

## 深海有人基地用高速炉システムの概念検討

PNC TN9410 92-095

# 深海有人基地用高速炉システム の概念検討

平成 4 年 3 月

動力炉・核燃料開発事業団

1992年 3月

## 深海有人基地用高速炉システムの概念検討

大坪 章\*、羽賀 一男\*

### 要 旨

〔目的〕 来世紀に実現が期待されている海底設置有人基地について、その動力源並びに基地周辺で有用海洋生物の飼育に使用する熱源としての、それぞれの高速炉システムのイメージを構築する。

〔方法〕 現在までに明らかになっている海洋データに基づいて、これまで研究の行われている超小型炉用ブレイトンサイクルシステムを参考にしつつ、以下の高速炉システムの概念を検討した。

動力源（約400kWe）：

- ① ナトリウム冷却型高速炉システム
- ② リチウム冷却型高速炉システム

熱源（2,235kWt）

- ③ ナトリウム冷却型高速炉システム

〔結果〕 上記各システムにつき、直径3.5mの2ないし3連球の耐圧殻中に、原子炉、一次系及び二次系を設置したシステムの構築が出来た。この結果、検討した高速炉システムは深海有人基地用としての技術的成立性は高いものと判断した。

---

\*大洗工学センター技術開発部フロンティア技術開発室

# Conceptual Design Study

## of Fast Reactor System

### for Deep Sea Manned Bases

Akira Otsubo\*, Kazuo Haga \*

#### ABSTRACT

##### [Objective]

The objective of this report was image construction of a fast reactor for a manned deep sea base expected in a next century. The fast reactor will be used as power and heat sources.

##### [Method]

Based on ocean data clarified up to now, the following fast reactor system conception was studied with reference to a closed Brayton cycle system for a very small reactor.

##### Power source (about 400 kWe)

- ① Sodium cooled fast reactor system
- ② Lithium cooled fast reactor system

##### Heat source (2,235 KWt)

- ③ Sodium cooled fast reactor system

##### [Result]

The system image of a reactor and primary/secondary loops set in a pressure hull using two or three spheres was constructed for each system. It was concluded that the technical feasibility of the fast reactor system was high for the base.

---

\* Frontier Technology Development Section, Technology Development Division,

O-arai Engineering Center

## 目 次

1. まえがき	.....
2. 原子炉設置場所としての深海底	.....
2. 1 深海底の物理的環境	.....
2. 2 深海底の生物環境	.....
3. システムの基本概念と基本仕様	.....
3. 1 基本概念	.....
3. 2 基本仕様	.....
3. 3 耐圧殻	.....
4. 動力源用システム	.....
4. 1 ナトリウム冷却型発電炉	.....
4. 2 リチウム冷却型発電炉	.....
5. 熱源用システム	.....
6. システム概念検討	.....
7. 海底への設置方法	.....
8. まとめ	.....
参考文献	.....

付録 - 1 ナトリウム冷却型炉密閉ブレイトンサイクル	.....
付録 - 2 ナトリウム冷却型炉ラジエータ解析	.....
付録 - 3 ナトリウム-ガス熱交換器	.....
付録 - 4 リチウム冷却型炉密閉ブレイトンサイクル	.....
付録 - 5 リチウム冷却型炉ラジエータ解析	.....
付録 - 6 リチウム-ガス熱交換器	.....

## 【表 リ ス ト】

表 6 - 1 (1/3)	動力源用高速炉システムプラント主要目	.....
表 6 - 1 (2/3)	動力源用高速炉システムプラント主要目	.....
表 6 - 1 (3/3)	動力源用高速炉システムプラント主要目	.....
表 6 - 2 (1/2)	熱源用高速炉システムプラント主要目	.....
表 6 - 2 (2/2)	熱源用高速炉システムプラント主要目	.....

## 【図 リ ス ト】

図 2 - 1	海底面	.....
図 2 - 2	日本海溝の模式図	.....
図 3 - 1	宇宙炉ブレイトンサイクルシステム例	.....
図 4 - 1	有人基地用高速炉・システム構成	.....
図 4 - 2	炉心寸法条件	.....
図 4 - 3	二連球耐圧殻模式図	.....
図 4 - 4	原子炉構造概念図	.....
図 4 - 5	冷却材膨張吸収用アキュムレータの例	.....
図 4 - 6	宇宙炉用タービンとコンプレッサの例	.....
図 4 - 7	NASAの宇宙炉用タービンの例	.....
図 4 - 8	国内メーカ製小型ガスタービンシリーズ	.....
図 4 - 9	レキュパレータヒートバランス図	.....
図 5 - 1	熱源イメージ	.....
図 5 - 2	保温壁廻り温度分布	.....
図 5 - 3	Na - He 热交換器	.....
図 6 - 1	動力源用ナトリウム冷却型高速炉システム系統図	.....
図 6 - 2	動力源用ナトリウム冷却型高速炉システム立面概念図	.....
図 6 - 3	動力源用ナトリウム冷却型高速炉システム平面概念図	.....
図 6 - 4	動力源用リチウム冷却型高速炉システム系統図	.....
図 6 - 5	動力源用リチウム冷却型高速炉システム立面概念図	.....

- 図 6-6 動力源用リチウム冷却型高速炉システム平面概念図 .....  
図 6-7 热源用ナトリウム冷却型高速炉システム系統図 .....  
図 6-8 热源用ナトリウム冷却型高速炉システム立面概念図 .....  
図 6-9 热源用ナトリウム冷却型高速炉システム平面概念図 .....  
図 6-10 热源概念図 .....

図2.-4 板厚半径比と圧壊圧力との関係 .....  
.....

図3.-8 Na-ガス熱交換器ヒートバランス図 .....  
.....

## 1. まえがき

海洋は地球表面の70%を占め、鉱物資源の観点からは深海底に広く分布するマンガン団塊、コバルトリッチクラスト等の貴重な資源が広く分布し、生物学的には深海底の熱水吹き出し口廻りに将来その中から有用な医薬品の原料が発見される事が期待される珍しい生物が生息している。

マンガン団塊などの資源探査は、従来は潜水調査船等によっているが、より効果的かつ持続的に行うには海底基地の設置が望ましい。ただ、それには潜水調査船等の動力源と比べて長時間作動でき、かつ大容量の動力源が必要となる。一方、深海底の熱水吹き出し口廻りに生息する生物については、有用な物質が発見された場合、その早期の培養のための熱源が必要と言われている。

そこで、本報では、これまで行ってきた無人の深海底基地及び潜水調査船用高速炉システム の概念検討<sup>(1)(2)</sup>を基に、これら深海底有人基地用動力源並びに熱源としての高速炉システムの概念検討を行うこととした。

検討は、高速炉の一次系の冷却材にはナトリウムとリチウムを使用した場合を、2次系には動力源用では密閉ブレイトンサイクルを用い、熱源用にはヘリウムガスループを採用した。

## 2. 原子炉設置場所としての深海底

### 2. 1 深海底の物理的環境

ここでは海面から3,000m及び6,000mの海底を考える。海洋科学技術センターで聽取したこれらの場所での地形等の環境を以下に記す。

海水温度 : 1 - 2°C

(熱水鉱床付近では局所的に400°Cに達する場合もある。)

海流 : 平均数mm/秒(潮の干満で50cm/秒となる場合もある。)

海底の凹凸 : 平坦と考えてよい。

(海溝でも、部分的に急峻な場所もあるが、平均の傾斜は高々12°で、図2-1に示すように平坦な地殻面を小石、砂、ヘドロが覆っている。参考までに図2-2に日本海溝付近の断面図を示す。)

上記の諸条件から、温度的には熱水鉱床付近を除くと常温と余り変わらず、海流も穏やかである。又、海底の凹凸も特殊な場所を除いてはほぼ平坦とみなせる。これらより、海底への原子炉システムの設置には著しい支障は認められず、むしろ風水害のある地上よりも穏やかな環境と言える。

### 2. 2 深海底の生物環境

深海底に多数存在する養分の豊富な熱水の吹きだし口付近には生物が生息する。これを人工的に作り生物のコロニーを作るには、熱源と栄養素が必要となる。栄養素はメタンガスや硫化水素とこれらを好んで食するバクテリヤを繁殖させることで生成することが出来る。一般に、栄養素は海底から湧き出る地下水に多く含まれるので、地下水の湧き出る場所に熱源を設置すると人工のコロニーが形成される。この熱源に高速炉システムを利用することが出来る。

### 3. システムの基本概念と基本仕様

#### 3. 1 基本概念

まず始めに、本報で検討を進める複数の高速炉システムの基本的な概念は、図3. 1に示すフランスの宇宙用に計画されているERATO<sup>(3)-(7)</sup>のそれを採用し、設計データもそのデータを参考にした。ERATOでは20-200kWe規模のナトリウム又はリチウム冷却高速炉が検討されており、その2次系には密閉ブレイトンサイクルが用いられている。ここでも基本的にはこれと同様なシステム構成とし、また一部に海底基地用としての特殊性を考慮して、システムの基本仕様を後述の表6. 1及び表6. 2のように定めた。

#### 3. 2 基本仕様

##### (1) 動力源用システム

システムは、一次冷却材にナトリウムを使用したシステムとリチウムを使用したそれの2種類があるが、共通する仕様を以下に記す。

設置場所： 海面から6, 000m

電気出力： 400kWe

発電方式： システムの二次冷却系にHe-Xe混合ガスを用いた密閉ブレイトンサイクル

排熱方法： 炉心で発生した熱の最終的な排熱は、システムの全体が通常の潜水調査船と同様に球形の耐圧殻に収納されている事から、この耐圧殻壁を介した熱伝達と熱伝導によって海水中に放熱する方式

##### (2) 热源用システム

設置場所： 海面から2, 000-3, 000m

システム： 上記3. 1(1)の一次冷却材にナトリウムを使用したシステムを使用  
発熱量： 2, 235kWt

### 3. 3 耐圧殻

耐圧殻は高速炉システムとしては格納容器相当となると考えられるので、通産省告示501号第2種容器の構造の規格の適用も考えられるが、これは相対的に薄肉大口径の構造物に対して適用するものであり、破壊モードがかなり異なると想定される。このため、非合理的な肉厚を必要とする結果となるため、本検討においては球殼の耐圧壊強度に対する潜水船関連情報（理論式など<sup>(8) - (10)</sup>）によって肉厚の目安を検討する。

#### (a) 球殼の耐圧強度に関する理論式

##### ① 外圧を受ける球殼の座屈に関するR. Zoellyの古典理論式

$$P_c = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left( \frac{h}{R} \right)^2$$

修正式

$$P_c = 0.84E \left( \frac{h a}{R_{10}} \right)^2 \quad \text{他}$$

E : 弹性係数

$\mu$  : ポアソン比

h : 肉 厚

R : 半 径

・ Ti-6Al-4V合金の場合<sup>(10)</sup>

$$E = 16.1 \times 10^6 \text{ psi} = 1.13 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\nu = 0.34$$

$$R = 1750 \text{ mm}$$

Pc : 座屈圧力=設計圧壊荷重= 930kg/cm<sup>2</sup>として

$$h = 45.3 \text{ mm} \quad (\text{上記修正式では} 54.8)$$

##### ② その他の理論式

上記古典理論式に対し、その後種々修正が加えられているが、これらの式により定まる肉厚は上記チタン合金を用いた場合、（初期不正等を未知として）~55mm程度（初期不正を正しく評価すれば若干増加すると考えられる）となる。

### (b) 実験データよりの推定

上記に対し、実験データから肉厚を推定すると、（材料によっても異なるが、  
図3-2で理論値（鉄鋼）約35mm\*に対し、HT-80鋼で約114mm\*が得られ、  
理論値がかなり低い値を与えることがわかる。（\* R=1.75mの場合）

### (c) 肉厚推定値

以上より外圧を受ける球殻の必要肉厚としては、理論値は低めの値であり非安全側で、実験を反映した（実際には有限要素法による大変形解析等も駆使して）  
値が必要となる。

現段階ではしんかい6500からの推定（例えば、 $\phi 3\text{ m}$ 球：73mm\*）が保守側の  
値を与えると考えられる。従って、本検討では以下の値とする。

[ Ti 合金 (Ti-6Al-4V) の場合 : 122mm  
高張力鋼 (10Ni-8Co) の場合 : 85mm ]

## 4. 動力源用システム

### 4. 1 ナトリウム冷却型高速炉システム

#### (1) 検討条件

基本的にE R A T Oの条件に準じ、2次系を密閉ブレイトンサイクルとして、表の条件に基づいて検討を行う。システム構成は図4-1に示す。本システムで用いる炉心を図4-2に示す。システム検討に必要な仕様及び条件は、表6.1に記す。

#### (2) 密閉ブレイトンサイクル

密閉ブレイトンサイクルの解析は付録-1に示す。ここでは、その解析結果のみについて記す。

密閉ブレイトンサイクル各部の温度は次の通りである。

コンプレッサ入口/ 出口温度 83/202 °C、 タービン入口/ 出口温度 705/489 °C

レキュバレータ高温/ 低温側出口温度 266/447 °C

又、熱効率は17.9%で、原子炉の熱出力は2,235kWtである。

#### (3) ラジエータ除熱解析

耐圧殻内面に設置するラジエータについては、以下のような仕様となる。

材質 / 肉厚 : 高張力鋼 / 85mm 又は Ti合金 / 122mm

伝熱面積 2連球 : 図4-3として有効部80%とする。伝熱面積は約 60 m<sup>2</sup> である

伝熱面積 3連球 : 90 m<sup>2</sup> (上記と同様)

ラジエータに於ける除熱解析は付録-2に示す。この計算結果によれば高抗張力鋼を耐圧殻に用いた場合、発電量が380MWeの場合の除熱が可能であるということである。

#### (4) Na - ガス熱交換器

付録-3にNa - ガス熱交換器の設計計算を示す。設計概念図は付図3-2に示す。

#### (5) 一次冷却系ループ

ここでは一次系Naループの配管口径を計算する。

① 热出力 = 400kWe / η = 2353kWt

② 炉心流量  $W_c = \frac{Q}{C_p (T_{out} - T_{in})} = \frac{2353 \times 859.8}{0.315 \times (720 - 618)}$   
(Na)

$$= 6.3 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

③ ループ当たりNa流量  $W_{Na} = \frac{W_c}{2} = 37 \text{ m}^3/\text{h}$

④ 配管口径 d 流速 ≤ 8 m/s とすると、

$$\pi d^2 / 4 \times 8 > 37 \rightarrow d > 0.04044$$

従って、配管口径 : 2" とする。

## (6) その他の主要機器のサイジング

### (a) 原子炉構造

原子炉容器基本寸法は2.の炉心寸法から鏡板等を除くと、 $\phi 500 \times 1320H$ 程度となる。

原子炉構造としては上記原子炉容器に回転式制御ドラム及び安全棒が設置される。回転式制御ドラムを含めた外径は、 $\phi 800$  となる。また、安全棒は炉心のストローク分落下させることを考慮（炉外で炉心のストローク×2以上の長さを要す）した駆動機構部を有することとする。

以上をまとめ、原子炉構造（原子炉容器上下部に鏡板を設けた）として図4-4に示す概念を得た。

### (b) 電磁ポンプ

流量 $37\text{m}^3/\text{h}$ 、流速 $<8\text{ m/s}$ 程度としたとき、流路幅を $5\text{ mm}$ と設定すると、アニュラ型電磁ポンプのアニュラ径 $=82\text{mm}$ 、コイル高さを $30\text{mm}$ 程度として更にカバー等の構造部を考慮し、外径 $\phi 200$ と設定した。

コイル長さは吐出圧に比例するが、ここでは十分小さな吐出圧（既往陸上炉の1/10程度）を仮定すると、既往炉コイル長さ $2500\text{mm}$ 程度であるからコイル長さは約 $250\text{mm}$ となり、両端の構造部分と合わせて $300\text{mm}$ Lの電磁ポンプとする。

### (c) ナトリウムアキュムレータ

宇宙炉に見られる冷却材膨張吸収用アキュムレータの例を図4-5に示す。

本高速炉においても同様の概念を採用するものとし、その寸法を求める。

#### • 1次系インベントリ（概算）

原子炉容器  $\phi 500 \times 1320 \times 80\% = 0.21\text{m}^3$

（鏡部の分も吸収）

配管  $2^{\text{in}} \times 3\text{ m} \times 4\text{ 本} = 0.006\text{m}^3$

IHX  $\phi 360 \times 600 \times 2\pi \times 2/3 \times 40\% \times 2\text{ 基} = 0.205\text{m}^3$

計  $0.42\text{m}^3$

高温部を $0.21\text{m}^3$  ( $\delta 720^\circ\text{C} = 779.2\text{kg/m}^3$ )、低温部を $0.21\text{m}^3$  ( $\delta 618^\circ\text{C} = 803.7\text{kg/m}^3$ )

として、総重量 $W_T$  は $332.4\text{kg}$ となる。

全体が $750^\circ\text{C}$ まで昇温（ $\delta 750^\circ\text{C} = 772\text{kg/m}^3$ ）したとし、この冷却材膨張量を吸収することを考える。

このとき、体積 $V_{750^\circ\text{C}}$ は $0.4306\text{m}^3$  であるので、 $0.0106\text{m}^3$ の冷却材膨張を吸収するに

は、内径φ250のアキュムレータとすると、高さhは0.216mとなる。従ってここではガス部等のスペースを考慮し、約2倍弱のφ250×400Hのアキュムレータとする。

(d) タービン発電機

ブレイトンサイクル用タービン発電機は圧縮機も同軸にした回転機器を構成する。更に、レキュパレータも組合せに概念とし、コンパクト化を図る。宇宙炉の例(11)-(14)を図4-1, 6, 7に示す。

また、国内メーカー製小型ガスタービンの例<sup>(15)</sup>を図4-8に示す。

以上の製品等より 50kWe級のガスタービン発電機は、φ300~φ350×1000L程度のものとする。

(e) レキュパレータ

① 対数平均温度差

図4-9にレキュパレータに於けるヒートバランスを示す。

$$\Delta t_m = 489 - 447 = 266 - 224 = 42^\circ\text{C}$$

② ガス流量  $G = 9.6026 \times 10^4 \text{ kg/h}$

③ エンタルピ  $\left\{ \begin{array}{l} \Delta i_{He} = 1158.6 \text{ kJ/kg} \quad (1 : 22.7) \\ \Delta i_{Xe} = 35.518 \end{array} \right.$

$$\Delta i = 82.9054 \text{ kJ/kg} = 19.7978 \text{ kcal/kg}$$

④ 交換熱量  $Q = G \Delta i = 1.9011 \times 10^8 \text{ kcal/h}$

⑤ 伝熱面積  $A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{1.9011 \times 10^8}{445.1 \times 42} \times \frac{1}{8}$   
 $= 12.7 \text{ m}^2$

⑥ プレートフィン型超コンパクト外熱交換器

伝熱プレート1枚伝面  $300\text{mm} \times 450\text{mm} = 0.135\text{m}^2$

→ 熱伝板94枚 / 3mmピッチ

→ 282mm

⑦ レキュパレータ : W  $350\text{mm}$  L  $500\text{mm}$  H  $350\text{mm}$  とする。

## 4. 2 リチウム冷却型高速炉システム

### (1) 検討条件及び密閉ブレイトンサイクル解析

表6. 1に示す仕様及び条件で検討を行った。

付録-4に密閉ブレイトンサイクル解析の詳細を記述する。ここではその要点のみを記す。

密閉ブレイトンサイクル解析の結果、二次系のガス温度分布は次のように求まった。

コンプレッサ入口／出口温度 83/244 °C、タービン入口／出口温度 1030/715 °C

レキュバレータ低温／高温側出口温度 621/338 °C

又、発電機効率は27.33%となった。

### (2) ラジエータ除熱解析

密閉ブレイトンサイクルの解析によれば、ラジエータで除熱する必要のある熱量は1063.6 kWt である。付録-5に示す伝熱計算の結果では、高抗張力鋼製の  $\phi 3.5 \text{ m} \times 2$  連球の耐圧殻内面に設置したラジエータでは1226.9kWt の除熱が可能である。従って電気出力400kWt の原子炉の排熱は可能である。

### (3) Li-ガス熱交換器

付録-6にLi-ガス熱交換器の設計計算を示す。設計概念図は付図6-2に示す。

### (4) 一次冷却系ループ

ここでは一次冷却系ループの配管口径を求める計算を行う。

① ループ数：2ループ構成とする。（多重化）

② 热出力 :  $400\text{kWe}/\eta = 1464\text{kWt}$  (热効率27.33 %)

#### ③ 炉心流量

リチウム出入口温度 : 1100°C / 1050°C

平均温度 (1075°C) における定圧比熱

$$C_p = 4.14\text{kJ/kg} \cdot \text{K} = 0.9886\text{kcal/kg} \cdot \text{K}$$

比重  $\delta_{1075^\circ\text{C}} = 425.7\text{kg/m}^3$

$$W_c = \frac{Q}{C_p (T_{out} - T_{in})} = \frac{1464 \times 859.8}{0.9886 \times (1100 - 1050)} \\ = 2.5465 \times 10^4 \text{ kg/h} = 59.8197 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### ④ ループ当たりリチウム流量

$$W_{Li} = \frac{W_c}{2} = 29.9099 \text{ m}^3/\text{h} = 8.3083 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

