JAERI-M
91-004

改良舶用炉MRXの概念設計

１９９１年２月

原子力船研究開発室

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

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。
入手の問合わせは，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 Division Department of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1991

編集兼発行　日本原子力研究所
印　　刷　いばらき印刷㈱

JAERI－M 91－004

改良舶用炉 MRX の概念設計

日本原子力研究所
原子力船研究開発室

(1991 年 1 月 5 日受理)

原研では，1983 年より継続して，将来の魅力的な舶用炉の実現を目指して改良舶用炉の設計研究を進めている。現在，二つの舶用炉概念を固めたところである。一つは砕氷船用の 100 MWt の MRX (Marine Reactor X) であり，他の一つは深海潜水調査船用の 300 kWe の DRX (Deep－sea Reactor X) である。これらの炉は高度の受動的安全性確保と小型化を実現するために，一体型 PWR，原子炉容器内装型制御棒駆動装置，原子炉容器水漬式格納容器，受動的崩壊熱除去システムを採用したところに特徴がある。本報告書は MRX の設計を集大成したものである。

日本原子力研究所：〒 319－11　茨城県那珂郡東海村白方字白根 2－4

設計参加者リスト

原子力船研究開発室　（括弧内は主たる担当分野）

迫　　淳（総括，設計の合理化）
伊藤　泰義（研究計画，原子力船エンジニアリングシミュレータ開発，遮蔽設計）
小林口出雄（開発計画，船体計画，プラント設計）
橋立　晃司（原子力船エンジニアリングシミュレータ開発，制御系）
安保　則明（炉心設計，プラント設計：1990年10月よりIHIに復帰）
石坂　雄一（炉構造設計，制御棒駆動装置開発）
楠　　剛（動特性解析：原子力船技術部からの兼務）

石川島播磨重工業株式会社
（設計協力：第Ⅱ編第2，3章および第9～22章）

中村平一郎
奥村　芳弘
立山　　健
金沢　　孝
駒木　秀明
高倉　正秀
高橋　佳裕
石川　克巳
藤沢　博美

三菱グループ
（設計協力：第Ⅱ編第3～8章および付録E）

三菱重工業株式会社　景山　輝久
三菱原子力工業株式会社　鈴木　勝男
田原　義寿
千葉　政人
島村　和雄
岡山　　彰
内山　純一
今吉　　祥
早野　睦彦
碇本　岩男
中井　公一
三菱電機株式会社　荒木　　等
東　　和彦
川村　光弘
山田　　晃
美藤　　亘
築地　　真

JAERI-M 91-004

Conceptual Design of the Advanced Marine Reactor MRX

Office of Nuclear Ship Research and Development
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received January 5, 1991)

Design studies on the advanced marine reactors have been done continuously since 1983 at JAERI in order to develop attractive marine reactors for the next generation. At present, two marine reactor concepts are being formulated. One is 100 MWt MRX (Marine Reactor X) for an ice-breaker and the other is 300 kWe DRX (Deep-sea Reactor X) for a deep-sea research vessel. They are characterized by an integral type PWR, built-in type control rod drive mechanisms, a water-filled container and a passive decay heat removal system, which realize highly passive safe and compact reactors. This paper is a detailed report including all major results of the MRX design study.

Keywords: Marine Reactor, PWR, Integral Type, Design Study, Passive Safety, Ice Breaker, New Concept

Members of Design Group

(Office of Nuclear Ship Research and Development)

K. Sako, Y. Itoh, H. Kobayashi, K. Hashidate, N. Anbo, Y. Ishizaka, T. Kusunoki, H. Nakamura*, Y. Okumura*, T. Tateyama*, T. Kanazawa*, H. Komaki*, M. Takakura*, Y. Takahashi*, K. Ishikawa*, H. Fujisawa*, T. Kageyama#, K. Suzuki+, Y. Tahara+, M. Chiba+, K. Shimamura+, A. Okayama+, J. Uchiyama+, S. Imayoshi+, M. Hayano+, I. Ikarimoto+, K. Nakai+, H. Araki++, K. Higashi++, M. Kawamura++, A. Yamada++, W. Bitoh++, M. Tsukiji++

*: IHI (Ishikawajima-Harima Heavy Industries, Co. Ltd.)

#: MHI (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.)

+: MAPI (Mitsubishi Atomic Power Industries, Inc.)

++: MELCO (Mitsubishi Electric Corp.)

目　　次

序　文 …… 1
Ⅰ．MRX の概要と関連開発研究の概要 …… 2
1．舶用炉改良研究の経緯 …… 2
2．改良舶用炉の具備すべき条件と設計目標 …… 2
3．MRX の設計条件 …… 2
4．MRX の設計概要 …… 3
4.1　MRX の特徴（設計目標達成手段） …… 3
4.2　MRX の安全性の特徴 …… 3
5．MRX 搭載船の概要 …… 4
6．研究開発方策（試案） …… 4
6.1　基本事項 …… 4
6.2　MRX 模擬プラント実験船による実証試験 …… 4
6.3　関連開発研究 …… 5
7．波及効果 …… 5

Ⅱ．MRX の概念設計 …… 15
1．設計目標，設計条件ならびに適用法規，規則 …… 15
1.1　設計目標 …… 15
1.2　設計条件 …… 15
1.3　適用法規および規則 …… 17
2．原子炉プラント …… 19
2.1　MRX プラントの特徴 …… 19
2.2　プラント配置上の特徴 …… 19
2.3　格納容器内部機器 …… 19
3．原子炉本体 …… 25
3.1　設計方針および設計条件 …… 25
3.2　概　　要 …… 25
3.3　水中断熱材 …… 25
3.4　技術的課題 …… 27
4．炉心および燃料集合体 …… 33
4.1　設計方針および設計条件 …… 33
4.2　炉心構成 …… 33
4.3　燃料棒および可燃性毒物棒 …… 33
4.4　燃料集合体 …… 37

4.5 制 御 棒 …… 39
4.6 技術的課題 …… 41
5. 炉心核設計 …… 55
5.1 炉心概要 …… 55
5.2 反応度制御計画 …… 56
5.3 出力分布および燃料燃焼度 …… 57
5.4 反応度係数 …… 58
5.5 制御棒運棒計画 …… 58
5.6 動特性等解析用データ …… 59
6. 炉心熱水力設計 …… 89
6.1 設計方針および設計条件 …… 89
6.2 定格運転時の炉心熱水力特性 …… 89
6.3 最小 DNBR（限界熱流束比）評価 …… 93
6.4 動特性解析用データ …… 94
7. 炉内構造物 …… 98
7.1 設計方針および設計条件 …… 98
7.2 炉内構造物構造 …… 98
7.3 技術的課題 …… 102
8. 制御棒駆動装置 …… 106
8.1 設計方針および設計条件 …… 106
8.2 制御棒駆動装置 …… 107
8.3 電磁部の設計 …… 108
8.4 電磁部の予備解析 …… 124
8.5 保守，点検計画 …… 129
8.6 技術的課題 …… 131
9. 原子炉容器 …… 190
9.1 設計方針および設計条件 …… 190
9.2 構 造 …… 190
9.3 製 作 性 …… 191
9.4 供用期間中検査 …… 191
9.5 技術的課題 …… 192
9.6 原子炉容器主要部概略強度検討 …… 192
10. 蒸気発生器 …… 207
10.1 設計方針および設計条件 …… 207
10.2 構 造 …… 207
10.3 性 能 …… 207
10.4 製 作 性 …… 211
10.5 供用期間中検査 …… 212

10.6 技術的課題 …… 212
10.7 蒸気発生器主要部概略強度検討 …… 212
11. 一次冷却水ポンプ …… 222
11.1 設計方針および設計条件 …… 222
11.2 性能・構造 …… 222
11.3 供用期間中検査 …… 223
11.4 技術的課題 …… 223
12. 加 圧 器 …… 226
12.1 設計方針および設計条件 …… 226
12.2 構　　造 …… 226
12.3 製 作 性 …… 226
12.4 供用期間中検査 …… 227
12.5 技術的課題 …… 227
13. 格納容器 …… 230
13.1 設計方針および設計条件 …… 230
13.2 構　　造 …… 230
13.3 製 作 性 …… 231
13.4 技術的課題 …… 231
13.5 格納容器主要部概略強度検討 …… 231
14. 遮　　蔽 …… 242
14.1 設計方針および設計条件 …… 242
14.2 遮蔽設備 …… 242
14.3 通常運転時の遮蔽計算 …… 243
14.4 原子炉事故時の遮蔽計算 …… 247
14.5 ま と め …… 249
15. 主 系 統 …… 308
15.1 全体系統 …… 308
15.2 一次冷却設備 …… 309
15.3 二次冷却設備 …… 310
15.4 タービンプラント熱効率 …… 313
16. 工学的安全設備 …… 325
16.1 格納容器水冷却系 …… 325
16.2 非常用崩壊熱冷却系 …… 330
17. 原子炉補助系統 …… 347
17.1 体積制御系統 …… 347
17.2 残留熱除去系統 …… 349
17.3 格納容器水浄化系統 …… 350
18. 制御系統 …… 359

18.1 原子炉制御設備 …… 359
18.2 安全保護設備 …… 363
19. 供用期間中検査（ISI）計画 …… 380
19.1 検査間隔 …… 380
19.2 ISI 工程 …… 380
20. 燃料交換計画 …… 382
20.1 設計方針および設計条件 …… 382
20.2 燃料交換方式の選定 …… 382
20.3 燃料交換設備 …… 382
20.4 燃料交換作業手順および作業日程 …… 383
20.5 技術的課題 …… 383
21. 動特性解析 …… 393
21.1 概　　要 …… 393
21.2 解析方法 …… 393
21.3 解析結果 …… 398
21.4 ま と め …… 400
22. 事故解析 …… 433
22.1 一次冷却水流量喪失事故解析 …… 433
22.2 その他の事故の検討 …… 438
参考文献 …… 464
付録 A 改良舶用炉設計の経緯と現設計 …… 469
付録 B MRX 模擬プラント実験船計画（試案） …… 500
付録 C 原子力船エンジニアリングシミュレータの概要 …… 511
付録 D ソ連の原子力船（砕氷船）開発と実績 …… 516
付録 E 太径燃料棒炉心の検討 …… 525

Contents

Foreword 1
I. Outline of MRX Design and the Related R&D 2
1. History of R&D on the Advanced Marine Reactor 2
2. Design target of advanced marine reactor 2
3. Design conditions of MRX 2
4. Outline of MRX design 3
4.1 Features of MRX (Methods for obtaining the design target) 3
4.2 Safety features of MRX 3
5. Outline of MRX mounted ship 4
6. Research and development plan (trial plan) 4
6.1 Basic item 4
6.2 Demonstration tests using reactor mock-up by experimental ship 4
6.3 Related R&D 5
7. Extending effects 5
II. Design of MRX 15
1. General Items 15
1.1 Design goals 15
1.2 Design conditions 15
1.3 Applicable laws and rules 17
2. Reactor plant 19
2.1 Features of MRX plant 19
2.2 Features of plant layout 19
2.3 Components layout in the containment vessel 19
3. Reactor 25
3.1 Design basis and the conditions 25
3.2 Reactor structure 25
3.3 Thermal insulation 25
3.4 Engineering tasks 27
4. Reactor core and fuel assembly 33
4.1 Design basis and the conditions 33
4.2 Core configuration 33
4.3 Fuel element and burnable poison rod 33
4.4 Fuel assembly 37
4.5 Control rod 39

4.6 Engineering tasks 41
5. Core neutronics 55
5.1 General 55
5.2 Reactivity control scheme 56
5.3 Power distribution and fuel burn-up 57
5.4 Reactivity coefficient 58
5.5 Control rod operation scheme 58
5.6 Data for dynamic analysis 59
6. Core thermo-hydraulics 89
6.1 Design basis and the conditions 89
6.2 Core thermo-hydraulics under the rated operating condition 89
6.3 Evaluation of the minimum DNBR 93
6.4 Data for dynamic analysis 94
7. Core internals 98
7.1 Design basis and the conditions 98
7.2 Structure of core internals 98
7.3 Engineering tasks 102
8. Control rod drive mechanism 106
8.1 Design basis and the conditions 106
8.2 Control rod drive mechanism 107
8.3 Design of electro-magnetic parts 108
8.4 Preliminary analysis on the electro-magnetic parts 124
8.5 Maintenance scheme 129
8.6 Engineering tasks 131
9. Reactor vessel 190
9.1 Design basis and the conditions 190
9.2 Structure of reactor vessel 190
9.3 Fablicability 191
9.4 In-service inspection 191
9.5 Engineering tasks 192
9.6 Outline structural analysis on the major parts 192
10. Steam generator 207
10.1 Design basis and the conditions 207
10.2 Structure of steam generator 207
10.3 Performance 207
10.4 Fablicability 211
10.5 In-service inspection 212

10.6 Engineering tasks 212
10.7 Outline structural analysis on the major parts 212
11. Primary coolant pump (Main circulating pump) 222
11.1 Design basis and the conditions 222
11.2 Performance and pump structure 222
11.3 In-service inspection 223
11.4 Engineering tasks 223
12. Pressurizer 226
12.1 Design basis and the conditions 226
12.2 Structure of pressurizer 226
12.3 Fablicability 226
12.4 In-service inspection 227
12.5 Engineering tasks 227
13. Reactor containment vessel 230
13.1 Design basis and the conditions 230
13.2 Structure of containment vessel 230
13.3 Fablicability 231
13.4 Engineering tasks 231
13.5 Outline structural analysis on the major parts 231
14. Shielding 242
14.1 Design basis and the conditions 242
14.2 Shielding facilities 242
14.3 Shielding calculations on the rated power operating condition 243
14.4 Shielding calculations on the accidental condition 247
14.5 Summary 249
15. Major system 308
15.1 System overall 308
15.2 Equipments of primary system 309
15.3 Equipments of secondary system 310
15.4 Thermal efficiency of turbine plant 313
16. Engineering safety system 325
16.1 Containment cooling system 325
16.2 Emergency decay heat removal system 330
17. Reactor auxiliary system 347
17.1 Volume control system 347
17.2 Residual heat removal system 349
17.3 Containment water purification system 350

18. Control system 359
18.1 Reactor control system 359
18.2 Safety protection system 363
19. In-service inspection 380
19.1 Inspection intervals 380
19.2 Process of inspection 380
20. Refueling scheme 382
20.1 Design basis and the conditions 382
20.2 Selection of refueling method 382
20.3 Refueling facilities 382
20.4 Refueling procedures 383
20.5 Engineering tasks 383
21. Dynamic analysis 393
21.1 General 393
21.2 Analytical method 393
21.3 Analytical results 398
21.4 Summary 400
22. Accidental analysis 433
22.1 Loss of primary coolant flow accident analysis 433
22.2 Evaluation of the other accidents 438
References 464
Appendix A History of the advanced marine reactor designs and the present design 469
Appendix B Tentative plan of the MRX mock-up plant experimental ship 500
Appendix C Outline of nuclear ship engineering simulator 511
Appendix D Development and the achievement of nuclear ship (icebreaker) in USSR 516
Appendix E Study on the core which has big diameter fuel rods 525

表　目　次

Table Ⅰ.1.1　原研における舶用炉の改良研究実施状況 …… 6
Table Ⅰ.4.1　MRX の主要諸元 …… 7
Table Ⅰ.4.2　MRX の安全性の特徴（受動的安全性） …… 8
Table Ⅰ.6.1　舶用炉の改良研究全体計画（試案） …… 9
Table Ⅱ.2.1　原子炉プラント主要目（1/2）～（2/2） …… 21
Table Ⅱ.4.1　改良舶用炉燃料主要仕様 …… 42
Table Ⅱ.4.2　燃料棒健全性評価 …… 42
Table Ⅱ.4.3　改良舶用炉負荷変動条件（試設計評価炉心） …… 43
Table Ⅱ.4.4　改良舶用炉負荷変動条件（本設計） …… 44
Table Ⅱ.4.5　PCI 評価 …… 45
Table Ⅱ.4.6　BP 棒集合体主要仕様 …… 45
Table Ⅱ.4.7　燃料集合体の主要仕様 …… 46
Table Ⅱ.4.8　制御棒クラスタ健全性評価項目 …… 47
Table Ⅱ.4.9　制御棒クラスタ主要仕様 …… 47
Table Ⅱ.4.10　健全性評価結果 …… 48
Table Ⅱ.5.1　炉心要目表（1/3）～（3/3） …… 60
Table Ⅱ.5.2　実効増倍率および制御棒反応度効果（サイクル初期） …… 63
Table Ⅱ.5.3　実効増倍率および制御棒反応度効果（サイクル中期） …… 64
Table Ⅱ.5.4　実効増倍率および制御棒反応度効果（サイクル末期） …… 64
Table Ⅱ.5.5　減速材温度係数 …… 65
Table Ⅱ.5.6　遅発中性子定数 …… 65
Table Ⅱ.6.1　MRX 熱水力設計パラメータ …… 95
Table Ⅱ.8.1　CRDM 設計条件 …… 132
Table Ⅱ.8.2　モータ特性 …… 133
Table Ⅱ.8.3　抵抗劣化時のモータ特性 …… 134
Table Ⅱ.8.4　磁石劣化時のモータ特性 …… 135
Table Ⅱ.8.5　磁石および抵抗劣化時のモータ特性 …… 136
Table Ⅱ.8.6　技術課題 …… 137
Table Ⅱ.9.1　原子炉容器主要目 …… 202
Table Ⅱ.9.2　原子炉容器の検査対象個所および検査方法 …… 203
Table Ⅱ.10.1　蒸気発生器要目 …… 214
Table Ⅱ.10.2　代表的な管束組立方式の概略比較 …… 215
Table Ⅱ.10.3　蒸気発生器の検査対象個所および検査方法 …… 216
Table Ⅱ.11.1　一次冷却水ポンプ供用期間中検査個所および検査方法 …… 224

Table Ⅱ.12.1 加圧器主要目 …… 228
Table Ⅱ.13.1 格納容器主要目 …… 239
Table Ⅱ.14.1 中性子線源強度 …… 250
Table Ⅱ.14.2 ガンマ線源強度 …… 251
Table Ⅱ.14.3 中性子線量率変換係数（DLC－23E用） …… 252
Table Ⅱ.14.4 一次および二次ガンマ線線量率変換係数（DLC－23用） …… 253
Table Ⅱ.14.5 炉心横方向側部一次遮蔽体
ANISNサーベイ用組成（ケース1） …… 254
Table Ⅱ.14.6 炉心横方向側部一次遮蔽体
ANISNサーベイ用組成（ケース2） …… 255
Table Ⅱ.14.7 炉心横方向側部一次遮蔽体
ANISNサーベイ用組成（ケース2B） …… 256
Table Ⅱ.14.8 炉心横方向側部一次遮蔽体
ANISNサーベイ用組成（ケース3） …… 257
Table Ⅱ.14.9 計算に用いる物質の組成・密度（1/3）～（3/3） …… 258
Table Ⅱ.14.10 炉心下方向下部一次遮蔽体ANISN用組成（ケース1） …… 261
Table Ⅱ.14.11 炉心下方向下部一次遮蔽体ANISN用組成
（ケース2，1との変更箇所のみ） …… 262
Table Ⅱ.14.12 N－16ガンマ線線源強度 …… 263
Table Ⅱ.14.13 N－16ガンマ線に対する遮蔽計算材料物性値 …… 264
Table Ⅱ.14.14 格納容器外表面のN－16ガンマ線による線量率 …… 263
Table Ⅱ.14.15 中性子線源強度 …… 265
Table Ⅱ.14.16 ガンマ線源強度 …… 266
Table Ⅱ.14.17 縮約群構造線量率変換係数 …… 267
Table Ⅱ.14.18 事故時におけるガンマ線炉心線源
（炉内インベントリー）（1/2）～（2/2） …… 268
Table Ⅱ.14.19 事故時ガンマ線線量率変換係数 …… 270
Table Ⅱ.14.20 事故時線量計算結果 …… 270
Table Ⅱ.15.1 一次冷却設備主要機器要目 …… 315
Table Ⅱ.15.2 主蒸気系主要機器要目 …… 316
Table Ⅱ.15.3 給水系統主要器要目（1/2）～（2/2） …… 317
Table Ⅱ.16.1 格納容器水冷却系ヒートパイプの設計条件 …… 333
Table Ⅱ.16.2 格納容器水冷却系ヒートパイプ主要目（1/2）～（2/2） …… 334
Table Ⅱ.16.3 ヒートパイプの作動流体にアンモニアを用いた場合と
水を用いた場合の比較 …… 336
Table Ⅱ.16.4 非常用崩壊熱冷却系主要目（1/2）～（2/2） …… 337
Table Ⅱ.17.1 体積制御系統主要機器要目（1/2）～（2/2） …… 352
Table Ⅱ.17.2 残留熱除去系統主要機器要目 …… 354

Table Ⅱ.17.3 格納容器水浄化系統主要機器要目 …… 355
Table Ⅱ.18.1 スクラム信号一覧表（1/2）～（2/2） …… 368
Table Ⅱ.18.2 パーミッシブ信号一覧表 …… 370
Table Ⅱ.19.1 燃料交換およびISIの作業日程 …… 381
Table Ⅱ.20.1 燃料交換方式の評価 …… 384
Table Ⅱ.20.2 燃料交換時に搭載または搬去する機器一覧表 …… 385
Table Ⅱ.21.1 解析で使用した炉心パラメータ …… 401
Table Ⅱ.21.2 解析で使用した炉プラント各部容積 …… 402
Table Ⅱ.21.3 解析で使用した炉プラントパラメータ …… 403
Table Ⅱ.21.4 スクラムに対する余裕 …… 404
Table Ⅱ.21.5 負荷への追従性の評価 …… 405
Table Ⅱ.21.6 収束性の評価 …… 406
Table Ⅱ.22.1 主要プラントパラメータ …… 441

図　目　次

Fig. Ⅰ.4.1　砕氷船用原子炉 MRX 概念図…… 10
Fig. Ⅰ.4.2　事故時熱除去手段…… 11
Fig. Ⅰ.5.1　MRX 搭載砕氷船の概念図（側面図）および主要目 …… 12
Fig. Ⅰ.5.2　MRX 搭載砕氷船の概念図（平面図） …… 13
Fig. Ⅰ.6.1　MRX 模擬プラント実験船の概念 …… 14
Fig. Ⅰ.6.2　制御棒駆動装置の基本概念…… 14
Fig. Ⅱ.2.1　原子炉プラント全体配置図（1/2）～（2/2） …… 23
Fig. Ⅱ.3.1　原子炉組立断面図（1/3）～（3/3） …… 28
Fig. Ⅱ.3.2　原子炉組立手順…… 31
Fig. Ⅱ.3.3　水中断熱材施工計画図…… 32
Fig. Ⅱ.4.1　燃料棒構造…… 49
Fig. Ⅱ.4.2　解析 P/H（試設計評価炉心） …… 49
Fig. Ⅱ.4.3　到達応力の比較…… 50
Fig. Ⅱ.4.4　バーナブルポイズン集合構造…… 51
Fig. Ⅱ.4.5　燃料集合構造…… 52
Fig. Ⅱ.4.6　制御棒構造…… 52
Fig. Ⅱ.4.7　制御棒クラスタ構造…… 53
Fig. Ⅱ.4.8　制御棒挿入状態図…… 54
Fig. Ⅱ.5.1　燃料集合およびガドリニア燃料棒，ガドリニア BP 棒の炉心内配置 …… 66
Fig. Ⅱ.5.2　ガドリニア燃料棒（28 本）燃料集合体内配置 …… 67
Fig. Ⅱ.5.3　ガドリニア燃料棒（21 本）燃料集合体内配置 …… 67
Fig. Ⅱ.5.4　ガドリニア燃料棒（21 本），ガドリニアバーナブルポイズン棒（6 本）
燃料集合体内配置…… 68
Fig. Ⅱ.5.5　ガドリニア燃料棒（7 本）燃料集合体内配置…… 68
Fig. Ⅱ.5.6　制御棒配置…… 69
Fig. Ⅱ.5.7　制御棒全引抜時の実効増倍率の燃焼による変化…… 70
Fig. Ⅱ.5.8　停止後のキセノンによる反応度欠損の時間変化（サイクル初期） …… 71
Fig. Ⅱ.5.9　停止後のキセノンによる反応度欠損の時間変化（サイクル末期） …… 71
Fig. Ⅱ.5.10　横方向出力分布および燃焼度分布
（0 MWd/t，高温全出力，平衡キセノンなし，バンク C 100% 挿入） …… 72
Fig. Ⅱ.5.11　横方向出力分布および燃焼度分布
（100 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンク C 75% 挿入） …… 72
Fig. Ⅱ.5.12　横方向出力分布および燃焼度分布
（1000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンク C 45% 挿入） …… 73

Fig. Ⅱ. 5. 13 横方向出力分布および燃焼度分布
(3000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入) …… 73
Fig. Ⅱ. 5. 14 横方向出力分布および燃焼度分布
(5000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 38% 挿入) …… 74
Fig. Ⅱ. 5. 15 横方向出力分布および燃焼度分布
(7000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 38% 挿入) …… 74
Fig. Ⅱ. 5. 16 横方向出力分布および燃焼度分布
(9000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入) …… 75
Fig. Ⅱ. 5. 17 横方向出力分布および燃焼度分布
(11000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 45% 挿入) …… 75
Fig. Ⅱ. 5. 18 横方向出力分布および燃焼度分布
(15000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 50% 挿入) …… 76
Fig. Ⅱ. 5. 19 横方向出力分布および燃焼度分布
(19000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入) …… 76
Fig. Ⅱ. 5. 20 横方向出力分布および燃焼度分布
(23000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 31% 挿入) …… 77
Fig. Ⅱ. 5. 21 横方向出力分布および燃焼度分布
(27000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 25% 挿入) …… 77
Fig. Ⅱ. 5. 22 横方向出力分布および燃焼度分布
(32000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 20% 挿入) …… 78
Fig. Ⅱ. 5. 23 軸方向炉心平均出力分布
(サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクC 100% 挿入) …… 78
Fig. Ⅱ. 5. 24 軸方向炉心平均出力分布
(サイクル中期，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 50% 挿入) …… 79
Fig. Ⅱ. 5. 25 軸方向炉心平均出力分布
(サイクル末期，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 20% 挿入) …… 79
Fig. Ⅱ. 5. 26 軸方向炉心平均燃焼度分布（サイクル末期） …… 80
Fig. Ⅱ. 5. 27 F_Q の燃焼による変化（全出力，平衡キセノン状態） …… 80
Fig. Ⅱ. 5. 28 出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，全制御棒引抜） …… 81
Fig. Ⅱ. 5. 29 出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクC挿入） …… 81
Fig. Ⅱ. 5. 30 出力分布
(サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクC+B挿入) …… 82
Fig. Ⅱ. 5. 31 出力分布
(サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクC+B挿入) …… 82
Fig. Ⅱ. 5. 32 出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，全制御棒挿入） …… 83
Fig. Ⅱ. 5. 33 常温から高温零出力における減速材温度係数
(サイクル初期，全制御棒引抜) …… 84

Fig. Ⅱ. 5. 34 常温から高温零出力における減速材温度係数
（サイクル中期，全制御棒引抜）…… 84
Fig. Ⅱ. 5. 35 常温から高温零出力における減速材温度係数
（サイクル末期，全制御棒引抜）…… 85
Fig. Ⅱ. 5. 36 減速材温度欠損 …… 85
Fig. Ⅱ. 5. 37 ドップラ温度係数 …… 86
Fig. Ⅱ. 5. 38 ドップラ欠損 …… 86
Fig. Ⅱ. 5. 39 ドップラ出力係数 …… 87
Fig. Ⅱ. 5. 40 定格運転時の制御棒挿入度対燃焼度 …… 87
Fig. Ⅱ. 5. 41 添加反応度曲線 …… 88
Fig. Ⅱ. 5. 42 制御用バンクＣ反応度効果曲線（サイクル初期，高温全出力） …… 88
Fig. Ⅱ. 6. 1 熱水力設計コードによる評価の流れ…… 96
Fig. Ⅱ. 6. 2 運転限界曲線…… 97
Fig. Ⅱ. 7. 1 MRX 炉内構造物構造説明図 …… 103
Fig. Ⅱ. 7. 2 炉内構造物全体組立図 …… 104
Fig. Ⅱ. 7. 3 炉内構造物部品図 …… 105
Fig. Ⅱ. 8. 1 CRDM 構造概念…… 138
Fig. Ⅱ. 8. 2 CRDM 駆動軸組立図…… 139
Fig. Ⅱ. 8. 3 ラッチマグネット構造（暫定） …… 140
Fig. Ⅱ. 8. 4 ラッチマグネットおよびラッチ機構部概念図 …… 141
Fig. Ⅱ. 8. 5 マグネット保持力計算モデル …… 142
Fig. Ⅱ. 8. 6 ストロークとボール開き量の関係 …… 143
Fig. Ⅱ. 8. 7 吸着時ギャップによる磁界解析モデル …… 143
Fig. Ⅱ. 8. 8 吸着時ギャップの FEM メッシュ …… 144
Fig. Ⅱ. 8. 9 吸着時ギャップの磁束線図 …… 144
Fig. Ⅱ. 8. 10 吸着時ギャップの磁束密度…… 145
Fig. Ⅱ. 8. 11 保持時ギャップの磁界解析モデル…… 146
Fig. Ⅱ. 8. 12 保持時ギャップの FEM メッシュ …… 146
Fig. Ⅱ. 8. 13 保持時ギャップの磁束線図…… 147
Fig. Ⅱ. 8. 14 保持時ギャップの磁束密度…… 148
Fig. Ⅱ. 8. 15 コイル線材の断面…… 148
Fig. Ⅱ. 8. 16 コイルボビンの形状…… 149
Fig. Ⅱ. 8. 17 コイルの巻線構成…… 150
Fig. Ⅱ. 8. 18 ラッチマグネットの磁気吸引力特性…… 151
Fig. Ⅱ. 8. 19 コイル温度計算モデル…… 151
Fig. Ⅱ. 8. 20 コイル発熱密度の計算モデル…… 152
Fig. Ⅱ. 8. 21 ラッチマグネット基本構造…… 153
Fig. Ⅱ. 8. 22 ビルトインモータ構造（暫定） …… 154

Fig. Ⅱ. 8. 23 磁界解析モデル…… 155
Fig. Ⅱ. 8. 24 FEM メッシュ …… 155
Fig. Ⅱ. 8. 25 磁束線図…… 156
Fig. Ⅱ. 8. 26 永久磁石と磁気ヨークの境界面の磁束密度…… 156
Fig. Ⅱ. 8. 27 永久磁石の外周面磁束密度…… 157
Fig. Ⅱ. 8. 28 固定子鉄心の内周面磁束密度…… 157
Fig. Ⅱ. 8. 29 固定子鉄心のティースの磁束密度…… 158
Fig. Ⅱ. 8. 30 永久磁石内部の動作点の分布範囲…… 158
Fig. Ⅱ. 8. 31 B－H カーブの近似 …… 159
Fig. Ⅱ. 8. 32 キャン内の電磁諸量…… 160
Fig. Ⅱ. 8. 33 3 相結線…… 160
Fig. Ⅱ. 8. 34 トルク発生時の電流と磁束の関係…… 161
Fig. Ⅱ. 8. 35 モータの電流特性(1)…… 162
Fig. Ⅱ. 8. 36 モータの電流特性(2)…… 162
Fig. Ⅱ. 8. 37 モータの電流特性(3)…… 163
Fig. Ⅱ. 8. 38 モータの電流特性(4)…… 163
Fig. Ⅱ. 8. 39 モータの電圧特性(1)…… 164
Fig. Ⅱ. 8. 40 モータの電圧特性(2)…… 164
Fig. Ⅱ. 8. 41 モータの電圧特性(3)…… 165
Fig. Ⅱ. 8. 42 モータの電圧特性(4)…… 165
Fig. Ⅱ. 8. 43 モータの電力特性(1)…… 166
Fig. Ⅱ. 8. 44 モータの電力特性(2)…… 166
Fig. Ⅱ. 8. 45 モータの電力特性(3)…… 167
Fig. Ⅱ. 8. 46 モータの電力特性(4)…… 167
Fig. Ⅱ. 8. 47 モータの効率特性(1)…… 168
Fig. Ⅱ. 8. 48 モータの効率特性(2)…… 168
Fig. Ⅱ. 8. 49 モータの効率特性(3)…… 169
Fig. Ⅱ. 8. 50 モータの効率特性(4)…… 169
Fig. Ⅱ. 8. 51 コイル温度計算モデル…… 170
Fig. Ⅱ. 8. 52 ビルトインモータ基本構造(1)…… 171
Fig. Ⅱ. 8. 53 ビルトインモータ基本構造(2)…… 172
Fig. Ⅱ. 8. 54 ラッチマグネット概念図…… 172
Fig. Ⅱ. 8. 55 ビルトインモータ概念図…… 173
Fig. Ⅱ. 8. 56 吸着時ギャップによる磁界解析モデル…… 174
Fig. Ⅱ. 8. 57 FEM メッシュ分割図 …… 175
Fig. Ⅱ. 8. 58 磁束線図…… 175
Fig. Ⅱ. 8. 59 磁束密度分布…… 176
Fig. Ⅱ. 8. 60 保持時ギャップによる磁界解析モデル…… 177

Fig. Ⅱ.8.61 FEMメッシュ分割図 …… 178
Fig. Ⅱ.8.62 磁束線図 …… 178
Fig. Ⅱ.8.63 磁束密度分布 …… 179
Fig. Ⅱ.8.64 電線の断面 …… 179
Fig. Ⅱ.8.65 ニッケルメッキ銅線の抵抗変化 …… 180
Fig. Ⅱ.8.66 ビルトインモータの概念図 …… 181
Fig. Ⅱ.8.67 回転子の磁界解析モデル …… 182
Fig. Ⅱ.8.68 FEMメッシュ分割図 …… 182
Fig. Ⅱ.8.69 磁束線図 …… 182
Fig. Ⅱ.8.70 ギャップ磁束密度分布 …… 183
Fig. Ⅱ.8.71 永久磁石表面の磁束密度分布 …… 183
Fig. Ⅱ.8.72 永久磁石の動作点の概念 …… 184
Fig. Ⅱ.8.73 ギャップ磁束密度 …… 185
Fig. Ⅱ.8.74 耐圧キャン内の電磁諸量の関係 …… 185
Fig. Ⅱ.8.75 長さ方向の仮定 …… 186
Fig. Ⅱ.8.76 モータの発生トルク対回転数特性 …… 186
Fig. Ⅱ.8.77 コイル仕様 …… 187
Fig. Ⅱ.8.78 10 Aamsの通電状況 …… 187
Fig. Ⅱ.8.79 ビルトインモータの電流特性 …… 188
Fig. Ⅱ.8.80 モータの電力 …… 188
Fig. Ⅱ.8.81 モータの効率 …… 188
Fig. Ⅱ.8.82 CRDM取出手順 …… 189
Fig. Ⅱ.9.1 原子炉容器構造説明図（1/2）～（2/2） …… 204
Fig. Ⅱ.9.2 原子炉容器供用期間中検査対象箇所 …… 206
Fig. Ⅱ.10.1 蒸気発生器構造説明図（1/4）～（4/4） …… 216
Fig. Ⅱ.10.2 蒸気発生器伝熱管支持構造図 …… 219
Fig. Ⅱ.10.3 蒸気発生器構造モデル …… 220
Fig. Ⅱ.10.4 蒸気発生器温度・熱量線図 …… 220
Fig. Ⅱ.10.5 蒸気発生器温度分布図 …… 221
Fig. Ⅱ.10.6 蒸気発生器供用期間中検査対象個所 …… 221
Fig. Ⅱ.10.7 管板部管配列 …… 221
Fig. Ⅱ.11.1 一次冷却水ポンプ計画性能曲線 …… 224
Fig. Ⅱ.11.2 一次冷却水ポンプ構造説明図 …… 225
Fig. Ⅱ.12.1 加圧器構造説明図（1/2）～（2/2） …… 228
Fig. Ⅱ.12.2 加圧器ヒータエレメント …… 229
Fig. Ⅱ.13.1 格納容器構造説明図（1/2）～（2/2） …… 239
Fig. Ⅱ.13.2 格納容器蒸気・給水配管貫通部構造図 …… 241
Fig. Ⅱ.14.1 遮蔽体配置図 …… 271

Fig. Ⅱ. 14. 2 炉心横方向 ANISN モデル（ケース１）［円筒モデル］ …… 272
Fig. Ⅱ. 14. 3 炉心横方向 ANISN モデル（ケース２）［円筒モデル］ …… 273
Fig. Ⅱ. 14. 4 炉心横方向 ANISN モデル（ケース２B）［円筒モデル］ …… 274
Fig. Ⅱ. 14. 5 炉心横方向 ANISN モデル（ケース３）［円筒モデル］ …… 275
Fig. Ⅱ. 14. 6 炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース１］ …… 276
Fig. Ⅱ. 14. 7 炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース１］ …… 277
Fig. Ⅱ. 14. 8 炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２］ …… 278
Fig. Ⅱ. 14. 9 炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２］ …… 279
Fig. Ⅱ. 14. 10 炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２B］ …… 280
Fig. Ⅱ. 14. 11 炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２B］ …… 281
Fig. Ⅱ. 14. 12 炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース３］ …… 282
Fig. Ⅱ. 14. 13 炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース３］ …… 283
Fig. Ⅱ. 14. 14 点F，Ｇにおける中性子エネルギー
スペクトル［ケース３］（単位レサジー当り） …… 284
Fig. Ⅱ. 14. 15 点F，Ｇにおける２次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース３］（単位レサジー当り） …… 284
Fig. Ⅱ. 14. 16 点F，Ｇにおける１次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース３］（単位レサジー当り） …… 285
Fig. Ⅱ. 14. 17 点Ｆ１，F，Ｇにおける中性子エネルギー
スペクトル［ケース２B］（単位レサジー当り） …… 285
Fig. Ⅱ. 14. 18 点Ｆ１，F，Ｇにおける２次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース２B］（単位レサジー当り） …… 286
Fig. Ⅱ. 14. 19 点Ｆ１，F，Ｇにおける中性子エネルギー
スペクトル［ケース２］（単位レサジー当り） …… 286
Fig. Ⅱ. 14. 20 点Ｆ１，F，Ｇにおける２次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース２］（単位レサジー当り） …… 287
Fig. Ⅱ. 14. 21 点Ｆ１，F，Ｇにおける１次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース２］（単位レサジー当り） …… 287
Fig. Ⅱ. 14. 22 炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース１）［球モデル］ …… 288
Fig. Ⅱ. 14. 23 炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース２）［球モデル］ …… 289
Fig. Ⅱ. 14. 24 炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース２B）［球モデル］ …… 290
Fig. Ⅱ. 14. 25 炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース１］ …… 291
Fig. Ⅱ. 14. 26 炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース１］ …… 292
Fig. Ⅱ. 14. 27 炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２］ …… 293
Fig. Ⅱ. 14. 28 炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２］ …… 294
Fig. Ⅱ. 14. 29 炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２B］ …… 295
Fig. Ⅱ. 14. 30 炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２B］ …… 296

Fig. Ⅱ. 14. 31 点H, Iにおける中性子エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 297
Fig. Ⅱ. 14. 32 点H, Iにおける2次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 297
Fig. Ⅱ. 14. 33 点H, Iにおける1次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 298
Fig. Ⅱ. 14. 34 点J, K, L, Mにおける中性子エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 298
Fig. Ⅱ. 14. 35 点J, K, L, Mにおける2次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 299
Fig. Ⅱ. 14. 36 点J, K, L, Mにおける1次ガンマ線エネルギー
スペクトル［ケース2］（単位レサジー当り） …… 299
Fig. Ⅱ. 14. 37 N－16ガンマ線遮蔽計算ならびに評価点位置（QAD） …… 300
Fig. Ⅱ. 14. 38 炉心遮蔽計算用2次元RZ系モデル …… 301
Fig. Ⅱ. 14. 39 中性子線量率分布 …… 302
Fig. Ⅱ. 14. 40 ガンマ線線量率分布（2次ガンマ線含む） …… 302
Fig. Ⅱ. 14. 41 （中性子＋ガンマ線）線量率分布 …… 303
Fig. Ⅱ. 14. 42 点イ, ロ, ハ, ニ, ホにおける中性子エネルギー
スペクトル（単位レサジー当り） …… 304
Fig. Ⅱ. 14. 43 点ヘ, ト, チ, リ, ヌにおける中性子エネルギー
スペクトル（単位レサジー当り） …… 304
Fig. Ⅱ. 14. 44 点イ, ロ, ハ, ニ, ホにおけるガンマ線（2次ガンマ線含む）
エネルギースペクトル（単位レサジー当り） …… 305
Fig. Ⅱ. 14. 45 点ヘ, ト, チ, リ, ヌにおけるガンマ線（2次ガンマ線含む）
エネルギースペクトル（単位レサジー当り） …… 305
Fig. Ⅱ. 14. 46 事故時遮蔽計算モデル図（1/2）～（2/2） …… 306
Fig. Ⅱ. 15. 1 MRXプラント全体系統説明図 …… 319
Fig. Ⅱ. 15. 2 原子炉冷却水圧力バウンダリ説明図 …… 320
Fig. Ⅱ. 15. 3 一次冷却設備系統説明図 …… 321
Fig. Ⅱ. 15. 4 主蒸気設備系統説明図 …… 322
Fig. Ⅱ. 15. 5 給水設備系統説明図 …… 323
Fig. Ⅱ. 15. 6 ヒートバランスダイヤグラム …… 324
Fig. Ⅱ. 16. 1 格納容器水冷却系系統図 …… 339
Fig. Ⅱ. 16. 2 格納容器水冷却系全体構成図 …… 340
Fig. Ⅱ. 16. 3 格納容器水冷却系蒸発部構成図 …… 341
Fig. Ⅱ. 16. 4 格納容器水冷却系凝縮部構成図 …… 342
Fig. Ⅱ. 16. 5 格納容器水冷却系ヒートパイプの除熱特性
（凝縮器冷却ファン不使用の場合） …… 343

Fig. Ⅱ. 16. 6　単管型ヒートパイプの熱応答性の一例…… 343
Fig. Ⅱ. 16. 7　除熱装置概念図…… 344
Fig. Ⅱ. 16. 8　自然循環用バイパス流路の概念図…… 345
Fig. Ⅱ. 16. 9　非常用崩壊熱冷却系の除熱性能曲線…… 345
Fig. Ⅱ. 16. 10　LOCA 時の一次系自然循環流量 …… 346
Fig. Ⅱ. 17. 1　体積制御設備系統説明図…… 356
Fig. Ⅱ. 17. 2　残留熱除去設備系統説明図…… 357
Fig. Ⅱ. 17. 3　格納容器水浄化設備系統説明図…… 358
Fig. Ⅱ. 18. 1　原子炉制御設備概要…… 371
Fig. Ⅱ. 18. 2　制御棒制御系機能ブロック線図…… 372
Fig. Ⅱ. 18. 3　制御棒制御系のゲイン…… 373
Fig. Ⅱ. 18. 4　制御棒駆動プログラム…… 373
Fig. Ⅱ. 18. 5　加圧器圧力制御説明図…… 374
Fig. Ⅱ. 18. 6　加圧器圧力制御系機能ブロック線図…… 374
Fig. Ⅱ. 18. 7　蒸気ダンプ制御系機能ブロック線図…… 375
Fig. Ⅱ. 18. 8　給水制御系機能ブロック線図…… 376
Fig. Ⅱ. 18. 9　運転限界線図…… 377
Fig. Ⅱ. 18. 10　過大温度△T 高による原子炉スクラム限界 …… 378
Fig. Ⅱ. 18. 11　原子炉停止系構成図 …… 379
Fig. Ⅱ. 20. 1　各種燃料交換方式概念図…… 386
Fig. Ⅱ. 20. 2　燃料交換方式概念図…… 387
Fig. Ⅱ. 20. 3　燃料交換キャスク概念図…… 388
Fig. Ⅱ. 20. 4　内槽キャスク概念図…… 389
Fig. Ⅱ. 20. 5　炉心槽キャスク概念図…… 390
Fig. Ⅱ. 20. 6　船上補助建屋概念図…… 391
Fig. Ⅱ. 20. 7　燃料交換作業手順フロー図…… 392
Fig. Ⅱ. 21. 1　負荷変動条件…… 407
Fig. Ⅱ. 21. 2　炉プラント解析モデル…… 408
Fig. Ⅱ. 21. 3　制御棒制御系のゲイン K_3 …… 409
Fig. Ⅱ. 21. 4　制御棒制御系のゲイン K_4 …… 409
Fig. Ⅱ. 21. 5　制御棒制御系のゲイン K_5 …… 410
Fig. Ⅱ. 21. 6　制御棒制御系のゲイン K_6 …… 410
Fig. Ⅱ. 21. 7　制御棒駆動プログラム…… 411
Fig. Ⅱ. 21. 8　加圧器圧力制御系設定値…… 411
Fig. Ⅱ. 21. 9　給水制御系のゲイン K_2, K_3 …… 412
Fig. Ⅱ. 21. 10　出力上昇（1/5）～（5/5） …… 413
Fig. Ⅱ. 21. 11　急速出力減少（1/5）～（5/5） …… 418
Fig. Ⅱ. 21. 12　急速な出力減少と出力上昇（その1）（1/5）～（5/5） …… 423

Fig. Ⅱ. 21. 13 急速な出力減少と出力上昇（その２）（１/５）～（５/５） …… 428
Fig. Ⅱ. 22. 1 一次冷却水流量喪失事故解析体系 …… 442
Fig. Ⅱ. 22. 2 炉出力変化（EDCS １ループ運転） …… 443
Fig. Ⅱ. 22. 3 炉心出口流量変化（EDCS １ループ運転） …… 443
Fig. Ⅱ. 22. 4 SG 出口ボリュームの出入口流量変化（EDCS １ループ運転） …… 444
Fig. Ⅱ. 22. 5 加圧器水位変化（EDCS １ループ運転） …… 444
Fig. Ⅱ. 22. 6 加圧器圧力変化（EDCS １ループ運転） …… 445
Fig. Ⅱ. 22. 7 原子炉一次系各ボリューム温度変化（１/２）
（EDCS １ループ運転） …… 445
Fig. Ⅱ. 22. 8 原子炉一次系各ボリューム温度変化（２/２）
（EDCS １ループ運転） …… 446
Fig. Ⅱ. 22. 9 非常用崩壊熱冷却系流量変化（EDCS １ループ運転） …… 446
Fig. Ⅱ. 22. 10 非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）温度変化
（EDCS １ループ運転） …… 447
Fig. Ⅱ. 22. 11 非常用崩壊熱冷却器（放熱側）温度変化
（EDCS １ループ運転） …… 447
Fig. Ⅱ. 22. 12 非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）伝熱量変化
（EDCS １ループ運転） …… 448
Fig. Ⅱ. 22. 13 非常用崩壊熱冷却器（放熱側）伝熱量変化
（EDCS １ループ運転） …… 448
Fig. Ⅱ. 22. 14 サージチャンバ水位変化（EDCS １ループ運転） …… 449
Fig. Ⅱ. 22. 15 サージチャンバ圧力変化（EDCS １ループ運転） …… 449
Fig. Ⅱ. 22. 16 格納容器温度変化（EDCS １ループ運転） …… 450
Fig. Ⅱ. 22. 17 格納容器水位変化（EDCS １ループ運転） …… 450
Fig. Ⅱ. 22. 18 格納容器圧力変化（EDCS １ループ運転） …… 451
Fig. Ⅱ. 22. 19 ヒートパイプ冷却器除熱量変化（EDCS １ループ運転） …… 451
Fig. Ⅱ. 22. 20 RPV 表面からの放熱量変化（EDCS １ループ運転） …… 452
Fig. Ⅱ. 22. 21 炉出力変化（EDCS 運転モード比較） …… 452
Fig. Ⅱ. 22. 22 炉心出口流量変化（EDCS 運転モード比較） …… 453
Fig. Ⅱ. 22. 23 SG 出口ボリュームの出口流量変化
（EDCS 運転モード比較） …… 453
Fig. Ⅱ. 22. 24 加圧器水位変化（EDCS 運転モード比較） …… 454
Fig. Ⅱ. 22. 25 加圧器圧力変化（EDCS 運転モード比較） …… 454
Fig. Ⅱ. 22. 26 原子炉一次系各ボリューム温度変化（１/２）
（EDCS 運転モード比較） …… 455
Fig. Ⅱ. 22. 27 原子炉一次系各ボリューム温度変化（２/２）
（EDCS 運転モード比較） …… 455
Fig. Ⅱ. 22. 28 非常用崩壊熱冷却系流量変化（EDCS 運転モード比較） …… 456

Fig. Ⅱ. 22. 29 非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）温度変化
（EDCS 運転モード比較） …… 456
Fig. Ⅱ. 22. 30 非常用崩壊熱冷却器（放熱側）温度変化
（EDCS 運転モード比較） …… 457
Fig. Ⅱ. 22. 31 非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）伝熱量変化
（EDCS 運転モード比較） …… 457
Fig. Ⅱ. 22. 32 非常用崩壊熱冷却器（放熱側）伝熱量変化
（EDCS 運転モード比較） …… 458
Fig. Ⅱ. 22. 33 サージチャンバ水位変化（EDCS 運転モード比較） …… 458
Fig. Ⅱ. 22. 34 サージチャンバ圧力変化（EDCS 運転モード比較） …… 459
Fig. Ⅱ. 22. 35 格納容器温度変化（EDCS 運転モード比較） …… 459
Fig. Ⅱ. 22. 36 格納容器水位変化（EDCS 運転モード比較） …… 460
Fig. Ⅱ. 22. 37 格納容器圧力変化（EDCS 運転モード比較） …… 460
Fig. Ⅱ. 22. 38 ヒートパイプ冷却器除熱量変化（EDCS 運転モード比較） …… 461
Fig. Ⅱ. 22. 39 RPV 表面からの放熱量変化（EDCS 運転モード比較） …… 461
Fig. Ⅱ. 22. 40 LOCA 時の整定圧力と初期格納容器気相部体積の関係
（Ⅰ－1炉ベース） …… 462
Fig. Ⅱ. 22. 41 LOCA 時整定までの一次冷却水の放出量と
初期格納容器気相部体積の関係（Ⅰ－1炉ベース） …… 462
Fig. Ⅱ. 22. 42 LOCA 時の整定水位と初期格納容器気相部体積の関係
（Ⅰ－1炉ベース） …… 463

序　　文

原子力船は長期間燃料補給なしに航行出来るという在来船にない優れた特徴をもつ。既に，北極圏開発に原子力砕氷船（ソ連）が活躍している。北極圏の科学調査/研究や資源開発は重要課題である。即ち，砕氷船を利用して科学調査/研究を行う，あるいは資源開発のために砕氷船を含む船団を組んで物資や資源（鉱石，石油等）を輸送する。また，ヨーロッパと北太平洋沿岸を最短距離で結ぶ，極地航路確保のための原子力砕氷船も重要な役割を果たすものと想定される。

さらに，現時点では寄港出来る港の制限，経済性の不明確さ等の諸般の事情から，貨物船などの一般商船としては考えにくいが，長期的な観点では，高速貨物船，潜水タンカー等の大きな潜在的な需要，可能性をもっている。

わが国では，唯一の原子力船「むつ」が既に予備的性能試験（出力上昇試験）を終え，引き続き実験航海に入ろうとしている。我々はこの航海で得られるであろう貴重なデータを活用して，来るべき原子力船の実用化時代に呼応出来るよう，魅力的な舶用炉の実現を目指して新しい概念の改良舶用炉 MRX（Marine Reactor X）の概念設計を進めており，これと並行して MRX に特有な重要コンポーネント（制御棒駆動装置等）の開発を進めている。

また，この設計に活用する目的で，海洋/船体/原子炉を一体としてプラント特性を把握するための「原子力船エンジニアリングシミュレータ」の開発を進めている。

さらに，燃焼に酸素が不要という原子炉の特徴を最も明確に発揮出来る深海潜水調査船用小型炉 DRX（Deep－Sea Reactor X）についても設計研究中である。この炉は MRX の特徴を更に先鋭化した炉概念である。

MRX の当面の対象は砕氷船用原子炉であるが，設計に当たっては長期的観点から，一般船用炉としても魅力的なものであるよう心がけている。

第Ⅰ編では，開発目的，設計の目標，特徴，開発研究等の概要を記述した。

第Ⅱ編では，MRX の概念設計を詳述した。

付録 A では，現設計に至るまでの設計の変遷について記述した。

付録 B では，MRX を効率的に開発する方策としての MRX 模擬プラント実験船計画（案）につき記述した。

付録 C では，改良舶用炉の設計ツールとして開発中の原子力船エンジニアリングシミュレータの概容について記述した。

付録 D では，民生用原子力船を現在運航している唯一の国ソ連における原子力船開発と運航の現状について記述した。

付録 E では，不急の開発要素を排除するために検討した，太径燃料棒炉心の設計について記述した。

Ⅰ． MRXの概要と関連開発研究の概要

1． 舶用炉改良研究の経緯

Table Ⅰ. 1.1 にMRXの設計研究ならびに関連開発研究の経緯を示す。なお，設計の経緯のやや詳しい説明は付録Aに記述している。

原研では過去数年に互り，「むつ」実験航海の実験内容の検討と並行して，幅広く次期舶用炉の可能性を追及してきている。そして現在，近い将来活躍が期待される，砕氷船と深海潜水調査船に搭載する目的の2種類の舶用炉（MRXとDRX）の基本概念を確定し，開発の段階に入り得る状態に至っている。これらは原研で案出した，将来の舶用炉として具備すべき条件を満たす新しい概念の原子炉である。

「むつ」実験航海の成果は，今後の舶用炉開発の効率化の目的で開発中の「原子力船エンジニアリングシミュレータ」に供給され，シミュレータの模擬性能を高めるために利用される。

2． 改良舶用炉の具備すべき条件と設計目標

原子力船に搭載する原子炉は，限られたスペースに置かれることから，軽量小型にする必要がある。また，陸から隔離された波浪による船体動揺等の厳しい海洋環境で使用される事から，高度の安全性をもつと共に，運転/保守が容易である事が大切であり，高度自動化運転が可能な原子炉とする必要がある。

すなわち，改良舶用炉の設計目標は次のようになる。

① 高度な受動的安全性（異常時に自動的に安全側に向かう性質）を持つこと，

② 負荷追従性能が良いこと，

③ さらに，保守点検性能を損なわない範囲で極力軽量小型化を追及する。

MRX（Marine Reactor X：砕氷船用炉）とDRX（Deep－Sea Reactor X：深海潜水船用炉）は上述の条件を満たす新しい概念の舶用炉である。

3． MRXの設計条件

原子炉の設備利用率（時間稼動率×負荷率）は60%* とする。（＊第Ⅱ編に述べる設計では40% として設計を進めたが，最近の実績によれば60% とするのが妥当)。

船体運動条件については，国際海事機関（IMO）原子力商船安全基準（案）に規定の各安全等級（SC）およびプラント状態階級（PPC）1～4状態での加速度，船体定傾斜角度，動揺角度について長期予測計算を実施してその結果とIMO基準によりそれぞれの最大値を設計条件とする。しかしながら，想定値の検討については未だ船体運動を詳細に解析する段階に至っていないので当面下記の値を設計条件として使うこととする。

Ⅰ． MRXの概要と関連開発研究の概要

1． 舶用炉改良研究の経緯

Table Ⅰ. 1.1 にMRXの設計研究ならびに関連開発研究の経緯を示す。なお，設計の経緯のやや詳しい説明は付録Aに記述している。

原研では過去数年に互り，「むつ」実験航海の実験内容の検討と並行して，幅広く次期舶用炉の可能性を追及してきている。そして現在，近い将来活躍が期待される，砕氷船と深海潜水調査船に搭載する目的の2種類の舶用炉（MRXとDRX）の基本概念を確定し，開発の段階に入り得る状態に至っている。これらは原研で案出した，将来の舶用炉として具備すべき条件を満たす新しい概念の原子炉である。

「むつ」実験航海の成果は，今後の舶用炉開発の効率化の目的で開発中の「原子力船エンジニアリングシミュレータ」に供給され，シミュレータの模擬性能を高めるために利用される。

2． 改良舶用炉の具備すべき条件と設計目標

原子力船に搭載する原子炉は，限られたスペースに置かれることから，軽量小型にする必要がある。また，陸から隔離された波浪による船体動揺等の厳しい海洋環境で使用される事から，高度の安全性をもつと共に，運転/保守が容易である事が大切であり，高度自動化運転が可能な原子炉とする必要がある。

すなわち，改良舶用炉の設計目標は次のようになる。

① 高度な受動的安全性（異常時に自動的に安全側に向かう性質）を持つこと，

② 負荷追従性能が良いこと，

③ さらに，保守点検性能を損なわない範囲で極力軽量小型化を追及する。

MRX（Marine Reactor X：砕氷船用炉）とDRX（Deep－Sea Reactor X：深海潜水船用炉）は上述の条件を満たす新しい概念の舶用炉である。

3． MRXの設計条件

原子炉の設備利用率（時間稼動率×負荷率）は60%* とする。（＊第Ⅱ編に述べる設計では40% として設計を進めたが，最近の実績によれば60% とするのが妥当)。

船体運動条件については，国際海事機関（IMO）原子力商船安全基準（案）に規定の各安全等級（SC）およびプラント状態階級（PPC）1～4状態での加速度，船体定傾斜角度，動揺角度について長期予測計算を実施してその結果とIMO基準によりそれぞれの最大値を設計条件とする。しかしながら，想定値の検討については未だ船体運動を詳細に解析する段階に至っていないので当面下記の値を設計条件として使うこととする。

Ⅰ． MRXの概要と関連開発研究の概要

1． 舶用炉改良研究の経緯

Table Ⅰ. 1.1 にMRXの設計研究ならびに関連開発研究の経緯を示す。なお，設計の経緯のやや詳しい説明は付録Aに記述している。

原研では過去数年に互り，「むつ」実験航海の実験内容の検討と並行して，幅広く次期舶用炉の可能性を追及してきている。そして現在，近い将来活躍が期待される，砕氷船と深海潜水調査船に搭載する目的の2種類の舶用炉（MRXとDRX）の基本概念を確定し，開発の段階に入り得る状態に至っている。これらは原研で案出した，将来の舶用炉として具備すべき条件を満たす新しい概念の原子炉である。

「むつ」実験航海の成果は，今後の舶用炉開発の効率化の目的で開発中の「原子力船エンジニアリングシミュレータ」に供給され，シミュレータの模擬性能を高めるために利用される。

2． 改良舶用炉の具備すべき条件と設計目標

原子力船に搭載する原子炉は，限られたスペースに置かれることから，軽量小型にする必要がある。また，陸から隔離された波浪による船体動揺等の厳しい海洋環境で使用される事から，高度の安全性をもつと共に，運転/保守が容易である事が大切であり，高度自動化運転が可能な原子炉とする必要がある。

すなわち，改良舶用炉の設計目標は次のようになる。

① 高度な受動的安全性（異常時に自動的に安全側に向かう性質）を持つこと，

② 負荷追従性能が良いこと，

③ さらに，保守点検性能を損なわない範囲で極力軽量小型化を追及する。

MRX（Marine Reactor X：砕氷船用炉）とDRX（Deep－Sea Reactor X：深海潜水船用炉）は上述の条件を満たす新しい概念の舶用炉である。

3． MRXの設計条件

原子炉の設備利用率（時間稼動率×負荷率）は60%* とする。（＊第Ⅱ編に述べる設計では40% として設計を進めたが，最近の実績によれば60% とするのが妥当)。

船体運動条件については，国際海事機関（IMO）原子力商船安全基準（案）に規定の各安全等級（SC）およびプラント状態階級（PPC）1～4状態での加速度，船体定傾斜角度，動揺角度について長期予測計算を実施してその結果とIMO基準によりそれぞれの最大値を設計条件とする。しかしながら，想定値の検討については未だ船体運動を詳細に解析する段階に至っていないので当面下記の値を設計条件として使うこととする。

Ⅰ． MRXの概要と関連開発研究の概要

1． 舶用炉改良研究の経緯

Table Ⅰ. 1.1 にMRXの設計研究ならびに関連開発研究の経緯を示す。なお，設計の経緯のやや詳しい説明は付録Aに記述している。

原研では過去数年に互り，「むつ」実験航海の実験内容の検討と並行して，幅広く次期舶用炉の可能性を追及してきている。そして現在，近い将来活躍が期待される，砕氷船と深海潜水調査船に搭載する目的の2種類の舶用炉（MRXとDRX）の基本概念を確定し，開発の段階に入り得る状態に至っている。これらは原研で案出した，将来の舶用炉として具備すべき条件を満たす新しい概念の原子炉である。

「むつ」実験航海の成果は，今後の舶用炉開発の効率化の目的で開発中の「原子力船エンジニアリングシミュレータ」に供給され，シミュレータの模擬性能を高めるために利用される。

2． 改良舶用炉の具備すべき条件と設計目標

原子力船に搭載する原子炉は，限られたスペースに置かれることから，軽量小型にする必要がある。また，陸から隔離された波浪による船体動揺等の厳しい海洋環境で使用される事から，高度の安全性をもつと共に，運転/保守が容易である事が大切であり，高度自動化運転が可能な原子炉とする必要がある。

すなわち，改良舶用炉の設計目標は次のようになる。

① 高度な受動的安全性（異常時に自動的に安全側に向かう性質）を持つこと，

② 負荷追従性能が良いこと，

③ さらに，保守点検性能を損なわない範囲で極力軽量小型化を追及する。

MRX（Marine Reactor X：砕氷船用炉）とDRX（Deep－Sea Reactor X：深海潜水船用炉）は上述の条件を満たす新しい概念の舶用炉である。

3． MRXの設計条件

原子炉の設備利用率（時間稼動率×負荷率）は60%* とする。（＊第Ⅱ編に述べる設計では40% として設計を進めたが，最近の実績によれば60% とするのが妥当)。

船体運動条件については，国際海事機関（IMO）原子力商船安全基準（案）に規定の各安全等級（SC）およびプラント状態階級（PPC）1～4状態での加速度，船体定傾斜角度，動揺角度について長期予測計算を実施してその結果とIMO基準によりそれぞれの最大値を設計条件とする。しかしながら，想定値の検討については未だ船体運動を詳細に解析する段階に至っていないので当面下記の値を設計条件として使うこととする。

付加加速度：上下 0.85 g/横 0.95 g
横定傾斜角度：　30 度
縦定傾斜角度：　10 度
左右動揺角度：　45 度

負荷変動条件については，燃料棒の負荷変動時の健全性等を考慮して，定格出力の 70% を主機タービンバイパス弁を用いて蒸気ダンプすることにより，起動停止時以外はほぼ原子炉出力一定運転として設計する（付録 A，4.4 参照）。

4. MRX の設計概要

Table I . 4.1 に主要設計諸元を示し，Fig. I . 4.1 に MRX の概念を示す。従来の舶用炉と比較して大幅な軽量小型化が図られている（付録 A 参照）。

4.1 MRX の特徴（設計目標達成手段）

以下のような方法によって目標を達成する。

① 一体型 PWR
- 大 LOCA（1 次系大口径配管破断事故）の原因を排除し，工学的安全系を簡素化できる。
- プラント（格納容器外形）を小型化できる。
- 保守が容易（人あるいは機械の入るスペースの面から，たとえば，蒸気発生器）。

② 原子炉容器内装型制御棒駆動装置（新概念）
- 安全系簡素化に役立つ（制御棒飛び出し事故原因の排除）。
- 炉の小型化に役立つ（特に一体型炉に好適：制御要素と制御棒駆動装置間の短縮）

③ 原子炉水漬式格納容器（格納容器内に水をたたえ，その中に原子炉容器を水没させて置く方式）
- LOCA 時に原子炉容器内の水（蒸気）が格納容器内に流出した場合，水面が上昇して満杯となる事によって均圧化し，それ以上の流出が止まるので，ECCS 系（緊急炉心冷却設備）なくして炉心冠水を維持できる。
- 効率的遮蔽が可能（中性子ストリーミングなし：二次遮蔽不要，あるいは大幅な削減）。
- 長期な炉心崩壊熱冷却に有利（受動的な冷却システムの適用が容易，④と関連）。

④ 受動的崩壊熱除去システム（③と関連）
（次の構成による，弁操作のみで長期冷却可能なシステム）
- 原子炉容器内の蒸気発生器の下部に熱交換器を設置し，格納容器水中に放熱する非常用崩壊冷却システム（弁の開放操作のみ）の採用。
- ヒートパイプ式冷却器をもつ受動的格納容器水冷却システムの採用。

4.2 MRX の安全性の特徴

Table I . 4.1 に MRX の安全性の特徴を示す。

先に述べたような炉プラントの構成の工夫によって高い受動的安全性を確保している。

付加加速度：上下 0.85 g/横 0.95 g
横定傾斜角度：　30 度
縦定傾斜角度：　10 度
左右動揺角度：　45 度

負荷変動条件については，燃料棒の負荷変動時の健全性等を考慮して，定格出力の 70% を主機タービンバイパス弁を用いて蒸気ダンプすることにより，起動停止時以外はほぼ原子炉出力一定運転として設計する（付録 A，4.4 参照）。

4. MRX の設計概要

Table I . 4.1 に主要設計諸元を示し，Fig. I . 4.1 に MRX の概念を示す。従来の舶用炉と比較して大幅な軽量小型化が図られている（付録 A 参照）。

4.1 MRX の特徴（設計目標達成手段）

以下のような方法によって目標を達成する。

① 一体型 PWR

- 大 LOCA（1 次系大口径配管破断事故）の原因を排除し，工学的安全系を簡素化できる。
- プラント（格納容器外形）を小型化できる。
- 保守が容易（人あるいは機械の入るスペースの面から，たとえば，蒸気発生器）。

② 原子炉容器内装型制御棒駆動装置（新概念）

- 安全系簡素化に役立つ（制御棒飛び出し事故原因の排除）。
- 炉の小型化に役立つ（特に一体型炉に好適：制御要素と制御棒駆動装置間の短縮）

③ 原子炉水漬式格納容器（格納容器内に水をたたえ，その中に原子炉容器を水没させて置く方式）

- LOCA 時に原子炉容器内の水（蒸気）が格納容器内に流出した場合，水面が上昇して満杯となる事によって均圧化し，それ以上の流出が止まるので，ECCS 系（緊急炉心冷却設備）なくして炉心冠水を維持できる。
- 効率的遮蔽が可能（中性子ストリーミングなし：二次遮蔽不要，あるいは大幅な削減）。
- 長期な炉心崩壊熱冷却に有利（受動的な冷却システムの適用が容易，④と関連）。

④ 受動的崩壊熱除去システム（③と関連）

（次の構成による，弁操作のみで長期冷却可能なシステム）

- 原子炉容器内の蒸気発生器の下部に熱交換器を設置し，格納容器水中に放熱する非常用崩壊冷却システム（弁の開放操作のみ）の採用。
- ヒートパイプ式冷却器をもつ受動的格納容器水冷却システムの採用。

4.2 MRX の安全性の特徴

Table I . 4.1 に MRX の安全性の特徴を示す。

先に述べたような炉プラントの構成の工夫によって高い受動的安全性を確保している。

Fig. Ⅰ.4.2 に，事故時の除熱方法の概略経過をまとめている。

5. MRX 搭載船の概要

原子炉の設計目標および設計条件の設定，あるいは設計概要の妥当性を判断するにあたり，船との絡みについても検討しておく必要がある。ここではMRXを搭載した例として今回検討した砕氷船の概要に触れておく。

Fig. Ⅰ.5.1 およびFig. Ⅰ.5.2 にMRX搭載砕氷船の概念図および主要目を示す。

北極圏をもカバーできる能力としてソ連における実績（タイミールでは1.8 m）およびカナダの計画値（POLAR 7 では7 ft）等より連続砕氷能力を2.1 m と設定した。推進系は砕氷船として最も実績がある3軸の電気推進方式として総軸馬力を60,000 PS とした。この方式は敏速に前後進切換が可能であり，また，1軸の切換時期を数秒遅らせることにより炉プラントに与える負荷変動幅を小さくできる等，ラミング砕氷時に威力を発揮する。

炉プラントの冗長性確保と海洋航海時の所要出力が氷海航行時の1/2の出力程度であることから，総必要出力を2分する規模のMRXを2基搭載した。原子炉は波浪中の船体運動影響が比較的小さい船体重心近くに配置している。炉室は衝突および座礁時にも健全に保つために船側外板側は幅4 m，船底側は高さ2 m のサンドイッチ構造の船殻で保護されている。

本船は主機関である炉を多重化したため，非常推進用ディーゼル機関が不要となり，従来の砕氷船に比べ燃料油タンク容積が格段に小さくなり，居住，作業等に使える有効スペースを大きくできる。

6. 研究開発方策（試案）

改良舶用炉の研究はMRX，DRXという2種類の炉の設計研究と原子力船エンジニアリングシミュレータ（以下シミュレータ）の開発という2本の柱に沿って進めてきている。

Table Ⅰ.6.1 に舶用炉開発の全体計画試案を示す。

6.1 基本事項

MRXの開発において，高い投資効率のもとに一気に高度の経験を積む方策として，MRX模擬プラント（高度の総合的熱水力モックアップ試験装置）による実験を主軸に計画している。

6.2 MRX模擬プラント実験船による実証試験

Fig. Ⅰ.6.1 に模擬プラント実験船の概念を示す。

ディーゼル発電機から電力を供給する，電気ヒータとシミュレータで構成する模擬炉心をもつMRXのプラントモデルを製作/搭載し，発生する蒸気を動力として航海し，以下の試験を行う。

- 通常の航海
- 原子炉プラント過渡特性/事故模擬試験（負荷の急変，1次系配管破断，電源喪失，主蒸気/給水系配管破断，等）

Fig. Ⅰ.4.2 に，事故時の除熱方法の概略経過をまとめている。

5. MRX 搭載船の概要

原子炉の設計目標および設計条件の設定，あるいは設計概要の妥当性を判断するにあたり，船との絡みについても検討しておく必要がある。ここでは MRX を搭載した例として今回検討した砕氷船の概要に触れておく。

Fig. Ⅰ.5.1 および Fig. Ⅰ.5.2 に MRX 搭載砕氷船の概念図および主要目を示す。

北極圏をもカバーできる能力としてソ連における実績（タイミールでは 1.8 m）およびカナダの計画値（POLAR 7 では 7 ft）等より連続砕氷能力を 2.1 m と設定した。推進系は砕氷船として最も実績がある 3 軸の電気推進方式として総軸馬力を 60,000 PS とした。この方式は敏速に前後進切換が可能であり，また，1 軸の切換時期を数秒遅らせることにより炉プラントに与える負荷変動幅を小さくできる等，ラミング砕氷時に威力を発揮する。

炉プラントの冗長性確保と海洋航海時の所要出力が氷海航行時の 1／2 の出力程度であることから，総必要出力を 2 分する規模の MRX を 2 基搭載した。原子炉は波浪中の船体運動影響が比較的小さい船体重心近くに配置している。炉室は衝突および座礁時にも健全に保つために船側外板側は幅 4 m，船底側は高さ 2 m のサンドイッチ構造の船殻で保護されている。

本船は主機関である炉を多重化したため，非常推進用ディーゼル機関が不要となり，従来の砕氷船に比べ燃料油タンク容積が格段に小さくなり，居住，作業等に使える有効スペースを大きくできる。

6. 研究開発方策（試案）

改良舶用炉の研究は MRX，DRX という 2 種類の炉の設計研究と原子力船エンジニアリングシミュレータ（以下シミュレータ）の開発という 2 本の柱に沿って進めてきている。

Table Ⅰ.6.1 に舶用炉開発の全体計画試案を示す。

6.1 基本事項

MRX の開発において，高い投資効率のもとに一気に高度の経験を積む方策として，MRX 模擬プラント（高度の総合的熱水力モックアップ試験装置）による実験を主軸に計画している。

6.2 MRX 模擬プラント実験船による実証試験

Fig. Ⅰ.6.1 に模擬プラント実験船の概念を示す。

ディーゼル発電機から電力を供給する，電気ヒータとシミュレータで構成する模擬炉心をもつ MRX のプラントモデルを製作/搭載し，発生する蒸気を動力として航海し，以下の試験を行う。

- 通常の航海
- 原子炉プラント過渡特性/事故模擬試験（負荷の急変，1 次系配管破断，電源喪失，主蒸気/給水系配管破断，等）

Fig. Ⅰ.4.2 に，事故時の除熱方法の概略経過をまとめている。

5. MRX 搭載船の概要

原子炉の設計目標および設計条件の設定，あるいは設計概要の妥当性を判断するにあたり，船との絡みについても検討しておく必要がある。ここでは MRX を搭載した例として今回検討した砕氷船の概要に触れておく。

Fig. Ⅰ.5.1 および Fig. Ⅰ.5.2 に MRX 搭載砕氷船の概念図および主要目を示す。

北極圏をもカバーできる能力としてソ連における実績（タイミールでは 1.8 m）およびカナダの計画値（POLAR 7 では 7 ft）等より連続砕氷能力を 2.1 m と設定した。推進系は砕氷船として最も実績がある 3 軸の電気推進方式として総軸馬力を 60,000 PS とした。この方式は敏速に前後進切換が可能であり，また，1 軸の切換時期を数秒遅らせることにより炉プラントに与える負荷変動幅を小さくできる等，ラミング砕氷時に威力を発揮する。

炉プラントの冗長性確保と海洋航海時の所要出力が氷海航行時の 1／2 の出力程度であることから，総必要出力を 2 分する規模の MRX を 2 基搭載した。原子炉は波浪中の船体運動影響が比較的小さい船体重心近くに配置している。炉室は衝突および座礁時にも健全に保つために船側外板側は幅 4 m，船底側は高さ 2 m のサンドイッチ構造の船殻で保護されている。

本船は主機関である炉を多重化したため，非常推進用ディーゼル機関が不要となり，従来の砕氷船に比べ燃料油タンク容積が格段に小さくなり，居住，作業等に使える有効スペースを大きくできる。

6. 研究開発方策（試案）

改良舶用炉の研究は MRX，DRX という 2 種類の炉の設計研究と原子力船エンジニアリングシミュレータ（以下シミュレータ）の開発という 2 本の柱に沿って進めてきている。

Table Ⅰ.6.1 に舶用炉開発の全体計画試案を示す。

6.1 基本事項

MRX の開発において，高い投資効率のもとに一気に高度の経験を積む方策として，MRX 模擬プラント（高度の総合的熱水力モックアップ試験装置）による実験を主軸に計画している。

6.2 MRX 模擬プラント実験船による実証試験

Fig. Ⅰ.6.1 に模擬プラント実験船の概念を示す。

ディーゼル発電機から電力を供給する，電気ヒータとシミュレータで構成する模擬炉心をもつ MRX のプラントモデルを製作/搭載し，発生する蒸気を動力として航海し，以下の試験を行う。

- 通常の航海
- 原子炉プラント過渡特性/事故模擬試験（負荷の急変，1 次系配管破断，電源喪失，主蒸気/給水系配管破断，等）

・高度自動化運転（大幅なコンピュータ導入によるプラント運転の実証）
・上記諸試験は現在開発中の原子力船エンジニアリングシミュレータと密接な関連をもって進め，実機プラント開発の効率化を図る。
なお，付録Bに本計画のやや詳しい説明を付した。

6.3 関連開発研究

・受動的安全性に関する基礎試験

前述の通り，MRXならびにDRXは水漬格納容器の採用によりLOCA時に炉心の冠水を維持するとともに，自然循環方式の冷却器と閉ループのヒートパイプ式格納容器冷却器により事故時の崩壊熱除去を行う設計としている。このように受動的安全性を高めた崩壊熱除去設備は，従来炉にはない新概念である。

本設備は，原子炉供用期間中高い信頼性が要求されるため，Table I．4.2に示す受動的崩壊熱除去システムを念頭において安全性実証のための基礎的試験を行い，除熱性能を把握しておく。

・原子炉主要機器の開発

原子炉容器内装型制御棒駆動装置，蒸気発生器等，MRXならびにDRX独特の機器につい製作関連試験，性能試験を行い，実機プラントの設計を確実にする。

一例として，既に開発に着手した内装型制御棒駆動装置の基本概念をFig. I．6.2に示す。本装置は，制御棒飛び出し事故の可能性を排除することを狙いとして，原子炉容器に内装する計画である。当面の最も大きな課題は電気品（駆動モータ等）の耐熱化であり，設計を検証するための高温試験等を実施する。

7. 波及効果

上述のような，革新的な舶用炉の研究開発の推進によって，魅力的な原子力船の実現という本来目的のみならず，小規模動力炉（離島の電源，発電船等）への展望を拓く等の貢献，さらに，次世代向けに開発が検討されている，受動的安全性を高めた発電炉開発への波及効果も期待される。すなわち，受動的安全炉概念の次世代発電炉設計への活用，原子炉容器内装型制御棒駆動装置の次世代発電炉合理化への活用，設計解析ツールとしてのシミュレータの次世代発電炉設計への活用。

・高度自動化運転（大幅なコンピュータ導入によるプラント運転の実証）
・上記諸試験は現在開発中の原子力船エンジニアリングシミュレータと密接な関連をもって進め，実機プラント開発の効率化を図る。
なお，付録Bに本計画のやや詳しい説明を付した。

6.3 関連開発研究

・受動的安全性に関する基礎試験

前述の通り，MRXならびにDRXは水漬格納容器の採用によりLOCA時に炉心の冠水を維持するとともに，自然循環方式の冷却器と閉ループのヒートパイプ式格納容器冷却器により事故時の崩壊熱除去を行う設計としている。このように受動的安全性を高めた崩壊熱除去設備は，従来炉にはない新概念である。

本設備は，原子炉供用期間中高い信頼性が要求されるため，Table Ⅰ.4.2に示す受動的崩壊熱除去システムを念頭において安全性実証のための基礎的試験を行い，除熱性能を把握しておく。

・原子炉主要機器の開発

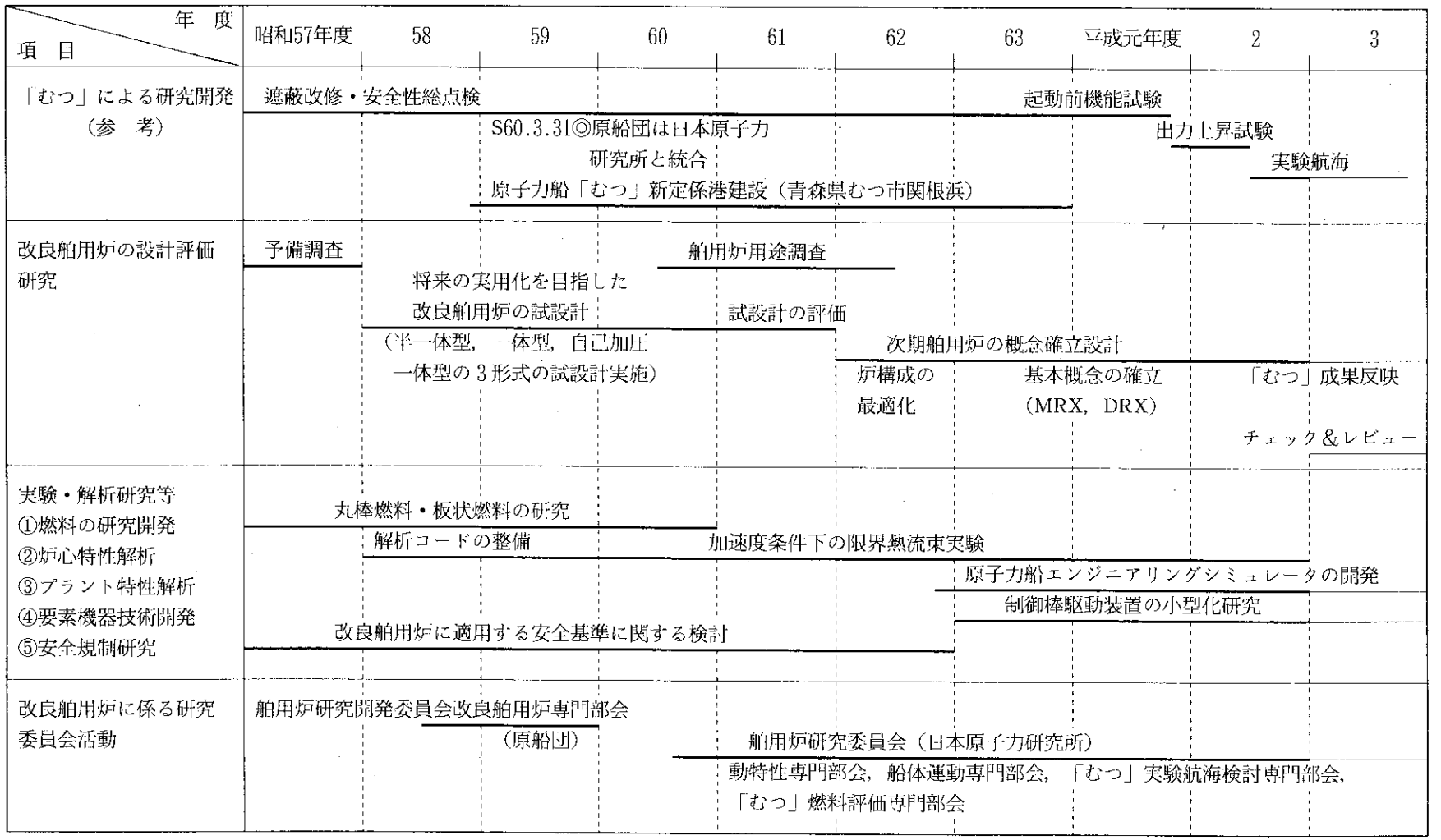
原子炉容器内装型制御棒駆動装置，蒸気発生器等，MRXならびにDRX独特の機器につい製作関連試験，性能試験を行い，実機プラントの設計を確実にする。

一例として，既に開発に着手した内装型制御棒駆動装置の基本概念をFig. Ⅰ.6.2に示す。本装置は，制御棒飛び出し事故の可能性を排除することを狙いとして，原子炉容器に内装する計画である。当面の最も大きな課題は電気品（駆動モータ等）の耐熱化であり，設計を検証するための高温試験等を実施する。

7. 波及効果

上述のような，革新的な舶用炉の研究開発の推進によって，魅力的な原子力船の実現という本来目的のみならず，小規模動力炉（離島の電源，発電船等）への展望を拓く等の貢献，さらに，次世代向けに開発が検討されている，受動的安全性を高めた発電炉開発への波及効果も期待される。すなわち，受動的安全炉概念の次世代発電炉設計への活用，原子炉容器内装型制御棒駆動装置の次世代発電炉合理化への活用，設計解析ツールとしてのシミュレータの次世代発電炉設計への活用。

Table I.1.1 原研における舶用炉の改良研究実施状況



注）原船団：正式名称は「日本原子力船研究開発事業団」

Table Ⅰ.4.1 MRX主要諸元

項　　目	M　R　X
原子炉出力	100 MWt
炉　型　式	一体型加圧水炉
1次冷却水運転圧力	12 MPa
1次冷却水運転温度	290 ℃
1次冷却水流量	4,500 t／h
炉　心　＊	
等価直径	1,476 mm
有効高さ	1,400 mm
平均出力密度	41.8 KW／ℓ
平均燃焼度	26,000 MWd／t
燃料型式	Zry被覆UO_2燃料棒
U-235濃縮度	平均 4.0 wt%
燃料装荷量	6.6 t
炉心寿命	8 年
燃料集合体数	37 体
燃料棒数／集合体	265 本
制御棒駆動装置	
型　　式	原子炉容器内装式
基　　数	21基／後備：緊急硼酸注入系
加圧方式	内装電熱式
一次冷却水ポンプ	
型式／基数	横置軸流型キャンドモータポンプ／2基
蒸気発生器	
型　　式	貫流式ヘリカルコイル型
蒸気温度／圧力	289 ℃／4 MPa
原子炉容器内径／高さ	3.7／9.3 m
格納容器	
型　　式	原子炉容器水漬式
最高使用圧力＊＊	4.2 MPa
内径／高さ	8.5／12.3 m

＊炉心については新設計（付録E参照）

＊＊最新の値

Table I.4.2 MRXの安全性の特徴（受動的安全性）

炉の構造，構成の特徴	安全性の特徴
① 原子炉は一体型PWR （プラント小型化も目的）	大口径1次系配管をなくし大LOCAの原因を排除
② 制御棒駆動装置は原子炉容器内装型 （小型化も目的）	制御棒飛出し事故の原因排除（事故防止対策不要）
③ 格納容器（耐圧殻）内に原子炉容器を水漬けで格納	LOCA時の1次水流出は均圧化により制限（炉心冠水維持）
④ 受動的冷却システム （ヒートパイプ式格納容器水冷却系）	自然循環式の受動的冷却による事故時崩壊熱の長期冷却（炉心冠水の維持）

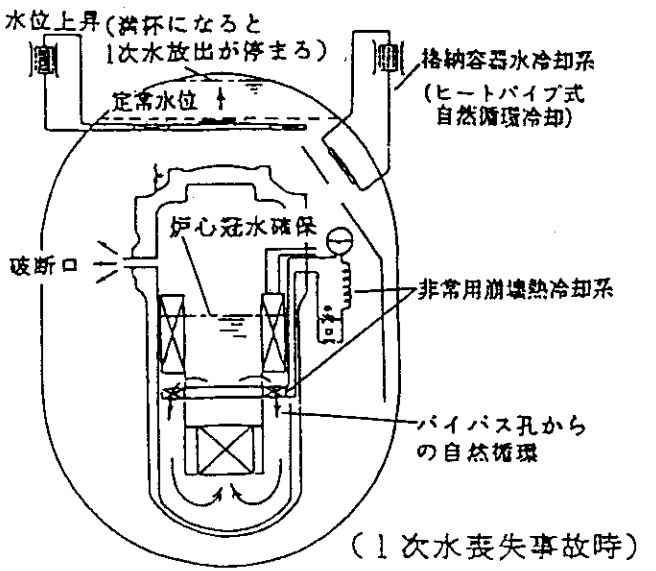


Table I.6.1 舶用炉の改良研究安全体計画（試案）

項目＼年度	−1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
改良舶用炉の開発	基本概念の確立	「むつ」成果の反映									
①砕氷船用原子炉ＭＲＸ				ＭＲＸ舶用実証炉計画							
	概念検討	概念検討						概念設計		基本設計	
				ＭＲＸ模擬プラント計画							
		概念検討	基本設計	詳細設計	製作	船上搭載	船上諸試験／実験航海				
②深海用原子炉ＤＲＸ				ＤＲＸ深海潜水船用炉計画							
		概念検討	基本設計	安全審査/詳細設計		製作設計	建設	陸上プール中試験			
実験・解析研究											
①主要要素機器の開発	内蔵型制御棒駆動動置、蒸気発生器等の開発・試験						モックアップ試験(模擬プラントによる)				
②受動的安全技術の開発	ＬＯＣＡ及び蒸気管破断時熱水力挙動実験						モックアップ試験(模擬プラントによる)				
③高度自動化研究			基本思想	計算機制御・異常診断・運転支援等のシステム開発(シミュレータの活用)、ロボット技術							
④燃料試験等				ＤＲＸ燃料集合体開発				ＭＲＸの燃料照射試験等			
					ＤＲＸ炉心臨界試験						
⑤ＤＲＸ用開発試験			模擬プラント試験１（タービン・発電機無し）				模擬プラント試験２（タービン・発電機付き）				
エンジニアリングシミュレーションシステムの整備											
①原子力船エンジニアリングシミュレータの整備	「むつ」データによるシミュレータの調整・検証			改良舶用炉ソフト製作			動特性解析・実験研究・高度自動化研究・等へ活用				
②「むつ」実験航海データ等の整備保存	「むつ」データの整備・保存			改良舶用炉の開発、実験・解析研究で取得されるデータの蓄積							

注）年度は本計画開始年度を第１年度として表示した。

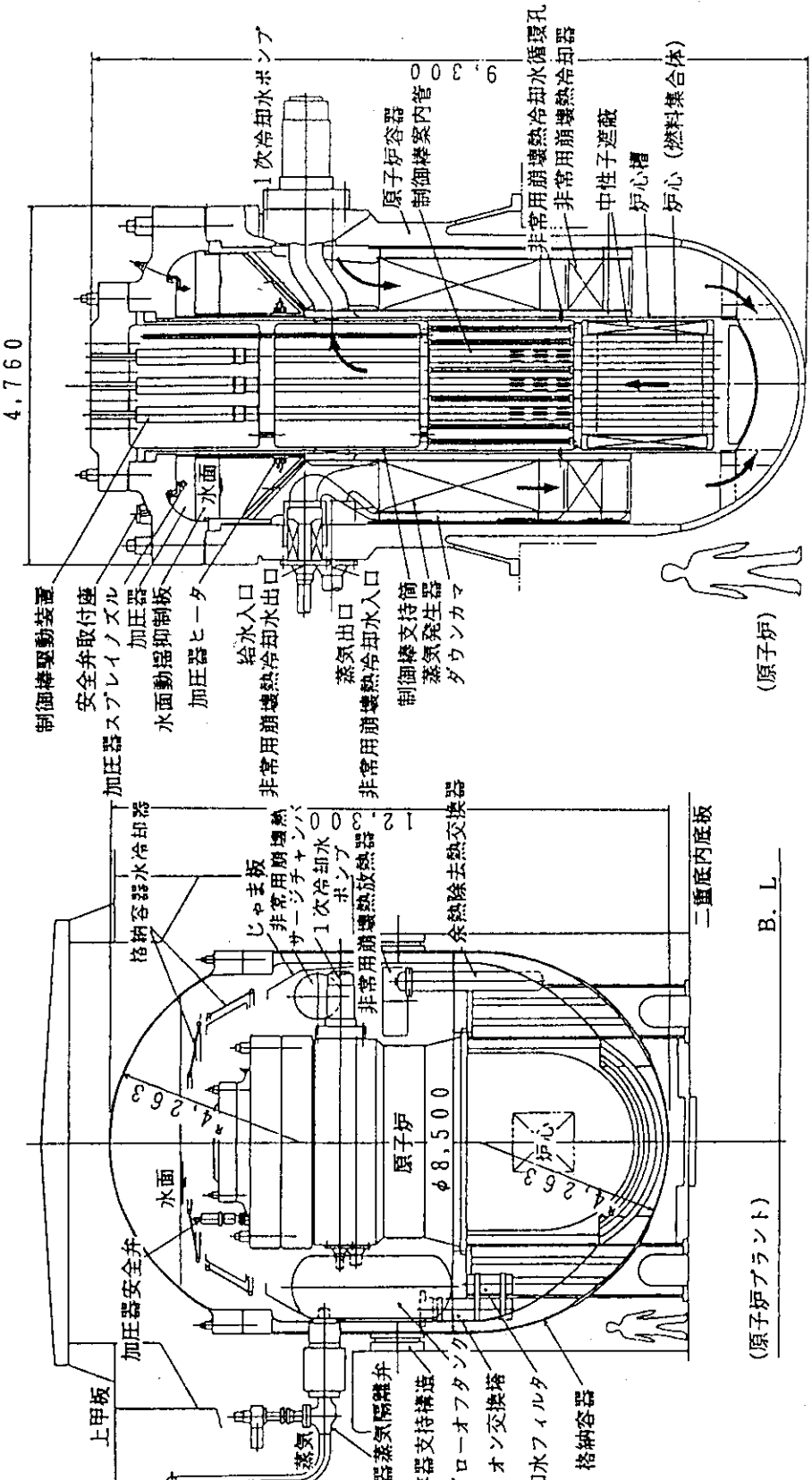


Fig. I.4.1 砕氷船用原子炉 MRX 概念図

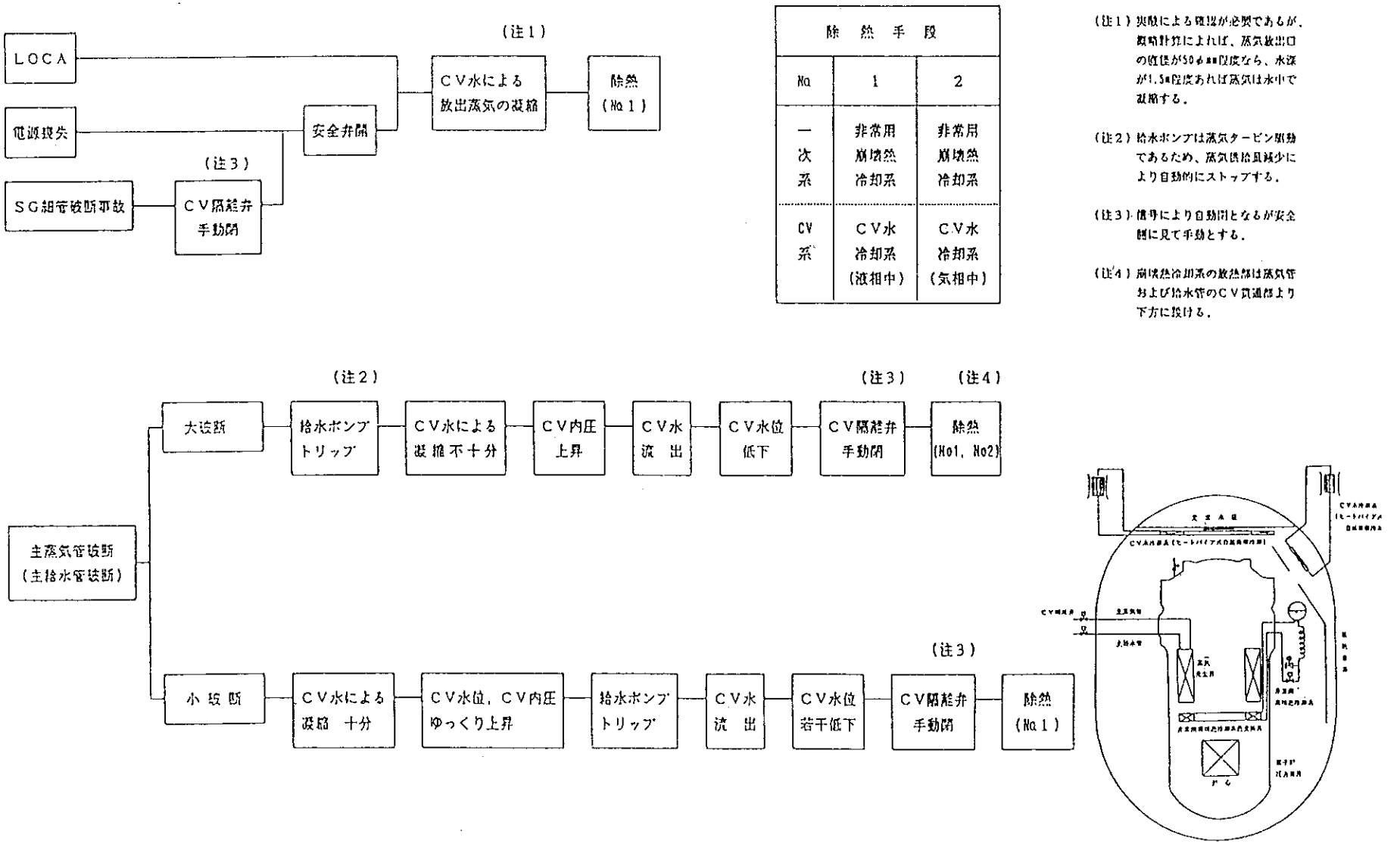


Fig. I.4.2　事故時熱除去手段

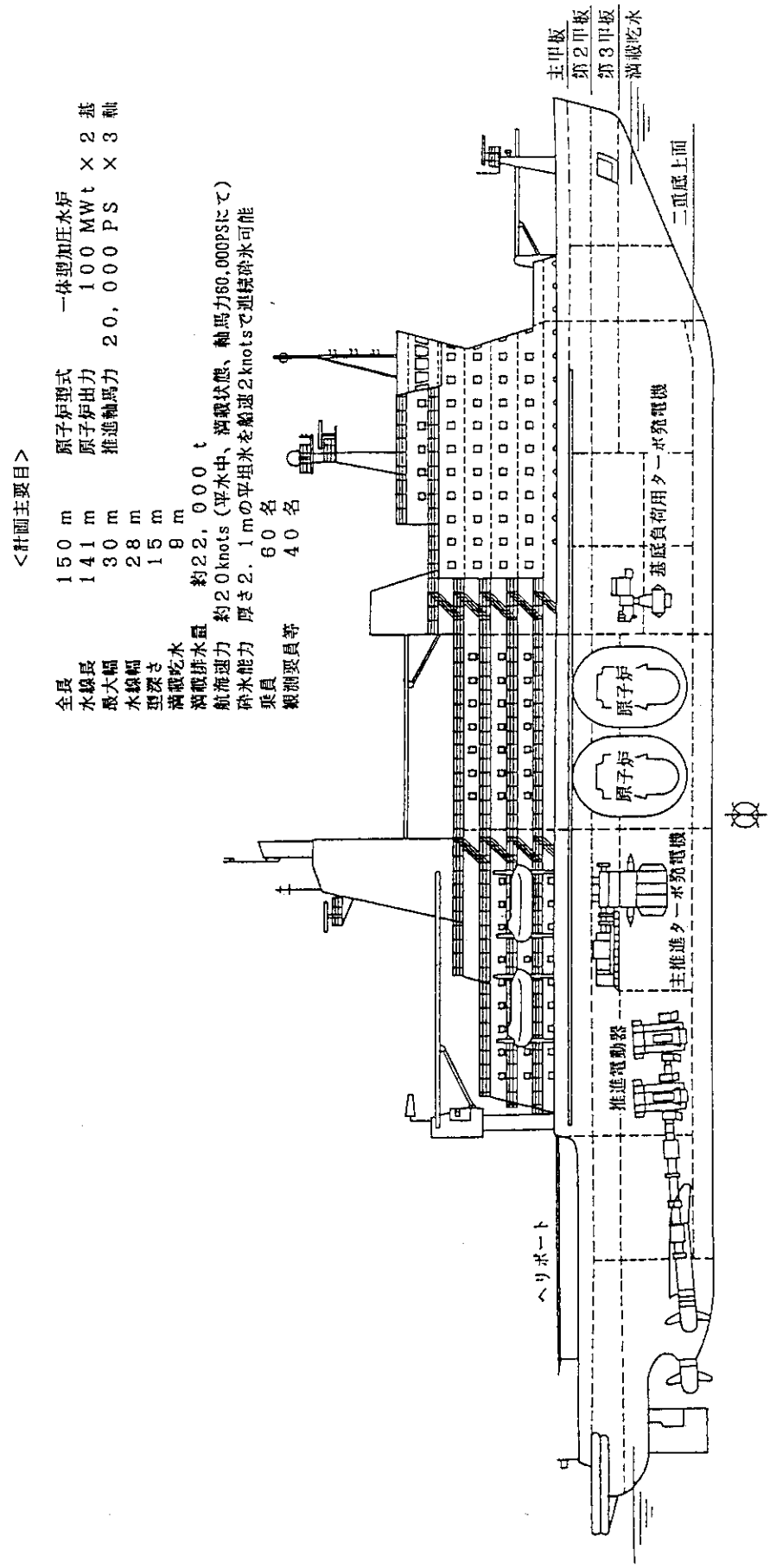


Fig. I．5．1　MRX 搭載砕氷船の概念図（側面図）および主要目

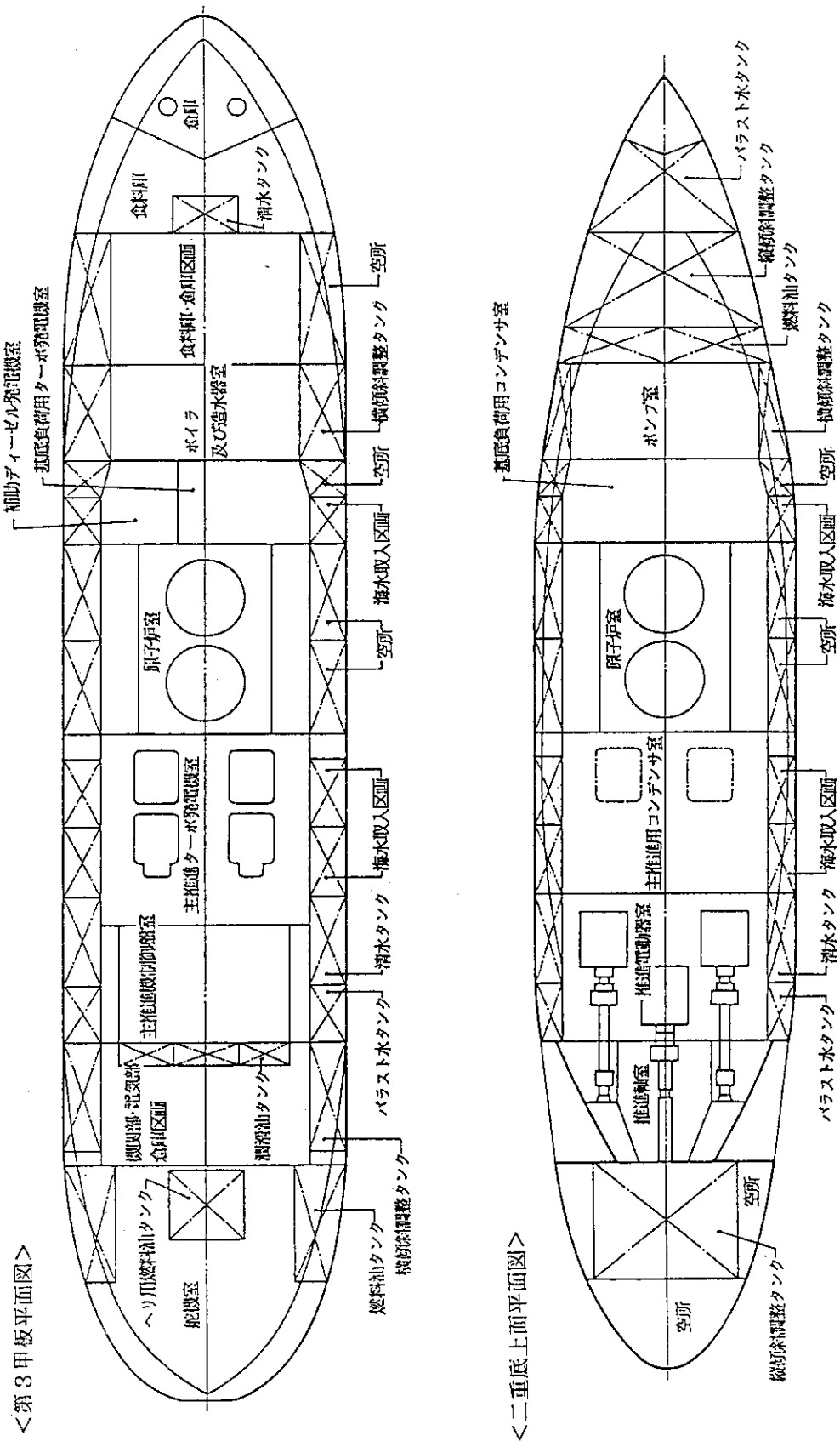


Fig. 1.5.2 MRX 搭載砕氷船の概念図（平面図）

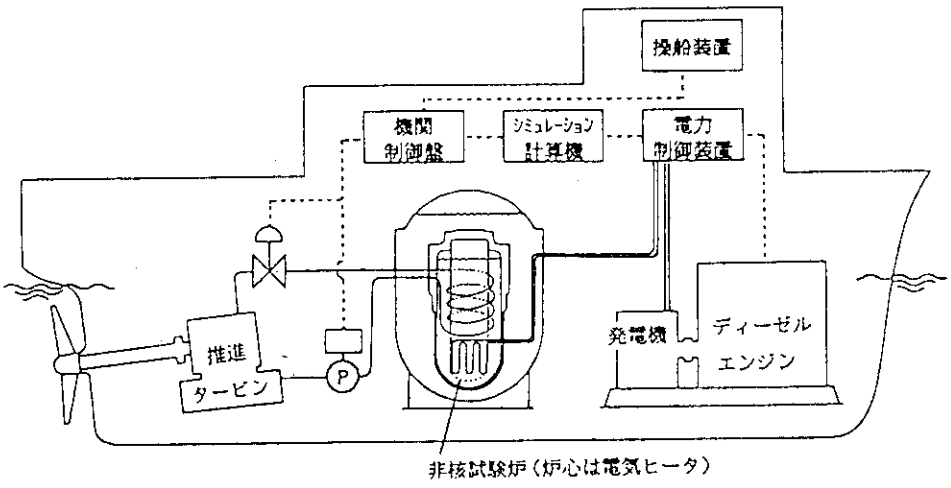


Fig. I.6.1 MRX模擬プラント実験船の概念

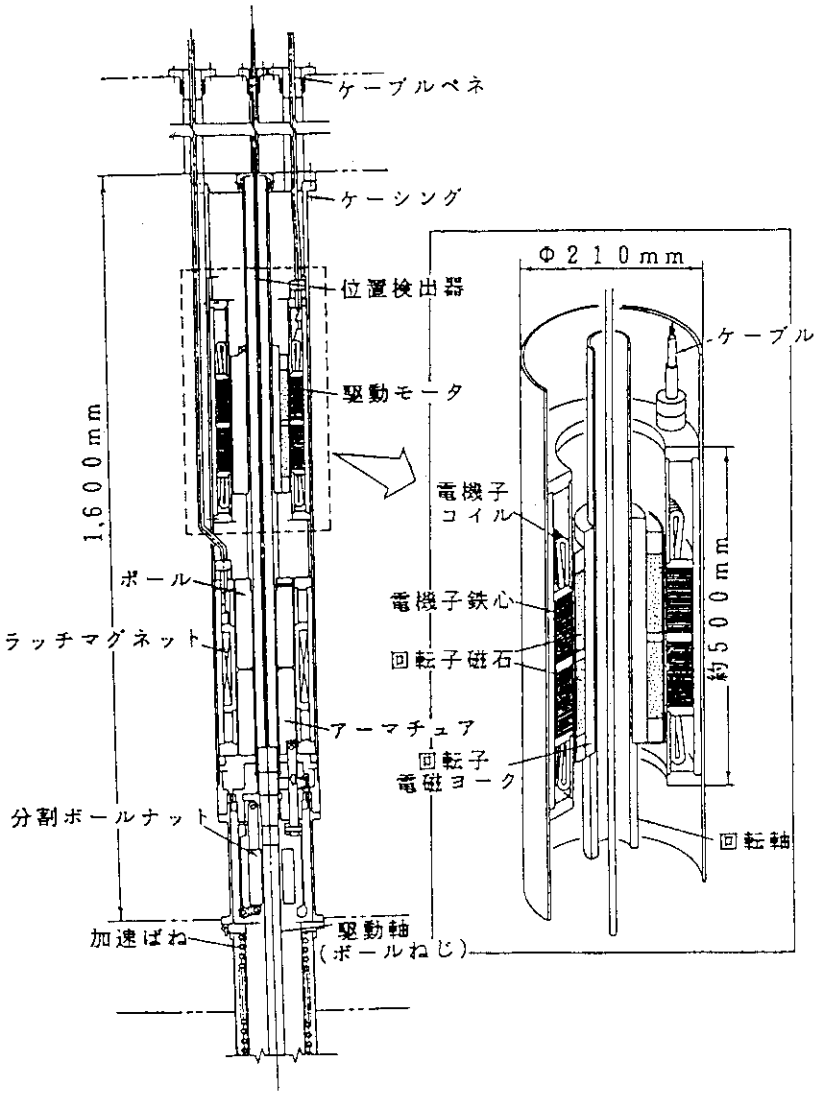


Fig. I.6.2 制御棒駆動装置の基本概念

Ⅱ． MRXの概念設計

1． 設計目標，設計条件ならびに適用法規，規則

1.1 設計目標

本原子炉プラントの設計目標は，次のとおりである。

(1) 経済的に優れた設計である。

(2) 安全性・信頼性に関しては，既存の安全基準（3. 適用基準参照）を満たすとともに，他の諸性能とも釣合いのとれた合理的な設計である。

(3) 取扱いが容易で運転，保守が確実にできる。

1.2 設計条件

(1) 設計仕様

(A) 熱 出 力

100 MWt

(B) 平均負荷率

40%（巡航中出力も氷海中の砕氷出力と同じ全出力とし，約5～6か月の極地観測を年2回程度実施するものとする。燃料交換，中間検査および定期検査で炉が停止している期間を除く）

