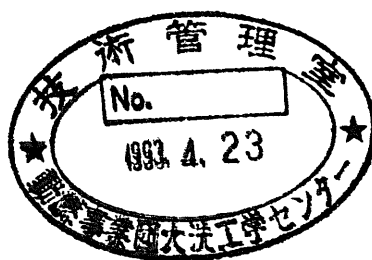


# 分置

## 深海無人基地用高速炉システムの概念検討



1 9 9 1 年 1 1 月

動力炉・核燃料事業団  
大洗工学センター

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)

## 深海無人基地用高速炉システムの概念検討

大坪 章<sup>\*</sup>，羽賀一男<sup>\*</sup>

## 要 旨

水深8020mの深海底（日本海溝最深部、理科年表による）に設置する無人基地用の動力源としての、NaK冷却又はリチウム冷却の高速炉と密閉ブレイトンサイクルシステムを組み合わせた電気出力10kWeの高速炉システムの概念検討を行った。

原子炉としては、米国で研究されている宇宙炉SP-100計画の1つの設計を用いた。高速炉システムを収納する耐圧殻は、チタン合金製で、形状は上部は内径1.9mの球で、下部は内径約85cmの円筒状である。原子炉よりの排熱は、以前から検討しているようにこの耐圧殻の厚み方向の内側から外側に向かって熱伝導させ、最終的に海水中へ放熱する方式を用いた。

NaK冷却炉については、従来通りの炉容器出口冷却材温度720℃のケースのみならず、550℃のケースについても検討を行い、両者ともほぼ同じ設計が可能であるという結果を得た。従って、電気出力10kWeの無人基地用動力源は、現在の高速炉技術の範囲内にあると言える。

---

\*大洗工学センター 技術開発部 フロンティア技術開発室

# Conceptual Design Study of Fast Reactor System for Unmanned Base

Akira Otsubo\* . Kazuo Haga\*

## ABSTRACT

Conceptual design study of 10kWe power source for an unmanned base on a deep sea floor at the depth of water of 8.20m was performed by using a NaK and lithium cooled fast reactors and closed Brayton cycle systems. The depth of water of 8.020m means the deepest point of the Japan trench.

One of the space reactors of SP-100 Project was adopted in the conceptual design study. A pressure hull, made of titanium alloy, had the shape consisting of an upper sphere of 1.9m  $\phi$  and an lower cylinder of about 85cm  $\phi$ .

Heat removal from the reactor systems was by heat transfer to the sea water after thermal conduction through the pressure hull.

In the conceptual design study of the NaK reactor system, a case of coolant temperature of 550°C at the exit of a reactor vessel was performed as well as 720 °C of a previous design. Almost same designs were found to be possible for the two cases.

Therefore, the power source of 10kWe for the unmanned base existed in the region technically possible by present fast reactor technology.

---

\* Frontier Technology Development Section, Technology Development Division, O-arai Engineering Center

1. まえがき
  
2. 概念検討概要
  - 2.1 前提条件
  - 2.2 検討方針
  
3. NaK炉システム概念
  - 3.1 全システム系統
  - 3.2 密閉ブレイトンサイクルの解析
    - 3.2.1 静特性モデル
    - 3.2.2 解析
  - 3.3 原子炉構造
  - 3.4 冷却系構造
    - 3.4.1 NaK-ガス熱交換器
    - 3.4.2 レキュパレータ
    - 3.4.3 冷却器
    - 3.4.4 NaK系配管
    - 3.4.5 ガス系配管
    - 3.4.6 発電機等
  - 3.5 耐圧殻
    - 3.5.1 概要
    - 3.5.2 強度計算条件
    - 3.5.3 強度計算方法
    - 3.5.4 強度計算結果
  
4. リチウム炉システム概念検討
  - 4.1 密閉ブレイトンサイクルの解析
  - 4.2 冷却系構造
    - 4.2.1 リチウム系配管
    - 4.2.2 ガス系配管
    - 4.2.3 リチウム-ガス熱交換器
    - 4.2.4 レキュパレータ
    - 4.2.5 ラジエータ
  - 4.3 システム概念検討
  
5. 実証炉温度条件でのNaK炉システム成立性
  
6. おわりに

## 付 録

1. ガス-NaK熱交換器
2. ラジエータの熱交換計算 (NaKブレイトンサイクル)
3. 耐圧殻板厚計算方法
4. 断熱材厚さの検討
5. ガス-リチウム熱交換器
6. ラジエータの熱交換計算 (リチウムブレイトンサイクル)

### 表一覧表

- |        |                  |
|--------|------------------|
| 表 3. 1 | NaK配管径の検討        |
| 表 3. 2 | NaK炉システムガス径配管の検討 |
| 表 3. 3 | タービン寸法           |
| 表 3. 4 | NaK炉システム概略重量     |
| 表 4. 1 | リチウム炉システム概略重量    |

### 図一覧表

- |          |                              |
|----------|------------------------------|
| 図 2. 1   | 総合海底観測システム無人海底基地             |
| 図 2. 2   | 中央観測ステーションを中心とした定点観測グリッド無人基地 |
| 図 2. 3   | SP-100の設計例 (10kWe宇宙炉)        |
| 図 2. 4   | 原子炉廻りの構造設計                   |
| 図 3. 1   | 全システム系統図 (NaK炉システム)          |
| 図 3. 2   | 二次系システム構成図                   |
| 図 3. 3   | 二次系温度プロファイル (Na炉システム)        |
| 図 3. 4   | レキュパレータ (NaK炉システム)           |
| 図 3. 5   | ラジエータ冷却ガス流路概念図               |
| 図 3. 6   | 球殻の板厚と圧壊安全率の関係               |
| 図 3. 7   | 円筒殻の板厚と圧壊安全率の関係              |
| 図 3. 8   | 耐圧殻の概略図 (NaK炉システム)           |
| 図 3. 9   | 耐圧殻の概略図 (リチウム炉システム)          |
| 図 3. 1 0 | 無人基地用高速炉システム概念図 (NaK炉システム)   |
| 図 3. 1 1 | 上部耐圧球殻内平面配置 (NaK炉システム)       |
| 図 3. 1 2 | ガス置換用ノズル廻り構造概念               |
| 図 4. 1   | 無人基地用高速炉システム概念図 (リチウム炉システム)  |

## 1. まえがき

近年“しんかい2000”及び“しんかい6500”が就航し、数々の新しい事実が明らかにされつつある。深海調査の重要性が認識されて来るとともに、長時間作動可能な動力源を要望する声が高くなって来ている。

報告者は先に、200kWeの6500m級潜水調査船用動力源について概念設計を行うとともに、この設計については海洋開発関係者の研究会で紹介した。

本報告書では、上記深海調査船用動力源と同じ設計思想で、より需要が大きい10kWeと小電気出力の無人基地用動力源の概念検討を行った。

## 2. 概念検討概要

### 2.1 概念検討対象

NaK冷却炉密閉ブレイトンサイクルシステム及びリチウム冷却炉密閉ブレイトンサイクルシステムについて概念検討を行う。

### 2.2 前提条件

原子炉系、発電系及び耐圧殻につき次の条件を設定した。

- ① 無人基地の水深は8,020mとする。これは日本海溝最深部の深度である。我が国の巨大地震の震源になると想定される日本海溝に設置するものとする。
- ② 図2.1及び2.2に示す無人基地用電力としては10kWeあれば十分である。所要電気出力は10kWeとする。
- ③ 冷却系は米国GE社の下記文献を参考にして、その液体金属冷却高速炉システムの概念を流用する。

Scalability of Space Reactor Power Systems in the 10 to 100 kW Range<sup>(1)、(2)</sup>

図2.3及び図2.4に示すが、この炉が現在迄に公表されているもののうち最も寸法が小さい。

- ④ NaK冷却の場合、炉心出口温度は720℃とし、リチウムの場合は1140℃とする。720℃というのは構造材料に鉄・ニッケル基合の新材料を開発してを使用すれば可能と考えられる温度である。また現在の高速炉技術で可能な550℃という温度についても設計検討を行う。
- ⑤ 発電系の各機器についてはGarrett社のタービン設計を参考にして、サイジングを概略検討する。
- ⑥ リチウム冷却の場合については、前年度検討結果<sup>(3)</sup>及び本年度のNaK冷却の場合の検討結果を参考にして各機器の配置を概略検討する。
- ⑦ 耐圧殻の設計は、運輸省の潜水船特殊基準<sup>(4)</sup>によるものとするTi合金を使用材料とする。耐圧殻材料としてはTi合金と10%Ni鋼があるが、約10年間海底に設置する基地用動力源ということで、海水による腐蝕を考慮する必要のないTi合金を用いるものとする。



### 3. NaK炉-ブレイトンサイクルシステム

#### 3.1 全システム

- (1) 本システムは耐圧殻内に設置するので、全体をコンパクトにする必要がある。
- (2) 1次系は、米国で研究されているSP-100用原子炉の設計モデルを採用するものとする。
- (3) 2次系の密閉ブレイトンサイクルシステムは2系統とする。

以上の考えに従って作成した全システム系統図を図3.1とする。2次系の冷却器であるラジエータは、従来通り本設計でも耐圧殻内側に設けている。

#### 3.2 密閉ブレイトンサイクルの解析条件

密閉ブレイトンサイクルの作動流体であるHe(60)-Xe(40)ガスの温度・圧力・流量、ターボ機械の膨張比、圧縮比、断熱効率、熱交換器の温度効率、圧力損失等をパラメータとして、密閉ブレイトンサイクルの特性評価を行う必要がある。この評価により、図3.2に示す*i-s*線図上のポイント1~6のHe-Xeガスの状態量が決まる。

図3.2の評価を行うための静特性モデルについては前報<sup>(3)</sup>で紹介したので、ここでは省略する。主な解析条件は次の通りである。

- (1) 炉容器出口NaK温度は720℃とする。他のパラメータについては表2.1の値を参考にする。
- (2) コンプレッサ入口ガス温度については、耐圧殻外側の海水温度を5℃として、83℃と設定する。
- (3) コンプレッサ圧縮比( $\pi_c$ )については、前報と同じく2.06とし、タービン膨張比を決める上で必要なブレイトンサイクル構成機器に於ける圧力損失割合( $\Sigma\delta$ )は、レキュペレータの小型化を考え10%とする。
- (4) 各種効率 $\eta$ についても、Garrett社のカタログ値を用いる。

#### 3.3 サイクル解析計算

前節の解析条件を用いて、2次系のHe-Xeガスの温度プロファイルを求める計算を行う<sup>(3)</sup>。

タービンの膨張比は、

$$\pi_T = \pi_c / (1 + \Sigma\delta) = 2.06 / 1.10 = 1.87$$

また入口温度は $T_i = (705 + 273) = 978\text{K}$ 、タービン断熱効率 $\eta_T = 0.884$ である。タービン出口温度 $T_o$ は次のようになる。

$$T_o = T_i \{ (1 - \eta_T (1 - \pi_T^{-1.00-1}) / 1.00) \} = 787\text{K} (=514\text{ }^\circ\text{C})$$

又、膨張仕事量 $L_T$ は、定圧比熱を $C_p$ とすると次式で求まる。

$$L_T = \eta_T \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) = 17.32\text{ kcal/kg}$$

コンプレッサは、圧縮比  $\pi_c = 2.06$  で、入口ガス温度  $T_1 = (83 + 273) = 356 \text{ K}$ 、コンプレッサ断熱効率  $\eta_c = 0.800$  である。出口温度  $T_2$  及び圧縮仕事量  $L_c$  は次式で求まる。

$$T_2 = T_1 \left( 1 + (\pi_c^{(1.66-1)/1.66} - 1) / \eta_c \right) = 504 \text{ K} = 231 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\therefore L_c = C_p (T_2 - T_1) = 13.42 \text{ kcal/kg}$$

タービン出口とコンプレッサ出口温度が判明したので、レキュパレータの温度効率  $\eta_{rx} = 0.842$  より、ラジエータ入口と NaK-He-Xe 熱交換器入口温度を求める。

$\eta_{rx}$  は次式であたえられる。

$$\begin{aligned} \eta_{rx} &= \frac{\text{タービン出口温度} - \text{ラジエータ入口温度}}{\text{タービン出口温度} - \text{コンプレッサ出口温度}} \\ &= \frac{\text{NaK-He-Xe熱交換器入口温度} - \text{コンプレッサ出口温度}}{\text{タービン出口温度} - \text{コンプレッサ出口温度}} \end{aligned}$$

よって

$$\begin{aligned} 0.842 &= \frac{514 - \text{ラジエータ入口温度}}{514 - 231} \\ &= \frac{\text{NaK-He-Xe熱交換器入口温度} - 231}{514 - 231} \end{aligned}$$

故に、ラジエータ入口温度 =  $276 \text{ }^\circ\text{C}$

NaK-He-Xe 熱交換器入口温度 =  $469 \text{ }^\circ\text{C}$

図 3.3 に求まった温度プロファイルを示す。次に、系内を循環する流量を計算する。

発電端出力は  $10 \text{ kWe}$  であるので

$$10 \text{ kWe} \times 860 \text{ kcal/h/kWe} = 8600 \text{ kcal/h}$$

タービン出力  $17.32 \text{ kcal/kg}$ 、コンプレッサ用負荷  $13.42 \text{ kcal/kg}$ 、発電機効率  $0.890$  より、He-Xe ガス流量は、

$$\frac{8600 \text{ kcal/kg}}{(17.32 - 13.42) \text{ kcal/kg} \times 0.890} = 2.478 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

熱効率は、本サイクル計算によると、

$$\frac{\text{電気出力}}{\text{NaK-He-Xe熱交換器での伝熱量}} = \frac{10 \times 860}{2.478 \times 10^3 \times 0.0907 \times (705 - 469)} = 0.162$$

となり  $16.2\%$  である。上式で  $0.0907$  は He-Xe ガスの定圧比熱である。

### 3.4 原子炉構造

原子炉については、米国で研究されている宇宙炉 SP-100 の 1 つのデザイン<sup>(1)</sup>、<sup>(2)</sup> を採用したが、この炉の概念図を図 2.1 及び図 2.2 に示す。この炉は、熱電気発電を用いた場合に電気出力が  $10 \text{ kWe}$  であるが密閉ブレイトンサイクルを用いると熱効率の向上が期待出来るので  $30 \sim 40 \text{ kWe}$  の発電が可能である。この炉を採用したのは現在公表されている炉設計の中で、最も小さいものだからである。

炉心は中央容器の中におさめられているが、制御棒は回転ドラム方式で炉容器周囲に3ヶ配置されている。制御回転ドラムは吸収材B、Cと反射Beから構成されており、この回転ドラムの回転角度で炉容器から外部へ漏洩する中性子量をコントロールして炉出力を制御するものである。安全棒も同様に炉容器周囲に6本配置されている。

炉心は高濃縮U<sup>235</sup>燃料で構成されているが、炉心構成については、ここでは詳しい説明を省略する。

### 3.4 冷却系構造

#### 3.4.1 ナトリウム-ガス熱交換器

今回の設計では、球形の耐圧殻内に配置するという点を考慮して、全体をコンパクトにするように、熱交換器はドーナツ型にする。

200kWe用の熱交換器の昨年度設計例(Na冷却型) Ø0.5m×L4m(円筒銅部の熱交換部を参考に、伝熱計算に基づき伝熱部構造を設定するものとする。伝熱管には、ワイヤーを巻くことにより伝熱促進を図るようにする。)

NaK-ガス熱交換器の形状は、交換熱量61.7kWt用の熱交換器として伝熱計算をして、Ø0.16m×L1.5m(有効伝熱部)のドーナツ型構造(ドーナツ部径1.1m)とした。熱交換器の詳細については付録1を参照のこと。

#### 3.4.2 レキュパレータ

レキュパレータとしては小型で熱交換性能の優れたプレートフィン型ガス-ガス熱交換器を用いる。図3.4に形状を示す。

プレートフィン型のガス-ガス熱交換器の場合、フィン形状が三角のものと矩形のものとの、詳細寸法は異なるが、1cm当り5~8フィンが採用されるのが一般的である。フィンの高さにもよるが、1m<sup>3</sup>内に伝熱面積として~1300m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>程度であり、通常のシェルアンドチューブ形の熱交換器に比例して、熱通過率は~10倍(~1500kcal/m<sup>2</sup>h°C)である。

$$\text{交換熱量} ; Q = G \cdot C_p \cdot \Delta T = 2478 \times 0.0907 \times (514 - 276)$$

$$= 5.349 \times 10^4 \text{ kcal/h } (\Delta T : \text{ガス温度上昇})$$

$$\text{熱通過率} ; K = 1500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \text{ (余裕をみた控え目の値である)}$$

$$S = Q / (\Delta T_m \cdot K) = 5.349 \times 10^4 / (45.0 \times 1500) = 0.79 \text{ m}^2/\text{4ヶ-7}$$