#### ⑤ 配管口径 d

流速を約 8 m/s とすると d は約 0.03636 m となる。従って、配管口径 = 1 1/2 B とする。

## (5) 主要機器のサイジング

ここではNa冷却型の場合と比較して温度条件が変化するために、再検討する必要のあるガスタービンとレキュパレータにつき述べる。

### ・ガスタービン

ナトリウム冷却型システム用ガスタービン（50kWe/基）に対して出力2倍（100kWe/基/基）、ガス流量約半分なのでシステム全体としてはほぼ同規模とすると考えら  
れる。

### ・レキュパレータ

① 対数平均温度差  $\Delta t_m = 94^\circ\text{C}$

② ガス流量  $G = 3.9602 \times 10^4 \text{ kg/h}$

③ エンタルピ

$$\Delta i_{h_e} = 1957.52 \text{ kJ/kg} \quad 1$$

$$\Delta i_{x_e} = 59.943 \text{ kJ/kg} \quad 22$$

$$\Delta i = 142.4463 \text{ kJ/kg} = 34.0162 \text{ kcal/kg}$$

④ 交換熱量  $Q = G \Delta i = 1.3471 \times 10^6 \text{ kcal/h}$

⑤ 伝熱面積  $A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{1.3471 \times 10^6}{387.7 \times 94} \times \frac{1}{4}$   
 $= 9.24 \text{ m}^2$

⑥ 伝熱プレート  $(0.135 \text{ m}^2)$  枚数  $\rightarrow$  69枚  $\rightarrow$  207mm

⑦ レキュパレータ :  $\frac{W}{350 \text{ mm}} \times \frac{L}{500 \text{ mm}} \times \frac{H}{250 \text{ mm}}$  とする。

## 5. 热源用システム

### (1) システム概要

#### (a) 検討条件

- 水深 : 2000~3000m  $\Rightarrow$  耐圧殻  $\phi 3.5\text{m} \times 45\text{mm t}$
- 熱出力 : 2235kWt
- 原子炉容器出入口温度 : 550°C / 448°C
- 2次系 : Heガスループ

#### (b) システム概要

本高速炉システムによる熱源はかなり出力が大きく、いくつかのシステム概念が考えられる。ここでは以下の2ケースについて検討した。

##### (ケース1)

熱源基地システムは浮力材（シンタクチックフォーム；空気入りガラス球）による保温壁内に設置し、その概念は図5-1に示すようなものとする。

##### (ケース2)

自然放熱系とする。

### (2) 海水系 —— 呼吸水系ありのケース

#### (a) 保温壁（浮力材）廻り

図5-2に保温壁（浮力材）廻りの温度分布を示す。

浮力材の熱伝導率  $\lambda g \ell$  は泡ガラス（空気入り）のデータを用いて  $\lambda g \ell = 0.06 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  とする。

$$1/K = 1/h_1 + \ell/\lambda g \ell + 1/h_2 = 1/2013 + 0.3/0.061 + 1/260.7 \\ K = 0.2032 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \quad (\theta_1 = 39.996^\circ\text{C}, \theta_2 = 2.0296^\circ\text{C})$$

従って、保温壁を通して定常的に放熱される熱量  $q$  は

$$q = \frac{\lambda g \ell}{\ell} \cdot A (\theta_1 - \theta_2) = \frac{0.061}{0.3} \times 800 \times (39.996 - 2.0296) \\ = 6.2 \text{ kW}$$

#### (b) 内部海水熱溜り

内部海水は熱溜りを形成しているが、流量  $W$  で呼吸することにより耐圧殻からの放熱をコントロールしている。

$$W = \frac{Q'}{C_p \Delta T} = \frac{(2235 - 6.2) \times 859.8}{0.9516 \times (40 - 2)} = 5.299 \times 10^4 \text{ kg/h}$$

$$= 50.7 \text{ m}^3/\text{h} (= 0.014 \text{ m}^3/\text{s}) (\Rightarrow 5^\circ \times 1.1 \text{ m} / \text{s 程度})$$

### (3) 海水系 —— 自然放熱のケース

(2)で呼吸水系を設けず放熱のみで除熱することを考える。壁（材質は所要熱伝導率より設定する）内外面の熱伝達率及び内外海水温度、放熱面等を(1)と同じとする

と、

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{h_2}$$

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta t} = \frac{2235 \text{ kW}}{800 \text{ m}^2 \times (40 - 2)} = 73.52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\therefore \frac{\lambda}{\ell} = 107.88$$

壁厚を 50 mm～100 mm程度とすれば  $\lambda = 5 \sim 10 \text{ W/mK}$  となるので、室温での各種材料の熱伝導率を調査すると「チタン合金 : 7.6 W/mK、各種セラミックス : 8.4 W/mKなど」が得られる。本ケースにおいては、チタン合金を選びその厚さを50mmとする。

### (4) ヒートバランス

#### (a) 検討条件

- 暫定的にガス平均温度 600K
- ガス圧力 0.5 MPa \* として計算  
(\* 流速制限よりある程度昇圧要)

#### (b) 耐圧殻冷却（放熱）性能

流速30m/s、流路幅0.08mとして

$$Re = \frac{v d}{\nu} = \frac{30 \times 0.16}{80.37 \times 10^{-6}} = 59724, Pr = 0.6627$$

$$Nu = 0.019 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 102.4$$

$$\alpha_s = \frac{Nu}{d} \lambda \times 1.4 = \frac{102.4}{0.16} \times 0.2524 \times 0.8598 \times 1.4$$

$$= 194.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \quad (1.4 \text{ はフィン効果である。})$$

$$\frac{1}{K_{shell}} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{194.5} + \frac{0.045}{40.5} + \frac{1}{1731}$$

$$K_{shell} = 146.4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

2連球 ( $A = 60 \text{ m}^2$ ) として、

$$\Delta t m_1 = \frac{Q}{K_{shell} \cdot A} = \frac{2235 \times 859.8}{146.4 \times 60} = 219^{\circ}\text{C}$$

(c) ヒートバランス

$$\Delta t m_1 = \frac{(T_3 - 40) - (T_1 - 40)}{\ln \frac{T_3 - 40}{T_1 - 40}}$$

$$P \frac{\frac{K-1}{K}}{\eta c} - 1 + \eta c$$

また、 $T_2' = \frac{P \frac{K-1}{K} - 1 + \eta c}{\eta c} T_1$  である。

ここに、 $T_3 = 400^{\circ}\text{C}$ として $T_1 = 161^{\circ}\text{C}$  ( $= 434.15\text{K}$ )

$P$ は系統内の圧力損失 $\leq 1\text{ kg/cm}^2$ と考えられることから $0.5\text{ MPa} \rightarrow 0.6\text{ MPa}$ として  
 $P = 1.2$

$\eta c = 0.838$  (動力源基地用に同じとした。)

$$T_2' = \frac{1.2 \frac{0.66}{1.66} - 1 + 0.838}{0.838} T_1 = 1.0897 T_1 = 473.1\text{K}$$

$$= 200^{\circ}\text{C}$$

このとき  $\Delta t m^f = \frac{(550 - 400) - (448 - 200)}{\ln (550 - 400) / (448 - 200)} = 195^{\circ}\text{C}$

(d) 流量の確認

$$W_g = \frac{Q}{C_p \Delta T} = \frac{2235 \times 859.8}{1.24 \times (400 - 200)} = 7748.6\text{ kg/h}$$

$$= 5.128\text{ m}^3/\text{s} \quad (P = 0.41973\text{ kg/m}^3)$$

$10^8$  相当  $\times 4$  本で  $25\text{ m/s}$  程度の流速となる。

(5) 中間熱交換器のサイジング

熱交換器 [管内 : He、管外 : Na、円筒型] のサイジングを行う。

(a) 熱通過率  $K_{hx}$

① 管内熱伝達  $\alpha_1$  (He)、管内流速  $40\text{ m/s}$ 、伝熱管口径  $d = \phi 25.4\text{ mm}$  として

$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{40 \times 0.0254}{74.4138 \times 10^{-6}} = 13653, \quad Pr = 0.6633$$

$$\therefore Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 36.43 = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

$$\therefore \alpha = \frac{Nu}{d} \lambda \times 1.4 = \frac{36.43}{0.0254} \times 0.24414 \times 0.8598 \times 1.4 \\ = 421.5 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

② 管外熱伝達  $\alpha_2$  (Na)

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{0.07 \times 0.0254}{0.29276 \times 10^{-6}} = 6072 \quad Pr = 0.00474$$

$$Nu = 0.19 De^{0.4} Re^{0.8} Pr^{0.3} = 7.104$$

$$\alpha = \frac{7.104}{0.0254} \times 67.416 \times 0.8598 = 16211 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

③ 熱通過率

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{421.5} + \frac{0.001}{21.3} + \frac{1}{16211}$$

$$\therefore K = 403.0 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

(b) 伝熱管仕様

① 対数平均温度差  $\Delta t_m = 195^\circ\text{C}$

② 伝熱面積 S

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{2235 \times 859.8}{403.0 \times 195} = 24.5 \text{ m}^2$$

③ 伝熱管本数

伝熱管内流速  $\leq 40 \text{ m/s}$  として流量  $5.128 \text{ m}^3/\text{s}$  に相当する伝熱管本数は

$$n \geq \frac{5.128}{\frac{\pi}{4} \times 0.0254^2 \times 40} = 253 \text{ 本}$$

一方、伝熱面積より

$$n \geq \frac{S}{\pi d \times L} = \frac{24.5}{\pi \times 0.0254 \times L}$$

$$L = 1.2 \text{ m} \text{ として } n = 256 \rightarrow 259 \text{ 本}$$

$$\text{ピッチ } p = 1.25d = 32 \text{ mm} \text{ 、最外径 (p.c.) } = 575.07$$

(c) 熱交換器仕様

内径 :  $\phi 620 \text{ mm}$

外径 :  $\phi 640 \text{ mm}$

高さ : 約2800mm

有効伝熱部 : 1200mm

伝熱管本数 : 259本

概念図 : 図5-3

## 6. システム概念検討

第3章から第5章の検討により各システムに対し主要機器のサイジングを行い、概略形状を設定した。これにより各有人基地用高速炉システムのフローシート、立面概念図並びに平面概念図を作成した。これを図6-1～10に示す。

各システムの各部主要目を設定した。これを表6-1及び表6-2に示す。

## 7. 海底への設置方法

深海有人基地用高速炉システムのシステムとしてのフィージビリティについては、3.に示した通りであり、ここでは、これらのシステムを深海底に設置する方法についての概念的な検討を行った。

### (1) 深海底での設置条件

#### (a) 深海底の模様

深海底の模様については、第2章に示した通りフラットな砂地と考えてよく、各システムはコンクリート製などの台座に埋付けられたものとして考え、この台座毎所定の場所に設置されるものとする。

#### (b) 動力源基地

動力源基地は居住用基地に必要な距離を隔てて設置され、その制御は居住用基地の制御室から行われる。このため、制御用ケーブルが接続される。

#### (c) 热源基地

热源基地の設置についても(b)の動力源基地と同様であるが、この他に热源基地は、熱水鉱床近傍などの微生物栄養源が豊富な場所が選ばれる。この栄養源は、配管等により热源基地の微生物培養槽に送り込まれることとする。

#### (d) 設置条件とするシステム重量の目安

システムを海上から降下させる時の荷重条件の目安（3連球；概算）は次の通りである。

・原子炉系；空中重量	10 <sup>t</sup>	水中重量
・耐圧殻；空中重量	75 <sup>t</sup>	
・台座；空中重量	50 <sup>t</sup>	水中重量 25 <sup>t</sup>
合計；空中重量	135 <sup>t</sup>	水中重量 50 <sup>t</sup>

#### (e) 設置作業用設備

設置作業に当たっては、下記各設備（深海用）が開発されているものとする。

- ① 自動船位保持式設置作業船
- ② 大型ワインチシステム
- ③ ワイヤ着脱装置

④ 水中位置決めシステム

⑤ 大型作業用 R O V (Remotely Operated Vehicle)

(f) 海洋構築物の耐波浪性について

海洋構築物の場合、着底型か浮体型 (Semi-submarine) かによって異なるものの、強度に対しては表面波が支配的である。このため、深海底に設置するような場合、海底の潮の流れによって受ける強度的な影響は問題ないと考えられる。

(2) 設置手順

前述の重量程度であれば海上から吊り降ろしは充分可能である。これを踏まえ、以下の通り基地の設置を行う。

(a) 動力源基地

設置作業に先立ち、設置予定位置の深海底の状況確認他の準備作業を行う。

準備が整うと、基地を所定位置まで曳航し、作業船によりバラストを調整しながら基地を徐々に水没させ、ワインチにて吊り降ろし海底に設置する。基地が海底に設置されたら、大型 R O V によりケーブルを連結する。

(b) 热源基地

热源基地の場合、耐圧殻本体を設置した台座に加えて、热源を利用する微生物培養棚及び浮力材 (シンタクチックフォーム) によりテント形状を成す保温壁を設置する必要がある。

微生物培養棚は保温壁に取付け、保温壁共々中央部が折り畳めるようにしておく。こうした上で台座に仮留めし、これを(2)と同様に設置すればよい。但し、保温壁の設置に先立ち、所定の位置にアンカーを施工しておき、これにより保温壁を海底に係留する。

## 8. まとめ

地球の一方のフロンティアである海洋については、資源の宝庫でもあり、また、発展的な研究の宝庫でもある。このため、将来的には深海底に有人基地を設置することが考えられているが、長期に亘り、比較的出力の大きな動力源を確保することが大きな課題となっていた。

この課題を克服するため、非常にコンパクトで出力の大きな高温高速炉を用いることが発想され、システムフィージビリティを見通すために検討を行った。

検討に当たっては、仏国の宇宙炉用として検討されているE R A T O プログラム等を参考にした。

高速炉システムとしては、密閉ブレイトンサイクルを用いた動力源用システム 2 ケース（ナトリウム型及びリチウム型）並びにヘリウムガスループを用いた熱源用システム（ナトリウム型） 1 ケースを選び、概念検討を行った。

この結果、以下のような結論が得られた。

### 1) ナトリウム冷却型動力源用高速炉システム

本システムは直徑 3.5 m の 3 連球の耐圧殻内に原子炉容器 1 基、2 ループの 1 次系及び 8 ループの 2 次系・タービン発電機系を据付けたもので、タイトな配置ではあるが、電気出力約 400 kW<sub>e</sub> が得られるシステムが構築できた。

尚、ヒートシンクは海水であり、耐圧殻を介して放熱を行う。

### 2) リチウム冷却型動力源用高速炉システム

本システムは直徑 3.5 m の 2 連球の耐圧殻内に原子炉容器 1 基、2 ループの 1 次系及び 4 ループの 2 次系・タービン発電機系を据付けたもので、ナトリウム冷却型に比べ熱効率が向上し、機器の小型化が図られている。高温化している分、材料的な開発課題がある。

### 3) ナトリウム冷却型熱源用高速炉システム

本システムは直徑 3.5 m の 2 連球の耐圧殻内に原子炉容器 1 基、2 ループの 1 次系及び 4 ループの 2 次系を据付けたもので、耐圧殻からの放熱を保溫壁内に蓄熱し、この雰囲気海水温度を 40 °C 程度に保ち、保溫壁内上部に設けた微生物培養棚にて微生物培養を行うことができる。この検討結果では、より熱出力の小さなシステムによても充分所定温度が得られ、実現性も高くなることが予想された。

以上の検討の結果、いずれのケースも深海有人基地用高速炉システムとしての成立性が見込めることがわかった。特に、熱的な観点並びに強度的な観点を総合すると、深海に設置する耐圧殻の直径を過大にしない（肉厚を過大にせず、精度よく真球度を保つ）ためには高温化・高熱効率化が肝要であり、これには高温高速炉が適合性に優れると考えられる。これらのシステム検討の他、検討によって浮き彫りにされる今後の開発課題についてもまとめた。この課題からも明らかなように、有人基地用高速炉システムについては、基本的な成立性は見込めるものの、長期的な観点に立った研究開発が必要であることはいうまでもない。

この他、深海底への設置については、専用作業船から大型ワインチにより吊り降ろすことが可能な見通しである。

## 【参考文献】

1. 動燃報告書 PNC ZN9410 92-019 深海底無人基地用高速炉システムの概念検討
2. 動燃報告書 PNC ZN9410 92-050 深海潜水調査船用高速炉システムの概念検討
3. "Space Nuclear Power Studies in France - Overview of the ERATO Program"
4. E.Proust, F.Carré et al.; 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. Jul. 31-Aug. 5, 1988 ~ Denver(Colorado)
5. "ERATO-a French Space Reactor for Next Century"  
B.Vrillon, F.Carré, P.Keirle; Nuclear Europe Worldscan 11-12/1990
6. "ERATO Générateur Electronucléaire Spatial"  
Projet CNES-CEA; CEAのパンフレット
7. "ERATO データ; 40th Congress of the International Astronautical Federation  
Oct. 7-12, 1989/Málaga, Spain
8. 「球殻の耐圧強度に関する実験研究」金井他、  
日本造船学会論文集第132号
9. 「マテリアル・データベース」日刊工業新聞社編
10. 「チタン合金球殻模型の圧壊強度研究（第2版）」篠原他、  
関西造船協会誌第207号
11. "Space Nuclear Power" J.A.Angeles & D.Buden
12. LA-UR-82-3340  
"The Status of High-Temperature Heat Pipe Technology" W.A.Ranken
13. "Performance of a Brayton-Cycle Power Conversion System Using a He-Xe Gas Mixture" A.S.Valerino & L.W.Ream
14. NASA CR-72478/APS-5281-R  
"Design and Fabrication of the Brayton Cycle High Performance Turbine Research Package"
15. MHIガスタービンパンフレット抜粋
16. 「伝熱工学資料（改訂第4版）」日本機械学会
17. 「流体の熱物性値集」日本機械学会
18. 「便覧 気体と液体の熱物理的性質」エヌ・ベ・ワルガフチック著、日ソ通信社

表 6-1 発電炉用システムプラント主要目

(1 / 3)

要 目	ナトリウム冷却型	リチウム冷却型
<b>[プラント全般]</b>		
設置深度	6 0 0 0 m	6 0 0 0 m
原子炉熱出力	2 2 3 5 kWt	1 4 6 4 kWt
原子炉電気出力	4 0 0 kW e	4 0 0 kW e
原子炉型式	窒化物燃料ナトリウム冷却高速中性子炉	窒化物燃料ナトリウム冷却高速中性子炉
プラント型式	ループ型	ループ型
発電方式	密閉ブレイトンサイクル	密閉ブレイトンサイクル
原子炉出入口温度	7 2 0 °C / 6 1 8 °C	1 1 0 0 °C / 1 0 5 0 °C
海水温度	2 °C	2 °C
<b>[原子炉]</b>		
原子炉基数	1	1
炉心形式	2 領域／軸方向非均質炉心	2 領域／軸方向非均質炉心
炉心高さ／直径	4 4 0 mm / $\phi$ 4 2 0 mm	4 4 0 mm / $\phi$ 4 2 0 mm
<b>炉心燃料集合体</b>		
ガスプレナム位置	下部	下部
全長	約 1 0 0 0 mm	約 1 0 0 0 mm
被覆管材質	N b 合金	N b 合金
炉停止系 反応度制御	制御ドラム 1 2 体	制御ドラム 1 2 体
後備系	安全棒 7 体	安全棒 7 体
反射体 外径	$\phi$ 8 0 0 mm	$\phi$ 8 0 0 mm
材質	ペリリウム	ペリリウム
原子炉容器 高さ／直径	1 6 0 0 mm / $\phi$ 5 0 0 mm	1 6 0 0 mm / $\phi$ 5 0 0 mm
構造材料	ODS合金 (アロイMA754もしくはアロイMA957クラス)	N b 合金

表 6-1 発電炉用システムプラント主要目  
(2/3)

要 目	ナトリウム冷却型	リチウム冷却型
[熱輸送系]		
1次系 ループ数	2	2
冷却材	ナトリウム	リチウム
配管口径	2 B	1 1/2 B
H/L, C/L 温度	720°C / 618°C	1100°C / 1050°C
熱交換器 型式	C形ナトリウム-ガス熱交換器	C形リチウム-ガス熱交換器
交換熱量×基數	1118 kWt × 2基	1464 kWt × 1基
有効伝熱面積	42.4 m <sup>2</sup>	20.24 m <sup>2</sup>
伝熱管外径／本数	25.4 mm / 184本	25.4 mm / 88本
ポンプ 型式	電磁ポンプ	電磁ポンプ
1次系ナトリウム		
体積膨張吸収	ベローズ方式	ベローズ方式
2次系 ループ数	8	4
冷却材	ヘリウム(60)-キセノン(40)	ヘリウム(60)-キセノン(40)
ガス出入口温度	705°C / 447°C	1030°C / 621°C
圧力比	2.05	2.25
タービン入口圧力	10.3 kg/cm <sup>2</sup>	10.2 kg/cm <sup>2</sup>
タービン出入口温度	489°C / 705°C	715°C / 1030°C
レキュパレータ出入口温度	266°C / 489°C	338°C / 715°C
コンプレッサ出入口温度	447°C / 224°C	621°C / 244°C
冷却器 型式	耐圧殻壁面冷却バス形成式	耐圧殻壁面冷却バス形成式
断熱効率	$\eta_T = 0.886$ (タービン) $\eta_C = 0.838$ (コンプレッサ) $\eta_R = 0.866$ (レキュパレータ)	$\eta_T = 0.876$ (タービン) $\eta_C = 0.842$ (コンプレッサ) $\eta_R = 0.800$ (レキュパレータ)
発電機効率	$\eta_G = 0.866$	$\eta_G = 0.866$