(C) 耐用年数

20年

(D) 想 定 船

60,000馬力級の砕氷極地観測船とする。上記100 MWtの原子炉を2基搭載する。「しらせ」を参考とし，船長150 m，砕氷能力2 m級とする。

(E) 燃料交換設備および廃棄物処理設備は，極力陸上に設置することとする。

(2) 船体運動および振動の条件

(A) 船体運動条件

国際海事機関（IMO）原子力商船安全基準に規定の各安全等級（SC）に対する船体の運動による付加加速度，プラント状態階級（PPC）1～4の状態での付加加速度および船体定傾斜角度，動揺角度について，ストリップ法によって船体応答の長期予測計算を実施して，その結果とIMO基準により，それぞれの最大値および周期を決定する。

値としては，以下に示す今までの一般商船とほぼ同様と考える。

	上下方向	横 方 向	前後方向
PPC－4a	0.85	0.95	0.5
SC－1，PPC－3	0.7	0.8	0.4
SC－2，3	0.6	0.7	0.35
SC－4	0.5	0.6	0.3

PPC－1，2　　（単位はg：重力加速度）

船体横定傾斜角度：30度

船体縦定傾斜角度：10度

左右動揺角度条件：45度

(B) 船体振動条件

振　動　数　1000 CPM以下

振動加速度　0.1 g

(3) 負荷変動条件

負荷変動条件については，燃料棒の負荷変動時の健全性を考慮して，以下に示すように，蒸気ダンプによるタービンバイパス制御によって一定出力とする方式と従来の負荷変動方式とを設けて，通常時は一定炉出力方式としておき，必要に応じて切り換えるものとする。プラントの設計および動特性解析は，タービンバイパス制御一定炉出力方式の設計条件によるものとする。

また，可変ピッチプロペラを採用することにより，さらに負荷変動を緩和する。

(A) 蒸気ダンプによるタービンバイパス制御によって一定炉出力とする方式

(a) 本制御方式の概要

70%の低出力までは蒸気ダンプによるタービンバイパス制御を使用して，負荷変動を吸収することにより，70%で一定炉出力を保ち，その間は負荷変動はなしとする。70%以上の負荷を使用する原合は，以下に示す負荷変動が生ずる。

(b) 負荷変動条件

① 出力上昇および減少（耐用期間中　20,000回）

70%負荷←――――→常用負荷
3%/sec

② 急速出力減少（耐用期間中　200回）

全負荷――――→70%負荷
1 sec

③ 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（耐用期間中　各500回）

全負荷――――→　70%負荷　――――→全負荷
5 sec　50または0 sec　3%/sec

(B) ダンプによらない負荷変動条件（燃料の健全性評価用のみの条件）

(a) 出力上昇および減少（耐用期間中　2,000回）

基底負荷←――――→常用負荷
3%/sec

(b) 急速出力減少（耐用期間中　20回）

全 負 荷――――→基底負荷
1 sec

(c) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（耐用期間中　各50回）

全 負 荷――――→10% 負荷――――→全 負 荷
5 sec　　50 sec　　3 % /sec

上記各負荷状態での出力比は次のとおりとする。

全 負 荷	100%
常 用 負 荷	90%
後進全負荷	80%
基 底 負 荷	10%

(d) スクラム回数

耐用期間中　1000回

(4) 海水温度条件

海水最高温度　32℃

(5) 許容線量（率）

本炉は，一体型炉およびパッシブな炉心冷却システムの採用により，原子炉事故時の炉心露出がないため，二次遮蔽は不要とする。

したがって，通常運転時の格納容器内側の線源による被ばく線量（率）の許容値は，IMO基準等により，次の値とする。

(A) 通常運転時

格納容器外面での線量率: 1.0 μSV/h (0.1 mrem/h) 以下

船底外面での10%出力時の線量率: 7.5 μSV/h (0.75 mrem/h) 以下

1.3 適用法規および規則

下記法規および規則を適用する。

(1) 国際海事期間（IMO）原子力商安全基準（案）（IMO基準（案））
(2) 船舶安全および関係法令（原子力船特殊規則を含む）
(3) 海上における人命の安全のための国際条約（1974年）
(4) 日本海事協会鋼船規則（原子力船の船級登録のための暫定指針を含む）
(5) 核原料物質，核燃料物質および原子炉の規則に関する法律および関係法令
(6) 放射性同位元素による放射線障害の防止に関する法律および関係法令
(7) 原子力船運航指針およびその適用に関する判断のめやすについて

また，必要に応じて下記法規，指針を準用する。

(1) 発電用軽水型原子炉施設に関する安全設計指針について
(2) 発電用軽水型原子炉施設の安全評価に関する審査指針
(3) 発電原子力設備に関する技術基準を定める省令

(4) 電気工作物の溶接に関する技術基準を定める省令
(5) 軽水型動力炉の非常用炉心冷却系の性能評価指針
(6) 軽水型原子力発電所用機器の供用期間中検査（JEAC 4205 － 1980）
(7) 「我が国の安全確保対策に反映させるべき事項」について
(8) 発電用軽水型原子炉施設の火災防護に関する審査指針について

なお，IMO 基準とその他の規則等が矛盾する点については，IMO 基準を優先することとする。

また，これらの法規および規則の適用に際し，合理的でないと判断される条項に関しては，適用を緩和できるものとする。

2. 原子炉プラント

原子炉プラントの主要目をTable Ⅱ.1.1に示し，その全体配置をFig. Ⅱ.1.1（1/2），（2/2）に示す。

原子炉プラントは，原子炉1基分について検討しており，本図では主として格納容器内の一次系主要機器および遮蔽について，その概念を示す。

2.1 MRXプラントの特徴

本原子炉プラントの主な特徴は次のとおりである。

(1) 蒸気発生器，一次冷却ポンプ，制御棒駆動装置等の一次系機器を原子炉容器に内装した一体型炉であり，大口径の一次系配管がないため，大LOCAの原因を排除できる。また，炉本体の周囲は，補助系等のスペースとして有効に活用でき，プラントの小型化が可能である。

(2) 格納容器は湿式であり，原子炉は完全に格納容器水中に水没している。このため，LOCA時，一次冷却水圧力と格納容器水圧力が等しくなった時点で一次冷却水の流出は停止し，炉心は冠水状態を維持する。

(3) 事故時に作動する崩壊熱冷却系は，一次系内の蒸気発生器下部に設けた熱交換器と格納容器水に設けた放熱器とで自然循環により崩壊熱と格納容器水に放熱し，格納容器水中に放出された熱はヒートパイプ式の冷却器により船外に放熱される。このように，崩壊熱冷却系は，受動的機器で構成される信頼性の高い系統であり，本炉は非常に安全性の高い炉と言える。

(4) 以上のように，従来の舶用炉にない安全性の高い炉であるため，仮想事故を考慮する必要がなく，したがって，二次遮蔽を不要とできる可能性もあり，経済性も優れた炉プラントである。

2.2 プラント配置上の特徴

また，本プラントの配置上の主な着眼点は次のとおりである。

(1) 舶用では，特に炉プラントの占有スペースおよび重量の低減が経済性を高めるうえで重要であるため，できるだけコンパクトな配置とし，格納容器の小型化につとめた。

(2) このため，格納容器内部機器の保守・点検を容易にするため，格納容器蓋は容器胴とほぼ同じ径とし，全機器へのアプローチを容易にした。

(3) 常用時，高温の放射性流体を内蔵する一次系機器類は，極力，格納容器に配置することとし，一次冷却水漏洩時の安全性の確保に考慮を払った。

2.3 格納容器内部機器

本原子炉プラントの格納容器内に配置する機器は炉本体の他に，主なものは次のとおりである。

- 加圧器ブローオフタンク
- 浄化系イオン交換塔
- 浄化系フィルタ

・加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプ
・再生熱交換器
・非再生熱交換器
・余熱除去熱交換器
・余熱除去ポンプ
・非常用崩壊熱サージチャンバ
・非常用崩壊熱放熱器
・格納容器水冷却器吸熱部

なお，荷重支持については，格納容器およびその内部機器の重量など，主として垂直荷重は下部支持構造を介して二重底で支持し，水平荷重は，主として上部支持構造を介して周囲の船体構造で支持する。

Table Ⅱ.2.1 原子炉プラント主要目（1／2）

熱　出　力	100 MWt
一次冷却水運転圧力	120 kg／cm^{2}G
一次冷却水運転温度	
炉心入口／出口	282.5／297.5 ℃
一次冷却水炉心流量	4,459 t／h

原子炉容器

型　式	竪置円筒型
基　数	1
最高使用圧力	137 kg／cm^{2}G
最高使用温度	320 ℃
内　径	3.7 m
全　高	約9.44m

蒸気発生器

型　式	ヘリカルコイル貫流式
蒸気圧力	40 kg／cm^{2}G
蒸気温度	288.7 ℃
蒸気流量	168.2 t／h
給水温度	185 ℃
伝熱管外径	19 mm
伝熱管本数	388 本
伝熱管長さ	約 42 m／本
伝熱管材質	インコロイ 800

Table Ⅱ.2.1 原子炉プラント主要目（2／2）

一次冷却水ポンプ	
型　　式	キャンドモータ式（またはウェットモータ式）横置
基　　数	2
加　圧　器	
型　　式	内装電熱式
基　　数	1
運転圧力	120 kg／cm^{2}G
運転温度	飽　和
格納容器	
型　　式	内部水漬式竪置円筒耐圧型
最高使用圧力	20 kg／cm^{2}G
内　　径	8.5 m
全　　高	約12.75m
非常用崩壊熱冷却器	
型　　式	ヘリカルコイル自然循環水冷式
基　　数	2 系統
伝熱管外径	19　mm
格納容器冷却器	
型　　式	ヒートパイプ自然循環水冷式
基　　数	2 系統

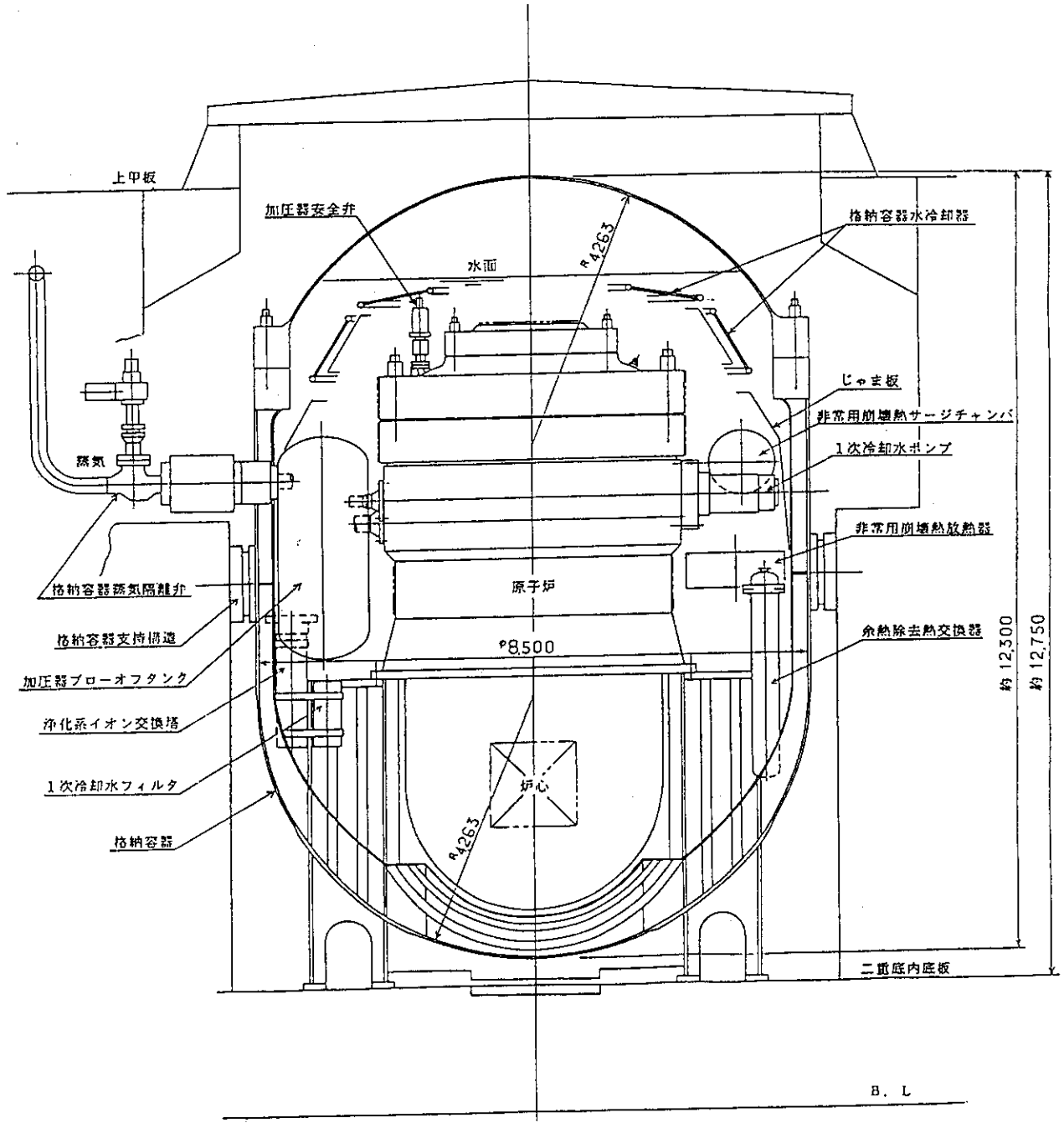


Fig. Ⅱ.2.1　原子炉プラント全体配置図（1/2）

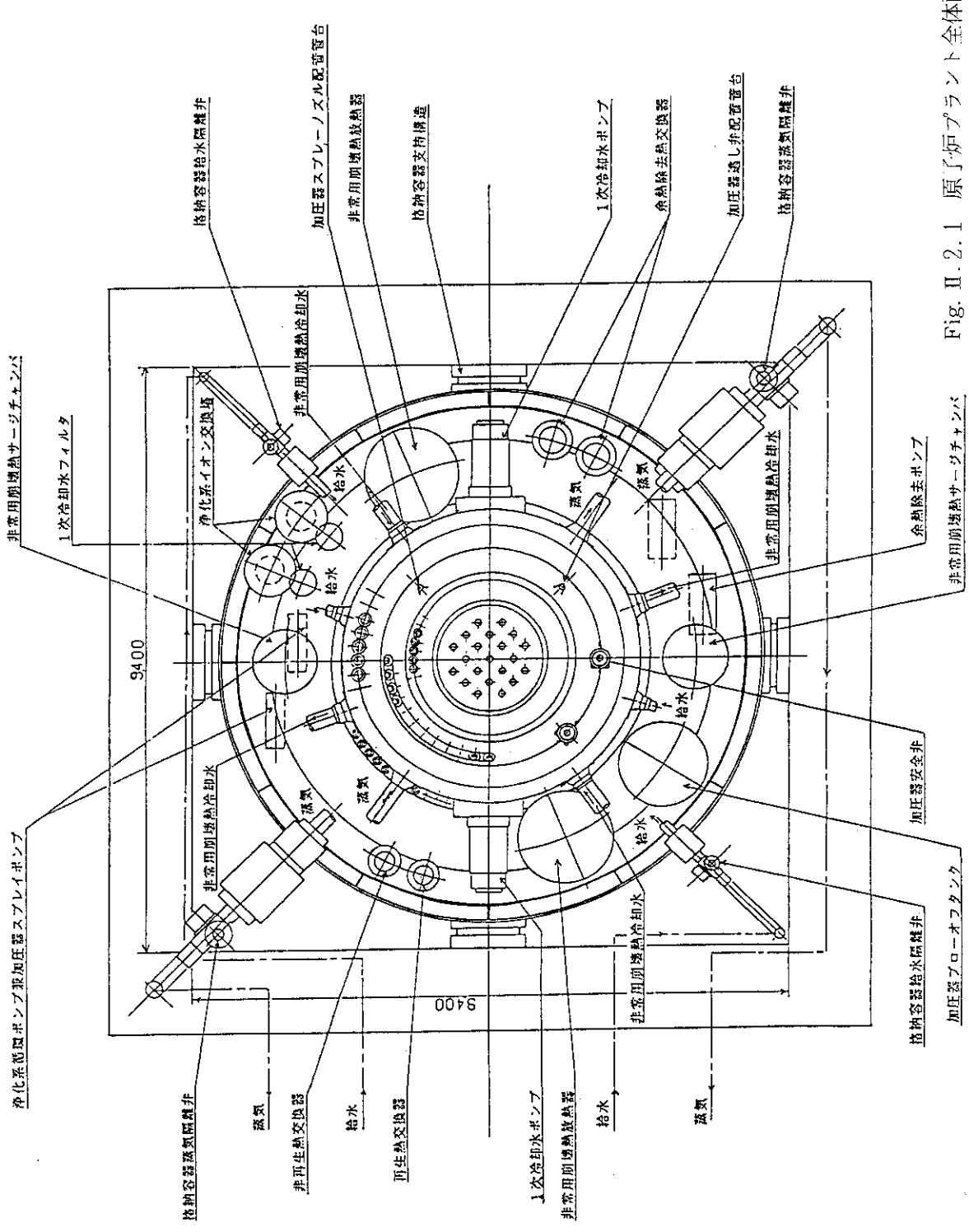


Fig. II.2.1 原子炉プラント全体配置図（2/2）

3. 原子炉本体

3.1 設計方針および設計条件

(1) 蒸気発生器は，炉構造簡略化等の観点から原子炉容器と一体化し，燃料交換時，供用期間中検査（ISI）時にも原子炉容器からの取外しは行わない。

(2) 蒸気発生器は，ヘリカルコイル貫流式とし，支持・吊下げは原子炉容器主フランジ面で行う。

蒸気発生器の内側には中性子遮蔽を設ける。

(3) 加圧器は，原子炉容器内頂部に設け，その内部構造物は原子炉容器蓋で固定・吊下げる。

(4) 一次冷却水ポンプは，保守時の被曝線量を抑制する観点から炉心からできるだけ離し，蒸気発生器入口の一次冷却水ホットレグに設ける。

(5) 制御棒駆動装置は，原子炉容器頂部の加圧器部に内装する。

3.2 概　要

本原子炉は，Fig. Ⅱ.3.1 に示すように，原子炉容器，蒸気発生器，一次冷却水ポンプ，加圧器，制御棒駆動装置，炉心等で構成する。

制御棒駆動装置は原子炉容器中心頂部に内装し，その周囲には加圧器を設ける。蒸気発生器は，原子炉容器中間部に配置し，その給水・蒸気ノズルは原子炉容器円筒胴に設ける。一次冷却水ポンプは，蒸気発生器上の原子炉容器円筒胴に設ける。

一次冷却水は炉心で加熱され，蒸気発生器上部の原子炉容器胴に設けた一次冷却水ポンプの吸込管を通して吸引され，吐出水は蒸気発生器に入り，二次系と熱交換し，蒸気を発生させる。

蒸気発生器での熱交換で冷却された一次冷却水は，炉心槽と原子炉容器間の円環部を下方に流れ，炉心下部から多孔シェルで整流され，再び炉心に入る。

本原子炉の主な特徴は次のとおりである。

(1) 蒸気発生器，加圧器を原子炉容器に内装した一体型炉のため，主冷却系からの一次冷却水の外部漏洩がない。

(2) 一体型炉のため，一次冷却系全体がコンパクトである。

(3) 燃料交換は，蒸気発生器の取外しなしに実施できる。

(4) 一次冷却水ポンプはホットレグに配置し，炉構造の簡略化を図った。

(5) 蒸気発生器の伝熱管の ISI の作業または，伝熱管損傷時のプラギング作業は，一次系の開放なしに，二次側から実施出来るので，燃料交換時以外に行う伝熱管の ISI 作業が容易であるとともに，作業時の放射線被曝線量を低減できる。

本原子炉の主要目は前述 Table Ⅱ.2.1 に示すとおりである。

また，本原子炉の組立手順の計画は，Fig. Ⅱ.3.2 図に示すとおりである。

3.3 水中断熱材

原子炉の水漬け格納は，LOCA 時の炉心冠水状態維持方策の一つであり，その技術的課題には，事故時を含む熱水力特性に係わるものと水漬け技術に係わるものとがあるが，ここでは後者

に係わる技術課題の内，水中に没する原子炉容器，配管等に設ける断熱材とその施工技術について検討している。

原子炉容器等に用いる最適な水中断熱材ならびにその施工方法を見出すために，現状技術の調査を行うと共に本断熱材に関する設計要件を設定し，ISIの可能性等勘案の上空気を断熱材とする単純な金属構造モデル（ミラーインシュレーション）を優位な概念として抽出し，その具体化を図った[69]。

Fig. Ⅱ.3.3 にMRX水中断熱材施工計画図を示す。

(1) 断熱性能

原子炉容器の外表面温度は断熱材の性能により異なるが，出力変動時等の熱過渡条件を受けて決まる許容温度差で制御される。すなわち，原子炉容器内外表面の許容温度差は，歪低減等原子炉容器の健全性を確保する意味合いから制約を受けるということである。

従って，断熱構造はこの許容温度差から制限される放熱損失を検討した上で水密方式とし，断熱構造図（Fig. Ⅱ.3.3）を作成した。現行の原子力発電施設等で，通常の気中雰囲気で用いられる断熱材と異なり，原子炉容器の健全性確保や格納容器水の局所沸騰を防止する必要があり，自ずとその重要度は大きく，信頼性の高いものが要求される。格納容器水温度60℃で外圧が水頭程度であり，信頼できる水密方式の断熱構造を形成するにそれほど困難とは考えられない。

以下に断熱材施工の基本的考え方を示す。

(i) 断熱構造は気中，水中各々の条件で自立でき，充分な強度を有する。

(ii) 格納容器には他に補機類等が収納されることから，断熱材厚さは極力薄い方が望ましい。

(iii) 断熱材はこれを支持する天板側に取りつけ，原子炉容器の熱膨張を吸収するために断熱材内面と原子炉容器の間に必要な空隙を設ける。

(iv) 原子炉容器側に溶接する断熱材を支持するサポートや水密のための部材は必要最低限として，原子炉容器の自然な熱膨張を阻害しない。

(v) 原子炉容器と断熱材の間隙は，必要によりスタンドオフで防振とスペースの確保を図る。

(vi) 原子炉容器と断熱材の軸方向熱膨張差は，ベローズで吸収する。

(vii) 保守・点検等の場合，分解・組立が容易である。

断熱性能としては，放熱損失目標値として原子炉定格熱出力の約0.2%以下と暫定的に設定した。この値はPIUS炉，ISER炉の設計実績例（1～0.6%）に比べ小さいが，事故時の熱水力特性等も勘案し定めたもので，先に述べた原子炉容器の健全性の面からも問題ない。なお，放熱損失の目標値は格納容器の設計要件や格納容器水クーラの容量等，今後のプラント設計全体の進捗を受けて見直す必要があるかもしれない。

(2) 断熱材の特徴

断熱材そのものは，金属箔積層タイプの金属断熱材である。このタイプの断熱材は，輻射伝導を充填金属箔で少なくすると共に，金属箔自身にエンドボス（型押し）加工を施しエアーシェルを形成させることで空気の対流を抑制し，併せて空気層により伝熱を小さくすることに

よって断熱性能を維持している。充填金属箔へのエンドボス加工は，金属箔間に所定の空気層を確保することで，金属同士の接触による伝導の低減を図っている。

また，ステンレスを主要な構成材料とする金属断熱材であることから，格納容器水を汚濁することや腐食の心配もない。耐放射線性も良好と考えられる。

3.4 技術的課題

主な技術的課題は，次のとおりである。

なお，各機器毎の技術的課題は，各々の中で示す。

(1) 水中使用機品類の開発

湿式格納容器内で常時水中で使用される下記機器類は，長時間の信頼性を有し，また，保守点検の容易な設備とする必要がある。

- ポンプ類
- 核計装，プロセス計装
- ケーブル類，ペネトレーション等

このため，上記機類について仕様，構造，寿命等の現状調査を実施し，本炉プラントの使用条件を満足する機器が存在しない場合には，それら機器の開発研究を実施する。

また，存在する機器についても，必要な場合には，実証テストを実施する。

(2) 一次冷却水の漏洩監視

格納容器水の存在により，熱的にも放射線の上からも，一次冷却水の漏洩検出が遅れる傾向にあるので，事故の早期検知のためには乾式格納容器の場合とは異なる漏洩監視方法が必要と考えられる。

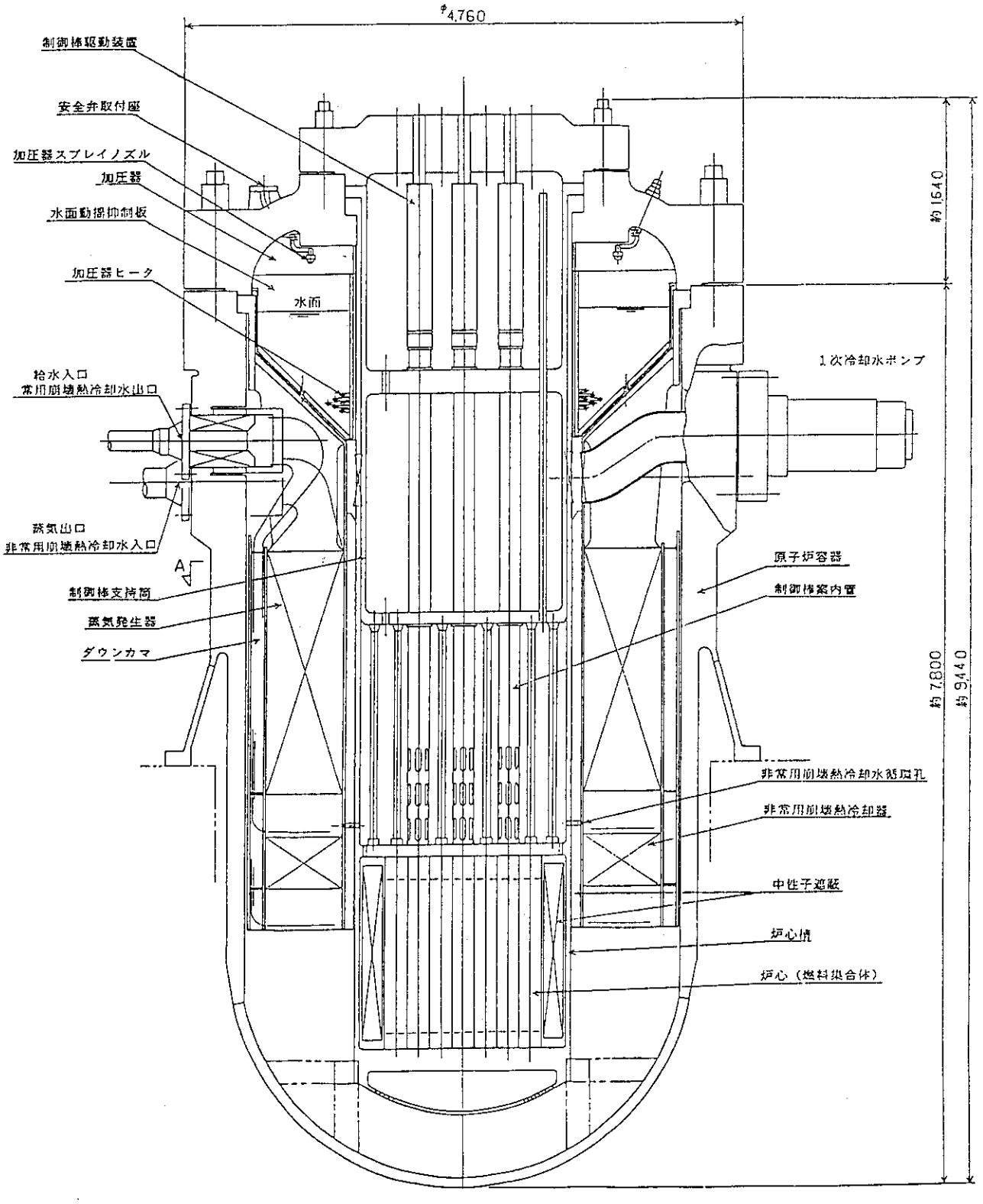


Fig. Ⅱ.3.1　原子炉組立断面図（1/3）

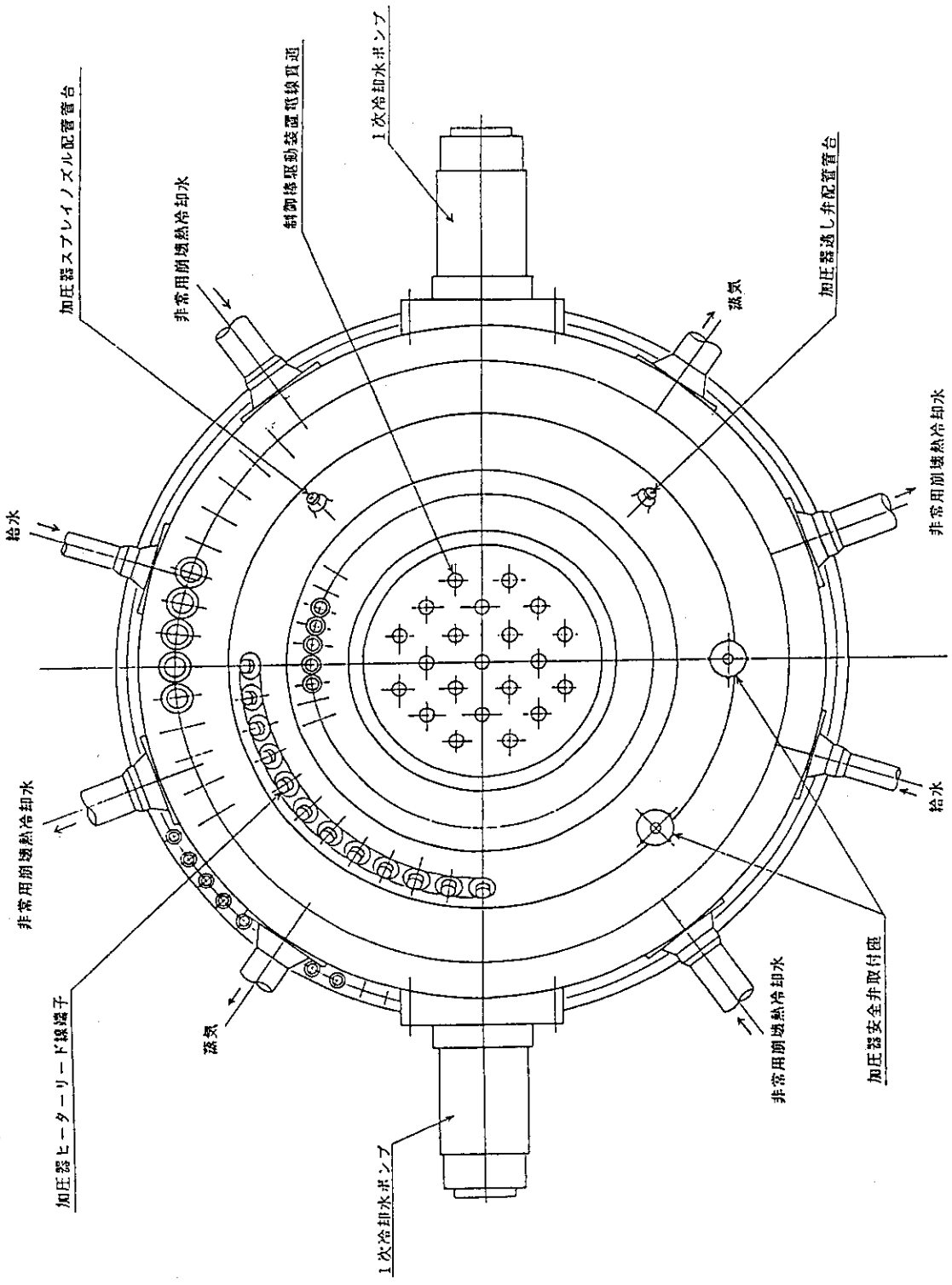


Fig. Ⅱ.3.1 原子炉組立断面図（2／3）

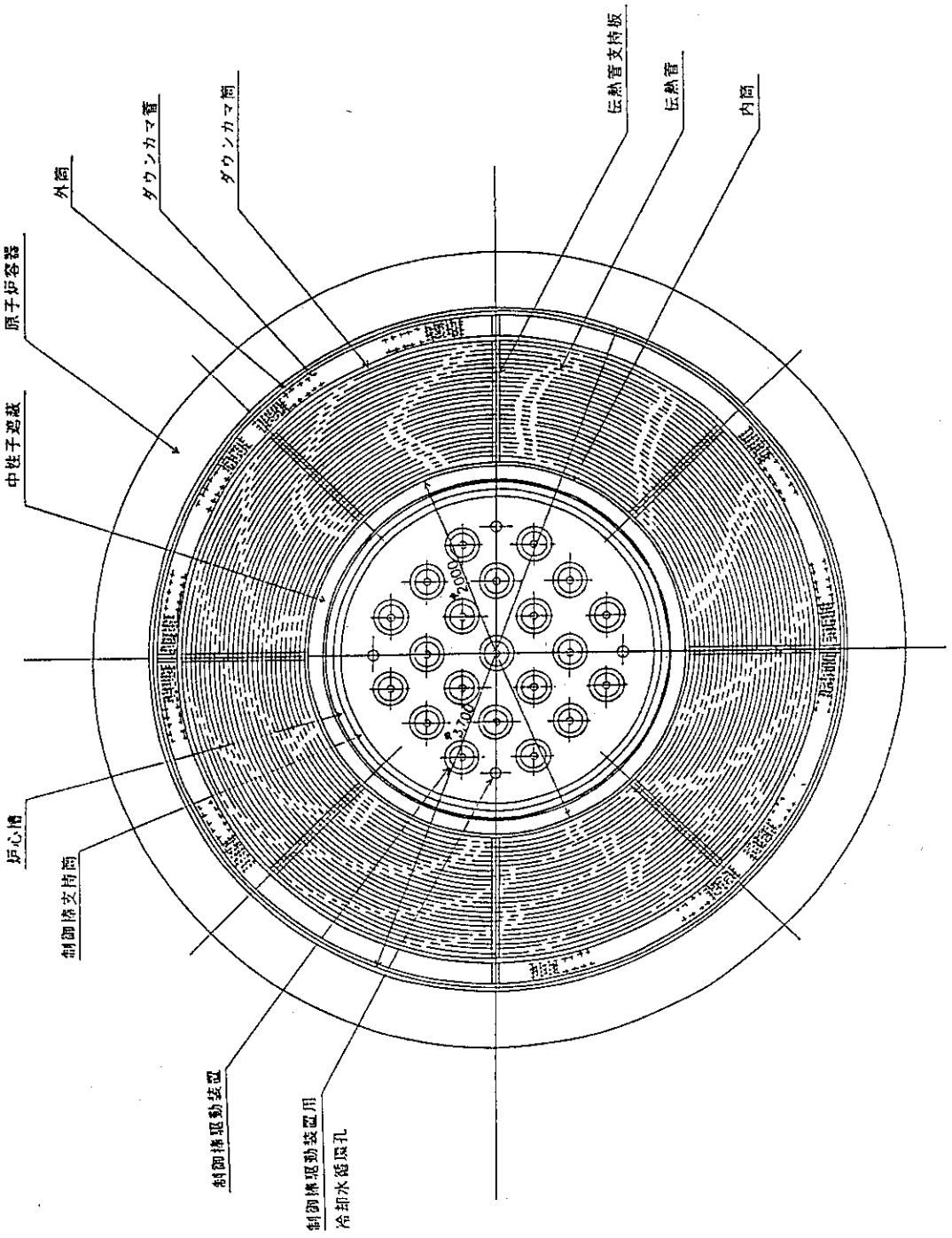


Fig. Ⅱ.3.1 原子炉組立断面図（3/3）

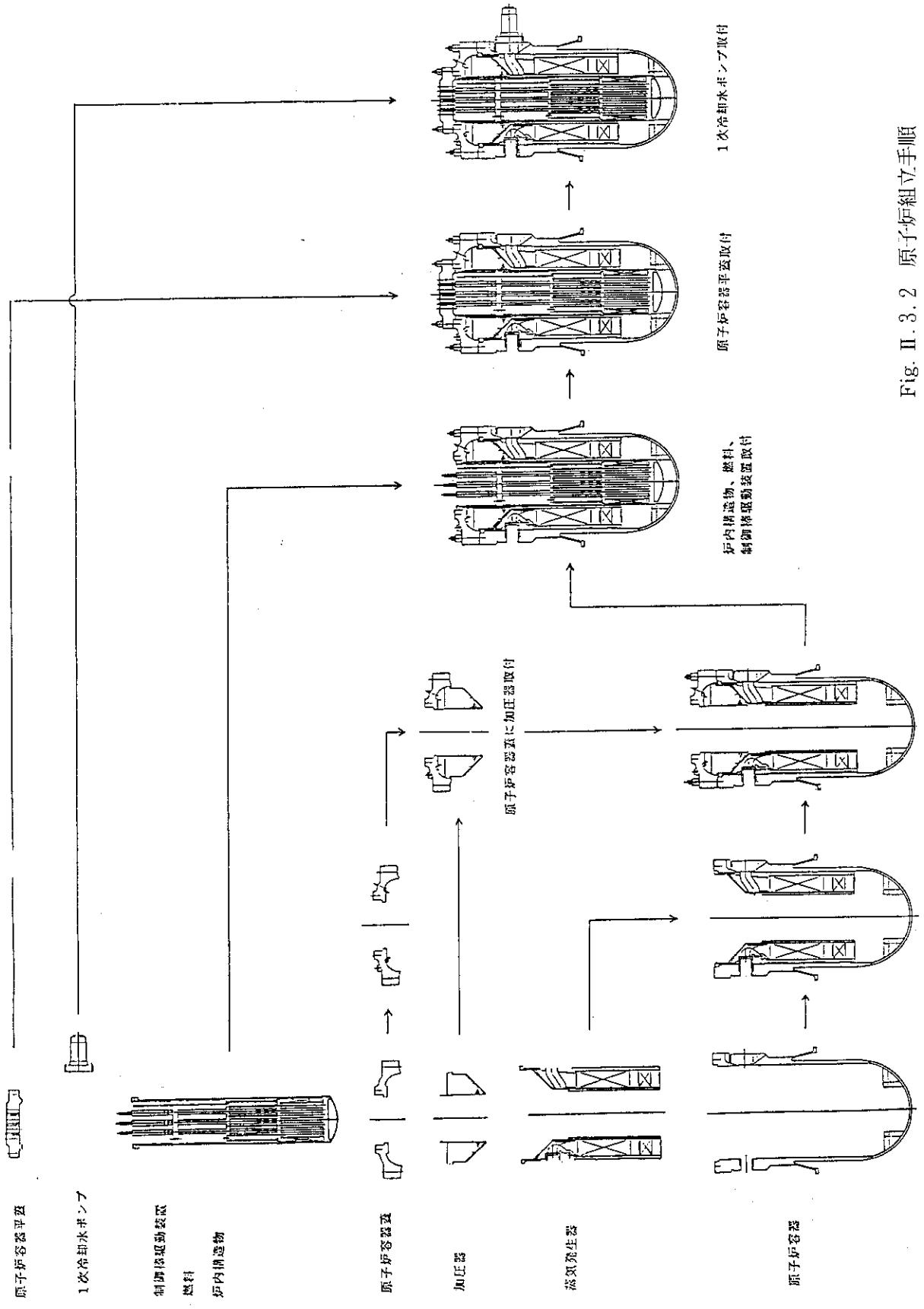


Fig. Ⅱ.3.2 原子炉組立手順

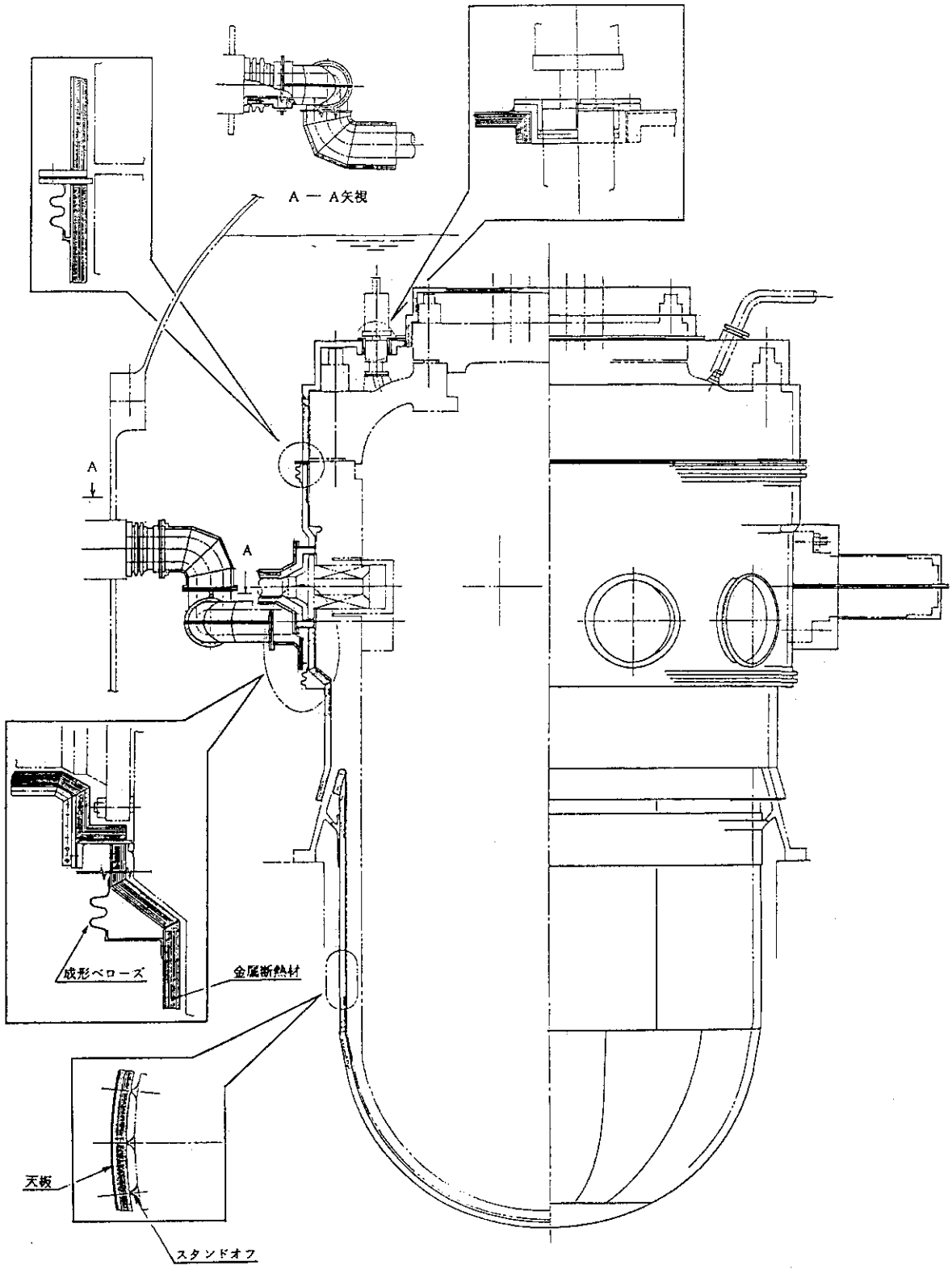


Fig. Ⅱ. 3. 3　水中断熱材施工計画図

4. 炉心および燃料集合体

4.1 設計方針および設計条件

炉心は下記の設計方針および設計条件に基づいて設計する。

(1) 設計方針

(i) 燃料取替は1バッチ方式，すなわち，全燃料取替方式とする。

(ii) 常温で最も効果の大きい制御棒1本が完全に引抜かれた状態でも，残りの制御棒によって 1％ $\Delta\rho$ 以上の余裕をもって炉を停止できる。

(iii) 原子炉の余剰反応度は炉心のサイクル長さ全期間にわたって炉停止後のキセノンの最大有害作用がある場合でも原子炉を再起動し，運転できる。

(iv) 原子炉は最も反応度効果の大きな制御棒1本が炉心内に全挿入されて引抜きが不可能な場合でも，炉心サイクル長さの全期間にわたって炉出力30％以上の出力で運転できること。

(v) 最大線出力密度は負荷変動条件を考慮して41 kW/m以下とする（設計目標)。

(vi) 減速材温度係数は負であること。

(2) 設計条件

(i) 熱 出 力

100 MWt

(ii) 平均負荷率

40％（巡航中出力も氷海中の砕氷出力と同じ全出力とし，約5～6か月の極地観測を年2回程度実施するものとする。燃料交換，中間検査及び定期検査で炉が停止している期間を除く。）

4.2 炉心構成

炉心は19×19の配列をした313本の燃料棒と，12本のRCC案内シンブルから成る燃料集合体37体から構成される。燃料集合体濃縮度は5.7 wt％および6.7 wt％であり，それぞれ13および24体が領域装荷方式で装荷される。炉心の余剰反応度は静的な反応度制御としてガドリニアBP棒およびガドリニア混入燃料棒を用い，動的な反応度制御に制御棒を用いている。

ガドリニアBP棒は20 wt％のガドリニア（Gd_2O_3）と80 wt％のアルミナ（Al_2O_3）の混合物であり168本使用されている。

ガドリニア混入燃料棒のガドリニア濃度は10 wt％であり，合計868本使用されている。

制御棒はRCC型を採用しており，B_4C 制御棒12本から成る制御棒クラスタ21体が炉内に配置されている。制御棒は使用目的により制御グループと停止グループに分かれており，制御グループはさらに出力分布の観点から3グループに分かれている。

4.3 燃料棒および可燃性毒物棒

(1) 燃 料 棒

(i) 設計方針

炉心核燃料は核分裂反応により，その使用寿命を通して所定の熱出力を発生する役割を担う。燃料要素はその内部に核燃料を内包し，これを被覆したものであり，主たる機能は炉心の所要の核的および熱的性能を発揮せしめ，燃料内で生成した核分裂生成物を内部に密封蓄積し，１次冷却系の汚染を防止することにある。燃料要素としては，現在までに豊富な使用実績のある発電用 PWR 燃料と基本的に同一のタイプである低濃縮二酸化ウランを内包した丸棒燃料（燃料棒）を採用している。

燃料棒が上記の所定の機能を果たすために，使用構成材料，炉内運転条件を考慮して，燃料温度，核分裂生成による内部ガス圧，被覆管の応力，歪を十分に抑制することにより，その機械的健全性を確保する。このため燃料の使用寿命を通して負荷変動等を含む通常出力運転において，下記の方針が満足されるように，燃料棒の設計を行なう。

① 燃料中心最高温度は，二酸化ウランの溶融点未満となるように設計する。

② 燃料棒内圧は，被覆管にかかる引張応力を抑え，拡管方向への過度の歪を防止するため１次冷却材定格運転圧力以下となるように設計する。

③ 被覆管応力はジルカロイ－４の耐力以下となるように設計する。

④ 被覆管に生じる円周方向引張歪の変化量は，各過渡変化に対して１％以下となるように設計する。

⑤ 累積疲労サイクルは設計疲労寿命以下となるように設計する。

以上の設計方針は，発電用 PWR 燃料の設計方針と基本的に同じであり，これらにより，燃料の機械的健全を確保すると共に炉心の安全性への寄与を果たすことができる。

(ii) 構　造

燃料棒は，低濃縮二酸化ウラン（UO_2）焼結ペレットをジルカロイ－４製被覆管（ジルコニウム・ライナー付き）内に積層装入し，上部にプレナム空間部を設けてここにコイルばねを入れ，両端にジルカロイ－４製端栓を溶接接合した密封構造のものである。

ペレットは円柱状であり，その両端面はディッシュと呼ばれる凹状の空間部を有するように成形され，これによって照射運転時の温度分布によるペレット中央部の軸方向膨張ならびにスウェリングにより生じ得る体積膨張を吸収する。

燃料は，前述したように，セラミック燃料タイプの UO_2 焼結体ペレットである。これは融点が高く，相変化もなく，高温に対して安定である。被覆材（ジルコニウム，ジルカロイ－４）や水に対する化学的安定性も大きく，中性子照射にも安定である。また，核分裂生成物の保持能力も高い。

被覆管母材はジルカロイ－４であり，これは中性子吸収断面積が小さく，従って中性子経済性に優れると共に炉内運転使用下で十分に高い強度を示し，また，二酸化ウラン，核分裂生成物および水に対して高い耐食性を有する。

被覆管は耐 PCI，したがって，耐負荷変動性の観点から，現行発電用 PWR 燃料に比べてより優れた特性を有するものとして，ジルコニウム・ライナ（内ばり）を設けている。

燃料棒は自立形の設計，すなわち被覆管が冷却材圧力によって座屈することのない設計方式としている。

燃料棒はその上部にプレナムと呼ぶガス溜めを設ける。これにより，ペレットから放出さ

れる核分裂生成ガスによって燃料棒内部が過度の内圧にならないようにしている。また，ペレットと被覆管には適当な間隙（ギャップ）を設け，これと上記プレナムとによって，ペレットと被覆管との熱膨張差およびペレットのスエリングにより被覆管や端栓接部に過度の応力，歪が加わるのを防止する。

燃料装荷前の輸送期間中やその他の取扱い中でも，ペレットの動きを防止するためにプレナム部にはコイルばねを挿入し，これによってペレット・スタックを押さえている。

被覆管は炉内照射運転下で１次冷却材圧力による圧縮応力およびクリープ変形を受けるが，これらを低減しかつペレット・被覆管熱伝達の向上のために燃料棒にはヘリウムを加圧封入する。燃料棒の構造を Fig. Ⅱ. 4.1 に示す。

また，燃料棒主要仕様を Table Ⅱ. 4.1 にまとめる。

(iii) 燃料棒健全性評価

「改良舶用炉の試設計の評価(3)炉心特性」[36]（以下，試設計評価炉心と略す）において，前記仕様に基く燃料棒の健全性評価を実施し，Table Ⅱ. 4.2 に示すように，設計方針に示した５項目は，いずれも十分の余裕をもって満されることを確認している。

Table Ⅱ. 4.3 は，評価に使用した設計負荷変動条件を示す。

試設計評価炉心と本設計では核的条件は同じであり，熱水力条件が下記のように若干異なる。

	試設計評価炉心	本設計
１次系圧力（kg/cm^2g）	109	120
炉心入口温度（℃）	271.0	282.5
炉心出口温度（℃）	290.3	297.5
炉心平均温度（℃）	280.7	290.0

また，設計負荷変動条件は，Table Ⅱ. 4.4 のように変更されている。

これらの燃料挙動に対する影響は概略次のとおりと考えられ，したがって，Table Ⅱ. 4.2 に示すように，これらの差によって燃料の健全性が損なわれることはない。

① １次系圧力：109 kg/cm^2 から 120 kg/cm^2g になったことにより燃料被覆管のクリープダウンが若干速く進行し，ペレットとの接触は若干早まる。

燃料棒内圧に対しては，内圧が外圧を越えないという制限に対しては有利，応力については，外圧が高くなることは，引張応力を低下させるが，ペレット―被覆管の接触が早まるので接触による引張応力は増加する。いずれにしても影響軽微であり，かつ初期ヘリウム加圧量により調整可能である。

② １次系温度：炉水温度が約 10℃ 上昇したことにより，出力は変らないので燃料温度も 10℃ 程度上昇すると考えられるが，制限値に対し十分余裕があるので影響は軽微で問題とならない。

③ 設計負荷変動条件：試設計評価炉心の条件に比べ出力上昇および減少時の変動巾が 10% ⟷ 90% から 10% ⟷ 100% と若干大きくなっている。一方，急速な出力減少と出力上昇が連続した場合の負荷変動時の変動巾は，100% ⟷ 10% から 100% ⟷ 70% と緩和されている。

出力変動幅に応力変動幅が大略比例するとすると，疲労に対する影響は試設計評価炉心の条件に比べて大差ない。

なお，試設計評価炉心の設計評価において，評価は安全側に 0％ ⟷ 100％ の負荷変動が当該回数あるものとして行っており，評価結果は本年度条件をカバーしている。

(iv) PCI 評価

改良舶用炉では発電用 PWR の経験を基に低濃縮 UO_2 ペレットを内挿した丸棒細径燃料とし，かつ耐 PCI 性能の向上に力点を置いてジルコニウム・ライナ付き被覆管を採用することとしている。

試設計評価炉心の設計評価において，下記条件で負荷変動，すなわち出力変動時の燃料健全性指標である PCI について評価を行った。

炉心構成	炉心有効高さ	121 cm
	燃料集合体数	37 本
	燃料集合体燃料棒配列	19 × 19 細径燃料棒（外径 7 mm）
	燃料棒本数	313 本/集合体
	RCC 案内シンブル数	12 本/集合体
炉心特性	熱出力	100 MWt
	平均線出力	7.1 kW/m

負荷変動条件

ここで，試設計評価炉心の評価においては，上記負荷変動条件時に生じ得る最大局所線出力として，炉心特性解析の結果得られた 34 kW/m よりさらに安全側に 41 kW/m を用いて評価を行っており，Table Ⅱ.4.5 に示す評価結果を得ている。

本設計においては，炉心特性は試設計評価炉心の設計と同じであり，また，負荷変動条件は Table Ⅱ.4.4 に示したように試設計評価炉心に比べて一部緩和されているものの，最大の出力変動幅および出力上昇率は試設計評価炉心の設計条件と変らない。したがって，Table Ⅱ.4.5 の評価結果は本設計条件に対しても適用できる。なお，1 次冷却材条件が試設計評価炉心の場合と若干異が，前項の評価でも示したように，その影響はほとんど軽微であり，評価結果は変らない。

(v) 出力上昇率の効果

本負荷変動条件は，試設計評価炉心条件に比べ出力変動幅は大差ないといえるが，出力上昇率に関しては 70％ 出力まで 5％ /分，70％ から 100％ まで 3％ /秒と，試設計評価炉心の一率 3％ /秒に比べ緩和されている。(Fig. Ⅱ.4.2 参照)。

しかしながら，クリープによる応力緩和効果を十分期待するには，まだ上昇率は大きい範囲にあると考えられる。特に応力，温度共高くなり，クリープが顕著になる出力上昇の後半における出力上昇率が 3％ /秒と大きく，これは試設計評価炉心条件の上昇率と同じであることから試設計評価炉心の評価に比べて応力レベルが有意に低下することは考えにくい (Fig. Ⅱ.4.3 に簡易クリープ計算による出力上昇時の到達応力の比較を示す。)。

したがって，出力上昇率の違いを考慮しても，(iii)および(iv)項で示した評価結果は基本的に変わらないと云える。燃料健全性の点から，より裕度を増すためには 100％ ダンプ制御方式

等の検討が必要である。

(2) 可燃性毒物棒

反応度制御には，B_4C 制御棒の他，バーナブルポイズン（BP）であるガドリニア（Gd_2O_3）を用いる。Gd_2O_3 は，燃料中に混入して用いられるものと，アルミナ（Al_2O_3）と混合して燃料とは分離した BP 棒を形成して用いられるものとに分けられる。

燃料中に混入して用いられるものは，燃料である濃縮 UO_2 に Gd_2O_3 を 10 wt%の割合で混ぜて燃料ペレットとしたものであり，Gd_2O_3 が混入されている以外，UO_2 燃料棒と構造は全く同じである。従って，Gd_2O_3 入り燃料棒は UO_2 燃料棒と同じ設計方針で設計される。そして Gd_2O_3 入り燃料は，溶融点が UO_2 に比べて若干下がること以外，基本的に照射挙動は UO_2 と同じとされており，前項で示されるように UO_2 燃料は十分な余裕をもって設計方針を満足しており，Gd_2O_3 入り燃料棒も設計上問題となることはない。

一方，分離型 BP 棒は制御棒案内シンブルに挿入されるものであり，構造的には制御棒と類似である。ただし，制御棒と異なり，挿入・引抜といった駆動は必要ないのでホールドダウン型集合体構造となっている。

Fig. Ⅱ. 4.4 に BP 棒集合体の構造図を示す。また，Table Ⅱ. 4.6 に主要仕様をまとめるが，被覆管等，ヘリウムによる内圧上昇や駆動による荷重負荷等，より厳しい設計条件で設計される制御棒のものと同一としており，BP 棒集合体の健全性は設計上問題とならない。

4.4 燃料集合体

(1) 設計方針

燃料集合体の健全性は，種々の荷重に基づく応力および変形を制限することで確保する。

また，燃料集合体が他の構成部品の機能に影響を与えないようにする。このために下記の方針で燃料集合体を設計する。

(i) 原子炉内における使用期間中の通常運転時および運転時の異常な過渡変化時に加わる荷重に対して，各構成要素が ASME SEC. Ⅲの基準に準拠して十分な強度を有し，その機能が保持されるように設計する。

(ii) 輸送および取扱時に燃料集合体に加わる荷重を，設計上，軸方向について 6 G，また，横方向についても各支持格子部固定の条件で 6 G と設定し，構成部品がこの荷重に対して十分な強度を有し，燃料集合体としての機能が保持されるように設計する。

(2) 構　造

燃料集合体は Fig. Ⅱ. 4.5 に示すように，19 × 19 の正方配列を形成する燃料棒 313 本，制御棒案内シンブル 12 本，支持格子 4 個，上部ノズルおよび下部ノズル各 1 個より構成される。

制御棒案内シンブルならびに中間部支持格子 2 個は中性子経済の点でジルカロイ－4 を使用し，上下部各支持格子は高温機械的特性の優れたインコネル製である。また，上部ノズルおよび下部ノズルは陸上発電用 PWR 燃料のそれらと同じくステンレス鋼を使用する。

燃料集合体は外側板のない，いわゆるキャンレスタイプで，1 次冷却材の混合を良好にして熱除去率を高める等の特徴を有する。

支持格子はインコネル 718 またはジルカロイ－4 の薄板を格子状に組んだものであり，中間

部の支持格子2個には，1次冷却材の混合を助け，熱除去効率を高めるために，各格子点にミキシングベーンが設けられている。

燃料要素は，この支持格子のディンプルと支持格子ばねによって，1支持格子当り6点で支持されている。このディンプルと支持格子ばねによる燃料要素の支持は，炉内での温度上昇に伴う燃料要素の軸方向の熱膨張および照射成長による伸びを妨げない構造となっているばかりでなく，燃料集合体の機械的特性や，燃料要素のフレッティング摩耗を考慮し，十分余裕を持った構造となっている。さらに，燃料要素の相互の位置，すなわち，水路間隔を保持する役目を果している。

上部ノズルには，Fig. Ⅱ.4.5 に示されるように，制御棒の挿入と1次冷却材が上方へ通過できるように流路が設けられている。

同様に，下部ノズルにも下方から流入する1次冷却材を燃料集合体内に導き込むことができるように穴が設けられている。

また，上部ノズルのコーナー部は上部炉心板の案内ピンとかん合して燃料集合体の位置決めをするための孔（四分の一円）が設けられている。下部ノズルは逆に下部炉心板の案内孔とかん合するようにレグが設けられている。

さらに，上部ノズルには炉内使用時に燃料集合体と上部炉心板の間隔変化に応じて常に適正なばね力を発生する上部ノズル押えばねが設けられており，通常運転時，燃料集合体の浮き上りを防止する構造となっている。

燃料集合体の上，下部ノズルと燃料要素との間隔は，炉内における条件下での軸方向の伸びを考慮し，上部，下部それぞれに適正に振り分けられた構造となっている。

制御棒案内シンブルは，燃料棒セル4本を占める太径シンブルを採用しており，これにより燃料集合体の構造的強度を確保している。

制御棒と制御棒案内シンブルとの間には十分な間隙があり，容易に挿入，引抜きができる。制御棒案内シンブルの下部は径を小さくして，内部の水によるダッシュポット効果により制御棒落下を緩衝する構造としている。

燃料集合体の主要仕様を Table Ⅱ.4.7 に示す。

(3) 燃料集合体の健全性

(i) 機械的健全性の検討

燃料集合体は(1)項に示した設計方針に基づいて設計される。本設計では，特に強度評価は実施していないが，実績ある陸上発電用 PWR 燃料集合体と類似の設計としており，強度上問題となることはない。

なお，機械的健全性の点から特に考慮した点は，

① 燃料棒の曲がり（ロッドボーイング）

② 燃料棒の水力振動

③ 燃料集合体の装荷性能

の3項目であり，いずれも下記に示すように良好な性能を有すると考えられる。

① 燃料棒の曲がり（ロッドボーイング）

燃料棒は照射成長により軸方向に伸びるが，支持格子ばねにより拘束力を受けるため，

燃料棒には軸圧縮力が働く。燃料棒は初期にわずかではあるが曲がっているので，上記軸圧縮力により曲げモーメントが発生する。この状態で，高温高圧中で照射されると燃料棒の曲がりはさらに進行する。

現在の陸上発電用PWR燃料（17×17燃料）はボーイングに対して良好な照射実績を有しているので，舶用炉燃料の設計においては，これと同等以上のボーイング特性を有することを目標に，燃料棒を保持する支持格子の個数を集合体あたり4個とする（支持格子の数を増やすほど，燃料棒は曲りにくくなる）。

② 燃料棒の水力振動

炉心内において，冷却材は燃料棒間水路を下から上方向に流れる。燃料棒振動の要因として，流路の非一様による横流れ，燃料棒支持部分で生じる流れの剝離および乱流がある。これ等を考慮して燃料棒の振動振幅を求めたところ，その値は1/100 mm以下となり極めて小さいという結果が得られた。

したがって，水力振動により燃料被覆管に生じる応力も微小となり問題は無い。

③ 燃料集合体の装荷性能検討

燃料集合体の装荷性能については，陸上発電用PWR燃料集合体の豊富な経験を反映し，上下部ノズル，支持格子形状を検討した。

(ii) 燃料集合体振動特性の検討

燃料集合体を一様な梁として扱い，固有振動数を求めると約20 Hz程度である。

一方，船体振動は1,000 CPM（16.7 Hz）以下，0.1 gと設定されており，したがって，船体振動により集合体が共振して集合体に過大な力が作用するようなことはない。

4.5 制御棒

(1) 設計方針

制御棒は，原子炉の核反応を制御し，ひいては原子炉を起動，出力運転および出力調整，停止させる機能を担う重要な炉心構成品の一つである。

したがって，その機能はいかなる時でも維持・確保される必要があり，その設計にあたっては，以下の方針にしたがって，十分な強度を有し，機能が確保されるように設計する。

原子炉内における使用期間中において各運転状態で想定される各種荷重に対し，各構成要素がASME SEC. Ⅲの基準に準拠して十分な強度を有し，その機能が保持されるように設計する。

Table Ⅱ.4.8に制御棒クラスタに働く荷重の種類と考慮事項をまとめて示す。

なお，制御棒は緊急炉停止の観点からスクラム時に所定の時間内に挿入される必要があるが，この点に関しては，炉内構造，燃料集合体とあいまって挿入試験を含めた検討が必要であり，詳細設計段階で評価確認するものとする。

(2) 構　造

制御棒は原子炉の核反応を制御する役割を担うものであり，その内部に制御材を内包被覆した構造を有し，その寸法形状は，燃料集合体内に分散配置された制御棒案内シンブルの寸法形状に調和したものとする必要がある。

MRX 炉においては，制御材として 80% 濃縮の B_4C を使用する計画となっており，燃料有効長と同長の制御材部を形成するため，B_4C をペレット成形し，積層した構造とし，制御棒被覆材は陸上炉において豊富な使用実績のあるステンレス鋼とする。また，制御棒内部には B_4C ペレットの移動を防止し，所定の位置に保つためのスプリングを併せて内包する。

制御棒は，燃料集合体 1 体の制御棒案内シンブルに配置，本数が整合した形で，クラスタ形状に構成される。

制御棒クラスタは，クラスタ本体に前述の制御棒を分散吊下げた構造で，その上部は制御棒駆動機構に係合する構造を有し，下部はスクラム時に衝撃を吸収する緩衝機構を有する。

これらの構造は，基本的に実績ある発電用 PWR の制御棒クラスタの構造と同一のものである。

Table Ⅱ. 4.9 に制御棒クラスタの主要仕様を示す。

また，Fig. Ⅱ. 4.6 および Fig. Ⅱ. 4.7 に制御棒および制御棒クラスタの構造図を，Fig. Ⅱ. 4.8 に燃料集合体内に制御棒が挿入された状態の図を示す。

(3) 制御棒クラスタの健全性

Table Ⅱ. 4.8 に示す健全性評価項目にしたがい，概略評価を行って制御棒クラスタの健全性が確保されることを確認した。Table Ⅱ. 4.10 に結果をまとめて示すが，評価の結果は以下の通りである。

(i) 外　　圧

制御棒被覆管には 1 次冷却材圧力 120 kg/cm^{2}g が外圧として作用する。一方，被覆管に働く内圧が最も小さいのは，B^{10} の燃焼に伴うヘリウム（He）生成のない寿命初期であり，被覆管内には，組立時に封入される常圧の空気のみが存在する。

内外圧差を安全側に 120 kg/cm^2 として被覆管応力を算出しても 9 kg/mm^2 以下であり，許容応力に比べて十分小さい。

また，本設計の制御棒被覆管は，圧力荷重に対する強度の指標である t/D（肉厚/外径）を発電用 PWR 用制御棒のそれよりも大きくとっており，かつ，荷重としての外圧は発電用 PWR より低い。したがって，外圧に対する強度余裕は実績ある発電用 PWR の制御棒よりも大きく，一次系圧力によるコラプスも問題とならない。

(ii) 内　　圧

本設計制御棒は，制御材として濃縮 B_4C（B^{10} 濃縮度 80%）を使用しており，B^{10} の (n, α) 反応により He が生成される。

寿命末期（4 年）の生成 He 量を，前記仕様に基いて核計算を行い概略見積った。生成した He のうち，ペレット外に出る He の割合，いわゆる放出率は，温度や燃焼度に依存するが通常 10% ～数 10% である。しかしながら，ここでは安全側に全生成 He が放出されるとして寿命末期の運転状態と冷態について内圧を見積った。

内外圧差による応力は運転状態並びに冷態で，6 kg/mm^2 以下であり，いずれも許容応力以下である。

(iii) 駆動時荷重

制御棒駆動時には，駆動に伴う加速度が制御棒クラスタに作用し，重量を支えている部分

に荷重が働く。

駆動時の荷重は未定であるが，発電用 PWR にならい舶用炉においてもここでは同じＧ値を考えておく。

この荷重に対して応力計算した結果，いずれも許容応力以下であり，また，疲労限を下回っており，繰返し荷重を考えても問題ない。

(iv) スクラム時荷重

スクラム時に作用する荷重はスクラム試験等に基づいて設定される必要があるが，発電用 PWR の場合のスクラム時荷重は最大６Ｇ程度であり，ここでは同じＧ値を考えておく。

スクラム時には，駆動軸も制御棒クラスタと一体となって落下するので，駆動軸の重量も制御棒クラスタに作用する。応力値は許容応力および疲労限以下であり，問題とならない。

(v) 水力振動

舶用炉の制御棒は太径であり，発電用 PWR の制御棒に比べて曲げ剛性は５倍以上大きい。したがって，冷却材流れによる振動は実績ある陸上炉のそれより小さくなると考えられ，問題とはならない。

4.6 技術的課題

MRX 炉心の性能および構造に対する設計評価を行い，その成立性を確認したが，以下の点について，実験を含めた開発・確証が改良舶用炉設計の確立に向けて必要である。

(1) 臨界実験を行い，ガドリニア BP 棒を使用する炉心の核設計精度を確認する。

(2) 燃料照射試験を行い，改良舶用炉燃料が受ける負荷変動が燃料挙動に及ぼす影響を明確にし，PCI 性能を確認する。

(3) Gd_2O_3 ペレットの試作，試験等を行い，ガドリニア BP 棒を開発する。

(4) 燃料棒および燃料集合体の試作を行い，製造性を確認するとともに機械・流水試験等を行って設計の確証を行う。

Table Ⅱ.4.1　改良舶用炉燃料主要仕様

1)　燃料集合体

集合体数	37
燃料棒配列	19×19
集合体当たり燃料棒数	313
燃料棒ピッチ	10 mm

2)　燃料棒　　1,342 mm

燃料棒全長（端栓共）

3)　端栓

材質	ジルカロイ－4
長さ（上下各々）	11 mm

4)　燃料

材質	二酸化ウラン焼結ペレット

Table Ⅱ.4.2　燃料棒健全性評価

	「試設計評価炉心」評価結果	制限	本設計条件による影響	差圧影響を考慮した評価結果
燃料温度	約2,000℃	制限値（溶隔点）以下	10°程度上昇	制限値以下
内圧	約90kg/cm^{2}a	制限値（外圧;110kg/cm^{2}a）以下	温度の変化により内圧若干変化*一方制限値が121 kg/cm^{2}a, と大きくなる。	制限値以下
応力	約21kg/mm^2	制限値（被覆管耐力）以下	若干変化*	制限値以下
引張歪	約0.3%	制限値（1%）以下	同上*	制限値以下
疲労	<1	制限値（df＝1.0）以下	「試設計評価炉心」の評価でカバーされる。	制限値以下

＊初期ヘリウム加圧量により調整可能

Table Ⅱ.4.3 改良舶用炉負荷変動条件（試設計評価炉心）

(1) 出力上昇及び減少（耐用期間中 20,000回）

基底負荷 ⟷ 常用負荷

3%／秒

(2) 急速出力減少（耐用期間中 200回）

全 負 荷 ⟶ 基底負荷

1秒

(3) 前後進切換（耐用期間中 各500回）

a. 全身より後進

全 負 荷 ⟶ 基底負荷 ⟶ 後進全負荷

5秒 50秒 3%／秒

b. 後進より前進

後進全負荷 ⟶ 基底負荷 ⟶ 全 負 荷

5秒 50秒 3%／秒

各負荷状態での出力比は次の通りとする。

全 負 荷	100%
常 用 負 荷	90%
後進全負荷	80%
基 底 負 荷	10%

(4) 原子炉の冷態停止及び温態停止の回数

耐用期間中 100回

(5) スクラム回数

耐用期間中 1,000回

Table Ⅱ.4.4 改良舶用炉負荷変動条件（本設計）

(1) 蒸気ダンプによるタービンバイパス制御によって一定炉出力とする方式の場合の負荷変動条件

1) 通常時原子炉負荷変動：出力上昇及び減少（耐用期間中 20,000回）

10%負荷 ←――→ 70%負荷

5%／分

70%負荷 ←――→ 100%負荷

3%／秒

2) 急速出力減少（耐用期間中 200回）

100%負荷 ――→ 70%負荷

1秒

3) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（耐用期間中 各500回）

100%負荷 ――→ 70%負荷 ――→ 100%負荷

5秒 ＊ 3%／秒 ＊ケース1：50秒

ケース2： 0秒

4) スクラム回数

耐用期間中 1,000回

(2) ダンプによらない負荷変動条件（燃料の健全性評価のみの条件）

1) 出力上昇及び減少（耐用期間中 2,000回）

基底負荷 ――→ 常用負荷

3%／秒

2) 急速出力減少（耐用期間中 20回）

全 負 荷 ――→ 基底負荷

1秒

3) 急速な主力減少と出力上昇が連続した負荷変動（耐用期間中 各50回）

全 負 荷 ――→ 10%負荷 ――→ 全 負 荷

5秒 50秒 3%／秒

上記各負荷状態での出力比は次の通りとする。

全 負 荷	100%
常用負荷	90%
後進全負荷	80%
基底負荷	10%

Table Ⅱ.4.5 PCI評価

	「試設計評価炉心」評価条件	評価結果	本設計評価条件	評価結果
経験的PCI評価	最大局所線出力 約34kW/m より大きい 約41kW/m で評価	GE社によるライナ付被覆管燃料棒のランプ試験結果[91]よりPCI破損発生の最大到達局所線出力は約50kW/mであり破損には到らない。	最大局所線出力 約34kW/m	PCI破損発生の局所線出力以下であり破損に至らない。
解析的PCI評価	同　上 (出力履歴 Fig. Ⅱ.4.3)	周方向平均歪は1%(歪基準)以下であり破損しない。(ライナ付, ライナ無共) 但し, EP遮断の点ではライナ付の方が有利である[92]。	同　上	発生歪は線出力の低下に伴い小さくなるので「試設計評価炉心」の評価でカバーされる。

Table Ⅱ.4.6 BP棒集合体主要仕様

(1) BP棒

BP材材質	$Gd_2O_3-Al_2O_3$
Gd_2O_3濃度 (wt%)	20
被覆管材質	ステンレス鋼
外　径 (mm)	約 18
$Gd_2O_3-Al_2O_3$スタック長	1,210

(2) BP棒集合体

BP棒本数	12
BP棒集合体全長 (mm)	1,730
重量 (kg)	約 20

Table Ⅱ.4.7　燃料集合体の主要仕様

(a) 燃料要素

被覆管材質	ジルカロイ－4（ライナ付）
数　　量	313本／燃料集合体

(b) 支持格子（組立体）

格子配列	19行19列
材　　質	ジルカロイ－4（中間部支持格子）
	インコネル718（上下部支持格子）
数　　量	4個／燃料集合体

(c) 上部ノズル（組立体）

材　　質	SUS304
数　　量	1個／燃料集合体

(d) 下部ノズル

材　　質	SUS304
数　　量	1個／燃料集合体

(e) 制御棒案内シンブル

材　　質	ジルカロイ－4
数　　量	12本／燃料集合体

(f) 燃料集合体

燃料要素配列	19行19列

Table Ⅱ.4.8　制御棒クラスタ健全性評価項目

荷　　重	評価対象	考慮事項
外　　圧	制御棒被覆管	一次系圧力による コラプスの防止
内　　圧	同　　上	生成Heによる内圧 過大上昇の防止
駆動時荷重	スパイダ本体, 制御棒被覆管, 制御棒接続部	機械荷重による変形, 疲労破損の防止
スクラム時荷重	同　　上	同　　上
水力振動	制御棒被覆管	同　　上

Table Ⅱ.4.9　制御棒クラスタ主要仕様

(1) 制御棒

吸収材材質	B_4C
吸収材密度（kg／cm^3）	1.76
B^{10}濃度（at%）	80
被覆管材質	ステンレス鋼
外径（mm）	約 18
B_4C ペレット外径（mm）	約 15
スタック長（mm）	1,210

(2) 制御棒クラスタ

制御棒本数	12
制御棒クラスタ全長（mm）	1,880
重量（kg）	約 20

Table Ⅱ.4.10 健全性評価結果

荷重	内容	評価対象	応力 (kg／mm²)		評価	備考
外圧	内外圧差	制御棒被覆管	寿命初期	9以下		
	寿命初期外圧支配 寿命末期は生成Heにより内圧＞外圧となる。		寿命末期	6以下		
			寿命末期冷態	6以下		
内圧					いずれも許容値以下	
駆動時荷重	駆動時荷重を仮定	スパイダ本体（ベーン部）	3以下			疲労限
		制御棒接続部	1以下			約18kg／mm²
		制御棒被覆管	1以下			
スクラム時荷重	スクラム時荷重6G仮定					
		スパイダ本体（ベーン部）	3以下			
		制御棒接続部	1以下			同上
		制御棒被覆管	1以下			
水力振動	実績ある陸上PWRの制御棒より剛性が5倍以上となっており，水力振動は十分小さく問題とならない。					

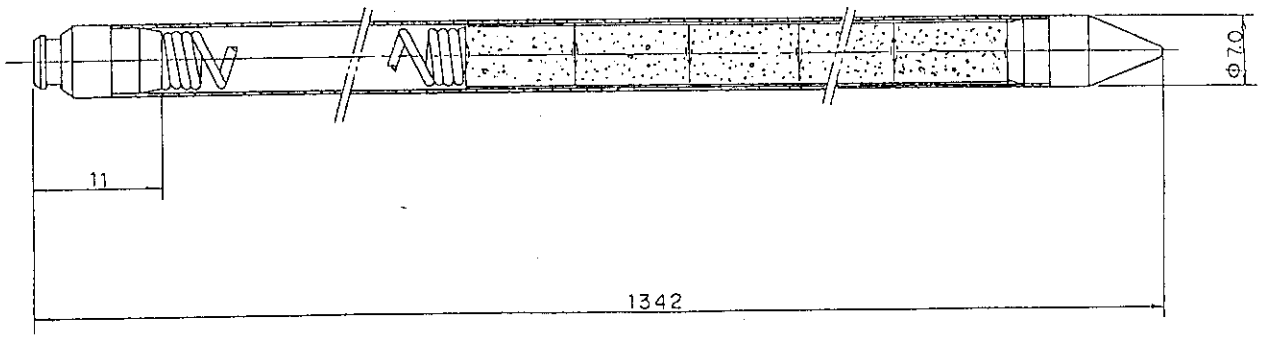


Fig. Ⅱ. 4. 1　燃料棒構造

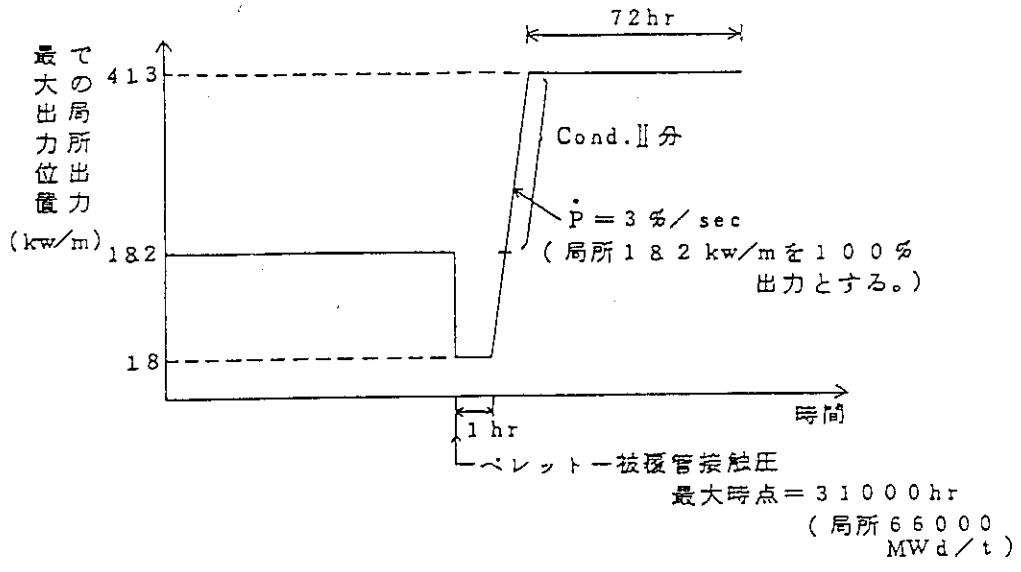


Fig. Ⅱ. 4. 2　解析 P/H（試設計評価炉心）

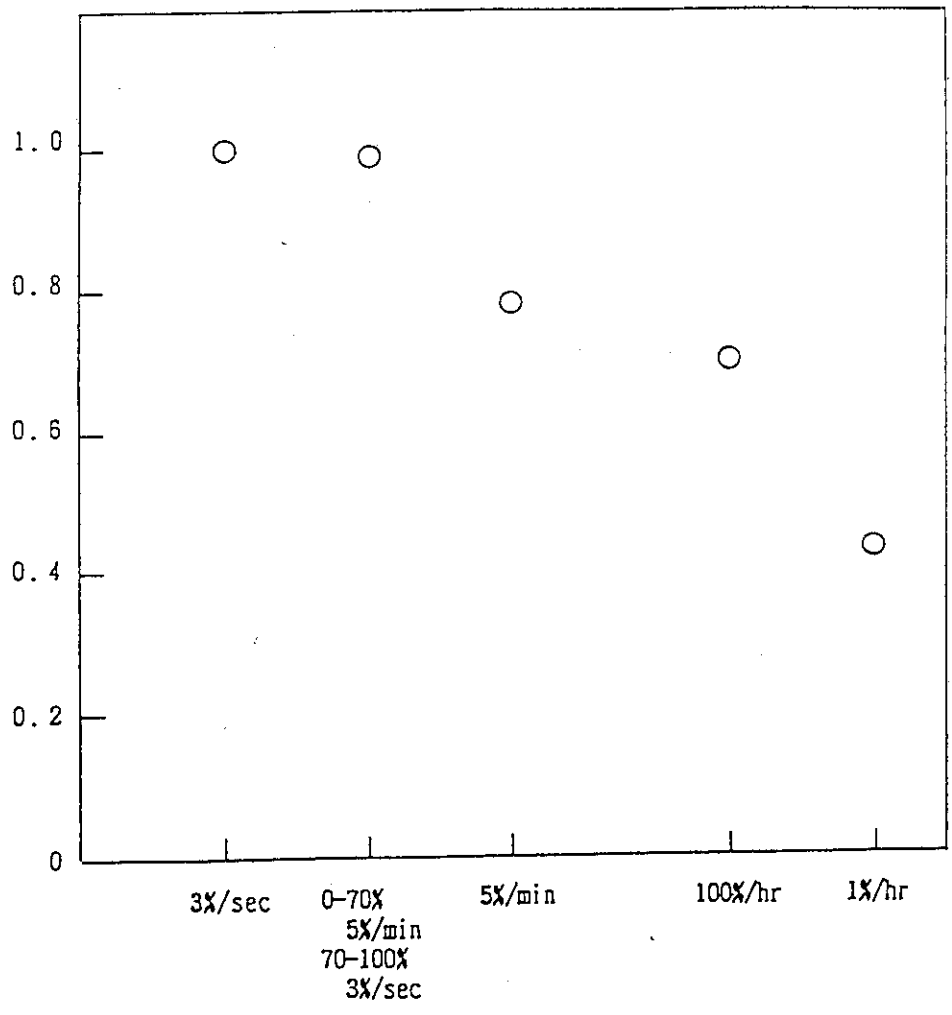


Fig. Ⅱ.4.3　到達応力の比較

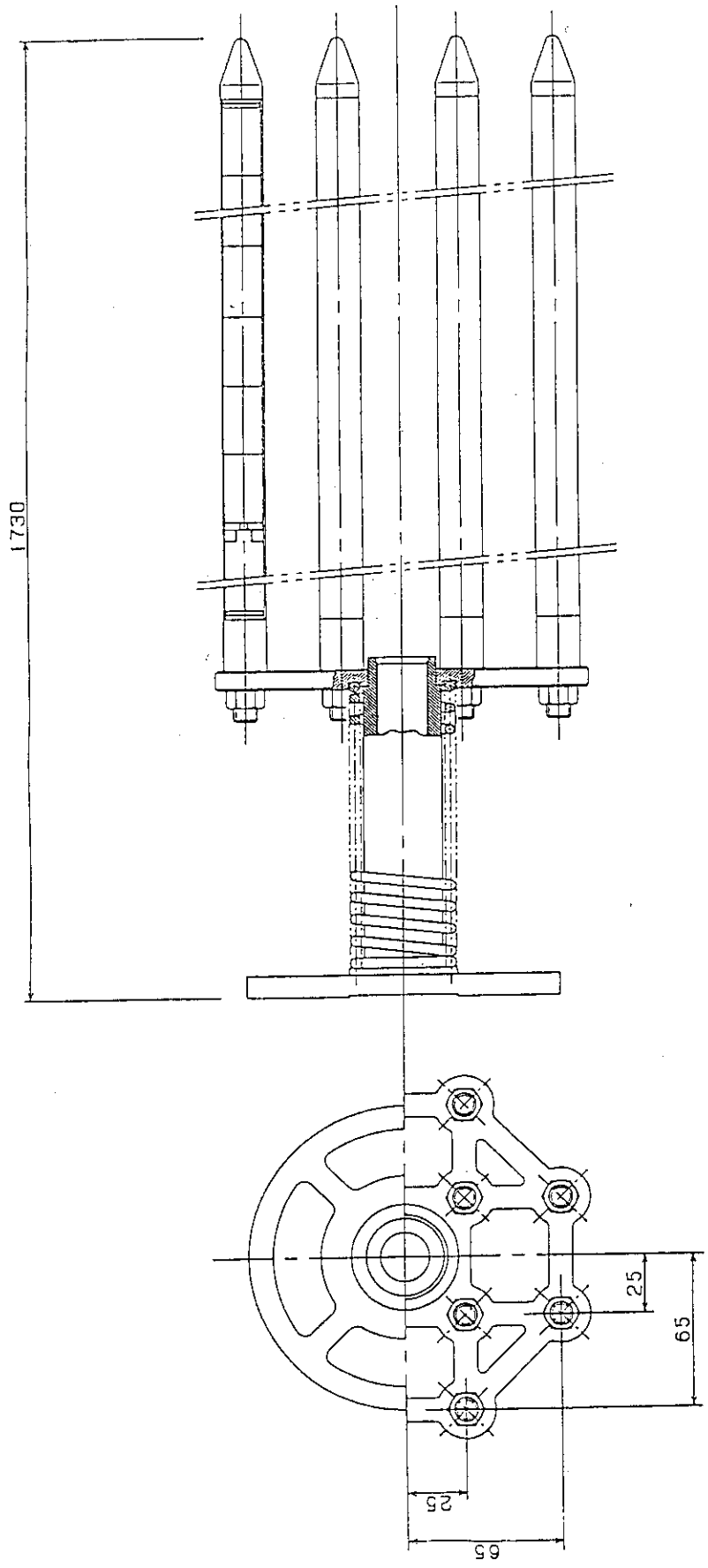


Fig. II. 4. 4　バーナブルポイズン集合体構造

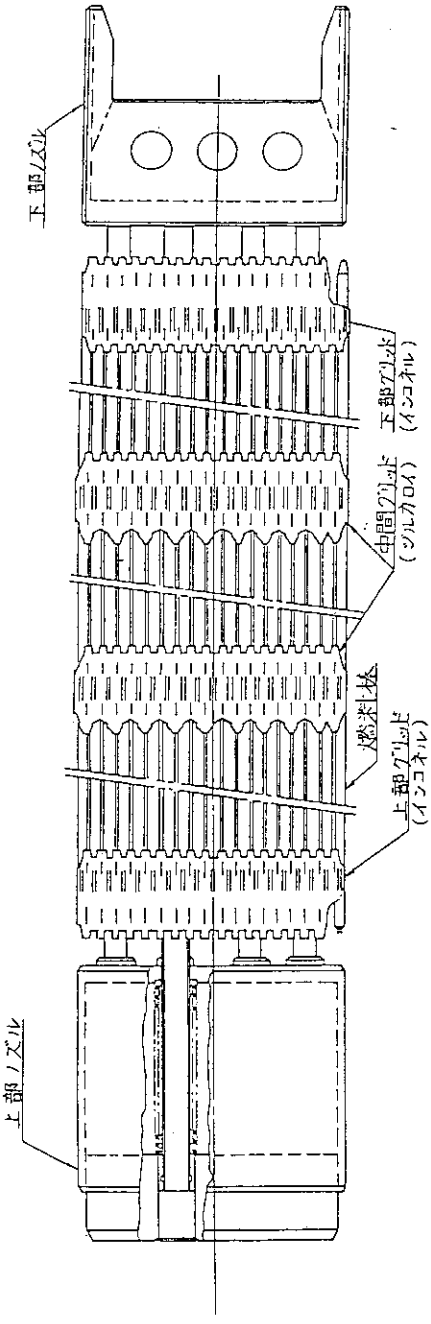


Fig. Ⅱ. 4. 5　燃料集合構造

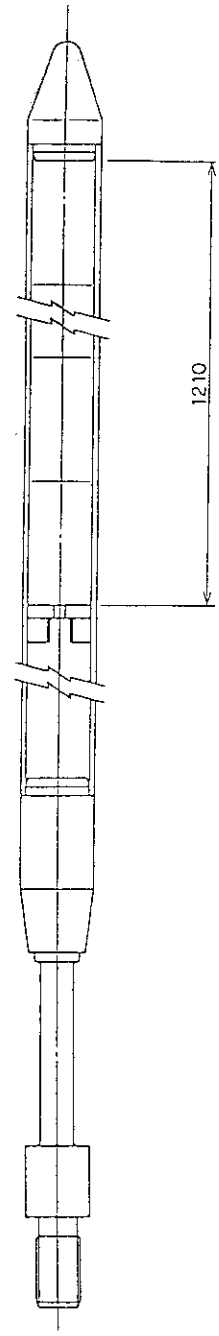


Fig. Ⅱ. 4. 6　制御棒構造

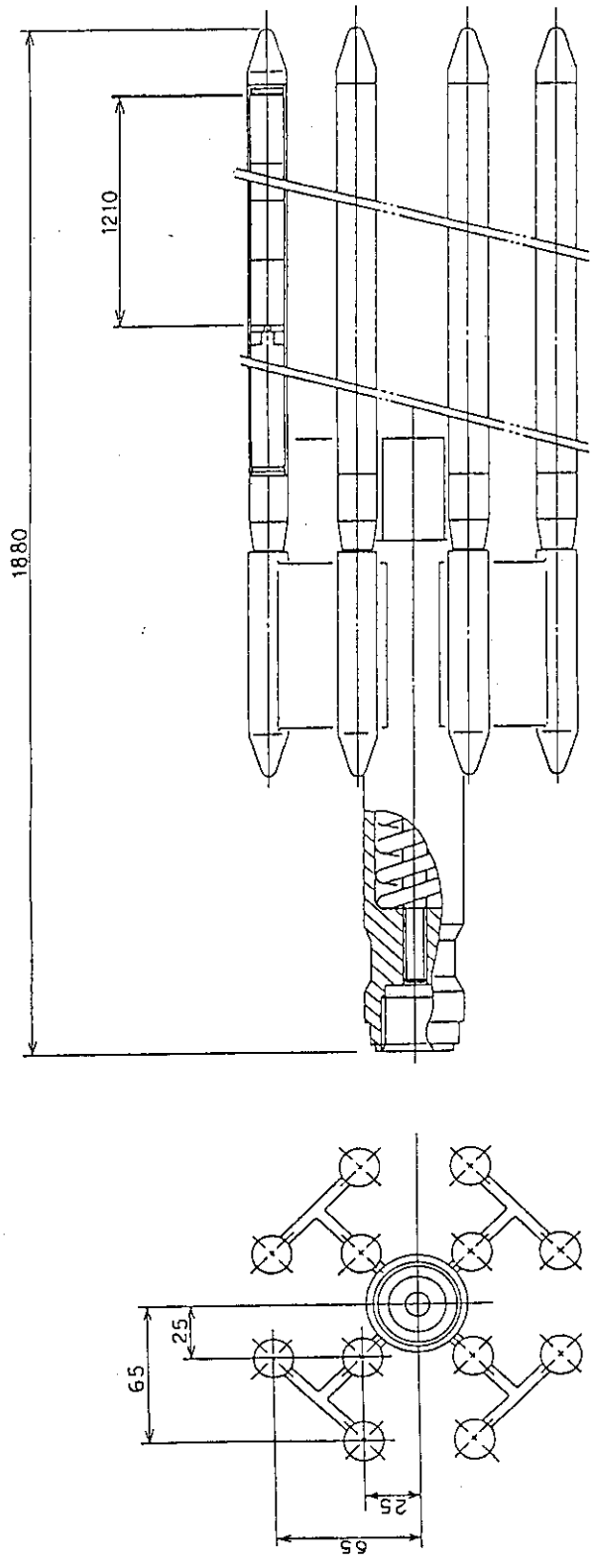


Fig. Ⅱ. 4. 7　制御棒クラスタ構造

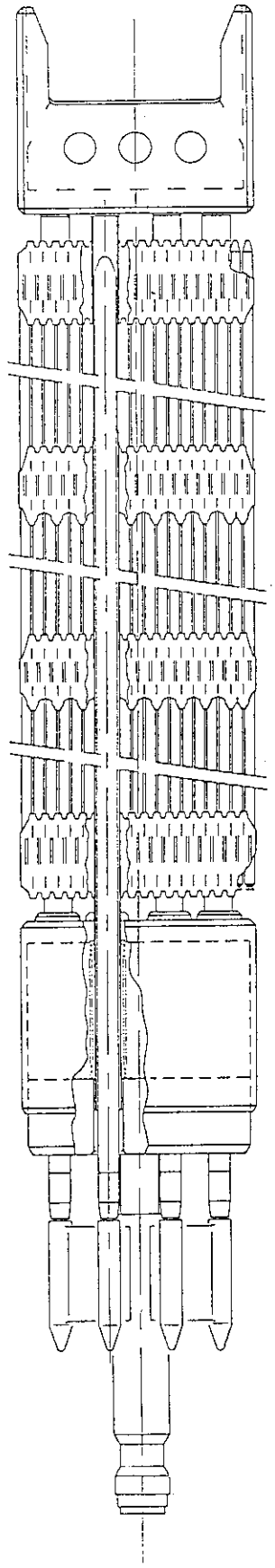


Fig. Ⅱ. 4. 8　制御棒挿入状態図

5. 炉心核設計

5.1 炉心概要

(1) 概　　要

炉心は37体の燃料集合体から構成される。各燃料集合体は19×19の配列をした313本の燃料棒と12本の制御棒案内シンブルから成っている。

燃料棒は低濃縮された二酸化ウランのペレットから成り，冷間加工されたジルカイロ管で被覆され，ヘリウムガスが加圧封入してある。制御棒案内シンブルの材質はジルカロイである。

炉心の構成および特性についてはTable Ⅱ.5.1にまとめてある。

(2) 燃料濃縮度および装荷方式

本炉心では2種類の濃縮度の燃料による2領域燃料装荷を行う。濃縮度の低い燃料で中央部領域を構成し（第1領域），高い濃縮度の燃料はその外側に同心円状に配列される（第2領域）。領域1，2の燃料濃縮度はそれぞれ5.7 wt%，6.7 wt%である。燃料装荷方式をFig. Ⅱ.5.1に示す。

(3) 可燃性毒物（BP）

本炉心では過剰反応度を制御するBPとしてガドリニアを用いる。

本炉心でのガドリニアの用い方としては，燃料の中に混入して用いるタイプと，燃料の中に混入せず，ガドリニアのみでBP棒を形成（アルミナの混合物）して制御棒案内シンブルの中に挿入して用いるタイプ（ガドリニアBP棒）との2種類のタイプを採用している。

ガドリニア混入タイプの燃料棒は，サイクル末期での反応度損失が少なく，従来型のBPのように使用後固体廃棄物とならない等の長所を有している。ガドリニア混入燃料棒とガドリニアBP棒の本数および配置を燃焼度と出力分布の平坦化の観点から，Fig. Ⅱ.5.1に示すとおりとした。燃料集合体内での配置をFig. Ⅱ.5.2からFig. Ⅱ.5.5に示す。また，軸方向においてもガドリニア混入燃料棒，ガドリニアBP棒共に，上端および下端のそれぞれ11%をガドリニアを含まないものとした。

すなわち，燃料有効長121 cmの中央部94.1 cmのみにガドリニアを含むものとしている。

(4) 制 御 棒

制御棒クラスタは21体炉心内に挿入するが，この内，制御用制御棒クラスタとしては，燃焼における反応度変化，出力変化に伴う反応度補償ができるように体数を決定し，出力分布の平坦化を考慮してバンク分けと配置を決定した。残りの制御棒クラスタは停止用としている。これらの炉心内配置をFig. Ⅱ.5.6に示す。

なお，制御棒吸収材の材質はB_4Cであるが，上記したようにガドリニアを上，下端部で減らしたことにより，天然のほう素では停止余裕が厳しくなるため，ほう素内のB^{10}を80 at%濃縮したものを使用することとした。

被覆管の材質はステンレスである。

5.2 反応度制御計画

(1) 概　要

反応度制御は，B_4C 制御棒と BP であるガドリニア（Gd_2O_3）で行っている。Gd_2O_3 は，燃料中に混入して用いられるものと，アルミナ（Al_2O_3）と混合して燃料とは分離した BP 棒を形成して用いられるものとに分けられる。

また，Gd_2O_3 は直接には毒物としての効きを制御できないので，静的な反応度制御として用いられる。これに対し，制御棒は動的な制御能力を持ち，下記の反応度制御に用いられる。

(i) 高温零出力状態と常温との間の冷却材温度変化に伴う反応度変化

(ii) 燃焼による反応度変化－これには燃料組成の変化，キセノン以外の核分裂生成物の蓄積および BP の燃焼の影響が含まれる。

(iii) 出力変動の後生じるキセノン濃度変化

(iv) 零出力から全出力までの燃料温度上昇に伴う反応度変化

(v) 原子炉停止

(2) ガドリニア

燃料中に混入して用いられる Gd_2O_3 は，効果的な BP とすることができる。本炉心では船体事故を考慮して反応度制御にケミカルシムを用いないため，制御棒の反応度制御の負担分が大きくなる。制御棒だけでは反応度が不足するので，燃焼に伴う反応度変化の一部を制御するために BP を大量に用いる必要がある。しかし，従来型 BP ではサイクル末期における反応度損失が大きいため，大量に用いる場合には燃え残りの少ない Gd_2O_3 を使用するのが適当である。

Gd_2O_3 の濃度は低くなるにしたがって自己遮蔽効果が小さくなり，燃焼に伴って反応度が急激に上って安定した出力分布を得ることができない。Gd_2O_3 の濃度を高くするほど燃焼速度が遅くなり，安定した出力分布を得ることができるので，本炉心では 10 wt%の Gd_2O_3 を使用する。

第 1 領域の Gd_2O_3 入り燃料は 5.7 wt%の濃縮度の UO_2 に Gd_2O_3 を 10% の割合で混ぜたもの，第 2 領域の Gd_2O_3 入り燃料は 6.7 wt%の濃縮度の UO_2 に Gd_2O_3 を 10 wt%の割合で混ぜたものである。

燃料中に混入される Gd_2O_3 は，サイクル中期になると燃え尽きてサイクル中期における余剰反応度が大きくなり，制御棒だけでは停止余裕条件を満すことができないため，Al_2O_3 と Gd_2O_3 を混合した BP 棒を設けることにしている。

このガドリニア BP 棒は，細径にすると燃料混入の Gd_2O_3 と同程度の速度で燃焼するので，サイクル中期でもワースを残すように太径としている。また，サイクル末期において反応度損失がなるべく小さくなるように，Gd_2O_3 の濃度は 20 wt%としている（アルミナ 80 wt%）。

(3) 制 御 棒

制御棒は RCC 型を採用しており，炉心内に 21 体配置している (Fig. Ⅱ.5.6 参照)。制御棒クラスタは制御棒 12 本から形成されている。

制御棒クラスタではすべて同一構造であるが，使用目的に応じて制御グループと停止グループに分けられる。制御グループ制御棒クラスタは出力運転で使用され，温度や出力のような運転状態の変化に伴う反応度変化および燃焼による反応度変化の制御を行う。停止グループ制御

棒は停止用反応度を供するために使用される。

制御用バンクを単一とした場合には反応度効果が高いために軸方向のピーキングが悪化する。したがって，制御用バンクを3つに分ける方式を採用した。各バンクの配置は出力分布を考慮して決定され，Fig. Ⅱ. 5.6 に示されている。

