DNB 現象による伝熱管温度変動に関する詳細試験を、流動安全性試験装置 (ITR) を用いて試験が進められた。さらに ITR 終了後 SG の管・管板構造部の熱過渡時における温度およびひずみの挙動を定量的に把握し、管・管板構造部の構造設計への評価・検討とし SG 管・管板構造モデルの熱過渡試験が行われた。

SGの特性評価上の研究開発項目として上記各実証試験の関連を図3.4.5.2に示す。

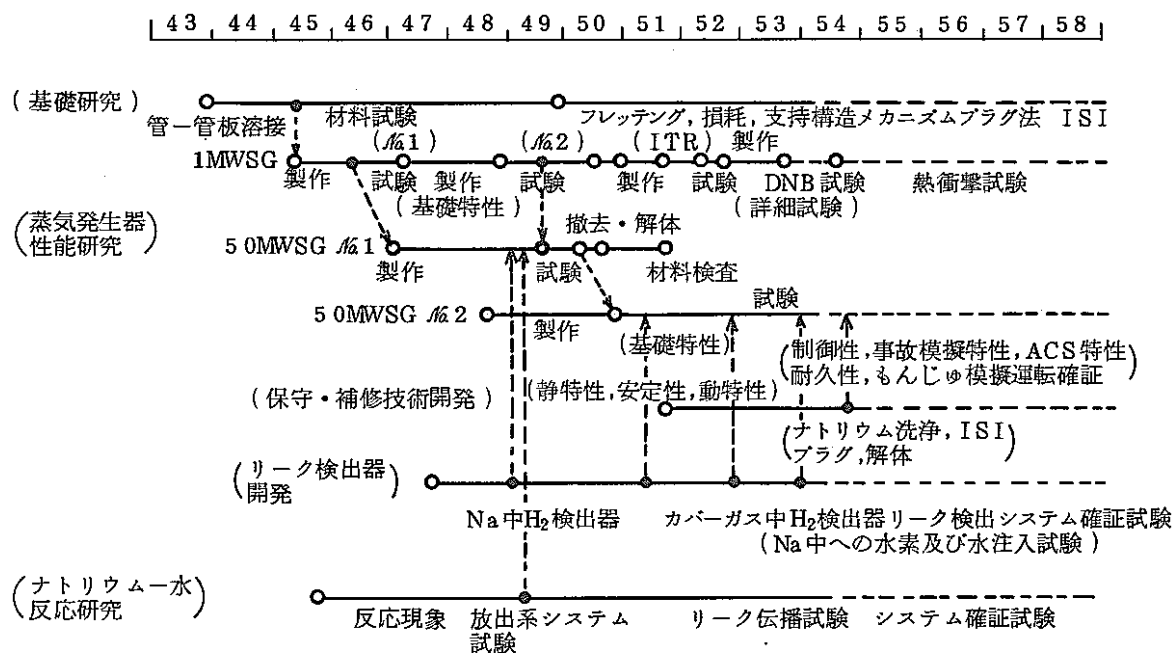


図 3.4.5 1 日本における蒸気発生器開発スケジュール

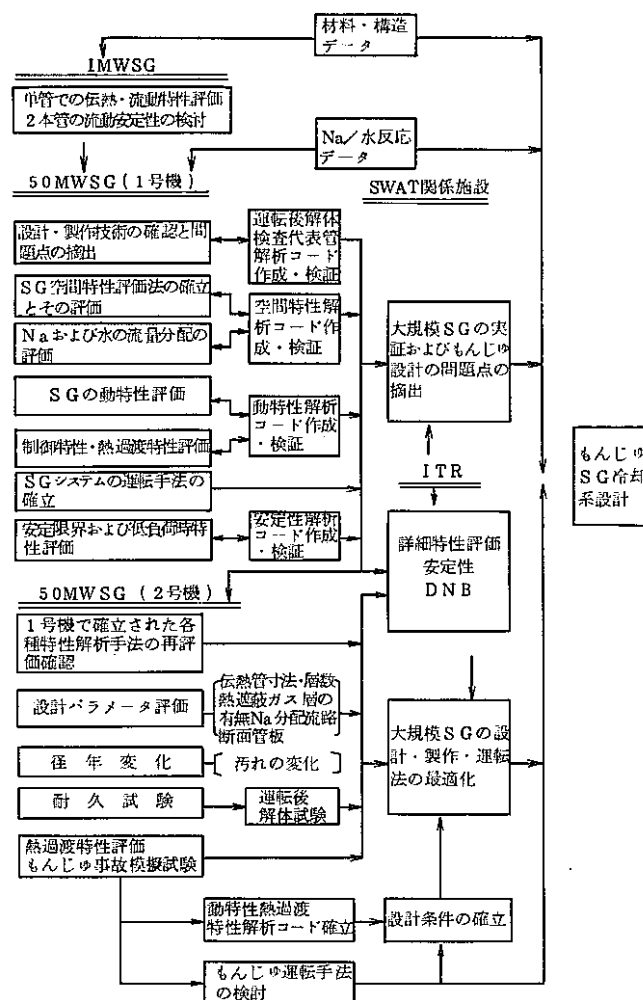


図 3.4.5 2 SG の特性評価上の研究開発項目と実証用試験施設の関連

(2) 1MWSG

(a) 概 要

わが国におけるSG開発の第一段階である1MWSGは昭和46年6月から昭和47年4月までの間に第1次試験が、引き続き各種の改良をほどこしたSGに関して昭和48年1月より昭和50年6月に至るまでの間に第2次試験がそれぞれ実施された。

図3.4.5 3に本施設製作時から今日に至るまでの施設の運転・補修等の経過を示す。昭和46年3月にナトリウム水系ループの製作およびSGの製作据付が完了し、4月にナトリウムの受入れ、同月にループへの初めてのナトリウムチャージが行なわれ、6月には初めてSGへナトリウムがチャージされた。初期調整運転後10月に検収し以来翌年4月まで静特性、動特性、不安定現象試

験等の性能試験を実施し貴重な多くのデータを得ることができた。引き続いて実機規模の運転を経験したSGの構造，材料上の問題点を解明すべく解体検査，材料試験を行ない並行して第1次運転結果の解析および運転経験をふまえたSG本体およびループの改造工事が行なわれた。昭和47年12月より改造した施設についての調整運転，ナトリウム純化運転等を行ない性能試験に入ろうとした昭和48年4月にナトリウム中への水の小リークが発生した。そのため小リーク確認試験，原因・対策検討等を行ない補修工事に入った。9月に補修が完了しナトリウムの純化運転等に入ったが出力上昇運転に入ろうとした11月に再度小リークが発生し，再び補修工事に入った。前回の経験から工事は順調に進めることができ翌年1月に完了，ナトリウム純化運転の後諸性能試験を開始し6月末に第1段階の試験を終了した。

その後実機条件における構造材料上の問題点を明確にすべくナトリウム中の浸漬時間を長くする目的で，昭和49年11月より高温ナトリウム等温循環運転に入り，引き続いて昭和50年4月より性能試験を実施し，6月をもって4年に亘る1MWSGに関する運転を全て終了した。

現在解体検査および材料試験を実施中である。

1MWSG試験施設の主系統図，SG本体構造図，SG仕様をそれぞれ

図3.4.54，3.4.55，表3.4.19に示す。

(b) 第1次1MWSG性能試験結果

その後は給水ポンプ等水系ループに大小種々なトラブルが発生したが，10月に72時間連続定格運転を行ない装置は動燃事業団の手に引きわたされた。以来，昭和47年4月末まで種々のトラブルにより起動停止をくりかえしながらも静特性，動特性，不安定現象の各試験を行なうことができた。

(i) 静特性試験結果

図3.4.56は定格および部分負荷時の伝熱性能についての実測値と設計値を比較したものである。

試験ではナトリウム流量，ナトリウム入口温度，蒸気流量および給水温度を設計値に設定し，その時の出口蒸気温度および出口ナトリウム温度を得ている。この結果，得られた蒸気温度はいずれの負荷においても設計値よりほぼ20℃低い値を示している。ダウンカメラ下端部温度は設計値に比べて50

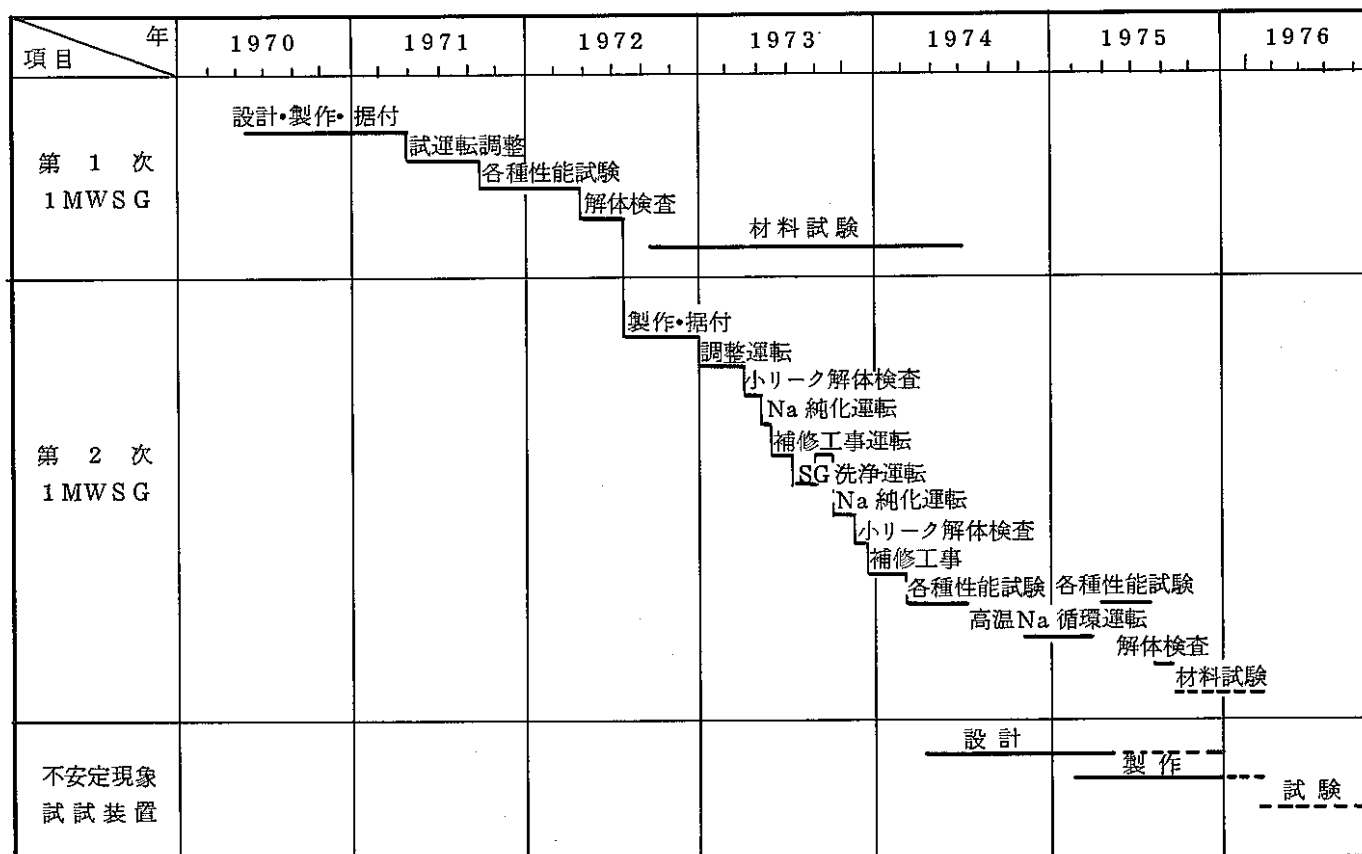


図 3.4.5.3 1 MW 蒸気発生器の運転経過

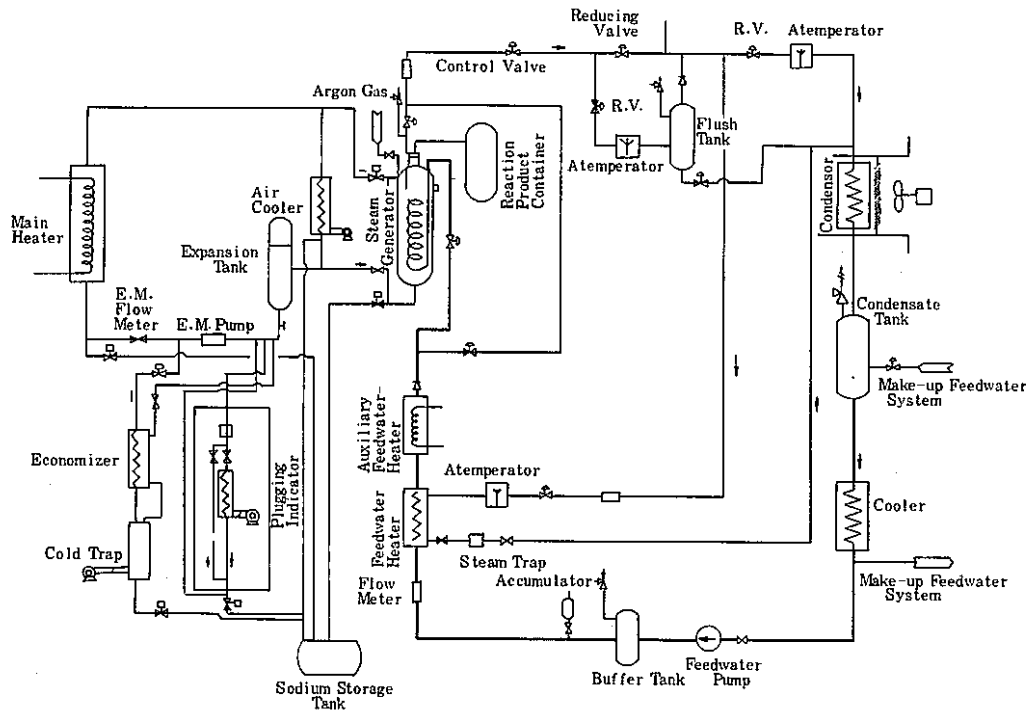


図 3. 4. 5 4 1MWSG 試験施設系統図

～70℃も高目となっている。

図 3. 4. 5 7 は定格時における諸特性について設計値と試験結果を比較したものであるが両者の間にはかなり大きな差が生じている。これは主に図 3. 4. 5 8 に示す様にダウンカム部の収熱が設計値から大きくずれていることによっているがその他設計時の性能が得られなかった理由としては設計時考えていなかった伝熱管の *fouling* が実際に存在したこと、設計時の伝熱管熱伝導率の採用値が大きすぎたこと等が考えられる。伝熱管管壁の熱抵抗は全熱抵抗に対して40～50%にも達してその熱伝導率の精度が全体の伝熱の評価に大きな影響を与えるため正確な値を求める手段を確立することが重要である。

(ii) 動特性試験結果

ナトリウム温度、ナトリウム流量、給水温度、給水流量、蒸気圧力の各プロセス量にステップあるいはランプ状の変化を与えその時のSGの応答性を調べ制御系についての、あるいは事故時に対するデータを得ようとするものである。しかし、施設特有の機器、ループの特性等によりこれらの変化を厳密な形状で与えることができず、さらにナトリウム、給水温度変化について

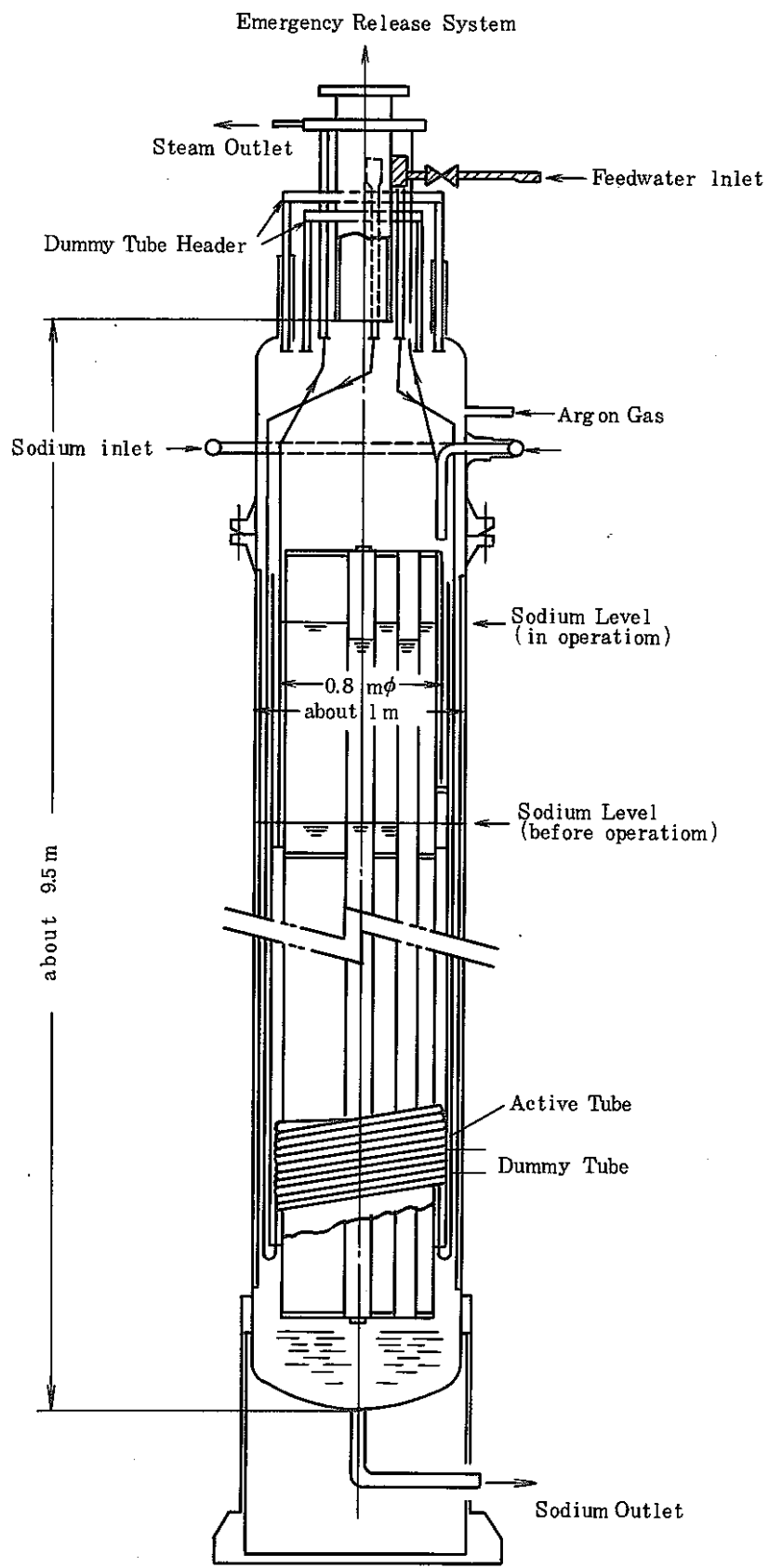


图 3.4.5.5 1MWSG 概略图

表 3.4.19 蒸気発生器要目一覧表 (1MWSG)

構 造 デ ー タ	シェル内径	1,000 mm
	シェル高さ	約 9.5 m
	伝熱管形式	一体貫流ヘリカルコイル型
	伝熱面積	6.85 m ²
	伝熱管本数	2 本
	ダミー管本数	8 本
	伝熱管全長	約 43 m (1 本当り)
	伝熱管外径	25.4 mm
	伝熱管肉厚	4.2 mm 1 部 5.0 mm
	傾斜角度	9°
	コイルピッチ円直径	805 mm
	材 質 シェル	SA387 Cr.D
	伝熱管	STBA-24
性 能 デ ー タ (定格運転時)	熱 出 力	1.2 MW
	Na 入口温度	540 °C
	Na 出口温度	350 °C
	給水入口温度	240 °C
	蒸気出口温度	513 °C
	蒸気出口圧力	173 kg/cm ² g
	Na 流量	1.792×10 ⁴ kg/h
	給水流量	1.888×10 ³ kg/h

は変化速度が小さく全体的に応答のゆるやかなデータを得るにとどまっていた。

図 3.4.59 にナトリウム流量変化についての一例を示す。

(iii) 安定性試験結果

第 1 次 1MWSG の通常運転中の負荷変更時に 2 本の伝熱管の給水流量に 180° 位相の異なる振動の発生する水側流動の不安定現象が発生した。

従来から沸騰 2 相流の不安定現象については多くの経験がされてきたがナトリウム加熱 SG においても Fermi 133MWt, ALCO/BLH 30MWt, GE 社 2MWt, WH 社 1MWt 等の諸 SG で経験・試験がなされ注目をあびている。この様な現象の発生は安全性, 経済性, および

運転性の面から今後のSG開発の上で解決してゆかねばならない重要な問題の一つである。そこでその発生条件、様相、静定条件、防止対策等についてのデータをを得る目的で人為的に不安定現象を発生させての不安定現象試験を行なった。代表的な発注例として給水流量80%の場合および給水入口に絞りのある場合をそれぞれ図3.4.60, 3.4.61に示す。

図3.4.62は振動の発達領域の周開を給水流量に対してまとめたものである。パターンI, IIの周期は流量に反比例し、絞りのある場合の周期はない場合の約3倍となっている。リミットサイクルにおける周期は絞りのある場合のそれに一致している。

(c) SG解体検査

実機条件での約3,600時間の運転経歴を持つSGの内部構造を調査し、今後の設計・製作の資料とするため昭和47年5月より解体検査を実施した。

SGの様な大型で複雑な構造のナトリウム機器を解体洗浄することは初めての経験であり、あらかじめ考えられる問題点を検討し慎重な計画をたてた。

解体手順を図3.4.63に示す。水側ドレン後、高温でのナトリウム循環運転を行ないSG内部を洗浄後ドレンした。ナトリウムによる固着を心配したが、無事常温下で管束部引抜きを行なうことができた。管束部はナトリウム処理室にて蒸気洗浄を行なった。解体洗浄の結果、特徴的なことは次の通りであった。

- (i) 内部構造がかなり複雑であったにもかかわらずナトリウムはきれいにドレンされていた。
- (ii) カバーガス領域にかなりのナトリウム蒸着が見られた。
- (iii) 熱変形による管束部引抜き時のステックはなかった。
- (iv) 管束部、あるいは分離シュラウド表面に、製作時の錆がナトリウムにより還元されたと思われる黒色付着物が認められた。
- (v) ダウンコマ下端曲り部およびナトリウム分配管に変形がみられたコイル部の変形、サポート部の摩耗部はほとんど認められなかった。

(d) 材料試験

ナトリウム中質量移行、ナトリウムによる腐食等を調査する目的で解体したSGの構造材料から試験片をとり材料試験を実施した。試験対象材としては伝熱管(2¼Cr-1Mo鋼, Nb, Nb+Ti安定化鋼)分離シュラウド

◇ : Sodium Flow Rate : G_{Na} (kg/H) ▽ : Feedwater Flow Rate : G_{steam} (kg/H)
 □ : Sodium Inlet Temp : $T_{Na in}$ (°C) △ : Feedwater Inlet Temp : T_{water} (°C)
 ○ : Sodium Outlet Temp : $T_{Na out}$ (°C) ▲ : Steam Outlet Temp : T_{steam} (°C)
 + : Down Comer Bottom Temp : $T_{D C Bottom}$ (°C)

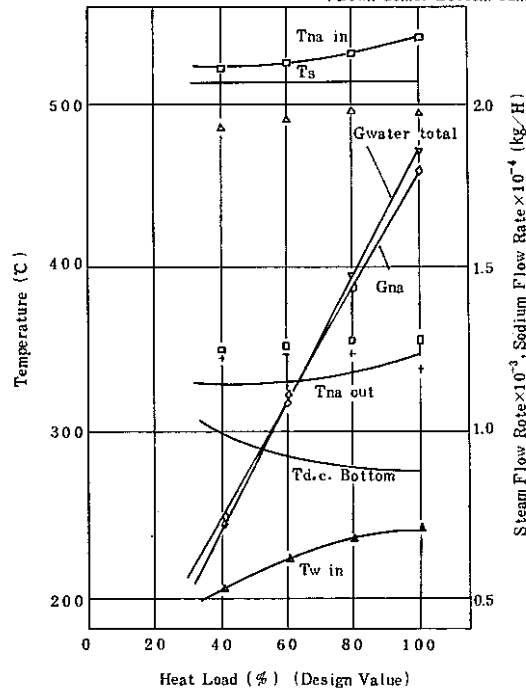


図 3.4.5.6 1MWSG 静特性試験結果

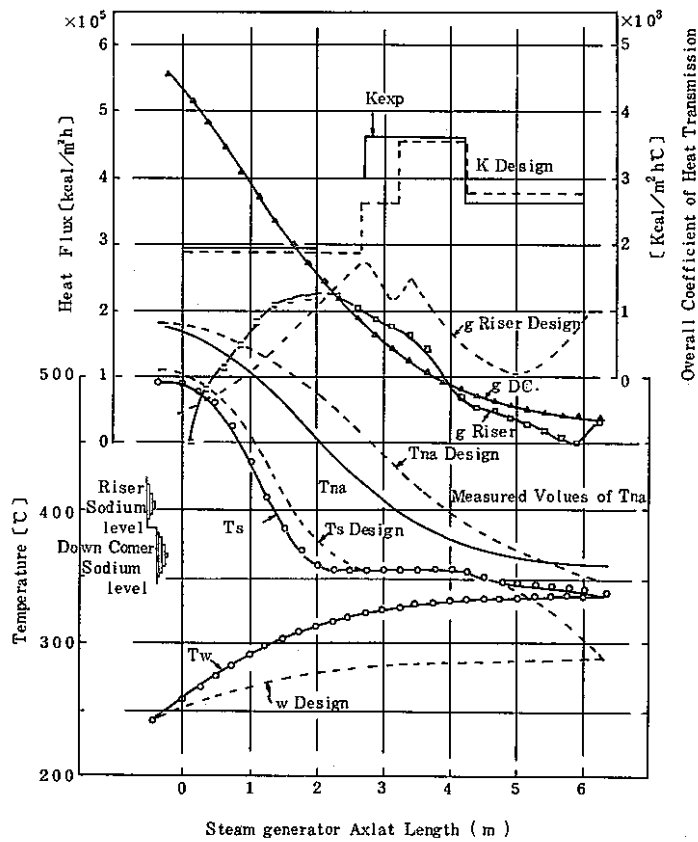


図 3.4.5.7 1MWSG の伝熱特性 (100%, Load)

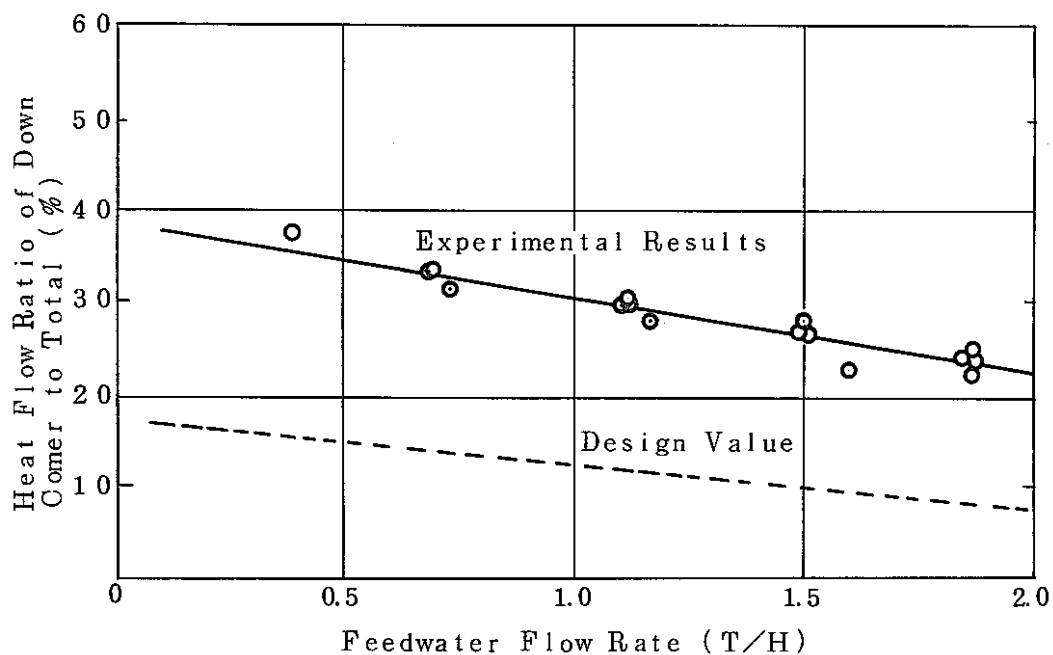
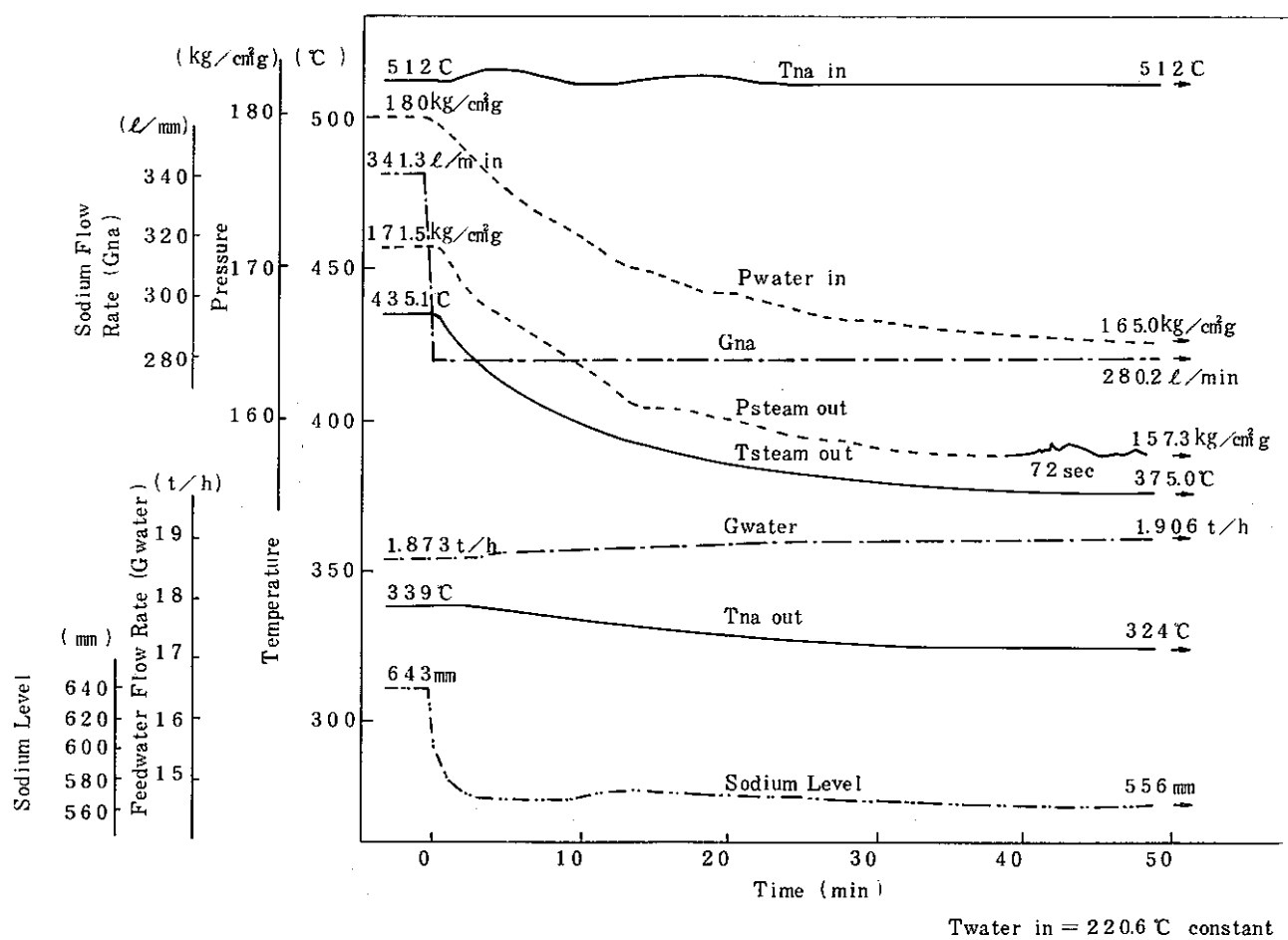


図 3.4.5.8 ダウンカマ部の収熱



T_{water in} = 220.6 °C constant

図 3.4.5.9 1 MW 蒸気発生器動特性試験結果の一例

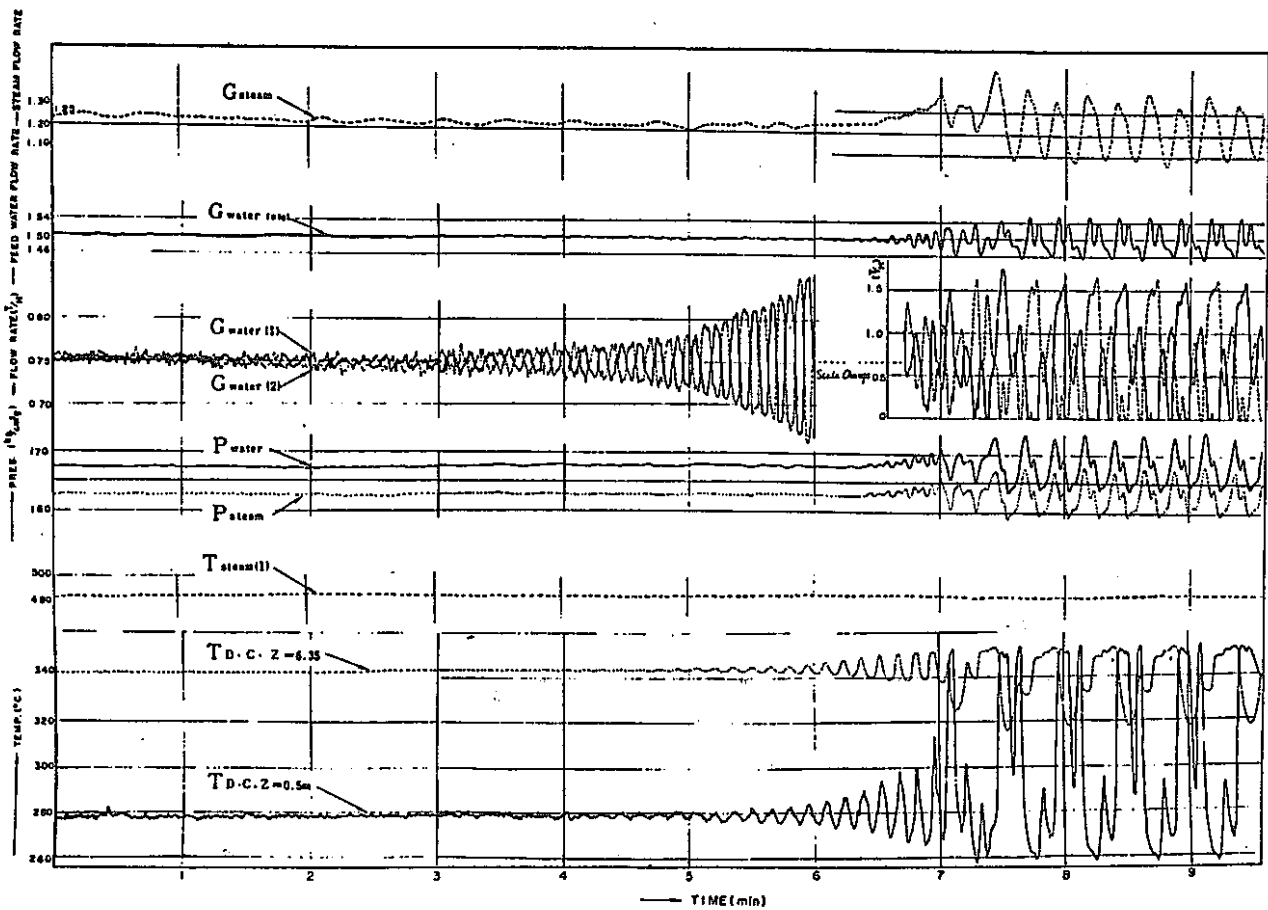


図 3.4.60 1 MW 蒸気発生器不安定現象発生例 (パターン 1)

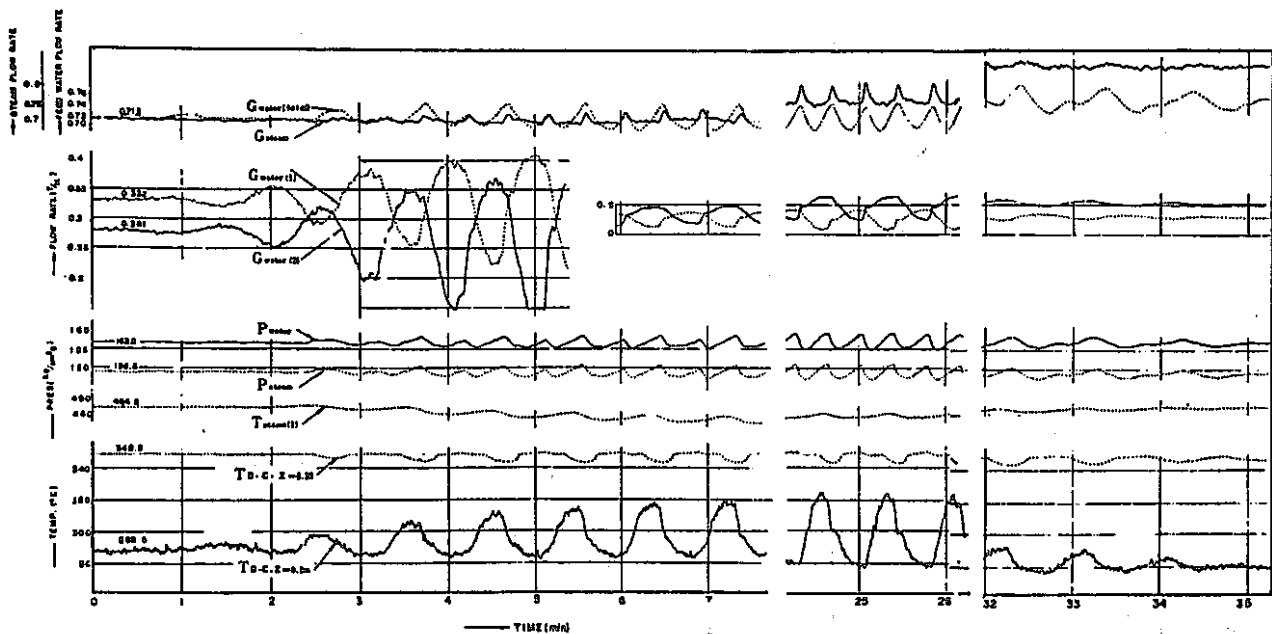


図 3.4.61 1 MW 蒸気発生器不安定現象発生例 (絞りのある場合)

(2 ¼ Cr-1 Mo 鋼) ライナ (SUS304), ナトリウム配管 (SUS304) その他であり SG 高さ方向数点から試験片を採取している。

試験項目は(1)伝熱管内面スケール, (2)断面方向組成分析, (3)機械的強度試験, (4)金属組織試験等である。これらの結果, ナトリウム浸漬時間は少なかったが部分的にかなりの脱炭, 侵炭と表面の腐食が認められた。しかし, 市販鋼管においては表面処理方法により製管当初からかなりの脱炭, 侵炭が生じていることが分かり, 今後実際の材料についての正確な評価を行なおうとする時は単にテストピースでの結果のみによらずこれらの効果をも考慮することの必要性が強調された。

(e) 第2次1MWSGの改造点

1MWSG についての一連の結果を早急に得ることの必要性から第1次試験には十分な時間がかけられなかったため第1次SGをもとに改造を加えた第2次SGを製作し, 引き続いて第2次1MWSG試験を行なうこととした。改造点は

- (i) ダウンカマ部収熱の大きいことが伝熱性能低下をきたし, 不安定現象発生
の原因となっていたことを考慮し, この部分での収熱を抑えるためにダウン
カマ管を2重管としガス層により任意の熱遮蔽を行なえる構造とする。
- (ii) 第1次SGでは伝熱管肉厚が4.2mmと5.0mmであったが伝熱計算等を簡略
するため4.2mmに統一した。
- (iii) カバーガス圧制御装置を設置し, 制御方式の確立をはかることとした。
- (iv) 熱電対の増加, 特に伝熱管表面温度測定用にパット方式により熱電対を伝
熱管表面に溶接付けした。
- (v) SG 出口ナトリウム配管に隔膜式水素計を増設した。

(f) 第2次1MWSG性能試験結果

第2次SGの性能試験およびその結果の評価は今だに完了していないがダウンカマ部の熱遮蔽が諸伝熱性能に与える効果についての概要を以下に示す。

(i) 静特性試験結果

ガス層によりダウンカマの熱遮蔽をほどこすとダウンカマでの給水温度の上昇はいずれの負荷においてもほぼ5℃以内におさえられる。

この時, コイル部のナトリウム温度と水側温度の差が大きくなりSG出口蒸気温度は熱遮蔽のほどこされていない場合に比べて80%負荷時に約40

℃程上昇する。このことは同一構造のSGにおいてダウンカマの熱遮蔽は伝熱面積をより有効に働かせることを意味している。両者の比較を80%負荷時について示すと図3.4.66のようになる。

(ii) 安定性試験結果

3.3項で述べた実機ナトリウム加熱SGにおける不安定現象発生時にはいずれの場合にもダウンカマ下端部において沸騰が発生していたと推定されており、この位置での沸騰を生じなくすることにより不安定現象の防止策をたてている。ダウンカマの熱遮蔽効果のなかった第1次1MWSGにおいても同様な傾向を示していた。しかし、十分な熱遮蔽をほどこしダウンカマ部での温度上昇がいずれの負荷の場合にも5℃以内でありダウンカマ部での沸騰の発生が考えられない状態にあった改造SGにおいても同様な不安定現象が発生しており、そのメカニズムについては詳細な検討が必要である。試験結果の一例を図3.4.67に示す。

これらの試験から得られた安定運転範囲図を図3.4.68に示す。

(g) 第一回小リーク

改造SGについての調整、ナトリウム純化等の運転を終了し、出力上昇運転に入ろうとしていた昭和48年4月に第一回小リークが発生した。

各種検出計の指示値の変化の様子から小リークとの判断を下し、それに対する処置を講ずるまでにかなりの時間がかかったが事故を拡大させることなくSGの隔離、ドレンを行なうことができた。その後リーク確認、リーク位置認定のための諸試験を行なったが最終的にはシェルから管束部を引き上げ目視で観察することによりその位置が認定された。リーク位置はダウンカマ熱遮蔽用2重管の伝熱管への隅肉溶接部であり溶接後熱処理を行なわなかったため残留応力が生じており、そこにアルカリ応力腐食が加わったためと推定された。

図3.4.64にクラックの状況を示す。

(h) 第二回小リーク

第一回小リーク補修工事終了後ナトリウム純化運転を行ない、再び出力上昇の行なえる体制のできた昭和48年11月に二回目の小リークが発生した。この時の各種検出計の指示値の変化の様子を図3.4.65に示す。前回の経験から小リークとの判断は早目に行なうことができ、その処置も適切になされた。前

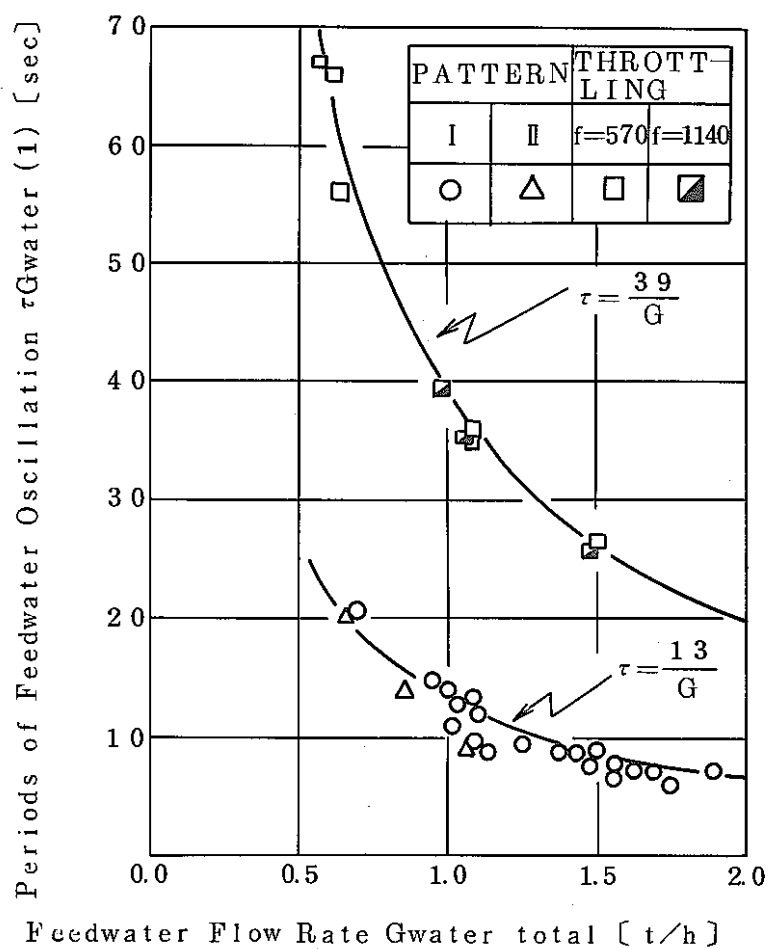


図 3.4.6 2 不安定流動の振動周期

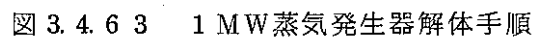




図 3.4.6 4 クラックの発生状況

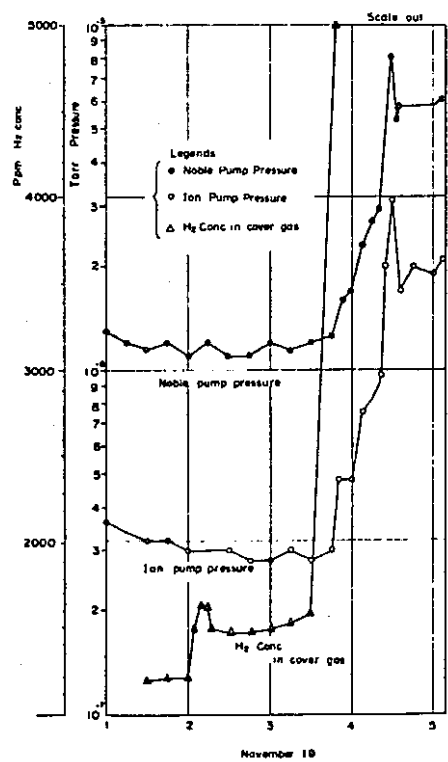


Fig. 4-19 Plots of Readings with Detectors

図 3.4.6 5 第 2 回小リーク発生器の
諸計巻指示値

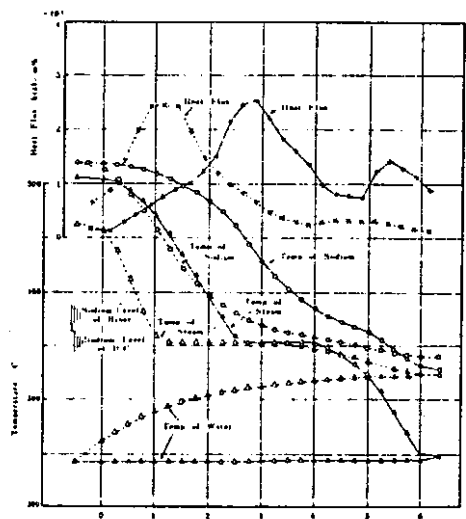


図 3.4.6 6 第 2 次 1 MW 蒸気発生器
静特性結果

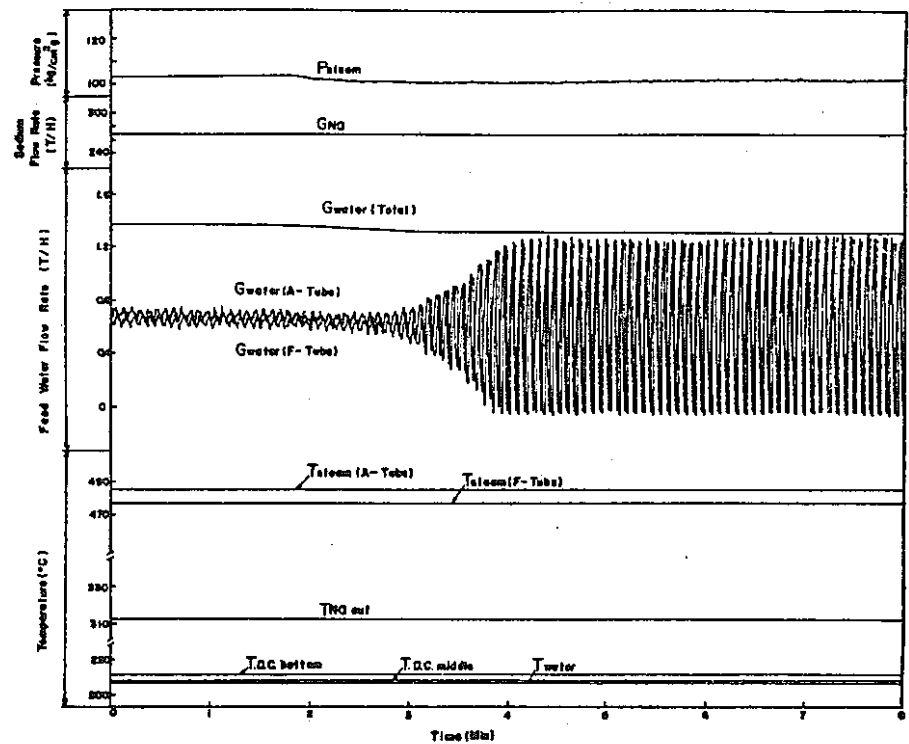


図 3.4.6 7 不安定現象試験の一例

With Gas Insulation in Downcomer		Without Gas Insulation in Downcomer		
With Throthing	Without Throthing	With Throthing	Without Throthing	
□	○	◇	△	Sodium Flow Rate
■	●	◆	▲	Sodium Inlet Temp
▣	◎	◇	▲	Water Inlet Temp
▤	○	◆	▲	Steam Temp

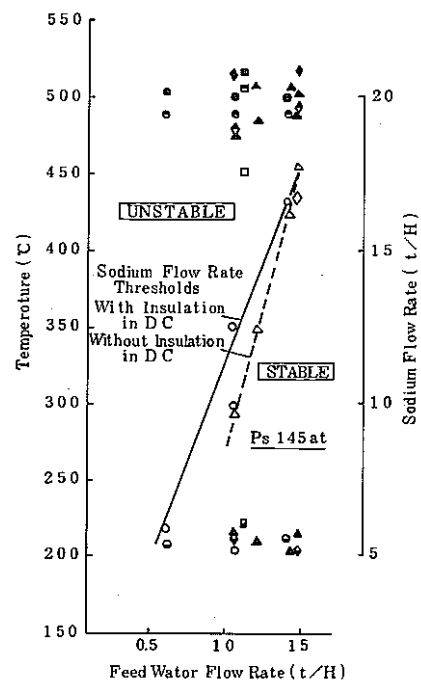


図 3.4.6 8 1 MW 蒸気発生器の安定運転範囲図

回と同様諸試験を行ないリーク箇所がダウンコマ部であるとの推定がなされたが再び管束部を引き抜きダウンコマ部熱遮蔽管を分解することによりリーク位置が二重管振れ止めの伝熱管への隅肉溶接部であることが確認された。

リーク発生位置，クラックの形状等が前回とはほぼ一致しており，その原因も前回と同様アルカリ応力腐食割れであると推定された。そこで振れ止めを熱遮蔽管側に設置する等の改造を行ない運転に備えた。

(3) 50MWSG

(a) 50MWSG 試験施設の概要

50MWSG 試験施設の系統図を図 3.4.69 に示す。

本施設は単に SG 単体の諸特性を求めるだけでなく，SG も含めたもんじゅ冷却検討のための試験の実施をも目的に建設されたもので，1 次ナトリウム，2 次ナトリウム系水蒸気系から成るもんじゅ冷却系を可能な限り模擬しており，その規模はもんじゅの約 1/5 に相当する。試験施設であることから原子炉のかわりに LPG 燃焼のナトリウム加熱器が用いられており，さらに原子炉の過渡応答性を実機に近づけるために各種バイパスラインが設置されている。また，タービン・発電機は減温・減圧装置により模擬される。SG 系統はシリーズに接続された $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼製の EV とステンレス鋼製の SH から成る。中間熱交換器（以下 IHX）で加熱された 2 次ナトリウムは，定格時 515°C で SH に供給され，EV を通過し，水・蒸気と熱交換した後 IHX にもどる。

給水は約 240°C で EV に供給され，ナトリウムからの入熱により飽和温度 $+30^\circ\text{C}$ に過熱された後，SH で 487°C まで昇温され，減温・減圧後復水される。

(b) 50MWSG の概要

(i) 50MWSG 1 号機

50MWSG 1 号機 EV の構造概要を図 3.4.70 に，詳細構造を図 3.4.72，その仕様および運転条件を表 3.4.20 に示す。給水はサーマルスリーブを介して上部鏡部を貫通した伝熱管により SG に供給され，いったんスタグナントなナトリウム部を下降し，胴の底部で U ターンし，ヘリカル状に伝熱部ナトリウム中を上昇し，予熱，沸騰，過熱され，蒸気管板を経て，SH に供給される。ナトリウムは外部のリングヘッダーにより 6 本の分配管に分配された

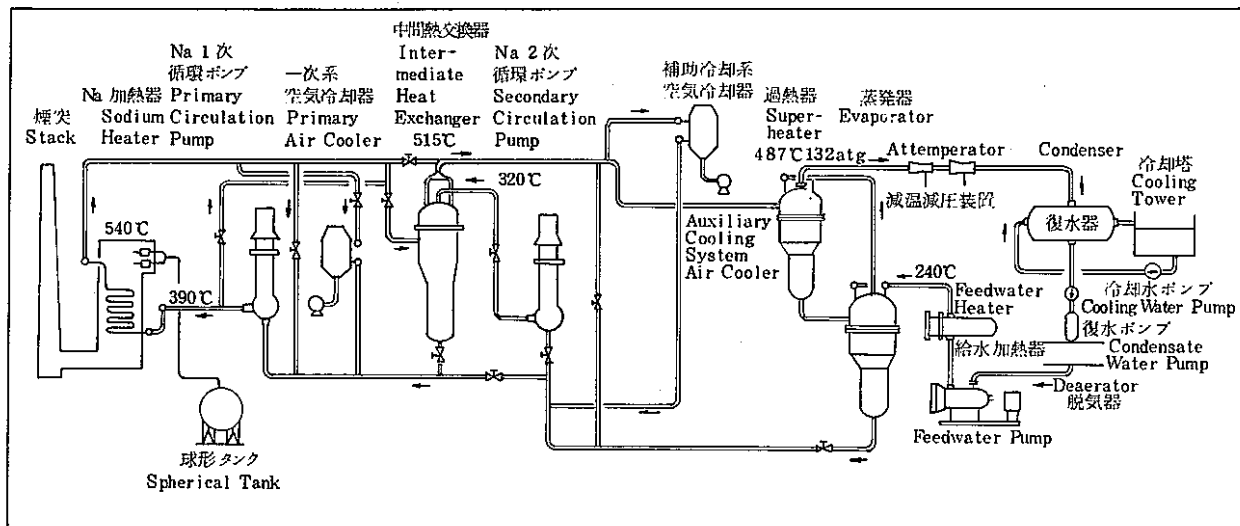


図 3.4.69 50 MW 蒸気発生器試験施設フローシート

Diagram of 50MWSG Test Facility

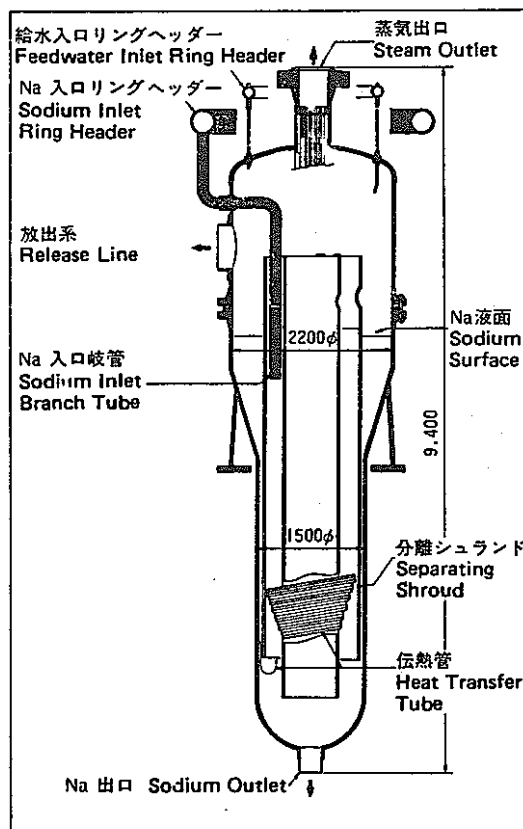


図 3.4.70 1号蒸気発生器

後、伝熱部に流入し、胴下部からループに戻る。

(ii) 50MWSG 2号機

構造図を図 3.4.71 に、詳細構造図を図 3.4.73、仕様運転条件を表 3.4.20 に示す。

構造の基本は1号機との間に大きな差はないが、伝熱管径、本数、長さが異なる。上部を平板構造としている給水側にも管板を用いている、ナトリウムの分配を胴内で行なうなどの差がある。なお、SHは1号、2号機いずれの場合も材料の違いを除いて構造的な差はほとんどない。

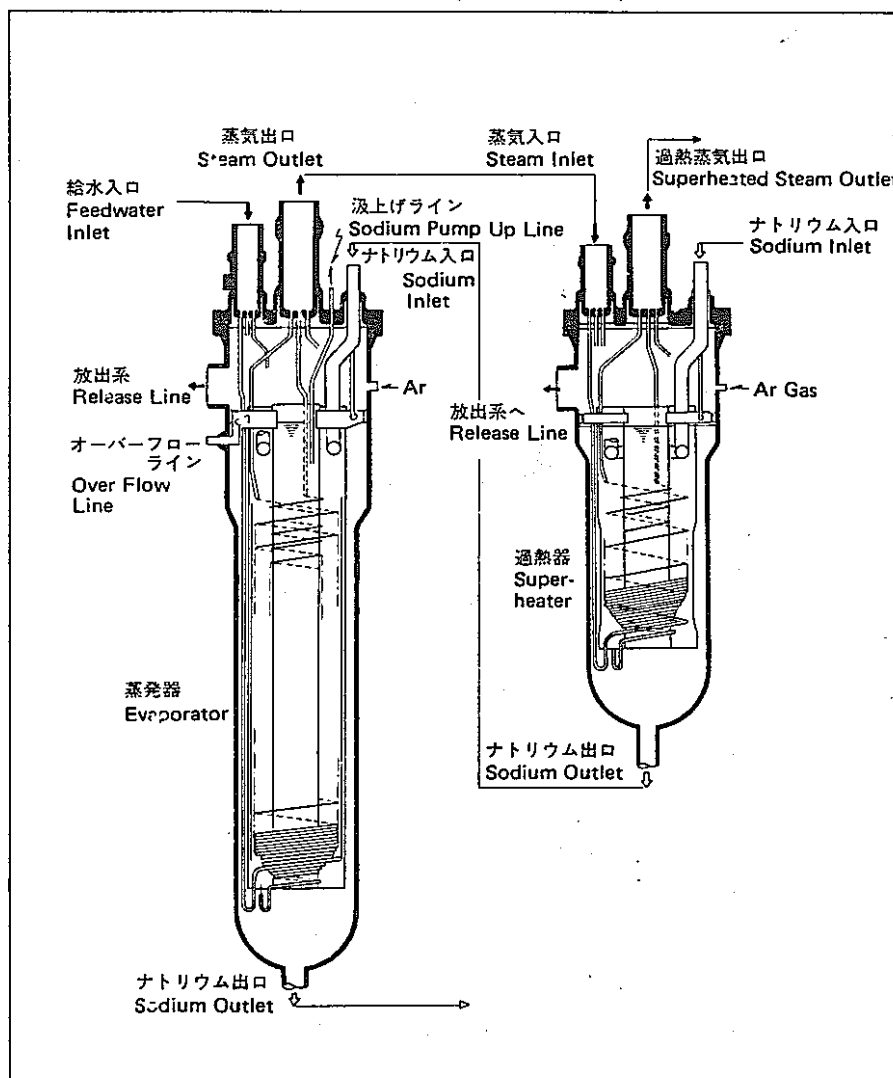


図 3.4.71 2号蒸発器および過熱器

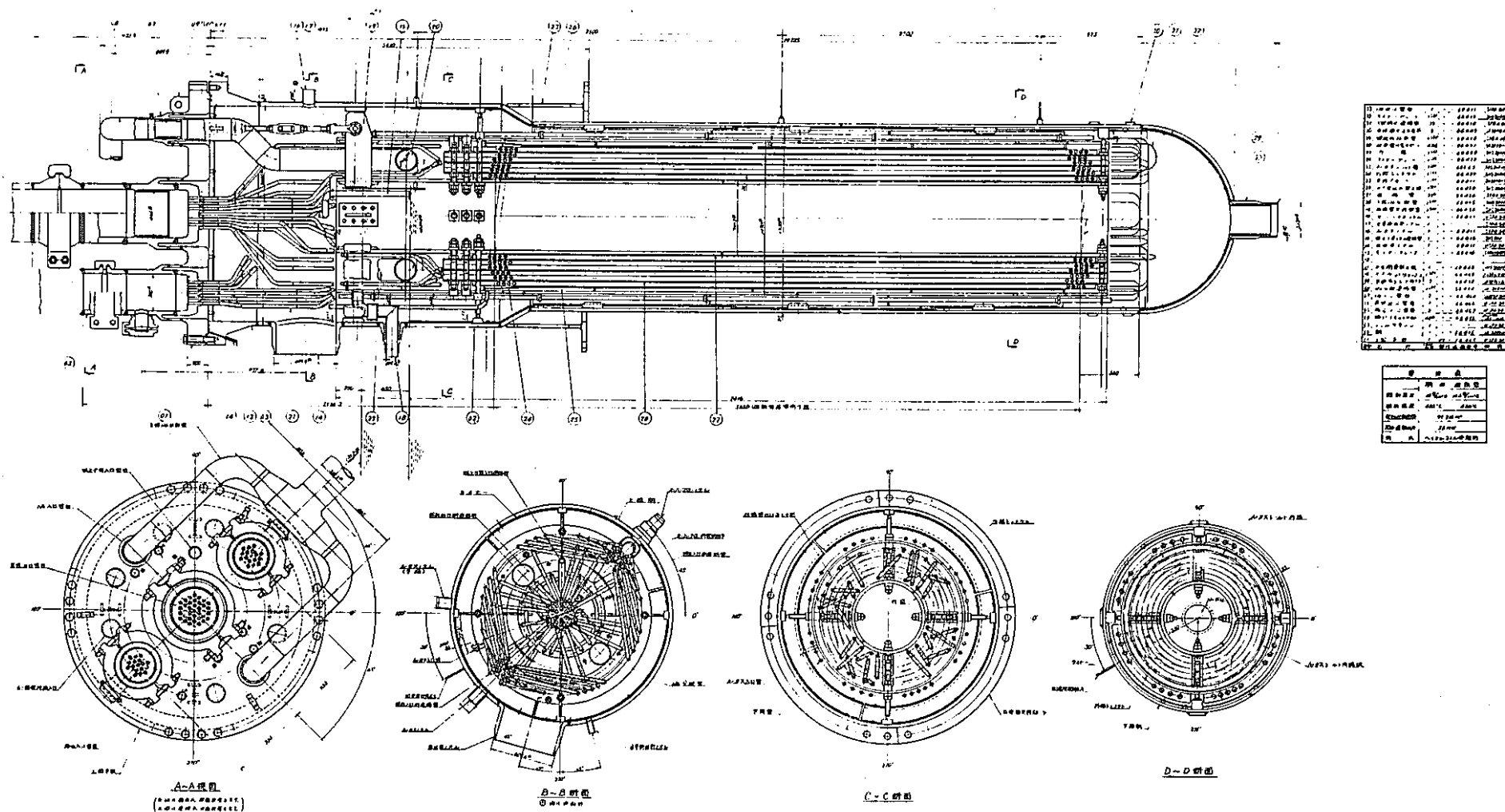


图 3.4.7 3 蒸发器全体图

表 3.4.20 50MW蒸気発生器要目表

		単 位	1 号 S G		2 号 S G		
			蒸 発 器	過 熱 器	蒸 発 器	過 熱 器	
機 器 仕 法 材 質 様	定 格 運 転 出 力	MWt	4 0.1	9.9	4 0.2	9.8	
	基 数	—	1	1	1	1	
	構 造	—	ヘリカルコイル	ヘリカルコイル	ヘリカルコイル	ヘリカルコイル	
	管 側 流 体	—	純 水	蒸 気	純 水	蒸 気	
	設 計 条 件	atg×℃	4 8 0／1 5 4	5 1 0／1 4 8	1 5 5／4 8 0	1 4 7／5 3 0	
	胴 側 流 体	—	ナトリウム	ナトリウム	ナトリウム	ナトリウム	
	設 計 条 件	atg×℃	1 0×5 0 5	1 0×5 0 5	1 0×4 8 5	1 0×5 3 5	
	伝 熱 面 積	m ²	1 8 9	1 0 0	2 3 7	7 6	
	圧 力 損 失 (水 側)	kg／cm ²	2.8	8.0	3.5 3	4.5 5	
	〃 (ナトリウム側)	kg／cm ²	－0.4 3	－0.2 5	－0.6 5	－0.3 2	
	概 略 寸 法	内部シュラウド外径	m	0.7 6 5	0.7 6 5	0.7 1 1 2	0.7 1 1 2
		外部シュラウド内径	m	1.4 5 0	1.3 5 0	1.3 5 0	1.3 5 0
		ヘリカルコイル最内径	m	0.8 0 5	0.8 0 5	0.7 8	0.7 8
		〃 最外径	m	1.2 0 5	1.1 2 5	1.2 8 0	1.2 8 0
		全長 (シェル外側)	m	9.4 0 0	8.4 5 0	1 1.8 5 6	7.8 4 0
	材 質	胴 板	—	SA387Gr. D	SUS27HP	SA387Gr. D	SUS304
		伝 熱 管	—	STBA24	SUS27HTB	STBA24	SUS321HTB
	圧 力 損 失 本 数	本	7 5	6 0	3 3	3 3	
	〃 外 径	mm	25.4	25.4	3 1.8	3 1.8	
	〃 厚 さ	mm	3.2	3.2	3.8	3.5	
	コ イ ル 層 数	—	6	6	6	6	
	配列ピッチ (軸 方 向)	mm	4 0	4 0	5 0	5 0	
	〃 (半径方向)	mm	4 0	4 0	5 0	5 0	
	有 効 長 さ	m	25.2	1 8.5	6 8.1	2 0.9	
計 画 要 目	水 蒸 気 入 口 温 度	℃	2 4 0	3 6 5	2 4 0	3 6 6	
	〃 出 口 〃	℃	3 6 7	4 8 7	3 6 6	4 8 7	
	〃 出 口 圧 力	atg	1 4 3	1 3 2	1 3 8	1 3 2	
	〃 流 量 (1 基 当 り)	T／H	7 9.6	7 9.6	7 9.6	7 9.6	
	N a 入 口 温 度	℃	4 6 9.6	5 0 5	4 7 6	5 1 5	
	〃 出 口 〃	℃	3 2 7.6	4 6 9.6	3 2 0	4 7 6	
	〃 流 量 (1 基 当 り)	T／H	7 9 4.8	7 9 4.8	7 2 3	7 2 3	
	液 面 制 御 方 式		オーバーフロー方式	カバーガス圧力制御方式	カバーガス圧力及びオーバースロ	カバーガス圧力	
設 計 者			日 立 製 作 所		三 菱 重 工		

(c) 50MWSG 1号機の試験結果

50MWSG 1号機においては、主に伝熱・流動・制御に関する性能データを得ることに主力がおかれた。実施した試験項目と内容を表 3.4.2 1 に示す。試験は表からあきらかなように極めて多岐にわたっている。

(i) 静特性試験結果 (1 例を図 3.4.7 4 に示す。)

- (イ) 多層・多数管を有するヘリカルコイル型 SG の空間伝熱流動特性を把握するのに十分なデータが得られた。
- (ロ) 設計値にくらべると約 15～20% の伝熱面積の余裕があった。
- (ハ) 蒸発器 (EV) 出口蒸気温度に対して、給水流量、ナトリウム流量、過熱器 (SH) 入口ナトリウム温度が大きく影響し、設計条件におさえるための操作範囲はせまい。
- (ニ) ダウンカマ部の収熱は予想の 2～3 倍に達した。

(ii) 動特性試験結果 (1 例を図 3.4.7 5 に示す。)

- (イ) EV 単体の時定数は約 3 分、EV と SH 結合状態では約 20 分であった。
- (ロ) 各種の制御方式をループに組み込み、その結果を比較して有効な制御方式を予想するためのデータが得られた。また、これらのデータは解析コード評価にも有用であった。

(iii) 事故模擬試験 (1 例を図 3.4.7 6 に示す。)

- (イ) SG に対して 80℃/min に達するコールドショック試験を実施し、原子炉スクラム事故評価のためのデータが得られた。
- (ロ) 40% 負荷条件時に 2 次ナトリウム循環ポンプをトリップさせた試験により 2 次ナトリウム系の自然循環運転の成立することを確認し、崩壊熱除去運転検討のデータを得ることができた。

(iv) 不安定現象・最低負荷試験結果 (1 例を図 3.4.7 7 に示す。)

- (イ) もんじゅ部分負荷条件は安定であることが確認された。ただし、低負荷時には安定裕度が小さい。
- (ロ) SG の流動安定性は各伝熱管流量分配状態に大きく支配される。
- (ハ) 不安定現象の発生原因として、①密度波振動のフィードバック効果、②ダウンカマ下端部での沸騰の発生が考えられ、ダウンカマを持つ SG では安定運転に対する最低負荷がある。