10

表 6-1 発電炉用システムプラント主要目  
(3/3)

要 目	ナトリウム冷却型	リチウム冷却型
[その他]		
原子炉格納系 型式	耐圧殻兼用	耐圧殻兼用
耐圧殻 設計圧壊荷重	930 kg/cm <sup>2</sup>	930 kg/cm <sup>2</sup>
材質	超高張力鋼（又はチタン合金）	超高張力鋼（又はチタン合金）
形状	φ3.5mの連球	φ3.5mの連球
放射線遮蔽	耐圧殻内設置	耐圧殻内設置

表 6 - 2 热源基地用システムプラント主要目  
(1 / 2)

要 目	ナトリウム冷却型
[プラント全般]	
設置深度	3 0 0 0 m
原子炉熱出力	2 2 3 5 K W t
原子炉型式	塗化物燃料ナトリウム冷却高速中性子炉
プラント型式	ループ型
原子炉出入口温度	5 5 0 °C / 4 4 8 °C
海水温度	2 °C
[原子炉]	
原子炉基数	1
炉心形式	2 領域 / 軸方向非均質炉心
炉心高さ / 直径	4 4 0 mm / $\phi$ 4 2 0 mm
炉心燃料集合体	
ガスプレナム位置	下部
全長	約 1 0 0 0 mm
被覆管材質	N b 合金
炉停止系 反応度制御	制御ドラム 1 2 体
後備系	安全棒 7 体
反射体 外径	$\phi$ 8 0 0 mm
材質	ベリリウム
原子炉容器 高さ / 直径	1 3 2 0 mm / $\phi$ 5 0 0 mm
構造材料	ODS合金 (アロイMA754もしくはアロイMA957クラス)

表 6-2 热源基地用システムプラント主要目  
(2/2)

要 目	ナトリウム冷却型
[热输送系]	
1次系 ループ数	2
冷却材	ナトリウム
配管口径	2B
H/L, C/L 温度	550°C / 448°C
热交換器 型式	壁型ナトリウム-ガス热交換器
交換熱量 × 基数	2235 KWt × 1基
有効伝熱面積	24.5 m <sup>2</sup>
伝熱管外径 / 本数	25.4 mm / 259本
ポンプ 型式	電磁ポンプ
1次系ナトリウム 体積膨張吸收	ベローズ方式
2次系	
方式	ガスループ(又はヒートパイプ)
热交換器出入口温度	400°C / 200°C
コンプレッサ入口温度	161°C
圧力比	1.2
冷却器 型式	耐圧殻壁面冷却バス形成式
热源基地	
热源基地形状	10m × 20m × 10m
热源形成方法	浮力材による保温壁形成
热源温度	40°C
[その他]	
原子炉格納系 型式	耐圧殻兼用
耐圧殻 設計圧壊荷重	480 kg/cm <sup>2</sup>
材質	超高張力鋼(又はチタン合金)
放射線遮蔽	耐圧殻内設置

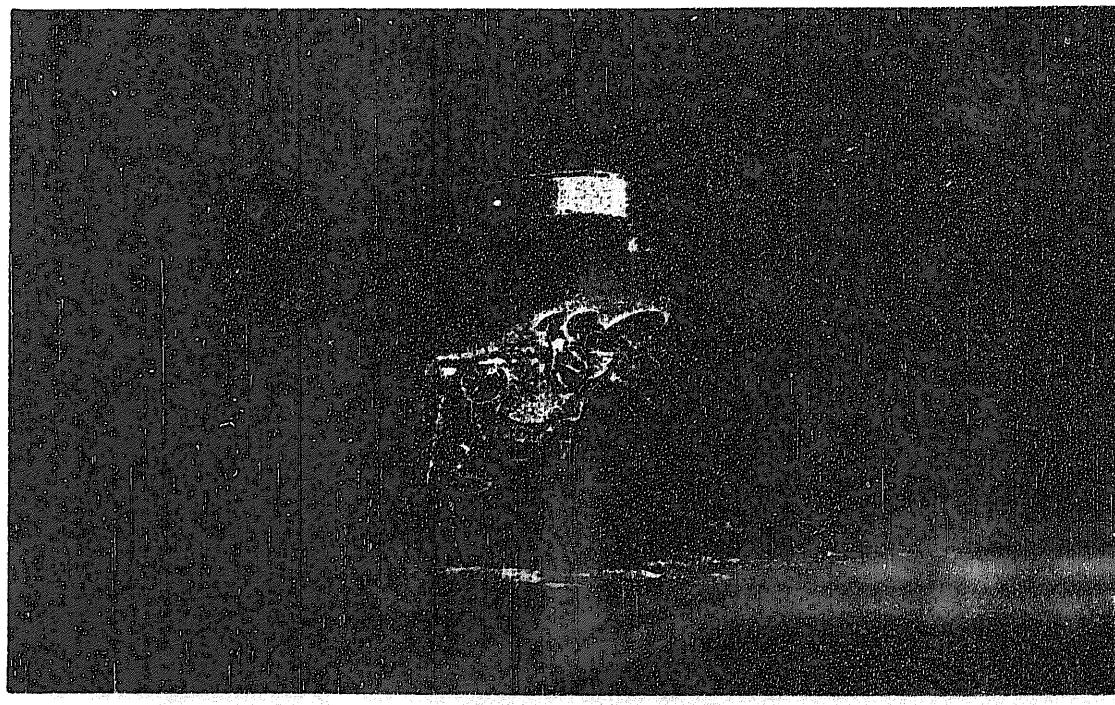


图 2 - 1 海底面

Sea Bottom Surface

[勾配は高々 2° 程度]

約 40 km

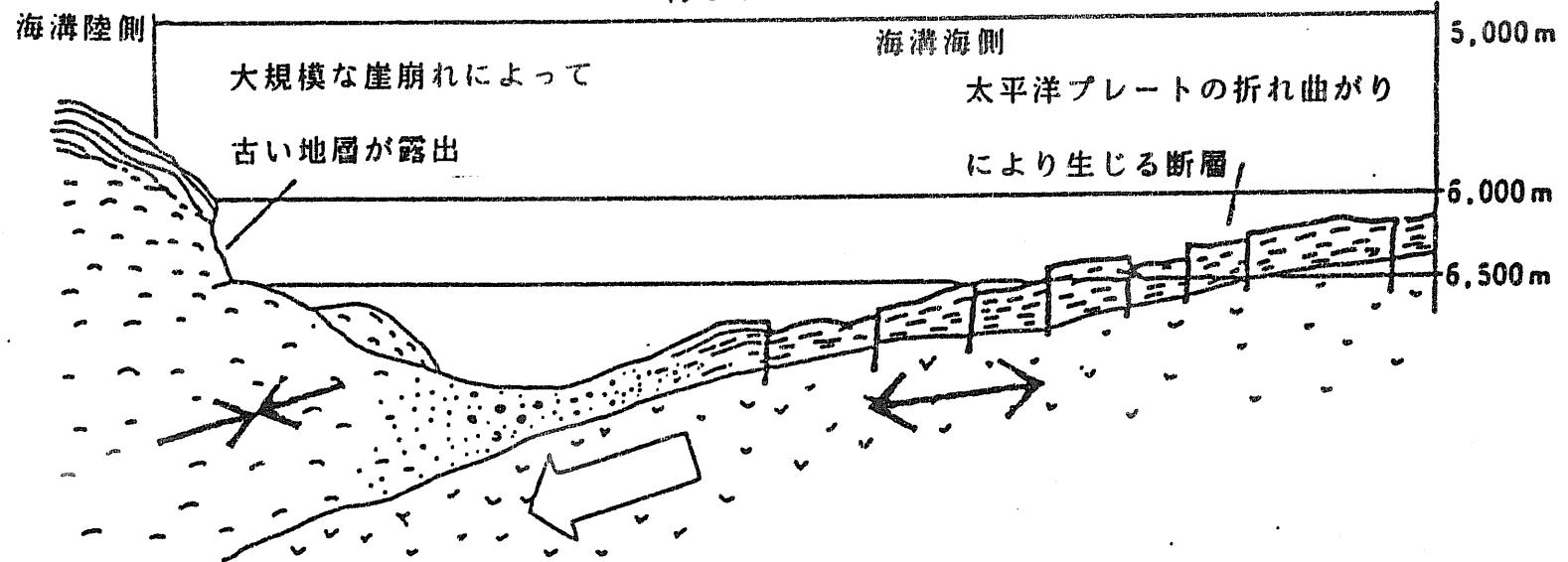


図 2-2 日本海溝の模式図

Model of the Japan Trench

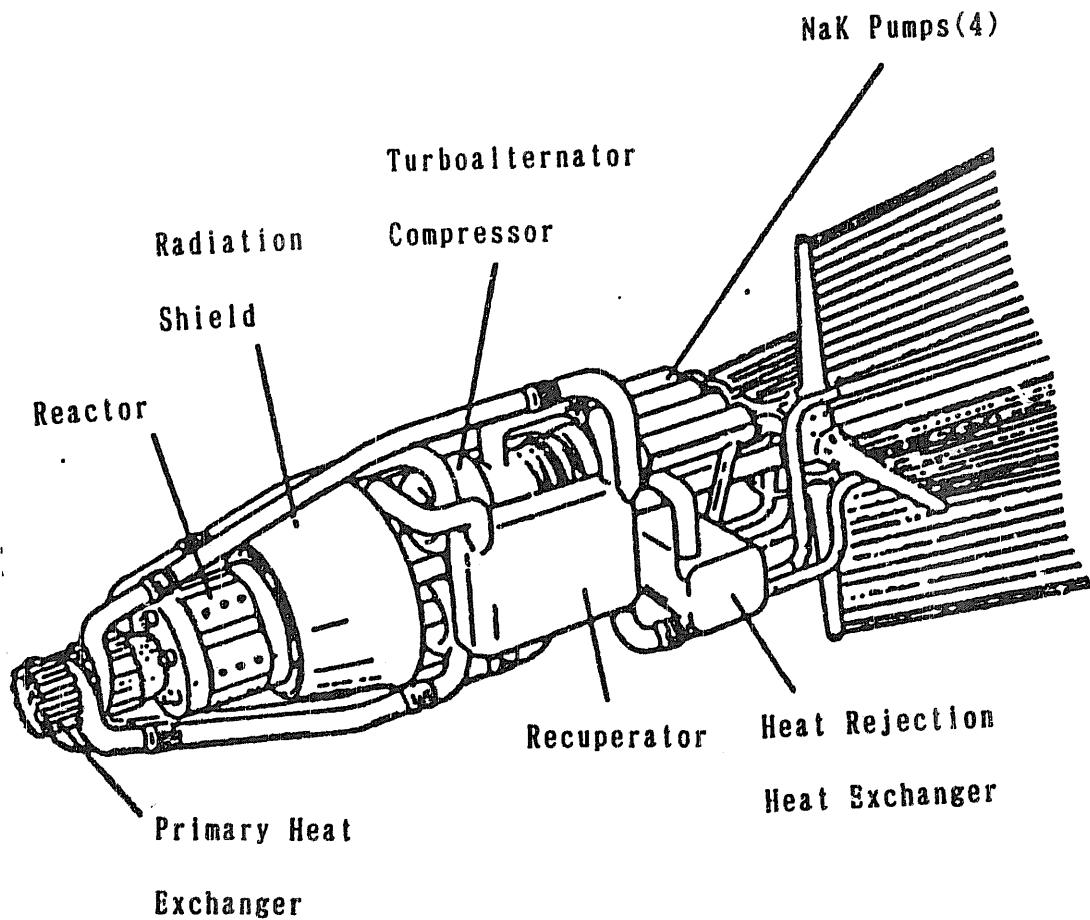


図 3 - 1

宇宙炉ブレイトンサイクルシステム

Brayton Cycle System for Space Reactor

96

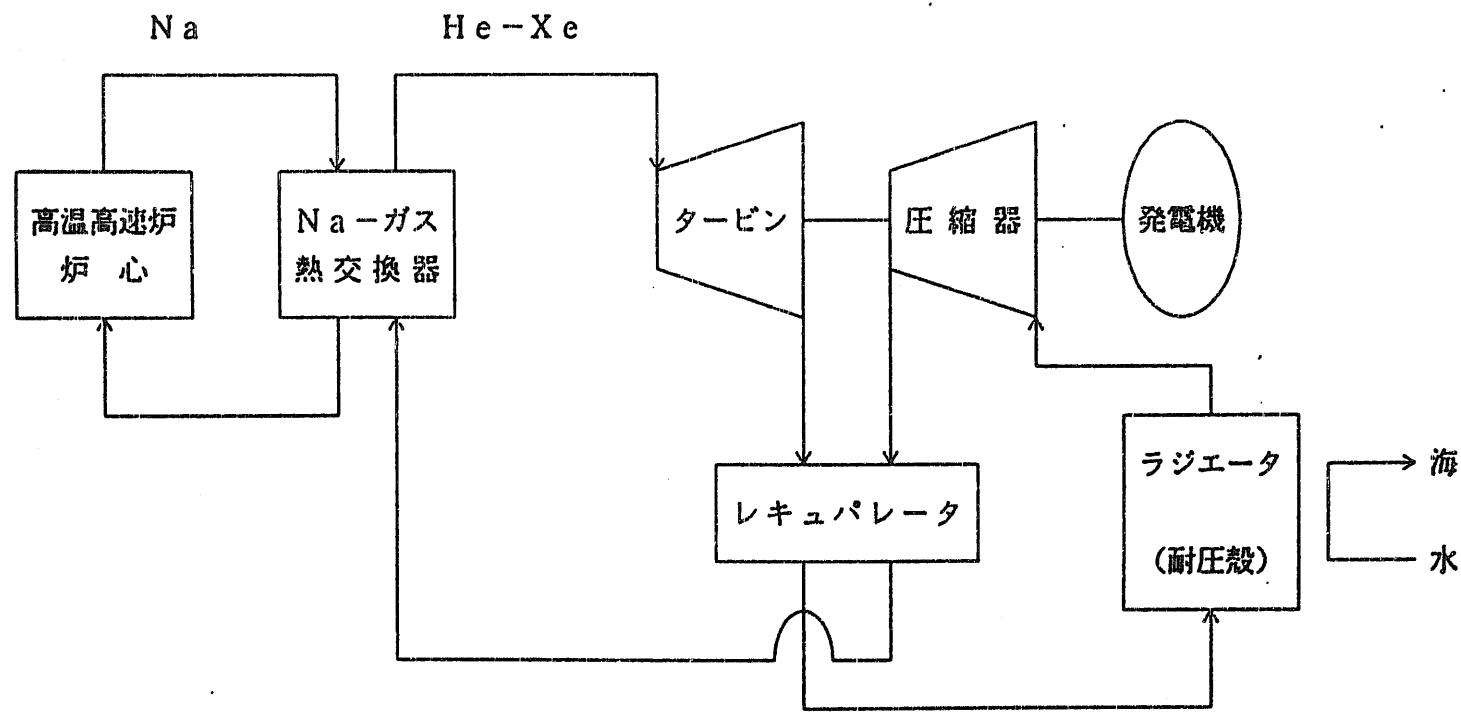
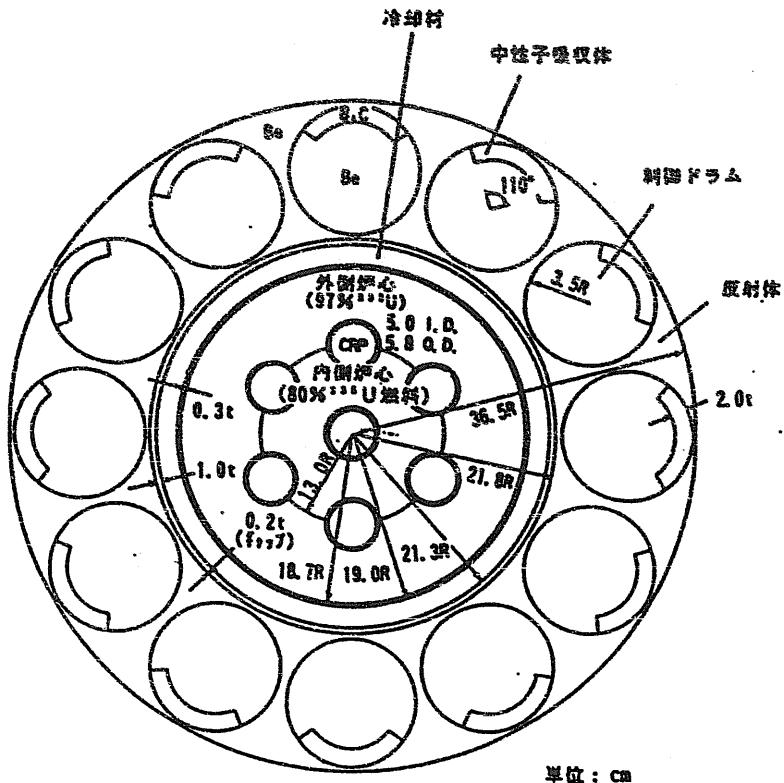
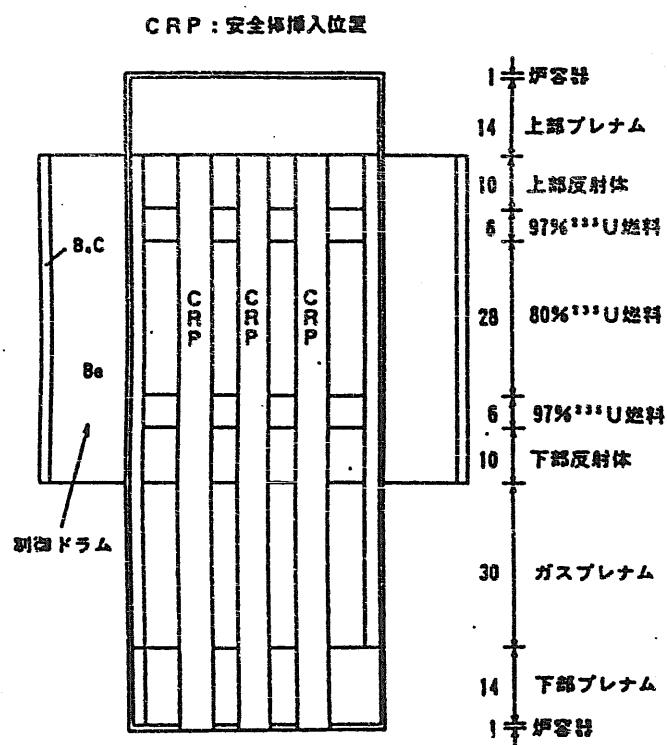