(4) 制御棒反応度効果および炉心増倍率

サイクル初期，中期(注)，末期における常温，高温零出力，高温全出力のそれぞれの状態での制御棒反応効果および炉心増倍率を，Table Ⅱ. 5.2 から Table Ⅱ. 5.4 に示す。また，3次元燃焼計算により得られた各燃焼度時点での制御棒全引抜状態での炉心実効増倍率を Fig. Ⅱ. 5.7 に示す。炉心実効増倍率は 32,000 MWd/t で最小となっているが，この時点での最大落下制御棒価値は，1.17% $\Delta\rho$（D－4落下）であり，32,000 MWd/t での余剰反応度は 1.9% $\Delta\rho$ であるため，出力運転状態を維持することができる。

常温における最大反応度制御棒クラスタ1本固着状態での実効増倍率はサイクル初期が最も厳しいが，1% $\Delta\rho$ の余裕をもって炉を停止することができる。

(5) キセノン蓄積および減衰

炉心寿命中のどの燃焼度においてもキセノンが存在する状態から停止した場合には，それぞれの状態に対応するキセノン蓄積および減衰が見られる。サイクル初期と末期における高温全出力，平衡キセノン状態から炉停止した後の反応度欠損の時間変化をそれぞれ Fig. Ⅱ. 5.8 および Fig. Ⅱ. 5.9 に示す。

炉停止後のキセノンの最大有害作用はサイクル末期で最も大きく，1.69% $\Delta\rho$ となっているが，Fig. Ⅱ. 5.7 に示すようにサイクル末期の余剰反応度はこれ以上であり，炉停止後のキセノン毒物作用がある場合でも原子炉を再起動できるといえる。

5.3 出力分布および燃料燃焼度

(1) 燃焼による出力分布の変化

高温全出力制御棒挿入状態（臨界となる位置）での横方向出力分布および燃焼度分布を，サイクル初期から末期について Fig. Ⅱ. 5.10 から Fig. 5.22 に示す。また，サイクル初期，中期，末期での軸方向平均出力分布およびサイクル末期での軸方向平均燃焼度分布を，Fig. Ⅱ. 5.23 から Fig. Ⅱ. 5.26 にそれぞれ示す。

(2) F_Q の計算

F_Q は次式によって計算を行った。

$$F_Q = F_Q^N \times F_Q^E,\ F_Q^N = F_Q^{cal} \times F_Q^U$$

F_Q^E ： 工学的熱流束係数 1.03

FQ^{cal} ： 3次元計算によるピーキング係数

F_Q^U ： F_Q^N の不確実性を考慮する因子 1.10

この計算式によって求めた F_Q を Fig. Ⅱ. 5.27 に示す。制御棒価値が大きく，また，減速材平均温度一定運転であるため，出力変動に伴う反応度変化による制御棒移動が少なく，F_z はあま

(注) サイクル中期については燃焼度 15,000 MWd/t として計算を行っている。

り変化しないので，F_Q×Power は Fig. Ⅱ. 5.27 の全出力のケースが最も厳しい値となる。

F_Q は最大で 3.96 で，これに対応した燃料棒線出力は高々28.1 kW/m であり，その健全性は確保される。

サイクル初期，高温全出力状態での全制御棒引抜きおよび各制御棒パターンに対応する出力分布を Fig. Ⅱ. 5.28 から Fig. Ⅱ. 5.32 に示す。

5.4 反応度係数

(1) 減速材温度係数

減速材温度係数は減速材温度変化に対する反応度の変化として定義され，これを積分したものを減速材温度欠損という。

Fig. Ⅱ. 5.33 から Fig. Ⅱ. 5.35 にサイクル初期，中期，末期における減速材温度係数（全制御棒引抜）の減速材温度による変化を示す。

また，Table Ⅱ. 5.5 に常温零出力，高温全出力における制御棒全引抜および挿入時の減速材温度係数を示す。

Fig. 5.36 にサイクル初期，中期，末期における減速材温度欠損を示す。

(2) ドップラ係数

ドップラ温度係数は燃料実効温度の単位温度変化あたりの反応度であると定義され，U－238 共鳴吸収ピークのドップラ効果による拡がりの程度を示す。

このドップラ係数を温度で積分したものがドップラ欠損である。ドップラ温度係数およびドップラ欠損を Fig. Ⅱ. 5.37 および Fig. Ⅱ. 5.38 に示す。また，ドップラ係数を炉心相対出力の関数として Fig. Ⅱ. 5.39 に示す。

このドップラ係数と減速材温度係数の和が等温温度係数であり，これを積分したものが常温状態からの反応度欠損である。なお，高温零出力から高温全出力までは冷却材平均温度一定運転であるので，減速材温度欠損は無しとみてさしつかえない。

5.5 制御棒運棒計画

高温全出力での制御棒挿入度の燃焼による変化を Fig. Ⅱ. 5.40 に示す。

制御用のバンクは A，B，C の順で抜くようにしているが，定格出力運転中はバンク C のみの操作で運転可能となっている。

この図は炉心の 3 次元燃焼計算から得られたものであり，これに対応する横方向出力分布は Fig. Ⅱ. 5.10 から Fig. Ⅱ. 5.22 に示されている。

Fig. Ⅱ. 5.40 に示されているように 32,000 MWd/t の燃焼度，すなわち 8 年のサイクル長さ (40% 負荷率)[注] が得られていることが判る。

(注) $\frac{100\text{MW}}{3.4\text{Ton}} \times 365\text{日} \times 8\text{年} \times \frac{5\sim6\text{ヶ月}}{12\text{ヶ月}} \times 2 \times 0.4 = 29{,}000\ \text{MWd/t} \sim 34{,}000\ \text{MWd/t}$

5.6　動特性等解析用データ

動特性等解析用データとして原子炉トリップ時の反応度添加曲線を Fig. Ⅱ. 5.41 に，制御用バンクＣの微分反応度効果曲線を Fig. Ⅱ. 5.42 に示す。また，遅発中性子定数を Table Ⅱ. 5.6 に示す。

Table Ⅱ.5.1 炉心要目表（1／3）

Ⅰ）炉心構成	
1） 炉心等価直径（cm）	131
炉心有効高さ（cm）	121
炉心有効高さ／等価直径	0.924
2） 燃料集合体数	37
第 1 領 域	13
第 2 領 域	24
燃 料 棒 総 数	11,581
3） 燃料集合体	
燃料被覆管材質	ジルカロイ－4 （ライナー付）
RCC案内シンブル材質	ジルカロイ－4
支持格子材質	
上部，下部	インコネル
中間部	ジルカロイ－4
燃料集合体ピッチ（cm）	19.1
燃 料 集 合 体 巾（cm）	19.0
燃 料 棒 ピ ッ チ（cm）	1.0
燃料棒被覆管	
外 径（cm）	約0.70
肉 厚（cm）	約0.055
UO_2ペレット直径（cm）	約0.58
UO_2ペレット被覆管間隙（cm）	約0.007

Table Ⅱ.5.1 炉心要目表（2／3）

RCC案内シンブル	
外　　径（cm）	約2.1
燃料集合体内	
燃料棒配置	19×19
燃料棒本数	313
RCC案内シンブル数	12
燃料装置（TonU）	3.4
第 1 領域	1.2
第 2 領域	2.2

Ⅱ）炉心特性

1） 熱出力（MWt）	100
平均線出力（kW／m）	7.1
炉心平均出力密度（W／cc）	61.2
2） U-235 濃縮度（wt%）	
第 1 領域	5.7
第 2 領域	6.7
UO_2密度（%理論密度）	
第 1 領域	95
第 2 領域	95
3） ガドリア（Gd_2O_3）濃度（wt%）	
第 1 領域	10．
第 2 領域	10

Table Ⅱ.5.1 炉心要目表（3／3）

4) 冷却材温度（℃）	
高温零出力（平均）	290.0
高温全出力（入口）	282.5
高温全出力（平均）	290.0
高温全出力（出口）	297.5
高温全出力（上昇）	15.0
5) 1次系圧力（kg／cm^{2}g）	120.0
6) 熱水路係数	
熱流束	
F_Q^N	3.78
F_Q^E	1.03
F_Q	3.90
エンタルピー上昇 $F^N\Delta_H$	1.90
Ⅲ) 非燃料要素	
制御棒クラスタ（RCC）	
吸収体材質	B_4C
密度（g／cm^3）	1.76
B^{10}濃度（at%）	80
RCC数	21
RCCの吸収棒数	12
バーナブルポイズン（BP）	
吸収体材質	Gd_2O_3
密度（wt%）	20
BPクラスタ	12本組 12本
	6本組 4本

Table Ⅱ.5.2 実効増倍率及び制御棒反応度効果（サイクル初期）

1) 高温全出力 キセノン無し

制御棒パターン	実効増倍率	制御棒価値（%$\Delta\rho$）
全制御棒引抜	1.076	
バンクC全挿入	1.024	4.71
バンクC＋B全挿入	0.980	4.36
バンクC＋B＋A全挿入	0.978	0.19
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.812	20.89

2) 高温零出力 キセノン無し

全制御棒引抜	1.080	
バンクC全挿入	1.028	4.71
バンクC＋B全挿入	0.984	4.36
バンクC＋B＋A全挿入	0.982	0.19
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.816	20.76

3) 常温停止 キセノン無し

全制御棒引抜	1.187	
バンクC全挿入	1.144	3.18
バンクC＋B全挿入	1.105	3.11
バンクC＋B＋A全挿入	1.102	0.18
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.944	15.19
D－6固着（他，全挿入）	0.988	

Table Ⅱ.5.3 実効増倍率及び制御棒反応度効果（サイクル中期）

1) 高温全出力 キセノン状態は定格運転の平衡状態に固定

制御棒パターン	実効増倍率	制御棒価値（%$\Delta\rho$）
全制御棒引抜	1.040	
バンクC全挿入	0.985	5.42
バンクC＋B全挿入	0.936	5.29
バンクC＋B＋A全挿入	0.934	0.21
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.769	23.03

2) 高温零出力 キセノン無し

全制御棒引抜	1.044	
バンクC全挿入	0.988	5.40
バンクC＋B全挿入	0.938	5.45
バンクC＋B＋A全挿入	0.936	0.22
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.772	22.68

Table Ⅱ.5.4 実効増倍率及び制御棒反応度効果（サイクル末期）

1) 高温全出力 キセノン状態は定格運転の平衡状態に固定

制御棒パターン	実効増倍率	制御棒価値（%$\Delta\rho$）
全制御棒引抜	1.019	
バンクC全挿入	0.955	6.55
バンクC＋B全挿入	0.900	6.39
バンクC＋B＋A全挿入	0.899	0.15
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.736	24.70

2) 高温零出力 キセノン無し

全制御棒引抜	1.024	
バンクC全挿入	0.960	6.54
バンクC＋B全挿入	0.903	6.55
バンクC＋B＋A全挿入	0.902	0.16
バンクC＋B＋A＋S全挿入	0.741	24.08

Table Ⅱ.5.5 減速材温度係数（単位 pcm／℃）

1) サイクル初期

	常温停止	高温零出力	高温全出力
全制御棒引抜	−22.9	− 66.4	− 64.5
全制御棒挿入	−25.7	−122.3	−123.7
臨界時の制御棒位置			− 72.6
バンクC100%挿入			

2) サイクル中期

	常温停止	高温零出力	高温全出力
全制御棒引抜	−14.6	− 58.1	− 57.6
全制御棒挿入	−17.4	−119.6	−121.0
臨界時の制御棒位置			− 63.3
バンクC60%挿入			

3) サイクル末期

	常温停止	高温零出力	高温全出力
全制御棒引抜	−21.1	− 64.6	− 61.6
全制御棒挿入	−23.9	−126.7	−130.5
臨界時の制御棒位置			− 60.3
バンクC19%挿入			

Table Ⅱ.5.6 遅発中性子定数

定数 / 寿命	遅発中性子割合 (%)		崩壊定数		中性子寿命
BOC	β_1	0.022	λ_1	0.012	$\ell^* = 11.0\,\mu$sec
	β_2	0.144	λ_2	0.031	
	β_3	0.131	λ_3	0.111	
	β_4	0.270	λ_4	0.303	
	β_5	0.086	λ_5	1.18	
	β_6	0.029	λ_6	3.16	
	β_{total}	0.682			

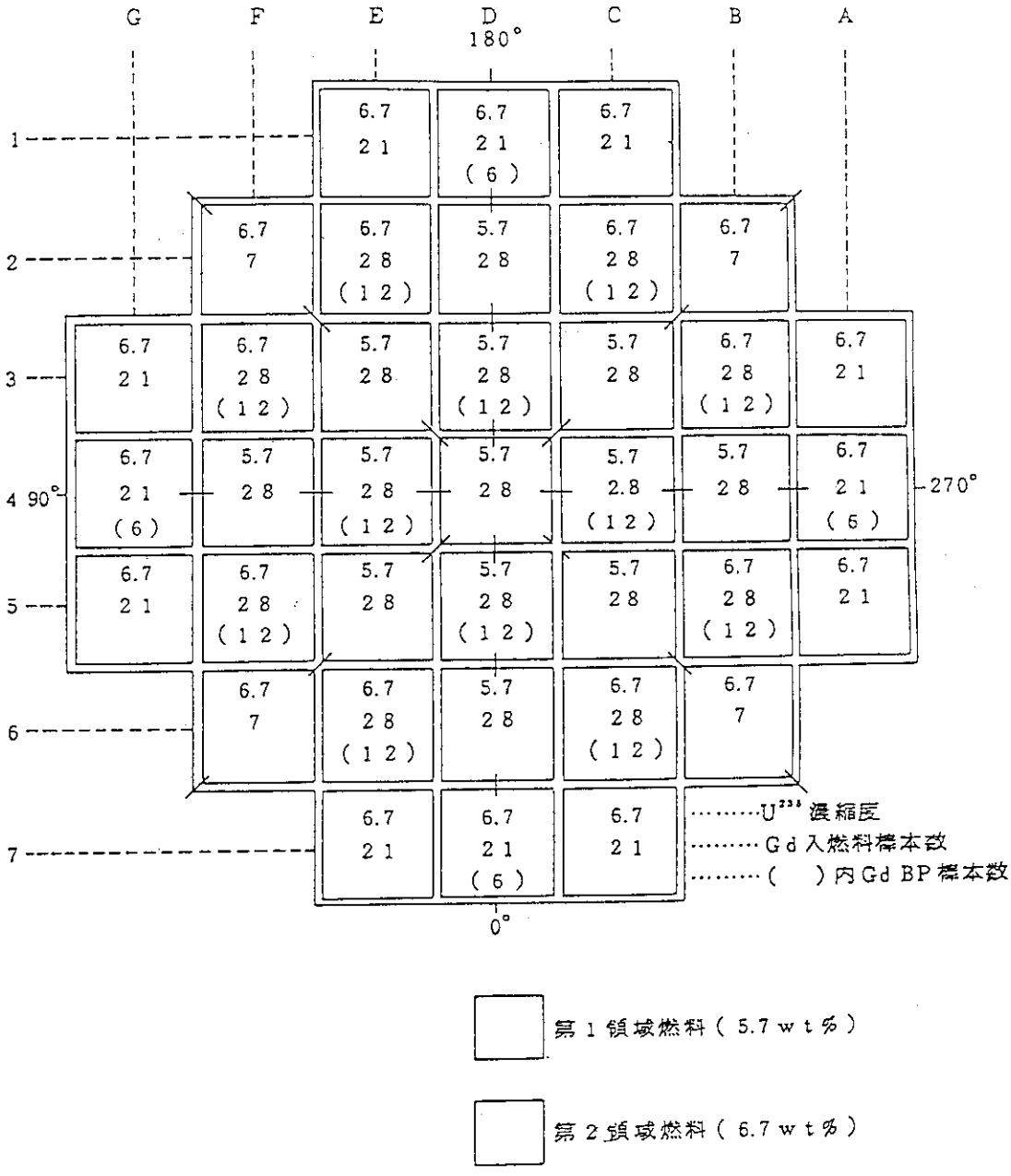


Fig. Ⅱ. 5. 1　燃料集合およびガドリニア燃料棒，ガドリニア BP 棒の炉心内配置

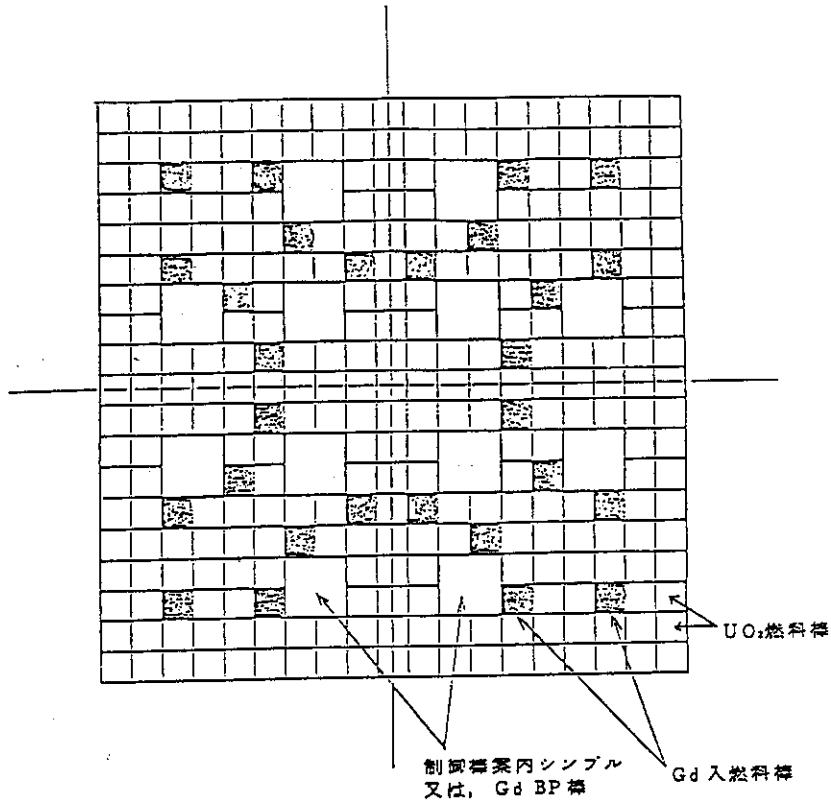


Fig. Ⅱ.5.2　ガドリニア燃料棒（28本）燃料集合体内配置

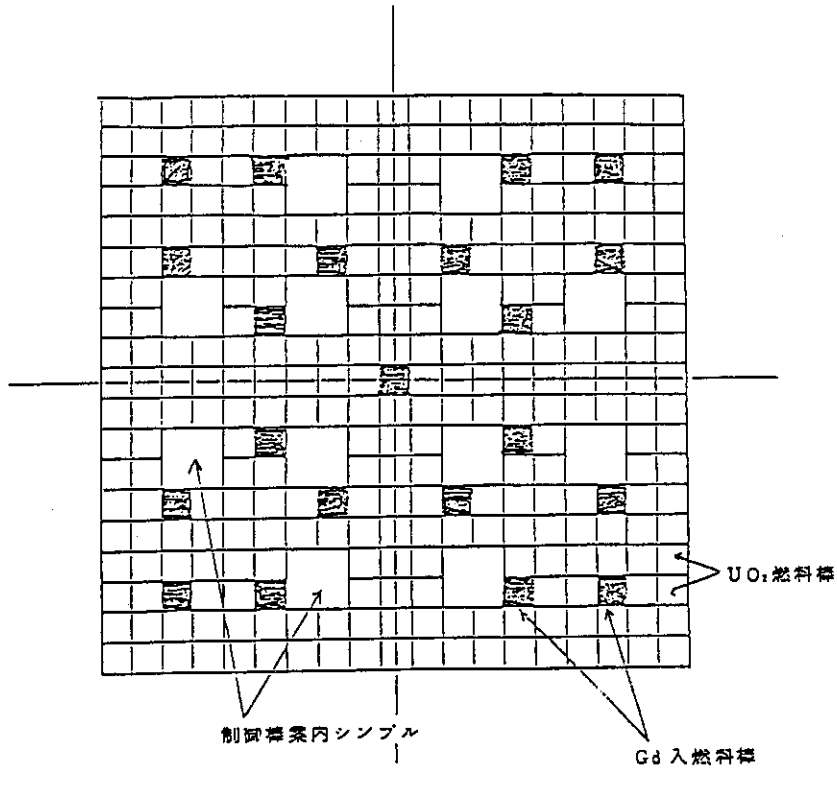


Fig. Ⅱ.5.3　ガドリニア燃料棒（21本）燃料集合体内配置

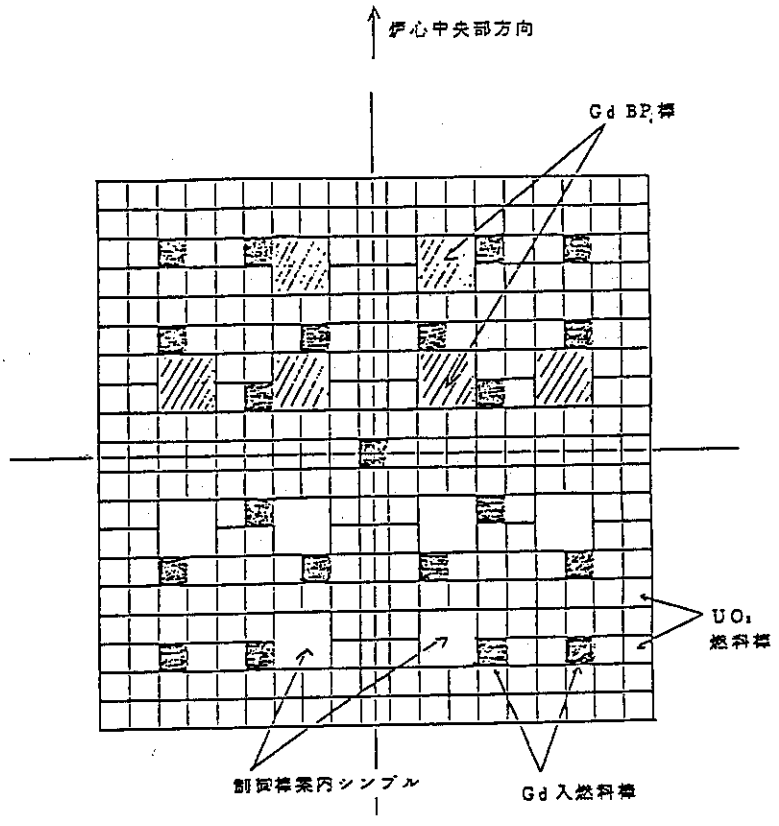


Fig. Ⅱ.5.4　ガドリニア燃料棒（21本），ガドリニアバーナブルポイズン棒（6本）
燃料集合体内配置

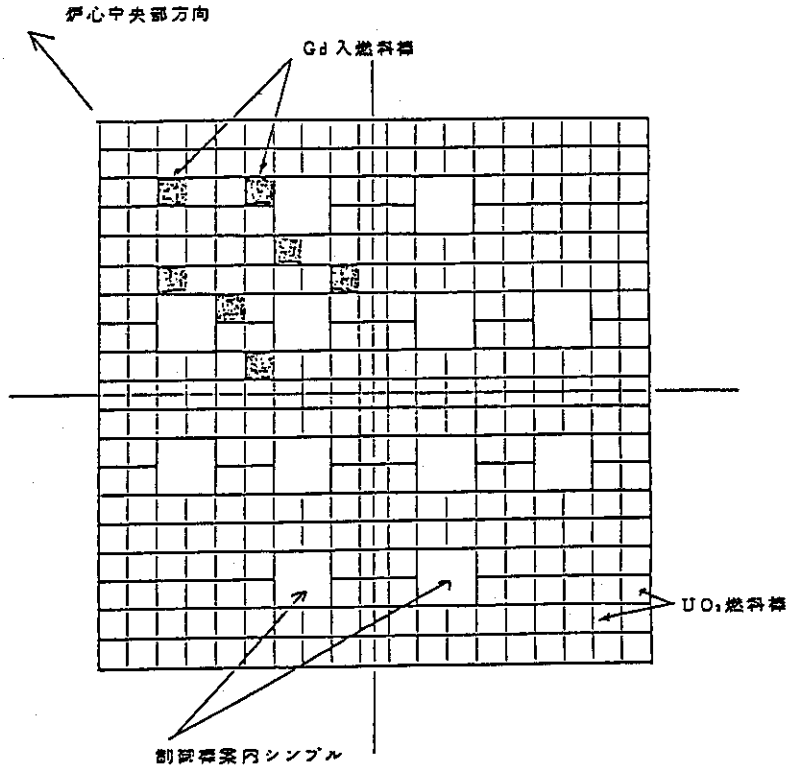
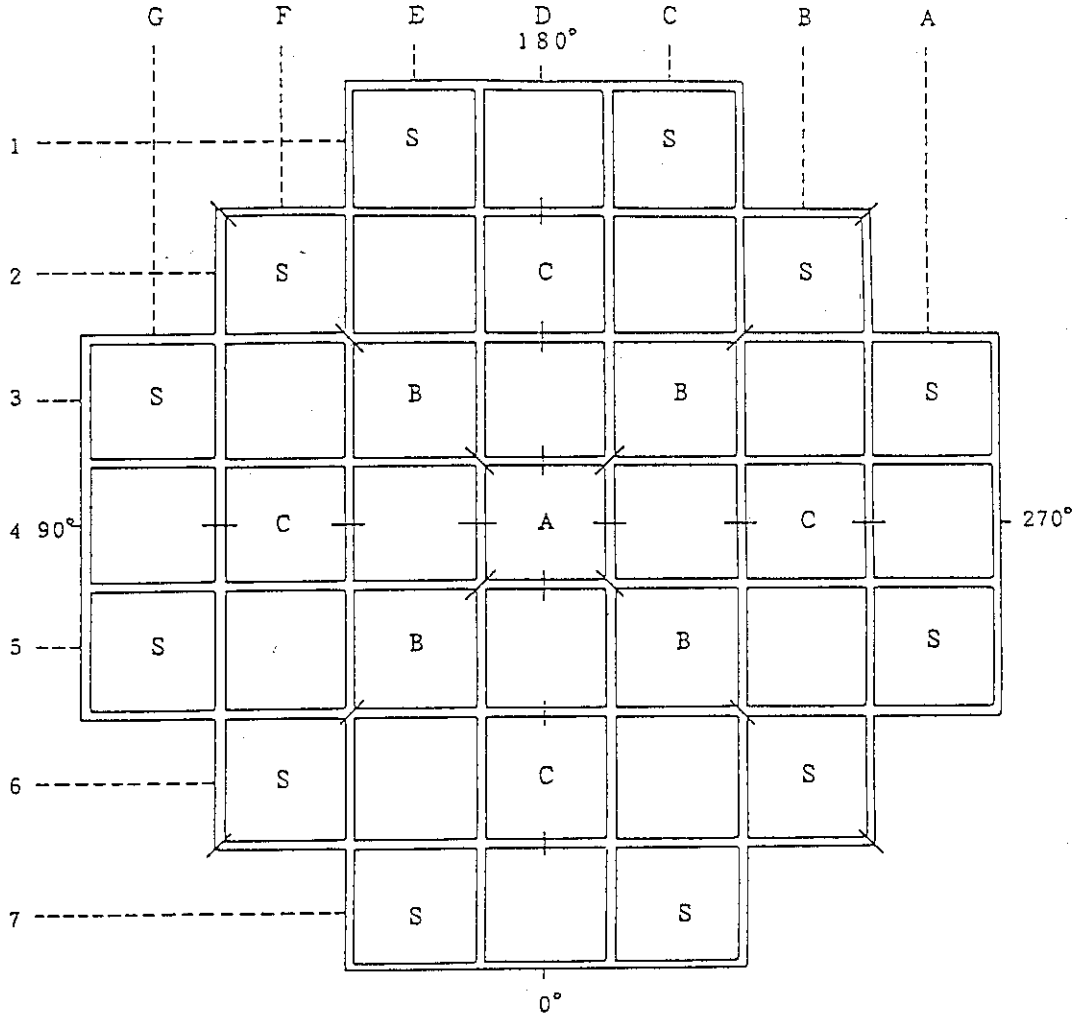


Fig. Ⅱ.5.5　ガドリニア燃料棒（7本）燃料集合体内配置



A；制御用制御棒クラスタバンクA…… 1体
B； 〃 〃 バンクB…… 4体
C； 〃 〃 バンクC…… 4体
S；停止用制御棒クラスタバンクS……12体

Fig. Ⅱ. 5. 6 制御棒配置

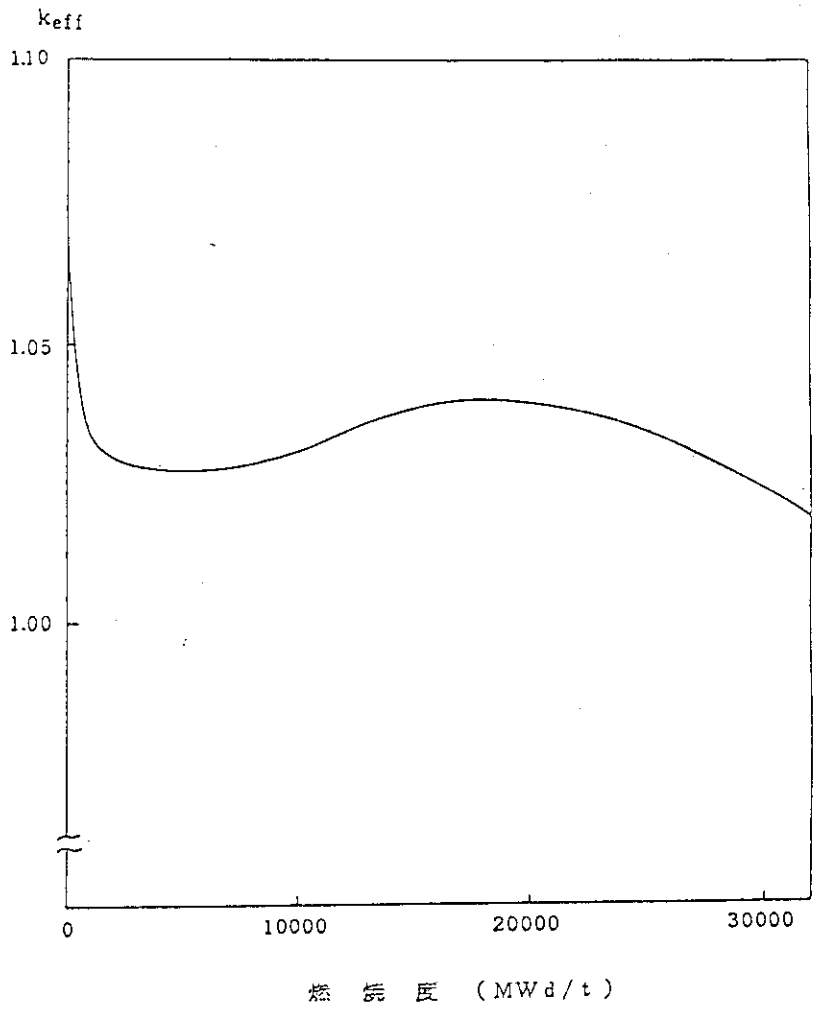


Fig. Ⅱ. 5. 7　制御棒全引抜時の実効増倍率の燃焼による変化
（キセノンは，臨界時の制御棒位置におけるキセノン分布に固定）

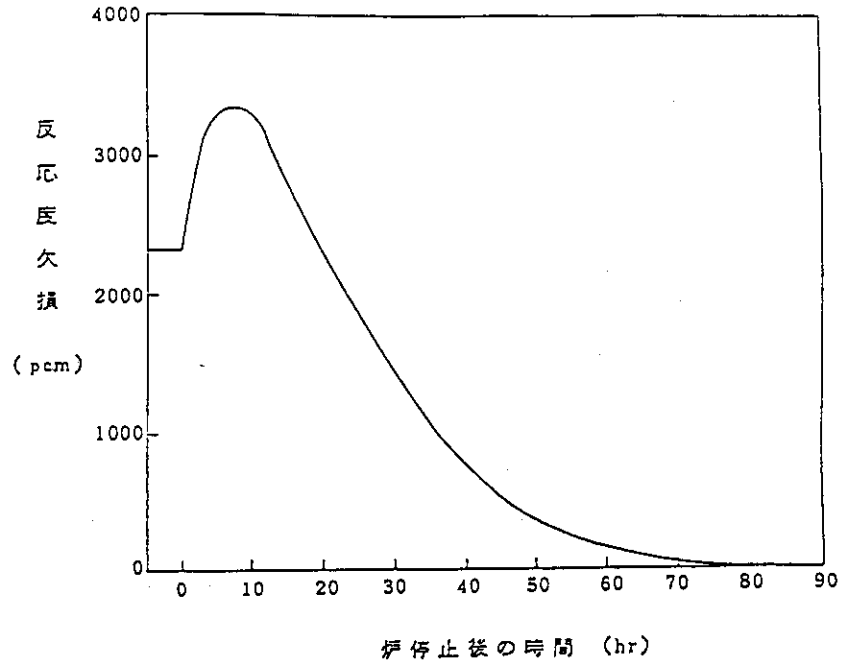


Fig. Ⅱ. 5. 8　停止後のキセノンによる反応度欠損の時間変化（サイクル初期）

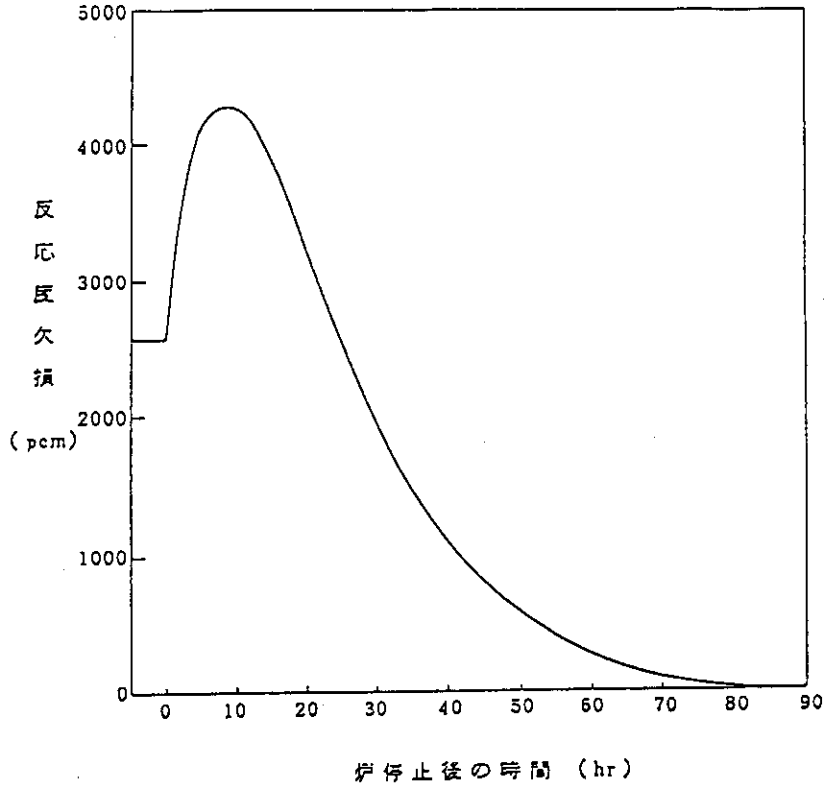


Fig. Ⅱ. 5. 9　停止後のキセノンによる反応度欠損の時間変化（サイクル末期）

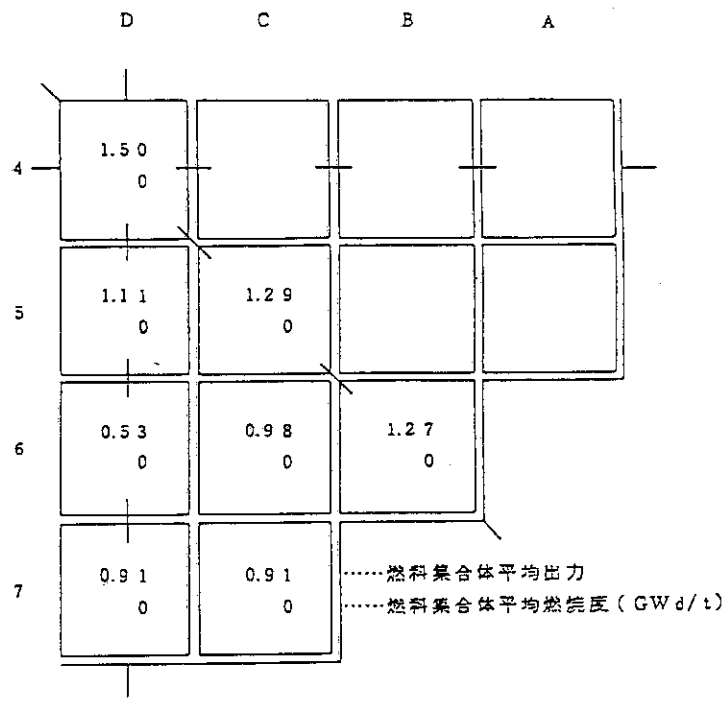


Fig. Ⅱ. 5. 10　横方向出力分布および燃焼度分布
（0 MWd/t，高温全出力，キセノンなし，バンクC 100% 挿入）

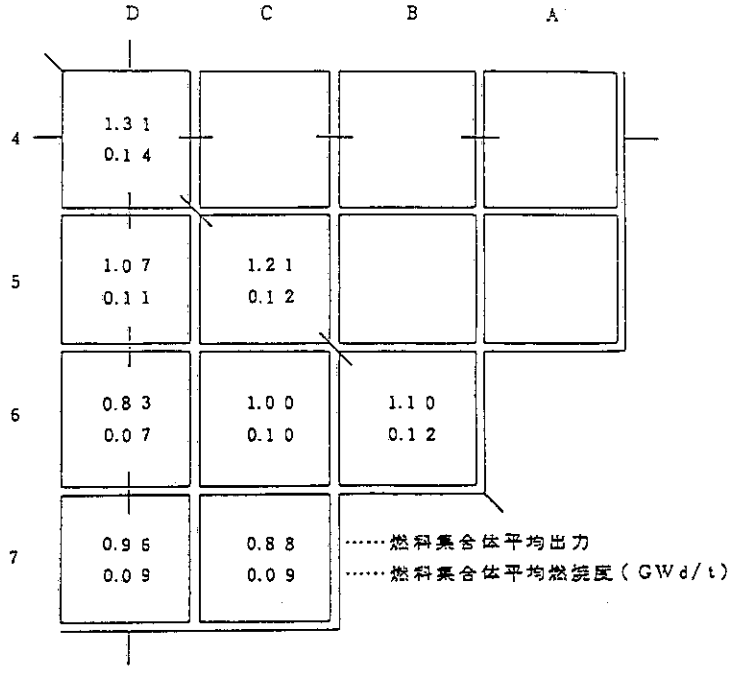


Fig. Ⅱ. 5. 11　横方向出力分布および燃焼度分布
（100 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 75% 挿入）

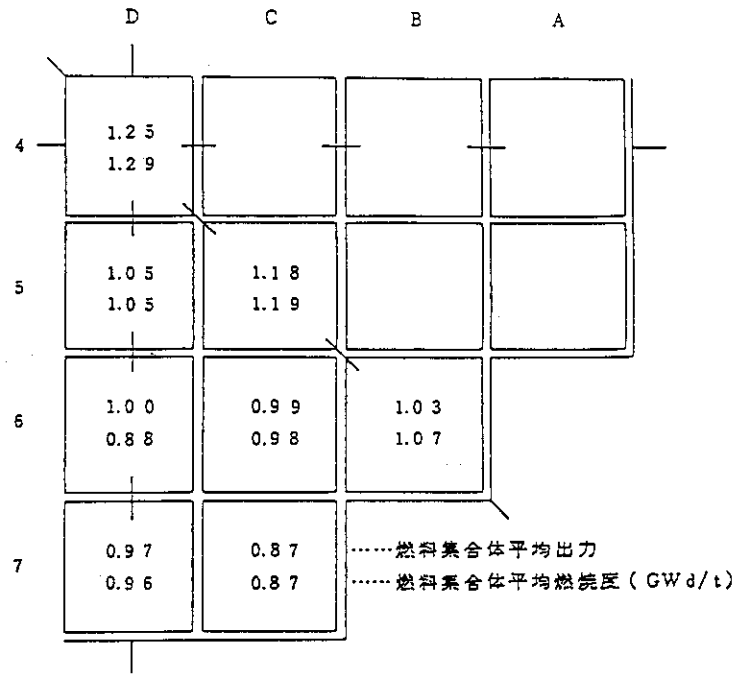


Fig. Ⅱ. 5. 12　横方向出力分布および燃焼度分布
（1000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 45% 挿入）

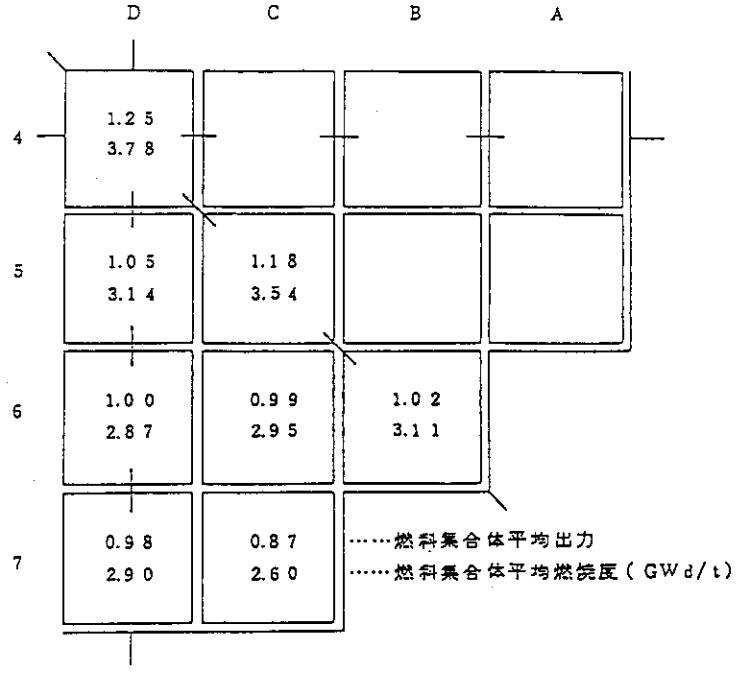


Fig. Ⅱ. 5. 13　横方向出力分布および燃焼度分布
（3000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入）

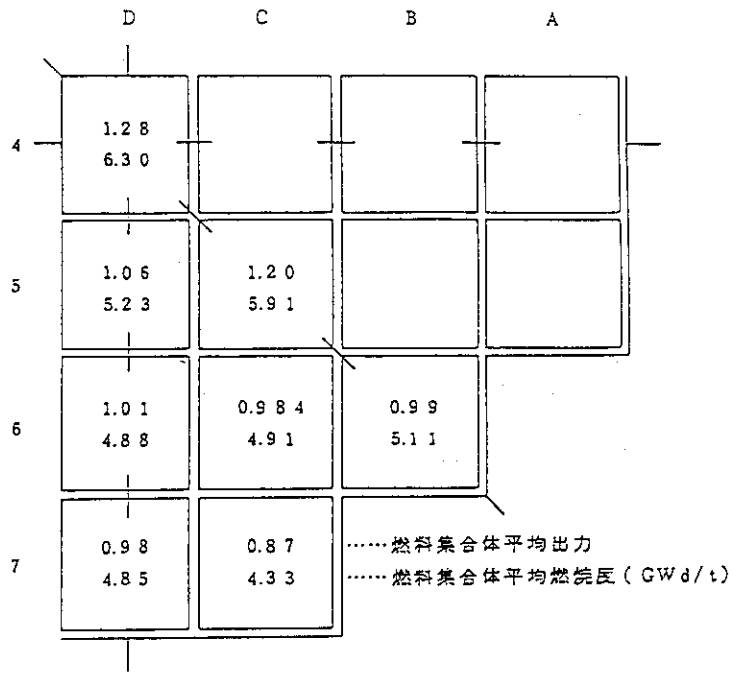


Fig. Ⅱ. 5. 14　横方向出力分布および燃焼度分布
（5000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 38% 挿入）

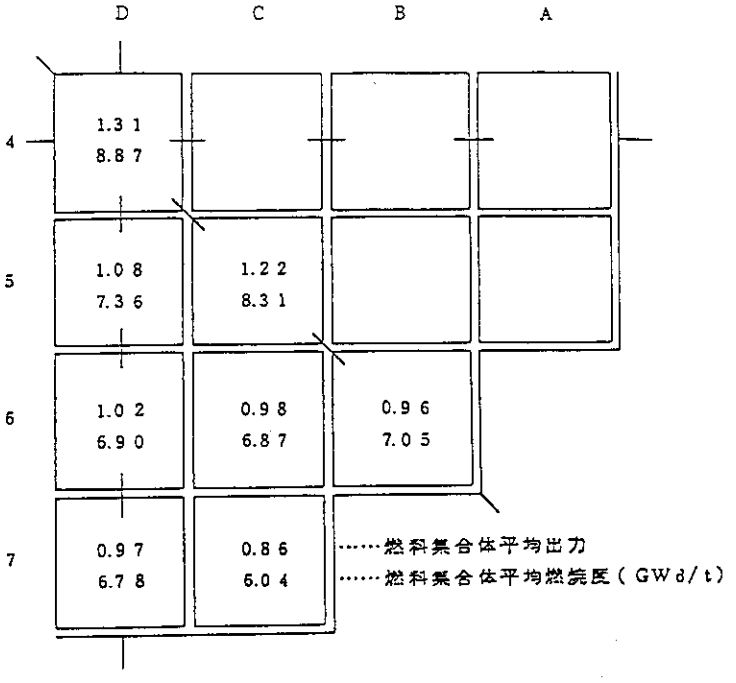


Fig. Ⅱ. 5. 15　横方向出力分布および燃焼度分布
（7000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 38% 挿入）

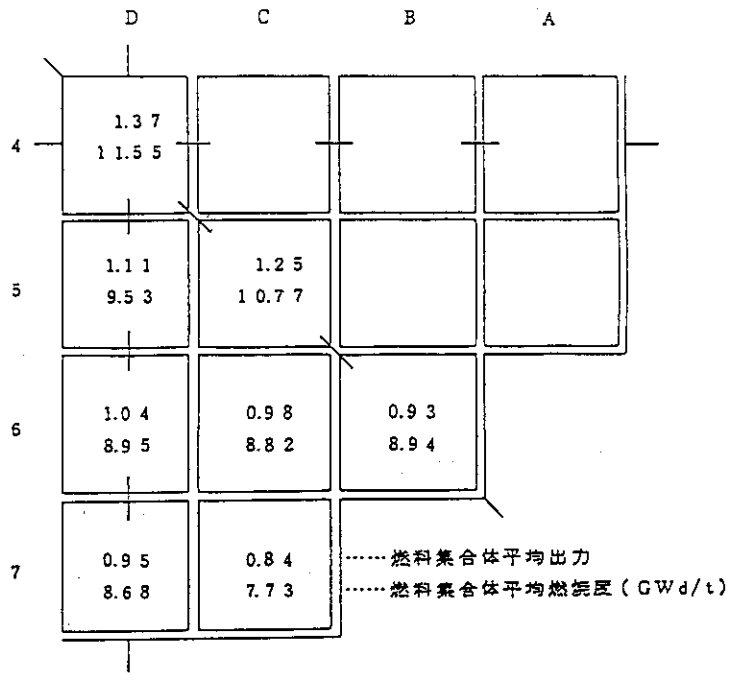


Fig. Ⅱ. 5. 16　横方向出力分布および燃焼度分布
(9000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入)

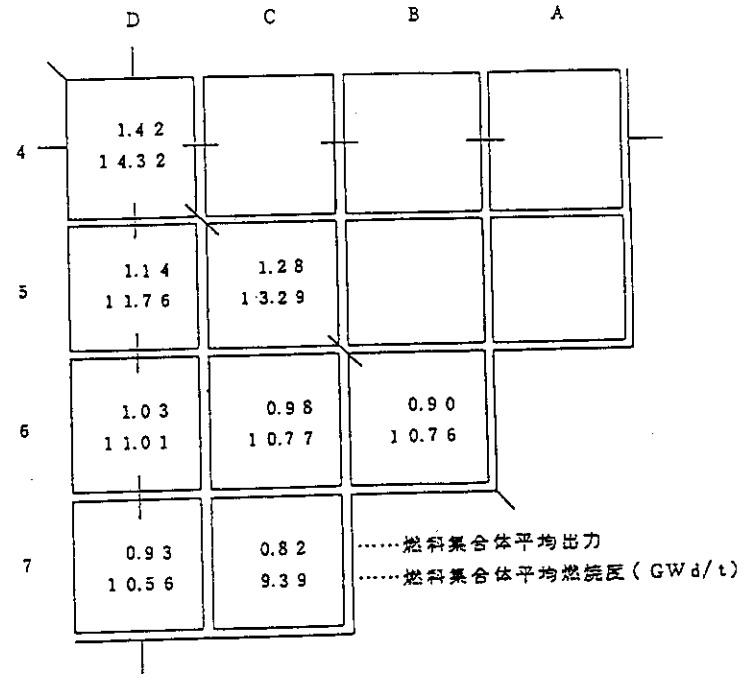


Fig. Ⅱ. 5. 17　横方向出力分布および燃焼度分布
(11000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 45% 挿入)

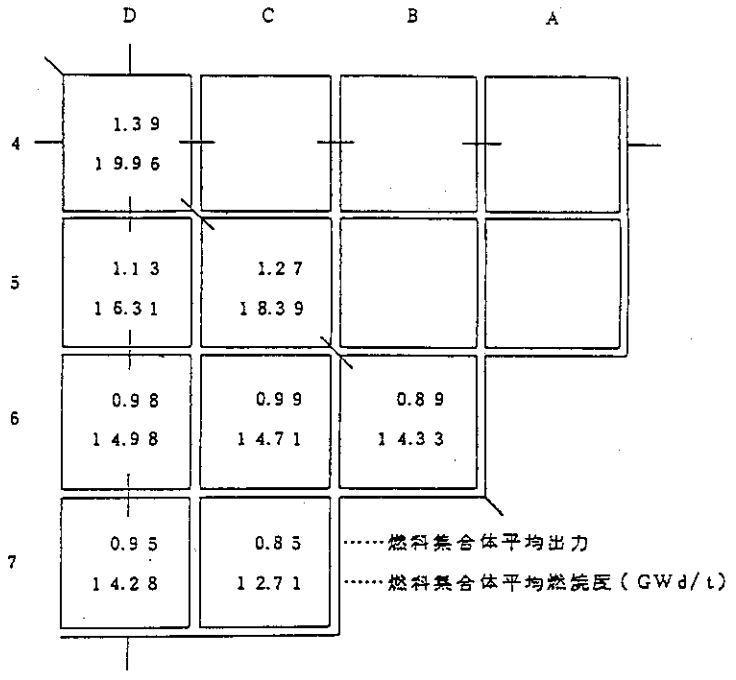


Fig. Ⅱ. 5. 18　横方向出力分布および燃焼度分布
（15000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 50% 挿入）

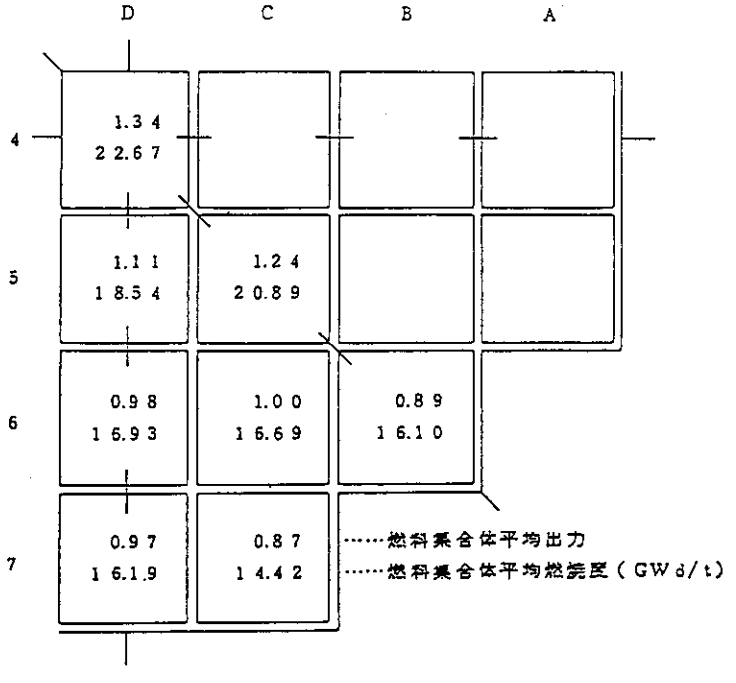


Fig. Ⅱ. 5. 19　横方向出力分布および燃焼度分布
（19000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 40% 挿入）

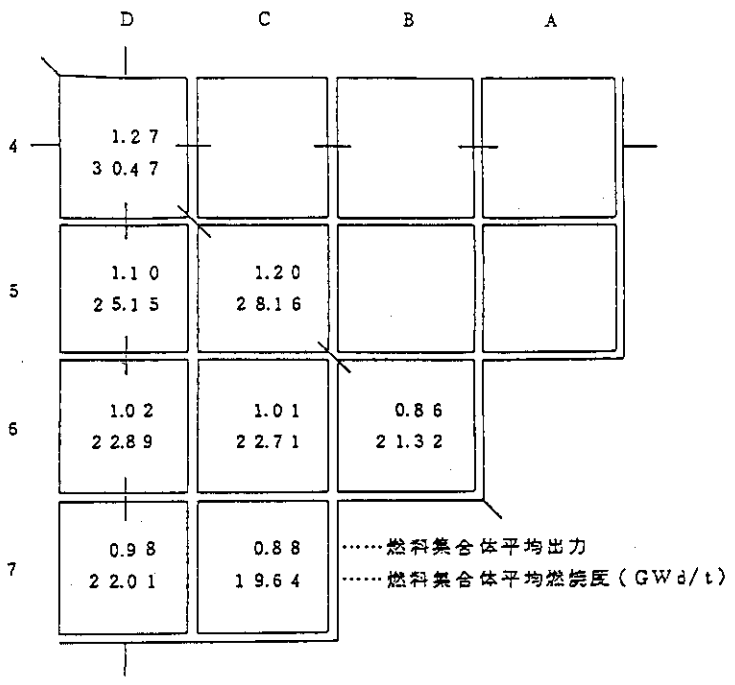


Fig. Ⅱ. 5. 20　横方向出力分布および燃焼度分布
（23000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンク C 31% 挿入）

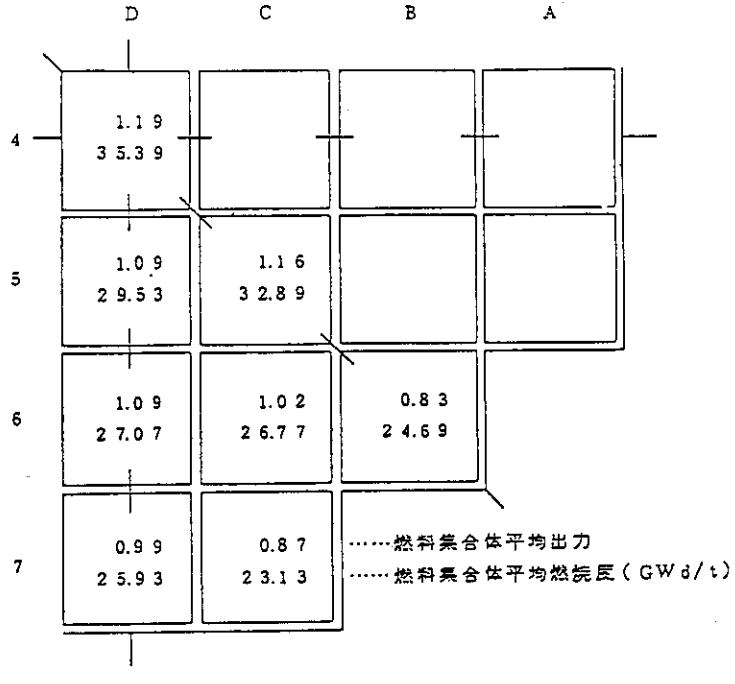


Fig. Ⅱ. 5. 21　横方向出力分布および燃焼度分布
（27000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンク C 25% 挿入）

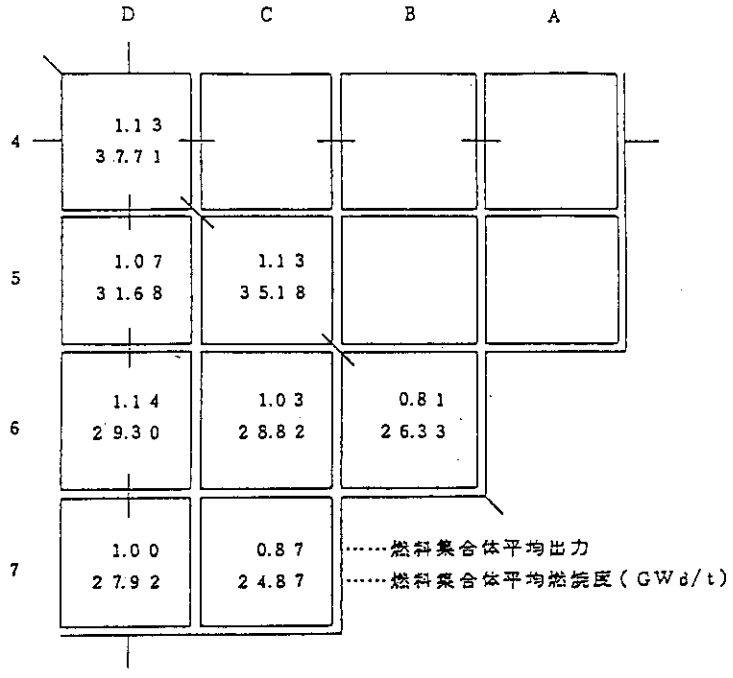


Fig. Ⅱ. 5. 22　横方向出力分布および燃焼度分布
（32000 MWd/t，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 20% 挿入）

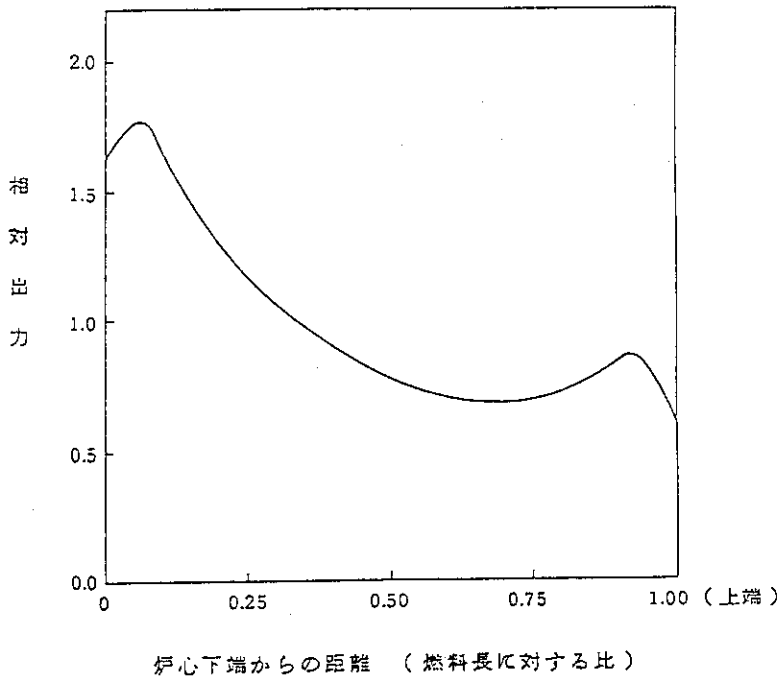


Fig. Ⅱ. 5. 23　軸方向炉心平均出力分布
（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクC 100% 挿入）

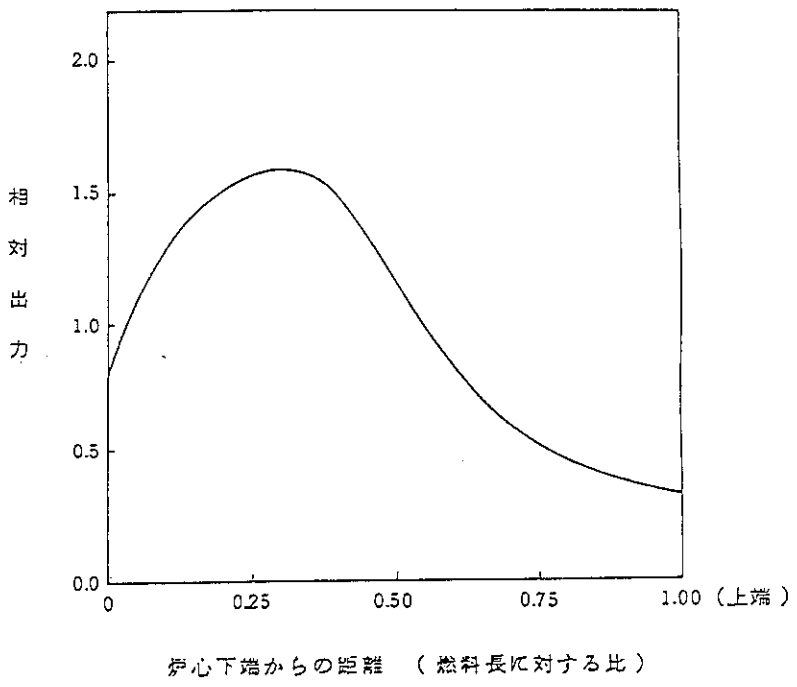


Fig. Ⅱ. 5. 24 軸方向炉心平均出力分布
（サイクル中期，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 50% 挿入）

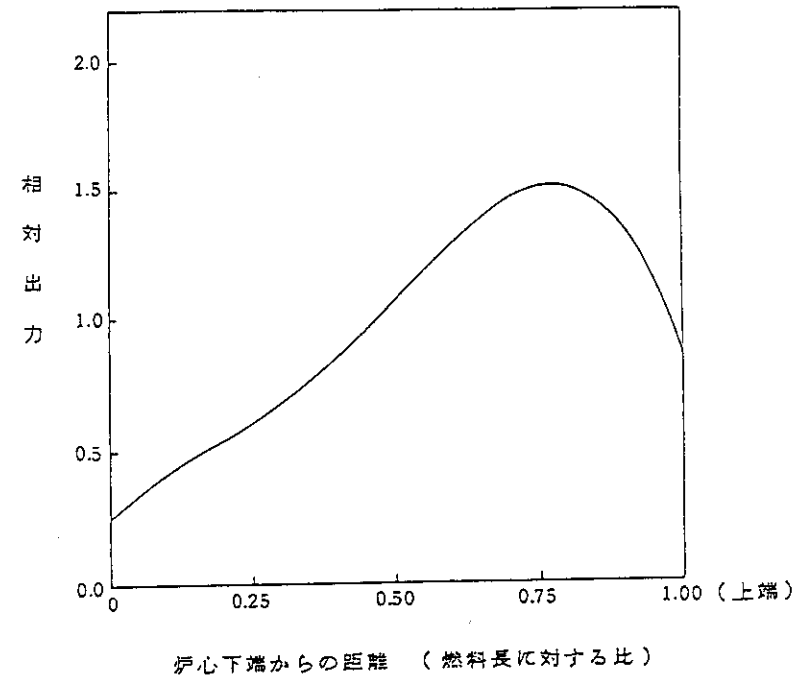


Fig. Ⅱ. 5. 25 軸方向炉心平均出力分布
（サイクル末期，高温全出力，平衡キセノン，バンクC 20% 挿入）

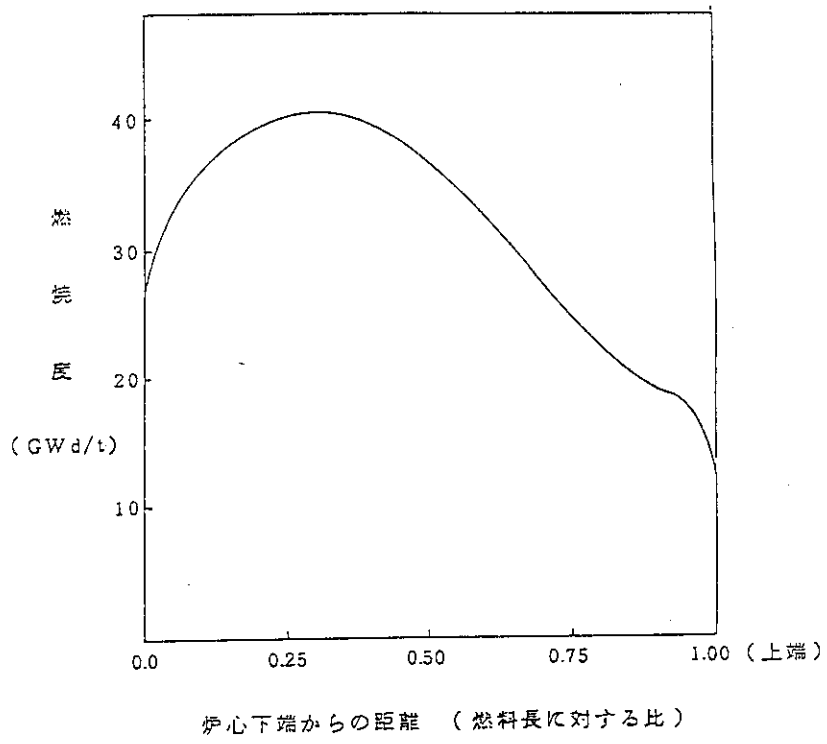


Fig. Ⅱ. 5. 26　軸方向炉心平均燃焼度分布（サイクル末期）

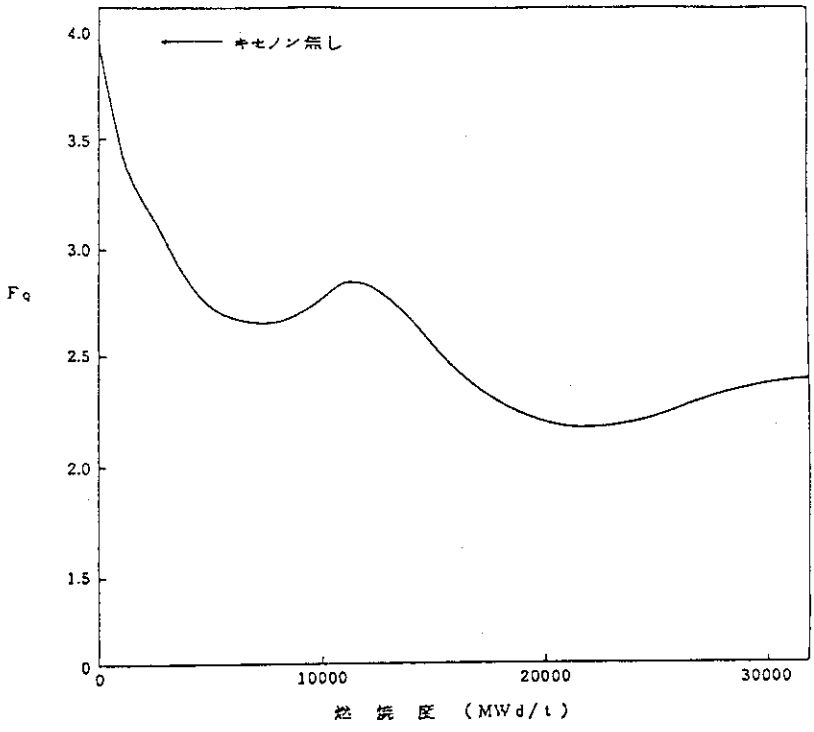


Fig. Ⅱ. 5. 27　F_Q の燃焼による変化（全出力，平衡キセノン状態）

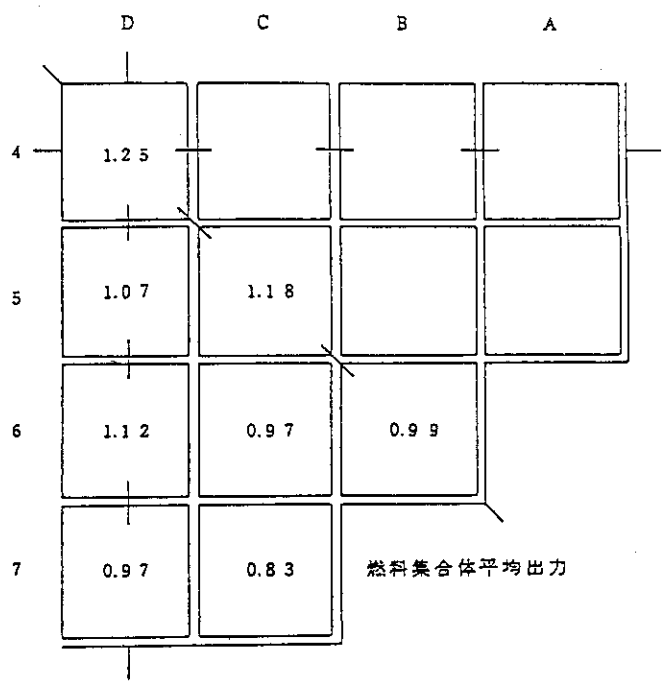


Fig. Ⅱ. 5. 28　出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，全制御棒引抜）

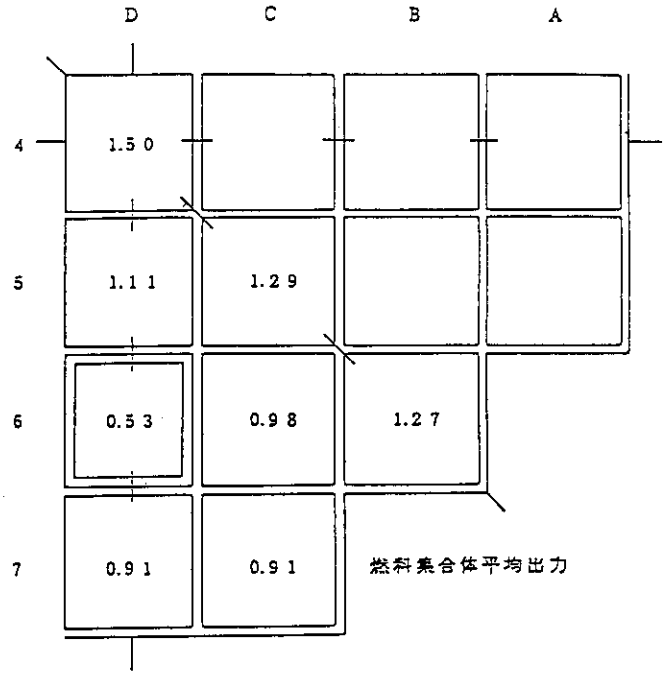


Fig. Ⅱ. 5. 29　出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンクＣ挿入）

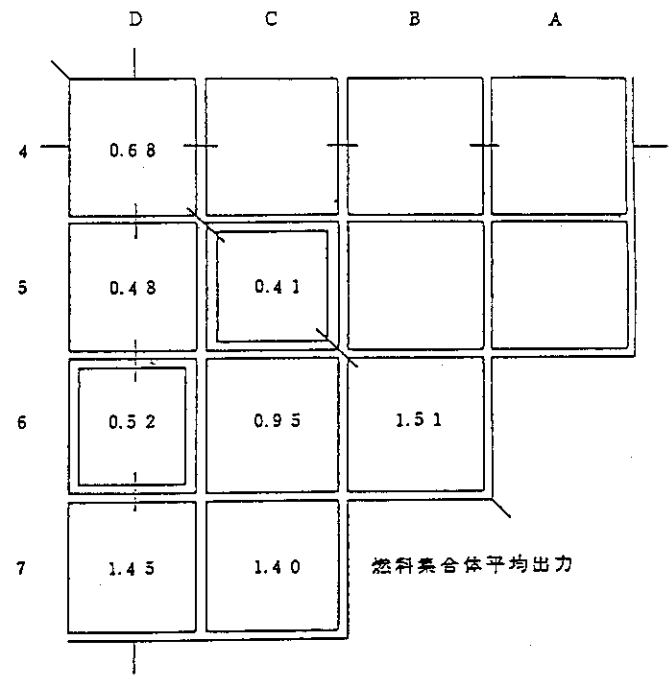


Fig. Ⅱ. 5. 30　出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンク C＋B 挿入）

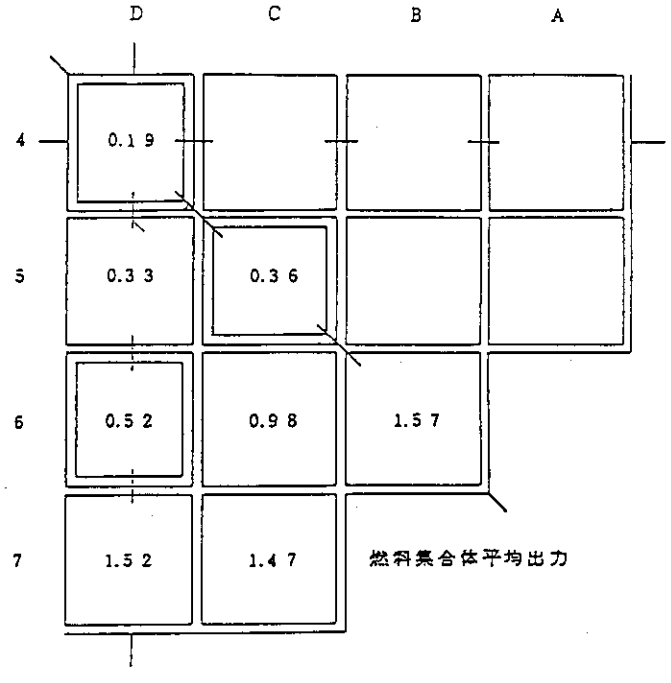


Fig. Ⅱ. 5. 31　出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，バンク C＋B＋A 挿入）

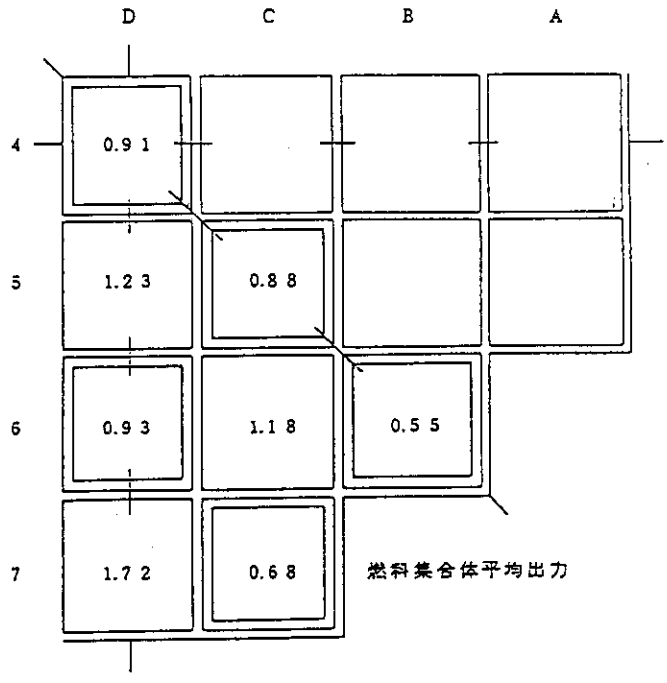


Fig. Ⅱ. 5. 32　出力分布（サイクル初期，高温全出力，キセノン無し，全制御棒挿入）

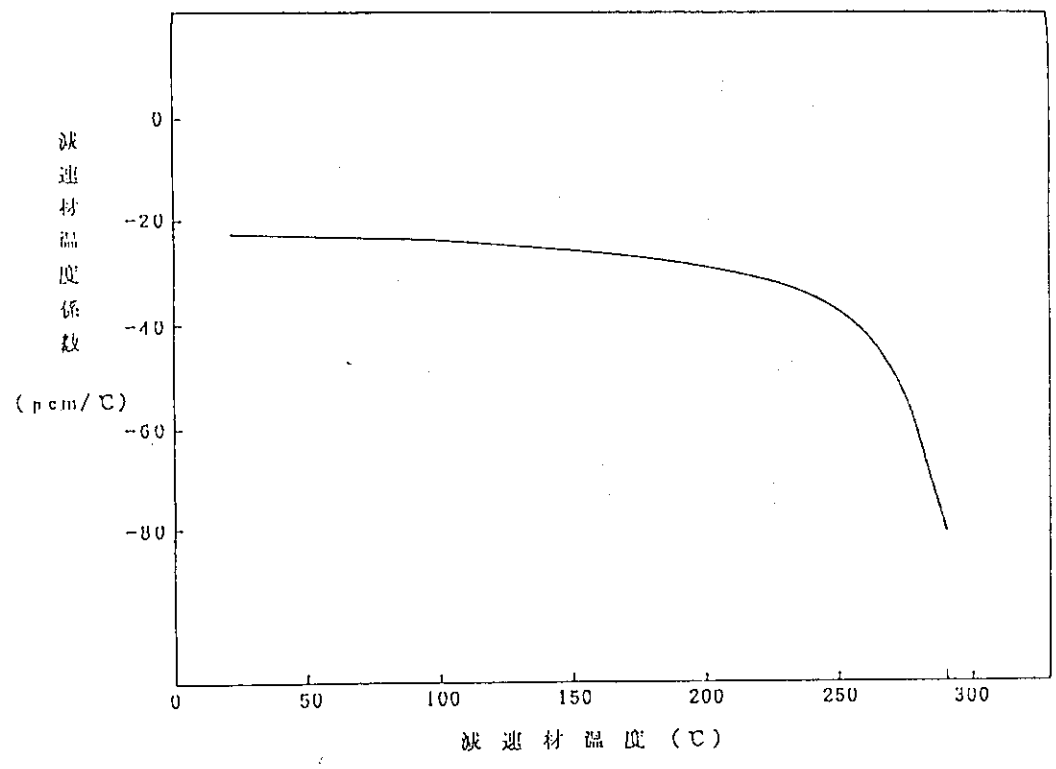


Fig. Ⅱ. 5. 33　常温から高温零出力における減速材温度係数（サイクル初期，全制御棒引抜）

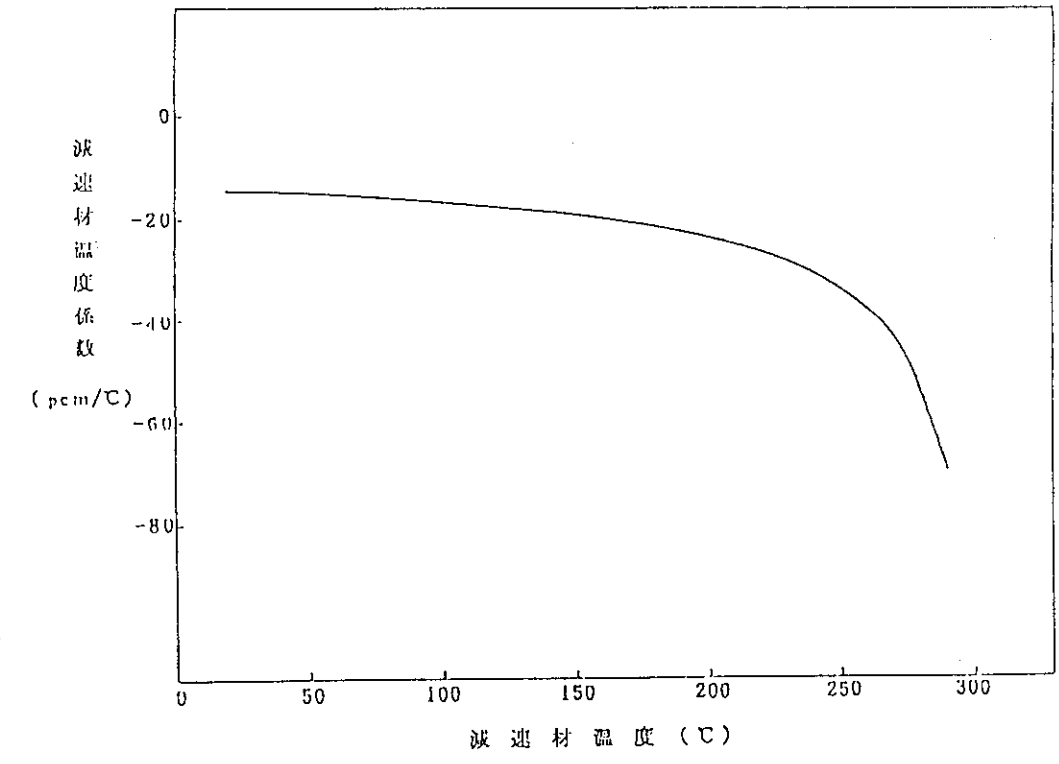


Fig. Ⅱ. 5. 34　常温から高温零出力における減速材温度係数（サイクル中期，全制御棒引抜）

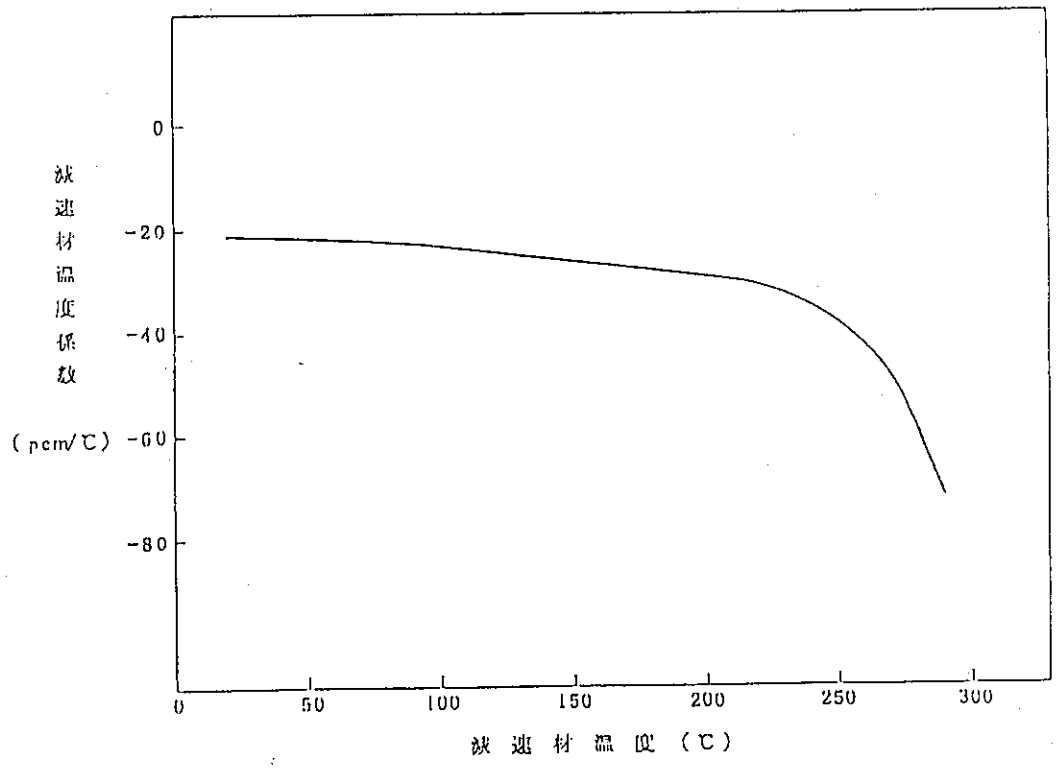


Fig. Ⅱ. 5. 35　常温から高温零出力における減速材温度係数（サイクル末期，全制御棒引抜）

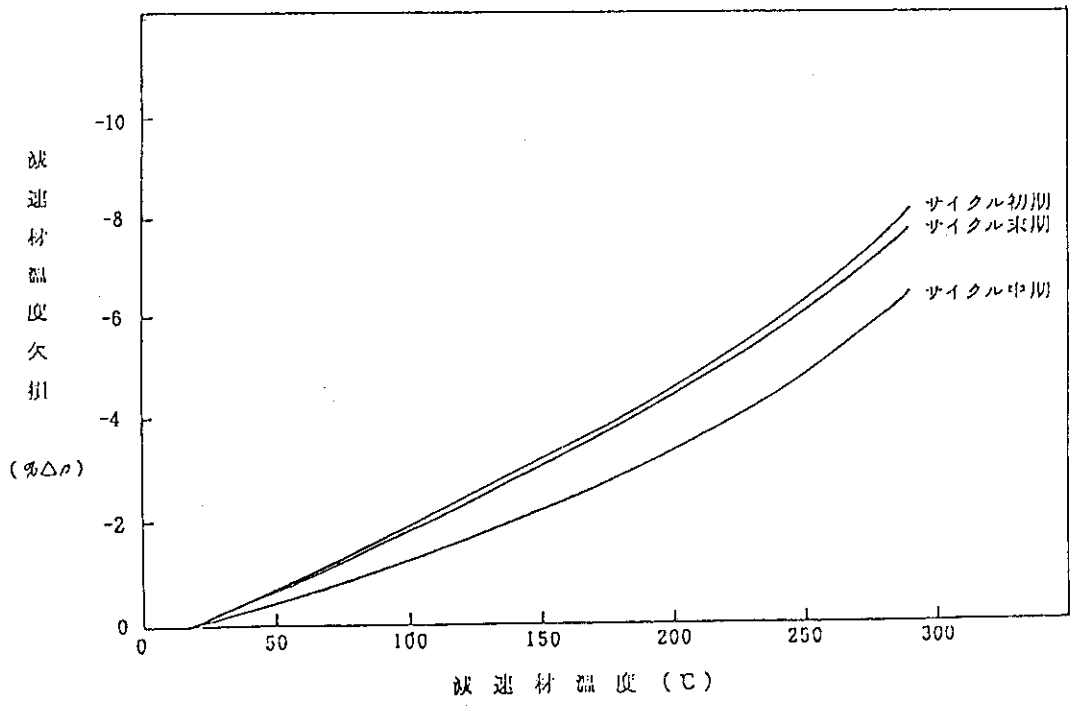


Fig. Ⅱ. 5. 36　減速材温度欠損

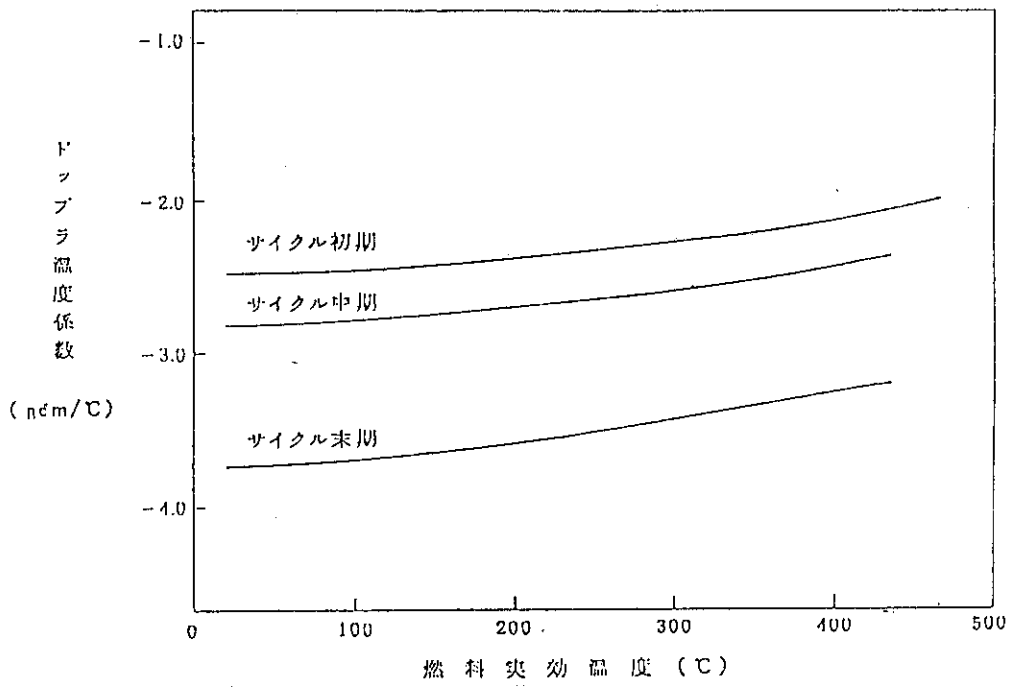


Fig. Ⅱ.5.37　ドップラ温度係数

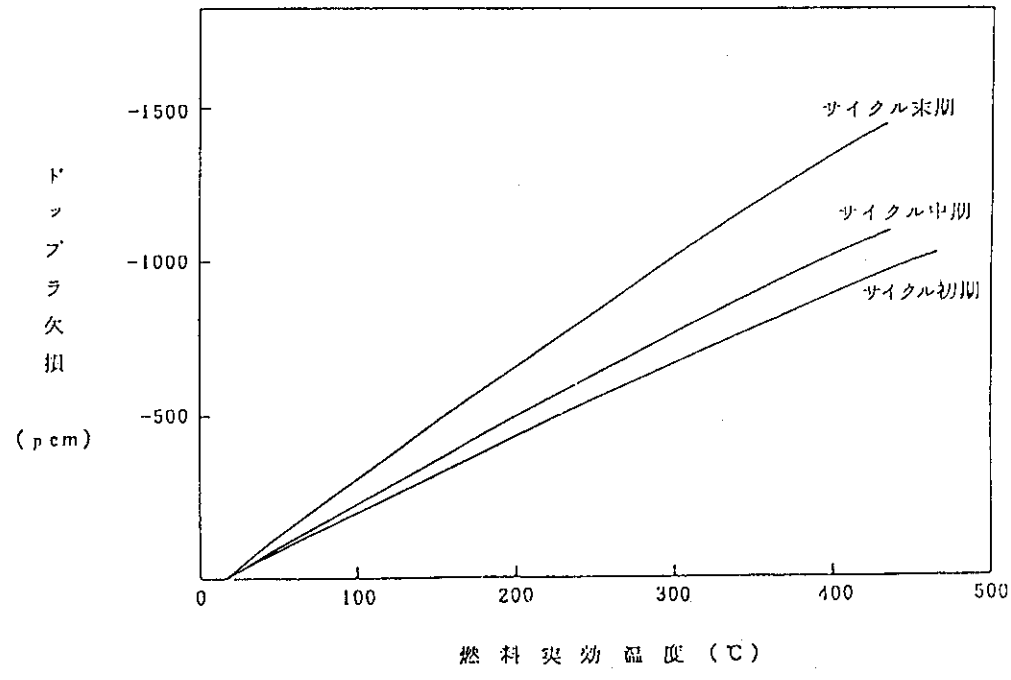


Fig. Ⅱ.5.38　ドップラ欠損

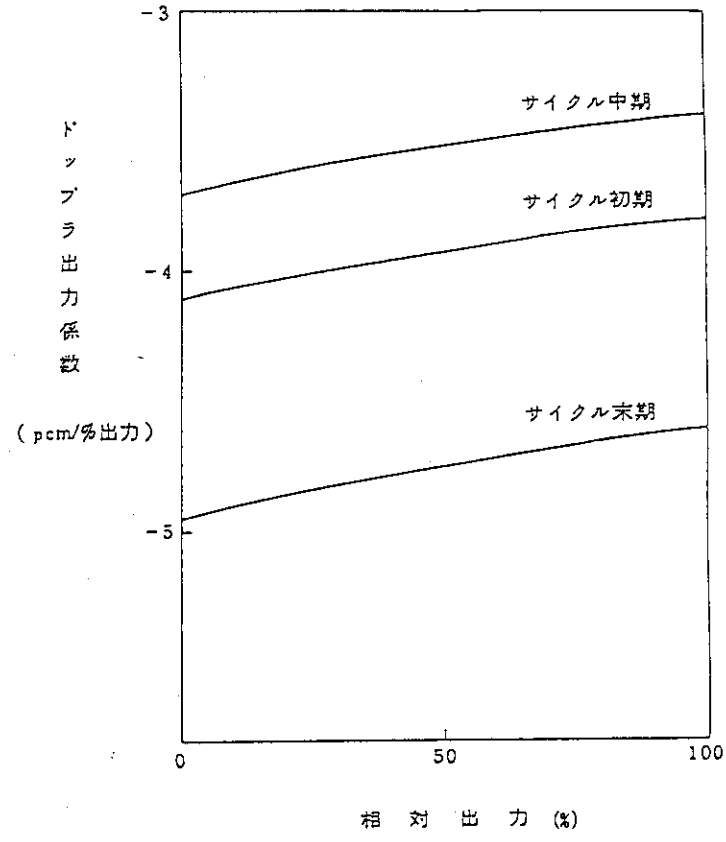


Fig. Ⅱ. 5. 39　ドップラ出力係数

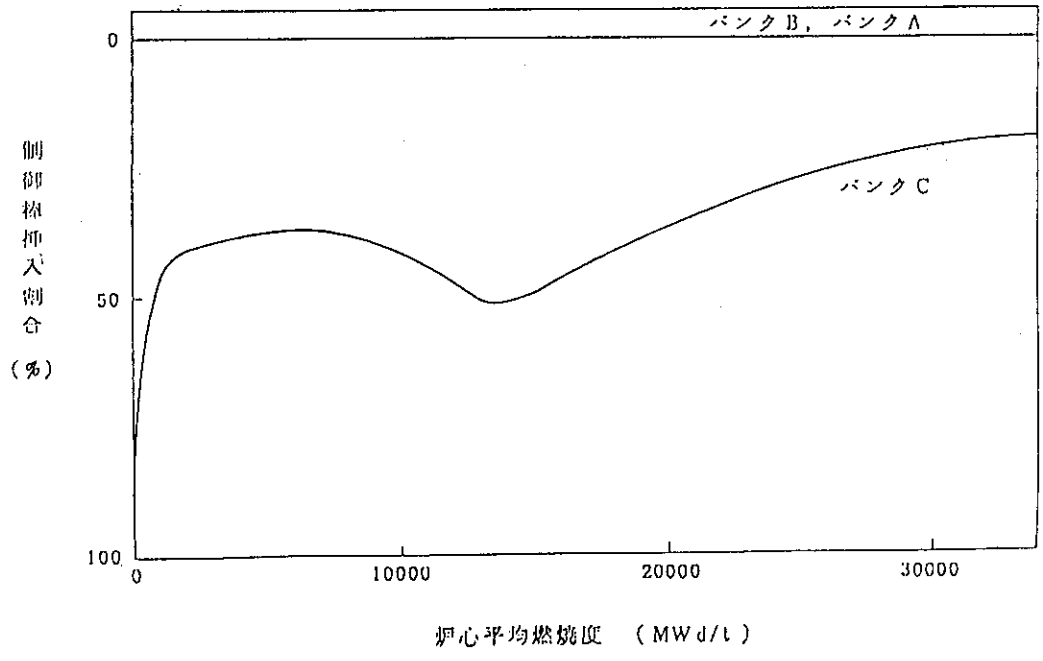


Fig. Ⅱ. 5. 40　定格運転時の制御棒挿入度対燃焼度

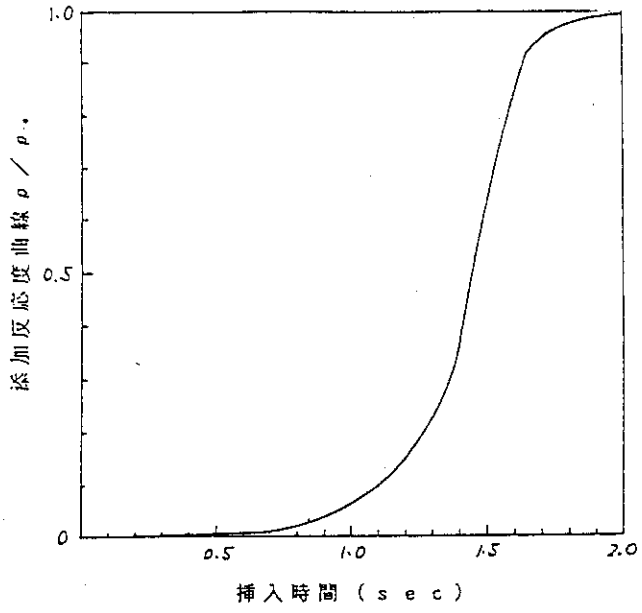


Fig. Ⅱ. 5. 41　添加反応度曲線

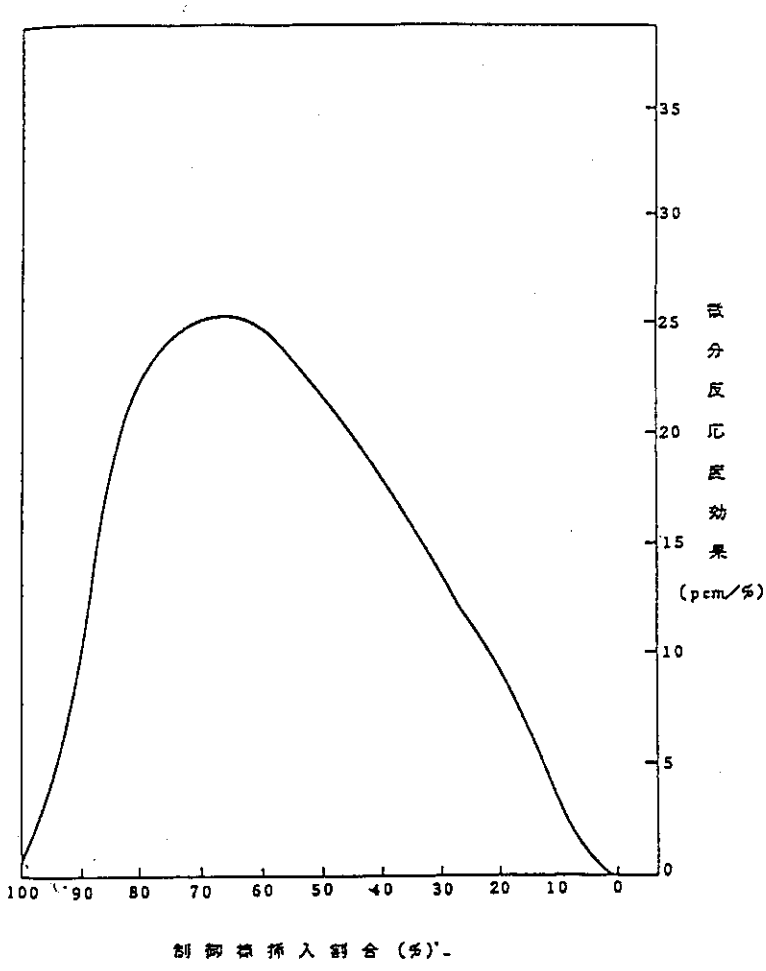


Fig. Ⅱ. 5. 42　制御用バンクＣ反応度効果曲線（サイクル初期，高温全出力）

6. 炉心熱水力設計

MRX 熱水力設計の作業は，１次冷却材温度および流量の変更に伴う熱水力設計パラメータの見直し，ならびにプラント側で検討する制御設計および動特性解析に必要なデータを提供することを主たる目的として実施する。

6.1 設計方針および設計条件

(1) 設計方針

MRX の熱水力設計は，試設計評価炉心にて得られた半一体型炉心の仕様を基に，１次冷却材温度をプラント（蒸気発生器）側で決定した以下の値として実施した。

１次冷却材炉心入口温度　：282.5℃
炉心出口温度　：297.5℃
炉心平均温度　：290.0℃
炉心出入口温度差：15.0℃

なお，試設計評価炉心の蒸気発生器はＵ字管式再循環型であったが，MRX の蒸気発生器は低圧損で炉心出入口温度を小さくできるヘリカルコイル式貫流型を採用している。

また，１次系圧力は 120 kg/cm^{2}g，２次系圧力は 40 kg/cm^{2}g とした。

その他の設計条件は，試設計評価炉心の値を遵守することとした。

(2) 設計基準

定格運転時の１次冷却材温度が，次の設計基準を満足することを確認する。

① 高温水路出口体沸騰制限

燃料被覆管の腐食防止の観点から，高温水路出口で定常的な体沸騰の発生がないように制限する。

② DNBR 制限

最小 DNBR は，制限値 1.53 に対して十分余裕があること。

商業用発電炉（従来炉心）の場合には，信頼度 95% で DNB の生じない確率が 95% である DNBR は 1.30 であるが，改良舶用炉の場合には船体動揺による DNBR の低下（15%）を考慮して，むつの場合と同様に，1.53 を用いる。

6.2 定格運転時の炉心熱水力特性

(1) 炉心の熱水力計算

高温水路出口における体沸騰制限および DNBR 制限を満足するか否かを判定するためには，炉心の冷却材条件を３次元的に求める必要があり，この計算に熱水力設計コードが用いられる。

熱水力設計コードの中で炉心はサブチャンネルの集まりとし，サブチァンネルはコントロールボリュウムとして軸方向に分割され，質量，エネルギ，運動量の保存方程式を解くことによって，コントロールボリュウムでの局所冷却材条件が計算される。

熱水力設計コードでは，燃料棒の設計値からのずれのうち濃縮度，ペレット密度および直径

については発熱量が増加するものとして入力し，また，ピッチ等の製作公差については水力等価直径および流路面積が入力となる。

また，流れに関する情報のうち入口流量分布については，高温集合体の入口流量を平均値より５％低下させること，および高温水路の入口流量を高温集合体平均流量より30％低下させることにより，流れの再分布については，多水路の出力分布を入力して沸騰量を見積ることにより，また混合については熱拡散係数を入力として水路間のエンタルピ差に応じた熱移動により，全ての項目について同時に考慮して冷却材条件を計算する。

以上の熱水力計算によって高温水路出口でのエンタルピが求まるので，これが１次冷却材の圧力に対する飽和エンタルピ未満であることを確認することによって体沸騰制限の検討を行う。

また，高温水路の軸方向冷却材条件を次に示すW－３相関式に入力することで最小DNBRを求め，制限値と比較することによりDNBR制限の検討を行う。

① 一様発熱限界熱流束

$$\frac{q'_{DNB,EU}}{10^6}=[(2.022-0.0004302P)+(0.1722-0.0000984P)\exp((18.177-0.004129P)x)]\times[(0.1484-1.596x+0.1729x\cdot|x|)\times G/10^6+1.037]\times[1.157-0.869x]\times[0.2664+0.8357\exp(-3.15De)]\times[0.8258+0.000794(Hsat-Hin)] \quad (6.1)$$

② 軸方向非一様熱流束の効果

DNB熱流束に対する軸方向非一様熱流束の効果は，以下に示すFファクタによって考慮される。

$$q'_{DNB,N}=q'_{DNB,EU}/F \quad (6.2)$$

$$F=\frac{C}{q'local[1-\exp(-C\cdot\ell_{DNB})]}\times\int_0^{\ell_{DNB}}q''(Z)\exp[-C(\ell_{DNB}-Z)]dz \quad (6.3)$$

$$C=0.15\frac{(1-x)^{4.31}}{(G/10^6)^{0.478}}in^{-1} \quad (6.4)$$

ただし，

$q'_{DNB,N}$	＝局所非一様DNB熱流束（Btu/h ft^2）
P	＝運転圧力（psia）
G	＝質量速度（１b/h ft^2）
De	＝水力等価直径（in）
X	＝蒸気重量率
Hin	＝入口エンタルピ（Btu/１b）
Hsat	＝運転圧力に対応する飽和エンタルピ（Btu/１b）
ℓ_{DNB}	＝局所沸騰開始点から限界熱流束を計算する点までの距離（in）
q'（Z）	＝局所沸騰開始点から測った距離Zにおける熱流速（Btu/h ft^2）
q' local	＝限界熱流束を計算する点における熱流束（Btu/h ft^2）

