

6,500 m 級潜水調査船用動力源の概念設計

1991年5月

動力炉・核燃料開発事業団
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)

6. 5千m級潜水調査船用動力源の概念設計

大坪 章*、羽賀 一男*

要 旨

ナトリウム冷却高温高速炉およびリチウム冷却炉と、密閉ブレイトンサイクルシステムを用いた、電気出力200kWeの6,500m級潜水調査船用動力源の概念設計を行った。

原子炉としては、以前可搬型炉として設計したSPECTRA炉を採用した。耐圧殻は、10%Ni鋼の超高張力鋼製で、形状は内径3mの球を横に2球連結した形をしている。

原子炉システムよりの排熱は以前から検討している耐圧殻中を熱伝導で伝熱し、海水中へ放熱する方式を用いた。

本概念設計作業により、高速炉を用いた深海調査用の動力源が技術的に十分見込みがある事が確認された。

*大洗工学センター技術開発部フロンティア技術開発室

July 1991

Conceptual Design of an Electric Power Source for
a 6.5km Class Research Submersible

Akira Otsubo*, Kazuo Haga*

ABSTRACT

Conceptual design of a 200kWe power source for a 6.5 km class research submersible was performed by using a sodium and a lithium cooled high temperature reactors and a closed Brayton cycle system.

The SPECTRA, which had been already designed as a portable reactor, was employed in the conceptual design. A pressure hull, made of high strength steel containing 10 % Ni, had the shape of two spheres connected horizontally, which had the same inner diameter of 3 m.

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

The conceptual design work confirmed the technical availability of this system as the power source for the deep sea research submersible.

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

目 次

1. まえがき	1
2. 概念設計概要	2
2. 1 前提条件	2
2. 2 設計方針	2
3. ナトリウム炉システム概念設計	2
3. 1 全システム系統	2
3. 2 密閉ブレイトンサイクルの解析	3
3.2.1 静特性モデル	3
3.2.2 解析	6
3. 3 原子炉構造	9
3. 4 冷却系構造	9
3.4.1 ナトリウム-ガス熱交換器	9
3.4.2 レキュパレータ	11
3.4.3 冷却器	11
3.4.4 ナトリウム系配管	15
3.4.5 ガス系配管	15
3.4.6 発電機等	17
3. 5 耐圧殻	18
3.5.1 概要	18
3.5.2 強度計算条件	18
3.5.3 強度計算方法	18
3.5.4 強度計算結果	20
3. 6 使用材料	21
3. 7 システム概念設計	21
4. リチウム炉システム概念設計	25
4. 1 概要	25
4. 2 密閉ブレイトンサイクルの解析	26
4. 3 冷却系構造	27
4.3.1 リチウム系配管	27
4.3.2 レキュパレータ	27
4.3.3 ラジエータ	28
4.3.4 ガス系配管	28

4. 4	使用材料	30
4. 5	システム概念設計	31
5.	おわりに	32
6.	謝辞	33
	参考文献	34
	付録 混合気体の物性値	35

表 一 覧 表

表 2. 1	先行システムの仕様	-----	36
表 3. 1	ナトリウム炉システムの仕様	-----	37
表 4. 1	リチウム炉システムの仕様	-----	38

図 一 覧 表

図 2. 1	ERATOプログラム 200 kWe リチウム炉システム -----	39
図 3. 1	全システム系統図 -----	40
図 3. 2	2次系システム構成図 -----	41
図 3. 3	HTGR-GTプラントのフローパスダイヤグラム -----	42
図 3. 4	ナトリウム炉システム2次系温度プロファイル -----	43
図 3. 5	SPECTRA炉縦断面図 -----	44
図 3. 6	SPECTRA炉横断面図 -----	45
図 3. 7	向流形熱交換器温度分布 -----	46
図 3. 8	レキュパレータ(ナトリウム炉システム) -----	47
図 3. 9	耐圧殻強度計算式の各記号の説明 -----	48
図 3. 10	球殻の板厚と安全率の関係 -----	49
図 3. 11	条件を満たすbとdの組み合わせ -----	50
図 3. 12	耐圧殻の概略図 -----	51
図 3. 13	耐圧殻内配置概念(ナトリウム炉) -----	52
図 4. 1	リチウム炉システム2次系温度プロファイル -----	53
図 4. 2	耐圧殻内配置概念(リチウム炉) -----	54

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なりつつあり、それと共に、深海調査の重要性が増々広く認識されて来ている。

報告者は先に、高温高速炉—ブレイトンサイクルシステムが潜水調査船用の動力源に適している事を報告した⁽¹⁾。この報告書では、更に一步進めて6500m級潜水調査船用動力源の概念設計を実施した。ここで6500m級潜水調査船は、将来の海底資源開発を目指したもので、海底資源としてはマンガン団塊とかコバルトクラストを対象としている。

調査船の機能としては、単に写真撮影を行うのみでなく、小規模なボーリング等の作業を想定した。このため、調査船の電源容量は200kWeとし、しんかい6500の40kWeよりずっと大容量の電源とした。

現状の蓄電池電源では、小電力のために有人の場合、活動時間や活動の種類も限られてしまっていた。また、最近燃料電池を用いる提案もあるが、燃料電池のエネルギー密度はせいぜい90Wh/kgであり、潜水調査船に積載するには酸素も積載する必要のある事から、原子炉を利用する場合の数倍の重量になる。

従って、重量当りの電気出力を大きくでき、長時間に亘って安定した電力が供給できる原子力を利用する利点が多い。

2. 概念設計概要

2. 1 前提条件

概念設計を始めるにあたって、次のような条件を設定した。

- (1) 潜水調査船の潜水深度は6500mとする。
これはコバルトクラスト或はマンガン団塊の採集を行う事を主な目的とするためである。なお、潜水深度は耐圧殻の厚さに関係する。
- (2) 電気出力は200kWeとする。
簡単な作業、例えば小規模なボーリング等の作業を行うのに必要な電力容量としてこの値を設定した。
- (3) 炉心設計には参考文献(4)の可搬型炉設計を用いるものとする。
使用した設計は300kWe用のものであるが、今回の概念設計では、200kWe用として用いるものとする。
- (4) 全体のシステム設計はフランスERATOプログラムの宇宙炉のシステムを参考にする。
作業効率向上を計る為、電気出力200kWe炉システムの公開レポートが数多く出されているため、これを参考にする。

2. 2 設計方針

前節の前提条件に基づいて、次のような設計方針をたてた。

ERATOプログラムのナトリウム炉システムの仕様を2例表2. 1に示す⁽⁸⁾。これは20kWeに対する設計であるが、熱的条件等はほぼこれを参考にする。但し、熱特性(効率)を少しでもよくする為に、タービン出入口温度等は35℃この表の値よりも上昇させるものとする。リチウム炉システムの熱的条件については、ほぼ文献(8)のとおりとする。

システムの各コンポーネントの大きさの計算には図2. 1の、200kWeリチウム炉システムの図を参考に用いる。

ナトリウム炉システムは、現在までの動燃の技術の蓄積を考えると、10年位の技術開発期間で完成すると考えられる。一方リチウム炉システムは、開発に20年近くかかると予想されるが、2次系冷却材のHe-Xeガスがナトリウム炉システムの場合よりも高温になる為にシステムの排熱の点で有利になり、この結果同じ大きさの耐圧殻を用いても、より電気出力の大きいシステムが可能となる。

3. ナトリウム炉システム概念設計

3. 1 全システム

全システムを決定するに際して、次項を考慮した。

- (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) 配管系は、安全設計上の配慮より複数系統とする。
- (3) 2次系の密閉ブレイトンサイクルシステムはE R A T O設計と同じ4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、参考文献(2)に従って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

3.2.1 静特性モデル

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(40)ガスの状態量が決る。

本節では、上記評価を行うための静特性モデルについて説明する。

(1) ターボ機械

圧力比、断熱効率、機器出入口圧力及び温度、熱落差（エンタルピ落差）の7変数のうちいずれか4変数を入力し、残りを求める形とする。

それぞれの変数を、 $\pi(-)$ 、 $\eta(-)$ 、 $P(\text{kg/cm}^2)$ 、 $T(\text{K})$ 、 $h(\text{kcal/kg})$ とし機器の入口と出口及び圧縮機、タービンをそれぞれ1, 2, C, Tの添字表示を用いる。

(1) 圧縮機

$$\Delta h_c = h_2 - h_1 = \frac{\langle C_p \rangle \cdot T_1}{\eta_c} \cdot \left[\pi_c^{(\kappa - 1) / \kappa} - 1 \right]$$

$$T_2 = T_1 + \frac{\Delta h_c}{\langle C_p \rangle}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \pi_c$$

$$\langle C_p \rangle = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot A R \left| \begin{array}{l} T_2 \\ T_1 \end{array} \right.$$

但し、 κ は比熱比、 A は仕事等量、 R は気体定数である。
また、 $\langle C_p \rangle$ は T_1 から T_2 での平均値をとる意味である。

(D) タービン

$$\Delta h_T = h_1 - h_2 = \eta_T \cdot \langle C_p \rangle \cdot T_1 \left[1 - \pi_T^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$$

$$T_2 = T_1 - \frac{\Delta h_T}{\langle C_p \rangle}$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\pi_T}$$

$$\langle C_p \rangle = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot A R \left| \begin{array}{l} T_2 \\ T_1 \end{array} \right.$$

なお、サイクル計算の過程で、出口側のプロセス量と必要熱落差より入口側の状態量を求める必要がある場合は上記の式を変形して用いる。例えばタービンの場合については下記となる。

$$\pi_T = \left[1 - \frac{\Delta h_T}{\eta_T \cdot \langle C_p \rangle \cdot T_1} \right]$$

$$T_2 = T_1 - \frac{\Delta h_T}{\langle C_p \rangle}$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\pi_T}$$

(2) 熱交換器類 (レキュペレータ)

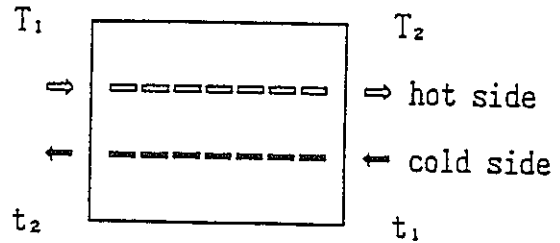
熱交換器としては、蒸気発生器のような流体の潜熱でなく顕熱を利用する形式の熱交換器を対象とする。熱収支計算は温度効率 η_x の形で、圧力収支計算は圧力損失率 δ_x の形とし、予めその値を検討しておきこれを入力して評価する。

$$\eta_x \equiv \frac{\text{実際に交換される熱量}}{\text{理想的に交換される熱量}} \quad \text{で定義される。}$$

作動流体の比熱がHe-Xe混合ガスのように
圧力にあまり依存しない場合は

$$\eta_x = \frac{\text{注目している流体の温度差}}{2 \text{ 流体の入口部における温度差}}$$

$$= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$$



ここで hot side は大文字で、cold side は小文字で表わす。

δ_x ≡ 注目している流体の入口圧力に対する機器内圧力損失との比で定義される。

$$\delta_x^{\text{cold}} = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1}$$

$$\delta_x^{\text{hot}} = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1}$$

例えば、 P_1 、 T_1 、 η_x 、 δ_x 、 t_2 、 p_2 より P_2 、 T_2 、 Δh_x を求める場合は以下の通りである。

$$\Delta T_x = T_1 - T_2 = \eta_x \cdot (T_1 - t_1)$$

$$P_2 = P_1 \cdot (1 - \delta_x)$$

なお、前置冷却器（プレクーラ）のように加熱側と非加熱側で作動流体が異なる場合は、上記の温度でなくエンタルピーで評価する。

ただし、密閉ブレイトンサイクルでは、前置冷却器の作動流体出口温度即ち圧縮機入口温度は、システム効率に大きな影響を及ぼすパラメータの一つであるため、計算上は入力値として処理する。

(3) 配管類

密閉ブレイトンサイクルでは、機器における圧力損失はプラントの熱効率に対して悪影響を及ぼす大きな因子の一つであり、可能な限り短配管とする設計が多い。

したがって、配管に対しては熱交換器で用いた圧力損失率で評価し、熱計算上は放熱を無視する。

(4) システムの熱効率

密閉ブレイトンサイクルの正味熱効率 η_{net} は、タービンにおける仕事 L_T より圧縮機駆動のための仕事 L_C と発電機駆動のための損失仕事 L_G を差し引いた仕事量を加熱に要した仕事量（原子炉での加熱量に等しい） Q で除する事で算出される。

$$\eta_{\text{net}} (\%) = \frac{L_T - (L_c + L_g)}{Q} \times 100$$

なお、 L_T 、 L_c は、(1)で述べた熱落差に作動流体流量を乗じたもの。

また、 L_g についてはターボ軸とカップリングを介して発電機が駆動されるものと想定されるため、送電端出力に対して発電機効率やカップリング部での損失率などを考慮して設定する。

