

JAERI - M
83-120

トカマク型動力炉システムの概念検討
(スイミングプール型)

1983年9月

炉設計研究室

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.
Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1983

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 いばらき印刷(株)

トカマク型動力炉システムの概念検討
(スイミングプール型)

日本原子力研究所東海研究所大型トカマク開発部
炉設計研究室

(1983年7月6日受理)

スイミングプール型炉概念を採用した動力炉 (SPTR-P) システムの概念検討を行った。SPTR-P の大きな特徴は定常運転と炉本体をプール水の中に漬けることである。プール水は遮蔽の役割を果し、分解修理の困難さをもたらしている従来の金属遮蔽構造体に置き換わる。さらにストリーミングの問題が緩和し、放射性廃棄物の量が大幅に減少する。第1壁/ブランケット構造材には改良ステンレス鋼 (PCA), トリチウム増殖材には Li_2O を採用している。冷却は加圧水 (160 気圧) である。灰排気法はポンプリミタ方式を採用している。

主要設計諸元は次の通りである。正味電気出力: 1000 MW, 核融合反応出力: 3200 MW, 中性子壁負荷: 3.3 MW/m^2 , 主半径: 6.9 m, プラズマ半径: 2.0 m, プラズマ非円形度: 1.6, プラズマ電流: 16.0 MA, 全ベータ値: 7%, 軸上トロイダル磁場: 5.2 T, トロイダルコイル数: 14.

Conceptual Design of Swimming Pool Type

Tokamak Power Reactor (SPTR-P)

Fusion Reactor System Laboratory,
Department of Large Tokamak Development,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received July 6, 1983)

A preliminary design study of a tokamak power reactor utilizing the deuterium/tritium/lithium fuel cycle based on a swimming pool type reactor (SPTR) concept is presented. Its primary aim is to investigate the characteristics of the swimming-pool concept in which water replaces much of the steel normally required for shielding.

The major design features are: steady state operation, RF wave for plasma heating and current drive, solid tritium breeder material (Li_2O), modified austenitic stainless steel as first wall and blanket structural material, pumped limiter for ash exhaust, unified assembling of blanket and vacuum vessel and pressurized water cooling. The huge and heavy solid shield structure protecting superconducting magnets which brings about great difficulties in repair and maintenance is eliminated by submerging the reactor in a water pool. The water plays a role of shielding. In addition the water shield concept reduces radioactive waste disposal and to ease radiation streaming shielding.

Key design parameters are: net electric power of 1000 MW, fusion power of 3200 MW, neutron wall loading of 3.3 MW/m^2 , major radius of 6.9 m, plasma radius of 2.0 m, plasma elongation of 1.6, plasma current of 16 MA, total beta of 7 %, toroidal field on axis of 5.2 T.

Keywords: Tokamak, Power Reactor, Swimming Pool, Reactor Structure, First Wall, Blanket, Vacuum Vessel, Cryostat Vacuum Chamber, Shielding, Design Study, Tritium Breeding, Repair, Maintenance

Design Team:

JAERI

T. Tone, N. Fujisawa, Y. Seki, H. Iida, K. Tachikawa, M. Sugihara,
A. Minato¹⁾, S. Nishio, M. Azumi, T. Yamamoto, K. Shiraishi, H. Watanabe,
T. Yamamoto²⁾, K. Ueda³⁾, S. Saito⁴⁾, K. Kitamura⁵⁾

1) On leave from Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

2) On leave from Fuji Electric Co., Ltd.

3) On leave from Mitsubishi Electric Corporation

4) On leave from Hitachi, Ltd.

5) On leave from Toshiba Corporation

Mitsubishi Group (Mitsubishi Electric Corporation, Mitsubishi Heavy
Industries, Ltd., Mitsubishi Atomic Power Industries, Inc.)

Y. Ieki, T. Fukunaga, M. Tomita, F. Matsuoka, M. Yamada, M. Kasai,
K. Namiki

Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

Y. Tanaka, T. Kobayashi, T. Aota, T. Suzuki, J. Adachi, S. Mori, T. Kuroda,
S. Yamazaki, M. Misumi.

設計参加者：

原研

東稔達三, 藤沢 登, 関 泰, 飯田浩正, 立川克浩, 杉原正芳, 湊 章男¹⁾, 西尾 敏 (以上炉設計研究室), 安積正史 (核融合研究部理論解析研究室), 山本 巧 (同プラズマ実験研究室), 白石健介 (燃料工学部材料物性研究室), 渡辺 斉 (同燃料物性研究室), 山本 孝²⁾, 上田孝寿³⁾, 斉藤誠次⁴⁾, 喜多村和憲⁵⁾ (以上外来研究員)

- 1) 川崎重工業 (出向職員) 2) 富士電機製造 3) 三菱電機 4) 日立製作所
5) 東京芝浦電気

三菱グループ

三菱電機 : 冢喜洋司, 福永時雄
三菱重工 : 富田 充, 松岡不識
三菱原子力 : 山田政男, 笠井雅夫, 並木勝男

川崎重工業

田中義久, 小林武司, 青田利一, 鈴木達志, 安達潤一, 森 清治, 黒田敏公, 山崎誠一郎,
三角昌弘

目 次

第1編：設計概念	1
第2編：動力炉システムの設計	39
第3編：ブランケットの概念検討	337

Contents

Part 1 Design Concept	1
Part 2 Conceptual Design of Reactor System	39
Part 3 Comparison Study of Blanket Design Concept	337

第1編 設計概念

目 次

1. 序	5
2. 炉の概要	8
2.1 炉心パラメータ	12
2.2 臨界ベータ値	16
2.3 MHD 平衡とコイル配位	20
2.4 ポンプリミタ	31

Contents

1. Introduction	5
2. Reactor Concept	8
2.1 Plasma parameters	12
2.2 β -limit	16
2.3 MHD equilibrium	20
2.4 Pumped limiter	31

1. 序

現在、大型トカマク装置の TFTR, JET, JT-60 に続く次期実験炉はそれぞれ米国, EC, 日本で検討が進められている。特に日米両国では早期建設を目指して実験炉の設計研究が詳細に行われている。また国際的には日本, 米国, EC とソ連の共同作業として国際次期トカマク型実験炉 INTOR (International Tokamak Reactor) の検討が行われている。このような核融合実験炉を目指した研究開発作業は、核融合エネルギーの実用化を目指した長期的な展望において推進されている。核融合エネルギーの実用化に至る路線を検討する場合、物理・工学技術の確証と進展を展望して段階的に開発ステップを順次外挿 (スケールアップ) していく手順と共に、それとは逆にまずその時期のエネルギー生産システムに投入され得る実用炉の概念を設定し、それから中間の各開発ステップに開発目標を反映させていく手順も検討する必要がある。実用炉の概念をひとつに絞ってもそれに至る開発の進め方は一義的でないし、さらに現時点で考え得る実用炉概念は種々のものがあり、従って開発の進め方は実験炉も含めて多様である。いずれにしろ長期的な核融合炉研究開発を進めていくためには開発目標となる実用炉の概念を具体的に検討し、その開発課題を明らかにすることが肝要である。

以上のような観点から炉設計研究室においては、核融合実験炉の設計研究と並行して実用動力炉システムの概念検討に着手した。実用動力炉の目標としては、経済性、安全性及び環境の観点から発電プラントとして商用化されるものとしている。その適正な出力規模は、経済性の観点から決まるはずのものであり、経済耐用年数, Utility の規模, 導入初期か習熟期か, 競合エネルギー生産システム, 立地条件等が影響因子となる。これらの点については不確かな要素が多いが、炉システムの設計検討に当っては、出力規模はシステムの比較の意味も含めてとりあえず最新の核分裂炉と同程度即ち 1000 MWe 程度とした。設計の基本方針としては、関連する物理・工学技術においてその進展を展望して、将来実用化への可能性が期待でき設計上大きな利点がある先進的成果は積極的に取り入れるようにしているが、現在のデータベースから相当に飛躍的なものは排除している。特に主要な工学技術に関しては現在のものの改善あるいはスケールアップによって実現の可能性の高いものを選択している。対象とする炉はおおよその目安として約30年後に建設可能なものを想定した。

実用炉の予備設計検討は昭和56年度から開始された。その炉概念及び設計仕様の設定に当たっての基本的な考え方を以下に示す。

(1) プラズマ設計

プラズマ生成・維持に必要な技術上の課題をできるだけ軽減する。材料への熱負荷・粒子負荷, 構造体への電磁力負荷をできるだけ軽減するようにし、炉構造の単純化, 材料・構造体・システムの信頼性の向上を図る。そのため先進的な物理設計のシナリオを作成するが、現在の実験データから進展の可能性のあるものあるいは理論的裏付けができるものを採用する。

(2) 炉構造設計

コスト及びメンテナンスの観点から軽量・小型化する。製作性を考慮し、安全性, 信頼性の

高い構造とし、分解・組立・修理の観点からできるだけ単純な構造とする。

(3) 材 料

現在比較的（豊富に）データベースのあるものの中から、使用条件と今後の研究開発の展望を考慮した総合的判断により選択する。中性子照射による材料寿命は、現在のデータの今後の改良を最大限に期待する。

(4) 中性子壁負荷

経済性の観点から第1壁の熱構造設計の許容限界近くで、炉寸法、ベータ値及びコイル上の磁場強度を考慮して設定する。

(5) エネルギー変換効率

加熱装置、プラズマの電流駆動、エネルギー転送、冷凍効率、熱効率等の種々のエネルギー変換効率については将来の展望を踏えてできるだけ改善を図る。

(6) メインテナンス

単純な動作と短い作業工程を基本とした完全な遠隔操作を原則とする。他方、作業内容によっては人が立入って手作業を可能とする設計上の工夫についても検討する。

(7) 安全性

潜在的に安全性の高いシステム構成とし、材料選択（冷却材、増殖材等）と構造設計においても十分安全性を考慮する。

予備設計検討の第1候補としてスイミングプール型の炉概念（SPTR-P）を採用した。この方式は、トカマク炉の問題点である炉構造の複雑化と大型化を改善するために昭和55年度に原研より核融合実験炉のひとつの炉概念として提案されたもので、^{(1)~(3)}炉本体を水プールの中に設置して水を遮蔽体として利用する。これによって実用炉で約1万トンにもなる巨大で炉構造を複雑にしている固体遮蔽構造体を取り除くことができる。設計に当っては、この方式の実用動力炉への適合性と問題点を明らかにすることを目的としている。次に大きな特徴は、高周波（低減混成波）によるプラズマ電流駆動を行い定常運転を設定している。そしてHe排気法としてポンプリミタ方式を採用した。さらに冷却は軽水で行ない、第1壁／ブランケットの冷却条件は加圧水型分裂炉と同程度のものを設定した。

これらの主要設計概念に基づいて、昭和56年度に炉心パラメータと炉本体構造の予備検討を行い、⁽⁴⁾それに基づいてより詳しい技術的・システムの検討を三菱グループに外注した。しかしながら初年度でしかも検討の期間が短かったこともあり、さらに検討すべき問題点及び事項が多く残された。炉本体設計においては、モジュール構造、トラス構造、トロイダルコイルの大きさと数等の総合的な見直しが必要であった。特に熱構造設計においては、プラズマ関連の電磁気設計（周回抵抗部含む）、分解組立を考慮したモジュール構造とモジュール接合部（機械的分割部）、冷却条件を満す第1壁／ブランケットの配管系とモジュール構造、主冷却配管と炉内構造物を収納し得るトロイダルコイルの大きさ、分割部（周回抵抗部、機械的分割部）の占有空間と遠隔操作機器の挿入空間、及び遮蔽性能等を満すのに必要なトラス内側空間等について相互にconsistentに設計検討を行う必要があった。プラズマ関連の電磁気設計では、プラズマの位置制御及びディストラクションによる電磁力の観点から、ブランケット、真空容器及びコイル真空槽（クライスタット）の構造の検討が残されていた。

57年度はさらに原研において56年度の予備設計検討をベースにして、ニュートロニクス、第1壁／ブランケット／真空容器、コイル・クライオスタット及び電磁気設計（渦電流解析）の観点から、炉本体構造概念を総合的に検討した。⁽⁵⁾この検討作業と併行して、57年度当初に主冷却管の径と引き廻し占有空間、トロイダル磁場リップル、分解組立等の検討を進め、トロイダルコイルを少し大きくし、トロイダルコイル数を16から14本にすると共に、ポロイダルコイル配位も設定し直した。この新しい仕様に基づいて57年度も三菱グループに炉システム全体の設計を外注した。第2編に2年間の成果を納めている。

さらに57年度においては、実用発電用ブランケットについて広く検討する作業を開始した。まず、冷却方式は軽水とヘリウムガス、構造材は改良ステンレス鋼とモリブデン合金をとり上げた。その設計検討に先立つ予備検討を川崎重工業㈱に外注し、その成果を第3編に納めている。

文献(4)、(5)の成果及び以下の章、編で示す内容はまだ概念検討の段階であるが、実用炉の炉心、炉本体構造、ブランケット等の問題点と課題がかなり具体的に明らかになってきた。これまで炉概念としてスイミングプール型を採用したが、今後在来型の炉概念についても検討を深めていく予定である。

これらの実用動力炉の設計検討の遂行に当っては終始理解と激励を戴いた、核融合研究センターの、磯 康彦センター所長、苫米地頭大型トカマク開発部長、及び吉川允二次長に感謝します。スイミングプール型の炉概念の検討に当っては迫 淳主任研究員から種々の貴重な助言を戴いたことを深く感謝します。

(東 稔 達 三)

References

- (1) 原研・炉設計研究室 "スイミングプール型トカマク炉の予備的検討", JAERI-M 9050, (1980)
- (2) Sako, K., et al.: "Design Study of Swimming Pool Type Tokamak Reactor (SPTR)", J. Nucl. Sci. Technol., Vol. 19, No. 6, p. 491 - 503 (1982).
- (3) Sako, K., et al.: "Next Tokamak Design (Swimming Pool Type)", Proc. Third IAEA Technical Committee Meeting and Workshop on Fusion Reactor Design and Technology, Tokyo, Oct. 5 - 16, 1981, Vol. I, 201 (IAEA, Vienna, 1983).
- (4) Tone, T., et al.: "Design Study of a Tokamak Power Reactor", *ibid.*, Vol. I, 273 (IAEA, Vienna, 1983).
- (5) 東稔達三, 他: "トカマク型実用動力炉 SPTR-P の炉本体構造概念の検討 (スイミングプール型)", JAERI-M 83-031, (1983)

2. 炉 の 概 要

SPTR-Pの炉概念を構成する代表的な特徴をTable 2.1に列挙する。SPTR-Pのもっとも大きな特徴は定常運転と炉本体をプール水の中に漬けることである。設計検討の初期においては、ブランケット／真空容器の全モジュールを新しく組み立てる際には作業員が立入って作業できるように、クライオスタット面、床面等に鉛層を設置する工夫を検討した。ニュートロニクス上は、最も遮蔽の厳しい内側領域でも10 cm厚みの鉛層をクライオスタット面に取り付けることによって、例えば2年連続運転して停止後2週間で人の立入り基準(2.5 mrem/h)をほぼ満すことが認められた⁽¹⁾。しかし、鉛の取り付け(支持)法、分解・修理時の移動機構部(ラック・ピニオン部、レール部等)等に問題があることが具体的に明らかになり、reference conceptでは作業員の接近作業のために鉛層を設置する案は除いた。

Table 2.2に主要設計諸元を示す。16 MAのプラズマ電流を80 MWの低減混成波によって駆動する。駆動効率は200 A/kWで理論的には妥当な数値であり、実験的にもまだかなり密度の低いプラズマであるがこれを上廻るデータは得られている。ベータ値は7%とかなり高い値であるが、FCT(Flux Conserving Tokamak)のプラズマ平衡概念に基づいて高nバルーニングモードに対する安定性の条件を満すように理論数値解析によって得ている。得られたプラズマ電流分布は通常の平衡計算で用いる解析式で表わせないので、多項式でcurve fittingを行ない平衡磁場配位を計算し平衡コイルの配置を決めた。

第1壁／ブランケットの構造材は研究開発の現実的な観点から改良ステンレス鋼PCA(Prime Candidate Alloy)を採用した。PCAの研究開発は原研でも着手されており、他の代替候補材料と共に材料の基本特性に関する試験が既に行われている。SPTR-PのPCAは原研の開発中のもの⁽²⁾を想定している。Table 2.3にPCAの組成を示す。参考のためにSTARFIRE⁽³⁾のPCAとINTOR⁽⁴⁾の316SSの組成も示している。トリチウム増殖材はLi₂Oを採用し、生成されたトリチウムの放出のためにLi₂Oを400°C以上にする。最高温度は1000°Cに設定している。トリチウムの回収は1気圧程度のHeをパージガスとして用いて連続的に行う。増殖比は正味1.05程度を目標とし、1次元計算では1.15程度を確保することにした。

ポロイダルコイルとトロイダルコイルの断熱真空槽(クライオスタット)は、極低温における支持構造、分解組立作業の簡素化等の観点から共通の容器としベルジャ構造を採用している。ポンプリミタは赤道面(mid-plane)上とプラズマ下方部につける2案について検討した。第2編で赤道面上のポンプリミタの設計検討を行っている。第3編ではプラズマ下方部に設置した場合の炉の断面図が与えられているがまだ設計検討には至っていない。58年度にはプラズマ下方部のポンプリミタの設計検討をその分解・修理方式を含めて行う予定である。トロイダルコイルの数は14である。

(東 稔 達 三)

References

- (1) Tone, T., et al.,: "Design Study of a Tokamak Power Reactor", Proc. Third IAEA Technical Committee Meeting and Workshop on Fusion Reactor Design and Technology, Tokyo, Oct. 5 ~ 16, 1981, Vol.I, 273 (IAEA, Vienna, 1983).
- (2) Hasiguti, R., Shimokawa, J.: "Alloy Development for the First Wall", Progress Report on Fusion Reactor Materials Research and Development in Japan, 1981, JAERI, pp. 1 ~ 2. 及び日本原子力研究所; "核融合研究開発の現状", 1982, pp. 72 ~ 73.
- (3) Baker, C.C., Abdou, M.A.: "STARFIRE - A Commercial Tokamak Fusion Power Plant Study", ANL/FPP-80-1, Vol. I, II, (1980).
- (4) "International Tokamak Reactor Zero Phase", IAEA, Vienna, 1980.

Table 2.1 Main design features of SPTR-P

- 1 Steady-state plasma operation by RF wave
- 2 SPTR (Swimming Pool Type Reactor) concept (elimination of solid shield structure)
- 3 RF wave power for plasma startup, heating and current drive
- 4 Pumped limiter for ash exhaust
- 5 Titanium modified austenitic stainless steel PCA (Prime Candidate Alloy) for first wall/blanket structural material
- 6 Pressurized water cooling
- 7 Continuous tritium recovery from solid breeder Li_2O
- 8 Tubes for first wall structure
- 9 Unified assembling of blanket and vacuum vessel
- 10 Shell effect structure (on blanket) for positional plasma control
- 11 All poloidal field coils outside toroidal field coils
- 12 Common belljar-type cryostat vacuum chamber for toroidal and poloidal coils systems

Table 2.2 Major design parameters

Operation mode	Steady state
Net electrical power (MW)	1000
Fusion power (MW)	3200
Thermal power (MW)	3700
Average neutron wall load (MW/m ²)	3.3
Major radius (m)	6.9
Minor radius (m)	2.0
First wall radius (m)	2.2
Plasma elongation	1.6
Average plasma temperature (keV)	20
Average plasma density n_e (m ⁻³)	1.1×10^{20}
Plasma current (MA)	16.0
Safety factor q_a/q_s	1.3/2.3
Average toroidal beta	0.07
Poloidal beta	1.2
Toroidal field on axis (T)	5.2
Maximum toroidal field (T)	12.2
Plasma current drive method	Lower hybrid RF
RF power for current drive (MW)	80
Plasma heating method	Lower hybrid RF
Number of TF magnets	14
Toroidal field coil material	Nb ₃ Sn/NbTi
Poloidal field coil material	NbTi
Blanket structural material	PCA*
Tritium breeding material	Li ₂ O
First wall/blanket coolant	Pressurized water
Inlet/Outlet coolant temperature (°C)	290/330
Coolant pressure (MPa)	16
Ash exhaust	Pumped limiter
Power to pumped limiter (MW)	100
Average surface heat flux on first wall (W/cm ²)	80

* Prime candidate alloy (titanium modified austenitic stainless steel)

Table 2.3 Nominal composition of PCA and 316SS (w/o)

Alloy	Fe	Ni	Cr	Mo	Mn	Si	Ti	C	P	S	B	N	Nb	V
PCA (SPTR-P)	Bal.	16.22	14.51	2.37	1.79	0.53	0.24	0.06	0.027	0.009	0.0035	-	-	-
PCA (STARFIRE)	64.68	16.0	14.0	2.0	1.8	0.5	0.3	0.05	0.01	0.005	0.001	0.01	0.03	0.04
316SS (INTOR)	Bal.	13	17	2.5	2	0.7	-	0.05	-	-	-	-	-	0.2

2.1 炉心パラメータ

動力炉の炉心パラメータを設定する上で、従来の核融実験炉（FER）と基本的に異なる点は、動力炉においては、核融合出力が与えられていることである。しかもその値は数千MWとなるため、高いQ値を達成するために必要なプラズマ閉じ込めについては、相当の余裕があると考えられる。従って、パラメータの選定にあたっては、装置の小型化や、電流駆動パワーの低減等に重点が置かれることになる。ここでは次のパラメータを固定して、動力炉の装置諸元や、動作点のプラズマ諸元について検討を行った。

- (1) 核融合出力 $P_T = 3200 \text{ MW}$
- (2) 楕円度 $\kappa = 1.6$
- (3) 安全係数 $q_\phi = 2.5$
- (4) Tコイル最大磁場 $B_{\max} = 11.2 \text{ T}$

(1)に関しては、現在の商業用原子炉と同レベルの値を設定している。またパルセーニングモードに対して安定なできるだけ高いベータ値を得ること⁽¹⁾、垂直位置不安定性制御のバランスから $\kappa = 1.6$ とする⁽²⁾。また安全係数は小さい方が高いベータ値が得られるとされているが、 q_ϕ が2以下では破壊形不安定性が起こるとされている。ここでは頻繁な破壊形不安定性を避けるために $q_\phi = 2.5$ とする。Tコイル最大磁場は Nb_3Sn で達成されると予想される値を選定する。

核融合出力 P_T は次のように表わされる。

$$P_T = \frac{1}{4} n^2 \langle \sigma v \rangle f_\alpha(T) E_f \times V$$

$$= 3.44 \times 10^{37} \beta_f^2 B_{\max}^4 \left(1 - \frac{1 + \Delta/a}{A}\right)^4 \frac{\langle \sigma v \rangle}{T^2} f_\alpha(T) a^3 A \quad (1)$$

ここで n , T は平均プラズマ密度および温度である。 $\langle \sigma v \rangle$, E_f は核融合反応率および反応エネルギーである。 V , a , A , Δ はそれぞれプラズマ体積、小半径、アスペクト比、Tコイル内面ープラズマ内表面間距離を表わす。 $f_\alpha(T)$ は温度や密度分布による核融合出力増大効果を表わす。 β_f は燃料のみによるベータ値であり、ヘリウムの蓄積や高速 α 粒子の寄与分を考慮した全ベータ値 β_T と次の関係にある。

$$\beta_T = \beta_f (1 + 0.15 + f_\beta(T)) \quad (2)$$

ここでヘリウムの蓄積として10%を仮定した。 $f_\beta(T)$ は高速 α 粒子による寄与分を表わす。古典的減速時間を仮定すると温度の関数としてFig. 2.1.1のようになる⁽³⁾。

(2)式を(1)式に代入すると

$$P_T = 3.44 \times 10^{37} \beta_T^2 B_{\max}^4 \left(1 - \frac{1 + a/\Delta}{A}\right)^4 a^3 A F(T) \quad (3)$$

ここで

$$F(T) = \left(\frac{1}{1.15 + f_\beta(T)}\right)^2 \frac{\langle \sigma v \rangle}{T^2} f_\alpha(T) \quad (4)$$

となる。

次に電流駆動のための RF パワー P_{RF} は、低域混成波の電流駆動に対する準線形理論に従うと^{(4)~(6)}

$$P_{RF} = 1.492 \times 10^9 \frac{1}{1.15 + f_\beta} \frac{B^2 \beta_T}{T^2} I_P \quad (5)$$

となる。ここで I_P はプラズマ電流である。

以上を基にまずプラズマ温度を設定する。 β_T としては将来とり得るであると期待される値を採用し 7% とする。3200 MW の核融合出力を実現し得るプラズマ小半径とその時の中性子壁負荷を温度の関数として求めると Fig. 2.1.2 のようになる。またその時のプラズマ電流と RF パワーは Fig. 2.1.3 となる。 $A = 4$ の場合の RF パワーは $A = 3.4$ の場合より約 8% 程小さい。 $F(T)$ は $T \sim 8$ keV で最大となり、従って必要なプラズマ小半径はその時に最小となる。しかしながら、そのような温度では中性子壁面負荷が最大となり (≥ 4 MW/m²)、また電流駆動に必要な RF パワーも相当に大きくなる (~ 500 MW)。これより中性子壁面負荷が 3 MW/m² 程度となり、RF パワーが過大とならない温度として $T = 15 \sim 20$ keV が適当と考えられる。

温度をこのように設定して、次に装置サイズについて検討する。装置サイズを設定するには、アスペクト比とプラズマ小半径の関係を求めればよい。軸上トロイダル磁場やプラズマ電流等はアスペクト比に従って変わるし、またとり得るベータ値もアスペクト比によって変わる事に注意する必要がある。 β 値の A 依存性はバルーニング不安定性による最大 β 値の関係を採用すると

$$\beta_T \propto (A - 1)^{-0.76} \quad (6)$$

である。ここでは $A = 3.4$ のとき $\beta_T = 7\%$ となるように比例係数を決めることにする。 $T = 20$ keV および 15 keV について、 $P_T = 3200$ MW を実現するプラズマ小半径 a と、その時の中性子壁面負荷 P_W 、プラズマ電流 I_P および RF パワー P_{RF} を A の関数として求めると、それぞれ Fig. 2.1.4, 2.1.5 となる。また炉の大きさを示すパラメータとして、 $\tilde{R} = R + a$ の値を同図に示す。炉をコンパクトにする事に重点を置くと、 \tilde{R} を小さくすることが望ましく、 $A = 3 \sim 3.5$ が適当ということになる。但し(5)式で与えられる RF 電流駆動効率には不確定さがあるため、必要な P_{RF} が過大になる恐れもある。そのような場合には A をもっと大きくした炉の方が有利となり得る。これらの点は今後の検討を深めていくべき点である。

(杉原正芳)

References

- (1) T. Tuda et al., JAERI-M82-104 (1982).
- (2) K. Ueda et al., JAERI-M82-213 (1983).
- (3) S. I. Braginskii, in Reviews of Plasma Physics, edited by M. A. Leontovich (Consultants Bureau, New York, 1965), vol. 1, p. 205.
- (4) N. J. Fisch, Phys. Rev. Lett. 41 (1978) 873.
- (5) D. A. Ehst, Nuclear Fusion 19 (1979) 1369.
- (6) S. Y. Yuen, et al., Nuclear Fusion 20 (1980) 159.

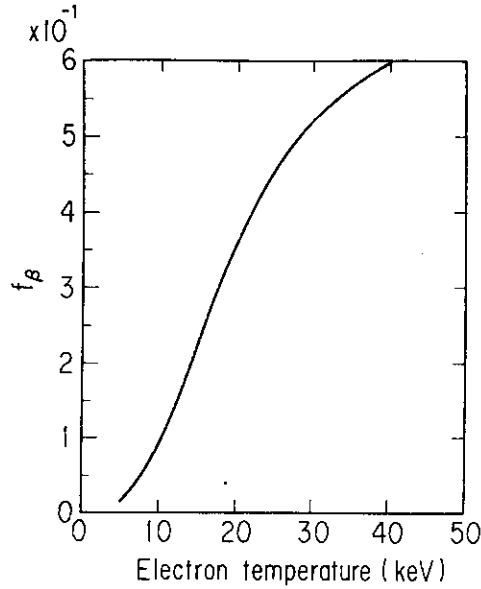


Fig. 2.1.1 Contribution to beta value by fast α -particles during their slowing down process.

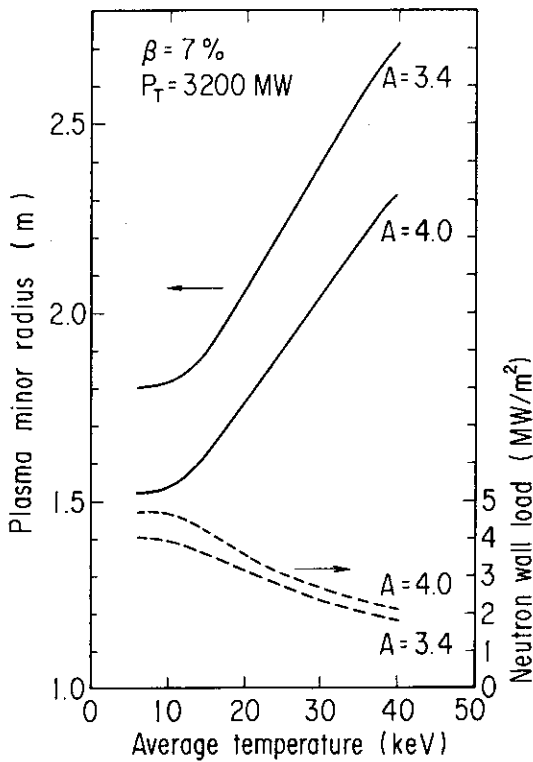


Fig. 2.1.2

Plasma minor radius to achieve 3200 MW fusion power as a function of plasma temperature for the aspect ratio of $A=3.4$ and 4 (solid line). Neutron wall loading is also shown by broken lines. Beta value is set to 7%.

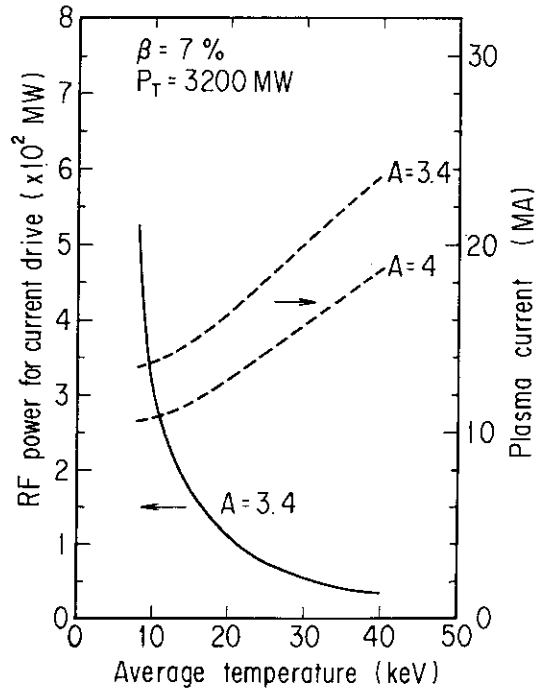


Fig. 2.1.3

RF power for current drive in the device of Fig. 2 (solid line). No appreciable difference exists between $A=3.4$ and 4. Plasma current is also shown by broken lines.

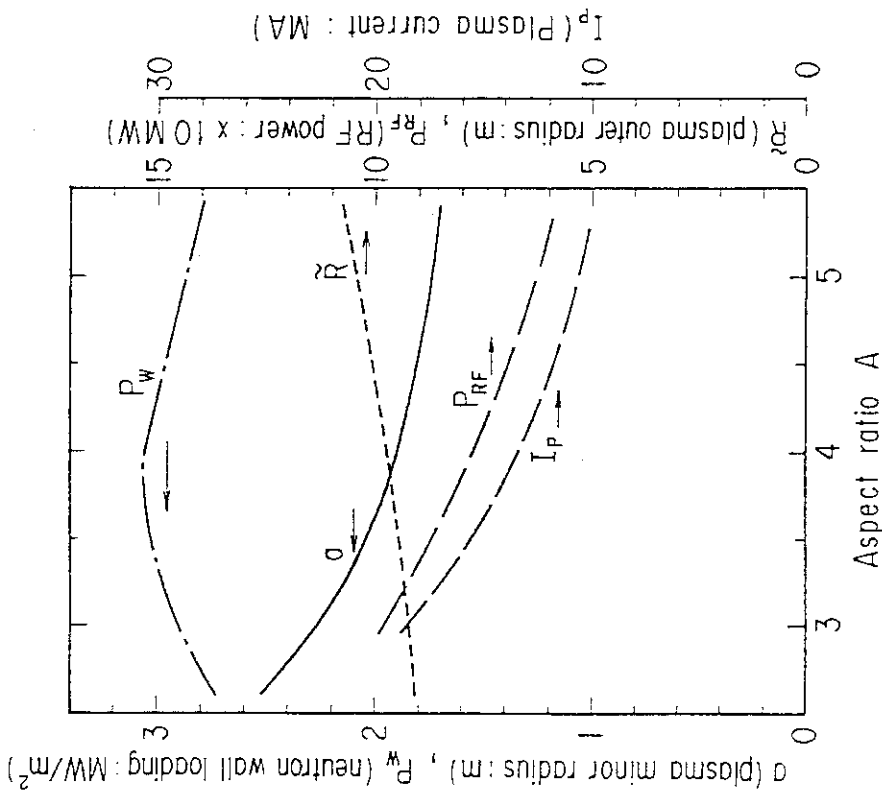


Fig. 2.1.4

Plasma minor radius a , neutron wall loading P_w , plasma outer radius \tilde{R} , rf power for current drive P_{RF} , plasma current I_p to achieve 3200 MW fusion power as a function of aspect ratio A for the plasma temperature of 20 keV.

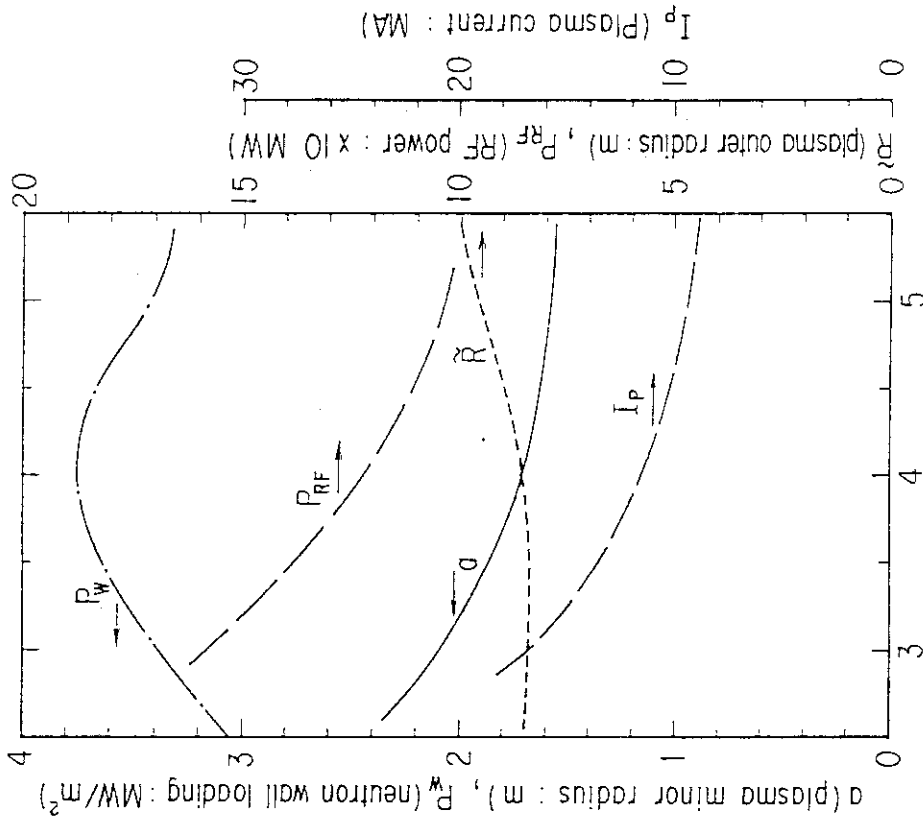


Fig. 2.1.5

Plasma minor radius a , neutron wall loading P_w , plasma outer radius \tilde{R} , rf power for current drive P_{RF} , plasma current I_p , to achieve 3200 MW fusion power as a function of aspect ratio A for the plasma temperature of 15 keV.

2.2 臨界ベータ値

プラズマの圧力が増加して、ある閾値を超えると、この有限プラズマ圧力を駆動源とするMHDモードが不安定となり、プラズマ圧力を制限する可能性がある。トカマクの様磁力線が曲っている磁場配位では、不安定性による摂動が磁場の弱い個所に局在する、いわゆる、バルーニングモードが最も危険な不安定性である。バルーニング・モードは、磁力線に垂直方向の波数が大きくなると共に、より不安定となる。即ち、短波長極限 ($n = \infty$) のバルーニング・モードが最も厳しい臨界ベータ値を与える事になる。(ここで、 n はトロイダル方向への波数である。) $n = \infty$ バルーニング・モードに対する臨界ベータ値の、アスペクト比 A 、楕円度 ϵ 、及び、プラズマ表面での安定係数 q_s に対するスケーリング則は、文献(1)で調べられている。しかし、ここで与えられたベータ値は、トカマク動力炉で必要とする値に比ベ十分ではない。臨界ベータ値を上げる為には、断面の三角形変形、及び、安定係数分布制御が必要である。以下では、トカマク動力炉のパラメータ ($A = 3.375$, $\epsilon = 1.6$) のもとでの、臨界ベータ値の、三角変形度及び安定係数依存性を調べ、高ベータ運転の可能性を明らかにする。

$n = \infty$ バルーニング・モードの安定性は、与えられた軸対称平衡配位に対して、各磁気面毎に次のオイラー方程式⁽²⁾を解く事により調べられる。

$$\frac{d}{ds} \left(f \frac{d\phi}{ds} \right) + \left(\frac{dp}{d\psi} \right)^{\text{crit}} g \phi = 0$$

$$f = \frac{1}{R^2 B_p} \left[1 + \frac{R^2 B_p^2}{B} Z^2 \right]$$

$$g = \frac{1}{R^2 B_p} \left[\frac{\partial}{\partial \psi} (2p + B^2) - \frac{R B_t B_p}{B} Z \frac{\partial B^2}{\partial s} \right]$$

$$Z = \int_0^s \frac{ds}{J B_p} \frac{\partial}{\partial \psi} \left(\frac{J B_t}{R} \right)$$

ここで、 s は磁力線に沿っての長さ、 J はヤコビアンである。安定性は得られた固有値 $\left(\frac{dp}{d\psi} \right)^{\text{crit}}$ と平衡配位で与えた圧力勾配 $\frac{dp}{d\psi}$ の大小関係で与えられる。即ち、 $\left(\frac{dp}{d\psi} \right)^{\text{crit}} < \frac{dp}{d\psi}$ (< 0) の時バルーニング・モードは安定である。臨界ベータ値を求める為には、バルーニング・モードがプラズマ全断面にわたって、限界安定 (marginally stable) となる事が必要である。この限界安定状態を求める為、文献(1)、(3)では、バルーニング・モードによる異常熱伝導を仮定し、2次元トカマク輸送コードを用いたシュミレーションを行なった。ここでは、計算時間の短縮をはかる為、バルーニング方程式と、軸対称磁束保存平衡方程式

$$R \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -R^2 \frac{dp}{d\psi} - T \frac{dT}{d\psi}$$

$$P = \mu \left(\frac{d\psi}{dV} \right)^{5/3}, \quad T = 2\pi q \frac{d\psi}{dV} \left\langle \frac{1}{R^2} \right\rangle$$

を直接、繰り返えし計算する事によって臨界ベータ値を求める方法をとる。この方法は、前記のシュミレーションでプラズマ加熱分布として、 $\left(\frac{dp}{d\psi}\right)^{crit} - \frac{dp}{d\psi}$ から求まる分布を用いた事に等価である。以下の計算では、初期平衡配位のトロイダル電流密度 J_ϕ として、

$$J_\phi = \frac{\alpha_0}{R} \left(\frac{\psi}{\psi_a}\right)^{\alpha_1}$$

を用いる。ここで、 ψ は、磁気軸で $\psi_a (< 0)$ 、プラズマ表面で 0 をとる。 α_0 及び α_1 は磁気軸及びプラズマ表面での安定係数を決めるパラメータである。

Fig. 2.2.1 は磁気軸での安定係数 q_a を 1 に固定した場合の、臨界ベータ値の、三角変形度 δ 及び表面安定係数 q_s に対する依存性を示す。臨界ベータ値を高くとる為には三角変形度を大きくとり、表面安定係数を低くとる事が重要である事が示されている。低 q 放電の効果は、三角変形度を大きくする事により、より顕著になる。これは、 δ を大きくとる事によって、曲率の良い領域での磁力線の滞在時間が長くなると共に、低 q 配位にする事によって、曲率の悪い領域との連結距離が短くなる為である。臨界ベータ値をさらに高める事は、磁気軸での安定係数 q_a を制御する事によって可能となる。⁽⁴⁾ Fig. 2.2.2 は、三角変形度 δ を 0.4 に固定した場合の、臨界ベータ値の安定係数依存性を示したものである。 q_a を 1 より高くとる事により臨界ベータ値が改善される事が示されている。この傾向は、三角変形度を持たない、楕円断面トカマクの場合とは逆である。即ち、楕円断面トカマクでは、 q_a の増加と共に臨界ベータ値は $\beta^{crit} \sim q_a^{-0.7}$ で減少する。一方、三角変形度を持ったトカマクの場合は、臨界ベータ値は、 q_a の増加と共に大巾に増加し、 $q_s \sim 2.5$ 程度でも $\beta \sim 10\%$ が可能である。この傾向は、低 q 放電で更に顕著である。以上示した様に、 $n = \infty$ バルーンモードによる臨界ベータ値を高くとる為には、形状制御により、十分な三角変形度を得ると共に、電流分布制御等によって低安全係数・低シア放電を行なう事が望ましい。

以上では、短波長極限におけるバルーンモードによる臨界ベータ値を取り扱ってきた。しかし、イオンの有限旋回半径効果は、短波長モードに対する安定化を与える。又、有限波長効果も、圧力駆動モードの成長率を減少させる。これら両者の安定化効果は、短波長極限モードに対して与えられた臨界ベータ値を増加させる事が出来る。更に、プラズマ圧力をこの臨界ベータ値以上に増加させる事が出来れば、プラズマは、再び、バルーンモードに対して安定な、第 2 安定領域に入る事が出来る。⁽⁵⁾ 以上の、有限イオン旋回半径効果、及び、有限波長効果を取り入れた場合の臨界ベータ値の定量的評価、及び、第 2 安定領域への具体的シナリオ作りは、今後の理論的研究に期待される。

(安 積 正 史)

References

- (1) T. Tuda, M. Azumi, G. Kurita, T. Takizuka, T. Takeda, JAERI-M 82-104 (1982)
- (2) J.W. Connor, R.T. Hastie, J.B. Gaylor, Phys. Rev. Letter 40 (1978) 396
- (3) M. Azumi, et al., in Plasma Physics and Controlled Nuclear Fusion Research (8th Int. Conf., Brussels, Belgium, 1980) IAEA-CN-38/K-1-1
- (4) T. Tone, et al., Proc. of 3rd Technical Committee Meeting and Workshop of Fusion Reactor Design and Technology, Tokyo, 1981
- (5) T. Tuda, M. Azumi, G. Kurita, T. Takizuka, T. Takeda, JAERI-M 9472 (1981)

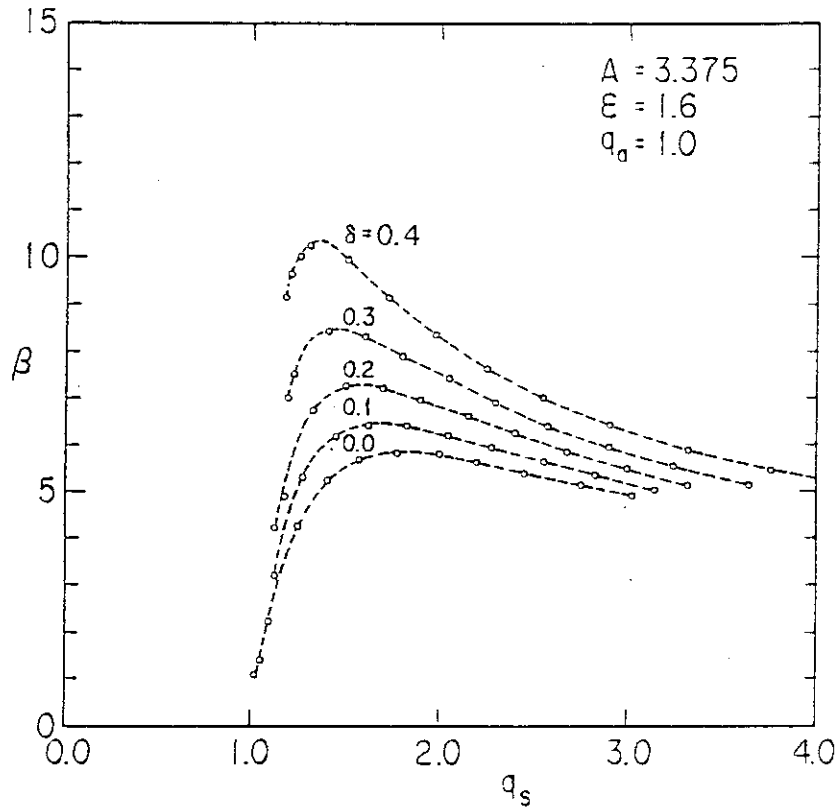


Fig. 2.2.1 The β_t -limit versus safety factor at plasma surface q_s and triangularity δ

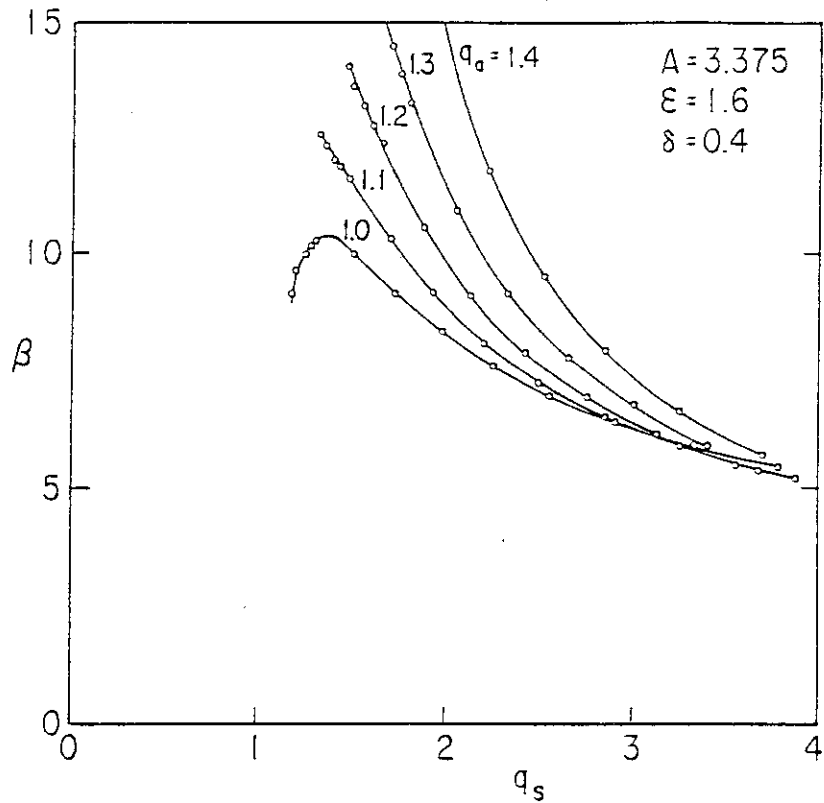


Fig. 2.2.2 The β_t -limit versus safety factor at plasma surface q_s and at magnetic axis q_a

2.3 MHD 平衡とコイル配位

本節では炉心プラズマに必要な7%のトロイダルベータ値を実現する実際的なMHD平衡を求め、更にその平衡配位を実現する平衡磁場コイルの位置と電流を求める。又本節の最期には垂直方向の位置不安定性に対するシェル効果と、そのフィードバック制御について少しふれることにする。

2.3.1 平衡パラメーター

2.1節で述べた様に炉のサイズとして主半径6.9m, プラズマ半径2m, 非円形度1.6が決っており、又工学的な観点からトロイダル磁場5.2T (at R=6.9m)となっており、必要なベータ値が7%となっている。これらのパラメーターを固定して考えると、他の平衡パラメーターとして三角度 δ , 安全係数 q , ポロイダルベータ値 β_p , プラズマ電流 I_p 等がある。これらのパラメーターの中で q と β_p , I_p は相互に関連しており、上記のパラメーター $A=3.45$, $\kappa=1.6$, $B_T=5.2T$, $\beta_t=7\%$ が固定されている条件では δ が決った場合、例えば q の分布が与えられれば β_p と I_p は一意的に決る。従って上記パラメーターが固定された条件では変数は δ と q のみとなる。

前節で述べられている様に理論的なベータ限界は7%より大きく、 δ と q に関する選択の余地は大きい。 δ に関して言えばベータ限界の δ に対する依存性は大きく、 δ を大きくする方が有利である。(前節参照)しかしながらコイル配位の観点から言えば、 δ を大きくすることは平衡磁場の六重極成分を大きくすることになり、平衡コイルのアンペアターンを著しく大きくすることにつながる。従って δ はベータ限界と平衡コイルのアンペアターンとのトレードオフで決める必要がある。

本節では詳細な比較は出来ないが、ベータ限界の余裕がある場合では、経験上 $\delta=0.3$ 前後が適当と思われ、今回の設計値として $\delta=0.3$ を採用した。今後詳細なトレードオフ研究が必要である。

$\delta=0.3$ と固定した場合の q 分布の選択法としていくつかの考え方が出来る。プラズマの表面の安全係数 q_{sur} は大略プラズマ電流 I_p に比例しており、磁気軸の安全係数 q_0 と q_{sur} の差がプラズマ電流分布を表す。前節で述べられている様にベータ限界は q_{sur} が小さく、かつ q_0 が大きい程高くなる。しかしながら q_{sur} が2以下となるとディスラプションの頻度が高くなると考えられており現時点の設計としては避けたいところである。又逆に q_{sur} を大きくし、ベータ限界として7%ぎりぎりが見られる値とすると($q_{sur} \approx 3.0$)、プラズマ電流を小さく出来、工学的な利点は大きい。しかしながら、この様な q_{sur} を大きくした、ベータ限界ぎりぎりの平衡解ではプラズマの電流分布がFig. 2.3.1に示す様な極端な表面電流を持つものになる傾向がある。これらのことから q_{sur} が2以上で、電流分布が極端な表面電流分布とならない平衡解を探し、結果として $q_{sur}=2.3$, $q_0=1.3$ を設計値とすることにした。Table 2.3.1に平衡パラメーターを示す。又得られた電流分布をFig. 2.3.2に示す。

2.3.2 平衡磁場とコイル配位

前項で決定された平衡解に必要な平衡磁場分布と、それを実現するコイル配位について述べる。プラズマ領域に必要な外部平衡磁場分布は平衡解のポロイダル磁束分布とプラズマ電流分布から求められるので、この平衡磁場分布を実現する平衡磁場コイルの位置と電流を決定する必要がある。この設計では平衡磁場コイルはトロイダルコイルの外側に置かれ、その存在を許される位置の自由度は様々の工学的要求から決して大きいとは云えない。インボード側について云えば、TFコイルの装置中心側にはTFコイルの電磁力を受け、これを中心支柱に伝える支持部材が必要であり、これをPFコイルの間に置くとすれば、PFコイルが存在を許される領域は限られたものとなる。又アウトボードについては、メンテナンスのためにブランケットを外側に引き出す必要があるため、これと干渉する位置にはPFコイルを置けない。このため $\delta = 0.3$ の三角度を得る磁場分布を実現するためには、PFコイルの垂直位置をメンテナンス時に必要なぎりぎりの値とし、そのまま径方向にのみコイルを動して必要な磁場分布を得る方法を採用した。この様に制限された条件であったが、平衡磁場コイルの位置と電流の最適化を行い、必要な平衡磁場分布に対して平均誤差0.2%の磁場を得ることが出来た。得られた平衡磁場コイルの電流による外部平衡磁場の磁力線分布をFig. 2.3.3に、又プラズマの磁気面をFig. 2.3.4に示す。又平衡磁場コイルの位置をFig. 2.3.6に、コイル電流をTable 2.3.2に示す。

2.3.3 位置不安定性に対するシェル効果とフィードバック制御

前項で得られた平衡磁場のnインデックスはプラズマ中心で-0.74となっている。従ってシェル効果を期待する構造体として1/32セクターのブランケットモジュール毎に銅のシェル構造物をアウトボードにのみ取り付け、更にSUSの真空容器とベルジャーにもある程度のシェル効果を期待するものとする。Fig. 2.3.7にシェル構造物、真空容器、ベルジャーの概念構造を示す。

この様な構造でプラズマの垂直位置不安定性の成長時間を計算した。(詳しくはRef〔1〕参照)銅のシェル構造物をプラズマに対する面の厚さ3cm、巾(ポロイダル方向)50cmとし、ブランケット側面のシェルの厚さ6cm、巾50cmとした場合、真空容器の一周抵抗 $0.3\text{ m}\Omega$ 、ベルジャーの一周抵抗 $0.2\text{ m}\Omega$ の条件で、不安定性の成長時間は約200 msecとなった。(Fig. 2.3.8)又銅シェルの厚さが半分の場合には成長時間 γ は130 msecとなり、銅のシェルが無くて、SUSの真空容器だけの場合でも γ は30 msecとなった。

次に上記の $\gamma = 200\text{ msec}$ となったシェル構造物と真空容器、ベルジャーの体系で、トロイダルコイルの外側に置いた制御コイルを用いて垂直位置不安定性のフィードバック制御を行った場合の検討を行った。制御コイルとしては平衡磁場コイルを流用するものとし、Fig. 2.3.6のEF2とEF4を用いて、その電流比を適切な水平磁場が得られる6.83:1とした。不安定性の原因として、水平磁場の外乱を考え、プラズマ中心で50 Gaussの水平磁場が時定数5 msecで立上るとし、シミュレーションを行った。フィードバックループの制御定数として、比例項、微分項、積分項等が考えられるが、制御コイルの電圧 V_c を制御するものとする、フィードバックループの入力であるプラズマの変位量 Z の微分が V_c に比例する場合、原理的に安定な制御系となるはずである。しかしながら微分項のみの制御であると低周波領域で十分な利得が得られないので、比例項と組み合わせた制御系とするのが望ましい。比例項の増巾率を A_p (変位量 Z (m)に対する

倍率), 微分項の増巾率を A_D とし, 微分回路を単純な CR 回路として抵抗 R_D , 容量 C_D とした場合 V_c は

$$V_c(t) = A_P Z(t) + A_D Z(t) - \int i_c / C_D dt$$

となる。シミュレーションの結果を Fig. 2.3.9 と Fig. 2.3.10 に示す。Fig. 2.3.9 は $A_P = 5 \times 10^3$, $A_D = 4 \times 10^4$, $\tau_D = C_D \cdot R_D = 5 \times 10^{-2}$ の場合であり, 必要な制御電源の容量は $V_{\max} \times I_{\max} = 440 \text{ MVA}$ となり, Fig. 2.3.10 は $A_P = 5 \times 10^3$, $A_D = 10^4$, $\tau_D = 5 \times 10^{-2}$ の場合で $V_{\max} \times I_{\max} = 200 \text{ MVA}$ となる。Fig. 2.3.9 の電源容量 440 MVA の場合, 変位 Z は良く制動され, 約 100 msec で変位量は 1 cm 以下になる, 又最大変位 Z_{\max} も 5.5 cm 程度で比較的小さい。しかし Fig. 2.3.10 の電源容量 200 MVA の場合, 明らかに制動が不足しており, 変位は振動的で 600 ~ 700 msec でも 2 cm 以上の変位が残っている。制御と云う観点からは明らかに前者がすぐれているが必要な電源容量は後者の倍以上となり問題が残る。今後は電源容量と過渡応答の整定時間, 変位量との間でトレードオフを行う必要がある。

以上の結果フィードバック制御系の電源容量として, 制御応答特性にもよるが 200 ~ 440 MVA 必要であることがわかった。しかしながら, これはシェル効果のために銅の 3 cm / 6 cm 厚のシェル構造物がある場合であり, 銅の厚さを半分の 1.5 cm / 3 cm とした場合にはもっと大きくなる。制御電源容量 P_c は粗い近似では不安定性の成長時間 γ に反比例し, 更に制御磁場の遮蔽因子にも関係し, 次の式で表わされる。⁽¹⁾

$$P_c \propto S_0 / (1 - n_c(S_0))^2$$

ここで $S_0 = 1/\gamma$ であり, $n_c(S_0)$ は $S = S_0$ の時の金属構造体による制御磁場の遮蔽因子である。上記の式によって評価すると銅シェルの厚さが半分の場合の必要電源容量は基本値 (銅シェル 3 cm / 6 cm の P_c) の約 2 倍となり, 銅シェルが無くて SUS の真空容器だけの場合は基本値の 7.5 倍となる。従って 2 ~ 3 GVA の制御電源が許されるならば, シェル構造物を無くして真空容器にシェル効果を期待する設計とすることも可能である。

最後に以上の結果は水平磁場の外乱 B_d を 50 Gauss と仮定した時のものであるが, 必要な制御電源容量 P_c は B_d の自乗に比例するので今後 B_d の評価を行うことが重要である。もし B_d が核融合実験炉 FER で設定されているように 10 Gauss であれば P_c は 1/25 となり, 上記のシェルが無い真空容器だけの場合でさえ電源容量は 100 MVA 程度となり, 工学的な問題は非常に軽減される。

(山本 孝)

Table 2.3.1 MHD Equilibrium Parameters

Major Radius	6.9 m
Plasma Radius	2.0 m
Aspect Ratio	3.45
Ellipticity	1.6
Triangularity	0.3
Toroidal Beta	0.07
Poloidal Beta	1.21
Plasma Current	16 MA
Safety Factor at Axis	1.28
Safety Factor at Surface	2.28
Toroidal Field at Plasma Center	5.2 T
n-index	0.735

Table 2.3.2 Poloidal Coil Locations

	R(m)	Z(m)	ΔR (m)	ΔZ (m)	Current EF Comp. (MAT)	Current OH Comp. (MAT)
EF1	1.60	1.0	0.6	1.05	-12.5	6.0
EF2	1.62	4.51	0.6	1.15	12.1	11.0
EF3	4.49	8.9	1.6	1.0	23.0	2.0
Ef4	12.87	6.1	0.8	0.8	-13.2	0.2

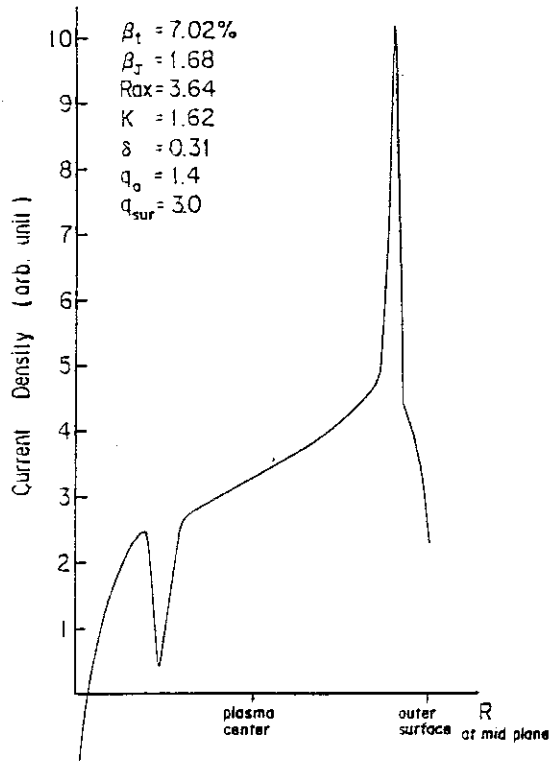


Fig. 2.3.1 Current density profiles along the mid-plane near the β_t -limit

CURRENT DENSITY PROFILE

MAX. CURRENT DENSITY = 1.361E+06

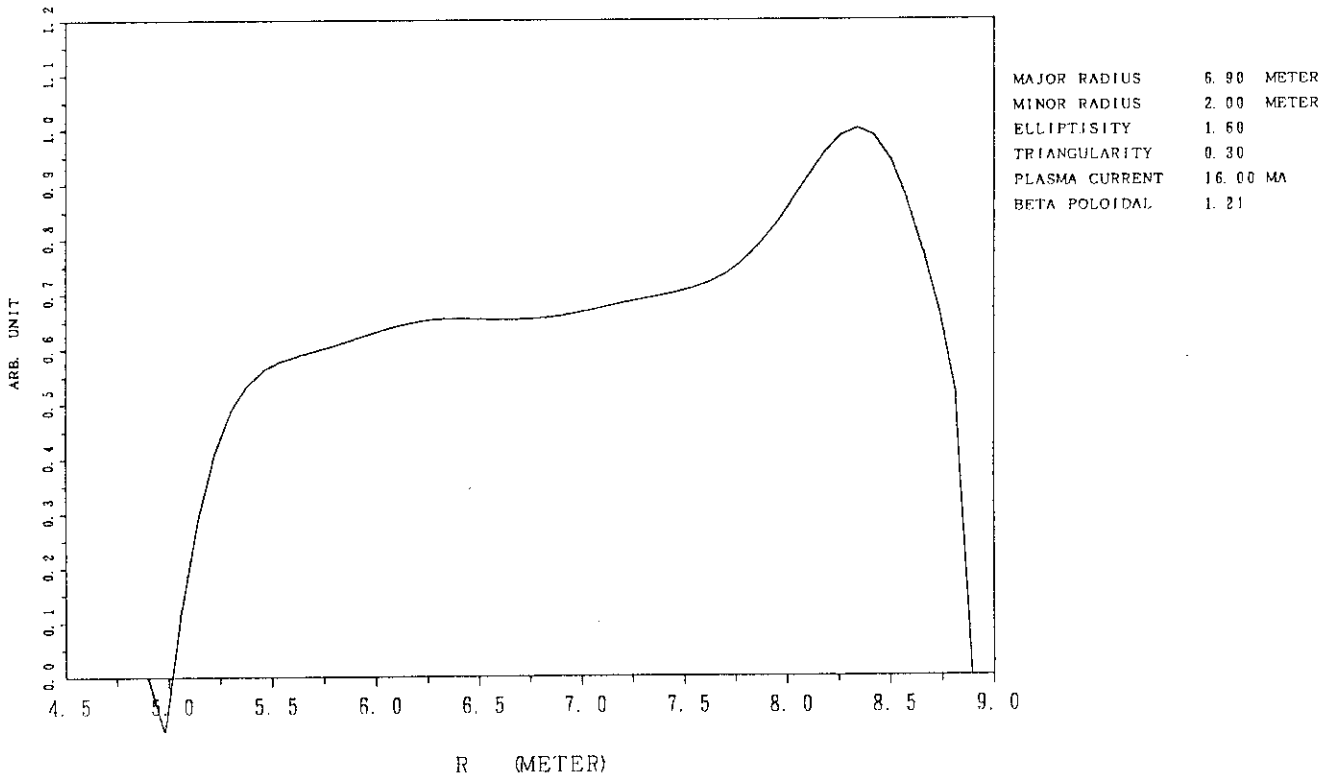


Fig. 2.3.2 Current density profiles along the mid-plane for the reference case

EXTERNAL FIELD FLUX SURFACES

MIN. = -3.480E+01 MAX. = 7.380E-02 INC. = 1.000E+00

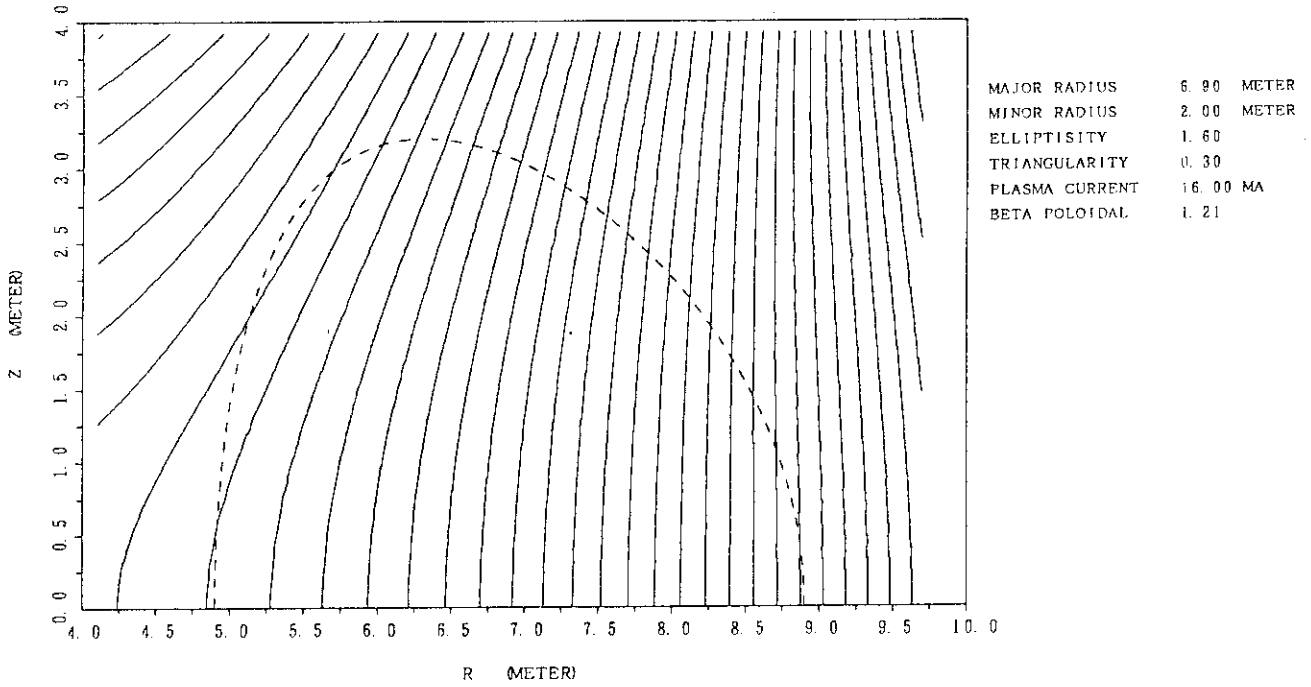


Fig. 2.3.3 External field flux surface pattern

TOTAL POLOIDAL FIELD FLUX SURFACES

MIN. = -1.380E+01 MAX. = 2.293E+01 INC. = 1.000E+00

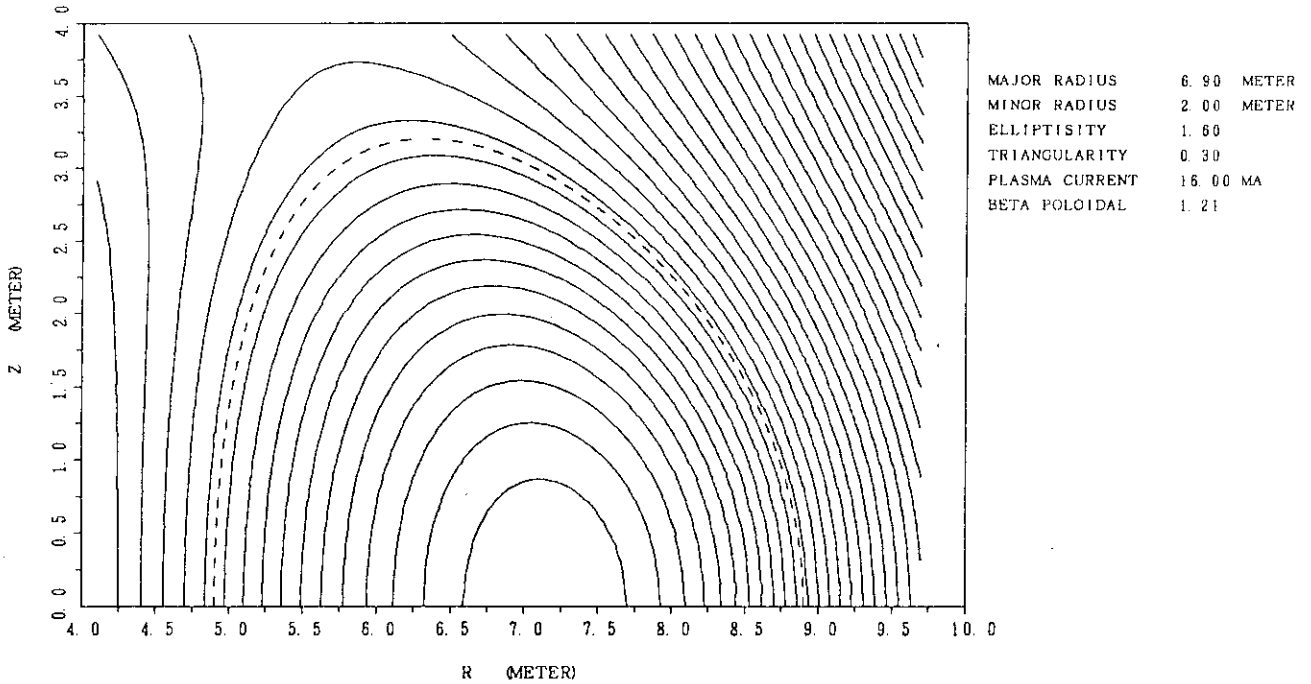


Fig. 2.3.4 Poloidal field flux surface pattern
(Dotted line is the plasma surface.)

SAFETY FACTOR PROFILE

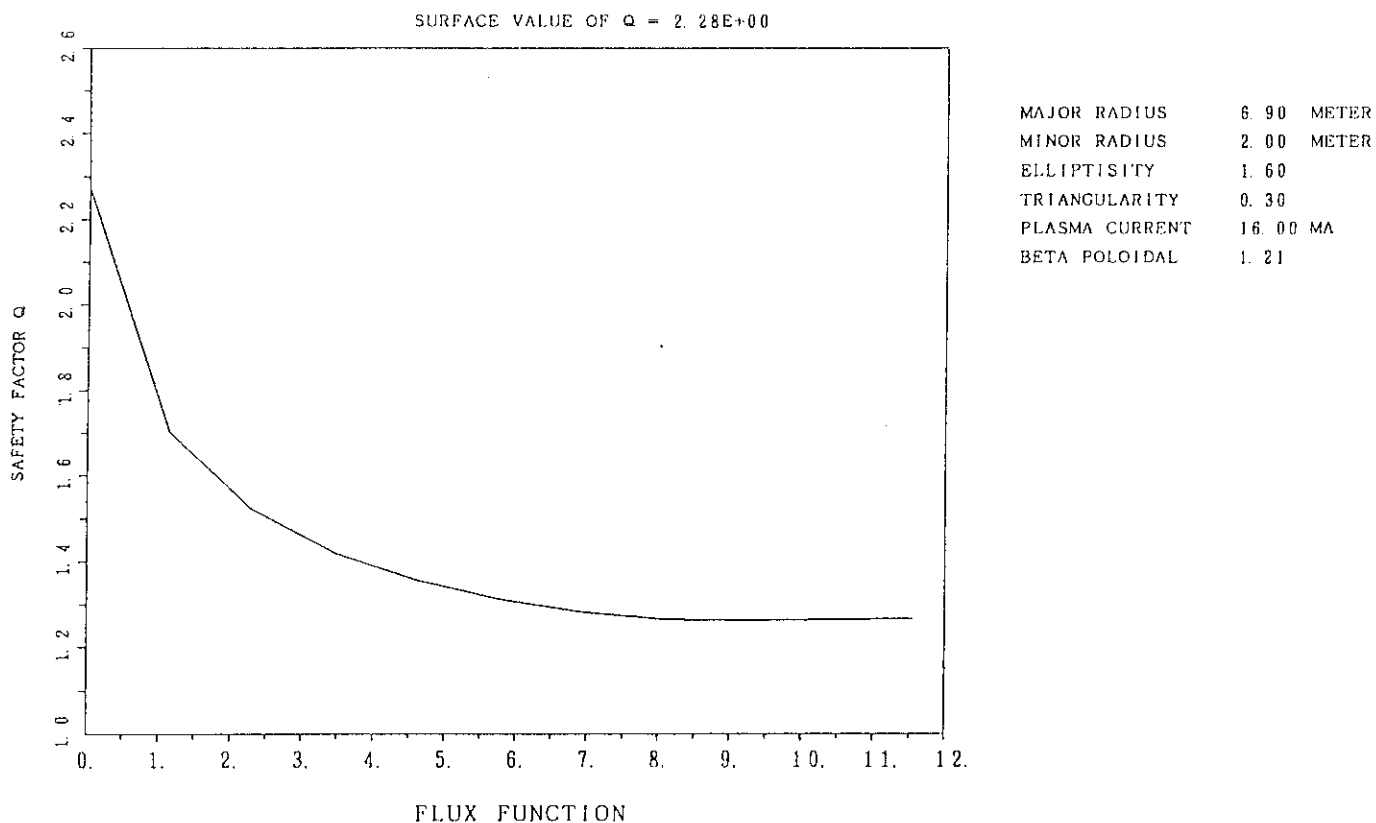


Fig. 2.3.5 Safety factor profiles

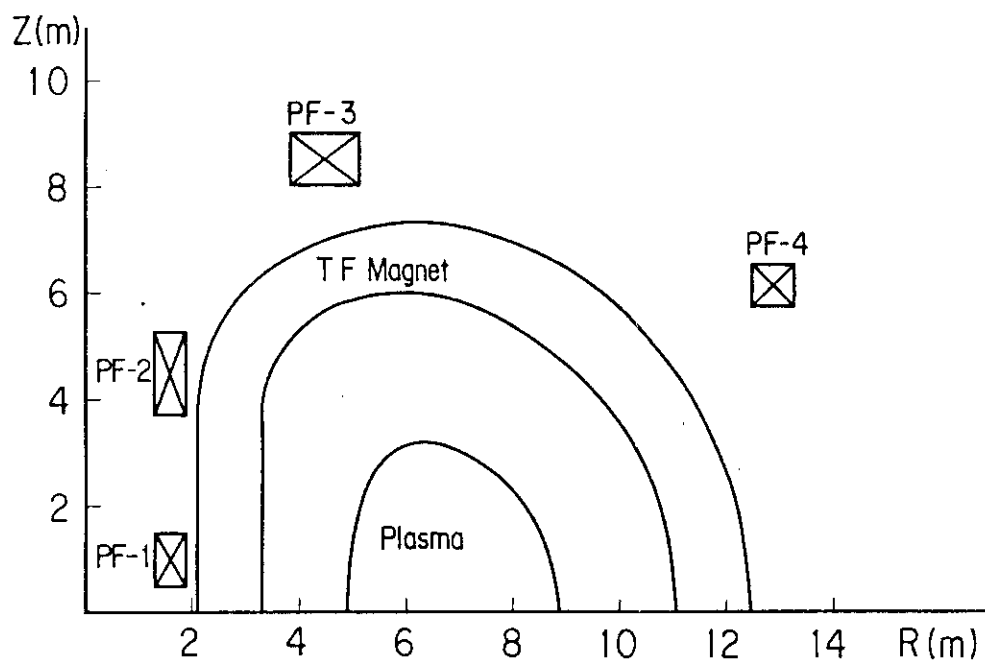


Fig. 2.3.6 Locations of PF magnets

- 1- 2 Bellows
- 3- 4 Connecting with neighbour sector
- 4- 5- 6 Bellows
- 6- 7- 8 Connecting with neighbour sector
- 9-10-11 Bellows
- 12-13-14 Connecting with neighbour sector
- 15-16-17 Connecting with neighbour sector
- a- b- c Bellows (lip seal)

left part of d-e line; half part of neighbour sector's shell

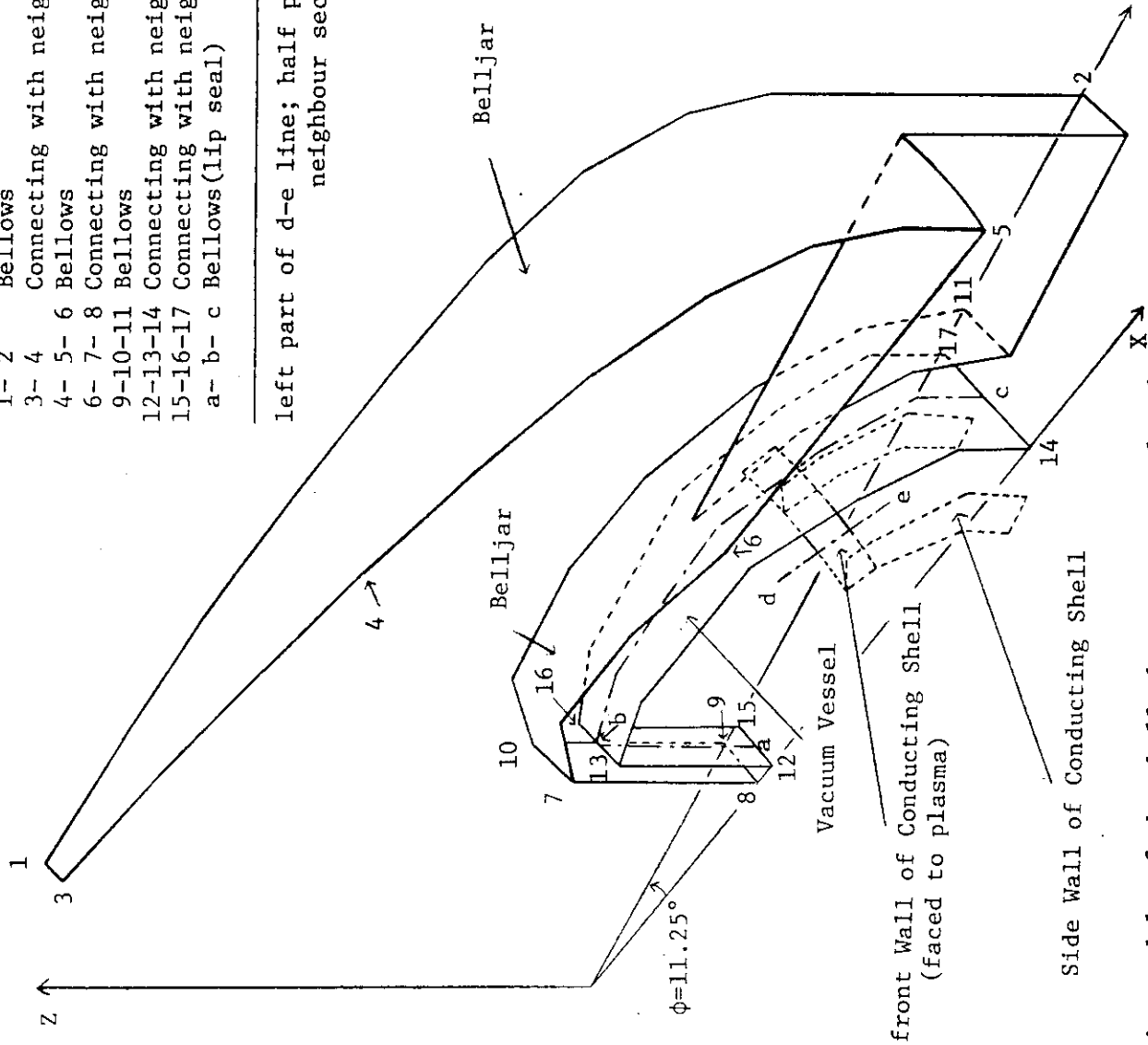


Fig. 2.3.7 Calculation models of the shell, the vacuum vessel and the belljar

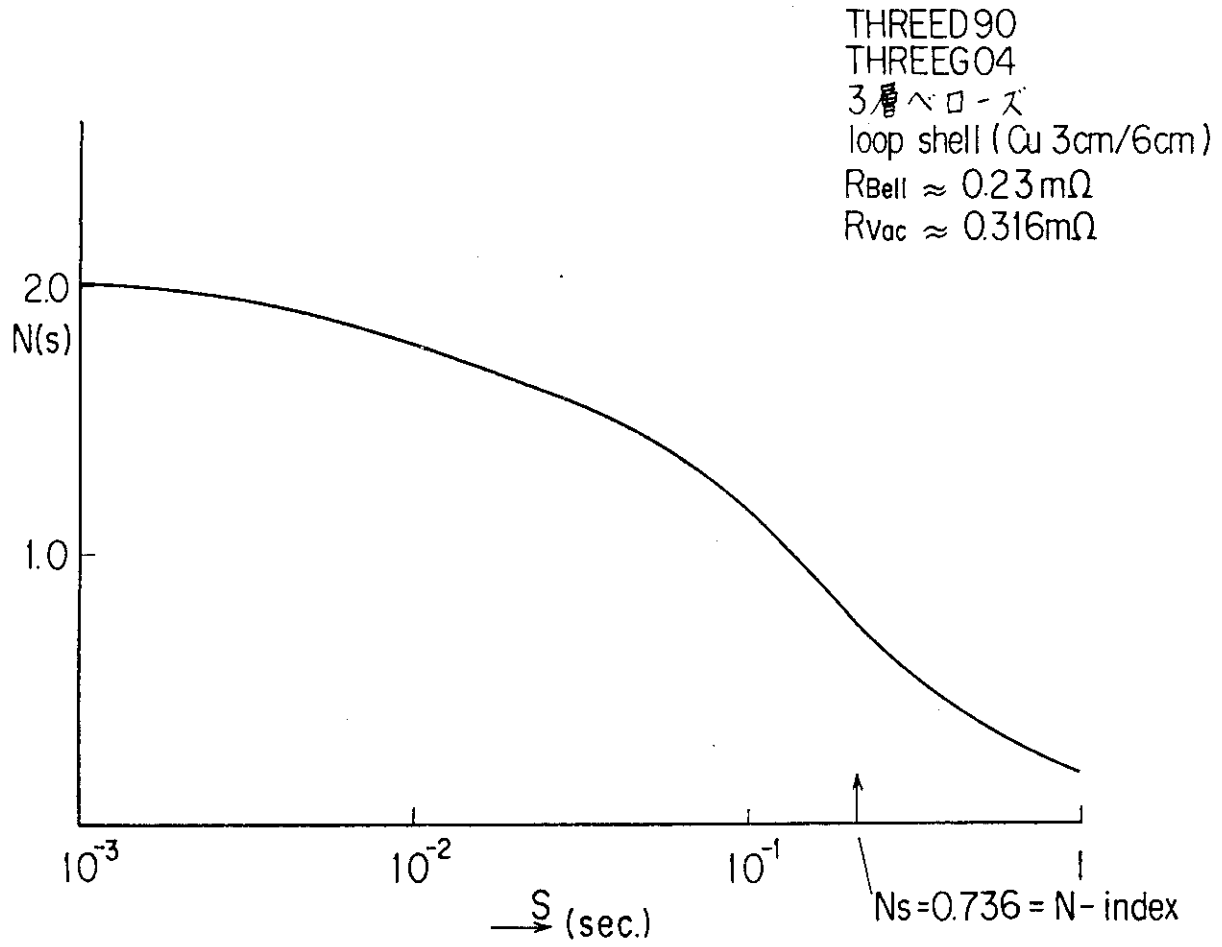


Fig. 2.3.8 $N(s)$ for the shell effect

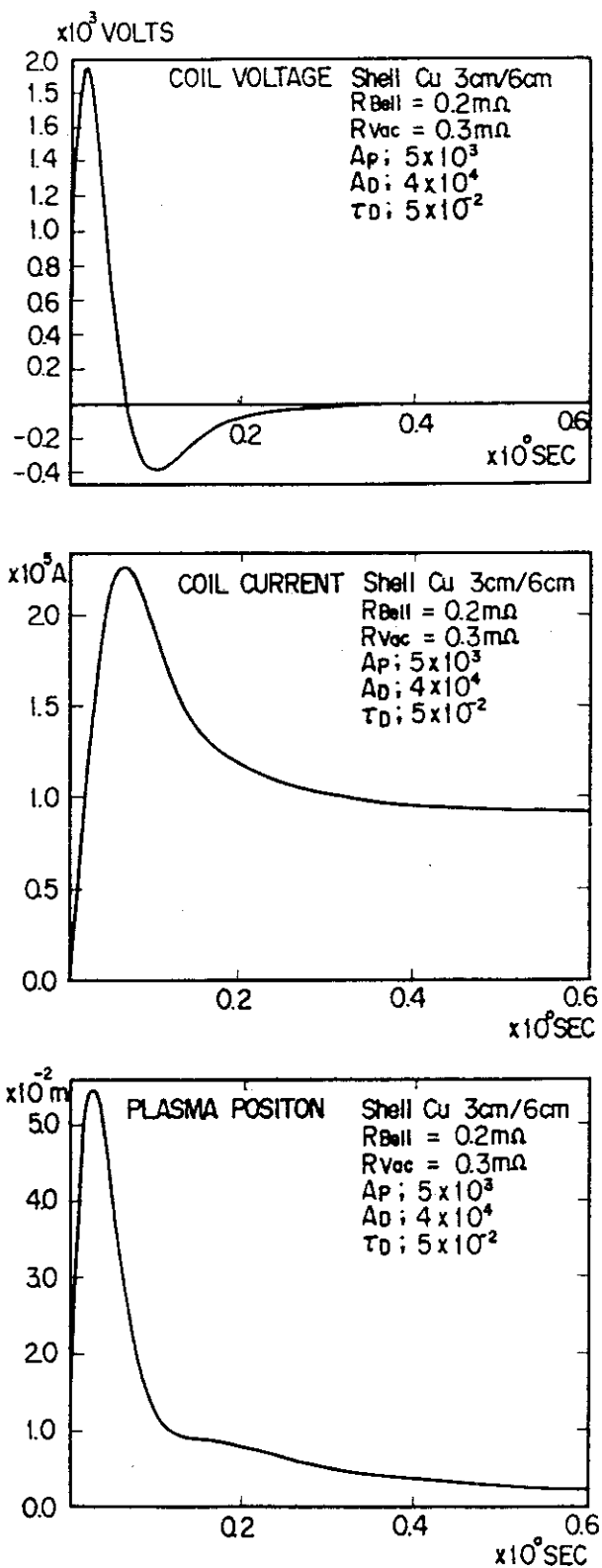


Fig. 2.3.9 Simulation of feed-back control characteristics for the vertical positional instability (case 1)

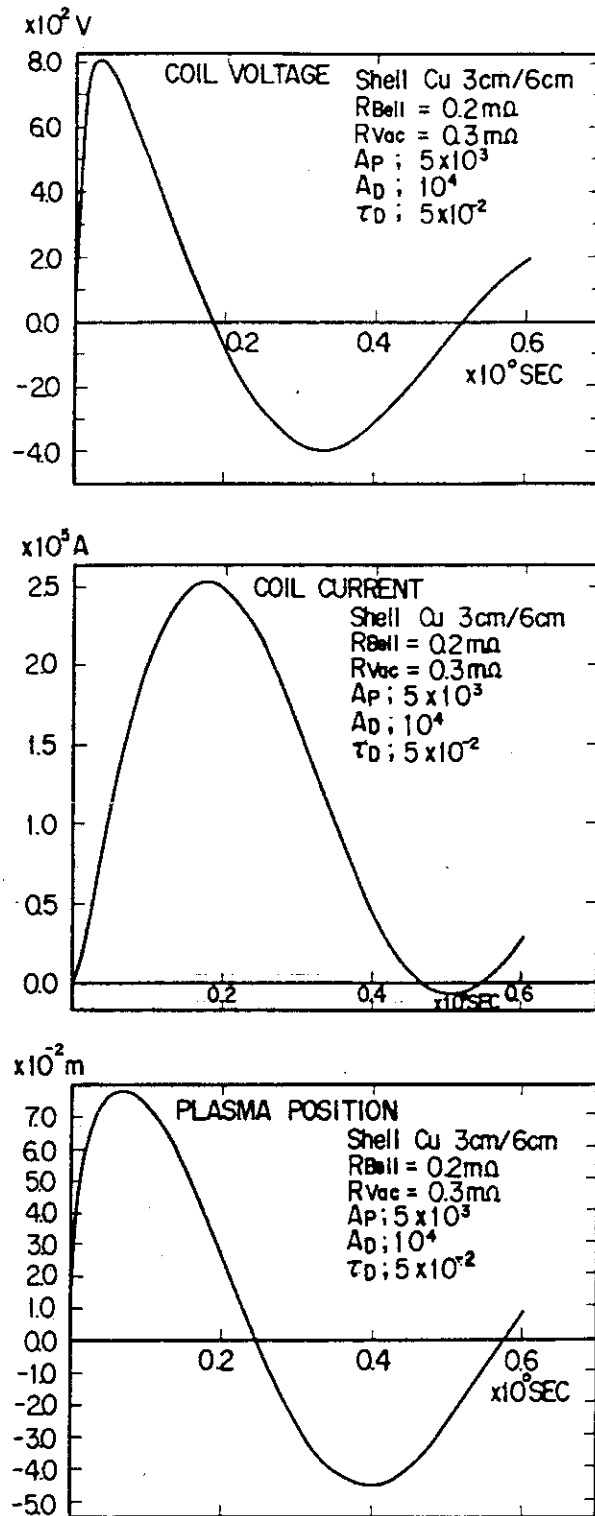


Fig. 2.3.10 Simulation of feed-back control characteristics for the vertical positional instability (case 2)

2.4 ポンプリミタ

INTORにおけるポンプリミタの解析から、リミタ板で処理可能な熱流束の最大値は2~3MW/m²と考えられる。動力炉ではINTORよりも炉心が大きくなっていることを考慮しても、リミタ面へ流入する全熱流束は100MW程度が限界となる。この点から第1章では、主プラズマ領域での不純物輻射により第一壁全体に熱を拡散することにより、リミタ面へ流入する熱流束を100MW程度に制限するように炉心プラズマを設計している。また、炉心プラズマの一次元輸送解析からリミタ面へ流入する全粒子束は 4.4×10^{23} /sと算定されている。

リミタ前面に形成される静電シースにより課される全熱流束の条件から、主プラズマの周辺のスクレイプオフ層の平均温度は120eV程度となる。また、スクレイプオフ層の厚みは、磁力線に垂直方向の拡散係数をボーム拡散係数程度として算定すると5cm程度となる。以上の検討から、スクレイプオフプラズマのパラメータをTable 2.4.1のように設定した。(詳細は文献(1)を参照のこと)

リミタ板の配置は、加熱装置および計測器等の設置を妨げないように、プラズマ最下部とした。(Fig. 2.4.1参照) Fig. 2.4.1からわかるように、プラズマ最下部では磁力線間の拡がり幅が大きくなることから、熱流束も磁力線に沿って拡散する。この点を考慮して、プラズマ中心面でTable 2.4.1のパラメータをもとに指数関数分布としてあたえた熱流束分布から、リミタ面上の熱流束分布を求めた⁽¹⁾。Fig. 2.4.2に、リミタ面上の熱流束分布を、Fig. 2.4.3に粒子束分布を示した。

排気用のリミタスロットは、Fig. 2.4.1に示すようにリミタ板の両側に設置されており、ヘリウムはそこからリミタ裏面へ取り込まれ、排気ダクトを通して排気される。リミタスロットに流入したヘリウムが排気ダクトを通じて排気される割合(ヘリウム通過確率、 η_α)を、中性粒子のモンテカルロシミュレーションにより求めた⁽²⁾。Fig. 2.4.4は、ヘリウム通過確率 η_α と排気系の実効的排気速度との関係を、スクレイプオフプラズマ密度をパラメータとして求めたものである。他方、主プラズマ中のヘリウムの混入量を n_α/n_i に保持するために必要なヘリウムの通過率は粒子バランスから

$$\eta_\alpha = \frac{1}{f_{slof}} \left(\frac{J_d}{I} \right) \left(\frac{n_d}{n_i} \right)^{-1} \quad (1)$$

と求められる。ここで f_{slof} は、リミタへ流入する全粒給束に対するリミタスロットへ流入する粒子束の割合を示し、 J_d はDT反応による α 粒子の生成率を示す。プラズマ中のヘリウムの混入量を5~15%としてヘリウムの必要通過率を示したものがTable 2.4.2である。また、スクレイプオフプラズマ密度が 2×10^{12} /cm³より大きいとすると、必要排気速度はFig. 2.4.4から求まり、ヘリウム混入量のそれぞれの値に対し、Table 2.4.2に示すような値となる。ここでは最大 1.5×10^5 l/sと設計した。

同様の検討を、Fig. 2.4.5と2.4.6に示すように赤道面(midplane)上にリミタを設置した

場合について行った。赤道面上のスクレイプオフ層の厚み δ_P は 5 cm (粒子の拡がりに対して) である。スクレイプオフ層の温度分布も粒子束と同様の分布をすると仮定すれば、熱流束分布の厚み δ_E は 2.5 cm となる。スクレイプオフ層の平均温度は前述のように 120 eV であるのでスクレイプオフ層の粒子束、熱流束及び温度分布は次のようになる。

$$\Gamma_{\parallel}(\xi) = 7.80 \times 10^{22} \exp\left[-\frac{\xi}{\delta_P}\right] \quad (\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$q_{\parallel}(\xi) = 35.8 \exp\left[-\frac{\xi}{\delta_E}\right] \quad (\text{MW}/\text{m}^2)$$

$$T_{\text{eb}}(\xi) = 180 \exp\left[-\frac{\xi}{\delta_P}\right] \quad (\text{eV})$$

$$\delta_P = 5 \text{ cm}, \quad \delta_E = 2.5 \text{ cm}$$

リミタ板に垂直な粒子束、熱流束は Fig. 2.4.6 に示すように $\sin\theta$ を掛ければよい。それぞれのリミタ上の負荷分布を Fig. 2.4.7 ~ 2.4.10 に示す。

リミタの長さは最大熱流束が $2 \text{ MW}/\text{m}^2$ を超えないように選んだ。その場合のリミタ長は 136 cm になる。Table 2.4.3 にリミタ厚みを排気口幅を変えて求めた排気速度の結果を示す。表中の C_d は Fig. 2.4.6 における A, A' 面からの実効排気速度を与える。表中の 4 ケースの中 Case D が第 2 編の設計で採用されている。

(齊藤誠次, 東稔達三)

References

- (1) S. Saito et al., JAERI-M 83-017 (1983).
- (2) S. Saito et al., to be published in Nuclear Technology/Fusion.

Table 2.4.1 スクレイプオフプラズマパラメータ

全粒子束 (I)	$4.4 \times 10^{23}/s$
全熱流束 (Q)	100 MW
プラズマ境界温度 (T _{edge})	180 eV
粒子束の $\frac{1}{e}$ 減衰幅 (δ_P)	5 cm
熱流束の $\frac{1}{e}$ 減衰幅 (δ_E)	2.5 cm

Table 2.4.2 ポンプリミタ排気特性 (リミタをプラズマ下方部に設置した場合 (Fig. 2.4.1 参照))

プラズマ中のヘリウム蓄積量 (%)	リミタスロットの中性粒子の通過率 (%)	排気ポンプの DT 粒子負荷 (1/s)	排気ポンプの He 粒子負荷 (1/s)	必要排気速度 (l/s)
5	0.19	2.1×10^{22}	1.1×10^{21}	$< 1.5 \times 10^5 l/s$
10	0.093	1.0×10^{22}	1.1×10^{21}	$< 7 \times 10^4 l/s$
15	0.062	6.4×10^{21}	1.1×10^{21}	$< 5 \times 10^4 l/s$

Table 2.4.3 ポンプリミタ形状と排気速度 (リミタを midplane 上に設置した場合 (Fig. 2.4.6 参照))

Case	A	B	C	D
(リミタ厚み) $\Delta \xi$ (m)	0.03	0.03	0.04	0.04
(リミタ半長) y_L (m)	0.68	0.68	0.68	0.68
(排気口半巾) d_v (m)	0.3	0.4	0.3	0.4
(排気速度) C_d (l/s)	1.4×10^5	1.6×10^5	2.0×10^5	2.2×10^5

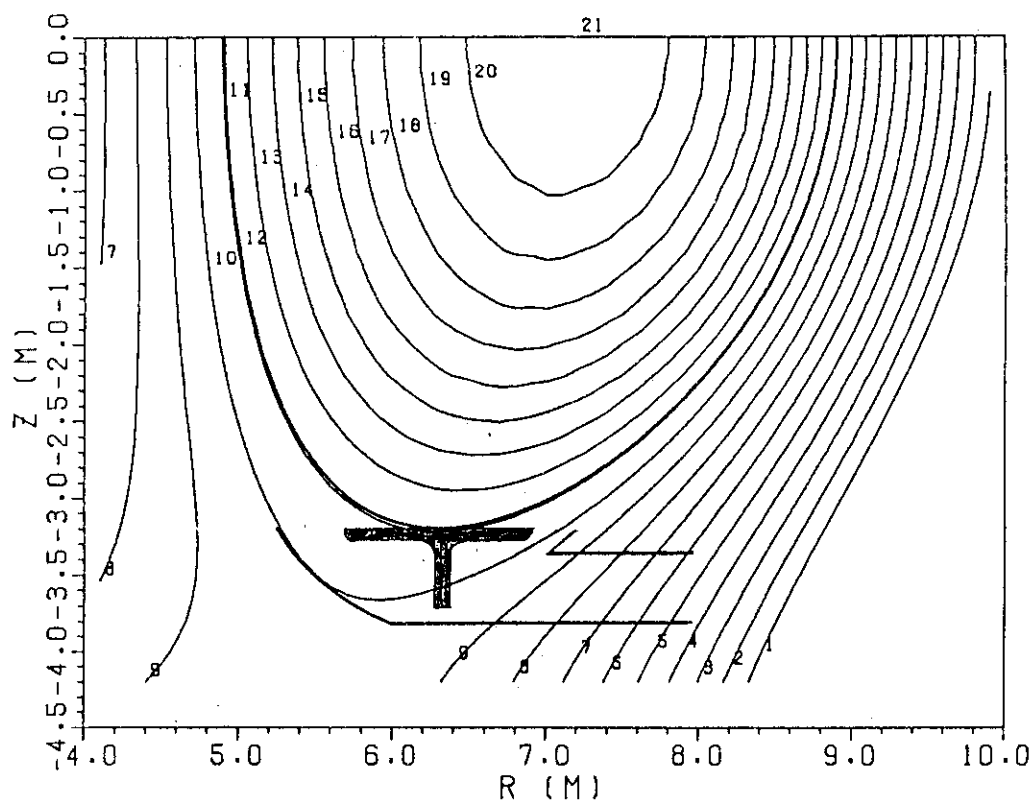


Fig. 2.4.1 ポンプリミタ配置のポロイダル断面図

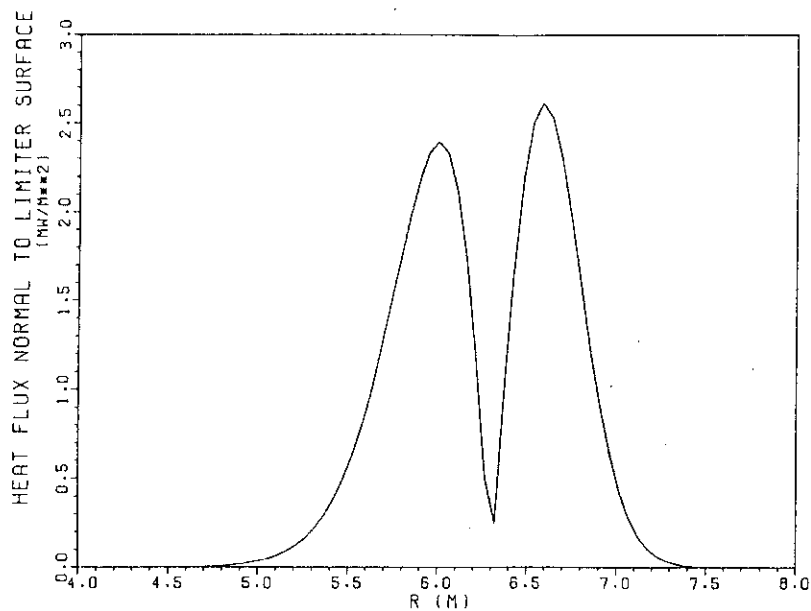


Fig. 2.4.2 リミタ板上の熱流束分布

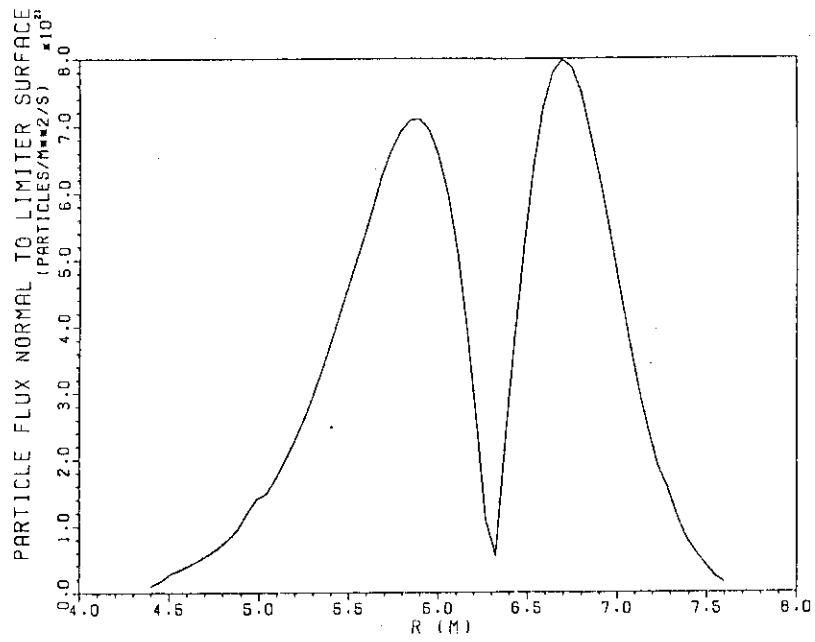


Fig. 2.4.3 リミタ板上の粒子分布

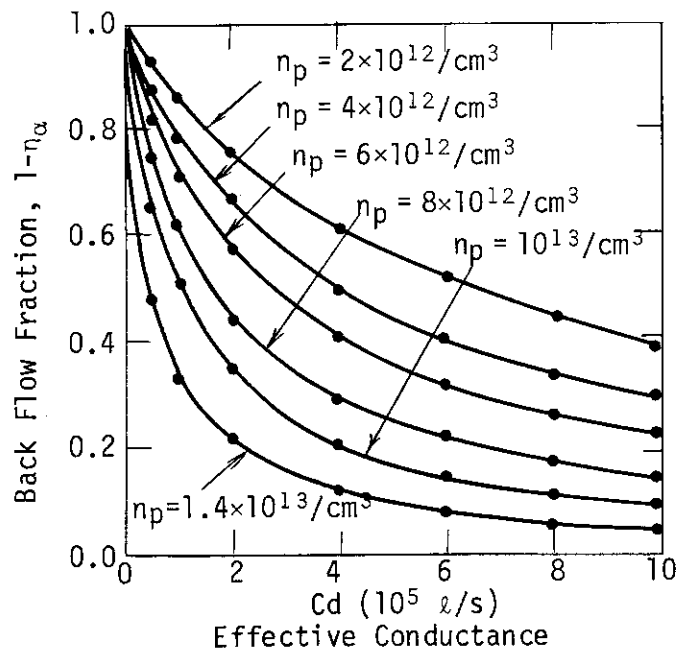


Fig. 2.4.4 実効的排気速度とヘリウム通過確率との関係

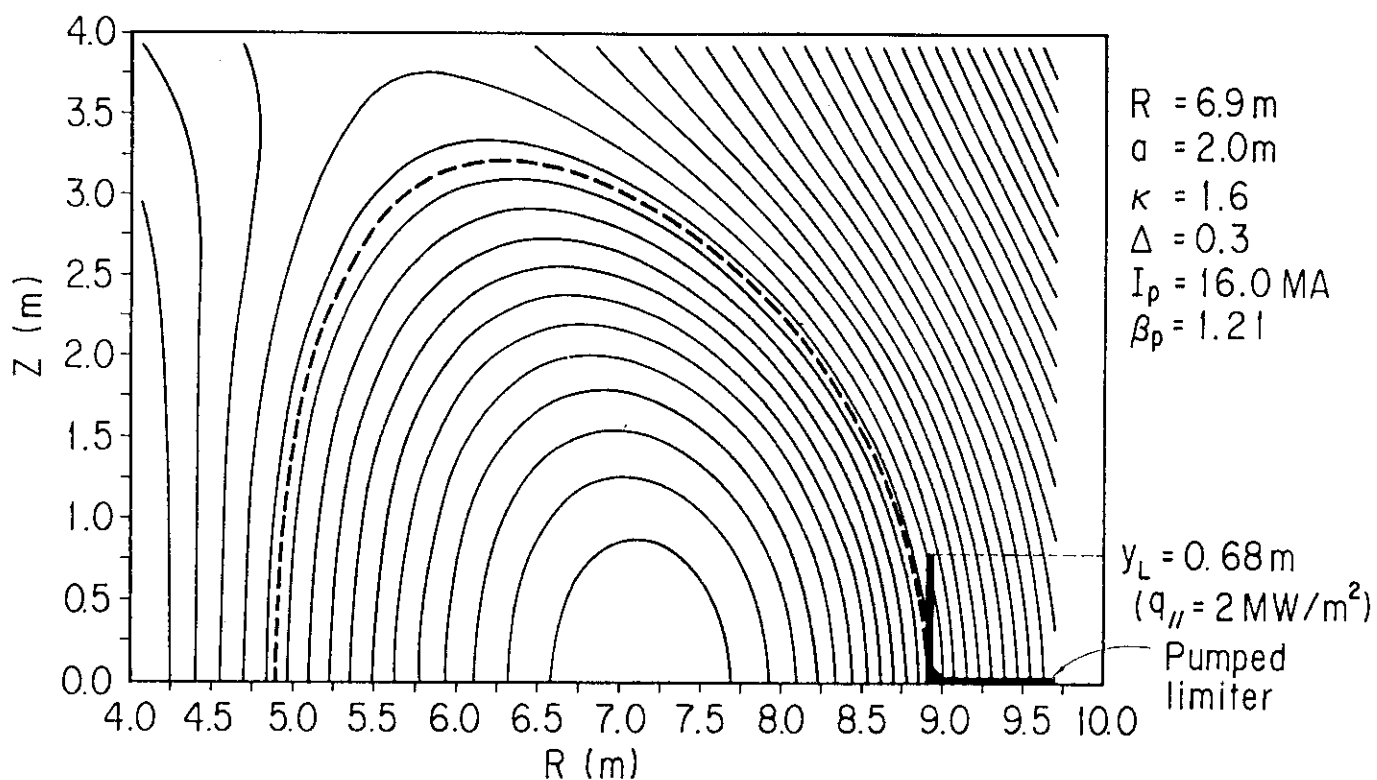


Fig.2.4.5

Configuration of magnetic flux surface and pumped limiter at midplane

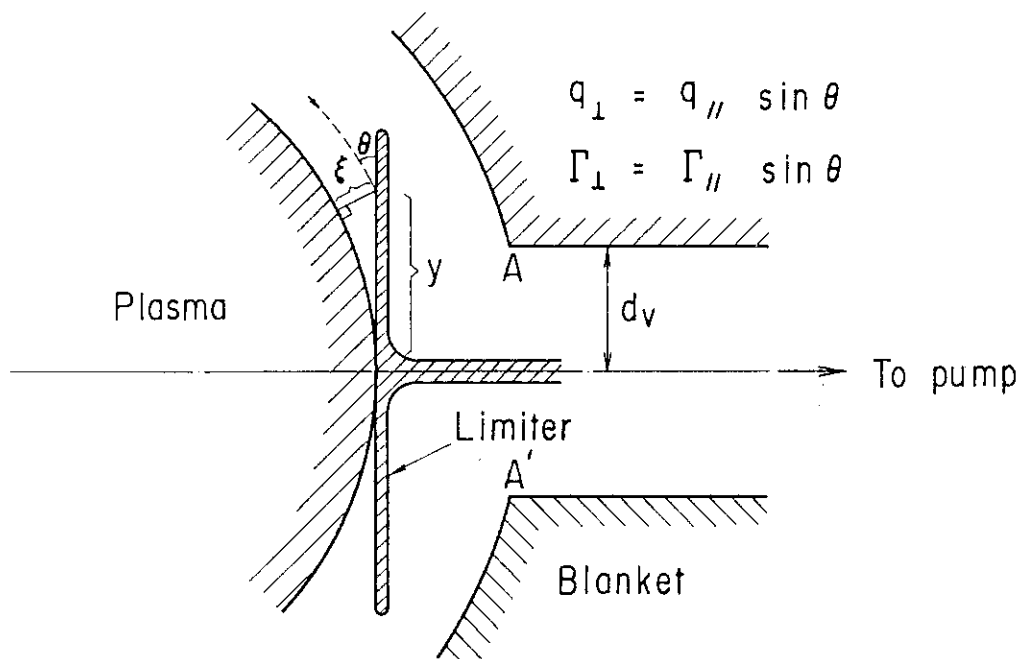


Fig.2.4.6 Geometric model of pumped limiter at midplane

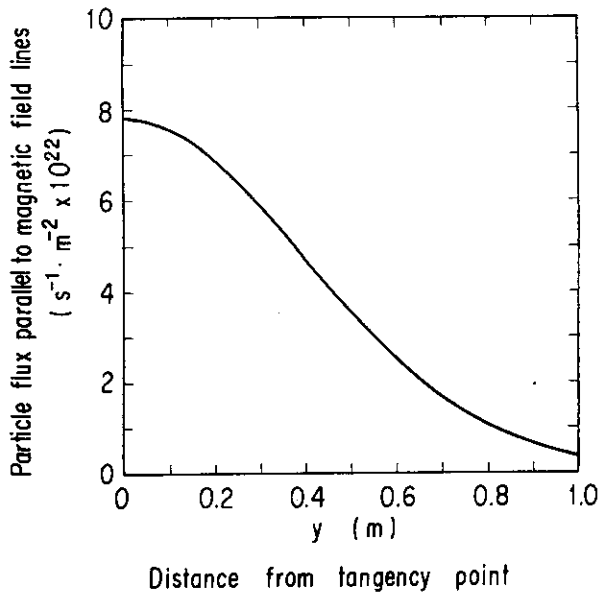


Fig. 2. 4. 7 磁力線に平行な粒子束

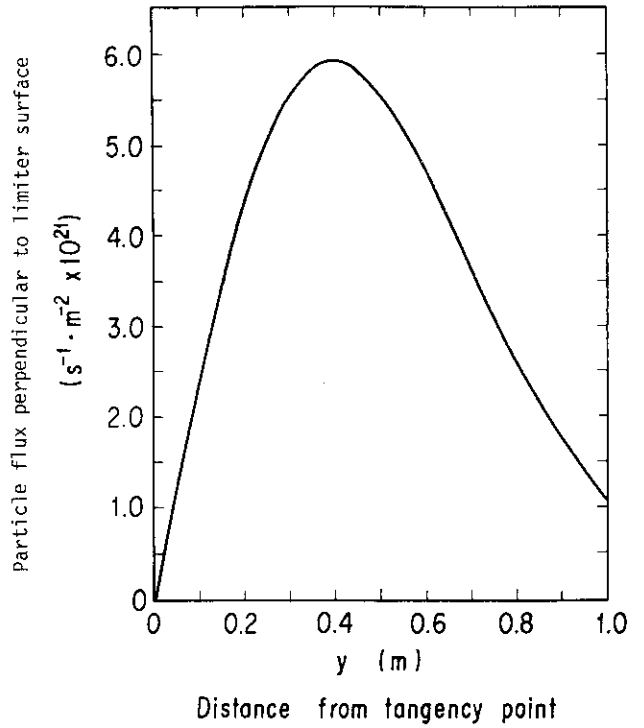


Fig. 2. 4. 8 リミタ面上に垂直な粒子束

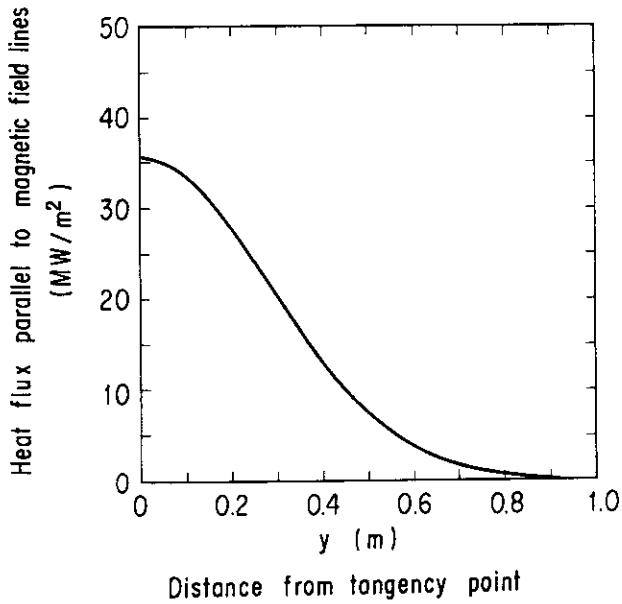


Fig. 2. 4. 9 磁力線に平行な熱流束

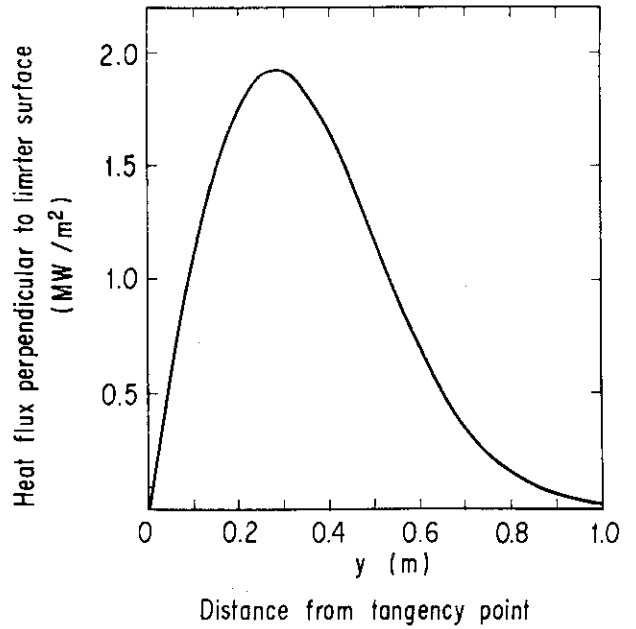


Fig. 2. 4. 10 リミタ面上に垂直な熱流束

第 2 編 動力炉システムの設計

目 次

1. 概 要	49
1.1 設計検討の方針	49
1.2 装置の主要諸元	49
2. 全体設計	58
2.1 基本計画	58
2.1.1 炉の設備構成	58
2.1.2 運転計画	58
2.1.3 構成機器間の系統計画	59
2.1.4 運転シナリオとコイル通電波形	60
2.2 本体全体構造	67
2.2.1 基本検討	67
2.2.2 本体構造計画	69
2.3 配置計画	96
2.3.1 基本配置計画	96
2.3.2 建屋基本計画	96
2.3.3 プラントレイアウト	97
2.4 核 設 計	102
2.4.1 一次元輸送計算	102
2.4.2 解析結果	103
2.5 安 全 性	116
2.5.1 通常時の安全性	116
2.5.2 事故時の安全性	117
3. 炉内構造物	124
3.1 ブランケット・第一壁	124
3.1.1 基本条件	124
3.1.2 構造計画	124
3.1.3 熱 設 計	126
3.1.4 渦電流および電磁力解析	132
3.1.5 シェル効果の検討	133
3.2 ポンプリミタ	161
3.2.1 基本検討	161
3.2.2 構造計画	164

4. 真空容器	171
4.1 基本設計	171
4.1.1 機能と構成	171
4.1.2 設計条件	171
4.2 構造計画	172
4.2.1 全体構造	172
4.2.2 一周抵抗部	173
5. 発電システム	178
5.1 序 論	178
5.2 一次冷却系	183
5.2.1 概 要	183
5.2.2 蒸気発生器	184
5.2.3 一次冷却材ポンプ	184
5.2.4 加 圧 器	185
5.2.5 加圧器逃しタンク	186
5.3 タービン及び付属設備	187
5.3.1 主蒸気系設備	187
5.3.2 蒸気タービン設備	187
5.3.3 復水設備	188
5.3.4 給水設備	188
5.4 ポンプリミタの廃熱利用	191
5.4.1 熱効率の考え方	191
5.4.2 廃熱利用法	192
5.4.3 ポンプリミタ廃熱利用給水加熱器	192
6. 真空排気系	195
6.1 設計条件	195
6.2 機能と構成	196
6.3 主排気系の概念設計	198
6.3.1 排気ダクトのコンダクタンス	198
6.3.2 複合クライオポンプの排気速度	199
6.3.3 ポンプ内のトリチウムインベントリー量	200
7. 超電導コイルシステム	203
7.1 全体構成	203
7.2 超電導コイル本体	204
7.2.1 設計条件	204

7.2.2	コイル構造	204
7.2.3	磁界解析及び導体検討	204
7.2.4	構造検討	208
7.2.5	まとめ	213
7.3	超電導コイル冷凍システム	251
7.3.1	設計方針	251
7.3.2	熱負荷	251
7.3.3	冷凍システムの設定	252
7.3.4	冷凍システムの構成	253
7.3.5	超臨界 He 冷却への移行	253
7.3.6	構成機器の仕様	254
8.	分解修理	260
8.1	基本検討	260
8.1.1	分解修理の考え方	260
8.1.2	初期建設工程	260
8.1.3	真空容器カセットの分解修理手順	261
8.1.4	遠隔操作機器	261
8.2	真空容器移動機構	265
8.2.1	基本検討	265
8.2.2	浮上板概略計算	265
8.2.3	駆動力概略計算	266
9.	加熱装置	269
9.1	周波数	269
9.2	LHRF グリルアンテナ	270
9.3	熱設計	273
9.3.1	熱負荷条件	273
9.3.2	摩擦損失水頭の評価	273
9.4	プラズマ立上げ時の問題点	274
9.5	LHRF システム検討	274
9.5.1	システムの考え方	274
9.5.2	大電力増幅部 (クライストロン)	275
9.5.3	伝送系	275
10.	極低温冷凍系	279
10.1	極低温冷凍系の構成	279
10.2	冷凍能力と所要電力	279
11.	電源系	283

11.1 T. F コイル電源	283
11.2 P. F コイル電源	283
11.3 全体電源系統	283
Appendix A T. F コイル強度参考計算	290
Appendix B 鉛遮蔽層の検討	305
別章 研究開発課題	322

CONTENTS

INTRODUCTION

1. OBJECTIVES AND MAJOR SPECIFICATION	49
1.1 Objectives at the Design Study	49
1.2 Major Specifications	49
2. SYSTEM DESIGN	58
2.1 Plant General	58
2.1.1 Systems of SPTR Power Reactor	58
2.1.2 Operation Plan	58
2.1.3 Relations among the Systems	59
2.1.4 Operation Scenario and Coil Current Pattern	60
2.2 Reactor Structures	67
2.2.1 Basic Design	67
2.2.2 Reactor Structural Design	69
2.3 Layout	96
2.3.1 Basic Plan	96
2.3.2 Plan for Buildings	96
2.3.3 Plant Layout	97
2.4 Nuclear Design	102
2.4.1 One Dimensional Transport Calculation	102
2.4.2 Result of Analysis	103
2.5 Safety	116
2.5.1 Safety during Normal Operation	116
2.5.2 Safety against Accidents	117
3. REACTOR INTERNALS	124
3.1 Blanket-First Wall	124
3.1.1 Design Requirements	124
3.1.2 Structural Design	124
3.1.3 Thermal Design	126
3.1.4 Eddy Current and Electromagnetic Force Analysis	132
3.1.5 Shell Effects	133
3.2 Pumped Limiter	161
3.2.1 Objectives and Conditions	161
3.2.2 Structural Design	164

4.	VACUUM VESSEL	171
4.1	Objectives and Conditions	171
4.1.1	Function and Systems	171
4.1.2	Design Requirements	171
4.2	Structural Design	172
4.2.1	Structure	172
4.2.2	One-turn Resistance	173
5.	POWER CONVERSION SYSTEM	178
5.1	Introduction	178
5.2	Primary Coolant System	183
5.2.1	Outline	183
5.2.2	Steam Generator	184
5.2.3	Primary Coolant Pump	184
5.2.4	Pressurizer	185
5.2.5	Pressurizer Relief Tank	186
5.3	Turbine and Auxiliaries	187
5.3.1	Main Steam System	187
5.3.2	Steam Turbine Plant	187
5.3.3	Steam Condenser System	188
5.3.4	Feed-water System	188
5.4	Effective Use of Pumped Limiter's Heat	191
5.4.2	Thermal Efficiency	191
5.4.3	Use of Pumped Limiter's Heat	192
5.4.4	Feed-water Heater Using Pumped Limiter's Heat	192
6.	EXHAUST SYSTEM	195
6.1	Design Requirements	195
6.2	Function and Systems	196
6.3	Conceptual Design of Main Exhaust System	198
6.3.1	Conductance of Exhaust Ducts	198
6.3.2	Exhaust Speed of Compound Cryopump	199
6.3.3	Tritium Inventory in Pumps	200
7.	SUPERCONDUCTING MAGNET SYSTEM	203
7.1	Outline	203
7.2	Superconducting Magnets	204
7.2.1	Design Requirements	204
7.2.2	Magnet Structures	204

7.2.3	Electromagnetic Analysis and Conductor Design	204
7.2.4	Examination of Structure	208
7.2.5	Conclusion	213
7.3	Superconducting Magnet Refrigerant System	251
7.3.1	Design Philosophy	251
7.3.2	Thermal Load	251
7.3.3	Selection of System Concept	252
7.3.4	Constitution of System	253
7.3.5	Supercritical Helium Refrigeration	253
7.3.6	Specifications of Components	254
8.	MAINTENANCE	260
8.1	Construction and Maintenance Procedures	260
8.1.1	Design Philosophy	260
8.1.2	Initial Construction Procedures	260
8.1.3	Maintenance Procedures of Vacuum Vessel's Cassette ...	261
8.1.4	Remote Maintenance Machine	261
8.2	Vacuum Vessel Removal Mechanism	265
8.2.1	Objectives and Conditions	265
8.2.2	Rough Calculation on Floating Plate	265
8.2.3	Rough Calculation on Driving Power	266
9.	HEATING SYSTEM	269
9.1	Frequency	269
9.2	LHRF Grill Antenna	270
9.3	Thermal Design	273
9.3.1	Thermal Conditions	273
9.3.2	Arrangement of Cooling Channel	273
9.3.3	Evaluation about Friction Loss	273
9.4	Problem on Plasma Start Up	274
9.5	LHRF System Design	274
9.5.1	Design Philosophy	274
9.5.2	High Power Amplifier (Klystron)	275
9.5.3	Transfer Line	275
10.	CRYO-REFRIGERANT SYSTEM	279
10.1	Outline	279
10.2	Refrigerator Capacity and Required Power	279
11.	POWER SUPPLY	283

11.1 T.F Magnet Power Supply	283
11.2 P.F Magnet Power Supply	283
11.3 Power Supply and Distribution System	283
APPENDIX	
APPENDIX A T.F Coil Structural Analysis	290
APPENDIX B Design of Pb Shield	305
RESEARCH AND DEVELOPMENT THEMES	322

1. 概 要

1.1 設計検討の方針

トカマク型実用動力炉（SPTR型）の昭和57年度設計検討の主たる方針を以下に列記する。

(1) 第1編で与えられた仕様にもとずいて、装置の設計を行ない、炉を構成する主要なシステムおよび機器の概念を明らかにする。

(2) 同じSPTRの概念を採用したトカマク炉設計には、55年度、56年度の次期装置に対するものがあり、その設計作業の過程で工学的諸問題が明らかにされている。本設計では、その経験を有効に生かす。

(3) 現在の技術レベルからあまりにも飛躍的な、或いは非現実的な設定は避けるとしても、今後の研究開発によって到達し得ると考えられる技術レベルは盛り込んで設計を行なう。

(4) 本体構造設計の見直しとして、TFコイル本数、TFコイル形状・寸法とリップル、真空容器引抜角度と配管処理等について詳細な検討を加える。

(5) 新しいプール概念（部分プール）を導入・検討する。

(6) 全般的に設計内容の詰めを行なうと共に、56年度設計を行なわなかった分野（プラントレイアウト、全体冷凍系他）についても概念検討を行なう。

1.2 装置の主要諸元

設計の結果明らかにされた、トカマク型実用動力炉（SPTR型）の、各設備の主要諸元をTable 1.2.1～Table 1.2.11に示す。

Table 1.2.1 Main Characteristics of Vacuum Vessel

Cross Sectional Shape	D Shape
Major Radius	6.9 m
Representative Dimension of Cross Section	5.95x8.4 m
Typical Wall Thickness	0.1 m
Number of Sectors	28
Number of Ports for LHRF	8
Number of Ports for Exhaust	4
Structure of One-Turn Resistance	Pipe Type
Structural Material	SUS
Driving Mechanism	Floating Mechanism & Rack-Pinion

Table 1.2.2 Main Characteristics of Blanket

Thickness	50 cm
Breeding Material	Li ₂ O
Neutron Multiplier	Be
Temperature Limit of Breeding Material	400-1000°C
Maximum Temperature of Structural Material	450°C
Structural Material	SUS
Coolant	Water (H ₂ O)
Coolant Temperature	290-330°C
Tritium Breeding Ratio (Neglecting Ports Effect)	≥ 1.15
Energy Breeding Ratio	1.25
Number of Sectors	70
Coolant Pressure	16MPa

Table 1.2.3 Main Characteristics of First Wall

Type	Tube and Shell
Structural Material	SUS
Coolant	Water (H ₂ O)
Coolant Temperature	290-330°C
Coolant Pressure	16MPA

Table 1.2.4 Main Characteristics of Pumped Limiter

Position	Midplane
Type	SUS Pipe & SiC Plate
Maximum Temperature	300°C
Limiter Thickness	4 cm
Limiter Length	1.36 m
Coolant	Water (H ₂ O)
Coolant Temperature	50-90°C
Coolant Pressure	0.5MPA

Table 1.2.5 Main Characteristics of Vacuum Pumping System

<u>Main Exhaust</u>	
Type	Compound Cryopump
Total Pumping Speed l/sec (He)	1.60×10^6
Number of Units	8
Operation	Alternate Operation 4 Units Operating 4 Units Recycling
Alternation Period	5 Hr
Maximum Tritium Inventory	$\sim 130\text{g/unit}$

Table 1.2.6 Main Specifications of LHRF Heating System

Antenna	Grill Antenna
Frequency	2.2 GHz
Wave Length	13.6 cm
Nz Spectrum	1.5 ~ 1.9
ΔNz	~ 0.18
Parallel Wave Length	8.02 cm
Parallel Phase Speed	1.76×10^8 m/sec
Phase Difference	2 / 3
Narrow Guide Opening	2 cm
Septum	0.7 cm
Vertical Guide Opening	13 cm
Output Power (Launcher to Plasma)	80 MW
Input Power	160 MW
Output Power Density	$\sim 1.5 \text{ Kw/cm}^2$

Table 1.2.7 Main Specifications of TF Magnet

<u>Structure</u>	
Number of Coil	14
Coil Shape	D Shape
Support for	
Centering Force	Center Column Ass'y
Lateral Force	Anti-Torque Wedge Anti-Torque Beam
Coil Vacuum Chamber	Belljar Type
<u>Dimensions of Magnet</u>	
Major Radius	6.9 m
Inner Bore (at He Can)	8.43 ^W x 12.44 ^H m
Outer Bore (at He Can)	11.03 ^W x 15.24 ^H m
<u>Magnetic Field</u>	
Magnetic Field at plasma Center	5.2
Peak Field at Coil	12.2T
<u>Magneto Motive Force</u>	
Total	180 MAT
Per Coil	12.9 MAT
<u>Electro Magnetic Force</u>	
Hoop Force per Coil	165,000 ton
Centering Force per Coil	62,300 ton
<u>Coil Winding</u>	
Dimension	860mm x (690mm, 900 mm)
Winding Configuration	Edge Wound in Pancakes
No. of Turns per Coil	686
No. of Pies	26, 34

Table 1.2.7 Main Specifications of TF Magnet (continued)

<u>Helium Can</u>	
Material	Stainless Steel
<u>Superconducting Cable</u>	
Superconductor	Copper Stabilized Nb ₃ Sn and Nb-Ti
Superconducting Composite	Fine-multi Twisted
Grading Concept	4 grade
Width x Thickness	23.5 mm x (31.0 ~ 44.0) mm
Spacer	GFRP
<u>Current</u>	
Operation Current	18.75 kA
Critical Current	~ 30KA
Average Current Density	15.9 ~ 22.5 A/mm ²
<u>Cooling</u>	
Method	Liq. He Pool
Temperature	4.2 k

Table 1.2.8 Main Specifications of PF Magnet

<u>Structure</u>	
Structure	Superconducting Coils
No. of Coils	8
No. of Turns/Coil	224 ~ 408
<u>Dimensions of Coils</u>	
Major Radius	1.6 ~ 12.87 m
Horizontal Thickness	0.602 ~ 1.097 m
Vertical Thickness	0.952 ~ 1.071
<u>Magnetic Field</u>	
Peak Magnetic Field at Windings	9.1 T
Max. Rate of Magnetic Field Change	0.42 T/Sec
<u>Electro Magnetic Force</u>	
Max. Hoop Force	68,489 ton
Max. Vertical Force	6,872 ton
<u>Coil Winding</u>	
Winding Configuration	Flat Wound in Pancakes
<u>Helium Can</u>	
Thickness	50 mm
Material	FRP
<u>Superconducting Cable</u>	
SC Material	NbTi-CuNi-Cu
Dimension	20.5 mm × 117 mm
<u>Current</u>	
Operation Current/Cable	50 kA
<u>Cooling</u>	
Method	Pool Boiling

Table 1.2.9 Primary Cooling System

Primary Cooling Loop	4
Design Pressure	175 kg/cm ²
Design Temperature	343 °C
Operation Pressure	157 kg/cm ²
Main Component	
Steam Generator	4
Primary Cooling Pump	4
Pressurizer	4
Pressurizer Relief Tank	4
Primary Cooling Temperature	
Hot Leg	330 °C
Cold Leg	290 °C
Thermal Power	3200 MW

Table 1.2.10 Steam Generator

Operating Pressure at Full Power (Shell side)	63 kg/cm ²
Design Pressure (Shell side)	83 kg/cm ²
Design Temperature (Shell side)	298 °C
Steam Flow Rate	1,690 t/h
Moisture Content	0.25 %
Material (Shell, Tube Plate)	Low Alloy Steel
Tube Material	Inconel 600
Overall Height	20 m
Outside Diameter of Upper Shell	4.5 m
Outside Diameter of Lower Shell	3.4 m
Dry Weight	20 t

Table 1.2.11 Weight of Main Component

Component	Weight (T)
Pump limiter	6
First wall	40
Vacuum vessel	870
Blanket	1,200
Shield	None
TF coil	13,000
PF coil	1,500

2. 全体設計

本章では、SPTRの全体にかかわる問題として、炉の構成、運転、系統、炉本体の構造計画、全体配置、核設計、安全性等について述べる。

2.1 基本計画

2.1.1 炉の設備構成

SPTR 動力炉の設備構成を Table 2.1.1 に示す。本動力炉での設備構成上の特徴は以下のようなものである。

- (1) 固体遮蔽構造を保有せず、プール水に遮蔽機能を持たせている。
- (2) プールは、昭和56年度設計から設計を一部変更して、各トロイダルコイル間隙の部分に長方形のプールを取付けた構成としている。
- (3) プラズマの排気はダイバータを使用せずポンプリミタを使用する。
- (4) プラズマの立上げ、加熱、電流維持には高周波加熱装置を使用し、NBI は使用しない。
- (5) 超電導マグネットのクライオスタットはベルジャー型を採用する。

2.1.2 運転計画

運転モードの分類および各モード間の順序は、昨年度の検討結果と基本的には同一である。各運転モードの分類およびその内容については、Table 2.1.2 に示す。また、各運転モード間の移行関係を Fig. 2.1.1 に示す。

なお、昭和56年度概念検討では低出力運転モード (Reduced Power Operation mode) の定義として、機器の一部に異常が生じた場合に低出力で運転するモードとして定義されていた。しかし、今回の設計では上記のような原因だけでなく、電力系統の需要の時間変動に応じて低出力運転をする場合も含める。

現在稼動中の加圧水型軽水炉の出力制御の設計条件は、電力系統の負荷変動等を考慮して、以下のような条件が設定されている。

- (1) 全出力の $\pm 5\%$ / min (自動運転は 15 ~ 100%)
- (2) 全出力の $\pm 10\%$ / 瞬時
- (3) 全出力の -50% / 瞬時

SPTR 動力炉でも、商業用である限りほぼ同様の設計条件とする必要があろう。この場合、核融合炉心プラズマは分裂炉炉心に比較して出力制御がやや困難と予想されている。したがって、SPTR 動力炉ではプラズマによる出力制御だけではなく、例えば蒸気発生器で生成された蒸気の一部をタービンをバイパスさせて直接コンデンサに導くなどといった一次冷却系での出力制御の併用を検討する必要がある。

一方、冷態起動ステージ (Cold Startup Stage) についてみると、加圧水型軽水炉の場合

28℃/H以下の昇温速度で一次冷却水の温度を上昇させる。この設計基準は装置に作用する熱応力値等から決定された値である。冷却水の温度を上昇させる手段としては、①核発熱または②主ポンプでの摩擦損（Friction Loss）を使用する方法がある。SPTR 動力炉では上記①、②に対応して①微小出力プラズマまたは②主ポンプでの摩擦損などによって昇温させる事が適切と思われる。しかし、SPTR 動力炉では装置の稼働率を向上させる目的で一次系の昇温と同時に真空容器の排気、ベーキング、放電洗浄等を実施している。したがって、一次系昇温時に低出力プラズマの運転を行なう事は不可能であり、必然的にポンプの摩擦損に依存することになる。

2.1.3 構成機器間の系統計画

SPTR 動力炉の構成設備間の系統関連を Fig. 2.1.2 に示す。この図では計測用信号、バルブ駆動用圧空等の比較的小規模な系統については省略してある。以下に主たる系統について説明する。

(1) 電力系統

ブランケットで熱化された核融合エネルギーは、タービンにより電気出力に変換される。この電気出力の一部は、トロイダルコイル、ポロイダルコイル、冷凍系、高周波加熱システム等の運転エネルギーとして利用される。核融合炉では、このような所内電力が全出力に占める割合が分裂炉に比較して大きい点に特徴がある。したがって、先に述べた出力制御においてもこのような所内電力についても考慮に入れておく必要がある。

(2) 冷却系統

冷却系統としては、①発電用の一次冷却系、②トリチウム混入の恐れのあるトリチウム汚染水冷却系、③プール水冷却水系および二次冷却水系、の4系統がある。

一次冷却水系は、SPTR 動力炉の主要熱源であるブランケット、第一壁から加圧水によりエネルギーを除去し蒸気発生器に導びいて蒸気を得ている。一方、装置全体の熱効率を向上させる目的でポンプリミタの冷却水を給水加熱器（Feed Water Heater）に導入している。この点は昭和56年度設計からの変更点である。

高周波加熱器、トリチウムシステム等の冷却系にはトリチウム混入の恐れが考えられるので、トリチウム汚染水冷却系で冷却する。なお、高周波加熱器のうちアンテナ（Antenna）またはランチャー（Launcher）部が主たるトリチウム汚染源であり、発振器、電源などから構成される出力部（Power System）はトリチウム汚染源とはならない。このような点から、上記の2者を別別の系統に分離して冷却する方式も考えられるが、この点の検討は稍詳細な事項に分類されるので将来の検討に任ねる。

真空容器の冷却については、トリチウム汚染水冷却系により強制冷却するか、またはプール水によって半自然冷却にするか未検討であるので Fig. 2.1.2 の表示からは除外してある。

プール水は、①トリチウム汚染されている、②高純度を要求される、③処理水量が大きい、等の理由から独立系統としている。なお、プール水のインベントリーは昭和56年度設計に比較して約1桁減少して $\sim 10^4$ Ton 程度となっている。

上記の冷却水系のための二次的冷却水および電源、冷凍系の冷却水はトリチウム汚染されず、また高純度水である事を必要としないため二次冷却水系で冷却する。

(3) 液体ヘリウムおよび液体チッ素系統

クライオポンプ、トリチウム蒸留塔、および超電導マグネットであるトロイダルおよびポロイダルマグネットは極低温運転を必要とするため、液体ヘリウムおよび液体チッ素（または低温ヘリウム蒸気）で冷却する。冷凍系は、これらの冷媒を供給、回収、再冷凍するために設けられる。

(4) 含トリチウムガス（または固体）系統

トリチウムは核融合燃料として使用されるが、バーンアップは数パーセント程度であるため注入された大部分のガスは排気系に移行する。このため、トリチウムはブランケットおよび真空排気系から回収し、分離精製されたのちプラズマに再注入される。この他に、トリチウム汚染水から分離回収されるトリチウム、トリチウム廃棄物処理系などが、含トリチウムガス（または固体）系統に分類される。

2.1.4 運転シナリオとコイル通電波形

プラズマの運転シナリオおよびPFコイル通電波形を以下に述べる。

プラズマの運転期間は、2.1.2に述べた様に、プラズマ立上期間、定常運転期間、停止期間に別けられる。SPTR動力炉においては、RFによりプラズマ電流を維持しほぼ定常的な運転を行なうため、定常運転期間は、他の期間に比べ長時間のものとなる。またプラズマ立上および停止は実験炉等に比べて長時間をかけ、それに必要な電力等を小さなものとする。

プラズマ放電開始に先だて、真空容器内部はベーキング、放電洗浄等の手段によって十分な超高真空状態と良好な壁面状態が準備される。次に適量のトリチウムおよびデューテリウムのガスが真空容器内に導入され、ECHによって予備電離加熱される。次にポロイダル系によりプラズマに電圧を加え、プラズマ電流を誘起すると共に平衡磁場を加えてゆく。適当なプラズマ電流になった段階でLower Hybrid RFを加え、プラズマ電流を所定の電流値（16MA）まで励起する。この時RFの電流励起および加熱効率を良くするためプラズマ密度等が制御される。プラズマの温度、密度が点火条件に達したところで、DTの混合比を変えること等により、除々に反応出力を上げてゆき、定常状態とする。出力変動率は5%/分程度に制御される。

立上期間におけるプラズマおよびPFコイルの通電波形をTable 2.1.3およびFig. 2.1.3に示す。PFコイルはOH成分、平衡成分がプラズマに対して各々25V・sec、94V・sec、合計119V・secの磁束変化を与えると共に、平衡磁場を与える。プラズマに必要なインダクティブ磁束（253V・sec）およびプラズマ抵抗によって消費される磁束は、PFコイルおよびLHRFによって与えられる。

定常運転期間においては、出力制御、プラズマ位置形状制御、プラズマ温度密度制御が、ガス導入系、RF加熱系、PFコイル電源等を通じて制御され定常運転が行なわれる。

プラズマ停止期間はほぼ立上期間の逆過程で行なわれると考えられる。この時、ディスラプションを起こさない様に、十分な制御が行なわれる必要がある。

Table 2.1.1 Constitution of SPTR Power Plant

Reactor Equipment	First Wall Pumped Limiter Blanket Vacuum Vessel Toroidal Field Coil Poloidal Field Coil Magnet Cryostat (Belljar Type) Support Structure
Partial Pool	
Pumping System	Vacuum Vessel Pumping Magnet Cryostat Pumping
Plasma Heating and Current Drive System	LHRF system
Power Supply System	TF Magnet Power Supply PF Magnet Power Supply LHRF Power Supply Auxiliary Power Supply
Water Cooling System	Blanket Primary Cooling and Steam Generator System Tritium Contaminated Cooling System Pool Water Cooling System Secondary Cooling System
Cryogenic System	Magnet Cryostat Cooling Cryopump Cooling Fuel Handling System Cooling

Table 2.1.1 (cont.)

Fuel and Waste Treatment System	Fuel Circulating System Tritium Recovery System Tritium Containing System Waste Treatment System
Electric Generating System	Main Steam System Turbin and Generator Power and Control Wiring
Instrument and Control System	Plasma Control System Plant Control System
Remote Maintenance System	
Buildings	
Building Service	Air Conditioning System

Table 2.1.3 Current Rise Pattern of PF Coils and Plasma

Coil No.	Current (MA)			
	0 sec	13 sec	250 sec	400 sec
Plasma	0.00	2.00	10.57	16.00
1	6.07	-1.77	-3.55	-11.09
2	10.84	2.16	4.51	13.48
3	1.81	3.35	6.70	20.94
4	0.2	-2.07	-4.15	-12.96

Table 2.1.2 Operation Mode of the Reactor

Operation	Description of Status	Note
Startup Mode	SG Cooling Stage	At the end of this stage, SC magnet is ready for energy excitation.
	Cold Startup Stage	TF magnet energy excitation, vacuum pumpdown and baking and discharge cleaning are carried out simultaneously.
	Hot Startup Stage	OH coil energy excitation is carried out simultaneously and at the end of this stage, all the system is ready for plasma discharge.
Normal Operation Mode	Plasma Ignition Stage	
	Normal Operation Mode	All the systems are operating in their normal conditions.
Reduced Power Operation Mode	Reduced Power Operation Mode	This stage is introduced by the reduced electric power demand and/or the failure of a part of components.
	Plasma Termination Stage	Normal shut down, abrupt shut down and disruption of the plasma are included in this stage.
Shut Down Stage	Hot Shut Down Stage	Some inspection, repair and maintenance is carried out during this stage.
	Cold Shut Down Stage	Energy release of TF magnet and/or vacuum release are introduced if necessary.
	SC Coil Warming Stage	At the end of this stage, SC magnet is ready for repair.
	Repair & Maintenance Mode	After this mode, reactor is introduced to the startup mode.

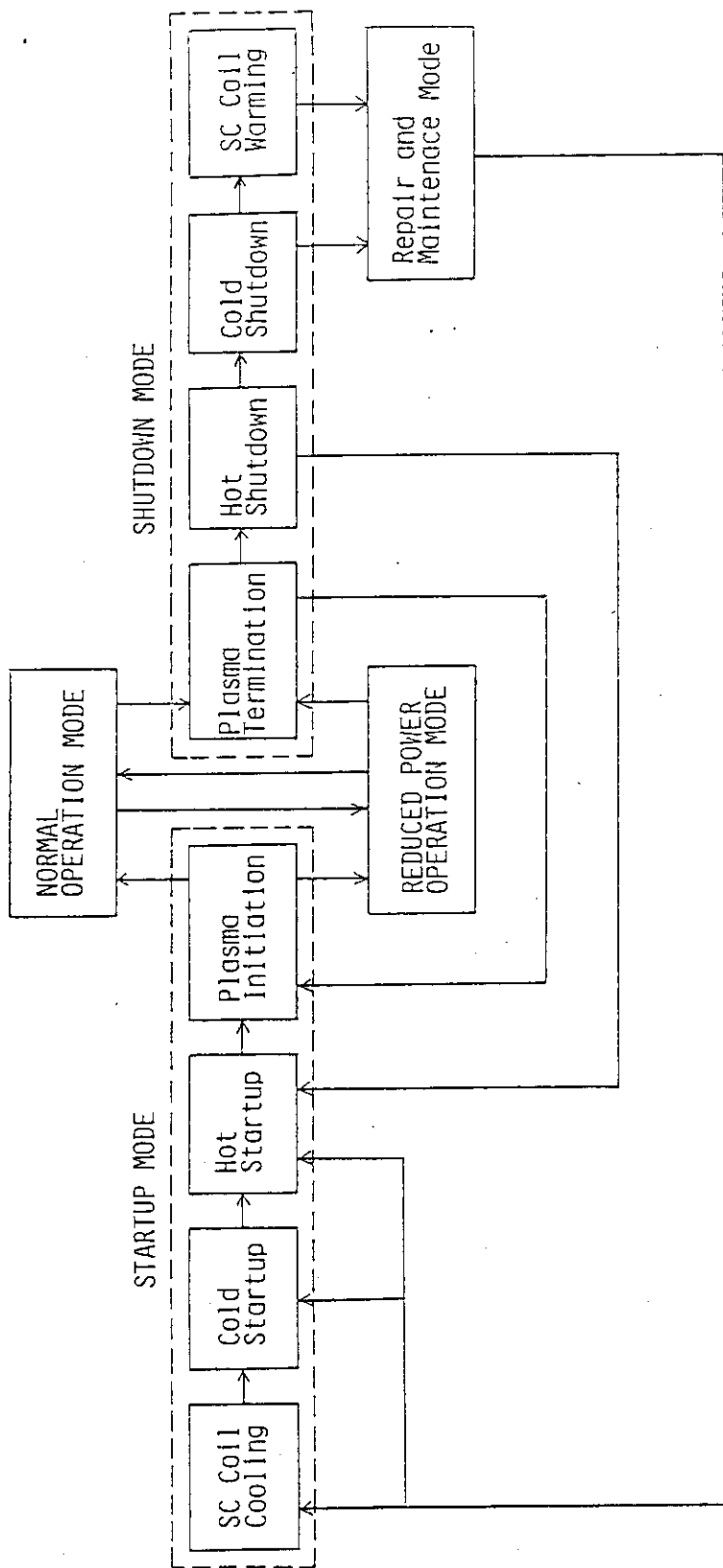


Fig. 2.1.1 Classification and Sequences of the Reactor Operation

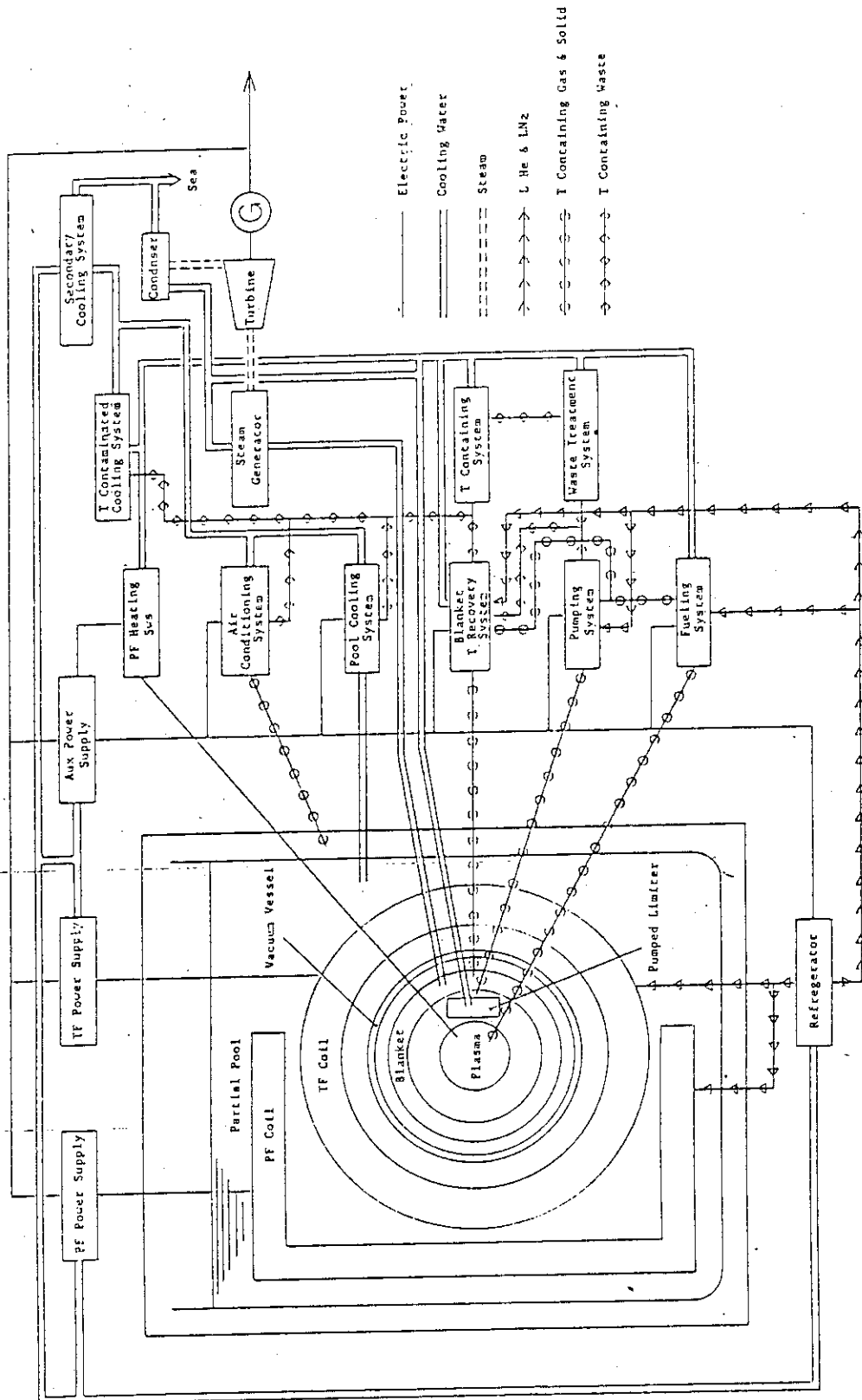


Fig. 2.1.1.2 System Relationships of SPTR Power Plant

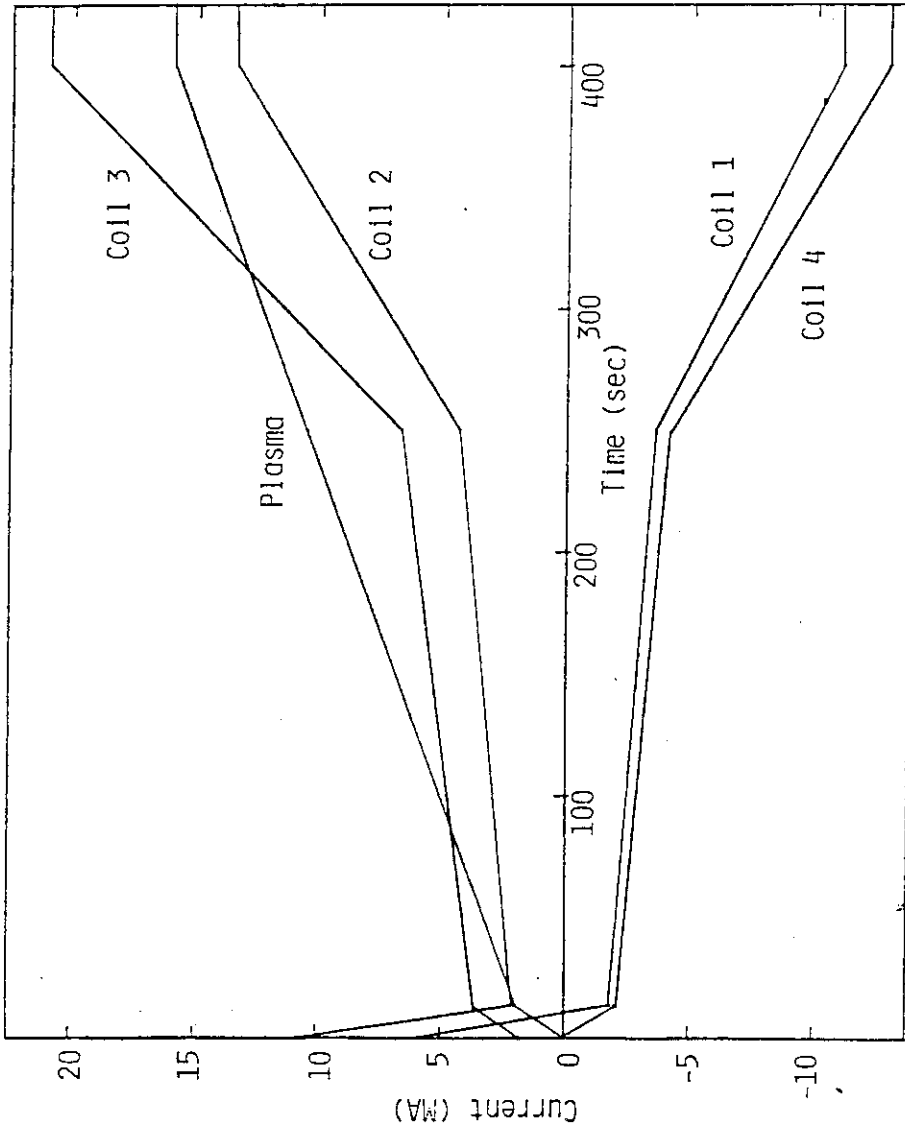


Fig. 2.1.1.3 Current Rise Pattern of PF coils and Plasma

2.2 本体全体構造

本概念設計では、スイミングプール型次期装置の基本概念を踏えて、動力炉の炉構造について検討を行なう。

本体は、TF コイル、PF コイル、コイル真空槽、真空容器、ブランケット、ポンプリミタ、第一壁、支持構造物、および、分解組立に必要な本体に取付けられる移動設備等から構成されている。

2.2.1 基本検討

(1) 検討条件

先に述べた基本仕様以下に示す内容を加えて検討条件とする。

- ① TF コイルの本数は12, 14, 16本の3ケースから選択する。
- ② トロイダルリップルを2%以下とし、1%を目標とする。
- ③ 本体全体構造寸法を最小化する。
- ④ 分解修理の簡易化を重視したものとする。
- ⑤ ブランケットのトロイダル方向巾は、すべて同一となるように、分割数を決定する。
- ⑥ ブランケット冷却水配管の流速は10m/sec以下となるように配管径を決める。
- ⑦ 真空容器のインボード板厚は、中性子遮蔽を考慮して300mmとする。

(2) 基本構想

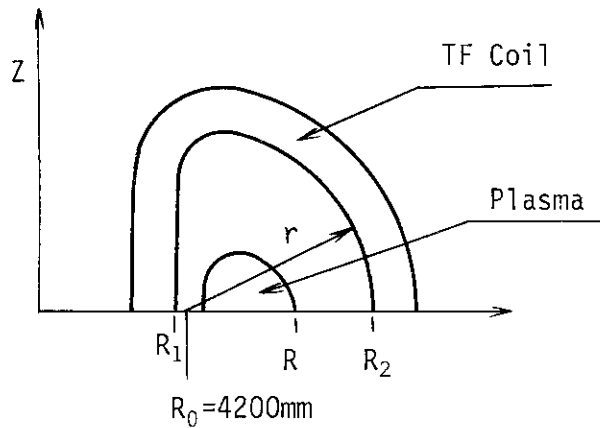
炉本体は遠隔操作で定期的交換を行わなければならないため、分解再組立が容易に行なえるシステムとしなければならない。特に一次冷却水配管の切断・接続に係る作業の簡易化および信頼性の高い接続方法が、スイミングプール方式では重要であると考え、プール水中での配管切断・接合を行わない方式とした。これは配管を流れる冷却水温度が $\sim 330^{\circ}\text{C}$ と高温であり、プール水が進入しない断熱構造を配管外側に取付けなければならないため、二重配管構造としたことによる。このため真空容器は、プール水中に設けられる配管を取付けたまま分解再組立するシステムとした。

TF コイルの裏側に設置する真空容器（サイドカセット）に取付られている配管は、TF コイル間の窓部を通して本体の外へ導かれている。このためTF コイル間に設置する真空容器（センターカセット）はサイドカセットの配管と干渉せず窓部を通過できる大きさとしなければならない。一方TF コイルと真空容器間の主半径方向距離は、配管の曲げを考慮した長さを確保することが、炉本体のコンパクト化の設計方針から出来ず、真空容器壁を貫通した配管がほぼ直進して窓部を通る配置とすることとした。

(a) トロイダルリップルの評価

TF コイルの本数と大きさを、以下に示すトロイダル磁場リップル評価式で計算し、結果をTable 2.2.1に示す。尚リップルは下図R点での値である。

$$\text{Ripple} = \left\{ \frac{1.0}{\left(\frac{R}{R_1}\right)^n - 1} + \frac{1.0}{\left(\frac{R_2}{R}\right)^n - 1} \right\} \times \frac{1}{2} \quad (2.2.1)$$



[n ; TF コイル本数]

トロイダル磁場リップルの評価から、TF コイル本数が16本の場合はすべて仕様値内に収まっており、14本の場合は $r = 7100 \text{ mm}$ 以上、12本の場合は $r = 7600 \text{ mm}$ 以上で仕様値を満している。

(b) 主要構成機器間の空間取合い

本体を構成する主要機器間の空間取合いのうち、関連を特に調整しなければならないものを以下に示す。

- ① 窓部寸法と真空容器カセットの寸法
- ② ブランケット冷却配管径と真空容器厚肉部（フランジ・ベローズ部を除く）のトロイダル方向巾
- ③ 本体構成機器の主半径方向専有空間

上記各項目は互に関連が深く複雑であるが、ここではできるだけ分離して述べることとする。

(i) 主半径方向の空間取合い

基本仕様スイミングプール型次期装置の検討結果を踏えて検討し、Fig. 2.2.1 に示す主半径方向の各機器専有空間取合いとした。

(ii) トロイダル方向の空間取合い

TF コイル本数・大きさと、トロイダル磁場リップルの関連の他に、TF コイル間の窓部より真空容器が引抜けるように、TF コイルと真空容器の仕様を決めなくてはならない。また、ブランケット冷却配管が真空容器厚肉部を貫通できるようにしなくてはならない。

Table 2.2.2 に、TF コイル本数・大きさ、真空容器の分割角度、ブランケット分割数、ブランケット冷却配管径に係る関連検討結果を示す。この表より TF コイル14本、TF コイル形状 $R_0 = 4200 \text{ mm}$ 、 $r = 7500 \text{ mm}$ 、真空容器の分割角度 10.286° および 15.429° 、ブランケット分割数70を選択した。

(c) 支持計画

基本的な支持関連はスイミングプール型次期装置とほぼ同システムとしており、Fig. 2.2.2 に示す支持関連としている。次期装置と異なる点は、TF コイル2本を一組とし、全面にシアールパネルで連結していた TF コイル支持方式を、各 TF コイル間の上部および下部にアンチトルクビームを取付け、各 TF コイル間に窓部を設けていることである。

真空容器は、TF コイル1本につき2個のセクターとしており全部で28分割としている。この

真空容器は互に剛に連結され、水圧、電磁力に対して自己支持するシステムとしている。

ブランケットは、発電を行なうため 330°C 以上の温度となり、真空容器との熱膨脹差が大きい。このためブランケットを構造的にトロイダル方向に一周をなすようにし、重量支持をブランケット下部から真空容器へ伝え、上部では垂直方向熱膨脹を拘束しない支持方式としている。電磁力支持に関しては、ブランケットの側面に垂直方向は拘束しないがトロイダル方向には拘束するスライド支持構造物を、電磁力に応じて取付けることとする。

(d) 電気絶縁計画

本体構造として、真空容器およびブランケットを除く機器は電氣的にトロイダル方向に一周を形成させない必要がある。また渦電流発生を最小限とするためにも、電気絶縁を構造物間に設けなければならない。

以下に電気絶縁および電気抵抗を設ける主な場所を示す。

- ① 真空容器とコイル真空槽間はすべて絶縁
- ② コイル真空槽はトロイダル方向に TF コイルの位置で絶縁
- ③ 真空容器はトロイダル方向に TF コイルの位置で抵抗体を挿入
- ④ TF コイルは各コイルごとに絶縁
- ⑤ バックリングシリンダおよびバックリングはトロイダル方向に絶縁
- ⑥ TF コイルとバックリング間は絶縁

上記以外についても、トロイダル方向に電氣的一周を形成しないよう適宜絶縁物を挿入する。

2.2.2 本体構造計画

前項で検討した基本構想を踏えて構造検討を行ない、Fig. 2.2.3, Fig. 2.2.4 に示す本体立面図、Fig. 2.2.5, Fig. 2.2.6 に示す本体平面図を得た。以降に各機器の構造計画について述べる。

(1) TF コイル

(a) TF コイル形状の検討

TF コイルの本数と水平面上 ($Z=0$) の位置については前節で決定しており、ここでは TF コイル形状と、TF コイルが PF コイルに及ぼす影響について述べる。

TF コイル形状は、拡張力支持の観点からは、Fig. 2.2.7 に示すコンスタントテンション型が望ましい。しかしながら TF コイルが縦長の形状となっているため、No.3 の PF コイル Z 軸設置位置は 8900 mm となり、PF コイル電流を大巾に増加させなければならない。

一方 No.3 PF コイルの Z 位置を 8500 mm としたときの TF コイル形状を検討し、若干コンスタントテンション条件より外れるが D 型形状に近い、Fig. 2.2.8 に示す形状を得た。

また No.3 PF コイルの Z 位置を 8180 mm としたときの TF コイル形状も検討し、Fig. 2.2.9 に示す形状を得た。

Fig. 2.2.9 の TF コイル形状は、D 型形状から大巾に外れており、採用しないこととした。

したがって、D 型形状に近く、かつ No.3 PF コイルの Z 位置が大巾に増えない Fig. 2.2.8 を本案とした。本案とした TF コイルの転倒力支持構造物設置領域を Fig. 2.2.10 に示す。

(b) TF コイル強度検討

Fig. 2.2.8 に示す TF コイルの構造解析を行なった。

(i) 計算モデル

TF コイルと倒し力支持ビームを計算対象として、TF コイルキャンを梁要素に、倒し力支持ビームを板要素にモデル化した。また、中心支持柱は薄肉円筒とみなし半径方向のバネ要素を、隣接するTF コイルノーズ部に存在するキー構造はトラスとみなし、トラス方向と高さ方向のバネ要素を用いた。

境界条件としてはTF コイル1本分に倒し力支持ビーム半分ずつをモデル化し、トラス方向にNASTRANのCyclic Symmetry (ROTATIONAL SYMMETRY)を用いて、TF コイル14本を解析対象とした。

Fig. 2. 2. 11 に解析モデルの節点番号を、Fig. 2. 2. 12 に要素番号を示す。Table 2. 2. 3 に梁要素の各剛性値を示す。

(ii) 荷重条件

次に示すTF コイルに作用する荷重ケースについて解析を行なった。

- ① 拡張力
- ② 倒し力
- ③ 拡張力+倒し力
- ④ 自重

拡張力と倒し力の荷重値を Fig. 2. 2. 13 および Fig. 2. 2. 14 に示す。

(iii) 計算結果

各荷重ケースに対応する変形図を Fig. 2. 2. 15 ~ Fig. 2. 2. 18 に示す。各荷重ケースに対応する発生応力を、Table 2. 2. 4 に示す。

SUS 304LM の 4.2 K の静的強度として以下に示す値が用いられている (スイミングプール型次期装置設計報告書)。

$$S_m = 52.0 \text{ kg/mm}^2$$

$$1.5 S_m = 78.0 \text{ kg/mm}^2$$

したがって Table 2. 2. 4 に示す応力は静的強度の範囲内にはあるが、倒し力を繰り返し荷重として、 σ_m , $\Delta\sigma$ を求め疲れ限度線図から評価すると、かなり厳しい値であろう。一方 Fig. 2. 2. 16, Fig. 2. 2. 17 から倒し力の際、最大変位がトラス方向に 77.97 mm 生じている。これは、外側トロイダルコイルには倒し力支持ビームが設置されておらず、剛性が極端に弱くなっているためと思われる。

本体全体構造のTF コイルシステムとは異なるが、TF コイルに発生する変位および応力を緩和するように、支持条件、キャン剛性等を変えて計算したものを APPENDIX に示す。

APPENDIX の結果ではTF コイル2本を1組とし、シアーパネルで互に全面連結するシステム (MODEL 4) 以外は変位・応力とも厳しい値となっている。

本体全体構造のシステムを大巾に変えないで、TF コイルに発生する変位・応力を緩和するには、TF コイル外側のキャン構造を主半径方向外側で大きくした台形断面構造とする必要がある。

(2) PF コイル

PF コイルは、TF コイル向心力支持構造物の領域が広くできる、ハイブリッド方式を将用した。

電磁力支持の基本的な考え方は、フープカを自己支持し上下方向力のみ支持構造物で支持する方式とする。

No.1, No.2のコイルはTFコイルに支持する。但し、下側No.3コイルは組立を考慮して中心支持柱に支持する。

(3) 真空容器

真空容器は厚肉部、一周抵抗部、分割部、および支持部から構成される。厚肉部は100 mmの厚板と補強構造物を兼ねるフランジ等のリムから成るが、インボード側の厚板は中性子遮蔽の機能を強化するため300 mmとした。

真空容器の断面形状は、ブランケットと一次冷却水配管を収納し、かつTFコイル間の窓部より引抜けるよう検討した (Fig. 2.2.3, Fig. 2.2.4 参照)。

真空容器の基本的な組立分解は、スイミングプール型次期装置と同様にTFコイル間の窓部から主半径方向に引抜くカセットと、トロイダル方向に回転してから主半径方向に引抜くカセットで構成する。分割数はTFコイル本数の倍の28とし、TFコイル間に配置するカセットを 10.286° 、TFコイルの裏側に配置するカセットを 15.429° とする。

各カセットの設置位置はFig. 2.2.19に示す一次冷却水配管、RFダクト、および真空排気ダクトの配置計画からFig. 2.2.5およびFig. 2.2.6に示すように、TFコイル間に配置されるカセットを窓部の際まで寄せている。

一周抵抗部はTFコイルの裏側に設け、全部で14ヶ所とする。一周抵抗はベローズ方式と、パイプ方式があるが、スイミングプール型であることから、パイプ方式とし、パイプの内側に水圧を負荷する構造とした。一周抵抗値としては $0.1\text{ m}\Omega$ を目標とする。

TFコイル間に配置する真空容器には、真空排気ポートもしくはLHRFランチャーが取付けられる。真空排気ポートは $1300\text{ mm}\phi$ を4ヶ所、LHRFランチャーは $681 \times 1220\text{ mm}$ を8ヶ所取付ける。

(4) コイル真空槽

コイル真空槽は、外側コイル真空槽と内側コイル真空槽とから成り、外側コイル真空槽は上部、下部、中央部に分割される。内側真空槽には、14ヶ所の真空容器引抜き用窓を取付け、外側真空槽の中央部につなげる。コイル真空槽の断面形状は、Fig. 2.2.20に示すとおりであり、直径 $28\text{ m}\phi$ 、高さ 28 m の大きい構造物となっている。電気絶縁部は、特に内側真空槽で数多く設けることが、渦電流対策上有効であるが、真空容器分割部の自動溶接、切断器の走行空間を確保するため14ヶ所とする。TFコイルの組立を考慮して、中央部のコイル真空槽は、TFコイルに取付けて組立てる方式とした。このためTFコイル設置位置 (トロイダル方向) に絶縁部を設け、組立前にTFコイルに組込んでおく構造とした。分割部はTFコイル設置位置の中間に設け、TFコイル組立時に連結する (Fig. 2.2.21 参照)。

上部および下部はトロイダル方向に7分割している。平面図をFig. 2.2.22に、支持脚と関連をFig. 2.2.23に示す。今回の設計では、プール水は中央部のコイル真空槽部だけに満す方式とした。このため上部コイル真空槽の外壁に鉛層を設置し、 γ 線遮蔽を行なう構造とした。

(5) ブランケット、第一壁

ブランケットは、トリチウム増殖と、発電用熱供給源の両機能を満足させなければならない。

スイミングプール型次期装置と大きく異なる点は、PWRの一次冷却水と同温にするため、入口温度 290°C 、出口温度 330°C にすることから、ブランケットの温度が高くなり、真空容器温度との差分だけ、熱膨張変位がでる点である。このためブランケットはポロイダル方向に構造的一周を形成し、ブランケット下部で重量支持を行ない、上部で熱膨張変位を拘束しない支持方式とした。ブランケット内の冷却は、冷却流路をできるだけ均等にすること、および真空容器内の冷却配管の引廻しの制約よりポロイダル方向に冷却水を流す方式とした。ブランケットのポロイダル断面を7セクターに別けて冷却する。

ブランケットの構造材料は、 $15\text{ MW}\cdot\text{y}/\text{m}^2$ 程度の寿命を想定した改良316ステンレス鋼としてトリチウム増殖材は Li_2O とする。ブランケットの基本形状はFig. 2.2.4およびFig. 2.2.6に示すとおりであり、TFコイル間に配置する真空容器カセットには2個、TFコイル裏側に配置する真空容器カセットには3個のブランケットを設置する。

第一壁は、ブランケットと同じ改良316ステンレス鋼のパイプ構造とし、ブランケット内の冷却水流路と同じポロイダル方向に流す構造とした。

尚、第一壁の機能として、プラズマディスラプションに対する防護が必要とされる場合は、別途材料、支持方法等について再検討する必要がある。

(6) ポンプリミタ

ポンプリミタは、ミッドプレーン上にトロイダル方向に連続して設置し、プラズマ排気を行なう。したがって、ブランケットのミッドプレーンに相当する部分は、トロイダル方向に連続した切欠を設け排気する。

ポンプリミタは、低Z材を使用し、水冷機構を取付なければならない。低Z材に冷却機構が取られる材料は限られており、最近開発されたSiC焼結品を使用することとした。リミタの大きさは、ミッドプレーンより上下に各々680 mmとし、リミタの厚みは40 mmとする。リミタの支持は、ブランケット切欠部に設けるブランケット連結構造物に支持する方式とする。

(7) 真空排気ダクト、RFランチャー

真空容器より真空排気設備へつなぐダクトで、ブランケット切欠部からのストリーミングを防止するため、ミッドプレーンより若干上方にダクトを取付ける。また真空容器内の排気を均一化するために、 1300ϕ のダクトを4本、トロイダル方向に分散配置する。RFランチャーは、真空容器、ブランケットを貫通する $681 \times 1220\text{ mm}$ の構造物で、真空容器ポートにフランジ結合により、8ヶ所取付ける。

Table 2.2.1 TF Coil Ripple (%)

R_2 (mm)	r (mm)	Ripple for 16 coils	Ripple for 14 coils	Ripple for 12 coils
12,100	7,800	0.44	----	1.52
12,000	7,700	----	----	----
11,000	7,600	0.58	1.02	1.81
11,800	7,500	----	1.15	2.02
11,700	7,400	0.76	1.30	2.24
11,600	7,300	----	----	----
11,500	7,200	1.01	1.67	2.79
11,400	7,100	----	1.90	----
11,300	7,000	----	2.16	----
11,200	6,900	1.55	2.46	3.91

Table 2.2.2 Study of Main Parameters

Number of TF Coils	TF Coil Size and Toroidal Field Ripple (%)	Width of Shield Window (Z=4283mm)	Toroidal Directional Angle of Vacuum Vessel Cassette	Width of Vacuum Vessel Cassette (Z=4283mm)	Number of Blanket Unit	Toroidal Directional Angle of Blanket Unit	Width of Blanket Unit	Heat Generation of a Blanket Unit	Inside Diameter of Primary Coolant Pipe	Outside Diameter of Double Pipe	Max. Pipe	
											Diameter to the Vacuum Vessel Cassette	Diameter to the Vacuum Vessel Cassette
16	Ro : 4299 r : 7600 Ripple: 0.58%	2076	9° (4.5°x2)	1994	80	4.5°	754	90.3	266.3(14B)	455.6	912φ	912φ
	13.5° (4.5°x3)		138.5					329.7(16B)	506.4	912φ		
	Ro : 4200 r : 8100 Ripple: 0.30%	2286	7.5°	2214	48	7.5°	1258	76.9	245.8(12B)	418.5	677φ	677φ
14	Ro : 4200 r : 7500 Ripple: 1.15%	2368	15° (7.5°x2)	1663	64	5.625°	883	153.8	347.6(18B)	557.2	1069φ	1069φ
			11.25° (5.625°x2)					115.4	301.0(16B)	506.4	1264φ	383φ
			11.25° (5.625°x2)					76.9	245.8(12B)	418.5	677φ	677φ
12	Ro : 4200 r : 7600 Ripple: 1.81%	2914	7.5°	1109	48	7.5°	1258	76.9	245.8(12B)	418.5	677φ	677φ
			7.5°					131.9	321.8(16B)	506.4	509φ	
			7.5°					105.5	287.8(14B)	455.6	1114φ	
12	Ro : 4200 r : 7600 Ripple: 1.81%	2914	12.857° (6.429°x2)	1899	56	6.429°	1078	158.2	352.5(18B)	557.2	1114φ	1114φ
			12.857° (6.429°x2)					153.8	347.6(18B)	557.2	1849φ	677φ
			10.286° (5.143°x2) 15.429° (5.143°x3)					123.1	310.9(16B)	506.4	2001φ	
12	Ro : 4200 r : 7600 Ripple: 1.81%	2914	15° (7.5°x2 or 5°x3) 15° (7.5°x2 or 5°x3)	2214	48 or 72	7.5° or 5°	1258 or 839	184.6	380.7(20B)	608.0	2001φ	2001φ
			12° (6°x2) 18° (6°x3)					184.6	380.7(20B)	608.0	2001φ	

Table 2.2.3 BEAM ELEMENT RIGIDITY

ELEMENT	SECTIONAL AREA A (mm ²)	INERTIA MOMENT OF AREA I ₁ (mm ⁴)	INERTIA MOMENT OF AREA I ₂ (mm ⁴)	TORSIONAL RIGIDITY J (mm ⁴)	SHEAR EFFICIENT AREA A ₁ (mm ²)	SHEAR EFFICIENT AREA A ₂ (mm ²)
NOSE PART OF COIL CASE	7.113x10 ⁵	1.207x10 ¹¹	1.446x10 ¹¹	1.481x10 ¹¹	3.557x10 ⁵	3.557x10 ⁵
THER PART OF COIL CASE	1.339x10 ⁶	2.539x10 ¹¹	3.426x10 ¹¹	3.724x10 ¹¹	6.695x10 ⁵	6.695x10 ⁵

Table 2.2.4 RESULT OF SERUCTURAL ANALYSIS

LOAD CASE	TF COIL CASE			ANTITORQUE BEAM	
	ELEMENT	MEMBRANE STRESS	BENDING STRESS	ELEMENT	PRINCIPAL STRESS
1	1	14.37	14.41	101 111	7.55
2	13	0.0	55.85	106 116	19.27
3	13	12.68	61.99	116	23.21
4	11	0.04	0.39	101 111	0.20

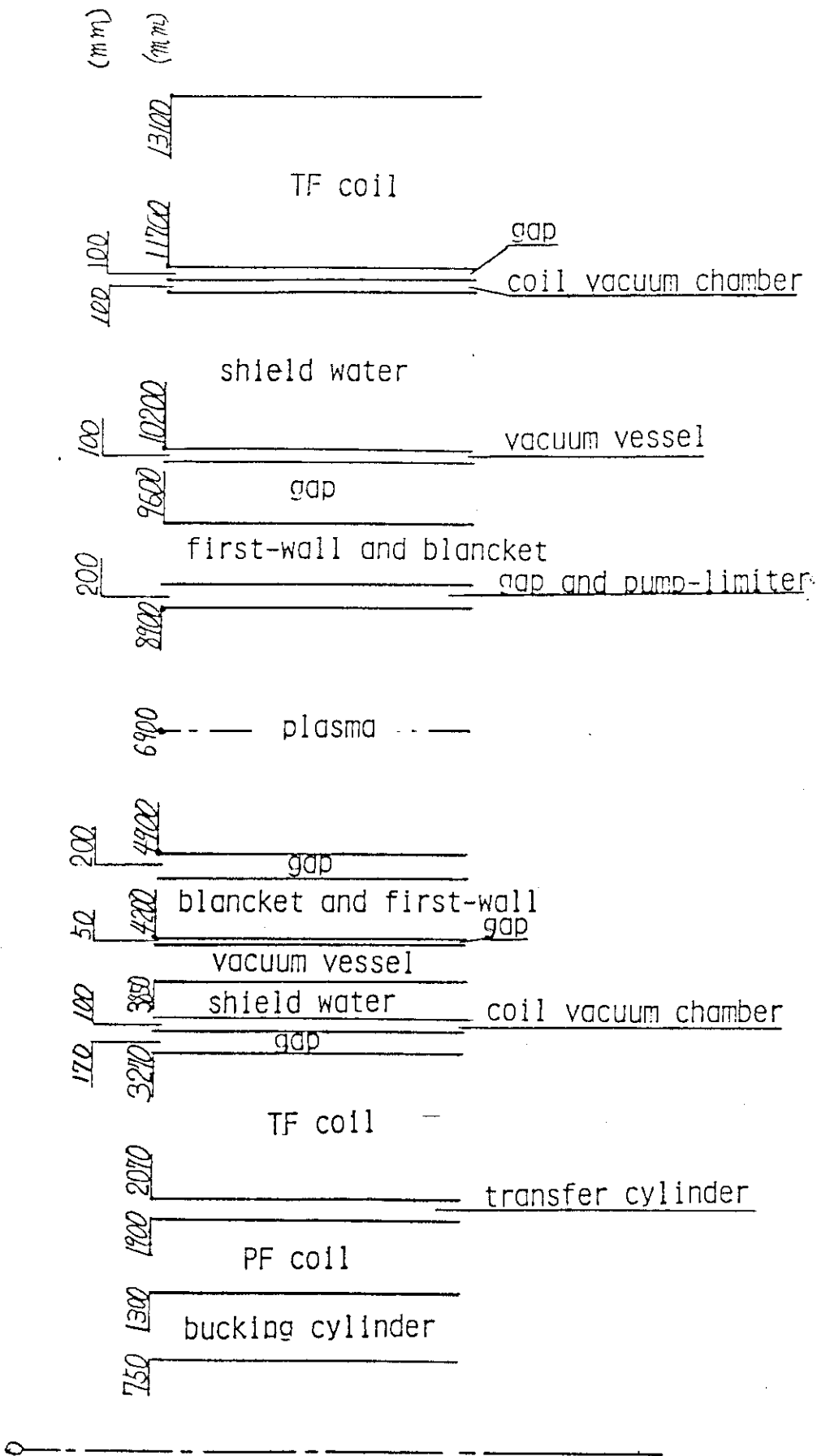


Fig 2.2.1 Each Component Location (Z=0)

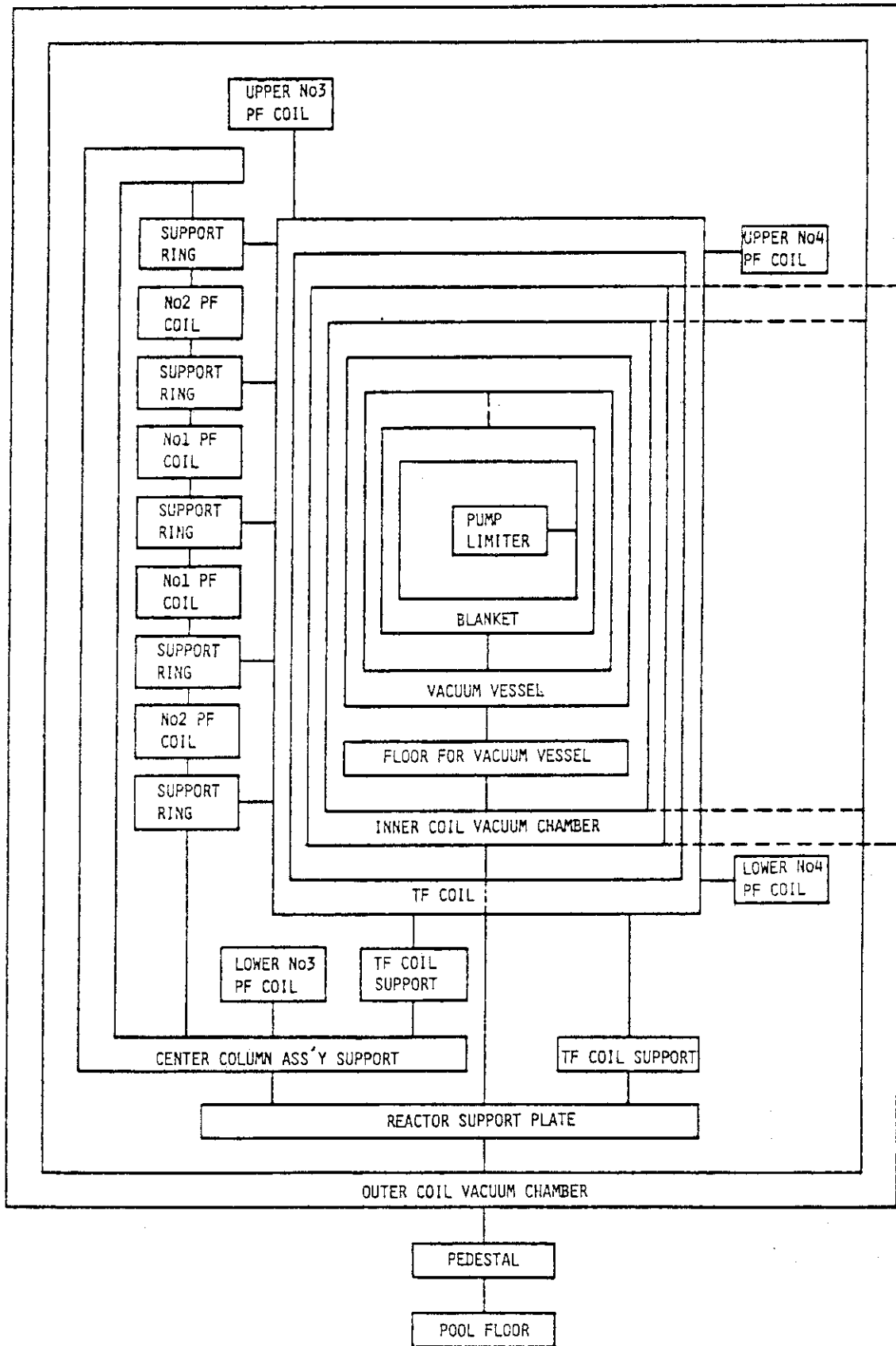
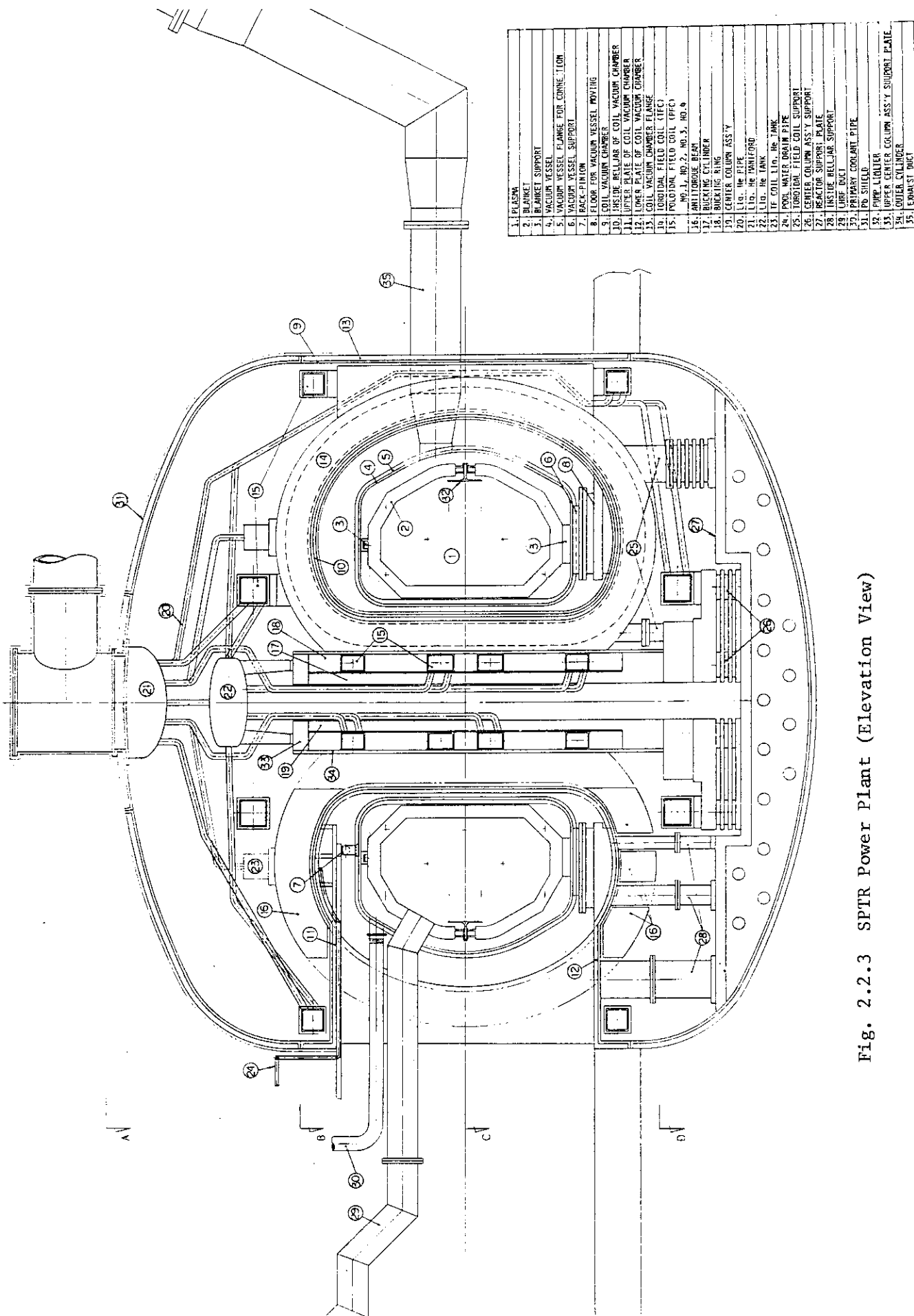