( $\Delta T_m$  : 平均対数温度差)

余裕をみて、伝熱面積を広くし0.8m<sup>2</sup>/ループとして設計する。

レキュバレータの伝熱面積 $0.8\text{m}^2$ を有するのに必要な伝熱部容積は $0.8/1300\text{m}^3$ である。レキュバレータの伝熱部容積を $0.0006\text{m}^3/\text{基}$ とする。図3.4にレキュバレータを示す。

### 3.4.3 ラジエータ

ラジエータは、ガスより耐圧殻内面にガスの強制対流で熱伝達で伝熱した後、耐圧殻中を熱伝導で伝熱し、耐圧殻外面より海水中へ海水の強制対流で放熱する。

ラジエータの入口／出口温度は、 $276\text{ }^\circ\text{C}/83\text{ }^\circ\text{C}$ とし、海水側は $5\text{ }^\circ\text{C}$ として、耐圧殻伝熱面積が $50.4\text{kW}$ の放熱面として成立の可能性があることを確認するものとする。検討が安全サイドとなるように、球殻を平板として必要伝熱面積を求めるものとする。なお、球殻の外側は強制冷却とし、昨年度検討の熱伝達率を用いるものとする。検討の結果、下記のような構造対応を採用することで、除熱は可能と考えられる。

- ・耐圧殻の内側に間隙 $20\text{mm}$ でアニュラスを形成する。
- ・アニュラスを流れるガスの流速を $20\text{m/s}$ 程度とするように流路を確保する。
- ・熱通過率を高めるため、耐圧殻側にフィンを設置する。

なお、耐圧殻は、球状のものが1個と円筒のもの1個からなり、放熱は球殻から行うことにした。ハッチがあること及び円筒殻との接続があることから、球殻内面の流路構成を3次的に詳細に検討して決める必要があるが、本年の検討結果として、ラジエータ流路構成の概念を図3.5に示す。

上記の除熱性能に関する検討の結果を付録-2に示す。

### 3.4.4 配管

原子炉冷却材のNaK配管はすべて溶接により接続する。NaK流速は $2\sim 3\text{m/s}$ 程度として配管口径を設定する。ガス系統に関する組立時の機器と配管の接続は、機器のノズルと配管をスウェジロック等を行うことを原則とする。口径の大きい配管は溶接にて接続する。即ち、出来るだけ機器と一体構造で耐圧殻内に搬入し、配管の小口径への分岐部でスウェジロック等で接続するものとする。以下に配管口径を示す。

NaK配管（1ループ）：  $\text{Ø}31.8 \times t 1.5$ （表3.1参照）

ガス系配管（2ループ）（表3.2参照）

- ・コンプレッサ出口：  $\text{Ø}42.7 \times t 1.5$
- ・レキュバレータ出口：  $\text{Ø}48.6 \times t 1.5$ （IHX入口）
- ・IHX出口：  $\text{Ø}60.5 \times t 2.0$

- ・タービン出口 :  $\varnothing 65.0 \times t 2.0$
- ・ラジエータ入口 :  $\varnothing 60.5 \times t 2.0$  (レキュパレータ出口)
- ・ラジエータ出口 (開放)
- ・コンプレッサ入口 :  $\varnothing 48.6 \times t 1.5$

#### 熱膨張吸収ベローズ

NaK充填時の循環純化運転時の温度は200℃であるが、長期的(200日程度)な崩壊熱の減衰(定格0.5%程度)を考慮して、充填純化の完了後の冷却系統の切り放し温度を70℃とし、NaKの体積熱膨張(70℃~740℃)を考慮して、その容量を設定する。

#### 熱膨張吸収ベローズ

- ・NaKインベントリ RV ; 約7.4ℓ
- 配管 ; 約5.2ℓ
- IH X ; 約5.1ℓ
- 合計 約17.7ℓ
- ・比重量 854 kg/m<sup>3</sup> at 70℃
- 693 kg/m<sup>3</sup> at 740℃

- ・体積膨張量 ; 4.1ℓ

15.1 kg/17.7ℓ at 70℃ → 21.8ℓ/15.1 kg at 740℃

- ・NaK全体が740℃となるのではないが、熱膨張吸収ベローズの体積吸収容量を余裕を見て4.5ℓとする。

#### 3.4.6 タービン・コンプレッサ・発電機

米国Garrett社のカタログの寸法から内挿等により大きさを設定する。5kWe用密閉ブレイトンサイクルユニットの外径寸法を決める上で参考となる10kWe用と1.3kWe用の寸法及び概略寸法と5kWe用の予測寸法を表3.3に示す。

#### 3.5 耐圧殻

原子炉システムは耐圧殻中に設置する。耐圧殻の大きさ(内寸法)は、原子炉システムを設置するのに必要なスペースを確保するという要求条件より決定される。

NaK炉システムの場合、機器の配置の検討をした結果、ブレイトンサイクルを配置する内径1900mmの球状の耐圧殻と、原子炉を設置する内径830mmの円筒状の耐圧殻を接続し

た形となった。

上記のような形状の耐圧殻の圧壊強度計算を行って、耐圧殻の板厚を求めた。板厚計算の計算条件は次のようである。

- ①設計深度 : 8.020 (m)  
②安全率 : 1.537  
〔 運輸省船舶局潜水船特殊基準<sup>(4)</sup> による  $\frac{(8020 \times 1.5) + 300}{8020}$  〕  
③海水比重 : 1.05 [ton/m<sup>3</sup>]  
④材料特性 (6Al-4V-Ti合金)  
ヤング率 (E) : 11.500 [kgf/mm<sup>2</sup>]  
ポアソン比 ( $\nu$ ) : 0.33  
降伏応力 ( $\sigma_y$ ) : 81.0 [kgf/mm<sup>2</sup>]  
比例限度力 ( $\sigma_p$ ) : 60.8 [kgf/mm<sup>2</sup>] ( $0.75\sigma_y$ )  
⑤球殻内径 : 1.900 [mm] 及び 830 [mm]  
⑥円筒殻内径 : 830 [mm]  
⑦2球間心距 : 2.400 [mm]  
⑧工作法 : 機械加工 (ただし球殻部の不正球度:  $R_i/R_o = 1.01$ )

上記⑤の内径 830 mm の球殻は、円筒状の球殻の下ぶたにあたる部分である。  
板厚の計算方法については、付録-3 に記す。

計算の結果板厚は次のように求めた。

- ①単独の球殻についての圧壊強度計算の結果、板厚と安全率の関係を図 3.6 に示す。これより、

$$\begin{aligned} \text{球殻の板厚} &: R950 : 87 \text{ [mm]} \\ &R415 : 38 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

で要求された安全率を満たす。なお、この場合の発生応力は設計深度 (8020 m) で R950, R415 共約 54.6 kgf/mm<sup>2</sup> である。

- ②円筒殻についての応力計算の結果、必要板厚は以下の通りである。

$$\left[ \text{必要板厚} : t = \frac{1}{\sqrt{1-2 \cdot P/\sigma_a}} - 1 \right] R_i$$

$$\begin{aligned} \text{ここで } P &= 8.421 \text{ kgf/mm}^2 \\ R_i &= 415 \text{ mm} \\ \sigma_a &= 60.8 \text{ kgf/mm}^2 (\sigma_p) \end{aligned}$$

故に

$$t = \left( \frac{1}{\sqrt{1-2} \times 8.421760.8} - 1 \right) \times 415$$

$$= 73.07 \text{ [mm]}$$

又、圧壊確認計算の結果、板厚安全率の関係を図 3.7 に示す。これによると板厚 73mm に  
おける圧壊安全率はおよそ 1.77 である。

③以上の計算結果をもとに、耐圧殻の概略図を図 3.8 及び図 3.9 に示す。

### 3.6 システム概念検討

3 章 1～6 節で検討した結果を用いて、システムの概念設計を行う。概念設計の方針を  
以下に述べる。

(1)出力：10 kWe

(2)2 次系ガス：He-Xe の混合ガス（60%：40%体積比）

(3)原子炉

イ. 熱出力	61.7 kWt
ロ. 炉心入口／出口ナトリウム温度	618°C／720°C
ハ. 制御ドラム	3 個 (BW+B,C)
ニ. 安全棒	6 本 (B,C)
ホ. 冷却材入口／出口	上部流入／上部流出
ヘ. 冷却材系統数	1 次系 1 系統 2 次系 2 系統

注) ガス系を 2 系統としているが、IHX (NaK-ガス熱交換器) は 1 基であるた  
め、故障時に故障した系統を隔離する観点から、IHX ガス側の配管を 2 系統に  
して、IHX の出入口ガス配管側に隔離弁を設けるものとする。また、1 次系は  
系統を分離しない。

(4)原子炉設置方法

耐圧殻は上部を球殻とし、密閉ブレイトンサイクルシステムを設置する。又下部は円  
筒殻とし、原子炉をこの円筒殻に設置する。

(5)放射線遮蔽

宇宙炉の遮蔽設計を参考に、とし、原子炉の上部には計装関連の保護の目的で中性子  
及びγ線用の遮蔽材として(LiH+W+B,C)をつける。なお、遮蔽体の厚さは、宇宙炉の  
設計例(米国 GE 社)<sup>(2)</sup>を参考に 535 mm に設定する。一方、原子炉の横

方向及び下方向には耐圧殻の高速中性子照射による材料劣化対応として、高速中性子遮蔽用に200mm程度のLiHの遮蔽体を設置するものとする。

(6) 熱遮蔽

放散熱量を削減するため、機器及び配管（NaK及びガス系配管）に保温材をつける。なお、放射線遮蔽体の温度がその制限値を超える場合には、温度制限（溶融防止）<sup>(5)</sup>を満足するように、原子炉容器廻りに熱遮蔽体を設置するものとする。

なお、NaKの場合には常温でも固化しないため、NaK配管には予熱ヒータを設置しない。

(7) 計測制御等の高温に弱い機器の冷却

温度83℃のラジエータ出口とコンプレッサ入口間は、無配管化を行いラジエータ出口ガスによる冷却を行う。

(8) NaK熱膨張の吸収：ペローズの変形による吸収

NaKの体積膨張及び収縮は、溶接ペローズの変形で吸収する計画とし、カバーガス空間は設けないこととする。これにより冷却材の液体金属と雰囲気ガスの圧力差はほとんどなくなる。

(9) NaK充填ドレン

NaKの充填ドレンは、母船等にある別施設で行うこととし、その為の接続ノズルのみ設置することとする。初期の純化は別施設で行う。

(10) 燃料の交換：原則として不要

10年程度の運転であることを考慮すると、燃料交換はできるだけ行わない炉心設計を採用するものとする。宇宙炉では燃料の交換を行わずに、10年程度の寿命をあると考えられることを根拠としている。

(11) 定期点検

タービン等の動的機器は十分信頼性のあるものを用いることとし、経年変化による多少の効率の低下があっても、10年間メンテナンスフリーとなるものを使用するものとする。

(12) NaKの純化

純化されたNaKを充填するものとし、充填後も機器内部の純化のために、NaKを循環させ、上陸等で充填時に設置した外部の純化装置で純化することとする。無人での運転中は、拡散型の自然冷却型のコールドトラップを設置して行うものとする。



### (13) 補助炉心冷却系

補助炉心冷却系は、原子炉の安全設計の思想と関連して決めるべきものであるが、炉心出力が小さいことから自然放熱で十分崩壊熱を除去できると考えられるため、特別に補助炉心冷却系を設置することは不要とする。

### (14) ガス置換

空気から He - Xe 混合ガスへの置換は、外部設備を用いて行うこととし、接続ノズル等を設置して実施することとする。

### (15) Na K の循環及び流量の測定

Na K の循環は電磁ポンプを用い、流量の計測用として小型の流速計又は電磁流量計を設置することとする。自然循環による炉心の除熱の観点からは、原子炉容器よりも上部に設置することが望ましい。

### (16) Na K - ガス熱交換器

静的な機器単体からなる Na K - ガス熱交換器は、ドーナツ型の形状とし、原子炉容器の上部に設置する。

### (17) レキュパレータ

昨年度の検討結果を参考にして、プレートフィン式の熱交換器としてそのサイジング等を検討する。

### (18) 制御ドラム及び安全合駆動機構

図 2.4 に示す概念を参考に構造寸法設定することとする。

### (19) 発電系の系統数

既存の 1.3 kWe 及び 10 kWe のタービンの概略寸法から 5 kWe のタービンの寸法を内挿して設定し、ガス系統（2次系）は 2 系統とする。

### (20) 放射線遮蔽体用の断熱材

放射線遮蔽体の温度は、その機能維持の観点から約 680℃ を超えてはならないので、原子炉系の厳しい運転条件下でも 600℃ 以下に保つように対応することにする。そのためには、放射線遮蔽体と原子炉容器の間に断熱材が必要である。断熱材の継ぎ目には、局部的に温度の上昇が予想されることから、計算上放射線遮蔽体の上限を 500℃ 程度以下に保てるようにすると、以下に示すような断熱材の厚さとなる。

断熱材厚さ（Na k 冷却炉）；15mm (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) (厚さには、覆いの材料を含む)

検討の内容を付録－４に示す。

以上の設計方針に基づいて耐圧殻内の機器の配置検討結果を図3.10及び図3.11に示す。  
ガスが流路順を以下に示す。

NaK－ガス熱交換器 → ガスタービン → レキュパレータ →  
→ ラジエータ → 耐圧殻内雰囲気 → コンプレッサ →  
→ レキュパレー → NaK－ガス熱交換器

本システムは前述のようにラジエータ出口とコンプレッサ入口間を無配管しており、従って耐圧殻内雰囲気はHe－Xeガスの5気圧状態となっている。この耐圧殻内不活性ガス雰囲気化は次のように行う。

本耐圧殻内を真空引き後、He－Xeの混合ガスを充填し加圧して、定格運転時に耐圧殻内の混合ガス5atmとなるように設定する。この作業工程における真空引き・ガス充填・加圧及び耐圧殻部の耐圧バウダリの確保の概念を図3.12に示す。なお、この作業手順は以下のように行う。

- ① 外部配管を耐圧殻外側にフランジにて取り付ける。
- ② 外部配管より真空引きを行う。
- ③ 外部配管より混合ガスを供給し加圧する。
- ④ 外部配管を外す。このとき内部混合ガスが短時間外部へ放出されるが、自動的にシールされる。
- ⑤ テーパのついた穴に、シールを有するテーパを有する栓をする。
- ⑥ 内圧に対して栓が飛び出さないように板を取り付ける。板と耐圧殻の間にはシールを取り付ける。

表3.4に耐圧殻内の機器の重量（耐圧殻を含む）を示す。同表に示すように全重量は、10ton以下となった。

SNAP-DYN10kWe設計の例を参考にして重量を設定した。SNAP-DYNと同じ重量と考えたのは、原子炉・熱輸送系・発電系・出力プロセス制御系及びケーブル類である。遮蔽、除熱系は構造が異なるため構造概念図より概略重量を求めた。なお、概略重量には、配管等のサポート重量は考慮されていない。

#### 4. リチウム炉システム概念設計

##### 4.1 密閉ブレイトンサイクルの解析

3章のNaKの場合に準じて計算する。

$$\text{タービンの膨張比 } \pi_T = \pi_C / (1 + \Sigma \delta) = 2.34 \cdot 1.10 = 2.13$$

$$\text{入口温度 } T_1 = (1077 + 273) = 1350\text{K}$$

タービン出口温度は、

$$T_2 = T_1 (1 - \eta_T (1 - \pi_T^{(1-\gamma)/\gamma})) = 1040\text{K} = 767^\circ\text{C}$$

$$\therefore L_T = C_p \cdot (T_1 - T_2) = 28.12 \text{ kcal/kg}$$

コンプレッサは、圧縮比が  $\pi_C = 2.34$  であり、非中間冷却型である。

$$\text{入口ガス温度 } T_3 = (83 + 273) = 356\text{K}$$

コンプレッサの断熱効率  $\eta_C = 0.80$  であるので

$$T_4 = T_3 (1 + (\pi_C^{(1-\gamma)/\gamma} - 1) / \eta_C) = 595\text{K} = 262^\circ\text{C}$$

$$\therefore L_C = C_p \cdot (T_4 - T_3) = 16.24 \text{ kcal/kg}$$

以上で（単位重要当りの）サイクル計算が終わったので系内を循環する流量を設定する。発電端出力で  $1.0 \text{ kW}_e$  であるため、タービン出力より圧縮機用負荷と発電に要する損失を考慮して設定する。

$$10\text{kW}_e = 10 \times 860 = 8600 \text{ kcal/h}$$

$$\therefore \frac{8600}{(28.12 - 16.24) \times 0.89} = 813 \text{ kg/h}$$

となる。

タービン出口とコンプレッサ出口の温度が判明したので、レキュパレータ温度効率  $\eta_{rx} = 0.751$  よりラジエータ入口温度とリチウム-He・Xe熱交換器入口温度を求める。