こうして $L_T - (L_c + L_g)$ は便宜上 $(L_T - L_c)$ に発電機に係る損失率を乗ずることで処理する。

3.2.2 解析

2章2節の設計方針に基づいて解析を行った。主な解析条件は次のようなものである。

- (1) 炉容器出口Na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については、表2.1に従って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は、参考文献(3)を参考にしてかつ熱交換器の小型化を考え10%とする。システムの圧損の計算方法は図3.3によるものとする。
- (4) 各種効率 η についても、表2.1の数値を用いる。

以上の解析条件をもちいて、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⁽⁹⁾。

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 $\eta_T = 0.886$ である。タービン出口温度 T_o と T_i の間には断熱変化式が成り立つので、

$$T_o = T_i \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\left(\frac{\epsilon-1}{\epsilon} \right)}$$

よって

$$T_0 = T_1 \left(\frac{1}{1.87} \right)^{\left(\frac{1.66-1}{1.66} \right)} = 762 \text{ K} = 489 \text{ }^\circ\text{C}$$

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。

$$\begin{aligned} L_T &= \eta_T \cdot C_p \cdot (T_1 - T_0) = 0.886 \times 0.0907 \times (978 - 762) \\ &= 17.4 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

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 $\eta_c = 0.838$ である。出口温度 T_0 及び圧縮仕事量 L_c は次式で求まる。

$$T_0 = T_1 (\pi_c)^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} = T_1 (2.06)^{\frac{1.66-1}{1.66}} = 475 \text{ K} = 202 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$L_c = \frac{C_p}{\eta_c} (T_0 - T_1) = \frac{0.0907}{0.838} (475 - 356) = 12.9 \text{ kcal/kg}$$

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 $T_1 = (705 + 273) = 978 \text{ K}$ 、タービン断熱効率 $\eta_T = 0.886$ である。タービン出口温度 T_0 と T_1 の間には断熱変化式が成り立つので、

$$T_0 = T_1 \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \right)}$$

よって

$$T_0 = T_1 \left(\frac{1}{1.87} \right)^{\left(\frac{1.66-1}{1.66} \right)} = 762 \text{ K} = 489 \text{ }^\circ\text{C}$$

又、膨張仕事量 L_T は、定圧比熱を C_p と次式で、求まる。

$$L_T = \eta_T \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) = 0.886 \times 0.0907 \times (978 - 762) \\ = 17.4 \text{ kcal/kg}$$

コンプレッサは、圧縮比 $\pi_c = 2.06$ で、入口ガス温度 $T_i = (83 + 273) = 356 \text{ K}$ 、コンプレッサ断熱効率 $\eta_c = 0.838$ である。出口温度 T_o 及び圧縮仕事量 L_c は次式で求まる。

$$T_o = T_i (\pi_c)^{\frac{\epsilon-1}{\epsilon}} = T_i (2.06)^{\frac{1.66-1}{1.66}} = 475 \text{ K} = 202^\circ\text{C}$$

$$L_c = \frac{C_p}{\eta_c} (T_o - T_i) = \frac{0.0907}{0.838} (475 - 356) = 12.9 \text{ kcal/kg}$$

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 $\eta_{hx} = 0.842$ より、ラジエータ入口と Na-He-Xe 熱交換器入口温度を求める。

η_{hx} は次式であたえられる。

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

よって

$$0.842 = \frac{489 - \text{ラジエータ入口温度}}{489 - 202} \\ = \frac{\text{Na-He-Xe 熱交換器入口温度} - 202}{489 - 202}$$

故に、ラジエータ入口温度 = 243°C

Na-He-Xe 熱交換器入口温度 = 444°C

図 3. 4 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。

発電量は200kWeであるので

$$200 \text{ kWe} \times 860 \text{ kcal/h} / \text{kWe} = 172000 \text{ kcal/h}$$

タービン出力17.4kcal/kg、コンプレッサ用負荷12.9kcal/kg、発電機効率0.890より、He・Xeガス流量は、

$$\frac{172000 \text{ kcal/kg}}{(17.4 - 12.9) \text{ kcal/kg} \times 0.890} = 4.29 \times 10^4 \text{ kg/h}$$

熱効率は、本サイクル計算によると、

$$\frac{\text{電気出力}}{\text{Na-He・Xe熱交換器での伝熱量}} = \frac{200 \times 860}{4.29 \times 10^4 \times 0.0907 \times (705-444)} = 0.169$$

となり16.9%である。上式で0.0907はHe・Xeガスの定圧比熱（付録参照）である。

3.3 原子炉構造

原子炉については、動燃で以前に実施したSPECTRA炉^(4,5)を基本的に採用する。この炉は300kWeであり、今回の設計対象の200kWe炉よりは大きめであるが、今回はSPECTRA設計を用いた。尚SPECTRA炉の冷却材はリチウムであるが、ナトリウムとリチウムの核特性に及ぼす違いはほとんど無いと考えられる。

図3.5にSPECTRAの縦断面図を図3-6に横断面図を示す。炉心は中央容器の中におさまられているが、制御棒は回転ドラム方式で炉容器周囲に12ヶ配置されている。制御回転ドラムは吸収材B₄C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。

炉心は安全棒と、高濃縮UN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は省略する。

3.4 冷却系構造

3.4.1 ナトリウム-ガス熱交換器

ERATO設計では図2.1の中央の円筒形状の容器がこの熱交換器である。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。

ERA TO 設計では熱交換器の大きさは $\phi 0.56 \text{ m} \times \text{H} 0.57 \text{ m}$ である。リチウム-ガス熱交換器とナトリウム-ガス熱交換器の大きさの比較を行う。

熱交換量はナトリウム炉及びリチウム炉の熱効率を用いて、
 ナトリウム $200 / 0.169 = 1183 \text{ kW e}$
 リチウム $200 / 0.261 = 766 \text{ kW e}$
 但しリチウム炉の熱効率は第4章2節で求めている。

次に熱交換器内の平均対数温度差を求める。向流形熱交換器について、平均対数温度差 ΔT_m は次式で求まる。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)}$$

ΔT_a 、 ΔT_b については、図3.7に示す。ナトリウム炉及びリチウム炉に対して次のように求まる。

ナトリウム炉

$$\Delta T_m = \frac{(720-705)-(618-444)}{\ln(15/174)} = 64.9^\circ \text{C}$$

リチウム炉

$$\Delta T_m = \frac{(1140-1077)-(1090-602)}{\ln(63/488)} = 207.6^\circ \text{C}$$

上記の式でナトリウムの温度は表2.1より 35°C 上昇させるという第2章2節の方針に従って炉容器出口/入口温度を $720/618^\circ \text{C}$ とした。リチウム炉については $1140/1090^\circ \text{C}$ とした。

よって、熱交換器の体積は、次式のようにナトリウム炉の場合はリチウム炉の場合の約5倍となる。

$$\frac{207.6}{64.9} \times \frac{1183}{766} = 4.94$$

ここではERA TO 設計の場合の、5倍の体積を有する、 $\phi 0.5 \times \text{L} 4.0 \text{ m}$ のドーナツ型の熱交換器とする。

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3.8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で、詳細寸法は異なるが、1 cm 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、1 m³ 内に伝熱面積として ~ 1300 m²/m³ 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較して、熱通過率は ~ 10 倍 (~ 1500 kcal/m²h°C) である。

$$\begin{aligned} \text{交換熱量 ; } Q &= G \cdot C_p \cdot \Delta T = 42900 \times 0.0907 \times (444 - 202) \\ &= 9.42 \times 10^5 \text{ kcal/h} \quad (\Delta T: \text{ガス温度上昇}) \end{aligned}$$

$$\text{熱通過率 ; } K = 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad (\text{余裕をみた控え目の値である})$$

$$S = Q / (\Delta T_m \cdot K) = 9.42 \times 10^5 / (43.0 \times 1000) = 21.9 \text{ m}^2/4\text{ル-7}^\circ$$

(ΔT_m : 平均対数温度差)

余裕をみて、伝熱面積を広くし 6 m² / ループとして設計する。

レキュパレータの伝熱面積 6 m² を有するのに必要な伝熱部容積は 6/1300 m³ である。少し余裕をみて、レキュパレータの伝熱部容積を 0.010 m³/基とする。このレキュパレータの寸法を 0.3 m × 0.4 m × 0.09 m とする。

図3.8にレキュパレータを示す。

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、厚さ 7.5 cm の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。

ガスの流動は密閉ブレイトンサイクルシステムでは、タービンと同軸に設置されたコンプレッサで行う。又海水の 1 m/s 程度の流動は、耐圧殻の下方に小型のファンを設置して行う。

ラジエータ内のガスの入口/出口温度は 3 章 2 節 2 小節の計算のように、243°C / 83°C とし、海水側は 5°C として、伝熱計算を行い、ラジエータの面積を決定する。

耐圧殻内の全体配置を考慮して、ラジエータの主要目をあらかじめ次のように設定した。

- ・ 耐圧殻内側のラジエータの高さは50 mmとする。
- ・ このラジエータを流れるガスの流速を25 m/s程度とするようにガスの流路確保する。
- ・ ガスの強制対流の熱伝達率を向上させるため、耐圧殻内側にフィンを設置する。

混合ガスの流量とラジエータの放熱量は次のように計算される。

(1) 条件

ナトリウム-ガス熱交換器ガス入口/出口温度	444/705℃
ラジエータガス入口出口温度	243/83℃
ナトリウム-ガス熱交換器交換熱量	200/η = 1183kW

(2) 混合ガス流量

$$\begin{aligned} \text{混合ガス流量} &= \frac{\text{交換熱量}}{\text{比熱} \times \text{温度落差}} = \frac{1183 \times 860}{0.0907 \times (705 - 444)} = 4.29 \times 10^4 \text{ (kg/h)} \\ &= 11.91 \text{ (kg/s)} \end{aligned}$$

(3) ラジエータ放熱量

$$\begin{aligned} \text{ラジエータ放熱量} &= \text{比熱} \times \text{温度落差} \times \text{流量} \\ &= 0.0907 \times (243 - 83) \times 4.29 \times 10^4 / 860 \\ &= 724 \text{ kW} \end{aligned}$$

ラジエータの熱交換性能計算は次のようになる。

(1) 混合ガス気体の流量

1) 条件

・ 温度	ガス入口/出口	243℃/83℃
	海水	5℃一定
・ 気体圧力		5 kg/cm ² a
・ ガス混合割合		He : Xe = 60 : 40

2) 流量

$$\text{混合ガス流量} \quad 4.29 \times 10^4 \text{ kg/h}$$

3) 体積流量

$$\begin{aligned} \text{体積流量} &= \text{重量流量} \div \text{比重量} \\ &= 4.29 \times 10^4 \div 7.6 = 5630 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 1.56 \text{ m}^3/\text{s} \\ &\quad (\text{ただし、平均温度 } 163^\circ\text{C} \text{ での値}) \end{aligned}$$

(2) 熱伝達係数

1) 条件

平均流速	2.5 m/s (目安)
流路高さ	0.05 m
流路幅	流速 2.5 m/s 程度となる幅
交換熱量	724 kW

2) 熱伝達率

$$\text{流速} = \text{体積流量} / \text{流路断面積より} \quad \text{流路幅} = 1.25 \text{ m}$$

$$\text{等価直径} : d = 4 \cdot S / l = 4 \times 0.05 \times 1.25 / (2 \times (0.05 + 1.25)) = 0.096 \text{ m}$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{25 \times 0.096}{4.931 \times 10^{-6}} = 4.87 \times 10^5$$

$$\begin{aligned} 3) \quad Nu &= 0.019 Re^{0.8} Pr^{0.5} \\ &= 0.019 \times 4.87^{0.8} \times 10^4 \times 0.457 \\ &= 308 \end{aligned}$$

耐圧殻内面の熱伝達係数を α_1 とすれば、

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{308 \times 1.595 \times 10^{-5}}{0.096} \\ &= 0.0512 \text{ kcal/m}^2\text{s}^\circ\text{C} \\ &= 184 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

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係数の向上を1.4倍とする。

$$\alpha_i = 184 \times 1.4 = 258 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

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

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_i} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o} \\ &= \frac{1}{258} + \frac{0.075}{23.5} + \frac{1}{2460} \\ &= \frac{1}{133.8} \\ K &= 133.8 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

2) 平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(243-5) - (83-5)}{\ln\{(243-5)/(83-5)\}} = 143.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

3) 必要伝熱面積

$$\begin{aligned} S &= Q / (\Delta T_m \cdot K) = 724 \times 860 / (143.4 \times 133.8) \\ &= 32.5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