FIG 2.2.2 DIAGRAM OF REACTOR SUPPORT SYSTEM



1.	PLASMA
2.	BLANKET
3.	BLANKET SUPPORT
4.	VACUUM VESSEL
5.	VACUUM VESSEL FLANGE FOR CONVE. FLOW
6.	VACUUM VESSEL SUPPORT
7.	BACK-FINLOW
8.	FLOOR FOR VACUUM VESSEL MOVING
9.	COIL VACUUM CHAMBER
10.	INSIDE BELLJAR OF COIL VACUUM CHAMBER
11.	UPPER PLATE OF COIL VACUUM CHAMBER
12.	LOWER PLATE OF COIL VACUUM CHAMBER
13.	COIL VACUUM CHAMBER FLANGE
14.	LONGITUD. FIELD COIL (LFC)
15.	POLYIMIDE FIELD COIL (PFCL)
16.	INSIDE BELLJAR OF POLYIMIDE FIELD COIL (PFCL)
17.	INSIDE BELLJAR OF POLYIMIDE FIELD COIL (PFCL)
18.	INSIDE BELLJAR OF POLYIMIDE FIELD COIL (PFCL)
19.	INSIDE BELLJAR OF POLYIMIDE FIELD COIL (PFCL)
20.	L.I.G. HE PIPE
21.	L.I.G. HE PARTIFORD
22.	L.I.G. HE TANK
23.	IF COIL L.I.G. HE TANK
24.	POOL WATER DRAIN PIPE
25.	TOROIDAL FIELD COIL SUPPORT
26.	CENTER COLUMN ASS'Y SUPPORT
27.	REACTOR SUPPORT PLATE
28.	INSIDE BELLJAR SUPPORT
29.	URF DUCT
30.	PRIMARY CORIANT PIPE
31.	FD SHIELD
32.	PUMP LIQUID
33.	UPPER CENTER COLUMN ASS'Y SUPPORT PLATE
34.	LOWER COLUMN
35.	EXHAUST DUCT

Fig. 2.2.3 SPTR Power Plant (Elevation View)

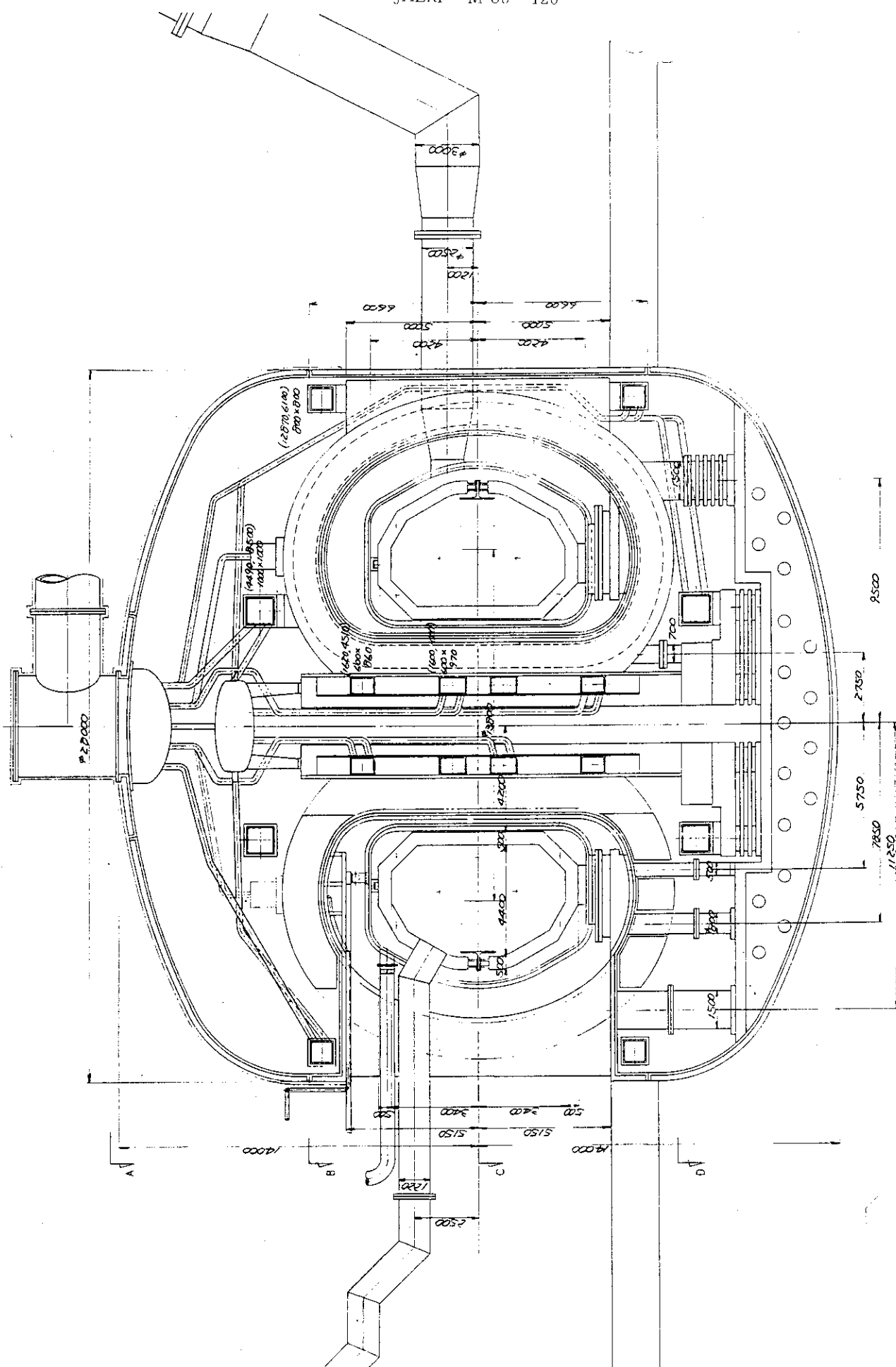
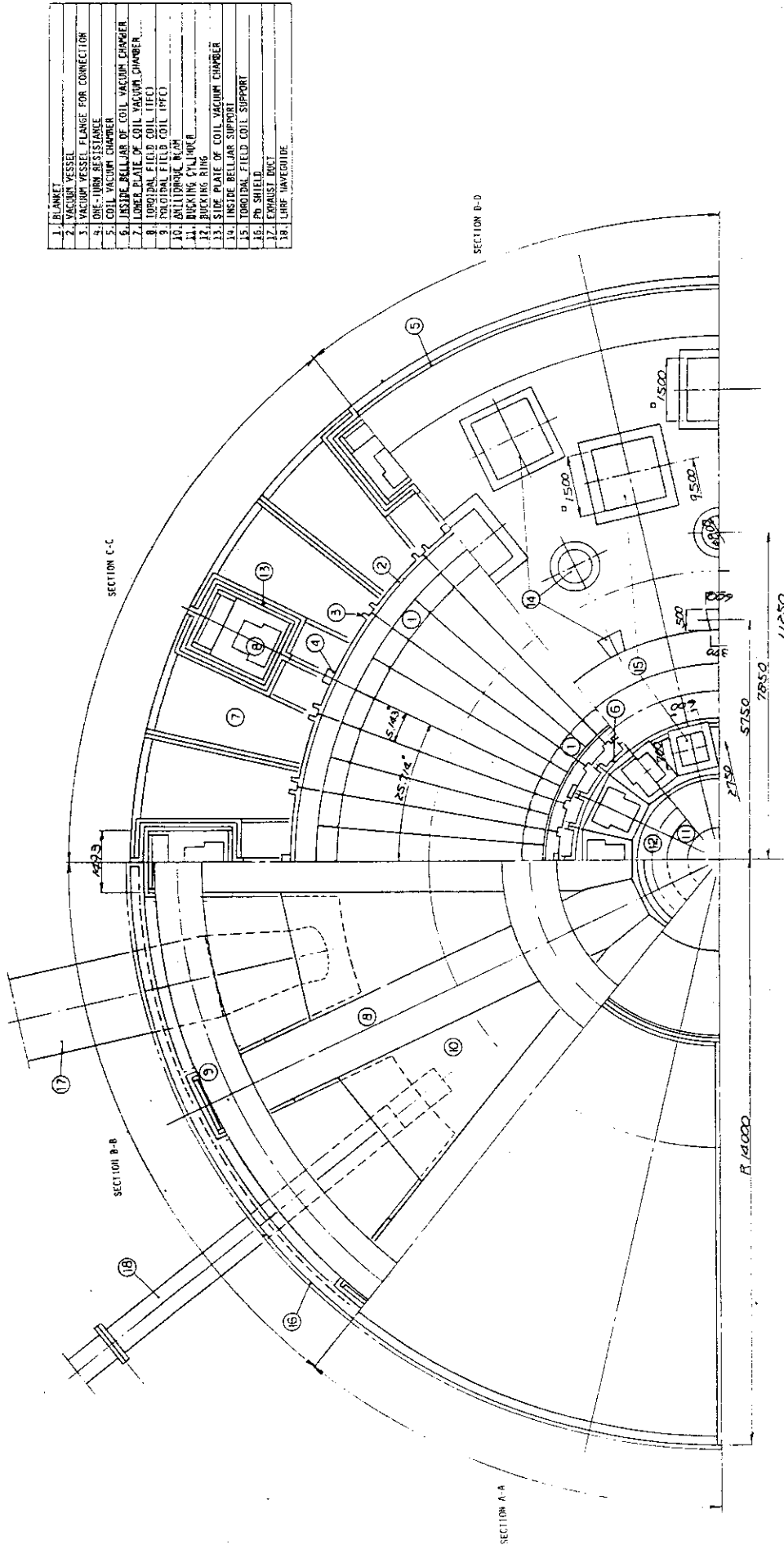


Fig. 2.2.4 SPTR Power Plant (Elevation View)



1.	BLANKET
2.	VACUUM VESSEL
3.	VACUUM VESSEL FLANGE FOR CONNECTION
4.	ONE-TURN RESISTANCE
5.	COIL VACUUM CHAMBER
6.	INSIDE BELLAR OF COIL VACUUM CHAMBER
7.	LOWER PLATE OF COIL VACUUM CHAMBER
8.	TOROIDAL FIELD COIL LIFE
9.	TOROIDAL FIELD COIL LIFE
10.	SHIELDING RING
11.	SHIELDING RING
12.	SHIELDING RING
13.	INSIDE BELLAR SUPPORT
14.	TOROIDAL FIELD COIL SUPPORT
15.	Pb SHIELD
16.	COMPACT BOOT
17.	COMPACT BOOT
18.	COMPACT BOOT

Fig. 2.2.5 SPTR Power Plant (Plane View)

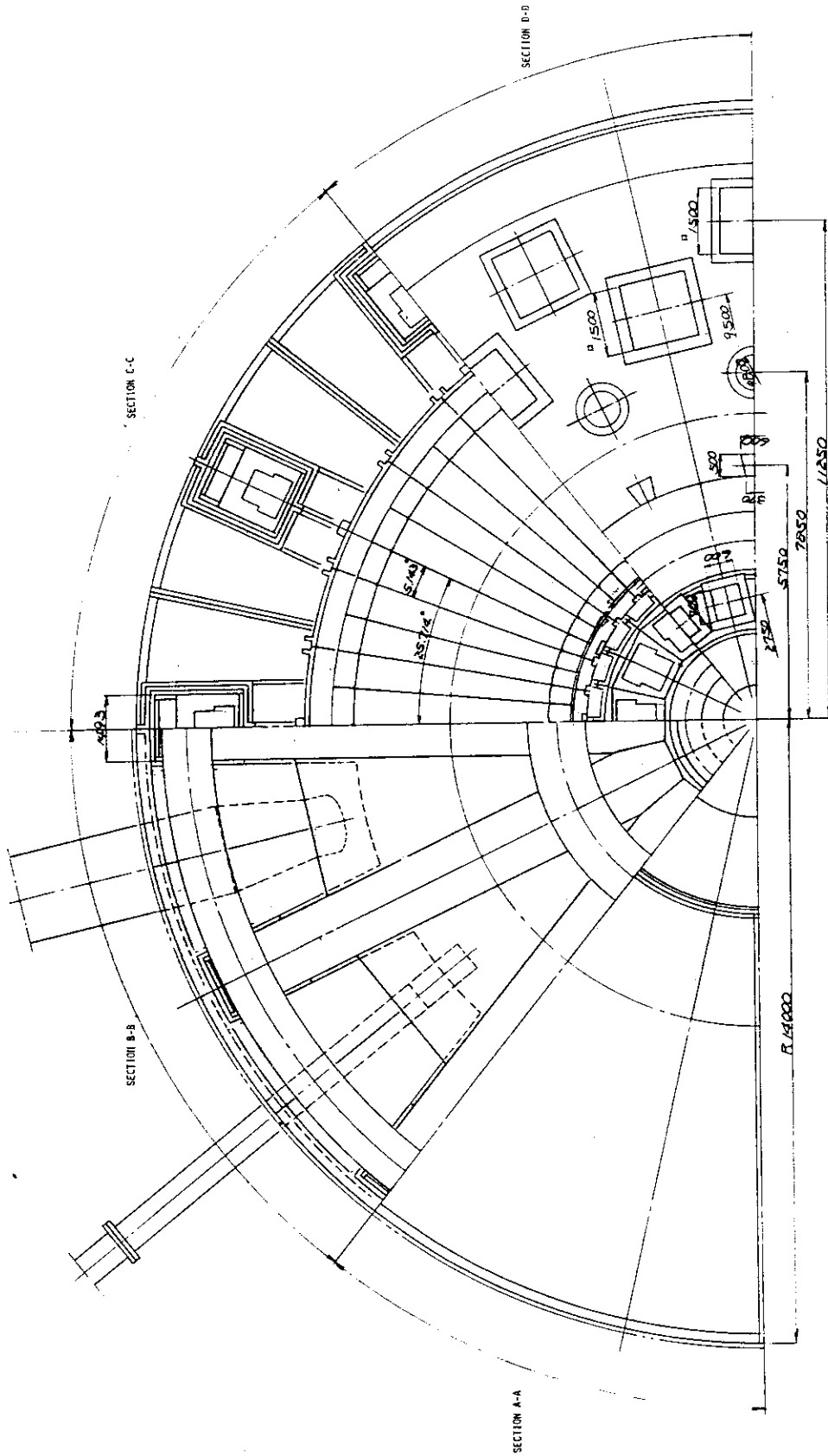


Fig. 2.2.2.6 SPTR Power Plant (Plane View)

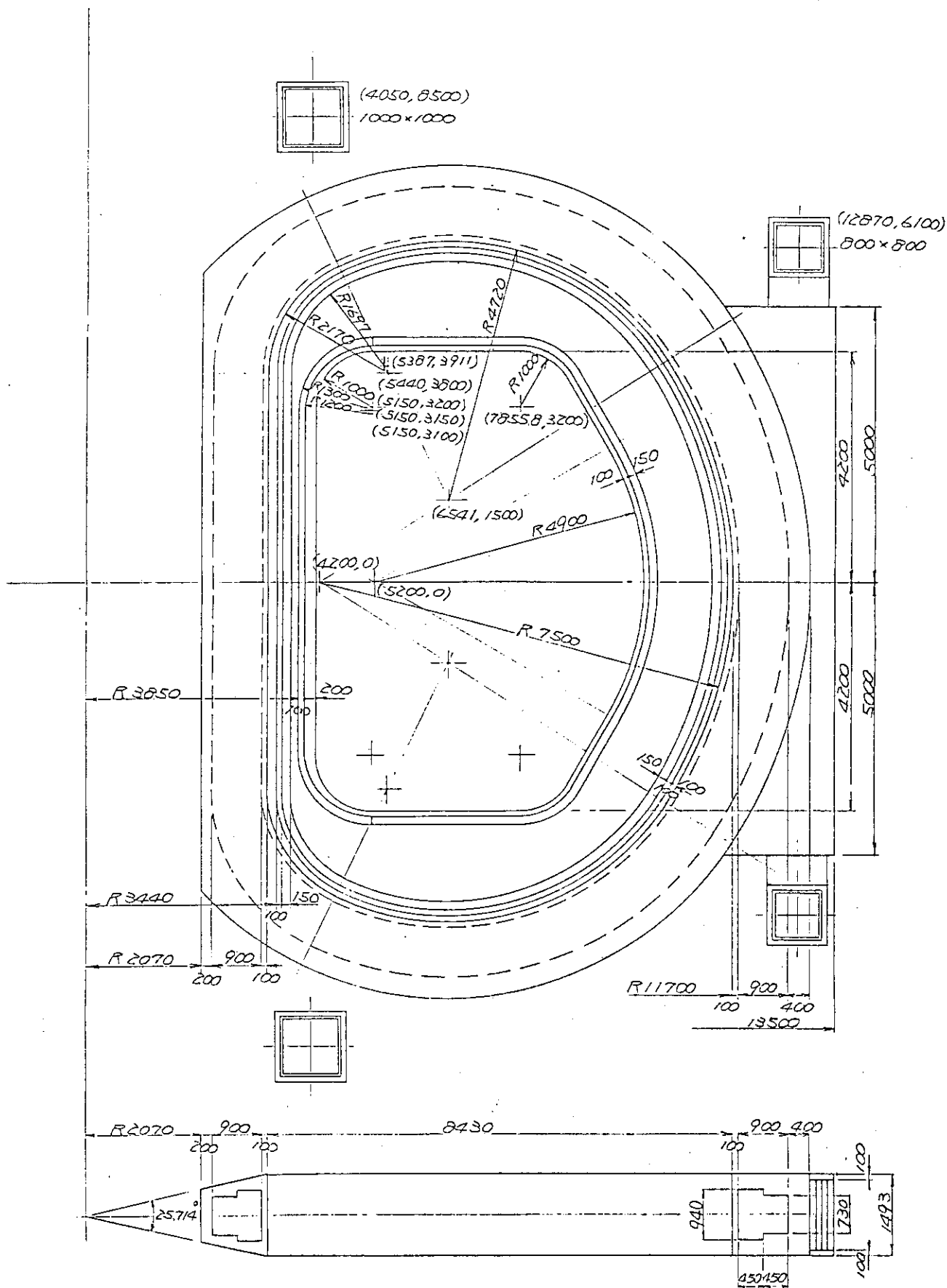


Fig. 2.2.7 SPTR Power Plant (TF Coil Configuration in Case-1)

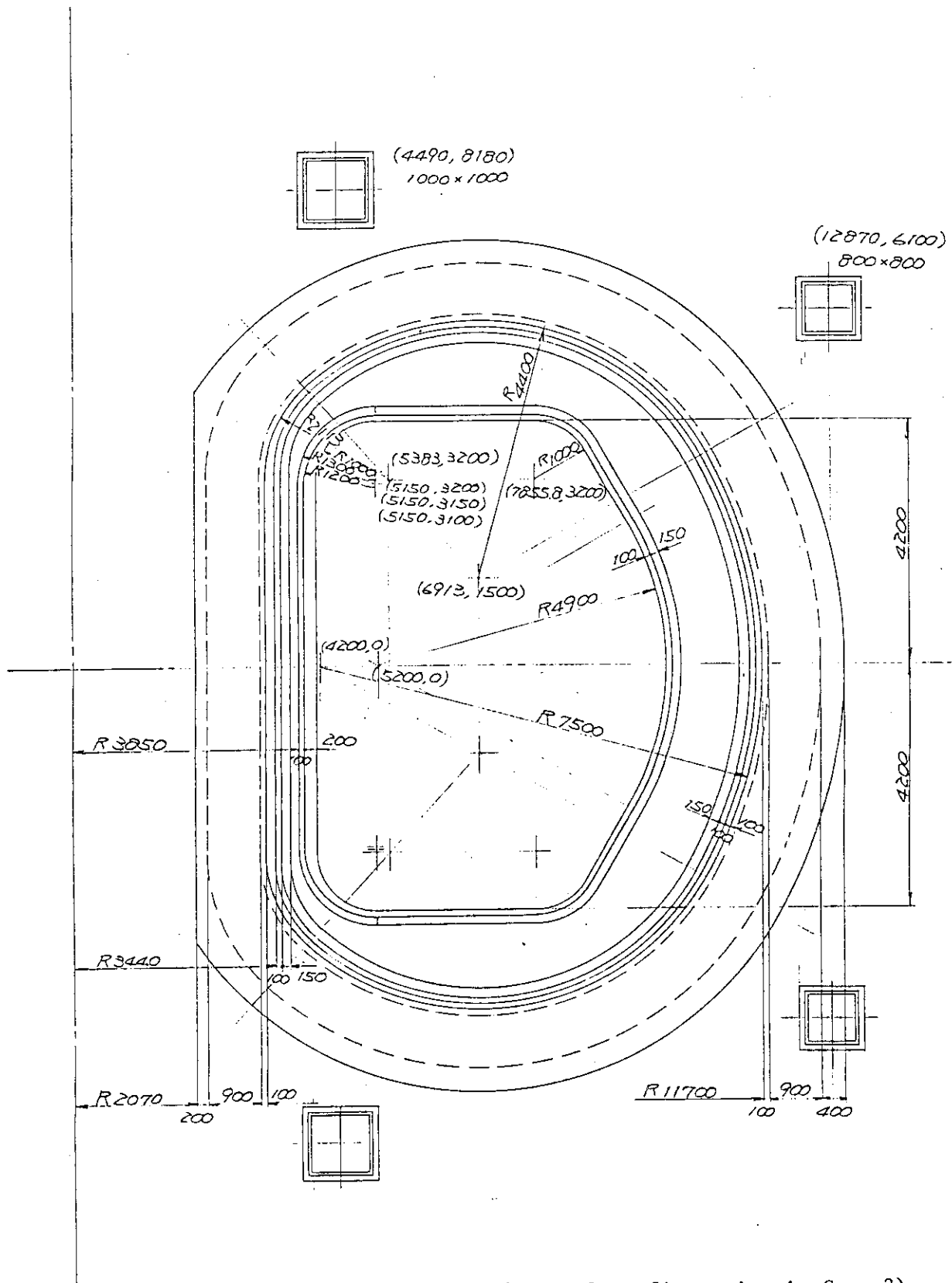


Fig. 2.2.8 SPTR Power Plant (TF Coil Configuration in Case-2)

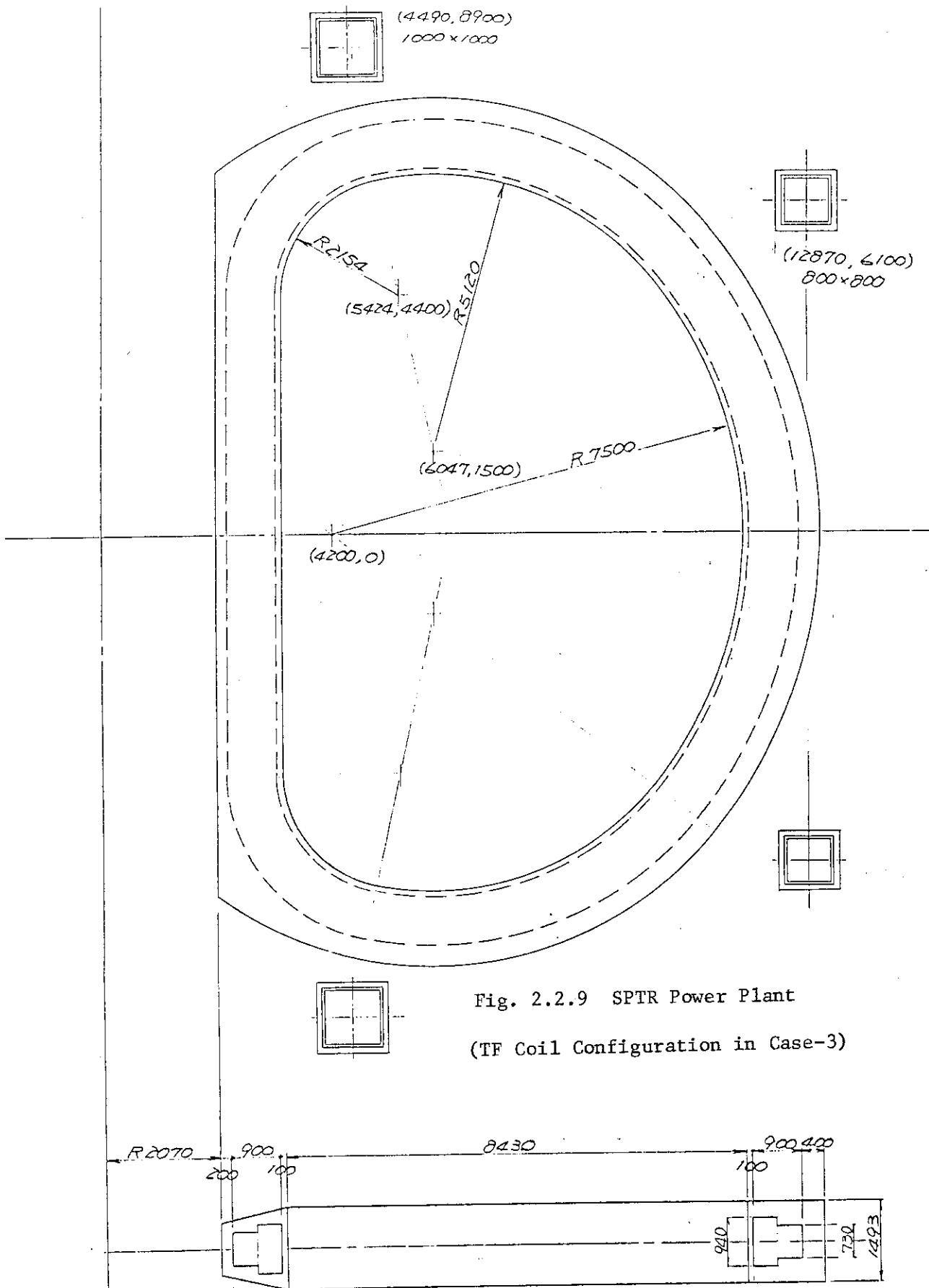


Fig. 2.2.9 SPTR Power Plant
(TF Coil Configuration in Case-3)

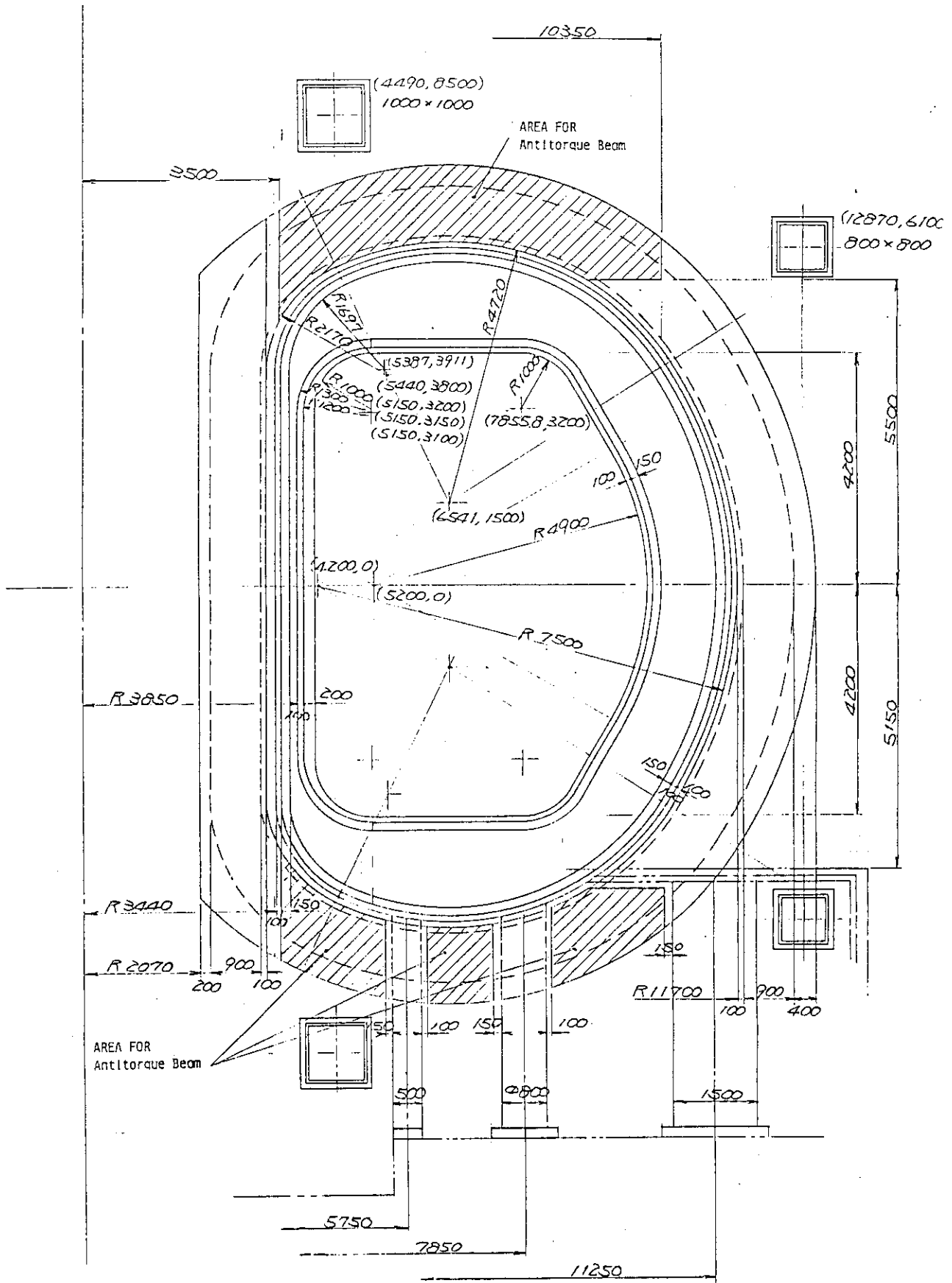
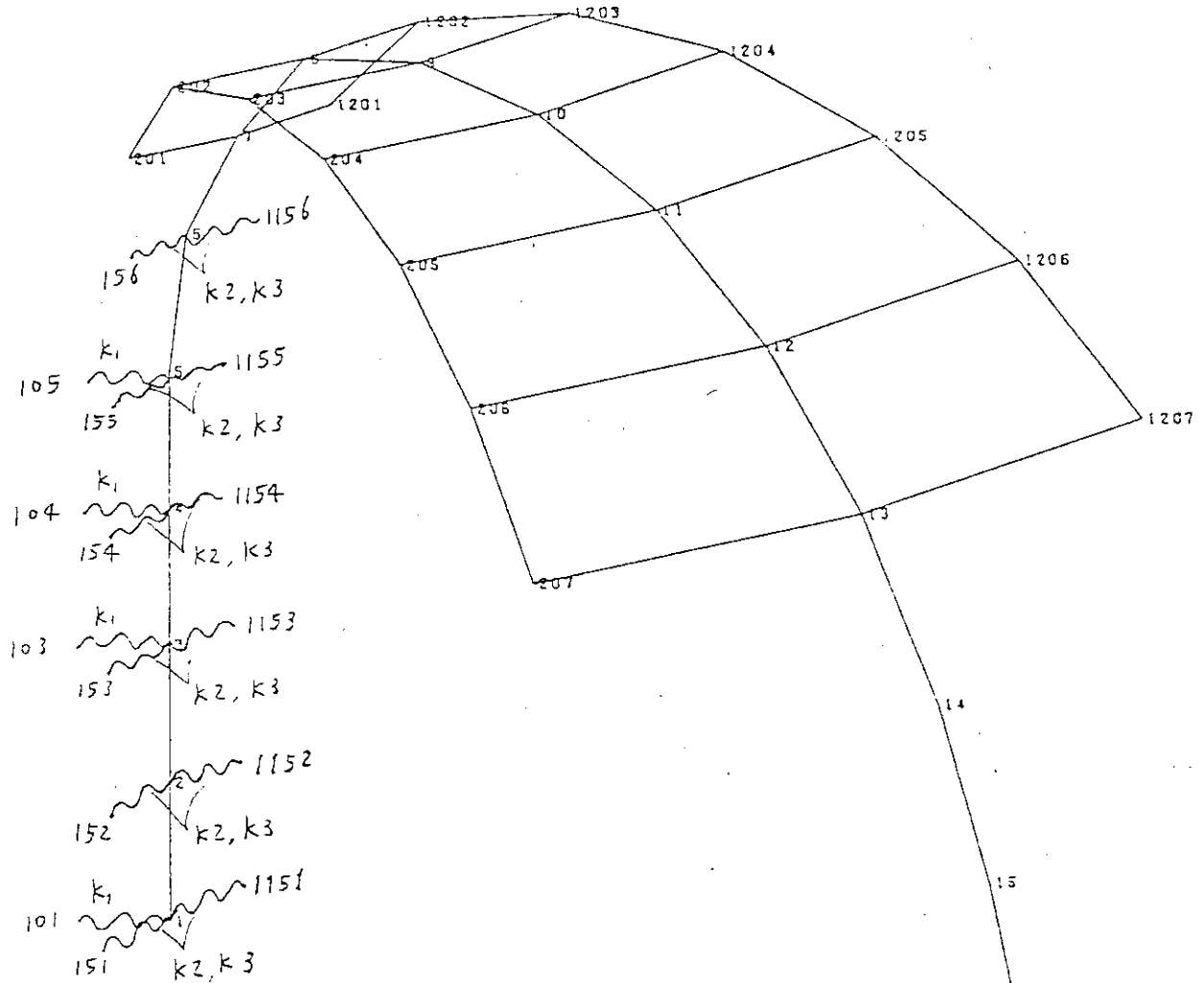


Fig. 2.2.10 SPTR Power Plant (Location of Antitorque Beam)

12/21/82



ROTATIONAL SYMMETRY

SIDE 1	SIDE 2	
151 - 156	1151 - 1156	$K1 = 1.297 \times 10^7 \text{ kg/mm}$
201 - 207	1201 - 1207	$K2 = 2.943 \times 10^6 \text{ kg/mm}$
		$K3 = 2.943 \times 10^6 \text{ kg/mm}$

Fig. 2.2.11 NODE NUMBER OF ANALYSIS MODEL (MODEL 1)

DOURYOKURO IF COIL ANALYSIS

UNDEFORMED SHAPE

12/21/82

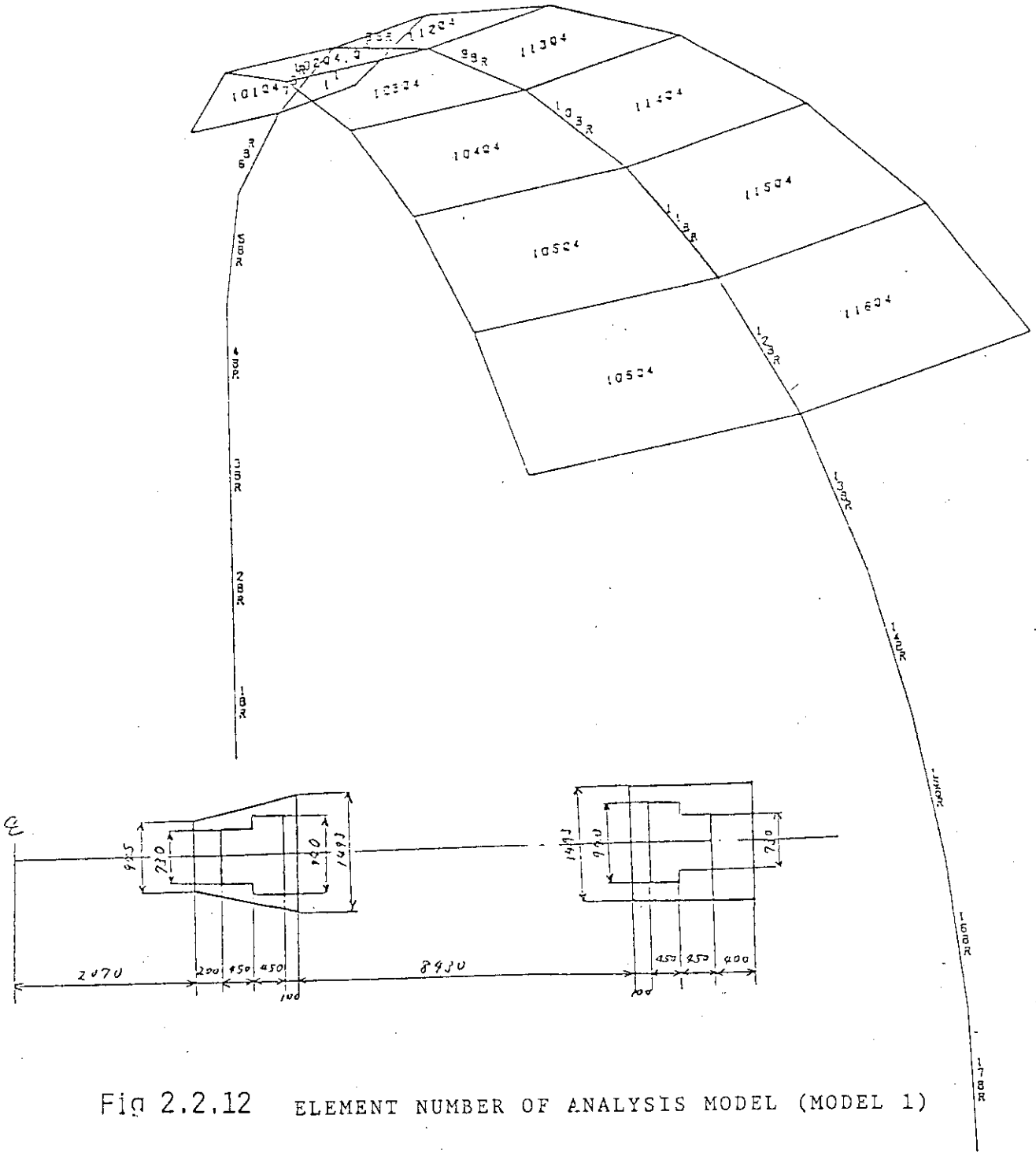


Fig 2.2.12 ELEMENT NUMBER OF ANALYSIS MODEL (MODEL 1)

OCURYOKURO TF COIL ANALYSIS
UNDEFORMED SHAPE

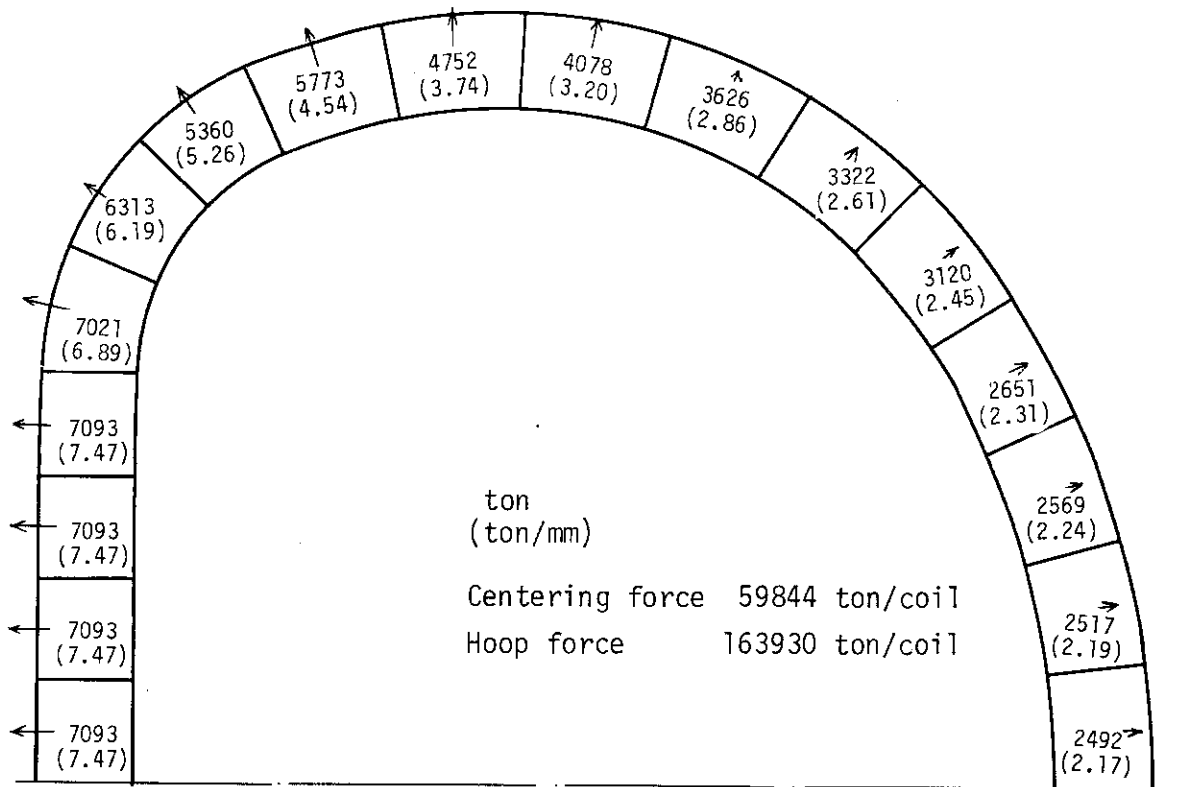


Fig. 2.2.13 Hoop Force Distribution

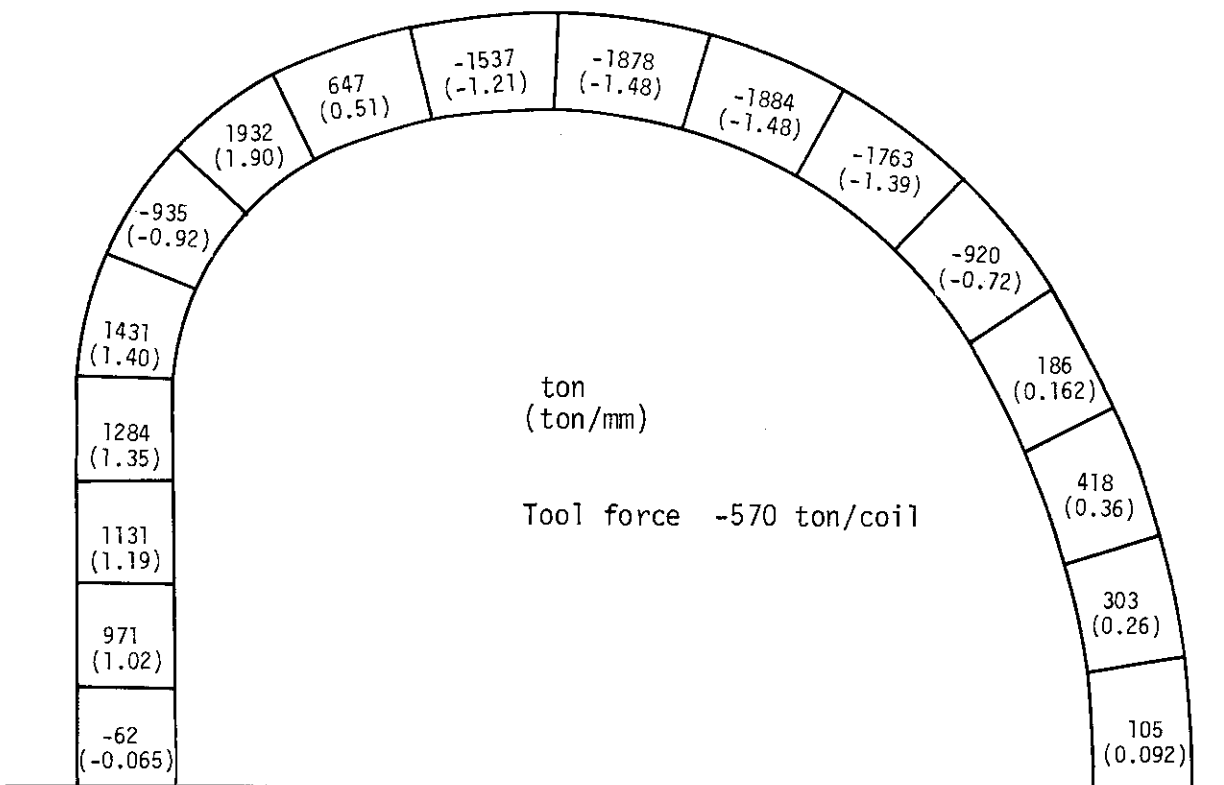


Fig. 2.2.14 Over-turning Force Distribution

12/21/92 MAX-DEF. = 77.961550

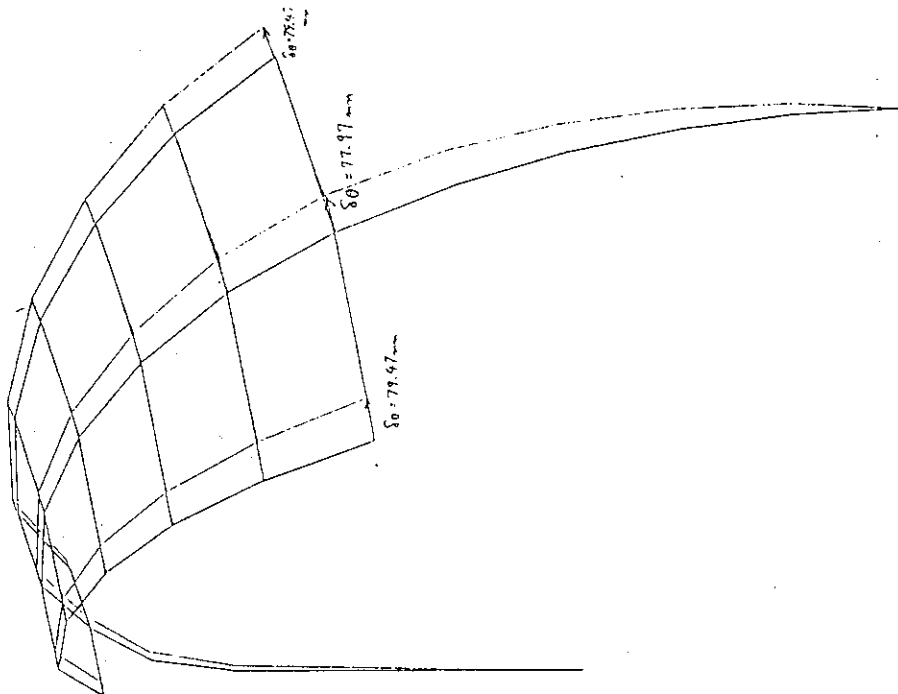


Fig 2.2.16 DEFORMATION DUE TO OVERTURNING FORCE (MODEL 1)

COMPUTING OF COIL ANALYSIS
OVERTURNING FORCE (ELECTROMAGNETIC FORCE I)
STATIC DEFOR. SUBCASE 20010 LOAD 20

12/21/92 MAX-DEF. = 4.61057860

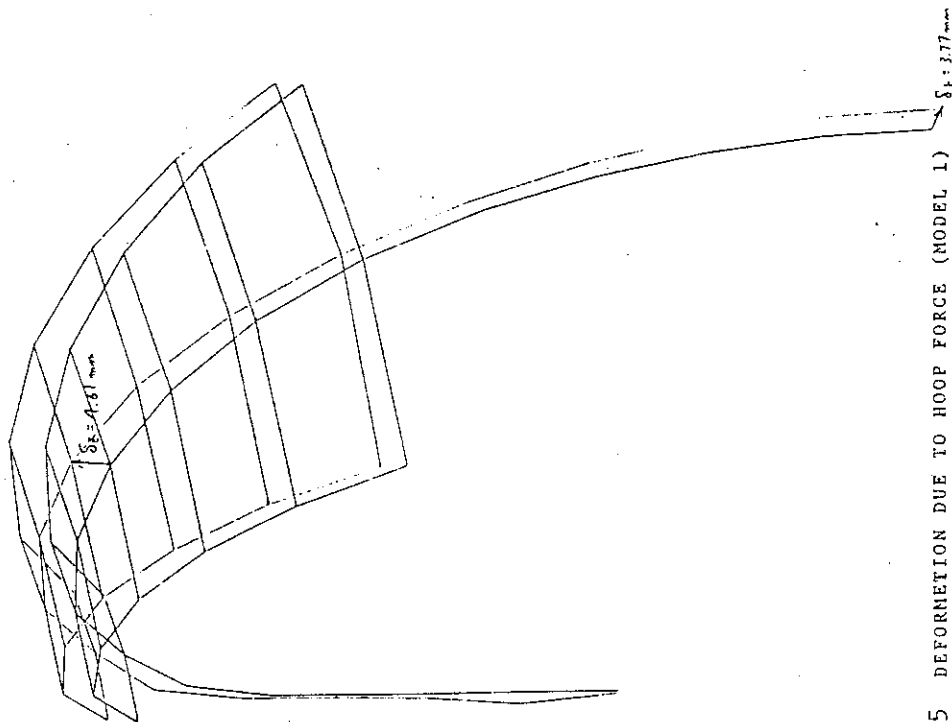


Fig 2.2.15 DEFORMATION DUE TO HOOP FORCE (MODEL 1)

COMPUTING OF COIL ANALYSIS
HOOP FORCE (ELECTROMAGNETIC FORCE I)
STATIC DEFOR. SUBCASE 10010 LOAD 10

12/21/82 MAX-DEF. = 77.9871643

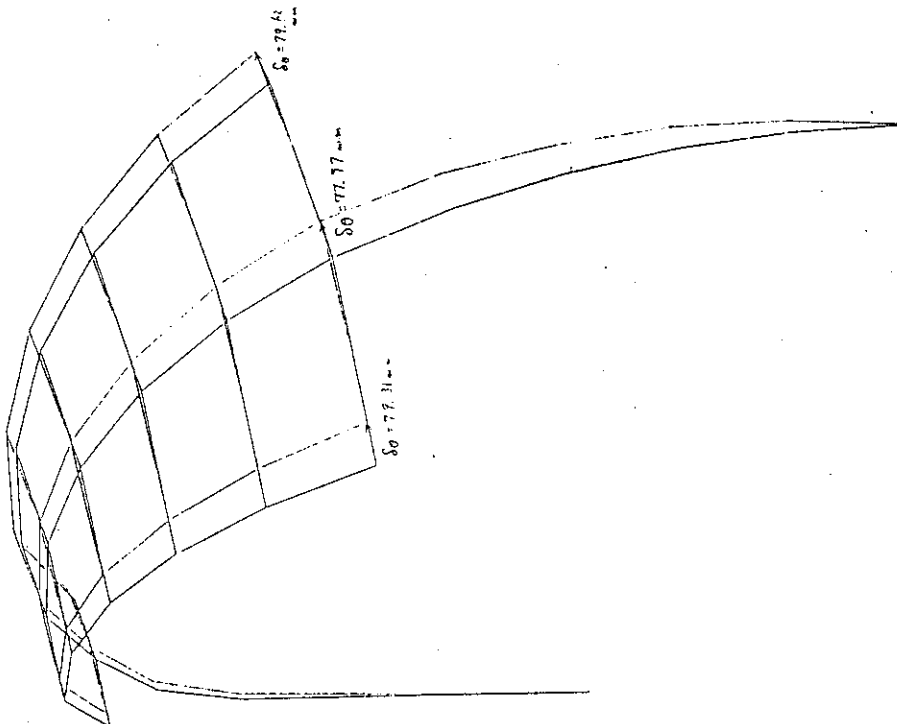


FIG 2.2.18 DEFORMATION DUE TO HOLE ELECTROMAGNETIC FORCE (MODEL 1)

COMPARISON OF COIL ANALYSIS
 AND ELECTROMAGNETIC FORCE
 STATIC DEFORM. SUBCASE 30010 LOAD 30

12/21/82 MAX-DEF. = 0.13937113

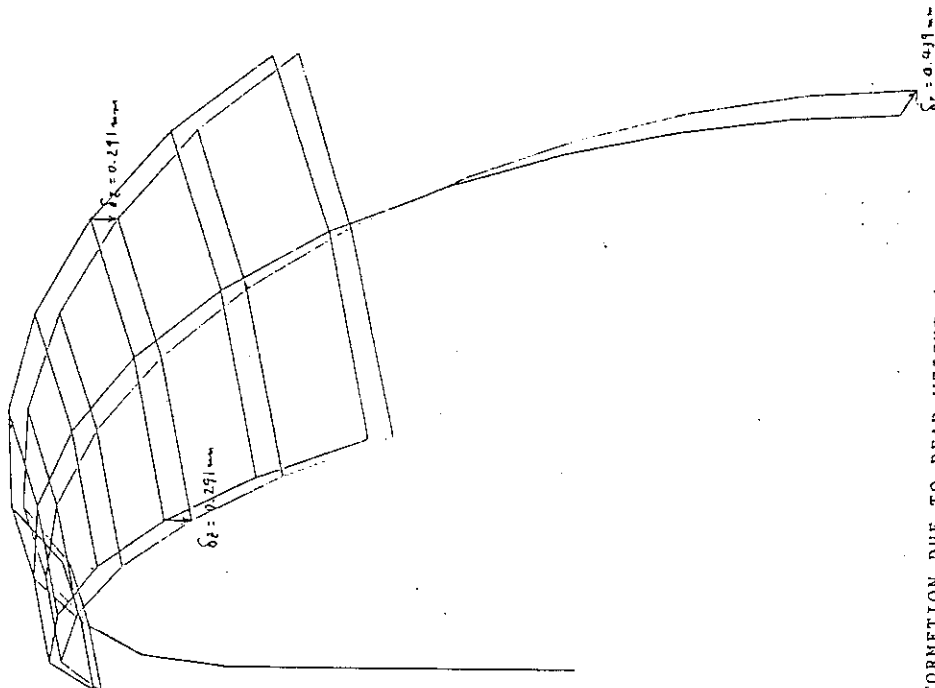


FIG 2.2.17 DEFORMATION DUE TO DEAD WEIGHT (MODEL 1)

COMPARISON OF COIL ANALYSIS
 AND DEAD WEIGHT LOAD
 STATIC DEFORM. SUBCASE 40010 LOAD 40

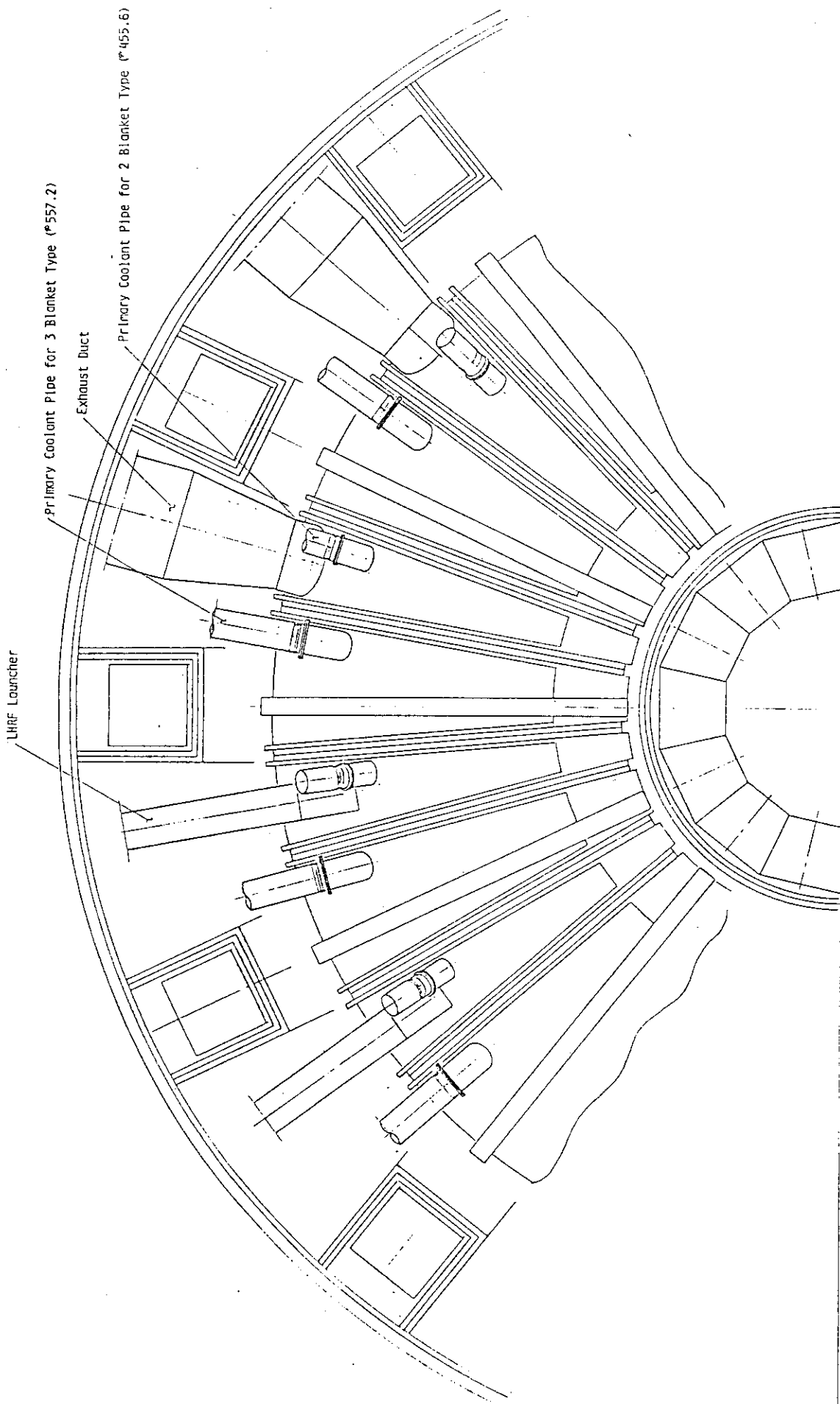


Fig.2.2.19 SPTR Power Plant (Ducts and Pipes)

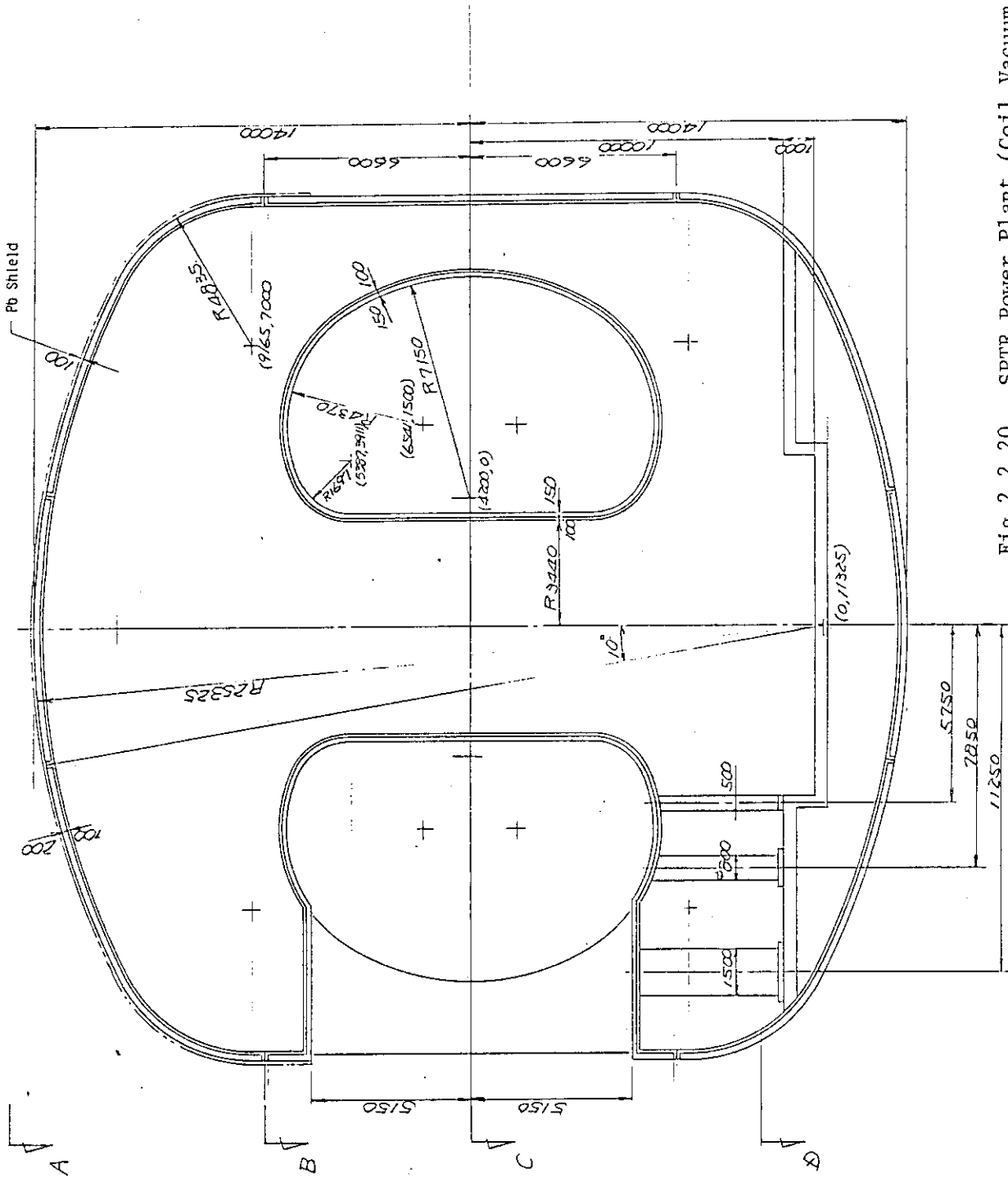


Fig.2.2.20 SPTR Power Plant (Coil Vacuum Chamber)

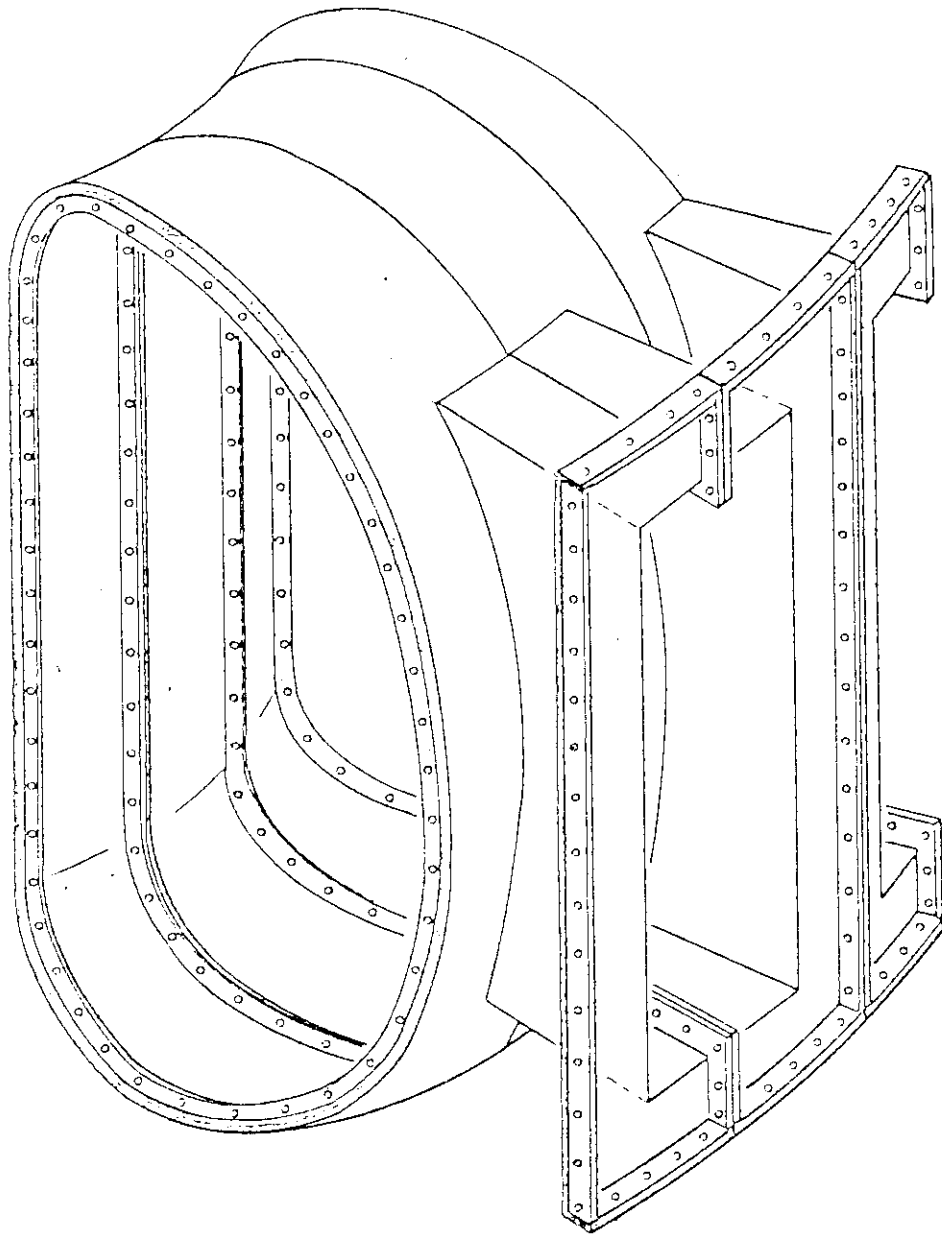


Fig.2.2.21 BIRD'S-EYE VIEW OF COIL VACUUM CHAMBER

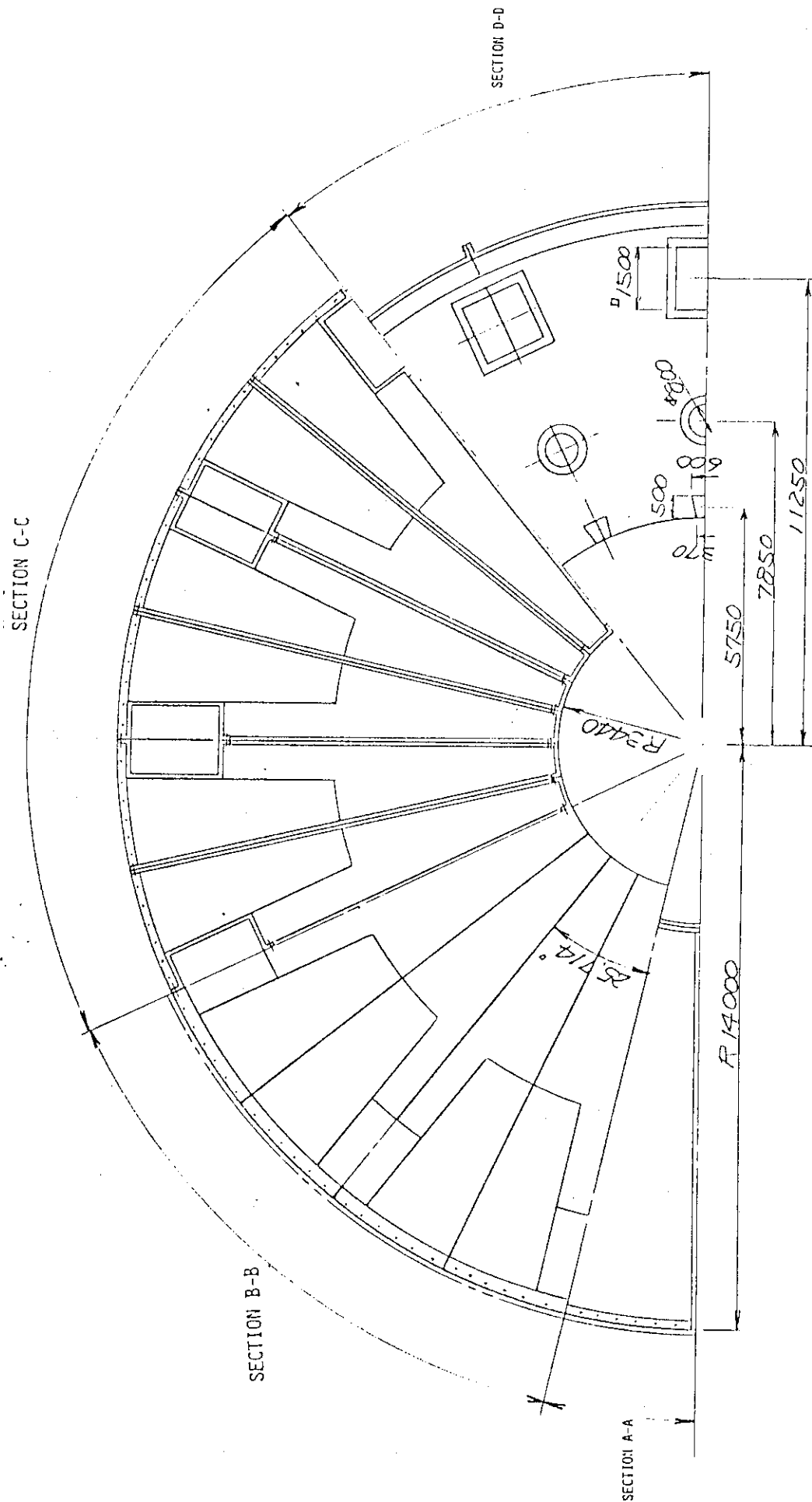


Fig. 2.2.2.22 SPTR Power Plant (Plane View of Coil Vacuum Chamber)

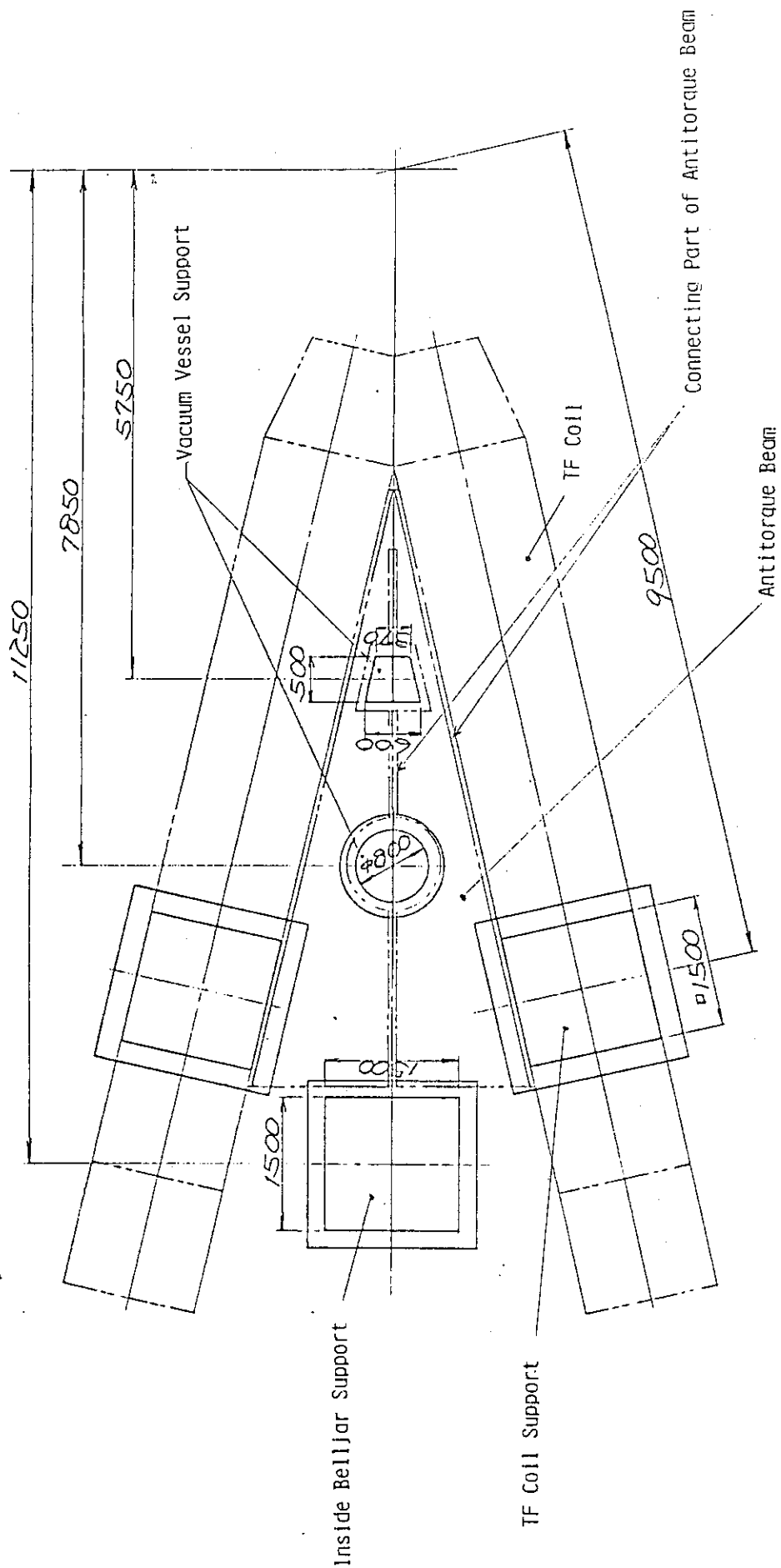


Fig. 2.2.2.23 SPTR Power Plant (Plane View of Supports)

2.3 配置計画

2.3.1 基本配置計画

ここでは、主に本体、一次冷却系、および分解修理に必要な空間に関する配置計画について検討する。

本体は直径28mφ高さ28mの大きな構造物である。この大きな本体よりブランケット、ポンプリミタ等を取付けた真空容器を引抜くことで、炉の分解再組立を行なう。また真空容器は一次冷却水の配管を取付けたまま、炉室よりホットセルへ移動し、ホットセルで修理することを分解修理の基本計画としている。これは一次冷却水配管が水中に設置されることにより断熱特性がよく、かつ断熱構造物中に水が進入しない二重配管とすることから、水中設置領域の配管を切断・接合することなく分解修理ができるシステムとしたためである。

このためプールは、配管を取付けた真空容器が、スムーズに本体より引抜ける大きさが必要となる。

一方スチームジェネレータ（SG）は縦長の重量物であり耐震条件を考慮すると、SGは炉室の床に設置し耐震支持する壁構造を周囲に設けなければならない。この他一次冷却系の機器として主ポンプおよび加圧タンクがある。これらの機器は定期定検時の作業空間を周囲に見込まなくてはならない。

スイミングプール型次期装置のプールのように、プールの壁を設け、その外側にSG等の一次冷却系機器を配置すると、炉室が大きくなりすぎる。このためプールは本体窓部の場所に合わせてトロイダル方向巾の狭い細長い形状とし、プール間にSG等を配置することとした。このためプールの深さは本体窓部より若干上までとし、本体全体を水中に設ける方式としていない。

各真空容器ごとにまとめられた一次冷却配管は、本体の周囲に設けたヘッドに集めSGにつなぐ。

SGは1000MW級のRWRプラントと同数の4台とする。

炉室より搬出する真空容器は、炉室壁に設けている機器搬入口より搬出する。クレーンはプールから真空容器を上げることが主目的として炉室に設けるが、修理時のSG吊上げを考慮して300トンとする。

2.3.2 建屋基本計画

建屋の計画図をFig. 2.3.1, Fig. 2.3.2に示す。格納容器は一次冷却系の破損事故時の内圧上昇に耐え得る建屋としなければならないことから、円形建屋にドームを取付ける構造とする。壁については分解修理時に真空容器を引出す際のγ線遮蔽を考慮し、2.5mの厚みとする。天井については同様にスカイシャインを考慮し2mの厚みとした。

プールは巾4m長さ18.5mとし、配管付き真空容器の引抜き空間を確保した。プール内壁はライナを設置し水洩を防ぐ。プール壁は1mの壁厚とする。

一次冷却水配管のヘッドは、プール上部で本体の周囲に配置する。2台のSGと主ポンプおよび加圧タンクを1組とし炉室内に対向して配置した。ブランケット、ヘッド、SG、主ポンプおよび加圧タンクから成る一次冷却系は、各々4ヶに独立した系統とし、事故時の影響を低減した。

SG および主ポンプは 1.5 m の壁で取囲み、Fig. 2.3.3 に示す支持構造物で SG および主ポンプを壁に耐震支持する。

各 SG から先の蒸気配管は、炉室を貫通して隣接して設けるタービン建屋に導く。

炉室の壁には分解した真空容器および新品の真空容器の搬出入用の機器搬入口を設ける。この搬入口は前記一次冷却系事故時の圧力上昇に耐え得るドア構造とし、巾 6 m 高さ 12 m とする。搬入口の延長上にホットセルへの連絡室を設け、連絡室からホットセルへつなげる。

炉室の周囲には、先に述べた連絡室の他に真空排気設備室と LHRF 用クライストロン室を設け、炉室壁を貫通する排気ダクトおよび LHRF ダクトで、本体とつなげる。

2.3.3 プラントレイアウト

動力炉のプラントレイアウトを Fig. 2.3.4 に示す。

基本的には海岸立地の PWR プラントをベースとし、核融合炉特有の電源建屋、ホットセル、トリチウムおよび冷凍系建屋を追加配置している。

配置計画としては、最初に、以下に示す炉室に隣接しなければならない建屋を炉室の周囲に配置した。

- ① タービン建屋
- ② ホットセル
- ③ 補助建屋
- ④ トリチウムおよび冷凍系建屋
- ⑤ 電源建屋

この他海水の流路および送電路を考慮して他の建屋の配置を計画した。実際にはサイト条件によって、受水および排水の方向、送電方向が決まり、それに合わせて計画するため、炉室に隣接する建屋以外の建屋配置は立地条件によって変わりうるものとする。

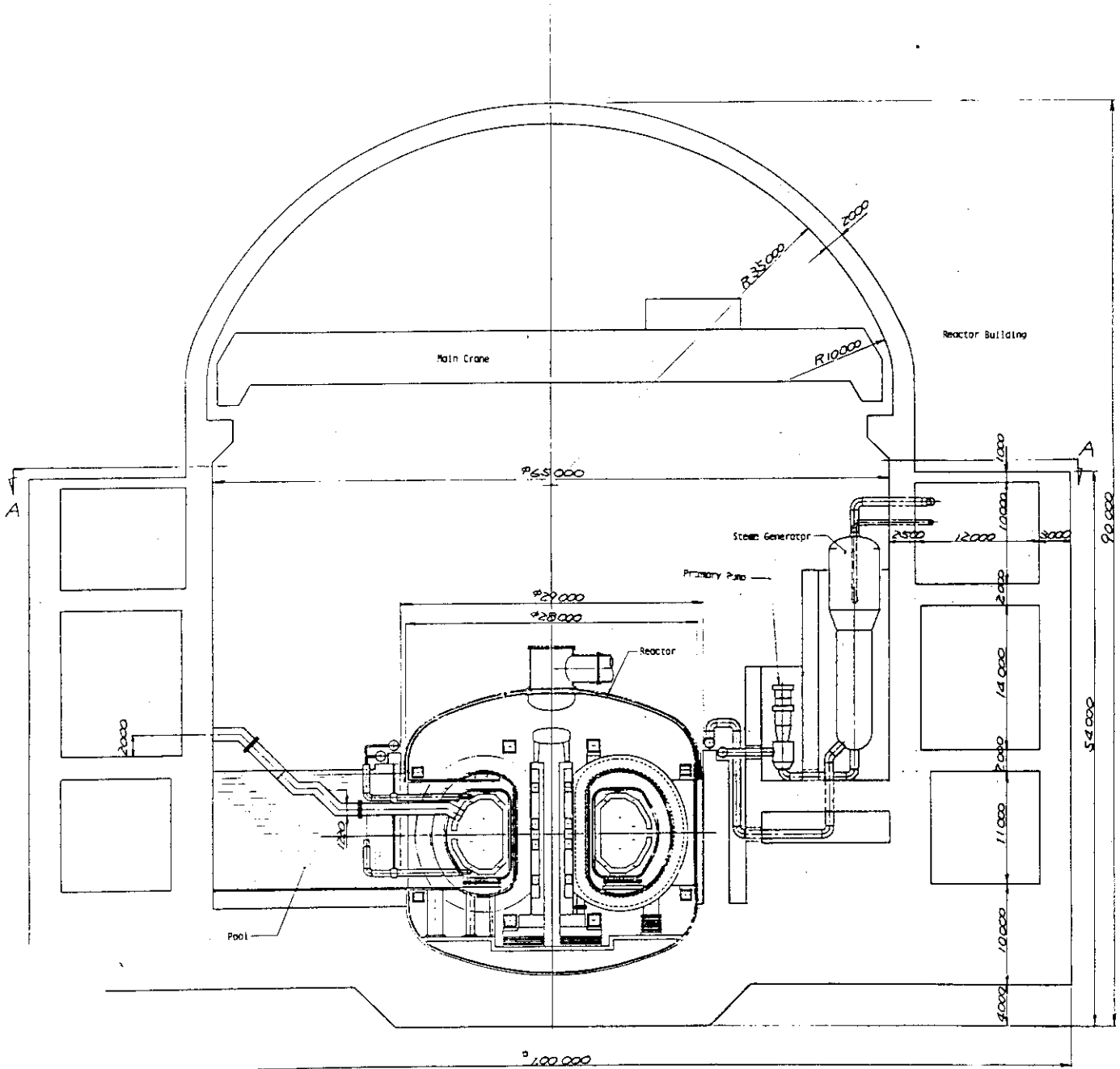


Fig. 2.3.1 SPTR Power Plant (Vertical View (1))

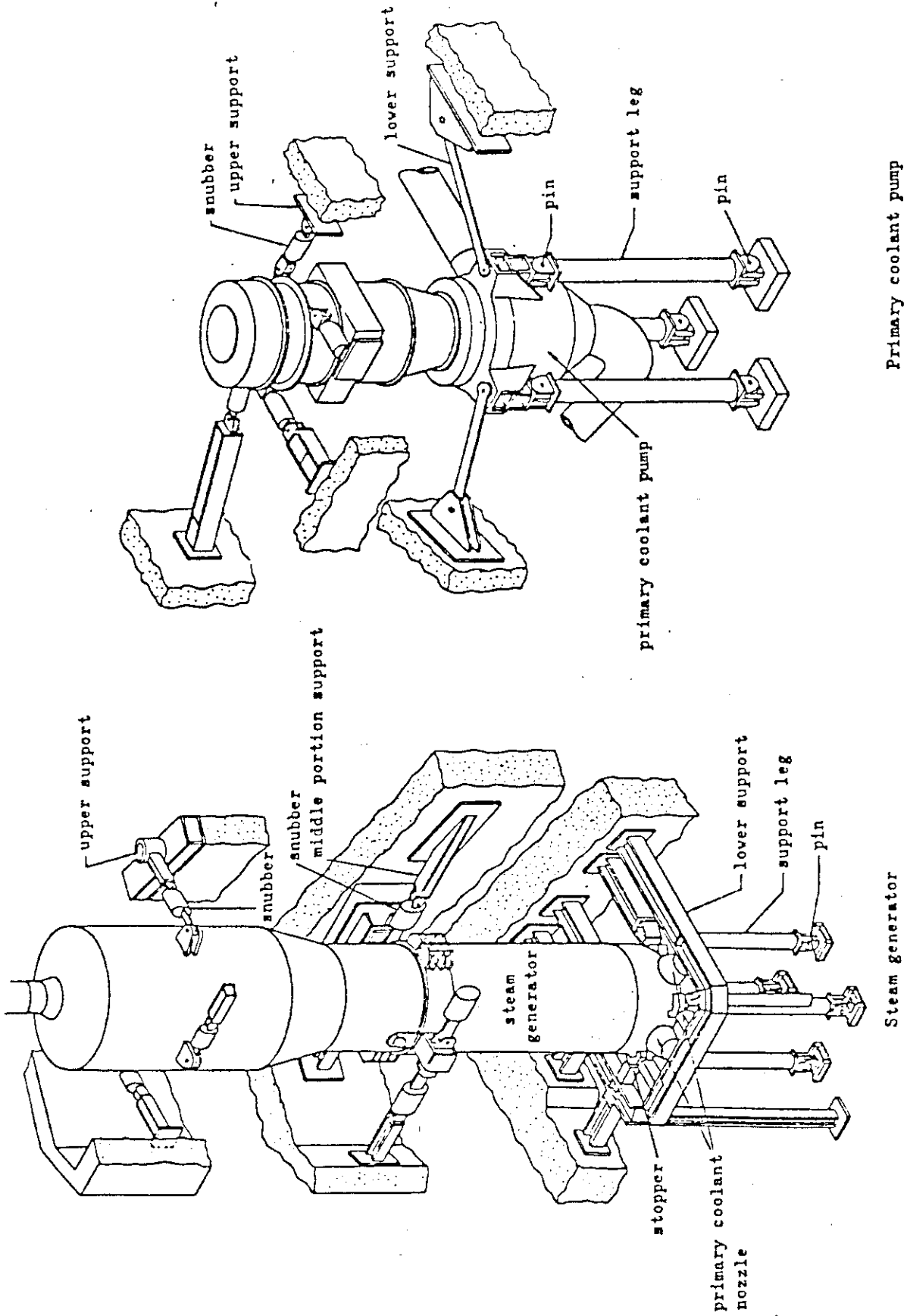
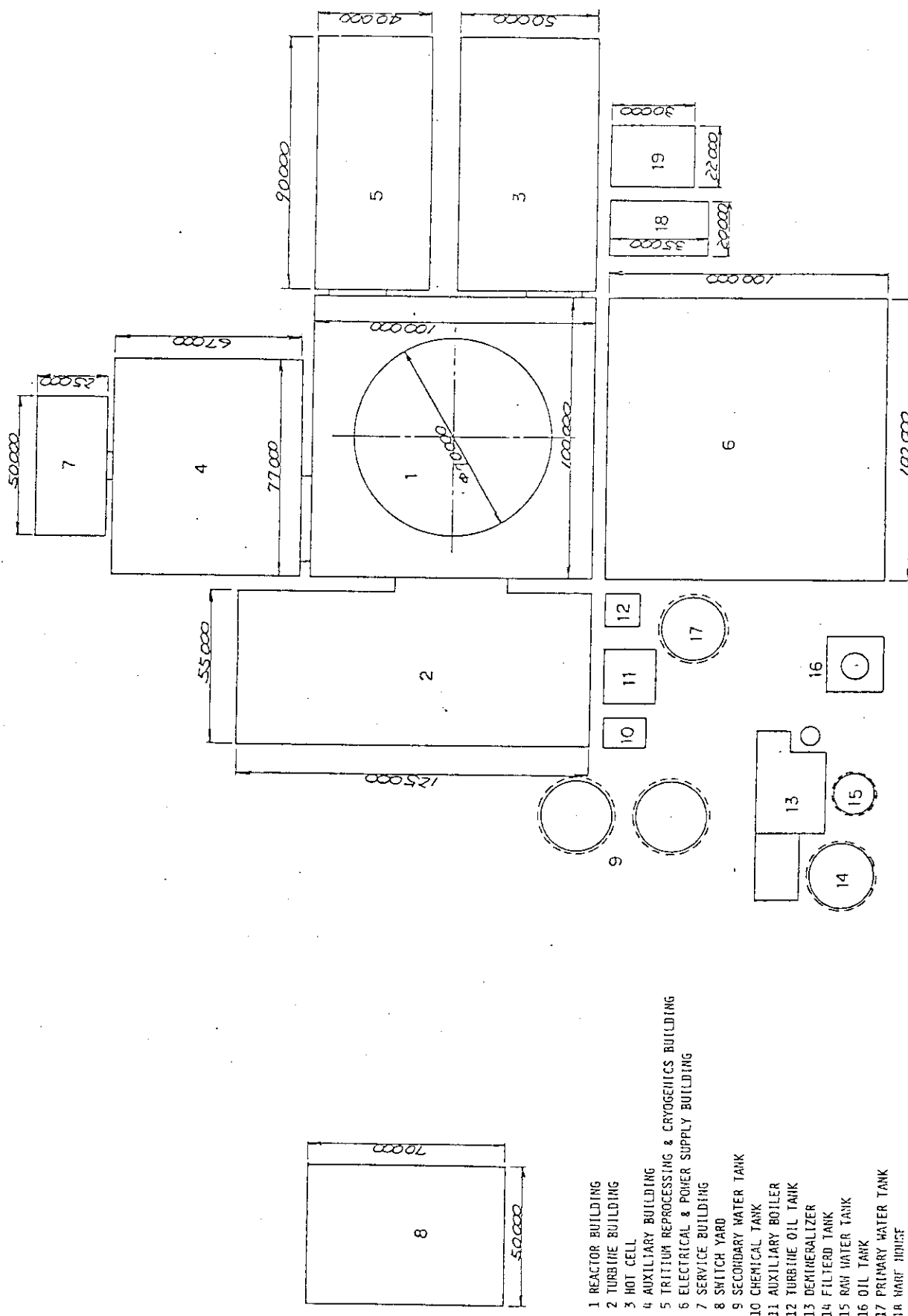


Fig 2.3.3 Supporting structure of class I component (PVR)



- 1 REACTOR BUILDING
- 2 TURBINE BUILDING
- 3 HOT CELL
- 4 AUXILIARY BUILDING
- 5 TRITIUM REPROCESSING & CRYOGENICS BUILDING
- 6 ELECTRICAL & POWER SUPPLY BUILDING
- 7 SERVICE BUILDING
- 8 SWITCH YARD
- 9 SECONDARY WATER TANK
- 10 CHEMICAL TANK
- 11 AUXILIARY BOILER
- 12 TURBINE OIL TANK
- 13 DEMINERALIZER
- 14 FILTERED TANK
- 15 RAW WATER TANK
- 16 OIL TANK
- 17 PRIMARY WATER TANK
- 18 WARE HOUSE
- 19 RADIOACTIVE WASTE BUILDING

Fig. 2.3.4 SPTR Power Plant (Plane View of Building)

2.4 核解析

ここではD-T反応により発生する14 MeV中性子の遮蔽解析及びガンマ線の線量率評価について述べる。動力炉の段階となると、超電導コイルその他、炉本体構成機器の遮蔽性能が重要であると共に、保守・点検時の炉室内線量評価等も必要となる。そこで、1次元輸送計算により、超電導コイルその他、炉本体構成機器の遮蔽特性を評価した。次に誘導放射能の評価を行ない、その誘導放射能に基づき、炉室内空間線量率を求め、炉停止後の作業環境を評価した。尚、輸送計算、放射能計算については原研所有コードを使用した。

2.4.1 1次元輸送計算

(1) 計算条件

ANISNコード(中性子42群, ガンマ線21群)を使用した。断面積定数セットはGICX-40を使用した。断面積定数はルジャンドル関数の5次展開項(P_5)まで使用し、角度分布は S_8 とした。計算モデルは1次元シリンダモデルを採用し、半径方向2ケース(Inboard, Outboard Model)及びZ方向1ケース(Upper Model)について行なった。計算モデルをFig. 2.4.1からFig. 2.4.3に示す。また、用いた材料定数データをTable 2.4.1に示す。ここで、 Li_2O の Li_6 は30%濃縮と仮定した。また、内側および外側ブランケットの Li_2O の体積%は50.2%および51.4%とし、中性子、エネルギー増倍材のBeは14.7%および15.0%とした。

(2) 誘導放射能計算

THIDAコードシステムのACT-4コードを使用した。放射能評価点として、連続2年運転を行ない、炉停止後1日の時点を選んだ。停止後1日を選んだ理由は、殆どどの核種が、炉停止後1日で放射能レベルは飽和していると考えられるからである。また、連続運転期間は2年と設定したが、これはガンマ線源に大きな影響を与える核種(たとえば ^{58}Co)は2年程度で飽和値に近づくことを考慮したものである。また、ACT-4で使用したガンマ線のエネルギー群構造は、下に示す6群構造とした。

Group	Energy Limits (MeV)
1	3.5 — 1.0
2	1.0 — 0.8
3	0.8 — 0.5
4	0.5 — 0.1
5	0.1 — 0.06
6	0.06 — 0.01

(3) γ 線空間線量率計算

ACT-4で求めた γ 線強度を入力とし、炉室内空間線量率を計算する。今回は、点減衰核積分法により解析することとした。この解法の原理は、線源領域を微小区間に分割し、各微小体積内の微小線源を点線源とみなし、検出点における線量率を点減衰核法で求める方法である。全線束を求める際のBuild-up係数は無限均質媒質における γ 線輸送に対するGoldsteinとWilkinsのモーメント法を基礎とし、平均自由行程及び γ 線のエネルギーの関数として、多項式近似で求め

る。又、線量率変換係数は ANSI/ANS-6.1.1-1977 (N 666) の Neutron and Gamma-Ray Flux-to-Dose-Rate Factors を引用して使用している。計算式を下記に示す。

$$\ln D(E) = A + BX + CX^2 + DX^3$$

但し、 $D(E)$: Flux-to-Dose-Rate Factor (Mrem/hr/photons/cc/sec)

E : Energy in MeV

X : $\ln E$

係数 A, B, C, D は下記の通りである。

Photon Energy (MeV)	A	B	C	D
0.01 to 0.03	-2.0477 + 01	-1.7454		
0.03 to 0.5	-1.3626 + 01	-5.7117 - 01	-1.0954	-2.4897 - 01
0.5 to 5.0	-1.3133 + 01	7.2008 - 01	-3.3603 - 02	
5.0 to 15.0	-1.2791 + 01	2.8309 - 01	1.0873 - 01	

構造物の3次元表現は10種類(直方体, 球, 円柱, 楕円柱, 直円錐台, 楕円体, 三角柱, 箱, 任意6面体及びトラス要素)の Combinatorial geometry data を組み合わせて表現される。本動力炉の解析に於いて考慮した構造物は以下のものである。

- 1) 中心支持柱
- 2) コイル真空槽
- 3) 真空容器
- 4) SCM
- 5) ブランケット
- 6) 水遮蔽領域
- 7) 転倒力支持構造
- 8) ベルジャー

又、計算モデルの対称性を利用し、計算時間を短縮できるように線量率評価点を選んだ。PICTURE ルーチンによりプロットされた構造物の断面及び平面形状の1例を Fig. 2.4.4 に示す。

次に各構造物に与えた線源強度分布を Table 2.4.2 に示す。ANISN, ACT4 の計算で使った各メッシュの体積を用いて、強度を体積平均することにより各領域の平均強度を求めた。

2.4.2 解析結果

(1) 遮蔽性能

Fig. 2.4.5 から Fig. 2.4.8 に炉運転時の中性子束ガンマ線束分布と線量率分布を示す。

Table 2.4.3 に Inboard Model での超電導コイルに対する照射条件と設計基準を比較して示す。(Fig. 2.4.5 ~ 2.4.8 で明らかなように、Outbord model に比べ Inboard model の方が照射条件が厳しい)

Cu dpa 以外はすべて設計基準を満足している。Cu dpa についても炉寿命中に数回のアニーリングを仮定すれば問題ない値である。なお、フルエンスと DPA 評価に際しては、稼働率を70

％、炉寿命を30年と仮定している。

(2) トリチウム増殖性能

Table 2.4.4 にトリチウム増殖比の計算結果を示す。

Inboard model で 1.261, Outboard model で 1.294 となり 1次元計算での設計仕様値 1.15 を充分上回る増殖性能が確認された。

(3) 核発熱率

Fig. 2.4.9 に Inboard model における核発熱率分布を示す。Table 2.4.5, Table 2.4.6 に核融合反応当りの核発熱量を示す。これによると、エネルギー増倍率は Inboard model で 1.21, Outboard model で 1.20 となる。また全核発熱のうち約 99% が第 1 壁とブランケットで発生する事になる。

(4) 空間線量率評価

線量率評価点として、2ヶ所を評価した。その位置は (R=20m, Z=0m) の検出点①と (R=20m, Z=15m) の検出点②である。評価に際し、どの線源領域からの寄与が支配的であるかを知るために、線源領域ごとに検出点への寄与を評価した。Fig. 2.4.10 に検出点位置を示す。

線量率に大きく影響すると考えられる線源領域としては、真空容器、ブランケットおよびコイル真空槽等であり、トロイダルコイルは線源強度が低く、問題とならない。

線源としてコイル真空槽を考えた場合、プール水を抜き、水遮蔽がない状態での検出点①への寄与は約 1.2×10^{-3} mrem/hr と低い値である。また、検出点②においてもほぼ同様の値を示す。これは、コイル真空槽のガンマ線源強度が低いことおよびコイル真空槽自身の体積が小さいことによると考えられる。水遮蔽のある場合は当然更に充分小さな値となり問題とはならない。

次に真空容器を線源とした場合には、水遮蔽がない状態では検出点①に対して 2×10^4 mrem/hr (検出点①) と極端に低い値となり、水遮蔽がガンマ線遮蔽に有効に働いていることがわかる。この状況は検出点② (検出点①より数桁高い) についても同様であり、プール水を抜いた状態での保守・点検の為の人の接近は真空容器のみを線源とした場合においても不可能であることがわかる。更に強力な線源としてブランケットがあるが、その寄与も真空容器以上と考えられ保守・点検時の遠隔操作の開発が不可欠である。

なお、Appendix B で述べたように、鉛層をコイル真空槽に設けることにより、線量率低減は可能である。

Table 2.4.1 Table of Atomic Density ($\times 10^{24}$ atoms/cm³)

	¹ H	He	⁶ Li	⁷ Li	¹² C	¹⁶ O	Be	Mo	Fe	Ni	Cr	Cu	Nb
Plasma	1.00×10^{-11}												
SUS								1.26×10^{-3}	5.91×10^{-2}	9.85×10^{-3}	1.58×10^{-2}		2.59×10^{-3}
Water	6.69×10^{-2}					3.34×10^{-2}							
Li ₂ O (30% enri.)			2.45×10^{-2}	5.71×10^{-2}		4.05×10^{-2}							
He		8.40×10^{-6}											
Be							1.24×10^{-1}						
Blanket (inboard)													
SUS (12.73vol%)								1.60×10^{-4}	7.52×10^{-3}	1.25×10^{-3}	2.01×10^{-3}		
Water (5.62vol%)	3.76×10^{-3}					1.88×10^{-3}							
Li ₂ O (50.21vol%)			1.23×10^{-2}	2.87×10^{-2}		2.03×10^{-2}							
He (0.75vol%)		6.45×10^{-8}											
Be (14.67vol%)							1.82×10^{-2}						
Blanket (outboard)													
SUS (11.69vol%)													
Water (4.83vol%)	3.23×10^{-3}					1.61×10^{-3}							
Li ₂ O (51.39vol%)			1.26×10^{-2}	2.93×10^{-2}		2.08×10^{-2}							
He (0.64 vol%)		5.38×10^{-8}											
Be (15.02vol%)							1.86×10^{-2}						
SCM													
Nb ₃ Sn (5.1 vol%)													
Cu (46.3vol%)													
He (liq.) (10.9vol%)		6.83×10^{-3}											
Epoxy (37.7vol%)	1.79×10^{-2}				1.70×10^{-2}	2.69×10^{-3}							

Table 2.4.2 Intensity of Each Components

Component	Region	ΔR	Intensity/cc			
			1	2	3	4
Blanket	First wall	1.0	1.09+11	1.63+12	3.84+11	1.74+12
	Breeding reg.	36	2.76+9	1.04+11	1.22+10	3.55+10
	End wall	3.0	1.70+9	1.70+10	3.85+9	7.50+9
V/V	/	10	7.44+8	1.53+9	3.50+9	7.79+9
		10	2.80+8	1.22+7	2.80+7	1.03+8
Cryostat	/	2.0	3.10+5	9.42+5	4.43+5	8.59+5
		8.0	7.69+4	8.76+5	1.97+5	1.35+5
SCM	Can	8.0	2.63+4	2.40+5	5.41+4	9.73+4
	Conductor	90	1.53+3	~ 0	6.90+4	6.84
	Can	20	3.26-2	2.76-1	6.32-2	1.04-1

(Inboard model)

Table 2.4.2 Intensity of Each Components (continued)

Component	Region	ΔR	Intensity/cc			
			1	2	3	4
Blanket	First wall	1.0	1.10+11	1.64+12	3.88+11	1.75+12
	Breeding	45	2.02+9	3.98+10	9.11+9	2.62+10
	End wall	4	8.34+8	1.34+10	3.02+9	5.14+9
V/V	/	5.0	5.38+8	5.13+9	1.10+9	2.04+9
		5.0	4.93+8	2.22+9	5.03+8	1.02+9
Cryostat	/	10	1.19+3	1.62+4	3.59+3	4.38+3
		10	4.27+2	6.98+3	1.56+3	1.90+3
SCM	Can	10	2.00+2	2.10+3	4.71+2	6.08+2
	Conductor	90	1.34+1	0	6.26+2	8.35-4
	Can	40	2.19-4	1.11-3	2.50-4	3.78-4

(Outboard model)

Table 2.4.2 Intensity of Each Components (continued)

Component	Region	ΔR	Intensity/cc			
			1	2	3	4
Blanket	First wall	1.0	7.25+10	1.09+12	2.57+11	1.16+12
	Breeding	45	1.41+9	2.78+10	6.37+9	2.14+10
	End wall	4.0	5.64+8	8.96+9	2.03+0	3.42+9
V/V	/	5.0	1.48+8	1.48+9	3.36+8	5.89+8
		5.0	1.31+8	6.38+8	1.45+8	2.90+8
Cryostat	/	5.0	2.49+1	3.35+2	7.45+1	8.74+1
		5.0	8.74	1.45+2	3.24+1	3.77+1
SCM	Can	10	4.08	4.38+1	9.83	1.21+1
	Conductor	90	0.40	~ 0	1.5+1	5.0-5
	Can	40	1.5-5	3.0-5	6.0-6	1.0-5

(Upper model)

Table 2.4.3 Results of Bulk Shielding Calculation
for Superconducting Magnet(Inboard Model)

Items *	Design criteria	Calculated values
Maximum DPA in copper (dpa/lifetime)	1.0×10^{-4}	1.18×10^{-4}
Maximum neutron fluence ($E_n > 0.1 \text{ Mev}$)	1.0×10^{18}	1.67×10^{17}
Maximum nuclear heating (W/cm)	1.0×10^{-3}	1.65×10^{-5}

* Availavility and reactor lifetime are assumed to be 70% and 30 years, respectively.

Table 2.4.4 Results of Tritium Breeding Ratio Calculation

Model	${}^6\text{Li}(n,\alpha)\text{T}$	${}^7\text{Li}(n,\alpha)\text{T}$	Total
Inboard model	1.084	0.177	1.261
Outboard model	1.107	0.187	1.294

Table 2.4.5

(MeV/D-T fusion)

Region	Neutron heating	Gamma heating	Sum
First wall and blanket	12.93	4.82	17.75
Others	0.03	0.13	0.16
Sum	12.96	4.95	17.91

Inboard Model

Table 2.4.6

(MeV/D-T fusion)

Region	Neutron heating	Gamma heating	Sum
First wall and blanket	12.66	5.06	17.72
Others	0.02	0.13	0.15
Sum	12.68	5.19	17.87

Outboard Model

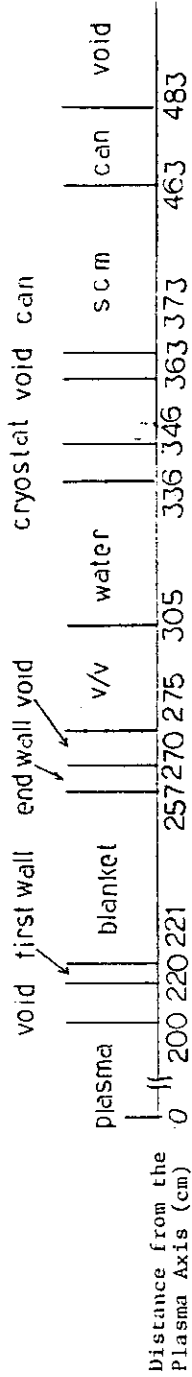


FIG. 2.4.1 ANISN Model inboard model

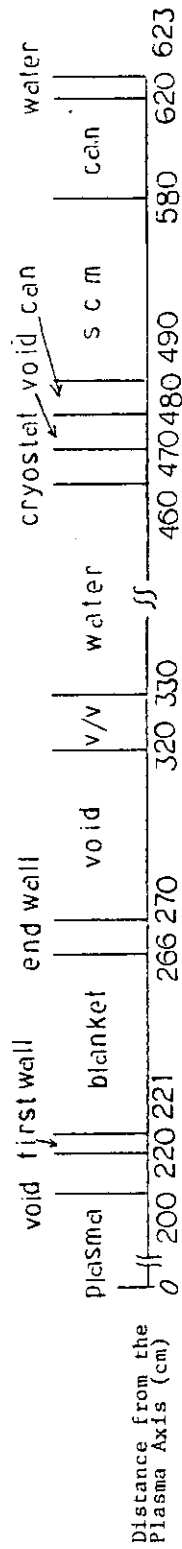


FIG. 2.4.2 ANISN Model outboard model

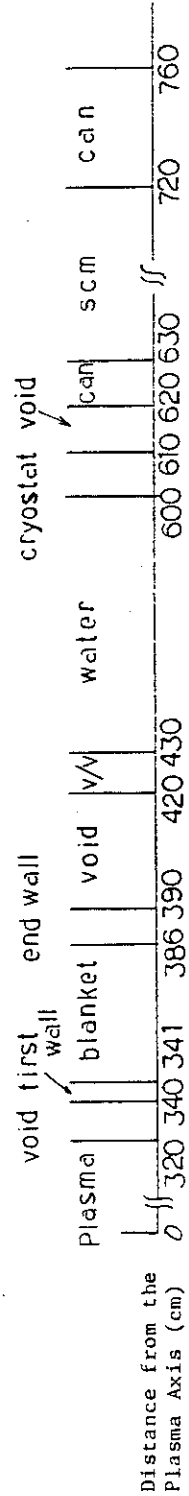


FIG. 2.4.3 ANISN Model upper model

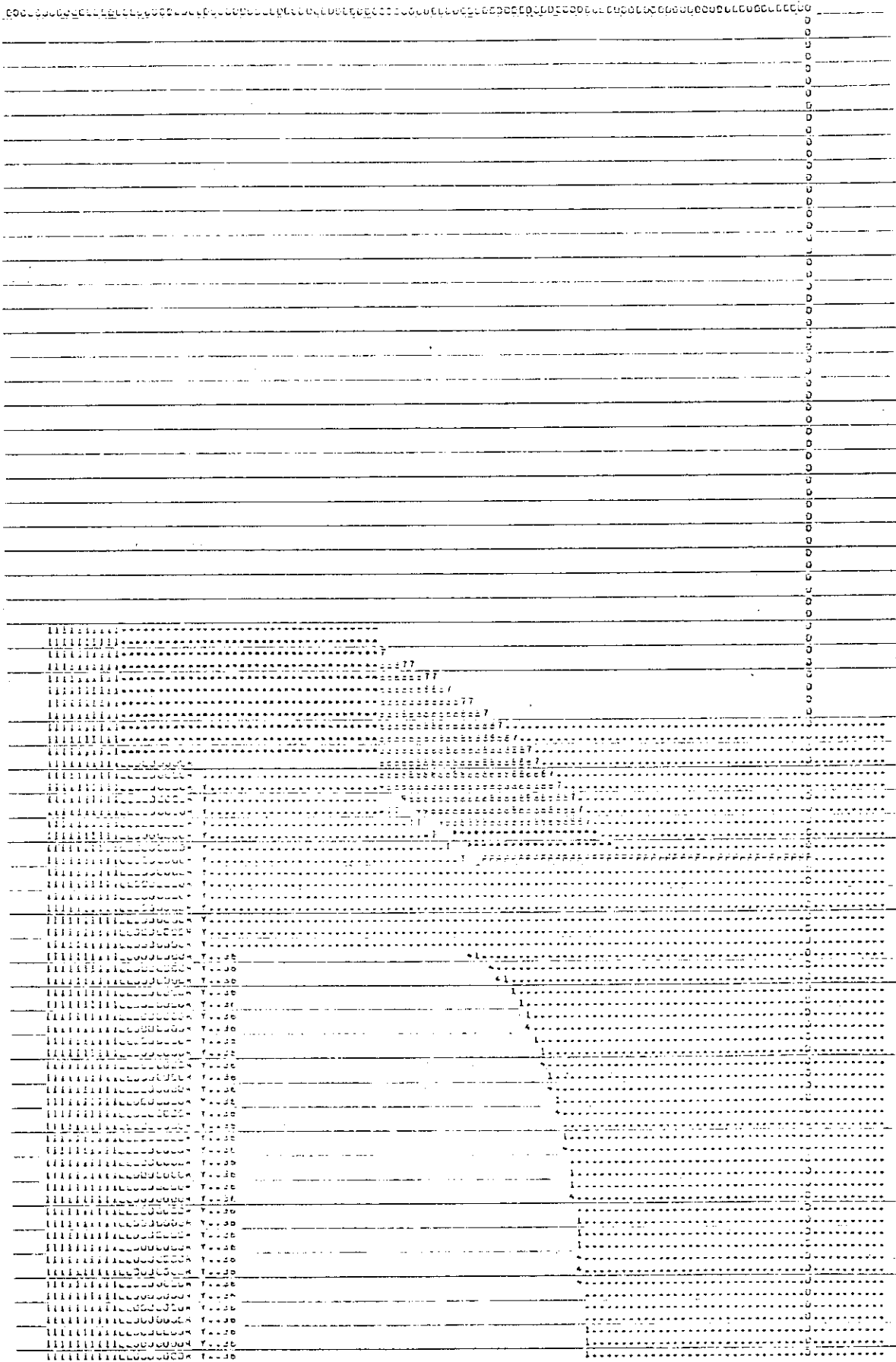


Fig. 2.4.4 3D Computational Model

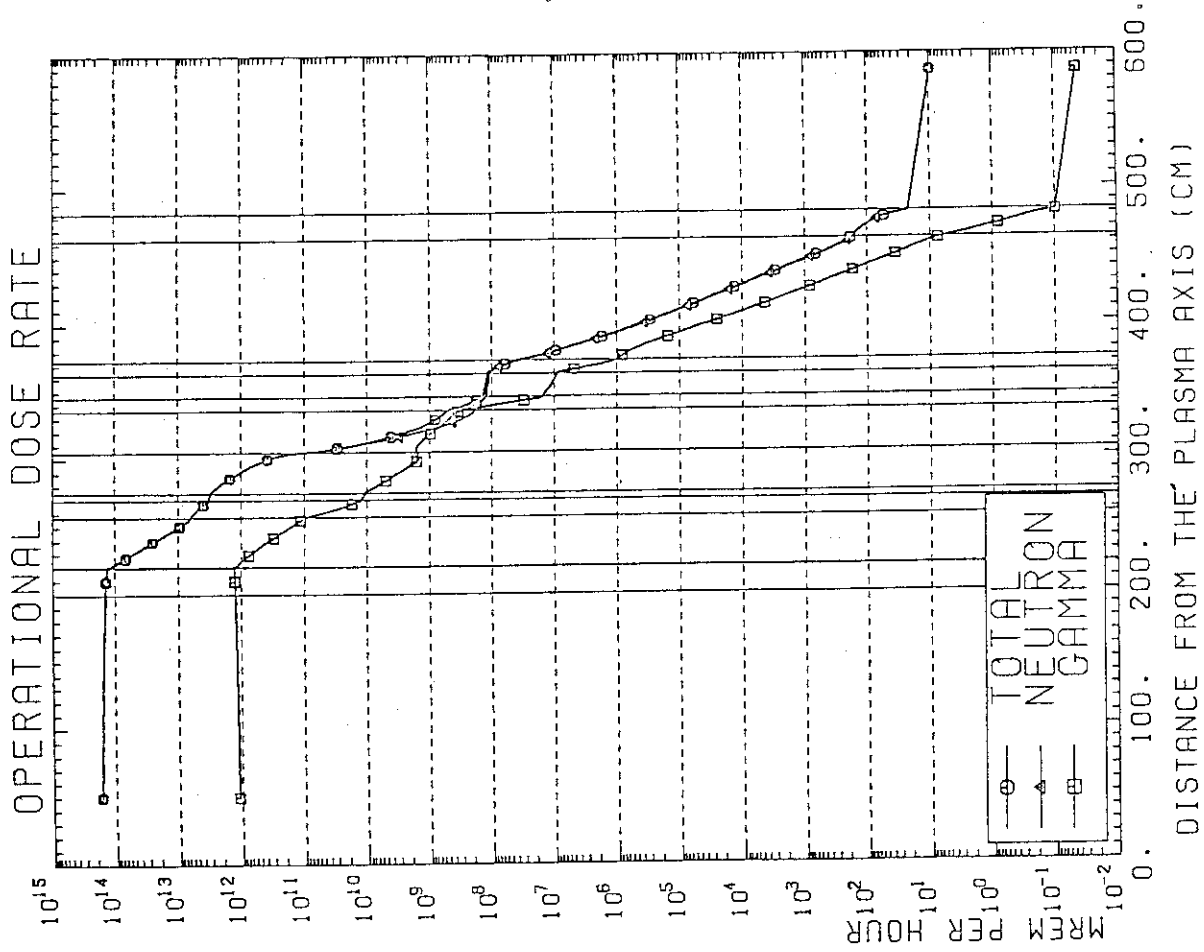


Fig. 2.4.6 Distribution of Dose Rate (Inboard Model)

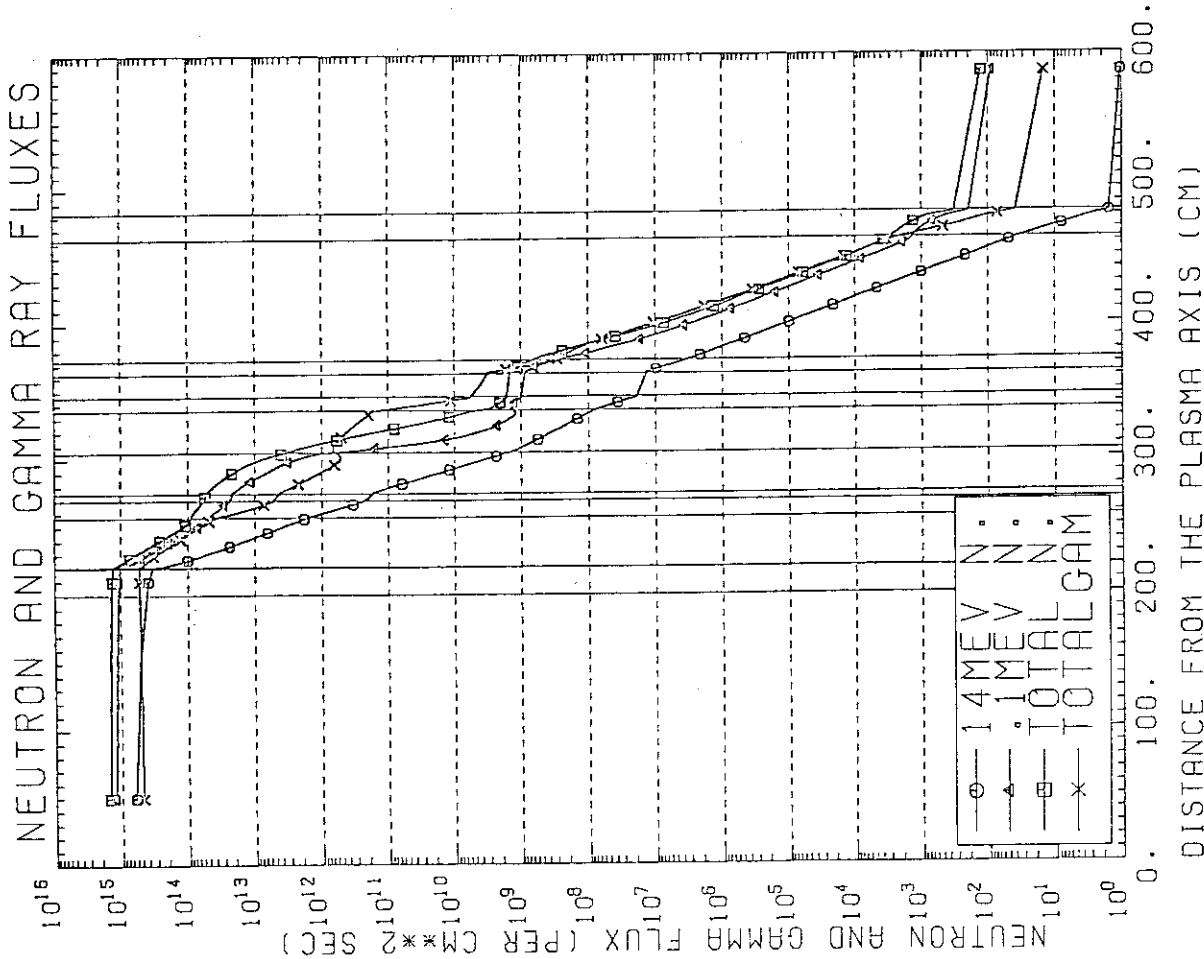


Fig. 2.4.5 Distribution of Fluxes (Inboard Model)

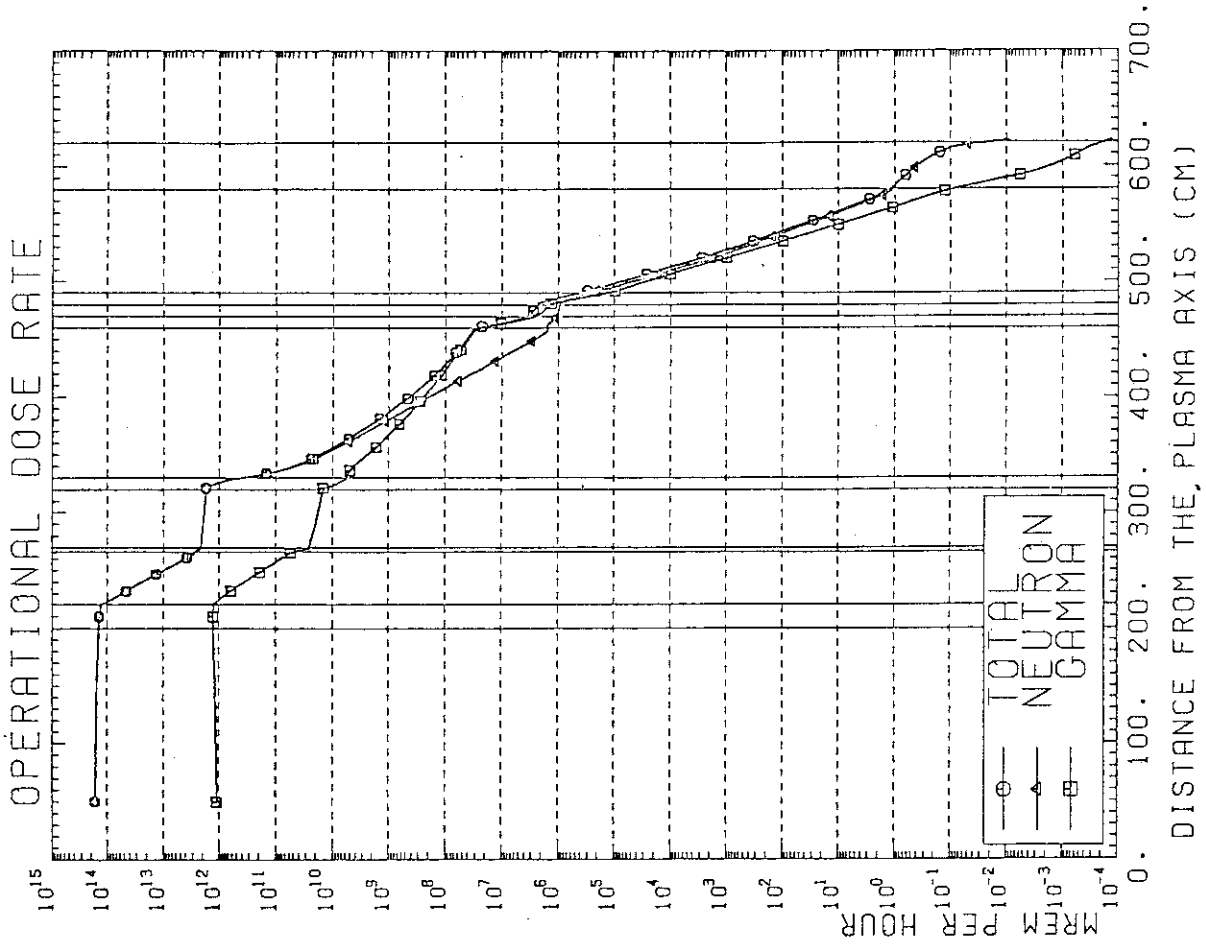


Fig. 2.4.8 Distribution of Dose Rate (Outboard Model)

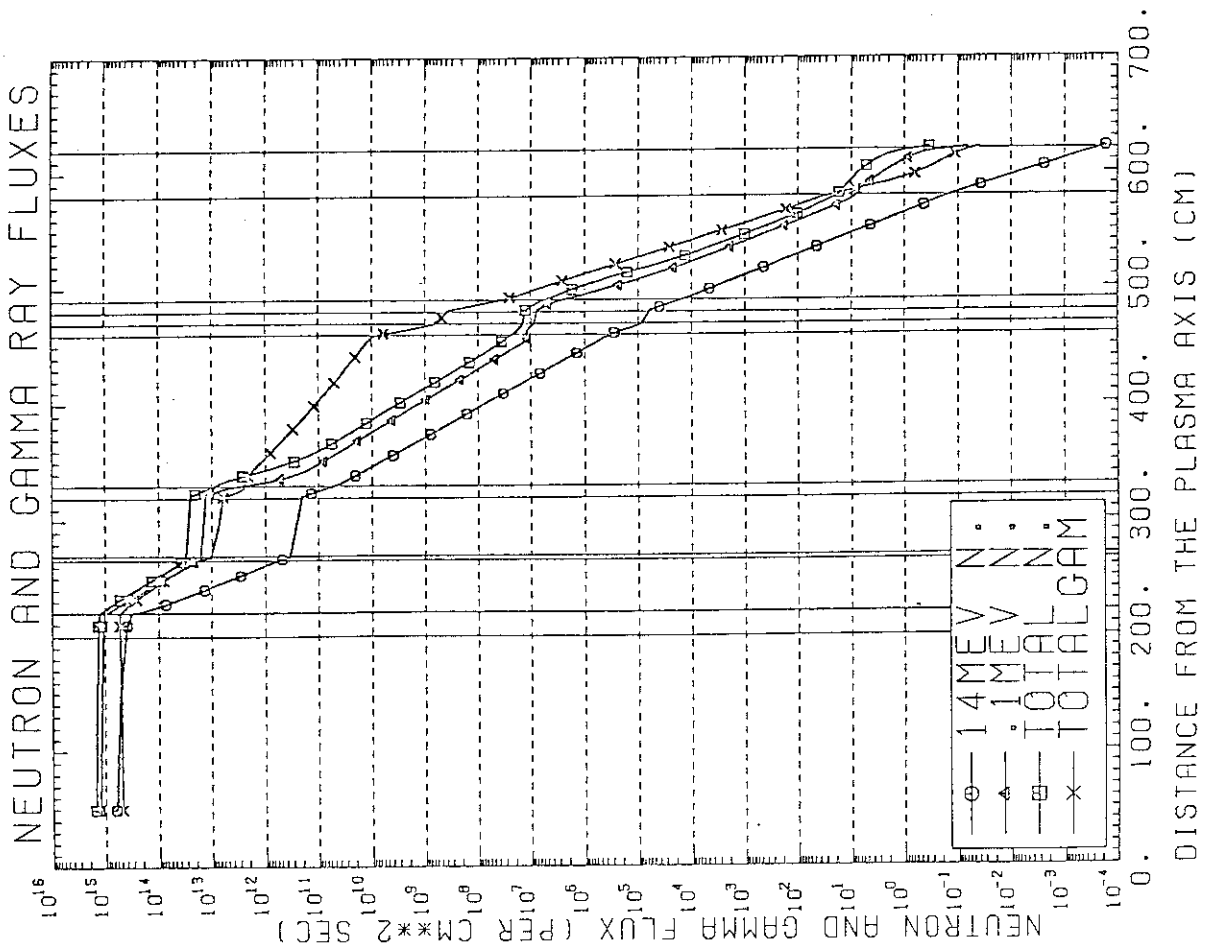


Fig. 2.4.7 Distribution of Fluxes (Outboard Model)

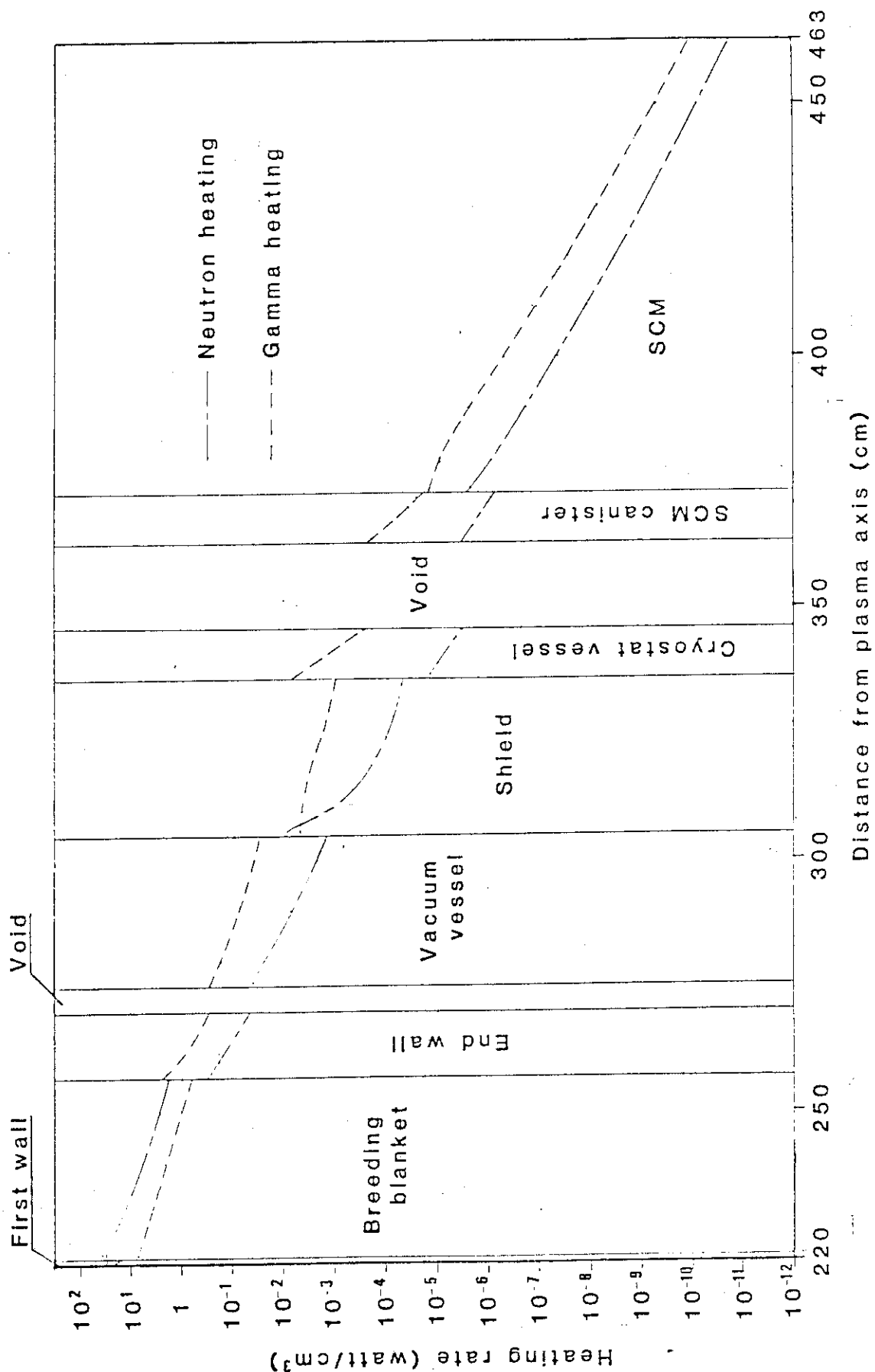


Fig. 2.4.9 Nuclear Heating Rate Distribution (Inboard Model)

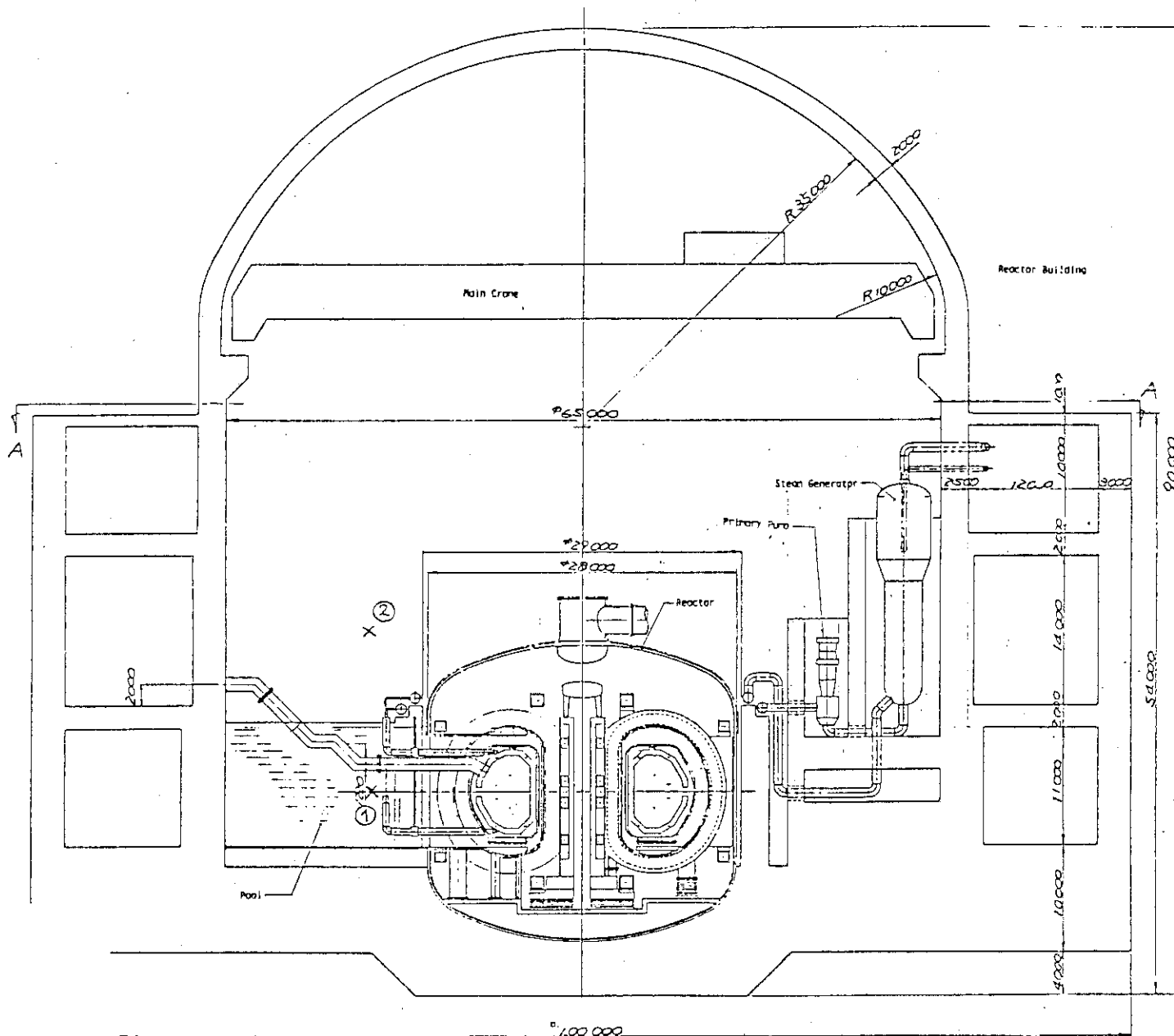


Fig. 2.4.10 Detector Point for Dose Rate Calculation

2.5 安全性

SPTRの安全性は、分裂炉と同様に「通常時の安全性」と「事故時の安全性」に大別される。以下、これらの双方についてその考え方を述べる。

2.5.1 通常時の安全性

通常時の安全性については、プラズマ運転時とプラズマ停止時（分解修理時も含む）の双方について考える必要があるが、いずれの場合も発電所の従業員および発電所周辺の一般公衆に対して十分な安全性を確保しなければならない。

(1) プラズマ運転時の安全性

動力炉では、従来のトカマク装置とは異なって定常運転を行ない、定期的な点検や修理、故障などの場合を除いては常時プラズマが存在し運転状態にある。

プラズマ運転時の安全性として考慮すべき対象としては、トリチウム漏洩、放射線漏洩があるが、後者については第2.4節に述べた。

トリチウム漏洩については、発電所従業員および一般公衆の双方に影響を及ぼす。Fig. 2.5.1にSPTR動力炉のトリチウムフローを示す。ブランケットで生成されたトリチウムはトリチウムシステムによって回収され、さらに分離精製、貯蔵再注入される。この他、プラズマの燃え残りとして真空排気ポンプを経出してトリチウムシステムに導びかれるもの、および発電システム、プール水冷却システム、空調システム等からもトリチウムを回収することにより、炉室、補助建屋内および発電所周辺のトリチウム濃度を許容値以下に制御する必要がある。トリチウム濃度の許容値としては、管理区域で $2 \times 10^{-5} \mu\text{Ci}/\text{cc}$ 、プラントからの放出ガスで $2 \times 10^{-7} \mu\text{Ci}/\text{cc}$ とされている。このような規準から考えると、炉室内およびトリチウムシステムの主要部分が設置されている領域を管理区域としてそのトリチウム濃度を $2 \times 10^{-5} \mu\text{Ci}/\text{cc}$ 以下とし、それ以外の建屋内空気のトリチウム濃度は、そのまま大気放出が可能ないように $2 \times 10^{-7} \mu\text{Ci}/\text{cc}$ 以下とする。

トリチウムの漏洩を防止（最少化）する方策としては、多重封入の考え方を採用すべきであろう。すなわち、トリチウムをその内部に包含する機器は全てトリチウム封入構造とする。次に、トリチウムの主要系統（例えば、ブランケットからのトリチウム回収系）は各機器をグローブボックス等の気密容器内に設置し、トリチウム漏洩に対する第2のバリアとする。さらに、第3のバリアとしては炉室やトリチウムシステムが設置される建屋部分を気密構造とする。

最後に、SPTRに特有なものとしてプール水の問題に触れておく。プール水中には構造物からの透過等によってトリチウムが混入している。プール水温度は最高60°C程度に設定されており、従って炉室内にはプール水水蒸気が充満している。このような事態に対する安全対策としては、①炉室は完全密封構造とする、②作業者が炉室内に立入る場合には密封スーツを着用する、③プール水面にカバーをかけ水分蒸発量を低下させる、等が考えられる。

(2) プラズマ停止時の安全性

プラズマ停止時としては、定期的な保守点検、分解修理および故障修理が考えられる。これらのうち、分解修理時の安全性が一番大きな問題である。すなわち、分解修理時には真空容器、プ

ランケットを切り離して炉本体からホットセルに移動させるが、このような過程では放射化した構造物が炉室内で裸出し、またブランケット構造物に吸着されたトリチウムが放出される。したがって分解修理は全て遠隔操作で実施されるが、分解修理時の炉室外の放射線量、トリチウムクリーンアップ等について十分に検討しておく必要がある。

2.5.2 事故時の安全性

事事故の安全性としては、放射性物質の環境への放出および大量の機械的エネルギーの瞬時放出（例えば爆発など）を想定する必要があるが、ここでは前者を最終事象として簡単な事故解析を行なう。

(1) フォールト・トリー

放射性物質の環境への放出を最終事象（Top event）としたフォールト・トリーを Fig. 2.5.2 に、また記号表を Fig. 2.5.3 に示す。

放射性物質としては、トリチウム、冷却水（含プール水）、炉室内大気および放射化された構造材料（主としてブランケットおよび真空容器材料）を想定して、各々の環境への放出経路を検討する。なお、このフォールト・トリーの作成にあたって動力炉システム全体の事故フローを明らかにする事を主たる目的としたため、各サブシステムの事故フローの解析は Secondary event までとした。Primary event への遡及については実験炉、実証炉等での経験を基に今後決定されてゆくべきであろう。

(2) トリチウムの放出

トリチウム放出としては、トリチウムシステムの破損、トリチウムシステムからのリークおよび炉本体構造物等破損での放出などがその経路として考えられる。トリチウムシステムの破損原因としては、ミサイル、地震、トリチウム爆発などが考えられる。これらについては、設計上十分な安全対策を施すことによって事故発生を防止することが可能であろう。トリチウムシステムからのリークについては、気密システムの信頼性を向上させる事は勿論であるが、リークの検出、インターロックシステムを充実させることによって、仮に何等かの異常が発生した場合でも、その被害を最少化させる事が可能であろう。炉本体構造物等破損については(5)で述べる。

(3) 冷却水（プール水）の放出

冷却水、プール水はトリチウムや放射化された腐食生成物等を含有している。これらの水系統のコンポーネントの一部破損やリークは、放射性物質の環境への放出に結びつくが、実際にはこれらの水は先ず発電所建屋内に漏れ出すので、この時点での対策が可能であろう。ただし、プール水は水量が多いので、その対策にも留意が必要である。

(4) 炉室内大気の放出

炉室内大気は、蒸発プール水によるトリチウムや大気の放射化 ($A_r^{40}(n, \gamma) \rightarrow A_r^{41}, O^{16}(n, p) \rightarrow N^{16}, N^{15}(n, \gamma) \rightarrow N^{16}$) などがあり、通常は炉室内に密閉されている。しかし、水素(D.T)爆発、火災、炉本体構造物の破損、換気空調系の故障などによって、炉室内大気が環境に放出される事が考えられる。炉室内大気は、前記の冷却水の場合と同様に炉室から直接環境に放出されることはなく一旦は外側の封入システムとしての建屋に放出されるのでこのステージでの対策が可能であろう。また、 A_r^{41} および N^{16} は半減期が各々 1.83 H、7.13 sec と短いため、環境放出

までに時間遅れがあれば、あまり大きな問題とはならない。なお、STARFIRE では炉室内に CO_2 を充填して大気放射化を軽減すると同時に、水素爆発の防止を図っている。

(5) 放射化構造物の放出

放射化構造物は主としてブランケットおよび真空容器に存在する。したがって、これらの放射化物質が環境に放出される事はブランケット、真空容器などの本体構造物が破損している事を意味し、多くの場合は何等かの爆発現象が伴うと考えられ、事故としては最も大規模な事故となる。

ここでは、ブランケットおよび/または真空容器の破損原因として、ブランケットおよび/または真空容器自身に起因するものおよび SCM または水素 (D. T) 爆発とを考えている。

SCM については、SCM の保有している電磁エネルギーおよび極低温の負エネルギーの瞬時放出が考えられる。したがって、SCM はコンポーネントとして十分な安全対策が施されなければならない。また、水素爆発は大量のエネルギーを瞬時に放出するものであり、最終的に大事故となる確率が高い。したがって、その防止策 (例えば先に述べた STARFIRE の例) を十分に施す必要がある。

ブランケットおよび/または真空容器自身の破損原因としては各種考えられるが、最も重要と考えられるものとしては、冷却水の漏洩が考えられる。すなわち、ブランケット内で冷却水が漏洩した場合、ブランケット内の水蒸気圧力が上昇しブランケット破損に発展する可能性がある。このような事故は、早期検出が困難でありプラズマのシャットダウン等の対策が遅れる可能性が高く、事故の規模を拡大させる。また、水と Li_2O の反応として LiOH が生成する場合には化学発熱があり、爆発的な現象がさらに加速されることも考えられるが、現状では不明な点が多い。このような現象に対する安全対策としては、ブランケットにラプチャーディスク等を取付ける事が考えられるが、その取付位置、ラプチャー発生後の挙動等について十分に検討して、二次災害の発生を防止しなければならない。

真空容器内に冷却水が漏洩した場合にも、漏洩水の蒸気圧力が上昇して真空容器、ダクト類、ブランケット等を破損する事が考えられる。この場合はブランケット内に水が漏洩した場合に比較して、プラズマの自動停止や早期検出が容易と予想される。事故発生後の対策としては前記同様ラプチャーディスク等が考えられる。

いずれにせよ、ブランケット内あるいは真空容器内での冷却水漏洩は重大事故に結びつく可能性が高く、今後十分な解析およびハードの R&D が必要である。

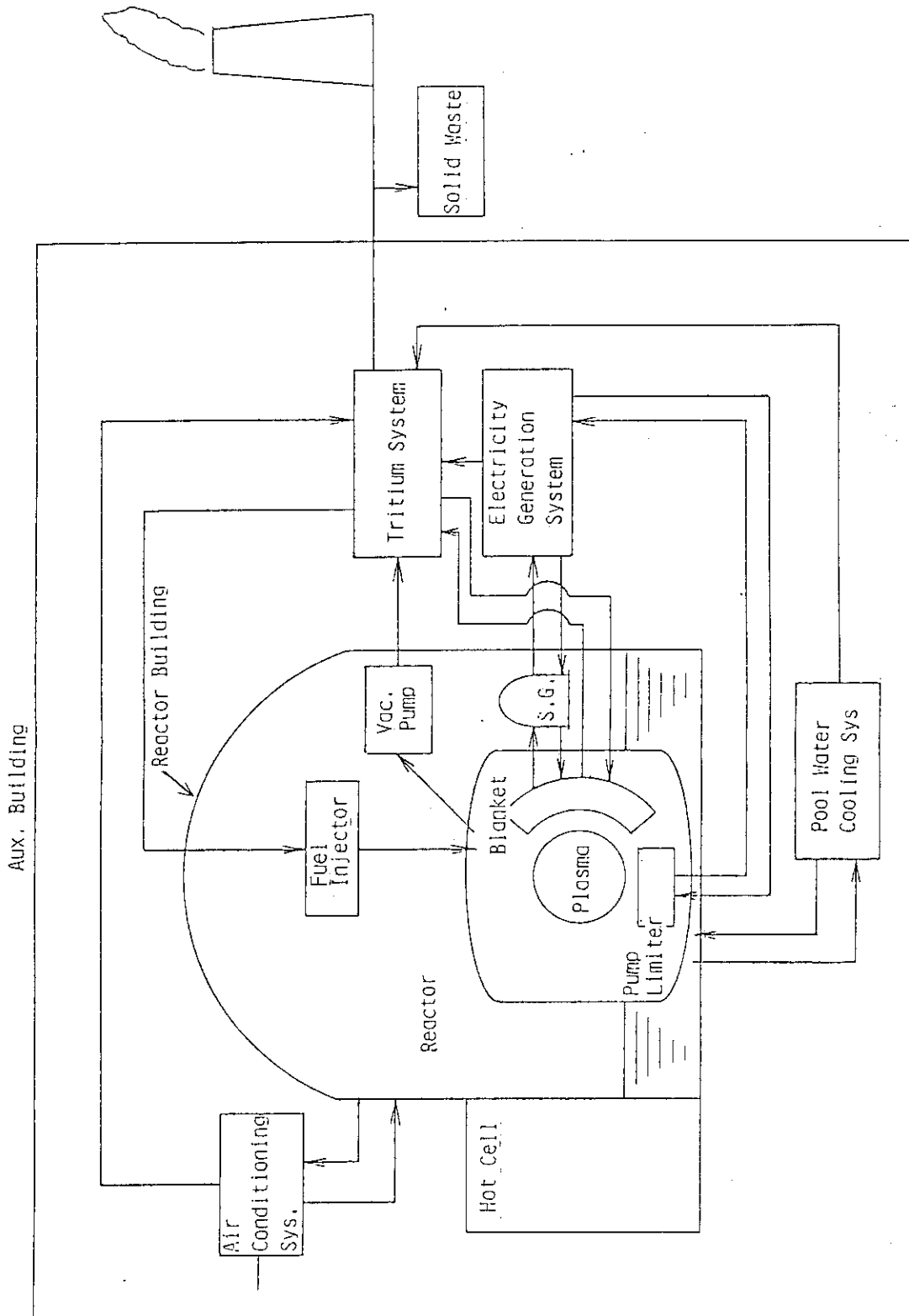


Fig. 2.5.1

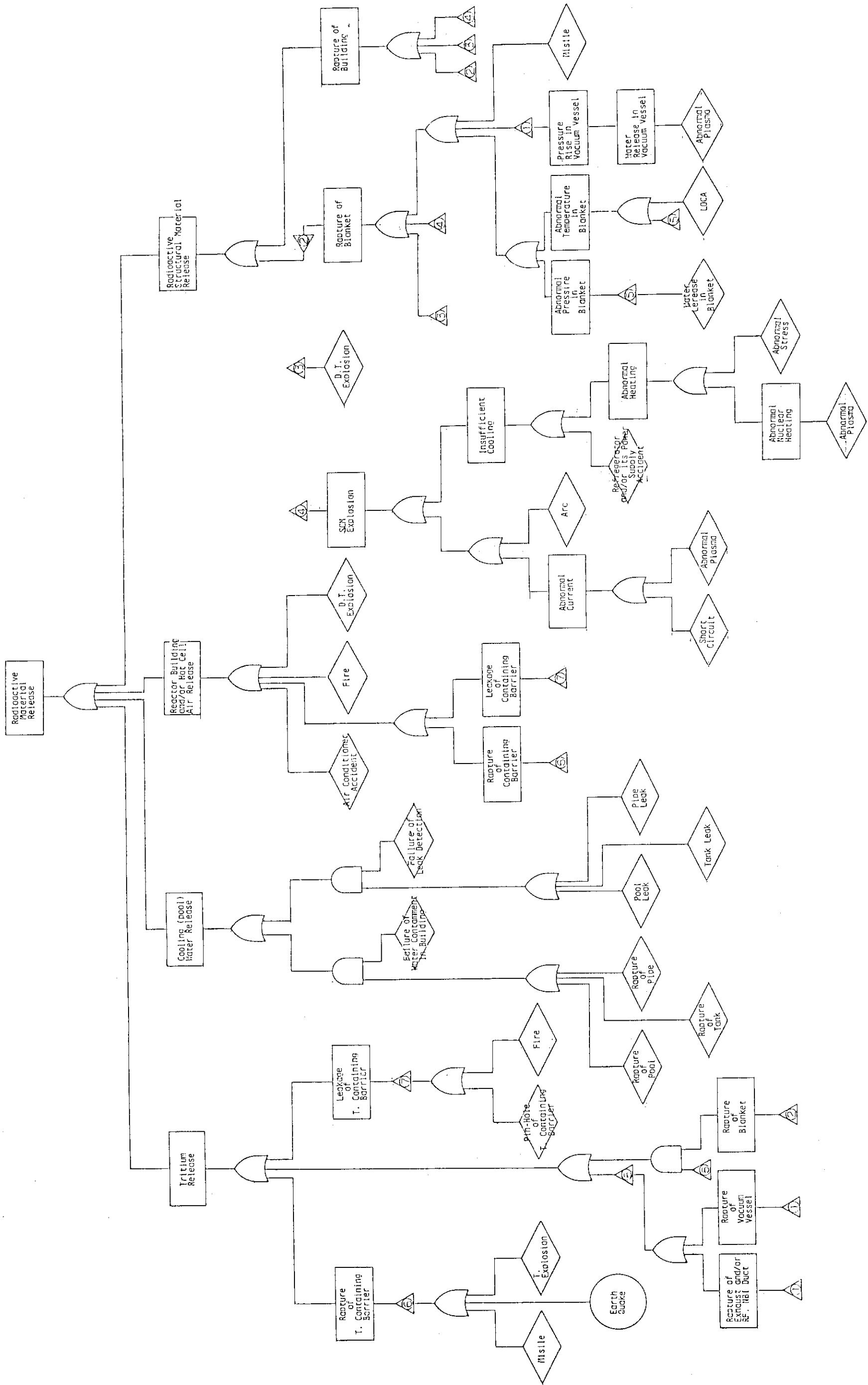


Fig. 2.5.2 SPTR Power Plant (Fault Tree)

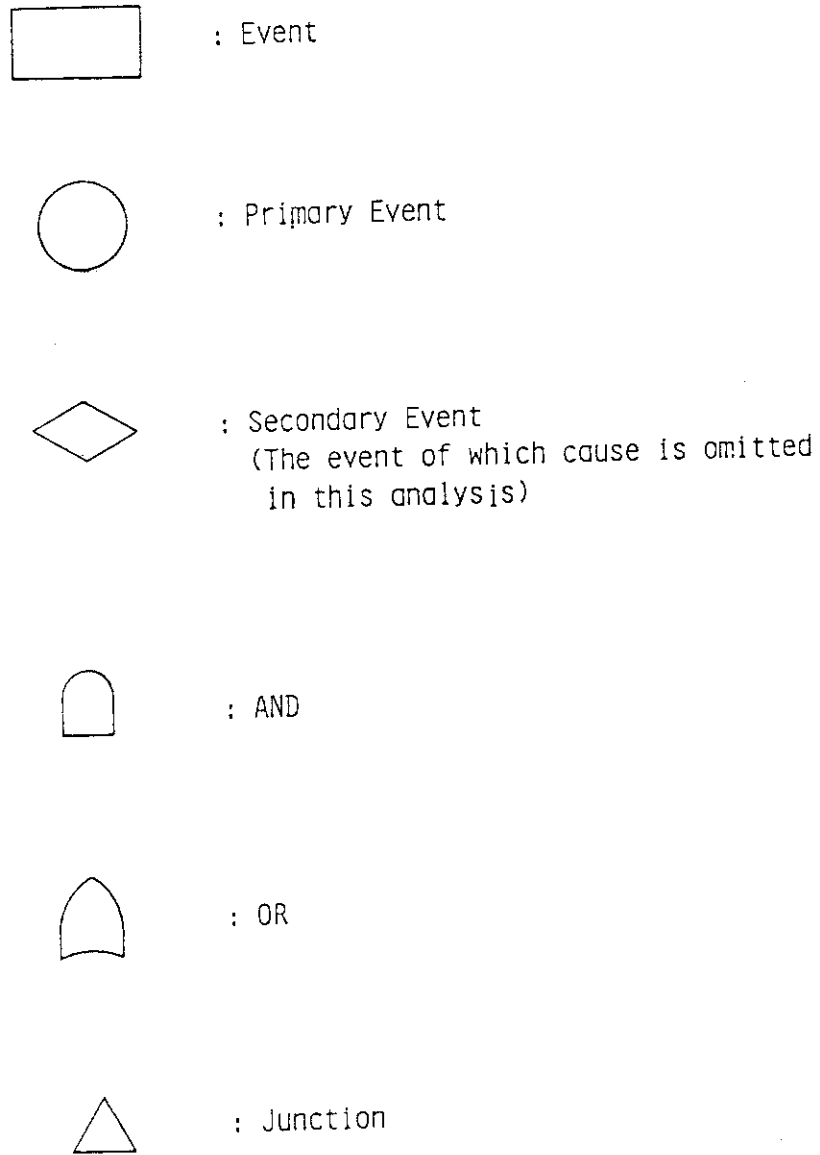


Fig. 2.5.3 Fault Tree Symbols

3. 炉内構造物

3.1 ブランケット・第1壁

3.1.1 基本条件

ブランケットは炉心プラズマを包むように配置され、その機能としては、

- ① 14 MeV 中性子エネルギーの熱化と回収
- ② トリチウムの生産
- ③ 放射線遮蔽
- ④ ポンプリミター等の内部品の支持
- ⑤ プラズマ上下位置不安定性成長率低減のためのシェル効果

等が要求される。

第1壁はブランケットのプラズマ側に配置され、ブランケット容器をプラズマからの放射や高速中性粒子による高熱負荷及びスパッタリングによるエロージョンから防護する機能を要求される。

Table 3.1.1 にブランケット第1壁の基本仕様をまとめる。

3.1.2 構造計画

(1) 第1壁基本構造

第1壁はブランケット容器プラズマ側に配置され、ブランケット容器をプラズマからの放射や高速中性粒子による高熱負荷及びスパッタリングによるエロージョンから防護する役割を持つ。

第1壁構造は改良SUS 316製の円管パネル構造とする。

第1壁表面の熱流束は $\sim 80 \text{ w/cm}^2$ と高く、プラズマ側の壁厚は熱応力上の問題から厚くする事はできない。一方、第1壁冷却系圧力は16 MPaであり、第1壁は冷却材圧力バウンダリーとしての健全性を保つ耐圧構造である必要がある。円管パネル方式は、このような耐圧構造として優れた構造である。

Fig. 3.1.1 に第1壁概念図を示す。受熱面となる円形パイプが、ブランケット容器上の支持ペダスタル上に、プラズマからブランケット容器を覆いかくすように配置される構造となる。円形パイプの形状はInboard領域で、内径10 mm、内厚1.5 mmとする。また支持ペダスタルは、巾50 mm、高さ13 mmの半円形状の溝部を持つ板状構造物で、ブランケット容器上に200 mm間隔で配置される。

第1壁冷却材流路はすべてポロイダル方向であるため、ポロイダル方向位置により、覆うべきブランケット容器の幅が異ってくる。このため、円形パイプ形状は、Inboard領域以外では、流路に沿ってテーパ状に変形したものとする。

円形パイプは支持ペダスタルの半円形状の溝部にロー付けされる。(ただし、真空中での使用にも支障が生じないようなロー材の開発が必要とされる。)

パイプ間には、ベDESTAL形状に合わせて1 mmのギャップを設けた。これにより、パイプに生じる熱応力と電磁力を軽減する事ができる。

トラス内側領域には、プラズマディスラプション時に過大な熱負荷がかかる。この時にパイプに発生する温度上昇とそれに伴う熱応力を緩和するために、ベリリウム等を表面にコーティングする必要がある。

(2) ブランケット基本構造

ブランケット立面図をFig. 3.1.2 ~ 3.1.3に示す。ブランケット形状はプラズマ断面形状や他機器との空間取り合いを考慮して決められた。ブランケットの厚みは50 cmとしている。

ブランケットはFig. 2.2.5に示すように真空容器の分割数と一周抵抗部の位置を考慮して、70分割し、真空容器の引き出しのため、1セクターの真空容器に交互に2セクターもしくは3セクターのブランケットを配置する構造としている。

2又は3セクターからなるブランケットモジュールは、ポロイダル方向に一周構造とし、ブランケット下部で重量支持を行い、上部で熱膨張変位を拘束しない支持方式とした。

Fig. 3.1.4にブランケット断面図(Inboardの直線部)を示す。

ブランケット容器構造材料としては耐スウェリング特性を改善した改良SUS 316ステンレス鋼を用いる。

ブランケット容器は、トリチウム回収用ヘリウムガス内圧(～1気圧)、自重、電磁力に耐える構造とする必要があるが、核特性(トリチウム増殖性能)や容器の熱応力・最大温度の制限から、特にプラズマ側の壁厚はむやみに厚くとすることはできない。例えばブランケット容器のプラズマ側の壁での核発熱は～30 w/cm³に達するため、最大温度を450℃以下に抑えるためには板厚は～10 mm程度に抑える必要がある。

そこで、ブランケット容器のプラズマ側壁厚は10 mmとし、自重に対する構造的強度は側壁、裏壁及び1セクターの区切りに設置される補強板により持たせる設計としている。また内圧に対しては、上記の補強板を設置し、実効的な容器幅を狭くする事により剛性を持たせる事とした。

トリチウム増殖材としてはLi₂Oを採用する。また十分なトリチウム増殖性能を確保するために、ベリリウムを中性子増倍材として使用する。ベリリウムを使用する事によりエネルギー増倍率も向上する。

ベリリウムは、Li₂Oと均質な混合物の形で使用する。これは、ベリリアをバインダーとしてLi₂Oを焼結するなどにより実現できよう。

増殖材は、トリチウム回収性能を確保するため使用温度を400℃～1000℃の範囲に制限しなければならない。Fig. 3.1.4に示された冷却管配置は、増殖材実効熱伝導率を0.02 w/cm²Kと仮定し、最高温度を1000℃以下になるように決めたものである。

ブランケット容器と増殖材の冷却管は第1壁と同様にすべてポロイダル方向に流路をもつ。このためInboardの直線部以外では、冷却管配置ピッチはトラス内側ほど狭くなっている。

Table 3.1.2にInboard部における増殖材冷却管配置のピッチを示す。

ブランケットには、プラズマ上下位置不安定性成長率低減のためのシェル効果が期待されているが、ブランケットを上下でトロイダル方向に電氣的に連結することにより、シェル効果を持た

せる設計とした。

3.1.3 熱設計

(1) 第1壁熱検討

第1壁に対する熱負荷条件を

表面熱流束	80 w/cm ²
平均核発熱	36 w/cm ³ (SUS 316)
	26 w/cm ³ (Water)

とし、第1壁冷却系の検討を行う。ここで加圧水の物性値としては、Table 3.1.3 に示す値を使用する。

(a) 冷却材流速と第1壁冷却管伝熱面長さの関係

第1壁冷却材に、冷却管（内径 10 mm，肉厚 1.5 mm）と冷却材中の核発熱及び表面熱負荷分の入熱があると仮定する。

すると、冷却管単位長さ当りの入熱量 q は

$$q = 1.5 \text{ cm} \times 80 \text{ w/cm}^2 + 0.542 \text{ cm}^2 \times 36 \text{ w/cm}^3 + 0.785 \text{ cm}^2 \times 26 \text{ w/cm}^3 \\ = 159.9 \text{ w/cm}$$

となる。上式で第1項は表面熱流束、第2項は SUS 中での核発熱、第3項は冷却材での核発熱を意味する。

第1壁での冷却材流速は、第1壁での冷却材出口温度を所定の値（330℃）になるように設定する必要がある。

所定の出入口温度差を与えるための冷却材質量流量 \dot{M} は

$$\dot{M} = \frac{L \cdot q}{H_{\text{out}} - H_{\text{in}}} \quad \dots\dots\dots (3.1.1)$$

で与えられる。ここで、 L は冷却管伝熱長さ、 H_{out} 、 H_{in} はそれぞれ冷却材出入口条件でのエンタルピーである。

冷却材流速 v は、冷却材流路断面積を A 、冷却材密度を ρ とすると、

$$v = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot A} \quad \dots\dots\dots (3.1.2)$$

で与えられる。

(3.1.1) 式と (3.1.2) 式より、冷却材流速と伝熱長さの関係は

$$\text{出口} \quad v = 1.33 \cdot L \quad \dots\dots\dots (3.1.3)$$

$$\text{(入口} \quad v = 1.16 \cdot L \quad \dots\dots\dots (3.1.3'))$$

で与えられる。（上式で L の単位は m、 v の単位は m/sec）

第1壁の冷却材流路のうち最も長いものは Fig. 3.1.4 に示されるように、Inboard 部で約 4.7 m である。

この時の冷却材流速は 6.3 m/sec となる。

(b) 第 1 壁冷却管での圧力損失

第 1 壁冷却管での摩擦損失水頭 (ΔH) をブラジウスの式を用い評価する。

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (3.1.4)$$

$$\lambda = 0.3164 \text{ Re}^{1/4} \quad \dots\dots\dots (3.1.5)$$

冷却管出口条件で計算すると、Inboard部では ($v = 6.3 \text{ m/sec}$, $D = 0.01 \text{ m}$, $L = 4.7 \text{ m}$)

$$\Delta H = 11.4 \text{ m}$$

となる。

この値は、100 万 Kw の PWR 1 次冷却系ポンプの揚程約 80 m に比べ小さく問題ないと考えられる。

(c) 第 1 壁最大温度

第 1 壁冷却管伝熱面での熱流速は $50 \sim 100 \text{ w/cm}^2$ に達すると予想されるため、出口付近での伝熱形態はサブクール沸騰熱伝達となる。このため、伝熱面温度は、16 MPa の加圧水の飽和温度 345.57°C とほぼ同じと見なせる。

ここでは、1 次元平板モデルを用い、第 1 壁の最大温度を求める。最大温度 T_{\max} は

$$T_{\max} = \frac{1}{\lambda} (\dot{q}_s \cdot \Delta l + \frac{1}{2} \dot{q}_n \Delta l^2) + T_w \quad \dots\dots\dots (3.1.6)$$

にて与えられる。ここで、

- \dot{q}_s : 第 1 壁表面熱流束 (80 w/cm^2)
- \dot{q}_n : " 核発熱率 (36 w/cm^3)
- λ : SUS 316 熱伝導率 ($0.197 \text{ w/cm} \cdot ^\circ\text{C}$)
- Δl : 第 1 壁板厚

T_w を 350°C 、 Δl を 1.5 mm とすると $T_{\max} = 413^\circ\text{C}$ となる。

(2) ブランケット熱検討

ブランケット冷却系の設計条件は

- ① 構造材最高温度を 450°C 以下とする。
- ② トリチウム増殖材温度を $400^\circ\text{C} \sim 1000^\circ\text{C}$ の範囲に制御する。
- ③ 冷却材条件は発電に使用するため、入口温度 290°C 、出口温度 330°C 、

冷却材圧力 16.0 MPa

である。

ここでは増殖材冷却管について検討を行う。

増殖材をトリチウム回収の観点から決められた $400^\circ\text{C} \sim 1000^\circ\text{C}$ の温度範囲に保ち、かつブランケットで発生した熱エネルギーを回収するために、増殖材領域には、そこでの核発熱密度により決められるピッチで冷却管が配置される。

この冷却管設計においては、

- ① 冷却材・冷却管による核的な影響 (トリチウム増殖比の低下) を minimum に抑える。

② ポンプ動力を妥当な値に抑える。

③ 冷却材流速を妥当な値に抑える。

等も考慮して、冷却管肉厚、内径を決める必要がある。

①項は、冷却管径及び肉厚を小さくする事を要求するのに対し、②、③項は冷却管径の下限をポンプ動力、冷却材流速の制限から決める。そこで、ここでは、増殖材冷却管での摩擦損失水頭が、10～20 m程度におさまる事を目安として、内径 10 mm (冷却管伝熱面長さが最も長くなる Inboard の直線部約 5 m に対して) と決めた。また肉厚は 1.5 mm とした。

冷却管の配置は Fig. 3.1.5 に示す 1 次元円筒モデルによる熱解析をもとに決められた。Table 3.1.4～3.1.5 に冷却管伝熱面長さ $L = 2$ m と $L = 5$ m の場合の結果を示す。ここで、核発熱分布としては、プラズマ側からの深さ x (cm) を変数として

$$Q = 30 e^{-0.075x} \quad (w/cm^3)$$

と仮定した。

計算に使用した基礎式は次の通りである。

① 増殖材最大温度 (Fig. 3.1.5 参照)

$$\begin{aligned} T_{\max} = T_c + & \frac{q_b''' (R_2^2 - R_3^2)}{4 K_b} + \frac{q_b''' R_3^2}{2 K_b} \ln \left(\frac{R_3}{R_2} \right) \\ & + \frac{q_b''' (R_3^2 - R_2^2)}{2 R_2 h_g} + \frac{q_s''' (R_1^2 - R_2^2)}{4 K_s} \\ & + \frac{q_b''' (R_3^2 - R_2^2) + q_s''' R_2^2}{2 K_s} \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \\ & + \frac{q_b''' (R_3^2 - R_2^2) + q_s''' (R_2^2 - R_1^2)}{2 R_1 h_f} \quad \dots (3.1.7) \end{aligned}$$

ここで、

- R_1 : 冷却管内半径
- R_2 : 冷却管外半径
- R_3 : 等温境界半径 (T_{\max} を与える位置)
- T_c : 冷却材温度
- K_b, K_s : 増殖材, 冷却管熱伝導度
- h_f : 冷却材と冷却管との熱伝達係数
- h_g : 冷却管と増殖材との熱伝達係数
- q_b''', q_s''' : 増殖材, 冷却管での核発熱率

② 熱伝達係数 h_f

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots (3.1.8)$$

$$Re = \frac{v D}{\nu} \dots\dots\dots (3.1.9)$$

$$N_u = \frac{h_f D}{\lambda} \dots\dots\dots (3.1.10)$$

より

$$h_f = 0.023 \frac{\lambda \cdot Pr^{0.4}}{\nu^{0.8}} \cdot \frac{V^{0.8}}{D^{0.2}} \dots\dots\dots (3.1.11)$$

ここで、

- N_u : ヌセルト数
- Re : レイノルズ数
- v : 流速
- D : 冷却管内径
- ν : 冷却材動粘性係数
- λ : 冷却材熱伝導率
- Pr : プラントル数

③ 冷却材流量と流量

$$Q_t = \pi L \{ R_1^2 q_c''' + (R_2^2 - R_1^2) q_s''' + (R_3^2 - R_2^2) q_b''' \} \dots (3.1.12)$$

$$\dot{M} = \frac{Q_t}{C_p (T_{out} - T_{in})} \dots\dots\dots (3.1.13)$$

$$v = \frac{\dot{M}}{A \rho} \dots\dots\dots (3.1.14)$$

- Q_t : 冷却管1本当りの総入熱量
- L : 冷却管伝熱面長さ
- q_c''' : 冷却材での核発熱率
- C_p : 冷却材比熱
- T_{out}, T_{in} : 冷却材出入口温度
- A : 冷却管流路断面積
- ρ : 冷却材密度

④ 冷却管摩擦損失水頭

$$H_f = \left(\lambda L / D \right) v^2 / 2g \dots\dots\dots (3.1.15)$$

ここで $\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \dots\dots\dots (3.1.16)$

Table 3.1.4 ~ Table 3.1.5 で示す配管ピッチは、(3.1.7)式で決められる冷却可能半径 R_3 を用い、

$$PITCH = \sqrt{\pi} R_3$$

にて求めたものである。

ブランケット容器深さ方向の配置は上記手順を反復する事により求めた。

増殖材の実効熱伝導率としては $0.02 \text{ w/cm}^{\circ}\text{K}$ を用い、冷却材物性値は出口条件 (Table 3.1.3) の値を使用した。

各冷却管に同一の冷却材出口温度を与えるためには、プラズマ側の冷却管ほど流速を上げる必要がある。また L が長くなると同様に流速を上げる必要がある。Inboard の直線部に対応する $L = 5 \text{ m}$ の場合に、プラズマ側配管 (LINE No. 1) で流速 $v = 6.2 \text{ m/sec}$ 、End Wall 側配管 (Line No. 13) で $v = 1.9 \text{ m/sec}$ となる。この時の摩擦損失水頭は、それぞれ 11.9 m 、 1.5 m となる。

$L = 2 \text{ m}$ の場合には、プラズマ側配管で流速 $v = 2.5 \text{ m/sec}$ 、End Wall 側配管で 0.76 m/sec となる。この時の摩擦損失水頭は、それぞれ 0.96 m 、 0.12 m となる。

冷却管ごとの除熱量が大きく異なるため、冷却材の流量調整が必要となる。特に、動力炉では出口温度が 330°C と、サブクール度 (飽和温度 - 冷却材温度) が 15°C しかないため、流量制御は不可欠と思われる。

流量制御の方法としては、

- ① オリフィス等により流路抵抗を増大する。
- ② 冷却管内径を LINE ごとに変える。

等が考えられる。

ここでは、②の方法について検討してみる。

冷却管体積流量一定の条件のもとで、冷却管内径 D と摩擦損失水頭の関係を (3.1.9)、(3.1.15)、(3.1.16) 式を用いて導びくと、

$$H_f \propto D^{-4.75} \quad \dots\dots\dots (3.1.17)$$

となる。

各冷却管の摩擦損失水頭を等しくなるように D を変えると、 $L = 5 \text{ m}$ の場合に、プラズマ側配管 (LINE No. 1) の内径 10 mm に対して、End Wall 側配管 (LINE No. 13) では内径 6.5 mm とする必要があることになる。

Table 3.1.4 ~ 3.1.5 にて、TC, TIW, TOW, TIB はそれぞれ冷却材温度、冷却管伝熱面温度、冷却管外表面温度、増殖材最低温度を示す。

($L = 2 \text{ m}$ の場合の TIW は流速が小さく熱伝達係数が小さいため、伝熱面温度が飽和温度 (345.75°C) を越えた結果となっているが、実際にはサブクール沸騰熱伝達となり熱伝達係数が大きくなるため、Table 中の TIW, TOW, TIB, TMAX はそれぞれ数 $^{\circ}\text{C}$ 低い値のはずである。)

冷却管外表面は、 $350^{\circ}\text{C} \sim 390^{\circ}\text{C}$ となっている。(冷却材入口付近ではそれより $\sim 40^{\circ}\text{C}$ 低い値となる) このため、増殖材最低温度を 400°C 以上にするためには、冷却管と増殖材の間に断熱層を設ける必要がある。

(3) 第1壁・ブランケット冷却材配管方向の検討

第1壁・ブランケットの冷却材配管方向としては、Fig. 3.1.6 に示すように、

- ① 冷却材をポロイダル方向に流し、ヘッダーはブランケットセクター外側をトロイダル方向に配置される。 Fig. 3.1.6 (a)
- ② 冷却材をトロイダル方向に流し、ヘッダーはブランケットセクター外側をポロイダル方向

に配置される。 Fig. 3. 1. 6 (b)

の2つの概念が考えられる。

この冷却管配置方向は、ブランケット内部構造・セクター外側の配管引き回し等に影響を与える事になるため慎重に決めなければならない。

①のポロイダル方向に流す方式では、次のような問題点が考えられる。

- 1) ポロイダル方向位置によりブランケット幅が変わるため、冷却管配置はトラス外側から内側にゆくにしたがって密になる。このため、第1壁では、冷却管外形を流路に沿ってテーパ状に変形したものとする等の工夫が必要であり、増殖材領域冷却管では、最もブランケット幅の広い位置に対して温度条件を満たすように、冷却管本数が決められることになり、ブランケット内の冷却材・構造材体積比が増加し、トリチウム増殖比の低下につながる可能性がある。

一方、②のトロイダル方向に流す方式では、上記のような問題は生じないが、

- 1) ブランケットセクター全体での冷却管総本数が増加し、構造が複雑化する。(冷却管の流路長が長く取れないため)
- 2) ブランケットセクターの周囲にポロイダル方向にヘッダーが配置されるため、他機器やポートとの干渉をさけるのが困難である。

等の問題を生じる事になる。

ここでは、特に、ブランケットセクター周囲での空間取り合いの問題から、冷却材流路をポロイダル方向と決定した。

(4) 第1壁・ブランケット冷却系の検討

第1壁・ブランケットからの総熱出力と、冷却材流量を評価する。

Table 3. 1. 1 より、核融合出力が 3200 Mw，エネルギー増倍率 1.25 とすると、核発熱のトータル Q_N は

$$\begin{aligned} Q_N &= 3200 \text{ Mw} \times 1.25 - 640 \text{ Mw} \\ &= 3360 \text{ Mw} \end{aligned}$$

となる。

第1壁への表面熱負荷 Q_S は、 α 粒子エネルギーと電流駆動用の RF パワーの和から、リミタ熱負荷を引き

$$\begin{aligned} Q_S &= 640 \text{ Mw} + 80 \text{ Mw} - 100 \text{ Mw} \\ &= 620 \text{ Mw} \end{aligned}$$

となる。

ダクト等の開孔部からの損失により、回収されない熱量が、 Q_N の 10% と仮定すると、総熱出力 Q_T は

$$\begin{aligned} Q_T &= 3360 \text{ Mw} \times 0.9 + 620 \text{ Mw} \\ &= 3644 \text{ Mw} \end{aligned}$$

となる。

次に冷却材流量の評価を行う。

冷却材質量流量 \dot{M} は、

$$\dot{M} = \frac{Q}{H_{\text{out}} - H_{\text{in}}} \quad \dots\dots\dots (3.1.18)$$

により与えられる。ここでQは熱出力、 H_{out} 、 H_{in} は出入口条件での冷却材のエンタルピーである。

全質量流量 \dot{M}_{total} は

$$\dot{M}_{\text{total}} = \frac{3644 \text{ Mw}}{362.6 \text{ kcal/kg} - 306.7 \text{ kcal/kg}} = 15.6 \text{ ton/sec}$$

となる。このため1セクター当り (1/70) の質量流量は 0.222 ton/sec となる。

1セクター当りの体積流量は

入口側	0.297 m ³ /sec
出口側	0.340 m ³ /sec

となる。

(5) 配管計画

ここでは、一次冷却水配管の計画について述べる。

ブランケットは真空容器ごと分解組立を行う。このためFig. 2.2.5 に示すように、ブランケットを2個収納した真空容器と、3個収納した真空容器がある。冷却配管は各真空容器セクターごとにまとめて本体から引出さなければならず、ブランケット2個組と3個組の各々について検討した。

今年度のブランケット内の冷却配管引廻しは、同一ヘッダに取付られる配管長に差が少ないトロイダル方向配置とする。

また冷却水流速は、配管部で 10 m/sec 以下、ヘッダ部で 5 m/sec 以下となるように配管径を定めた。

Fig. 3.1.7 ~ Fig. 3.1.13 に真空容器内の配管計画図を示す。

一方配管は真空容器を貫通してプール水中へ設置される。プール水は最高でも 60 °C 程度以下に制御されており、配管からプール水への熱損失を最小に押えるために断熱構造を配管に設ける必要がある。また真空容器とブランケットの温度差によって生ずる相対位置変位 (配管はブランケットに取付られているため) を容器壁貫通部で逃がす必要がある。このためFig. 3.1.14に示す二重配管構造とし、二重配管の外管にベローズ部を設けた。

3.1.4 渦電流および電磁力解析

ブランケットに発生する渦電流および電磁力をプラズマディスラプション時について解析する。

Fig. 3.1.15に計算モデルの概念図と各部の材質、厚さを示す。形状と電氣的な対称性より 1/56 セクター (トロイダル角 φ ; $0 \sim \pi/28$) の上半分をモデル化する。ここで、1/56 セクターは $\varphi = 0$ で隣接するセクターと Fig. 3.1.15 に示す電導部 (Electrical Conducting Part) で電氣的に接続され、プラズマの上下位置を制御する事に供される。 $\varphi = 0$ の面は、導通部以外は、隣接するセクターと電氣的に絶縁される。また、 $\varphi = \pi/28$ で隣接するセクターと導通する。

上記の1/56 セクターモデルは、電氣的に $Z = 0$ で電流ポテンシャルが逆対称、 $\varphi = 0$ で対称としたモデルを28ケトロイダル方向に回転対称させ、全体モデルを作成し解析する。材料定数として、SUS 316は 98×10^{-8} ($\Omega \cdot m$) ($at \sim 400^\circ C$)の体積抵抗率を用いる。Fig. 3.1.16に計算に用いたメッシュモデル図の全体図及び部分図を示す。

プラズマ電流は $R = 6.9$ mの環状線電流で近似し、ディスラプション時には16 MAの電流が $\tau = 50$ msecの時定数で指数関数的に減衰すると仮定する。

プラズマディスラプションによって誘起される渦電流の最大電流密度は、ディスラプション開始後50 msecに現われるが、その時の電流分布をFig. 3.1.17に示す。この図より、誘起される電流のほとんどが、電導部 (Electrical Conducting Part) の近傍の裏壁 (End Wall) と側壁 (Side Wall) に生じる。

Fig. 3.1.18 に、プラズマディスラプション開始後50 msecに現われる渦電流とトロイダル磁場の相互作用によって生じる電磁力を示す。トロイダル磁場は $R = 6.9$ mで5.3 Tとし、 $1/R$ の依存性をもつものとする。電磁力の分布も電導部近傍の裏壁と側壁に生じており、裏壁では面外力、側壁では面内力となる。今回の解析では、プラズマの上下位置を制御するために、電導部にて隣接するブランケットモジュールを電氣的に接続しているため、プラズマディスラプションによってブランケットに誘起される渦電流はほとんどトロイダル方向で鞍型成分が小さい。したがって、トロイダル磁場との相互作用によって生じる電磁力も小さくなっていると思われる。

Fig. 3.1.19 に、プラズマディスラプション開始後50 msecに現われる渦電流とポロイダル磁場の相互作用によって生じる電磁力を示す。ポロイダル磁場は、 $t = 400$ 秒以降のポロイダルコイル電流による磁場のみを考慮した。ポロイダル磁場はトロイダル磁場に比して約1/5程度であるが、上記の通り、渦電流はトロイダル方向成分が大きく、ポロイダル磁場との相互作用によって生じる電磁力は無視できない値となっている。

Fig. 3.1.20 に、Fig. 3.1.16中に示す要素における渦電流とトロイダル磁場およびポロイダル磁場との相互作用によって発生する電磁力の時間変化を示す。トロイダル磁場との相互作用によって生じる電磁力は、ポロイダル磁場との相互作用によって生じる電磁力よりも早く減衰する。これは、誘起される渦電流の鞍型成分の時定数が、トロイダル方向成分の時定数より短い事を示している。

また、プラズマディスラプションによって誘起された渦電流は、ディスラプション開始直後では、装置中心軸側 (INBOARD側) のブランケット前壁 (Front Wall) にも生じるが、すぐ消滅してしまう傾向にある。

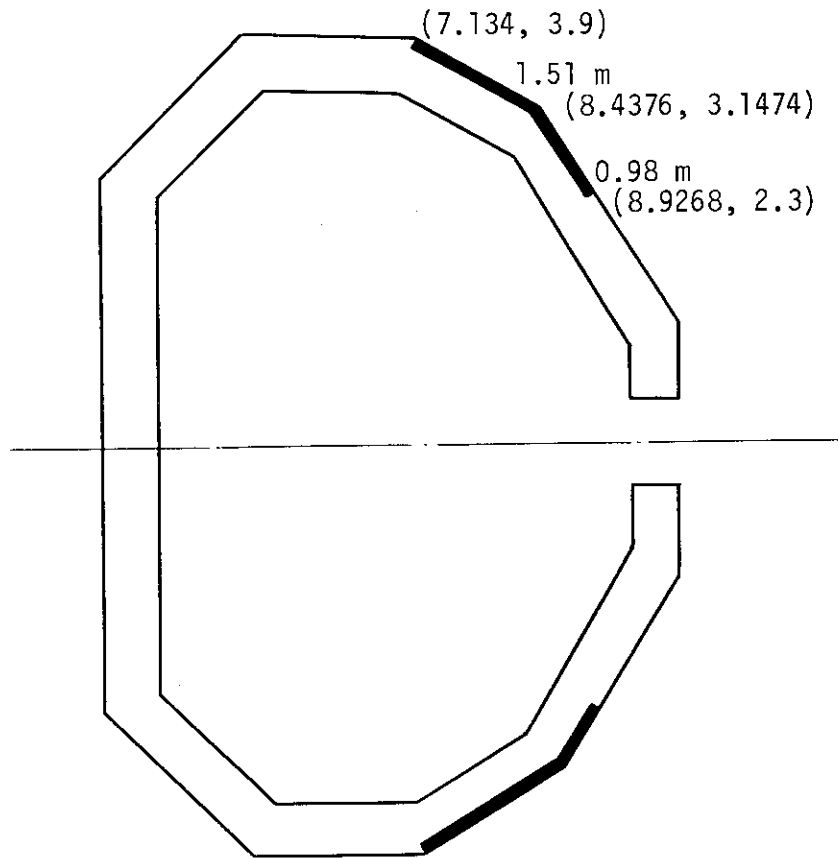
3.1.5 シェル効果の検討

動力炉のプラズマ平衡外部磁場の曲率係数 n は -0.7 程度となると考えられ、上下方向性位置安定化のため、プラズマ近傍に $n_s = 1.5$ 、 $\tau_s = 100$ msec程度の導体シェル構造を配置する必要があると考えられる。

前年度の検討において、ブランケット背面に上下巾3 m程度の導体があり、その全体のワンターン抵抗を 0.1 m Ω 程度とすればほぼ上の条件が満足されることがわかった。前年度の検討においては、分割部で上下に渡る導体で上下のシェル板を連絡する構造を考えたが、本年度のブラン

ケットおよび真空容器は、28分割されているため、上下に渡る導体が多くなり、その分導体断面積を大きくする必要がある。上下に渡る導体は、そのインダクタンスの寄与を小さくするために、できるだけ近接したものとする必要がある（このため薄板構造とする必要がある）かつその間で絶縁をとる必要がある。このような構造は設計上困難なものとなる可能性がある。

SUS製のブランケット自体をトロイダル方向に連結するとほぼ0.1 mΩ程度にでき、シェル効果を持たせることが可能となると考えられる。この時、銅シェルは不必要となり、かつ構造的に簡単になると考えられるが、トロイダル方向に電氣的に接合することが必要になる。



今、上図に示す上下の領域をトロイダル方向に連絡した場合を考える。等価的な板厚を6.6 mm ($\rho = 74 \text{ m}\Omega \cdot \text{cm}$) とすると、第1モードの時定数を $\tau_s = 100 \text{ msec}$ となる。この時他のブランケット領域、接合部の抵抗は無視した。プラズマ電流 $I_p = 16 \text{ MA}$ 、垂直磁場 $B_v = 0.67 \text{ T}$ 、プラズマ主半径 6.9 m、副半径 2 m とし、ダイポール近似で $Z = \pm \pi a / 4 = \pm 1.57 \text{ m}$ によりプラズマと第1モードの結合を計算すると、

$$\frac{\partial M_{PS}}{\partial Z} = 194 \mu \text{ H/m}, \quad n_s = \frac{I_p}{2 \pi B_v} \left(\frac{\partial M_{PS}}{\partial Z} \right)^2 / \tau_s$$

$$= 1.43$$

となる。この様にほぼシェル条件を満足することがわかる。この時ワンターン抵抗は、 $94 \mu \Omega$ となる。

分割部での結合は、シェル効果を落さないためと、ディスラプション時等の発熱を小さくするため、できるだけ小さくする必要があると考えられる。また、上下それぞれ巾 2.5 m の間をできるだけ一様に接合する必要がある。接合部の全体のワンターン抵抗を $10 \mu\Omega$ とすると、接合部トロイダル方向 2.5 m 当り $0.7 \text{ m}\Omega$ 程度以下とする必要がある。

本構造はディスラプション時の発生電圧を下げる効果があると考えられるが、以下の問題点があり、今後検討が必要である。

1. ワンターン抵抗が真空容器等が並列回路となるため、低くなる。 $50 \mu\Omega$ 以下になると思われる。立上が可能か？
2. ブランケットと真空容器の絶縁が必要か？
3. プラズマ立上時に電流が流れるため、誤差磁場が発生するが制御できるか？
4. ディスラプション時に多大の電流が流れないか？ トロイダル方向に電流が流れるため、トロイダル磁場との結合が小さく電磁力はあまり大きくなりえないと思われる。

Table 3.1.1 Main Specifications of First Wall and Blanket

<u>First Wall</u>	
Structural material	Austenite stainless steel
Wall thickness,mm	1.5
Coolant	Pressurized water, H ₂ O
Coolant outlet temperature, °C	330
Coolant inlet temperature, °C	290
Coolant nominal pressure, MPa	16.0
Averaged neutron wall load, MW/cm ²	3.3
Averaged surface heat load, W/cm ²	80
Averaged nuclear heating rate, W/cm ³	
<u>Blanket</u>	
Structural material	Austenite stainless steel
Maximum structural temperature, °C	450
Breeding material	Li ₂ O
Maximum/minimum temperature, °C	1000/400
Neutron multiplier	Be
Blanket thickness, cm	50
Coolant outlet temperature, °C	330
Coolant inlet temperature, °C	290
Coolant nominal pressure, MPa	16.0
Tritium breeding ratio	1.15
Energy multiplication factor	1.25
Tritium processing fluid	He (0.1MPa)

Table 3.1.2 Cooling Pipe Layout in the Breeding Material Region

Line NO.	Line Distance	Pipe pitch
1	2.5	2.4
2	2.6	2.4
3	2.7	2.7
4	3.0	2.7
5	3.1	2.9
6	3.4	3.1
7	3.7	3.3
8	4.1	3.6
9	4.5	4.0
10	5.2	4.4
11	5.9	4.9
12	3.8	5.6
13		6.6

(unit:cm)

Table 3.1.3 Properties of Pressurized Water(16MPa)

Temperature, °C	290	330
Enthalpy, kcal/kg	306.7	362.6
Specific heat, J/kg°K	5235	6740
Kinematic viscosity, m ² /sec	1.271×10^{-7}	1.280×10^{-7}
Density, kg/m ³	747.2	652.6
Prandtl number	0.86	1.14
Thermal conductivity, W/m°K	0.579	0.494

Table 3.1.4 Results of Thermal Hydraulic Analysis for Blanket
L=2m

TUBE LINE NO.	X (M)	PITCH (H)	VELOCITY (M/SEC)	NUCLEAR HEATING RATE (W/M**2)	THERMAL POWER (KW)	MASS FLOW RATE (KG/SEC)
1	0.00000E+00	2.39835E-02	2.49758E+00	3.00000E+07	3.45125E+01	1.28014E-01
2	2.39835E-02	2.50913E-02	2.28361E+00	2.50612E+07	3.15557E+01	1.17046E-01
3	5.03211E-02	2.64760E-02	2.08686E+00	2.05691E+07	2.88370E+01	1.06962E-01
4	7.76279E-02	2.81377E-02	1.92053E+00	1.67599E+07	2.65386E+01	9.84370E-02
5	1.06735E-01	3.00763E-02	1.76395E+00	1.34730E+07	2.43749E+01	9.04113E-02
6	1.37919E-01	3.22919E-02	1.60935E+00	1.06633E+07	2.22386E+01	8.24873E-02
7	1.71457E-01	3.50614E-02	1.47530E+00	8.29181E+06	2.03862E+01	7.56165E-02
8	2.08180E-01	3.81078E-02	1.32323E+00	6.29557E+06	1.82849E+01	6.78222E-02
9	2.48227E-01	4.22620E-02	1.20522E+00	4.66225E+06	1.66542E+01	6.17733E-02
10	2.92981E-01	4.75239E-02	1.08948E+00	3.33289E+06	1.50548E+01	5.58613E-02
11	3.43967E-01	5.41706E-02	9.65719E-01	2.27379E+06	1.33446E+01	4.94979E-02
12	4.02707E-01	6.35868E-02	8.56499E-01	1.46359E+06	1.18354E+01	4.39000E-02
13	4.72941E-01	7.77110E-02	7.55429E-01	8.64281E+05	1.04388E+01	3.87196E-02

TUBE LINE NO.	COOLANT VOLUME FRAC.	COOLANT TUBE VOLUME FRAC.	REFLECTOR VOLUME FRAC.
1	1.36541E-01	9.42135E-02	7.69245E-01
2	1.24751E-01	8.60781E-02	7.89171E-01
3	1.12043E-01	7.73096E-02	8.10648E-01
4	9.92002E-02	6.84481E-02	8.32352E-01
5	8.68241E-02	5.99086E-02	8.53267E-01
6	7.53187E-02	5.19699E-02	8.72711E-01
7	6.38899E-02	4.40841E-02	8.92026E-01
8	5.40833E-02	3.73175E-02	9.08599E-01
9	4.39735E-02	3.03417E-02	9.25685E-01
10	3.47749E-02	2.39947E-02	9.41230E-01
11	2.67647E-02	1.84676E-02	9.54768E-01
12	1.94248E-02	1.34031E-02	9.67172E-01
13	1.30054E-02	8.97374E-03	9.78021E-01

Table 3.1.4 (continued)