図 4-1 有人基地用高速炉システム構成

Fast Reactor System for Manned Base



(a) MCNPによって作図した炉心の平面図



Core Dimension

(b) MCNPによって計算した炉心の断面モデル

図 4-2 炉心寸法条件

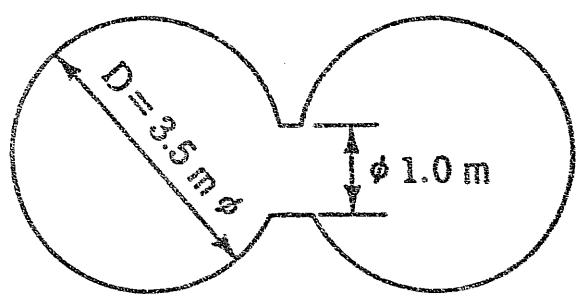


図 4 - 3 二連球耐圧殻模式図

Pressure Hull Model  
of Consecutive Spheres

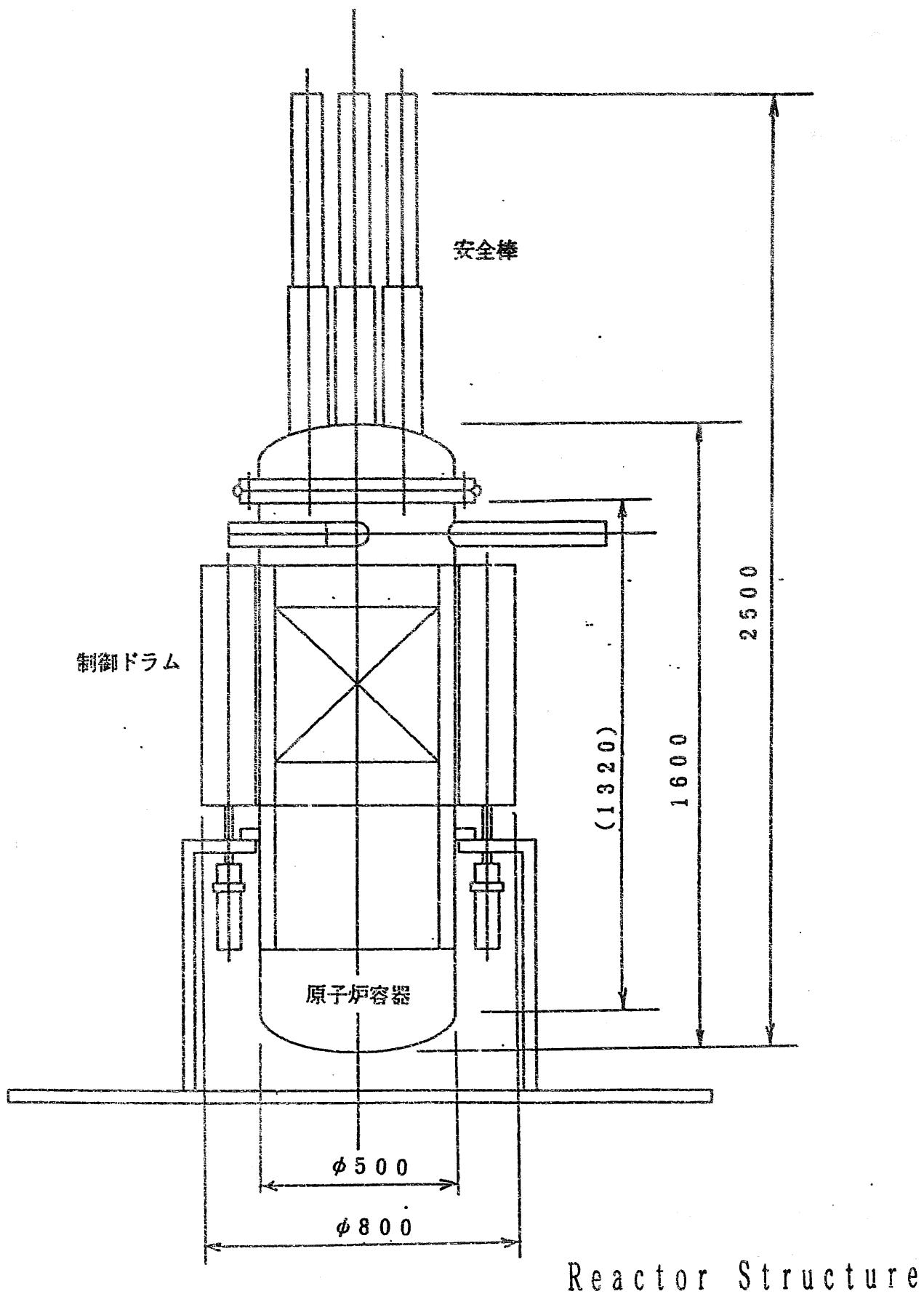


図 4 - 4 原子炉構造概念図

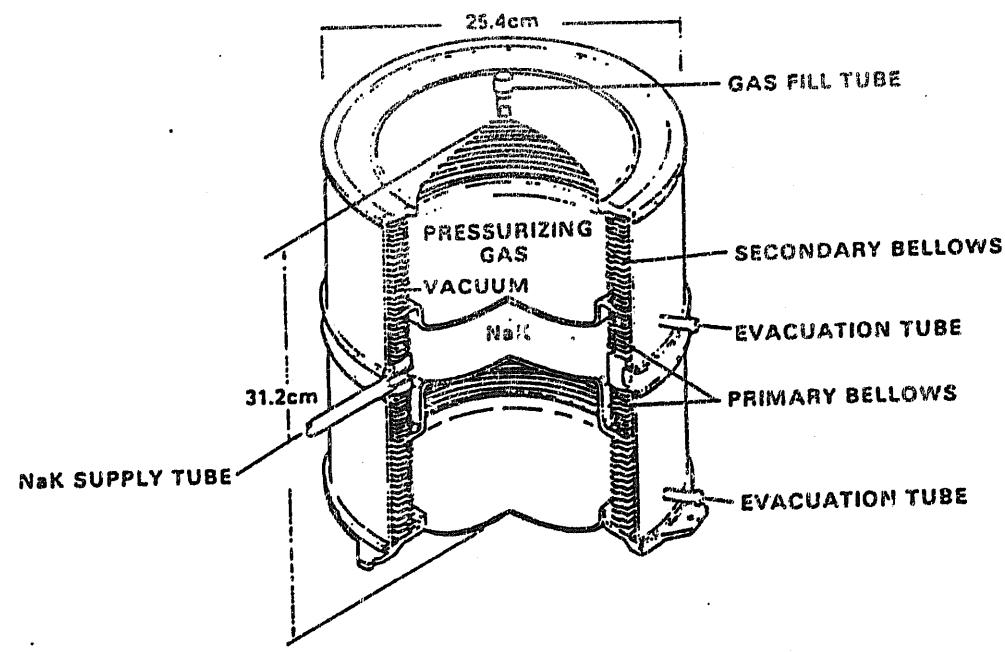


図 4 - 5 冷却材膨張吸収用アキュムレータ<sup>(8)</sup>

Accumulator for Absorbing Coolant Expansion

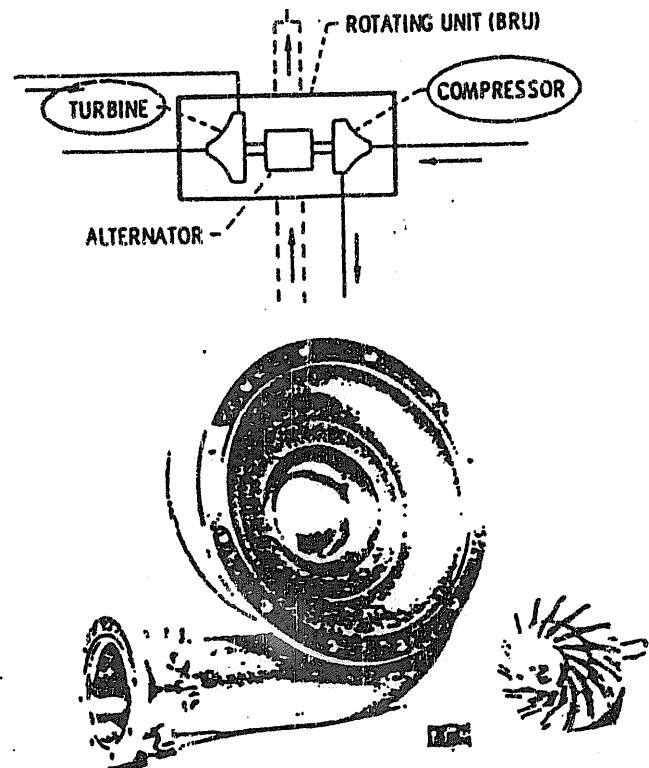


Fig. 4 - Compressor scroll and impeller

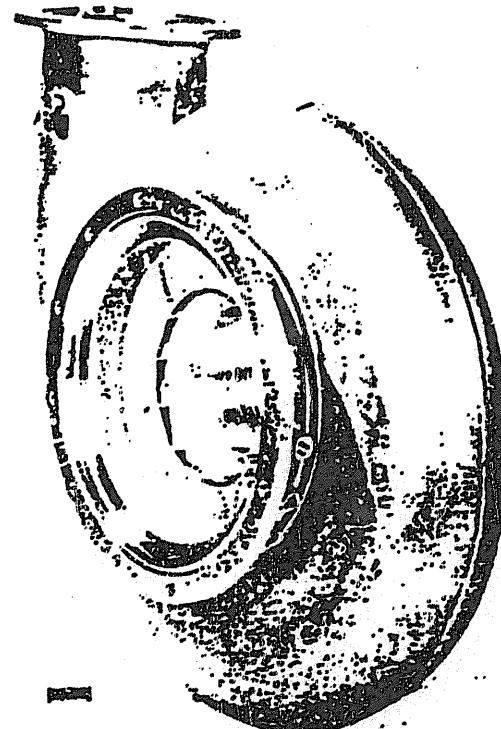


Fig. 9 - Turbine scroll

図 4 - 6 宇宙炉用タービンとコンプレッサ

Turbine and Compressor for Space Reactor

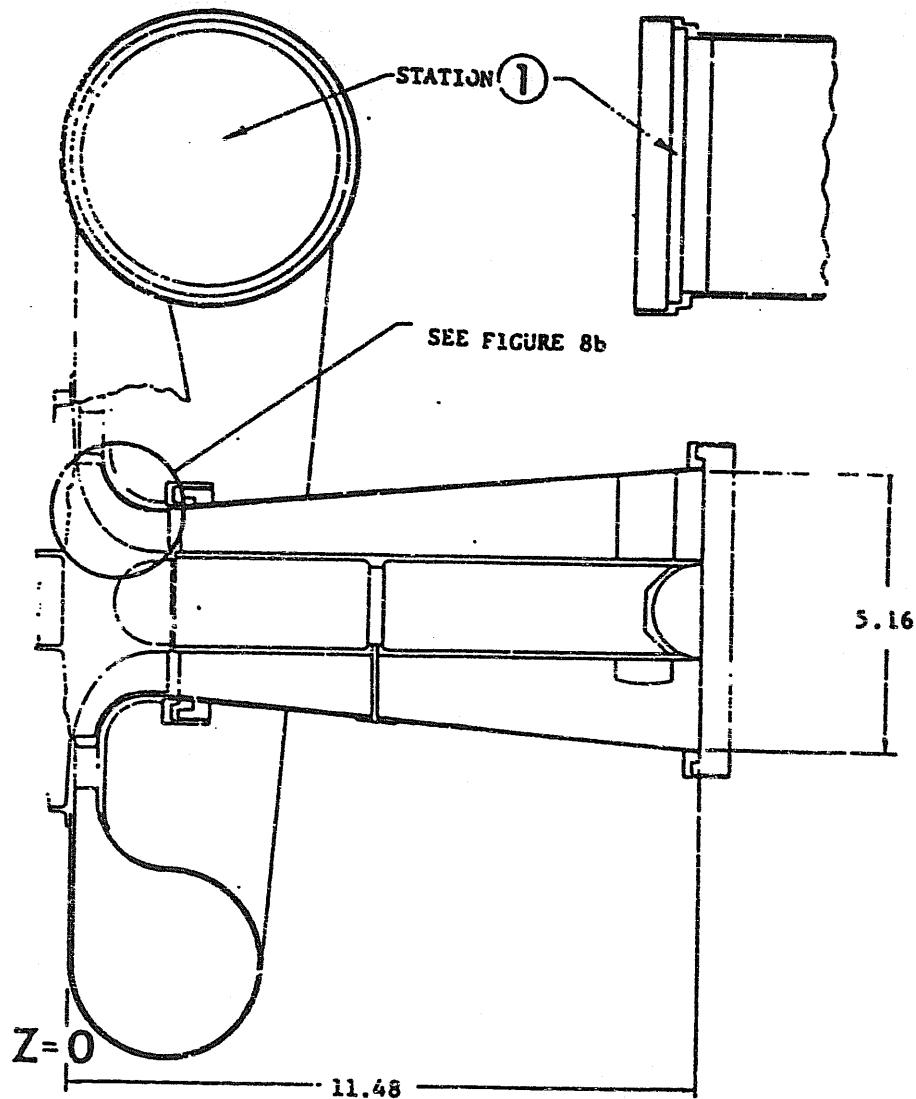


FIGURE 8a  
NASA BRU TURBINE PHYSICAL DIMENSIONS  
(FINAL TURBINE DESIGN)

図4-7 NASAの宇宙炉用タービン

NASA's Turbine for Space Reactor

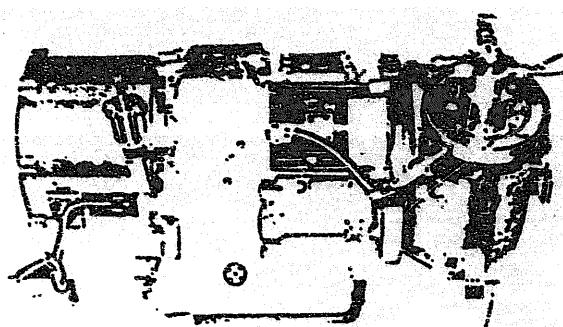
## MTG10 ガスタービン発電装置

当社が開発した小型ガスタービン発電装置で、軽量・小型、構造簡単、低燃費で、各種システムの電源に適しています。

### MTG10 Gasturbine generator set

MTG10 is an MHI developed small and low SFC gasturbine generator set which is applicable for any type of electric power source.

Model	MTG10-200
Electric power	12kW, 28VDC
Length	550mm
Height	250mm
Width	330mm
Weight	43kg



## GCM1B

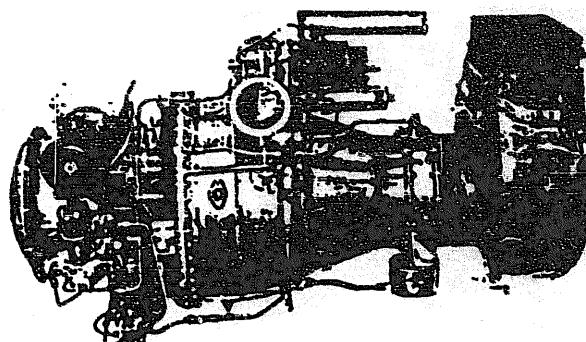
### ガスタービンコンプレッサー

ガスタービンコンプレッサー「GCM1B」は当社が開発したガスタービンタイプの空気圧縮機で、現在ジェット機、船用ガスタービンの始動用空気源として幅広く使用されています。

### GCM1B Gasturbine Compressor

GCM1B is an MHI-developed single shaft gasturbine which is widely used as the starter air source of jet engines.

Power	183AHP
Bleed air pressure	3.8kg/cm <sup>2</sup> (絶対)
Bleed air flow	55kg/min
Length	1,182mm
Height	708mm
Width	657mm
Weight	145kg



## FS190 ターボシャフトエンジン

エンジンは米国ギャレットガスタービンエンジン社がF15戦闘機の始動装置用動力源として開発した軸出力・高信頼性を特徴としております。

当社は技術導入により昭和55年度より生産しています。

### FS-190 Turbo Shaft Engine

Fuel Starter-190 was developed by Garrett Turbine Engine company for installation on F15 jet fighter as a secondary power system featuring its shaft drive starting device and high reliability. We have produced this system under the license agreement with TEC since 1980 for installation on domestically produced F15J fighter for delivery to Japan Defense Agency.

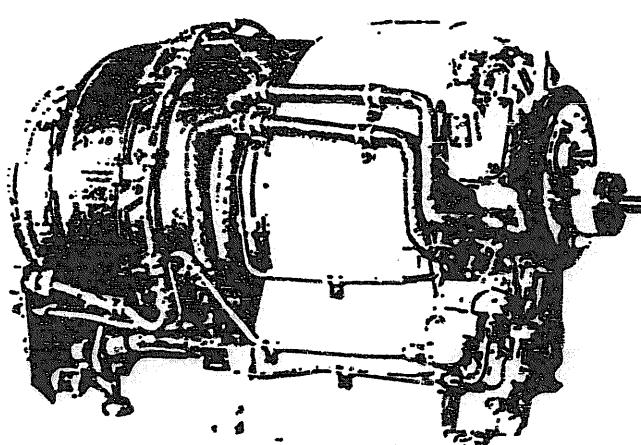


図 4 - 8 小型ガスタービン  
Small Gas Turbines

Model	JFS190
Power	160SHP
Speed	62,402RPM IGGI 59,430RPM IPTI
Length	527mm
Height	350mm
Width	330mm
Weight	45kg
Installation	F-15J x 1