③ 非加熱壁の効果（コールドウォールファクタ）

水路内に非加熱壁がある場合，その効果はコールドウォールファクタ Fcw によって考慮される。

$$Fcw=1.0-Ru\{13.76-1.372\exp(1.78x)-4.732\left(\frac{G}{10^6}\right)^{-0.0535}$$

$$-0.0619\left(\frac{P}{10^3}\right)^{0.14}-8.509\,Dh^{0.107}\} \qquad (6.5)$$

ただし，

Ru ＝ 1 －De/Dh

De ＝ 全ぬれぶち長に基づいた水力等価直径（in）

Dh ＝ 発熱壁のぬれぶち長に基づいた水力等価直径（in）

P ＝ 圧力（psia）

G ＝ 質量速度（1 b/h ft^2）

x ＝ 蒸気重量率

DNBR は，次式で求められる。

$$DNBR=\frac{q''_{DNB,EU}}{q''local\times F} \qquad (6.6)$$

ただし，

$q''_{DNB,EU}$ ＝W－3 相関式による一様発熱 DNB 熱流束

F ＝F ファクタ

q'' local ＝局所熱流束

水路内に非加熱壁がある場合には，上式にコールドウォールファクタ F_{cw} を乗ずる。なお，最小 DNBR は高温水路について（6.6）式で計算される DNBR の軸方向における最小値として定義する。

以上の流れを Fig. Ⅱ. 6.1 に示す。

(2) 熱水力設計データ

① 熱設計流量

6.1 節の設計方針で与える 1 次冷却材温度レベルを基に，1 次系のヒートバランスから熱設計流量を求めると，熱設計流量は 4,527 t/h となる。これはポンプ出口の流量であり，炉心バイパス流量を含む。

試設計評価炉心と比較して熱出力および炉心形状は変わらず，試設計評価炉心の熱設計流量 3,600 t/h より増加しているため，炉の熱的安全性は向上しているが，一方で炉心入口温度は上昇しているため，全体性能としての熱的評価を定量的に行う必要がある。

② バイパス流量

炉心入口ノズルに流入する全流量のうち，燃料部分の冷却に有効でない局部流をバイパス流量として扱う。

MRX の炉心バイパス流量は，一体型炉心とすることによって減少する側にあるが，一方で MRX は反射体の設置および制御棒の太径化等，運転中の商業用発電炉に比べてバイパス

流量が増加する要素を含むことから，これらの要素が相殺されるものとして商業用発電炉と同一の 4.5% を炉心バイパス流量として選定した。

したがって，炉心バイパス流を除く炉心流量は 4,323 t/h となる。

③ 熱水路係数

加圧水型原子路の炉心設計においては，炉心内の発熱が一様でないことを考慮する係数として熱水路係数を用いる。

熱水路係数は，中性子束分布によってきまる核的熱水路係数と設計からのずれを考慮した工学的熱水路係数との積である。

a. 核的エンタルピ上昇熱水路係数

核的エンタルピ上昇熱水路係数は，炉心最大燃料棒出力と炉心平均燃料棒出力の比である。

MRX 炉心の熱水力設計には 1.90 を用いた。

b. エンタルピ上昇に関する工学的係数

この係数は流れの状態および燃料集合体の製作公差が熱水路のエンタルピ上昇へ及ぼす影響を評価するのに使われ，以下の項目について考慮されている。

燃料係数

ペレットの直径，密度および濃縮度の製作公差を統計的に処理し，熱水力設計計算のなかで，熱水路におけるエンタルピ上昇を直接増倍するものとして使われる。

また，燃料棒直径，ピッチおよび曲りは，熱水路の軸方向流路面積，水力等価直径へ反映され，流体抵抗の増加，流量の減少としてエンタルピ上昇に寄与する。

入口流量分布

炉心下部における燃料集合体入口流量は，下部炉心構造物で混合されるが，完全には一様化されない。この入口流量の不均一性は，冷却材条件の計算時に高温集合体の入口流量を平均より 5％ 減少させることにより考慮する。

さらに，MRX は炉心有効高さが 121 cm と低いので，燃料集合体の入口流量分布を考慮する必要がある。

したがって，燃料集合体内の入口流量分布は，冷却材条件の計算時に高温水路の入口流量を高温集合体平均の 70%（「むつ」の実績値）とすることにより考慮する。

流れの再分布

流れの再分布は，局所あるいは体沸騰によって高温水路内での流体抵抗が大きくなる結果，高温水路における流量が減少することを意味する。

熱水力設計計算では，多水路の発熱分布を入力するので自動的にこの効果が含まれることになる。

熱拡散係数 TDC

混合による水路間の熱交換率は，各水路間の平均エンタルピの差，流体密度および流速に比例する。

比例係数は無次元の熱拡散係数 TDC として表わされ，次のように定義される。

$$TDC=\frac{W'}{\rho Va} \tag{6.7}$$

ただし，

W　：単位長当りの流量交換率（1 b/ft sec）

ρ　：流体密度（1 b/ft^3）

V　：流速　　(ft/sec)

a　：単位長当りの横流れ流路面積（ft^2/ft）

TDC の設計値は，安全側の値として 0.019 を採用した。

c. 工学的熱流束熱水路係数

工学的熱流束熱水路係数は，燃料製作上の公差が熱流束熱水路係数に与える影響を考慮する因子である。燃料ペレットの直径，密度，濃縮度および被覆管直径の製作公差を統計的に合成して求めるが，MRX の熱水力設計では 1.03 を用いた。

④ 軸方向出力分布

運転中の軸方向出力分布の変動に対処できるように，最大と平均の比が 1.90 であるコサイン分布を DNB 評価に使用する。

6.3 最小 DNBR（限界熱流束比）評価

前節の熱水力設計で選定した以下の熱水力パラメータに対して，最小 DNBR（限界熱流束比）の評価を行った。

1次冷却材圧力	121	(110)	kg/cm^{2}a
1次冷却材流量	4,527	(3,600)	t/h
炉心入口温度	282.5	(271.0)	℃
炉心出口温度	297.5	(290.3)	℃

熱水力設計コードを用いて高温水路出口冷却材エンタルピおよび最小 DNBR を計算した結果を以下に示す。設計基準に照らし，これらは高温水路出口の体沸騰制限および DNBR 制限のいずれの設計基準も満足している。

また，（ ）内に示した試設計評価炉心の評価値に比べ，制限値との間に生ずる余裕が若干増加しているため，熱的安全性は向上している。

熱水力評価結果

(1) 高温水路出口の体沸騰制限

高温水路出口冷却材エンタルピ 338.8（339.5）kcal/kg

飽和水エンタルピ 355.0（344.3）kcal/kg に達していないため，体沸騰を生じることはない。

(2) DNBR 制限

最小 DNBR 約 2.4（2.3）

制限値 1.53 に対して十分な余裕がある。

以上の事項を総括した結果を Table Ⅱ. 6.1 熱水力設計パラメータにまとめる。

6.4 動特性解析用データ

MRX 炉のプラント（蒸気発生器）側で実施する制御系統設計および動特性解析に必要なデータを明らかにすることを目的として，次の動特性解析等用のデータを検討した。

(1) 炉心運転限界曲線

Fig. Ⅱ. 6.2 に MRX の炉心運転限界曲線を示す。

炉心運転限界曲線は，運転圧力をパラメータとし，100 ata～140 ata の範囲を 5 段階の運転圧力（10 ata 毎）で表示した。ただし，定格運転圧力 121 ata もパラメータの一つとして設定した。炉心出力割合については，0％～140％ の範囲とした。

炉心運転限界曲線は大別して 2 本の直線部分からなり，比較的緩やか勾配の部分は原子炉出口温度が飽和温度となる炉心出口飽和制限を表し，勾配の急な部分は最小限界熱流束比（最小 DNBR）が制限値（1.53）となる DNB 制限部分を表す。高温水路のクオリティが正となる条件で求まる体沸騰制限は，炉心出口飽和制限と DNB 制限の外側に存在するため，炉心運転限界曲線上には現れない。

なお，炉心運転限界は最も厳しい水路の計算結果の組合せを基に作成した。

(2) 炉心・燃料データ

炉心・燃料データのうち熱水力設計に関するものについて次のデータを使用することとする。

① UO_2 ペレットの比熱

NUREG/CR－0497 TREE－1280 Rev. 2 p. p. 9～p. p. 24 b による。

② UO_2 ペレットの熱伝導率

NUREG/CR－0497 TREE－1280 Rev. 24 c p. p. 9～p. p. 24 d による。

③ UO_2 ペレット，燃料被覆管間のギャップコンダクタンス

炉心平均線出力密度に依存するため，次の 2 点間を比例補間して求める。

単位：$kcal/m^2h℃$

平均線出力密度	7.1 kW/m	28.4 kW/m
ギャップ コンダクタンス	2,800	4,400

④ UO_2 ペレットの密度

理論密度の 95% とする。理論密度は 10.96 g/cc であるから，ペレットの密度は 10.40 g/cc となる。

⑤ 炉心圧力損失

下部炉心板入口から上部炉心板出口までの圧力損失は約 0.3 kg/cm^2 である。

Table Ⅱ.6.1 MRX熱水力設計パラメータ

熱　出　力	100 MWt
1次冷却材流量	4,527 t／h
1次冷却材圧力	121 kg／cm^{2}a
炉心入口温度	282.5 ℃
炉心出口温度	297.5 ℃
炉心平均温度	290.0 ℃
炉心平均流速	2.1 m／s
燃料集合体数	37 体
燃料棒配列	19×19
燃料集合体内制御棒案内シンブル数	12 本
燃料集合体内燃料棒本数	313 本
燃料集合体ピッチ	19.1 cm
燃料集合体幅	19.0 cm
燃料発熱長	121 cm
炉心平均線出力	7.1 KW／m
燃料棒ピッチ	1.0 cm
燃料棒外径	0.7 cm
DNB評価用出力分布	1.90
径方向	1.90
軸方向	
最小DNBR	2.4≧1.53　(注)
高温水路出口エンタルピ	338.8kcal／kg＜355.0kcal／kg（飽和）
蒸気圧力	40 kg／cm^{2}a
蒸気発生器形式	ヘリカルコイル貫流式

(注) 船体動揺の影響を考慮したDNBR制限値

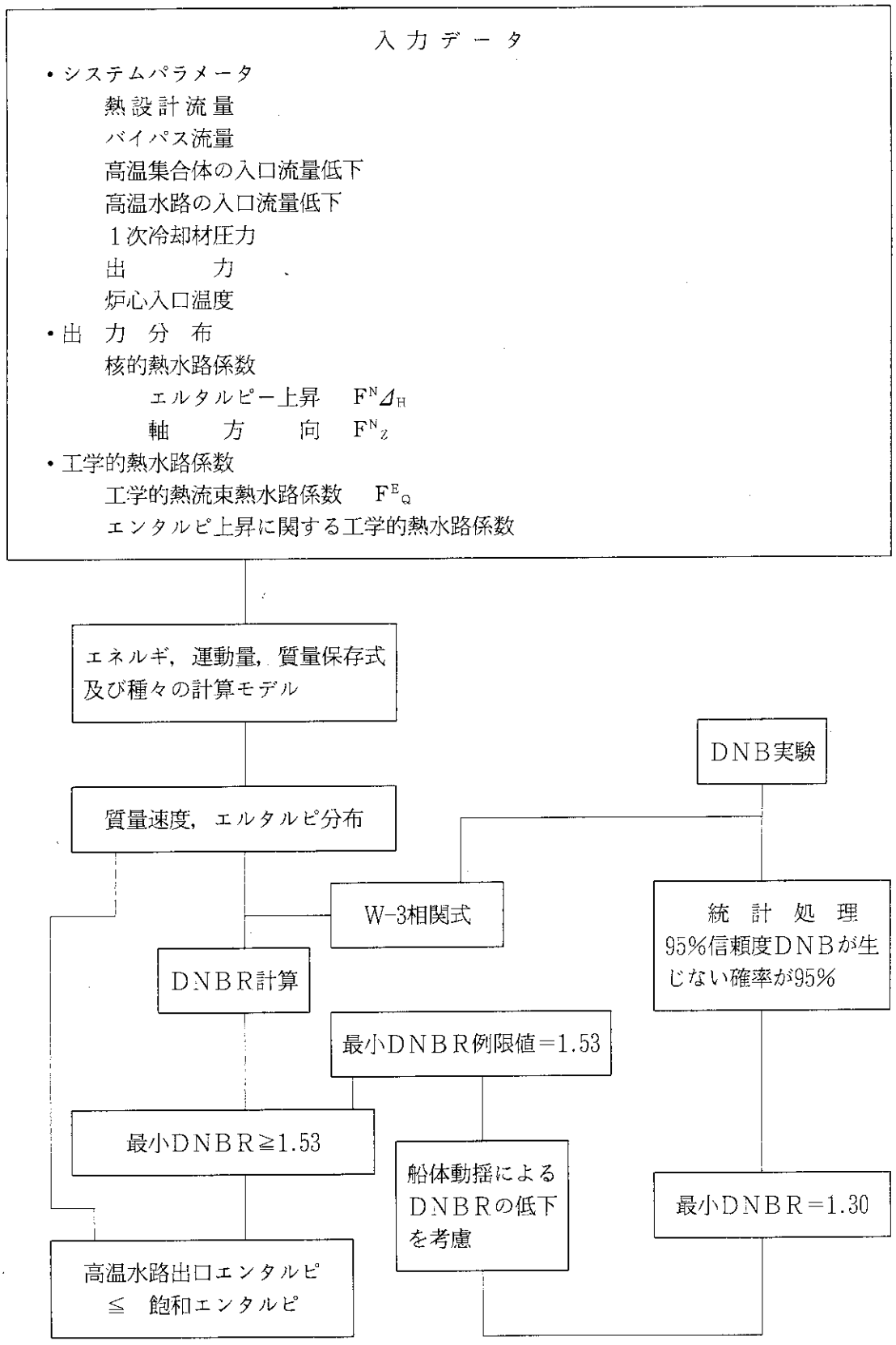


Fig. Ⅱ. 6. 1 熱水力設計コードによる評価の流れ

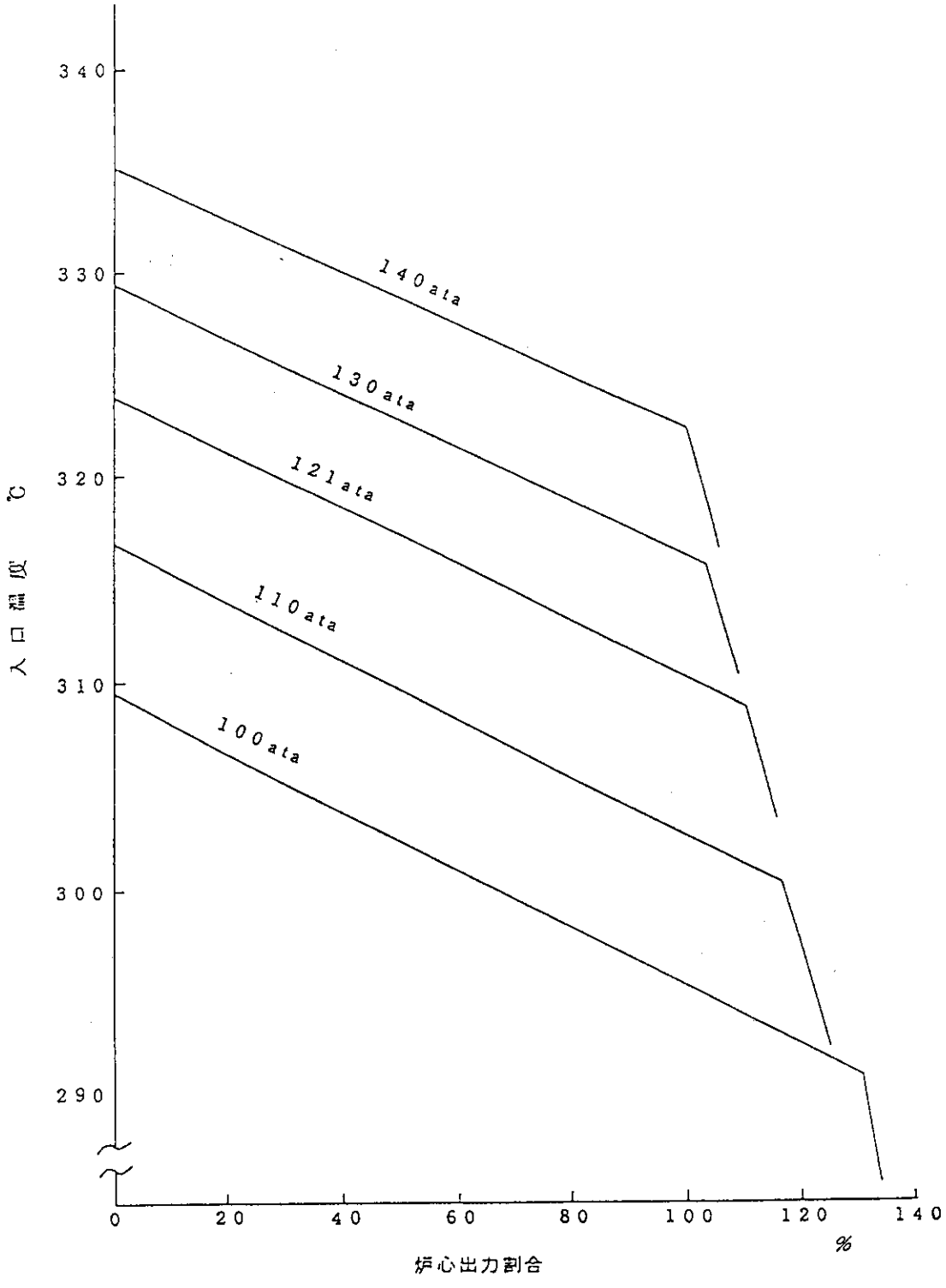


Fig. Ⅱ. 6. 2　運転限界曲線

7. 炉内構造物

7.1 設計方針および設計条件

(1) 炉内構造物の機能要求

(i) 基本機能

炉内構造物に対しては，次の基本機能を有するように概略構造を決める必要がある。

① 燃料集合体の支持

② 制御棒の案内，保護

③ 1次冷却材流路の確保および流量配分

また，今月の炉内構造物の検討においては次の点を考慮した。

④ 一体型原子炉容器とのインターフェース

⑤ 燃料集合体交換性

⑥ 内装型制御棒駆動装置の支持

(ii) 概念設計の条件

上記の機能要求および炉心設計要目に基づき，下記の条件により概念構造を検討した。

① 炉心形状および燃料集合体は，試設計評価炉心の設計結果を搭載するものとして，炉内構造物形状を検討する。

② 原子炉容器概略構造に合致するように，炉内構造物構造を検討する。

③ 燃料集合体形状，制御棒配置および炉心まわりの半径方向反射体に関する核設計要求事項（半径方向反射体）に基づき，炉心そう形状を検討する。

④ 原子炉容器内装型制御棒駆動装置（水没型制御棒駆動装置）を炉内構造物にて支持する構造とし，さらに，船体動揺時のスクラム性能を確保するためのスクラムスプリングおよびその保護構造物を炉内構造物内に設置することを考慮する。

⑤ 燃料集合体を確実に支持する方法を検討する（下部炉心構造物及び上部炉心構造物）。

⑥ 上部炉心構造内の流路計画。

⑦ 炉心流入流量の均一化のための構造検討。

⑧ 水没型制御棒駆動装置冷却のための冷却材循環構造の考慮。

⑨ 原子炉容器内水位低下時の冷却材自然循環パス確保の考慮。

7.2 炉内構造物構造

(1) 全体構造

上記の検討条件に基づく炉内構造物全体概念構造を，Fig. Ⅱ. 7.1 に示す。MRX 炉の炉内構造物は上部炉心構造物および下部炉心構造物から構成される。

Fig. Ⅱ. 7.2 の炉内構造物概念構造の主要構成部材は下記のとおりであり，各部の部品図を Fig. Ⅱ. 7.3 に示す。

上部炉心構造物

② 内そう

③ 制御棒案内管

④ スクラムスプリング案内管
⑤ 炉心支持柱
⑥ 上部炉心板
⑧ 上部炉心支持板
⑨ 制御棒駆動装置
⑩ 制御棒駆動装置支持板

下部炉心構造物

① 炉心そう
⑦ 下部炉心板
⑪ 燃料集合体
⑫ 半径方向反射体
⑬ フロースクリーン
⑭ ラジアルサポート
⑮ 燃料集合体バスケット

上記構成部材の機能，構造説明および概念設計データを以下に示す。

(2) 上部炉心構造物

(i) 構造機能

上部炉心構造物は燃料集合体の上部に位置し，上部炉心板によって燃料集合体上端の位置決め，制御棒の案内，制御棒挿入加速構造の保持，ならびに冷却材流路の形成を行う。

MRX における燃料集合体の位置決め方法は陸上炉に準ずるものとし，また，燃料集合体構造に対応する方法とする。制御棒の案内，保護方法および冷却材流路計画については，次節以降に示すとおりである。

制御棒の案内，保護のために制御棒クラスタ案内管を設置し，制御棒および駆動軸を冷却材の流動から保護のために制御棒クラスタ案内管を設置し，制御棒および駆動軸を冷却材の流動から保護する機能を持たせる。

また，MRX では，制御棒駆動装置内装型のため，上部炉心構造物に制御棒駆動装置支持板を設けて制御棒駆動装置を支持，設置すると共に，制御棒駆動装置下方にスクラムスプリング案内管を設置して，スクラムスプリングを案内，支持し，さらに，この領域の冷却材の横流れから保護する役目をもたせる。

上部炉心構造物の各部材に作用する荷重は，鉛直方向については上部炉心板，上部炉心支持板，制御棒駆動装置支持板，ならびに内そうを介して原子炉容器フランジに伝達され，水平方向については上記の炉心板および支持板から内そう，炉心そうを介して原子炉容器フランジおよびラジアルサポートを介して原子炉容器下部胴へ伝達される。

(ii) 流路計画

上部炉心構造物の領域内では，制御棒クラスタ案内管，炉心支持柱などの構造物が近接して配置されるため，炉心からの冷却材をどの位置で炉心そう外へ導くかが重要な設計検討項目である。

本検討における MRX 炉内構造物では，炉心上部に制御棒クラスタ案内管領域とスクラム

スプリング案内管領域を有することに加え，原子炉容器および蒸気発生器との位置関係から，冷却材の出口は制御棒クラスタ案内管領域上部に位置するスクラムスプリング案内管領域に設けなければならない。

MRXでは，燃料集合体全数37体の内，制御棒を挿入する必要のある燃料集合体数は21体のため，制御棒クラスタ案内管領域では制御棒クラスタ案内管外周に比較的広い流路を確保できるので，冷却材を制御棒クラスタ案内管領域において流れの方向を横流れに変化させ，炉心そう外に導く設計も可能と考えられる。

しかしながら，上記の通り原子炉容器とのインターフェースからスクラムスプリング案内管領域にて冷却材を炉心そう外へ導く必要があり，炉心から出た1次冷却材を適切にスクラムスプリング案内管領域に導き，そこで流れの向きを変化させなければならない。

炉心から出た1次冷却材の流路は，制御棒クラスタ案内管内部と同案内管外部の流れが考えられるが，スクラムスプリング案内管領域では，スクラムスプリングの流動振動を防止する観点から，スクラムスプリング案内管内部には冷却材を極力流さないことが必要である。

このため，制御棒クラスタ案内管下部（半分程度）に流路孔を設け，さらにスクラムスプリング下端に冷却材遮断プレートを設置することにより，炉心から出た1次冷却材の内，制御棒クラスタ案内管内部に流入した冷却材を制御棒クラスタ案内管外へ排出させる構造によって，スクラムスプリングの流動振動を防止する構造の採用が考えられる。(Fig. Ⅱ.7.1矢印参照)。

制御棒クラスタ案内管領域からスクラムスプリング案内管領域に流入した1次冷却材は，スクラムスプリング案内管領域上方において流れの向きを横流れに転換し，炉心そう出口ノズルから炉内構造物外へ流出する。このスクラムスプリング案内管領域上方の1次冷却材流出部分の炉心そう出口ノズル近傍は流出流速が高速流となるため，スクラムスプリング案内管の構造強度はこの流体力を十分に考慮して設計する必要がある。このため，スクラムスプリング案内管断面形は，冷却材流れに対して最も強度のある円筒形断面構造を採用した。

また，制御棒駆動装置冷却のための1次冷却材の循環構造としては，制御棒クラスタ案内管領域から取水し，スクラムスプリング案内管領域に流出させる構造が考えられる。

(iii) 構造説明

上部炉心構造物の主要構成部材である内そうは，全長約4m，直径約2mの円筒構造物で，上部にフランジ構造を有し，この構造により原子炉容器支持棚に支持，固定される。また，内そう中央部には制御棒駆動装置支持板，下端には上部炉心支持板を有している。内そう中央部スクラムスプリング案内管領域上方には出口ノズルが設けられる。

制御棒駆動装置支持板は制御棒駆動装置下部を支持，位置決めすると共に，スクラムスプリング案内管上端を固定する。また，制御棒駆動装置本体冷却のための流路孔を有する。

上部炉心支持板は，スクラムスプリング案内管下端の位置決め，制御棒クラスタ案内管上端の固定，ならびに炉心支持柱上端の固定を行う。

炉心支持柱は上端を上部炉心支持板にボルト固定され，下端には上部炉心板をボルト固定する。

制御棒クラスタ案内管は，上端を上部炉心支持板にボルト固定し，下端は炉心支持柱に

よって固定される上部炉心板にピン構造により支持される。

制御棒クラスタ案内管領域には，Fig. Ⅱ.7.2 のA－A断面に示すように，制御棒クラスタ案内管と炉心支持柱が交互に配置される。

上部炉心板は炉心支持柱によって支持，固定されるが，炉心そう内側に設けられたキー構造によって，炉心（燃料集合体）に対し適切な位置に位置決めされる。

燃料集合体の位置決めは，上部炉心板に設置された燃料案内ピンにて行う。

(3) 下部炉心構造物

(i) 構造機能

下部炉心構造物は，燃料集合体を内包し，燃料集合体下端を支持すると共に，燃料集合体への1次冷却材の導入および燃料集合体まわりの流路を形成する機能を有する。

蒸気発生器細管を通り抜けた1次冷却材は，原子炉容器下方で下降流から上昇流に転じ，フロースクリーンを通って下部炉心板から炉心（燃料集合体）に導入される。また，1次冷却材の一部は半径方向反射体の冷却のために炉心をバイパスし，半径方向反射体から直接上部プレナムに至る。

下部炉心構造物の各部材に作用する荷重の内，鉛直方向荷重は炉心そうフランジを介して原子炉容器に伝達され，水平方向については炉心そうフランジ部と下部炉心板側面に設けたラジアルサポートによって原子炉容器へ伝達される。

下部炉心構造物には，原子炉容器の中性子照射量を制限する目的と，炉心からの中性子の漏れを少なくする中性子経済性の向上による炉心のコンパクト化のために，半径方向反射体を設置する。

MRXでは，燃料集合体交換を効率的に行うため，燃料集合体交換を全数同時に行う燃料集合体バスケットを設ける。燃料集合体バスケットは炉心外周と半径方向反射体の間に設置できる構造とし，燃料集合体バスケットの吊上げ，吊込みによって燃料集合体全数が取り出し，装荷できる構造とする。

(ii) 構造説明

下部炉心構造物の主要部材である炉心そうは，その上端に設けるフランジ構造にて原子炉容器支持棚に固定される。炉心そうフランジ部と内そうフランジ間には押えリングを設置し，炉心そうおよび内そうを原子炉容器に固定させる。炉心そう下端には，燃料集合体下端を支持する下部炉心板を設ける。

下部炉心板側面には，炉心そう下端の水平（半径）方向を位置決めし，かつ，炉心そうの鉛直方向熱膨張を逃がすキー構造を持つラジアルサポートを設ける。さらに，下部炉心板下面には炉心への1次冷却材の流入を均一化するためのフロースクリーンを設ける。フロースクリーンの孔径，孔パターン等については，炉心への1次冷却材流量分布を左右するものであるため，詳細設計における流動試験による検討を要する。

半径方向反射体は，Fig. Ⅱ. 7.2 のB－B断面に示すように，炉心そうの内側に分割型モジュール形式により設置する。分割型モジュール形式により炉心外周形状に合致するとともに，炉心そう内側形状にも対応させて固定することができる。各半径方向反射体モジュールは，配置される位置により多少の違いを生ずるが基本構造は同一で，箱体の中にステンレス

鋼の丸棒を詰め，中性子反射体の機能をもたせる。半径方向反射体は炉心そうに一個所ボルト固定し，下端は半径方向反射体全体の熱膨張を吸収するためピン支持構造とする。

半径方向反射体モジュール内の反射体丸棒の冷却が必要であるため，下部炉心板を通り抜けて炉心に至る１次冷却材の一部を，反射体領域にバイパスさせる。

燃料集合体バスケットは，燃料集合体全数の同時取り出し，装荷を行うために半径方向反射体と燃料集合体の間に設置する容器である。燃料集合体交換時には，上部炉心構造物を取り出した後に，燃料集合体バスケットフランジ部に吊上げ工具を取り付け，燃料集合体バスケットの吊上げとともに燃料集合体全数を取り出せる構造とする。すなわち，Fig. Ⅱ. 7.3 に示すように，燃料集合体バスケットの構造は吊上げ用のフランジ部，炉心外周に合致させる胴部および燃料集合体を保持しながら１次冷却材の流入を妨げない格子板構造より成る。燃料集合体バスケットは，上部フランジ部を炉心そうに取り付けた上部炉心板位置決めピンによって半径方向を支持され，鉛直方向は上部炉心板との間に設ける燃料集合体バスケット押えリングのばね力により拘束される。

7.3 技術的課題

炉内構造物の設計に際しては，その機能，構造強度を達成する上で次のような課題があり，これらの課題については，設計試験等により研究開発を行う必要がある。

(i) 原子炉容器内圧力損失，炉心流量分布および流動振動の最適化

これらの課題については，縮尺模型および実機模型による炉内構造物総合流動試験を行い，設計の検証，構造の最適化を図る。

また，流動試験によりフロースクリーン構造の最適化を図る必要がある。

(ii) 制御棒クラスタ案内管機械試験，スクラムスプリング案内管機械試験

制御棒クラスタ案内管およびスクラムスプリング案内管の構造強度の設計確証を得るために，振動試験，静的荷重試験，疲労試験，大変形試験等の項目を有する機械試験を行う必要がある。

(iii) 制御棒挿入試験

制御棒挿入機能の確証を得るために，実機相当構造による制御棒挿入試験を実施する必要がある。

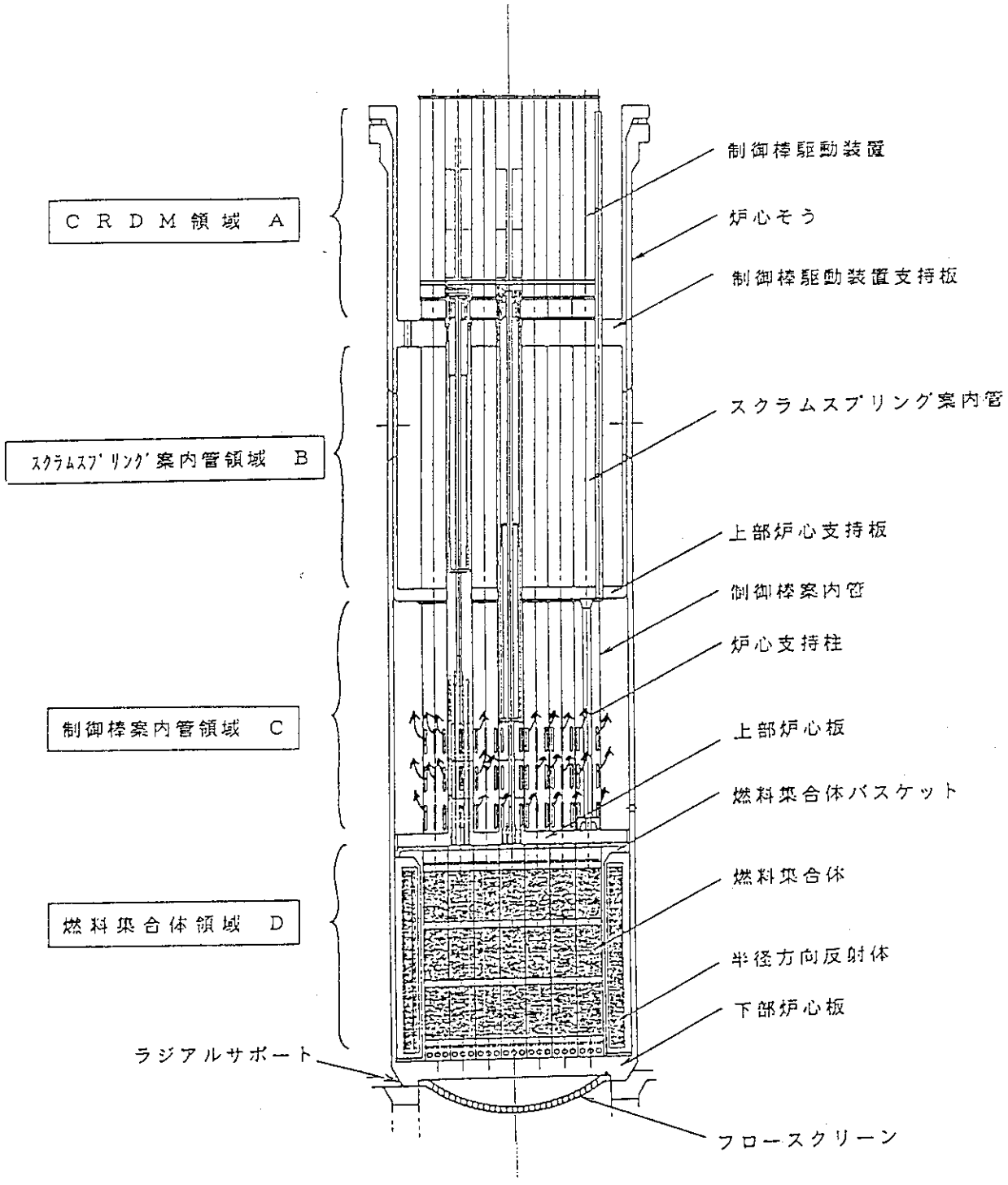


Fig. Ⅱ. 7. 1　MRX 炉内構造物構造説明図

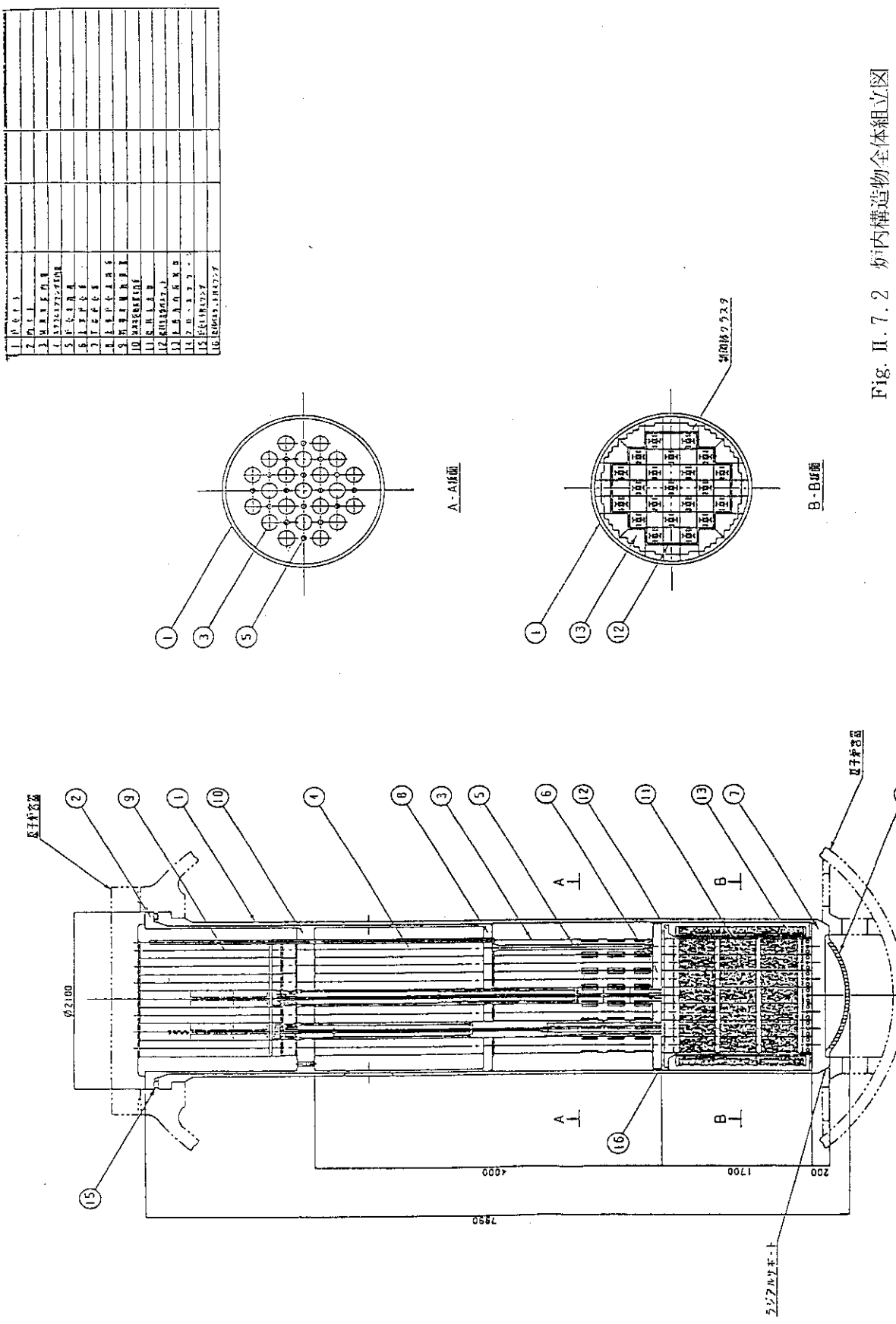


Fig. Ⅱ. 7. 2　炉内構造物全体組立図

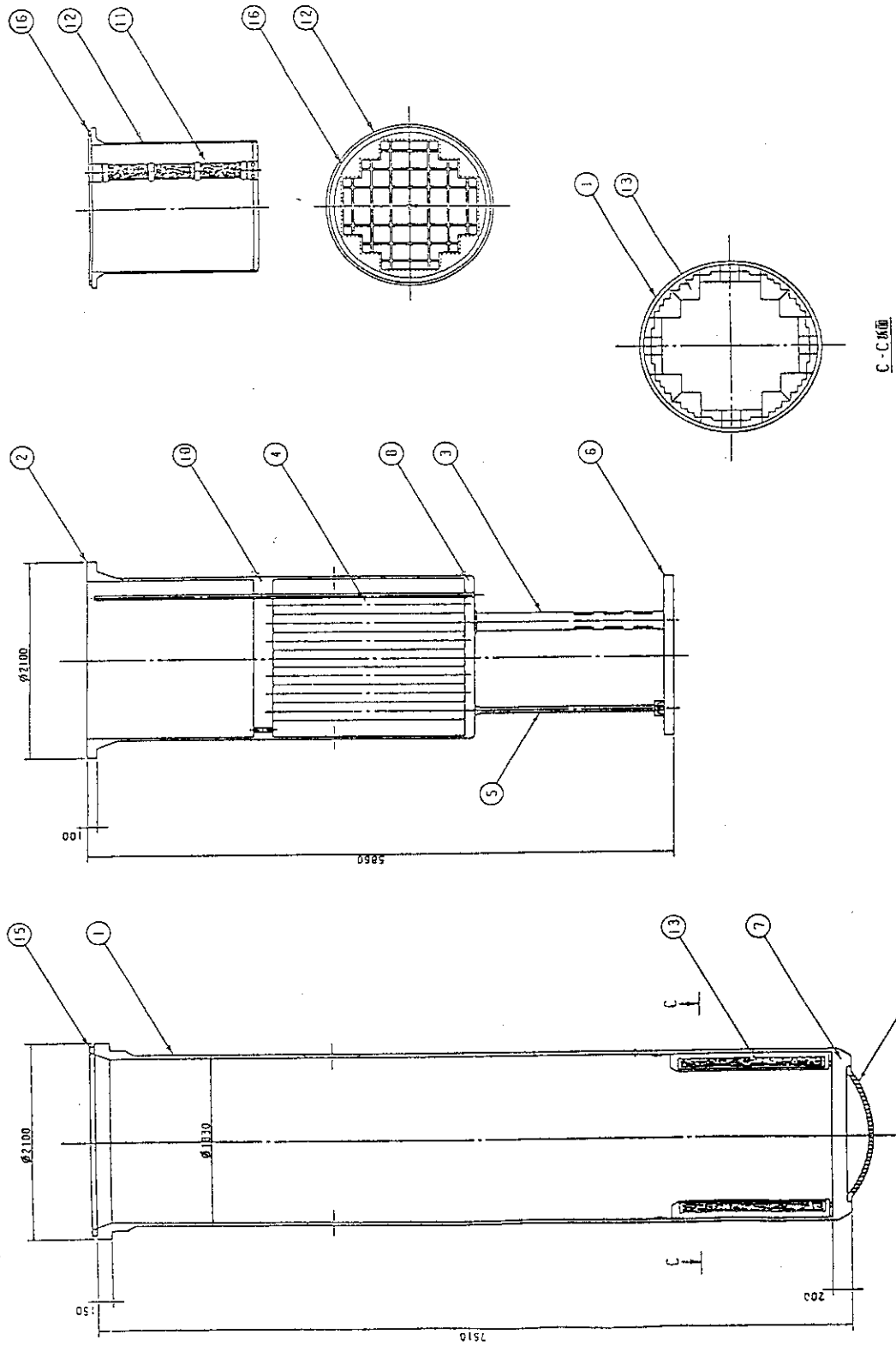


Fig. II. 7. 3 炉内構造物部品図

8. 制御棒駆動装置

8.1 設計方針および設計条件

制御棒駆動装置（以下，CRDM と略す）は制御棒飛出し事故の可能性を排除する目的で原子炉に内装する。したがって，その環境条件は高温，高圧水下であり，また，配置上の制限から小型化も要求される。これらを考慮して定めた主な設計条件を以下に示す。

(1) 方　式

小型化の観点からビルトインモータを使用した分割ボールナット方式の CRDM とする。

(2) 寸法制限

炉心配置および原子炉構造との整合性を考慮し，外径 210 mm，高さ 1,600 mm 以下を目標とする。

(3) 駆 動 力

制御棒重量（約 20 kg）と駆動軸重量（約 35 kg）に船体動揺による付加加速度分（0.85 g）を考慮した荷重 102 kg に，スクラム時の加速スプリングの最大反力 95 kg を加えて 200 kg とする。

(4) 駆動速度

陸上発電用 PWR の駆動速度を参考に，最大 1,200 mm/分とする。

(5) 駆動ストローク

炉心から吸収体が完全に抜けるストロークとして，炉心高さ（吸収体長も同じ）と同じ 1,210 mm とする。

(6) スクラム条件

IMO 基準によるスクラム機能要求および「むつ」での条件を参考に，85% 挿入までのスクラム条件を以下とする。

(i) 傾斜 0°，加速度 1 ± 0.6 g　　1.4 秒以下
(ii) 傾斜 30°，加速度 1 ± 0 g　　1.4 秒以下
(iii) 傾斜 0°，加速度 1 ± 0.85 g　　3 秒以下
(iv) 傾斜 60°，加速度 1 ± 0 g　　3 秒以下
(V) 傾斜 90°，加速度 1 ± 0 g　　制限なし

(7) 環境条件

1 次冷却材圧力が 120 kg/cm^{2}g であることから，環境条件としての圧力は 120 kg/cm^{2}g とする。また，加圧器近傍に設置されることを考慮し，温度は 330℃ とする。

(8) 機能条件

その他，CRDM としての機能として以下の条件がある。

(i) 駆動軸と制御棒との摑み，切離しができること。
(ii) 駆動時の上昇，下降ができること。
(iii) 駆動軸の CRDM 本体からの切離しができること。
(iv) CRDM の炉容器内からの取外しができること。

これらの設計条件をまとめて，Table Ⅱ. 8.1 に示す。

8.2 制御棒駆動装置

次節に示す電磁部の設計により定めたラッチマグネットおよびビルトインモータの基本仕様，基本構造を反映し，CRDM 全体の基本仕様，基本構造を設定した。

(1) 全体構成

CRDM の構成要素はビルトインモータ，ラッチマグネット，分割ボールナット，駆動軸，ケーシング等から成る。

CRDM の駆動部は原子炉容器蓋に内側からボルトで固定されており，炉内構造物の CRDM 支持板に差し込む構造として径方向の支持を行っている。

ビルトインモータは小型化（短尺化）を図るために中空構造とし，駆動軸がモータの中空部を通れるようにしている。また，駆動モータの回転を分割ボールナットに伝達し，この回転（順，逆）により駆動軸（ボールねじ）を上，下動させている。

ラッチマグネットはボールとアーマチュアの切離し（消磁），吸着（励磁）によって分割ボールナットの開閉を行うものであり，分割ボールナットの開閉により駆動軸の切離し，摑み動作を行う。従って，スクラムはラッチマグネット電流を切る（マグネット消磁）ことによって分割ボールナットが開き，駆動軸が落下することで行う。

分割ボールナットはボールナットを 3 分割した構造で，駆動軸の上昇，下降時には，ビルトインモータの回転を伝達するために閉じてボールナットとしての機能を果たし，駆動軸切離しの時に 3 分割し，開く構造である。

駆動軸はボールねじとして上昇，下降を行うと共に，先端にはグリッパを有し，制御棒の摑み，切離しができる構造としている。

この他，CRDM には位置検出器，スクラム加速用スプリング等を有している。

CRDM の構造概念を Fig. Ⅱ. 8.1 に示す。

(2) グリッパ操作機構

駆動軸と制御棒のスパイダーは，駆動軸下端のグリッパにより連結され，燃料交換時にはグリッパ操作用治具を用いてグリッパの開閉を行う構造としている。

Fig. Ⅱ. 8.2 に駆動軸組立図を示す。

駆動軸は全長 4343 mm の中空の軸であり，そのほぼ全長に亘って内部にグリッパ操作軸が貫通している。駆動軸上部のグリッパ操作ヘッドには，外側にグリッパ操作用治具で駆動軸を保持するための溝が，また，内側にはグリッパ操作軸の抜け止め用の C 型の止めばねがある。駆動軸の下部には，周方向に 2 分割されたグリッパがあり，この外側にはグリッパを保護するための保護筒がある。グリッパはそれ自身を板ばね構造とし，フリーの状態では閉じた形となり，内側から押し広げる力を受けると開いてスパイダボディを保持する。

グリッパ操作軸は，上端部内周にグリッパ操作用治具と取合うねじ溝が加工され，上端部外周には上記ねじ溝にグリッパ操作用治具をねじ込む際にグリッパ操作軸の廻り止めを行うためのキー溝を設けてある。グリッパ操作軸の下部には上下にスライドできるロックボタンがあり，このロックボタンはロックばねにより下向きに押され，グリッパを押し広げている。また，グリッパ操作軸の下端には位置決めナットが固定され，グリッパ操作軸を上方向へ引き上げるとこの位置決めナットがロックボタンを押し上げて，グリッパが閉じ，スパイダボディを切り

離す。

また，グリッパ操作軸の上部は，駆動軸の位置検出器を内挿するため中空になっており，位置検出用磁石を埋め込んである。

グリッパ操作の手順（切り離し時）としては，まず，グリッパ操作用治具で駆動軸のグリッパ操作ヘッド部を保持し，グリッパ操作ヘッドとグリッパ操作軸の間に円筒状のスリーブを挿入して止めばねを押し開げる。次に，グリッパ操作軸の上部にグリッパ操作軸を引き上げるための治具をねじ込み，この治具を引き上げることにより，グリッパが閉じ，スパイダボディが切り離される。

(3) ケーブル貫通部の構造

R/V 上蓋を貫通するケーブルとしては，ラッチマグネットおよびビルトインモータの各電源ケーブルがあり，各ケーブルはR/V の外部でコネクタにより外部ケーブルと取合う。ラッチマグネットおよびビルトインモータのケーブル各々１本のシース（外径 12 mmφ 程度）内に収められ，各シースがR/V 上蓋を貫通す。各ケーブルはCRDM メンテナンス時にはR/V 上蓋から下方へ引き抜かれるので，R/V 上蓋の貫通穴は，ケーブル上部のコネクタの外径以上にする必要がある。このため，各シースには，R/V 上蓋を貫通する部分に外径が各コネクタ外径より大きいボスを溶接またはシール構造により取付け，このボスとR/V 上蓋の間をシール材およびシール押えによりシールする。

なお，上記ケーブルの他にR/V 上蓋を貫通するものに駆動軸の位置検出器があるが，貫通部の構造は上記ケーブルと同様である。ただし，位置検出器はメンテナンス時に上方へ引き抜くので，R/V 上蓋の貫通穴径は位置検出器の検出部外径（８～10 mmφ）に多少の余裕を見込む程度で良い。

8.3 電磁部の設計

内装型制御棒駆動装置の開発研究（その１）[1]（以下開発研究（その１）と略す）での電磁部（ラッチマグネット，ビルトインモータ）の構造概念に温づき，所定の性能が達成できる見通しを得るためにラッチマグネット，ビルトインモータの設計を実施した。

今回の予備解析の詳細内容は8.4 節に示すが，この解析および評価に基づき，設計手法の検討も行い，開発研究（その１）で構築した電磁部の概念を見直し，電磁部の基本構造を暫定した。この基本構造を対象に磁界解析等を実施し，所定の性能が得られていることの確認および各部寸法，材料等の基本仕様を設定した。

(1) ラッチマグネットの設計

開発研究（その１）で実施したラッチマグネットの構造概念に基づき，予備解析を行った結果から，以下について検討し，構造の見直しを行った。

① マグネットコイル結線のスペースが耐圧ケースの内に設けていないので，結線スペースを設ける。

② 開発研究（その１）にて採用した巻線構造と同様に，マグネットコイル電線を２本並列とする（これにより電圧は１/２，電流は２倍になる）。

③ 耐圧ケースとコイルボビンを一体構造としていたが，内筒面の非磁性材の接続部の構造

が難しいことから，耐圧ケースとコイルボビンを別構造とする。

以上の見直しにより暫定した構造をFig. Ⅱ. 8.3に示す。Fig. Ⅱ. 8.4を対象として吸着時および保持時ギャップの2ケースの磁界解析を行い以下に示す基本仕様，構造を設定した。なお，解析に先立ち，分割ボールナット，リンク機構の概念に基づき，必要吸着力，保持力およびストロークを定めた。

① コイル仕様
② 励磁電流，印加電圧
③ 電磁力（吸着力，保持力）
④ 磁路構成部材の材質
⑤ 各部寸法

(i) ラッチ機構側からの条件

ラッチマグネットは，Fig. Ⅱ. 8. 4に示す様にマグネットコイル，ポール，アーマチュアから構成され，アーマチュアの上下動作により分割ボールナットの開閉を行うものであり，分割ボールナットを含むラッチ機構部からの要求条件に基づき設計する必要がある。

ラッチ機構部からの条件としては以下の3項目がある。

① ラッチマグネットの吸着力：デラッチ状態からラッチする際に必要な力
② ラッチマグネットの保持力：駆動軸に設計荷重が負荷された状態で駆動軸を保持しておくのに必要な力。
③ ストローク：ラッチ，デラッチに必要なアーマチュアの上下ストローク。

以下に各条件についての検討結果を示す。

a) ラッチマグネットの吸着力

吸着力の設定は，ラッチ時に吸着し上昇させる構造物の重量に適切な余裕を見込む必要がある。

吸着する構造物の重量は以下のとおりである。

アーマチュア	：約14 kg
シリンダ	：約 4 kg
作動軸（3本分）	：約 1 kg
合　計	：約19 kg

余裕としては，作動軸及びリンク廻りの摩擦抵抗を考慮して上記重量に5割を見込むこととし，吸着力を19 kg× 1.5 = 28.5 ≅ 30 kg と設定する。

b) ラッチマグネットの保持力

ラッチマグネットの保持力は，Fig. Ⅱ. 8.5に示す計算モデルにより求まる。Fig. Ⅱ. 8.5に示す様にパラメータとしてリンク取付角が含まれる。必要保持力はリンク取付角を小さくした方が小さくなり，ラッチマグネットの設計が楽になるが，逆に，分割ボールナットが軸荷重に対して開きにくくなり，ストロークも大きくなるのでデラッチタイムは遅くなる傾向にある。したがって，デラッチタイムも考慮して設定する必要がある。しかし，デラッチタイムを机上の検討で求めることは難しく，試験により求める必要があるため，ここでは，従来の設計経験により，リンク取付角を10° に設定した。

Fig. Ⅱ. 8.5 に示す各パラメータを以下のとおりとして保持力を計算した。

μ_r ＝ 0.02

α ＝ 10°

ϕ ＝ 60°

Pa＝ 19 kg

Pr ＝ 200 kg

この結果，保持力 Fm＝ 60 kg である。

c）ストローク

アーマチュアのストロークは，分割ボールナットのボールが必要な開き量を有するように設定する。ボールは下図に示すように，ねじ軸との噛み合い深さと，開いた時のねじ軸との必要ギュップの合計以上に開かなければならない。ねじ軸との噛み合い深さは，ボール径を約 6 mm，接触角 60° とすると 1.2 mm 程度となる。また，ボールとねじ軸の必要ギャップは，ねじ軸の最大偏芯量 0.5 mm（ねじ軸上部外径 42 mmφ，回転軸内径 43 mmφ より）に，各部製作誤差を考慮して 1.0 mm とする。したがって，ボールの必要開き量は 2.2 mm ある。

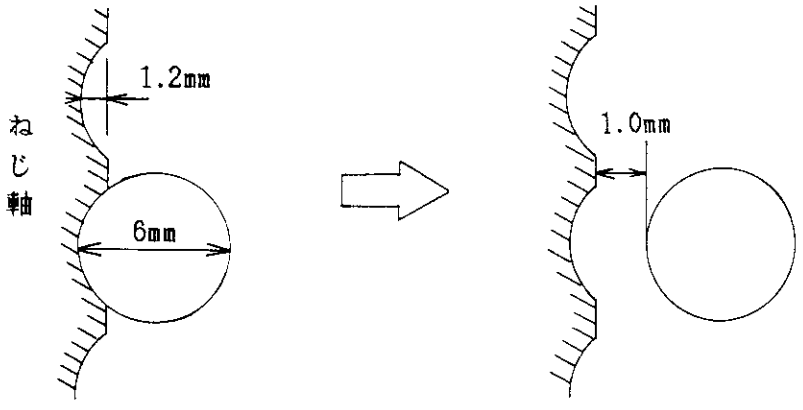


Fig. Ⅱ. 8.6 には，アーマチュアのストロークと開き量が最も小さい分割ボールナットの最上段のボールの開き量の関係を示す。Fig. Ⅱ. 8.6 より，ボールの開き量を 2.2 mm 以上にするために必要なストロークは 11 mm であることが判る。したがって，ストロークは 11 mm とする。

d）ま と め

以上よりラッチ機構側からの条件をまとめると以下のとおりである。

① ラッチマグネットの吸着力: 30 kg

② ラッチマグネットの保持力: 60 kg

③ ストローク : 11 mm

(ii) 吸着時ギャップによる磁界解析

ラッチマグネットのポールとアーマチュアは，同軸上に位置された磁性材の円筒で構成される。ポールとアーマチュアの間にはギャップが設けられる。コイルに通電すると発生する

磁束が，そのギャップを軸方向に渡ることによって，ポールとアーマチュアの間に磁気吸引が生じる。

ラッチマグネットのコイルは，高温，高圧水に直接触れないように耐圧ケースに封入される。耐圧ケースは，磁性材のバックアップスリーブ，非磁性材のキャンから構成され，強度部材としての機能，耐水の機能を兼ねた磁路として設計されている。すなわち，コイルに通電することによって発生した磁束を，効率良くポールとアーマチュアに外周面から導くよう機能する。

ポールとアーマチュア間のギャップ長が最大となる条件でコイルが励磁されることにより，吸着の動作が開始される。そこで，吸着時ギャップによる磁界解析では，Fig. Ⅱ. 8.7 のようにギャップ長を最大の 12 mm として磁性材の部分を表現した有限要素法モデルによって磁界解析を実施した。

ラッチマグネットは，軸対称構造であるので，Fig. Ⅱ. 8.8 に示すように，R－Z 座標系でメッシュ分割を行い，軸対称 3 次元解析を適用した。

コイルの励磁アンペアターンは，後述の吸着力の計算に基づき，約 30 kg 重の電磁力を発生する条件を探った結果，5000 アンペアターンを与えた。

Fig. Ⅱ. 8.9 に磁束線図，Fig. Ⅱ. 8.10 にポールとアーマチュアの間のギャップの中央を通る Z 座標一定の平面を貫通する磁束密度を示す。R 座標の小さな範囲で 3800 ガウスをピークとすると磁束密度の山は，ギャップを軸方向に渡りポールとアーマチュアの間に磁気吸引力を生じる磁束成分である。また，ギャップの範囲を，R 座標の 30 mm から 55 mm の範囲とすれば，3400 ガウス以上のギャップ硫束密度となるため，後に吸着力の計算を実施する際には，この値を用いることとする。同図の R 座標 88.5 mm から 100 mm の範囲は耐圧ケースの外筒部に相当し，6500 ガウスの磁束密度となった。Fig. Ⅱ. 8.9 の磁束線図から耐圧ケースの外筒部の軸方向中心付近における磁束線の密度が最も高くなっている様子が読み取れる。したがって，Fig. Ⅱ. 8.10 で示される 6500 ガウスという値が，ラッチマグネットの磁路における最大磁束密度であると考えることができる。

吸着時ギャップによる磁界解析によって，次の値が決定された。

① 吸着時の励磁アンペアターン：5000 AT

② 吸着時のギャップ磁束密度：0.34 テスラ

③ 吸着時の磁路最大磁束密度：0.65 テスラ

（ただし 10000 ガウス＝1.0 テスラ）

(iii) 保持力ギャップによる磁界解析

ポールとアーマチュア間のギャップ長が最大値の 12 mm の条件でコイルが励磁される事により吸着の動作が開始される。前節では，その動作が開始する瞬間のモデルについて，磁界解析を実施した。吸着の動作の進行と共にアーマチュアは，ポールに向ってストロークの 11 mm 動くことができる。その結果，ポールとアーマチュアの間のギャップ長は最小値の 1 mm となって静止する。この状態で励磁電流を接続すると，アーマチュアはポールに吸引され続け，最小ギャップ長のまま保持される。そこで，保持時ギャップによる磁界解析では，Fig. Ⅱ. 8.11 のようにギャップ長を最小の 1 mm として磁性材の部分を表現した有限要素法

モデルによって磁界解析を実施した。

ラッチマグネットは，軸対称構造であるのでFig. Ⅱ. 8.12に示すように，R－Z座標系でメッシュ分割を行い，軸対称3次元解析を適用した。

コイルの励磁アンペアターンは，後述の保持力の計算に基づき，約60 kg重の電磁力を発生する条件を探った結果，1500アンペアターンを与えた。

Fig. Ⅱ. 8.13に磁束線図，Fig. Ⅱ. 8.14にポールとアーマチュアの間のギャップの中央を通るZ座標一定の平面を貫通する磁束密度を示す。R座標が30 mmから55 mmの確囲がポールとアーマチュアが1 mmのギャップを介して対抗する部分に相当する。この部分のギャップ磁束密度は，ほぼ一定の値5200ガウスとなり，後に保持力の計算を実施する際には，この値を用いる。また，同図のR座標88.5 mmから100 mmの範囲は，耐圧ケースの外筒部に相当し，5900ガウスの磁束密度となった。Fig. Ⅱ. 8.13の磁束線図から，耐圧ケースの外筒部の軸方向中心付近における磁束線の密度が最も高くなっている様子が読み取られるためFig. Ⅱ. 8.10で示される5900ガウスという値が，保持時の，ラッチマグネットの磁路における最大磁束密度であると考えることができる。

保持時ギャップによる磁界解析によって，次の値が決定された。

① 保持時の励磁アンペアターン：1500 AT

② 保持時のギャップ磁束密度：0.52テスラ

③ 保持時の磁路最大磁束密度：0.59テスラ

(iv) 電磁力（吸着力，保持力）

ポールとアーマチュアの間に発生する磁気吸引力は，ギャップ磁束密度の2乗とギャップの面積に比例する。ギャップの磁束密度B（テスラ），ギャップの面積S（m^2），真空透磁率μ_0（H/m）から，次式によって磁気吸引力f（N）の概算が可能である。

$$f=\frac{B^2}{2}\times\frac{1}{\mu_0}\times S(N)$$

ただし

$$\mu_0=4\pi\times10^{-7}(H/m)$$

また，前述の磁界解析においてギャップの範囲をR座標の30 mmから55 mmの範囲としたので，ギャップの面積Sは次のようになる。

$$S=\pi\times(55^2-30^2)\times10^{-6}=6.68\times10^{-3}(m^2)$$

として，吸着時ギャップによる磁界解析で求められたギャップ磁束密度0.34テスラより吸着力を計算すると次のようになる。

$$f=\frac{0.34^2}{2}\times\frac{10^7}{4\pi}\times\frac{6.68}{10^3}=307(N)$$

または307 / 9.8 = 31（kg重）

目標吸着力30 kg重に，ほぼ近い値が得られた。

同様に，保持時ギャップによる磁界解析で求められたギャップ磁束密度0.52テスラより保持力を計算すると次のようになる。

$$f=\frac{0.52^2}{2}\times\frac{10^7}{4\pi}\times\frac{6.68}{10^3}=719(N)$$

または 719 / 9.8 ＝ 73 （kg 重）

目標吸着力 60 kg 重に，ほぼ近い値が得られた。

以上の電磁力の計算によって次の関係が確認されたこととなる。

① 吸着力計算値 31 kg 重≒吸着力目標値 30 kg 重

② 保持力計算値 73 kg 重≒保持力目標値 60 kg 重

(v) コイル仕様

330℃ の環境下において，吸着時の励磁条件 5000 AT の連続通電を行った場合のコイルの最高温度が，330℃ ＋ 80℃ 程度，すなわち，コイルの最高温度が，330℃ ＋ 80℃ ＝ 410℃ 程度と想定した設計条件のものでコイル仕様を決定した。

コイル素線は，Fig. Ⅱ.8.15 に示すような φ1.0 mm のニッケルメッキ銅線を 2 本並列に使用することとする。コイル素線には，絶縁皮膜が施されているので，その仕上り外径は φ1.5 mm の程度となる。Fig. Ⅱ.8.16 には，コイルボビンの形状を示す。このコイルボビンに，仕上り外径 φ1.5 mm の素線が巻かれ，耐圧ケースに組み込まれることとなる。コイルボビンのコイル素線に接する部分には，セラミックスの絶縁材が溶射され，対地絶縁皮膜が形成される。Fig. Ⅱ.8.17 には，コイルの巻線構成を示す。半径方向には，φ1.5 mm の素線を 10 層，軸方向には 100 列程度の巻線を施すことが可能であり，2 素線並列としたコイルのターン数は，次のようになる。

$(10\times100)/2=500(\text{ターン})$

また，コイルボビンの形状よりコイル巻線部中央の寸法は (141 × 177) / 2 ＝φ159 mm 程度となる。

したがって，500 ターンのコイル素線の全長は，次のようになる。

$159\times10^{-3}\times\pi\times500=250(m)$

金属導体の抵抗率 ρ （Ω・m）は，温度 t （℃）の一次関数となることが知られており，純粋な銅の場合には次のようになる。

$\rho=\rho_0\{1+\alpha(t-t_0)\}(\Omega\cdot m)$

$\rho_0=1.69\times10^{-8}(\Omega\cdot m \text{ at } 20℃)$

$\alpha=0.00393(1/℃)$

$t_0=20(℃)$

したがって，前述のコイル温度の設計条件 410℃ における銅の抵抗率は次のようになる。

$\rho=1.69\times10^{-8}\times\{1+0.00393\times(410-20)\}=4.28\times10^{-8}(\Omega\cdot m)$

コイル素線の抵抗 R （Ω）は，抵抗率 ρ （Ω・m）および素線の長さ ℓ （m）に比例し，素線の断面積 S （m^2）に反比例する。

$R=\rho\times\ell/S(\Omega)$

コイル素線の断面積は，φ1.0 mm の 2 本並列を想定しているので次のようになる。

$S=2\times\pi\times0.5^2\times10^{-8}\times250/1.57\times10^{-6}(m^2)$

したがって，コイル素線が仮に純粋な銅であるとした場合のコイル抵抗は，次のように計

算される。

$410℃: R = 4.28 \times 10^{-8} \times 250 / 1.57 \times 10^{-6} = 6.8(\Omega)$

$20℃: R = 1.69 \times 10^{-8} \times 250 / 1.57 \times 10^{-6} = 2.7(\Omega)$

以上コイル仕様をまとめると次のようになる。

① 素線構成：φ1.0 mm のニッケルメッキ銅線 2 本並列

② 素線外形：φ1.5 mm×2（素線絶縁を含む寸法）

③ ターン数：500 ターン

④ 電線長：250 m

⑤ 抵抗値：6.8 Ω（410℃），2.7 Ω（20℃）

(vi) 励磁電流，印加電圧

吸着時の励磁アンペアターン 5000 AT と，コイルターン数 500 ターンより，吸着時の励磁電流の値は次のようになる。

吸着時：5000/500＝10(A)

同様に，保持時の 1500 AT より，保持時の励磁電流の値は次のようになる。

保持時：1500/500＝3(A)

印加電圧は，励磁電流とコイル抵抗の積を計算することによって求めることができる。コイル抵抗は，410℃ において 6.8 Ω と計算されている。しかし，この値は，純粋な銅素線を仮定した値，すなわち，高温環境下で使用中に，しだいに増大する抵抗値の初期値であり，この値から計算した印加電圧に，抵抗値の経時変化に相当する余裕を持たせた電源電圧の計画が必要である。抵抗値の経時変化は，コイル素線の耐熱性能を向上させるために，銅の導体の表面に施すニッケルメッキが，高温時に銅中に拡散していくために現れる現象である。このニッケルメッキ層は，高温時に銅が絶縁皮膜中へ拡散することを抑制している。抵抗の経時変化の大きさについては，現在の段階では確認試験を実施していないため確定できないが，仮に 40% の抵抗増加を生じた場合にも，今回の電磁設計が成立するよう配慮した設計を行った。

すなわち，高温環境で使用中に，抵抗値，電圧，発熱量がそれぞれ 40% 増加した条件を想定した設計結果としている。したがって，最大印加電圧は，吸着時の励磁電流 10 A と，410℃ での銅素線の抵抗値の 1.4 倍の 9.5 Ω の積となり，必要な電源の仕様をまとめると次のようになる。

① 電源の形式：直流定電流電源

② 吸着時の励磁電流：10 A

③ 保持時の励磁電流：3 A

④ 最大印加電圧：95 V

(vii) 磁路構成部材の材質

ラッチマグネットにおいては，磁性材としてマルテンサイト系のステンレス鋼の SUS 403 の仕様を想定している。磁性材中の最大磁束密度は，吸着時ギャップによる磁界解析によって求められた 0.65 テスラであるが，SUS 403 では最大 1.3 テスラの磁束密度まで使用が可能である。

また，磁性材の透磁率は，温度，磁束密度などで変化するが，常温から環境温度の330℃の範囲，最大磁束密度0.65テスラの範囲では，おおむね真空透磁率の500倍以上の値をとり良好である。

一方，非磁性材としては，SUS 304などのオーステナイト系のステンレス鋼が考えられるが，熱膨張係数が磁性材として選定したSUS 403に比べて相当大きい。そこで，非磁性材としては，熱膨張係数が磁性材のSUS 403に比較的近い耐熱合金のインコネル600の使用を想定している。

(ﾛ) ラッチマグネットの性能

吸着時ギャップによる磁界解析では，ギャップ長12 mm，コイル電流10 A（磁界アンペアターン5000 ATに相当）の条件において，吸着力31 kg重（ギャップ磁束密度0.34テスラに相当），磁路の最大磁束密度0.65テスラが解析結果として得られた。目標吸着力は30 kg重であるので吸着力の性能は充分である。また，磁性材として計画しているSUS 403の飽和磁束密度は1.3テスラ程度であるので磁路の飽和はない。同様に，保持時ギャップによる磁界解析では，ギャップ長1 mm，コイル電流3 A（励磁アンペアターン1500 ATに相当）の条件において，保持力73 kg重（ギャップ磁束密度0.53テスラに相当），磁路最大磁束密度0.59テスラが解析結果として得られた。目標保持力は60 kg重であるので保持力の性能は充分であり，磁路の飽和も無い。

ラッチマグネットのポールとアーマチュア間のギャップ長が一定，かつ磁路で磁気飽和が生じていなければ，ギャップ磁束密度は，コイル電流に比例する。また，磁気吸引力は，ギャップ磁束密度の2乗に比例する。したがって，Fig. Ⅱ.8.18に示されるような，電流と磁気吸引力の特性曲線を描くことができる。

以上のように，今回の設計は，磁気設計の範囲において充分な性能を有することが確認された。最後に，コイル温度の計算を実施し，コイル設計温度の410℃以上にならないことを確認する。Fig. Ⅱ.8.19に，コイル温度計算モデルを示す。同図における$\chi=0$の位置は，コイル巻線部が対地絶縁を介して接する部分に対応させる。$\chi=\chi_1$の位置は，コイル巻線部の外径側，すなわち，耐圧ケースの外筒部とコイル巻線部が空間をはさんで向かい合う部分に対応させる。$0<\chi<\chi_1$の範囲が，コイル巻線部と対応し，q（w/m^3）の均一な発熱と，λ（w/m℃）の均一な熱伝導率を仮定する。$\chi=0$の位置は，熱伝導率が大きいコイルボビンとキャンを介してラッチマグネット周辺環境の330℃の水に接するため，330℃の放熱面であると仮定する。一方，$\chi=\chi_1$の位置は，空間があるため放熱が困難であることから，断熱面であると仮定する。また，温度をθ（℃）すればこのモデルの熱伝導方程式は次式となる。

$$\frac{\partial^2\theta}{\partial\chi^2}=-\frac{q}{\lambda}$$

$\chi=0$において330℃，$\chi=\chi_1$において断熱面の条件を用いれば，上式の解は次のようになる。

$$\theta=-\frac{q}{2\lambda}\chi^2+\frac{q}{\lambda}\cdot\chi_1\cdot\chi+330$$

最も高い温度θ_{max}は$\chi=\chi_1$の位置になる。

$$\theta_{max}=\frac{q\chi_1^{\,2}}{2\lambda}+330$$

コイルの発熱密度q（w/m^3）は，Fig. Ⅱ.8.20に示すモデルから求める。絶縁皮膜を含めたコイル外径φ1.5 mm×2の素線を囲む短形の断面積とコイルの素線の長さ250 mより，均一な発熱を仮定する体積は次のようになる。

$$1.5\times10^{-3}\times3.0\times10^{-3}\times250=1.125\times10^{-3}(m^3)$$

また，吸着時の電流10 A，コイル温度410℃における抵抗値の経時変化を考慮した電圧95 Vより，上記体積中に想定される発熱量の最大値は$10\times95=950$ Wとなる。したがって，qは$950/(1.125\times10^{-3})\fallingdotseq0.84\times10^6$ w/m^{3}となる。また，コイルは10層で計画しているので$\chi_1=1.5\times10^{-3}\times10=15\times10^{-3}$ mとなる。コイル巻線部の平均的な熱伝導率λは，開発研究（その1）にて試作したSHR－3のボビンコイルを用いて測定した結果，$\lambda=1.2$ w/m℃程度の値であった。したがって，コイル温度として想定される最高値θ_{max}は次のように計算される。

$$\theta_{max}=\frac{q\chi_1^2}{2\lambda}+330$$

$$=\frac{0.84\times10^6\times(15\times10^{-3})^2}{2\times1.2}+330$$

$$=409$$

以上のように，コイル温度は，コイル設計温度の410℃以下となるため，ラッチマグネットの性能に問題はない。

なお，本検討では，安全側に吸着時の電流10 Aに基づき発熱条件を定めているが，電流値については，保持力に対する余裕をどこまで考慮するか，実機における試験時の電流値および通電時間をどうするか，吸着後，電流値を下げる制御を行うかなどを検討し，今後見直していく。

(ix) ラッチマグネットの構造

Fig. Ⅱ.8.21に，これまでに検討を行ってきた内容を反映した，ラッチマグネットの構造図を示す。磁性材のSUS 403は，耐圧ケースの外筒部，耐圧ケースの上下のフタ，耐圧ケースの内筒部のバックアップスリーブに使用され，強度部材としての機能と磁路としての機能を兼ねる。非磁性材のインコネル600は，コイルの巻き枠，磁路の遮断，耐圧ケースの内筒部の強度部材としての機能を兼ねたコイルボビン，耐水壁として設けるキャンに使用される。コイルボビンのコイル素線と接する部分には，対地絶縁としてセラミックスが溶射されている。

コイルボビンには，ニッケルメッキ銅の導体部の直径が1.0 mm（素線絶縁皮膜を含めた外径が1.5 mm）の耐熱電線が2本並列で500ターン巻かれる。耐熱電線の巻き始めと巻き終りの部分は，コイルボビンの外に引き出され，バックアップスリーブの背後の空間に設けた端子台に結線される。そして端子台へは，耐圧ケースの外部からMIケーブルによって励磁電流が供給される。

(2) ビルトインモータの設計

開発研究（その1）で実施したビルトインモータの構造概念に基づき，予備解析を行った結果から，以下について検討し，構造の見直しを行った。

① ステータコイル結線のスペースが耐圧ケースの内に設けていないので，結線スペースを設ける。

② コイルスロットの放熱が充分でない可能性があるため放熱性能の良くなるスロット形状とする。

③ 耐圧キャンの損失が大きいことから，キャンの厚さおよび材質の見直しを行う。

④ キャンの厚さを薄くすることに伴い，耐圧構造の見直しを行う。

以上の見直しにより暫定した構造をFig. Ⅱ. 8.22 に示す。

Fig. Ⅱ. 8.22 を対象として，磁束密度の解析，耐圧キャン損失の解析を行い，以下に示す基本仕様，構造を設定した。

① モータ仕様（極数，回転数，電力）

② トルク

③ 構成部材の材質

④ 各部寸法等

(i) 磁束密度の解析

CRDM駆動用のビルトインモータの1極分を，磁界解析のためにFig. Ⅱ. 8.23 のようにモデル化した。同図では，磁束の発生源となる回転子の永久磁石，隣り合う永久磁石の背をつなぎ磁束を通しやすくするための回転子の磁気ヨーク，電機子コイルを納めるためのスロットを設けた固定子の鉄心部が表現されている。Fig. Ⅱ. 8.24 には，有限要素法解析のメッシュ分割図を示す。Fig. Ⅱ. 8.25 には，解析の結果より描いた磁束線図を示す。Fig. Ⅱ. 8.26 には，永久磁石の内径，すなわち磁気ヨークとの境界面における磁束密度を示す。同様に，Fig. Ⅱ. 8.27 には，永久磁石の外径の面における磁束密度，Fig. Ⅱ. 8.28 には，固定子鉄心の内径の面における磁束密度，Fig. Ⅱ. 8.29 には，固定子鉄心のスロットの深さ中央付近を通る面における磁束密度を示す。

Fig. Ⅱ. 8.30 には，永久磁界のB－Hカーブと磁石の内部における動作点の分布範囲を示す。磁石内部において最も高い磁束密度は，Fig. Ⅱ. 8.26 の図中に示されている6782ガウス，最も低い磁束密度は，Fig. Ⅱ. 8.27 の図中に示される4646ガウスである。すべての動作点は，B－Hカーブの直線の範囲に分布する減磁に強い設計となっている。

Fig. Ⅱ. 8.26 では，永久磁石と磁気ヨークの接合面の磁束密度の平均値の計算結果6438ガウスが，図中に示されている。磁気ヨークの磁路の断面積と永久磁石の磁路の断面積は等しく計画しているので，磁気ヨークの磁束密度も同一の値になる。したがって，磁気ヨーク材は，6438ガウスの磁束密度において磁気飽和を生じない材料を選定すればよいことがわかる。

Fig. Ⅱ. 8.27 は，磁石の外径における磁束密度の平均値の計算結果5173ガウスが示されている。磁石の内径において6438ガウスに達していた磁束の約20%が，磁石の両側面より漏れたことがわかる。Fig. Ⅱ. 8.28 に示される固定子鉄心の内周面の磁束密度は，スロットの影響によって激しく脈動している。脈動する磁束密度のフーリエ級数展開から基本波成分を計算すると，波高値5310ガウスとなる。この基本波成分の大きさから，モータの特性計算などを行う。また，脈動する磁束を平均した値は3292ガウスとなる。固定子鉄心のスロットの底

と外形の間の磁路をコアバックと称しているが，コアバックの磁束密度は10000ガウス程度となる。

また，Fig. Ⅱ. 8.29では，スロットと並行する鉄心のティースにおける磁束密度が，約10000ガウスに達することが示されている。すなわち，固定子鉄心の磁束密度は，コアバック，ティースともに10000ガウス程度の値になっており，この値から，鉄心の損失が計算される。

(ii) 固定子鉄心およびキャンの損失

回転子の永久磁石が発生した磁束は，固定子の内径側に設けられたキャンを貫通し，固定子鉄心を通る。この磁束は，静止した固定子に対して，回転子が回転することにより，固定子にとっては変動する磁束となる。変動する磁束は，導体中にうず電流損，磁性体中にヒステリシス損を生じる。したがって，導体かつ磁性体の固定子鉄心中にはうず電流損とヒステリシス損から成るコア損が，導体のキャンにはうず電流損が生じる。

固定子鉄心は，表面に電気絶縁を施した磁性材の薄板を積層することによって，うず電流損の発生を抑制している。積層された薄板中に発生するうず電流損の計算式として次式が知られている。

$$Pe=\frac{\pi^2 \cdot f^2 \cdot t^2 \cdot B^2}{6\rho}(w/m^3)$$

ただし，

f　：磁束の変動する周波数（Hz）

t　：薄板の板圧（m）

B　：磁束密度の波高値（テスラ）

ρ　：薄板の抵抗率（Ω・m）

磁束の変動する周波数200 rpm，8極のモータでは次のように計算される。

$f=(200/60)\times(8/2)=13.3(Hz)$

また，1.5 mm厚さの薄板を使用するものとする。

$t=1.5\times10^{-3}(m)$

固定子鉄心中の磁束密度は，約10000ガウスであることが，前項の磁界解析で計算されている。

$B=1.0$(テスラ)

鉄心材には，純鉄を使用することを計画している。純鉄の抵抗率は次のような温度変化を示す。

$\rho=\rho_0\{1+\alpha(t-t_o)\}(\Omega \cdot m)$

$\rho_0=10.0\times10^{-8}(\Omega \cdot m$ at. 20℃)

$\alpha=0.0050(1/℃)$

$t_o=20℃$

すなわち，鉄心の温度330℃では，次の値となる。

$\rho=10.0\times10^{-8}\times\{1+0.0050\times(330-20)\}=26\times10^{-8}(\Omega \cdot m)$

以上の数値によるPeの計算例は次のようになる。

$Pe=2632(w/m^3)$

また，磁性材のB－Hカーブに囲まれた面積が，磁束の変動1回当りのヒステリシス損であることが知られている。したがって，Fig. Ⅱ. 8.31のカーブでは，ハッチングを施した面積と，磁束が変動する周波数の積がヒステリシス損の理論値となる。ただし，このモータでは，ヒステリシス損が主要な損失でないので，B－Hカーブの囲む面積を，Fig. Ⅱ. 8.31の磁力線で示す矩形の面積で近似することとした。この近似によって，ヒステリシス損は，次のように計算される。

$Ph=4\cdot f\cdot Hc\cdot B(w/m^3)$

ただし，

f　：磁束の変動する周波数（Hz）

Hc　：磁性材の保磁力（A/m）

B　：磁束密度の波高値（テスラ）

磁束の変動する周波数は，回転数200 rpm，8極のモータでは，前述と同様13.3 Hzとなる。純鉄の保持力は，非常に小さく，1エルステッド以下であることが知られている。そこで，Hcの値を1エルステッドと仮定し，単位系の換算を行えば，Hc＝79.6 A/mとなる。また，鉄心の磁束密度，B＝1.0テスラは，前述と同様である。以上の数値から，Ph＝4245（w/m^3）となる。Pe＋Phは，鉄心体積の積をとればコア損が求まる。固定子の鉄心長は200 mmとして計画している。後述するように，200 mmの中央10 mmは，鉄心を設けない。また，薄板を積層する場合には，通常10％の部分を差し引いた値を正味鉄心長とする。したがって，正味鉄心長は171×10^{-3}（m）となる。固定子鉄心は，外径180 mm，内径127 mmの範囲を占めスロットが36個抜かれるので，鉄心の体積は1.577×10^{-3}（m^3）となる。したがって，200 rpmの回転数におけるコア損V・（Pe＋Ph）を計算すると10.845（w）となる。

$1.577\times10^{-3}\times(2632+4245)=10.845(w)$

固定子の内径側に設けられたキャンを貫通する磁束は，Fig. Ⅱ. 8.28に示される。同図の磁束波形に含まれる基本波成分は，波高値5310ガウスの大きさを持ち，回転子の回転に一致して動く。Fig. Ⅱ. 8.32の最上段に，この基本波成分磁束を示す。磁束が，導体のキャンを貫通しながら進行すれば，キャンに電界を生じる。その電界によってキャンにはうず電流が流れ，キャンの損失が発生する。これらの電磁諸量の関係が，Fig. Ⅱ. 8.32に示される。

磁界の進行速度　　$v=RPM/60\times8\tau$（m/秒）

磁束密度の波高値　　B（テスラ）

電界の波高値　　$E=B\times v$（V/m）

うず電流密度の波高値　　$J=E/\rho$（A/m^2）

損失密度の波高値　　$P=\rho J^2$（w/m^3）

ただし，

RPM　＝モータの回転数（rpm）

τ　＝キャン位置での極ピッチ（m）

ρ　＝キャンの抵抗率（Ω・m）

また，同図中に示すように，損失密度を平均すれば，P/2となる。したがって，キャンの損

失は，（キャンの断面積）×（キャンの正味長さ）×（P/2）となる。キャンの外径127 mmと内径124 mmから，キャンの断面積は0.591×10^{-3} m^2，キャンの正味長さは，前述の正味鉄心長と等しいと仮定し，0.171 mとする。また，τ= 0.0493 m，B= 0.531 テスラ，ρ= 118×10^{-8} Ω・mより200 rpmにおけるキャンの損失を計算すれば20.869 wとなる。

先に計算したコア損10.845 wと，キャン損20.869 wの和で示される損失31.714 wは，モータの永久磁石回転子を200 rpmの速度で空転するために必要なモータの出力を示しており，これを無負荷損失と称する。

(iii) コイル仕様

コイル素線は，ϕ1.0 mのニッケルメッキ銅線を使用する。コイル素線には絶縁皮膜が施されているので，その仕上り外径はϕ1.5 mmとなる。この素線構成は，先に報告したラッチマグネットの素線構成と全く同一である。

Fig. Ⅱ. 8.33に1//Y結線を示す。

(iv) トルク

電機子コイルに3相交流を通電すると，円周上に分散して設けたスロットで3相電流が合成され，8極の電流分布になる。また，回転子の永久磁石によって作られた磁束も8極の分布になっている。そして，Fig. Ⅱ. 8.34に示すように，電流分布の山と磁束分布の山が一致すると，フレミングの左手の法則によって最大の力が発生し，これがモータの発生トルクとなる。すなわち，電機子電流分布と磁束分布の位相が一致した状態において，最小の電流で最大のトルクが発生する。また，この状態における電機子コイルに誘導する電圧は，以下のように計算される。Fig. Ⅱ. 8.28にて，固定子鉄心の内径における磁束密度の基本波成分B= 0.531 テスラが求められている。200 rpmの回転数でのこの磁束の進行速度vは，極ピッチτ= 0.0495 m，極数の8から次のように計算される。

$$v=(200/60)\times 0.0495\times 8=1.32(\mathrm{m/秒})$$

正味鉄心長は0.171 m，各相のコイルターン数は48であるから電圧を発生する正味のコイル長ℓは，次のようになる。

$$\ell=0.0171\times 48\times 2=16.416\mathrm{m}$$

したがって，電機子コイルを全節集中差と仮定した場合の，各相に誘導される電圧の波高値は，フレミングの右手の法則より，$B\times v\times \ell$，またその実動値は，$B\times v\times \ell/\sqrt{2}$ (V) となる。さらに，電機子コイルを，全節差でなく短節差としたための電圧の低下を考慮する短節係数k_{pl}，同様に集中差でなく分布差としたことを考慮する分布係数k_{dl}，後述するスキューと称する回転子のねじを考慮する斜めスロット係数k_{sl}は，それぞれ，k_{pl}= 0.9848，k_{dl}= 0.9598，k_{sl}= 0.9798と計算される。すなわち，短節差，分布差，回転子スキューを施された本モータの200 rpmの回転数における磁束が電機子コイルに誘導する相電圧実効値は，無負荷誘起相電圧と称し，次のように計算される。

$$E=k_{pl}\times k_{dl}\times k_{sl}\times B\times v\times \ell\times 1/\sqrt{2}=7.5(\mathrm{V})$$

さて，トルクの計算にもどるが，この相電圧と，モータに通電する電流の積の3相倍が，前述の力率1の条件下におけるモータ発生トルク相当の電力となる。モータ発生トルクは，軸出力トルクとしてCRDMの駆動に利用される定格トルクの30 kg・cmと，モータの回転子

自身を駆動するためのトルクの和となる。200 rpm の回転数における 30 kg・cm のトルクの毎秒仕事量から定格トルクに相当する電力は，次のようになる。

$(200/60)\times(30/9.8)\times(2\pi/100)=61.575$(w)

また，モータの回転子のみを駆動するトルクは，200 rpm において，31.714 w 相当となることが，前項のコア損とキャン損の計算から求められている。したがって，200 rpm の回転数における，モータ発生トルクに相当する電力は，61.575 + 31.614 = 93.289（w）となる。この電力，モータの相数 3，無負荷誘起相電圧の 7.5 V を用いて，定格回転数 200 rpm，定格トルク 30 kg・cm におけるモータの通電電流の実効値が次のように計算される。

$93.289/3/7.5=4.15$(A)

ここまでの検討で求められた回転数 200 rpm におけるモータ特性をまとめると次のようになる。

① 無負荷損失：31.714（w）
② 定格軸出力：61.575（w）
③ 定格電流：4.15（A）
④ 無負荷誘起相電圧：7.5（V）

また，3 相電圧の表現方法として，相電圧$\sqrt{3}$倍となる線間電圧で④を表現すれば，次のようになる。

⑤ 無負荷誘起線間電圧：13.0（V）

(v) モータ電力・効率

モータの電機子コイルに，定格電流 4.15 A を通電すると，電機子コイルの抵抗によって電圧が発生する。モータ率 1 の条件では，この抵抗による電圧と，先に求めた無負荷誘起相電圧の和の電圧が，モータに印加する相電圧となる。また，電機子コイルの抵抗による発熱に相当する電力と，先に求めた，モータ発生トルクに相当する電力の和が，モータ電力となる。電機子コイルの抵抗値は，410℃ において初期値 1.04 Ω と先に求められている。したがって，抵抗による相電圧の値は，1.04 × 4.15 となり，定格出力におけるモータ印加電圧は次のようになる。

相電圧：$7.5+(1.04\times4.15)=11.8$(V)

線間電圧：$11.8\times\sqrt{3}=20.4$(V)

また，抵抗による発熱は，銅損または IIR 損と称し，電流の 2 乗と抵抗の積となる。すなわち，抵抗による IIR 損は，4.15 × 4.15 × 1.04 /相，3 相のコイルでは，その 3 倍の値の 54 w となる。この値と，無負荷損失と定格軸出力からなるモータ発生オルク相当の電力の 93 w の和が，モータ電力となり，その値は 54 + 93 = 147 w となる。

また，モータの軸出力がモータ電力に占める割合 61.6 / 147 × 100 = 42% が効率となる。本項で求められた回転数 200 rpm におけるモータ特性をまとめると次のようになる。

① 定格出力時相電圧　：11.8（V）
② 定格出力時線間電圧：20.4（V）
③ IIR 損　　：54（w）
④ モータ電力　　：147（w）

⑤ モータ効率　　：42%

(vi) 磁路構成部材の材質

CRDM駆動モータの磁束は，固定子鉄心にてコア損を，またキャンを貫通する時にキャン損を発生するので，損失の小さい材質の選定が必要である。また，回転子磁気ヨークは0.64テスラ，固定子鉄心は1.0テスラの磁束密度で使用されるので，それぞれの磁束密度で飽和しない磁性材の選定が必要である。また，回転子の耐水カバー，固定子のキャンは，永久磁石による磁束を短絡しないように非磁性材とする必要がある。

(vii) ビルトインモータの性能

ビルトインモータを定格軸出力トルク30 kg・cm，定格回転数200 rpmの条件で運転する場合の特性を力率1の条件，すなわち，モータ通電電流が最小となる条件で検討してきた。モータの制御方法が決定されていないので，このモータがどのような力率で運転されることとなるのか不明であるが，30 kg・cm，200 rpmの運転時に4.15 A以上の電流を通電する必要がある。たとえば，回転子の位置を常時検出し，その位置信号に応じて常に力率1の電機子電流を強制的に流すサーボモータとしての制御を行う場合には，通電電流は4.15 Aとなる。また，サーボモータほどの高い制御性能が必要でない場合には，通電電流を4.15 A以上の大きな値として，モータの可能なトルクの最大値を軸出力トルクより大きくすることによって脱調を防げば，通常の同期電動機となる。通常の同期電動機では，負荷トルクの大きさと，通電電流の大きさが平衡する状態において自然に回転子の位置と力率が決まるので，サーボモータほどの高い制御性能が得られない替りに，回転子の位置を検出するセンサが不要となる。高温環境下で使用できるセンサが入手困難な状況を考えれば，センサレスのサーボモータとしての本モータを利用するか，センサが不要な通常の同期機としての本モータを利用するかのどちらかと思われるが，その方式決定は，制御装置の検討を待たねばならない。以上のように，このモータは力率1で運転されるとは限らないが，とりあえず電機子電流が最少となる力率1の条件でモータの特性を調べることとする。Table Ⅱ.8.2に，定格軸出力トルク30 kg・cm一定の条件とした場合の回転数による特性の変化を示す。10 rpmから400 rpmの範囲について，モータ電流，線間電圧，モータの電力，モータの効率，モータの軸出力，固定子内面のキャンの損失，固定子鉄心のうず電流損とヒステリシス損を加えたコア損，電機子コイルの抵抗によるIIR損の計算値を示す。モータの効率は定格回転数の200 rpm付近で高い値を示しているので良好な特性と言える。Table Ⅱ.8.3には，ラッチマグネットのところで述べたように，コイル素線の導体表面のニッケルメッキ層が銅中に拡散し，仮に40%の抵抗増加を生じた場合を想定したモータ特性を示す。Table Ⅱ.8.4には，抵抗は，そのままで永久磁石の磁石の磁束が仮に40%低下した場合を想定したモータ特性を示す。また，Table Ⅱ.8.5には，40%の抵抗増加と永久磁石の磁束が40%低下した場合を想定したモータ特性を示す。なお，Fig. Ⅱ.8.35からFig. Ⅱ.8.58は，Table Ⅱ.8.2～Table Ⅱ.8.5に対応して夫々，電流，電圧，電力，効率をグラフ表示したものを示す。回転数200 rpmにおけるモータの効率は，初期値42.1%，抵抗のみ劣化時36.7%永久磁石のみ劣化時36.4%抵抗及び永久磁石両方の劣化時29.8%となり，初期値が最も高い効率を示す。また，永久磁石の磁束が40%低下した場合のモータ電流値は，4.15 Aから5.53 Aへ増加するが，磁束量

が低下する割合に比べるとその変化は小さい。これは，永久磁石の劣化を補償するようにキャンの損失が機能しているためである。

以上のように，今回の設計は，磁気設計の範囲において充分な性能を有することが確認された。最後に，コイル温度の計算を実施し，許容できる最大通電電流を求める。固定子スロット内を絶縁する方法についての検討が実施されていないので，固定子スロットとコイル素線の間の厚さ約1 mmの絶縁層の熱伝導率が不明のままであるが，巾の狭いスロットの形状は，コイル素線の発熱をすみやかに固定子鉄心へ逃がすように配慮した設計の結果である。そして，固定子鉄心へ伝わった熱は，耐圧ケースの外の330℃の水中へすみやかに放熱されるものとする。したがって，スロット内のコイルは，耐圧ケースの外の水と等しい330℃の放熱部と仮定し，コイル温度上昇は，スロットから外部に出たコイル端部のみに生じるものと仮定する。コイル端部の発熱は，コイル素線の外部に伝熱部が無いので，コイル素線の導体部を伝わってスロット部に放熱される。コイル端部の長さは，コイルの1/2平均長が400 mm，鉄心長が200 mmなので片側100 mmとなる。

また，純粋な銅の熱伝導率は，410℃において380 w/m℃程度であるが，ニッケルメッキを施されたコイル素線の熱伝導のデータは無い。そこで，ニッケルが銅に拡散した場合の熱伝導率の変化と導電率の変化が等しいと仮定し，40%の抵抗率の増加を見込んでいる素線の熱伝導率は380 / 1.4 ≅ 270 w/m℃まで下がるものとする。また，410℃における純粋な銅の抵抗率は，$4.21 \times 10^{-8}\ \Omega \cdot m$となり，素線電流密度J A/m^{3}の通電による発熱密度は$5.9 \times 10^{-8} \times J^2 w/m^3$となる。温度上昇の計算モデルは，Fig. Ⅱ. 8.51に示されるように$\chi = 0$のスロット部の端に相当する部分が330℃の放熱部$\chi = \chi_1$のコイル端部の端に相当する部分が断熱部となる。このモデルはFig. Ⅱ. 8.19のモデルと同一とみなすことができ，コイル最高温度θ_{max}は次のようになる。

$$\theta_{max} = \frac{q\chi_1^2}{2\lambda} + 330(℃)$$

θ_{max}が，コイルの設計温度410℃となる発熱密度は，$q = (410 - 330) \times 2\lambda/\chi_1^2\lambda = 270$ w/m℃，$\chi_1 = 0.1$ mより$q = 4.32 \times 10^6$ w/m^{3}となる。また，$q = 5.9 \times 10^{-8} \times J^2$であるからコイル素線の電線の電流密度は$J = 0.856 \times 10^7$ A/m^{2}となる。また，コイル素線の断面積は，ϕ1.0 mmの2本並列を想定しているので次のようになる。

$$S = 2 \times \pi \times 0.5^2 \times 10^{-6} = 1.57 \times 10^{-6}(m^2)$$

したがって，$\theta_{max} = 410$℃となるコイル電流は次のようになる。

$$J \times S = 0.856 \times 107 \times 1.57 \times 10^{-6} = 13.4(A)$$

すなわち，この駆動モータは，最大13.4 Aの通電が可能である。したがって，力率1の条件で運転を行うサーボモータの場合の通電電流は余裕を持ってカバーできる。また，通常の同期機として運転を行う場合には，力率1の条件の2倍以上の通電が可能となる。すなわち，モータの可能なトルクの最大値を，必要な軸出力トルクよりはるかに大きくすることによって脱調を防ぐ通常の同期機としての運転も可能としたコイル設計としている。

(ⅷ) 駆動モータの構造

Fig. Ⅱ. 8.52およびFig. Ⅱ. 8.53にこれまでに検討を行ってきた内容を反映したCRDMビ

ルトインモータの構造図を示す。

永久磁石は水に直接触れると著しい劣化が生じると推定されるため，永久磁石の外周部には，非磁性材のインコネル600製の厚さ1mmの耐水カバーを設ける。回転子は，以上のように構成され，その外径は，φ120mmとなる。回転子と固定子の間には，2mmのギャップが設けられる。固定子の内径は，φ124mmとなり，これは，非磁性材のインコネル625製，厚さ1.5mmのキャンの内径となる。キャン材のインコネル625は，非常に高い抵抗率を示すので，キャンに発生する損失の抵減に効果的である。また，高温での強度も高く，溶接性も良好であるため，この材料を選択した。また，キャンと固定子鉄心，キャンとバックアップスリーブがそれぞれ一体となり，強度部材として水圧に耐えるので，固定子鉄心，バックアップスリーブ，キャンの熱膨張係数は一致させることが望ましい。バックアップスリーブは非磁性材なので，キャンと同じインコネル625とした。固定子鉄心は，磁性材とする必要があるので，インコネル625と同一の熱膨張率と良好な磁気特性を兼ね備えた純鉄とした。

固定子鉄心には巾の狭いスロットが設けられ，その中に耐熱電線のコイルが納まる。耐熱電線の巻き始めと巻き終りの部分は，バックアップスリーブの背後の空間に設けた端子台に接続され，端子台において3相のY結線が行われる。そして，端子台へは，インコネル625製の耐圧ケースの外部からMIケーブルによって3相電流が供給される。

8.4　電磁部の予備解析

開発試験（その1）にて想定したラッチマグネットの概念図をFig. Ⅱ.8.54，ビルトインモータの概念図をFig. Ⅱ.8.55にそれぞれ示す。これらの概念図に基づき，次表に示される特性が得られる見通しがあることを確認するため予備解析を実施した。

① ラッチマグネットの吸着力	：30kg重
② ラッチマグネットの保持力	：60kg重
③ ラッチマグネットのストローク	：11mm
④ 駆動モータの最高回転数	：200rpm
⑤ 駆動モータの最高軸出力トルク	：30kg・cm

この予備解析の結果を評価することによって電磁部の特性の傾向を把握し，改善すべき問題点の摘出，その改良案の検討，高温，高圧の熱水中の使用を考慮した機械的強度に対する検討，外部から電力を引き込むためのコネクタなどについての検討を加えて，電磁部の基本仕様，構造を設定する。

(1)　ラッチマグネットの予備解析

(i)　吸着時ギャップによる磁界解析

アーマチュアとポール間のギャップ長が最大となる条件でコイルが励磁されることにより，吸着の動作が始まる。そこで，ギャップ長を12mmとしたFig. Ⅱ.8.56のモデルによっ

て磁界解析を実施した。

ラッチマグネットは，軸対象構造であるので，Fig. Ⅱ. 8.57 に示すようにR－Z座標系でメッシュ分割を行い，軸対称3次元解析を実施した。

コイルに与える励磁アンペアターンは，後述の吸着力の計算に基づき，約30 kg 重の電磁力を発生する条件を探った結果4480 AT とした。

Fig. Ⅱ. 8.58 に，磁束線図，Fig. Ⅱ. 8.59 にギャップの中央を通るZ座標一定の平面を貫通する磁束密度の分布を示す。解析結果は次のようになった。

ギャップ磁束密度　：0.38 T
耐圧ケース磁束密度：0.69 T
磁束アンペアターン：4480 AT

(ii)　保持時ギャップによる磁界解析

アーマチュアとポール間のギャップ長が最少となる条件でコイルの励磁が接続された状態を保持状態という。そこでギャップ長を1 mm としたFig. Ⅱ. 8.60 のモデルにより磁界解析を実施した。

ラッチマグネットは，軸対称構造であるので，Fig. Ⅱ. 8.61 に示すようにR－Z座標系でメッシュ分割を行い，軸対称3次元解析を実施した。

コイルに与える励磁アンペアターンは，後述の保持力の計算に基づき，約60 kg 重の電磁力を発生する条件を探った結果1280 AT とした。

Fig. Ⅱ. 8.62 に磁束線図，Fig. Ⅱ. 8.63 に，ギャップの中央を通るZ座標一定の平面を貫通する磁束密度の分布を示す。解析結果は次のようになった。

ギャップ磁束密度　：0.51 T
耐圧ケース磁束密度：0.65 T
磁束アンペアターン：1280 AT

(iii)　電磁力（吸着力，保持力）

ギャップに発生する電磁力は，ギャップの磁束密度B (T)，ギャップの面積S (m^2)，真空の透磁率μ_0（$4\pi\times10^{-7}$ H/m）から計算される。

$$f=\frac{B^2}{2}\times\frac{1}{\mu_0}\times S(N)$$

ギャップの面積Sは，Fig. Ⅱ. 8.56 またはFig. Ⅱ. 8.60 より次のようになる。

$$S=\frac{\pi\times(55^2\times30^2)}{10^6}=\frac{6.68}{10^3}(m^2)$$

したがって，Fig. Ⅱ. 8.59 およびFig. Ⅱ. 8.63 で求まっているギャップの磁束密度より吸着力，保持力を計算すれば次のようになる。

吸着力(Fig. Ⅱ. 8.59より): $f=\frac{0.33^2}{2}\times\frac{10^7}{4\pi}\times\frac{6.68}{10^3}=289(N)$

$(\frac{289}{9.8}=29.5kg重\fallingdotseq30kg重)$

保持力(Fig. Ⅱ. 8.63より): $f=\frac{0.51^2}{2}\times\frac{10^7}{4\pi}\times\frac{6.68}{10^3}=691(N)$

$(\frac{691}{9.8}=70.5kg重\fallingdotseq60kg重)$

(iv) コイル仕様

Fig. Ⅱ. 8.64 に示すように ϕ1.0 mm のニッケルメッキ銅線の使用を仮定する。素線の絶縁を含めると ϕ1.5 mm 程度になるものと考えられる。同図の下には，純粋な銅の抵抗率と温度の関係，Fig. Ⅱ. 8.65 には，ニッケルメッキ銅の抵抗の経時変化の例を示す。

Fig. Ⅱ. 8.56 または Fig. Ⅱ. 8.60 では，対地絶縁，電線，コネクタ，補強材のスペースとして，下記寸法を見込んでいる。

- 半径方向: 20 mm
- 長さ方向: 90 + 140 + 90 = 320 mm

対地絶縁の厚さを，内径側，外径側それぞれ 4 mm づつ必要であると想定すれば，実質のコイル厚さは 20 − 4 − 4 = 12 mm 程度となる。同様に長さ方向についても，対地絶縁，コネクタ，補強材などを想定すれば，実質の巻き長さは上記 320 mm の約 2 / 3 の 210 mm 程度となる。このスペースに Fig. Ⅱ. 8.64 で示す ϕ1.5 電線をぎっしりと巻くと次のターン数となる。

- 半径方向: 12 / 1.5 = 8 層
- 長さ方向: 210 / 1.5 = 140 列
- ターン数: 8 層× 140 列= 1120 ターン

Fig. Ⅱ. 8.56 よりコイルの中央における半径は 80 mm 程度であるから電線の全長は次のようになる。

$$2\pi\frac{80}{1000}\times1120=563(m)$$

(v) 励磁電流，印加電圧

長さ 563 m の電線の抵抗は，Fig. Ⅱ. 8.64 に示す抵抗率から次のように計算される。

20℃銅　$R=\frac{1.69}{108}\times\frac{10^6}{\pi\cdot0.5^2}\times563=12.11\Omega$

400℃銅　$R=12.11\times\frac{249\%}{100}=30.2\Omega$

⇩　　⇩

経時変化(Fig. Ⅱ. 8.65)　　経時変化

⇩　　⇩

400℃銅　R＝30.2×1.3＝　　約40Ω

すなわち，ニッケルメッキ銅線の1120ターン563m抵抗は30～40Ω程度となる。吸着時の励磁アンペアターンは4480 AT，保持時の励磁アンペアターンは1280 ATより励磁電流および印加電圧は次のようになる。

$$\begin{cases} \text{吸着時の励磁電流} & \dfrac{4480}{1120}=4.0\text{A} \\ \text{印加電圧} & 4.0\text{A}\times(30\sim40\Omega)=120\sim160\text{V} \\ \text{保持時の励磁電流} & \dfrac{1280}{1120}=1.1\text{A} \\ \text{印加電圧} & 1.1\text{A}\times(30\sim40\Omega)=34\sim46\text{V} \end{cases}$$