TUBE LINE NO.	TC (DEG)	TIV (DEG)	IOw (DEG)	TIB (DEG)	IMAX (DEG)
1	3.30000E+02	3.53205E+02	3.89474E+02	5.05555E+02	9.84224E+02
2	3.30000E+02	3.53104E+02	3.60892E+02	4.95777E+02	9.77623E+02
3	3.30000E+02	3.53021E+02	3.64515E+02	4.86727E+02	9.77171E+02
4	3.30000E+02	3.52969E+02	3.82527E+02	4.79111E+02	9.81815E+02
5	3.30000E+02	3.52892E+02	3.80548E+02	4.71487E+02	9.88354E+02
6	3.30000E+02	3.52759E+02	3.78423E+02	4.63281E+02	9.89139E+02
7	3.30000E+02	3.52643E+02	3.76561E+02	4.56073E+02	9.97039E+02
8	3.30000E+02	3.52386E+02	3.74143E+02	4.46784E+02	9.86319E+02
9	3.30000E+02	3.52209E+02	3.72307E+02	4.39714E+02	9.94040E+02
10	3.30000E+02	3.51974E+02	3.70375E+02	4.32332E+02	9.99267E+02
11	3.30000E+02	3.51628E+02	3.68119E+02	4.23828E+02	9.92099E+02
12	3.30000E+02	3.51274E+02	3.66047E+02	4.16097E+02	9.92513E+02
13	3.30000E+02	3.50882E+02	3.64025E+02	4.08664E+02	9.98145E+02

TUBE LINE NO.	HF (W/M**2/DEG)	RFY	PIPING HEAD LOSS (M)
1	2.04392E+04	1.95124F+05	9.58237E-01
2	1.90259E+04	1.78407E+05	8.19220E-01
3	1.77029E+04	1.63036F+05	6.99725E-01
4	1.65648E+04	1.50041E+05	6.05062E-01
5	1.54752E+04	1.37808E+05	5.21391E-01
6	1.43803E+04	1.25730E+05	4.44069E-01
7	1.34138E+04	1.15258E+05	3.81375E-01
8	1.22958E+04	1.03377E+05	3.15263E-01
9	1.14104E+04	9.41531E+04	2.67720E-01
10	1.05250E+04	8.51154E+04	2.24360E-01
11	9.55716E+03	7.54467E+04	1.81677E-01
12	8.68221E+03	6.69140E+04	1.47260E-01
13	7.85242E+03	5.90179E+04	1.16209E-01

Table 3.1.5 Results of Thermal Hydraulic Analysis for Blanket
L=5m

TUBE LINE NO.	X (%)	PITCH (O)	VELOCITY (M/SEC)	NUCLEAR HEATING RATE (W/M**2)	THERMAL POWER (KW)	MASS FLOW RATE (KG/SEC)
1	0.0000E+00	2.39835E-02	6.24396E+00	5.00000E+07	8.62814E+01	3.20035E-01
2	2.46759E-02	2.53682E-02	5.80552E+00	2.49314E+07	8.02228E+01	2.97562E-01
3	5.07365E-02	2.67530E-02	5.51030E+00	2.05051E+07	7.33797E+01	2.72180E-01
4	7.83203E-02	2.84147E-02	4.87095E+00	1.66731E+07	6.73086E+01	2.49661E-01
5	1.07704E-01	3.03535E-02	4.45892E+00	1.33754E+07	6.16151E+01	2.28543E-01
6	1.39165E-01	3.25686E-02	4.05460E+00	1.05641E+07	5.60280E+01	2.07819E-01
7	1.72980E-01	3.53835E-02	3.70418E+00	8.19762E+06	5.11858E+01	1.89658E-01
8	2.09980E-01	3.86617E-02	3.35927E+00	6.21114E+06	4.64197E+01	1.72180E-01
9	2.50719E-01	4.28158E-02	3.03528E+00	4.57590E+06	4.19426E+01	1.55574E-01
10	2.96166E-01	4.80778E-02	2.72176E+00	3.25422E+06	3.76103E+01	1.39504E-01
11	3.47706E-01	5.52784E-02	2.44453E+00	2.21091E+06	3.37794E+01	1.25295E-01
12	4.07692E-01	6.49715E-02	2.15349E+00	1.40988E+06	2.97577E+01	1.10377E-01
13	4.79587E-01	7.96497E-02	1.88750E+00	8.22253E+05	2.60821E+01	9.67458E-02

TUBE LINE NO.	COOLANT VOLUME FRAC.	COOLANT TUBE VOLUME FRAC.	FOOEEDER VOLUME FRAC.
1	1.36541E-01	9.42135E-02	7.68745E-01
2	1.22042E-01	8.42089E-02	7.93749E-01
3	1.09735E-01	7.57172E-02	8.14548E-01
4	9.72759E-02	6.71204E-02	8.35604E-01
5	8.52469E-02	5.88204E-02	8.55933E-01
6	7.40432E-02	5.10898E-02	8.74867E-01
7	6.28925E-02	4.33956E-02	8.93712E-01
8	5.25447E-02	3.62559E-02	9.11199E-01
9	4.28431E-02	2.95617E-02	9.27595E-01
10	3.39782E-02	2.34450E-02	9.42577E-01
11	2.57027E-02	1.77349E-02	9.5602E-01
12	1.86056E-02	1.28379E-02	9.68557E-01
13	1.23800E-02	8.54223E-03	9.79078E-01

Table 3.1.5 (continued)

TUBE LINE NO.	TC (DEG)	TIM (DEG)	IOW (DEG)	TIB (DEG)	TMAX (DEG)
1	3.30000E+02	3.41149E+02	3.77418E+02	4.93499E+02	9.72168E+02
2	3.30000E+02	3.41172E+02	3.75678E+02	4.87046E+02	9.88326E+02
3	3.30000E+02	3.41128E+02	3.73299E+02	4.77837E+02	9.86101E+02
4	3.30000E+02	3.41091E+02	3.71165E+02	4.69532E+02	9.89195E+02
5	3.30000E+02	3.41042E+02	3.69072E+02	4.61309E+02	9.91770E+02
6	3.30000E+02	3.40967E+02	3.66878E+02	4.52606E+02	9.89200E+02
7	3.30000E+02	3.40900E+02	3.64956E+02	4.44962E+02	9.94127E+02
8	3.30000E+02	3.40807E+02	3.62947E+02	4.36923E+02	9.94896E+02
9	3.30000E+02	3.40699E+02	3.60977E+02	4.29021E+02	9.95723E+02
10	3.30000E+02	3.40564E+02	3.58973E+02	4.20974E+02	9.94040E+02
11	3.30000E+02	3.40428E+02	3.57150E+02	4.13663E+02	9.99714E+02
12	3.30000E+02	3.40241E+02	3.55115E+02	4.05523E+02	9.95404E+02
13	3.30000E+02	3.40038E+02	3.53184E+02	3.97846E+02	9.97236E+02

TUBE LINE NO.	HF (W/M**2/DEG)	REY	PIPING HEAD LOSS (M)
1	4.25419E+04	4.87809E+05	1.19072E+01
2	4.01348E+04	4.53556E+05	1.04827E+01
3	3.73718E+04	4.14867E+05	8.96853E+00
4	3.48770E+04	3.80543E+05	7.71039E+00
5	3.24962E+04	3.48354E+05	6.60550E+00
6	3.01167E+04	3.16766E+05	5.59325E+00
7	2.80158E+04	2.89589E+05	4.77490E+00
8	2.59067E+04	2.62443E+05	4.02622E+00
9	2.38895E+04	2.37131E+05	3.36977E+00
10	2.18942E+04	2.12637E+05	2.78445E+00
11	2.00912E+04	1.90979E+05	2.30725E+00
12	1.81536E+04	1.68241E+05	1.84821E+00
13	1.63365E+04	1.47461E+05	1.46742E+00

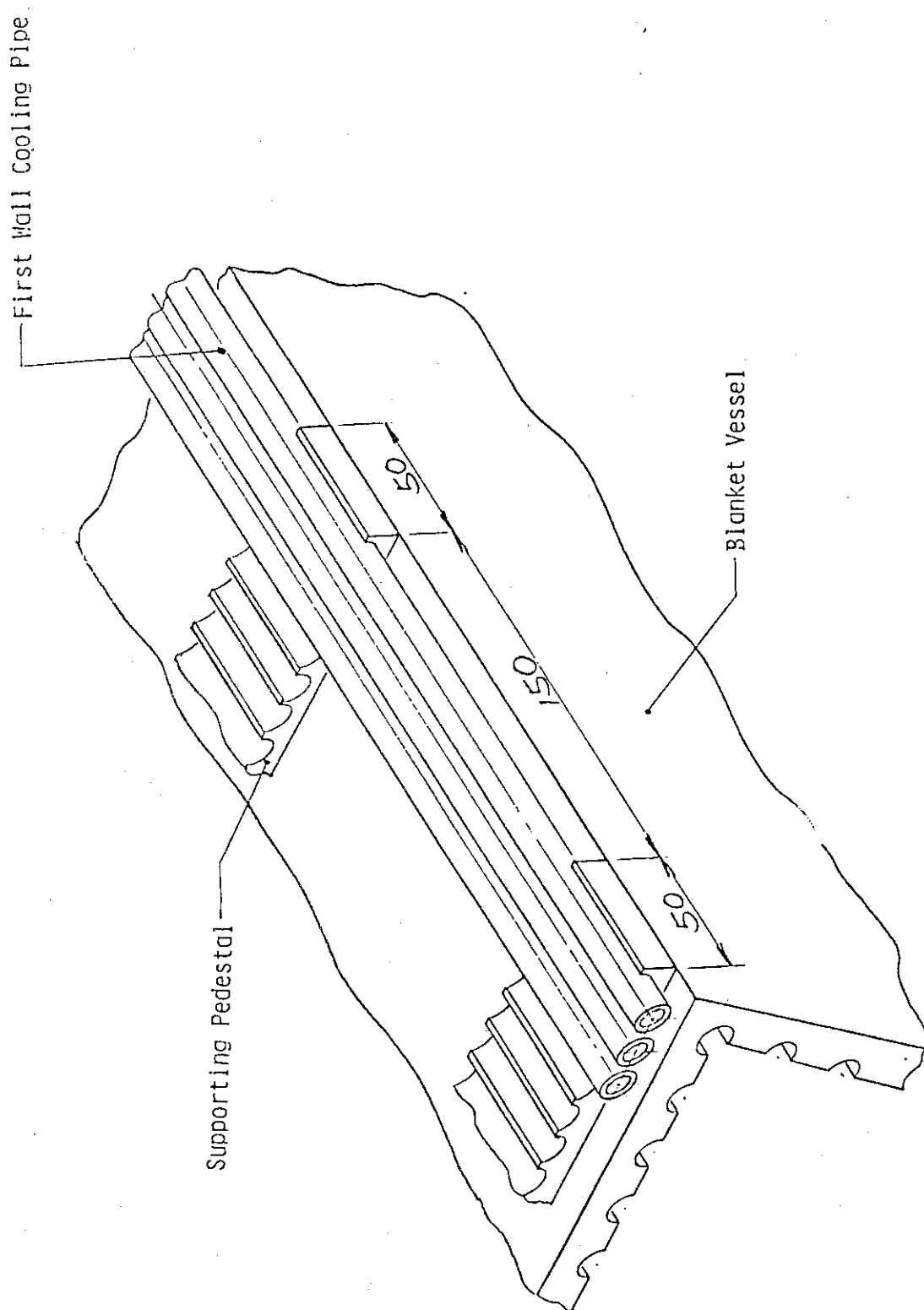


Fig. 3.1.1.1 SPTR Power Plant (Concept of First Wall)

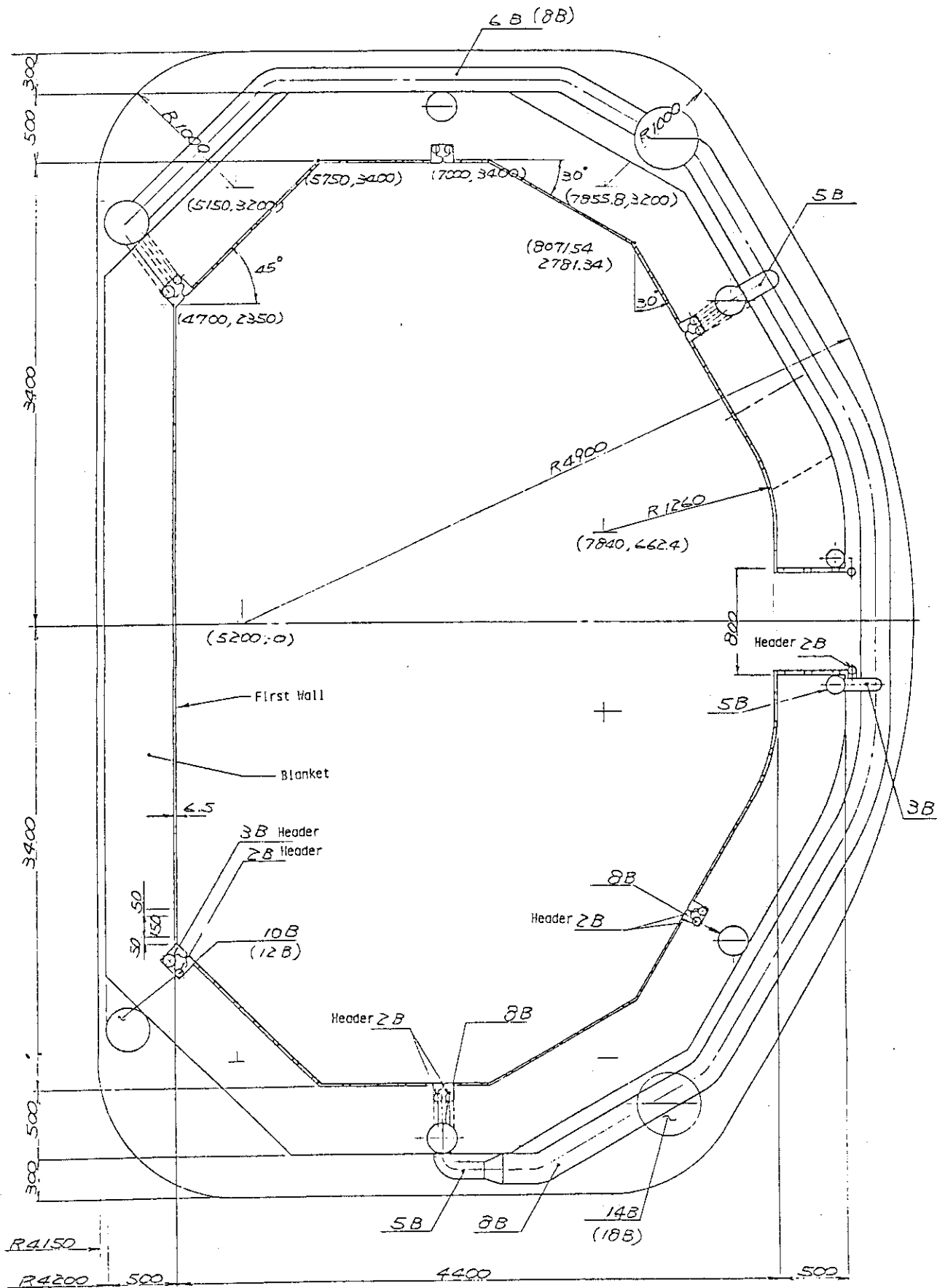


Fig. 3.1.2 SPTR Power Plant (Elevation View of First Wall and Blanket (1))

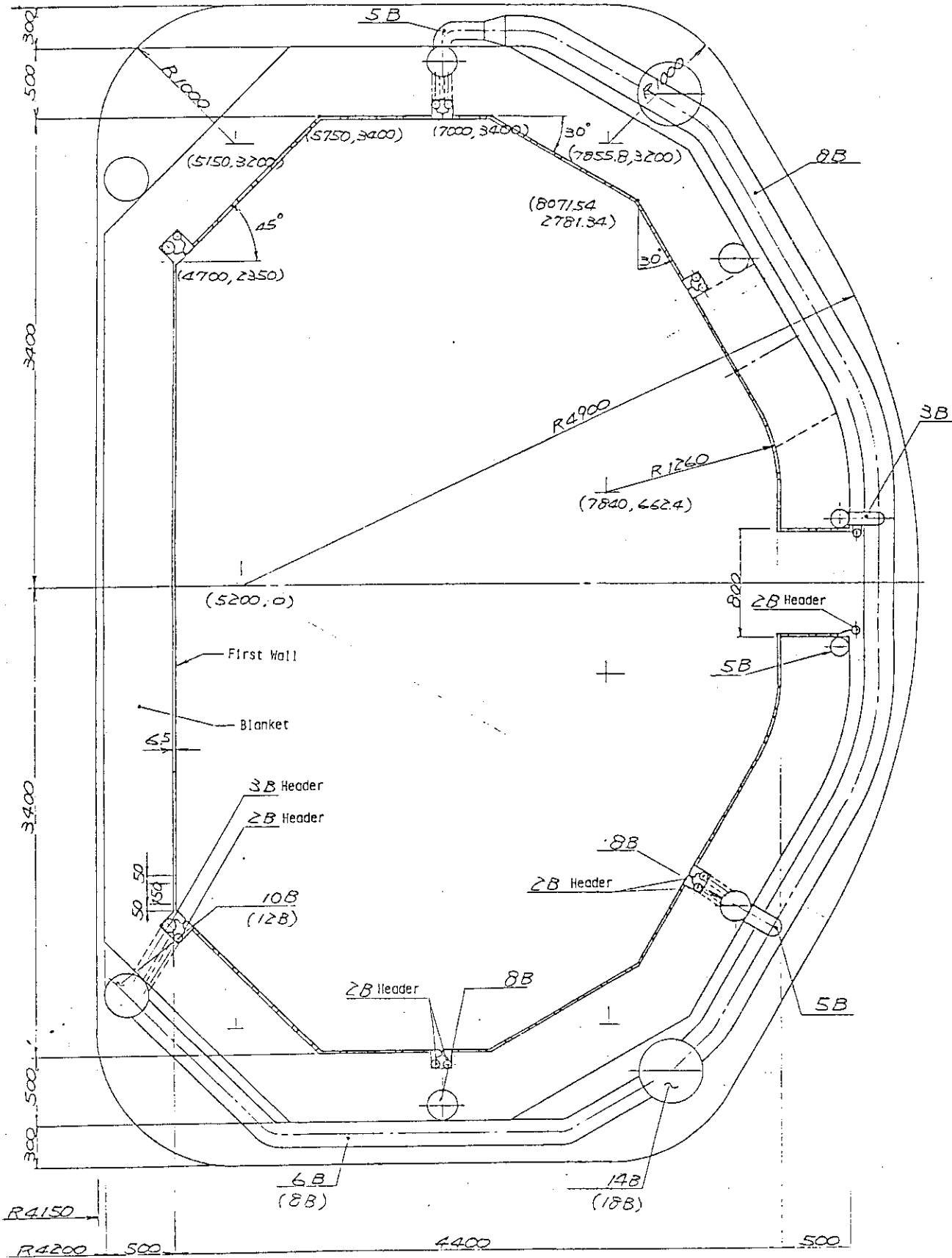


Fig. 3.1.3 SPTR Power Plant (Elevation View of First Wall and Blanket (2))

NOTE 1) INLET HEADER ARE SHOWN IN THIS FIGURE
 2) THE VALUES IN PARENTHESIS REPRESENT THOSE FOR 3-BLANKET TYPE

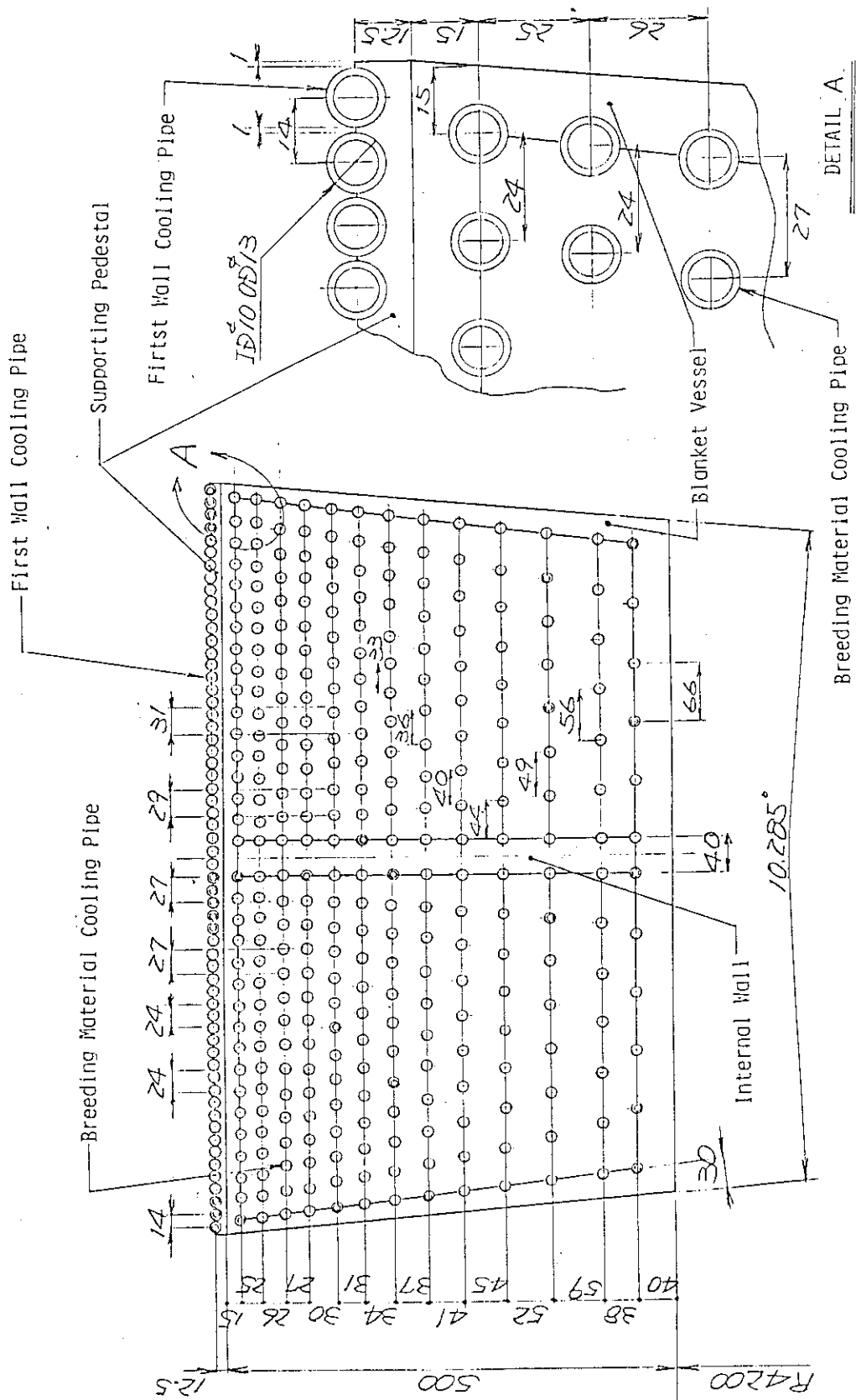


Fig. 3.1.4 SPTR Power Plant (Cross Section of Blanket)

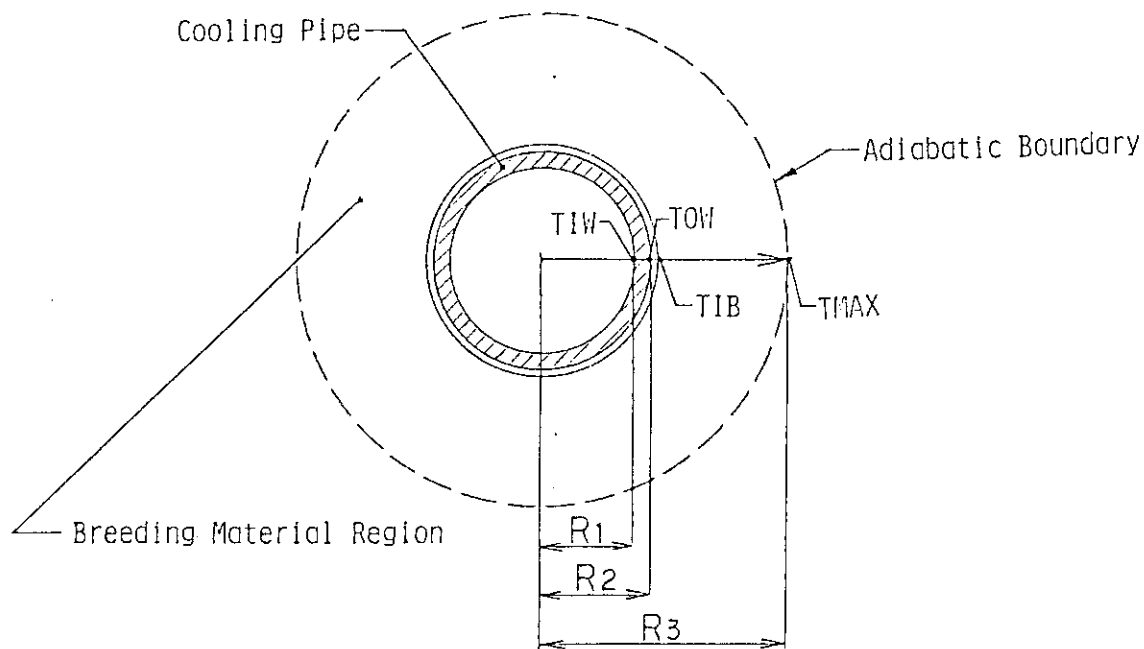


Fig. 3.1.5 One-dimensional Thermal Hydraulic Calculation Model

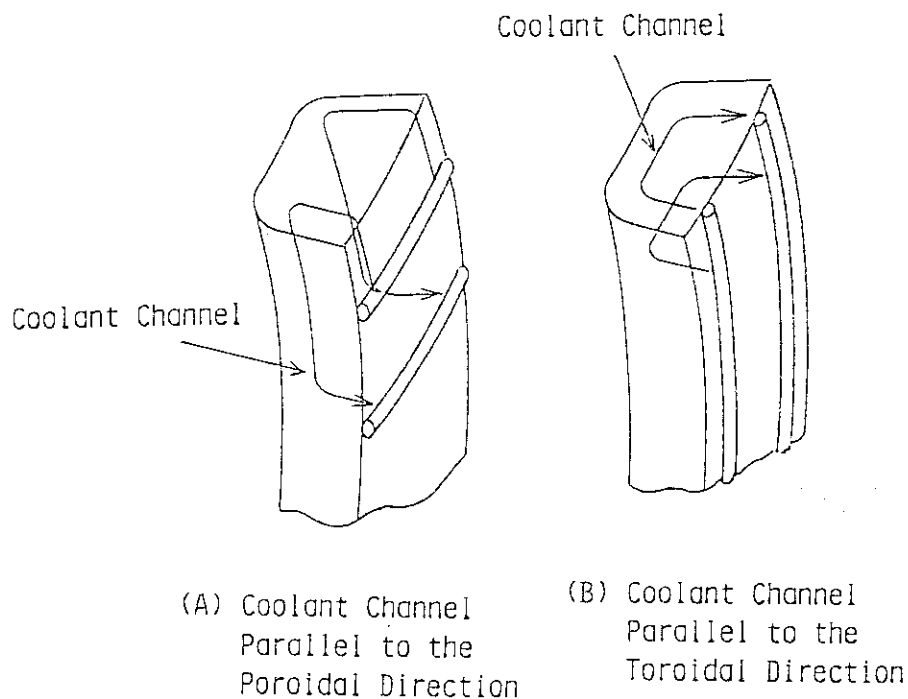


Fig. 3.1.6 Concept of Coolant Channel

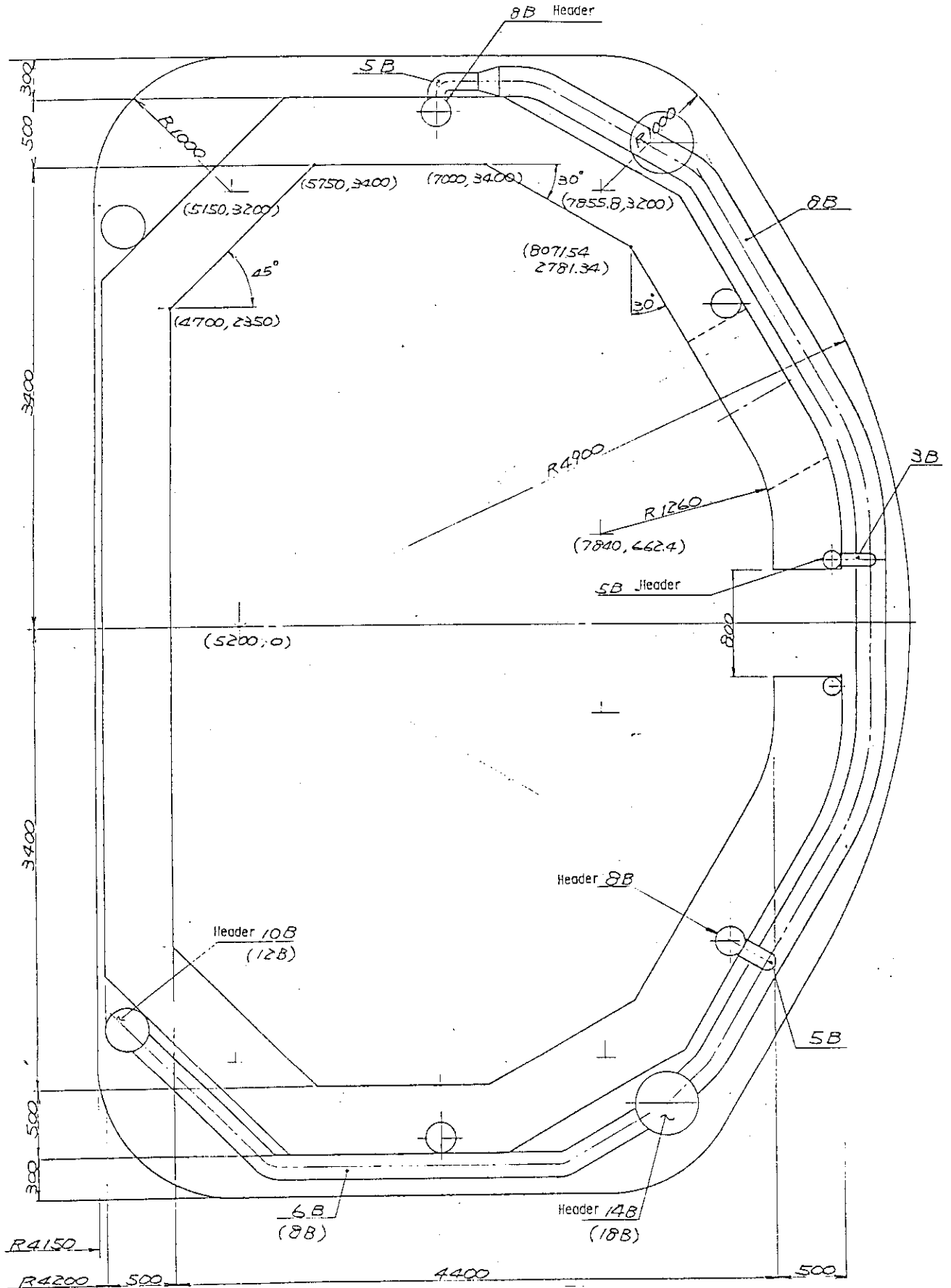


Fig. 3.1.7 SPTR Power Plant (Elevation View of Blanket Piping)

Note ; The Values in parenthesis represent those for 3-blanket type

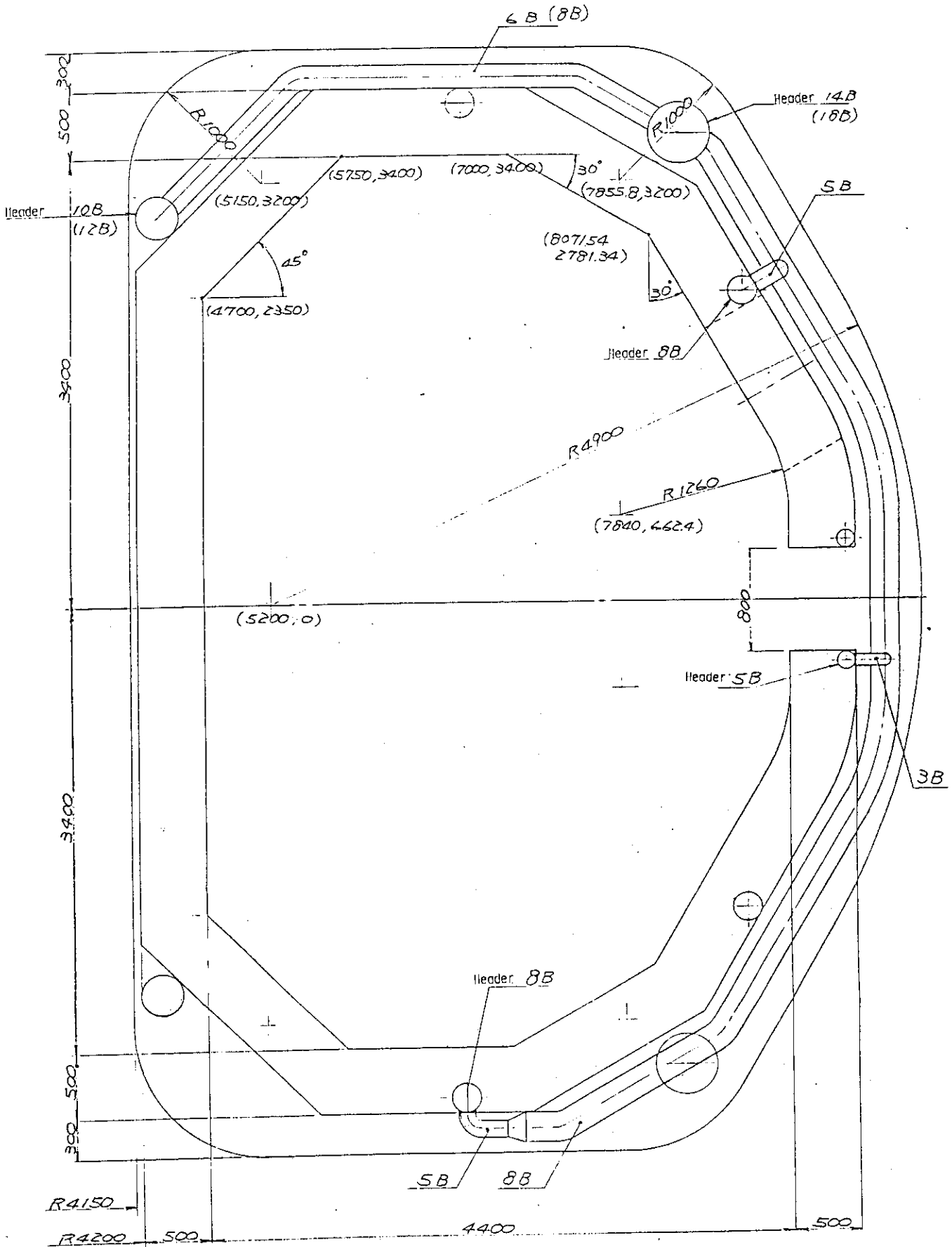


Fig. 3.1.8 SPTR Power Plant (Elevation View of Blanket Piping (Outlet))

Note ; The Values in parenthesis represent those for 3-blanket type

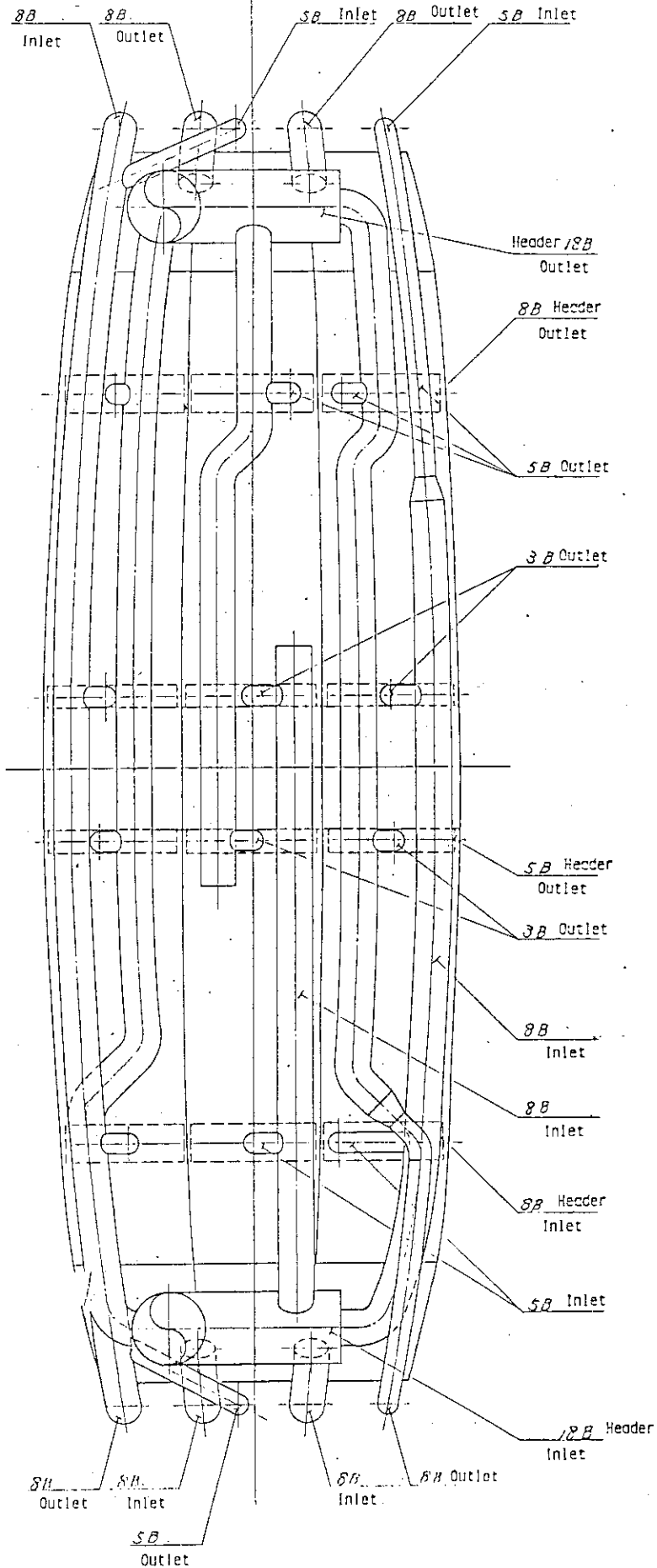


Fig. 3.1.9 SPTR Power Plant (Side View of Blanket Piping...3 Blanket Type)

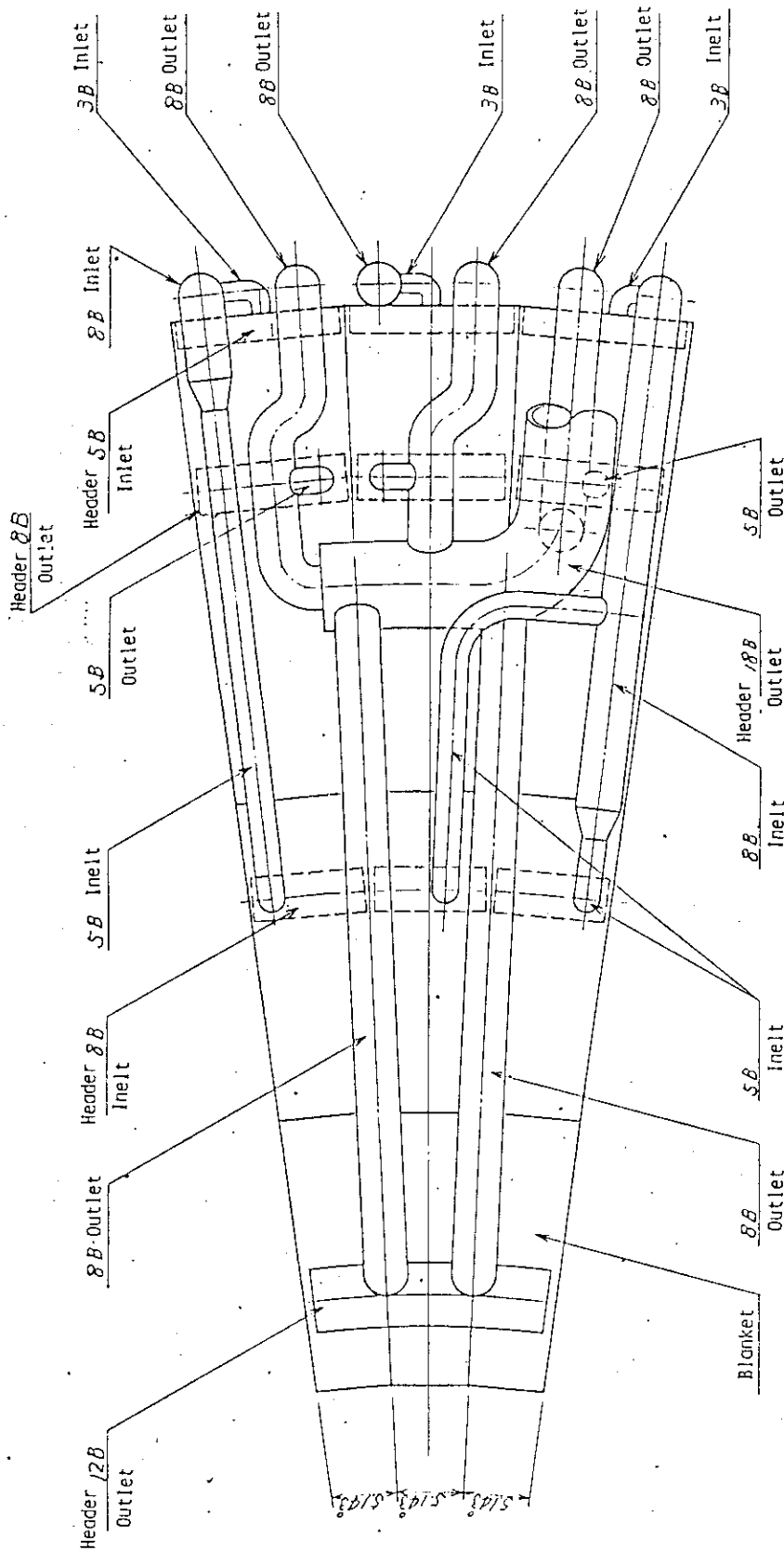


Fig. 3.1.10 SPTR Power Plant (Plane View of Blanket Piping (Upper) ... 3 Blanket Type)

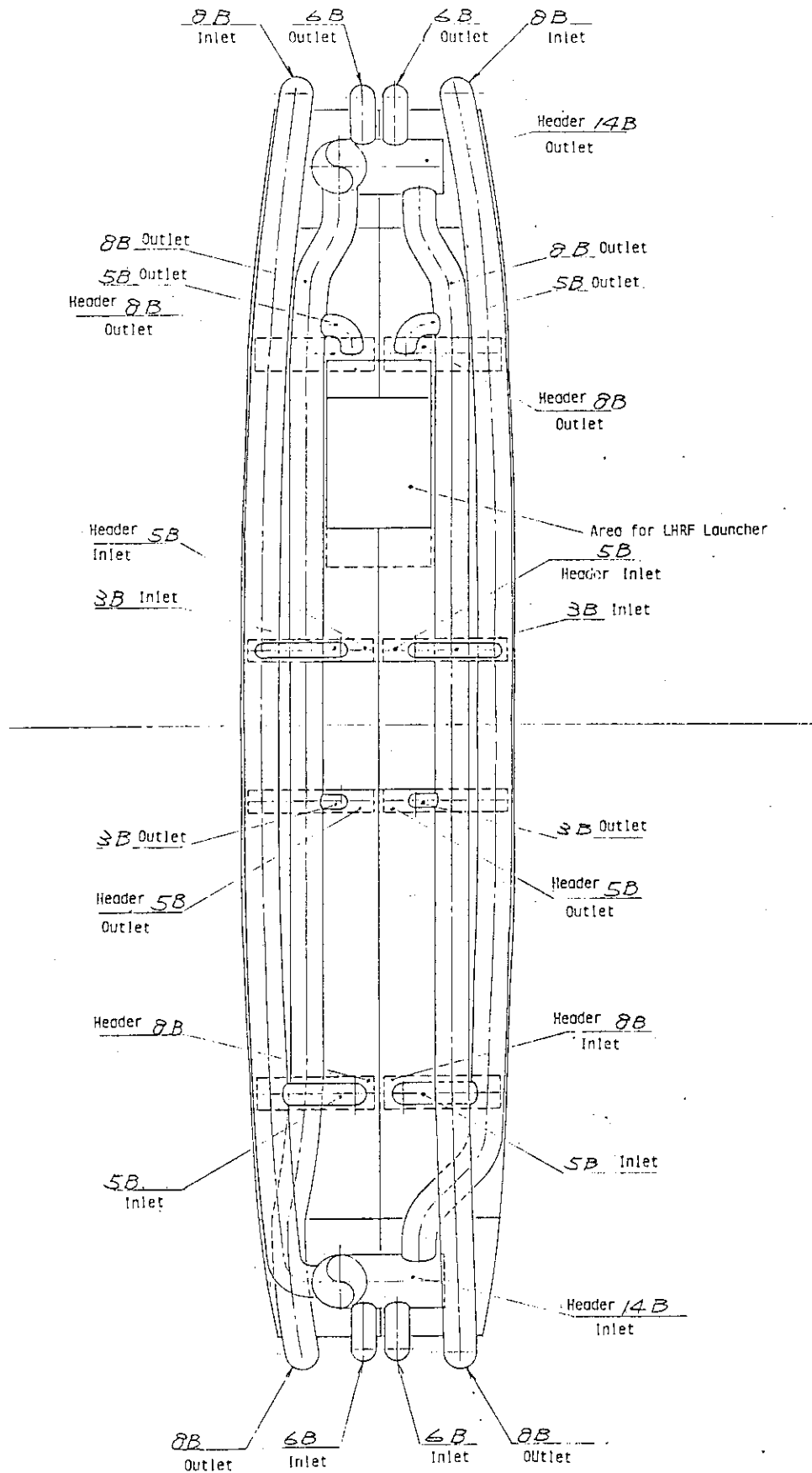


Fig. 3.1.12 SPTR Power Plant
(Side View of Blanket Piping ... 3 Blanket Type)

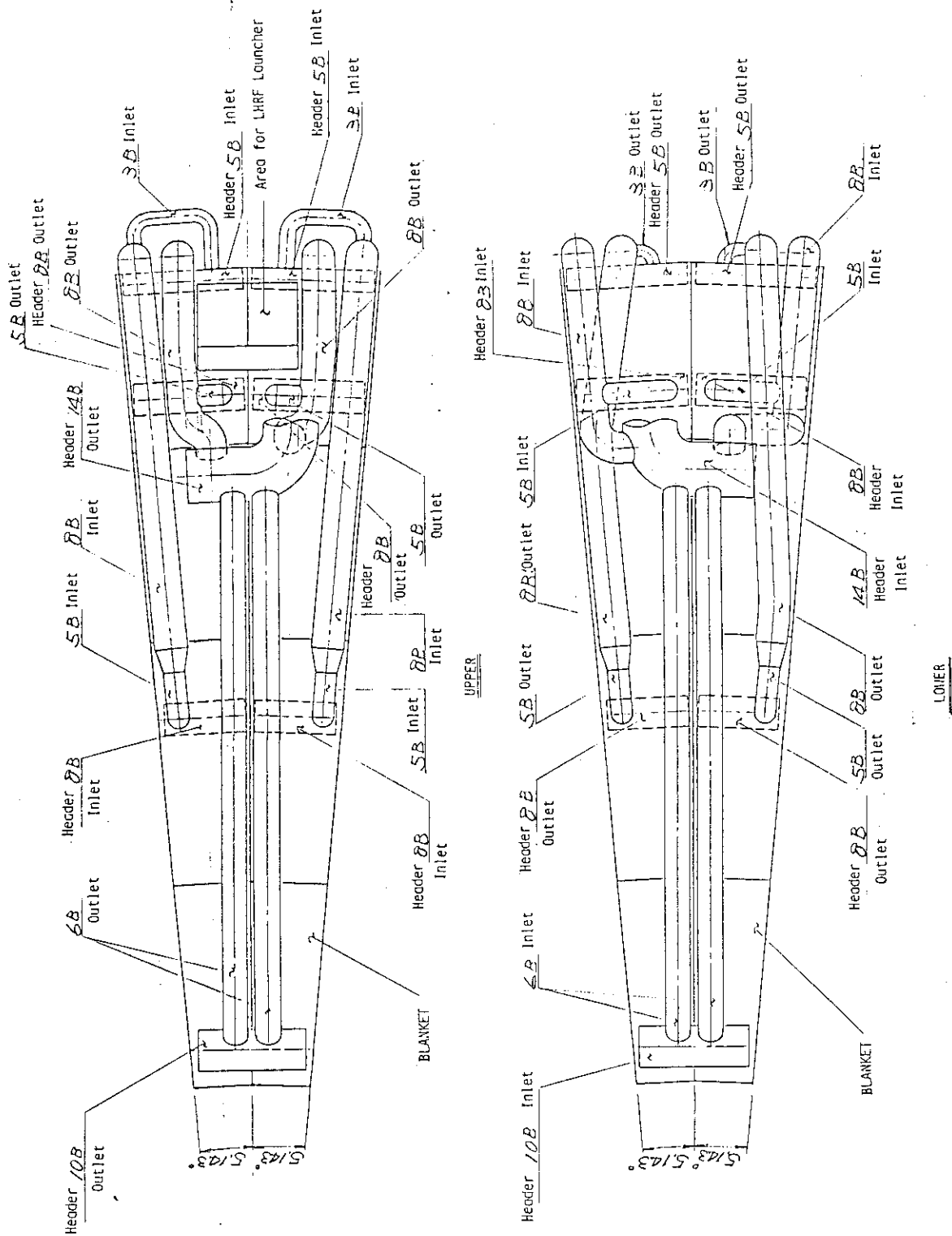


Fig. 3.1.13 SPTR Power Plant
(Plane View of Blanket Piping ... 2 Blanket Type)

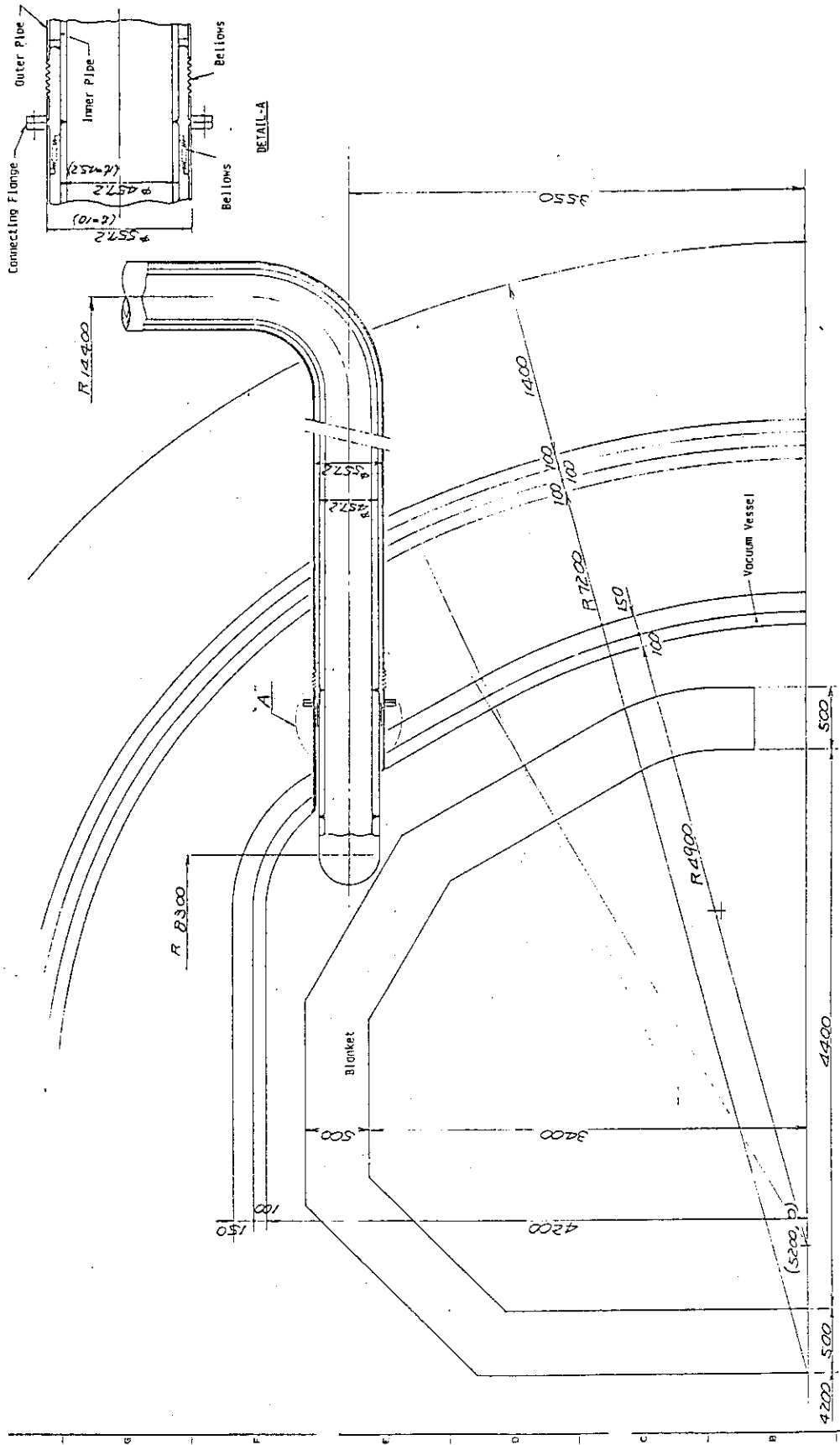
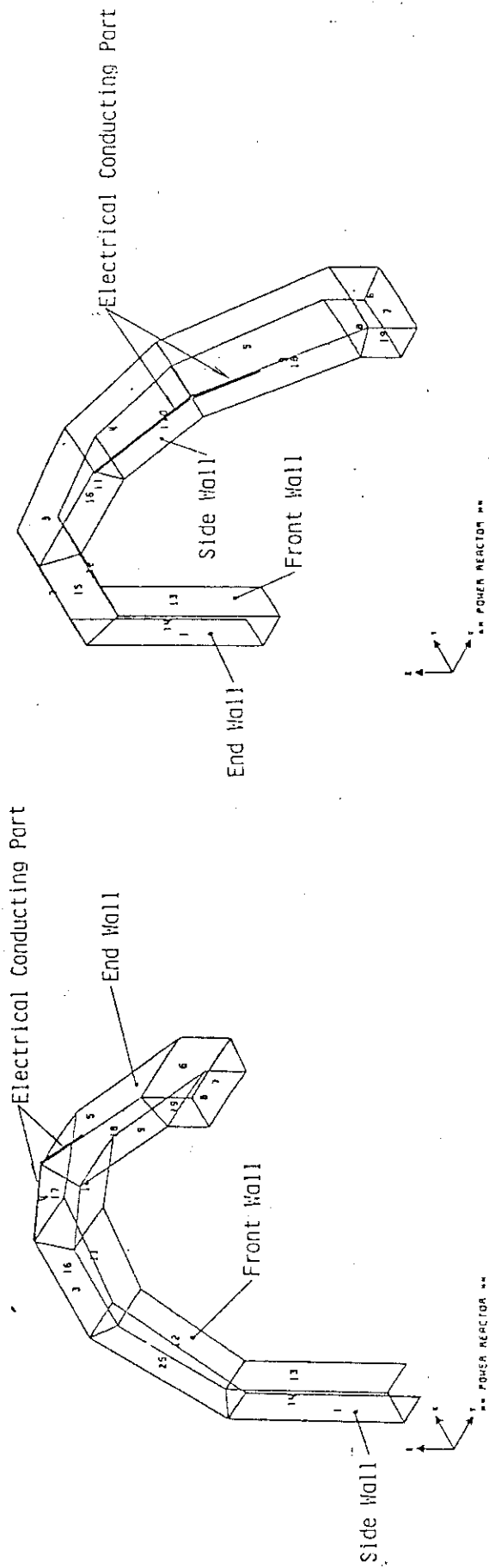


Fig. 3.1.14 SPTR Power Plant (Concept of Double Pipe)



PART NUMBER	MATERIAL	EFFICIENT THICKNESS (mm)	PART NUMBER	MATERIAL	EFFICIENT THICKNESS (mm)
1	SUS 316	40.0	11	SUS 316	10.0
2	SUS 316	40.0	12	SUS 316	10.0
3	SUS 316	40.0	13	SUS 316	10.0
4	SUS 316	40.0	14	SUS 316	23.0
5	SUS 316	40.0	15	SUS 316	23.0
6	SUS 316	40.0	16	SUS 316	23.0
7	SUS 316	20.0	17	SUS 316	23.0
8	SUS 316	10.0	18	SUS 316	23.0
9	SUS 316	10.0	19	SUS 316	23.0
10	SUS 316	10.0			

Fig.3.1.15 Model of Blanket for Eddy Current and Electromagnetic Force Calculations

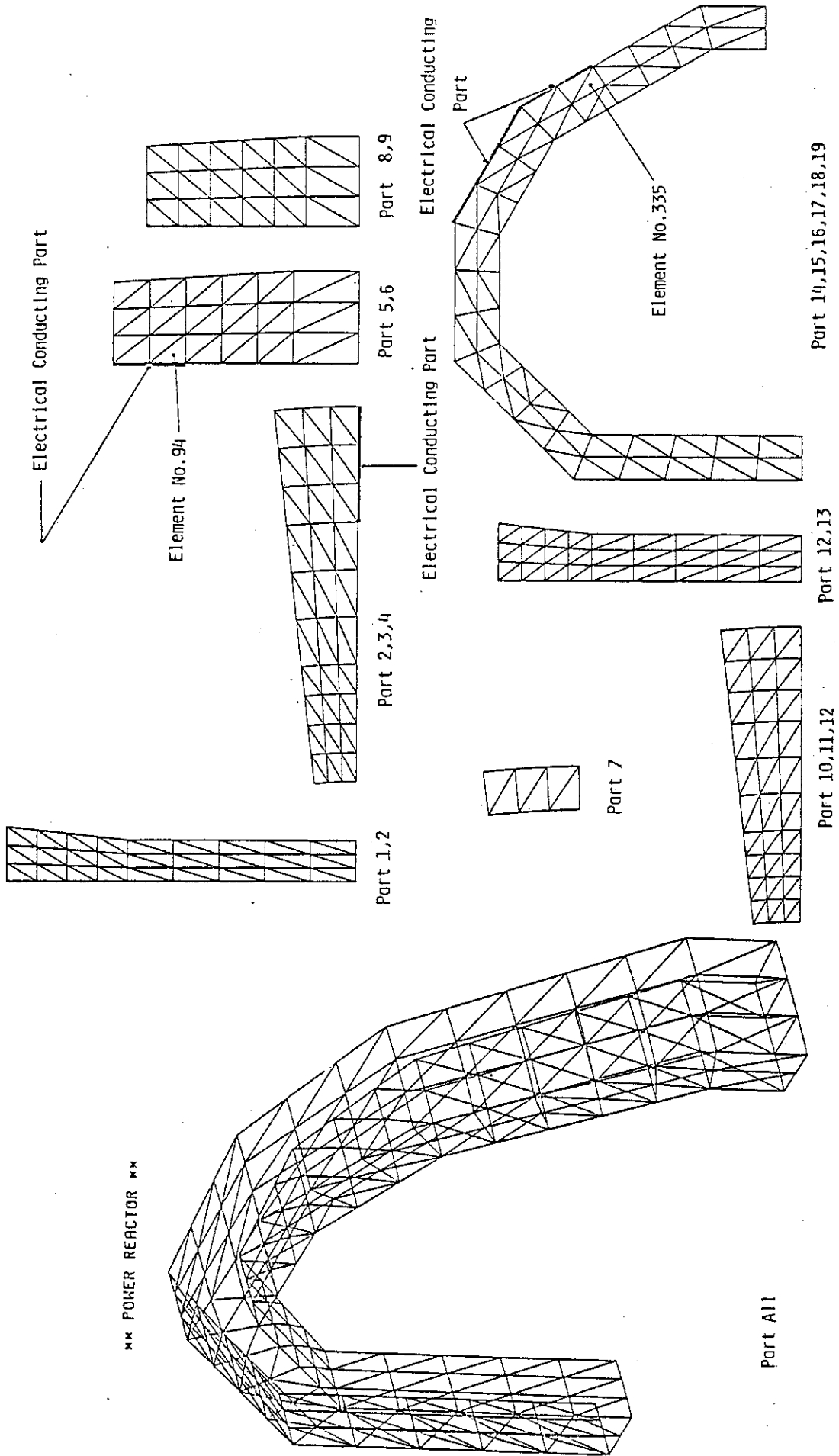


Fig.3.1.16 Mesh of Blanket for Eddy Current and Electromagnetic Force Calculations

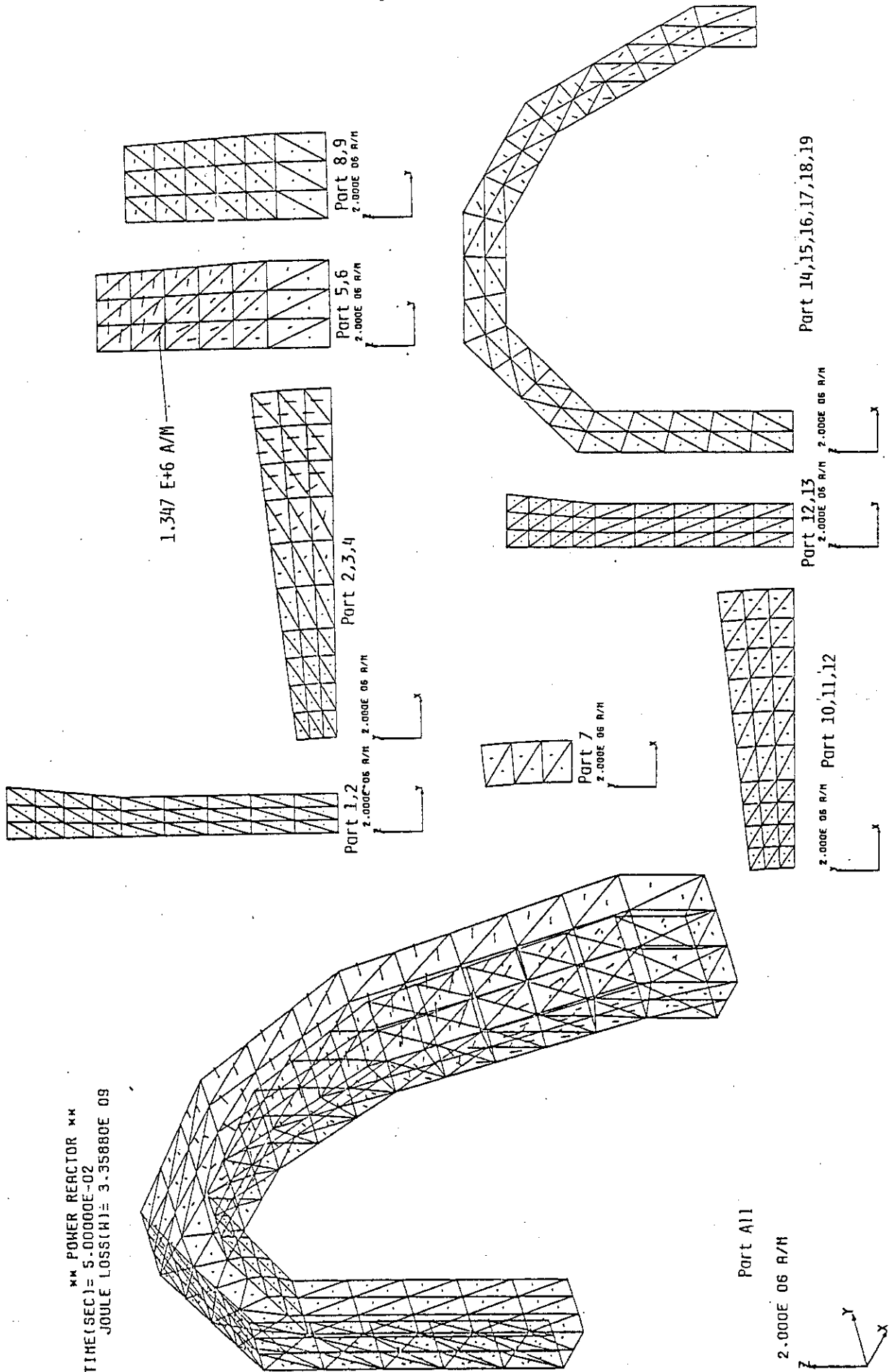
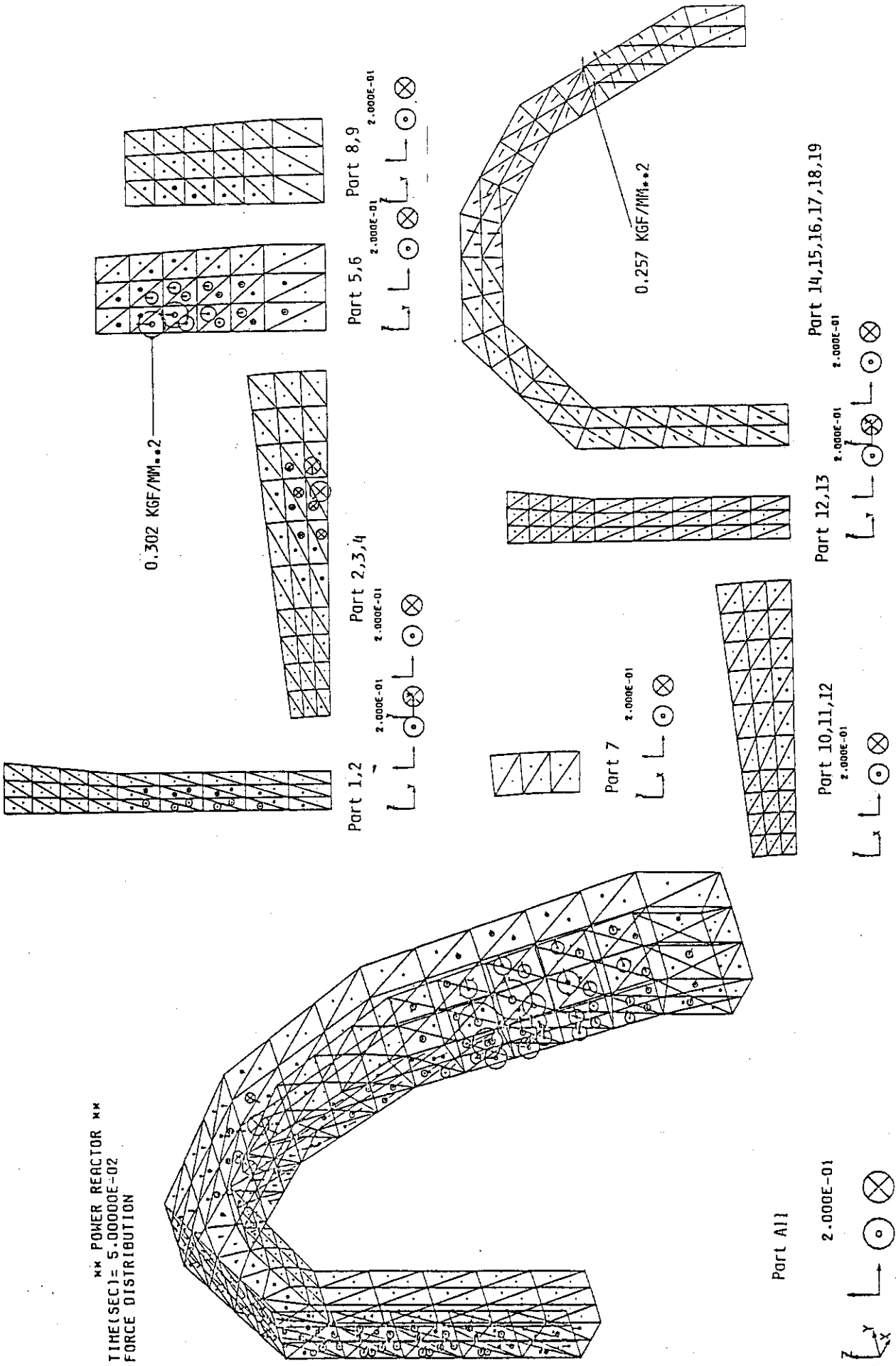


Fig.3.1.17 Eddy Current Distribution Induced by Plasma Disruption (t=50msec)



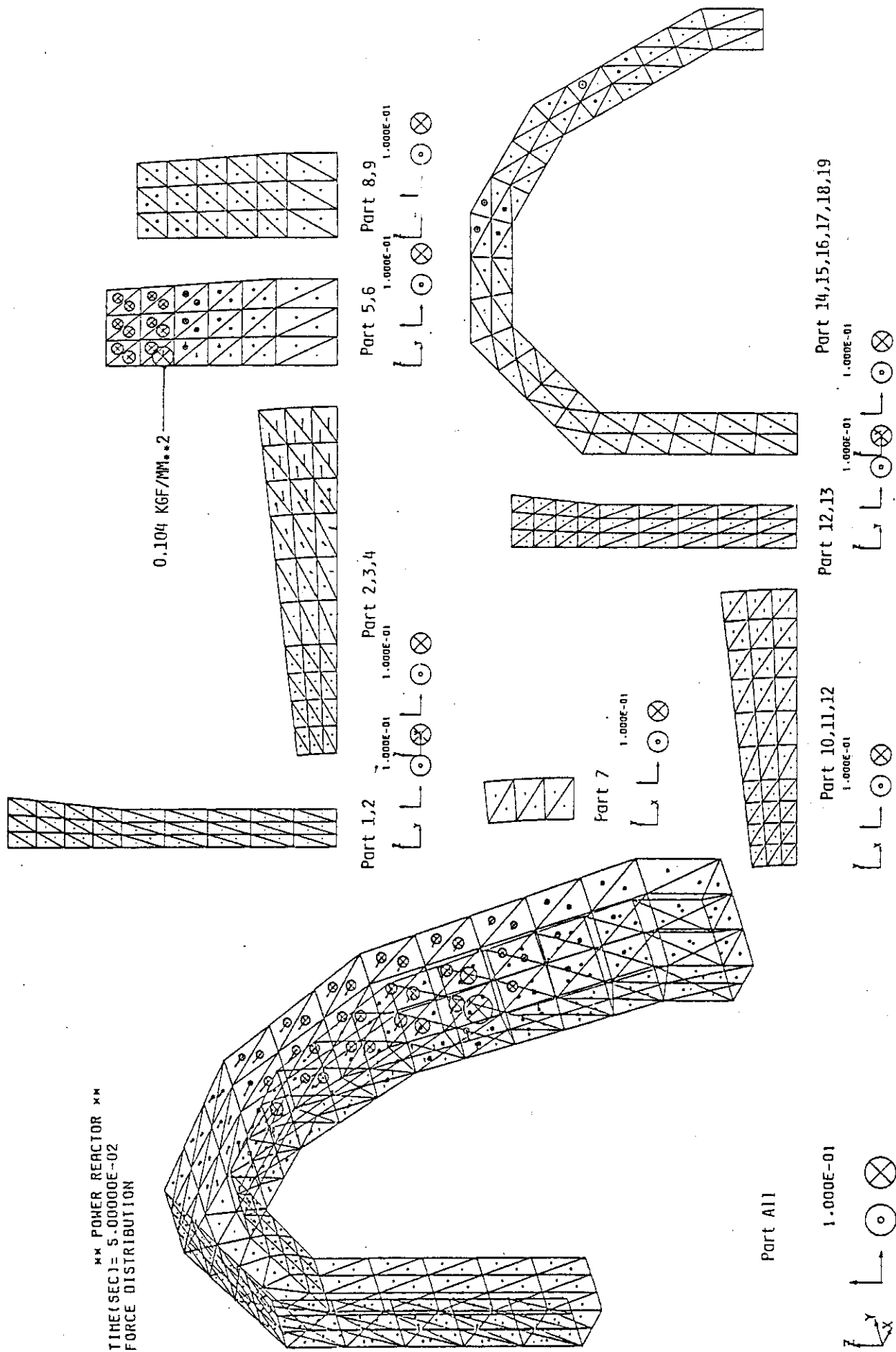


Fig.3.1.19 Electromagnetic Force Distribution Induced by Eddy Current and Poloidal magnetic Field (t=50msec)

PREVIEW ASCII-MRI V2.8(Feb. '81)
 MODE/OPTION? 3
 OPTION? U
 ENTER ORIGIN(X,Y): -40,-40
 ENTER SIZE(X,Y): 330,250
 OPTION? C
 OPTION? C
 OPTION?

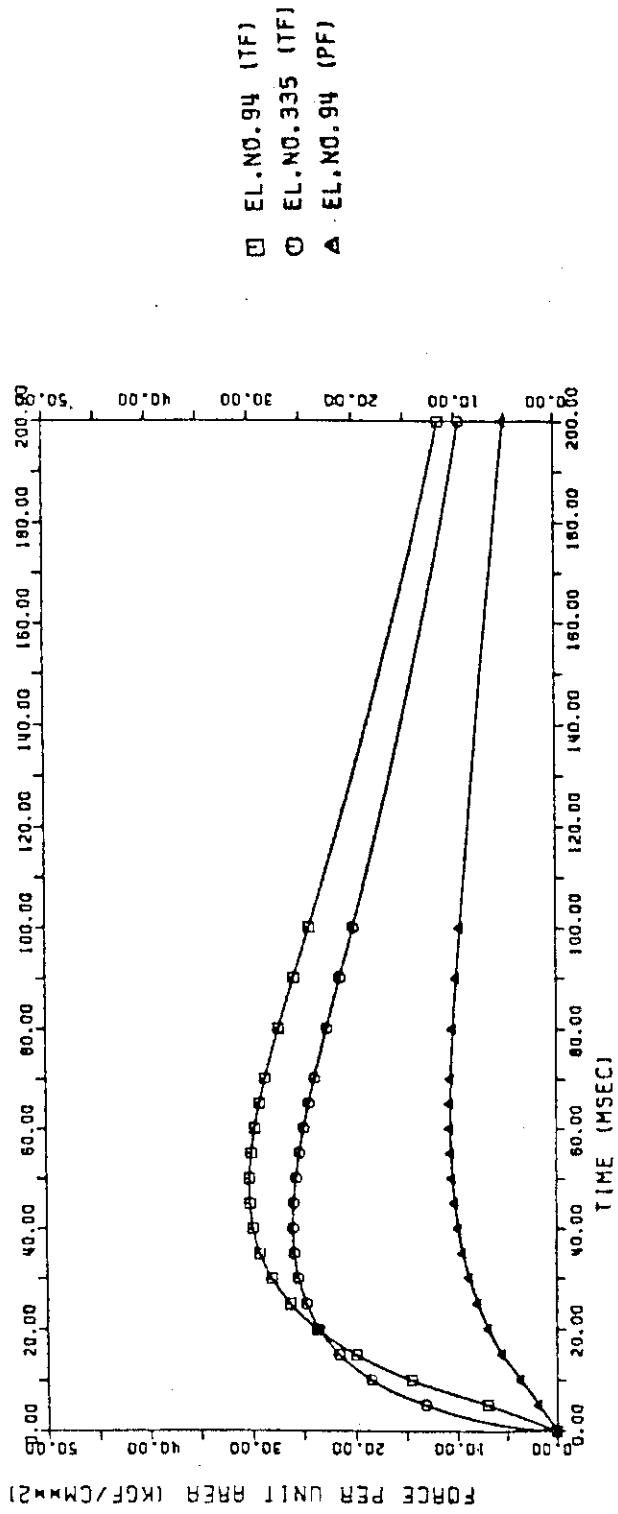


Fig.3.1.20 TIME DEPENDANCE OF ELECTROMAGNETIC FORCE

3.2 ポンプリミタ

3.2.1 基本検討

(1) 熱検討

ポンプリミタの設置位置は $Z = 0$ 面、即ち赤道面上に、トーラス中心軸に関して外側、トロイダル方向に連続して設置することとする。この部分は磁気面が密に配置されており、したがって熱的に厳しい条件下に置かれると考えられる。ポンプリミタの置かれている領域の熱流束分布を Fig. 3.2.1 に示す。(a) 磁力線に垂直な面上での熱流束分布であり、(b) はポンプリミタ面上での熱流束分布であり、(b) での最大値は (a) の値よりかなり低くなる。

ポンプリミタはまた高い粒子束にさらされ、これによるスパッタリングに起因してプラズマ内に不純物が発生する。動力炉の場合プラズマの温度を設定温度 (~ 20 KeV) に保つために、不純物の量は十分にコントロールされていなければならない。以上の理由から、スパッタリング等により発生する不純物の影響は小さい方が望ましい。したがって本設計ではポンプリミタ材として低 Z 材である SiC 焼結体を使用することとする。

ポンプリミタの形状は、排気効率を高めるために Fig. 3.2.7 で示されるように厚さ 4 cm の板状をなしている。SiC 焼結体内の冷却管のピッチは 18 mm である。また SiC 受熱面から冷却管中心までの距離は 9 mm である。これを模式的に示すと Fig. 3.2.2(a) のようになる。これはポンプリミタを水平面で切った断面図に対応するものである。

したがって受熱面上の点と冷却管表面までの最大距離はおよそ 8.7 mm となる。ここでは距離を 9 mm として 1 次元簡易計算による熱的検討を行う。計算モデルは Fig. 3.2.2 (b) に示す通りである。

熱流束は Fig. 3.2.1 に示す通りで、最大 200 w/cm^2 程度以下である。高さが $\sim \pm 30 \text{ cm}$ の点付近および端部でこの値となる。また核発熱率は 36 w/cm^3 程度である。本 SiC 焼結体の熱伝導率は Fig. 3.2.3 (a) に示した通りで、 100°C で $1.6 \text{ w/cm}^\circ\text{C}$ 、 500°C でも $0.8 \text{ w/cm}^\circ\text{C}$ である。比熱についても Fig. 3.2.3 (b) に示した通りである。熱伝導率、比熱ともに温度依存性が大きいので、Table 3.2.1 に示した値を用いての、差分法による温度解析を実施した。

冷却管は $8 \text{ mm } \phi$ で、冷却水流速を 4 m/s 、圧力を 5 気圧に設定した。この時、ポンプリミタ部の出口・入口温度差 $\Delta T_{1.0}$ は次のように計算される。

$$\begin{aligned} \Delta T_{1.0} &= \left(\frac{P_{\text{limiter}}}{N} \right) \times \frac{1}{\pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 v \rho C} = \frac{10^8 \text{ J/S}}{70 \times 44} \times \frac{1}{\pi \left(\frac{0.8}{2} \right)^2 400 \times 1 \times 4.19 \text{ J/}^\circ\text{C} \cdot \text{S}} \\ &= 38.5^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3.2.1)$$

ここで、 P_{limiter} はポンプリミタへの全入熱：100 MW、 N は冷却管本数： 70×44 本、 d は冷却管直径：0.8 cm、 v は流速：400 cm/s、 ρ 、 C は水の比重及び比熱である。冷却水はポンプリミタに至るまでに若干昇温するので 50°C 程度がポンプリミタ入口温度とすると、出口温度は 90°C 程度になると考えられる。

SiC の冷却面の温度が 5 気圧の飽和蒸気圧温度 157°C を越えたところでは、水のサブクール

沸騰の式 (Jens - Lottes の式) を用いた。

$$\Delta T_{\text{sat}} = 0.82 q^{1/4} \exp(-P/63) \quad (3.2.2)$$

ここで, $\Delta T_{\text{sat}} = T_{\text{sic}} - T_{\text{sat}}$, q は熱流束, P は圧力である。

冷却水温度 90 °C とした時の 1 次元温度分布解析の結果を Fig. 3.2.4 に示した。本解析によると, 動力炉の炉出力立上げは非常に緩やかであるので, 最も温度差がつくのは, 定常状態に達した時である。この時, 受熱面の温度は 328 °C, 受熱面と冷却面の温度差は 148 °C となる。ここで, 冷却水温度を 90 °C とし, SiC 冷却面の温度は 180 °C (即ち境膜温度差 90 °C) と計算された。

この時の熱応力は 1 次元概算値としては以下の如く表される。

$$\sigma_{\text{th}} = \frac{E \alpha \Delta T}{2(1-\nu)} = \frac{42000 \times 4.3 \times 10^{-6} \times 148}{2(1-0.24)} = 17.6 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.2.3)$$

ここで E は縦弾性率, α は熱膨張率, ν はポアソン比, ΔT は受熱面と冷却面の温度差である。 $E = 42000 \text{ kg/mm}^2$, $\alpha = 4.3 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$, $\nu = 0.24$ とし (Table 3.2.2 参照), $\Delta T = 148$ °C を使うと, $\sigma_{\text{th}} = 17.6 \text{ kg/mm}^2$ が得られた。

SiC の強度は圧縮強度で $\sim 350 \text{ kg/mm}^2$ であり, 引張強度は通常, 圧縮強度の 1/10 程度をとることが一般に行われており, 35 kg/mm^2 程度が上限と考えてよいであろう。引張強度の測定値 (Mean uni-axial tensile strength) でも, 31.6 kg/mm^2 が得られている。

$\sigma_{\text{th}} = 17.6 \text{ kg/mm}^2$ は上記 31.6 kg/mm^2 の 0.55 倍程度とは言え, かなり大きな応力が発生しているので今後の検討が必要であろう。

本項では 1 次元の熱解析を行うにとどめたが, より正確な議論を行うためには, より詳細な検討が必要であろう。

(2) スパッタリング損耗

Scrape-off 層における粒子束 Γ は次式であらわされる。即ち

$$\Gamma(\xi) = 7.80 \times 10^{22} \exp(-\xi/d_p) \text{ [m}^{-2} \text{ sec}^{-1}] \quad (3.2.4)$$

ここで ξ はプラズマ表面から, 面に垂直な距離であり, $d_p = 5 \text{ cm}$ である。一方, Scrape-off 層における粒子温度 T_b は次式であらわされる。

$$T_{\text{eb}}(\xi) = 170 \exp(-\xi/d_p) \text{ [eV]} \quad (3.2.5)$$

リミタ面での粒子束は Fig. 3.2.5 に示す定義に従うと,

$$\Gamma(\xi) \sin \theta = \Gamma(\xi) \frac{\sqrt{(2a+\xi)\xi}}{2a+\xi} \quad (3.2.6)$$

ここで a は磁気面の曲率半径: 3.15 m である。リミタ上の赤道面からの距離 y と ξ の関係は次式であらわされる。

$$\xi = \sqrt{a^2 + y^2} - a \quad (3.2.7)$$

リミタ面での粒子束の最大値は赤道面から離れた所に位置するが、スパッタ比は入射角 θ に依存し、 $\sim 1 / \sec \theta$ 程度であるので、結局<リミタ面での粒子束×スパッタ比>は $\propto \Gamma(\xi)$ 依存性を持つこととなり、赤道面付近で最大値をとる。式 (3.2.5) の温度依存性も考慮して、ここでは 170 eV で $\Gamma(0) = 7.80 \times 10^{22} \text{ m}^{-2} \text{ sec}^{-1}$ の粒子束が垂直入射するものとしてスパッタ損耗の評価を行うこととする。

SiC のスパッタ比に関しては十分な実験データがあるとはいえないが、Fig.3.2.6 が 1 例を示したものである。シ-スポテンシャルでの加速も含めてリミタ板入射エネルギーを 0.2 ~ 1 KeV 程度とすると、スパッタ比は 0.02 ~ 0.03 (D^+ イオン), 0.1 ~ 0.15 (He^+ イオン) 程度である。

一方、スパッタ比と損耗率は次式であらわされる。

$$\frac{E_{\Gamma}}{\rho_{\text{I}}} = \left(\frac{1-f_r}{1-S_{\text{II}}f_r} \right) (S_{\text{DI}}f_{\text{D}} + S_{\text{TI}}f_{\text{T}} + S_{\text{HeI}}f_{\text{He}}) \frac{\Gamma}{\rho_{\text{I}}} \quad (3.2.8)$$

ここで E_{Γ} は単位時間あたりの損耗率 ($\text{Atoms} / \text{m}^2 \text{ sec}$) ρ_{I} は原子数密度、 f_r はスパッタされた粒子が再びリミタに戻ってくる確率である。 $S_{\text{DI}}, S_{\text{TI}}, S_{\text{HeI}}, S_{\text{II}}$ は $\text{D}^+, \text{T}^+, \text{He}^{++}$ イオン、Self-ion によるスパッタ比である。 $f_{\text{D}}, f_{\text{T}}, f_{\text{He}}$ は $\text{D}^+, \text{T}^+, \text{He}^{++}$ イオンの全イオン中の割合である。 $f_r = 0$ の時 $E_{\Gamma} / \rho_{\text{I}}$ は最大値をとる。 $f_{\text{D}} \cong 0.45, f_{\text{T}} \cong 0.45, f_{\text{He}} \cong 0.1, \rho_{\text{I}} = 9.28 \times 10^{22} \text{ Atoms cm}^{-3}$ を入れると、 $f_r = 0.0$ の時、 $E_{\Gamma} / \rho_{\text{I}}$ は $2.5 \sim 3.5 \times 10^{-6} \text{ cm} / \text{sec}$ 、即ち 100% 稼動するとして、75 ~ 110 cm/年の損耗率となる。

このことは式 (3.2.8) によれば、 S_{II} (セルフスパッタ比) が充分小さく、 f_r が 1.0 に近い値をとらないかぎり、SiC のスパッタ損耗が現実的な値にならないことを示している。

(3) 排気効率

ポンプリミタの高さを 68 cm、厚さを 4 cm とすると、プラズマ表面からポンプリミタの端点までの磁気面に垂直な距離は $\sim 13 \text{ cm}$ となる。また、プラズマと第 1 壁との距離は 20 cm であるので、排気効率 f_{ex} は次のようになる。

$$f_{\text{ex}} = \int_{0.13\text{m}}^{0.2\text{m}} \Gamma d\xi / \int_0^{0.2} \Gamma d\xi \cong 0.057 \quad (3.2.9)$$

即ち、排気効率はおおよそ 5.7% と推定される。

以上の計算ではポンプリミタ裏面に当って中性化した粒子はプラズマ側に逆流することなくすべて排気系に向うとした。

プラズマから拡散で漏洩してきてポンプリミタで中性化されて排気される総粒子数は式 (3.2.4) をもとに次式から計算される。

$$N = 2 \pi R \int_{0.13\text{m}}^{0.20\text{m}} \Gamma(\xi) d\xi = 1.235 \times 10^{22} \text{ コ} / \text{sec} \quad (3.2.10)$$

ただし、 R はトーラス中心軸からポンプリミタ領域までの代表長で $R = 9.0 \text{ m}$ とした。一方、DT 燃焼による He 粒子生成率は $1.136 \times 10^{21} \text{ コ} / \text{sec}$ であるから、He 粒子の全イオン数に占める割合は $\sim 9.2\%$ 、概略 10% ということができる。

3.2.2 構造計画

ミッドプレーンから上下に 680 mm の SiC 焼結体のリミタを、トロイダル方向に連続して設置する。この板状のリミタを各ブランケットの連結構造物に支持するため、ブランケット分割数と同数の 64 ケに分割する。このため一ケのポンプリミタは Fig.3.2.7 に示すように、トロイダル方向に約 870 mm 垂直方向に 1360 mm の板状とし、この板のミッドプレーン外側に支持部を T 字状に取付けた形状とする。

以下に材料、冷却構造、支持構造について説明する。

(1) 材 料

低 Z 材料としては、グラファイト、TiC、SiC 等が考えられるが、(イ) 板状構造で支持が片側に制約されること、(ロ) 高熱負荷面と冷却流路の距離を接近させなければならないこと、の理由により構造的に強い SiC を選択した。

最近 SiC 焼結体の開発が進み、構造強度の向上、複雑な形状の成形ができるようになった。この SiC 焼結体の中に熱伝導特性の特に良いものが開発されたので本設計に反映させることとした。また本材料は SiC 同志の接着が可能であり、Fig.3.2.7 に示すように冷却管を挿入してから接着ができ、かつ今後接着部の構造的な信頼性が充分向上することを期している。一方 SiC の固有電気抵抗値は金属に較べ充分に高く、渦電流による電磁力が無視でき得る程度となることも利点となる。

(2) 冷却構造

ポンプリミタは板の両面にプラズマが当るため、冷却流路は SiC の中に組込まなくてはならない。一方焼結品であることから SiC 中で曲がりくねった孔をあけることは困難である。このため Fig.3.2.7 に示すように、18 mm の SiC 板の両面に冷却用の溝を掘り、SUS パイプを溝に挿入し、SiC 板を積重ねる構造とした。SiC 同志はブレージング材によって接着する。このような構造とすることにより、SiC 表面から 5 mm の所に冷却流路を全面に設けることができ、プラズマに接触することによる入熱と、放射線による発熱を除去できる構造とした。当然支持部の SiC も発熱があるため冷却流路を設けるが、ブランケット連結構造物との取合でカットされる部分については、カットされる直前で SUS パイプを SiC から引出し、ヘダーにつなげる。

SUS パイプは外径 8 mm ϕ 、管厚 0.2 mm の薄肉とし、SUS パイプと SiC の熱接触を良くするため、内圧を負荷し密着させることを考えている。また SiC 側の溝に銀等をメッキしておくことも考えられる。SiC から出た SUS パイプは外径 10 mm ϕ 内径 8 mm ϕ とする。

(3) 支持構造

ポンプリミタは、ミッドプレーン上で、プラズマの反対側から支持しなければならない。このため板状リミタのミッドプレーン上に 80 mm 厚の張出を設け、この張出部をブランケット連結構造物に支持する方式とする。

References

- 1) J. Bodansky et al., Journal Nuclear Material 76 & 77 (1978) 163.
- 2) B.M.U. Scherzer et al., Proc. of Int. Symposium on Plasma Wall Interaction, held at Jülich, Oct. 1976.

Table 3.2.1 (a) Thermal Conductivity of SiC

Temperature (°C)	Thermal Conductivity (w/cm °C)
100	1.575
300	1.115
500	0.836
700	0.045
1200	0.389

Table 3.2.1 (b) Specific Heat of SiC

Temperature (°C)	Specific Heat (J/g °C)
30	0.608
250	0.985
500	1.11
1000	1.24
1500	1.31

Table 3.2.2 Properties of SiC

Density	3.10 g/cc
Hardness	2500-3500 kg/mm ²
Rupture modulus	53.6 kg/mm ² (T<1400°C)
Tensile strength (Mean uniaxial strength)	31.6 kg/mm ²
Compressive strength	357 kg/mm ²
Young's modulus	42,000 kg/mm ²
Poisson's ratio	0.24
Thermal expansion coefficient	4.3x10 ⁻⁶ /°C

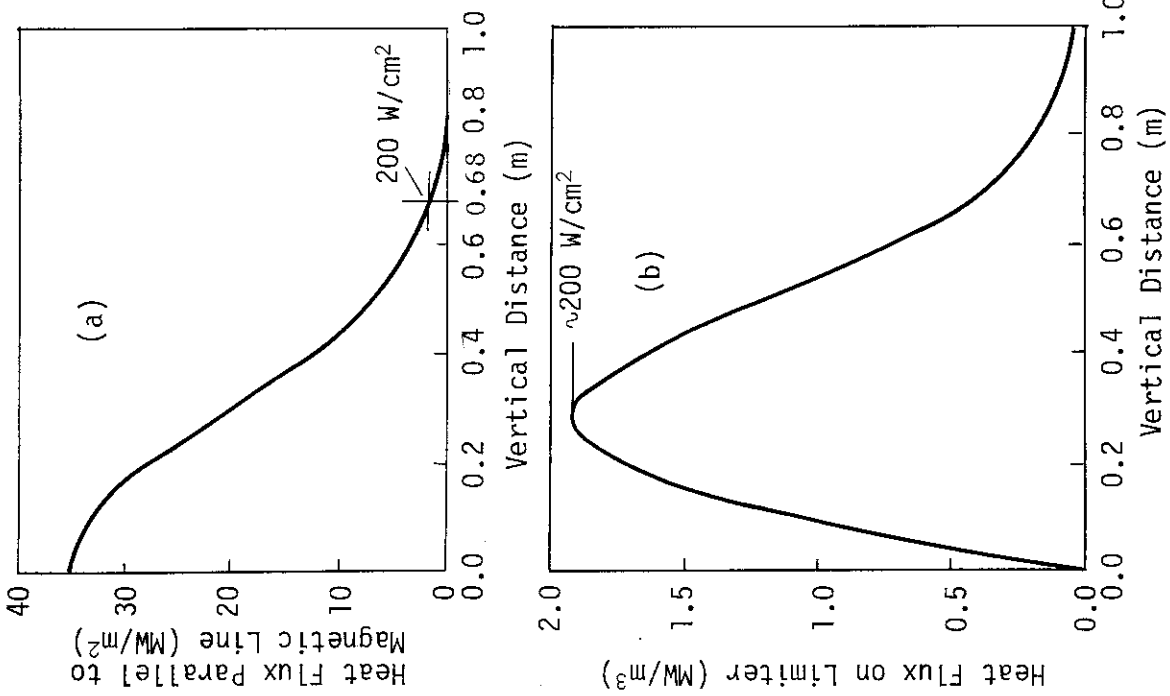


Fig. 3.2.1 Heat Flux Distribution on Limiter

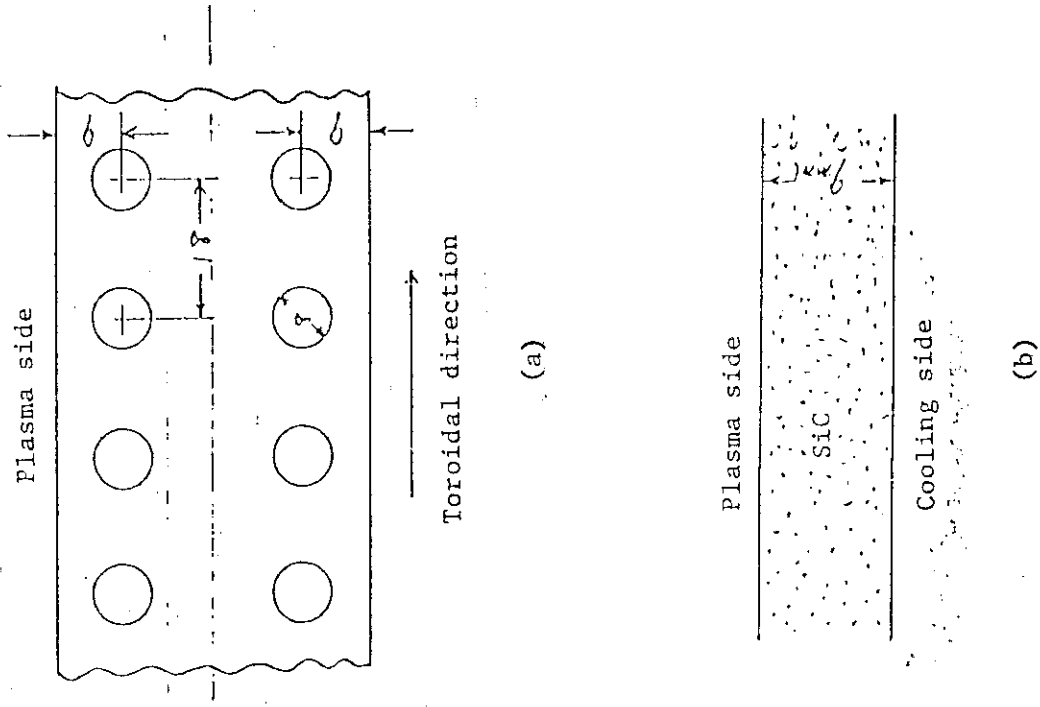
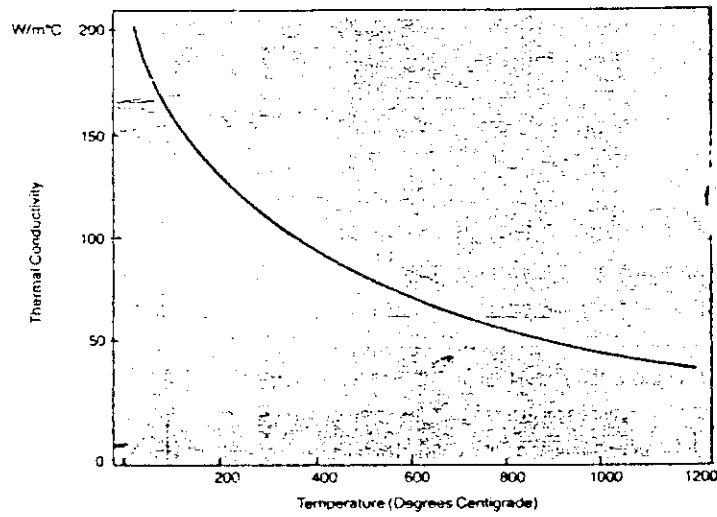


Fig. 3.2.2 Thermal calculation model for SiC pump-limiter

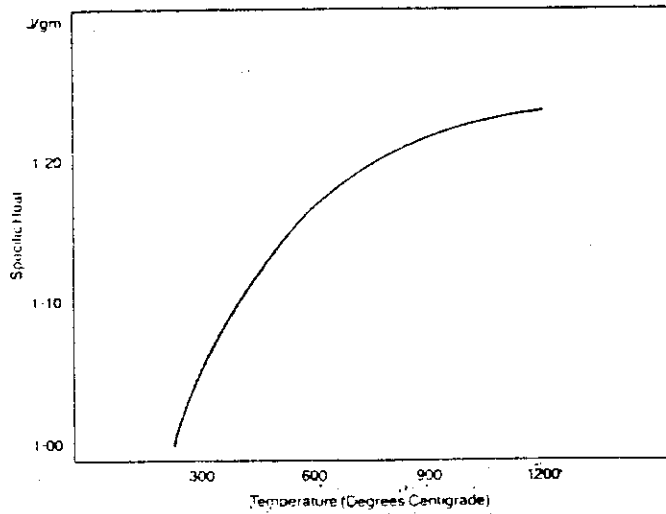


Thermal Conductivity

Variation in thermal conductivity with temperature is as shown.

Measurements were made by the United Kingdom Atomic Energy Authority. REFEL silicon carbide has good thermal conductivity especially when compared with other ceramics.

(a)



Specific Heat

Values for the specific heat of REFEL silicon carbide containing 10% by volume free silicon have been calculated from specific heat data for silicon carbide and silicon quoted in International Tables. The variation in calculated specific heat with temperature is as shown.

(b)

Fig. 3.2.3 Thermal properties of SiC^(*)
 ((*) REFEL by BNFL)

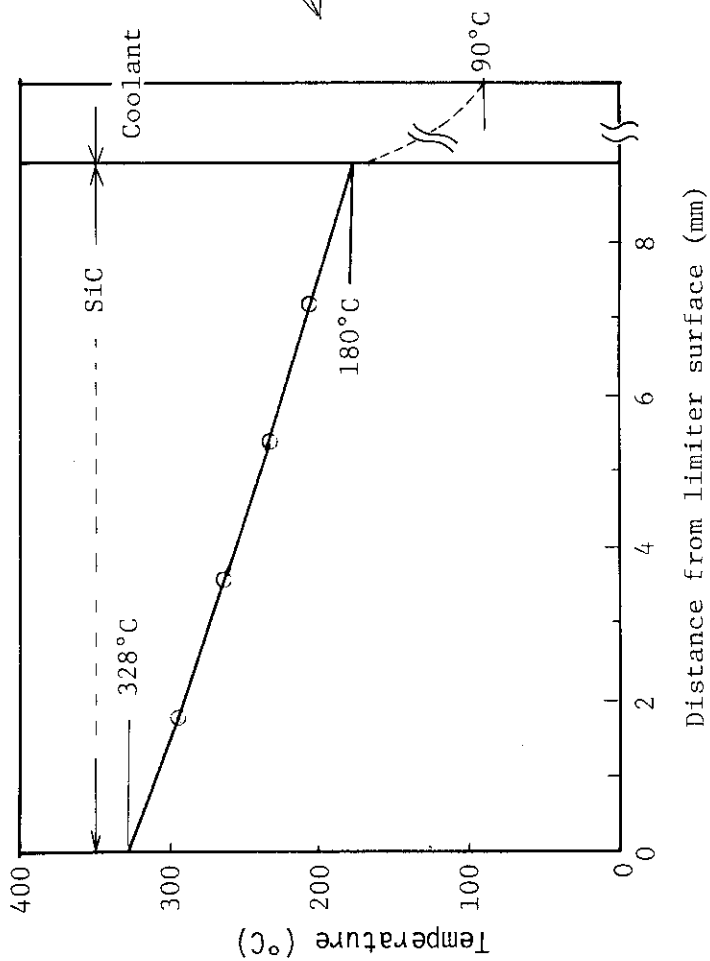


Fig. 3.2.4 Temperature distribution of pump-limiter

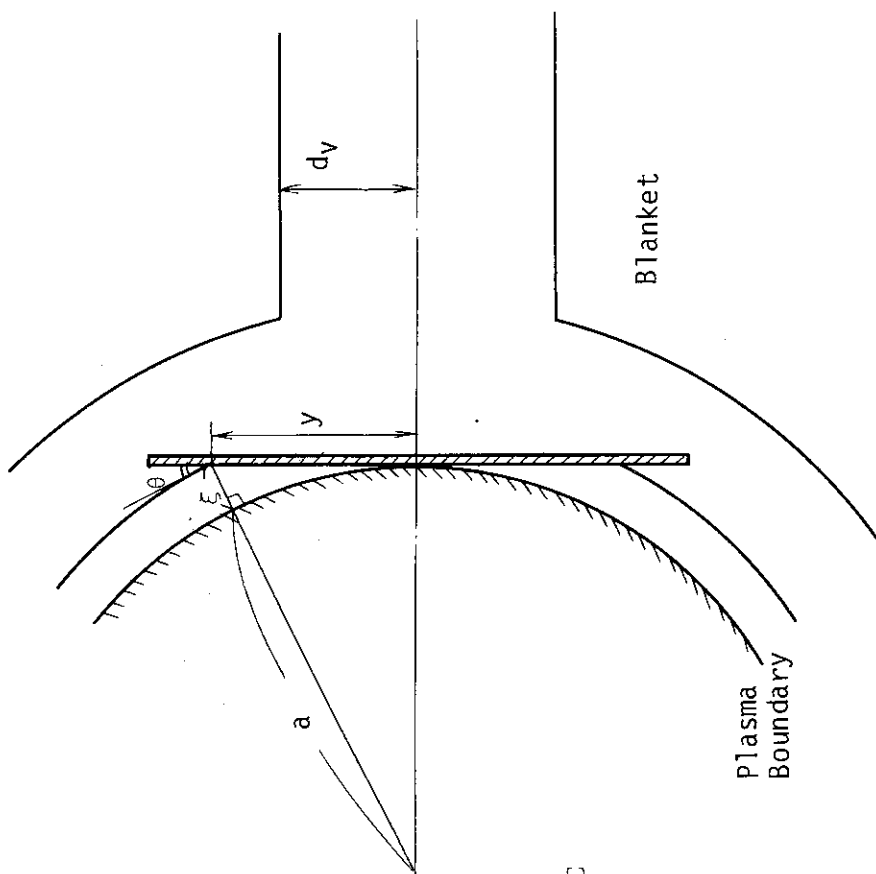
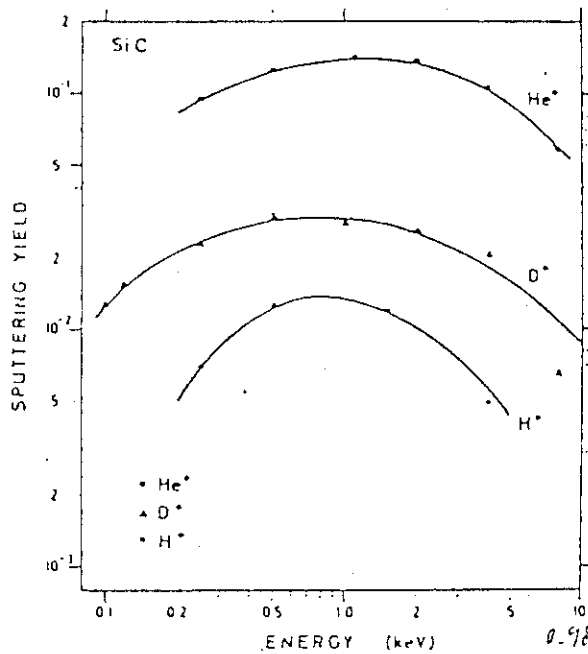
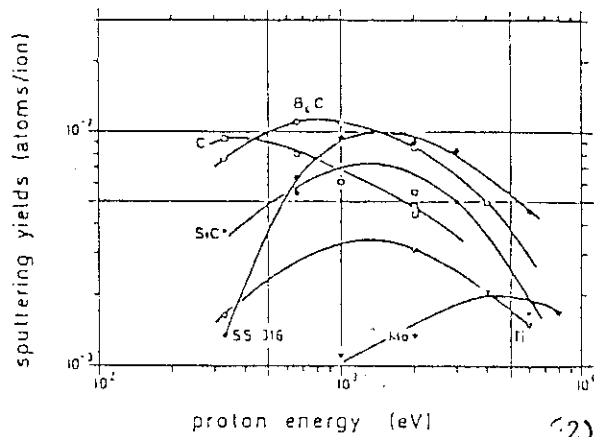


Fig. 3.2.5 Pump-limiter and Scrape-off Plasma



The sputtering yields of SiC for H⁺, D⁺ and He⁺ as a function of energy. 1)

(a)



Sputtering yields for some low-Z materials (B₄C, SiC) with protons as a function of energy compared to yields for Ti, Mo, and stainless steel (SS).

(b)

Fig. 3.2.6 Sputtering yield of SiC material

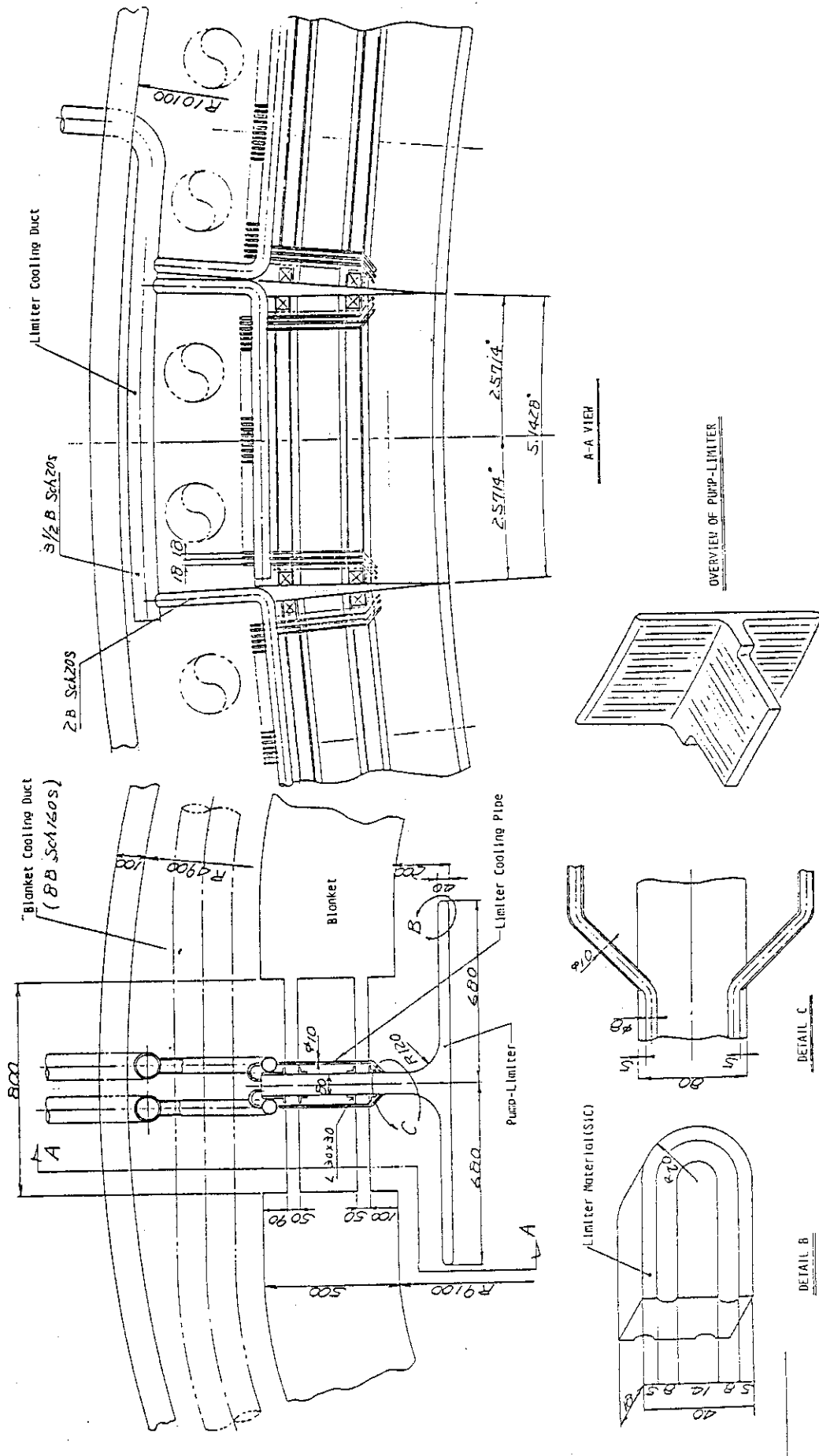


Fig. 3.2.7 SPTR Power Plant (Pump Limiter)

4. 真空容器

4.1 基本設計

4.1.1 機能と構成

真空容器はドーナツ形状をした中空容器で、プラズマを発生し維持するための真空バウンダリとなる。真空容器には、ブランケット、ポンプリミタ、ファーストウォール等の炉内構造物とその配管が内蔵される。真空容器の構成要素および機能を列挙すると以下ようになる。

(1) 厚肉部

真空容器に作用する大気圧、水圧、電磁力等を支持する。また、ポンプリミタ、ファーストウォール等を具備したブランケットの自重、電磁力を支持する。炉内構造物の冷却配管やトリチウム回収用ヘリウムガス配管はこの厚肉部を貫ぬく。

(2) 一周抵抗部

真空容器のトロイダル方向電気抵抗を確保するための高電気抵抗部分である。

(3) 分割部

真空容器は分解補修を考慮してトロイダル方向に28分割されているが、その真空容器の隣り合うモジュールを真空シールし、機械的に結合する部分である。

(4) ダクト類

排気ダクトは、初期排気およびプラズマ内の不純物レベルをコントロールするため、および核融合反応によって発生する α 粒子を排気するためのダクトである。RFダクトは、プラズマ電流の維持とプラズマ温度の上昇のためのLHRF用導波管およびランチャーを収納するためのダクトである。その他に、燃料注入ダクト、計測用ダクト等が必要であるが今回の概念検討では考慮しない。

(5) ブランケット支持台

ブランケットの自重およびブランケットに作用する電磁力を支持し、かつブランケットの熱膨張を逃がす機能が必要である。

(6) 真空容器支持脚

真空容器およびその炉内構造物の自重、大気圧、水圧、熱応力等を支持する。また、分解修理時に真空容器モジュールをトロイダル方向および主半径方向に移動する機能を有する。

4.1.2 設計条件

真空容器の設計条件として以下の項目を考え概念検討を行った。

(1) 真空条件

10^{-8} torr 程度の真空度に到達し得る構造とする。

(2) ダクト条件

RF, 真空排気ダクト等を有すること。

(3) トロイダル方向一周抵抗

0.1 m Ω を目標とする。

(4) 熱的条件

(a) 中性子および γ 線による発熱

<厚 内 部> 0.2 e^{-0.08x} w/cm³ 定常

<一周抵抗部> 0.2 w/cm³ 定常

ただし、xは真空容器内表面から厚さ方向に計った距離 (cm) である。

(5) そ の 他

真空容器外表面に大気圧と水圧として2気圧作用する。

その他に、真空容器には、プラズマディスラプション時の渦電流による発熱、ブランケットからの入熱あるいは電磁力等が作用する。また、炉内構造物およびその配管の自重、内圧、電磁力等が作用する。

4.2 構造計画

4.2.1 全体構造

真空容器は全体としてトーラス形状をした中空容器で、解体修理を考慮して、トロイダル方向に28分割する。また、設計条件より $\sim 10^{-8}$ torrの真空度を達成せねばならぬ事よりオールメタル構造とする。

真空容器の立面図を、Fig.2.2.3, Fig.2.2.4, 平面図をFig.2.2.5, Fig.2.2.6に示す。

厚肉部の板厚は、真空容器に作用する電磁力、水圧あるいはブランケット等に作用する電磁力の支持反力等に耐えるよう決定されるべきであるが、今回はSPTR次期装置を参考とし100 mmとする。厚肉部には配管取付台座、ブランケット支持脚、排気ダクト、RFダクト等が取付けられる。また、プラズマより内側の厚肉部は、中性子遮蔽の機能を強化するため300 mmとした。このため一周抵抗部は300 mmの厚肉部の中に設ける構造となる。Fig.4.2.1～Fig.4.2.4参照。

一周抵抗部は、ダクト類の付いていないトロイダルコイルの裏側に位置する真空容器モジュールに1ヶ所ずつ計14ヶ所設け、トロイダル方向に0.1 m Ω 程度の電気抵抗を有する事とする。一周抵抗部の領域としては、真空容器分割部、真空容器支持脚、ピニオンギア取付台座との干渉を回避してトロイダル方向350 mmの領域を確保した。また、コイル真空槽や真空容器支持脚フランジとの干渉を避けるために容器外表面より厚さ300 mmの領域を確保した。一周抵抗部の構造としては、鞍型渦電流による電磁力を支持し、かつ真空シールをしなくてはならない。SPTR次期装置の設計を考慮して、今回は一周抵抗部の構造としてパイプ構造+絶縁支持板とする。

分割部は、各真空容器モジュールを接続分割する箇所でトロイダル方向に28ヶ所ある。分割部の構造としては、厚肉溶接、リップシール+結合構造、ガスケット+結合構造等が考えられるが、解体修理の作業性、構造の簡素化、信頼性、SPTR次期装置の設計を考慮して、リップシール+結合ボルト構造とする。分割部の構造としては、一周抵抗部、真空容器支持脚、ピニオンギア取付台座との干渉を考慮して、トロイダル方向に400 mmの領域を設定するが、真空容器の装置中心軸側では一周抵抗部との空間取合より、接合フランジを片側だけ設けボルト結合は行わな

い事とする。また、コイル真空槽や真空容器支持脚絶縁フランジとの干渉を避け分割部の領域を容器外表面より 250 mm とした。今回は結合ボルトは真空容器のトラス外側のみ設ける事とする。

真空容器支持脚部は、各真空容器モジュールに 2ヶ所設けられており、一周抵抗部を短絡する事のないよう電気絶縁を施す。また、分解修理時に真空容器を半径方向あるいはトロイダル方向に移動するために支持脚には浮上機構を設ける。真空容器と床面の間は、一周抵抗部領域、自動溶接機走行空間として 300 mm、浮上機構領域として 350 mm を確保し、両者の中間に絶縁フランジを設ける事とする。

ダクトは、トロイダルコイルとトロイダルコイルの間に排気ダクト 4 本、RF 用ダクト 8 本を設ける。

配管は、①ブランケット冷却配管、②ポンプリミタ冷却配管、③真空容器、ブランケット支持冷却配管、④トリチウム回収用配管、(⑤第 1 壁冷却管) がある。

4.2.2 一周抵抗部

前述した一周抵抗部の空間取合と SPTR 次期装置の設計を考慮し、一周抵抗部を内径 120 mm ϕ 、肉厚 1.8 mm のパイプ構造+絶縁支持板とする。

今回の構造で得られる一周抵抗値 R は下期の通りである。

$$R = \frac{L_t}{A} \rho = \frac{L_t}{L_p \cdot t} \rho = 78.27 \mu \Omega$$

但し、 L_t : トロイダル方向長さ

$$L_t = (2 \pi r - l) \times 14$$

r : パイプ半径 6.0 cm

l : 開口部巾 3 cm

L_p : トロイダル方向長さ

パイプ中心が真空容器内表面より 75 mm の位置にあるとすると

$$L_p = 2551.5 \text{ cm}$$

t : パイプ肉厚 0.18 cm

目標の一周抵抗値 0.1 m Ω の約 8 割を達成することができた。

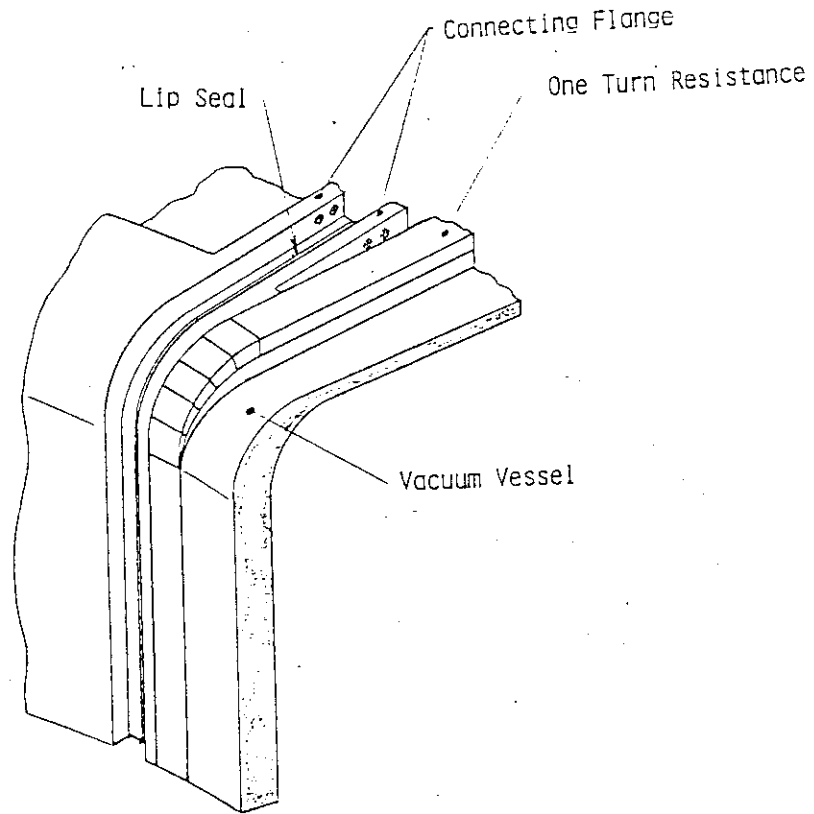


Fig. 4.2.1 BIRD'S-EYE VIEW OF INBOARD VACUUM VESSEL

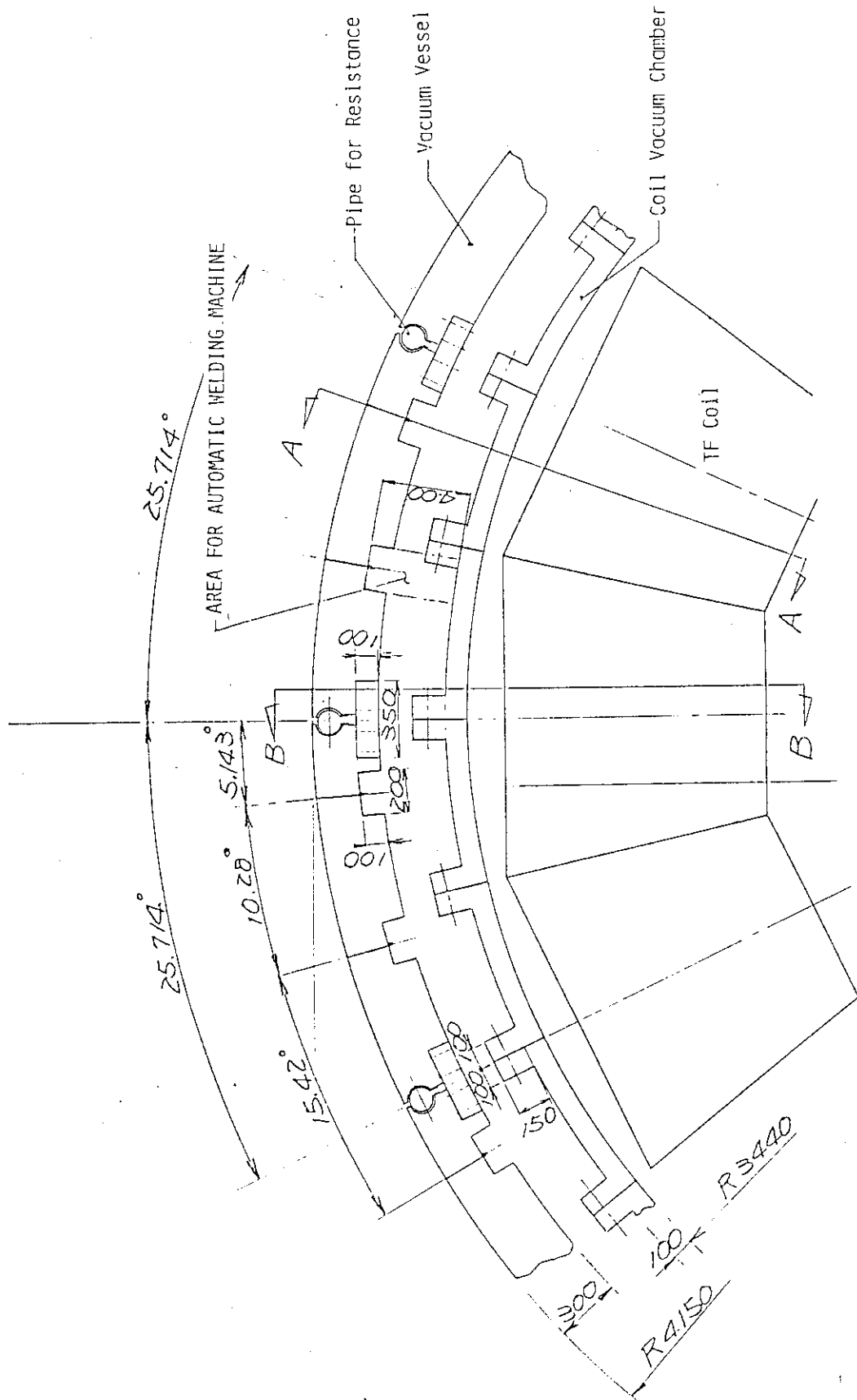


Fig. 4.2.2 SPTR Power Plant (Plane View of Inboard Vacuum Vessel)

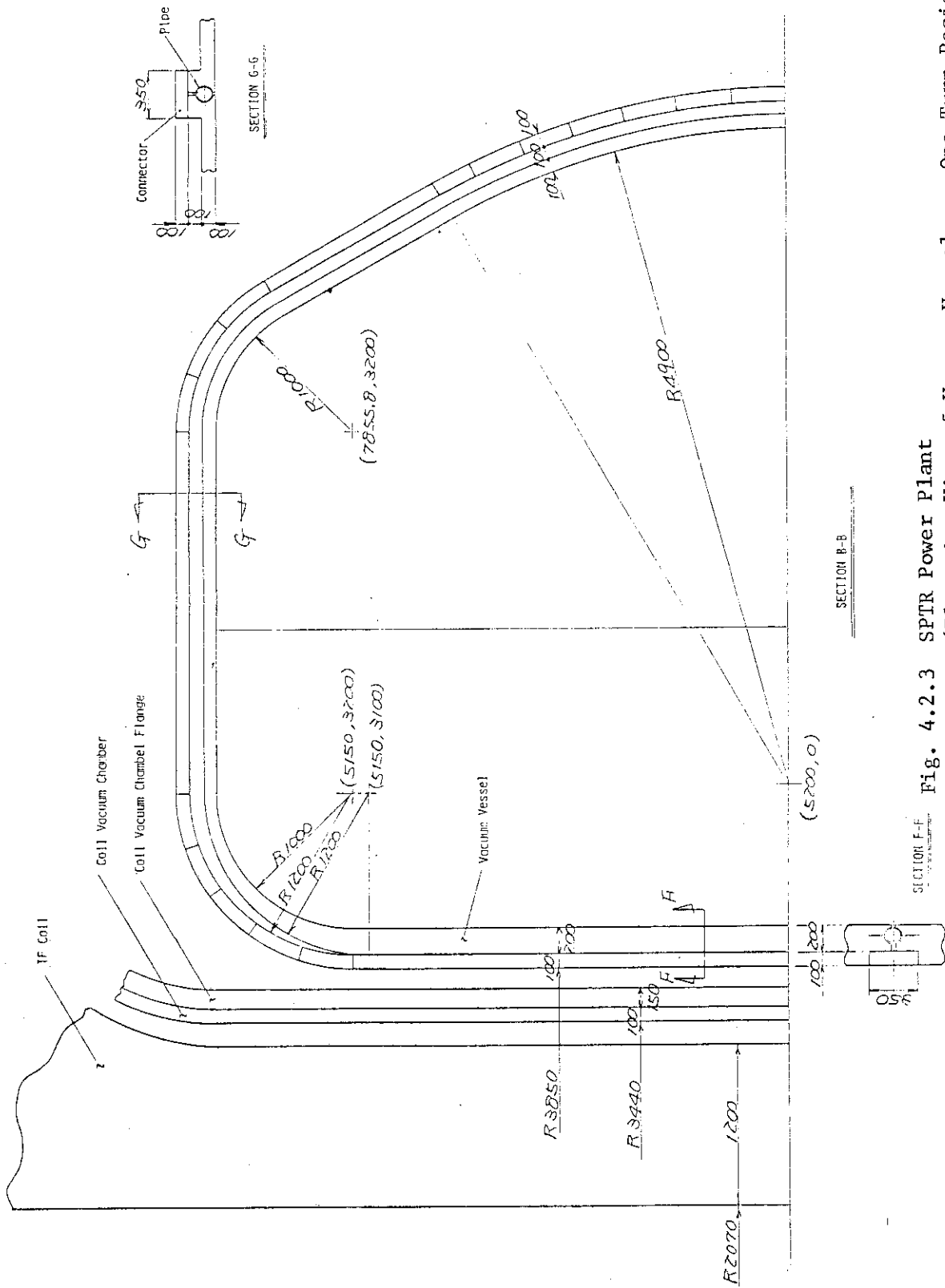


Fig. 4.2.3 SPTR Power Plant (Elevation View of Vacuum Vessel ... One Turn Resistance Part)

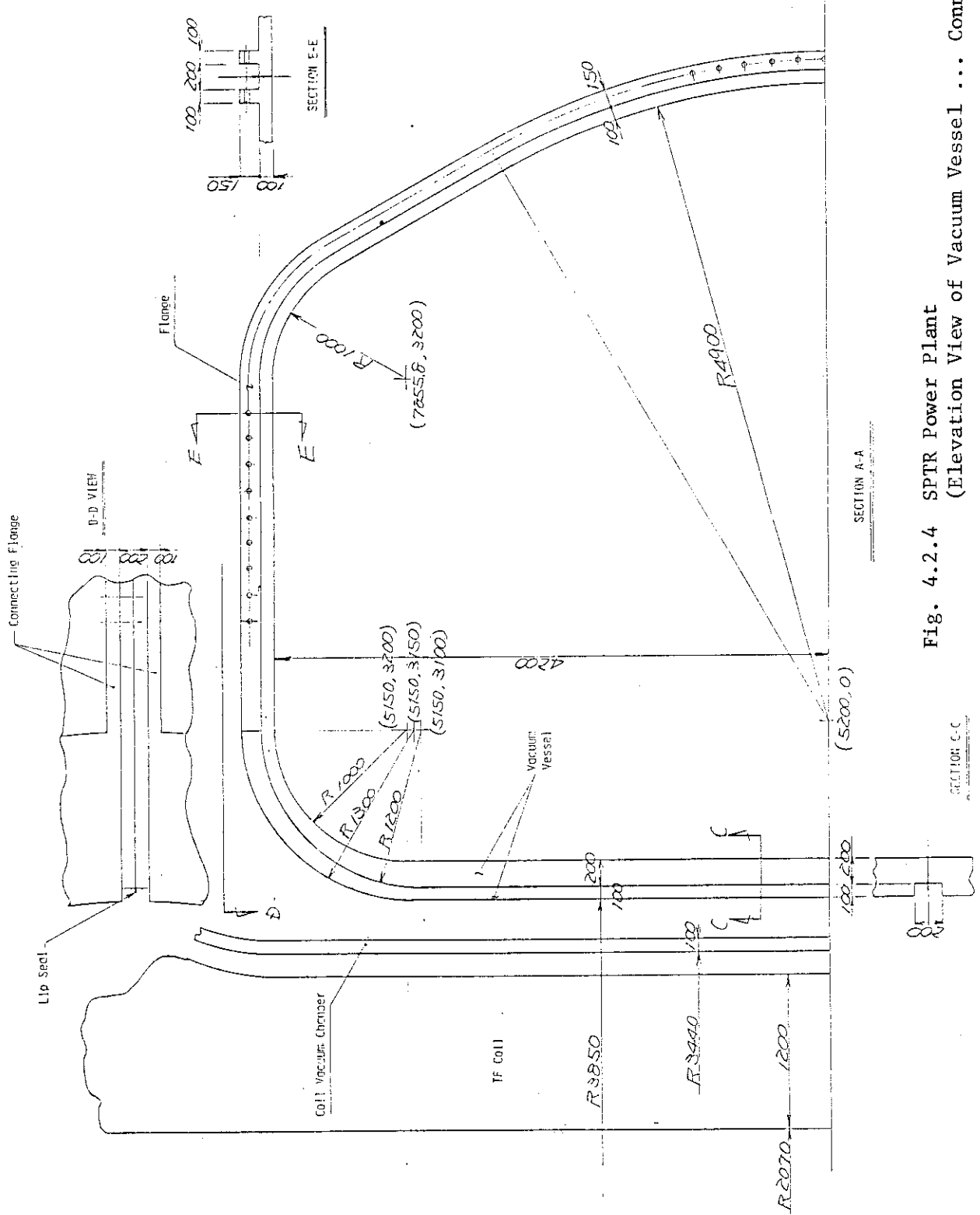


Fig. 4.2.4 SPTR Power Plant
(Elevation View of Vacuum Vessel ... Connecting Flange)

SECTION C-C

5. 発電システム

5.1 序 論

核融合反応の結果発生したエネルギーをどのような形で利用又は貯蔵するかは幾つかの選択がある。代表的なものとして電気、熱、その他の有用物質への変換等が考えられる。核融合による発電が実用化されるとき全体の及び電気としてのエネルギー需要がどの位になるかの推定はむずかしいが一方核融合発電所としての最少単位がどの位の出力になるかの推定もむずかしい。しかし電気出力で 1000 MWe 以上となるであろう。又一方核融合炉は分裂炉による発電所以上に建設費等による初期費用が高くまた燃料費は安いというアンバランスが大きくなる方向となろう。最少単位の増大と建設費、燃料費の大きなアンバランスは電力需要と適合させるためには幾つかの問題があろう。従って水素への変換によるエネルギー貯蔵、原材料の取得等も考えておく必要がある。

ここでは既に多くの実績のあるタービン発電機の組合せによる発電のルートを検討することとした。この場合でも核融合炉で発生したエネルギーをタービンの受け入れ可能な蒸気に変換する方法は各種考えられるが、冷却材の代表として、Li, He, 水, 熔融塩についての簡単な比較を行う。

(1) Li 冷却

冷却材として Li を採用する場合さけられない問題として次のことがあげられる。

- i) 材料との Compatibility
- ii) 強磁場下での MHD 効果
- iii) 液体金属を循環するときの水力学的事項
- iv) トリチウムの回収
- v) 水、空気との反応性

構造材として何を選ぶか、運転温度を最高何度にするかは使用材料と Li の Compatibility に重要な関係をもつ。MHD 効果は冷却材循環に必要な動力、熱伝達特性、Li を入れる容器の耐圧等に影響を与える。Li は室温で固体であるので加熱対策が必要で、又流路でのガストラップの如き効果についても考慮しておく必要がある。安全対策上 Li と空気、水との反応性は忘れることが出来ない。

(2) He 冷却

冷却材としての He は多くの利点がある。例えば放射性物質をあまり出さず、MHD 効果がなく、トリチウムの回収処理には好都合である。しかし欠点としては、He 循環のための必要動力が多く、又加圧 (50 ~ 70 気圧) する必要がある。

He 冷却を行ったとき、マニホールドが大きくなり、その結果接近性が悪くなり又ブランケット厚さを厚くする必要がある。

He 冷却方式は保守が他の冷却方式より容易である。重力でドレンをする必要はないし、冷却

材を液体化するための加熱も不要であるからである。しかし他方 He 冷却配管が太くなることはさけられず、保守が困難で、He 漏洩等の問題がある。又使用材料との関係で He の最高使用温度が決り、これが除去熱量に制限となり、装置の出力密度等が大きくとれない。

(3) 水冷却

水冷却のときの最大の問題は冷却水とブランケット材との化学反応性の点である。ブランケット材と水との間は何らかの被覆材で隔離するとしても、もし被覆に問題が生じたとき水と反応し安全性、保守等で対策を用意しておく必要がある。

1800 ~ 2200 psi 程度の加圧水を使用するとき、最高使用温度は 320 °C 位となり、構造材としては 316 ステンレス鋼が使用出来る。放射線による損傷、機械的性質の限界についてもステンレス鋼は比較的良くわかっている。320 °C 程度以下の水はかなり良い熱伝達性を有している。

水冷却を使用するとき、ブランケットよりのトリチウム回収のために He を使用する必要がある。

(4) 熔融塩冷却

冷却材として熔融塩を利用するときには、熔融塩の沸点が高く、He、水等のように加圧した状態にする必要はない。熱伝達、熱容量は He に比しまさっている。Li を含む熔融塩でも液体 Li に比し水、空気との反応性は少い。従って漏洩したときの危険性は少い。熔融塩の電導度は悪く高磁場で受ける影響も少い。しかし放射線に強く化学的に安定な熔融塩の融点は比較的高い (> 300 °C)。熔融塩に何を使用するかは物理および熱的性質、トリチウムの生成、材料との Compatibility 等から決る。Li を含む熔融塩では冷却材とブランケットを兼ることが出来る。しかし融点が高い。(LiF - BeF₂) Li を含まない塩はブランケットとしての働きはしないが融点が高い。(NaNO₂ - NaNO₃ - KNO₃)

(5) 其の他

重水と軽水を比較すると重水は核的な性質で優れているが、その価格が高いので経済上より問題がある。蒸気冷却も可能と思われるが加圧水以上に有利であるとは言えない。

STARFIRE では、冷却材につき多くの検討の結果、最後に加圧水と、He にしぼり、幾つかの点から比較を行っている。

(1) 熱効率

熱効率の点からは He が優れている。即ち He は高温 (700 ~ 900 °C) で比較的低圧で使用出来るに対し、水は高圧で低温 (臨界温度約 370 °C) でしか使用出来ないからである。しかし現実には、現在高温使用にたえ、放射線損傷に強く、He 中の不純物と共存出来る良い材料がない。

He は第一壁の冷却に問題がある。第一壁中で炉熱出力の約 20 % が発生し、熱負荷は約 0.9 MW/m² となり、送風機動力が大きくなる。従って He 冷却では、第一壁は水で冷却し、ブランケットのみ He で冷却することとした。He 出口温度 475 °C とした時、熱効率は約 40 % である。高温ガス炉との比較を Table 5.1.1 に示す。

(2) ポンプ動力

水を使用した時のポンプ動力は熱出力の 0.3 ~ 0.8 % 位である。1500 psia の加圧 He を使用しブランケット出入口温度差を 175 °C とすると He 循環に必要な動力は、除去する熱出力の約 6 % であり、水で第一壁を冷却することにより除去される熱は全体の 20 % あるので、全熱出力に

対し約4.7%が必要となる。

(2) Inner Blanket / Shield Thickness

中性子の解析よりブランケットをトラス内部に置く必要があり、ブランケット厚さは水冷却で1.2 m, He冷却では1.38 mとなりこれは炉本体設計に大きな影響を与えている。

(3) 熱除去系のコスト

Table 5. 1. 2 に水およびHe冷却のときの構成機器のコストを示した。単位熱出力あたりで比較すると、He冷却は水冷却の約倍の費用がかかる。

以上の検討を要約してTable 5. 1. 3にその結果を示す。現在で考えた場合加圧水冷却に比しHe冷却のKWeあたりの建設費は約13%高くなると結論している。

従って以下の系統はこれ等の検討結果及び加圧水の場合には軽水炉の実績がある等の考慮から加圧水を使用した設備につき述べる。

Table 5.1.1 Comparison of Typical Helium Coolant Conditions in Present Gas-Cooled Reactors
with Conditions Assumed in This Study

	Fort St. Vrain HTGR DEMO	Peach Bottom HTGR Prototype	Conditions Assumed in the Present Study ^a
Reactor coolant exit temperature (helium inlet to steam generator), °C	776	734	475
Steam temperature, °C	538	538	427
Gross thermal efficiency, %	40.7	39.9	40 ^b
Steam generator pinch point, °C	146	98	13
Coolant pressure, psi	700	350	1500
Steam pressure, psi	2400	1450	1900
Temperature rise of helium in reactor, °C	372	400	175

^aFor the purpose of comparing helium coolant performance to the reference pressurized water coolant in STARFIRE.

^bAssuming roughly a 2-point improvement in thermal efficiency due to advances in steam turbine technology.

Table 5.1.2 Comparison of Cost Estimates for the Heat Transport System of Helium and Water-Cooled Systems

Component	Cost Estimate (millions \$)	
	Water Cooled	Helium ^a Cooled
Piping and manifolds	26.1	35.5
Valves	6.1	5.9
Pumps/circulators	2.4	14.0
Pressurizers	6.3	(b)
Coolant makeup and cleanup	4.2	5.5
Steam generators	18.0	40.0
Additional components for water-cooled first wall	(b)	10.2
TOTAL	63.1	111.1

^a Helium system incorporates water-cooled first wall dissipating 20% of the power.

^b Not applicable.

Table 5.1.3 Summary of Key Points in the Water and Helium Coolants Comparison for STARFIRE

	Water	Helium
Pressure, psi	2200	1500
Inner blanket/shield thickness, m	1.20	1.38
Maximum magnetic field, T	11.1	11.1
Magnetic field on axis, T	5.80	5.52
Thermal power, MW	4000 ^a	3305 ^{a,b}
Coolant temperature, °C		
Reactor exit	320	475
Reactor inlet	280	300
Gross thermal efficiency, %	35.7	40
Coolant pumping power, MW	33	153
Other auxiliary power, MW	207	207
Net electric power, ^c MW	1200	1011
Cost of primary coolant loop	63	111
Direct plant capital cost, M\$	1700	1620
\$/kWe (relative units)	1.0	1.13

^a Includes 200 MW in the limiter, which is removed by a separate water coolant.

^b 621 MW of this power is deposited in the first wall and is removed by a water coolant.

^c Account is made for the fact that the pumping power is added to the coolant as thermal energy; efficiency of helium circulator = 0.8.

5.2 一次冷却系

一次冷却系設備は主として核融合反応の結果発生した中性子がブランケット内でエネルギーを失い、そのとき発生する熱を除去して2次系に伝達し、蒸気を発生しタービン系へ送る機能を持つ。

5.2.1 概要

一次冷却系設備は系統図Fig. 5.2.1に示すように4組の同じ熱伝達ループより構成される。各ループは共通のヘッダを介してブランケット内の伝熱管に連結されている。

各ループは一次冷却材ポンプ、蒸気発生器及びこれ等を連絡する配管よりなっている。一次冷却系設備は他に加圧器、加圧器逃しタンク、必要な計装がある。本系統の主要な機器は炉本体室に配置する。一次冷却材はブランケットで加熱され、ヘッダを經由して蒸気発生器に入り、その二次側の水を加熱し蒸気を発生しタービンに送る。蒸気発生器一次側を出た冷却材は一次冷却材ポンプに戻り、再びヘッダを經由して、ブランケット各セクターに送られる。一次冷却材は核融合装置本体内部で加熱されるときに沸騰することをさけるため加圧する必要がある。一次冷却系は加圧器内にあるヒータで蒸気相を形成し一定の高圧に保っている。加圧器には安全弁と逃し弁が取り付けられており、加圧器圧力が高くなった場合に蒸気を加圧器逃しタンクへ放出し、圧力が低くなった場合にはヒータを追加使用し、このようにして一次冷却系全体の圧力を一定に保つ役割をもつ。

一次冷却材中には核融合炉本体内部の伝熱管の管壁等を透過するトリチウムを含んでおり、又一次冷却系中の材料の接液部よりの腐食生成物が核融合炉本体内部の中性子で照射された放射性的腐食生成物を含んでいる。

核融合炉停止時一次冷却材は大気にさらされる場合があり空気を溶存する可能性がある。このとき炉起動にあたっては一次冷却系設備の材料腐食を抑制するためにヒドラジンを添加し、酸素濃度を減少させる必要がある。又運転中炉本体部で中性子、放射線により水が分解し酸素を発生し接液部構成材の腐食に悪影響を与えるのをさけるため冷却材に外部より水素（約25～35 cc STP / kg 水 PWR の場合）を添加する必要がある。他に材料の腐食抑制剤としてLiOH等の添加も考えられる。接液材はステンレス鋼等の耐食材料を使用する。

一次冷却系には上述の冷却材に対する添加物制御を行う化学体積制御系その他サンプリング系等の補助系が接続される。

一次冷却系設備主要パラメータ

一次冷却回路数	4 ループ
設計 圧 力	175 kg/cm ²
設計 温 度	343 °C
	(加圧器は 360 °C)
運 転 圧 力	約 157 kg/cm ²
構成主要機器	
蒸 気 発 生 器	4 基
一次冷却材ポンプ	4 基

加 圧 器	4 基
加圧器逃しタンク	4 基
一次冷却材配管	
一次冷却材温度	
高 温 側	320 °C
低 温 側	280 °C
熱 出 力	約 3200 MW _t

5.2.2 蒸気発生器

蒸気発生器は、蒸発器の部分と蒸気ドラムの部分から構成されている。蒸発器の部分は、インコネル600のU字管式熱交換器によって構成され、蒸気発生器上部の蒸気ドラムには湿分分離装置が取り付けられている。蒸気発生器は一次冷却系の各ループに一基配置されている。

一次冷却材は蒸気発生器下部の入口ノズルより入り、伝熱管を経て出口ノズルより流出する。蒸気発生器二次側への給水は伝熱管上端のすぐ上の位置より給水環を通じて行い、給水は伝熱管束板と胴との間の円環状水路を下降した後方向を変えて、伝熱管束の間を上昇し、一次冷却材との熱交換によって一部が蒸気になる。蒸発部を出た蒸気との混合水は、蒸気ドラムの部分で汽水分離器により水と蒸気に分離され、蒸気は更に乾き度を向上させるため湿分分離器を通してタービンへ送られる。分離された水は再び給水と混合されて、伝熱管束部に返される。

蒸気発生器の主要パラメータ

全負荷運転圧力(胴側)	約 63 kg/cm ²
設 計 圧 力(胴側)	83 kg/cm ²
設 計 温 度(胴側)	298 °C
蒸 発 量	約 1,690 t/h
最大蒸気湿度	0.25 %
主要材料(胴、管板)	低合金鋼
伝 熱 管 材 料	インコネル600
全 高	約 20 m
上 部 胴 外 径	約 4.5 m
下 部 胴 外 径	約 3.4 m
重 量	約 310 t

5.2.3 一次冷却材ポンプ

一次冷却系の各ループ毎に1台のポンプをつけ冷却材を循環する。ポンプは漏洩制御式軸封装置を有する電動機駆動堅型斜流ポンプである。ポンプは主として水力機械部、軸封機構、電動機より構成される。

蒸気発生器から出た一次冷却材は、ケーシング下部の吸込ノズルから流入し、インペラを通りケーシング側面の吐出ノズルから吐き出される。ポンプの内部機構は、保守点検のためケーシング上部のフランジ部を取りはずすことによって引き出すことが出来る。駆動軸からの漏洩に対す

るシールは、ポンプと電動機間の駆動軸に取り付ける漏洩制御式シールアセンブリによって行う。シール水は一次冷却材と同じ水質で外部より注入する。ポンプおよび電動機の駆動軸は、電動機上下端およびポンプ上部に設けた3個のベアリングで支持し、電動機ベアリングは補機冷却設備よりの冷却水で冷却する。

一次冷却材ポンプの主要パラメータ

設計流量	約 20,100 m ³ /h
設計水頭	約 84 m
設計圧力	175 kg/cm ²
設計温度	343 °C
電動機型式	三相誘導電動機
電動機出力	約 4,480 kW
電動機電圧	約 6,600 V (60 Hz)
ケーシング直径	約 1.9 m
全高	約 7.9 m
回転速度	約 1200 r. p. m
材料 (本体)	ステンレス鋼

5.2.4 加圧器

加圧器は加圧器本体、電熱器、サージおよびスプレ配管、安全弁および逃し弁からなる。

定常運転中一次冷却系圧力を設定値に保ち、通常の過渡的負荷変化に伴う一次冷却材の熱膨張、収縮による圧力変化を許容範囲内に制限し、また一次冷却系圧力が設計圧力をこえるのを防ぐ。

プラントの運転状態では、加圧器内部は液相と気相に分れていて、容器の底部に設けられた加圧器ヒータが内部の冷却材を飽和温度に保ち、一次冷却系の圧力を一定に保っている。サージノズルはループの高温側配管に接続され、一次冷却材温度が変化すると冷却材はサージ管を經由して加圧器内に入りしその水位が変化する。一次冷却系の温度が上昇したときは冷却材が膨張し加圧器の水位が上昇して圧力が上昇する。このときスプレ配管の弁が開いて、ループ低温側の冷却材が気相部へスプレされ、蒸気の一部が凝縮して、圧力の上昇が制限される。一次冷却系圧力の上昇が加圧器のスプレによる圧力抑制の限度を越える場合には、加圧器逃し弁が開き蒸気が加圧器逃しタンクへ送られて、圧力上昇が制限される。

加圧器の主要パラメータ

設計圧力	175 kg/cm ²
設計温度	360 °C
全高	約 16 m
外径	約 2.4 m
体積	約 31 m ³ (液相) 約 20 m ³ (気相)
ヒータ容量	約 1,800 kW
材料	低合金鋼ステンレス肉盛
重量	約 100 t

5.2.5 加圧器逃しタンク

加圧器の安全弁および逃し弁を出た蒸気は放射性物質を含むため、加圧器逃しタンクへ放出され、このタンク内の水と混合され凝縮し、冷却される。

タンク内は水と窒素ガスで満たされている。窒素中に水素または酸素が蓄積する可能性があるため、定期的に分析し必要ならパーズをする。蒸気は水中のスパージャーパイプより放出され冷却される。タンク内水温が上昇した時には水を交換し、低温に保つ。

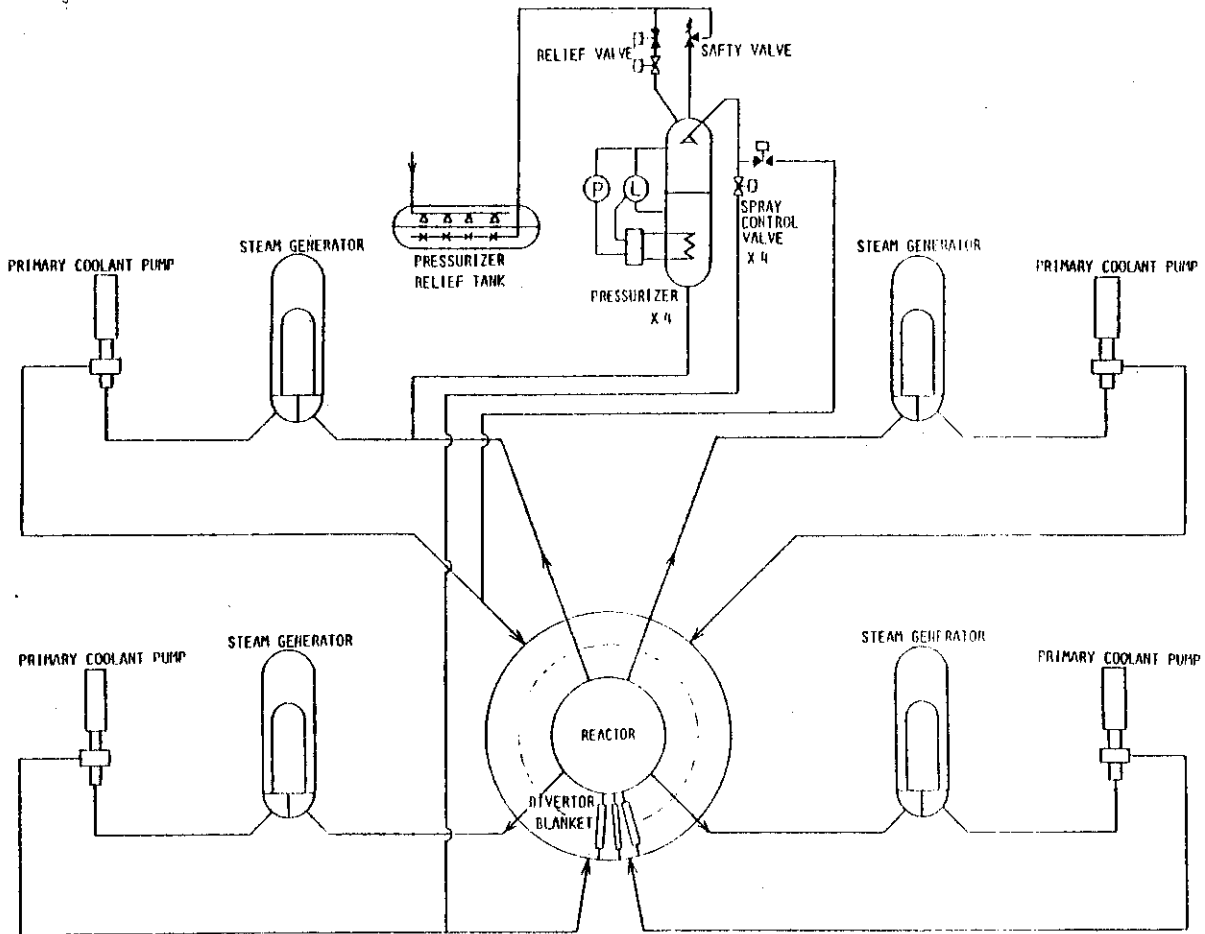


Fig. 5.2.1 Primary Coolant Flow Diagram

5.3 タービン及び付属設備

この設備は Fig. 5. 3. 1 に示すように、主蒸気系、タービン、復水設備、給水設備等で構成する。Fig. 5. 3. 2 に参考として、出力 1200 MWe 程度の PWR のタービン系のヒートバランスを示す。

この設備は次の機能をもつ。

- (1) 蒸気発生器で発生した蒸気をタービンに供給する。
- (2) タービンの動力を発電機に伝達する。
- (3) 復水器から復水を蒸気発生器に給水する。

5.3.1 主蒸気系設備

主蒸気は蒸気発生器出口から主蒸気止め弁までの主蒸気管及びそれに接続する機器、配管を含む。4 基の蒸気発生器からの蒸気は、主蒸気管、主蒸気隔離弁、逆止弁を経て主蒸気ヘッドに入り、主蒸気ヘッドからは 4 本の主蒸気管、主蒸気止め弁を経てタービンに送られる。

主蒸気ヘッドからは、湿分分離加熱器、タービングランドシール、脱気器、スチームコンバータ及びタービン動主給水ポンプ用の蒸気供給配管を分岐する。

主蒸気管破断時に、主蒸気ループを隔離し、無制限な蒸気放出を速やかに阻止するように、各主蒸気管のヘッドの上流に、主蒸気隔離弁及び逆止弁をおのおの 1 個ずつ直列に設ける。

主蒸気系統を過度の圧力上昇から保護するために、各系統の主蒸気隔離弁の上流に主蒸気安全弁を設ける。

主蒸気系設備主要パラメータ

主蒸気管

管内径	約 640 mm
管厚	約 34 mm
最高使用圧力	83.3 kg/cm ²
最高使用温度	298 °C
材 料	炭素鋼

5.3.2 蒸気タービン設備

蒸気タービン設備は、主蒸気止め弁から復水器入口までの設備であり、高圧 1 段および低圧 3 段からなる蒸気タービン、湿分分離加熱器、制御設備等から構成される。

高圧タービンは複流式であり、蒸気は 4 個の蒸気加減弁から 4 本の入口蒸気管を通して高圧タービンの中央部に入り、高圧タービンを出て湿分分離加熱器に送られる。

低圧タービンは 3 車室で構成され複流式である。蒸気は湿分分離加熱器で再熱され、各低圧タービンの中央部に導かれる。

湿分分離加熱器は、横置円筒形容器に湿分分離と加熱の両機能を有する装置を内蔵したもので、タービンの左右に各 1 台設置する。湿分を含む高圧タービンの排気は、湿分分離器に流入し、ステンレス鋼製シェブロンタイプの湿分分離装置を通過する間に湿分が分離される。湿分を除去された蒸気はフィン付 U チューブ加熱部で高圧タービンより抽気された蒸気および主蒸気で加熱し

低圧タービンに送る。

蒸気タービン設備の主要パラメータ

型 式	串型 4 車室 6 分流通気再熱再生式
出 力	約 1160 MWe
回 転 数	1,800 rpm

5.3.3 復水設備

復水設備は復水器、復水ポンプ、循環ポンプ等で構成する。

タービン排気は復水器上方より流入し、凝縮し、非凝縮ガスは復水器真空ポンプで抽出される。復水器はまたタービン排気および各機器からのドレンを処理する。

復水器ホットウエルの復水は復水ポンプにより低圧給水加熱器を経て脱気器へ送られる。

循環水ポンプは復水器及び軸受冷却水設備の冷却海水を供給するためのポンプである。

5.3.4 給水設備

給水設備は復水ポンプを出て蒸気発生器に至る設備で、復水ポンプを出た水は、復水脱塩塔、給水加熱器、を通り、脱気器で溶存酸素が除去された後、主給水ポンプで給水加熱器を通り所定の温度迄上昇され、蒸気発生器に供給される。

5.3.5 その他

蒸気発生器 2 次側水の水質保持のため、蒸気発生器ブロウダウン設備を設ける。蒸気発生器 2 次側水をブローし、ブロウダウンタンクでフラッシュさせ、蒸気は大気中に、水は外部に排出する。

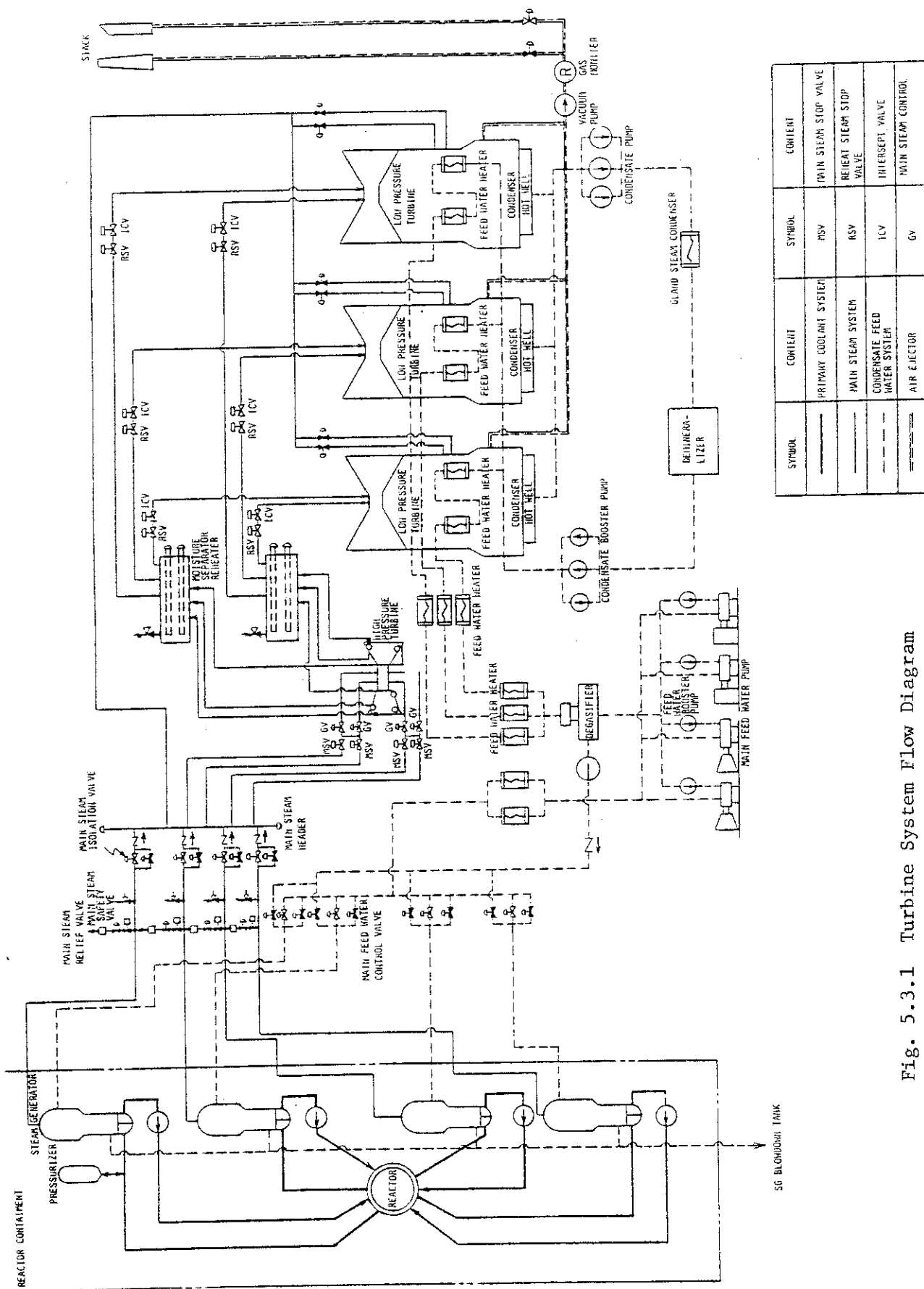


Fig. 5.3.1 Turbine System Flow Diagram

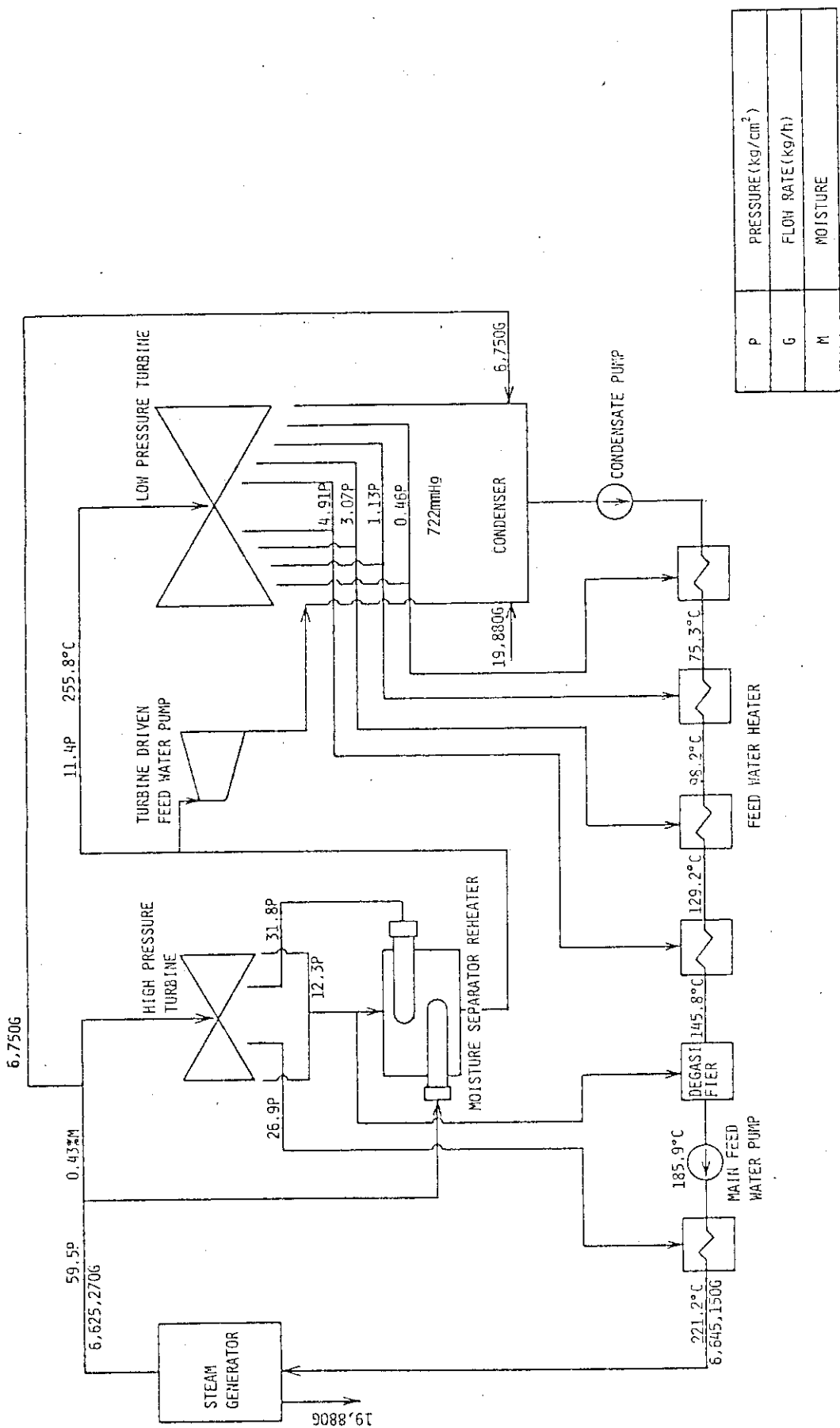


Fig. 5.3.2 TURBINE HEAT BALANCE

5.4 ポンプリミタの廃熱利用

ポンプリミタにはプラズマからの熱負荷として 100 MW_t の熱負荷があるが、この熱を発電システムに導入して発電効率を向上させる点について検討する。

5.4.1 熱効率の考え方

いま、ポンプリミタの廃熱を利用しない場合の熱サイクルモデルを Fig.5.4.1 に示す。この図では、便宜上 SG やポンプ等を省略した基本的なエネルギーフローのみを示してある。この発電系の効率は

$$\eta_1 = \eta_0 \cdot \frac{Q_E}{Q_B} \quad (5.4.1)$$

または

$$\eta_2 = \eta_0 \cdot \frac{Q_E}{Q_P} \quad (5.4.2)$$

で表示される。ここで、 η_0 はボイラ効率、タービン効率、発電機損失等の積である。

上記の定義で、 η_1 はブランケットでのエネルギー発生量を規準にしたものであり、 η_2 はプラズマでのエネルギー発生量を規準にしたものである。

つぎに、ポンプリミタの廃熱を利用した場合の簡素化熱サイクルモデルを Fig.5.4.2 に示す。このモデルでの熱効率は上記と同様に

$$\eta_2' = \eta_0 \frac{Q_E'}{Q_P} \quad (5.4.3)$$

が定義できる。ここで考えている発電システムでは、 Q_P 、 Q_B 、 Q_L の値として $Q_P = 3.200 \text{ MW}_t$ 、 $Q_B = 3.644 \text{ MW}_t$ 、 $Q_L = 100 \text{ MW}_t$ であり、

$$Q_L \ll Q_B \quad (5.4.4)$$

が成立する。式 (5.4.4) が成立するとき、Fig.5.4.3 に示す Q_E' は近似的に次式で与えられる。

$$Q_E' = Q_E + \frac{\eta_1}{\eta_0} Q_L \quad (5.4.5)$$

式 (5.4.5) を式 (5.4.3) に代入して η_2' を求めると、

$$\begin{aligned} \eta_2' &= \eta_0 \frac{Q_E + \frac{\eta_1}{\eta_0} Q_L}{Q_P} \\ &= \eta_2 + \eta_1 \cdot \frac{Q_L}{Q_P} \end{aligned} \quad (5.4.6)$$

Fig.5.3.1 に示した発電システムの効率 η_1 は

$$\eta_1 = 0.3463 \quad (5.4.7)$$

と計算されている。この値を基に η_2 , η_2' を計算すると

$$\eta_2 = 0.3943 \quad (5.4.8)$$

$$\eta_2' = 0.4051 \quad (5.4.9)$$

を得る。すなわち、ポンプリミタの廃熱を利用した場合には、プラズマ熱出力を規準とした効率が約 1.0% 向上し、電気出力で約 33 MW のエネルギーの有効利用が可能となる。

以上の検討は近似式に基づいたものであり、実際はポンプリミタの廃熱を発電システムのどの部分にどのように導入するかによって効率 η_2' は若干変動する。しかし、このような熱効率の変動巾は、式 (5.4.6) の第 2 項の高々数十%程度と見積られるので、全体効率 η_2' に及ぼす影響は 0.1% のオーダーであり、ここではこれ以上の検討は省く。

5.4.2 廃熱利用法

ポンプリミタの冷却水出口温度は 100 °C で計画されているが、この場合は温度が低いため蒸気-水の給水加熱器を使用することはできず、第 5.4.3 図に示すように水-水の給水加熱器を使用する。この場合の給水加熱器は第 5.4.3 項に述べるように 1 枚の熱交換器をシステム内に組み込めばよい。

ポンプリミタの冷却水出口温度を上昇させれば、当然の事ながら熱効率は向上し、また場合によっては蒸気-水の給水加熱器を使用することもできる。しかし、この場合でも熱効率の向上は全体としては僅かであり、また発電系にトリチウム等が混入することを避けるために、独立の給水加熱器を使用する必要がある。一方、冷却水出口温度を高くした場合には、ポンプリミタの配管や内部構造の耐圧性を向上させる必要がある。熱効率のみの点から考えれば、ポンプリミタの冷却水出口温度をブランケット一次冷却水の出口温度と同一として SG に導入する方法がある。式 (5.4.5) で与えられた電気出力 Q_E' は、このようなシステム構成に対応するものであり、式 (5.4.6) および式 (5.4.9) で与えられる効率向上はポンプリミタを使用した場合の理論的最大値を与えるものである。しかし、ポンプリミタ廃熱を直接 SG に導くことは必ずしも得策ではない。すなわち、ポンプリミタの運転圧力の上昇や冷却水の流量調節などを考えた場合、若干の (0.1% のオーダー) の効率を犠牲にしてもむしろ低温の冷却水を使用すべきであろう。以上の観点から、ポンプリミタの冷却水温度は出口温度として 90 °C とする。

5.4.3 ポンプリミタ廃熱利用給水加熱器

ポンプリミタの冷却水は、Fig. 5.4.3 に示すように、水-水の熱交換器を使用して給水加熱を行う。以下に、この給水加熱器の概要を述べる。

熱交換器の形式としては、熱交換効率の良い向流熱交換器を使用する。熱交換器のチューブ側にはポンプリミタ冷却水を流し、その出入口温度を各々 90 °C, 50 °C とする。複水セル側には発電システム側の給水を入口温度 40 °C で流す。このとき複水セル側の出口温度は約 63 °C となり、熱交換に必要な熱伝達面積は約 2,530 m² となる。一方、熱交換器の製作性の観点からは直径で約 2 m, 長さ 10 m 程度が大型化の限界であり、このような制限から考えると熱交換器一台あたりの伝熱面積は 300 ~ 350 m² である。したがって、ポンプリミタによる給水加熱用の熱交換器は 7 ~ 8 台が必要となる。

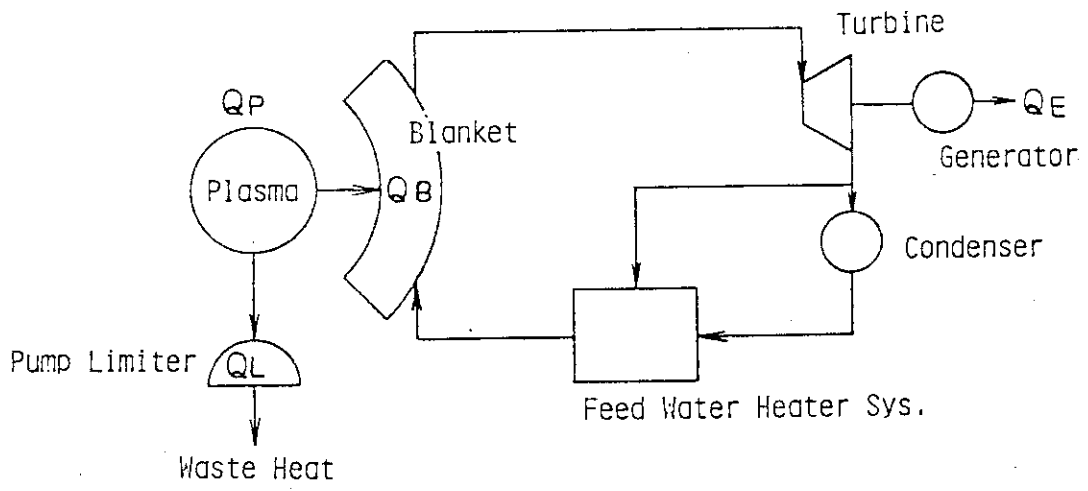


Fig. 5.4.1

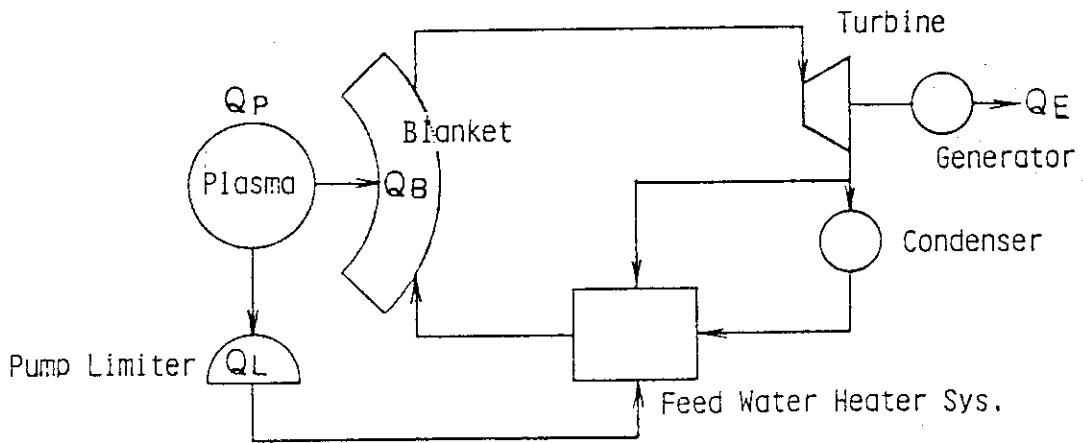


Fig. 5.4.2

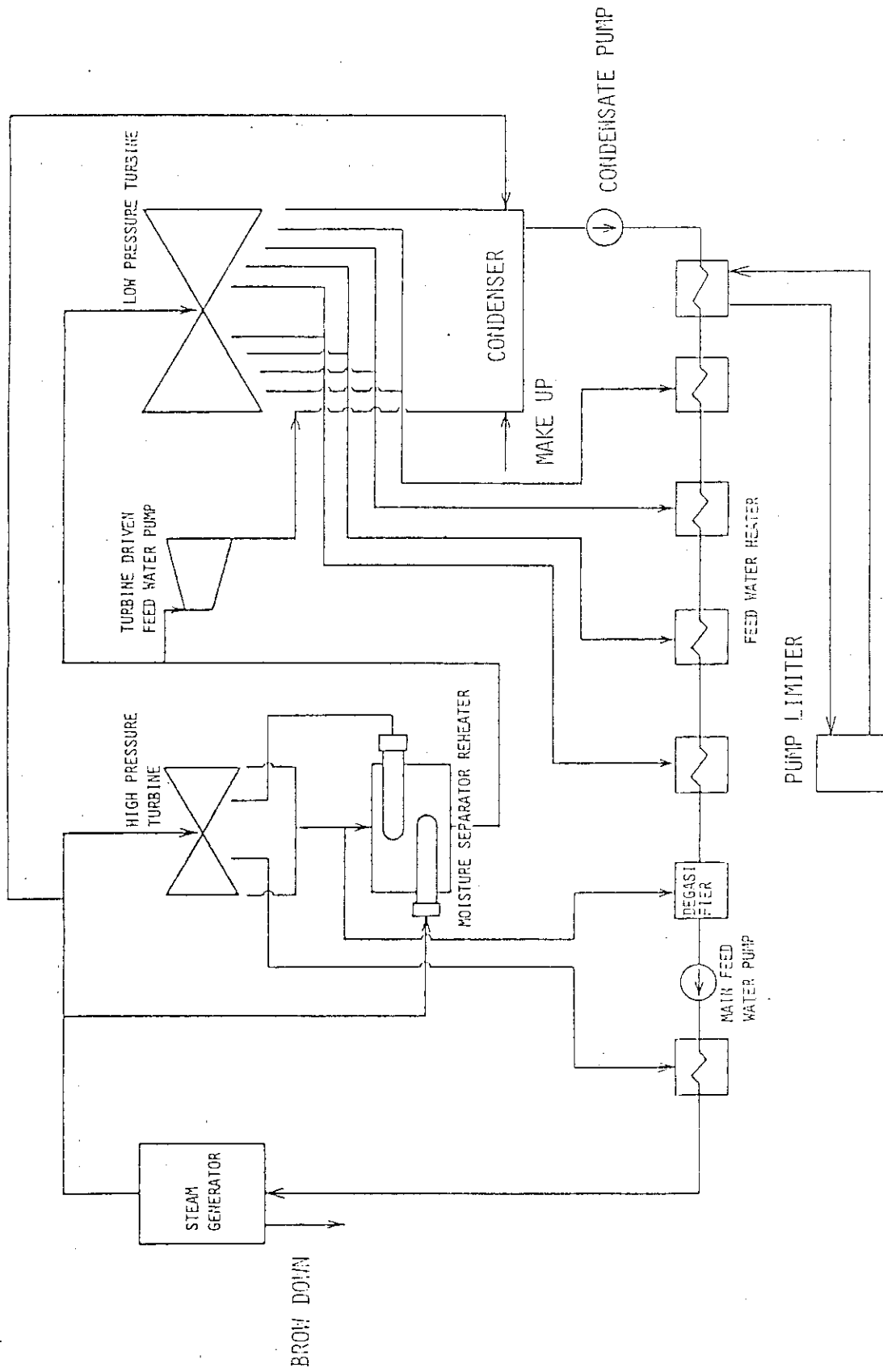


Fig. 5.4.3 Turbine Heat Balance

6. 真空排気系

6.1 設計条件

原研殿から示された設計条件より、真空排気系に要求される基本条件をまとめると以下のようになる。

(1) ポンプリミタからの排気量

① He 粒子： 1.135×10^{21} コ/sec

核融合出力は 3200 MW であり、したがって毎秒 1.135×10^{21} コの He 粒子が発生していることになる。定常運転状態では、これと同数の He 粒子を排気しなければならないので He 粒子の排気量を 1.135×10^{21} コ/sec と設定する。この値は SPTR 次期装置の 7.5 倍以上である。

② D 粒子： 5.673×10^{21} コ/sec

スクレープオフ層内の粒子束分布は次式で与えられている。

$$\Gamma_n(\xi) = 7.8 \times 10^{22} \times \exp\left(-\frac{\xi}{d_p}\right) \quad (6.1)$$

ただし、 $d_p = 5$ cm、 ξ はプラズマ表面からの距離である。

ポンプリミタの高さを 68 cm、巾を 4 cm とすると、プラズマ表面からポンプリミタまでの距離（ポンプリミタに厚さがあるため、ポンプリミタの厚さ方向中心で考える。）は、 ~ 13 cm となる。またプラズマと第一壁の間隙は、20 cm である。したがってリミタへの総粒子束 r は次のようになる。

$$r \doteq 2\pi R \int_{13}^{20} \Gamma_n(\xi) d\xi \doteq 1.248 \times 10^{22} \text{ コ/sec} \quad (6.2)$$

ここで、 R は装置中心軸からプラズマ粒子束を受ける部分までの距離で、9.1 m とした。

このうち、 1.135×10^{21} コ/sec 分は He 粒子であるとする。DT の総粒子束は、 1.135×10^{22} コ/sec となる。これが 100% 排気系に行くとは仮定すると、He 粒子の濃度は 10% となると考えられる。

D と T の混合比を 1 : 1 とすると、D 粒子の総粒子束は $\sim 5.673 \times 10^{21}$ コ/sec と推定される。

③ T 粒子： 5.673×10^{21} コ/sec

D : T = 1 : 1 を仮定すると D 粒子と同じ総粒子束となる。

(2) ポンプリミタ領域での有効排気速度

原研殿から示された条件では、20 万 l/sec となっている。ここではこの値を常温 (20°C) の He ガスに対する値と解釈する。

6.2 機能と構成

本真空排気系は、6.1に記した条件を満たすとともに、真空容器の粗引きをする必要がある。そのため、主排気系の他に粗引系も設けるものとし、以下に簡単にこれらの説明をする。

(1) 主排気系（燃料，He 粒子排気系）

主排気系は、燃料であるD，T粒子，およびHe粒子等プラズマから拡散で漏洩してくる粒子を排気するもので、大量の水素同位体およびHeガスを排気しなければならない。また、プラズマ内の不純物量は十分にコントロールされねばならず、主排気系はオイルフリーである必要がある。

以上の条件から主排気系にはクライオポンプが最適であると考えられる。

本設計では、SPTR次期装置と同様、クライオコンデンセーションポンプとクライオソーptionポンプを用いた複合クライオポンプを採用することとする。また、クライオポンプには吸着量に制限があるため、クライオ面を再生する必要がある。このため1系統当り2台設置し、交互運転することとする。

本主排気系一系統当りに1台ずつ、クライオ面再生時に、燃料ガスとHeガスを分離して排気し、トリチウム回収システムに導く回収排気系が設置されている。

(2) 粗引排気系

粗引排気系は、真空容器およびダクト内を大気圧からクライオポンプの作動圧（ 10^{-5} Torr）以下まで排気するためのもので、ターボ分子ポンプ、メカニカルブースターポンプ、油回転ポンプおよびコールドトラップから構成されている。

粗引排気系で排気されたガスにもトリチウムが混入している恐れがあるため、この排ガスは一旦ストレージタンクに貯蔵された後、トリチウム処理系で処理される。

本真空排気系の系統図をFig.6.2.1に示す。排気系統は、主排気系が4系統、粗引系が1系統とする。

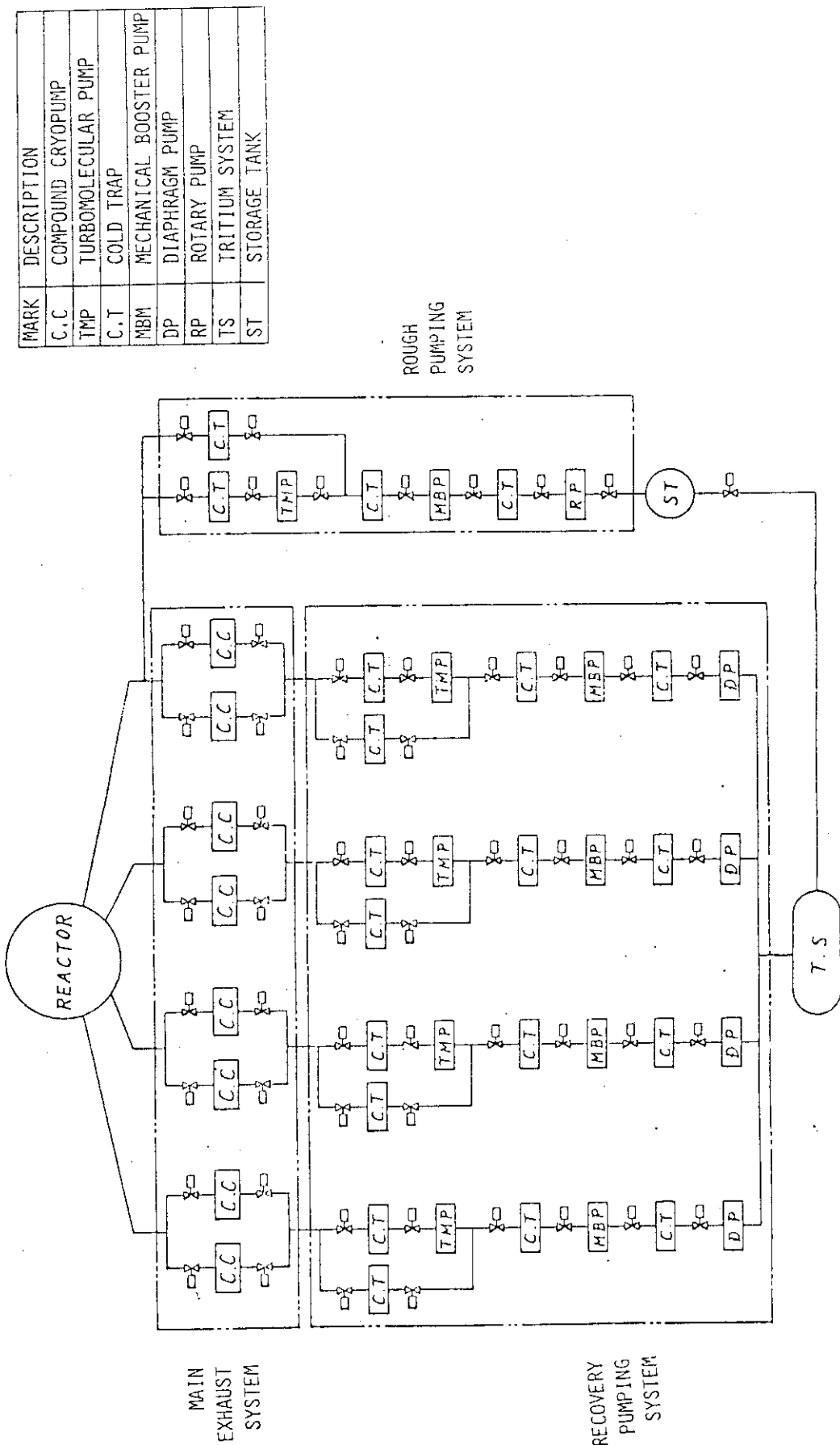


Fig. 6.2.1.1 SPTR Power Plant (Exhaust System)

6.3 主排気系概念検討

6.3.1 排気ダクトのコンダクタンス

排気ダクトの寸法は、He ガスに対する有効排気速度を 20 万 ℓ/sec 以上となるように設定されねばならない。

ポンプリミタ裏側からブランケットの切欠き部、ブランケットと真空容器の間隙を通る排気ダクトまでのコンダクタンスの計算モデルを Fig. 6.3.1 a ~ 1c に示す。

ブランケットの切欠き部のコンダクタンスをモデル化 1 で求める。最終的には非常に薄い矩形ダクトで近似する。この場合のコンダクタンスは、導入部入口における流路面積の急激な減少によるコンダクタンス（オリフィス）と矩形ダクトのコンダクタンスの直列により求める。

オリフィスのコンダクタンスを C_1 とすると、 C_1 は次のようになる。

$$C_1 = \frac{1}{4} \bar{v} ab \quad (6.3)$$

常温の He ガスの速度 \bar{v} を 1250 m, $a = 2\pi R = 2\pi \times 9.1 \doteq 57.2$ m, $b \doteq 0.8$ m とすると、 $C_1 \doteq 1430$ 万 ℓ/sec となる。

ダクト内のコンダクタンスを C_2 とすると、 C_2 は次のようになる。

$$C_2 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{8}{3} K_s \frac{ab^2}{\ell} \quad (6.4)$$

ここで ℓ はブランケットの厚さで 0.5 m である。またこの場合における寸法形状では、 $K_s \approx 0.18$ と推定され、したがって、 $C_2 \doteq 1100$ 万 ℓ/sec となる。

ブランケット裏側の切欠部から排気ダクトまでのブランケット-真空容器間の間隙部のコンダクタンスについては、モデル化 2 に示すように同心円筒の近似で求める。このコンダクタンスを C_3 とすると、 C_3 は次のようになる。

$$C_3 = \frac{4}{3} K_A \bar{v} \frac{A^2}{H\ell}, \quad A = \pi \Delta R (\Delta R + 2R), \quad H = 2\pi (2R + \Delta R) \quad (6.4')$$

ここで、 $R = 9.6$ m, $\ell = 1.25$ m とし、 ΔR として最も狭い部分の巾 ~ 0.284 m をとると、 $C_3 \doteq 550$ 万 ℓ/sec となる。ただし、 K_A は $K_A = 1.68$ とした。

以上の計算より、ポンプリミタ裏側より排気ダクト部までの排気コンダクタンス C_A は、 $C_A \doteq 290$ 万 ℓ/sec と計算される。冷却配管等があることを考え、安全側に立ち、 $C_A = 200$ 万 ℓ/sec として以下の検討を行う。

次に排気ダクトのコンダクタンスを求める。

排気ダクトのコンダクタンスは、Fig. 6.3.2 に示す円形断面形状として、真空容器との接合部より順に求める。

① オリフィス 1.3 m ϕ

$$C_4 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{\pi d^2}{4} = 41.48 \text{ 万 } \ell/\text{sec} \quad (6.5)$$

② ダクト 1.3 m ϕ 0.5 m

$$C_5 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{\pi d^3}{3 \ell} = 143.79 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.6)$$

③ ラッパ管 1.3 ~ 2.0 m ϕ 2.0 m

$$C_6 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{2 \pi}{3} \frac{d_1^2 \times d_2^2}{(d_1 + d_2) \ell} = 67.04 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.7)$$

④ ダクト 2.0 m ϕ 7.5 m

$$C_7 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{\pi d^3}{3 \ell} = 34.91 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.8)$$

⑤ ラッパ管 2.0 ~ 2.5 m ϕ 2.0 m

$$C_8 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{2 \pi}{3} \frac{d_1^2 \times d_2^2}{(d_1 + d_2) \ell} = 181.8 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.9)$$