耐圧殻内側の放熱部面積は60 m²近く確保出来るので、この約半分の上記必要面積は設置上問題無さそうである。

3.4.4 ナトリウム系配管

ナトリウム流量は次のようになる。

R/V 入口/出口温度	618°C/720°C
$\Delta H = 30.6$ kcal/kg	
交換熱量	$200/\eta \times 860 = 10.18 \times 10^5$ kcal/h
ナトリウム流量	9.24 kg/s
	0.0119 m ³ /s (at 720°C $\gamma = 779.25$ kg/m ³)
	0.0115 m ³ /s (at 618°C $\gamma = 803.91$ kg/m ³)

配管口径はナトリウム流速を 4 m/s として決定する。

条件：2系統の配管

$$\text{管内径：} \quad \frac{\pi}{4} d_i^2 = 0.0119/2/4$$

$$d_i = 0.0435 \text{ m}$$

管寸法の設定： $\phi 48.6 \text{ mm} \times t 2.8 \text{ mm}$

3.4.5 ガス系配管

本システムの各位置に於るガスの温度圧力条件は次のようである。

(1) コンプレッサ出口 (レキュパレータ入口)	202°C、10 at a
(2) レキュパレータ出口 (Na-ガス熱交換器入口)	444°C、10 at a
(3) Na-ガス熱交換器出口	705°C、10 at a
(4) レキュパレータ出口 (ラジエータ入口)	243°C、5 at a
(5) コンプレッサ入口 (ラジエータ出口)	83°C、5 at a

3章4節3小節で求めたように、ラジエータ内でのガス流量は 163°C 5 at a で 1.56 m³/s である。従って体積流量は次のように求まる。

(1) コンプレッサ出口配管

$$1.56 (\text{m}^3/\text{s}, 5 \text{ at a}, 163^\circ\text{C}) \times \frac{273+202}{273+163} \times \frac{5}{10} = 0.85 \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) レキュパレータ出口配管 (N a - ガス熱交換器入口)

$$1.56 \times \frac{273+444}{273+163} \times \frac{5}{10} = 1.28 \text{ m}^3/\text{s}$$

(3) N a - ガス熱交換器出口配管

$$1.56 \times \frac{273+705}{273+163} \times \frac{5}{10} = 1.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

(4) ラジエータ入口配管

$$1.56 \times \frac{273+243}{273+163} \times \frac{5}{5} = 1.85 \text{ m}^3/\text{s}$$

(5) ラジエータ出口配管

$$1.56 \times \frac{273+83}{273+163} \times \frac{5}{5} = 1.27 \text{ m}^3/\text{s}$$

ガス流速を 30 m/s と 40 m/s の 2 通りのケースについて配管口径を計算する。

(1) コンプレッサ出口配管 (4W-7°)

$$V \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 0.85 \div 4 \quad V = 30\text{m/sとすると} \quad d = 0.096\text{m} \rightarrow \phi 101.6 \times t3.0$$

40 0.084

(2) レキュパレータ出口配管

$$V \times \frac{\pi}{4} d^2 = 1.28/4 \quad V = 30\text{m/sとすると} \quad d = 0.117\text{m} \rightarrow \phi 114.3 \times t3.0$$

40 0.101

(3) 中間熱交換器出口配管

$$V \times \frac{\pi}{4} d^2 = 1.75/4 \quad V = 30\text{m/sとすると} \quad d = 0.136\text{m} \rightarrow \phi 139.8 \times t3.4$$

40 0.118

(4) ラジエータ入口配管 (レキュパレータ出口)

$$V \times \frac{\pi}{4} d^2 = 1.85/4 \quad V = 30\text{m/sとすると} \quad d = 0.140\text{m} \rightarrow \phi 139.8 \times t3.4$$

40 0.121

3. 5 耐圧殻

3.5.1 概要

原子炉は耐圧殻中に設置する。耐圧殻は内径 3 m のものを 2 球連結したものと
し、船中に設置し易いように横置きとする。深海探査船用 2 球式耐圧殻に対して、
単独の球殻についての圧壊強度計算及び球殻接合部リングについての強度計算を
行った結果を示す。

3.5.2 強度計算条件

- | | |
|----------------------|--|
| (1) 工作法 | : 機械加工 (不正球度: $R_L/R_o = 1.01$) |
| (2) 設計深度 | : 6, 500 [m] |
| (3) 安全率 | : 1. 546 |
| | $\left[\text{運輸省船舶局潜水船特殊基準による } \frac{(6500 \times 1.5) + 300}{6500} \right]$ |
| (4) 海水比重 | : 1. 05 [ton/m ³] |
| (5) 材料特性 (10%Ni鋼) | |
| ヤング率 (E) | : 21, 000 [kgf/mm ²] |
| ポアソン比 (ν) | : 0. 3 |
| 降伏応力 (σ_y) | : 120. 0 [kgf/mm ²] |
| 比例限度力 (σ_p) | : 90. 0 [kgf/mm ²] ($0.75\sigma_y$) |
| (6) 球殻内径 | : 3, 000 [mm] |
| (7) 接合部リング内径 | : 1, 200 [mm] |
| (8) 2 球間心距 | : 2, 750 [mm] |

3.5.3 強度計算方法

(1) 球殻の圧壊強度計算

文献 "Potential Hull Structures for Rescue and Search Vehicles of
the Deep-Submergency Systems Project" by M. Krenzke⁽⁶⁾ に示されている
方法による。

弾性座屈の場合

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

$$P_o' = K \cdot P_o$$

弾塑性座屈の場合

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

$$P_{E'} = K \cdot P_E$$

P_0 : 弾性域での圧壊圧力

P_E : 弾塑性域での圧壊圧力

P_0' : 修正係数 K を乗じた弾性域での圧壊圧力

$P_{E'}$: " 弾塑性域での圧壊圧力

S_0 : P_0 における応力

S_E : P_E 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_E における Secant Modulus

E_t : S_E における Tangent Modulus

(2) 球殻接合部リングの強度計算

文献“Penetration Reinforcement Design for Spherical Pressure Hulls” by G.R.Kidd⁽⁷⁾ に示されている方法による。

$$\Delta r = \Delta S_1 = \Delta S_2 \quad \text{-----} \quad \textcircled{1}$$

$$\Delta r : \text{リングのたわみ量} = \frac{p'}{E} \frac{R_{r0}^3}{R_{r0}^2 - R_{ri}^2} \left[(1-\nu) + (1+\nu) \frac{R_{ri}^2}{R_{r0}^2} \right]$$

$$\Delta S_i : \text{球殻のたわみ量} = \frac{p' R_{s0i} (1-\nu)}{2 E h_i} R_{r0} \quad (i = 1, 2)$$

p' : リングの受ける圧力 (外圧, 球殻 1, 球殻 2) の合計

E : $E_i + h_i$ の大なるものをとる。 ($i = 1, 2$)

$$M_1 + M_2 + M_p = 0 \quad \text{-----} \quad \textcircled{2}$$

M_i : 球殻 i によるリングの図心周りのモーメント ($i = 1, 2$)

M_p : 外圧によるリングの図心周りのモーメント

①, ②を満たす b, d を求める。 (図 3.9 参照)

3.5.4 強度計算結果

(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 3.10 に示す。これより、

$$\text{球殻の板厚} = 73 \text{ [mm]}$$

で要求された安全率を満たす。なお、この場合の

$$\text{発生応力} = 119.2 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}$$

(深度6500mでの発生応力は、おおよそ77.1 [kgf/mm²])
である。

さらに上記に腐食代(2mm程度)を考慮し、図面板厚は75mmとする。

(2) 球殻接合部リングについての強度計算結果より、

$$\text{リングの厚さ (b)} = 360 \text{ [mm]}$$

$$\text{リングの幅 (d)} = 410 \text{ [mm]}$$

を得た。この計算では、条件を満たすbとdの組合せがいくつか得られたが、これらのうちbとdの比が、JDSRVに用いられているものと概ね等しくなるように決定した。(図 3.11 参照)

(3) 以上の計算結果をもとに、耐圧殻の概略図を図 3.2-4 に示す。なお、接続部リングの形状は、上記計算結果と断面積がほぼ等価となる様にしている。

3. 3 使用材料

原子炉出口温度が720℃と高いため、オーステナイト系ステンレス鋼では高温強度（特にクリープ疲労強度）が不足している。

このため、Ni基の耐熱合金で高温データが比較的揃っている Alloy 800H、ハステロイ- XRなどが候補材料となる。

発電系は流体が不活性ガスのHe-Xeであるため、ガスの純度を保てば高温ガス炉でデータの豊富なハステロイ- XRが適切であり、時効、腐植等の問題は少ないと考えられる。

1次系にはNaに対して実績のある Alloy 800Hが推奨できるが、この材料はFBRの蒸気発生器用に検討されており、原子炉構造材として使用する場合、中性子照射効果に対するデータに乏しい。一方、ハステロイ- XRの使用も考えられるが、この場合、中性子照射効果と共にNaに対する共存性のデータが不足している。ハステロイ- XRは同様な腐食傾向を示すと考えられるKに対して、900℃以上で溶解及び粒界腐食が認められたとの報告があるが、700℃前後では問題のない可能性もある。いずれの材料も、加工性、溶接性についてオーステナイト系ステンレス鋼ほどの実績はないが、特に問題はない。

以上の他1次系材料としては高温材料であるNb合金の使用が考えられる。Nb合金についても中性子照射効果及びNaとの共存性のデータが必要となるが、後者についてはNaとNb合金とは共存性が非常に良いといわれているので特に問題は無いであろう。Nb合金はFe或はNi基合金と比較して高価であるが、本報告書で目的とする動力源の為には余り経済性が求められる事がないので、Nb合金も有力な候補となる。

3. 7 システム概念設計

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：200kWe
- (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	1176kWt
ロ 炉心入口／出口ナトリウム温度	618℃／720℃
ハ 制御ドラム	12個（BW+B ₄ C）

ニ 安全棒	4本 (B, C)
ホ 冷却材入口／出口	下部流入／上部流出
へ 冷却材系統数	2系統

1次冷却系は2系統としているが、IHXは1基であるため、系統分離の観点から、IHX内ナトリウムの流路を2系統に仕切る構造とする。なお、2次系は4系統とし、各系統を分離する。

(4) 原子炉設置方法

耐圧殻2連球を水平にし、原子炉を鉛直に設置する。

(5) 放射線遮蔽

宇宙炉の遮蔽設計を参考に、遮蔽材を(LiH+H+B, C)とし、原子炉の下部だけでなく、側面・上面にも遮蔽体をつけた。なお、遮蔽体の厚さは、宇宙炉の設計例を参考に300mmに設定した。

(6) 熱遮蔽

放散熱量を削減するため、機器及び配管(ナトリウム及びガス系配管)に保温材をつける。

なお、ナトリウム配管には、予熱ヒータを設置する。

(7) R/Vガードベッセル：今回は、ガードベッセルなしで検討する。

本報告書で採用した原子炉構造は、同じ規模の電気出力の外国文献の炉構造と比較して大きめである。従って将来原子炉構造を詳細に検討すれば、本報告書の原子炉構造の容積で、ガードベッセルを設置するスペースが得られると予想される。

(8) 高温に弱い機器の冷却：ラジエータ出口ガスによる冷却

耐圧殻内を冷却しない場合、耐圧殻内の雰囲気温度は250℃程度になることが予想されるため、電気計装類の機能を維持することは難しい。耐圧殻内で最も温度の低いラジエータ出口ガス(83℃)を用いて、冷却することによって高温に弱い機器を100℃以下に保つようにすることにする。今後、機器の耐高温化及び高温に弱い機器の冷却が必要であり、冷却用の配管配置の検討が必要である。

(9) 配管

ラジエータ出口とコンプレッサ入口間は、無配管化との考え方もあるが、ガス系の系統分離の考えに基づき、4系統を分離できる配管とする。

(10) ナトリウム熱膨張の吸収：ベローズの変形による吸収

ナトリウムの体積膨張及び収縮は、ベ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。

(11) ナトリウムの充填ドレン

ナトリウムの充填ドレンは、母船等にある別設備で行うこととし、その為の接続ノズルのみ設置することとする。初期の純化は別設備で行う。

(12) 燃料の交換

母船等に備えた特別な設備（燃料交換設備）を用いて、耐圧殻のハッチを通して行うこととする。耐圧殻内への接近は、ナトリウムドレン後（十分崩壊熱が減衰した後）、原子炉上部に位置するφ700のハッチから遠隔操作で行う。原子炉容器頂部の鏡板の取付部は、フランジ構造とする。

(13) 定期点検

定期点検は、タービン等の動的機器に対して行うこととし、燃料交換時に静的機器の点検を行うこととするが、原子炉側耐圧球殻内機器は、様子を見て実施する。動的な機器は、原則として原子炉が設置されていない方の球殻に設置するものとし、2つの球殻間に遮蔽体を設置しておくことを原則とする。