表 3.4.2.1 試験項目および内容

試験分類	試験項目	試験目的内容
(I) 静特性試験	(1)EV 単体試験	○水単相，二相流および通常運転時の伝熱流動性能を求める。
	(2)EV+SH 総合試験	○設計値の評価を行ない感度および安定運転操作範囲を求める。
	(3)再現性試験	○水側およびナトリウム側の汚れによる経時変化を求める。
	(4)プラグSG 特性試験	○特定な層の伝熱管をプラグした時の空間分布状態を知る。
(II) 動特性試験	(1)Na 液面制御性試験	○ナトリウム流量変動時におけるナトリウム液位の状態を知り設計データを得る。
	(2)機器単体試験	○プラント構成機器の特性を求め系全体の制御性を求めるための基礎データを得る。
	(3)EV 単体，EV+SH 結合開ループ特性試験	○冷却系の制御性を支配するSGの特性を求める。
	(4)EV 単体，EV+SH 結合プラント制御性試験	○プラント全体についての制御性データを得る。
	(5)「もんじゅ」制御方式確認試験	各社から提案されている「もんじゅ」制御方式を確認し，最適制御方式を求める。
	(6)周波数応答試験	○水系あるいはナトリウム系の位相遅れを直接求めSGの応答性を知る。
	(7)プラグSC 動特性試験	○プラグすることによる系の安定性に対する影響を知る。
(III) 事故模擬試験	(1)コールドショック ホットショック試験	○原子炉スクラム時を模擬し，大きな温度変化を与える時の応答性を知る。
	(2)外部電源喪失 事故模擬試験	○電源喪失におけるSGの挙動を把握する。
	(3)ガス系破断 事故模擬試験	○ガス系が破断したり故障した時のナトリウム液面挙動を把握する。
	(4)緊急ドレン	○緊急ドレン時の問題点を摘出する。
	(5)2 次ナトリウム系 自然循環運転試験	○崩壊熱除去運転時に2次系ナトリウムにどの程度の自然循環が成立するか知る。
	(6)事故時データ	○通常運転時に発生した事故はデータをまとめる。
(IV) 不負荷安定試験 現象・最低	(1)「もんじゅ」条件部分 負荷安定試験	○「もんじゅ」SG 部分負荷条件の安定余裕を見極め不安定発生時の問題点を明らかにする。
	(2)「もんじゅ」条件起動 安定性試験	○「もんじゅ」起動条件について問題点を明らかにする。
	(3)パラメータ効果試験	○広範囲なパラメータについてのデータを得て解析コードの整備をはかる。
	(4)最低負荷試験	○通常運転の蒙気条件においてどこまで負荷を下げるができるか確認する。
	(5)プラグSG 安定性試験	○ある局について局所的に多数の伝熱管をプラグした時の安定性に対して与える影響を確かめる。
	(6)EV+SH 結合時安定性試験	○EV と SH を結合した場合の安定性を確認する。
(V) その他	(1)水素検出計試験	○ナトリウム中のH ₂ のback groundを求め，水リーク検出計の実機における性能を確認する。
	(2)コールドトラップ性能試験	○大型コールドトラップの性能を求める。
	(3)ナトリウムチャージ試験	○大型ループへのナトリウムチャージ時の問題点を明らかにする。
	(4)EV 通水試験	○EV 通水時の問題点を明らかにする。
	(5)SH 通気試験	○SH 通気運転方式を確立する。

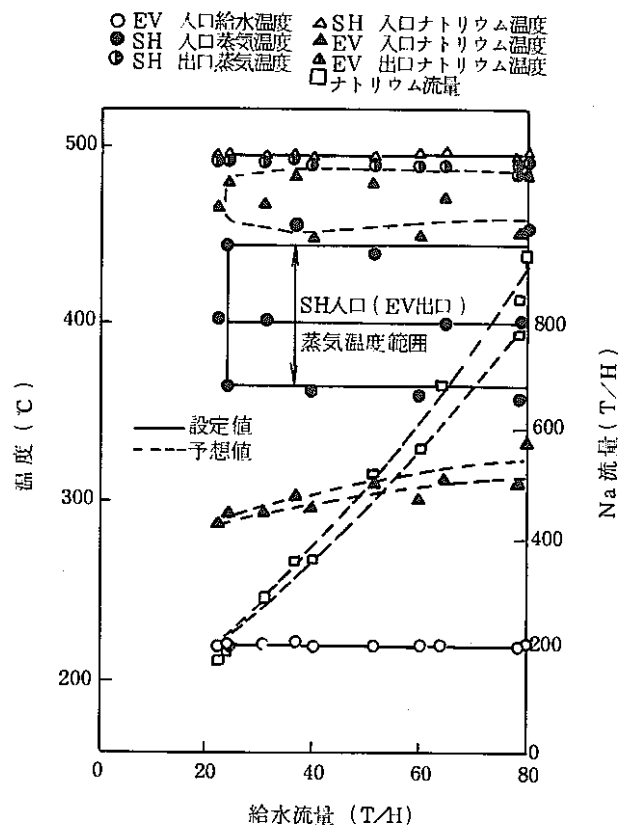


図 3. 4. 7 4 静特性試験結果 (操作範囲の例)

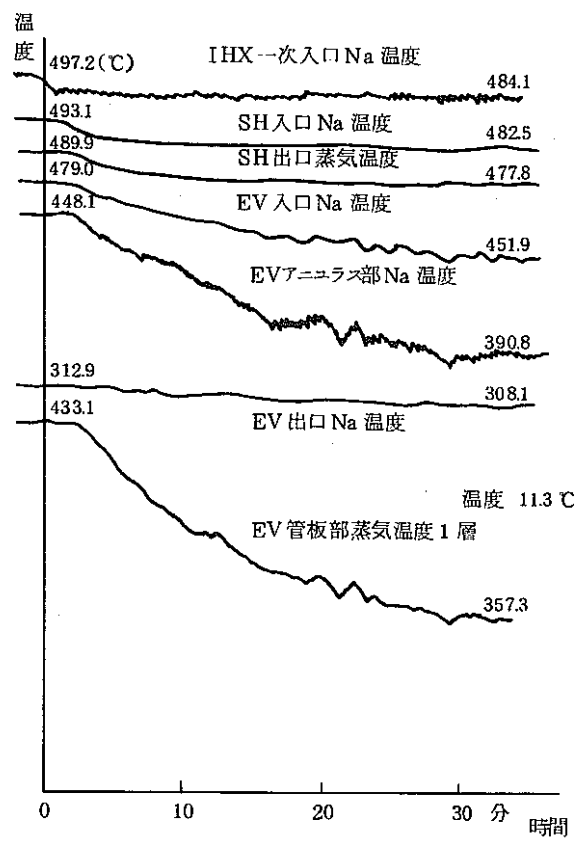


図 3. 4. 7 5 入口Na 温度変化 (70% 負荷)

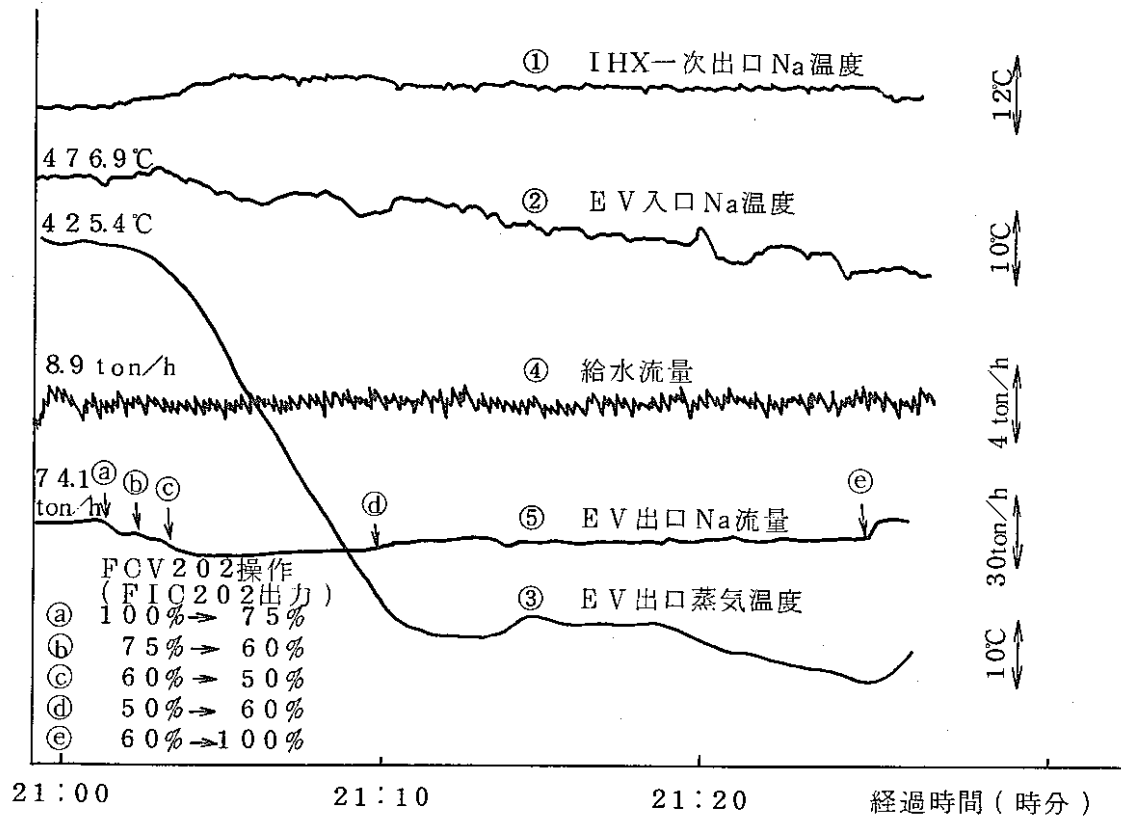


図 3.4.76 自然循環流量パラメータ試験AC6-005

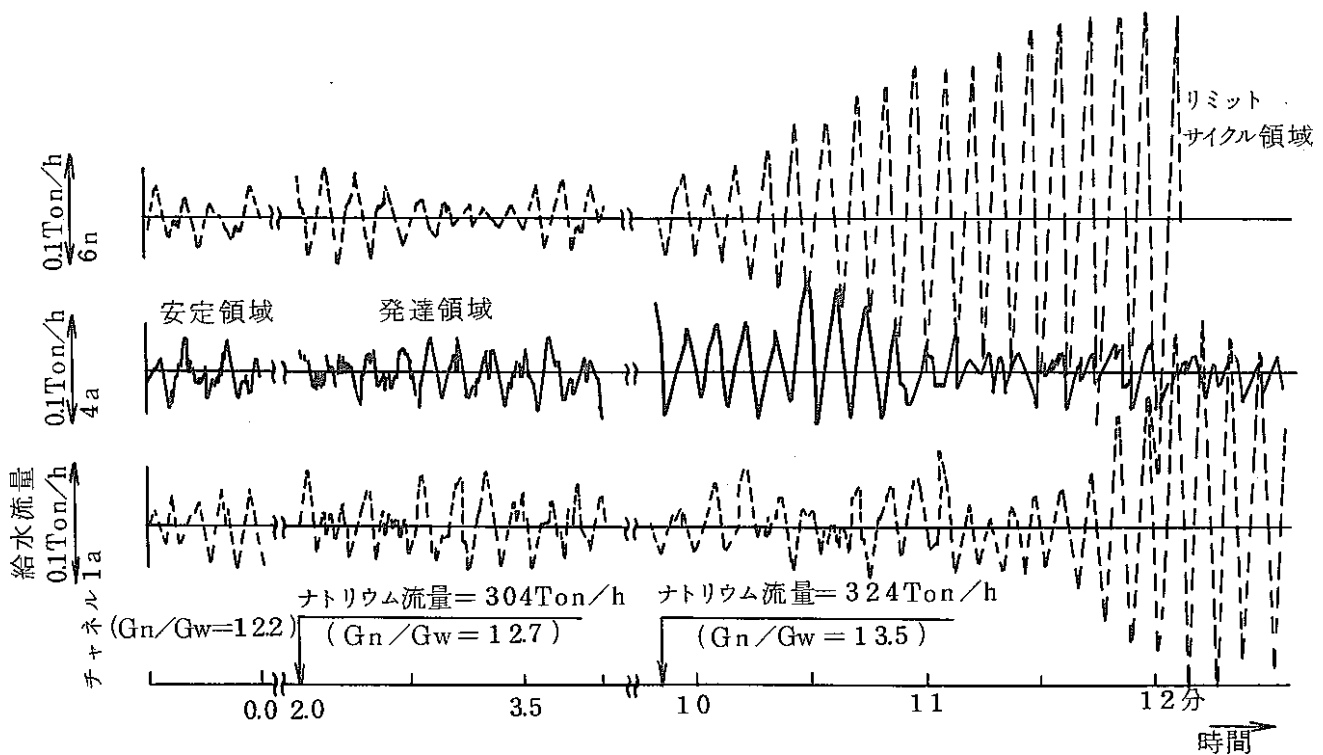


図 3.4.77 不安定現象発生状況の1例 (EXP. No. 813-R)

(Gn/Gw=ナトリウム/給水流量比)

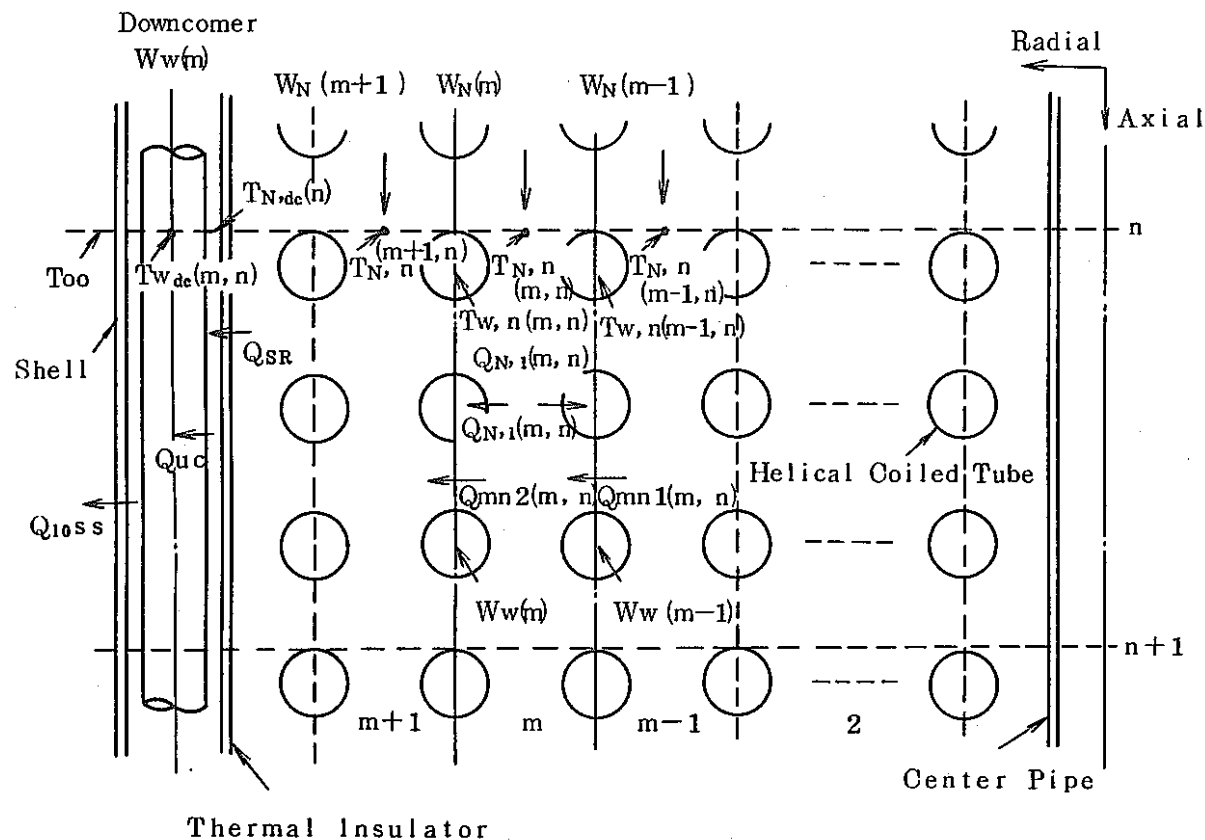
(d) 50MWSG 2号機の試験結果

(i) 静特性試験結果

50MWSG 2号機の静特性試験結果は、当室で作成した請特性コード POPAI を用いて行なわれた。得られた主な内容は以下の通りである。

図 3.4.78 に解析コードを図 3.4.79 に伝熱流動特性について示す。

- (イ) 解析コード“POPAI”は50MWSG 1号機と同様、2号機に対しても良好な精度で対応し、本コードの大型SGへの適用が有効であることを確認した。
- (ロ) 伝熱管群部ナトリウムの圧力損失特性の予測に対し、1号機および2号機に適用できる計算式を提案した。
- (ハ) 伝熱管内圧力損失に対するもんじゅ設計式は2号機の実測値に対して±6%の精度で有効である。
- (ニ) もんじゅ熱設計に用いられる伝熱諸式は50MWSG 1, 2号機の性能予測に十分有効である。
- (ホ) 上昇管と下降管との間隙に設けられている熱遮蔽胴のアルゴンガスによる断熱効果の増減は下降側吸熱量に顕著な影響を与えない事が確認された。この原因は、下降管側ナトリウムの自然対流熱伝達の存在によるものである。
- (ヘ) ナトリウムの空間温度分布は、ミキシング係数の理論値に対し、約1.0倍の修正を施すことにより実測値と計算値の対応が良好になる。
- (ヘ) 下降管内給水温度実測値から熱遮蔽胴熱貫流率を実験的に算出した。その結果、2号機蒸発器のアルゴンガス断熱層がない場合の熱遮蔽胴熱貫流率は約 $600 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ となった。
- (コ) 蒸気圧力 130 kg/cm^2 、出口蒸気過熱度 $30 \sim 60^\circ\text{C}$ 条件では給水流量10%まで水側不安定現象（下降管内における沸騰も含む）を生ずることなく安定に試験ができた。その以下の負荷では下降管下端で沸騰が生ずるが、その条件においても蒸発器出入口パラメータの安定な制御が可能であった。
- (ク) 33本の全伝熱管蒸気出口部に熱電対を取付け、その分布特性について検討した結果、同一層内の温度は比較的よくまとまっているが、特に定格負荷条件において層間の温度差が明確に生ずる。

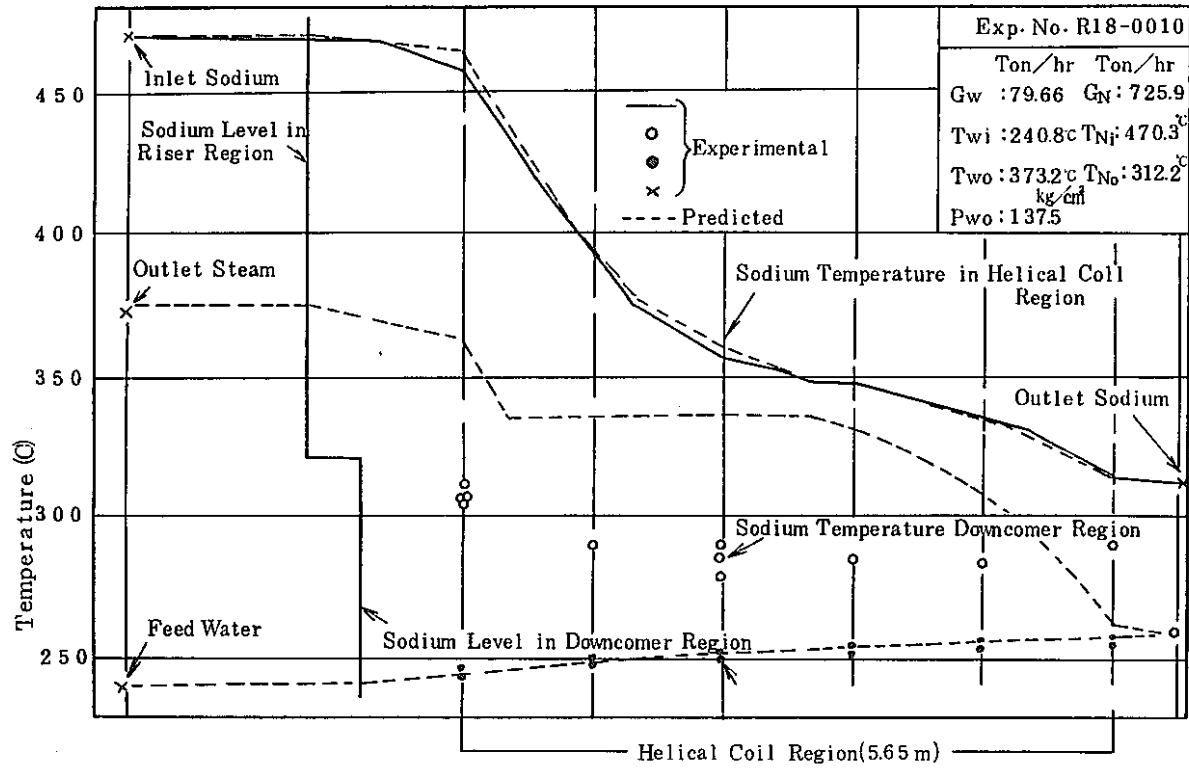


(a) 解析コードのモデル

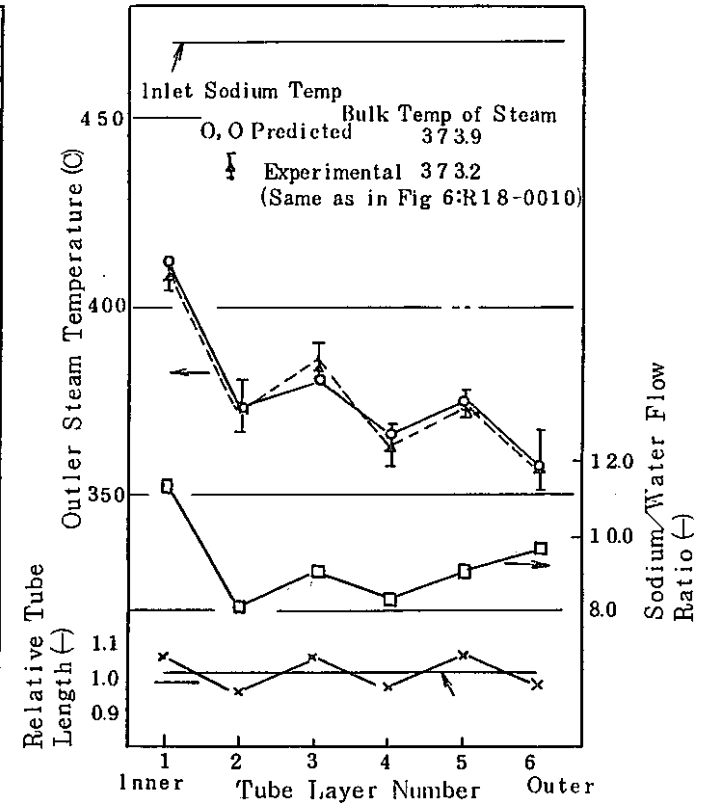
	Region	Correlation
Water/ Steam	Single Phase Region Helical Coil Tube Liquid Phase (Mori Nakayama's Eq)	$Nu_L = \frac{1}{0.1} \frac{Pr_L}{Pr_L + 0.023} Re_L^{\frac{1}{2}} \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{0.023}{Re_L \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right)$ $Nu_G = \frac{1}{20.2} \frac{Pr_L}{Pr_L + 0.014} Re_L^{\frac{1}{2}} \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{0.023}{Re_L \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right)$ $Nu_{L,G} = 0.023 Re_{L,G}^{\frac{1}{2}} Pr_{L,G}^{\frac{1}{4}}$
	Straight Tube (Dittus-Boelter's Eq)	
	Nucleate Boiling Region (Modified Schrock Grossman's Eq)	$\sigma_{NB} = 2.5 \left(\frac{1}{X_{NB}} \right)^{0.15} \sigma_{L,G}$ where: $\sigma_{L,G} = \frac{1}{0.1} \left(\frac{1}{Pr_L + 0.023} Re_L^{\frac{1}{2}} \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{0.023}{Re_L \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right) \right)$ $Re_{L,G} = \frac{d_c G (1-X)}{\mu_{L,G}}$ $X = \left(\frac{2.5}{Pr_L} \right)^{0.1} \left(\frac{2.5}{Pr_G} \right)^{0.1} \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.1}$
	Film Boiling Region	$\sigma_{FB} = \frac{1-X}{1-X_{FB}} \sigma_{NB} + \frac{X-X_{FB}}{1-X_{FB}} \sigma_{L,G}$ where: $\sigma_{L,G} = \frac{1}{0.1} \left(\frac{1}{Pr_L + 0.023} Re_L^{\frac{1}{2}} \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{0.023}{Re_L \left(\frac{d_c}{D_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right) \right)$ $Re_{L,G} = \frac{d_c G (1-X)}{\mu_{L,G}}$
Sodium	Hoe's Eq	$\sigma_{Na} = \frac{1}{0.1} (1.01 + 0.228 Pr_{Na}^{\frac{1}{4}})$

(b) 使用伝熱・流動式

図 3.4.78 ヘリカルコイル型 SG の伝熱・流動
解析コード (動燃事業団 POPAI-3)



(a) 軸方向温度分布



(b) 半径方向水側温度・流量分布

図 3.4.79 ヘリカルコイル型SGの伝熱・流動特性
(もんじゅ用50MWSGの例)

(x) 低負荷になるに従い、層間の温度差が小さくなるがこれは、伝熱管長さあるいはナトリウム／水流量比以外の要因が重要であり、要因として

(i) 軸方向ナトリウム温度分布あるいは熱流速分布

(ii) 熱遮蔽胴上部形状

(iii) ナトリウムミキシング

(iv) 内筒ナトリウム温度

が考えられる。

(r) SGのメンテナンス実証試験前後の特性の変化を検討した。最内層伝熱管1本および中間層（第3層）の1本計2本をプラグしたため、相対的に外側の層に給水が多く流れ、半径方向温度差が同試験前に比べて大きくなることがわかった。

(4) もんじゅSG

(a) もんじゅSGの構造

もんじゅの蒸発器は縦型であり熱交換部である伝熱管群およびその他の内部構造物と内蔵する胴とに大別される。

図3.4.80に蒸発器の断面図を示す。表3.4.22に主要目標を示す。構造主要目標を表3.4.23に示す。ナトリウムはナトリウム入口リングヘッダーから6本に分岐し、上部胴を貫通して胴内部に導入され管来上部のナトリウム分配管を経て伝熱管群に入り内筒とシュラウド間を下降し、胴下部のナトリウム出口ノズルから流出する。

水・蒸気は同じく本体上部に配置された入口リングヘッダーから6本に分岐し、上部鏡板上で6コの入口管板部を通過して本体内部に導入される。さらに、胴とシュラウド間を下降してダウンコマ部を形成し、胴下部で反転して上昇してヘリカルコイル部を形成した後、上部鏡板の中心に位置する蒸気出口管板を通過して流出する。管末部は上部胴から吊りボルトにより支えられており管板部が出入口とも上部鏡板に設置されているので引き抜きが可能である。

蒸発器はナトリウムの自由液面を有しており、ナトリウムを汲み上げ、オーバフローさせることにより液面を一定に保つことが出来る。以下に各部の特徴を説明する。

(i) 管 板

水・蒸気側出入口は、両者とも管板構造を採用している。蒸気出口管板は上部鏡中央部に 1 個、給水入口管板は外周部に 6 個配置されている。

管板と上部鏡板の接続は熱応力対策としてセーフエンド構造としている。管板と伝熱管の溶接は自動による内部突合せ溶接構造とし 100%放射線検査が可能である。

(ii) 伝 熱 管

伝熱管は、ダウンカマー部、ボトム部、ヘリカルコイル部、ライザー部に分けられる。給水入口管板を伝熱管は、本体胴とシュラウドの間を直線的に下降する本体胴とシュラウドの間のナトリウムはスタグナントとなっておりシュラウドによりある程度熱遮蔽されているので、ダウンカマ部ではほとんど収熱しない。このダウンカマ部伝熱管は、シュラウドに取付けられた支持金物により支持されている。

伝熱管は最下端で反転して上昇し、内筒とシュラウド間でヘリカルコイル部を形成し、ここで大部分の熱交換が行われる。ヘリカルコイルは 14 層から成る。ヘリカルコイル部を出た伝熱管はナトリウム分配管を避けて上昇し蒸気出口管板に内部突合せ溶接される。

(iii) 伝熱管支持構造

伝熱管群は H 型支持鋼、上下ステーボルト、内筒、サポートラグを介して吊り棒 6 本により上部胴に接続されている。

伝熱管はコイルの円周方向 6 ケ所で H 型支持鋼に固定されている。

支持構造に要求される機能としては伝熱管自体の荷重の伝達、伝熱管の熱膨張の逃がし、吸収および振動の防止等が考えられるが、これ等は支持構造に要求される性格として相反するものがあるので、構造上十分な検討が必要である。

本設計においては、組立性も考慮して、H 型支持鋼と伝熱管を円筒状のカラーを介して支持方法を採用する。

(iv) 本 体 胴

本体胴は、ナトリウム又はアルゴンガスと雰囲気とを隔離し、通常運転時およびナトリウム－水反応時においてナトリウムおよびアルゴンガスを保持す

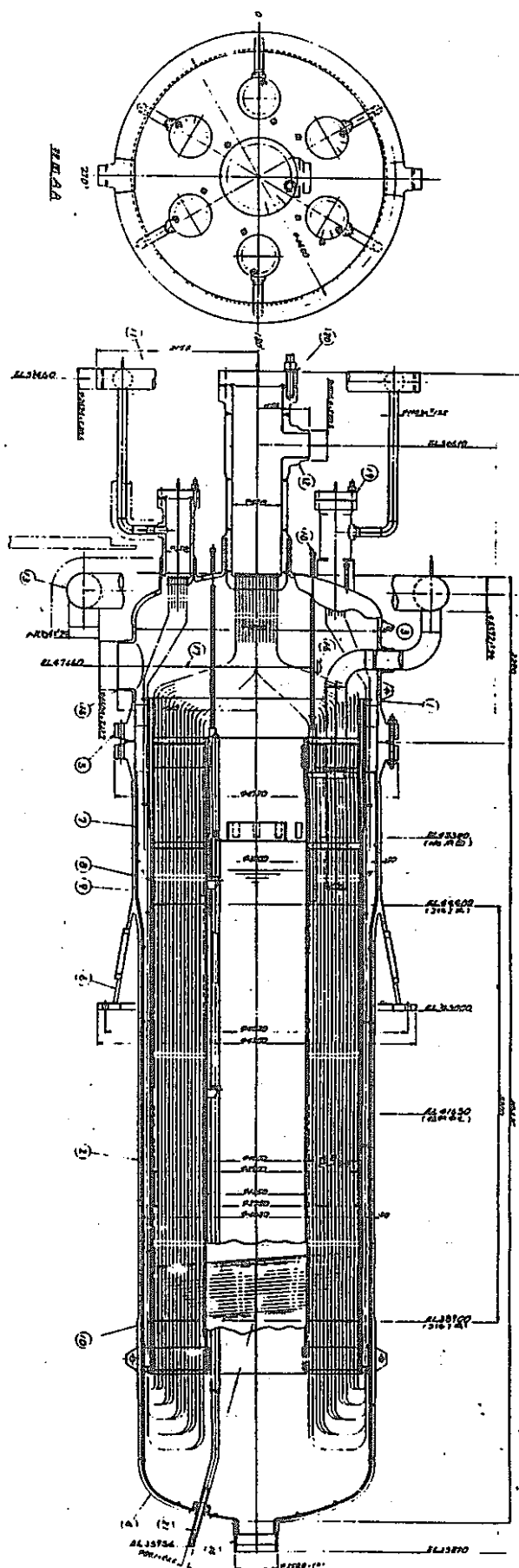


図 3.4.80 EV 断面図

表 3.4.2.2 蒸気発生器主要目表

要 目	蒸 発 器	過 熱 器
(a) 形 式	ヘリカルコイル形分離形	ヘリカルコイル形分離形
(b) 基 数	1 基／ループ	1 基／ループ
(c) 交 換 熱 量	190.8MWt／基	47.2MWt／基
(d) ナトリウム側条件		
(I) 定格時流量	$3.73 \times 10^6 \text{ kg/h}$	$3.73 \times 10^6 \text{ kg/h}$
(II) 入 口 温 度	468.9℃	505℃
(III) 出 口 温 度	325℃	468.9℃
(e) 水 側 条 件		
(I) 定格時流量	$3.79 \times 10^5 \text{ kg/h}$	$3.79 \times 10^5 \text{ kg/h}$
(II) 入 口 温 度	240℃	366.9℃
(III) 出 口 温 度	368.7℃	487℃
(IV) 出口過熱度	30℃	—
(V) 入 口 圧 力	$154.0 \text{ kg/cm}^2\text{A}$	$144.0 \text{ kg/cm}^2\text{A}$
(VI) 出 口 圧 力	$146.5 \text{ kg/cm}^2\text{A}$	$133.0 \text{ kg/cm}^2\text{A}$
(f) 設 計 条 件		
(I) ナトリウム (胴) 側設計温度	490℃	525℃
(II) " 圧 力	$5.0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$	$5.0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$
(III) 水蒸気 (伝熱管) 側設計温度	伝 熱 管 465℃ 給水入口 250℃ 蒸気出口 390℃	伝 熱 管 520℃ 給水入口 390℃ 蒸気出口 510℃
(IV) " 圧 力	伝 熱 管 $165 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 給水入口 $165 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 蒸気出口 $158 \text{ kg/cm}^2\text{G}$	伝 熱 管 $154 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 給水入口 $154 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 蒸気入口 $144 \text{ kg/cm}^2\text{G}$
(g) 種 別	第 3 種機器	第 3 種機器
(h) 耐震クラス	A	A
(i) 材 料		
(I) 伝 熱 管	STBA24	SUS321HTB
(II) 胴体など	SCMV4	SUS304
(j) 液面制御方式	オーバーフロー汲上げ方式	カバーガス加圧方式

表 3.4.2.3 構造主要目一覧表

No.	項 目	単 位	蒸 発 器	過 熱 器
1	胴関係概略寸法			
	内部シュラウド外径	mm	1,035	1,035
	外部シュラウド外径	mm	2,810	2,788
	外部シュラウド肉厚	mm	30	19
	外胴体内径	mm	3,050	3,050
	外胴体肉厚	mm	30	30
	上胴体長さ	mm	2,290	2,290
	下胴体長さ	mm	1,0330	7,230
	全 長	mm	12,620	9,520
2	伝熱管管束部寸法			
	伝熱管外径	mm	31.8	31.8
	伝熱管肉厚	mm	3.8	3.5
	本 数	本	147	147
	層 数	層	14	14
	半径方向ピッチ	mm	50	50
	軸方向ピッチ	mm	50(48)	50(48)
	傾 斜 角 度	度	4.56	4.56
	最内層径	mm	1,400	1,400
	伝熱管最外層径	mm	2,700	2,700
	有効伝熱管平均長さ	m	69.3	31.5
	有効伝熱高さ	m	55.0	25.0
	伝 熱 面 積	m ²	1,017	463
3	材 質			
	胴 体		SCMV4	SUS304HP
	伝 熱 管		STBA24	SUS321HTB
	内部シュラウド		SCMV4	SUS304HP
	外部シュラウド		SCMV4	SUS304HP
	ナトリウム入口ノズル		STPA24	SUS304HP
	ナトリウム出口ノズル		SFHV24B	SUSF304
	給水／蒸気入口ノズル		STPT42	SUS304HP
	蒸気出口フランジ		SFHV24B	SUSF304
	胴体保護ランナー		SUS304HP	SUS304HP
4	概 略 容 積			
	カバーガス容積	m ³	27.6	23.6
	ナトリウム容積	m ³	59.0	45.6

ることが主な機能である。本体胴は本体フランジより上の上部胴と、それより下の下部胴に分けられる。上部胴には反応生成物放出ノズル、水素計ノズルP、下部胴には本体支持スカートが接続される。

なお、胴の内側にはナトリウム-水反応時の圧力液、およびウェスティングによる胴の破損を防止するためにライナが設置される。

(v) 本体フランジシール構造

管束部を引き抜き可能なように本体胴フランジは、ボルト締め構造となっている。本設計では、ダブルメタルのOリングを採用している。

(vi) 水・蒸気出入口水室

水・蒸気出入口は管板構造となっているがISI、伝熱管プラグ等のことを考慮して、接近性を良くしておく必要がある。このため水・蒸気出入口管板部は上部から接近可能なように水室を形成させ、水蒸気側配管はいずれも水室の側面から取り出した。水室上部はISI、伝熱管プラグの実施時には開放する必要がある、フランジ構造とする。

(vii) 本体支持構造

蒸発器本体は本体胴のユニカル部に接続された支持スカートにより、据付床面に固定される。蒸発器では全長が長いために本体胴下部に防振用ダンパを取付け、地震時においても機器の健全性を維持するように配慮する。

(b) もんじゅSGの構造設計に対する機能上の要求事項

基本構造

(i) 過熱器と、蒸発器分離方式とし、ヘリカルコイル型伝熱管を用いた貫流型とする。

(ii) 蒸発器の伝熱管材料はSTBA24とする。

(iii) 万一の場合には、伝熱管群を引き抜くことが可能であるものとする。

(iv) 伝熱管の胴体貫通部はカバーガス部に設ける。

(v) ナトリウム充填に対して不要なガス留りができないようにするとともに、ナトリウムドレン時には、壁面付着ナトリウムを除いて、完全にドレンできる構造とする。

(c) 伝熱流動設計上の要求事項

(i) 定格運転条件を満足する伝熱面積を有すること。またプラグ余裕も含めて、

ヘリカルコイル高さに5%の伝熱余裕をとること。

- (ii) 蒸気発生器はプラント出力運動の負荷変動においてタービン側より要求される蒸気条件を有した蒸気を安定に供給出来ること。

(プラント側出力運転範囲 30~100%)

- (iii) 蒸気発生器は通常出力運転時とともに、起動停止時(事故時を除く)にも伝熱管相互間での流動不安定を、運転上の適切なる考慮のもとに十分抑制できること。

- (iv) 伝熱管群部においてナトリウム側、水蒸気側とともにヘリカルコイル層間および個々の相互において流動不均一、温度不均一ができるだけ生じないように、管群全体が熱流動的に一様であるように考慮すること。

- (v) 蒸気発生器はナトリウム液面を有した機器であるので、運転時の液面変動に対して、液面およびナトリウム分配ノズル部でのガス巻き込みを生じないことが必要である。このためには、液面変動域の構造的配慮およびナトリウム分配管の液面下深さを適切にとること。

定格液面レベル; EL 45.3m

液面変動巾; +600mm~-250mm

- (vi) 蒸発器内のナトリウム液面は、2次主冷却用の系統液面としてオーバーフロー汲み上げ方式にて抑制され、通常および過渡状態におけるオーバーフロー量を十分に流出させられるオーバーフロー能力とすること。

通常時オーバーフロー量; 10T/H

過渡時 " ; 50T/H

最大オーバーフロー時の蒸発器内液面変動幅は+100mm以内とする。

- (vii) 蒸発器ヘリカルコイル部有効高さの中心位置(伝熱中心と定義)はできるだけ高所になるように設定する。

目標値; EL 40m以上

(d) 運転条件

表 3.4.2 4 に定格運転条件を示す。表 3.4.2 5 に水質規準値を示す。

表 3.4.2 4 定格運転条件

内 容	単 位	蒸発器	過熱器	備 考
交 換 熱 量	MW	1 9 0.8	4 7.2	
給 水-蒸気入口温度	℃	2 4 0.0	3 6 6.9	
蒸 気 出 口 温 度	℃	3 6 8.7	4 8 7.0	
給 水-蒸気入口圧力	kg/cm ² a	1 5 4.0	1 4 4.0	
蒸 気 出 口 圧 力	kg/cm ² a	1 4 6.5	1 3 3.0	
給 水 流 量	kg/h	3.7 9 × 1 0 ⁵	3.7 9 × 1 0 ⁵	
ナトリウム入口温度	℃	4 6 8.9	5 0 5.0	
ナトリウム出口温度	℃	3 2 5.0	4 6 8.9	
ナトリウム流量	kg/h	3.7 3 × 1 0 ⁶	3.7 3 × 1 0 ⁶	
水-蒸気出入口間圧力差	kg/cm ²	7.5	1 1.0	
ヘリカルコイル部圧力損失	kg/cm ²	0.0 3 9	0.0 1 8	

表 3.4.2 5 水質規準値

項 目	運 転 モード 単 位	通 常 運 転 (負荷30%以上)	起 動 時			
			冷水クリー ニング完了	温水クリー ニング完了	過 熱 器 通気開始	負荷上昇 30%まで
PH (25℃) (鋼管ヒータの場合)		9.3~9.5		←	9.3~9.5	→
電気伝導度 (25℃) (After Cation)	μΩ/cm	0.3 以下	注 3 1 以下	1 以下	1 以下	0.5 以下
全 固 形 分	ppb	注 1 5 0 以下	注 4			
濁 度	ppm		3 以下			
溶存酸素(脱気器出口)	ppb	7 以下	注 2 10(50)以下	←	1 0 以下	→
シ リ カ (SiO ₂)	ppb	2 0 以下		←	3 0 以下	→
全 鉄 (Fe)	ppb	7 以下	注 4 6 0 0 以下	1 0 0 以下	5 0 以下	5 0 以下
全 銅 (Cu)	ppb	2 以下		2 0 以下	注 5 1 0 以下	5 以下
ヒドラジン (N ₂ H ₄)	ppb	1 0 ~ 2 0				
塩 素 (Cl)	ppb	5 以下	←	1 0 以下	→	
ナトリウム (Na)	ppb	5 以下				
計 測 点		蒸発器入口 給水	フラッシュ タンクドレン	←	蒸発器入 口給水	→
給 水 温 度	℃		1 0 0 >	1 8 0 >		

注 1. 参考値とする。

2. 10 ppb 以下を目標とするがやむをえない場合最大 50 ppb まで許容する。なお水
漲時も同様とする。

3. 蒸発器入口給水の値とする。

4. 濁度 3 以下および 600 ppb 以下となるまでクリーニング用循環水は全量系外ブ
ローを原則とする。

5. 蒸発器での蒸発開始時点では全銅 10 ppb 以下とする。

6. 上表中空欄部は特に規定しない項目である。また起動時の基準は各モード終了判
定時の値とする。

3.4.4 実証化段階におけるSGの検討－各国の動向

実証炉の概念設計は動燃と電事連で実施されている。これらの設計ではヘリカルコイル型SGを正案とし、直管型SGも比較検討されているが、次のような違いがある。

(a) システム温度／蒸気条件

一次系 Na	SG 出口蒸気
PNC: 530/385℃	483℃/127kg/cm ² G
電力: 500/365℃	450℃/102kg/cm ² G

(b) 伝熱管材質

EV	SH
PNC: 2 1/4 Cr-1Mo	オーステナイトステンレス
電力: 2 1/4 Cr-1Mo	2 1/4 Cr-1Mo

(c) 水側流動システム

PNC: 貫流 (ベンソン)
電力: 再循環

(d) 単基容量

EV
PNC: 661.5MWt, 1基×3ループ=3基
電力: 247MWt, 2基×4ループ=8基

実証炉においては、コスト低減の追求が要求されるとともに、軽水炉のSGのトラブルの経験を踏えて、稼働率の向上確保という面でSGの水リークに対する信頼性の向上と十分な配慮が要求される。

これら実証炉SGの課題について各国の動向をまとめた。

(1) 蒸気条件／システム温度

各国の蒸気条件の推移を図3.4.81に示すように、実証炉の蒸気温度は原型炉の温度より低く設定される傾向が見られる。500℃以上の蒸気条件を選定しているのは、原型炉のPFR(516℃)、Phenix(510℃)およびソ連のBN-600、1600であるが、英国、仏国とも実証炉では490℃(CDFR)、487℃(S.Phenix)を選定している。

米国は原型炉CRBRPの482℃からCDSでは454℃に下げている。

独国ではSN-300, SNR-2ともに495℃を選定している。

これらの温度の設定は、下記(iii)の伝熱管材質選定と大きく関連している。

(2) 伝熱管材質と設計温度

伝熱管材質とSG入口Na温度およびSG出口蒸気圧力との関係を図3.4.8.2に示す。

原型炉においては、全ての国で分離型SG(EVとSH)を採用して、CRBRPとSNR-300ではEVとSHの両方に $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼を使用しており、もんじゅ、PFR、PhoenixではEVに $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼をSHにはオーステナイトステンレス鋼を使用している。

なお、PFRとSNR-300では $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼を改良し $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}1\text{Nb}$ 、 $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}1\text{NiNb}$ を用いている。

SHにも $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 鋼を使用した場合は、比較的低温に限定され、SHにオーステナイトステンレス鋼を使用した場合は高温を選定されている。もんじゅの場合はEV、SHともに比較的控えめの低温を選定されている。

オーステナイトステンレス鋼は実証炉段階では、SCC等の耐食性や一体貫流型SGの採用等により、ソ連を除いては採用されていない。オーステナイトステンレス鋼にかわる。高温特性の優れた材料としてS.PhenixではAlloy 800、CDFRでは9Cr-1Moが採用され、SNR-2では12Cr-1Moを開発しており、米国でも改良9Crが開発されている。CDFRの9Cr-1Moは商業ベースのものを考えており、SG入口Na温度が必然的に510℃におさえられるとしている。

日本でも改良高Cr鋼の開発が検討されているが、電力の設計ではEV、SHともに $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ で低温の設計を採用し、PNCの設計ではもんじゅと同様、SHにオーステナイトステンレスを用いている。SCC等の耐食性の向上や、設計温度の制限わくの拡大、一体貫流型SGの選定等が可能となる改良高Cr鋼の早期開発が望まれる。

(3) 飽和蒸気サイクル

米国、英国で検討されたことがある。飽和蒸気サイクルを採用すると、全体のシステム温度を下げることができプラント設計上は全ての点で有利としている。

米国の検討では一次系のNa温度は468℃/312℃、英国では一次系Na温

度は $500^{\circ}\text{C}/300^{\circ}\text{C}$ である。

しかしながら、米国、英国ともに

① プラント効率（運転コスト）

② 将来性

の点を考慮して過熱サイクルを採用している。

(4) 崩壊熱除去における安全上の位置づけ

崩壊熱除去系として、SGシステムに安全上のクレジットをとる設計をしているのはCRBRPのみである。（Phenix，ソ連は不明），CRBRPでは，Protected Air-Cooled Condenser, Alternate Water Supply等より成るSG Auxiliary Heat Removal Systemが設置されている。

CDSにおいてはDRACSとIRACSが設置される設計となっている。SGシステムを崩壊熱除去系として安全上のクレジットをとる設計とすれば，1次主冷却系，2次主冷却系およびSG廻りの水蒸気系を全て工学的安全施設としなければならずコスト低減化上は得策でないと考えられる。SGシステムで崩壊熱を除去するにしても，通常起動，停止時のみに限定すべきであろう。

(5) 水蒸気側流動方式

SGの水側流動方式として，貫流（ベンソン，ザルツァ），再循環，コンバインドの各方式が採用されており表3.4.2.6に示す。

PFRにおいては，EVでのドライアウトによる熱応力をさける為に再循環（再循環比5：1）を採用していたが，CDFRではこれらの問題はないとして一休貫流方式（但しループ当り2基）を採用している。

CRBRPも再循環比2：1，10%ブローダウンの再循環方式を採用しているが，CDSでは貫流，再循環を組合せたコンバインドを採用している。このコンバインド方式は通常負荷運転時には，低再循環による水質不純物の濃縮をさけるため貫流方式（ザルツァ，10%ブロー）であり，起動，停止時には再循環比が4～5：1の再循環方式となる。

SNR-300ではEVの出口蒸気クオリティ0.95のザルツァ方式を採用している。

Phenix，“もんじゅ”では分離貫流方式（ベンソン）を採用し，SHにオーステナイトステンレス鋼を使っているためSCCに対する配慮からEV出口蒸気を過

熱蒸気としている。さらにS.Phenixでは伝熱管にAlloy 800を採用し一体貫流方式とし、コストの低減を計っている。

水側流動方式の選定は、伝熱管材質の選定、システム温度／蒸気条件、崩壊熱除去におけるSGの位置づけ等と関連して総合的に評価する必要がある。

再循環と貫流のメリット、デメリットの主要な論点は次のとおりである。

	メ リ ッ ト	デ メ リ ッ ト
貫 流 (ペンソソ)	○物 量 小	○熱容量小 ○運転，制御性がやや複雑
再 循 環	○熱容量大 ○運転，制御性が単純	○物 量 大 ○水質管理上やや不利

(6) SG型式

単基の熱出力が小さい初期のSGは種々の型式が製作されているが、SGが大型化するに伴って大型化が可能な型式に絞られてきている。

原型炉の大部分と実証炉においては、ヘリカルコイル型SGと直管型SGが選定されている。直管型SGは胴と伝熱管の熱膨張差を吸収するために、胴にベローズを設置する方式と、伝熱管にベンドを設ける方式がある。PFRのU字管型SGやCRBRPのホッケスティック型SGは後者のバリエーションと考えることができる。

伝熱管の水リーク事故に対する信頼性の向上を目的として、二重伝熱管SGが米国で開発されている。二重管の間に第3流体を流すことによって、内管と外管のどちらか一方がリークすると検出できるようにしている。

(7) 単基容量

SGの単基出力の一覧を図3.4.83に、SGの構成基数を表3.4.27に示す。

多数の小容量のSGより構成されるモジュラ方式とEV，SH各1基より構成されるユニット方式がある。モジュラ方式は水リーク事故に対して比較的容易に事故SGの隔離運転や取替ができ、Phenix，BN-600で採用されている。

Phenix，BN-600ともに水リーク事故を起して事故SGの隔離運転を経験し、モジュラ方式の有利性を実証する結果となった。

しかしながら、モジュラ方式は、プラント出力が大きくなるに伴ってコスト面でのデメリットがあり、実証炉では経済性を考慮してモジュラ方式を採用しているプラントは現状ではない。

ユニット方式の場合、原型炉段階では容量が200 MWt であり、製作上の問題点や輸送上の制限はないが、実証炉段階になると容量が800 MWt 程度となりこれらの制限を考慮する必要がある。CDFRのJ-Tube型SGやSNR-2の直管型SGでは伝熱管長の制限、管板の大きさの制限があるとしている。

S.Phenixでは、ヘリカルコイル一体貫流SGを採用し、コスト面でのメリットを追求している。その容量は750 MWt でLMFBRのSGでは最大である。

SNR-300, SNR-2では各ループに数基のユニットを設置する大モジュラ方式を採用している。

CRBRPでは同一設計のユニットをEVとSHに使用し、コスト面でのメリットを考慮していると考えられる。

(8) Na-水反応

設計基準リークとして、CRBRPでは伝熱管1本の両端ギロチン破断(DEG)とし隣接伝熱管6本が0.4秒後に破断するとして評価している。

SNR-300では設計基準事故として1本の伝熱管の両端ギロチン破断で評価しているが、さらに仮想事故として全伝熱管の同時破断を考えIHXでの1次系と2次系のバウンダリがリークタイトであることを確認している。

設計基準リークとして1 DEGを考える点では一致しているが、それによる隣接伝熱管に対する破損伝播についての考え方に違いがみられる。

(9) 伝熱管のISI

LMFBRのSGは一次冷却材バウンダーとはなっていないが、SGのリークがNa-水反応を伴うこと、プラントの稼働率に直接影響するため、供用期間中に伝熱管を検査し、必要に応じて伝熱管プラグ等により水リークを防止することは重要である。ASME Sec XI Div 3にもSG伝熱管の体積検査が規定されている。

Phenix, S.Phenixでは供用期間中検査でなくPost Leak Inspectionと位置づけ、リーク伝熱管の確認や隣接伝熱管の健全性の確認と割り切っている。

SG伝熱管のISIの概要を表3.4.28に示す。超音波探傷と渦電流探傷の開発が進められている。

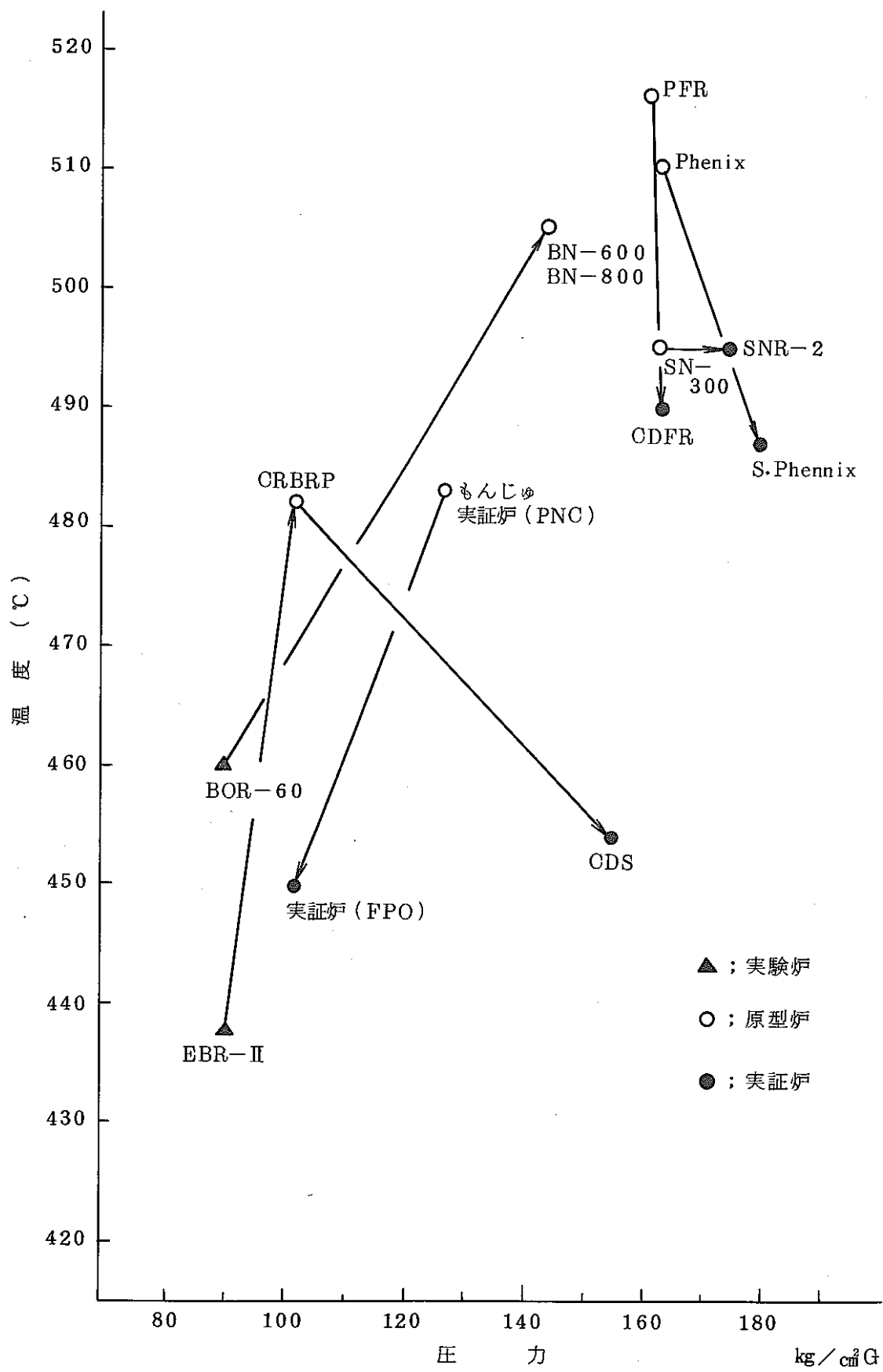


図 3.4.8 1 蒸気条件の推移

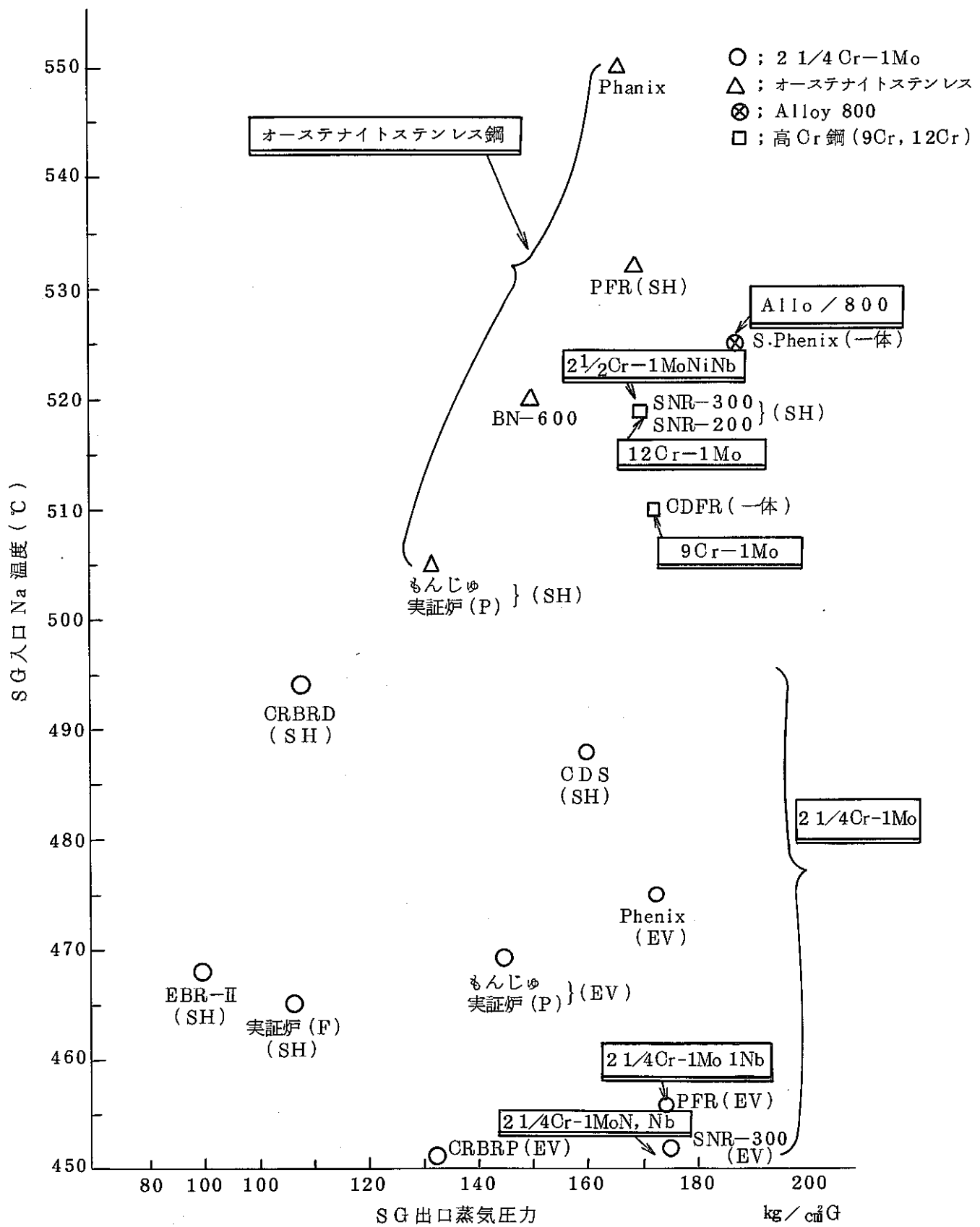


図 3.4.8 2 SG 伝熱管材質/温度圧力

表 3.4.2.6 SG の比較

	DHR のクレジット		水 測 流 動 方 式				ユニット or モジュール			型 式			Na 液面	
	有	無	再循環	コンバ インド	ベンソン	ザルツァ	中 小 モジュール	大 モジュール	ユニット	直 管 胴ベロー	直 管 伝熱管 ベント	ヘリカル コイル	有	無
実 験 炉		EBR-II	EBR-II		BOR-60		EBR-II BOR-60		BOR-60		BOR-60		EBR-II	
原 型 炉	CRBRP	SNR-300 PFR もんじゅ	CRBRP PFR		Phenix BN-600? BN-350 もんじゅ	SN-300	Phenix BN-600	CRBRP SNR-300 BN-350	PFR もんじゅ	SNR-300	CRBRP PFR Phenix BN-600?	SNR-300 もんじゅ	CRBRP	PFR Phenix もんじゅ
実 証 炉		SHR-2 S.Phenix CDFR CDS 実炉	実炉(電)	CDS	証炉(P) CDFR S.Phenix	SNR-2		CDFR SNR-2 証炉(電)	CDS S.Phenix 証炉(P)	CDS SNR-2	CDS CDFR	CDS S.Phenix SNR-2 証炉	CDS	CDS 証炉

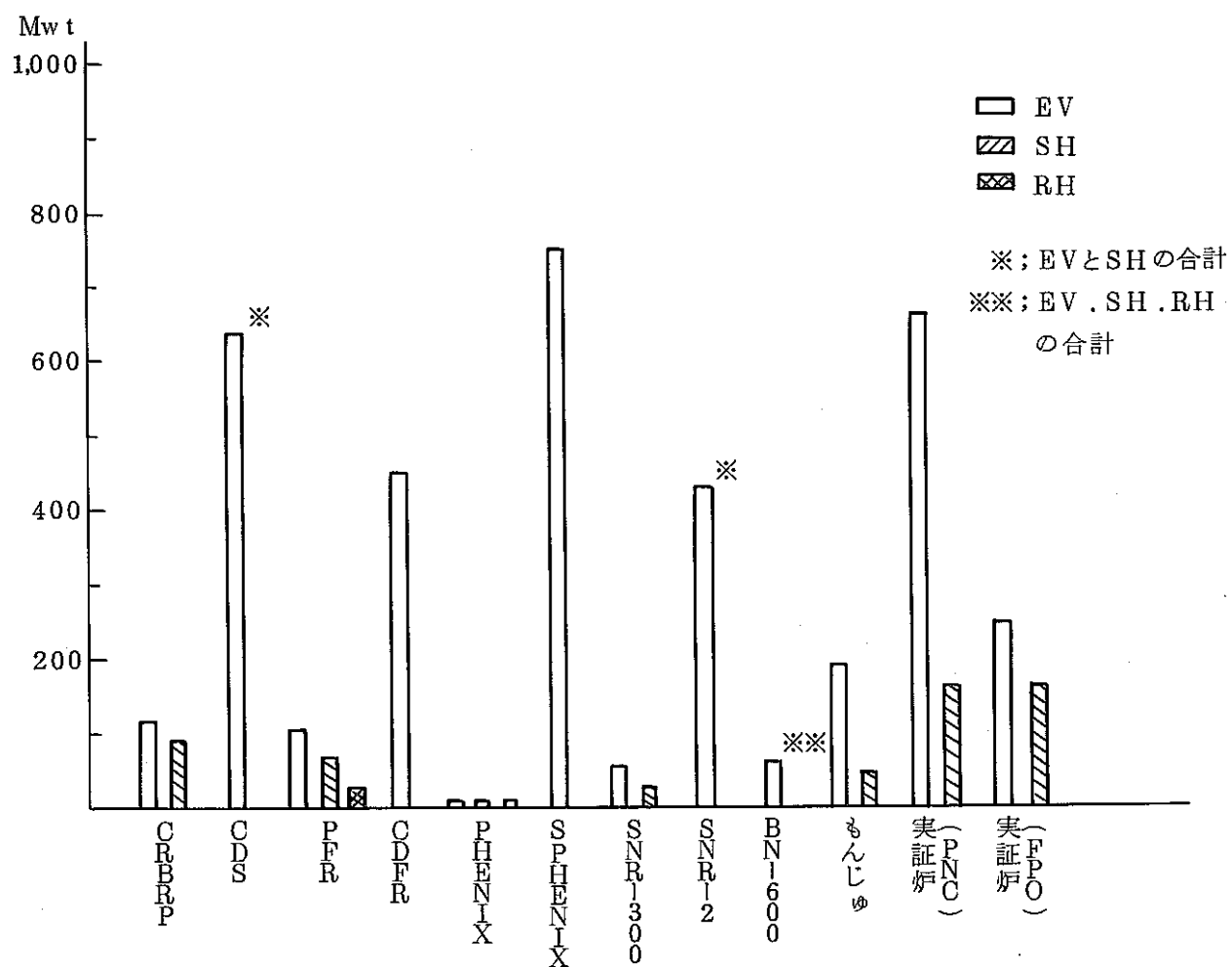


図 3.4.8.3 SGの単基出力

表 3.4.2.7 SG構成基数

		CRBRP	CDS	PFR	CDFR	Phenix	S. Phenix	SNR-300	SNR-2	BN-600	もんじゅ	実証炉(PNC)	実証炉(FPO)
プラント熱出力 MWt		975	2551	600	3300	568	3000	762	3420	1470	714	2480	2600
ループ数		3	4	3	4	3	4	3	4	3	3	3	4
ループ当基数	EV	2	1	1	2※	12	1※	3	2	8	1	1	2
	SH	1	1	1	0	12	0	3	2	8	1	1	1
	RH	0	0	1	0	12	0	0	0	8	0	0	0
合計基数		9	8	9	8	108	4	18	16	72	6	6	12
ユニットモジュール or			ユニット	ユニット		小モジュール	ユニット	大モジュール	大モジュール	小モジュール	ユニット	ユニット	

※；一体貫流

表 3.4.28 SG 伝熱管 I S I の概要

		フ ラ ン ス			ド イ ツ		ア メ リ カ				
		Phenix			S.Phenix	SNR-300		EBR-II	ホッケステック CRBRP A.I.	ヘリカルコイル B & W	二 重 管 W.H.
		EV	SH	RH							
伝 熱 管 形 状	S G 型 式	ヘアピンモジュール			ヘリカル 一 体 貫 流	直 管	ヘリカル	二 重 管			
	伝熱管材質	2 1/4Cr-1Mo	同左	TP-321	Alloy 800	2 1/4Cr	10CrMoNi Nb 910	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo	2 1/4Cr-1Mo
	伝熱管(mm) 外径×肉厚	28 ×4	31.8 ×3.6	42.4 ×2	25×2.6	(E)17.2 (S)17.2 ×2.0 ×2.9	(E)26.9 (S)26.9 ×2.9 ×4.5	外管 36.5×2.4 内管 31.7×2.3	15.9×2.77	31.9×4.32	外管 20.6×2 内管 16.6×2.8
	伝 熱 管 長 (m)				(ケーブル長 100m)	20 15.3	40.5 30.7	8.44	23.5	110.3	23.5
	探 傷 部 位					① 摩耗フレッティング(支持部) ② エロージョン(水, Na 側) ③ 一般腐食 ④ 孔食(水側) ⑤ ウェスステージによる減肉			UT; 肉厚管 一管板溶接部 ECT; 内径, 肉厚, 欠陥検出	肉厚測定 周方向および軸 方向欠陥	欠陥検出, 内径 測定, 肉厚測定
検 査 法	検 査 法	RT※			ECT※ (多重周波数)	UT 1探触子10MHz 水没法		UT	UT	多重振動子 UT	ECT, UT
	駆 動 方 式				加圧ガス (6 bars)	機械的駆動 ミラー回転式			—	水圧送方式	—
	探 傷 速 度				24m/分	1m/分			—	4.5m/分	—
	欠陥検出能				外面減肉 20%t	0.1mm以下			7%t	肉厚 ±0.2mm 欠陥 10%t	UT :10%t以下 ECT:25%減肉
	欠陥信号の 評 価								開 発 中		
		※ Post Leak Inspectionと位置 づけている。			直管SGに適しているとしている。						

3.4.5 今後の研究開発

(1) 材料の開発

水・蒸気系流動システムについて、大型炉では、もんじゅと同様の貫流方式（ベンソン型）から蒸発器出口蒸気クオリティーを95%とし気水分離器にて5%のブローダウンをとるズルツァー型にする設計も考慮されている。これはSGで崩壊熱除去を行なうSGAHR（Steam Generator Auxiliary Heat Removal System）を狙ったものであるが、同時に過熱器の材料について検討が必要となる。

すなわち、もんじゅと同様のオーステナイト系ステンレス鋼を用いた場合、湿分が流入することから伝熱管の応力腐食割れ（SCC）発生の可能性が高くなるものと考えられる。従って、この対策としては、耐SCC性で高温強度特性に優れた材料に変更する必要がある。このような目的を達成するために世界的に新材料の研究がなされており、我が国でも火力発電プラントの過熱器、再熱器用に採用され始めた、低炭素9Cr鋼、12Cr鋼、Incoloy 800等が有望視されるに至っている。表3.4.29に世界の主なFBRSGで採用されている伝熱管材料を示す。材料選択の動向として世界的にも実証炉段階においては、ハイクロム鋼等に移行していることがうかがえる。しかしながら広範囲な材料から2～3種類に絞る材料選定は技術革新の著しい昨今の情勢を考え現在の主流材料にとらわれず将来の事まで考えた慎重な選定が望まれる。

さらに新材料の導入により1MWSG、S.Phenixの一体貫流型の型式を再び採用することが可能となりコストの面からは非常に有利となる。それらを比較したものを表3.4.30に示す。

表 3.4.2 9 世界の主な FBR 蒸気発生器の伝熱管材料

	原 型 炉	実 証 炉
フ ラ ン ス	Phenix (510℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ (Nb) SH 321	Super Phenix 1 (515℃) Alley 800 Super Phenix 2 9Cr-2Mo-Nb-V
ソ 連	BN-350 (435℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ SH 18-8系	BN-600 (505℃) $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ 18-8系
イ ギ リ ス	PFR (516℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}-\text{Nb}$ SH 316	CDER (490℃) 9Cr-1Mo
西 ド イ ツ	SNR-300 (500℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}-\text{Nb}-\text{Nb}$ SH 同 上	SNR-2 (510℃) 12Cr-1Mo
ア メ リ カ	CRBR (502℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ SH 同 上	CDS (482℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ SH
日 本	もんじゅ (505℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ SH 321	実証炉 (505℃) EV $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ SH $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$

表 3.4.3 0 一体貫流型と分離型の比較

一 体 貫 流 型		分 離 型	
利 点	欠 点	利 点	欠 点
建設費の低減が可能 (付属設備, 配管, 水素計など)	- 新材料の採用が必要となる。 - 大型化に伴なり製作性輸送性に難がある。	現状の実績のある材料で製作可能である。	- 一体貫流型に比べ建設費が増となる。 - 蒸気温度等の制御性に難がある。
採 用 プ ラ ン ト		採 用 プ ラ ン ト	
1MWSG, S.Phenix		Monju, phenix, SNR-300, BN-350, 600, PFR, CRBRP	

(2) 基本構造の変更に伴う研究開発

原型炉より大型炉に移行する時にヘリカルコイル型を採用する場合の基本構造は、カバーガス空間の有無、下降管の有無、およびナトリウム流入方式等で異っている。これらの構造の相違により原型炉から想定される熱過渡とは、異なる応答をする可能性があり、構造健全性に対してさらにきびしくなることが考えられる。またSGの上部プレナム部は原型炉ではリングヘッダー分配方式であったが、現設計では大型炉ではナトリウムが上部鏡板上方からストレートに流入し、有効伝熱部直前に設けてある分配板により、各層間に均一に分配される方式となっている。しかし、分配板はナトリウム-水反応時の放出抵抗となるので、設置しないのが望ましい。50MWSGの経験では、蒸発器出口蒸気温度が管板出口で最大約60℃の温度差が生じ、管板部の熱応力による構造健全性の問題、過熱器への湿入流入等の問題がある。これらの蒸気温度分布の生ずる原因は伝熱管長さあるいはナトリウム/水流量比の分布であることが分かった。この温度を均一にするには、伝熱管長さを均一にすること、およびナトリウム側の流動分布を均一にする構造の工夫（ノズルの穴の位置および、最内外層の伝熱管と構造材との間隔等）が必要であり、水流動試験等を実施し、均一な分配が得られるかを確証する必要がある。

(3) 二重管SGの研究開発

FBR大型炉の建設コストの削減の一つの方案として、2次系を削除し、1次ナトリウム系にSGを結合するシステムが考えられる。この場合のSGは、従来の一重管では水リークに対する信頼性の面で、十分ではなく二重管にする必要がある。

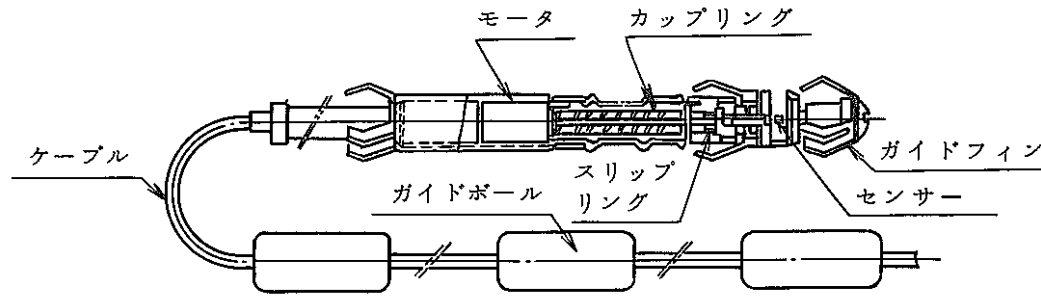
二重管SGの開発において、設計・製作といったハード上もさることながら、2次系削除システムが可能かどうかの検討が必要である。このことから2次系削除システムの安全ロジック上の成立性、許認可等の見通しについての検討が先行すべきであり、それらを十分検討した上で研究開発が進められるべきと考える。このようなことから実証炉に取り入れられる概念とは考えにくく長期的な展望での研究開発を考えられる。

(4) メンテナンス技術の開発

SG運転中万一、水リークが発生した場合に、リーク伝熱管の位置を検出する必要がある。さらに隣接管のウェステージ状況を確認し、プラグの必要性、ユニットの再使用の可能性を判断する必要性があり、そのための検査法としてECT、UT法が開発されている。現状での探傷性能は、UT法の場合、マルチアレイ方式で母材部において厚さの5%、溶接部において厚さの20%の欠陥の探触子の性能が確認され、探傷速度で4m/minが保証される。ECTの場合は、強磁性体であるフェライト鋼には難があるが、STBA24の場合の探触子の性能は厚さの5~20%、ステンレス鋼の場合は厚さの5~10%で、探傷速度として0.1m/secである。

このような結果からISI装置としての実用化の見通しが得られたが、今後の開発要素として、探傷性能の向上（特に溶接部のヘアークラックの探傷等）、探傷速度の向上、耐久性等に改良の必要性が残されている。図8.4.84に伝熱管探傷法に示す。

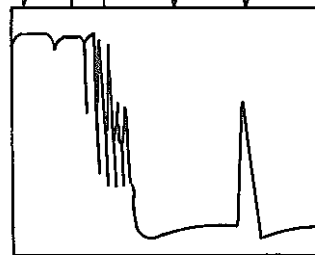
リーク伝熱管が検定された後は、伝熱管のプラグが必要となり、爆着法と溶接による方法が開発された。図3.4.85に爆着プラグセット状態図を示す。それぞれの方法はもんじゅのSGにおいて適用可能なことが確認され、将来の大型炉SGにも適用が十分可能と思われる。



軸方向および減肉欠陥超音波探傷用プローブ

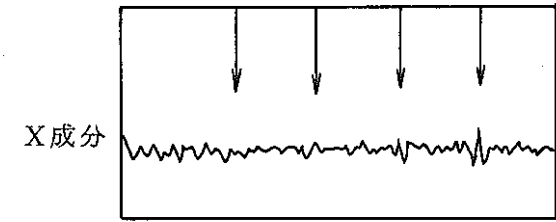
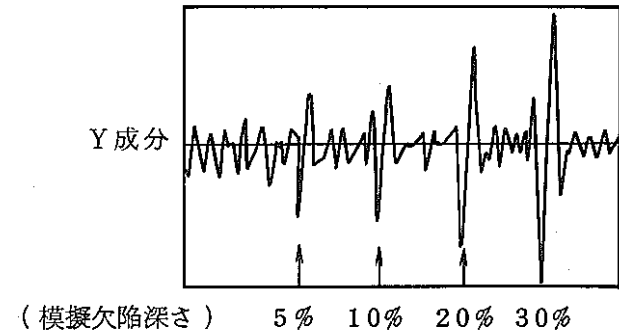
軸方向欠陥
 ノッチ深さ : $d=0.16\text{mm}$
 ノッチ巾 : $w=0.15\text{mm}$
 ノッチ長さ : $l=3.1\text{mm}$
 材質 : SUS304 HTB
 伝熱管サイズ : $25.4\phi \times 3.2\text{t}$

送信 2 表面 欠陥
 パルスT μsec エコーS エコーF



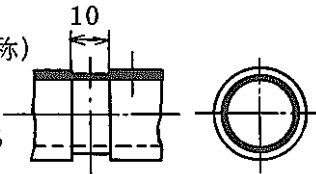
軸方向欠陥エコー信号波形例

(a) 伝熱管の超音波探傷



永久磁石内蔵法による検出欠陥信号
 (2チャンネル表示)

試験管サイズ : $25.4\phi \times 3.2\text{t}$ (公称)
 模擬欠陥形状 : 外面全周減肉
 巾 : 10mm
 深さ : 5, 10, 20, 30 %
 材質 : STBA24



(b) 伝熱管の渦電流深傷

図 3.4.8 4 伝熱管の深傷法

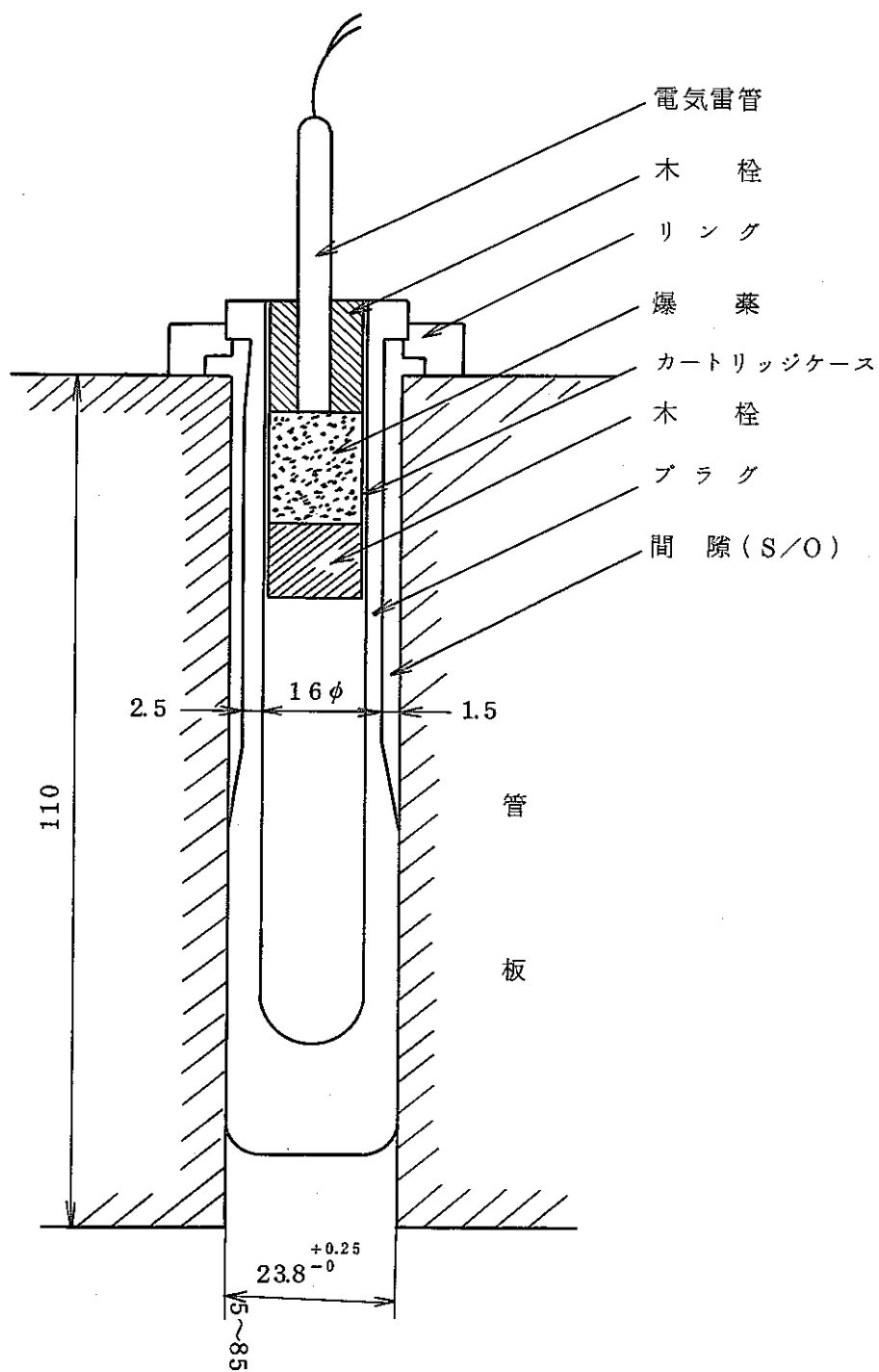


図 3.4.8 5 爆着プラグセット状態図

Explosive plugging setup.