(vi) 磁路構成部材の材質

Fig. Ⅱ. 8.56, Fig. Ⅱ. 8.60に示す磁路構成部材については，図中に磁性材，非磁性材の区別を示した。磁性材としてはSUS 403，SUS 410などの強磁性を示すマルテンサイト系のステンレス鋼，非磁性材としては，SUS 304，SUS 316などのオーステナイト系のステンレス鋼が使用できるものと考えている。

(2) ビルトインモータの予備解析

(i) 磁束密度の解析

ビルトインモータの横断面1/4部分の概念図を，Fig. Ⅱ. 8.66に示す。今回の磁界解析は，永久磁石が発生するギャップ磁束密度の分布と，永久磁石の動作点を求めることを目的とする。磁界解析モデルは，Fig. Ⅱ. 8.67に示すように回転子の1/16の部分の断面を矩形で簡略化した2次元モデルである。Fig. Ⅱ. 8.68にFEM解析のメッシュ分割図を示す。

Fig. Ⅱ. 8.69に磁束線図，Fig. Ⅱ. 8.70にギャップ磁束密度を示す。同図は後の特性計算などに用いられる。

Fig. Ⅱ. 8.71は，永久磁石の表面における磁束密度を示す。同図において○印を付けた永久磁石表面の端の磁束密度は，4.5kガウスである。この位置は永久磁石の内部で最低の磁束密度となるため，永久磁石の内部における全ての位置の磁束密度は4.5kガウス以上となる。したがって，Fig. Ⅱ. 8.72におけるC点より上の直線範囲に，永久磁石の全ての位置の動作点が入る。

(ii) 耐圧キャン損失の解析

Fig. Ⅱ. 8.73永久磁石が発生する磁束密度が耐圧キャンを貫通する。その磁束密度分布をFig. Ⅱ. 8.73に示す。

ギャップの磁束密度の波高値は，Fig. Ⅱ. 8.70において約0.5テスラ（5000ガウスor 5kガウス）が得られている。Fig. Ⅱ. 8.72より常温と高温のBrの比は9/7.5＝1.2であるので，常温におけるギャップの磁束密度は0.5×1.2＝0.6T程度となる。ここでは，予測できない損失などに対する余裕と常温での特性試験の実施を考慮することにより，B＝0.6Tとして耐圧キャンの損失解析を実施する。耐圧キャンの抵抗率はSUSの値$\rho=70\times10^{-8}\Omega$mとする。

Fig. Ⅱ. 8.73で示す波形の磁束密度が，速度vで進行すれば耐圧キャンに電界を生じ，その電界によって耐圧キャンにうず電流が流れ，耐圧キャンに損失が発生する。

Fig. Ⅱ. 8.66 より耐圧の厚さの中央での極ピッチ $\tau = 50.27 \times 10^{-3}$ m，耐圧キャンの厚さ 4×10^{-3} m，また，Fig. Ⅱ. 8.75 に示すようにビルトインモータの長さ 0.2 m の範囲において耐圧キャンの損失が発生するものと仮定する。

以上の条件で，計算を行った結果 200 rpm の回転数における耐圧キャンの損失は約 150 w と求まった。この損失をトルクに換算すれば約 70 kg・cm となり，このトルクと所要の軸出力トルク 30 kg・cm の和がモータが発生すべきトルクである。また，耐圧キャンの損失によるトルクは回転数に比例した特性を示すので，モータが発生すべきトルクと回転数の関係は Fig. Ⅱ. 8.76 のようになる。

(iii) コイル仕様

ラッチマグネットと同じ電線を用いるものとする。Fig. Ⅱ. 8.55 に示されるように，全周 36 スロットの 3 相コイルを構成する。各スロットには 10 ターンのコイルを納め，各ターンは Fig. Ⅱ. 8.64 の電線を 4 本並列てして構成すると仮定した結果，コイルの抵抗は約 0.5 Ω/相となった。このコイルに実効値 10 A の 3 相電流を通電すると仮定すれば Fig. Ⅱ. 8.77 に示されるように 150 w の銅損が発生する。

(iv) トルク

Fig. Ⅱ. 8.76 に示されるように，200 rpm の回転数では 30 kg・cm の軸出力トルクと，耐圧キャンの損失によるトルクを加えた 100 kg・cm 以上のモータトルクを発生する必要がある。各相コイルに 10 Arms の 3 相電流を通電すると，Fig. Ⅱ. 8.78 に示すような電流分布となる。

Fig. Ⅱ. 8.78 に示される 366 A/極の電流と，Fig. Ⅱ. 8.70 に示されるギャップ磁束密度の相互作用で電気トルクが発生する。Fig. Ⅱ. 8.70 の磁束密度の平均値は概略 0.3 T となる。

$$\left(\frac{1}{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} 0.5 \times \sin\theta \cdot d\theta = 0.3 \right)$$

Fig. Ⅱ. 8.75 と同様にトルクは 0.2 m の長さの範囲で発生すると仮定する。また，Fig. Ⅱ. 8.66 よりトルクが発生する固定子内径の半径は 6.6 cm である。したがって，モータの発生するトルクの概算は次のようになる。

$$366\text{A} \times 0.3\text{T} \times 0.2\text{m} \times 8\text{極} \times 6.6\text{cm} = 1159(\text{N} \cdot \text{cm})$$

または，$\frac{1159}{9.8} = 118\text{kg} \cdot \text{cm} \cong 100\text{kg} \cdot \text{cm}$

すなわち，200 rpm の回転数にて 30 kg・cm の軸出力トルクを出すために必要な電機子電流は約 10 Arms であることが判った。

電機子電流とモータの電気トルクは比例するので，回転数に対するビルトインモータの電流特性を描くと Fig. Ⅱ. 8.79 に示すようになる。

(v) モータ電力・効率

ビルトインモータの定格軸出力トルク 30 kg・cm 回転数 200 rpm での出力は次のようになる。

$$30\times9.8\times\frac{200}{60}\times2\pi\times\frac{1}{100}=62(\mathrm{w})$$

また，200 rpm の回転数における耐圧キャンの損失は約 150 w であった。また Fig. Ⅱ. 8.77 に示されるように 10 A の通電で発生する銅損は約 150 w であべた。したがって，200 rpm，30 kg・cm の軸出力を発生するためのモータへの電気入力は次のようになる。

軸出力……約 60w
耐圧キャン損失…約150w
＋）銅損……約150w
入力の合計　約360w

モータの効率は$\frac{60}{360}\times100=17(\%)$となる。

モータの回転数を変化させて同様の計算を行えば，モータの電力は Fig. Ⅱ. 8.80 モータの効率は Fig. Ⅱ. 8.81 の特性を示すことが判った。

(vi) 磁路構成部材の材質

Fig. Ⅱ. 8.66 および Fig. Ⅱ. 8.67 に示す磁路構成部材については，次のような材質を用いることが想定される。回転子磁気ヨークとしては SUS 403，SUS 410 など強磁性を示すマルテンサイト系のステンレス鋼，回転子の耐圧充填材，耐水壁，固定子の耐圧キャン，耐圧ケース等は非磁性を示すオーステナイト系のステンレス鋼が使用できるものと考えている。電機子鉄心は，表面に絶縁皮膜を設けた厚さ 0.5 mm 程度の強磁性鋼板の積層品となる。

8.5 保守，点検計画

CRDM のケーシングは解体，組立の簡易さを考慮して，原子炉圧力容器（R/V）上蓋に取付ける構造とし，下部は炉内構造物（C/I）で径方向の支持のみ（軸方向は自由）行っている。また，ビルトインモータ，ラッチマグネット，分割ボールナット等はケーシングに取付けており，R/V 上蓋を取外すことにより，駆動軸を残し，CRDM 駆動部が R/V 内から取出せる構造となっている。

(1) CRDM の解体，組立

燃料交換および原子炉構造，CRDM の保守，点検等の作業で必要となる CRDM の解体，組立て手順，方法について検討する。

R/V 内装 CRDM であることから，CRDM の保守，点検を行う場合だけではなく，通常の燃料交換および C/I の保守が必要となった場合でも CRDM を R/V 外へ取出すための解体が必要である。

(i) CRDM の解体

CRDM を R/V 外へ取出す手順を Fig. Ⅱ. 8.82 に示す。炉停止後，R/V 貫通ペネを介して R/V 外へ出ている CRDM のケーブル（ビルトインモータ，ラッチマグネットの動力ケーブルおよび位置点検器シース）の，コネクタを切離す。

次に R/V 上蓋の取付けボルトを取外し，上蓋を持ち上げることにより，CRDM の駆動部が R/V 外へ取り出せる。（ラッチマグネットは非励磁状態であり，分割ボールナットは開い

て，駆動軸は切離されている）したがって，CRDMとして，保守点検の必要性が高いと考えられる電磁部の保守点検を行う場合には，R/V上蓋を取外すだけのこの状態で良い。

燃料交換を行う場合およびCRDMの駆動軸，グリッパ等の保守点検を行う場合には，駆動軸上部にグリッパ操作治具を取付け，制御棒（RCC）を切離しを行う。

この後，C/Iの内槽を取出すことにより駆動軸もR/V外へ取出せる。

CRDMのR/V内への組立ては，この逆の手順となる。

(ii) CRDM駆動部の分解

R/Vへ取出したCRDM駆動部を保守，点検する時の分解手順をFig. Ⅱ. 8.82の基本構造図を基に以下に示す。

① R/V蓋に取り付けてあるケーブルペネ及びケーシングのボルトを取外す。

② ケーブルコネクタ径より，R/V蓋に設けてある貫通孔径の方が大きいので，R/Vよりケーブルを引き抜く（CRDM駆動部とR/V蓋切離し）

③ ケーシング下部に設けてあるねじを廻し，電気品（ビルトインモータ，ラッチマグネット等）と機械品（分割ボールナット等）と分ける。

④ 電気品の保守，点検の場合には，ケーシング上部の軸受台を取外すことにより，回転軸および回転軸に取付けてあるビルトインモータ回転子，ポールが引抜ける。

⑤ ケーシング下部内側に，ラッチマグネットコイル，ビルトインモータ固定子を支持しているナットがあり，これを外し，ラッチマグネットコイル，ビルトインモータ固定子の廻り止めを外すことにより，ケーシング外へ取出せ，保守，点検が行える。

(2) 供用期間中検査

CRDMが正常にその機能を果たすことを保証するために必要な供用期間前および供用期間中検査項目を摘出する。

(i) 供用期間前検査

供用期間前検査としては，法的に要求される使用前検査と，設置者と製作者との間で定める自主検査がある。

CRDMの使用前検査としては，軽水炉（PWR）およびFBR共，構成している機器がバウンダリを形成していることによる“耐圧漏洩検査”と，性能検査におけるスクラム時間の確認である。

自主検査としては，製作工場において，スクラム動作以外のシム動作を含めた作動試験を実施している。

舶用CRDMとしてはR/V内装であることから，バウンダリを形成しておらず，CRDMとしての耐圧漏洩試験を使用前検査として義務付けられることはない（R/V上部蓋のケーブル貫通ペネは他のシール材と同様，R/Vの耐圧漏洩試験として実施）と考えられる。したがって，工場における自主検査として水中作動試験を行い，使用前検査として，R/V内に設置後スクラム試験を行うことで，供用期間前検査項目としては良いと考えられる。なお，部品および組立段階での外観，寸法および材料検査等は製作段階の自主検査として行われる。

(ii) 併用期間中検査

供用期間中検査としては，法的に要求される定期検査と，自主検査とがある。定期検査と

しては，(i)で記したように，CRDMとしてバウンダリを形成していないことから，スクラム試験を実施すれば良いと考えられる。

自主検査としても，軽水炉およびFBR共，特に定期的に実施する項目はない。すなわち，運転中常時監視していることから，異常の発生は感知できるので，異常が発生した場合に保守，点検（必要により補修）を行うこととしている。

舶用CRDMにおいても，ビルトインモータ，ラッチマグネットの電流，電圧および駆動軸（RCC）の位置監視を常時行っており，特に供用期間中検査として定期的に実施する必要はないと考える。

8.6 技術的課題

原子炉圧力容器に内装する小型CRDMを実現するために必要となる研究課題は，基本的には以下の4項目である。

1）耐熱性
2）耐水性
3）耐圧性
4）小型化

即ち，原子炉圧力容器内装ということから，できるだけ小型化し，炉心，炉構造との整合が充分図れるようにする必要があると共に，CRDMの設置雰囲気が高温，高圧水下であり，この対処が必要である。

これら研究課題の対象となる開発要素の主なものとして，電気品ではビルトインモータ，ラッチマグネット，機械品では分割ボールナット，軸受である。

具体的な技術的課題をTable Ⅱ.8.6に示す。

Table Ⅱ.8.1 CRDM設計条件

項　　目	条　　件
方　　式	ビルトインモータ　分割ボールナット方式
寸　　法（目標）	外径210mm，高さ1600mm
駆　動　力	200kg以上
駆 動 速 度	0～1200mm／分
駆動ストローク	1210mm
スクラム条件 （85%挿入）	a) 傾斜0°，加速度1±0.6g　1.4秒以下 b) 傾斜30°，加速度1±0g　1.4秒以下 c) 傾斜0°，加速度1±0.85g　3秒以下 d) 傾斜60°，加速度1±0g　3秒以下 e) 傾斜90°，加速度1±0g　制限なし
環 境 条 件	圧　力：120kg／cm²g
	温　度：330℃
機 能 条 件	a) 駆動軸と制御棒との摑み切離しができること。 b) 駆動軸の上昇，下降ができること。 c) 駆動軸のCRDM本体からの切離しができること。 d) CRDMの炉容器内からの取外しができること。

Table Ⅱ.8.2 モータ特性

磁石初期値　抵抗初期値

回転数	電流	電圧	電力	効率	軸出力	キャン	コア損	ＩＩＲ
10.	3.09	6.2	33.	9.3	3.079	0.052	0.345	29.50
20.	3.15	6.9	38.	16.4	6.158	0.209	0.711	30.57
30.	3.20	7.7	42.	21.8	9.236	0.470	1.098	31.66
40.	3.26	8.4	47.	26.0	12.315	0.835	1.505	32.77
50.	3.31	9.2	53.	29.3	15.394	1.304	1.933	33.90
60.	3.37	9.9	58.	32.0	18.473	1.878	2.382	35.05
70.	3.42	10.7	63.	34.1	21.551	2.556	2.852	36.21
80.	3.48	11.4	69.	35.8	24.630	3.339	3.342	37.40
90.	3.53	12.2	74.	37.2	27.709	4.226	3.853	38.60
100.	3.59	12.9	80.	38.4	30.788	5.217	4.385	39.83
110.	3.65	13.6	86.	39.3	33.866	6.313	4.937	41.07
120.	3.70	14.4	92.	40.0	36.945	7.513	5.511	42.33
130.	3.76	15.1	99.	40.6	40.024	8.817	6.105	43.62
140.	3.81	15.9	105.	41.1	43.103	10.226	6.720	44.92
150.	3.87	16.6	112.	41.4	46.181	11.739	7.355	46.24
160.	3.92	17.4	118.	41.7	49.260	13.356	8.012	47.57
170.	3.98	18.1	125.	41.9	52.339	15.078	8.689	48.93
180.	4.03	18.9	132	42.0	55.418	16.904	9.387	50.31
190.	4.09	19.6	139.	42.0	58.496	18.834	10.105	51.70
200.	4.15	20.4	146.	42.1	61.575	20.869	10.845	53.12
210.	4.20	21.1	154.	42.0	64.654	23.008	11.605	54.55
220.	4.26	21.9	161.	42.0	67.733	25.252	12.386	56.01
230.	4.31	22.6	169.	41.9	70.811	27.599	13.188	57.48
240.	4.37	23.4	177.	41.8	73.890	30.051	14.010	58.97
250.	4.42	24.1	185.	41.6	76.969	32.608	14.853	60.48
260.	4.48	24.9	193.	41.5	80.048	35.269	15.717	62.01
270.	4.54	25.6	201.	41.3	83.126	38.034	16.602	63.56
280.	4.59	26.4	210.	41.1	86.205	40.903	17.507	65.13
290.	4.65	27.1	218.	40.9	89.284	43.877	18.433	66.71
300.	4.70	27.9	227.	40.7	92.363	46.955	19.380	68.32
310.	4.76	28.6	236.	40.5	95.442	50.138	20.348	69.95
320.	4.81	29.4	245.	40.2	98.520	53.425	21.336	71.59
330.	4.87	30.1	254.	40.0	101.599	56.816	22.345	73.25
340.	4.92	30.9	263.	39.8	104.678	60.312	23.375	74.94
350.	4.98	31.6	273.	39.5	107.757	63.911	24.426	76.64
360.	5.04	32.4	282.	39.3	110.835	67.616	25.497	78.36
370.	5.09	33.1	292.	39.0	113.914	71.424	26.589	80.10
380.	5.15	33.9	302.	38.8	116.993	75.337	27.702	81.86
390.	5.20	34.6	312.	38.5	120.072	79.355	28.836	83.64
400.	5.26	35.4	322.	38.2	123.150	83.476	29.990	85.43

Table Ⅱ.8.3 抵抗劣化時のモータ特性

磁石初期値 抵抗劣化値

回転数	電流	電圧	電力	効率	軸出力	キャン	コア損	ＩＩＲ
10.	3.09	8.4	45.	6.9	3.079	0.052	0.345	41.30
20.	3.15	9.2	50.	12.3	6.158	0.209	0.711	42.80
30.	3.20	9.9	55.	16.8	9.236	0.470	1.098	44.33
40.	3.26	10.7	61.	20.3	12.315	0.835	1.505	45.88
50.	3.31	11.5	66.	23.3	15.394	1.304	1.933	47.46
60.	3.37	12.3	72.	25.7	18.473	1.878	2.382	49.07
70.	3.42	13.1	78.	27.8	21.551	2.556	2.852	50.70
80.	3.48	13.9	84.	29.4	24.630	3.339	3.342	52.36
90.	3.53	14.7	90.	30.8	27.709	4.226	3.853	54.05
100.	3.59	15.5	96.	32.0	30.788	5.217	4.385	55.76
110.	3.65	16.3	103.	33.0	33.866	6.313	4.937	57.50
120.	3.70	17.0	109.	33.8	36.945	7.513	5.511	59.27
130.	3.76	17.8	116.	34.5	40.024	8.817	6.105	61.06
140.	3.81	18.6	123.	35.1	43.103	10.226	6.720	62.88
150.	3.87	19.4	130.	35.5	46.181	11.739	7.355	64.73
160.	3.92	20.2	137.	35.9	49.260	13.356	8.012	66.60
170.	3.98	21.0	145.	36.2	52.339	15.078	8.689	68.50
180.	4.03	21.8	152.	36.4	55.418	16.904	9.387	70.43
190.	4.09	22.6	160.	36.6	58.496	18.834	10.105	72.39
200.	4.15	23.3	168.	36.7	61.575	20.869	10.845	74.37
210.	4.20	24.1	176.	36.8	64.654	23.008	11.605	76.38
220.	4.26	24.9	184.	36.9	67.733	25.252	12.386	78.41
230.	4.31	25.7	192.	36.9	70.811	27.599	13.188	80.47
240.	4.37	26.5	201.	36.9	73.890	30.051	14.010	82.56
250.	4.42	27.3	209.	36.8	76.969	32.608	14.853	84.67
260.	4.48	28.1	218.	36.7	80.048	35.269	15.717	86.82
270.	4.54	28.9	227.	36.7	83.126	38.034	16.602	88.98
280.	4.59	29.7	236.	36.6	86.205	40.903	17.507	91.18
290.	4.65	30.4	245.	36.4	89.284	43.877	18.433	93.40
300.	4.70	31.2	254.	36.3	92.363	46.955	19.380	95.65
310.	4.76	32.0	264.	36.2	95.442	50.138	20.348	97.92
320.	4.81	32.8	274.	36.0	98.520	53.425	21.336	100.23
330.	4.87	33.6	283.	35.9	101.599	56.816	22.345	102.56
340.	4.92	34.4	293.	35.7	104.678	60.312	23.375	104.91
350.	4.98	35.2	303.	35.5	107.757	63.911	24.426	107.29
360.	5.04	36.0	314.	35.3	110.835	67.616	25.497	109.70
370.	5.09	36.7	324.	35.2	113.914	71.424	26.589	112.14
380.	5.15	37.5	335.	35.0	116.993	75.337	27.702	114.60
390.	5.20	38.3	345.	34.8	120.072	79.355	28.836	117.09
400.	5.26	39.1	356.	34.6	123.150	83.476	29.990	119.61

Table Ⅱ.8.4 磁石劣化時のモータ特性

磁石劣化値　抵抗初期値

回転数	電流	電圧	電力	効率	軸出力	キャン	コア損	ＩＩＲ
10.	4.89	9.1	77.	4.0	3.079	0.019	0.205	73.95
20.	4.93	9.6	82.	7.5	6.158	0.075	0.417	74.96
30.	4.96	10.0	86.	10.7	9.236	0.169	0.636	75.98
40.	4.99	10.5	90.	13.6	12.315	0.301	0.863	77.01
50.	5.03	10.9	95.	16.2	15.394	0.470	1.098	78.04
60.	5.06	11.4	100.	18.6	18.473	0.676	1.339	79.08
70.	5.09	11.8	104.	20.7	21.551	0.920	1.589	80.12
80.	5.13	12.3	109.	22.6	24.630	1.202	1.846	81.18
90.	5.16	12.7	114.	24.4	27.709	1.521	2.110	82.24
100.	5.19	13.2	118.	26.0	30.788	1.878	2.382	83.30
110.	5.23	13.6	123.	27.5	33.866	2.273	2.661	84.38
120.	5.26	14.1	128.	28.9	36.945	2.705	2.948	85.46
130.	5.29	14.5	133.	30.1	40.024	3.174	3.242	86.55
140.	5.33	15.0	138.	31.2	43.103	3.681	3.544	87.64
150.	5.36	15.4	143.	32.3	46.181	4.226	3.853	88.74
160.	5.39	15.9	148.	33.3	49.260	4.808	4.170	89.85
170.	5.43	16.3	153.	34.2	52.339	5.428	4.494	90.97
180.	5.46	16.8	158.	35.0	55.418	6.085	4.825	92.09
190.	5.49	17.2	164.	35.7	58.496	6.780	5.164	93.22
200.	5.53	17.7	169.	36.4	61.575	7.513	5.511	94.35
210.	5.56	18.1	174.	37.1	64.654	8.283	5.865	95.50
220.	5.59	18.6	180.	37.7	67.733	9.091	6.226	96.65
230.	5.63	19.0	185.	38.2	70.811	9.936	6.595	97.80
240.	5.66	19.4	191.	38.8	73.890	10.819	6.972	98.96
250.	5.69	19.9	196.	39.2	76.969	11.739	7.355	100.13
260.	5.73	20.3	202.	39.7	80.048	12.697	7.747	101.31
270.	5.76	20.8	207.	40.1	83.126	13.692	8.146	102.50
280.	5.79	21.2	213.	40.4	86.205	14.725	8.552	103.69
290.	5.83	21.7	219.	40.8	89.284	15.796	8.966	104.88
300.	5.86	22.1	225.	41.1	92.363	16.904	9.387	106.09
310.	5.89	22.6	231.	41.4	95.442	18.050	9.816	107.30
320.	5.93	23.0	237.	41.7	98.520	19.233	10.252	108.52
330.	5.96	23.5	242.	41.9	101.599	20.454	10.695	109.74
340.	5.99	23.9	249.	42.1	104.678	21.712	11.146	110.98
350.	6.03	24.4	255.	42.3	107.757	23.008	11.605	112.21
360.	6.06	24.8	261.	42.5	110.835	24.342	12.071	113.46
370.	6.09	25.3	267.	42.7	113.914	25.713	12.545	114.71
380.	6.13	25.7	273.	42.8	116.993	27.121	13.026	115.97
390.	6.16	26.2	279.	43.0	120.072	28.568	13.514	117.24
400.	6.19	26.6	286.	43.1	123.150	30.051	14.010	118.51

Table Ⅱ.8.5 磁石および抵抗劣化時のモータ特性

磁石劣化値 抵抗劣化値

回転数	電流	電圧	電力	効率	軸出力	キャン	コア損	ＩＩＲ
10.	4.89	12.6	107.	2.9	3.079	0.019	0.205	103.53
20.	4.93	13.1	112.	5.5	6.158	0.075	0.417	104.95
30.	4.96	13.6	116.	7.9	9.236	0.169	0.636	106.37
40.	4.99	14.0	121.	10.2	12.315	0.301	0.863	107.81
50.	5.03	14.5	126.	12.2	15.394	0.470	1.098	109.25
60.	5.06	15.0	131.	14.1	18.473	0.676	1.339	110.71
70.	5.09	15.4	136.	15.8	21.551	0.920	1.589	112.17
80.	5.13	15.9	141.	17.4	24.630	1.202	1.846	113.65
90.	5.16	16.4	146.	18.9	27.709	1.521	2.110	115.13
100.	5.19	16.9	152.	20.3	30.788	1.878	2.382	116.63
110.	5.23	17.3	157.	21.6	33.866	2.273	2.661	118.13
120.	5.26	17.8	162.	22.8	36.945	2.705	2.948	119.64
130.	5.29	18.3	168.	23.9	40.024	3.174	3.242	121.17
140.	5.33	18.8	173.	24.9	43.103	3.681	3.544	122.70
150.	5.36	19.2	179.	25.9	46.181	4.226	3.853	124.24
160.	5.39	19.7	184.	26.8	49.260	4.808	4.170	125.79
170.	5.43	20.2	190.	27.6	52.339	5.428	4.494	127.35
180.	5.46	20.6	195.	28.4	55.418	6.085	4.825	128.92
190.	5.49	21.1	201.	29.1	58.496	6.780	5.164	130.50
200.	5.53	21.6	207.	29.8	61.575	7.513	5.511	132.09
210.	5.56	22.1	212.	30.4	64.654	8.283	5.865	133.69
220.	5.59	22.5	218.	31.0	67.733	9.091	6.226	135.30
230.	5.63	23.0	224.	31.6	70.811	9.936	6.595	136.92
240.	5.66	23.5	230.	32.1	73.890	10.819	6.972	138.55
250.	5.69	24.0	236.	32.6	76.969	11.739	7.355	140.19
260.	5.73	24.4	242.	33.0	80.048	12.697	7.747	141.84
270.	5.76	24.9	248.	33.5	83.126	13.692	8.146	143.49
280.	5.79	25.4	255.	33.9	86.205	14.725	8.552	145.16
290.	5.83	25.9	261.	34.2	89.284	15.796	8.966	146.84
300.	5.86	26.3	267.	34.6	92.363	16.904	9.387	148.52
310.	5.89	26.8	274.	34.9	95.442	18.050	9.816	150.22
320.	5.93	27.3	280.	35.2	98.520	19.233	10.252	151.93
330.	5.96	27.7	286.	35.5	101.599	20.454	10.695	153.64
340.	5.99	28.2	293.	35.7	104.678	21.712	11.146	155.37
350.	6.03	28.7	299.	36.0	107.757	23.008	11.605	157.10
360.	6.06	29.2	306.	36.2	110.835	24.342	12.071	158.84
370.	6.09	29.6	313.	36.4	113.914	25.713	12.545	160.60
380.	6.13	30.1	320.	36.6	116.993	27.121	13.026	162.36
390.	6.16	30.6	326.	36.8	120.072	28.568	13.514	164.13
400.	6.19	31.1	333.	37.0	123.150	30.051	14.010	165.92

Table Ⅱ.8.6 技 術 課 題

〈耐熱性〉

- ビルトインモータ回転子永久磁石の特性
- ビルトインモータステータコイル，マグネットコイルの絶縁性
- 分割ボールナット，軸受の耐熱性

〈耐水性〉

- ビルトインモータ固定子キャンのシール性（製作性）
- ビルトインモータ回転子キャンのシール性（製作性）

〈耐圧性〉

- ビルトインモータ固定子キャンの耐圧性（製作性）
- ビルトインモータ回転子キャンの耐圧性（製作性）

〈小型化〉

- ビルトインモータの小型化（ステータコイルの製作性）
- 分割ボールナットの小型化

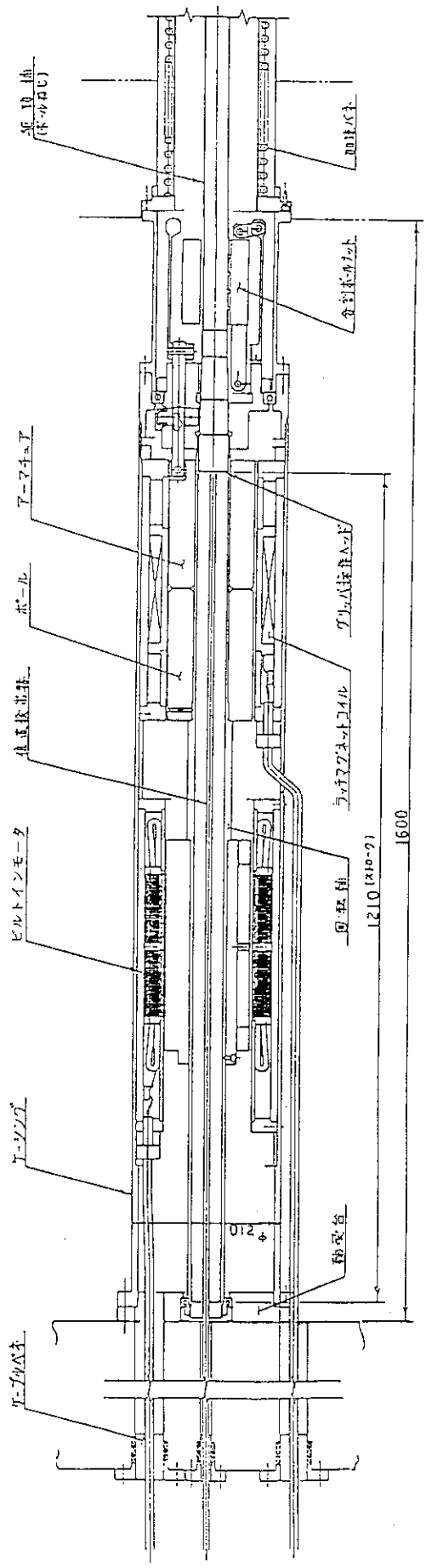


Fig. Ⅱ. 8. 1　CRDM 構造概念

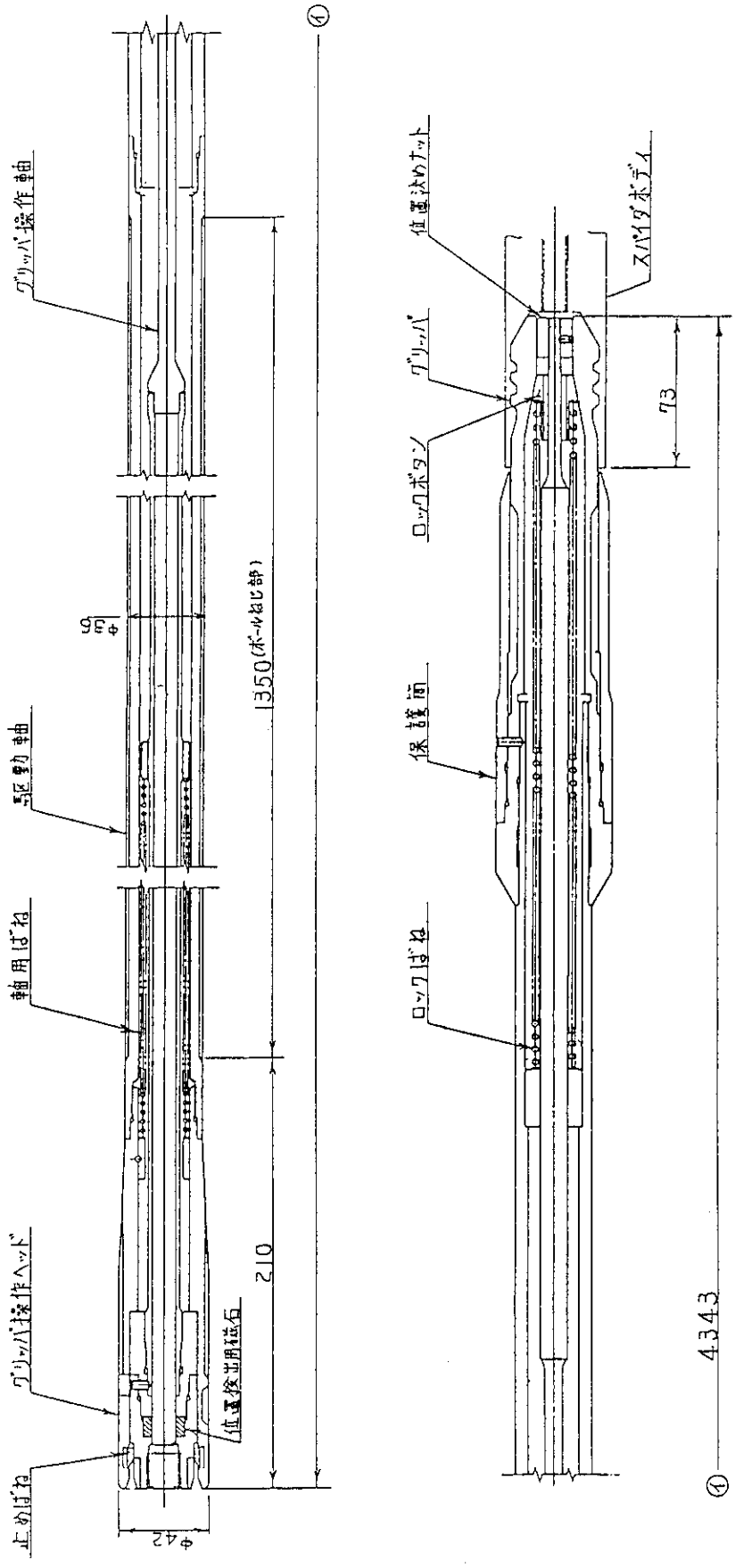


Fig. Ⅱ.8.2 CRDM 駆動軸組立図

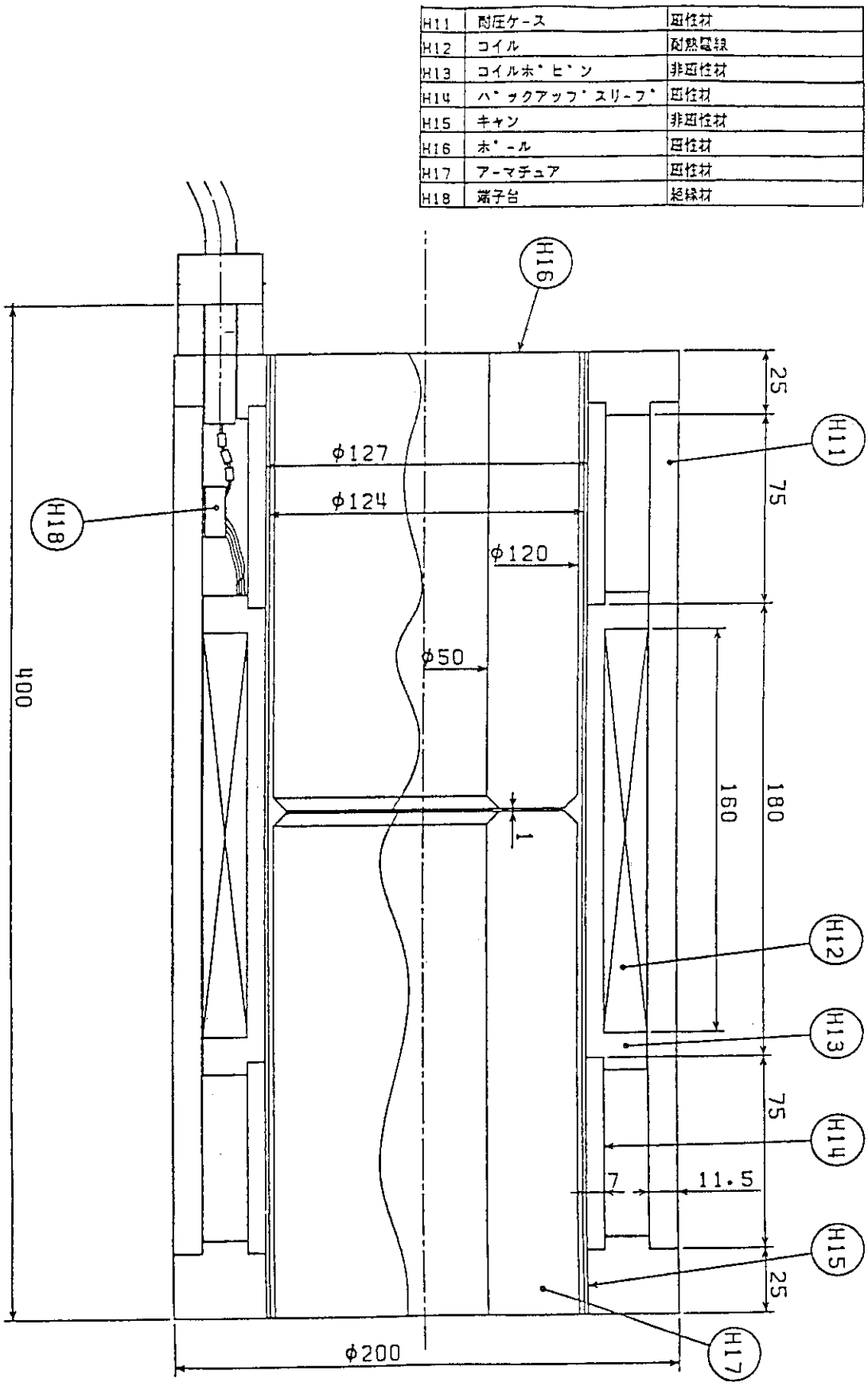


Fig. Ⅱ. 8. 3　ラッチマグネット構造（暫定）

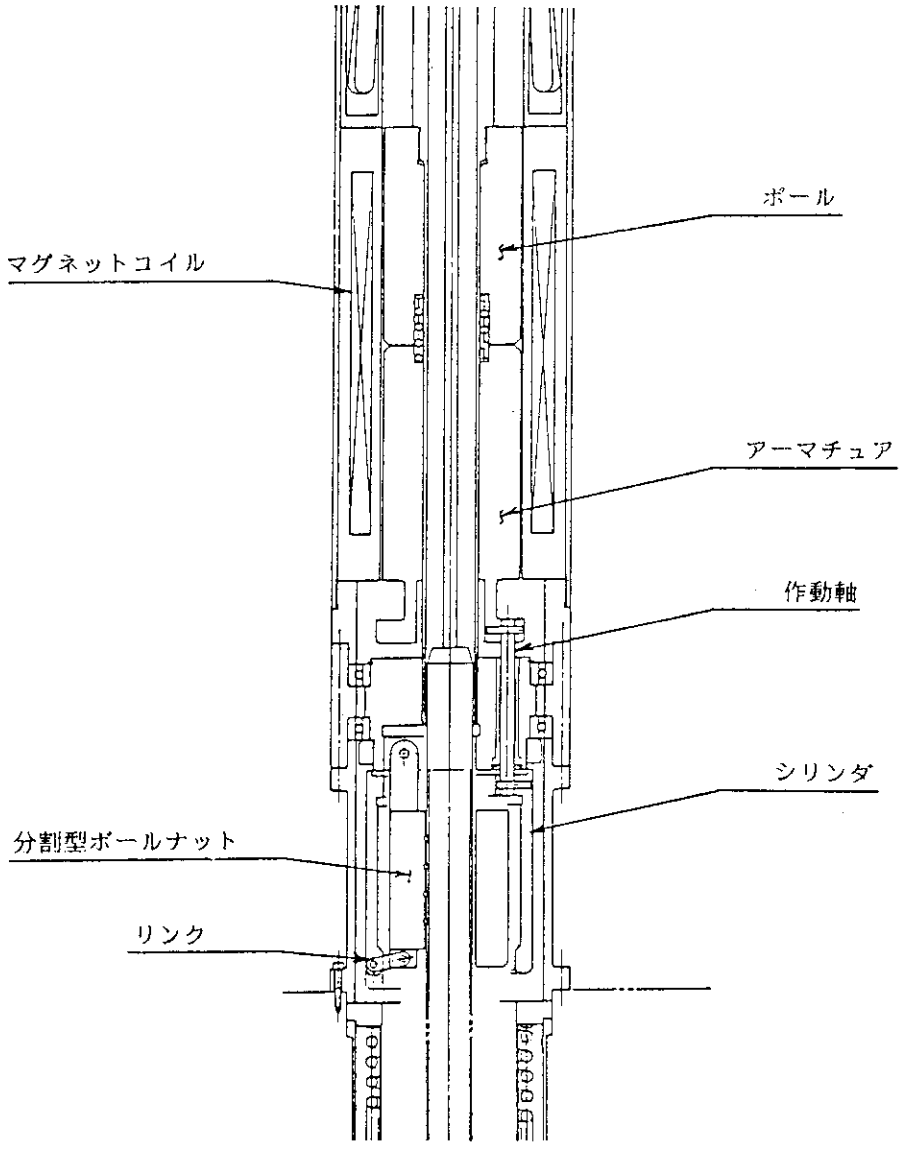


Fig. Ⅱ. 8. 4　ラッチマグネットおよびラッチ機構部概念図

$$Fm = Pa + \frac{\frac{Pr}{4}\left[\sum_{n=1}^{4}\{d_1(n) - \mu_r d_2(n)\}\right]}{dt(\cos\phi + \mu_r \sin\phi)} \sin\alpha$$

ここで，Fm：マグネット保磁力（kg）

Pr：ねじ軸荷重（kg）

Pa：アーマチュア等の重量（kg）

ϕ ：ボール～ねじ軸接触角（度）

α ：リンク取付角度（度）

μ_r：ボール～ねじ軸摩擦係数

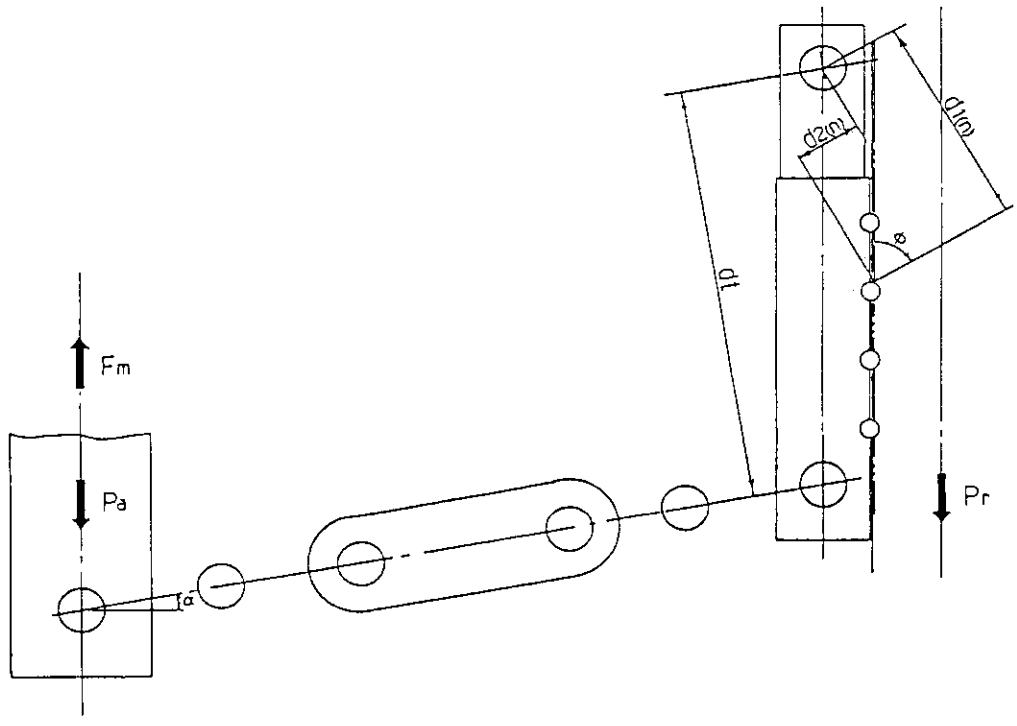


Fig. Ⅱ.8.5 マグネット保持力計算モデル

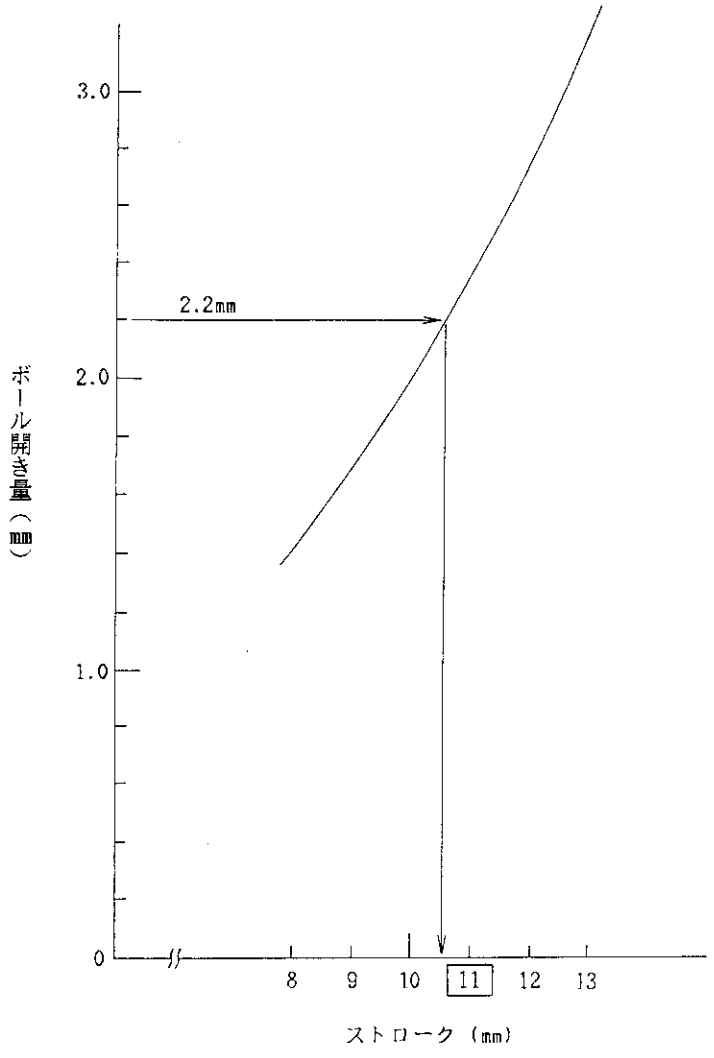


Fig. Ⅱ. 8. 6　ストロークとボール
開き量の関係

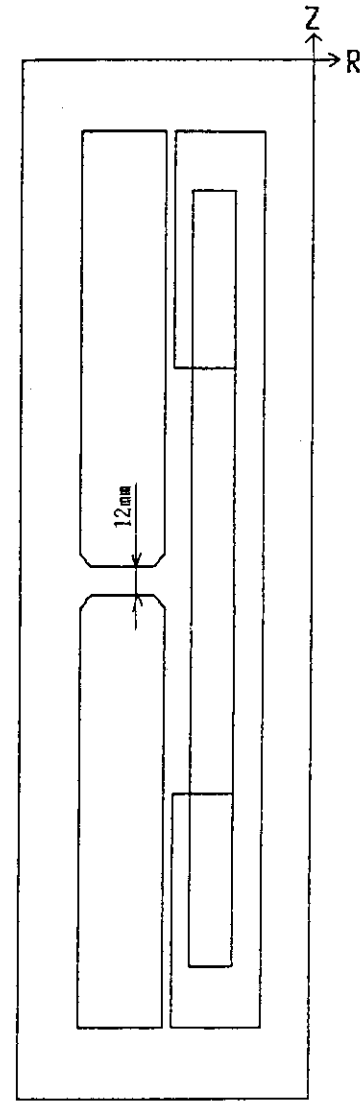


Fig. Ⅱ. 8. 7　吸着時ギャップによる
磁界解析モデル

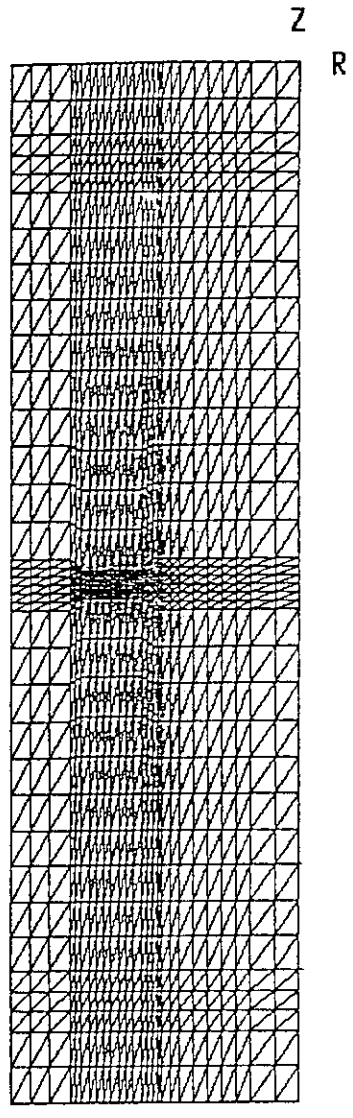


Fig. Ⅱ. 8. 8　吸着時ギャップの
FEM メッシュ

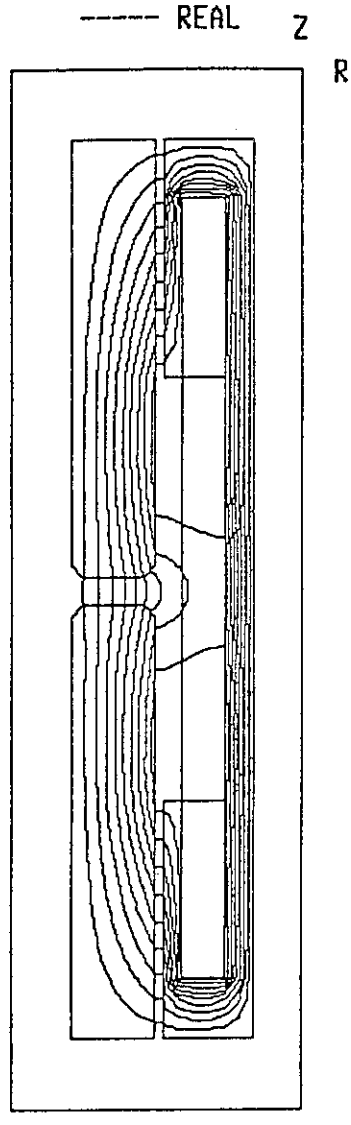


Fig. Ⅱ. 8. 9　吸着時ギャップの
磁束線図

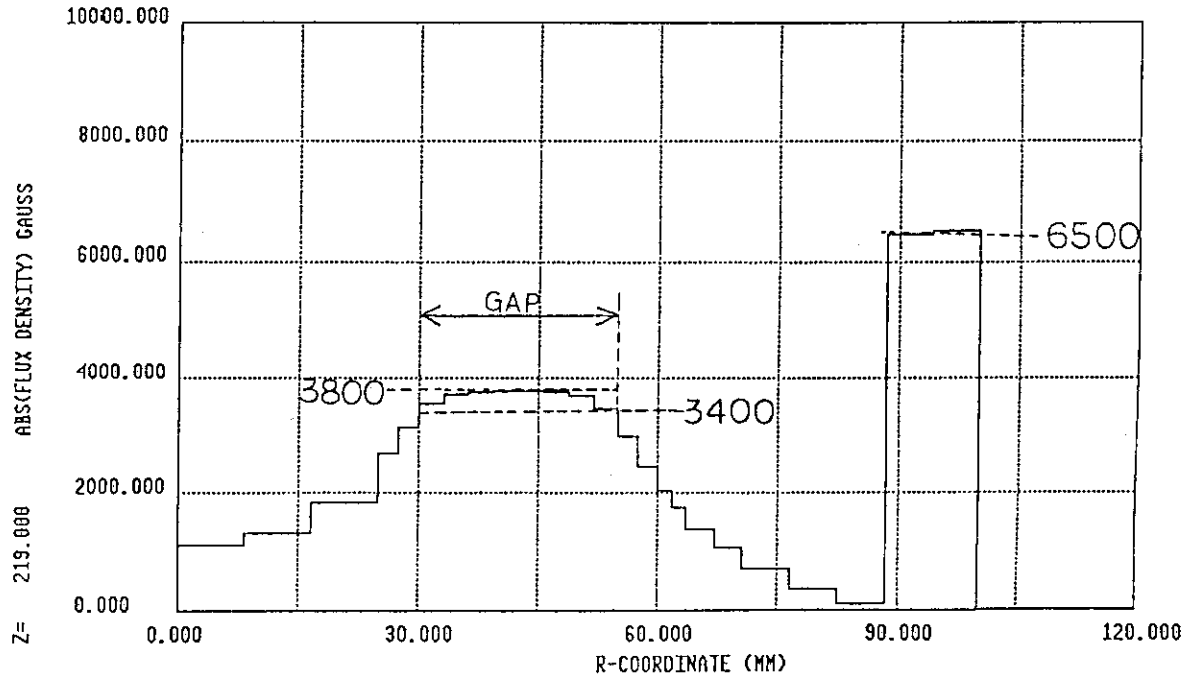


Fig. Ⅱ. 8. 10　吸着時ギャップの磁束密度

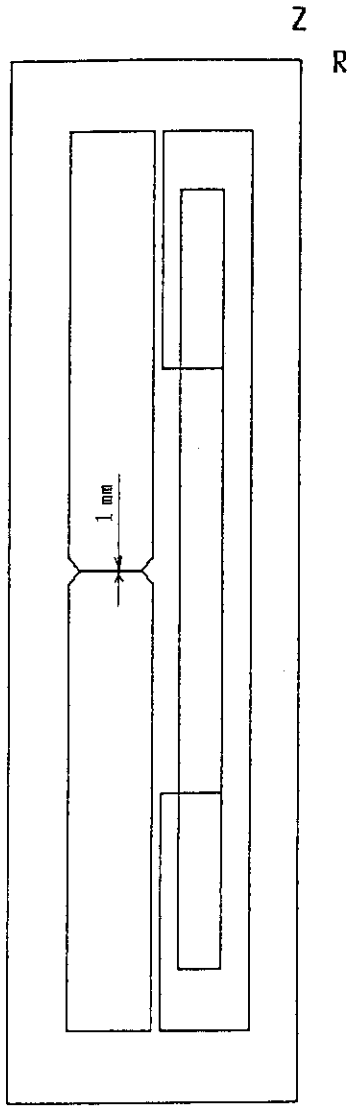


Fig. Ⅱ. 8. 11　保持時ギャップの
磁界解析モデル

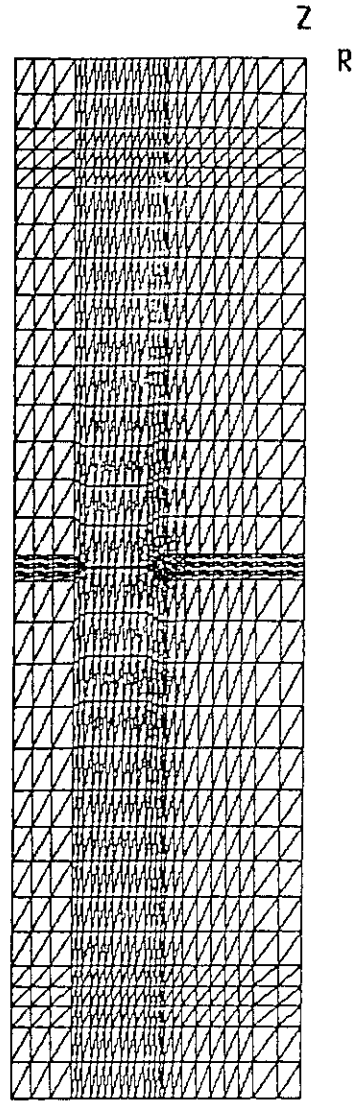


Fig. Ⅱ. 8. 12　保持時ギャップの
FEM メッシュ

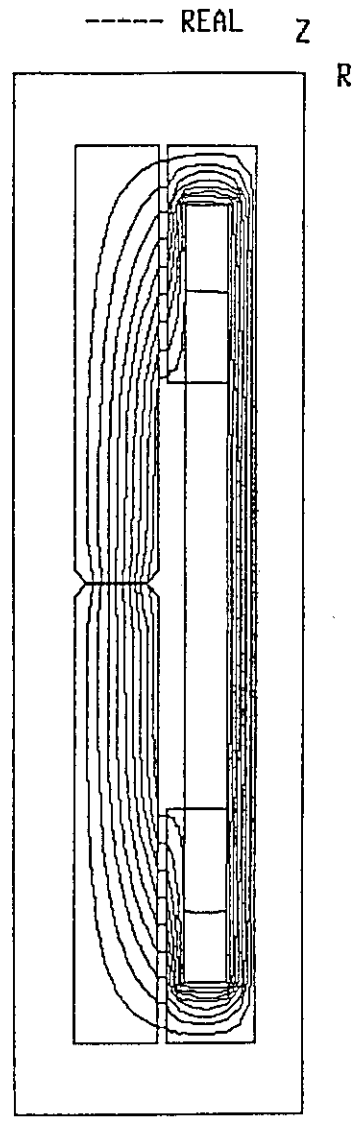


Fig. Ⅱ. 8. 13　保持時ギャップの磁束線図

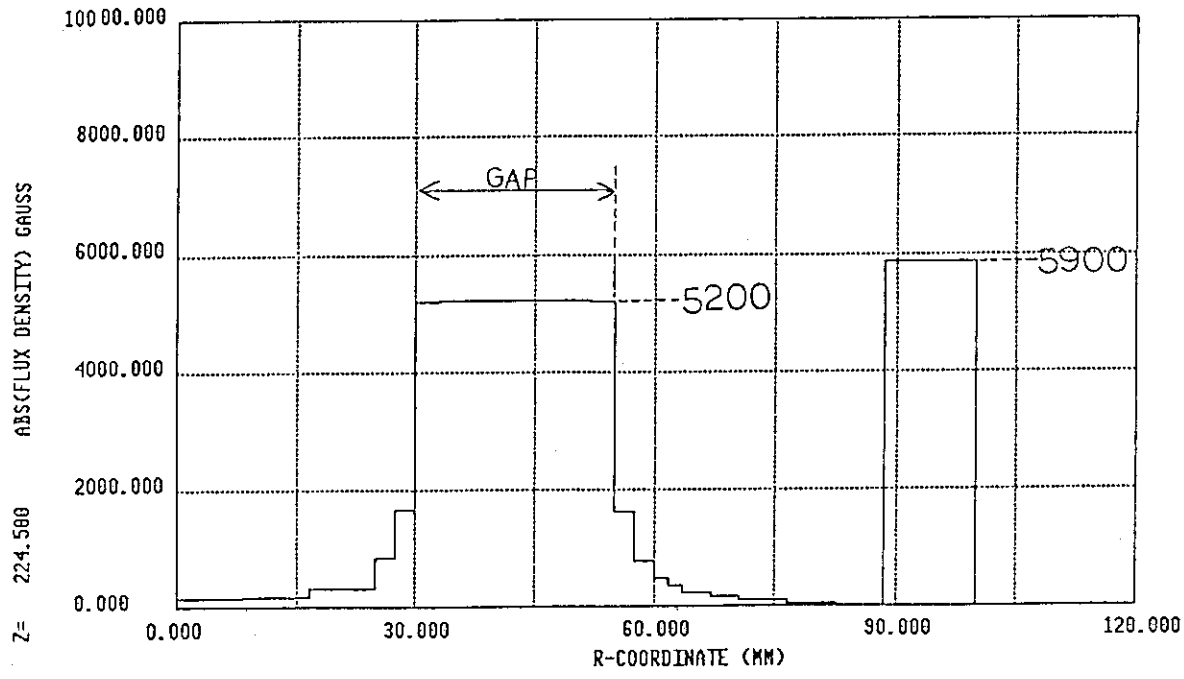


Fig. Ⅱ. 8. 14　保持時ギャップの磁束密度

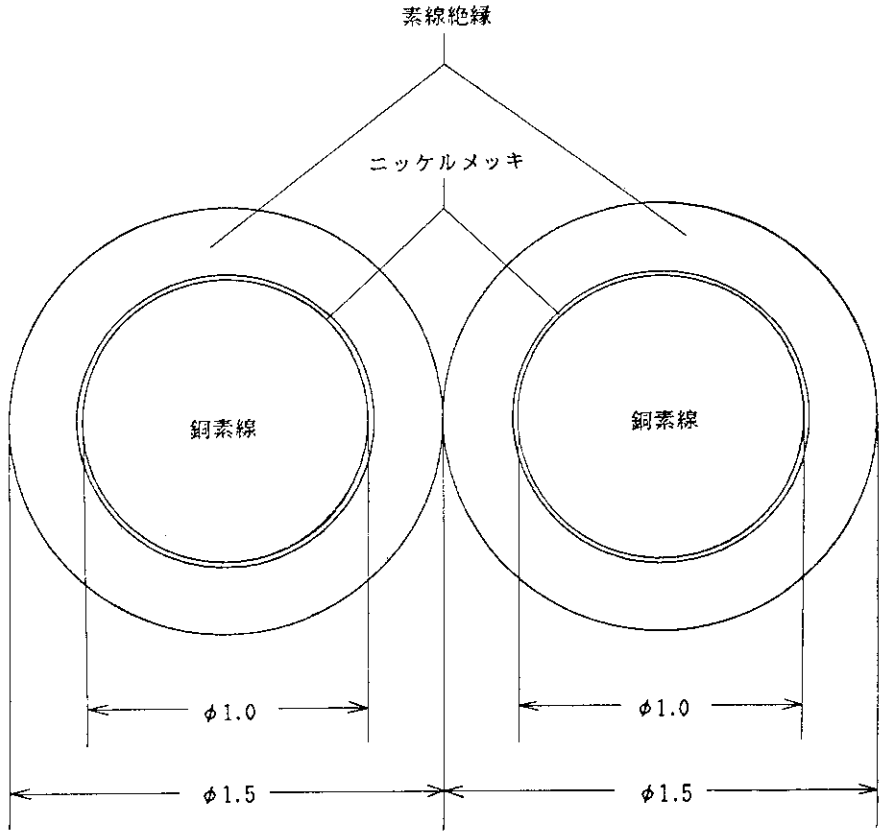


Fig. Ⅱ. 8. 15　コイル線材の断面

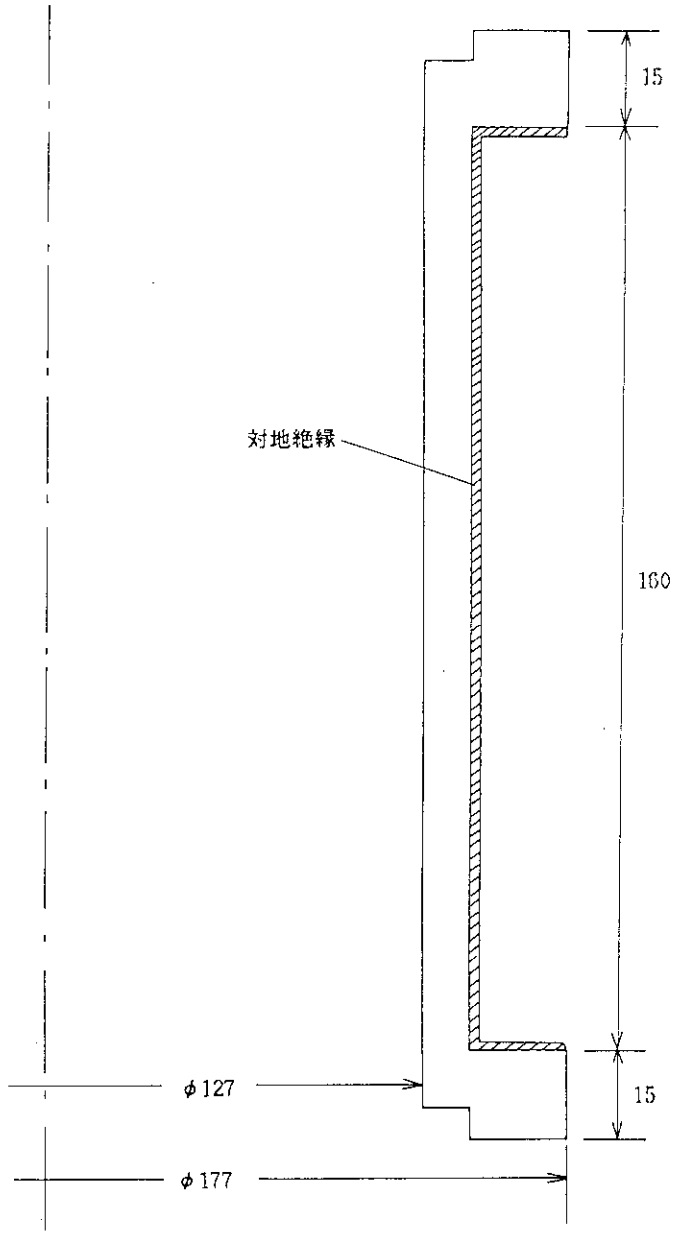


Fig. Ⅱ. 8. 16　コイルボビンの形状

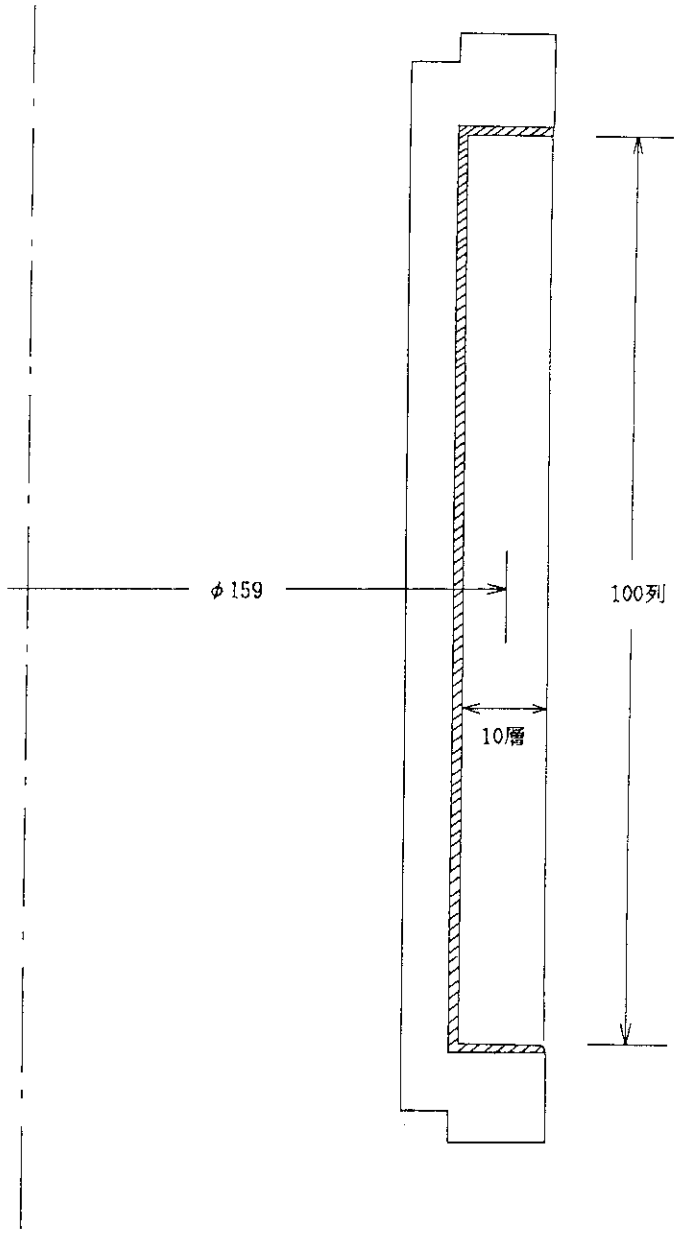


Fig. Ⅱ. 8. 17　コイルの巻線構成

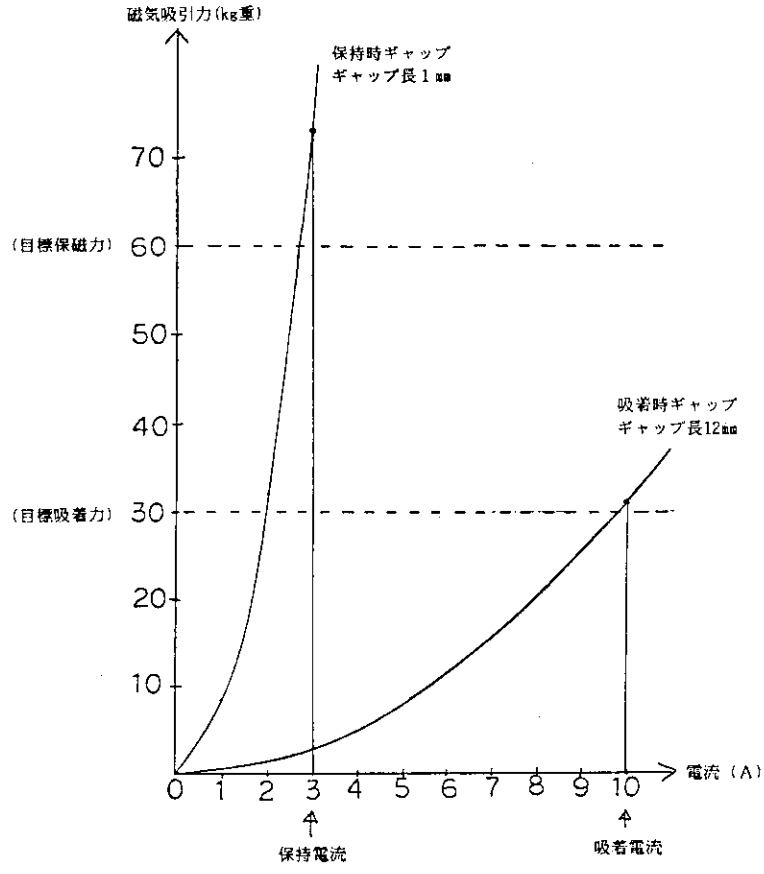


Fig. Ⅱ. 8. 18　ラッチマグネットの磁気吸引力特性

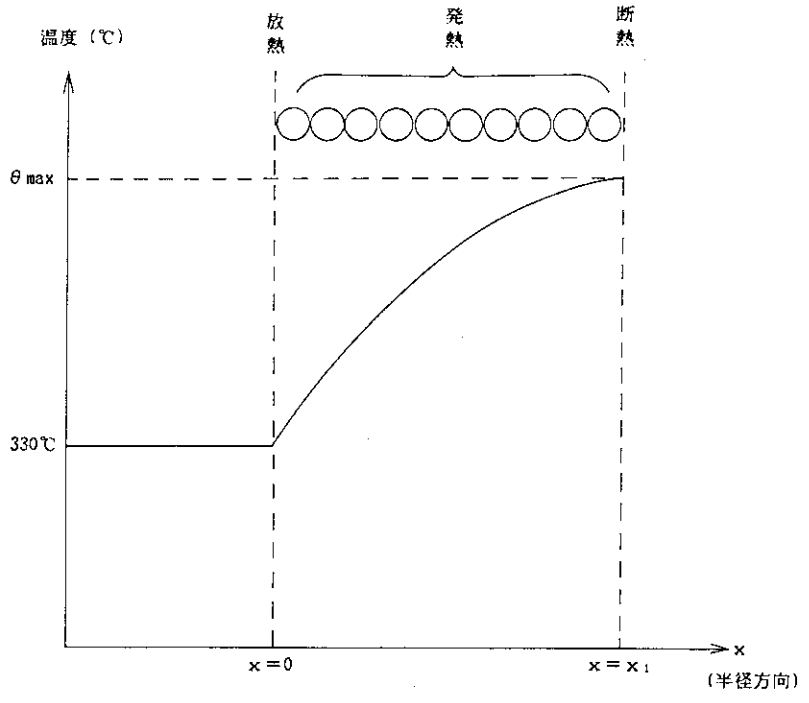


Fig. Ⅱ. 8. 19　コイル温度計算モデル

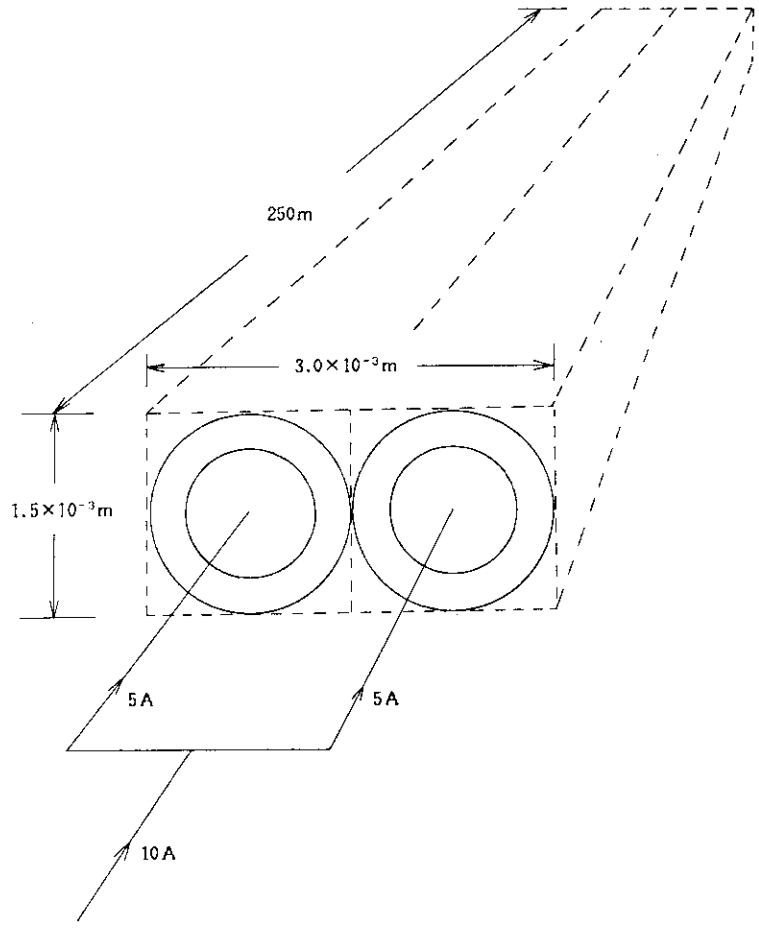


Fig. Ⅱ. 8. 20　コイル発熱密度の計算モデル

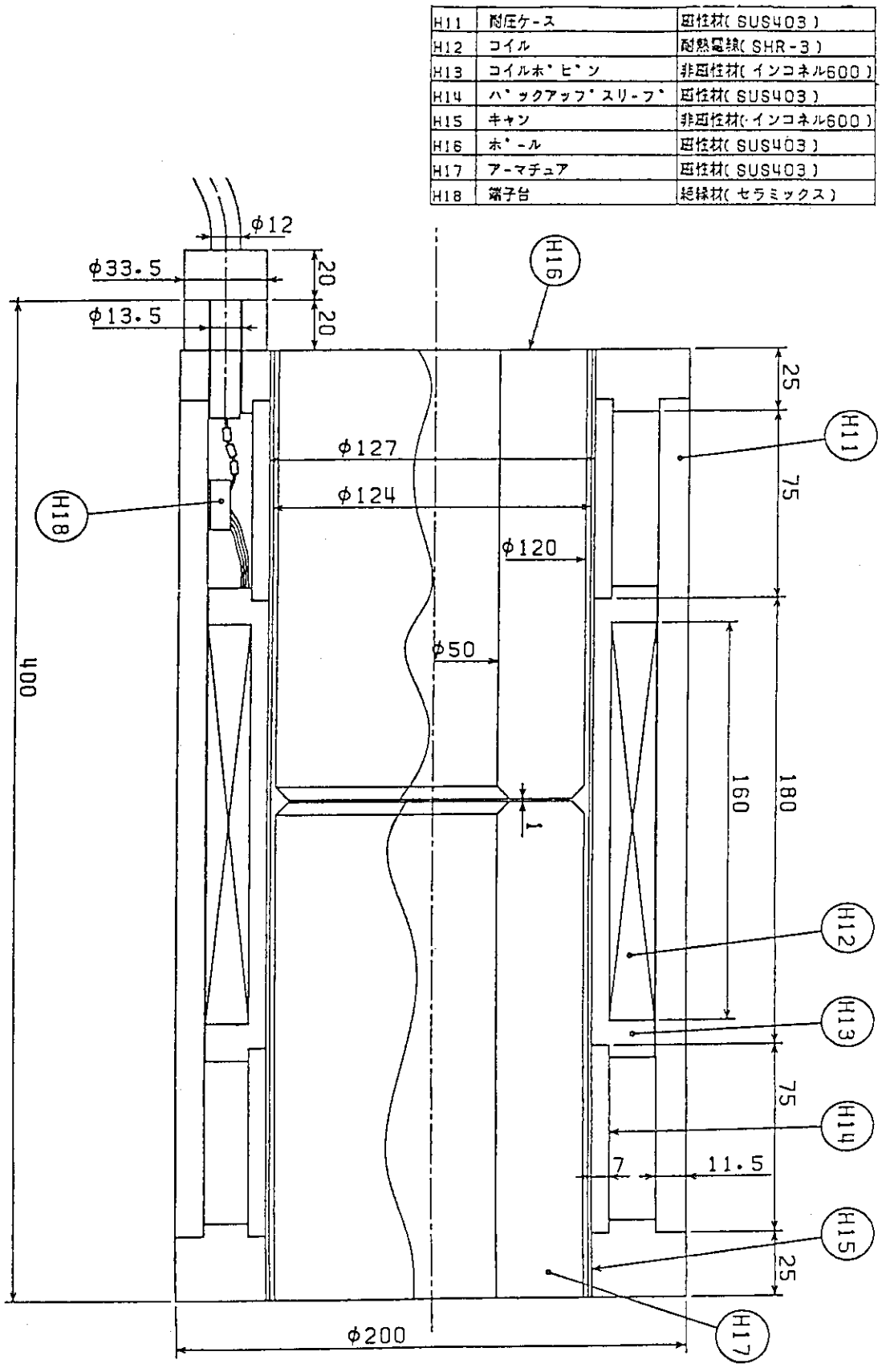


Fig. Ⅱ. 8. 21　ラッチマグネット基本構造

H01	耐圧ケース	非磁性材
H02	電磁子鉄心	磁性材
H03	電磁子コイル	耐熱電線
H04	スロットピース	絶縁材
H05	バックアップスリーブ	非磁性材
H06	キャン	非磁性材
H07	回転子耐水ケース	非磁性材
H08	回転子磁極	永久磁石材
H09	回転子磁気ヨーク	磁性材
H10	端子台	絶縁材

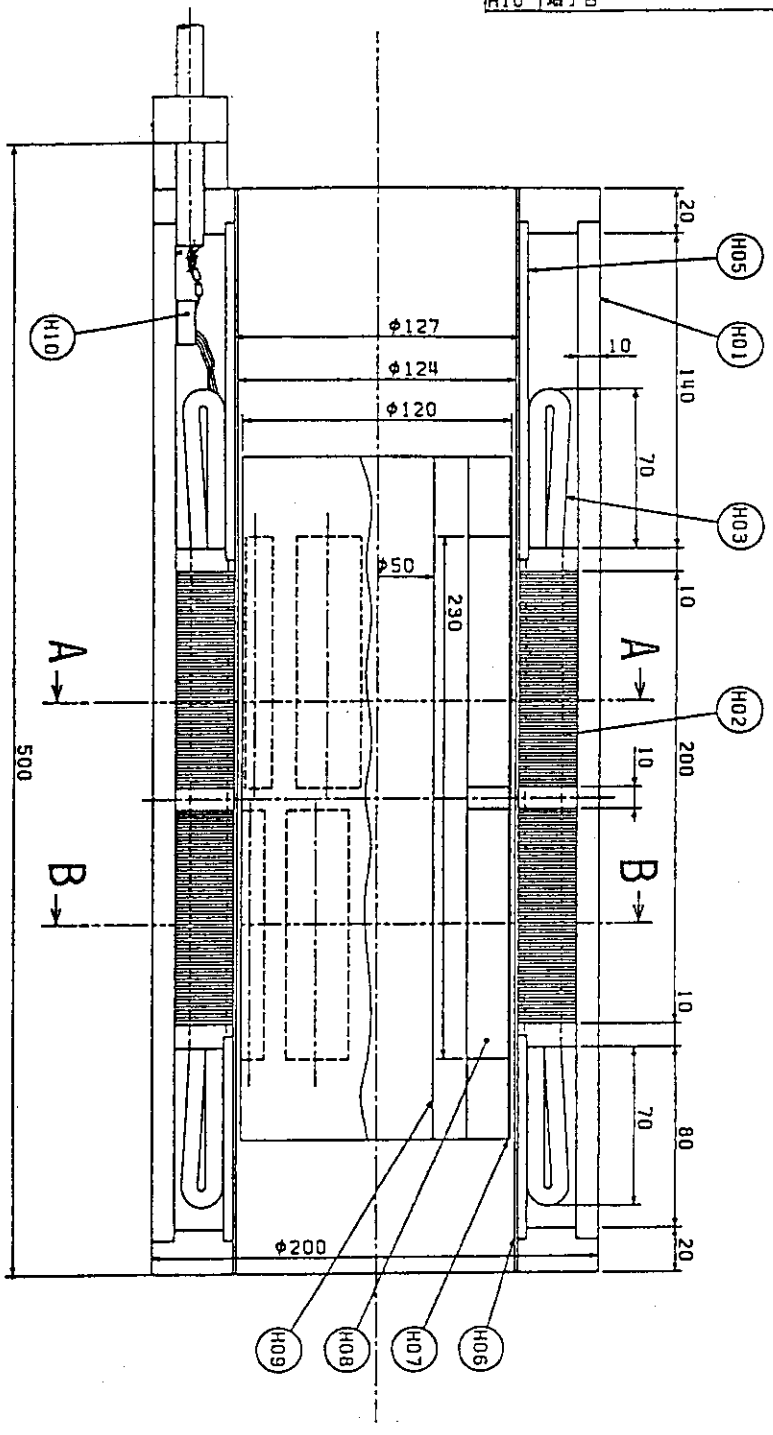


Fig. Ⅱ. 8. 22　ビルトインモータ構造（暫定）

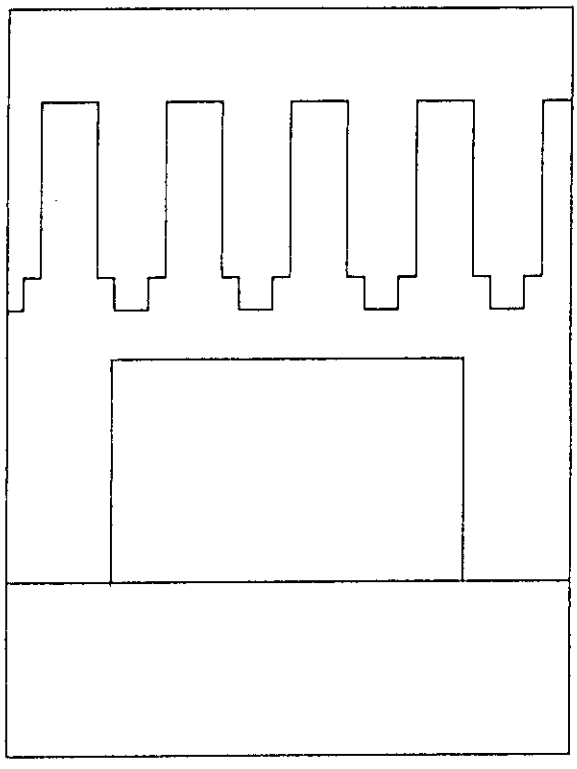


Fig. Ⅱ. 8. 23　磁界解析モデル

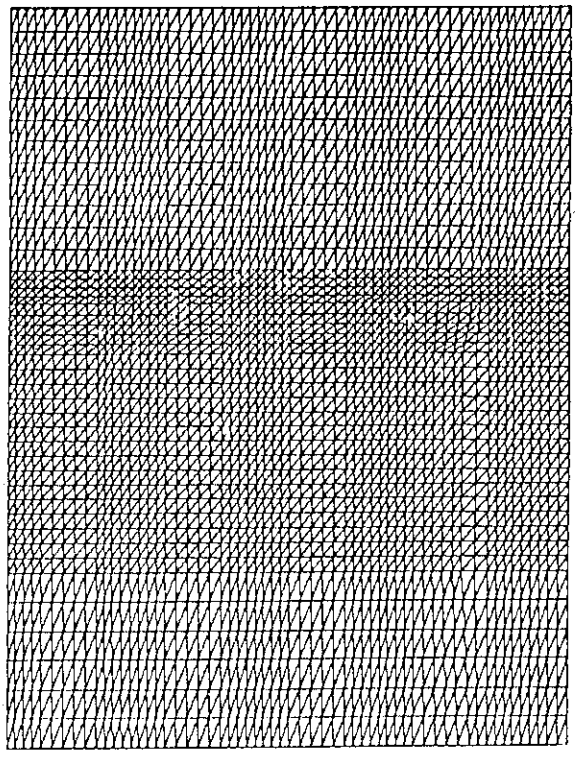


Fig. Ⅱ. 8. 24　FEM メッシュ

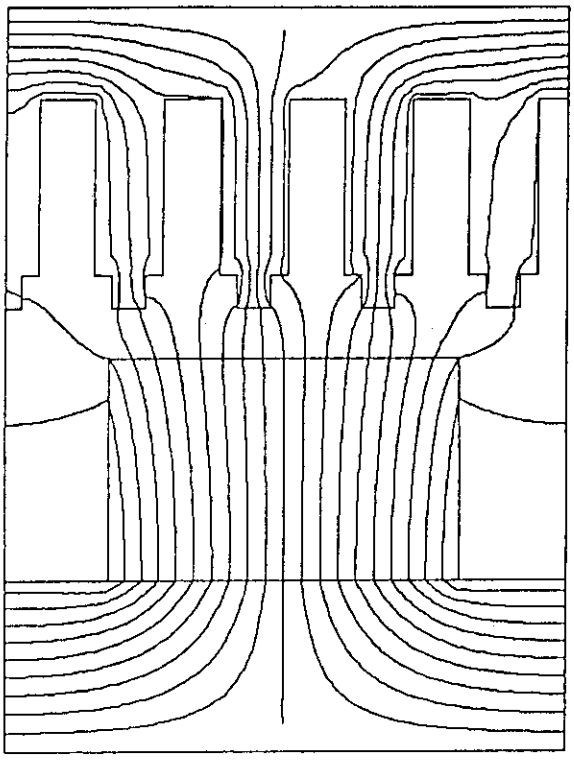


Fig. Ⅱ. 8. 25　磁束線図

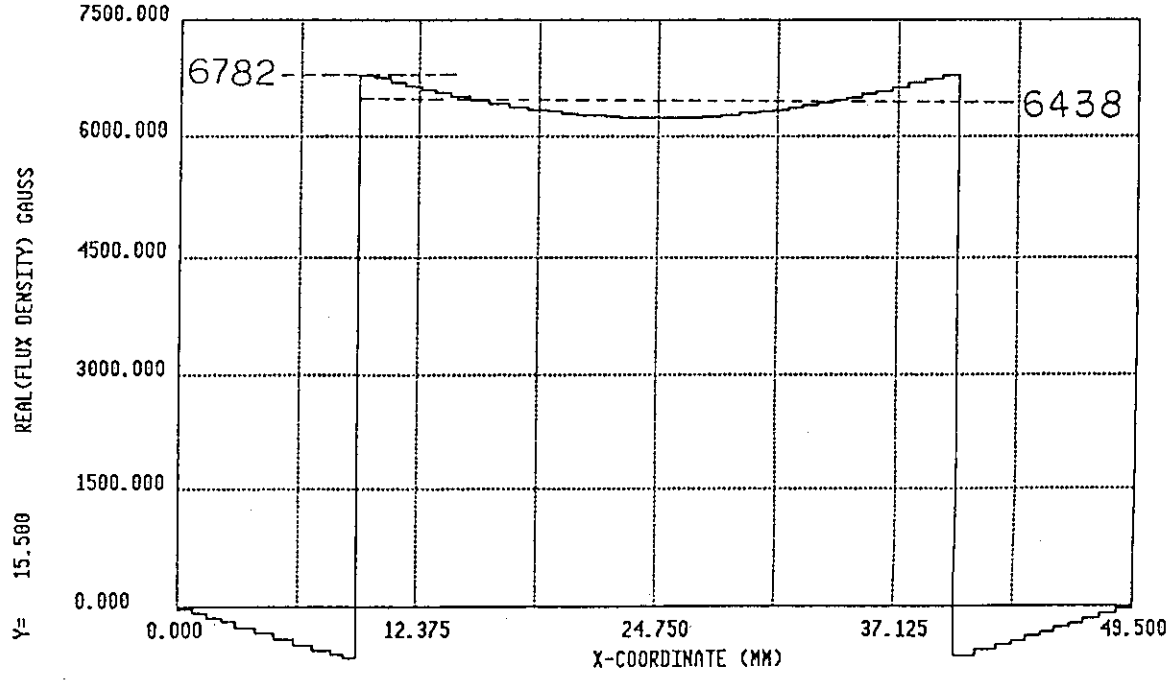


Fig. Ⅱ. 8. 26　永久磁石と磁気ヨークの境界面の磁束密度

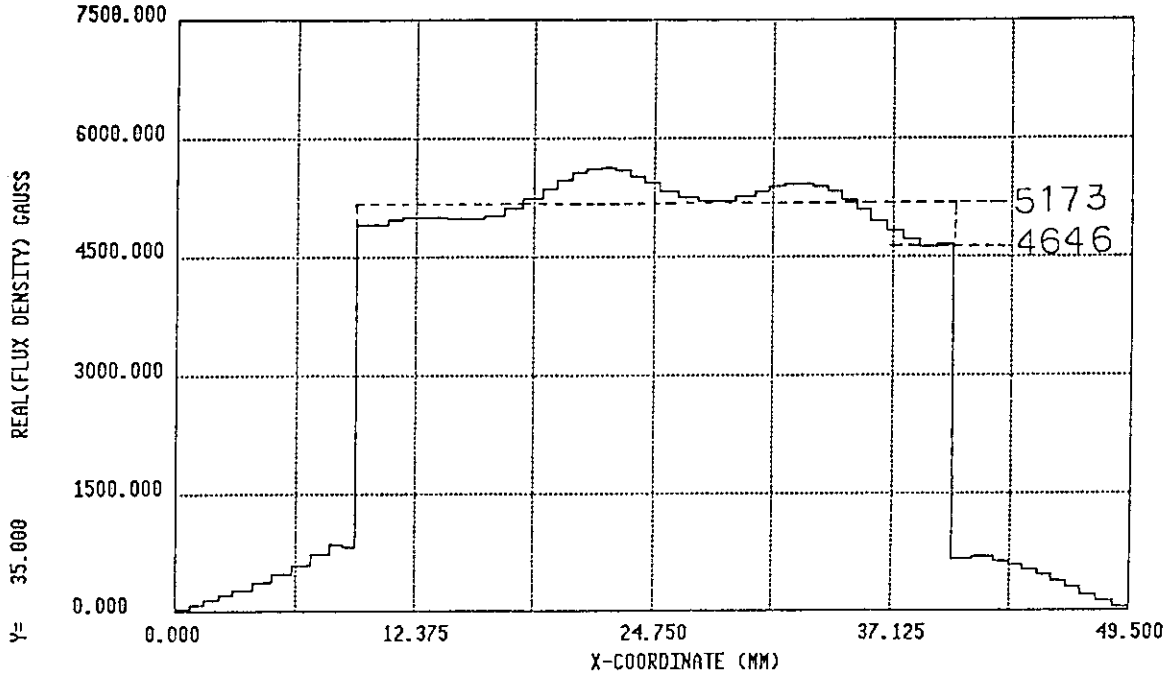


Fig. Ⅱ. 8. 27　永久磁石の外周面磁束密度

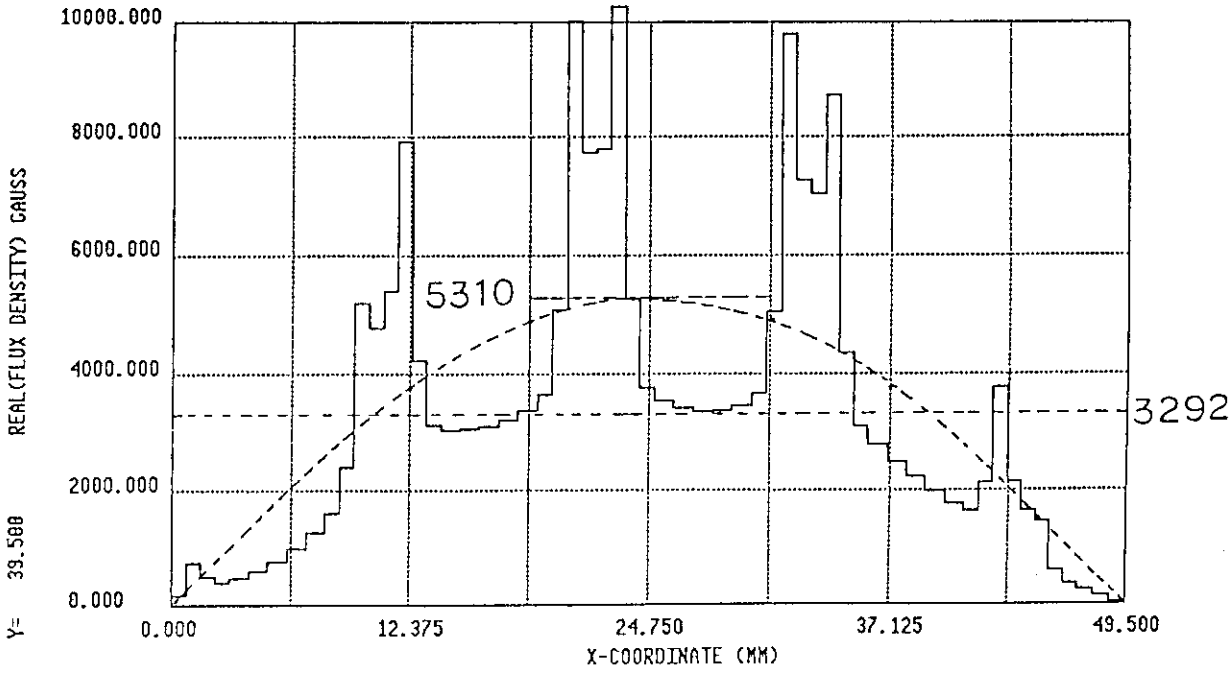


Fig. Ⅱ. 8. 28　固定子鉄心の内周面磁束密度

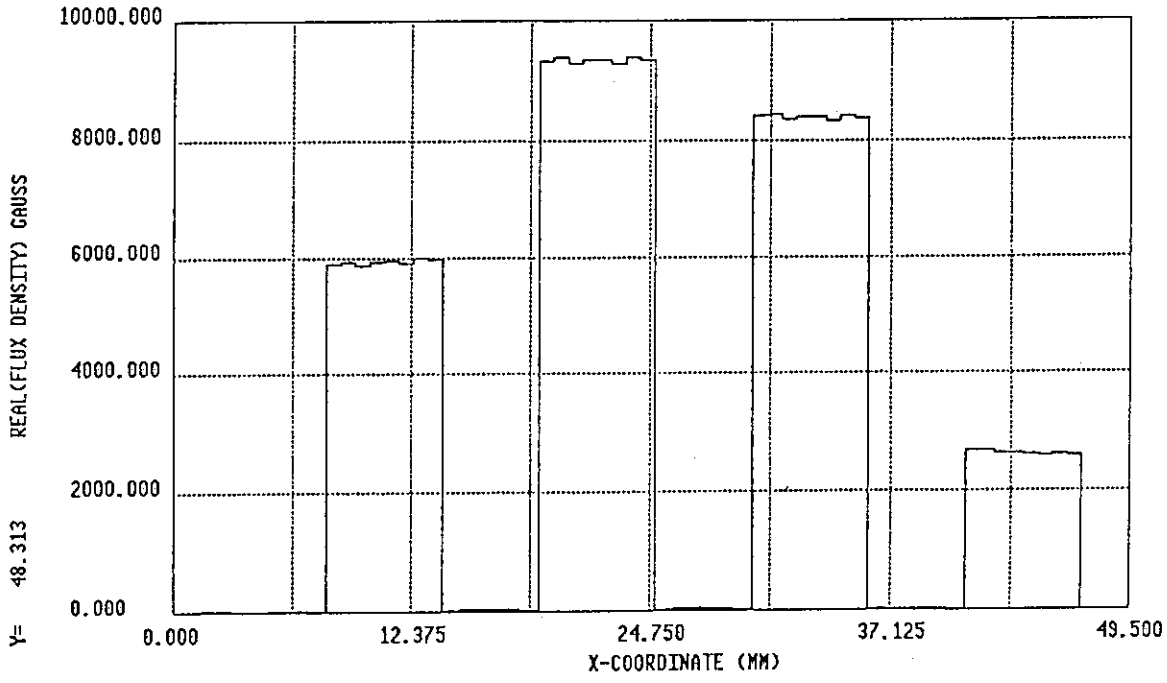


Fig. Ⅱ. 8. 29　固定子鉄心のティースの磁束密度

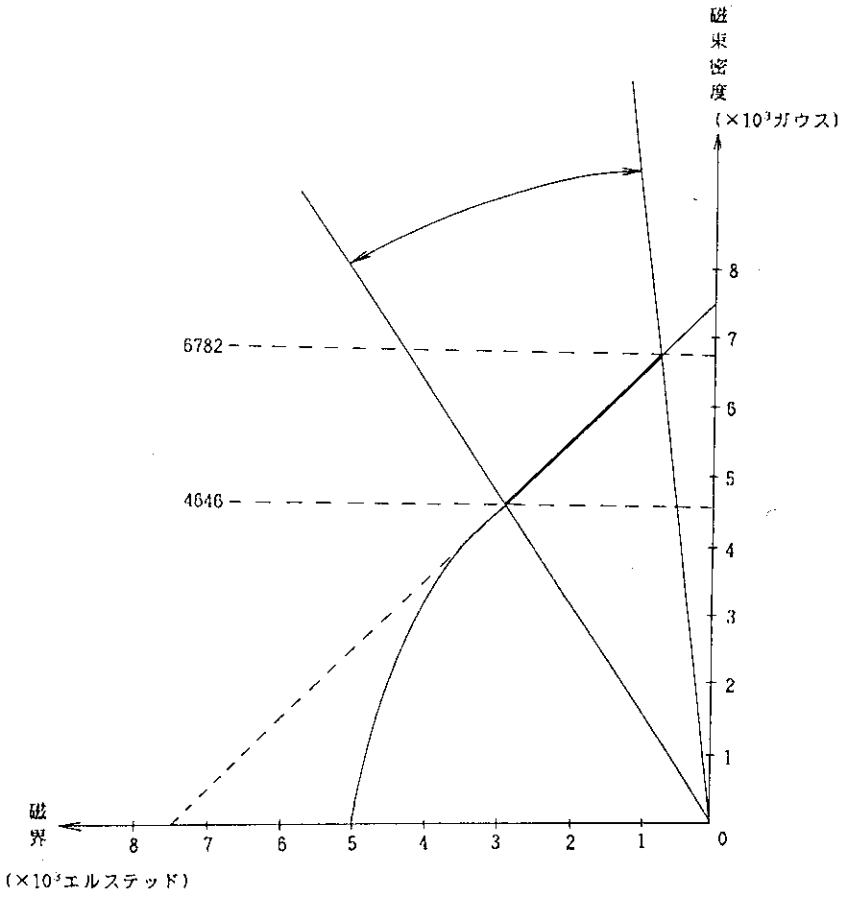


Fig. Ⅱ. 8. 30　永久磁石内部の動作点の分布範囲

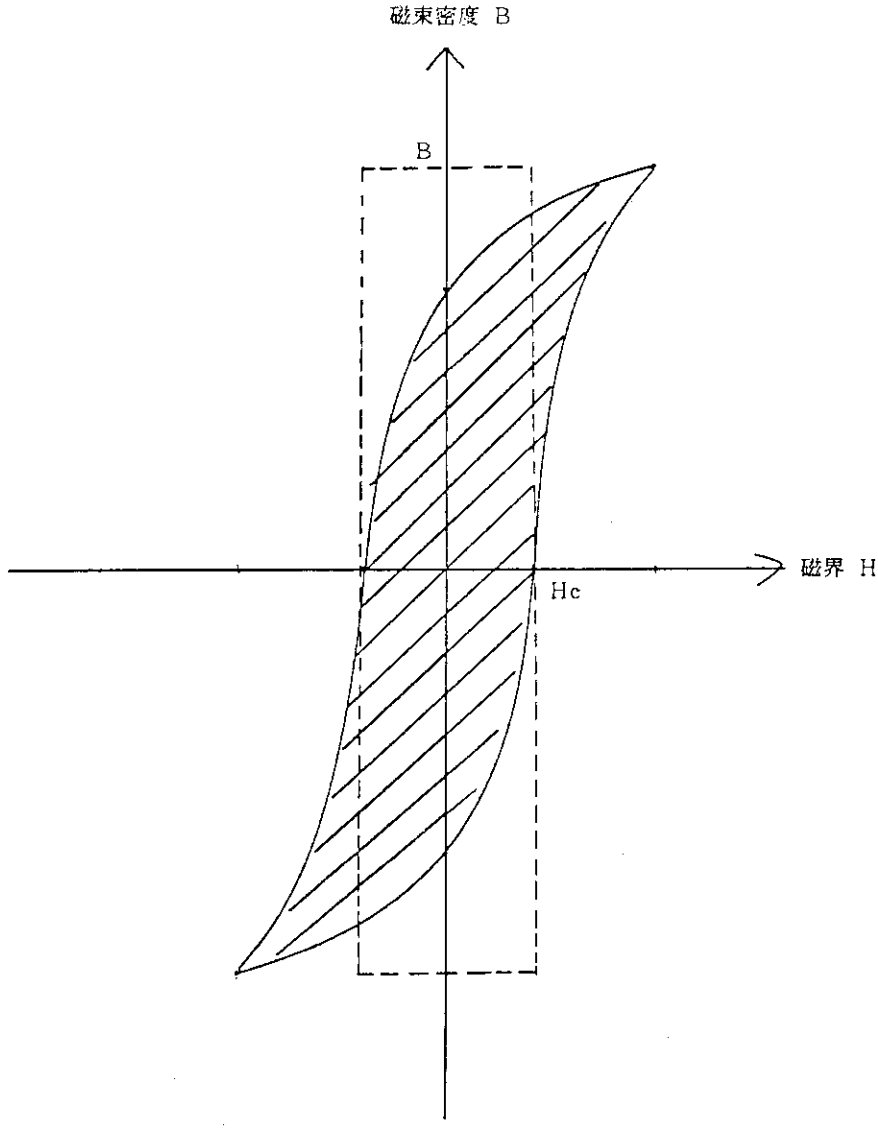


Fig. Ⅱ. 8. 31　B－H カーブの近似

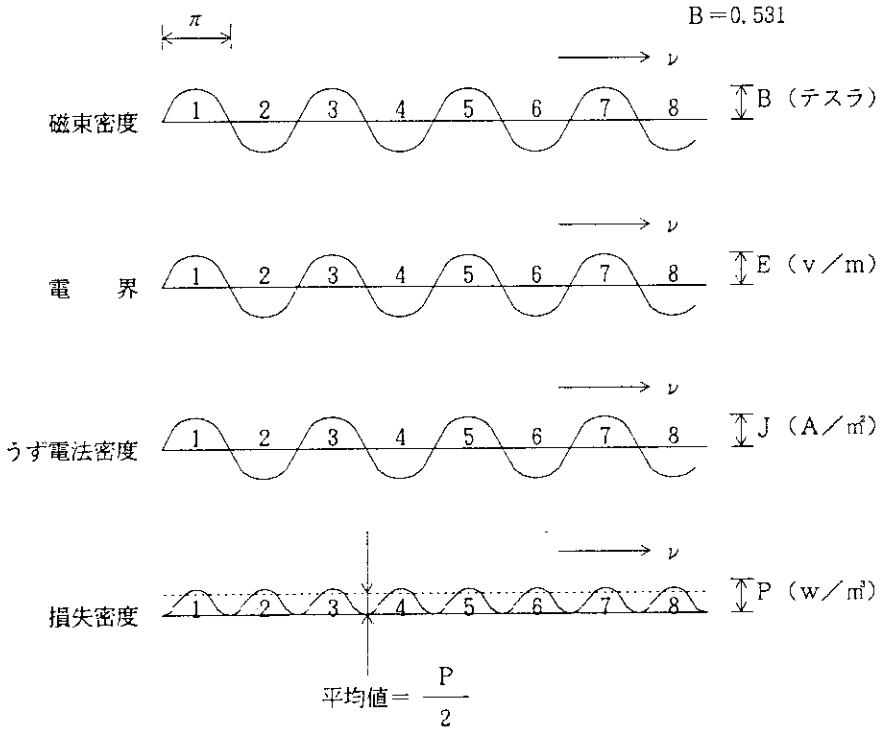


Fig. Ⅱ. 8. 32　キャン内の電磁諸量

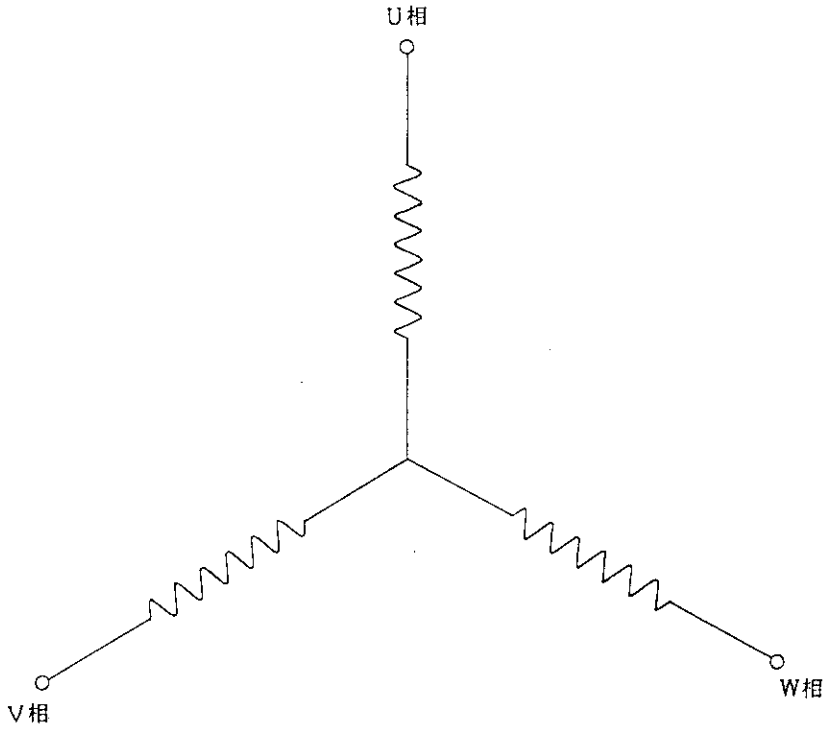


Fig. Ⅱ. 8. 33　3相結線

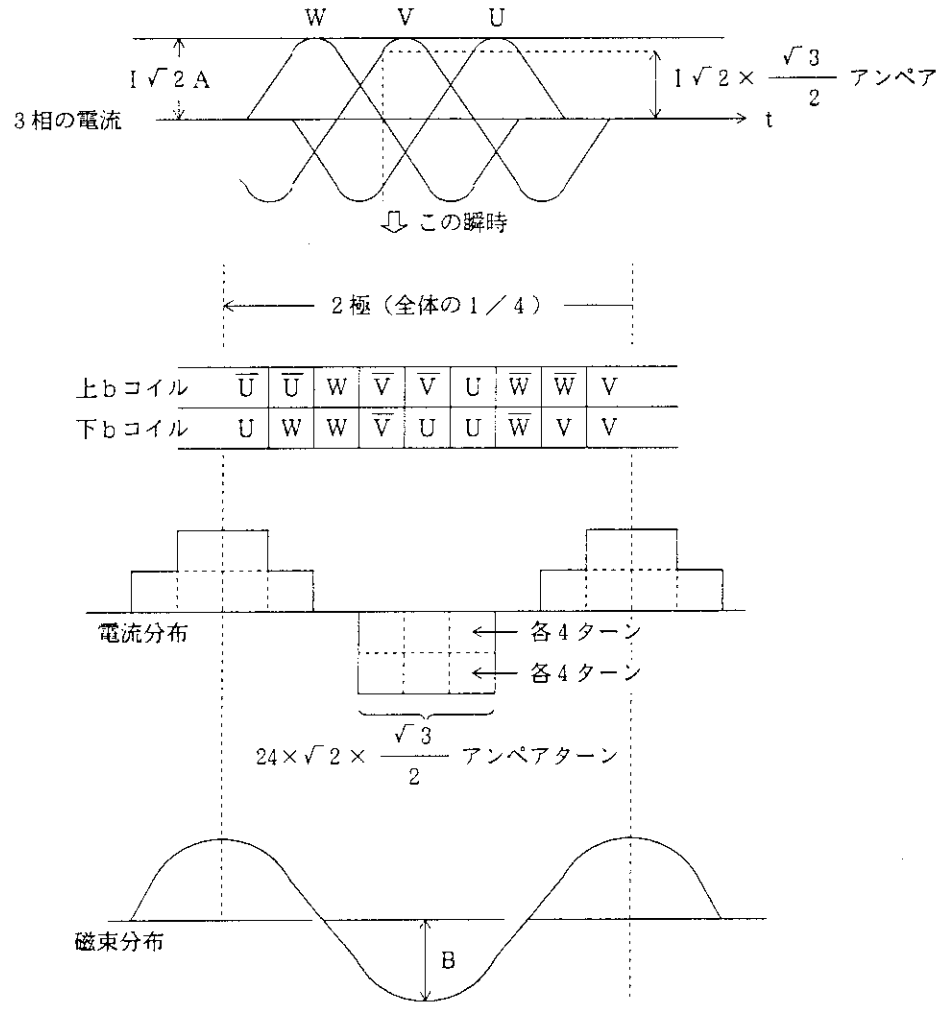


Fig. Ⅱ. 8. 34　トルク発生時の電流と磁束の関係

[Table Ⅱ.8.2 グラフ化]