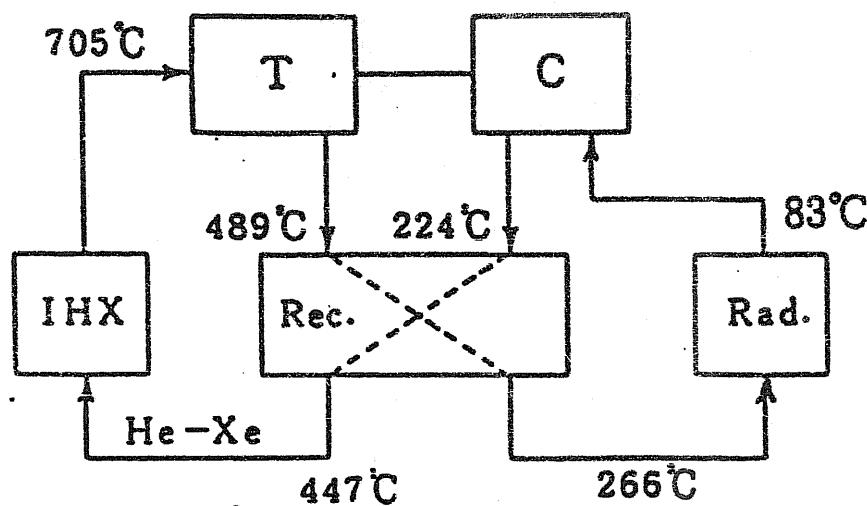


図 4 - 9

レキュパレータヒートバランス図

Heat Balance at Recuperator

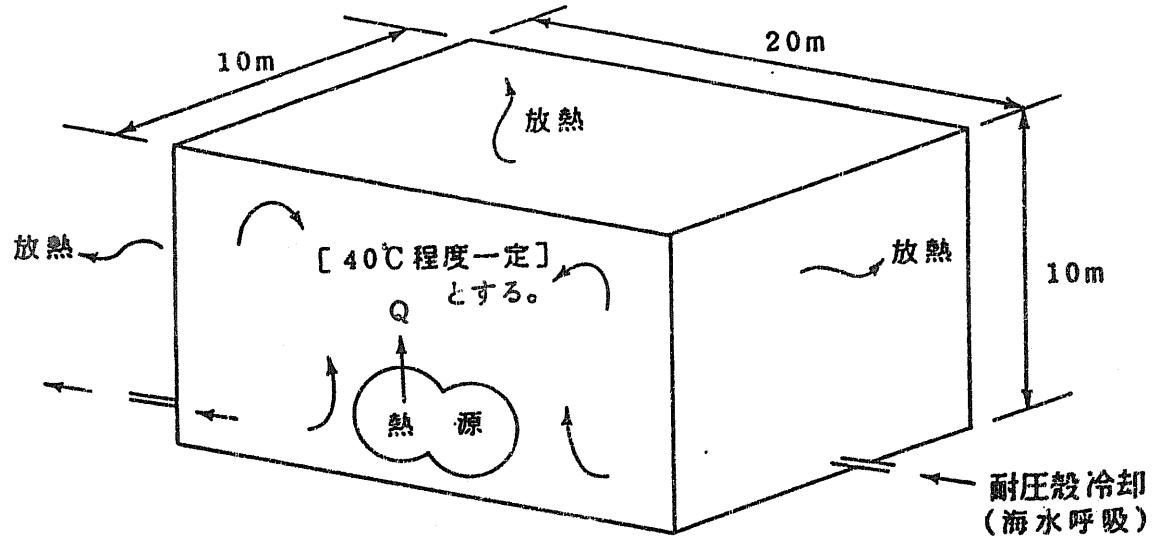


図 5-1 热源基地イメージ

Image of Heat Generation Base

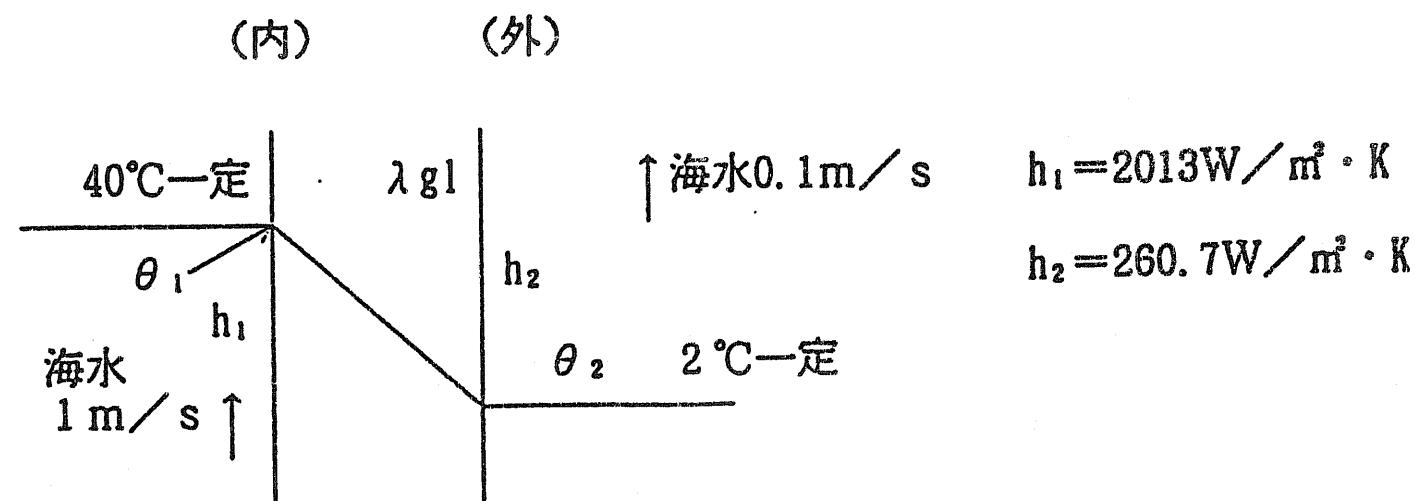


図 5 — 2 保温壁回り 温度分布

Temperature Distribution around Thermal  
Insulation Wall

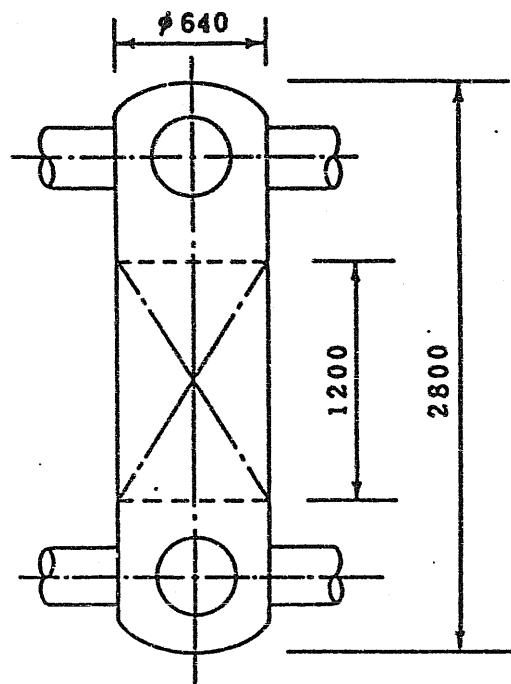
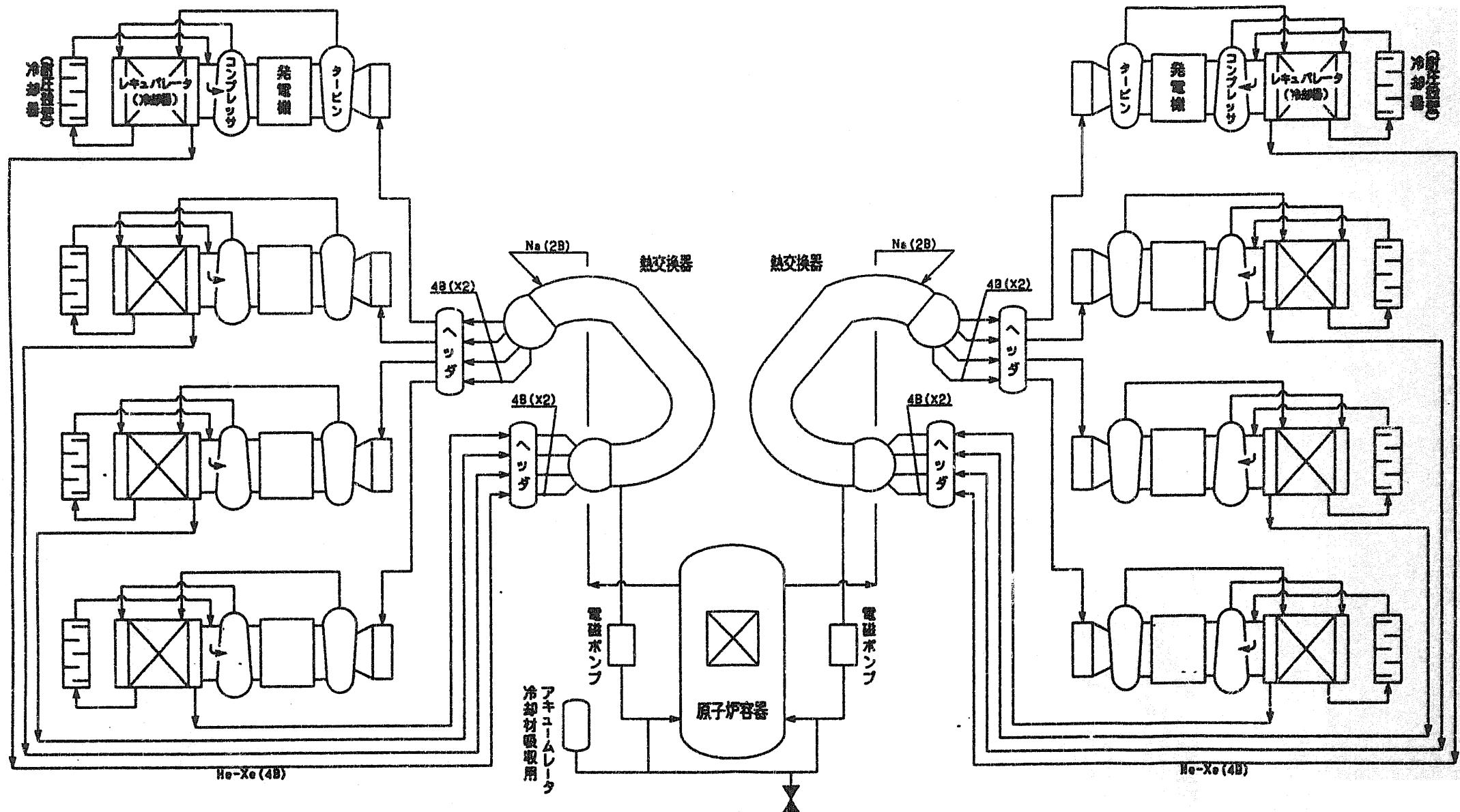


図 5 - 3 Na - He 热交換器

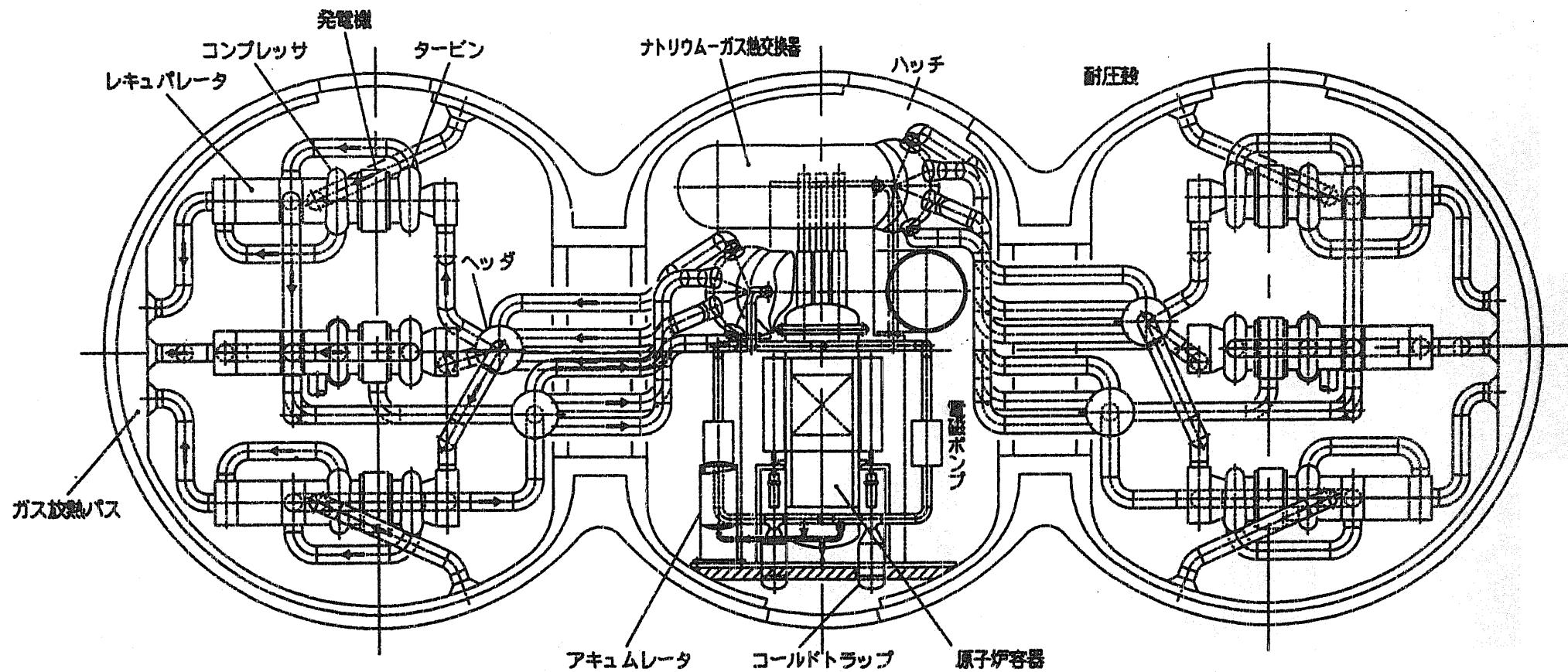
Na-He Heat Exchanger



Na Cooled System Diagram for Power  
Generation Base

図 6-1.

動力源基地用 Na 冷却型システム系統図

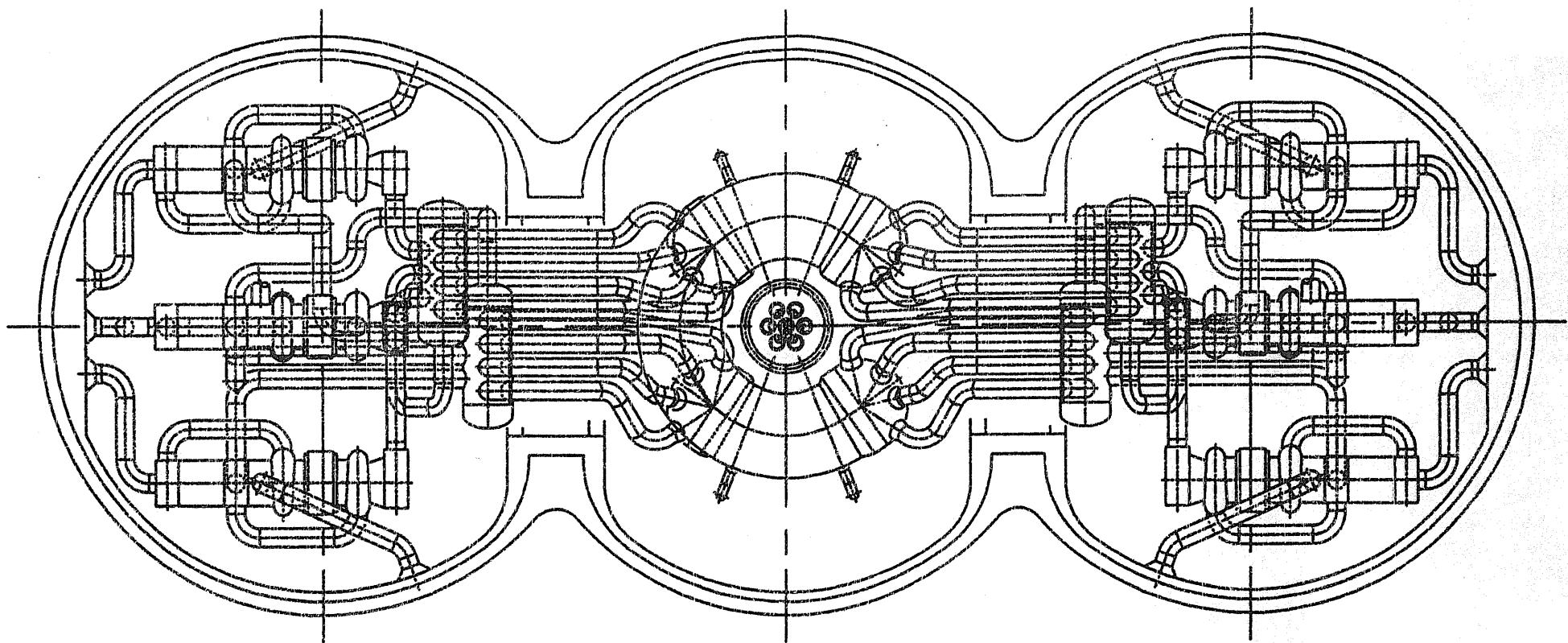


0 1 2 3 [m]

Longitudinal Section of Na Cooled System

for Power Generation Base

図 6-2  
動力源基地用 Na 冷却型システム立面図

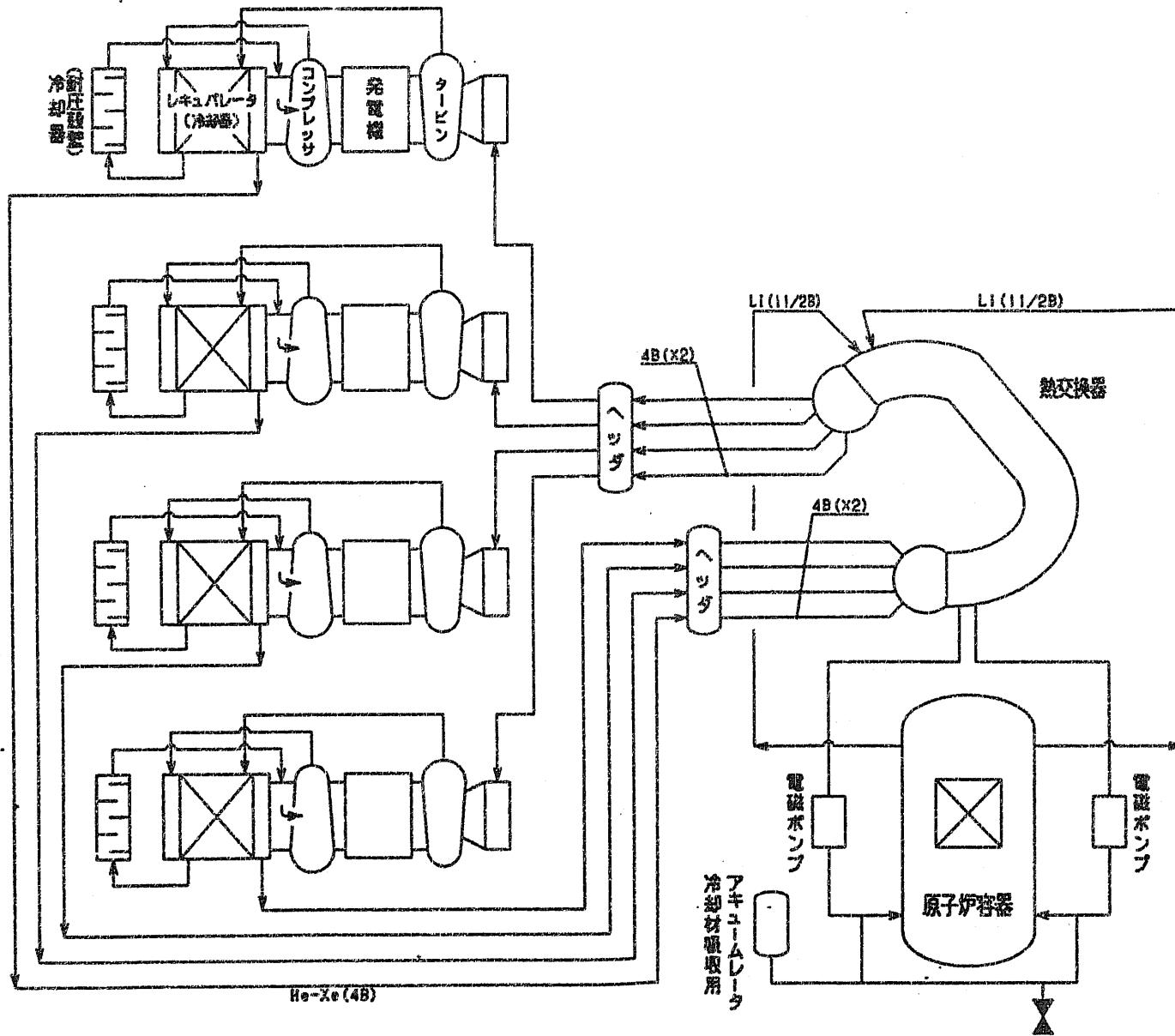


15

0 1 2 3 [m]

Horizontal Section of Na Cooled System  
for Power Generation Base

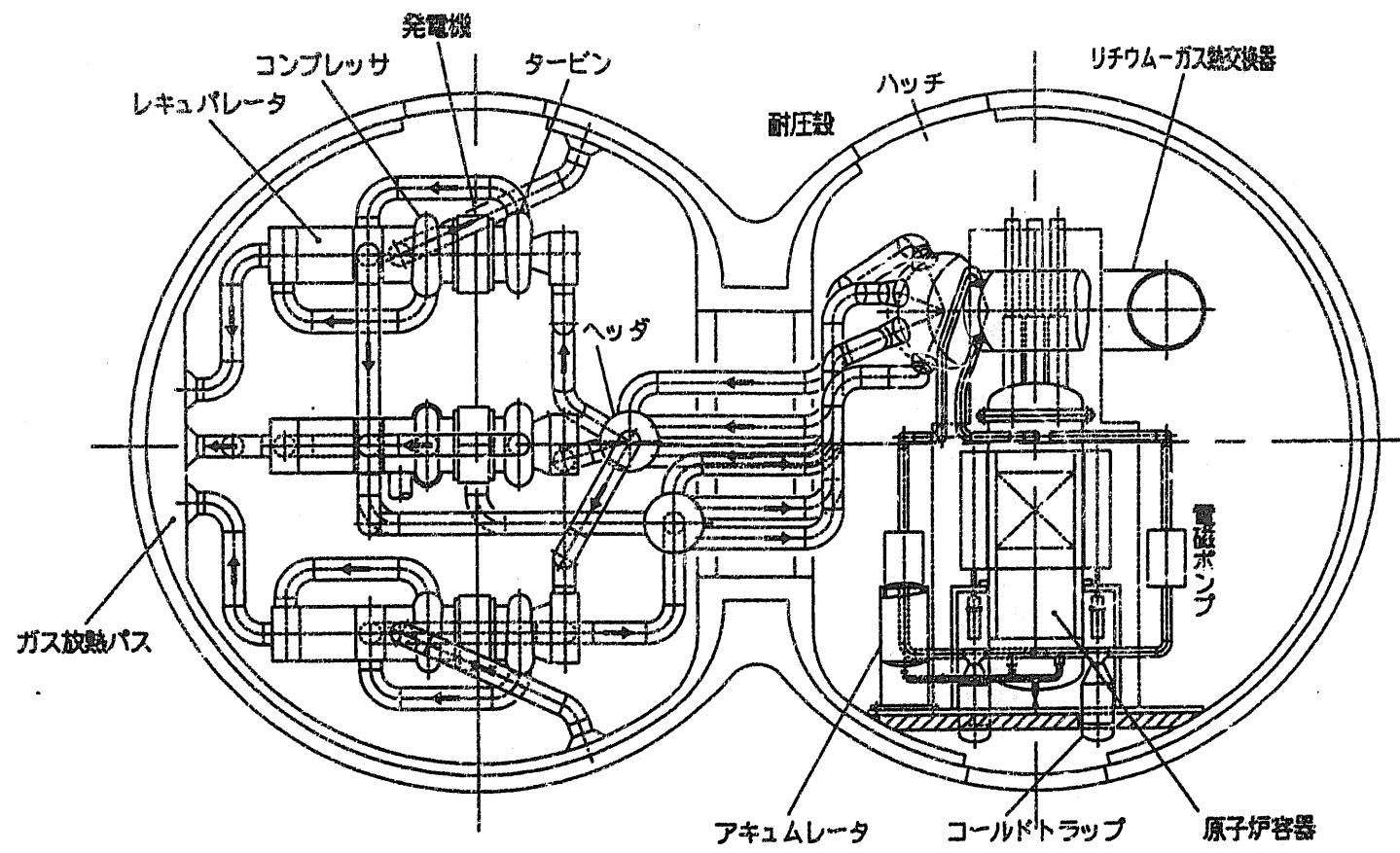
図 6-3  
動力源基地用 Na 冷却型システム平面図



Li Cooled System Diagram for Power Generation Base

図 6-4

動力源基地用 Li 冷却型システム系統図



0 1 2 3 [m]