3.4.6 参考文献 (アメリカ編)

- (1) "EBR-II: An Experimental LMFBR Power Plant" By Leonard J Koch, Reactor Technology, Vol 14, No 3 Fall 1971 P 286~311
- (2) "In-Service Inspection of Super heater 712 ATEBR-II" by W.H. Penney et al. ANL-80-2
- (3) "EBR-II Sixteen years of Operation" ANL-West 1980 May
- (4) "Intermediate and Steam Generator Systems of the Clinch River Plant" R.E.SKAVIDAHL, et Nuclear Energy Muturity Proceedings of the European Nuclear Conference vol.I Paris 21~25 April 1975
- (5) "Clich River Breeder Reactor Plant Project 1979 Technical Progress Report" CRBRP-ARD-0254
- (6) "Na加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究(3)" JASME SJ254 80-01 1980, 3月
- (7) "AI Selection of Single over Double wall LMFBR Steam Generators" SA017KWG 78-02(4)
- (8) "Basis For Westing house Double wall Tube steam Generator with Third Fluid Leak Detection Capability" W.H.June 1976 SA017KWG 79-02(1)
- (9) "CDS Heat Transport and Steam Generating Systems" C.A.Anterson, Jr, D.W.Montgomery ASME 80-C2/NE-1
- (10) "Straight Double Wall Tube Steam Generator with Third Fluid Leak Detection Capability for LMFBR Application" C.R.Adkins, D.J.Bongaards ASME 80-C2/NE-27
- (11) "Design and Development of a Once-through Helical Coil Steam Generator for Lavge LMFBR Plants" G.Grant ASME 80/C2/NE-29
- (12) "Large Plant Steam Generator Development Program" Components Technology Div. ANL 1980, 5月
- (13) "LMFBR Conceptual Design Study Final Report" EXECUTIVE

SUMMARY CDS 400-2

(14) "SECOND JOINT U.S./JAPAN LMFBR STEAM GENERATOR
SEMINAR U.S.Papers" SA014 KWG81-01 Rev.1

(15) "DOE/PNC第2回LMFBR SGに関するセミナー出張報告"

PNC SN960 81-11 1981, 8月

参考文献 (フランス編)

- (1) SJ 254 75-02 " 高速増殖炉蒸気発生器の安全性, 信頼性向上に関する調査研究 " 機械学会 1975
- (2) SJ 754 78-02 " 高速増殖炉蒸気発生器の安全性, 信頼性向上に関する調査研究 " 機械学会 1978
- (3) SJ 254 80-01 " 高速増殖炉蒸気発生器の安全性, 信頼性向上に関する調査研究 " 機械学会 1980
- (4) 原子力工業 " フェニックスの運転経験 " 松田, 28巻4号 1982
- (5) " Safety-Related Operating And Maintenance Considerations In a Modular SG: Phenix Operating Experience And Straight-Tube Modular SG Proposal For Futuro French LMFBRs "
 E.Cembillard et al (CEA)
 B.Giraud et al (EDF)
 G.Salon et al (Stein Industrie)
- (6) " Description of the Phenix Plant SG No.2 Failure "
 PNC-CEA-DEBENE Specialist Meeting cadarache, July 26-27 1982
- (7) " Construction of the world's first full-scale fast breeder reactor " nuclear engineering international 23, 40~63 June 1978
- (8) J.M.Saur et al.
 " French Fast Breeder Reactor Main Components; The Steam Generators, " Trans. Euro.Nucl.Conf., 31, 615, 1979
- (9) " Fast Breeder Nuclear Bailer with Heat Carrying Liquid Metal Preliminary study of the Abolition of the Secondary Sodium Circuit " P.Petrand, et al. Proceedings of the LMFBR Safety Topical Meeting Vol III July 19-23 1982 Lyon
- (10) " In-Service Monitoring And Servicing After Leak Detection For the Liquid-Metal Fast Breeder Reactor Steam Generators of Phenix And Super Phenix " L.Castelnau et al, Nuclear Technology Vol.58 Aug, 1982, P171~P183

参考文献 (英国編)

- (1) " A Review of the UK Fast reactor programme ; March 1982 "
- 日英会議資料
- (2) PNC SB042 81-01
- " 第7回日英会議 1981.6.22~6.26 , 報告書 "
- (3) PNC SB042 80-01
- " 第6回日英会議 1980.1.21~1.29 , 報告書 "
- (4) Nuclear News December 1981 P98~P102
- " Portfolio for fast reactor collaboration "
- (5) ST254 78-02 機械学会
- " Na 加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究 " 1978, 3月
- (6) SJ254 80-01 機械学会
- " Na 加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究 " 1980, 3月

参考文献 (独国編)

- (1) "Steam Generator Design and Experience in the SNR-Project
M.H.Knaap et.al. ASME 80-C2/NE-31
- (2) "Na加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究(3)"
SJ254 80-01 日本機械学会 1980年3月
- (3) "Na加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究(3)"
SJ254 78-02 日本機械学会 1978年3月
- (4) M.H.Knaap et.al., "Development, Design, Construction and
Prtotype Test Experience of Steam Generators for SNR-300"
Proceedings of Symposium on Design, Construction and
Operating Experience Demonstration LMFBRs, Bologna
(1978-4)
- (5) "Specialists' Meeting on In-Service Inspection And
Monitoring of LMFBRs Bensberg, Federal Republic of Germany
20-22 May 1980 Summary Report" IWGFR/35 IAEA

参考文献 (ソ連編)

- (1) PNC N951 82-01

“ベロセルスク原子力発電所のBN-600発電炉における設計，建設および起動試験” 佐藤正彦訳 1982年7月

- (2) PNC SG032 82-01 日ソ会議議事録収録論文 P368~P378

“BOR-60の蒸気発生器の大型モデルの特性研究”

- (3) SJ254 80-01 日本機械学会 1980年3月 P13~19

“Na加熱大型蒸気発生器の水漏洩対策調査研究(3)”

- (4) HEDL-TME 75-12 UC-796

“COMPILATION OF DATA AND DESCRIPTIONS FOR
UNITED STATES AND FOREIGN LIQUID METAL FAST
BREEDER REACTORS” August 1975

日米交換資料

- (5) “Internally Ribbed Tubes For Advanced Sodium-Water Steam
Generators” J.Starek.et

第2回日本，チェコシンポジウム on Metallurgical Problems of Nuclear
Power Equipment Production June 1979

参考文献（日本編）

- (1) PNC SN941 77-62 50 MW蒸気発生器 2号機静特性試験結果
- (2) PNC SN941 82-54 //
- 第6報 蒸発器性能試験の評価
- (3) PNC SN941 81-144 蒸気発生器管・管板構造モデルの熱過渡試験
- (4) わが国の蒸気発生器開発の現状（パンフレット）1975年10月高速増殖炉開発本部発行
- (5) 蒸気発生器の開発試験（パンフレット）1979年 PNC発行
- (6) 高速増殖炉における蒸気発生器の開発（パンフレット）田中健二
- (7) SJ202 75-18 50 MW蒸気発生器解体検査報告書 日立
- (8) SN941 77-175 蒸気発生器伝熱管材料試験報告書 黒羽他
50 MWSG 1号機および1 MWSG 2号機
- (9) PNC SN941 79-85 50 MW蒸気発生器（2号機蒸発器）供用期間中の健全性確認試験結果報告
- (10) 高速増殖炉をめぐる研究開発と今後の技術的課題 日本原子力情報センター

3.5 FBR配管用ベローズ継手

3.5.1 概 要	313
3.5.2 我国の開発状況	313
(1) 配管ベローズ継手のナトリウム中試験	314
(2) FBR配管用伸縮管継手開発のための基礎調査	319
(3) 高温プラントにおける配管用伸縮管継手に関する応用研究	339
(4) 中間熱交換器用ベローズ疲労耐久試験	341
(5) 実証炉の設計研究	355
(6) FBR配管用ベローズ継手分科会およびワーキンググループの活動 ...	365
3.5.3 外国での開発状況	367
(1) 米 国	367
(2) 仏 国	372
3.5.4 ま と め	377

3.5.1 概 要

LMFBRの配管（含、機器）は530℃という高温で使用されるため、大きな熱膨張が発生する。配管1mは室温から定格条件に昇温されるまで約10mm膨張する。

$(1000\text{mm} \times 500^\circ\text{C} \times 19.1 \times 10^{-6} \div 10\text{mm})$ 従来はこれを吸収するためベント管（曲り管）による配管引廻し方式を採用しているが、この方法は配管長さが長大になるばかりでなく、予熱や空調設備および建物スペースが大きくなり建設コスト増大の一因となっている。

実証炉においてはベローズ継手を主配管に採用することにより配管長さを大幅に短縮し、その経済性を向上させる事が期待されている。

ベローズ継手は一般の化学プラント等では広く使用されている。しかし、FBR主冷却配管は高度の構造信頼性が要求とされる上に、高温ナトリウムが内部を流動する。この様な特殊環境下で使用されるベローズ継手については実績がなく、ベローズ自体の信頼性を十分保証できるまでに至っていない。

このため、各種のR&Dが昭和53年から進められてきた。本節では国内で実施されてきたR&Dの内容を説明する。国外については情報が極めてとぼしいため入手できた点について簡単に示す。

なお、中間熱交換器には伝熱管とシェルの間での伸び差を吸収するため、大口径のベローズが使用されている。したがって、もんじゅ用中間熱交換器用ベローズのR&Dについてもここで説明する。

3.5.2節で国内で実施された4つの主要なR&Dを、3.7.3節で米国および仏国の状況を説明し、3.5.4節ではこれらをまとめて簡単に現在までの状況を概観した。

3.5.4節のまとめだけでも独立して分かる様に解説を試みた。

3.5.2 我国の開発状況

国内で実施されたFBR主配管用ベローズ継手の主なR&D（調査を含む）は次の通りである。

- (i) FBR用ベローズ継手のための現況調査⁽¹⁾⁽²⁾ 1979年 動燃
- (ii) ベローズ伸縮管継手のナトリウム中確性試験⁽³⁾ 1981年 動燃
- (iii) FBR配管用伸縮管継手開発のための基礎調査^{(1)~(5)(4)~(7)} 1979~1982 動燃/ISES/日立、東芝、三菱原子力、川重
- (iv) 各種高温プラントにおける配管用伸縮管継手に関する応用研究 1980~

1983 工技院/ISES/日立, 東芝, 川重

(v) IHX用ベローズ疲労耐久試験^{(8)~(10)} 1978~1980 動燃/日立

(vi) 川崎重工K.K 社内研究

以下に上記(i)と(vi)を除く項目についてR & Dの概略を述べる。

(1) 配管ベローズ継手のナトリウム中試験

1) 概 要

LMFBR主配管へのベローズ継手の採用を検討する上で必要なデータと運転実績を得る事を目的として, 12Bベローズ継手を製作し, ナトリウム中確性試験を実施した。ベローズ継手は5山ベローズを2つ継いだ構造をもち軸方向のみの変位を吸収する設計で, 軸方向伸縮±50mmで使用した場合の設計寿命は1000回であった。しかし, 試験の途中で伸縮駆動装置に欠陥が発生し, 軸直角方向が負荷されたためベローズの1個が破損した。そこで軸直角方向変位を考慮した上で, EJMA Standardによる強度計算を再度実施したところ, 破損時点における累積損傷係数は5.2と見積られた。これよりEJMAによる設計ではベローズの強度にかなりの余裕(5.2倍)があることが知れた。他のベローズは軸方向伸縮を800回作動させても健全であった。有限要素法による応力解析結果によれば最大応力発生位置と実際の発損位置がほぼ一致した。以上の事からLMFBR主配管用ベローズ継手の設計に対する将来への展望が示された。

2) ベローズ伸縮管継手試験体の構成

試験体の構成の概念図を図3.5.1に示した。このベローズ伸縮管継手は, シール・ベローズとバックアップ・ベローズより構成されるDouble bellowsであり, 軸方向伸縮のみを吸収する。両ベローズは同一のもので, 公称12Bである。

本試験体は水平に設置してもドレンが容易なように, ナトリウムがシール・ベローズの外側に接触するような構成になっている。また将来のFBR主冷却系配管への採用を考慮し, そのISIを考慮した構成となっている。すなわちシール・ベローズの内側雰囲気とバックアップ・ベローズの外側雰囲気は連通している。この空間(Inspection chamber)にはアルゴンガス配管, 圧力計, 接点式ナトリウム・リークディテクタおよびInspection portが備えら

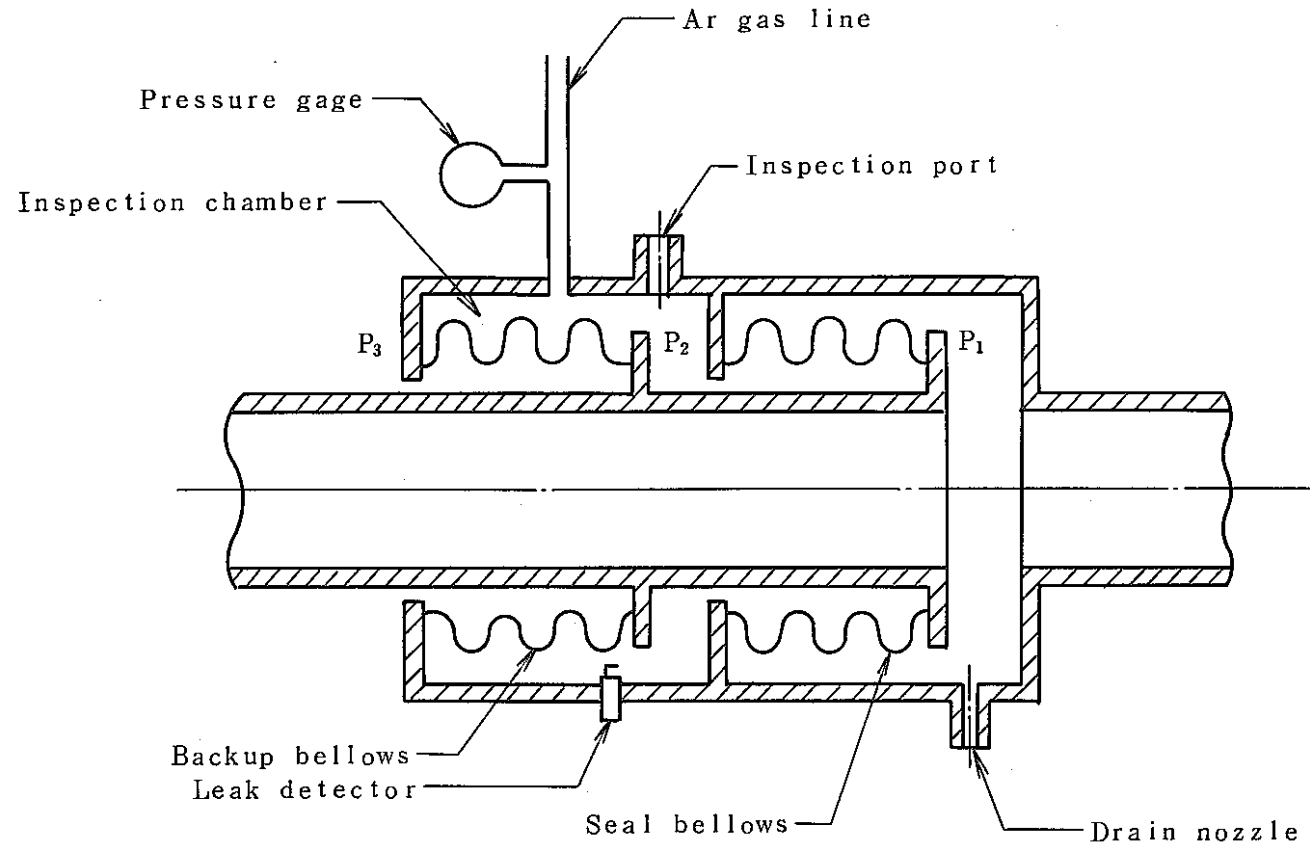


图 3.5.1 Schematic of axial double bellows

れ、アルゴンガスが $0.5 \sim 1.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ にて封入されている。Inspection chamber の内容積はベローズの伸縮により変化しないため、この圧力は温度が変化しない限り一定に保持される。温度が大幅に変化した場合にはアルゴンガス配管により封入圧力を調整できる。一方バックアップ・ベローズの内側雰囲気は予熱ボックス内の空間と連通しており、大気圧のアルゴンガス雰囲気となっている。

3) 試験結果

本試験装置のシール・ベローズおよびバックアップ・ベローズは共に軸方向伸縮 $\pm 50 \text{ mm}$ で使用した場合の設計寿命が 1,000 回である。しかしながら耐久試験の途中で伸縮駆動装置の欠陥が発生し、当初予定していなかった軸直角方向変位が軸方向伸縮に合成されたため、シール・ベローズの 1 個が 800 回伸縮時点で破損した。そこで軸直角方向変位を考慮した強度計算を再度実施したところ、破損時点における累積損傷係数は 5.2 と見積られた。従って EJMA standards による設計では、ベローズの強度にかなり余裕が得られることが判明した。以下にその経過を示す。

(i) ベローズ破損時の装置の挙動

シール・ベローズ破損の際、これを貫通したナトリウムはバックアップ・ベローズにより保持され、所定の破損検出系が作動した。これにより Double bellows の構造の有効性が確認された。

(ii) ベローズの破損箇所

シールベローズのクラックの位置を下図に示す。

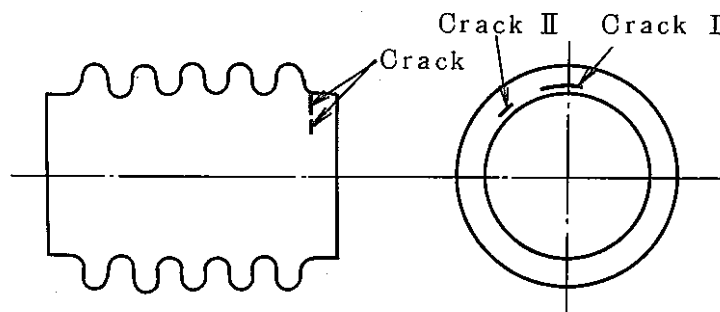


図 3.5.2 Cracks on bellows root

クラックがベローズ両端付近の山または谷に発生し易いのは、ベローズ端管 (End tangent) の存在によりその付近の応力分布が他よりも高くなることに起因するもので、端部効果 (End-condition effect) として知られている。

なお、この位置は有限要素法を用いて行った応力解析結果により示された最大応力の発生位置と一致していた。

(iii) 破損原因の検討

本装置の伸縮駆動装置は、2 台の油圧シリンダによりベローズに対して軸方向伸縮のみを与えるよう設計されていた。しかし耐久試験の途中より、不具合により一方の油圧シリンダに所定のストロークが得られなくなったため、当初予定していなかった軸直角方向変位 20 mm が軸方向伸縮に合成された (図 3.5.3)。

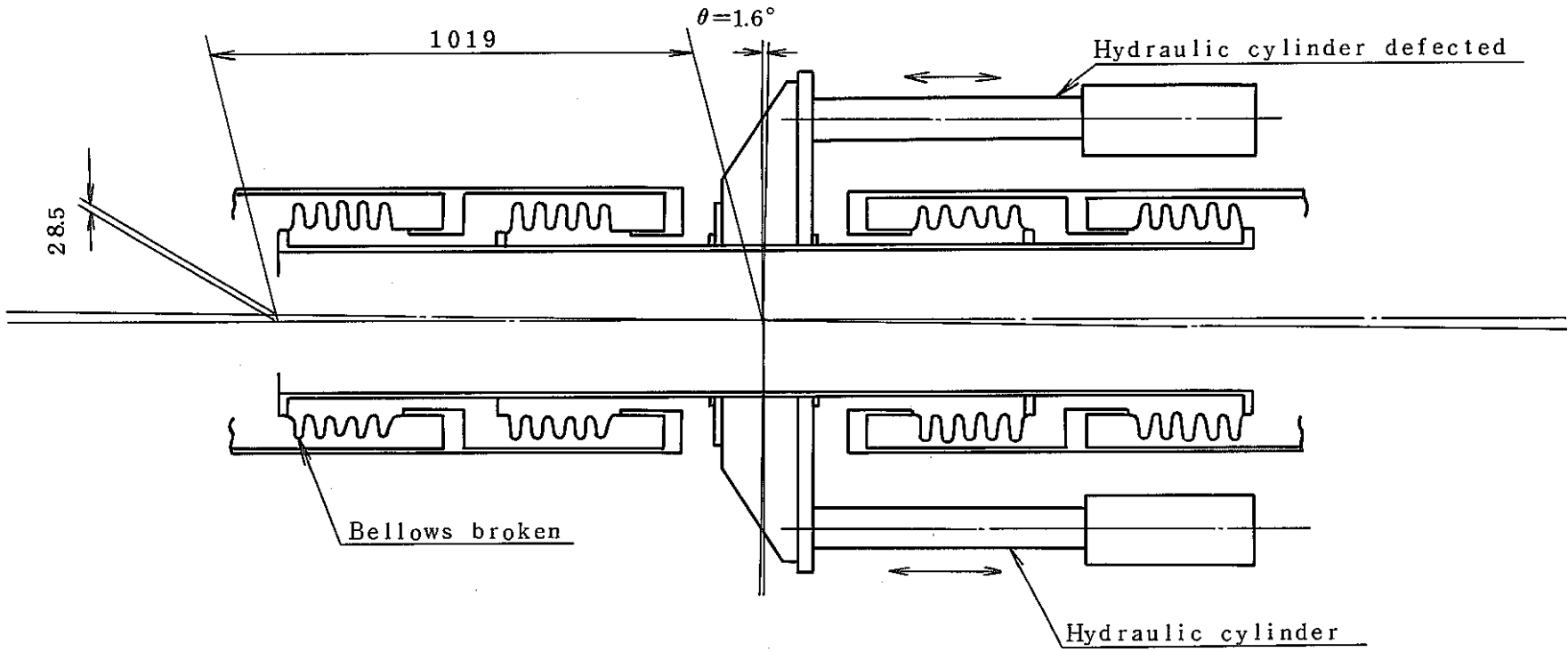
走査電顕による破面観察の結果、ストライエーションが認められ、破損は疲労破壊によることが判明した。

(iv) 疲労強度の評価

本ベローズの設計寿命は、軸方向伸縮 ± 50 mm のみの場合 1,000 回である。これに対して駆動装置の欠陥により作動した軸直角方向変位の量 20 mm およびその回数 150 回を考慮して再度 EJMA standard により強度計算を行ったところ、破損時点における累積損傷係数は 5.2 となった。従って本ベローズは破損時点で既にその寿命を越えていたことが判明した。またベローズに作用する軸直角方向変位は、軸方向変位に比べて著しく損傷を与えることが明らかとなった (表 3.5.1)。

以上より、上述の装置の不具合はベローズ伸縮管継手試験体に伸縮を与えるための駆動装置の欠陥に起因するものであることが明らかとなった。従ってベローズ伸縮管継手試験体には何ら問題はなく、その寿命は EJMA standard による設計寿命を上回ることが確認された。

なお軸直角変位が負荷しなかった他のベローズは軸方向伸縮のみ 800 回作用させた時点で異常の無いことが確認された。



☒ 3.5.3 Estimation of lateral deflection exerted on the broken bellows

表 3.5.1 Cumulative usage factor of the broken bellows

	Condition 1		Condition 2	
Axial displacement (mm)	5 0.0	-5 0.0	5 0.0	-5 0.0
Radial displacement in Y direction(mm)	0	0	2 8.5	0
Radial displacement in Z direction(mm)	0	0	0	0
Rotation (deg)	0	0	0	0
Number of cycles (times)	6 5 0		1 5 0	
Usage factor	0.2 8 4		4.9 0 2	
Cumulative usage factor	5.1 8 6			

(2) FBR 配管用伸縮管継手開発のための基礎調査^{(4)~(7)}

1) 概 要

昭和53年度より、実証炉クラス配管用ベローズ継手の開発を目的とした調査・研究を「高温構造安全技術研究組合（略称ISES）」に委託して実施している。この実施に際してはISESの中にプラントエンジニアリングおよびプラントメーカ5社、ベローズメーカ4社、ユーザ1社と動燃事業団より構成される小委員会を設置し、東京大学船舶工学科藤田教授を主査として検討が進められている。昭和53年から57年までの活動経緯の概要をまとめて表3.5.2に示す。

2) 調査・研究の内容

以下にこれまでの成果をとりまとめる観点からベローズ継手および配管系の設計・解析についてその検討経緯を述べる。

54年度は、前年度に調査した一般プラントでのベローズ継手の適用法や諸外国でのFBR用ベローズ継手の研究動向を踏まえて、実証炉1次系を例にとりベローズ継手の試設計を行った。選定したベローズ継手形式は次の4種である。

1. 直管型
2. ユニバーサル型
3. ヒンジ型
4. ジンバル型

表 3.5.2 ISES-181G (旧称 14G) の活動経緯の概要

S 5 7 年 6 月 作成

年 度 項 目		S 5 3 年 度	S 5 4 年 度	S 5 5 年 度	S 5 6 年 度	S 5 7 年 度
配 管 系	設 計		(1) ベローズを用いた配管系の試設計を実証炉クラス FBR 試案(I)の 1 次系について行った。 (2) ベローズに対する系統側からの設計要求を明らかにした。 (3) ベローズ配管のメリットとデメリットを上記(1)の配管系について検討した。	(1) ベローズを用いた配管系の試設計を実証炉クラス FBR 試案(II)の 1 次系について行った。 (2) ベローズに対する設計要求の見直しを行った。	な し	な し
	解 析		(1) ベローズを用いた配管系の熱応力解析と地震応答解析を行い、その問題点を摘出した。	(1) ベローズを用いた配管系の熱応力解析と地震応答解析を行い、その適用性を確認した。	な し	な し
ベ ロ ー ズ 継 手	設 計		(1) 上記配管系の設計より得られたベローズに対する諸要求に基づき、次の 4 種のベローズ継手の試設計を行った。 ・直管型 ・ユニバーサル型 ・ヒンジ型 ・ジナル型 (2) FBR 配管に対してはヒンジ型又はジナル型が適することが明らかとなった。	(1) 上記により見直した設計要求に基づき、ジナル型とヒンジ型の 2 種類のベローズ継手の設計を行った。	(1) ベローズ継手の設計目標および設計仕様の確認を行った。	な し
	解 析		(1) 上記各ベローズの応力解析評価を行い、その仕様決定に供した。 (2) ベローズと管の接続部の熱衝撃応力解析を行い接続部形状の設計に供した。	(1) 上記ジナル型とヒンジ型の 2 種のベローズの応力解析評価を弾性解析にて行い、その適用性を確認した。	(1) 1 次系ジナル型ベローズ (S 5 5 年度設計) の非弾性解析を行った。 (2) 同上ベローズの固有値解析を行った。 (3) ベローズ寸法公差の応力依存性を検討した。	(1) C.C.N-290 ひずみ制限式の妥当性評価のためのパラメトリックな非弾性解析を行う。 (2) ベローズ固有値特性や感度評価のためのパラメトリックな振動解析を行う。
製 造 ・ 検 査			(1) ベローズメーカー 4 社の製作手順の調査を行い、C.C.N-290 との差異や問題点を検討した。	(1) 寸法公差に関する製造実績調査を行った。	(1) 製作仕様書の試案を作成した。 (2) C.C.N-290 製作・検査関係項目を全訳した。	(1) 設計使用実績のアンケート調査を行う。
材 料			(1) 各種のベローズ材に関する材料強度データの収集整理を行った。	(1) ビン摺動部の構造・材料に関する文献調査を行った。	(1) Na 環境の影響に関する調査を行い、R & D 計画に反映した。	な し
文 献 調 査 そ の 他		(1) ベローズの FBR 配管適用性について、次の基礎調査を行った。 ・適用法 ・材料 ・設計法と設計例 ・製造法 ・事故例 (2) FBR 配管への適用上の問題点を検討した。	(1) ベローズ疲労設計法に関する文献調査と将来の見通しについて検討した。 (2) R & D 計画の立案が行われた。	(1) ベローズ溶接部への FBR 適用性の実験的検討が報告された。 (2) R & D 計画の見直しを行った。	(1) ASME PV&P 会議のベローズ関係論文集の抄訳を行った。 (2) ベローズの振動試験例が報告された。 (3) R & D 計画の見通しと R & D 項目表の作成を行った。	検 討 中

ベローズ継手に対する配管系統側からの設計要求を明らかにするため、実証炉一次系を例にとり、直管型とユニバーサル型を用いた組合せ A とヒンジ型とジンバル型を用いた組合せ B の 2 種類について配管レイアウトを検討した。ただし、原子炉廻りおよび原子炉建屋基本構造は参照設計を変えないとの制約条件のもとで検討を行った。

A, B 両配置案での各伸縮管継手の適用方法と、その特色は次の通りである。

① A 案 (ヒンジ型とジンバル型の適用例)

図 3.5.4 (a), (b) に示すようにヒンジ型およびジンバル型は共に、伸縮管をピン継手で組み込んだ形状をしている。このピン継手の回転により、接続する配管系の熱膨張を吸収するものであり、ヒンジ型では一面内の動きをし、ジンバル型ではユニバーサル状のピン構造により面内外の自由な動きをする。配管系への適用方法の基本パターンとしては、3 個を組合せて用いられる。2 個のジンバル型と 1 個のヒンジ型の組合せた例を図 3.5.4 に示す。

熱膨張の吸収は図 3.5.4 (c) に示すように、主として鉛直方向の相対変形をヒンジ型が吸収し、水面内の相対変形を 2 個のジンバル型が吸収する。した

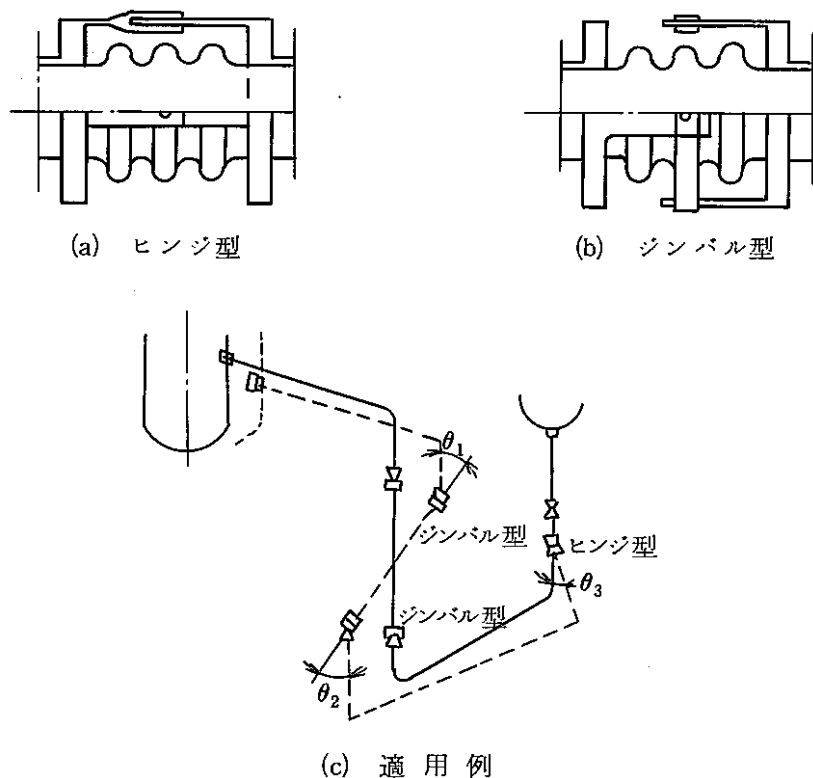


図 3.5.4 回転変位形伸縮管継手とその適用例

がって、配管系が一平面内で引き廻されており、面外への動きが無い場合は特にジンバル型を用いる必要はなく、3個のヒンジ型によって相対変形は全て吸収される。

これらの回転変形型の伸縮管継手の特長は、継手の角変位が接続する配管長の方向正弦によって大きな直交変位となり、過大な熱膨張もわずかな伸縮管継手の回転によって吸収される点にある。

② B案（直管型とユニバーサル型の適用例）

図 3.5.5 (a), (b)に示す様に直管型伸縮管継手は管軸方向の相対変位を吸収し、ユニバーサル型は管軸方向に加えて管軸直角方向の相対変位を吸収する。ユニバーサル型の管軸直角方向の相対変化の吸収は図 3.5.5 (b)に示される様に2個の伸縮管の回転変形によるものであり、A案での配管系内に設置された2個のジンバル型の機能を1個の伸縮管継手の中に集約したものと見える。1つの継手の中に2つの伸縮管が組み込まれていることから、伸縮管の間が短かく、管軸直角方向の吸収変位量は限定されたものとなっている。

配管系への適用に当っては図 3.5.5 (c)に示す様に個々の伸縮管への変位量を設計値内に限定することおよび想定した以外の変形を伸縮管に与えないために、個々の伸縮管継手間の配管に固定点や変位方向を制限するガイドを設

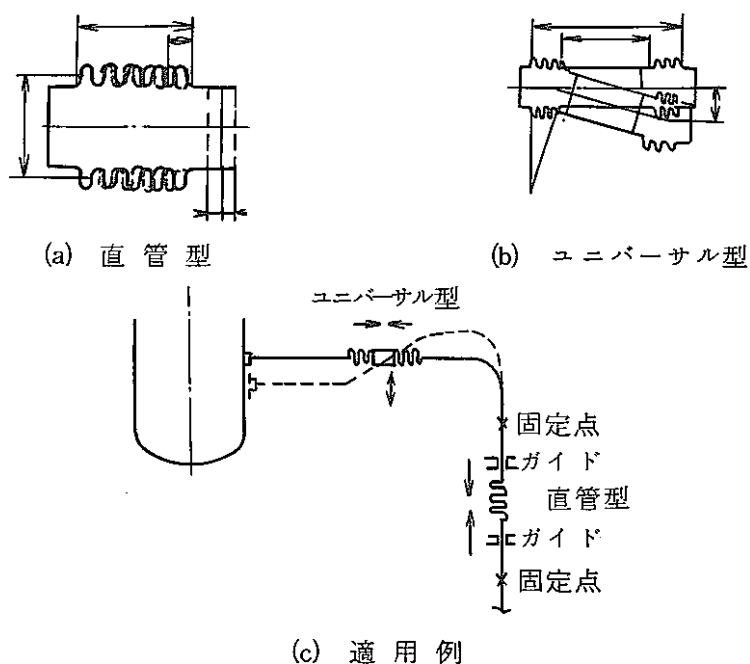


図 3.5.5 軸変位型伸縮管継手とその適用例

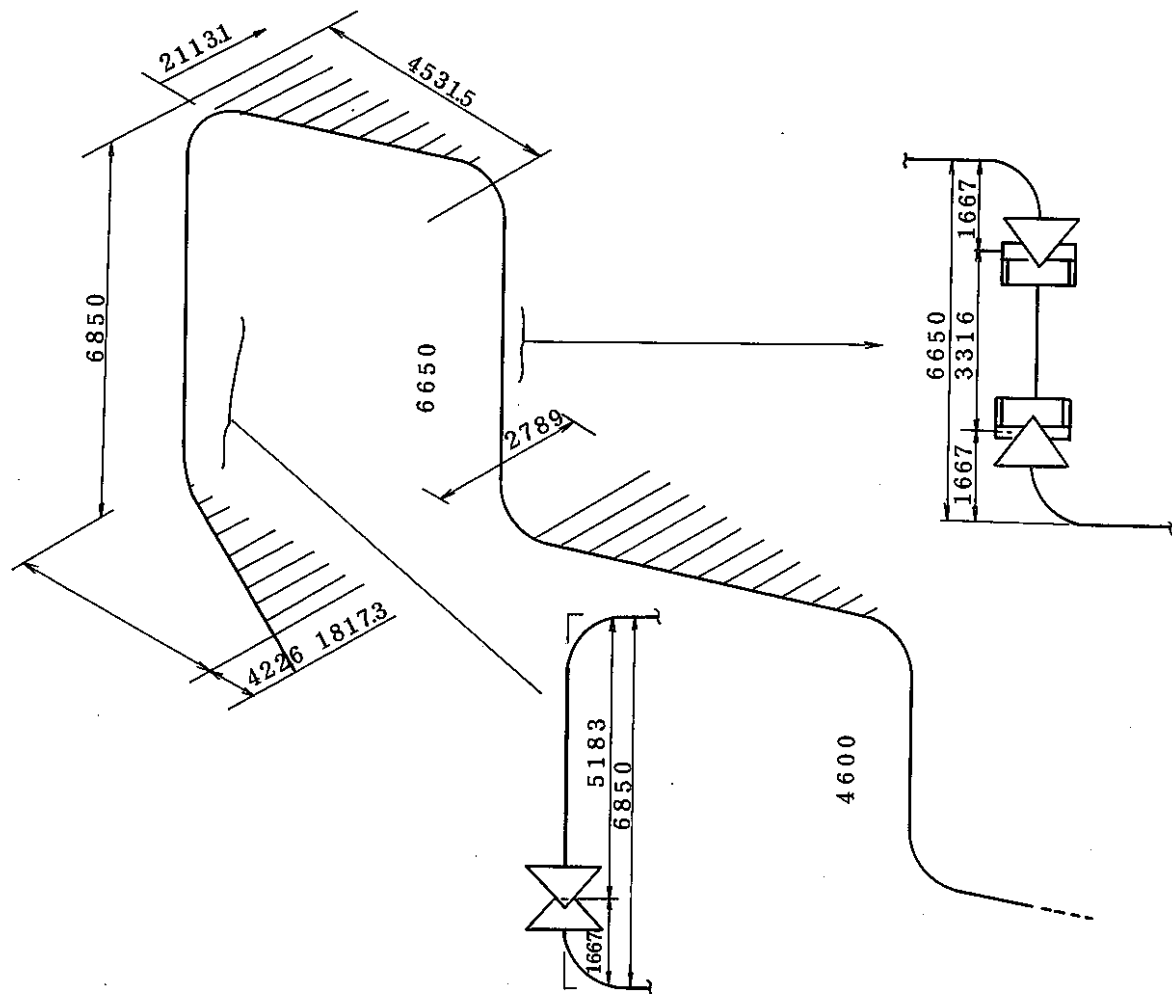


図 3.5.6 A 案 (ジグザグ型およびヒンジ型) の配管引き廻し

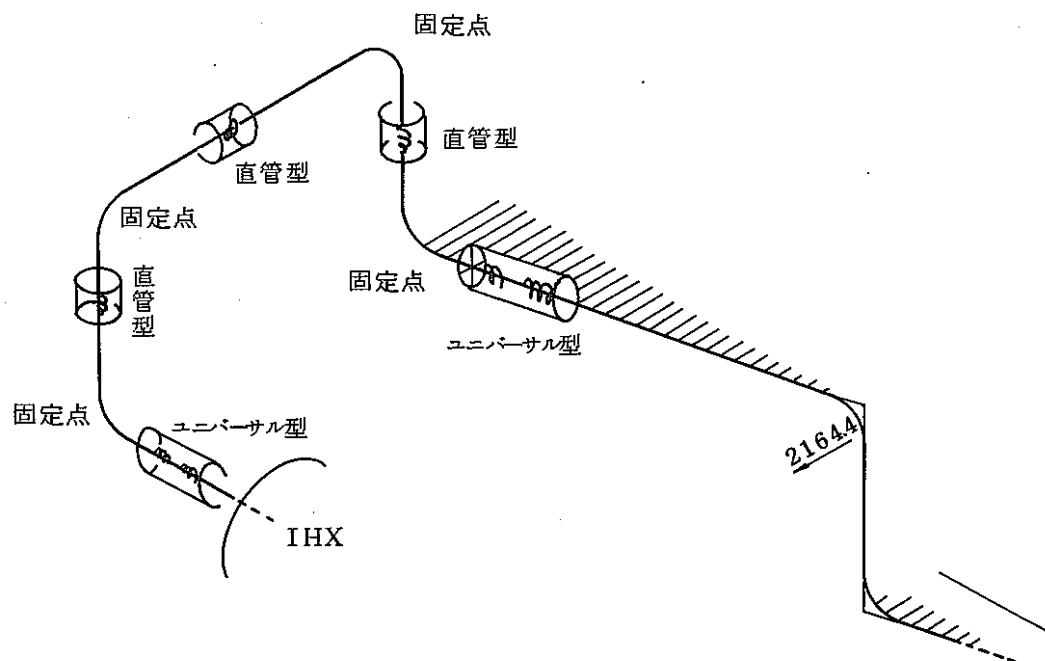


図 3.5.7 B 案 (直管型およびユニバーサル型) の配管引き廻し

ける必要がある。

組合せ A および組合せ B の配管レイアウトを図 3.5.6 および図 3.5.7 に示す。この概要は次の通り。

表 3.5.3 配管レイアウト概要

	フレキシブル タイプ原設計	伸縮管継手付き配管	
		A 案	B 案
配管長 (m)	76.7	35.9	37.4
エルボ数	10	6	6
伸縮管継手の個数	—	ジンバル型 — 2 ヒンジ型 — 2	直管型 — 3 ユニバーサル型 — 2
アンカー点	—	無し	

これらの配管レイアウトに対して室温と通常運転温度間の熱膨張量より決まる変位を基に過渡的な温度上昇やレイアウト修正による余裕を加味し、次に示す値をベローズ継手の設計変位量とした。

表 3.5.4 伸縮管継手想定変形

型 式	ヒンジ型	ジンバル型	直管型	ユニバーサル型
想定変形	±0.45°	±1.5°	±46mm	軸方向 ±120mm 軸直角方向 ±36mm

この設計変位量を設計条件として上記 4 種のベローズ継手の試設計を行った。変位量以外の主な設計条件は次の通り。

表 3.5.5 設計条件

(i) 機器種別	ASMEコード	クラス 1 コンポーネント
(ii) 耐震クラス	As クラス	
(iii) 設計温度		
◦ 内圧作用時	550℃	(ホットレグ)
◦ 外圧作用時	230℃	
(iv) 設計圧力		
◦ 内圧作用時	2.0 kg/cm ² g	
◦ 外圧作用時	1.0 kg/cm ² g	
(v) 設計変位量	表 3.5.4 に示す。	
(vi) 設計寿命	40 年	

各 4 種のベローズ継手の試設計の結果を次に述べる。

ヒンジ型およびジンバル型

回転変位型であるヒンジ型とジンバル型はほぼ同一の結果となり、ベローズ部の主要目は次の通りであった。

表 3.5.6 ベローズ部主要目

項 目	ジンバル型伸縮継手	
	1 次ベローズ	2 次ベローズ
材 質	SUS316	SUS316
ベローズ形状	U 型	
谷 径 (mm)	1080	1226
山 高 (mm)	60	60
ピ ッ チ (mm)	50	50
山 数	~20	~20
層 数 (層)	1	1
呼称板厚 (mm)	2	2
全 長 (mm)	1650	1650

なお、1 次ベローズは、ナトリウムに接するベローズ、2 次ベローズは 1 次ベローズのバックアップのベローズを示す。

本ベローズは下記の高温構造設計に対する要求を満足することを確認した。

一次応力および座屈—ASME ベローズ用 code case (draft)

ひずみ制限 — code case N-47

クリープ疲労 — code case N-47 (許容回数 $2000 \sim 10^4$)

ただし、必要山数約 20 に対し現状の国内ベローズメーカーの製造実績および製造能力は約 10 山であり、またその製作精度等についても ASME の要求を達成しておらず、この点は今後の課題となった。

直管型

回転変位型ベローズで高温構造設計規準の要求を満足した変位角 $\theta = \pm 1.5$ 度を直管型における軸方向変位 δ (一山当りの軸方向変位) に変換すると $\delta = \pm 0.8 \text{ mm}$ となる。変換式は次の通り。

$$\delta = \pi \times d_p \times \theta / 360 \times N$$

ここで、 δ ; 一山当りの等価軸変位 (mm)

d_p ; ベローズ相当直径 (mm) $\sim 1200 \text{ mm}$

θ ; 角変位 (度) $\sim \pm 1.5$ 度

N ; 山数 ~ 20

これに対し設計条件の軸方向変位量は $\pm 46 \text{ mm}$ であり、これを吸収するには $50 \sim 60$ 山 ($46 \text{ mm} / 0.8 \text{ mm}$) のベローズが必要となる。

すなわちホットレグ配管での熱膨張量を 1 m 当り 10 mm とするとこれを吸収するために必要な山数は $10 \text{ mm} / 2 \times 0.8 \text{ mm} \doteq 6 \sim 7$ 山となり、ベローズピッチを 60 mm とすると配管 1 m 当りのベローズ部分の長さは約 400 mm となる。これは 1 m の配管の熱膨張を吸収するためにその 4 割をベローズが占ることを意味する。

以上より、高温構造設計での現時点の各種の要求を満たした上での直管型ベローズの採用は無理があるとの結論に達した。

ユニバーサル型

ユニバーサル型ベローズ継手は軸方向変位と軸直角方向変位を吸収する。このうち軸直角方向変位は 2 つのベローズの回転変位で吸収されるが、軸方向変位については直管型ベローズと同様の状況にある。このため、ユニバー

サルベローズは軸方向変位量が小さい時にのみ適用可能と判断された。

このため、従来の調査・研究から現実的と考えられるベローズ継手を次表のごとくあらかじめ設定し、その許容変位量を検討した。

表 3.5.7 ユニバーサル型ベローズ主要目

材 質	SUS316
ベローズ形状	U型
谷 径	1110 (mm)
山 高	70 (mm)
ピ ッ チ	60 (mm)
山 数	14+14
板 厚	2.0 (mm)

許容変位量の検討結果は次の通りであった。

許容変位量

軸方向許容変位量 (単独)	$\pm 27 \sim 30$ mm
軸直角方向許容変位量 (単独)	$\pm 58 \sim 72$ mm
角度変位許容量 (単独)	$\pm 1.29 \sim 1.48^\circ$

ただし、この値は単独負荷の値であり、ユニバーサル型で必然的に生じる組合せ負荷の場合は上記の値は線型関係で減少する。

55年度の伸縮配管継手検討結果、現状の技術レベルではFBR配管系に適用の可能性がある伸縮管継手はヒンジ型およびジンバル型伸縮管継手に限定されることが判った。この結果に基き、ヒンジとジンバル形の伸縮管継手のみを用いた配管設計を一次主冷却系配管全体即、ホットレグ、クロスオーバーレグ、コールドレグの配管設計について、ベローズ取付位置に関する水平引廻しおよび垂直引廻しの2方式の試設計を行った。

その結果、ヒンジおよびジンバル型ベローズ継手を用いた配管配置が、従来の配管の基本設計配置を大幅に変更することなく成立することが判った。また、配管要素の耐震ならびに応力解析においてASME Code case N-

4.7に基づき評価を満たすことが確認された。アイソメ図を図 3.5.8 ～ 3.5.11 に示す。各ケースでの解析結果からペローズ継手の設計条件および機能条件が次の様に設定された。

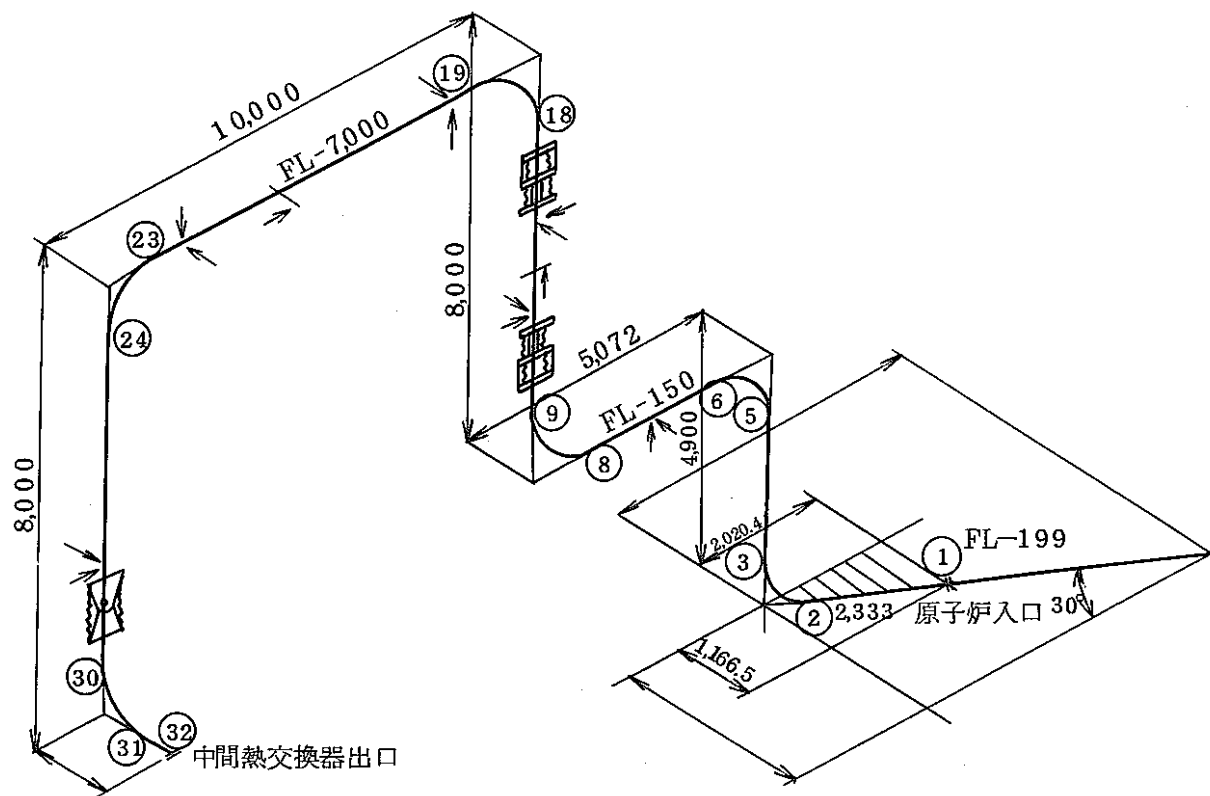


図 3.5.8 垂直配置ホットレグ配管アイソメ図

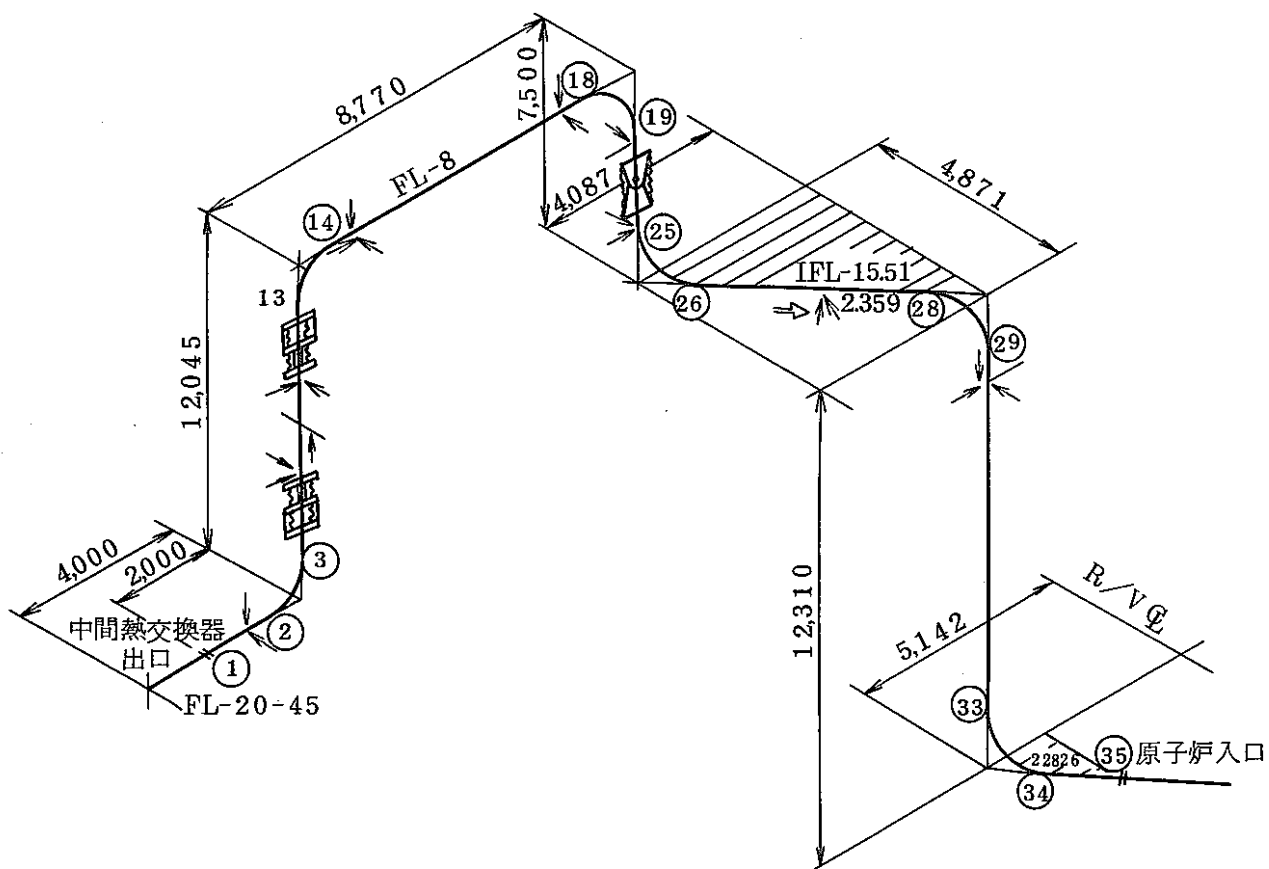


図 3.5.9 垂直配置コールドレグ配管アイソメ図

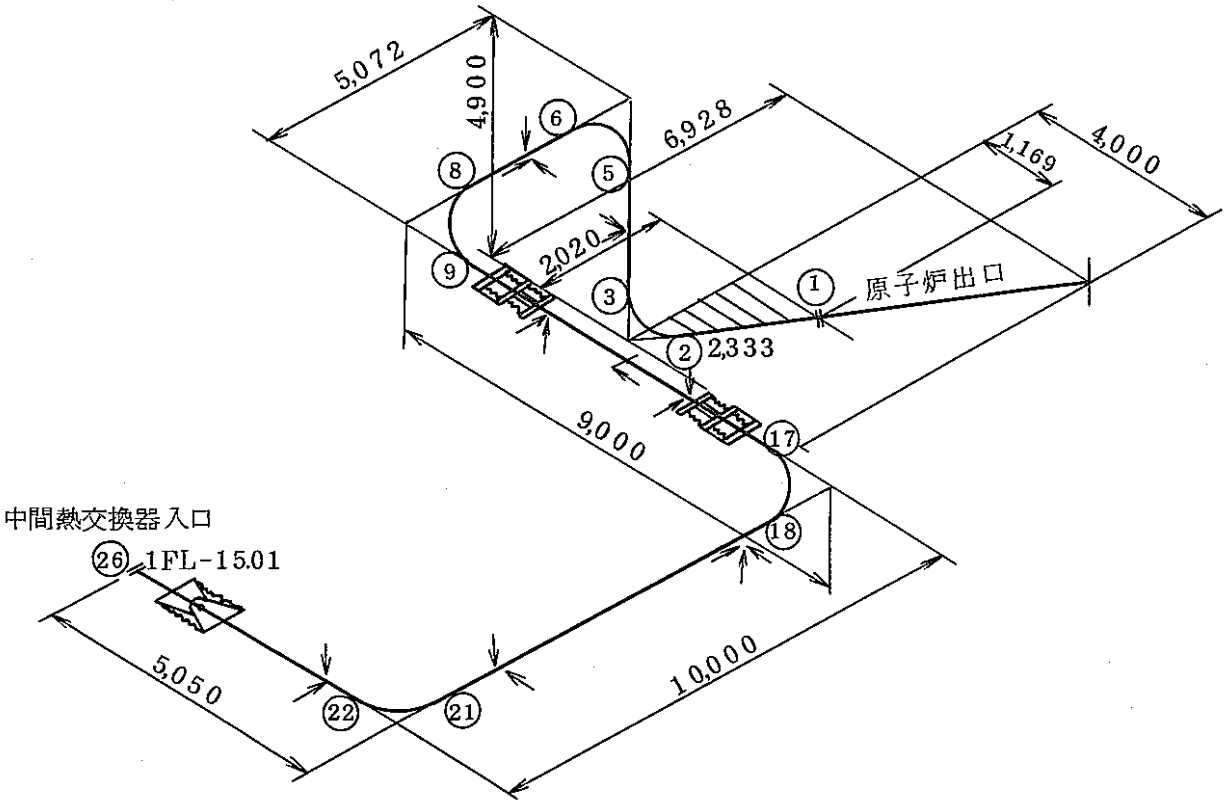


図 3.5.1 0 水平配置ホットレグ配管アイソメ図

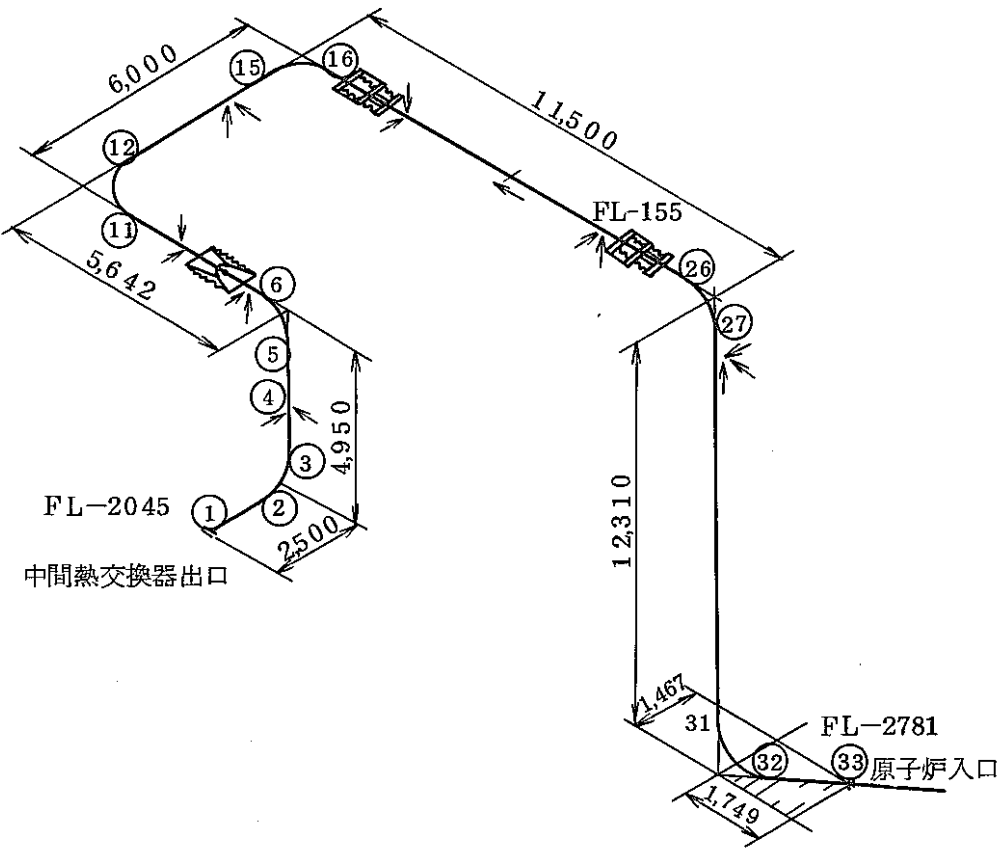


図 3.5.1 1 水平配置コールドレグ配管アイソメ図

表 3.5.8 伸縮継手の条件

	ホ ッ ト レ グ		コ ー ル ド レ グ	
	バウンダリ	バックアップ	バウンダリ	バックアップ
設 計 温 度 (℃)	550℃	550℃	405℃	405℃
設 計 圧 力 (kg/cm ² G)	2.0kg/cm ² G	2.0kg/cm ² G	12.0kg/cm ² G	2.0kg/cm ² G
運 転 温 度 (℃)	530℃	530℃	385℃	385℃
運 転 圧 力 (kg/cm ² G)	1.5kg/cm ² G	1.0kg/cm ² G	9.5kg/cm ² G	1.0kg/cm ² G
定 格 流 量 (kg/h)	1.616×10 ⁷ (kg/h)	—	1.616×10 ⁷ (kg/h)	—
接 続 配 管 口 径	42B (1066.8mmφ)	—	38B (965.2mmφ)	—
接 続 配 管 板 厚	14.3mm t	—	19.1mm t	—
接 続 配 管 材 質	SUS316	—	SUS304	—
雰 囲 気	内面 ナトリウム 外面 不活性ガス	内・外面不活性ガス	内面 ナトリウム 外面 不活性ガス	内・外面不活性ガス
吸収変位角 ^{注)}	±1.28°～±1.5°	同 左	±0.72°～±0.9°	同 左