(14) ナトリウムの純化

純化されたナトリウムを充填し、充填後もナトリウムを循環させ、母船等に設置した外部の純化装置で純化するものとし、深海探査船の運転中は、拡散型の自然冷却型のコールドトラップ（コールドフィンガー）を設置して行うものとする。

(15) 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、ヒートパイプを用いて行うこととするが、下記の理由から今回は、配置上への反映等を行わないこととする。

㊸ 安全設計の思想を明らかにし、系統分離、必要除熱容量の考え方を明らかにする必要がある。

㊹ 除熱容量の大きさによって、ヒートパイプの加熱側をどこに設置するか決める必要がある。

㊺ また、除熱側を耐圧殻外とするか、耐圧殻内のときの除熱方法をどうするかを除熱容量の大きさを考えて決める必要がある。以上より、補助炉心冷却系については、安全設計思想の設定も含めて今後の研究開発課題とする。

(16) ガス置換

定期点検，燃料交換時には、He-Xe混合ガスから空気への置換及び空気から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、接続のノズル等を設置して実施することとするが、検討は今後の課題とする。

(17) 流量の測定

小型の流速計又は電磁流量計を設置する。

(18) ナトリウム-ガス熱交換器

定期点検時の動的機器の接近性を考慮し、静的な機器単体からなるナトリウム-ガス熱交換器は、ドーナツ型の形状とし、炉容器側の耐圧球殻側へ設置する。

(19) レキュパレータ

プレートフィン式の熱交換器として検討する。

(20) 制御ドラム

この制御ドラムの駆動は、モータを用いて歯車を介して行うこととし、モータは2基設置し、その駆動源は独立2系統とする。このモータへのメンテナンス時の接近は、耐圧球殻の下部ハッチより行うものとする。

(21) 安全棒駆動機構

安全棒の駆動は、炉容器頂部より行い安全棒のデラッチにより、安全棒が挿入される機構とする。デラッチの駆動はモータにより行うが、万一電動が不可能な場合には、ガス圧によりデラッチができるように工夫するものとし、今後の課題とする。

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 3.13に示す。

内径3 mの球を2つつないだ形状の耐圧殻中に、全システムを組込む事が出来た。しんかい6500の寸法は、全長が9.5 m、最大巾が2.7 m、高さが3.2 mであるが、この耐圧殻の寸法はしんかい6500よりひとまわり大きな潜水調査船に積載可能な大きさである。

4. リチウム炉システム概念設計

4. 1 概要

3章ではナトリウム炉システムの検討を行った結果、ナトリウム炉用いて、本報告書の目的とする潜水調査船用動力源の概念設計を行う事が出来た。4章では、リチウム炉を用いれば、ナトリウム炉よりもより寸法の小さい設計が行なえるのではないかという考えのもとに概念の設計を行う。リチウム炉とナトリウム炉の1次系冷却材温度は次のようになる。

	ナトリウム炉	リチウム
炉心出口／入口冷却材温度	720／618℃	1140／1090℃

このようにリチウム炉の方が冷却材温度が高いために、発電効率が高く、原子炉熱出力が小さくなるので、配管類が細くなり全体システムの容積が小さくなる。これ故耐圧殻をナトリウム炉システムの場合より小さくする事が可能となり、全重量も小さくなる。

以上、リチウム炉システムの方はナトリウム炉システムよりも優れた点があるが、技術開発状況には構造材料を始めとして、リチウム炉システムの開発にはまだ数多くのR & D項目が存在している。よってリチウム炉システムは、初期の動力源となり得ず、より将来の動力源という位置付けである。

尚本章では3章のナトリウム炉システムと余り内容に相異のない部分は省略する事にし、リチウム炉で相異のある部分のみ説明する。

4. 2 密閉ブレイトサイクルの解析

N_0 の場合に準じて計算する。

タービンの膨張比 $\pi_T = \pi_c / (1 + \Sigma \delta) = 2.34 / 1.10 = 2.13$

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

タービン断熱効率 $\eta_T = 0.879$ であるので

$$T_o = T_i \left(\frac{1}{2.13} \right)^{\frac{1.66-1}{1.66}} = 999.5 \text{ K} = 727^\circ \text{C}$$

$$\begin{aligned} \therefore L_T &= \eta_T \cdot C_P \cdot (T_i - T_o) \\ &= 0.879 \times 0.0907 \times (1350 - 999.5) = 27.9 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

コンプレッサは、圧縮比が $\pi_c = 2.34$ であり、非中間冷却形である。

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

コンプレッサの断熱効率 $\eta_c = 0.830$ であるので

$$T_o = T_i (2.34)^{\frac{1.66-1}{1.66}} = 499 \text{ K} = 226^\circ \text{C}$$

$$\begin{aligned} \therefore L_c &= \frac{C_P}{\eta_c} (T_o - T_i) \\ &= \frac{0.0907}{0.830} (499 - 356) = 15.63 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

以上で（単位重量当たりの）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 200 kWe 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。

$$200 \text{ kWe} = 200 \times 860 = 172000 \text{ kcal/h}$$

$$\therefore \frac{17200}{(27.9 - 15.6) \times 0.89} = 1.53 \times 10^4 \text{ kg/h}$$

となる。

熱効率は、本サイクル計算によると

$$200 \times 860 / (1.53 \times 10^4 \times 0.0907 \times (1077 - 602)) = 0.261 \text{ より } 26.1\% \text{ である。}$$

タービン出口とコンプレッサ出口が判明したので、再生熱交換器の温度効率 η_{HX} = 0.751 より前置冷却器入口温度と Na-He・Xe 熱交換器入口温度を求める。

$$\eta_{HX} = \frac{727 - \text{前置冷却器入口温度}}{(727 - 226)} = 0.751$$

$$= \frac{\text{Na-He・Xe 熱交換器入口温度} - 226}{(727 - 226)}$$

∴ 前置冷却器入口温度 = 350 °C

Na-He・Xe 熱交換器入口温度 = 602 °C

以上を反映した温度プロファイルは、図 4.1 となる。

4.3 冷却系構造

4.3.1 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	602°C / 1077°C
タービン入出口	1077°C / 727°C
レキュパレータ入出口	727°C / 350°C
ラジエータ入出口	350°C / 83°C
コンプレッサ入出口	83°C / 226°C
レキュパレータ入出口	226°C / 602°C

炉心熱出力は次式であたえられる。

$$Q = 200 / \eta = 200 / 0.261 = 766 \text{ kW}$$

4.3.2 レキュパレータ

必要な伝熱面積は次のように計算される。

$$S = Q / (T_m \cdot K) = 766 \times 860 / \{ (727-602) - (350-226) / \ln (125/124) \times 750 \} = 7 \text{ m}^2$$

この計算では、プレートフィン型熱交換器の熱貫流率を、余裕をもたせて750 kcal/m²h°Cとした。

伝熱部の必要容積は、プレートフィン型熱交換器の伝熱面積と体積の比を1000 m²/m³とすると、必要容積は、7/1000 = 0.007 m³となる。よって熱交換部寸法を0.3 × 0.24 × 0.1 mとする。

4.3.3 ラジエータ

放熱量は次のように求められる。

$$Q = G \cdot \Delta T \cdot C_p = 1.53 \times 10^4 \times (350-83) \times 0.0907/860 = 430.8 \text{ kW}$$

よって必要な伝熱面積は、次式で計算される。

$$S = Q / (\Delta T_m \cdot K) = 430.8 \times 860 / (179.6 \times 130) = 15.8 \text{ m}^2$$

$$K = 130 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \Delta T_m = ((350-5)-(83-5)) / \ln (345/78) = 179.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

15.8 m²は耐圧殻の内面積に比較し、十分に小さい面積である。

リチウム-ガス熱交換量は次のようになる。

$$Q = C_p \cdot \Delta T \cdot G = 0.0907 \times (1077 - 602) \times 1.53 \times 10^4 / 860$$

$$= 766 \text{ kW}$$

よってリチウム流量は次のようになる。

$$G = Q \times 860 / (C_p \cdot \Delta T)$$

$$= 766 \times 860 / (4.15 \times 0.238846 \times (1140 - 1090))$$

$$= 1.329 \times 10^4 \text{ kg/h}$$

$$= 29.4 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\because \gamma = 452 \text{ kg/m}^3 \text{ at } 1100^\circ\text{C})$$

次にリチウム配管の内径を計算する。

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

$$V = 4 \text{ m/s} \text{ とすると、} d = 0.036 \Rightarrow \phi 42.7 \times t 3.0$$

尚リチウム-ガス熱交換器の大きさについては、先行例の E R A T O 設計と同じ寸法にする。

4.3.4 ガス系配管

流量は次のように計算される。

体積流量 $V = G / \rho = 1.329 \times 10^4 \div 3600 / (7.46 \text{ kg/m}^3 \text{ at } 172.5^\circ\text{C})$

$$= 0.495 \text{ m}^3/\text{s} \text{ at } 172.5^\circ\text{C}$$

・リチウム-ガス熱交換器出入口体積流量(10ata)

入口	602 °C	0.49 m ³ /s
出口	1077 °C	0.75 m ³ /s

・レキハ・レタ体積流量(5ata)

入口	727 °C	1.11 m ³ /s
出口	350 °C	0.69 m ³ /s

・ラジエータ体積流量

出口	83 °C	0.40 m ³ /s
----	-------	------------------------

・コップレツサ出口配管

出口 226 °C 0.54 m³/s

配管径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

入口	30m/s	φ 0.072m	} → φ 76.2 × t3.0
	40m/s	φ 0.062m	
出口	30m/s	φ 0.089m	} → φ 89.1 × t3.0
	40m/s	φ 0.077m	

・レキユハレ-タ

入口	30m/s	φ 0.109m	} → φ 101.6 × t3.0
	40m/s	φ 0.094m	
出口	30m/s	φ 0.086m	} → φ 89.1 × t3.0
	40m/s	φ 0.074m	

・ラジエ-タ

出口	30m/s	φ 0.065m	} → φ 76.2 × t3.0
	40m/s	φ 0.056m	

・コップレツサ

出口	30m/s	φ 0.075m	} → φ 76.2 × t3.0
	40m/s	φ 0.065m	

4. 4 使用材料

原子炉出口温度が1000°Cを超えるため、宇宙用原子炉構造材料として検討されているMo, Nb, Ta合金が1次系の候補材料となる。発電系には、高温ガス炉で1000°C以上のデータのある Hasteloy-XRでもよいと考えられるが、設計条件によっては見直しが必要である。Mo, Nb, Ta合金については、原子炉構造材として重要なクリープ疲労強度についてはデータに乏しく、中性子照射効果のデータについてはサーベイした範囲では見当たらない。また、同検討において、Mo合金は溶接性、造管性に難点があり、Nb合金は1000°C以上の使用では高温強度がやや劣ると報告されており、原子炉構造の温度条件と溶接構造が必要であることから、Ta合金が最も適切と判断される。Ta合金の中では宇宙用として T-111(Ta-8W-2Hf-0.1Nb), ASTAR-811C(Ta-8W-1Hf-1Re-0.025C) などが検討されており、同じく図 3.3-1にその1%クリープひずみ強度(7年間)が示されている。ASTAR-811Cが1140°Cにおいて10 kg/mm²以上の強度を有しており、候補材となる。

以上の原子炉構造候補材料について、中性子照射効果を含めたデータの蓄積はもちろん必要であり、実機に使用する場合にはサーベイランス試験片を用いて定

検時にデータを取得することになろう。発電系はアクセス可能であり、定検時の I S I は可能であるが、原子炉室内機器に対しては定検時の遠隔目視検査手法の開発及びモニタリングとしてのアコースティックエミッション (A E) 等の研究開発が必要である。

4. 5 システム概念設計

4章1～4節で検討した結果を用いて概念設計を行った。概念設計方針は3章7節のナトリウム炉の場合と、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	766 kW
	炉心出口／入口リチウム温度	1140／1090℃

システム概念設計図を図4. 2に示す。ナトリウム炉の場合に比較し、配管が細くなっている為、密閉ブレイトンサイクルシステムの方はもう少し耐圧殻を小型のものに出来そうである。これは将来の課題である。

5. おわりに

ナトリウム炉及びリチウム炉のシステムにつき概念設計を行い、潜水調査船の動力源としてのイメージを固める事が出来た。

残された問題としては、まずメンテナンス及び安全思想等がある。

一方将来の需要という点から考えると、本報告書では200kWeの動力源を取り上げたが、助言をいただいた海洋科学技術センターの高川真一氏の話では、より小さい10～30kWeの動力源の方がより多くの需要がありそうである。