図 6-5

電力源基地用 Li 冷却型システム立面図

Longitudinal Section of Li Cooled System for Power Generation Base

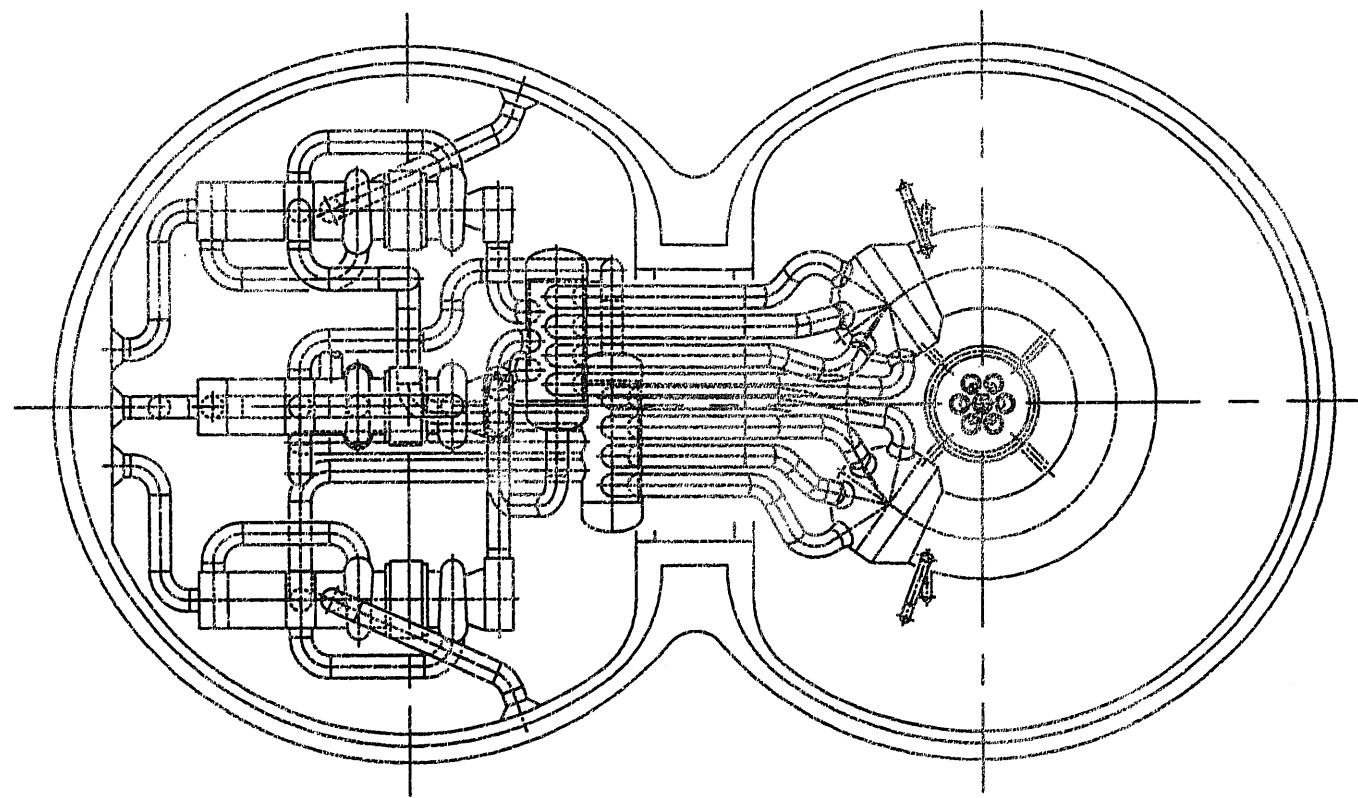
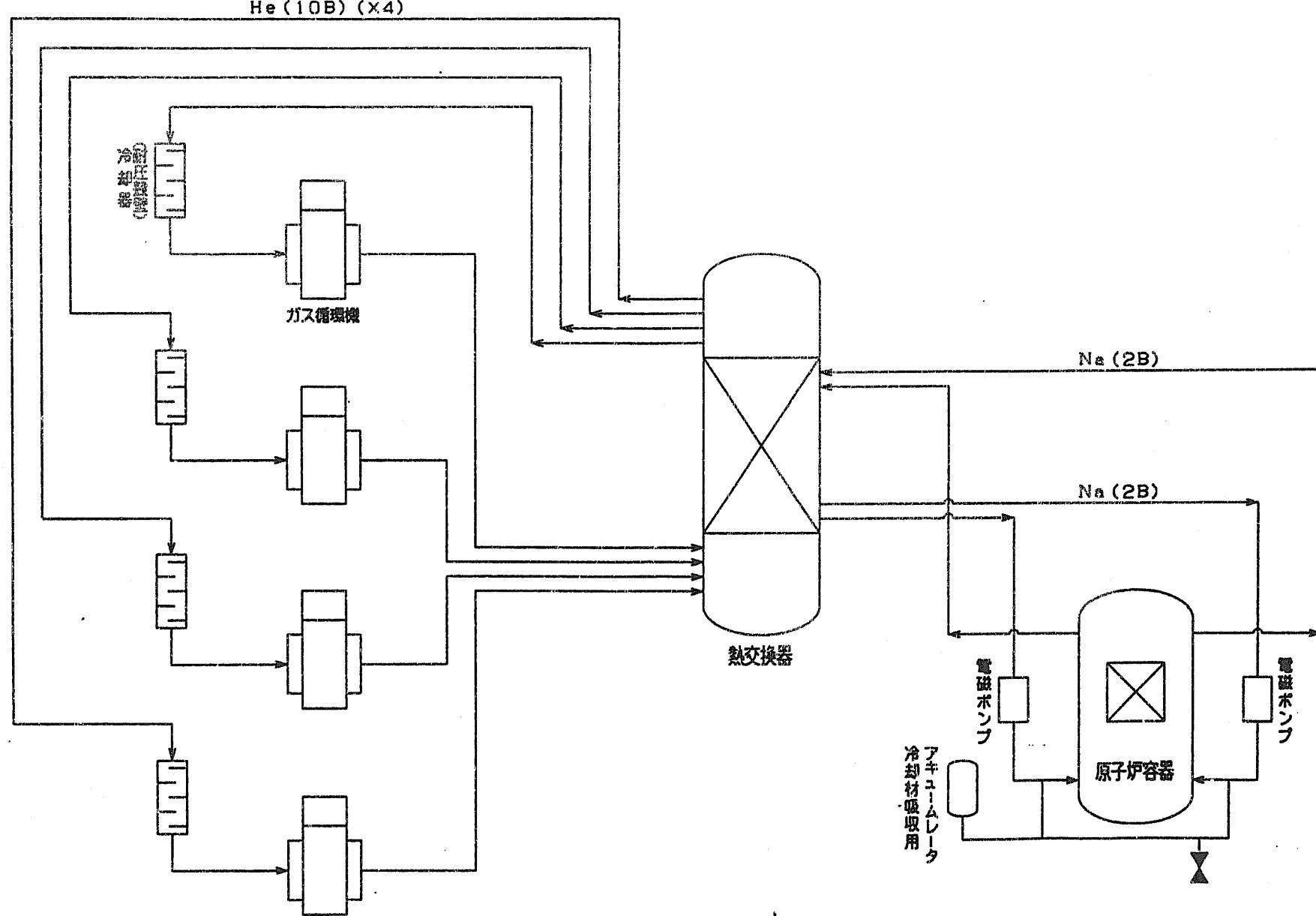


図 6-6 :  
動力源基地用 Li 冷却型システム平面図

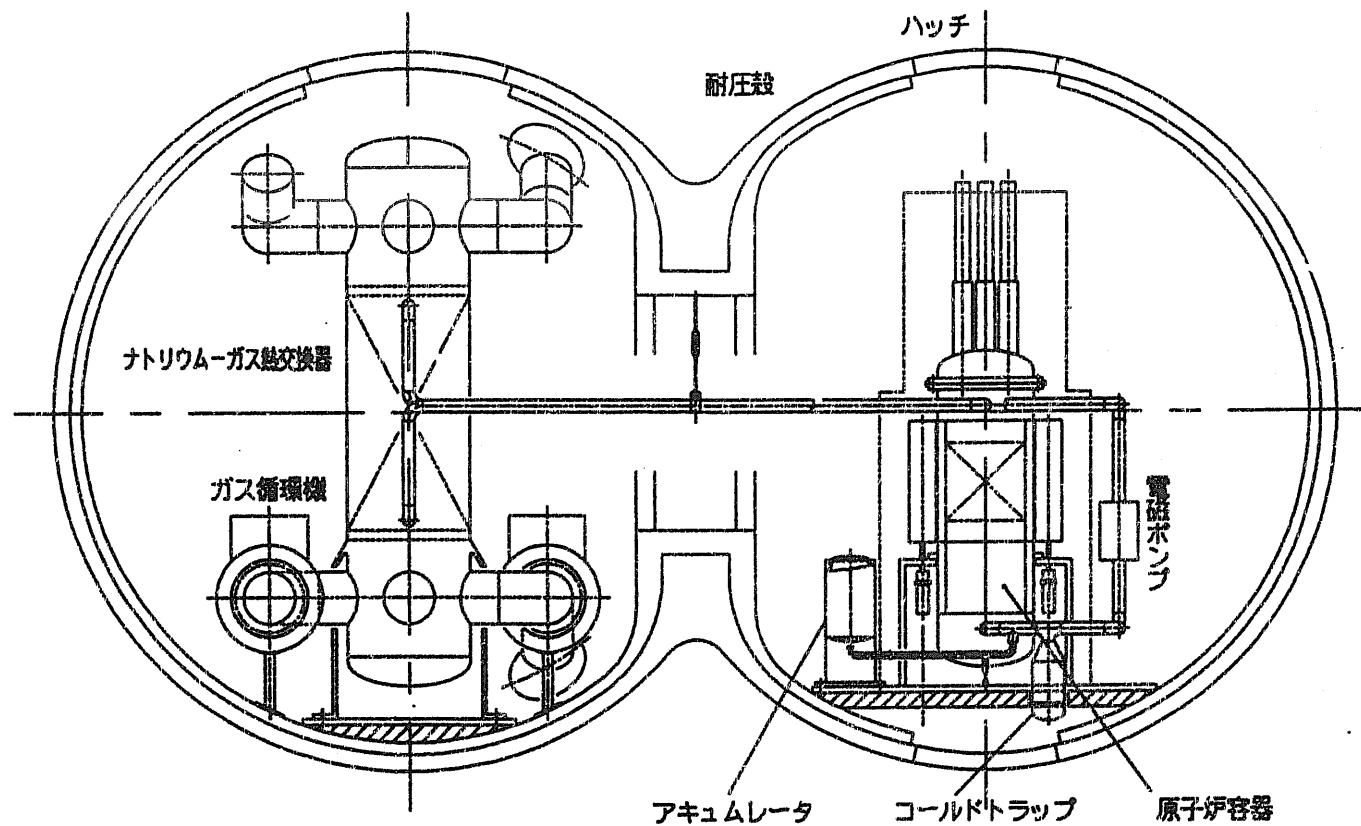
Horizontal Section of Li Cooled System for Power Generation Base



Na Cooled System Diagram for Heat Generation Base

図 6 - 7

熱源基地用 Na 冷却型システム系統図



0 1 2 3 [m]

図 6-8  
熱源基地用 Na 冷却型システム立面図

Longitudinal Section of Na Cooled System for Heat Generation Base

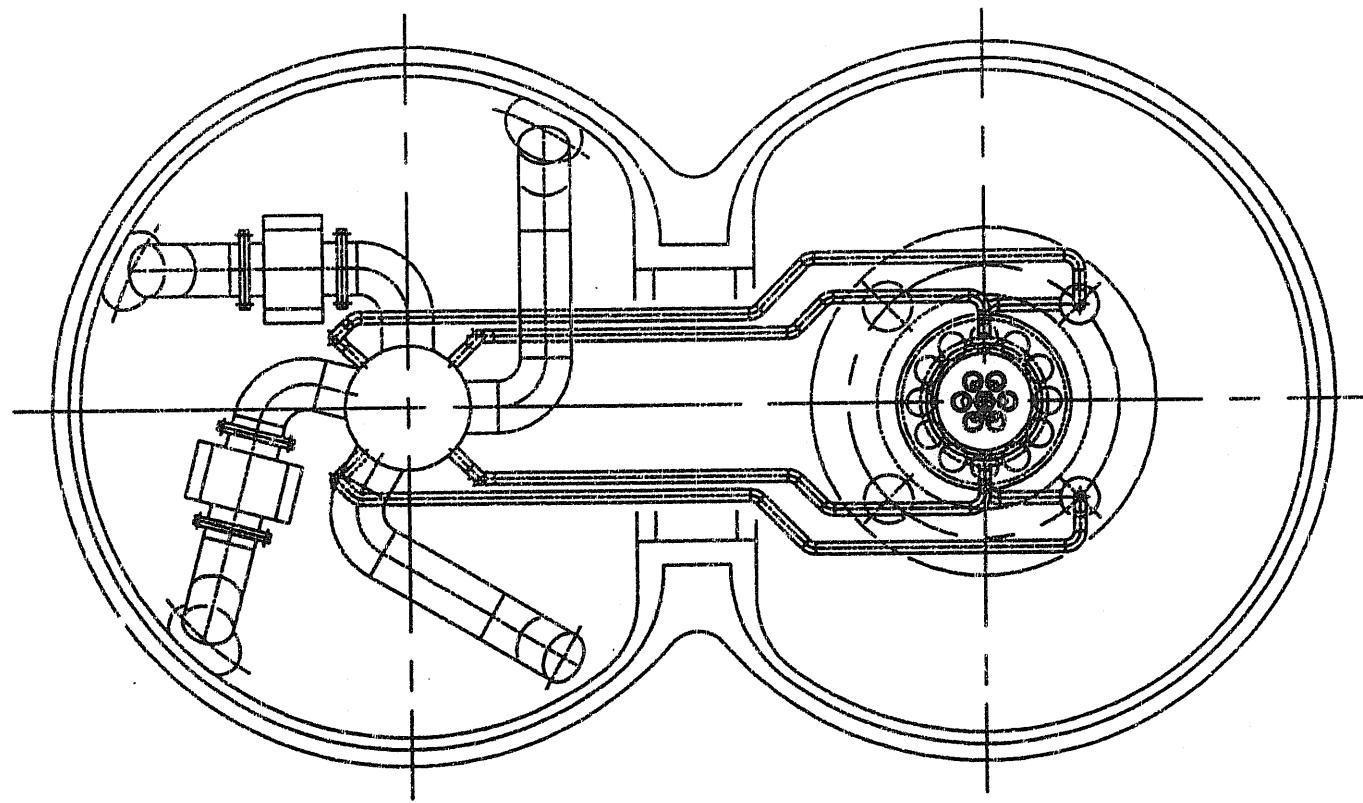


図 6-9

熱源基地用 Na 冷却型システム平面図

Horizontal Section of Na Cooled System      for Heat Generation Base

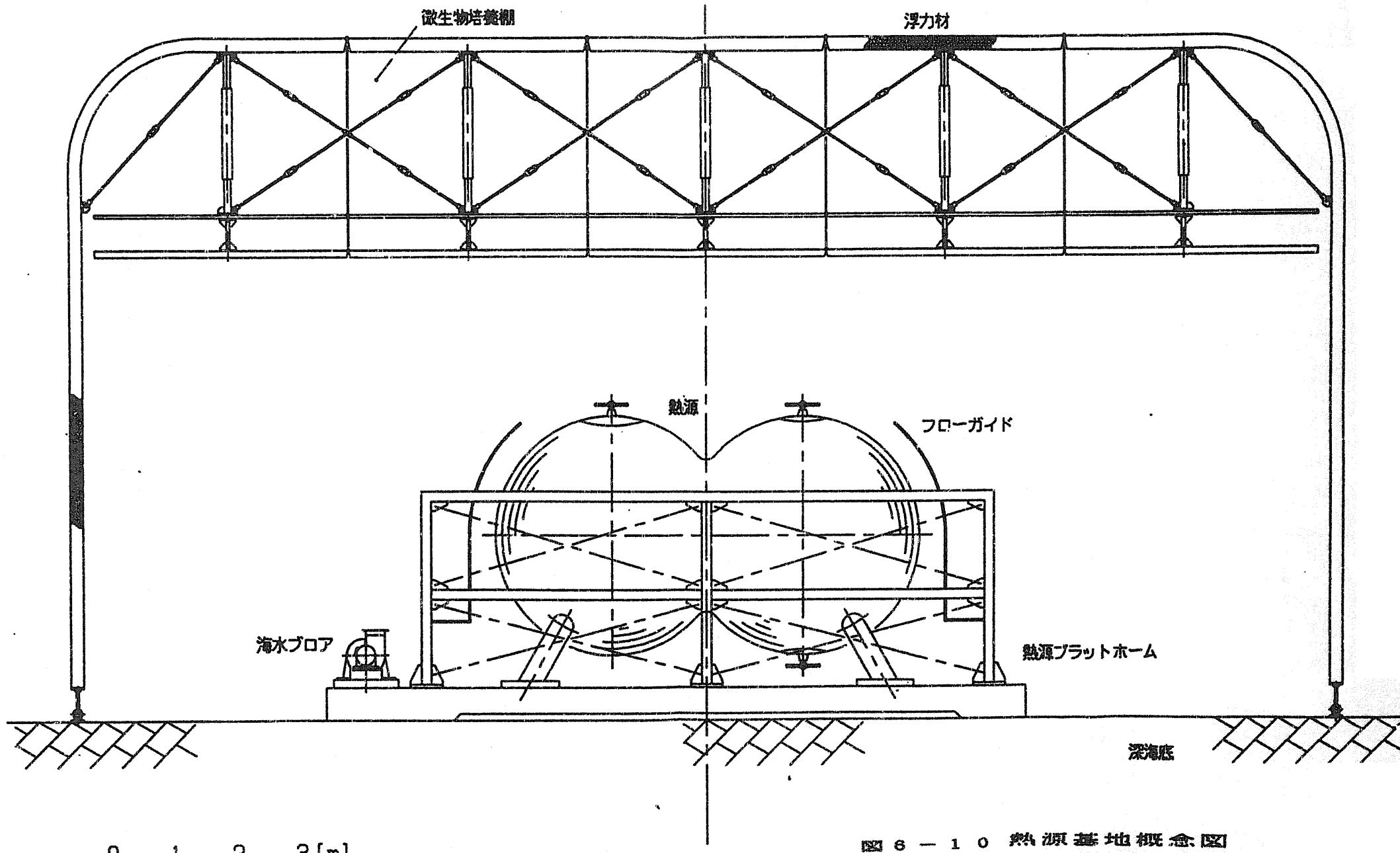


図 6-10 热源基地概念図

0 1 2 3 [m]

Conceptual Figure of Heat Generation Base

# 付録—1 Na 冷却型発電炉密閉ブレイトンサイクル

密閉ブレイトンサイクルの i-s 線図は付図 1-1 に示す通りである。

各部パラメータの設定を行う。

ブレイトンサイクルでは次の関係が成立つ。

$$\eta_T = \frac{\text{不可逆断熱膨張時の仕事}}{\text{可逆断熱膨張時の仕事}} = \frac{T_3 - T_4'}{T_3 - T_4}$$

$$\eta_C = \frac{\text{可逆断熱圧縮に要する仕事}}{\text{圧縮に要する仕事}} = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1}$$

$$T_1 = 356K, P_1 = 5\text{kg/cm}^2a, \rho \text{ (圧力比)} = 10.3/5 = 2.06$$

$$T_3 = 978K \text{ より、}$$

$$\cdot T_2 = T_1 \times \rho \frac{\kappa-1}{\kappa} \approx 475K (= 202^\circ C) \quad (\kappa = 1.66)$$

$$\cdot T_4 = \frac{T_3}{T_2} T_1 = \frac{978}{475} \cdot 356 \approx 734K (= 461^\circ C)$$

$$\cdot T_4' = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4) = 978 - 0.886 (978 - 734) \\ \approx 762K (= 489^\circ C)$$

$$\cdot T_2' = \frac{1}{\eta_C} (T_2 - T_1) + T_1 = \frac{1}{0.838} (475 - 356) + 356 \\ \approx 497K (= 224^\circ C)$$

$$\cdot T_5 = T_2' + \eta_R (T_4' - T_2') = 497 - 0.842 (762 - 497) \\ \approx 720K (= 447^\circ C)$$

$$\cdot T_6 = T_4' - (T_5 - T_2') = 762 - (720 - 497) \\ = 539K (= 266^\circ C)$$

以上より各部温度を次の通り設定する。

$$T_1 = 83^\circ C$$

$$T_2 = 202^\circ C$$

$$T_2' = 224^\circ C$$

$$T_3 = 705^\circ C$$

$$T_4 = 461^\circ C$$

$$T_4' = 489^\circ C$$

$$T_5 = 447^\circ C$$

$$T_6 = 266^\circ C$$

プラント熱効率は次のようになる。

(a) 温度プロフィール

付図1-2に温度プロフィールを示す。

(b) 热効率

① 入力  $Q_1 = C_p (T_3 - T_s) = 0.0891 \times (705 - 447)$

$$= 22.9878 \text{ kcal/kg}$$

② タービンの仕事  $L_T' = J C_p (T_3 - T_4')$   
 $= 427 \times 0.0891 \times (705 - 489) = 8217.9 \text{ kgm/kg}$

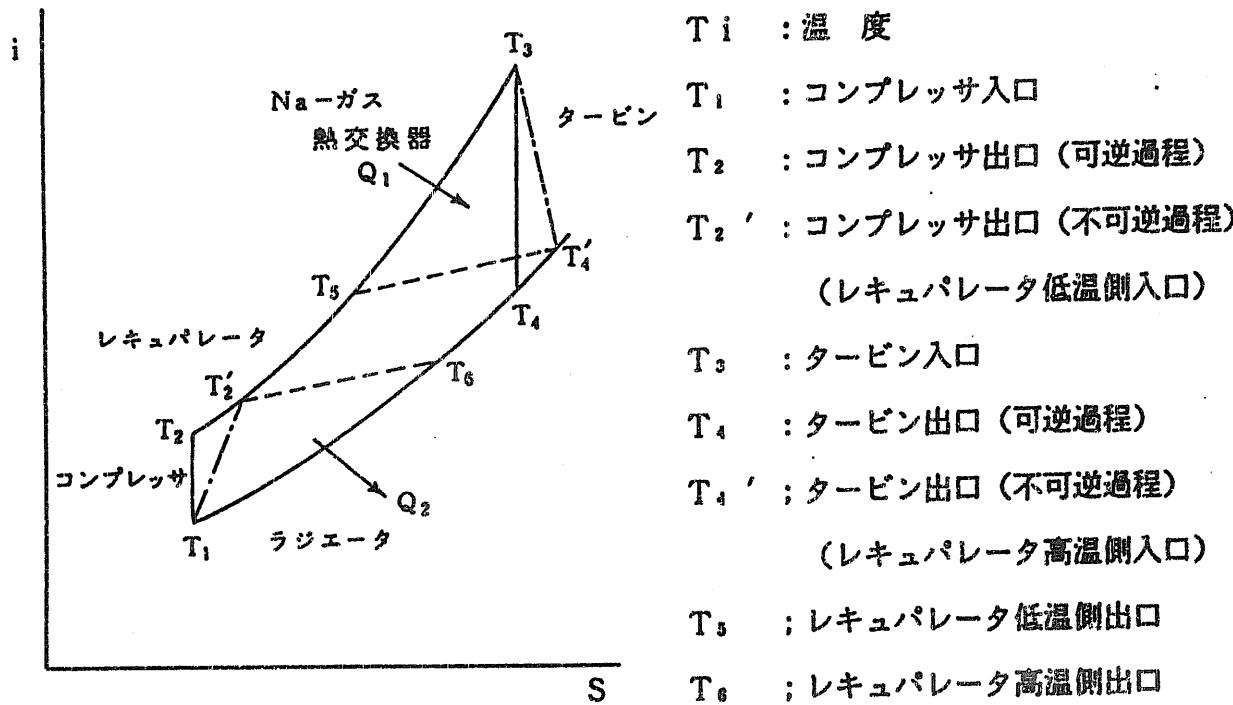
③ 発電機の仕事  $L_g' = \eta_g L_T' = 0.866 \times 8217.9$   
 $= 7116.7 \text{ kgm/kg}$