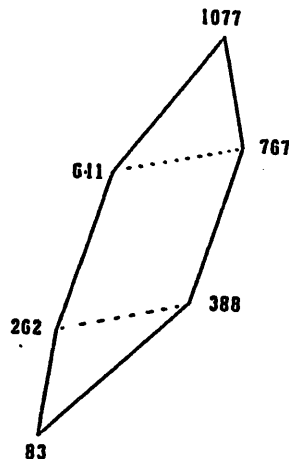
$$\eta_{rx} = \frac{767 - \text{ラジエータ入口温度}}{767 - 262} = 0.751$$

$$= \frac{\text{リチウム-He・Xe熱交換器入口温度} - 262}{767 - 262}$$

$$\therefore \text{ラジエータ入口温度} = 388^\circ\text{C}$$

$$\text{リチウム-He・Xe熱交換器入口温度} = 641^\circ\text{C}$$

以上を反映した温度プロファイルは、下図となる。



$$\Delta T = 126^\circ\text{C}$$

熱効率は、ホサイクル計算によると

$$10 \times 860 / (813 \times 0.0907 \times (1077 - 641)) = 0.267 \text{ より } 26.7\% \text{ である。}$$

ラジエータにおける放散熱量

$$813 \times 0.0907 \times (388 - 83) = 22490 \text{ kcal/hr} = 26.2 \text{ kWt}$$

レキュパレータにおける交換熱量

$$813 \times 0.0907 \times (767 - 388) = 27950 \text{ kcal/hr} = 32.5 \text{ kWt}$$

## 4.2 冷却系構造

### 4.2.1 リチウム系配管

冷却材をリチウムとした場合のシステム内の温度分布は次のようになる。

温度プロファイル

・ 炉心出入口リチウム温度	1140°C / 1090°C	
・ ガス温度	Li- ガス熱交換器	637°C / 1077°C
	タービン入出口	1077°C / 727°C
	レキュパレータ入出口	767°C / 388°C
	ラジエータ入出口	388°C / 83°C
	コンプレッサ入出口	83°C / 262°C
	レキュパレータ入出口	262°C / 641°C

炉心熱出力は次式で与えられる。

$$Q = 10 / \eta = 10 / 0.267 = 37.5 \text{ kW}$$

リチウム-ガス熱交換量は次式で与えられる。

$$Q = \text{炉心熱出力} = 37.5 \text{ kW}$$

リチウム流量は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} G &= Q \times 860 / (C_p \cdot \Delta T) \\ &= 37.5 \times 860 / (4.15 \times 0.238846 \times (1140 - 1090)) \\ &= 651 \text{ kg/h} \\ &= 1.44 \text{ m}^3/\text{h} (\because \gamma = 452 \text{ kg/m}^3 \text{ at } 1100^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

リチウム配管は1系統として検討すると次のようになる。

$$G = V \cdot \frac{\pi}{4} d^2$$

$$V = 2 \text{ m/s} \text{ とすると、 } d = 0.0160 \rightarrow \text{ } \varnothing 21.7 \times t 1.5$$

## 4.2.2 ガス系配管

流量は次のように計算される。

$$\begin{aligned} \text{体積流量 } V &= G/\rho = 813 \div 3600 / (6.54 \text{ kg/m}^3 \text{ at } 235.5^\circ\text{C}) \\ &= 0.0345 \text{ m}^3/\text{s} \text{ at } 235.5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

・リチウム-ガス熱交換器出入口体積流量 (10ata)

入口 641°C 0.0310 m<sup>3</sup>/s

出口 1077°C 0.0458 m<sup>3</sup>/s

・レキュパレータ体積流量 (5ata)

入口 767°C 0.0706 m<sup>3</sup>/s

出口 388°C 0.0448 m<sup>3</sup>/s

・ラジエータ体積流量 (5ata)

出口 83°C 0.0241 m<sup>3</sup>/s

・コンプレッサ出口配管 (10ata)

出口 262°C 0.0181 m<sup>3</sup>/s

配管系は上記流量を用いて次のようになる。

・リチウム-ガス熱交換器

1 系統の部分

入口 20 m/s  $\varnothing 0.044\text{m}$  →  $\varnothing 48.6 \times t1.5$

出口 20 m/s  $\varnothing 0.054\text{m}$  →  $\varnothing 60.5 \times t2.0$

2 系統の部分

入口 20 m/s  $\varnothing 0.031\text{m}$  →  $\varnothing 34.0 \times t1.5$

出口 20 m/s  $\varnothing 0.038\text{m}$  →  $\varnothing 42.7 \times t1.5$

・レキュパレータ (2 系統)

入口 20 m/s  $\varnothing 0.047\text{m}$  →  $\varnothing 50.8 \times t2.0$

出口 20 m/s  $\varnothing 0.038\text{m}$  →  $\varnothing 42.7 \times t1.5$

・ラジエータ (2 系統)

入口 20 m/s  $\varnothing 0.028\text{m}$  →  $\varnothing 34.0 \times t1.5$

・コンプレッサ (2 系統)

出口 20 m/s  $\varnothing 0.024\text{m}$  →  $\varnothing 27.2 \times t1.0$

#### 4.2.3 リチウム-ガス熱交換器

NaK-ガス熱交換器と同様な設計をする。付録-5に寸法計算を示す。

#### 4.2.4 レキュバレータ

必要伝熱面積は次のように計算される。

$$S = Q / (\Delta T_m \cdot K) \\ = 32.5 \times 860 / (126 \times 1500) = 0.15 \text{ m}^2/\text{2基}$$

余裕を見て必要伝熱面積を0.15 m<sup>2</sup>/基とする。

※ プレートフィン型熱交とし、熱貫流率を1500 kcal/m<sup>2</sup>h°Cとした。

伝熱部必要容積はプレートフィン型熱交換器の伝熱面積と体積の比を1000m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> とすると、必要容積は0.15/1000 = 0.00015 m<sup>3</sup> となる。

よって熱交換器の外形寸法を0.04×0.08×0.07m とする。

#### 4.2.5 ラジエータの放熱量及び必要伝熱面積

放熱量は26.2kWt、必要伝熱面積は2.2m<sup>2</sup> となる。

なお、詳細は付録-6に示す。

#### 4.4 システム概念

4章1～3節で検討した結果を用いてシステム概念の検討を行った。概念検討方針は3章のNaK炉の場合と、原子炉の熱出力、炉心出口/入口冷却材温度等を除いて同じなので、ここでは再述するのは省略する。

原子炉 熱出力 37.5kW

炉心出口/入口リチウム温度 1140/1090°C

システム概念図を図4.1に示す。NaK炉の場合に比較し、配管が細くなっている事及び原子炉廻りの熱遮蔽の厚さが少し大きくなっていること事が異なる点である。表4.1に耐圧殻内の機器の重量(耐圧殻を含む)を示す。

## 5. 実証炉温度条件でのNaK炉システム成立性

第3章でNaK炉システム概念について説明した。本システムは熱効率の向上をはかるため、炉容器出口NaK温度を720℃とした。しかし本システムは10kWeと小発電量である事を考慮すると、炉容器出口冷却材温度550℃という温度条件でも成立性があると考えられるので、本章で検討する。

第3章3節の方法に従ってサイクル解析計算を行う。但しブレイトン構成機器に於ける圧力損失割合( $\Sigma\delta$ )を5.7%とする。この値はフランスのERATO設計値<sup>(7)</sup>と同じ値で、レキュパレータの寸法を少し大きくする事によって可能である。図3.10及び図3.11から判断すると、スペース的にレキュパレータの寸法を大きくする事は可能である。又、ラジエータで出口温度を53℃とする。このようにした計算パラメータを使ってサイクル計算を行う。

計算の結果温度プロファイルは次のようになった。

タービン入口	535.0℃
出口	368.4℃
ラジエータ 入口	317.0℃
出口	53.0℃
コンプレッサ出口	188.6℃
熱交換器 入口	340.0℃

又タービンでなされる仕事量は

$$L_T = 15.11 \text{ kcal/kg}$$

コンプレッサでなされる仕事量は

$$L_C = 12.30 \text{ kcal/kg}$$

となる。循環ガス流量は

$$\frac{8600 \text{ kcal/h}}{(15.11 - 12.30) \times 0.89} = 3.438 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

となる。

熱効率は14.1%、ラジエータにおける放熱量は59.4kWt、レキュパレータにおける交換熱量は、57.2kWtと求まった。

次に付録-2に従ってラジエータの熱交換性能計算を行う。 $\Delta t_m = 110.4^\circ\text{C}$ 、 $Q = 59.4 \text{ kWt}$ 、 $K$ は53.2 kcal/m<sup>2</sup>h°Cであるので、必要伝熱面積 $S$ は8.7 m<sup>2</sup>となる。

ところで、図3.8に於いて、上部球殻内面に約10m<sup>2</sup>の伝熱面積をとる事が可能である。

以上の解析検討により、本システムを550℃の温度条件で設計する事が可能なのが分かった。

## 6. おわりに

近い将来に需要の見込まれる無人基地用動力源（水深8.020mを想定、10kWe）について概念検討を行った。原子炉システムとしては米国宇宙炉プロジェクトの10～30kWe用炉心のものを想定し、出力変換方式としては密閉ブレイトンサイクルを使用した。

冷却材としてはNaKの場合とリチウムの場合について検討したが、いずれの場合も動力源の重量は約8トンで設計出来た。

更にNaKの場合については、炉容器出口冷却材温度を従来の720℃だけでなく、実証炉設計の550℃の場合についても検討を行ったが、この場合もほぼ720℃の場合と同じ設計が可能な事が分かった。

このような検討により無人基地用動力源は現在の高速炉技術で製作可能な事が分かったが、この意義は非常に大きいと考える。



参考文献

- (1) "Scalability of Space Reactor Power Systems in the 10 to 100 kW Range." N. F. Shepard et al., CONF-910116, 1991, America Institute of Physics
- (2) "Design and Performance Characteristics for Low Power Space Reactor Systems." N. F. Shepard et al., IECEC-90 Paper No. 900145, 1990
- (3) 動燃報告書 PNC ZN9410 91-185 「6,500m級潜水調査船用動力源の概念設計」、大坪 章他、1991年5月
- (4) 潜水船特殊基準、昭和53年2月、運輸省船舶局
- (5) "Fabrication and Properties of Lithium Hydride. C. D. Montgomery, Nuclear Engineering and Design 25 (1973) 309-314
- (6) Space Nuclear Power Systems 1988. M. S. El-Genk et al., 1989, Orbit Book Company, Malabar, FL, U. S. A.
- (7) "Space Nuclear Power Studies in France." E. Proust et al., 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, July 31-Aug. 5, 1988, Denver(Colorado)

## 表 3. 1 NaK配管径の検討

### 1. NaK流量

R/V 入口/出口温度	618°C/720°C
$\Delta H = 20.74$ kcal/kg	
交換熱量	$10/\eta \times 860 = 0.531 \times 10^5$ kcal/h = 61.7kWh
NaK流量	0.711 kg/s
	0.00102m <sup>3</sup> /s (at 720°C $\gamma = 698.2$ kg/m <sup>3</sup> )
	0.00098m <sup>3</sup> /s (at 618°C $\gamma = 722.7$ kg/m <sup>3</sup> )

### 2. 配管口径

条件：1系統の配管  
流速 2~3m/s程度

$$\text{管内径：} \quad \frac{\pi}{4} d_1^2 = 0.00102 / v$$

$$d_1 = 0.0208 \sim 0.0255 \text{ m}$$

管寸法の設定： $\phi 31.8 \times t_{1.5}$

表 3. 2 ガス系配管の検討 ( 1 / 2 )

1. ガス温度条件

コンプレッサ入口温度	83℃
コンプレッサ出口温度 (レキュバレータ入口)	231℃
レキュバレータ出口温度 (中間熱交換器入口)	469℃
中間熱交換器出口温度	705℃
タービン出口	514℃
レキュバレータ出口温度	276℃

2. 体積流量

- (1) コンプレッサ出口配管  
0.057 m<sup>3</sup>/s at 10ata , 231℃
- (2) レキュバレータ出口配管  
0.083 m<sup>3</sup>/s at 10ata , 469℃
- (3) 中間熱交換器出口配管  
0.111 m<sup>3</sup>/s at 10ata , 705℃
- (4) タービン出口配管  
0.179 m<sup>3</sup>/s at 5ata , 514℃
- (5) ラジエータ入口配管 (レキュバレータ出口)  
0.122 m<sup>3</sup>/s at 5ata , 276℃
- (6) コンプレッサ入口配管  
0.081 m<sup>3</sup>/s at 2ata , 83℃

表 3. 2 ガス系配管の検討 (2 / 2)

3. 配管口径 (2ループ)

(1) コンプレッサ出口配管)

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.057/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.043\text{m} \rightarrow \phi 42.7 \times t1.5$$

$$30 \quad 0.035$$

(2) レキュバレータ出口配管

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.083/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.051\text{m} \rightarrow \phi 48.6 \times t1.5$$

$$30 \quad 0.042$$

(3) 中間熱交換器出口配管

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.111/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.059\text{m} \rightarrow \phi 60.5 \times t2.0$$

$$30 \quad 0.050$$

(4) タービン出口配管 (レキュバレータ入口)

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.179/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.075\text{m} \rightarrow \phi 65.0 \times t2.0$$

$$30 \quad 0.062$$

(5) ラジエータ入口配管 (レキュバレータ出口)

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.122/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.062\text{m} \rightarrow \phi 60.5 \times t2.0$$

$$30 \quad 0.051$$

(6) コンプレッサ入口

$$v \frac{\pi}{4} d^2 = 0.081/2 \quad v=20 \text{ とすると} \quad d = 0.051\text{m} \rightarrow \phi 48.6 \times t1.5$$

$$30 \quad 0.041$$

	1.3 KWe	10.7 KWe	5KWe	備考
高さ ( cm )	35	82	58	内挿は下式による $l = a + b \cdot Q \cdot \frac{1}{2}$
胴径 ( cm )	22	45	29	
備考	スケールに基づき寸法を設定	作業員の大きさに基づき、寸法を設定	左記値に基づき内挿した。	Q : 発電容量 a,b: 係数 1 : 寸法

高さ

$$85 = a + b \times 10.7 \frac{1}{2} \quad 35 = a + b \times 10.7 \frac{1}{2}$$

$$35 = a + b \times 1.3 \frac{1}{2} \quad 22 = a + b \times 1.3 \frac{1}{2}$$

$$b = 23.46$$

$$a = 5.25$$

$$b = 6.10$$

$$a = 15.05$$

表 3. 3 タービン寸法

表 3. 4 NaK炉システムの概略重量

	<u>SNAP-DYN 設計例</u>	<u>NaK冷却アレトソイクル</u> (無人基地用)
原子炉重量	215 kg	215 kg
放射線遮蔽	136 kg	305 kg
熱輸送系	65 kg	65 kg
発電系	316 kg	316 kg
放熱系	567 kg	542 kg
出力プロセス制御系	204 kg	204 kg
ケーブル類	20 kg	20 kg
耐圧殻	—	6150 kg
保温材	—	170 kg
支持構造物	—	120 kg
合計	1523 kg	8107 kg

表 4. 1 リチウム炉システムの概略重量

	<u>SNAP-DYN 設計例</u>	<u>Li冷却アレトシクル</u> (無人基地用)
原子炉重量	215 kg	215 kg
放射線遮蔽	136 kg	320 kg
熱輸送系	65 kg	65 kg
発電系	316 kg	316 kg
放熱系	567 kg	542 kg
出力プロセス制御系	204 kg	204 kg
ケーブル類	20 kg	20 kg
耐圧殻	—	6250 kg
保温材	—	200 kg
支持構造物	—	120 kg
合計	1523 kg	8252 kg