注：1. バックアップベローズについては、バウンダリベローズの条件から求めた。またバウンダリベローズについては、配管側からの条件による。

2. 吸収変位角の欄に示す数字は、±A～±Bとなっているが、Aは配管系解析から出た値で、Bは、これに20%の余裕をとった値である。

表 3.5.9 要求される機能条件

大きな分類	内 容
熱流力上から	(a) 流れが直接ベローズに当たらないようフリースリーブを設けること。
安全上から	(a) 運転時，組立時外部からの機械的損傷を防ぐため保護カバーを設けること。 (b) 過大な変形を防止する構造を設けること。 (c) バウンダリを形成するベローズ，2次バウンダリを形成するベローズ等により包むこと。 (d) バウンダリベローズと，2次バウンダリベローズの早期の漏洩検出が行えること。 (e) ベローズの山又は山とフリースリーブの間にあるナトリウムの膨張のため，ベローズに傷がつかない対策（加熱時）をとること。
運転状態で	(a) 全ての運転状態で，機器，配管系から要求される熱膨張変位の吸収を行うこと。 (b) 内外の差圧に耐え，冷却材圧力バウンダリ機能を有すること。
予熱時で	(a) 予熱，保温設備を設け，必要な予熱・保温の行えること。
計装上から	(a) 作動範囲（全ての）を示す目盛，および設計時，計画した据付時と運転時の各位置を含んだ位置指示器をつけること。
保守上から	(a) 交換可能な構造とすること。 (b) ガス抜きおよびドレンが十分行えること。
配置上から	(a) 交換を考えた配置とすること。この時，放射線に対しても十分配慮を行うこと。
そ の 他	(a) 各継手には，その区分ができるよう（使用場所，方向，種類）マーキングを行うこと。

上記の設計条件を基にヒンジ型およびジンバル型ベローズ継手の試設計を行った。仕様の主要目および基本計画図を次に示す。

表 3.5.1 0 ベローズ主要目

	ジ ン バ ル 型		ヒ ン ジ 型	
	ホ ッ ト レ グ	コ ー ル ド レ グ	ホ ッ ト レ グ	コ ー ル ド レ グ
材 質	SUS316	SUS316	SUS316	SUS304
谷 径 (mm)	1080 (1226)	978 (1124)	1270 (1107)	1168 (1007)
山 高 (mm)	60	60	60	60
ピ ッ チ (mm)	50	50	60	60
山 数 (山)	28	11	~24	~12
板 厚 (mm)	2.0	3.0	2	3
層 数 (層)	1	1	1	1
ベローズ全長 (mm)	1400	550	~1440	~1220
内圧／外圧	内 圧 型	内 圧 型	外 圧 型	外 圧 型

(注) バウンダリベローズの仕様を示す。

なお、括弧内はバックアップ用ベローズの仕様を示す。

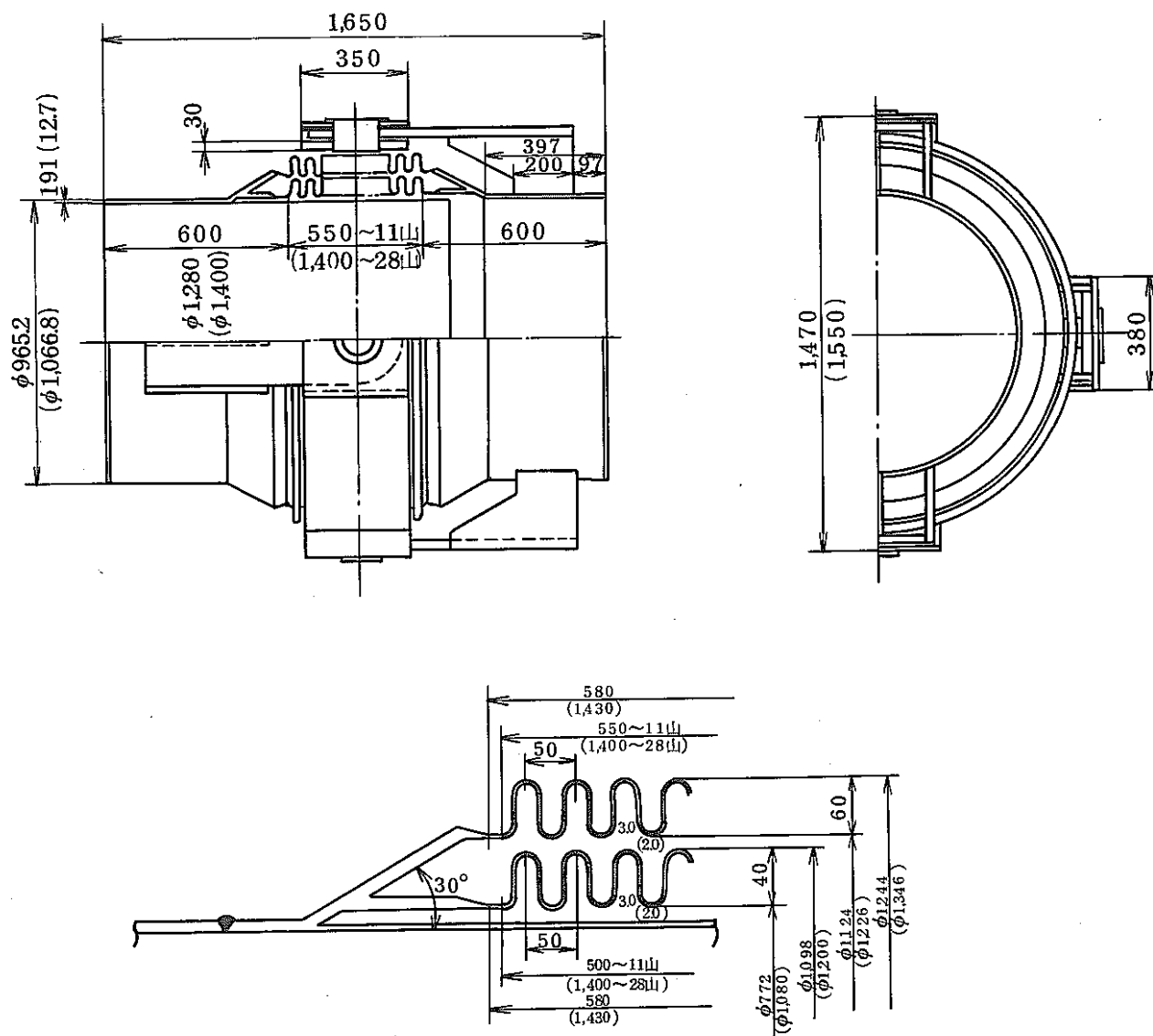


図 3.5.1 2 ジンバル型伸縮継手基本計画図

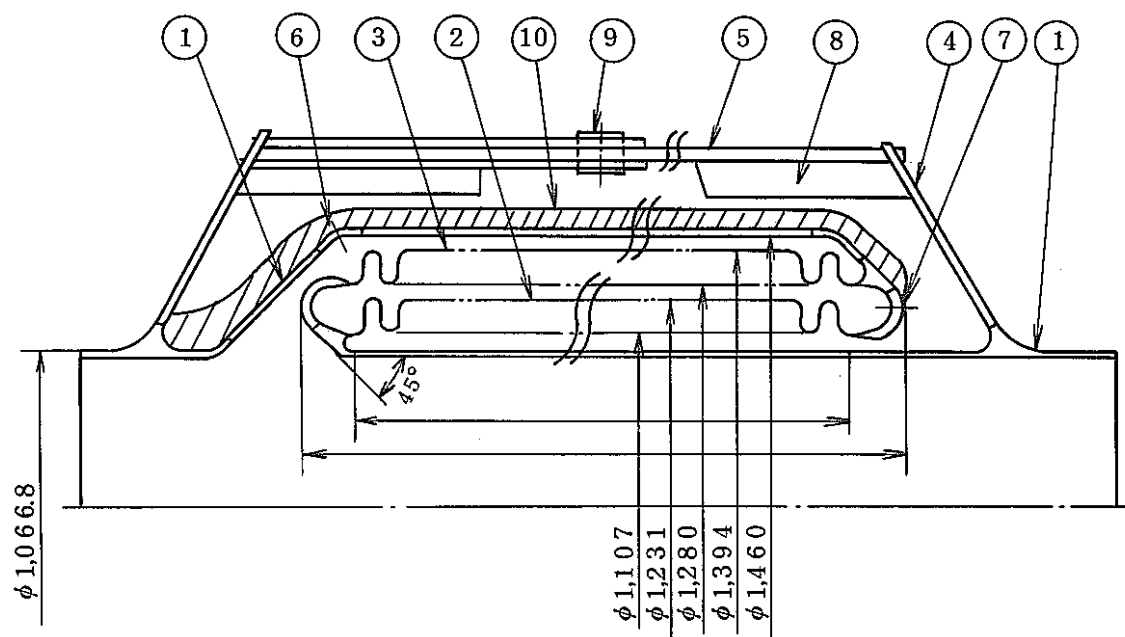
56年度は過去3年間の調査・研究の成果を基に実証炉クラスFBRプラントの配管用ベローズ継手の開発目標を決定し、必要なR&D計画を策定した。

研究開発の前提とする実証炉クラスFBRプラントの配管用ベローズ継手の仕様を以下に示す。

表 3.5.1 1 開発目標

(1) ベローズ口径；寸法 1000～1200φ	(6) 種 別 第1種管継手
(2) ベローズ形状 U字形成ベローズ 20～80山	耐震重要度 Asクラス
(3) 継手型式 ヒンジ型又はジナル型	(7) 使用雰囲気 ナトリウム 不活性ガスおよび大気
(4) 設計寿命 $2.1 \times 10^5 \sim 2.8 \times 10^5$ Hr	照射線量 9×10^9 R 以上
(5) 設計温度、圧力 温度 550℃ 圧力 2～10k	(8) 吸収変位角 $\pm 1.0 \sim \pm 1.5^\circ$ 、 負荷回数 600～10 ³ 回

FBR配管に用いられるベローズ継手は図3.5.13に示す様な各種の荷重を受け、これらの荷重条件下で前述の設計目標をクリアーしなければならない。長時間の高温クリープ環境下での各種の荷重に対し、ベローズ本体のみならずベローズ継手の各部材で、図3.5.14に示す様な、健全性を立証すべき種々の検討課題が上げられる。これらの点を考慮し目標達成に必要なR&D計画を策定した。以下にその概念フローを示す。



10	熱しゃへい層
9	ヒンジ機構
8	補強板
7	リーク検出器用ノズル
6	ドレン配管用ノズル
5	ヒンジプレート
4	ヒンジサポート
3	バウンダリーベローズ
2	バックアップベローズ
1	ヒンジ伸縮管継手
Pno.	名 称

図 3.5.13 ヒンジ型伸縮管継手

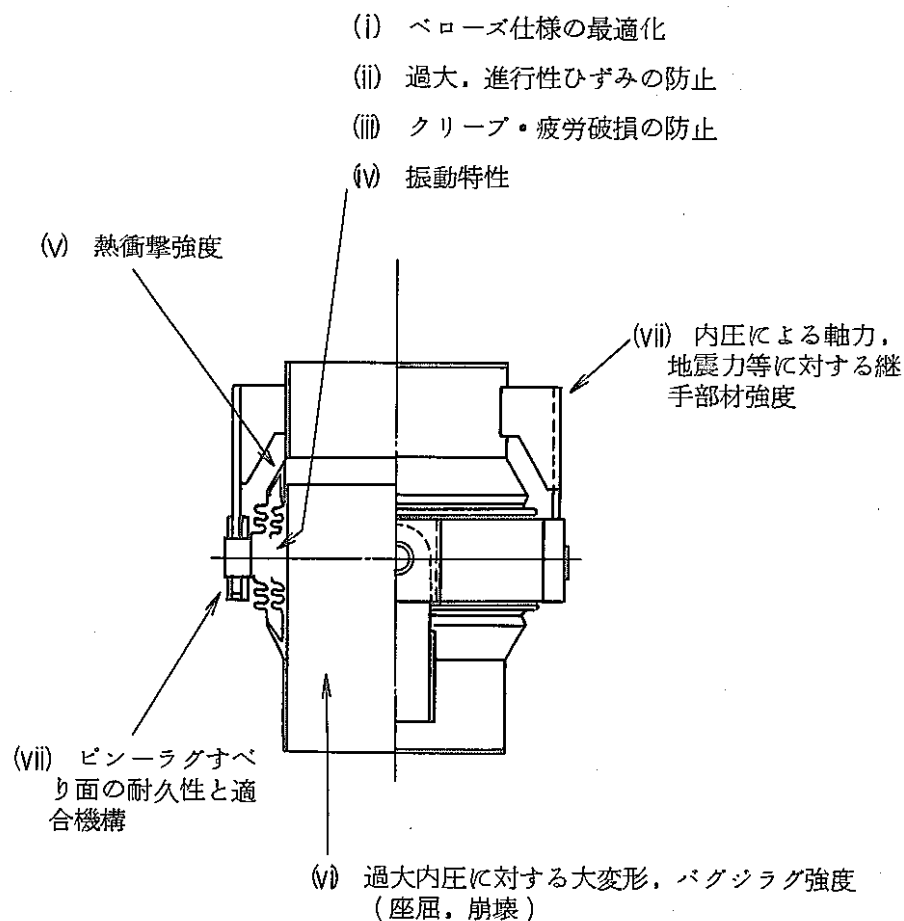


図 3.5.1 4 検討課題 (設計面)

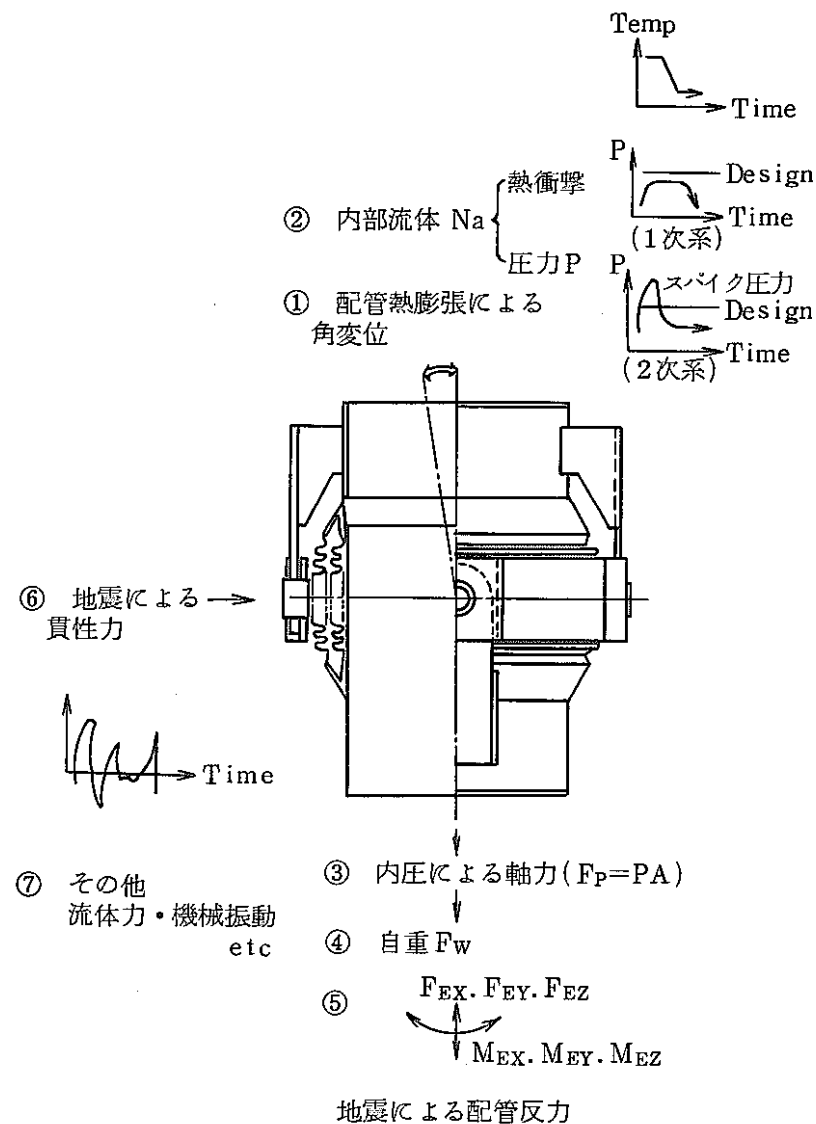


図 3.5.1 5 ベローズ継手で想定される荷重



57年度では、開発目標ベローズに対する詳細検討として、ベローズのクリープラチェット挙動に関するパラメトリックな非弾性解析と固有値特性に関するパラメトリックな解析を実施しており、試験研究面での参考資料の累積が図られている。

このうち、クリープラチェットについては試設計段階で採用したN-47における内筒容器に対する簡易解析法と、ベローズとしての挙動との差異を把握するのが目的である。また、固有値については、高温構造設計の諸要求を満たすFBR用ベローズは多くの山数を必要とすることから固有値の低下が想定され、このためベローズ自体の耐震、耐流体力および機械振動防止を図る上での基礎となる固有値特性について検討を行っているものである。

(3) 高温プラントにおける配管用伸縮管継手に関する応用研究

1) 概要

高温構造安全技術研究組合(ISES)が工業技術院からの補助金を受け、高温大型プラント用ベローズ継手の開発を行っており、最終的には高温配管用ベローズ継手の設計指針を作る事を目的としている。これは、実質的にFBRプラントにそのまま適用できるものである。

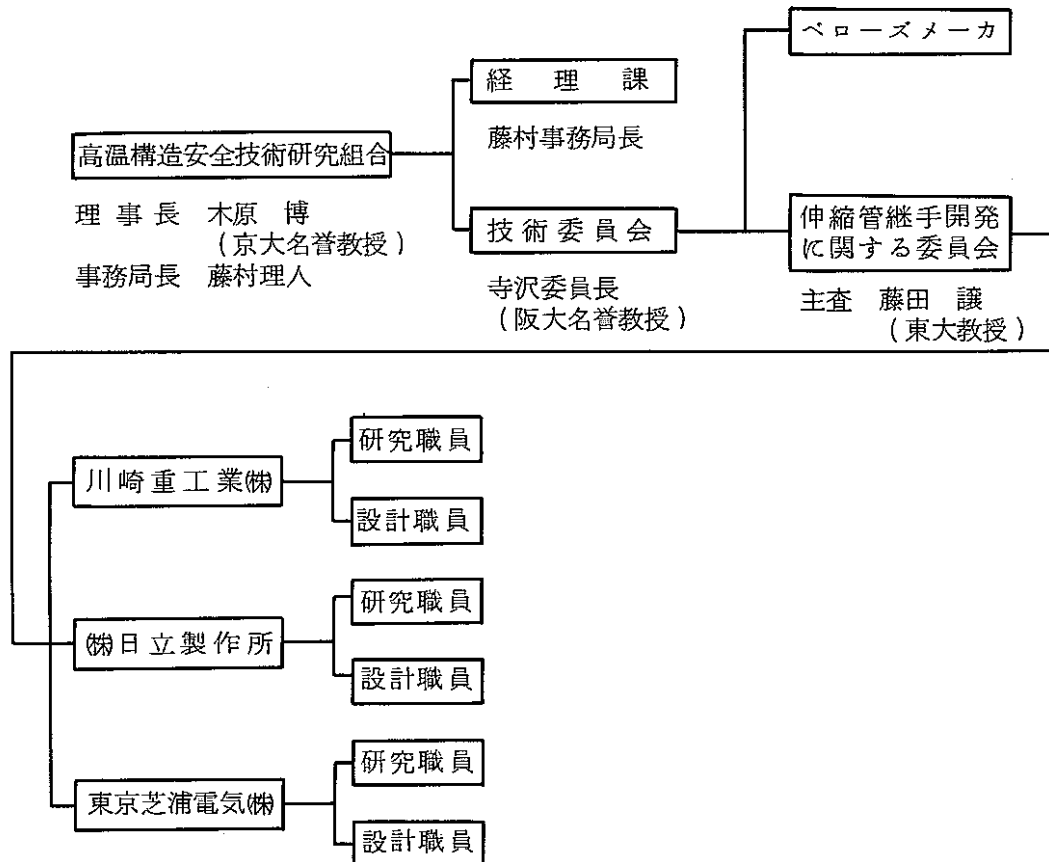
2) 試験研究の目的

近年、各種プラントの高温化、大型化に伴ない、配管系においては使用中の温度変化により生じる熱膨張、収縮変形は過大となってきた。このため配管設計の合理化が急務となってきた。具体的対策としては、配管系に伸縮管継手を適用して、プラントの合理的設計とプラント建設費の低減が考えられる。

本研究では高温大型プラント用に信頼性の高い伸縮管継手を開発することを目的として以下の研究をする。本研究の目標は次に示す通りである。

- 目 標：(1) 高温大型伸縮管継手の高温試験装置の試作
- (2) 大型伸縮管継手の高温疲労およびクリープ試験
- (3) 高温配管用伸縮管継手の設計指針の作成

3) 研究組織



4) 研究内容

(i) 伸縮管継手の高温疲労試験装置の開発

直管型ペローズ継手およびヒンジ型ペローズ継手の室温および高温 (MAX 600℃) における性能ならびに疲労を含む構造強度試験が可能な試験装置を開発・製作する。

試験体ペローズ最大外径 400φ, 1000φ, 1500φ

5) ペローズ継手の試設計および試作

実機模大のペローズ継手の試設計および試作を行う。

仕 様 呼 び 径 300φ, 700φ, 1100φ

設計温度 550℃

圧力 2, 9.5 atg

製作個数 計54個

形 式 直管型, ヒンジ型

6) 試 験

- (i) 室温におけるベローズ継手挙動試験
- (ii) 高温 "
- (iii) 疲労試験（寿命試験）

試験条件 温 度 400℃, 500℃, 550℃
振 動 波 三角波, 台形波
試 験 体 300φ, 700φ, 1100φ

7) 試験研究実施日程

試験研究実施日程表
全体日程表

研究項目 予定年度	解析・概念設計の検討	試 験 研 究		設計指針の検討
		製 作	試 験	
昭 和 5 6 年 度	伸縮管の弾性解析 (パラメトリック スーパーバイ)	試験装置の製作	伸縮管試験 体の製作	在系設計手法 の評価・検討
昭 和 5 7 年 度 (当 該 年 度)			伸縮管の試験	
昭 和 5 8 年 度				伸縮管の 設計指針の作成
昭 和 5 9 年 度	解析による検討			伸縮管継手の 設計指針の作成

(4) 中間熱交換器用ベローズ疲労耐久試験^{(8)~(10)}

1) 概 要

高速原型炉「もんじゅ」の中間熱交換器（以下 IHX）には2次ナトリウム入口部に伝熱管と下降管との熱膨張差を吸収するためベローズが使用されている。図 3.5.17 に「もんじゅ」 IHX の構造図およびベローズの位置を示す。ここに使用されるベローズには単純な伸縮に加えて、曲げ偏心および振りが重畳して荷重が作用するほか、1次系を構成するため、高い信頼性が要求される。このため、「もんじゅ」 IHX 用ベローズの健全性の実証を目的とした R & D が1978年から3年間をかけて、次に示すごとく段階的に実施された。

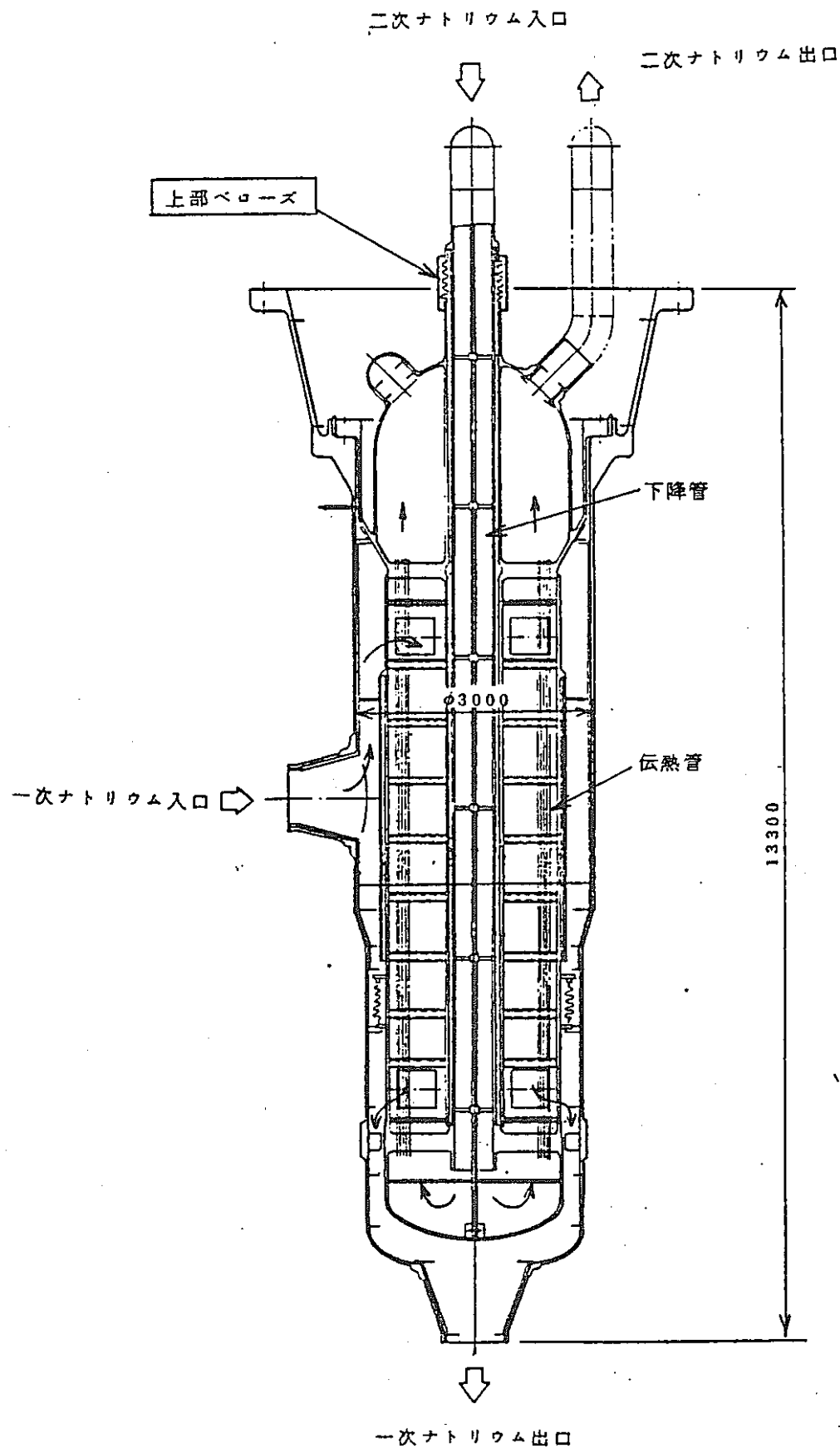


図 3.5.17 Intermediate Heat Exchanger

- (i) ベローズの応力歪測定試験 (1978年)
- (ii) ベローズの疲労耐久試験 (1979年)
- (iii) ベローズの疲労耐久試験(Ⅱ) (1980年)

試験は実機と同一寸法，形状のベローズが用いられた。

一連の試験の結果，ベローズの健全性が確認されると共に，ASME CODE SEC III Appendix Article II-1000に基づき「実験による設計」が成立することが分った。

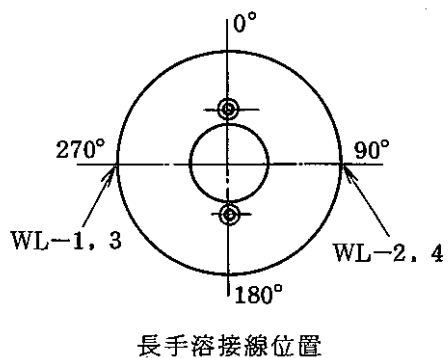
2) 供試ベローズおよび試験装置

試験に供したベローズ（東京螺旋管製作所製）は実機ベローズと同一寸法形状であり，口径720mm，肉厚1.5mm，2層のSUS316製U型成型ベローズで，7山ベローズを2つ継いだユニバーサル構造である。補強リングの装着したもの4体，および補強リングのないもの5体の合計9体が製作され試験に供された。供試ベローズの構造を図3.5.18（補強リング無し）に，主な仕様を表3.5.12に示す。

表 3.5.12 Specification of Test Bellows Design

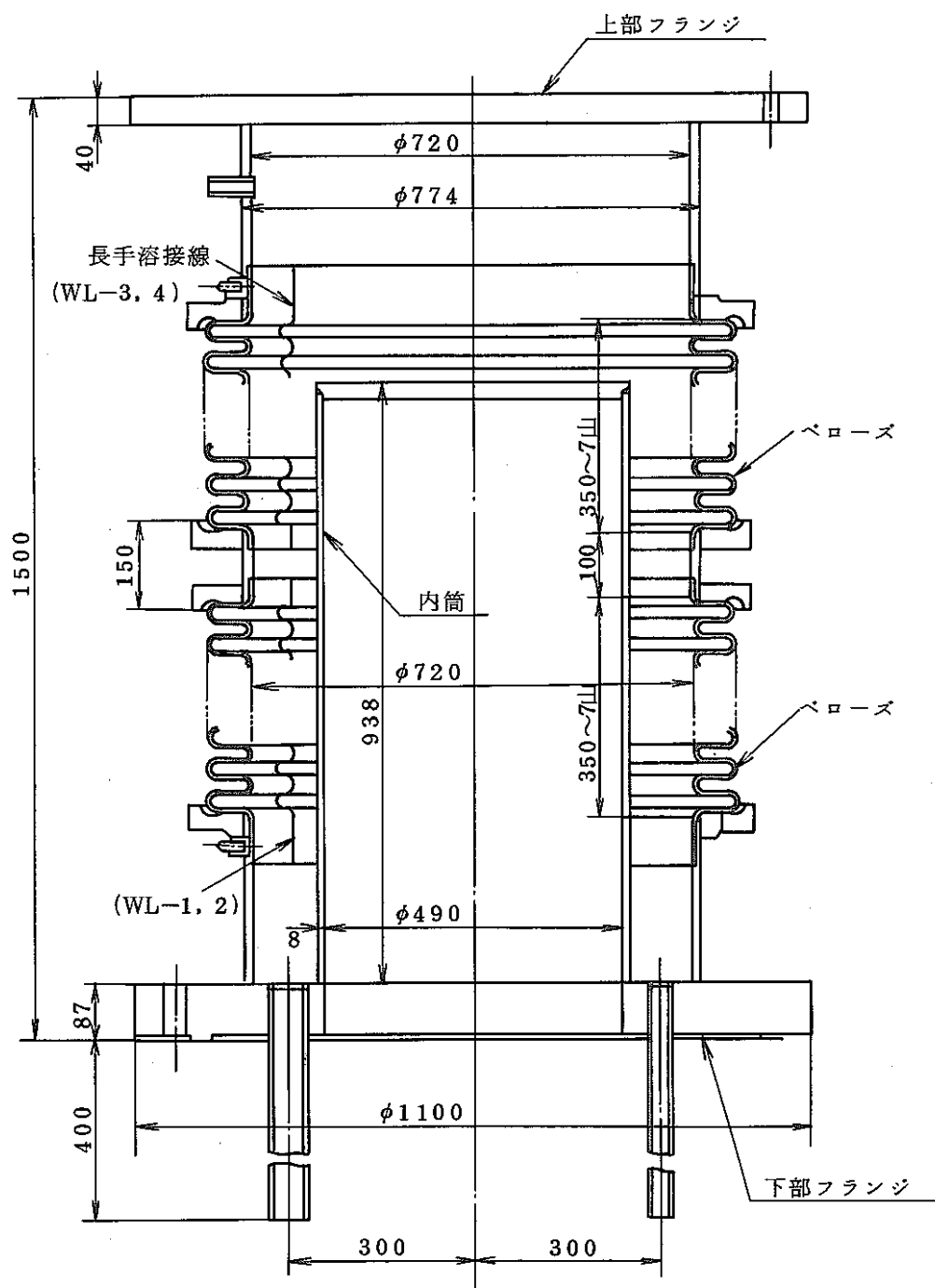
口 径	板 厚	山の 高さ	ピ ッ チ	材 質	山 数
720mm	1.5mm×2層	61.5mm	50mm	SUS316	14山 (7山のベローズを2つ 継いでいる)

試験装置は，図3.5.19に示すように内部ナトリウムを満した供試ベローズに対し軸方向変位（伸縮）を与える機能と，ベローズに捩り，曲げ，または偏心を与えておいて軸方向変位（伸縮）を加える機能を備えている。供試ベローズは下部フランジをテーブルに，上部フランジを駆動軸に取付ける。駆動軸をアクチュエータによって上下に作動するとベローズに伸縮荷重が加えられる。ナトリウムは下部フランジの入口管からベローズ内部に流入し加熱ヒータによって一定温度に制御される。ベローズの伸縮によるナトリウムの移動分はループ側に設置されているサージタンクで吸収される。



〔注〕 両端のフランジおよび内筒は試験のために
設けたもので実機のベローズには取付けない。

長手溶接線位置



☒ 3.5.1 8 Test Bellows (Without Reinforced Ring)

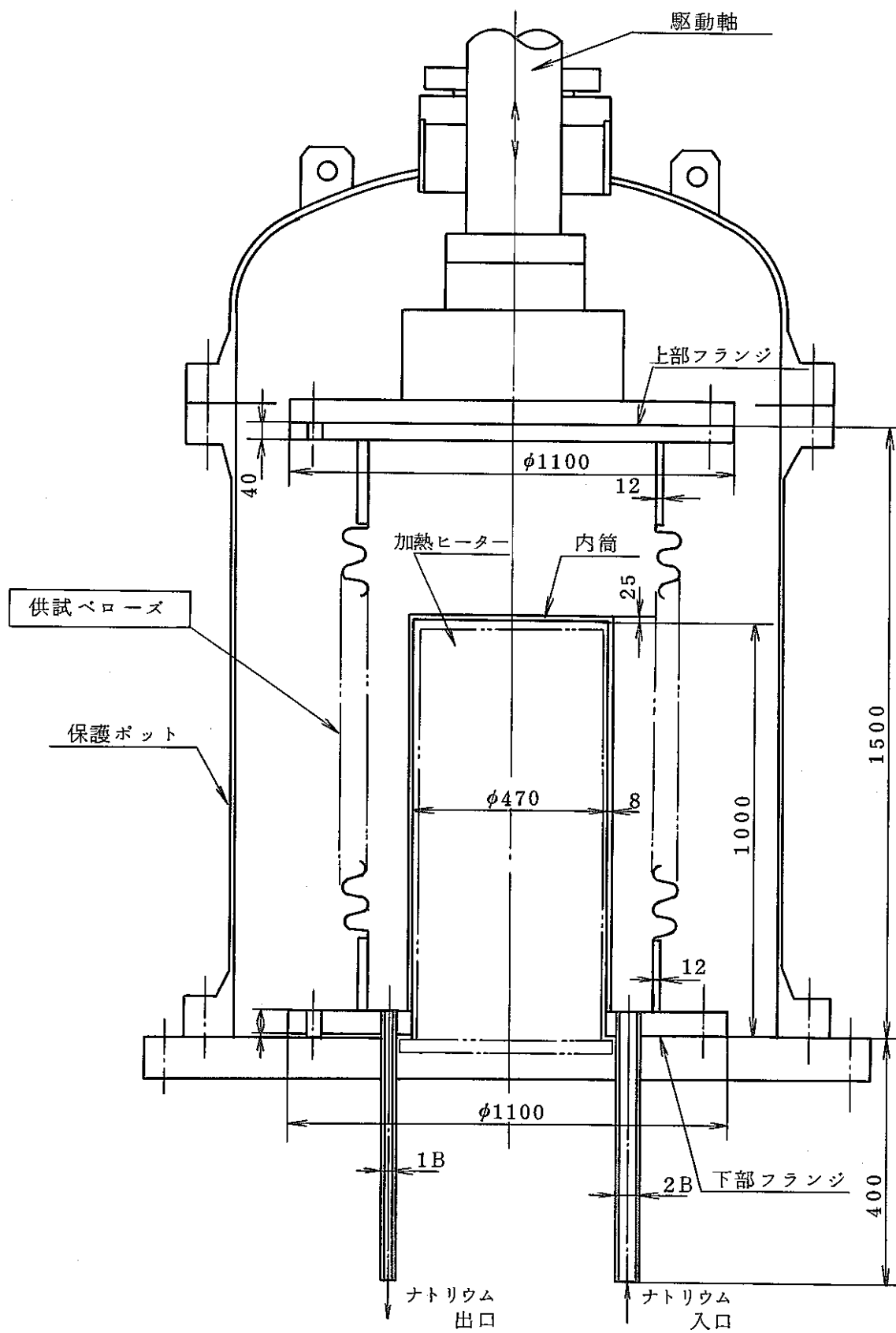


図 3.5.19 Test Bellows Attached to Test Facility

試験装置に据付けた状態の供試ベローズを図 3.5.1 9 に示す。

3) 試験目的および試験条件と設定根拠

実施した試験の目的は次の通りである。

(i) ベローズの応力歪測定試験

ベローズに実機の設計条件である伸縮荷重 $\pm 40\text{ mm}$ を負荷し、その時に発生する歪をベローズ各部に取付けた歪ゲージにより測定する。次いでこの値から発生する最大応力を求める。

(ii) 疲労耐久試験(I)

実機設計条件に対するベローズの健全性を実証する。すなわち、単純伸縮を負荷するだけでなく、曲げ、偏心または捩りが加えられた状態で伸縮を負荷することによって実際の変形挙動に近い状態を実現し、その状態で設計繰返し回数 2000 回の疲労試験を行う。試験後のベローズについて材料試験を行い健全性を確認する。

(iii) 疲労耐久試験(II)

一連の試験の最後の段階として、ベローズ供試体の破壊点を確認し、これより設計裕度を求める。このため破壊又は 40000 回までの疲労試験を行う。これら試験の試験条件は表 3.5.1 3 に示す通りであるが、主要なものは以下の三条件である。

試験温度	400℃
試験回数	2000 回 (疲労耐久試験 I) 破壊又は 40000 回 (疲労耐久試験 II)
伸 縮 量	$\pm 40\text{ mm}$

次にこれらの設定根拠を示す。

① 試験温度

対象とした「もんじゅ」実機ベローズの定常運転温度を有限要素法 (F E M) を用いた温度分布解析モデルにより解析した結果 310℃前後であった (詳細は App.1)。ベローズの設計温度は、定常運転温度を下まわらないように決定する必要がある、これに余裕をとって 400℃と定め

表 3.5.1 3 Fatigue Test Program of IHX Bellows

段階	試 験 (成果報告書 №)	期 間	試 験 体		試 験 条 件			結 果 要 約
			№	補強リング	回 数	荷 重	回 数	
I	ベローズ応力歪測定試験 (SJ202 78-30)	S53.5.1	1	有	常 温 400℃	伸縮±40mm (静的および動的)	—	(1) 補強リング無の常温における最大応力は 27～29 kgf/mm ² (2) 補強リング有の常温における最大応力は 30～36 kgf/mm ² (3) 400℃での応力は、常温より約15%程度低い。
		)	5	無	常 温 400℃			
		S53.10.31	6	無	常 温			
II	ベローズの疲労耐久試験 (SJ202 79-21)	S53.11.15	2	有	400℃	伸縮±40mm		(1) 疲労による破損・き裂の発生は認められない。 (2) 補強リングの有無による強度的な有意差はない。 (3) 疲労試験前後のベローズについて各種材料試験を行った結果、ナトリウム環境効果は顕著でない。 (4) 実測値に基づいて疲労寿命を評価した結果、実機の設計繰返し数に対して疲労寿命が十分余裕がある。
		)	8	無		振り0.5度+		
		S54.8.14	7	無		伸縮±40mm		
			9	無		曲げ1度+		
			3	有		伸縮±40mm 偏心5mm+		
III	ベローズ疲労耐久試験(Ⅲ)	S54.8.1) S55.1.31	4	無	400℃	伸縮±40mm	破損まで または 40000回	(1) 40000回まで繰返し試験の結果、疲労による破損・き裂の発生は認められない。

た。これから，疲労試験の温度は設計温度と同じ400℃とした。

② 試験回数

(a) 疲労耐久試験(I)

疲労試験の試験回数は，実機プラントにおける運転条件から定めた。実機の耐用年数30年間にベローズが受ける伸縮回数は，熱過渡条件によって定まり，製作準備設計(Ⅲ)では，合計791回である。内訳は次の通りである。

(イ) 通常停止	200回
(ロ) 熱過渡(プラント状態Ⅱ)	580回
(ハ) " (" Ⅲ)	10回
(ニ) " (" Ⅳ)	1回

ベローズの設計条件としては，これに余裕をみて伸縮回数を2000回と定めている。これから疲労試験の伸縮回数は設計条件と同じ2000回とした。

(b) 疲労耐久試験(Ⅲ)

U形ベローズに対する設計式として広く用いられているM.W.Kellogg社の式で伸縮量±40mmに対する破壊までの繰返し数Nfを求めると，

$$Nf = 28,377 \text{ 回}^*)$$

となる。

疲労耐久試験(Ⅲ)では，ベローズの破壊点を確認して設計裕度を求めるのが目的であるために，破損が生じると考えられる試験回数とする必要がある。このため，本試験の回数はKelloggの式より求めた破壊回数Nfに余裕をみるとともに，すでに実施した試験の繰返し数2000回の20倍である40000回とした。

なお，試験の途中でベローズが破損しナトリウム漏洩が検出された場合，その時点で試験は中止される。

*) 詳細は App.2 に示す。

③ 伸 縮 量

設計伸縮量はプラント状態Ⅰ，Ⅱ，Ⅲの各運転状態における２次側ナトリウム入口管（下降管）の熱膨張量と，伝熱管・２次側上部プレナムおよびベローズを合わせた熱膨張量との熱膨張差を求めて決定した。

各運転状態について求めたベローズの最大変位量は次の通りである。

運転状態	変位量 (mm)	ベローズの状態
プラント状態Ⅰ	24.6	圧 縮
プラント状態Ⅱ	36.1	圧 縮
プラント状態Ⅲ	7.7	引 張

この結果から，変位レンジとしては最大43.8mmとなるが試験は初期設定変位を零として圧縮側，引張側とも40mm（レンジ80mm）とした。

4) 試験結果

試験結果を要約すると次の通りである。

表 3.5.1 4 試験結果の要約

Ⅰ	ベローズ応力歪測定試験	(1) 補強リング無の常温における最大応力はベローズの山および谷部に発生し，全伸縮量40mmに対し27～29kgf/mm ² である。 (2) 400℃での応力は，常温より約15%程度低い。
Ⅱ	ベローズの疲労耐久試験	(1) 疲労による破損・き裂の発生は認められない。 (2) 補強リングの有無による強度的な有意差はない。 (3) 疲労試験前後のベローズについて各種材料試験を行った結果，ナトリウムの環境効果は顕著でない。
Ⅲ	ベローズ疲労耐久試験Ⅲ	(1) 40000回まで繰返し試験の結果，疲労による破損・き裂の発生は認められない。 (2) 疲労耐久試験による材料特性上の変化は認められない。

5) 疲労強度評価

試験と同一条件に対し、ASME B&PV CODE SEC III の設計疲労曲線から許容繰返し数（評価Ⅰ）を、また、同じ応力レベルに対しM.W.Kellogg社の式による破壊までの繰返し数（評価Ⅱ）を算出した。応力値は実測した最大応力値を使用した。さらに有限要素法による応力解析を行い、その最大応力値を用いて「高速原型炉第1種容器の高温設計基準（暫定案）」に基づく疲労損傷評価（評価Ⅲ）を行った。その結果を以下にまとめて示す。

評 価	許容繰返し数 ; Nd 破壊までの繰返し数 ; Nf
Ⅰ ASME B&PV CODE III DIV.1 (低温設計 800°F以下)	Nd = 400
Ⅱ Kelloggの式 $Nf = \left(\frac{1125}{S_R} \right)^{3.5}$	Nf = 28,377
Ⅲ 第1種容器 高温設計基準 (暫定案)	Nd = 1,884

以上から疲労耐久試験(Ⅳ)で実施した繰返し数40,000回はⅠ～Ⅲのいずれの評価によっても許容されない。同様に疲労耐久試験(Ⅰ)で実施した繰返し数2,000回は評価ⅠおよびⅢで許容されない。

しかし、疲労耐久試験(Ⅰ)および(Ⅳ)の試験後の材料検査からは供試ペローズの破損、き裂は全く認められなかった。これより、設計基準による評価は安全側の評価を与えるところを確認された。

6) 「実験による設計」の検討

ASME Sec.Ⅲ Division 1 Appendix Article II-1000

“Experimental Stress Analysis”においては、実験に基づいて解析をする場合の荷重、および繰返し数のとり方が規定されている。

ここでは、ペローズに対して行った一連の実験がⅡ-1000の要求を満足しているかどうかの検討を行う。

まず、Ⅱ-1520の各項目についての対応を調べる。

Ⅱ-1520(a) (条件) 材料や形状が実機と同じであること。

(対応) 供試ペローズは実機と全く同じ方法で作られたものであり満足している。

Ⅱ-1520(b) (条件) (c)に規定する回数で貫通き裂の発生しないこと。

(対応) 回数については次項参照。いずれの試験においても全く異常はなく満足している。

Ⅱ-1520(c) (条件) 荷重(変位)に対する割増(係数 K_s ，繰返し数に対する割増(係数 K_n は，Ⅱ-1520(g))の規定により次の通り求まる。

$$\begin{aligned} K_s &= K_{sl} \times K_{sf} \times K_{sc} \times K_{st} \times K_{ss} \\ &= 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.206 \\ &= 1.206 \end{aligned}$$

ここで， $K_{ss} = 1.47 - 0.044 \times \text{供試体数}(6)^{*}$

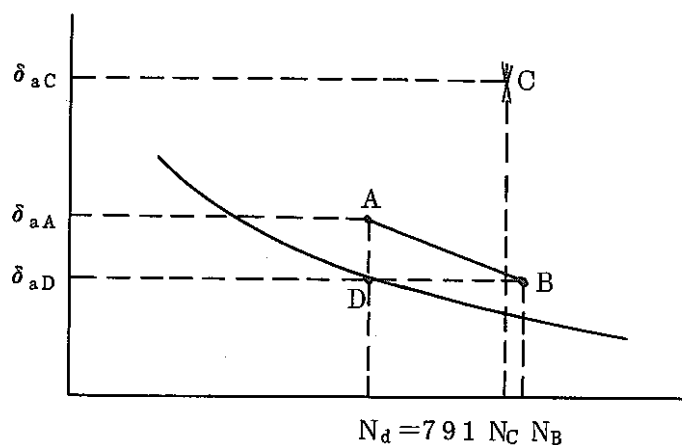
$$= 1.206$$

*) 既実施5体，本試験1体

$$K_n = (K_s)^{4.3} = 2.24$$

但し，2.6以下ではいけないので結局

$$K_n = 2.6$$



$$\delta_{aA} = \delta_{aA} \times 1.206 = 52.8$$

$$N_B = 2.6 \times 791 = 2057$$

$$\delta_{aD} = 36.1 + 7.7 = 43.8$$

したがって，上図のA Bより右上での条件で実験が行われれば良いことになる。

(対応) 試験は、2,000回で5体、40,000回で1体であるが安全側にまとめて2,000回で6体とする。
また、強制変位は±40mmであり、この点を上図にプロットすると点Cとなり($\delta_{ac}=80$ $N_c=2,000$)明らかにABより右上にあり満足している。

II-1520(d) (条件) 試験繰返し数が設計繰返し数より少ない場合

(対応) 試験繰返し数2,000回は設計繰返し数791回を上まわっているので適用されない。

II-1520(e)~(g) 許容領域の設定法であり、(c)において説明済。

以上のように一連のベローズ疲労試験は、ASME Sec.Ⅲ Appendix Article II-1000の全ての要求を満足しており「実験による設計」が成立している。

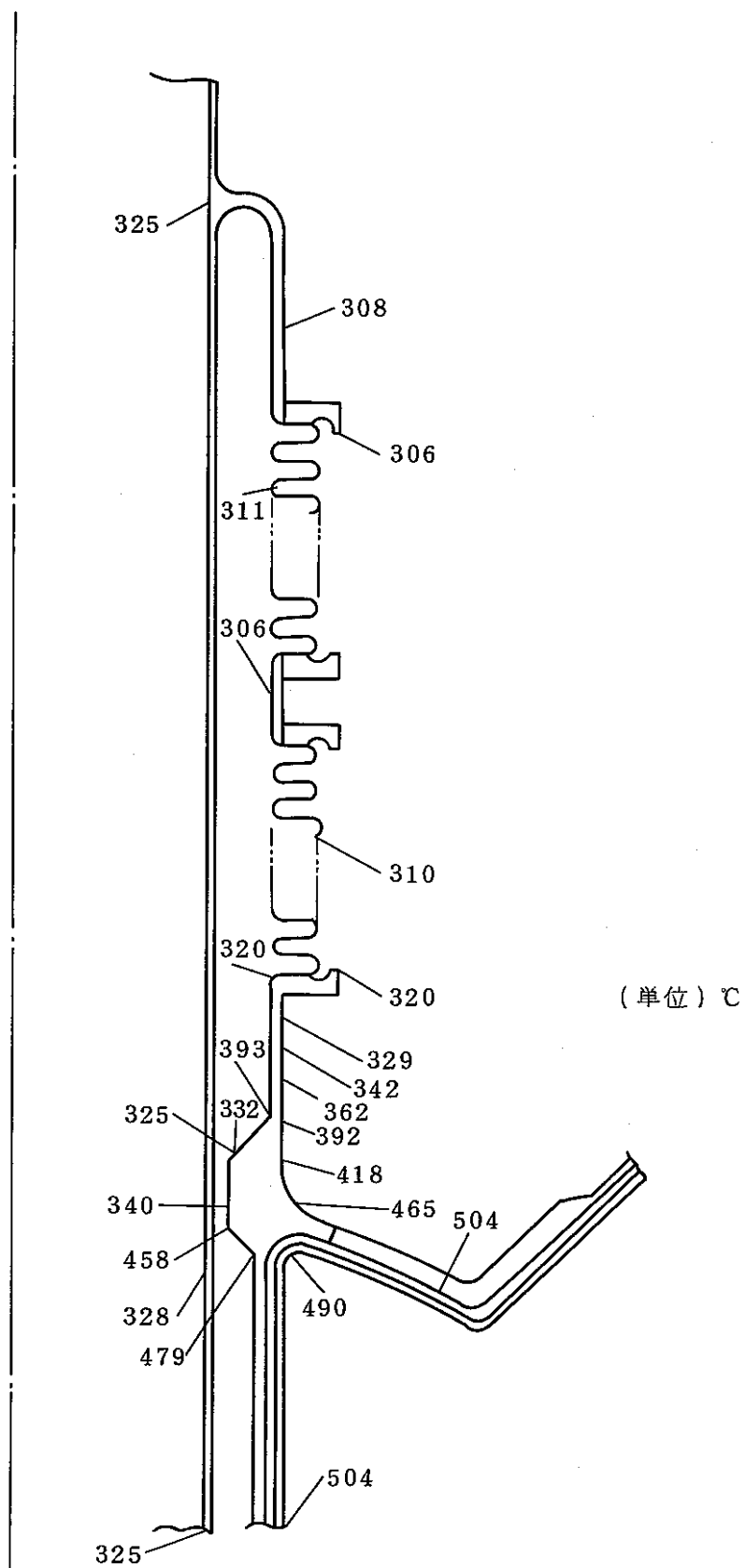


図 3.5.2 0 Equilibrium Temperature Distribution of Bellows

7) Kellogg の式による寿命評価

Kellogg では伸縮による応力範囲 S_R を独自の式で求めるが、ここでは(1)と同じく実測最大応力に対して評価するものとする。したがって、破壊までの繰返し数の算出についてのみ Kellogg の式を用いる。

破壊までの繰返し数 N_f は次式で与えられる。

$$N_f = \left(\frac{1125}{S_R} \right)^{3.5}$$

ここで、伸縮による応力範囲 S_R は前述の(1)で示したように 400°C の条件で評価すると、

$$S_R = 60.1 \text{ kg/mm}^2$$

これから

$$\begin{aligned} N_f &= \left(\frac{1125}{60.1} \right)^{3.5} \\ &= 28,377 \end{aligned}$$

一連の歪測定試験で得られた最大歪に基づいて評価するものとする。本試験で負荷した単純伸縮 $\pm 40 \text{ mm}$ に対して得られた最大応力は外層ペローズ谷部外面に発生しており次に示す通りであった。

$$\text{引張時} \quad 35.2 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{圧縮時} \quad -35.4 \text{ kg/mm}^2$$

この値は、常温における歪測定結果である。したがって、これから本試験での温度条件である 400°C のときの応力レベルを求める必要がある。先に疲労試験の予備的な試験として実施した「ペローズ応力歪測定試験」によると 400°C における応力値は常温における応力値より約 15% 低い（ペローズ材料のヤング率の低下分）値となる。

したがって、温度条件の違いを補正すると前述の最大応力は次のようになる。

$$\text{引張時} \quad 30.0 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{圧縮時} \quad -30.1 \text{ kg/mm}^2$$

これから，応力強さの範囲 S_n

$$S_n = 60.1 \text{ kg/mm}^2$$

(5) 実証炉の設計研究

昭和57年度の動燃実証炉の設計研究において，1次系主配管，2次系主配管に配管ベローズ継手を採用した場合の設計研究が実施された。その設計研究によると大幅な主配管長の短縮，格納容器，2次系建屋等のコンパクト化等が可能であることが示されている。

図3.5.18，3.5.19に昭和57年度実証炉設計研究の1次系配管引き廻しの概略図（一例），図3.5.20，3.5.21に2次系配管引き廻しの概略図（一例）を示す。

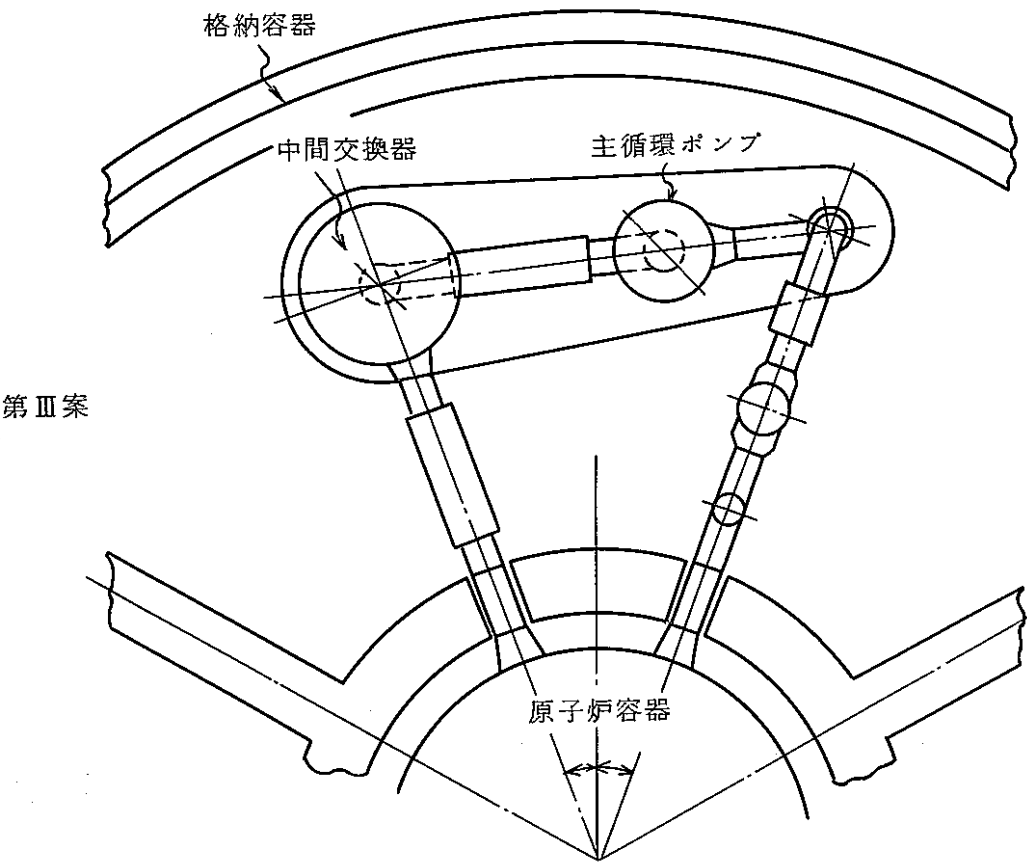
また，図3.5.22，3.5.23に昭和57年度実証炉設計研究の配管ベローズ継手の概略図，表3.5.15に概略仕様を示す。

表3.5.16(1)に1次系に配管ベローズ継手を採用した場合の物量削減量，表3.5.16(2)に2次系に配管ベローズを採用した場合の物量削減量を動燃実証炉概念設計(I)と比較して示す。

我国では配管ベローズ継手を主配管に採用した最初の設計例であるが，大幅な物量低減が達成できることが判明した。

しかし，本設計例は，従来の機器に配管ベローズ継手を取りつけた設計である。今後は，配管ベローズ継手に合った機器を想定して，プラント冷却システムを設計する必要がある。そうすれば，もっと合理化されたコンパクトなプラントが開発されるであろう。

主配管引廻し概念の比較検討



配置案比較表

評価項目 配置案	物量（１ループ当たり）			構造健全性		総合評価
	配管長	エルボ個数	ベローズ個数	配管	ベローズ	
第Ⅰ案	103	14	ジンバル型 6	○	○	△
第Ⅱ案	77	9	ジンバル型 8	○	○	○
第Ⅲ案	52	6	ユニバーサル型 2 ジンバル型 3	○	△	△

図 3.5.2 1 1 次系配管引き廻し(1)

主配管引廻し概念の比較検討

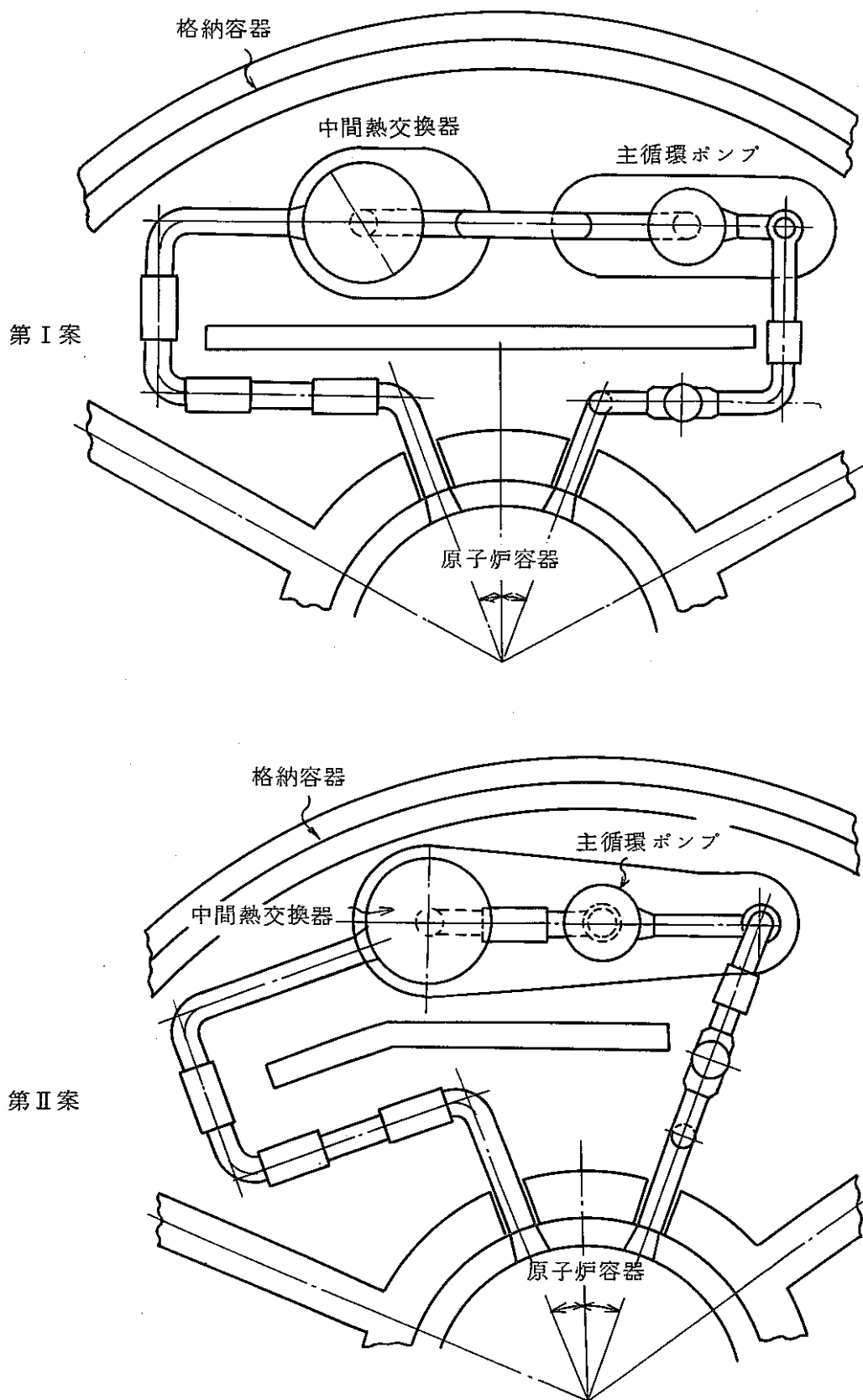


図 3. 5. 2 2 1 次系配管引き廻し(2)

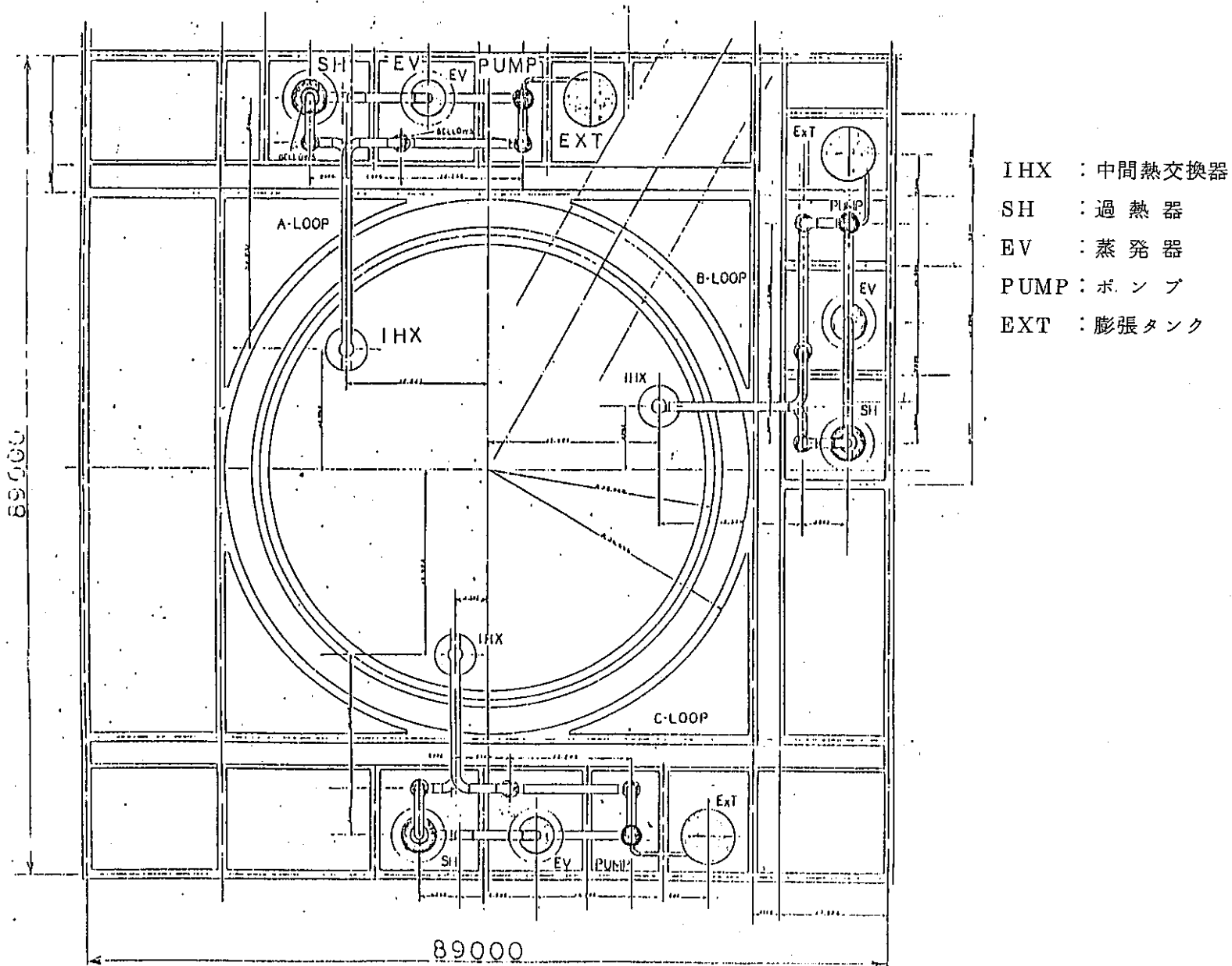


図 3.5.2.3 2次系配管ベローズ継手配置図

	ベローズ継手数／ループ
IHX～SH	3
SH～EV	0
EV～ポンプ	3
ポンプ～IHX	3
プラント全体のベローズ継手数：27 体	

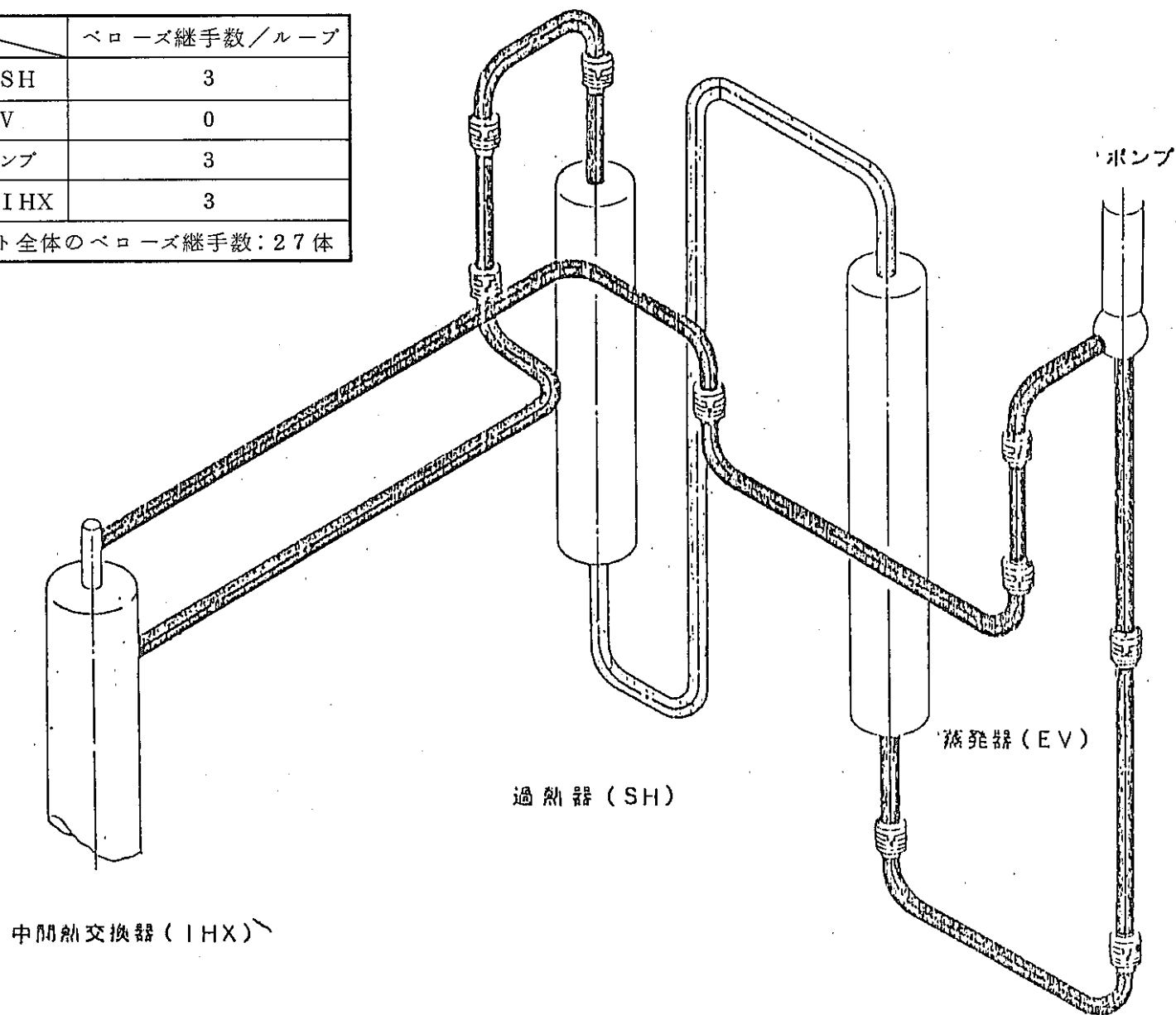


図 3.5.2 4 2 次系配管ベローズ取付位置

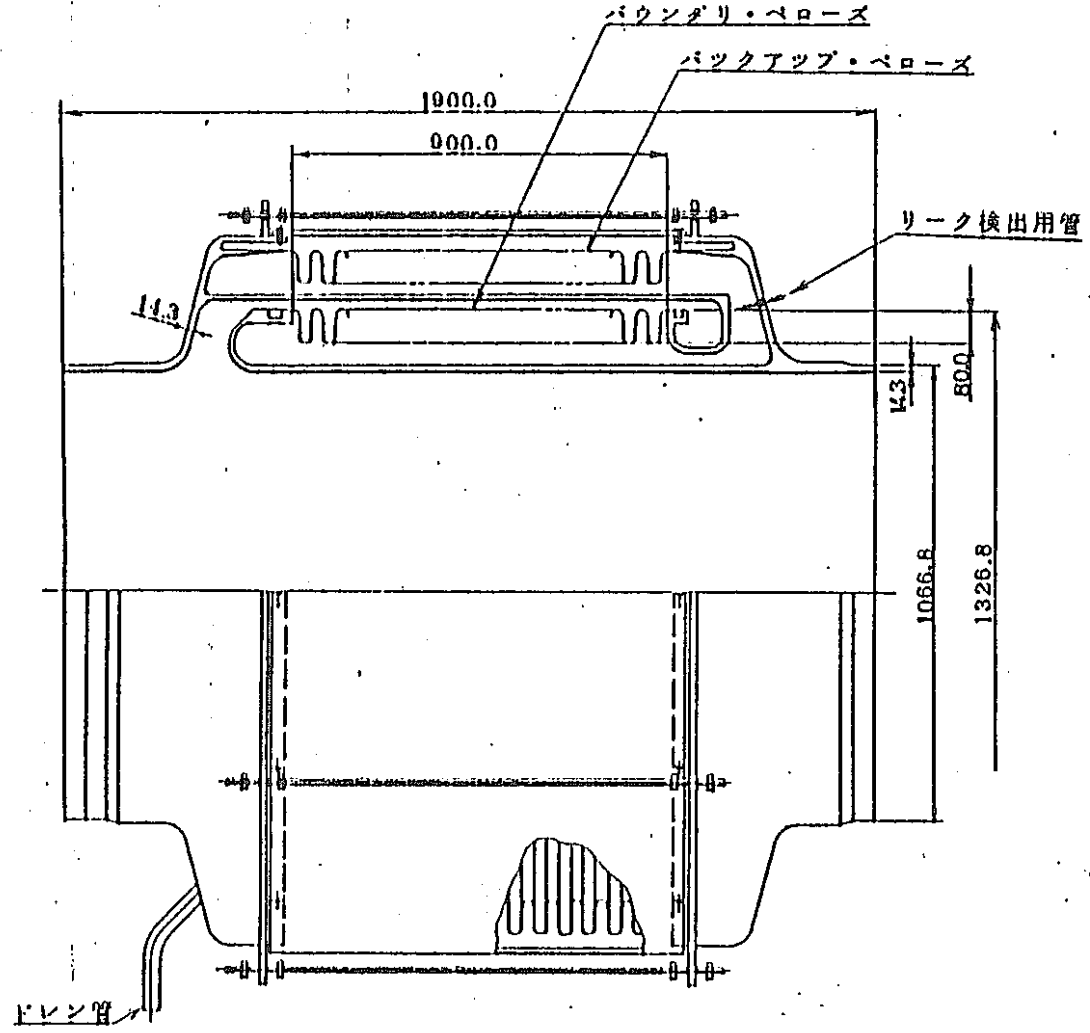
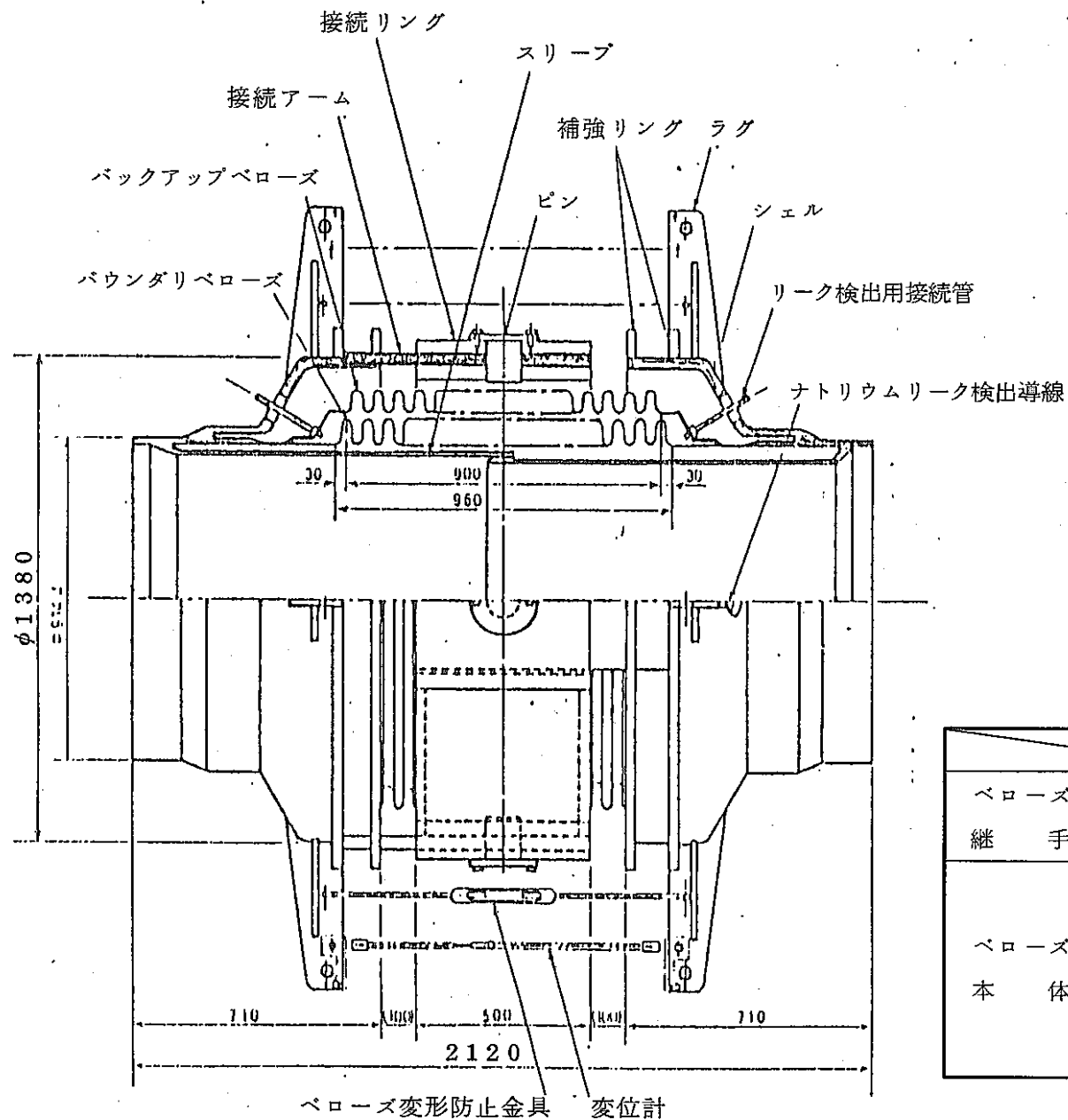