④ コンプレッサの仕事  $L_c' = J C_p (T_2' - T_1)$   
 $= 427 \times 0.0891 \times (224 - 83) = 5364.4 \text{ kgm/kg}$

⑤ 正味の仕事  $L' = L_g' - L_c' = 1752.3 \text{ kgm/kg}$

⑥ 热効率  $\eta_{th} = \frac{L'}{J Q_1} = \frac{1752.3 \times 100\%}{427 \times 22.9878} = 17.9\%$

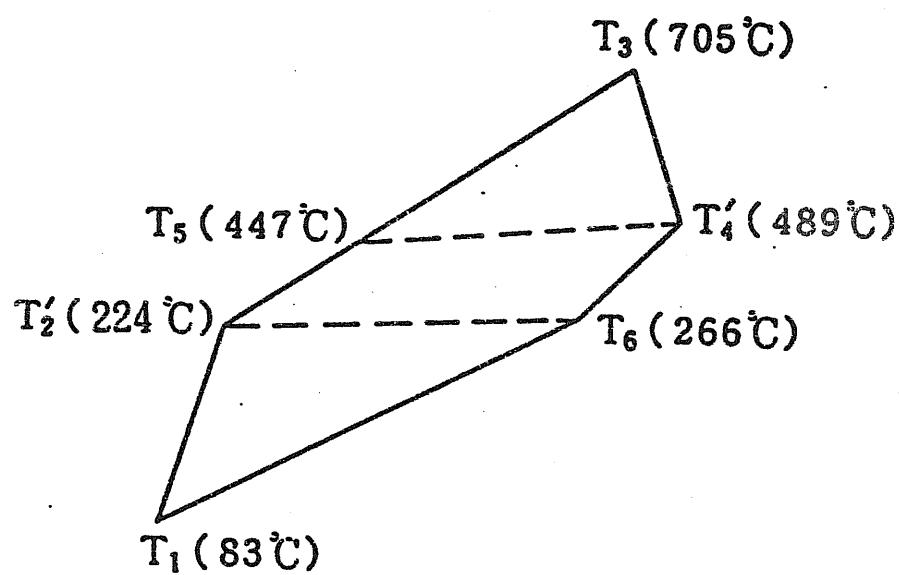
⑦ 热出力  $Q_t = \frac{400 \text{ kWt}}{17.9\%} = 2235 \text{ kWt}$



付図 1-1

密閉ブレイトンサイクル i-s 線図

Closed Brayton Cycle i-s Diagram



付図 1 - 2 溫度プロフィール

Temperature Profile

## 付録—2 Na冷却炉ラジエータ解析

He(60)-Xe(40)を作動ガスとして使用する。このため、この混合ガスの物性値を求める。混合ガスの物性値に関しては、「伝熱工学資料」<sup>(16)</sup>、「流体の熱物性値集」<sup>(17)</sup>及び「気体と液体の熱物理的性質」<sup>(18)</sup>によった。

### (a) 混合気体の流量

#### ① 条件

温度 ガス：ラジエータ入口／出口……… 540K／356K

海水： 275K

ガス圧力 5 kg/cm<sup>2</sup>a (0.49MPa ≈ 0.5MPa)

混合割合 He : Xe = 60 : 40 (vol%)

#### ② ガスエンタルピ

$$He \quad \Delta i_{He} = 2805.9 - 1850.2 = 955.7 \text{ kJ/kg} = 228.22 \text{ kcal/kg}$$

$$Xe \quad \Delta i_{Xe} = 206 - 176.28 = 29.72 \text{ kJ/kg} = 7.097 \text{ kcal/kg}$$

#### ③ 交換熱量

プラント発電効率  $\eta = 0.179$  として

$$Q = 400 (1/\eta - 1) = 1835 \text{ kWt} = 1.57742 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

#### ④ 混合ガスの重量割合

$$356K \quad He \quad 0.66169 \text{ kg/m}^3 \times 0.6 = 0.397014$$

$$Xe \quad 22.5724 \text{ kg/m}^3 \times 0.4 = 9.02896$$

$$\text{重量比 } He : Xe = 1 : 22.742$$

$$540K \quad He \quad 0.436324 \times 0.6 = 0.26179$$

$$Xe \quad 14.798 \times 0.4 = 5.9192$$

$$\text{重量比 } He : Xe = 1 : 22.6$$

以上よりここでは重量比を 1 : 22.7 とする。

#### ⑤ 混合ガス流量

- 混合ガス 1kg当たりのエンタルピ

$$\Delta i = 228.22 \times \frac{1}{23.7} + 7.097 \times \frac{22.7}{23.7} = 16.427 \text{ kcal/kg}$$

- 流量  $G = Q / \Delta i = 9.6026 \times 10^4 \text{ kg/h} = 26.7 \text{ kg/s}$

- 平均温度 448Kにおける体積流量V

$$\text{He} \quad \delta_{\text{He}} = 0.52602 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Xe} \quad \delta_{\text{Xe}} = 17.7612 \text{ kg/m}^3$$

$$\therefore V = 26.7 / (0.52602 \times 0.6 + 17.7612 \times 0.4)$$

$$= 3.598 \text{ m}^3/\text{s}$$

(b) 混合気体の物性

① 448K(175°C)のHe物性値(at 5 ata)

$$\delta = 0.52602 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 26.274 \mu \text{Pa} \cdot \text{s} = 2.6799 \times 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

$$\lambda = 0.20444 \text{ W/m} \cdot \text{K} = 0.1758 \text{ kcal/mhK}$$

$$C_p = 5.193 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} = 1.24 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K}$$

$$a = 7.341 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = 4.899 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.6674$$

② 448KのXeの物性値(at 5 ata)

$$\delta = 17.7612 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 3.4696 \times 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2 \text{ (at 1 ata)}$$

$$\lambda = 7.109 \times 10^{-3} \text{ kcal/mhK (at 1 ata)}$$

$$C_p = 0.03843 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K}$$

$$a = \frac{\lambda}{C_p \delta} = 2.8931 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\delta} = 1.9144 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = 0.6617$$

### ③ 混合気体の熱伝導率計算式

下記により求める。

#### 33・2 混合気体の熱伝導率

常圧における混合気体の熱伝導率  $\lambda_m^0$  に関しては、粘性率の式(50)と同形の Wassiljewa 式<sup>(1)</sup>がある。

$$\lambda_m^0 = \frac{\lambda_1^0}{1 + \phi_{12}(x_2/x_1)} + \frac{\lambda_2^0}{1 + \phi_{21}(x_1/x_2)} \quad (69)$$

結合係数  $\phi_{ij}$  は理論的に計算できるが<sup>(1)</sup>、簡便な方法は次の Lindsay-Bromley<sup>(3)</sup>の近似式である<sup>(3)(4)</sup>。

$$\phi_{ij} = \frac{1}{4} \left\{ 1 + \left[ \frac{\eta_i^0}{\eta_j^0} \left( \frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \frac{1 + (S_i/T)}{1 + (S_j/T)} \right]^{1/2} \right\}^2 \left[ \frac{1 + (S_i/T)}{1 + (S_j/T)} \right] \quad (70)$$

式中の  $\eta^0$  は粘性率、 $M$  はモル質量(分子量)で、 $S$  は Sutherland 定数である。 $S$  は標準沸点  $T_b$  を用いて経験的に求める。

$$S_i = 1.5 T_b, \quad S_{ij} = \sqrt{S_i S_j} \quad (71)$$

$$He = 4.003$$

$$Xe = 131.29$$

$$Tb He = 4.21 K$$

$$Tb Xe = 164.1 K$$

$$S_1 = 6.315$$

$$S_2 = 246.15$$

$$S_{12} = 39.426$$

### ④ 混合気体の粘性率計算式

下記により求める。

#### 32・2 混合気体の粘性率

常圧における混合気体の粘性率  $\eta_m^0$  は、純成分の値  $\eta_i^0$  とモル分率  $x_i$  を用いて、次の Sutherland 式で表される。多成分系にも適用できるが、2成分系 ( $i=1, 2$ ) について書く<sup>(1)</sup>。

$$\eta_m^0 = \frac{\eta_1^0}{1 + \phi_{12}(x_2/x_1)} + \frac{\eta_2^0}{1 + \phi_{21}(x_1/x_2)} \quad (50)$$

式中の結合係数  $\phi_{ij}$  は理論的に計算できるが<sup>(1)(3)</sup>、使いやすい経験式は次の Wilke<sup>(3)(6)(14)</sup>の近似式である。

$$\phi_{ij} = \left[ 1 + \left( \frac{\eta_i^0}{\eta_j^0} \right)^{1/2} \left( \frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2 / 2\sqrt{2} \left[ 1 + \frac{M_i}{M_j} \right]^{1/2} \quad (51)$$

純成分の同じ温度における粘性率とモル質量(分子量)から  $\phi_{ij}$  が求まり、式(50)で  $\eta_m^0$  が計算できる。極性気体を含む混合系に対しては、やや複雑になるが、Brokaw<sup>(3)(6)(15)</sup>の近似法を使うと、良好な結果が得られる。

## ⑤ 混合気体の物性値

$$\delta = 0.52602 \times 0.6 + 17.7612 \times 0.4 = 7.42 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 3.723 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{m}^3$$

$$\lambda = 0.0571 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1.24 \times \frac{1}{23.7} + 0.03843 \times \frac{22.7}{23.7} = 0.0891 \text{ kcal/kg} \cdot {}^\circ\text{C}$$

$$a = \frac{a}{C_p \cdot \delta} = 2.399 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\delta} = 4.917 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = 0.205$$

## (c) 熱伝達率の計算

① 耐圧殻内面に幅 3 m、高さ 0.08m の流路を考える。

$$u = \frac{V}{S} = \frac{3.598}{3 \times 0.08} = 14.992 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{14.992 \times 0.16}{4.917 \times 10^{-6}} = 4.878 \times 10^6$$

$$Nu = 0.019 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 305.7$$

$$\text{ガス側熱伝達率 } \alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = 109.1 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

流路内にフィンを設け、熱伝達率を 1.4 倍向上させたとして、

$$\alpha_g' = 152.7 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

② 海水側熱伝達  $\alpha_{sw} = 1731 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$

- ・海水流速 : 1 m/s

- ・耐圧殻径 : 3.5m

- ・海水物性値 : 海水物性値は不明のものが多いが、本検討では前述の参考文献により以下を推定値として用いる。

$$\nu = 17 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.562 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} (= 0.483 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C})$$

$$C_p = 3.985 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} (= 0.9516 \text{ kcal/kg} \cdot {}^\circ\text{C})$$

$$g = 1046 \text{ kg/m}^3$$

(i) レイノルズ数  $Re_x$

$$Re_x = \mu x / \nu = 1 \times 3.5 / 17 \times 10^{-7} = 2.06 \times 10^6$$

(ii) プラントル数  $Pr$

$$Pr = \nu / (\lambda / Cp \delta) = \frac{17 \times 10^{-7} \times 0.9516 \times 1046 \times 3600}{0.483} = 12.61$$

(iii) ヌッセルト数  $Nu_x$

上記のような領域に対して球の熱伝達に関する計算式は見当たらないので、平板の乱流熱伝達に関するKader-Yaglom式（伝熱工学資料；p. 46）を用いて求める。

$$Nu_x = 1 / 2 \times Cf \ Pr \ Re_x / [0.85 + \Pi(Pr) \sqrt{Cf / 2}]$$

$$\text{但し摩擦係数 } Cf \text{ は } \sqrt{2 / Cf} = 2.50 \ln(Re_x \ Cf) + 2.40$$

$$\text{また、 } \Pi(Pr) = 12.5 Pr^{2/3} + 2.12 \ln Pr - 9.24 \quad (Pr \geq 0.7)$$

………試行錯誤的に  $Cf$  を求め、  $Cf = 0.00334$ を得る。

$$\Pi(Pr) = 63.85$$

$$1/2 \times 0.00334 \times 12.61 \times 2.06 \times 10^6$$

$$\therefore Nu_x = \frac{1}{0.85 + 63.85 \sqrt{0.00334 / 2}} = 12540$$

従って、

$$\alpha_{sw} = Nu_x \lambda / x = 12540 \times 0.483 / 3.5 = 1731 \text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$$

(d) 交換熱量の検討

$$\text{① 熱量流率 } \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{sw}} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{sw}}$$

(i) Ti合金の場合  $\lambda = 10.2 \text{kcal/mh}^\circ\text{C}$  (at 448 K)

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{152.7} + \frac{0.122}{10.2} + \frac{1}{1731} = \frac{1}{52.4}$$

$$K = 524 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

(ii) 高張力鋼の場合  $\lambda' = 40.5 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$  (at 448 K)

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{152.7} + \frac{0.085}{40.5} + \frac{1}{1731} = \frac{1}{108.4}$$

$$K = 108.4 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

## ② 平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(267 - 2) - (83 - 2)}{\ln \frac{267 - 2}{83 - 2}} = 155.2^\circ\text{C}$$

## ③ 伝熱面積

$$2\text{連球 } S_2 = 60 \text{ m}^2$$

$$3\text{連球 } S_3 = 90 \text{ m}^2$$

## ④ 交換熱量

(i) 2連球・Ti

$$Q_{Ti-2} = K \cdot \Delta t_m \cdot S_2 = 52.4 \times 155.2 \times 60 \\ = 4.88 \times 10^6 \text{ kcal/h} = 568 \text{ kWt}$$

(ii) 2連球・Fe

$$Q_{Fe-2} = 108.4 \times 155.2 \times 60 = 1174 \text{ kWt}$$

(iii) 3連球・Ti

$$Q_{Ti-3} = 852 \text{ kWt}$$

(iv) 3連球・Fe

$$Q_{Fe-3} = 1761 \text{ kWt}$$

(v) まとめ

3連球・Feの場合必要交換熱量 1835kWtとするには余裕を約5%切詰めればよいので本システムはFe球とする。

### 付録—3 Na—ガス熱交換器

Na—ガス熱交換器としては、宇宙炉のブレイトンサイクルを用いたシステムに見られるC形熱交換器が、球殻内に配置する場合にそのコンパクト性から適していると考えられる。このC形熱交換器〔管内：He-Xe、管外：Na〕のサイジングを行う。

#### (a) 対数平均温度差

付図3-1にヒートバランスを図示する。対数平均温度差は次式で与えられる。

$$\Delta t_m = \frac{(720 - 705) - (618 - 447)}{\ln \frac{720 - 705}{618 - 447}} = 64.1^\circ\text{C}$$

#### (b) 热通過率 K

##### ① 管内熱伝達 $\alpha_1$ (He-Xe)

適用範囲により当てはまる熱伝達式が見当たらないのでPr数が小さい場合に適用されるKaysの式を準用する。

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}$$

流速  $u = 30\text{m/s}$  程度、伝熱管口径  $d = \phi 25.4\text{mm}$  と想定して

$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{30 \times 0.0254}{4.917 \times 10^{-6}} = 154973$$

$$Pr = 0.205$$

$$\therefore Nu = 141.42 = \frac{\alpha_1 d}{\lambda}$$

になる。ここでフィンによる熱伝達率向上係数を1.4 とすると、熱伝達率  $\alpha_1$  は次のよう

$$\therefore \alpha_1 = \frac{Nu}{d} \lambda = \frac{141.42}{0.0254} \times 0.0571 \times 1.4$$

$$= 445.1 \text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

##### ② 管外熱伝達 $\alpha_2$ (Na)

熱交換器シェル側(バッフル付き)の式より

$$Nu = 0.19 De^{0.6} Re^{0.6} Pr^{0.3} \quad De = 25.4\text{mm} = 1''$$

$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{0.07 \times 0.0254}{0.240894 \times 10^{-6}} = 7381$$

$$Pr = 0.004074$$

$$\therefore Nu = 7.63 = \frac{\alpha_2 d}{\lambda}$$

$$\therefore \alpha_2 = \frac{Nu}{d} \lambda = \frac{7.63}{0.0254} \times 50.5361 = 15184 \text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

### ③ 伝熱管

$\phi 25.4\text{mm} \times 1\text{mm t}$ 、 $\lambda = 21.3\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ (SUS304)

### ④ 熱通過率

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{445.1} + \frac{0.001}{21.3} + \frac{1}{15184}$$

$$\therefore K = 423.8\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

#### (c) 伝熱管仕様

① 対数平均温度差  $\Delta t_m = 64.1^\circ\text{C}$

② 伝熱面積 S 余裕

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{2235 \times \frac{1}{2} \times 859.8}{423.8 \times 64.1} \times 1.2 = 42.4\text{m}^2$$

③ 伝熱管長さ L

C形 R700  $240^\circ$  相当有効とする。

平均的伝熱管長さ  $L = 2\pi \times 0.7 \times 2/3 = 2.93\text{m}$

④ 伝熱管本数 n

$$n > \frac{S}{\pi d \times L} = \frac{42.4}{\pi \times 0.0254 \times 2.93} = 182 \rightarrow 184\text{本}$$

三角配列として  $P = 1.25d = 31.75\text{mm}$

最外径(ピッチ・サークル)  $d_o = 477.18\text{mm}$

#### (d) 热交換器仕様

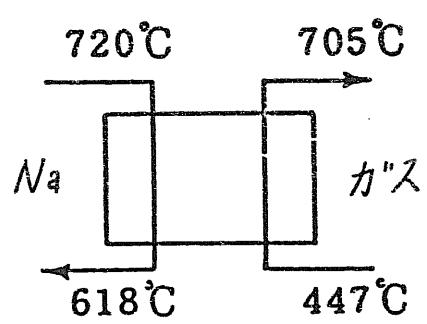
上記より内径  $\phi 520 \rightarrow$  外径  $\phi 540$  の熱交換器とし、これを図3.1-3に示す。

#### (e) ガス系配管

流量  $3.827\text{m}^3/\text{s} / 8\text{ ループより}$

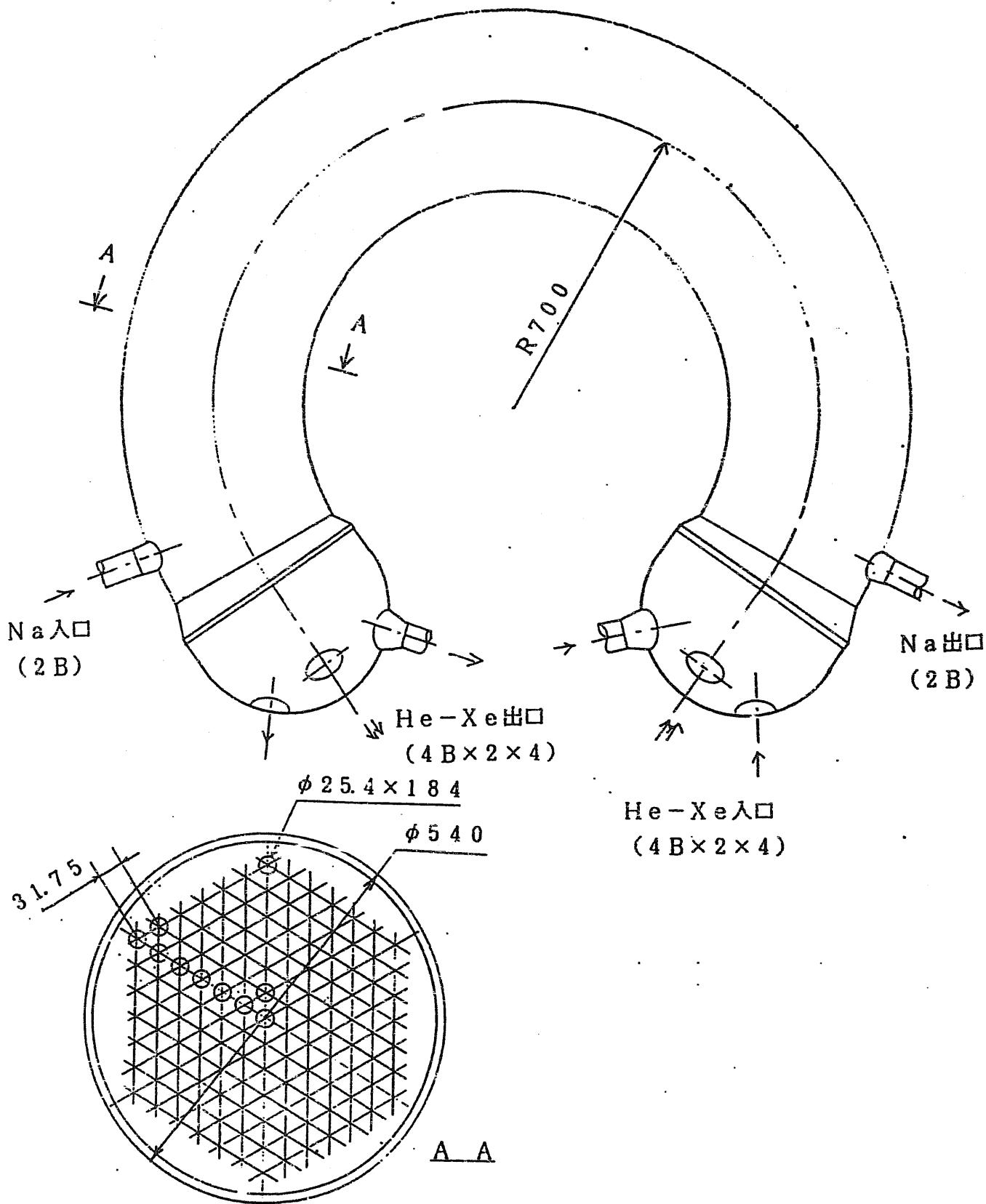
1 ループ  $6^{\text{B}}$  配管相当  $\rightarrow$  配置難