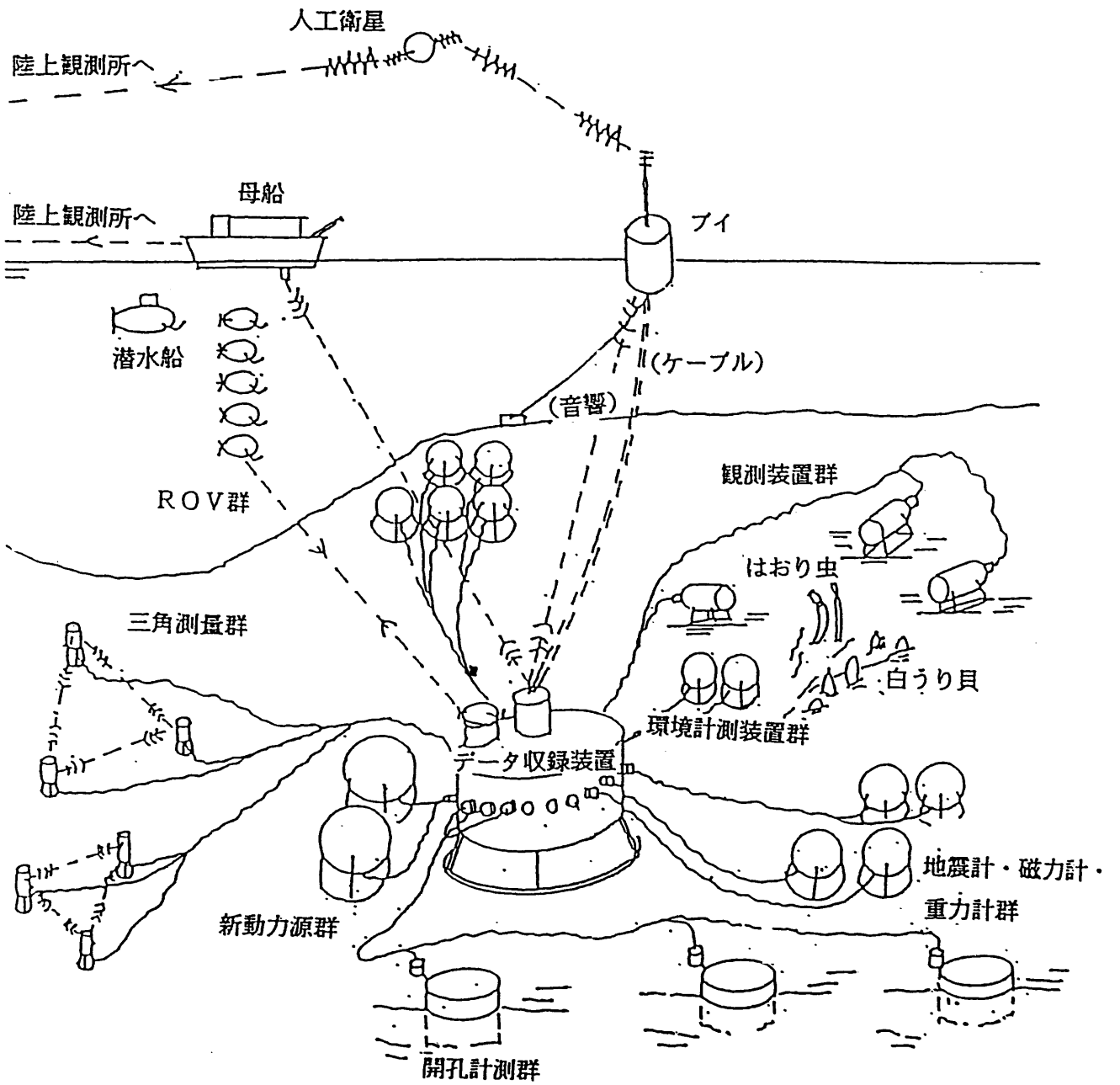


図 2. 1 総合海底観測システム無人海底基地



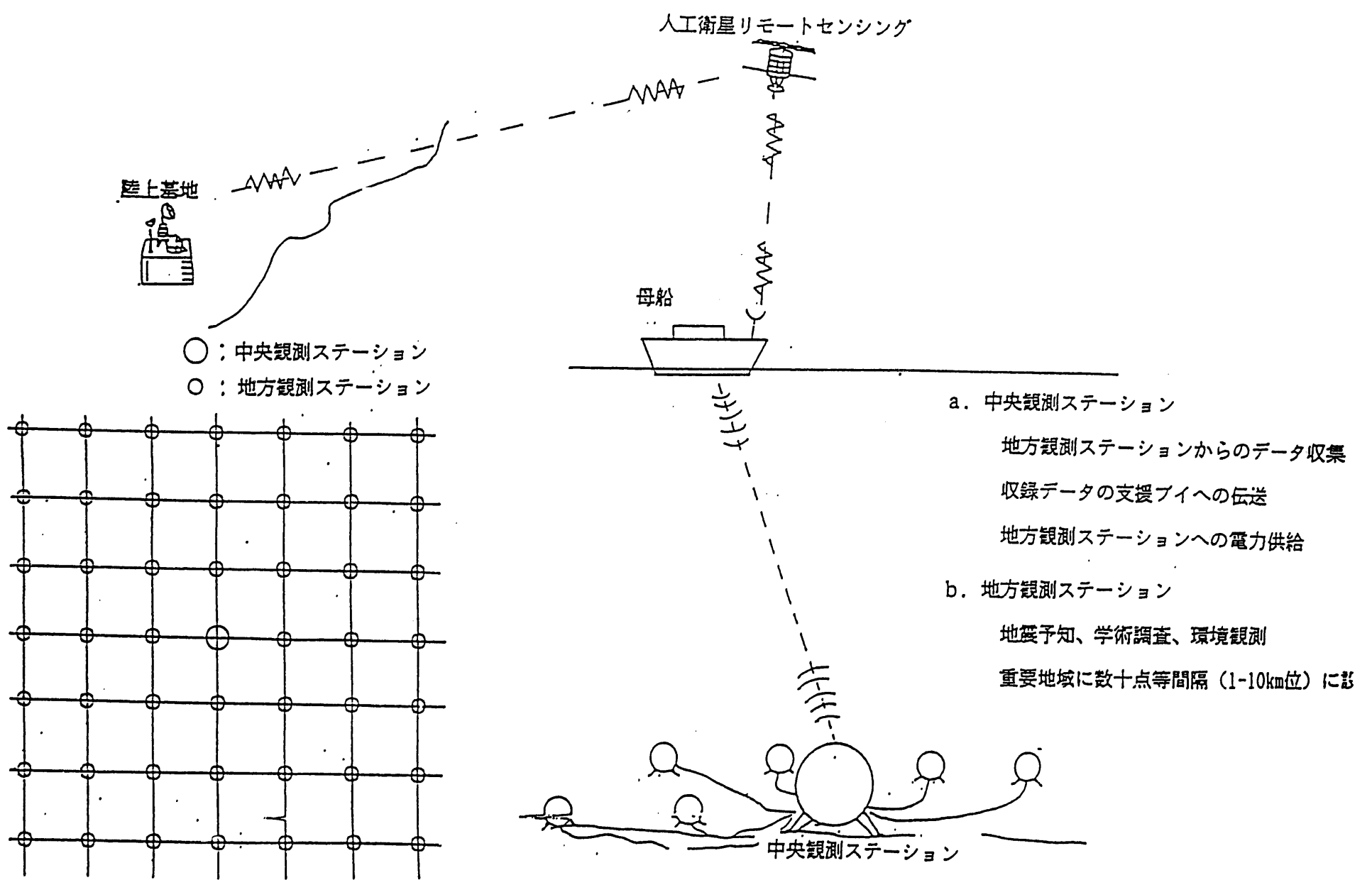
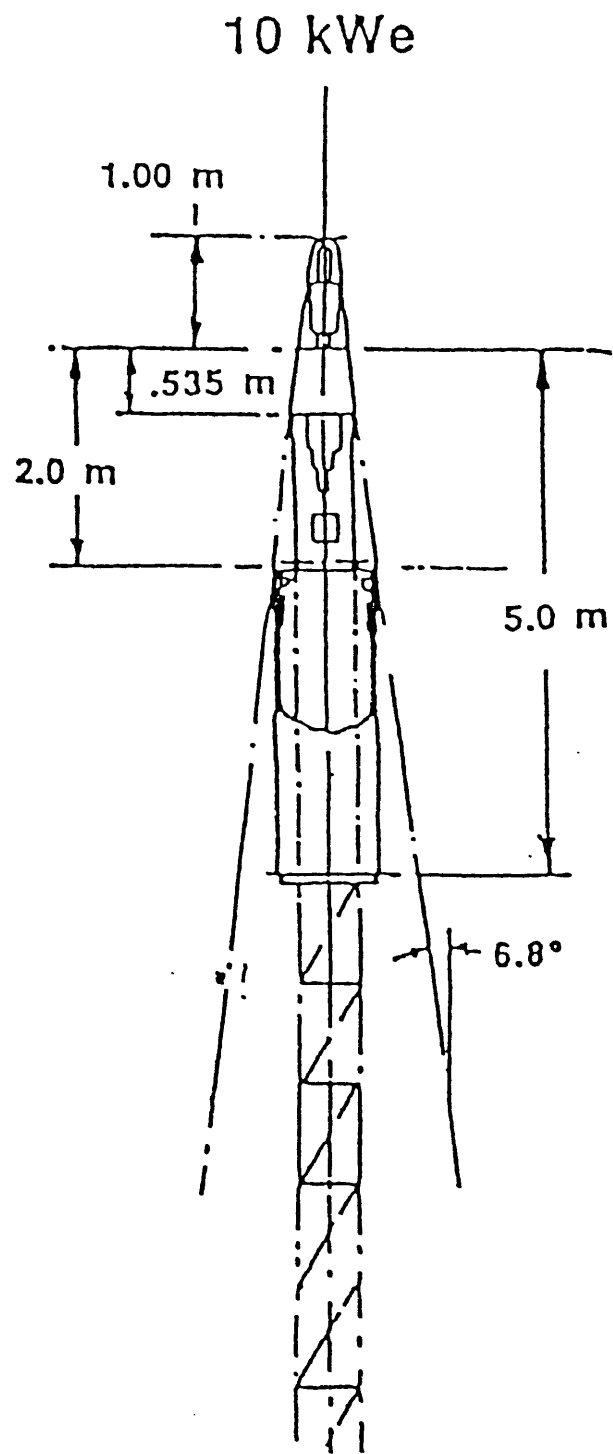


図 2. 2 中央観測ステーションを中心とした多 点観測グリッド無人基地



☒ 2. 3

SP-100設計例 (10 kW<sub>e</sub>宇宙炉)

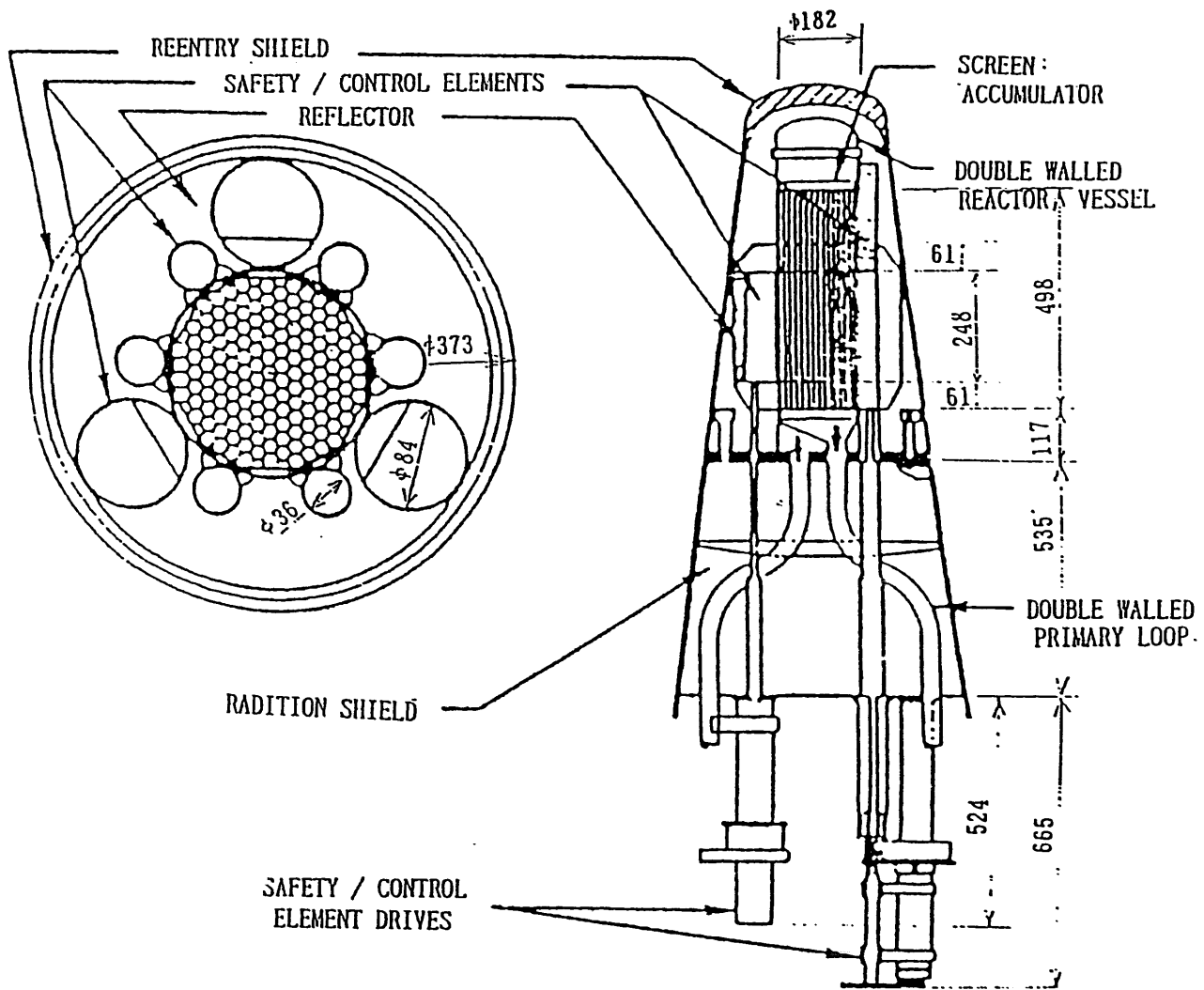
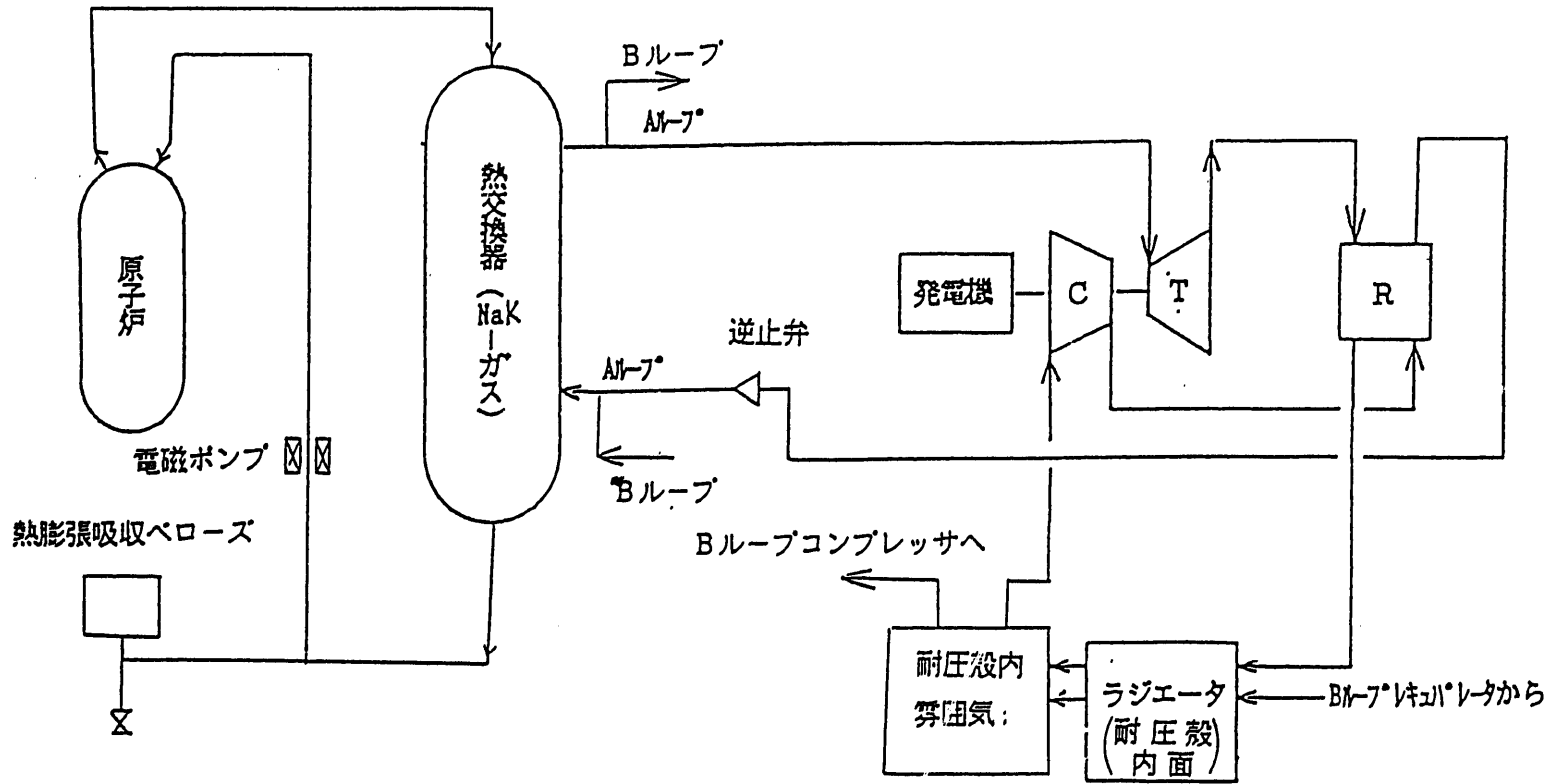