従って、次の計画としては、10～30kWeの動力源の概念設計を行う予定である。

6. 謝辞

海洋科学技術センター高川真一氏には、深海調査船に関して助言いただいた事に対し謝意を表します。

関口信忠氏については、色々と励ましの言葉をいただいたので、ここで謝意を表します。

川崎重工（株）の方々には、設計計算及び製図を行っていただいたので、ここで感謝致します。

参 考 文 献

- (1) 動燃報告書 PNC N9410 90-167
「高温高速炉－ブレイトンサイクルシステムを使用した潜水調査船用動力源の除熱に関する伝熱解析」、大坪 章 他、1990年 11月
- (2) 高温高速炉－ブレイトンサイクルシステムの応用、大坪 章 他
日本原子力学会「1991春の年会」、1991年3月、近畿大
- (3) Thermal and Flow Design of Helium - Cooled Reactor, DOE - NBM - 5007607,
Chapter 8
- (4) 動燃報告書 PNC SN9410 90-044
「宇宙用原子動力プラントS P E C T R Aの概念検討」、神戸 満 他、1990年4月
- (5) “A Study of Application of Transportable Reactor to Lunar Base Power
System,” K. Haga et al., 41st Cong. Int. Ast. Fed., IAF-90-205, Oct.1990,
Dresden GDR
- (6) “Potential Hull Structures for Rescue and Search Vehicles of the Deep-
Submergency Systems Project,” M. Krenke
- (7) “Penetration Reinforcement Design for Spherical Pressure Hulls,”
G. R. Kidd,
- (8) “Space Nuclear Power Studies in France,” E. Proust et al.,
23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1988, Denver
(Colorado)
- (9) ガスタービン、須之部 他、大学講座 機械工学 第20巻、共立出版株式会社

付 録

混合気体の物性値

2次系の作動流体としてはHe (60%) - Xe (40%) の混合ガスを用いる。物性値はナトリウム炉の場合のラジエータ内での平均的な条件、即ち気圧5 a t a、温度172.5°Cで求めた。

物性値を求めるに用いた参考文献は次の通りである。

- (1) 便覧 気体と液体の熱物理的性質、エヌ・ベ・ワルガフチック、日ソ通信社
- (2) 伝熱工学資料 (改訂第4版)、日本機械学会

求まった物性値は次のようである。

$$\begin{aligned} \gamma &= 7.4562 \text{ kg/m}^3 \\ \eta &= 3.7522 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{s/m}^2 \\ \lambda &= 1.595 \times 10^{-6} \text{ kcal/ms}^\circ\text{C} \\ C_p &= 0.09069 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \\ a &= 2.359 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \nu &= 4.931 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ P_r &= 0.2090 \end{aligned}$$

表 2. 1 先行システムの仕様 (UO₂/Na/SS)

a. 20kWeの例(1)			b. 20kWeの例(2)		
原子炉	ヒート	700°C	原子炉	熱出力	110kWt
	炉心出口	682°C		ウランウム	70kg
	熱出力	110kWt		燃料	UO ₂
IHX	ピンチポイント	10°C		構造材	ステンレス鋼
	冷却機ΔT	102°C		1次冷却機	Na 250kPa
	交換熱量	102kWt		炉心入口/出口	577°C/682°C
タービン	入口	670°C		制御ドラム	12個(Be+B ₄ C)
	効率	0.886	遮蔽	B ₄ C+LiH	7本(B ₄ C)
コンプレッサ	入口	0.45MPa	IHX	ガス入口/出口	430°C/670°C
	効率	59°C		ブレイク・ターボ・エレクトリック・コンバータ	
	圧縮比	2.06		タービン入口	670°C
発電機	回転数	35000		タービン入口圧力	900kPa
	効率	0.890		コンプレッサ入口	59°C
エキハレータ	交換熱量	101kWt		コンプレッサ圧縮比	2.06
	熱効率	0.842	ラジエータ	出力	80kWt
ラジエータ	交換熱量	79kWt		入口/出口	236/53°C
	入口/出口	236/53°C		伝面	86m ²
	伝面	86m ²	グローバルシステム効率		0.18
熱流サイクル	配管圧損	5.7%	重量	原子炉	375kg
	ガス流量	0.833kg/s		遮蔽	240kg
	効率	0.218		1次系	90kg
システム	サイクル出力	27kWe		発電系	186kg
	効率	0.182		ラジエータ	430kg
				機器・構造機	876kg
			全システム重量		2197kg
			発電比重量		110kg/kWe

表 3. 1 ナトリウム炉システムの仕様

原子炉	炉心入口／出口 熱出力	618℃／720℃ 1183 kWt
ナトリウム-ガス熱交換器	ピンチポイント 交換熱量 ガス入口／出口	10℃ 1183 kWt 444℃／705℃
タービン	入口 効率	705℃ 0.886
コンプレッサ	入口 効率 圧縮比	0.5 MPa 0.838 2.06
発電機	回転数 効率	35000 0.890
レキュパレータ	交換熱量 熱交率	1095 kWt 0.842
ラジエータ	交換熱量 入口／出口 伝熱面積	724 kWt 83℃／243℃ 32.5 m ²
熱流サイクル	配管圧損 ガス流量	10% 11.91 kg/S
システム	電気出力 効率	200 kWe 0.169

表 4. 1 リチウム炉システムの仕様

原子炉	炉心入口／出口 熱出力	1 0 9 0 °C / 1 1 4 0 0 °C 7 6 6 k W t
トリウム-ガス熱交換器	ピンチポイント 交換熱量 ガス入口／出口	1 0 °C 7 6 6 k W t 6 0 2 °C / 1 0 7 7 °C
タービン	入口 効率	1 0 7 7 °C 0. 8 7 9
コンプレッサ	入口 効率 圧縮比	0. 5 M P a 0. 8 3 0 2. 0 6
発電機	回転数 効率	3 5 0 0 0 0. 8 9 0
レキュパレータ	交換熱量 熱交率	8 7 2 k W t 0. 7 5 1
ラジエータ	交換熱量 入口／出口 伝熱面積	4 3 0. 8 k W t 3 5 0 °C / 8 3 °C 1 5. 8 m ²
熱流サイクル	配管圧損 ガス流量	1 0 % 4. 2 5 kg / S
システム	電気出力 効率	2 0 0 k W e 0. 2 4 4

アリアン外径：4.6 m

全長（炉容器頂部～熱交換器下端）：3.78 m

ギャップ（遮蔽下部～発電機頂部）：1.02 m

システム外径（輪の外径）：2.26 m

熱交換器全長：0.84 m

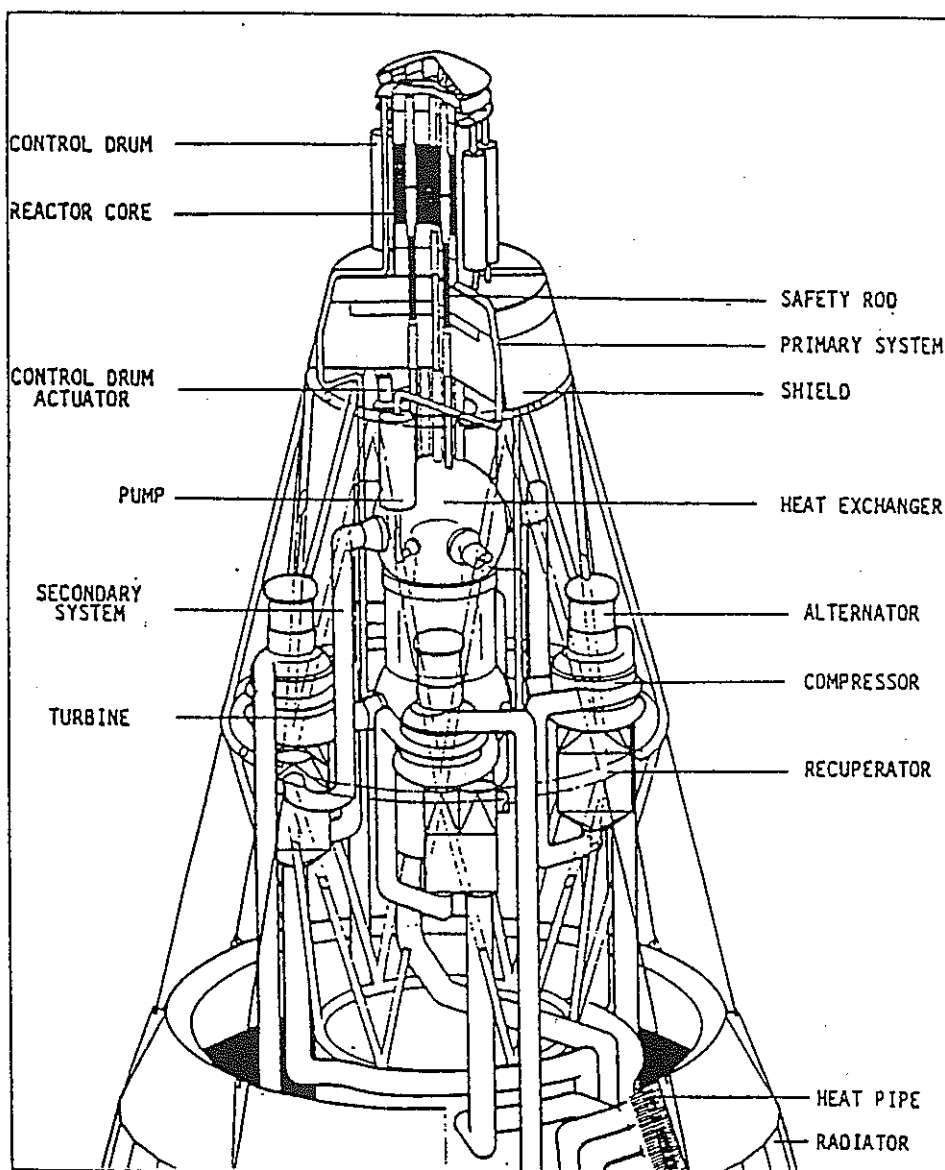
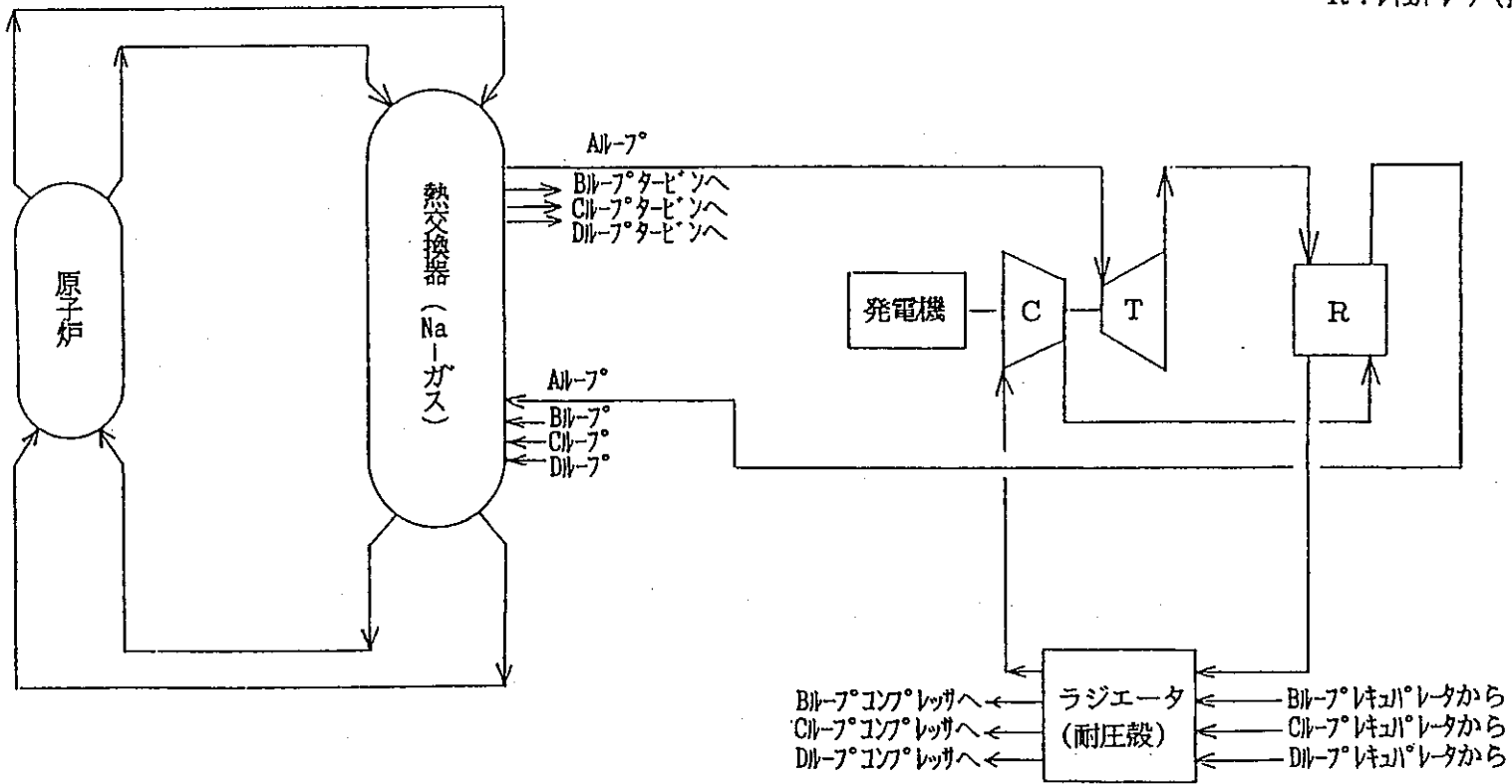