従って1 ループ  $4^{\text{B}} \times 2$  とする。(流速  $30.5\text{m/s}$  程度)



付図 3-1 ヒートバランス図

Heat Balance



付図 3-2 Na-ガス熱交換器概念図

Na-Gas Heat Exchanger

## 付録-4 リチウム冷却型炉密閉ブレイトンサイクル

リチウム冷却型のシステムに対して、タービン発電機廻りのシステムパラメータとして、各部効率などを設定する必要がある。本検討においては、ERATOシステムのヒートバランスを構成するパラメータを用いて本有人基地用システムのパラメータを設定する。

ERATOのヒートバランス（ブレイトンサイクル）は2.に示す通りである。

この他、

- 原子炉容器出入口温度 1197°C / 1147°C
- タービン入口圧力 10.2kg/cm<sup>2</sup> · a
- 圧力比 2.25

これらのデータより付録-1同様の計算を行い、下記のブレイトンサイクル各部温度を求める。

T<sub>1</sub> : コンプレッサ入口

T<sub>2</sub> : コンプレッサ出口（可逆過程）

T<sub>2'</sub> : コンプレッサ出口（レキュパレータ低温側入口）（不可逆過程）

T<sub>3</sub> : タービン入口

T<sub>4</sub> : タービン出口（可逆過程）

T<sub>4'</sub> : タービン出口（レキュパレータ高温側入口）（不可逆過程）

T<sub>5</sub> : レキュパレータ低温側出口

T<sub>6</sub> : レキュパレータ高温側出口

計算の結果次のような値が得られた。

T<sub>1</sub> = 533.15K、ρ = 2.25、K = 1.66、T<sub>3</sub> = 1400.15Kより

$$\cdot T_2 = T_1 \times \rho^{-\frac{K-1}{K}} = 735.99K (=463°C)$$

$$\cdot T_4 = \frac{T_3}{T_2} \cdot T_1 = 1014.27K (=741°C)$$

$$\cdot T_{4'} = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4) = 1062.15K$$

$$\therefore \eta_T = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} = \frac{1400.15 - 1062.15}{1400.15 - 1014.27} = 0.87592 \approx \underline{\underline{0.876}}$$

$$\cdot T_{2'} = \frac{1}{\eta_c} (T_2 - T_1) + T_1 = 782.15K$$

$$\therefore \eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} = \frac{735.99 - 533.15}{782.15 - 533.15} = 0.84162 \\ \approx \underline{0.842}$$

- $T_5 = T_2' + \eta_R (T_4' - T_2') = 1006.15K$
- $\therefore \eta_R = \frac{T_5 - T_2'}{T_4' - T_2'} = \frac{1006.15 - 782.15}{1062.15 - 782.15} = \underline{0.8}$

尚、

$$\left. \begin{aligned} \bullet \quad T_6 &= T_4' - (T_5 - T_2') = 1062.15 - (1006.15 - 782.15) = 838.15 \\ &= 840.15 \text{と } 2 \text{ Kの差があるが数字の丸め等に} \\ &\text{よって生じたものと考えられる。} \end{aligned} \right\}$$

上記各効率を用いて、ラジエータ出口温度83°Cのときの各部温度を再設定する。

### (2) 検討条件

- 原子炉容器出入口温度 = 1100°C / 1050°C
- タービン入口温度 ( $T_3$ ) = 1030°C (1303.15K)
- ラジエータ出口温度 ( $T_1$ ) = 83°C (= 356.15K)
- タービン入口圧力 = 10.2kg/cm² · a
- 圧 力 比 = 2.25
- 断熱効率  $\eta_T = 0.876$
- $\eta_C = 0.842$
- $\eta_R = 0.8$
- 発電機効率  $\eta_G = 0.866$

### (3) 各部パラメータの設定

#### (a) 温度プロフィール

付図4-1に求まった温度プロフィールを示す。

#### (b) プラント効率

$$① Q_1 = C_p (T_3 - T_5) = 0.09052 \times (1030 - 621) = 37.0227 \text{kcal/kg}$$

$$② \text{タービンの仕事 } L_T' = J C_p (T_3 - T_4') = 427 \times 0.09052 \times (1030 - 715) = 12175.4 \text{kgm/kg}$$

$$③ \text{発電機の仕事 } L_G' = \eta_G L_T' = 0.866 \times 12175.4 \\ = 10543.9 \text{kgm/kg}$$

$$④ \text{コンプレッサの仕事 } L_C' = J C_p (T_2' - T_1) = 427 \times 0.09052 \times$$

$$(244 - 83) = 6223.0 \text{ kJ/kg}$$

⑤ 正味の仕事  $L' = L_{e'} - L_{c'} = 4320.9 \text{ kJ/kg}$

⑥ 効率  $\eta_{th} = \frac{L'}{JQ_1} = \frac{4320.9 \times 100\%}{427 \times 37.0227} = 27.33\%$

(c) He-Xe 混合ガスデータ

① ガスエンタルピ

$$\text{He } \Delta i_{H_0} = 1324.0 \text{ kJ/kg} = 316.1712 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Xe } \Delta i_{x_0} = 40.9180 \text{ kJ/kg} = 9.7712 \text{ kcal/kg}$$

② 交換熱量

$$\eta_{th} = 0.2733$$

$$Q = 400 (1/0.2733 - 1) = 1063.6 \text{ kWt} (= 9.1453 \times 10^5 \text{ kcal/h})$$

③ 混合ガスの重量割合

$$83^\circ\text{C} \quad \text{He : Xe} = 0.36013 : 8.01148 = 1 : 22.246$$

$$338^\circ\text{C} \quad \text{He : Xe} = 0.20999 : 4.61560 = 1 : 21.980$$

→ 重量比 He : Xe = 1 : 22とする。

④ 混合ガス流量

$$\text{混合ガス } 1 \text{ kg} \text{当たりのエンタルピ } \Delta i = 23.0930 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{流量 } G = Q / \Delta i = 3.9602 \times 10^4 \text{ kg/h} = 11.0005 \text{ kg/s}$$

平均温度 (483.65K) における体積流量 V

$$V = 1.7987 \text{ m}^3/\text{s}$$

⑤ 混合ガスの物性

(i) 483.65K (210.5°C) の He 物性値 (at 4.53 ata)

$$\delta = 0.44211 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 27.7142 \mu \text{Pa} \cdot \text{s} = 2.8268 \times 10^{-8} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

$$\lambda = 216.05415 \text{ mw/m} \cdot \text{K} = 0.1858 \text{ kcal/mhK}$$

$$C_p = 5.193 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} = 1.24 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K}$$

$$a = 9.4123 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = 6.2661 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$P_r = 0.6657$$

(ii) 同 Xe 物性値

$$\delta = 14.62612 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta = 3.7133 \times 10^{-6} \text{kgf} \cdot \text{s} / \text{m}^2 \quad (\text{at } 1 \text{ ata})$$

$$\lambda = 7.5414 \times 10^{-3} \text{kcal} / \text{mhK} \quad (\text{at } 1 \text{ ata})$$

$$C_p = 0.03869 \text{kcal} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$a = 3.7426 \times 10^{-6} \text{m}^2 / \text{s}$$

$$\nu = 2.4880 \times 10^{-6} \text{m}^3 / \text{s}$$

$$P_r = 0.6648$$

### (iii) 混合気体の物性値

$$\delta = 6.1157 \text{kg} / \text{m}^3$$

$$\eta = 3.9752 \times 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

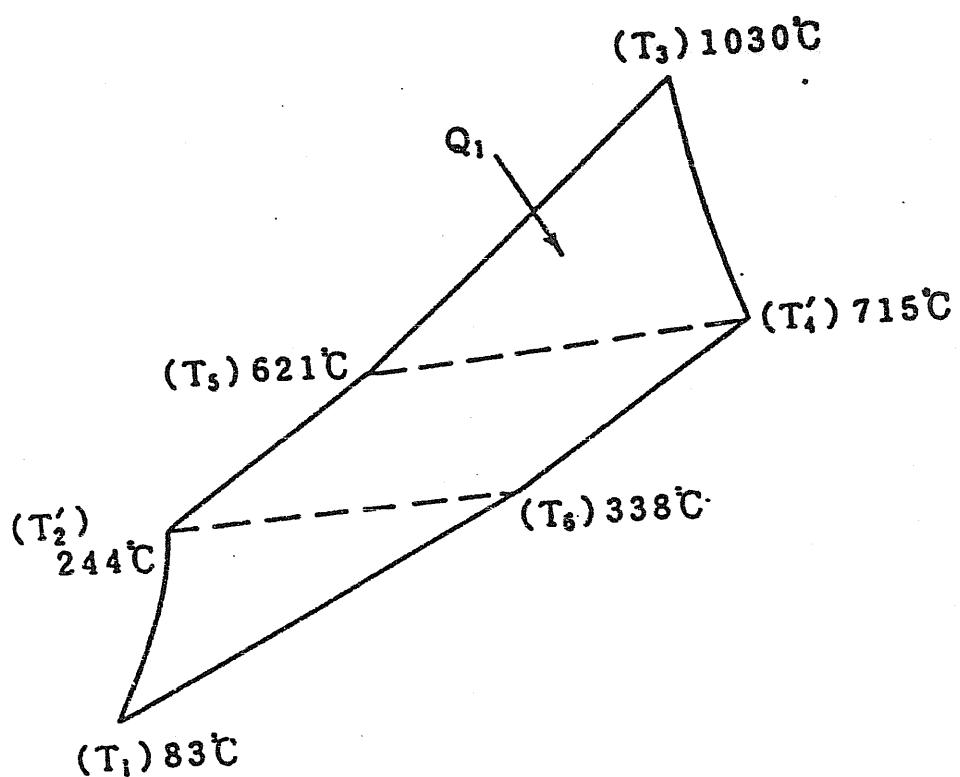
$$\lambda = 0.06018 \text{kcal} / \text{mh}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.09092 \text{kcal} / \text{kg}^\circ\text{C}$$

$$a = 3.0063 \times 10^{-5} \text{m}^2 / \text{s}$$

$$\nu = 6.3699 \times 10^{-6} \text{m}^3 / \text{s}$$

$$P_r = 0.2119$$



付図 4 - 1 溫度プロフィール

Temperature Profile

## 付録一 5 リチウム冷却型炉ラジエータ解析

### ① ガス側熱伝達率 $\alpha_g$

耐圧殻内面に幅 1.5m、高さ 0.08m の流路を考える。

$$\nu = \frac{V}{S} = \frac{1.7987}{1.5 \times 0.08} = 14.9892 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\nu d}{\nu} = \frac{14.9892 \times 0.16}{6.3699 \times 10^{-6}} = 3.7650 \times 10^5$$

$$Nu = 0.019 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 252.5987 = \frac{\alpha_g d}{\lambda}$$

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = 95.0087 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

流路内にフィンを設け（1.4倍向上）るとすると

$$\alpha_g' = 133.0121 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

### ② 海水側熱伝達率 $\alpha_o$

$$\alpha_o = 1731 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} (\text{MBFR1028-2 参照})$$

#### (b) 交換熱量の検討

$$\textcircled{1} \quad \text{熱貫流率} \quad \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}$$

高張力鋼 ( $\lambda = 40.5 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$ 、  $t = 85 \text{ mm}$ ) として、

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{133.0121} + \frac{0.085}{40.5} + \frac{1}{1731} = 0.01019$$

$$\therefore K = 98.0914 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

### ② 対数平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(338 - 2) - (83 - 2)}{\ln \frac{338 - 2}{83 - 2}} = 179.2414^\circ\text{C}$$

### ③ 伝熱面積

$$2 \text{ 連球 } S_2 = 60 \text{ m}^2$$

### ④ 交換熱量

$$\begin{aligned} Q &= K \cdot \Delta t_m \cdot S_2 = 98.0914 \times 179.2414 \times 60 \\ &= 10.5492 \times 10^5 \text{ kcal/h} = 1226.8720 \text{ kWt} \end{aligned}$$

従って必要交換熱量 1063.6kWt を上回っているため、 $\phi 3.5 \text{ m球} \times 2$  連球の

耐圧殻により冷却可能である。

## 付録一 6 リチウム一ガス熱交換器

① 基 数 : 1基 (耐圧殻2連球に適合させるため)

ガス系ループ数 : 4ループ (同上)

② 热通過率 K

( i ) 管内热伝達  $\alpha_1$  (He - Xe)

流速30m/s程度、伝熱管口径  $d = \phi 25.4\text{mm}$  として、

$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{30 \times 0.0254}{6.3699 \times 10^{-6}} = 119625$$

$$Pr = 0.2119$$

$$\therefore Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 116.88 \equiv \frac{\alpha_1 d}{\lambda}$$

$$\therefore \alpha_1 = \frac{Nu}{d} \lambda = \frac{116.88}{0.0254} \times 0.06018 \times 1.4 \quad (\text{フィン効果})$$

$$= 387.7 \text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

( ii ) 管外热伝達  $\alpha_2$  (Li)

$$Re = \frac{u d}{\nu} = \frac{0.065^* \times 0.0254}{0.4150 \times 10^{-6}} = 3978 \quad (* \text{仮定:保守側})$$

$$Pr = 0.01052$$

$$\therefore Nu = 0.19 De^{0.6} Re^{0.6} Pr^{0.3} = 7.0013 \equiv \frac{\alpha_2 d}{\lambda}$$

$$\therefore \alpha_2 = \frac{Nu}{d} \lambda = \frac{7.0013}{0.0254} \times 58.8677 = 16226 \text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

( iii ) 伝 热 管

$\phi 25.4\text{mm} \times 1\text{mm t}$ 、 $\lambda = 80 \text{kcal/mh}^\circ\text{C}$  (Mo系:仮定)

( iv ) 热通過率

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{387.7} + \frac{0.001}{80.0} + \frac{1}{16226}$$

$$\therefore K = 376.9 \text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

### ③ 伝熱管仕様

#### ( i ) 対数平均温度差

付図 6 - 1 にヒートバランスを図示する。対数平均温度差は次のように求まる。

$$\Delta t_m = \frac{(1100 - 1030) - (1050 - 621)}{\ln \frac{1100 - 1030}{1050 - 621}}$$

$$= 198.0^{\circ}\text{C}$$

#### ( ii ) 伝熱面積 S

余裕

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{1464 \times 859.8}{376.9 \times 198.0} \times 1.2 = 20.24 \text{ m}^2$$

#### ( iii ) 伝熱管長さ L

$$1 \text{ と同じとして } L = 2.93\text{m}$$

#### ( iv ) 伝熱管本数

$$n \geq \frac{S}{\pi d \times L} = \frac{20.24}{\pi \times 0.0254 \times 2.93} = 87 \longrightarrow 88 \text{ 本}$$

$$\text{三角配列として } P = 1.25d = 31.75\text{mm}$$

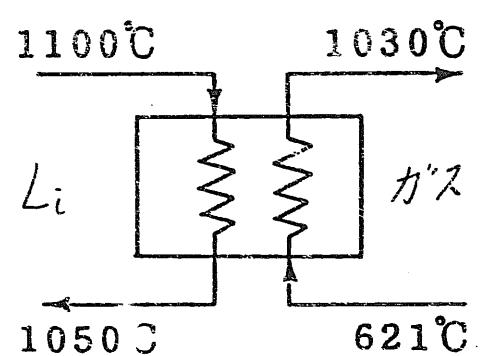
$$\text{最外径 (p、c、d) } = 349.78$$

#### ( v ) 热交換器仕様

- 脇内径／外径 =  $\phi 390/\phi 410$
- 概念：付図 6 - 2 に示す。

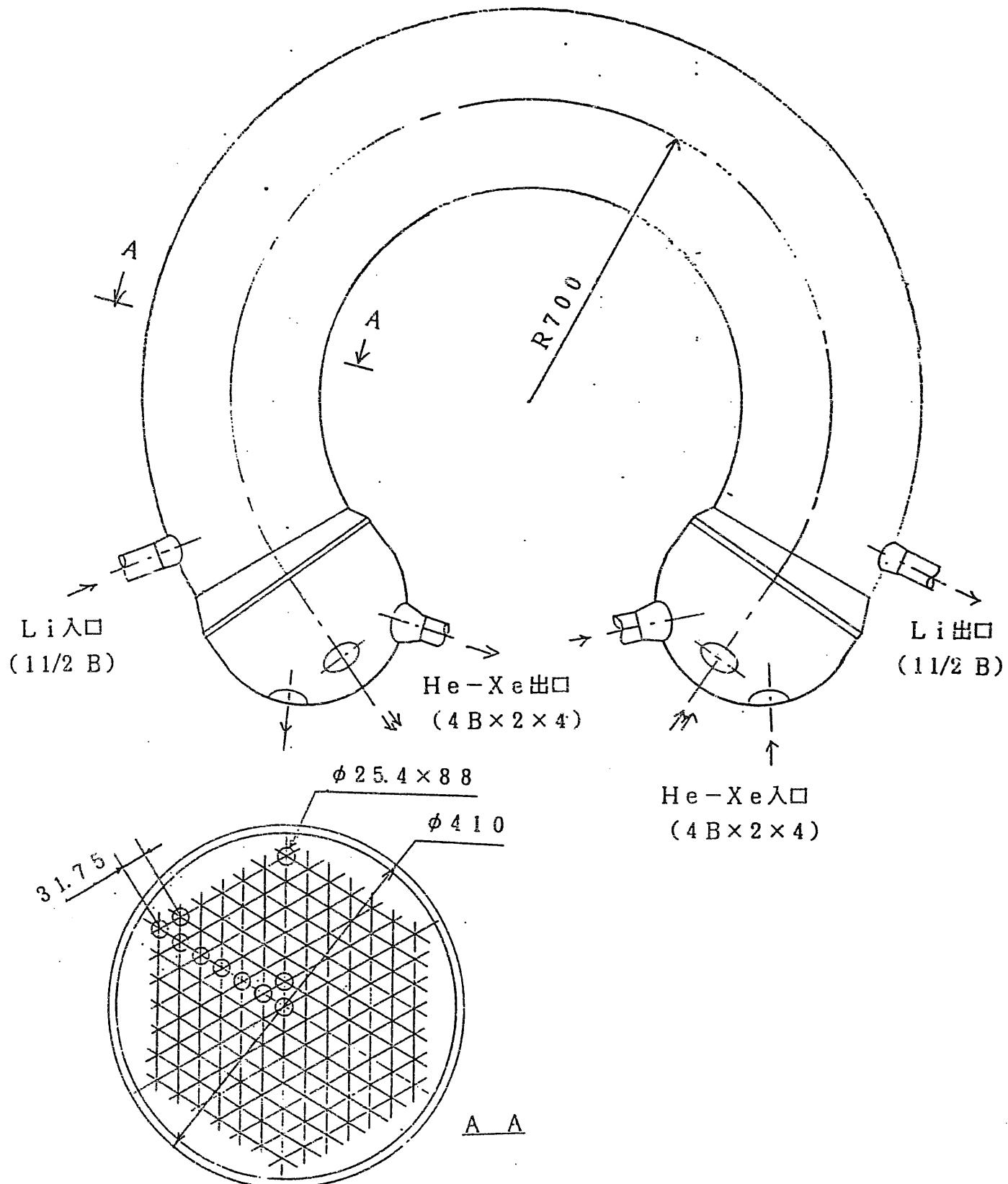
### ④ ガス系配管

流量  $1.7987 \text{ m}^3/\text{s}$  4 ループより（ナトリウム冷却型の場合と同様  $6^{\text{B}}$  管では配置が困難なことも考慮し）、 $4^{\text{B}} \times 2$  本／ループの配管とする。



付図 6-1 ヒートバランス図

Heat Balance



付図 6-2 Li-ガス熱交換器概念図

Li-Gas Heat Exchanger