Figure 2. Reactor Power Assembly

図 2. 4 原子炉廻り構造設計

記号 C : コンプレッサ  
 T : タービン  
 R : レクタレータ (熱交換器)

34



1次系 : NaK (1ル-7°)

2次系 : He-Xe混合ガス (2ル-7°)

図 3. 1

全システム系統図 (NaK炉システム)

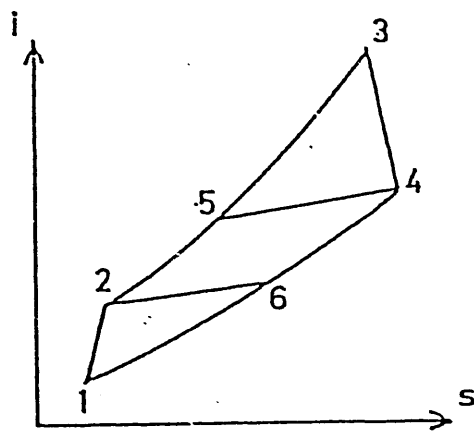
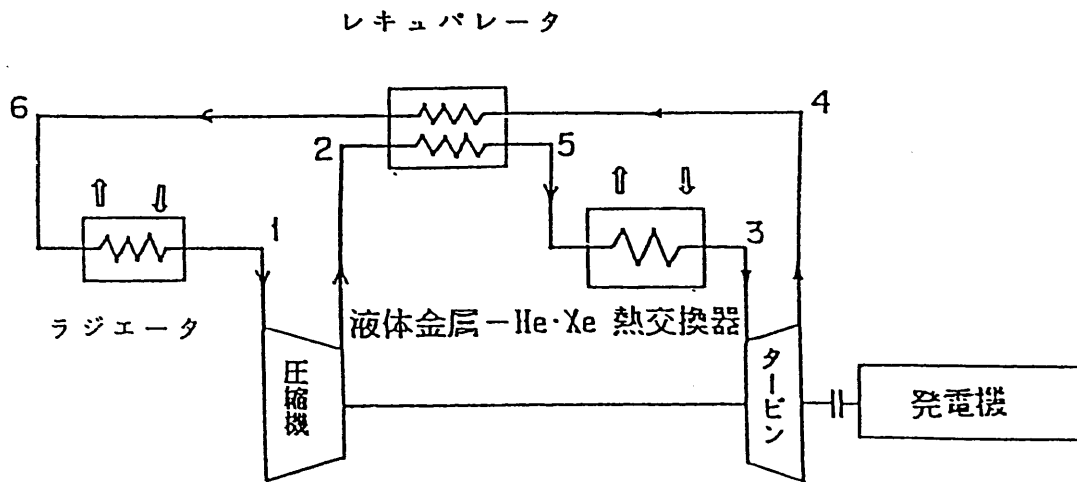


図 3. 2 2 次系システム構成図

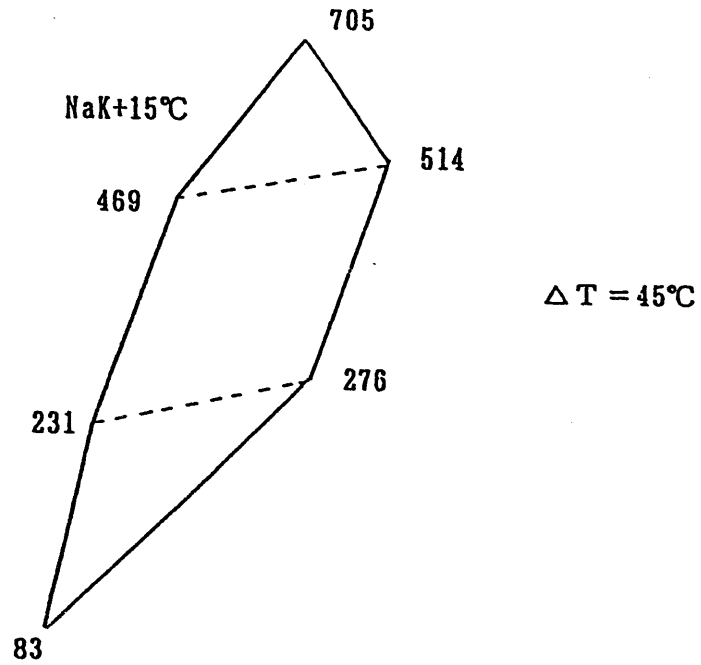


図 3. 3

2次系温度プロファイル (NaK炉システム)

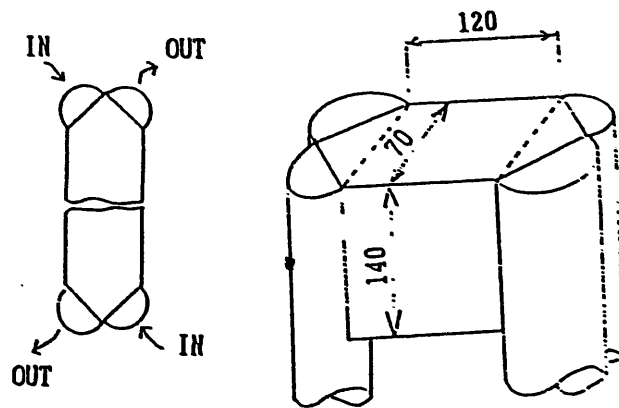
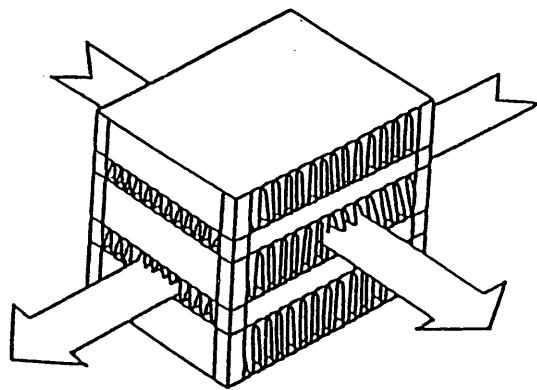
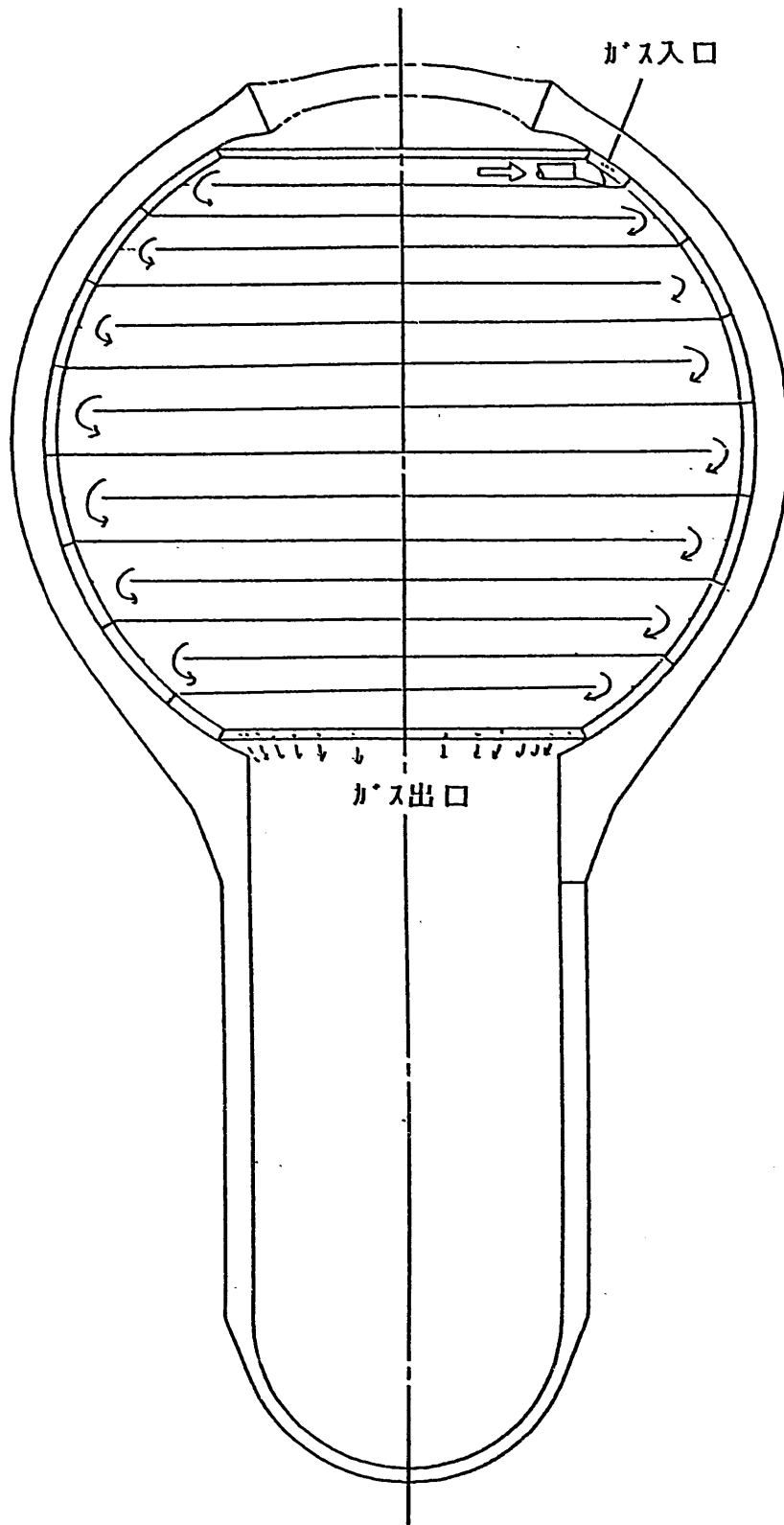


図 3. 4  
レキユパレータ (NaK炉システム)