図 2. 1 ERATOプログラム200kW eリチウム炉システム

記号 C:コンプレッサ
 T:タービン
 R:レキュレータ(熱交換器)



1次系:ナトリウム(2炉-7°)

2次系:He-Xe混合ガス(4炉-7°)

図 3. 1 全システム系統図

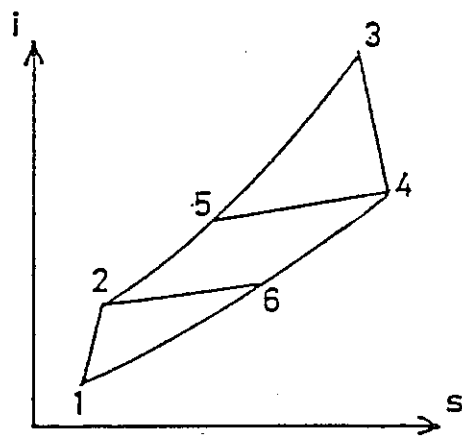
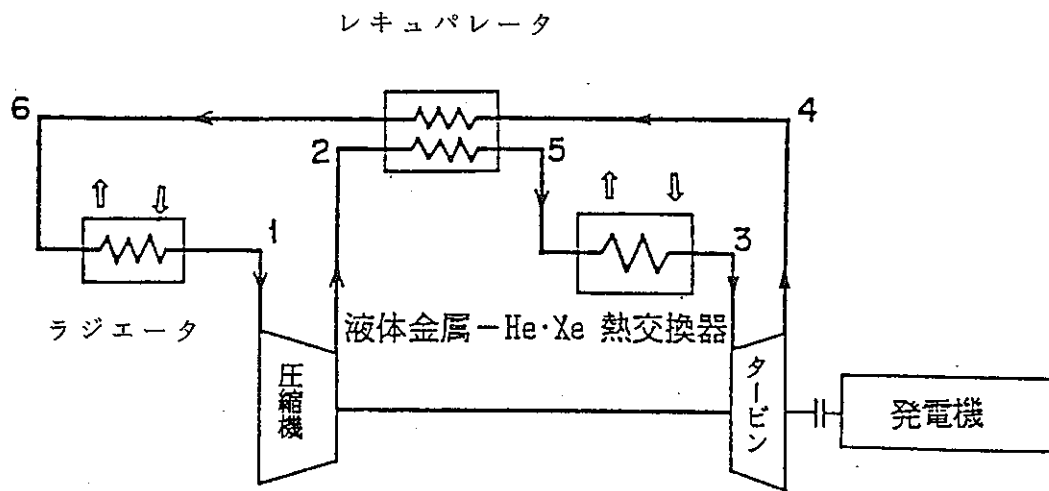
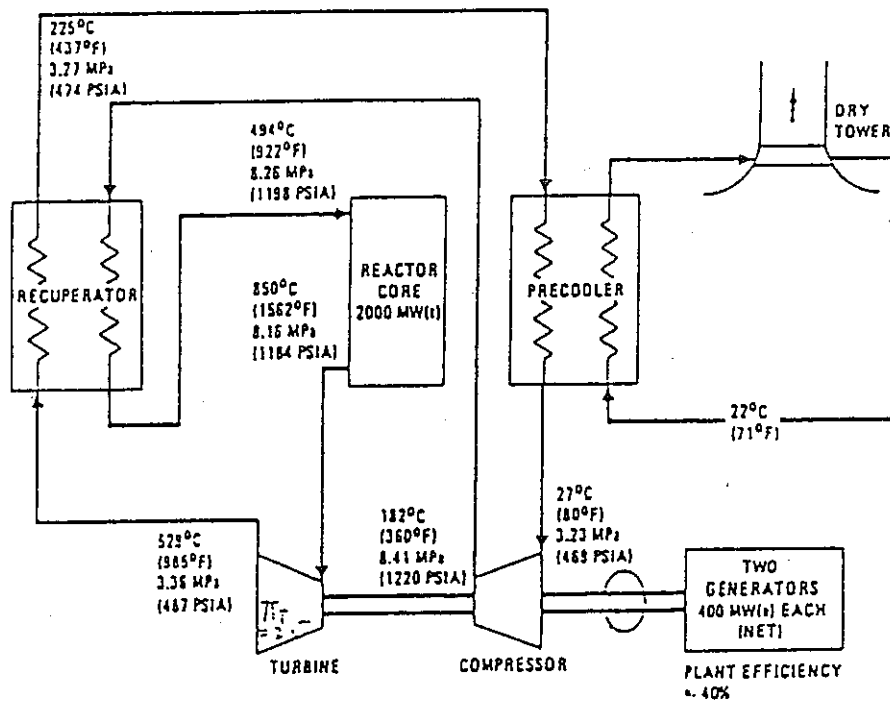


図 3. 2 2次系システム構成図



(注) 各熱交換器の圧損率は、入口圧力に対する圧力損失の比の形となる。

従って、 n ケの要素があった場合、1番目の機器の入口圧力を P_1^i 、各機器の圧力損失率を ϵ_i とすると n ケ目の出口圧力 P_n^o は

$$P_n^o = P_1^i (1 - \epsilon_1) \dots (1 - \epsilon_n)$$

$$\therefore \frac{P_n^o}{P_1^i} = \pi (1 - \epsilon_1) \cong 1 - \sum \epsilon_i \quad (\text{但し、} \epsilon_i < 1) \text{ となる。}$$