⑥ ダクト 2.5 m ϕ 10 m

$$C_9 = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{\pi d^3}{3 \ell} = 51.13 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.10)$$

⑦ ラッパ管 2.5 ~ 3.0 m ϕ 2.0 m

$$C_{10} = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{2 \pi}{3} \frac{d_1^2 \times d_2^2}{(d_1 + d_2) \ell} = 334.69 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.11)$$

⑧ ダクト 3.0 m ϕ 9.0 m

$$C_{11} = \frac{1}{4} \bar{v} \frac{\pi d^3}{3 \ell} = 98.17 \text{ 万 } \ell / \text{sec} \quad (6.12)$$

以上より、排気ダクト全体のコンダクタンス C_B は、一系統当り $\sim 8.8 \text{ 万 } \ell / \text{sec}$ となり、全体で $35.2 \text{ 万 } \ell / \text{sec}$ となる。

したがって、クライオポンプ領域までの排気コンダクタンスは、 $\sim 30 \text{ 万 } \ell / \text{sec}$ と計算される。

6.3.2 複合クライオポンプの排気速度

クライオポンプのクライオ面積は、実効排気速度と吸着量の制限との2つの面から検討されなければならない。

まず He ガスに対するクライオソーブションポンプの制限吸着量の面から面積を求める。

SPTR 次期装置で採用された値 $0.16 \text{ Torr} \cdot \ell / \text{cm}^2$ をここでも用いるとする。He ガスの排気量は $\sim 1.135 \times 10^{21} \text{ コ} / \text{sec}$ であり、次期装置と比較すると ~ 7.57 倍である。すなわち $\sim 32.1 \text{ Torr} \cdot \ell / \text{sec}$ となる。クライオ面の再生時間を次期装置の場合と同様、5時間とすると必要面積は、一系統当り $\sim 90 \text{ m}^2$ となる。これによる He ガスの排気速度は $\sim 160 \text{ 万 } \ell / \text{sec}$ となる。ゲートバルブの大きさを SPTR 次期装置と同程度、すなわち $2.5 \text{ m } \phi$ とするならば、He ガスに対する実効排気速度は、 $24 \text{ 万 } \ell / \text{sec}$ となり十分に条件を満たす。

以上で求めたクライオソーブションポンプの面積を STARFIRE と比較すると5倍以上である。STARFIRE では、再生時間を2時間、制限吸着量を $0.844 \text{ Torr} \cdot \ell / \text{cm}^2$ 、単位面積当りの排気速度を $4.475 \text{ } \ell / \text{s} \cdot \text{cm}^2$ (次期装置では $1.77 \text{ } \ell / \text{s} \cdot \text{cm}^2$) としている。これらの値の妥

当性をここで論じてもしかたがないので、ここでは、次期装置と同じ条件で設計すると上述のようになるというに留める。

一方、実効排気速度からのクライオソープションポンプの総必要面積を求めると、 $\sim 80 \text{ m}^2$ となる。ただし、単位面積当りの排気速度を 1.77 l/s とし、バルブの径を $2.5 \text{ m } \phi$ とした。したがって一系統当り、 20 m^2 の面積のものが2ヶ（交互運転のため）必要になる。これは SPTR 次期装置の1.8倍である。また STARFIRE における総面積は、 648 m^2 である。

本設計では、必要面積は実効排気速度の面から求めることとし、クライオ面の再生時間、制限吸着量等の制限は、今後の技術的發展により、本検討結果の大巾な変更をもたらさないと仮定することにする。

クライオコンデンセーションポンプについては、 D_2 、 T_2 、 DT 分子のほとんどがコンデンセーションポンプにトラップされ、ソープションポンプの方にこないように設計しなければならない。また複合クライオポンプの配置上の問題から考えて、コンデンセーションポンプの面積をソープションポンプの面積と比べて顕しく少なくはできないであろう。以上の理由からクライオコンデンセーションポンプの面積もソープションポンプの面積と等しく、一系統当り $20 \text{ m}^2 \times 2$ ヶとする。（再生時間間隔については、次期装置の報告書に書かれているように、ソープションポンプの条件で決まると考えられる。）

6.3.3 ポンプ内のトリチウムインベントリ量

トリチウムのインベントリ量は、再生時間間隔を5時間とすると、次のように計算される。

ポンプに流入するトリチウム粒子数は $5.673 \times 10^{21} \text{ コ/sec}$ であるため、トリチウムのインベントリ量は

$$\frac{5.673 \times 10^{21} \text{ コ/sec} \times 1.8 \times 10^4 \text{ sec} \times 3 \text{ g/mol}}{6.022 \times 10^{23} \text{ mol}} = 508.7 \text{ g (6.13)}$$

となる。

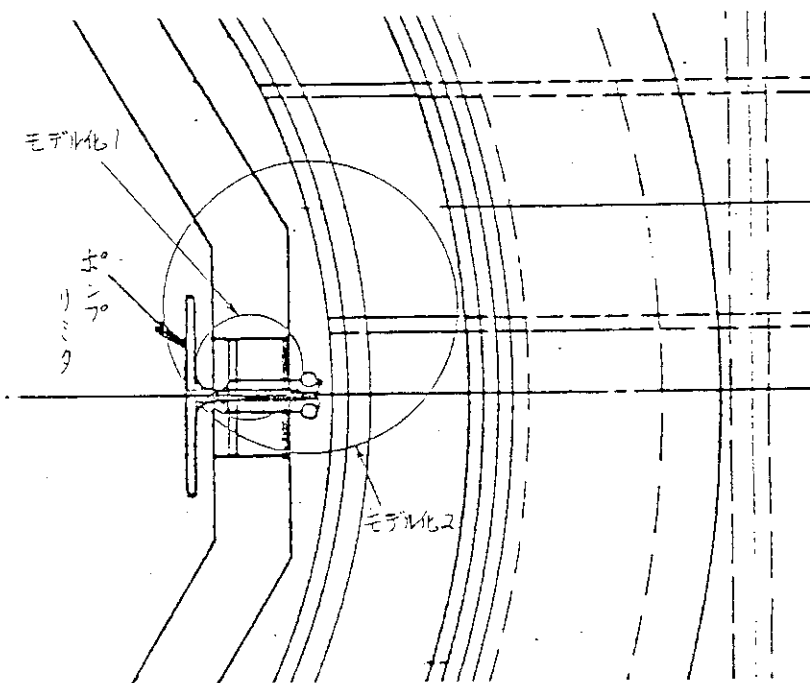


Fig. 6.3.1a Calculation Model of Conductance

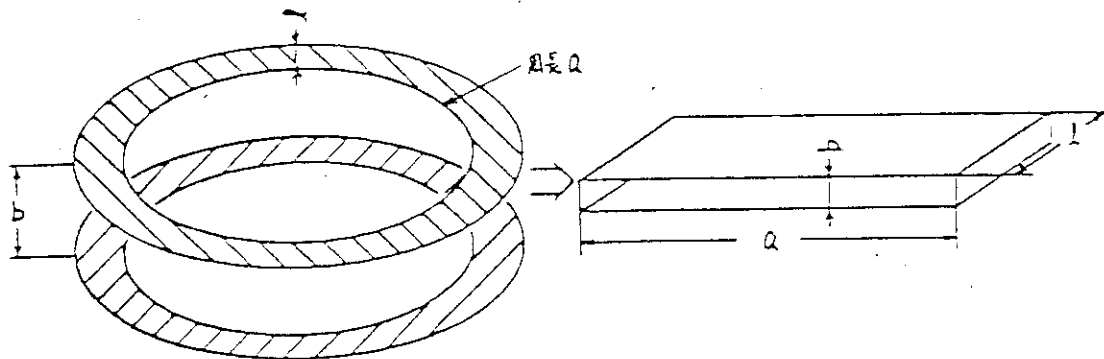


Fig. 6.3.1b Calculation Model of Conductance

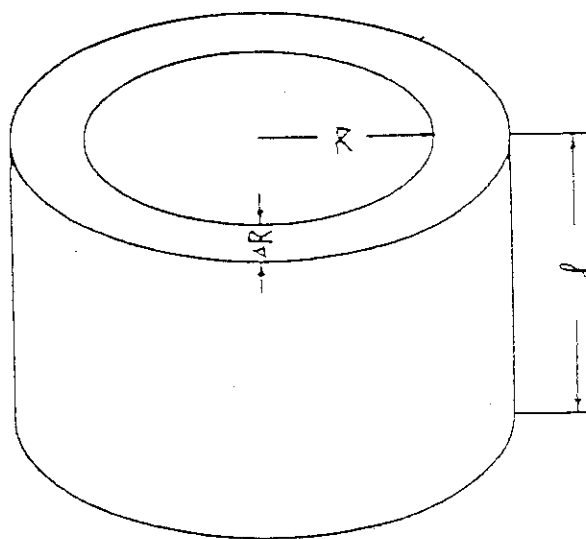


Fig. 6.3.1c Calculation Model of Conductance

7. 超電導コイルシステム

7.1 全体構成

超電導コイルシステムは、トロイダル磁場コイル本体、ポロイダル磁場コイル本体、コイル支持構造、コイル真空槽、コイル冷凍システムより構成される。(コイル電源は、電源系として別に章を設けている。)

超電源コイルシステムの設計にあたっての基本的な考え方、システムの機能構成のOut lineについて以下に述べる。

(1) コイル真空槽は、構造の簡単さ、製作・組立の容易さを考慮して、いわゆるベルジャー方式を採用している。但し、スイミングプール型として、真空容器の周囲に水を入れるため、及び、分解修理用開口部を設けるために、ベルジャーの形状は、上下部が一体のドーム形、赤道面付近は、トロイダルコイル一本づつを箱形構造で覆う形状としている。

真空槽の材質は、ステンレス鋼、一周電流回路を形成しないように、全周14箇所を絶縁する構造としている。

(2) トロイダルコイルに働く電磁力、自重の支持については以下の様に考えている。向心力支持の方法としては、中心支持柱 (Bucking Cylinder) で受ける方法と、トロイダルコイルのNose部 (Wedge部) で互いに張り合ってもたせる方法が考えられる。転倒力に対しては、転倒力支持ビーム (Antitorque Beam) と、Nose部の拘束 (連結) により受け持たせる方法、或いは更に外部より他の構造物で補強支持を加える方法などが考えられる。本動力炉の場合、電磁力が大きく、ボア寸法も大で、一方 All - Window 方式としている為転倒力支持ビームの入り得るZ oneが小さく押えられており、コイルの応力と変形が許容値を上廻る可能性がある。ここでは、炉全体構造との整合を考慮し、中心支持柱とNose部の張合の双方で、受け持たせる方法を主案として強度解析を行い、製作上の観点、代替案についても触れることとする。

フープ力は、コイル自身で受け持たせ、又自重は、コイル支持脚 (TF Coil Support) で支持している。

(3) ポロイダルコイルに働らく電磁力、自重の支持については、以下の様に考えている。

ポロイダルコイルNo. 1, 2は、中心支持柱で、No. 3, 4はトロイダルコイルで (No. 3の下側コイルは組立・分解の観点より中心支持柱で) 支持しており、何れも半径方向の伸縮は拘束されない構造としている (スライド機構)。又、コイルのヘリウムキャンはFRP構造とし、外力は受け持たないものと考えている。

従って、フープ力については、コイル自身 (詳しく云えば導体と補強部材) で受け持ち、上下方向力と自重は、上述の支持部で支えられ、その反力はコイル自身で受け持たれる。

(4) トロイダルコイル支持脚 (TF Coil Support) と、中心支持柱の下部は、常温部に連結されるため、途中に断熱支持構造部を設け、熱侵入を防止している。

(5) 常温と液体ヘリウム温度の間に中間温度層を設けるため、上記コイル真空槽の内側 (低温側)

に、液体 N_2 による熱シールド (Thermal Shield) を設けている。

(6) 超電導コイルの冷却は、従来液体ヘリウムによる浸漬冷却 (Pool Boiling) が一般に用いられている。これとは別に、超臨界ヘリウム冷却 (Super Critical He Cooling) による方法もある。この方法は、He の所要量が少なく済む、熱伝達効率が良い、コイルの構造が簡単になるなどの利点を有し、大型コイルの冷却に適する方法として現在開発中である。今回は、従来の浸漬冷却法を採用して設計を行っているが、後述の「超電導コイル冷却システム」の節では、「超臨界ヘリウム冷却法」についても検討を加えている。

7.2 超電導コイル本体

7.2.1 設計条件

原研の仕様並びに第2章全体設計より求められたTF, PFコイルの設計条件をまとめてTable 7.2.1～7.2.3に示す。参考のために次期装置 (SPTR) 56年度, INTOR (日本案) 1979年度とのTFコイル基本仕様の比較をTable 7.2.5に示す。

次期装置 (SPTR) 56年度と比べて、ボア寸法が一まわり大きくなり、これに伴ってフープ力が約40%、向心力が約80%増加していることが判る。

2.2.2の検討結果を参照し、TFコイルは、外周側の剛性を増す目的で、Heキャンに θ 方向の引っ張り (断面形状は台形となる) を付け加えることとする。外周側断面形状を修正したTFコイルをFig. 7.2.1に示す。

7.2.2 コイル構造

(1) TFコイル本体

TFコイルの外径寸法、断面寸法をFig. 7.2.1～Fig. 7.2.2に示す。

巻線の断面は、電流密度と最大磁場の観点より凸形状を採用している。

(2) PFコイル本体及び支持構造

PFコイルの配置、概略寸法については、Fig. 2.2.7に示す通りである。

中心円筒部 (Center Column Ass'y) による支持構造をFig. 7.2.3に、また巻線部の構造の一例をFig. 7.2.6に示す。

(3) 断熱支持構造

TFコイル及び中心支持柱の断熱支持構造の概念をFig. 7.2.4～Fig. 7.2.5に示す。

7.2.3 巻線設計

(1) 磁界解析

Fig. 7.2.7, Fig. 7.2.8に、TFコイル巻線部及び空間の磁界分布を示す。

また、Table 7.2.6には、PFコイル巻線上の各時刻の磁界強度を示す。

(2) コイル方式及び導体構造

(a) コイル冷却方式

動力炉の超電導コイル冷却方式として浸漬, SHE, 二相流He, He IIp が考えられる。浸漬冷

却は最も実績のある方式であり、LCTでも日本、GE、GDの3コイルもこの冷却方式を採用している。現在、超電導TFコイルをもつトカマク装置として運転中のソ連のT7も同様である。

SHE冷却は、かなりの運転実績をもつ強制冷却方式であり（SINや東大のミュオンチャンネル等）、LCTでもW社、EURATOM、スイスの3コイルで採用されている。

以上の2方式が現在のところ核融合用超電導コイルに有望とみられているものであるが、He-IIp（加圧超流動He）冷却方式は、仏のTore-SupraのTFコイル（現在製作中）に用いられている。これは最大磁界9Tを発生するのにNb₃Snを使用せずに実績のあるNbTiを使用するための便法と考えられる。

二相流He冷却は大形コイルとしては高エネルギー粒子検出装置の間接冷却コイルで使用されようとしているが、核融合用コイルのようにボリュームのあるコイルでは、空間的・時間的に安定した冷却を行うことは困難と思われる。

以上のことから、現在予期できない画期的技術進展（例えば、常温超電導線の実用化）がないと仮定すれば、動力炉の冷却方式として浸漬冷却とSHE冷却を対象とすべきであろう。

TFコイルとPFコイルにどの冷却方式を採用すべきは、技術的レベルに対応して、Table 7.27に示すようにケースA、B、Cが考えられる。

(b) 導体方式

TFコイルとPFコイルの導体方式は種々考えられるが、浸漬冷却、SHE冷却と組合せた場合に妥当と思われる方式は、Table 7.27に示される通りである。

浸漬冷却TFコイル用導体は、Nb₃Sn又はNbTiモノリスの撚線を半硬銅母材の中にハンダ接合したものであり、「既に7.5 Tパンケーキコイル（2.1 MJ）⁽¹⁾に採用した実績がある。」この方式は現在、日本とGDのLCTコイルに使用されている。

SHE冷却TFコイル用導体は、Nb₃Sn又はNbTiモノリスの撚線をSUSシースの中に封入したものである。「8 Tバイアスコイル中で試験される2.5 kAモデルコイルとしてNbTi、Nb₃Snの両方も既に製作実績がある。さらに、新しい方法として内部拡散法によるNb₃Sn溝付バンドルの強制冷却パンケーキコイル⁽²⁾を現在製作中である。

PFコイル用導体構成は、dB/dt、B_{MAX}、運転電流、コイル規模、設置空間制限、パルス運転サイクルの設計条件、及びAC損失、超電導内の安定性（フラックス・ジャンプ消滅条件、無結合条件）、直流安定性、過度冷却安定性、機械強度（静的強度、疲労強度）等の設計基準を考慮して設計する必要がある。現在までに多くの研究開発が各所で実施され、基本的な導体構成はNbTi-Cu-CuNi3層構造線の撚線方式が決定的とされている。

PFコイルの磁場強度は、No.2コイルのB_{MAX}が9.1 T、No.3のB_{MAX}が8.5 T、他のコイルではB_{MAX} 6.3 T以下である。No.2、No.3コイルの超電導材はNb₃Snとする必要があろうが、導体構造としてはNbTiの場合と同様の外部支持導体構造が採用できると思われる。（但し今後の詳細検討が必要である。）コイル配置、MATを変更してB_{MAX}を下げる工夫も考えられるが、ここでは外部支持導体構造、浸漬冷却、NbTi導体の場合をベースにして以下の設計を進める。

(c) TFコイル導体

動力炉のトロイダルコイルは蓄積エネルギーが約63 GJであり、実験炉のエネルギー約30 GJの2倍強に過ぎないので、コイル電流値、導体寸法を実験炉とほぼ同じにする。

ここでは、動力炉用のTFコイル導体の詳細構造は、Fig. 7.2.9に示すNb₃Sn及びNbTi複合線4種である。トロイダルコイルの安定性は、Maddockの完全安定化基準を採用した Table 7.2.8にコイルの諸元を示す。

コイルの平均電流密度を高磁界部で低くするため、導体にグレーディングを施すことにした。グレーディングは、12.2 T, 10.0 T, 7.2 T, 3.7 Tの4種である。グレーディングは前述の磁界計算結果に基づいて決定した。巻線部断面をFig. 7.2.10に示す。

導体は安定化銅母材に超電導線をハンダで埋め込んだものである。側面には、熱伝達を増加させるためにラフサーフェス加工を施した。導体の過電流損失を減少させるために、安定化銅にはCuNiバリアを入れている。

安定化銅母材に埋め込まれるNb₃Sn導体は、この設計では2重燃線を想定しているが、動力炉を建設する時期には1重燃線或いはモノリスの採用もありうる。

NbTi導体は1重燃線で設定しているが、角形モノリスも適用可能である。

各導体のI₀は、各グレーディングの最高磁界において約30 kAに設定した。超電導体の臨界電流密度J_c、安定化計算に用いたMaddockの等面積熱流束q_e、安定化銅の抵抗値は次期装置概念設計に示した表と図から導き出される値を使用した。安定化電流は23 kA以上であり、コイル定格電流18.75 kAを上回っている。

コイル平均電流密度は12.2 T, 10.0 T, 7.2 T, 3.7 T用に対して各々、16.8, 20.5, 15.9, 22.5 A/mm²である。

(d) PFコイル導体

本動力炉のPFコイルにおいて考えられる導体コイル構成を、Table 7.2.9に示す。

浸漬冷却の内部支持方式と外部支持方式を比較する基準は、機械強度、直流安定性、占有空間である。内部支持方式導体は直流安定性と占有空間の点で有利であるが、機械強度に難がある。外部支持方式導体はこの逆である。

外部支持方式導体の設計例をFig. 7.2.11とTable 7.2.10に示す。外形寸法は20.5 × 117 mmである。基本構造はNbTi-Cu-CuNiモノリスの撚々ケーブルである。この導体は直流安定化では5 kAの完全安定化電流が得られ、AC損失では2 ms以下の損失時定数が得られており、超電導的には十分使用できる導体である。

機械強度の点で、本装置には外部支持方式導体を採用したが、導体寸法（支持材含む）の増加に対して十分な検討が必要である。問題となるPFコイルは中心軸近傍にあるコイルであり、定性的には次のような対策が考えられる。すなわち、1) 支持構造物が巻線内部に存在するので、コイル外周の支持構造物を少なくできる可能性、2) 高磁界部と低磁界部の導体の寸法を変える方法（グレーディング）による巻線断面積の減少、3) 巻線の機械的強度を増加させることに伴うWire motion不安定性の減少によって、完全安定化電流を定格電流より下げうる可能性、であり今後の実験的理論的研究を必要とする。

各コイルの設計結果をTable 7.2.4に示す。

(3) コイル保護

(a) TFコイル保護

コイルは完全安定化設計されているので、クエンチ（超電導破壊）することは通常は考えら

れない。しかし、クライオスタットの真空劣化による液体ヘリウムの急激な蒸発のような重大事故に起因して、コイルがクエンチした場合を想定してコイル保護を検討した。

TFコイルは14個のコイルで構成されている。それぞれのコイルに対して、励磁電源、保護抵抗を結合し、どのコイルがクエンチしても全コイルの電源を遮断し、コイルの蓄積エネルギーを保護抵抗に放出する保護方式を採用する。保護方式の回路をFig. 7.2.12に示す。本保護方式では、クエンチ時のコイル電圧を比較的強く抑えても、コイルの温度上昇は小さくなりコイルの損傷を防ぐことができる。又、全コイルのエネルギーを同時に放出するため、電磁力のアンバランスは殆んど生じない。更に、システムが単純であるという大きな利点がある。

クエンチ時の最大コイル電圧を3000Vとした。保護抵抗の値は 0.16Ω となる。この時、クエンチした導体の最高温度上昇を、ジュール発熱は全て導体の熱容量により吸収されるという断熱条件で求めると次のようになる。すなわち、12.2 T 導体, 10.0 T 導体, 7.2 T 導体, 3.7 T 導体に対してそれぞれ、80 k, 100 k, 70 k, 100 kと計算される。クエンチ部分の導体の温度上昇は十分小さくて、超電導特性上損傷は生じない。又、温度変化に伴う機械的な問題も殆んど生じないと考えられる。

クエンチした部分で発生するジュール発熱を求めた。コイルが完全安定化設計されている為、LHeによる冷却がないと仮定してもクエンチ部分の伝播速度は小さく（12.2 T 導体のクエンチ部分の伝播速度は $\sim 1\text{ m/s}$ と計算される）、ジュール発熱はコイルの蓄積エネルギーに比べて十分小さい。たとえば、12.2 T 導体にクエンチ部分が1箇所生じた場合のジュール発熱は、コイルの蓄積エネルギーの約0.05%である。

(b) PFコイル保護

TFコイルと同様に、PFコイルも安定化されているので通常はクエンチすることはないが、重大事故時のクエンチに対する保護を検討しておく。

PFコイルにおいてはコイル電流は高速で掃引制御され得る。従って、クエンチ発生時には、制御電源によってコイル電流を減少させてコイルの損傷を防ぐことが可能である。ここでは、コイル電流制御電源によるコイル保護方式を採用する。

超電導特性、コイルの熱応力などの観点から、クエンチ時における導体の最高温度上昇が100～150 K以下になるように、コイル電流の減少速度を決定する。TFコイルにおける計算と同様に、断熱条件で導体の温度上昇を計算する。PFコイルの運転電流が最大の時に、最高磁界部でクエンチが生じたと仮定する。導体の最高温度上昇を150 K以下にする為には、コイル電流を一定速度に零に減少させる場合、その時間は70秒以下となる。このコイル電流減少速度は、PFコイルの電流制御速度の範囲内である。従って、PFコイルのクエンチに対する保護はコイル電流制御電源を用いることによって実施できる。

次に、クエンチ時に発生するジュール発熱を求めておく。PFコイルの場合は導体の電流密度（補強用部材を無視した値）が、TFコイルにおけるそれよりは高く設計されている為、クエンチ部の伝播速度がTFコイルの場合より少し大きくなり、ジュール発熱のコイル蓄積エネルギーに対する比率が若干増加する。たとえば、最高磁界部の導体にクエンチが生じたと仮定すると、ジュール発熱は蓄積エネルギーの0.06%程度となる。ただし、コイル電流は最大値から零まで約70秒で減少させた。

7.2.4 構造検討

(1) 概要

動力炉のコイル構造は、強大な電磁力に耐えうること、及び装置の分解修理が可能であることが要求される。

動力炉のTFコイルは、次期装置(SPTR)に比べて、電磁力が、フープ力で約40%、向心力で約80%増加しており、又構造的には、真空容器セクターを、TFコイル間の何れの箇所からも取出せる所謂 All-Windowタイプとするために、転倒力支持ビーム(Antitorque Beam)をTFコイルの全長にわたっては入れられないなど応力的に厳しい条件があるが、一方運転方式が連続運転であるため電磁力による材料の疲労を考慮しなくて良い点は楽になる。

今回は、TFコイルについては、「はり-シェル」モデルによる応力解析を行い、評価に当っては、次期装置(SPTR)で55年度実施した「はりモデル-3次元ソリッドモデル」応力解析結果を参照して行う。

PFコイルについては形状が単純であるため、次期装置(SPTR)と同様簡易解析手法を用いて応力計算を行う。

(2) 構造

構造検討において、計算モデルとして用いたTFコイル、PFコイルの断面形状、寸法をそれぞれFig. 7.2.13, Fig. 7.2.14に示す。

TFコイルの巻線部は、断面 23.5×36.9 の導体、及び導体のターン間には、0.5 mmの絶縁材を、パンケーキ間には、3.0 mmの絶縁材を介して積層して形成されるものとした。ヘリウムキャンの材質は、SUS 304 LNとした。

PFコイルの巻線部は、SUSの巻芯及び外周の枠で補強された外部支持導体構造とした。導体部は、より線の傾斜がかなり浅くて直線に近いことから、ここでは、銅と同程度の剛性を持つものと仮定した。

使用材料の材料特性をTable 7.2.11に示す。

(3) 外力

TFコイル、PFコイルには、外力として電磁力が作用する。

電磁力の種類をまとめてTable 7.2.12に示す。

TFコイルに作用する電磁力をFig. 7.2.15 ~ Fig. 7.2.16に、PFコイルに作用する電磁力をTable 7.2.13に示す。

TFコイルの通電により、TFコイル自身に発生する電磁力は静荷重として作用する。

PFコイルの通電によりTFコイルに作用する転倒力も静荷重として作用する。(連続運転のため)

これらの拡張力と転倒力とは、TFコイルに対して一般に、同時に作用する。

PFコイルの通電によりPFコイル自身に発生する電磁力も同様に、静荷重として作用する。

(4) 強度基準

動力炉の場合は、連続運転であるため電磁力は静的に作用するので、強度検討に於いて材料の疲労は考慮に入れない。

本検討では、静的強度の基本的考え方は、ASME Code Sec IIIの応力評価基準に準拠する。

ASME Code SecⅢの規格は、強度理論の基礎として最大せん断応力説を採用している。最大せん断応力説は、主応力の差が一軸引張の降伏点の値に達すれば弾性破壊すると云う説である。主応力の差を応力強さと呼び、ASMEでは応力強さを許容値内におさえる様に規定している。

ASME Code SecⅢで規定している作用応力の分類とその各々に対する応力強さの許容限界をTable 7.2.14に示す。この許容限界の基準となる S_m を基本応力強さの限界と呼び、ヘリウムキャンと転倒力支持ビームの材料であるSUS材に対しては、次のように設定する。

- (i) 使用温度での引張強さの1/3
- (ii) 使用温度での降伏強さの2/3

のいずれか低い値を採用する。また巻線導体に対しては、導体自身はヘリウムキャン内に納められており変形が制限されるため、上記(ii)に準ずる。

電磁力により各部に生じる応力は、本構造の場合、局部薄膜応力と曲げ応力とから成る一次応力と考え、応力強さの許容限界強度基準は $1.5S_m$ を適用する。

ヘリウムキャンと転倒力支持ビームの材料であるSUS304LNと、巻線導体材であるCu (OF-HC)との静荷重に対する強度基準をまとめてTable 7.2.15に示す。

(5) TF コイル

(a) 計算条件

(i) 計算方法

汎用構造解析プログラムのNASTRANを用いる。

(ii) 計算の仮定

- ① 断熱支持脚は、Fig 7.2.5に示す構造となっており、ヘリウムキャンの変形に対する剛性は無視し得るので構造解析においては考慮に入れない。
- ② 転倒力に対しては、中心支持柱の周囲に集まった14本のTFコイルNose部で構成される円筒構造部がねじれると考える。
- ③ PFコイルとTFコイルの結合部は、半径方向にすべり得ること、およびPFコイルの剛性はTFコイルの剛性に比べて小さいと考えられることなどから、PFコイルはTFコイルの変形を拘束しないと考えてTFコイルのみで計算する。
- ④ ヘリウムキャンと導体の間にはすべりがなく、一体として挙動すると考える。

(iii) 計算モデル

構造を構成する主な部材は、①コイル部（ヘリウムキャン、巻線導体）、②転倒力支持ビーム、③中心支持柱である。

計算に用いた構造モデルをFig.7.2.17～Fig.7.2.21に示す。TFコイルの対称性を考慮して、TFコイル一本の上半分をはり要素を主体としてモデル化した。コイル部は、ヘリウムキャンと巻線導体の複合構造であることを考慮して、節点を共通化した2重はりで、また、転倒力支持ビームはシェル要素でモデル化した。半径方向のばね要素として、TFコイルNoseが形成する円筒部と中心支持柱の両者がフープ力を受けて変形する挙動をモデル化した。また、転倒力作用時には、TFコイルのNoseが形成する円筒部のねじれ剛性に相当するバネを、TFコイル直線部を構成する各節点の周方向に結合した。計算に用いた定数はTable 7.2.11に示す通りである。

計算は、まずオリジナルのもの (Fig. 7.2.1 に示す) について行ったが、He キャンと転倒力支持ビームの境界に応力が集中する傾向が見られた為、転倒力支持ビームの厚みを減らし、更にコイルとコイルの中央に向かってテーパが付く様に半径方向長さを減らした結果、応力は若干緩和し変位もさほど増えぬ結果を得たので以下このモデルについての結果を示す。モデルは Fig. 7.2.17 ~ 21 に示す通りである。

(IV) 荷重条件

荷重は、7.2.4 (3) で示す電磁力が静的に作用すると考える。

転倒力およびこの双方が同時に作用する場合について行った。

(V) 境界条件

拡張力の作用化では、境界面で対称条件を満し、転倒力の作用下では、逆対称条件を満すよう境界条件を設定する。

(b) 計算結果

(i) 応力

拡張力、転倒力、およびこの双方が同時に作用する時の、主要点の応力強さの分布を Fig. 7.2.22 ~ 7.2.29 に、また最大応力強さとその発生点をまとめて Table 7.2.16 に示す。

Fig. 7.2.22 ~ 7.2.29 の図中には、応力分布図を画いている位置を○印で示す。また応力分布は反中心支持柱側から TF コイルの周方向に沿った節点を横軸にとってペリメータで示している。

最大応力は、節点番号6の位置 (TF コイル He キャン) に発生し、値は約 30.6 kg/mm^2 である。

(ii) 変位

拡張力と転倒力が同時に作用する時の変形図を、Fig. 7.2.30 ~ 32 に示す。

(c) 検討結果

(i) 応力発生状況

① 拡張力

Fig. 7.2.22 ~ 7.2.29 に示すように、ヘリウムキャン、導体ともに中心支持柱側の接点番号 23 に高い応力が発生している。これは拡張力の和が中心支持柱の方向に作用する結果、コイル支持棚 (Bucking Ring) のない位置で、引張応力に曲げ応力が重畳したためと考えられる。

② 転倒力

Fig. 7.2.22 ~ 7.2.29 に示すように、TF コイルの頂上部から外周側 (中心支持柱と反対側) にやゝ寄った部分の節点番号 7 に高い応力が発生している。これは、転倒力支持ビームが節点番号 7 から先でなくなっているため、曲げ応力が高くなるためと考えられる。

(ii) 強度評価

① ヘリウムキャン

計算結果の Table 7.2.16 に示す様に、最大応力強さは 30.6 kg/mm^2 であり、Table 7.2.15 に示す静的強度基準 78 kg/mm^2 に比べて充分余裕がある。したがって、強度上の問題は無いと云える。

② 巻線

計算結果のTable 7.2.16 に示すように、最大応力強さは 15.8 kg/mm^2 であり、Table 7.2.15 に示す静的強度基準 34.0 kg/mm^2 に比べて充分余裕がある。

従って、強度上の問題はないと云える。

③ 転倒力支持ビーム

計算結果のTable 7.2.16 に示すように、最大応力強さは 22.1 kg/mm^2 であり、Table 7.2.15 に示す静的強度基準 78.0 kg/mm^2 に比べて充分余裕があり強度上問題はないと云える。

(iii) 解析モデルと実際の構造についての考察

① 向心力・転倒力の中心部に於ける受け方

7.1(2)で述べた如く、上記の応力解析は、向心力を中心支持柱とTFコイルNose部の両方で受けつつ、転倒力に対しては、転倒力支持ビームと、コイルNose部が形造る円筒の振り剛性で抗するモデルで行っている。この様な構造を現実的に製作し得るか否かを考えてみるに、構造・工作・組立の面で容易でないことは確かであるが、向心力によって中心支持柱が、半径方向に縮む量、コイルNose部同志の間隔が狭る量はmmの単位であり、適当な形状のクサビを用いるか又は、Noseの形状と組立時のスキマを適当に設定することにより実現することは不可能ではなく、今後検討の価値があると考ええる。又本報告書には掲載しなかったが、Nose間にはスキマを設け、向心力はすべて中心支持柱で受け持ち、転倒力に対しては、転倒力支持ビームと中心支持柱の振り剛性で抗するモデルについても簡単な解析を行ってみた。(Nose先端とコイル支持棚の間には摩擦力が働いて相互に滑らないと考える。摩擦係数0.2以上あれば成り立つ可能性があることが判った。)

この結果、 θ 方向の変位は約1.5倍と大きくなるが、成り立ち得ない構造とは云えず、今後検討の価値があることが判った。

何れにしても、全体構造として成立し、強大な転倒力に抗する為には、転倒力支持ビームと、中心支持柱、コイルNose部を最大限に利用することが不可決で、今後更に詳細な検討が必要である。

② 転倒力支持ビームの剛性

7.2.4(5)で述べた如く、数ケース計算してみた結果、転倒力支持ビームの剛性がコイルの剛性に対して大き過ぎると、コイルと転倒力支持ビームの付根でコイル応力が高くなり、転倒力支持ビームの剛性を弱めることによって応力は緩和し、変位もわずかに増える位に納まる構造があることが判った。今回は、転倒力支持ビームの厚みを減らし、コイルとコイルの中間で半径方向に削り込んだモデルについての解析結果を、Betterな解と考えて、その結果を記述している。

今後実際構造の観点より、更に詳しい検討が必要であろう。

(6) PFコイル

(a) 計算条件

(i) 計算の仮定

- ① PFコイルの、コイルケースの材料はGFRPなので強度メンバーとは考えない。
- ② 巻線部の補強材の内部の導体はより線で、充分な剛性が確保されないと考えて、占積

率 50 % と仮定した。

③ 補強材と導体は、完全に接合されていて、一体の挙動をするものとみなす。

(ii) 荷重条件

本検討では、最も過酷な荷重条件で応力を検討した。すなわち、Table 7.2.13 に示す電磁力のうち、R 方向の最大値と Z 方向の最大値が同時に作用する荷重条件で計算した。

(iii) 解析モデル

計算の対象にした PF コイルの断面図を Fig. 7.2.14 に示す。計算に用いた物性値を Table 7.2.11 に示す。本検討では、No. 1 ~ No. 4 の PF コイルのうち、強度上厳しい状態におかれることが予想される No. 3, 4 コイルを対象に取りあげた。

No. 3, 4 コイルは、TF コイルとの結合点で支えられているので、TF コイルと交叉する、円周上 14 箇所支持されていると考える。ただし Z 方向にだけ単純支持されていて、R 方向には拘束されないと考える。

つぎに、解析モデルの考え方について述べる。

No. 3, 4 コイルは、R 方向の電磁力が外向きで均一に作用するので、内圧を受ける薄肉円筒と考える。

また Z 方向の電磁力は、円周上に均一に作用するので、等分布荷重を受け、円周長の $\frac{1}{14}$ スパンをもつ両端固定の真直はりとする。

(iv) 計算方法

① 外力が R 方向の場合の応力

内圧を受ける薄肉円筒のひずみは次式で与えられる。

$$\epsilon_t = \frac{W_R \cdot r}{A_1 E_1 + A_2 E_2} \quad (7.2 - 1)$$

ここで F_R : R 方向の電磁力の総和として

$$W_R = \frac{F_R}{2 \pi r}$$

A_1 : 導体の断面積

E_1 : 導体の縦弾性係数

A_2 : 補強材の断面積

E_2 : 補強材の縦弾性係数

r : PF コイルの平均半径

式 (7.2 - 1) から、導体の応力は

$$\sigma_{1t} = \epsilon_t \cdot E_1 \quad (7.2 - 2)$$

また、補強材の応力は

$$\sigma_{2t} = \epsilon_t \cdot E_2 \quad (7.2 - 3)$$

で与えられる。

② 外力がZ方向の場合の応力

等分布荷重を受ける両端固定はりの最大曲げモーメントは

$$M = \frac{W_Z \cdot \ell^2}{12}$$

なので最大ひずみは次の式で与えられる。

$$\begin{aligned} \epsilon_b &= M \cdot \frac{(h/2)}{E_1 I_1 + E_2 I_2} \\ &= \frac{W_Z \cdot \ell^2 \cdot h}{24 (E_1 I_1 + E_2 I_2)} \end{aligned} \quad (7.2 - 4)$$

ここで F_Z : Z方向の電磁力の総和として

$$W_Z = \frac{F_Z}{2 \pi r}$$

I_1 : 導体の断面2次モーメント

I_2 : 補強材の断面2次モーメント

h : PFコイルのZ方向寸法

ℓ : PFコイルのスパン長さ

式(7.2-4)から導体の最大応力は

$$\sigma_{1b} = \epsilon_b \cdot \frac{h_1}{h} E_1 \quad (7.2 - 5)$$

ここで h_1 : 導体の最大Z方向長さ

また、補強材の最大応力は

$$\sigma_{2b} = \epsilon_b \cdot E_2$$

で与えられる。

(b) 応力の計算結果

今回対象としたNo.3, 4コイルについて計算した結果をTable 7.2.17に示す。No.4コイルの応力が高く、補強材では 38.3 kg/mm^2 、導体では 25.9 kg/mm^2 である。

(c) 検討

補強材の最大応力 38.3 kg/mm^2 、導体の最大応力 25.9 kg/mm^2 は、Table 7.2.15に示す静的強度基準以下であるのでPFコイルは、強度上問題がないと云える。

7.2.5 まとめ

(1) 巻線構成

TFコイルは、12.2 T, 10.0 Tを Nb_3Sn , 7.2 T, 3.7 Tを NbTi 導体でグレーディングして、 Nb_3Sn の使用量を極力減らすように設計した。コイル平均電流密度は、12.2 T, 10.0 T, 7.2 T, 3.7 T

用に対して各々 16.8, 20.5, 15.9, 22.5 A/mm² である。導体形式は、安定化銅帯に超電導線をハンダで埋め込んだもので、側面には、熱伝達を増加させるためラフサーフェイス加工を施し、安定化銅には渦電流損失を減少させるためCuNiバリアを入れている。

TFコイルの巻線方式はパンケーキ方式、冷却方式はLHe浸漬冷却である。PHコイル導体は、低損失かつ完全安定化を得るものとして、NbTi-Cu-CuNiモノリスを撚々線したケーブルを設計した。

コイル平均電流密度は、19.3～20.2 A/mm² である。PHコイルの巻線方式はパンケーキ方式、冷却方式はLHe浸漬冷却である。

このPHコイルは、電磁力支持のためにSUS板に導体を巻きつけたものを、コ字形のSUS棒に納める外部支持方式を採用した。

(2) コイル、転倒力支持ビームの応力解析

TFコイル、PFコイルの電磁力に対する、はりモデルによる応力解析を行った。その結果次のことが明らかになった。

- ① TFコイルについて最大応力は、キャン部で 30.6 kg/mm²、巻線部で 15.8 kg/mm² である。
- ② PFコイルについて最大応力は、補強材部で 38.3 kg/mm²、巻線部で 25.9 kg/mm² である。
- ③ 転倒力支持ビームの最大応力は、22.1 kg/mm² である。

以上の結果を、静的強度基準 (Table 7.2.15) と対比すると、TFコイル、PFコイル、および転倒力支持ビームについて、本検討において設計された構造、寸法は強度的に耐え得るものであると云える。

今後、実際構造、製作性、組立性の観点からの検討、耐震構造の面からの検討など、より総合的な観点からの検討が必要である。

References

- (1) 低温工学, Vol.5, No.2 (1970), PP 94～104.
- (2) IEEE, Trans, on Mag., Vol. Mag.19, No.3 (1983), PP 1131～1134.

Table 7.2.1 TF Coil Design Condition

Parameters	Specification	Notice
Major Radius	6.9 m	
Number of Coils	14	
Shape of Coils	D-Type	
Conductor	Nb ₃ Sn+NbTi	
Cooling System	Pool Cooling	
Maximum Magnetic Field	12T	
Average Current Density of Conductor	20 A/mm ²	Assumed Value
Number of Disruption	≤10/Life	
Support for Electromagnetic Force Centering Force/Coil	62,300 ton	One-Turn Insulation Considered
Cryostat Structure	Semi-Beljar Type	One-Turn Insulation Considered
Coil Bore Size (Inside)	8.43 ^W × 12.44 ^H m	
(Outside)	11.03 ^W × 15.24 ^H m	
Magnetic Field Ripple	≤2% (1% Objective)	

Table 7.2.2 PF Coil Design Condition

Parameters	Specifications	Notice
Diameters	3.2mφ - 25.74mφ	
Number of Coils	8	
Arrangement	cf. Table	
Ampere Turn	cf. Table	
Conductor Current	50 kA, MAX	
Conductor	NbTi, Pool Cooling	
Maximum Magnetic Field on Conductor	8T	
Average Current Density	20 A/mm ²	Conductor
Operative Current Pattern	cf. Table	
Plasma Current	0-13 sec	(I _p =0-2.0MA)
Start-Up	13-400 sec	(I _p =2.0-16.0MA)
Burning Type	Continuous	
Support Condition ElectroMagnetic Force	Foop Force: Conductor Vertical Force: TF Coil or Bucking Cylinder	

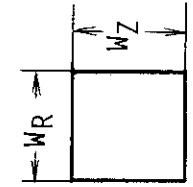
Table 7.2.3 PF Coil Current Variation (MAT)

Coil No.	Coil Position		Function	Time (sec) 0	13	250	400
	R (m)	Z (m)					
1	1.6	1.0	Hybrid	6.07	-1.77	-3.55	-11.09
2	1.62	4.51	Hybrid	10.84	2.16	4.31	13.48
3	4.49	8.5	Hybrid	1.81	3.35	6.7	20.94
4	12.87	6.1	Hybrid	0.20	-2.07	-4.15	-12.96

Table 7.2.4 PF Coil Winding Specifications

Note 1

Coil No.	Conductor Size with Spacer	Average Current Density	Turns	Max. MAT	WR (mm)	WZ (mm)	Operation Current (Max)
1	119 ^{mm} × 21.5 ^{mm}	19.3 A/mm ²	224	11.09	602	952	49.5 KA
2	↑	20.2	261	13.48	624	1071	51.6
3	↑	20.0	408	20.94	1097	952	51.3
4	↑	19.5	259	12.96	796	833	50.0



Note 1 :

Table 7.2.5 Comparison of TF Coil Spec.

Parameters	Power Reactor (SPTR) 1982	FER (SPTR) 1981	INTOR-J(A) 1979
Major Radius	6.9 m	5.5 m	5.5 m
Number of Coil	14	14	12
Coil Shape	D Shape	D Shape	D Shape
Conductor	Nb ₃ Sn+NbTi	Nb ₃ Sn+NbTi	Nb ₃ Sn
Coolin System	Pool Boiling	Pool Boiling	Pool Boiling
Magnetic Field at Plasma Axis	5.2 T	5.7 T	5.0 T
Peak Field at Coil	12.2 T	11.7 T	10.3 T
Magneto Motive Force			
Total	180 MAT	156.8 MAT	125 MAT
per Coil	12.9 MAT	11.2 MAT	10.42 MAT
Dimension of Magnet			
Inner Bore	8.43 ^W ×12.44 ^H m	6.1 ^W ×9.1 ^H m	6.23 ^W ×9.52 ^H m
Outer Bore	11.03 ^W ×15.24 ^H m	8.1 ^W ×11.3 ^H m	8.44 ^W ×11.72 ^H m
Electro Magnetic Force			
Hoop Force/Coil	~183.6×10 ³ ton	~131.8×10 ³ ton	~96×10 ³ ton
Centering Force/Coil	~6.4×10 ⁴ ton	~3.6×10 ⁴ ton	~3.0×10 ⁴ ton
Toroidal Field Ripple	±1.15 %	±0.75 %	±0.5 %
Coil Vacuum Chamber	Belljar type	Belljar type	Belljar type

Table 7.2.6 Poloidal Magnetic Field on PF Coils

Unit [Tesla]

t (sec)	コイル番号	#1	#2	#3	#4
0	1	4.69	2.66	1.03	2.96
	2	6.90	4.51	2.21	4.63
	3	0.852	0.536	0.419	0.694
	4	0.0766	0.0668	0.0749	0.0851
13	1	1.06	0.617	0.575	0.831
	2	1.43	0.985	0.385	0.907
	3	1.36	1.10	0.938	1.12
	4	0.899	0.779	0.671	0.794
250	1	1.54	1.19	1.75	1.62
	2	3.19	2.10	4.20	2.03
	3	2.83	2.15	1.77	2.32
	4	1.81	1.61	1.34	1.54
400	1	6.34	3.77	3.91	5.13
	2	9.09	6.21	2.22	5.77
	3	8.54	6.84	5.81	7.05
	4	5.63	4.90	4.20	4.94

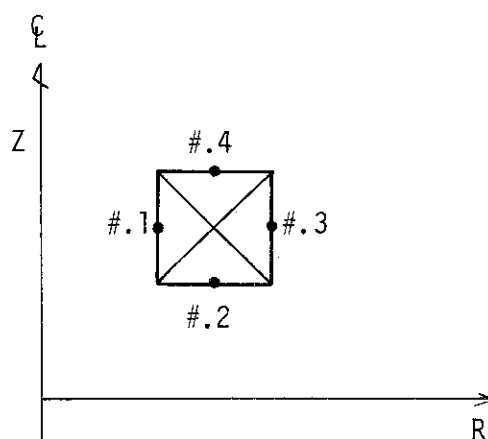


Table 7.2.7
Cooling System and Conductor Type of TF Coil, PF Coil

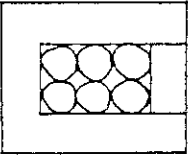
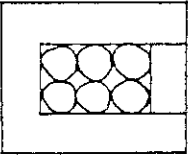
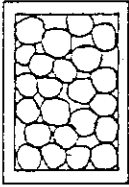
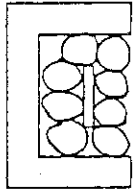
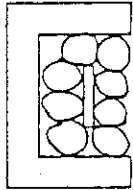
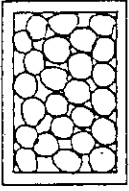
		Case A	Case B	Case C
Cooling System and Conductor Type	TF Coil	Pool Boiling 	Pool Boiling 	SHE Forced Flow 
	PF Coil	Pool Boiling 	Pool Boiling 	SHE Forced Flow 

Table 7.2.8 Main Specifications of TF Coil

1. Total ampere-turns	180 MAT
2. No. of coils	14
3. Ampere-turns per coil	12.86 MAT
4. Helium condition	Pool boiling
5. Grading concept	4 grades (12.2, 10.0, 7.2, 3.7T)
6. Winding configuration	Edge wound in pancakes
7. Super conductor	Copper stabilized Nb ₃ Sn and Nb-Ti
8. Number of turns per coil	686
9. Operation current	18.75 kA
10. Critical current	~30 kA
11. Average current density	18.9 A/mm ²
12. Number of Pies	34
13. Maximum field	12.2 T
14. Cooling spacer thickness	3 mm
15. Cooling surface	Rough surface

Table 7.2.9 PF Coil Conductor and Coil Construction

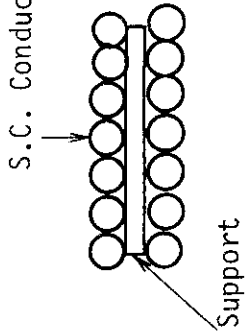
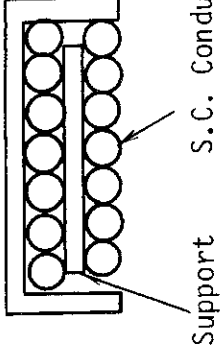
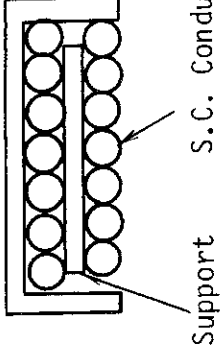
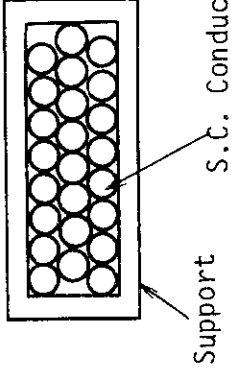
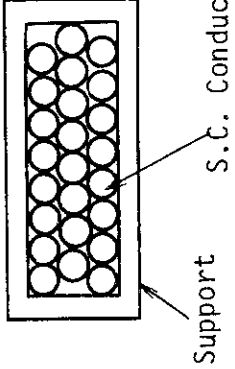
Conductor Type	Cooling System	Winding Type	Conductor Example
Inner Support Type	Pool Boiling	Solenoid	
		Pancake	
External Support Type	Pool Boiling	Solenoid	
		Pancake	
	Forced Cooled	Solenoid	

Table 7.2.10 Conductor for PF Coil

	External support type
<u>Cable</u>	
Operating current	50 kA
I_c (7T, 4.2K)	74 kA
Cable dimension	107×16.5 mm ²
Number of 2nd-level subcable	25
Strand pitch	760 mm
SUS plate dimension	95×1 mm
material	SUS 304 (insulated)
Overall current density	20.8 A/mm ² (=50kA/117×20.5 mm ²)
<u>2nd level subcable</u>	
Diameter	8.0 mm
Configuration	1st level subcable × 7 (insulated)
Twist pitch	100 mm
<u>1st level subcable</u>	
Diameter	2.8 mm
Configuration	Superconductor × 3
Strand pitch	36 mm
<u>Superconductor</u>	
Average diameter	1.5 mm
NbTi filament diameter	20 μm
Number of NbTi filament	550
Twist pitch	15 mm

Table 7.2.11 Characteristics of Materials

	Temp.	Modulus of Elasticity E (kg/mm ²)	Modulus of Rigidity G (kg/mm ²)	Poisson's Ratio ν	Yield Strength σ_Y (kg/mm ²)	Tensile Strength σ_B (kg/mm ²)
SUS304LN*1	4K	2.06×10 ⁴	0.81×10 ⁴	0.275	78.0	168.0
	R.T	2.0×10 ⁴	0.77×10 ⁴	0.3	30.0	65.0
Cu(OFHC)*2	4K	1.41×10 ⁴	0.53×10 ⁴	0.33	34.0	45.0
*3 GFRP	4K	Wrap direction	1.18×10 ³	0.3	—	90.0
		Fill direction	0.49×10 ³	0.1	—	45.0

*1) LNG Materials and Fluids User's Manual and Supplement

*2) Handbook on Materials for Super Conducting Machinery

*3) Cryogenic Materials Data Handbook

Table 7.2.12 Category of Electro Magnetic Force

Coil	Operated Coil	Direction of EMF ^{*1}	Constant or Variable	Notice
TF Coil	TF Coil	Hoop Force	Constant	
	PF Coil	Overturning Force	Constant	
PF Coil	PF Coil	Hoop Force and Z Direction Force	Constant	
	TF Coil	^{*2} (Bending Force)	Constant	

*1 Electro Magnetic Force

*2 by Leakage Flux of TF Coil

Table 7.2.13 Electromagnetic Force on PF Coil

Unit [ton]

t (sec)	コイル 番 号	自己力 FR	相 互 力		トータル力	
			FR	FZ	FR	FZ
0	1	6133	3923	-1121	10057	-1121
	2	19144	3335	-773	22479	-773
	3	711	2808	-422	992	-422
	4	12	-12	-15	0	-15
13	1	522	-186	-180	336	-180
	2	760	261	132	1021	132
	3	2437	-863	-110	1574	-110
	4	1281	454	-129	1735	-129
	plasma	659	-947	0	-288	0
250	1	2098	-2930	-609	-832	-609
	2	3026	2584	269	5610	269
	3	9746	-1283	-1622	8463	-1622
	4	5148	2120	1179	7268	1179
	plasma	18394	-10039	0	8354	0
400	1	20474	-10884	-6872	9589	-6872
	2	29604	12730	4727	42334	4727
	3	95201	-30176	-6236	65025	-6236
	4	50210	18280	-2252	68489	-2252
	plasma	42146	-47446	0	-5300	0

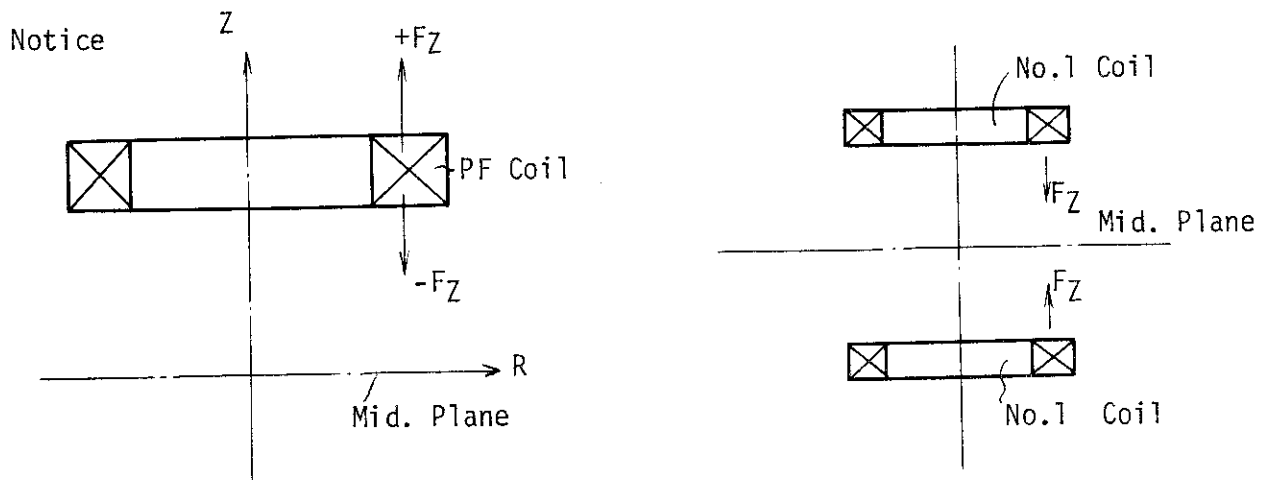


Table 7.2.14 Stress Category and Allowable Limits of Stress Intensities

Stress Category	Allowable Limits of Stress Intensities
Primary Membrane (General) Stress Intensity	S_m
Primary Membrane (Local) Stress Intensity	$1.5 S_m$
Primary Membrane (Local) and Bending Stress Intensity	$1.5 S_m$
Primary + Secondary Stress Intensity	$3 S_m$

Table 7.2.15 Allowable Limits of Stress (4K) Intensities at Static Loading

Material	Tensile Strength kg/mm ²	Yielding Stress kg/mm ²	Design Stress Intensity Values kg/mm ²	Allowable Limits of Stress Intensities kg/mm ²
SUS304LN	168.0	78.0	$S_m = 52.0$	$1.5S_m = 78.0$
Cu(OFHC)	45.0	34.0	$S_m = 22.7$	$1.5S_m = 34.0$

Table 7.2.16 Max. Stress of TF Coil

Load Condition	Component	Point	Stress (kg/mm ²)
Hoop Force	Conductor	Nod. Number 23	14.7
	Helium Can	" 23	20.1
	Antitorque Beam	Element Number 236	9.6
Overturning Force	Conductor	Nod. Number 7	8.9
	Helium Can	" 6	17.4
	Antitorque Beam	Element Number 232	15.9
Hoop Force + Overturning Force	Conductor	Nod. Number 7	15.8
	Helium Can	" 6	30.6
	Antitorque Beam	Element Number 232	22.1

Table 7.2.17 Max. Stress of PF Coil

Unit: kg/mm²

Coil No.	Coil Reinforcement (SUS304LN)	Conductor (Cu(OFHC))
3	23.0	15.6
4	38.3	25.9

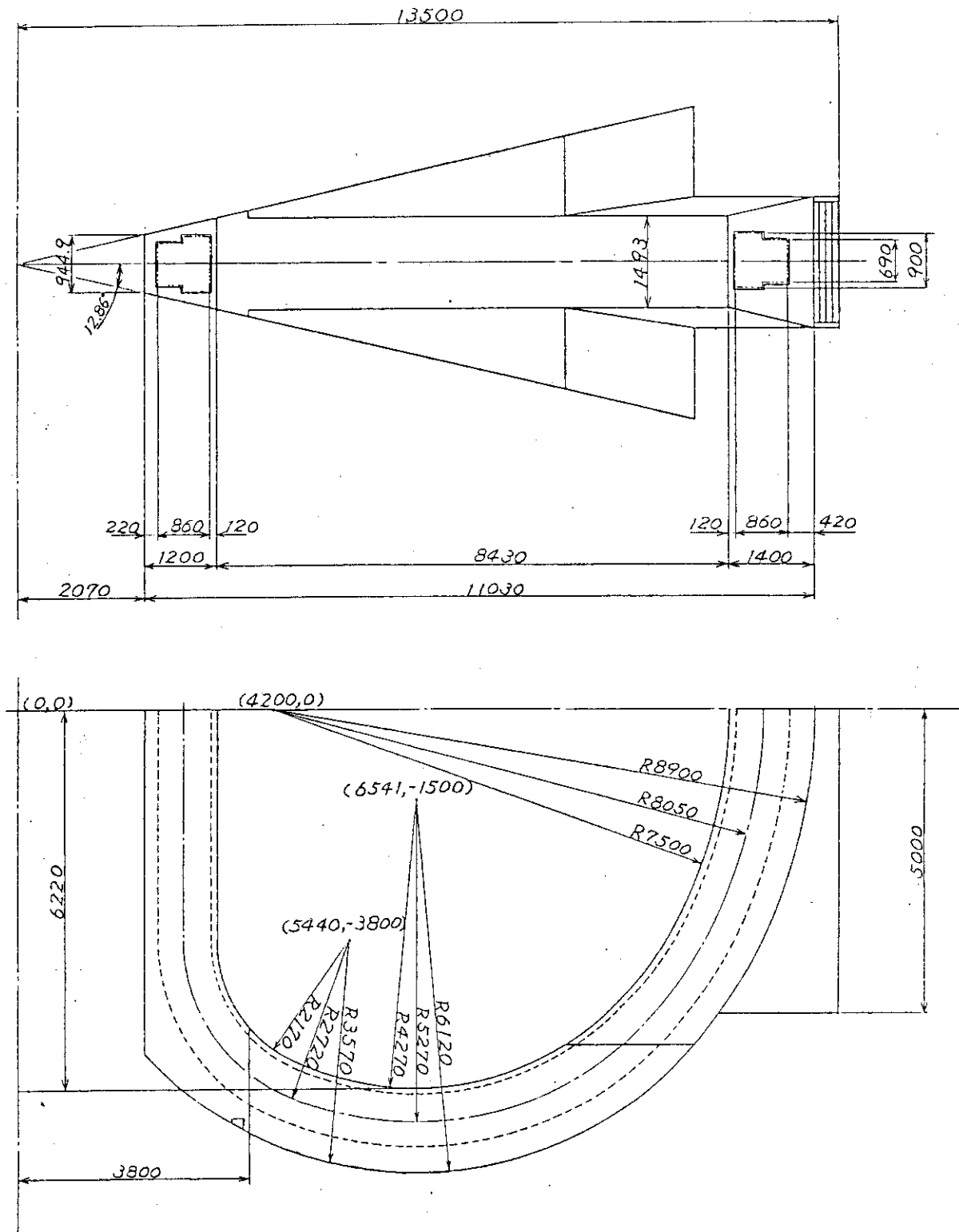


Fig. 7.2.1 TF Coil Structure (SPTR Power Plant)

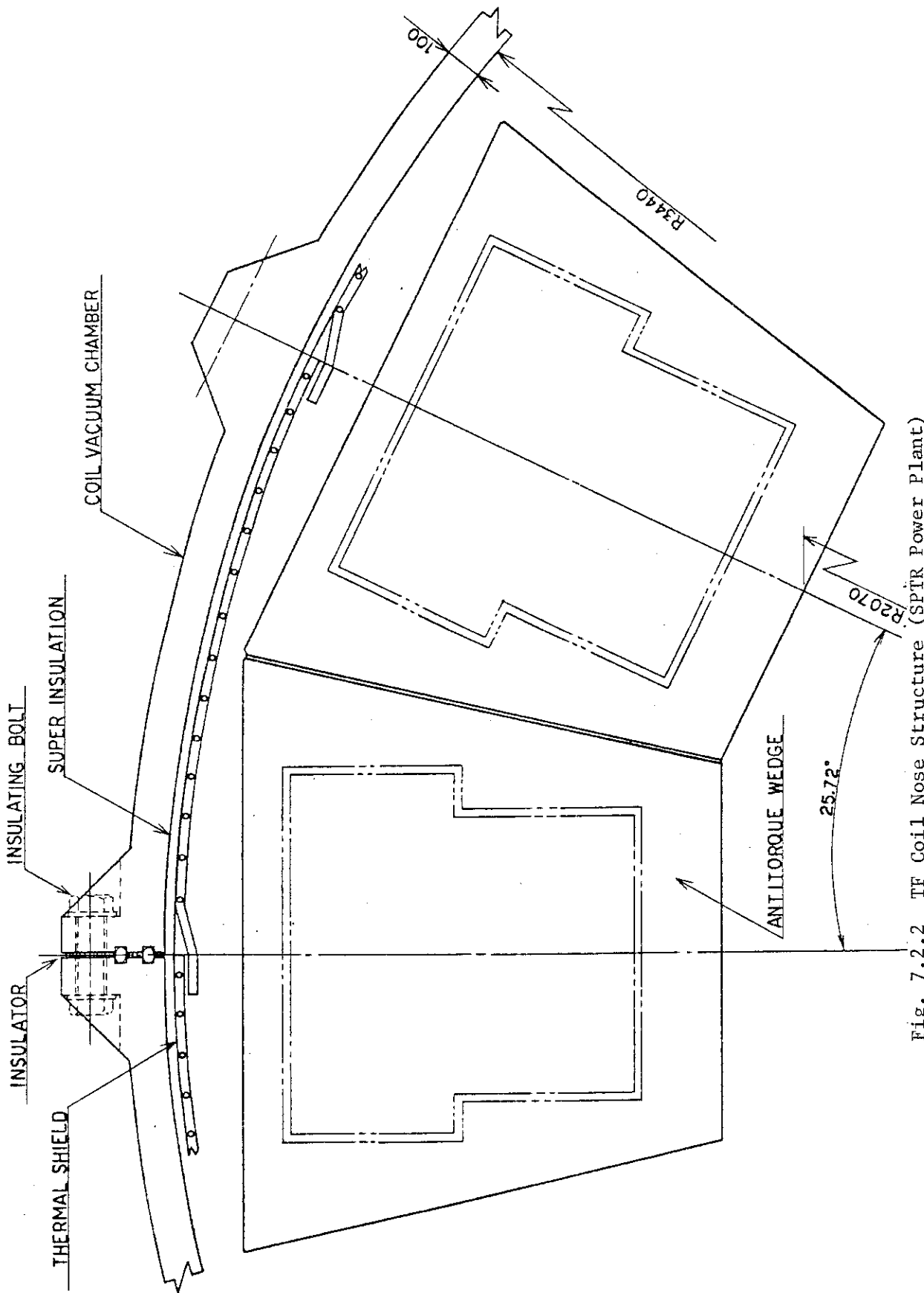


Fig. 7.2.2.2 TF Coil Nose Structure (SPTR Power Plant)

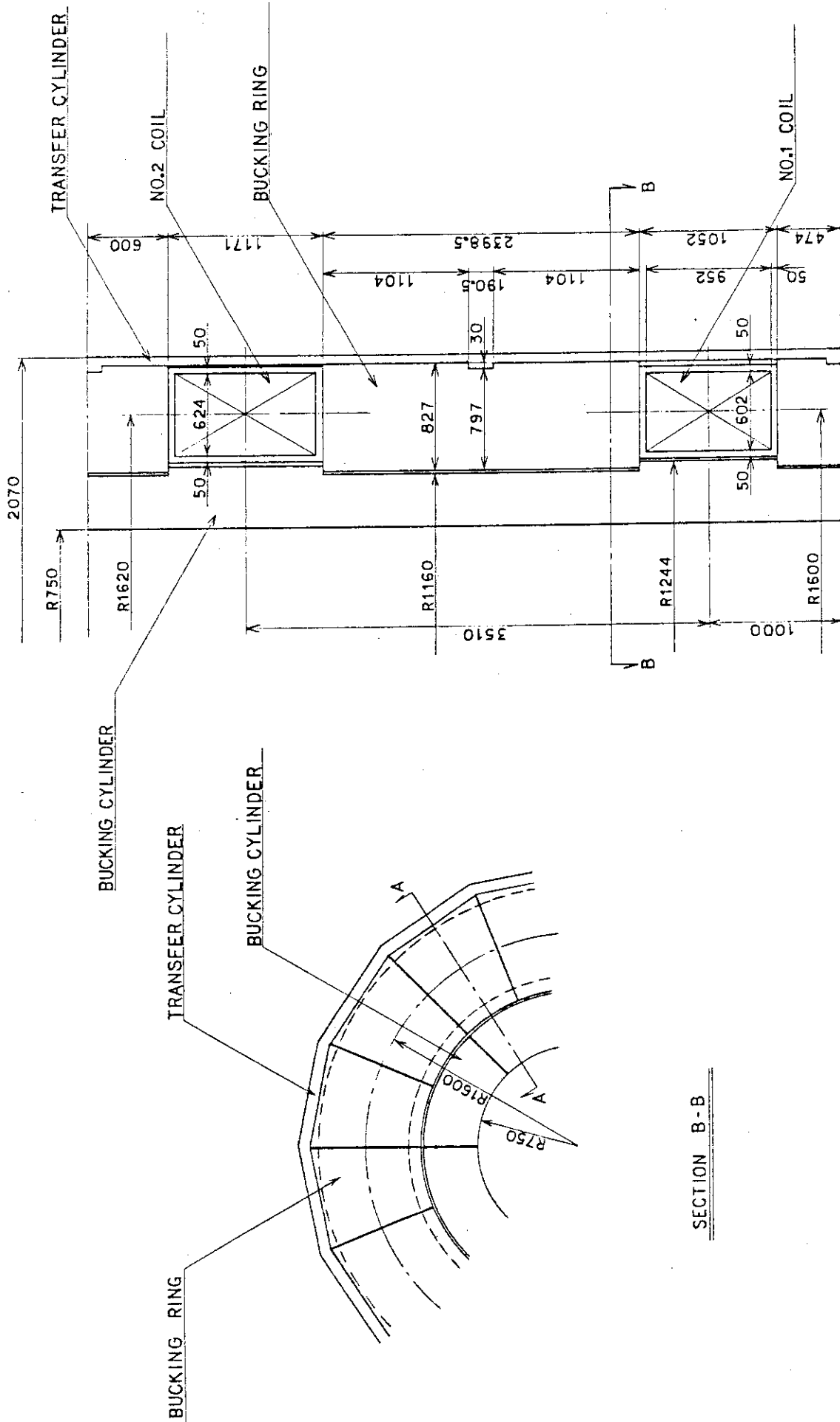


Fig. 7.2.3 Center Column Ass'y (SPTR Power Plant)

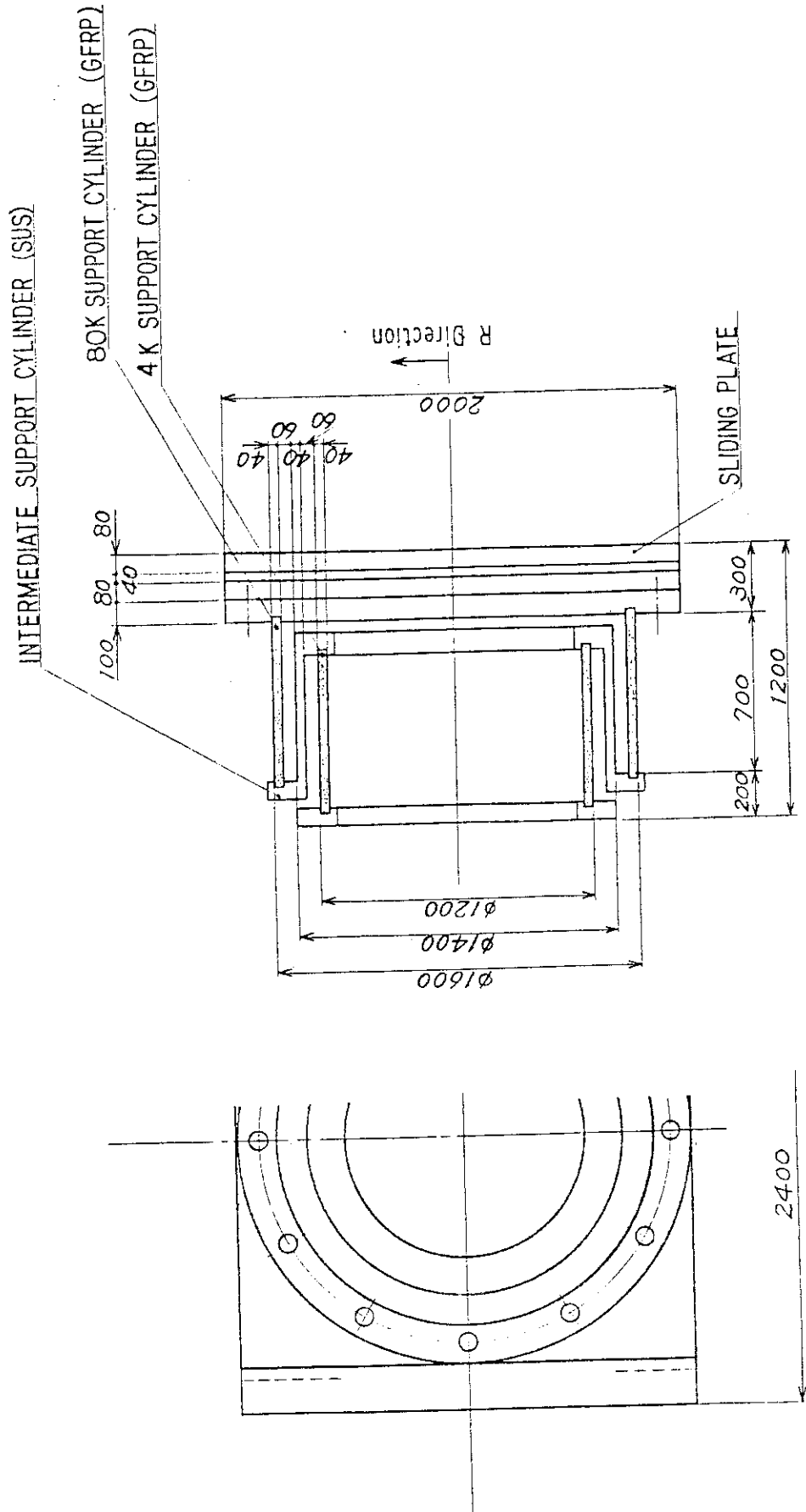


Fig. 7.2.4 Concept of Center Column Ass'y Supprt (SPTR Power Plant)

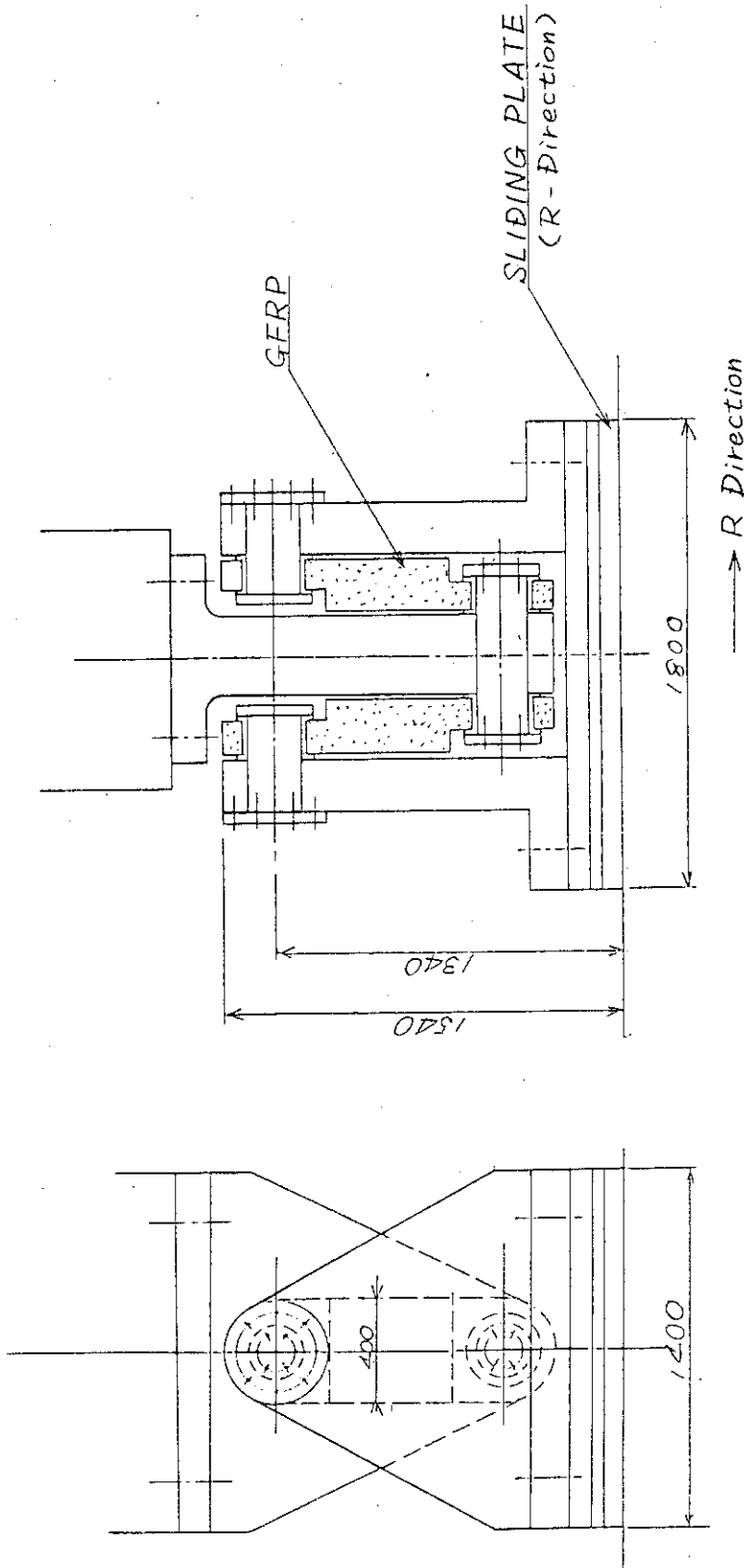


Fig. 7.2.5 Concept of TF Coil Support (SPTR Power Plant)

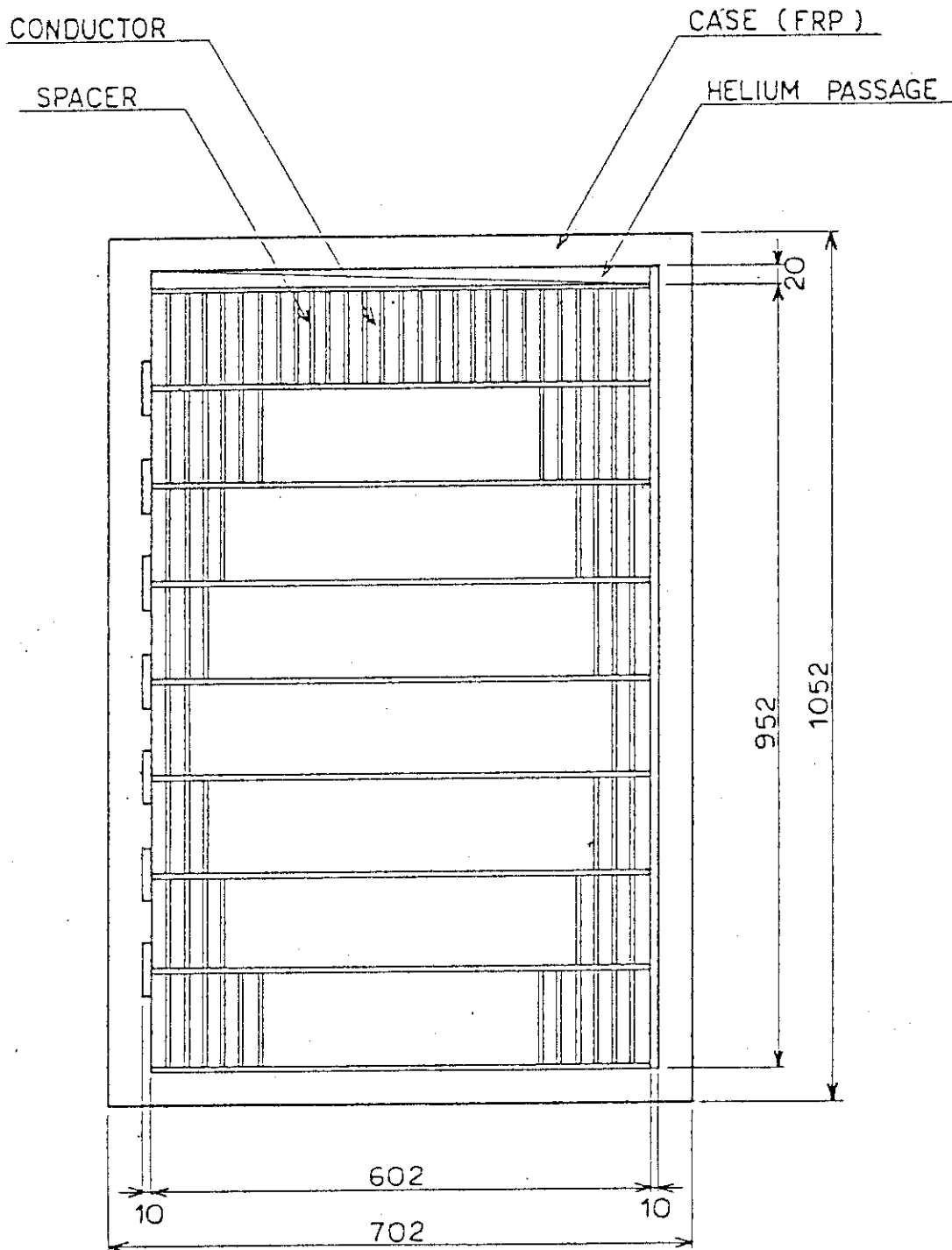


Fig. 7.2.6 PF Coil No. 1

Total AT
12860 kAT

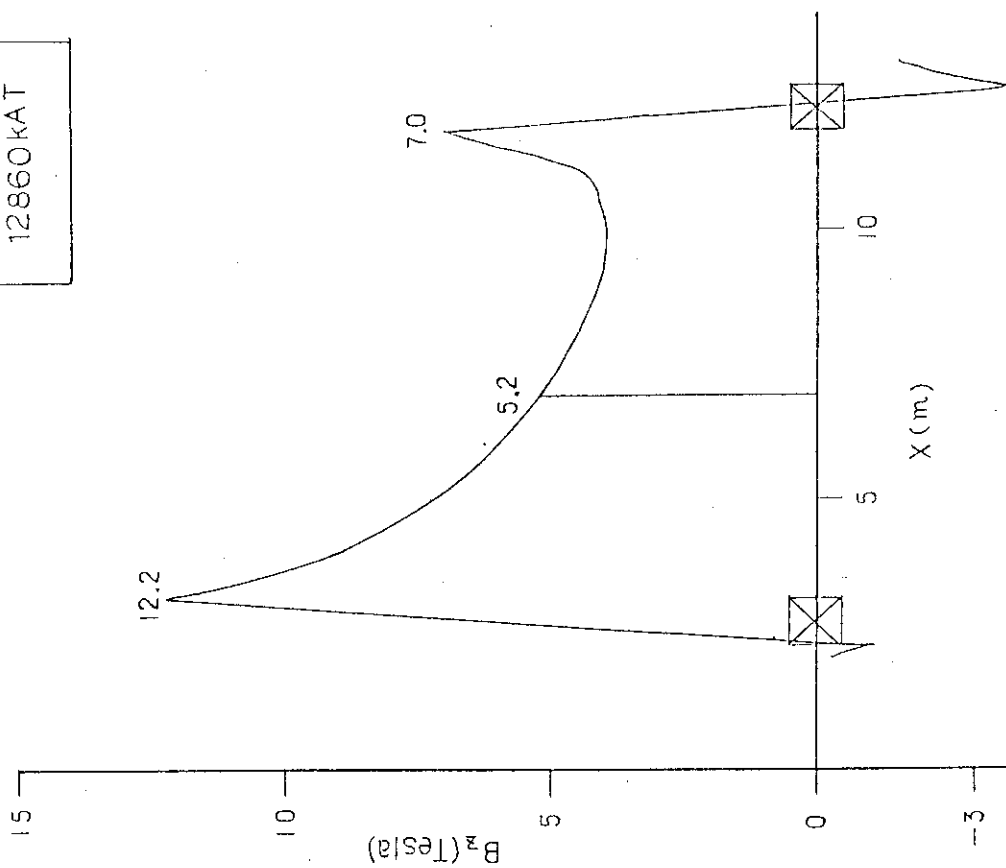


Fig. 7.2.8 Magnetic Field Strength on TF Coil Mid-Plane

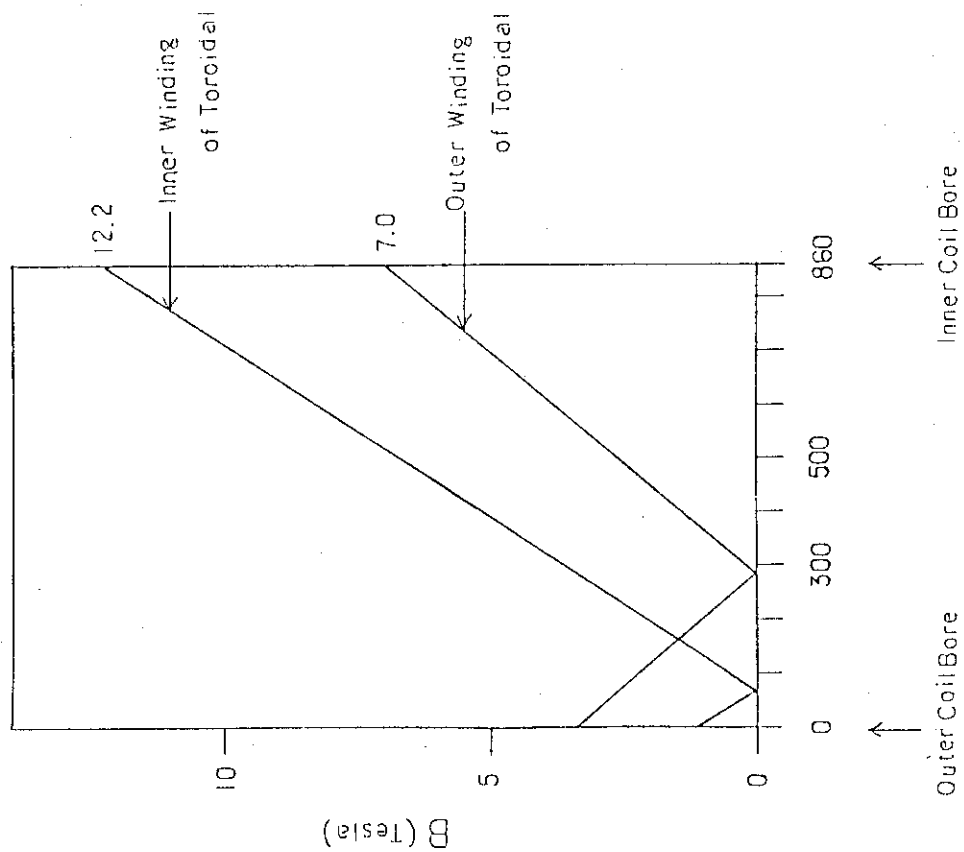
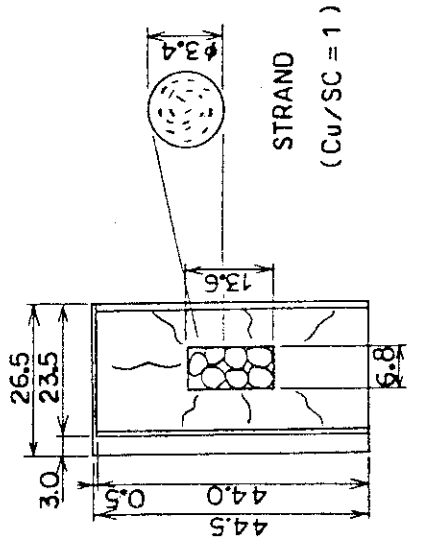
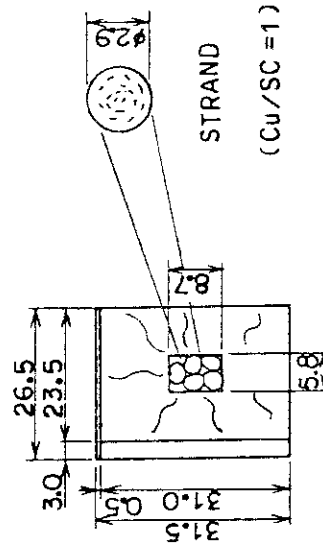


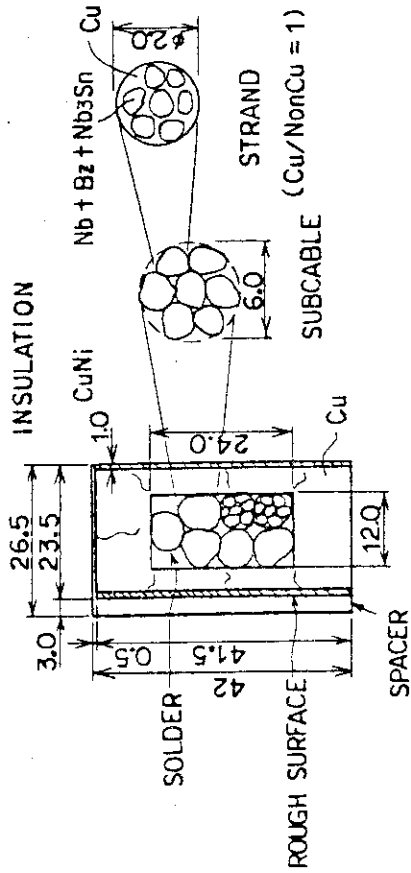
Fig. 7.2.7 Magnetic Field Distribution in TF Coil Wdg



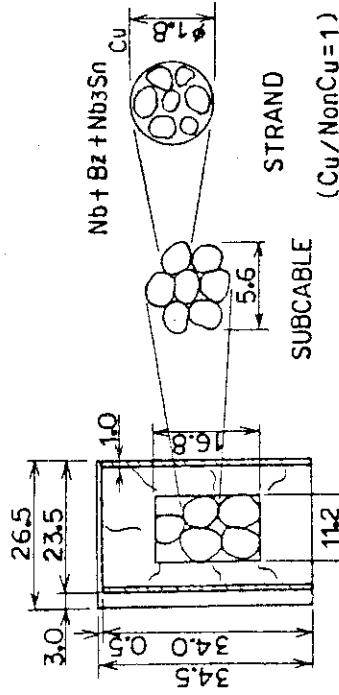
(c) NbTi CONDUCTOR (7.2T)



(d) NbTi CONDUCTOR (3.7T)

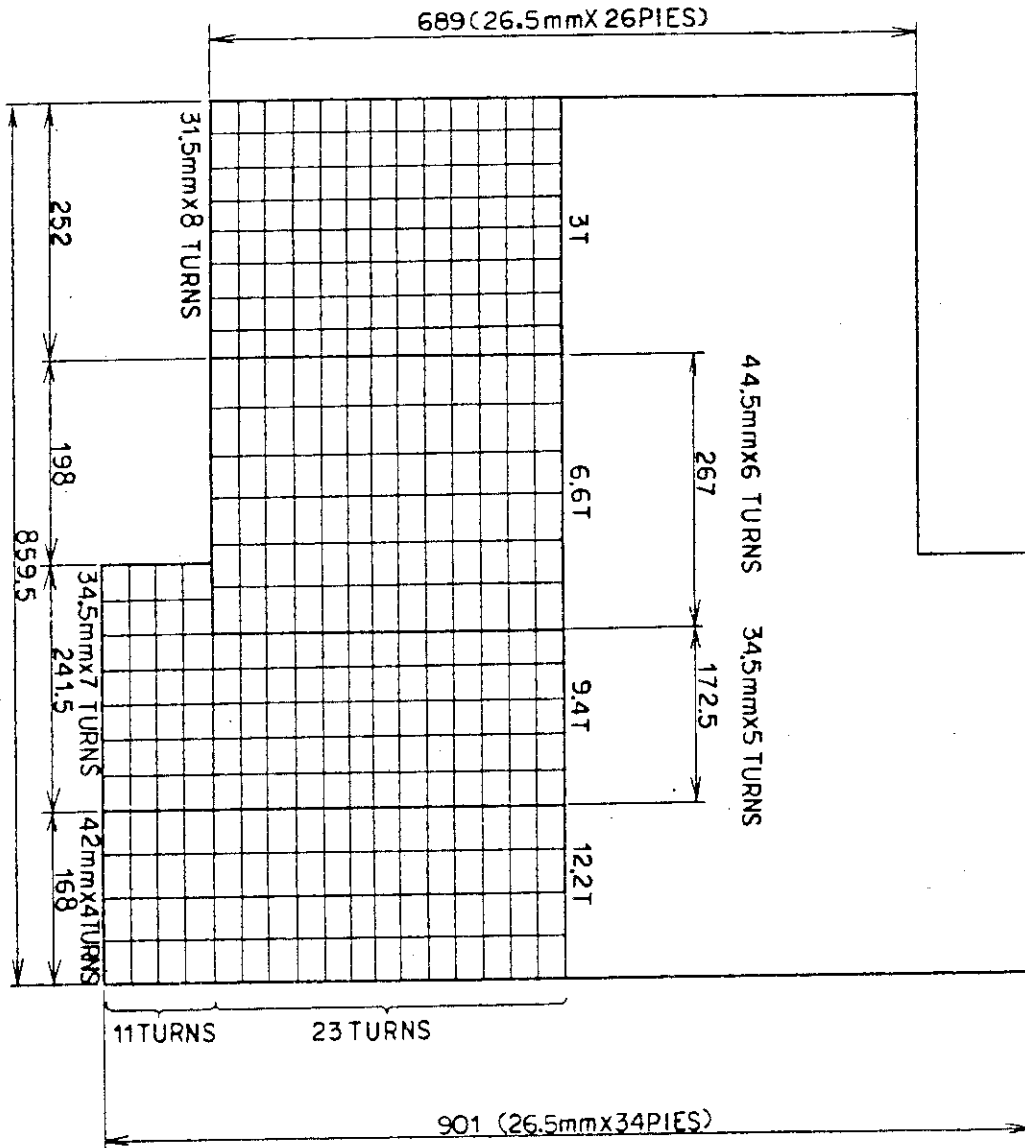


(a) Nb₃Sn CONDUCTOR (12.2T)



(b) Nb₃Sn CONDUCTOR (10.0T)

Fig. 7.2.9 TF Coil Conductors.



CURRENT: 18.75KA
 NO. OF TOTAL TURN: 686

Fig.7.2.10 TF Coil Winding.

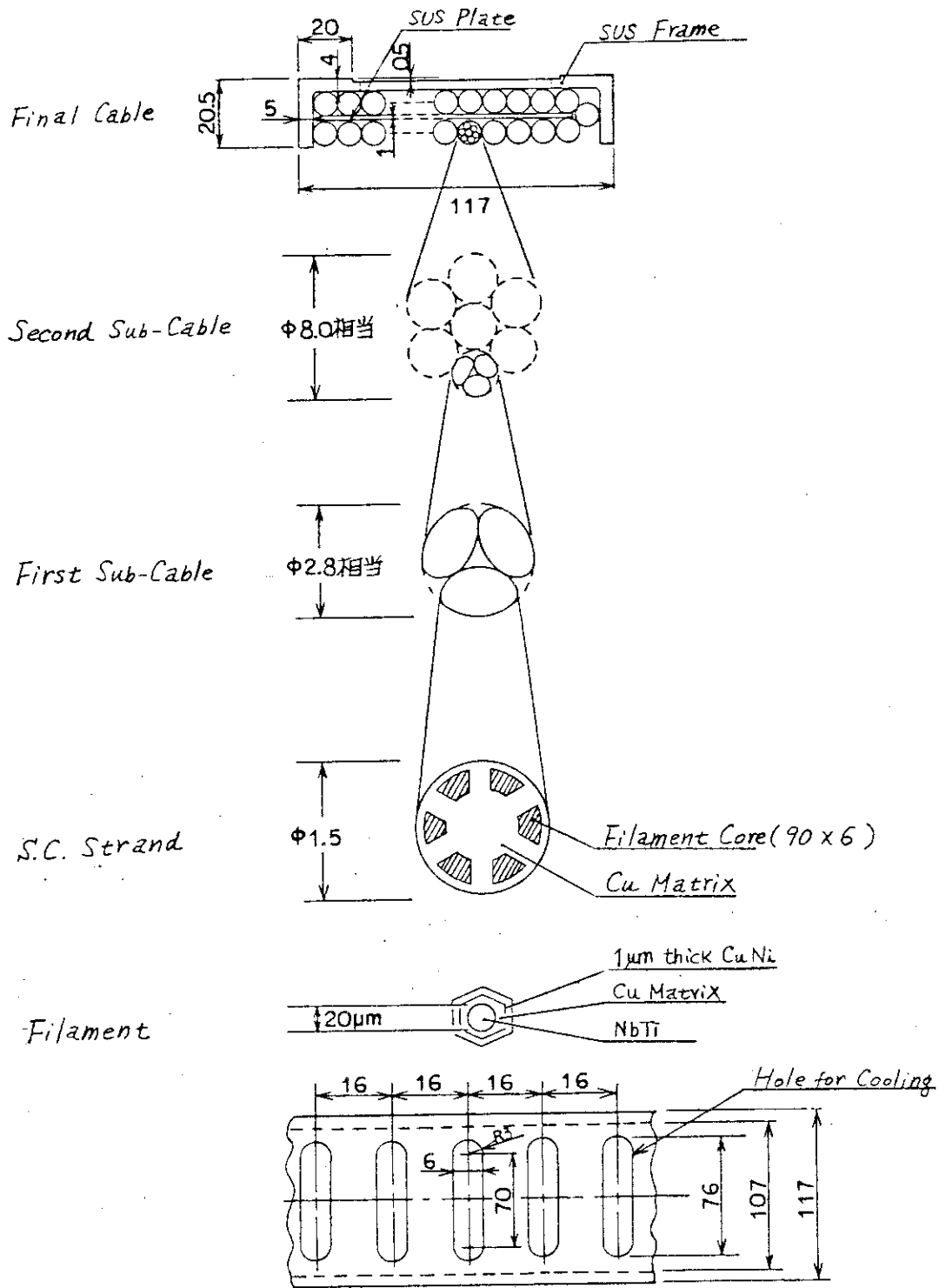


Fig. 7.2.11 50 KA Pulse Conductor

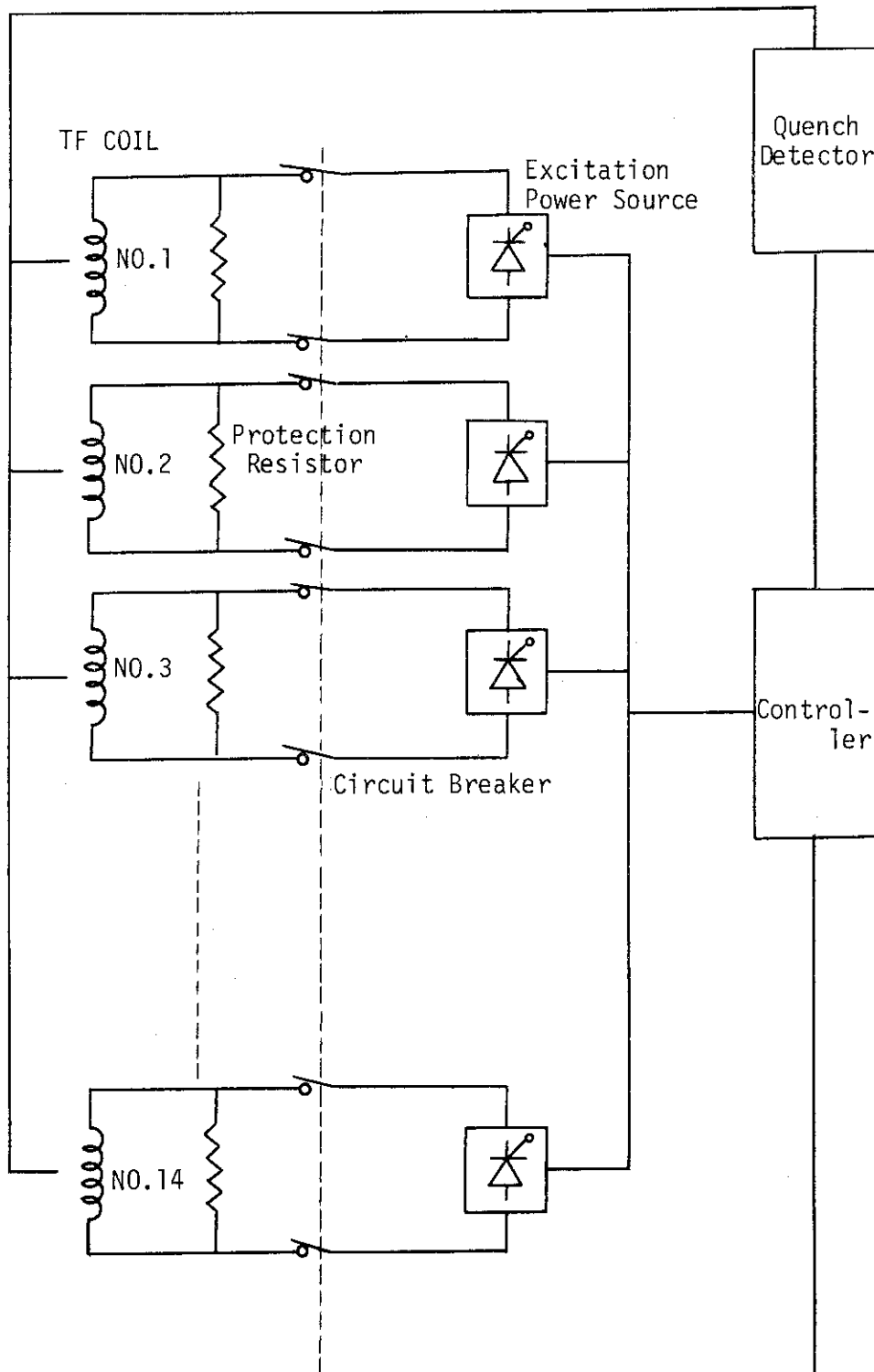


Fig. 7.2.12 Quench Protection Circuit of TF Coil

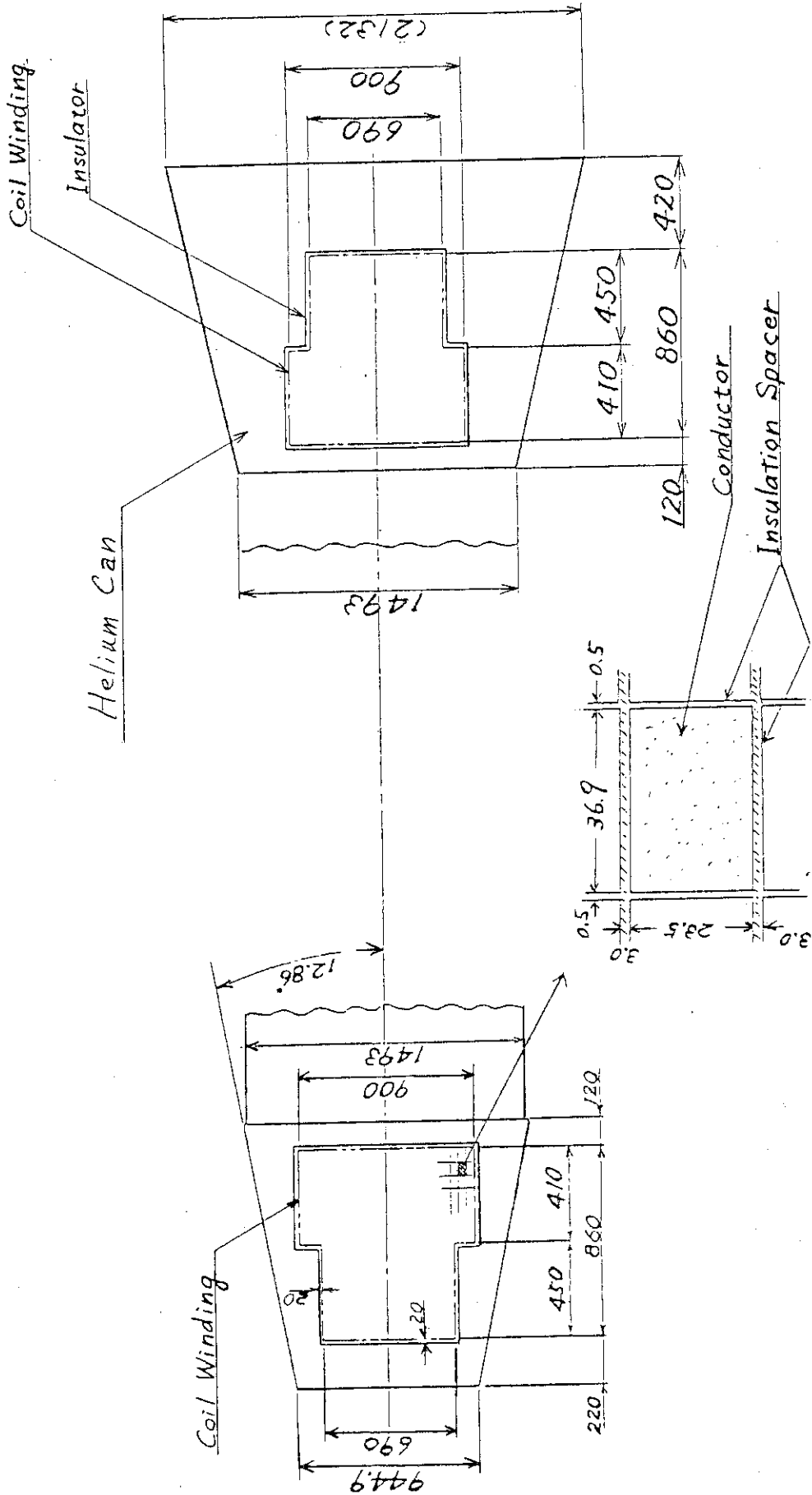


Fig. 7.2.13 Coil Winding Model of TF Coil

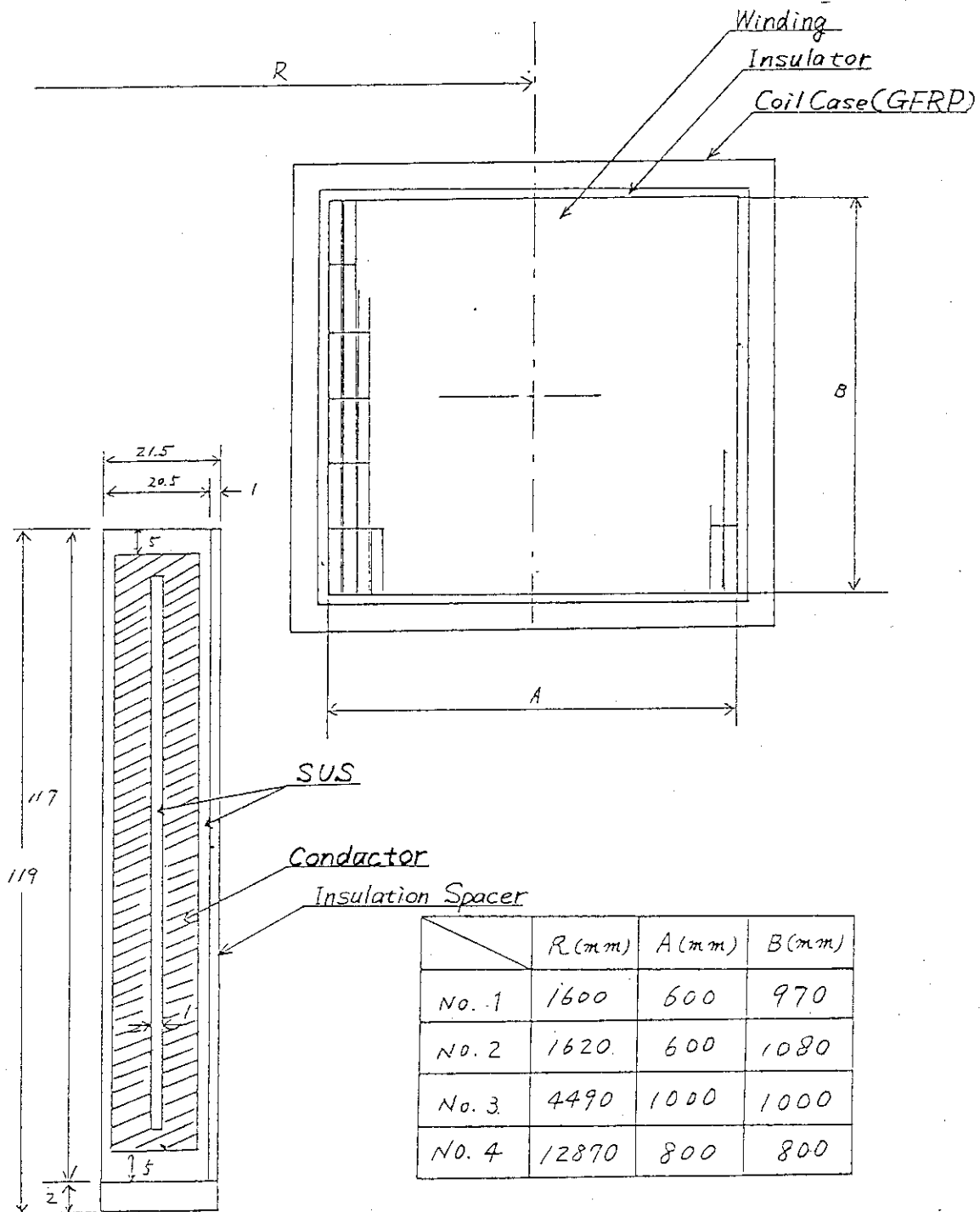


Fig. 7.2.14 Coil Winding Model of PF Coil

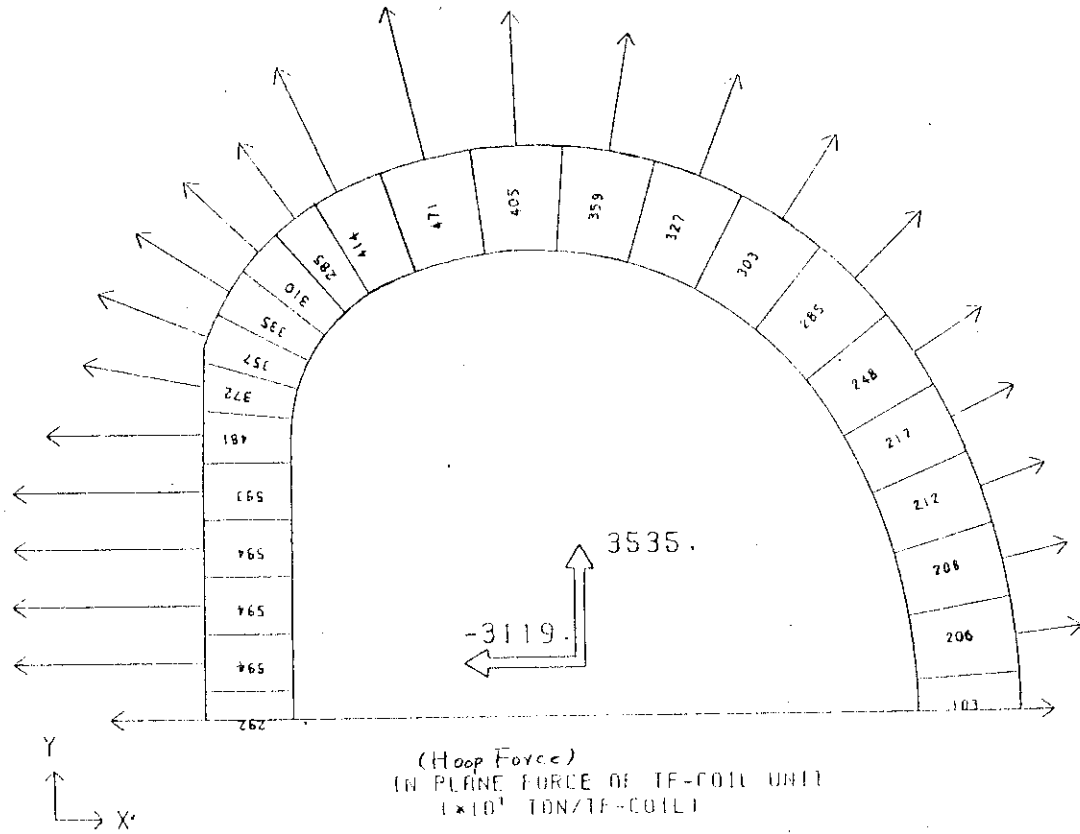


Fig.7.2.15 Hoop Force Distribution

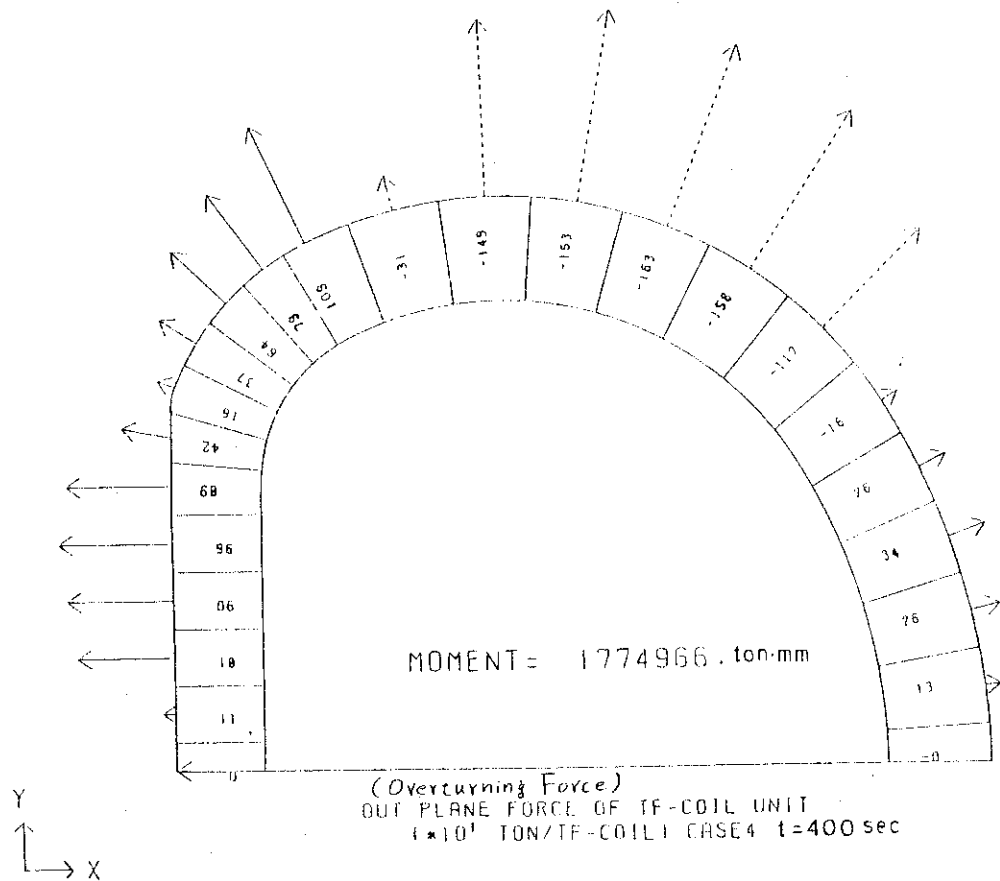


Fig.7.2.16 Overturning Force Distribution

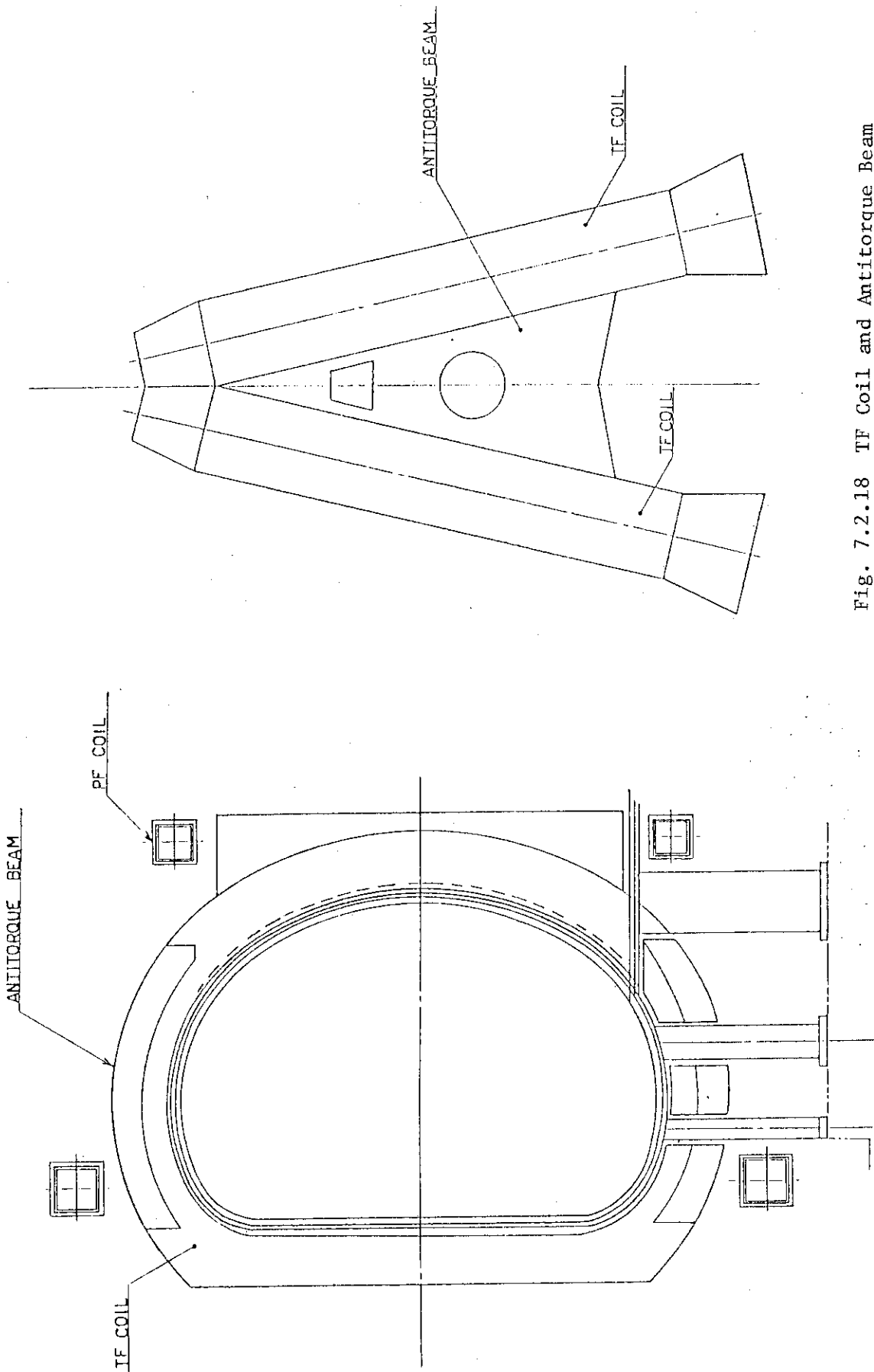


Fig. 7.2.18 TF Coil and Antitorque Beam
(Calculation Model)

Fig. 7.2.17 TF Coil (Calculation Model)

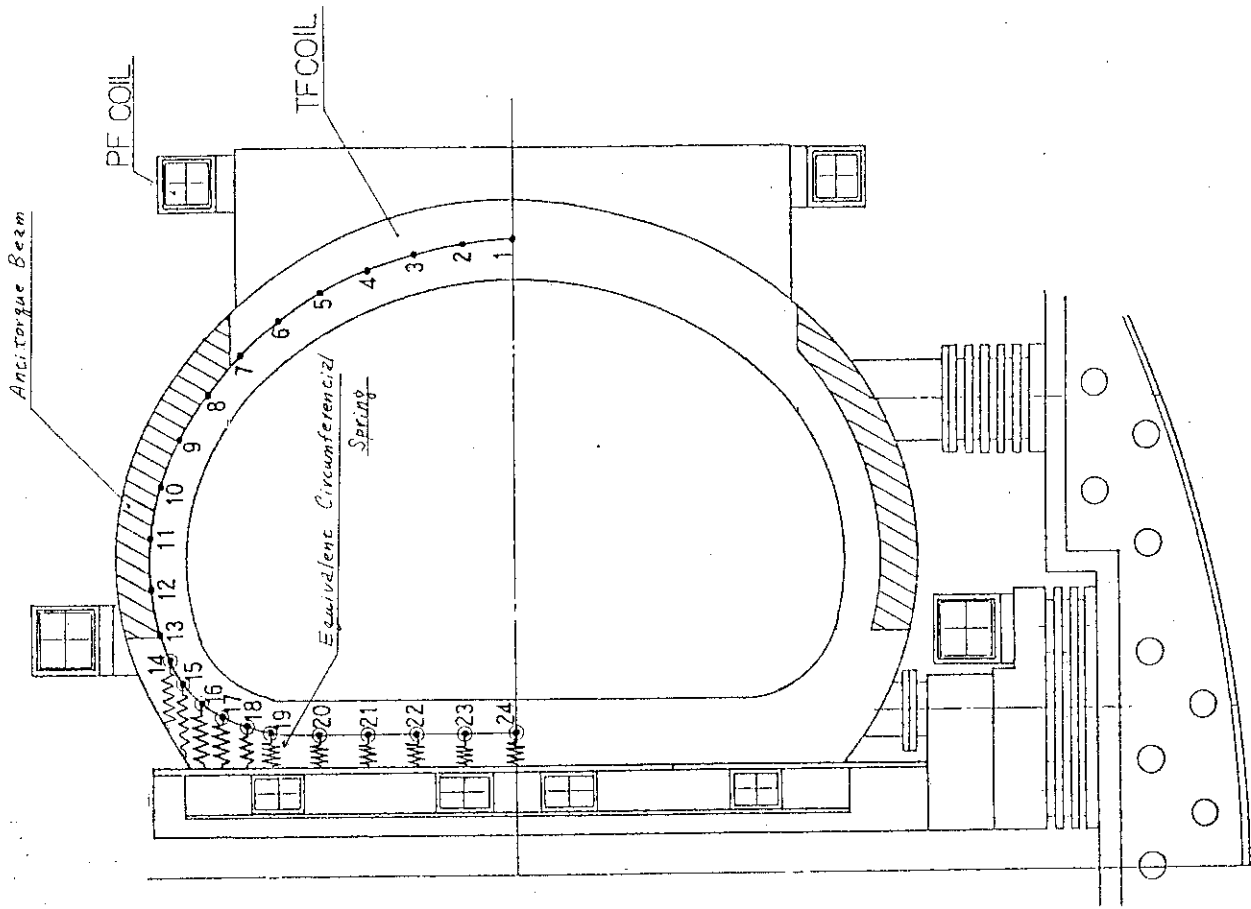


Fig. 7.2.20 TF Coil Model Elements Division

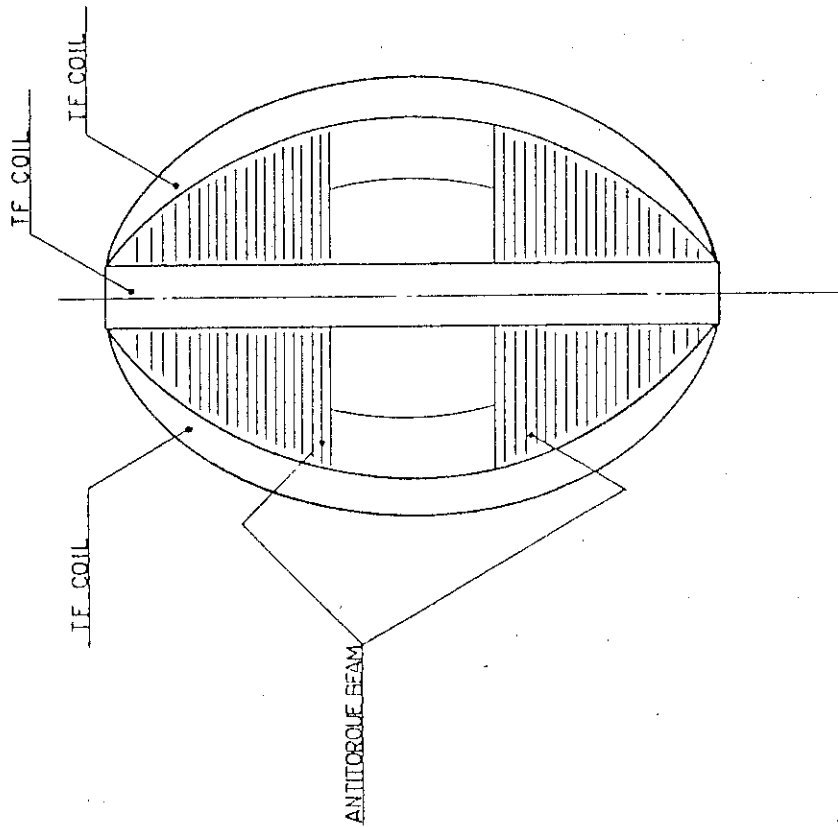


Fig. 7.2.19 TF Coil and Antitorque Beam
(Calculation Model)

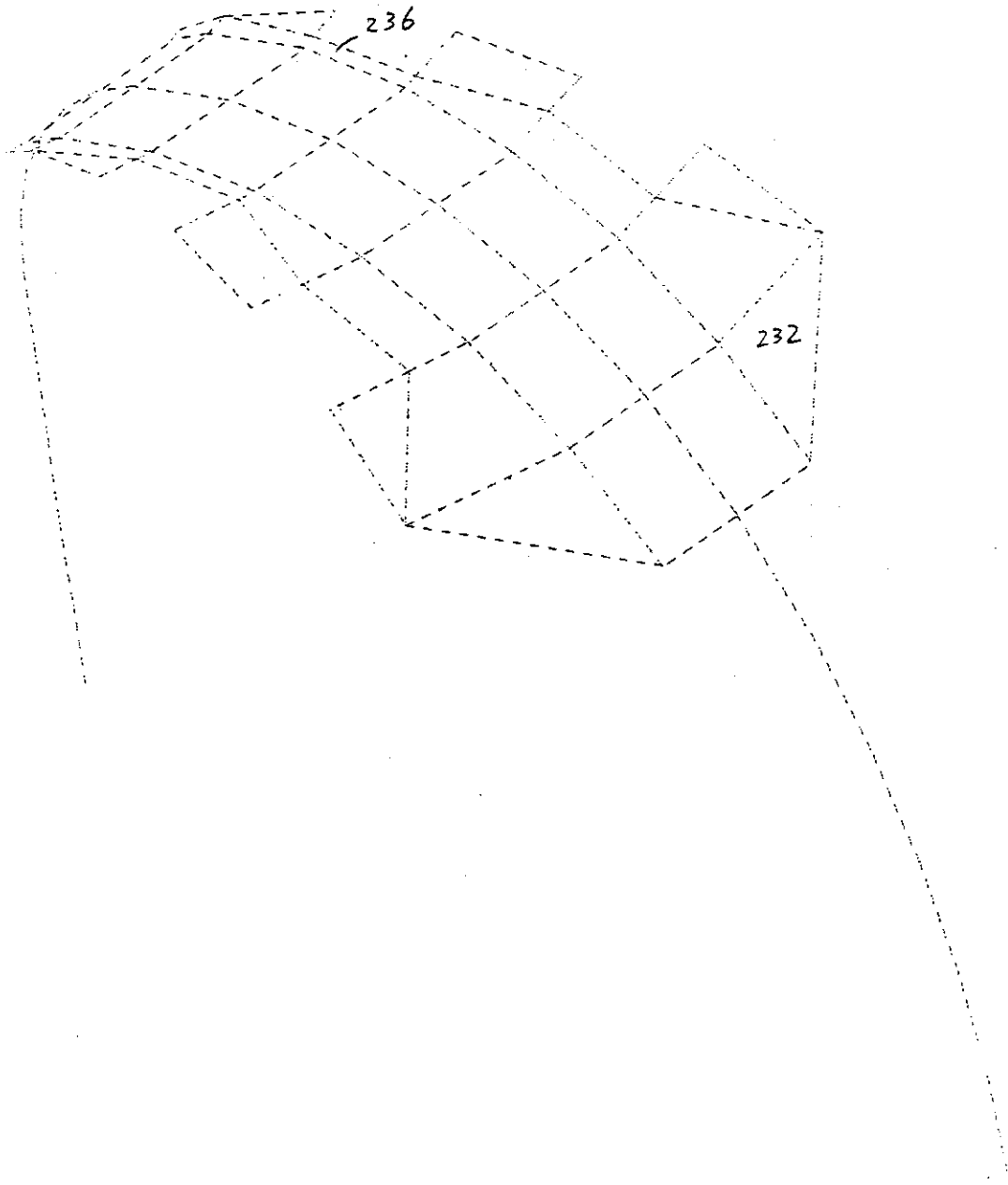


Fig. 7.2.21 Elements Division

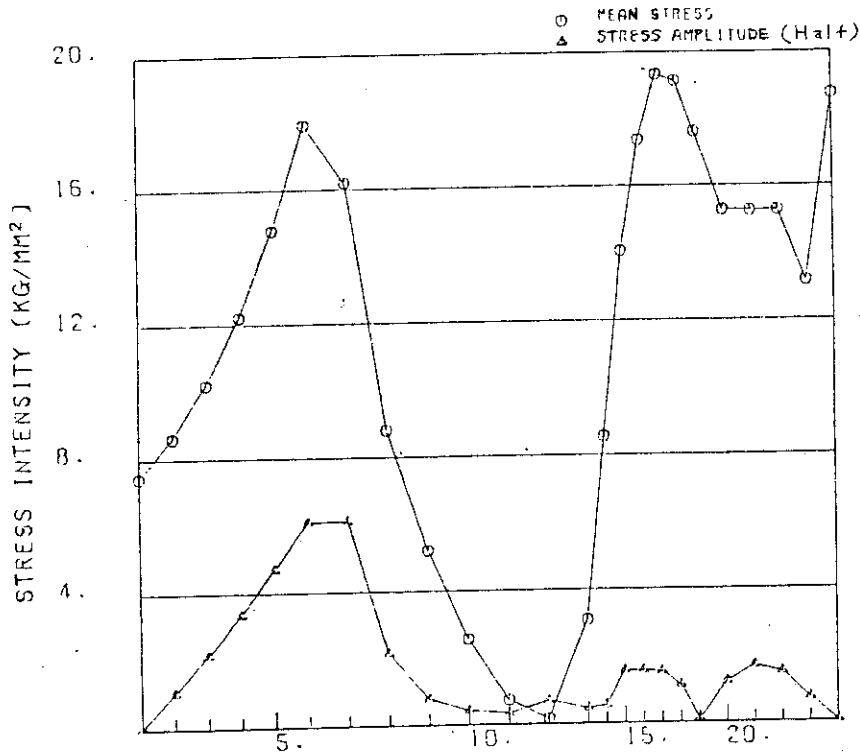


Fig.7.2.22 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF HELIUMCAN LOCATION=1

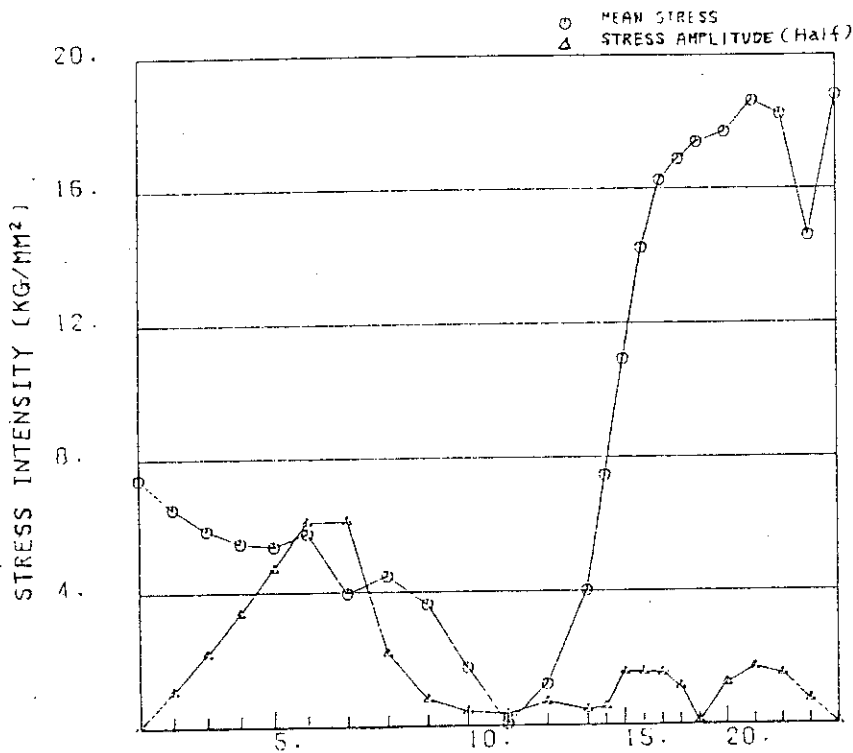
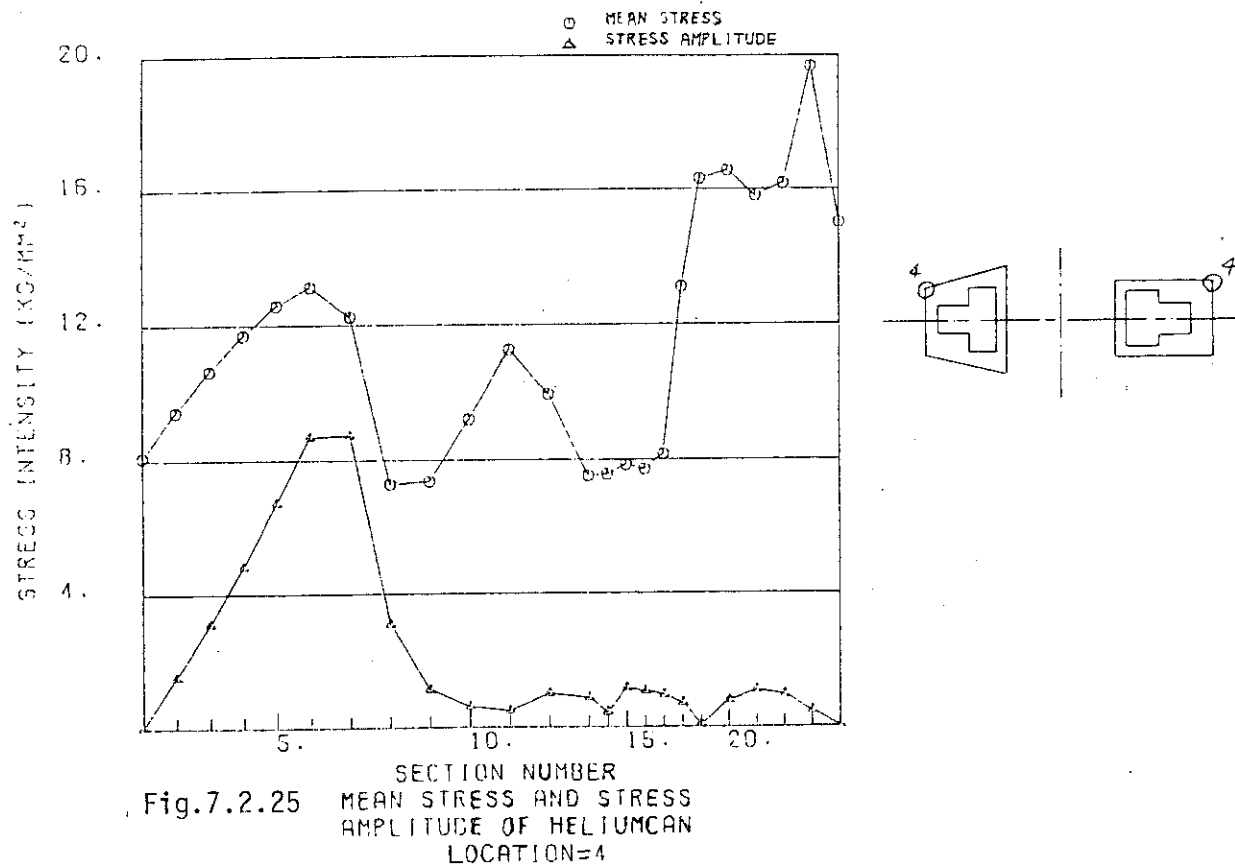
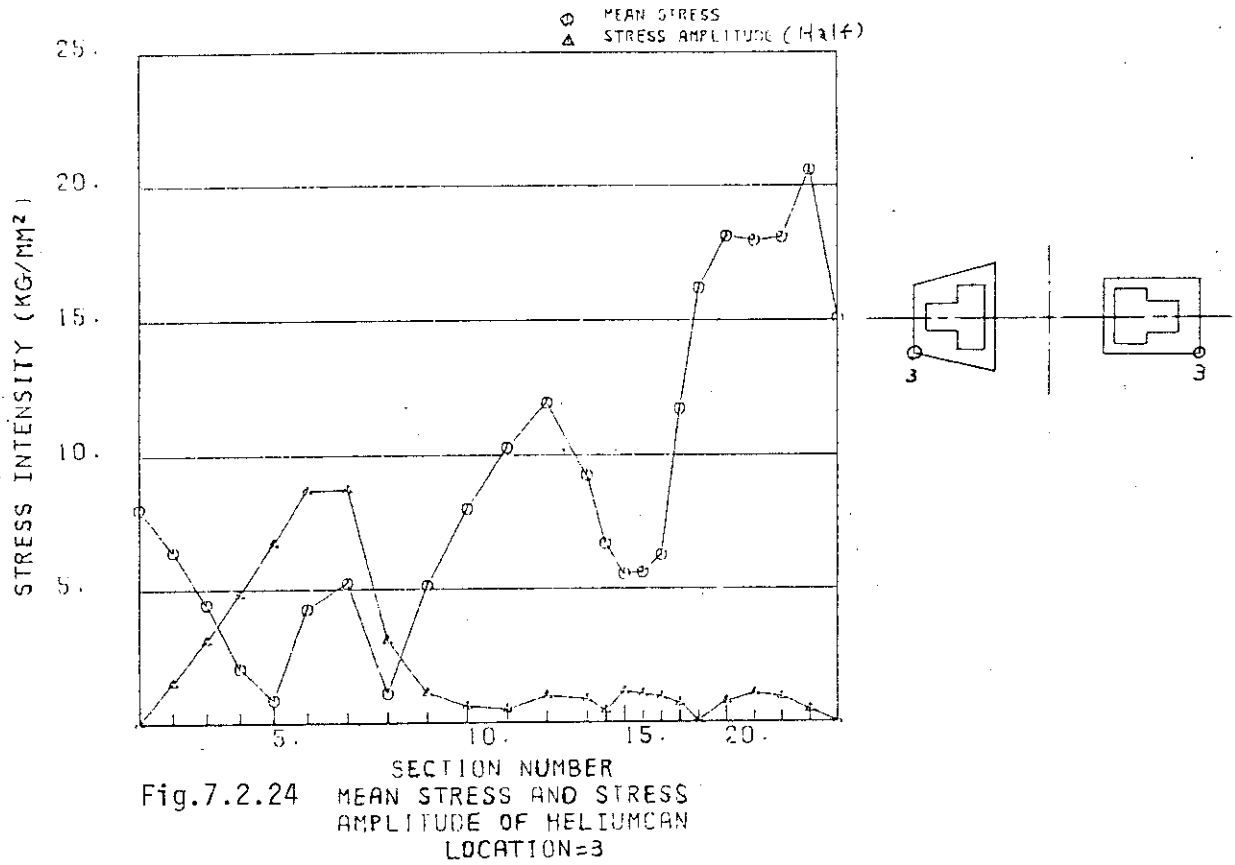


Fig.7.2.23 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF HELIUMCAN LOCATION=2



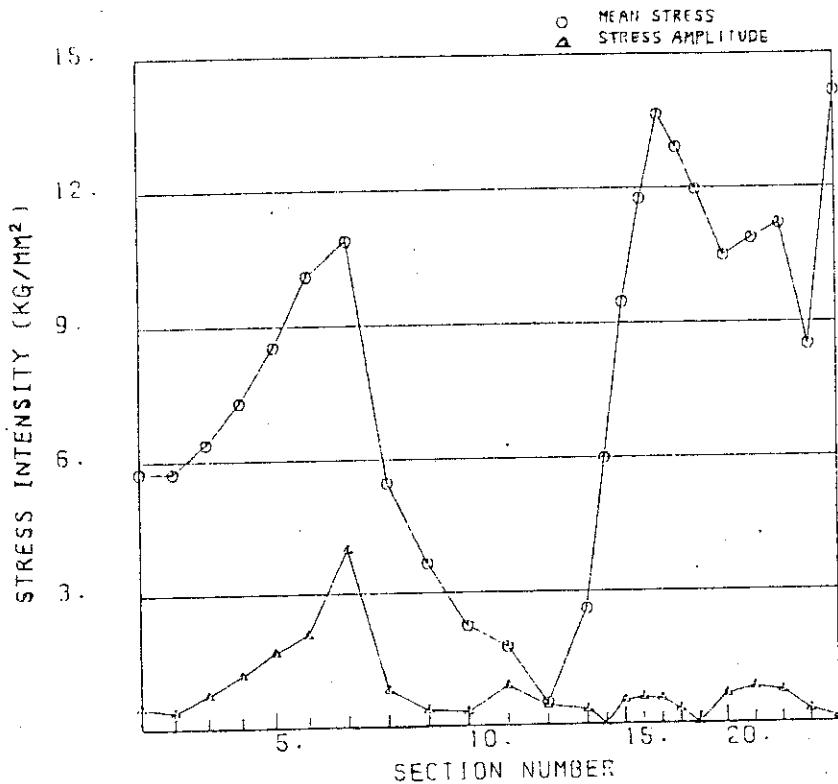


Fig.7.2.26 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF WINDING LOCATION=A

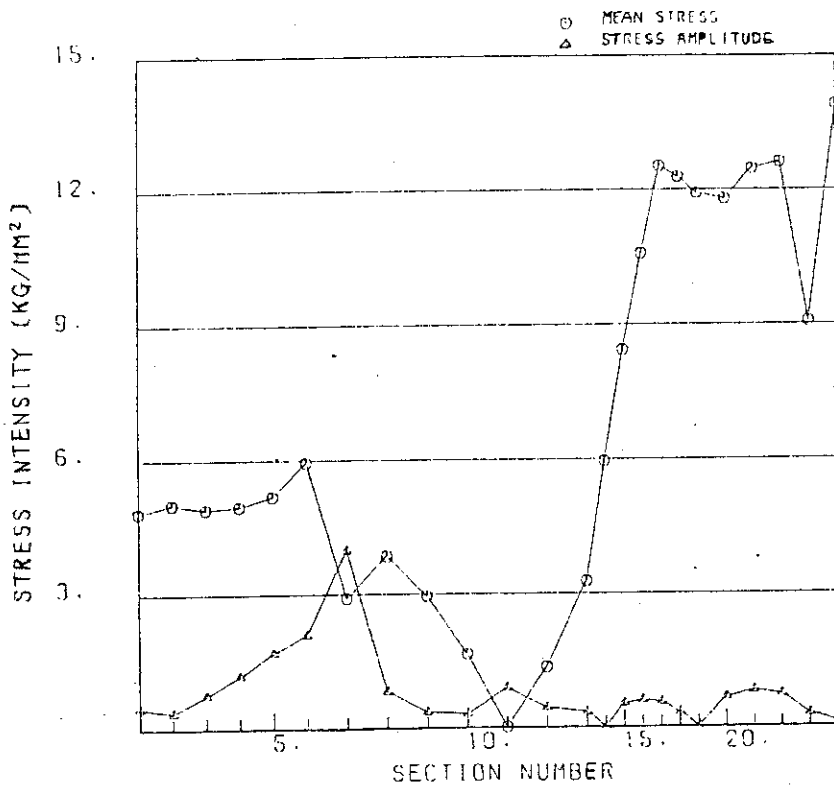
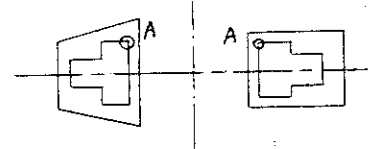
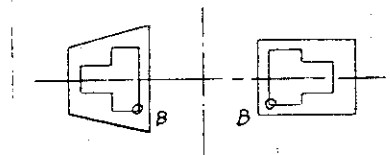


Fig.7.2.27 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF WINDING LOCATION=B



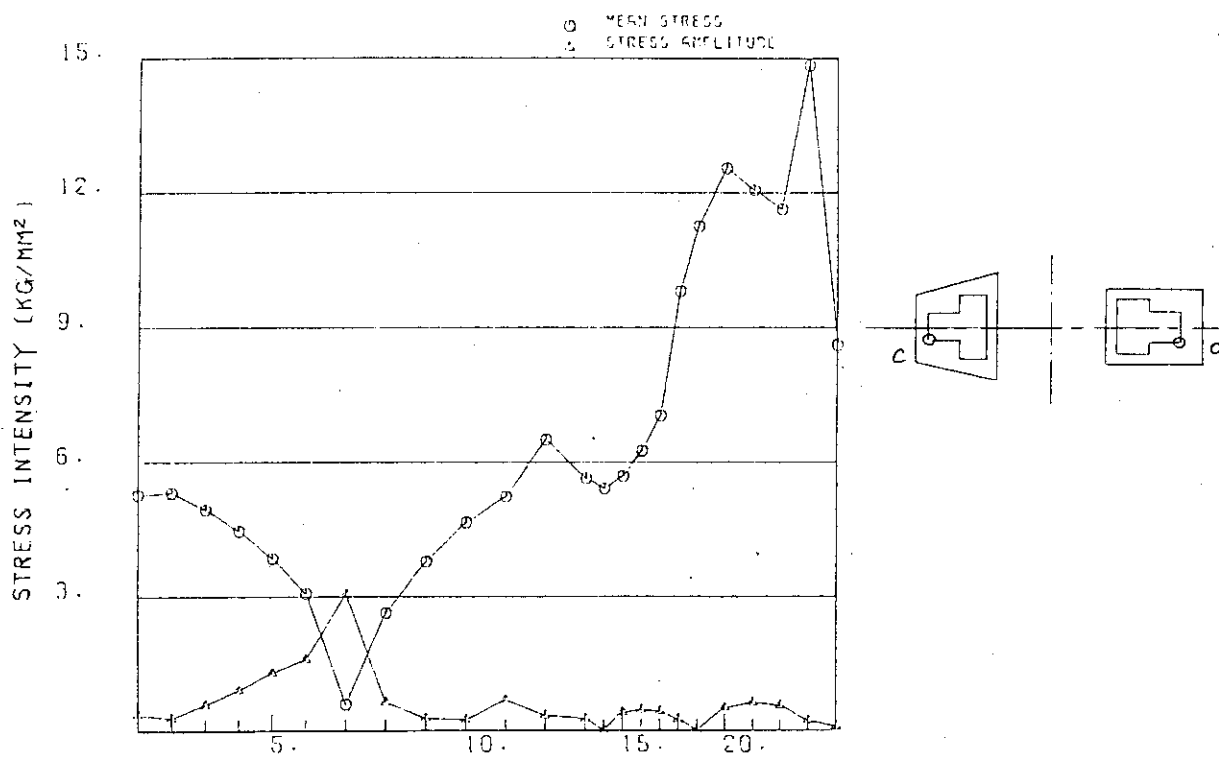


Fig.7.2.28 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF WINDING LOCATION=C

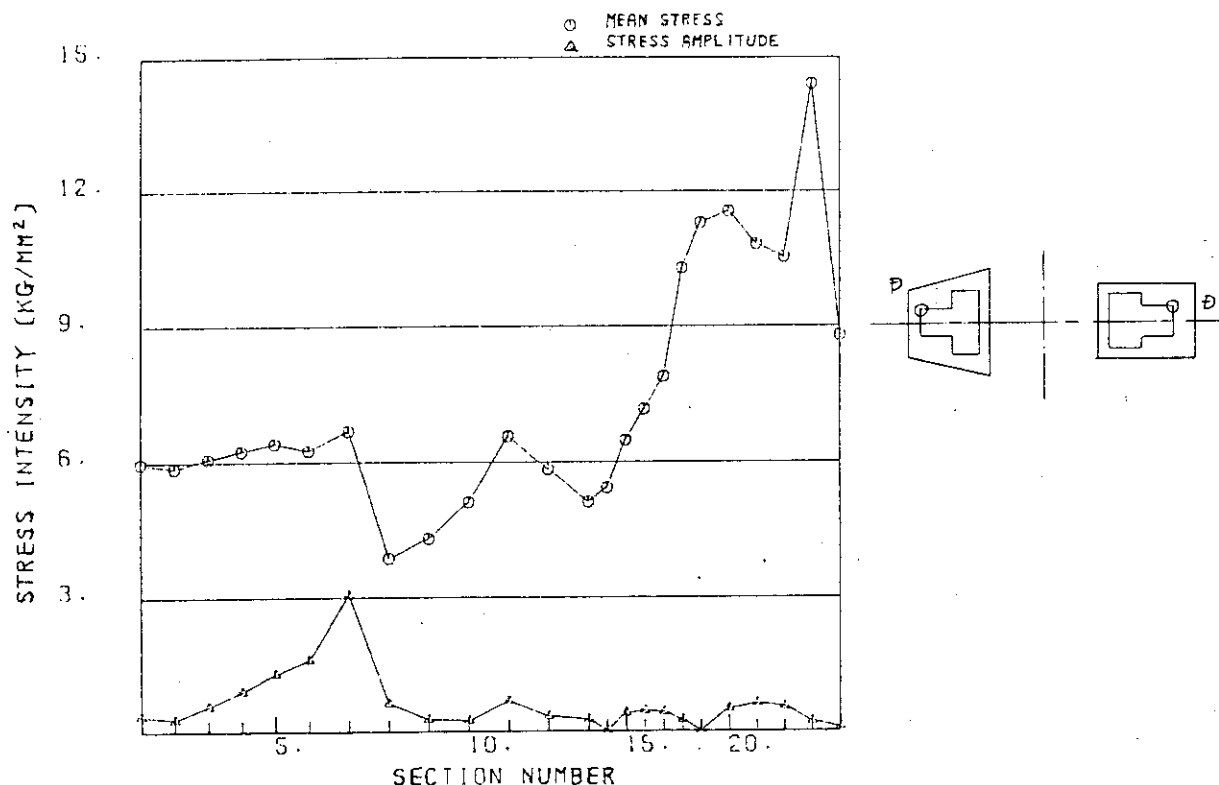


Fig.7.2.29 MEAN STRESS AND STRESS AMPLITUDE OF WINDING LOCATION=D

Max. Deformation = 20.2 mm

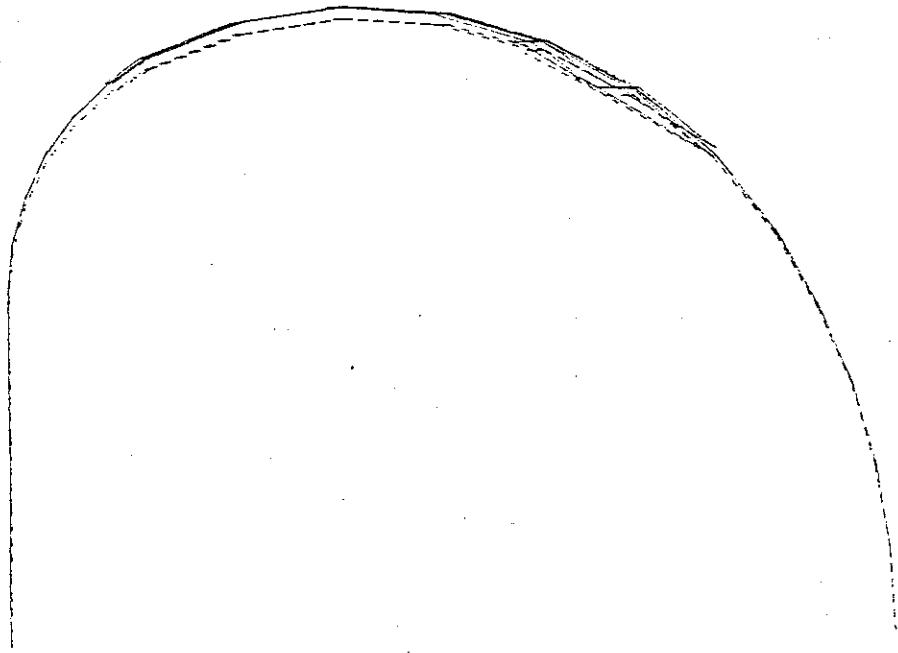


Fig. 7.2.30 TF Coil Deformation by Hoop Force and Overturning Force (Vertical View)

Max. Deformation = 20.2 mm

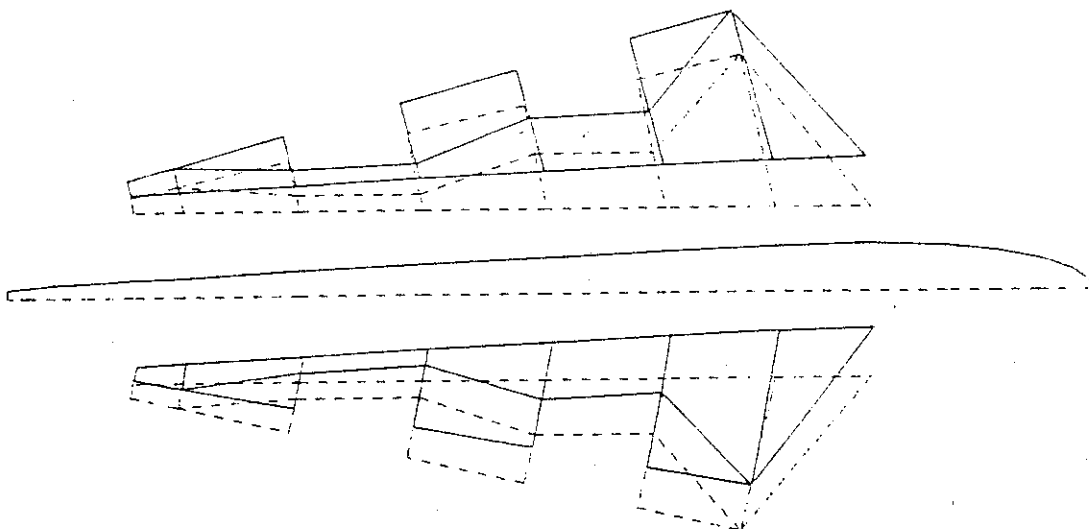


Fig. 7.2.31 TF Coil Deformation by Hoop Force and Overturning Force (Plane View)

Max. Deformation = 20.2 mm

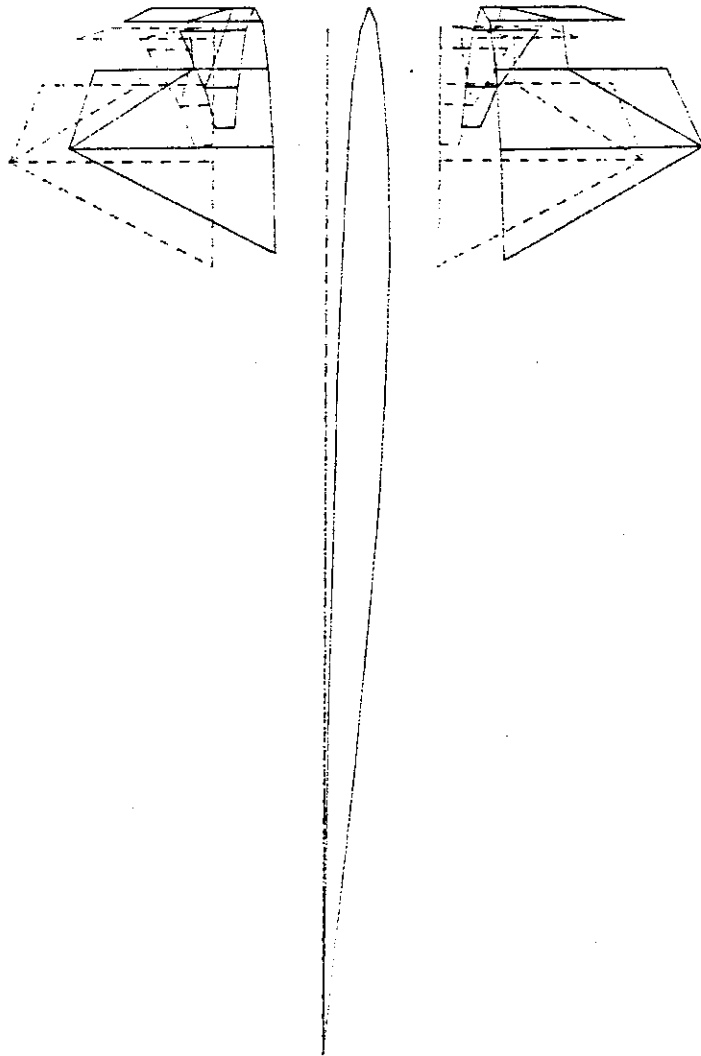


Fig. 7.2.32 TF Coil Deformation by Hoop Force and Overturning Force (R-direction View)

7.3 超電導コイル冷凍システム

7.3.1 設計方針

核融合動力炉の超電導コイルは、被冷却重量が15,000 Tonを超える超大形コイルシステムとなる。このような大形コイルを冷却する際に問題になるのは、つぎの諸点である。

- | | |
|------------------------|----------|
| 1) He液化装置の容量が大きい。 | 大形液化冷凍 |
| 2) He液化に要する動力が大きい。 | 高効率 |
| 3) 液体Heの充填量が大きい。 | 液体He大量調達 |
| 4) Heガスの大気放出を避けねばならない。 | He完全回収 |
| 5) 被冷却重量が大きい。 | 初期冷却 |

冷却方式はトロイダルコイル群 (TFコイル) およびポロイダルコイル群 (PFコイル) とともに、液体Heによる浸漬冷却を採用したが、液体Heの調達量が少なくてよい超臨界He冷却方式が将来これに代わる可能性がある。したがって、本設計では、どちらの冷却方式にも共通する熱負荷および冷凍システムの容量設定を行い、将来の液化冷凍技術の進歩により、これが実現できることを想定している。

熱負荷の計算結果によると、定常時の熱負荷の最大は約9 KWであり、PFコイル群の電流立上げ時の400 sec間に、5.7 MJ、液体Heの蒸発量に対して約2300 lの発熱がある。

以上のような問題点を考慮して、本冷凍システムの基本方式を次のように設定した。Fig.7.3.1は超電導コイルの冷凍系ブロック図を示す。

- (1) TFコイル、PFコイルなどの全熱負荷に対する液化冷凍設備 (LIQEFIER No.1) を設ける。この設備には、PFコイル電流立上げ時運転の蒸発He約2300 lを液化能力に含める。
- (2) 被冷却重量15300 Tonを常温からHe温度まで予冷するための液化冷凍設備 (LIQEFIER No.2) を設ける。ただし、この設備は定常運転時停止となり、LIQEFIER No.1のバックアップ機となる。
- (3) 初期冷却時間は360時間、昇温時間は240時間を目標とする。
- (4) 液体Heはヘリウム貯槽より超臨界He (SHE)で核融合炉(真空槽)の入口部接続ポートに送り、ここで液化させるSHE遠隔移送方式とする。
- (5) パワーリードの冷却は、SHEを流して行い、通常の蒸発Heガスは流さない。
- (6) コイルを浸漬する液体Heは、すべて液化回収する方式とし、Heガス回収装置(常温タンク充填方式)は設けない。

7.3.2 熱負荷

超電導コイルを設置したコイル真空槽内における低温部の熱負荷は、Table 7.3.1に示すとおりである。

断熱支持体 (Support) の熱伝導量210 Wは、中心支持柱の支持体4個と、TFコイル支持脚28個に対するもので、材質はGFRPである。いずれも侵入熱量を低減するため、80 Kのサーマルアンカを設ける。

熱シールドの輻射熱は80 K温度レベルのシールドから、4.4 K温度部分に対して740 Wとなる。

低温配管の熱侵入量は、ヘリウム液化冷凍設備から、真空槽の接続ポートを結ぶ往復2ラインの低温配管、接続構造部および低温弁などによるもので、計600 Wである。

パワーリードの熱負荷は、TFコイル19 KA用28本と、PFコイル50 KA用16本に対するもので、通電時最大1380 Wとなる。この時の冷却に用する低温Heガスの供給流量は、液体He体積換算で1940 ℓ/hである。非励磁時はこの流量を約60%、1200 ℓ/hまで下げることができる。

中性子およびγ線による発熱は850 Wである。

以上の結果、4.4 K温度レベルの熱負荷は合計2400 Wで、他に液体He換算で1940 ℓ/hの低温Heガス供給が所要冷凍能力となる。

本動力炉は、PFコイルの電流立上げ運転はほとんどおこなわないが、運転パターンから計算すると、構造材の渦転流損失5260 KJと超電導コイルのパルス損失440 KJによる発熱があり、液体He 2240 ℓが蒸発する。このPFコイルの電流印加は400 secの間におこなわれるが、コイル側の液体He貯槽の気相部容積を大きくとり、蒸発ガスを吸収する。

80 K温度レベルの熱負荷は、真空槽壁から80 Kシールドに対する輻射熱19200 Wが最も大きい。この場合80 Kシールドにはスーパーインシュレーション33層を10 mm厚さに施工するものとしている。断熱支持体のサーマルアンカ部の伝導熱は1100 W、低温配管の侵入熱量は1300 Wである。

以上の合計21600 Wが80 Kレベルの熱負荷であり、これを液体N₂の蒸発熱により除去すると、その所要流量は490 ℓ/hとなる。

7.3.3 冷凍システムの設定

4.4 Kに冷却すべき被冷却重量の内訳は、Table 7.3.2のとおりである。総重量は15300 Tonでステンレス鋼製のコイルHe容器と構造物が11200 Tonに達している。

Table 7.3.3はTFコイルおよびPFコイルの液体He貯液量を示す。定常運転時において合計113,000 ℓの液体Heが、コイルシステム内に貯液される。

設計方針で示したように、本冷凍システムは大きな熱負荷、大重量被冷却物、大量液体Heと極めて大きな規模となる。ここに適用する冷凍システムの方式は、現在の技術レベルで十分建設が可能である。低温He圧縮機、大流量減圧エジェクターなど、極低温冷却系専用の要素機器が開発され、高い効率の冷凍システムが実現できることが期待できるが、具体的な設計は今後の技術課題とした。また液体He浸漬冷却に代わる超臨界He (SHE) 強制冷却は、超電導線材およびコイル構成に関する冷却諸元が明らかでないので、今回の設計では実施していない。

現在の常温He圧縮方式に代わる低温He圧縮方式、液体He浸漬冷却に代わる超臨界He冷却など、将来の冷凍技術の進歩が期待できるので、冷凍システムの所要動力低減、液体He貯液の少量化などを見込んで、いずれも現方式で大きな余裕をとらない。

以上の基本条件をもとに、さきに示した熱負荷、被冷却重量および液体He貯液量を冷却条件にして、He冷凍システムの容量を設定した。Table 7.3.4はHe冷凍システムの主な仕様をまとめたものである。

He液化冷凍設備 (No.1) は、定常運転時の熱負荷に対し、約1.2倍をとり、冷凍能力を11 KWと設定する。この冷凍能力は可逆液化能力換算で、3.3 W当り1 ℓ/hとして、3,300 ℓ/hのHe液

化能力に相当する。Fig. 7.3.1 は計画したHe 液化冷凍設備 (No. 1) の液化-冷凍能力特性の関係を示す。図には所要冷凍能力 2400 W および所要液化能力 1940 ℓ/h を同時に供給する設定点を◎印で示してある。

He 液化冷凍設備 (No. 2) は重量 15,300 Ton の被冷却物を常温から 4.4 K の He 温度まで冷却する設備で、He 液化冷凍設備 (No. 1) と同時に冷却運転する。冷凍能力は、初期冷却時間を 360 時間に設定すると、55 KW となる。ただし初期冷却のひん度が少く、その所要時間が長くすることが許せるならば、所要冷凍能力は下げ得る。

He 液化冷凍設備の所要動力は、冷凍能力 11 KW の容量で 340 KW/KW、55 KW の容量で 320 KW/KW とすると、所要電力はそれぞれ、No. 1 設備で 3740 KW、No. 2 設備で 17600 KW となる。さらにこれらの液化冷凍設備は液体 N_2 による補冷をおこなうので、その動力換算 0.6 $kw \cdot h/\ell$ をおこない、上記電力より差し引くと、実際の所要電力はそれぞれ 2720 KW および 12800 KW となる。

7.3.4 冷凍システムの構成

Fig. 7.3.2 は冷凍システムの構成ブロック図である。コイル真空槽の He 冷却系統は、TF コイル 14 系統、PF コイル 1 系統、パワーリード 2 系統の合計 17 系統から成っている。 N_2 冷却系統は熱シールド配管系とサーマルアンカ系の 2 系統からなり、内部で並列配管される。コイル真空槽内の配管構成は、上記各系統の低温配管、パワーリード、配線などを上記接続シェル (Top Connecting shell) を一旦断熱的に集合させ、コイル真空槽の上部断熱低温配管 (Cryogenic piping) につなぎ込むようにする。

Fig. 7.3.3 は He 冷凍システムの系統図である。コイル真空容器と He 液化装置とを結ぶ配管①②③④⑤はつぎの運転機能を有する。

- (1) 超臨界 He および 80 K 以下の低温ガスの供給①。このとき低温弁 V-6 または V-7 のどちらかを制御する。
- (2) 80 K 以下の低温ガスの回収②。このとき V-4 または V-5 のどちらかを制御する。
- (3) 300 ~ 80 K の低温ガスの供給③。このとき V-10 および V-3 または V-2 のどちらかを制御する。
- (4) 常温ガスおよび常温時の低温ガス回収④。このとき V-9 を制御する。
- (5) パワーリードの冷却ガスの回収⑤。このとき V-8 を制御する。

7.3.5 超臨界 He 冷却への移行

液体 He 浸漬冷却は、超電導コイルの冷却方式の主流をなすもので、最も安定した方式と考えられる。しかし He を多量に用いることおよび PF コイルのような水平に細長い構造の冷却物に対しては、発生した He 気泡の抜き出しが難しい。したがって将来、超電導線材の加工技術および超電導コイルの構成技術が進歩すれば、液体 He 浸漬冷却から、超臨界 He 強制冷却に移行することは十分考えられる。

超臨界 He 冷凍系の構成機器として、ポンプ効率の高い低温 He ポンプが使用される。現在国際協力 LCT の強制冷却形大形コイル冷却用として開発が行われており、近く実用される。本設計に

適用する低温ポンプは流量・揚程とも飛躍的に大きくなる予定であり、LCTの成果を基盤にして、さらに開発が必要と思われる。また、超電導コイルへの冷却流量保持のためのSHE流体の並列流制御も技術課題となっている。

7.3.6 構成機器の仕様

超電導コイル冷凍システムの主な構成機器の概略仕様をつぎに示す。

(1) ヘリウム液化冷凍設備No.1

定常運転時冷却および予冷用設備

冷凍能力	4.4 Kにおいて	11 kW
	等価液化速度	3300 ℓ/h
補冷用液体N ₂ 蒸発速度		1700 ℓ/h
所要動力		2720 kW

(2) ヘリウム液化冷凍設備No.2

超電導コイル予冷用設備

冷凍能力	4.4 Kにおいて	55 kW
補冷用液体N ₂ 蒸発速度		8000 ℓ/h
所要動力		12800 kW

(3) 液体He貯槽

貯液容量	100,000 ℓ
数 量	2 基

(4) 液体N₂貯槽

貯液容量	50,000 ℓ
数 量	2 基

(5) バッファータンク

内容積	50 m ³ (水容積)
H ₂ 液化冷凍設備No.1用	1 基
No.2用	2 基
N ₂ ガス循環系統用	1 基

(6) 液体He 補給用貯槽

輸送容量	37,000 ℓ
国際規格	11,000 ガロン, 40' 型トレーラー
常時	2 基配備

Table 7.3.1 Heat Load of Helium Cooling System

4.4 K Heat Load	Toroidal Coil	Poloidal Coil	Cryostat and Piping
Support	—	—	210
Thermal shield	—	—	740
Helium piping	—	—	600
Power Lead (L.He Flow rate ℓ/h)	560 W (790 ℓ/h)	820 W (1150 ℓ/h)	—
n.γ Heating loss	850 W	—	—
Eddy current loss (L.He Evaporation ℓ)	5260 KJ (2060 ℓ)	—	—
Conductor pulse loss (L.He Evaporation ℓ)	200 KJ (80 ℓ)	240 KJ (100 ℓ)	—
Total heat load	850 W +790 ℓ/h +2140 ℓ	1150 ℓ/h +100 ℓ	1550 W
Refrigeration requirement	Refrigeration 2400 W and Liq. He Flow rate 1940 ℓ/h at 4.4K		
80 K Heat load (W)	Cryostat and piping		
Support	1100		
Thermal shield	19200		
Helium piping	1300		
Total heat load	21600 W at 80 K		
LN ₂ Requirement	490 ℓ/h at 80 K		

Table 7.3.2 Cold Structure Weight (Ton)

Items	Toroidal Coil	Poloidal Coil
Conductor	2600	1400
Coil helium can	5400	100(FRP)
Center cylinder	1800	
Anti-torque Beam	3000	
Other structure	1000	
Total (4.4K)	15300	

Table 7.3.3 Liquid Helium Storage (ℓ)

Items	Toroidal Coil	Poloidal Coil
Coil helium can	77000	22500
Helium tank	7000	4500
Piping Separator	2000	
Total	113000	

Table 7.3.4 Specification of Helium Cooling System

Items	Specification
<u>Helium liquefier No.1</u>	
Refrigeration capacity at 4.4K	11 kW
Power input	2720 kW
Liq. N ₂ consumption	1700 ℓ/h
<u>Helium liquefier No.2</u>	
Refrigeration capacity at 4.4K	55 kW
Power input	12800 kW
Liq. N ₂ consumption	8000 ℓ/h
<u>Cryogen container</u>	
Liq. He storage	100,000ℓ × 2
Liq. N ₂ Storage	50,000ℓ × 2

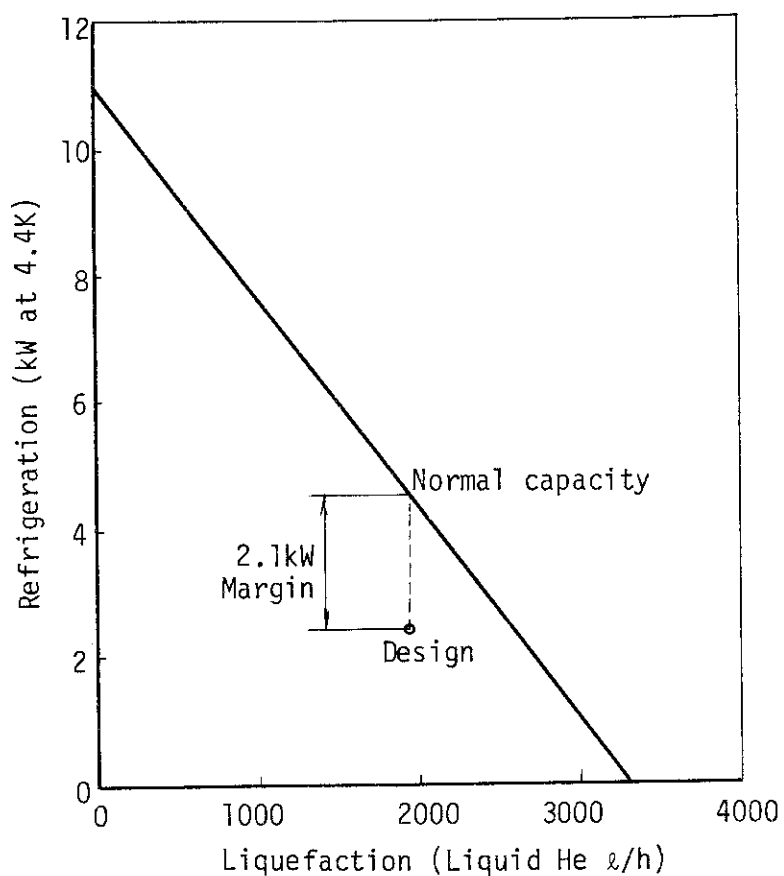


Fig.7.3.1 Performance of Refrigerator System

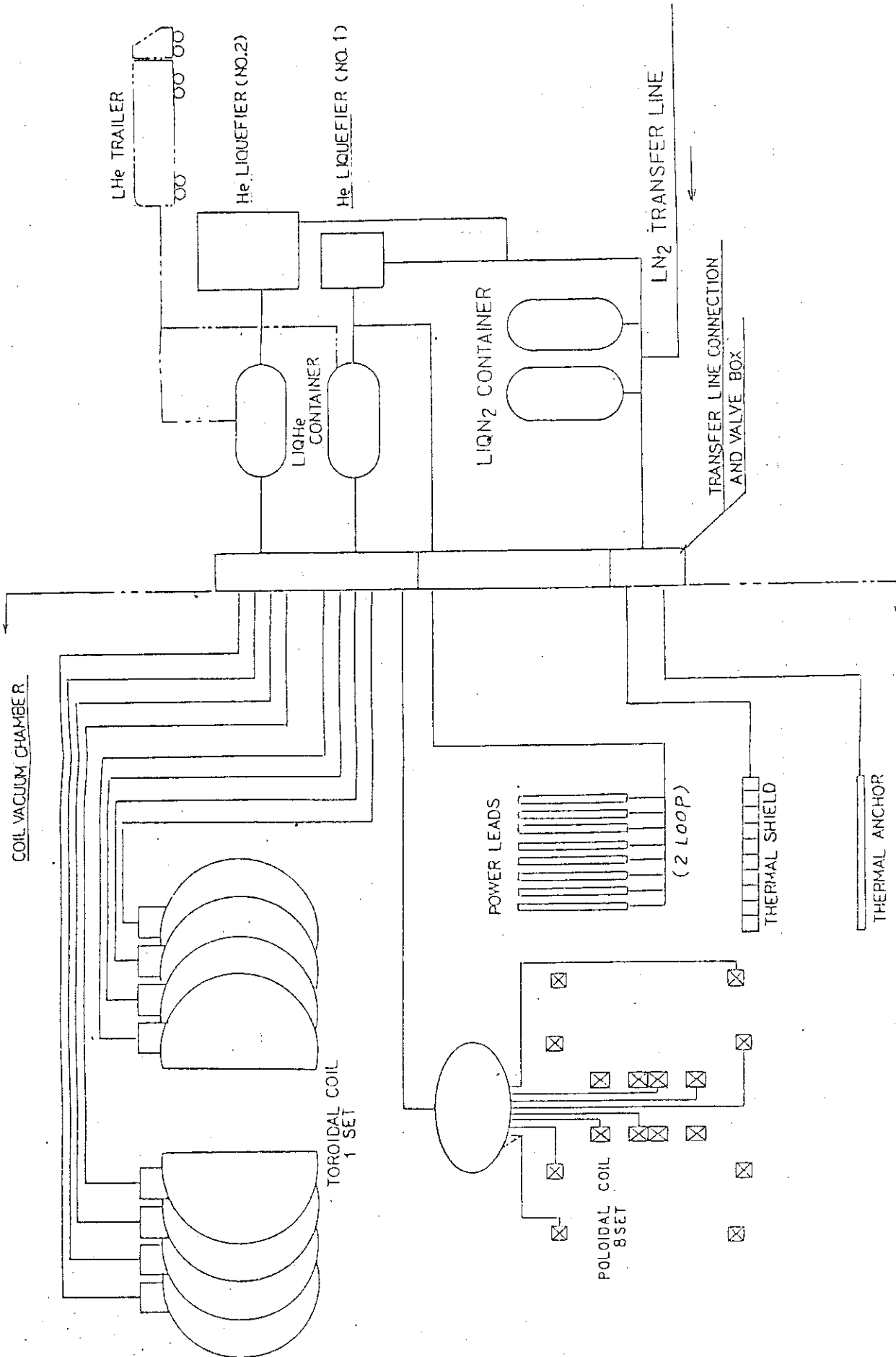


Fig. 7.3.2 Super Conducting Coil Cooling System (SPTR Power Plant)

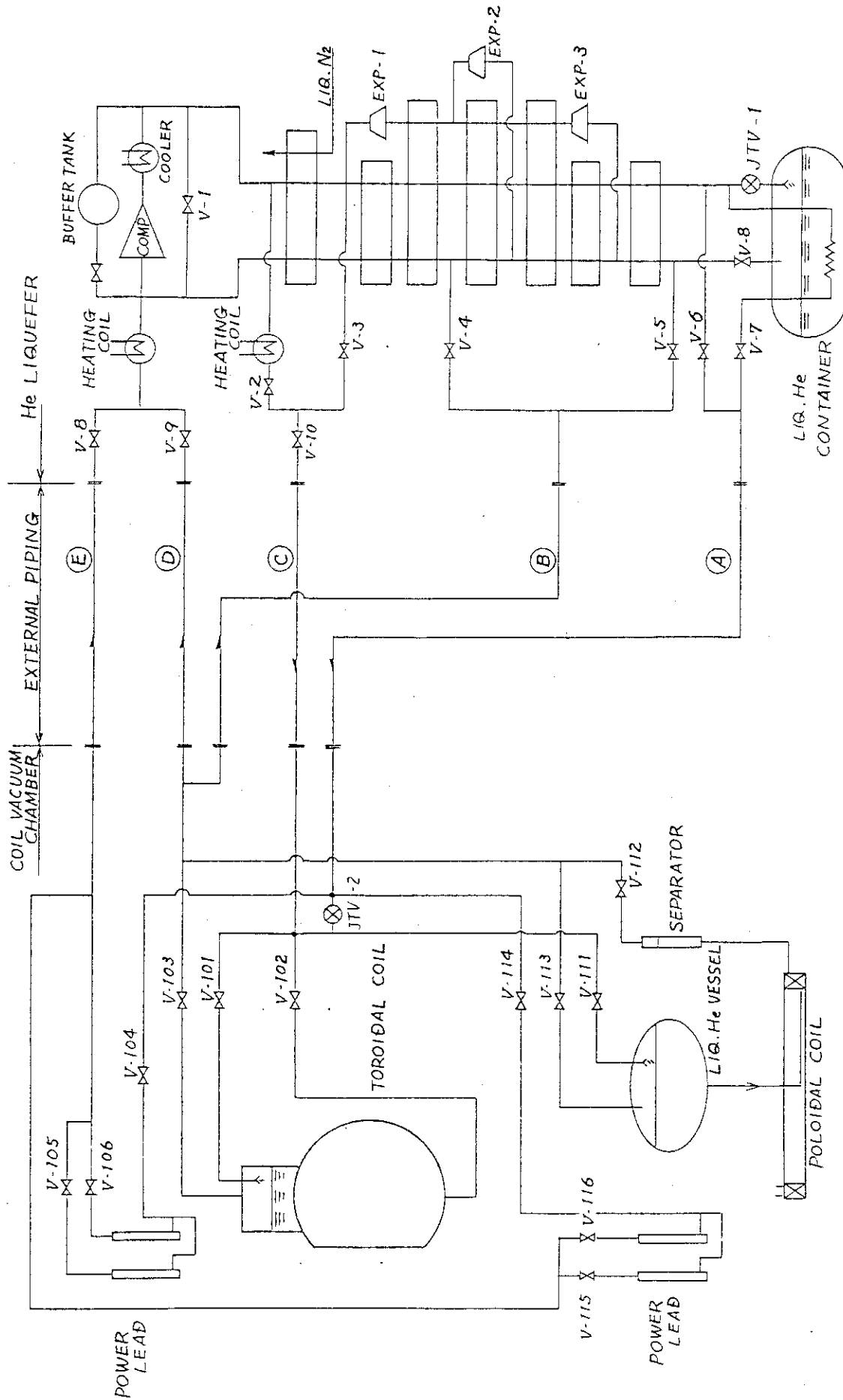


Fig. 7.3.3 He Cooling System Flow Sheet (SPTR Power Plant)

8. 分解修理

分解修理は、真空容器ごとブランケット、ポンプリミタ等補修頻度の多い機器を保守する作業であり以下にその内容を記す。

コイル系の故障については、約30年後には充分信頼性が向上し、試運転後プラントが稼動状態に入ってから、故障が発生しないものと考え、分解修理は行わないことを前提としているが、万一の場合には大きなPFコイルを除いて他は炉室から搬出可能なシステムとしている。

8.1 基本検討

8.1.1 分解修理の考え方

動力炉の一次冷却配管は出口温度330℃、入口温度290℃の高温配管である。このため水中に設置される部分については充分な断熱性能をもった2重配管としている。この2重配管内に水が侵入することのないようにしなければならない。このため、ブランケット、真空容器とこれらの配管は一体構造物として予め組立てて検査したものを格納容器に搬出入する構造としている。したがって分解作業についても、配管切断を行わない。特に、一次冷却系のヘッダを本体に近づけ配管を出来得るかぎり短かくし、真空容器を移動しやすくした。

一方、プール水中での分解再組立作業については、作業や遠隔操作機器の放射線被爆の点から大きな利点がある。現状では、海底での土木・探査作業等の分野で水中遠隔操作技術が一部実用化されつつあり、30年後を想定した場合にプール中での分解再組立作業は可能な段階に達していると考えられる。しかし、水中での分解再組立作業は必然的に真空容器内にプール水が侵入する。プール水で汚染された真空容器内面やブランケット表面の超高真空処理は不可能ではないにせよ、比較的長時間かかると考えられ稼動率の低下を招く。特に、面接触部の水分除去は困難と考えられる。このような考え方に基づいて、本設計では大気中での遠隔操作作業を前提とした分解再組立方法を採用する。なお、当然の事ではあるがこのような設計方針は、点検作業や一部の分解再組立作業を水中で実施することを防げるものではない。

8.1.2 初期建設工程

動力炉の初期建設工程をFig. 8.1.1に示す。

初期建設の概略工程としては、先ず建家（基礎）の建設から始まり、下側のベルジャおよび本体支持構造を組立てる。この上にセンターカラムを組立て、下側のPFコイルを据付け、次に中間部のコイル真空槽を取付けたTFコイルを順次組立て、中間部コイル真空槽を形成する。上側のPFコイルを据付け、上側のコイル真空槽を中間部のコイル真空槽に組立て、コイル系の組立を完了する。

ブランケット、ポンプリミタは真空容器に取付けたまゝ、内側コイル真空槽内に組立てる。組立方法は後に述べる遠隔操作による分解再組立と同一で、TFコイルの裏側に配置される真空容器

を挿入し、次にTFコイル間に配置される真空容器を挿入し、真空容器同志を結合溶接する。

この後、RFと真空排気系ダクトの連結、および一次冷却水配管をヘッドに連結し、プール水を注入して初期建設工程を完了する。

8.1.3 真空容器カセットの分解修理手順

真空容器カセット分解修理手順をFig. 8.1.2に示す。

内側ベルジャ（コイル真空槽）の内部では、真空容器カセットは、浮上ラックピニオンによる自走式とする。但し、真空容器カセットが内側コイル真空槽からプールに出た後には、クレーン式マニピュレータによって移動される方式としている。

TFコイル間に配置している真空容器カセットは、主半径方向にのみ移動することにより本体より引出されるが、TFコイルの裏側に配置されている真空容器カセットは、TFコイル間中央まで、トロイダル方向に自走移動させてから主半径方向に移動し本体から引出す。

一次冷却水配管は、プール水面より上方のヘッド近傍でフランジによる切離し、接合ができる構造とし、プール水を満した状態で作業者が接近して作業を行える方式とした。

8.1.4 遠隔操作機器

ブランケットは真空容器に取付けたまゝ分解および再組立される。

遠隔操作で行う分解組立作業は、①ボルトの取付取外し、②リップシール部の切断溶接、③真空容器の引抜きおよび挿入、④プールへの上げ下げ、⑤格納容器からHOT CELLへの搬出入とする。このために必要な遠隔操作機器を以下に示す。

- ① ボルト取外し、取付け機
- ② リップ切断機、リップ溶接機
- ③ 専用治具運搬・取付けマニピュレータ
- ④ ラックピニオン
- ⑤ クレーン
- ⑥ 格納容器-HOT CELL移動台車

以上の各機器の概念は、スイミング・プール型次期装置で使用される機器と類似のものと考えているが、本装置の各設備機器仕様に合せて設計検討を行う必要があり、今後仕様が明確になった時点で設計・開発がなされるものと思われる。

Fig. 8.1.1 The reactor construction process

1 BUILD BASEMAT AND PENETRATION

2 FIX LINER ON POOL WALL

3 FIX LOWER OUTSIDE BELLJAR AND REACTOR SUPPORT PLATE

4 PLACE TOROIDAL FIELD COIL SUPPORTS

5 PLACE CENTER COLUMN ASS'Y AND ITS SUPPORT

- a CONSTRUCT CENTER COLUMN ASS'Y SUPPORT
- b PLACE BUCKING CYLINDER
- c PLACE LOWER PF COIL No.3
- d PLACE BUCKING RING
- e PLACE LOWER OF COIL No.2
- f CONNECT Liq.He PIPES (AND FEEDERS) WITH LOWER PF COIL No.2
- g CARRY OUT THE ABOVE PROCESS d-f FOR PF COILS (FROM LOWER NO.1 TO UPPER NO.2) IN TURN
- h PLACE BUCKING RING
- i PLACE UPPER COLUMN ASS'Y SUPPORT PLATE AND LINK TO LOWER CENTER COLUMN ASS'Y
- j PLACE OUTER CYLINDER

6 PLACE LOWER PF COIL No.4 TEMPORARILY

7 CARRY TF COIL ALONG WITH INSIDE BELLJAR, SIDE PLATE, UPPER PLATE, OF COIL VACUUM CHAMBER AND ANTITORQUE BEAM BY CRANE AND PLACE THEM TEMPORARILY

8 CARRY OUT THE ABOVE PROCESS 7 FOR ALL TF COILS IN TURN. ALIGN AND FIX SUPPORT OF TF COILS AND LINK ANTITORQUE BEAMS TOGETHER

9 ALIGN AND FIX SUPPORT OF INSIDE BELLJAR AND LINK PART OF COIL VACUUM CHAMBER TOGETHER

Fig. 8.1.1 (continue)

10 PLACE LOWER PF COIL No.4

11 CONNECT Liq.He PIPES (AND FEEDERS) OF LOWER PF COIL No.3 AND 4

12 PLACE UPPER PF COIL No.3 AND 4

13 PLACE Liq.He TANK AND CONNECT Liq.He PIPES WITH TANK

14 CONSTRUCT UPPER OUTSIDE BELLJAR OF COIL VACUUM CHAMBER

15 CONNECT Liq.He TANK AND Liq.He PIPES WITH Liq.He SYSTEM

16 PLACE VACUUM VESSEL CASSETTE ALONG WITH MODULE OF BLANKET AND PUMP LIMITER ON THE FLOOR BY CRANE

17 MOVE THE VACUUM VESSEL CASSETTE IN RADIAL AND TOROIDAL DIRECTION BY MOVING MECHANISM AND PLACE IT TEMPORARILY

18 PLACE THE OTHER VACUUM VESSEL CASSETTE ON THE FLOOR BY CRANE

19 MOVE THE VACUUM VESSEL IN RADIAL AND TOROIDAL DIRECTION BY MOVING MECHANISM

20 CARRY OUT THE ABOVE PROCESS 16-19 FOR ALL VACUUM VESSEL CASSETTE. FIX AND LINK THEM TOGETHER

21 CONNECT THE DUCTS (RF AND EXHAUST)

22 CONNECT COOLING PIPES TO PRIMARY COOLING HEADER

23 SUPPLY POOL WATER

Fig. 8.1.2 Reactors disassembly and repair process

1 DISCONNECT COOLING PIPES MANUALLY

2 DRAIN POOL WATER

3 REMOVAL OF CENTER CASSETTE

- 3 DISCONNECT THE DUCTS (FOR RF AND/OR EXHAUST) BY CRANE TYPE MANIPULATOR AND REMOVE THEM BY CRANE
- b PLACE FLOOR TYPE MANIPULATOR IN POSITION BY CRANE
- c DISCONNECT VACUUM VESSEL CASSETTE'S CONNECTION BY FLOOR TYPE MANIPULATOR
- d REMOVE FLOOR TYPE MANIPULATOR
- e REMOVE THE VACUUM VESSEL CASSETTE IN RADIAL DIRECTION BY MOVING MECHANISM AND CRANE TYPE MANIPULATOR
- f REMOVE THE VACUUM VESSEL CASSETTE TO HOT CELL BY CRANE AND CARRYING VEHICLE

4 REMOVAL OF SIDE CASSET

- a PLACE FLOOR TYPE MANIPULATOR IN POSITION
- b DISCONNECT VACUUM VESSEL CASSETTE'S CONNECTION BY FLOOR TYPE MANIPULATOR
- c REMOVE FLOOR TYPE MANIPULATOR
- d REMOVE THE VACUUM VESSEL CASSETTE IN TOROIDAL AND RADIAL DIRECTION BY MOVING MECHANISM
- e REMOVE AGAIN THE VACUUM VESSEL CASSETTE IN RADIAL DIRECTION BY CRANE TYPE MANIPULATOR
- f REMOVE THE VACUUM VESSEL CASSETTE TO HOT CELL BY CRANE AND CARRYING VEHICLE

5 CARRY OUT THE PROCESS 4 TO 1 REVERSELY FOR THE ASSEMBLING

8.2 真空容器移動機構

8.2.1 基本検討

真空容器カセットの移動方式は、ガイドと駆動の2つの観点から分類できる。ガイド方式と駆動方式は概略Table 8.2.1 に示す案が考えられる。一方、真空容器の移動装置は、

- ① 移動対象物が極めて大きく重量物（89 ton）であること。
- ② 移動方向の直交変換が必要であること。
- ③ 本体装置が長期間水中に没すること。
- ④ 移動装置が本体に据えつけられている場合は非磁性、耐放射性が要求されること。
- ⑤ 本体装置からの要求により、移動機構の空間が小さい（高さ方向に～250 mm）こと。

など、種々の制約条件があり、信頼性のある移動機構を設計する事は極めて難しい。炉本体の詳細な設計が行われていない現時点では、Table 8.2.1 の中から移動機構を一つに絞って検討する事は難しいが、ここでは以下の様な長所を持つ流体浮上とラックピニオン駆動を検討する。

- ① 真空容器駆動力は流体摩擦力のみを考慮すればよい。
- ② しゅう動部がないため厳しい材料制限にも耐えられる。
- ③ 単純な構造である。
- ④ 方向転換も容易である。

8.2.2 浮上板概略計算

真空容器を流体浮上させるための浮上板の概念をFig. 8.2.1 に示す。浮上板は、真空容器モジュールの安定性、各浮上板の浮上力の均等分担等を考慮し、真空容器モジュールの重心の周囲に浮上力のモーメントバランスがとれる様配置する。

(1) 圧力ポケット平均面圧

真空容器モジュールの各浮上板で均等に真空容器モジュールの荷重を分担するとし、各浮上板の有効面積を0.3 m²程度確保すると仮定すると圧力ポケット平均面圧は～7.2 kgf/cm²程度となる。ここでは余裕をみてp = 8 kgf/cm²とする。

(2) 圧力水供給量

圧力ポケットから外側へ吹出す流速は近似的に

$$p = \left(\lambda \frac{\ell}{2h} + 1 \right) \frac{\bar{u}^2}{2g} \cdot \gamma \quad (8.2.1)$$

- 但し
- | | | |
|-----------|-------------|-------------------------------------|
| λ | : 抵抗係数 | $\lambda = 0.27 / \text{Re}^{0.25}$ |
| Re | : レイノルズ数 | $\text{Re} = h \cdot \bar{u} / \nu$ |
| \bar{u} | : 流路部での平均流速 | |
| h | : 浮上高さ | |
| ℓ | : 流路長 | |
| ν | : 動粘性係数 | |
| γ | : 水の比重量 | |

から算出され、 $h = 0.1$ (mm), $\ell = 10$ (mm)とすると $\bar{u} \approx 23$ (m/s)となる。圧力ポケットから外側へ流出する流量は、

$$Q = n, L, h, \bar{u} \quad (8.2.2)$$

但し、 L : 浮上板周囲長
 n : 浮上板個数

から算出され、 $L = 3$ (m), $n = 4$ とすれば $Q \approx 100$ (m³/h)となる。
(3) 圧力水供給用配管径

真空容器モジュールに2本の圧力水供給用配管を設けるとその管径は

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q / 2}{\pi v}} \quad (8.2.3)$$

但し、 v : 供給用配管内流速

から算出され、 $v = 3$ (m/s)とすれば $d = 76$ (mm)となる。

以上より、浮上高さを0.1mm程度とすれば、圧力水供給流量、供給配管径とも十分実現可能な値である。

また、浮上板を真空容器モジュールの重心を取り囲むように4ヶ程度設置すれば、例え真空容器モジュールが移動中傾いたとしても、圧力ポケットから流出する水の圧力のバランスを保つように設計すれば傾きの復元は可能であり安定な系となる。

8.2.3 駆動力概略計算

真空容器モジュールは、下面にて流体浮上する機構であるため、実質的な駆動力はほとんど無いが、ここでは、モジュールの移動用ガイドと、下面の流体摩擦等に抗する駆動源として水圧トルクモータを用いたラックピニオン方式を考える。

真空容器モジュール下面の流体摩擦あるいは移動中の真空容器モジュールのアンバランス等に抗する推力を200 kgfと仮定すると、必要な駆動トルクは

$$T_r = r_p \cdot F_t \quad (8.2.4)$$

但し、 r_p : 駆動ピニオンピッチ円半径
 F_t : 仮想駆動力

から算出され、 $r_p = 0.05$ (m)とすれば $T_r = 10$ (kgf·m)となり、減速ギア機構を用いれば充分小さな水圧で駆動可能となる。

Fig. 8.2.2 に駆動モータの概念を示す。

TABLE 8.2.1 VACUUM VESSEL CASSETTE MOVING METHOD

GUID METHOD	DRIVING METHOD
WHEEL + GUID PIT	MOTORIZED WHEEL + TURN TABLE
WHEEL + STEERING MECHANISM	(HYDRAULIC MOTOR PNEUMATIC MOTOR ELECTORICAL MOTOR)
FLOATING + GUID PIT (HYDRAULIC TYPE) (PNEUMATIC TYPE)	MOTORIZED PINION GEAR + RACK WITH TURN TABLE
FLOATING + STEERING MECHANISM (HYDRAULIC TYPE) (PNEUMATIC TYPE)	(HYDRAULIC MOTOR PNEUMATIC MOTOR ELECTORICAL MOTOR)
SLIDING + GUID PIT (BEARING TYPE SOLID LUBRICATE TYPE)	WIRE TYPE (EXTERNAL DRIVING) TRACTOR TYPE (EXTERNAL DRIVING)
SLIDING + STEERING MECHANISM (BEARING TYPE SOLID LUBRICATE TYPE)	

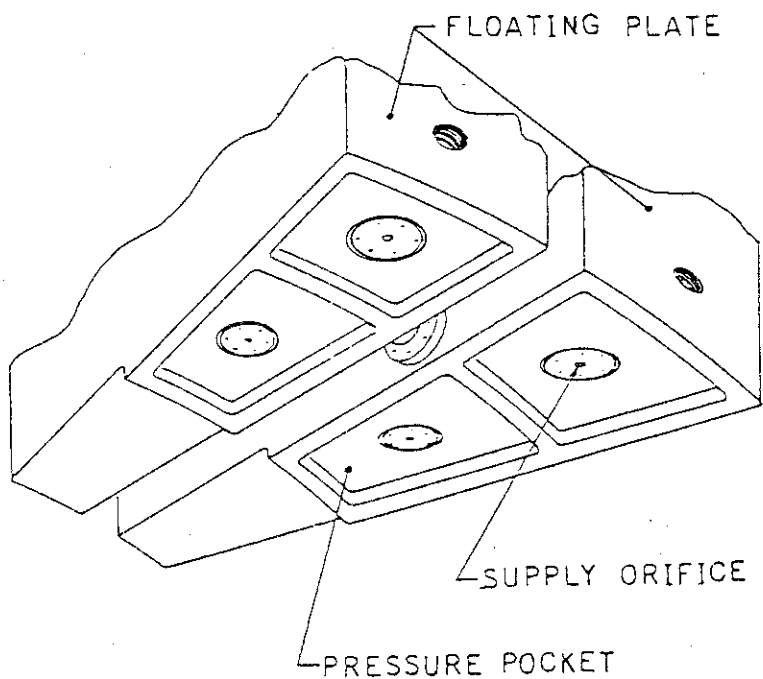


Fig.8.2.1 Floating Plate

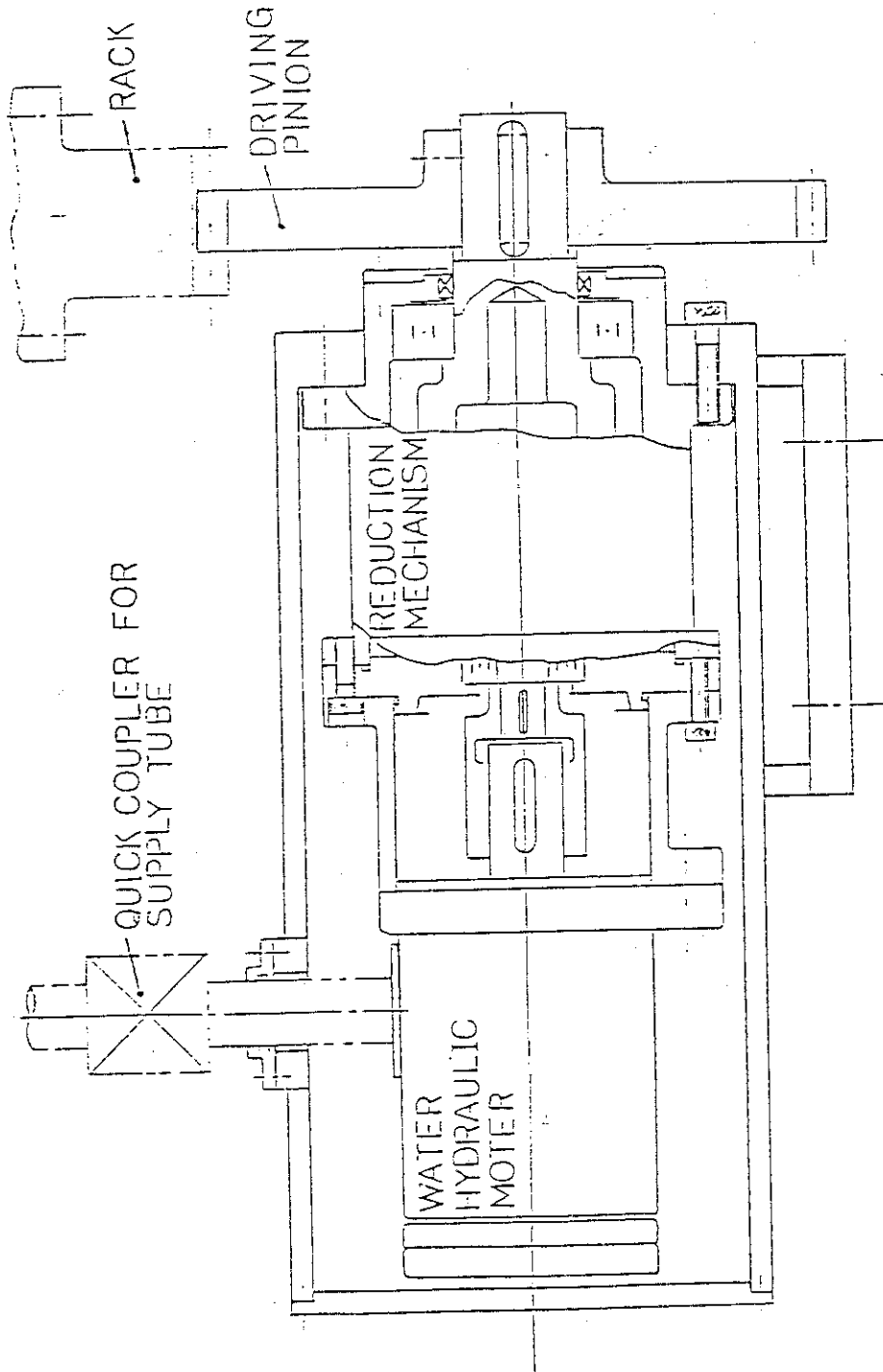


Fig.8.2.2 Driving Unit of Vacuum Vessel Casset.