☒ 3. 5 ラジエータ冷却ガス流路概念図



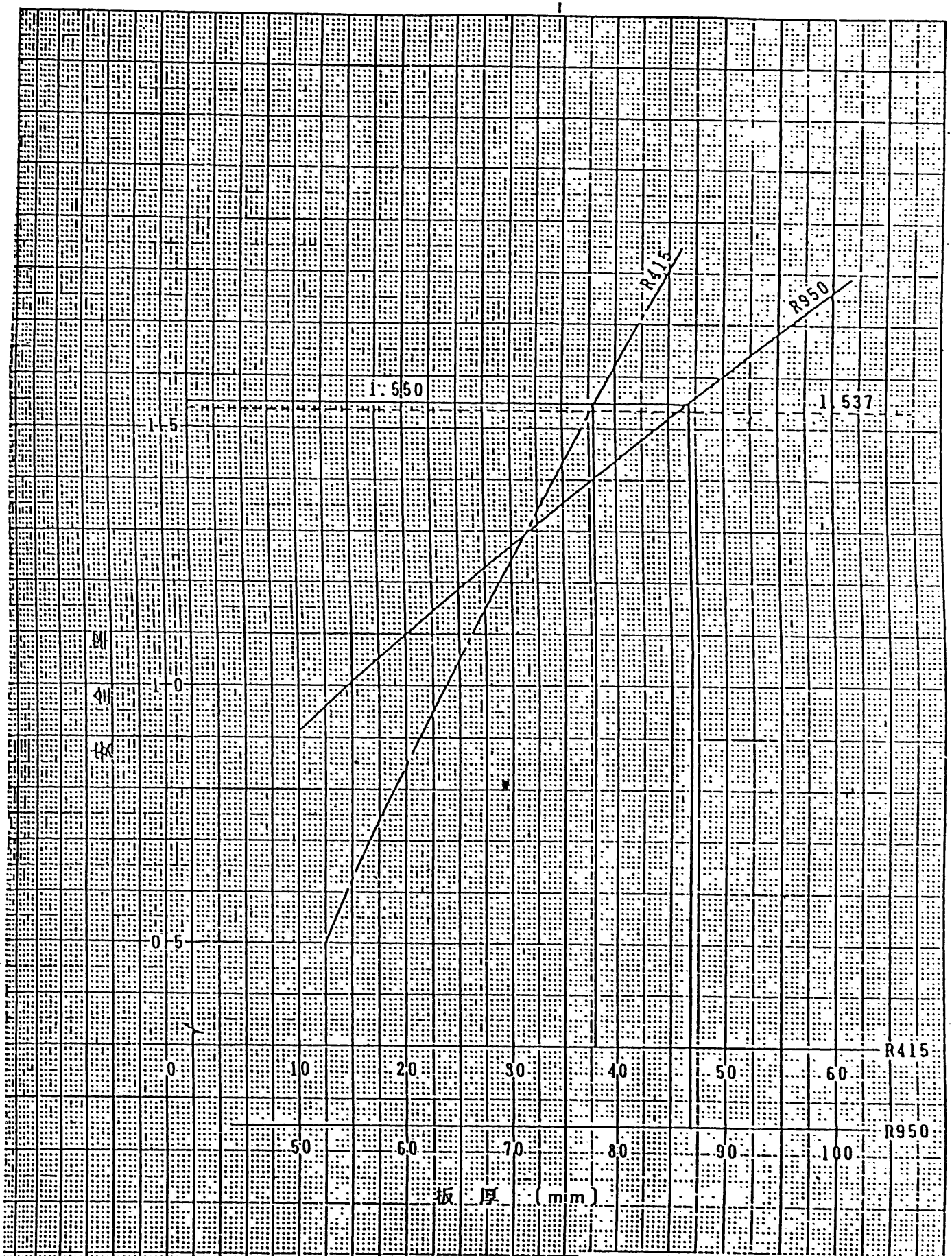


図 3. 6 球殻の板厚と圧壊安全率の関係

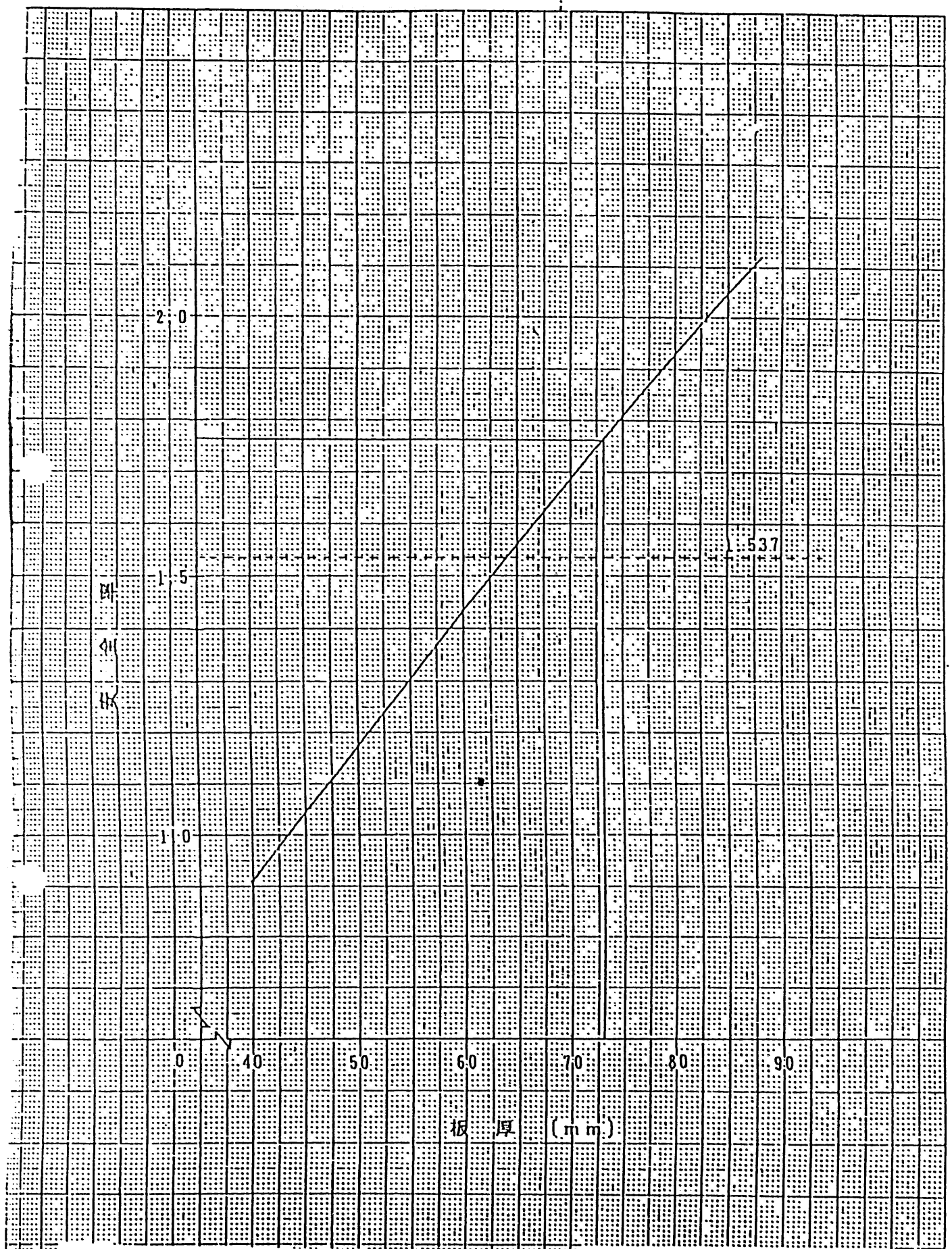
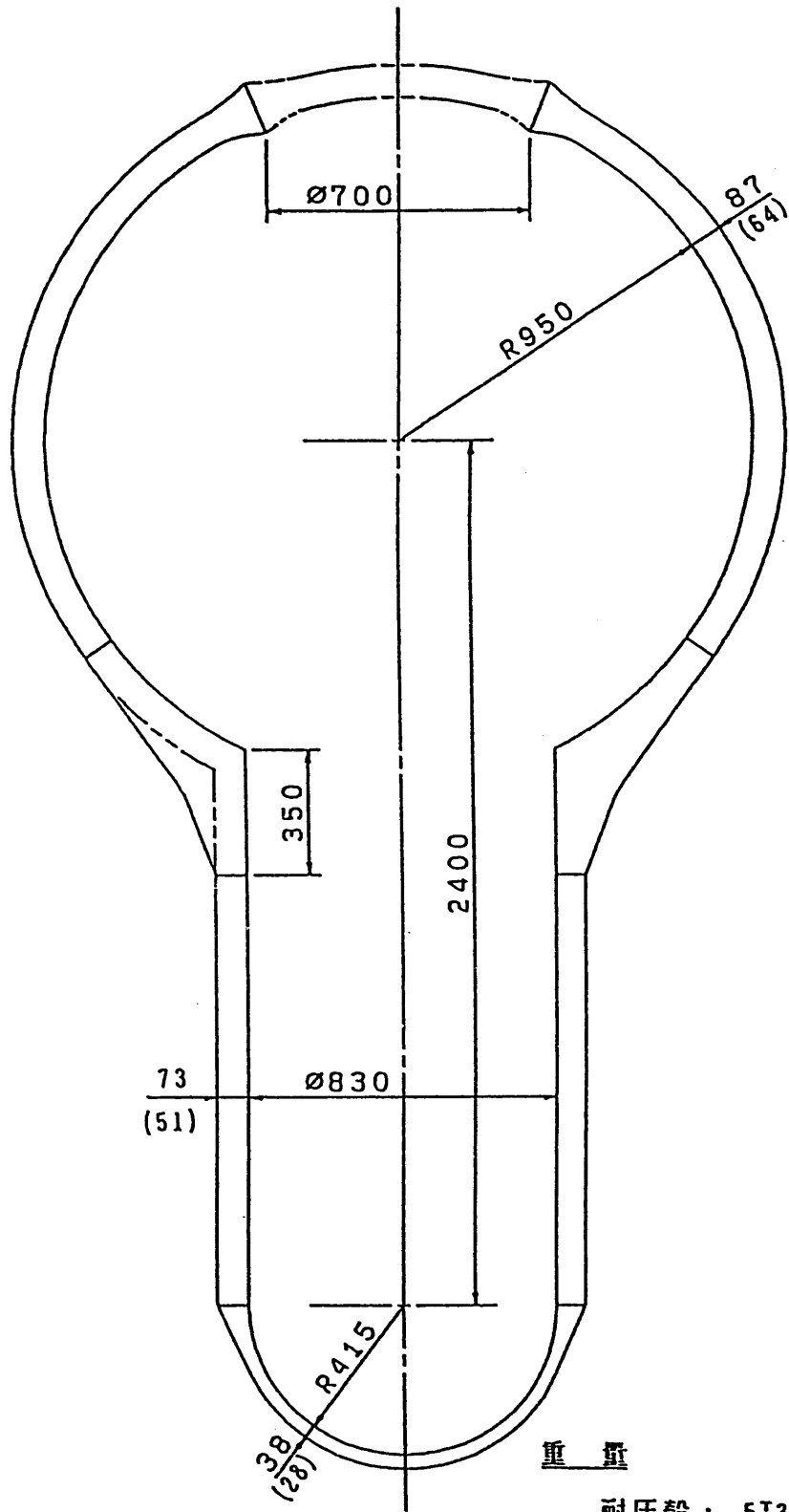


図 3. 7 円筒殻の板厚と圧壊安全率の関係



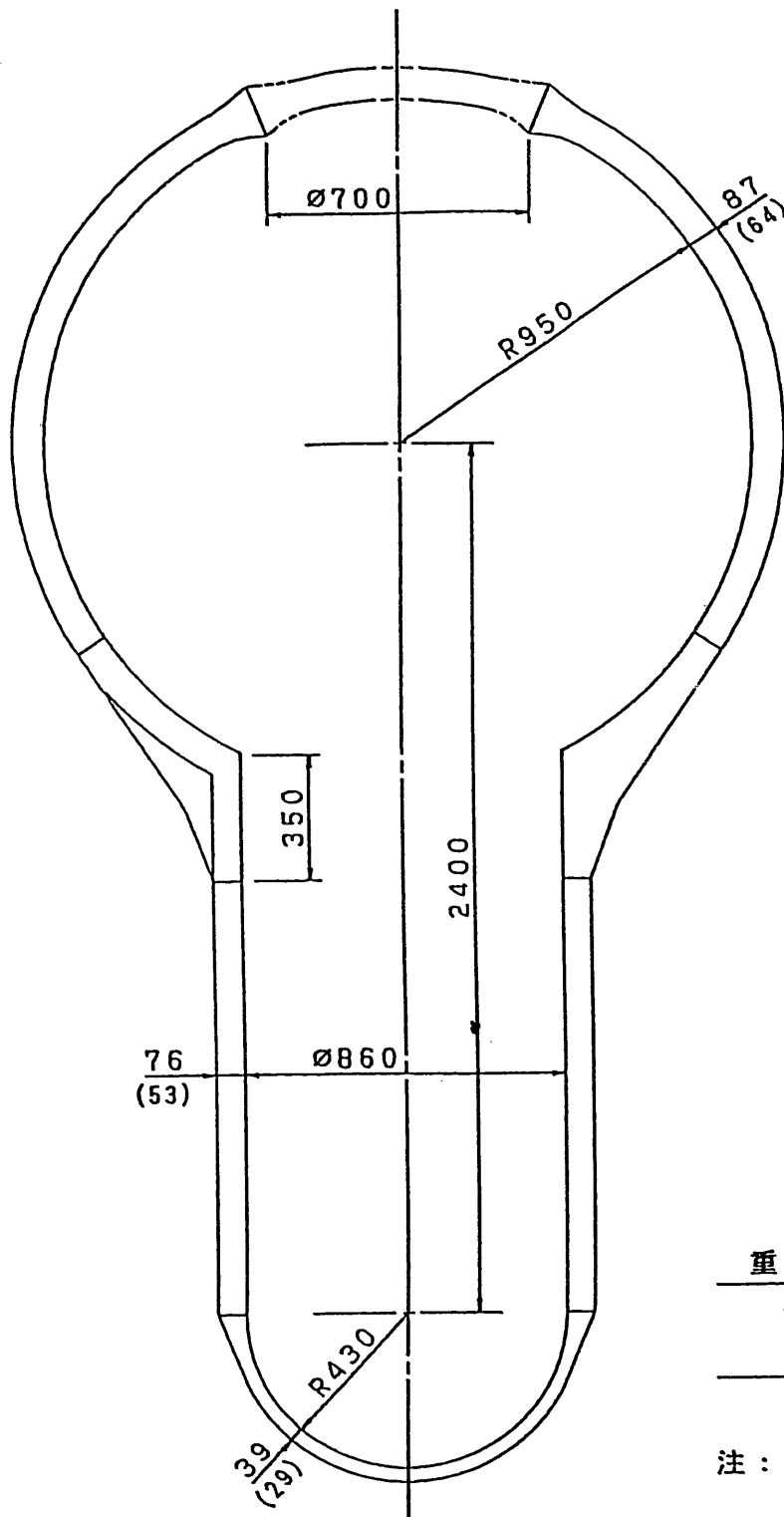
**重量**

耐圧殻 :	5 <sup>T</sup> 300 (3 <sup>T</sup> 500)
ハッチ :	0 <sup>T</sup> 850 (0 <sup>T</sup> 730)
計 :	6 <sup>T</sup> 150 (4 <sup>T</sup> 230)

注 : ( ) 内数値は設計深度6000m<sup>(7)</sup>の場合を示す。

図 3. 8

耐圧殻の概略図 (NaK炉システム)



重量

耐圧殻 : 5<sup>+</sup>400 (3<sup>+</sup>570)

ハッチ : 0<sup>+</sup>850 (0<sup>+</sup>730)

計 : 6<sup>+</sup>250 (4<sup>+</sup>300)

注 : ( ) 内数値は設計深度600の場合を示す。

図 3. 9

耐圧殻の概略図 (リチウム炉システム)

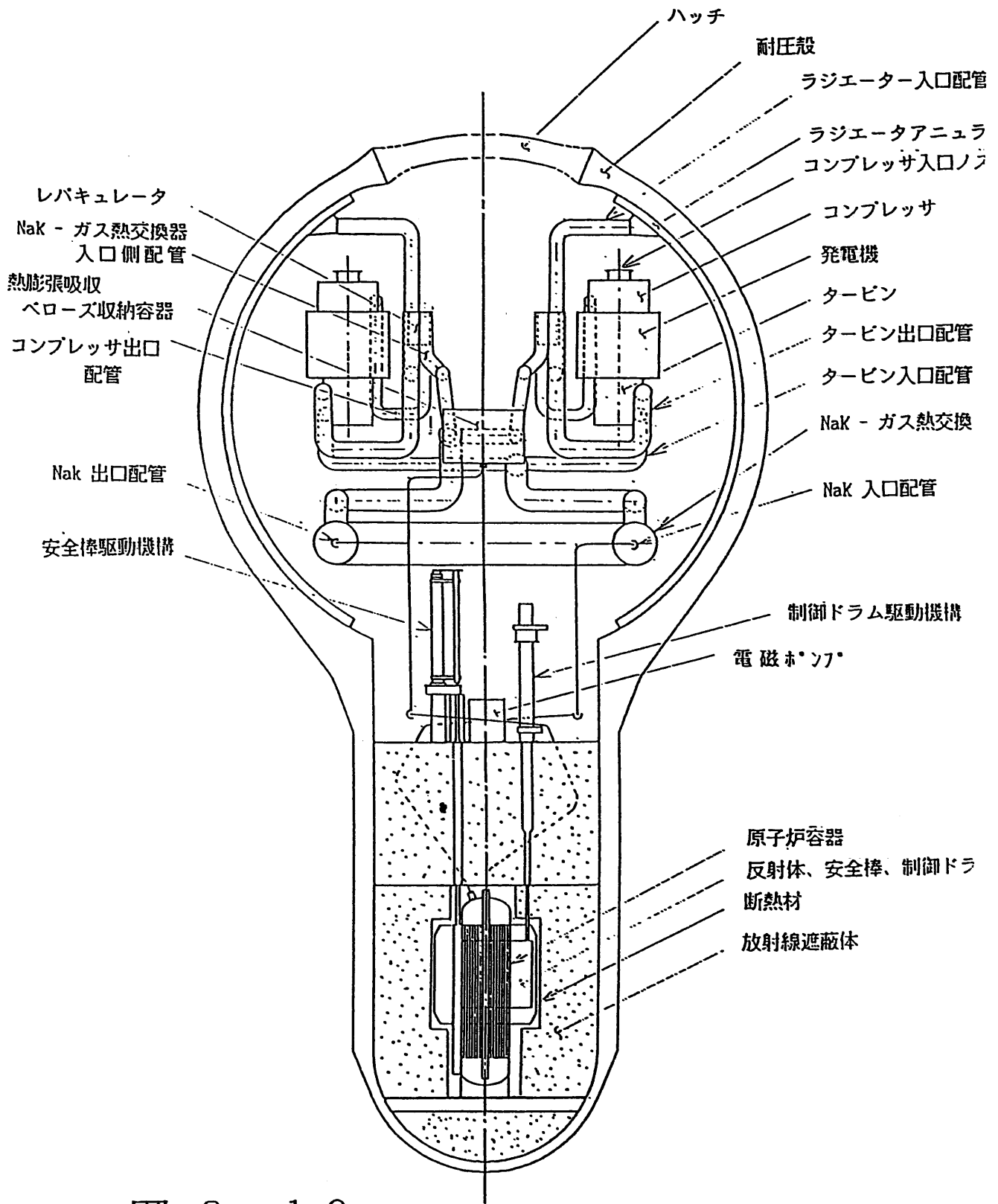
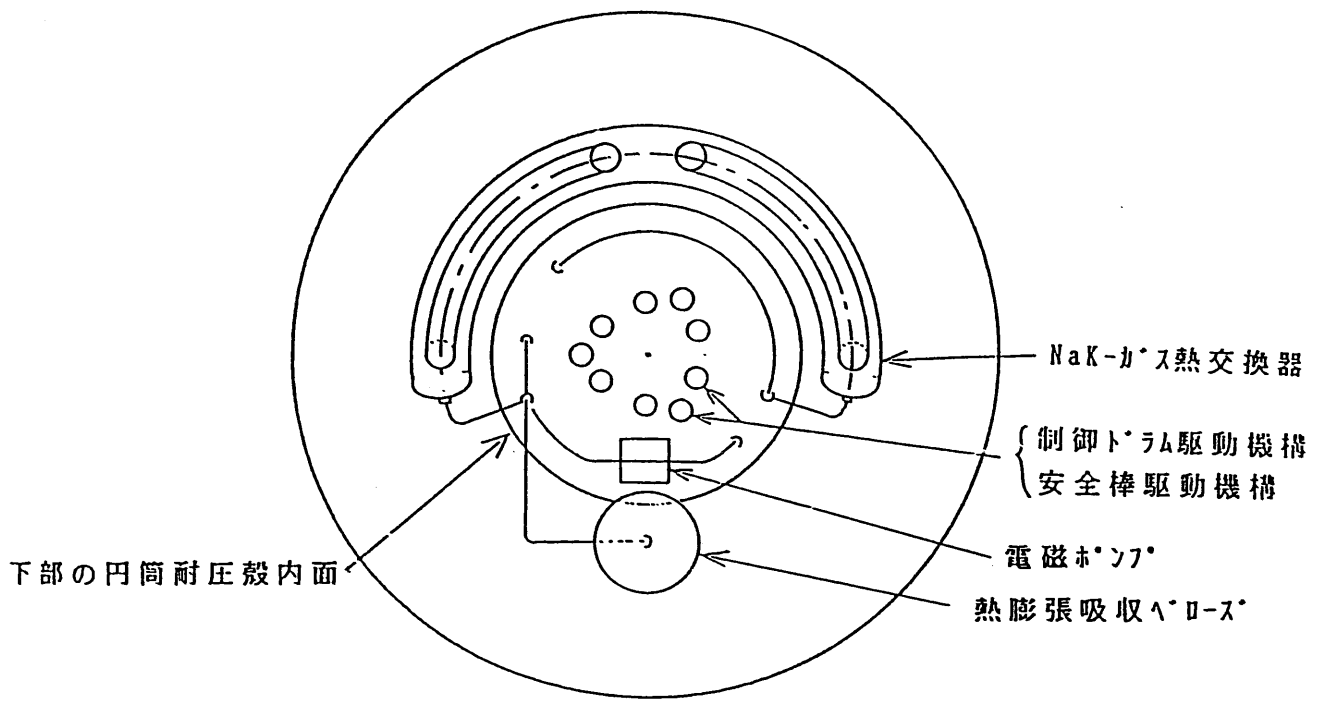
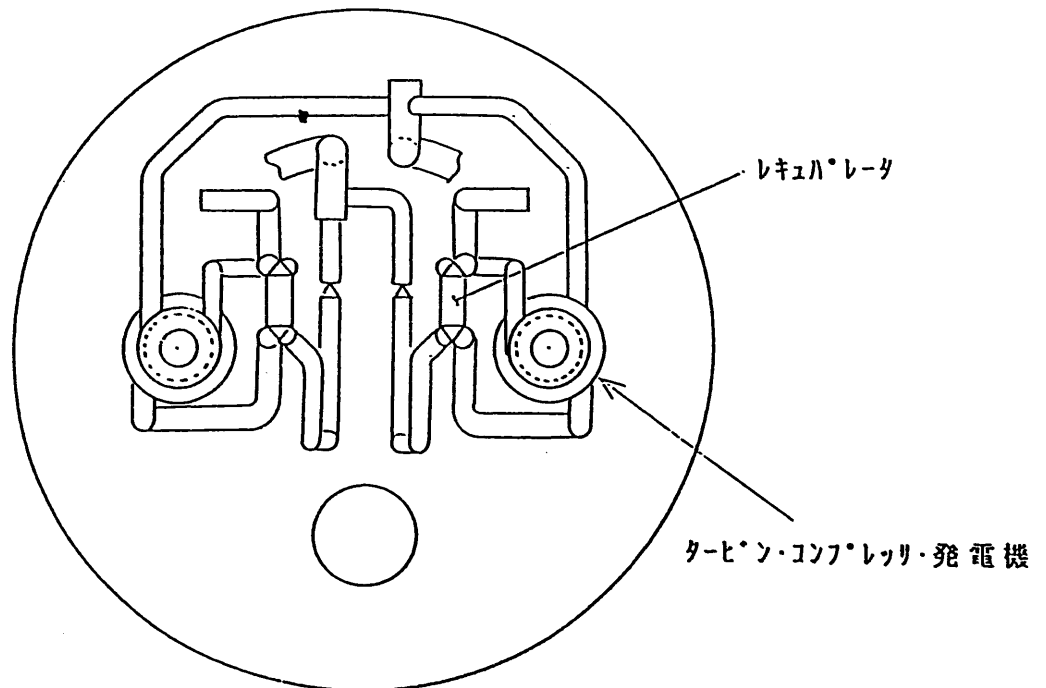