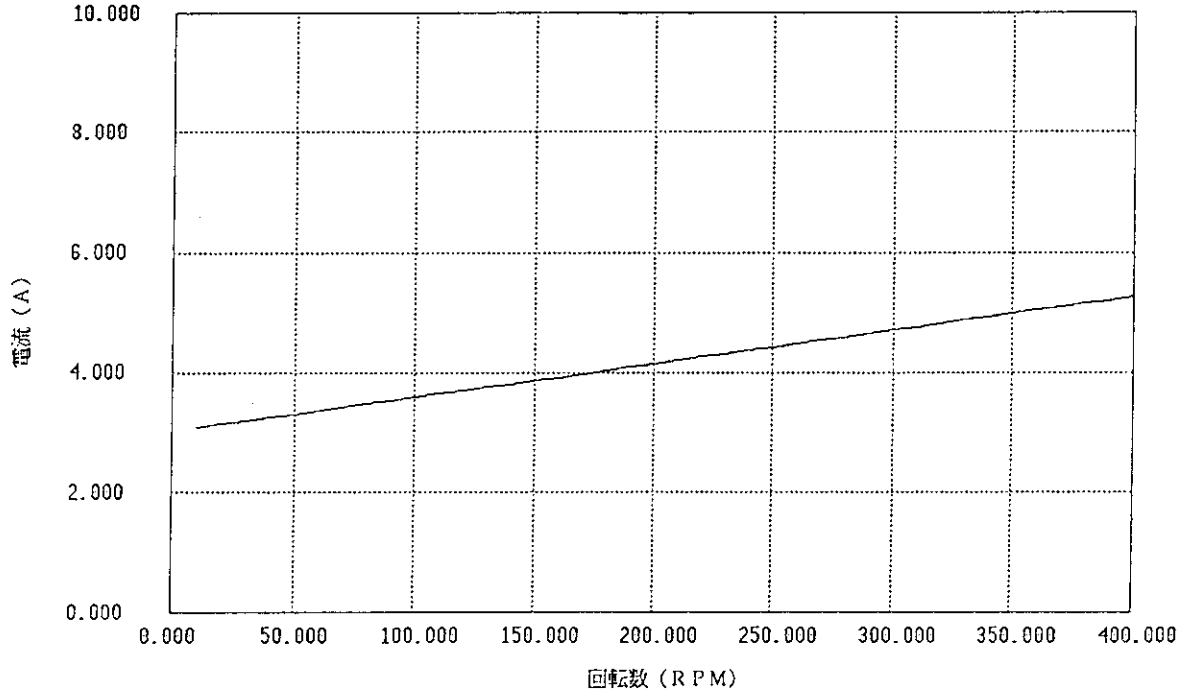


Fig. Ⅱ.8.35 モータの電流特性(1)

[Table Ⅱ.8.3 グラフ化]

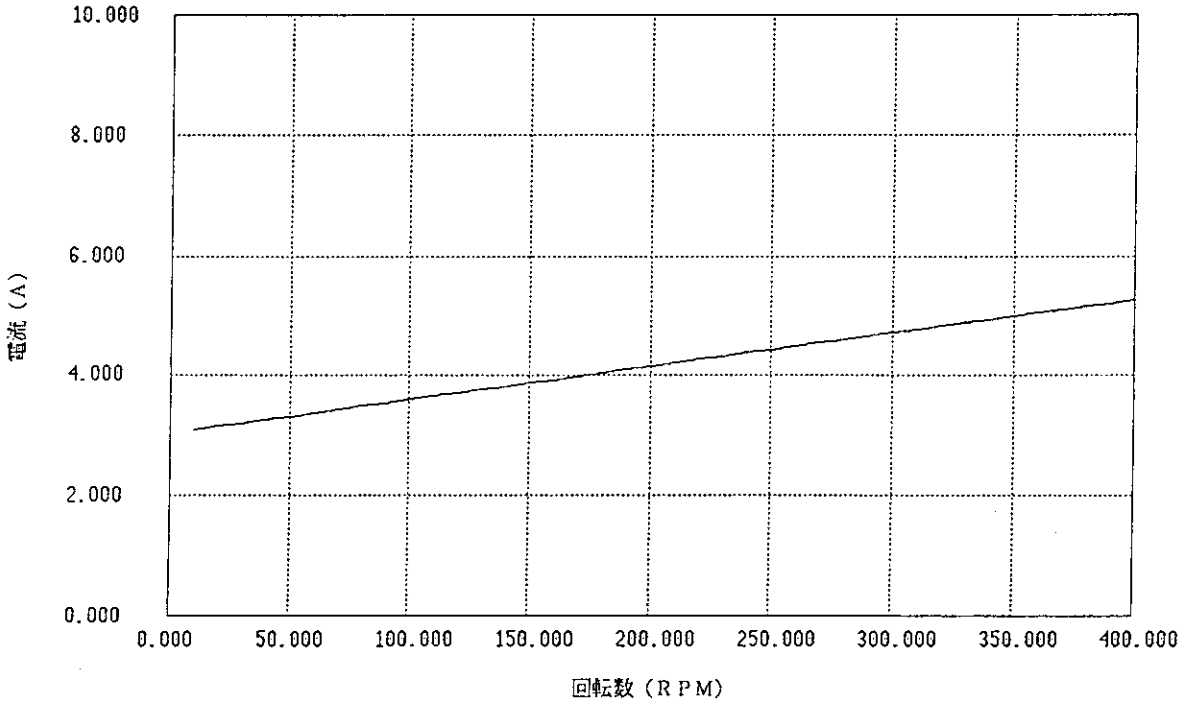


Fig. Ⅱ.8.36 モータの電流特性(2)

[Table Ⅱ.8.4 グラフ化]

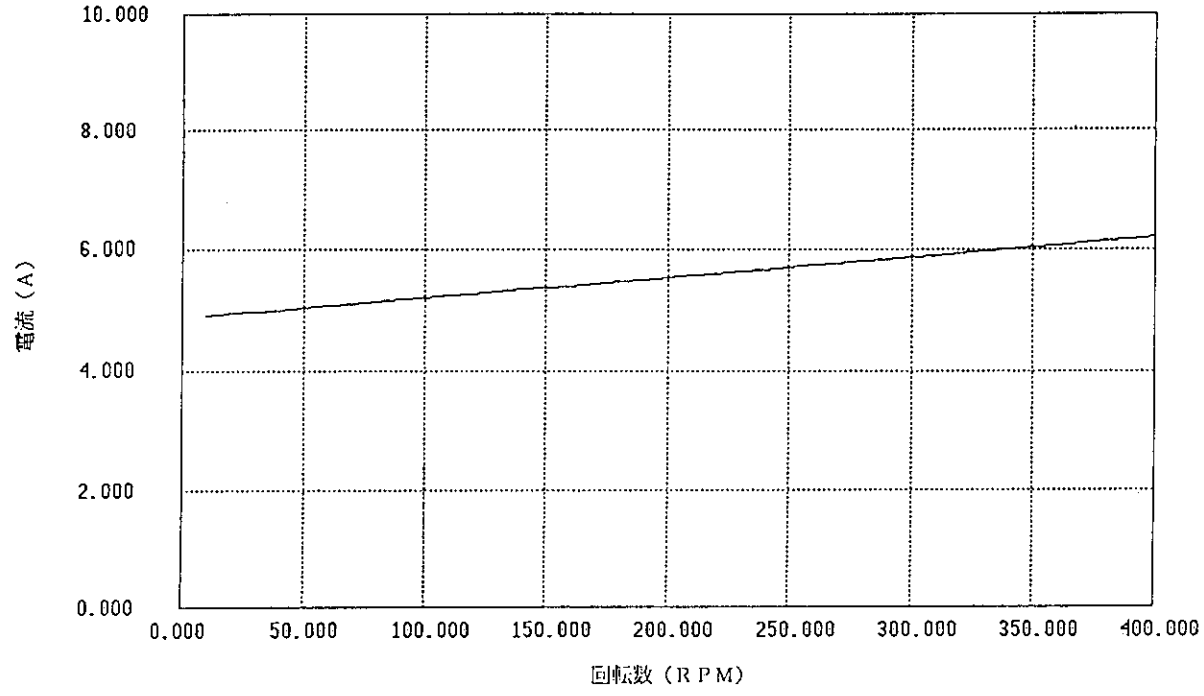


Fig. Ⅱ.8.37 モータの電流特性(3)

[Table Ⅱ.8.5 グラフ化]

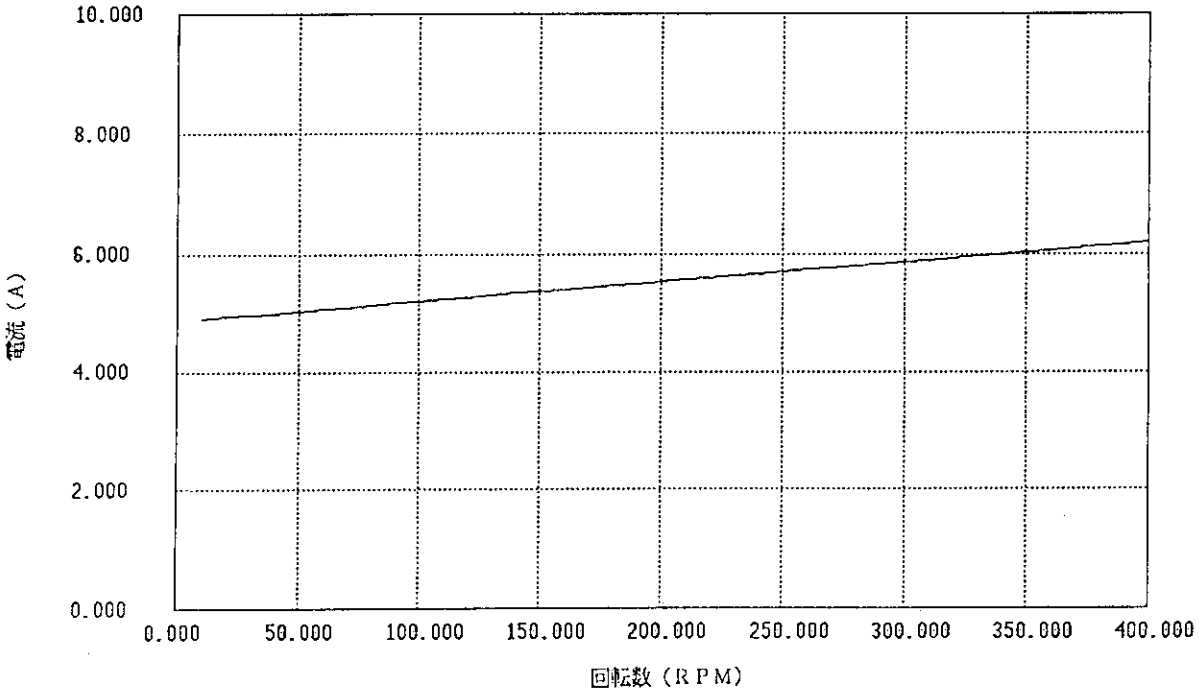


Fig. Ⅱ.8.38 モータの電流特性(4)

[Table Ⅱ.8.2 グラフ化]

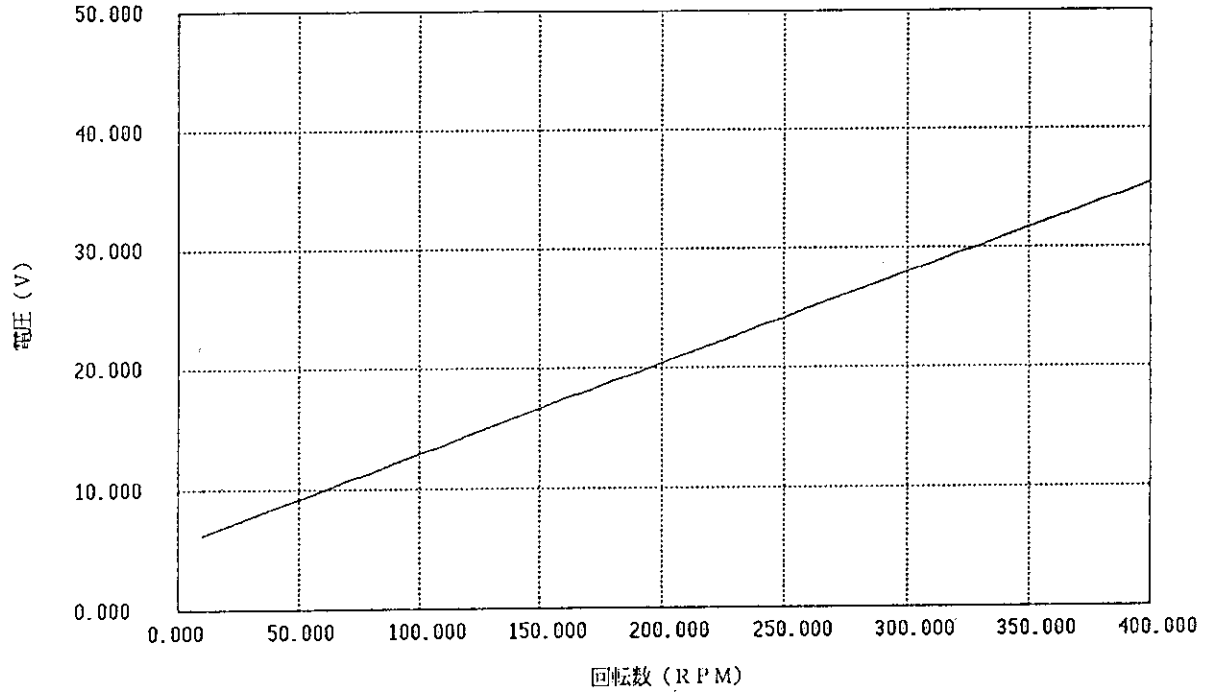


Fig. Ⅱ.8.39 モータの電圧特性(1)

[Table Ⅱ.8.3 グラフ化]

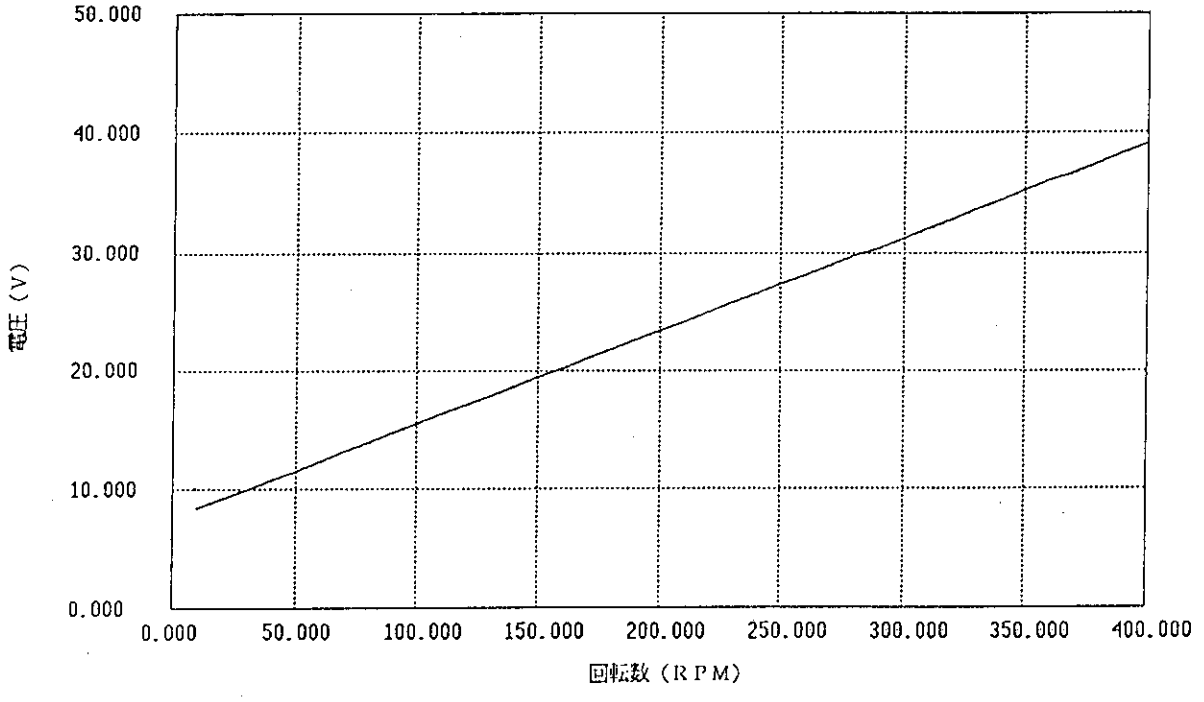


Fig. Ⅱ.8.40 モータの電圧特性(2)

［Table Ⅱ.8.4　グラフ化］

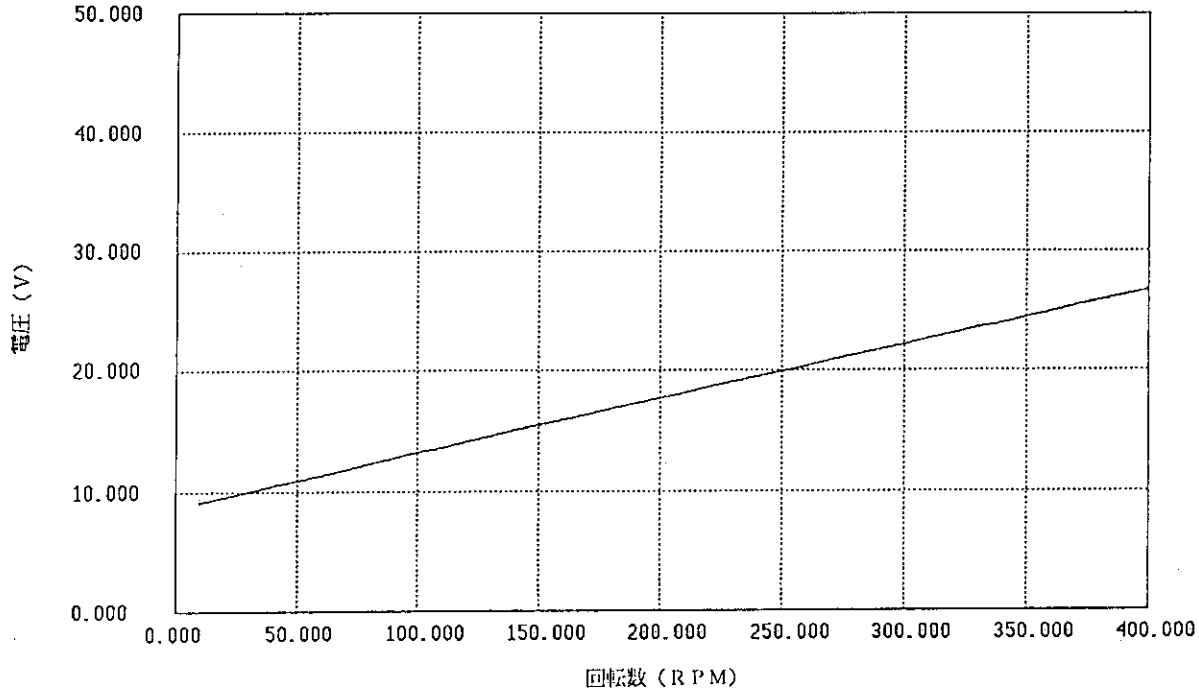


Fig. Ⅱ.8.41　モータの電圧特性(3)

［Table Ⅱ.8.5　グラフ化］

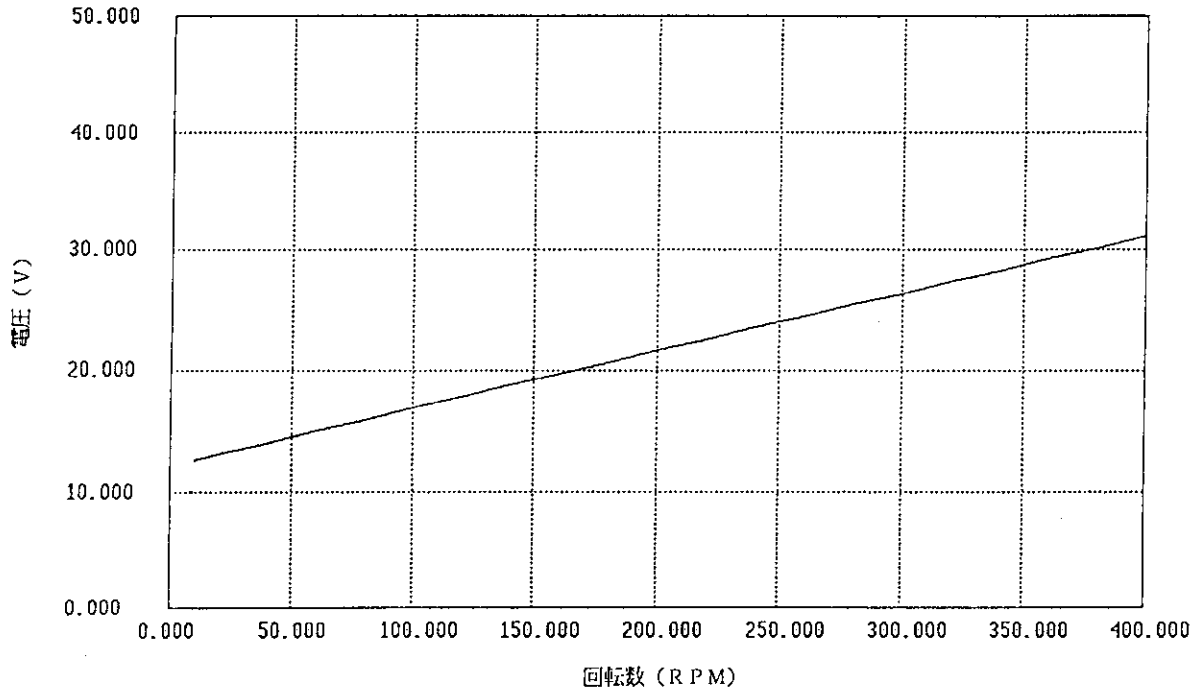


Fig. Ⅱ.8.42　モータの電圧特性(4)

[Table Ⅱ.8.2 グラフ化]

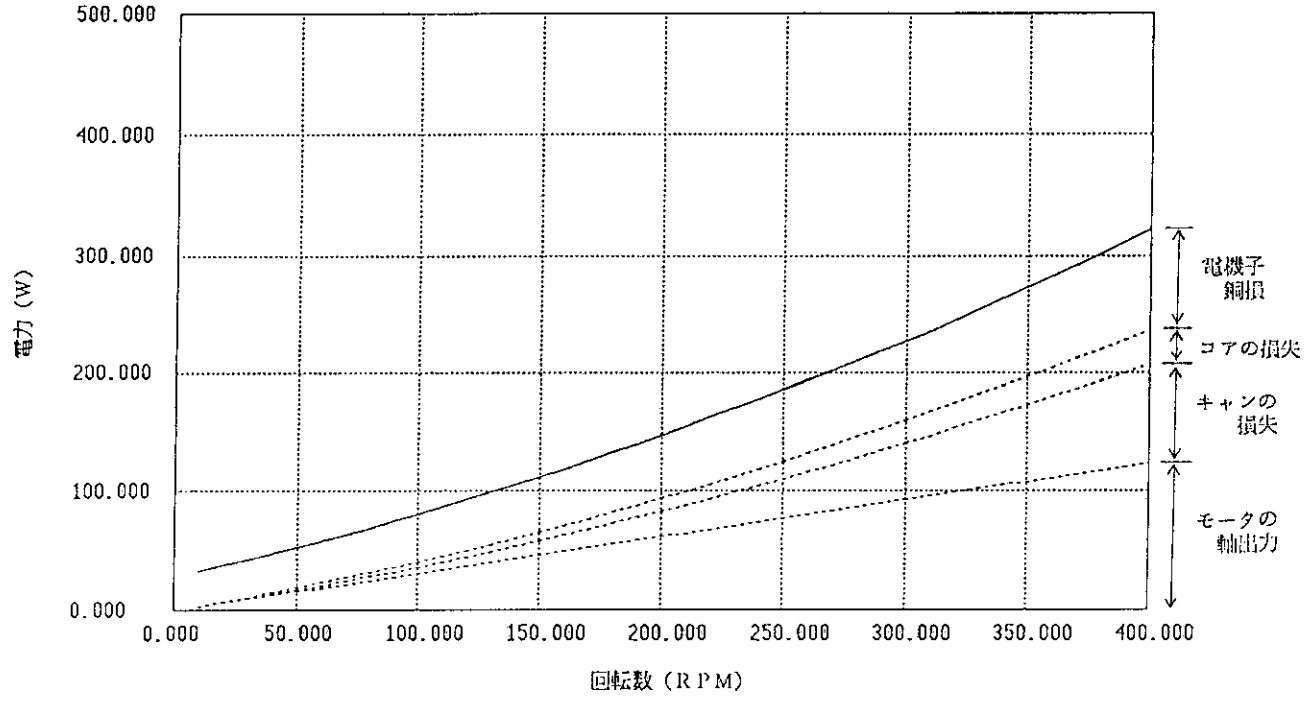


Fig. Ⅱ.8.43 モータの電力特性(1)

[Table Ⅱ.8.3 グラフ化]

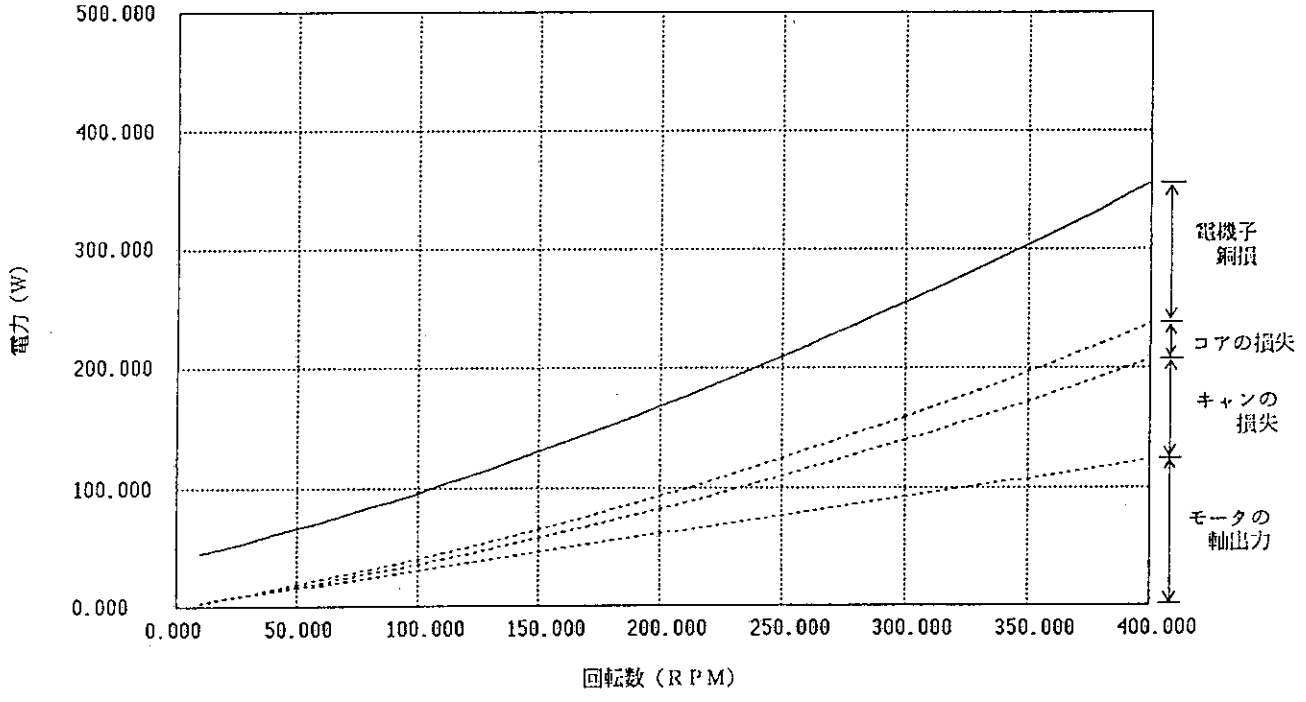


Fig. Ⅱ.8.44 モータの電力特性(2)

[Table Ⅱ.8.4 グラフ化]

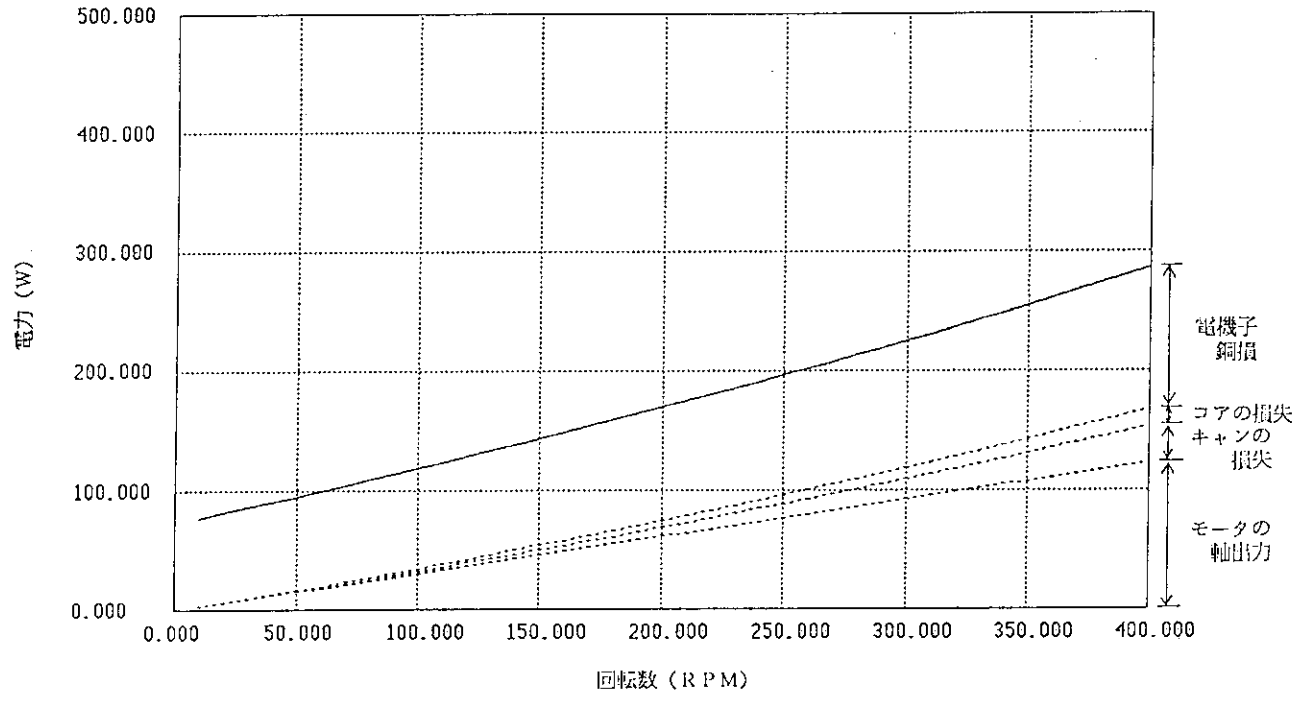


Fig. Ⅱ.8.45 モータの電力特性(3)

[Table Ⅱ.8.5 グラフ化]

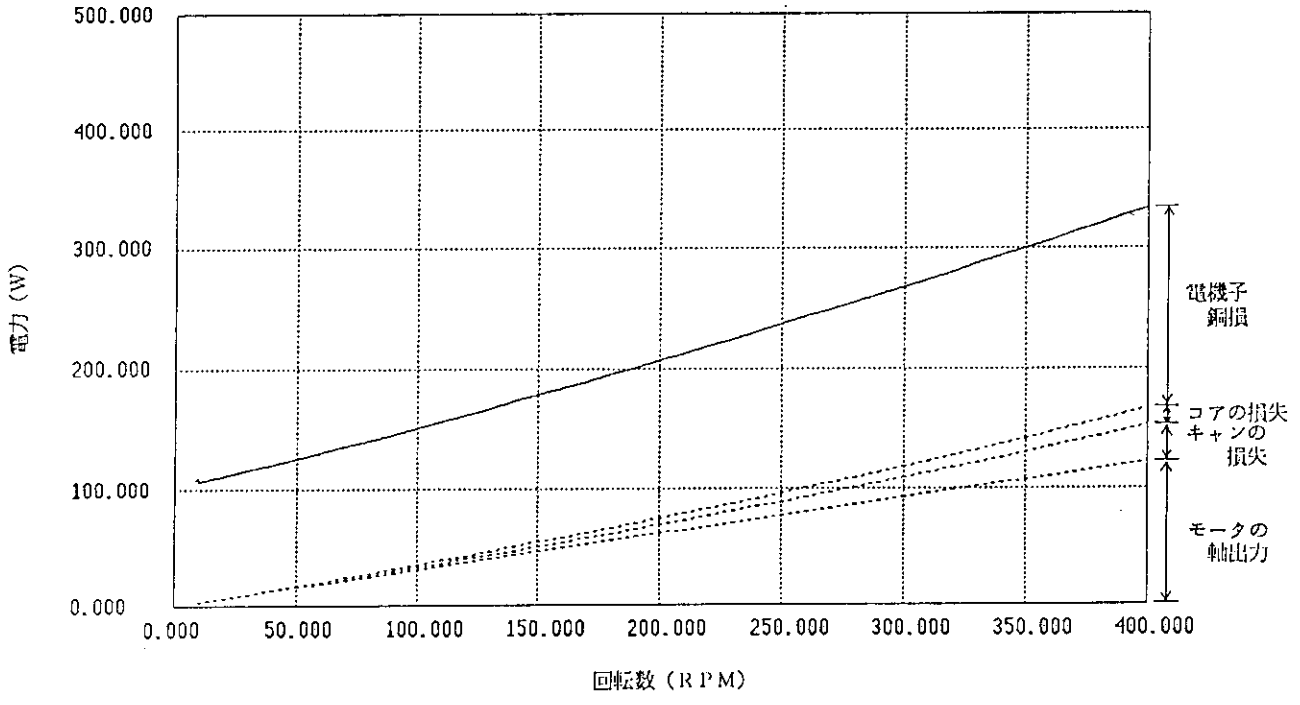


Fig. Ⅱ.8.46 モータの電力特性(4)

[Table Ⅱ.8.2 グラフ化]

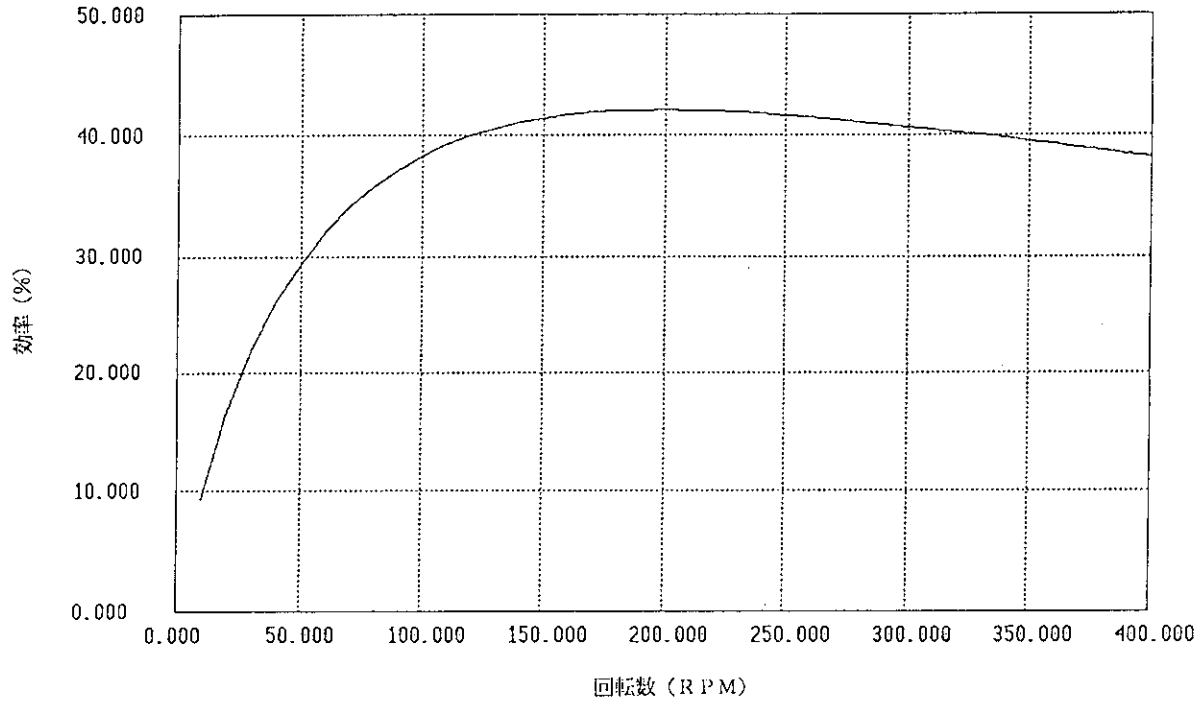


Fig. Ⅱ.8.47 モータの効率特性(1)

[Table Ⅱ.8.3 グラフ化]

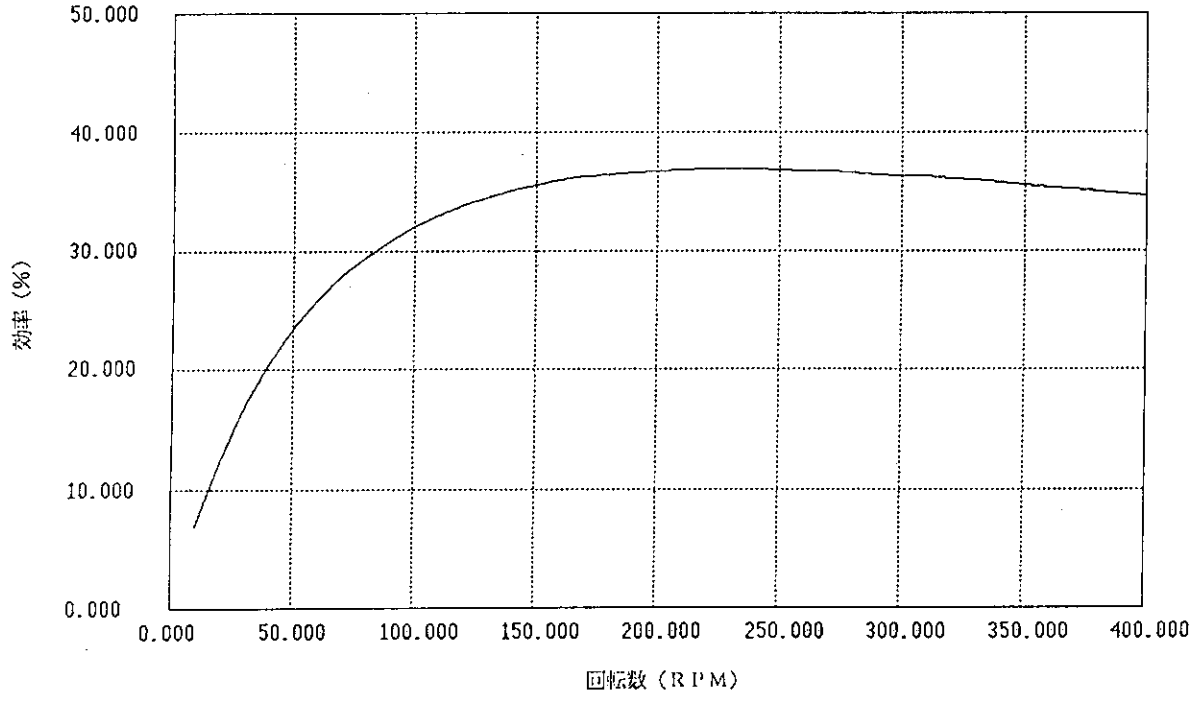


Fig. Ⅱ.8.48 モータの効率特性(2)

［Table Ⅱ. 8. 4　グラフ化］

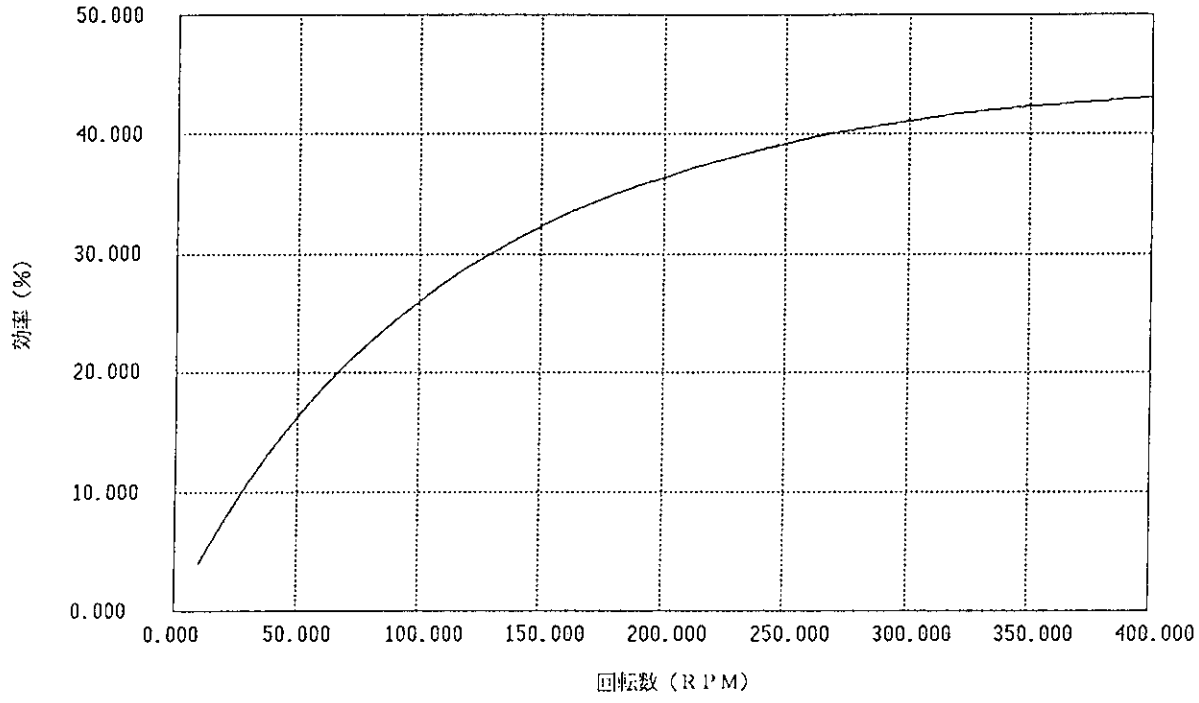


Fig. Ⅱ. 8. 49　モータの効率特性(3)

［Table Ⅱ. 8. 5　グラフ化］

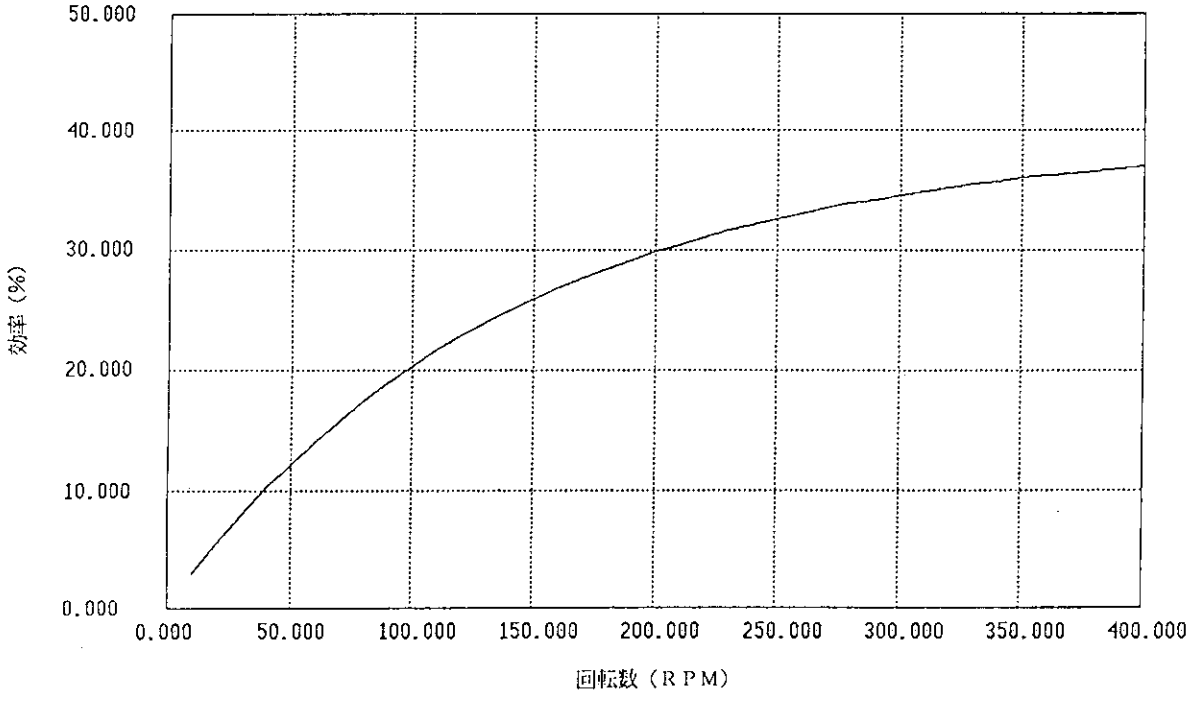


Fig. Ⅱ. 8. 50　モータの効率特性(4)

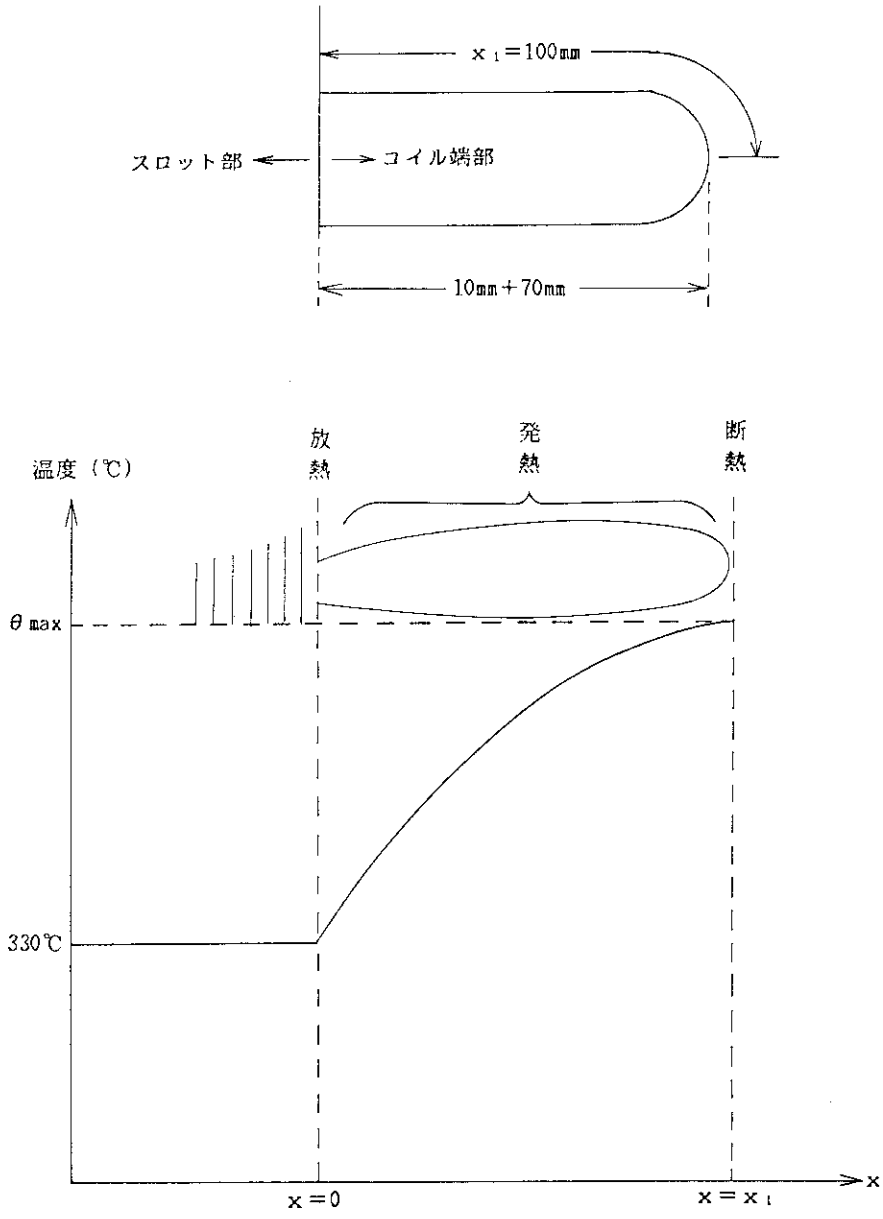


Fig. Ⅱ. 8. 51　コイル温度計算モデル

H01	耐圧ケース	非磁性材(インコネル625)
H02	回転子芯心	磁性材(純鉄)
H03	電気子コイル	耐熱電線(SHR-3)
H04	スロットピース	絶縁材(セラミックス)
H05	バックアップスリーブ	非磁性材(インコネル625)
H06	キャン	非磁性材(インコネル625)
H07	回転子耐水ケース	非磁性材(インコネル600)
H08	回転子磁極	永久磁石材(CR2600S)
H09	回転子磁気ヨーク	磁性材(SUS403)
H10	端子台	絶縁材(セラミックス)

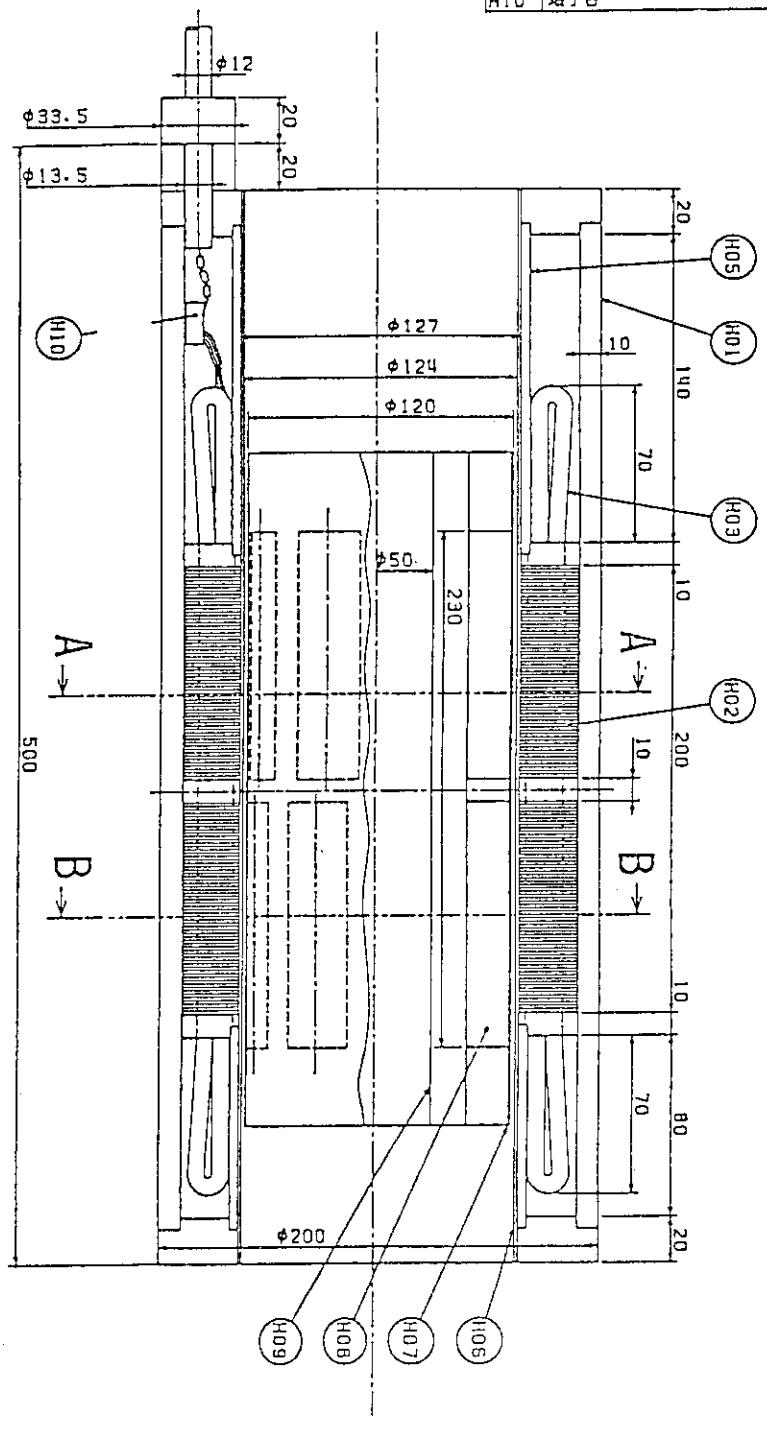


Fig. Ⅱ. 8. 52　ビルトインモータ基本構造(1)

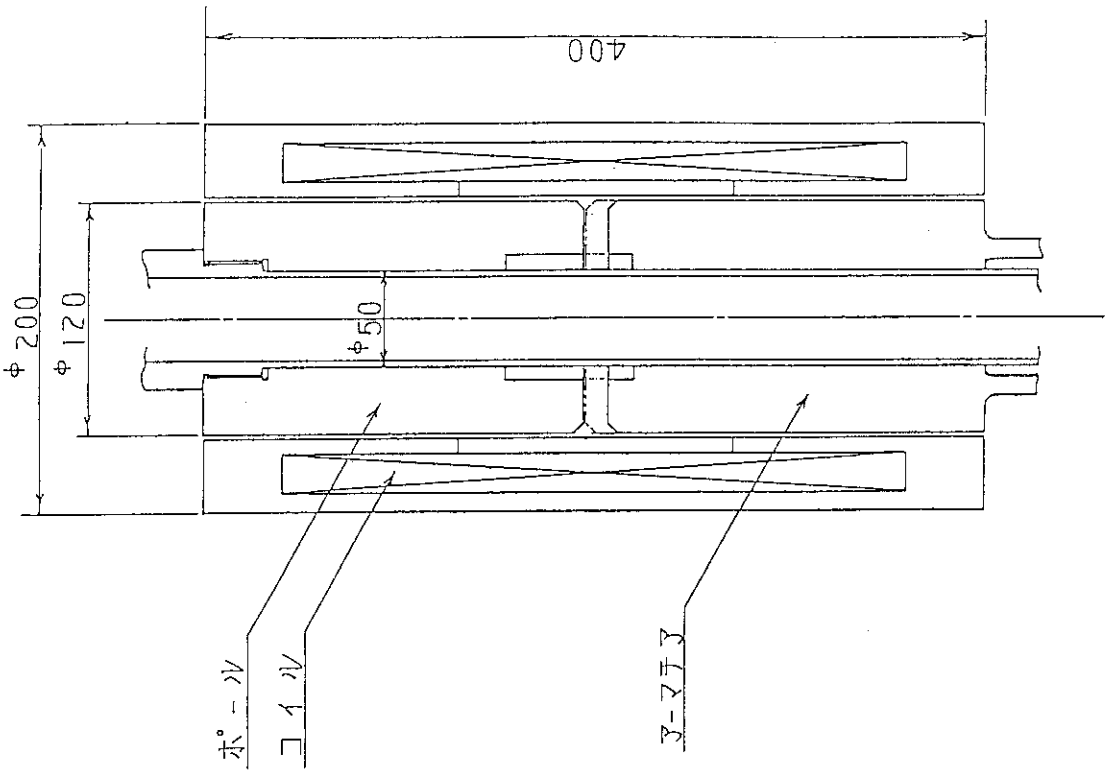


Fig. II. 8. 54　ラッチマグネット概念図

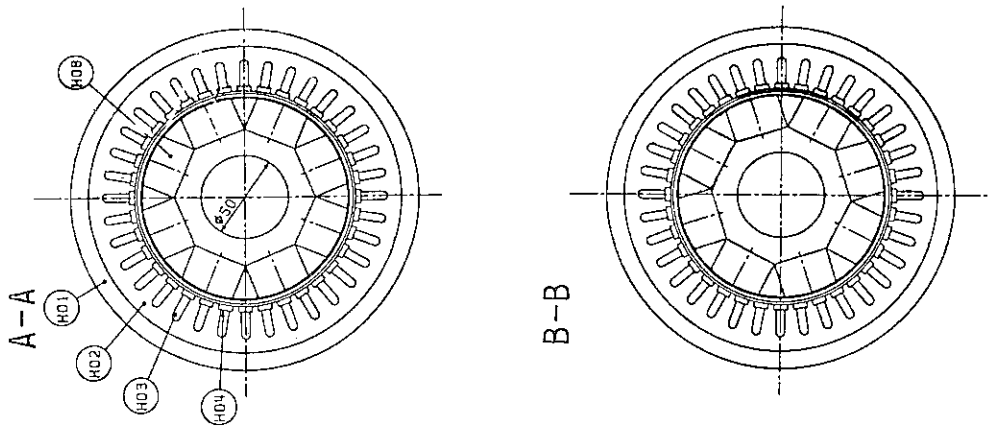


Fig. II. 8. 53　ビルトインモータ基本構造(2)

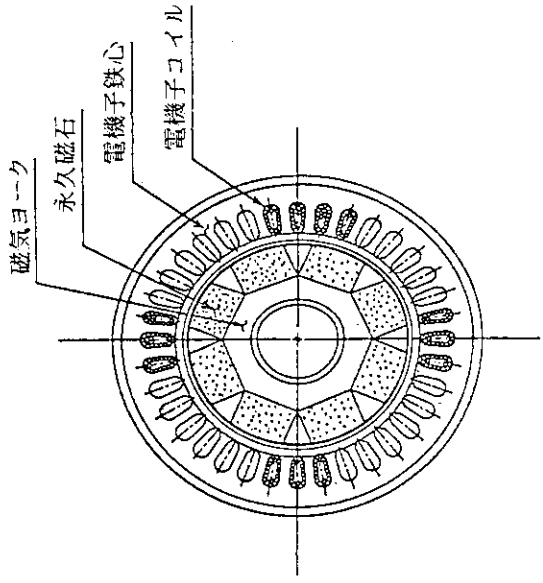
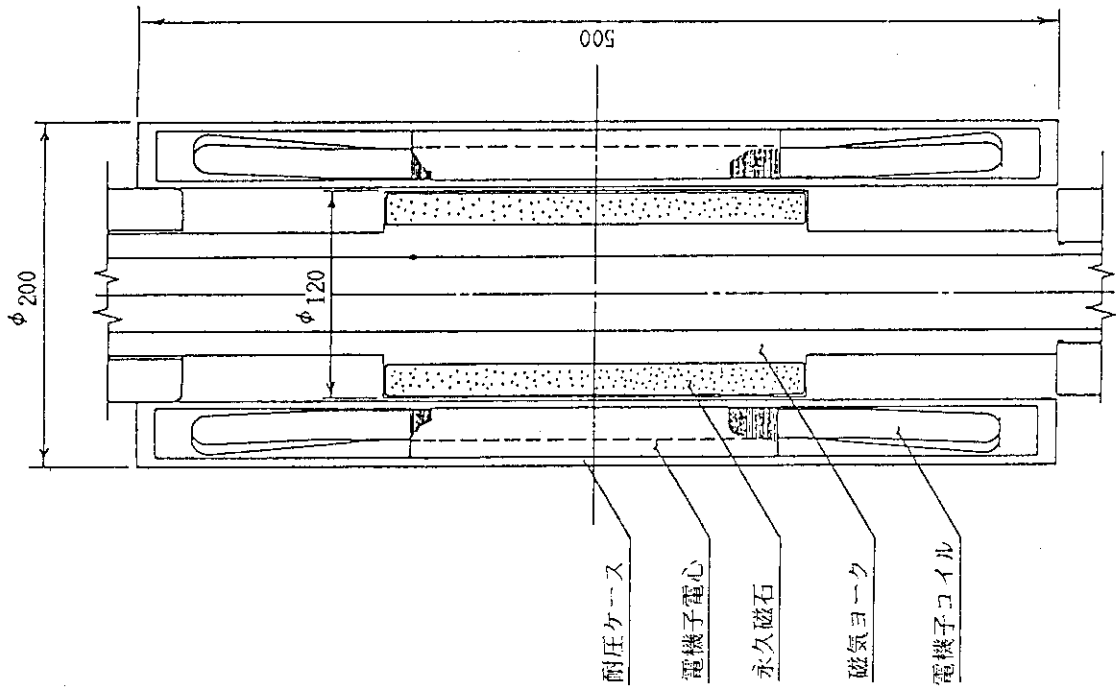


Fig. Ⅱ. 8. 55 ビルトインモータ概念図



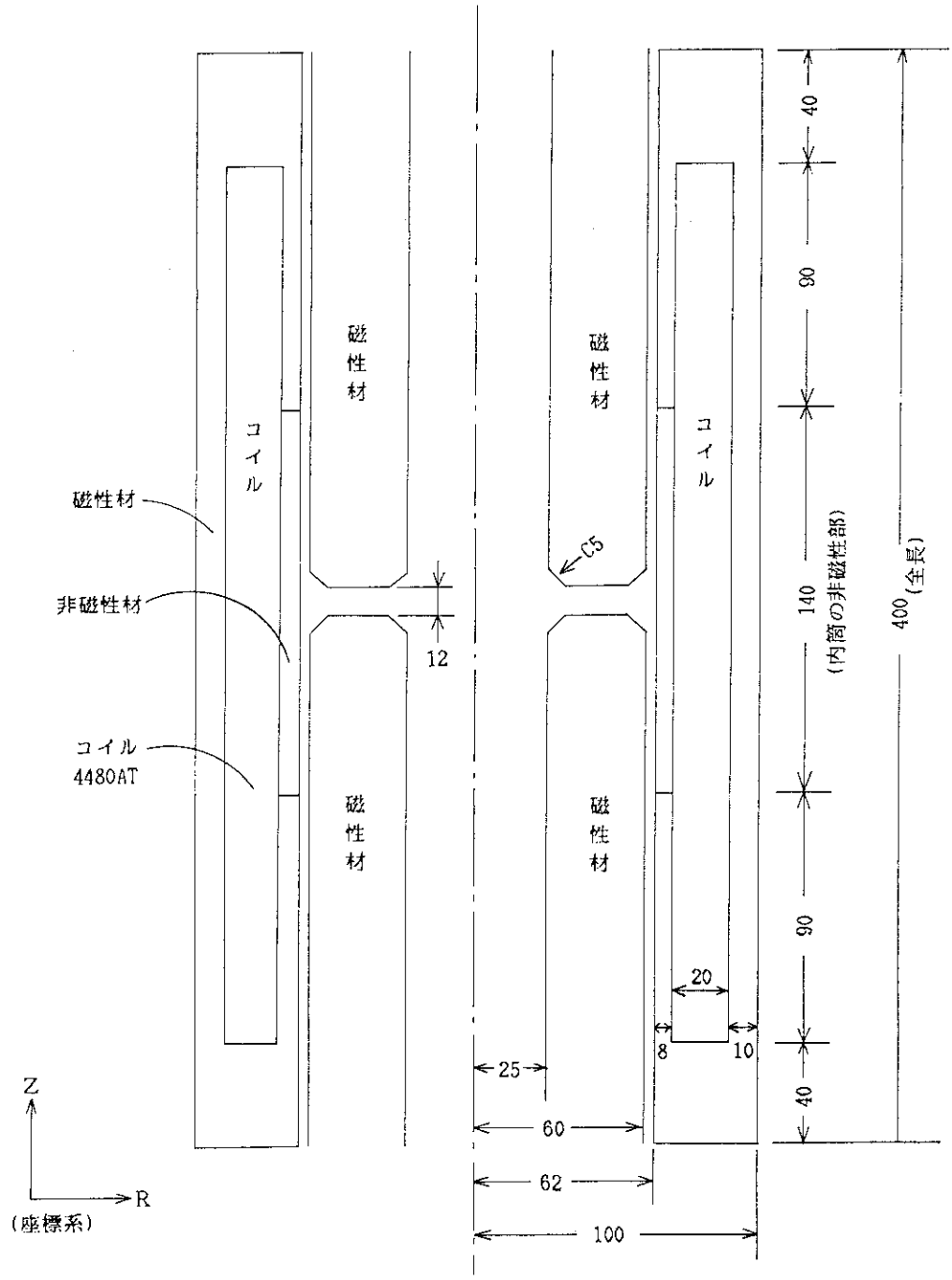


Fig. Ⅱ. 8. 56　吸着時ギャップによる磁界解析モデル

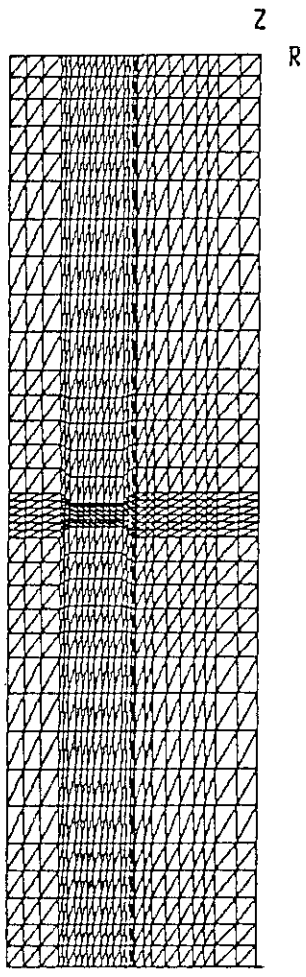


Fig. Ⅱ. 8. 57　FEM メッシュ分割図

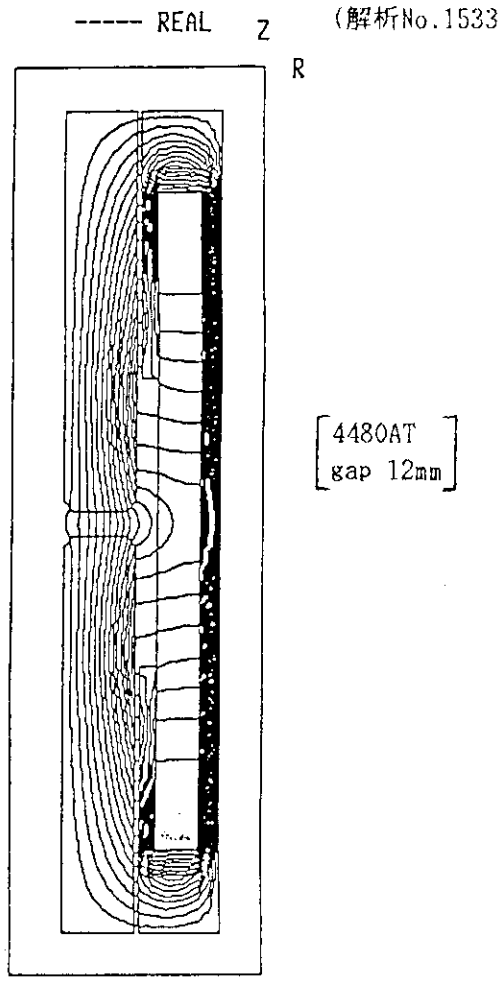


Fig. Ⅱ. 8. 58　磁束線図

(解析No.1533)

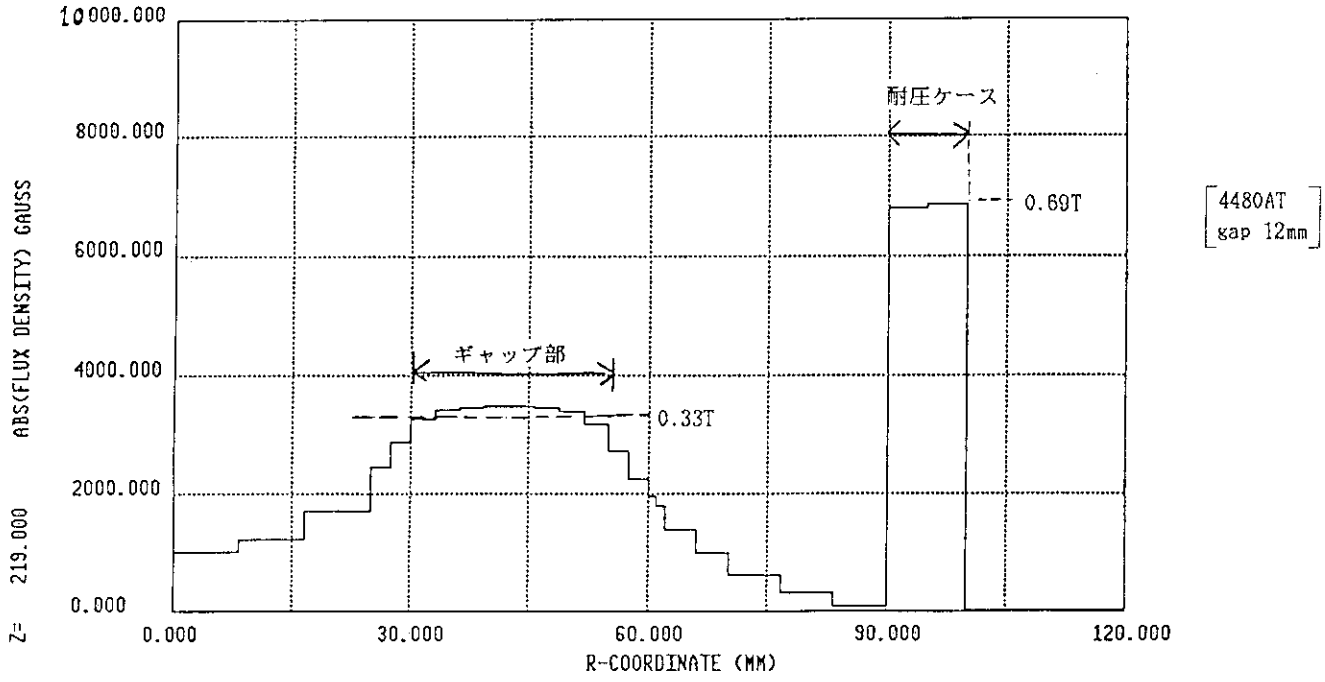


Fig. Ⅱ. 8. 59　磁束密度分布

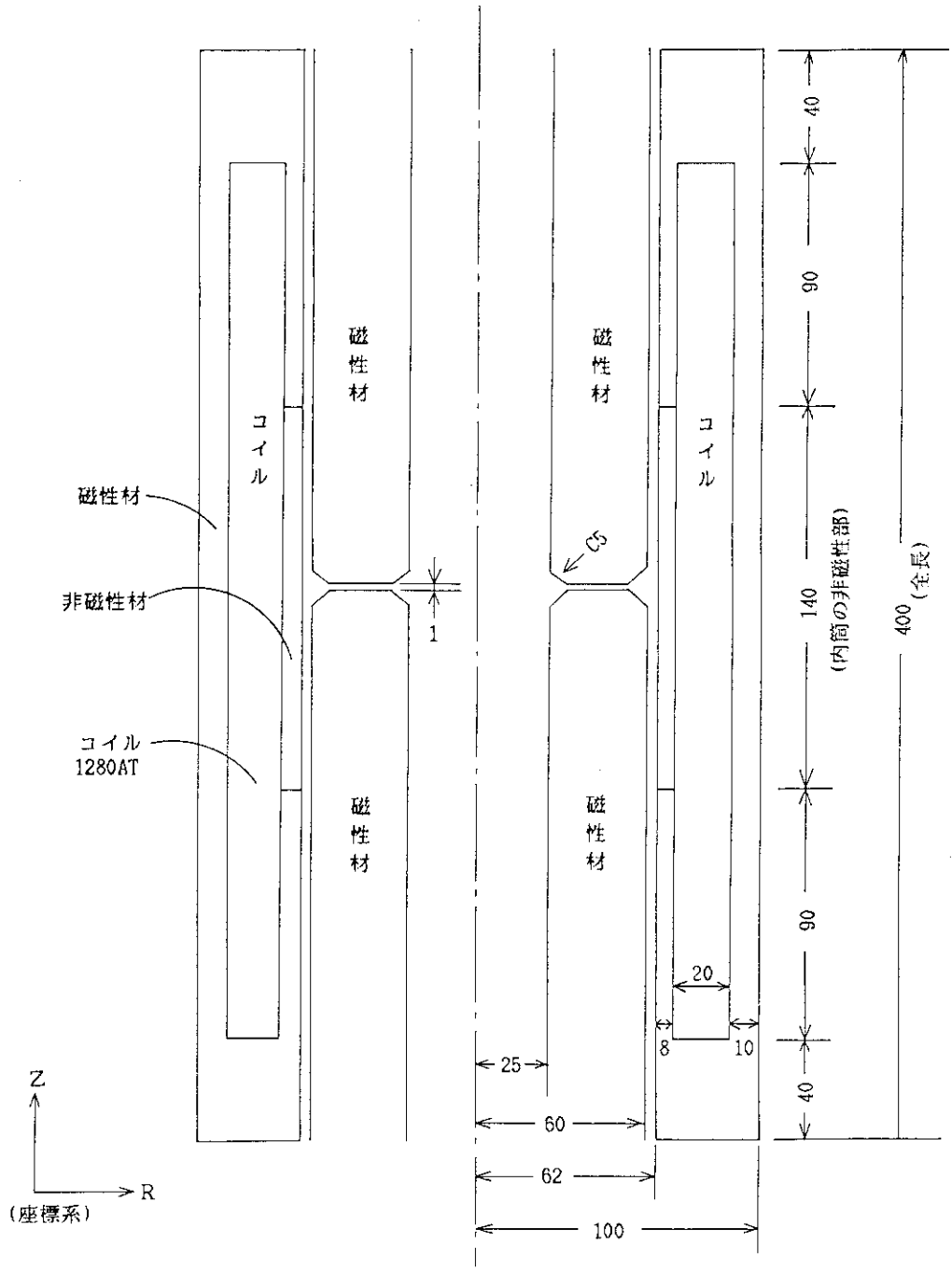


Fig. Ⅱ. 8. 60　保持時ギャップによる磁界解析モデル

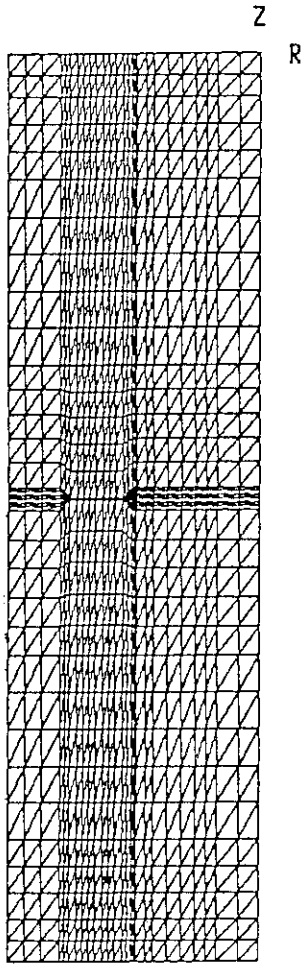


Fig. Ⅱ. 8. 61　FEM メッシュ分割図

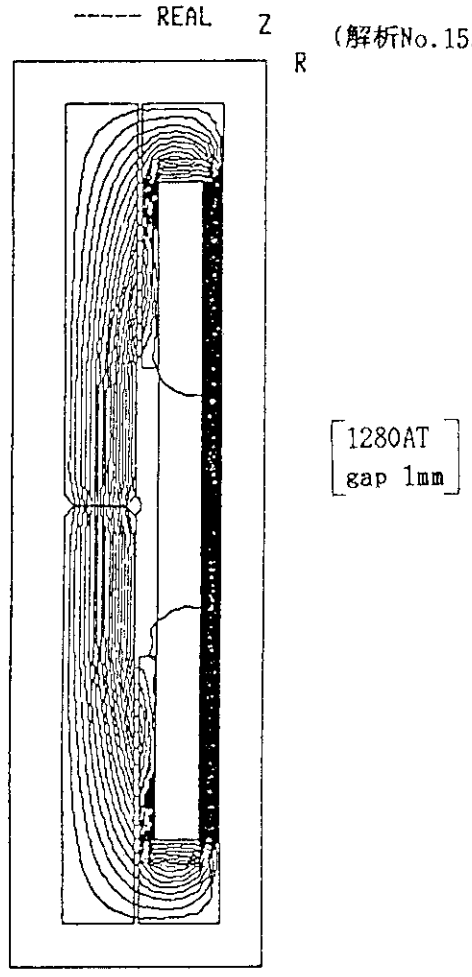


Fig. Ⅱ. 8. 62　磁束線図

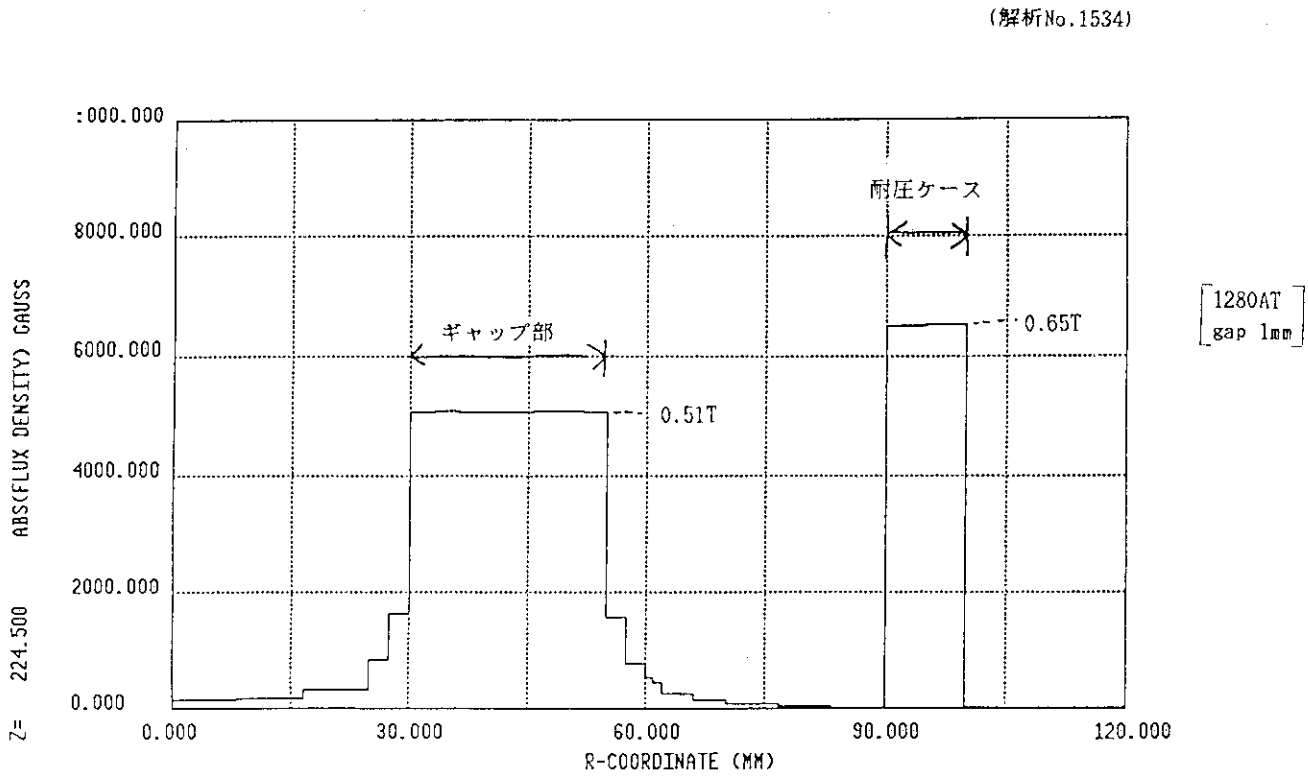
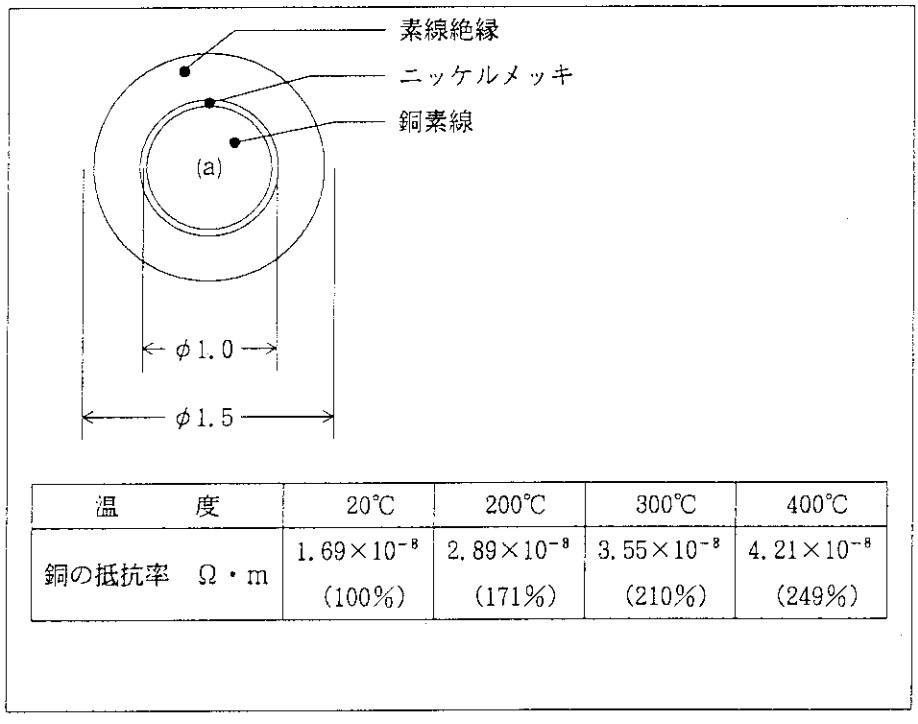
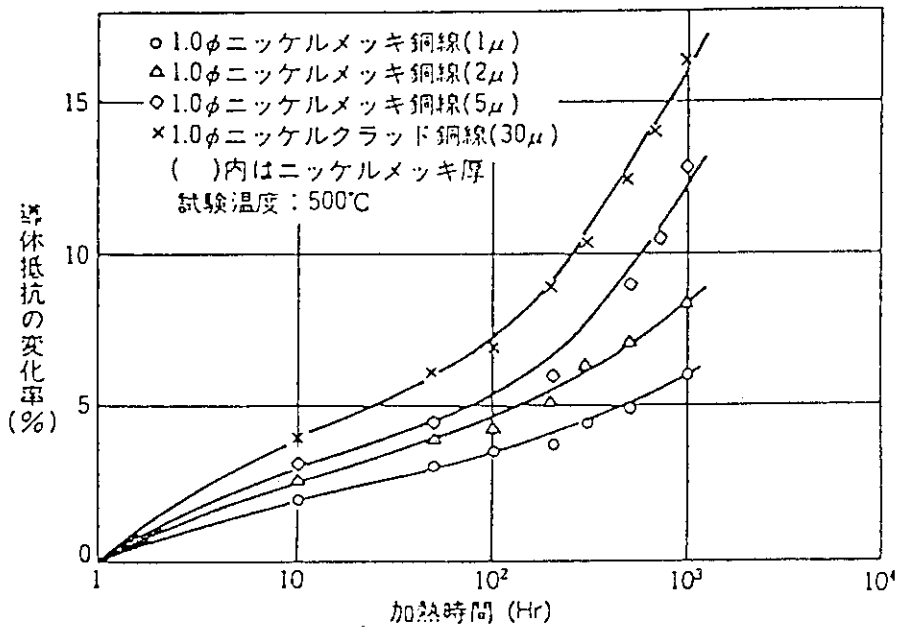


Fig. Ⅱ. 8. 63　磁束密度分布

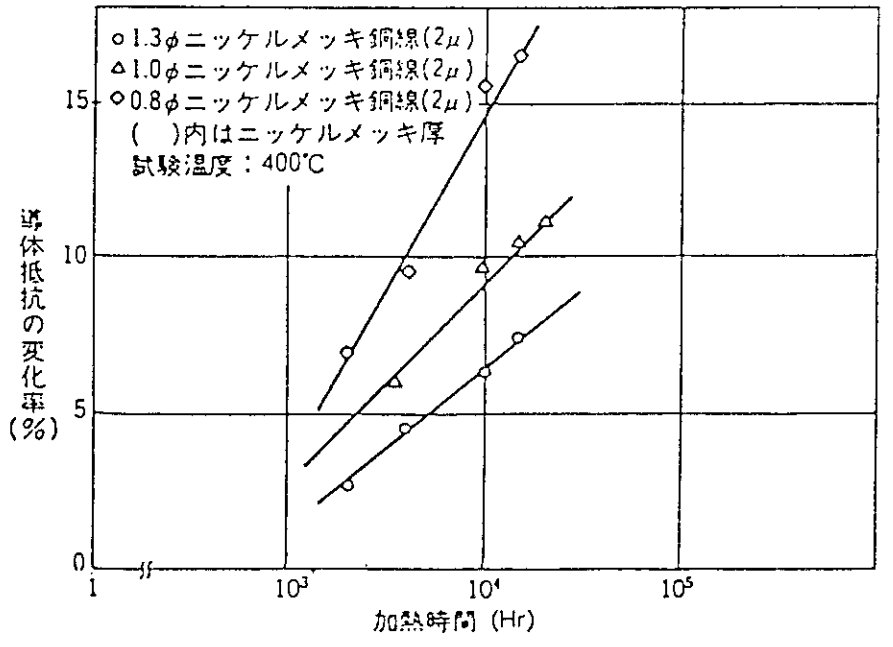


温　　度	20℃	200℃	300℃	400℃
銅の抵抗率　Ω・m	1.69×10^{-8} (100%)	2.89×10^{-8} (171%)	3.55×10^{-8} (210%)	4.21×10^{-8} (249%)