9. 加熱装置

本スイミングプール方式動力炉の特徴の1つは、プラズマ電流を低域混成波（LHRF）で駆動し、定常運転化している点にある。このLHRFはまたプラズマ立上げ時の第2段加熱の役割もはたす。

LHRFの基本仕様を以下に示す。

周波数	未定
パワー密度	1.5 ~ 2 kW/cm ²
n _Z スペクトル	1.5 ~ 2
入力	160 MW
出力	80 MW

（ランチャー→プラズマ）

以下本LHRF用導波管の基本概念を明らかにするための検討を行なう。

9.1 周波数

低域混成波の共鳴周波数 ω_{LH} は次式で表わされる。

$$\frac{\omega_{LH}^2}{|\Omega_i| |\Omega_e|} = \frac{\Pi_i^2 + \Omega_i^2}{\Pi_i^2 + |\Omega_i| |\Omega_e| + \Omega_i^2} \quad (9.1.1)$$

ここで、 Ω_i : イオンのサイクロトロン周波数

Ω_e : 電子のサイクロトロン周波数

Π_i : イオンのプラズマ周波数

(9.1.1)式はプラズマイオン密度に依存しており、プラズマのどの領域の密度に合わせるかで周波数が違ってくる。現在までのところ、LHRFによるプラズマ電流駆動の実験は、低密度領域では大きな成果をおさめており、STARFIREでも低密度領域のプラズマ電流駆動を採用している。その結果プラズマ電流密度分布は、外側の領域に大きなピークを持つことになろう。

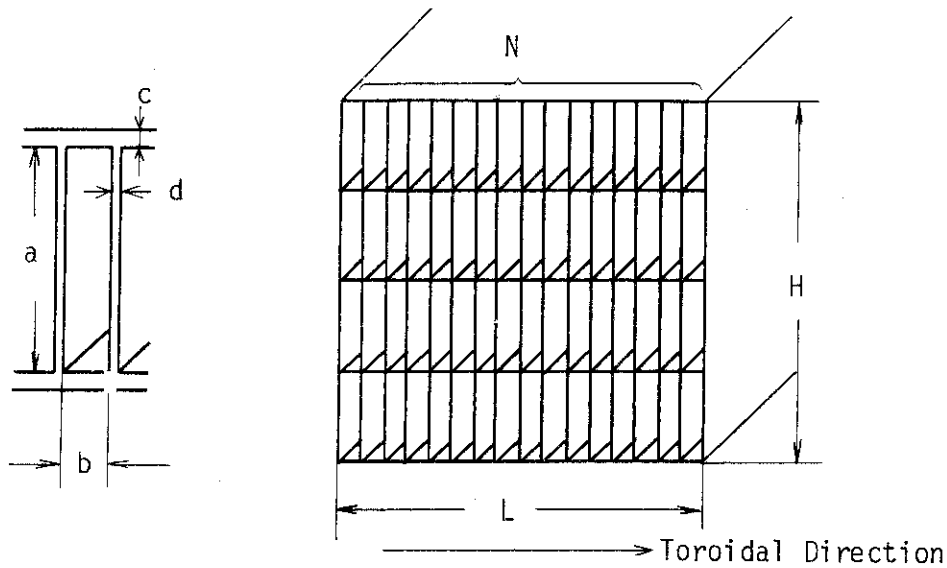
STARFIREで採用したこのシナリオのもう1つの問題点は、このシナリオがポンプリミタの概念と両立するかどうかである。STARFIREのポンプリミタの効率は28%であり、したがってたとえアイスペレットでプラズマ中心に燃料を補給しても、70%以上の粒子はプラズマ境界からガスの形で供給されることになる。このような系の密度分布は非常にフラットな分布となることが予想され、STARFIREで採用しているような放物分布に近い分布が得られるかどうかは疑問のあるところである。この問題は今後の大型装置の密度分布がどうなるか、またシミュレーションとどの程度合うかを検討していかなければならない。

本動力炉の場合、ポンプリミタの効率は~5.6%とさらに低く、低密度領域での電流駆動のシナリオは立てにくい状況にある。本検討ではより積極的な高密度領域での電流駆動を考えており、この線に沿ってLHRF用導波管の基本的な概念を検討してみる。

まず第1段階として、プラズマの平均密度程度にターゲットを置くことにする。(9.1.1)式により周波数を決めると $\sim 1.2 \text{ GHz}$ となる。採用周波数としてSTARFIREと同様に、 ω_{LH} の ~ 1.8 倍程度の周波数を採用すると、それは $\sim 2.2 \text{ GHz}$ となる。以後この周波数に対して、 $n_z = 1.5 \sim 2$ 、出力80 MWとなるような導波管の検討をする。

9.2 LHRF グリルアンテナ

LHRF グリルアンテナの寸法を下図のようにとることとする。



周波数 2.2 GHz の LHRF の波長は、 $\sim 13.6 \text{ cm}$ であり、したがって $a = 13 \text{ cm}$ とする。

$n_z = 1.5 \sim 2$ にセットするためには、隣接する導波管間の位相差を $2\pi/3$ とすると、近似的に次式が成立つ。

$$33.0 \lesssim \frac{N}{L} \lesssim 440 \quad (9.2.1)$$

但し、 $n_z = CN \Delta \phi / \omega L$ の関係を用いた。

n_z スペクトルの巾 Δn_z を小さくするため、また、導波管からの RF パワーを大きくするため、 L および N を大きく取る必要がある。本設計では、 $L = 681 \text{ mm}$ 、 $N = 24$ とした。この場合の n_z 値は $n_z \simeq 1.6$ 、また Δn_z としては $\Delta n_z \simeq 0.18$ となる。したがって、 $n_z = 1.5 \sim 2$ の条件をほぼ満足していると考えられる。

$L = 681 \text{ mm}$ 、 $N = 24$ とすると、グリルの寸法は、 $b = 20 \text{ mm}$ 、 $d = 7 \text{ mm}$ 、 $C = 20 \text{ mm}$ となる。 d/b は $1/5 \sim 1/10$ となることが望ましいであろうが、プラズマ近傍の導波管では最大 36 w/cc の核発熱があり、グリル全体の冷却を考えなければならず、この部分の巾 7 mm は最小限の寸法である。この 7 mm の巾の中に冷却水を通さなければならないのである。

本動力炉の設計では、LHRF 導波管はトロイダルコイル間8ヶ所に取り付けられるとしてい

る。したがって1系統当り10 MWの出力を要求される。出力密度は $1.5 \sim 2 \text{ kW/cm}^2$ であるから(仕様条件), 低い方の値 1.5 kW/cm^2 を採用すると, 高さHは, $H \simeq 1050 \text{ mm}$ となる。すなわち高さ方向7段となる。本設計では, さらに安全をとり, 8段とし, $H = 1220 \text{ mm}$ とした。

以上のようにして決めたグリルの様子をFig. 9.2.1に示す。またLHRF導波管の炉本体取り付け図をFig. 2.3.1, Fig. 2.3.2に示す。Fig. 9.2.1からもわかるように, 本グリルの製作性はきわめて悪いものであることが予想される(特にグリルの冷却を考えると問題がある)。また炉本体の分解修理時にこのグリルアンテナを切断した後に再び接合することはきわめて非現実的である。グリルアンテナ部とそれ以降の導波管とに分けてその接続部を切離すにしても, グリル各部屋のしきり同志がすべて密着する必要がある, むずかしい問題である。

また真空容器の熱膨張をどのように逃げるかも問題になろう。現実的と思われる方法の1つは, 導波管を含めた加熱装置全体が移動できる構造とすることであるが, 本動力炉の場合, プール壁がこの方法をむずかしくしている面もある。

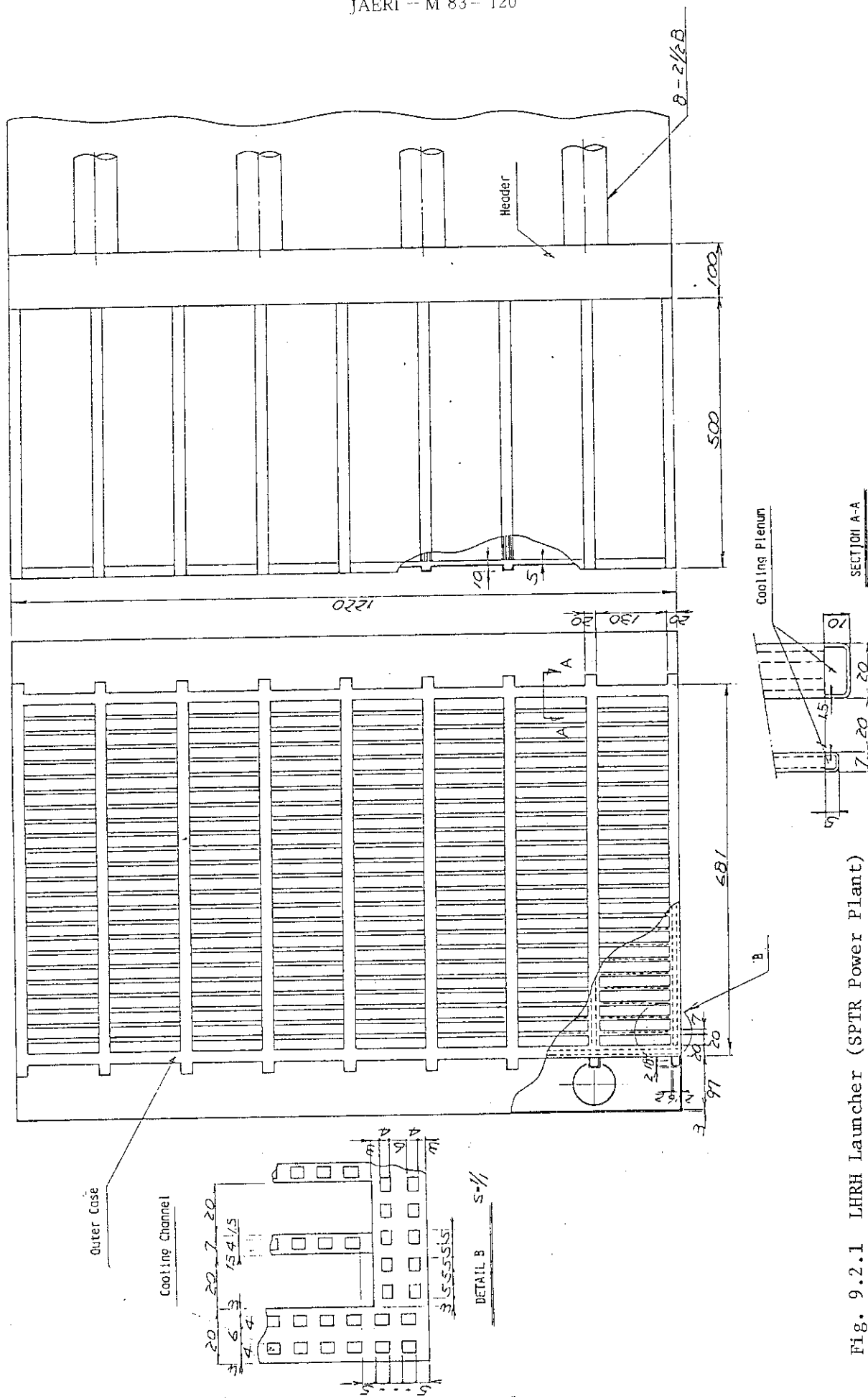


Fig. 9.2.1 LHR Launcher (SPTR Power Plant)

9.3 熱設計

LHRF ランチャーの冷却方法について検討を加える。

9.3.1 熱負荷条件

ランチャーに対する熱負荷条件を次のように仮定する。

- ① プラズマに面する位置では、第1壁と同様に 80 W/cm^2 の表面熱流束と、 36 w/cm^3 の核発熱がある。
- ② ランチャー奥行き方向の発熱分布を仮定するのは困難なため、中性子壁負荷 (3.3 MW/m^2) と表面熱流束より冷却チャンネル1本当りの除熱量を仮定する。

Fig. 9.2.1では冷却チャンネルは 2.7 cm^2 当りに1本配置されているため、冷却チャンネル1本当りの除熱量は

$$(3.3 \text{ MW/m}^2 + 80 \text{ w/cm}^2) \times 2.7 \text{ cm}^2 \div 1100 \text{ W}$$

となる。

9.3.2 冷却チャンネルの配置

プラズマに面する位置では、表面熱流束が 80 w/cm^2 、核発熱率が 36 w/cm^3 と過大なため、SUS肉厚は第1壁と同様に 1.5 mm 程度に制限される。

冷却材流路はランチャー奥行き方向とし、ランチャーの仕切り板 (肉厚 7 mm) やケーシング (肉厚 20 mm) 内に矩形の冷却チャンネルを設け、ランチャーに生じる温度上昇や熱応力が過大にならないように冷却を行なう。このため、冷却チャンネルの配置はプラズマ近傍での熱負荷条件で決められることになる。ここでは仕切り板とケーシング内に $5 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ の冷却チャンネルを 10 mm ピッチで設ける構造とした。

冷却材の流れは次のようになる。

ヘッダーを出た冷却水はプラズマに面した冷却材プレナム (プラズマ側肉厚は 1.5 mm) に入り、そこから仕切り板とケーシング内に設けられた冷却チャンネルに入り、ランチャー奥行き方向に流れる。

9.3.3 摩擦損失水頭の評価

ランチャー冷却系の冷却材条件を

入口温度	$50 \text{ }^\circ\text{C}$
出口温度	$90 \text{ }^\circ\text{C}$
冷却材圧力	5 気圧

とし、ランチャー冷却系の流速と摩擦損失水頭を評価する。

冷却チャンネル1本当りの除熱量を 1100 W と仮定すると、冷却材流速は約 0.7 m/sec となる。この時の摩擦損失水頭は冷却チャンネル流路長を 10 m と仮定した場合で約 $2 \sim 3 \text{ m}$ となり、これは設計上問題とならない値である。

9.4 プラズマ立上げ時の問題点

プラズマ立上げ時のプラズマ電流駆動では、 $n_z \simeq 4$ 程度まで高める方が好ましい。STARFIREではプラズマ立上げ時の電流駆動用の導波管を別途設けている。ただし、周波数は変えていない。

本動力炉でこれと同じ方法を採用することをまず考える。 $n_z \simeq 4$ を満たすためには、 $N/L \simeq 88$ とならなければならない。そのためには、 $b \simeq 4.4$ mm, $d \simeq 7$ mm (冷却を考える)となり、非現実的なグリルとなってしまふ。仮に $b = 15$ mm, $d = 7$ mm としても、 $n_z \simeq 2.1$ 程度にしかならない。

もし、周波数を変えて n_z を高くしてもよいならば、立上げ時の周波数を落し、9.2で示された導波管をそのまま用いることができるかもしれない。

$a = 13$ cm であるので、周波数を 1.2 GHz まで落しても本導波管を使用できる。しかし、近似的な計算では、この場合でも $n_z \simeq 3$ 程度にしかならない。

プラズマ立上げ時用の導波管を別途設け、かつ周波数を 0.9 GHz 程度にすると $n_z \simeq 4$ を得ることができよう。

LHRFによる電流駆動のシナリオをどうするかは、今後の検討課題であろう。特に立上げ時のことまで考えて最適なシステムとするには時間を要するかもしれない。一般に周波数が高くなるほど、また n_z を大きくするほどグリルの巾 b が狭くなり、グリルの設計がむずかしくなる。グリルの冷却を考えると ~ 2.2 GHz 程度が限度のように思える。

またグリル導波管自身の製作性、分解修理等に問題がありそうで、今後さらに検討していく必要があるであろう。

9.5 LHRFシステム検討

9.5.1 システムの考え方

トカマク型実用動力炉では、低域混成波 (LHRF) により、プラズマの立上げ、追加熱、電流駆動を行なうこととなっているが、ここでは電流駆動 (定常運転) を中心に、システム の概念検討を行なう。原研仕様は、本章の最初に掲げてあり、周波数は9.1節に於て、2.2 GHzと設定された。

プラズマからの反射、これを考慮に入れたシステムの設計については、STARFIREの例などがあるが、この点は、プラズマの性質、挙動と直接に結びつく問題であり、今後実験と併せて究明して行く必要があるであろう。

ここでは、定常運転状態を対象としているので、プラズマの性質も安定しており、したがって matching を適当に採ることによって反射率を相当低く押えることができると考えて、約 80 MW を放射できる LHRF システムの概念検討を行なう。

システムの概念は、Fig. 9.5.1に示す通りである。全体で8ユニット(1ユニット当り10 MW)より構成され、各ユニットは6サブユニットより成る。各サブユニット中の主要な要素について以下に述べる。

9.5.2 大電力増幅部 (クライストロン)

1 ユニット当り 10 MW の出力を得る為に伝送系の損失も考慮して、下記仕様のクライストロンを 6 本使用することにする。従って全体で、 $6 \times 8^{\text{ユニット}} = 48$ 本のクライストロンを使用する事になる。高能率、高利得の点から、増幅管としてはクライストロン以外には考えられない。

大電力クライストロン仕様 (動作例)

出力	2.2 MW	CW
ビーム電圧	95 KV	
ビーム電流	35 A	
ビーム電力	3.33 MW	
周波数	2.2 GHz	(1.7 ~ 2.3 GHz 可変)
能率	67 %	
利得	40 dB	

加熱装置全体の効率 50 % を目標とすると、クライストロンの能率は 70 % が必要となる。現在 p (注 1) = 1.0×10^{-6} 程度のクライストロンでの最大能率は 60 % 位であり、この技術実績の上に更に多段コレクター電位降下法を採用して、70 % の能率を達成させるものとする。出力は 2 つの出力窓 (Output Window) より取り出す、2-Output Window 方式とする。こうすることにより 2.2 MW の出力は 1.1 MW \times 2 となり、出力窓の問題は容易となる。又、出力を 2 つに分けたことにより、大電力分配器が 1 ヶ省略できるメリットがある。周波数可変の範囲としては、2.2 MW, 2.2 GHz 連続で使用できるクライストロンとして、現在可能と考えられる値、1.7 ~ 2.3 GHz と設定しているが、プラズマ立上げ時から COVER しようとするれば、周波数可変範囲を更に大幅に下方へ伸ばさなければならない。可変周波数範囲については、今後クライストロンの側とプラズマ制御の両面からの検討、R & D が必要であろう。周波数を 1.7 ~ 2.3 GHz の間変化させるためには、入力、中間空洞には高速度で空洞周波数を同調させる機構が必要である。一方、出力空洞は中間空洞のようなダイヤフラム使用による可変機構は、耐電力の点から採用できない。

600 MHz の帯域幅をとる為には Q 値を落とす必要があるので、multi-section (5 ~ 6 段) の結合型出力空洞とする必要がある。

コレクター部は最大 3.33 MW 以上の電力に耐える必要があり、現状の技術ではコレクタ長は 1.5 m になる。今後更に改良した蒸発冷却方式を採用する事により、小型化できるだろう。

利得は一応 40 dB を想定しているが、この場合には出力 250 W の広帯域進行波管を前後に使用すれば良い。利得を 54 dB 程度まで高くしてやると、RF 入力 10 W でよく、この場合には励振系すべてを半導体化することができ、寿命、保守性、信頼性の点で非常に有利になる。

9.5.3 伝送系

RF 出力は大電力サーキュレータ、方向性結合器、大電力 2 分配器、移相器、8 分配器、グリ

注 1) Perveance

$$\text{クライストロンに於て} \quad \text{ビーム電流} = p \times (\text{ビーム電圧})^{\frac{3}{2}}$$

$$\text{今回考えたクライストロンに於て} \quad p = 1.2 \times 10^{-6}$$

ル WG を経て、グリルアンテナへ供給される。伝送系での問題点は下記の 3 点であろう。

- (1) 8 分配器 …………… 分配比, 対負荷特性
- (2) グリル WG …………… 接続
- (3) グリル部 BeO 窓の製作

8 分配器は、グリルアンテナのポロイダル方向の 1 列分の同相の電力に分割する為のもので、Array Antenna の理論から成り立っている。Fig. 9.5.2 にその概念を示す。もしこれを 2 分配器で構成すると、7 台必要となるので、8 分配器を用いることにより、1 ユニット当り、 $7 \times 4 \times 6 = 168$ 台が省略できる。但し、8 分配の分配比、グリルアンテナ側からの反射電力による影響等につき、今後の R & D が必要である。

炉全体の構成から、RF 電力の主伝送部は、グリル WG となり、約 32 m もの長さとなる。従って途中何ヶ所かでこのグリル WG を接続する必要が生じてくる。 $8 \times 24 = 192$ ヶの各 WG のすべてを完全に接続する為には、弓なり状のフランジ面と、192 ヶの窓のあいた銅ガスケットを使用する方法等が考えられる。一応の概念を Fig. 9.5.3 に示す。

グリル WG とグリルアンテナとの間に耐真空の為の窓が必要である。材質は BeO が最適であるが、192 ヶの窓の耐真空シール方法は、今後の R & D が必要である。無機接着剤による方法、ビーム溶接、ロウ付等が考えられるが、より突っ込んだ検討が必要であろう。

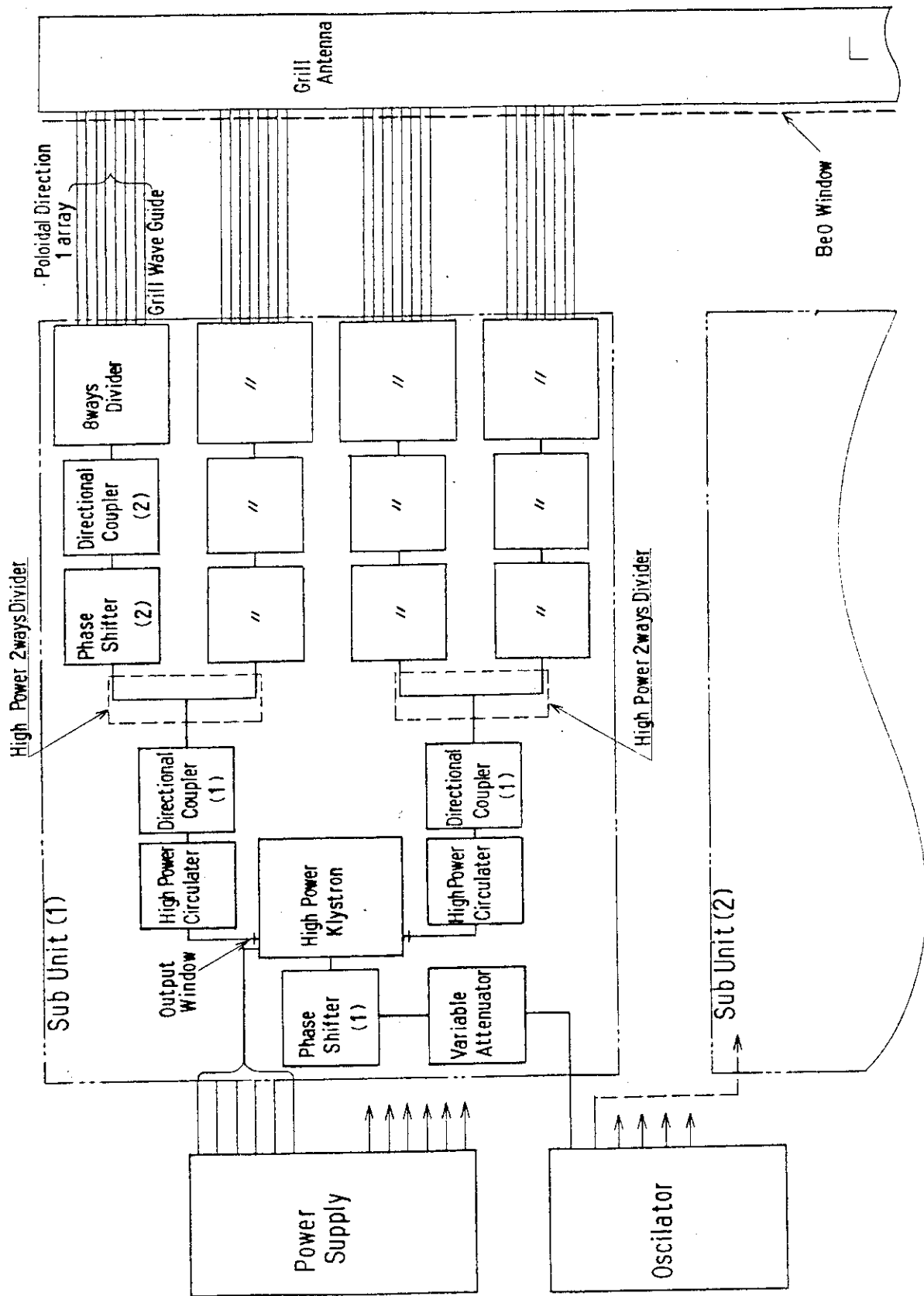


Fig. 9.5.1 Conceptual Scheme of LHRF System (One Unit)

• • •
Sub Unit (6)

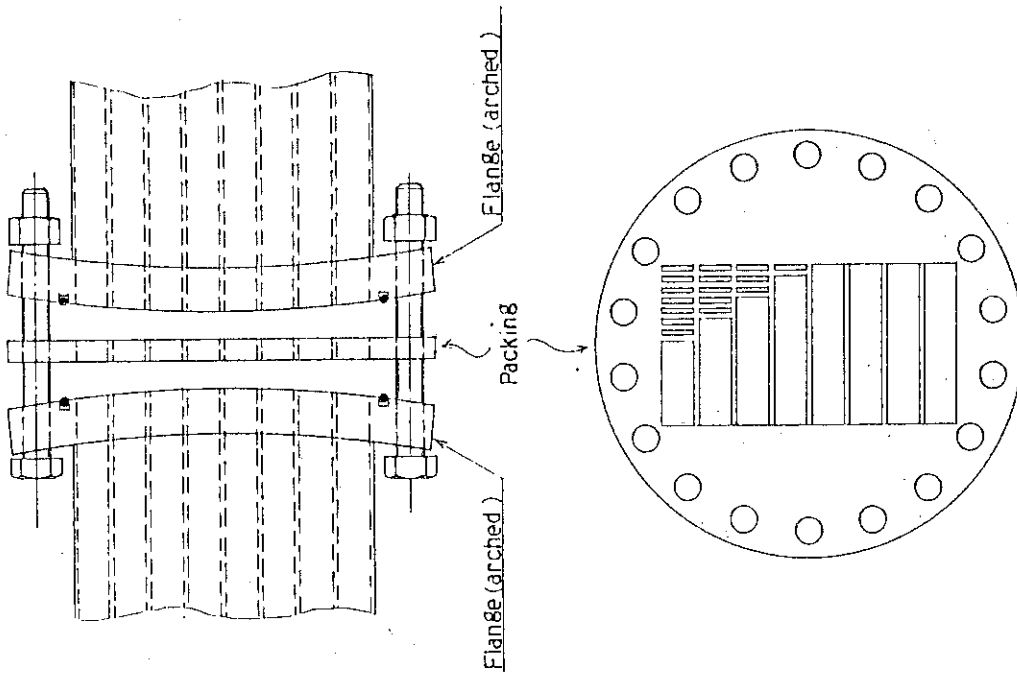


Fig.9.5.3
Concept of Grill Wave Guide Connection

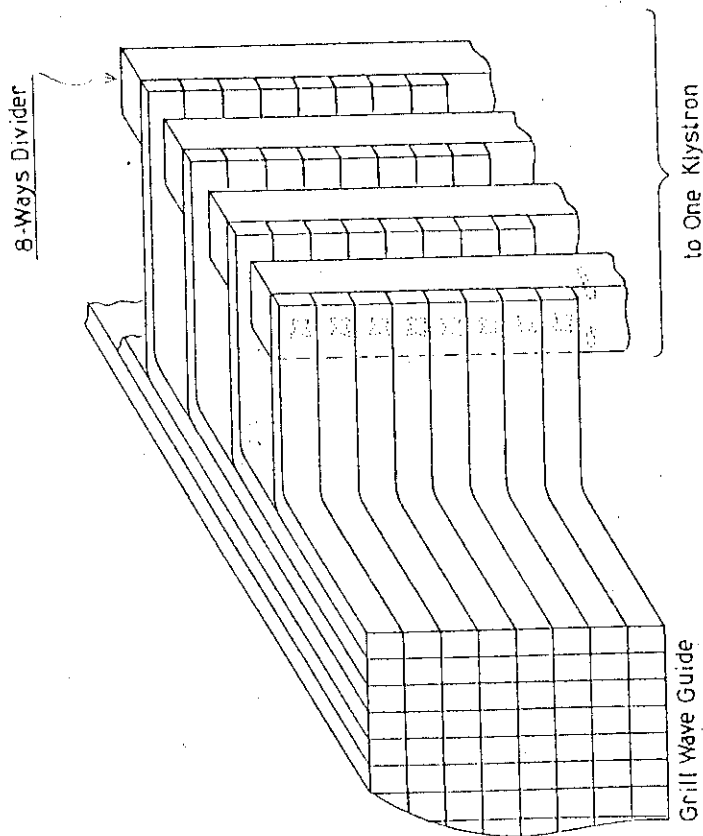


Fig.9.5.2
Power feed to Grill Wave Guide by 8ways Divider

10. 極低温冷凍系

10.1 極低温冷凍系の構成

本装置（動力炉）における諸設備システムの内、極低温冷却を必要とするシステムは下記のとおりであり、それぞれのシステムについては、先の各章で述べられている。ここでは液体 He、低温ガス He、液体 N₂ および低温ガス N₂ などの低温冷媒を循環して閉サイクル的に運転するシステムを総合し、極低温冷凍系としてまとめる。

極低温冷凍系はつぎの 6 系統からなる。

- (1) 真空排気系 4 K 減圧 He 強制冷却系
- (2) トリチウムシステム 20 K 低温 He ガス冷却系
- (3) 超電導コイルシステム 4.4 K 液体 He 冷却系
- (4) 真空排気系 77 K 液体 N₂ 冷却系
- (5) トリチウムシステム 77 K 液体 N₂ 冷却系
- (6) 超電動コイルシステム 77 K 液体 N₂ 冷却系

Fig. 10.1.1 は極低温冷凍系の構成を示すブロック図である。液体 N₂ は一般に空気分離によって大量に製造され、タンクローリで輸送供給されるが、本装置ではその使用量が 9000 ℓ/h と大量であるため、輸送貯蔵は不可能に近い。このため本設計のように専用の N₂ 液化装置を設置し、前記各系への液体 N₂ の供給を行なうことが合理的であると考えられる。N₂ 液化装置の方式は機器構成が簡単で設置スペースが小さくすむ N₂ ガス循環型、フロン冷凍機による予冷液化方式を採用する。

He 液化冷凍設備の主な構成機器は Table 10.1.1 に示すとおりである。これらの機器の設置場所は機器の機能、特性および相互間の配管、運転制御性などを考慮して設定される。また構成機器の仕様諸元は、トカマク装置個有の設置条件や環境条件などによって、さらに検討することが必要である。

10.2 冷凍能力と所要電力

Table 10.2.1 および Table 10.2.2 は極低温冷凍系の各系統毎に、所要冷凍能力および電力を求め、これをまとめたものである。

Table 10.2.1 に示されるように、液体 He および低温ガス He 系統の所要冷凍能力に対し、所要電力の合計は 6.2 MW となる。また Table 10.2.2 に示されるように液体 N₂ および低温ガス N₂ 系統の所要液体 N₂ 量の合計は 9,000 ℓ/h である。（液体 N₂ の蒸発量 1 ℓ/h に対し、44.8 W の冷凍換算を行なう。）これを N₂ 液化装置で集中的に液化し、低温ポンプで各系統に供給する場合の所要電力は 5.7 MW となる。

Table 10.1.1.1 Main Components of Helium Liquefier-Refrigerator

Component apparatus	Vacuum pumping system	Tritium system	Super conducting coil system
He refrigerator cold box	○	○	○
He compressor	○	○	○
Liquid He container	○	—	○
Buffer tank	○	○	○
Suction gas holder	○	—	—
Vacuum blower	○	—	—

Table 10.2.1 Specifications of Cryogenic Cooling System
(He Liquefier and He Refrigerator)

System	Cooling condition	Refrigeration requirement (kW)	Electric power input (MW)
Vacuum pumping system	4K liq. He forced flow	5	2.5
Tritium system	20K gas He forced flow	10	1.0
Superconducting coil system	4.4 K liq. He bath	11	2.7
Total			6.2

Table 10.2.2 Specifications of Cryogenic Cooling System (N₂ Liquefier)

System	Liq. N ₂ refrigeration requirement (ℓ/h)	N ₂ circulation flow rate (ℓ/h-Liq. N ₂ equivalent)
Vacuum pumping system	4,000	20,000
Tritium system	2,500	12,500 (10,000 Nm ³ /h*)
Superconducting coil system	2,500	2,500
N ₂ liquefaction capacity (ℓ/h)	9,000	
N ₂ liquefier power input (MW)	5.7	

* N₂ gas normal volume conversion.

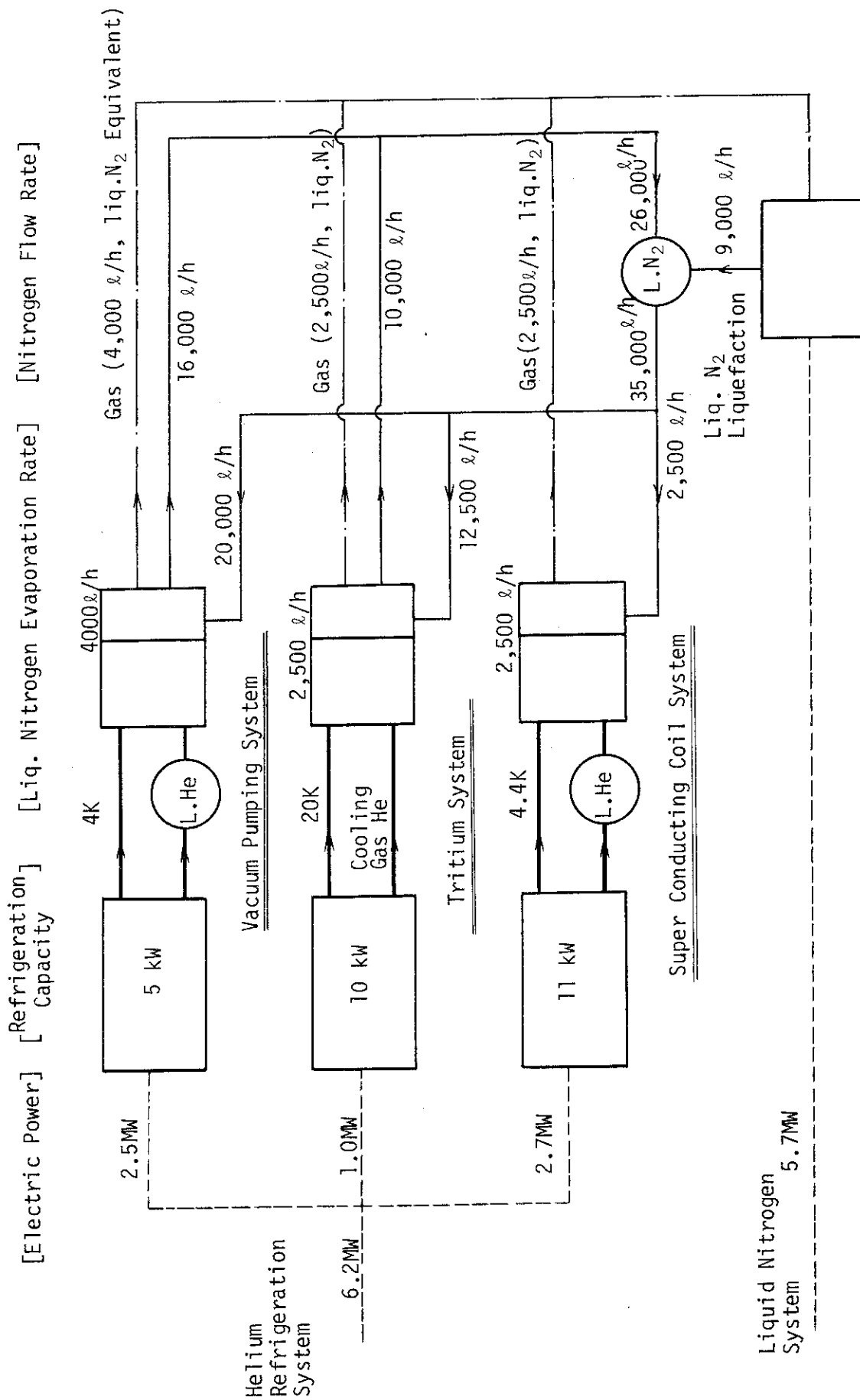


Fig. 10.1.1 Block Diagram of Cryogenic Cooling System

11. 電 源 系

11.1 TFコイル電源

TFコイル電源設計のための設計条件等を Table 11.1.1 に示す。超電導コイル保護も考慮した電源の回路構成を Fig. 7.2.12 に示す。電源はサイリスタ整流電源である。

11.2 PFコイル電源

電流パターンを Fig. 11.2.1, 電圧パターンを Fig. 11.2.2 ~ 11.2.3, 電力パターンを Fig. 11.2.4, 供給エネルギーパターンを Fig. 11.2.5 に示す。これらの結果にもとづいた電源回路構成を Fig. 11.2.6(a), (b) に示す。コイルNo.1, No.4 は両極性サイリスタ電源, No.2, No.3 は片極性サイリスタ電源を用いる。電源容量は Table 11.2.2 に示す通りである。

11.3 全体電源系統

各システムの Input Power を Table 11.3.1 に, 系統全体の概念を Fig. 11.3.1 に示す。

Table 11.1.1 Load and Power System Requirements for TF Power System

Coil inductance (H)	358
Coil current (kA)	18.75
Coil stored energy (J)	63×10^9
Current regulation (%)	1
Charging voltage (V)	15 (14 sets)
Charging time (h)	~ 10
Input power (MW)	3.9
Primary voltage (kV)	66
Dump resistance (Ω)	0.16 (14 sets)

Table 11.2.1 Inductance Matrix (Unit: mH)

Coil No. Coil No.	1	2	3	4	Plasma
1	378.1				
2	29.5	468.8			
3	40.4	100.9	4524		
4	67.2	78.4	815.9	8868	
Plasma	0.324	0.228	0.991	2.77	0.0136

Table 11.2.2 PF Coil Power Supply

Coil No.	MW
1	(+) 29.2 (-) 53.3 (Thyristor Power Supply)
2	65.2 (")
3	47.2 (")
4	(+) 4.6 (-) 286 (")

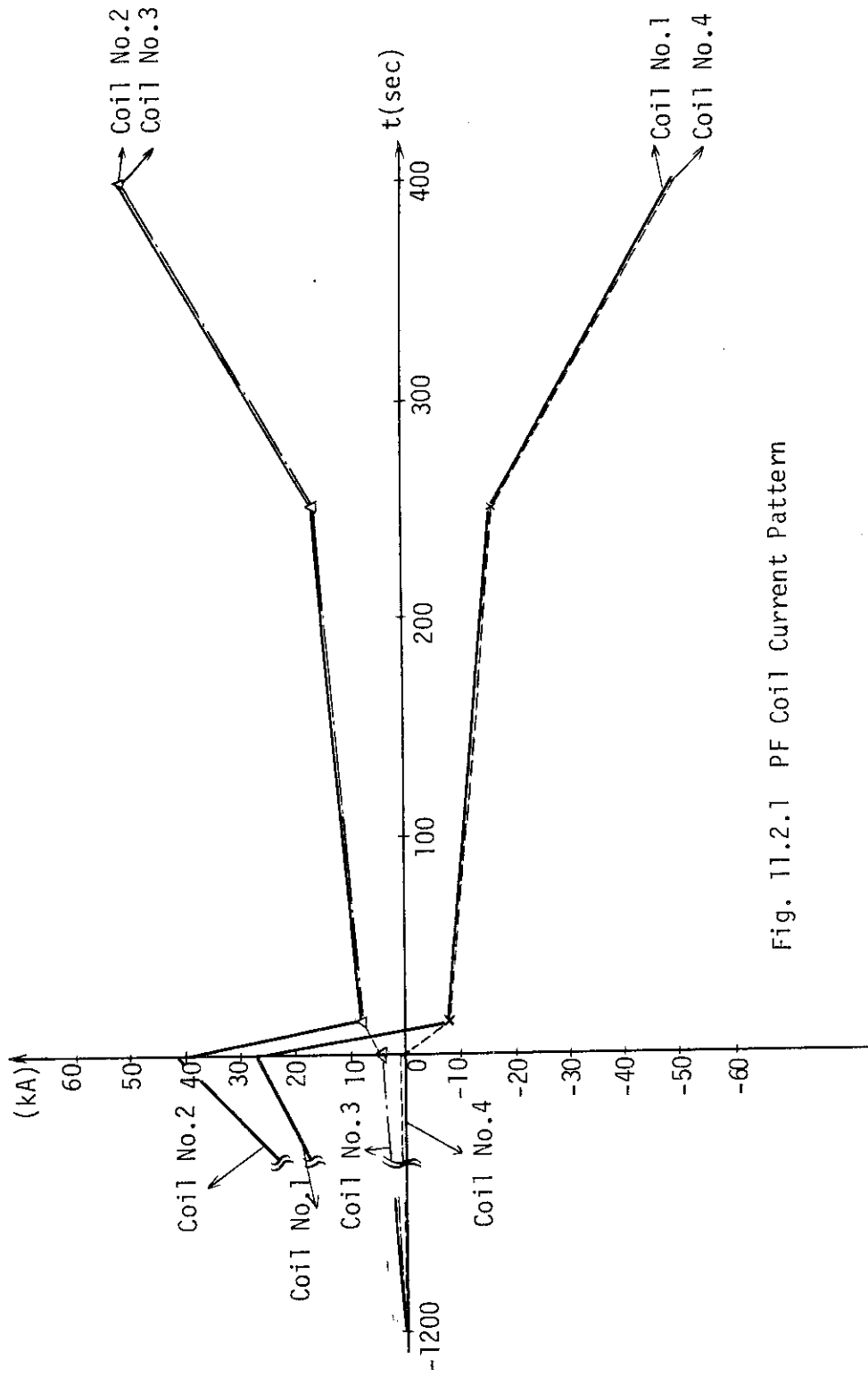


Fig. 11.2.1 PF Coil Current Pattern

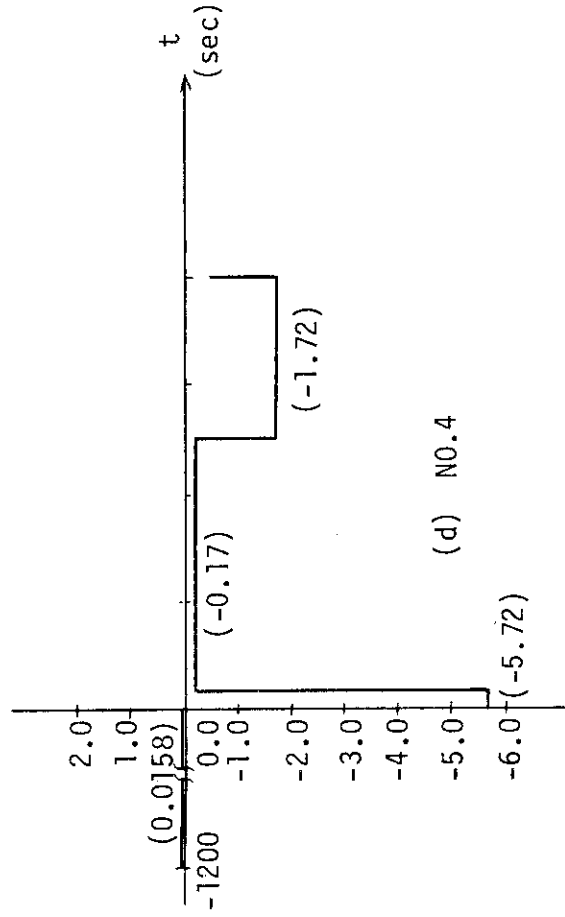
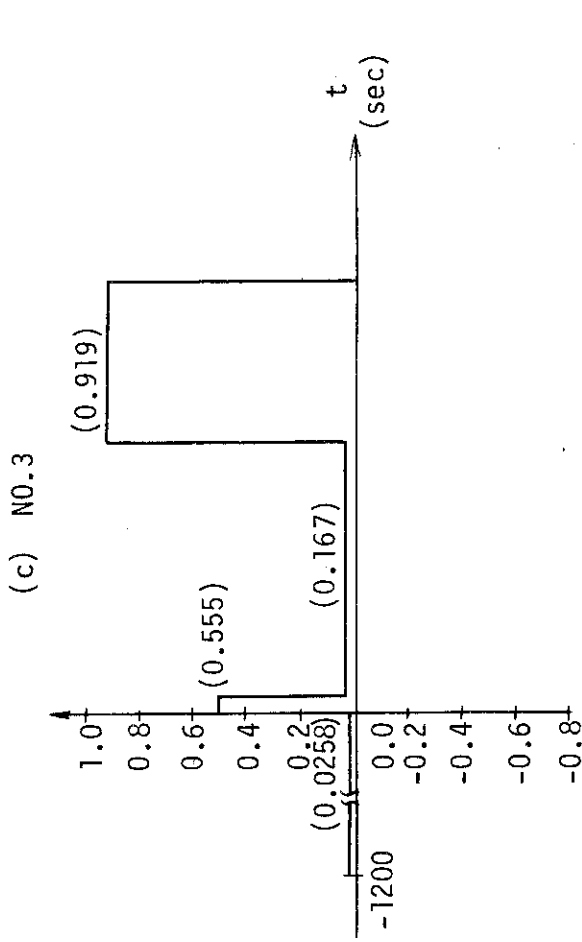
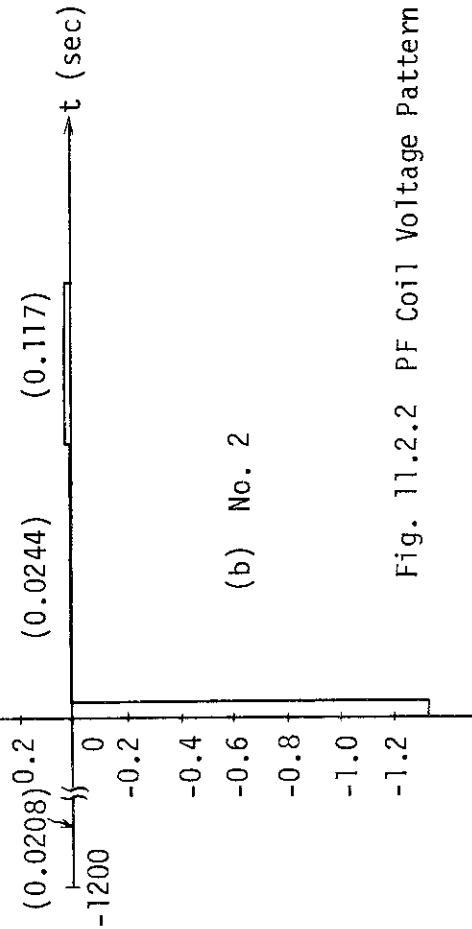
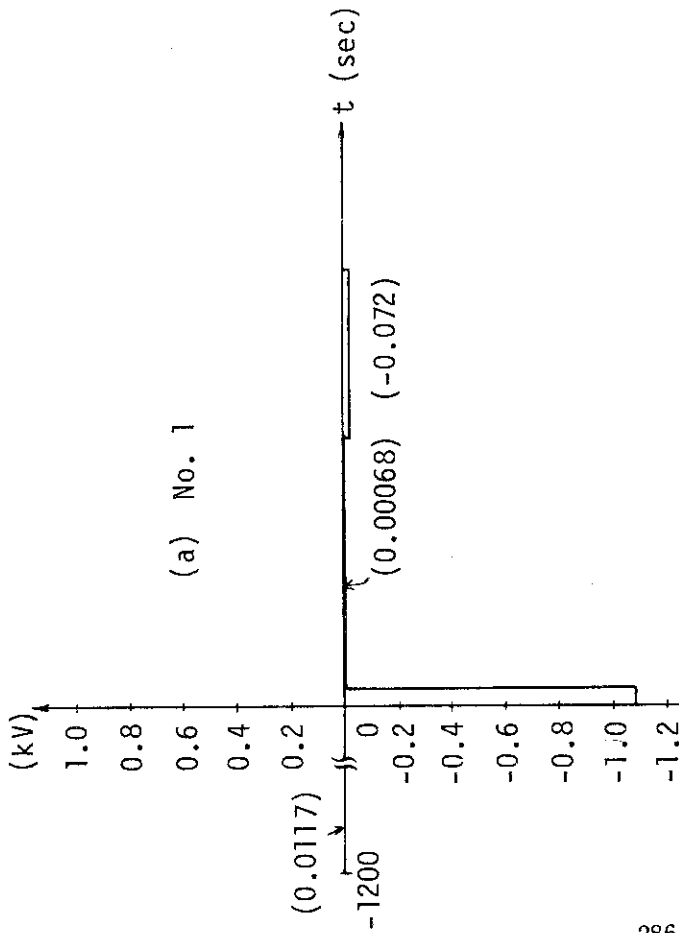


Fig. 11.2.2 PF Coil Voltage Pattern

Fig. 11.2.3 PF Coil Voltage Pattern

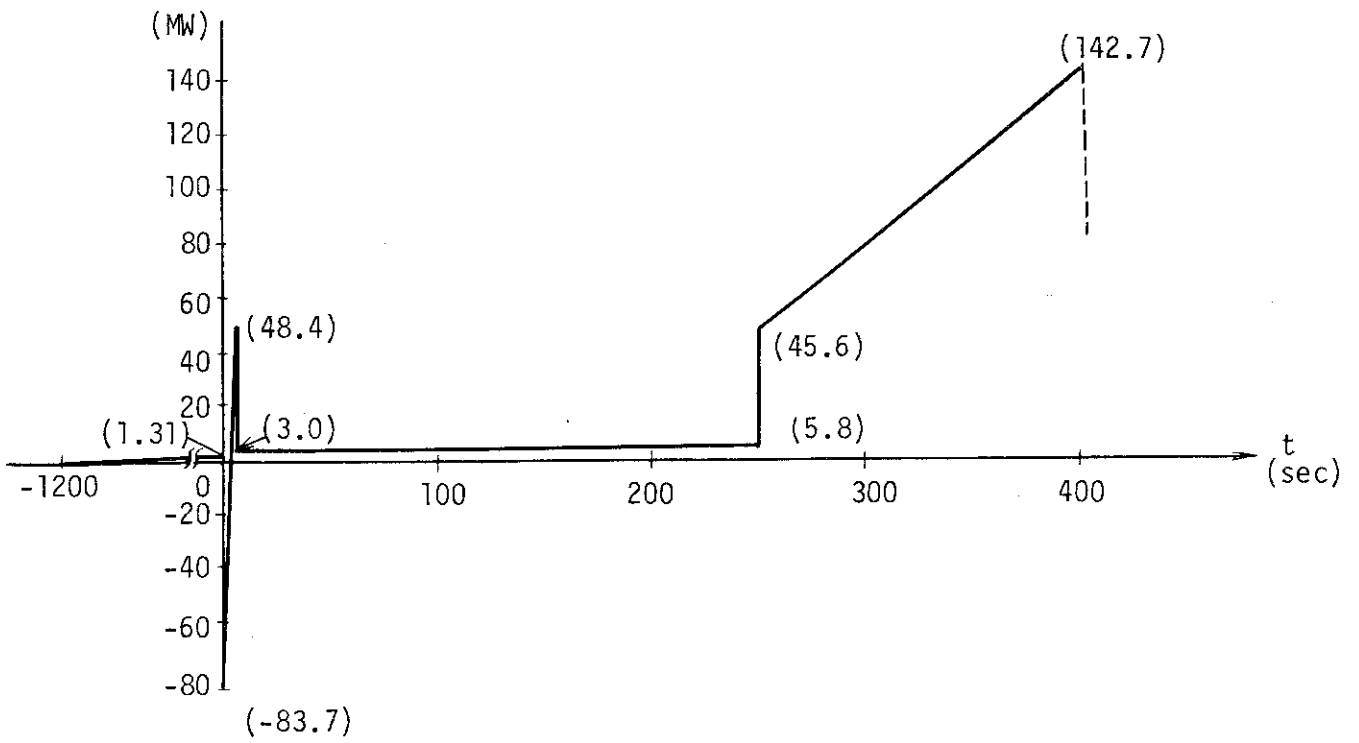


Fig. 11.2.4 PF Coil Power Pattern

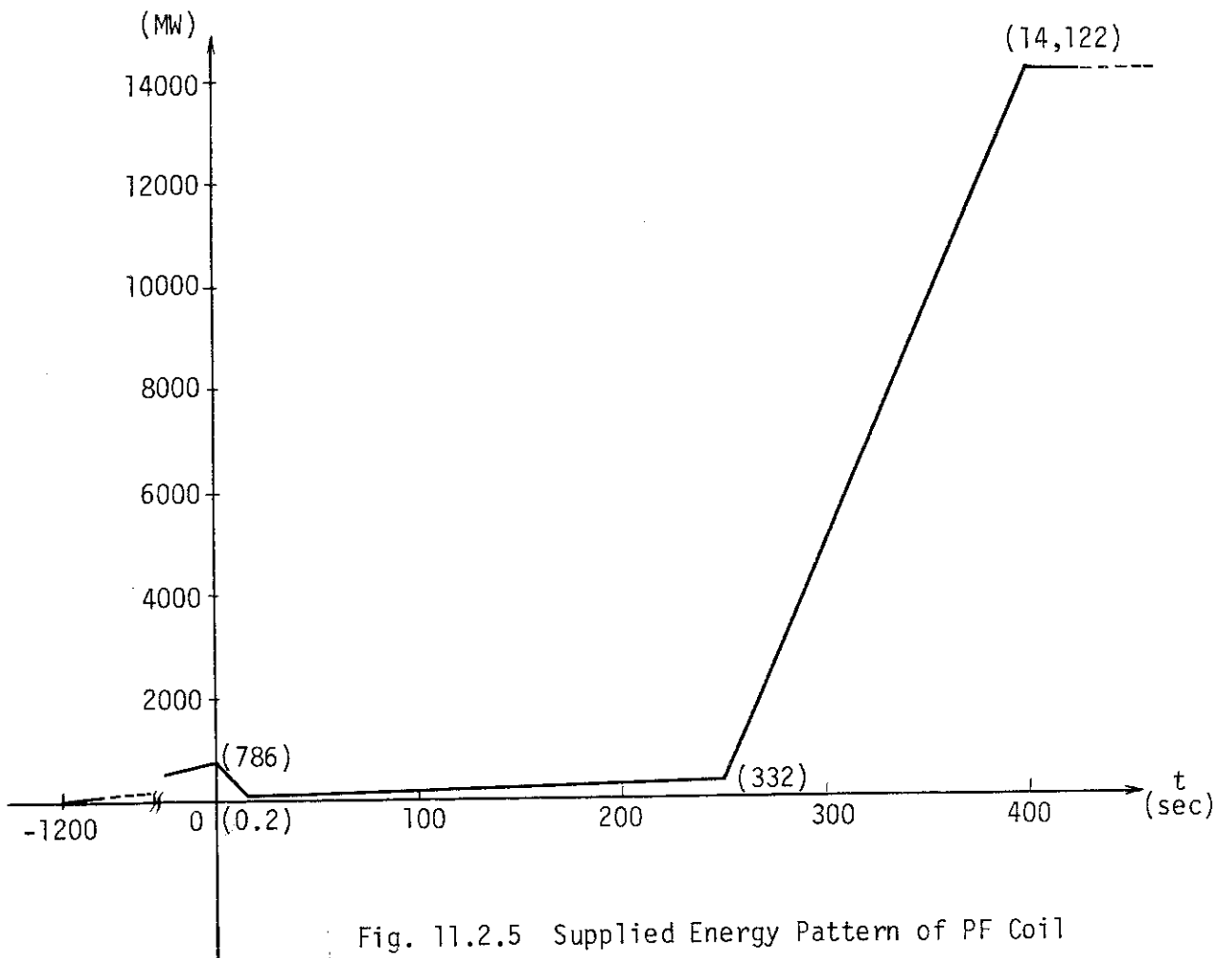
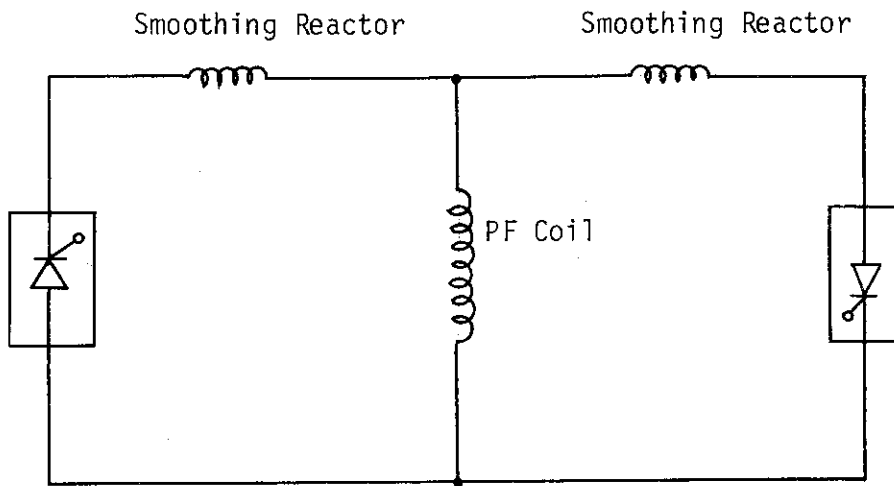
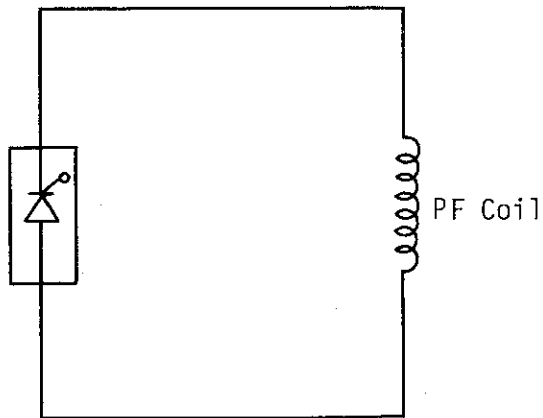


Fig. 11.2.5 Supplied Energy Pattern of PF Coil



(a) for Coil No.1, No.4



(b) for Coil No.2, No.3

Fig. 11.2.6 PF Coil Power System

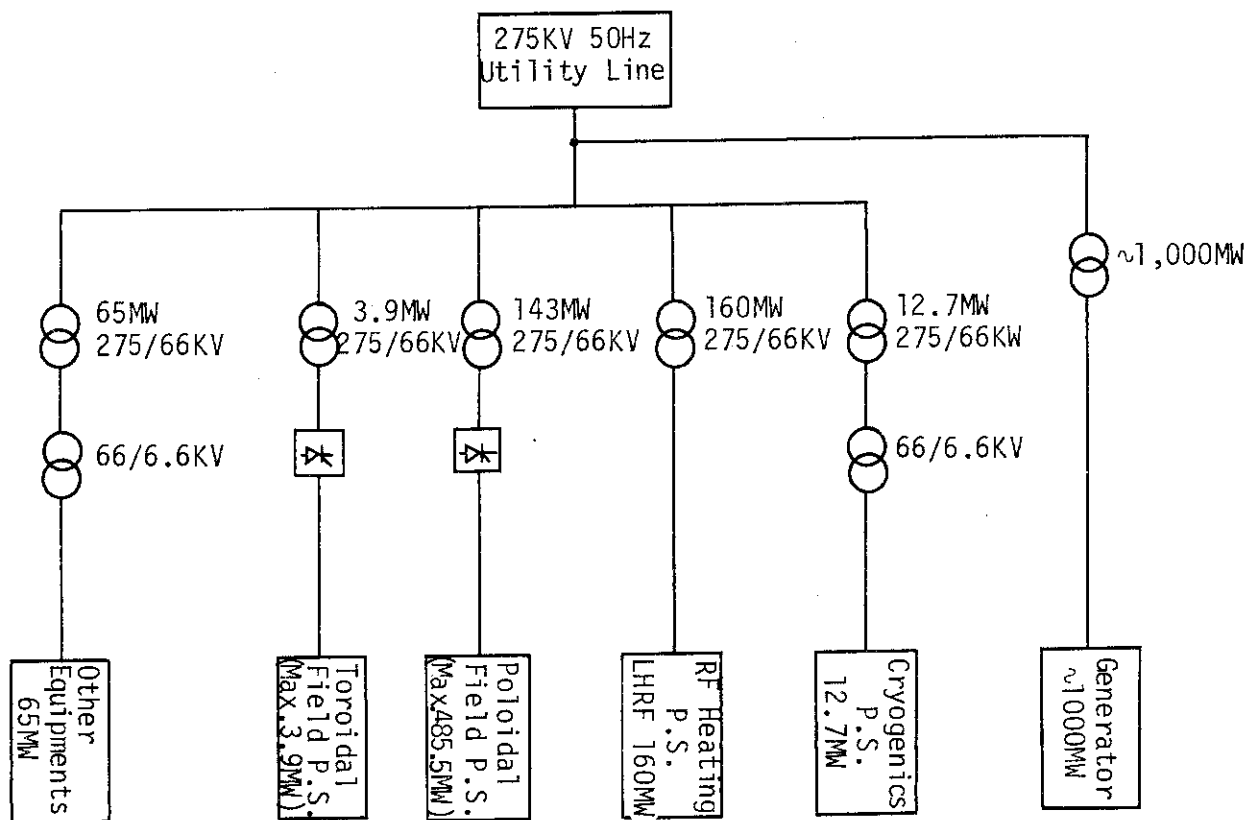


Fig. 11.3.1 Power Supply and Distribution System

Table 11.3.1 Power Input for Each System

Item No.	System	Power Input (MW)	Notice
1	TF Coil Power System	3.9	Maximum
2	PF Coil Power System	143	Maximum
3	Cryogenics (LHe and LN ₂)	12.7	Including- { Coil System Vacuum Pumping System Tritium System
4	RF Heating System (Lower Hybrid)	160	
5	Other Equipments	65	Assumed
	Total	384.6	Maximum

Appendix A TFコイル強度参考計算

現状のトロイダルコイルシステムとは異なるが、各荷重ケースでの変位、発生応力を緩和するよう支持条件、キャン剛性等を変えて計算した結果を示す。

(1) MODEL 2

トロイダルコイルを中心支持柱に押しつけ、ノーズ部の変位を摩擦で防止する。Fig. 1, Fig. 2に解析モデルを示す。Fig. 2. 2. 11.のモデル (MODEL 1) に、ノーズ部でトラス方向のバネ要素を追加した。境界条件は、本文本体構造計画と同じく ROTATIONAL SYMMETRY を用いた。また、梁要素の各剛性値は Table 2. 2. 3 と同じである。荷重条件も MODEL 1 と同じである。

各荷重ケースに対応する変形図を Fig. A-1 ~ Fig. A-6 に示す。

各荷重ケースに対応する発生応力を Table A-1 に示す。

Table A-1 発生応力 (kg/mm²)

荷重ケース	トロイダルコイルキャン			倒し力支持ビーム	
	発生要素	膜応力	曲応力	発生要素	主応力
拡張力	1	14.37	14.41	101 111	7.55
倒し力	13	0.0	41.78	106 116	14.23
拡張力+倒し力	6	13.65	48.33	111	21.41
自重	5	0.31	0.45	101	0.20
	6			111	

MODEL 2では、MODEL 1と比較すると変位、発生応力とも小さくはなっているが、変位量、応力値そのものはかなり大きい値である。

(2) MODEL 3

トロイダルコイルに作用する電磁力は、線材に作用するため本来なら、トロイダルコイルの線材の剛性を考慮しなければならない。MODEL 1, MODEL 2では、線材に作用した電磁力が全てキャンに伝達され、キャンの剛性のみで支持する事を考えた。MODEL 3では、キャンだけでなく線材の剛性も考慮して解析する。ところが、パンケーキ型の線材の剛性を算出するのは極めて煩雑であるため、基本設計としては線材部も全てキャンと同じ材質で構成されていると仮定し、剛性値としては高めのものを用いて解析した。境界条件、荷重条件は MODEL 2 と同様である。Fig. A-7, Fig. A-8に解析モデルを示す。Table A-2に梁要素の各剛性値を示す。

Table A - 2 梁要素剛性値

部 材	断 面 積 A mm ²	断面二次 モーメント I ₁ , mm ⁴	断面二次 モーメント I ₂ , mm ⁴	ねじり剛性 J, mm ⁴	せん断面積 A ₁ , mm ²	せん断面積 A ₂ , mm ²
ノーズ部 キャン	1.463×10 ⁶	1.726×10 ¹¹	1.903×10 ¹¹	3.376×10 ¹¹	7.315×10 ⁵	7.315×10 ⁵
一 般 部 キャン	2.090×10 ⁶	3.414×10 ¹¹	3.883×10 ¹¹	1.366×10 ¹²	1.045×10 ⁶	1.045×10 ⁶

各荷重ケースに対応する変形図を Fig. A - 9 ~ Fig. A - 12 に示す。

各荷重ケースに対応する発生応力を Table A - 3 に示す。

Table A - 3 発生応力 (kg/mm²)

荷重ケース	トロイダルコイルキャン			倒し力支持ビーム	
	発生要素	膜 応 力	曲 応 力	発生要素	主 応 力
拡 張 力	1	7.06	9.50	101 111	6.50
倒 し 力	5	0.0	37.45	101 111	13.37
拡張力+倒し力	6	6.83	43.45	111	19.81
自 重	17	0.13	0.46	105 115	0.20

MODEL 3では、MODEL 1、MODEL 2よりも変位、発生応力とも小さくなっているが、依然として変位量、応力値そのものはかなり大きな値である。

(3) MODEL 4

MODEL 4では、トロイダルコイル2本1組をシアーパネルで結合したモデルで解析を行った。Fig. A - 13, A - 14にモデル図を示す。バネ要素のモデル化はMODEL 2と同様である。

境界条件としては、トロイダルコイル1本分と倒し力支持ビーム半分ずつをモデル化し、トラス方向にNASTRANのCyclic SymmetryのDihedral Symmetryを用いて、トロイダルコイル14本を解析対象とした。

梁要素の各剛性値はTable 2.2.3 (MODEL 1)と同じである。

荷重条件は、Dihedral Symmetryを考慮して、トロイダルコイルに作用する以下の荷重ケースについて解析を行った。

- ① 拡張力
- ② 倒し力
- ③ 自重

各荷重ケースに対応する変形図を Fig. A - 15 ~ Fig. A - 17 に示す。

各荷重ケースに対応する発生応力を Table A - 4 に示す。

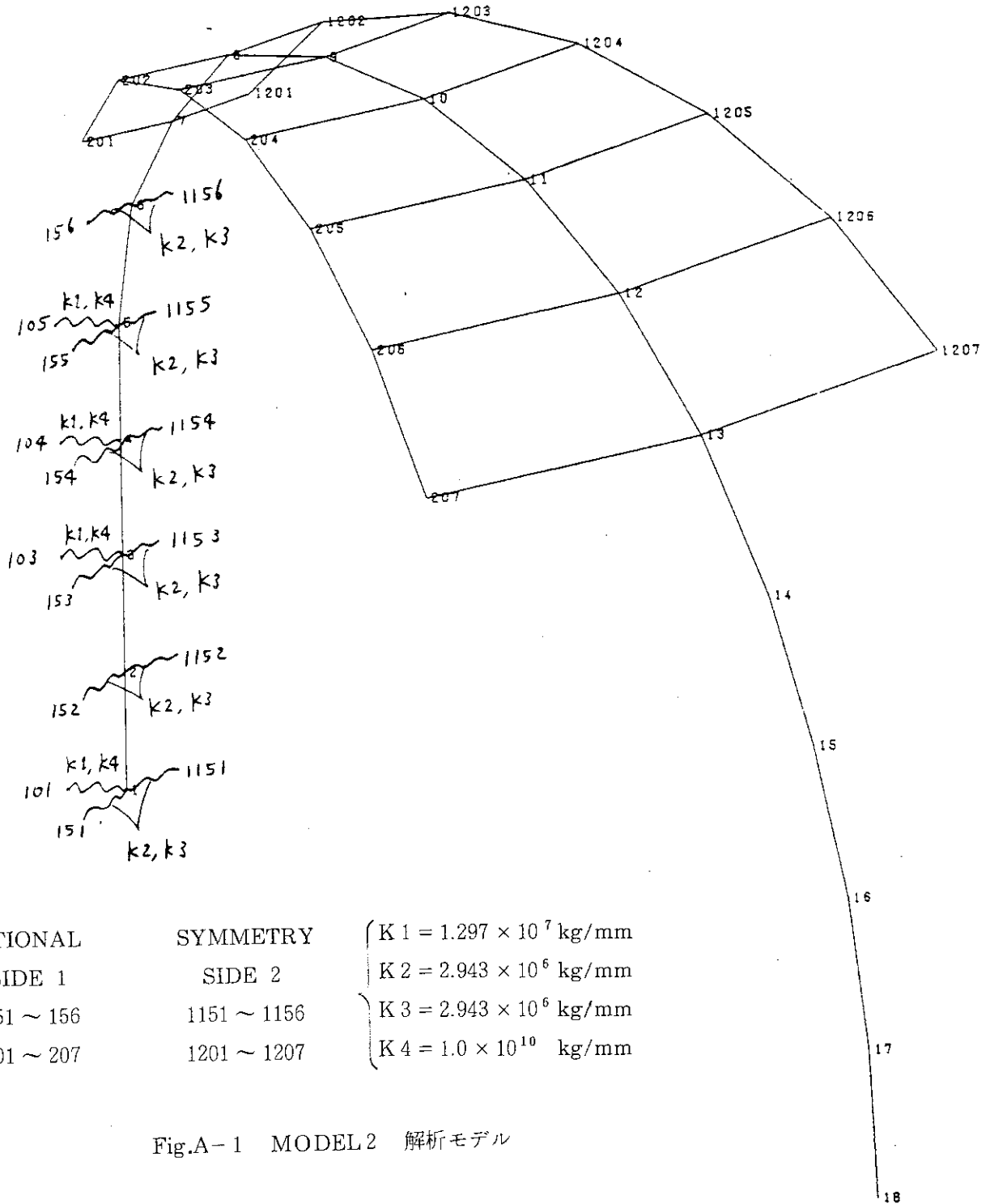
Table A - 4 発生応力 (kg/mm²)

荷重ケース	トロイダルコイルキャン			倒し力支持ビーム	
	発生要素	膜 応 力	曲 応 力	発生要素	主 応 力
拡 張 力	1	15.00	14.40	122	11.47
倒 し 力	6	0.16	16.37	122	13.70
自 重	1	0.28	0.002	111	0.21

MODEL 4では、MODEL 1 ~ MODEL 3と比較して変位、発生応力ともかなり小さくなっており、妥当な値と思える。

また、MODEL 4のみ境界条件が異なるので、比較のため、MODEL 2を DIHEDRAL SYMMETRY で解析したが、変位、発生応力とも MODEL 2と同じであった。

12/21/82



ROTATIONAL	SYMMETRY	$\left\{ \begin{array}{l} K1 = 1.297 \times 10^7 \text{ kg/mm} \\ K2 = 2.943 \times 10^6 \text{ kg/mm} \\ K3 = 2.943 \times 10^6 \text{ kg/mm} \\ K4 = 1.0 \times 10^{10} \text{ kg/mm} \end{array} \right.$
SIDE 1	SIDE 2	
151 ~ 156	1151 ~ 1156	
201 ~ 207	1201 ~ 1207	

Fig.A-1 MODEL2 解析モデル

2 12/21/82

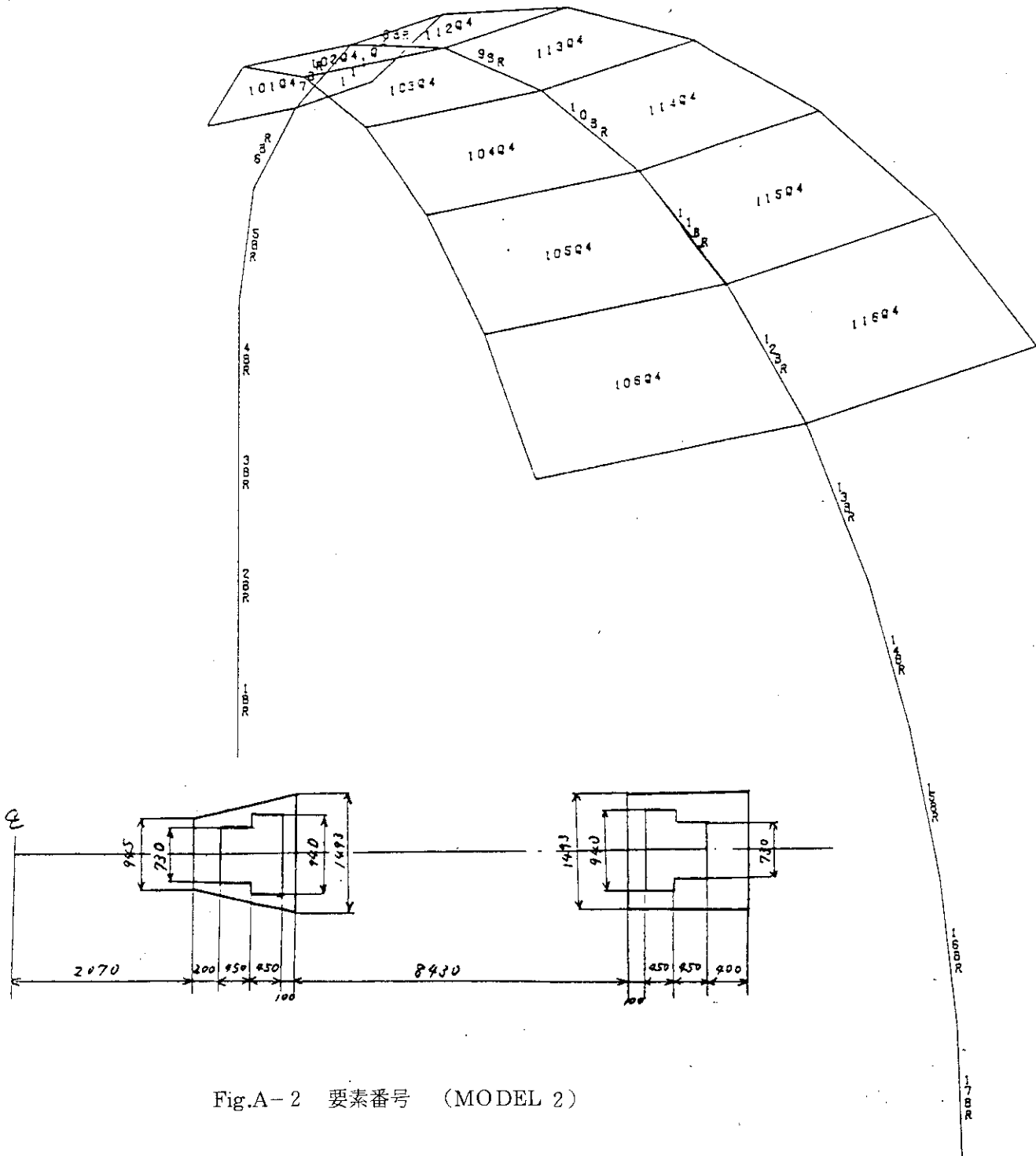


Fig.A-2 要素番号 (MODEL 2)

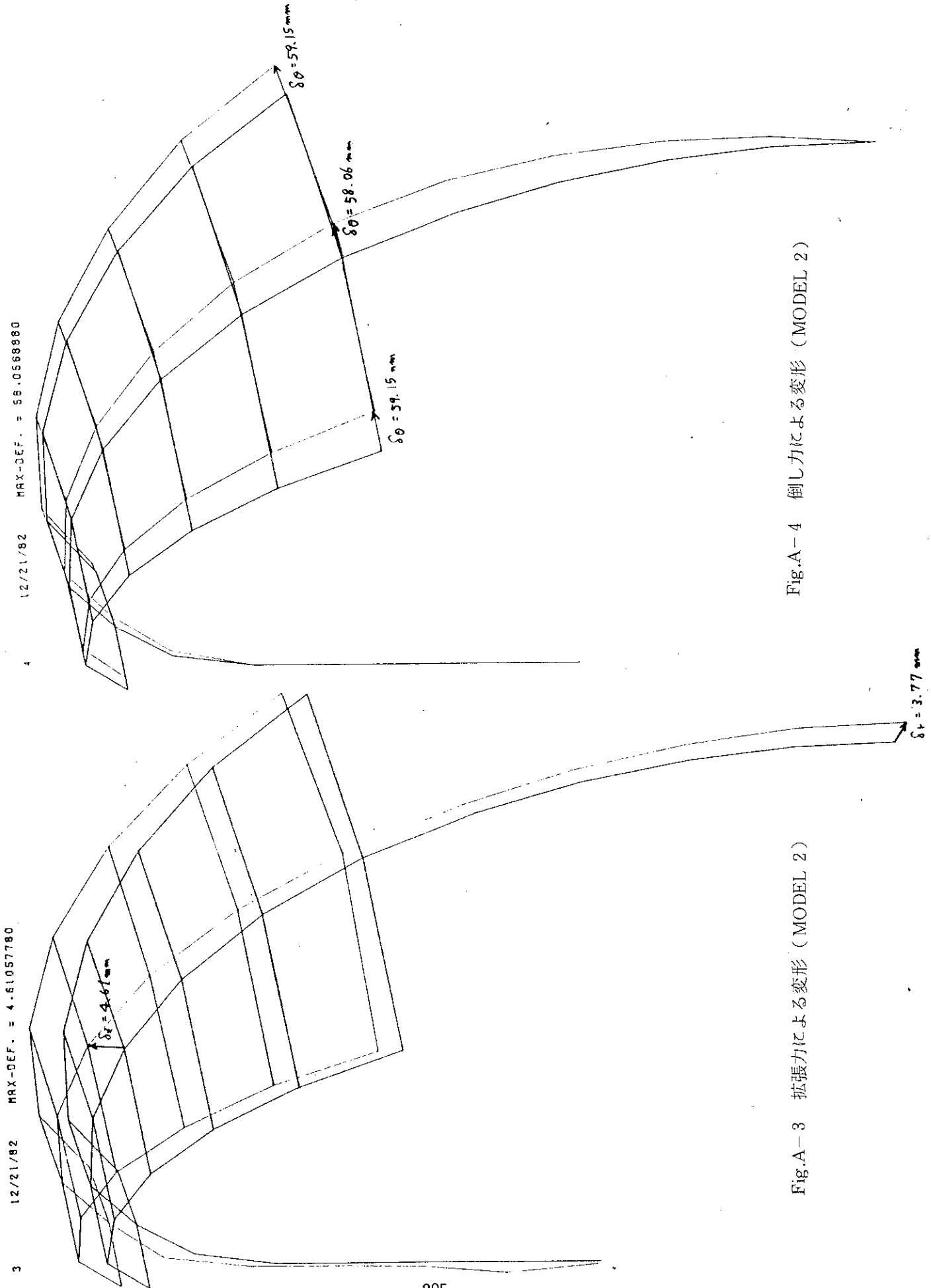


Fig.A-4 倒し力による変形 (MODEL 2)

Fig.A-3 拡張力による変形 (MODEL 2)

6 12/21/82 MAX-DEF. = 0.43937417

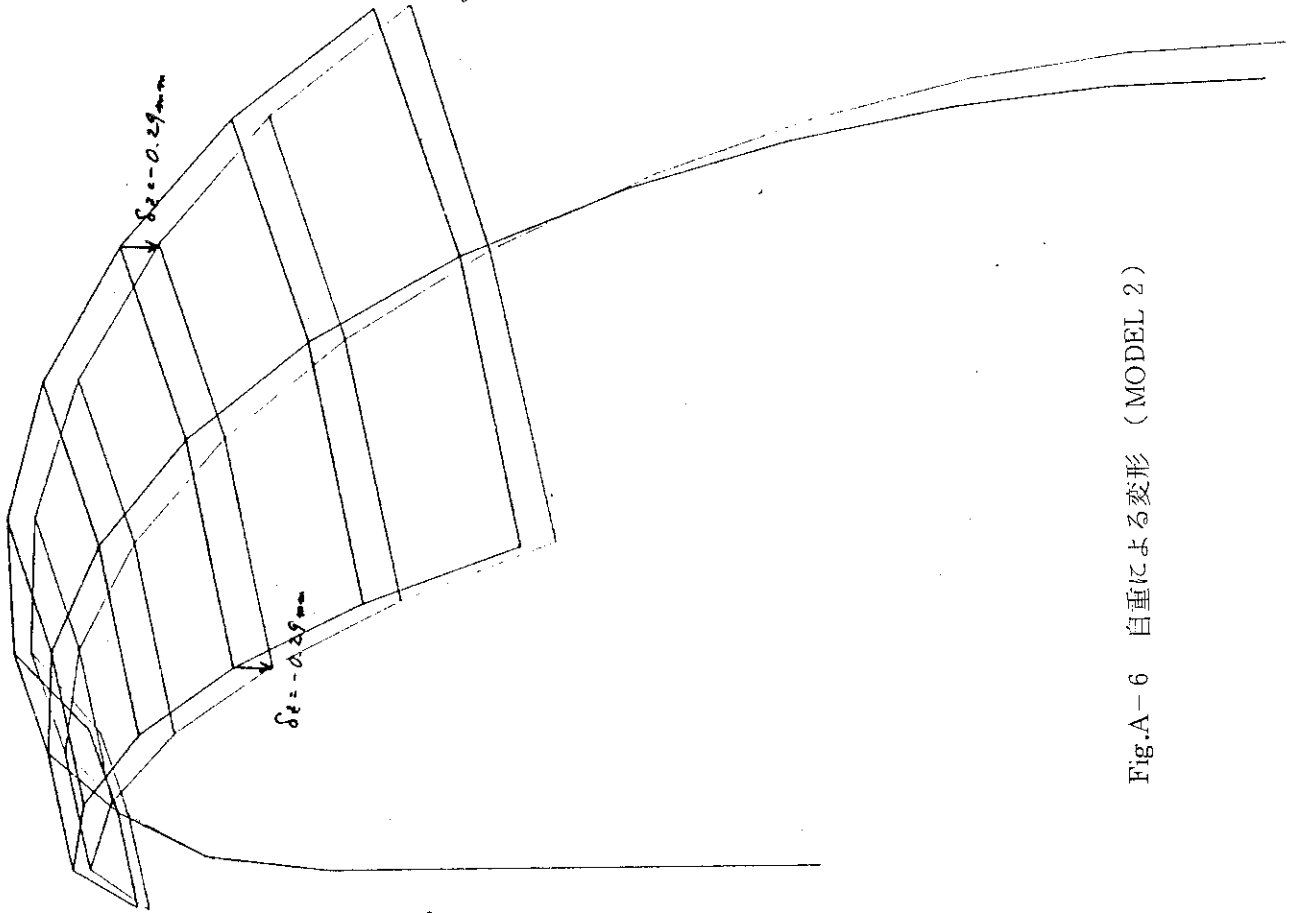


Fig.A-6 自重による変形 (MODEL 2)

5 12/21/82 MAX-DEF. = 58.0568880

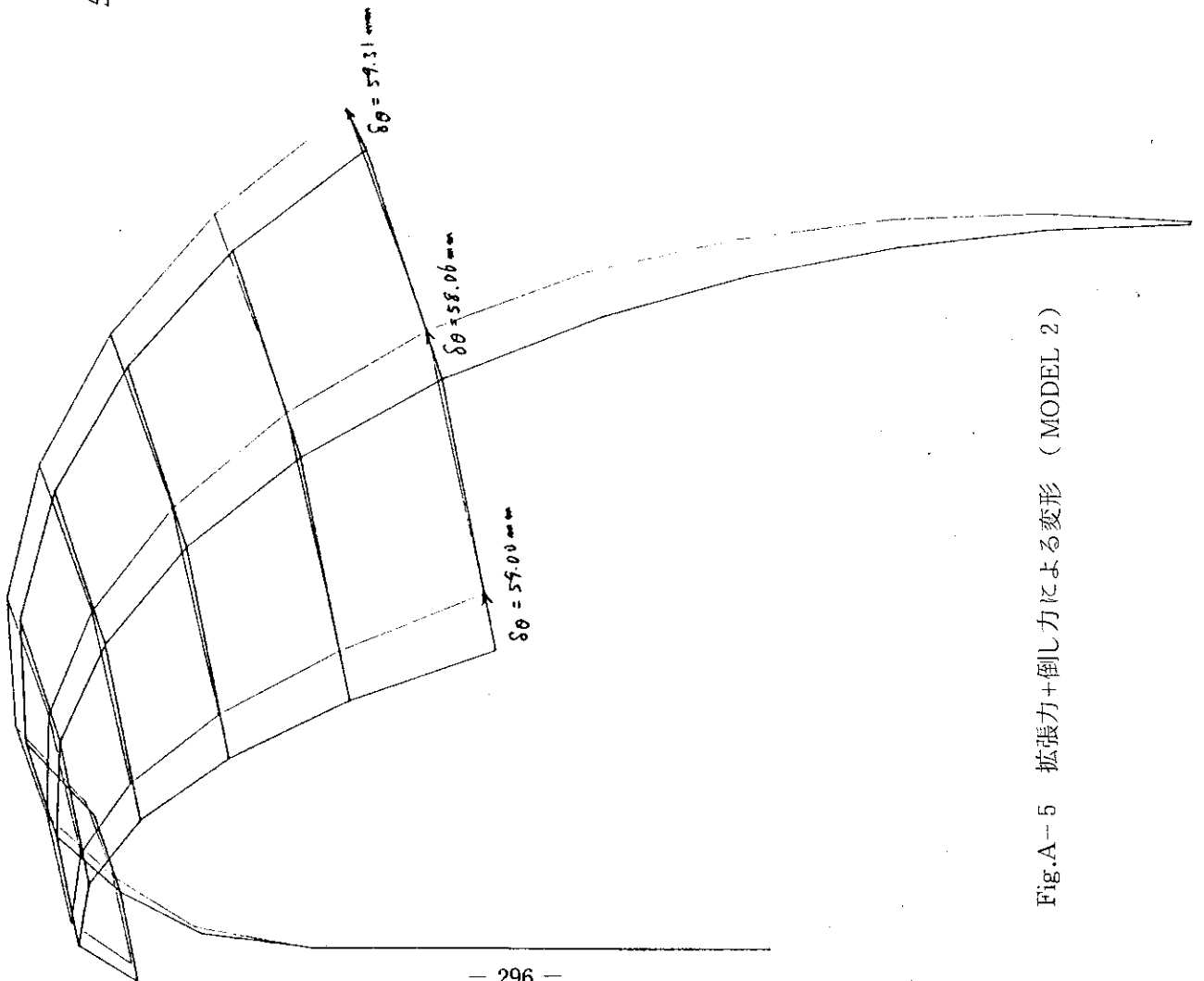
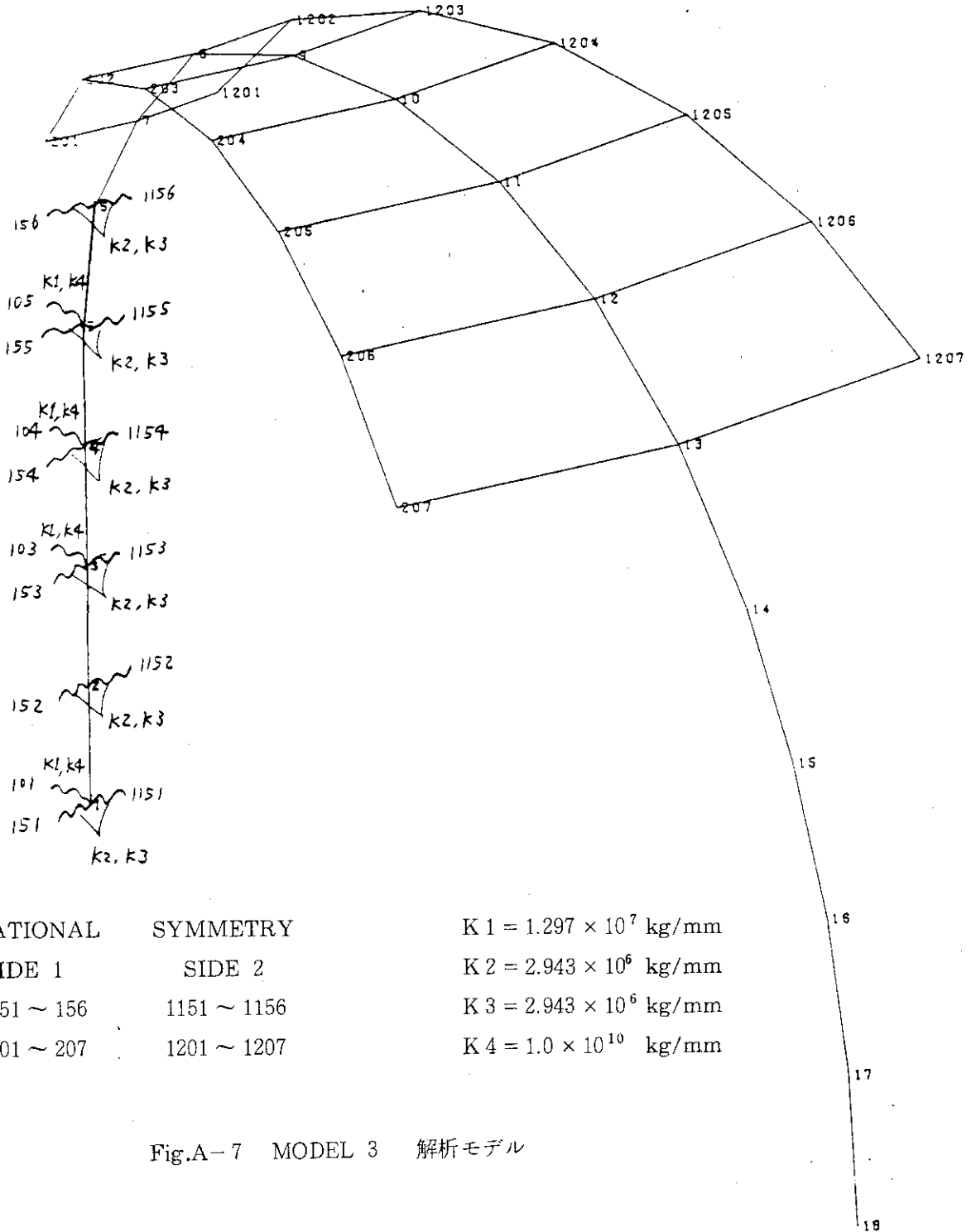


Fig.A-5 拡張力+倒し力による変形 (MODEL 2)

1 12/21/82



ROTATIONAL	SYMMETRY
SIDE 1	SIDE 2
151 ~ 156	1151 ~ 1156
101 ~ 207	1201 ~ 1207

- K 1 = 1.297×10^7 kg/mm
- K 2 = 2.943×10^6 kg/mm
- K 3 = 2.943×10^6 kg/mm
- K 4 = 1.0×10^{10} kg/mm

Fig.A-7 MODEL 3 解析モデル

2 12/21/82

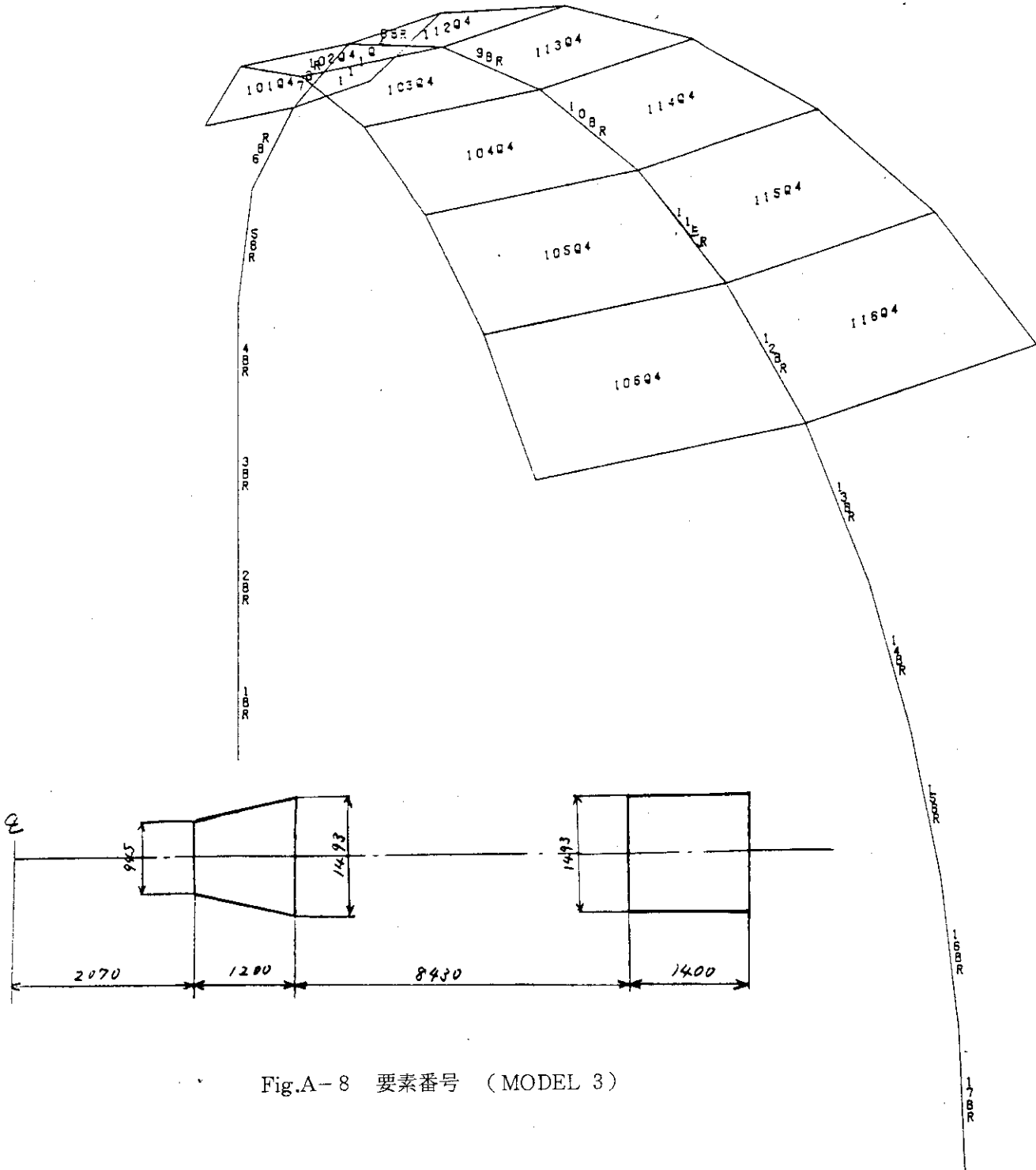


Fig.A-8 要素番号 (MODEL 3)

3 12/21/82 MAX-DEF. = 3.50030780

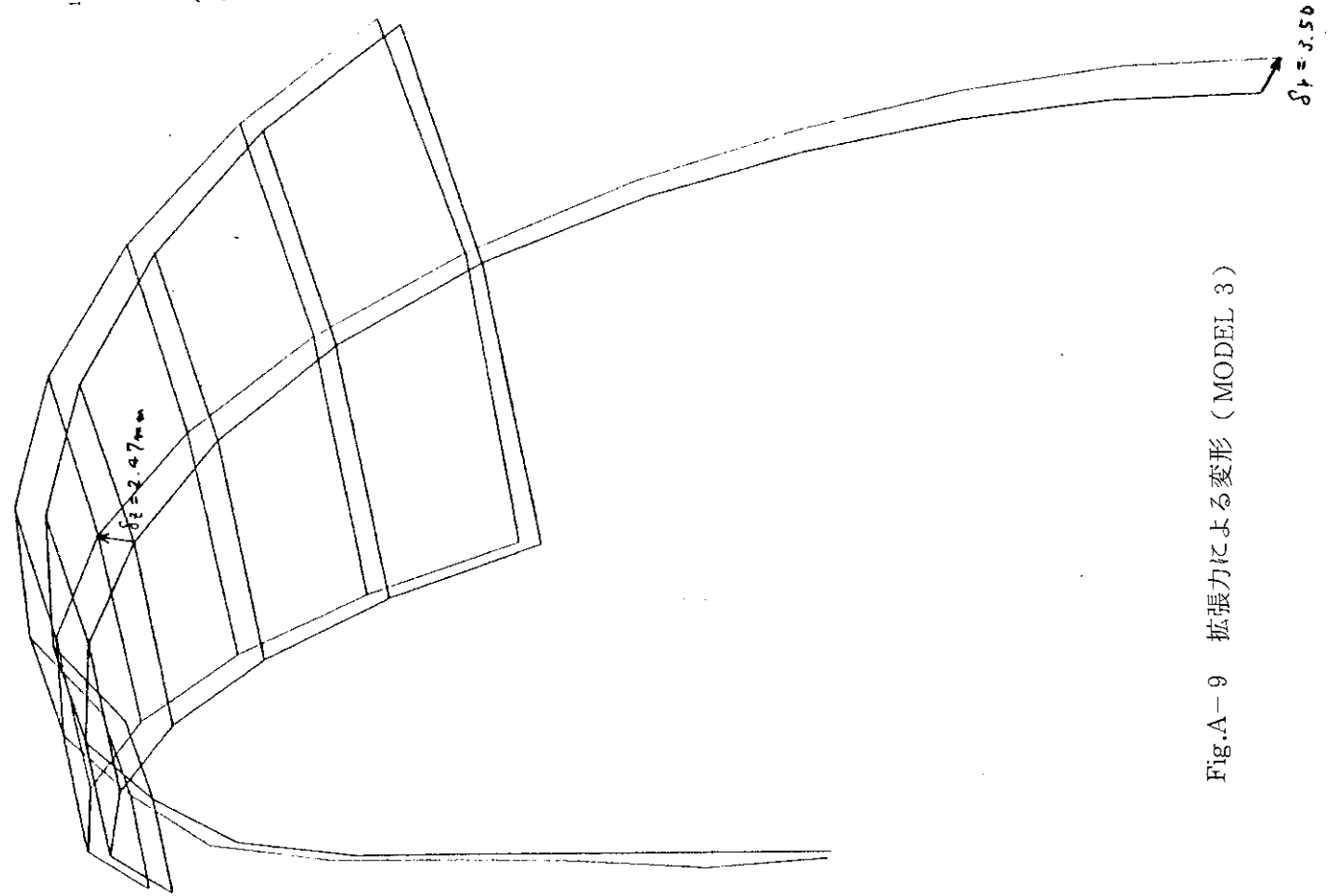


Fig.A-9 拡張力による変形 (MODEL 3)

12/21/82 MAX-DEF. = 41.8517190

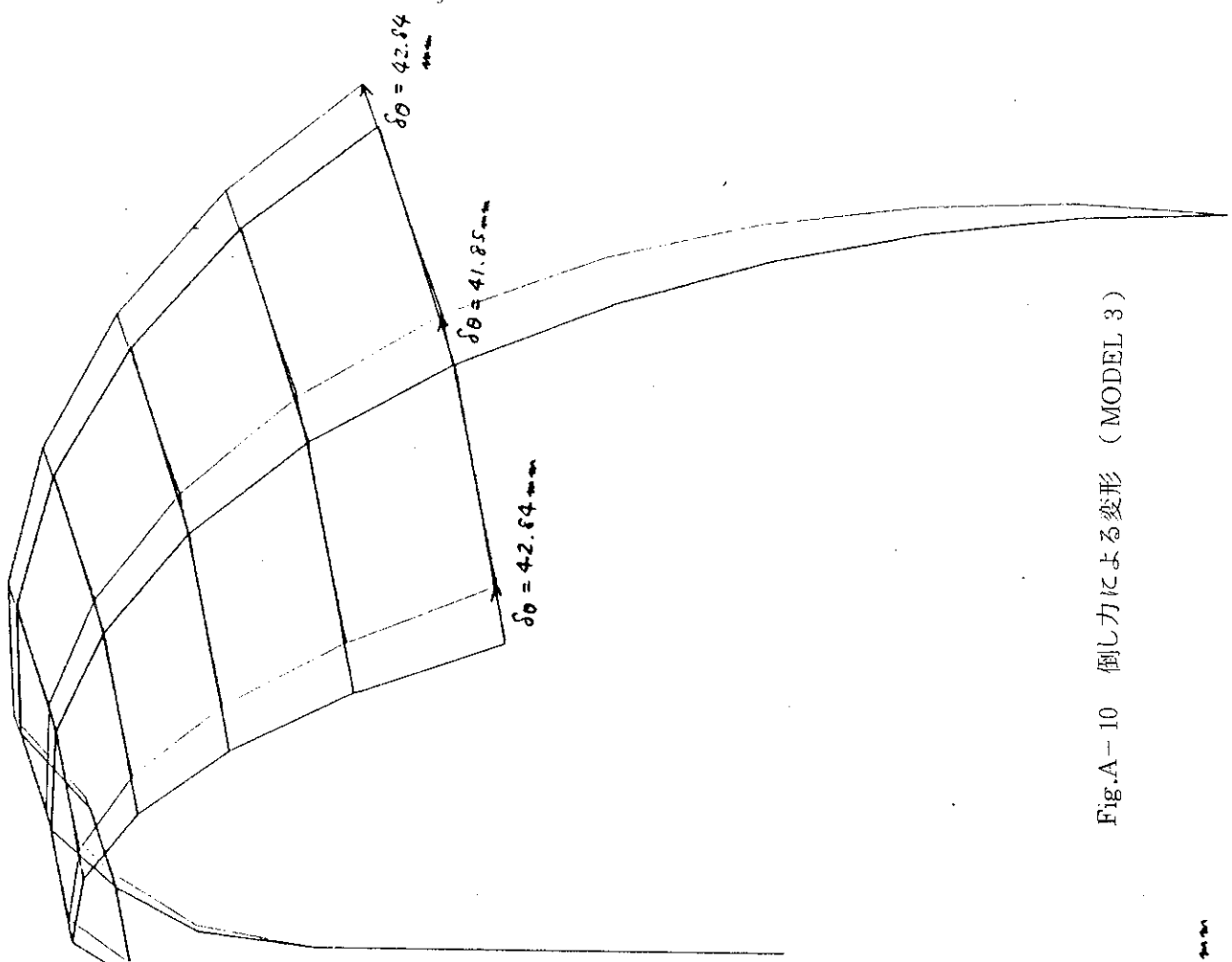


Fig.A-10 倒し力による変形 (MODEL 3)

12/21/82 6 12/21/82 MRX-DEF. = 0.42631968

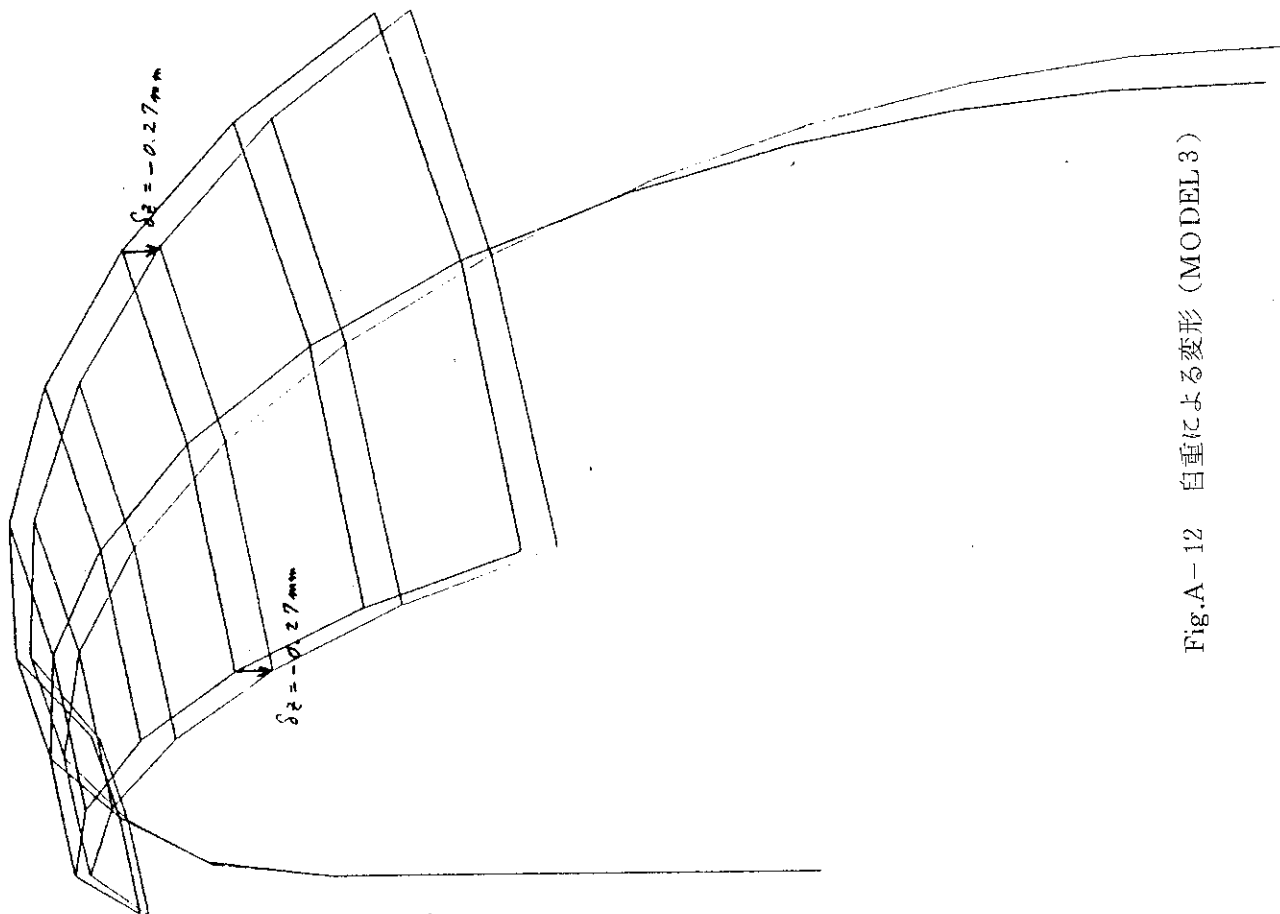


Fig.A-12 自重による変形 (MODEL 3)

12/21/82 5 12/21/82 MRX-DEF. = 41.8517190

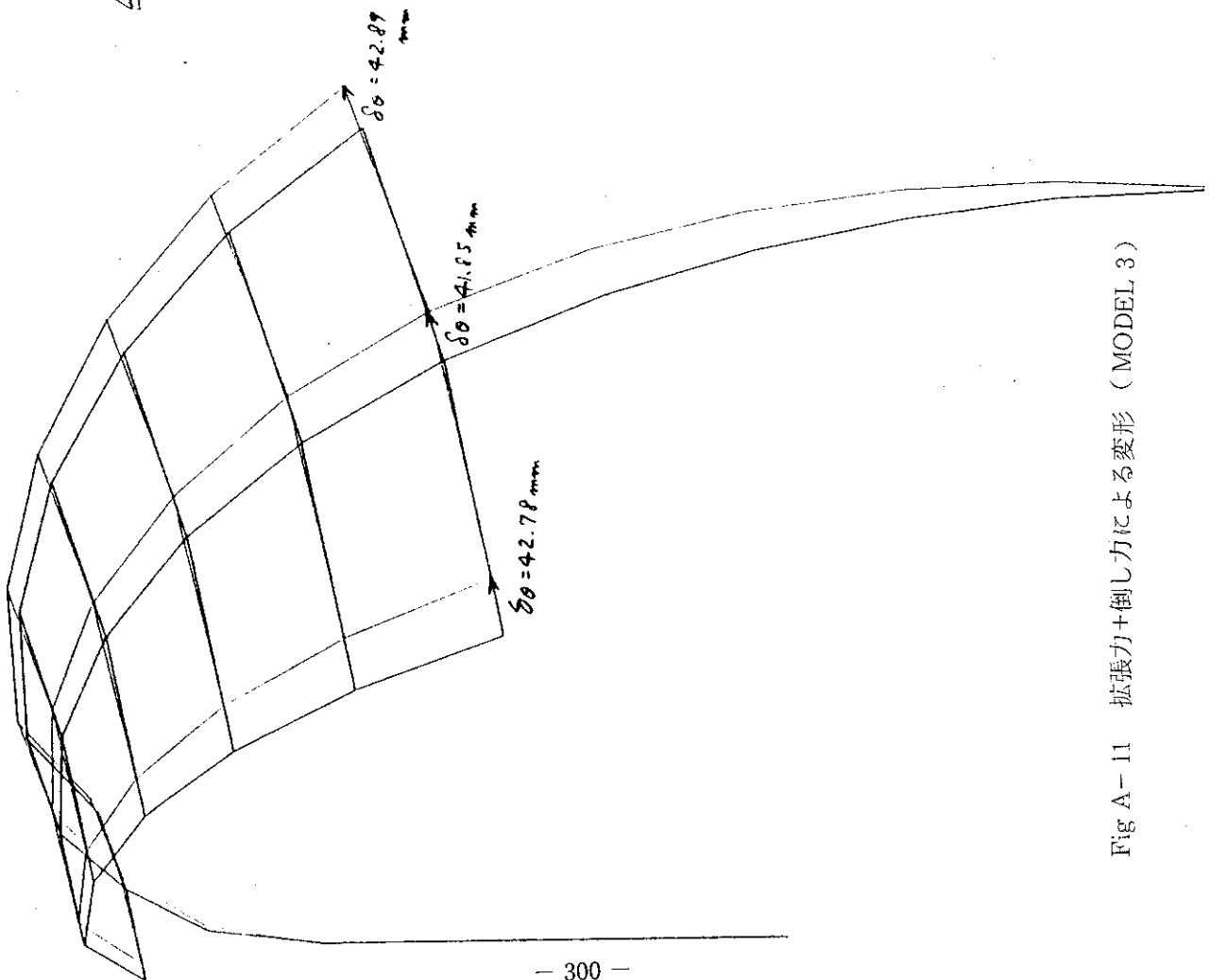
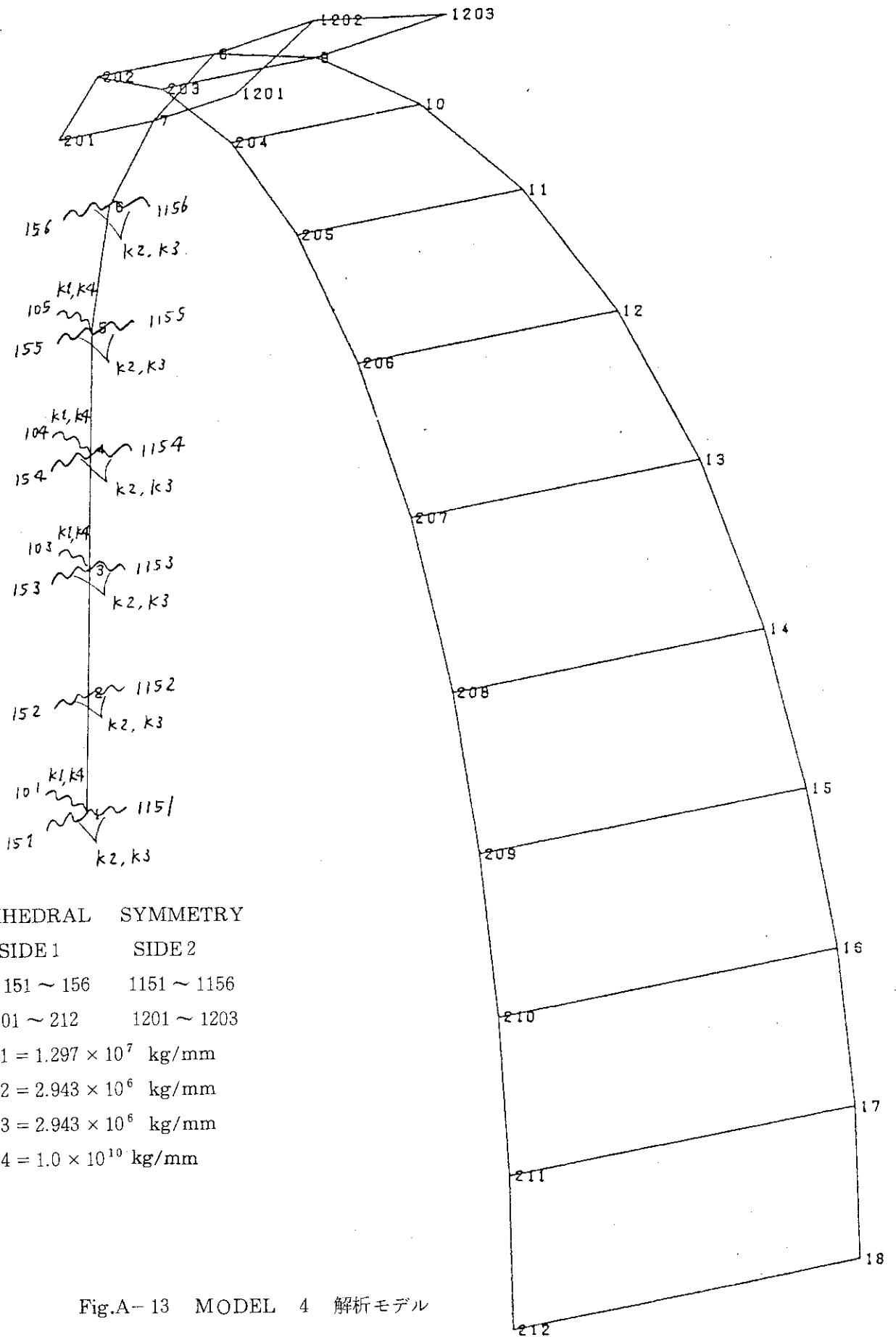


Fig A-11 拡張力+倒し力による変形 (MODEL 3)



12/23/82

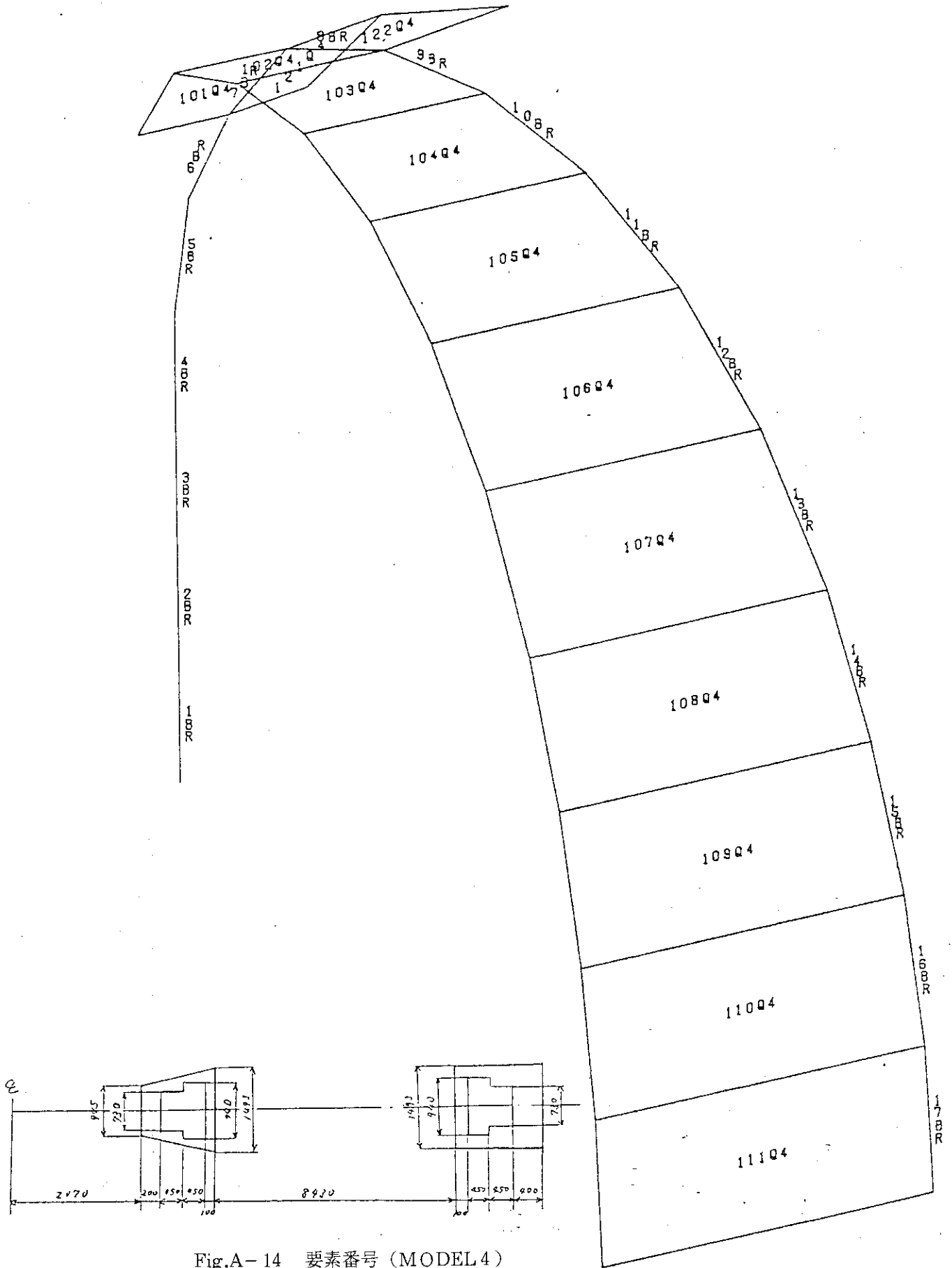


Fig.A-14, 要素番号 (MODEL 4)

3 12/22/82 MAX-DEF. = 4.09166610

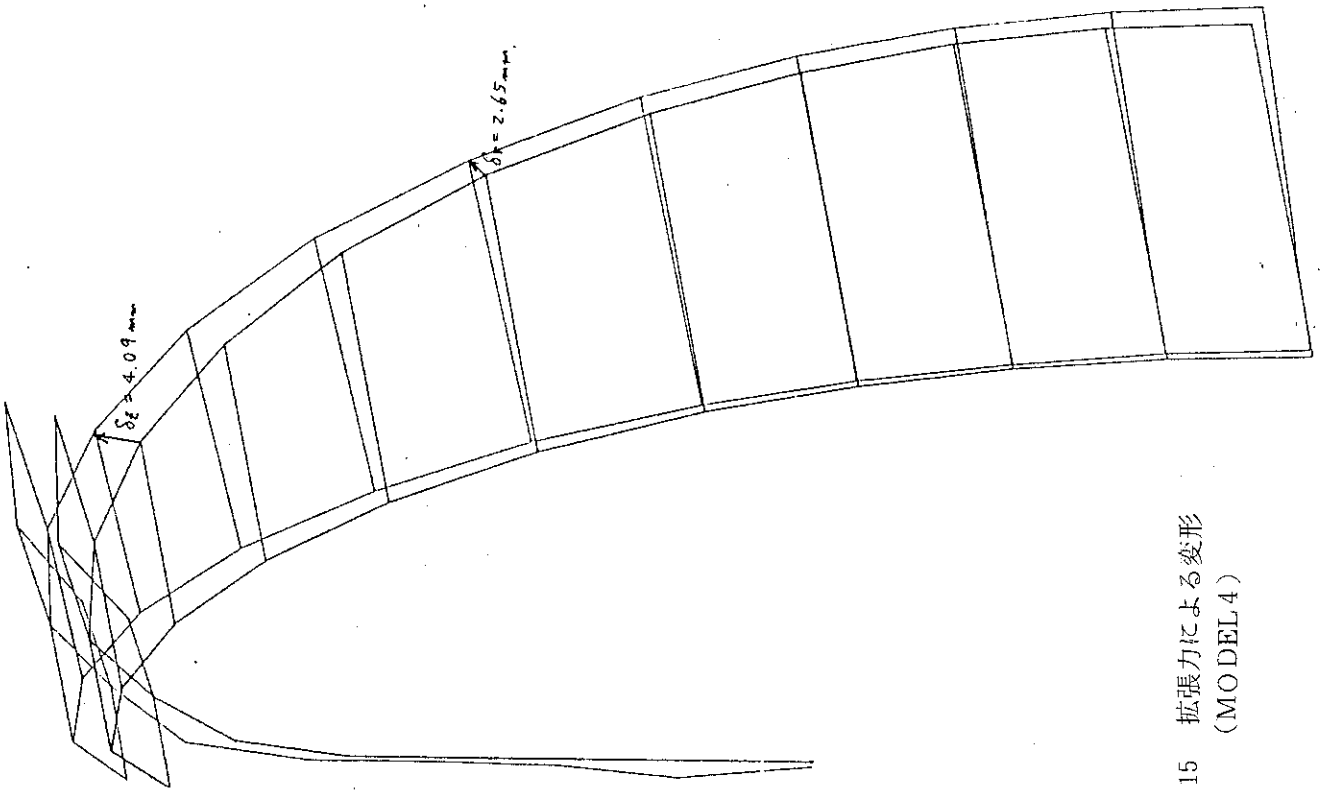


Fig.A-15 拡張力による変形 (MODEL 4)

3 12/23/82 MAX-DEF. = 10.0671090

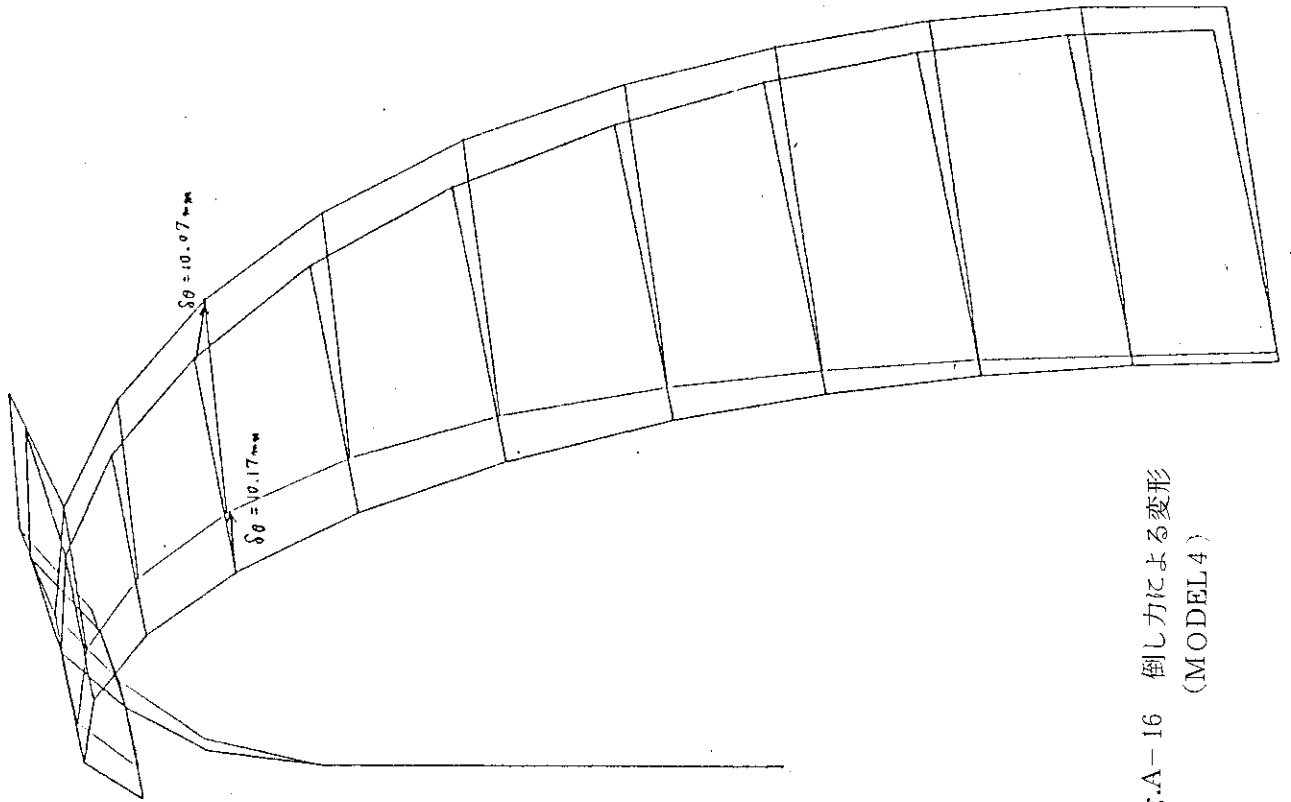


Fig.A-16 倒し力による変形 (MODEL 4)

12/22/82 MAX-DEF. = 0.22522588

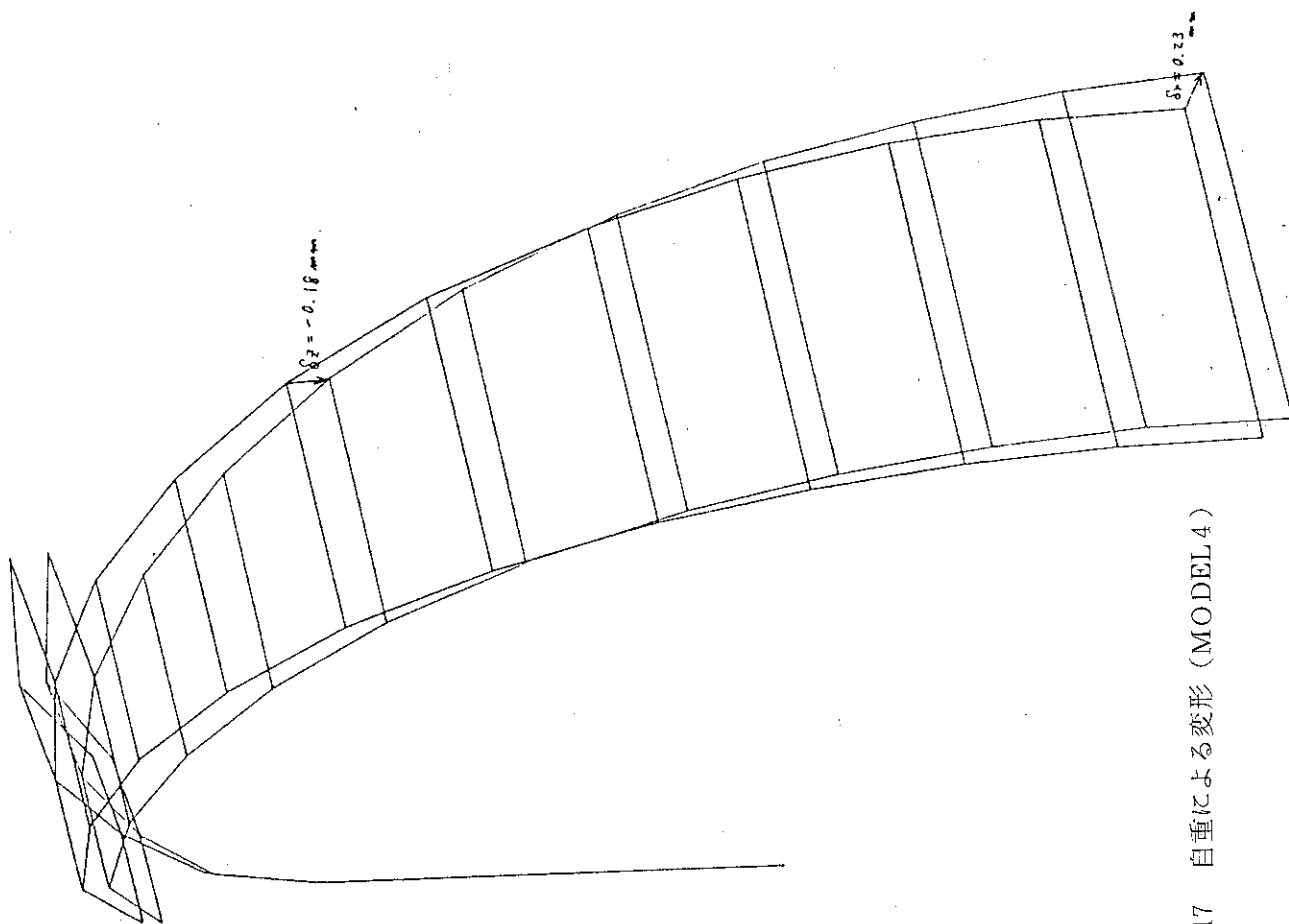


Fig.A-17 自重による変形 (MODEL4)

Appendix B 鉛遮蔽層の検討

(a) 基本仕様

鉛遮蔽は次の基本仕様である。

- (i) 鉛の遮蔽厚は～100 mm厚。
- (ii) 鉛遮蔽はコイル真空槽（SUS～100 mm厚）に直接とりつけられる。
- (iii) 遮蔽の設けられる領域は Fig. B-1 に示す通りである。ここでA：領域面積，M：鉛重量である。

$$A \quad A = 380 \text{ m}^2, \quad M = 430 \text{ トン}$$

$$B \quad A = 400 \text{ m}^2, \quad M = 450 \text{ トン}$$

$$C \quad A = 420 \text{ m}^2, \quad M = 480 \text{ トン}$$

$$D \quad A = 1460 \text{ m}^2, \quad M = 1650 \text{ トン}$$

$$E \quad A = 540 \text{ m}^2, \quad M = 610 \text{ トン}$$

$$\text{合計} \quad A = 3200 \text{ m}^2, \quad M = 3600 \text{ トン}$$

- (iv) 鉛遮蔽中に誘起される電流を低く抑えるため、電気絶縁物カットを1 m間隔程度に設ける（後述(b)(ii)を参照）。
- (v) コイル真空槽の分割部等を除く一般部では、工場であらかじめ鉛遮蔽を設置のうえ運搬する。
- (vi) 上記一般部に設置した鉛遮蔽は取外しを前提としない。
- (vii) プール水による冷却効果を期待して、特に冷却機構を設けない。
- (viii) ストリーミング効果による放射線漏洩をできるだけ抑える構造をとる。
- (ix) 支持板、支持金具（ボルト類など）は放射化の少ないアルミ合金を使用する。

(b) 機能条件

(i) γ 線遮蔽

放射化線源となるのは主としてSUS材である。従って、Table B-1で示したように ^{51}Cr 、 ^{58}Co 、 ^{54}Mn 、 ^{55}Fe 、 ^{60}Co などの核種が生成される。 γ 線のエネルギーは大きいもので ^{60}Co の1.17 MeV、1.33 MeVでその他は1 MeV以下である。 $E_\gamma \approx 1 \text{ MeV}$ として100 mm厚の鉛平板での減衰率は近似的に次のようにあらわされる。

$$F = B_R \times e^{-\mu x}$$

ここで μ は減衰係数 $\mu x \approx 0.78 \text{ cm}^{-1} \times 10 \text{ cm} = 7.8$ となる。この時、 B_R ：平板垂直入射に対する照射ビルドアップ係数は ≈ 2.8 である。従って減衰率 F は $\approx 1.1 \times 10^{-3} \approx 0.1\%$ 。即ち鉛遮蔽には γ 線線量率を 10^{-3} 減衰させることが期待されていることになるので、鉛ブロックの継目やボルト固定部などからのストリーミング効果については充分留意する必要がある。

(ii) 誘導電流

鉛の電気導電率はSUSの3.5倍程度であり、コイル真空槽壁の100 mm^t SUSに100 mm^t 鉛を取付けることは、SUSのみの場合より5倍程度電気伝導度がよくなることを意味する。

この結果、時定数が0.5～1secと5倍程度大きくなる。この時定数ではコイル真空槽内のPFコイルによっては、プラズマの上下位置を制御することは不可能であろう。真空容器とコイル真空槽の間に制御コイルを置くとしても、鉛層に打消し電流が誘起され、制御コイル電流および電力が多量となる可能性がある。従って、ここでは鉛層に適当な間隔で電気絶縁物カットを入れることとした。

(iii) 温度分布

鉛層内の放射線発熱分布を $q = q_0 \times e^{-\mu x}$, ここで $q_0 \simeq 0.3 \text{ w/cm}^3$, $1/\mu \simeq 1.8 \text{ cm}$ である (後述 Fig. B-9 参照)。この時、最高温度は次のようになる。

$$T = \frac{q_0}{\lambda \mu^2} (1 - e^{-\mu l} - \mu l e^{-\mu l}) + T_0$$

ここで $l = 10 \text{ cm}$, $T_0 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (プール水温度), $\lambda = 0.35 \text{ Joule sec}^{-1} \text{ cm}^{-1} \text{ deg}^{-1}$, である。 $T = 62.5 \text{ }^\circ\text{C}$ が得られた。鉛の許容温度は $\simeq 100 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度であるので、鉛ブロック中で温度差が生じるような構造は避けなければならない。

(c) 取付構造

鉛は強度が低い (耐力 $\sim 0.87 \text{ kg/mm}^2$, Table B-2 参照) ので、それ自身に強度を期待するのは危険であろう。Fig. B-1 に鉛層の設けられる領域を示したが、(B-2), (E-2) の水平下面は比較的取付容易である。A案 (Fig. B-2) では、あらかじめコイル真空槽にボルトを溶接しておく。一方、絶縁膜をとりつけた鉛ブロックで、ボルトの位置に穴をあけたものを用意しておき、これをコイル真空槽壁に固定する。鉛ブロック間からストリーミング効果で洩れる γ 線を低く抑えるため、Fig. B-2 の形状をとった。B案 (Fig. B-3) では鉛ブロック②を六角穴つきボルトで固定する。次に鉛ブロック③をやはり六角穴つきボルトで固定して、ボルトの上に鉛の蓋をする。B案でもA案と同様、鉛ブロックには絶縁膜をつけておく。A案及びB案を (B-2), (E-2) 以外の場所で用いるのは次の問題がある。(i)鉛の強度が充分でない可能性がある、(ii)鉛のクリープ効果により、変形が進んでゆく可能性がある。(iii)大物の鉛板取付時に取扱が容易でない。これらの問題点を改善するには、鉛をアルミ合金のキャンに入れるのが最も有効と思われる。C案がそれであるが、アルミボルト付近での放射線遮蔽性能の低下については別途評価する必要がある。一方 (A), (C), (D) のように垂直方向面上に取付けられる場合には、ボルトに大きな横方向荷重がかかることになるのでD案 (Fig. B-4) に示すように、コイル真空槽壁にリブを溶接して、これで鉛ブロックの自重を支持することとする。この時のリブに生じる曲げ応力は $\sigma_b = 0.5 \text{ kgf/mm}^2$ 程度である。なおアルミ合金のキャンを使用する時は表面を酸化被膜処理して電気絶縁をとるものとする。

装置全体が振動すること、地震荷重なども考えて、鉛層をアルミキャンに入れて取付ける方法が取扱いも楽であり、安全サイドであろう。又、ここでは、一般部について取付構造案を示したが、分割部などについては現地取付の場合もあり、別途検討するものとする。

(d) 放射線解析

炉停止時における鉛遮蔽層の遮蔽効果と、炉運転時の鉛内での核発熱率の評価を行なった。

(i) 解析手法

Fig. B-5に解析流れ図を示す。以下に、図中に示されたステップに従い、解析手法及び条件を説明する。

STEP 1 中性子・ガンマ線束の計算

誘導放射能及び核発熱の評価を行なうためには、炉運転中の中性子束とガンマ線束分布を求める必要がある。

ここでは、一次元輸送計算コード ANISN を用い、中性子束・ガンマ線束分布を求めた。核データは GICX 40V4 ライブラリーを使用し、 P_3S_8 、中性子 42 群ガンマ 21 群で計算を行っている。

計算モデルを Fig. B-6 に示す。

ここで最終的に評価したいのは、炉停止後にブランケットと真空容器を取り除いた状態でのトラス内側でのガンマ線線量率である。この時の主要なガンマ線源は、鉛遮蔽層とコイル真空槽と考えられる。他に、TF コイル、PF コイル等も放射化されるが、ここからのガンマ線は、鉛層とコイル真空槽にくらべ強度が弱く、また鉛層（～10 cm）とコイル真空槽（SUS 10 cm）により遮蔽され、空間線量率への寄与は小さいと考え、計算モデルに含めなかった。鉛層とコイル真空槽は、トラス内側で最も強く放射化されると考えられ、また核発熱も最大となると予想されるため、Fig. B-6 のようにトラス内側のモデルにより中性子束・ガンマ線束分布を求めた。ここで形状はプラズマ中心を $r = 0$ とする無限円筒としている。境界条件は、 $r = 0$ で reflection, $r = 346$ cm で vacuum としている。

鉛層での核発熱は GICX 40V4 のケルマ・ファクターを使用して求めた。

STEP 2 誘導放射能

誘導放射能は、STEP 1 で求めた炉運転時の中性子束分布より、DECAY-1 コードにより求めた。

DECAY-1 コードは、ANISN により計算された炉運転中の中性子束と、放射化断面積^{注)}及び放射化連鎖を用い構造材の誘導放射能を計算するコードである。また、本コードでは、得られた誘導放射能を ANISN での多群ガンマ線源に変換する事ができる。

ここでは Fig. B-7 に示すような運転パターン（1年間 3200 Mw の核融合反応出力で運転し、その後 100 日間停止するというサイクルを 5 回くり返す）の後での炉停止後の誘導放射能を求めた。

Table B-3 に計算に使用した SUS 材の材料組成を示す。鉛遮蔽層は Pb 100% としている。

STEP 3 ガンマ線輸送計算

STEP 2 で求めた多群ガンマ線源を用い、ANISN により、ガンマ線による空間線量率を計算した。STEP 1 と同様に、GICX 40V4 ライブラリーを用い、 P_3S_8 で計算を行なった。

計算モデルを Fig. B-8 に示す。

ここでは、鉛層とコイル真空層を、装置中心軸を $r = 0$ とする無限円筒形状によりモデル化している。

Table B-4 に ANISN 計算に使用した材料組成を示す。

注) DECAY-1 コードで使用した放射化断面積は、ACT3 コードと同様のものであり、JAERI - M 8019 より参照した。

(ii) 解析結果

(イ) 鉛層での核発熱

Fig. B-9 に鉛遮蔽層での発熱分布を示す。鉛中での発熱は大部分ガンマ線によるものである。プラズマ側表面で最大約 0.2 w/cm^3 の発熱となる。

(ロ) ガンマ線量率

炉停止 14 日後の空間線量率を Table B-5 に示す。

ここでは

CASE 1 鉛層を配置しない場合

CASE 2 鉛層を配置した場合

の 2 つのケースについて、鉛層 (CASE 1 の場合はコイル真空層) 表面と、表面から 200 cm 離れた位置での線量率を示している。

鉛層を配置しない場合は、 $\sim 100 \text{ rem/hr}$ 程度の線量率となるのに対して、鉛層を配置した場合は $20 \sim 30 \text{ mrem/hr}$ 程度の線量率になる。

Fig. B-10 と Fig. B-11 に鉛と SUS (コイル真空槽) のプラズマ側表面で、放射化により生成した主要な核種の減衰の様子を示す。また Fig. B-12 に ANISN に用いたガンマ線源を示す。

これから、鉛の誘導放射能は急速に減衰し、炉停止 1 ヶ月後にはその線源強度は 14 日後の値に比べ約 2 桁ほど減衰していることがわかる。

一方、SUS 材では、空間線量率への寄与の大きい ^{58}Co , ^{54}Mn といった核種がそれぞれ 71 日, 313 日といった半減期をもつため、1 ヶ月後でも線源強度はあまり変わらない。

Table B-5 からわかるように空間線量率の大部分はコイル真空槽のガンマ線源よりの寄与であるため、鉛層 10 cm の場合は、炉停止 1 ヶ月後でも、空間線量率は $20 \sim 30 \text{ mrem/hr}$ 程度と推定される。

一方、鉛層をさらに $\sim 3 \text{ cm}$ 程度厚くする事により、 $\sim 10 \text{ mrem/hr}$ 程度の線量率に落とす事は可能である。

ただし、これには、鉛層開口部からのストリーミングが無視でき、又鉛層、コイル真空槽以外の線源 (例えば、ラック & ピニオン、レール床部等) が十分に遮蔽されており、さらに鉛中に放射化されやすい不純物が含まれないという条件が満たされる必要がある。

(e) 考 察

- ① 鉛ブロックの間隙や取付け金具付近では遮蔽性能が低下する。鉛だけを貼付けることは、構造強度上の問題もあり、アルミキャンで覆い、ボルト等で取付けることになる。このため完全な γ 線遮蔽は期待できない。
- ② ラック & ピニオン部は取外せなく、鉛で覆うことは不可能。
- ③ 浮上式レールに相当する部分は、組立、分解時は鉛で覆っておくことはできない。

以上のことから、以下に示す 3 通りの考え方ができる。

- ① ラック & ピニオンおよびレール床部は、分解時にすべて取外し、組立時に放射化されていないものを新たに取付ける。このようにすれば、組立時に作業者が立入って作業することは可能性がある。但し、鉛の貼付構造によっては、 γ 線遮蔽が完全に行なわれず、作業者の出

入りが不可能になる可能性が大きい。

- ② 鉛が貼付けられる所はすべて鉛を貼付けるが、ラック&ピニオン、レール床部は鉛を貼付けず、組立作業は遠隔操作で行なう。但し、大部分を鉛で覆っているため、遠隔操作機器に与える線量が減じレンズ類を長時間使用できることを期待する。
- ③ 鉛層は構造強度的に寄与がなく、空間取合上鉛層を除けば、それだけ配管領域設計が容易となるため、鉛層を除く設計である。

以上の考え方のうち①については鉛層からの γ 線漏洩があり、かつラック&ピニオンおよびレール床の取外しを遠隔操作で行なうことの困難さを考慮すると採用できない可能性がある。②と③の比較については具体的な構造に基づいた評価を再度行ない判断することが必要と思われる。

Table B-1 SUS の誘導放射能核種

核種	半減期	生成核反応	γ 線エネルギー
^{51}Cr	28日	$^{50}\text{Cr}(n, \gamma)$, $^{52}\text{Cr}(n, 2n)$, $^{54}\text{Fe}(n, \alpha)$	0.32 MeV
^{58}Co	71日	$^{58}\text{Ni}(n, p)$	0.51, 0.81 MeV
^{54}Mn	313日	$^{54}\text{Fe}(n, p)$	0.84 MeV
^{55}Fe	2.7年	$^{54}\text{Fe}(n, \gamma)$, $^{58}\text{Ni}(n, \alpha)$	0.006 MeV
^{60}Co	5.3年	$^{60}\text{Ni}(n, p)$	1.17, 1.33 MeV

Table B-2 鉛の物性値

性質	データ
密度	11.34 g/cc
比熱	0.0309 Cal/g/°C
線膨張率	29.1×10^{-6} /°C
融解熱	5.5 Cal/g
熱伝導率	0.0838 Cal/sec/cm/°C
電気抵抗率	20.65 $\mu\Omega$ cm
融点	327.4 °C
沸点	1740 °C
引張強さ	1.75 kgf/mm ²
耐力	0.87 kgf/mm ²
伸び	52 - 57 %
縦弾性率	1.79×10^5 kgf/cm ²
硬度 (ロックウェル)	75 - 78

Table B - 3 誘導放射能計算に用いた SUS 材組成

元 素	wt %
C	0.06
Si	0.46
Ti	0.04
Cr	16.7
Mn	1.43
Fe	64.44
Co	0.03
Ni	13.9
Cu	0.06
Mo	2.84

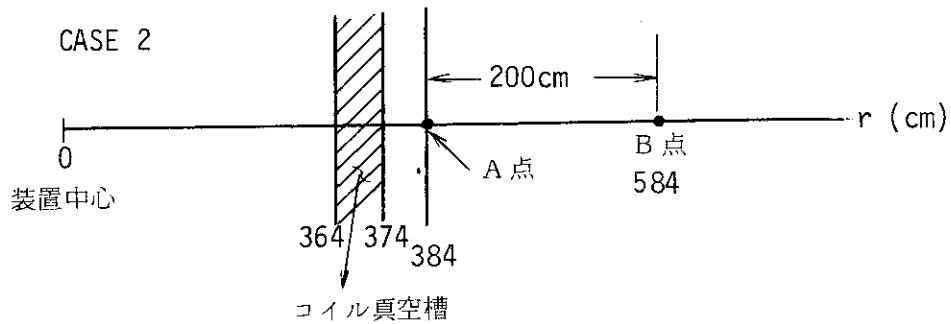
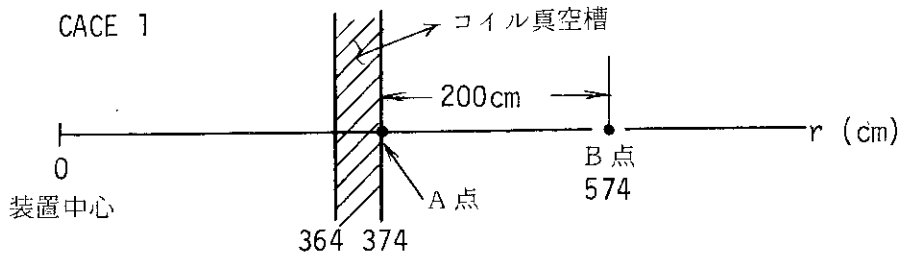
注) $\rho = 7.9$ としたTable B - 4 ANISN 計算に用いた材料組成
($\times 10^{24}$ atom/cm³)

	Li ₂ O (net.)	SUS	H ₂ O	Lead
⁶ Li	6.117 - 3			
⁷ Li	7.544 - 2			
¹⁶ O	4.078 - 2		3.315 - 2	
Mo		1.255 - 3		
Cr		1.575 - 2		
Ni		9.848 - 3		
Fe		5.909 - 2		
¹ H			6.629 - 2	
Pb				3.296 - 2

Table B-5 炉停止 14 日後のガンマ線線量率

	A 点	B 点
CASE 1 鉛層なし	128 rem/hr	68.9 rem/hr
CASE 2 鉛層あり	29.9 mrem/hr	15.3 mrem/hr
(SUS より) (鉛より)	(24.8 mrem/hr) (5.1 mrem/hr)	(15.3 mrem/hr) (3.7 mrem/hr)

注) 評価点は以下の通りである。



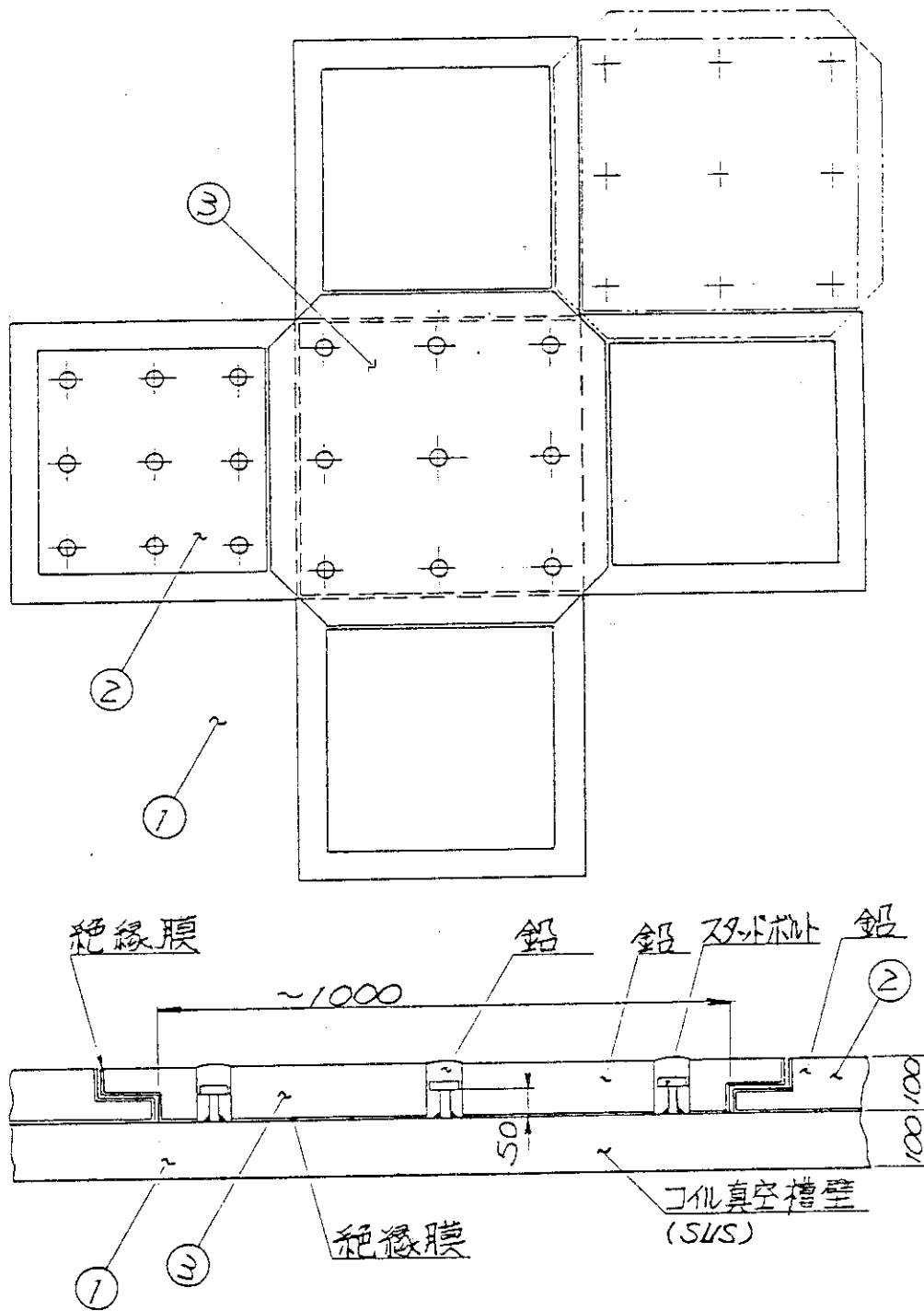
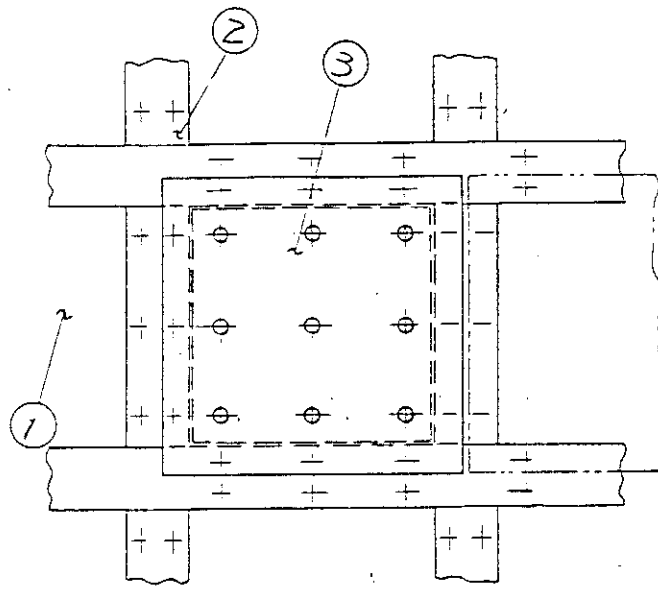
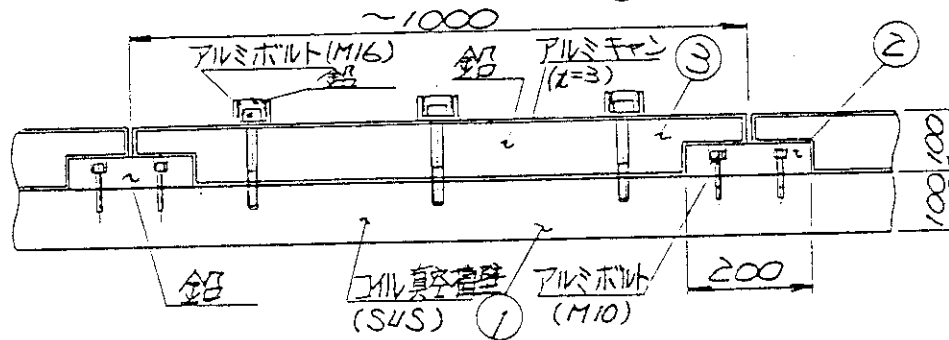
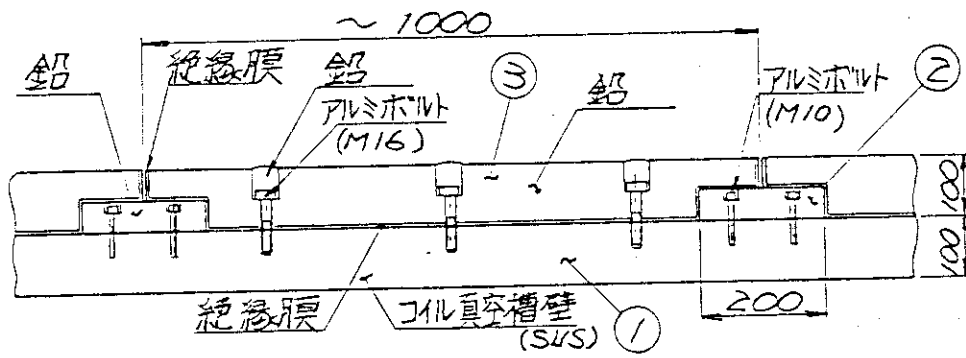


Fig.B-2 鉛層取付構造 (A案)



(B案)



(C案)

Fig.B-3 鉛層取付構造 (B案, C案)

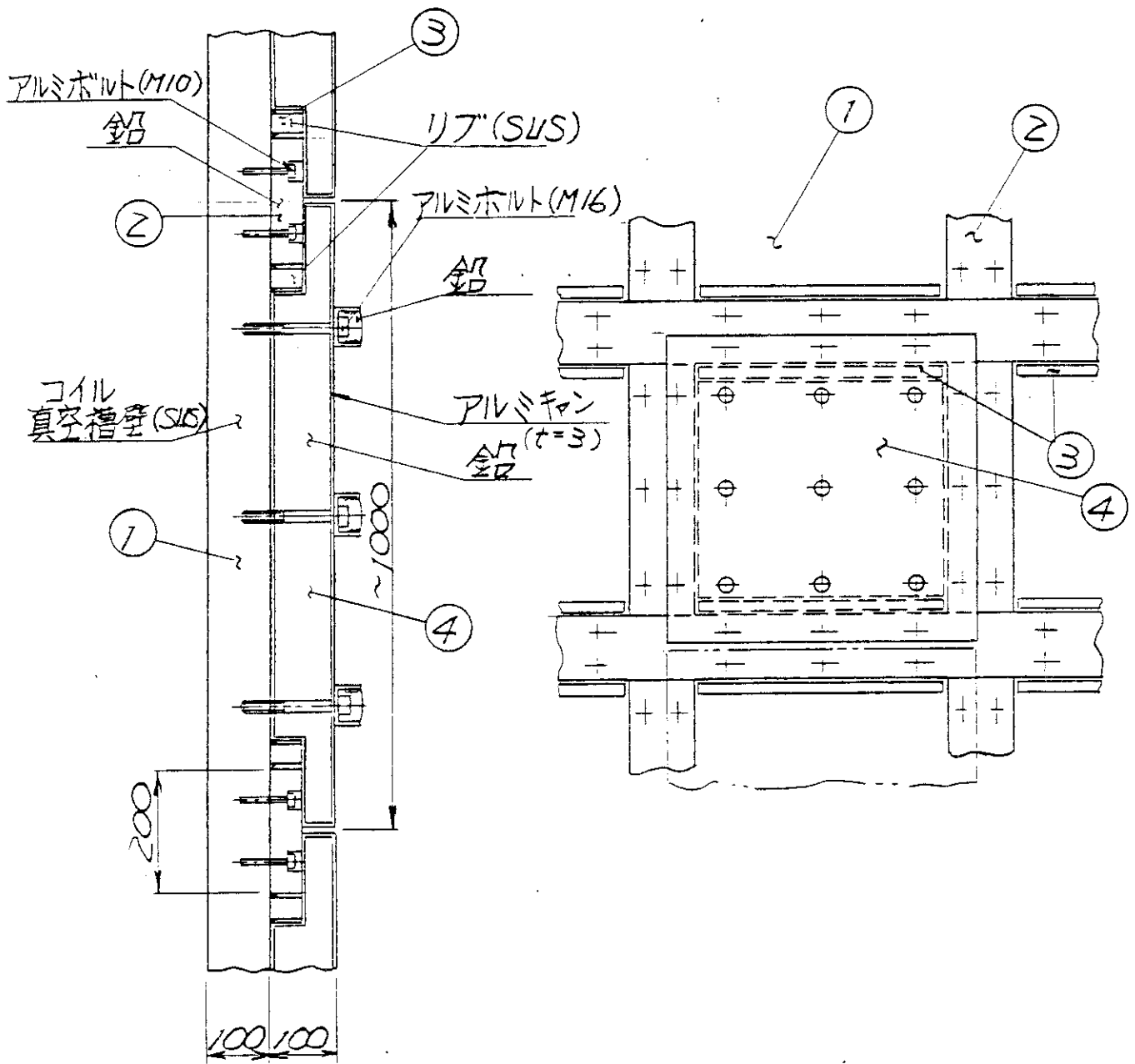


Fig.B-4 鉛層取付構造 (D案)

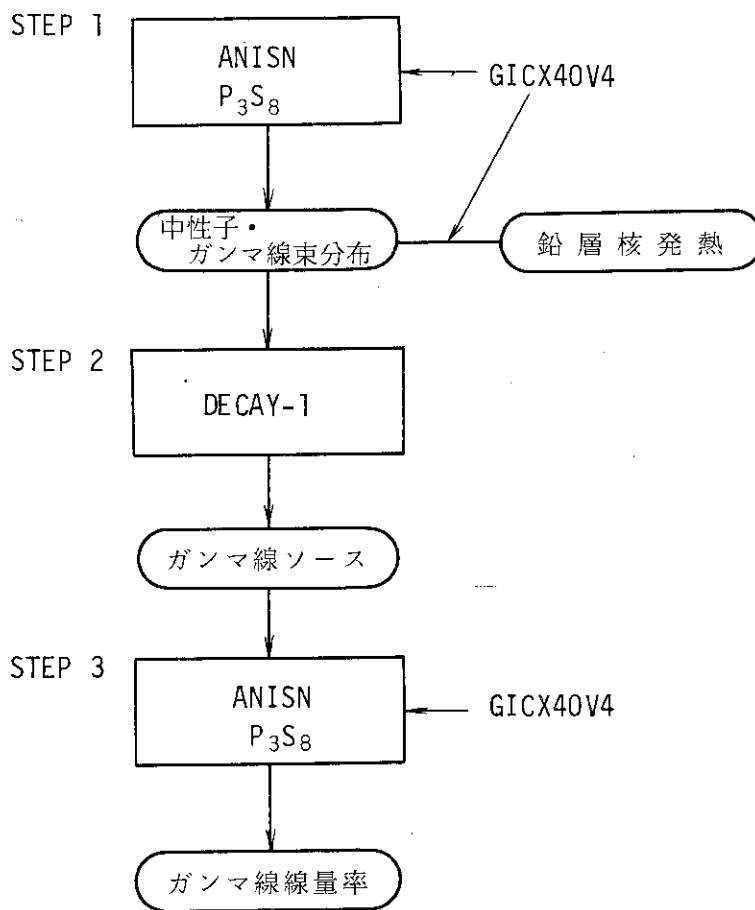


Fig. B-5 誘導放射能解析流れ図

Distance from the Plasma Axis (cm)	0	200	220	270	275	285	326	336	346
	Plasma	Vacuum	Blanket Li ₂ O 0.6 SUS 0.15 H ₂ O 0.09	Vacuum	V/V (SUS)	Water (H ₂ O)	Lead (Lead)	Inside Coil Vacuum Chamber (SUS)	
Region Number	1	2	3	4	5	6	7	8	
Number of Intervals per Region	1	1	35	1	8	30	8	8	

Fig. B-6 ANISN による炉運転時の中性子束・ガンマ線束計算モデル

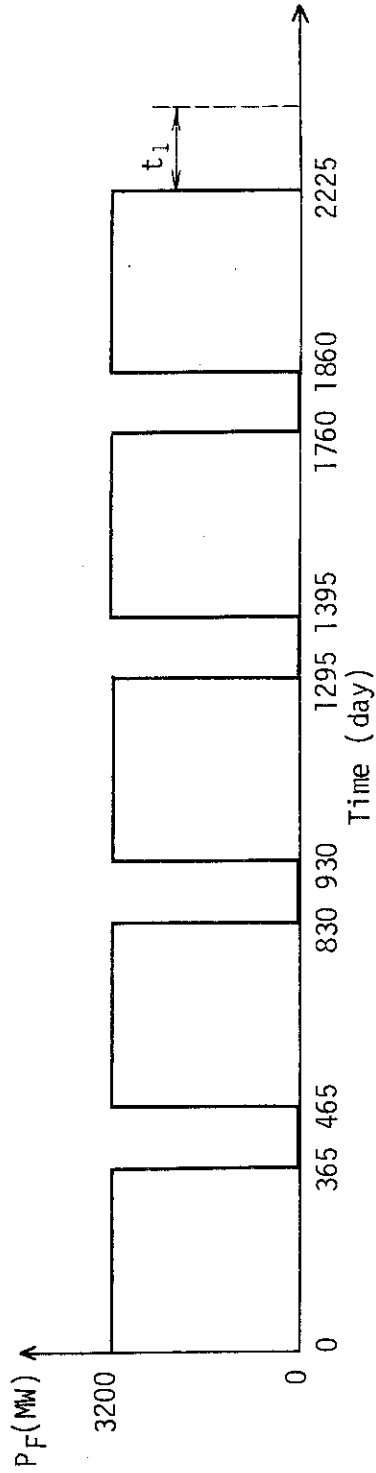


Fig. B-7 誘導放射能計算に用いた運転モード
 (図のような運転の後 炉停止 t_1 日後の誘導放射能を計算した)

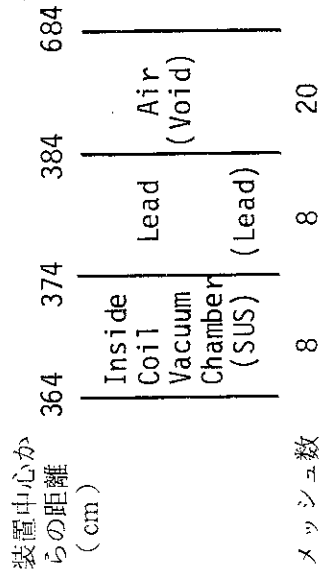


Fig. B-8 ANISNによるガンマ線輸送計算モデル

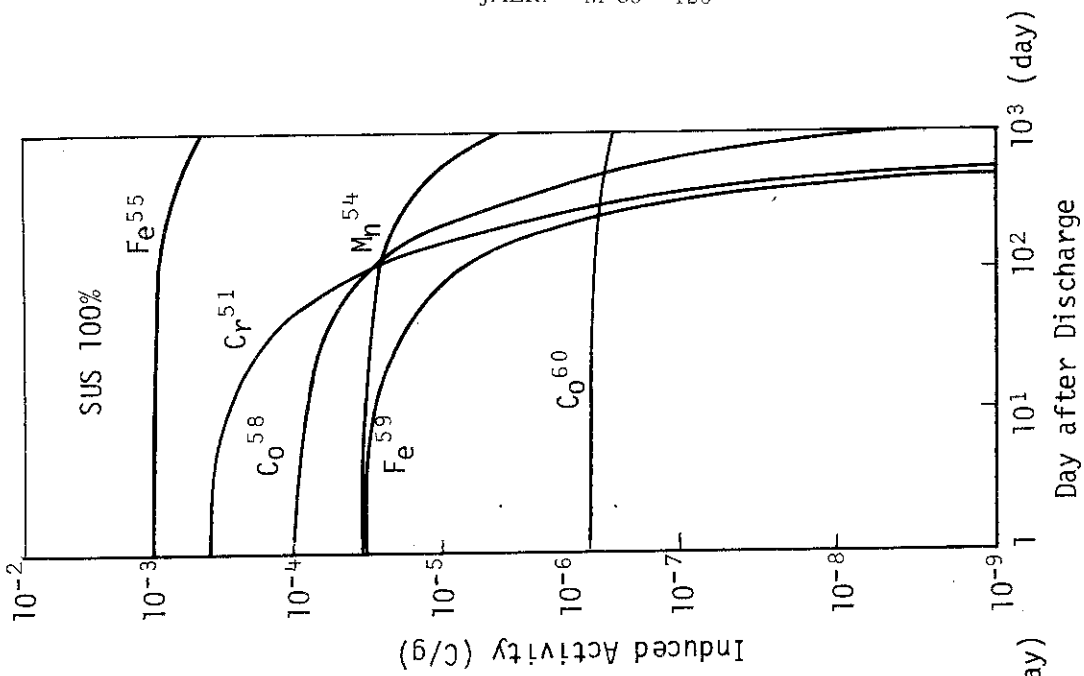


Fig. B-11 コイル真空槽プラズマ側表面での誘導放射能

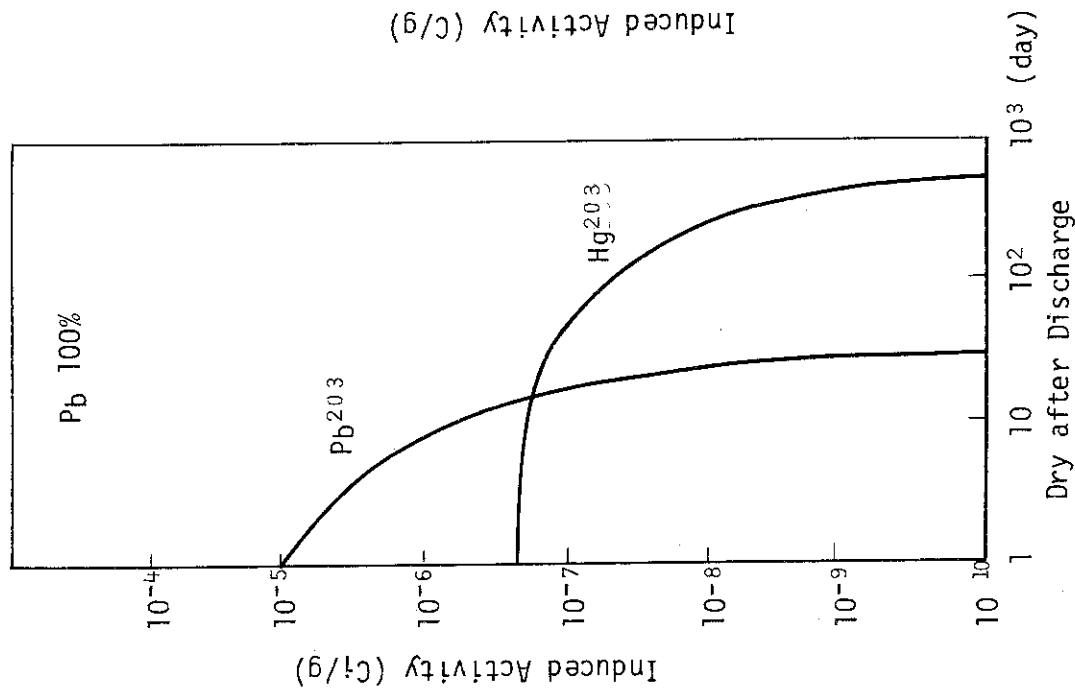


Fig. B-10 鉛層プラズマ側表面での放射能誘導放射能

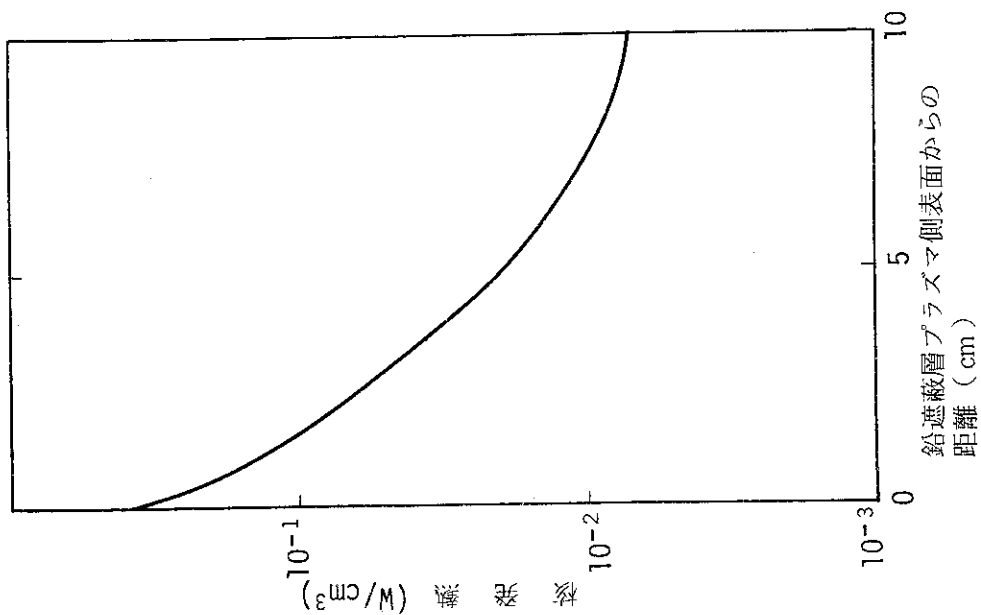


Fig. B-9 鉛遮蔽層での核発熱

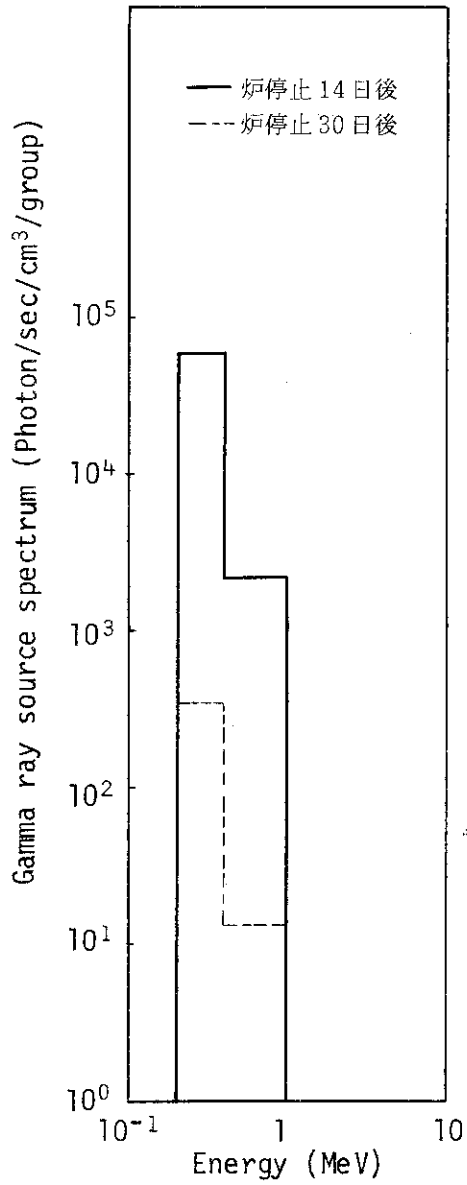


Fig.B-12(a) 鉛層プラズマ側表面でのガンマ線ソーススペクトル

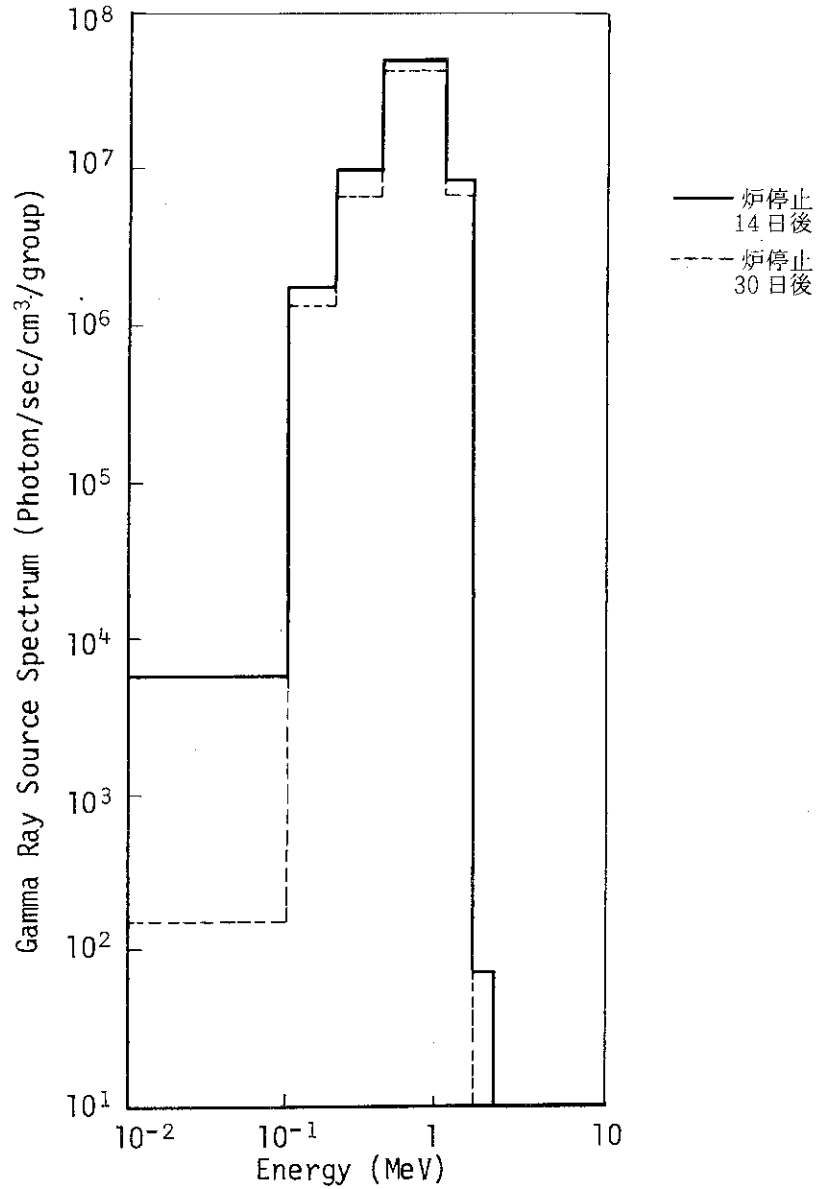


Fig. B-12(b) コイル真空槽プラズマ側表面でのガンマ線ソーススペクトル

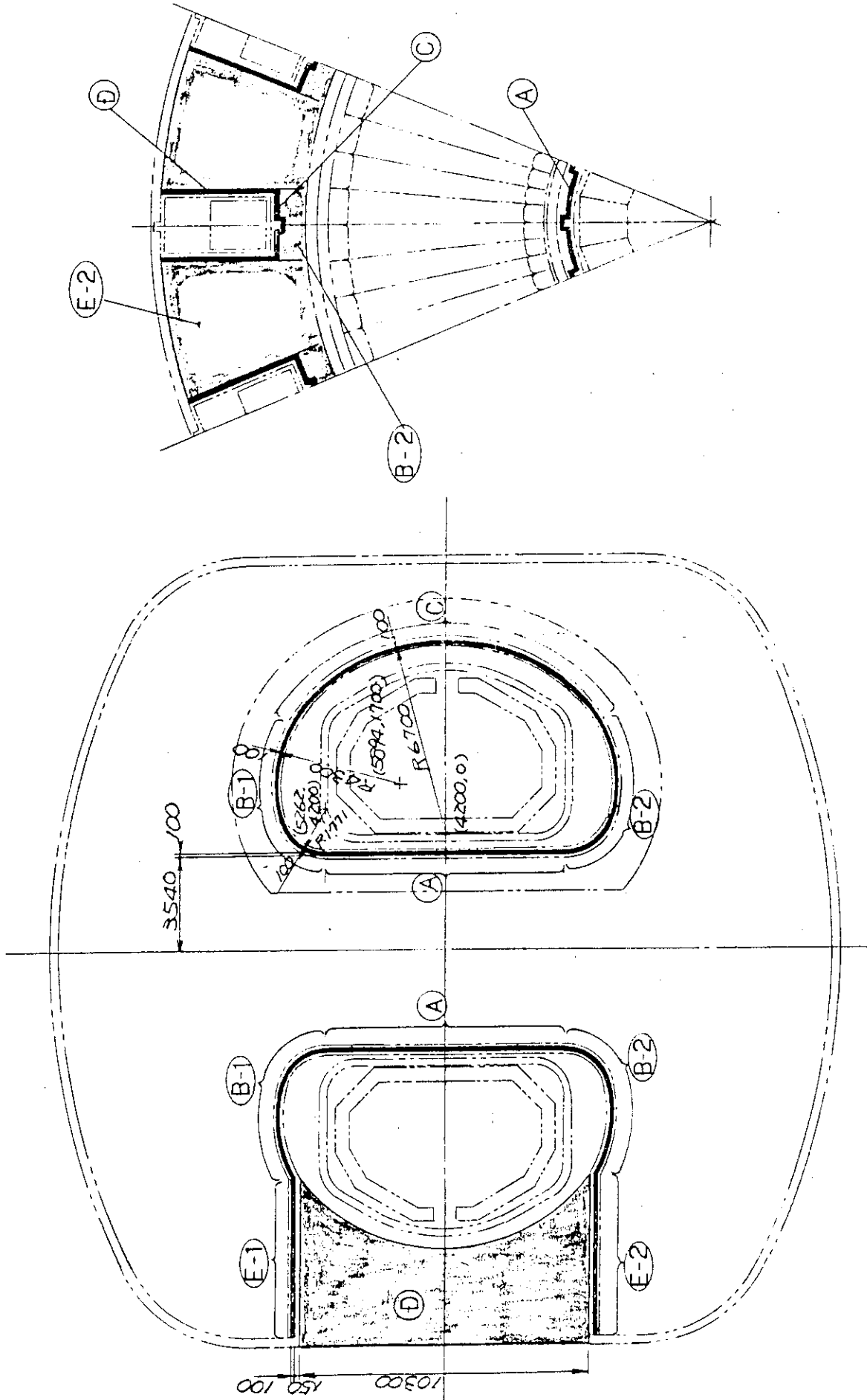


Fig.B-13 Shieding Block Location
in Coil Vacuum Chamber

別 章 研 究 開 発 課 題

トカマク型実用動力炉（SPTR 型）の、設計・検討の過程に於て現われた問題点を中心として、研究開発課題の抽出を行なった。抽出に当たっての基本的な考え方は、以下の3点に絞られる。

(1) 設計 dependent

(2) トカマク型実用動力炉は、約30年後の建設と想定されるので、それ以前に実験炉は完成し稼動を行なっている。従って実験炉を建設する為の技術は既に確立されているものと見做され、そういう時点に立って動力炉建設に必要な研究開発課題を抽出する必要がある。

(3) 商業炉としての位置付け、炉型がスイミングプール型であることを考慮に入れて抽出する必要がある。

実験炉完成時点での到達技術レベルの推定の困難さ等があるが、現段階で抽出し得た結果を以下に集録する。

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト						No. 1			
大 項 目		全体システム (全体システム, 全体構造, プラズマ制御, 電磁気設計)							
提案の趣旨・要点									
<p>動力炉は、安全性、経済性、信頼性の面で、他の発電システムを凌駕する必要があり、このためにはシステム的な合理化が不可欠である。</p>									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールアップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
RF による電流維持とその 効果率			○		中		○		
プラズマディスラプション の抑制技術				○	大			○	
オープンエア方式との総 合比較	○	○		○	大		○		
システム合理化設計	○	○		○	大			○	
出力制御				○	大			○	
安全性, 信頼性, 稼働率 の向上		○		○	大			○	

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No. 2

大 項 目

炉内構造物 (第一壁, ポンプリミタ, 増殖ブランケット, 遮へい体, 真空容器, プラズマ位置制御用受動コイル)

提案の趣旨・要点

炉内構造物は、動力炉の主要構造物であり、充分な安全性、信頼性、経済性を持つ必要がある。
 動力炉では、プラズマとの相互作用が過酷であり現在入手可能な材料では寿命が短かく装置の稼働率が著しく低下する。この様な観点からポンプリミター、第一壁の材料開発を行なう必要がある。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
ポンプリミターの材料開発と寿命評価法の確立				○	大			○	材料再付着など
第一壁の材料開発と寿命評価法の確立				○	大			○	
プラズマとの電磁相互作用の解明				○	大			○	シェル効果,電 磁力
プール水中の腐食対策	○	○		○	大			○	渦電流の腐食に 対する影響
伝熱流動解析			○		大		○		コード開発と実 験による実証
Li 燃料の照射下挙動の解明			○	○	大		○		
構造材料の材料データの採取と確証試験		○			中		○		照射特性, 共存 性等
製作, 据付技術			○		小	○			
one-turn 絶縁構造				○	中		○		コーティングなど
事故時安全性の確立		○	○	○	大			○	

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No. 3 - 1

大 項 目		超電導コイル系 (トロイダル磁場コイル, ポロイダル磁場コイル) 冷凍機器, クライオスタット							
提案の趣旨・要点									
<p>実用動力炉に使用される超電導マグネットは、蓄積エネルギーが現存の大形マグネットのそれに比較して 10 ~ 100 倍ある超大形マグネットである。更に発生磁界も高く、コイルには巨大な電磁力が働く。このような超大形超電導マグネットが長期間にわたって連続運転されなければならない。実験炉の稼働段階において、上述のような大形マグネットの短期運転は実現されるが、長期にわたって安定に運転できるマグネットを得るためには更に開発を要する。本開発項目として、高強度構造の超大形超電導マグネットの試作、試験を提案する。これを実現する一方法として、超臨界 He 内部冷却超電導導体、コイル構造などを開発し、その技術に基づきマグネットを試作し、別途提案の冷却システムの試験とあわせてマグネット試験を行なう。</p>									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大・中・小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
導体開発 SHE 冷却安定化 構 造 接 続		○		○	中 中~大 中		○ ○ ○		
コイル開発 巻線構造			○		中		○		
マグネット組立技術			○	○	中		○		支持構造を含む
縮小モデルコイル試作, 試験			○	○	中		○		
原形モデルコイル試作, 試験 長期運転			○	○	大			○	
構造材料の耐放射線 特 性			○		中	○			
事故時を想定した TF コ イルの構造解析			○	○	大		○		電源システム, 保 護システムを含む
高強度材料の開発				○	大			○	導体, 絶縁材 (セラミック等)

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目

No. 3 - 2

大 項 目 超電導コイル系 (トロイダル磁場コイル, ポロイダル磁場コイル)
冷凍機器, クライオスタット

提案の趣旨・要点

ポロイダルコイルを液体 He 浸漬冷却方式コイルとするならば, プラスティック He 容器が, 容器中の渦電流を無くできるという観点から必要である。短期間真空中で使用し得る, 小形プラスチック容器の製作は可能であるが, 長期にわたって He のもれのないプラスチック容器の製作には開発課題が多い。又, 大形のもの製造にも問題点が多い。ここでは, 大形, 高性能プラスチック He 容器の試作, 試験, 長期運転を提案する。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールアップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
プラスチック材料開発				○	大		○		
小モデル容器の試作		○		○	中		○		
原形プラスチック容器 の試作, 試験 長期使用実験				○	大			○	

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

№ 3 - 3

大 項 目

超電導コイル系 (トロイダル磁場コイル, ポロイダル磁場コイル)
(冷凍機器) (クライオスタット)

提案の趣旨・要点

極低温冷凍系およびクライオスタットに関する極低温装置技術は、実験炉稼動段階において、大形大容量化が実現し、構成機器の開発、運転制御特性の確認がなされると考えられる。しかしながら実用動力炉に適用するには、長期間にわたる安定性高信頼性、さらに動力炉としてのエネルギー効率の面で満足すべきレベルに達するにはさらに1ステップの開発を要する。ここに He 冷凍液化効率の向上、熱負荷の低減、He 冷媒の制御の合理性、He ガスの完全回収等の課題を提案する。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケー ルアップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ? 10 年	10 年 以 上	
極低温冷凍系の効率向上			○	○	中		○		
He 冷媒の分配制御		○			中		○		
He 低温急速回収法				○	大			○	
低温 He 断熱移送		○		○	中		○		
断熱支持方式			○	○	中	○			
熱絶縁施工法			○	○	中		○		
極低温冷却 長期無入運転			○	○	大			○	計算機制御

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No. 4

大 項 目

電源系 (エネルギー蓄積・転送装置) 運転制御システム,)
計測 (保護システム)

提案の趣旨・要点

- (1) 定常運転中のトロイダルコイル電源系の損失をなくし系の効率を向上さす為に、電流循環用短絡永久スイッチ (大電流) を開発する。
- (2) 連続運転の動力炉であっても、プラズマ位置制御の為に、トロイダルコイル系の電力はある平均値の上下に変動する。変動巾の大きさ、変化の速さ如何によっては、系統に悪影響を与えることが考えられるので、Buffer としてのエネルギー蓄積装置が必要である。
- (3) 超電導コイルのクエンチ保護としては、従来コイルエネルギーを抵抗に消費させる方式が考えられているが、エネルギーの大きさから考えて膨大な抵抗器が必要である。スィミングプール型は、元々水、水処理設備が必要なので、水を利用したエネルギー消費設備を検討してみる価値がある。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
短絡永久スイッチを用いた TF コイル電源系の開発				○	大			○	
エネルギー蓄積・転送装置 (フライホイール Ge, SCマグネット, その他)			○		中		○		
超電導コイル保護方式の開発 (コイル蓄積エネルギー 消費システム)	○		○	○	中		○		

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No. 5

大 項 目		真空排気系 (真空排気設備)							
提案の趣旨・要点									
He, 水素同位体排気ポンプの設計は, トリチウムシステムと密接に掛ってくる。現在, He と水素同位体の排気は別個のポンプで行なう考え方であり, 本提案もこの思想に基づいている。									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 / 10 年	10 年 以 上	
トリチウムシステムとの 整合性 (トリチウムイン ベントリ許容値の検討)			○		大	○			
He, 水素同位体排気ク ライオパネルの選択と最 適化			○	○	大	○			主としてHe 排 気用クライオパ ネル
ターボ分子ポンプの開発		○	○		中		○		大容量, Non- leak, Oil- freeの He, 水 素同位体排気用
大口径ゲート弁の開発		○	○		中		○		φ2500以上程度

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目

No. 6

大 項 目

加熱装置 (LHRF, ECRH)

提案の趣旨・要点

動力炉では ECRH でプラズマを生成し、LHRF によって加熱および電流維持を行なう。プラズマを安定に生成・維持し、かつ制御するためには、プラズマと RF の相互作用を十分に解明しておくことがまず第一に必要であり、次いで信頼性の高い RF システム、構成機器を開発する必要がある。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
プラズマと RF の相互作用の解明				○	大			○	実験および解析
システム信頼性と経済性の向上			○		中		○		
ランチャー構造の開発			○		中		○		
グリル導波管の接続方法の開発			○		大		○		リモートによる 分解, 接続
誘電体窓の開発				○	大		○		大口径, 高強度
大電力クライストロンの高出力・高能率化			○		中		○		
大電力クライストロン・コレクターの小型化			○		中	○			
グリルアンテナへの 8 分配器			○		中	○			

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目						No. 7			
大 項 目		トリチウム技術 (トリチウムの基礎物性 (トリチウム化学), 燃料ガス循環システム, トリチウム安全取扱い技術)							
提案の趣旨・要点									
<p>トリチウムは人体の主要構成要素であり、かつ材料内透過性の高い水素の放射性同位元素であるため、安全上細心の取扱技術が必要とする。また SPTR に特有な問題点として、プール水に混入したトリチウムの処理法についても、技術を確立する必要がある。</p>									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
トリチウム関連基礎データの取得				○	中		○		
トリチウム取扱技術の確立				○	大			○	
他の動力炉も含めた核融合燃料サイクルシステムの最適化		○		○	中		○		
プール水に混入したトリチウムの処理法	○			○	中		○		低濃度, 多量

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No.8 - 1

大 項 目

遠隔操作技術 (遠隔操作技術) ホットセル)

提案の趣旨・要点

動力炉においては、炉は高度に放射化する。このため、炉の分解修理は、別室からの完全遠隔操作による必要がある。また、電子デバイスの保護も重要課題である。

動力炉の構造物は、実験炉のそれと比較して重量が増加する。従って、重量物のマニピュレーション技術を開発する必要がある。

事故時のバックアップシステムに関しては、階段昇降等の不整地移動機構も必要であろう。SPTRでは、水中移動技術も必要であろう。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
○ 移 動 不整地 水 中	○	○ ○			中 中	○ ○			
○ マニピュレーション 力制御技術 パワーマニピュレーション		○ ○		○	中 大	○		○	
○ センシング 視 覚 触 覚		○	○	○	小 中	○	○		
○ 電子デバイス保護			○		大	○			
○ 遠隔臨場制御		○		○	中		○		
○ 自律ロボット制御			○		中		○		

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目						No. 8 - 2			
大 項 目		遠隔操作技術 (遠隔操作技術) ホットセル)							
提案の趣旨・要点									
<p>核融合炉のメンテナンスには、遠隔操作は不可欠で、かつ汎用性、多機能性を発揮させるために①クレーンを主体に汎用の重量物搬送機能を、それを操つる②人間同等の器用さを持つマンピュレータで玉掛け作業やハンドル操作の作業機能を、更に展開し、自律性 (ロボット) 持たせる。それに③ツール自動交換システムを持つ分解修理のツーリング機能を④それらを広範囲な移動機能で監視するロボットを組合せ、予想されない分解修理に対応させ、メンテナンスの汎用性、信頼性、経済性を高める。プラントの性質上これらの複数台のロボットのマスター・スレーブ制御で群管理するにはオペレータの負担は大きく、初期教示のみマスターからとし、オペレータの概念的指示で個々のロボットの作業プログラムがリアルタイムで自動的に作成するコンピュータシステムなどを開発する必要がある。</p>									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
多自由度マンピュレータ (天井走行クレーン自動 運転技術)			○		中	○			重量、ワイヤ長 等のパラメータ 制御
(汎用作業ロボット)		○			中	○			玉掛け作業等 人間並の器用さ
(ツーリング作業ロボッ ト)		○			中	○			ボルト分解等 工具による作業
(監視ロボット)		○			中	○			ITVカメラの広 範囲な移動で作 業監視
(ロボット群管理技術)			○		中			○	上記ロボットの 複数台制御
(テレビ画像解析認識技 術)			○	○	大	○			監視ロボット情 報をコンピュー タに入力
(ロボット作業プログラ ムの自動作成技術)				○	大			○	作業内容を指示 デバック、確認

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト

No. 9

大 項 目

計測・制御 (計装)

提案の趣旨・要点

動力炉の様な大規模プラントで取扱うデータ量は非常に多く、それらを超高速で、しかも高放射線環境下で処理、伝送する必要がある。これに必要な H/W, S/W である計算機、人工知能等は日進月歩で 20?? 年の時点に何を予測するかは非常に困難であるが、充分、将来動向を注視しておく必要がある。

現時点で以下の項目を R & D として提案する。

中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ~ 10 年	10 年 以 上	
超高速のデータ伝送技術			○	○	中		○		
計測センター、伝送路の放射線損傷、耐ノイズ性			○		中		○		材料開発の必要があるかも知れない
ブランケット等構造物を介したプラズマの位置制御技術		○			中	○			
超大規模プラントのシミュレーション技術			○		大		○		原子炉の技法が参考になる

トカマク型実用動力炉 (SPTR 型) R & D 項目リスト							No. 10		
大 項 目		プラントシステム (実機製作技術, 建屋と耐震構造, 冷却システム, プラントレイアウトと建設)							
提案の趣旨・要点									
<p>動力炉では, プラントを構成する各コンポーネントや建屋, クレーン設備等が大型化する。従って大型構造物の製作, 輸送, 据付について開発をする必要がある。</p>									
中・小項目	SPTR に特有 か否か	R & D の 種 別			難 易 度 大,中,小	開発に必 要な期間			備 考
		現状技術 の 転 用 又は改良	現状技術 のスケ ールア ップ	新 技 術		5 年 未 満	5 ? 10 年	10 年 以 上	
大型構造物の製作技術			○		小	○			
大型構造物の輸送技術			○		中		○		
格納容器の製作技術			○		小	○			
据付技術			○		小	○			
システム全体の耐震	○	○	○		中		○		クレーン,建屋含む
現地生産システム	○	○	○		中		○		TF, PF マグネ ット, 移動工場?