図 3.5.25 ホットレグ用ベローズの構造 (一例)



仕 様

		ホットレグ	コールドレグ
ベローズ 継 手	長 さ (mm)	2120	
	外 径 (mm)	φ1380	
ベローズ 本 体	内 径 (mm)	φ876.2	
	ピ ッ チ (mm)	60	
	山 高 (mm)	70	
	板 厚 (mm)	4	5
山 数		16	

図 3.5.2 6 ベローズ継手の構造図

表 3.5.1 5 伸縮管継手主要目表

		ホットレグ配管用 ジンバル型伸縮管継手	クロスオーバレグ配管用 ユニバーサル型伸縮管継手	ゴールドレグ配管用 ジンバル型伸縮管継手
設計条件	最高使用温度 (℃)	550	405	405
	最高使用圧力 (kg/cm ² g)	2	2	12
	運転温度 (℃)	530	385	385
	運転圧力 (kg/cm ² g)	1.5	1.5	9.5
	軸方向吸収変位 (mm)	—	70	—
	軸直角方向吸収変位 (mm)	—	10	—
	角度方向吸収変位 (度)	2.5	—	1.6
主要寸法	(※1) ベローズ谷径(mm)	1080	1090	978
	(※1) ベローズ平均径(mm)	1142	1150	1042
	(※1) ベローズ山高(mm)	60	60	60
	(※1) ベローズピッチ(mm)	50	60	50
	(※1) ベローズ板厚(mm)	2	2	4
	(※1) ベローズ山数(山)	12	15	14
	(※1) 有効長さ(mm)	600	3114	700
	継手面間寸法 (mm)	1800	3790	1700

(※1) ベローズに関する主要寸法は、バウンダリベローズに関するものである。

表 3.5.1 6 ペローズ配管系による物量低減効果
2 次主冷却系－(2)

2 次 主 冷 却 系	第 1 次概念設計Ⅲ (昭和 5 6 年度) ペローズなし	第 2 次概念設計(I) (昭和 5 7 年度) ペローズあり
A/B 建家の投影面積 (m ²)	3 9 0 0	2 4 0 0
配 管 長 (m)	7 8 0	4 8 0 (4 6 3)
配管部保温材重量 (t)	6 6	4 5
配管部予熱ヒータ容量 (kW)	6 6 0	3 6 0
エルボ数 (ヶ)	9 9	3 6 (3 9)
ハンガー数 (ヶ)	9 0	4 5
スナッパ数 (ヶ)	3 0 0	3 3 0
ペローズ数 (ヶ)	0	4 2 (1 2)
配管部圧損 (kg/cm ²)	(約) 4.2	(約) 2.7
ポンプ軸動力 (kW)	(約) 6 6 0 0	(約) 4 5 0 0
配管部 Na インベントリ (m ³)	4 8 0	3 0 0

注 1：上記数値は全て 3 ループ合計分を示す。

注 2：() 内は第 2 案の値を示す。

注 3：上記数値は今後の詳細検討によりかわる可能性がある。

表 3.5.1 6 ペローズ配管系による物量低減効果

1 次主冷却系 - (1)

1 次 主 冷 却 系	第 1 次概念設計(Ⅲ) (昭和 5 6 年度) ペローズなし	第 2 次概念設計(I) (昭和 5 7 年度) ペローズあり
格納容器内径 (m)	6 4	1 1 7 4 8
配 管 長 (m)	3 5 4	1 1 7 (2 2 8)
配管部保温材重量 (t)	5 3	1 7
配管部予熱ヒータ容量 (kW)	3 3 0	1 2 0
エルボー数 (ケ)	6 0	1 2 (2 7)
ペローズ数 (ケ)	0	1 2 (2 1)
配管部圧損 (kg/cm ²)	2.8 8	0.6 6
ポンプ軸動力 (kW)	2 1 × 1 0 ³	1 6 × 1 0 ³
配管部放射熱量 (kW)	(約) 7 0 0	(約) 2 1 0
配管部 Na インベントリ (m ³)	2 7 3	9 3

注 1：上記数値は全て 3 ループ合計分を示す。

注 2：() 内は第 2 案の値を示す。

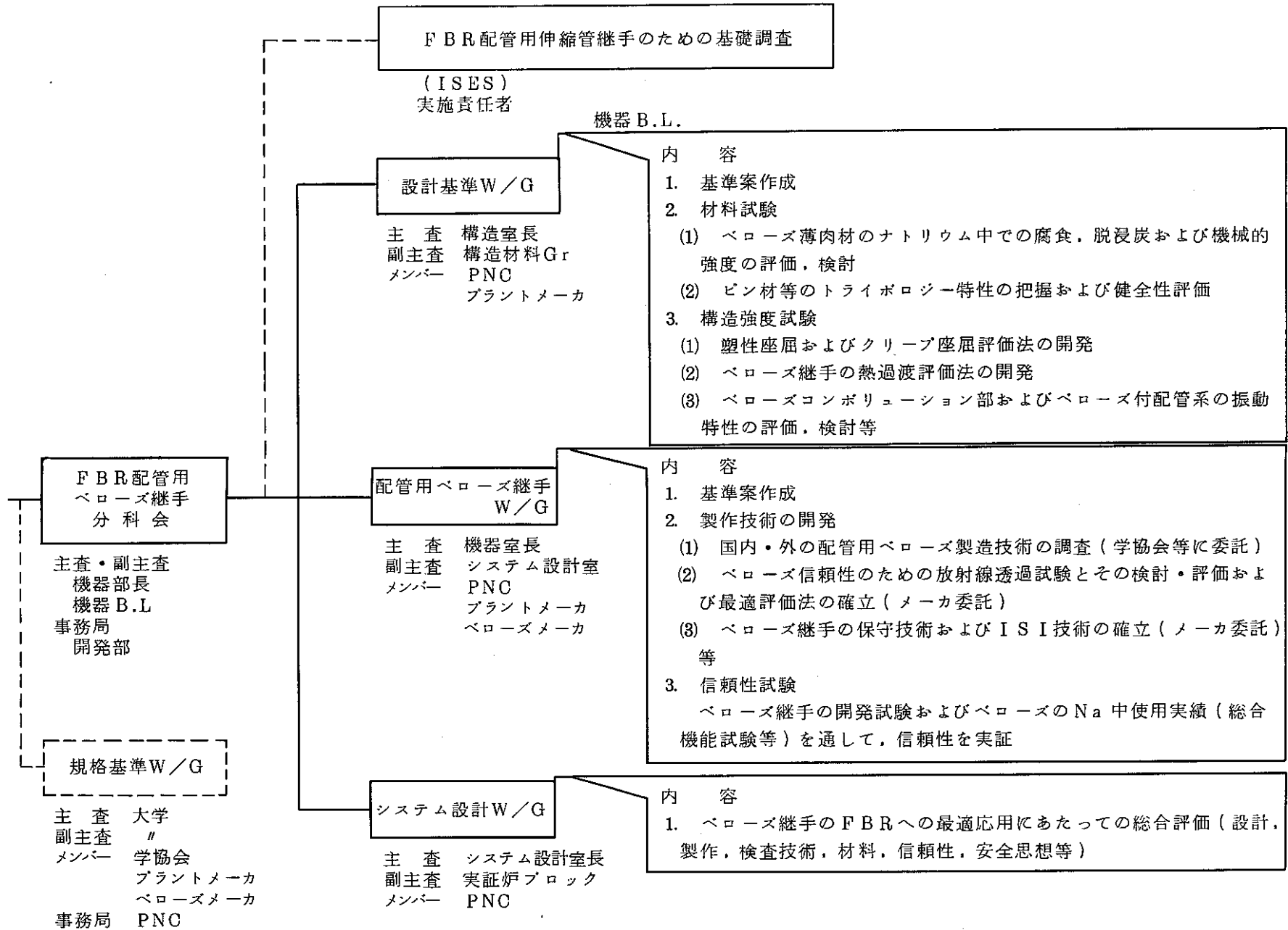
注 3：上記数値は今後の詳細検討によりかわる可能性がある。

(6) FBR配管用ベローズ継手分科会およびワーキンググループの活動

昭和58年4月に実証炉技術検討会の下部組織として、FBR配管用ベローズ継手分科会が設置され、FBR用の配管ベローズ継手の研究開発に関する検討を行うことになった。分科会には、設計基準ワーキンググループ、配管用ベローズ継手ワーキンググループ、システム設計ワーキンググループが設けられ、各方面から、高速増殖炉に用いるための開発項目を検討し、相互調整を行って開発を進めることになった。表3.5.17に分科会の体制表を示す。

また、昭和57年度動燃実証炉設計研究において提案された配管ベローズ継手の実寸大ナトリウム中試験並びに材料強度試験等が昭和58年度から計画準備されている。

表 3.5.1 7 F B R 配管用ベローズ継手の開発検討体制



3.5.3 外国での開発状況

F B R 配管用ベローズの R & D に関する国外の情報は極めて少ない。ここでは米国を中心に次いで Super phenix の例を述べる。

(1) 米 国

(i) ASME コードの発行⁽⁷⁾

米国で最っとも大きい動きは液体金属配管ベローズが ASME コードとして発行したことである。Rockwall International 社の Jetter が紹介の論文をだしており、それによると経緯等は次の通りである。

米国においては、F B R 1 次系へのベローズの適用を可能とするために、種々の R & D とともに設計基準の検討が進められていた。その成果が ASME B & P V Code Sec.Ⅲ, Code Case N-290, Expansion joints in Class-1, Liquid Metal Piping, SecⅢ, Div.1 として 1980 年, 12 月に承認された。

1970 年の中頃, LMFBR の設計検討において, ループ型プラントの配管レイアウトにベローズを用いると大幅な格納建屋の縮小やコストダウンが図れるとの検討がなされ, その開発が D O E にて開始された。その開発プログラムの一環に, 設計基準の作成が上げられ, ASME の Code Committee の中に設けられた 2 つの Task Force (設計, 製造) にて検討が進められた。主な検討課題は①高温域での設計・解析手法, ②ベローズの製造, 特にその再現性について, ③取り扱いおよび据付方法, ④実績調査等であった。

・ Code Case N-290 は

- 1000 まえがき
- 2000 材 料
- 3000 設 計
- 4000 製 作
- 5000 試 験
- 6000 検 査
- 7000 過圧防護
- 8000 銘板, スタンプおよび報告書

の各項より構成されており, 主な留意点を表 3.5.18 に示す。

なお、Jetterはこの論文で次の様なコメントを示しており、N-290コードの要求はやや厳しすぎる点のあることを示唆している。

- ① 寿命試験に関する厳しい要求の緩和が望ましい。又、本Code Caseの適用経験の積み重ねによって可能と考えている。
- ② ラチェットや疲労又はクリープ疲労制限についても、上記①と同様のことがいえる。
- ③ Code Caseの適用範囲外となっている多層ベローズについては、設計・解析がむずかしいが、利点を持っており検討を進めるべきである。
- ④ 適用材料についてはインコネル718も有力であり検討が必要である。

N-290が正式に発行されたことにより、米国ではFBR配管用ベローズ継手に関する技術的な基盤が確立されつつある。

なお、参考までにN-290の目次を表5.17に記載する。

(ii) Rockwall Internatrienal社(AI社)⁽¹⁾

AI社は早くからFBR配管用ベローズ継手の開発に取り組んでおり、DOEから各種の委託研究を受けて総合的な研究を進めている。主なタスクは、

- A. Code Approval Support
- B. Engineering cord Design
- C. Material Development
- D. Testing and Development Support
- E. Manufacturing Development

であり、その概要を表3.5.19に示す。この成果がN-290コードに反映されている。

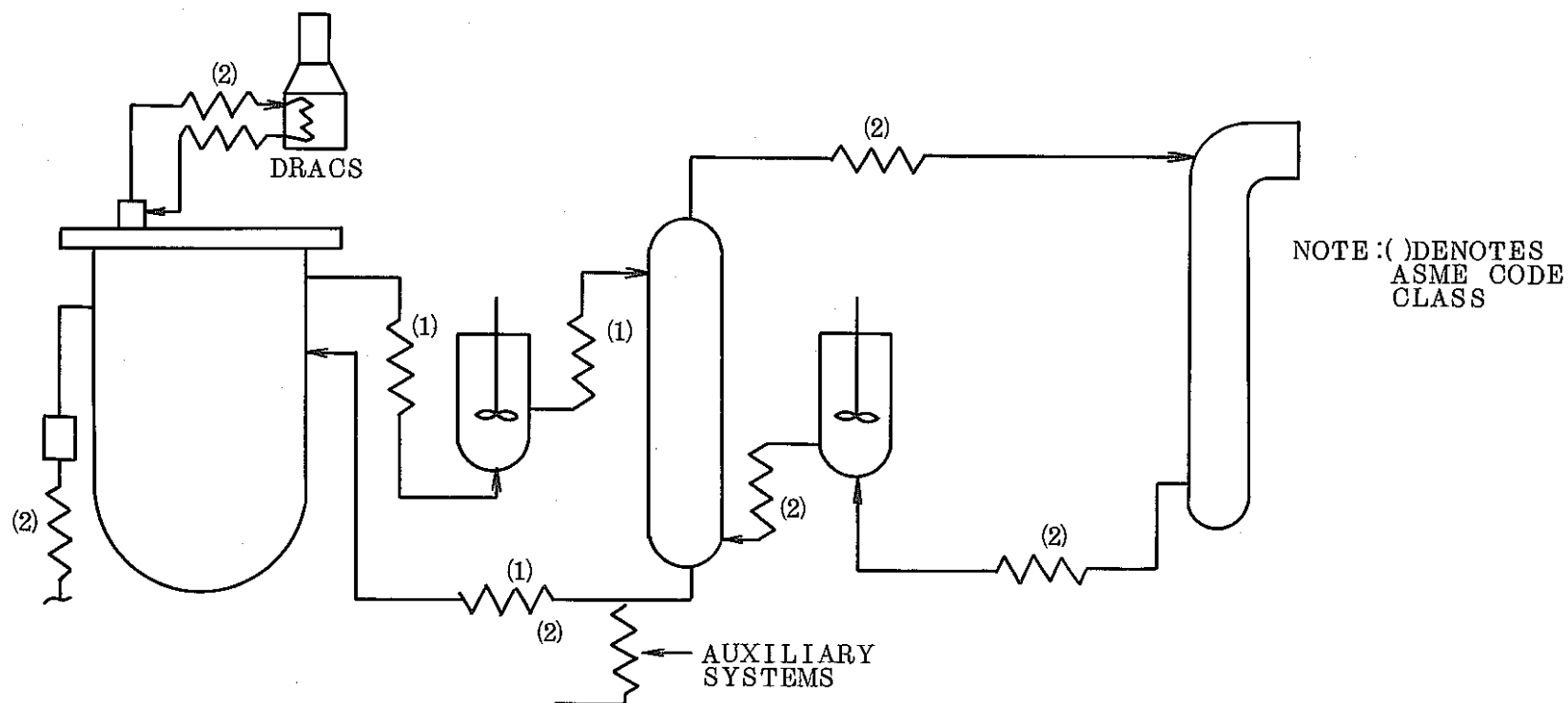
また、図3.5.27はベローズ継手の応用例を示したRockwall International社の最近の図であるが中に“MACHINED”という説明もあり、かなりの意気込みを感じさせる。

表 3.5.1 8 C.C.N-290 の主な留意点

No.	項 目	留 意 点
-1000	ま え が き	① 対象は液体金属システム（低圧） ② redundant な 2 次ベローズや継手は class-2 とする。 ③ 規定は低温から高温までカバーしている。 ④ ベローズの設計・製造に関する責任は配管系全体の責任を有する者が負う。
-2000	材 料	① Sec.Ⅲおよび C.C.N-47 の材料に関する要求を満たすこと。 ② ベローズの体積検査は現実的ではなく、その替り素管の検査に注意を払うこと。 ③ 薄板材での表面仕上げや粒度は疲労強度に影響を与えるため注意が必要である。 ④ ベローズ素管は継目無し又は板巻溶接とする。
-3000	設 計	① ベローズに対する非一体型の補強や多層ベローズは除外する。又、その形状は U 字型とする。 ② ベローズは低質量、低振動数のため、周期的外力に対する注意が必要である。 ③ ベローズの破損モードは本質的に class-1 容器と同一である。 ④ 当面、解析と試験の組合せで検討する。 ⑤ ベローズと付属品および継手等を設計対象としている。
-4000	製 造 と 据 付 け	① ベローズのパフォーマンスは、ベローズ自体と配管系と一体となった安全性にある。 ② 考慮すべき公差には、基本公差、山谷の再現性およびベローズ自体の再現性の 3 つがある。 ③ 取り扱いミスによる損傷例が多く、据付けも含め配管と一体となった責任体制が必要である。
-5000	試 験	① 基本的には class-1 容器と同じ。
-7000	過 圧 防 護	全 上
-8000	銘板、スタンプ および報告書	① ベローズは NPT とする。 ② 配管と一体となった責任の中で処理される。

表 3.5.19 AI社のLMFBRベローズ開発体制

TASK A	TASK B	TASK C	TASK D	TASK E
Code Case Support	Engineering & Design	Material Development	Testing	Manufacturing Development
目的：クラス1伸縮管継手の規格作成に関するASMEのサポート 実績：2つのASME TF (タスクフォース) を編成 (1976) TF1-SecⅢ, 設計 TF2-製作 (材料, 加工, 検査, 試験, 据付) ドラフト作成 (1977)	目的：PLBR ROL (原子炉出口配管) 伸縮継手の設計-ASME規格化へ反映 実績：ROL52Bについての設計 (GFY1976) PLBR設計変更に伴いROL36Bの設計に着手 (GFY1977)	目的：ベローズのヒンジ構造に必要な潤滑システムの開発 実績：種々の組合せの材料についてスクリーニング試験を実施中	目的：サブスケールのベローズ試験体によるASMEコードの設計余裕度を評価 (高温Na中) 実績：試験準備中 (GFY1977) 試験開始 (GFY1978)	目的：ベローズ製作技術の開発 実績：ベローズメーカーと接触開始 (1976) TASK Dで使用する試験用ベローズの確保 (1978)



- FORMED BELLOWS INCLUDED IN LDP AUXILIARY SYSTEMS, DRACS
- FORMED, RELATIVELY THINWALLED, GIMBALLED JOINTS
- "CONVOLUTED SHELLS" CONSIDERED FOR USE IN PHTS AND IHTS
- MACHINED, THICKWALL, AXIAL MOTION

☒ 3. 5. 2 7 EXPANSION JOINT APPLICATIONS

(iii) WH社⁽¹²⁾

WH社は従来から直管型蒸気発生器を開発しており、伝熱管とシェルの伸び差吸収のためシェル部にベローを使用している。直管型蒸気発生器の図を図 3.5.28 に示す。しかし、このベローズの R & D に関する情報は発表されていない。

また、最近になってWH社はLWRと建設コストが匹敵するという改良型LMFBRの設計を発表した。この設計による熱輸送システムを図 3.5.29 に示す。ベローズ継手を1次系および2次系主配管に採用して配管長さを大幅に短縮しており、これが建設コストの低減に大きく寄与している。このベローズ継手についてはさらにR & Dが必要であるとしているが、従来までどのようなR & Dがなされ、今後の計画がどのような物か明らかでない。

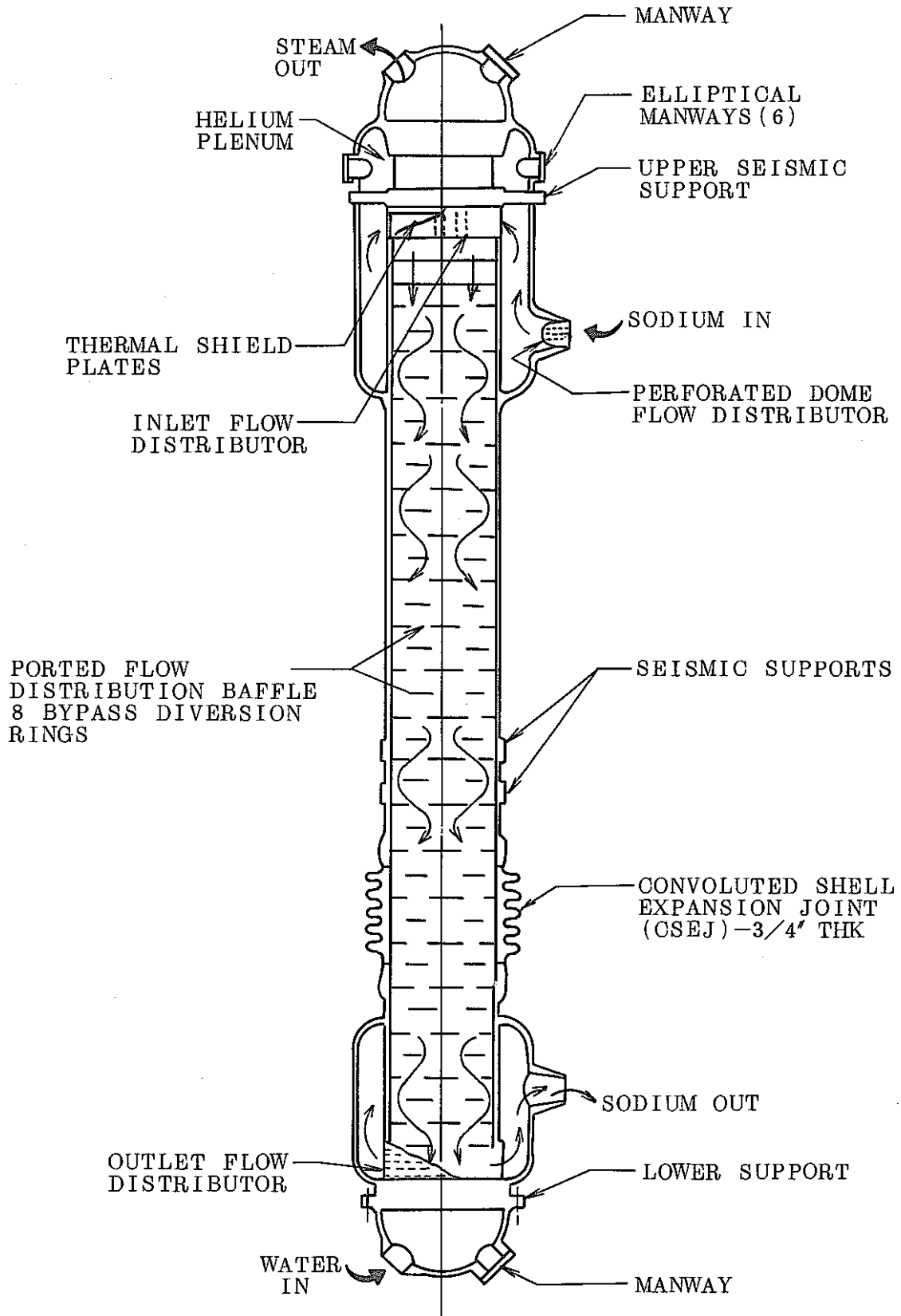
(2) 仏 国⁽²⁾

FBR配管用ベローズのR & Dについて仏国から発表されたものはない。ここではSuper phenixの炉心入口配管に用いられているベローズについて述べる。

Super phenixはタンク型のため、原子炉容器内の1次主循環ポンプは、その上端を固定プラグ上のFlexible ringで、また下端を炉心下部構造のBall Jointにより各々支持されている(図 3.5.30)。

Flexible ringおよびBall Jointは、通常運転中における固定プラグと炉心下部構造の半径方向熱膨張差に起因するポンプの傾きを許容できる構造となっている。そのためBall Jointの摺動面は合金製となっている。

さらにEmergency conditionにおいては、ポンプ吐出ノズルと炉心入口とを結ぶ配管の途中に挿入されたベローズ(口径約1mφ、板厚1mm、1層ベローズ)が熱膨張を吸収する。このベローズの使用雰囲気は内側が高圧のコールドレグ・ナトリウム、外側が低圧のコールドレグ・ナトリウムで、ベローズには穴が1か所開けられ流れの一部をベローズ外部に漏らす構造となっている。従ってベローズの破断は何らナトリウム・リークとはならず、ループ型の1次主配管におけるベローズ伸縮管継手の場合ほど高い信頼性は要求されないが、ベローズを1次系主配管に採用する最初の例として注目される。



☒ 3.5.2 8 Double-wall steam generator

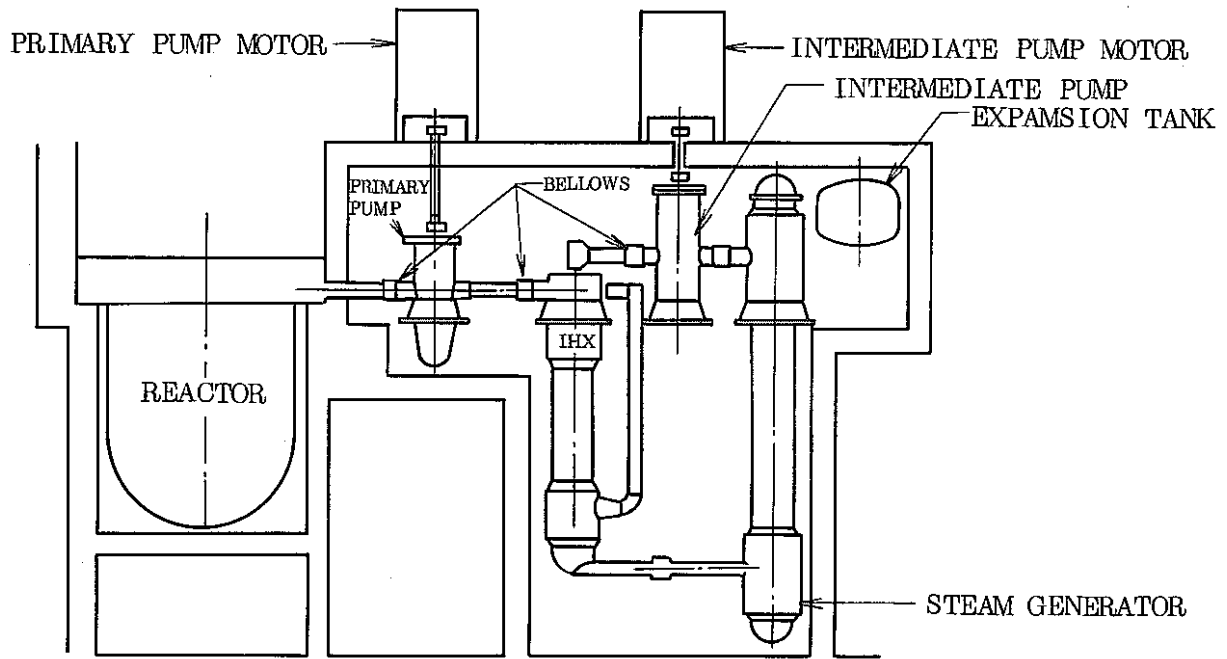


図 3.5.2 9 改良設計型 LMFBR の熱伝達システム図は、システム系統が格納セルで覆われていることを示す。
熱衝撃を緩和する配管ベローズの使用により、配管長の削減を計る。
蒸気発生器により、建屋の高さが決定

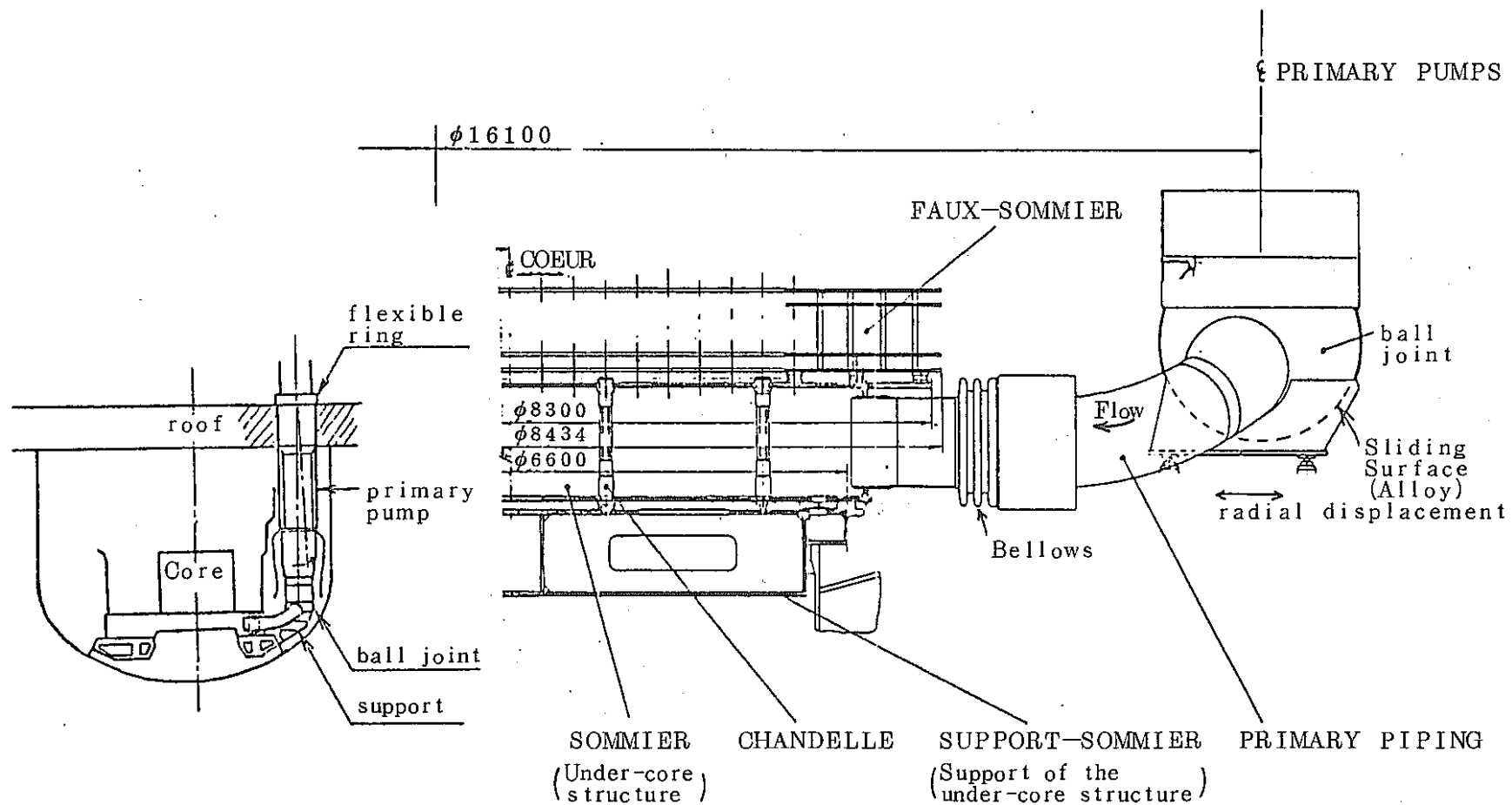


图 3.5.3 0 CORE SUPPORT STRUCTURES FOR SUPER PHENIX₁⁽⁶⁾

ASME コードセクションⅢ

Division 1 Class 1 液体金属配管用伸縮管継手 Case N-290

1980年12月に承認されたASME Code Case N-290の材料(-2000), 加工および据付時の要求事項(-4000), 検査(-5000)についての目次を以下に示す。

目 次

-2000	材 料	-4224	伸縮管継手の公差
-2121	許容される材料	-4224.1	最終成型ベローズの公差
-2125	材料データ	-4224.2	図4224.1および表4224.1の説明
-2800	ベローズチューブ材料	-4224.3	伸縮継手組立に対する公差
-2810	主な用語の範囲	-4231.2	仮取付具およびその除去
-2820	ベローズチューブの一般要求事項	-4232	開先断面の最大食い違い
-2821	表面仕上げ	-4233	内面に手のとどかない場合の開先合せ要求事項
-2822	金属組織の大きさ	-4245	ベローズの円周溶接継手部
-2823	円周の寸法公差	-4246	長手方向チューブ溶接
-2824	端部切断部	-4381	耐圧面の表面硬化に対する要求事項
-2825	資 格	-4422	ピーニング
-2830	シームレスベローズチューブの容認される条件	-4424	溶接部の表面
-2840	溶接ベローズチューブの容認される条件	-4800	伸縮管継手の据付
-2841	溶接ベローズチューブの材料	-4810	一般的要求事項
-2842	長さ方向のチューブ溶接部	-4820	据付前の要求事項
-2842.1	溶接資格	-4821	現場検査
-2842.2	溶接の型式と位置	-4822	現場での取扱い
-2842.3	開先断面の食い違いに対する要求事項	-4823	現場での清浄度検査
-2842.4	溶接仕上げ前の形状	-4830	据付要求事項
-2842.5	溶接仕上げ	-4831	据付手順
-2850	ベローズチューブ検査	-4832	伸縮管継手の据付
-2851	液体浸透探傷試験	-4833	系統設計との適合性の証明
-2852	放射線透過試験	-4833.1	配管施工の点検
-2860	欠陥除去および補修	-4833.2	合格基準
-4000	加工および据付時の要求事項	-4840	据付溶接および検査
-4131	材料の補修	-4900	二次耐圧バウンダリ
-4131.1	ベローズチューブにおける欠陥	-5000	検 査
-4131.2	ベローズにおける欠陥	-5320	放射線透過試験の合格基準
-4140	清 浄 度	-5350	液体浸透探傷試験の合格基準
-4212	ベローズ成型工程	-5390	目視表面検査の合格基準
-4214	加工された材料の最小板厚	-5600	二次耐圧バウンダリ
-4215	ベローズチューブに対する特別の要求		
-4216	最終成型ベローズの表面試験		

3.5.4 ま と め

以上述べてきた国内および国外でのFBR配管用ベローズ継手の開発状況をまとめると次の通りである。

- (1) 昭和53年から動燃の委託研究としてISESが「FBR配管用伸縮管継手のための基礎調査」(委員会形式、主査 東京大学藤田教授)を行っており、この中で配管系を含むベローズ継手(径1000 ϕ ~1200 ϕ 、設計温度550℃)の試設計および解析、製造・検査、材料等について調査・研究を実施してきた。当初は
 - (a) ジンバル型
 - (b) ヒンジ型
 - (c) 直管型
 - (d) ユニバーサル型

の4種類について検討を進めた。

このうちジンバル型とヒンジ型については角変位吸収型であることからベローズに対する負荷が他の2種に比べて比較的軽く、FBR特有の高温構造設計で要求される各種の評価を満足した上で、配管系からの設計要求である角変位 ± 1.5 度を満した設計が可能であった。このため各種の設計研究が継続して実施され、最終的には開発目標の決定および必要なR&D計画の策定が行われている。

一方、直管型およびユニバーサル型については、高温構造設計を行った場合、許容される軸方向変位が小さく(現実的なユニバーサル継手で ~ 30 mm)なるためその使用法が限定されるとの結論に達し、その後の検討は中断された。

一方、直管型については、高温構造設計を行った場合、必要なベローズ部分長さが多大となり非現実的であることが示された。すなわち、ジンバルおよびヒンジ型における変位角 ± 1.5 度を直管型における軸方向変位 δ (一山当りの軸方向変位)に変換すると $\delta = \pm 0.8$ mmとなる。ホットレグ配管での熱膨張量を1m当たり10mmとすると、これを吸収するに必要な山数は $10\text{ mm} / 2 \times 0.8\text{ mm} \div 6 \sim 7$ 山となりベローズピッチを60mmとすると配管1m当りのベローズ部の長さは約400mmとなる。これは1mの配管の熱膨張を吸収するためにその4割をベローズが占ることを意味する。

ユニバーサル型ベローズ継手は軸方向と軸直角方向変位および角変位の吸収が可能であるが、軸方向変位に関しては直管型と同様である。

このため、現状の技術レベルでは直管型とユニバーサル型は軸方向変位が小さい時にのみ適用可能と判断され、その後の検討は中断される。

- (2) 実機規模のベローズ継手を製作し、実際にナトリウム中で試験を実施した R & D が 2 件ある。1 つは、52 年に行われた「ベローズ伸縮管継手のナトリウム中確性試験」である。この試験では外径 387 mm ϕ の直管型ベローズ継手を供試体として軸方向変位 ± 50 mm、伸縮回数 1000 回の試験を実施する予定であったが、試験途中で伸縮駆動装置に欠陥が発生し、当初予定していなかった軸直角方向変位が加ったため、800 回時点でベローズの 1 個が破損した。そこで軸直角方向を考慮した上で EJMA 規格による強度計算を再度実施したところ、破損時点における累積損傷係数は 5.2 と見積られた。これにより EJMA 規格はベローズの寿命にかなりの余裕 (5.2 倍) を含むことが知れた。また、バックアップベローズが機能し、ナトリウムを継手の外部に出さなかったことからその有効性が実証された。さらに、破損位置は応力解析で得た最大応力箇所と一致しており、解析による設計の展望を示した。以上のごとく本試験は結果的に極めて有効な寿命試験としての成果を残すこととなった。

他の 1 つは昭和 53 年から 3 年間にわたって行われた「IHX 用ベローズ疲労試験」である。この試験ではもんじゅ IHX で使用されるベローズ (ユニバーサル型) と同一スペックの供試体 (径 720 mm ϕ) を 9 体製作し、これらに対して実機に負荷すると同一の変位すなわち軸方向伸縮量 ± 40 mm に振り、曲げ、偏心が重畳した状態で 2000 回 (もんじゅ IHX が寿命中に発生する伸縮回数の 2 倍以上) 又は 40,000 回のナトリウム疲労試験を行った。試験結果によると全ての供試体についても疲労による破損・き裂の発生は認められず健全であった。また、三種類の設計規準による疲労強度評価を行ったが、どの規準による許容繰返し数も試験繰返し数より小さくなり、設計規準が安全側の評価をすることを確認した。

以上 2 つの試験は、ISES での検討対象に比べて、(a) 径が小さい、(b) 設計温度が低い (400 $^{\circ}$ C 以下)、(c) 補強リング有り又は 2 層ベローズである等が異っているが、いずれの試験結果においても設計規準に余裕のあることを示しており、ベローズ単体としての疲労データの蓄積等今後の R & D により直管型・ユニバーサル型の展望が開けることを示唆している。

- (3) ISES は通産省工業技術院の補助金を受け、小委員会形式 (主査東京大学藤田

教授、川重、日立、東芝が参加)にて、昭和56年から4年計画で「高温プラントにおける配管用伸縮管継手に関する応用研究」を進めている。本研究の目的は高温大型プラント用に信頼性の高いベローズ継手を開発する事となっているが、実質的にFBRプラントにそのまま適用できるものである。研究内容としては以下の仕様のベローズ継手を計54個試作し、これらを供試体として高温疲労およびクリープ試験(ガス中試験)を行い、最終的に～高温配管用ベローズ継手の設計指針(含疲労曲線)を作成する事となっている。

ベローズ仕様

呼び径 300φ, 700φ, 1100φ

設計温度 550℃

圧力 2.95 atg

形式 直管型, ヒンジ型

本研究によってベローズ単体の疲労曲線が得られ、これに基づく設計指針が作成されると、上述した高温構造設計の適用上クリープ疲労評価基準がより实际的となり、FBRへの各種ベローズ継手の採用が現状より容易になるものと期待される。

(4) FBR配管用ベローズ継手を開発する上で主要な課題は次の通りである。

- (a) ベローズの高温疲労試験
 - (b) 耐衝撃圧試験(逆止弁作動時のナトリウムハンマー等)
 - (c) ベローズの端部取付構造
 - (d) 耐振動試験(ナトリウムの流体振動, 地震, 機械振動等)
 - (e) ベローズ継手を有する配管系の振動試験
 - (f) ピン構造およびピン材料
 - (g) ベローズのナトリウム環境効果
 - (h) ベローズ継手の熱衝撃試験
 - (i) 軸方向変位に対する配管のガイド構造(直管型)
 - (j) 中間短管部の支持構造(ユニバーサル型)
 - (k) ベローズ継手ナトリウム中耐久試験
- 等。

この中で(a)ベローズの高温疲労試験については上述した工技院補助研究におい

て昭和56年から4年計画で実施されている。この試験はベローズ単体のクリープ疲労特性の把握がその課題であるが、他の(b)~(k)についてはベローズ継手を配管系を含めた全体としてとらえ、構造の成立性、その実証、設計の最適化という課題に集約することができる。このような観点からのR & Dを是非早急に動燃団の手で実施することが、実証炉設計をバックアップする上で極めて重要と思われる。

また、視点は異なるが次の点も重要な課題である。

- (a) ベローズ継手のISI技術および思想
 - (b) ベローズ継手のメンテナンス技術および思想
 - (c) ベローズの製造・検査の高品質化
- 等。

(5) 外国の開発状況をみると米国が最も積極的に進めている。Rockwell

International社がDOEからの委託研究を受け早期から総合的な開発を行っており、その成果を基礎に液体金属配管用ベローズ継手のASMEコードが「ASME B&PV Code SecⅢ, Code Case N-290, Expansion Joints in Class-1, Liquid Metal Piping, SecⅢ, Div 1」として1980年12月に正式に発行された。これにより、米国ではFBR配管用ベローズ継手に関する技術的な基盤が確立されつつある。

また、WH社は最近になって建設コストがLWRと匹敵するという新型FBRの試設計を発表⁽¹²⁾しており、この設計では1次系および2次系主配管にベローズ継手が採用され、配管長さが大幅に短縮されている。WH社は同社設計の直管型蒸気発生器のシェル部にもベローズを採用している。しかし、いずれのベローズについても設計の詳細、R & Dなどについては発表されていない。

仏国ではタンク型であるSuper Phenixで1次ポンプ吐出ノズルと炉心入口とを結ぶ配管(タンク内)の途中にベローズ(径1000mmφ)が挿入され熱膨張を吸収する構造となっている⁽¹³⁾。しかし、この詳細、R & Dについては発表されていない。

(6) 配管ベローズ継手をFBRプラントに採用した場合の物量の削減、コストの低下を定量的かつ総合的に評価するために、動燃実証炉第2次概念設計で実施している。1次系についてはホットレグおよびコールドレグにジンバル型ベローズ継手を、クロスオーバーレグにはユニバーサル継手を採用する案が正案として検討さ

れている。この案によると1次系配管長さは合計約76m/loop 炉建屋直径約50mとなり、前年度行われた配管引廻し方式設計での配管長さ約130m 炉建屋直径約64mと比べて大幅にコンパクトな設計となっている。この事からもベローズ継手の採用が実証炉建設コストの低減に大きく寄与するであろう事がうかがわれる。

高速増殖炉は軽水炉と異なり低圧（最高10kg/cm²）であるため、ベローズを容易に使用できる。米国の二重管型蒸気発生器の胴部に使用を試みているのも、高速増殖炉が低圧故である。従って高速増殖炉の特徴を生かし、経済化を検討する有効な手段として、ベローズを使用することを検討すべきである。また、配管ベローズ継手は、ガス中ベローズやノズルレスベローズにも応用でき、プラントのコンパクト化に有効に利用できる。

一般工業分野では配管ベローズ継手は数多く使用されているが、原子炉の主冷却系に使用するためには、相応の研究開発を進める必要がある。FBR配管用ベローズ継手分科会等で十分検討の上、一日も早く、実用化することを望む。

また、配管用ベローズ継手は、主配管のみならずカバーガスノズル付配管ベローズや、補助系設備にも採用し、プラント全体としての合理化設計に反映すべきと考える。

3.6 予熱システム

3.6.1 概 要	383
3.6.2 各国の開発状況	383
(1) 「FFTF」の予熱設備	384
(2) 「ORBRP」の予熱設備	393
(3) 西独「SNR-300」の予熱設備	394
(4) 英国「PFR」の予熱設備	395
3.6.3 我国の開発状況	399
(1) 設備構成	402
(2) 予熱設備開発時における検討	416
(3) 「常陽」予熱設備	427
(4) 「もんじゅ」予熱設備	429
(5) 予熱保温設備設計指針	432
3.6.4 今後の課題	438

3.6.1 概 要

高速増殖炉用冷却材としては過去において種々のものが検討されたが、高速増殖炉の開発が進むに連れて原子炉から発生する高いエネルギーを伝達する媒体として、液体金属が注目されてきた。

(1) 液体金属のうちでもナトリウムは、

- 1) 熱伝達性がよいこと。
- 2) 金属材料との共存性がよいこと。
- 3) 沸点(881℃)が高く、原子炉の運転温度では常圧で液体を保持出来ること。
- 4) 化合物のように分解することがないので、熱的性質その他が急変することがない。
- 5) 核的に中性子の吸収が少ない。

などの理由によって高速炉の冷却材として、液体ナトリウムが冷却材として用いられている。

もちろん、過去においては他の冷却材、即ち、水銀やナトリウムとカリウムの合金 NaK 等が冷却材として実験炉に用いられた例があり、また今日でもヘリウムガス冷却の高速増殖炉が真剣に研究されてはいるが、現在世界各国で建設されつつあるすべての高速増殖炉がナトリウム冷却型であることから、ナトリウムを冷却材に用いることが現在の高速増殖炉を顕著に特徴づけている。

我国の高速増殖炉の1次冷却系および2次冷却系においても、熱輸送の方法として、冷却材にナトリウムが使われているが、ナトリウムは熱を伝える特性が秀れている反面、融点が高いため97.8℃以下では凍結してしまう特性があり、このため1次冷却系および2次冷却系へのナトリウム充填時、又は、ドレン時に、ナトリウムの凍結を防ぐため予熱を行う必要がある。

このナトリウム予熱設備は軽水炉等には見られない現在の高速増殖炉の特徴でもあるが、予熱設備は安全設計とのからみが少なく、稼働率が著るしく低い割には、設備が膨大化しやすく、従って、物量、設備費がかさむとともに、保守面でも手間がかかりやすく、今後の実証化段階では合理化すべき点が残されているものと考えられる。

3.6.2 各国の開発状況

ここでは米国及び西欧の代表的 FBR プラントの予熱設備につき述べる。

(1) 「FFTF」の予熱設備⁽²⁾

FFTFのナトリウム系の予熱設備は大別して次のように分類出来る。

適用ナトリウム系	予 熱 設 備
1 次系，2 次系，補助系 及びサンプリング系配管	電気ヒータ
DHX管束部	油だきヒータによる温風循環
炉容器内，外部	電気加熱によるセルエアーの 強制循環
炉 頂 部	電気ヒータとガス温風組合せ による温度制御

FFTFには約12,000ヶの電気ヒータが装備されていて，小は弁用の30cmから，大は大型機器用に600cm長までありナトリウム配管長6250m，面積1670m²に使用されている。

その中で一次系予熱設備の主要点は，

1) 1 次配管系 図 3.6.1 ～図 3.6.3

配管，弁，容器類及びポンプを含む一次配管系は電気ヒータによるシーケンシャル加熱を行っており昇温率は5.5℃/hrで最終温度は $177^{\circ}\text{C}^{+83}_{-28}$ ℃という変則温度である。

ポンプは配管と同じ5.5℃/hrの昇温率であるがポンプタンクを232℃まで加熱したのち36hr放置しベアリングの温度が149℃に到達するとポンプ全体が $177^{\circ}\text{C} \pm 28^{\circ}\text{C}$ の均一な温度に到達する目途を得ている。

2) 炉 上 部 図 3.6.4

図3.6.4に示す如く炉上部中央部(CENTER ISLAND)は電気式カートリッジヒータを使用しN₂ガスを使用し加熱及び冷却する。

中央部以外の炉上部は，その頂部ダクトシステムの中に継続した流れの空気を吸い込んで温度を維持しており，これらの温度・制御は頂部に設けた熱電対により行っている。

尚，加熱温度は0.3℃/hrの昇温率で平均154℃まで加熱する。

3) 炉 容 器 図 3.6.5

炉容器はNaの充填温度160℃の均一予熱温度に至るまで約30日間予熱

する。その予熱方法は次の2種類のブローを伴った強制加熱方式が採用されている。これらは初期Na充填時の仮設備として用いられる。

① NBHU法(Nitrogen Blower Heater Unit)…図3.6.6, 図3.6.7

図3.6.5に示す如く、格納容器内の空気を使用して炉容器の外側面を加熱する方法で炉容器の計画予熱温度に達すると、ABHUは停止するがこのNBHUは1次循環ポンプが廻り、1次系ループが確立するまで運転される。

このNBHU内には、電気加熱ヒータが設けられブローで吸い込んだ空気を加熱後炉容器とガードベッセルのアニュラス部に設けられた案内管を経て炉容器下部から吹き出され、バルブセルを経て元の格納容器内に戻る。

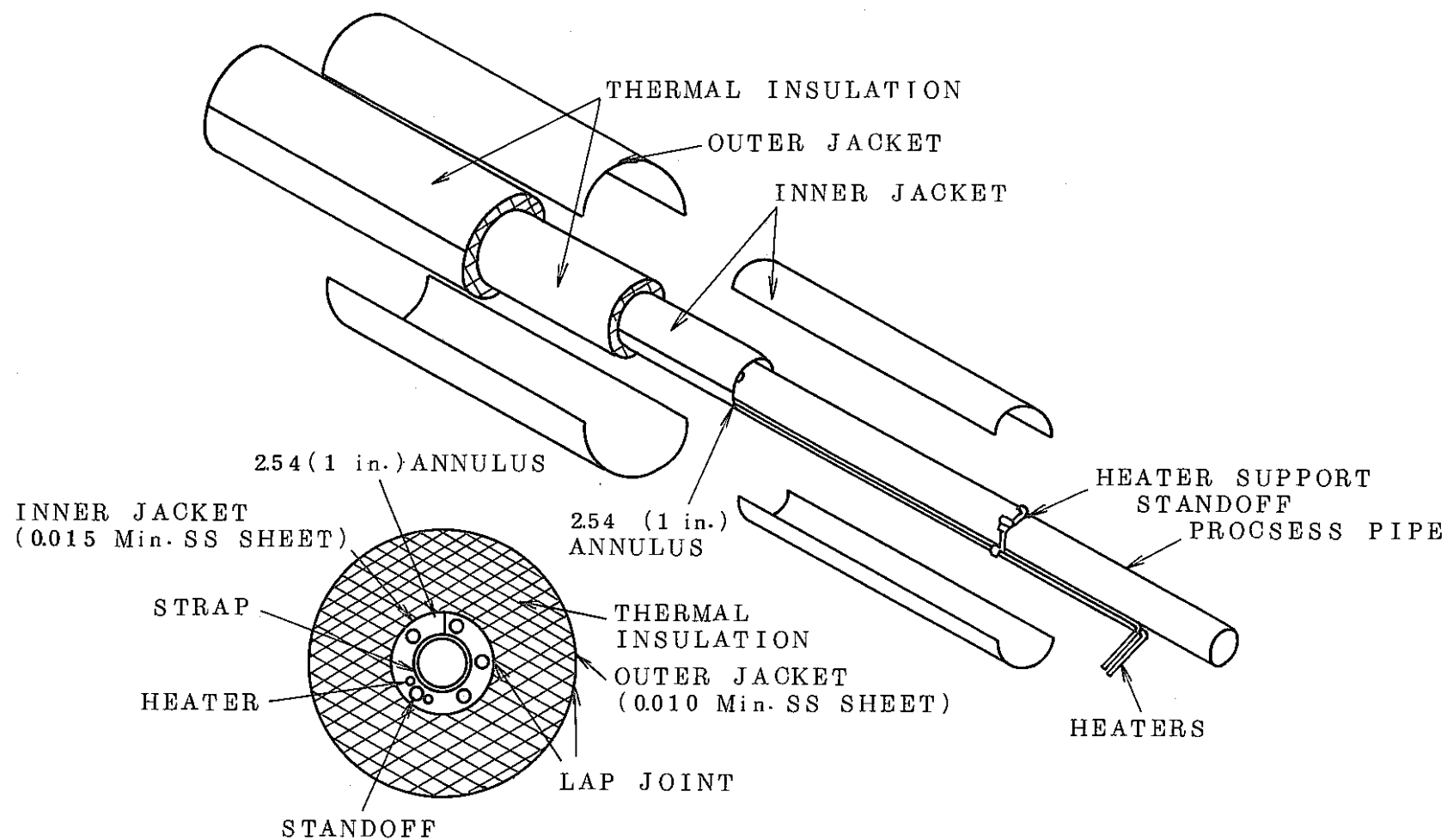
この炉容器下部から吹き出された空気は、炉容器の廻りのアニュラスの上部孔とNa出入口配置のまわりのアニュラスの上部孔に設けられている流量分配器によって、炉容器を取り巻くガードベッセルのアニュラス部を通して上部方向に分配される。

尚、当初の計画はN₂による強制循環を考え、NBHUと言う名称が設けられたが実際はC/V内の空気が使用された。

② ABHU法(Argon Blower Heater Unit)… 図3.6.6, 図3.6.8

アルゴンの密閉サイクル循環システムであり、ABHU内でアルゴンを加熱し炉容器を内側から予熱している。

このABHU内は次の3基の熱交換器が設けられている。(図3.6.8には一部欠けている。)その1つはブロー入口のアルゴン温度を下げる為の予冷却器(Precooler), 1層冷却器(Single-pass cooler)及び10層冷却器(Ten-pass cooler)である。これらは炉内から戻るアルゴンの温度を雰囲気温度から232℃まで制御することが出来、特にブローのベアリング温度に損害を与えない温度まで下げる温度制御システムが採用されている。



3.6.1 Heat Trace System Showing Heaters and Thermal Insulation. Neg 8003834-3

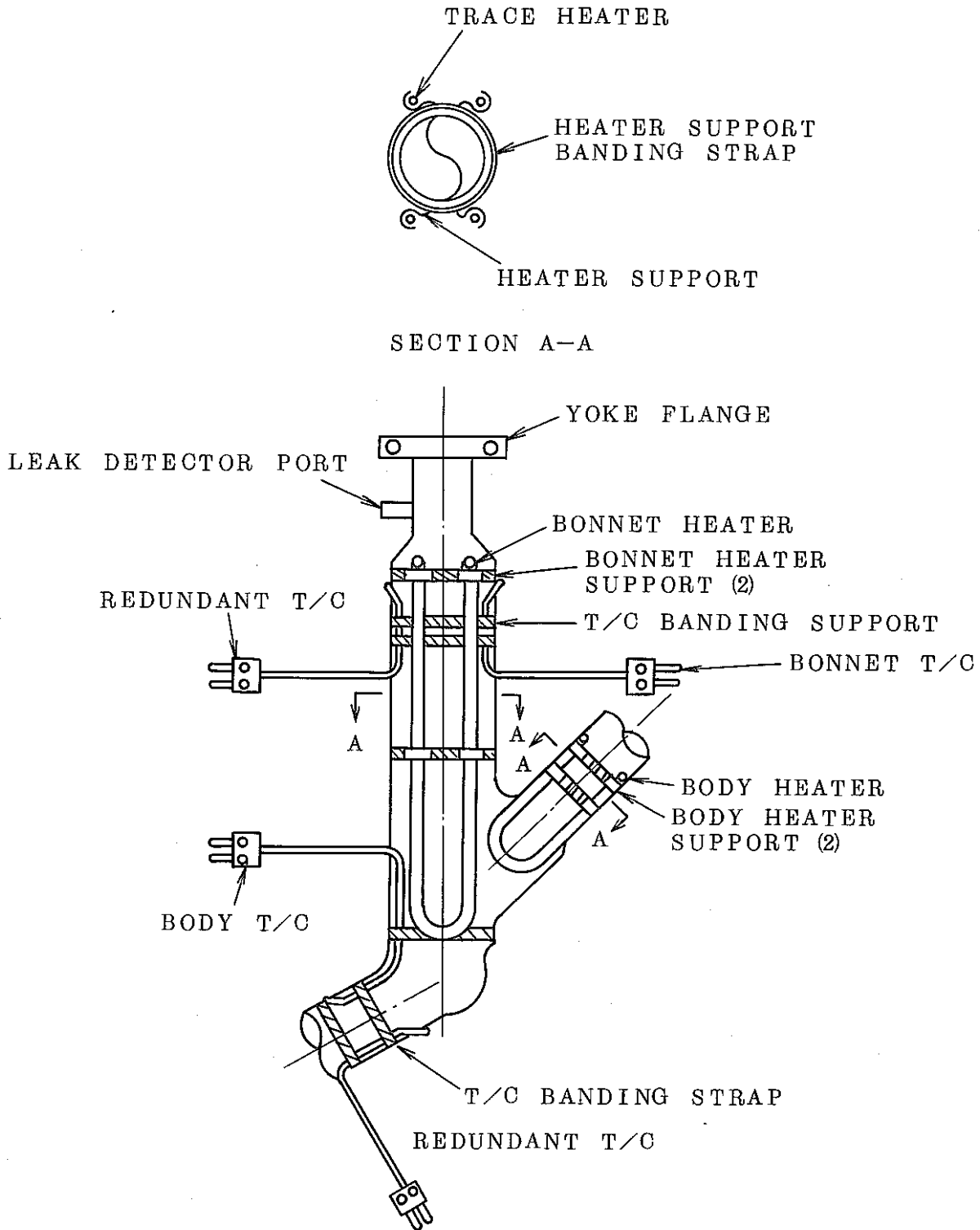


图 3.6.2 Banding of Thermocouples and Heater Supports on Small Valves.
Neg 3003834-7

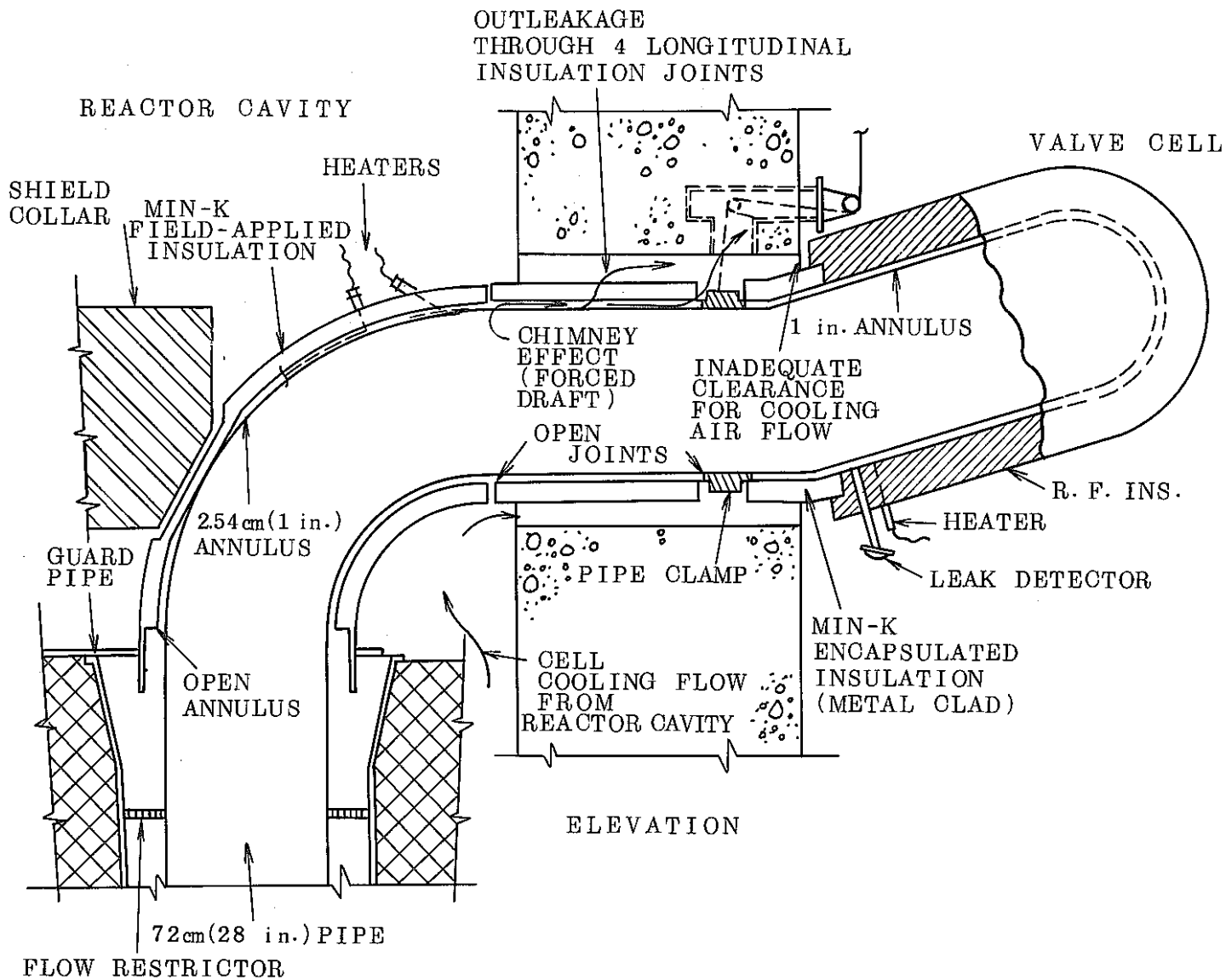
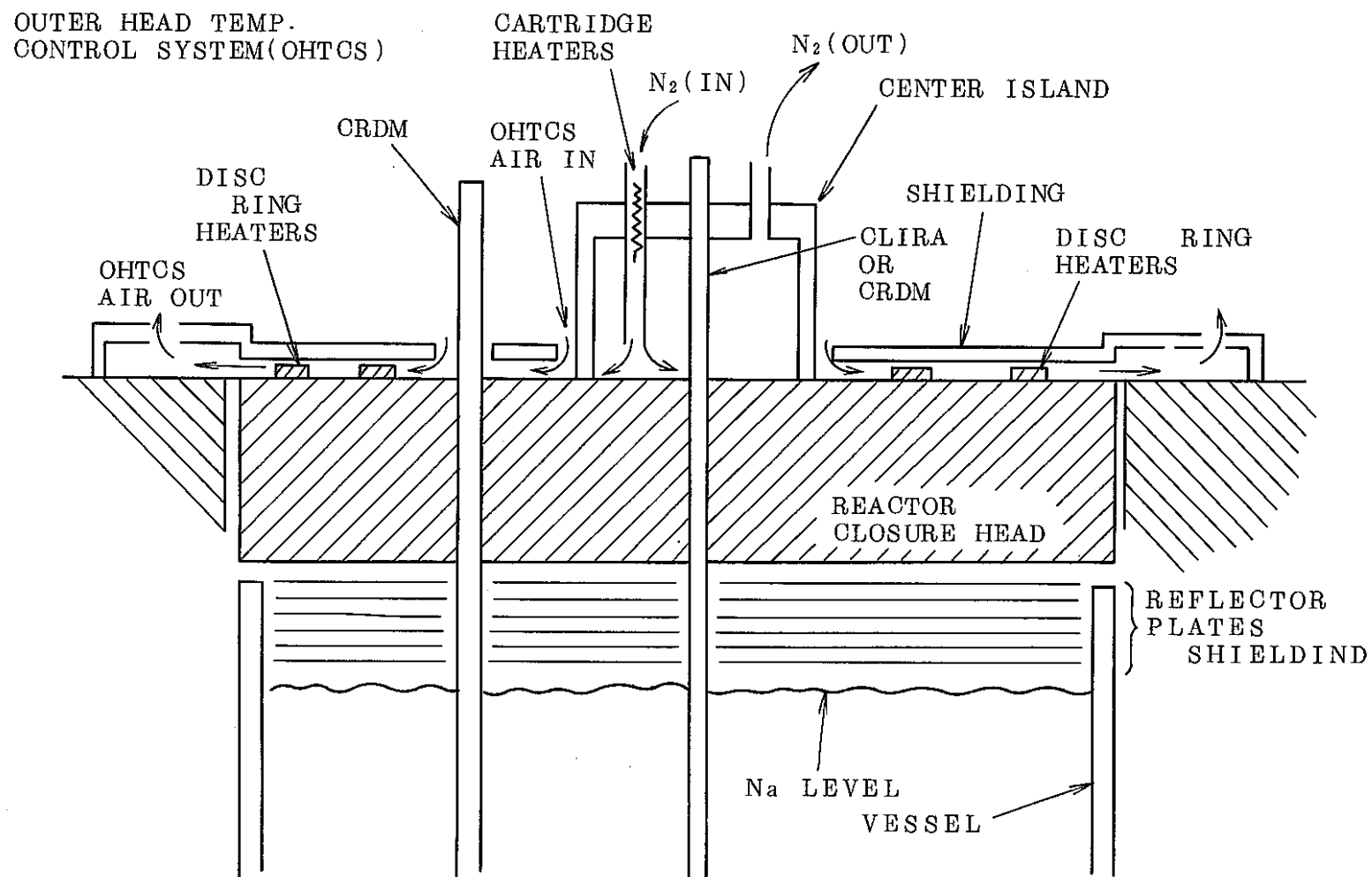
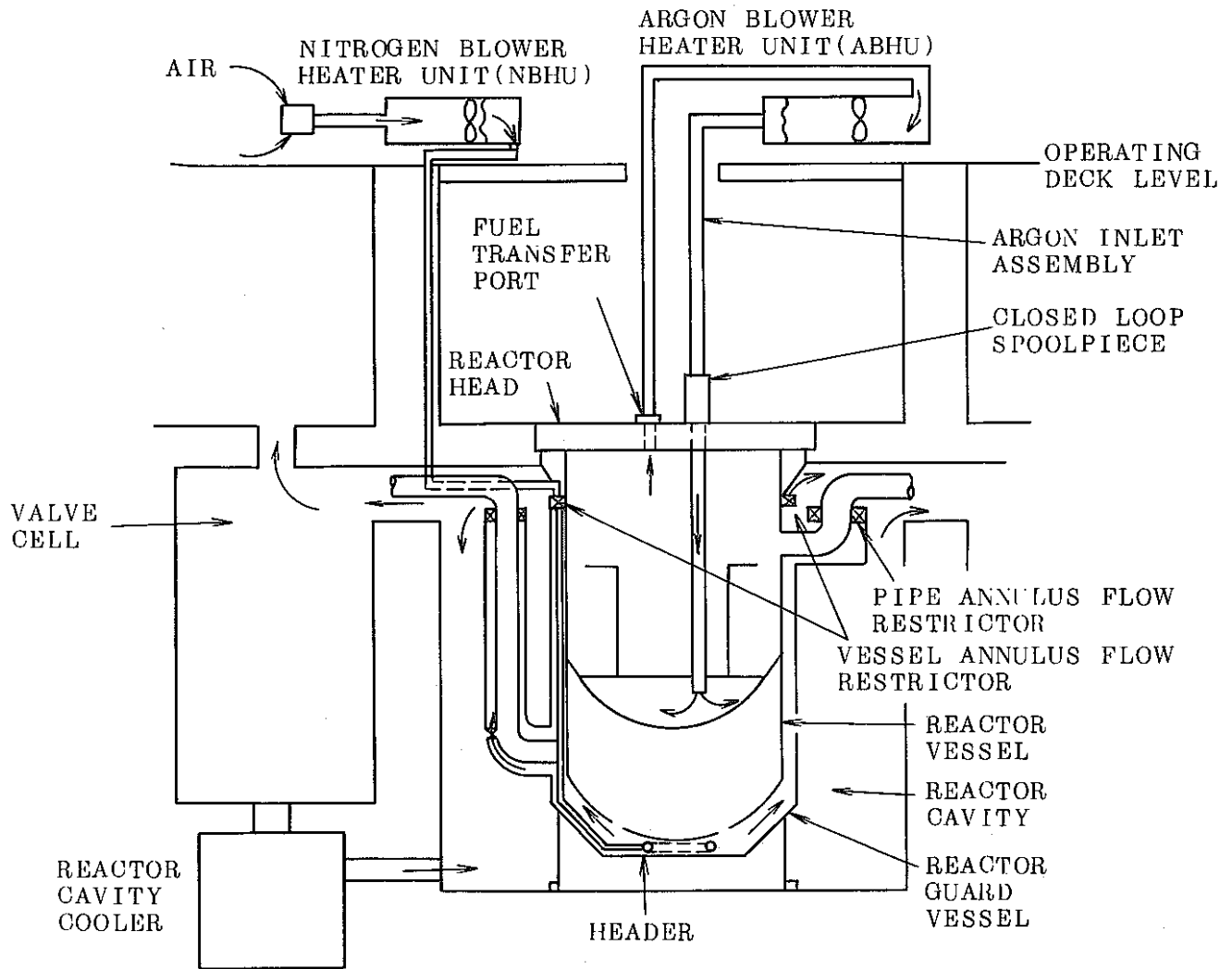


图 3.6.3 Convective Heat Losses Through Heater Annulus and Metal-to-Metal Insulation Joints.
Neg 8003834-11



☒ 3.6.4 Reactor Head Temperature Control Systems Schematic.