Fig. Ⅱ. 8. 64　電線の断面



導体抵抗の変化率とニッケルメッキ厚さ



導体抵抗の変化率と導体径

Fig. Ⅱ. 8. 65　ニッケルメッキ銅線の抵抗変化

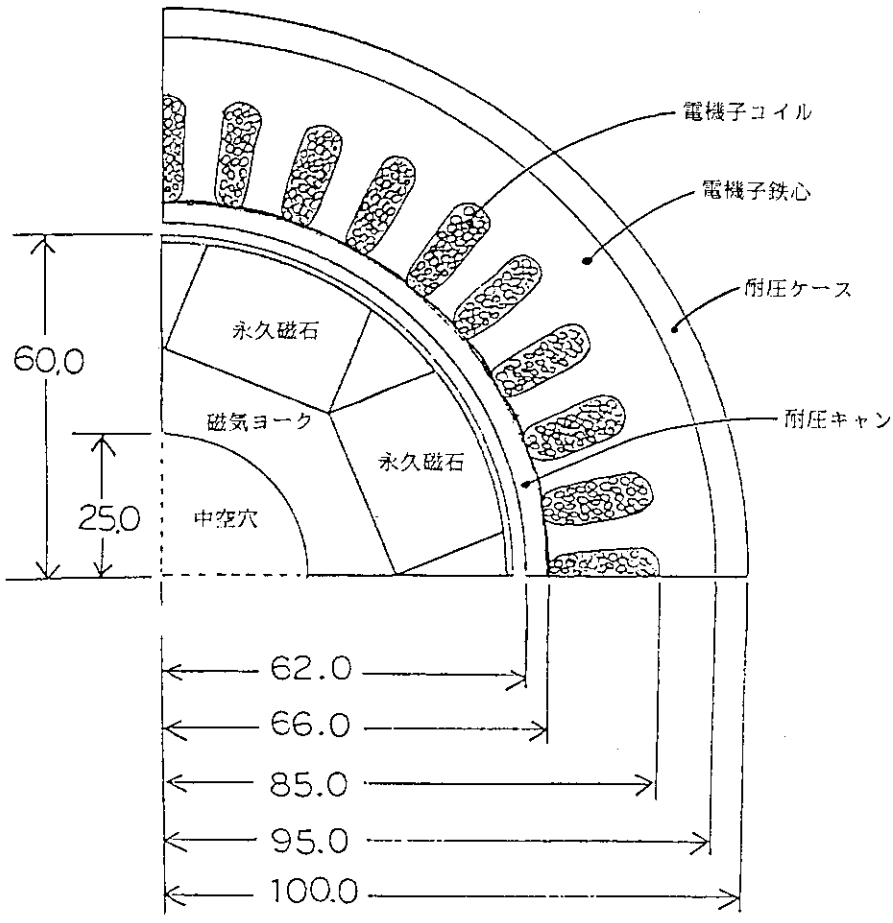


Fig. Ⅱ. 8. 66　ビルトインモータの概念図

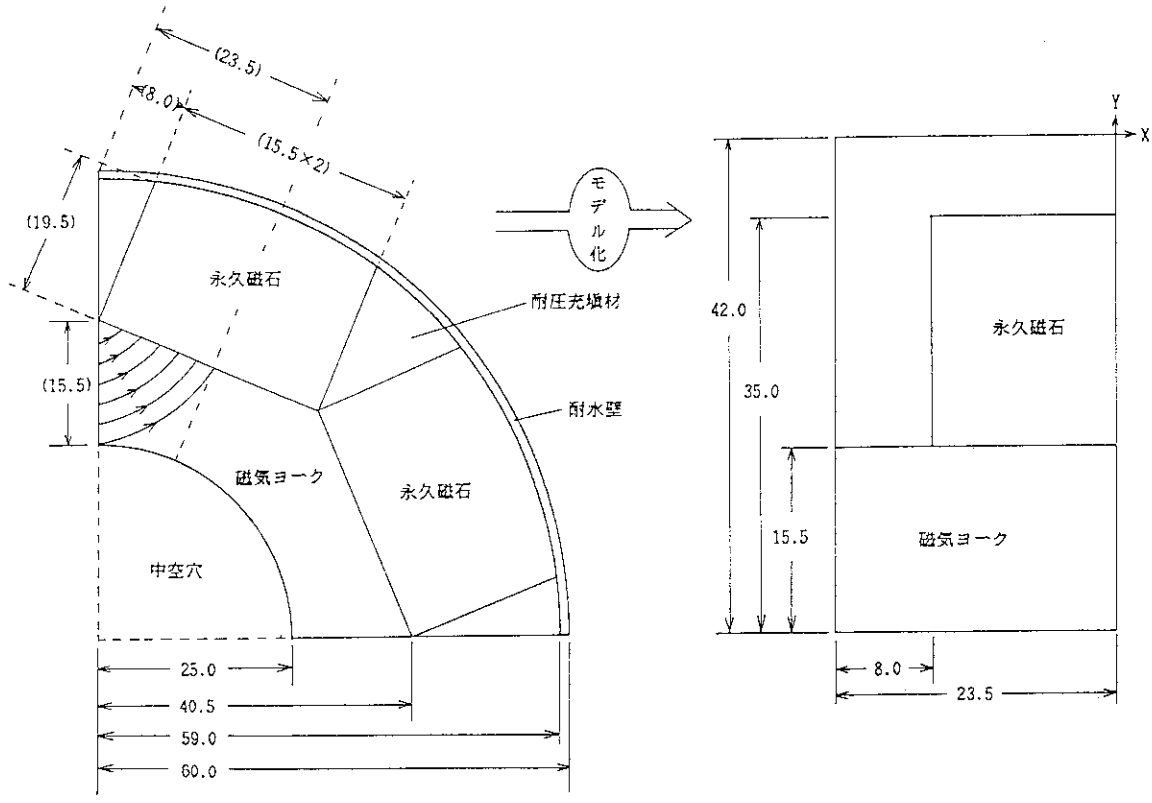


Fig. Ⅱ. 8. 67　回転子の磁界解析モデル

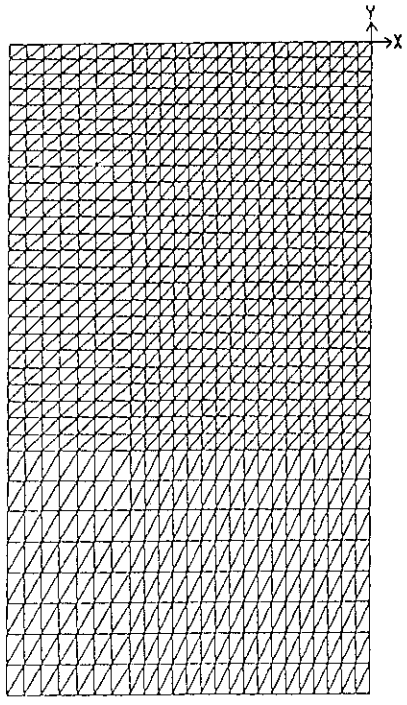


Fig. Ⅱ. 8. 68　FEM メッシュ分割図

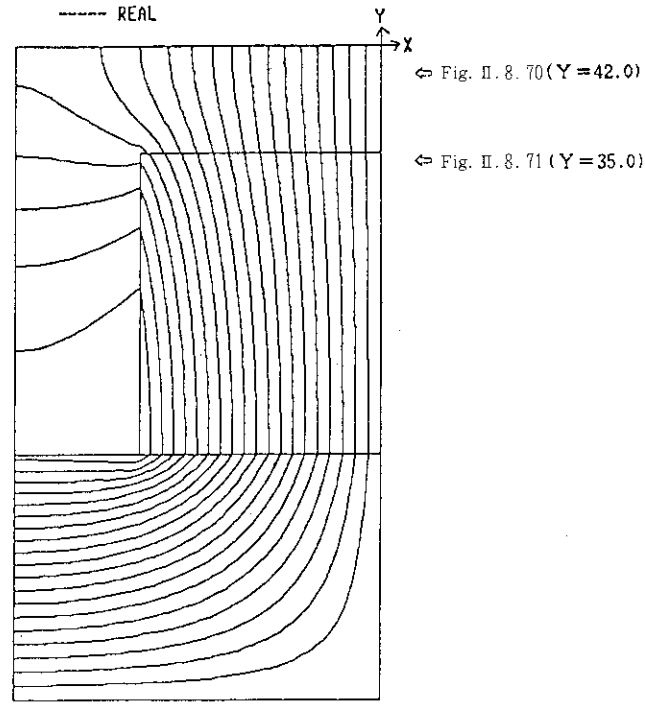


Fig. Ⅱ. 8. 69　磁束線図

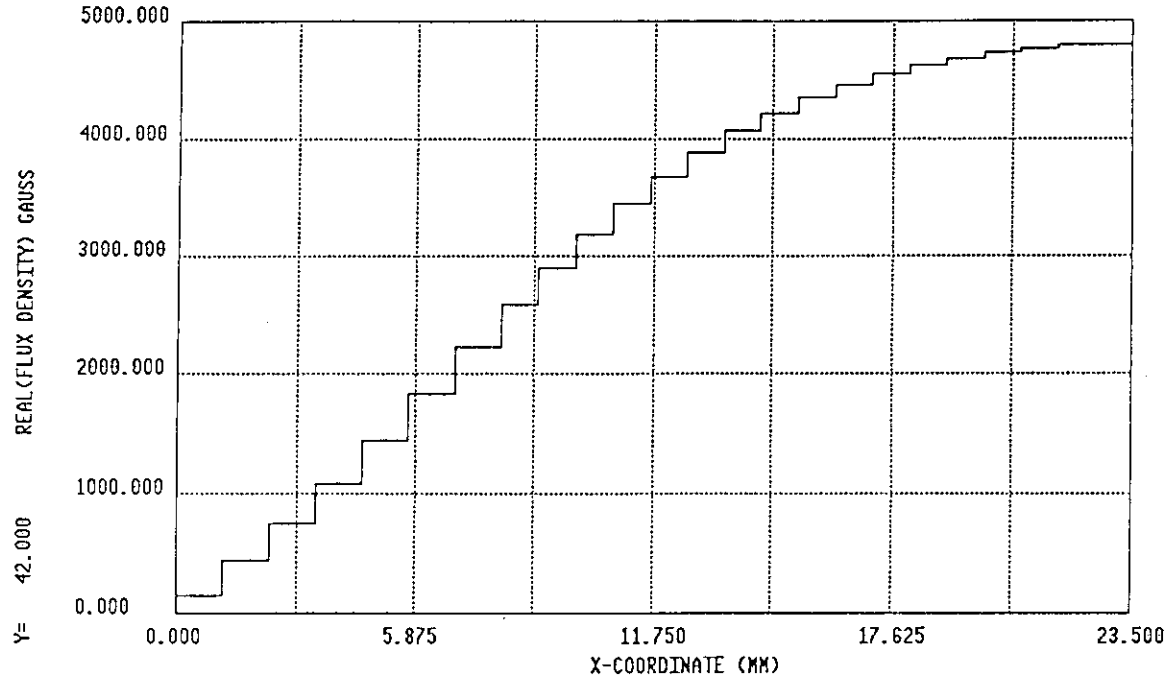


Fig. Ⅱ. 8. 70　ギャップ磁束密度分布

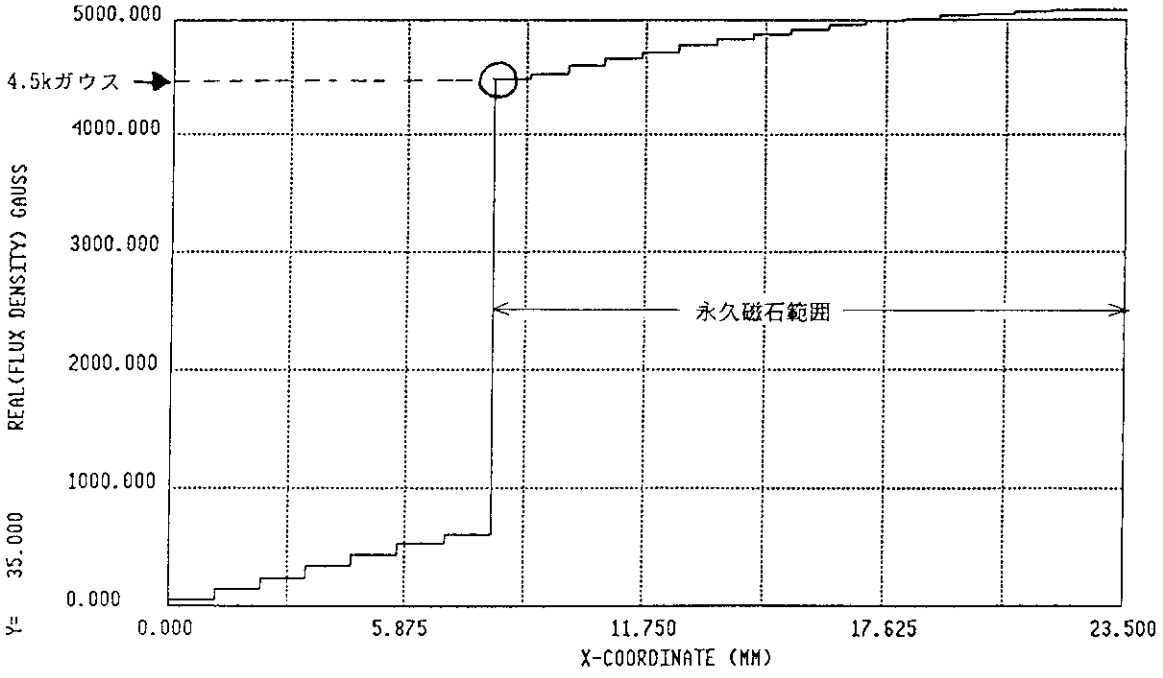


Fig. Ⅱ. 8. 71　永久磁石表面の磁束密度分布

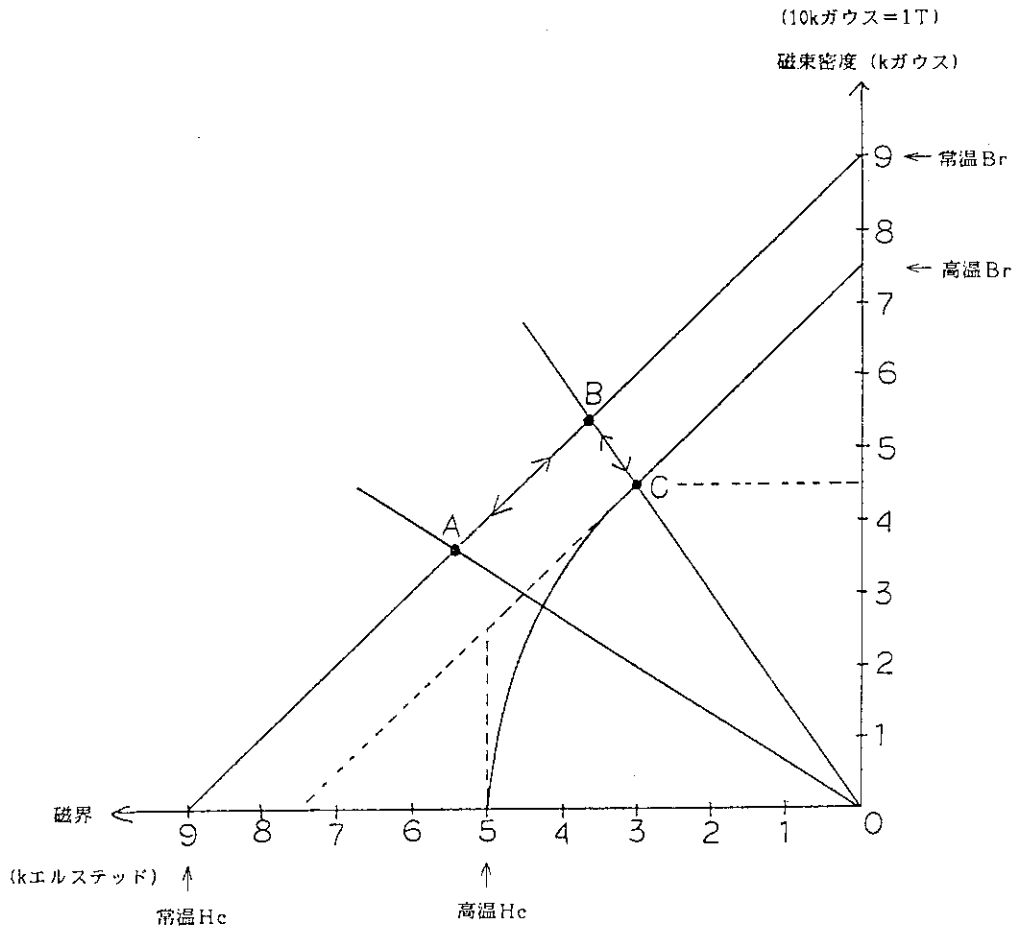


Fig. Ⅱ. 8. 72　永久磁石の動作点の概念

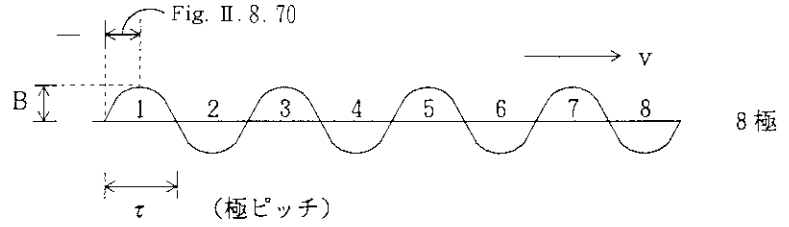


Fig. Ⅱ. 8. 73　ギャップ磁束密度

磁界の進行速度　：$v = \frac{RPM}{60} \times 8\tau$　（m／秒）

キャンの電界　：$E = B \times v$　（v／m）

うず電流密度　：$J = E / \rho$　（A／m²）

単位体積当りの損失：$P = \rho / J^2$　（w／m³）

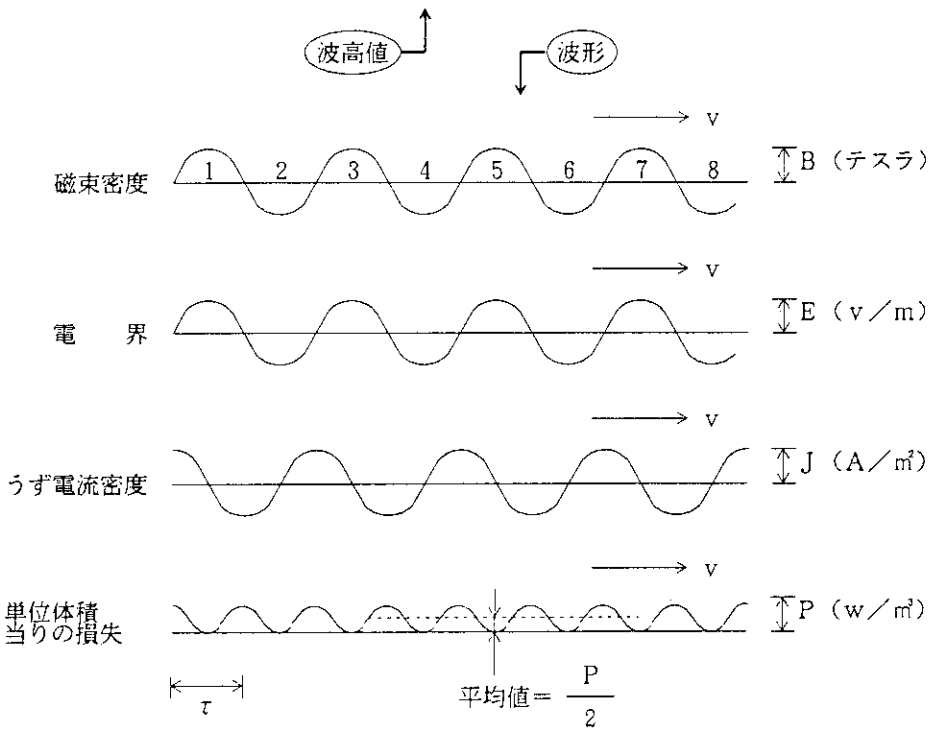


Fig. Ⅱ. 8. 74　耐圧キャン内の電磁諸量の関係

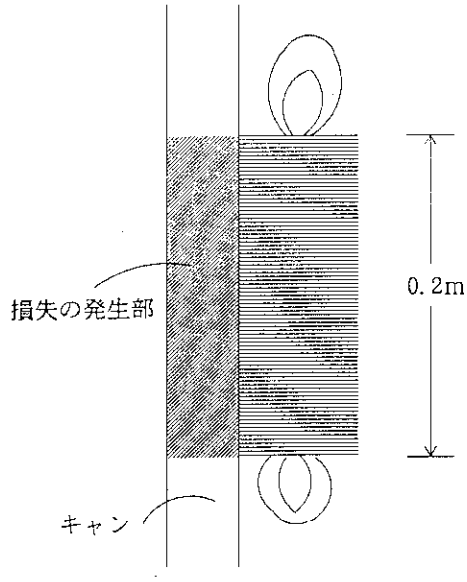


Fig. Ⅱ. 8. 75　長さ方向の仮定

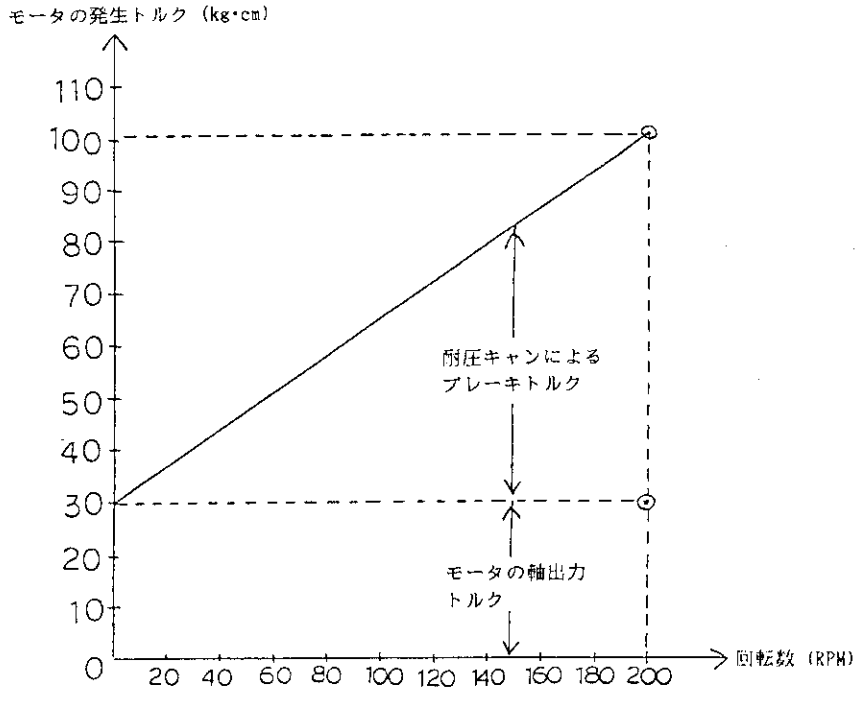


Fig. Ⅱ. 8. 76　モータの発生トルク対回転数特性

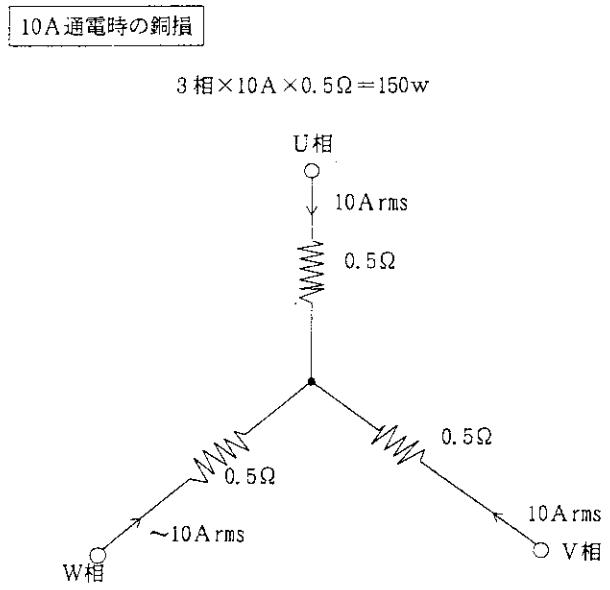


Fig. Ⅱ. 8. 77　コイル仕様

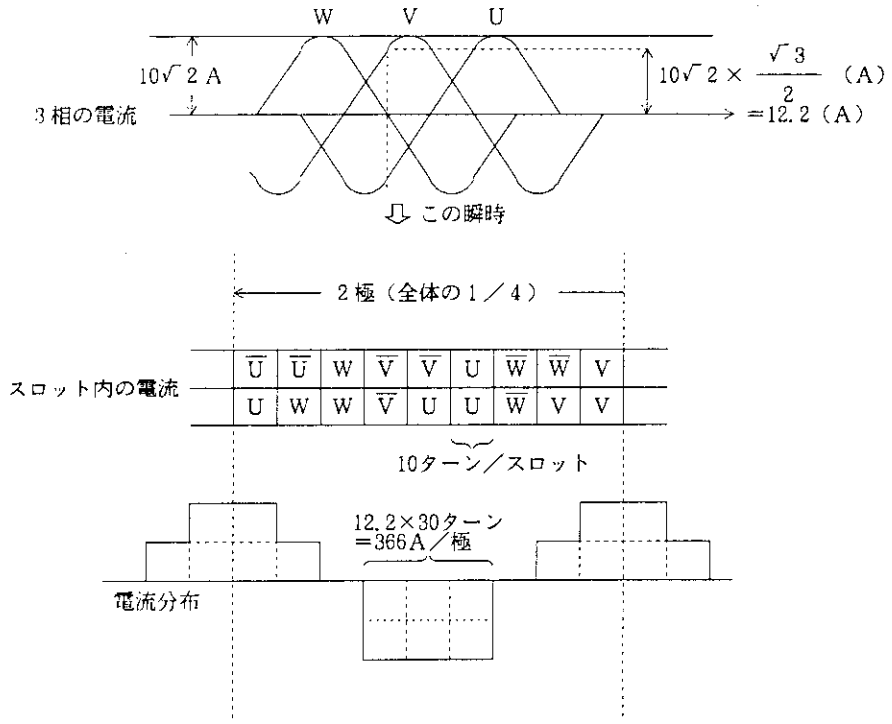


Fig. Ⅱ. 8. 78　10 Aams の通電状況

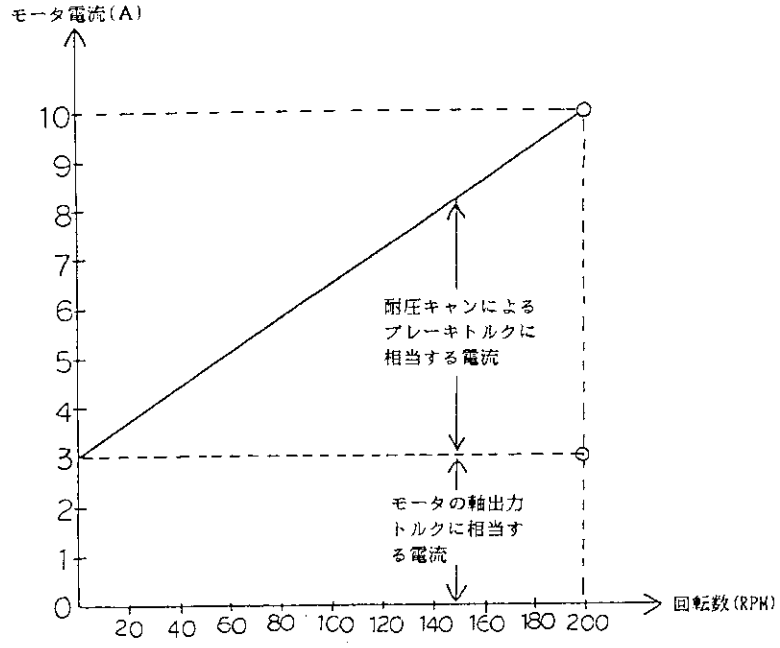


Fig. Ⅱ.8.79　ビルトインモータの電流特性

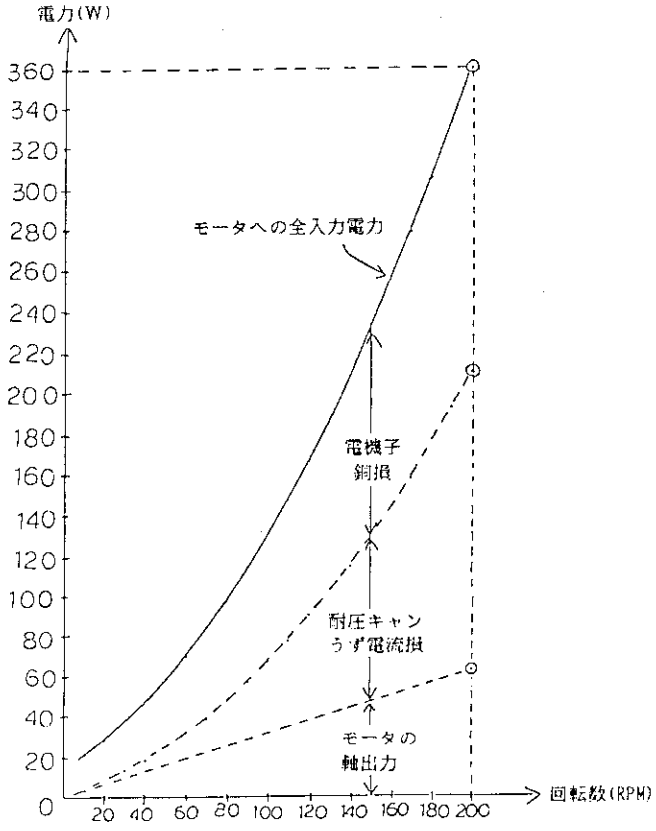


Fig. Ⅱ.8.80　モータの電力

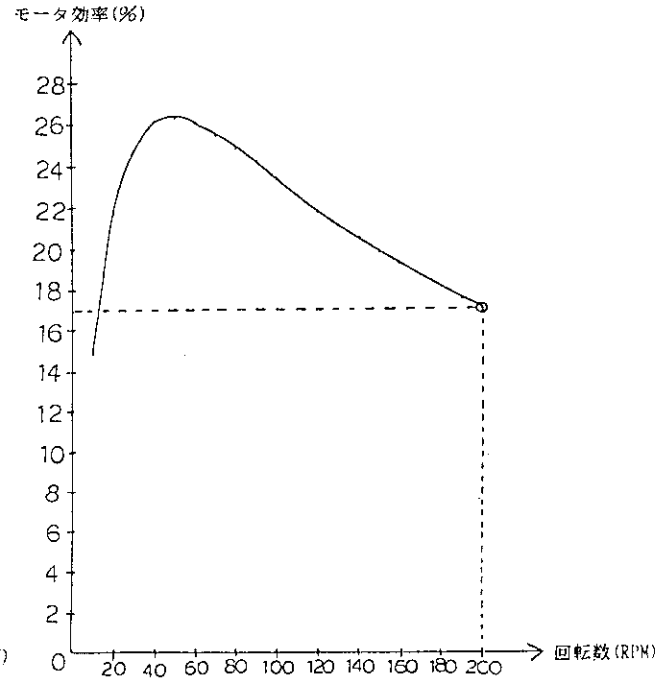


Fig. Ⅱ.8.81　モータの効率

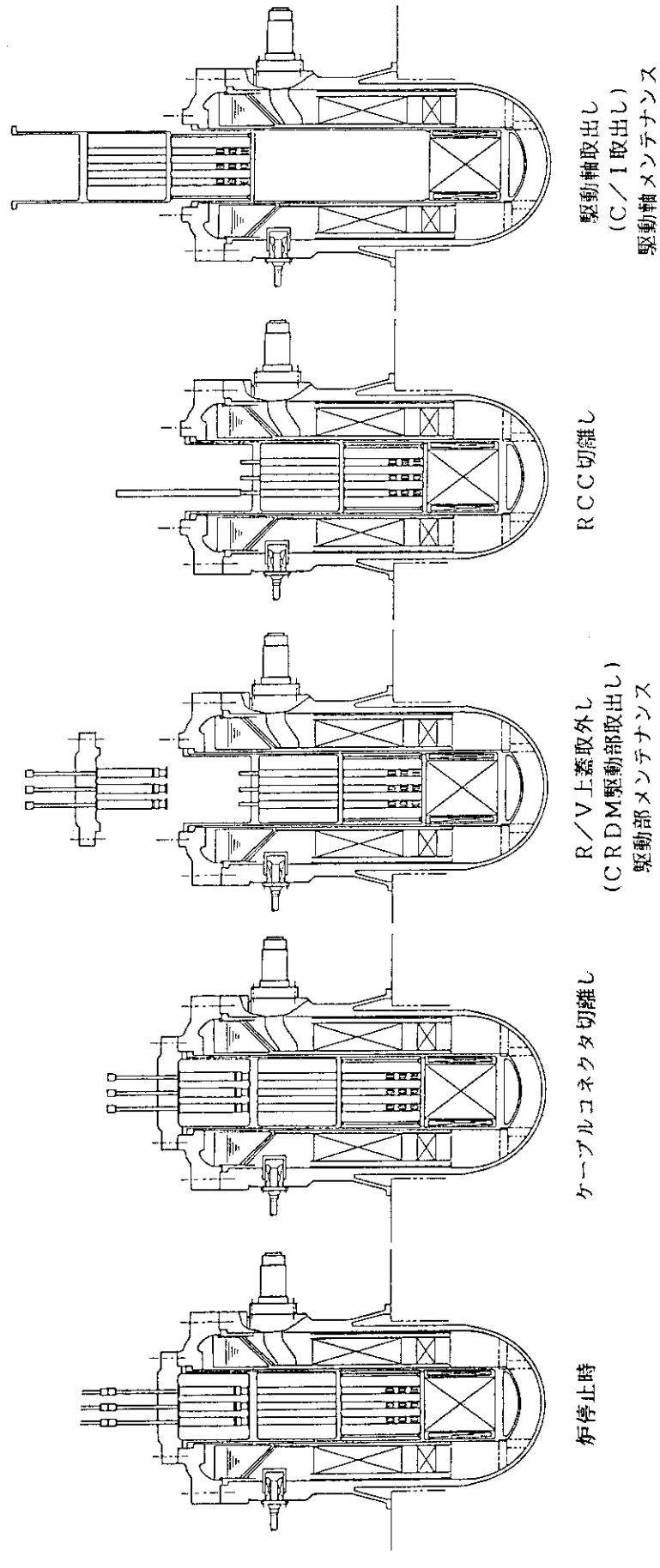


Fig. II. 8. 82 CRDM 取出手順

9. 原子炉容器

9.1 設計方針および設計条件

主な設計条件は次のとおりである。

(1) 原子炉容器は，竪置円筒型とし，内径（内のり）は3,700 mmとする。

(2) 原子炉容器に内装する蒸気発生器，制御棒駆動装置，炉心は原子炉容器フランジ部で支持・吊下げる構造とする。

(3) 原子炉容器の支持は，本体中間胴部に設けたスカートで行う。

(4) 圧力・温度は次のとおりである。

運 転 圧 力: 120 kg/cm^{2}G

運 転 温 度: 炉心入口/出口 282.5 / 297.5℃

最高使用圧力: 137 kg/cm^{2}G

最高使用温度: 320℃

(5) 主要寸法は次のとおりである。

胴 内 径: 3,700mm

母材内径 3,710mm

(内張り厚さ 5mm)

(6) 材料は次のとおりである。

円筒胴，下鏡，上鏡，フランジ，平蓋: 低合金鍛鋼（JIS G 3204 SFVQ 1 A 相当）

ボルト・ナット: 合金鋼ボルト用棒鋼（JIS G 4108 SNB 24 － 3 相当）

9.2 構 造

原子炉容器は，Fig. Ⅱ. 9.1 に示すように，竪置円筒型で，円筒胴，半球下鏡，支持構造からなる本体と，上鏡蓋，平蓋で構成する。

この原子炉容器は，円筒胴の主フランジで蒸気発生器を吊下げ，上鏡蓋の主フランジでこれをボルト締めするとともに，上鏡蓋の内側の頂部フランジで炉心支持構造物と制御棒支持筒を吊下げ，平蓋のフランジでこれらをボルト締めする二重フランジ構造である。蒸気発生器は，寿命期間中取外さないため，その管板と原子炉付給水入口・蒸気出口ノズルスリーブと溶接・一体化する。

炉心支持構造物と制御棒支持筒は，取出しが可能である。

各蓋のシールは，フランジ面に同心円状に二重の溝を設け，これにOリングを取付けて行う。

上部の円筒胴には，次の各ノズルを配置する。

① 一次冷却水ポンプノズル

② 給水入口・蒸気出口ノズル

③ 非常用崩壊熱冷却水入口・出口ノズル

④ 体積制御・余熱除去系統抽出水入口・出口ノズル

本体の支持は，円筒胴に設けた円錐状のスカートで行う。

上鏡蓋には，Fig. Ⅱ. 12.1 に示すように加圧器内部構造物を固定・吊下げるとともに，次の各ノ

ズル等を配置する。

- 加圧器スプレイノズル
- 加圧器逃し弁配管用ノズル
- 加圧器安全弁取付座
- 加圧器ヒータリード線端子座

平蓋には中心部に制御棒駆動装置の電線貫通孔を設ける。

容器の材料は，低合金鋼とし，内面の一次冷却水と接する部分は腐食を防止するため，ステンレス鋼で内張りする。

容器のISIは制御棒支持筒，炉心支持構造物を取外し，内面から行う。

原子炉容器外面には，断熱材を設け，容器内外面の温度差と格納容器水への放熱を抑制する。

原子炉容器の主要目をTable Ⅱ.9.1に示す。

原子炉容器の胴，鏡板，フランジ等，主要部の概略強度検討を9.6節に示す。

9.3 製作性

本原子炉容器は，現行のPWRの原子炉容器に比べ，胴径が約1m小さいため，製作するうえで工場の建屋寸法および組立時の重量が問題になることはない。

したがって，ここでは平蓋，上鏡蓋，内筒胴，下鏡等の各構成要素について製作上考慮した点について述べる。

(1) 平蓋は，円板形状のため鋼板の使用も考えられるが，素材厚さが600 mmを超えるので，鋼板として製作するのは困難であるので鍛造材とする。

(2) 上鏡蓋は主フランジ，鏡板，頂部フランジ等で構成され，形状が複雑なため鍛造材とする。

この鍛造材は，製作上からは鏡板の中間で2分割した方が経済的であるが，鏡板部には加圧設備の各種ノズルがあり，ISI等を考慮すると一体鍛造の方が好ましい。

(3) 円筒胴は，内径3.7 m，高さ約6.2 mであり，一体鍛造の観点からは，鍛造機械設備とインゴット重量の両面からの検討が必要となる。

後者については特に問題点はないが，前者については現状の鍛造機械設備能力限界が外径約5 mのものは，高さ約5.3 mであり，能力限界を超えている。

本原子炉容器に内装する蒸気発生器は取外さないため，ISIの観点から胴を分割し，中間部に溶接線を設けることはできない。

このため，後述の「9.5 技術的課題」にも示すとおり，本円筒胴を一体鍛造可能なよう現状の鍛造設備能力を高さ約1 m程度上げられるような開発が必要となる。

(4) 下鏡は，内側に炉心支持構造物が取付けられるため，ISIを考慮し，一体鍛造成型とする。

なお，極厚板を一体鍛造にする場合，楕円形鏡板では一体プレス成型時に「しわ」が生じるなど困難も考えられるので，半球鏡板とする。

9.4 供用期間中検査

原子炉容器のISIは，作業時の被曝線量の低減，検査時間の短縮および接近性・検査精度の向上を図るため，体積試験には遠隔自動検査装置を用いる。

Table Ⅱ.9.2 に検査対象個所および検査方法を示し，Fig. Ⅱ.9.2 に検査対象個所を示す。

胴周溶接部の UT による体積試験は，胴内側から直接法で行う。

また，加圧設備の各種ノズルと蓋溶接部の UT による体積試験も蓋内側から直接法で行う。

蒸気・給水等のノズルとスリーブとの耐圧溶接部の UT による体積試験はノズルの内側から直接法で行う。

また，容器内表面の肉眼試験はテレビカメラにより遠隔で行う。

9.5 技術的課題

主な技術的課題は，次のとおりである。

(1) 円筒胴フランジ，上鏡は約 600 mm の超極厚であるため，材料として焼入れ性，機械的性質，破壊じん性等について製造方法を含めた実証試験が必要である。

(2) 中性子照射ぜい化に対する信頼性を確保するため，極厚材料については中性子照射データを採取しておく必要がある。

(3) 上鏡は上鏡フランジと頂部フランジが接近しているので，蓋板フランジ部と主フランジを一緒にした 2 対のフランジによる相互干渉が懸念される。シール性を確保するために，両者を一体にした詳細解析が必要である。

さらに，頂部フランジは胴内径の約½の穴径を有するノズルであり，構造上穴の補強とスタッドボルト締めによる機構を兼用した形になっている。

原子炉の運転モードによってフランジの挙動は変化するので，シール性を満足するには運転モード毎の調査が必要である。

一般的には，穴の補強部は構造的に離して構造解析の信頼性を確保しているが，本形状のような兼用形の物については，有限要素法等を使った詳細な構造解析と実証試験が必要である。

(4) 円筒胴は，高さ約 6.2 m のため，一体鍛造による制作上の観点からは現状の鍛造機械設備能力（高さ）の上限約 5.3 m を若干超えている。

本原子炉は，内装蒸気発生器を取外さないこと，原子炉容器外面に水中断熱材を設けていること，ISI の容易性等を考えると，一体鍛造による製作はメリットが大きいため，円筒胴の一体製作可能な鍛造機械設備の開発が必要である。

9.6 原子炉容器主要部概略強度検討

(1) 円 筒 胴

(A) 胴

一次一般膜応力に対する胴の必要厚さは，次式で概算する。

$$t_r=\frac{P\cdot R}{S_m-0.5\cdot P}$$

ただし，

P　：最高使用圧力　kg/mm^2

R　：胴母材の内半径　1,855 mm

t_r　：計算上必要な胴厚さ　mm

S_m　：最高使用温度での設計応力強さ　18.8 kg/mm^2

これより，計算上必要な胴厚さは，140.3 mm となるので，これに自動，船体動揺による機械的荷重等を考慮し，胴母材厚さを 146 mm とする。

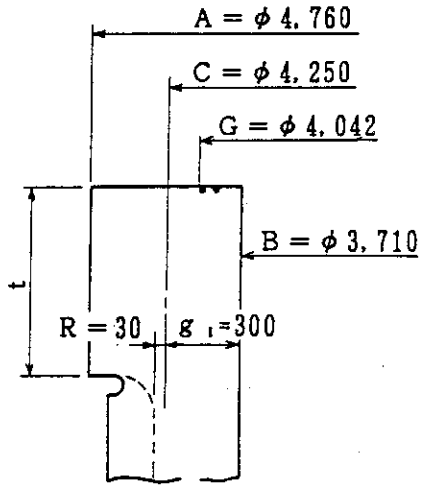
(B)　胴付主フランジ

(a)　使用状態

(イ)　フランジに作用するモーメント

$M_O = M_D + M_G + M_T$

ただし，



M_O　：使用状態でフランジに作用するモーメント　kg・mm

M_D　：$H_D \times h_D$，フランジの内径面に加わる荷重によるモーメント　kg・mm

M_G　：$H_G \times h_G$，ガスケット荷重によるモーメント，すなわちフランジのボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差によるモーメント　kg・mm

M_T　：$H_T \times h_T$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差によるモーメント　kg・mm

H_D　：$\frac{\pi}{400} B^2 P$，フランジの内径面に加わる荷重　kg

H_G　：$W_O - H$，ガスケット荷重，すなわちボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差　kg

H_T　：$H - H_D$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差　kg

h_D，h_G，h_T はモーメントアームで，次による。

$h_D = R + 0.5\, g_1$　mm

$h_G = \frac{C - G}{2}$　mm

$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2}$　mm

C　：ボルト中心円の直径　4,250 mm

B　：フランジの内径　3,710 mm

g_1　：フランジ背面のハブの厚さ　300 mm

R　：$\frac{C - B}{2} - g_1$，ボルトの中心円からハブとフランジ背面の交点までの半径方向の距離　－ 30 mm

G　：外側Ｏリング外径　4,042 mm

P　：最高使用圧力

W_O　：使用状態でのボルト荷重　　1.86 × 107 kg

(3)(A)参照

H　：$\frac{\pi}{4}G^2 \cdot P$，フランジに加わる内圧による全荷重　　kg

これより，最高使用状態でフランジに作用するモーメントは，$M_O = 2.402 \times 10^9$ kg・mm となる。

(ロ)　フランジの強さ

最高使用状態で次式によって計算した応力値が，許容応力値以下となるようにフランジ厚さ t を決める。

ハブの軸方向応力　　$\sigma_H = \frac{f \cdot M_O}{L \cdot g_1^2 \cdot B}$

フランジの半径方向応力　$\sigma_R = \frac{(1.33t \cdot e+1)M_O}{L \cdot t^2 \cdot B}$

フランジの周方向応力　　$\sigma_T = \frac{Y \cdot M_O}{t^2 \cdot B} - Z \cdot \sigma_R$

ただし，

L　：$\frac{t \cdot e+1}{T} + \frac{t^3}{d}$

e　：$\frac{F}{h_O}$

h_O　：$\sqrt{B \cdot g_O}$　　mm

g_O　：ハブの先端の厚さ　　300 mm

d　：$\frac{U}{V} h_O g_O^2$

g_1　：フランジ背面のハブの厚さ　　300 mm

t　：フランジの厚さ

また，JIS B 8243 より，各種係数は次のとおり。

f	：ハブ応力修正係数	1.0
F	：一体形フランジの係数	0.9089
T	：係　数	1.805
U	：係　数	8.716
V	：係　数	0.5501
Y	：係　数	7.932
Z	：係　数	4.095

ここで，フランジの厚さを，t＝670 mm とすると，

$\sigma_H = 6.70 kg/mm^2$, $\sigma_R = 2.38 kg/mm^2$, $\sigma_T = 1.72 kg/mm^2$

となる。

許容応力との比較は次のとおりとなり，フランジは厚さ 670 mm で十分な強度を有する。

$\sigma_H = 6.70 kg/mm^2 < 1.5\sigma_f, (28.2 kg/mm^2)$

$\sigma_R = 2.38 kg/mm^2 < \sigma_f, (18.8 kg/mm^2)$

$\sigma_T = 1.72 kg/mm^2 < \sigma_f$

$\frac{\sigma_H + \sigma_R}{2} = 4.54 kg/mm^2 < \sigma_f$

$\frac{\sigma_H + \sigma_T}{2} = 1.21 kg/mm^2 < \sigma_f$

(b) ガスケット締付時

ガスケット締付時のボルト荷重は，

$$W_g = \frac{A_O + A_b}{2} \cdot \sigma_a$$

ただし，

W_g	：ガスケット締付時のボルト荷重	kg
A_O	：ボルトの所要総断面積	7.415×10^5 mm^2
A_b	：実際に使用するボルトの総断面積	8.412×10^5 mm^2
σ_a	：常温でのボルトの設計応力強さ	30.3 kg/mm^2

これより，$W_g = 2.398 \times 10^7$ kg となる。

また，ガスケット締付時にフランジに作用するモーメントは，

$$M_g = W_g \cdot \frac{C - G}{2}$$

ただし，

M_g	：ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント	kg・mm
W_g	：ガスケット締付時のボルト荷重	kg
C	：ボルトの中心円の直径	4,250 mm
G	：外側Ｏリング外径	4,042 mm

これより，ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント，$M_g = 2.494 \times 10^9$ kg・mm となる。

最高使用状態でフランジに作用するモーメント M_O との比は $\frac{M_g}{M_O} = 1.038$ となり，これを最高使用状態でのフランジ部応力，σ_H，σ_R，σ_T に乗じても許容応力値を十分下回っているので，フランジは厚さ 670 mm で十分である。

(2) 下　鏡

極厚鍛造板を１枚でプレス成形するため半球形鏡とする。

下鏡の計算上必要な厚さは，次式で概算する。

$$t_r = \frac{P \cdot R}{2S_m - P}$$

ただし，

t_r ：計算上必要な鏡厚さ　mm

P ：最高使用圧力　kg/mm^2

R ：鏡板母材の内半径　1,889 mm

S_m ：最高使用温度での設計応力強さ　18.8 kg/mm^2

これより，計算上必要な鏡厚さは，71.4 mm となるので下鏡厚さを 77 mm とする。

(3) 上 鏡 蓋

(A) 蓋付主フランジ用ボルト

フランジ部シールは2重Oリングとする。

(a) ボルトの所要断面積の計算に用いるボルト荷重は，次により計算する。

$$W_O=\frac{\pi}{4}G_2^2\cdot P+\pi(G_1+G_2)\cdot Y$$

ただし，

W_O ：使用状態でのボルト荷重　kg

G_1 ：内側Oリングの外径　3,972 mm

G_2 ：外側Oリングの外径　4,042 mm

P ：最高使用圧力　kg/mm^2

Y ：Oリングのシールに必要な単位長さあたりの締付力　41 kg/mm

これより，使用状態でのボルト荷重は $1,861\times10^7$ kg となる。

(b) ボルトの必要総断面積 A_O は次による。

$$A_O=\frac{W_O}{S_m}$$

ただし，

W_O ：使用状態でのボルト荷重　kg

S_m ：設計温度におけるボルトの設計応力強さ　25.1 kg/mm^2

これより，ボルトの必要総断面積は，$A_O=7.415\times10^5\ mm^2$ となる。

(c) ボルトの径・本数

実際に使用するボルトの総断面積 A_b は，ボルトの必要総断面積に余裕をみる。

ボルトの軸径を 136 mm（ϕ 25.4 mm の貫通孔付き）とし，60 本使用するものとすると，$A_b=8.412\times10^5\ mm^2>A_O$ となり，ボルトは十分な強度を有する。ボルトのねじ寸法は，M 145 × 3 とする。

(B) 蓋付主フランジ

(a) フランジに作用するモーメント

$$M=M_O+M_r$$
$$=(M_D+M_G+M_T)+(H_D\cdot\cot\beta_1\cdot h_r)$$

ただし，

M_O, M_D, M_G, M_T, H_D, H_G, H_T, P, H: 前記(1)(B)に同じ

$$h_D=\frac{C-B}{2}$$

$$h_G=\frac{C-G}{2}$$

$$h_T=\frac{h_D+h_G}{2}$$

C＝4,250 mm

B＝3,560 mm

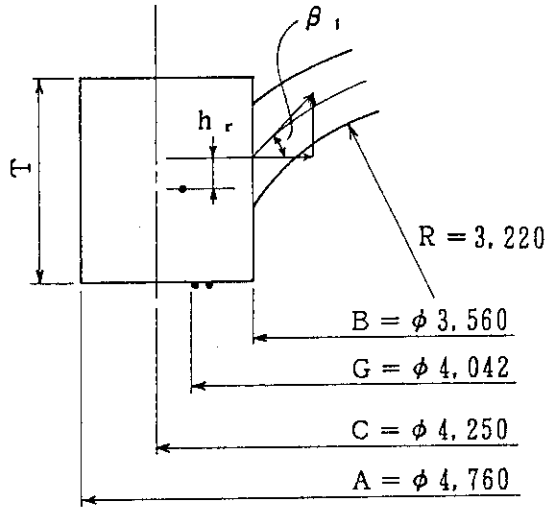
G＝4,042 mm

$W_O=1.861\times10^7$ kg

（前記(3)(A)(a)参照）

$M_r=H_D\cdot\cot\beta_1\cdot h_r$

$M_r=M_g-M_O$



β_1　：フランジ内面での上蓋中心線の水平とのなす角

$$=\sin^{-1}\left(\frac{\frac{3,560}{2}}{3,220+\frac{250}{2}}\right)=32.15^\circ$$

h_r　：フランジ中心と上蓋取付中心の高さ偏差　mm

これより，$M_O=5.697\times10^9$kg・mm，$M_r=-3.203\times10^9$kg・mm

したがって，$M=M_O+M_r=2.4937\times10^9$kg・mm

(b)　フランジの強さ

蓋付主フランジの計算厚さは，次式で計算する。

$$T=F\left(1+\sqrt{1+\frac{J}{F^2}}\right)$$

$$F=\frac{P\cdot B\sqrt{4R^2-B^2}}{8\cdot S_m(A-B)}$$

$$J=\frac{M}{S_m\cdot B}\left(\frac{A+B}{A-B}\right)$$

ただし，

T　：フランジの計算上必要な厚さ　mm

P　：最高使用圧力　kg/mm^2

S_m　：設計応力強さ　18.8 kg/mm^2

R　：鏡板の内半径　3,220 mm

A　：フランジの外径　4,760 mm

B　：フランジの内径　3,560 mm

M　：フランジに作用するモーメント

これより，T＝673.6 mm となるので，フランジ厚さを 700 mm とする。

(4)　平　　蓋

(A)　平蓋締付ボルト

平蓋シールは2重Oリングとする。

(a) ボルトの所要断面積の計算に用いるボルト荷重は，(3)(A)と同様，次により計算する。

$$W_O=\frac{\pi}{4}G_2^2\cdot P+\pi(G_1+G_2)\cdot Y$$

ただし，

W_O	：使用状態でのボルト荷重	kg
G_1	：内側Oリングの外径	2,080 mm
G_2	：外側Oリングの外径	2,150 mm
P	：最高使用圧力	kg/mm^2
Y	：Oリングのシールに必要な単位長さあたりの締付力	41 kg/mm

これより，使用状態でのボルト荷重は，$W_O=5.519\times10^6$ kg となる。

(b) ボルトの必要総断面積 A_O は次による。

$$A_O=\frac{W_O}{S_m}$$

ただし，

W_O	：使用状態でのボルト荷重	kg
S_m	：設計温度におけるボルトの設計応力強さ	25.1 kg/mm^2

これより，ボルトの必要総断面積は，$A_O=2.199\times10^5$ mm^2 となる。

(c) ボルトの径・本数

実際に使用するボルトの総断面積 A_b は，ボルトの必要総断面積に余裕をみる。

ボルトの軸径を 85 mm（ϕ 25.4 mm の貫通孔付き）とし，56本使用するものとすると，$A_b=2.894\times10^5$ mm$^2>A_O$ となり，ボルトは十分な強度を有する。

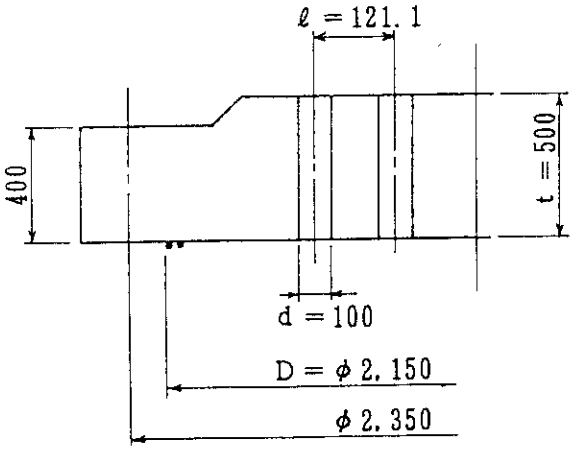
ボルトのねじ寸法は M 90 × 3 とする。

(B) 平蓋の厚さ

平蓋には，制御棒駆動装置の電線貫通孔（100 ϕ）21個がある。

このような平蓋をボルト締付けする際の計算上必要な平蓋厚さは，次式で概算する。

$$t=D\sqrt{\frac{K\cdot P}{S_m}}\cdot a$$



ただし，

t	：平板の計算上必要な厚さ	mm
D	：外側Oリング径	2,150 mm
P	：最高使用圧力	kg/cm^{2}G
S_m	：最高使用温度での材料の設計応力強さ	18.8 kg/mm^2
K	：平板の取付方法による係数	

$$K=0.30+\frac{1.4\cdot F\cdot h_g}{W\cdot D}=0.37$$

F　：全体のボルトに作用する　　$W_O=5.519\times10^6$ kg

h_g　：ボルトのピッチ円の直径とdとの差の½　　$h_g=100$ mm

W　：ガスケットの外径内の面積に作用する全荷重

$$W=\frac{\pi}{4}G^2\cdot P=4.974\times10^6 kg$$

α　：孔の影響を考慮した修正係数

$$\alpha=\sqrt{\frac{\ell}{\ell-d}}=1.26$$

ℓ　：孔ピッチ　　$191\sqrt{2}=270.1$ mm

d　：孔径　　100 mm

これより，孔補強を考慮した平蓋板の計算上必要な厚さは444.8 mmとなるので，平蓋厚さを500 mmとする。

なお，フランジ取合部は400 mmとする。

(5) ノ ズ ル

(A) スリーブ厚さ

スリーブは外径を約550 mmとして肉厚を決める。

計算上必要な肉厚は，管外面に受ける外圧が次式で計算した許容外圧以下になるように決める。

$$P_a=\frac{4\cdot B\cdot t}{3d_O},\left(t\leq\frac{d_O}{10}\right)$$

ただし，

P_a　：許容外圧差　　kg/cm^2

d_O　：スリーブ外径　　約550 mm

t　：計算上必要な肉厚　　mm

B　：告示第501号別図第7による値　　1,400

（材料は低合金鋼）

これより，計算上必要な肉厚は余裕をみて50 mmとする。

(B) 孔の補強

(a) 長手方向

補強に必要な面積Ar_Lは

$$Ar_L/2=r\cdot t_{r1}\cdot F$$

ただし，

r　：孔の半径　　290 mm

t_{r1}　：一次一般膜応力強さに基づいて要求される胴厚さ　　140.3 mm

F　：告示第501号第17条の図より求めた値＝1

これより，$Ar_L/2=4.07\times10^4$ mm^2

また，補強に有効な面積 a_{2L} は，

$a_{2L}=p\cdot(t-t_{r1})$

ただし，

t　：孔のある部分の胴厚さ　300 mm

t_{r1}　：上記と同じで　140.3 mm

p　：胴板の面に沿う距離

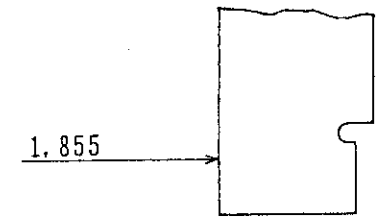
$p=0.5\sqrt{R\cdot t}$

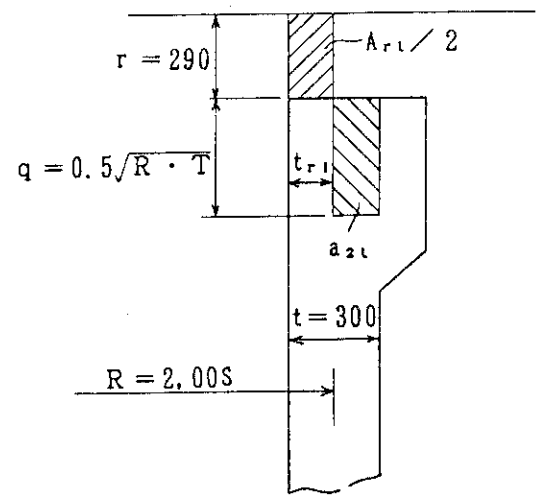
ここで，

R　：孔のある部分の容器の平均半径　2,005 mm

これより，p＝387.8 mm となるから，$a_{2L}=6.193\times10^4$ mm^2

したがって，$a_{2L}>Ar_1/2$ となるので，補強は十分である。





(b)　同一円周方向で接近しているノズル

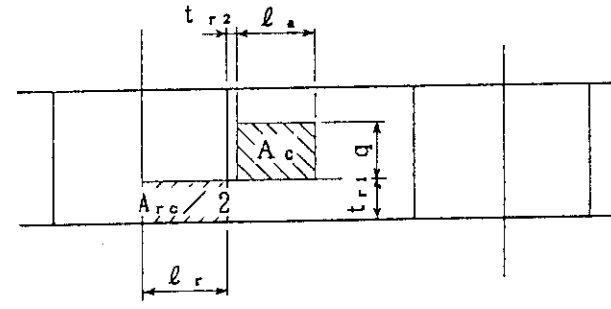
補強に必要な面積 Ar_c は

$Ar_c/2=\ell_r\cdot t_{r1}\cdot F$

ただし，

ℓ_r：ノズル半径の弧長

$$\ell_r=\pi\cdot R_i\cdot\left(\sin^{-1}\frac{r}{R_i}\right)/180$$



ここで，

R_i　：容器の母材内半径　1,855 mm

r　：孔の半径　290 mm

t_{r1}　：一次一般膜応力強さに基づいて要求される胴厚さ　140.3 mm

F　：断面の長手軸となす角度により定まる定数＝0.5　（告示第501号第17条）

これより，ℓ_r＝291.2 mm となるので，$Ar_c/2=2.04\times10^4$ mm^2

また，補強に有効な面積 a_c は

$a_c=(\ell_a-t_{r2})\cdot p$

ただし，

ℓ_a　：補強に有効な長さ＝$\dfrac{\ell}{2}-\ell_r$

ここで，

ℓ　：ノズル中心間距離　1,198 mm

ℓ_r　：上記と同じで　291.2 mm

t_{r2}　：一次一般膜応力に基づいて要求されるノズル厚さで

$$t_{r2}=\frac{P\cdot r}{S_m-0.5\cdot P}$$

ここで，

P　：最高使用圧力　kg/mm^2

r　：ノズル内半径　290 mm

S_m　：最高使用温度での設計応力強さ　18.8 kg/mm^2

p　：ノズル長手方向の内面に沿う距離

$$P=0.5\sqrt{r_m\cdot t_r}$$

ここで，

r_m　：ノズルの平均半径$=r+\frac{\ell_a}{2}$

t_r　：ノズルの厚さ$=\ell_a$

これより，$a_c=5.28\times10^4$ mm^2，したがって，$a_c>Ar_c/2$ となるので補強は十分である。

(c) 長手方向で接近しているノズル

補強に必要な面積 Ar_L は

$$Ar_L/2=\ell_r\cdot t_{r1}\cdot F$$

ただし，

ℓ_r　：ノズル半径の弧長　291.2 mm

t_{r1}　：一次一般膜応力強さに基づいて要求される胴厚さ　140.3 mm

F　：断面の長手軸となす角度により定まる定数≒0.55　（告示第501号第17条）

これより，$Ar_L/2=2.247\times10^4$ mm^2

また，補強に有効な面積，a_L は(B)(a)とほぼ同等。

したがって $a_L>Ar_L/2$ となるので，補強は十分である。

Table Ⅱ.9.1 原子炉容器主要目

型　　式	竪置円筒型
基　　数	1
運転圧力	120 kg／cm^{2}G
運転温度	炉心入口／出口　282.5／297.5 ℃
最高使用圧力	137 kg／cm^{2}G
最高使用温度	320 ℃
内　　径	3.7 m
全　　高	約9.44m
材　　料	母　　材：低合金鍛鋼
	内張り材：ステンレス鋼
重　　量	約 305 ton

Table Ⅱ.9.2 原子炉容器の検査対象個所および検査方法

検査対象個所		JEAC 4205のカテゴリ	試験方法	試験範囲
A1	円筒胴と下鏡との円周方向耐圧溶接部	B－A	体積（自動UT）	溶接金属および板厚の半分に相当する幅の隣接母材
A2	次のノズルと原子炉容器蓋との完全溶け込み溶接部 ◦加圧器スプレイ配管ノズル ◦加圧器逃し弁配管ノズル ◦加圧器安全弁取付座	B－D	体積（手動UT）	溶接部および板厚の半分に相当する幅の隣接母材
A3	次のノズルと円筒胴との部分溶け込み耐圧溶接部 ◦体積化学・余熱除去系統抽出水出入口	B－E	肉眼	水圧試験時に，貫通部周辺の漏洩の有無について試験を行う。
A4	上蓋および平蓋締付け用植込みボルト・ナット	B－G－1	体積（手動UT）	ボルトはネジ部について，ナットは全体積について行う。
A5	上蓋および平蓋締付け植込みボルト用ワッシャ	B－G－1	肉眼	全表面
A6	円筒胴および上蓋フランジのネジ部およびリガメント	B－G－1	体積（手動UT）	幅はボルト径＋30 mm，深さはボルト径の範囲で，母材金属のネジ部を含む。
A7	次のノズルとスリーブとの耐圧溶接部 ◦蒸気ノズル ◦給水ノズル ◦非常用崩壊熱冷却水入口ノズル ◦　同上出口ノズル	B－J	体積（自動UT）	溶接部および肉厚の半分に相当する幅または10 mmのいずれか大きい方の隣接母材
A8	容器内表面	B－N－1	肉眼	全表面
A9	加圧器ヒータ貫通部	B－E	肉眼	水圧試験時に，貫通部周辺の漏洩の有無について試験を行う。
A10	容器と支持スカートの溶接部	B－H	表面	溶接部および幅10 mmの隣接母材

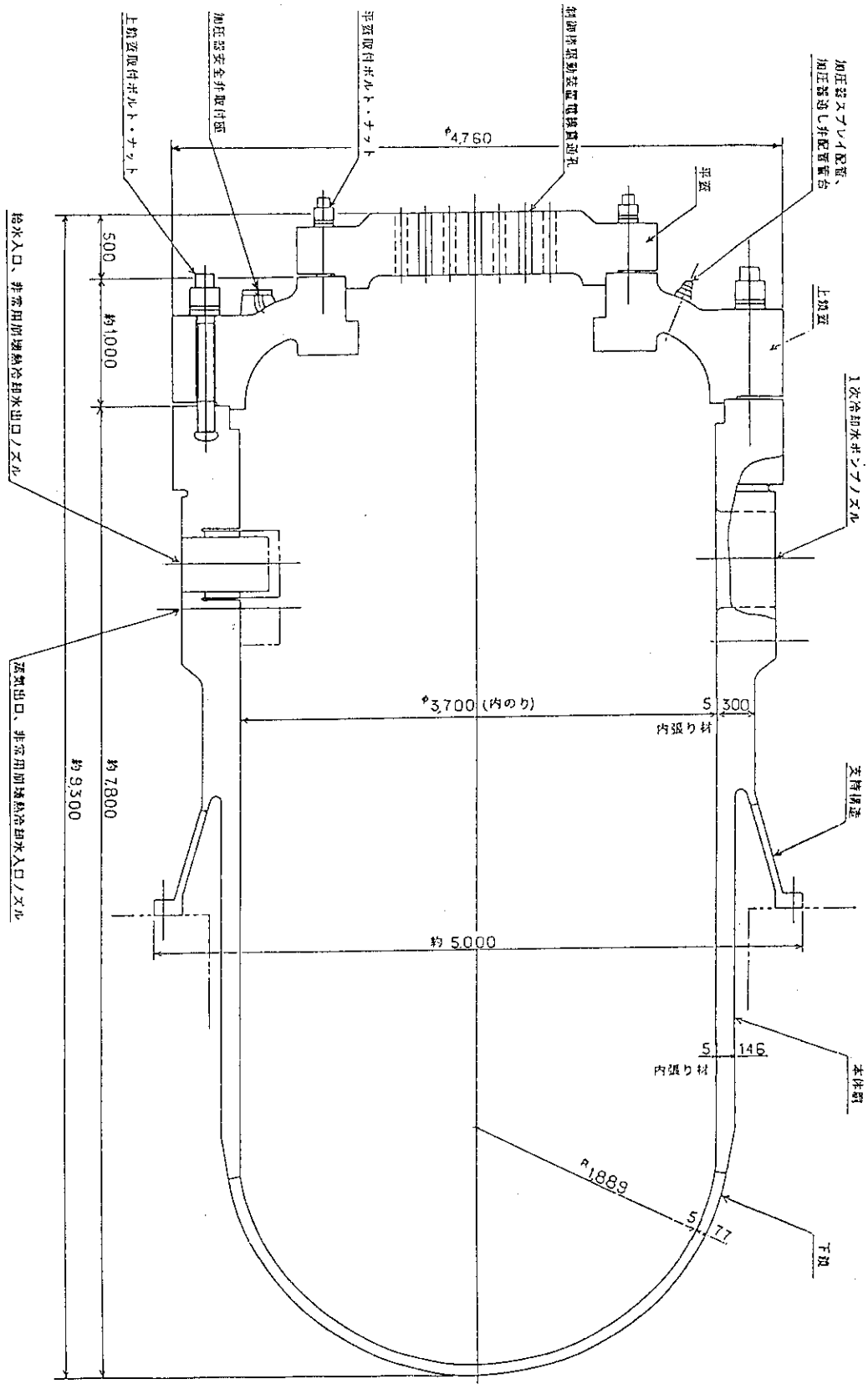


Fig. Ⅱ. 9. 1　原子炉容器構造説明図（1／2）側面図

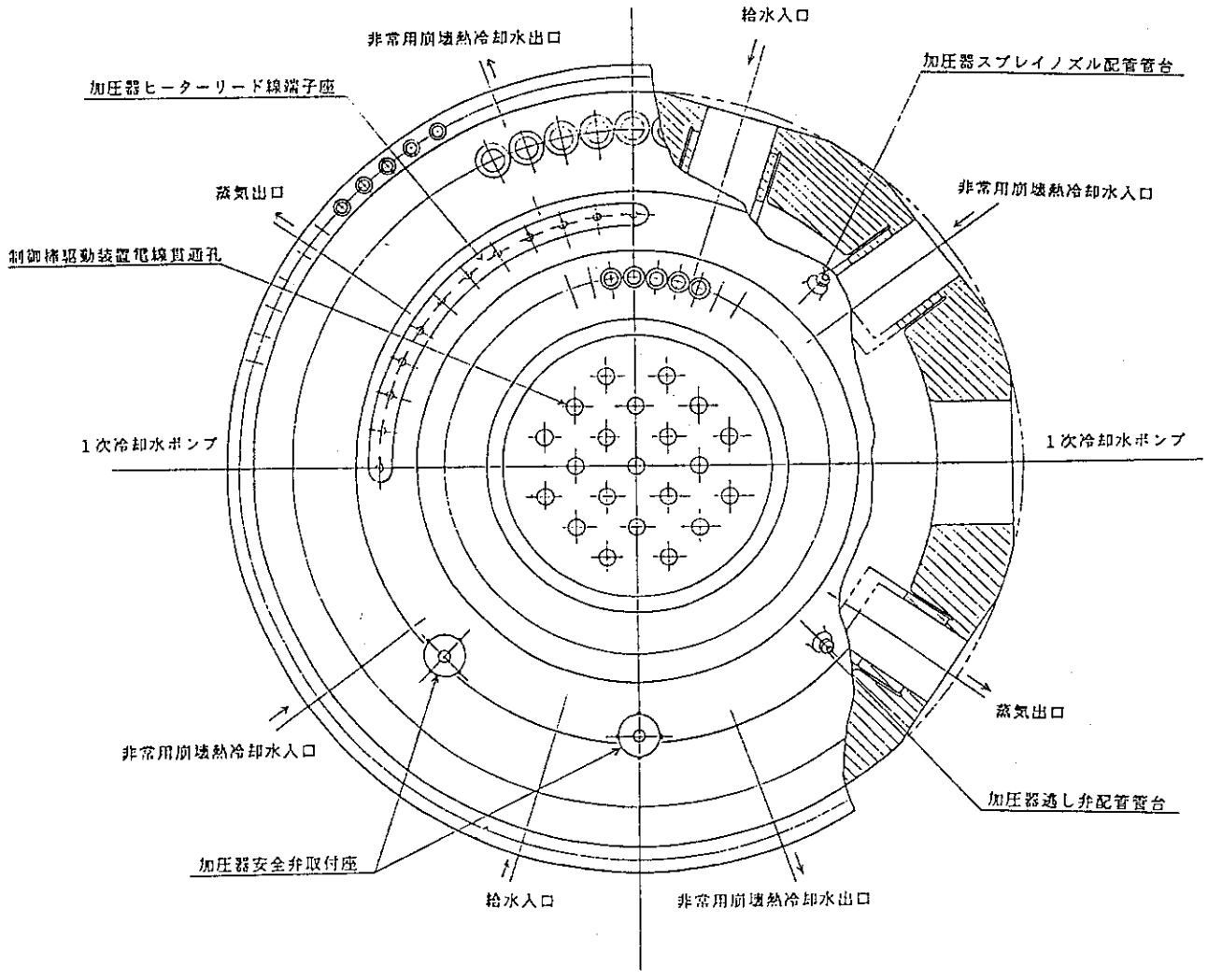


Fig. Ⅱ.9.1 原子炉容器構造説明図（2/2）平面図

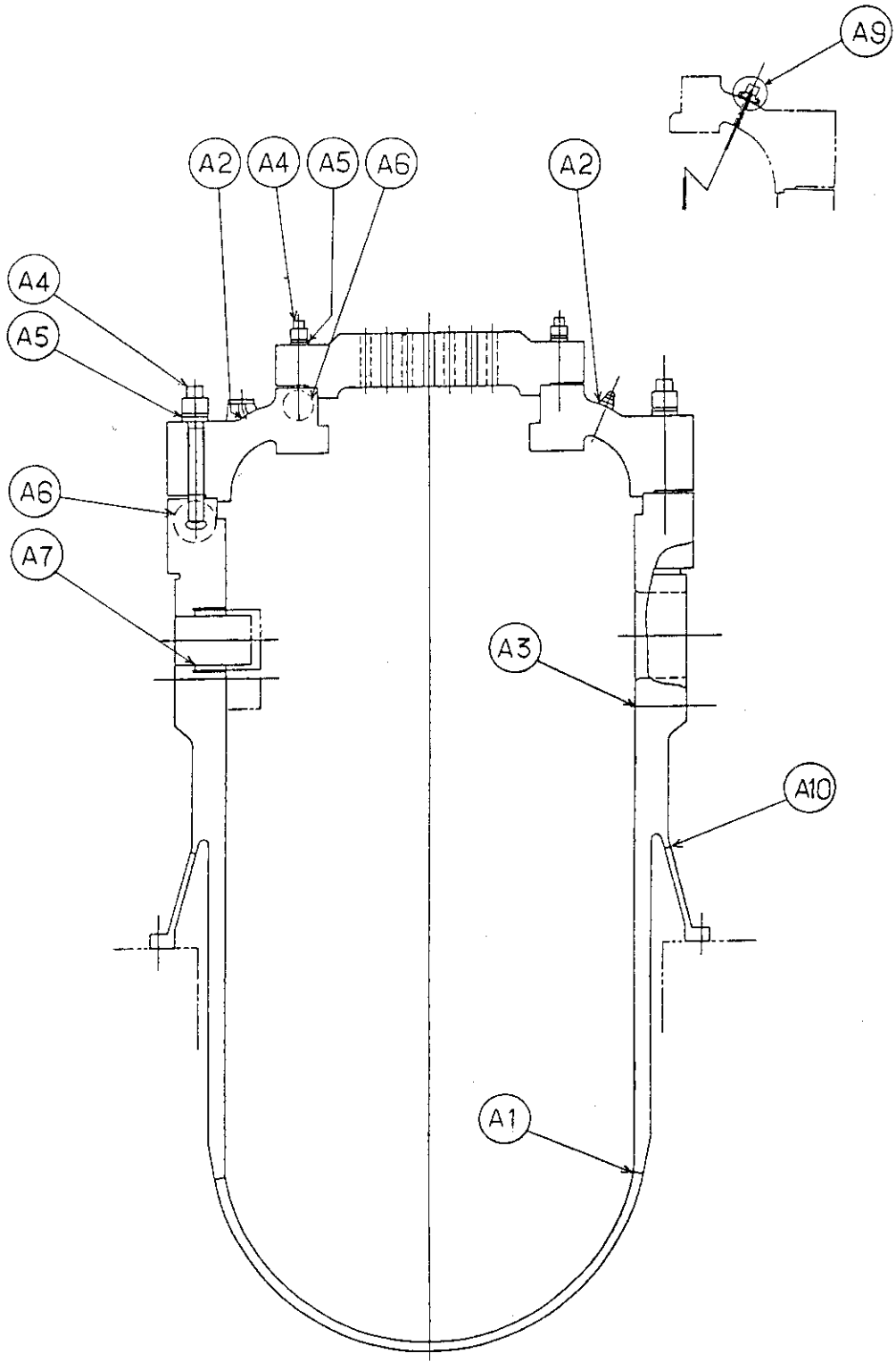


Fig. Ⅱ. 9. 2　原子炉容器供用期間中検査対象箇所

10. 蒸気発生器

10.1 設計方針および設計条件

(1) 蒸気発生器は，ヘリカルコイル貫流式とし，管外を一次側，管内を二次側とする。

(2) 蒸気発生器の小型化を図るため，管外の一次冷却水の流れは管内の二次水に対して対向流とする。

(3) 蒸気発生器は，原子炉容器主フランジ面で支持，吊下げ，同容器に内装する。

(4) 蒸気発生器は，炉構造の簡略化等の観点から原子炉容器と一体とし，燃料交換時，供用期間中検査（ISI）時にも原子炉容器から取外しは行わない。

(5) 蒸気発生器の ISI は，一次側を開放せずに，二次側のみの開放で実施する。

(6) 蒸気発生器は，２系列で構成する。

(7) 蒸気発生器は内筒内径を 2,000 mm とする。

(8) 蒸気発生器伝熱面積は，有効伝熱面積に対して，プラキング余裕を ６％ 見込む。

(9) 伝熱管の汚れ係数は，二次側については 0.2 $cm^2℃/w$ とし，一次側については一次冷却水が清浄なものとし，考慮しない。

(10) 定格点でのドライアウトクオリティは 0.86 とする。

(11) 炉心平均温度偏差，蒸気圧力偏差，給水流量偏差等を考慮しても，負荷変動中に過熱度が確保できるようにする。

10.2 構　造

(1) 概　要

蒸気発生器は Fig. Ⅱ. 10.1 に示すように，原子炉容器主フランジ面で支持，吊下げ，同容器に内装する。

蒸気発生器は，伝熱管群，流路筒，伝熱管支持板等からなる管束と給水・蒸気管板で構成する。

伝熱管群は，外径 19 mm，388 本のインコロイ 800 の伝熱管をピッチ 25 mm で四角配列している。これらの管群は２系列で構成する。

流路筒は，内筒ダウンカタ筒および外筒で構成する。

内筒には，炉心からの一次水を一次冷却水ポンプに導く開孔を２個所設ける。ダウンカマ筒では同筒内での給水加熱を抑制する。外筒には，上部に，管束全重量を原子炉容器フランジ面で支持，吊下げるフランジを設ける。

これらの流路は，伝熱管支持板と仕切板により溶接・一体化する。

伝熱管支持板は，伝熱管を貫通・支持する多孔板で，内筒とダウンカマの間に放射状に８枚配置し，伝熱管の固有振動と一次冷却水の流れによるカルマン渦振動数との共振の可能性を避ける。

仕切板は，外筒とダウンカマ筒の間に放射状に４枚配置し，流路筒の剛性を確保する。

管板は，蒸気発生器を取外さないため，原子炉容器給水・蒸気ノズルスリーブと内面溶接により一体化する。

管板部は，各給水・蒸気管フランジを取外すことにより開放できるので，伝熱管のISI，損傷伝熱管のプラギング等が容易に行える。

なお，上部連絡伝熱管部には一次冷却水ポンプの一次冷却水吸込管を，また，蒸気発生器内筒には中性子遮蔽を，それぞれ組込んでいる。

さらに，蒸気発生器下部には非常用崩壊熱冷却器が蒸気発生器と一体化して組込まれており，その冷却水入口・出口管は蒸気発生器のダウンカマ部を通している。

蒸気発生器の主要目をTable Ⅱ.10.1に示す。

(2) 伝熱管

(A) 伝熱管材料

伝熱管材料は，特に耐食性に優れているインコロイ800とする。

(B) 伝熱管外径

蒸気発生器は，細径伝熱管の使用により小型化が期待できるが，反面，特に大出力になる程，製作，ISI等の面で作業性が劣る結果となる。

したがって，伝熱管の外径は，こととことと，他に設計実績等も考慮し，19 mmとする。

(c) 伝熱管肉厚

伝熱管肉厚は，外圧で決まり，10.7節の概略強度検討により2.1 mmとする。

(3) 支持構造

(A) 伝熱管支持構造

この支持構造は，Fig. Ⅱ.10.2に示すとおり，伝熱管を貫通・支持する多孔板，多孔板を固定する内筒，ダウンカマ筒の他，スリーブ，押え金物等で構成する。

多孔板は，伝熱管固有振動数と一次冷却水の流れによるカルマン渦振動数との共振を避けるため，8枚とする。

伝熱管は，コイルの振動抑制，重量支持，熱膨張による応力緩和等の観点から固定支持方式と可動支持方式の2種類で支持する。

固定支持方式は，多孔板の円孔を貫通させた伝熱管をスリーブで支持するもので，これにより伝熱管の高さ方向と半径方向を固定する。

また，可動支持方式は，多孔板の角孔を貫通させた伝熱管を上・下面に設けた押え金物で支持するもので，これにより，伝熱管と支持構造との熱膨張差により半径方向の摺動を可能としている。

蒸気発生器構造モデルはFig. Ⅱ.10.3に示すとおりであり，次に示すとおり相互間に熱膨張差が考えられる。

- 上部連絡伝熱管，ダウンカマ管と原子炉容器
- ダウンカマ管とヘリカルコイル伝熱管
- ヘリカルコイル伝熱管と同支持板

これらは以下の方法で吸引する。

- 上部連絡伝熱管，ダウンカマ管と原子炉容器：

上部連絡伝熱管は，一方を原子炉容器付の管板に固定し，他方をダウンカマに導いている。また，ダウンカマ内の伝熱管は，半径方向を支持構造で支持し，上下方向を自由とし

ており，下部連絡伝熱管を経由してコイルに連絡している。

ここでの熱膨張差は，上部・下部連絡伝熱管間曲り部のたわみで吸収する。

・ダウンカマ管とヘリカルコイル伝熱管:

二次水は，ダウンカマ管では給水温度に近く，ヘリカルコイル伝熱管では飽和温度に近いため，伝熱管には，この温度差により熱膨張差が生じる。

この熱膨張差は，下部連絡伝熱管曲り部のたわみで吸収する。

・ヘリカルコイル伝熱管と同支持板:

伝熱管は熱貫流率で定まる温度に，同支持板はほぼ一次冷却水の温度になるため，両者の温度および熱膨張係数の違いにより熱膨張差を生じる。

この熱膨張差は，伝熱管の可動支持構造により吸収する。

(B) 管束支持構造

管束支持構造は，流路筒を構成する内筒，ダウンカマ筒，外筒および内筒とダウンカマ筒間の8枚ならびに外筒とダウンカマ筒間の4枚の仕切板で構成する。管束の全重量は，この外筒上部に設けるフランジを介して原子炉容器主フランジ面に設けた支持面に伝達・支持する。

10.3 性　能

(1) 設計に用いた計算式

コイル部熱伝達は，次式を使用して概算する。

一次側: Gilli の式

$$h_O=\frac{K}{d_O}\cdot 0.338F_a\cdot F_i\cdot F_n\left(\frac{G_{eff}\cdot d_O}{\mu}\right)^{0.61}\cdot\left(\frac{C\cdot\mu}{K}\right)^{0.333}$$

h_O ：管外熱伝達率　kcal/m^{2}h℃

K ：一次水の熱伝導率　kcal/mh℃

d_O ：伝熱管の外径　m

F_a ：管配列による補正係数

F_i ：管傾斜による補正係数

F_n ：流れ方向の管層数による補正係数

G_{eff} ：有効質量速度　kg/m^{2}h

μ ：一次水の粘度　kg/mh

C ：一次水の比熱　kcal/kg℃

二次側

予熱領域: 森・中山の式

$$h_p=\frac{K}{d_i}\cdot\frac{P_r^{0.4}\cdot R_e^{5/6}}{41.0}\left(\frac{d_i}{D_m}\right)\Bigg)^{1/12}\cdot\left[1+\frac{0.061}{\left\{R_e\cdot\left(\frac{d_i}{D_m}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right]$$

h_p ：管内伝達率　kcal/m^{2}h℃

K ：二次水の熱伝導率　kcal/mh℃

d_i ：伝熱管内径　m

P_r ：プラント数

R_e ：レイノルズ数

D_m ：平均コイル系　m

核沸騰領域：修正 Schroch-Grossman の式

$$h_{NB}=2.5\left(\frac{1}{x_{tt}}\right)^{0.75}h_c$$

$$x_{tt}=\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)$$

$$h_c=-\frac{K}{d_i}\cdot\frac{1}{41.0}\cdot\frac{P_r}{P_r^{0.6}-0.062}\cdot R_e^{5/6}\cdot\left(\frac{d_i}{D_m}\right)^{1/12}\cdot\left[1+\frac{0.061}{\left\{R_e\cdot\left(\frac{d_i}{D_m}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right]$$

$$R_e=\frac{d_iG_i(1-x)}{\mu_L}$$

h_{NB} ：管内熱伝達率　kcal/m^{2}h℃

x ：蒸気クオリティ

ρ_L ：水の比重量　kg/m^2

ρ_V ：蒸気の比重量　kg/m^2

μ_L ：水の粘性係数　kg/m

μ_u ：飽和蒸気の粘性係数　kg/m

K ：水の熱伝導率　kcal/mh℃

d_i ：伝熱管内径　m

P_r ：プラントル数

R_e ：レイノルズ数

D_m ：平均コイル径　m

G_i ：管内質量速度　kg/m^{2}h

膜沸騰領域：Linear Approximation

$$\frac{1}{h_F}=\frac{1}{h_{NB}}+\frac{x-x_e}{1-x_e}\left(\frac{1}{h_s}-\frac{1}{h_{NB}}\right)$$

h_F ：該当部管内熱伝達率　kcal/m^{2}h℃

x ：蒸気クオリティ

x_e ：ドライアウトクオリティ

h_s ：過熱領域管内熱伝達率　kcal/m^{2}h℃

過熱領域：森・中山の式

$$h_s=\frac{K}{d_i}\cdot\frac{P_r}{26.2(P_r^{2/3}-0.074)}R_e^{4/5}\left(\frac{d_i}{D_m}\right)^{1/10}\left[1+\frac{0.098}{\left\{R_e\left(\frac{d_i}{D_m}\right)^2\right\}^{1/5}}\right]$$

h_s ：該当部管内熱伝達率　kcal/m²h℃
K ：二次側蒸気の熱伝導率　kcal/m²h℃
d_i ：伝熱管内径　m
P_r ：プラントル数
R_e ：レイノルズ数
D_m ：平均コイル径　m

伝熱管表面温度は次式で概算する。

$$t_O = t_1 - (t_1 - t_2)\frac{H}{h_O}$$

$$t_i = t_2 + (t_1 - t_2)\frac{H}{h_i}$$

t_O ：伝熱管外表面温度　℃
t_i ：伝熱管内表面温度　℃
t_1 ：一次冷却水温度　℃
t_2 ：二次側水・蒸気温度　℃
h_O ：管外熱伝達率　kcal/m²h℃
h_i ：管内熱伝達率　kcal/m²h℃
H ：熱貫流率　kcal/m²h℃

(2) 特　性

Fig. Ⅱ. 10.4 温度・熱量線図を，Fig. Ⅱ. 10.5 に温度分布図を示す。

10.4 製 作 性

伝熱管を所定コイル形状・寸法に加工し，管束を組立てる方法にはラダー方式，多孔板方式等がある。

ラダー方式は，伝熱管をベンダーにかけて製作したコイルをラダー（伝熱管支持棒）の孔に通して管束を組立てるもので，多孔板方式は，伝熱管をベンダーで曲げ，多孔板（伝熱管支持板）をセットした巻取機で巻取りながらコイルを多孔板の孔に通して管束を組立てるものである。

これら両方式の概略比較は，Table Ⅱ. 10.2 に示すとおりである。

本蒸気発生器は，コイルの列数・層数が比較的多く，コイルの製作精度，管束剛性等を確保する必要があるので，多孔板方式による管束組立とした。

主な製作手順は次のとおりである。

- 伝熱管貫通孔を明けた多孔板と内筒を溶接し，支持構造を作る。
- この支持構造をコイル巻取機にセットする。
- ベンダーでコイルを作り，巻取機でコイルを巻取りながら，多孔板の中心側の孔より通していく。
- コイルの両端末を加工し，上部連絡伝熱管と溶接する。
- 給水入口・蒸気出口の各管板を用意する。
- 管板を原子炉容器給水・蒸気ノズルスリーブに内面溶接する。

これらの管板は別途，次の手順で組立てる。

・管を管板部に通す。

・この管と上部連絡伝熱管を内面溶接する。

・拡管する。

・管と管板をシール溶接する。

10.5 供用期間中検査

本蒸気発生器のISIは，原子炉容器から蒸気発生器本体を取外さずに実施する。Table Ⅱ.10.3に検査対象個所および検査方法を示し，Fig. Ⅱ.10.6に検査対象個所を示す。

この表に示す検査方法のうち，給水・蒸気ノズルと管板との耐圧溶接部のUTによる体積検査は，各ノズルの内側から直接法により行う。

吊下げフランジ部筒，天板，伝熱管支持板の各相互間の溶接部の肉眼検査は，天板および内筒に設けた孔からファイバースコープ等を内部に挿入し，遠隔で行う。

伝熱間の体積検査は，管板部から自動ECTにより行う。

検査は，伝熱管の内面（二次側）に挿入装置により探傷プローグを挿入して行う。

なお，上記吊下げフランジ部筒，天板，伝熱管支持板の各相互間の溶接部は，炉心支持構造物以外の炉内構造物と見なせるが，ここが破断すると伝熱管に損傷を与える可能性があるため，これら溶接部を炉心支持構造並みに格上げして扱うこととする。

10.6 技術的課題

主な技術的課題は次のとおりである。

(1) ヘリカルコイル式蒸気発生器の製作法の開発・確認試験

本蒸気発生器は比較的大型であり，これ程の規模の製作実績はないため，以下の開発試験ならびに実規模大モックアップによる製作性確認試験が必要と考える。

(A) 伝熱管ベンダーコイル巻取装置の開発および試作試験

(B) 管板と上部連絡伝熱管との溶接確認試験

(C) 上部・下部連絡伝熱管の導設確認試験

(D) 管板と原子炉容器付給水・蒸気ノズルスリーブとの溶接確認試験

10.7 蒸気発生器主要部概略強度検討

(1) 圧力・温度条件

最高使用圧力：137kg/cm^{2}G

最高使用温度：320℃

運転圧力：

一次側 120kg/cm^{2}G

二次側 40kg/cm^{2}G

(2) 使用材料

伝熱管：インコロイ800

管　　板：インコネル600

(3) 伝熱管の強度

伝熱管は外径19 mmとし，肉厚を決める。

計算上必要な肉厚は，管外面に受ける外圧が次式で計算した許容外圧以下になるように決める。

$$P_a=\frac{4B\cdot t}{3d_O},\left(t\leq\frac{d_O}{10}\right)$$

ただし，

P_a	：許容外圧差	kg/cm^2
d_O	：伝熱管外径	mm
t	：計算上必要な肉厚	mm
B	：告示第501号別図第10による値	

これより，計算上必要な肉厚は，約1.8 mmとなるので伝熱管肉厚は，これに余裕等を見込み2.1 mmとする。

(4) 管板の強度

計算上必要な管板厚さは，告示第501号第36条による次式で概算する。

$$\text{曲げ強さ}:t_o=\frac{F\cdot D}{2}\sqrt{\frac{P}{100S}}$$

$$\text{せん断強さ}:t_O=\frac{P}{85S}\cdot\frac{A}{L}$$

ただし，

t_O	：計算上必要な管板厚さ	mm
D	：管板スリーブ内径	450 mm
F	：管および管板の支え方による係数 （告示第501号第36条図36.1より安全側に見込む）	1.0
P	：最高使用圧力	kg/cm^2
S	：告示第501号別表第6に規定する材料の許容引張応力	13.0 kg/mm^2
A	：一番外側の管穴の中心を順次結んで得られる多角形の面積 （Fig. Ⅱ. 10.7参照）	104,789 mm^2
L	：一番外側の管穴の中心を順次結んで得られる多角形の外周の長さから外周上の管穴の直径の合計を差引いた長さ	368 mm

これより，計算上必要な管板厚さは曲げ強さで決まり，73 mmとなるので，管板厚さは，80 mmとする。

Table Ⅱ.10.1 蒸気発生器要目

熱出力(MWt)		100
型式		ヘリカルコイル貫流式
基数		2
一次冷却水運転圧力		120 kg／cm^{2}G
一次冷却水運転温度		蒸気発生器 入口／出口 297.5／282.1 ℃
給水温度		185 ℃
蒸気圧力		40 kg／cm^{2}G
蒸気温度		289 ℃
伝熱面積（管内）		754 m^2
伝熱管外径		19 mm
伝熱管肉厚		2.1 mm
伝熱管本数		388 本
伝熱管材料		インコロイ 800
伝熱管ピッチ		25 mm
コイル部外径（外筒外径）		3,660 mm
コイル部内径（内筒内径）		2,000 mm
コイル部高さ（有効コイル部）		2,100 mm
コイル径	最外列	3,295 mm
	最内列	2,095 mm
コイル本数	最外列	13 本
	最内列	21 本
コイル列・層数	半径方向	25 列
	高さ方向	77 層
管外（一次側）圧力損失		約 0.09 kg／cm^2
管内（二次側）圧力損失		約 6.4 kg／cm^2
重量		約 57 ton
（非常用崩壊熱冷却器含む）		

Table Ⅱ. 10. 2　代表的な管束組立方式の概略比較

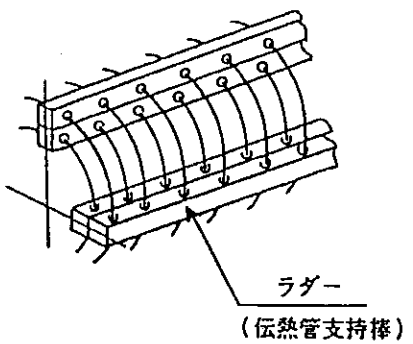
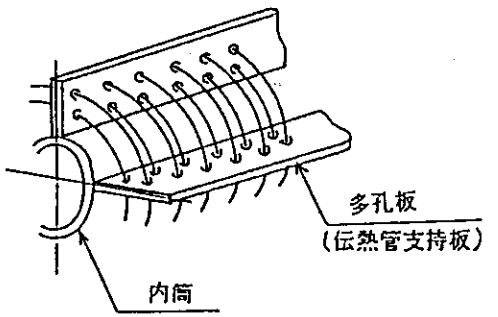
項目＼管束組立方式	ラダー方式	多孔板方式	備考
モデル			
コイル組立	伝熱管をベンダーにかけて予めコイルを作り，これをラダーの孔に通して管束を組立てる。	伝熱管をベンダーで曲げ，多孔板（伝熱管支持板）をセットした巻取機でコイルを巻取りながら(*)多孔板の中心側の孔より通して管束を組立てる。	(*)先に作ったコイルを多孔板の孔に通す方法では，コイルと多孔板との孔ピッチにずれを生じ，組立困難になりやすい。
伝熱管支持構造材の固定	ラダーは，上部に設けるコイル吊下げ部材で支持・固定し，吊下げる。	多孔板は，内筒，ダウンカマ筒に溶接・固定する。	
コイル精度	ラダーの両端が広がる傾向になり易いので，コイル寸法精度が問題	コイルは多孔板の孔で位置決めされるので，精度がよい。	
その他	各列毎にコイルの製作ができるので，並列作業が可能である。	各列毎にコイルを製作し，組立・検査を完了させ，次の列の作業に移るので，シリーズ作業となる。	

Table Ⅱ.10.3　蒸気発生器の検査対象個所および検査方法

検査対象個所		JEAC 4205のカテゴリ	試験方法	試験範囲
B1	給水・蒸気ノズルと管板との耐圧溶接部	B－J	体積（手動UT）	溶接部および肉厚の半分に相当する幅または10 mmのいずれか大きい方の隣接母材
B2	次の溶接部 (1) 吊下げフランジ部筒と天板 (2) 吊下げフランジ部筒と伝熱管支持板 (3) 天板と伝熱管支持板	B－N－3	肉眼（遠隔）	溶接部表面
B3	伝熱管	B－Q	体積（自動ECT）	全数・全長

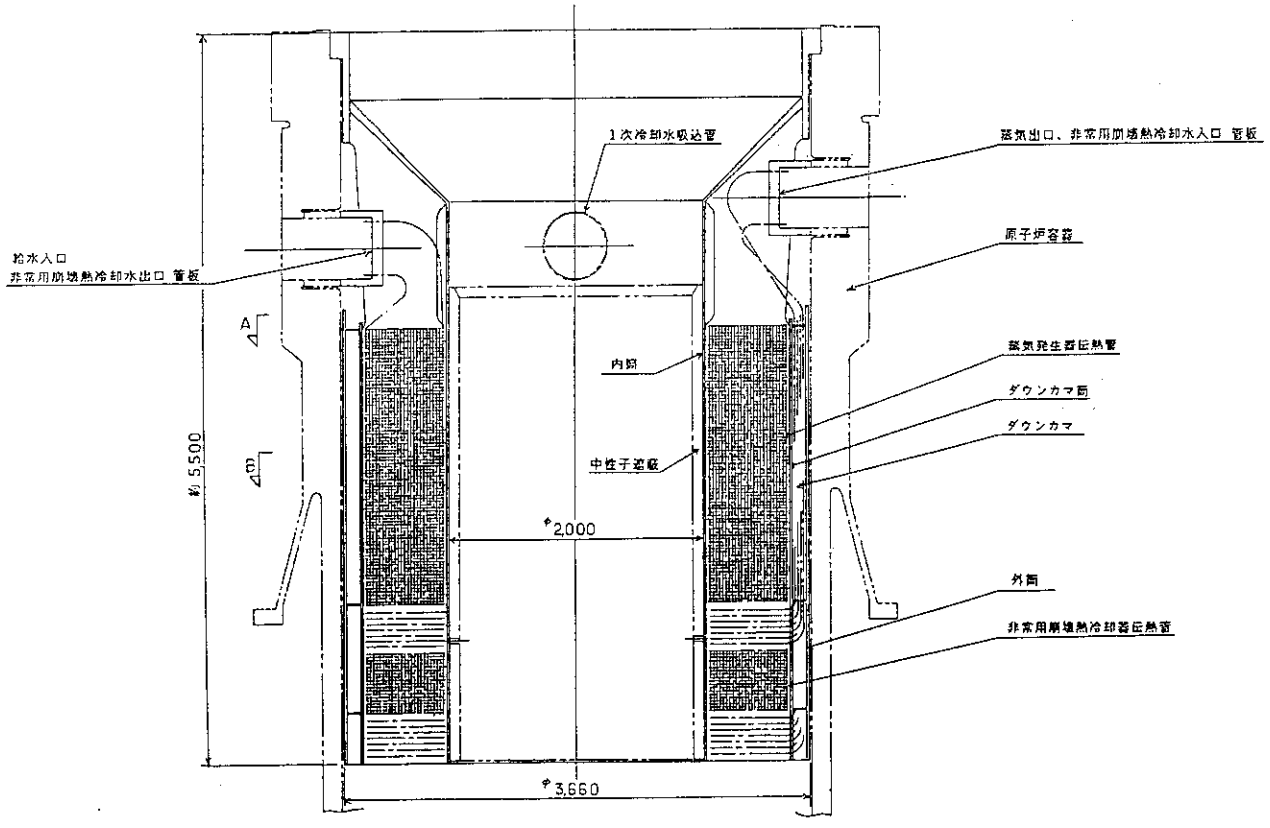


Fig. Ⅱ.10.1　蒸気発生器構造説明図（1/4）

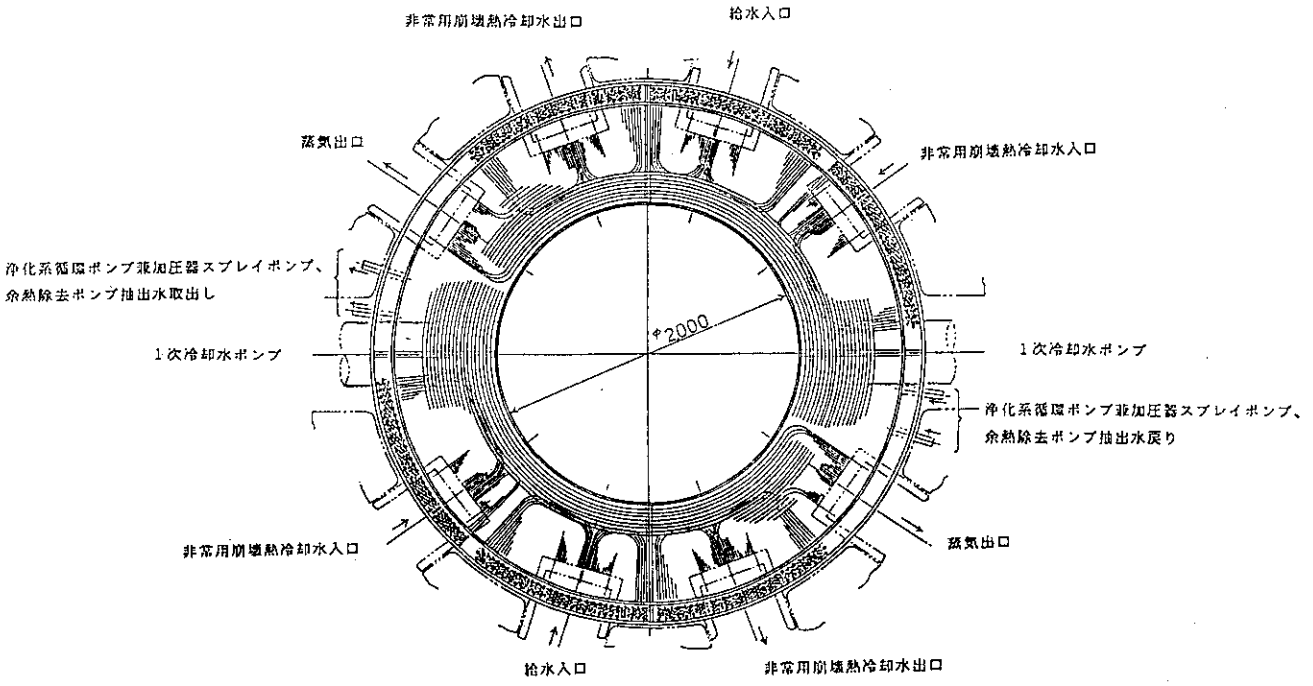


Fig. Ⅱ.10.1　蒸気発生器構造説明図（2/4）A矢視

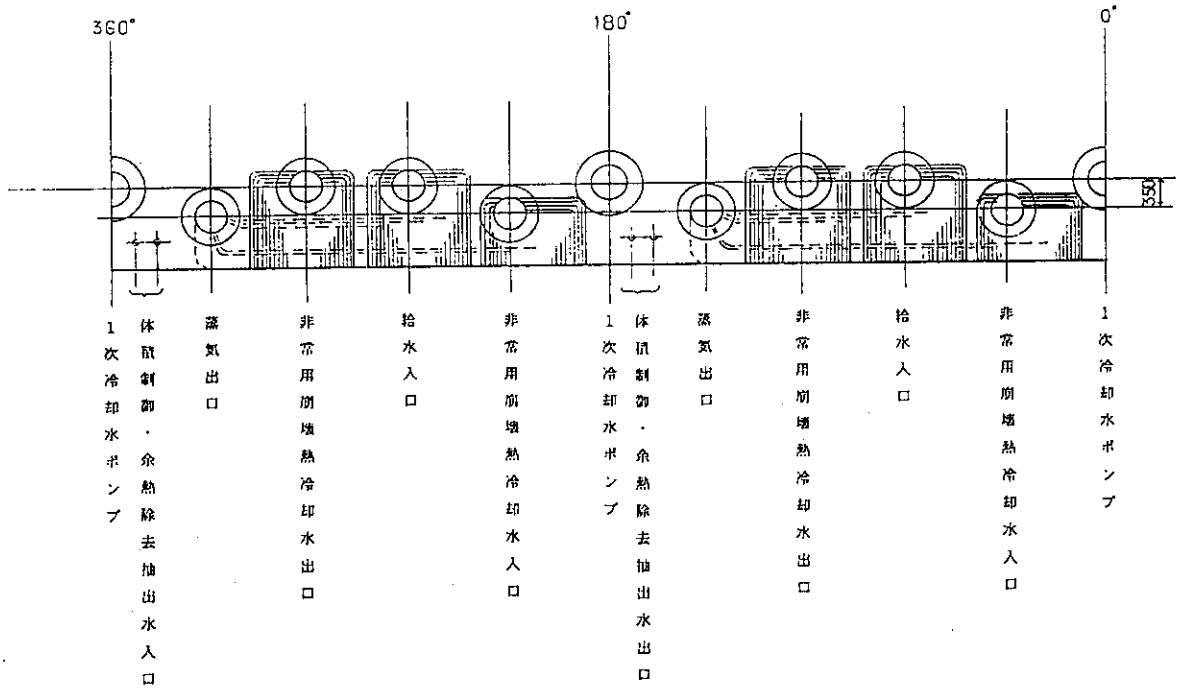


Fig. Ⅱ.10.1　蒸気発生器構造説明図（3/4）展開図

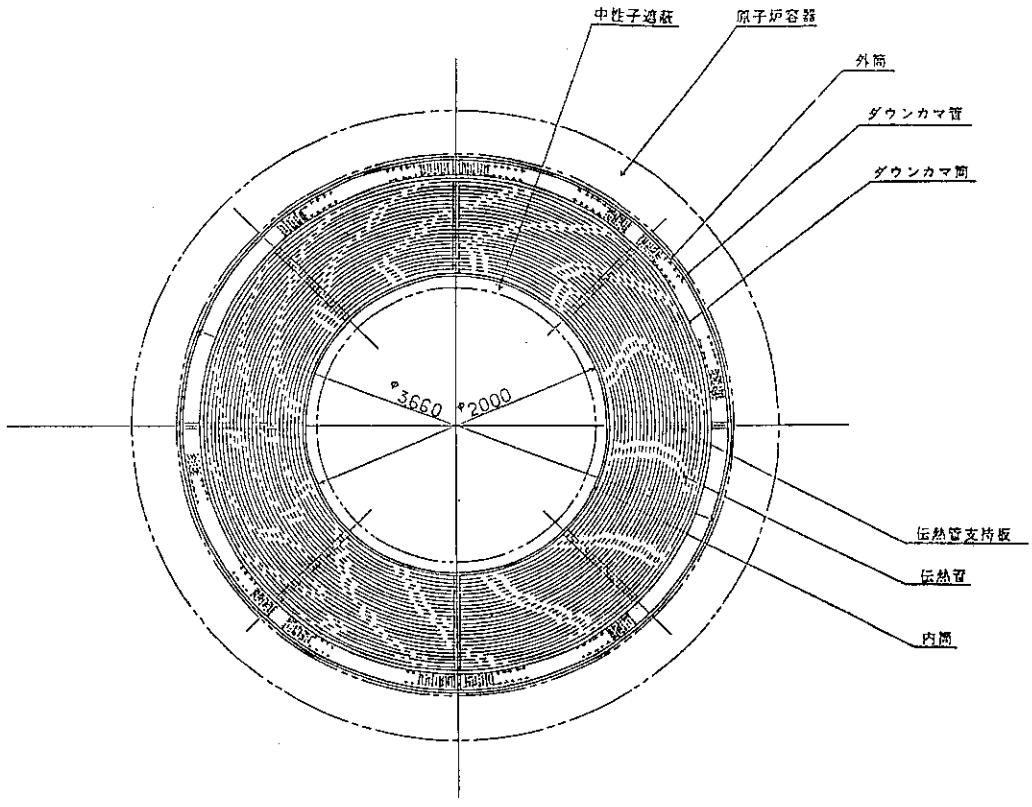


Fig. Ⅱ.10.1　蒸気発生器構造説明図（4/4）B矢視

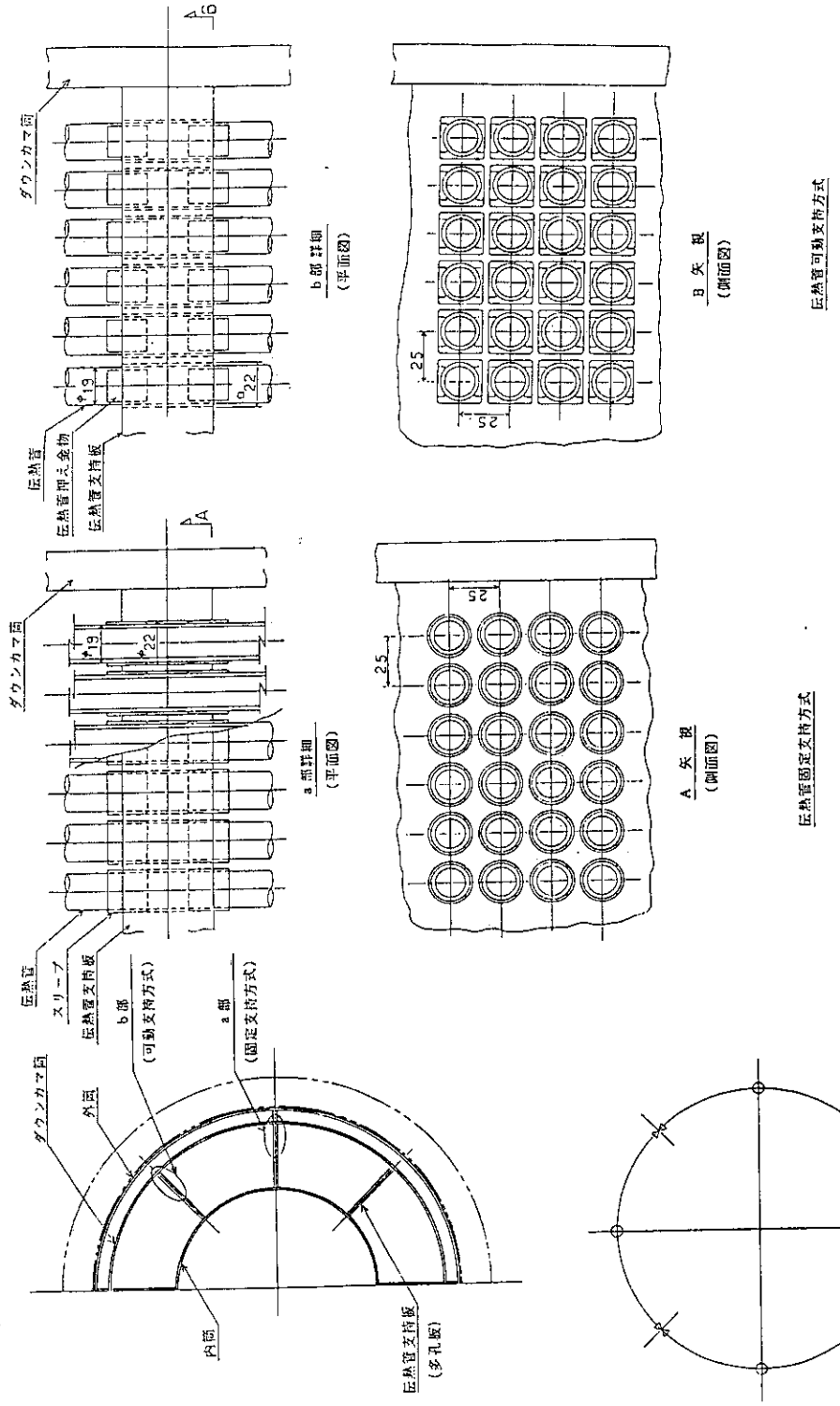


Fig. II. 10. 2　蒸気発生器伝熱管支持構造図

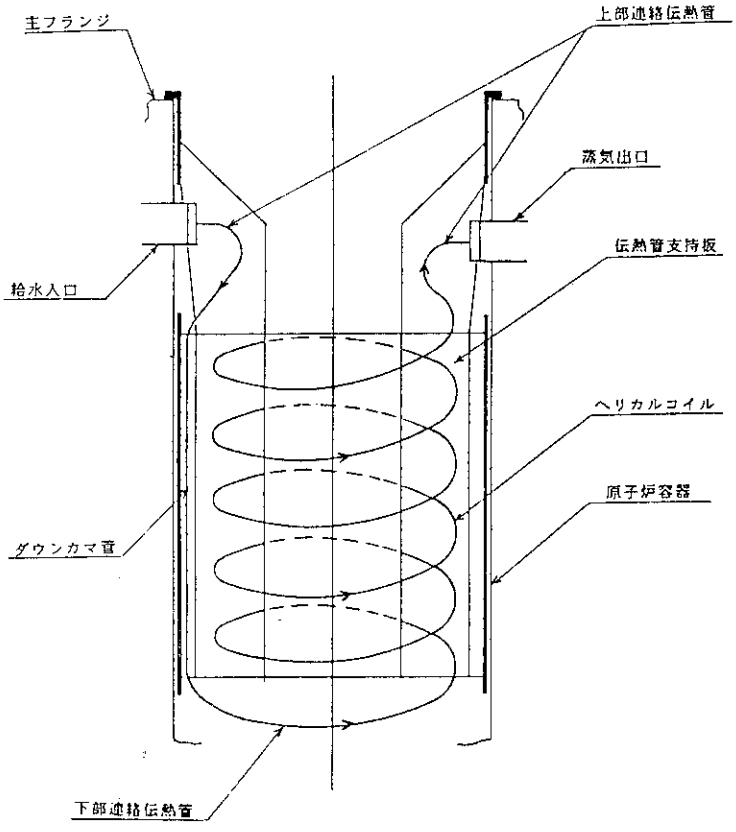


Fig. Ⅱ. 10. 3　蒸気発生器構造モデル

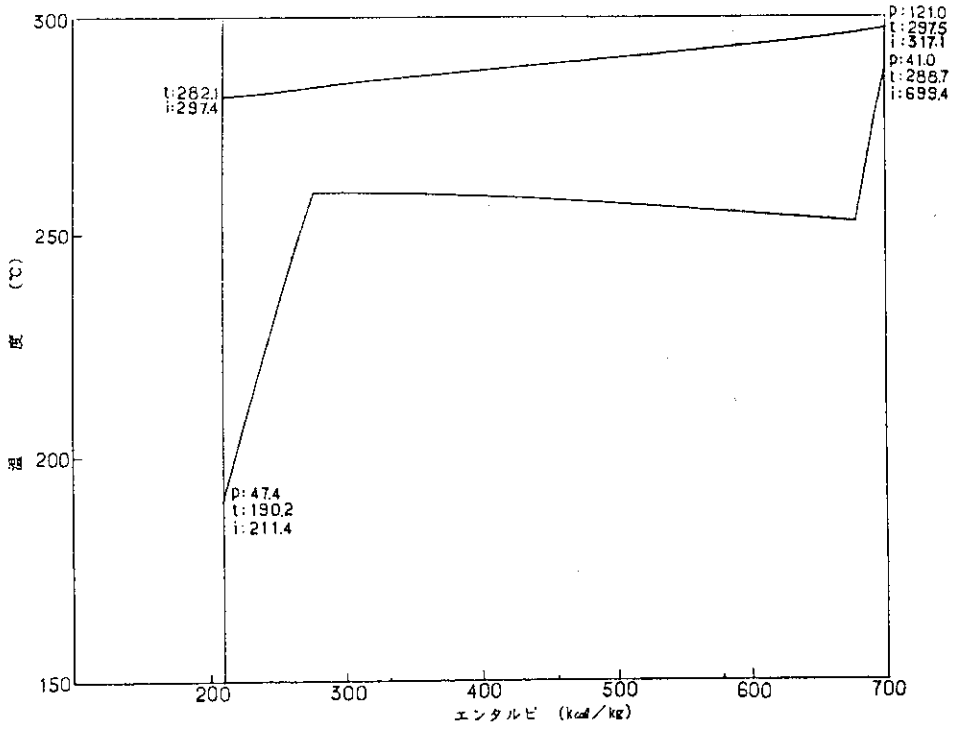


Fig. Ⅱ. 10. 4　蒸気発生器温度・熱量線図

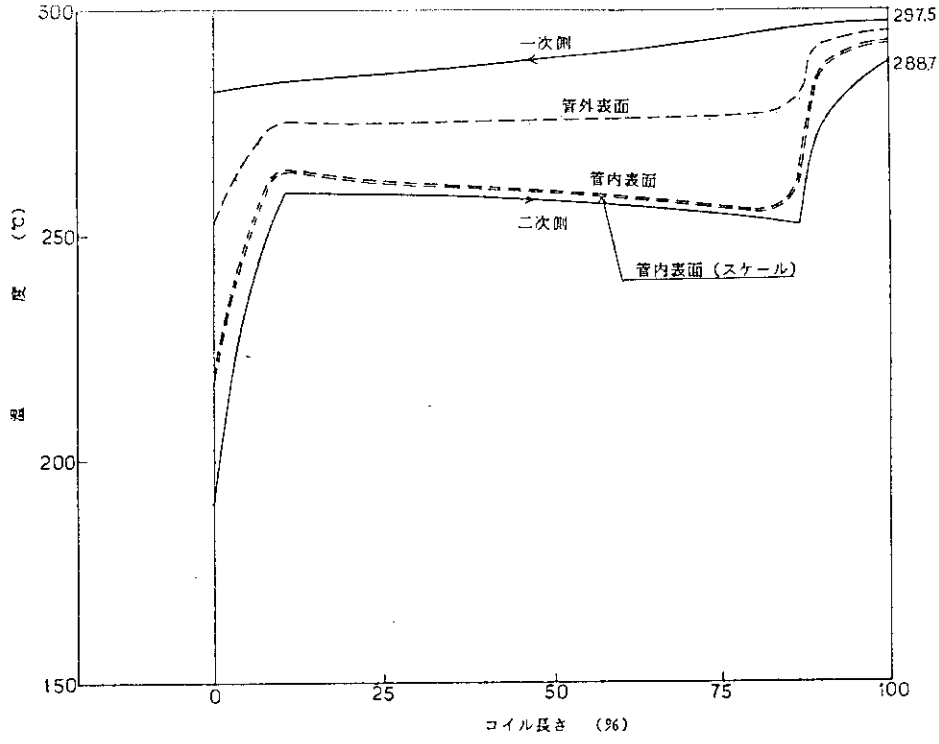


Fig. Ⅱ. 10. 5　蒸気発生器温度分布図

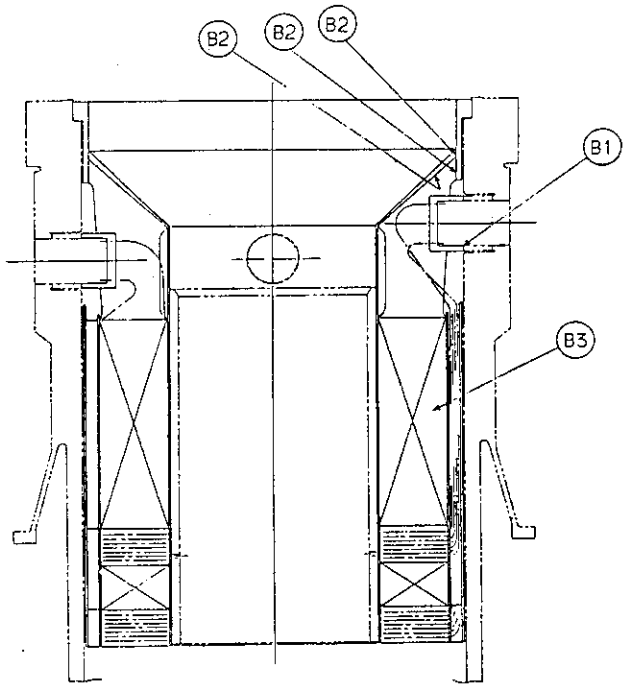
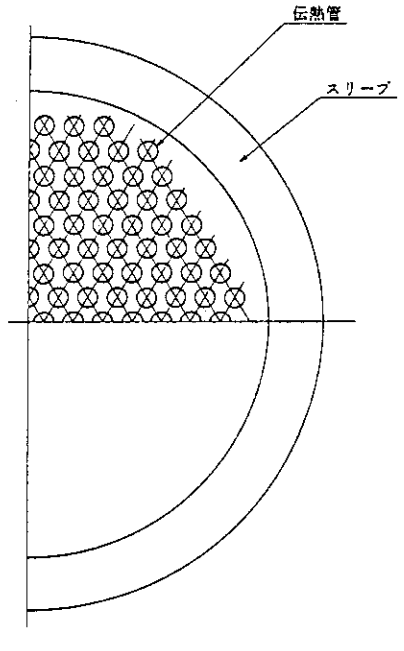