第3編 ブランケットの概念検討

目 次

1. 序	343
2. 設計仕様	343
3. 実用動力炉用増殖ブランケットの基本概念の検討	346
4. 核融合実験炉と動力炉の熱負荷条件の比較	359
5. 第1壁構造概念	361
5.1 第1壁構造概念の比較	361
5.2 第1壁の温度分布	371
5.3 第1壁の強度解析	380
5.3.1 第1壁構造に対するパラメータサーベイ	380
5.3.2 選定形状に対する検討	381
5.4 第1壁後面冷却方式の検討	415
5.5 第1壁の軽水冷却に関する検討	418
5.6 第1壁の製作性に関する検討	436
6. 増殖ブランケット・フィージビリティ・スタディ	447
6.1 軽水冷却型動力炉とヘリウム冷却型動力炉の特性比較	447
6.2 核性能フィージビリティ・スタディ	451
6.3 軽水冷却型ブランケットの温度制御概念	463
6.3.1 軽水冷却型ブランケットの冷却管配管	463
6.3.2 実用動力炉用ブランケット冷却管ピッチの感度評価	464
6.3.3 増殖ブランケット内冷却管周囲の温度制御層に関する検討	465
6.4 ヘリウム冷却型ブランケットの温度制御概念	477
6.5 ヘリウム冷却型ブランケット構造材の使用温度に関する検討	494
7. 実用動力炉増殖ブランケットの設計例	511
8. トリチウム関連システム	513
8.1 トリチウム回収システムの概念検討	513
8.1.1 軽水冷却型ブランケット	517
8.1.2 ヘリウム冷却型ブランケット	518
8.2 燃料ガス循環システムの概念検討	520
8.3 トリチウムインベントリ	521
9. 分解修理	528
10. 今後の検討課題	542

Contents

1. Preface	343
2. Design specifications	343
3. Considerations on tritium breeding blanket concept for fusion commercial reactor	346
4. Heat load conditions of fusion experimental and commercial reactors	359
5. First wall	361
5.1 Concepts	361
5.2 Thermal analysis	371
5.3 Stress analysis	380
5.3.1 Scoping study	380
5.3.2 Analysis for selected concept	381
5.4 Cooling concepts for surface facing breeder region	415
5.5 Hydraulic analysis	418
5.6 Fabricability	436
6. Tritium breeding blanket	447
6.1 Comparison between water-cooled and helium-cooled blankets	447
6.2 Neutronics analysis	451
6.3 Temperature control in breeder region of water-cooled blanket	463
6.3.1 Arrangements of cooling tube	463
6.3.2 Sensitivity analysis to cooling tube pitches	464
6.3.3 Thermal resistance layer around a cooling tube	465
6.4 Temperature control in breeder region of helium-cooled blanket	477
6.5 Structural material and temperature level for helium-cooled blanket	494
7. Design example of tritium breeding blanket for fusion commercial reactor	511
8. Tritium system	513
8.1 Concepts of tritium recovery system for breeding blanket	513

8.1.1 Water-cooled blanket	517
8.1.2 Helium-cooled blanket	518
8.2 Concept of fuel gas circulation system	520
9. Maintenance	528
10. R and D issues	542

1. 序

本報告書は経済性、安全性および環境の観点から将来の実用化を想定したトカマク型実用動力炉（発電用）の増殖ブランケットとトリチウム関連システムの概念検討作業に関するものである。

対象とする炉心は、現在日本原子力研究所（以下、原研と略す）が概念設計を進めている実用動力炉と同じもので、特にブランケットの概念検討に当っては炉本体設計との整合性に留意している。

本概念特性においては、複数の有望な概念を広く相互評価し、それぞれの利害得失、研究開発課題を明らかにすることを主な目的としている。

本研究は、予備検討の段階であり、将来の研究開発の展望において特に実用動力炉のブランケット・システムの概念を提案し、その熱・構造、製作性、安全性およびニュートロニクス観点から相互評価し、広く系統的に検討することを主眼としている。

2. 設計仕様

トカマク型実用動力炉用ブランケットの概念検討に当てる主たる設計仕様を Table 2.1～Table 2.4 に示す。

Table 2.1 炉心パラメータ

プラズマ主半径	6.9 m
プラズマ小半径	2.0 m
楕円度	1.6
三角度	0.3
第1壁半径	2.2 m
平均プラズマ温度	20 keV
平均プラズマ密度 (n_e)	$1.1 \times 10^{20} \text{ m}^{-3}$
平均燃料密度 (n_{DT})	$9.2 \times 10^{20} \text{ m}^{-3}$
プラズマ電流	16.0 MA
軸上トロイダル磁場	5.2 T
核融合出力	3200 MW ^{*1)}
中性子壁負荷	3.3 MW/m ² (ピーキング1.3)
RFパワー	80 MW ^{*2)}

注 *1) : ブランケット内の総発熱量は核計算によって算出するものとする。

*2) : 常時プラズマに注入されるので(プラズマ電流駆動)熱出力に加算する。

Table 2.2 ブランケット

トリチウム増殖比	1.05 ^{*1)}
トーラス内側厚さ	≤ 50 cm
トーラス外側厚さ	≤ 50 cm
トリチウム増殖材	Li ₂ O
トリチウム増殖材使用温度	400℃～1000℃
構造材/冷却材	PCA/H ₂ O と Mo 合金/He の2ケース
水冷却材入口/出口温度	280/320℃
He 冷却材入口/出口温度	設計検討によって決定する。
構造材温度	PCA : 最高450℃ Mo 合金 ^{*2)} 700～1100℃

注 ^{*1)} 開口部などを除いた実質増殖域の値とする。必要に応じて中性子増殖倍材を使用することは可とする。

^{*2)} 物性値はTZMのものを使用する。

製造、加工及び溶接性についてはステンレス鋼並と仮定する。

Table 2.3 ポンプリミタ

位置	プラズマの下方部に接触
He 排気量	1.13×10^{21} ケ/s
燃料排気量	$< 1.5 \times 10^5$ ℓ/s (プラズマ中のヘリウム蓄積量5%の場合)
熱負荷：全熱流束	100 MW
核発熱	核計算によって決定する。
粒子負荷：全粒子束	4.36×10^{23} /sec
プラズマ境界温度	180 eV
リミタ形状	平坦あるいは彎曲構造 ^{*1)} のいずれかを選択する。

注 ^{*1)} 平坦構造：ピークは～2.5 MW/m²、リミタ長さはedgeのheat fluxから決定する。

彎曲構造(1)：heat flux は2 MW/m²の一定値とする。

彎曲構造(2)：heat flux は1.5 MW/m²の一定値とする。

Table 2.4 トロイダルコイル形状

数	14
口径 (クライオスタット面)	
炉心構造物引き出し開口部	全てのコイル間に設ける。

3. 実用動力炉用増殖ブランケットの基本概念の検討

3.1 基本概念

実用動力炉用ブランケットの概念についていくつかの候補概念の比較検討を行なう。ただし検討に当たっては以下のことを前提とした。

- i) 増殖材は、酸化リチウムとする。
- ii) 冷却材は、加圧水（～15 MPa）またはヘリウムガスを用いる。
- iii) 構造材は、316型ステンレス鋼（その改良型を含む）またはMo合金とし、その使用温度はそれぞれ ≤ 450 ℃、700℃～1100℃とする。さらにこの温度範囲にこだわらないような新材料も考慮する。
- iv) 増殖材の形状は、減速材なしの場合にはペブルとし、固体減速材を使用する時はペレット（またはペブル）とする。
- v) 第1壁は後述する理由によりブランケット容器壁と一体とする。（5.1参照）
- vi) ブランケット内で生成されたトリチウムは、ヘリウムガスを用いて連続回収するものとし、このため酸化リチウムの許容温度範囲を400℃～1000℃とする。

増殖ブランケットの設計において考慮すべき項目をTable 3.1にまとめた。選定された概念はこのような点をバランスよく満たしていることが必要である。Table 3.2に基本概念の設定と評価項目をまとめた。Table 3.3にはブランケットモジュール概念の成立の可能性を示した。またTable 3.4でそれぞれの概念の特徴および問題点をまとめ比較検討した。

以下でこれらの検討結果をもとに、適切な動力炉用ブランケット基本概念を設定する。ただしブランケット概念の基本的選択である冷却材については加圧水、ヘリウム各々について検討を行なう。

3.2 加圧水冷却型ブランケット概念

- i) モジュール型式
- ii) 冷却管（増殖部）

モジュールを横型として冷却管方向をトロイダル方向とする概念は発熱率のポロイダル分布に対応することが比較的容易であり、冷却管のピッチ変化の問題が避けられるため、増殖材温度制御が比較的容易であるが、ヘッダ／マニホールド設置の困難さ、モジュール端部での温度制御の困難さ、支持の困難さ等の問題を有しているため、縦型モジュールを第1案とする。縦型モジュールの場合には、ポロイダル方向での温度制御が最大の問題になるが、動力炉においては熱抵抗部での温度差が小さいため、一定の抵抗値での温度制御法を採用できる可能性がある。またモジュール端部での温度制御の困難さのためにむだな部分が発生したとしても、プラズマ

上下部のみに限られるので横型モジュールと比較してトリチウム増殖性能への影響が小さいと考えられる。

以上よりここでは TIS / 縦型モジュールを選択する。すなわち、増殖部での冷却管方向はポロイダル方向とする。

iii) 増殖/減速材

構造の単純さ、増殖材充填の容易さ、トリチウム増殖性能の観点から BOT / NM 型を第 1 案とする。増殖材形状は球形ペブルとする。

iv) 構造材

450 °C 以上で使用可能な材料を採用することは熱・構造設計を飛躍的に容易にするが、現在このような新材料開発の目途がない以上、このような材料を想定することは現実的ではない。ここでは 316SS またはその改良鋼を使用する設計を現実的と考える。

v) 容器壁冷却管（ヘリウムガス冷却と共通）

容器壁冷却管をポロイダル方向にすることは冷却管ピッチ変化を生じる。このためプラズマ中央部における第 1 壁の最高温度、熱応力が許容値を超える恐れがある。また流動上の制限からブランケットモジュールを分割しなければならないことを考慮すると、ヘッダ/マニホールドの設置位置および構造材比の増加、ストリーミング等の問題はポロイダル、トロイダル共通の問題であり、必ずしもトロイダル方向に不利な条件とはならない。またブランケット容器の補強の観点からもここではトロイダル方向流れを採用する。

vi) 中性子増倍材

構造の単純さを考慮すると、中性子増倍材を設置しない概念が最も望ましいのでこの構造を第 1 案とする。ただし十分なトリチウム増殖性能が達成できない場合には中性子増倍材であり、かつ減速材としての役割も果し、高い熱伝導率をもつ金属 Be 球を Li_2O ペブルとともに均一に混合する概念が、増殖性能上最良である上、増殖部の有効熱伝導率を高める点でも有効であり第 2 案として提案する。ただし、金属 Be の共存性、T 吸着等について留意しなければならない。さらに Be 増倍材を前置する概念についても検討する。

vii) ${}^6\text{Li}$ 濃縮度

天然 Li の使用を第 1 案とするが、トリチウム増殖性能を向上させる必要があれば 30% ${}^6\text{Li}$ 濃縮を採用する。

加圧水冷却型ブランケット概念を採用する場合の最大の問題点は、増殖材最低温度の制御が必要となることである。

3.3 ヘリウム冷却型ブランケット概念

i) モジュール型式

ii) 冷却管（増殖部）

冷却材 = パージガスとしてヘリウムガスを採用する場合にはブランケット容器内に増殖材を装填した圧力管を設置することになるが、モジュールの外観は TIS / 縦型であり、圧力管はポロイダル方向に設置することが望ましい。

圧力容器型モジュールではモジュールが小型化するため、真空バウンダリを貫通する配管が多い、構造材比が増加しトリチウム増殖性能が低下する、ストリーミング等の問題が生じる。

iii) 増殖/減速材

冷却材=パージガスとしてのヘリウムガスの特性を考慮すると、増殖材を直接冷却することが望ましい。このため増殖材を圧力管内に装填するBIT型を採用する。さらに圧力管周囲にはグラファイト等の固体減速材を設置すべきである。圧力管内に装填する増殖材の形状としてペブルおよび円環状ペレットが考えられるが、ペブルの場合には圧力損失が過大とならないことに、ペレットの場合には熱応力によるペレットの割れの問題に十分注意することが必要である。またNM型に比べて Li_2O インベントリが小さいのでT増殖性能に十分留意が必要である。

iv) 構造材

ヘリウムガスを冷却材とする場合316SSを使用することは、その最高許容温度(～450℃)を考慮するとあまり意味がない。そこで構造材としては現在想定されているMo合金を用いるか、さらに適切な許容温度範囲を持つような新材料開発を期待することになる。

Mo合金は現在その許容温度範囲が非常に高い(700℃～1100℃)ことから増殖材の最高使用温度制御を困難にしている。

適切な温度範囲(e.g. 400℃～800℃)で使用できるような新材料が開発されることは、熱・構造設計上非常に望ましいが、このような材料の開発の用途は現在のところない。

v) 容器壁冷却管

加圧水冷却の場合と同じ理由により、トロイダル方向流れとする。

vi) 中性子増倍材

十分なT増殖性能を得るためにBe増倍材を用いる。

vii) ${}^6\text{Li}$ 濃縮度

T増殖性能を考慮して30%程度の ${}^6\text{Li}$ 濃縮を標準案とする。

以上のようにヘリウムガス冷却の場合には構造材の選択によって2つの考え方が成り立つ。第1に新材料の開発を期待する場合には、もちろん新材料の開発がネックとなる。第2にMo合金を使用する場合には増殖材の使用温度範囲が狭く、構造材比が大きくなるので十分なトリチウム増殖性能を確保できるかどうか最大の問題となる。

Table 3.5に加圧水冷却の場合(Case 1)とヘリウムガス冷却の場合(Case 2, 3)のブランケットモジュール概念の代表的な案を示す。

Table 3.1 ブランケット設計において考慮すべき点

i) T 増殖性能	構造材比, 中性子増倍材/減速材の使用, ^6Li 濃縮, 冷却材の種類
ii) T 回収 (He ガスによる連続回収)	増殖材最低/最高温度 (= 温度制御), 照射効果
iii) 構造材の健全性	使用する構造材の種類, 構造材使用温度, 照射効果
iv) ブランケット構造物の強度, 支持	自重, 内圧, しゃへい体との接合法, 熱膨張逃げ対策
v) 安全性	冷却材への T 透過, 冷却管破断
vi) 冷却系への影響	冷却材の種類, 流量, 圧力損失
vii) プラント効率	冷却材の種類, 入口/出口温度
viii) 製作性	ヘッド, マニホールドの位置, 溶接部, 増殖材の充填
ix) 分解修理への影響	分割数, 重量, 配管切断部の数・位置

Table 3.2 基本概念の設定と評価項目 (1/4)

設定項目	概念	評価項目	備考
i) ブランケット容器型式	<ul style="list-style-type: none"> 縦型 横型 	<ul style="list-style-type: none"> 内圧強度 電磁力に対する強度 支持構造 溶接箇所数 	<ul style="list-style-type: none"> 核・熱に関する特性は両型式について大差はない。 内圧強度はブランケット高さ、幅が同じであれば、ほぼ同等の強度を有する。 支持構造については、縦型の方がある程度自立構造を期待できることからやや簡単になると思われる。 横型の方が縦型にくらべて小さくなる（長さが短くなる…詳しくは分解修理の観点から決定される。）と思われ、溶接箇所は多くなると予想される。
ii) 分解修理方式			<ul style="list-style-type: none"> ブランケット引抜時取扱いユニットの大きさ、引抜方法、移動方法等について別途検討が必要。
iii) 第1壁/ブランケット接合方式	<ul style="list-style-type: none"> 一体型 分離型 	<ul style="list-style-type: none"> トリチウム増殖比 構造材最高温度 熱応力 ブランケット内圧に対する強度(一体型) 接合部構造, 冷却方法(分離型) 寿命 故障時再使用可能性 	<ul style="list-style-type: none"> トリチウム増殖比の確保, 構造のでき得る限りの簡単化という観点から, 本設計においては一体型を採用。 本設計ではスパッタリング・エロージョンおよびプラズマディスラプションによるエロージョンは, 第1壁表面に施したベリリウムコーティングが受けもつ構造としている。ベリリウム・コーティングの製作性, 健全性に対する検討が必要である。
iv) ブランケット/遮蔽体接合方式	<ul style="list-style-type: none"> 分離可能 非分離 	<ul style="list-style-type: none"> ブランケット/遮蔽体の温度差に基づく熱応力とその緩和策 遮蔽体再利用 or not (コスト, 安全性 etc.) 配管引き回しスペース 	<ul style="list-style-type: none"> 非分離とした場合には, 大型放射性廃棄物の発生に伴うコスト, 安全性についての検討が必要。 分離可能とした場合には, 熱膨張対策は図りやすくなるが, 再利用時の完全遠隔操作(分解・再組立)技術についての検討が必要。

Table 3.2 基本概念の設定と評価項目 (2/4)

設定項目	概念	評価項目	備考
v) 第1壁冷却方式	<p><u>構造材</u></p> <ul style="list-style-type: none"> 316 SS PCA Mo合金 新材料 <p><u>冷却材</u></p> <ul style="list-style-type: none"> 加圧水 (H₂O) 加圧水 (D₂O) ヘリウム <p><u>構造</u></p> <ul style="list-style-type: none"> 円管型 半円管型 リブ型 コルゲート型 ⋮ <p><u>冷却管設置方向</u></p> <ul style="list-style-type: none"> トロイダル ポロイダル 	<ul style="list-style-type: none"> 構造材使用許容温度領域 冷却性能 (構造材最高温度) 冷却材圧力損失 冷却材流速 トリチウム増殖性能に及ぼす影響 冷却管ピッチ変化への対応 (ポロイダル方向設置) ポロイダル方向発熱分布への対応 ヘッダ位置、冷却管集合部構造 	<ul style="list-style-type: none"> 316SS, PCAでは使用許容温度は450℃以下, Mo合金では700~1100℃ (発電を考慮した場合の加圧水の出口温度が320~330℃, また, 増殖材温度制御と高効率発電を考慮した場合のヘリウム入口/出口温度が400/~600℃と想定されることから, 使用許容温度範囲として, 加圧水冷却の場合は, ~500℃以下, またヘリウム冷却の場合は800~900℃以下であるような材料が理想的かと思われる。) 加圧水冷却の場合は, 沸騰防止対策が必要 D₂Oを使用した場合はコストが大きくなることに注意 構造については, 別途検討により, 冷却性能, 健全性等の観点から半円管型およびリブ型について検討中。 縦型ブランケットに対するトロイダル方向設置および横型ブランケットに対するポロイダル方向設置は, 第1壁冷却管によるブランケット容器の補強効果を期待できる。
vi) ブランケット内冷却方式	<p><u>構造材, 冷却材</u></p> <p>については, 右の評価項目, 備考を含め, v) 第1壁冷却方式で示したのと同じである。</p> <p><u>構造 (増殖材設置)</u></p> <ul style="list-style-type: none"> BOT/NM (ペブル) (H₂O冷却型) 	<ul style="list-style-type: none"> トリチウム増殖性能 増殖材温度制御 安全性 	<ul style="list-style-type: none"> 減速材を用いた場合には, トリチウムの減速材への吸着を防止する対策が必要。 トリチウム増殖率に関しては, BOT/NM (ペブル) タイプが, 最も高くなる可能性がある。

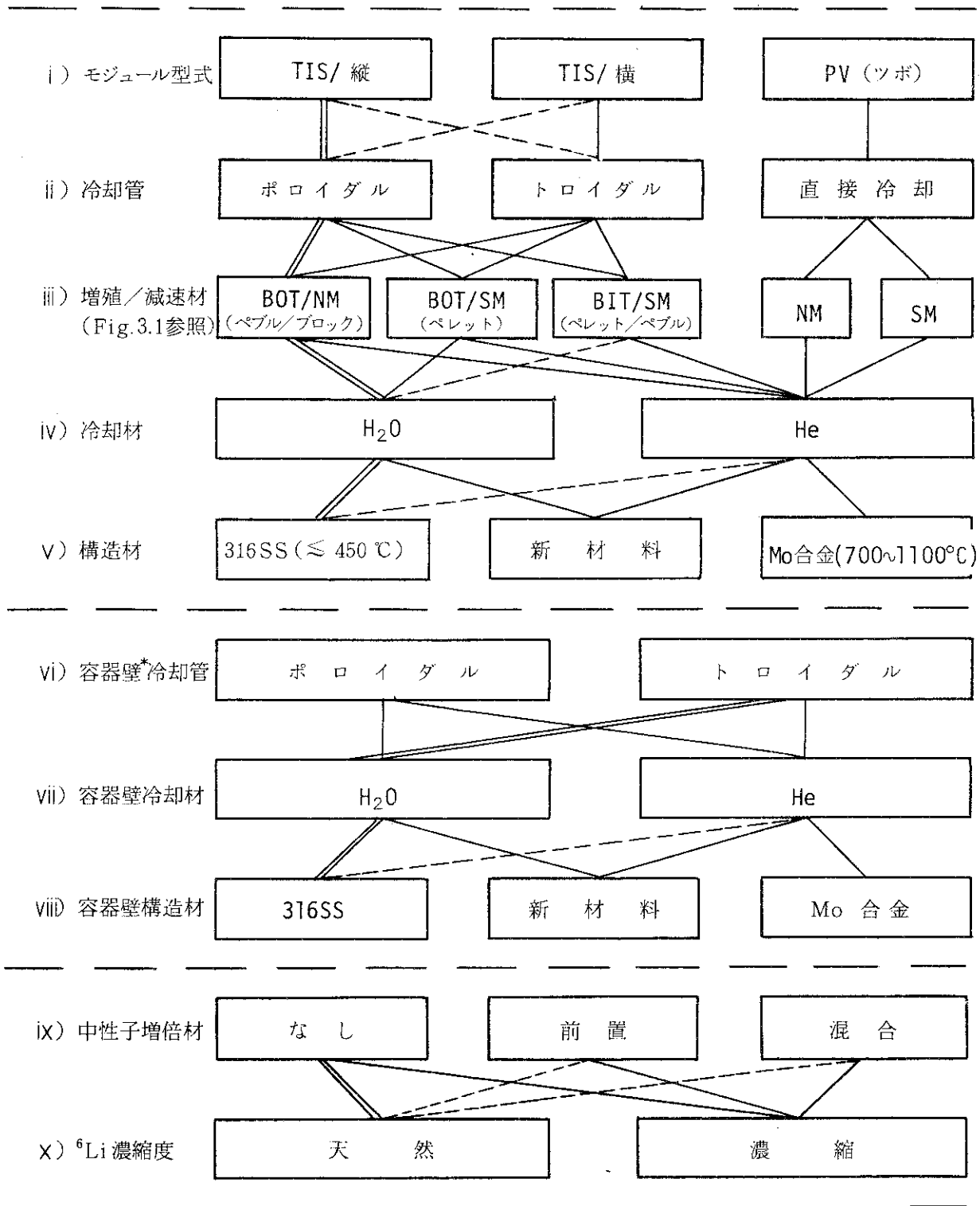
Table 3.2 基本概念の設定と評価項目 (3/4)

設定項目	概念	評価項目	備考
	<ul style="list-style-type: none"> • BOT/NM (ブロック) • BOT/SM (ペレット) • BIT/SM (ペレット) • BIT/SM (ペブル) (He冷却型) 		<ul style="list-style-type: none"> • (ベリリウム等の増倍材を用いることは増殖率の向上に効果がある。) • 高熱負荷下における増殖材温度制御についてはペレットタイプを用いる方が比較的容易であるがペレットの健全性、増殖性能に留意する必要あり。
	<p><u>冷却管設置方向</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • トロイダル • ポロイダル 	<ul style="list-style-type: none"> • 冷却管ピッチ変化への対応 (ポロイダル方向設置) • ポロイダル方向出力密度変化への対応 • ヘッド構造、冷却管集合部構造とその増殖材温度制御およびトリチウム増殖性能に及ぼす影響 	<ul style="list-style-type: none"> • ブランケット端部およびヘッダへの冷却管集合部では、増殖材温度制御を十分考慮した冷却管設置および増殖材充填が行えず、したがって、トリチウム増殖に対するムダ・スペースとなる。冷却管設置方向がブランケット容器の長手方向でない場合 (縦型ブランケットでのトロイダル配置または横型ブランケットでのポロイダル配置) には、このムダ・スペースがかなり大きくなることが考えられ、注意が必要。
	<p><u>増殖材温度制御法</u> (低温側)</p> <ul style="list-style-type: none"> • スタグナント・ヘリウムギャップ • 流動ヘリウムギャップ • 冷却管外面へのコーティング • bonded metallic medium <p>(高温側)</p> <ul style="list-style-type: none"> • 冷却管ピッチ (ペブル) (H₂O冷却型) • 増殖材寸法 (He冷却型) 	<ul style="list-style-type: none"> • 増殖材温度範囲 • 不確定パラメータ (出力密度 etc.) の変動への対応 • 製作性、健全性 	<ul style="list-style-type: none"> • 実用動力炉のような高熱負荷条件 (とくにプラズマに近い領域) では、ガスギャップは感度が高すぎて温度制御を行うことは難しい。何らかの固体熱抵抗層を設ける必要がある。その際、製作誤差および製作精度等に基づく微小ギャップの存在の有無とそれによる温度制御への影響についても注意する必要がある。

Table 3.2 基本概念の設定と評価項目 (4/4)

設定項目	概念	評価項目	備考
vi) ブランケット内冷却方式 (cont'd)	冷却材へのトリチウム 透過対策 (加圧水冷却 の場合) ・酸化被膜 ・コーティング ・二重管方式	・トリチウム透過量 ・透過防止構造の健全 性, 製作性 ・増殖材温度制御への 影響	

Table 3.3 ブランケットモジュール概念



==== FER ブランケットモジュール

* 第1壁を兼用

———— 概念として成立し、実現の可能性有

----- 概念としては成り立つが、実現は困難 (意味がない)

Table 3.4 各ブランケット概念の比較 (1/3)

i) モジュール型式, ii) 冷却管 (増殖部)

	特 徴	問 題 点
TIS / 縦型 ポロイダル	<ul style="list-style-type: none"> ○ モジュール数少 ○ 真空貫通配管少 ○ ヘッド位置比較的容易 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 増殖材温度制御難 * 発熱率ポロイダル分布 * 冷却管ピッチ変化 (BOT/NM)
TIS / 横型 トロイダル	<ul style="list-style-type: none"> ○ 増殖材温度制御比較的容易 * 発熱率ポロイダル分布 * 冷却管ピッチ(BOT/NM) 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 自重支持 ○ モジュール寸法変化 ○ ヘッド/マニホールド位置 ○ 端部温度制御難 ○ 熱膨張逃げ対策
PV (ツボ型) 直接冷却 (He冷却)	<ul style="list-style-type: none"> ○ 構造比較的単純 ○ 耐圧構造 	<ul style="list-style-type: none"> ○ モジュール数多 ○ 真空貫通配管多 ○ ストリーミング ○ 構造材比大

iii) 増殖/減速材

	特 徴	問 題 点
BOT/NM (ペブル)	<ul style="list-style-type: none"> ○ 構造単純 ○ 充填比較的容易 ○ 天然Li使用可 ○ 増殖材の健全性 (熱応力) 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Li_2O インベントリ大 ○ 温度制御 ($T_{\text{cool}} < 400\text{ }^\circ\text{C}$) ○ 最高許容温度が低いと対応不可能
BOT/SM (ペレット)	<ul style="list-style-type: none"> ○ Li_2O インベントリ小 ○ 最高許容温度が比較的lowくても対応可 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 構造複雑 ○ 温度制御 ($T_{\text{cool}} < 400\text{ }^\circ\text{C}$) ○ 増倍材 / ^6Li 濃縮必要 ○ 熱応力による割れ
BIT/SM (ペレット/ペブル) (He冷却)	<ul style="list-style-type: none"> ○ Li_2O インベントリ小 ○ 最高許容温度が比較的lowくても対応可 (○ 温度制御不要) 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 構造複雑 ○ 高圧管 ○ 増殖能力不良 ○ 増倍材 / ^6Li 濃縮必要 ○ Li_2O 質量移行

* 概念としてはLMもありうるが動力炉としては不適。

Table 3.4 各ブランケット概念の比較 (2/3)

iv) 冷却材 (増殖部), vii) 冷却材 (容器壁)

	特 徴	問 題 点
H ₂ O	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 構造材温度比較的低 ◦ PWR 技術の適用 ◦ 除熱能力良 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 温度制御必要 ◦ T透過 ◦ 沸騰対策 ◦ ベーキング
He	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 構造材温度高 ◦ 温度制御不要 ($T_{in} > 400\text{ }^{\circ}\text{C}$) ◦ 熱効率大 ◦ VHTR etc. 技術の適用 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 冷却系設計難 (循環機容量 etc.) ◦ ボイド部の増加 ◦ マニホールド径大 ◦ 増殖材最高温度制限 ◦ T増殖性能 (増殖部)

v) 構造材 (増殖部), viii) 構造材 (容器壁)

	特 徴	問 題 点
316 SS orその改良	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 照射データ比較的多 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 最高使用温度 ($\lesssim 450\text{ }^{\circ}\text{C}$) = He 冷却不適
Mo 合金	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 高温構造材 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 最低使用温度 ($\gtrsim 700\text{ }^{\circ}\text{C}$) = H₂O 冷却不可 ◦ 製作性 ◦ 照射データなし
新材料	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 適当な使用温度範囲 (400$^{\circ}\text{C}$~800$^{\circ}\text{C}$) 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ データ不足

* 他に Al 合金 etc も考えられるが動力炉には不適であろう。

vi) 容器壁 (第1壁) 冷却管…………… (TIS/縦型モジュールに関して検討)

	特 徴	問 題 点
ポロイダル	<ul style="list-style-type: none"> ◦ ヘッド, マニホールド設置 比較的容易 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ ポロイダルピッチ変化
トロイダル	<ul style="list-style-type: none"> ◦ ピッチ一定 ◦ 補強効果 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 折り返し必要 ◦ ヘッド・マニホールド設置難

Table 3.4 各ブランケット概念の比較 (3/3)

ix) 中性子増倍材 (Be)

	特 徴	問 題 点
なし	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 構造単純 ◦ 天然Li使用可 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ T増殖性能比較的不良
前置	<ul style="list-style-type: none"> ◦ T増殖性能良 (ただし第1壁厚さに注意) 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 構造比較的複雑 ◦ ${}^6\text{Li}$濃縮必要
混合 (ペブル)	<ul style="list-style-type: none"> ◦ T増殖性能良 ◦ 有効熱伝導率良 ◦ 構造単純 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 共存性, T吸着の確認必要 ◦ ${}^6\text{Li}$濃縮必要 ◦ スウェリング

Table 3.5 Concepts of Power Reactor Blanket Module

	(1) Case 1 (H ₂ O)	(2) Case 2 (He)	(3) Case 3 (He)
i) モジュール型式	TIS/縦	TIS/縦	TIS/縦
ii) 冷却管	ポロイダル	ポロイダル	ポロイダル
iii) 増殖/減速材	BOT/NM <small>(ペブル)</small>	BIT/SM <small>(ペレット/ペブル)</small>	BIT/SM <small>(ペレット/ペブル)</small>
iv) 冷却材	H ₂ O	He	He
v) 構造材	316SS	新材料	Mo合金
vi) 容器壁冷却管	トロイダル	トロイダル	トロイダル
vii) 容器壁冷却材	H ₂ O	He	He
viii) 容器壁構造材	316SS	新材料	Mo合金
ix) 中性子増倍材	なし/混合 (Be)	前置 (Be)	前置 (Be)
x) ⁶ Li濃縮度	天然/30%	30%	30%

* 主な問題点

○ 温度制御

○ 新材料開発

○ T増殖比

○ Li₂O質量移行

○ Li₂O質量移行

4. 核融合実験炉の熱負荷条件の比較

商業用発電プラントに設置するブランケットは、実験炉と異なり経済性が重視され、本質的に次の様な要求を満足する必要がある。

- 高効率で発電が行なえる事
- 高負荷条件での運転に耐える事
- 信頼性、安全性が高く高稼働率を確保する事

Table 4.1 に典型的な FER, DEMO, 動力炉のブランケット熱負荷に係わる条件を比較して示す。この表から解る様にブランケット設計に当って、実験炉と大きく異なる点は次の通りである。

- i) 発電を行なうため高温・高圧の冷却材を使用する事に起因する差異
 - 第1壁, ブランケット冷却流路の圧力バウンダリに対する要求が厳しくなる。
 - 配管, 構造体に対する熱膨張対策
 - 高温配管と遮蔽体との熱絶縁
 - トリチウム連続回収のための増殖材許容最低温度と冷却材温度との差が小さく冷却管周囲の熱抵抗層として最も安定な不活性気体であるヘリウムの使用が困難である。
 - 冷却管が高温となるため冷却材へのトリチウム透過量が増加することへの対策
- ii) 第1壁表面熱流束, 構造体・増殖材の核発熱増加に起因する差異
 - 熱応力に対する制約上, 第1壁は薄肉構造となり, 別途耐エロージョン層を考慮する必要がある。従って適当な寿命を得るためにはエロージョン層の In-Situ 再コーティングが必要となろう。
 - 増殖材を許容温度以下に保つため, 冷却管等の構造材比が増加し増殖性能の劣化を招く, 従って高熱伝導率を有する増殖材の開発が望ましい。

これらの事より, 本研究の重点は, 第1壁構造に関するフィージビリティ, 増殖材温度制御概念に置くものとする。

Table 4.1 Heat Load Conditions of FER, DEMO and Commercial Reactor

		FER	DEMO	Commercial
Fusion Power	(MW)	440	~1000	3200
Neutron Wall Load	(MW/m ²)	1.0	~2.0	3.3
Neutron Fluence	(MW-y/m ²)	3.0	~10.0	~100
Duty Factor	(%)	50	quasi-steady	steady
Burn Time	(sec)	100	≥1000	continuous
Availability	(%)	≥25	≥50	≥70
Electricity Generation	(MWe)	none	~300	~1000
Operating Life	(year)	~15	~10	~30
Coolant Conditions				
Pressure	(MPa)	~1.0	~15.0	~15.0
Outlet Temperature	(°C)	≤100	320	320
Surface Heat Load	(MW/m ²)	~0.1	~0.3	~0.8
Nuclear Heating Rates (MW/m ³)				
First Wall		~10	~20	~40
Breeder		0.5~10	1~20	1~30

5. 第1壁構造概念

5.1 第1壁構造概念の比較

第1壁として考えられる各種構造概念をこれまでの設計例を含めて比較検討すると同時に、第1壁設計において評価すべき課題についてまとめた。

これまでのいろいろな設計において検討された第1壁概念の例を Figs. 5.1.1～5.1.12 に示す。

第1壁は、ブランケットとの関係により一体型と分離型の2種類が考えられる。第1壁の設計に伴う検討課題は、両型に共通するもの、および各型に特有なものとして以下のようなものがある。

○一体型および分離型に共通の課題

- i) 構造材最高温度
- ii) 熱応力
- iii) 電磁力に対する支持構造
- iv) 冷却材圧力に対する強度
- v) 寿命評価
- vi) トリチウム増殖比への影響
- vii) 冷却材圧力損失
- viii) 製作性（溶接技術、溶接部健全性等を含む）
- ix) 冷却管集合部の位置、構造、健全性
- x) エロージョン用消耗材（アーマ、コーティング等を使用した場合）の材料、設置方法、その健全性、第1壁基材との共存性、熱膨張差
- xi) ポロイダル方向の出力変化への対応
- xii) ポロイダル方向の冷却管ピッチ変化への対策（ポロイダル方向配管とした場合）
- xiii) ロウ付け材料およびロウ付部の健全性（伝熱構造としてロウ付を使用した場合）

○一体型における課題

- i) ブランケット内圧に対する強度

○分離型における課題

- i) ブランケットとの接合部構造（第1壁とブランケットで寿命が異なる場合には取りはずし可能な構造とする事）
- ii) ブランケットとの接合部強度（熱応力、電磁力）

第1壁構造の決定には、以上の各課題に第1壁構造材の種類、その照射損傷等をからめた総合的な検討が必要であり、Figs 5.1.1～5.1.12に示す各構造のうち、どれが優れており、またどれが劣っているかについて、一概に判定を下すことはできない。また核融合炉においては設計条件が非常に厳しく、構造が成立するかどうかは概略および詳細解析を行った上で各構造の特質を

把握することが必要である。尚、各構造の目立った問題点としては以下のことがあげられる。

Fig. 5. 1. 1 …構造材最高温度を許容値内におさえられる冷却部のピッチに対する溶接部の強度, ROLL-BOND 技術の信頼性

Fig. 5. 1. 2 …同上, およびアーマ支持脚部分の強度, 熱応力

Fig. 5. 1. 3 …ロウ付部の健全性, グループ底, 冷却管溶接部の応力集中

Fig. 5. 1. 4 …冷却管接合部の健全性

Fig. 5. 1. 5 …冷却材圧力, 熱応力に対する溶接部強度

Fig. 5. 1. 6 …支持脚のブラケット等への取り付け方法

Fig. 5.1.7, Fig. 5.1.8 …タイル取付部の熱応力

(Armor)

Fig. 5.1.7, Fig. 5.1.9 …冷却材圧力, 熱応力に対する溶接部強度

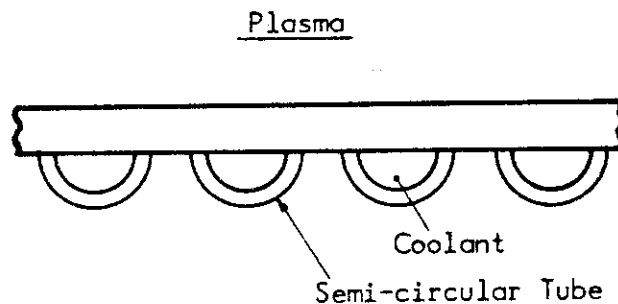
(Ribbed Panel)

Fig. 5. 1. 10 …冷却管偏平化の製作性, 信頼性, 冷却材圧力, 熱応力に対する溶接部強度

Fig. 5. 1. 11 …支持脚部分の熱応力, 構造材最高温度

Fig. 5. 1. 12 …冷却管偏平化の製作性, 信頼性, 溶接部の健全性

Semicircular Tube を用いた構造としては, Fig. 5. 1. 10 の構造に対して, 偏平化冷却管を用いない下図のような構造が考えられる。ただし, この場合冷却材圧力, 熱応力に対する溶接部強度および構造材最高温度の許容値を満足する冷却管ピッチとした場合, 溶接作業が可能な冷却管間隔を得られるかどうかは主な問題である。



また, 本構造の場合プラズマ側の壁面での冷却性能を向上させることを考えて, 半円冷却管をプラズマ側に設置する方式とすることも考えられる。

各第1壁構造の特性比較を Table 5. 1. 1 にまとめて示す。

以下の設計検討においては, トリチウム増殖性能の向上および支持構造設計の複雑さを避けるという観点から, 一体型第1壁を用いることとし, また, 冷却性能および製作性, 健全性の観点からリブ型構造と半円冷却管を平板のプラズマ側に設置した半円冷却管型構造を主な対象として, その特性検討を行うこととする。その際, 実用動力炉ではプラズマからの熱負荷が大きく, 構造材厚さを1~2mm以下としなければならず, 十分な寿命を確保するためのエロージョン代を構造材内に含めることはできない。本設計では, 第1壁前面にベリリウム・コーティングを施し

(厚さ1mm), スパッタリングおよびディスラプションに対しては, ベリリウムが損耗するとした。また, このベリリウムは定期的に再コーティングされるものとする。

Table 5.1.1 Comparison of First Wall Concepts of Fusion Power Reactor

Type of First Wall	Corrugated Panel	(Grooved) Plate and Circular Tube	Tube Wall	Ribbed Panel	Semicircular Tube and Plate	Tube and Plate	Tile (Active Cooling)	Armor (Passive Cooling)		
Application Examples	INTOR ref.-USA STARFIRE	INTOR alt.-JAPAN FER(1981)	INTOR ref.-EC NUWMAK	FED INTOR alt.-USA	(IETR)	SPTR-P	INTOR alt.-USA	INTOR alt. USA (inboard)	FED (inboard)	JXFR
Cooling Capability	High when the welding part is not so wide	Relatively low (difficult to cool the plate in power reactor condition)	High	High	High	Relatively low	Low	Low	Low	Low
Tritium Breeding Performance	High	Relatively low (Separated first wall should be adopted when grooved structure is applied.)	Relatively low (Separated first wall should be adopted.)	High	High	Relatively low	Low	Low	Low	Low
Fabricability	Notch is possibly produced in welding part.	Precise fabrication of fitting part of plate and tube. Tight fit tubing technique will be applicable	Precise fabrication of deformed tube when flat tube etc. is applied	Precise tracking technique for blind welding	Weldability when coolant tubes are closely arranged	Fitting technique of tubes to plate (Thermal gap is possibly produced.)	Coolant system of tile and support. Weldability of Al and SS	Attaching technique of armor	Mechanical fitting will produce little problem.	Support technique of armor. Fabrication of fin tube
Integrity	Stress concentration on welding part	Stress concentration on welding part of plate and tube	Stress concentration on welding part	Stress concentration on the corner of rib structure	Stress concentration on welding part of plate and tube	Thermal stress in welding part of plate and tube	Thermal stress in support structure	Thermal stress in support structure	Thermal stress in support structure	Thermal stress in fin structure
Integration with Blanket Vessel	Possible	Impossible when grooved structure is applied	Impossible (difficult to keep the integrity of welding part as a pressure boundary)	Possible	Possible	Possible	These are the concepts for separated type first wall.			
Erosion Thickness	Coating on the surface facing plasma is applied for the restriction of wall thickness in power reactor condition.									
Remarks	Application of resistance welding. Be as coating material(STARFIRE) *Candidate for power reactor	High applicability of high pressure coolant	Application of flat tube with poloidal axis (NUWMAK)	Al as structural material (INTOR alt.-USA) *Candidate for power reactor	*Candidate for power reactor	*Candidate for power reactor	Al as tile material (INTOR alt.-USA)	Graphite as armor material (INTOR alt. USA)	Graphite as armor material and graphite screw to fix the armor (FED)	IZM as armor material (JXFR)
	Tile or armor structure reduces the amount of tritium permeating into the first wall coolant.									

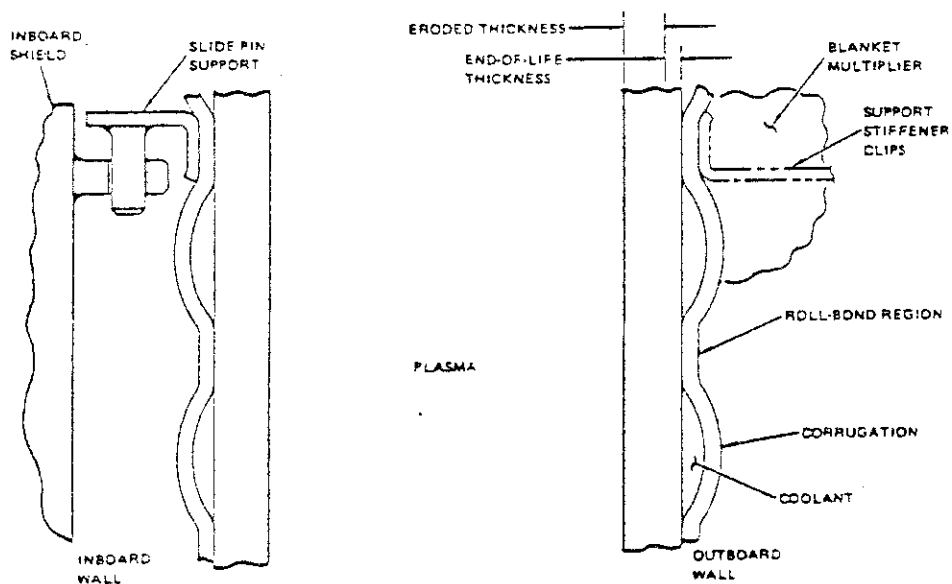


Fig.5.1.1 Corrugated Panel (INTOR : Alternative)

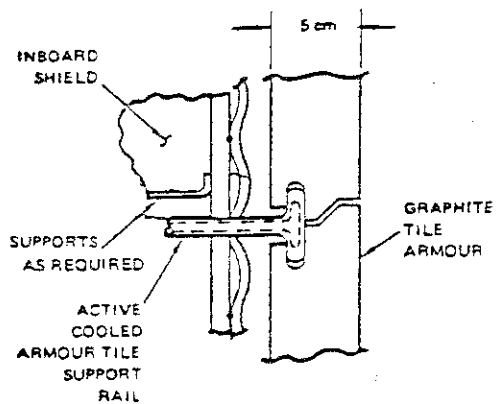


Fig.5.1.2 Corrugated Panel and Armor (INTOR : Alternative, inboard)

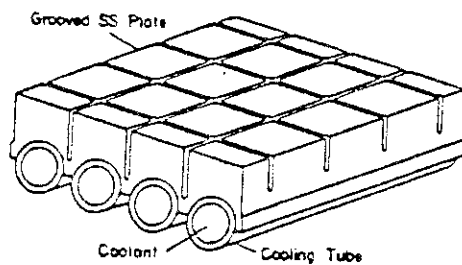


Fig.5.1.3 Grooved Plate and Circular Tube (INTOR : Alternative)

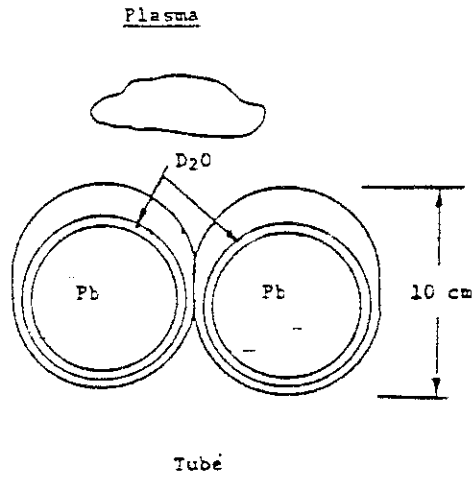


Fig.5.1.4 Circular Tube Wall (INTOR : Alternative)

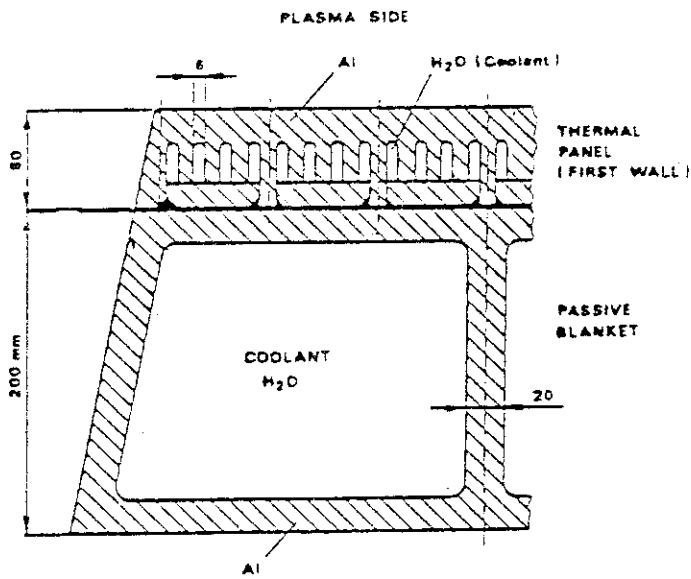


Fig.5.1.5 Ribbed Panel (INTOR : Alternative)

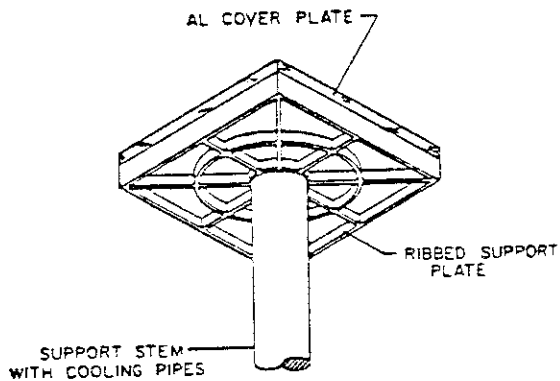
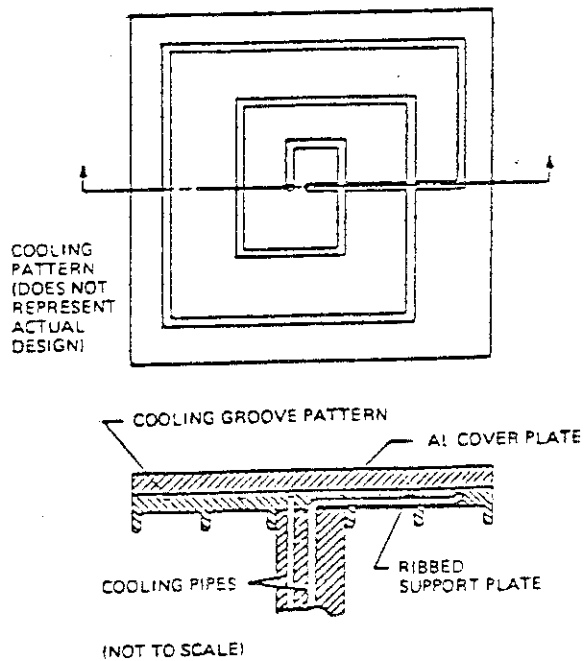


Fig. 5.1.6 Tile Type. (INTOR : Alternative)

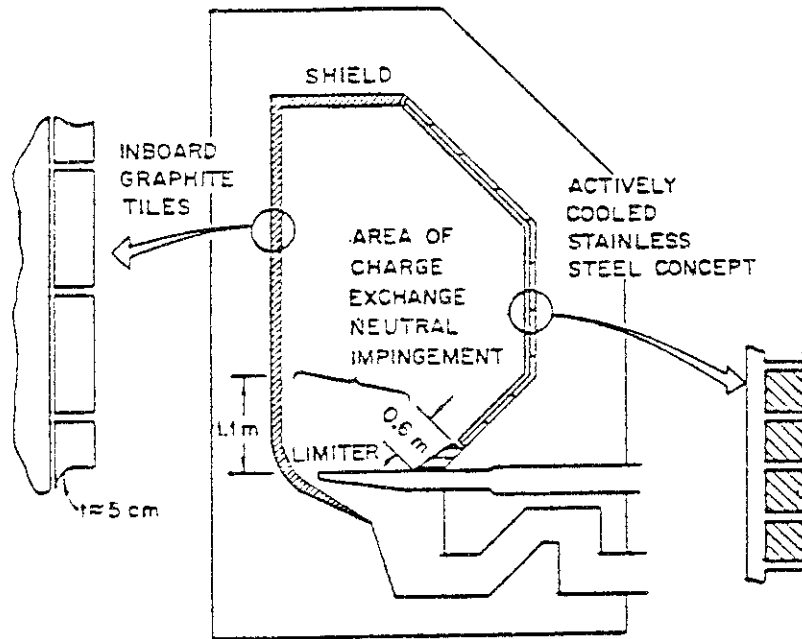


Fig.5.1.7 Ribbed Panel (outboard) and Armor (inboard) (FED)

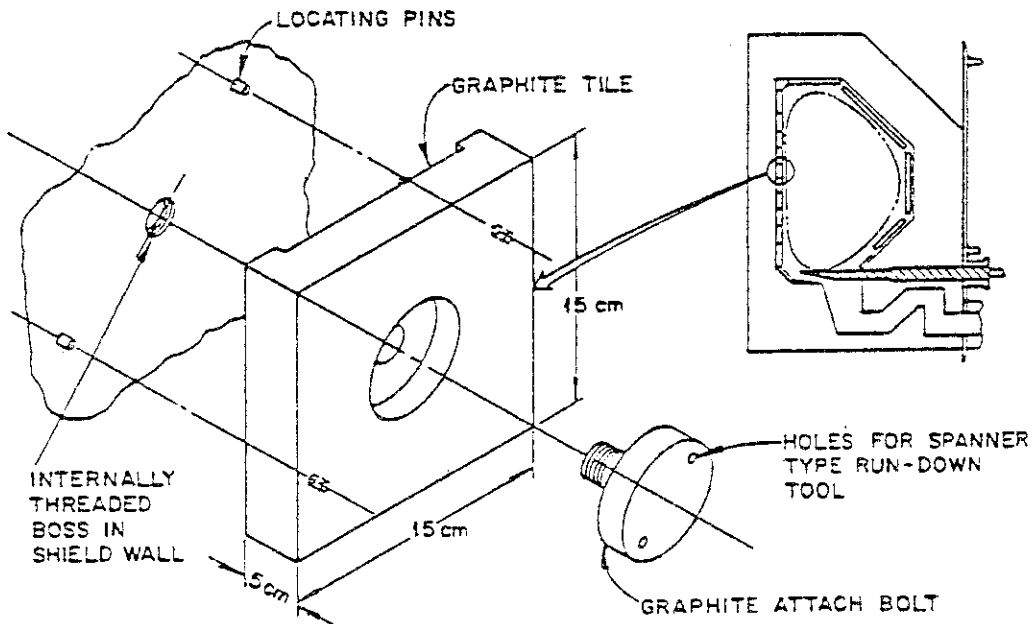


Fig. 5.1.8 Attachment of Armor (FED)

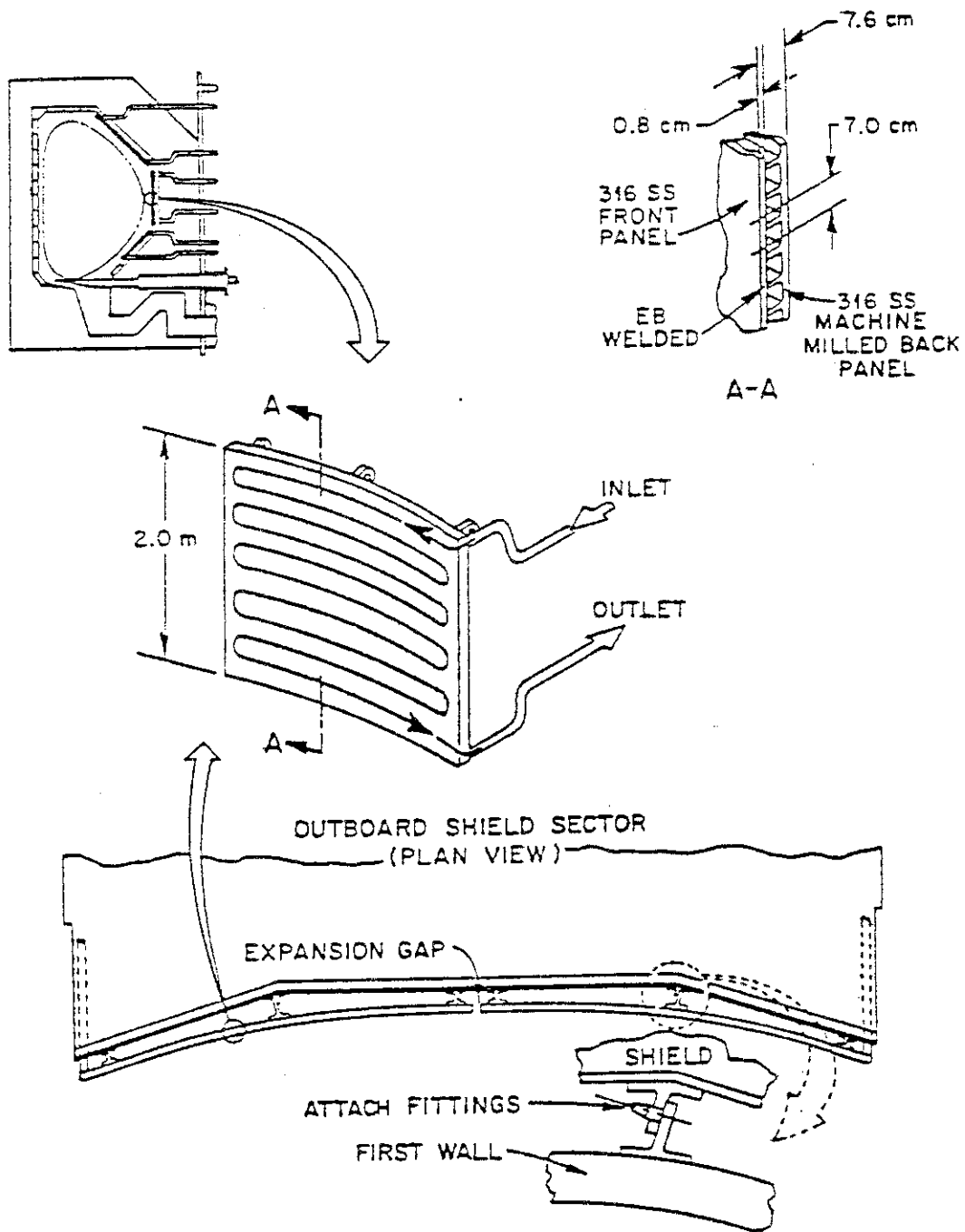


Fig.5.1.9 Attachment of Ribbed Panel and Coolant Flow (FED)



Fig.5.1.10 Semi-circular Tube Wall with Flattening in Poloidal Direction (TFTR)

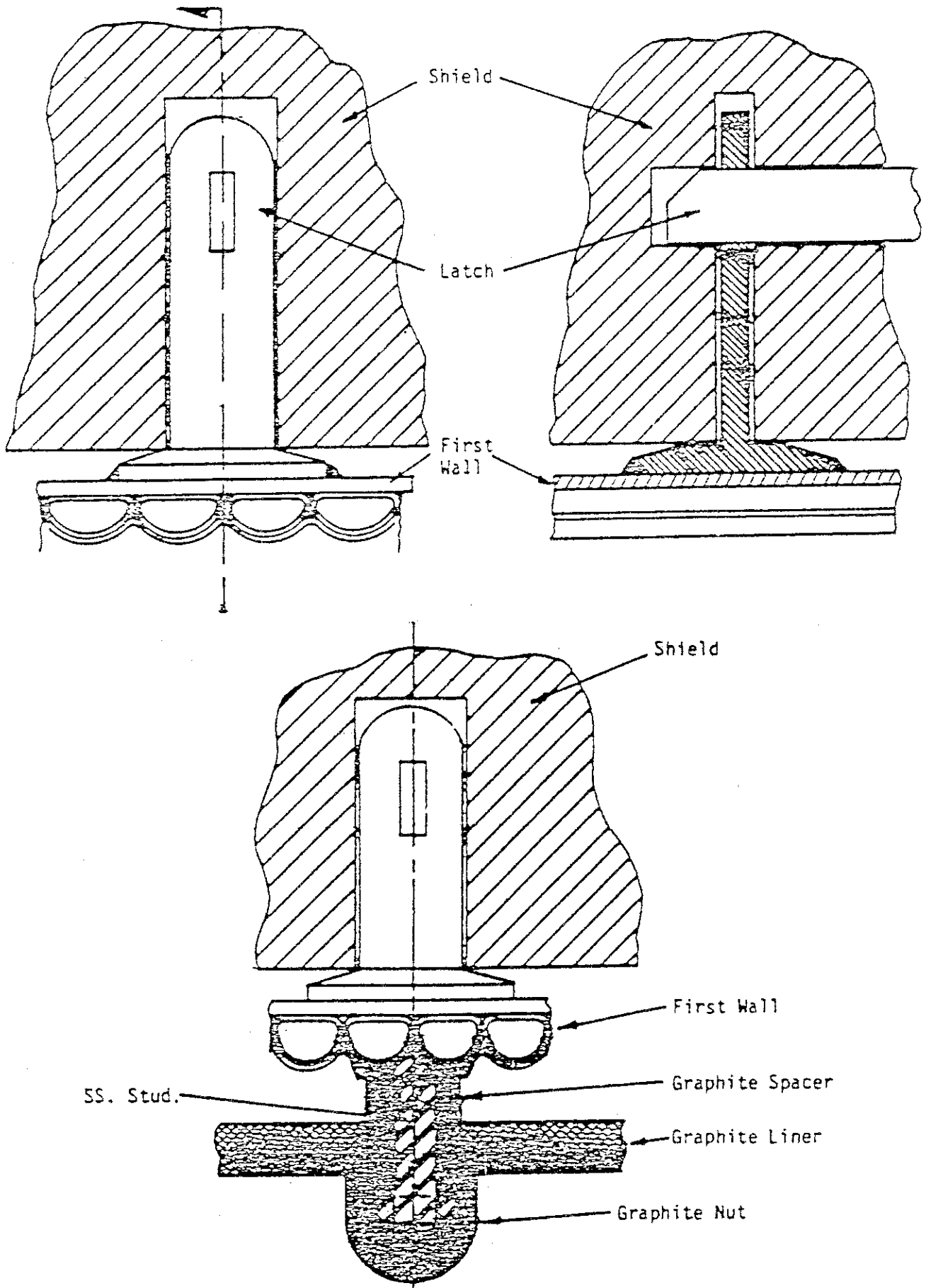
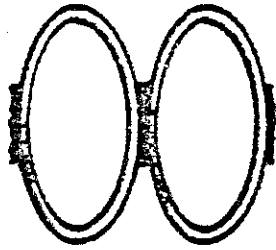
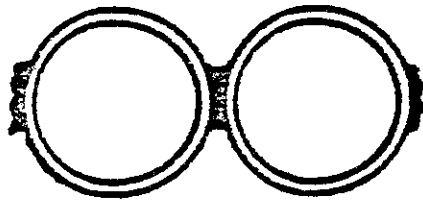


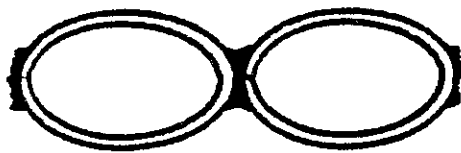
Fig.5.1.11 Attachment of Semi-circular Tube Wall and Liner (TFTR)



a. Tube cross section at extremity of blanket module



b. Tube cross section at point intermediate between extremity and midplane



c. Tube cross section at midplane

Fig.5.1.12 Tube Wall with Flattening in Poloidal Direction
(NUWMAK)

5.2 第1壁の温度分布解析

本節では、第1壁としてより有効な寸法形状を決定するために5.1で選定したリブ型および半円冷却管型第1壁に対し、各寸法形状における二次元温度分布解析を行うことにより、その熱特性（構造材最高温度、冷却材の沸騰等）について検討した。

また、本節および5.3.1項で行った各寸法形状に対するパラメータサーベイの結果をふまえて設定した第1壁構造に対する詳細検討を5.3.2項で実施した。

5.2.1 実用動力炉における第1壁構造

第1壁の構造を決定するにおいて考慮しなければならない主要因として、以下のものが考えられる。

- i) 熱特性…構造材最高温度、冷却材の沸騰（水冷却の場合）
- ii) 強度特性…冷却材圧力、熱応力、容器内圧（一体型第1壁の場合）
- iii) 核特性…トリチウム増殖性能
- iv) 製作性

本設計においては、トリチウム増殖性能の向上および支持構造設計の複雑さを避けることを目的として、第1壁は、ブランケット容器と一体とすることとした。また、実用動力炉では、プラズマからの熱負荷が大きく、当社の設計で従来より用いていたチューブパネル型第1壁（片面に溝切りしたSUS板に円管冷却管をロウ付けあるいは溶接したもの）では、構造材温度の上昇を避けられず健全性を保つことができない。ここでは、上記の観点から、第1壁構造として、比較的冷却性能のすぐれているリブ型と半円冷却管型（Fig. 5.2.1）を取り上げ、二次元温度解析を実施することにより、各構造の熱特性に対する検討を行った。また、冷却材としては、軽水を用いる場合について検討した。

5.2.2 計算ケースおよび計算条件

上記のように実用動力炉では、プラズマからの熱負荷が大きく、構造材として316SSを用いた場合、構造材最高温度の制限を満足するには、プラズマ側での構造材厚さを1～2mm以下としなければならない。したがって、この316SS構造物自体に、スパッタリングおよびプラズマディスプレイエロージョンに基づくエロージョン代を期待することはできない。本設計では、第1壁前面にベリリウム（厚さ1mm）をコーティングし、このエロージョンに対処することとした。

計算ケースをFig. 5.2.1に、また計算条件をTable 5.2.1に示す。リブ型は、冷却流路の大きさ（ h, w ）に対して2ケース、また半円冷却管型は冷却管ピッチ（ p ）および壁厚（ t_w ）等に対して6ケースをそれぞれ設定した。尚、Case 5を除きベリリウムコーティングの効果は考慮していない。

冷却材熱伝達率 α は、 $30000 \text{ w/m}^2 \text{ K}$ （Case 1, 2, 4, 5, 7, 8）と $16000 \text{ w/m}^2 \text{ K}$ （Case 3, 6）の2種を設定した。これらは、それぞれ冷却材流速 $3 \sim 4 \text{ m/s}$ および $1 \sim 2 \text{ m/s}$ に相当するものであるが、冷却条件の設定等による見直しが必要である。

5.2.3 計算モデル

リブ型 (Case 1) および半円冷却管型 (Case 3) の計算モデルをそれぞれ Fig. 5.2.2, Fig. 5.2.3 に示す。Case 2 の場合および Case 4 ~ 8 の場合のモデルはそれぞれ Fig. 5.2.2 および Fig. 5.2.3 と同様である。ただし, Case 7 および Case 8 では, 容器内面に冷却管を設置することを考え, プラズマと逆の面での冷却を考慮している。

5.2.4 計算結果および検討

各構造における温度分布を Fig. 5.2.4 ~ Fig. 5.2.11 に示す。また, 結果の概略をまとめて Fig. 5.2.1 に示した。リブ型 (Case 1, 2) の場合, 温度分布は冷却流路の大きさに依存せず, ほぼ同じである。最高温度は 419 °C で構造材温度の制限である 450 °C 以下を満足している。ただし, プラズマ側壁の内面温度が 350 °C となっており, これは冷却材 (H₂O : 15 MPa) の飽和温度 342 °C よりも高く, サブクール沸騰が生じることを意味している。冷却材の相変化は, 余分な圧力振動の発生や不安定流動を引き起こす等流動的な問題を生じやすく, とくに第 1 壁のような熱的, 強度的に極限設計となる箇所においては望ましくない。尚, 冷却材に面する構造材の温度を飽和温度以下とするような冷却条件については, 5.5 で見直し, 検討を行う。

半円冷却管型の場合, 半円冷却管の部分については, 各ケース共, 温度分布はほぼ同じである。(Case 1, 6 では他のケースに比べて温度が高くなっているが, これは, 熱伝達率の違いによって生じるものであり, 熱伝達率の違いを考慮すれば, 温度分布は他のケースとほとんど同じである。) 冷却管ピッチの増加および壁厚の増加により, 冷却管間の壁部分の温度が上昇する。壁厚を 4 mm とし, 容器内面からの冷却を行わないとすると構造材最高温度制限 (<450 °C) に対してとれる冷却管ピッチの最大値は ~18 mm と考えられる。これ以上のピッチとする場合, または容器内圧に対する強度確保等のため壁厚を増す必要がある場合には容器内面からの冷却を行う等の対策が必要である。また, 半円冷却管型の場合にも, リブ型と同様, 半円冷却管内面の温度が冷却材の飽和温度以上となっており, 冷却条件の見直しを要する。ベリリウム・コーティングを施した場合 (Case 4) には, 施さない場合 (Case 5) に比べて, 冷却管間の壁厚部分での温度が低くなっている。これは, ベリリウムの熱伝導率が 316SS の熱伝導率に比べて大きいために, 冷却管間の表面熱流束のうち, ベリリウム層内を通して冷却材へ向かう熱量が多く, 316SS 部分を通る熱量がそれだけ減少するからである。このようにベリリウム・コーティングには, 温度分布の不均一さを緩和するという効果があるが, スパッタリング等により, 第 1 壁表面から剥離するものであり, 設計条件としてその効果を期待することはできない。コーティング施工時の温度的余裕に対して効果あるものと考えらるべきであろう。

以上示したように, 熱特性に関しては, 今後冷却条件の見直しが必要であり, また, これに強度特性, 核特性, 製作性を含めた総合的な検討により第 1 壁の構造設計を行うことが必要である。

Table 5.2.1 Analytical Conditions

<u>Geometry</u>	:	See Fig. 5.2.1
<u>Structural Material</u>	:	316SS
Thermal Conductivity	:	18.5 W/mK
<u>Coating Material</u>	:	Be (for only case 5)
Coated Thickness	:	1 mm
Thermal Conductivity	:	109 W/mK
<u>Coolant</u>	:	H ₂ O
Temperature	:	320 °C
Pressure	:	15 MPa
Heat Transfer Coefficient	:	30,000 W/m ² K (Case 1,2,4,5,7,8) 16,000 W/m ² K (Case 3,6)
<u>Thermal Load</u>		
Surface Heat Load	:	80 W/cm ³
Volumetric Heating Rate	:	36 W/cm ³

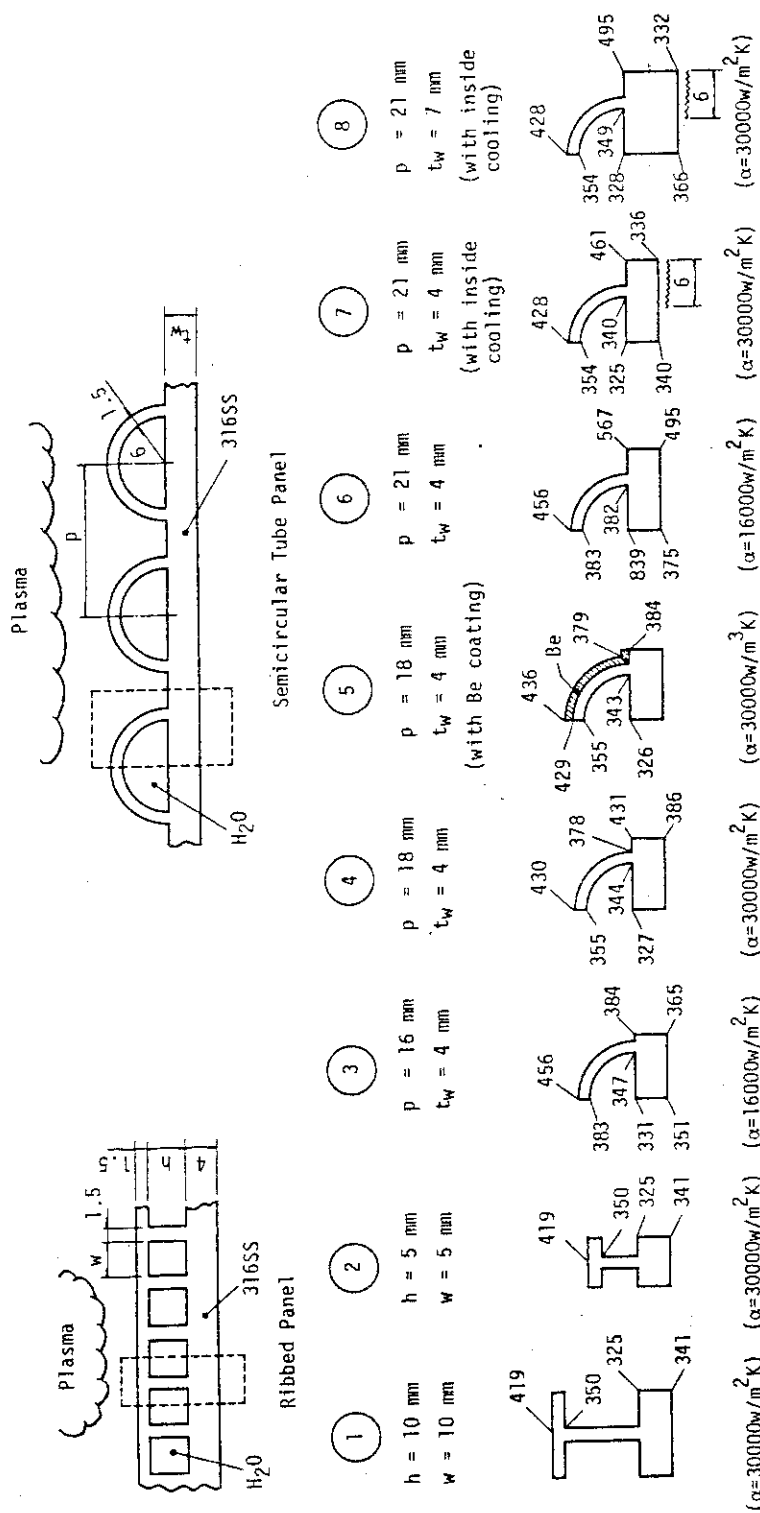


Fig.5.2.1 Summary of Parameter Values and Results of Thermal Analysis

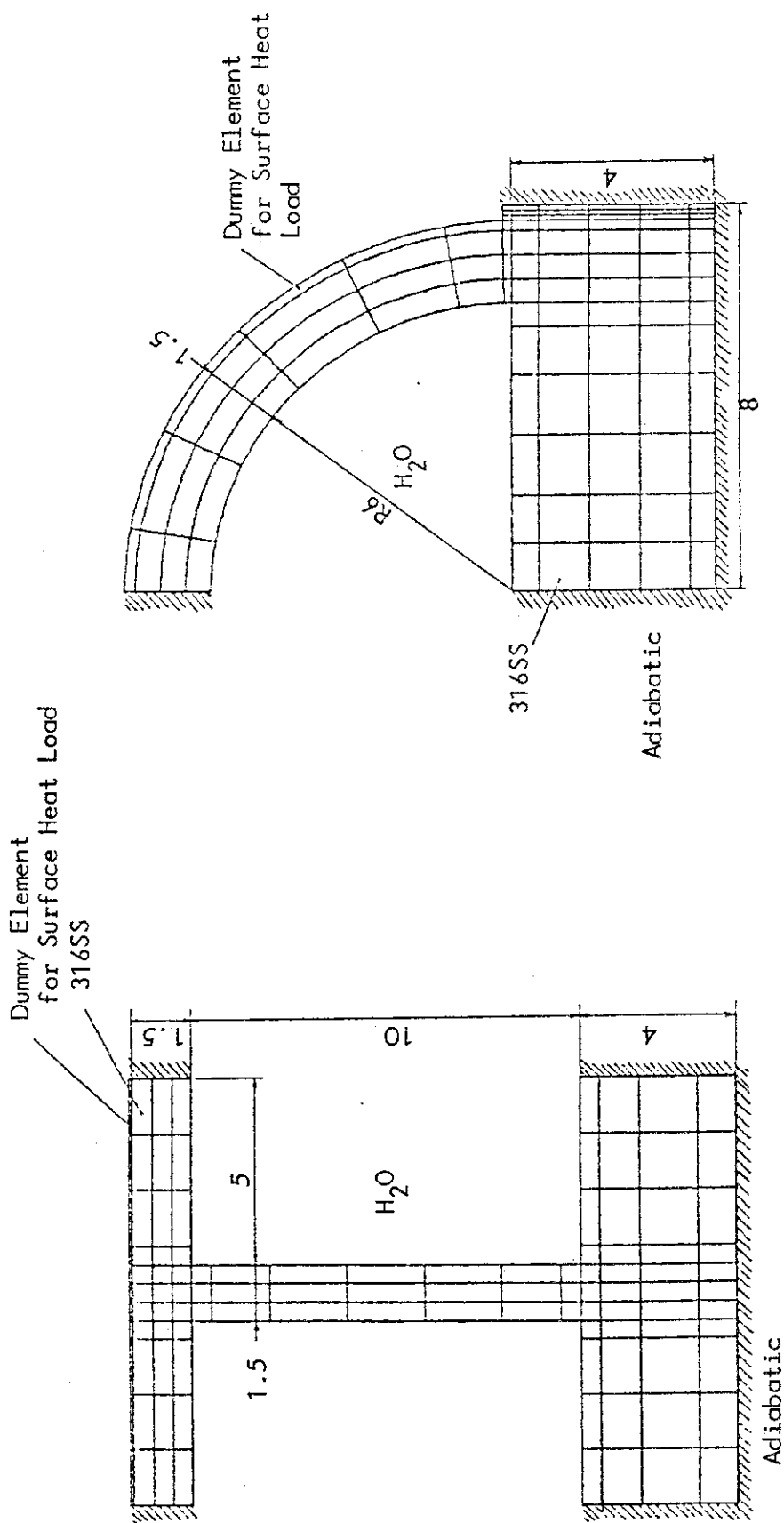


Fig.5.2.3 Analytical Model (case3)

Fig.5.2.2 Analytical Model (Case1)

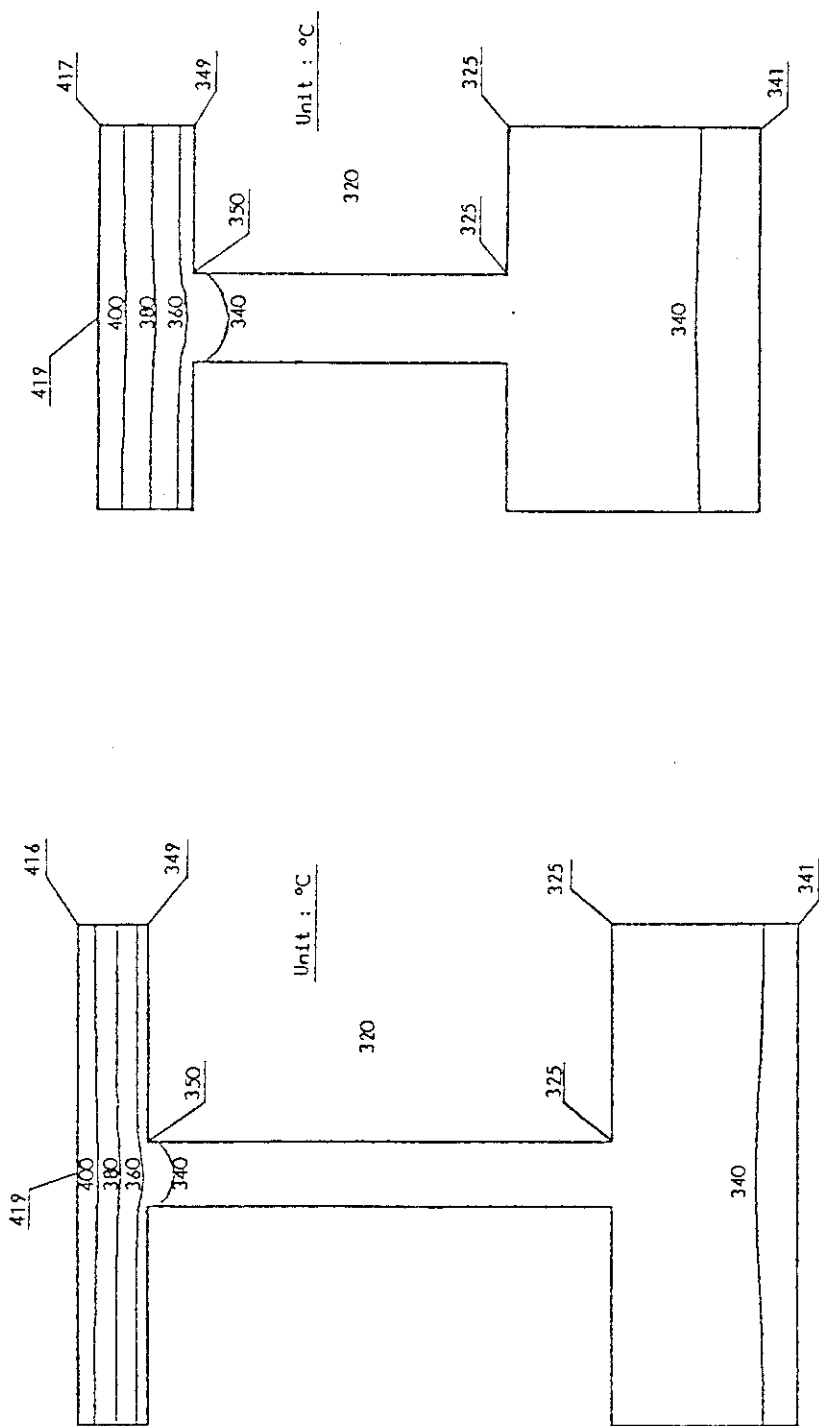


Fig.5.2.4 Temperature Profile (Case1)

Fig.5.2.5 Temperature Profile (Case2)

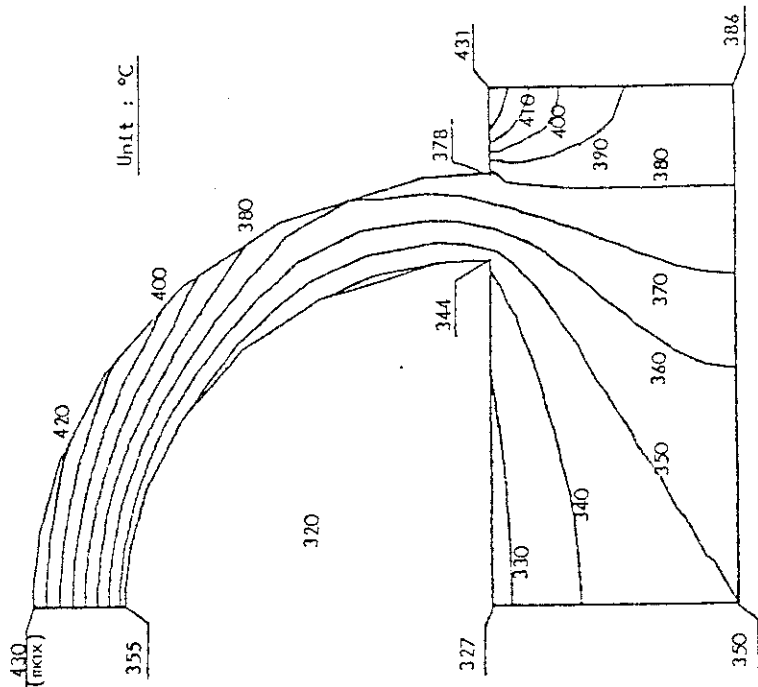


Fig.5.2.7 Temperature Profile (Case4)

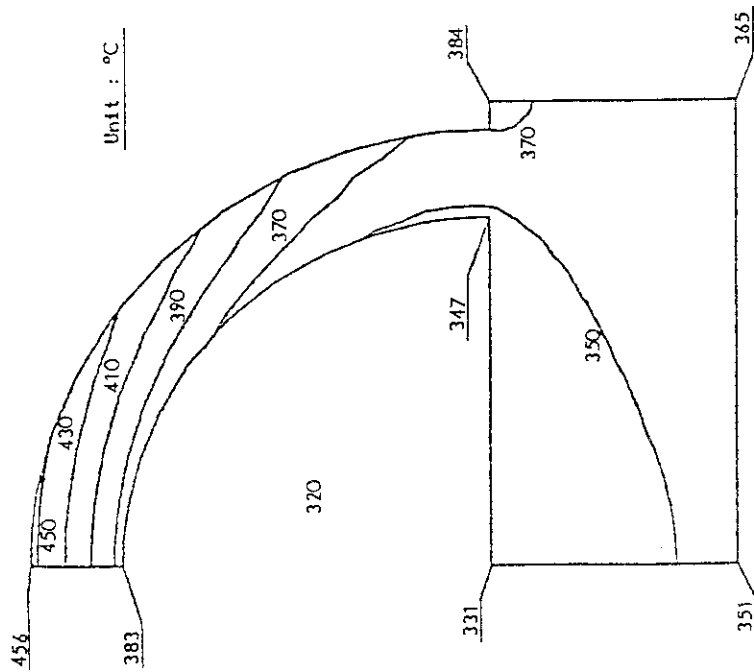


Fig.5.2.6 Temperature Profile (Case3)

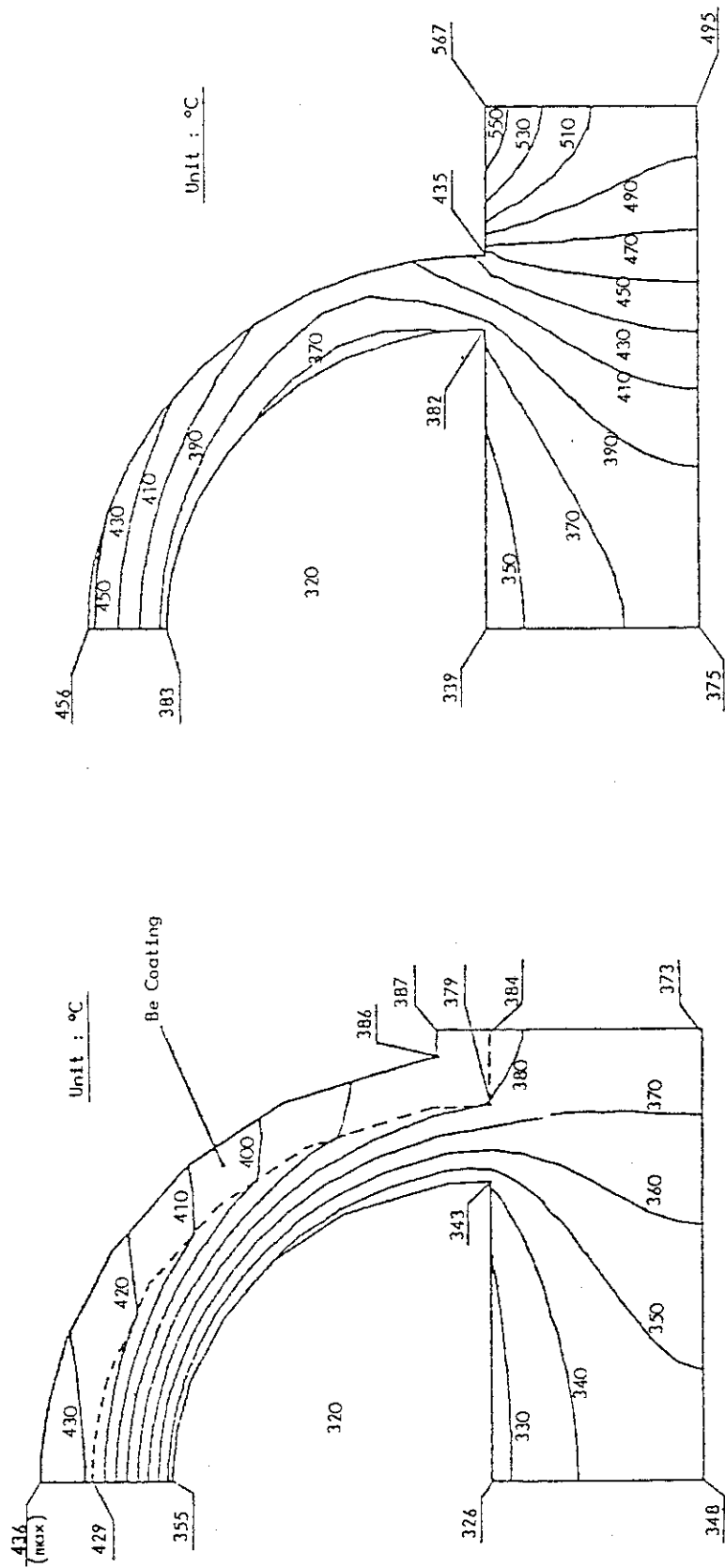


Fig.5.2.9 Temperature Profile (Case6)

Fig.5.2.8 Temperature Profile (Case5)

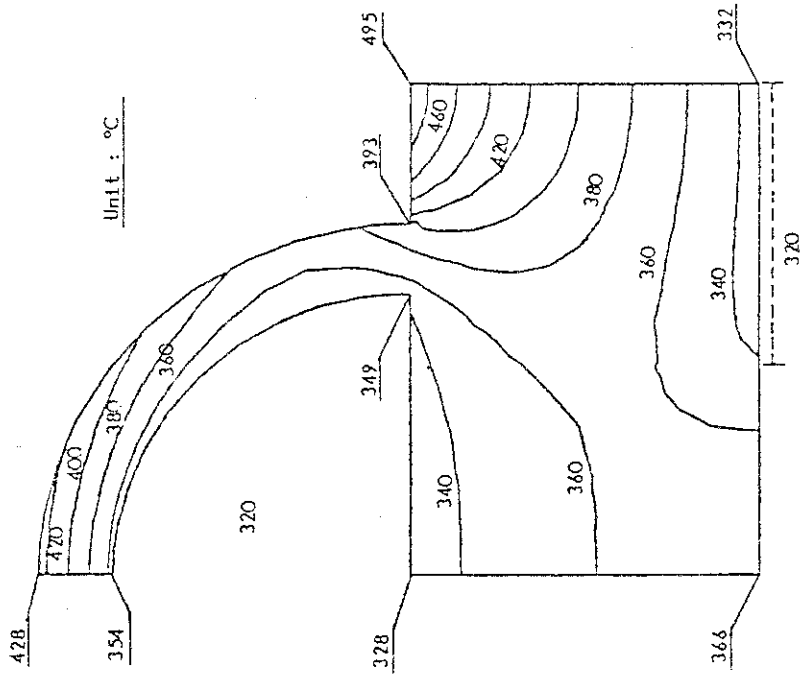


Fig.5.2.11 Temperature Profile (Case8)

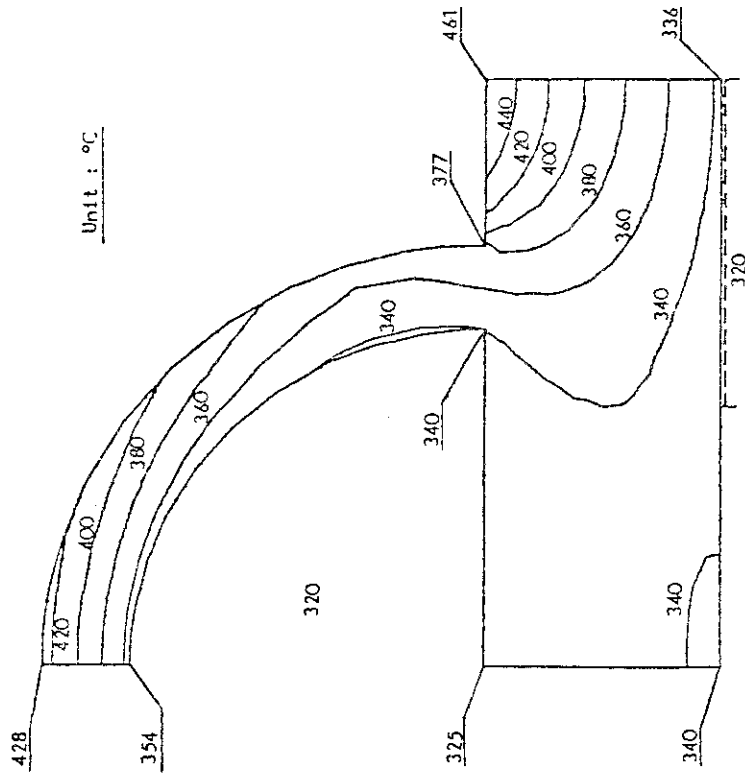


Fig.5.2.10 Temperature Profile (Case7)

5.3 第1壁の強度解析

本節中5.3.1では前節5.2で行った第1壁の温度分布解析に対応した第1壁構造に対する強度解析のパラメータサーベイを行った。第1壁構造としては、温度分布解析同様、リブ型および半円冷却管型を対象とし、冷却材圧力により発生する一次応力および熱応力について検討した。

また、5.3.2ではこれらのパラメータサーベイの結果をふまえて選定した第1壁の寸法形状に対して、より詳細な温度および強度の検討を行った。

5.3.1 第1壁構造に対するパラメータサーベイ

(1) 計算ケースおよび計算条件

第1壁構造としては、5.2の温度解析に基づき、リブ型と半円冷却管型の2種を考えた。Fig. 5.3.1に計算ケース、またTable 5.3.1に計算条件を示す。各ケースにおいて、二次元解析により、構造材内に発生する一次応力強さ（冷却材圧力15MPaのみを荷重とした場合）、二次応力強さ（熱荷重のみとした場合）および一次+二次応力強さ（冷却材圧力と熱荷重の両方を考えた場合）の分布を求めた。この際、熱荷重としては、5.2で求めた各構造に対する構造材内温度分布を入力した。温度分布解析と強度解析での整合を図るため、ケース番号は各構造に対し、温度分布解析時のものと同じとした。ただし、Case 5およびCase 6に対しては、ベリリウム・コーティングを設計条件として考慮しないこと（5.2参照）と、構造材温度がすでに最高許容温度（450℃）を大きく超えていることから、強度解析は行わなかった。尚、本強度解析はすべて平面歪条件で行った。また、第1壁をブランケット容器と一体型とした場合に負荷として生じる容器内圧の効果は本解析では考慮していない。

(2) 計算モデル

リブ型（Case 1）および半円冷却管型（Case 3）の計算モデルをそれぞれFig. 5.3.2およびFig. 5.3.3に示す。Case 2およびCase 3, 4, 7, 8の場合はそれぞれFig. 5.3.2およびFig. 5.3.3と同様である。

(3) 計算結果および検討

各構造における一次応力強さおよび二次応力強さ、一次+二次応力強さの分布についてFig. 5.3.4～Fig. 5.3.21に示す。また、Case 1, 2, 3, 7, 8については各変形図をFig. 5.3.22～Fig. 5.3.36に示す。応力強さ分布については各計算結果の概略をFig. 5.3.1にまとめて示した。

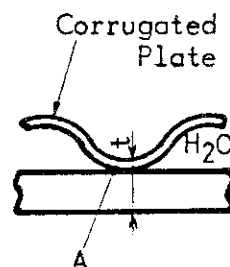
リブ型の場合、冷却材圧力により生じる一次応力は、流路幅を小さくする（10 mm → 5 mm）ことでかなり減少している。流路幅5 mmの場合には、リブ接合部でのピーク応力強さは122 MPaとなっている。今後、ブランケット容器内圧の効果を考え、設計基準（現在、核融合炉設計に対する設計基準として確立されたものはまだなく、ここでは、一般的に最もよく使用されているASME Code Section IIIに従うものとする。これによると一次応力強さの制限は $1.5S_m$ 以下となっている。316SSで構造材温度400℃を考えると $S_m = 109 \text{ MPa}$ 、したがって $1.5S_m = 164 \text{ MPa}$ となる。）を満足するような構造とする必要があるが、一次応力は流路幅に対する依存性がかなり大きく、流路幅を調整することで対処することが可能と思われる。二次応力は冷却

流路の大きさにはあまり依存しない。これは、第1壁内の温度分布が冷却流路の大きさによらず、ほぼ同様となっているためである。一次+二次応力強さは、一次応力強さと二次応力強さをほぼ加え合わせた値となっている。冷却流路幅×冷却流路高さが10 mm×10 mm (Case 1) の場合には、最大応力強さは531 MPa、また5 mm×5 mm (Case 2) の場合には346 MPaである。ASME Code Section IIIでの制限値3Sm (~327 MPa : 400 °C) を考えると、もっと応力緩和の対策を図ることが必要である。その際、一次応力に関しては流路幅を小さくすることが考えられ、二次応力に関しては冷却条件の改善、増殖材側壁厚さの変更等により構造材の温度分布の均一化を図ることが考えられる。

半円冷却管型の場合、一次応力の最大値は冷却管の付け根の部分に発生している。これは1.5 Smの制限値に対してかなり厳しい値となっており、冷却管径を小さくする等の対策が必要かと思われる。また、壁厚を増す、すなわち壁部分の剛性を増すことも冷却管付け根部分の応力低減に対して効果があるようである。また、ブランケット容器内圧に対する強度確保のためにも壁厚を増す必要があると思われる。(ブランケット容器内圧に対しては平板容器壁とした場合、~8 mm以上の厚さが必要と考えられる。) ただし、壁厚を増した場合、構造材温度の上昇および温度上昇に伴う熱応力(二次応力)の増加を招く。本解析においても一次+二次応力強さの値は制限値3Smに対してかなり厳しい状態にあり、これの低減を目的として、壁部分の冷却対策を検討する必要がある。

上記の検討においては、リブ型および半円冷却管型ともに、強度的にかなり厳しいという評価となったが、若干の寸法変更および冷却対策の実施により、実用動力炉第1壁としての成立の可能性はあるものと思われる。今後、それらの改善策の検討およびブランケット容器内圧の効果を含めた検討が強度評価として必要となる。

尚、STARFIRE等で採用されているコルゲート型第1壁は、波板接合部分(右図中A点)に生じる応力集中が大きくなると予想されること、また冷却材間の構造材厚さ(右図中のt)が容器壁厚さよりも実質的に厚くなり構造材温度の上昇を招くこと等から熱・強度的に半円冷却管型第1壁に劣ると考えられる。



5.3.2 選定形状に対する検討

(1) 温度分布および冷却材圧力、熱応力による応力強さ

5.2および5.3.1で行った熱、強度解析の結果から、第1壁構造としてリブ型および半円冷却管+リブ型(Table 5.3.2に構造概略を示す)を考え、これらについて温度分布および冷却材圧力、熱荷重により発生する応力を二次元解析により求めた。ここで、スパッタリングおよびプラズマディスラプションによるエロージョン代としてはベリリウム・コーティングを行うこととし、また冷却材は壁面での沸騰が生じないよう条件を設定した。

解析条件をTable 5.3.2に、解析モデルをFig. 5.3.37に示す。温度分布解析および応力解析に対しては、それぞれ同一のモデルを使用した。また、応力解析での境界条件をFig. 5.3.38に示す。

温度分布解析結果を Fig. 5.3.39, Fig. 5.3.40 に、応力解析結果を Fig. 5.3.41, Fig.5.3.42 に示す。また、最大温度および最大応力強さをまとめて Table 5.3.3 に示す。構造材温度は、いずれも制限温度（450℃）以下となっている。また、冷却材と接触する部分の構造材温度も 340℃以下であり、15MPa の水の飽和温度（342℃）よりも低く、局所沸騰が生じないことを示している。冷却材圧力によって生じる応力は、リブ型の場合、リブ構造の角部で、また半円冷却管+リブ型の場合は、冷却管の付け根の部分で最大となっている。冷却材圧力+熱荷重による応力値はリブ型の場合、リブ構造の増殖材側の角部で、半円冷却管+リブ型の場合はやはり冷却管の付け根の部分で最大となっている。また冷却材圧力+熱荷重に対しては、いずれの構造においてもプラズマに最近接した部分での応力が高くなっており、注意を要する。強度評価においては、冷却材圧力、熱荷重に容器内圧の影響を加えた検討を行うことが必要であり、次項においてこれを考察することとする。

(2) ブランケット容器内圧の影響

本設計においては、第1壁はブランケット容器と一体型とした構造となっている。したがって、第1壁には前項で検討した冷却材圧力および熱荷重に加えて、容器内圧としてのトリチウムパージ用ヘリウムガスの圧力 0.1 MPa が作用する。第1壁の強度評価としては、これらの荷重が同時に作用するものとして総合的に検討する必要があるが、二次元解析において厳密にこれを考慮することはできない。ここでは、冷却材圧力および熱荷重に対する応力解析とは別に、容器内圧が単独に作用するとして求めた第1壁内での応力と上記応力解析で求めた応力を単純に加え合わせた応力値を対象として、第1壁強度の検討を行うこととする。

1) 容器内圧による第1壁での応力

ここでは、昭和 56 年度次期装置設計において実施したブランケット容器の内圧に対する強度解析の結果を使用する。これは、Fig.5.3.43 の図中に示すようなブランケット容器に対し、容器壁を平板形状として容器内圧により第1壁に発生する応力を求めたものである。解析結果を Fig. 5.3.43 にまとめて示した。図では、容器壁としての平板厚さ t^* に対し、容器のコーナ部および前壁中央部に生じる応力強さ S_{int} を容器幅 w をパラメータとして示している。ここで Fig. 5.3.44 に示すように、リブ型および半円冷却管+リブ型の第1壁に対し、断面二次モーメントを同じとする等価平板（厚さ t^* および $t^{*'}$ ）を考え、曲げモーメントの保存を仮定することにより、平板形状の容器壁とした上記解析結果から、次式により、各第1壁構造での応力を見積ることができる。

$$\text{リブ型} \quad : \quad \sigma_{1,2} = \sigma_{1,2s}^* \frac{|y|}{t^*/2} \quad (5.3.1)$$

$$\text{半円冷却管} \\ \text{+ リブ型} \quad : \quad \sigma_{1,2} = \sigma_{1,2s}^* \frac{|y|}{t^*/2} \quad (5.3.2)$$

• $|y|$ は曲げ中心からの距離
• $\sigma_{1,2s}^*$ は Fig. 5.3.43 の A, B, C, D のうちいずれかの点での値

また、この解析においては $\sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2$ であり、 σ_2 は σ_1 に比べてかなり小さいことから、

$$S_{int} \propto \sigma_1 \quad (5.3.3)$$

がほぼ成り立つ。したがって、ここでは式 (5.3.1) ~ (5.3.3) より

$$\text{リブ型} : S_{int} = S_{ints}^* \cdot \frac{|y|}{t^*/2} \quad (5.3.4)$$

$$\text{半円冷却管} \\ \text{+ リブ型} : S_{int} = S_{ints}^* \cdot \frac{|y|}{t^*/2} \quad (5.3.5) \left(S_{ints}^* \text{ は Fig. 5.3.43 中の A, B, C, D のうち、いずれかの点での値} \right)$$

として、各構造での応力強さを見積ることとする。各構造に対する曲げ中心の位置および等価平板の厚さは以下ようになる。(計算式は付録 5. A 参照)

$$\begin{aligned} \text{リブ型} : & e = 4.94 \text{ mm} \\ & t^* = 10.4 \text{ mm} \\ \text{半円冷却管} : & e' = 6.18 \text{ mm} \\ \text{+ リブ型} : & t^{*'} = 12.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

一方、前項の解析より、冷却材圧力および熱応力に対して問題となるのは Fig. 5.3.45 中に示した a~d の 5 点での応力である。式 (5.3.4), (5.3.5) および e, t*, e', t*' の値より、リブ型および半円冷却管+リブ型の a~d 各点において、容器内圧 (0.1 MPa) に基づいて発生する応力強さを求めた。結果を Fig. 5.3.45 に示す。尚、Fig. 5.3.43 の結果から、応力強さの最大値は、主にコーナ部において発生しており、また a~d の各点は、すべて曲げ中心よりも外側にあることから S_{ints}^* としては、Fig. 5.3.43 中の B における値 (---) を使用した。

2) 一次応力強さおよび一次+二次応力強さの評価

第 1 壁内に生じる一次応力としては、冷却材圧力と容器内圧が同時に作用する場合の応力を考えなければならないが、これらの荷重条件を同時に取り扱うことは二次元解析においては、はなはだ困難である。また、一次+二次応力は、冷却材圧力、容器内圧および熱荷重が同時に作用する場合を考えなければならないが、これについても一次応力と同様、取扱いが難しい。ここでは、(1)で求めた冷却材圧力および冷却材圧力と熱荷重による応力強さ (Fig. 5.3.41, Fig. 5.3.42 : 容器幅 w には依存しない) に 1) での容器内圧による応力強さ (Fig. 5.3.45) が単純に加算されるものとして、第 1 壁内での一次応力強さおよび一次+二次応力強さを考えた。a~d 点での一次応力強さおよび一次+二次応力強さを Fig. 5.3.46 に示す。

現在、ブランクット分割数としては、1 トーラスあたり 84 分割を考えているが、このとき容器幅 w は 711 mm となる。これに対して、リブ型構造では、一次応力強さの最大値は ~185 MPa (b 点)、一次+二次応力強さの最大値は ~334 MPa (c 点)、半円冷却管+リブ型構造では、一次応力強さの最大値 ~172 MPa (e 点)、一次+二次応力強さの最大値 ~332 MPa

(d点)となっており、いずれもASME Code Sec. IIIにおける一次応力強さの制限値 ($1.5 S_m = 164 \text{ MPa}$) および一次+二次応力強さの制限値 ($3 S_m = 327 \text{ MPa}$) をやや上回っている。

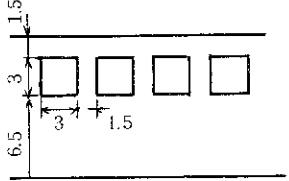
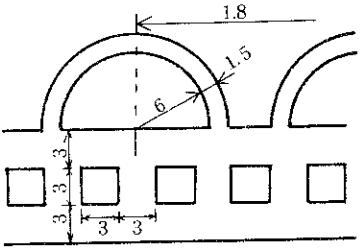
上述のように、一次応力強さおよび一次+二次応力強さ共、制限値をやや上回っており、今後容器幅を小さくする、あるいはリブ構造では厚みを増す、半円冷却管+リブ構造では、半円冷却管の径を小さくする等、構造的改善が必要となるが、一方、本解析では容器内圧の効果と冷却材圧力および冷却材圧力+熱荷重の効果を単純に加え合わせた応力について検討を行っており、実際の荷重条件を考えた場合、かなり保守的な評価となっているものと思われる。二次元解析では、この方法による評価がほぼ限界であり、また、熱負荷等の条件が厳しく、強度的にも極限設計を強いられることから、今後、三次元解析等による詳細な検討が必要と考えられる。

Table 5.3.1 Analytical Conditions

<u>Geometry</u>	:	See Fig. 5.3.1
<u>Structural Material</u>	:	316SS
Young's Modulus	:	$1.69 \times 10^5 \text{ MPa}$
Poisson Ratio	:	0.3
Thermal Expansion Coefficient:	:	$1.8 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$
<u>Coolant</u>	:	H ₂ O
Pressure	:	15 MPa
Temperature	:	320 °C
<u>Thermal Load</u>	:	Temperature Profile due to Surface Heat Load, 80 W/cm^2 , and Volumetric Heating Rate, 36 W/cm^3

* Calculation is performed in plane strain condition.

Table 5.3.2 Analytical Conditions

<p>第一壁構造 (形状・寸法)</p>	<p>リブ型パネル</p> 	<p>半円冷却管+リブ型パネル</p> 				
<p>表面熱流束 q'' 中性子・ガンマ線による内部発熱量 q''' 構造材 *1) ヤング率 E 線膨張係数 α ポアッソン比 ν 熱伝導率 λ 定圧比熱 C_p 密度 ρ 冷却材 内 圧 温 度 熱伝達係数 *2) □ 部 ○ 部</p>	<p>80 W/cm² 40 W/cm³ (内部一様発熱とする) 316 ステンレス鋼 17,200 kg/mm² 17.99×10⁻⁶/°C 0.3 15.66 kcal/m·hr·°C 0.1337 kcal/kg·°C 7813 kg/m³ Pressurized Water (H₂O) 15 MPa 320 °C</p> <table border="1" data-bbox="638 1360 1308 1462"> <tr> <td>55,000 W/m²K</td> <td>52,000 W/m²K</td> </tr> <tr> <td>—————</td> <td>68,000 W/m²K</td> </tr> </table>		55,000 W/m ² K	52,000 W/m ² K	—————	68,000 W/m ² K
55,000 W/m ² K	52,000 W/m ² K					
—————	68,000 W/m ² K					

* 1) 構造材の物性値は 380 °C での値を用いた。

* 2) 冷却材をトロイダル流れとし、折り返し流れを採用して、冷却材の沸騰が生じないように改善した冷却材条件 (5.5 参照)

Table 5.3.3 Maximum Temperatures and Maximum Stress Intensities

	リブ型パネル	半円冷却管+リブ型パネル
最大温度	409 °C	409 °C
最大応力強さ		
(a) 一次応力 (15 MPa)	100 MPa (339°C)	134 MPa (332°C)
(b) 熱応力	211 MPa (339°C)	264 MPa (404°C)
(c) 熱応力+一次応力 (15 MPa)	235 MPa (326°C)	304 MPa (332°C)
	()内はその位置での温度を表わす。	

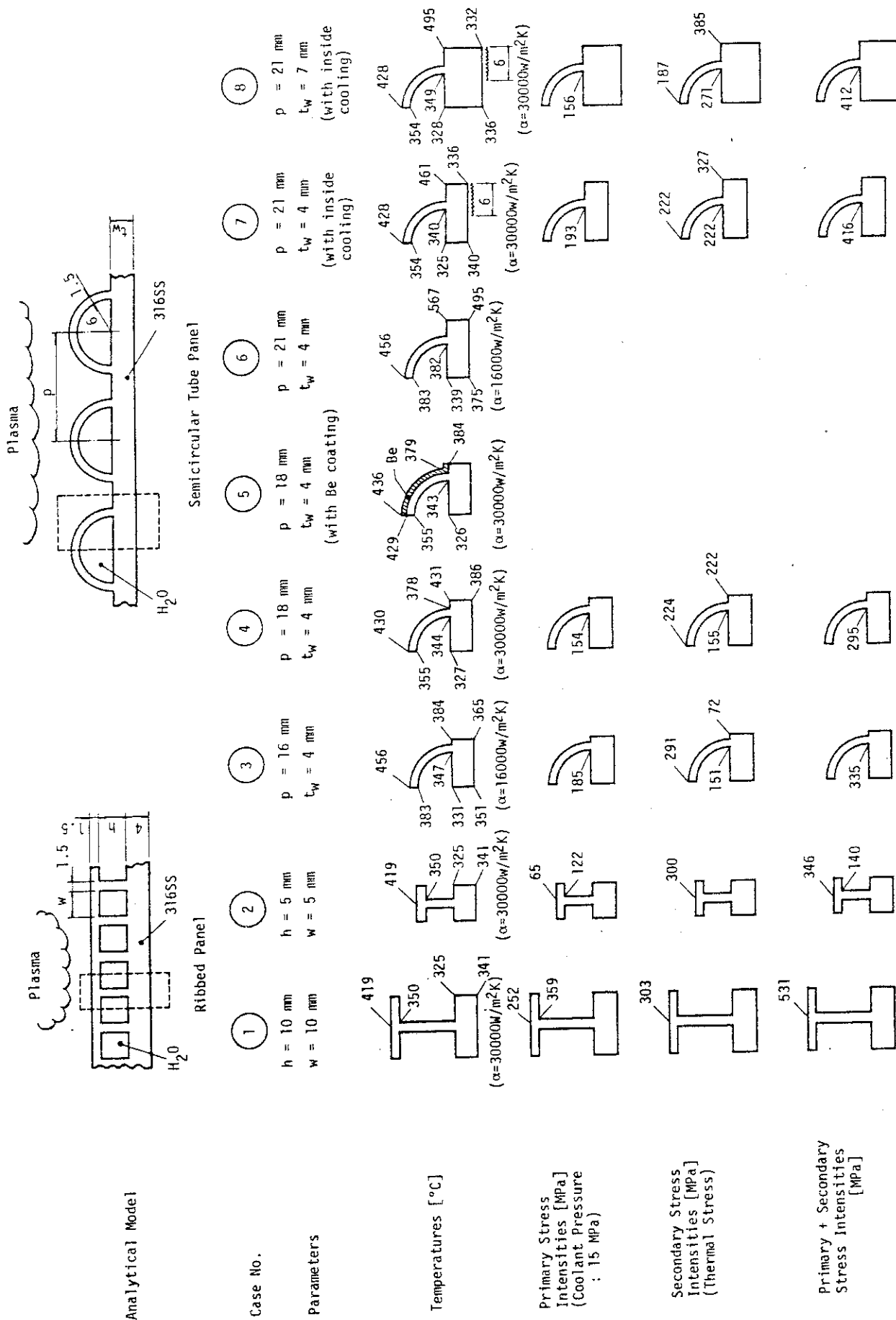


Fig.5.3.1 Results of Thermal and Stress Analyses of the First Wall

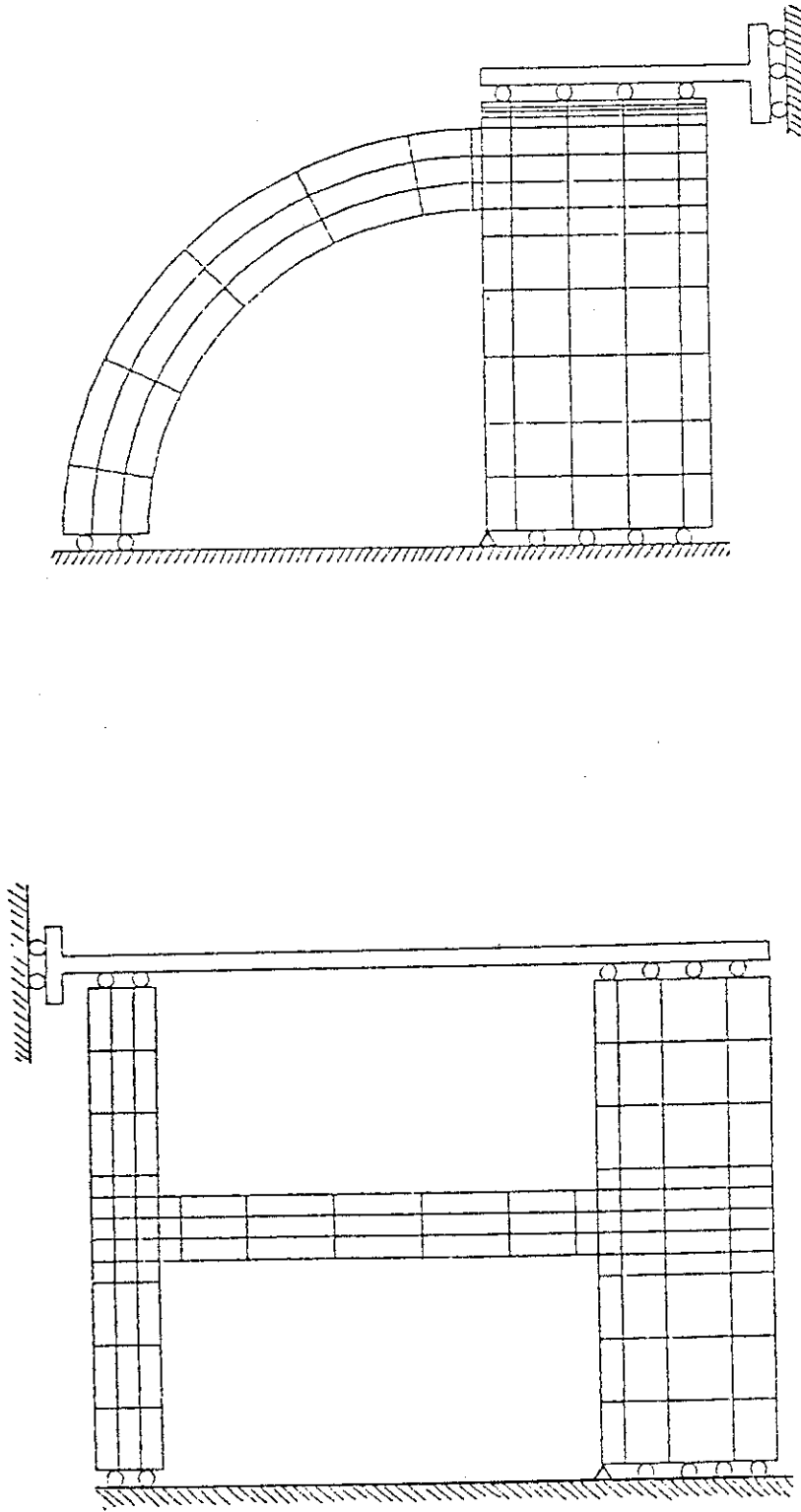


Fig. 5.3.3 Analytical Model (Case3)

Fig. 5.3.2 Analytical Model (Case1)

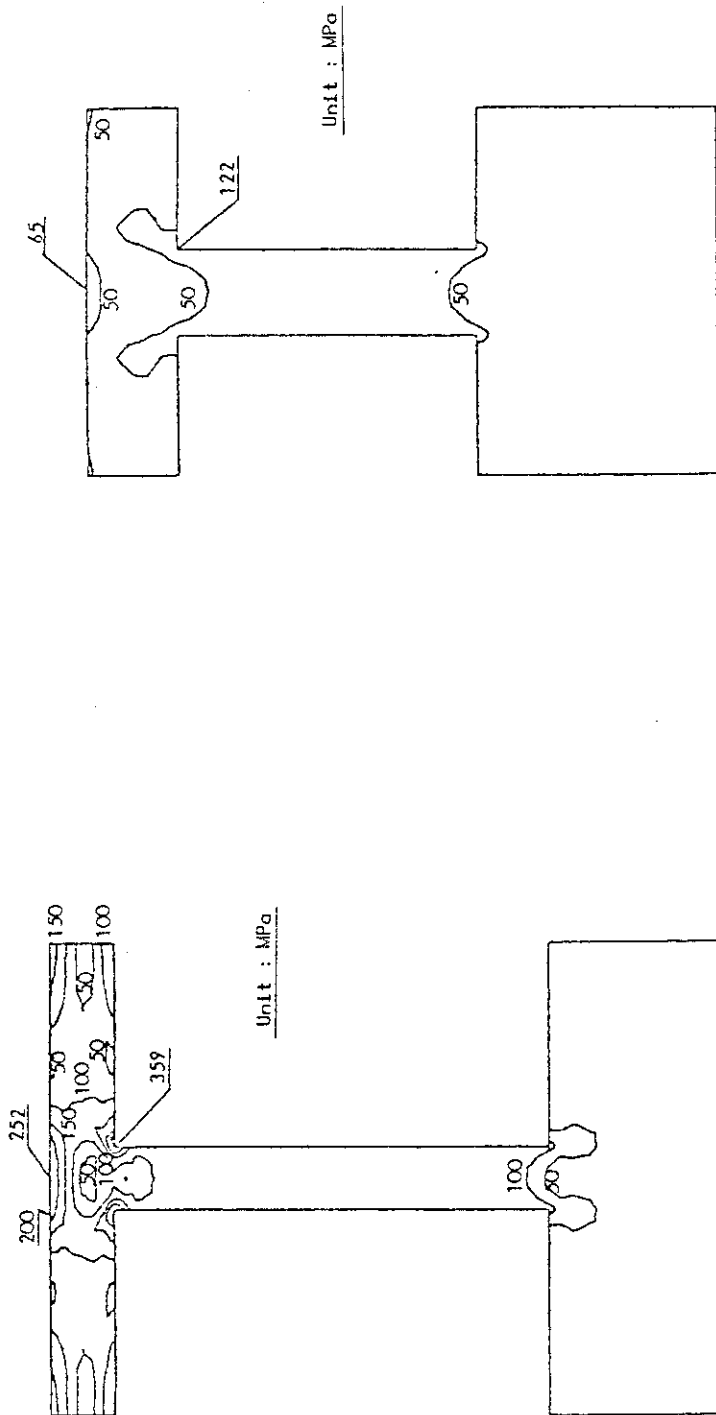


Fig.5.3.4 Distribution of Stress Intensities
(Case1 ; Coolant Pressure:15MPa)

Fig.5.3.5 Distribution of Stress Intensities
(Case2 ; Coolant Pressure:15MPa)

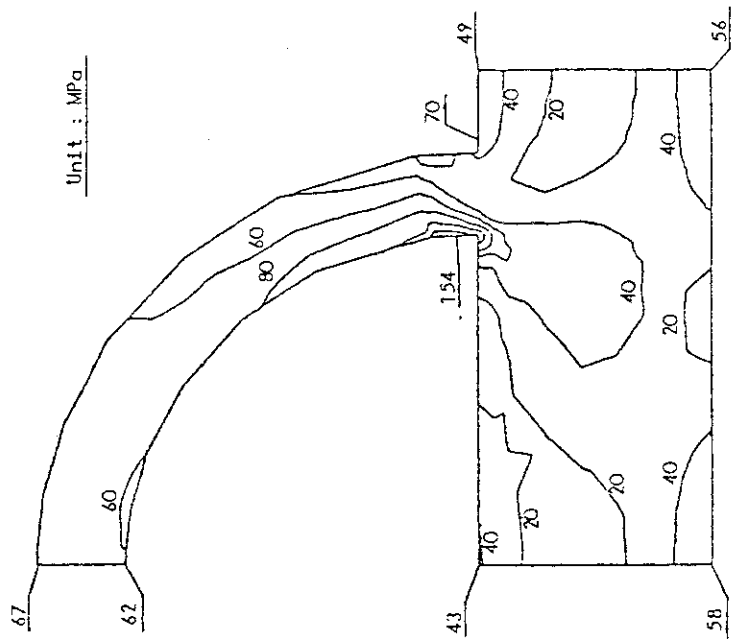


Fig.5.3.7 Distribution of Stress Intensities
(Case4 ; Coolant Pressure:15MPa)

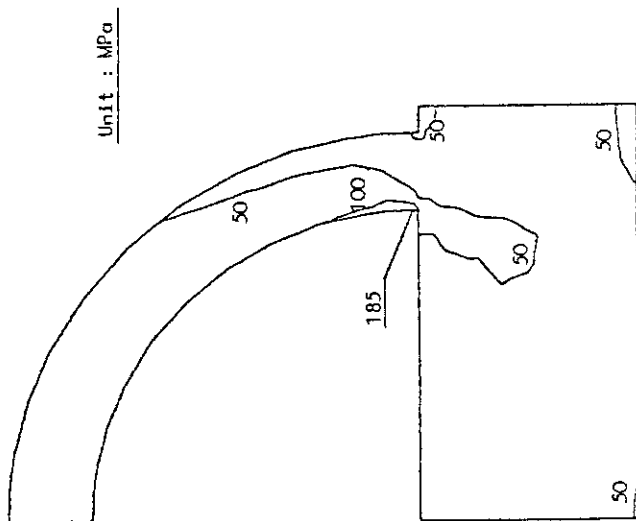


Fig.5.3.6 Distribution of Stress Intensities
(Case3 ; Coolant Pressure:15MPa)

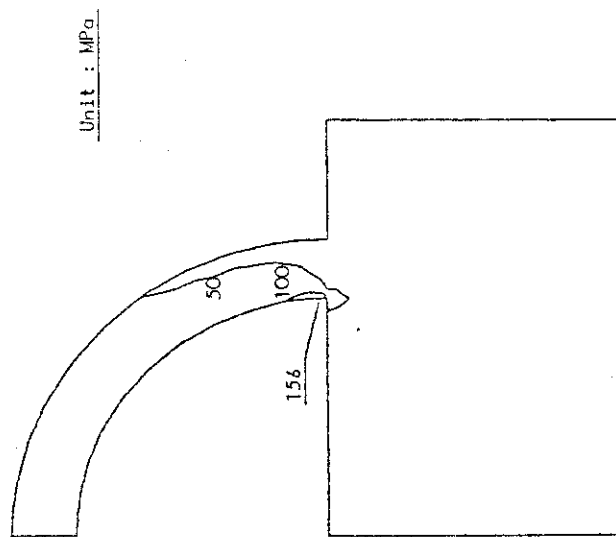


Fig.5.3.9 Distribution of Stress Intensities
(Case8 ; Coolant Pressure:15MPa)

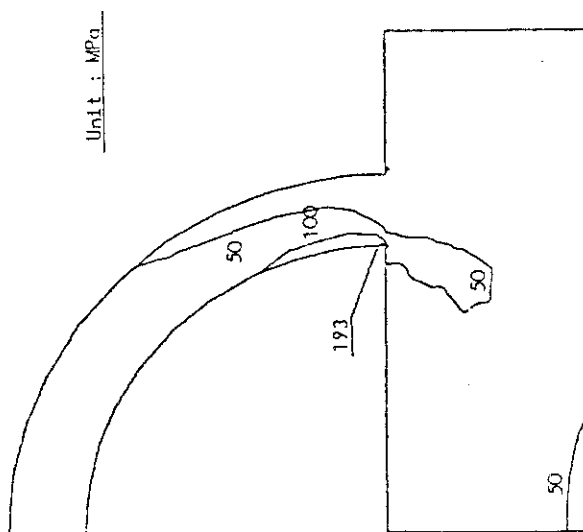


Fig.5.3.8 Distribution of Stress Intensities
(Case7 ; Coolant Pressure:15MPa)

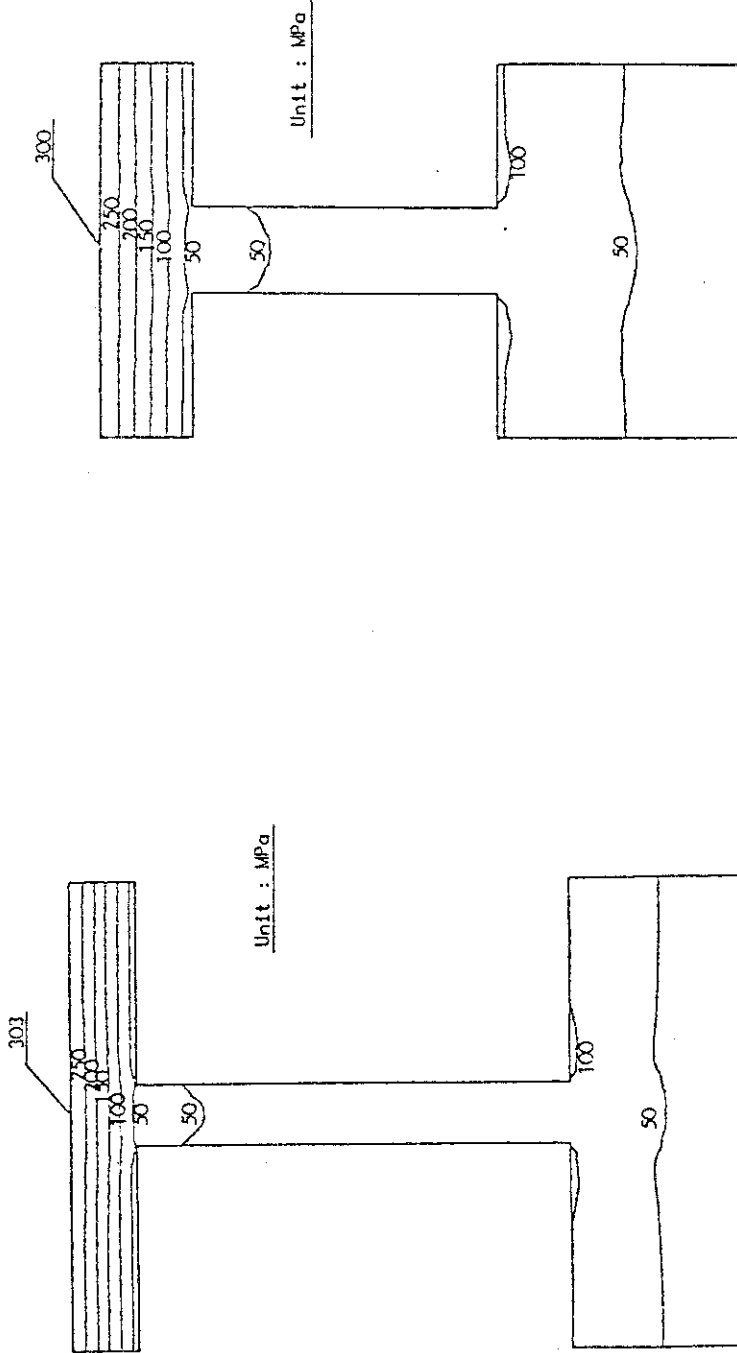


Fig.5.3.10 Distribution of Stress Intensities
(Case1 ; Thermal)

Fig.5.3.11 Distribution of Stress Intensities
(Case2 ; Thermal)

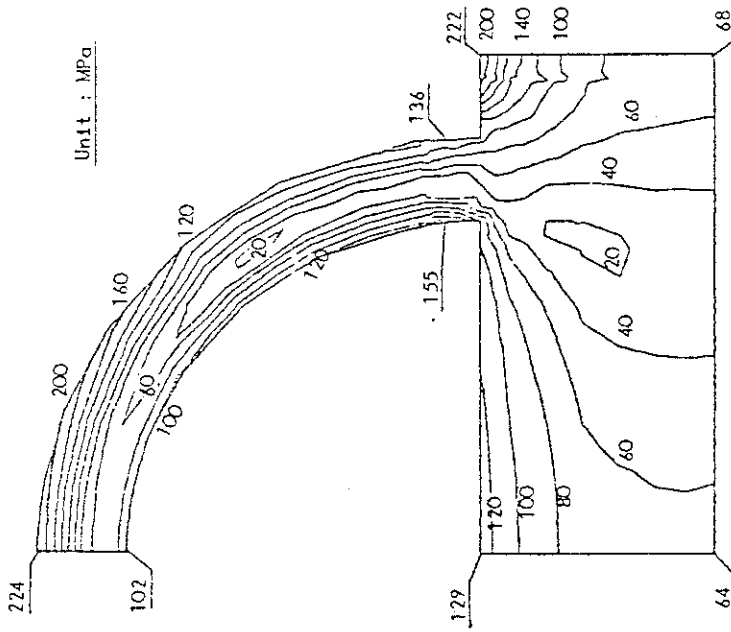


Fig.5.3.13 Distribution of Stress Intensities
(Case4 ; Thermal)

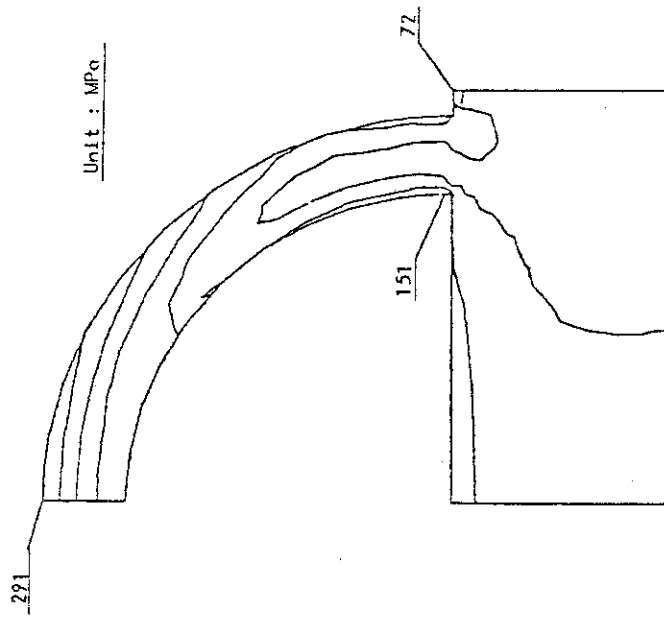


Fig.5.3.12 Distribution of Stress Intensities
(Case3 ; Thermal)

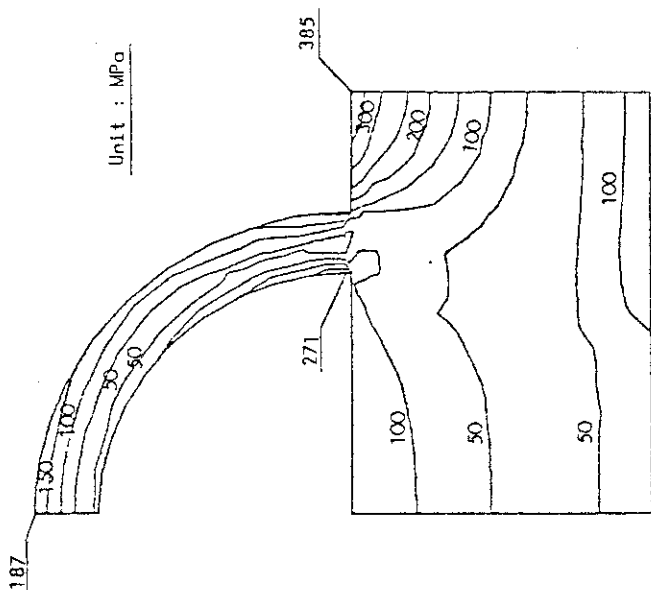


Fig.5.3.15 Distribution of Stress Intensities
(Case8 ; Thermal)

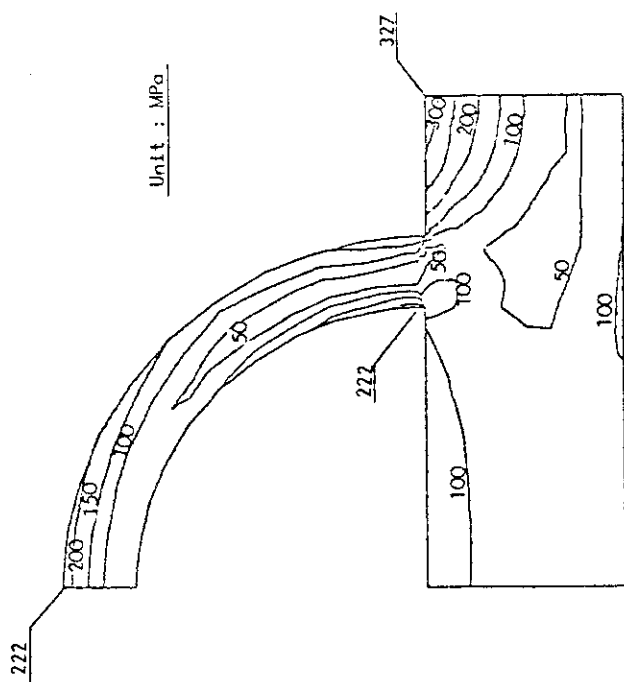


Fig.5.3.14 Distribution of Stress Intensities
(Case7 ; Thermal)

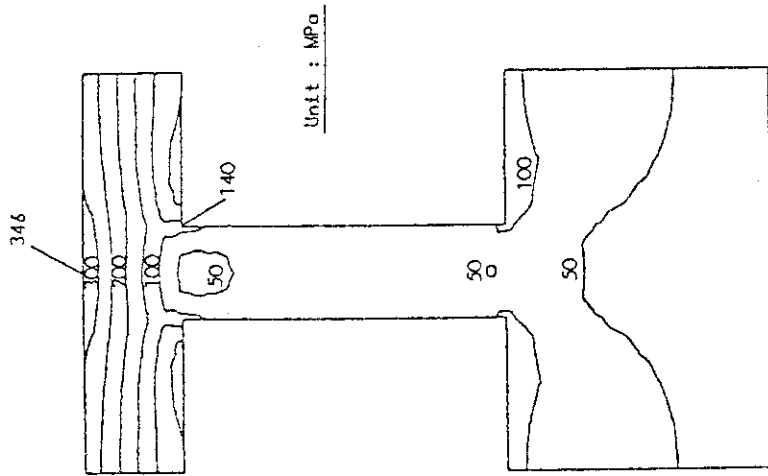


Fig.5.3.17 Distribution of Stress Intensities
(Case2 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

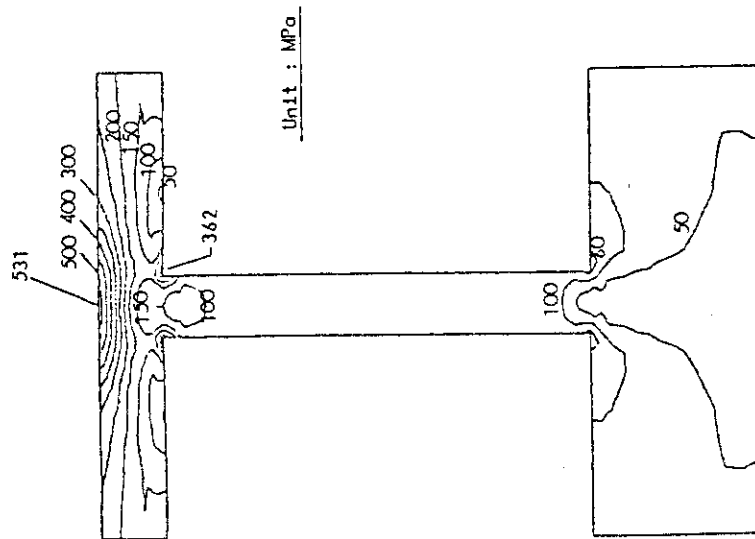


Fig.5.3.16 Distribution of Stress Intensities
(Case1 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

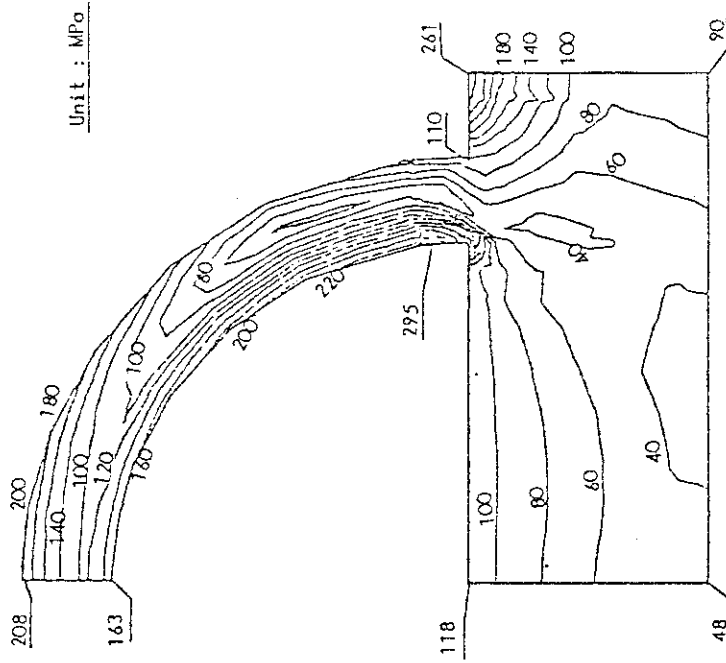


Fig.5.3.19 Distribution of Stress Intensities
 (Case4 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

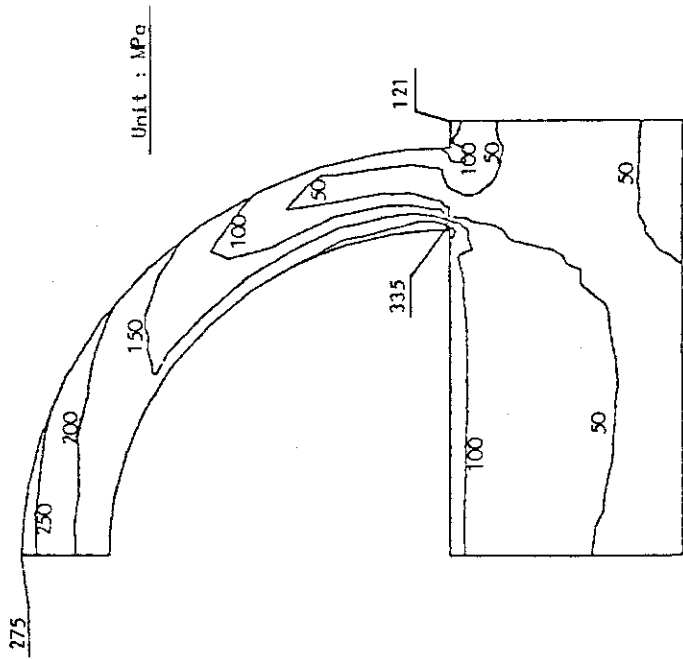


Fig.5.3.18 Distribution of Stress Intensities
 (Case3 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

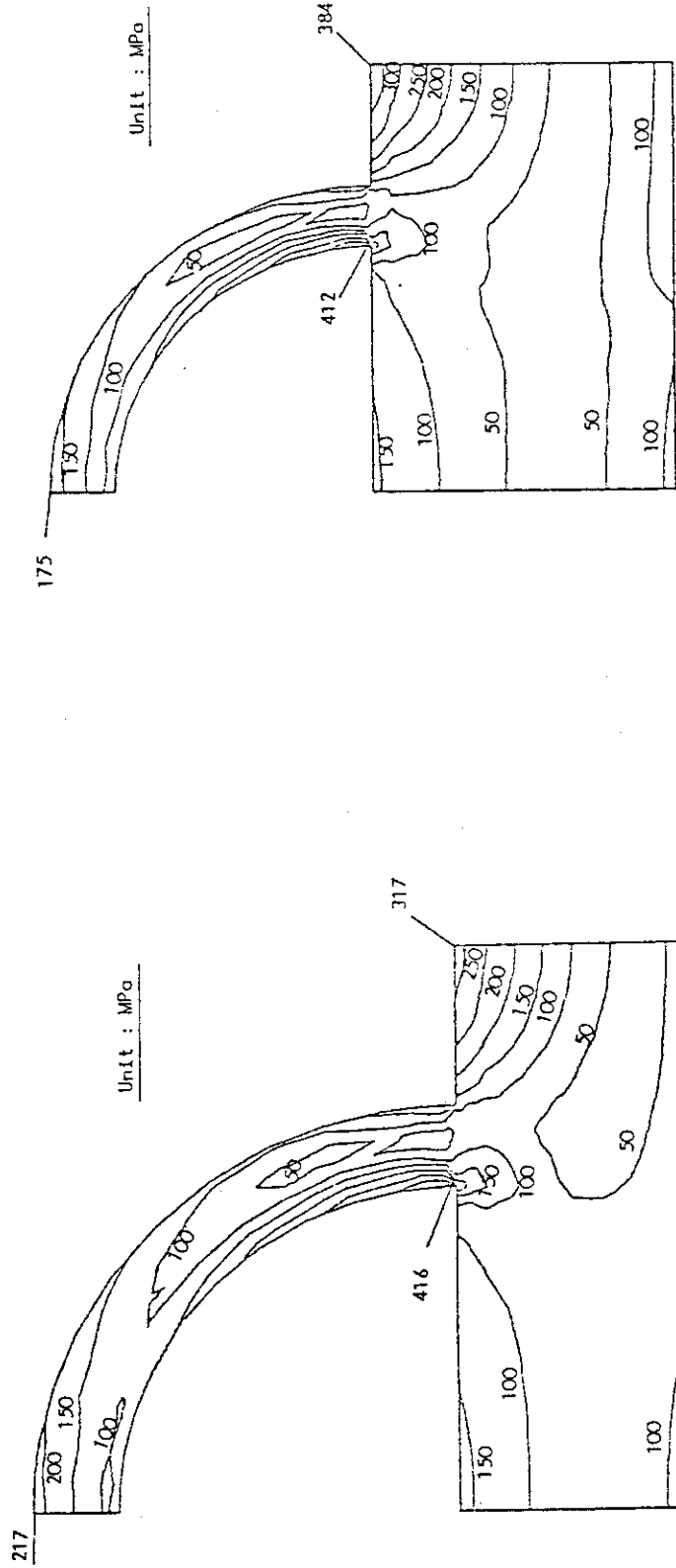


Fig.5.3.20 Distribution of Stress Intensities
(Case7 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

Fig.5.3.21 Distribution of Stress Intensities
(Case8 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

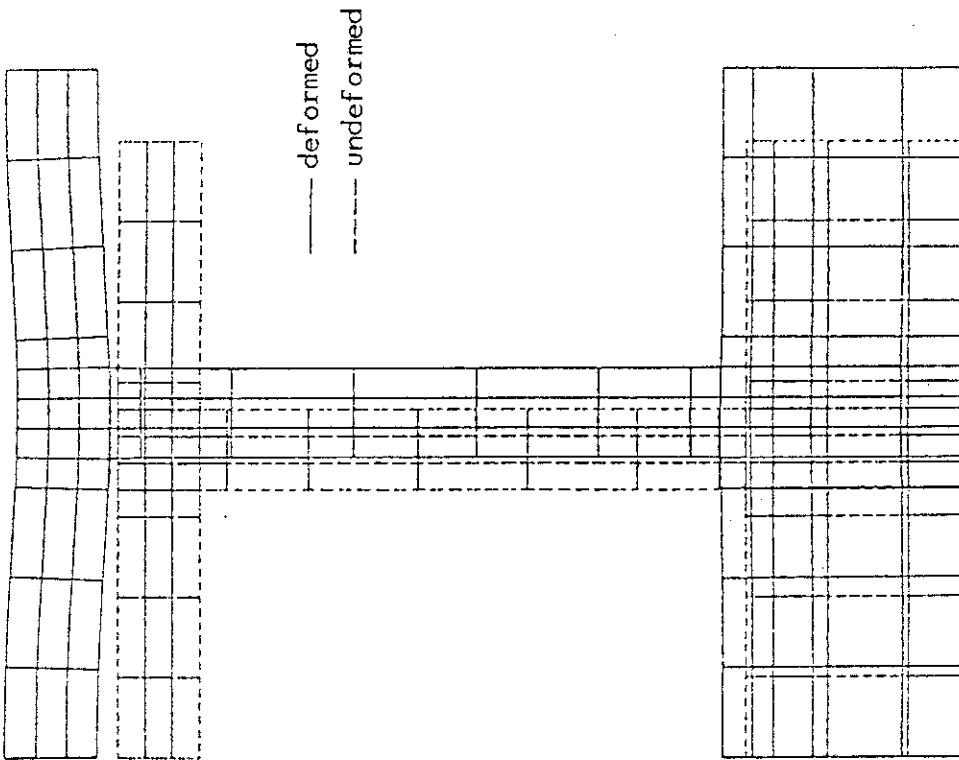


Fig.5.3.22 Deformed Shape
(Case1 ; Coolant Pressure:15MPa)
[Displacements are magnified by
twenty times.]

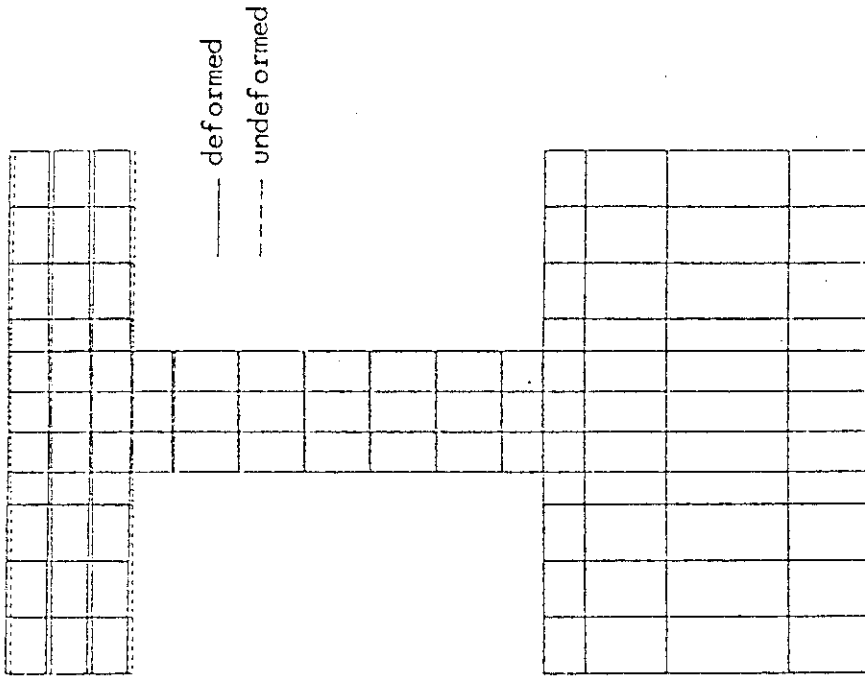


Fig.5.3.23 Deformed Shape
(Case2 ; Coolant Pressure:15MPa)
[Displacements are magnified by
twenty times.]

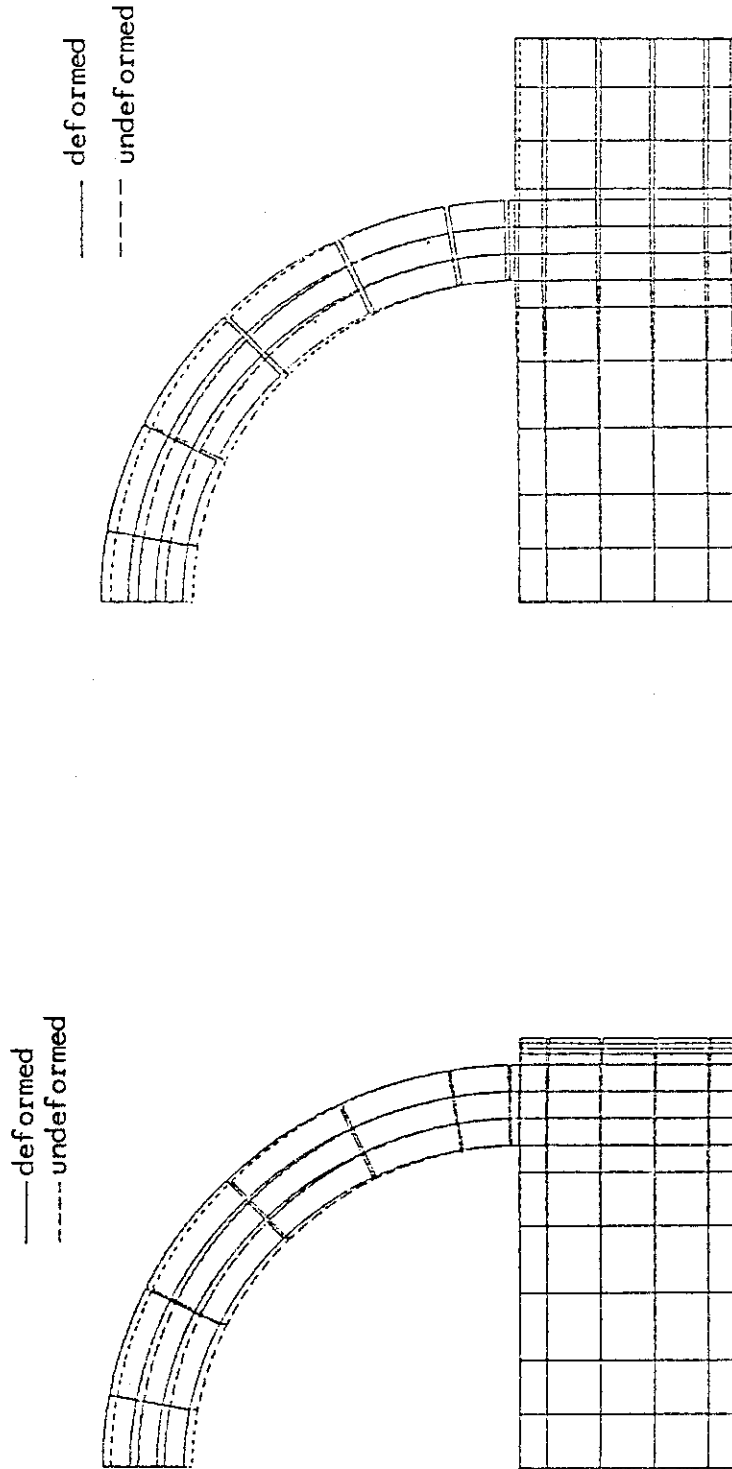


Fig.5.3.24 Deformed Shape
(Case3 ; Coolant Pressure:15MPa)
[Displacements are magnified by twenty times.]

Fig.5.3.25 Deformed Shape
(Case7 ; Coolant Pressure:15MPa)
[Displacements are magnified by twenty times.]

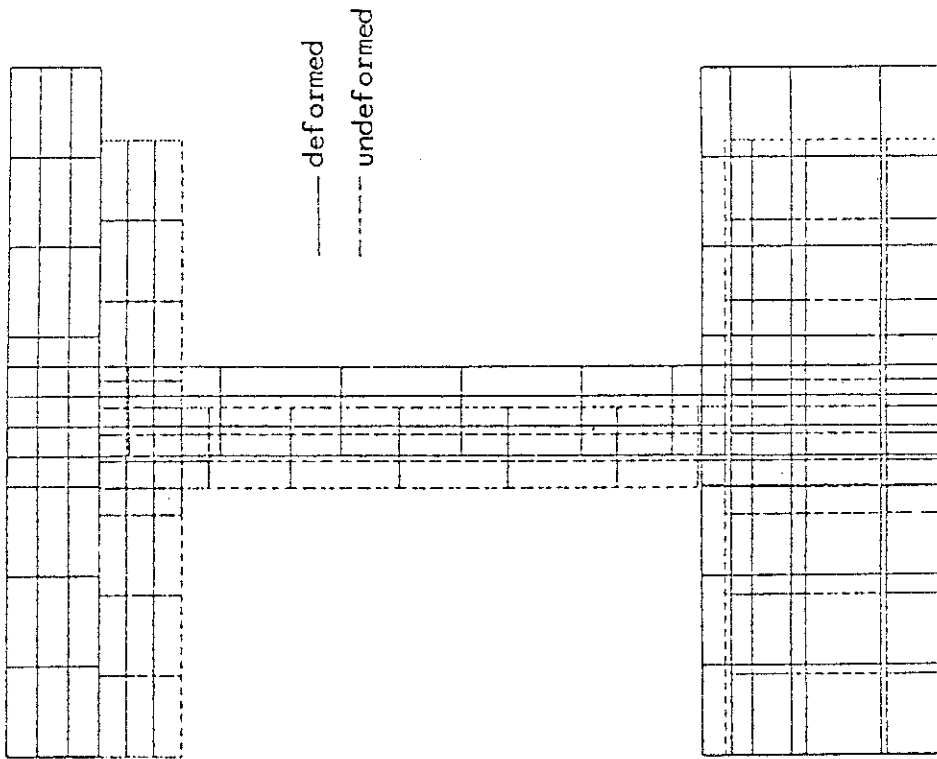


Fig.5.3.27 Deformed Shape
(Case1 ; Thermal)

[Displacements are magnified by twenty times.]

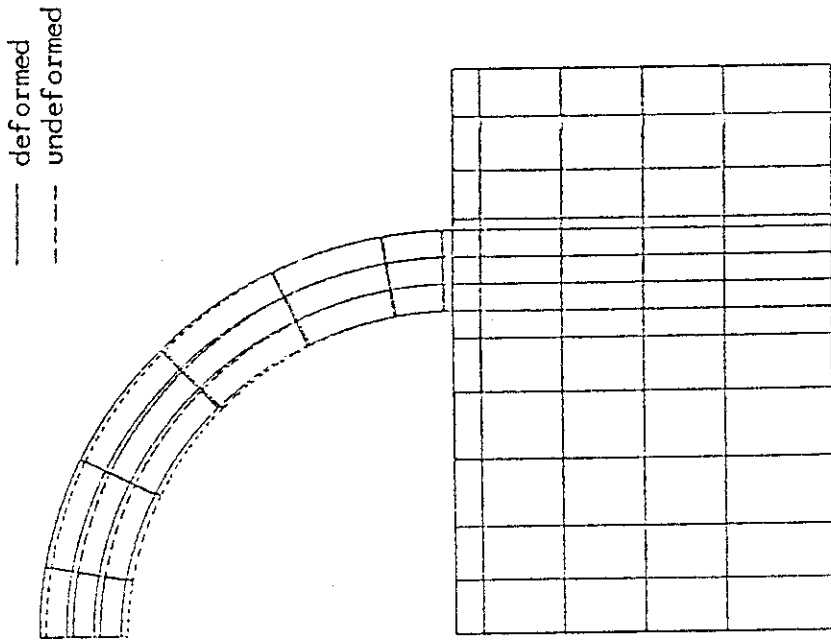


Fig.5.3.26 Deformed Shape
(Case8 ; Coolant Pressure:15MPa)

[Displacements are magnified by twenty times.]

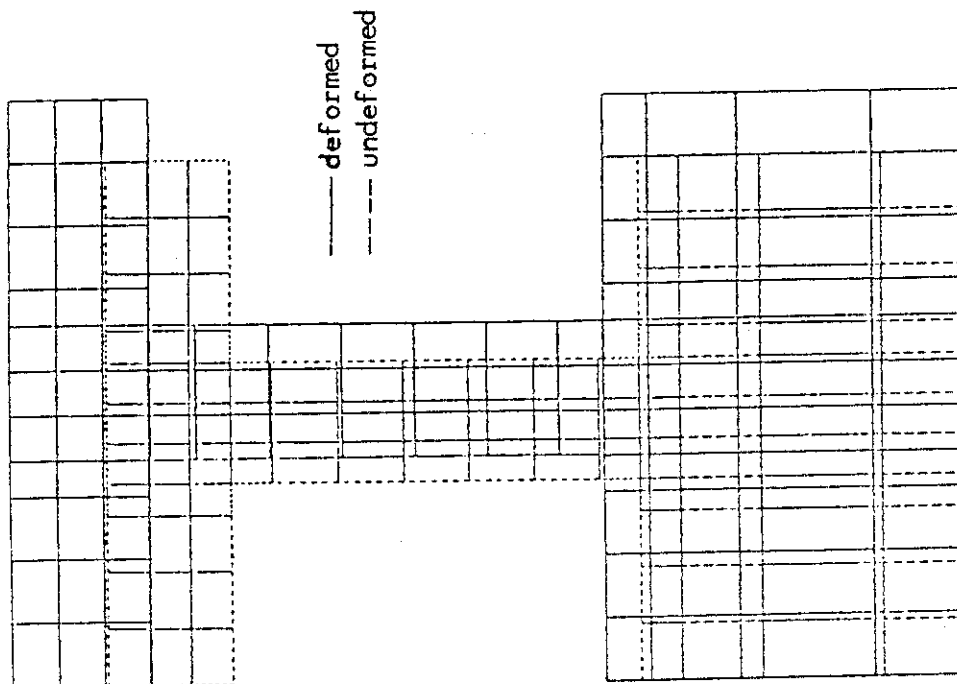


Fig.5.3.28 Deformed Shape
(Case2 ; Thermal)
[Displacements are magnified by twenty times.]

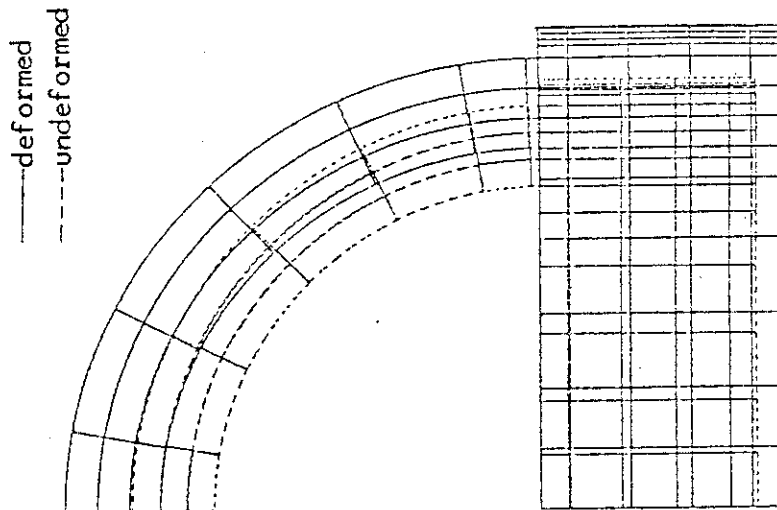


Fig.5.3.29 Deformed Shape
(Case3 ; Thermal)
[Displacements are magnified by twenty times.]

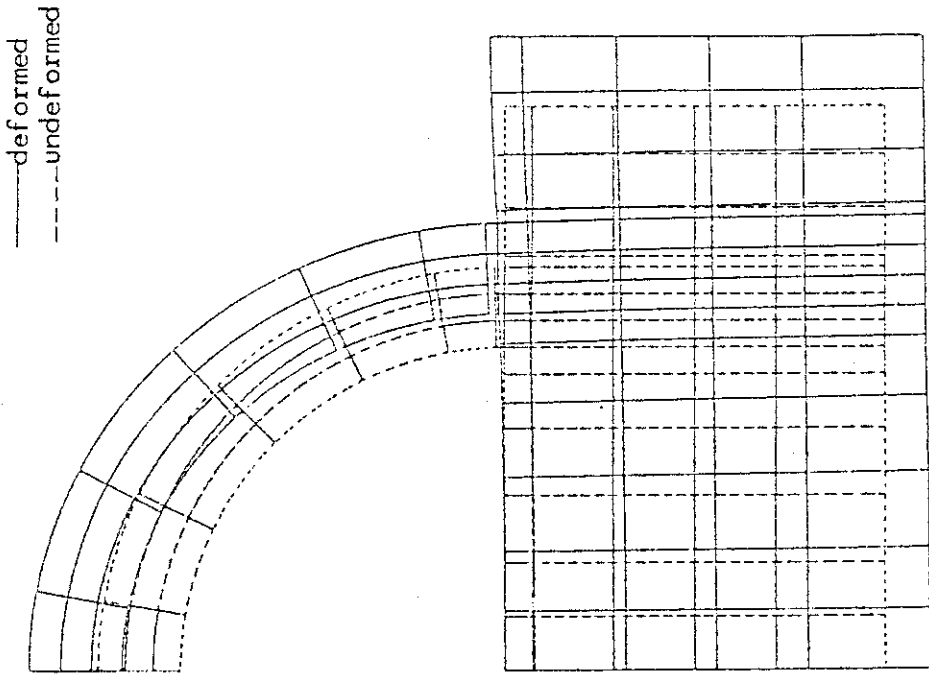


Fig.5.3.31 Deformed Shape
(Case8 ; Thermal)

[Displacements are magnified by
twenty times.]

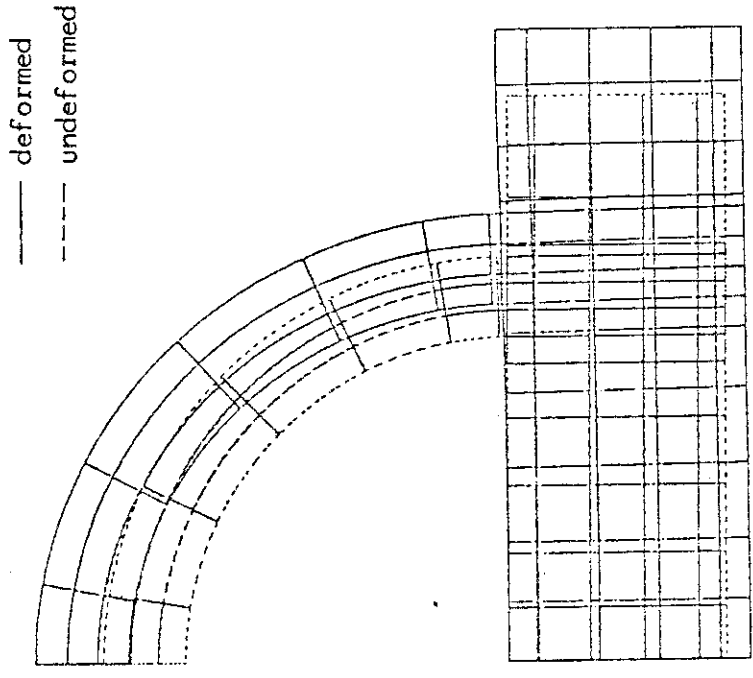


Fig.5.3.30 Deformed Shape
(Case7 ; Thermal)

[Displacements are magnified by
twenty times.]

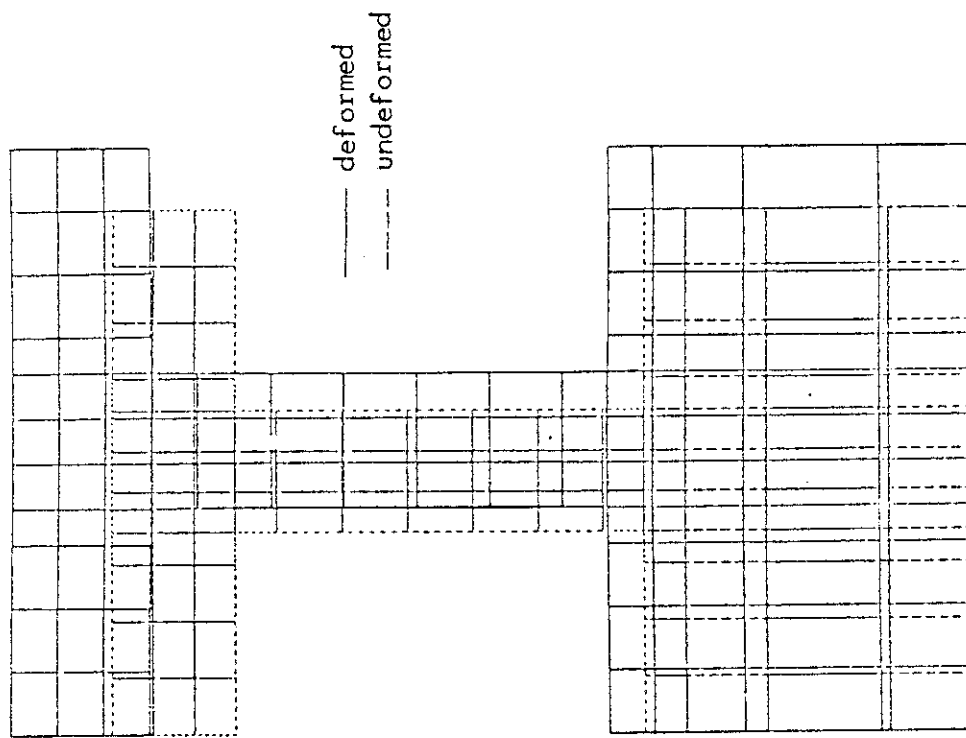


Fig.5.3.33 Deformed Shape
(Case2 ; Coolant Pressure + Thermal Load)
[Displacements are magnified by twenty times.]

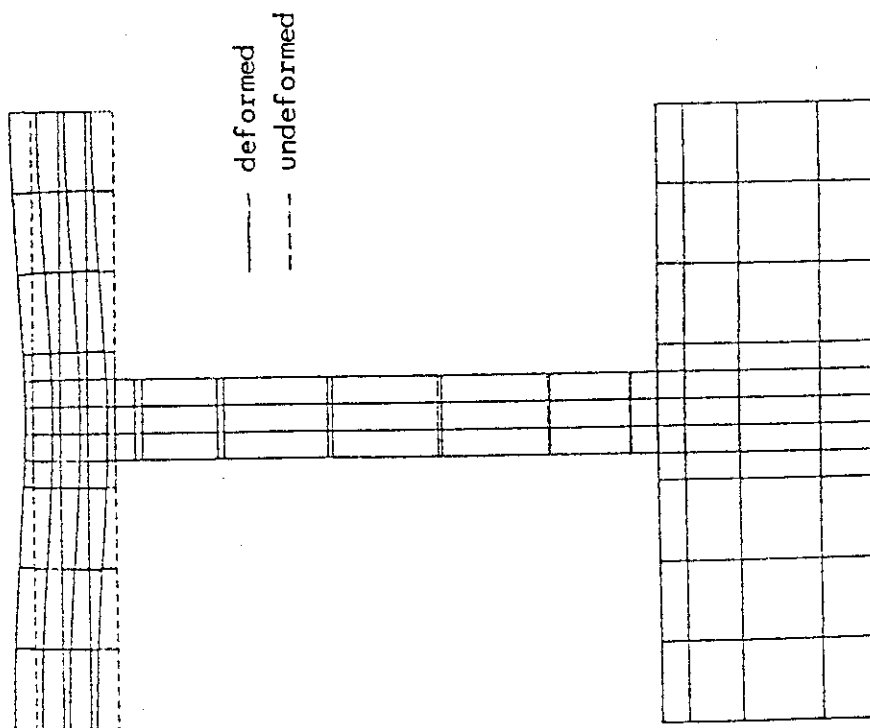


Fig.5.3.32 Deformed Shape
(Case1 ; Coolant Pressure + Thermal Load)
[Displacements are magnified by twenty times.]

— deformed
- - - undeformed

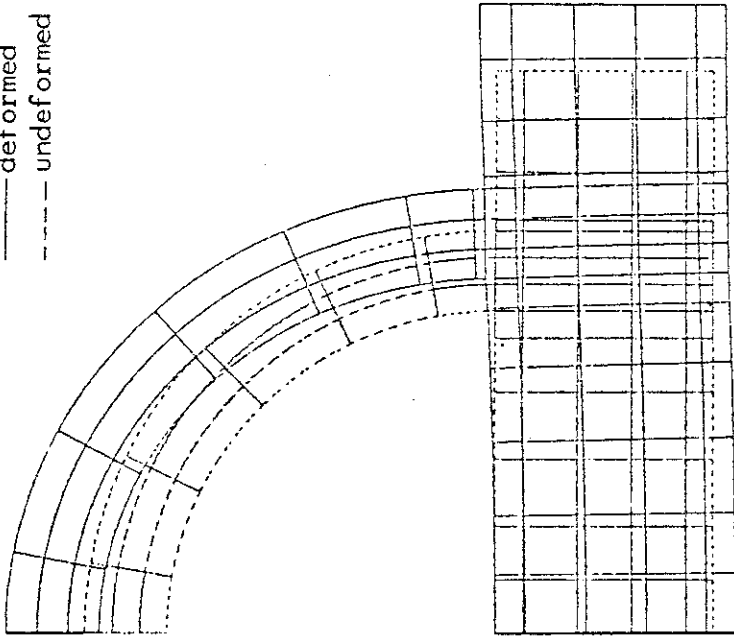


Fig.5.3.35 Deformed Shape

(Case7 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

[Displacements are magnified by twenty times.]