☒ 3.6.5 Reactor Vessel Preheat System Schematic.

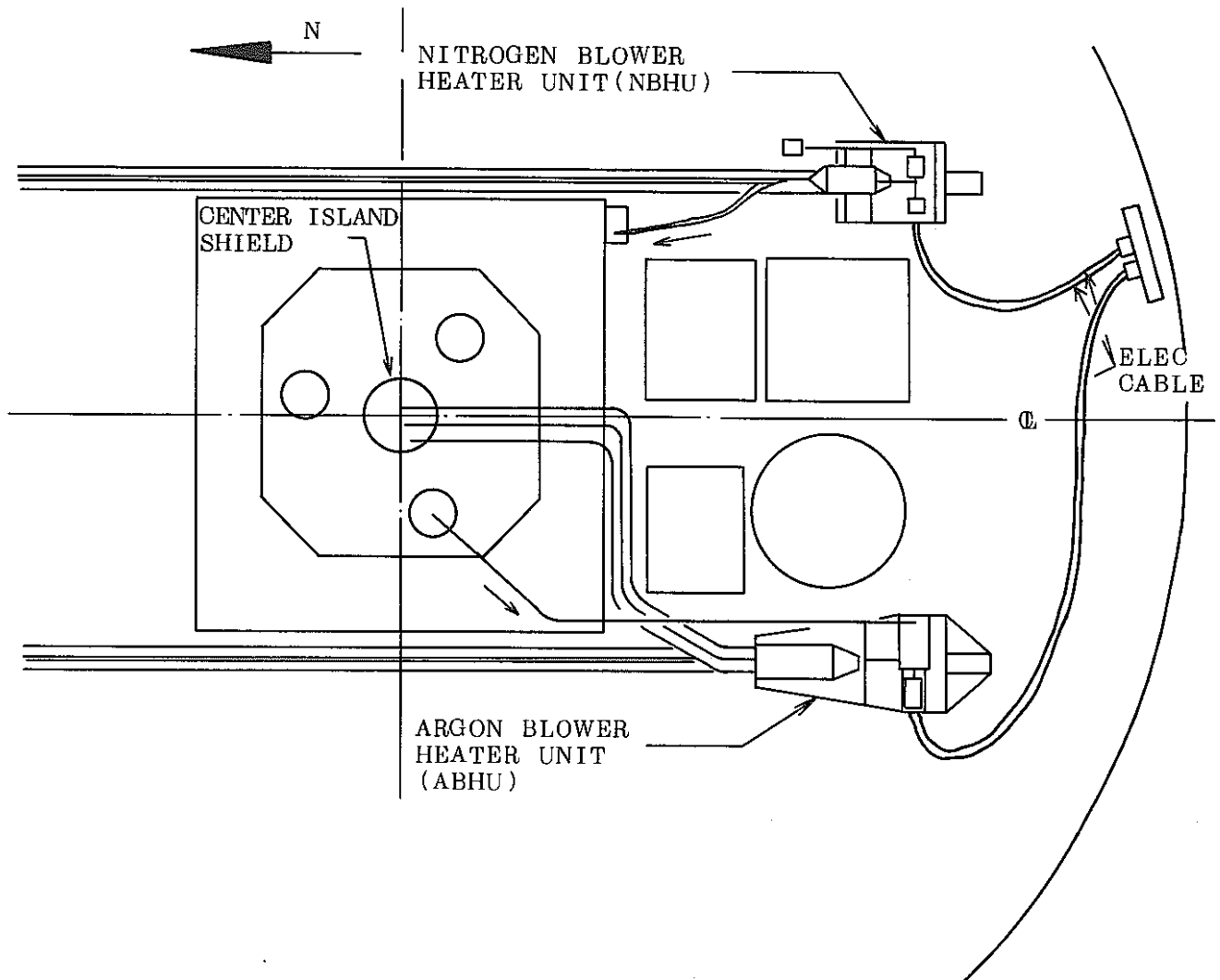


図 3.6.6 ABHU & NBHU の C/V 内配置
PLAN VIEW OF ABHU NBHU IN CONTAINMENT

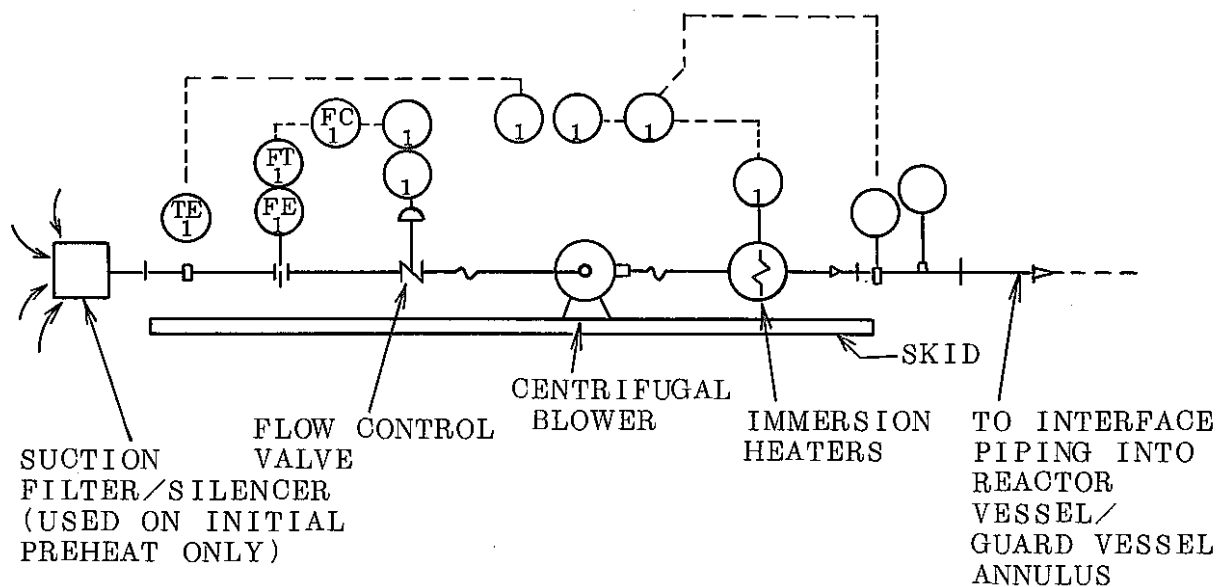


図 3.6.7 NBHU 系統図

NITROGEN BLOWER HEATER UNIT
(NBHU) FLOW DIAGRAM

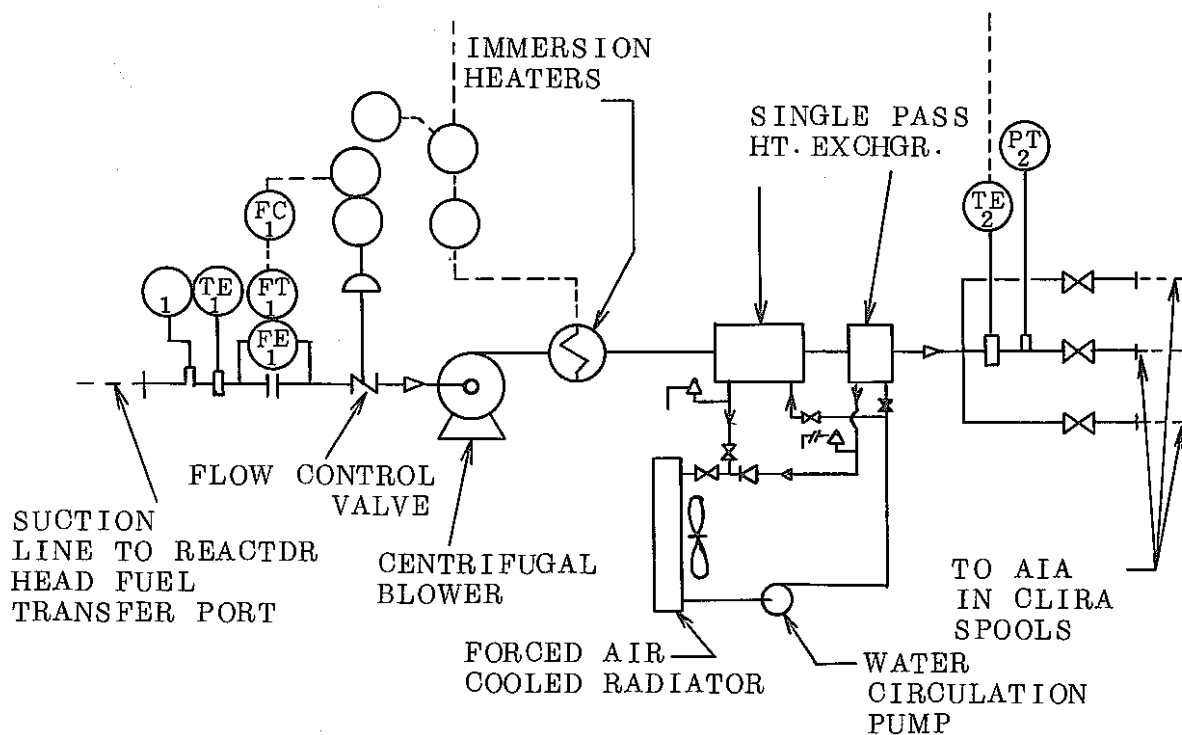


図 3.6.8 ABHU 系統図

ARGON BLOWER HEATER UNIT
(ABHU) FLOW DIAGRAM

(2) 「CRBRP」の予熱設備⁽⁸⁾

まだ予熱システム全部が完結されていないがFFTFとは異なり電気ヒータによる予熱システムを炉容器に含む1次系及び2次系に採用している。FFTFと異なり電気式にした理由は、温度制御性の良さに着目したと思われる。

昇温率は $1.7\text{ }^{\circ}\text{C/hr}$ で最終加熱温度は $232\text{ }^{\circ}\text{C}$ であり、ヒータ密度はCRBRPで 8.7 W/cm^2 、FFTFで 6.2 W/cm^2 である。

炉容器は直接加熱せず図3.6.9に示す如く「もんじゅ」と同じようにガードベッセル外表面を加熱し、原子炉容器及び内部構造物は輻射、伝導、対流により加熱する計画で進められている。

ヒータの事故防止の為に設計基準を以下の如く定めている。

- 1) 通常の運転ではヒータは $1/3$ の容量の運転である。

異常運転ではそれぞれのヒータ制御回路は過熱遮断器により過電流を防止する。

- 2) 全てのヒータについては安全リレー装置には、高低温の警報リミットがついている。

警報用サーモカップルと制御用サーモカップルは別々に配置し制御用サーモカップルが故障しても警報用に影響を及ぼさないようにしている。

- 3) 90° 曲げしてあるヒータの端部は、ヒータが交差による発熱を防止する為隣接ヒータとの間に間隔を設ける。

- 4) GFI (Ground Fault Interrupt) の正しいセッティング方法は、予め行った試験を基に装置にセットする。

- 5) ヒータの据え付けは、ヒーターシースを配管及びコンポーネットの絶縁体とは独立に分離させる。

- 6) 「もんじゅ」と異なり制御方式はON-OFFではなく電流制御方式である。

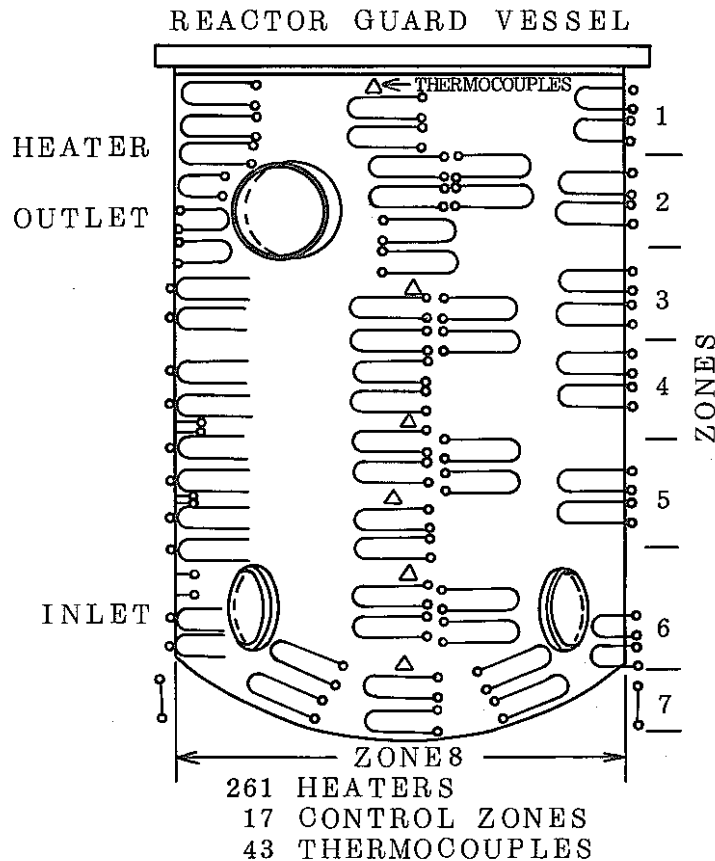


図 3.6.9 CRBRP 原子炉予熱設備
Preheating for Reactor G/V of CRBRP

(3) 西独「SNR-300」の予熱設備

資料入手の関係で予熱システム全貌を知る事は難しいがSNR-300では飽和予熱システムが採用されている。

その基礎となっているのは実験炉KNK-IIの経験であり、それらは、

- 1) サーモカップル，ヒータ端子等，据付工事の際に作業員が踏みつけたりしたため取替等の因となった。
- 2) 保温材表面からの放熱量が多かった。
- 3) 予熱コントロールの失敗からヒータが過熱し構造強度面の配慮により過熱した配管部を切断し取替工事を行った。

という経験よりSNRへは殊に

- ① ヒータやサーモカップルの端子を減らす。
- ② ヒータ暴走対策をする

等の設計思想を変え飽和予熱システムを採用するに至っている。

この基本設計変更の際し、1973年より3ケ年かけて主要R & Dを実施し技術的自信を得ている。

基本仕様

- 比較的運転温度の高い配管系 $150^{\circ}\text{C} < T < 270^{\circ}\text{C}$
- 比較的運転温度の低い配管系 $120^{\circ}\text{C} < T < 220^{\circ}\text{C}$
- 飽和時間の目安値は約60 Hr
- ヒータ電源はAC 220V である。
- 高低アラーム点 H. alarm 300°C
L. alarm 150°C
- 1システムの ΔT は約 70°C である。

その他の特徴としてヒータは配置に直付けである。

これら配管予熱構造図を図3.6.10に示す。

(4) 英国「PFR」の予熱設備

- 1) 保温材厚さの決め方としてもんじゅは「内部Naが定格温度、且つ、周囲温度が 40°C のとき、保温材表面温度 $\leq 55^{\circ}\text{C}$ 」を採用しているが、英国側もこれを妥当なものと評価する。但し、PFRに於てはこの計算値と実測値の間にギャップがあり、約20%ほど実測放熱量が多かった。従って保温材施工をずい分やり直した。なお、保温材は商品名をRocksilと称するが、これはいわゆるRockwoolであり、これを適用した理由はClによる配管のStress Corrosion Crackingを心配したためである。(もんじゅではRockfineを使用する予定)

なお、C/V内の放熱量は次の通りである。(CDFR)

◦ 原子炉ピット	320kW
◦ 1次主ポンプ	1120kW
◦ IHX & 配管	100kW

トータル 1.6MW (本件はCDFRがタンク型のため直接
もんじゅとの比較不可)

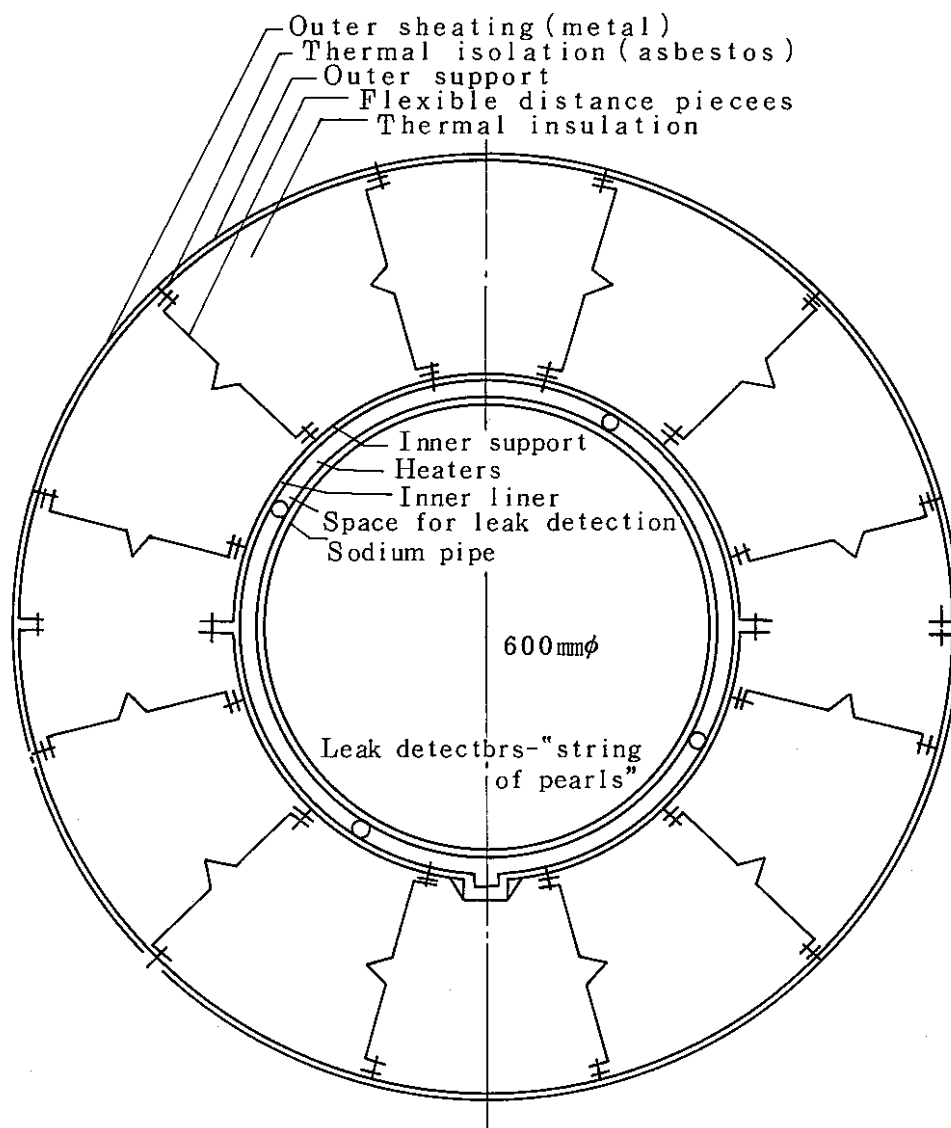
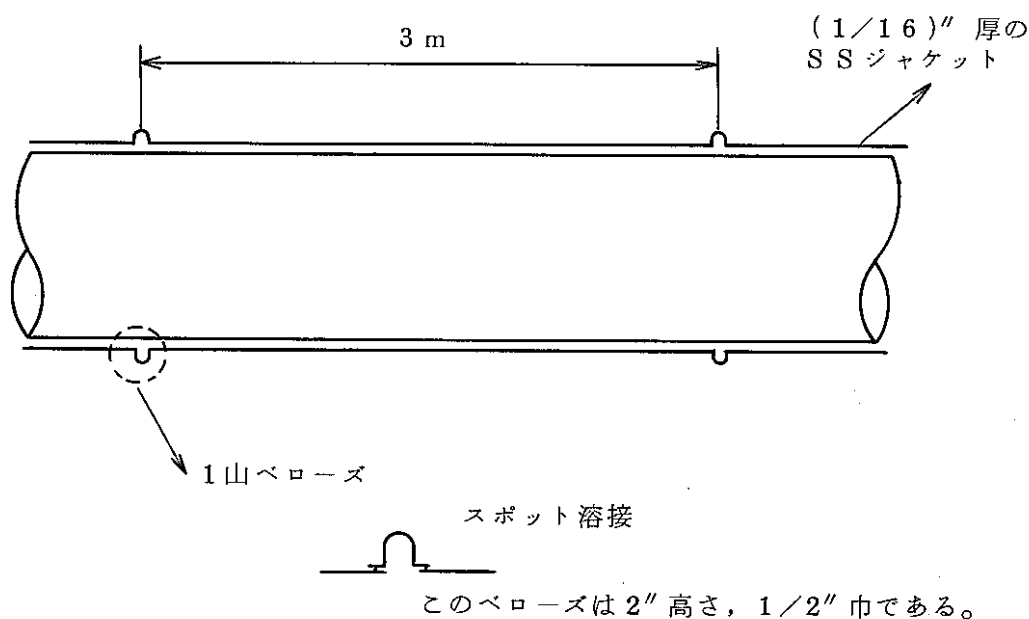


图 3.6.10 SNR-300 配管予热构造图

Construction for preheating System
 of SNR-300's piping

- 2) 予熱ヒータ電源は3相440V, 110V, 50Vの3種であり(50Hz)そのヒータ出力は0.1~10W/mである。即ちヒータ仕様としては細管には出力密度の小さいヒータを, 大物や大口径管には出力密度の大きいヒータを巻く。なお, 小さな配管に巻くヒータの長さは, この結果非常に長くすることが出来, 最長のものは15~20mもある。
- 3) 予熱保温構造は大略次の様である。

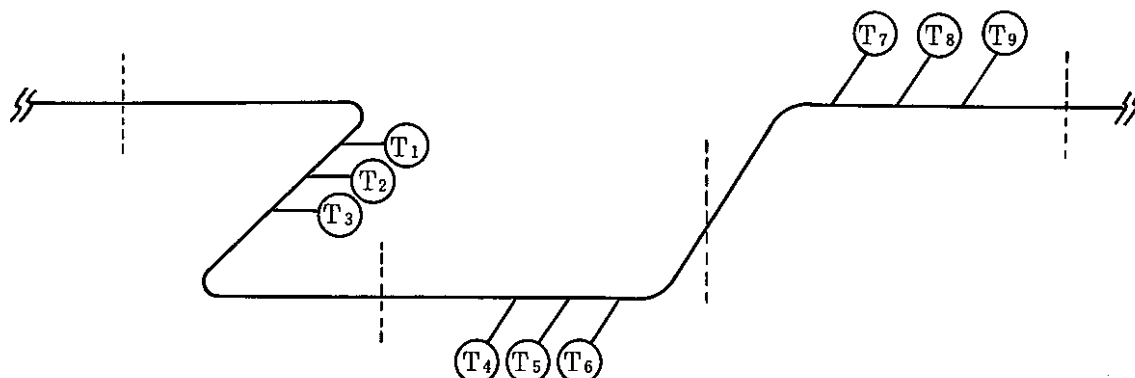


上図に於て piping と SuS ジャケットの間のギャップは30 psigに保たれた N_2 ガスが封入され, N_2 中の酸素濃度は約0.1%以下に保たれている。この理由は3mおきにつけられたベローズの各々に設けたNaリーク検出器の性能に対する要求からきている。即ちC/V内の piping は3mおきに接触式(スパークプラグ式)のNaリーク検出計が設置されてある。この低酸素雰囲気にて, $(10^{-4} \cdot D)$ のリーク孔があれば本リーク検出計は感知し得るといのが実験結果である。

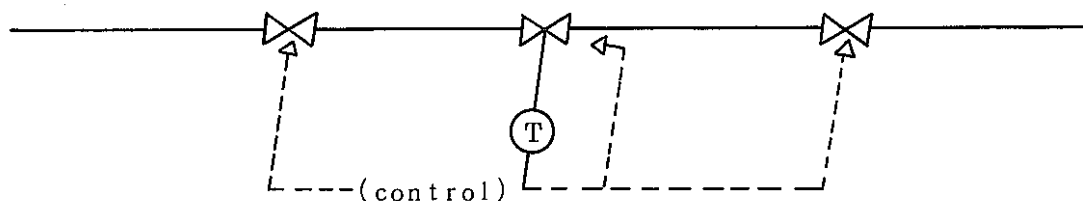
- 4) 予熱用サーモカップルは結論からいえば, 次の通りである。

○ 制御用	～	500点
○ モニター用	～	1,000点
○ 予備	～	800点
トータル		2,300点

なお、これらのサーモカップルの取付法としては次の思想を採っている。



上図の如く1ヒータブロックに3ケのサーモカップルを設ける。上図の $T_1 \sim T_9$ のいずれか1ケが制御点になる。そして1ブロックあたり1ケずつがモニター点となる。残りの5ケが予備である。同じく弁については下図の如くである。即ち



弁も配管も3ケのブロックを1ケの制御点でカバーするというのが基本方式となっている。

以上の如くPFRの考え方は、ヒータの出力密度が1本ずつバラエティーを有し、且つ、これを3種の印加電圧と組合せることにより、設計時点で巧みに調整を行っている。そして原則的には1ヒータ=1ヒータブロック=1サーモカップルであるが、上図の如く同じ挙動をする場所は3ケ所まで1制御点で代表する事になっている。

以上基本思想的にはもんじゅと随分異っているがCDFRでどうするかは未だ結論が出ていない。

なお、PFRの配管制御密度は大口径管で3~4mに1点、小口径管で10~12mに1点をもんじゅと逆の傾向を示しているが、もんじゅのやり方は

PFR側から見てReasonableなものと評価し、CDFRの設計に参考にしてみたいとこのこと。(もんじゅでは大口径管で $\sim 10\text{ m}$ /1点, 小径管で $3\sim 7\text{ m}$ /1点)

- 5) Large componentについては“もんじゅ”クラスのダンプタンク($\sim 200\text{ m}^3$ Na)だと約9点を上, 中, 下各3点ずつ取付けるというのが英国側の感想である。

また, 主ポンプについてはPFR 2次系ポンプで制御点3ヶ, モニタ点9ヶを取付けている。

(もんじゅについては, 1次ダンプタンクの制御点は30点, 1次主ポンプは制御点9点とモニタ点16点がある。)

3.6.3 我国の開発状況

我国におけるFBR用予熱ヒータ設備の開発は, 昭和45年より, 動燃大洗工学センターと関連プラントメーカー間の共同研究として行われ, 大洗工学センター内の各試験室及び大型施設において使用実績(ヒータ仕様, 制御方法, 故障及び問題点等)の検討が行われた。

これらの開発工程及び関連議題の整理を各々図3.6.11, 図3.6.12に示す。

西歴	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	'82
常 陽	(確性試験 (設計の 為の調査, 検討)		(設計) (予熱ヒータ試験・ 確性試験)	(施 工)		1次系全体予熱試験					2次冷却系 予熱試験		
もん じゅ									原子炉容器予熱方 法R&D 1/3 モ デルによる試験		予熱計算及び計算コー ド修正		
											予熱設備の合理化検討		
Na 機 器構造 試験室										垂直配管試験			
											水平配 管試験		

図 3.6.1.1 予熱ヒータ開発工程

54.	9. 20	予熱の問題点と対策・提案
～		
55.	7. 15	飽和予熱へのアプローチについて
	8. 28	飽和予熱方式の検討作業方針
	9. 26	予熱ヒータシステム合理化フローシート
10.	9	常陽予熱設備メンテナンス実績
11.	20	ヒータ設備に関する調査，予熱ヒータ使用状況（技開室）
12.		もんじゅE設計予熱・保温設備の設計
56.	1.	予熱方式の簡素化・経済性について
	2. 12	常陽予熱ヒータの消費電力について，ナトリウム弁の予熱方式検討
	3.	飽和予熱の検討
	3. 24	予熱保温の合理化のポイント
	4. 19	予熱保温合理化集計
	5. 25	予熱設備制御モニタ点一覧表
	5. 26	飽和予熱についての検討結果
	7. 10	・ナトリウムループにおける予熱ヒータの運用経験（Na機器室，50MW SG Na流動伝熱試験室） ・誘導加熱によるガードベッセル予熱試験成果報告 ・常陽予熱ヒータ運転特性
	7. 14	予熱保温設備設計指針
	10. 22	パッケージ保温材の開発について
	10. 29	1次系のパッケージ保温について
年 月 日		← 議 題

図 3. 6. 1 2 予熱設備関連議題の時系列整理

(1) 設備構成

予熱電気ヒータ設備は次の設備により構成されるが、その構成図を図 3. 6. 1 3 に示す。

- 1) 電気ヒータ
- 2) 電気ヒータ制御設備
- 3) 電気ヒータ電源設備

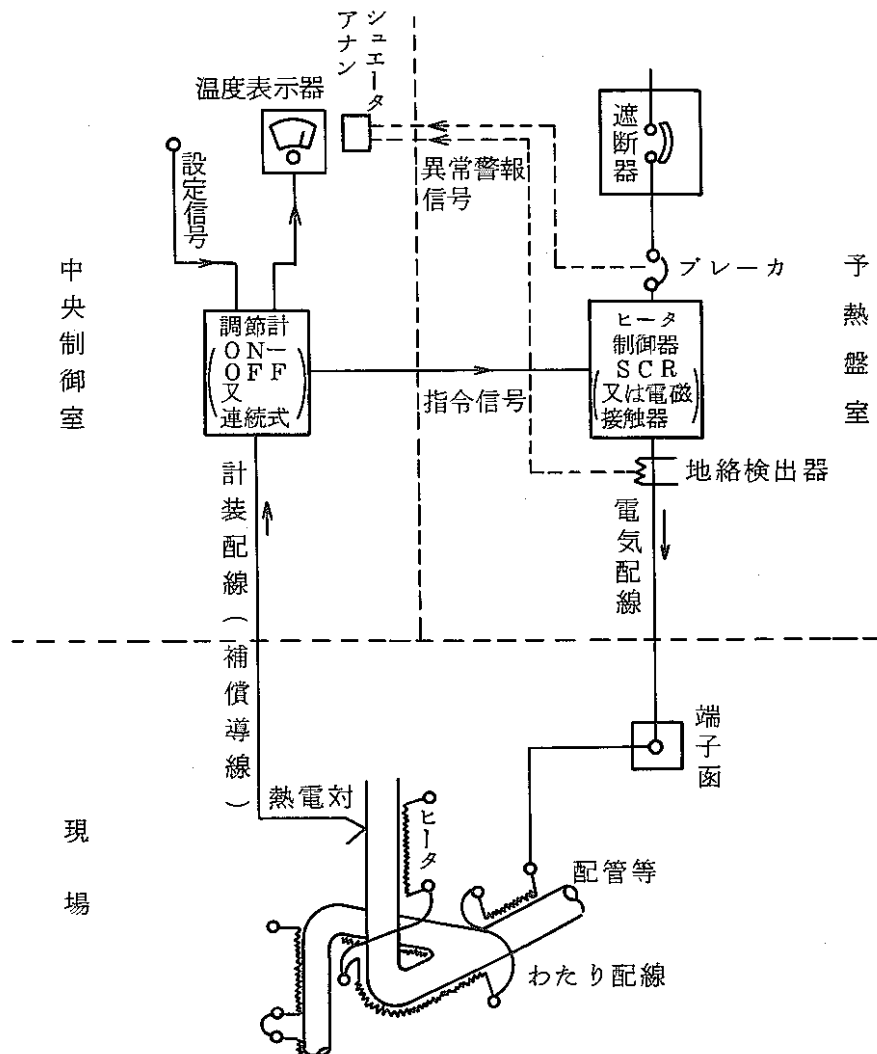


図 3. 6. 1 3 予熱設備の一例⁽¹⁾

(1) 電気ヒータ⁽⁹⁾

① 型 式

主にシースヒータ，マイクロヒータ，およびカートリッジヒータ等が用いられておりこれらの構造および長短につき述べる。

(i) シースヒータの構造

シースヒータは，Metal sheathed heating element と称されるもので図 3.6.1 4 に示す構造のものである。

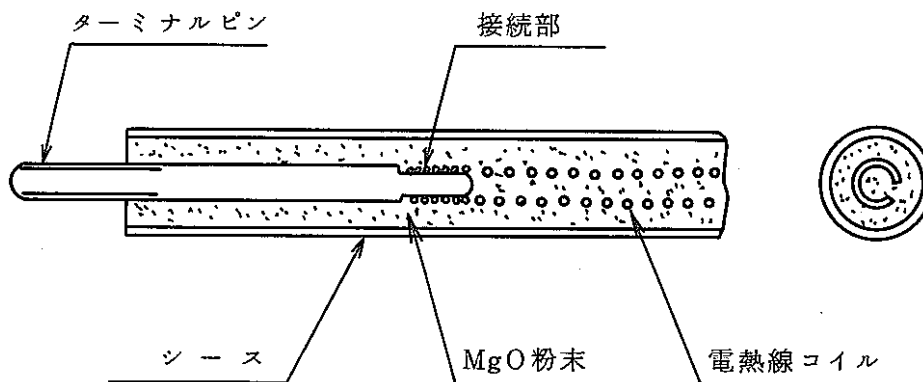


図 3.6.1 4 シースヒータの内部構造

電熱線は通常スパイラルコイルであり，均一発熱さすためにコイル外径やコイルのピッチにムラがないように引伸ばされ，その両端にはリード線の接続を容易にするためターミナルピンが結合され，シース内の中央に偏心なく無機絶縁粉末で充填固定されている。

無機絶縁粉末は，シースヒータのすぐれた性能と特徴を生み出すために重要な役割を果たしている。無機絶縁粉末としては，マグネシア粉末（ MgO ）が高温における安定性と，熱伝導性および電気絶縁性が他の金属酸化物（ SiO_2 ， Al_2O_3 など）よりも秀れ，経済的にも使用出来るので，最も多く採用されている。その他 BeO （ベリリヤ）， BN （ボロンナイトライド）など無機絶縁粉末として適当なものもあるが，コストや純度の点で採用が難しい。

無機絶縁粉末は図 3.6.1 4 に見られるように，電熱線のスパイラルコイル組立品を，シースの中央部に保持するだけでなく，電熱線とシース間を

電氣的に絶縁し、電熱線を高温で安定な物質でカバーし、空気や有害ガスによる酸化や侵蝕を防ぎ、しかも、電熱線に発生する熱を速やかにシースに伝導する役割を果している。

無機絶縁粉末は可求的に密に充填しなければならない。そのためにシーズヒーターはマグネシアを振動を加えて、シース内に電熱線と共に充填し、スエジング加工などの減径圧縮加工によって、シース内の無機絶縁粉末の充填密度を高めている。

図 3.6.1 5 はその 1 例で、シースの断面を示したものであり、減径率（外径に対する）は約 14～16% である。この減径加工によって無機絶縁粉末の充填密度は $2.1 \sim 2.3 \text{ g/cm}^3$ 程度のものが $3.0 \sim 3.2 \text{ g/cm}^3$ 迄向上する。この時気孔率は 5% 位が最低でそれ以下にはいかに大きい減径加工をしても、気孔率は減少せず（充填密度も大きくならず）、ヒーターが長く伸びるだけである。減径加工によって無機絶縁粉末の充填密度を高め、シーズヒーターの電気絶縁性能・熱的性能・寿命が向上する。この様に、無機絶縁粉末の充填密度は非常に大切であり、単に無機絶縁粉末をシース内に充填してあるようなものは、シーズヒーターとはいえない。

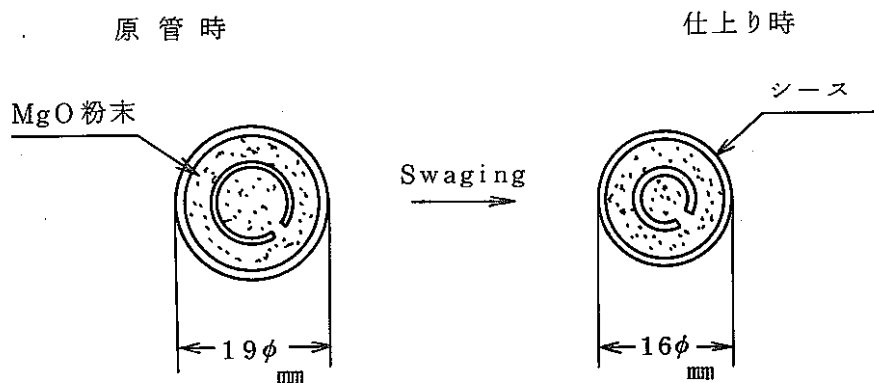


図 3.6.1 5 スエジング加工による減径

シーズヒーターの品質上重要なことは次の 4 つである。

- (i) 電熱線コイル・ターミナル組立品は、シースの中央に偏心なく保持されていること。
- (ii) 電熱線コイル寸法（コイル外径・線径・ピッチ）が適正であること。

- (iii) 電熱線コイルとターミナルピンは完全に結合されていること。
- (iv) 材料は使用条件に耐え得る良質のもので、特に無機絶縁粉末は良質のものを採用すると共に、粉末中に有害不純物（ボロン化合物など）や、異物（有機物などの汚れ）が混入していないこと。

電熱線コイルが偏心していると、電気絶縁性が劣化するので好ましくない。図 3.6.16 のようにコイルが偏心していると、熱的に不均一になることもあるが、シースとコイルとの絶縁距離が一方で小さくなることによって、絶縁性が極度に劣化するからである。

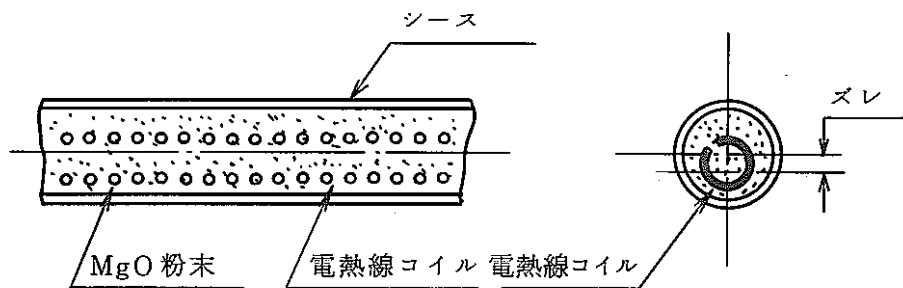


図 3.6.16 コイルの偏心

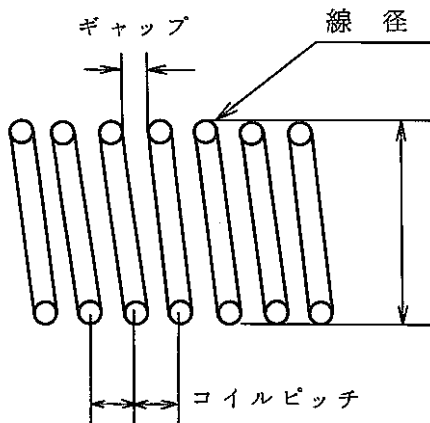


図 3.6.17 電熱線コイル寸法

コイル寸法はヒーターの設計時に、その使用条件により適当な値とするが、定性的には、コイル外径は内部温度（電熱線温度）を低くし、しかも電気絶縁性を良好に保つようにし、ピッチは均一で小さくし（コイル相互間ギャップは無機絶縁粉末の充填のために 0.4 mm 以下にはならない）、線径は要求される電気抵抗値に対して最大となるように選ぶ。

電熱線コイルとターミナルピンの結合は、TIG 溶接（Tungsten Inert Gas Weld）、またはプラズマ溶接などによって完全に行なうこと。ヒーター

の断線事故がこの接続部で起ることが多いのは、この結合が不完全なことが多いことによっている。シースヒーターの接続部の 1 例を図 3.6.18 に示す。

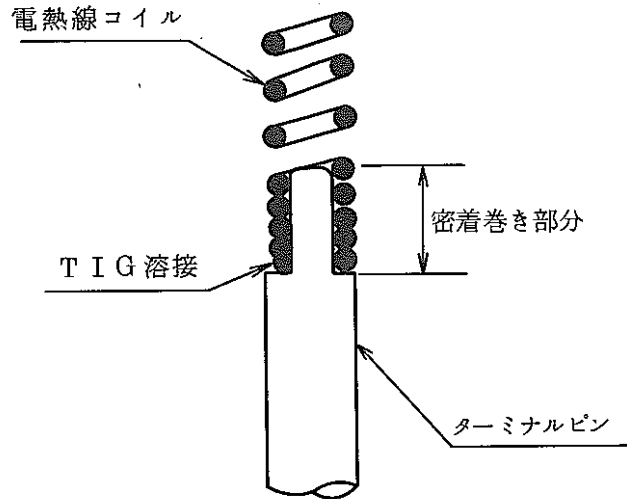


図 3.6.1 8 ヒーターの接続部

(ロ) シーズヒーターの特徴

シーズヒーターは他のタイプの電熱線ヒーターと比較して、つぎの特徴をもっている。

(i) 被加熱物を直接シーズに接触させて加熱できる。

無機絶縁粉末が固く密に充填され、電熱線とシーズが絶縁されているので、例えば、シーズをナトリウムに直接接触させて加熱できる。

(ii) 高温で安定、かつ長寿命である。

高温で安定な無機絶縁粉末の熱伝導率が良く、シーズ表面と電熱線の温度差が小さいので、異常に内部が高温とならず、その寿命も長くなる。

(iii) 応力に対する耐久性が大きい。

ヒーターの構造からいって、無機絶縁粉末が固体となる程度に固く密に充填されているので、機械的な応力（振動・外力・熱応力）に対して充分耐え得る強度をもっている。

(iv) 取付けや適応が容易である。

絶縁型であるから、その取付けにあたっては電氣的に絶縁についてそれほど心配はならず、シーズさえ十分に熱処理しておけば、種々な形状に合わせて成形し得るなど適応性が大きい。

以上のようにシーズヒーターには、他の電熱線ヒーターに比べて非常に有利な特徴をもっているが、それは主として構造上の特徴であり、それも

ほとんどが無機絶粉末が生み出しているといっても過言ではない

(4) カートリッジヒーター

このヒーターは図 3.6.1 9 に示すように、シーズヒーターのターミナルピンが、シーズの両端により取り出されており、一端が密封され、他端に電極（ターミナルピン）が集まっていることが構造上の大きい違いである。

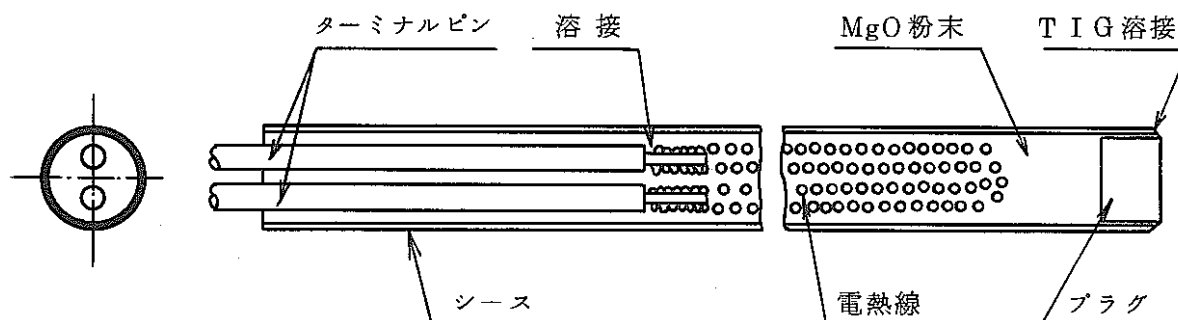


図 3.6.1 9 カートリッジヒーターの構造

このヒーターの電熱線もシーズヒーターと同様に、スパイラルコイルにされるのが普通であり、密封端の近くで U ターン（折り返す）させている。電熱線が 1 本（U ターン）のものが普通であり、高容量で表面電力密度の大きいものは図 3.6.2 0 のように多心型とされる。ヒーターは特に、電熱線コイルが所定の位置からズレないように注意して、製作しなければならない。特にシーズの一端での密封は重要であり、プラグを溶接によって完全にメタルシールしなければならない。

このヒーターの特徴は、ターミナル部分が一方にあることであり、集合体として多くのヒーターを配列する時には有利である。特に、ヒーターの配列ピッチが小さく、U 型のシーズヒーターを採用できない場合や、設置物の構造上一方向よりしか取付けられないような場合には、最も有利なヒーターである。

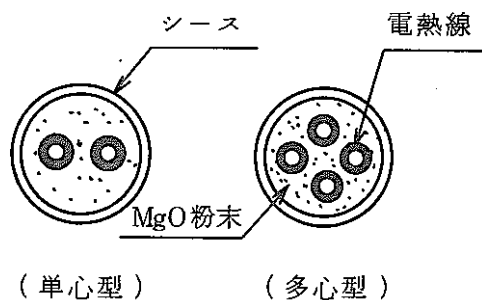


図 3.6.2 0 カートリッジヒーター断面

従って、カートリッジヒーターはシースを成形して用いることは少く、ストレートなまゝで使用されることが多く、成形部の熱処理にともなう表面処理などの困難な作業もなく、ヒーターの製作面から見て有利である。しかし、無機絶縁粉末の充填に際して高級な技術を必要とする。電熱線コイルが正しく充填されるならば、シーズヒーターと同様な性能を有する有益なヒーターである。

(=) マイクロヒーター

シーズヒーターや、カートリッジヒーターのシース外径は7 mm以上35 mm位迄のものであり、その長さも一般には3 m以上となる(10 m位迄は可能であるが)、非常に不経済となる。マイクロヒーターはその呼び名のとおり、シース外径が6 mm以下のものであり、0.5 mmといった極細のものもある。

そのシース外径の区分によって便宜上マイクロヒーターと呼ばれるマイクロヒーターの構造は図3.6.21に示されているように、電熱線がスパイラルコイルでなく、素線の状態で埋置されている。シース径が細くなると、電熱線をスパイラルコイルの形で埋置することが寸法的に困難となるので、素線のまゝで埋置される。このようにシース径が細くなると、シーズヒーターの構造はマイクロヒーターに移り変わると考えれば、その区分はそれほど明確なものである必要はなくなるであろう。

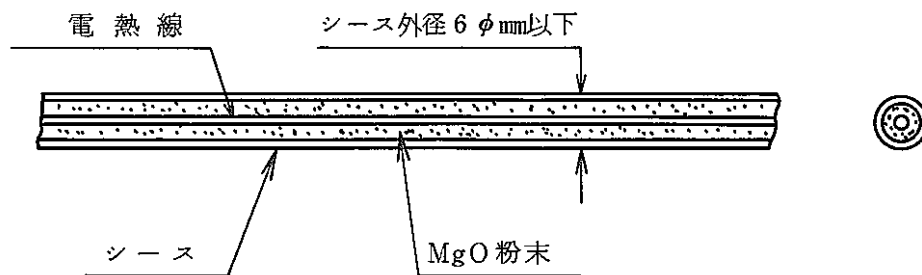


図 3.6.21 マイクロヒーターの構造

マイクロヒーターはシース径が細く、シース材料を適正に選び、熱処理を施せば、成形は容易で狭隘な部分にも取付けが可能である。その長さも長くとれるので、用途によっては非常に有益なものである。しかしながら、

シース径が細いという長所が、別の面から見て短所となっていることにも注意すべきである。それはつぎのことがらである。

- (i) シースの外径が小さく、そのため肉厚も薄く、機械的な強度にも限度があり、無理なマゲ半径の成形加工やネジレなどは極力さけるべきである。マゲ半径がシース外径の2倍迄小さくすることができるなどと云々されているが、成形後の肉厚や、機械的な強度に注意すべきであり、外見的なことのみにとらわれるべきでない。
- (ii) シースの厚さがうすくなることは、それだけ耐久性が劣化することに留意すべきであろう。高温中での酸化や、腐蝕による破損も生ずるので、使用条件を充分に考慮する必要がある。
- (iii) 断面形状を見れば分るが、電熱線とシース間の絶縁距離が小さく、電気絶縁性にも限度があり、シースヒーターに比較してかなり電気絶縁性は低く見積らねばならない。
- (iv) ターミナル部分での電熱線とターミナルピンとの接続が、非常に細かい仕事となるので欠陥を残し易く、この部分で断線が多く起る。
- (v) 電熱線の線径も細いので、それ程高温では使用出来ない。特別に設計し製作されたものでなければ、その最高使用温度はシース外径が3mm以下のものでは、シース表面温度で600℃位迄と考えてよい。

以上のような欠点も特にシース径が細いものに言えることであり、シース径が4mm以上となると断面寸法にもかなり余裕が出て来るので、高温ヒーターとして採用することができる。

マイクロヒーターの端子部は図3.6.22のような構造であり、シースの径が1mmなどと細くなれば、その接続作業は非常に熟練を要する細かい作業となり、完全に行なうのが難しくなり、欠陥を残したまま使用される確率が大きくなり、断線事故が発生し易くなる。強度が弱いので注意深く施工する必要がある。

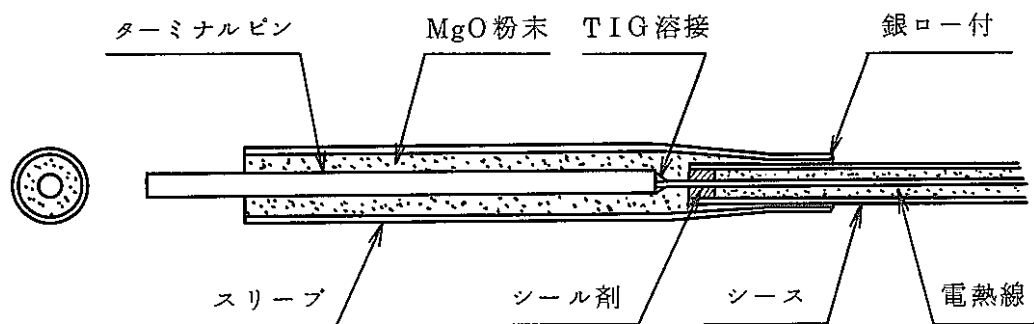


図 3.6.2 2 マイクロヒーターの端子部

マイクロヒーターの元のシース径は太く、それを何度も引抜き加工によって減径し、シース径を細くして製作され、ヒーターとして使用する時は適当な長さに切断し、その両端にターミナルピンを接続されるのが一般である。このような方法でマイクロヒーターを製作すると、接続部はその構造上 MgO 粉末がそれ程固く密に充填されないので、熱の発散が悪く過熱され易いのでネック部となる。ターミナル部分を図 3.6.2 3 のように予め設けておいて発熱部だけを減径して、ネック部を作らないセンターリダクション型 (Center Reduction Type) のものが考案されている。

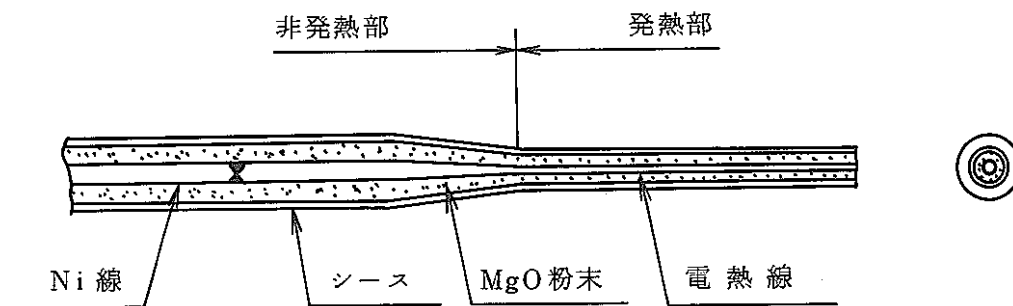


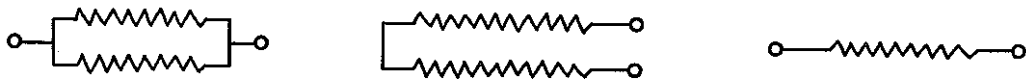
図 3.6.2 3 センターリダクション型マイクロヒーター

このヒーターターミナルピンは Ni ワイヤであり、線径も発熱部の約 2 倍であり、非発熱部 (Cold End) は表面電力密度が発熱部の約 $1/20$ 位であり、ほとんど発熱しない。

マイクロヒーターも単心のものと、2 心のものがある。2 心型のものは電熱線を 1 本のみ使用、直列に結線して使用、並列に結線して使用するなど、抵抗値の調整上非常に有利であるが、単心のものよりも構造上寸法的

に無理があるので、使用条件のきびしい場合には使用はさけるべきである。

(図 3. 6. 2 4)



- (1) 2本の中1本の電熱線を用いる。 (2) 2本の電熱線を直列に結線する。 (3) 2本の電熱線を並列に結線する。

図 3. 6. 2 4 2心型ヒーターの電熱線の結線

いずれの種類のヒーターも基本構造は同じであるが、その用い方については使用条件に適合するものを採用すべきである。その使用条件に選択したヒーターが適しているか否かは試験・検査して確認する他はない。

ナトリウムループも初期のものより大型となっており、特種な機器などは特別としてできるだけシーズヒーターやカートリッジヒーターを用い、機械的強度が弱いマイクロヒーターは使用しないようにすべきである。取付け方法さえ工夫すれば可能なことである。シーズヒーターもシース外径が8mm以下のものは、焼きなましを十分にしておくならばマゲ加工に困難することはない。

2) 電気ヒータ制御設備

① 概 要

予熱電気ヒータ設備の制御設備は、予熱操作指令並びに異常状態を監視する予熱ヒータ操作盤と、配管・機器の温度を検出して温度コントローラにより制御指令を与える予熱ヒータ温度制御盤からなっている。

② 予熱温度制御

制御機能として要求される基本条件は、

- (i) ナトリウムループの予熱部は均一に昇温できること。
- (ii) 設定プログラムは予熱するナトリウムループに最適のものであること。
- (iii) 操作が簡単で誤動作が起らぬものであること。
- (iv) 物量が少く経済的であること。
- (v) 要求される精度で設定プログラムに追従すること。
- (vi) 温度検出端の感度がよく、取付方法が適正であること。

(vii) 確実に故障せず，考えられる事故に対して保護装置を設置すること。

である。現在の電気式FBRナトリウム予熱温度制御は一般的に以下の方法が用いられている。(図3.6.25)

(i) ON-OFF制御

(ii) 飽和予熱

手動により電圧調整を行って所定の温度内に飽和させる方式，もしくは，電圧を一定にして設計段階でヒータの密度あるいはヒータの布設密度を検討し自動制御は行わないで所定の温度内に飽和させる方式である。

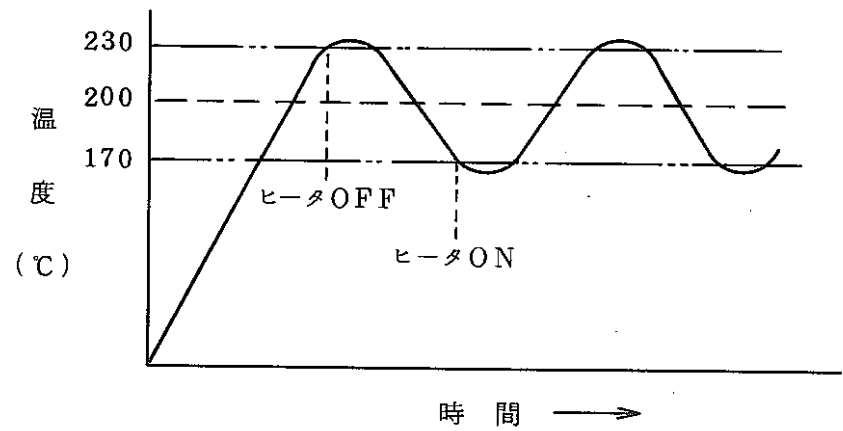
従って制御回路がなくなり，計測点はモニタのみとなるのでケーブルはもとよりペネトレーション，制御盤とも著るしく減少し，経済的であると同時に補修面についても簡易である。しかしながら無制御であるため電圧調整を用いない通常方式では，機器等への段階的予熱は出来ない。

(iii) サイリスタ制御

被加熱体の温度を精度に維持する必要がある場合に用いる方法で，電圧を制御し温度を一定に保持し連続制御するものである。従って電源のON-OFFがないためヒータの寿命が長い。

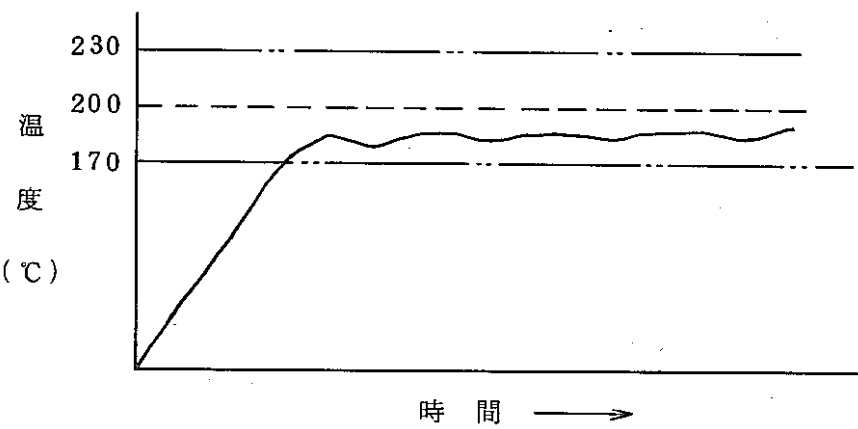
(イ) ON-OFF制御

200±30℃内でON・OFF制御しているもの



(ロ) 飽和予熱

200±30℃内のある一定温度付近で飽和しているもの



(ハ) サイリスタ制御 (P.I.D制御)

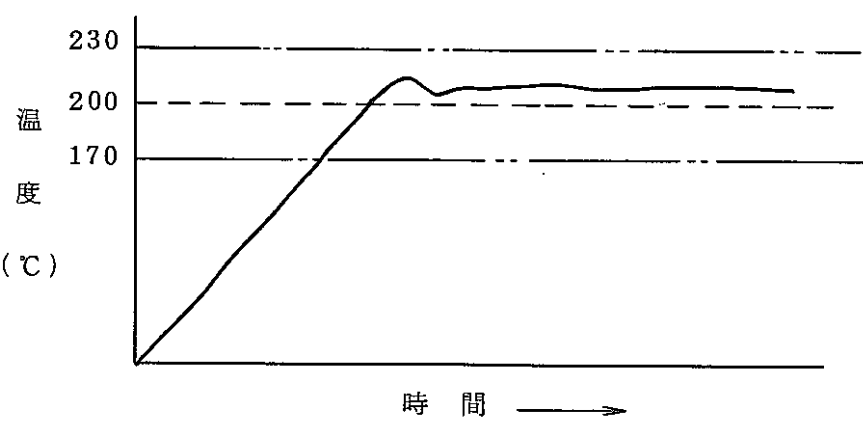


図 3. 6. 2 5 予熱温度制御曲線

(二) 誘導予熱法⁽¹⁴⁾

特殊なものとして誘導加熱法があり、54年にPNCで実験された。試験モデルは「もんじゅ」製作準備設計(Ⅱ)の中間熱交換器用ガードベッセルを模擬したもので、断面が約 $1/3.3$ ($1200\text{ mm} \times 2000\text{ mm}$)高さが約 $1/2.7$ (3000 mm)の長円形(R600)縮小モデル、収納機器である中間熱交換器を4重の円筒で模擬している。

これはガードベッセル外周に取付けられた誘導加熱コイル(Heater Block 1~4)に商用周波数(50~60Hz)を加えベッセル胴体(低炭素鋼)を誘導加熱し、それから輻射とベッセル内のガスの対流によって機器を加熱することによる。

入熱領域を1回路のみ、あるいは数回路の組合せにより色々な昇温特性が得られ、かなり解析も行なわれた。

解析の結果は、内部のガスの対流により、内部機器を含め昇温が円滑に行なわれる事が明らかとなった。但し、段階的均一温度上昇が得られ、予熱設備の故障の際にも修復が容易であるが、やや不経済であり特殊な機器の使用条件ではないと向かない。

概略図を図3.6.26に、構造図を図3.6.27に示す。

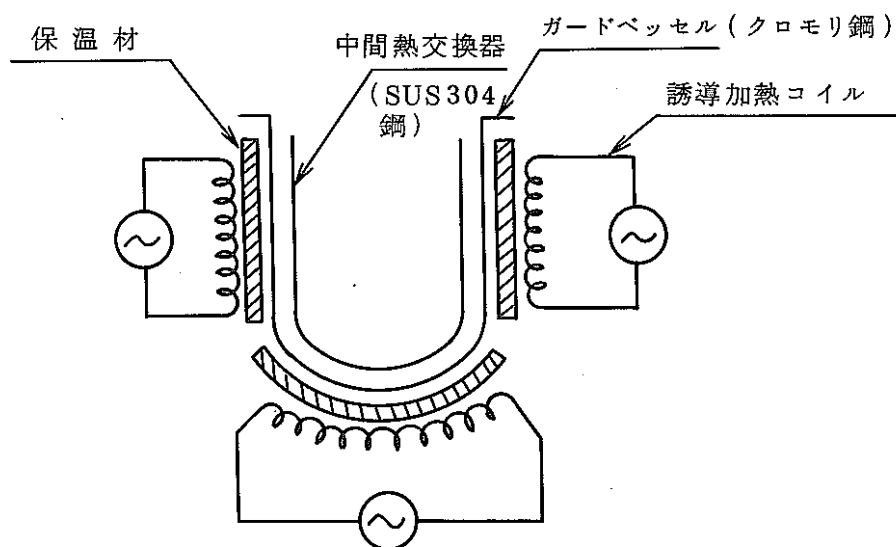


図 3. 6. 2 6

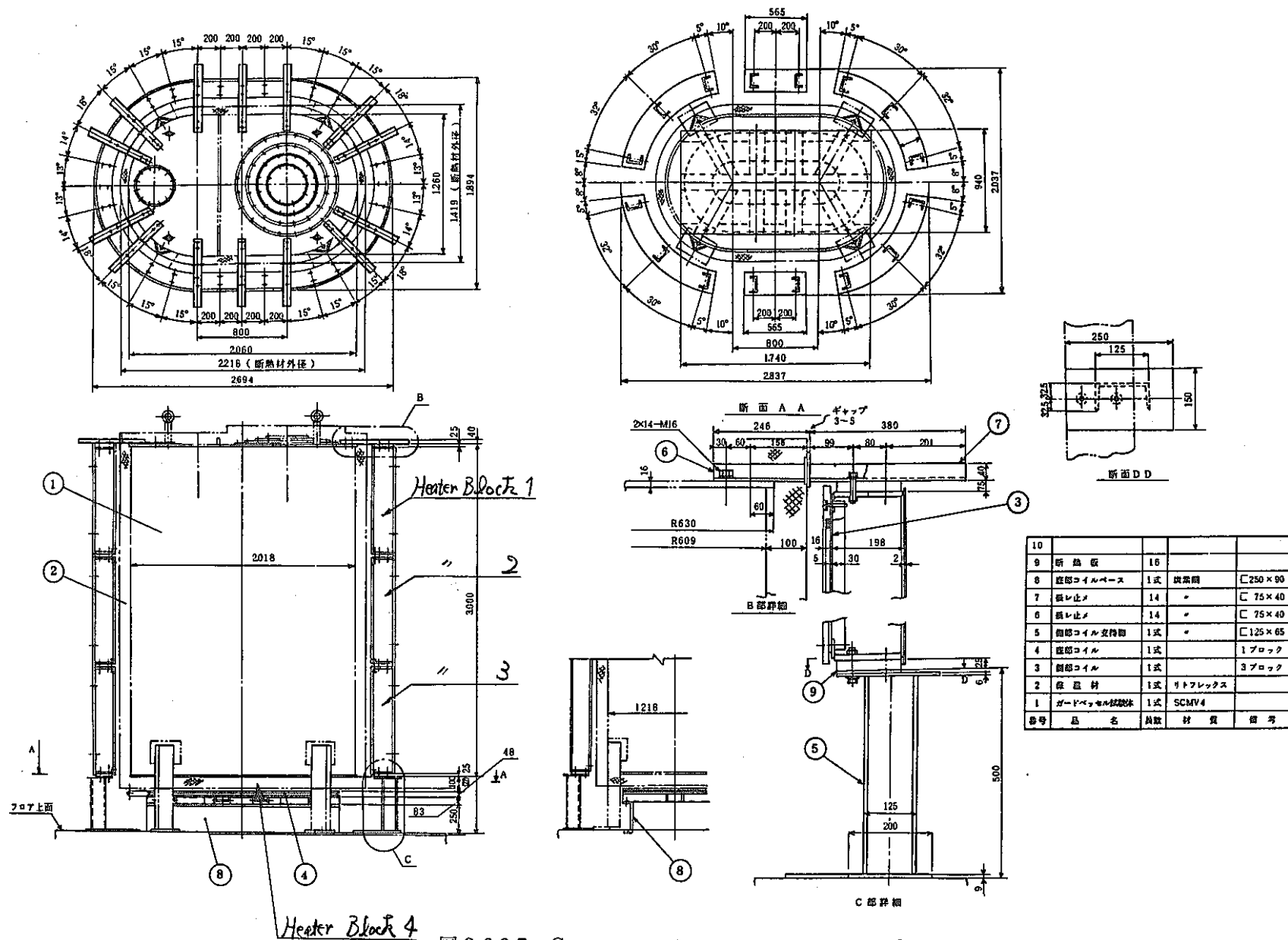


図 3.6.27 Construction of coils for G.V model

3) 電気ヒータ電源設備

予熱電気ヒータ設備の電源設備は、電気ヒータ回路を開閉する電磁接触器等を内蔵する予熱ヒータ接触器盤であり非常系に接続され、機器、配管類に取付けてある電気ヒータに給電している。

なお、非常系電源は予熱電気ヒータ設備の短絡、地絡事故等が工学的安全施設等に影響を与えないように設けられた電気ヒータ専用の母線である。

(2) 予熱設備開発時における検討

予熱ヒータ設備の開発時、下記の検討がなされた。

1) 予熱ヒータ

① 型式の選定

予熱ヒータに関しては、ヒータの断線が多くあったことから、ヒータの型式から開発する必要があった。色々な型式を比較・検討した結果、シースヒータ及びマイクロヒータが選ばれ試験が行なわれた。試験の結果シースヒータが信頼性が高いということで選定された。

② ヒータ端末部の吸湿による絶縁劣化

シースヒータの使用にあたってヒータ端末処理の不具合から、吸湿による絶縁低下が多く発生した。

対策としてシール部に防湿キャップ（シリコンゴム）、防湿材（エポキシ樹脂）を使用したシール方法で吸湿を防止した。

③ ヒートフラックスの低減

ヒータの表面密度（ W/cm^2 ）をあまり大きくすると、ヒータの内部温度が異常に高温になり断線等の故障が発生することから、これを $1 W/cm^2$ 以下におさえた。

2) 予熱制御方法

一般に使用される制御法は飽和予熱又は ON-OFF 制御が用いられているが、常用及び 50 MWSG では、Na 流量の確保できない配管（小口径のドレン管、オーバフロ連絡管等）では温度制御が難かしい為、スライダックによる温度制御法が用いられた。但し「もんじゅ」ではメンテナンス冷却系にしか考えられておらず、今後も検討の余地がある。

又、ヒータの寿命は商温で長時間使用する際、ON-OFF 制御の様にヒ-

温度差があったり、ON-OFF頻度が大きな場合には影響があることから、P.I.D 制御方法が採用された。サイリスタ制御がこの例であり、この方式は精密な温度制御が可能であり、器具・配線等の簡略化が可能となるが、しかし価格が高く、制御回路が複雑になるという欠点もある。段階的昇温の為、電圧調整器を用いる所は、経済性の問題もあり必ずしも一般的とはいえない。

3) 保温施工方法

保温材の欠如は、ヒータ効率及び温度検出系に大きな影響を与え、温度制御にも混乱を生じるため保温・施工管理の徹底が必要である。試験の結果、次のような所が放熱が大きく対策を要した。配管サポート部、エルボ部、大口部と小口径の接続部、機器より配管の取出部、保温の機の接続部、弁本体等であった。これらを解消することにより制御点も削減できる。

4) 雰囲気の影響

温度、湿度、塩分による影響で、次のような故障が発生した。絶縁低下の他、端子部腐蝕、半導体不調圧着端子および配線腐蝕等である。

実機に於いては「常陽」の例から見ても、環境上の問題はないと考えられる。

5) 原子炉構造予熱システムの検討

一般的には電気ヒータシステムとガス予熱システムが考えられるがこれらの長所短所は、

① ガス予熱システム

(イ) 機器側要求の温度制御が難しい。

これはそのガスの流路により予熱が左右されるため、局所及び単体での制御を行う事が出来ない。

(ロ) 予熱目標到達温度30日以内の対応が難しい。

これは加熱対象物への流路が長いことや、急激な立ち上げをすることによって局部的な熱応力が問題となるためガス温度を除々に上げなくてはならない。

(ハ) 配管の円周方向の温度差がつきやすい。

これはガスのよどみによりコールドポイントが発生する事も考えられ、流路の工夫が必要でまた温度差がついた時制御が出来ない。

(ニ) N₂ ガス設備は比較的コンパクトであり、保守も容易である。

- (ホ) N_2 ガス循環路を確保するための耐気密性，耐熱性の為，二重管又は二重容器等複雑な構造となる。
- (ヘ) ヒータ出力を細かく切替えることが出来るので温度調整が簡単である。
- (ト) 崩壊熱除去が若干ではあるが出来る。
- (チ) 炉容器内に Na が入っている状態では，炉容器の予熱が均一にでき，また予熱目標到達日数も 2 週間程度に短縮出来る。
- (リ) I S I が難しい。

② 電気式オンオフ予熱システム

- (イ) 操作性及び効率的に有効である。
- (ロ) 配管側で要求する 30 年間～40 年間の寿命保証は難しい。
- (ハ) 設備が大である。
- (ニ) 絶縁抵抗の劣化等メンテナンスの頻度が多い。
- (ホ) 垂直配管や大型機器の温度制御が難しいものでも制御出来るが，制御点数が増える。

6) 電気式飽和予熱の検討

飽和予熱は簡単化，物量の削減を本旨としているので微妙な昇温モードは取れず，且つ最終温度の保証がしにくい。飽和予熱の利点および問題点を次に示す。

- (イ) 制御点零，モニタ点も減少し，ケーブル制御盤が減り，経済化する。
- (ロ) 物量低減に関連して，事故も減るとともに保守も容易となる。
- (ハ) 機器配管放熱特性にマッチングさせて，飽和予熱特性を選ぶ必要がある。

この為設計がやや難しく，許容温度差も大きくなる。

- (ニ) 昇温条件が特殊な場合は適当でない。

① 飽和予熱の範囲

予熱保温設備設計指針でその適用範囲が定められるが，飽和予熱を避けるべき主要機器とその考え方は

- (イ) 構造強度上温度差を制限される機器・配管
(S / G , A / C , R / V , I H X , ポンプ等)

これらは内部構造が複雑であり各部の温度不均一による応力上の問題で飽和予熱は避けるべきである。

(ロ) 加熱，特殊な予熱が必要となる機器，配管

(S/G Na-水反応時ホットドレンに必要な部分，C/T，V/T再生)

(ハ) 精度の高い温度制御が要求される機器，配管

(V/T)

② 飽和予熱の手段

(イ) S/N R 3 0 0 で志向している。3.5 ～ 4.5 mm ϕ のフレキシブルな細径ヒータを用いて布設密度を被予熱体の熱容量，特性に合わせて変える方法。

(ロ) 1 0 ～ 1 2 mmの太径のシーズヒータを用いて，その布設密度を被予熱体の熱容量，特性に合わせて変える方法

(ハ) 更に，電力密度の異なる2～3種類のシーズヒータを使い分ける方法
これらが考えられる。いずれの場合もヒータ入力電圧が一定でないと，削減の効果が半減されることになる。

③ O N - O F F 制御方式と飽和予熱方式の比較⁽¹²⁾

表 3. 6. 1 に O N - O F F 制御方式と飽和予熱（電圧一定）方式の比較を試みた。我国では飽和予熱（電圧一定）方式は昭和 4 5 年以來，ナトリウム技術開発試験室〔当時〕で採用されている電圧調整器を用いた Na ループは散見される。例えば「常陽」の 2 次系予熱ヒータ設備の一部に採用されている。

表 3. 6. 1 から分るように飽和予熱方式は O N - O F F 制御方式に比べて多くの利点が考えられる。特に計測点の削減に伴って派生する予熱設備（ケーブル，ペネトレーション，制御機器，盤）の削減効果は大きいものと考えられる。一方，飽和予熱方式採用の場合の留意点としては，高温機器表面を覆う一般保温材からの放散熱量を如何に正確につかむかが設計のポイントになると思われる。そのためには，従来ややもすると安易に走りがちであった保温施工に関して基準化等を計ると共に，施工グループの放散熱量の実測等が必要である。

表 3.6.1 ON-OFF制御方式と飽和予熱（電圧一定）方式の比較

Comparison between on-off control and
saturation heating.