よって、 $\sum \epsilon_i$ がサイクルの圧力損失を評価するパラメータとなる。

図 3. 3 HTGRプラントのフローパスダイアグラム

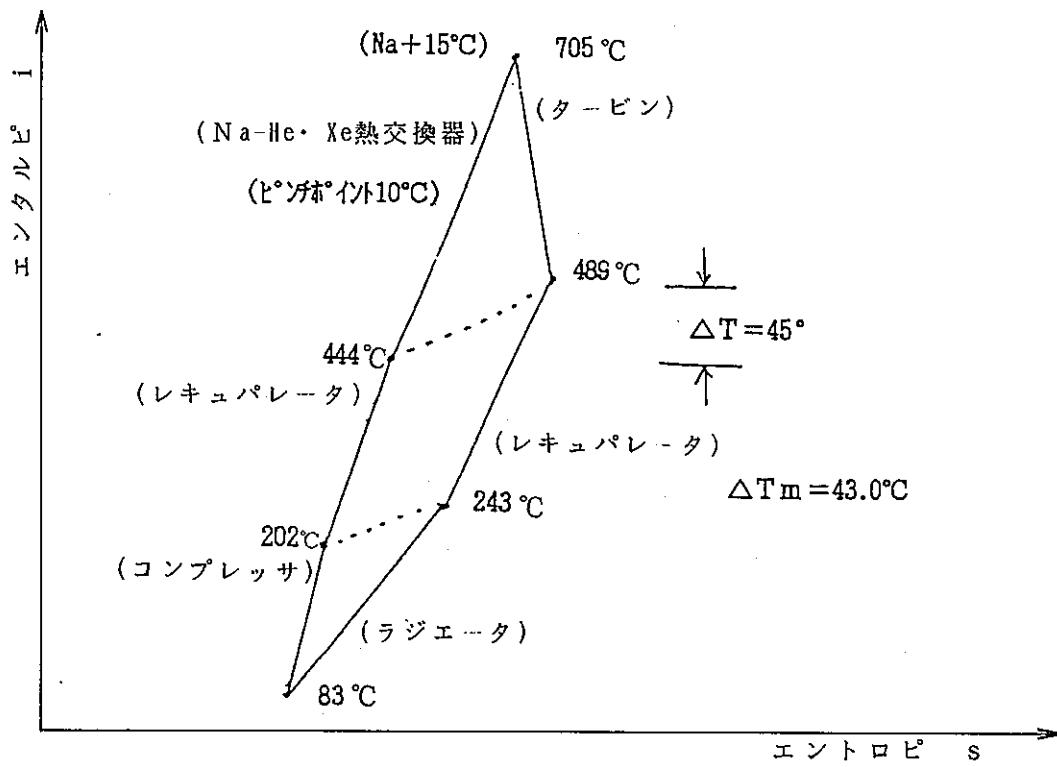


図 3. 4 ナトリウム炉システム 2 次系温度プロフィール

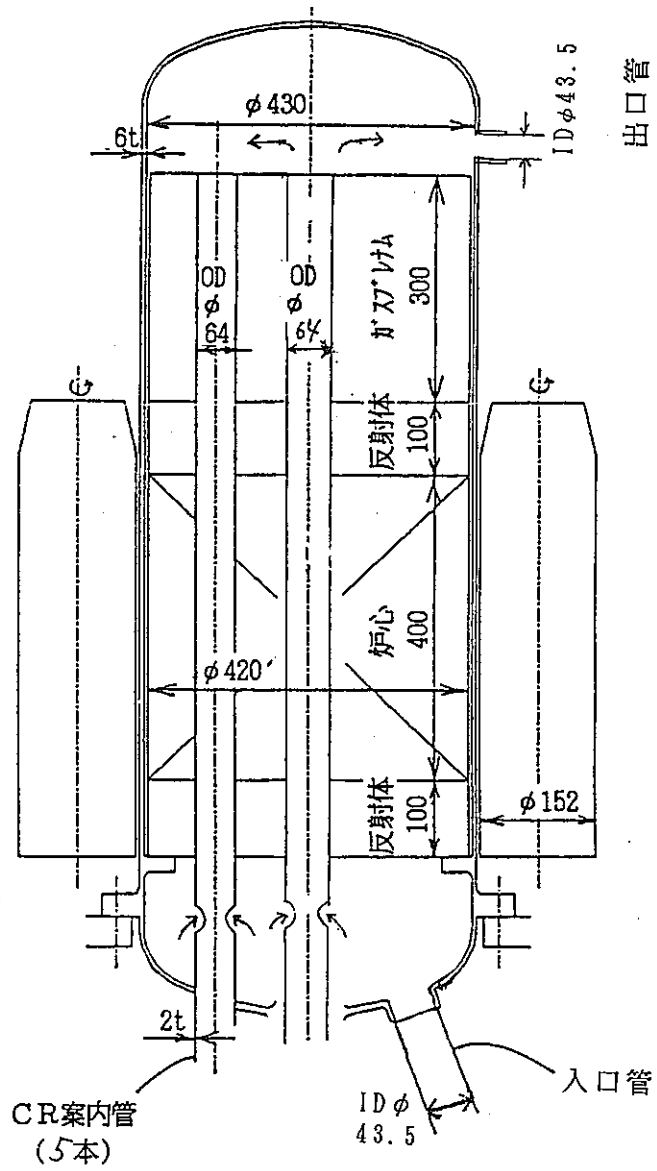


图 3. 5 SPECTRA 炉縦断面图

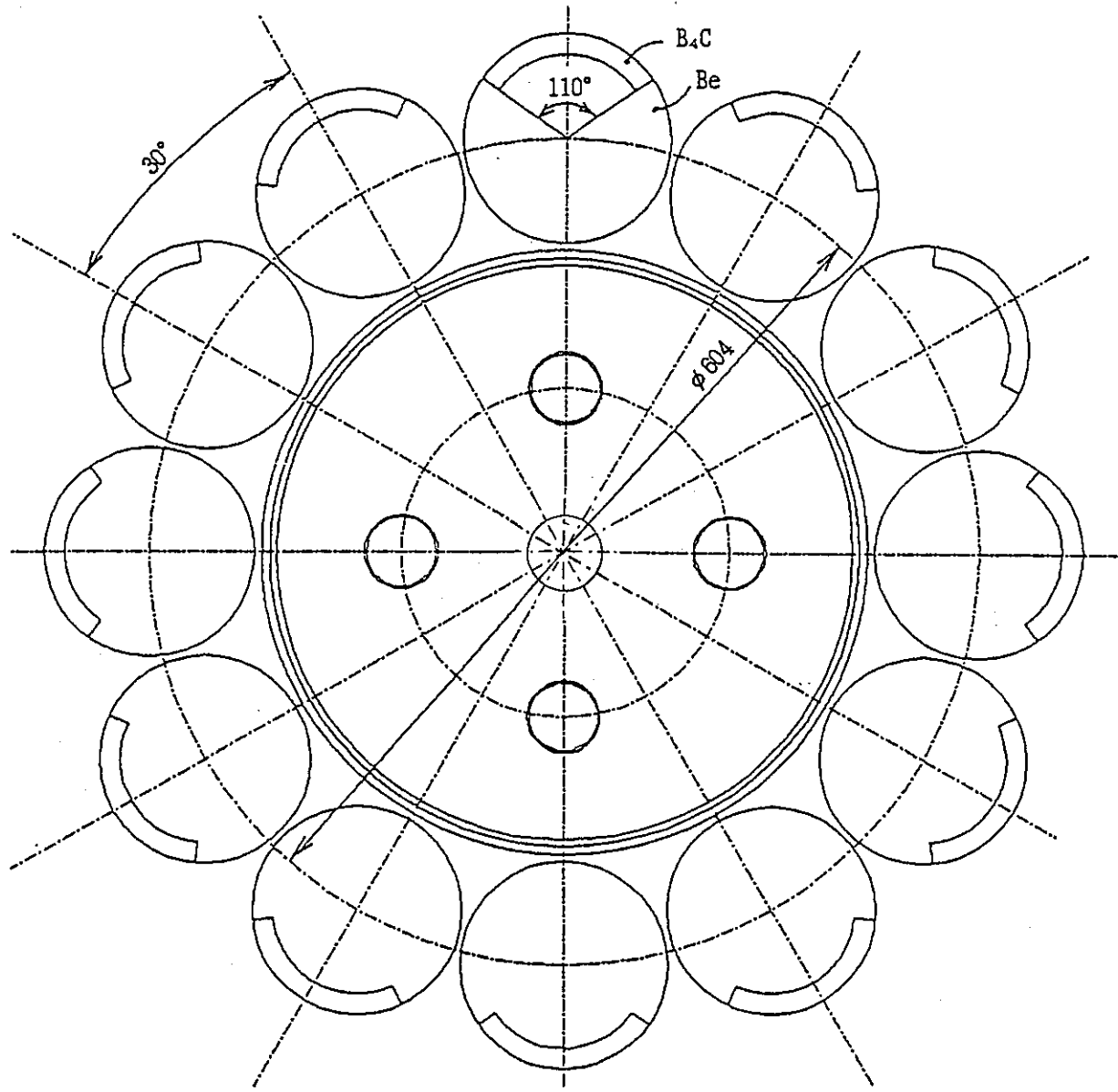


图 3. 6 SPECTRA 炉横断面图

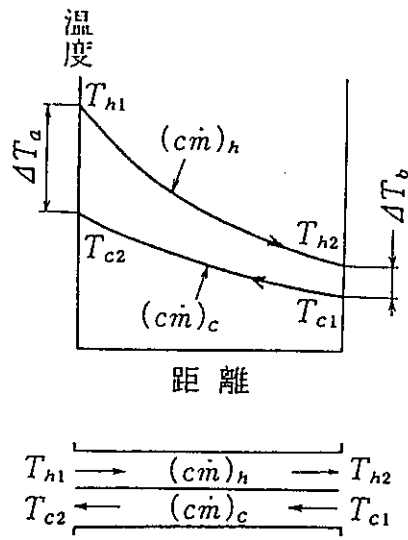


圖 3. 7 向流形熱交換器溫度分布

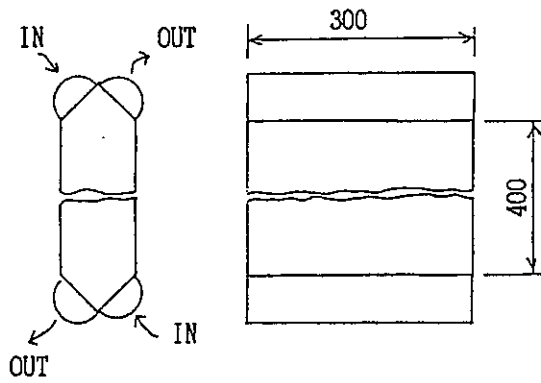
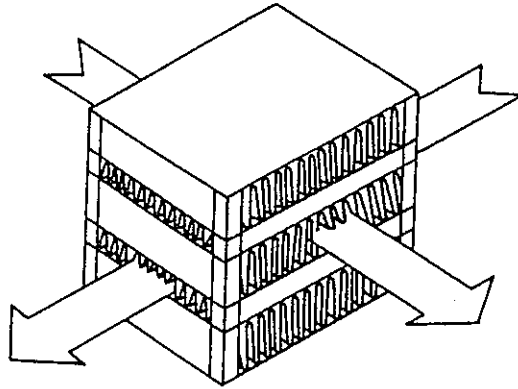


図 3. 8 レキユパレータ (ナトリウム炉システム)

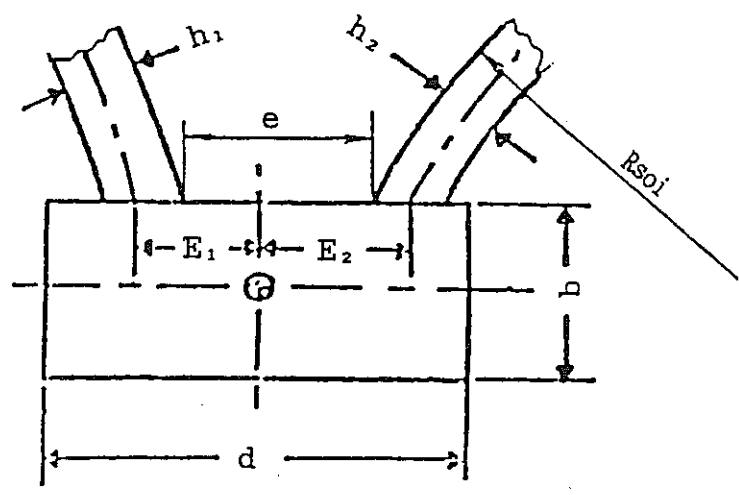
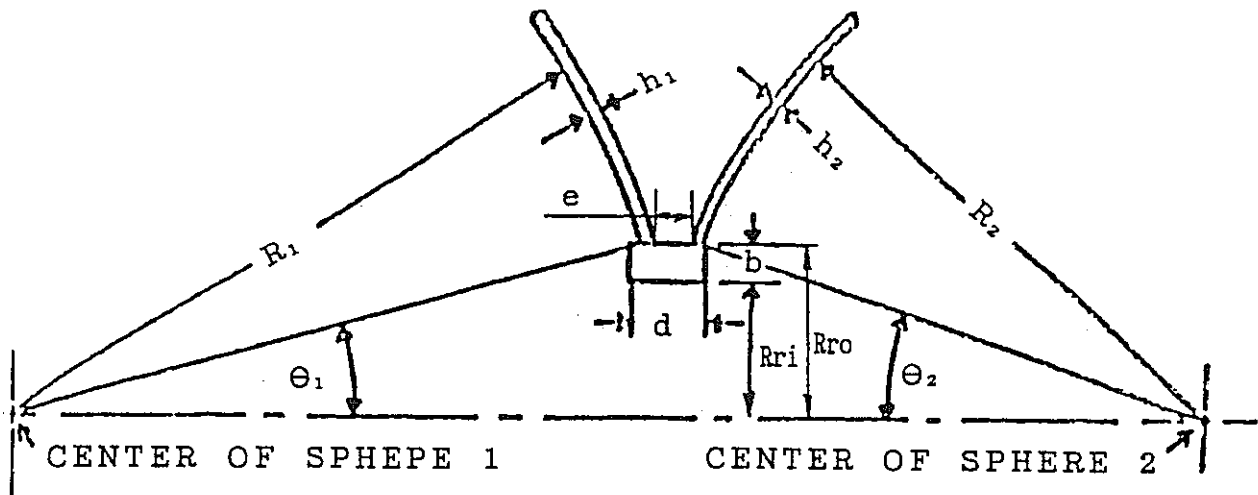