— deformed
- - - undeformed

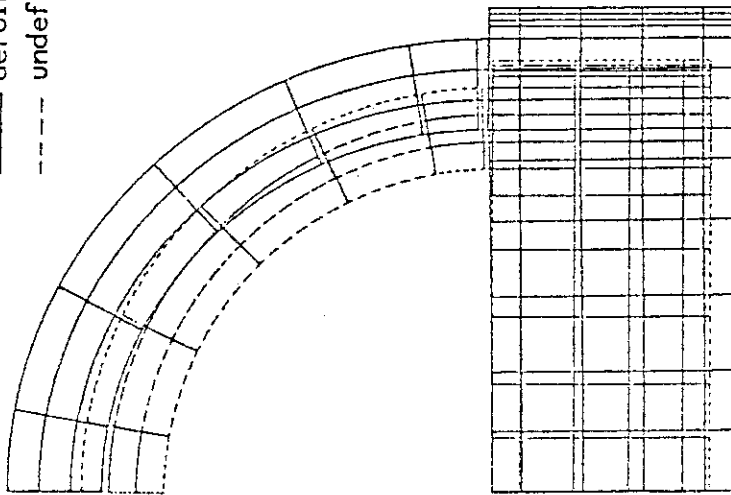


Fig.5.3.34 Deformed Shape

(Case3 ; Coolant Pressure + Thermal Load)

[Displacements are magnified by twenty times.]

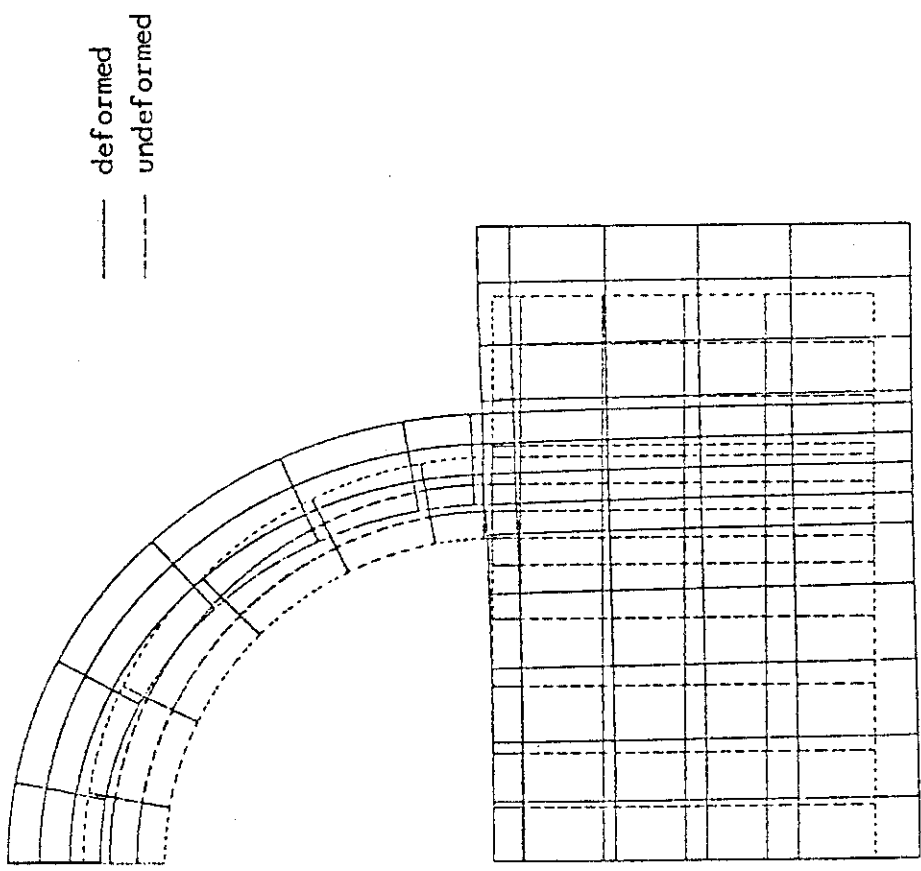
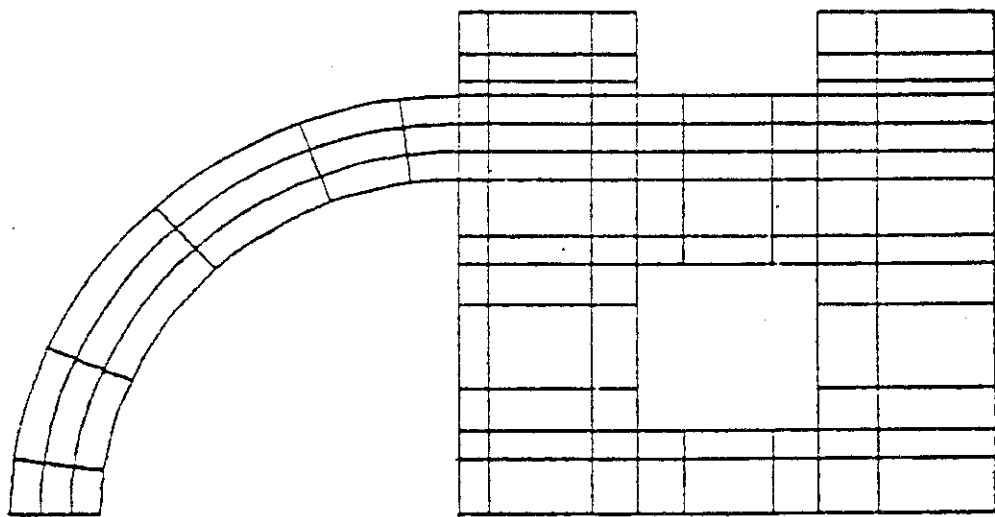
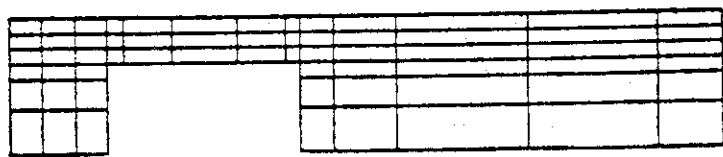


Fig.5.3.36 Deformed Shape
(Case8 ; Coolant Pressure + Thermal Load)
[Displacements are magnified by twenty times.]

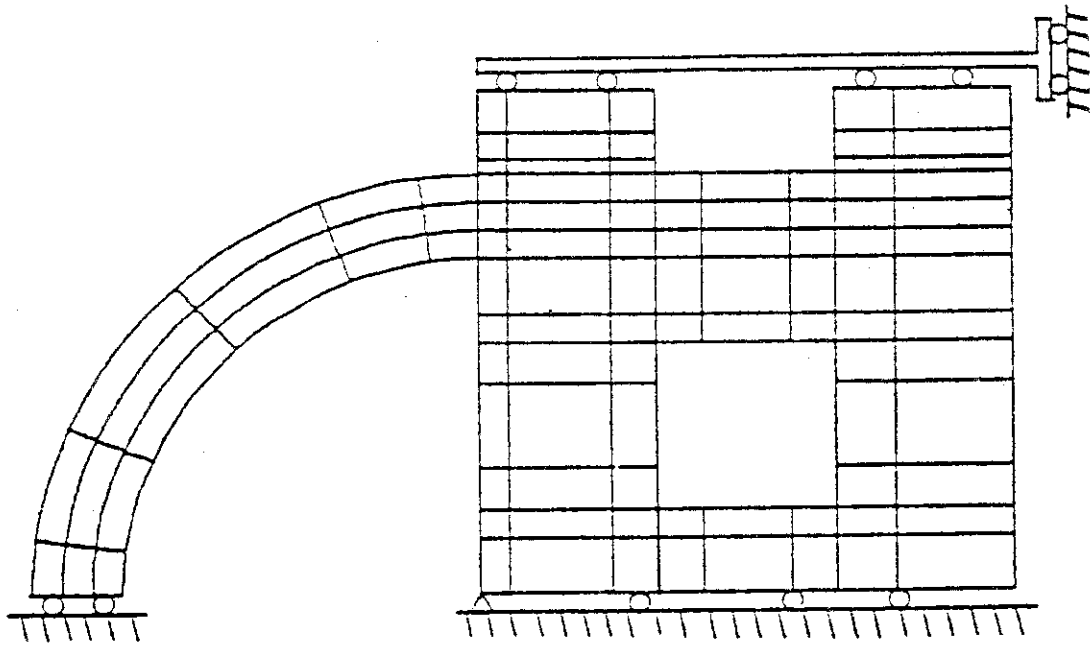


(b) Semicircular Tube + Ribbed Panel

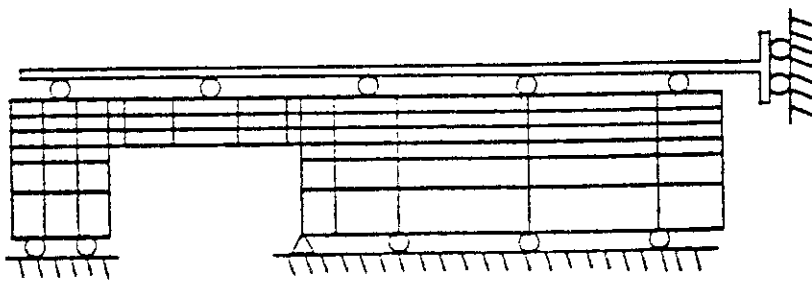


(a) Ribbed Panel

Fig.5.3.37 Analytical Model



(b) Semicircular Tube + Ribbed Panel



(a) Ribbed Panel

Fig.5.3.38 Boundary Condition for Stress Analysis

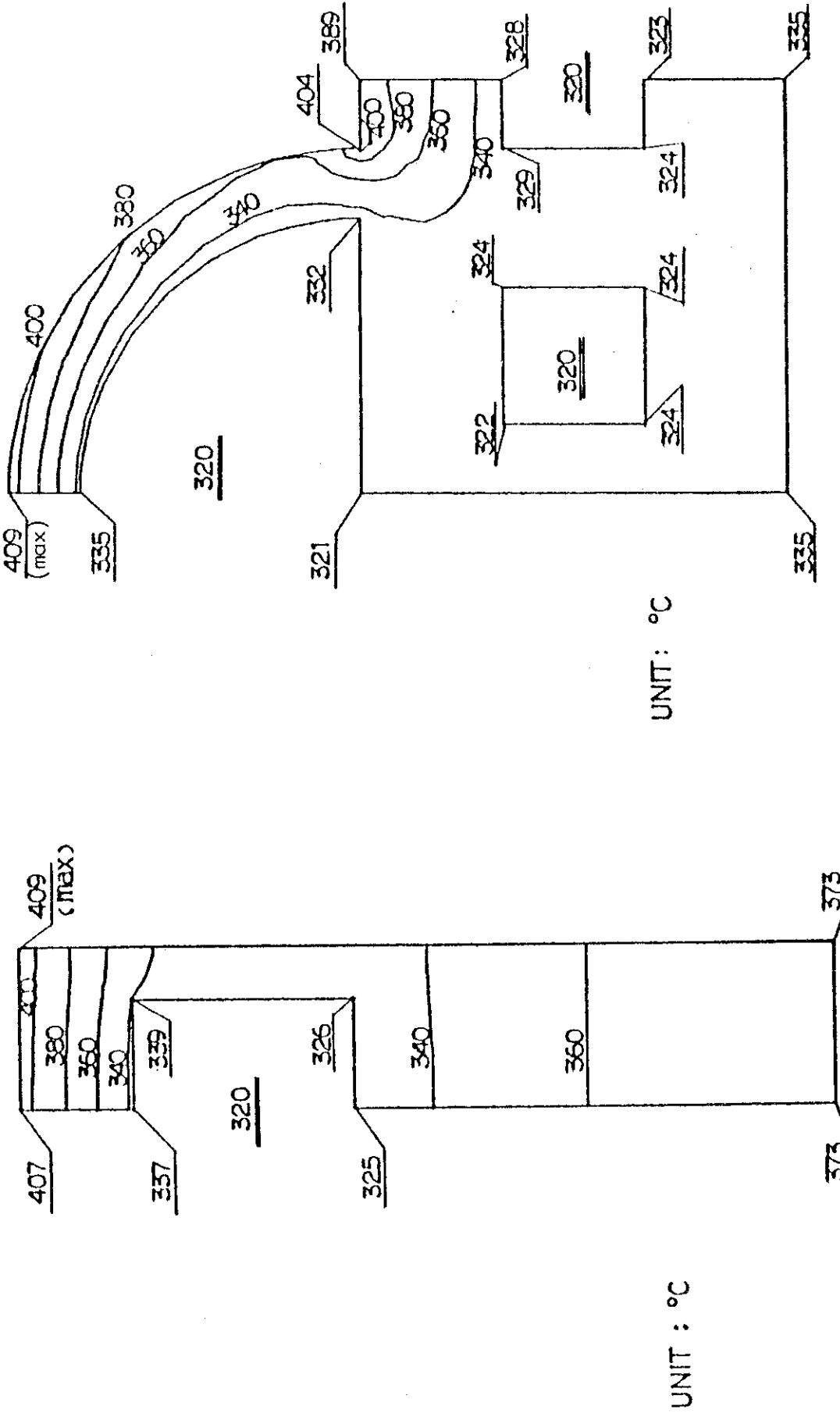
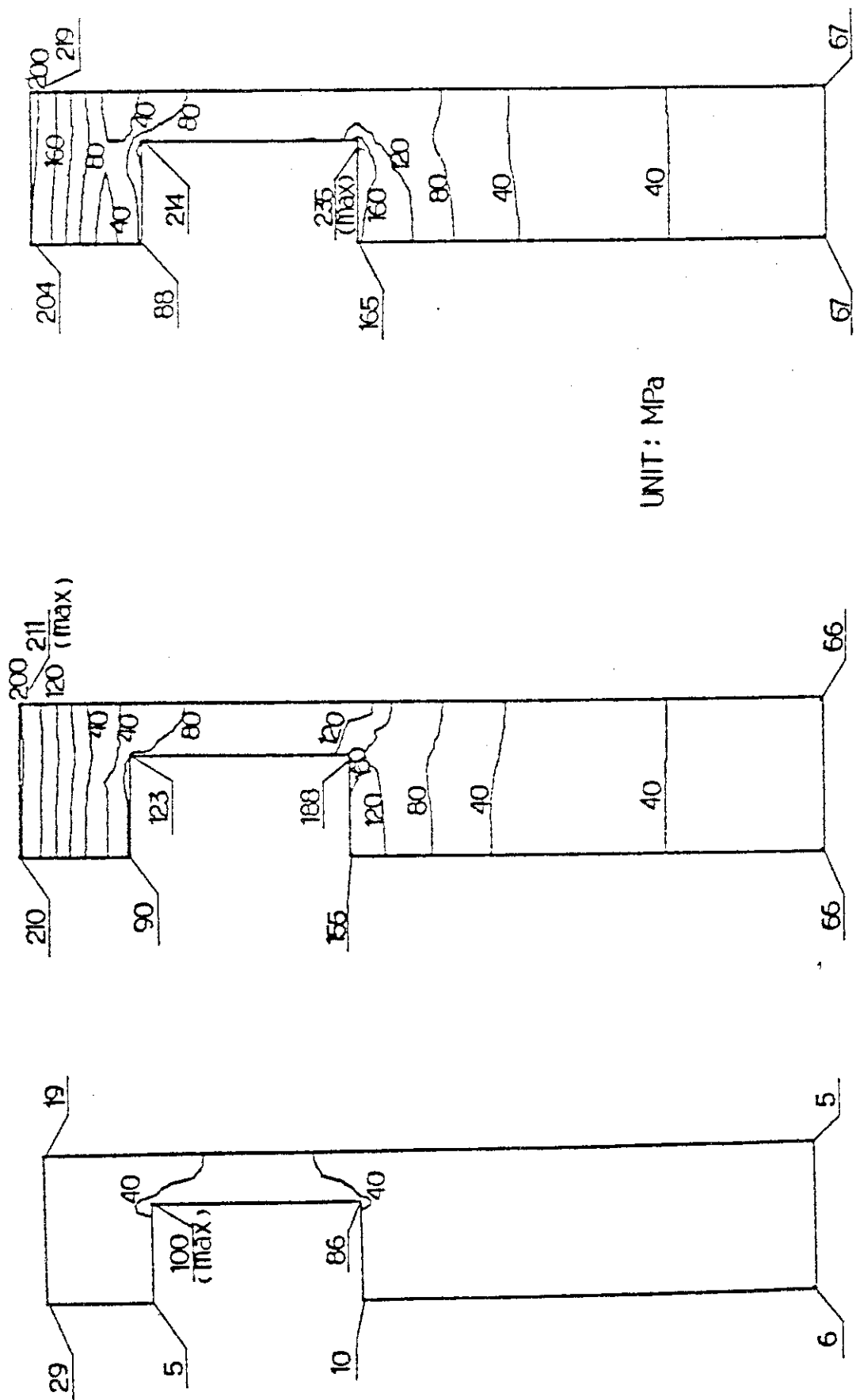


Fig.5.3.39 Temperature Distribution of Ribbed Panel Panel
Fig.5.3.40 Temperature Distribution of Semicircular Tube + Ribbed Panel



(a) Primary Stress (15MPa) (b) Thermal Stress (c) Primary (15MPa) and Thermal Stress

Fig.5.3.41 Stress Intensity Distribution of Ribbed Panel

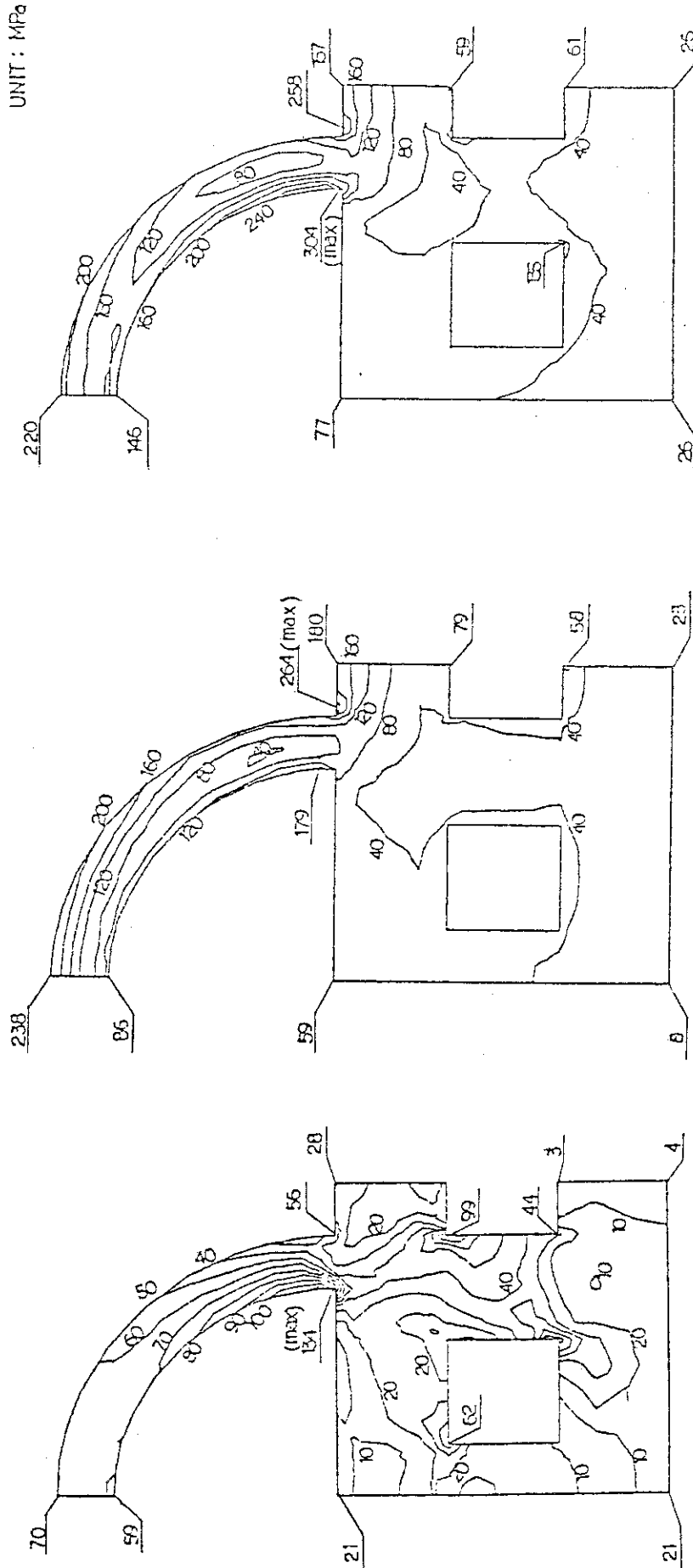


Fig.5.3.42 Stress Intensity Distribution of Semicircular Tube + Ribbed Panel.

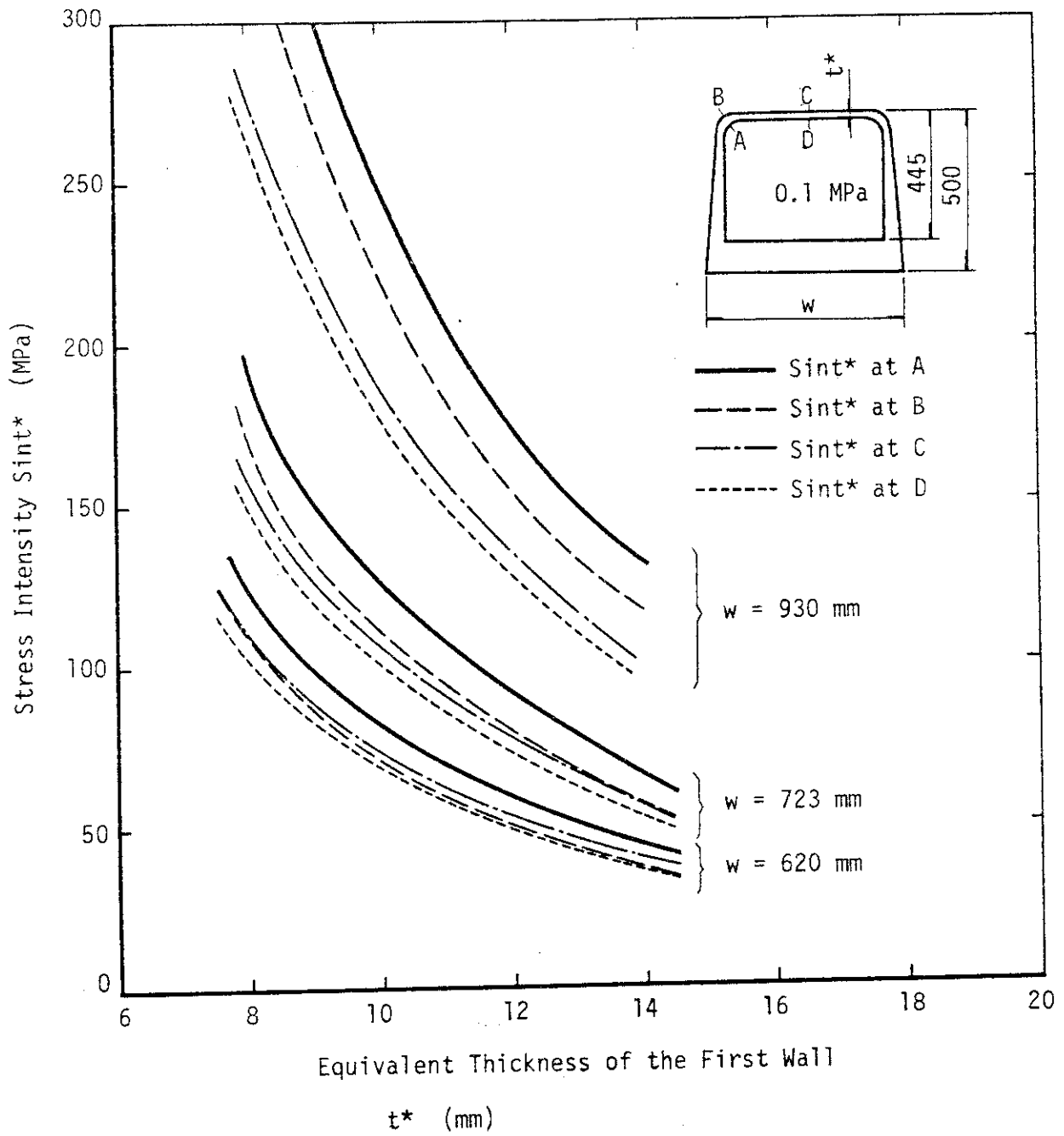
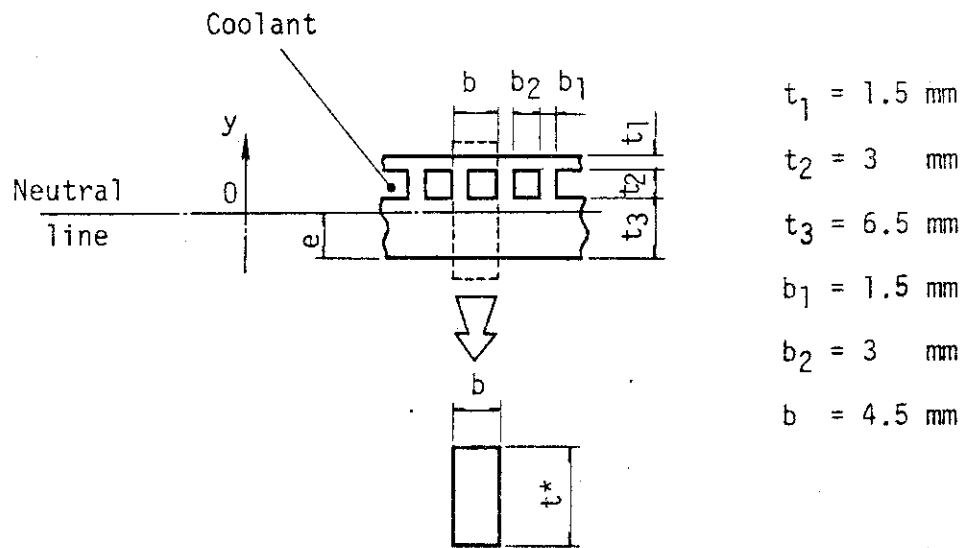
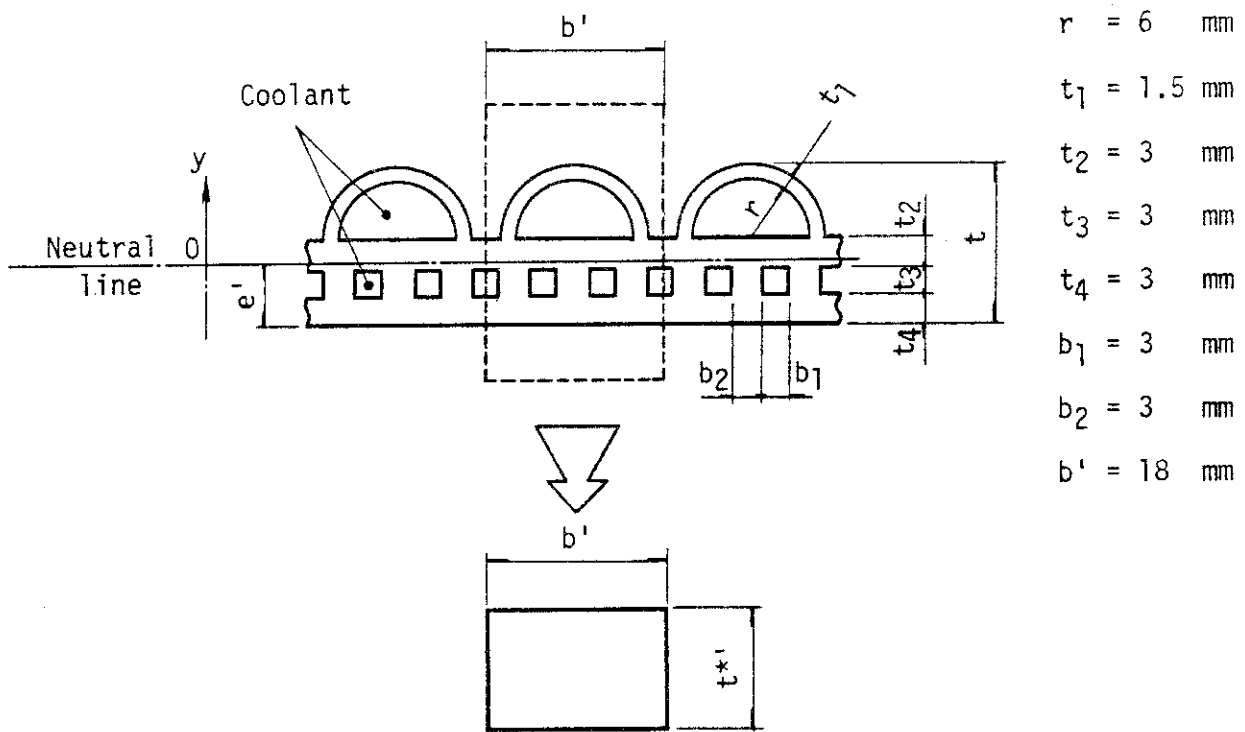


Fig.5.3.43 Stress Intensities Resulted from the Equivalent Wall Thickness Model



(a) Ribbed Panel



(b) Semicircular Tube + Ribbed Panel

Fig.5.3.44 Equivalent Wall Thickness Model

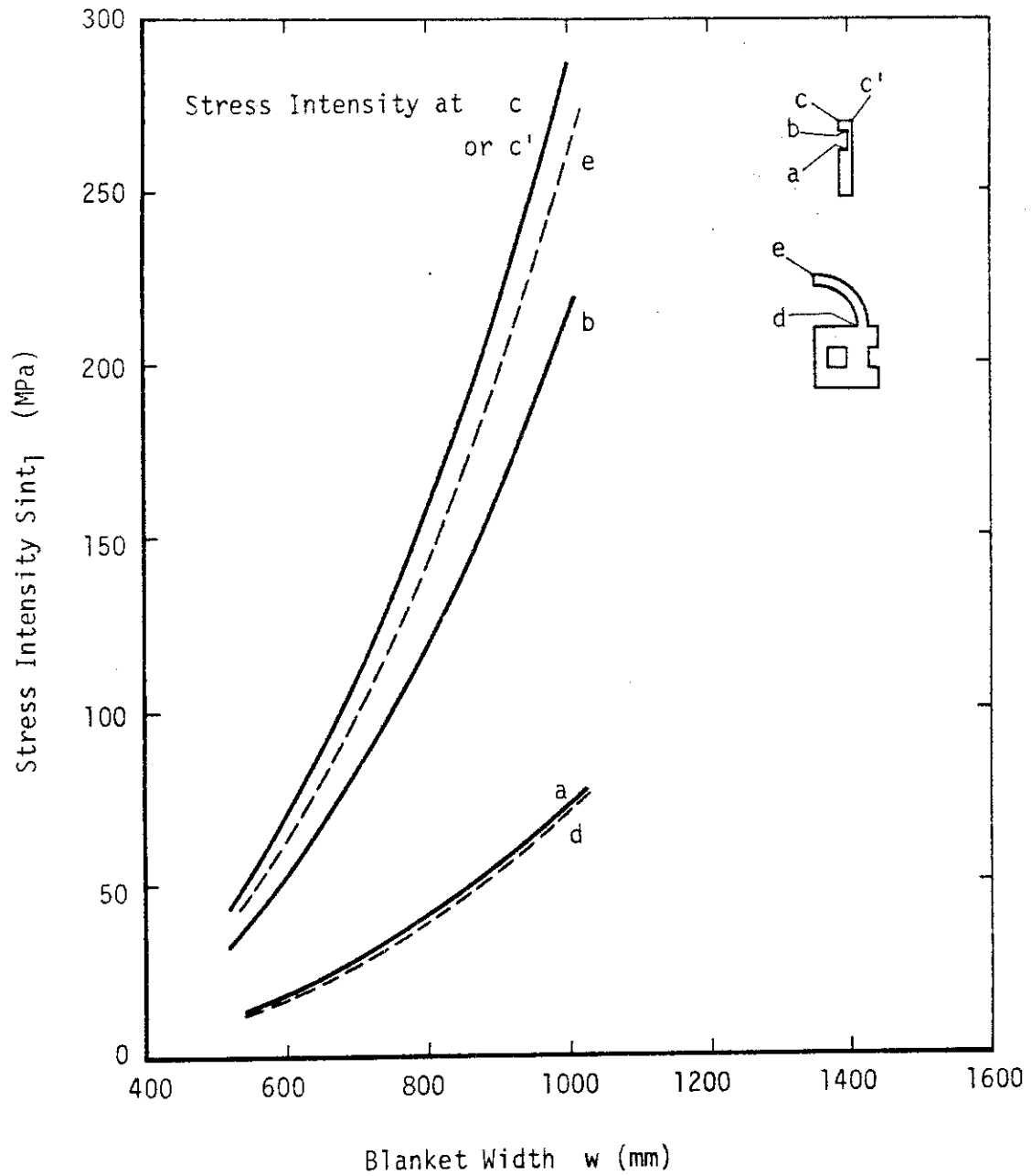


Fig.5.3.45 Stress Intensity S_{int1} caused by Internal Pressure of Blanket Vessel

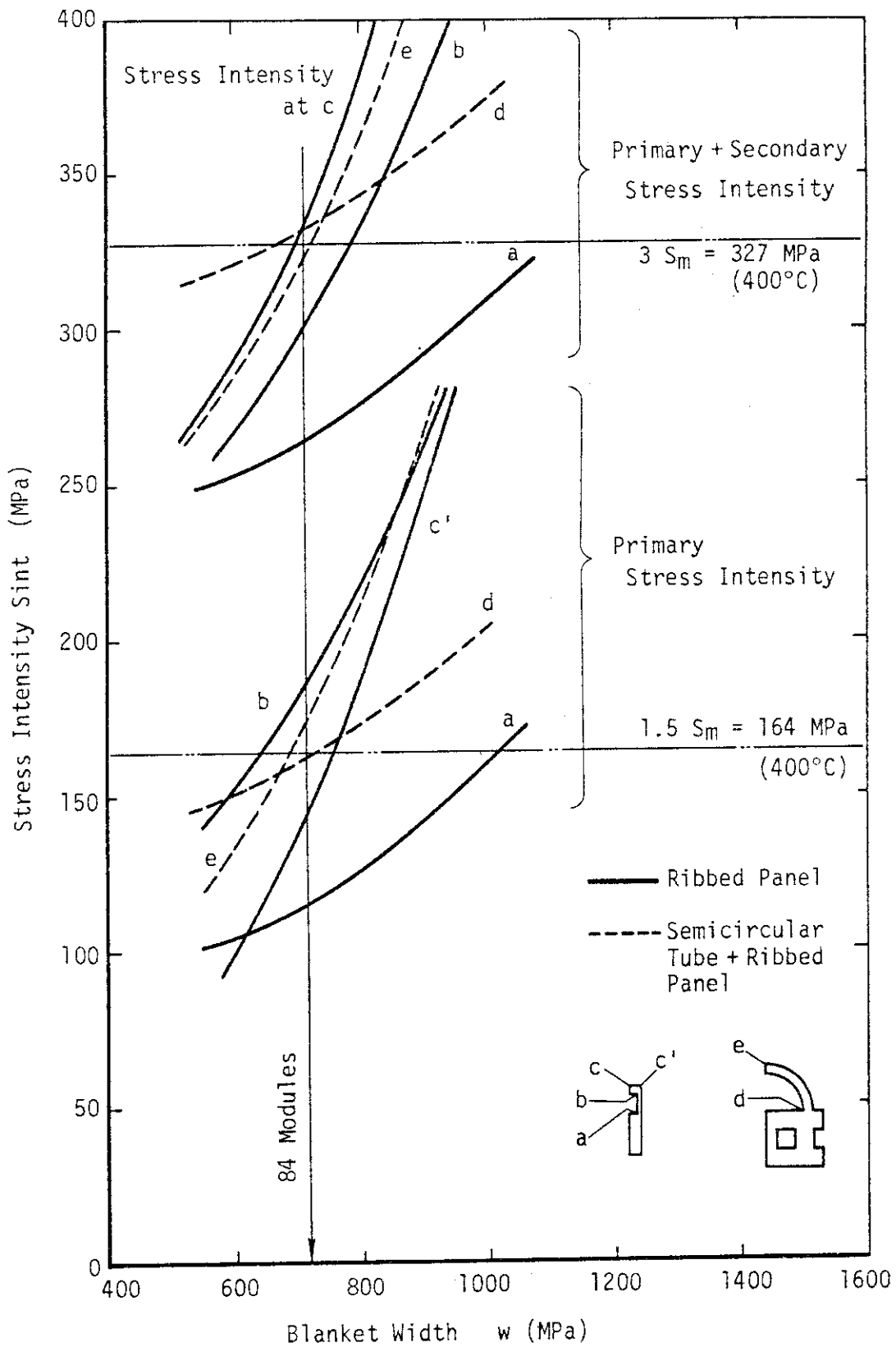


Fig.5.3.46 Primary and Primary + Secondary Stress Intensities

5.4 第1壁後面冷却方式の検討

半円冷却管型第1壁を用いた場合に、必要となると思われる後面冷却に対し、考えられる冷却方式の各種概念をとりあげ、その特長および問題点について比較・検討を行い、現時点で最適と思われる構造を選定した。

第1壁表面の冷却方式として、半円形冷却管によるものが有望と考えられている。この際、熱応力および容器内圧に対処して、第1壁の健全性を維持するためには第1壁後面を冷却することが必要と考えられる。後面冷却に関して5種類の候補概念をあげ、その特徴および問題点の比較・検討を行なう。

検討を行なった冷却方式の概念図を、Fig. 5.4.1に示す。さらにそれぞれの概念について、特徴および問題点をTable 5.4.1にまとめる。なお、プラズマ側冷却管の設置方向はトロイダル方向とした。

①の概念は第1壁後面にも表面と同様の半円形状流路を採用し、トロイダル方向に冷却するものである。この場合には増殖部側壁が平面でないため、増殖材最低温度制御の方法が困難となる。

この問題を解決するため、第1壁後面の冷却管をポロイダル方向に流す方法(②, ④, ⑤)、矩形流路を採用して側壁を平面とする方法(③)を検討した。このうち②, ④の概念では第1壁の両面に直交する方向での溶接が要求されるため、溶接が難しく、溶接後の非破壊検査も困難である。矩形流路を採用すると(③, ④)溶接線が目視できないことにより、半円形状流路の場合(①, ②)よりも比較的難しい。⑤の概念は分離したポロイダル流れの冷却管により中性子増倍材部(or 増殖材部)の除熱を行なうものであるが、溶接が第1壁の片面(半円管)のみであることから、両面からの溶接とした①~④の概念よりもかえって第1壁の溶接による変形が大きく、歪取りが難しいこと、冷却管の支持が難しいことなどの問題が生じる。

結論としては、増殖材の最低温度制御のためのライナー設置を考慮して、概念③を採用することが、現時点では最も適当であると考えられる。

Table 5.4.1 第1壁後面冷却方式の比較

	特 徴	問 題 点
①	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 半円形状流路 ◦ トロイダル流れ（側壁も冷却） ◦ 補強効果 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 増殖部側壁の最低温度制御難 （ライナーの設置）
②	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 半円形状流路 ◦ ポロイダル流れ（第1壁のみ） 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 溶接・非破壊検査難
③	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 矩形流路 ◦ トロイダル流れ（側壁も冷却） ◦ 補強効果 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 製作比較的難 ◦ 非破壊検査比較的難
④	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 矩形流路 ◦ ポロイダル流れ（第1壁のみ） 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 製作難 ◦ 溶接・非破壊検査難
⑤	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 分離型冷却管により中性子増倍材 （or 増殖材）からの発熱を除熱。 ◦ ポロイダル流れ（第1壁のみ） 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 第1壁の溶接による変形大 ◦ 分離した冷却管の支持 ◦ T増殖性能不良（=構造材比大）

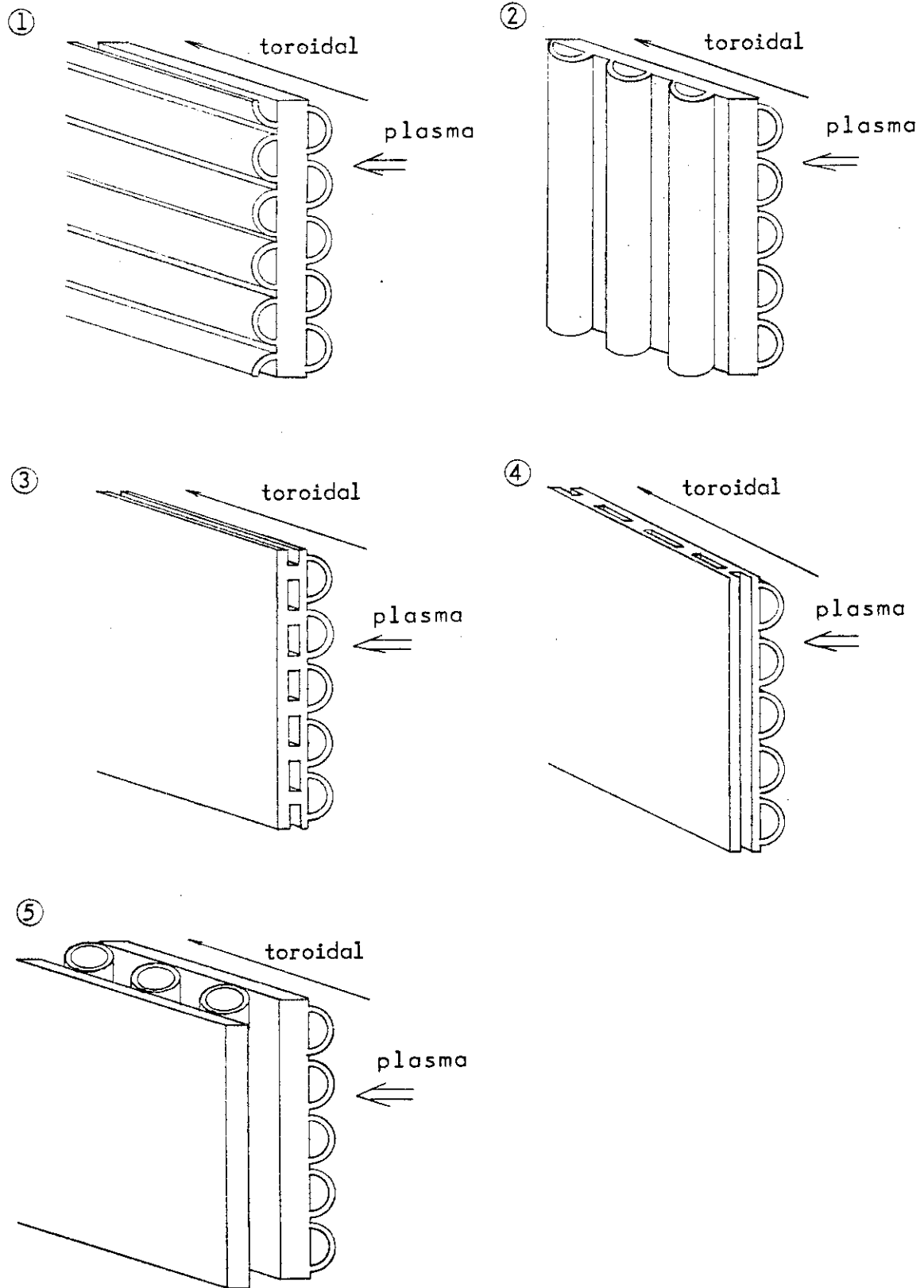


Fig.5.4.1 Cooling Concepts for Rear-Side of First Wall

5.5 第1壁の軽水冷却に関する検討

実用動力炉における軽水冷却の第1壁に関して数種類の候補概念をとりあげ、次の点を満足する冷却条件を明らかにした。

- (1) 冷却材流速が過大とならないこと。(≲ 10 m/s)
- (2) 圧力損失が過大とならないこと。(≲ 0.5 MPa)
- (3) 十分な熱伝達率を有すること。(サブクール沸騰を生じない。)

さらに適切な第1壁冷却概念を提案し、冷却性能を示した。

冷却材の沸騰は、第1壁構造材に大きな圧力変動や振動を生じるため第1壁(特に溶接部)の健全性に対して問題となる。このため本検討では局所的なサブクール沸騰も生じないことを前提とした。

5.5.1 目的

トカマク型実用動力炉用の軽水冷却第1壁に関して次の点に留意し、設計条件を満足する冷却条件を明らかにする。

- i) 冷却材流速が過大とならないこと。(≲ 10 m/s)
- ii) 圧力損失が過大とならないこと。(≲ 0.5 MPa)

…ただし、本検討では第1壁部(トロイダル方向冷却管の場合はブランケット容器側壁部を含む)での摩擦圧力損失のみを考える。

- iii) 冷却材が沸騰(局所的なサブクール沸騰を含む)を生じないこと。

さらに適切な冷却概念を選択し、その設計例を示す。

5.5.2 条件

実用動力炉における条件はまだ不明確な点が多いが、本検討においては次の条件を仮定する。第1壁形状やそれに伴う特有の条件については各検討の際に示す。

- (1) 第1壁熱負荷条件

表面熱流束 80 W/cm²

体積発熱率 36 W/cc

- (2) 冷却材物性値

15.0 MPa, 320 °Cにおける値を用いる。Table 5.5.1に主要な物性値をまとめる。冷却材圧力と沸点の関係を Fig. 5.5.1に示す。

- (3) 幾何学的条件

検討の対象は外側第1壁とし、ブランケット容器と一体型とする。

第1壁長さ(ポロイダル)	8.5	m
第1壁幅(トロイダル)	0.673	m (1/84 トーラス)
ブランケット厚さ	0.5	m

5.5.3 検討

(1) 冷却管表面の沸騰防止の検討—温度分布解析結果に関する検討—

半円形冷却管を第1壁とした場合の定常運転時温度分布解析結果を Fig. 5.5.2 に示す。

(5.2 参照) その条件は、

$$P = 15 \text{ MPa}$$

$$T_{\text{cool}} = T_{\text{out}} = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h = 30000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$T_{\text{smax}} \simeq 355 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_f \simeq 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_b = 342.13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q''_{\text{max}} = h \times \Delta T_f \simeq 1050000 \text{ W/m}^2$$

このままでは冷却管表面での局所サブクール沸騰を生じる。

これを防ぐためには、次の3つの方法が考えられる。

i) 熱伝達率を向上(冷却材流速を上げる)することにより、膜温度差を減少させる。

$$T_{\text{smax}} \leq T_b \text{ とするためには}$$

$$\Delta T_f \leq T_b - T_{\text{out}} \simeq 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

このためには

$$h_{\text{min}} \simeq 47700 \text{ W/m}^2\text{K}$$

この時の冷却材流速を求めると

$$N_u = 661$$

$$R_e = 387000$$

$$U_{\text{min}} = 6.49 \text{ m/s}$$

すなわち、冷却材流速を約 7m/s 以上にとれば沸騰は防止されるものと予想される。

ii) 冷却材温度を低下させることにより、構造材温度を下げる。

$$T_{\text{smax}} \leq T_b \text{ とするためには}$$

$$T_{\text{out}} \leq T_b - \Delta T_f \simeq 307 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

冷却材温度上昇 40 °C を維持するものとすれば

$$T_{\text{inmax}} \simeq 267 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

すなわち冷却材入口/出口温度を 260/300 °C 程度とすれば沸騰防止は可能である。

iii) 冷却材圧力を増加させることにより沸点を上げる。

$$T_{\text{smax}} \leq T_b \text{ とするためには}$$

$$T_b \geq T_{\text{smax}} \simeq 355 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

このような沸点を持つ冷却材圧力を“蒸気表”¹⁾より求めると、

$$P_{\text{min}} \simeq 17.6 \text{ MPa}$$

すなわち冷却材圧力は出口付近においても約 18 MPa とする必要がある。圧力損失等を考慮すれば、冷却材入口圧力はさらに高くとらねばならない。

以上より i) ~ iii) いずれの方法によっても第1壁冷却管表面における局所サブクール沸騰を防止することは可能であるが、熱効率、耐圧構造の観点から i) の考え方が最も有望であるものと思

われる。冷却流路での圧力損失等を考慮して i) の方法のみでの対処が困難である場合に ii), iii) の考え方を併せて採用することを考慮すべきであろう。ここでは i) の考え方を中心にさらに検討を行なう。

(2) ポロイダル方向冷却 (半円形冷却管) に関する検討

第1壁をポロイダル方向に冷却することができれば、ヘッダ・マニホールドの設置が比較的容易である。このため、ポロイダル方向冷却の可能性について検討を行なった。まず冷却流路1チャンネル当りの除熱量を評価する。

付録5.Bに示したように、実用動力炉第1壁での冷却管ピッチはポロイダル変化により mid-plane で 20 mm, top で 15 mm となる。また第1壁長さは約 8.5 m となる。

i) 冷却管ピッチが 20 mm の場合の1チャンネル当り除熱量は

表面熱流束により	16 kW/m	→	136 kW/8.5 m
核発熱により	4.0 kW/m	→	34 kW/8.5 m
計	20 kW/m	→	170 kW/8.5 m

ii) 冷却管ピッチが 15 mm の場合の1チャンネル当り除熱量は

表面熱流束により	12 kW/m	→	102 kW/8.5 m
核発熱により	3.3 kW/m	→	28 kW/8.5 m
計	15.3 kW/m	→	130 kW/8.5 m

すなわち表面熱流束および核発熱をともに第1壁冷却管で除熱する場合には、1チャンネル当り 130~170 kW (約 160 kW) の除熱量と予測される。ブランケット容器核発熱の約半分を別の冷却管により冷却する場合には 116~153 kW (約 140 kW) の除熱量と予測される。冷却流路の形状は Fig. 5.5.3 の(a)に示す。

1) 第1壁冷却管の冷却性能の検討

第1壁冷却管の流動性能を1チャンネル当りの入熱量の関数として解析した結果を Table 5.5.2, Fig. 5.5.4に示す。

i) 1チャンネル当りの除熱量が 160 kW の場合

冷却材流速	~ 16.8	m/s
圧力損失	~ 3.4	MPa
熱伝達率	~ 100000	W/m ² K

ii) 1チャンネル当りの除熱量が 140 kW の場合

冷却材流速	~ 14.7	m/s
圧力損失	~ 2.6	MPa
熱伝達率	~ 91000	W/m ² K

これらはいずれも冷却材流速および圧力損失が過大であり、このような設計は許容できない。これを解決する方法の一つとして、第1壁 (ブランケット) を分割する方法が考えられる。例えば、これを2分割すれば除熱量、チャンネル長さはともに約 1/2 となる。

iii) 1チャンネル当りの除熱量が 80 kW, 2分割の場合

冷却材流速	~ 8.4	m/s
圧力損失	~ 0.42	MPa

熱伝達率	~ 50000	W/m ² K
iv) 1チャンネル当りの除熱量が70 kW, 2分割の場合		
冷却材流速	~ 7.3	m/s
圧力損失	~ 0.33	MPa
熱伝達率	~ 52000	W/m ² K

これらは厳しい条件ではあるが実現の可能性がある。さらに分割数を増すと熱伝達率が不十分となり、サブクール沸騰を生じる。ただしこのような分割を行なうと、冷却管の引き回し、ヘッダの取付、分割部のストリーミング等の問題が生じるので十分注意しなければならない。

(付録5.Cに分割数に関する検討を示した。)

他の解決方法として冷却材の入口温度を下げ、冷却材流速を小さくすることが考えられる。これに関して入熱量を160 kWと仮定し、入口温度の関数として冷却材流速、圧力損失、熱伝達率を求めた結果をTable 5.5.3, Fig. 5.5.5に示した。これより例えば冷却材入口温度を220℃まで低下させると、

冷却材流速	~ 6.7	m/s
圧力損失	~ 0.54	MPa
熱伝達率	~ 49000	W/m ² K

となる。この時圧力損失はまだかなり大きい。また熱伝達率は沸騰を防止しうる限界に近い値である。以上より、冷却材入口温度を下げる方法により、余裕を持って熱設計条件を満す事は難しい。

2) 結論

上記の検討の結果、ポロイダル方向冷却に関して以下の結論を得た。

- i) 第1壁をポロイダル方向に2分割することにより、冷却が可能である。
- ii) 分割なしまたは3分割以上では設計条件を満足しない。

しかし第1壁/ブランケットモジュールをポロイダルに分割する場合には、ヘッダ設置位置が比較的容易であるという利点なくなるため、冷却方向をトロイダルとする方が次の点で有利である。

- i) 冷却管ピッチの変化がない。
- ii) ブランケット容器の補強効果がある。

以上より、第1壁冷却管はトロイダル方向とする方が適当である。

(3) トロイダル方向冷却(半円形冷却管)に関する検討

(2)で第1壁のポロイダル方向冷却の可能性について検討を行なった。ここでは半円形冷却管を用いたトロイダル方向冷却の可能性について検討する。

冷却流路の形状はFig. 5.5.3の(a)に示したとおりである。冷却管ピッチは、18 mmとする。第1壁はブランケット容器と一体であり、ヘッダはブランケット後方に設置するものとする。またモジュール幅は1/84 トーラスの大きさとするので、冷却流路の長さは1.673 m、熱負荷を受ける部分の長さは0.673 mである。さらに第1壁における核発熱は全て第1壁冷却管により冷却するものとする。また、側壁での核発熱は無視するものとする。これより冷却流路1チャンネル当りの除熱量を評価する。

表面熱流束により	14.4 kW/m	→	9.7 kW/channel
核発熱により	3.7 kW/m	→	2.5 kW/channel
計			~ 12 kW/channel

すなわち1チャンネル当りの除熱量を12kW/channelとして今後の検討を行なう。第1壁のトロイダル方向長さは約8.5mであり、チャンネル数は約472本とする。以上のような条件を用いていくつかの冷却概念に対する検討を行なう。

1) 第1壁冷却管の冷却性能の検討

(a) 折り返しなし

ブランケット後方に設置したヘッダ（マニホールド）を介して冷却管を折り返す構造がFER用第1壁冷却概念として提案された。これと同様の概念について検討を行なう。ここでは構造を簡単にするために折り返しをすることなく冷却が可能であるかどうかをまず検討する。

折り返しをしない場合の第1壁の冷却性能評価をTable 5.5.4に示す。この結果より最大膜温度差が約82℃であり、冷却材の沸騰が問題となる。この問題を解決する方法として以下のものについて検討した。

i) 冷却材温度レベルを下げることにより、冷却管表面の温度を沸点（~342℃）以下とする。

=物性値の変化を無視すれば出口温度を $T_{out} \lesssim 260℃$ としなければならない。このような出口温度が実用動力炉において採用されることは考え難い。

ii) 冷却材出入口温度差を小さくとることにより熱伝達率を上げ、膜温度差を小さくする。

$$(\Delta T_f \lesssim 22℃)$$

= ΔT_f を22℃とした場合（ $h = 47700 \text{ W/m}^2\text{K}$ ）の冷却性能評価をTable 5.5.5に示す。すなわち、この場合には冷却材出入口温度差を約8℃以下としなければならない。冷却系設計の困難さ、経済性を考慮するとこのような条件を実用動力炉へ適用することは考えられない。

iii) 複数のブランケットモジュールを接続することにより冷却材流速を増し、膜温度差を小さくする。

=2~4モジュールを連結した場合の冷却性能をTable 5.5.6にまとめる。この結果より4モジュールを接続したとしても膜温度差の減少は不十分である。より多くのモジュールを接続することは分解修理時の移動セクタが大きくなり、TFCの大きさに影響を与えることが予想されるとともに圧力損失も許容し難い程大きくなる。さらに多くのモジュールを連結する構造が折り返しの概念と比較して必ずしも単純であるとは言えない。

以上の検討により冷却管を折り返さず、実用動力炉第1壁のトロイダル方向冷却を行なうことは困難であると考えられる。

(b) 折り返し

折り返しなしの第1壁冷却概念を採用することが適当ではないと結論できたので、次に冷却管の折り返しを伴う概念について検討する。折り返し冷却として以下の2つの概念を考えた。

i) 単純折り返し

……すなわち各チャンネルの冷却材流量は一樣である。(並行して流れる冷却流路チャンネル数が等しい。)

ii) 並行チャンネル数変更折り返し

……すなわち冷却材温度が比較的低い入口側では並行して流れる冷却流路チャンネル数を多くとり、出口側では並行するチャンネル数を少なくする。膜温度差に比較的余裕のある入口側では1チャンネル当りの流量を少なくして、圧力損失を小さくすることができる。出口側では膜温度差を小さくとらねばならないので、1チャンネル当りの流量を多く、熱伝達率を大きくする。さらに入口側と出口側での第1壁温度のポロイダル分布も小さくなる。

a) 単純折り返しの検討

単純折り返し概念を採用した場合の第1壁冷却性能評価結果を Table 5.5.7 および Fig. 5.5.6 に示す。すなわち単純折り返し概念によって冷却管表面における局所サブクール沸騰を防止するためには5回以上の折り返しが必要となる。しかしこの時圧力損失は0.791MPa とかなり大きくなる。このため単純折り返し概念の採用は困難である。

b) 並行チャンネル数変更折り返しの検討

Table 5.5.8 に並行して流れる冷却流路チャンネル数を折り返し段毎に変更する第1壁概念の設計例を示した。本検討の条件で沸騰を防止するためには、3回の折り返し(4段)が必要である。またここでは冷却管表面温度(構造材温度)がほぼ等しくなるように考慮した。この時冷却材最大流速は約10 m/s, 圧力損失は約0.4 MPa, 冷却管表面の最高温度は約338℃となっており、いずれも設計条件($U_{\max} \lesssim 10 \text{ m/s}$, $\Delta P \lesssim 0.5 \text{ MPa}$, $T_{s\max} \lesssim 342 \text{ }^\circ\text{C}$)を満足している。この流動性能を Fig. 5.5.7 に模式的に示した。

ここで述べたようにこの概念は実用動力炉第1壁の冷却方式として非常に有望である。またFERのように熱負荷(特に体積発熱率)がポロイダル方向に分布する場合にも冷却流路チャンネル数の変更により対応することが容易である。

以上述べたように実用動力炉第1壁の冷却方式としてトロイダル方向、チャンネル数変更折り返しの概念が最大の余裕を持って冷却性能を満たしており、条件の変更に対しても対応が比較的容易である。このため今後この概念に関してさらに検討を進めるべきである。

(4) トロイダル方向冷却(リブ型冷却管)に関する検討

(3)までで半円形冷却管についてトロイダル方向・並行チャンネル数変更折り返しの概念が適切であることを述べた。ここではリブ型第1壁冷却の可能性について検討する。

冷却流路の形状は Fig. 5.5.3 の(b)に示した。冷却概念はトロイダル方向並行チャンネル数変更折り返しの概念とする。熱負荷条件、モジュール幅 etc. は半円形冷却管の場合と同じとする。半円形冷却管と同様に冷却流路1チャンネル当りの除熱量を評価する。

表面熱流束により	3.6 kW/m	→ 2.4 kW/channel
核発熱により	1.5 kW/m	→ 1.0 kW/channel
計		~ 3.4 kW/channel

また冷却管表面での最大熱流束はリブ型第1壁の形状の場合 $q''_{\max} \simeq 854000 \text{ W/m}^2$ と評価される。

1) 冷却性能の検討

本検討における第1壁では折り返し数を1回(2段)とするのが適当である。この概念の設計例を Table 5.5.9 に示す。この結果によれば全ての条件を十分満足している。($U_{\max} = 5.96 \text{ m/s}$, $\Delta P_{s \max} = 0.274 \text{ MPa}$, $T_{s \max} = 336 \text{ }^\circ\text{C}$) 他の条件をそのままとすると冷却面の最大熱流束が約137%に増加しても沸騰を生じない。

以上よりリブ型第1壁は冷却性能上十分に成立するといえる。

(5) 半円形第1壁に対する容器壁冷却に関する検討

第1壁冷却方式として半円形冷却管を採用する場合、容器壁に他の冷却管を設置することが必要となる。ここではこの容器壁の冷却に関して検討する。

冷却流路の形状は Fig. 5.5.8 に示す。ここでは保守的評価として半円部を除く平板部の体積を全て除熱するものとする。これにより冷却流路1チャンネル当りの除熱量は約 1.1 kW/channel となる。また冷却面の最大熱流束は約 120000 W/m^2 と評価される。

1) 冷却性能の検討

冷却方式を第1壁と同様(トロイダル方向・チャンネル数変更折り返し)とする。また各段における冷却材温度レベルを第1壁冷却管と等しくとるものとする。この設計における冷却性能評価を Table 5.5.10 にまとめる。これより冷却材最大流速は約 5.7 m/s , 圧力損失は約 0.3 MPa , 冷却面最高温度は約 $322 \text{ }^\circ\text{C}$ であり、全ての条件に対して十分余裕がある。

以上の検討より容器壁冷却が十分可能であることが示された。

5.5.4 結論

上述の検討により以下の結論を得た。

- i) 第1壁冷却概念はトロイダル方向・チャンネル数変更折り返しが適当である。
- ii) 半円型第1壁, リブ型第1壁は冷却性能の点でともに成立する。
- iii) 容器壁の冷却は第1壁と同様の概念により十分可能である。

参考文献

- (1) 1980 JSME STEAM TABLES IN SI

Table 5.5.1 Coolant Physical Property¹
($P=15\text{MPa}$, $T=320^\circ\text{C}$, H_2O)

比重量	$\gamma = 678$	kg/m^3
動粘性係数	$\nu = 1.23 \times 10^{-7}$	m^2/s
熱伝導率	$\lambda = 0.529$	W/mK
比熱	$C_p = 6230$	J/kgK
プラントル数	$Pr = 0.935$	
沸点	$T_{\text{boil}} = 342$	$^\circ\text{C}$

Table 5.5.2 Results of Hydraulic Analysis (poloidal)

Q_{in} (kW)	G (kg/s)	V (m^3/s)	U (m/s)	Re	Nu	h (W/m^2K)	ΔP_1 (MPa/m)
20	0.08026	1.184×10^{-3}	2.093	124700	267	19270	0.00620
40	0.1605	2.367×10^{-4}	4.186	249500	465	33560	0.0248
60	0.2408	3.551×10^{-4}	6.280	374200	643	46400	0.0558
80	0.3210	4.735×10^{-4}	8.372	498900	810	58460	0.0992
100	0.4013	5.919×10^{-4}	10.47	623900	969	69900	0.155
120	0.4815	7.102×10^{-4}	12.56	748500	1120	80860	0.223
140	0.5618	8.286×10^{-4}	14.65	873000	1267	91440	0.304
160	0.6421	9.470×10^{-4}	16.75	998200	1411	101800	0.397
180	0.7223	1.065×10^{-3}	18.84	1123000	1550	111900	0.502
200	0.8026	1.184×10^{-3}	20.93	1247000	1686	121600	0.620

$$T_{out} - T_{in} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Q_{in} : 1 冷却流路当り入熱量

G : 質量流量

V : 体積流量

U : 冷却材流速

Re : レイノルズ数

Nu : ヌセルト数

h : 熱伝達率

ΔP_1 : 単位長さ当り圧力損失

Table 5.5.3 Results of Hydraulic Analysis (poloidal)

ΔT_{cool} (°C)	G (kg/s)	V (m ² /s)	U (m/s)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔP_1 (MPa/m)
40	0.6421	9.470×10^{-4}	16.75	998200	1411	101800	0.397
50	0.5136	7.575×10^{-4}	13.40	798600	1180	85160	0.254
60	0.4280	6.313×10^{-4}	11.16	665100	1019	73540	0.176
70	0.3669	5.412×10^{-4}	9.570	570300	901	65020	0.130
80	0.3210	4.735×10^{-4}	8.373	499000	810	58460	0.0993
90	0.2854	4.209×10^{-4}	7.443	443600	737	53190	0.0784
100	0.2568	3.788×10^{-4}	6.698	399200	678	48930	0.0635

$$Q_{\text{in}} = 160 \text{ kW}$$

Table 5.5.4 Results of Hydraulic Analysis (toroidal)

Q_{in}/ch (kW)	12
T_{in} (°C)	280
T_{out} (°C)	320
G/ch (kg/s)	4.815×10^{-2}
V/ch (m ³ /s)	7.102×10^{-5}
U/ch (m/s)	1.256
Re/ch	74800
Nu/ch	177
h/ch (W/m ² K)	12800
P (MPa)	0.0036
ΔT_f (°C)	82

ただし折り返しなし

$$T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Table 5.5.5 Results of Hydraulic Analysis (toroidal)

Q_{in}/ch (kW)	12
T_{in} (°C)	312
T_{out} (°C)	320
G/ch (kg/s)	0.249
V/ch (m ³ /s)	3.67×10^{-4}
U/ch (m/s)	6.49
Re/ch	387000
Nu/ch	661
h/ch (W/m ² K)	47700
ΔP (MPa)	0.098
ΔT_f (°C)	22

ただし折り返しなし

$$\Delta T_f = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Table 5.5.6 Results of Hydraulic Analysis (toroidal)

N module	2	3	4
Q_{in}/ch (kW)	24	36	48
G/ch (kg/s)	9.631×10^{-2}	1.446×10^{-1}	1.926×10^{-1}
V/ch (m ³ /s)	1.420×10^{-4}	2.131×10^{-4}	2.841×10^{-4}
U/ch (m/s)	2.51	3.77	5.02
Re/ch	150,000	225,000	299,000
Nu/ch	309	428	538
h/ch (W/m ² K)	22,300	30,900	38,800
ΔP	0.0293	0.0989	0.235
ΔT_f (°C)	47	34	27

ただし折り返しなし

モジュール連結

Table 5.5.7 Results of Hydraulic Analysis (toroidal)

N _{turn}	None	1	2	3	4	5
Q _{in} /ch (kW)	12					
ΔT _{cool} /ch (°C)	40	20	13.3	10	8	6.7
G/ch (kg/s)	4.815×10 ⁻²	9.631×10 ⁻²	1.446×10 ⁻¹	1.926×10 ⁻¹	2.408×10 ⁻¹	2.889×10 ⁻¹
V/ch (m ³ /s)	7.102×10 ⁻³	1.420×10 ⁻⁴	2.131×10 ⁻⁴	2.841×10 ⁻⁴	3.551×10 ⁻⁴	4.261×10 ⁻⁴
U/ch (m/s)	1.26	2.51	3.77	5.02	6.28	7.54
Re/ch	74,800	150,000	225,000	299,000	374,000	449,000
N _u /ch	177	309	428	538	643	745
h/ch (W/m ² K)	12,800	22,300	30,900	38,800	46,400	53,800
ΔP (MPa)	0.00366	0.0293	0.0989	0.235	0.458	0.791
ΔT _f (°C)	82	47	34	27	23	20

ただし単純折り返し

Table 5.5.8 Thermal-hydraulic Performances of the Semi-circular First Wall with Different Number of Channels in each Flow-path (turning toroidal flow)

N	1	2	3	4
T _{in} /ch (°C)	280	297	308	315
T _{out} /ch (°C)	297	308	315	320
G/ch (kg/s)	0.1133	0.1751	0.2752	0.3852
V/ch (m ³ /s)	1.671×10 ⁻⁴	2.583×10 ⁻⁴	4.058×10 ⁻⁴	5.681×10 ⁻⁴
U/ch (m/s)	2.96	4.57	7.18	10.05
Re/ch	176,000	272,000	428,000	599,000
N _u /ch	352	499	716	938
h/ch (W/m ² K)	25,400	36,000	51,700	67,700
ΔT _f /ch (°C)	41	29	20	16
(Ts)	(338)	(337)	(335)	(336)
ΔP/ch (MPa)	0.0208	0.0485	0.1197	0.2344
ΔP sum (MPa)	0.0203	0.0688	0.1885	0.4229
n tube (本)	201	130	83	59

Table 5.5.9 Thermal-hydraulic Performances of the Ribbed Panel First Wall with Different Number of Channels in each Flow-path (turning toroidal flow)

N	1	2
T _{in} /ch (°C)	280	305
T _{out} /ch (°C)	305	320
G/ch (kg/s)	2.183×10 ⁻²	3.638×10 ⁻²
V/ch (m ³ /s)	3.220×10 ⁻⁵	5.366 10 ⁻⁵
U/ch (m/s)	3.58	5.96
Re/ch	87,300	145,000
N _u /ch	201	302
h/ch (W/m ² K)	35,400	53,300
ΔT _f /ch (°C)	24	16
ΔP/ch (MPa)	0.0727	0.201
ΔP sum (MPa)	0.0727	0.274
n tube (本)	1,180	708

Table 5.5.10 Thermal-hydraulic Performances of the Blanket-Shell-Wall for Semi-circular First Wall

N	1	2	3	4
T _{in} /ch (°C)	280	297	308	315
T _{out} /ch (°C)	297	308	315	320
G/ch (kg/s)	1.029×10 ⁻²	1.591×10 ⁻²	2.499×10 ⁻²	3.499×10 ⁻²
V/ch (m ³ /s)	1.518×10 ⁻⁵	2.346×10 ⁻⁵	3.686×10 ⁻⁵	5.161 10 ⁻⁵
U/ch (m/s)	1.69	2.61	4.10	5.73
Re/ch	41,100	63,600	99,900	139,900
N _u /ch	110	156	224	293
h/ch (W/m ² K)	19,400	27,500	39,500	51,600
ΔT _f /ch (°C)	6.2	4.4	3.1	2.3
ΔP/ch (MPa)	0.0162	0.0386	0.0953	0.1862
ΔP sum (MPa)	0.0162	0.0548	0.1501	0.3363
n tube (本)	603	390	249	177

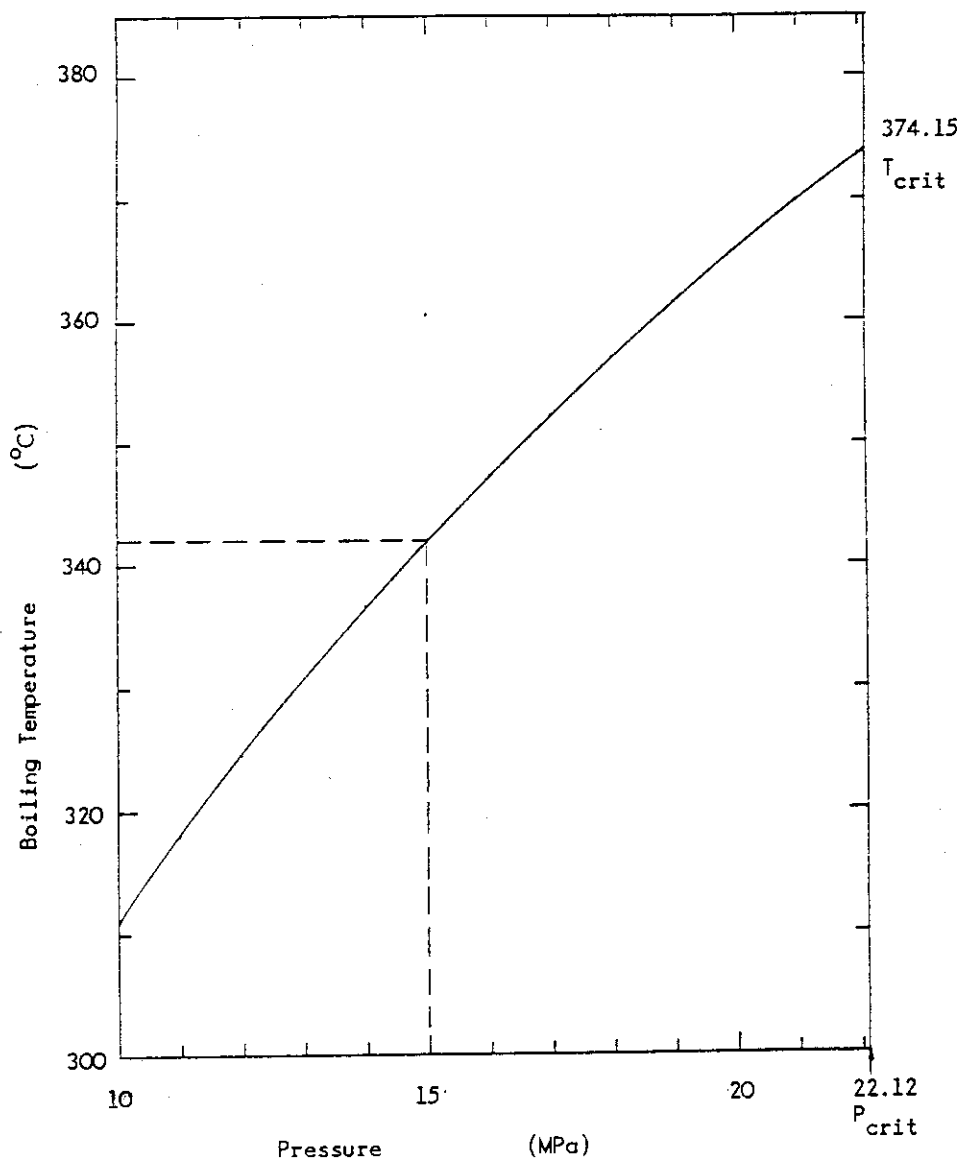
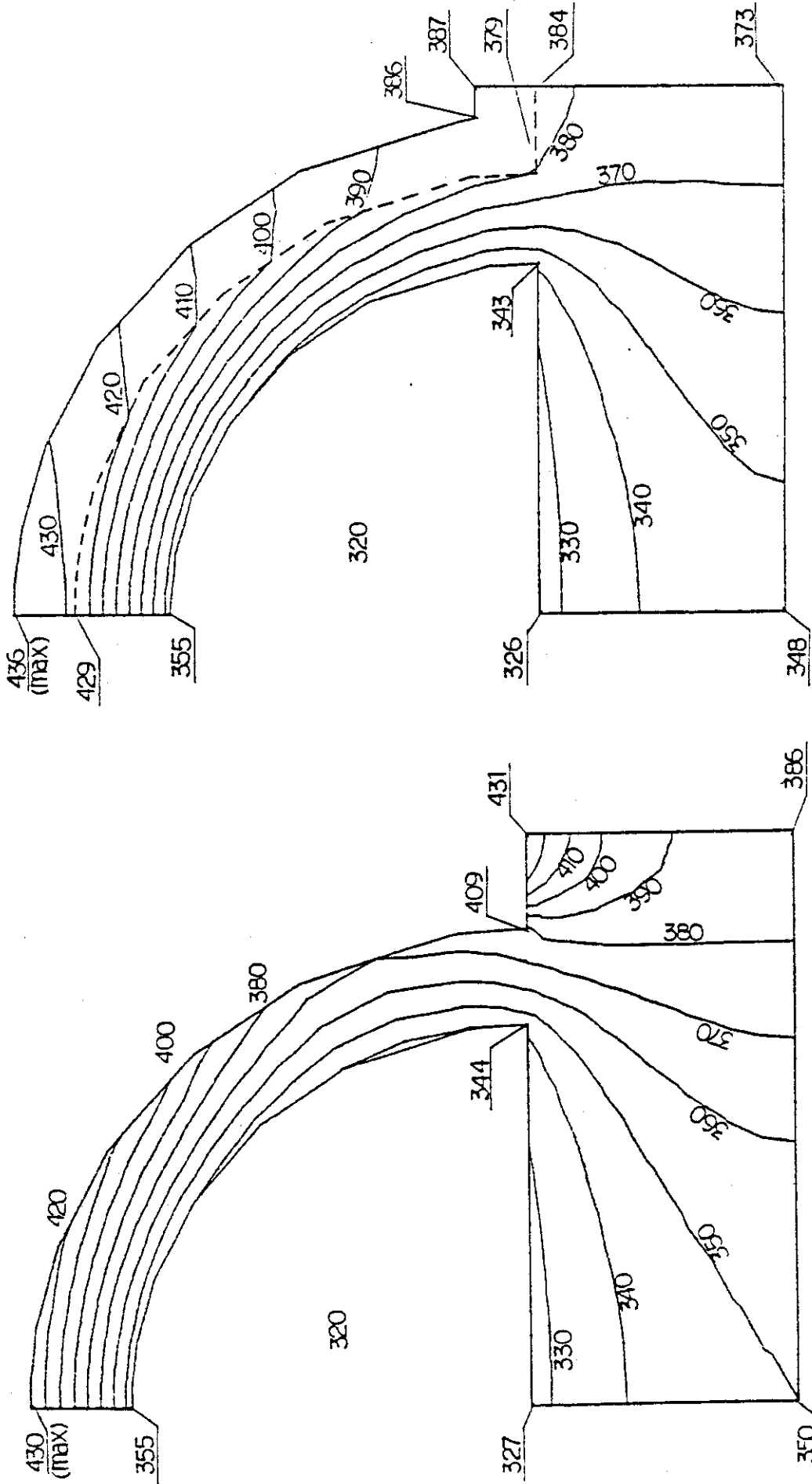


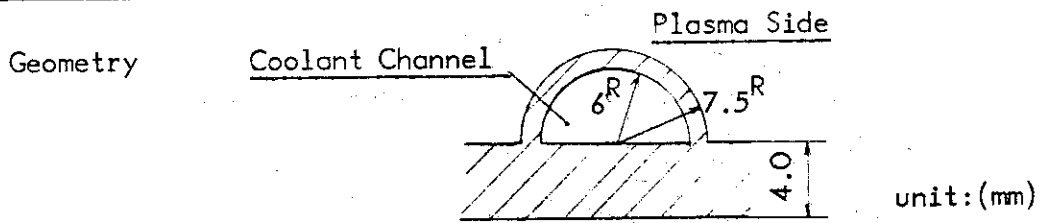
Fig.5.5.1 Coolant (Pressurized Water) Pressure and Boiling Temperature ¹⁾



(a) Non-coated First Wall

(b) Be coated First Wall

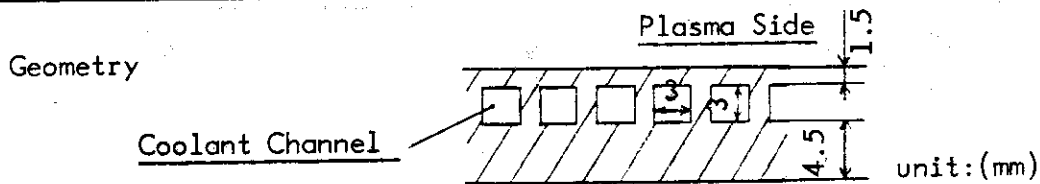
Fig.5.5.2 Temperature Distribution in First Wall Structure during Operation²⁾



Flow Area $A = 5.655 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Hydraulic Diameter $De = 7.33 \times 10^{-3} \text{ m}$

(a) Semi-circular First Wall



Flow Area $A = 9.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

Hydraulic Diameter $De = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$

(b) Ribbed Panel First Wall

Fig.5.5.3 First Wall Cooling Channel Geometry

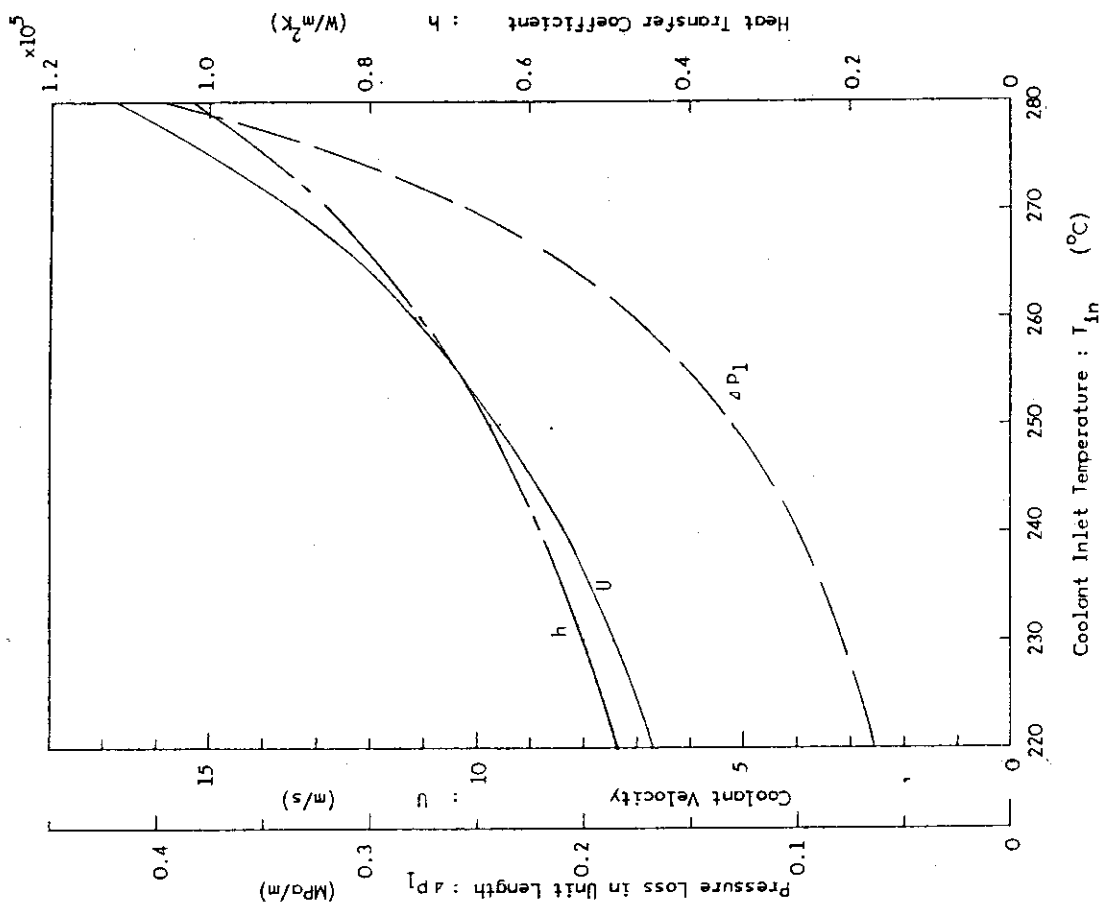


Fig.5.5.5 Results of Hydraulic Analysis
($Q_{in}=160$ kW)

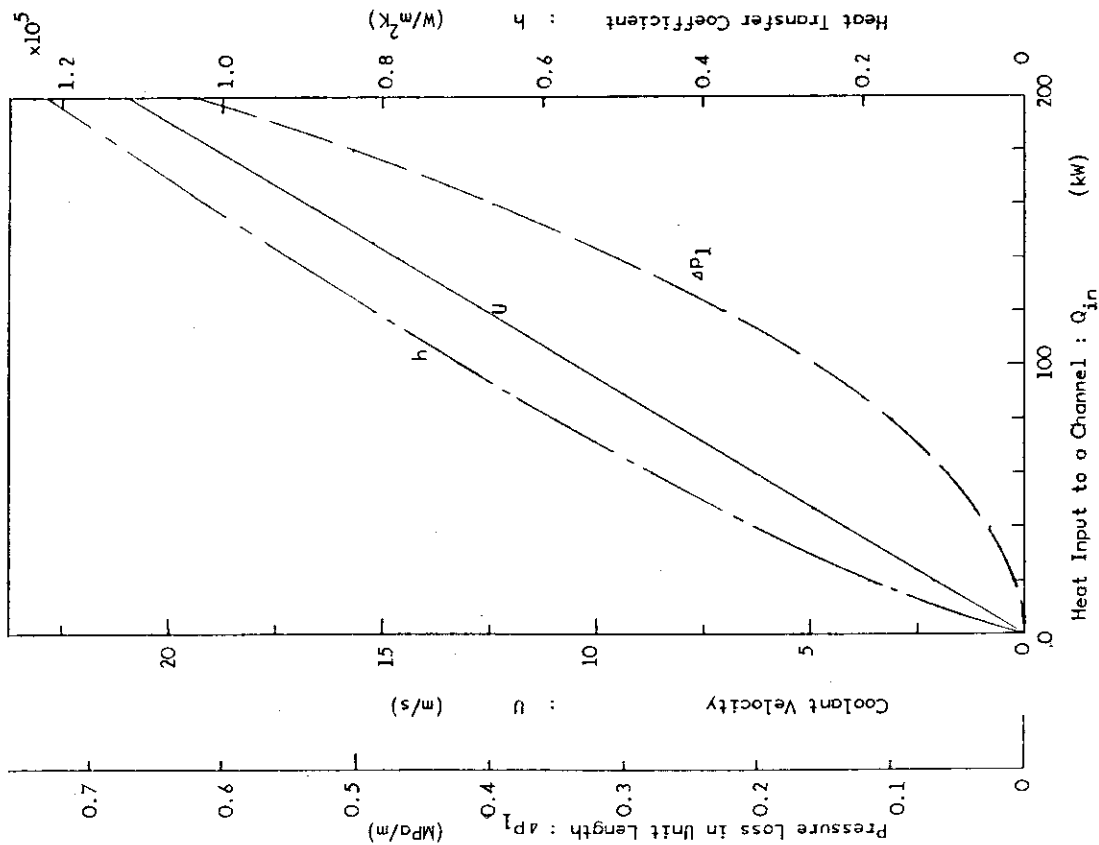


Fig.5.5.4 Results of Hydraulic Analysis
($T_{cool}=40$ $^{\circ}C$)

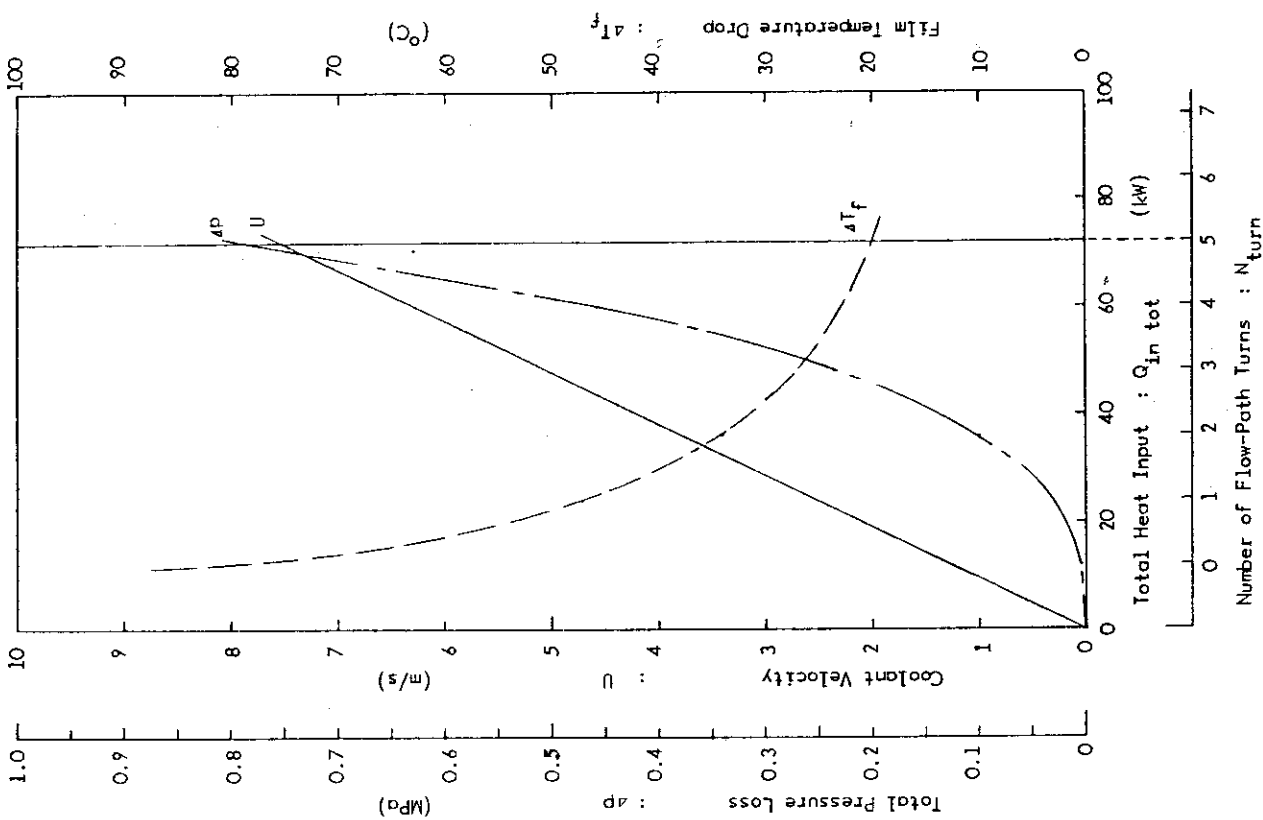


Fig. 5.5.6 Results of Hydraulic Analysis (toroidal flow, simple turn)

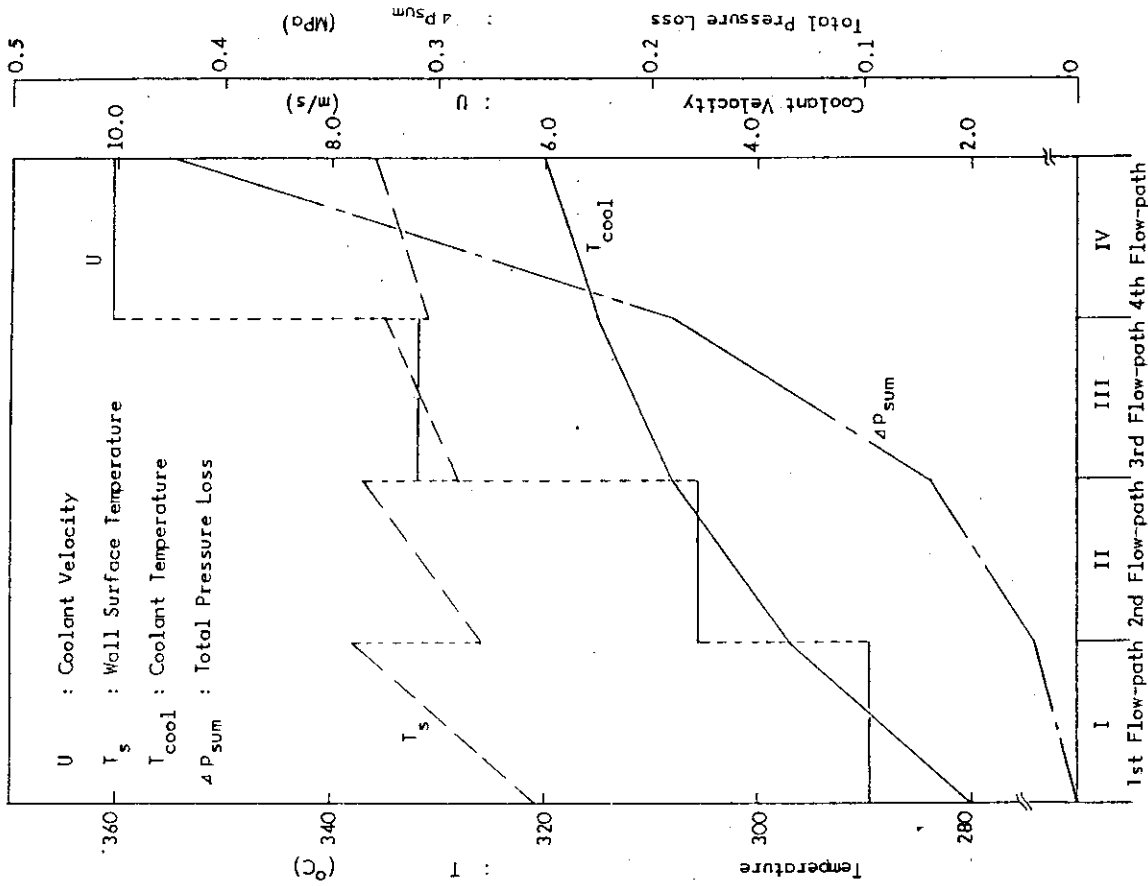
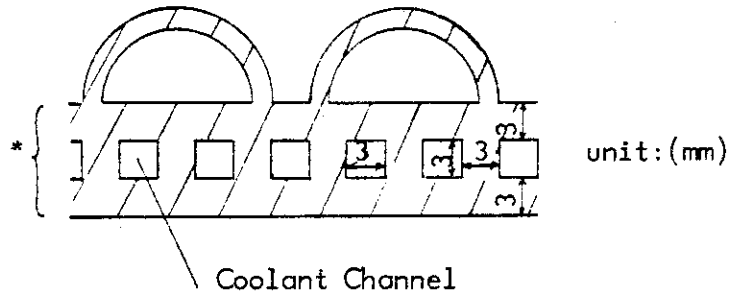


Fig. 5.5.7 Thermal-hydraulic Performances of the First Wall with Different Number of Channels in each Flow-path (turning toroidal flow)

Geometry

Plasma Side



Flow Area	$A = 9.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
Hydraulic Diameter	$De = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$

* Heat generated within this region (ribbed-panel region).

Fig.5.5.8 Blanket-Shell-Wall Cooling Channel Geometry

5.6 第1壁の製作性に関する検討

動力炉の第1壁はPCAもしくはMo合金（既存のものではなく、耐照射ぜい化、溶接性、加工性等を考慮した改良Mo合金）を使用した一体型第1壁であるが、その構造例はFig. 5.6.1に示す通りである。

本節では、このような構造の製作性について検討した結果について述べる。

5.6.1 接合方法

第1壁の接合に採用する方法として、プラズマに直接面する部分には極力溶接部を設けないという配慮より、融接の中ではとくに溶接部の幅が小さくかつ溶接による変形が少ないEB溶接、母材を溶融温度以上に加熱する必要のないDiffusion Welding および Brazing の3種類を選び、その得失評価をしたものがTable 5.6.1である。

このような接合方法をFig. 5.6.1のような一体型第1壁に採用する場合の相互比較をしたものがTable 5.6.2である。

これらの表より、前述の第1壁に対してはEB溶接が現時点ではもっとも妥当であると思われる。

5.6.2 接合要領

前項で述べたように、上記一体型第1壁に対してEB溶接を採用する場合の接合要領は以下に示す通りである。

- i) 圧延板材の加工（表面加工および溝加工）
- ii) EB溶接（圧延材同志の溶接と半円管と圧延板材の歪防止の観点より適当に組み合わせて実施）
- iii) EB溶接部の非破壊試験
- iv) プレス曲げ
- v) ベリリウムコーティング

このような製作要領の概略を示したものがFig. 5.6.2である。

5.6.3 今後の検討課題

第1壁使用材料にはPCAもしくはMo合金が候補材として挙げられているが、5.6.2項で述べたような要領で製作する場合に今後検討すべき課題は次のような項目が挙げられる。

- i) Mo合金の加工性、とくに溶接性に関する検討
（耐ポロシティおよび耐割れを考慮）
- ii) EB溶接の際の溶接線追従装置の開発
（とくに、圧延材同志の溶接はBlind Weldingとなるため必要である。）
- iii) EB溶接部の非破壊試験方法
（EB溶接部がPartial Penetrationであり、かつ複雑な断面形状であるためにとくに必要）

また, Diffusion Welding, Brazing 等, EB 溶接以外の接合方法についても, 今後, 幅広く開発検討を行ない核融合動力炉条件における再適合方法に対する feasibility study が必要である。

Table 5.6.1 接合方法の得失 (1/2)

接合方法	接合原理	得 失	適用上の配慮事項	備 考
EBW	<p>Cathode から発生する熱電子を収束コイルによって、収束、加速して物体表面に照射することにより運動エネルギーを熱エネルギーに変換する。通常真空中において実施する。真空度に応じて Hard Vacuum (10^{-4} Torr 前後) およびそれ以上の真空度, Soft Vacuum (10^{-2} Torr 前後) と分類する。</p>	<p>(Merit)</p> <ol style="list-style-type: none"> ビーム径が小さく、エネルギー密度がきわめて高いために、深さ込みおよび高速溶接が可能である。100 kw 装置では 200mm 程度の深さ込みが得られる。 精密溶接が容易である。 溶融部分が小さくおさえられる。 <p>(Demerit)</p> <ol style="list-style-type: none"> 真空中で実施する必要がある、真空チャンバーが必要である。 エネルギー密度が高いために、Vaporize しやすい元素 (ex. 鋼中の Mn) が減少する場合あり。 瞬間溶接、凝固現象のため特有の欠陥 (ex. Coldshut) が発生する場合あり。 	<ol style="list-style-type: none"> ビーム径が小さく、他の方法に比し高速溶接なので Misalignment に注意する必要がある (Seam Tracking System 要)。 溶接開先精度をとくに高く管理する必要がある、加工性の悪い構造物の場合には配慮が必要である。 EB 溶接特有の欠陥の検出に十分留意する必要がある。 	
Diffusion Welding	<p>真空中に保持した Joint Interface に一定の加圧力を与え、かつ高温に保持することにより Interface における元素が拡散し、接合が完了する。</p>	<p>(Merit)</p> <ol style="list-style-type: none"> 融接でないため溶接部の性質の変化が小さい。ただし拡散層の金属間化合物などには要注意である。 <p>(Demerit)</p> <ol style="list-style-type: none"> Simple な Joint でないと接合が困難である。 真空オートクレーブが必要である。 構造物への適用が困難 	<ol style="list-style-type: none"> 一定の加圧力と面精度の維持にとくに配慮する必要がある。 Joint Interface におけるミクロ的欠陥の検出にはとくに注意を要する。 Joint Efficiency に対する配慮が必要である。 	

Table 5.61 (2/2)

接合方法	接合原理	得	失	適用上の配慮事項	備考
Brazing	ろう材の融点または共晶温度以上に接合部を保持し, Interfaceに充填したろう材の Matrix への拡散により接合する。	<p>[Merit]</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 簡便な方法である。(ただし, ろう材の選定には配慮要) 2. 融接でないため, 溶接部がない。 <p>[Demerit]</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 使用温度が高い場合に用いる硬ろうによる Brazing は通常中性または還元性雰囲気で実施する場合が多く, そのためにチャンバーなどが必要となる。 2. 構造物に採用する場合には, Lack of Fusion などの欠陥が発生しやすい。 3. 構造物への適用例が少ない。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 構造物への適用事例はきわめて少ない。(Feasibility Study 要) 2. ろう材の選定にはその部材に要求される性質を十分配慮する必要がある。 3. 自動のロウ付の場合には, 表面精度の維持と雰囲気に対する配慮が必要である。 4. Joint Efficiencyに対する配慮が必要である。 5. Lack of Fusion などの欠陥検出に十分配慮する必要がある。 		

Table 5.6.2 接合方法の評価

	EBW	Diffusion Welding	Brazing ^{*1}
継手の機械的性質	○	△	×
接合部の欠陥の検出容易性	△	△	△
構造物への適用可能性	○	×	△
開先に要求される加工精度 ^{*2}	△	×	×
接合後の曲げなどの加工による接合部の影響 ^{*3}	○	△	×
接合部の変形	△	○	○
総合評価	適	不適	不適

*1 箔状硬ろうを使用し、不活性雰囲気中で自動的に Brazing をする方法を考えている。
なお、Mo 合金に対する適当なろう材については検討を要する。

*2 きわめて高い表面精度が要求される場合を×として評価している。

*3 接合後曲げ加工を施すため、接合部の塑性変形能が良い場合を○として評価している。

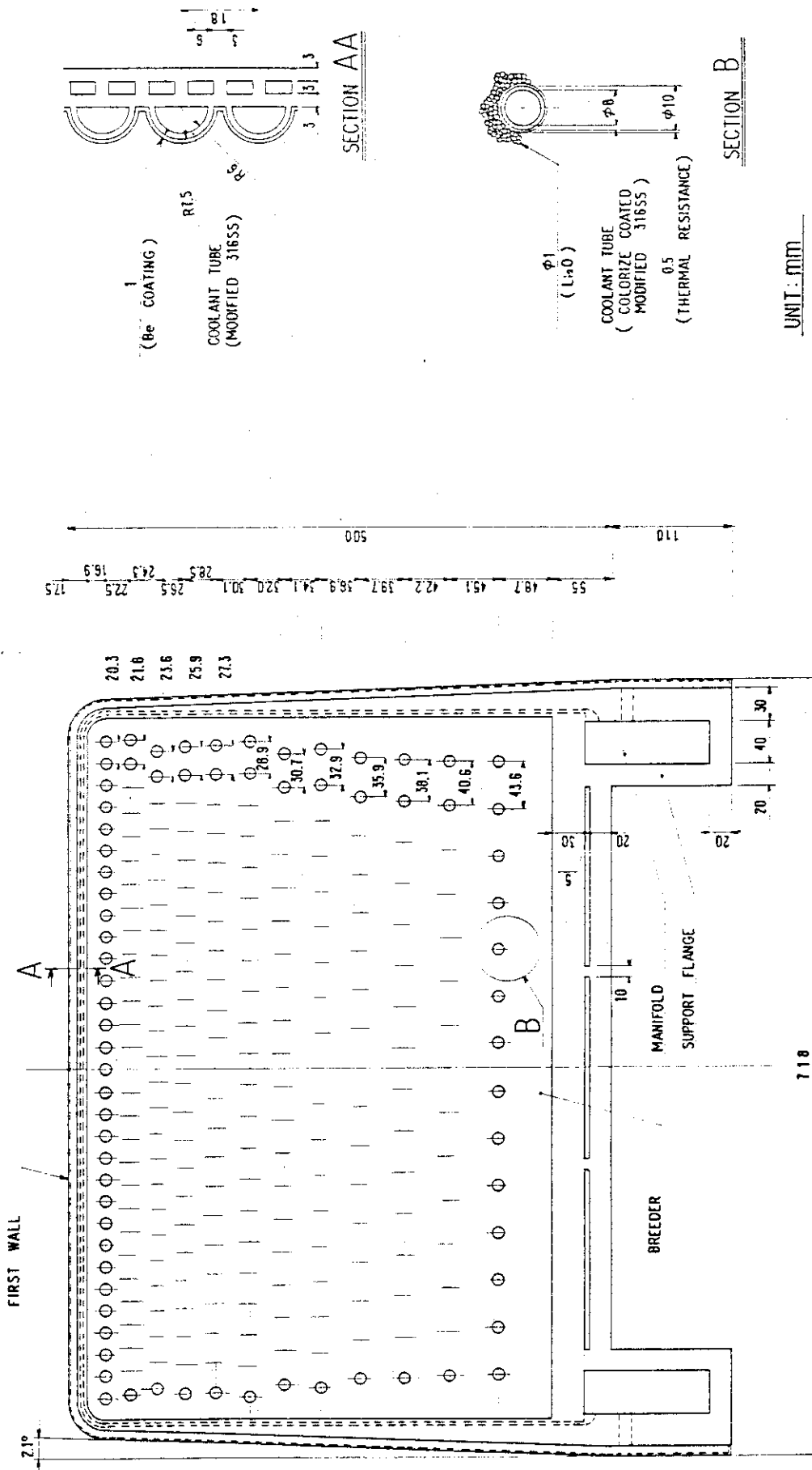


Fig.5.6.1 Cross-section of Blanket Module for Fusion Commercial Reactor

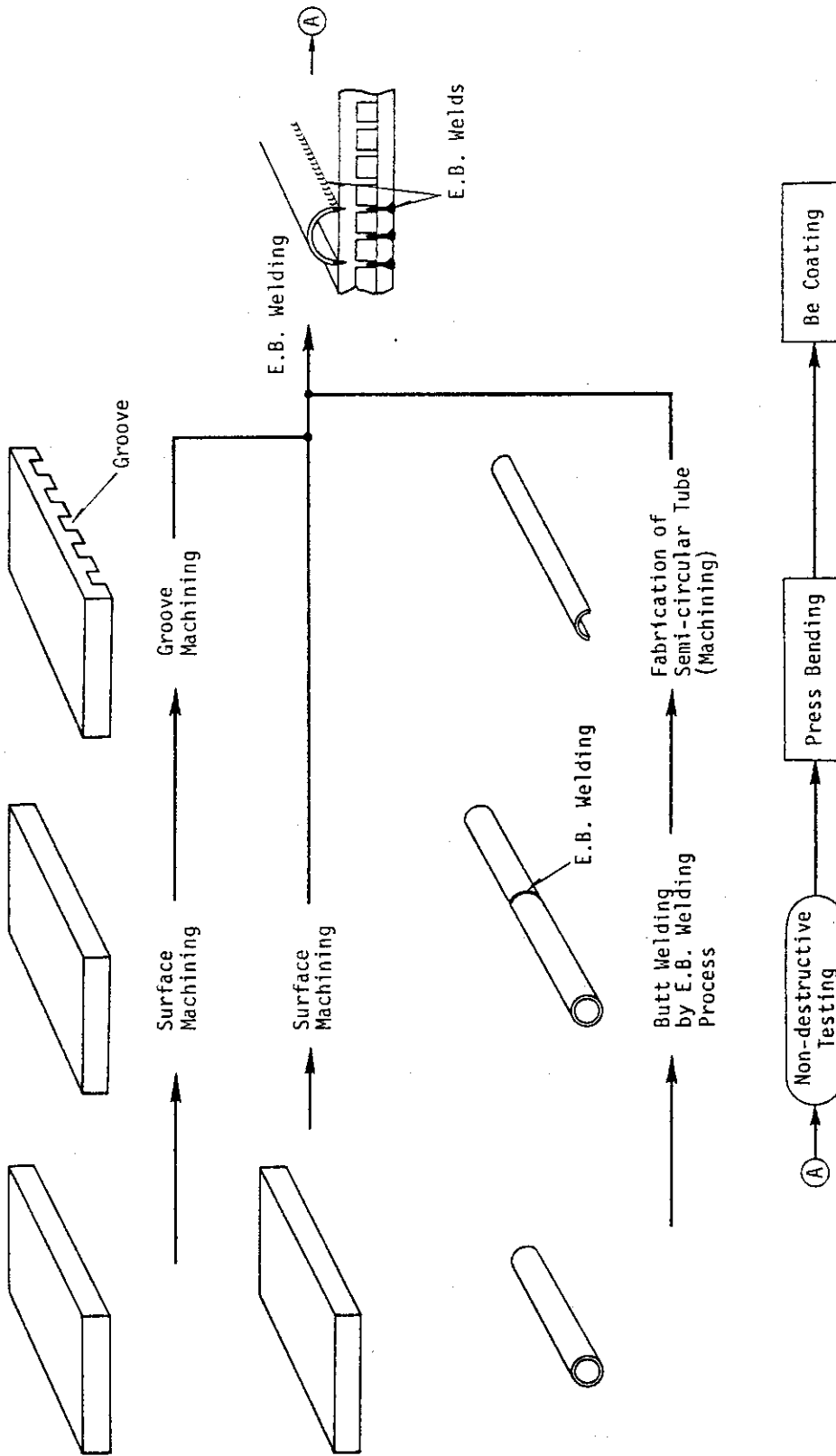


Fig.5.6.2 Fabrication Process of First Wall

付録 5.A リブ型および半円冷却管+リブ型第 1 壁構造における曲げ中心位置と等価平板厚さ

1) リブ型 (記号は Fig. 5.3.44(a) による)

$$\text{曲げ中心位置} : e = \frac{bt_3 \frac{t_3}{2} + b_1 t_2 (t_3 + \frac{t_2}{2}) + bt_1 (t_3 + t_2 + \frac{t_1}{2})}{bt_3 + b_1 t_2 + bt_1} \quad (5.A.1)$$

$$\begin{aligned} \text{断面二次モーメント} : I = & \frac{bt_3^3}{12} + (e - \frac{t_3}{2})^2 bt_3 + \frac{b_1 t_2^3}{12} + (e - t_3 - \frac{t_2}{2})^2 b_1 t_2 \\ & + \frac{bt_1^3}{12} + (t_3 + t_2 + \frac{t_1}{2} - e)^2 bt_1 \end{aligned} \quad (5.A.2)$$

$$\text{等価平板厚さ} : t^* = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} \quad (5.A.3)$$

$t_1 = 1.5\text{mm}$, $t_2 = 3\text{mm}$, $t_3 = 6.5\text{mm}$, $b_1 = 1.5\text{mm}$, $b_2 = 3\text{mm}$, $b = 4.5\text{mm}$ として
 $e = 4.94\text{mm}$, $I = 424\text{mm}^4$, $t^* = 10.4\text{mm}$

2) 半円冷却管+リブ型 (記号は Fig. 5.3.44(b) による)

$$\text{曲げ中心位置} : e' = \frac{b't_4 \frac{t_4}{2} + 2b_1 t_3 (t_4 + \frac{t_3}{2}) + b't_2 (t_4 + t_3 + \frac{t_2}{2}) + \frac{\pi}{2} \{ (r+t_1)^2 - r^2 \} (t_4 + t_3 + t_2 + e_1)}{\quad} \quad (5.A.4)$$

$$\text{ただし } e_1 = \frac{4 \{ (r+t_1)^2 + r(r+t_1) + r^2 \}}{3\pi \{ (r+t_1) + r \}} \quad (5.A.5)$$

$$\begin{aligned} \text{断面二次モーメント} : I' = & \frac{b't_4^3}{12} + (e' - \frac{t_4}{2})^2 b't_4 + \frac{2b_1 t_3^3}{12} + (e' - t_4 - \frac{t_3}{2})^2 2b_1 t_3 \\ & + \frac{b't_2^3}{12} + (t_4 + t_3 + \frac{t_2}{2} - e')^2 b't_2 \\ & + 0.1098 \{ (r+t_1)^4 - r^4 \} - \frac{0.283r^2 (r+t_1)^2 t_1}{2r+t_1} \\ & + (t_4 + t_3 + t_2 + e_1 - e')^2 \frac{\pi \{ (r+t_1)^2 - r^2 \}}{2} \end{aligned} \quad (5.A.6)$$

$$\text{等価平板厚さ} : t^{*'} = \sqrt[3]{\frac{12I'}{b'}} \quad (5.A.7)$$

$$r = 6\text{mm}, t_1 = 1.5\text{mm}, t_2 = 3\text{mm}, t_3 = 3\text{mm}, t_4 = 3\text{mm}, b_1 = 3\text{mm}, b_2 = 3\text{mm},$$

$$b' = 18\text{mm} \text{ より}$$

$$e' = 6.18\text{mm}, I' = 3215\text{mm}^4, t^{*'} = 12.9\text{mm}$$

付録 5.B 動力炉用第 1 壁の長さおよびポロイダルピッチ変化の評価

トカマク型核融合実験炉 (FER) の値をもとにトカマク型実用動力炉 (FCR) の外側第 1 壁長さおよびポロイダルピッチ変化の評価を行なう。

(1) 第 1 壁長さ

1) 第 1 壁半径は

$$r_{\text{FER}} = 1.3\text{m}$$

$$r_{\text{FCR}} = 2.2\text{m}$$

$$r_{\text{FCR}} / r_{\text{FER}} = 1.692$$

2) 第 1 壁長さは

$$\ell_{\text{FER}} \simeq 5\text{m}$$

$$\ell_{\text{FCR}} = \ell_{\text{FER}} \times r_{\text{FCR}} / r_{\text{FER}}$$

$$\simeq 8.5\text{m}$$

(2) 第 1 壁ポロイダルピッチ変化は

1) プラズマ主半径は

$$R_{\text{FER}} = 5.5\text{m}$$

$$R_{\text{FCR}} = 6.8\text{m}$$

2) 炉中心から外側第 1 壁 mid-plane までの半径は

$$(R+r)_{\text{FER}} = 6.8\text{m}$$

$$(R+r)_{\text{FCR}} = 9.0\text{m}$$

3) ポロイダルピッチ変化は (pitch top/pitch mid) .

$$f_{\text{P FER}} = 0.8088$$

$$f_{\text{P FCR}} = 0.7556$$

(3) top (プラズマ中心の真上) の位置で冷却管間隔を 0 とした場合の mid-plane における冷却管ピッチは

1) 冷却管外径は

$$D_{\text{out}} = 15\text{mm}$$

2) mid-plane での冷却管ピッチは

$$\text{pitch}_{\text{FER}} = 18.5\text{mm}$$

$$\text{pitch}_{\text{FCR}} = 19.9\text{mm}$$

$$\simeq 20\text{mm}$$

付録 5.C : ポロイダル方向冷却第 1 壁のポロイダル分割数に関する検討

Fig. 5.C. 1 に、冷却流路 1 チャンネル当りの除熱量と冷却材流速、熱伝達率、圧力損失の関係を示した。冷却材の条件としてサブクール沸騰を生じない程十分大きな熱伝達率、過度なエロージョン・コロージョンを生じない冷却材流速、許容しうる圧力損失を満足することが必要である。ここでは次の値を許容値の目安とする。

- i) 熱伝達率 47700 W/m^2K 以上
- ii) 冷却材流速 10 m/s 以下
- iii) 圧力損失 0.5 MPa 以下

これらの値はかなり厳しい条件であるが、実現の可能性のある値として用いる。

まず、熱伝達率と流速による制限を考慮する。Fig. 5.C. 1 にこれらを図示してある。すなわち熱伝達率および冷却材流速の条件を満足するためには、1 チャンネル当りの除熱量を約 62 kW から約 95 kW までとしなければならない。

圧力損失の制限は冷却チャンネルの長さ(i.e. 第 1 壁の分割数)に関係している。Fig. 5.C. 1 に 1 ~ 3 分割の場合の制限値を示す。ただし、冷却流路全長は 8.5 m とする。すなわち、許容されるチャンネル当りの除熱量は 1 分割で約 60 kW 以下、2 分割で約 87 kW 以下、3 分割では約 107 kW 以下となる。これより 1 分割では許容される範囲がない。2 分割では 62 kW ~ 87 kW が許容範囲、3 分割では 62 kW ~ 95 kW が許容範囲となる。

一方、1 チャンネル当りの入熱量は先に述べたように約 140 kW であり、2, 3 分割ではそれぞれ約 70 kW, 約 47 kW である。これより 1 チャンネル当りの入熱量が許容範囲内にあるのはポロイダル方向に 2 分割した第 1 壁の場合であると結論できる。

A.R. : Acceptable Range

① ② ③ : Number of First Wall Segments in Poloidal Direction

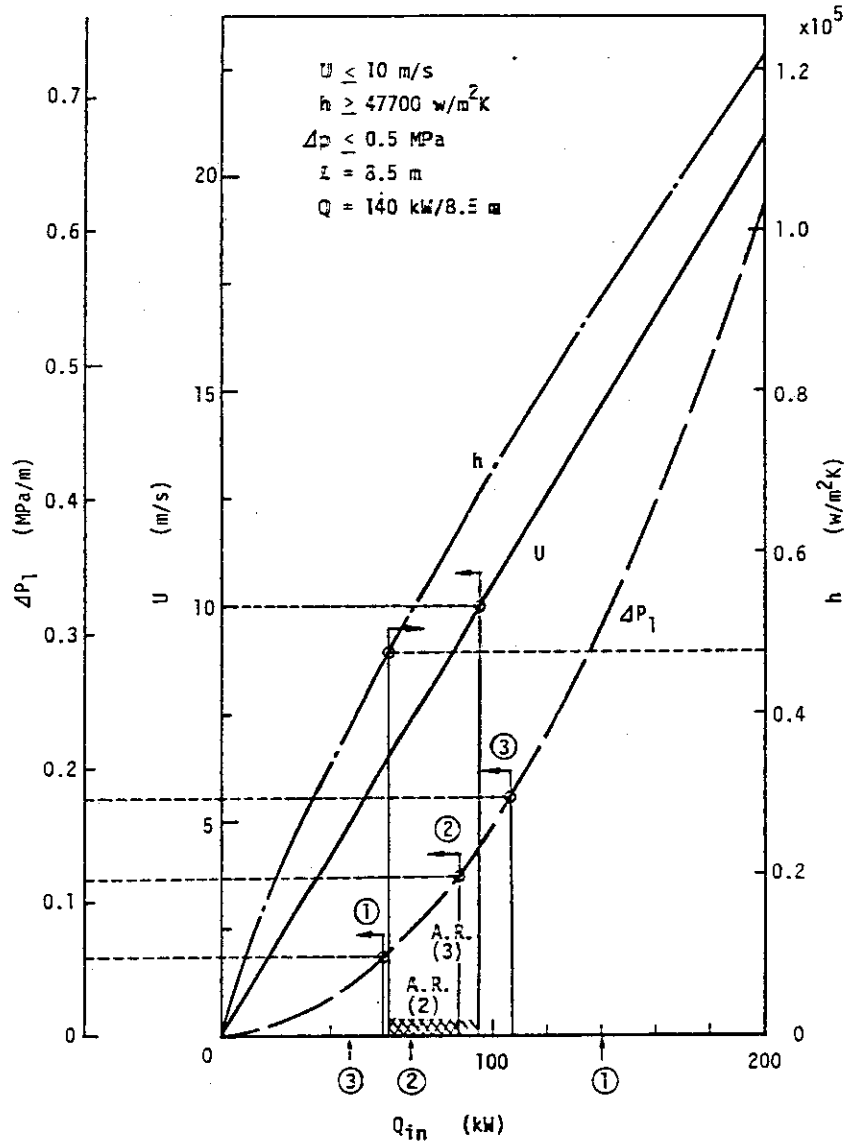


Fig.5.C.1 Results of Hydraulic Analysis

$\Delta T_{cool} = 40^\circ\text{C}$

6. 増殖ブランケット・フィージビリティ・スタディ

6.1	軽水冷却型動力炉とヘリウム冷却型動力炉の特性比較	447
6.2	核性能フィージビリティ・スタディ	451
6.3	軽水冷却型ブランケットの温度制御概念	463
6.4	ヘリウム冷却型ブランケットの温度制御概念	477
6.5	ヘリウム冷却用ブランケット構造材の使用温度に関する検討	494

6.1 軽水冷却型動力炉とヘリウム冷却型動力炉の特性比較

動力炉概念の基本的選択として冷却材選定がある。ここでは軽水冷却型動力炉と He 冷却型動力炉の特性比較を行なう。

Table 6.1.1 に両型式動力炉の特性比較を以下の項目について行なう。

- ・必要とされる冷却材圧力・温度条件
- ・構造材
- ・除熱性能
- ・トリチウム回収概念
- ・配管破断時ブランケット安全性
- ・増殖材温度制御性
- ・トリチウム増殖性能
- ・熱膨張対策
- ・冷却系（ポンプ動力，熱効率）

He 冷却型動力炉は、

- ・高熱効率が得られる。
- ・冷却材入口温度を 400℃以上とする事により，トリチウム連続回収に要求される増殖材最低温度の制御が不要となる。
- ・冷却材中のトリチウム分離が容易である。
- ・高 TBR が得られる。
- ・冷却材漏洩時に増殖材との反応が無い為安全性が高い。

等の利点を持つが，その特性を活かすためには高温構造材料の開発が不可欠である。

Table 6.1.1 Comparison of the performances of water- and helium-cooled blanket modules (1/3)

F/W: First Wall, B: Blanket

	Type 1	Type 2
Coolant	F/W : water B : water	F/W : helium B : helium
Coolant pressure and inlet/outlet temperature	F/W, B: 15 Mpa 280/ 320 °C	F/W, B: 5 ~ 10 Mpa 350~400/650~ °C
Structural material	existing materials and their improvement (e.g. modified 316 SS)	depends on helium temperature (New material is required for helium temperature as high as 650 °C)
Heat removal	relatively high	relatively low
Detritiation of the coolant	Coating on coolant tubes must be conducted to build technically reasonable detritiation system	tritium recovery system

(2/3)

Table 6.1.1

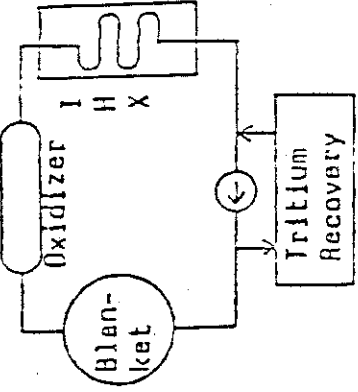
<p>Concept of tritium recovery system</p>		<p>Increase of the pressure in blanket by leak helium</p>
<p>Effects of pin holes of coolant tubes in blankets</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Formation of LiOH by the reaction of Li₂O with H₂O will cause mass transfer. • Increase of the pressure in blanket by vaporization of H₂O. 	<p>For helium temperature higher than 400°C, it is unnecessary to control the lower temperature, but the temperature range of the breeder becomes narrow.</p>
<p>Temperature control of breeder material</p>	<p>Layers should be required to control the lower level of breeder temperature. Helium gaps would be available in INTOR condition. Metallic or ceramic medium, however, would be required in DEMO condition.</p>	<p>high</p>
<p>Tritium breeding</p>	<p>low</p>	<p>high</p>

Table 6.1.1.1

(3/3)

Thermal stress	Countermeasures for thermal stress on blanket vessels should be required.	Countermeasures for thermal stresses of blanket vessels and thermal stress due to temperature differences between coolant inlet and outlet should be required.
Cooling system	water cooling system	helium cooling system
Pumping power	low	relatively high
Thermal efficiency	$\eta \sim 33\%$ for PWR condition	higher than type 1 ($\eta \sim 40\%$ for thermal power plant condition)

6.2 実用動力炉ブランケットの核性能フィージビリティ・スタディ

水冷却型ブランケット概念およびHe冷却型ブランケット概念に対する核性能フィージビリティスタディを実施した。

6.2.1 まえがき

実用動力炉のトリチウム増殖比と第1壁，ブランケットの核発熱を評価するためにニュートロニクス解析を実施した。ブランケット構造は次の2種類を考えた：

- i) 水冷却，PCA使用 —— TIS (Tube in Shell) 方式
- ii) He冷却，Mo合金使用 —— BIT/SM (Breeder inside Tube/Solid Moderator) 方式

ブランケットの設計仕様を Table 6.2.1 に示す。増殖比については正味 1.05 であるが，FER の解析¹⁾を参考にすると1次元計算で 1.10 の増殖比があればこれを満たすと予想できる。余裕を見込んで1次元計算で 1.15 をめやすとする。

(1) 水冷却ブランケット

製作性やコストから考えて増倍材無し，天然リシウム (Li_2O)，軽水 (H_2O) 冷却の構成が最も単純で安価であると考えられる。ただし，第1壁厚さと増殖比の関係を示した Fig. 6.2.1 から考えて，仕様 1.05 を満足するためには第1壁構造の合理化 (実質厚さの減少) が必要とされる。また増殖比に余裕を与えるためには，中性子増倍材や冷却材変更が必要となる。ここでは水冷却ブランケットの構成として次の4つを設定する：

- i) 第1候補 (reference) —— 中性子増倍材なし，天然 Li， H_2O 冷却
- ii) 第2候補 (alternative) —— Li_2O ペブルと Be ペブルの均質混合，ただし Be : Li_2O = 1 : 4 (体積比)^(注1)，30% ^6Li ， H_2O 冷却
- iii) 第3候補 (alternative) —— Be 5 cm^(注2) の増倍材前置，30% ^6Li ， H_2O 冷却
- iv) 第4候補 (alternative) —— 第1候補で第1壁の冷却を D_2O ，増殖材部は H_2O 冷却としたもの

(2) He冷却ブランケット

He冷却の場合には，増倍材を直接冷却することになるので，構造としては圧力管の中に増倍材 (ペレットあるいはペブル形状) を充填し，高圧 He を流すことにより，冷却とトリチウム回収を同時に行なう。圧力管は何本かをまとめてブランケット容器中に配置し，管と管の間には固体減速材 (グラファイト) を置く。この型式では増倍材 (Li_2O) の体積 (インベントリ) が TIS に比べて減少するため ^6Li を濃縮することにより補ない，中性子増倍材の設置が必要と予想される。また増殖比は Li_2O のインベントリ (特にブランケット前部の) に敏感なため，1.05 を満足させるためには，核的検討と熱構造設計を並行して進めなければならない。ただし今回の検討は核のみの予備的検討である。

(注1) Be 5 cmを前置した場合とほぼ同量の Be 量となる。

(注2) 冷却材温度条件から鉛 (Pb) は使えない。核計算では Be と Zr_5Pb_3 を用いている。

6.2.2 計算

(1) 計算方法

TBR のパラメータサーベイは1次元輸送解析コード ANISN により行なった。計算における近似は $S_8 - P_5$ を用い、核群定数は GICX 40 (中性子 42 群, ガンマ線 21 群) で行った。

1) 計算モデル

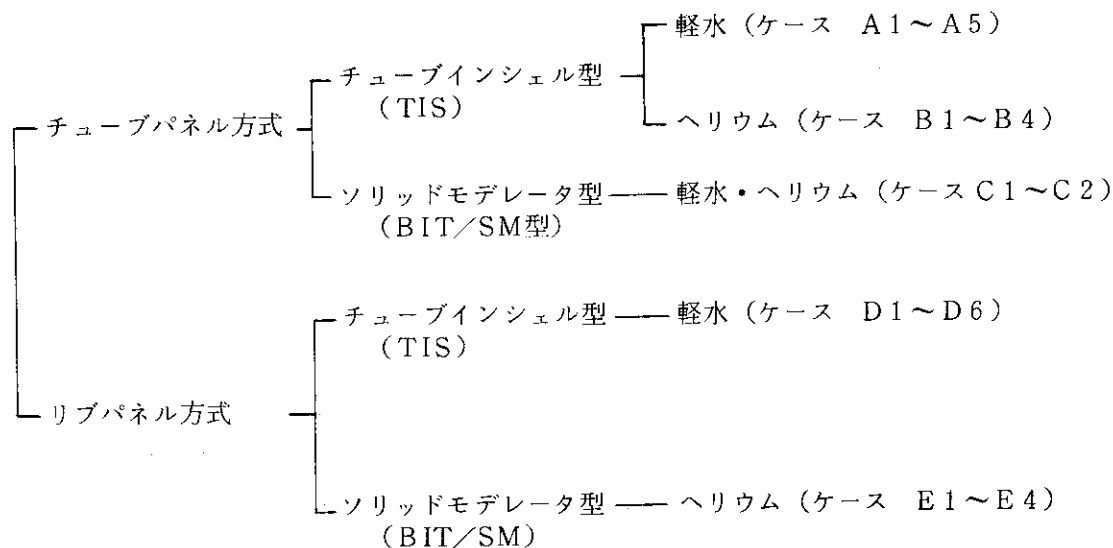
ブランケットのタイプとして TIS (Tube - in - Shell) 型と BIT/ST (Breeder Inside Tube / Solid Moderator) を採用し、下記の条件を考慮して Fig. 6.2.2, Fig. 6.2.3 に示す計算モデルを設定した。

- i) 第1壁の冷却はチューブパネル方式 (半円パネル付) およびリブパネル方式 (半円パネル付) とした。(Fig. 6.2.4)
- ii) 中性子増倍材としてベリリウム (Be) およびジルコニウム鉛 (Zr_5Pb_3) を検討した (厚さ 5 cm)。
- iii) 冷却材としては、軽水 (H_2O) とヘリウム (He) を検討した。
- iv) 増殖材は (a) Li_2O (85% T.D.) ペブル, 充填密度 70% (TIS 型)
(b) Li_2O (85% T.D.) ペレット (BIT/SM 型)

とした。

- v) 構造材としては、316 SS およびモリブデン合金を検討した。

計算ケースは大別して次の5タイプとし、Table 6.2.2 に各ケースの諸条件等を示す。



(2) 計算結果

Table 6.2.3 に結果の一覧表を示す。

チューブパネル方式については、第1壁が SC (Semicircular Tube) + 5 + 7.5 + 7.5 (mm) と厚いこともあり、軽水冷却で最大 TBR 1.045 と低い値となった。このケース A-5 は増倍材の代わりに反射材を End Wall の前に (10 cm) 設けた天然 Li 使用のものである。ヘリウム冷却では、30% 6Li について、TIS のタイプで Be 5 cm の時 TBR 1.38, Zr_5Pb_3 5 cm の時

最大 TBR 1.410 となった。また天然 Li 使用では、同型式の軽水冷却に比べて約 15% 高い 1.169 を得た。増倍材 (Be, Zr_5Pb_3) の使用に関しては、軽水冷却で Be が、ヘリウム冷却では Zr_5Pb_3 が高いという結果を得た。

リブパネル方式については、第 1 壁が SC + 3 + 3 + 3 と薄いため天然 Li, 軽水, 増倍材なし (D-1) の条件で TBR 1.142 となった。このケースで Li_2O を Be- Li_2O (1:4) の混合タイプ (D-4) でおき変えると TBR 1.246 と約 9% の増となった。ソリッドモデレータタイプでは各増殖領域 (I 4.1 cm, II 4.8 cm, III 8.1 cm) の層を増加させることによる TBR の挙動を調べた。その結果を Fig. 6.2.5 に示した。ただしケース E-4 のペレットタイプの Li_2O 組成比は I 31%, II 36.1%, III 38.7% である。

ケース D-1 の発熱率分布を Fig. 6.2.6 に、各ゾーンの発熱量を Table 6.2.4 に示した。

6.2.3 検 討

(1) 水冷却型ブランケット

Tube panel 方式の第 1 壁の場合には ~ 1.15 を満足しない。中性子増倍材を置いて、 6Li を濃縮しても負の効果しかでない。これは INTOR でも指摘されたように増倍材の効果が出るための第 1 壁の限界厚さというものが存在し、Tube panel 方式ではこの限界厚さを超えているからと思われる (Fig. 6.2.1 参照, 但し SS, H_2O , multiplier の構成により限界厚さは変わる)。第 1 壁構造を合理化して Ribbed panel 方式とすれば、増倍材なしでも 1.15 近くに達するとともに、増倍材が正の効果を持つようになる。INTOR 設計²⁾で明らかにされたように増倍材を独立した領域として前置するよりも、増倍材と増殖材を同一領域に均質混合した方が高い増殖比を得ることができる。具体的構造としては Be ペブルと Li_2O ペブルを均質に混合して充填する。同程度の量の Be でも前置するよりも均質混合した方が数%良くなっている。

(2) He 冷却型ブランケット

TIS 構造のまま、 $H_2O \rightarrow He$, PCA \rightarrow Mo の変換を行なうと増殖比は ~ 1.15 を超える。特に中性子増倍材を置くと ~ 1.4 まで増加する。これは第 1 壁内での中性子エネルギーの減衰が小さく中性子増倍効果が有効に働くためである。

熱・構造設計の観点から He 冷却では TIS 構造はとれず BIT/SM 構造となる。この場合、増殖材料が減少するため、 6Li 濃縮で補うことにしても TIS と比べると増殖比はかなり減少する。 ~ 1.15 を満足するブランケットを設計するためには、核と熱構造設計を連結したかなり詳細な検討が必要である。具体的には、増殖材を充填する圧力管のサイズ (充填する増殖材の量)、本数 (大半径方向の列の数) 等について詳しく検討しなければならない。

(3) 中性子増倍材

温度条件から考えて可能な増倍材として、Be と Zr_5Pb_3 が選定された。水冷却の場合は明らかに Be の方が優れているが、He 冷却の場合には Zr_5Pb_3 が Be と同等以上の性能を発揮する。これは、Be は確かに $(n, 2n)$ 反応のしきい値が低く増倍性能は優れているが、同時に減速効果も大きく、中性子が構造材に吸収される割合が大きくなる。これに対し Zr_5Pb_3 でしかも He 冷却の場合には減速効果が非常に弱く、構造材で吸収される確率が非常に小さくなる。

水冷却 (TIS) ブランケットでは増倍材なしでも仕様を満足するが、He 冷却 (BIT/SM)

で増倍材をつける場合には Be でも Zr_3Pb_3 のどちらでも可能と考えられる。ただし Zr の核定数が GICX 40 の中に無い。今回、原研が新規に作成したものを使用しているが、ガンマ線断面積が作成されていないので発熱計算を行っていない。

6.2.4 まとめ

(1) トリチウム増殖比

1) 水冷却型ブランケット

Semicircular tube panel と Tube panel を結合した第 1 壁の場合には正味の増殖比 1.05 (1 次元計算で ~ 1.15) を満たすのはかなり難しい。第 1, 3, 4 候補では不可で第 2 候補のみが可能がある。第 1 壁を合理化 (Semicircular tube panel と Ribbed panel の結合) した場合には、第 1 \sim 4 候補のどれでも仕様を満足すると予想される。したがって最も単純で安価な第 1 候補構造を reference とする。計算の不確定性により、増殖比に余裕が必要な場合には、第 2, 3, 4 候補の alternatives により増殖比の増加を図らねばならない。

2) He 冷却ブランケット

水冷却型ブランケット (TIS) の reference 構造で単純に水を He に置きかえた場合、核的には仕様 1.05 を満足する。しかし熱・構造設計の面からは TIS は成立せず、BIT/SM 構造を採用した。この場合、増殖比は増殖材のインベントリに敏感であるため²⁾、圧力管のサイズや本数、ペレットのサイズまたはペブルの充填量などを核設計と熱・構造設計が矛盾しないように設定する必要がある。また TIS 構造に比べ非均質性の強い構造となっているため、正確な核計算は 2 次元以上で行なう必要がある。今回の計算は 1 次元であるが、ともかく ~ 1.15 を満足するような増殖材のインベントリと配置を設定した。この構成を実際の構造に焼き直してみても、成立の可能性を検討しなければならない。

(2) 核発熱

水冷却型の reference ブランケットの場合、中性子 1 個あたりの核発熱は 16.72 MeV でエネルギー増倍係数は ~ 1.19 である。D-T 中性子に起因する熱出力は ~ 3040 MW となる。これに表面熱負荷を加えると、総熱出力は ~ 3680 MW となる。ただし以上の議論は 1 次元計算を元にしたもので、内側ブランケットと外側ブランケットの構造的な差や coverage, プラズマ内の中性子発熱密度分布等を考慮した詳細な発熱分布は 3 次元計算により評価しなければならない。

参考文献

- 1) S. Mori, Y. Seki, et al., "Nuclear Analysis of Blanket and Shield Design for Tokamak Fusion Experimental Reactor", 6th International Conference on Radiation Shielding, May (1983).
- 2) Japanese Contributions to IAEA INTOR Workshop, Phase IIA Chapter VIII: Tritium and Blanket, JAERI-M 82-175 Nov. (1982).

Table 6.2.1 ブランケット設計仕様

トリチウム増殖比	1.05 ^{※1)}
トーラス内側厚さ	≤ 40 cm
トーラス外側厚さ	≤ 50 cm
トリチウム増殖材	Li ₂ O
トリチウム増殖材使用温度	400 °C ~ 1000 °C
構造材 / 冷却材	PCA / H ₂ O と Mo合金 / He の2ケース
水 冷却材入口 / 出口温度	280 / 320 °C
He 冷却材入口 / 出口温度	設計検討によって決定します。
構造材温度	PCA : 最高 450 °C Mo合金 ^{※2)} 700 ~ 1100 °C

※1) 開口部などを除いた実質増殖域の値です。必要に応じて中性子増殖倍材を使用することは可とします。

※2) 物性値はTZMのものを使用します。
製造、加工及び溶接性についてはステンレス鋼並と仮定します。

Table 6.2.2 Parametric Analysis of Tritium Breeding Ratio for Commercial Fusion Reactor (1/2)

Case No.	Blanket Type	FW Type	FW Thickness (mm)	Structure Material	Coolant	⁶ Li Enrichment (%)	Multiplier (5 cm)	Moderator	Blanket Len. (cm)	Remarks	TBR
A-1	TIS	Tube	SC*+5+7.5+7.5	316SS	H ₂ O	30	Be		50	See Fig. 6.2.2	1.044
A-2	TIS	Tube	"	316SS	H ₂ O	30	Be		40	Inner Blanket	1.005
A-3	TIS	Tube	"	316SS	H ₂ O	Natural	Be		50		1.014
A-4	TIS	Tube	"	316SS	H ₂ O	30	Zr ₅ Pb ₃		50		1.014
A-5	TIS	Tube	"	316SS	H ₂ O	Natural		C flong of EW	50	Moderator Zone Thickness 10 cm	1.045
B-1	TIS	Tube	"	Mo	He	30	Be		50		1.383
B-2	TIS	Tube	"	Mo	He	30	Be		40	Inner Blanket	1.289
B-3	TIS	Tube	"	Mo	He	30	Zr ₅ Pb ₃		50		1.410
B-4	TIS	Tube	"	Mo	He	Natural		C flong of EW	50	Moderator Zone Thickness 10 cm	1.169
C-1	SM	Tube	"	316SS	H ₂ O	30	Zr ₅ Pb ₃	C	50	(See Fig. 6.2.3)	0.738
C-2	SM	Tube	"	Mo	He	30	Zr ₅ Pb ₃	C	50	See Fig. 6.2.3	1.045

* SC = Semicircular type.

Table 6.2.2 Parametric Analysis of Tritium Breeding Ratio for Commercial Fusion Reactor (2/2)

Case No.	Blanket Type	FW Type	FW Thickness (mm)	Structure Material	Coolant	⁶ Li Enrichment (%)	Multiplier	Moderator	Blanket Thickness (cm)	Remarks	TBR
D-1	TIS	Rib	SC*+3+3+3 d=3, e=3	316SS	H ₂ O	Natural			50	See Fig. 6.2.4	1.142
D-2	TIS	Rib	SC+2+3+3 d=3, e=3	316SS	H ₂ O	Natural			"		1.149
D-3	TIS	Rib	1.5+3+1.5 d=4, e=2	316SS	H ₂ O	Natural			"		1.174
D-4	TIS	Rib	SC+3+3+3 d=3, e=3	316SS	H ₂ O	30			"	Be:Li ₂ O=1:4 mixing	1.246
D-5	TIS	Rib	"	316SS	H ₂ O	30	Be		"		1.196
D-6	TIS	Rib	"	316SS	FW only D ₂ O/H ₂ O	Natural			"		1.173
E-1	SM	Rib	"	Mo	He	30	Be	C	"	See Fig. 6.2.4** X=2 Y=1, Z=1	1.082
E-2	SM	Rib	"	Mo	He	30	Be	C	"	X=2, Y=2, Z=1	1.104
E-3	SM	Rib	"	Mo	He	30	Be	C	"	X=4, Y=2, Z=1	1.121
E-4	SM	Rib	"	Mo	He	30	Be	C	"	Pebble Type X=2, Y=2, Z=1	1.150

* SC = Semicircular Type.

** Figures show the number of each breeder zone which replaces the moderator zone.

Table 6.2.3 Results of Commercial Fusion Reactor Parameter Analysis

	T ₆	T ₇	Total		T ₆	T ₇	Total
A-1	0.944	0.100	1.044	D-1	0.848	0.294	1.142
A-2	0.923	0.082	1.005	D-2	0.848	0.301	1.149
A-3	0.880	0.134	1.014	D-3	0.855	0.319	1.174
A-4	0.920	0.094	1.014	D-4	1.072	0.173	1.246
A-5	0.796	0.249	1.045	D-5	1.081	0.115	1.196
B-1	1.247	0.136	1.383	D-6	0.878	0.295	1.173
B-2	1.175	0.114	1.289	E-1	1.033	0.049	1.082
B-3	1.282	0.128	1.410	E-2	1.047	0.057	1.104
B-4	0.835	0.334	1.169	E-3	1.063	0.058	1.121
C-1	0.711	0.027	0.738	E-4	1.086	0.064	1.150
C-2	0.796	0.249	1.045				

Table 6.2.4 Thermal Power by Nuclear Heating
(Case D-1)

Component	Thermal Power (MW)
First Wall	418.8
Breeder Zone	2556.8
End Wall	64.8
Shield Zone	94.1
Total	3134.5

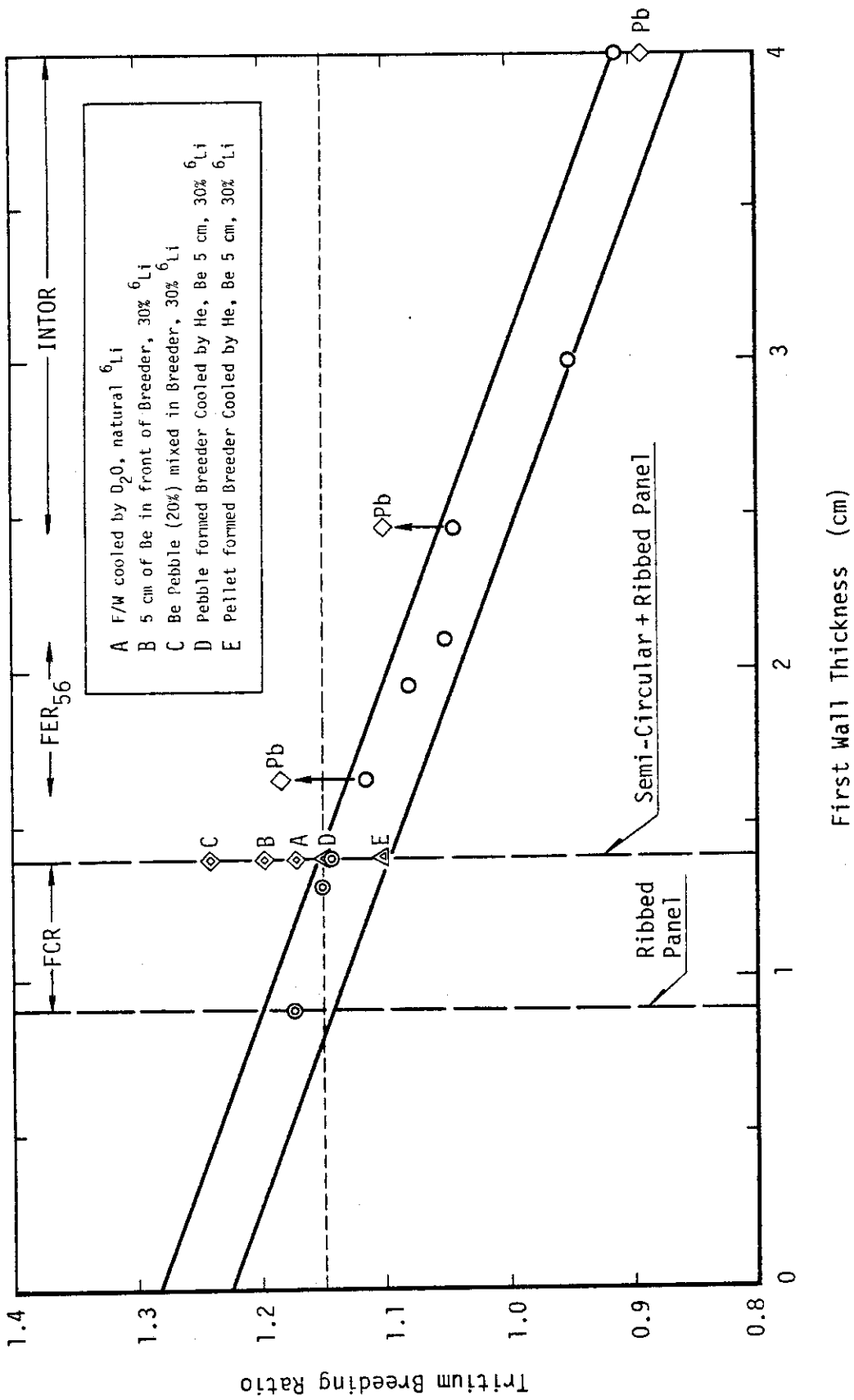


Fig.6.2.1 Effect of First Wall Thickness on TBR (for H₂O Cooled, Non-multiplier, natural ⁶Li Blanket)

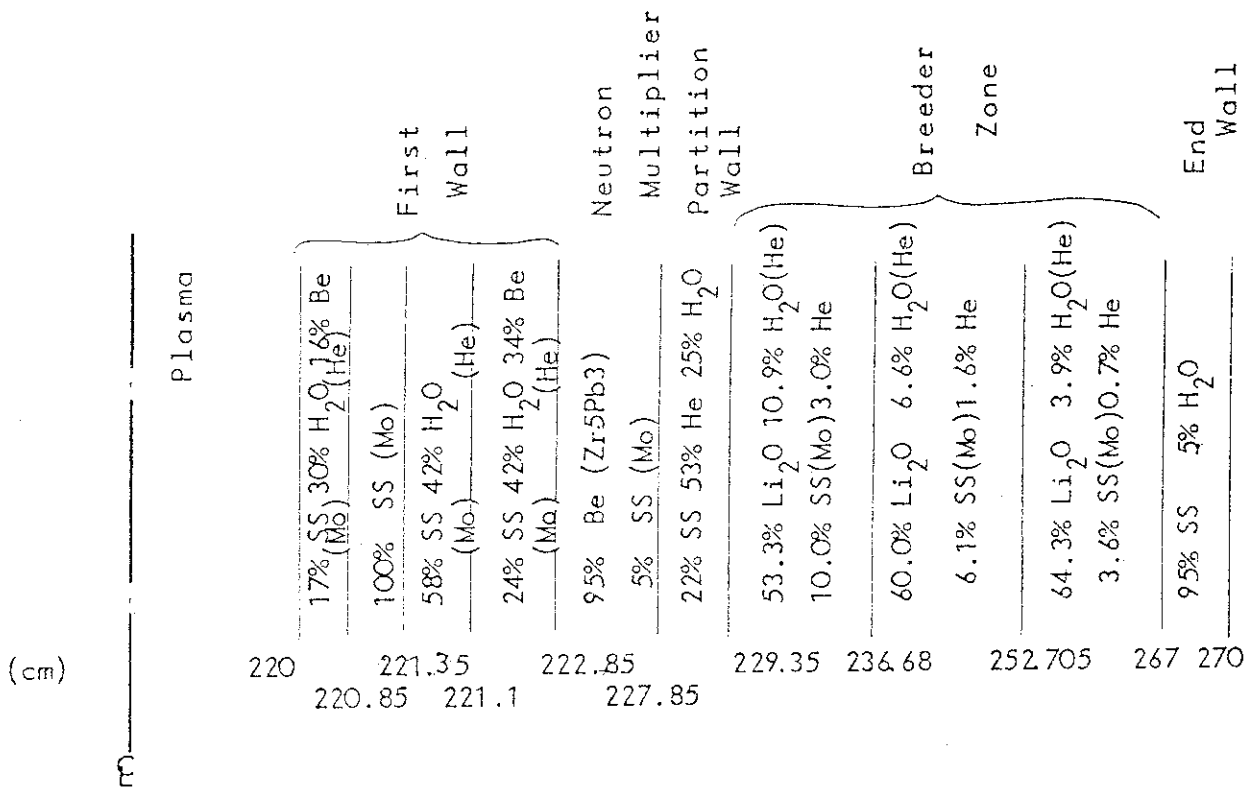


Fig.6.2.2 Geometrical Model for ANISN Calculation (TIS type)

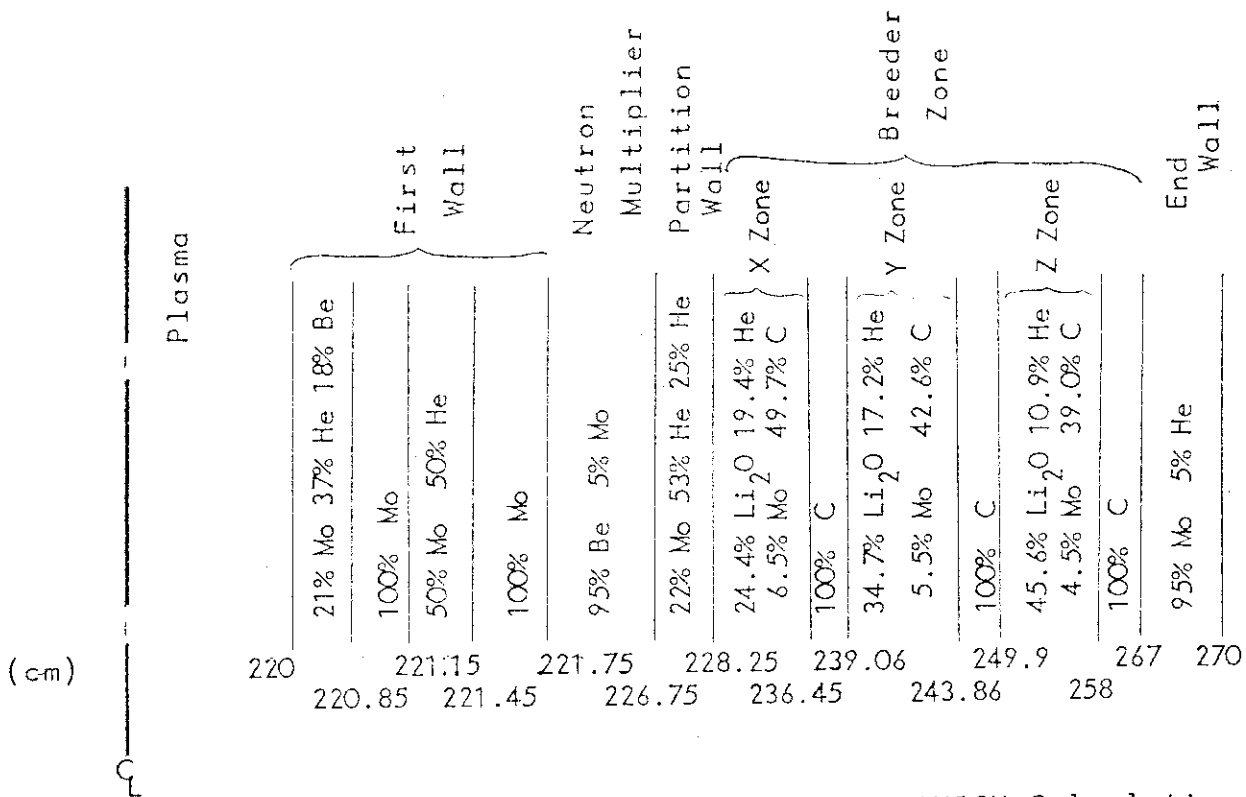
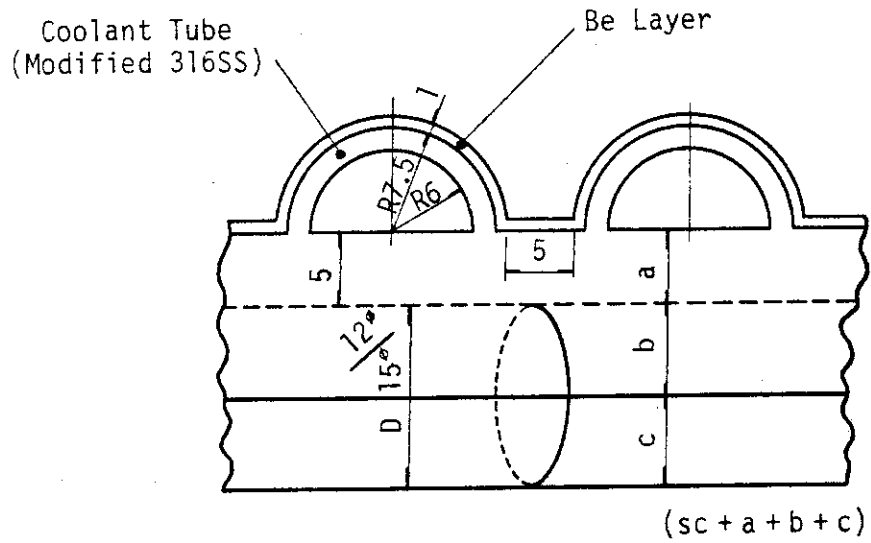
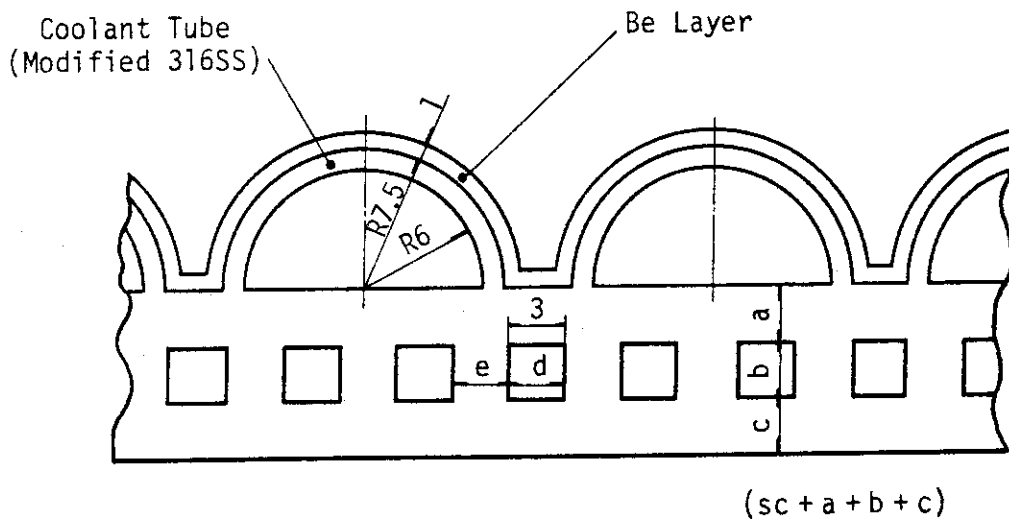


Fig.6.2.3 Geometrical Model for ANISN Calculation (BIT/SM type)



a) Tube Panel Type



b) Ribbed Panel Type

Fig.6.2.4 First Wall Configuration

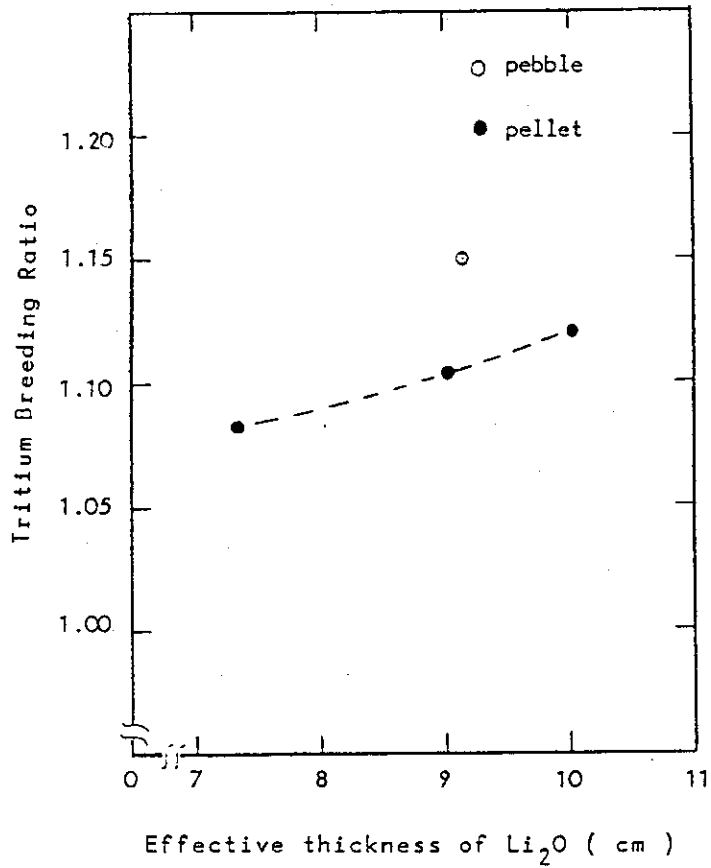


Fig.6.2.5 Thickness of Li_2O vs T B R for Solid Moderator Type

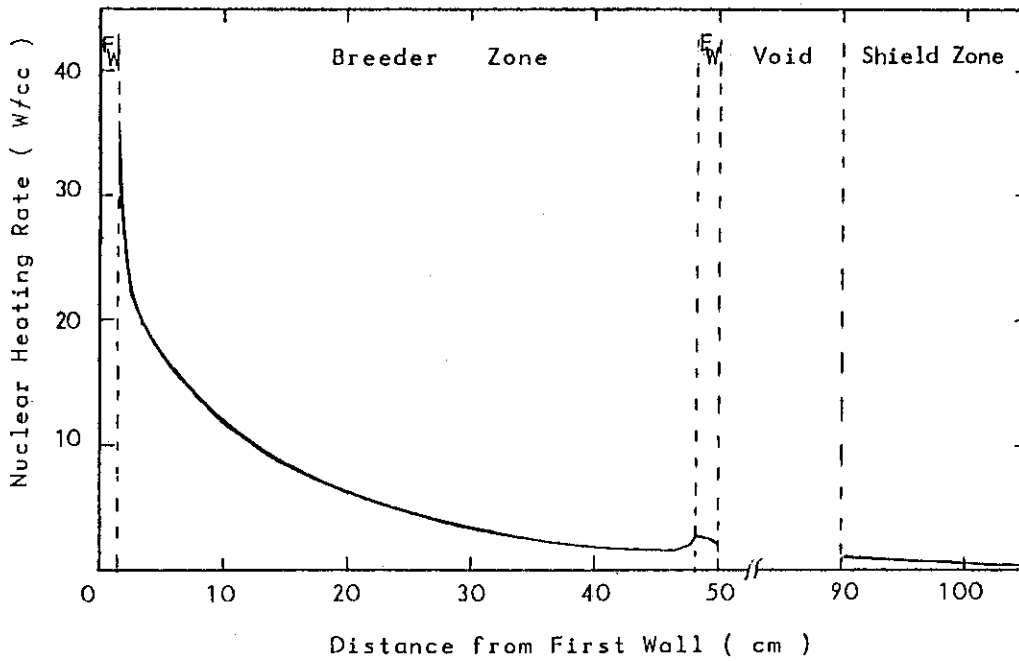


Fig.6.2.6 Distribution of Generated Heating Rate

6.3 軽水冷却型ブランケットの温度制御概念

6.3.1 軽水冷却型ブランケットの冷却管配列

本検討では軽水冷却トリチウム増殖ブランケットとしてペブル状の増殖材を、冷却管の周囲に充填するチューブ・イン・シェル型 (TIS) ブランケットを採用した。このようなブランケットについて ANISN による核発熱率計算結果を用い、ブランケット内の冷却管配列を求めた。検討は次の2ケースについて実施した。

CASE 1 増殖領域には酸化リチウム (${}^6\text{Li}$ の濃縮をしない) のみを充填する。

CASE 2 増殖領域には同じ形状の酸化リチウム (30% ${}^6\text{Li}$) : 80% と金属ベリリウム : 20% を均一に混合する。

それぞれのケースについて増殖材最低温度 : 450 °C, 増殖材最高温度 : 950 °C とする。冷却管配列が決定された。

(1) 目的

トカマク型実用動力炉用の軽水冷却トリチウム増殖ブランケットに関して、増殖材領域の温度を連続的なトリチウム回収に要求される温度範囲に制御しうる冷却管の配列を決定する。

(2) 計算

1) 手法

冷却管配列計算は 2-D 温度分布補正を考慮した冷却管配列決定プログラムを用いる。このプログラムでは、i) 径方向の核発熱率分布、ii) 酸化リチウムおよびベリリウム熱伝導率の温度依存性を考慮している。また、増殖領域の熱伝導率としては輻射熱伝達、ページガスの対流の効果を含む充填層の有効熱伝導率を用いている。(ただし、ページガスの対流の効果は無視できる。) さらに管壁近傍の充填率低下も見込んでいる。

2) 計算ケース

次の2ケースについて実施した。

CASE 1 増殖領域には酸化リチウム (${}^6\text{Li}$ の濃縮をしない) のみを充填する。

CASE 2 増殖領域には同じ形状 (直径 1 mm の球形ペブル) の酸化リチウム (${}^6\text{Li}$ を 30% 濃縮する) を 80%, 金属ベリリウムを 20% 均一に混合する。

CASE 1 は単純なブランケット構造を考慮したものである。一方、CASE 2 は金属ベリリウムが中性子増倍作用、良好な中性子減速性能、高い熱伝導率を有していることを利用して核性能 (トリチウム増殖比) および熱性能 (有効熱伝導率) の向上を図る概念として提案するものである。

3) 計算条件

i) ブランケット厚さ	500.0 mm
第1壁部	17.5 mm
増殖部	427.5 mm
後壁部	55.0 mm

ii) 増殖材	酸化リチウム (85% T.D)
形状	球形ペブル (直径 1 mm)
充填率	{ 0.7 0.3 (壁近傍)
iii) 冷却管	316 Stainless Steel Tube
	8 mm
	10 mm
iv) 増殖材最低温度制御用熱抵抗	
厚さ	0.5 mm (仮定)
v) 運転時増殖材温度*	
最低	450 °C
最高	950 °C
	ただし、第1壁による冷却の効果を考慮する。
vi) 増殖領域核発熱率	Table 6.3.1 参照

(3) 結果

CASE 1, CASE 2 について、決定された冷却管の配列 (ピッチ) をそれぞれ Fig. 6.3.1 および Fig. 6.3.2 に示す。この結果より次のようなことがわかった。

- i) 必要な冷却管列は CASE 1, CASE 2 とともに 12 列である。
- ii) CASE 1 において最前列の冷却管ピッチは 20.3 mm (管壁管隔 9.3 mm), 最後列の冷却管ピッチは 43.6 mm (管壁間隔 32.6 mm) となる。
- iii) CASE 2 では最前列の冷却管ピッチは 19.6 mm (管壁間隔 8.6 mm), 最後列の冷却管ピッチは 46.2 mm (管壁間隔 35.2 mm) である。

CASE 2 のブランケット前部で有効熱伝導率が大いにもかかわらず (Fig. 6.3.3 参照), 冷却管ピッチが小さくなるのは ${}^6\text{Li}$ による T 生成反応数が増加し, 核発熱率が增大しているためである。また CASE 2 における Be の混合比は 20% であるが, これを増加させることによってさらに有効熱伝導率を向上させることは可能である。

6.3.2 実用動力炉用ブランケット冷却管ピッチ感度評価

動力炉ブランケット第1列の冷却管ピッチについて、異なる条件下で冷却管ピッチ (および冷却管間隔) がどのように変化するかを検討した。

(1) Reference case

- i) 増殖材 Li_2O ペブル, 1 mm ϕ , 85% T.D., 70% 充填
- ii) 増殖材最低/最高温度 450/900 °C
- iii) 冷却管内径/外径 8/10 mm, 熱抵抗材厚 0.5 mm
- iv) 発熱率分布 : 第1列の条件として次式を用いる。

$$Q (\text{W/cc}) = 27.6 \times \exp(-0.1244 x)$$

* トリチウム連続回収に要求される温度は 400 °C ~ 1000 °C であるが, 不確かさを考慮して余裕をみる。

(2) 検討項目

i) 増殖材最高温度	700, 800, 1000 °C
ii) 増殖材形状	ブロック状 (60% T.D の $\lambda_{\text{Li}_2\text{O}}$ 使用)
iii) 発熱率	10% UP
iv) Be 混合	50% 均一混合
v) 冷却管内径/外径	10/12, 12/15 mm
vi) ペブル径	3 mm ϕ
vii) Li_2O 熱伝導率	1.8 W/mK : constant (照射効果を考慮)

(3) 結果

サーベイ結果を Table 6.3.2 および Fig. 6.3.4 に示す。また冷却管間隔に対する各条件の感度を Table 6.3.3 にまとめる。また冷却管外表面における熱流束の値を用いて、必要な熱抵抗層をヘリウムガスの厚さとして示した。実用動力炉第1列の発熱率条件ではヘリウムガスキャップの厚さが約 0.1 mm であり、現実的ではない。従ってセラミックスコーティング等他の熱抵抗層を用いることが要求される。

冷却管ピッチは Reference Case で 19.7 mm ($w = 8.7$ mm) となる。ブロック状増殖材の使用および Be 球の混合により冷却管ピッチを比較的大きくとることができるが、その効果はあまり大きくない。また、これらの改善策には次に示すような問題点がある。

i) ブロック状増殖材の使用

- 冷却管外表面 (熱抵抗材外表面) と増殖材との接触抵抗を考慮しなければならない。この値によっては十分な効果が期待できないこともありうる。
- 充填方法を確立する必要がある。
- 熱応力によってブロックに割れが生じることが予想され、その健全性が疑問である。

ii) Be 球の混合

- スウェリング, T 吸着, 共存性 etc の確認が必要である。

以上の検討により BOT/NM 型ブランケットにブロック状増殖材を使用することは疑問である。Be 球の混合については今後の検討課題と考える。

6.3.3 増殖ブランケット内冷却管周囲の温度制御層に関する検討

実験炉級の核融合炉 (INTOR, FER) においては増殖材部分の温度制御として、冷却管周囲のスタグナント・ヘリウム層による方法が有効である。しかし、DEMO 炉および動力炉では INTOR, FER に比べ熱負荷が増大することから、スタグナント・ヘリウム層の厚さが極端に薄く、非現実的な設計になる恐れがある。ここでは温度制御法として、冷却管周囲のヘリウムを流動させる方法、および solid medium の温度制御層を設ける方法の二つを考え、熱負荷が増大した場合の温度制御の可能性について検討した。

結果として、前者は熱負荷増大に対してはあまり効果がなく、後者はむしろ熱負荷の大きなところで効果的であった。ただし、後者については solid medium の材料選定および冷却管への接着方法 (コーティングの場合は必要厚さの確保) が問題であり、また、熱的問題の基礎としての DEMO 炉および動力炉におけるブランケット内発熱密度の精度良い評価が問題である。

(1) ギャップ内ヘリウムを流動させる場合

ここでは冷却管周囲のギャップ内のヘリウムを流動させることにより、ギャップ部での熱伝達を促進させ、現実的なギャップ幅での増殖材温度制御が可能かどうかを検討する。

1) 基礎式

$$Re = \frac{v(d_3 - d_2)}{\nu} \times 10^{-3} \dots\dots\dots (6.3.1)$$

$$\alpha = \frac{d_2}{d_3} \dots\dots\dots (6.3.2)$$

$$Nu = 4.6 + 0.785 \alpha^{*1)} \dots\dots\dots (6.3.3)$$

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{(d_3 - d_2) \times 10^{-3}} \dots\dots\dots (6.3.4)$$

$$\Delta T_g = \frac{(1 + \frac{d_2}{d_3}) \cdot q''}{(1 + \frac{d_3}{d_2}) h_{rad} + h} \dots\dots\dots (6.3.5)$$

$$f = \frac{64}{Re} \cdot \frac{(1 - \alpha)^2}{1 + \alpha^2 - \frac{1 - \alpha^2}{\ln(1/d)}} \dots\dots\dots (6.3.6)$$

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{(d_3 - d_2)} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \frac{1}{10} \dots\dots\dots (6.3.7)$$

Re :	レイノルズ数	ΔT_g :	ギャップ内外面温度差 $^{\circ}C$
v :	流速 m/s	q'' :	冷却管外面 (ギャップ内面) 熱流速 W/m^2
d_1 :	冷却管内径 mm	h_{rad} :	輻射の熱伝達への寄与を考慮した係 数 $W/m^2 K^{*2)}$
d_2 :	〃 外径 mm	f :	摩擦損失係数
d_3 :	ギャップ外径 mm	ΔP :	圧力損失 kg/cm^2
ν :	動粘性係数 m^2/s	L :	流路長さ m
α :	ギャップ内外径比	$g = 9.81$	m/s^2
Nu :	ヌッセルト数	γ :	比重量 kg/m^3
h :	熱伝達率 $W/m^2 K$		
λ :	熱伝達率 W/mK		

* 1) 円環での層流に対する D_{wyer} のデータを fitting した式

* 2) ヘリウム流れにより除去される熱量が非常に小さい (即ち, Fig. 6.3.5 において $\Delta Q \approx 0W$) と仮定した場合の関係式 (付録 6. A 参照)

2) 計算条件

- ヘリウム条件 : 0.1 MPa, 400 °C
 $\lambda = 0.274 \text{ W/mK}$
 $\gamma = 7.01 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^3$
 $\nu = 4.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
- 冷却管外径 : 10 mm
 冷却管外面温度 : 350 °C
 冷却材流速 : 10 m (層流を仮定)

3) 計算結果

ギャップ幅を 1 mm および 2 mm (即ちギャップ外径 $d_3 = 12 \text{ mm}$ or 14 mm) とした場合のギャップ外面温度およびギャップ内面温度差を Fig. 6.3.6 に示す。また、各場合の圧力損失値は以下に示す通りである。

d_2 (mm)	d_3 (mm)	v (m/s)	Re	f	ΔP (kg/cm ² /m)	N_u	h (W/m ² K)	$(1 + \frac{d_3}{d_2}) h_{\text{rad}} + h$ W/m ² K
10	12	10	41.2	2.33	0.0416	5.25	720	791
10	14	10	82.3	1.16	0.0104	5.16	354	422

INTOR 条件における冷却管への熱流束は、冷却管外面位置 (10 mm ϕ) で最前列で $1.24 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 、最後列で $5.41 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ と想定される (付録 6. B 参照)。DEMO 炉ではこれの 1.5 ~ 2 倍になると考えられるが、一例として 1.5 倍の場合を考えると増殖材最低温度 (即ち、ギャップ外面温度) は、ギャップ幅 1 mm ($d_3 = 12 \text{ mm}$) の時、最前列で 780 °C、最後列で 540 °C である。増殖材最高温度 1000 °C の制限を考えると前列部分では温度制御に対する余裕が少ない。また、すでに INTOR 条件に対して最前列でギャップ外面温度が ~ 620 °C となっていること、動力炉ではさらに熱負荷条件が厳しくなることを考えると、本方式による温度制御は適合性がないと思われる。

(2) Solid Medium を設置する場合

DEMO および動力炉では、増殖材領域 (とくにプラズマに近接した冷却管列部分) において、ヘリウムギャップを用いた温度制御を行なうことは困難である。ここでは、温度制御用に固体媒体を使用した場合に対し、その実現の可能性について検討する。

1) 基礎式

Fig. 6.3.7 の冷却管および Solid Medium 部分に生じる温度差は、

$$\Delta T_{32} = T_3 - T_2$$

$$= \frac{q_2'' (r_3^2 - r_2^2)}{4 \lambda_2} + \left(\frac{q_3'' r_3}{x_2} + \frac{r_3^2 q_2''}{2 \lambda_2} \right) \ell_n \frac{r_3}{r_2} \dots\dots\dots (6.3.8)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{21} &= T_2 - T_1 \\ &= - \frac{q_1''' (r_2^2 - r_1^2)}{4 \lambda_1} + \left(\frac{q_2'' r_2}{\lambda_1} + \frac{r_2^2 q_1'''}{2 \lambda_1} \right) \ell n \frac{r_2}{r_1} \dots\dots\dots (6.3.9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{10} &= T_1 - T_0 \\ &= \frac{q_1''}{h} \dots\dots\dots (6.3.10) \end{aligned}$$

ただし

$$q_3'' = \frac{r_2 q_2''}{r_3} - \frac{(r_3^2 - r_2^2) q_2'''}{2 r_3} \dots\dots\dots (6.3.11)$$

$$q_1'' = \frac{r_2 q_2''}{r_1} + \frac{(r_2^2 - r_1^2) q_1'''}{2 r_1} \dots\dots\dots (6.3.12)$$

記 号

- | | | | |
|------|-----------------------------|--------|-----------------------------|
| T | : 温度 (°C) | q'' | : 熱流束 (W/m ²) |
| r | : 半径 (m) | λ | : 熱伝導率 (W/mK) |
| q''' | : 内部発熱率 (W/m ³) | h | : 熱伝達率 (W/m ² K) |
| | | suffix | : Fig. 6.3.7 参照 |

今、第1次近似として内部発熱 (q₁^{'''}, q₂^{'''}) に基づく温度差が表面熱流束 (q^{''}) によるものに比べて十分小さいと仮定すると *3) 式(8)~(12)より

$$\Delta T_{32} = \frac{q_2'' r_2}{\lambda_2} \ell n \frac{r_3}{r_2} \dots\dots\dots (6.3.13)$$

$$\Delta T_{21} = \frac{q_2'' r_2}{\lambda_1} \ell n \frac{r_2}{r_1} \dots\dots\dots (6.3.14)$$

$$\Delta T_{10} = \frac{r_2 q_2''}{r_1 h} \dots\dots\dots (6.3.15)$$

2) 計算条件

- | | | |
|---------|---|-------------------------------------|
| 冷却管材料 | : | 316 SS |
| | | λ ₁ = 17.4 W/mK (320 °C) |
| 冷却管内径 | : | 8 mm |
| “ 外径 | : | 10 mm |
| 入口冷却材温度 | : | 280 °C |
| 出口 “ “ | : | 320 °C |

冷却材熱伝達率 : $30000 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{*4)}$

Solid Medium : Al_2O_3

$$\lambda_2 = 2.74 \text{ W/mK}$$

3) 計算結果

Solid Medium の充填幅をパラメータとし、冷却管外面の熱流束 (q_2') に対する Solid Medium 外面の温度 T_3 を出口部および入口部について Fig. 6.3.8 に示す。最前列冷却管において、増殖材の最低温度 450°C を確保するためには INTOR の 1.5 倍の発熱条件に対して約 3 mm, 2 倍の発熱条件に対して約 2 mm の厚さの Al_2O_3 が必要である。最後部については 3 mm 程度の Al_2O_3 では増殖材最低温度 450°C を確保することができず、もっと厚いものが必要となる。このことから、増殖材の温度制御として前列部分では Al_2O_3 を、後列部分ではヘリウムギャップを用いた方式とすることも考えられるが、その際、プラズマ側から何列目までを Al_2O_3 を用い、また何列目からヘリウムギャップとするかについては詳細解析が必要である。

動力炉においては熱負荷がかなり高く、INTOR 条件の 3~5 倍となることが予想され、この場合には増殖材の温度制御に対して Al_2O_3 を用いることの可能性が高くなるものと思われる。今後の検討として、

- DEMO 炉および動力炉における発熱条件の評価
- Al_2O_3 以外の Solid Medium (metallic or ceramic) に対するサーベイ検討があり、これらに伴う温度制御可能性検討の見直しがある。

*3) 付録 6.C 参照

*4) 付録 6.D 参照

Table 6.3.1 Nuclear Heating Rates in Breeder Region

Case 1 : Li ₂ O 100 %		
$x \leq 7.33$ (cm)	Q(W/cc)	$= 29.3 \times \exp(-0.114x)$
$7.33 < x \leq 23.35$	Q	$= 18.9 \times \exp(-0.0603x)$
$23.35 < x$	Q	$= 12.4 \times \exp(-0.0440x)$
Case 2 : Li ₂ O 80 %, Be 20 %		
$x \leq 7.33$ (cm)	Q(W/cc)	$= 37.9 \times \exp(-0.140x)$
$7.33 < x \leq 23.35$	Q	$= 21.5 \times \exp(-0.0644x)$
$23.35 < x$	Q	$= 13.5 \times \exp(-0.0458x)$

(Calculated by ANISN)

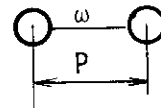
Table 6.3.3 Coolant Tube Gap Sensitivities to Various Conditions

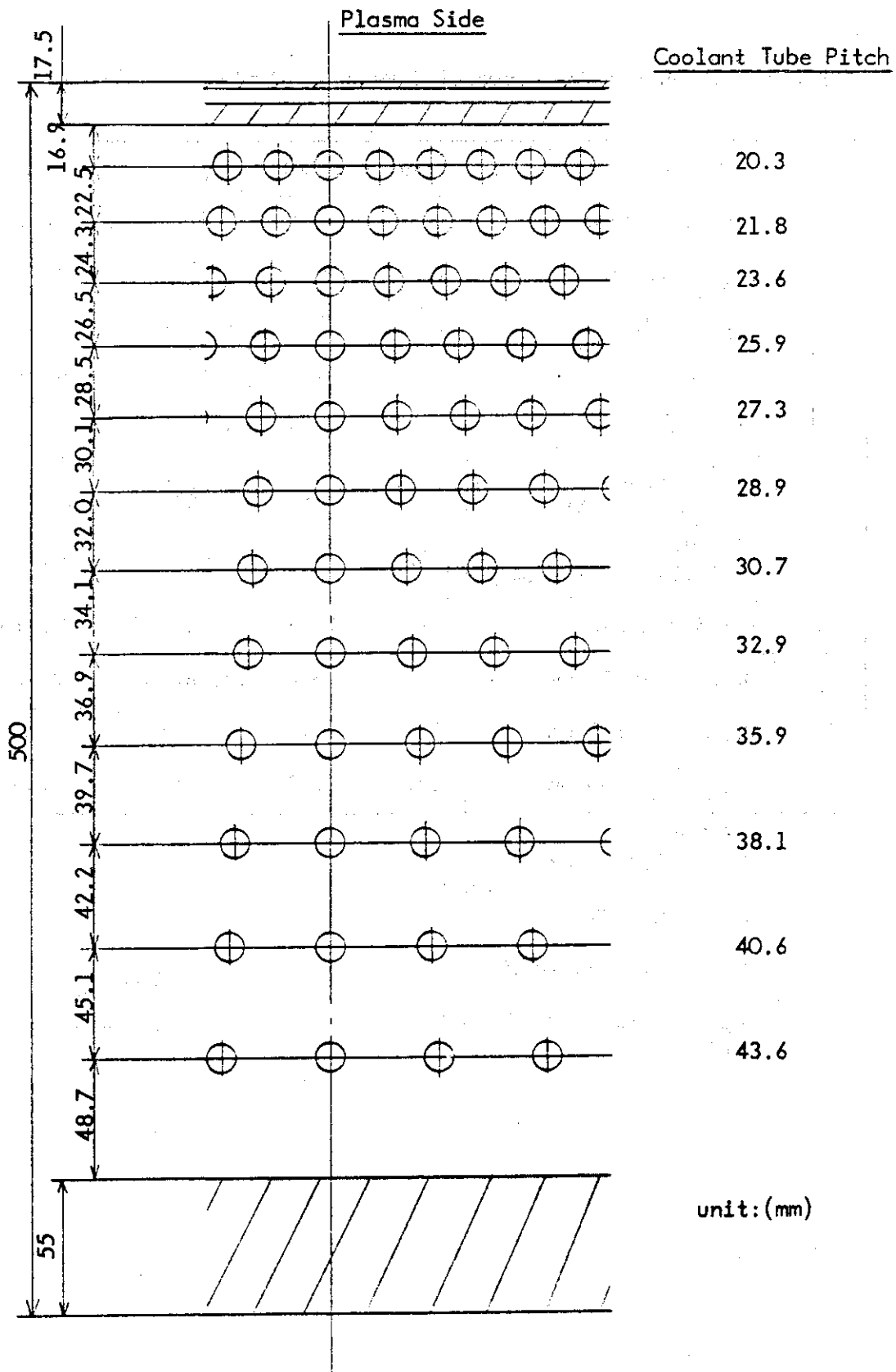
(1) Breeder Maximum Temperature	+0.011~+0.015	mm/°C
(2) Breeder Form (Black : 60%T.D.)	+1.3	mm
(3) Volumetric Heating Rates	-0.05	mm/%Q ₀
(4) Be Mixing Ratio	+2.1	mm/50%Be
(5) Tube External Diameter	-0.15 ~ -0.17	mm/mm
(6) Pebble Diameter	-0.17	mm/mm
(7) Irradiation Effects	-1.8	mm

Table 6.3.2 Survey for Commercial Reactor Blanket (at the 1st row)

Case		P (mm)	ω (mm)	q'' (W/m ²)	Δx_{He} (mm)
(R)	Reference Case	19.7	8.7	2.57×10^5	0.13
2	$T_{max} = 700^\circ\text{C}$	17.0	6.0	1.70×10^5	0.19
3	$T_{max} = 800^\circ\text{C}$	18.5	7.5	2.17×10^5	0.15
4	$T_{max} = 1000^\circ\text{C}$	20.8	9.8	2.97×10^5	0.11
5	Block (60% T.D.)	21.0	10.0	3.04×10^5	0.11
6	Irradiation ($\lambda_{Li_2O} = 1.8 \text{ W/mK}$)	17.9	6.9	1.98×10^5	0.17
7	q'' : 10%UP $q'' = 30.5 \exp (=0.1244x)$	19.2	8.2	2.66×10^5	0.12
8	B_e : 50% mixed	21.8	10.8	3.34×10^5	0.098
9	$D_{tube} = 10/12 \text{ mm}$	21.4	8.4	2.86×10^5	0.11
10	$D_{tube} = 12/15 \text{ mm}$	23.9	7.9	3.25×10^5	0.10
11	$D_{particle} = 3 \text{ mm}$	19.2	8.2	2.40×10^5	0.14

- P : 冷却管ピッチ (右図参照)
 ω : 冷却管間隔
 q'' : 冷却管外表面熱流束
 Δx_{He} : 熱抵抗層厚さ (He ガス)





CASE 1:Li₂O 100 %

Fig.6.3.1 Blanket Tubes Arrangements for Fusion Commercial Reactor

$$\left[\begin{array}{l} T_{\min}/T_{\max} = 450/950 \text{ } ^\circ\text{C}, d_{\text{in}}/d_{\text{out}} = 8/10 \text{ mm} \\ t_c = 0.5 \text{ mm}, \text{H}_2\text{O Cooling} \end{array} \right]$$

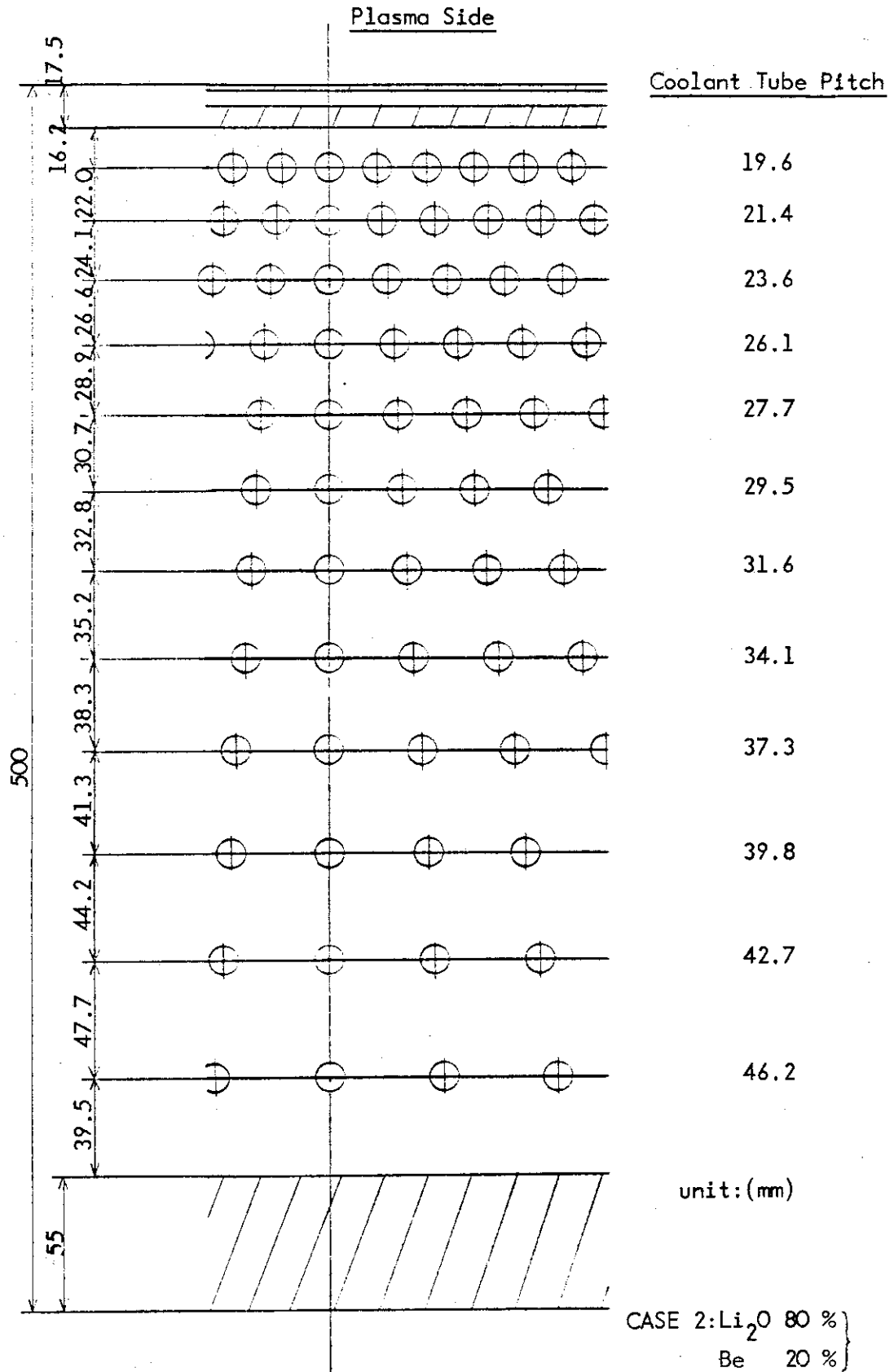


Fig.6.3.2 Blanket Tubes Arrangements for Fusion Commercial Reactor

$$\left[\begin{array}{l} T_{\min}/T_{\max} = 450/950 \text{ } ^\circ\text{C}, d_{\text{in}}/d_{\text{out}} = 8/10 \text{ mm} \\ t_c = 0.5 \text{ mm}, \text{H}_2\text{O Cooling} \end{array} \right]$$