図 3. 1 0

無人基地用高速炉システム概念図 (NaK炉システム)



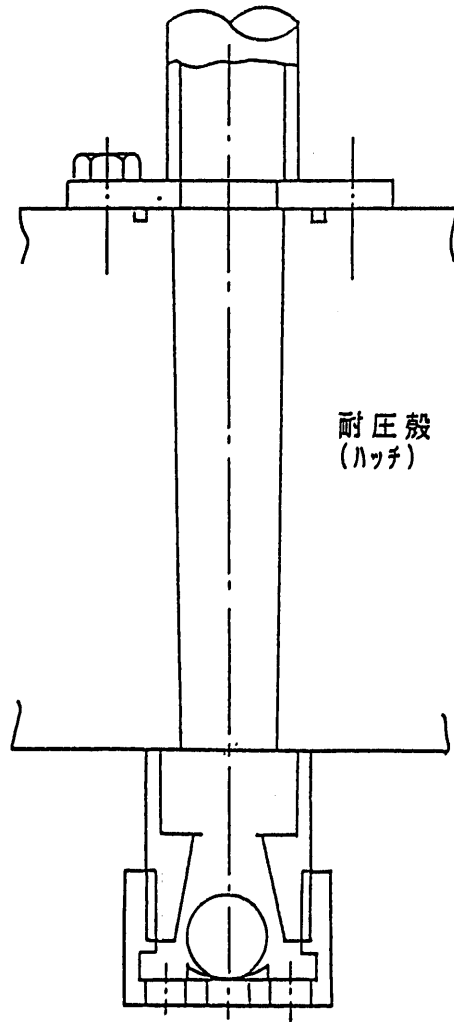
a. 上部球殻内下部平面配置



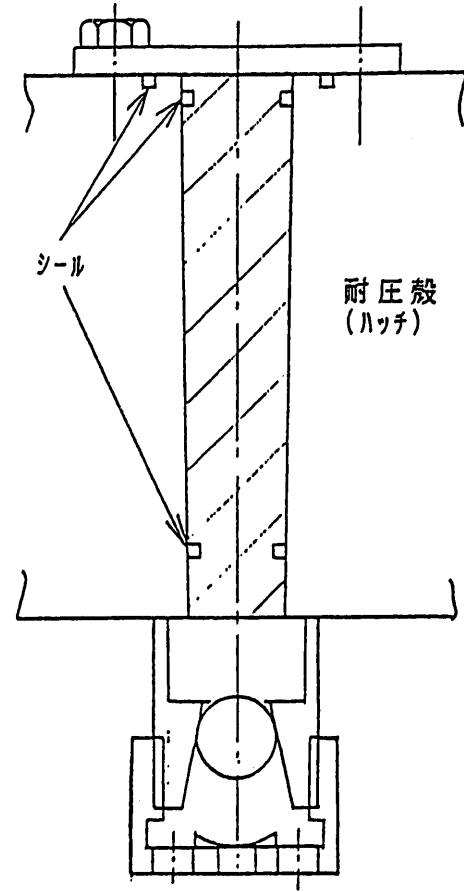
b. 上部球殻内上部平面配置

図 3. 1 1

上部耐圧球殻内平面配置 (NaK炉システム)



a. 真空引き時及び混合ガス充填時



d. 混合ガス充填完了後

図 3. 1 2 ガス置換用ノズル廻り構造概念

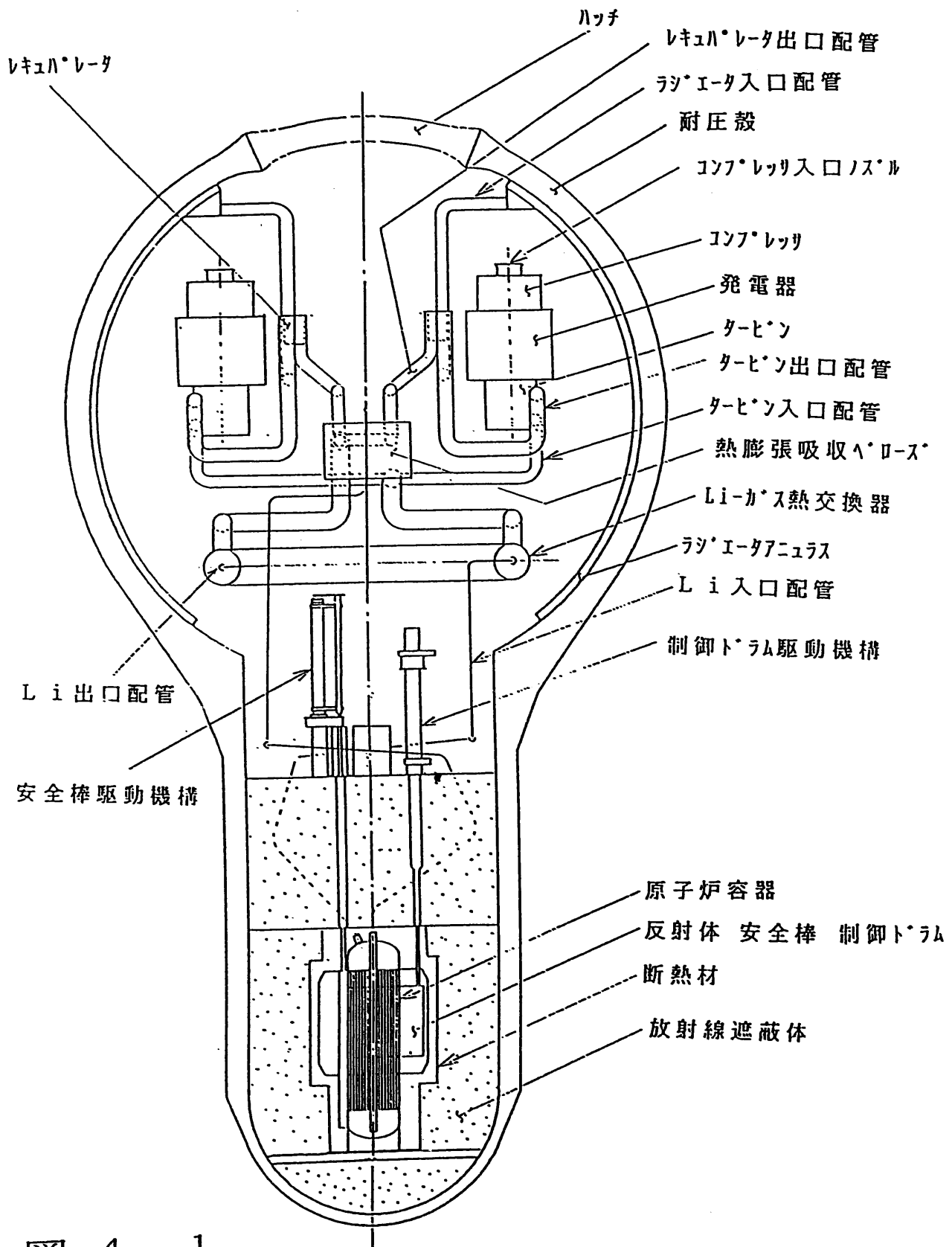


図 4. 1  
 無人基地用高速炉システム概念図 (リチウム  
 炉システム)



## 付録一 1 ガス-NaK熱交換器

1. 交換熱量：61.7 kW t

2. 温度条件

NaK温度（入口／出口）：720/618 °C

混合ガス温度（入口／出口）：469/705 °C

3. 流量

NaK流量：2560 kg/h

混合ガス流量：2478 kg/h

4. 構造仕様

伝熱計算結果に基づき以下の構造を設定した。詳細は、次ページ参照のこと。

構造型式：シェルアンドチューブのドーナツ形状

（1次側：伝熱管内、2次側：シェル側）

伝熱管 形状  $\phi 15.9 \times t 0.9$ （外側にワイヤーを巻く）

本数 37 本

有効長さ 1.5 m（有効部シュラウド内径 0.13 m）

胴 ドーナツ径：1.1 m（中心）

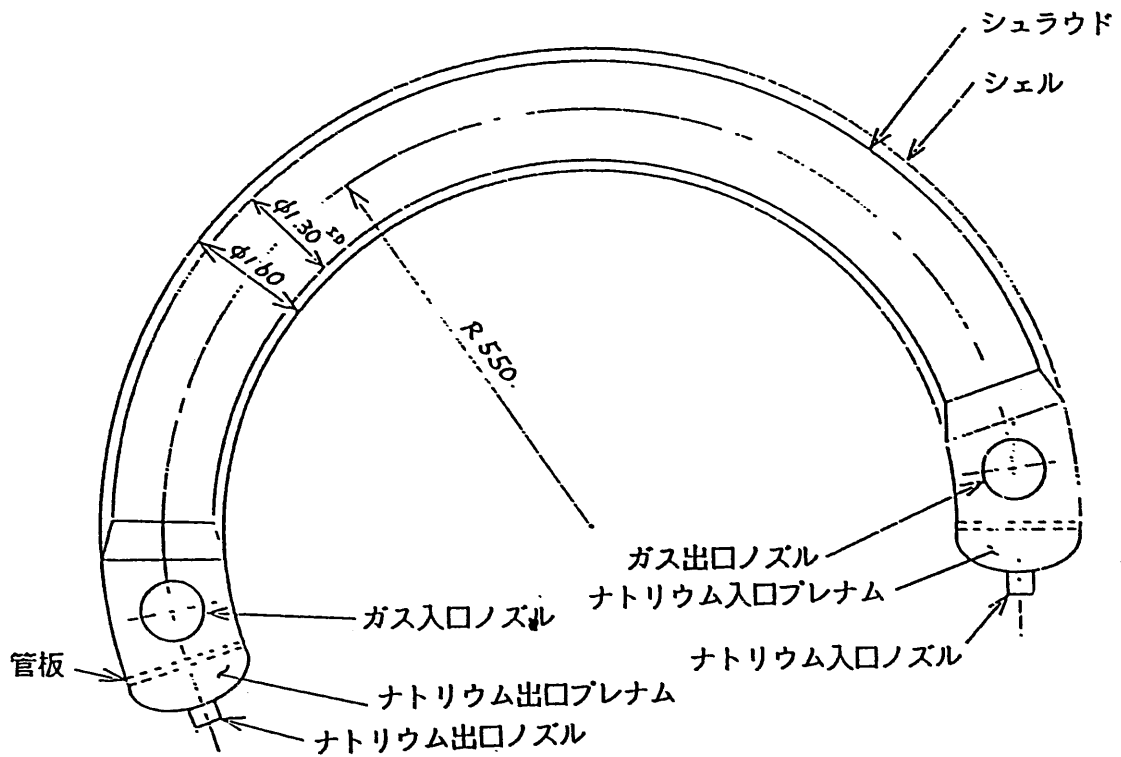
胴径：0.16 m

胴中心長さ：1.9 m

胴全長：約 2.3 m

Nak 流速 0.21 m / s  
 ガス 流速 17.3 m / s

伝熱管  $\Phi 15.9 \times t 0.9 \times 37$  本  
 伝熱管ピッチ 管板部 20 mm  
 伝熱部 18 mm  
 有効伝熱長 1.5 m  
 洞 径  $\Phi 160$  mm  
 長さ 1900 mm  
 洞中心径  $\Phi 1100$  mm



付録図 1 NaK-ガス熱交換器概念図

## 付録－２ ラジエータの熱交換計算 (NaKブレイトンサイクル)

### 1. 混合ガス気体の流量

#### (1) 条件

・ 温度	ガス入口／出口	276℃／83℃
	海水	5℃一定
・ 気体圧力		5 kg/cm <sup>2</sup> a
・ ガス混合割合		He : Xe = 60 : 40

#### (2) 流量

混合ガス流量                      2478 kg/h

#### (3) 体積流量

$$\begin{aligned}
 \text{体積流量} &= \text{重量流量} \div \text{比重} \\
 &= 2478 \div 7.3 = 339 \text{ m}^3/\text{h} \\
 &= 0.094 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &\quad (\text{ただし、平均温度 } 180^\circ\text{C, } 5 \text{ at a での値})
 \end{aligned}$$

### 2. 熱伝達係数

#### (1) 条件

平均流速	20 m/s (目安)
流路高さ	0.03 m
流路幅	流速 20 m/s 程度となる幅
交換熱量	50.4 kW

#### (2) 熱伝達率

流速 = 体積流量 / 流路断面積より 流路幅 = 0.16 m

等価直系:  $d = 4 \cdot s / 1 = 4 \times 0.03 \times 0.16 / (2 \times (0.03 + 0.16)) = 0.0505$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{20 \times 0.0505}{4.931 \times 10^{-6}} = 2.049 \times 10^5$$

$$\begin{aligned}
 (3) \text{ Nu} &= 0.019 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.5} \\
 &= 0.019 \times 2.049^{0.8} \times 10^4 \times 0.457 \\
 &= 154
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{154 \times 1.595 \times 10^{-5}}{0.0505} \\
 &= 0.0486 \text{ kcal/m}^2\text{s}^\circ\text{C} \\
 &= 175 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

耐圧殻の外側は前報同様海水を1m/sで流すとして、熱伝達係数 $\alpha_o=2460\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ とする

$$\alpha_1 = 175 \times 1.4 = 245 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

耐圧殻の外側の熱伝達係数 $\alpha_o = 2460 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ である。

### 3. 必要伝熱面積の検討

#### (1) 熱貫流量

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_1} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o} \\
 &= \frac{1}{245} + \frac{0.087}{6} + \frac{1}{2460} \\
 &= \frac{1}{52.7} \\
 K &= 52.7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

#### (2) 平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(276-5) - (83-5)}{\ln\{(276-5)/(83-5)\}} = 155 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### (3) 必要伝熱面積

ラジエータにおける放熱量Qは

$$2478 \times 0.0907 \times (276-83) = 43380 \text{ kcal/h} = 50.4 \text{ kWt}$$

$$\begin{aligned}
 S &= Q / (\Delta t_m \cdot K) = 50.4 \times 860 / (155 \times 52.7) \\
 &= 5.31 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