No.	検討項目	ON-OFF 制 御	飽和 予熱	備 考
1	実 績	◎	△	
2	予熱設備の削減量 (計測点, ケーブル, ペネトレーション, 制御機器, 盤)	△	◎	
3	工事・補修面の容易さ。	○	○	ON-OFF制御 … 予熱設備大, 煩雑。 飽和予熱 …………… ヒータ布設に対して, パターン化, モジュール化が必要だが, シンプルになる。
4	得られる温度分布。	△～○	○	ON-OFF制御 … 経済的に変化するため, 高温部, 低温部は制御範囲よりスケールアウトしやすい。 飽和予熱 …………… 設計段階で吟味される。
5	保温施工の良否および保温経年劣化に対する対応性。	◎	○	飽和予熱 …………… 必要に応じてIVRを設ける。
6	ヒータ寿命が長い。	○	◎	
7	ヒータ暴走の可能性が小さい。	△	◎	
8	ヒータ設備容量が小	○	◎	
9	昇温速度が速い	◎	○	

7) 垂直配管系と水平配管系の予熱検討 (ON-OFF制御)

① 垂鉄配管温度分布の検討⁽¹²⁾

- (1) エルボ部では温度の高低差が大きい。L形エルボ部（近傍も含む）では低温度分布になり，更に，周方向にも高低差がつき易い。また「形エルボ

部近傍も含む)では高温度分布になる。「形とL形の高低温度差は約50～100℃にも達した。

- (ロ) 配管接続部(ティー部)では、T形分布岐部に局所的な温度上昇(30℃～40℃)部がみられる。⊥形分岐部には温度分布差はあまりない。
- (ハ) 垂直配管では、上部側が高温分布を、下部側は低温分布を示し、温度勾配が激しい。

垂直配管長10mを例にとれば、最上部ヒータの入力容量1に対して、最下部ヒータの入力容量を約2.5～3倍にすることによって初めて熱バランス(200±30℃内に飽和)をとることができた。

- (ニ) バルブ開閉状態の違いによる試験体の温度分布への影響はほとんどない。
- (ホ) 垂直配管上部は、これに付属するヒータが断線しても、下部からの熱伝導のため、断線条件下としては許容し得るであろう温度(150℃前後)に飽和した。
- (ヘ) サポート部の温度は周囲の配管温度に比べて低い。留意すべき点である。

試験体の概略図を図3.6.28に、温度分布を図3.6.29～30に示す。

② 水平配管温度分布の検討¹³⁾

水平配管温度分布で温度差の発生し易い個所は次の通りである。

- (1) 配管サポート部で支持される近傍の配管の温度は周囲の配管温度に比べて低い(本試験では約20～50℃の昇温不足がみられた)。
- (ロ) ヒータ端部が布設される近傍の温度は低い。

試験体の概略図を図3.6.31に、温度分布を図3.6.32に示す。

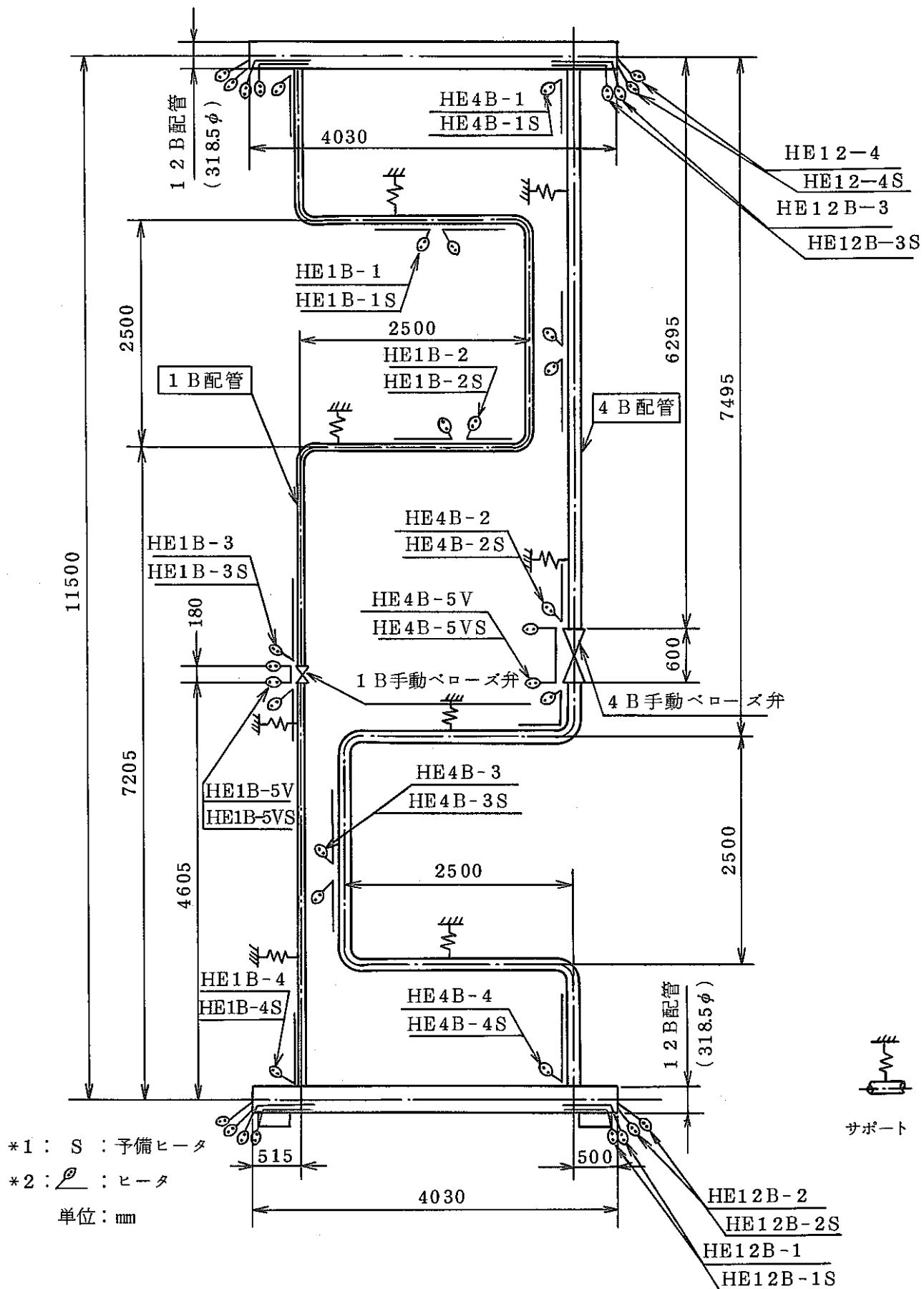


図 3.6.28 試験体 (I) 垂直配管概略図

The appearance of vertical test piping (I)

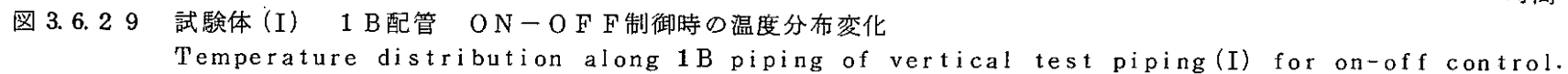


図 3.6.2 9 試験体 (I) 1B 配管 ON-OFF 制御時の温度分布変化
Temperature distribution along 1B piping of vertical test piping (I) for on-off control.

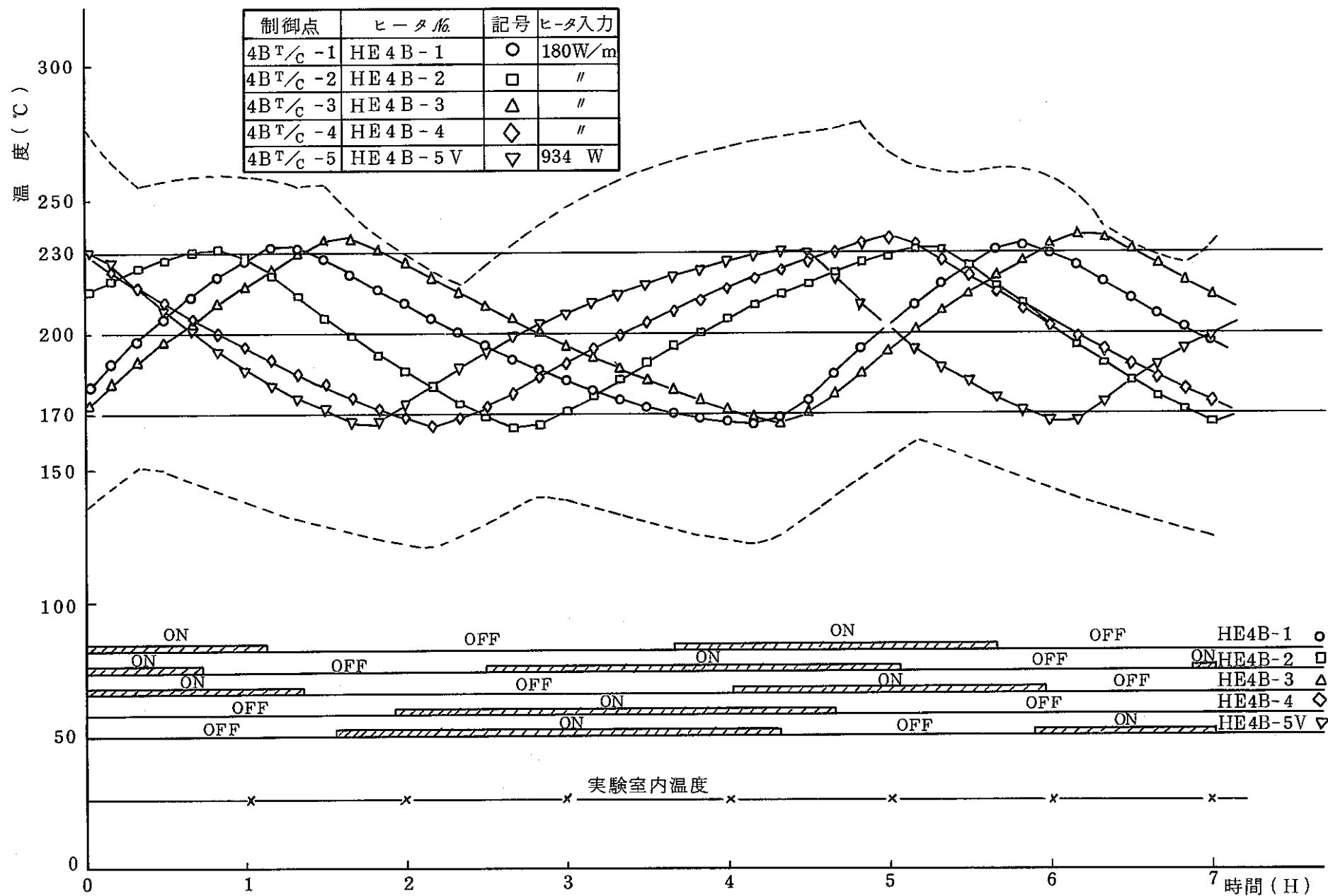


図 3.6.3.0 試験体 (I) 4B 配管 ON-OFF 制御時の温度分布変化

Temperature distribution along 4B piping of vertical test piping (I) for on-off control.

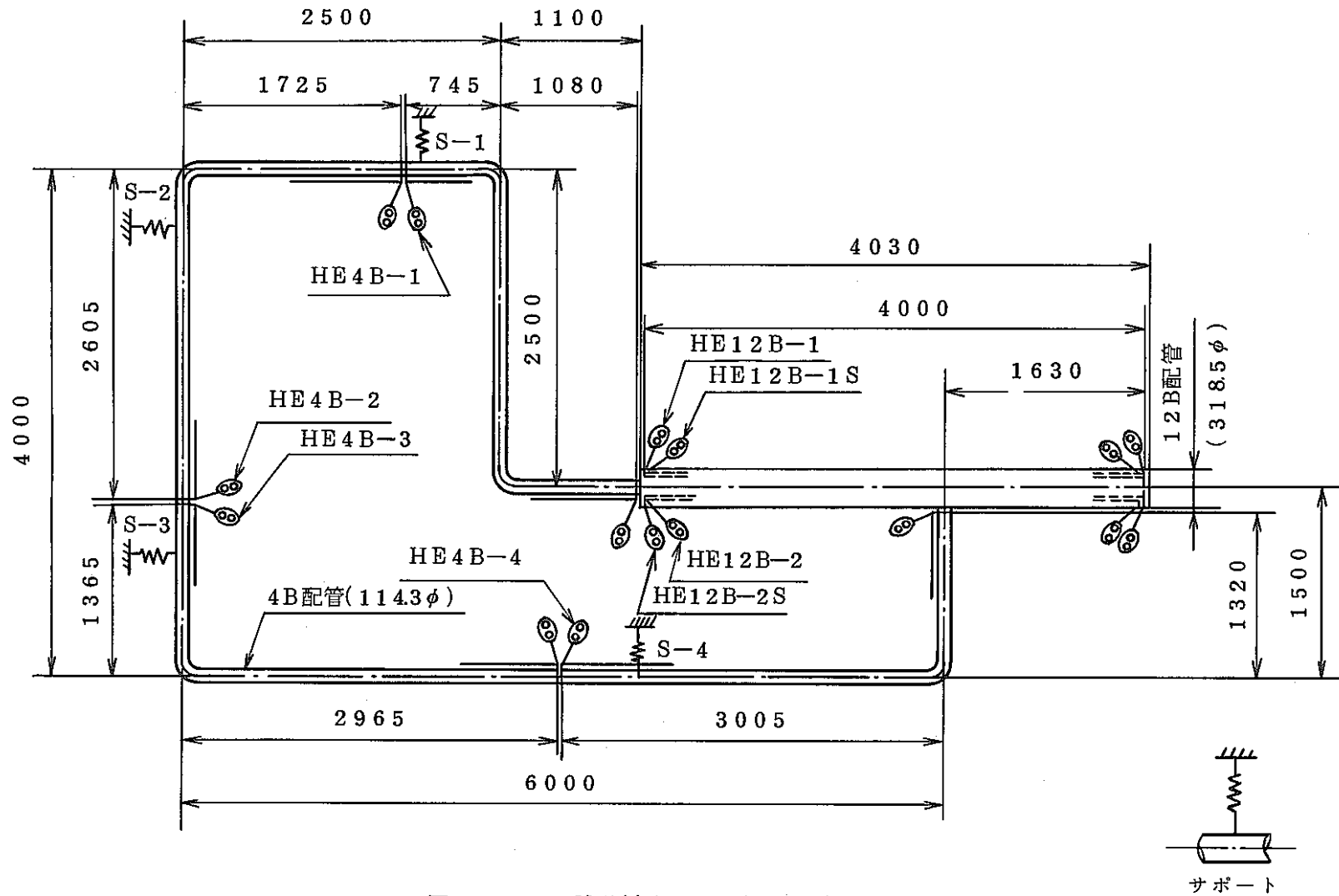


図 3.6.3 1 試験(I)水平配管概略図 (平面図)

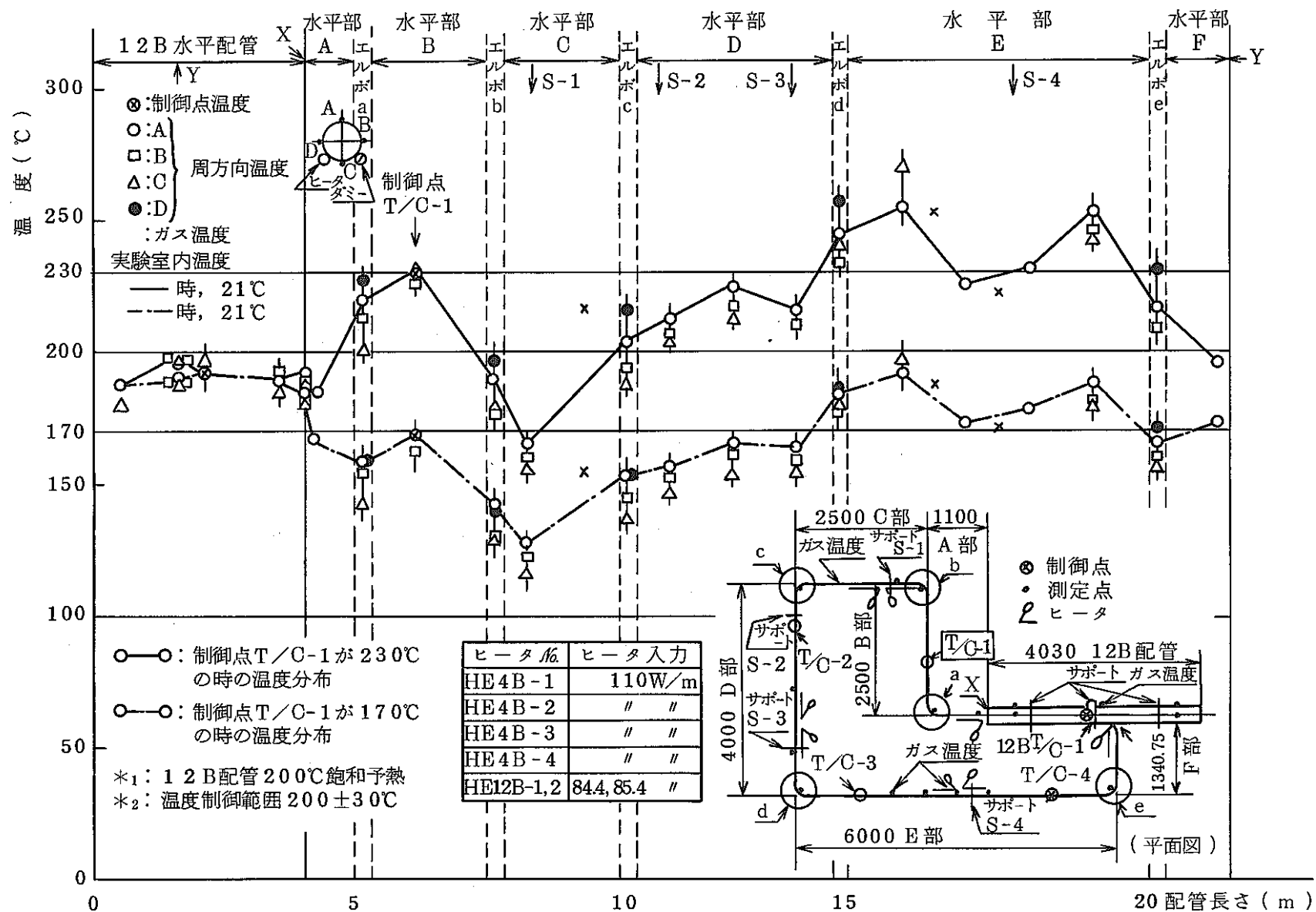


図 3.6.3.2 制御点数合理化時の温度分布 (ON-OFF 制御)
制御点 T/C-1 による 1 点制御

(8) 常陽の予熱設備⁽³⁾

実験炉“常陽”のナトリウム系予熱設備は次のように計画，使用されている。

(図 3.6.33)

適用ナトリウム系	予 熱 設 備
1 次主冷却系配管 補 助 中 間 冷 却 系 (含む I H X , 主循環ポンプ)	N ₂ ガ ス 予 熱
炉 容 器 外 部	N ₂ ガ ス 予 熱
1 次補助系，2 次系	電気ヒータ ON-OFF 式

備考 I H X の上部管板部は電気ヒータ，下部は N₂ ガス予熱
予熱目標温度は 200℃である。

炉容器近傍の予熱運転基準は下記を目安とする。

No.	objective	criteria
1	Temp. change rate of the outside of the reactor vessel	50℃/hr
2	Temp. difference of the reactor vessel and the core supporting plant	≤61℃
3	temperature of the rotating plug top surface	≤80℃
4	axial temperature difference of the rotating plug	≤50℃
5	circumferential temperature difference of the reactor vessel (at the same vertical position)	≤10℃

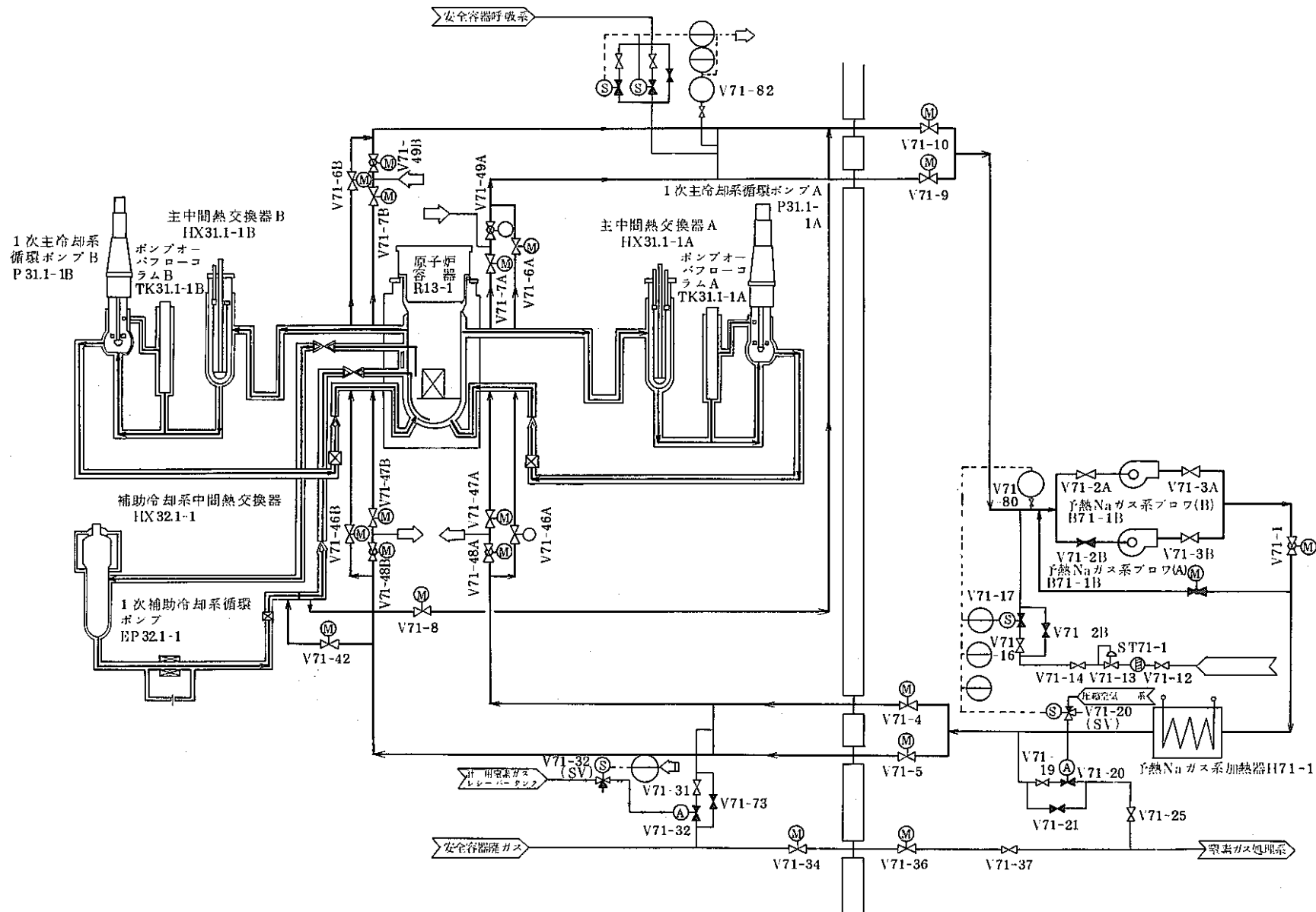


図 3.6.3 3 予熱窒素ガス系統図

(4) もんじゅの予熱設備

もんじゅのナトリウム系予熱設備は次のように計画されている。

適用ナトリウム系	予 熱 設 備
1 次系，2 次系，補助系 及びサンプリング系	電気ヒータ ON-OFF 式 又は飽和予熱式
炉容器外部（液面近傍） 及びガードベッセル外部	電気ヒータ ON-OFF 式

予熱目標温度は $200 \pm 30^{\circ}\text{C}$ である。

当初は電気式 ON-OFF 方式で設計されていたが設計合理化の為，昭和 55～56 年に見直し作業を行ない水平配管の多い 2 次主冷却系を始め，各所（機器）に飽和予熱を採用し物量を削減（熱 1/4）した。

表 3.6.2 に「もんじゅ」に於いて飽和予熱を採用した場合の物量削減を示す。なお，この数値は昭和 56 年 5 月 21 日時点のものであり，現在では合理化により機器の削減，配管の短縮等が計られたことにより，一層の物量削減が行なわれている。

この飽和予熱採用の技術的根拠は，Na 技術開発室（当時）の昭和 45 年以来的使用実績，実験炉に於ける 2 次系を主とした飽和予熱実験，小口径予熱配管実験（Na 機器室）及び SNR-300 の使用実績に拠っており，採用範囲，条件等については関係メーカーと十分な討議の上決定したものである。

炉容器近傍の予熱は原子炉容器ガードベッセルの外表面及び原子炉容器外表面（液面近傍）に電気ヒータを取付け被予熱体へ熱源を供給している。（図 3.6.34）

もんじゅの場合，ガードベッセル（以下 G/V と略す）外表面に取付けた電気ヒータで G/V を直接加熱し，原子炉容器（以下 R/V）及び内部構造物は輻射，伝導，対流により加熱される。この場合 G/V 上部フランジより上の機器は下部からの対流，伝導のみで加熱されるため昇温しにくく，かつ不均一な温度分布が発生しやすい。この不均一温度の発生要因としては，

- ① S/P の熱容量が大きい為，R/V 上部胴 く軸方向温度勾配が付きやすい。
- ② S/P の構造的非対称のための周方向温度勾配が付きやすい。

表 3.6.2 予熱保温設備一覧表

		全系統総括			(S55.5.21 現在)														
	配管機器諸元			計測制御設備						ヒータ設備					予 備				備 考 (盤面数)
	配管 B×m	弁 B× 個数	機器 寸法	制御方式	制御範 囲(℃)	制御 単位 数	制御 T/C	モニタ T/O	T/C 総数	常用 (kW)	非常用 (kW)	計 (kW)	グル ープ 数	分岐 回路	ヒータ		検出器		
															現場	遠方	現場	遠方	
(E設計)				ON-OFF	±30 200		3285	472	3757	6887	1492	8379	711	546	4341	—	645	—	(71)
飽和予熱 を採用し た合理化				ON-OFF SN (飽和制御)			1536 —	162 1105	1698 1105										
合 計							1536	1267	2803										

E設計時点における T / C 削減率

$$3757 - 2803 = 954 \text{ ケ}$$

$$\frac{3757 \text{ ケ}}{954 \text{ ケ}} \times 100 \% = 25.4 \%$$

③ 周囲放熱条件の不均一性により周方向温度勾配がつきやすい。

の3項目が考えられる。これら軸方向温度勾配，周方向温度勾配の不均一化の防止策として昇温速度等の検討も考えられるが昇温日数の制限もあることから，R/V液面近傍部に予熱ヒータを装備することとした。

このヒータは通常は用いず，周方向，軸方向温度勾配が許容値近くになった際にその緩和のために用いられる。

炉容器近傍の予熱運転基準は下記を目安とする。

- R/V，G/Vの周方向許容温度差 10℃（同一円周上において）
- R/V，炉心構造物間の許容温度差 60℃

ヒーター ブロック	名 称	ブロック数	ヒータ容量 (kW)	付 記
①②	下部振れ止め構造物部	2	5	ヒータ本数トータル 約 3 9 9 × 2 (本)  (予備ヒータ)
③④⑤⑥	鏡 板 部	4	2 5	
⑦⑧⑨	下部胴部	3	2 2	
⑩⑪⑫	上部胴部	3	1 7	
⑬⑭⑮	上部スカート部	3	3 2	
⑯⑰⑱	〃 〃	3		
⑲⑳㉑	入口ガードパイプ付根部	3	2 2	
㉒㉓㉔	〃 〃 中央部	3	1 5	
㉕㉖㉗	〃 〃 上部	3	2 2	
㉘㉙㉚	出口ガードパイプ部	3	2 2	
㉛㉜㉝	R / V , 液面近傍部	3	1 8	
	計	3 3	2 0 0	

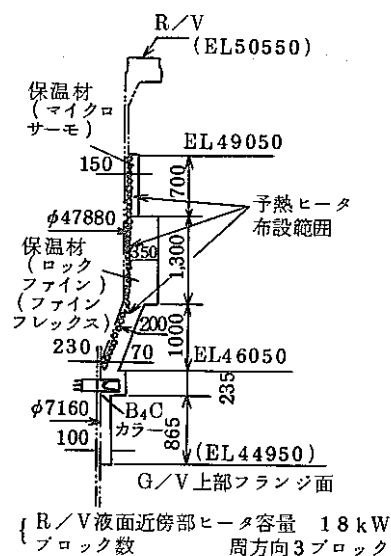
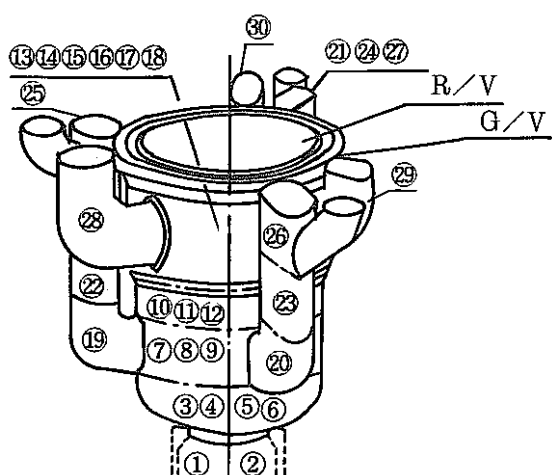


図 3.6.3 4 もんじゅ炉容器近傍予熱ヒータ

(5) 予熱保温設備設計指針

もんじゅ用に作成された上記指針の主要点を示す。

1) 概 要

本指針は、ナトリウム機器類（一部 Ar ガス系設備も含む）に関する電気ヒータ予熱設備および保温設備に関するものである。

予熱保温設備は、それを必要とする機器設備類を、指定された時間内に指定された温度に加熱し、また指定された温度範囲に保持するために設ける。

それはまた、系外への放熱量をできる限り小さくするように設計し、更に万一機器の内部 Na が凍結したような場合にも、当該機器に損傷を与えないように融解できる機能を有するように設計する。

ヒータおよび制御用計測点は、指定された方針にしたがい適切な予備を有するとともにそのメンテナンスおよび運転が容易に行なえるように設計する。すなわち、制御方式、布設密度や制御ブロック分け等は機器側が熱応力発生抑止等を考慮して決めることになるが、できる限りその容量を抑えてプラントとしての合理化を計るものとする。

なお、特殊ケースとして加熱ヒータの如きものを設備すべき機器類（コールドトラップ、ベーパートラップ等）についても原則的に本基準を適用するものとする。

ヒータ形状は、特に断らない限りシーズヒータとし、その取付方法等に関しては併設されるナトリウムリーク検出器とのかねあいを考慮し設計する。

また、制御方式に関しては設計簡素化の観点より、機器設備から許容される範囲で飽和予熱をとり入れるものとする。

2) 性能条件

① 予熱温度

150℃以上300℃以下を原則とします。ただし、下記条件を検討し、特に必要な場所については系統運用上適当な予熱温度へ変更することがある。また構造強度上、又は系統運転上制限をうける場合はその制限が優先するものとする。

1) 燃料パッドの自己融着

2) 燃料交換の作動条件

- 3) S G 特機時の給水条件
- 4) タービン暖機および起動
- 5) コールドトラップ容量および運転方式
- 6) 水漏えい事故時運用法
- 7) 予熱と加熱の併用設備（ドレン弁フリーズシール部等）

この予熱温度は制御用計測点又は監視点に於いて達成すべき目標値である。

② 予熱速度

原子炉容器は30日間、其他の機器類については14日間で150℃（周囲温度10℃）にできること。また、上昇温度時に被予熱体主要部温度差は過度につけないように制御できることを目標に設計する。

③ 溶 融

配管にフリーズシールを採用し、内部Naが凍結している時、自由液面側より順次溶融する等の手段により、機器配管等に損傷を与えぬように溶融できること。

④ 加熱再生

ベーパートラップ再生運転を行なう場合は機器側にて、その再生運転に必要なヒータ容量を見込みます。なお、それらの加熱ヒータの取扱いは原則として予熱ヒータと同等とする。

タンク類等に、初期純化運転時の放熱量補償用としてのヒータを取付ける場合もこれらについては原則として形状・取扱いとも予熱ヒータと同等にあつかうこと。

⑤ 保温設備

保温設備は、雰囲気温度が40℃、内部流体温度が運転温度時にその保温材外表面が55℃以下になるように設計する。

また、保温材外表面は強制冷却しない設計とし、通常使用時に有害なガスを発生しない材料を使用する。

⑥ 設計耐用年数

30年とする。これは全部品が30年の寿命を持つという意味ではありません。

すなわち、30年の期間中に取替えや修理を要するものがあったとしてもよいが、

これらは、十分な多様性を持つか、又は容易に交換可能な構造とし、プラントの稼働率を下げることをしないよう設計する。

3) 容量算定条件

① 予熱ヒータ容量

(i) ON-OFF制御の場合

周囲温度 30℃，到達温度を 200℃とする。

但し，予熱速度は 2-(2)に示す速度とする。

(ii) 飽和予熱の場合

周囲温度 55℃，到達温度を 200℃とする。

但し，予熱速度は 2-(2)に示す速度以上とする。

飽和予熱算定の目安は次の通りである。

(a) 周囲温度 55℃で 200℃程度

周囲温度 10℃で 155℃程度

(b) ヒータ余裕を 20%考慮すると，

周囲温度 55℃で 230℃程度

周囲温度 10℃で 185℃程度

におさまると予想される。

(c) 垂直管部でホットスポットとして $\Delta T = 100^\circ\text{C}$ の上昇を許容する。

従って，

周囲温度 55℃で max 330℃

周囲温度 10℃で max 285℃

(f) 共通事項

予熱ヒータ容量は，空容器状態で計算します。予熱ヒータ容量の余裕は，あくまで伝熱計算や熱容量に関する余裕を適切にとるものとし，供給電源側の変動等，電源側に関する余裕は含めないこと。

但し，初期純化におけるコールドトラップ除熱の温度補償をする必要のある場合や，SG水リーク事故時の緊急ドレンライン及びダンプタンク等については，それぞれに必要な温度，予熱速度を満足するよう設計すること。

② 放 熱 量

室内放散熱量算定基準 (MJ-314) にしたがうこと。また、周囲雰囲気温度は換気空調設計条件一覧表 (MJ-315) にしたがうこと。

③ 制御ブロック数

予熱制御設備設計指針 (MJ-313) にしたがうこと。

制御ブロック数は予熱温度制御運転時に、被予熱機器側が過大な温度差を発生しないよう考慮して決定すること。

また、制御用計測点は制御ブロック内の機器温度の代表的な点を選定すること。

(EX, 最低温度部)

④ 制御用計測点及びモニタ点

(1) ON-OFF 制御の場合は、" 制御ブロック数 " に準ずる。

制御用計測点および制御ブロック数削減のため、できるだけ 3 相デルタ結線を採用し、必要に応じ制御用計測点 (制御用予熱温度検出端) 以外にモニタ点を設けて、ヒータ断線や異常温度変化の監視を行なうことができるものとする。

(2) 飽和制御の場合は、制御点をなくし、モニタ点により運転時または定検時に監視を行なうものとする。

4) 予熱ヒータ電源区分

予熱ヒータ電源は、原則として常用電源とする。ただし、次の事項に該当する設備に関しては、非常用電源を用いる。

① 数時間の停電で内部 Na が凍結するおそれのある機器設備。ただし、配管に関しては 4 B 管以下でしかも内部 Na が停止するような箇所。

② 特に放熱量の多い設備で(1)以外のもの、又は箇所。

③ 予熱ヒータ設備により内部 Na 温度をコントロールする必要がある機器設備で、数時間の停電に耐えぬもの。

④ その他 (設備の特殊性により必要となるもの)

5) 予備品設置条件

① 予熱ヒータ予備

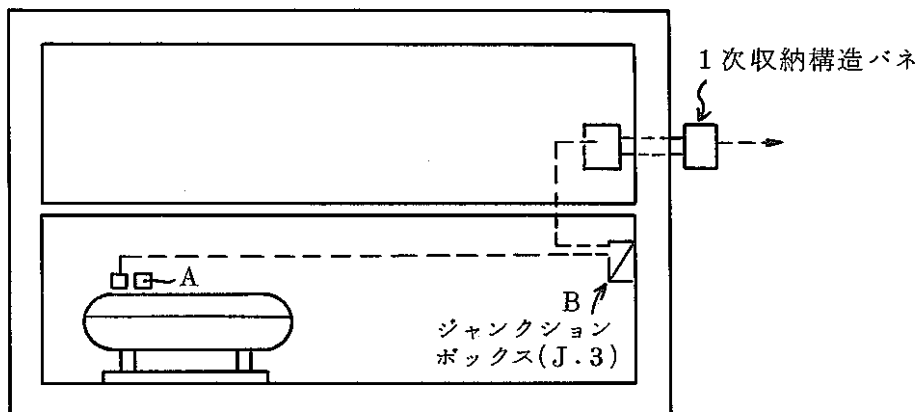
予備ヒータの布設場所は極力少なくするものとするが、次の箇所には、原

則として予備を設ける。

- (イ) 1次Naを包含する設備。(除く, 1次補助ナトリウム系)
- (ロ) ヒータ故障により, そのまま運転すれば内部Naが固化するような設備等, 原則として非常用電源に接続されている設備, ただし, 内部Naが常時循環しているような系統は除く。
- (ハ) ヒータの交換がプラント稼働率を下げるおそれのある設備。すなわち, ヒータ交換が極めて手数のかかるような設備。

予備ヒータの設置場所は, 機器側にて検討するものとし, この際, 上記原則論をベースとして工学的判断により最終決定する。

予備ヒータの結線については下図のごとくA, B, Cにカテゴリー分けを行なうものとする。



1次主冷却系室の例

② サーモカップル予備

サーモカップル(制御用計測点, モニタ点)の予備の考え方も基本的には, ヒータ予備の考え方と同様とする。

6) 設備設計上の留意事項

① 予熱設備

- (イ) 予熱ヒータ通電のまま, 制御不能となっても被予熱体に損傷を与えないようにヒータ容量を算出すること。
- (ロ) 安全上重要な設備については, 予熱ヒータと機器は直接接触しないように配慮すること。安全上重要な設備としては原子炉冷却材バウンダリ, カ

バーガス等のバウンダリ及び2次主冷却系並びに補助冷却設備，メンテナンス冷却系が該当するものとする。

(イ) 予熱保温設備は地震時にも剝離又は落下などによりその系統の機能を損なわないよう設計すること。

(ロ) 支持具類は，ISIの容易性を考慮して取付けること。

(ハ) 仮設の予熱設備の設計は必ずしも本指針による必要はない。

(ニ) その他

(a) ヒータ口出部は原則として吸湿防止策を講じたものとする。

雰囲気状態から吸湿の可能性が少ない場合はこの限りではない。

(b) ISI対象の機器，配管類のヒータ布設については溶接線の位置を考慮すること。

(c) 予熱ヒータの制御用サーモカップルの取付，ヒータと電源の接続部の取付は機器重要度に応じて確実な施工となるよう配慮すること。例えば，接続端子のネジ部結合部には廻り止めワッシャの設置等を実施するなど。

(d) 予熱制御設備の故障により予熱ヒータがOFF状態のままになり，Na配管のスタグナント部のNaがフリーズする箇所の対策はNaの再溶解で配管等が破損しないようにNa溶融側又はガス空間側から順に溶解できるようなヒータ分割制御を考慮したヒータ分布とする。但しこのヒータ分割制御は故障時の現場処理で対処する。

(e) Na計装配管の予熱は，母管からの熱伝導を利用し予熱ヒータ制御なしになるように計装配管長さと保温を考慮することを原則とする。

② 飽和予熱の適用範囲について

(イ) 飽和予熱の適用範囲

(a) Arガス系の配管

(b) 低温配管

(c) 使用頻度の極めて低い配管（Na供給設備）

(d) 水平配管が主たるループ（2次冷却系等）

(e) 構造強度上比較的大きな温度差を許容される機器，配管

(ロ) 飽和予熱の適用を避けるべき範囲

- (a) 構造強度上温度差を制限される機器，配管
(S/G, A/C, R/V, IHX, ポンプ等)
- (b) 加熱，特殊な予熱が必要となる機器，配管
(S/GNa - 水反応時ホットドレンに必要な部分, C/T, V/T 再生)
- (c) 精度の高い温度制御が要求される機器，配管
(V/T)
- (d) 配管，機器との協調が必要な弁類
- (e) 放熱特性が各年的に変化し制御が必要となる機器，配管
その他飽和予熱採用上メリットのない機器，配管

③ 保温設備

- (i) 保温施工範囲は，原則として使用温度が 55℃以上となる部分とする。
- (ii) 保温材，保温構造の設計に於ては，次の点に留意すること。
 - 耐 熱 性
 - ナトリウムとの低反応性
 - 構造材に対する低腐蝕性
 - 施工性，保守性
 - 経済性
 - Na 漏洩検出系との共存性なお，メンテナンス等で必要な場合は金属積層板式保温材の使用も可とする。
- (iv) 保温材のパッケージ化は，次の原則で進めること。
 - (a) プラント運用上，パッケージ型保温材を取付けねば支障をきたす場所には，パッケージ型保温材を取付けること。
 - (b) 1 次 Na を含む設備に於いて，保温材の脱着を比較的高頻度で行なうと予想される箇所にはパッケージ型保温材を取付けること。
 - (c) パッケージ型保温材を取付けることが経済的であると判断される箇所には，パッケージ型保温材を取付けること。
- (v) パッケージ型保温材は，次の点を考慮して設計すること。
 - (a) 作業スペースを考えた大きさであること。
 - (b) 放熱量は，其他の保温構造と同じ程度であること。

3.6.4 今後の課題

予熱ヒータの開発段階における問題点等は 8.3.3. 2) に記述した通りであるが，軽水炉には装備されていなく且つ建設時において機器設備費の約 1.5 % を占めると思

われる予熱ヒータ系を今後の実証化段階では更に検討しなければならないが、以下今後の課題としては；

(1) 予熱制御設備

1) 飽和予熱方式

表 3. 6. 1 でも明確な如く ON-OFF 式に比し、計測点は少なくケーブルはもとよりペネトレーション、制御盤等を著るしく減少出来経済的であることがわかるが、設備的には新しく従って、今後新設するループは出来るだけ飽和予熱方式（電圧一定，無制御，モニターのみ）を採用し，データと実績を積み重ねる事が大切である。

特に

① 被予熱の特性に合わせてヒータ布設密度を変える。

② 保温施工法の工夫

等の検討も併せて重要となる。

2) 自己制御型予熱ヒータの開発

実証化段階の 1 次主冷却系及び 2 次主冷却系配管は 4 2 B および 3 6 B 等と考えられ大径管の飽和予熱方式も未知であるが更に効果的であろうと思われる自己制御型予熱ヒータの概念を述べる。

即ち，図 3. 6. 3 5 に示す如く温度が上昇すると電気抵抗が増加する半導体技術を利用する事にある。

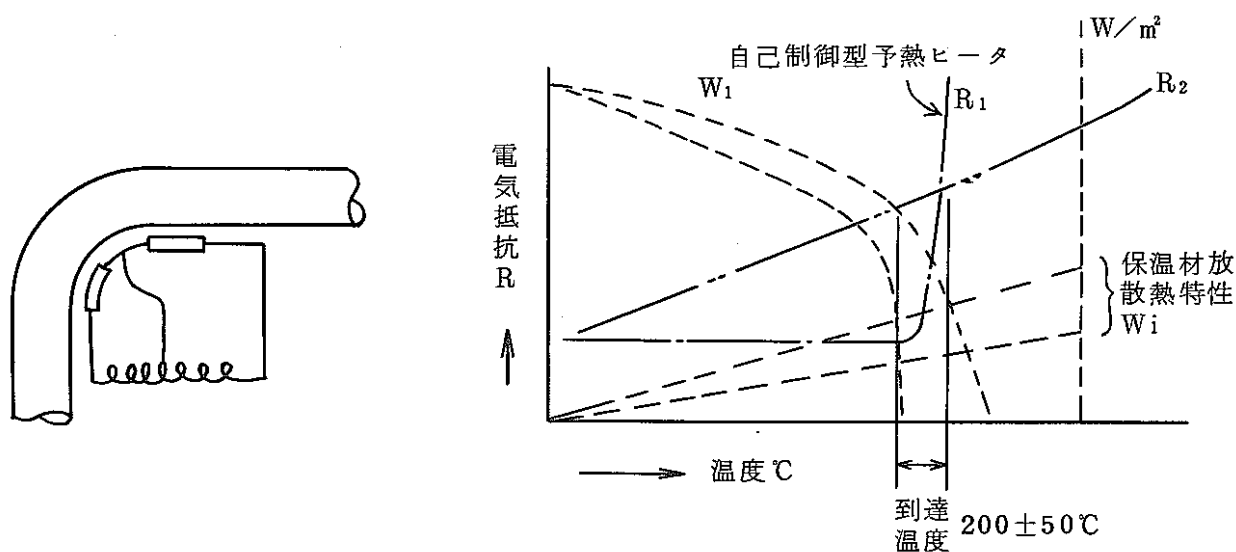


図 3. 6. 3 5 自己制御型予熱ヒータの概念

図において R_1 曲線は、或る温度（ここではわかりやすくするため $200 \pm 50^\circ\text{C}$ と仮定しているが）に達すると電気抵抗が急速に上昇する素材の特性（Positive temperature control）を利用する事によりこの領域で自己温度制御させようとするものである。なお R_2 は一般的金属材料の特性であり従って温度制御器が必要となる。

上記技術は現在は概念段階であり、実証化段階における予熱ヒータの合理化（案）として考える必要がある。

3) ファインセラミックスを用いた温度制御

現在熱電対に替えてファインセラミックスを用いた温度制御が考えられているが、実証化段階における合理化（案）として考える必要がある。これは図3.6.36に示すようにセラミックスをヒータと直列に接続することにより、ヒータの入力を制御し温度制御を行う。また、セラミックスと抵抗（ヒータ抵抗の10倍程度）を並列に接続しているので、ヒータの断線を容易に検出できる。

利点としては次のことが上られる。

- ① 温度測定器、ケーブル等を不要にし、経済的に安くなるのでプラントコストが下がる。
- ② 温度測定器等の点検が不要になる。

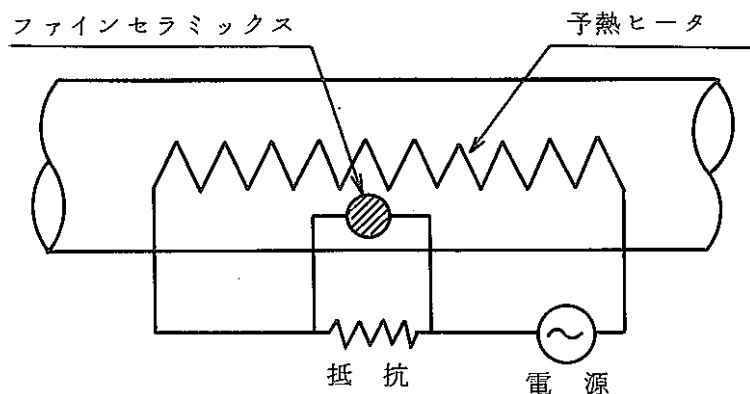


図 3. 6. 3 6

(2) 保温施工等

1) 保 温 材

保温材も経済性等を考慮すれば、環境に適した選択が必要と思われる。これは最内層部は、耐熱性、Naとの低反応性、Na漏洩検出器との共存性および低腐触性が要求されるが、外層部へゆくほどこれらの必要性は薄くなる。従ってこれらを考慮した保温材を選択することにより経済的な施工が可能となる。

2) 地震対策

地震による保温外装板の剥がれ、また保温材の脱落等に対して健全かをチェックする必要がある。これは原子力施設に大きな地震が加わると、施設は自動的に停止され崩壊熱除去運転状態となる。もしこの時、保温材の脱落などが至る所で発生すれば配管等の冷却速度が早まり、Naの冷却が促進され循環がストップしてしまう恐れがある。従ってこれらを防止する意味でも、地震に対する安全性を実証する試験等が必要である。

<参考文献>

1. 高速増殖炉 三木良平著 日刊工業新聞社 昭和47年
2. FFTF Preheating System. W. J. Mcshane, H. L. Pringle
U. S./Japanese Specialists meeting in plant System Design.
Japan April 14-18, 1980
3. 「常陽」系統設備機器詳細資料 SMD-50, 1981, 9
4. The preheating test of the primary cooling system of Joyo and
the circumferential temperature distribution of the reactor
vessel prepared for experts meeting in KNK-2/Joyo information
exchange. M. Tamura, S. Ishiyama 1977-11
5. 「常陽」総合機能試験報告書 田村他
6. 海外出張報告書(英国, 西独, 仏国), 電気計装設備および運転保修に関する情報交
換討論 1980, 5
7. もんじゅE設計「原子炉構造予熱保温設備の予熱法について」三菱重工技術資料
MP-DE377 56, 6
8. Electric Preheat Control System Design for the FFTF and the
CRBRP by J. S. Lee and K. O. Jacoluy, Japan/U. S. A Instrumentation
and Control Special Meeting, Tokyo 1980, 4
9. ナトリウムループ用ヒータ 大同産業㈱著 昭和46年11月 DTR-20101
10. PNC N941 81-196. 高速増殖炉の予熱設備の合理化に対する検討
1981, 10
11. PNC SN241 83-11. 大型高速増殖炉用試験施設の検討(I) COSTAR計画
1983, 5
12. PNC SN941 81-11. 小口径配管予熱試験(I) 垂直配管 1981, 1
13. PNC SN941 81-162. 小口径配管予熱試験(II) 水平配管 1981, 8
14. PNC SN941 80-136. ガードベッセル予熱法の開発, 誘導加熱によるガードベ
ッセル予熱試験 1980, 9
15. 高速実験炉「常陽」二次冷却系予熱試験結果

(付録) 運転条件，稼働率の検討

1. 原子炉出口温度の選定

1.1 概 要	4 4 4
1.2 原子炉出口温度を制限する要素	4 4 4
1.3 プラントコスト最適化の検討	4 4 4
1.3.1 検討方針	4 4 5
1.3.2 冷却系ヒートバランスのパラメトリックサーベイ	4 4 6
1.3.3 プラント物量評価	4 5 1
1.3.4 プラント健全性の評価	4 5 4
1.3.5 ま と め	4 5 6

1.1 概 要

発電用原子炉の熱効率は、原子炉出口温度が高くなるほど良くなってくる。しかし、熱効率 up を求めて出口温度を高くしていくと、一方において、機器、計器上の設計上及び製作上の困難さと運転後のメンテナンスの難かしさ、さらに機器、計器の耐用年数から cost up を生じる。プラントの健全性、信頼性向上にも、より多大なエネルギーを要することになる。

出口温度を低くした場合には設計、製作及び信頼性等からプラントの作りやすさからはメリットがあるが熱効率が悪くなる為、設備増大となり cost up となってくる。

原子炉出口温度が定まれば、原子炉入口温度、2次系水蒸気系などについて機器製作とプラント熱効率のバランスからその出口温度条件下での最適化が計れる。原子炉出口温度が高すぎても低すぎても cost 最適化値は高くなっていくので、プラントの健全性、信頼性 cost を考えてプラントとしての最適化を計る必要がある。本章では原子炉出口温度の高温側制限となる要素を検討し、さらに cost 最適化値が低くなるような出口温度条件を調べる。

1.2 原子炉出口温度を制限する要素

原子炉出口温度を制限する要素としては、設計、製作の難かしさによるものと、物量増大によるものがある。炉心、機器側からは設計、製作上の難かしさが主であり、配管系、遮蔽側から見れば、物量増大が主な制限である。

炉心側からの温度制限要素としては、燃料集合体の健全性を保つことから、ヒートフラックス、冷却材量流速、スウェリング等より制限される。

機器側からの温度制限は高温、熱過渡による構造設計の難かしさが増す事と、動的機器においては性能保障が難かしくなる事による。

配管系側からは構造設計上引き廻しが長くなり物量の増大が著しくなること及び付属サポートの性能保障もある。

遮蔽側からは、一次系の FP・CP の増加により物量が増大することにある。

1.3 プラントコスト最適化の検討

原子炉出口温度が定まれば、その条件下での入口温度 2 次系、水・蒸気系を含めて最適条件を決めれる。さらに、各原子炉出口温度での最適コストが最低となる条件を見出すことができる。

現状技術レベルでの内外の原型炉と実証炉の設計例を参考として検討しているもの

を以下に示す。

1.3.1 検討方針

(1) 検討目的

原子炉出口及び出入口温度差を変化させ、プラント総物量の低減と構造健全性の面から検討・評価する。

(2) 基本検討方針と検討手順

以下に示す基本方針と基本検討手順にもとづき検討・評価を実施する。

- (a) 原子炉出入口温度の選定……表 1-1 に示す内外の原型炉と実証炉の設計例を参考にし、原子炉出口温度を 550℃、530℃、500℃及び 470℃とし、原子炉出入口温度差は 170℃、145℃及び 130℃とする。

また、検討する総ケース数は 9 ケースとし、図 1-1 に示す熱的限界線から大きく外れるケースは除き、原子炉出口温度を 470℃とするケースは冷却系コストが大きくなるものと予測されるので 1 ケースのみとする。以上の考えにもとづき検討する原子炉出口温度と出入口温度差の組合せは表 1-2 に示す 9 ケースとする。

- (b) 水蒸気系条件の設定……上記の 9 ケースに適合する水蒸気系条件（給水温度、蒸気温度・圧力、熱効率）は、過熱サイクルとし、現仕様をベースにし、以下の考えにもとづき設定する。

- 給水温度……物量化比較の為、給水温度は現仕様の 240℃にて一定とする。但し、原子炉出口温度が 470℃の場合は、ヒート・バランスの成立性を考えて、給水温度を 220℃に下げる。
- 蒸気温度……表 1-1 に示す内外の設計側では原子炉出口温度と蒸気温度の差はほぼ 50℃となっている。そこで、一部（47℃）を除き、蒸気温度はこの温度差が 50℃となるように設定する。
- 蒸気圧力……蒸気圧力は過熱貫流サイクルに適合し、タービンが湿分分離器なしで最終段翼の湿り度上問題のない範囲から選定する。また、物量化比較の為、蒸気圧力は 127atg にて一定とする。
- 熱効率……蒸気条件の並化に伴う熱効率の変更は現設計の 40.01% を基準にして算出する。

- (c) ヒート・バランス計算……(a)～(b)に示した 1 次系及び水蒸気系条件下にお

いて、2次系のホット／コールド・レグ温度を変えたヒート・バランス計算を実施し、2次系流量、IHXとSGの伝熱面積を算出する。また、1～2次系ポンプの揚程、配管長も併せて算出する。

- (d) コスト評価と冷却系の最適化……9ケースの最適な冷却系設計条件は、(c)におけるパラメトリック・サーベイ計算結果を用いて、冷却系コストを最小とするように決定する。ここで、冷却系コストを用いて最適化を行なうのは、全資本費の中で原子炉出入口温度の影響を大きく受けるのはNSSS(Nuclear Steam Supply Systems)コストであり、このNSSSコストの中で、原子炉出入口温度の直接的な影響を受けるのは冷却系コストであるからである。冷却系コストは下記の機器と設備について合計し、現仕様における値を1.0とする相対値にて比較する。

- 1～2次主循環ポンプ
- 1～2次系配管
- IHX
- SG
- その他の1～2次冷却系設備

- (e) プラント物量と健全性評価……各9ケース間のプラント物量を健全性の比較検討は以下のように実施する。

- プラント物量……冷却系コストと1次系主配管引廻しの違いから生じるC/V径の差を評価する。
- プラント健全性……CPの生成量の違いから生じるブラン保修性及び燃料の健全性の面から評価する。

(3) 検討ケース

上記の検討を行なう9ケースの原子炉出口温度と出入口温度差を表1-2及び図1-1に示す。

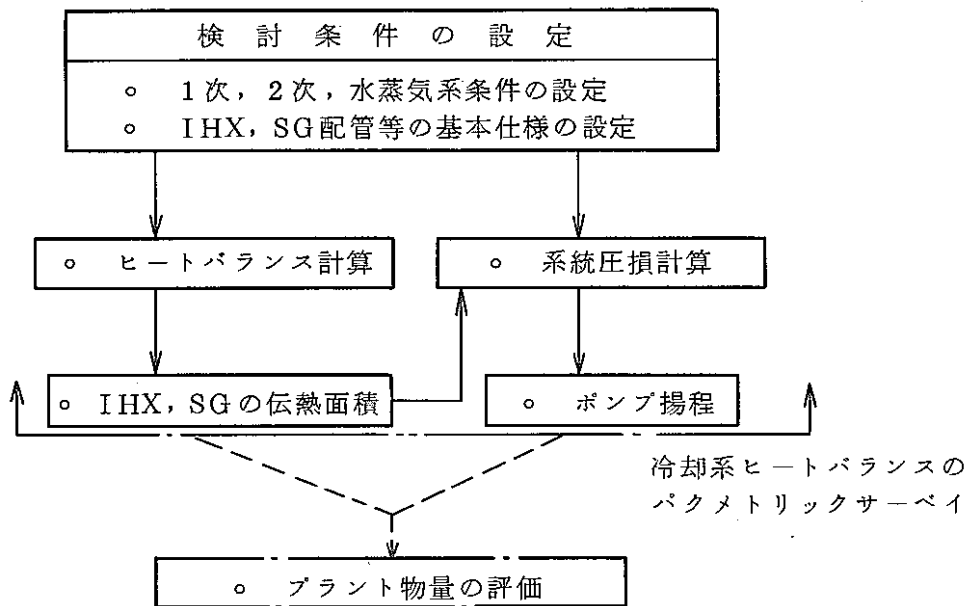
また、対応する各ケースの水蒸気系条件は表1-1に示されている。

1.3.2 冷却系ヒートバランスのパラメトリックサーベイ

(1) 検討方法

(a) 検討手順、範囲

冷却系ヒートバランスのパラメトリックサーベイ検討手順範囲を示す。



冷却系ヒートバランスのパラメトリックサーベイの検検手順・範囲

(b) 検討条件の設定

(i) 1次主冷却系条件の設定

原子炉出入口温度は, 1.3.1.-(3)検討ケースに示される値を用いる。

(ii) 2次主冷却系条件の設定

(イ) ホットレグ温度は, 1次主冷却系ホットレグ温度との差により設定し,

25℃を中心に15℃と, 40℃についてパラメータサーベイする。

(ロ) ホットレグ/コールドレグ温度差は, 180℃を中心に, 140℃から

220℃までを20℃ごとにパラメータサーベイしている。

(iii) 水蒸気系条件の設定

(イ) 水蒸気系の条件は, 原子炉出口温度に対して次の如く設定する。

水 蒸 気 系 条 件

	原 子 炉 出 口 温 度 (℃)			
	550	530	500	470
タービン入口 圧力 (kg/cm ² G)	127	127	127	127
タービン入口 温度 (℃)	500	483	450	400
蒸発器出口温度 (℃)	飽和温度 +30	飽和温度 +30	飽和温度 +30	飽和温度 +30
蒸発器出口温度 (℃)	240	240	240	220

(ロ) 流動方式は，分離貫流方式とする。

(Ⅳ) IHX，SG，配管等の基本仕様の設定

(イ) IHX伝熱管本数は，2次主冷系ホットレグ/コールドレグ温度差に対して下記の如く設定して，各ヒートバランスにおいて伝熱管内流速をほぼ一定とする。

IHX伝熱管本数

2次主冷却系 HL/CL温度差	140℃	160℃	180℃	200℃	220℃
伝熱管本数	6290本	5500本	4890本	4400本	4000本
外部シュラウド 内径	4.08m	3.83m	3.63m	3.46m	3.31m

(ロ) 過熱器出口における蒸気側体積流量は，各ヒートバランスにおいてほぼ一定であるので，伝熱管本数は一定とする。(517本)

(ハ) 1次，2次主冷却系配管口径は，ホットレグ/コールドレグ温度差に対して次の如く設定して，各ヒートバランスにおいて流速をほぼ一定とする。

1 次，2 次主冷却系配管口径

	1 次 主 冷 却 系			2 次 主 冷 却 系				
HL/CL 温 度 差	130℃	145℃	170℃	140℃	160℃	180℃	200℃	220℃
配 管 口 径 (HL/CL)	44B / 40B	42B / 38B	38B / 34B	40B / 40B	38B / 38B	36B / 36B	34B / 34B	34B / 34B

(二) その他上記以外の基本仕様は，下記設計フェーズのものをベースとする。

原子炉容器 }
IHX } : 第 2 次概念設計(I)

SG : 第 1 次概念設計(III)

配管引き廻し: " (I)

(2) 検討結果

ヒートバランス計算結果を図 1-2 (1/5)～(5/5)に示す。また，系統圧損の計算結果を図 1-3 に示す。

(a) 総伝熱面積に対する 1 次主冷却系条件の影響

以下，2 次主冷却系・水蒸気系条件は固定する。

1 次主冷却系ホットレグ温度あるいはコールドレグ温度を高くすると，IHX，SG 各々の伝面には下記(i)～(iii)の影響が現われるが，(i)は(ii)に比べ影響が小さいため，総伝熱面積は小さくなる。(図 1-2 (4/5) (5/5))

(i) 1 次主冷却系ホットレグ・コールド温度の変化に伴い 1 次主冷却系流量が変化するため，IHX の熱貫流率が変わり，IHX の伝熱面積が増大あるいは減少する。

(ii) IHX の対数平均温度差が大きくなるため IHX 伝熱面積は減少する。

(iii) 2 次主冷却系条件を固定しているため，SG の面積は変わらない。

(b) 総伝熱面積に対する 2 次主冷却系条件の影響

以下，1 次主冷却系水蒸気系条件は固定する。

(i) 2 次主冷却系コールドレグ温度の影響

2 次主冷却系ホットレグ温度を固定し，コールドレグ温度を 2 次主冷却

系流量とともに変化させるとあるコールドレグ温度で総伝熱面積は最小になる。これは流量変化に伴う IHX, SG の熱貫流率の影響は小さいためコールドレグ温度の変化, 即ち IHX, SG の対数平均温度差の変化に伴い各機器の伝熱面積の一方が単調減少, 他方が単調増加するためである。

なお, 総伝熱面積が最小となるコールドレグ温度は, ほぼ各機器の対数平均温度差の逆数の和が最小な点に現れる。

(ii) 2 次主冷却系ホットレグ温度の影響

2 次主冷却系ホットレグ温度各々に対し, 総伝熱面積が最小になるコールドレグ温度が存在するが, この中で最も総伝熱面積が最小になるのは IHX, SG 各々の対数平均温度差の逆数の和が最も小さくなるケースである。この場合, 2 次主冷却系ホットレグ温度は 1 次主冷却系ホットレグ温度と SH 出口温度のほぼ中間値を示し今回の計算ケースに当てはめると, 1 次主冷却系・2 次主冷却系ホットレグ温度差が約 25℃ の場合である。
(図 1-2 (1/5) ~ (5/5))

(c) 1 次主冷却系圧損については以下のことが言える。(図 II-2.5-3)

(i) 炉心・炉内構造物の圧損は流量依存性を示し, 流量が増えると圧損も増大する。

(ii) 配管の圧損は, 1 次主冷却系ホットレグ・コールドレグ温度差に対し管内流速がほぼ一定となる様, 配管口径を設定しているので, 各ケースに対してほぼ一定となっている。

(iii) IHX の圧損は伝熱管の本数伝熱面積及び流量に影響されるが, これらの振れ幅が圧損に与える影響は軽微である。これは伝熱管部の圧損は, もともと小さく, また大きな圧損割合を占めるノズル部は, ノズル内流速が一定となるようにノズル径を設定しているため, 圧損が変わらないからである。

(iv) 1 次主冷却系系統圧損は, 炉心・炉内構造物の圧損が系統圧損全体の 70~80% を占めている。また, 上記(i)~(iii)の理由により, 温度差が小さくなると, 即ち流量が増大すると, 圧損は大きくなる。

(d) 2 次主冷却系圧損については以下のことが言える。(図 II-2.5-3)

(i) 配管の圧損は, 2 次主冷却系ホットレグ・コールドレグ温度差に対し管

内流速がほぼ一定となる様配管口径を選定したが、完全に流速一定となる管口径を選定することができなかったため、圧損に差が現われている。

(ii) I H X の圧損は管内流速がほぼ一定となるよう管本数を設定しているため、圧損は伝熱面積のみに影響されるがこの影響も軽微である。

(iii) S G の伝熱面積が S G 圧損に与える影響は小さい。又、S G 圧損は 2 次主冷却系ホットレグ・コールドレグ温度差に影響され温度差が小さくなると、即ち流量が増大すると、圧損は大きくなる。

(iv) 以上(i)～(iii)の理由により、1 次主冷却系ほど顕著ではないが、2 次主冷却系系統圧損も 2 次主冷却系ホットレグ・コールドレグ温度差に依存し、温度差が小さくなると、即ち流量が増大すると、圧損は大きくなる。