図 3. 9 耐圧殻強度計算式の各記号の説明

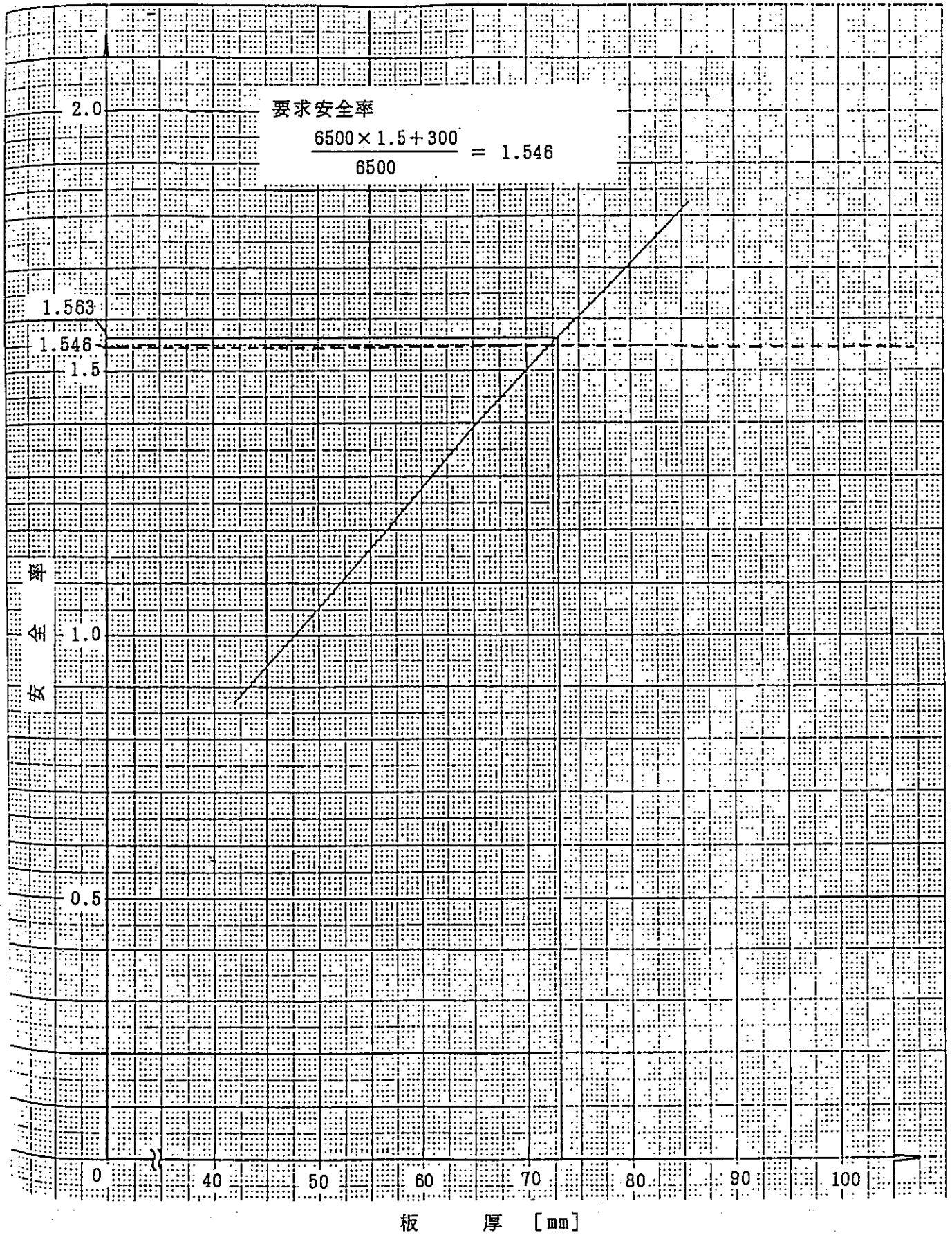


図 3. 10 球殻の板厚と安全率の関係

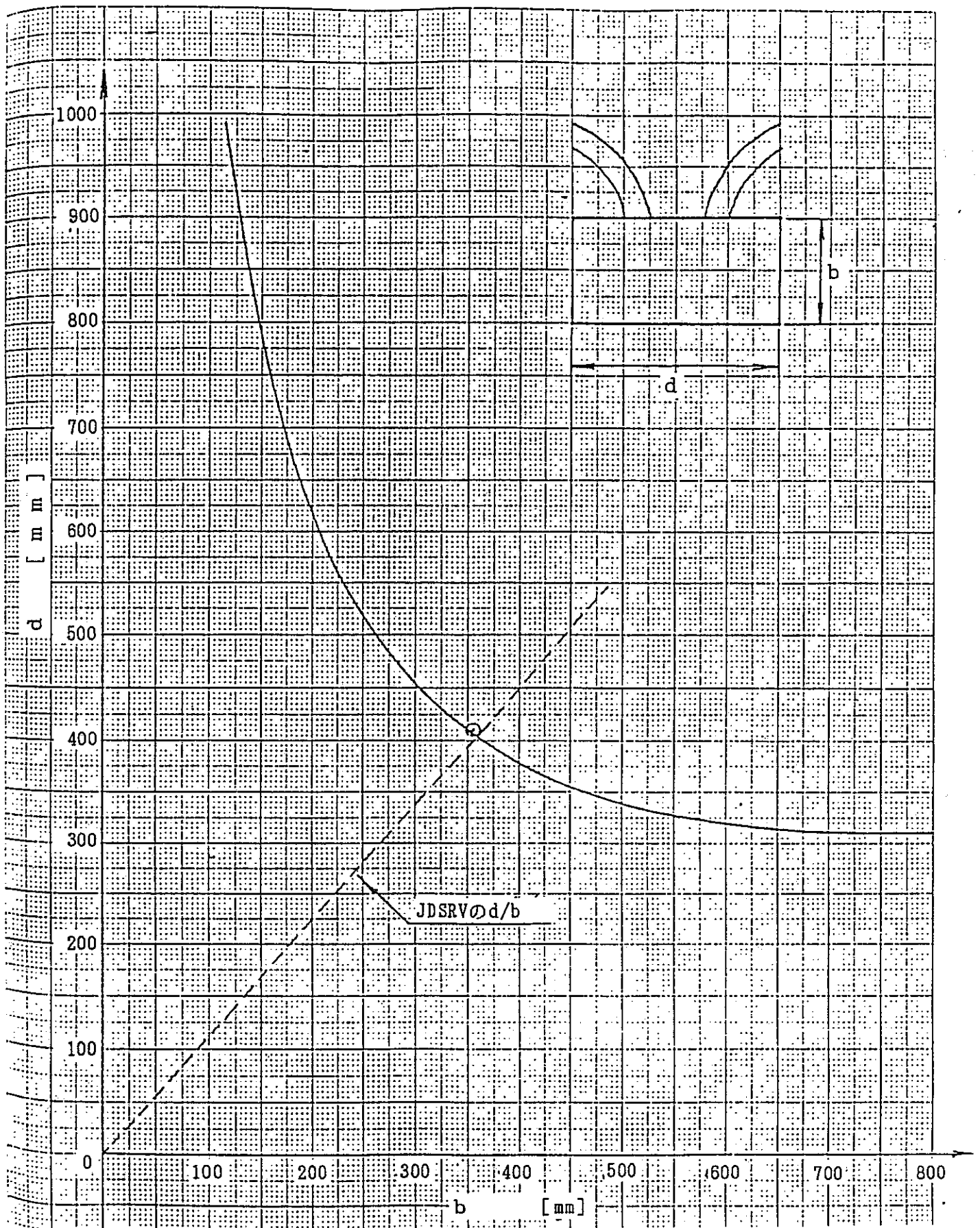


図 3. 11 条件を満たす b と d の組み合わせ

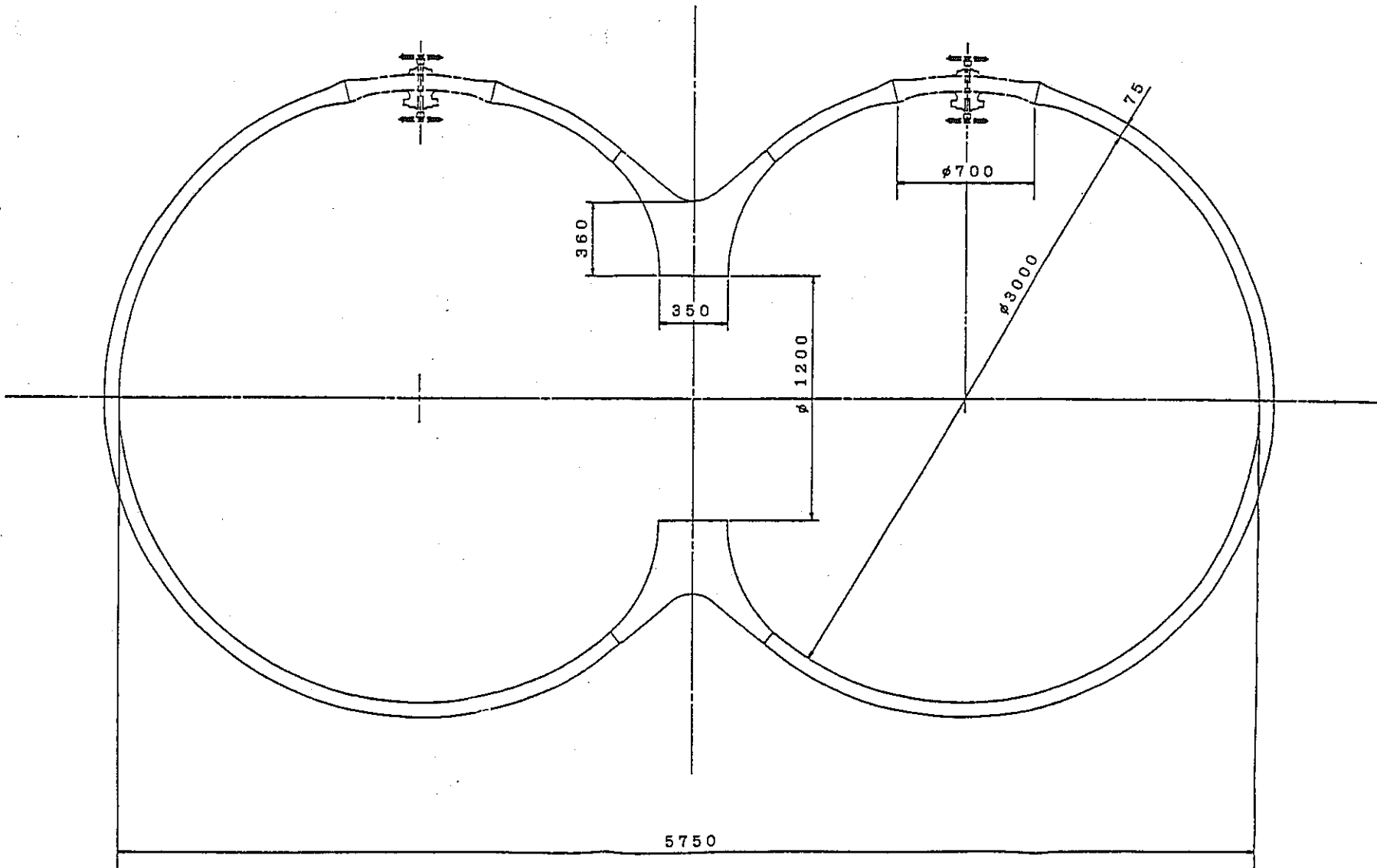


図 3. 12 耐圧殻の概略図

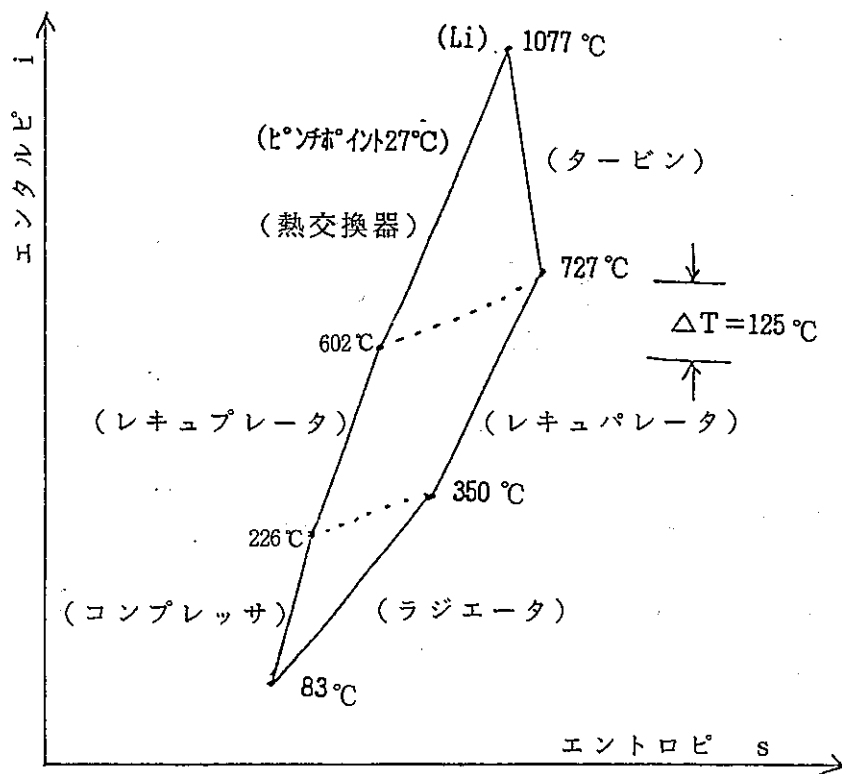


図 4. 1 リチウム炉システム 2 次系温度プロファイル

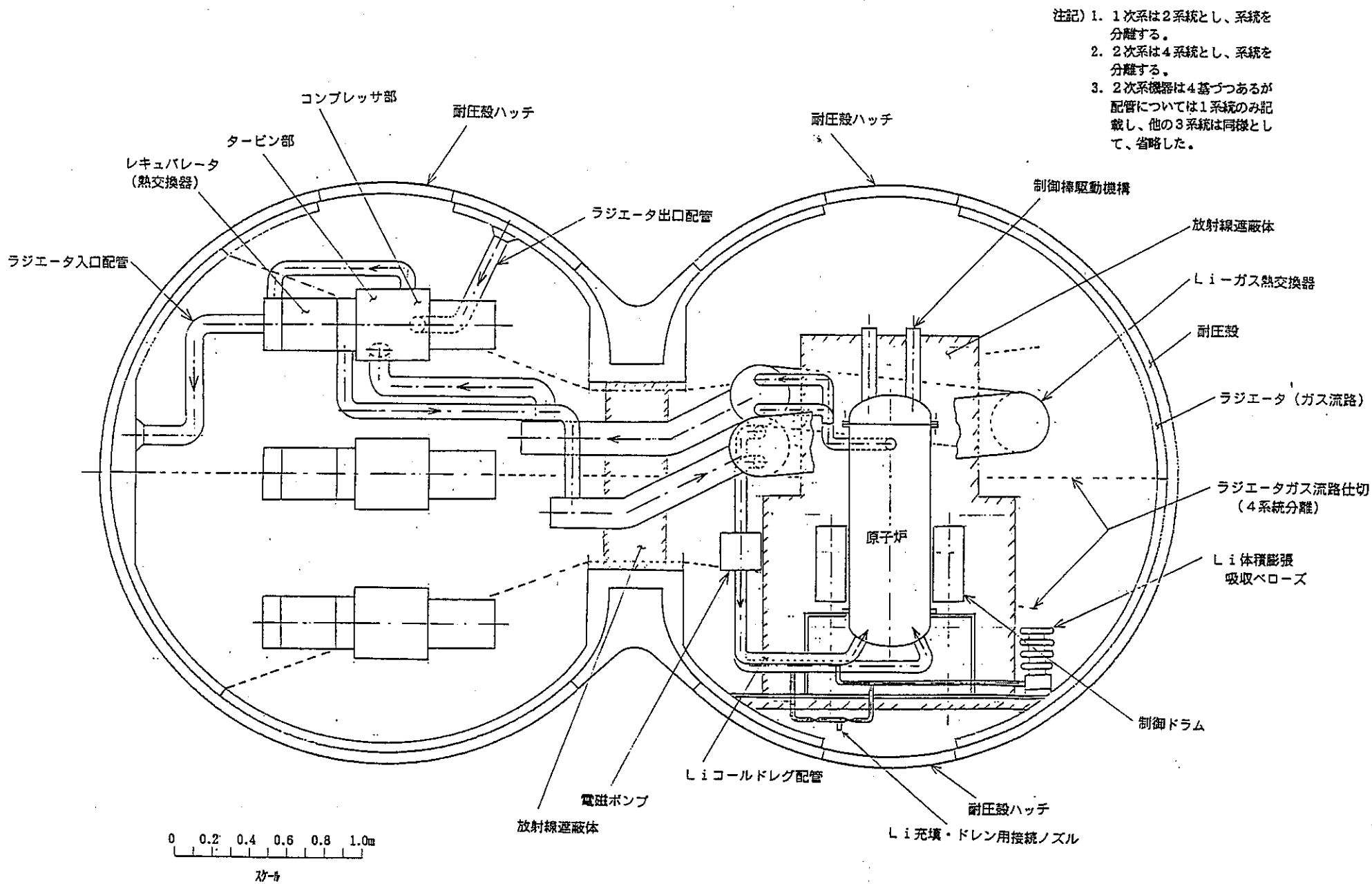


図 4. 2 耐圧殻内配置概念 (リチウム炉)