#### (4) 耐圧殻外海水強制循環喪失時の放熱計算

強制循環喪失時による強制冷却機能が喪失した場合においても、強制循環時において確保されている流路における自然循環によって、除熱が期待できる。その除熱量は海水との温度差にもよるが、文献によると少なくとも100 kcal/m<sup>2</sup>h°C期待できるといふ。この場合の必要伝熱面積は、以下のようなになる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{245} + \frac{0.087}{6} + \frac{1}{100} = \frac{1}{35.0}$$

$$S = Q / (\Delta t_m \cdot K) = 50.4 \times 860 / (155 \times 35.0) = 8.0 \text{ m}^2$$

となり、球殻部の放熱部面積は、9.4 m<sup>2</sup>程度確保できそうであり、必除熱は可能であるといえるが、その成立性については自然対流についての詳細検討が必要である。

#### 4. 結論

必要伝熱面積は、その約半分であり、十分の除熱容量を有するように設計可能である。

## 付録一 3 耐圧殻板厚計算方法

### ①球殻圧壊強度計算

文献 "Potential Hull Structures for Rescue and Search Vehicles of the Deep-Submergency Systems Project" by M.Krenzke に示されている方法による。

弾性座屈の場合

$$P_o = \frac{1.4}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} E \left( \frac{t}{R_L} \right)^2 \cdot S_o = \frac{P_o \cdot R_L^2}{2 \cdot t \cdot R_m}$$

$$P_o = K \cdot P_o$$

弾塑性座屈の場合

$$P_{\epsilon} = \frac{1.4}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \sqrt{E_s \cdot E_t} \left( \frac{t}{R_L} \right)^2, \quad S_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \cdot R_L^2}{2 \cdot t \cdot R_m}$$

$$P_{\epsilon}' = K \cdot P_{\epsilon}$$

- $P_o$  : 弾性域での圧壊圧力
- $P_{\epsilon}$  : 弾塑性域での圧壊圧力
- $P_o'$  : 修正係数  $K$  を乗じた弾性域での圧壊圧力
- $P_{\epsilon}'$  : 修正係数  $K$  を乗じた弾塑性域での圧壊圧力
- $S_o$  :  $P_o$  における応力
- $S_{\epsilon}$  :  $P_{\epsilon}$  における応力
- $t$  : 球殻計算板厚
- $R_m$  : 球殻板中心半径
- $R_L$  : 球殻板外局部半径
- $K$  : 圧壊圧力の修正係数
- $E$  : ヤング率
- $E_s$  :  $S_{\epsilon}$  における Secant Modulus
- $E_t$  :  $S_{\epsilon}$  における Tangent Modulus

②円筒殻の圧壊強度計算

当該円筒殻端部条件での円筒殻の圧壊計算式がないこと、及び設計深度と材料強度との関係から円筒殻の圧壊は塑性座屈領域にて生じると考えられることから下記の応力計算により板厚を算出した。

外圧を受ける厚肉円筒の最大圧縮応力

$$\sigma = - \frac{2 \cdot R_o^2 \cdot P}{R_o^2 - R_i^2}$$

より必要な板厚は

$$t = \left( \frac{1}{\sqrt{1 - 2 \cdot P / \sigma_s}} - 1 \right) \cdot R_i$$

- $\sigma_s$  : 許容応力 ( $\text{kgf/mm}^2$ ) [ $\sigma_s = \sigma_F$ ]
- $R_o$  : 外半径 (mm)
- $R_i$  : 内半径 (mm)
- $P$  : 圧力 ( $\text{kgf/mm}^2$ )
- $t$  : 必要板厚 (mm)

なお、参考として文献 "Inelastic Lobar Buckling of Cylindrical Shells under External Hydrostatic Pressure" by T.E.Reynoldes<sup>(12)</sup> に示されている方法により圧壊強度を確認計算する。

胴板圧壊圧力

弾性圧壊圧力  $P_e$

$$P_e = \frac{2\pi^2 E f_c}{3\phi(1-\nu_e^2)} \left(\frac{t}{R}\right)^2 \frac{Rt/L^2}{3-2\phi(1-f_c)}$$

塑性圧壊圧力  $P_i$

$$P_i = P_e \cdot \left(\frac{1-\nu_e^2}{1-\nu^2}\right) \left[ \frac{E_t}{E} \left(1 - \frac{3\phi}{4}\right) + \frac{E_s}{E} \cdot \frac{3\phi}{4} \right]$$

ここで

$R$  : 平均半径,  $t$  : 胴板板厚

$L$  : 肋骨心距,  $A_f$  : 肋骨断面積

$b$  : 肋骨ウェブ板厚

$\nu_e$  : 弾性ポアソン比

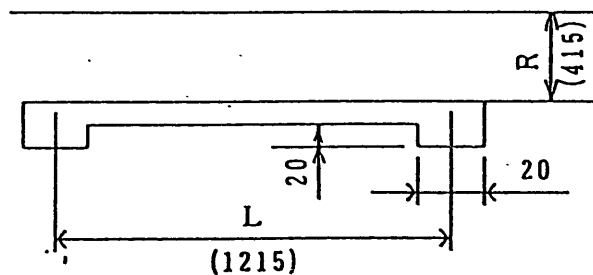
$E$  : 縦弾性係数

$E_s$  : Secant Modulus,  $E_t$  : Tangent Modulus

$\nu$  : 塑性ポアソン比  $\left\{ \left( = \frac{1}{2} - \frac{E_s}{E} \left( \frac{1}{2} - \nu_e \right) \right) \right\}$

$$\phi = 1.23 \sqrt{R \cdot t / L}$$

ただし、計算上  $L$ ,  $A_f$ ,  $b$  は下図のように仮定する。



なお、実機建造時には詳細な圧壊解析及び応力解析が必要である。



## 付録 4 断熱材厚さの計算

### 1. 目的

原子炉容器廻りの放射線遮蔽体としてLiHを用いており、この遮蔽体の機能維持のためには、放射性遮蔽体の温度を680℃以下に維持することが必要である。断熱材の設置方法を配慮し、遮蔽体の温度を500℃程度とするために必要な断熱材厚さの検討をする。

検討は、NaK及びLiを冷却材とするものを対象とする。

### 2. 検討条件

対象となる構造及び材料について内側の原子炉容器から外側の耐圧殻の順に示す。

原子炉容器（外径182mm）	；	温度 720℃（NaK）、1140℃（Li）
反射体等内蔵物（外形373mm）	；	Be
断熱材	；	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
ギャップ（5mm）	；	混合ガス（Xe, He）
放射線遮蔽体（厚さ200mm）	；	LiH
ギャップ（5mm）	；	混合ガス（Xe, He）
耐圧殻（板厚約70mm）	；	Ti合金
外部冷却材（海水）	；	5℃（強制冷却：2400kcal/m <sup>2</sup> h℃）

パラメータとしては、以下の項目とする。

断熱材厚さ ； 5～40mm

ギャップ ； 1～5mm

冷却材熱伝達率； 10～2400kcal/m<sup>2</sup>h℃

### 3. 計算方法

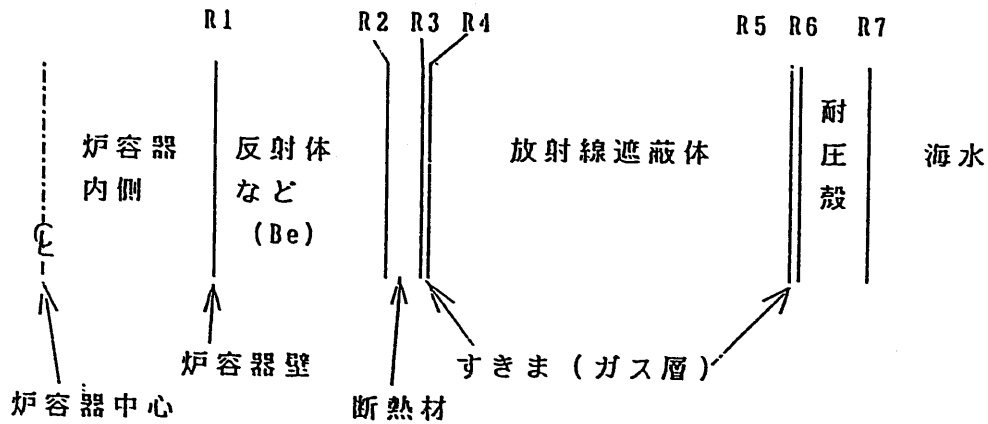
計算方法及び物性値としてその計算プログラムリストを次ページに示す。

### 4. 結果

NaK冷却炉の場合には、放射線遮蔽体の温度を500℃以下にするには、断熱材厚さは10mmなる。断熱材の覆いを含めて、15mmとする。

Li冷却炉の場合には、断熱材の覆いを含めて30mmとすれば500℃以下にすることができる。

計算モデル



計算式 (プログラムリスト)

```

R1=.091:R2=.1865:R3=R2+.01 :R4=R3+.001
R7=.488:R6=R7-.073*2 :R5=R6-.001
) RAM2=36 :'Be
) RAM3=.2:'Al2O3
) RAM4=4.765E-05*3600:'He-Xe
) RAM5=1.4881:'LiH
) RAM6=RAM4 :TIN= 720:TOUT=5:ALFO= 10
) RAM7=6! :'Ti alloy
)0 RK1=LOG(R2/R1)/RAM2:RK2=LOG(R3/R2)/RAM3:RK3=LOG(R4/R3)/RAM4
)0 RK4=LOG(R5/R4)/RAM5:RK5=LOG(R6/R5)/RAM6:RK6=LOG(R7/R6)/RAM7
)0 RK=RK1+RK2+RK3+RK4+RK5+RK6+1/(R7*ALFO)
)0 K=1/RK
)0 Q=K*(TIN-TOUT)*3.14 :QQ=Q/3.14
)0 T2=QQ*RK1 :T3=QQ*(RK1+RK2) :T4=QQ*(RK1+RK2+RK3)
)0 T5=QQ*(RK1+RK2+RK3+RK4) :T6=QQ*(RK1+RK2+RK3+RK4+RK5)
)0 T7=QQ*(RK1+RK2+RK3+RK4+RK5+RK6)
)0 T1=TIN-T1:T2=TIN-T2:T3=TIN-T3:T4=TIN-T4:T5=TIN-T5:T6=TIN-T6:T7=TIN-T7
)0 PRINT T1;T2;T3;T4;T5;T6;T7
)1 LPRINT "R1-R7";R1;R2;R3;R4;R5;R6;R7
)2 LPRINT:"lprint "Ramd1-Ramd7";RAM1;RAM2;RAM3;RAM4;RAM5;RAM6;RAM7
)3 LPRINT "T1-T7";T1;T2;T3;T4;T5;T6;T7
)0 PRINT Q;" kcal/mh"
)1 LPRINT Q;" kcal/mh"

```

1-R7 .091 .1865 .1965 .1975 .341 .342 .488

1-T7 720 705.138 510.413 488.349 214.699 201.971 157.792  
2341.26 kcal/mh

## 付録－5 ガス－リチウム熱交換器

1. 交換熱量：37.5 kW t

2. 温度条件

リチウム温度（入口／出口）：1140/1090 °C

混合ガス温度（入口／出口）：641/1077 °C

3. 流量

Li 流量：651 kg/h

混合ガス流量：813 kg/h

4. 構造仕様

伝熱計算結果に基づき以下の構造を設定した。詳細は、次ページ参照のこと。

構造型式：シェルアンドチューブのドーナツ形状

（1次側：伝熱管内、2次側：シェル側）

伝熱管 形状  $\phi 15.9 \times t 0.9$ （外側にワイヤーを巻く）

本数 19 本

有効長さ 1.0 m（シュラウド内径 0.095 m）

胴 ドーナツ径：1.0 m（中心）

胴径：0.13 m

胴中心長さ：1.4 m

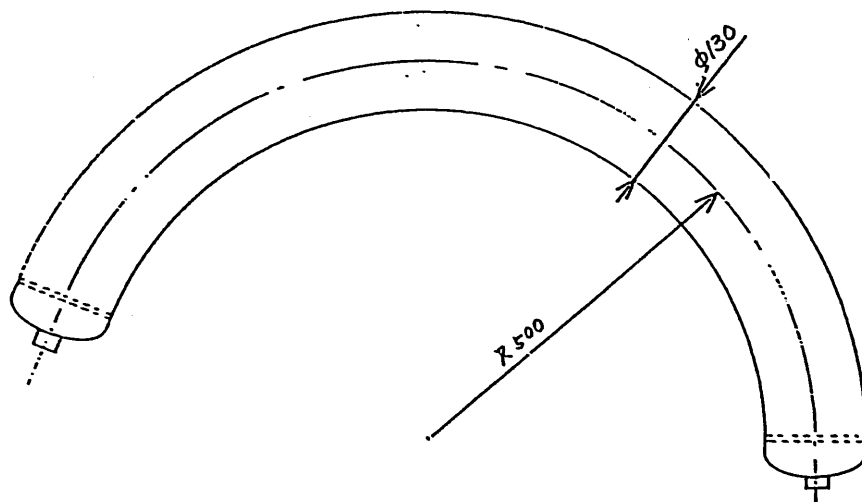
胴全長：約 1.6 m

リチウム流速 0.15 m / s  
ガス流速 12.0 m / s

伝熱管 口径 × 肉厚  $\phi 15.9 \times t 0.9$   
本数 13 本  
配列 三角ピッチ  
管板部ピッチ 20 mm  
伝熱部ピッチ 18 mm  
有効長 1000 mm

胴 長さ 1400 mm  
全長 約 1600 mm

シュラウド 内径  $\phi 95$  mm



付録図 2 リチウム-ガス熱交換器概念図

付録一 6 ラジエータの熱交換計算  
(リチウムブレイトンサイクル)

1. 混合ガス気体の流量

(1) 条件

・ 温度	ガス入口/出口	388℃/83℃
	海水	5℃一定
・ 気体圧力		5 kg/cm <sup>2</sup> a
・ ガス混合割合		He : Xe = 60 : 40

(2) 流量

混合ガス流量                      813 kg/h

(3) 体積流量

$$\begin{aligned} \text{体積流量} &= \text{重量流量} \div \text{比重量} \\ &= 813 \div 6.54 = 124.3 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 0.0345 \text{ m}^3/\text{s} \\ &\quad (\text{ただし、平均温度 } 235.5^\circ\text{C} \text{ での値}) \end{aligned}$$

2. 熱伝達係数

(1) 条件

平均流速	15 m/s (目安)
流路高さ	0.02 m
流路幅	流速 20 m/s 程度となる幅
交換熱量	26.2 kW

(2) 熱伝達率

流速 = 体積流量 / 流路断面積より    流路幅 = 0.12 m

等価直系 :  $d = 4 \cdot s / l = 4 \times 0.02 \times 0.12 / (2 \times (0.02 + 0.12)) = 0.0343$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{15 \times 0.0343}{5.928 \times 10^{-6}} = 0.8679 \times 10^5$$

$$\begin{aligned}
 (3) \text{ Nu} &= 0.019 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.5} \\
 &= 0.019 \times 0.8679^{0.8} \times 10^4 \times 0.495 \\
 &= 84.0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{84.0 \times 1.455 \times 10^{-5}}{0.0343} \\
 &= 0.0356 \text{ kcal/m}^2\text{s}^\circ\text{C} \\
 &= 128 \text{ kcal/m}^2\text{h}\cdot^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

耐圧殻からの放熱の促進のため、耐圧殻内側にはフィンを設け熱伝達 $\alpha$ の向上を1.4倍とする。

$$\alpha_1 = 128 \times 1.4 = 179 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

耐圧殻の外側の熱伝達係数 $\alpha_o = 2460 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ である。

### 3. 必要伝熱面積の検討

#### (1) 熱貫流量

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_1} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o} \\
 &= \frac{1}{179} + \frac{0.087}{6} + \frac{1}{2460} \\
 &= \frac{1}{48.8} \\
 K &= 48.8 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

#### (2) 平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(388-5) - (83-5)}{\ln\{(388-5)/(83-5)\}} = 191.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### (3) 必要伝熱面積

$$\begin{aligned}
 S &= Q / (\Delta T_m \cdot K) = 26.2 \times 860 / (191.7 \times 48.8) \\
 &= 2.4 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

#### 4. 結論

球殻部の放熱部面積は、 $9.4 \text{ m}^2$ 程度確保できそうであり、必要伝熱面積は、その約  $1/4$  であり、十分の除熱容量を有するように設計可能である。また、耐圧殻の内側にフィンの設置も必要ないと考えられる。