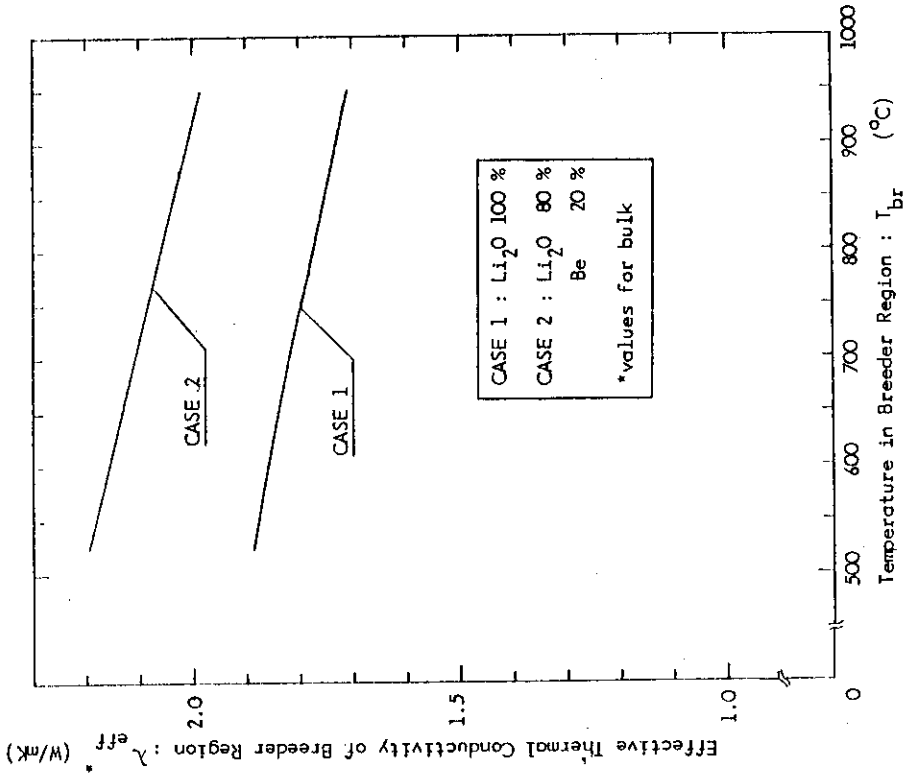


Fig.6.3.3 Effective Thermal Conductivity of Breeder Region

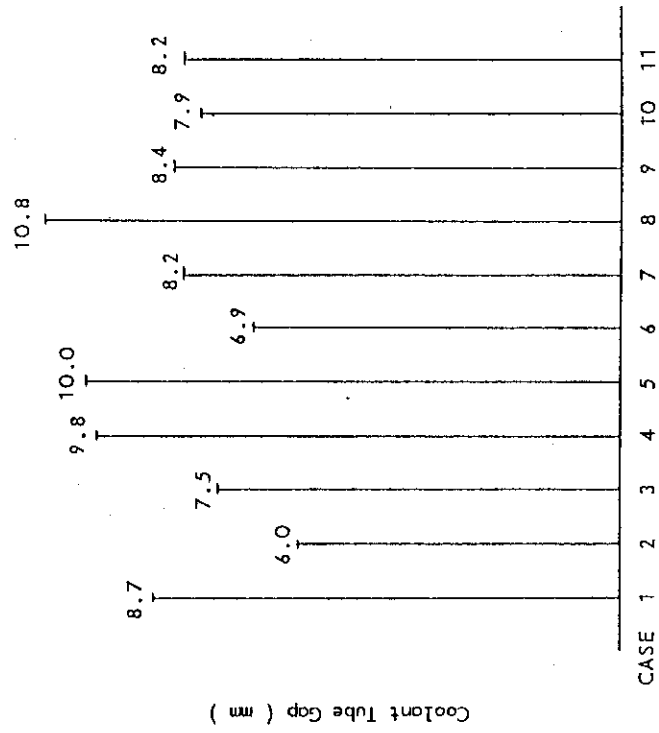


Fig.6.3.4 Survey for Commercial Reactor Blanket (at the 1st row)

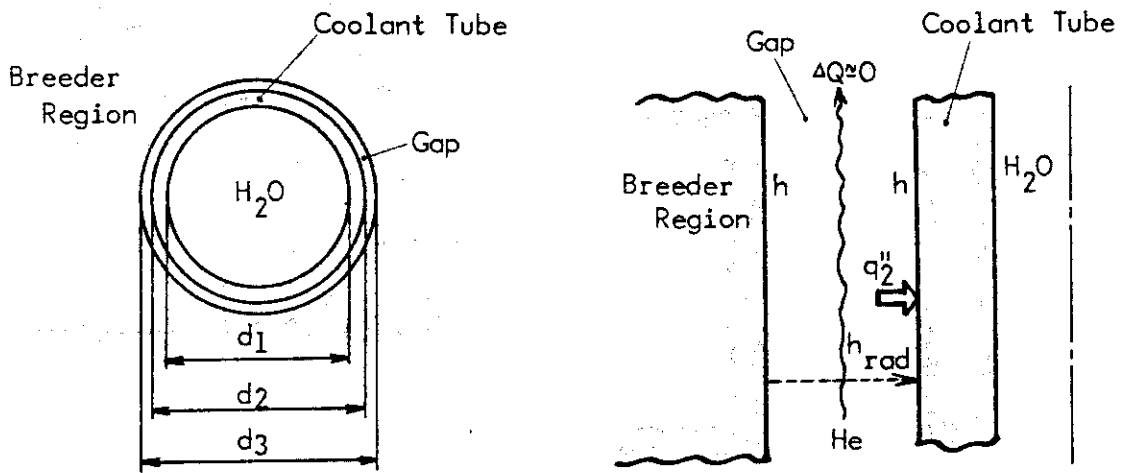


Fig.6.3.5 Analytical Model for Temperature Control by Helium Flowing Gap

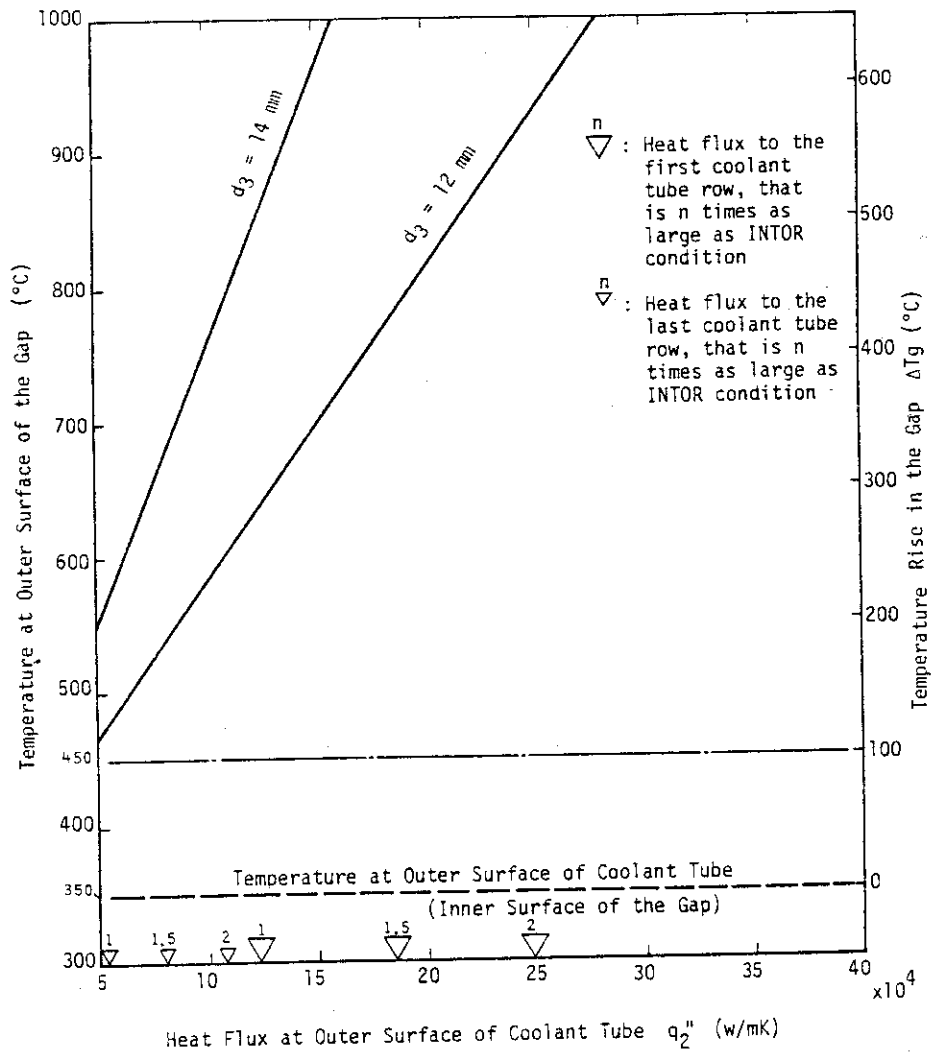


Fig.6.3.6 Temperature Control by Helium Flowing Gap

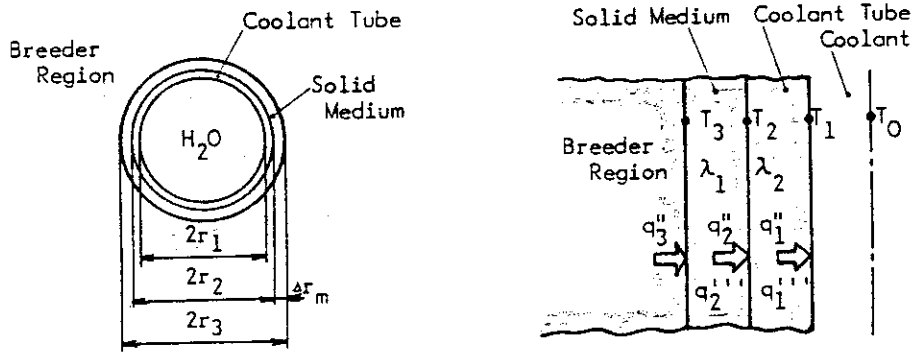


Fig.6.3.7 Analytical Model for Temperature Control by Solid Medium

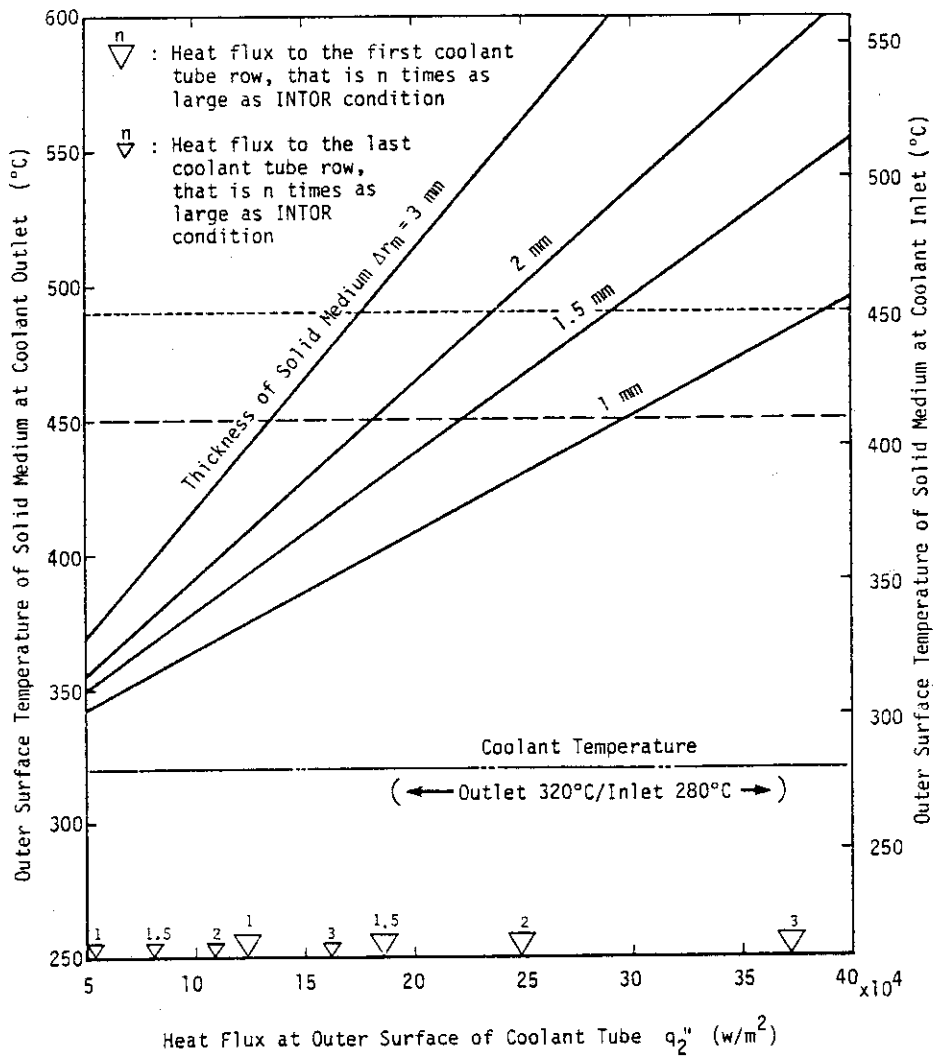


Fig.6.3.8 Temperature Control by Solid Medium

6.4 He冷却型ブランケットの温度制御概念

実用動力炉用ブランケットにおいて、ヘリウムガスを冷却材とする場合について検討を行なった。ただし増殖材としては酸化リチウム（運転許容温度 400～1000℃）、構造材としてはモリブデン合金（運転許容温度 700～1100℃）を使用することとした。

ブランケットモジュール外観は第3章に示した理由により TIS/縦型モジュールを考えた。また増殖領域の形状は構造材の運転許容温度が高いこと、冷却材圧力を高圧としたいことにより圧力管内に増殖材と冷却材が存在し、増殖材がヘリウムガスにより直接冷却されるような BIT 型を選択した。圧力管の設置方法はボロイダル方向とした。

以下に BIT Concept の案とその比較、およびそれぞれの案に関する熱・流動性能検討を示す。

6.4.1 BIT Concept の比較

(1) BIT Concept 案

Breeder - inside - Tube Concept の案として以下の3つについて検討を行なった。3つの Concept に対して圧力管断面図を Fig. 6.4.1 に示した。

- (a) 圧力管内に円環状 Li_2O ペレットを装填し、両面冷却を行なう。
- (b) 圧力管内に球状 Li_2O ペブルを一様に充填し空隙を冷却材が流れる。増殖材は空隙を流れる冷却材により直接冷却される。
- (c) 圧力管内を多孔壁により i) 入口冷却材流路, ii) 増殖材領域, iii) 出口冷却材流路に区分する。増殖材領域に球形 Li_2O ペブルを一様に充填する。冷却材は入口冷却材流路から増殖材領域の空隙を通して出口冷却材流路へ流れる。増殖材は空隙を流れる冷却材により直接冷却される。

concept (c) に関しては、いく分詳しい概念図を Fig. 6.4.2 に示した。

(2) BIT Concept の比較

(a), (b), (c) の BIT Concept について比較を行ない、Table 6.4.1 にまとめた。

Concept (a) は i) ペレットの健全性に疑問があること。（i.e. 熱応力等によるペレットの割れ）、ii) ペレット肉厚が制限される（ ≤ 5 mm）ので、構造材体積比が大きく増殖性能が劣ること、iii) ペレットの製作、装填が難しいこと、などの問題がある。

Concept (b) は後に述べるように圧力損失に注意しなければならない。このため圧力管長さが制約を受ける。（ ≤ 1 m）

Concept (c) は今後の検討課題を多く残しているが、 Li_2O ペブル増殖材を用いて圧力管をボロイダル方向（ $L=8.5$ m）に設置することが可能である。

これらの3つの概念について熱・流動性能に関する検討を行ない、実現可能性のある設計条件を示したが、Concept (a) については i) Li_2O ペレットの健全性、および ii) トリチウム増殖性能に対して疑問が大きい。Concept (b) および (c) については、今後さらに検討を進めることが必要であると考えられる。

6.4.2 BIT Concept (a) に関する検討

(1) Li_2O 円環ペレット内温度差 (ペレット肉厚の決定)

両面冷却 Li_2O 円環ペレットについてペレット内の温度差を評価し、許容されるペレット肉厚を決定する。評価は発熱率が最大となる第1列に対して行なう。またペレット内外面温度は等しいと仮定する。

1) 条件

i) Li_2O 発熱率 …… (第1列の平均発熱率を用いる。)

36 W/cc …… (ANISN による計算結果)

ii) Li_2O 熱伝導率

2 W/mK

iii) ペレット内径

10 mm ϕ と仮定する。

2) 評価

Li_2O の発熱率とペレット肉厚の関係をペレット内温度差をパラメータとして Fig. 6.4.3 に示した。ただしペレット内の発熱率は一様と仮定している。増殖材温度が最高許容温度 (~ 1000 °C) を越えないためには、出口ガス温度を 900 °C とするとペレット内温度差と境膜温度差を加えて 100 °C 以下としなければならない。 Li_2O 発熱率が 36 W/cc であるから $\Delta T_p \approx 100$ °C となるのはペレット肉厚が約 6.6 mm の場合である。すなわちペレット肉厚は少なくとも 6.6 mm 以下としなければならない。さらに境膜温度差の分を考慮してここでは ペレット肉厚を 5 mm とする。

i) Li_2O ペレット内温度差

$$\Delta T_p \approx 57 \text{ }^\circ\text{C}$$

ii) ペレット表面熱流束

内面	:	$q_{s \text{ in}} \approx 1.05 \times 10^5 \text{ W/m}^2$
外面	:	$q_{s \text{ out}} \approx 8.25 \times 10^4 \text{ W/m}^2$

(2) 冷却性能検討

第1列について冷却性能の検討を行なう。

1) 条件, 仮定

増殖材ペレットの内径は 10 mm, ペレット肉厚は 5 mm とする。また外側冷却材流路幅は 3 mm とする。増殖材の発熱率は 36 W/cc の値を用いる。(一様と仮定) 冷却材の出入口温度差は構造材 (Mo-alloy) の許容最低使用温度 (~ 700 °C) および増殖材の許容最高使用温度 (~ 1000 °C) を考慮して 200 °C と設定する。(i. e. $T_{\text{in}}/T_{\text{out}} = 700/900$ °C) 冷却材 (He) の物性値は 100 kg/cm², 800 °C における値を用いる。(Table 6.4.2 参照) ブラケット長さは 8.5 m とし、圧力管の設置方向はポロイダル方向とする。すなわち、圧力管の長さは 8.5 m となる。内側冷却材流路と外側冷却材流路では圧力損失が等しくなるように流量配分されるものとする。

2) 検討

Concept (a) における第1列の冷却性能を Table 6.4.3 に示す。本検討における条件に対しては冷却材流速 ($U_{\text{in}}/U_{\text{out}} = 64.6/50.1 \text{ m/s}$), 圧力損失 ($\Delta P = 0.232 \text{ MPa}$), 増殖材

最高温度 ($T_{p \max} = 979^{\circ}\text{C}$) はいずれも比較的余裕をもって許容できる値である。また構造材温度は冷却材温度 ($T_{\text{in}}/T_{\text{out}} = 700/900^{\circ}\text{C}$) より考えて十分に許容範囲内に維持される。

第2列, 第3列……に対しては Li_2O 発熱率が減少していくので, 十分な冷却性能を確保するために増殖材肉厚を増加させていくことが要求されるものと思われるが, この対応はあまり困難ではない。

すなわち Concept (a) の設計は熱・流動性能上可能であるが, 次のような問題点が今後の検討課題となる。

- i) 増殖材最高温度の制限により, ペレット肉厚を薄くしなければならない。このためトリチウム増殖に最も大きく寄与する第1列で Li_2O のインベントリが小さく, 十分な増殖性能を確保することができない。
- ii) ペレット状増殖材では熱応力によるペレットの割れなどにより, 増殖材の健全性に疑問がある。またペレットに欠損が生じた場合には破片が冷却材流路を塞ぐ恐れがある。
- iii) 第1列と最後列では圧力損失等流動条件が大きく異なるため, 流量配分等の対応が困難となる。

6.4.3 BIT Concept (b) に関する検討

(1) Li_2O 球内温度差 (ペブル径の決定)

1) 条件

- i) Li_2O 発熱率 …… (Li_2O 球の最大発熱率を用いる。)

96.6 W/cc …… (ANISN による計算結果)

- ii) Li_2O 熱伝導率

2 W/mk : constant

[85% T.D. Li_2O の熱伝導率としては小さい値であるが, 照射による熱伝導率の低下を考慮すると保守的すぎることはない。]

2) 評価

Li_2O の発熱率とペブル径の関係を Li_2O 球内温度差をパラメータとして Fig. 6.4.4 に示した。 Li_2O 最高温度は最大発熱率を用いても最高許容温度 ($\sim 1000^{\circ}\text{C}$) を越えてはならない。出口ガス温度を 900°C とすると Li_2O 球内温度差は境膜温度差を含めて 100°C 以下としなければならない。(膜温度差を仮に $\sim 0^{\circ}\text{C}$ と考えると, $\Delta T_p \leq 100^{\circ}\text{C}$) Li_2O の最高温度の点から考えると, 当然ペブル径を小さくすることが望ましいが, ペブル径を小さくすることは圧力損失を過大にすることにつながる。このためペブル径は $\Delta T_p \approx 100^{\circ}\text{C}$ となる $D_p = 7 \text{ mm}$ と, いく分余裕をみた $D_p = 5 \text{ mm}$ について検討するものとする。

- i) Li_2O 内最高温度差

$D_p = 7 \text{ mm}$ の場合 : $\Delta T_{p \max} \approx 99^{\circ}\text{C}$

$D_p = 5 \text{ mm}$ の場合 : $\Delta T_{p \max} \approx 50^{\circ}\text{C}$

- ii) ペブル表面最大熱流束 (1 ペブル内での発熱率は一樣とする。)

$D_p = 7 \text{ mm}$ の場合 : $q_{s \max} \approx 1.13 \times 10^5 \text{ W/m}^2$

$$D_p = 5 \text{ mm の場合} : q_{s \text{ max}} \simeq 8.05 \times 10^4 \text{ W/m}^2$$

(2) 冷却性能検討

圧力損失等の面で最も厳しいと考えられる第1列について検討を行う。

1) 圧力損失に関する検討

Ergun の式を用いて Li_2O ベブル充填部の圧力損失を評価する。ただし第1列における Li_2O 球 (85% T.D) の平均発熱率は約 36 W/cc (ANISNによる計算結果) を用いる。また充填率は70%一様と仮定する。冷却材の出入口温度差は圧力損失を考慮すると可能な限り大きくとることが望ましいが、構造材 (Mo-alloy) の許容最低使用温度 ($\sim 700^\circ\text{C}$) および増殖材 (Li_2O) の許容最高使用温度 ($\sim 1000^\circ\text{C}$) を考慮して、 200°C と設定する。冷却材 (He) の物性値は 100 kg/cm^2 , 800°C の値を用いる。(Table 6.4.2参照) ベブル直径を 5 mm および 7 mm とした場合についてそれぞれの結果を Table 6.4.4 および Table 6.4.5 に示す。これらの検討は圧力管の長さをパラメータとして示してある。圧力損失の値を考慮すると、圧力管長さは約 1 m 以下としなければ現実的ではない。すなわち TIS/縦型モジュールを用いて圧力管をポロイダル方向に設置することは Concept (b) では不可能である。圧力管をトロイダル方向あるいはプラズマ半径方向 (圧力容器型) に設置することにより設計の可能性はあるが、マニホールド/ヘッダの設置および引き出し配管数の増加等の問題が生じる。

2) 増殖材/構造材温度に関する検討

Table 6.4.4 および Table 6.4.5 に示したようにベブル表面の膜温度差は比較的小さく、冷却能力は十分である。構造材最低温度を維持するために、冷却入口温度を 700°C とすると出口温度は 900°C である。これにより構造材温度は許容範囲 ($700^\circ\text{C} \sim 1100^\circ\text{C}$) に維持できる。 Li_2O 内の温度差は先に述べたように $D_p = 5 \text{ mm}$ の場合で最高 $\sim 50^\circ\text{C}$, $D_p = 7 \text{ mm}$ の場合で最高 $\sim 99^\circ\text{C}$ である。このため $D_p = 5 \text{ mm}$ の場合には圧力管長さ 0.1 m としてさえ増殖材温度を 1000°C 以下に維持することができるが、 $D_p = 7 \text{ mm}$ の場合には冷却材出口温度を 900°C とすると 1000°C を越えてしまう。そこで冷却材出口温度を下げることで対応できるかどうかは今後、検討が必要である。また Li_2O 球の充填の点から考えると壁効果の影響を小さくするために、ベブル径を圧力管径に比べて十分小さくすることが望ましい。Table 6.4.4 および Table 6.4.5 より考えて圧力損失に対するベブル径の効果は支配的ではないので $D_p = 5 \text{ mm}$, あるいはそれ以下の値を選択することが望ましいと考えられる。

(3) 結論

Concept (b) の最大の欠点は圧力損失が過大となることである。このため圧力管をポロイダル方向に設置することは不可能である。しかし圧力管長さを 1 m 程度にすれば圧力損失を許容する程度まで小さくすることが可能である。すなわち Concept (b) を採用するためには圧力管をトロイダル方向または径方向に設置しなければならない。このような構造ではマニホールド/ヘッダの設置位置および構造の問題、および引き出し配管数の増大の問題がそれぞれ生じる。これらは今後の検討課題である。

また径方向に冷却材が流れる概念の1つとしては圧力容器型 (ツボ型) ブランケットモジュールが考えられるので、これについても検討する必要がある。

6.4.4 BIT Concept (c) に関する検討

(1) 構造

ヘリウム冷却ペブル充填 BIT Concept で圧力損失が過大とならないような構造として Concept (c) を提案する。概念図を Fig. 6.4.2 に示している。2重の多孔管を設置することにより圧力管内は内側より i) 入口冷却材流路, ii) 増殖材領域, iii) 出口冷却材領域に区分される。冷却材 (He) は入口冷却材流路より入り、増殖材領域の空隙を通過して出口冷却材流路にいたる。増殖材における発熱は空隙を流れる冷却材によって直接除熱される。入口/出口冷却材流路を流れる冷却材も増殖材を冷却する効果を持つものと予想されるが、本検討ではこれを考慮しない。(保守的評価) 多孔壁は入口/出口冷却材流路を区分するために設置してあるので、 Li_2O ペブルが流路側へ移動しなければよい。ただし、増殖領域を流れる冷却材の流量配分が必要な場合には、この役目も兼ねるものとする。本検討においては多孔壁厚さおよびその流動抵抗を無視する。

(2) 条件

i) Li_2O 最大発熱率	96.6 W/cc
ii) Li_2O 平均発熱率	36 W/cc
iii) Li_2O 熱伝導率	2 W/mK
iv) ペブル径	1, 3, 5 mm
v) 増殖材領域内径	10 ~ 40 mm
vi) 増殖材領域厚さ	5 ~ 20 mm
vii) ペブル充填率	0.7

大きめの値であるが、圧力損失等の評価に対しては安全側となる。

viii) 冷却材圧力 10 Mpa

ix) 冷却材入口/出口温度 700 / 900 °C

冷却材物性値は 100 kg/cm², 800 °C の値。

x) 圧力管長さ 8.5 m (ポロイダル配管)

(3) 評価および検討

(2) に示した条件を用いて熱・流動性能を評価した結果を Table 6.4.6 ~ Table 6.4.9 に示した。

1) 冷却材流速

入口冷却材流路における最大冷却材流速 (U_{in}) および増殖材領域における最大冷却材空塔速度 ($U_{o\max}$), 最小冷却材空塔速度 ($U_{o\min}$) を求めた。ただし U_{in} は 1 チャンネルの全冷却材が入口冷却材流路を流れるとした場合の冷却材流速である。増殖材領域では冷却材が一様に流れるものとし、 $U_{o\max}$, $U_{o\min}$ はそれぞれ増殖材領域内・外面での圧力管径方向の冷却材流速である。これらの結果を Fig. 6.4.5 に示した。

増殖材領域内径 (D_{in}) が小さく、あるいは増殖材領域厚さ (t_{br}) が小さいと U_{in} が過大となる。このため U_{in} に対して D_{in} の下段および t_{br} の上限が存在する。

$U_{o\max}$, $U_{o\min}$ は十分小さい。ただし $U_{o\min}$ が小さいためにペブル径 (D_p) の選択によっては付録 6 E 式(2)の適用範囲 ($Re > 20$) を逸脱する。しかし本検討ではこのような範囲に対しても式(2)が適用できるものと仮定した。この問題および増殖材領域での冷却材の実際の流動に関する検討は今後の課題である。

2) 圧力損失

入口(出口)冷却材流路における圧力損失(ΔP_{in})および増殖材領域における圧力損失(ΔP_p)を求めた。ただし ΔP_{in} は圧力管全長($L=8.5$ m)に対して冷却材流速は U_{in} となっているものと仮定した。これはかなり過大評価である。 ΔP_p は安全側の評価を行なうために冷却材流速を $U_{o,max}$ とした。また流路長は t_{br} とした。

U_{in} の場合と同様 ΔP_{in} に対して D_{in} の下限および t_{br} の上限が存在する。 ΔP_{in} の値をFig. 6.4.6に図示した。

ΔP_p は D_{in} , t_{br} , D_p にかかわらず, ΔP_{in} に比べてほとんど無視できるくらい小さい。

3) 増殖材最高温度

増殖材最高温度を評価するために増殖材ペブル内最大温度差($\Delta T_{p,max}$)およびペブル表面の最大膜温度差($\Delta T_{f,max}$)を求めた。

$\Delta T_{p,max}$ は $D_p=1$ mmでは 2.0°C , $D_p=3$ mmでは 18.1°C , $D_p=5$ mmでは 50.3°C となる。

$\Delta T_{f,max}$ は D_p が大きいほど大きい。Fig. 6.4.7に $\Delta T_{p,max} + \Delta T_{f,max}$ の値を図示した。冷却材出口温度を 900°C とすると $D_p=5$ mmでは増殖材最高温度が 1000°C を越えてしまう。 $D_p=1, 3$ mmでは冷却材出口温度を 900°C とすれば余裕をもって 1000°C 以下とすることができる。ただし式(2)の適用範囲外であり、今後の検討が必要である。

4) その他

t_{br} がせいぜい20 mmであることからペブルの充填を考慮すると D_p はできるだけ小さいことが望ましい。

5) 検討

増殖材最高温度およびペブル充填を考慮するとペブル径は小さいことが望ましいので $D_p=1$ mmが適切である。

$U_{in} \leq 100$ m/sを制御条件とした場合および U_{in} を無視して $\Delta P_{in} \leq 1$ MPaを制限条件とした場合の許容範囲をFig. 6.4.8に示す。トリチウム増殖性能を考慮すると第1列の Li_2O インベントリが大きいことが望ましい。そこで $U_{in} \leq 100$ m/sを制限条件とする場合には $D_{in}=40$ mm, $t_{br}=15$ mmのCaseが適切である。 U_{in} を制限条件としない場合には D_{in} をより小さくすることが可能である。(例えば $D_{in}=30$ mm)ただし、トリチウム増殖性能等に関しては今後詳細に検討することが必要である。

(4) 結論

Concept(c)を採用すれば、圧力損失を許容する値にしてポロイダル方向に圧力管を設置することが可能である。ただし、次のような点が問題となることが予想されるので今後の検討が必要である。

- i) 増殖材領域の厚さに制限があるため、特に第1列での Li_2O インベントリが比較的小さい。このため十分なトリチウム増殖性能を得られない可能性がある。
- ii) 入口冷却材流路と増殖材領域での冷却材流路および圧力損失の差が大きいので増殖材領域での冷却材流量配分等に注意が必要である。
- iii) 評価条件に不明確な点が多いので、今後詳細な解析および実証が要求される。
- iv) 構造が比較的複雑である。

Table 6.4.1 Comparison between BIT Blanket Concepts

	(a)	(b)	(c)
増殖材	円環状 Li_2O ペレット (肉厚 5 mm)	球形 Li_2O ペブル (直径 5 mm) 圧力管内全体に充填。	球形 Li_2O ペブル (直径 1 mm) 圧力管内を 2 重の多孔管により i) 入口冷却材流路, ii) 増殖材領域, iii) 出口冷却材流路に区分。ii) 領域に充填。
除熱	ペレット両面を冷却。	ペブル空隙を流れる冷却材により除熱。	入口流路よりペブル空隙を通して出口流路へ流れる。空隙を流れる冷却材により除熱。
T 増殖性能	Li_2O インベントリが小さく不良。	良	Li_2O インベントリが比較的小さく、検討要。
増殖材健全性	熱応力等により問題。 破片による流路閉塞。	特に問題とならない。	特に問題とならない。
熱・流動性能	ペレット内温度差大。 → Li_2O インベントリ小	圧力損失大。 → 圧力管長さ小 (≤ 1 m)	入口流路と増殖材領域での流速・圧損差大。
構造・製作性	ペレットの製作・充填が困難。	トロイダル冷却・圧力容器型 (ツボ型) モジュールなどの構造が要求される。	構造が比較的複雑
その他			評価条件・手法に不明確な点が多い。

Table 6.4.2 Physical Property of Coolant

比重量	γ (kg/m ³)	4.3556
熱伝導率	λ (W/mK)	0.3773
粘性係数	μ (kg/m·s)	4.6841×10^{-5}
動粘性係数	ν (m ² /s)	1.0754×10^{-5}
プラントル数	P_r	0.6446
比熱	C_p (J/kg K)	5193

Helium Gas

Pressure 100 kg/cm²

Temperature 800 °C

Table 6.4.3 Thermal - Hydraulic Performances for Concept (a)

ペレット内径	D_{in}	(mm)	10
ペレット外径	D_{out}	(mm)	20
圧力管内径	D_{tube}	(mm)	26
増殖材発熱率	q'''	(MW/m ³)	36
チャンネル長さ	L	(m)	8.5
チャンネル発熱量	Q	(W)	7.21×10^4
チャンネル流量	G_{in}/G_{out}	(kg/s)	0.0221 / 0.0473
冷却材流速	U_{in}/U_{out}	(m/s)	64.6 / 50.1
レイノルズ数	Re_{in}/Re_{out}		60100 / 28000
ヌセルト数	Nu_{in}/Nu_{out}		128 / 69.7
熱伝達率	h_{in}/h_{out}		4800 / 4380
表面熱流速	q_{sin}/q_{sout}	(W/m ²)	$1.05 \times 10^5 / 8.25 \times 10^4$
膜温度差	$\Delta T_{fin}/\Delta T_{fout}$	(°C)	22 / 19
ペレット内温度差	ΔT_p	(°C)	57
増殖材最高温度	T_{pmax}	(°C)	979
圧力損失	ΔP	(MPa)	0.232

Table 6.4.4 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (b) - 1

$$D_p = 5 \text{ mm}$$

L (m)	G (kg/s·m ²)	U _o (m/s)	ΔP (MPa)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔT _f (°C)
8.5 (full)	206.2	47.3	226	22000	327	24700	3.3
5.0	121.3	27.8	46.2	12900	252	19000	4.2
3.0	72.8	16.7	10.0	7760	197	14900	5.4
1.0	24.3	5.6	0.378	2600	117	8830	9.1
0.5	12.1	2.8	0.0479	1300	84.5	6380	12.6
0.1	2.43	0.56	2.00×10 ⁻³	260	41.5	3130	25.7

$$Q_{\text{Li}_2\text{O}} = 36 \text{ W/cc}, \quad \text{P.F.} = 0.7, \quad T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

Table 6.4.5 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (b) - 2

$$D_p = 7 \text{ mm}$$

L (m)	G (kg/s·m ²)	U _o (m/s)	ΔP (MPa)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔT _f (°C)
8.5	206.2	47.3	162	30800	386	20800	5.4
5.0	121.3	27.8	33.0	18100	297	16000	7.1
3.0	72.8	16.7	7.14	10900	232	12500	9.0
1.0	24.3	5.6	0.267	3650	137	7380	15.3
0.5	12.1	2.8	0.0338	1820	98.8	5330	21.2
0.1	2.43	0.56	3.07×10 ⁻⁴	365	47.9	2580	43.8

$$Q_{\text{Li}_2\text{O}} = 36 \text{ W/cc}, \quad \text{P.F.} = 0.7, \quad T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = 200^\circ\text{C}$$

Table 6.4.6 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (c) = 1

D _{in} (mm)	t _{br} (mm)	Q (W)	G _{ch} (kg/s)	U _{in} ^{*1)} (m/s)	ΔP _{in} ^{*2)} (MPa)	U _{omax} (m/s)	U _{omin} (m/s)	D _p (mm)	R _{emin} ^{*3)}	N _u	h (W/m ² K)	q _{smax} (W/m ²)	ΔT _{fmax} (°C)	ΔT _{pmax} (°C)	ΔP ^{*4)} (kPa)		
10	5	5.05×10 ⁴	0.0486	142	1.12	0.0418	0.0209	1	1.94	9.67	3650	1.61×10 ⁴	4.4	2.0	0.152		
								3	5.83	11.9	1450	4.83×10 ⁴	33.3	18.1	0.0170		
								5	9.72	13.4	1010	8.05×10 ⁴	79.7	50.3	0.00617		
10	10	1.35×10 ⁵	0.130	379	7.98	0.111	0.0371	1	3.45	10.7	4040	1.61×10 ⁴	4.0	2.0	0.813		
								3	10.3	13.6	1710	4.83×10 ⁴	28.2	18.1	0.103		
								5	17.2	15.6	1180	8.05×10 ⁴	68.2	50.3	0.0337		
15								1									
								3									
								5									
20								1									
								3 [†]									
								5									

* 1) 全冷却材が入口冷却材流路を流れた場合・* 2) 全冷却材が入口冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m・

* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価・* 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

Table 6.4.7 Thermo-Hydraulic Performances for Concept (c) - 2

D_{in} (mm)	t_{br} (mm)	Q_{ch} (W)	G_{ch} (kg/s)	U_{in}^{*1} (m/s)	P_{in}^{*2} (MPa)	U_{max} (m/s)	U_{min} (m/s)	(mm)	Re_{min}^{*3}	Nu	h (W/m ² K)	q_{smax} (W/m ²)	ΔT_{fmax} (°C)	ΔT_{pmax} (°C)	ΔP_p^{*4} (kPa)
20	5	8.41×10^4	0.0973	59.2	0.0973	0.0348	0.0232	1	2.16	9.84	3710	1.61×10^4	4.3	2.0	0.127
								3	6.47	12.2	1530	4.83×10^4	31.6	18.1	0.0141
								5	10.8	13.8	1040	8.05×10^4	77.4	50.3	0.00512
10	10	2.02×10^5	0.194	142	0.560	0.0836	0.0418	1	3.89	10.9	4110	1.61×10^4	3.9	2.0	0.611
								3	11.7	14.1	1770	4.83×10^4	27.3	18.1	0.0688
								5	19.4	16.2	1220	8.05×10^4	66.0	50.3	0.0251
15	15	3.53×10^5	0.340	249	1.722	0.146	0.0585	1	5.44	11.7	4410	1.61×10^4	3.7	2.0	1.61
								3	16.3	15.4	1940	4.83×10^4	24.9	18.1	0.183
								5	27.2	17.9	1350	8.05×10^4	59.6	50.3	0.0674
20	20	5.38×10^5	0.518	379	3.988	0.223	0.0743	1	6.91	12.3	4640	1.61×10^4	3.5	2.0	3.30
								3	20.7	16.5	2080	4.83×10^4	23.2	18.1	0.379
								5	34.5	19.4	1460	8.05×10^4	55.1	50.3	0.141

* 1) 全冷却材が入口冷却材流路を流れた場合・* 2) 全冷却材が入口冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m・

* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価・* 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

Table 6.4.8 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (c) - 3

D_{in} (mm)	t_{br} (mm)	Q_{ch} (W)	G_{ch} (kg/s)	$U_{in}^{*1)}$ (m/s)	$P_{in}^{*2)}$ (MPa)	U_{omax} (m/s)	U_{omin} (m/s)	D_p (mm)	$Re_{min}^{*3)}$	Nu	h (W/m ² K)	q_{smax} (W/m ²)	ΔT_{fmax} (°C)	ΔT_{pmax} (°C)	$\Delta P_p^{*4)}$ (kPa)
30	5	1.18×10^5	0.113	36.8	0.0251	0.0325	0.0244	1	2.27	9.92	3740	1.61×10^4	4.3	2.0	0.118
								3	6.81	12.3	1550	4.83×10^4	31.2	18.1	0.0132
								5	11.3	13.9	1050	8.05×10^4	76.7	50.3	0.00478
10	10	2.69×10^5	0.259	84.2	0.131	0.0743	0.0446	1	4.15	11.1	4190	1.61×10^4	3.8	2.0	0.542
								3	12.4	14.3	1800	4.83×10^4	26.8	18.1	0.0610
								5	20.7	16.5	1250	8.05×10^4	64.4	50.3	0.0222
15	15	4.54×10^5	0.437	142	0.373	0.125	0.0627	1	5.83	11.9	4490	1.61×10^4	3.6	2.0	1.37
								3	17.5	15.7	1970	4.83×10^4	24.5	18.1	0.156
								5	29.2	18.3	1380	8.05×10^4	58.3	50.3	0.0572
20	20	6.73×10^5	0.648	210	0.816	0.186	0.0796	1	7.40	12.5	4720	1.61×10^4	3.4	2.0	2.74
								3	22.2	16.8	2110	4.83×10^4	22.9	18.1	0.314
								5	37.0	19.8	1490	8.05×10^4	54.0	50.3	0.116

* 1) 全冷却材が入口冷却材流路を流れた場合 • * 2) 全冷却材が入口冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m •

* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価 • * 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

Table 6.4.9 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (c) - 4

D_{in} (mm)	t_{br} (mm)	Q_{ch} (W)	G_{ch} (kg/s)	$U_{in}^{*1)}$ (m/s)	$P_{in}^{*2)}$ (MPa)	U_{omin} (m/s)	D_p (mm)	$Re_{min}^{*3)}$	Nu	h (W/m ² K)	q_{smax} (W/m ²)	ΔT_{fmax} (°C)	ΔT_{pmax} (°C)	$\Delta P_p^{*4)}$ (kPa)
40	5	1.51×10^5	0.146	26.2	0.00982	0.0251	1	2.33	9.96	3760	1.61×10^4	4.3	2.0	0.114
							3	7.00	12.4	1560	4.83×10^4	31.0	18.1	0.0127
							5	11.7	14.1	1060	8.05×10^4	75.9	50.3	0.00460
10	10	3.36×10^5	0.324	59.2	0.0487	0.0464	1	4.31	11.2	4230	1.61×10^4	3.8	2.0	0.508
							3	12.9	14.4	1810	4.83×10^4	26.7	18.1	0.0571
							5	21.6	16.7	1260	8.05×10^4	63.9	50.3	0.0208
15	15	5.55×10^5	0.535	97.7	0.133	0.0657	1	6.11	12.0	4530	1.61×10^4	3.6	2.0	1.26
							3	18.3	15.9	2000	4.83×10^4	24.2	18.1	0.143
							5	30.5	18.6	1400	8.05×10^4	57.5	50.3	0.0524
20	20	8.08×10^5	0.778	142	0.280	0.0836	1	7.77	12.7	4790	1.61×10^4	3.4	2.0	2.46
							3	23.3	17.1	2150	4.83×10^4	22.5	18.1	0.280
							5	38.9	20.1	1520	8.05×10^4	53.0	50.3	0.104

* 1) 全冷却材が入り冷却材流路を流れた場合 * 2) 全冷却材が入り冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m

* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価 * 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

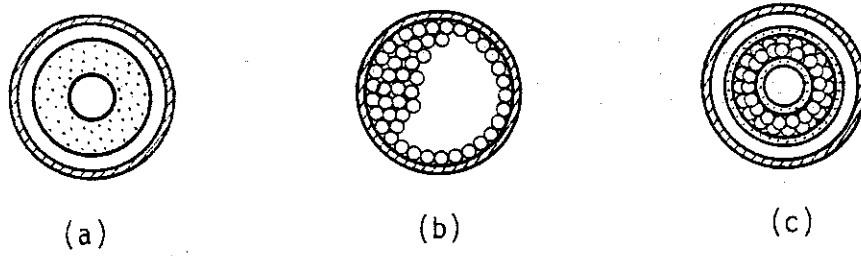
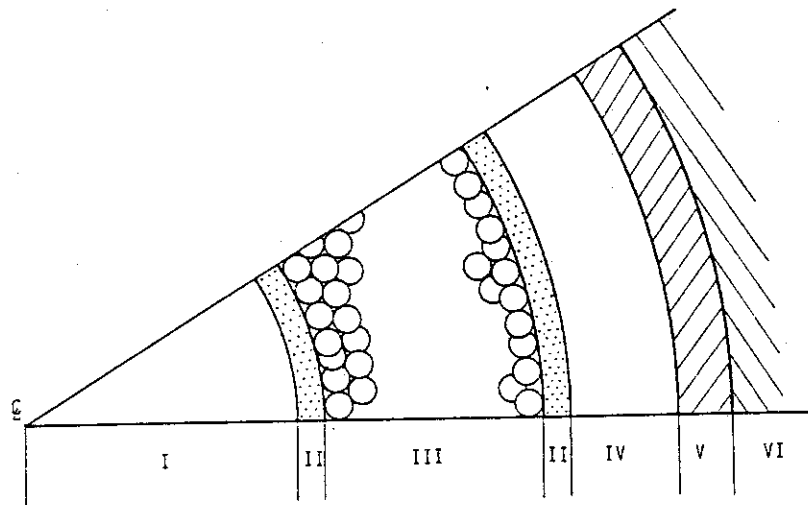


Fig.6.4.1 Breeder-inside-Tube Blanket Concepts



- I : Entrance Coolant Channel (He)
- II : Porus Wall
- III: Breeder Zone (Li_2O pebble + He)
- IV : Exit Coolant Channel (He)
- V : Pressure Tube Wall (e.g. Mo)
- VI : Moderator (e.g. Graphite)

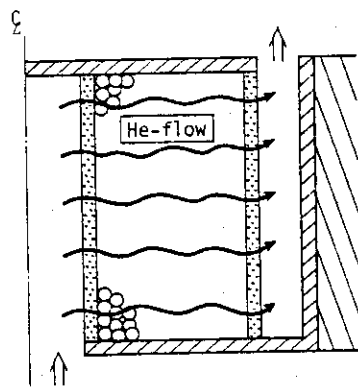


Fig.6.4.2 Pebble-Breeder-inside-Tube Blanket Concept (C)

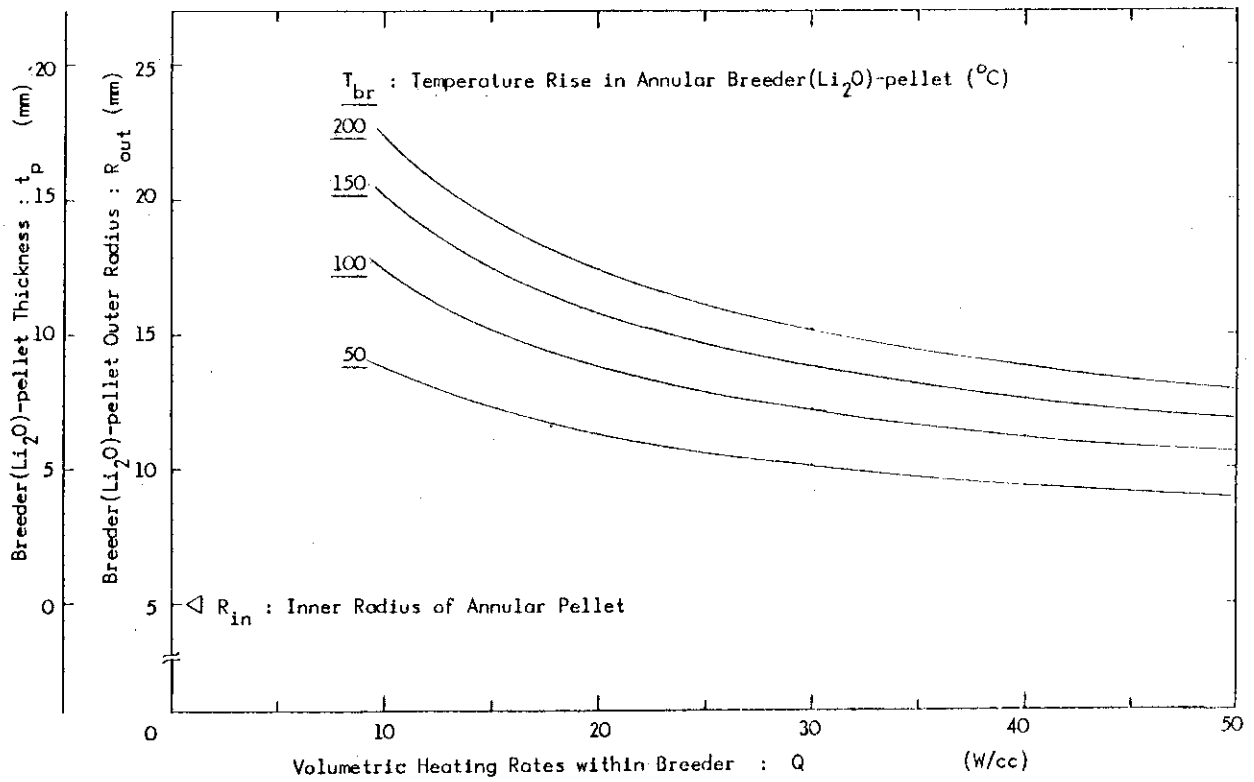


Fig.6.4.3 Temperature Rise in Breeder(Li_2O)-pellet [Concept (a)]

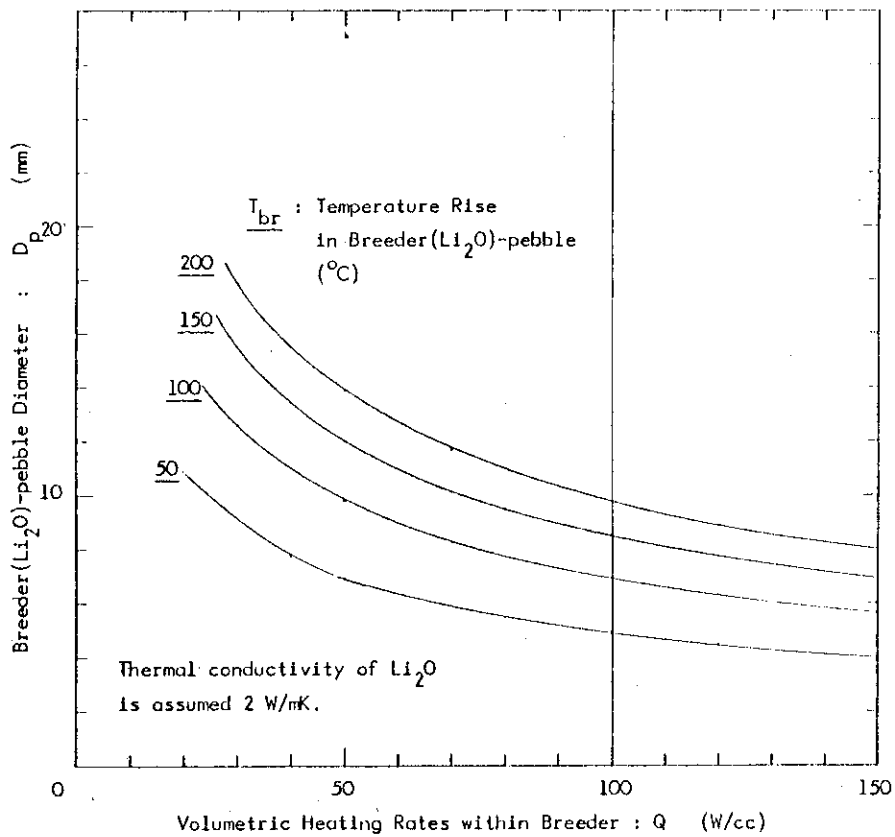


Fig.6.4.4 Temperature Rise in Breeder(Li_2O)-pebble [Concept (b) and Concept (c)]

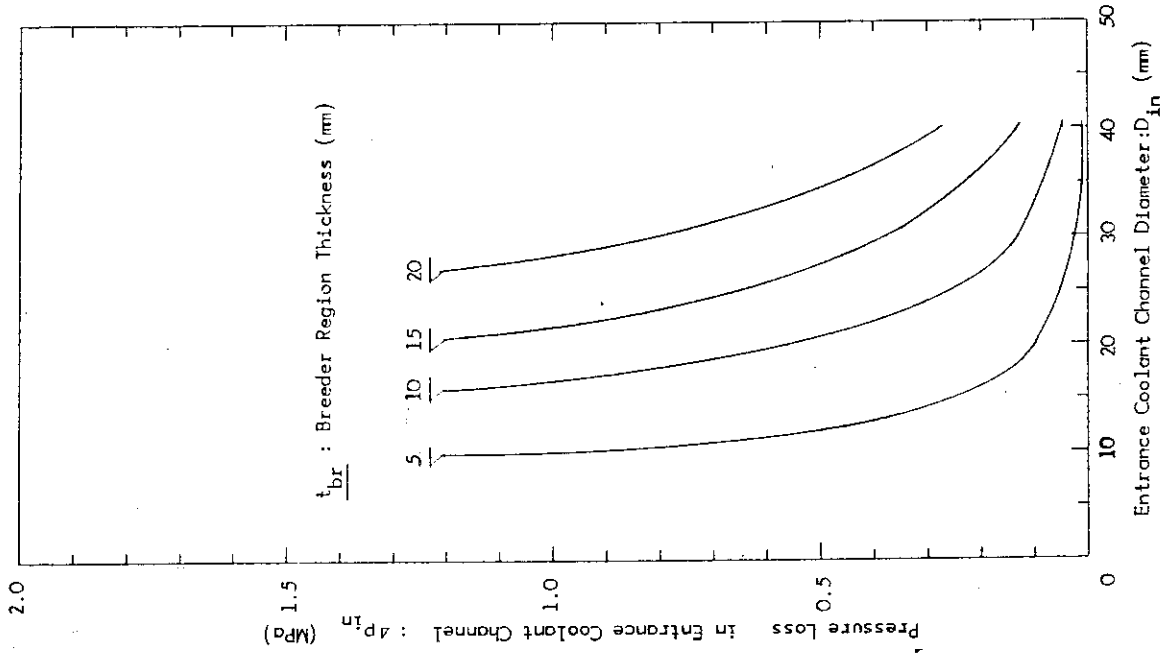


Fig.6.4.6 Pressure Losses in Entrance Coolant Channel [Concept (c)]

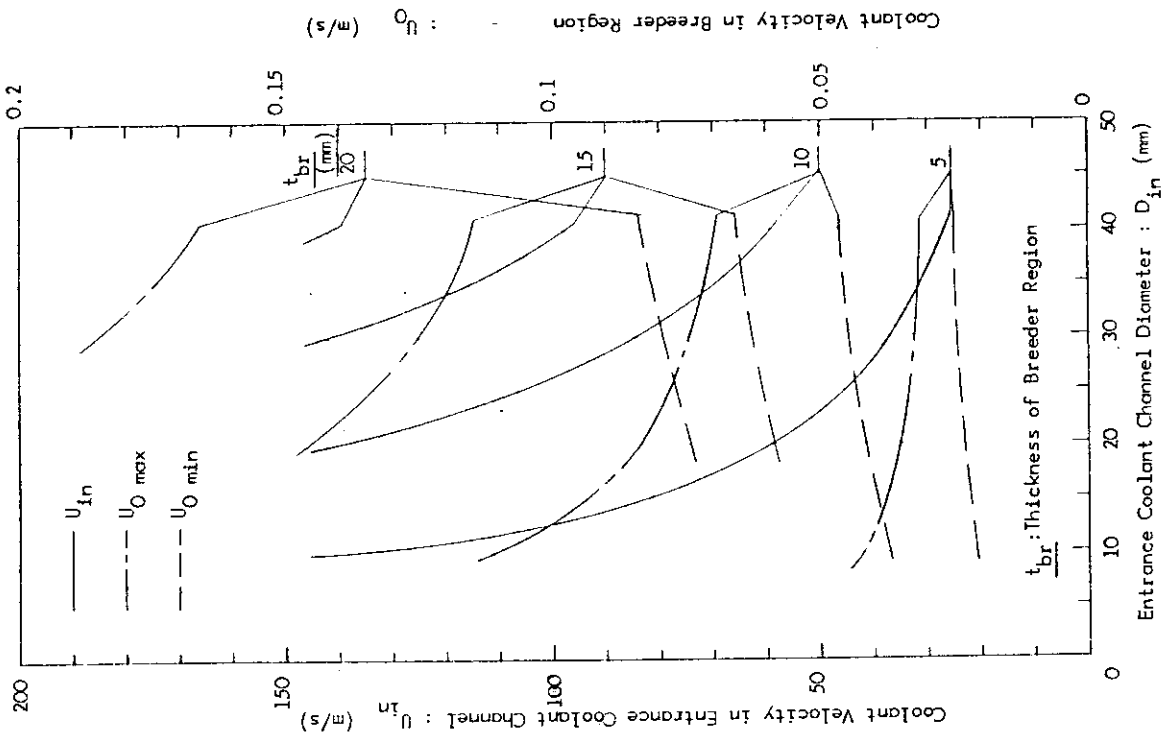


Fig.6.4.5 Coolant Velocities in Entrance Coolant Channel and through Breeder Region [Concept (c)]

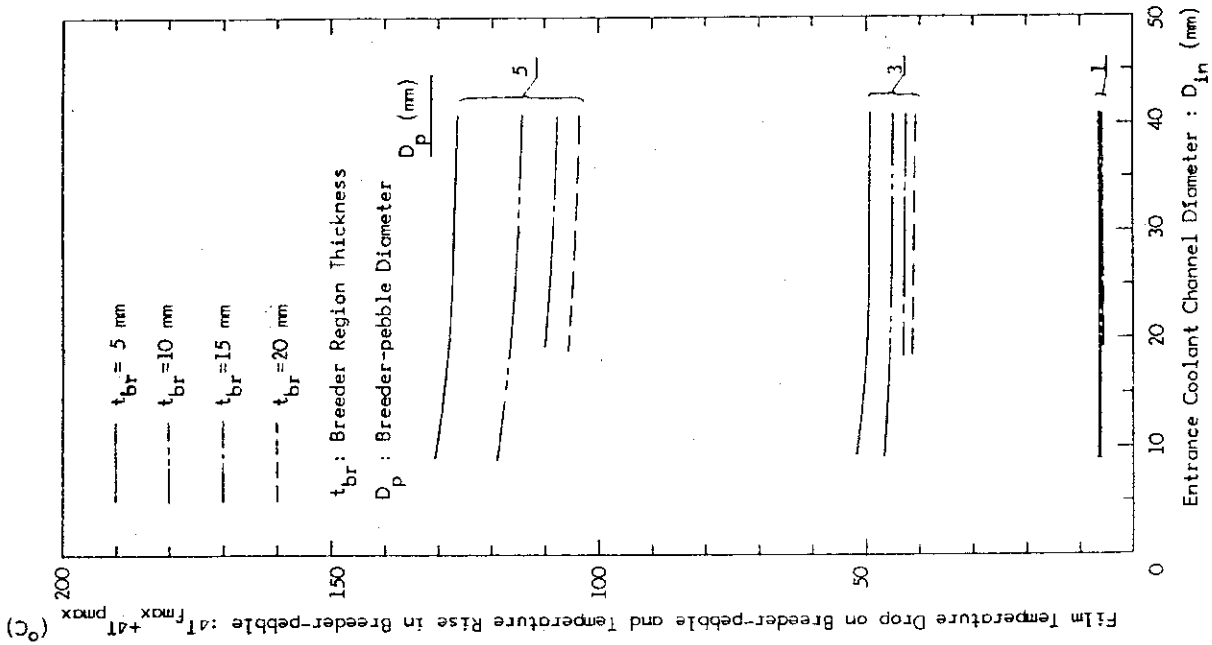


Fig.6.4.7 Film Temperature Drop on Breeder(Li_2O)-pebble Surface and Temperature Rise in Breeder-pebble [Concept (c)]

U_{in} : Maximum Coolant Velocity in Entrance Coolant Channel
 ΔP_{in} : Pressure Loss in Entrance Coolant Channel

- 1 ⊙ $U_{\text{in}} \lesssim 100 \text{ m/s}$
- 2 ○ $\Delta P_{\text{in}} \lesssim 1.0 \text{ MPa}$

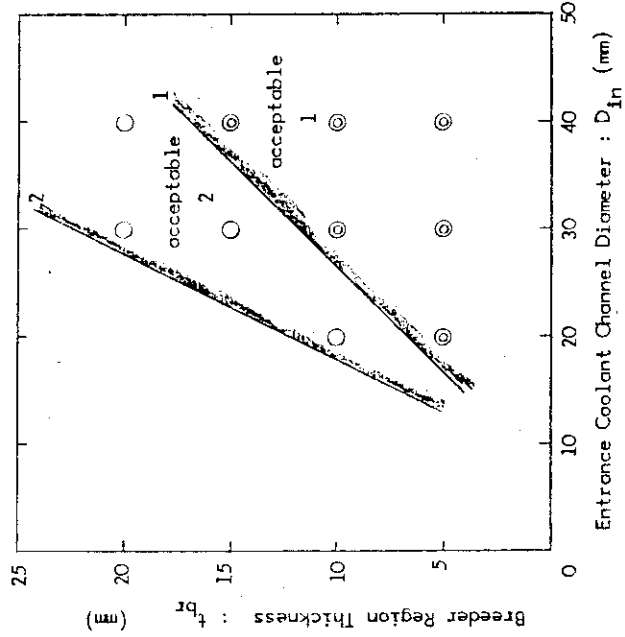


Fig.6.4.8 Acceptable Breeder Region Thickness for Concept (c)

6.5 ヘリウム冷却用ブランケット構造材の使用温度に関する検討

ヘリウム冷却用ブランケット構造材としてモリブデン合金が想定されている。しかし、モリブデン合金の許容運転温度は700℃～1100℃と制限されており、増殖材である酸化リチウムの許容使用温度400～1000℃との関連から、熱・構造設計上の大きな制約となっている。

ここではモリブデン合金を使用する場合の許容温度による熱・構造上の問題点を明らかにし、さらに構造材許容温度が、理想的な範囲に改善された場合のブランケット性能の向上について考察する。

6.5.1 ブランケット構造材としてモリブデン合金を使用する場合の問題点

ヘリウムガス冷却型実用動力炉用ブランケットの構造材としてモリブデン合金が想定されており、その許容運転温度範囲は700℃以上、1100℃以下と想定されている。一方増殖材としてブランケットに装填される酸化リチウムの許容使用温度範囲は生成したトリチウムをヘリウムバージガスにより連続回収し、増殖材の健全性を維持するために、400℃以上、1000℃以下とするべきである。このような構造材と増殖材の使用温度制限により、冷却材入口温度は高く（ ≥ 700 ℃）、また冷却材の出入口温度差も比較的小さく（ ≤ 200 ℃）とることが必要である。このため、次にあげるように様々な熱・構造設計上の検討課題および問題点が生じる。

- i) 冷却材温度が高いので、許容される増殖材内温度差は小さい。このため FER ブランケットとして採用している BOT 型ブランケットは成立しない。またブランケットを BIT 型としても、装填する増殖材ペレットの肉厚あるいは増殖材ペブルの径が制限される。6.4 で示したようにペブル型増殖材では比較的問題は小さいが、ペレット型増殖材では酸化リチウムインベントリが小さく、構造材比が大きくなるため、ブランケットのトリチウム増殖性能が著しく低下する。
- ii) 冷却材温度が高く、出入口温度差が小さいので、ブランケット内および出入口配管部での冷却材流速・圧力損失が大きくなる傾向がある。また、このため冷却材圧力を高圧（ ~ 10 MPa）としなければならない。
- iii) 冷却材温度・圧力が高く、流量が大きいため、経済性等に特に留意した冷却系設計が必要となる。
- iv) 冷却材出口温度が高いため、その利用方法に関する検討が必要となる。すなわち蒸気タービンを使用して発電を行なうとすれば、冷却材出口温度は600℃程度で十分であり、それ以上の温度としても効率の上昇はほとんど期待できない。ここでは冷却材出口温度が ~ 900 ℃と高温になるため、他の利用方法（e. g. ガスタービンの使用、プロセスヒートとしての利用等）を検討することが必要となろう。

〔ヘリウムガスタービンの採用例：UWMAK-Ⅲ, $T_{\text{out}} = 870$ ℃〕

以上のように構造材としてモリブデン合金を使用する場合には様々な問題が生じる。すなわち、ヘリウムガス冷却型ブランケットの構造材の許容最低温度はより低いものが望ましい。増殖材の許容最低温度を考慮すれば400℃以下でも使用可能なものが理想的である。また増殖材の熱的制限を小さくするために許容最高温度は900℃程度以上のものが最適である。結局、ヘリウムガス

冷却型ブランケットの構造材として最適な材料は増殖材の許容使用温度範囲（400～1000℃）とほぼ等しいが、より広い許容使用温度範囲をもつものである。

6.5.2 ブランケット構造材許容温度範囲改善による熱・流動性能の向上

先に述べたようにモリブデン合金はその許容運転温度範囲（700℃～1100℃）によりブランケットの熱・流動性能にも大きな影響を与えている。ここでは理想的な使用温度範囲（400～1000℃）をもつ構造材が開発されたものと想定してその熱・流動性能の向上の程度を明らかにする。（冷却材物性値は出入口平均温度における値を使用する。Table 6.5.1）

(1) BOT型ブランケット

ブランケット概念は軽水冷却ブランケット 6.3の場合とほぼ同様であり、冷却材がヘリウムガスに置き換えられたものである。この概念は構造材としてMo-合金を使用する場合には成立しない。しかしながら、新構造材の開発により成立の可能性がある。冷却材入口温度は増殖材の最低温度制御を必要としないように400℃とするのが適切である。出入口温度差を200℃とすれば出口温度は600℃となる。ここで軽水冷却の場合は増殖材温度範囲を450～950℃としており、最前列での冷却管ピッチは20.3 mm（管壁間隔9.3 mm）である。ヘリウム冷却では冷却材出口付近で増殖材温度が600℃以上であることから、軽水冷却と比べて増殖材内温度差は150℃小さくとらねばならない。6.3.2より増殖材内温度差に対する冷却管ピッチの感度は+0.011～+0.015 mm/℃であることから、ヘリウム冷却BOT型ブランケット第1列の冷却管ピッチは約2 mm小さくなるものと予想できる。ただし、ヘリウムガスの冷却性能等は今後の検討課題である。

(2) BIT型ブランケット Concept (a) (6.4参照)

BIT Concept (a) では増殖材最高温度のためにペレット肉厚が薄くなりLi₂Oインベントリが小さくなるという問題があった。そこで例えば冷却材出口温度を～600℃にまで下げることによりLi₂Oインベントリを増大させることができる。Table 6.5.2に冷却材入口/出口温度をそれぞれ400℃/600℃とした場合の冷却性能の例を示した。この場合では圧力損失がいく分大きいですが、冷却材出口温度を上げることにより対応可能である。またペレット内径を多少大きくすることによっても圧力損失を十分減少させることができよう。ただしConcept (a)については熱応力等によるペレット健全性に対する疑問が残る。

(3) BIT型ブランケット Concept (b) (6.4参照)

BIT Concept (b) では圧力損失が過大となるために構造上の制約（圧力管の長さの上限）がある。そこで冷却材出入口温度差を大きくとることにより冷却材流量を減少させ、圧力損失を小さくすることができる。Table 6.5.4には入口温度を400℃、出口温度を900℃とした場合の冷却性能サーベイ結果を示す。この結果では圧力損失は大きく減少しているが、やはり圧力管長さを8.5 mとすることは不可能である。しかしConcept (b)を採用する場合のブランケット構造設計の自由度はかなり大きくなる。

(4) BIT型ブランケット Concept (c) (6.4参照)

BIT Concept (c) では入口冷却材流路での冷却材流速および圧力損失が過大となるために、増殖材領域の厚さが制限され、Li₂Oインベントリが比較的小さくなる欠点があった。そこで冷

却材出入口温度差を大きくとることで冷却材流量を減少させれば Li_2O インベントリを増すことができる。Table 6.5.6には入口温度を 400°C 、出口温度を 900°C とした場合の冷却性能サーベイ結果をまとめる。この結果によれば $U_{in} \leq 100 \text{ m/s}$ の条件を満たすとしても増殖材領域厚さを 30 mm 以上とすることができる。入口温度 700°C の場合にはせいぜい 15 mm 程度であり、 Li_2O インベントリの増大によってトリチウム増殖性能の改善が期待できる。(1チャンネル当りの Li_2O インベントリは約 250% 以上となる。)

(5) 結 論

以上、述べたように構造材の許容使用温度を増殖材使用温度 ($400^\circ\text{C} \sim 1000^\circ\text{C}$)と同程度あるいはそれに近くとることができればブランケットの熱・流動性能は大きく改善され、トリチウム増殖性能の向上や熱・構造設計自由度の拡大が期待できる。このため増殖材使用温度に近い許容使用温度を持つようなブランケット構造材の開発は、ヘリウム冷却ブランケット設計にとって非常に魅力的である。

Table 6.5.1 Physical Properties of Coolant (Helium Gas)

圧 力	P (kg/cm_2)	100		
温 度	T ($^\circ\text{C}$)	500	650	800
比 重 量	γ (kg/m^3)	6.0151	5.0527	4.3556
熱 伝 導 率	λ (W/mK)	0.3038	0.3426	0.3773
粘 性 係 数	μ (kg/ms)	3.7464×10^{-5}	4.2268×10^{-5}	4.6841×10^{-5}
動粘性係数	ν (m^2/s)	6.2283×10^{-6}	8.3654×10^{-6}	1.0754×10^{-5}
プラントル数	Pr	0.6403	0.6416	0.6446
比 熱	C_p ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	5193	5193	5193

Table 6.5.2 Thermal - Hydraulic Performances for BIT Concept (a)

ペレット内径	D_{in}	(mm)	10
ペレット外径	D_{out}	(mm)	30
圧力管内径	D_{tube}	(mm)	36
増殖材発熱率	q''	(MW/m ³)	36
チャンネル長さ	L	(m)	8.5
チャンネル発熱量	Q	(W)	1.92×10^5
チャンネル流量	G_{in}/G_{out}	(kg/s)	0.0454/0.139
冷却材流速	U_{in}/U_{out}	(m/s)	96.1/74.3
レイノルズ数	Re_{in}/Re_{out}		154000/71600
ヌセルト数	Nu_{in}/Nu_{out}		272/147
熱伝達率	h_{in}/h_{out}	(W/m ² K)	8260/7440
表面熱流速	$q_{s\ in}/q_{s\ out}$	(W/m ²)	$2.38 \times 10^4/1.61 \times 10^5$
膜温度差	$\Delta T_{f\ in}/\Delta T_{f\ out}$	(°C)	2.9/21.6
ペレット内温度差	ΔT_p	(°C)	232
増殖材最高温度	$T_{p\ max}$	(°C)	854
圧力損失	ΔP	(MPa)	0.708
冷却材入口温度	T_{in}	(°C)	400
冷却材出口温度	T_{out}	(°C)	600

Table 6.5.3 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (a)

ペレット内径	D_{in}	(mm)	10
ペレット外径	D_{out}	(mm)	20
圧力管内径	D_{tube}	(mm)	26
増殖材発熱率	q'''	(MW/m ³)	36
チャンネル長さ	L	(m)	8.5
チャンネル発熱量	Q	(W)	7.21×10^4
チャンネル流量	G_{in}/G_{out}	(kg/s)	0.0221 / 0.0473
冷却材流速	U_{in}/U_{out}	(m/s)	64.6 / 50.1
レイノルズ数	Re_{in}/Re_{out}		60100 / 28000
ヌセルト数	Nu_{in}/Nu_{out}		128 / 69.8
熱伝達率	h_{in}/h_{out}	(W/m ² K)	4800 / 4380
表面熱流速	$q_{s in}/q_{s out}$	(W/m ²)	$1.05 \times 10^5 / 8.25 \times 10^4$
膜温度差	$\Delta T_{fin}/\Delta T_{fout}$	(°C)	22 / 19
ペレット内温度差	ΔT_p	(°C)	57
増殖材最高温度	$T_{p max}$	(°C)	979
圧力損失	ΔP	(MPa)	0.232
冷却材入口温度	T_{in}	(°C)	700
冷却材出口温度	T_{out}	(°C)	900

Table 6.5.4 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (b)

 $D_p = 5 \text{ mm}$

L (m)	G (kg/s·m ²)	U _o (m/s)	ΔP (MPa)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔT _f (°C)
8.5 (full)	82.5	16.3	35.9	9740	219	15000	5.4
5.0	48.5	9.60	8.03	5740	170	11600	6.9
3.0	29.1	5.76	1.98	3440	133	9110	8.8
1.0	9.72	1.92	0.118	1150	79.8	5470	14.7
0.5	4.84	0.958	0.0253	573	58.3	3990	20.2
0.1	0.972	0.192	7.28×10^{-4}	115	29.8	2040	39.5

$$Q_{\text{Li}_2\text{O}} = 36 \text{ W/cc}, \quad \text{P.F.} = 0.7, \quad \begin{cases} T_{\text{in}} = 400^\circ\text{C} \\ T_{\text{out}} = 900^\circ\text{C} \end{cases}$$

Table 6.5.5 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (b)

 $D_p = 5 \text{ mm}$

L (m)	G (kg/s·m ²)	U _o (m/s)	ΔP (MPa)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔT _f (°C)
8.5 (full)	206.2	47.3	226	22000	327	24700	3.3
5.0	121.3	27.8	46.2	12900	252	19000	4.2
3.0	72.8	16.7	10.0	7760	197	14900	5.4
1.0	24.3	5.6	0.378	2600	117	8830	9.1
0.5	12.1	2.8	0.0479	1300	84.5	6380	12.6
0.1	2.43	0.56	2.00×10^{-3}	260	41.5	3130	25.7

$$Q_{\text{Li}_2\text{O}} = 36 \text{ W/cc}, \quad \text{P.F.} = 0.7, \quad \begin{cases} T_{\text{in}} = 700^\circ\text{C} \\ T_{\text{out}} = 900^\circ\text{C} \end{cases}$$

Table 6.5.6 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (c) $\left\{ \begin{array}{l} T_{in} = 400 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{out} = 900 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right.$

D_{in} (mm)	t_{br} (mm)	Q_{ch} (W)	G_{ch} (kg/s)	$U_{in}^{*1)}$ (m/s)	$\Delta P_{in}^{*2)}$ (MPa)	U_{omax} (m/s)	U_{omin} (m/s)	D_p (mm)	$Re_{min}^{*3)}$	Nu	h (W/m ² K)	q_{smax} (W/m ²)	ΔT_{fmax} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_p ($^\circ\text{C}$)	$\Delta P_p^{*4)}$ (kPa)
40	10	3.36×10^5	0.130	20.5	0.00677	0.0241	0.0161	1	1.92	9.65	3310	1.61×10^4	4.9	2.0	0.213
								3	5.77	11.8	1350	4.83×10^4	35.8	18.1	0.0237
								5	9.62	13.4	918	8.05×10^4	87.7	50.3	0.00858
20	20	8.08×10^5	0.311	49.0	0.0387	0.0576	0.0288	1	3.44	10.7	3670	1.61×10^4	4.4	2.0	1.02
								3	10.3	13.6	1550	4.83×10^4	31.2	18.1	0.114
								5	17.2	15.6	1070	8.05×10^4	75.2	50.3	0.0415
30	30	1.41×10^5	0.544	85.7	0.118	0.101	0.0403	1	4.82	11.4	3910	1.61×10^4	4.1	2.0	2.69
								3	14.5	14.9	1700	4.83×10^4	28.4	18.1	0.304
								5	24.1	17.3	1190	8.05×10^4	67.6	50.3	0.111
40	40	2.15×10^5	0.829	131	0.276	0.154	0.0514	1	6.14	12.0	4110	1.61×10^4	3.9	2.0	5.49
								3	18.4	15.9	1820	4.83×10^4	26.5	18.1	0.625
								5	30.7	18.6	1270	8.05×10^4	63.4	50.3	0.230

* 1) 全冷却材が入口冷却材流路を流れた場合・* 2) 全冷却材が入口冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m ・
* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価・* 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

Table 6.5.7 Thermal-Hydraulic Performances for Concept (c) $\left\{ \begin{array}{l} T_{in} = 700^{\circ}C \\ T_{out} = 900^{\circ}C \end{array} \right.$

D_{in} (mm)	t_{br} (mm)	Q_{ch} (W)	G_{ch} (kg/s)	$U_{in}^{*1)}$ (m/s)	$P_{in}^{*2)}$ (MPa)	U_{omax} (m/s)	U_{omin} (m/s)	D_p (mm)	$Re_{min}^{*3)}$	Nu	h (W/m ² K)	q_{smax} (W/m ²)	ΔT_{fmax} (°C)	ΔT_f (°C)	$\Delta P_p^{*4)}$ (kPa)
40	5	1.51×10^5	0.146	26.6	0.00982	0.0313	0.0251	1	2.33	9.96	3760	1.61×10^4	4.3	2.0	0.114
								3	7.00	12.4	1560	4.83×10^4	31.0	18.1	0.0127
								5	11.7	14.1	1060	8.05×10^4	75.9	50.3	0.00460
10	10	3.36×10^5	0.324	59.2	0.0487	0.0696	0.0464	1	4.31	11.2	4230	1.61×10^4	3.8	2.0	0.508
								3	12.9	14.4	1810	4.83×10^4	26.7	18.1	0.0671
								5	21.6	16.7	1260	8.05×10^4	63.9	50.3	0.0208
15	15	5.55×10^5	0.535	97.7	0.133	0.115	0.0657	1	6.11	12.0	4530	1.61×10^4	3.6	2.0	1.26
								3	18.3	15.9	2000	4.83×10^4	24.2	18.1	0.143
								5	30.5	18.6	1400	8.05×10^4	57.5	50.3	0.0524
20	20	8.08×10^5	0.778	142	0.280	0.167	0.0836	1	7.77	12.7	4790	1.61×10^4	3.4	2.0	2.46
								3	23.3	17.1	2150	4.83×10^4	22.5	18.1	0.280
								5	38.9	20.1	1520	8.05×10^4	53.0	50.3	0.104

* 1) 全冷却材が入口冷却材流路を流れた場合・* 2) 全冷却材が入口冷却材流路を流れ、流路長 8.5 m・

* 3) 増殖材領域での最小流速 (外面) で評価・* 4) 増殖材領域での最大流速 (内面) で評価、流路長 t_{br}

付録 6. A 流動ヘリウムを用いた場合のギャップ内温度差と輻射の効果

6.A.1 ギャップ内温度差

Fig. 6.A.1 のようなモデルを考える。ここで

- T_3 : ギャップ外面の温度 (°C)
 T_2 : " 内面 " (°C)
 \bar{T} : ヘリウムの温度 (°C)
 d_3 : ギャップ外面の直径 (m)
 d_2 : " 内面 " (m)
 q_3'' : ギャップ外面での熱流束 (W/m^2)
 q_2'' : " 内面 " (W/m^2)
 Q_{rad} : 輻射により伝わる熱量 (W/m)
 dQ : 流動ヘリウムにより持ち去られる流量 (W)
 h : 流動ヘリウムとギャップ内外面との熱伝達率 ($W/m^2 K$)
 L : 流路長さ (m)

とすると、ギャップ内外面での熱量バランスより

$$\pi d_3 L q_3'' - L Q_{rad} = \pi d_3 L h (T_3 - \bar{T}) \quad (6.A.1)$$

$$\pi d_2 L q_2'' - L Q_{rad} - dQ = \pi d_2 L h (\bar{T} - T_2) \quad (6.A.2)$$

$$L Q_{rad} = \pi d_3 L h_{rad} (T_3 - T_2) \quad (6.A.3)$$

$$\pi d_3 L q_3'' = \pi d_2 L q_2'' \quad (6.A.4)$$

ただし、 h_{rad} は輻射による伝熱を対流熱伝達と同様な評価方法で考慮しようとした場合の係数で次式で与えられる。

$$h_{rad} = \sigma \phi \{ (T_3 + 273)^2 + (T_2 + 273)^2 \} \{ (T_3 + 273) + (T_2 + 273) \} \quad (6.A.5)$$

$W/m^2 K$

ただし $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$$\phi = \frac{\epsilon}{\frac{d_3}{d_2} + 1 - \epsilon} \quad (6.A.6)$$

式 (6.A.1) より

$$q_3'' - \frac{Q_{rad}}{\pi d_3} = h (T_3 - \bar{T}) \quad (6.A.7)$$

式 (6.A.2) より

$$q_2'' - \frac{Q_{\text{rad}}}{\pi d_2} - \frac{dQ}{\pi d_2 L} = h (\bar{T} - T_2) \quad (6.A.8)$$

式 (6.A.3) より

$$Q_{\text{rad}} = \pi d_3 h_{\text{rad}} (T_3 - T_2) \quad (6.A.9)$$

式 (6.A.3) より

$$q_3'' = \frac{d_2}{d_3} q_2'' \quad (6.A.10)$$

式 (6.A.7) + 式 (6.A.8) より, また $dQ \approx 0 \text{ W}$ とすると

$$q_3'' + q_2'' - \left(\frac{1}{\pi d_3} + \frac{1}{\pi d_2} \right) Q_{\text{rad}} = h (T_3 - T_2) \quad (6.A.11)$$

式 (6.A.9), (6.A.10) を代入して

$$\left(\frac{d_2}{d_3} + 1 \right) q_2'' - \left(1 + \frac{d_3}{d_2} \right) h_{\text{rad}} (T_3 - T_2) = h (T_3 - T_2)$$

$$\left(1 + \frac{d_2}{d_3} \right) q_2'' = \left\{ \left(1 + \frac{d_3}{d_2} \right) h_{\text{rad}} + h \right\} (T_3 - T_2)$$

$$\therefore T_3 - T_2 = \frac{\left(1 + \frac{d_2}{d_3} \right) q_2''}{\left(1 + \frac{d_3}{d_2} \right) h_{\text{rad}} + h} \quad (6.A.12)$$

6.A.2 輻射の効果

式 (6.A.5), (6.A.6) において $T_2 = 350^\circ\text{C}$, $T_3 = 450^\circ\text{C}$, および輻射係数を $\epsilon = 0.7$ とすると,

$$\begin{aligned} h_{\text{rad}} &= \frac{0.7}{\frac{d_3}{d_2} + 1 - 0.7} \times 5.67 \times 10^{-8} (723^2 + 623^2) \times 1346 \\ &= \frac{48.66}{\frac{d_3}{d_2} + 0.3} \end{aligned}$$

$$d_3 = 12 \text{ mm}, d_2 = 10 \text{ mm} \text{ とすると } h_{\text{rad}} = 32.4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$d_3 = 14 \text{ mm}, d_2 = 10 \text{ mm} \text{ とすると } h_{\text{rad}} = 28.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$d_3 = 16 \text{ mm}, d_2 = 15 \text{ mm} \text{ とすると } h_{\text{rad}} = 35.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$d_3 = d_2 \text{ ならば } h_{\text{rad}} = 37.4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

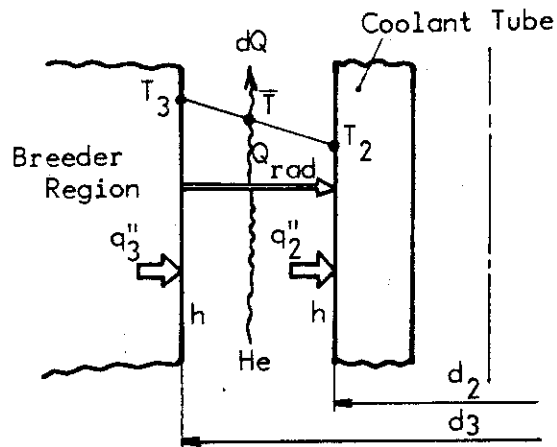


Fig.6.A.1 Analytical Model for the Effect of Radiation

付録 6.B ブランケット内発熱率と冷却管への熱流束

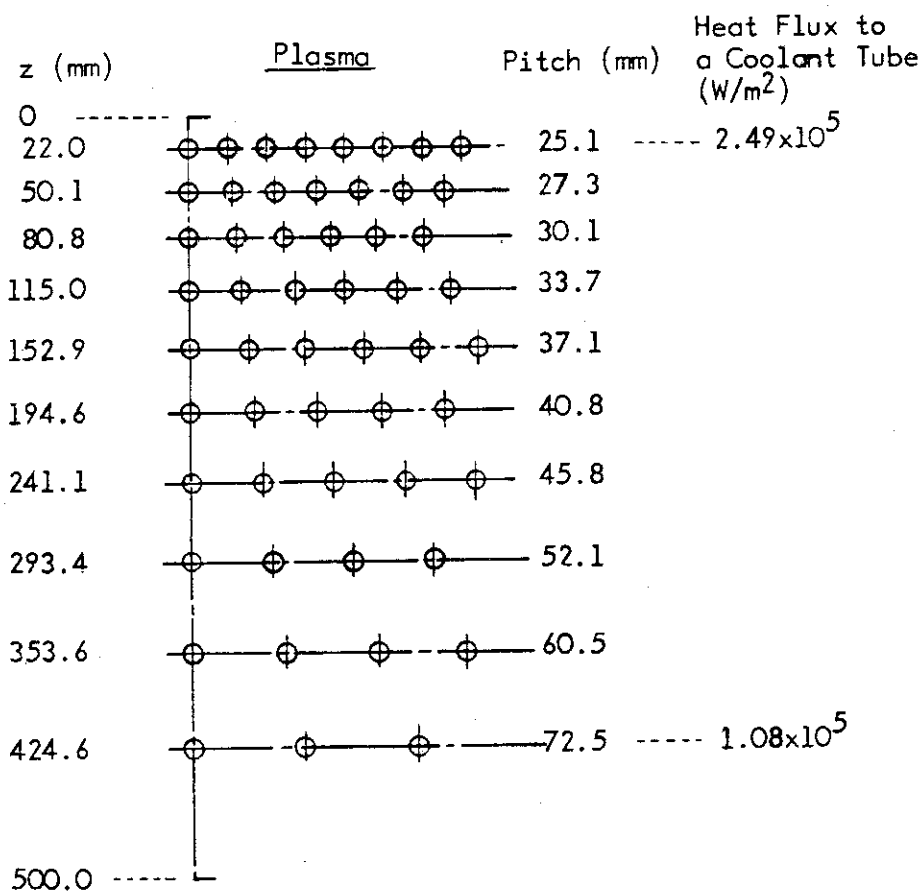
DEMO 炉でのブランケット内発熱率を INTOR の 2 倍と想定すると、プラズマ面からの距離 x (cm) により

$$0 \leq x \leq 12 \text{ cm} : q''' = 16.8 \exp(-0.103 x) \text{ W/cm}^3 \quad (6.B.1)$$

$$12 \leq x \leq 20 \text{ cm} : q''' = 11.18 \exp(-0.0671 x) \quad " \quad (6.B.2)$$

$$20 \leq x : q''' = 11.32 \exp(-0.0687 x) \quad " \quad (6.B.3)$$

上記発熱密度に基づき、増殖材温度範囲を $450 \sim 950^\circ\text{C}$ とした場合の冷却管配列、および冷却管外面位置 ($10 \text{ mm } \phi$) での冷却管への熱流束を Fig. 6.B.1 に示す。



$$T_{\min} / T_{\max} = 450 / 950 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(D_{\text{out}} = 10 \text{ mm}, \Delta x_{\text{gap}} = 0.5 \text{ mm}, t_{\text{spc}} = 0.5 \text{ mm})$$

Fig.6.B.1 Coolant Tube Arrangement in a Breeding Blanket for Heat Fluxes Twice as Large as Those of INTOR

付録 6.C 内部発熱に基づく温度差

内部発熱に基づく solid medium 内温度差, 冷却管材内温度差, 膜温度差における誤差, すなわち式 (6.3.8) ~ (6.3.10) と式 (6.3.13) ~ (6.3.15) との誤差をそれぞれ $\Delta T_{32}''$, $\Delta T_{21}''$, $\Delta T_{10}''$ とすると, 式 (6.3.8) ~ (6.3.15) より,

$$\begin{aligned} \Delta T_{32}'' &= -\frac{q_2'' (r_3^2 - r_2^2)}{4 \lambda_2} + \left\{ -\frac{(r_3^2 - r_2^2) q_2''}{2 \lambda_2} \right\} \ell_n \frac{r_3}{r_2} \\ &= -\frac{q_2'' (r_3^2 - r_2^2)}{4 \lambda_2} + \frac{r_2^2 q_2''}{2 \lambda_2} \ell_n \frac{r_3}{r_2} \end{aligned} \quad (6.C.1)$$

$$\Delta T_{21}'' = \frac{q_1'' (r_2^2 - r_1^2)}{4 \lambda_1} + \frac{r_2^2 q_1''}{2 \lambda_1} \ell_n \frac{r_2}{r_1} \quad (6.C.2)$$

$$\Delta T_{10}'' = \frac{(r_2^2 - r_1^2) \cdot q_1''}{2 r_1 h} \quad (6.C.3)$$

冷却管位置での発熱率は式 (6.B.1) ~ (6.B.3) と Fig.6.B.1 より,

$$\text{最前列: } q'' = 16.8 \exp(-0.103 \times 2.2) = 13.4 \text{ W/cm}^3 = 13.4 \times 10^7 \text{ W/m}^3$$

$$\text{最後列: } q'' = 11.32 \exp(-0.0687 \times 42.46) = 0.612 \text{ W/cm}^3 = 6.12 \times 10^5 \text{ W/m}^3$$

$q_1'' = q_2''$ とし, Al_2O_3 の厚さ 2 mm として各温度差を算出してみる。まず, 最前列の場合

$$\begin{aligned} \Delta T_{32}'' &= -\frac{1.34 \times 10^7 \times (7^2 - 5^2) \times 10^{-6}}{4 \times 2.74} + \frac{5^2 \times 10^{-6} \times 1.34 \times 10^7}{2 \times 2.74} \ell_n \frac{7 \times 10^{-3}}{5 \times 10^{-3}} \\ &= -8.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{21}'' &= -\frac{1.34 \times 10^7 \times (5^2 - 4^2) \times 10^{-6}}{4 \times 17.4} + \frac{5^2 \times 10^{-6} \times 1.34 \times 10^7}{2 \times 17.4} \ell_n \frac{5 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-3}} \\ &= 0.42^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\Delta T_{10}'' = \frac{(5^2 - 4^2) \times 10^{-6} \times 1.34 \times 10^7}{2 \times 4 \times 10^{-3} \times 30000} = 0.50^\circ\text{C}$$

$$\therefore \Delta T_{32}'' + \Delta T_{21}'' + \Delta T_{10}'' = -7.9^\circ\text{C}$$

これは発熱条件が INTOR の 2 倍の場合であり, このとき内部発熱を考慮しない場合の冷却材温度 (320°C) から Al_2O_3 外面温度 (500°C) までの温度差は 180°C , 従って内部発熱を考慮

しないことによる誤差は $1 - 7.9 / 180 = 0.044$ である。最後列での内部発熱に基づく誤差は 0.36°C であり、これは内部発熱を考慮しない場合の温度差 (78°C) の 0.5% である。以上のことから概略検討においては内部発熱に基づく温度差は無視しても差しつかえないと思われる。

付録 6.D 冷却材熱伝達率

冷却材 (H₂O, 15 MPa) の入口/出口温度 280/320 °C (Δi = 221 kJ/kg) とし, 冷却管内径 8 mm, 外径 10 mm, 長さ 5 m として, 冷却管外面での熱流束 q₂'' に対して熱伝達率および圧力損失を試算してみる。

$$v = \frac{2 \pi r_2 q_2'' L}{\Delta i} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\pi r_1^2}$$

$$= \frac{2 \times \pi \times 5 \times 10^{-3} \times 5 \times q_2''}{2.21 \times 10^5} \cdot \frac{1}{726} \cdot \frac{1}{\pi \times 4^2 \times 10^{-6}}$$

$$= 1.948 \times 10^{-5} \times q_2'' \quad (\text{m/s})$$

$$Re = \frac{2 r_1 \cdot v}{\nu}$$

$$= \frac{2 \times 4 \times 10^{-3} v}{1.22 \times 10^{-7}}$$

$$= 65570 \times v$$

冷却性能物性値 (15 MPa, 300 °C)

$$\gamma = 726 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 1.22 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.866$$

$$\lambda = 0.559 \text{ W/mK}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$= 0.023 \times 0.866^{0.4} Re^{0.8}$$

$$= 0.2171 \times Re^{0.8}$$

$$\Delta P = f \frac{L}{2 r_1} \frac{v^2}{29} \gamma \quad (f = 0.03 \text{ とする})$$

$$= 0.03 \times \frac{5}{2 \times 4 \times 10^{-3}} \times \frac{v^2}{2 \times 9.81} \times 726$$

$$\times \frac{1}{10000}$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{2 r_1}$$

$$= \frac{Nu \times 0.559}{2 \times 4 \times 10^{-3}}$$

$$= 0.06938 \times v^2 \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$= 69.88 \times Nu \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

以下に計算結果をまとめる。

q ₂ '' (W/m ²)	v (m/s)	Re	Nu	h (W/m ² K)	ΔP (kg/cm ²)
4 × 10 ⁵	7.79	5.11 × 10 ⁵	801	56000	4.21
3 × 10 ⁵	5.84	3.83 × 10 ⁵	636	44400	2.37
2 × 10 ⁵	3.90	2.56 × 10 ⁵	461	32200	1.06
1 × 10 ⁵	1.95	1.28 × 10 ⁵	265	18500	0.264
5 × 10 ⁴	0.974	6.39 × 10 ⁴	152	10600	0.0658

以上より, 本文における検討においては 3 ~ 4 m/s が流速の制限値となるものと考え, 熱伝達率の目安値として h = 30000 W/m²K を使用する。

付録 6.E 使用する式

(1) 充填層における圧力損失

Ergun's eq. ¹⁾

$$\Delta P = \frac{G^2}{g \cdot \gamma} \cdot \frac{L}{D_p} \cdot \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon^2} \cdot \left\{ 150 \cdot \frac{(1-\epsilon) \cdot \mu}{D_p \cdot G} + 1.75 \right\} \\ \times 9.8 \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad \dots\dots\dots (6.E.1)$$

- ただし ΔP : 充填層の圧力損失 (MPa)
 G : 単位面積当りの冷却材流量 (kg/s/m^2)
 g : 重力加速度 (9.8 m/s^2)
 γ : 比重量 (kg/m^3)
 L : 充填層長さ (m)
 D_p : 充填物直径 (m)
 ϵ : 空隙率
 μ : 動粘性係数 (kg/s/m)

(2) 充填球群と流体間の熱伝達

白井の式 ²⁾

$$\text{Nu} = (2 + 0.75 \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}^{1/2}) / \epsilon \quad \dots\dots\dots (6.E.2)$$

- ただし Nu : ヌセルト数
 Pr : プラントル数
 Re : レイノルズ数
 U_0 : 空塔速度
 ν : 動粘性係数

適用範囲…………… $\text{Re} > 20$ (ただし本検討では $\text{Re} \leq 20$ でも外挿可能であるものとした。)(3) Li_2O 球内温度差

・ 1-D 球座標熱伝導式

$$\Delta T_p = \frac{Q \cdot D_p^2}{24 \cdot \lambda} \quad (^\circ\text{C}) \quad \dots\dots\dots (6.E.3)$$

- ただし ΔT_p : Li_2O 球内温度差 ($^\circ\text{C}$)
 Q : 体積発熱率 (W/m^3)
 λ : Li_2O 熱伝導率 (W/mK)

(4) Li_2O 円環ペレット内温度差 (両面冷却……内外面温度を等しいと仮定)

• 1-D 円柱座標熱伝導式

$$\Delta T_p = -\frac{Q}{4\lambda} (r_{\max}^2 - r_{\text{in}}^2) + C \cdot \ln \frac{r_{\max}}{r_{\text{in}}} \quad \dots\dots\dots (6.E.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{\max} = \left[\frac{r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2}{2 \ln (r_{\text{out}} / r_{\text{in}})} \right]^{1/2} \\ C = \frac{Q}{4\lambda} (r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2) / \ln (r_{\text{out}} / r_{\text{in}}) \end{array} \right.$$

- ただし ΔT_p : Li_2O ペレット内温度差 ($^{\circ}\text{C}$)
 Q : 体積発熱率 (W/m^3)
 λ : Li_2O 熱伝導率 (W/mK)
 r_{in} : ペレット内半径 (m)
 r_{out} : ペレット外半径 (m)
 r_{\max} : 最高温度点半径 (m)
 C : 定数

参考文献

- 1) TRANSPORT PHENOMENA : R.B. Bird et al.
- 2) 伝熱工学資料・第3版 : 日本機械学会

7. 実用動力炉増殖ブランケットの設計例

本研究は、動力炉用ブランケット概念の検討が主目的であり、設計例を示すには検討不足と思えるが、今後の検討の“たたき台”を提する為、例示する。

軽水冷却型ブランケットの設計例を示す。

Table 7.1 に第1壁の設計パラメータを示す。

Table 7.2 に増殖ブランケットの設計パラメータを示す。

Table 7.3 に真空容器の設計パラメータを示す。

Fig. 6.1 にブランケット断面図を示す。

Fig. 6.2 に炉心立面図を示す。

Fig. 6.3 に炉心平面図を示す。

Table 7.1 Summary of Design Parameters
for First Wall

Configuration	Integral with Blanket
Form	Ribbed Panel with Semicircular Tube
Material	Titanium Modified Austenitic Stainless Steel
Coolant Flow Direction	Toroidal
Coolant	Pressurized Water (H ₂ O)
Coolant Temperature Inlet/Outlet	280°C/320°C
Coolant Inlet Pressure	15 MPa
Coating Material	Beryllium
Coating Thickness	1 mm

Table 7.2 Summary of Design Parameters for Tritium Breeding Blanket Module

Blanket Type	Tube-in-Shell Type
Thickness	
Inboard	40 cm
Outboard	50 cm
Structure	
Material	Titanium Modified Austenitic Stainless Steel
Maximum Temperature	450 °C
Breeder	
Material	Li ₂ O (natural lithium)
Form	pebble
Diameter	1 mm
Theoretical Density	2.0 g/cc
Effective Density	85 %TD
Packing Fraction	70 %
Maximum Temperature	1000 °C (limit)
Minimum Temperature	400 °C (limit)
Coolant	Pressurized Water (H ₂ O)
Inlet/Outlet Temperature	280 °C/320 °C
Inlet Pressure	15 MPa
Flow Direction	Poloidal
Tube id/od	8 mm/10 mm
Tritium Breeding Ratio	1.15 (local)
Tritium Purge Gas	Helium
Pressure	0.1 MPa

Table 7.3 Summary of Design Parameters for Vacuum Vessel

Cross-sectional Shape	D-Shape
Major Radius	6.9 m
Structural Material	Titanium Modified Austenitic
Number of Modules	84
Number of Sectors	28
Thickness of Vessel Wall	10 cm
Form	
Outer	Separate Wall
Inner	Integral with Blanket Vessel
Structure of One-Turn Resistance Bellows (14 positions)	
Number of Ducts	
Exhaust	3
NBI	2
RF	2

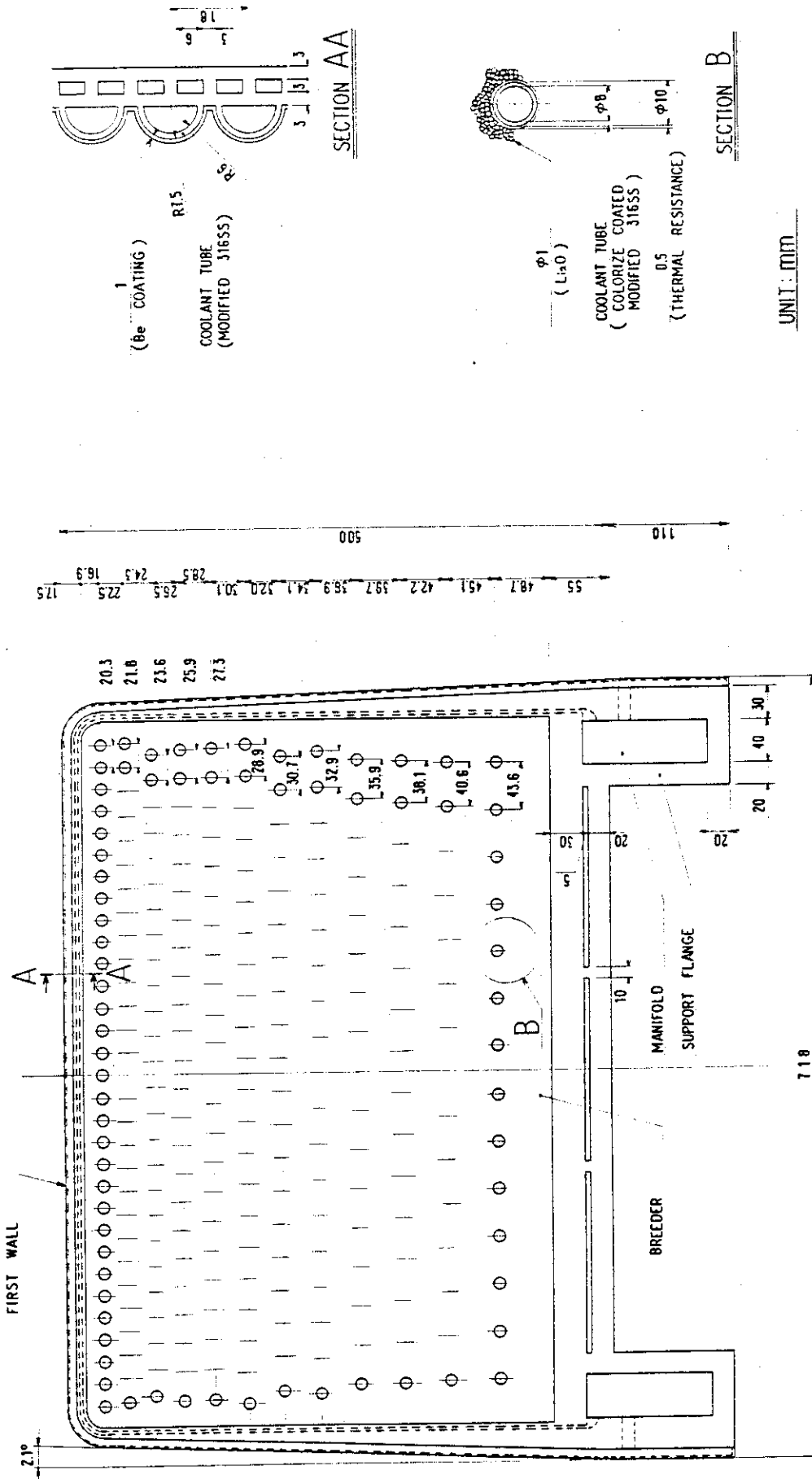
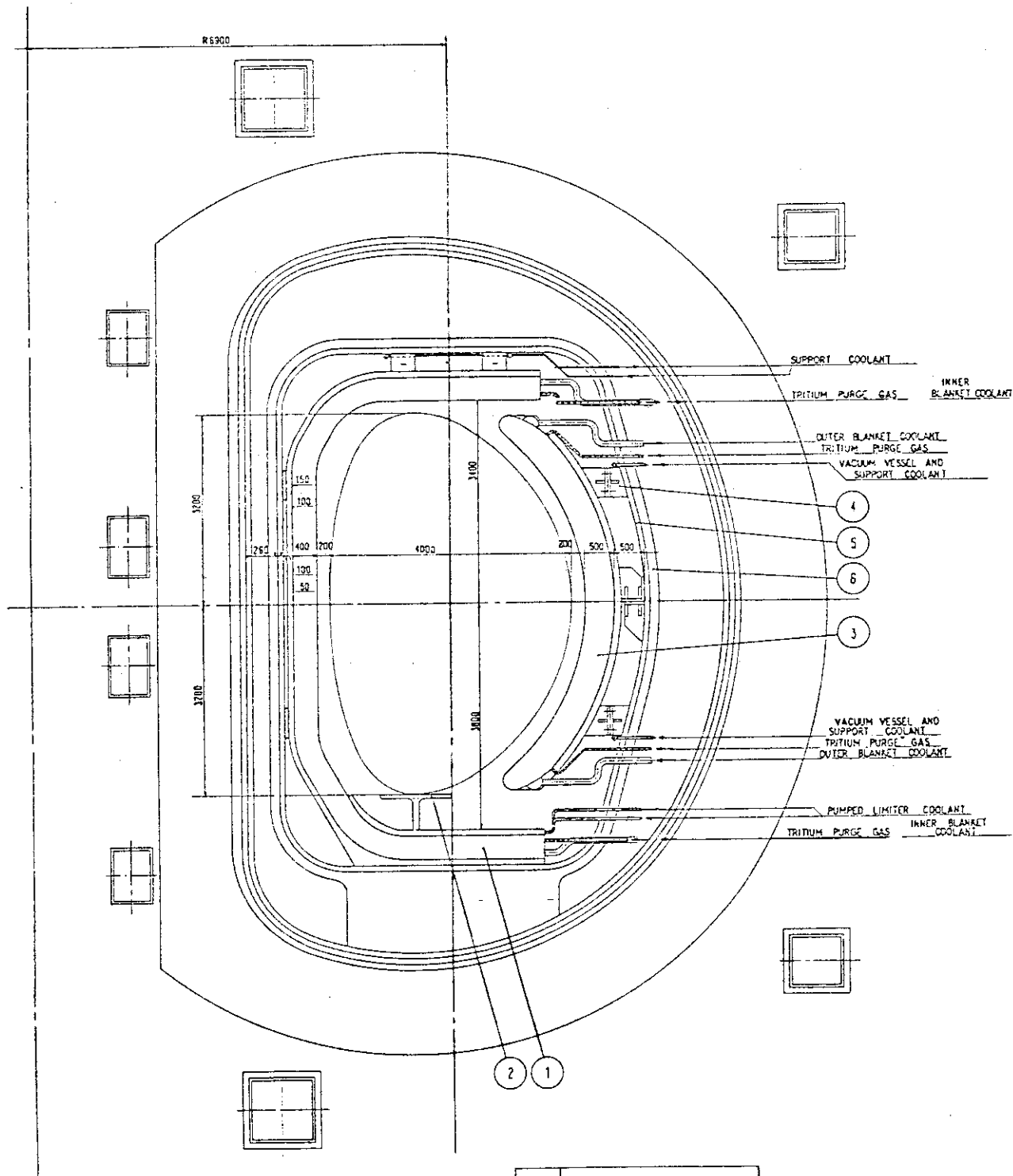


Fig.7.1 Cross-section of Blanket Module for Fusion Commercial Reactor



No	NAME OF PARTS
1	INNER BLANKET
2	PUMPED LIMITER
3	OUTER BLANKET
4	SUPPORT
5	VACUUM VESSEL
6	FLANGE

Fig.7.2 Elevation View of Fusion Commercial Reactor

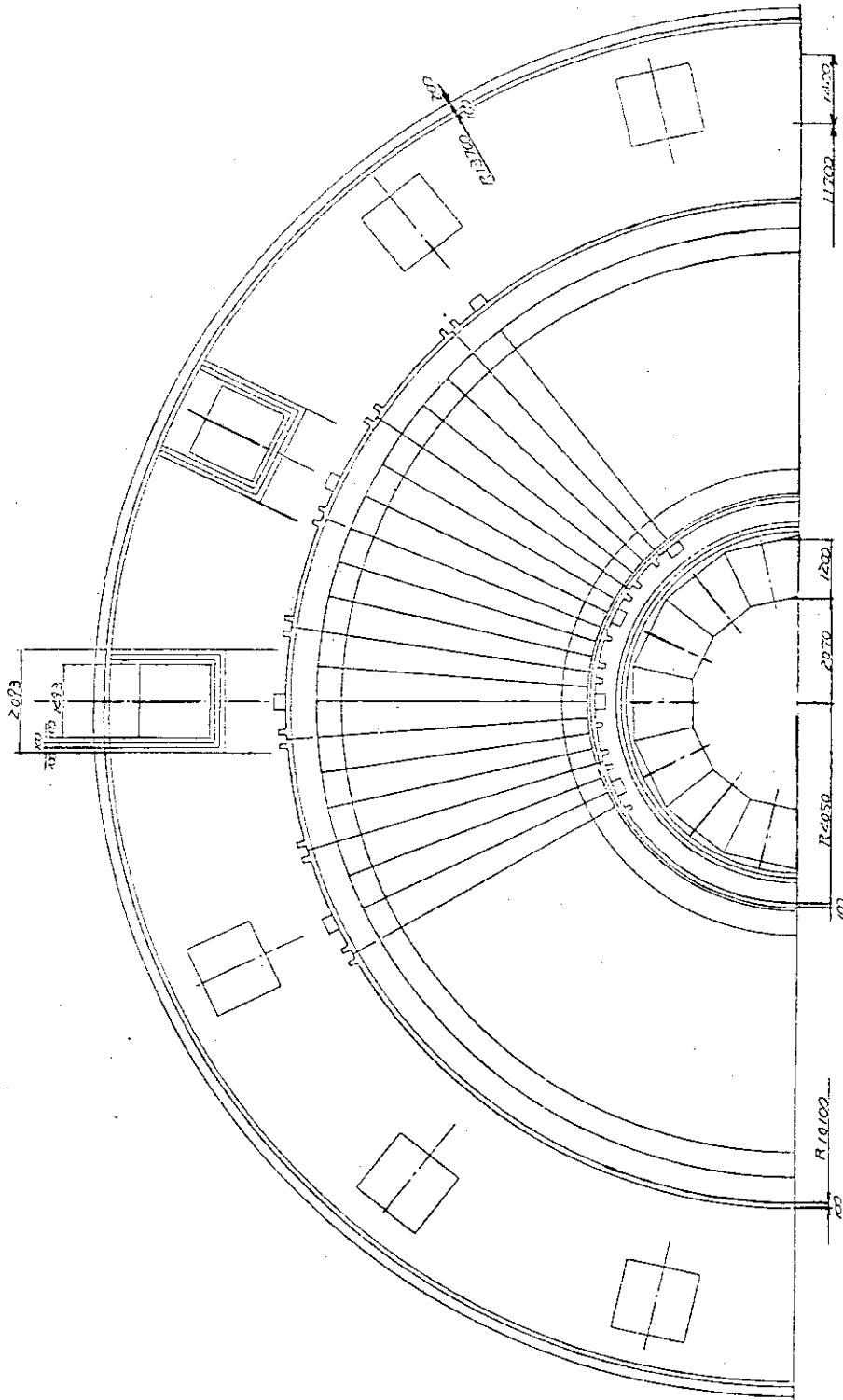


Fig.7.3 Plan View of Fusion Commercial Reactor

8. トリチウム関連システム

8.1 トリチウム回収システムの概念検討

8.1.1 軽水冷却型ブランケット

(1) システム概念

軽水冷却型ブランケットのトリチウム回収システムでは、FER等次期装置の場合と同様な系統構成が採用できる。以下に本トリチウム回収システムの系統構成を示す。

本システムはLiOHベーパートラップ、触媒酸化反応器、モレキュラーシーブ乾燥塔およびその再生系から構成される。ブランケットを出たHeスイープガスは、ベーパートラップでLiOHベーパーを除去した後、触媒酸化反応器に送られる。Heスイープガス中のトリチウムガス(T_2)は200°Cに昇温され、触媒酸化反応器でトリチウム水(T_2O)に酸化された後、モレキュラーシーブ乾燥塔で吸着、除去される。トリチウムを除去したHeガスは循環器によりブランケットに移送される。モレキュラーシーブに吸着されたトリチウム水は加熱真空引きをすることで脱着され、トリチウム水蒸気($T_2O(g)$)の形態で燃料ガス循環システムに移送される。但し、必要に応じ電解セル等で T_2 ガスに変換して燃料ガス循環システムに移送される。

本トリチウム回収系の設計主要諸元をTable 8.1に示す。また系統概念図をFig. 8.1に示す。

(2) トリチウム透過に関する検討

1) はじめに

動力炉軽水冷却型ブランケットでは、FERあるいはINTORなどの次期装置と異なり発電を指向するため、冷却材温度が高くなる。この冷却材温度の高温化に伴ないブランケット内に配列する冷却管温度が高くなり、冷却管を透過して冷却材中に漏入するトリチウム量が大きくなるものと予想される。ここでは、このトリチウム透過及びその安全対策について概略検討する。

2) 冷却材中へのトリチウム透過

本透過量の検討は、以下のような概略解析条件を設定し、実施する。

- i) ブランケット冷却管の全表面積(A) : $1 \times 10^8 \text{ cm}^2 / \text{Reactor}$
- ii) " の厚さ(L) : 0.15 cm
- iii) " の温度(T) : 300°C
- iv) ブランケット内のトリチウム分圧(P) : $T_2O / T_2 = 0.04 / 0.004 \text{ Torr}$
- v) 透過量(ϕ)解析式¹⁾ :

$$\phi (\text{g-T/day}) = \sqrt{3} \cdot \frac{A}{L} \cdot 0.65 \times 10^{-2} \times \sqrt{P} \exp \left(- \frac{16100}{1.987 (273 + T)} \right)$$

上記のような解析条件より、軽水冷却型ブランケットの冷却管を透過して冷却材中に漏入する量は、約 $9 \times 10^3 \text{ Ci/day}$ と予想される。

3) トリチウム透過に対する安全対策

ブランケット冷却管を透過して冷却材中に漏入するトリチウムは、冷却系からの冷却材漏洩に伴ない、作業室あるいは環境へ漏洩する。このため、今後以下に示すようなトリチウム透過低減対策あるいは安全対策を詳細に検討し、作業員および公衆の安全性を確保する必要がある。

i) 冷却管周りへの酸化物コーティング

冷却管周りにトリチウム透過係数の小さい金属酸化物 (Al_2O_3 etc) をコーティングし、冷却管を透過するトリチウム量を低減させる。この場合、一般的に金属酸化物の熱伝導率が比較的小さいので、 Li_2O 増殖材温度を冷却材温度より高い温度に保持するために設置する熱抵抗層を兼ねる事も可能である。しかしながら Al_2O_3 等の金属酸化物はトリチウム水を吸着するため、コーティング材の選定には十分な注意を要する。

ii) 冷却材中のトリチウム除去

漏入トリチウムを含有する冷却材を水蒸留あるいは水/水素交換法などの同位体分離により処理し、冷却材中のトリチウム濃度を許容レベルまで低減させる。

iii) 冷却材漏洩の低減

冷却系を構成するバルブ、継手、および循環機などには可能な限り無漏洩なものを選定する事、あるいは漏洩量の大きな系統部には局所的なフードを設置する事などにより、作業室および公衆へのトリチウム放出量を低減させる。

8.1.2 ヘリウム冷却型ブランケット

(1) 系統概念

ヘリウム冷却型ブランケットでは、ブランケットの熱除去媒体としてのヘリウム冷却材が、生成トリチウムの回収媒体を兼ねることになる。生成トリチウムは、直接 He ガス中に放出され、1次冷却系を循環することになるので、トリチウム回収系は1次冷却系のバイパス系として設ける。以下に一般的なトリチウム回収方法である触媒酸化-吸着法を採用したトリチウム回収系の系統概念を示す。

1次冷却系からの T_2 ガスの透過、特に熱交換器での透過漏洩を抑制するため、触媒酸化反応器を1次冷却系に設け、1次冷却系中の T_2 ガス分圧を低減する。1次冷却系中のトリチウム水 ($\text{T}_2\text{O}(\text{g})$) は、バイパス系統を通じてモレキュラーシーブ乾燥塔に送られて吸着除去される。モレキュラーシーブに吸着されたトリチウム水は加熱真空引きをすることで脱着され、トリチウム水蒸気 ($\text{T}_2\text{O}(\text{g})$) の形態で燃料ガス循環システムに移送される。但し、必要に応じ電解セル等によって T_2 ガスに変換した後、燃料ガス循環システムに移送する。

本トリチウム回収系の設計主要諸元を Table 8.2 に示す。また系統概念図を Fig. 8.2 に示す。

(2) 増殖材の安定性に関する検討

He 冷却型ブランケットでは大容量のヘリウムガス冷却材が直接増殖材 (Li_2O) 部に導入される。このヘリウムガス中には、増殖材から放出される $\text{T}_2\text{O}(\text{g})$ 、および触媒酸化反応による $\text{T}_2\text{O}(\text{g})$ が含まれる。さらに1次冷却系に蒸気発生器を設置する場合は、2次系からの漏洩水蒸気 $\text{H}_2\text{O}(\text{g})$ がヘリウムガス中に含まれる。ブランケット内の Li_2O 増殖材はこのヘリウム冷却材中の微量水分と反応 ($\text{Li}_2\text{O}(\text{s}) + \text{H}_2\text{O}(\text{g}) \rightarrow \text{LiOH}(\text{g})$) して、 $\text{LiOH}(\text{g})$ として質量移行する。

特に動力炉 He 冷却型ブランケットでは Table 8.2 に示すように、 Li_2O 部に導入されるヘリウムガス流量が大きいため、 Li_2O 質量移行量は大きくなることが予想される。

現在までブランケット雰囲気下における Li_2O と水との反応速度定数は報告されていないが、 $\text{Li}_2\text{O}(\text{s})/\text{H}_2\text{O}(\text{g})/\text{LiOH}(\text{g})$ 系の平衡定数より保守的に評価すると、本ヘリウム冷却型ブランケットでの Li_2O 質量移行量は許容できない量となる。このため、今後ヘリウム冷却型ブランケットに関して、下記のような設計データ、及び対策を検討する必要がある。

i) $\text{Li}_2\text{O}/\text{H}_2\text{O}$ 反応速度定数

ブランケット雰囲気下での $\text{Li}_2\text{O}/\text{H}_2\text{O}$ 反応速度定数を取得し、設計精度のよい He 冷却型ブランケットの設計を行なう必要がある。

ii) Li_2O のコーティング

$\text{Li}_2\text{O}/\text{H}_2\text{O}$ 反応による Li_2O 増殖材の質量移行を防止する方法として、 Li_2O 増殖材にコーティングを施す方法が有望である。このため核・熱特性及びトリチウム回収特性等を考慮したコーティング材料の選定、およびコーティングの最適化を行なう必要がある。

(3) トリチウム透過に関する検討

1) はじめに

動力炉ヘリウム冷却型ブランケットでは、ヘリウム冷却材と共に生成トリチウムが冷却系統内を循環する。又、この冷却材は軽水冷却型ブランケットの場合に比べ高温となる。このため、冷却系統からのトリチウム透過漏洩およびヘリウム冷却材漏洩に伴なうトリチウム漏洩に関し、厳密な評価が要求される。ここでは、1次冷却系に蒸気発生器を設置した場合の蒸気発生器でのトリチウム透過、冷却材漏洩に伴なうトリチウム漏洩、及びその安全対策について概略検討する。

2) 蒸気発生器でのトリチウム透過

本透過量の検討は、前述した冷却材条件の他、以下のような概略解析条件を設定して実施する。

- i) 蒸気発生器の全伝熱面積 (A) : $5 \times 10^8 \text{ cm}^2$
- ii) " の伝熱管厚さ (L) : 0.45 cm
- iii) " の伝熱管平均温度 (T) : 500°C (平均)
- iv) 1次冷却材中のトリチウム分圧 (P) : $T_2\text{O}/T_2 = 0.01/0.001 \text{ Torr}$
(蒸気発生器の前段に触媒酸化器を設置しない場合)
- v) 透過量 (ϕ) 解析式 :

$$\phi (\text{g-T/day}) = \sqrt{3} \frac{A}{L} \cdot 0.65 \times 10^{-2} \times \sqrt{P} \exp \left(- \frac{16100}{1.987 (273 + T)} \right)$$

上記のような解析条件より、ヘリウム冷却型動力炉の1次冷却系に直接蒸気発生器を設置した場合、伝熱管を透過して蒸気系内に漏入するトリチウム量は、約 $1 \times 10^5 \text{ Ci/day}$ と予想される。

3) 冷却材漏洩に伴なうトリチウム漏洩

1次冷却系ヘリウム冷却材は多量のトリチウムを含有する。従来的高温ガス炉の運転経験か

ら、冷却材の系外漏洩率は 0.01 %/day 程度と予想される。一方冷却材のトリチウム濃度は、冷却系をバイパスしたトリチウム回収系で常時トリチウムを回収するため、約 2×10^3 Ci/g - He である。この冷却材中トリチウム濃度および冷却材（インベントリ：約 18 ton）の漏洩率より、冷却材漏洩に伴うトリチウム放出量は約 4 Ci/day となる。

4) トリチウム透過に対する安全対策

1 次系に蒸気発生器を設けた場合、蒸気発生器の伝熱面を多量のトリチウムが透過する。このトリチウム透過量を低減させるため、下記のような対策を今後詳細に検討する必要がある。

i) 本設計で提案したように、蒸気発生器の前段に触媒酸化器を設置し、1 次冷却系内の透過性トリチウムガス (T_2) を T_2O に酸化する。

ii) 1 次系ヘリウム冷却系に中間熱交換器を設け、蒸気系へのトリチウム侵入を防止する。

以上の熱交換器でのトリチウム透過低減対策の他、1 次冷却系配管部でのトリチウム透過量の評価及び対策などを検討し、ヘリウム冷却型ブランケットの安全性を確保する必要がある。

8.2 燃料ガス循環システムの概念検討

動力炉の燃料ガス循環システムでは FER 等、次期装置と同様な系統構成が採用できる。

本システムは燃料ガス中の不純物を除去する燃料ガス精製系、水素同位体 (D, T) を分離する同位体分離系、精製した燃料を貯蔵し燃料ガス成分を調整する燃料ガス調整系によって構成される。

燃料ガスの精製方法としては触媒酸化-低温吸着法を始めとして、コールドトラップ法、Pd 膜法、高温金属ベッド法がある。ここでは信頼性と実現性の高い触媒酸化-低温吸着法およびシステムが簡素化される Pd 膜法を検討する。

以下に触媒酸化-低温吸着法および Pd 膜法での燃料ガス循環システムの系統概念を示す。

8.2.1 触媒酸化-低温吸着法

触媒酸化-低温吸着法による燃料ガス循環システムの系統概念図を Fig. 8.3 に示す。

(1) 燃料ガス精製系

炉心プラズマ排出ガスは触媒反応器に送られ、不純物の O_2 が水形態に変換される。次にコールドトラップにより高沸点の不純物 (DTO, $N(D, T)_3$ 等) を凝固し除去する。低沸点の不純物 (ヘリウム、軽水素以外) は、低温吸着塔により吸着除去する。ヘリウムは流下液膜塔により除去する。

低温吸着塔、コールドトラップで吸着、除去した不純物はトリチウムを含有するため、高温触媒反応器によりトリチウムを水形態に変換し、ブランケットトリチウム回収系からのトリチウム水蒸気とともにコールドトラップで凝固トラップする。これを金属ベッドにより還元しトリチウム単体とし、循環する。

流下液膜塔からのヘリウム廃ガス中のトリチウムは低温吸着塔により回収し、再循環する。

(2) 同位体分離系

4 基の深冷蒸留塔および 2 基の同位体平衡器により構成される。燃料ガス精製系で精製された

水素同位体は、極低温状態で蒸留操作され、 H_2 、 D_2 、 DT 、 T_2 主成分のガスに分離され H_2 成分は廃棄される。

(3) 燃料ガス調整系

D_2 、 DT 、 T_2 貯蔵用のウランベッド、タンク、ミキサより構成される精製された D_2 、 DT 、 T_2 を貯蔵し、必要に応じて D/T 成分を調整、混合したガスを燃料注入系に供給する。

8.2.2 Pd 膜法

Pd 膜法による燃料ガス循環システムの系統概念図を Fig. 8.4 に示す。

(1) 燃料ガス循環システム

炉心プラズマ排出ガスはコールドトラップによって He 以外の不純物を除去した後、パラジウム膜透過器に送られる。Pd 合金・透過膜によって He が除去され、水素同位体のみが同位体分離系に送られる。

コールドトラップで回収されたトリチウム水は、ブランケットトリチウム回収系に送られ、 T_2 ガスに変換される。またブランケットトリチウム回収系からのトリチウムガスは、精製系サージタンクに導入される。

(2) 同位体分離系、および燃料ガス調整系については、触媒酸化-吸着法の場合と同様である。

8.3 トリチウムインベントリ

8.1 トリチウム回収システムの概念検討、8.2 燃料ガス循環システムの概念検討に基づき、これらのシステムおよびブランケット増殖材中のトリチウムインベントリを評価する。検討にあたっては、FERのトリチウムインベントリ評価結果からの外挿により概略評価する。またブランケットは軽水冷却型を対象とする。

Table 8.3 にトリチウムインベントリーの評価結果を示す。

FER の場合からの外挿に於いて、以下の条件を考慮した。

j) 燃料循環システム (FCS)

ポンプリミタからの He 排気量は

核融合出力 3200 MW, 1 burn 当りのエネルギー 2.82×10^{-12} J より

$$\frac{3200 \times 10^6 \text{ J/S}}{2.82 \times 10^{-12} \text{ J/burn}} = 1.13 \times 10^{21} \text{ He/sec}$$

燃焼率を 5% とすると

$$\text{トリチウム排気量 } E_T = 2.27 \times 10^{22} \text{ T/sec}$$

BRS からの T_2O 供給量 $21 \text{ g-T/hr} = 1.19 \times 10^{21} \text{ T/sec}$ を考慮すると、FCSでの処理量は

$$D \quad 2.3 \times 10^{22} \text{ D/sec}$$

$$T \quad 2.4 \times 10^{22} \text{ T/sec}$$

He 1.1×10^{21} He/sec

となる。FERのFCSと比べると、トリチウム処理量は約14倍になる。

ii) ブランケットトリチウム回収系 (BRS)

軽水冷却型ブランケットのトリチウム回収系設計主要諸元 (Table 8.1)より、トリチウム回収量は21 g/hrである。FERの場合と同じく本回収系内のトリチウムインベントリの大部分は、モレキュラーシーブ乾燥塔内に存在する。乾燥塔切替サイクルを12 hrとすると、乾燥塔内トリチウムインベントリは約260 gとなる。

iii) ブランケット内インベントリ

増殖材中のトリチウムインベントリについてはFERと同じく拡散インベントリ、熱分解インベントリ、溶解インベントリ、吸着インベントリを検討する。検討にあたってブランケット内の増殖材温度分布はFERの場合と同様と仮定する。またブランケットスイープガス中の T_2O/T_2 分圧はTable 8.1に示したようにFERの場合と同様、0.04/0.004 Torrである。したがって増殖材中のトリチウムインベントリは増殖材充填量の比およびFERでの評価結果から外挿される。増殖材充填量はFERの場合の110 tonに対して約300 Tonと見積る。

以上、動力炉トリチウム関連システムの主要コンポーネントのトリチウムインベントリを評価した。今後、炉全体の設計に依存する燃料供給系、燃料貯蔵系、第1壁および1次冷却系等のトリチウムインベントリを詳細に検討する必要がある。

Table 8.1 Major Design Parameters of Breeding Blanket Tritium Recovery System (Water-cooled Blanket)

核融合出力	3200 MWt
トリチウム生成率	21 g/hr
スイープガス	ヘリウム
スイープガス流量	1500 Nm ³ /hr
スイープガス圧力	0.1 MPa
ブランケット内トリチウム分圧	$T_2O/T_2 = 0.04 / 0.004$ Torr

Table 8.2 Major Design Parameters of Breeding Blanket Tritium Recovery System (Helium-cooled Blanket)

核融合出力	3200	MW
一次冷却系 He インベントリ	$\sim 2 \times 10^4$	kg
一次冷却系 He 流量	$\sim 1 \times 10^7$	kg/hr
一次冷却材圧力	~ 10	MPa
He ガス循環時間	~ 6	sec
トリチウム生成率	~ 21	g-T/hr
回収系バイパス率	1	%
一次冷却系からのトリチウム漏洩	~ 4	Ci/day

Table 8.3 Tritium Inventory in Tritium Systems

i) 燃料循環システム (FCS)

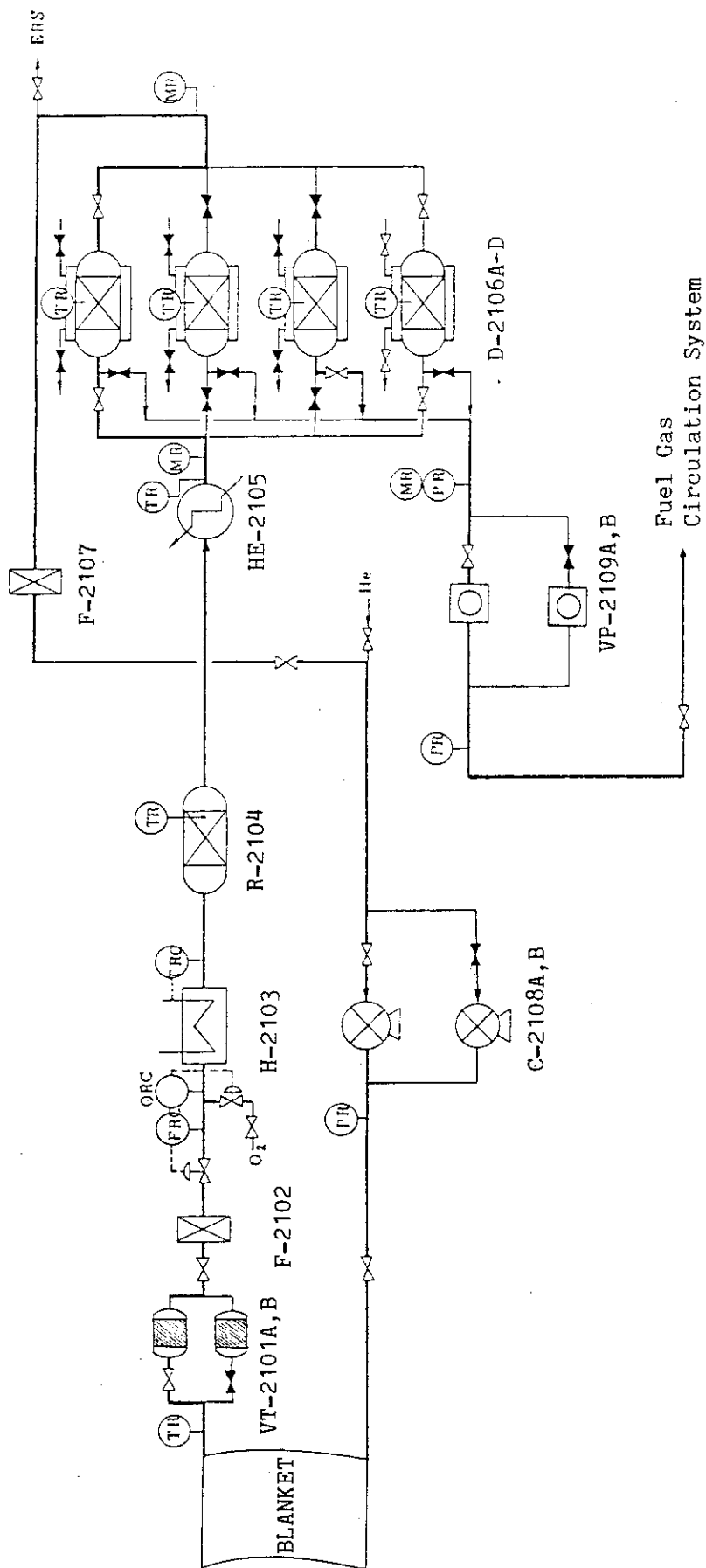
低温吸着塔〔I〕	200 g	再生時間 12 hr
流下液膜塔	30 g	
コールドドラップ	200 g	
金属ベッド	20 g	
低温吸着塔〔II〕	15 g	再生時間 2 hr
" 〔III〕	1 g	再生時間 48 hr
蒸留塔〔I〕	200 g	
" 〔II〕	1 g	
" 〔III〕	500 g	
" 〔IV〕	50 g	
小計	1200 g	

ii) ブランケットトリチウム回収系 (BRS)

モレキュラーシーブ乾燥塔	260 g	12 hr 切換
--------------	-------	----------

iii) ブランケット内インベントリー

・拡散/熱分解	0.01 / 0.2 g	INTOR と同じ温度分布
・溶解	8 g	Li ₂ O 充填量 = 300 ton
・吸着	750 g	
小計	7.5 × 10 ² g	



VT-2101A, B	F-2102	H-2103	R-2104	HE-2105
Vapor Trap	Filter	Pre-heater	Oxidizer	Cooler
D-2106A-D	F-2107	C-2108A, B	VP-2109A, B	
Dryer	Filter	Circulator	Vacuum Pump	

Fig.8.1 Flow Sheet of Breeding Blanket Tritium Recovery System

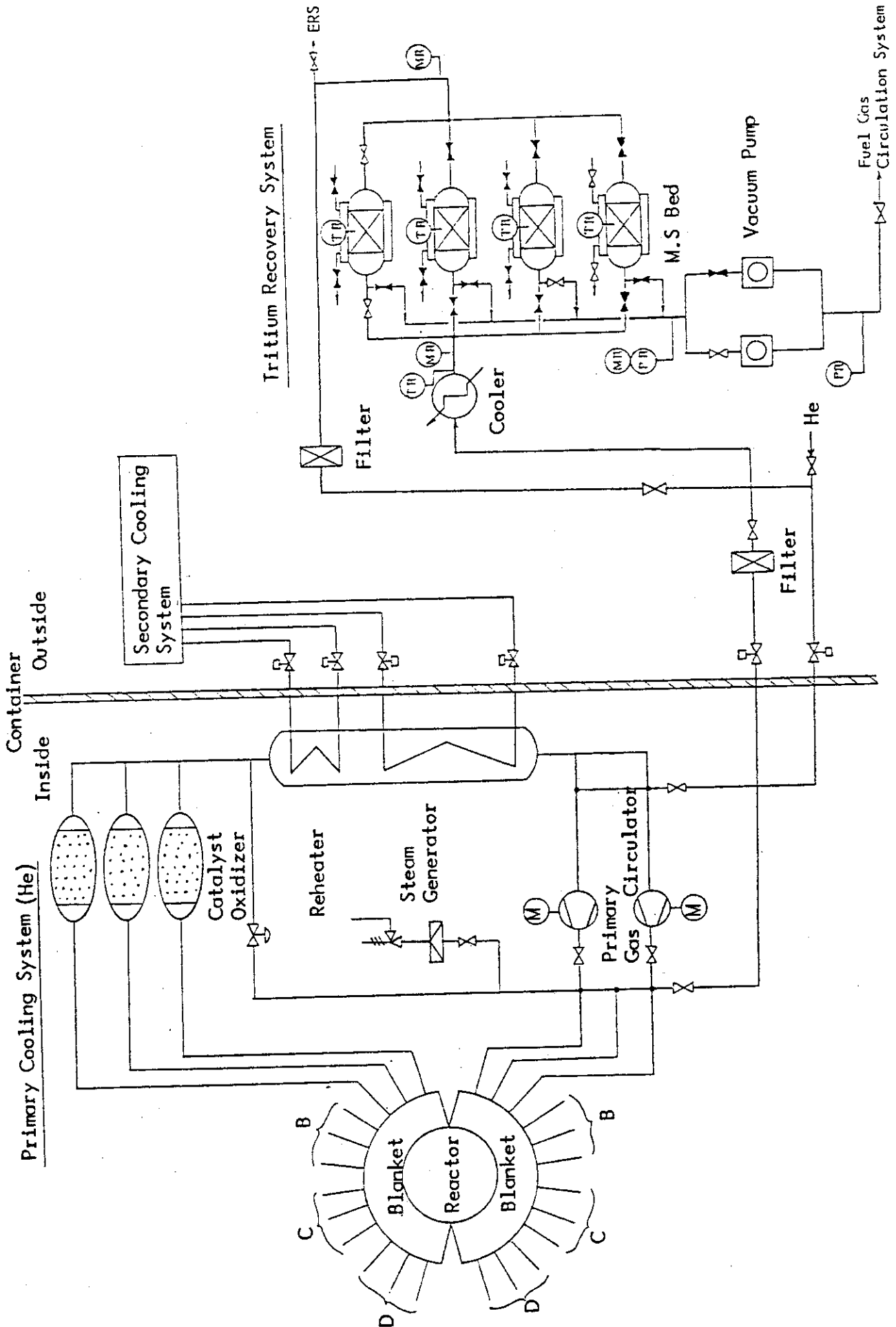


Fig.8.2 Flow Sheet of Breeding Blanket Tritium Recovery System

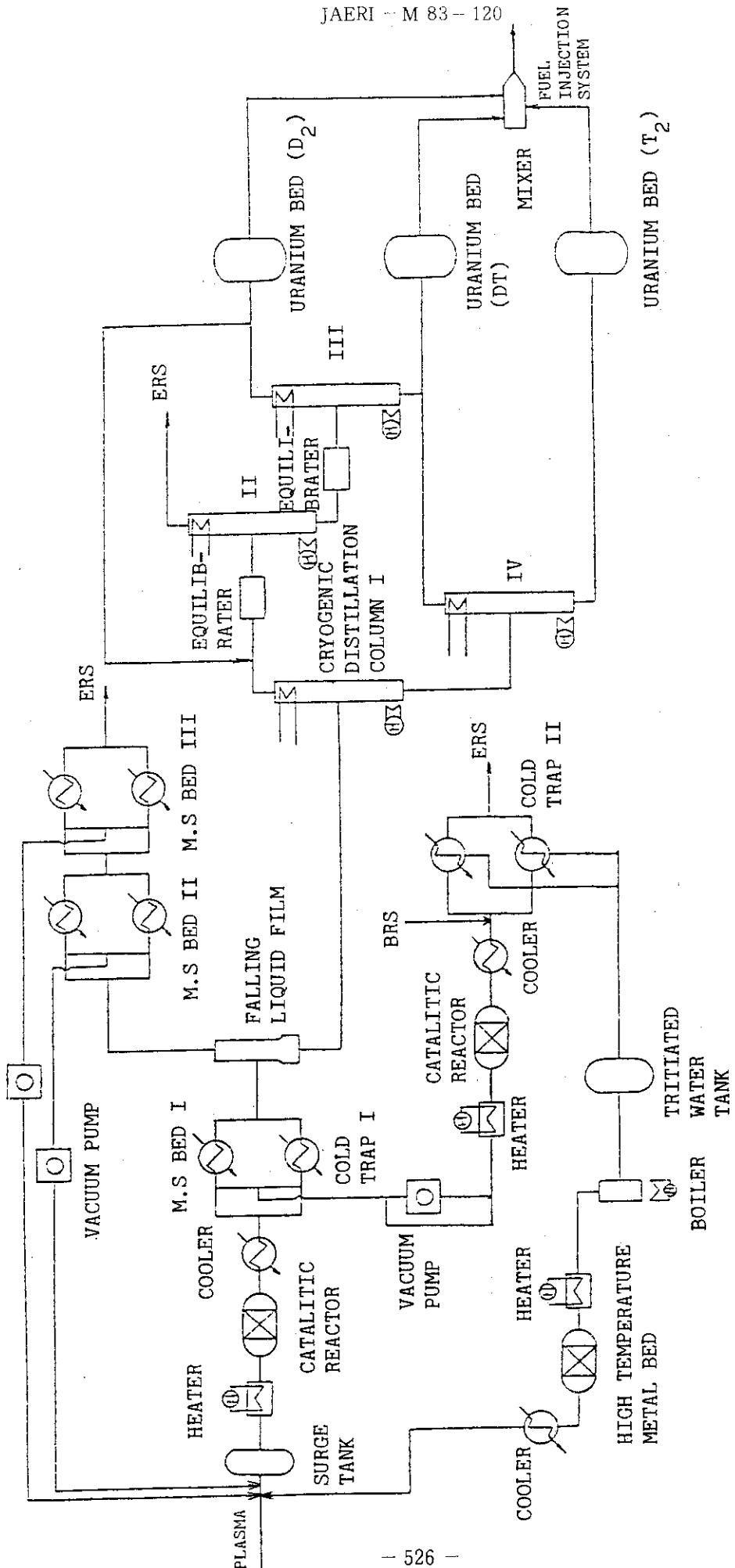


Fig.8.3 Flow Diagram of Fuel Circulation System

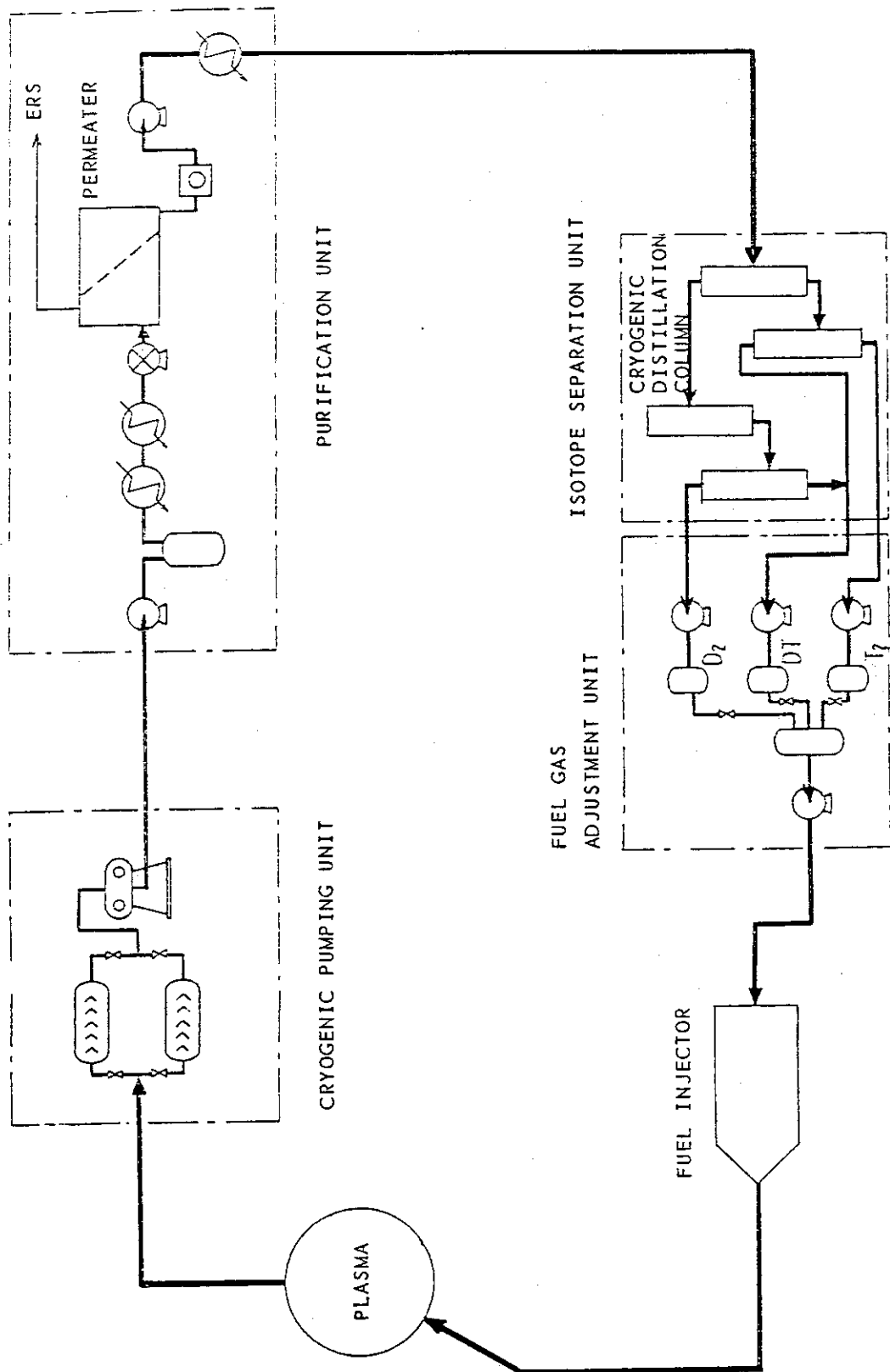


Fig.8.4 Conceptual Flow Sheet of Fuel Gas Circulation System

9. 分解・修理

今回、炉内構造物の分解、移動概念およびその手順に関する検討を行なった。

本年度、検討対象とした核融合動力炉の炉型はスイミングプール型（SPTR）であるので、その分解・移動概念は基本的に昨年度実験炉（SPTR）で採用した概念と同様なものとした。すなわち、径方向移動は駆動軸使用、周方向移動はギヤー駆動とし、いずれもスライド方式とした。以下に検討結果を示す。

9.1 基本条件

- i) 対象炉型は SPTR とし、真空容器を含む炉内構造物を分解、移動する。
- ii) 真空容器引出し用アクセスポートはすべて（14個）のトロイダル磁場コイル間に設けられるものとする。
- iii) 真空容器1セクター（1/14 トーラス）は基本的に同一形状のブランケットモジュール6個より構成されている。

9.2 分解・移動概念

現在の真空容器およびトロイダル磁場コイルの形状・寸法では、真空容器1セクターを一括して引抜くことは物理的に不可能である。したがって、1セクターを2等分割した1セグメント単位で分解、移動する。

このような1ポート2セグメント交換方式において、いずれのセグメントも直線引抜き（斜め方向を含む）を行なうのは物理的に不可能なので、1セグメントは直線移動、残りのセグメントは周方向回転移動と直線移動を組合わせた移動方式を採用することとした。この移動概念を Fig. 9.1 に示す。ここで直線移動のみを行なうセグメントをセンターセグメント、周方向回転と直線移動の両方を行なうセグメントをサイドセグメントと呼ぶこととする。

9.3 移動機構

9.3.1 移動機構の選定

今回、トーラス周方向移動を中心に検討を行ない、径方向移動はそれと整合をとるような形で概念検討を行なった。したがって、ここでは周方向移動機構選定に関する検討結果について述べる。

Table 9.1 は4種類の移動方式（車輪、浮上、スライド、持上げ）および3種類の駆動方式（自走式、伝動機構を有する方式、外部駆動方式）の考えられる組合せについてそれぞれの概略得失を示したものである。いずれの移動機構についてもそれぞれ固有の得失がある。これらの中で、

自走式一車輪，伝動機構を有する方式—浮上およびスライド，外部駆動方式—持上げ方式の組合せについて具体的移動機構例をとりあげて，それぞれについてできるだけ詳細に評価した結果が Table 9.2 である。本評価結果より，他の方法に比較して大きな駆動力が必要となるが，

- i) 遠隔制御が可能
- ii) 炉本体に対する影響が少ない。
- iii) 構造がシンプルであるため信頼性が高く，メンテナンスが不要。
- iv) 安定性が良い。
- v) 摺動面が真空バウンダリの外部にあるため，真空バウンダリに対して特に問題をもたらさない。

などの長所が挙げられるギヤによるスライド方式を真空容器セクターの周方向移動に適したものの一方式として選定し，以下にその設計，検討を行なった。

また，ここではセクターセグメントとサイドセグメントのいずれも径方向直線移動は同一の機構を使うものとし，その方法としてシャフトによる方法を採用した。そのようなシャフトの製品例としてボール・スクリュージャッキがあり，その形状，寸法および使用例を Fig. 9.2 に示す。

9.3.2 移動機構の設計および検討

(1) 移動機構の概要

ギヤによるスライド方式を採用した周方向移動機構を Fig. 9.3，ボールスクリュージャッキを使用した径方向移動機構を Fig. 9.4 に示す。

周方向移動機構では，放射線による損傷を考慮して駆動モータは炉本体から十分離れた場所に置き，ギヤは駆動軸を介して駆動されるとした。径方向移動用シャフトは未使用時，プール壁外部に引込まれており，この部屋で保守が可能である。

これらの装置を使った真空容器の移動要領（手順）を以下に示す。

1) センターセグメントの引出し

径方向移動用シャフトを延ばし真空容器にその先端を取付け，Fig. 9.4 のように真空容器センターセグメントを径方向に引出す。センターセグメントの引出された部分は Fig. 9.3 の周方向摺動面より上の部分である。

2) サイドセグメントの回転（周方向移動）

外部より駆動軸を通じて伝えられた動力はウォーム・ホイールを介してピニオンを回転，ラック・ピニオン機構により周方向運動に変換し，その上の真空容器を回転させる。

ラック・ピニオンのピニオンはセンターセグメントの径方向移動時に干渉しないようにサイドセグメントの下部に設置されている。そのため，サイドセグメントがセンターセグメントの位置に来た時，ラックとピニオンがはずれないようにラック部のみ隣接セクターのセンターセグメントの下部まで延長してある。その結果，次のような2つの問題が発生する。

一つは，サイドセグメントはセンターセグメントをはきんで1つおきにあるため，すべてのサイドセグメントのラックを同一円周上に作るとサイドセグメントの回転床台（Fig. 9.3 の斜線部）をセンターセグメントの位置まで回転しようとしても，隣接セクターのサイドセグメントのラック延長部に当り回転出来なくなる。

二つめの問題は、このラック延長部とセンターセグメント移動台が干渉しあう恐れがあることである。

上記2つの問題に対して以下のように解決した。

一番目の問題に対しては、Fig. 9.3のように、隣接セクターのサイドセグメントのラック面の半径方向位置を変えている。すなわち、回転床台はラックの位置の異なるものを2種類用意し、交互のセクターのサイドセグメントに配置する。

二つ目の問題に対しては、センターセグメント移動台をラック延長部と干渉しないように Fig. 9.3 View A-A の二点鎖線部のような形状にすればよい。

3) サイドセグメントの引出し

サイドセグメントの径方向摺動面より上の部分にシャフトを取付け、径方向に引出す。真空容器の挿入は上記と逆の手順で行なわれる。

(2) 使用例の調査

ギヤーを使用したスライド方式による重量物移動に関する使用例の調査を行なった。その結果、今回と全く同様な重量物移動方式は見られなかったが、類似のものを含めた重量物移動方式の調査結果を Table 9.3 に示す。

(3) ギヤ材質に関する検討

1) 一般的材料

歯車材としての一般的材料として以下のものが挙げられる。¹⁾

(a) 機械的歯切り

強度をあまり必要としないもの（農機具、セメントミキサ）…… 鋳鉄

多少強度を必要とするもの（一般機械、タービン減速機）…… 炭素鋼鍛鋼品、低合金鋼

さらに強度を必要とする場合、耐摩耗性を重視する場合（自動車、航空機）…… 低合金鋼、高合金鋼、はだ焼鋼

(b) 鋳出し歯の大型歯車（荷役機械）

強度を必要とする度合いに応じて、鋳鉄、炭素鋳鋼、合金鋼鋳鋼

(c) その他

銅合金、非金属材料、焼結合金

2) 材料の選定

歯車材としては普通機械構造用炭素鋼が用いられているが、非磁性材料という制約から今回の設計では使えない。したがって、候補材としてはオーステナイト系ステンレス鋼、非鉄金属材料となる。

非鉄金属材料としては高力黄銅物（JIS H 5102）の第1種、2種、青銅鋳物（JIS H 5111）の第3種、4種、リン青銅鋳物（JIS H 5113）の第1、2種、アルミニウム青銅鋳物（JIS H 5114）の第2、3種などが強力で耐食・耐摩耗性に秀れ、歯車材として適材である。しかし、銅は照射損傷が大きいので核融合炉材として不利と思われる。

Table 9.4 に各種歯車材の機械的性質を示す。

ステンレス鋼が一般に使われなかった理由は、焼付きを起し易いことと価格の割に強度が低いことである。このうち、焼付きの問題についてはかみ合い面圧を低くするような設計を行なうことによって解決する可能性がある。通常の歯車の使用状態と比較すると、今回の場合は設計条件および使用状態において避けうる可能性がある。また、固体潤滑剤を塗布しておくことで焼付き防止もできるであろう。使用頻度が少ないことからこの方法は有望であろう。

歯車の強度を決定する要因としては、曲げ応力と面圧応力があるが、今回の使用法では主に曲げ応力を考慮すればよいと思われるのでステンレス鋼でも寸法が大幅に大きくならないであろう。したがって、今回は歯車材としてオーステナイト系ステンレス鋼を採用することとした。

(4) 固体潤滑剤の選定

ギヤ部、各摺動面には放射線照射による劣化、プール水の汚染等を考慮して、潤滑油の使用を避け、固体潤滑剤を使用することとし、以下その選定に関する検討を行なう。

固体潤滑剤としては MoS_2 、 WS_2 、黒鉛等があり、その比較を Table 9.5 に示す。

表より、使用条件が水中（使用時は大気中）、放射線場、常温付近であることから、候補としては MoS_2 、 WS_2 、黒鉛が適当と思われる。さらに高荷重性を考えると MoS_2 、 WS_2 が望ましいであろう。ちなみに MoS_2 は $1.4 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ に耐えうると言われている。さらに、 MoS_2 、 WS_2 は圧力が増大するにつれ、摩擦係数が減少する傾向にあるため、局部接触した場合、駆動力は（摩擦係数）×（荷重）なので、より小さくなる可能性がある。

ただし、固体潤滑剤の照射の影響を調べたデータが少ないので、今後これに関するデータ取得が必要であろう。Table 9.6 に固体潤滑剤の摩耗寿命に及ぼす照射の影響を示す。

9.4 問題点と今後の検討課題

以上、述べたようなギヤによるスライド方式により真空容器セクターを周方向に移動した後に半径方向に引出すような移動方法については技術的には可能であると考えられる。しかしながら、使用条件がきわめて類似した適用例が少ないことから、以下に示すような項目について、今後検討および試験を行なうことが必要と思われる。

- i) 真空容器セクター移動時の故障対策の明確化
- ii) 固体潤滑剤の摩擦係数および摩耗量（これらは表面処理、潤滑剤、バインダーの組合せ等により異なる）のデータ取得
- iii) 固体潤滑剤の放射線損傷に関するデータ取得

ここで、特に i) に関しては、復旧の方法、手順も含めたバックアップ系の具体的検討を行なうことが重要である。

参考文献

- 1) 機械設計便覧編集委員会編，“新版機械設計便覧”，丸善 昭55.
- 2) 明山正元，歌川正博，“歯車の設計”（機械設計シリーズ），オーム社 昭43. 110
- 3) 津谷裕子編，“固体潤滑ハンドブック”，幸書房 昭53.
- 4) Catalog

Table 9.1 Comparison between Various Transfer Mechanisms
M : merit D : Demerit

駆動方式 移動方式	(イ) 車輪 (含ころ)	(ロ) 浮上	(ハ) スライド	(ニ) 持ち上げ式
(1) 自走式	<p>M 1. 遠隔操作が容易 2. 駆動力が少ない</p> <p>D 1. 保守点検が困難なので信頼性に問題がある。 2. 車輪面圧による荷重制限がある。 3. 水圧シールの問題 4. 移動方向変換装置が必要</p>	—	—	—
(2) 伝動機構を有する方式	<p>M 1. 駆動装置の保守・点検ができるので、信頼性が上昇する。 2. 駆動力が少ない。</p> <p>D 1. 車輪面圧による荷重制限がある。 2. 移動方向変換装置が必要 3. 伝動機構の保守・点検が困難</p>	<p>M 1. 空間的制約が少ない。 D 1. 揚程荷重が制限される。 2. 伝動機構の保守・点検が困難</p>	<p>M 1. 空間的制約が少ない。 2. 支持荷重が大さい。 D 1. 大きな駆動力を必要とする。</p>	—
(3) 外部駆動方式	<p>M 1. 駆動装置の保守・点検ができるので信頼性が高い。 2. 炉本体が簡素化する。</p> <p>D 1. 駆動装置によりブランケット設計が影響を受ける。 2. 機構が複雑、大型化する。</p>	<p>M 1. 駆動装置の保守・点検ができるので信頼性が高い。 2. 空間的制約が少ない。 D 1. 駆動装置がさらに大型化する。 2. 揚程荷重が制限される。 3. 駆動装置によりブランケット設計が影響を受ける。</p>	<p>M 1. 空間的制約が少ない。 2. 支持荷重が大さい。 D 1. 大きな駆動力を必要とする。</p>	<p>M 1. 駆動装置の保守・点検が可能 D 1. 装置が非常に大型化する。 2. 駆動装置によりブランケット設計が影響を受ける。</p>

Table 9.2 Evaluation of Various Transfer Mechanisms (for Applying SPTR)

移動方式	遠隔操作性	駆動力	空間的制約	保守点検	支持荷重、揚程荷重	機器の耐水性	移動方向の転換装置の要否	機構がシンプル(小型化, 信頼性)	常設か否か	SPTR への適用で問題となる事項
Cantilever タイプの持ち上げ方式	専用自動装置なので遠隔操作し易い。	・自分自身の剛性が必要 ・大きな動力が必要	装置が大型になるため炉室も大きくなる。	不使用時は炉外にあるため可能	転倒防止のため機構が大きくなる。	装置自体には無	不要	大型装置となる。	否	1ポート1セクター方式なのでSPTRには不向き。 。長期間車輪に荷重をかけておくことの問題
自走車輪	モータの制御可能	車輪なので小	炉室に対する影響は少ない。	不可	車輪軸受面圧により制限される。	有	車輪軸の方向変更装置が必要	水圧供給管の引回し(処理)が問題	常設	。ウォータージェットの処理 。安定性の問題
ロープ使用によるウォータージェットフロート	。操作が複雑 。不安定	浮上のため小	炉室に対する影響はない。	不可	大きな水圧が必要	有	方式自体に包含	簡単	否	
フックリフト	専用自動装置なので遠隔操作し易い。	。大きな動力が必要	。装置が大型になるため炉室が大きくなる。	可能	フックリフトの揚程荷重が大きい。	装置自体には無	装置に内蔵	大型装置となる。	否	装置が大型化し、ブールが大きくなる。
ギャー駆動スライド方式	モータの制御可能	。すべり摩擦のため、駆動が大きい。	。炉室に対する影響はない。	(常設の時)不可	支持荷重は大	有	装置自体に包含	簡単	常設	。構造が単純なため信頼性が高く、メンテナンス不要。 。炉室の大きさに対する影響がない。 。安定性 良

Table 9.3 Comparison between Transfer Mechanism of Vacuum Vessel with Gear & Slide Method and Other Transfer Mechanism

項 目	SPTRのトーラス方向のギヤースライド方式	他構造物（機器含む）の移動例			
		Case 1 *1	Case 2 *2	Case 3 *3	Case 4 *4
移動重量	約 80 Ton	約 2 Ton	(例) 約 1000 Ton	約 2500 Ton/ Leg	約 3000 Ton
移動面 (スライド面)	負荷面圧 約 20 Ton/ m ² すべり摩擦係 数 0.2 潤滑剤 固体潤滑剤	潤滑油使用	スライド面 なし	スライド面 なし	負荷面圧 20 ~ 30 Ton/ m ² すべり摩擦係 数 0.03 潤滑剤 樹脂
移動方向	水平方向 (ラックとピ ニオン)	水平方向 (ネジ)	垂直方向	垂直方向 (ラックとピ ニオン)	水平方向 (ワイヤ)
移動のための 固定軸の有無	無 (固定軸を採用 することも可)	有	有	有	無
移動速度	500 ~ 600mm /min (最適な移動速度 について今後検 討要)	30 mm/min 程 度	不 明	350 mm/min	500 mm/min
駆 動 源	電動モータ	電動モータ	油圧モータ	電動モータ	電動モータ

- * 1 工作機械として6尺施盤を考慮した場合であり、テーブルの直線水平移動例である。
- * 2 海上建設作業用ステーションの昇降例である。
- * 3 海上ステーションのジャッキングシステムの昇降例である。
- * 4 工期短縮と品質保証のために考案された船尾大ブロックの直線水平移動例である。

Table 9.4 Allowable Stress for Bending of Gear Materials²⁾

種別	記号	引張強さ σ_B	かたさ H_B	σ_s (kg/mm ²)	主要化学成分 (%)
鋳鉄	FC 15	>15	140~160	7	
	FC 19	>19	160~180	9	
	FC 23	>23	180~240	11	
	FC 27	>27	109~240	13	
鋳鋼	SC 41	41~55	140	12	
	SC 45	45~57	160	19	
	SC 47	47~61	190	20	
機械構造用炭素鋼	S 25 C	>45	111~163	21	C 0.20~0.30
	S 35 C	>52	121~235	26	C 0.30~0.40
	S 45 C	>58	163~269	30	C 0.40~0.50
はた焼鋼	SH 50	>50	油焼入 400	30	C < 0.18
	SH 80	>80		35~40	C < 0.18 Ni 2.00~3.00 Cr < 0.30
	SH 95	>95	水焼入 600	40~55	C < 0.18 Ni 3.00~4.00 Cr 0.50~1.00
ニッケルクロム鋼	SNC 70	>70	>200	35~40	C 0.30~0.40 Ni 1.00~2.00 Cr 0.50~0.90
	SNC 80	>80	>230	40~60	C 0.25~0.35 Ni 2.50~3.50 Cr 0.50~0.90
	SNC 90	>90	>260	40~60	C 0.25~0.35 Ni 4.00~5.00 Cr 1.00~2.00
	SNC 150	>150	>420	>50	C 0.25~0.35 Ni 4.00~5.00 Cr 1.00~2.00
砲金		>18	85	>5	Cu 88, Sn 7, Zn 4
デルタメタル		35~60		10~20	Cu 57, Zn 40, Fe 1.5, Sn 1.2, Al 0.35
りん青銅 (鋳物)		19~30	70~100	5~7	Cu 95, P 0.7, Sn 残部
ニッケル青銅 (鍛造)		64~90	180~260	20~30	Ni 10~16, Al 2~3, Zn 1, Cu 残部
ベークライト				3~5	
SUS 316		56~67	(162~200)	21	

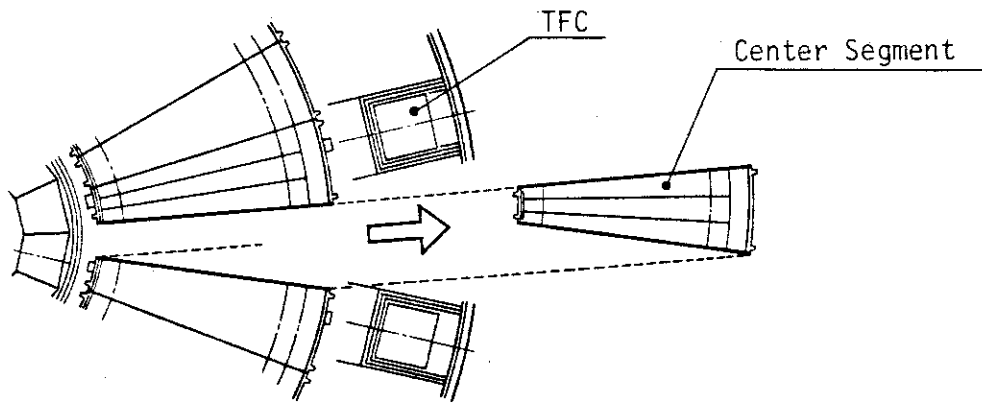
Table 9.5 Comparison between Main Solid Lubricants

固体潤滑剤 項目	MoS ₂ , WS ₂	黒鉛	窒化ホウ素	ふっ化黒鉛	酸化鉛 (PbO)
化学的安定性	<ul style="list-style-type: none"> 水, 酸, アルカリ, 有機溶剤に侵されない。 王水, 濃硝酸など酸化性強酸, ふっ酸, 熱塩酸, 濃アルカリ, アルカリ金属に侵される。 	<ul style="list-style-type: none"> 酸, アルカリ, 有機剤には侵されない。 	<ul style="list-style-type: none"> 酸, 有機溶剤, 熔融金属に侵されない。 水蒸気または酸と熱すると分解する。 	<ul style="list-style-type: none"> 濃アルカリ, 熱濃硫酸以外には侵されない。 400℃ぐらいで分解 	<ul style="list-style-type: none"> 水にわずかに溶ける。 酸, アルカリに溶ける。
使用温度範囲 ℃	[MoS ₂] - 270 ~ 350 (~ 900) [WS ₂] - 270 ~ 450 (~ 900) () 内は真空中	- 270 ~ 1000 (~ 2500 以上)	500 ~ 800	~ 400	200 ~ 650
摩擦係数	0.06 ~ 0.08 (被膜)				
雰囲気特性	<ul style="list-style-type: none"> 大気中や液体中での比較的高荷重および真空中 	<ul style="list-style-type: none"> 大気中の比較的低速・低荷重または高温および液体中 			
照射に対する影響	<ul style="list-style-type: none"> 照射の影響はあまりないとの研究結果があるが, まだ詳細な研究, データの蓄積が行なわれていない。 	<ul style="list-style-type: none"> 純粋な黒鉛であれば影響なし。ただし, バインダーを使用する場合, 不純物を含む場合, その影響を調べる必要がある。 			

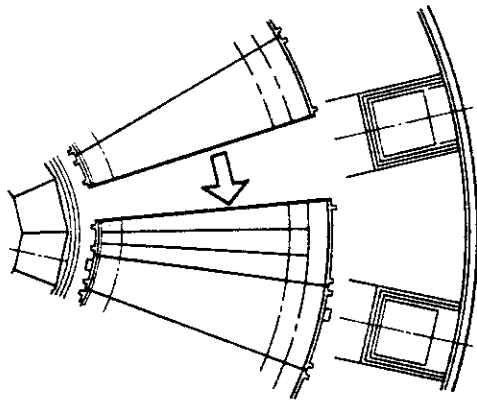
Table 9.6 Influence on Irradiation to Abrasion Life of Solid Lubricant Coating 3)

被膜および下地材料	試験温度	80°F		600°F		1000°F	
		照射前	照射後	照射前	照射後	照射前	照射後
PbS+MoS ₂ +Bi ₂ O ₃ , 下地 SAE 4620鋼	寿命	172,523 194,439 154,278 133,508 153,273 151,733	27,521 3,252 6,980 21,014 115,789 175,893 190,578	27,359 28,639 12,349 8,895 34,148 31,256	93,720 22,174 15,549 9,027 13,341 15,701	3,005 3,666 2,817 5,520 3,310 1,679	3,639 1,295 989 3,042 1,878
	平均	159,959 s = ± 20,928	160,753 s = ± 39,626	23,774 s = ± 10,507	15,158 s = ± 4,758	3,233 s = ± 1,257	2,169 s = ± 1,136
	摩擦係数	0.03	0.02	0.16	0.03	0.17	0.15
PbS+MoS ₂ +Bi ₂ O ₃ , 下地ニッケル基合金	寿命	83,873 43,535 62,210 88,115 15,123 56,614	44,446 15,654 18,029 21,196 91,899 111,564	23,155 17,069 24,439 25,379 14,735 11,161	33,230 20,215 30,180 21,081 35,645 18,094	11,551 10,650 17,566 9,162 25,976 10,437	14,190 20,375 978 4,167 11,970 2,536
	平均	58,223 s = ± 26,906	50,465 s = ± 41,487	19,323 s = ± 5,836	23,074 s = ± 7,011	-14,244 s = ± 6,468	9,036 s = ± 7,676
	摩擦係数	0.02	0.03	0.05	0.10	0.19	0.15
MoS ₂ +黒鉛+けい酸ソーダ, 下地ニッケル基合金	寿命	66,823 62,487 70,864 27,985 59,598 42,031	17,392 25,140 11,967 38,905 23,888	8,275 13,876 19,741 12,393 8,249 10,994	15,677 19,308 19,085 16,303 22,608 18,625	14,240 16,555 5,678 12,756 12,692 7,645 7,186	18,345 72,534 30,618 6,577 92,640 5,335
	平均	54,964 s = ± 16,532	23,458 s = ± 10,130	12,255 s = ± 4,293	18,601 s = ± 2,475	10,979 s = ± 4,134	37,688 s = ± 36,554
	摩擦係数	0.04	0.05	0.14	0.08	0.24	0.20
CaF ₂ +酸化フリット, 下地ニッケル基合金	寿命	1,798 2,953 3,335 2,166 4,908 4,652	2,943 1,570 4,659 3,919 2,610 2,669	3,533 7,931 7,073 3,984 5,163 2,409	15,106 4,593 12,072 21,428 10,033 4,168	46,771 23,000 10,429 2,289 3,115 73,184	11,365 4,848 1,518 5,305 8,133 10,841
	平均	3,603 s = ± 1,158	3,062 s = ± 1,085	5,016 s = ± 2,196	9,176 s = ± 4,776	26,798 s = ± 28,225	7,607 s = ± 3,803
	摩擦係数	0.18	0.18	0.16	0.18	0.18	0.18

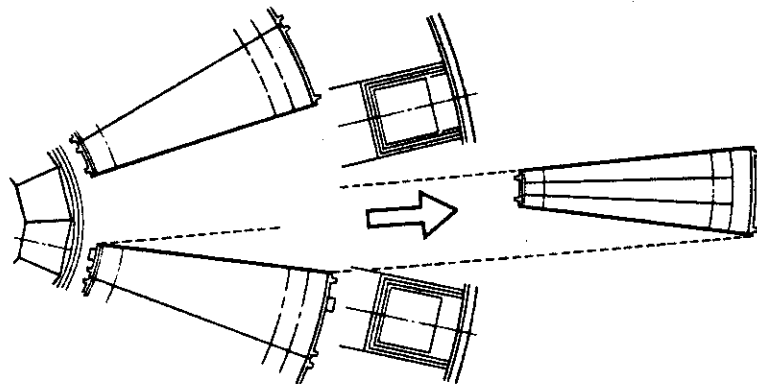
被膜厚さ 0.0005in, ホフマン A-6 試験機, 荷重 110 lb, 速度 128rpm, 相手材料 タングステン工具鋼 (被膜までのサイクル)
照射条件: 0.48 μ V > E が 5.35 Ncm⁻², E > 2.9 M μ V が 5.20 Ncm⁻², E > 8.1 M μ V が 1.41 Ncm⁻², γ 線吸収が 2.19 μ rg/g (C)



(1) Withdraw Center Segment in Radial Direction

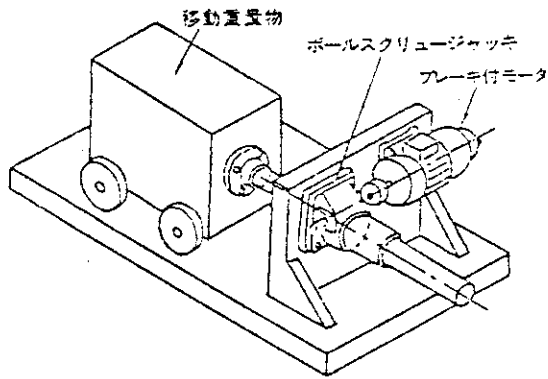


(2) Rotate Side Segment in Toroidal Direction

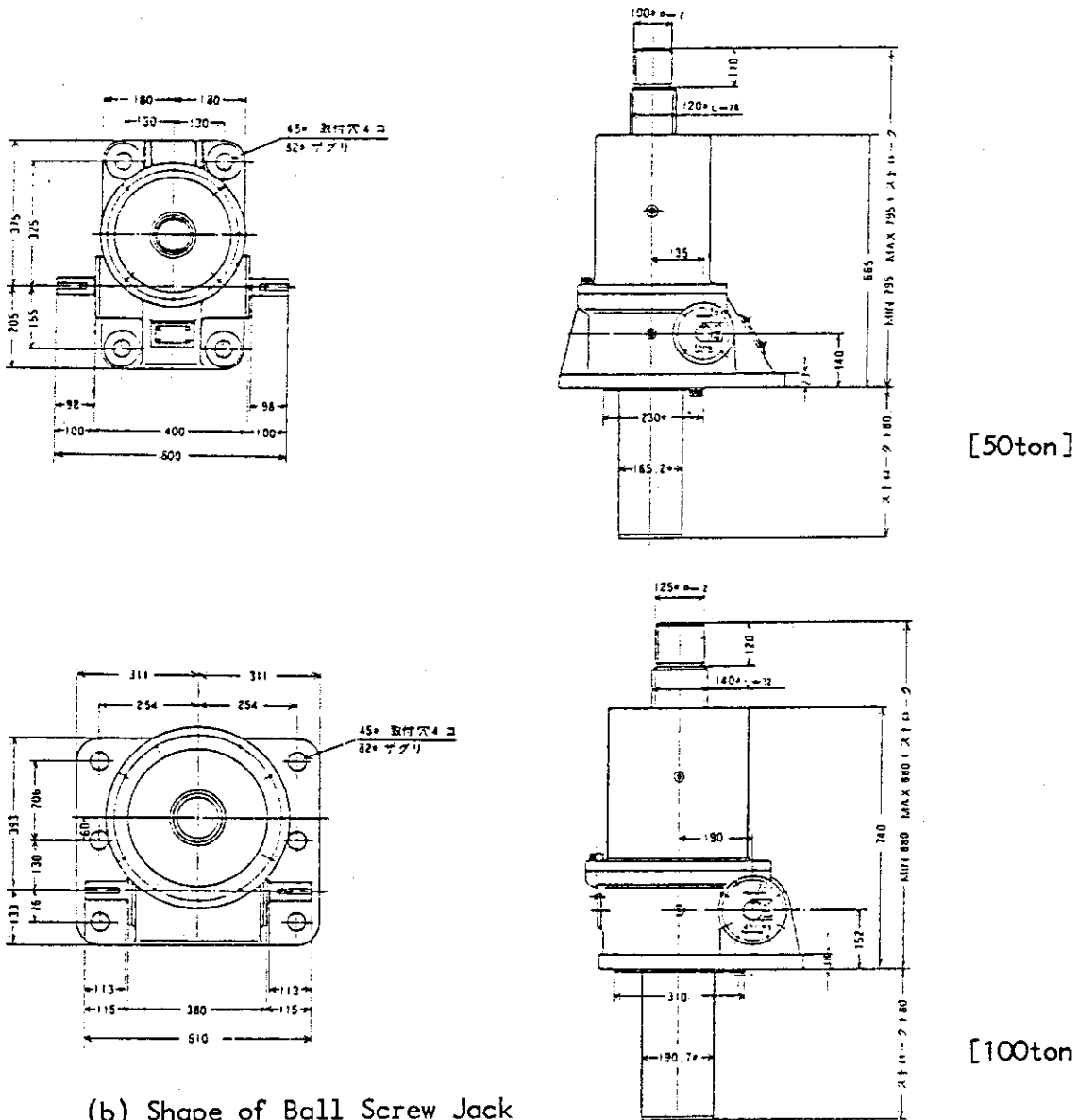


(3) Withdraw Side Segment in Radial Direction

Fig.9.1 Concept of Vacuum Vessel Transfer



(a) Concept of Heavy Load Transfer with Ball Screw Jack



(b) Shape of Ball Screw Jack

Fig.9.2 Ball Screw Jack and Its Application 4)

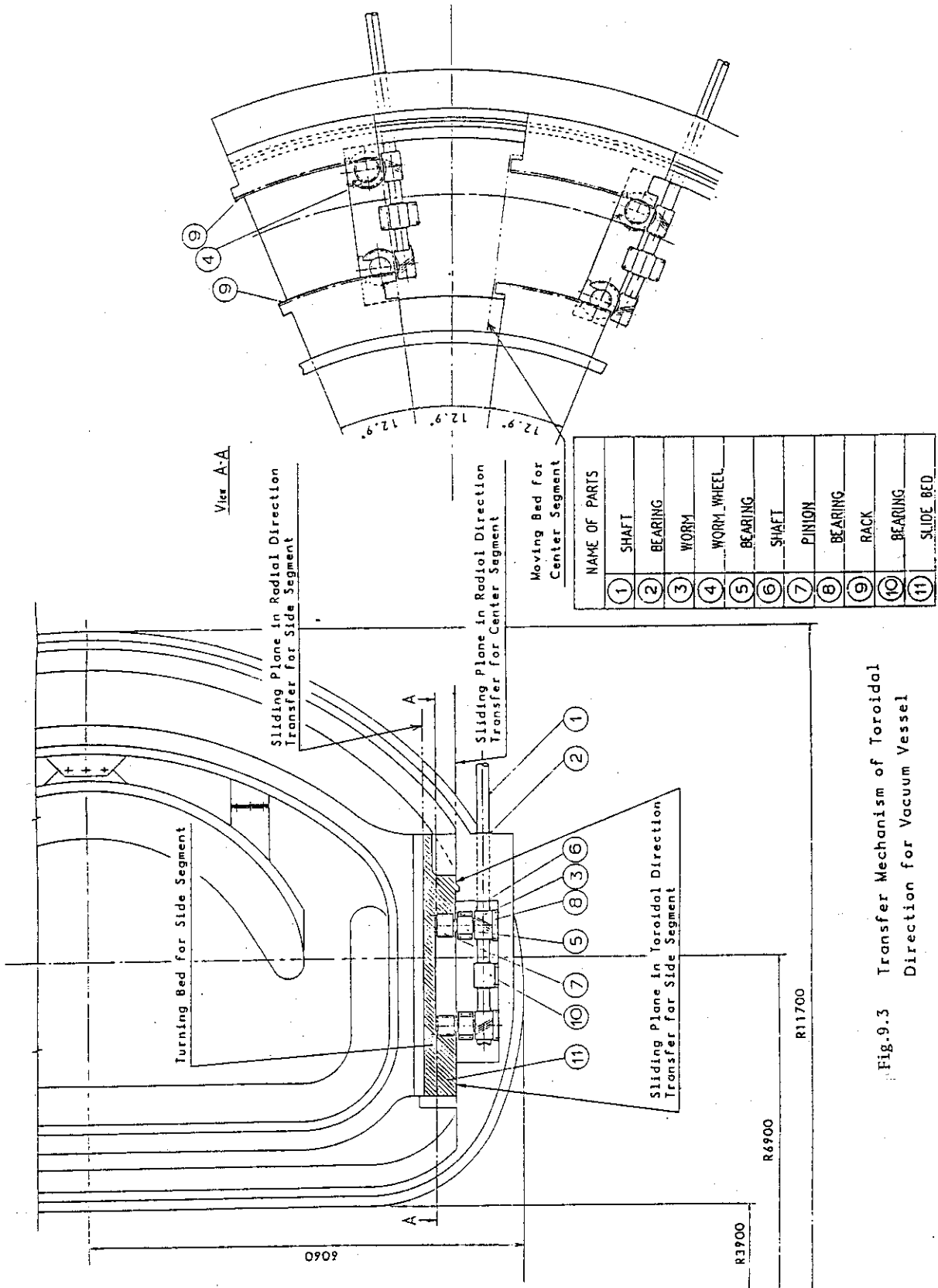


Fig.9.3 Transfer Mechanism of Toroidal Direction for Vacuum Vessel

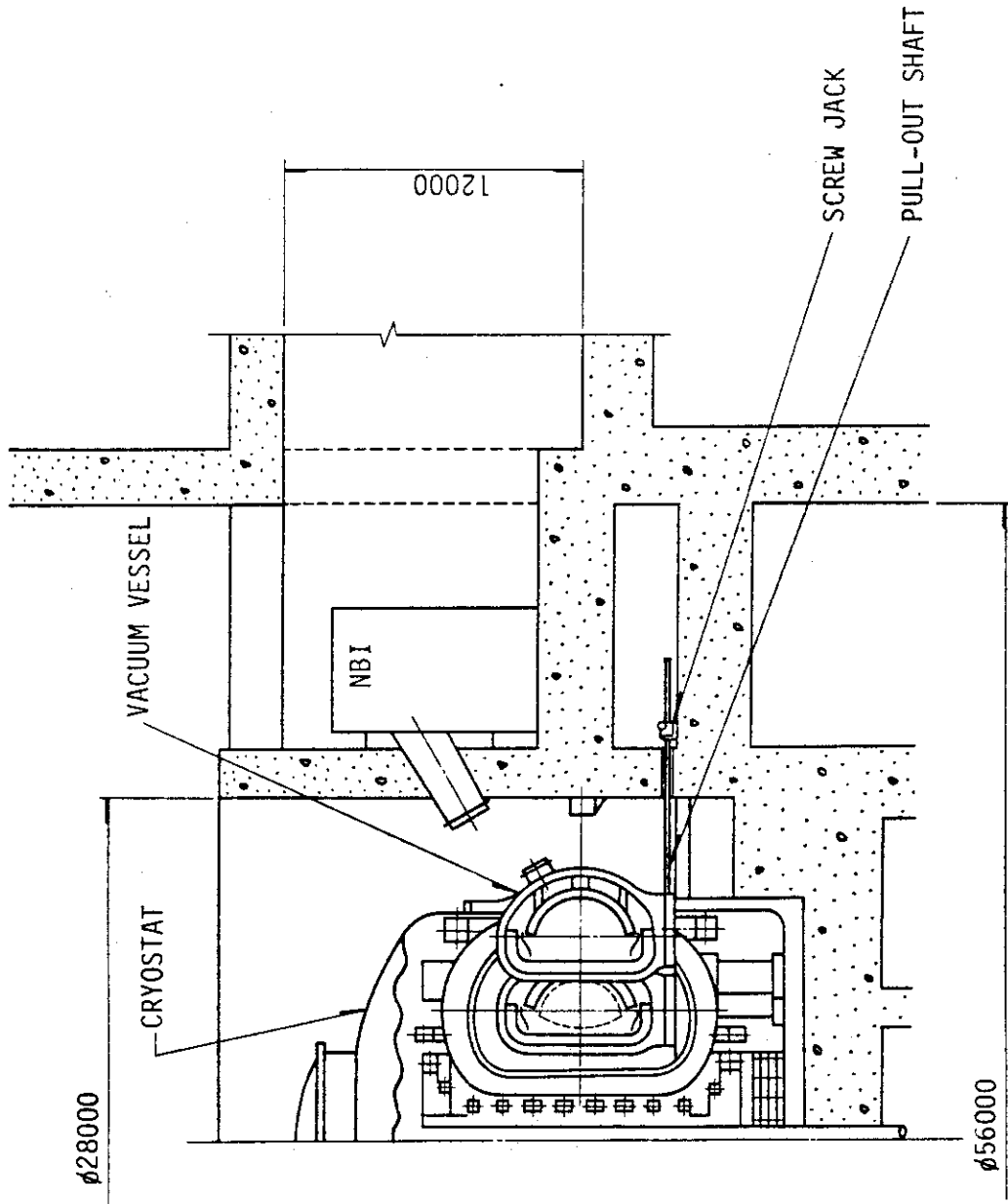


Fig.9.4 Transfer Mechanism in Radial Direction for Vacuum Vessel with Shaft

10. 今後の検討課題

動力炉概念検討の過程で判明した検討課題を示す。

商業用発電プラントに設置するブランケットは、実験炉と異なり経済性が重視され、本質的に次の様な要求を満足する必要がある。

- ・高効率で発電が行なえる事。
- ・高負荷条件での運転に耐える事。
- ・信頼性、安全性が高く高稼働率を確保する事。

Table 10.1 に典型的な FER, DEMO, 動力炉のブランケット熱負荷に係わる条件を比較して示す。この表から解る様にブランケット設計に当って、実験炉と大きく異なる点は次の通りである。

- i) 発電を行なうため高温・高圧の冷却材を使用する事に起因する差異
 - ・第1壁, ブランケット冷却流路の圧力バウンダリに対する要求が厳しくなる。
 - ・配管, 構造体に対する熱膨脹対策
 - ・高温配管と遮蔽体との熱絶縁
 - ・トリチウム連続回収のための増殖材許容最低温度と冷却材温度との差が小さく冷却管周囲の熱抵抗層として最も安定な不活性気体であるヘリウムの使用が困難である。
 - ・冷却管が高温となるため冷却材へのトリチウム透過量が増加することへの対策。
- ii) 第1壁表面熱流束, 構造体・増殖材の核発熱増加に起因する差異
 - ・熱応力に対する制約上, 第1壁は薄肉構造となり, 別途耐エロージョン層を考慮する必要がある。従って適当な寿命を得るためにはエロージョン層の In-Situ 再コーティングが必要となろう。
 - ・増殖材を許容温度以下に保つため, 冷却管等の構造材比が増加し増殖性能の劣化を招く。従って高熱伝導率を有する増殖材の開発が望ましい。
 - ・第1壁構造は FER に比べて複雑な構造となるため, より精密な製作技術の開発は不可欠である。

Table 10.2 に Long term R & D Issues in First Wall/Blanket を示す。

特にヘリウム冷却型動力炉を採用する場合, その特性を有効に利用するためには, 高温・高照射で十分な強度を持ち, 製作性に優れた新材料の開発が不可欠である。

Table 10.1 Heat Load Conditions of FER, DEMO and Commercial Reactor

		FER	DEMO	Commercial
Fusion Power	(MW)	440	~1000	3200
Neutron Wall Load	(MW/m ²)	1.0	~2.0	3.3
Neutron Fluence	(MW-y/m ²)	3.0	~10.0	~100
Duty Factor	(%)	50	quasi-steady	steady
Burn Time	(sec)	100	≥1000	continuous
Availability	(%)	≥25	≥50	≥70
Electricity Generation(MWe)		none	~300	~1000
Operating Life	(year)	~15	~10	~30
Coolant Conditions				
Pressure	(MPa)	~1.0	~15.0	~15.0
Outlet Temperature	(°C)	≤100	320	320
Surface Heat Load	(MW/m ²)	~0.1	~0.3	~0.8
Nuclear Heating Rates (MW/m ³)				
First Wall		~10	~20	~40
Breeder		0.5 ~ 10	1 ~ 20	1 ~ 30

Table 10.2 Long Term R&D Issues in First Wall/Blanket (1/2)

-
1. Material Development
 - 1) Structural material
 - high temperature
 - high irradiation
 - 2) Coating material
 - 3) Armor material
 - 4) Brazing material
 2. Plasma-First Wall Interaction
 - 1) Charged particle
 - physical sputtering rate
 - chemical sputtering rate
 - redeposition behavior of sputtered material
 - 2) Plasma disruption
 - deposit energy (total and distribution)
 - number of disruption
 - time constant of plasma disruption
 - behaviors of melt layer, surface evaporation and sublimation
 - effects of electromagnetic force and vapor shield
 - 3) Limiter region (for plasma control at start up)
 - deposit energy (total and distribution)
 3. Structure
 - 1) Coolant channel structure
 - circular-cross-sectional-tube-panel
 - semi-circular-cross-sectional-tube-panel
 - corrugated panel
 - ribbed panel

for high heat load, high temperature and high coolant pressure.
 - 2) Surface structure
 - coating technique (including in-situ recoating)
 - attachment technique of armor
 - fabrication technique of grooved structure
 - 3) Brazing technique
 - 4) First wall support structure (separated type)
-

Table 10.2 (2/2)

-
- 5) Blanket support structure
 - free from thermal expansion
 - 6) Structure for shell effect
 - electric circuit
 - support structure
 - 7) Welding technology for conservation of cold-worked effect
4. Temperature Control of Breeder
- 1) Interface medium between coolant tube and breeder region
 - ceramic coating
 - metallic bonding
 - 2) High thermal conductivity of breeder region
 - mixed pebble bed of Li_2O and Be
5. Tritium Permeation
- 1) Protection technique from tritium permeation through high temperature coolant tube
 - coating and so forth
-