1.3.3 プラント物量評価

検討の対象とした 9 ケースの原子炉出／入口温度に対する冷却系としての最適な条件の決定と、各ケース間のプラント物量の比較は資本費を尺度に行なった。

資本費はNSSS (Nuclear Steam Supply Systems)とBOP (Balance of Plant) コストに大別される。この内、原子炉出／入口温度の変化に大きく影響されるのは一般に全資本費の 40～60%を占めるといわれるNSSSコストである。このNSSSコストの中で特に影響の大きいのはNSSSコストの 40～50%程度を占める冷却系コストである。

そこで、9 ケースの冷却系の最適化とプラントの物量比較は、まず、冷却系コストを用いて行なう。BOP 関連の物量については、1 次系主配管の引廻しの違いから生じる格納容器内の物量の変動を評価する。

以下にそれぞれの評価手順と評価結果を記す。

(1) 冷却系物量評価

上記のように冷却系物量は冷却系コストに換算して評価する。

(a) 冷却系コスト評価方法

冷却系コストは下記の手順にもとづき、現設計のコストを 1.0 とする相対値を評価する。

(i) コスト割合の算出……まず、全資本費に占める各系統機器・設備のコスト割合を算出する。この時に開いたコスト・データは、実証炉に比較的近

い設計仕様を持つWHのPLBRの値^{(1)~(3)}をベースにし、設計上の判断を加え、実証炉相等となるように設計仕様の違いを補正したものである。この補正の考え方は以下の通りである。

- ポンプ……ポンプのコストは軸動力の0.6乗に比例するものとする。
- IHX, SG……これらのコストは伝熱面積の0.75乗に比例するものとする。
- 配管, 原子炉構造物……これらのコストは重量に比例するものとする。
- 建物, 構築物……これらのコストは占有容積に比例するものとする。

(ii) 相対コストの算出……各温度条件における相対コストは次式にもとづき算出される。

$$\text{相対コスト} = \sum_{\ell=1}^n \left(\frac{\text{ある温度条件の}\ell\text{のコスト}}{\text{基準温度条件の}\ell\text{のコスト}} \right) \cdot (\ell\text{のコスト割合})$$

ここで

n : 冷却系コストを構成する機器・設備の数。

ℓ : 冷却系を構成する機器・設備であり、次のように分けて評価する。

- 1次主ポンプ (含, 駆動部)
- 2次 //
- 1次主配管 (含, ハンガー, スナッバー, エルボー)
- 2次主配管 (含, ハンガー, スナッバー, エルボー)
- IHX
- SG (EV, SHおよび関連設備)
- その他の1次冷却系設備
- その他の2次 //

(b) 冷却系コスト評価結果

(i) コスト割合……全資本費に占める各系統機器・設備の割合をグラフで示すと図1-4のようになる。この図に示されているようにNSSSのコストは全資本費の約40%を占め、今回の評価対象とした主冷却系設備のコストはNSSSコストの約45%を占める。

(ii) 冷却系の最適化……冷却系ヒート・バランスのパラメトリック・サーベ

イの結果を用いて、冷却系コストを全ケースについて算出した。冷却系コストと2次系ホット／コールド・レグ温度差の関係を代表的な例として、図1-5に示す。

この図からわかるように、2次系のホット／コールド・レグ温度差が160℃以下となるとIHXのコストが、また、200℃以上ではSGのコストが急上昇する。冷却系コストはIHXとSGが支配的であり、どのケースでも2次系のホット／コールド・レグの温度差は180±20℃近傍で最小値を取る。

検討した9ケースについて、冷却系コストが最小となる条件を選ぶと図1-6に示されている結果になる。

- (iii) 冷却系コスト……9ケースの冷却系相対コストを原子炉出口温度に対してプロットすると図1-6のようになる。この図から冷却系コストについて次のことがいえる。
 - (イ) 冷却系コストは原子炉出口温度によりほぼ決まり、出入口温度差の効果は小さい。
 - (ロ) 冷却系コストは原子炉出口温度を現仕様の530℃から550℃まで上げると約6%減少し、470℃まで下げると約32%増大する。
 - (ハ) 現設計仕様は原子炉出口温度を530℃とした時のほぼ最適点といえる。
 - (ニ) IHXの対数平均温度差約30℃となり、海外の原型炉、実証炉とほぼ同じ値となった。

(2) C/V内物量の比較

主要機器（原子炉容器・IHX・ポンプ及び配管）の寸法、仕様に基づき、1次主配管引廻し方式、及びC/V径に対する原子炉出入口温度の影響検討を次の手順により実施した。なお、検討には1次系ポンプをコールドレグに配置するシステムを対象とした。

- (i) 1次主配管の熱膨張応力の目安値を定める。
- (ii) 原子炉出入口温度をパラメータに、上記(i)目安値に適合する1次主配管ルート計画を実施する。
- (iii) 上記(ii)に対し最小となるC/V径を設定する。

(a) 検討結果

結果を以下に示す。

(i) 表 1-3 R/V 出入口温度をパラメータとした 1 次主配管長及び C/V 径の試算結果のまとめ

(ii) 図 1-8 R/V 出入口温度による 1 次主配管長及び C/V 径の変化

(b) 検討内容

(i) 熱膨張応力の目安値はもんじゅの例を参考とした。

熱膨張応力の目安値を、高温域および低温域について、図 1-7 に示す。

(ii) 格納容器内配置計画

原子炉出入口温度差 145℃の場合について、ホットレグ温度が 470℃, 500℃, 530℃及び 550℃での 1 次主配管引きまわしと C/V 内配置計画案を図 1-8 に比較して示す。又、その他の温度条件 ($\Delta T=130\sim 170^\circ\text{C}$, $T_{\text{Hot Leg}}=470\sim 550^\circ\text{C}$) の場合については、ホットレグ及びコールドレグの各配管ルートを組み合わせて全配管長及び C/V 径を算出した。計算結果をまとめて表 1-3 に示す。

特徴は次のとおりである。

(イ) 高温である程配管熱膨張応力を低減させる必要から配管長は長くなり、1 次主冷却系室の占める割合も大きくなる。

(ロ) ただし、1 次主冷却系室の面積の増加に対しては、隣接する他設備エリアを縮小することにより対応できる面もあり^(注)、そのためにホットレグ温度 550℃の場合 (C/V 径 $\phi 58\text{M}$) を除いて、C/V 径は $\phi 56\text{M}$ になった。

(ハ) 従って今回の R/V 出入口温度条件のパラメータ範囲 ($\Delta T=130\sim 170^\circ\text{C}$, $T_{\text{Hot Leg}}=470\sim 550^\circ\text{C}$) 内では、C/V 径に及ぼす温度条件の影響は比較的小さい。

1.3.4 プラント健全性の評価

原子炉出/入口温度を変えた時にプラント健全性に与える効果を下記の面からの検討結果を示す。

- 保守補修性
- 燃料健全性

(1) 保守補修正の検討

燃料被覆材等の放射化構造材のナトリウムによる腐食速度は温度上昇とともに指数関数的に増加するため、原子炉出入口温度の変更は放射性腐食生成物(CP)の生成量に大きく影響する。

ここでは9ケースの原子炉出入口温度条件におけるCPの生成量を評価し、保守補修時における被曝量低減の観点から、どのケースがどれだけ有利であるかをもとめている。

原子炉運転30年後におけるCP生成量を評価し、基準ケース(出入口温度530℃/385℃)との相対比較を表1-4に示す。

CP生成量最小のケースは、出入口温度が470℃/325℃であり、基準ケースに比べて0.3倍となる。

一方、CP生成量最大は出入口温度550℃/420℃であり、基準ケースに比べて1.5倍となる。

原子炉出入口温度の変更が、保守補修時の線量率にどの様に影響するかを知るために、「もんじゅ」の1次冷却系室内線量率をもとに1次冷却系接液面積とCP生成量を用いて外挿してみると表II-2.5-4の結果が得られる。

このことから、実証炉における1次主冷却系室内における線量率^{*}は原子炉出入口温度470℃/325℃のケースを除いて1 rem/hの程度になることが予想される。

(2) 燃料集合体の健全性

原子炉出口温度および出入口温度差による燃料集合体の健全性はCDF, PCMI, BDI, DDIでの各項目において満足される必要がある。燃料設計上で強調されるべきものは、被覆管、ラップ管のスウェリング、照射クリープと燃料破損に対するFAEである。

現在得られている実証炉燃料の運転可能範囲は原子炉出口温度490℃~505℃となっている(第1-9図)。

今後BDI, スウェリング等について追求する必要があるが、その場合、当然のことながら、プラントコンパクト化, 増殖性向上, 燃料サイクル費低減,

* 主冷却系配管の表面から1 mの点。

運転期間長期化等の要求を整理して、その優先順位を明確にする必要がある。
そのプラント設計よりの要求条件のもとで、材料特性、設計技術の不確定性を
考慮に入れ、DDI、PCMI、ウェアマーク等のBDIと相反する評価事象をも
満足する設計仕様を選定することは不可能ではない。

注) CDF=Cumulative damage fraction (累積損傷率)

PCMI= Pellet-cladding mechanical interaction

BDI= Bundle-duct interaction

(ピンのスウェリング、ホットスポットでラップ管にかかる機械
的荷重)

DDI= Duct-duct interaction

(ラップ管のスウェリング等による引抜時のひっかかり荷重)

1.3.5 ま と め

原子炉出口温度と出入口温度差を現仕様の上下に変更することによるプラント
物量とプラント健全性に与える効果を検討し、以下の結論を得た。

- プラント物量……冷却系コストは原子炉出入口温度差よりも原子炉出口温度
の変更の効果が大きい。これは冷却系コストに占める割合の大きい IHX と
SG の伝熱面積が原子炉出口温度により大きく変化するためである。

原子炉出口温度を 470℃ に下げると冷却系コストは約 32 % 増加し、1 次系
主配管の引廻しの短縮による C/V 径の縮少幅は小さく、コスト面では得策で
はない。

原子炉出口温度を 550℃ に上昇にすると、冷却系コストは約 6 % 減少する。

- プラント健全性……原子炉出口温度を 550℃ に上昇させると、保修時の CP
による線量率が約 1.5 倍となる。また、燃料の健全性を最近の照射データにも
とづくスウェリング率とクリープ速度式を用いて評価すると、BDI (燃料要素
束とラッパー管の相互作用) が制約条件となる。

以上の結果から判断して、原子炉出口温度を 470℃ まで下げることはコスト面
から得策ではないといえる。また、550℃ まで上昇させることの可否・得失は、
今後、設計へのインパクトと対応策を詳細に検討し、コスト等との比較から決定
されるべきと考えられる。

参考文献

- (1) W.E. Mooy and S. Siegil, "A Comparison of Capital Costs of Light Water Reactor and Liquid Metal Fast Breeder Reactor Power Plants," RAND-R-2441-ACDA, Feb(1979).
- (2) C.A. Anderson, Jr., "Optimization of the Westinghouse/Stone and Webster Prototype Large Breeder Reactor, " Proc.Int. Conf. on Optimization of Sodium Cooled Fast Reactors, P.247, British Nuclear Energy Society, London (1977).
- (3) J.J. Morabito and F.A. Ross, "LMFBR Steam Cycle Design Trade-offs," ibid, P.369, British Nuclear Energy Society, London(1977).

表 1-1 内外の高速炉における冷却系設計データ

分類	項 目		原 型 炉				実 証 炉			
			もんじゅ	Phenix	P F R	CRBR	実証炉	SPX-1	C D S	C D F R
一般	熱 出 力	MWt	714	568	600	975	2,480	3,000	2,550	3,300
	電気 (Net)	MWe	280	250	250	375	1,000	1,200	1,000	1,320
	型 式		ル ー プ	タ ン ク	タ ン ク	ル ー プ	ル ー プ	タ ン ク	ル ー プ	タ ン ク
	ループ数 (1次/2次)		3/3	3/3	3/3	3/3	3/3	4/4	4/4	4/4
一次系 二次系	温度	HL	℃	529	560	550	535	530	545	540
		CL	℃	397	400	400	388	385	395	395
	全 流 量	$\times 10^6$ kg/hr		15.3	9.94	11.1	18.7	47.9	60.8	54.0
	温度	HL	℃	505	550	532	502	505	525	510
		CL	℃	325	350	370	344	325	345	327
	全 流 量	$\times 10^6$ kg/hr		11.2	8.21	10.5	17.5	38.4	47.5	51.8
I H X	基 数	基	3	6	6	3	3	8	4	8
	対数平均温度差	℃	43.7	24.9	23.5	38.2	40.0	32.7	24.4	43.3
	伝 熱 面 積	m ² /ループ	1,230	1,100	960	—	4,200	1,514	4,230	—
S G	基数	1 体 型	基/ループ	—	—	—	—	4	—	—
		分 離 型	基/ループ	1/1/0	12/12/12	1/1/1	2/1/0	1/1/1	—	1/1/0
	水 側 流 動 方 式		分離貫流	分離貫流	再 循 環	再 循 環	分離貫流	一体貫流	コンバインド	一体貫流
	伝 熱 面 積	m ² /ループ	1,400	716	—	—	4,890	2,700	—	—
タ ー ビ ン	給 水 温 度	℃	240	246	275	232	240	235	241	230
	蒸気	サ イ ク ル	過 熱	再 熱	再 熱	過 熱	過 熱	蒸気再熱	過 熱	蒸気再熱
		温 度	℃	483	510	513	482	483	487	486
		圧 力	kg/cm ²	127	166	131	102	127	188	163

表 1-2 1次系および水蒸気系条件
(太枠内は現設計仕様を示す。)

(1) 1次系条件

(単位:℃)

出入口温度差	原 子 炉 出 / 入 口 温 度			
170	—	530 / 360	500 / 330	—
145	550 / 405	530 / 385	500 / 355	470 / 325
130	550 / 420	530 / 400	500 / 370	—

(2) 水蒸気系条件

		原 子 炉 出 口 温 度 (℃)			
		550	530	500	470
主 蒸 気 条 件	圧力 (atg)*	127	127	127	127
	温度 (℃)**	500	483	450	420
	エンタルピ (kcal/kg)	798.4	787.3	764.8	742.6
	流 量*** (×10 ⁶ kg/h)	3.78 ₉	3.90 ₀	4.09 ₅	4.31 ₇
給 水 条 件	温度 (℃)****	240	240	240	220
	エンタルピ (kcal/kg)	248.3	248.3	248.3	248.3
熱 効 率 (%)*****		41.2 ₆	41.0 ₁	40.6 ₆	40.3 ₁

* 本検討の目的を考慮し、タービン設計側とも協議の上、一定とした。

** 過去の例を参考にし、(原子炉出口温度-50℃)とした。

*** 必要主蒸気流量は次式により算出した。

$$\text{主蒸気流量} = \frac{\text{発電端出力} \times 860}{\text{熱効率} (\text{蒸気エンタルピ} - \text{給水エンタルピ})}$$

**** 本検討の目的を考慮し、給水温度は一定とした。但し、原子炉出口温度が470℃の場合は、ヒート・バランス上220℃とした。

***** 現設計の熱効率を基準にし、蒸気条件の変更を考慮し決定した。

表 1-3 R/V 出入口温度をパラメータとした 1 次主配管長及び C/V 径の試算結果のまとめ

case No.	R/V 出入口温度 ℃	配 管 ル ー ト			配管全長 m / ル ー プ	格納容器径 m	備 考
		Hot Leg m	Cross Over Leg m	Cold Leg m			
1	550/420	44.9	43.6	33.5	122.0	58	$\Delta T = 130^\circ\text{C}$
2	530/400	40.9	43.6	32.0	116.5	56	
3	500/370	34.2	43.6	31.0	108.8	56	
4	550/405	44.9	43.6	32.5	121.0	58	$\Delta T = 145^\circ\text{C}$ ← 第 1 次概念設計 R/V 出入口温度
5	530/385	40.9	43.6	30.5	115.0	56	
6	500/355	34.2	43.6	29.5	107.3	56	
7	470/325	30.2	43.6	27.5	101.3	56	
8	530/360	40.9	43.6	30.0	114.5	56	$\Delta T = 170^\circ\text{C}$
9	500/330	34.2	43.6	28.0	105.8	56	

(注 1) クロスオーバーレグは, IHX, ポンプガードベッセルを越える膨張長。熱膨張応力は十分小さいため, 全てのケースと同じ。

(注 2) $\Delta T = 145^\circ\text{C}$ 配置計画案は図 II-2.5-8 ~ II-2.5-9 参照。

表 1-4 原子炉出入口温度をパラメータとした主冷却系室内線量率

case No.	R/V 出入口温度 ℃	空間線量率 ^{*2} mrem/h	相 対 比	備 考
1	550/420	2.8×10^3	1.4 ₉	$\Delta T = 130^\circ\text{C}$
2	530/400	2.1×10^3	1.0 ₃	
3	500/370	1.1×10^3	0.5 ₉	
4	550/405	2.7×10^3	1.4 ₄	$\Delta T = 145^\circ\text{C}$
5 ^{*1}	530/385	1.9×10^3	1.0	
6	500/355	1.1×10^3	0.5 ₇	
7	470/325	5.7×10^2	0.3 ₀	
8	530/360	1.8×10^3	0.9 ₇	$\Delta T = 170^\circ\text{C}$
9	500/330	1.0×10^3	0.5 ₃	

* 1 基準ケース (530/385)

CP生成量 (ノミナル値) C i		
Cr	51	$7.86_6 \times 10^2$
Mn	54	$4.80_2 \times 10^3$
Fe	59	$3.93_5 \times 10^1$
Co	58	$1.42_3 \times 10^3$
Co	60	$2.48_1 \times 10^2$
Mo	99	$1.49_1 \times 10^2$
Ta	182	$1.60_8 \times 10^2$

* 2 主配管表面から 1 m

$$A_1 (\text{mrem/h}) = A_2 (\text{mrem/h}) \times \frac{B_1(C_i)}{B_2(C_i)} \times \frac{C_2 (\text{m}^2)}{C_1 (\text{m}^2)}$$

A₁ : 実証炉の空間線量率A₂ : 「もんじゅ」の空間線量率B₁ : 実証炉 CP生成量B₂ : 「もんじゅ」CP生成量C₁ : 実証炉 1次系接液面積C₂ : 「もんじゅ」1次系接液面積

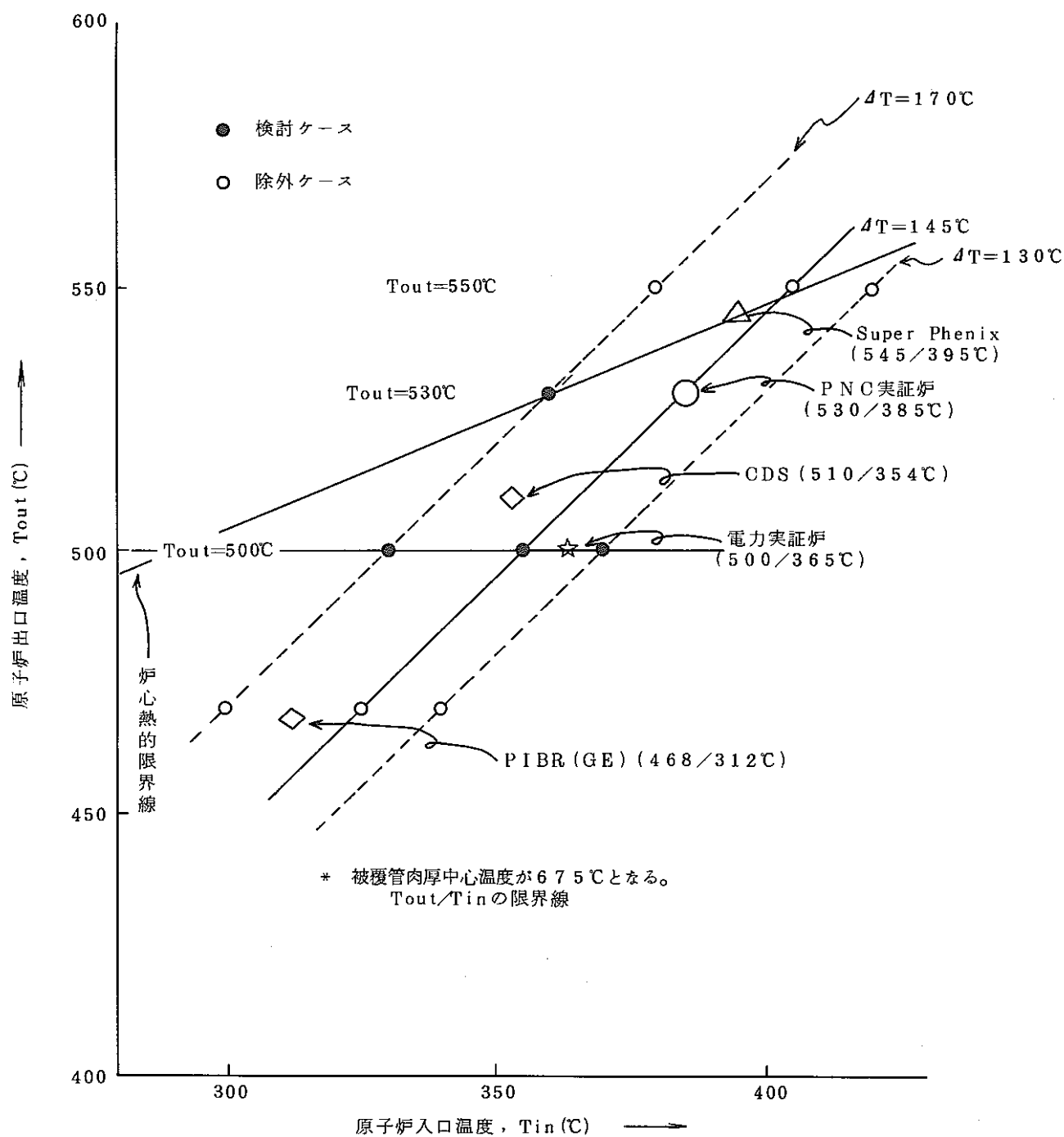


図1-1 炉心熱的限界線

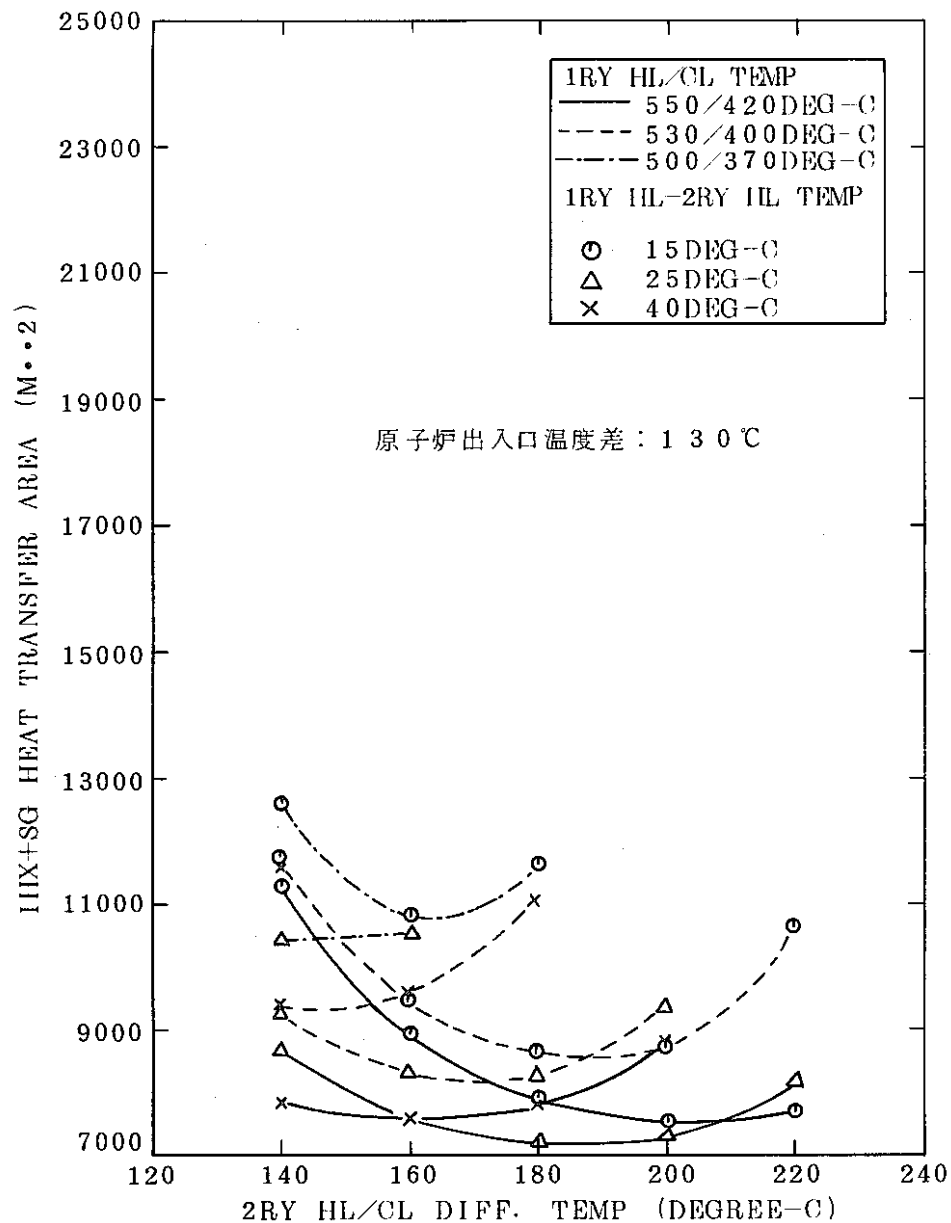


図 1-2 (1/5) IXH+SG 総伝熱面積サーベイ結果

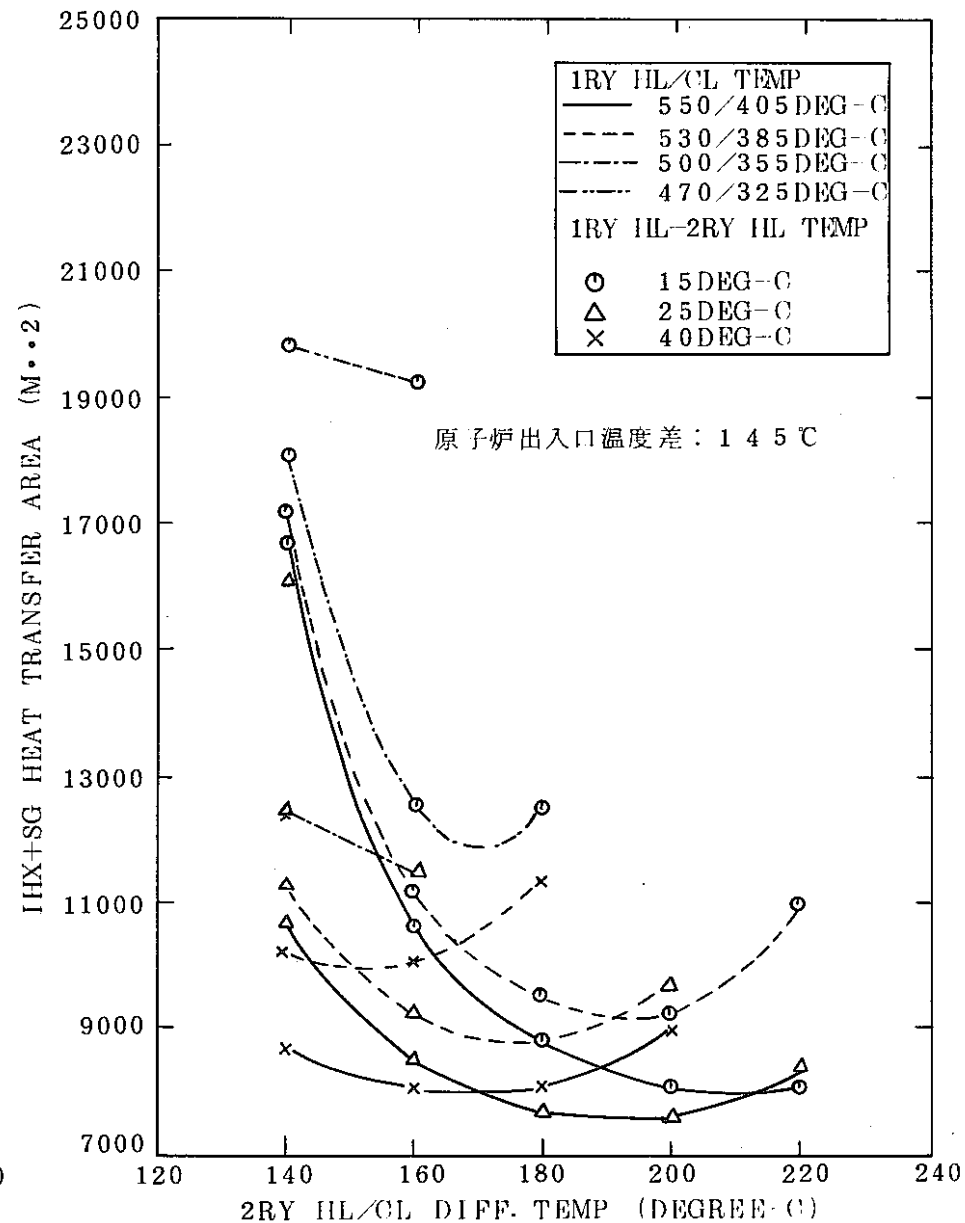


図 1-2 (2/5) IXH+SG 総伝熱面積サーベイ結果

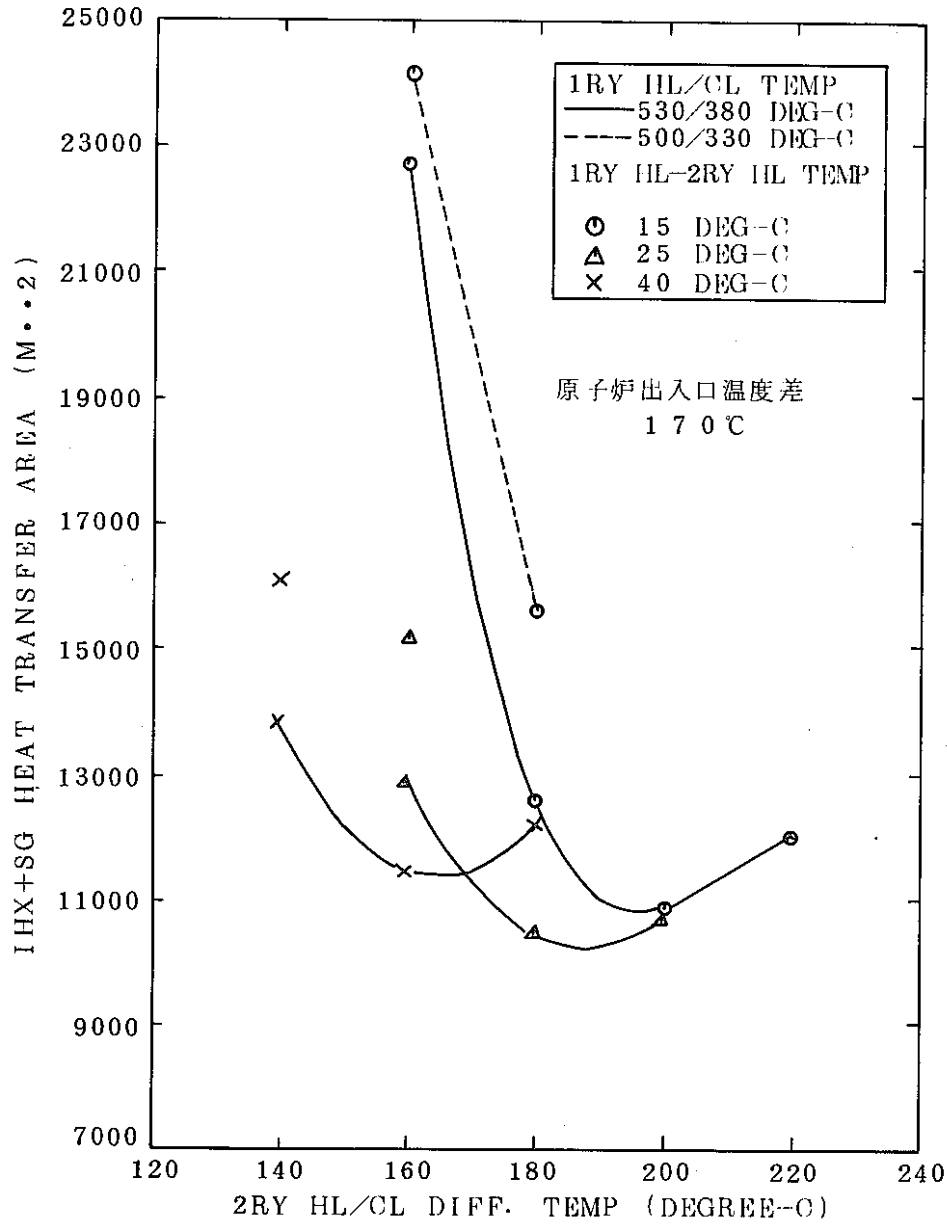


図 1 - 2 (3 / 5) IHX+SG 総伝熱面積サーベイ結果

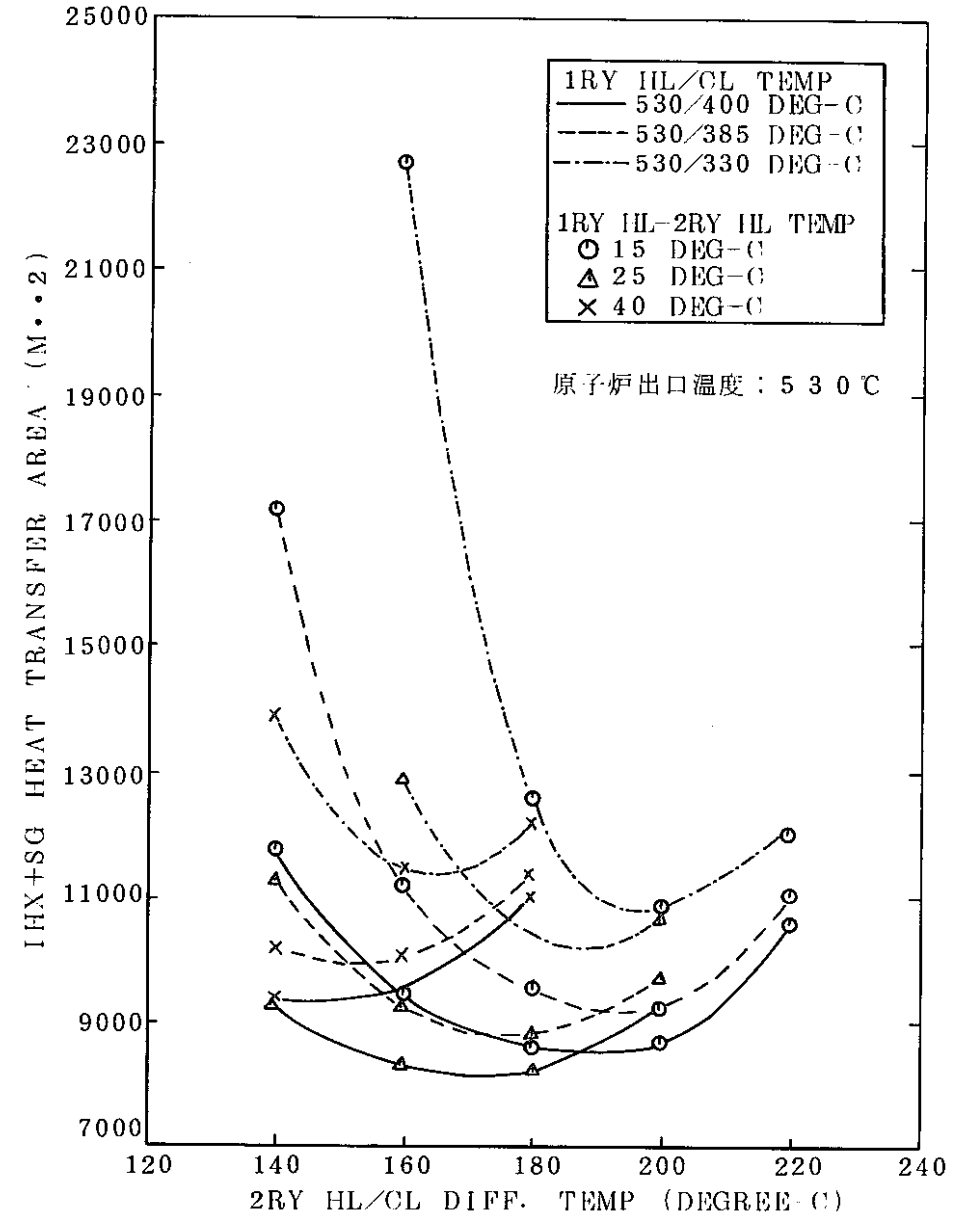


図 1 - 2 (4 / 5) IHX+SG 総伝熱面積サーベイ結果

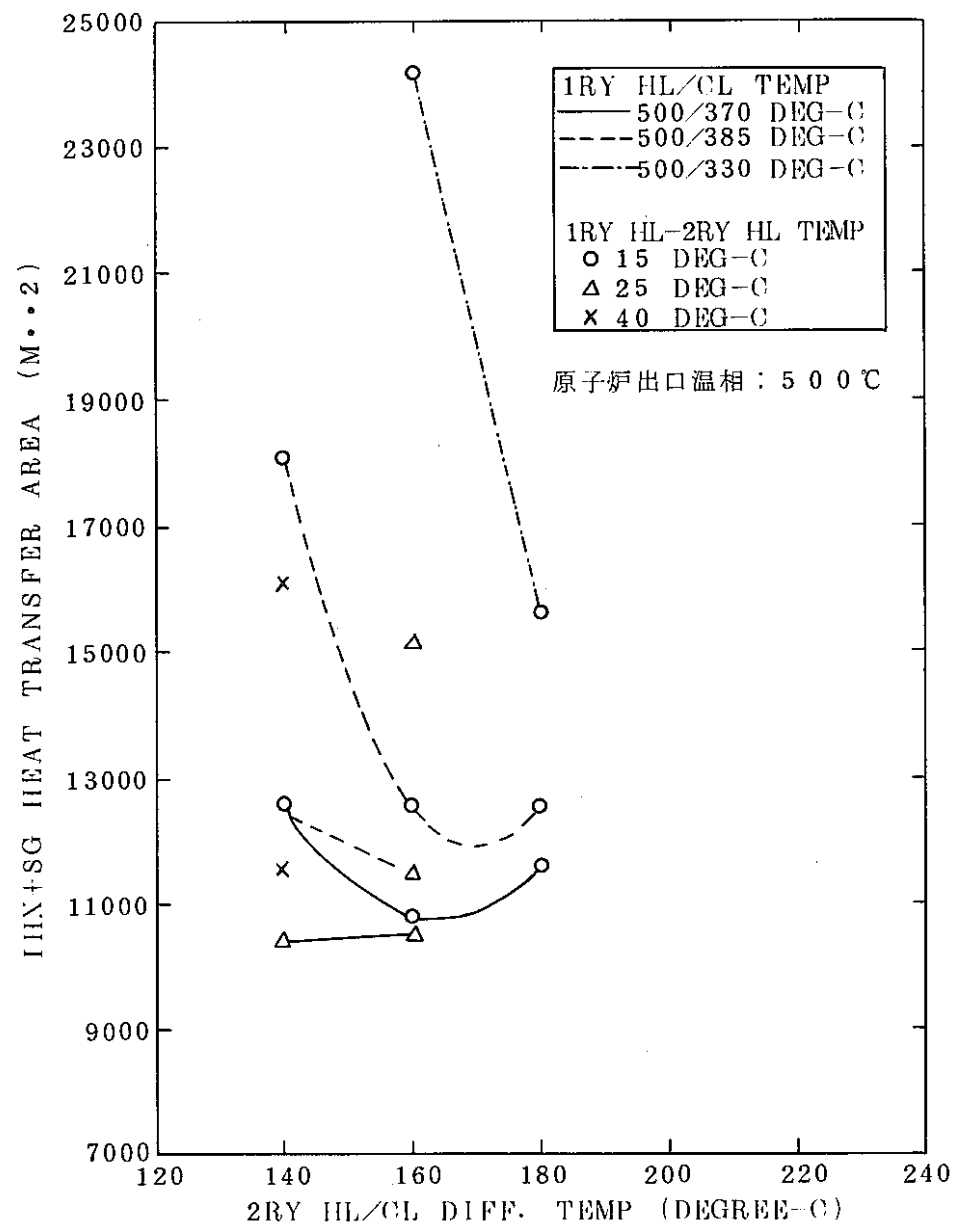


図 1 - 2 (5 / 5) IHX+SG 総伝熱面積サーベイ結果

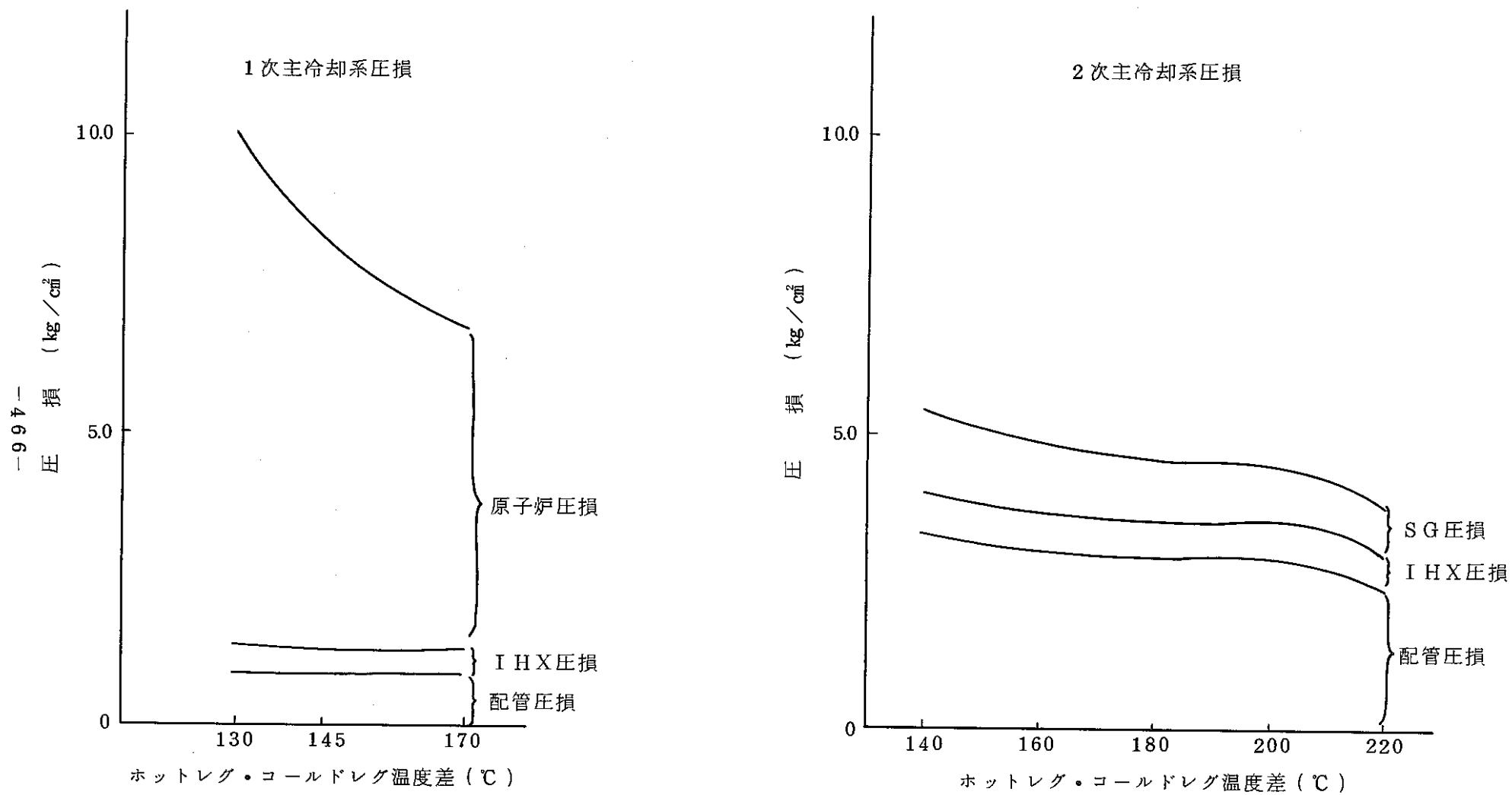


図1-3 1, 2次主冷却系統圧損計算結果

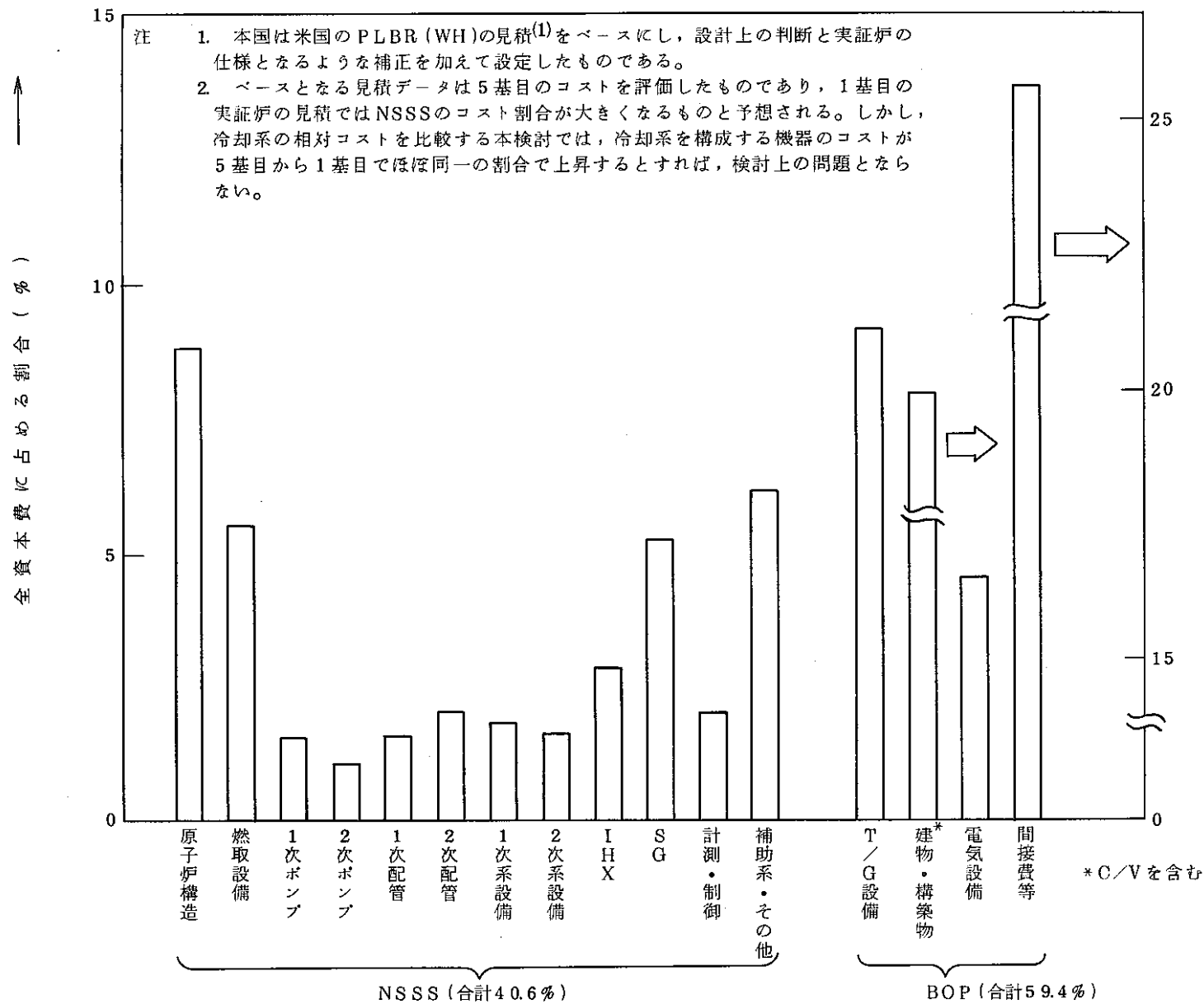


図 1-4 各系統機器設備の全資本費に占める割合

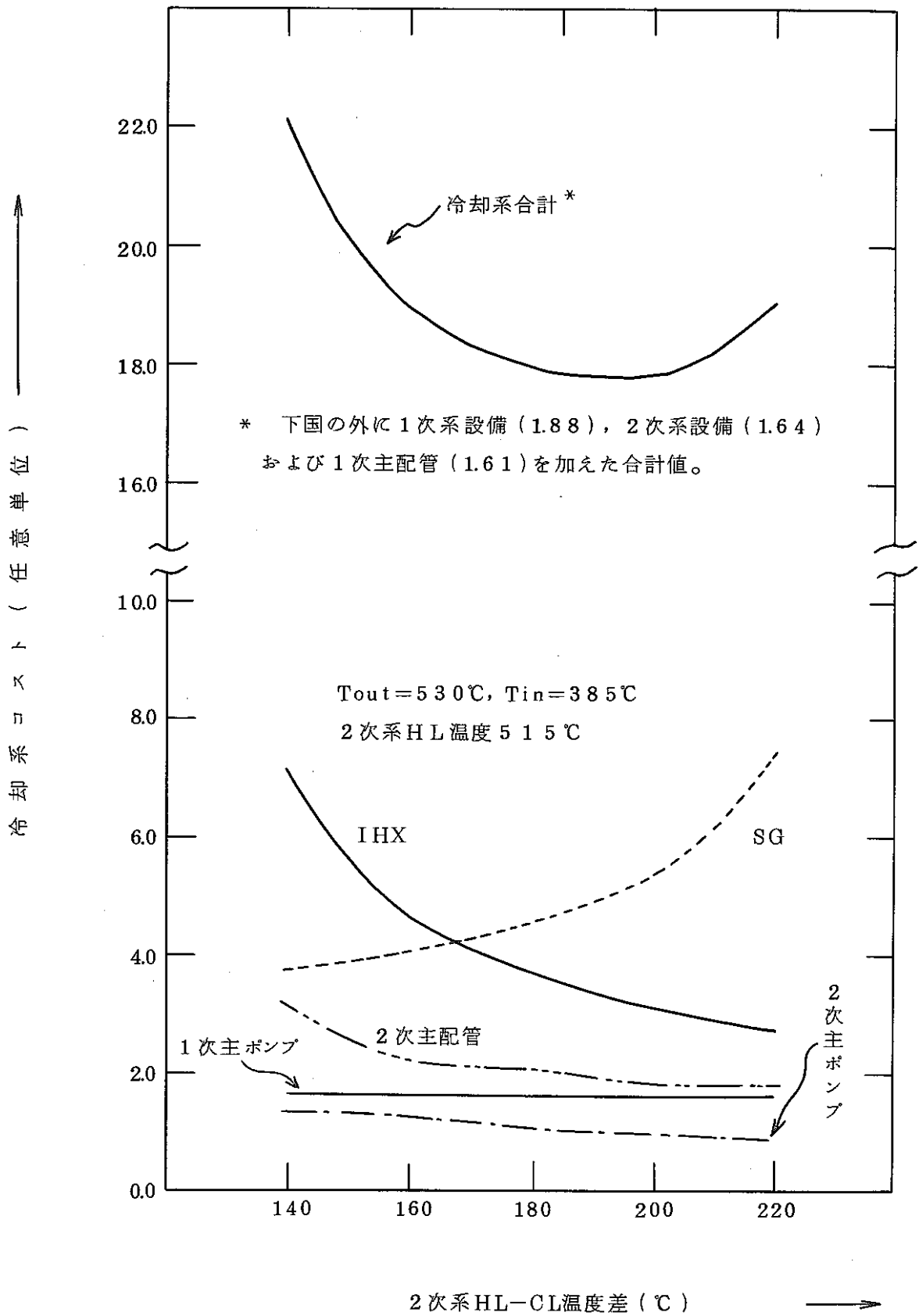


図1-5 2次系ホット/コールド・レグ温度差と冷却系コスト

冷却系コストを最小にする2次系温度および相対コスト

原子炉出入口 温度差 (°C)	1次系温度 (°C)	2次系温度* (°C)	IHX対数 平均温度差 (°C)	冷却系相対 コスト
	HL/CL	HL/CL		
130	550/420	535/335	40.4	0.94 ₈
	530/400	515/335	34.1	1.00 ₁
	500/370	485/325	27.3	1.08 ₂
145	550/405	535/335	35.7	0.94 ₀
	530/385	515/315	35.7	0.99 ₅
	500/355	485/325	21.6	1.10 ₂
	470/325	445/305	22.4	1.32 ₁
170	530/360	515/315	27.3	1.00 ₃
	500/330	475/315	19.6	1.16 ₄

* 現仕様ではHL/CL=505/325

平均 29.3±7.4

で相対コストを1.0とする。

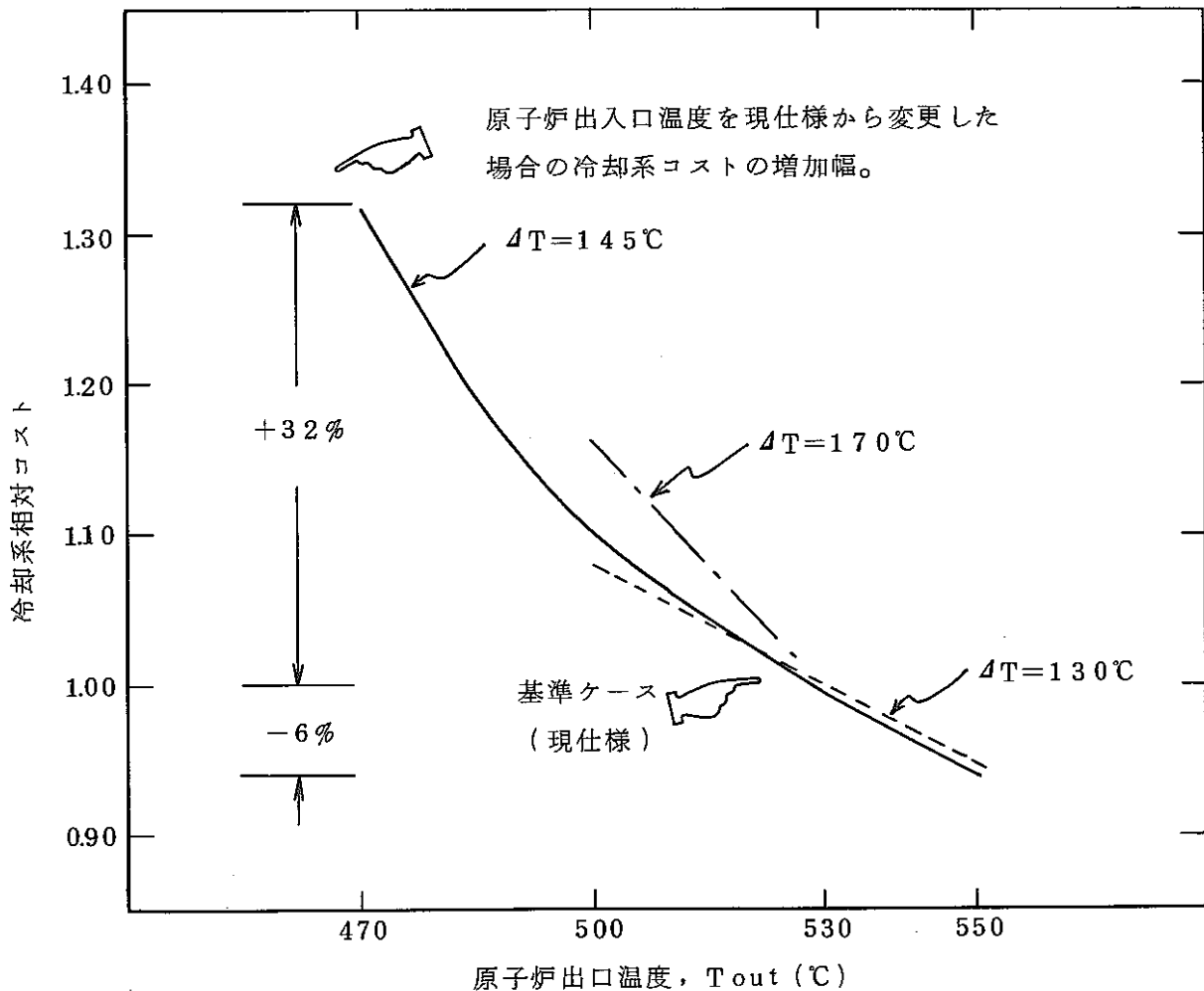
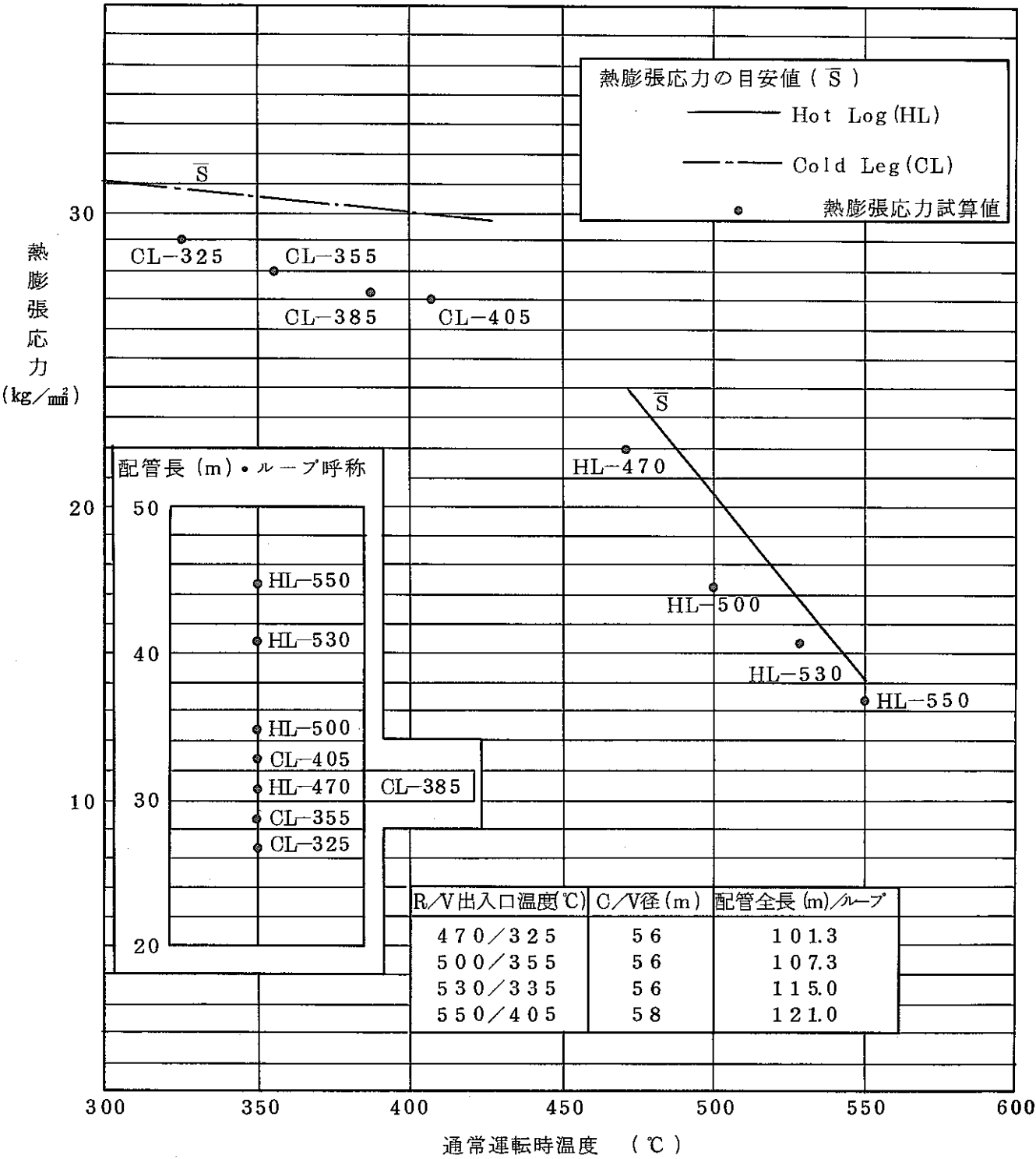


図1-6 原子炉出口温度と冷却系コスト



注 HL-550
冷却材温度
ホットレグ (コールドレグ: CL)

図 1-7 1 次主配管の熱膨張応力試算値

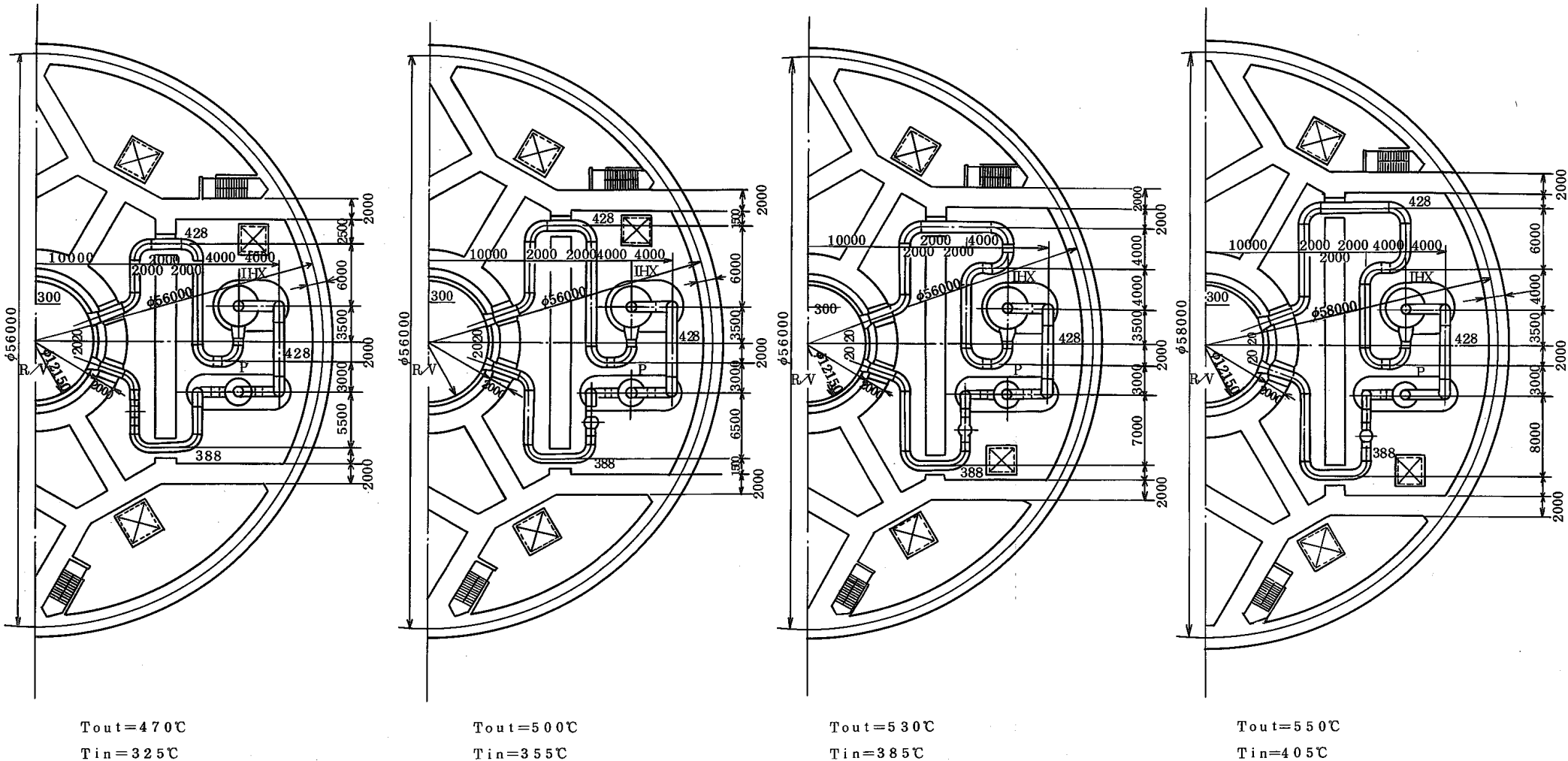


図 1-8 R/V 出入口温度による 1 次主配管長および C/V 径の変化

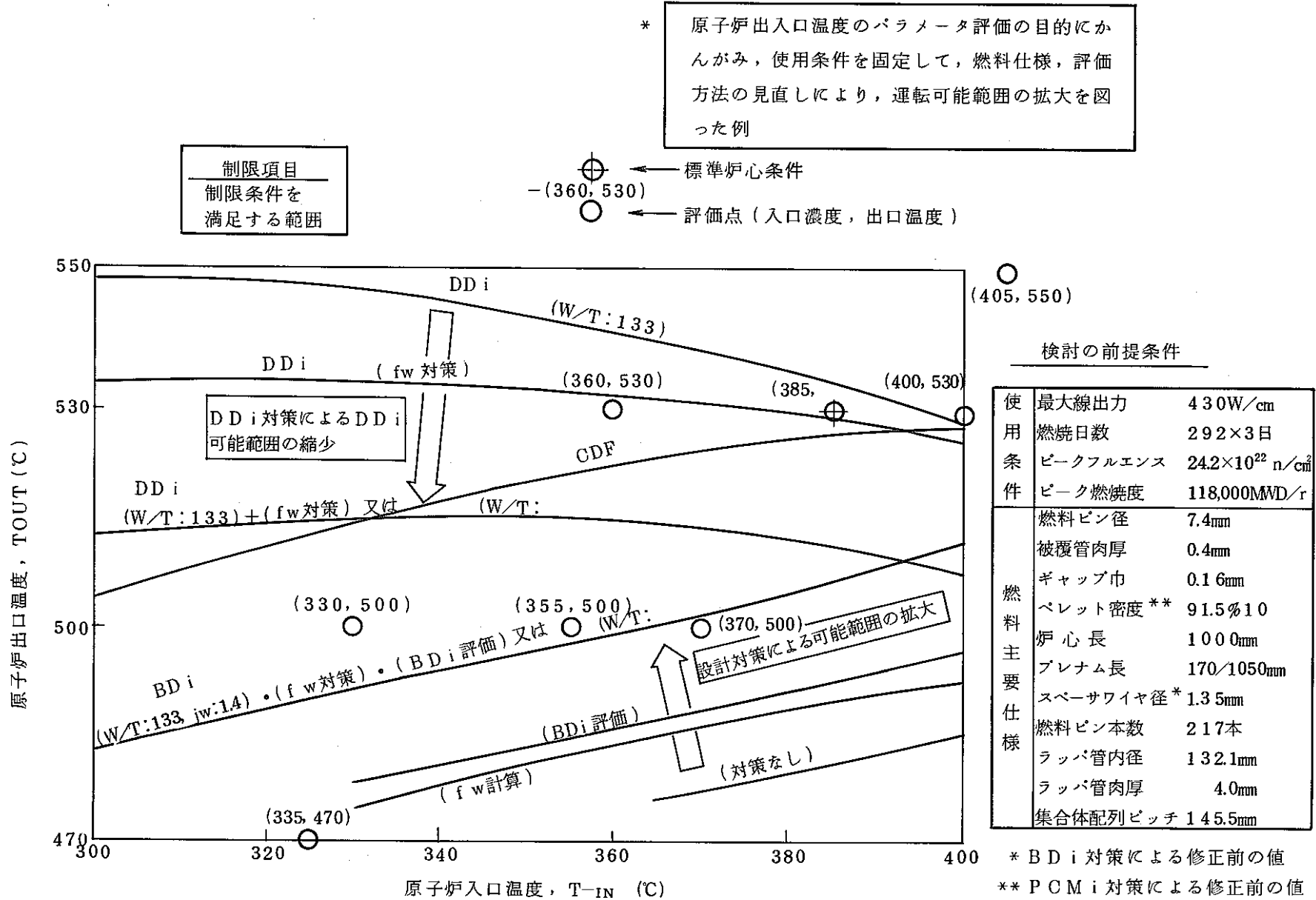


図1-9 BDi対策後の運転可能範囲*

あ と が き

昭和57年8月に実証炉設計技術検討ワーキンググループが発足し、約2ケ年の間に、各メンバーは、日常業務とは別に勤務時間外等により調査したので、内容が、充分でないと思われるが、少しでも早く、多くの人々の検討資料として、役に立てて頂ければと思い、報告することにした。

本報告書をまとめるまでに、高速増殖炉開発本部、開発調整室、奈良実証炉ブロックリーダー（現、大洗工学センター高速炉機器開発部）や室員の多くの方々に、御指導頂いた。また、企画部、石上調査役等には数多くの資料を提出して頂いた。ここに深く感謝する次第である。

本実証炉設計技術検討ワーキンググループの発足や会議の運営にあたり、望月理事、野本副本部長、堀開発調整室長、各ブロックリーダー、大洗工学センター関連部長（厚母，井滝，松野，三本各部長）等、数多くの御協力を得ましたことを感謝します。

当ワーキンググループの発足以来、約2ケ年が経過し、発足当初計画したPhase-1:「世界各国の技術調査」を一応終了し、今後は、Phase-2に移行すべき段階にきている。動燃内においては、昭和59年3月16日および4月1日に、大巾な人事異動が行われ、大洗工学センター内にFBR大型炉グループが発足し、新しい局面を展開しつつある。

そこで、当ワーキンググループも、メンバー等の見直しを行なうことになり、Phase-2からは、FBR大型炉グループの土屋毎雄氏が主査となり、活躍されることになった。今後共、一層の御支援を期待する。

(付) 実証炉設計技術検討ワーキンググループ メンバ ー 一 覧

(本 社)	佐々木 修 一 (実証炉 G r)
	大 谷 暢 夫 (炉物理 G r)
	坂 本 寛 已 (システム設計 G r)
	服 部 直 三 (高速炉工学 G r)
	赤 対 稚 博 (現・三菱重工)
(大 洗) 主査	亀 井 満 (機器開発室)
	中 本 香一郎 (#)
	林 道 寛 (#)
	久保田 淳 (#)
	片 岡 一 (#)
	軍 司 稔 (#)
	今 井 熙 (システム設計開発室)
	中 西 征 二 (構造物強度試験室)
	平 野 正 敦 (ナトリウム材料開発室)
	高 橋 克 郎 (炉心安全工学室)
	宮 口 公 秀 (プラント安全工学室)
	黒 羽 光 男 (#)
	布留川 修 (高速炉工学室)
	池 上 哲 雄 (原子炉技術課)
	小 山 真 弘 (照 射 課)
	鹿 倉 栄 (技術解析室)
	松 島 英 哉 (照射燃料集合体試験室)
	横 田 淑 生 (現・科学技術庁)
	神 戸 満 (高速炉機器開発部)
	(事 務 局) 山 田 栄 吉 (高速炉機器開発部)