Fig. Ⅱ. 10. 6　蒸気発生器供用期間中検査対象個所



管　外　径　：　19　mm
管　本　数　：　194　本／管板
管　配　列　：　三　角
管　ピ　ッ　チ　：　27　mm

Fig. Ⅱ. 10. 7　管板部管配列

11. 一次冷却水ポンプ

11.1 設計方針および設計条件

(1) 設計方針

本炉の一次冷却水ポンプは，次の方針で設計する。

(A) 蒸気発生器および非常用崩壊熱冷却器を，原子炉容器の炉心上部外周に近接して配置する関係上，ポンプは蒸気発生器上部すなわちホットレグ側に置く。

(B) その結果，原子炉容器の一部としてのノズルにたて型のポンプを置くと，格納容器の高さが増すことになる。このため，ポンプノズルをやめ，ポンプを横型とする。

(C) ただし，格納容器の内径を抑えるため，ポンプ，主としてモータの長さをできるだけ小さくする。

(D) モータは，ロータが一次冷却水中に浸ったキャンドモータ（または水中絶縁方式のウェットモータ）を使用する。

(2) 設計条件

本ポンプの設計条件は，以下とする。

基　　数	2
容　　量	3,100 m^3/h/基
揚　　程	12 m
最高使用圧力	137 kg/cm^2
最高使用温度	320℃

11.2 性能・構造

(1) ポンプ性能

ポンプの形式は，必要な流量および揚程に対して，回転数を考慮に入れ，さらに，原子炉容器のノズル径を小さく抑えるため，インペラの径が相対的に小さくなる軸流型とした。なお，比速度 N_s は，

$$N_s = {}_nQ^{1/2}/H^{3/4}$$

ただし，n：回転数（rpm），Q：流量（m^3/min），H：揚程（m）

ここに，n＝1,750 rpm，Q＝3,100 m^3/h，H＝12 m として，

$$N_s = 1,951$$

以上のデータと，ポンプの使用圧力および温度に基づき予想した本ポンプの計画性能曲線を Fig. Ⅱ. 11.1 に示す。定格点付近でのポンプ効率は，約 70% である。

(2) ポンプ構造（Fig. Ⅱ. 11.2 参照）

(A) ポ ン プ

ポンプは，インペラ，ガイドベーン，ディフューザ等からなり，一次冷却水の流路は，炉内構造物の一部として組込まれる内筒と，原子炉容器内壁により構成され，内筒の内側を吸入側とし，外側に吐出する構造としている。

ガイドベーンは，インペラ入口側に置かれ，インペラに吸込まれる水の流れを整え，速度

分布を一様にするはたらきをする。

ディフューザは，ポンプ出口とモータの間に置かれ，インペラによって冷却水に与えられた動圧成分を静圧成分に戻すとともに，流れを内から外へ180° 方向転換する役目をする。

(B) モ ー タ

Fig. Ⅱ.11.2のモータは，キャンドタイプを表している。キャンドタイプの場合は，ステータ，ロータともステンレス鋼製のキャンの内部にドライの状態で密封される。熱遮蔽体およびモータ冷却系統は，コイルの温度を一定値以下に保ち，電気絶縁を確保するために設ける。

また，ウェットモータを使用する場合は，コイルそのものが絶縁材のみを介して，一次冷却水中に漬けられている。

11.3 供用期間中検査

本一次冷却水ポンプの供用期間中検査（ISI）は，キャンドモータ式について計画した。ウェットモータ式を採用する場合にも，ISIに関しては一次冷却材圧力バウンダリの範囲に両者で大きな差異はないと考えられる。

検査対象箇所，試験方法および試験範囲をTable Ⅱ.11.1に示す。これらに示した検査対象箇所について，検査間隔（本炉の場合12年，19節参照）の間の燃料交換時に，全体の検査量を振分けて実施するものとする。

11.4 技術的課題

本ポンプについての技術的課題として以下の点が考えられる。

(1) 横型ポンプ用軸受の検討

本炉では，他の機器の配置上からポンプを横型とした。これに伴い，ポンプの軸受に関して今後検討を要する。すなわち，陸用，舶用を問わず，原子炉の一次冷却材ポンプに横型を使用した実績がこれまでに見られないためである。

米国では，過去にCNSGⅣで横型の採用を検討する際に，たて型用軸受の使用可能性を調べるための試験研究が行われたとの情報がある[81]。

その試験では，たて型用水中軸受（ラジアルおよびスラスト）を，横型の使用条件を模擬して，摩耗およびロータの安定性の観点から試験したところ，両軸受とも特に問題となるような摩耗も，むちうち挙動もみられなかったとしている。しかし，結局は，次のCNSGⅣAでポンプは再びたて型となっている。

(2) ウェットモータポンプの開発

本設計では，詳細な検討はしていないが，キャンドモータの代わりにウェットモータを使用すれば，ステンレスキャンのないだけモータ効率が上がる可能性があると考えられる。

ただし，最近のABWRのインターナルポンプ用ウェットモータの開発では，水中における圧力，温度サイクルを受けるステーターの電気絶縁の信頼性の確保がポイントになったようであり[82]，BWRより高温・高圧の水中環境における本炉用ウェットモータでは，さらに多くの開発要素が予想される。

Table Ⅱ.11.1 一次冷却水ポンプ供用期間中検査箇所および検査方法

図中の記号	検査対象箇所	検査のカテゴリ	検査方法	検査範囲
C－1 C－2	モータケーシングとフランジとの耐圧溶接部	B－L－1	体積（手動UT）	溶接金属および板厚の半分に相当する幅または10 mmのいずれか大きい方の隣接母材
C－3 C－4	フランジ締め付け植込みボルトおよびナット	B－G－2	肉眼	全表面
C－5	モータケーシングの内表面	B－L－2	肉眼（遠隔）	耐圧部の全内表面

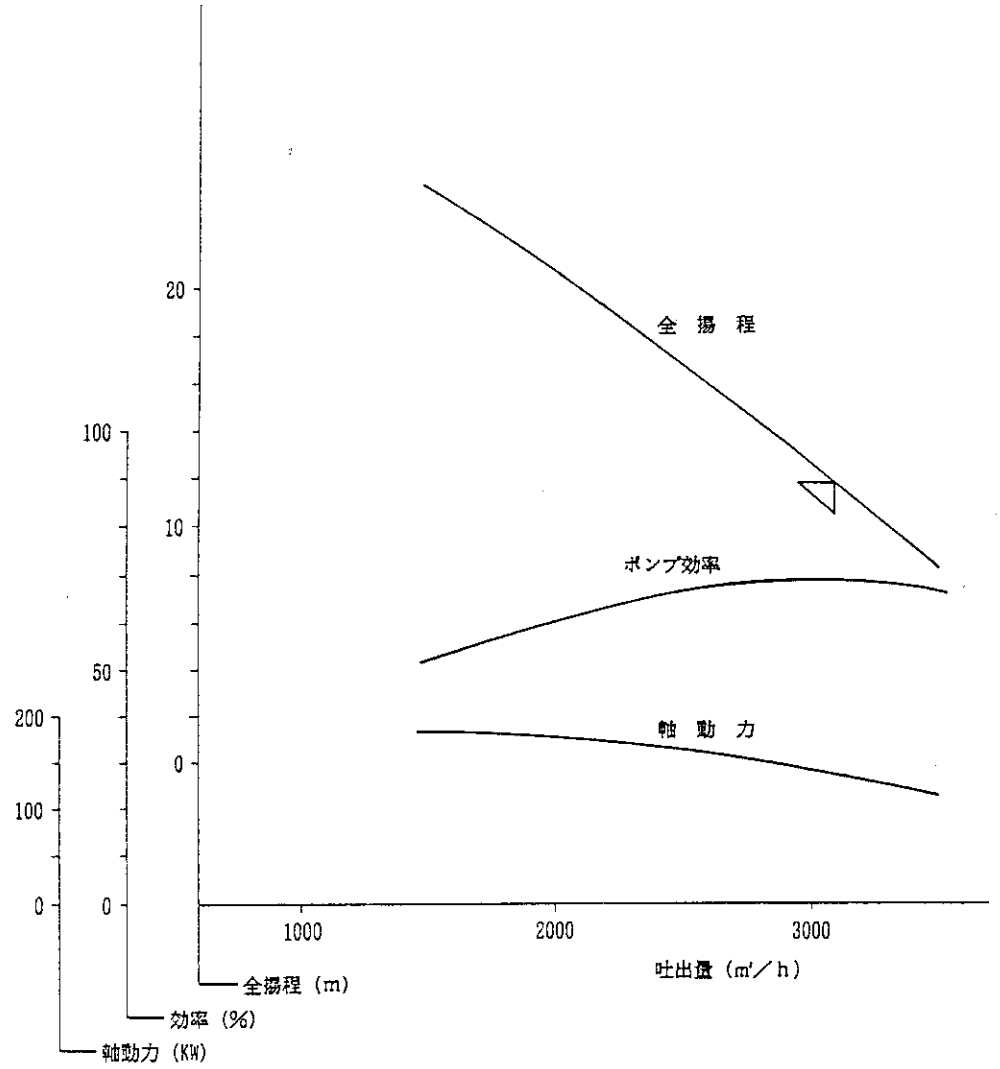


Fig. Ⅱ.11.1 一次冷却水ポンプ計画性能曲線

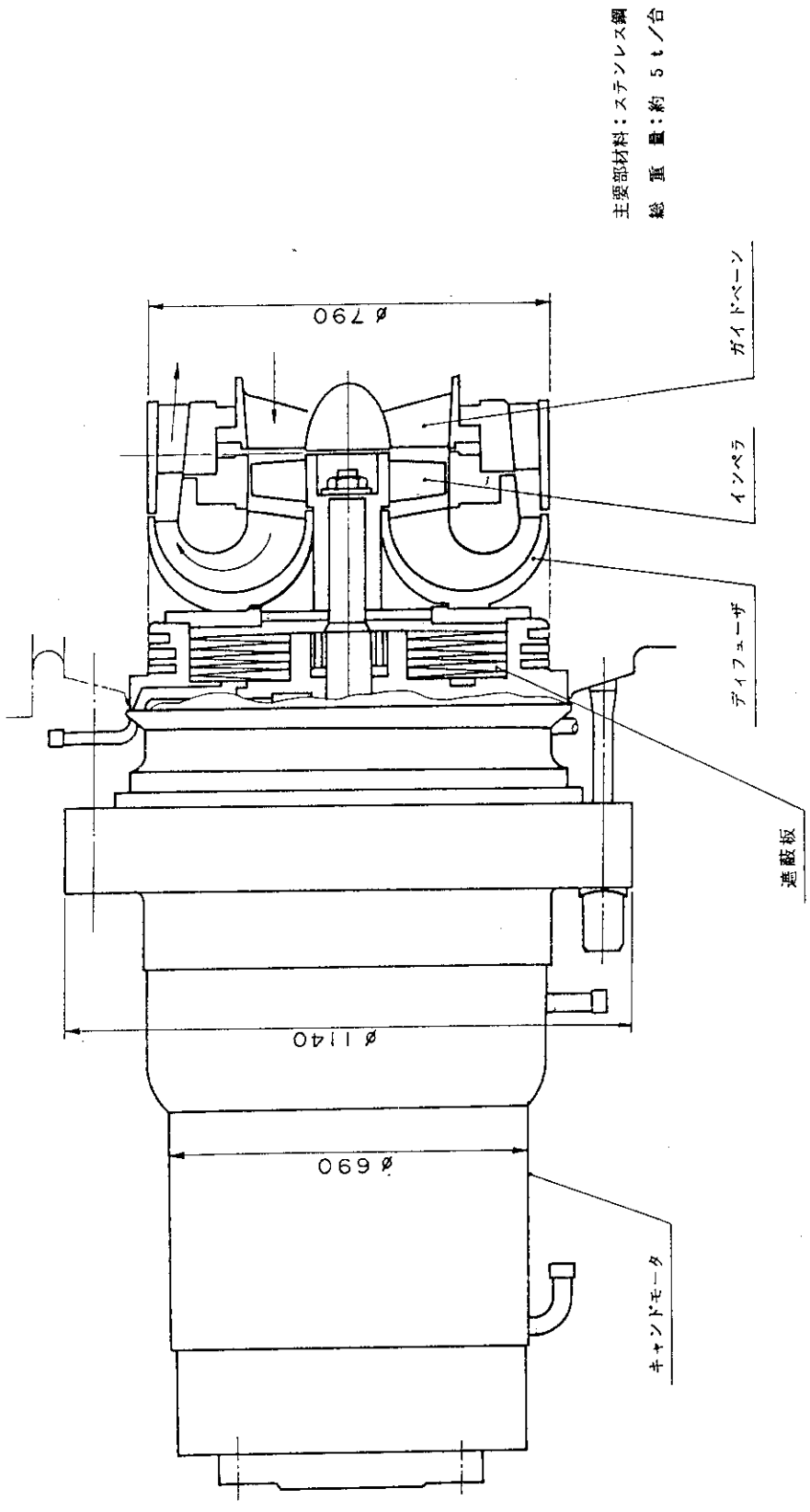


Fig. Ⅱ. 11. 2 一次冷却水ポンプ構造説明図

12. 加 圧 器

12.1 設計方針および設計条件

(1) 加圧器には，船体動揺による器内自由水面の動揺を抑制するため，水面動揺抑制装置（板）を設ける。

(2) 加圧器は炉出力30%，船体定傾斜30°でスプレイノズル冠水による機能喪失およびヒータ露出のない高さとする。

(3) 加圧器は所定の負荷変動による一次冷却水の容積変化を吸収できる容量とする。

12.2 構　造

加圧器は，Fig. Ⅱ.12.1（1/2）～（2/2）に示すように，原子炉容器蓋部に内装・吊下げた電熱加圧式で，形状は環状偏平型であり，内筒，外筒，底板，水面動揺抑制板，スプレイノズル，ヒータ等で構成する。

内筒および底板には断熱材を設け，器内水の放熱を抑制する。

水面動揺抑制板は，12枚の垂直板を放射状に配置する。

負荷変動時の一次冷却水のサージ量を吸収するとともに，器内水温度の均一化を図るため，底板にサージ孔を設ける。サージ孔は，水面動揺抑制板で仕切られた各区画毎に設ける。

加圧器の気相上部には，スプレイノズルをリング状に6個配置する。スプレイノズルは低い加圧器高さで効果を良くするため，約120°の広角とする。

加圧器の液相下部には，内胴側にリング状にヒータを配置し，船体動揺によるヒータ露出を抑制する。

ヒータはFig. Ⅱ.12.2に示すように，半円孤状のエレメントであり，ヒータリード線を原子炉容器の蓋の内側から外側に通し，端子を固定する。ヒータエレメントは断線に備え，予備を有している。

加圧器には過度の圧力上昇に備え，逃し弁および安全弁を原子炉容器蓋部に設ける。吹出し蒸気は格納容器内に設けたブローオフタンクに導く。

加圧器主要目をTable Ⅱ.12.1に示す。

12.3 製 作 性

本加圧器は，一次冷却材圧力バウンダリを構成する原子容器蓋に溶接・吊下げた炉内構造物であり，構造材を溶接・組立てし，スプレイ配管を導設，ヒータを設置して組立てる。

主な製作手順は次のとおりである。

(1) 断熱材を設けた内筒にヒータエレメント貫通孔を明けた水面動揺抑制板を溶接し，構造物として組立てる。

(2) 別途ヒータエレメントを各所定の貫通孔に通し，セットする。

(3) これらの作業と並行してスプレイ配管を原子炉容器蓋内面にセットする。

(4) 上記(3)の作業終了後，内筒と外筒の頂部を原子炉容器蓋内面に溶接固定する。

(5) これに，断熱材を設けたサージ孔付の底板を取付ける。

12.4 供用期間中検査

本加圧器は，一次冷却材圧力バウンダリを構成する原子炉容器蓋内に納められているため，ISIは原子炉容器供用期間中検査の項に含めて示す。

なお，加圧器内部構造物は「一次冷却材圧力バウンダリおよびその支持部」には該当しないため，対象外である。

12.5 技術的課題

実現性を左右する基本的な技術的課題はないが，現時点では製作実績がないため，製作性確認試験を実施する必要があるものと考えられる。

Table Ⅱ.12.1 加 圧 器 主 要 目

型　　式	内装電熱式
基　　数	1
運 転 圧 力	120 kg／cm^{2}G
運 転 温 度	飽 和 (323.8 ℃)
最高使用圧力	137 kg／cm^{2}G
最高使用温度	飽 和 (334.0 ℃)
容　　積	全容積　　約 8.2m^3
	気相／液相　4.0／4.2 m^3
内部構造材料	ステンレス鋼
ヒ ー タ 出 力	約 240 KW
ヒータエレメント	
型　　式	片端子形シースヒータ
シ ー ス 外 径	22 mm
有 効 発 熱 長	約 2,900 mm
本　　数	12
シ ー ス 材 質	インコネル 600相当
発　熱　体	ニッケル・クロム線（コイル状）
重　　量	約 7 ton

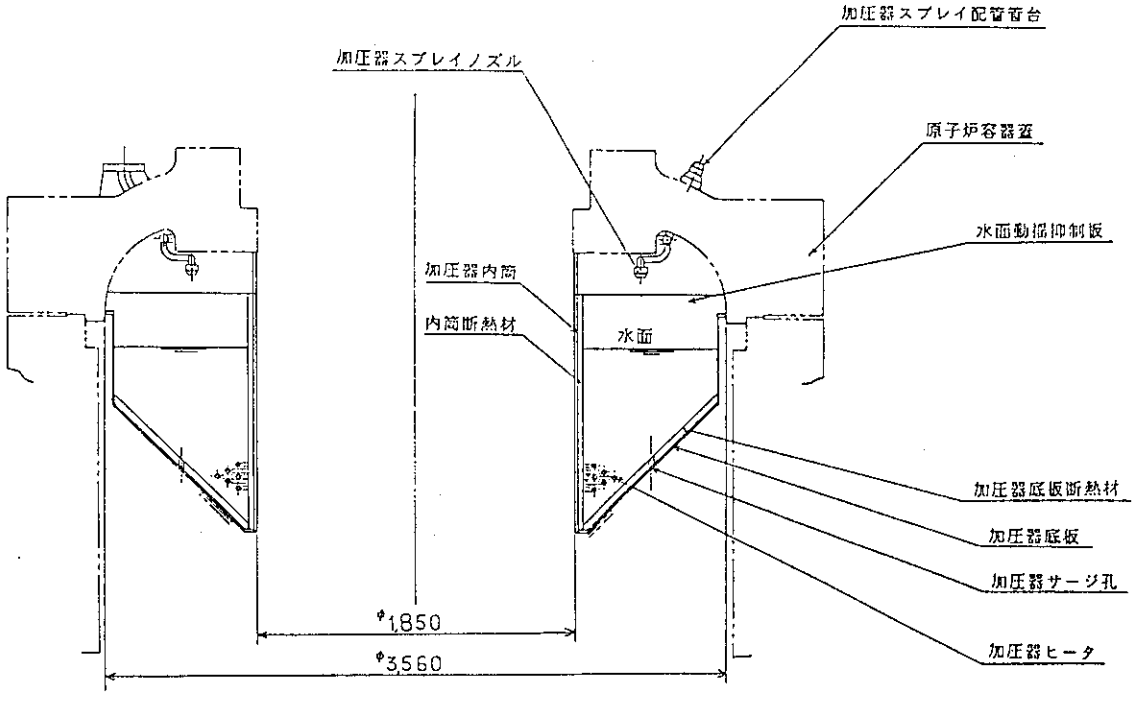


Fig. Ⅱ.12.1 加圧器構造説明図（1／2）側面図

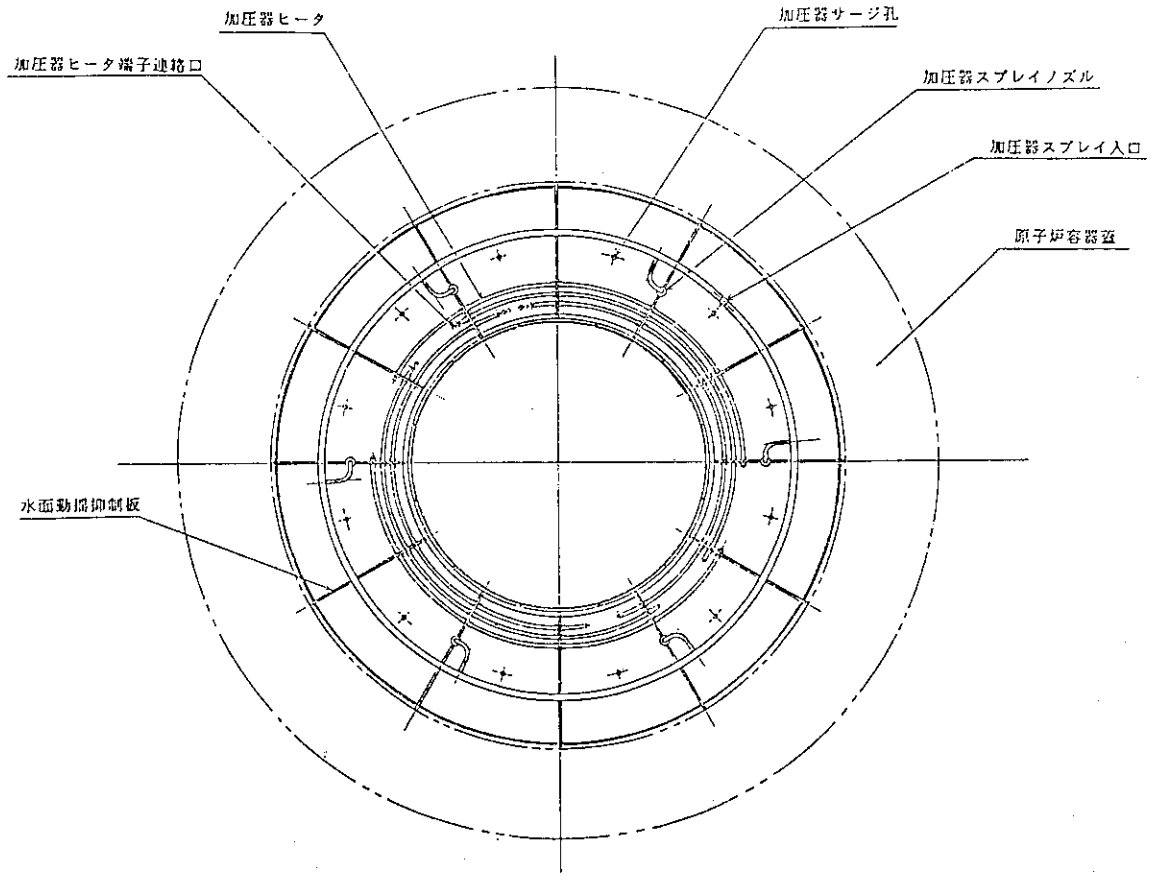


Fig. Ⅱ.12.1　加圧器構造説明図（2/2）

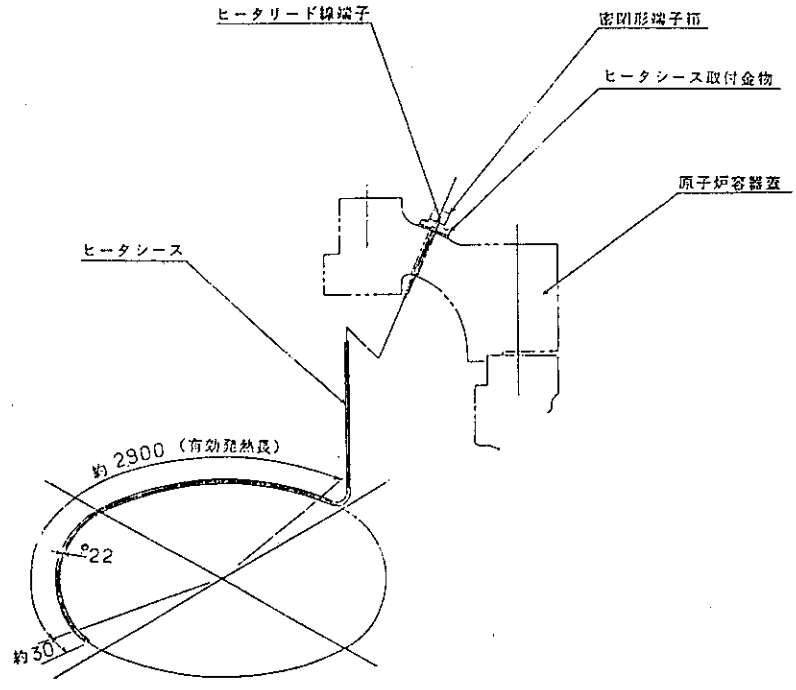


Fig. Ⅱ.12.2　加圧器ヒータエレメント

13. 格納容器

13.1 設計方針および設計条件

主な設計条件は，次のとおりである。

(1) 圧力・温度

運転時格納容器圧力	大気圧
運転時格納容器水温度	60℃（一定）
最高使用圧力	20 kg/cm^{2}G
最高使用温度	200℃以下

(2) 格納容器は，竪置円筒形の湿式耐圧型とする。

(3) 格納容器内径は，原子炉プラント小型化の観点も踏まえ，8,500 mm とする。

(4) 格納容器蓋開孔寸法は，内部機器類の保守・点検を容易にするため，胴内径とほぼ同じとする。

(5) 材料としては以下のとおりとする。

胴板・鏡板：圧力容器用鋼板（JIS G 3115 SPV 50 相当）

フランジ：圧力容器用炭素鋼鍛鋼品（JIS G 3202 SFVC 2 B 相当）

ボルト：合金鋼ボルト用棒鋼（JIS G 4108 SNB 24－3 相当）

13.2 構　造

格納容器は，Fig. Ⅱ. 13.1（1/2）～（2/2）に示すように竪置円筒形で，円筒形胴部，半球下鏡，半球上蓋および上部・下部支持構造で構成され，上部および下部支持構造を介して船体の二重底内底板上に設置・取付ける。

上部円筒胴には，蒸気・給水配管貫通ノズルをそれぞれ2個づつ，合計4個設ける。Fig. Ⅱ. 13.2 図に蒸気・給水配管貫通部構造を示す。

内部には事故時の炉心冠水を維持するために自由水面を有する格納容器水を保有する。

上蓋を除く円筒胴部および半球下鏡には，内面に補強骨を設けて内部機器類の支持を容易にするとともに，剛性を確保する。

容器の材料は，圧力容器用鋼板とし，格納容器水と接する内面は腐食を防止するため塗装を施工する。

本格納容器は，最高使用圧力が高いため，溶接継手厚さは現場応力除去熱処理不要な 38 mm を超えるが，全体寸法が一体焼鈍可能範囲内のため工場内で熱処理でき，現場応力除去熱処理が不要である。

上部支持構造は，船首尾および両舷側に計4個所設けた構造物により支持する。

下部支持構造は，二重同心円状の内側，外側スカートからなり，スカート下部にて据付ボルトにより二重底内底板に取付る。

格納容器の主要目を Table Ⅱ. 13.1 に示し，主要部概略強度検討を 13.5 節に示す。

13.3 製 作 性

格納容器は，内径8.5 mであり，各種ノズルを含めた外径寸法は10 m以下となるので，工場の建屋寸法，重量等，製作上の問題はない。

前述のとおり，本格納容器は最高使用圧力が高いため，溶接継手厚さは現場応力除去熱処理不要な38 mmを超えるが，全体寸法が一体焼鈍可能範囲内のため，現場応力除去熱処理が不要である。

ただし，薄肉容器のため，熱処理時の変形防止には工夫を要する。

円筒胴・上鏡フランジは，直径は大きいが高さが低いので，鍛造材メーカにて製作可能である。

格納容器はJEACでISIの要求がないため，溶接継手位置は自由に決めることができる。詳細設計段階で，他機器との取合，干渉等を考慮し，溶接継手位置を決めれば十分である。

このように，製作上は問題なく，一体にて輸送・据付が可能である。ただし，薄肉容器なので輸送・据付用に補強部材が必要と考えられる。

13.4 技術的課題

主な技術的課題は次のとおりである。

(1) 円筒胴・上鏡フランジは厚さ約550 mmと超極厚のため，材料として焼入れ性，機械的性質，破壊じん性等について実証試験が必要である。

(2) 円筒胴・上鏡フランジは構造上，上鏡フランジが通常フランジ，円筒胴フランジが逆フランジになる。

現行BWRの格納容器には金属面接触フランジが採用され，小型化が図られているが，通常フランジと逆フランジの組合せでの金属面接触フランジは理論的には確立していない。

このため，フランジ形状は一般のガスケット締めとした。しかし，一般のフランジとは挙動が異なるので，シール性を確保するため，詳細解析が必要と考える。

また，上記金属面接触フランジの理論的確立も望まれる。

13.5 格納容器主要部概略強度検討

(1) 円 筒 胴

(A) 内圧に対する必要板厚

告示第501号第22条3項2号より，計算上必要な板厚は，次式で概算する。

$$t=\frac{P\cdot D_i}{200S\eta-1.2P}$$

ただし，

t	：	計算上必要な板厚	mm
P	：	最高使用圧力	kg/cm^2
D_i	：	胴の内径	mm
S	：	最高使用温度における告示第501号別表第4に規定する材料の許容引張応力	$17.0\ kg/mm^2$
η	：	継手効率	1

これより，計算上必要な板厚は 50.4 mm となるので，設計板厚は 54 mm とする。

(B) 許容外圧の検討

告示第 501 号第 22 条 3 項 2 号より，許容外圧を次式で概算する。

$$P_e=\frac{4\cdot B\cdot t_o}{3\cdot D_o}$$

ただし，

P_e ：許容外圧　　kg/cm^2

D_o ：胴の外径　　8,608 mm

t_o ：設計板厚　　mm

B ：告示第 501 号別図第 8 から求めた値　　約 1,380

ここで，$\frac{D_o}{t_o}=159$，$\frac{\ell}{D_o}=0.349$

ℓ ：強め輪の間隔　　約 3,000 mm

これより，許容外圧は約 11 kg/cm^2 となり，十分高い値である。

なお，詳細については今後，圧力平衡弁の検討を実施したうえで決めるものとする。

(2) 内筒胴付フランジ

(a) フランジに作用するモーメント

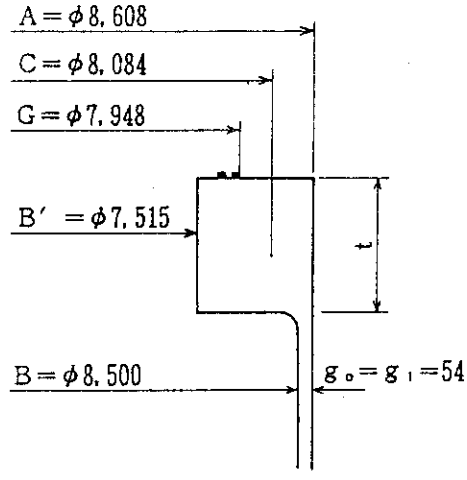
$$M_O=M_D+M_G+M_T$$

ただし，

M_O ：使用状態でフランジに作用するモーメント　　kg・mm

M_D ：$H_D\times h_D$，フランジの内径面に加わる荷重によるモーメント　　kg・mm

M_G ：$H_G\times h_G$，ガスケット荷重によるモーメント，すなわちフランジのボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差によるモーメント　　kg・mm



M_T ：$H_T\times h_T$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差によるモーメント　　kg・mm

H_D ：$\frac{\pi}{400}B^2P$，フランジの内径面に加わる荷重　　kg

H_G ：W_O-H，ガスケット荷重，すなわちボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差　　kg

H_T ：$H-H_D$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差　　kg

h_D，h_G，h_T はモーメントアームで，次による。

$$h_D=\frac{C+g_1-2g_O-B}{2}$$

$$h_G=\frac{C-G}{2}$$

$$h_T=\frac{C-\frac{B+G}{2}}{2}$$

C ：ボルト中心円の直径　8,084 mm
B ：内筒胴の内径　8,500 mm
B′ ：フランジの内径　7,515 mm
A ：フランジの外径　8,608 mm
g_1 ：フランジ背面のハブの厚さ　54 mm
G ：外側Oリング外径寸法　7,948 mm
P ：最高使用圧力
W_O ：使用状態でのボルト荷重　1.196×10^7 kg
((4)(B)参照)
H ：$\frac{\pi}{4}G^2\cdot P$，フランジに加わる内圧による全荷重　kg

これより，最高使用状態でフランジに作用するモーメントは，$M_O=2.4286\times10^9$ kg・mmとなる。

(b) フランジの強さ

最高使用状態で次式によって計算した応力値が，許容応力値以下となるようにフランジ厚さtを決める。

ハブの軸方向応力　$\sigma_H=\frac{f\cdot M_O}{L\cdot g_1^2\cdot B'}$

フランジの半径方向応力　$\sigma_R=\frac{(1.33t\cdot e_r+1)M_O}{L_r\cdot t^2\cdot B'}$

フランジの周方向応力（外径側）　$\sigma^{T1}=\frac{Y_r\cdot M_O}{t^2\cdot B'}-Z\cdot\sigma_R\cdot\frac{0.67t\cdot e_r+1}{1.33t\cdot e_r+1}$

フランジの周方向応力（内径側）　$\sigma_{T2}=\frac{M_O}{t^2\cdot B'}\cdot\left[Y-\frac{2K^2\left(1+\frac{2}{3}t\cdot e_r\right)}{(K^2-1)\cdot L_r}\right]$

ただし，

L_r ：$\frac{t\cdot e_r+1}{T_r}+\frac{t^3}{d_r}$

e_r ：$\frac{F}{h_O}$

h_O ：$\sqrt{A\cdot g_O}$　mm

g_0 ：ハブの先端の厚さ　54 mm

d ：$\frac{U_r}{V} h_0 g_0^2$

g_1 ：フランジ背面のハブの厚さ　54 mm

t ：フランジの厚さ　mm

T_r ：$\left(\frac{Z+0.3}{Z-0.3}\right) \cdot \alpha_r \cdot T$

K ：$\frac{A}{B'}$

U_r ：$\alpha_r \cdot U$

α_r ：$\left[1 + \frac{0.668(K+1)}{Y}\right]/K^2$

Y_r ：$\alpha_r \cdot Y$

また，ASME Sec. Ⅷ－1，APPENDIX－2より，各種係数は次のとおり。

f	：ハブ応力修正係数	1.0
F	：一体形フランジの係数	0.9089
T	：係　　数	1.8604
U	：係　　数	15.7655
V	：係　　数	0.5501
Y	：係　　数	14.3466
Z	：係　　数	7.4115

ここで，フランジの厚さを，t＝650 mm とすると，

$\sigma_H = 16.17 kg/mm^2$, $\sigma_R = 0.24 kg/mm^2$, $\sigma_{T1} = 7.89 kg/mm^2$, $\sigma_{T2} = 9.49 kg/mm^2$

となる。

許容応力との比較は次の通りとなり，フランジは厚さ 650 mm で十分な強度を有する。

$\sigma_H = 16.17 kg/mm^2 < 1.5\sigma_f$,　$(20.2 kg/mm^2)$

$\sigma_R = 0.24 kg/mm^2 < \sigma_f$,　$(13.5 kg/mm^2)$

$\sigma_{T1} = 7.89 kg/mm^2 < \sigma_f$

$\sigma_{T2} = 9.49 kg/mm^2 < \sigma_f$

$\frac{\sigma_H + \sigma_{T2}}{2} = 12.83 kg/mm^2 < \sigma_f$

(3) 下　鏡

(A) 内圧に対する必要板厚

告示第501号第22条3項2号より半球鏡板の計算上必要な板厚は次式で概算する。

$$t = \frac{P \cdot R}{200S\eta - 0.2P}$$

ただし，t，P，S および η は，それぞれ(1)(A)と同じである。

R ：鏡板母材の内半径　4,263 mm

これより，計算上必要な板厚は 25.2 mm となるが，次項(3)(B)より設計板厚は 36 mm のため，十分な強度を有する。

(B) 許容外圧の検討

告示第 501 号第 22 条 3 項 2 号より，許容外圧を次式で概算する。設計板厚は許容外圧が(1)の円筒胴とほぼ同じになるように決める。

$$P_e=\frac{t_O \cdot B}{R_O}$$

ただし，

P_e ：許容外圧　kg/cm^2

R_O ：胴の外半径　4,304 mm

t_O ：設計板厚　36 mm

B ：告示第 501 号別図第 8 から求めた値約 1,300

ここで，$\frac{R_O}{100t_O}=1.08$

これより，許容外圧は約 11 kg/cm^2 となる。

(4) 上 鏡 蓋

(A) 半球蓋鏡

告示第 501 号第 25 条 2 項 2 号より，半球鏡蓋の計算上必要な板厚は次式で概算する。

$$t=\frac{P \cdot R}{120S\eta}$$

ただし，

t ：計算上必要な板厚　m

P ：最高使用圧力　kg/cm^2

R ：蓋板の内半径　4,263 mm

S ：最高使用温度における別表第 4 に規定する材料の許容引張応力　17.0 kg/mm^2

η ：継手効率　1

これより，計算上必要な板厚は，41.8 mm となるので設計板厚は 43 mm とする。

(B) 蓋付フランジ用ボルト

フランジ部シールは 2 重 O リングとする。

(a) ボルトの所要断面積の計算に用いるボルト荷重は，次により計算する。

$$W_O=\frac{\pi}{4}G_2^2 \cdot P+\pi(G_1+G_2) \cdot Y$$

ただし，

W_O ：使用状態でのボルト荷重　kg

G_1 ：内側 O リングの外径　7,876 mm

G_2 ：外側 O リングの外径　7,948 mm

P ：最高使用圧力　　kg/mm^2

Y ：Oリングのシールに必要な単位長さあたりの締付力　　41 kg/mm

これより，使用状態でのボルト荷重は，1.196×10^7 kg となる。

(b) ボルトの必要総断面積 A_O は次による。

$$A_O = \frac{W_o}{S_m}$$

ただし，

W_O ：使用状態でのボルト荷重　　kg

S_m ：設計温度におけるボルトの設計応力強さ　　$27.4\ kg/mm^2$

これより，ボルトの必要総断面積は，$A_O = 4.365 \times 10^5\ mm^2$ となる。

(c) ボルトの径・本数

実際に使用するボルトの総断面積 A_b は，ボルトの必要総断面積に余裕をみる。

ボルトの軸径を 80 mm（ϕ 25.4 mm の貫通孔付き）とし，136 本使用するものとすると，$A_b = 6.147 \times 10^5\ mm^2 > A_O$ となり，ボルトは十分な強度を有する。

ボルトのねじ寸法は，M 85 × 3 とする。

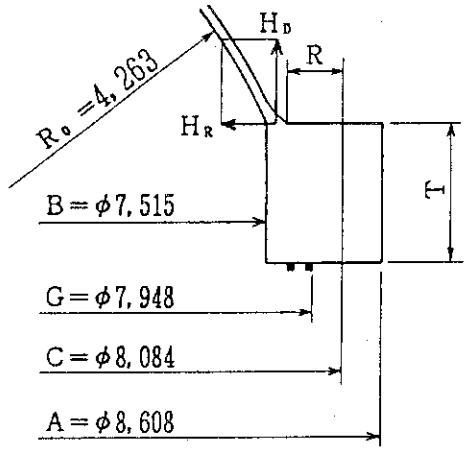
(C) 蓋付フランジ

(a) フランジに作用するモーメント

(イ) 使用状態

$M_O = M_D + M_G + M_T + M_r$

ただし，



M_O ：使用状態でフランジに作用するモーメント　　kg・mm

M_D ：$H_D \times h_D$，フランジの内径面に加わる荷重によるモーメント　　kg・mm

M_G ：$H_G \times h_G$，ガスケット荷重によるモーメント，すなわちフランジのボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差によるモーメント　　kg・mm

M_T ：$H_T \times h_T$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差によるモーメント　　kg・mm

$M_r = H_r \cdot h_r$

H_D ：$\frac{\pi}{400} B^2 P$，フランジの内径面に加わる荷重　　kg

H_G ：$W_O - H$，ガスケット荷重，すなわちボルト荷重とフランジに加わる内圧による全荷重との差　　kg

H_T ：$H - H_D$，フランジに加わる内圧による全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差　　kg

h_D, h_G, h_T はモーメントアームで，次による。

$h_D = R + 0.5g_1$ mm

$h_G = \frac{C-G}{2}$ mm

$h_T = \frac{R+g_1+h_G}{2}$ mm

$H_r = H_D \cdot \cot\left(\mathrm{Sin}^{-1}\frac{B}{2R_O}\right)$

C ：ボルト中心円の直径 8,084 mm

B ：フランジの内径 7,515 mm

g_1 ：フランジ背面のハブの厚さ 43 mm

R ：$\frac{C-B}{2} - g_1$，ボルトの中心円からハブとフランジ背面の交点までの半径方向の距離 241.5 mm

G ：外側Oリング外径寸法 7,948 mm

P ：最高使用圧力

W_O ：使用状態でのボルト荷重 1.196×10^7 kg

((4)(B)参照)

H ：$\frac{\pi}{4}G^2 \cdot P$，フランジに加わる内圧による全荷重 kg

R_O ：蓋板の内面の半径 4,263 mm

これより，最高使用状態でフランジに作用する全モーメント，$M_O = 1.124 \times 10^9$ kg・mm となる。

(ロ) ガスケット締付時

ガスケット締付時のボルト荷重は，

$W_g = \frac{A_O + A_b}{2} \cdot \sigma_a$

ただし，

W_g ：ガスケット締付時のボルト荷重 kg

A_O ：ボルトの所要総断面積 4.365×10^5 mm^2

A_b ：実際に使用するボルトの総断面積 6.147×10^5 mm^2

σ_a ：常温でのボルトの設計応力強さ 30.3 kg/mm^2

これより，$W_g = 1.5925 \times 10^7$ kg となる。

また，ガスケット締付時にフランジに作用するモーメントは，

$M_g = W_g \cdot \frac{C-G}{2}$

ただし，

M_g ： ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント　　kg・mm

W_g ： ガスケット締付時のボルト荷重　　kg

C　： ボルトの中心円の直径　　8,084 mm

G　： 外側Oリング外径　　7,948 mm

これより，ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント，$M_g = 1.0829 \times 10^9$ kg・mm となる。

(b) フランジの強さ

蓋付フランジの計算厚さは，次式で計算する。

$$T = F\left(1+\sqrt{1+\frac{J}{F^2}}\right)$$

$$F = \frac{P \cdot B\sqrt{4R^2-B^2}}{8 \cdot S_m(A-B)}$$

$$J = \frac{M}{S_m \cdot B}\left(\frac{A+B}{A-B}\right)$$

ただし，

T　： フランジの計算上必要な厚さ　　mm

P　： 最高使用圧力　　kg/mm^2

S_m ： 設計応力強さ　　18.8 kg/mm^2

R　： 鏡板の内半径　　4,263 mm

A　： フランジの外径　　8,608 mm

B　： フランジの内径　　7,515 mm

M　： フランジに作用するモーメント

使用状態の方がガスケット締付時より大きいので，使用状態での値を用いる。

これより，T＝ 458.0 mm となるので，フランジ厚さは余裕をみて 650 mm とする。

Table Ⅱ.13.1 格納容器主要目

型　　式	湿式耐圧型
基　　数	1
運転圧力	大気圧
運転温度（格納容器水）	60 ℃
最高使用圧力	20 kg／cm^{2}G
最高使用温度	200 ℃以下
内　　径	8.5 m
全　　高	約 12.8 m
内容積	全体 約 534 m^3
	（内気相　　27 m^3）
主要部材料	圧力容器鋼板
重　　量	約 418 ton

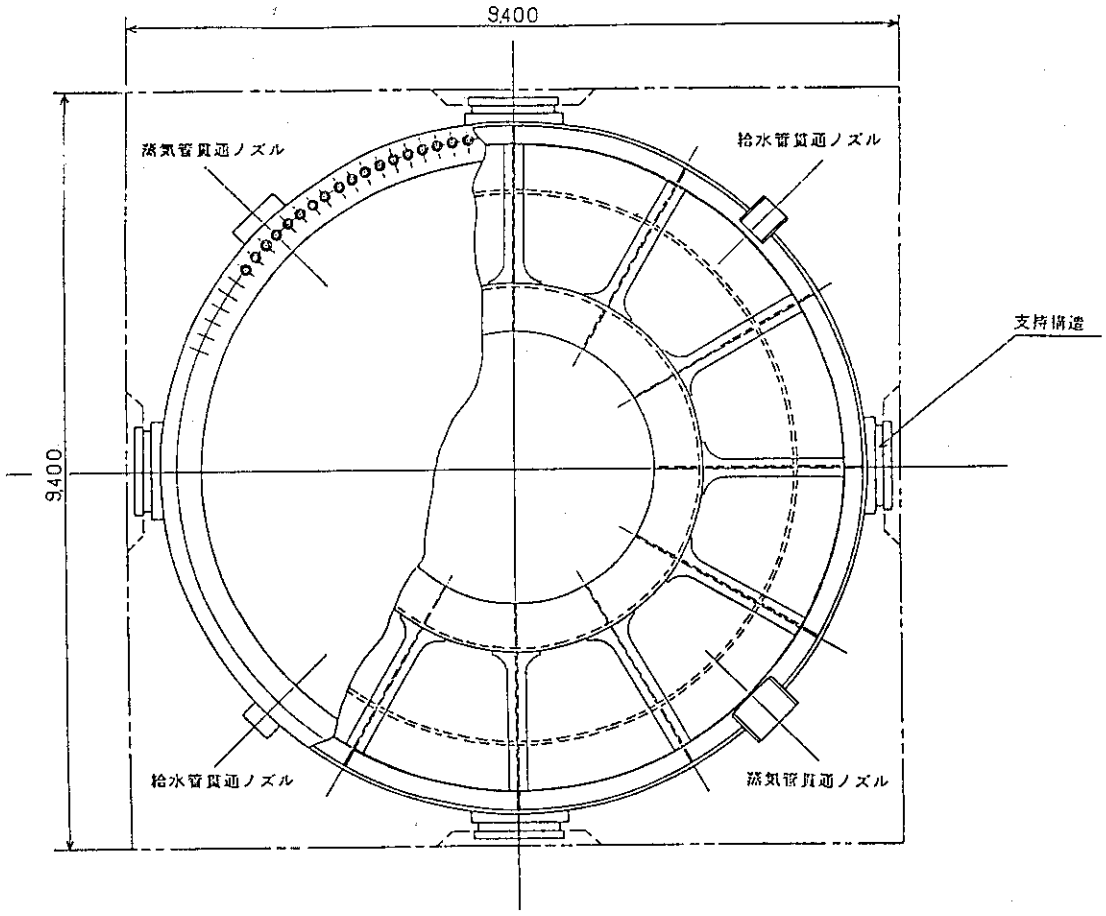


Fig. Ⅱ.13.1 格納容器構造説明図（2／2）平面図

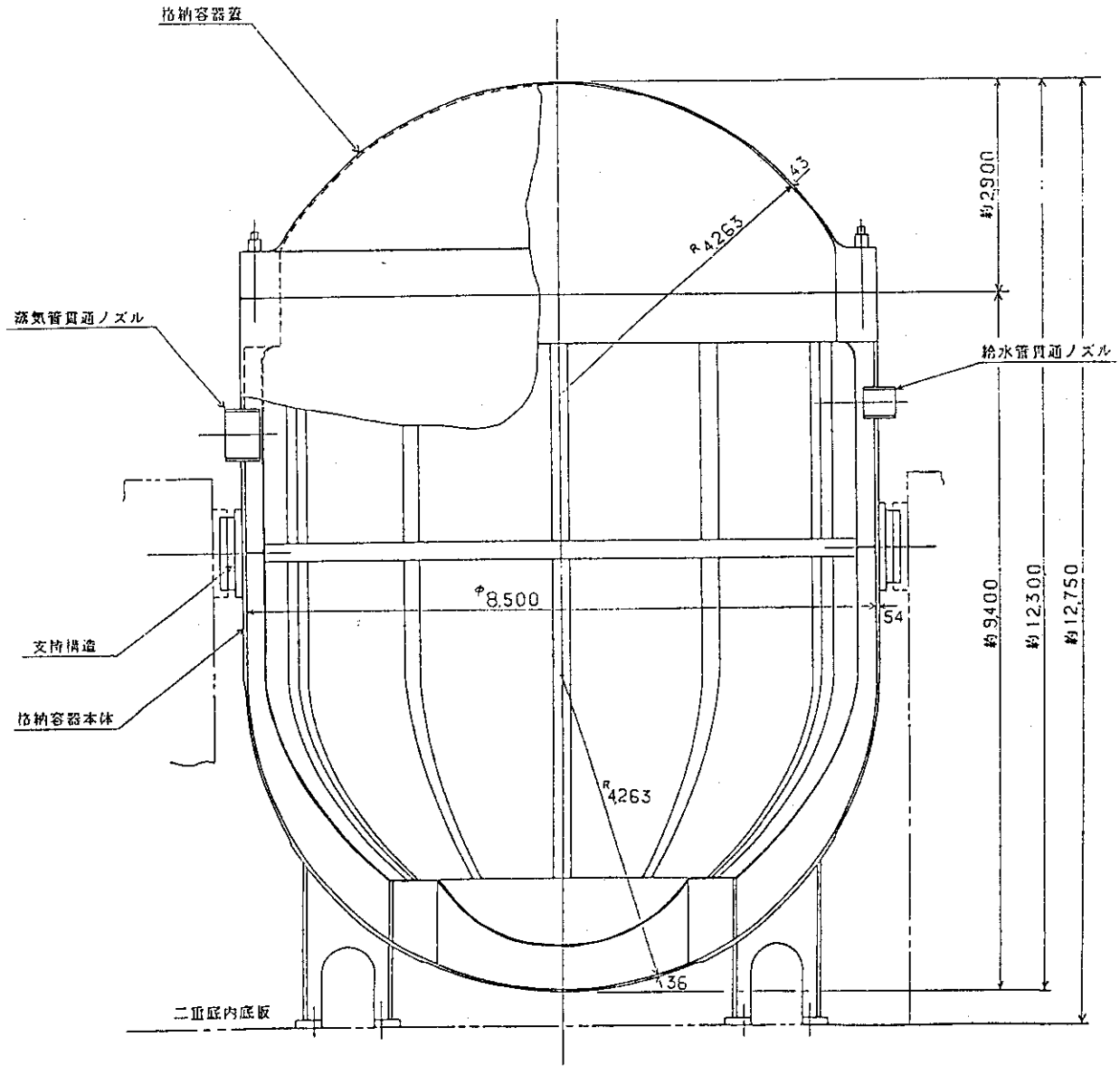


Fig. Ⅱ. 13. 1　格納容器構造説明図（1/2）側面図

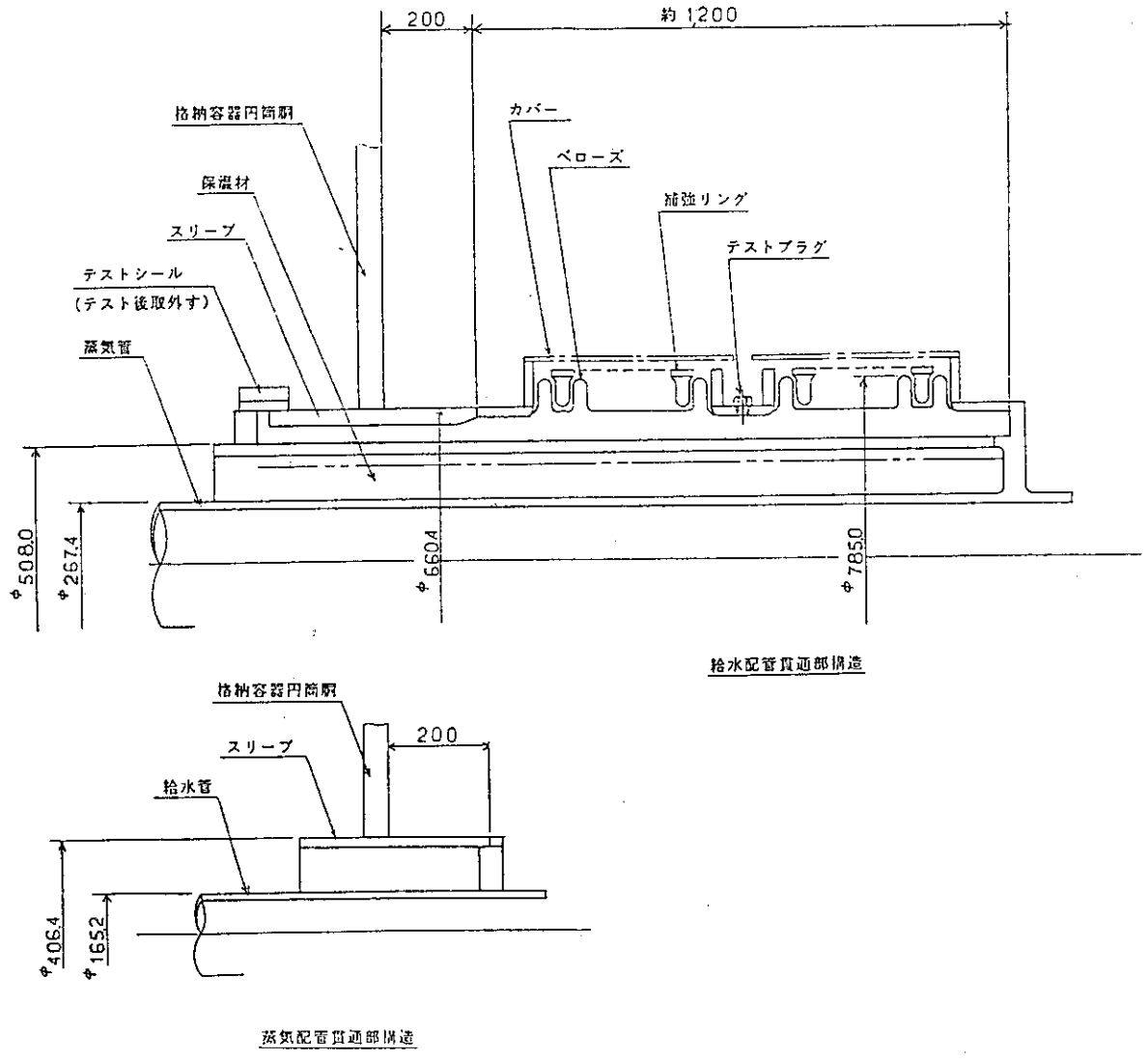


Fig. Ⅱ. 13. 2　格納容器蒸気・給水配管貫通部構造図

14. 遮　蔽

一次元および二次元輸送法コードならびに点減衰核法コードを用いて，通常運転時および事故時における放射線を許容値以下に減衰させるための遮蔽体の材料，厚さ，配置を概略検討した。

したがって，概略検討という観点からバルク遮蔽体の設計のみを実施し，不規則形状部およびストリーミングに対する計算は行っていない。

なお，本MRXの炉プラントと「小型軽量化プラント[67]」（以下，A炉と呼ぶ）における炉プラントとは，遮蔽設計の観点からは類似した個所が多いので，本MRXの遮蔽設計に際しては，A炉の計算結果も一部利用した。

14.1 設計方針および設計条件

遮蔽計算を実施するにあたり，設定した設計方針および条件は以下のとおりである。

(1) 本MRX炉は，一体型炉であり，パッシブな炉心冷却システムを採用しているので，原子炉事故時の炉心露出がないため，いわゆる二次遮蔽体は不要と仮定する。

(2) 通常運転時（100%出力）において，格納容器外表面での線量率を1.0 μSv/h（0.1 mrem/h）以下とする。

(3) 通常運転時（10%出力）において，船底外面での線量率を7.5 μSv/h（0.75 mrem/h）以下とする。

(4) 原子炉事故直後から5日間の積算直接線量を，格納容器外表面にて0.12 Sv（12 rem）以下とする。この時，ソースタームとしては，炉心が原理的に露出しない構造となっているが，不確定要素を考えて，燃料破損率を10%，破損燃料からの希ガス，ヨウ素およびその他の放出率をそれぞれ10%，5%および0.1%とする。

(5) バルクの遮蔽検討に主眼を置き，不規則形状部に対する評価は行わないものとする。

14.2 遮蔽設備

本MRXプラントの遮蔽体には，いわゆる二次遮蔽体は設置しないので，原子炉一次遮蔽体について概略構造，寸法等を以下に述べる（Fig. Ⅱ. 14.1参照）。

遮蔽体は，格納容器内外部に設けた一次遮蔽体と格納容器水とからなり，一次遮蔽体は設置される場所により原子炉容器側部一次遮蔽体および同下部一次遮蔽体に区分される。

格納容器外表面での線量率は，これらの一次遮蔽体と格納容器および格納容器水との組合わせにより，また，船底外面での線量率は格納容器および船体との組合わせにより，14.1節の設計方針に示す線量率になるまで減衰される。

側部一次遮蔽体は，原子炉容器の炉心部付近を取り囲む円筒形状の遮蔽体で，鋼と水（格納容器水）を交互に配列したものである。

鋼の合計厚さは約60 cm，合計重量は約250 tである。炉心中心部での水の合計厚さは約140 cmで，格納容器水を利用する。

下部一次遮蔽体は，原子炉容器下方向に設けられた遮蔽体で原子炉容器の下部から二重底上部までの範囲にわたって設置し，鋼，水およびポリエチレンから構成される。

各遮蔽材の合計厚さは，鋼約50 cm，水（格納容器水）約40 cm，ポリエチレン約35 cmであり，重量は，鋼は約70 t，ポリエチレンは約7 tであり，下部一次遮蔽体の合計重量（水は含めない）は約77 tである。

14.3 通常運転時の遮蔽計算

通常運転時の遮蔽計算は，炉心線源による計算とN－16ガンマ線源による計算とに分けて実行した。

(1) 炉心線源による遮蔽計算

(A) 線源強度計算

原子炉は熱出力100 MWで，炉心有効高さ121 cm，炉心等価直径131 cmだから，炉心平均核分裂中性子数は次の式により求めた。

$$出力密度=\frac{100\times10^{6}(watt)}{\frac{\pi}{4}\times131^{2}\times121(cm^{3})}=61.32(watt/cm^{3})$$

$$3.1\times10^{10}(fiss/watt\cdot sec)\times61.32(watt/cm^{3})\times2.4(n/fiss)=4.62\times10^{12}(n/sec\cdot cm^{3})$$

スペクトルはCrambergの式を用いてDLC－23E[83]ライブラリーの群構造に合わせて作成した。

このようにして求めた中性子線源強度Table Ⅱ.14.1に示す。

一方，ガンマ線線源強度は，次の式を用いて算出した。

$$N(E)=14e^{-1.10E}\quad MeV^{-1}\quad fission^{-1}\quad (E:\ MeV)$$

エネルギーの上・下限は，中性子と同様にDLC－23Eライブラリーに合わせた。

このようにして求めたガンマ線線源強度Table Ⅱ.14.2に示す。

(B) 線量率計算

計算コードは一次元輸送法コードANISN[84]を用い，炉心下方向，横方向の各方向について遮蔽計算を行った。

炉心上方向については，前回の計算結果より，特に遮蔽体を設けなくても，線量率は十分小さかったので，今回は計算を省略した。炉心下方向は球体系に，横方向は円柱体系にモデル化した。

炉心横および下方向について，各遮蔽材の厚さ，配置，組合わせについて若干のパラメータサーベイを実施した。

ANISNコードの主な使用条件を以下に示す。

- 核データはDLC－23Eを使用する。
- 中性子およびガンマ線の線量率変換係数をそれぞれ，Table Ⅱ.14.3およびTable Ⅱ.14.4に示す。
- ルジャンドル展開次数はP_3，線束の角度異方性はS_8，収束条件は$\varepsilon=1.0\times10^{-4}$とする。
- 円柱体系にモデル化した場合には，バックリング補正をh＝121.0 cm（炉心の高さ）とする。

・出力ピーキングは，軸方向はサイクル初期で約1.8，横方向はサイクル初期で約1.5であるが，遮蔽計算にとって安全側になるようにピーキング値を全体に分布させた。
・三次元的に複雑な遮蔽領域は，一次元として扱えるように均質化した。

炉心横方向

側部一次遮蔽寸法，配置を決めるために若干のパラメータ・サーベイを実施した。

炉心横方向における ANISN サーベイ用組成およびそれらの各モデルをそれぞれ Table Ⅱ.14.5 および Table Ⅱ.14.8 ならびに Fig. Ⅱ.14.2 から Fig. Ⅱ.14.5 に示す。

また，各遮蔽体の核種毎の組成密度を Table Ⅱ.14.9 にまとめて示す。

（ケース１） 原子炉容器近くに鉄の遮蔽体を置いたのみのケース

（ケース２） （ケース１）の鉄の遮蔽体を２つに分割したケース

（ケース２B） （ケース２）の鉄と鉄の遮蔽体の間の水をボロン水に替えたもの。ボロン水は次の組成とした。

H_3BO_3	0.25 g/cm^3	20 w/o
H_2O	0.98 g/cm^3	80 w/o
ボロン水	1.23 g/cm^3	100 w/o

（ケース３） ケース１に対して中性子遮蔽体をなくし，格納容器水の中に２枚の鉄を追加したケース。

得られた中性子および二次ガンマ線ならびに一次ガンマ線の各線量率計算結果を Fig. Ⅱ.14.6 から Fig. Ⅱ.14.13 に示す。

また，各ケースについて，各遮蔽体の最後部における中性子，二次ガンマ線および一次ガンマ線のスペクトルも算出した。ここでは，一例として，ケース３の場合の点F，G（Fig. Ⅱ.14.5 図参照）における中性子，二次ガンマ線および一次ガンマ線のスペクトルを繰り上げ，それらを Fig. Ⅱ.14.14 から Fig. Ⅱ.14.16 に示す。

また，ボロンの効果を見るために，ケース２Bの点F１での中性子および二次ガンマ線のスペクトルを Fig. Ⅱ.14.17 および Fig. Ⅱ.14.18 に示す（ケース２については，Fig. Ⅱ.14.19 から Fig. Ⅱ.14.21 参照）。

以上の計算結果から次のことが判った。

・ケース１では，中性子および一次ガンマ線に比べて二次ガンマ線の寄与が非常に大きいため，遮蔽不足である。
・ケース２も同様に，二次ガンマ線線量率が非常に大きい。同じ厚さの鉄の遮蔽体を２つに分割してもほとんど効果はない。
・ケース２Bでは，普通の水に変えてボロン水を一部使用してみたが，二次ガンマ線の減衰にはほとんど役立っていない。
・ケース３では，鉄水多重層による二次ガンマ線の減衰効果が表れており，線量率基準条件を十分満足している。

以上の検討結果により，方式としては，ケース３の遮蔽方式を最終的に選択した。

この時のケース３は　鋼（格納容器を含む）の合計厚さ　86 cm
水（格納容器水）の合計厚さ　176 cm

である。

そこで，最終的な炉プラント配置に対する遮蔽体の見直しをした結果，線量率は以下のようになった。

格納容器外表面にて

中　性　子	3×10^{-8}mrem/h
二次ガンマ線	1×10^{-2}mrem/h
一次ガンマ線	2×10^{-4}mrem/h
合　計	1×10^{-2}mrem/h

ピーキングファクターとして1.8を全体に乗ずると，0.018 mrem/h となった。

炉心上方向

前回で実施した遮蔽計算でも十分線量率は小さかったので，本MRXの炉心線源による上方向の遮蔽については問題ない。

したがって，遮蔽体は設けない。

炉心下方向

炉心下方向は，炉心を中心として等価半径を有する球形状に近似し，ANISNコードにより遮蔽計算を行った。

$$*\frac{1\pi r^3}{3}=\frac{\pi}{4}\times131^2\times121 \qquad \therefore r=73.0(\mathrm{cm})$$

下方向についても，若干のパラメータサーベイを実施した。

各計算に用いた元素重量比をTable Ⅱ.14.10およびTable Ⅱ.14.11に示した。

計算モデルをFig. Ⅱ.14.22からFig. Ⅱ.14.24に示す。

（ケース1） 格納容器内遮蔽体の鉄は，1個所のみとした場合。

（ケース2）（ケース1）の鉄の他に，20 cm厚さの鉄を追加した場合。

（ケース2B）（ケース2）の格納容器水の一部をボロン水に置換えた場合。

各ケースについての中性子および二次ガンマ線ならびに一次ガンマ線の線量率計算結果を，Fig. Ⅱ.14.25からFig. Ⅱ.14.30に示す。

また，横方向と同様に，下方向についても，各遮蔽体最下層での中性子，二次ガンマ線および一次ガンマ線のスペクトルを算出した。

ここでは，参考のために，ケース2（Fig. Ⅱ.14.23参照）のスペクトルを入れた（Fig. Ⅱ.14.31からFig. Ⅱ.14.36参照）。

以上の計算結果から，次のことが判った。

- ケース1は，船底外板部では100%出力にて20 mrem/h程度となり，遮蔽不足である。
- ケース2は，鉄を追加した効果が出ており，船底外側では100%出力にて約0.3 mrem/hであり，基準を満足している。
- ケース2Bも，ケース2とほぼ線量率的には同様であり，基準を満足している。

ケース2をベースに遮蔽体を若干再調整した結果，線量率を以下のように推定した。

船底外表面にて，100%出力で，

中　性　子	2×10^{-2}mrem/h
二次ガンマ線	3×10^{-1}mrem/h
一次ガンマ線	3×10^{-3}mrem/h
合　計	3.2×10^{-1}mrem/h

したがって，ピーキング係数 1.5 を乗じ，10% 出力に換算すると合計線量率約 0.05 mrem/h となる。

(2) N－16 ガンマ線源による遮蔽計算

N－16 ガンマ線源は，一次冷却水中の酸素が炉心内の高速中性子を受けて，O^{16} (n, P) N^{16} 反応により生成される N－16 崩壊ガンマ線である。

原子炉容器上方の線量率は，炉心線源に対しては十分低く問題ないので，この N－16 ガンマ線に対する評価が必要である。

(A) 線源強度

単位体積当りの N－16 ガンマ線源強度は，前回採用したものと大差はないと思われるので，ここでは，その時の単位体積当りの線源強度を使用した。

使用した各領域の N－16 ガンマ線源強度を Table Ⅱ. 14.12 線源領域は，蒸気発生器コイル立上がり部および上部ライザー部に分け，それぞれの領域は円筒で近似し，均質の組成とした。

(B) 線量率計算

格納容器の外表面に対する N－16 ガンマ線源による線量率計算は，下記の条件および方法によって実施した。

- 線源領域および遮蔽領域は全て円筒または球形状で近似し，QAD コード[85]を用いて線量率を算出した。

  遮蔽計算モデル図を Fig. Ⅱ. 14.37 に示す。
- 線源領域および遮蔽計算に使用した遮蔽領域における各部の材料組成を Table Ⅱ. 14.13 に示す。
- ビルドアップ係数は，水を使用した。
- 線量率変換係数は以下とした。

  6.13MeVに対しては　6.65×10^{-3}mrem/h/γ/cm^2・sec

  7.11MeVに対しては　7.38×10^{-3}mrem/h/γ/cm^2・sec

(C) 計算結果

各計算点に対する計算結果を Table Ⅱ. 14.14 に示す。

最終的なプラント配置図（Fig. Ⅱ. 14.1 参照）は，このモデル図とは寸法形状が異なるが，線量率的には基準を満足すると思われる。

(3) 二次元計算

炉心の斜め上方に配置された蒸気発生器付近の線量率を算出するためと，横方向の一次元計算結果との比較をするために，原子炉容器下半分までの二次元計算を行った。

(A) 条　件

- 使 用 コ ー ド　　DOT 3.5（円筒モデル）

・ルジャンドル展開次数　P 3
・角度分点セット　48 分点
・収　束　0.01
・断　面　積　DLC－23 E

計算モデルを Fig. Ⅱ. 14.38 に示す。

線源強度および線量率変換係数をそれぞれ Table Ⅱ. 14.15 から Table Ⅱ. 14.17 に示す。

(B) 結　果

中性子，ガンマ線（二次ガンマ線を含む）および全放射線（中性子＋ガンマ線）の線量率等高線分布図を，それぞれ Fig. Ⅱ. 14.39 から Fig. Ⅱ. 14.41 に示す。

また，Fig. Ⅱ. 14.38 の点イ～ヌにおけるスペクトルを Fig. Ⅱ. 14.42 から Fig. Ⅱ. 14.5 に示す。

・一次元 ANISN 計算結果と，二次元 DOT 計算結果は大体一致しており，計算が正しく実行されている。
・点ロ，ホ，ハでは熱化が進んでいるが，点ニでは原子炉容器により熱中性子が吸収されている。
・点ヘ，ト，チ，リではスペクトルの形がほとんど同じであり，全エネルギーにわたって平担化されている。
・点ヌでは，中速および熱中性子が吸収され，スペクトルは硬くなっている。
・蒸気発生器コイル入口での高速中性子束は，炉心横に比べて 4 桁以上も小さく，熱中性子束は 5 桁近く小さい。

14.4 原子炉事故時の遮蔽計算

本原子炉プラントの遮蔽上の特徴は，原子炉事故（LOCA）が発生しても，本質的に炉心が露出しないタイプなので，FP の放出量はわずかであること，および格納容器水が自己遮蔽効果を有するため，二次遮蔽体は不要という仮定である。

原子炉事故時の（以下，単に事故時と称す）遮蔽計算は特に今回は行わず，A 炉で施した計算結果をもとに推定した。

(1) 線源強度計算

事故時の遮蔽計算で使用する線源は，炉心内の核燃料の燃焼に伴ない生成される核分裂生成物（以下 FP と称す）およびアクチノイド（その娘核種を含む）からのガンマ線である。

これらの線源強度は，以下の方法および条件により算出した。

・炉心内の FP およびアクチノイドのインベントリーは，核燃料燃焼生成計算コード ORIGEN[86] を使用して求めた。
・FP およびアクチノイドのインベントリーは，熱出力 100 MWt，100% 出力にて，1100 日の連続運転での値とした。
・事故時において，燃料破損率は不確定要素を考慮して 10% として，破損燃料からの核納容器内への FP およびアクチノイドの放出割合は，固体は 0.1%，ヨウ素は 5 %，希ガスは 10% とした。

計算結果，得られた炉心全体のFPおよびアクチノイドのインベントリーをそれぞれ，Table Ⅱ. 14.18に示す。

ただし，これらの表はA炉のウラン装荷量によるものであり，今回は若干異なったものとなる。

(2) 線量率計算

以下の方法および条件にて，格納容器外表面における線量率等を算出した。

- 線量率計算コードとして，点減衰核法計算コードQADを使用した。
- ガンマ線源は格納容器内および炉心内で均一に分布するものとした。
- 線源は炉心の中にとどまるものと，格納容器水へ拡散していくものとの2つに分けた。
- 炉心から放出されたFPおよびアクチノイドは，格納容器から漏洩することはないとした。
- 遮蔽体としては，原子炉容器，格納容器水および格納容器を対象とした。
- 計算形状は，格納容器は球に近似し，格納容器水および原子炉容器は全て円筒形にて近似し，格納容器内の機器，配管は遮蔽計算にとって安全側となるように，全て省略した。

計算モデルをFig. Ⅱ. 14.46に示す。

- ガンマ線のエネルギー群数はORIGENコードと同じく18群とし，線量率変換係数はTable Ⅱ. 14.19の値を採用した。
- ビルドアップ係数は遮蔽計算にとって安全側となるように，全て水とした。

(3) 線量率計算結果

計算点A～D（Fig. Ⅱ. 14.46参照）における事故直後，1日後，5日後の線量率および5日間の線量率積分値をTable Ⅱ. 14.20に示す。

この表から，どの点でも許容線量を大きく上まわることがわかる。

そこで，12 remになるような格納容器の厚さを求める。4.3 cm厚の格納容器がない場合の線量率は，A点で事故直後にて 2.24×10^6 mrem/hとなったので，鉄4.3 cmの減衰率は，$1.70 \times 10^5 / 2.24 \times 10^6 = 0.076$ である。

故に，A点では

$$\frac{12}{1.47\times10^3}=0.076^{\frac{t}{4.3}}$$

$\therefore t = 8.0$ cm

修正後の厚さ　4.3 cm＋8.0 cm＝12.3 cm

D点では

$$\frac{12}{5.23\times10^2}=0.076^{\frac{t}{4.3}}$$

$\therefore t = 6.3$ cm

修正後の厚さ　5.2 cm＋6.3 cm＝11.5 cm

したがって，格納容器の厚さが全周にわたって，約12 cmあれば，条件を満足すると思われる。

しかしこれは，

(イ) 燃料破損率および格納容器へのFPの放出割合が厳しすぎること（A炉の約100倍）。

(ロ) 線源の（格納容器）水との均質性は完全であり，親水性（溶解度）は100％としたこと。

(ハ) 過渡期の線源移動の時間依存性はないとし，瞬時に格納容器内へ放出されるとしたこと。

等の非常にシビアな条件を採用したときでの値である。

故に，線源条件および許容線量を現実的なものに見直すことにより，本書で提案する数cmの厚さで計画可能と思われる。

14.5 まとめ

以上の遮蔽計算により，各遮蔽体透過後の線量率の概算値をまとめると，次のようになる。

(1) 通常時（100％出力）

格納容器上部外表面	約0.011 mrem/h
格納容器側部外表面	約0.018 mrem/h

(2) 通常時（10％出力）

船底外表面	約0.05 mrem/h

(3) 事故時（事故発生直後から5日間の積算）

格納容器外表面	約12 rem以下

遮蔽の観点から決まる格納容器の厚さは，本炉では明らかに全面的に事故時の被ばく評価で決まるので，14.4節で述べたように，線源条件，線源の挙動，線量基準等を詳細に検討する必要がある。

Table Ⅱ.14.1 中性子線源強度

エネルギー群	上限エネルギー (eV)	下限エネルギー (eV)	スペクトル	中性子線源強度 (n／sec全炉心体積)
1	15.0+6	12.2+6	2.49－4	2.29+15
2	12.2+6	10.0+6	1.15－3	1.05+16
3	10.0+6	8.18+6	3.94－3	3.62+17
4	8.18+6	6.36+6	1.44－2	1.33+17
5	6.36+6	4.96+6	3.31－2	3.03+17
6	4.96+6	4.06+6	4.53－2	4.15+17
7	4.06+6	3.01+6	9.98－2	9.16+17
8	3.10+6	2.46+6	8.44－2	7.74+17
9	2.46+6	2.35+6	2.04－2	1.88+17
10	2.35+6	1.83+6	1.15－1	1.05+18
11	1.83+6	1.11+6	2.15－1	1.97+18
12	1.11+6	5.50+5	2.05－1	1.88+18
13	5.50+5	1.11+5	1.45－1	1.33+18
14	1.11+5	3.35+3	1.79－2	1.64+17
15	3.35+3	5.83+2	9.22－5	8.46+14
16	5.83+2	1.01+2	6.70－6	6.15+13
17	1.01+2	2.90+1	4.11－7	3.77+12
18	2.90+1	1.07+1	6.22－8	5.71+11
19	1.07+1	3.06+0	1.52－8	1.40+11
20	3.06+0	1.12+0	2.14－9	1.96+10
21	1.12+1	4.14－1	4.72－10	4.33+9
22	4.14－1	1.00－2	1.37－10	1.25+9
計	———	———	1.00	9.17+18

Table Ⅱ.14.2 ガンマ線源強度

エネルギー群	上限エネルギー (MeV)	下限エネルギー (MeV)	スペクトル	ガンマ線源強度 (γ／sec全炉心体積)
1	10	8	1.84－4	8.85＋15
2	8	6.5	7.73－4	3.71＋16
3	6.5	5	4.02－3	1.94＋17
4	5	4	8.77－3	4.21＋17
5	4	3	2.71－2	1.30＋18
6	3	2.5	2.78－2	1.33＋18
7	2.5	2.0	4.81－2	2.31＋18
8	2.0	1.66	5.09－2	2.45＋18
9	1.66	1.33	7.14－2	3.42＋18
10	1.33	1.0	1.03－1	4.92＋18
11	1.0	0.8	8.24－2	3.96＋18
12	0.8	0.6	1.03－1	4.92＋18
13	0.6	0.4	1.28－1	6.14＋18
14	0.4	0.3	7.50－2	3.60＋18
15	0.3	0.2	8.38－2	4.02＋18
16	0.2	0.1	9.35－2	4.49＋18
17	0.1	0.05	5.07－2	2.44＋18
18	0.05	0.01	4.26－2	2.05＋18
19				
20				
21				
22				
計	――	――	1.00	4.80＋19

Table Ⅱ. 14. 3　中性子線量率変換係数（DLC-23 E 用）

上段エネルギー (MeV)	変換係数 (mrem／h／n／cm^2・s)
1.50E＋01	1.50E－01
1.22E＋01	1.49E－01
1.00E＋01	1.47E－01
8.18E＋00	1.47E－01
6.36E＋00	1.47E－01
4.96E＋00	1.47E－01
4.06E＋00	1.45E－01
3.01E＋00	1.43E－01
2.46E＋00	1.43E－01
2.35E＋00	1.43E－01
1.83E＋00	1.39E－01
1.11E＋00	1.20E－01
5.50E－01	7.61E－02
1.11E－01	2.22E－02
3.35E－03	3.67E－03
5.83E－04	3.17E－03
1.01E－04	3.72E－03
2.90E－05	3.72E－03
1.07E－05	3.72E－03
3.06E－06	3.72E－03
1.12E－06	3.72E－03
4.14E－07	3.72E－03
1.00E－08	——

Table Ⅱ.14.4 一次および二次ガンマ線線量率変換係数（DLC-23用）

上段エネルギー (MeV)	変換係数 (mrem／h／γ／cm^2・s)
1.00E＋01	9.51E－03
8.00E＋00	8.03E－03
6.50E＋00	6.93E－03
5.00E＋00	5.82E－03
4.00E＋00	5.03E－03
3.00E＋00	4.19E－03
2.50E＋00	3.72E－03
2.00E＋00	3.21E－03
1.66E＋00	2.83E－03
1.33E＋00	2.42E－03
1.00E＋00	1.98E－03
8.00E－01	1.68E－03
6.00E－01	1.36E－03
4.00E－01	9.85E－04
3.00E－01	7.59E－04
2.00E－01	5.01E－04
1.00E－01	2.83E－04
1.50E－02	2.90E－04
1.00E－02	——

Table Ⅱ.14.5　炉心横方向側部一次遮蔽体 ANISN サーベイ用組成（ケース1）

領域番号		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫		
名称		炉心	集合体バスケット	側部反射体	熱遮蔽筒および炉心槽	中性子遮蔽体	ダウンカマ	原子炉容器	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	格納容器	原子炉室		
重量比 (W/O)	Fe	15.5	100		100	100		100		100		100			
	H_2O (水又は水蒸気)	9.5		100			100		100		100				
	空気												100		
	Zr	20.1													
	UO_2	54.9													
	計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		
平均密度 (g/cm^3)		4.26	7.85	0.735	7.85	7.85	0.756	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	1.2×10^{-3}		

Table Ⅱ. 14. 6　炉心横方向側部一次遮蔽体 ANISN サーベイ（ケース２）

領域番号		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
名　称		炉心	集合体バスケット	側部反射体	熱遮蔽筒および炉心槽	中性子遮蔽体	ダウンカマ	原子炉容器	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	格納容器(鉄)	原子炉室
重量比 (W/O)	Fe	15.5	100		100	100		100		100		100		100	
	H_2O (水又は水蒸気)	9.5		100			100		100		100		100		
	空　気														100
	Zr	20.1													
	UO_2	54.9													
	計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
平均密度 (g/cm^2)		4.26	7.85	0.735	7.85	7.85	0.576	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	1.2×10^{-3}

Table Ⅱ.14.7　炉心横方向側部一次遮蔽体 ANISN サーベイ用組成（ケース2B）

領域番号		①	①	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
名称		炉心	集合体バスケット	側部反射体	熱遮蔽筒および炉心槽	中性子遮蔽体	ダウンカマ	原子炉容器	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(ボロン水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	格納容器(鉄)	原子炉室
重量比(W/O)	Fe	15.5	100		100	100		100		100		100		100	
	H_2O（水又は水蒸気）	9.5	100			100		100		100（ボロン水）		100			
	空気														100
	Zr	20.1													
	UO_2	54.9													
	計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
平均密度 (g/cm^2)		4.26	7.85	0.735	7.85	7.85	0.756	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	1.2×10^{-3}

Table Ⅱ.14.8　炉心横方向側部一次遮蔽体 ANISN サーベイ用組成（ケース3）

領域番号		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯
名　称		炉心	集合体バスケット	側部反射体	熱遮蔽筒および炉心槽	ダウンカマ	ダウンカマ	原子炉容器	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	遮蔽体(鉄)	格納容器水(水)	格納容器(鉄)	原子炉室
重量比(W/O)	Fe	15.5	100		100			100		100		100		100		100	
	H_2O（水又は水蒸気）	9.5		100		100	100		100		100		100		100		
	空　気																100
	Zr	20.1															
	UO_2	54.9															
	計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
平均密度 (g/cm^3)		4.26	7.85	0.735	7.85	0.756	0.756	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	1.2×10^{-3}

Table Ⅱ.14.9 計算に用いる物質の組成・密度（1/3）

(1) 炉　心（ρ＝4.26 g/cm^3）

元　素	組成比（w/o）	密　度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.063E＋0	4.529E－2	2.706E－2
O	1.494E＋1	6.366E－1	2.396E－2
Fe	1.550E＋1	6.603E－1	7.120E－3
Zr	2.010E＋1	8.563E－1	5.653E－3
U	4.840E＋1	2.062E＋0	5.216E－3
合　計	1.00 E＋2	4.26 E＋0	－

(2) 集合体バスケット

元　素	組成比（w/o）	密　度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
Fe	1.00 E＋2	7.85 E＋0	8.465E－2
合　計	1.00 E＋2	7.85 E＋0	－

注）以下の物質は上表と同一組成である。

1）熱遮蔽筒および炉心槽
2）中性子遮蔽体
3）原子炉容器
4）遮蔽体（鉄）
5）格納容器（鉄）
6）二重底頂板
7）船　　底
8）炉　心　槽

(3) 側部反射体

元　素	組成比（w/o）	密　度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.119E＋1	8.225E－2	4.914E－2
O	8.881E＋1	6.528E－1	2.457E－2
合　計	1.00 E＋2	7.35 E－1	－

Table Ⅱ.14.9 計算に用いる物質の組成・密度（2/3）

(4) ダウンカマ（ρ＝0.756 g/cm^3）：炉心横方向計算用

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.119E＋1	8.460E－2	5.054E－2
O	8.881E＋1	6.714E－1	2.527E－2
合 計	1.00 E＋2	7.56 E－1	－

(5) ダウンカマ（ρ＝0.903 g/cm^3）：炉心下方向計算用

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	9.232E＋0	8.336E－2	4.980E－2
O	7.327E＋1	6.616E－1	2.486E－2
Fe	1.750E＋1	1.580E－1	1.704E－3
合 計	1.00 E＋2	9.030E－1	－

(6) 原子炉室（空気）〔出典は，JAERI－M 6928 による〕

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.0000E－3	1.2049E－8	7.1991E－9
C	1.2554E－2	1.5126E－7	7.5847E－9
N	7.5470E＋1	9.0934E－4	3.9099E－5
O	2.3233E＋1	2.7993E－4	1.0538E－5
合 計	1.00 E＋2	1.2049E－3	－

注）二重底内部も上表と同一組成である。

(7) 格納容器水

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.119E＋1	1.097E－1	6.554E－2
O	8.881E＋1	8.703E－1	3.276E－2
合 計	1.00 E＋2	9.80 E－1	－

Table Ⅱ.14.9 計算に用いる物質の組成・密度（3/3）

(8) ボロン水

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	9.914E+0	1.219E−1	7.283E−2
B	3.555E+0	4.371E−2	2.435E−3
O	8.653E+1	1.064E+0	4.005E−2
合 計	1.00 E+2	1.230E+0	−

(9) 下部ノズル

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	5.114E+0	7.416E−2	4.431E−2
O	4.058E+1	5.885E−1	2.215E−2
Fe	5.430E+1	7.874E−1	8.491−3
合 計	1.00 E+2	1.45 E+0	−

(10) ポリエチレン

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.436E+1	1.335E−1	7.976E−2
C	8.564E+1	7.965E−1	3.993E−2
合 計	1.00 E+2	9.30 E−1	−

(11) 海　水

元 素	組成比（w/o）	密 度（g/cm^3）	原子個数密度 (atoms/barn・cm)
H	1.119E+1	1.147E−1	6.853E−2
O	8.881E+1	9.103E−1	3.427E−2
合 計	1.00 E+2	1.025E+0	−

Table Ⅱ.14.10　炉心下方向下部一次遮蔽体 ANISN 用組成（ケース1）

領域番号		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
名称		炉心	下部ノズル	炉心槽	ダウンカマ	原子炉容器	格納容器水	遮蔽体(鉄)	格納容器水	格納容器	ポリエチレン	二重底頂板	二重底内部	船底	海水
重量比 (W/O)	Fe	15.5	54.3	100	17.5	100		100		100		100		100	
	H_2O (水又は水蒸気)	9.5	45.7	0	82.5		100		100		H:14.36 C:85.64				100
	空気											100			
	Zr	20.1	0												
	UO_2	54.9													
	計	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
平均密度 (g/cm^2)		4.26	1.45	7.85	0.903	7.85	0.98	7.85	0.98	7.85	0.93	7.85	1.2×10^{-3}	7.85	1.025

Table Ⅱ. 14. 11　炉心下方向下部一次遮蔽体 ANISN 用組成（ケース2，1との変更個所のみ）

領域番号		⑦	⑧	⑨	⑩
名称		遮蔽体	格納容器水	遮蔽体	格納容器水
重量比 (W/O)	Fe	100		100	
	H_2O (水又は水蒸気)		100		100
	空気				
	Zr				
	UO_2				
	計	100	100	100	100
平均密度 (g/cm^2)		7.85	0.98	7.85	0.98

Table Ⅱ.14.12　N－16ガンマ線線源強度

（単位：γ／sec）

熱　　源	線　源　強　度	
	6.13MeV	7.11MeV
蒸気発生器コイル立上り部	2.08×10^{12}	1.94×10^{11}
上部ライザー部	7.53×10^{12}	7.03×10^{11}

Table Ⅱ.14.14　格納容器外表面のN－16ガンマ線による線量率

（mrem/hr）

評　価　点	A	B	C	D
6.13（MeV）	9.943×10^{-10}	9.655×10^{-3}	4.425×10^{-5}	1.566×10^{-5}
7.11（MeV）	1.765×10^{-10}	1.364×10^{-3}	7.642×10^{-6}	2.699×10^{-6}
合　　計	1.171×10^{-9}	1.102×10^{-2}	5.189×10^{-5}	1.836×10^{-5}
評価点位置座標（cm）	X：0.0 Y：0.0 Z：612.1	X：137.0 Y：0.0 Z：590.0	X：431.0 Y：0.0 Z：263.0	X：431.1 Y：0.0 Z：50.0

Table Ⅱ. 14. 13　N－16 ガンマ線に対する遮蔽計算材料物性値

(g/cc)

名　　称	H	C	N	O	Fe	合　　計
ライザ上部	7.709×10^{-2}	－	－	6.118×10^{-1}	4.011×10^{-1}	1.09×10^{0}
SGコイル立上がり部	6.208×10^{-2}	－	－	4.927×10^{-1}	1.345×10^{0}	1.90×10^{0}
制御棒駆動機横冠水部	3.662×10^{-2}	－	－	2.906×10^{-1}	3.923×10^{0}	4.25×10^{0}
炉　心　槽	－	－	－	－	7.85×10^{0}	7.85×10^{0}
加圧器液相部	7.385×10^{-2}	－	－	5.861×10^{-1}	－	6.60×10^{-1}
加圧器気相部	7.833×10^{-3}	－	－	6.217×10^{-2}	－	7.00×10^{-2}
圧力容器	－	－	－	－	7.85×10^{0}	7.85×10^{0}
格納容器水	1.097×10^{-1}	－	－	8.703×10^{-1}	－	9.80×10^{-1}
格納容器露出部	1.030×10^{-8}	1.293×10^{-7}	7.773×10^{-4}	2.393×10^{-4}	－	1.03×10^{-3}
格納容器	－	－	－	－	7.85×10^{0}	7.85×10^{0}
原子炉室	1.200×10^{-8}	1.506×10^{-7}	9.056×10^{-4}	2.788×10^{-4}	－	1.20×10^{-3}

Table Ⅱ.14.15 中性子線源強度

エネルギー群	上限エネルギー (eV)	下限エネルギー (eV)	スペクトル	線源強度 (n/sec・cm^3)	DOT計算用線源 (n/sec・cm^3)
1	15.0+6	12.2+6	2.49－4	1.40－9	1.111E+12
2	12.2+6	10.0+6	1.15－3	6.44+9	
3	10.0+6	8.18+6	3.94－3	2.22+10	
4	8.18+6	6.36+6	1.44－2	8.16+10	
5	6.36+6	4.96+6	3.31－2	1.86+11	
6	4.96+6	4.06+6	4.53－2	2.55+11	
7	4.06+6	3.01+6	9.98－2	5.62+11	
8	3.01+6	2.46+6	8.44－2	4.75+11	2.444+12
9	2.46+6	2.35+6	2.04－2	1.15+11	
10	2.35+6	1.83+6	1.15－1	6.44+11	
11	1.83+6	1.11+6	2.15－1	1.21+12	
12	1.11+6	5.50+5	2.05－1	1.15+12	1.966+12
13	5.50+5	1.11+5	1.45－1	8.16+11	
14	1.11+5	3.35+3	1.79－2	1.01+11	1.015+11
15	3.35+3	5.83+2	9.22－5	5.19+8	
16	5.83+2	1801+2	6.70－6	3.77+7	4.036+7
17	1.01+2	2.90+1	4.11－7	2.31+6	
18	2.90+1	1.07+1	6.22－8	3.50+5	
19	1.77+1	3.06+0	1.52－8	8.59+4	8.59+4
20	3.06+0	1.12+0	2.14－9	1.20+4	1.466+4
21	1.12+1	4.14－1	4.72－10	2.66+3	
22	4.14－1	1.00－2	1.37－10	7.67+2	7.67+2
計	－	－	1.00	5.63+12	5.63+12

注）炉心体積は 1.63×10^6 cm^3 とした。

Table Ⅱ.14.16 ガンマ線源強度

エネルギー群	上限エネルギー (MeV)	下限エネルギー (MeV)	スペクトル	線源強度 (γ/sec・cm^3)	DOT計算用線源 (γ/sec・cm^3)
1	10	8	1.84－4	5.43＋9	2.823＋10
2	8	6.5	7.73－4	2.28＋10	
3	6.5	5	4.02－3	1.19＋11	1.175＋12
4	5	4	8.77－3	2.58＋11	
5	4	3	2.71－2	7.98＋11	
6	3	2.5	2.78－2	8.16＋11	8.856＋12
7	2.5	2.0	4.81－2	1.42＋12	
8	2.0	1.66	5.09－2	1.50＋12	
9	1.66	1.33	7.14－2	2.10＋12	
10	1.33	1.0	1.03－1	3.02＋12	
11	1.0	0.8	8.24－2	2.43＋12	1.390＋13
12	0.8	0.6	1.03－1	3.02＋12	
13	0.6	0.4	1.28－1	3.77＋12	
14	0.4	0.3	7.50－2	2.21＋12	
15	0.3	0.2	8.38－2	2.47＋12	
16	0.2	0.1	9.35－2	2.75＋12	2.75＋12
17	0.1	0.05	5.07－2	1.50＋12	150＋12
18	0.05	0.01	4.26－2	1.26＋12	1.26＋12
計	－	－	1.00	2.95＋13	2,95＋13

注）炉心体積は 1.63×10^6 cm^3 とした。

Table Ⅱ. 14. 17　縮約群構造線量率変換係数

中　　性　　子			ガ　　ン　　マ　　線		
群番号	エネルギー上限値 (MeV)	線量率変換係数 (mrem/h/n/cm^2/s)	群番号	エネルギー上限値 (MeV)	線量率変換係数 (mrem/h/γ/cm^2/s)
1	1.50×10^{1}	1.46×10^{-1}	1	1.00	8.77×10^{-3}
2	3.01	1.42×10^{-1}	2	6.50	5.93×10^{-3}
3	1.11	9.27×10^{-2}	3	3.00	3.27×10^{-3}
4	1.11×10^{-1}	4.29×10^{-3}	4	1.00	1.35×10^{-3}
5	5.83×10^{-4}	3.72×10^{-3}	5	2.00×10^{-1}	5.01×10^{-4}
6	1.07×10^{-5}	3.72×10^{-3}	6	1.00×10^{-1}	2.83×10^{-4}
7	3.06×10^{-6}	3.72×10^{-3}	7	5.00×10^{-2}	2.90×10^{-4}
8	4.14×10^{-7}	3.72×10^{-3}			

Table Ⅱ.14.18　事故時におけるガンマ線炉心線源（炉内インベントリー）（1/2）

（単位：γ/sec）

	群番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
直後	A	6.643E+18	1.379E+18	1.187E+18	1.176E+18	1.528E+18	1.515E+18	2.174E+18	1.230E+18	1.816E+18	2.471E+18
	B	5.702E+17	1.328E+17	5.252E+16	1.252E+17	8.248E+16	4.102E+16	8.383E+16	2.024E+17	5.840E+17	6.942E+17
	C	6.127E+17	1.136E+17	1.581E+17	1.078E+17	1.447E+17	1.003E+17	4.475E+18	1.573E+17	1.936E+17	0.0
	合　計	7.826E+18	1.625E+18	1.398E+18	1.409E+18	1.755E+18	1.656E+18	2.710E+18	1.590E+18	2.594E+18	3.165E+18
	群番号	11	12	13	14	15	16	17	18		
	A	1.185E+18	4.465E+17	1.817E+17	1.009E+17	5.217E+16	2.881E+16	3.200E+14	6.441E+10		
	B	4.020E+17	9.254E+16	2.966E+16	1.936E+16	1.961E+16	1.749E+16	0.0	0.0		
	C	8.842E+16	1.009E+17	1.072E+17	1.978E+16	1.142E+16	7.767E+14	0.0	0.0		
	合　計	1.675E+18	6.399E+17	3.186E+17	1.400E+17	8.320E+16	4.708E+16	3.200E+14	6.441E+10		

	群番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
一日後	A	1.593E+18	2.686E+17	2.661E+17	1.939E+17	2.593E+17	7.790E+17	5.693E+17	1.318E+17	3.974E+17	5.261E+17
	B	6.424E+16	1.809E+16	48548E+15	1.167E+16	8.874E+15	4.048E+08	1.357E+16	7.346E+16	2.734E+17	1.301E+17
	C	2.512E+16	3.030E+15	7.767E+16	0.0	6.952E+16	0.0	5.138E+16	7.735E+10	1.805E+15	0.0
	合　計	1.682E+18	2.891E+17	3.483E+17	2.056E+17	3.377E+17	7.790E+17	6.343E+17	2.053E+17	6.726E+17	6.562E+17
	群番号	11	12	13	14	15	16	17	18		
	A	3.456E+16	1.609E+17	4.196E+15	6.063E+15	5.274E+13	4.374E+11	0.0	0.0		
	B	4.186E+16	6.092E+15	2.342E+15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	C	0.0	3.254E+13	1.544E+14	1.665E+10	0.0	0.0	0.0	0.0		
	合　計	7.642E+16	1.670E+17	6.692E+15	6.063E+15	5.274E+13	4.374E+11	0.0	0.9		

A：固体＋アクチノイド
B：ハロゲン
C：希ガス

Table Ⅱ.14.18　事故時におけるガンマ線炉心線源（炉内インベントリー）（2/2）

（単位：γ/scc）

	群番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
五	A	7.566E+17	1.588E+17	1.494E+17	1.132E+17	1.218E+17	3.424E+17	2.088E+17	7.628E+16	2.543E+17	4.123E+17
	B	2.156E+16	7.642E+15	1.941E+15	3.800E+15	3.702E+15	0.0	7.884E+15	5.142E+16	8.922E+16	5.268E+16
	C	1.031E+16	1.085E+15	5.026E+16	0.0	4.499E+16	0.0	5.926E+13	0.0	7.677E+10	0.0
	合　計	7.885E+17	1.675E+17	2.016E+17	1.170E+17	1.705E+17	3.424E+17	2.167E+17	1.277E+17	3.435E+17	4.650E+17
日	群番号	11	12	13	14	15	16	17	18		
	A	1.372E+16	1.362E+17	3.468E+15	5.176E+15	4.326E+13	0.0	0.0	0.0		
	B	1.142E+16	1.043E+15	8.314E+14	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
後	C	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	合　計	2.514E+16	1.372E+17	4.299E+15	5.176E+15	4.326E+13	0.0	0.0	0.0		

A：固体＋アクチノイド
B：ハロゲン
C：希ガス

Table Ⅱ. 14. 19　事故時ガンマ線線量率変換係数

群	ガンマ線平均エネルギー (MeV)	線量率変換係数 (mrem／h／γ／cm²・sec)
1	0.015	1.18－3
2	0.025	4.00－4
3	0.038	1.82－4
4	0.058	1.25－4
5	0.085	1.38－4
6	0.125	1.92－4
7	0.225	4.00－4
8	0.375	7.35－4
9	0.575	1.14－3
10	0.850	1.54－3
11	1.250	2.17－3
12	1.750	2.86－3
13	2.250	3.33－3
14	2.750	3.85－3
15	3.500	4.55－3
16	5.000	5.88－3
17	7.000	7.14－3
18	11.000	1.00－2

Table Ⅱ. 14. 20　事故時線量計算結果

(mrem／hr)

評価点	冷却日数（日）			5日間の積分値
	0	1	5	(rem)
A	1.70×10^{5}	1.40×10^{4}	4.98×10^{3}	1.47×10^{3}
B	1.17×10^{5}	9.09×10^{3}	3.21×10^{3}	1.01×10^{3}
C	1.06×10^{5}	7.76×10^{3}	2.73×10^{3}	9.17×10^{2}
D	6.05×10^{4}	4.02×10^{3}	1.41×10^{3}	5.23×10^{2}

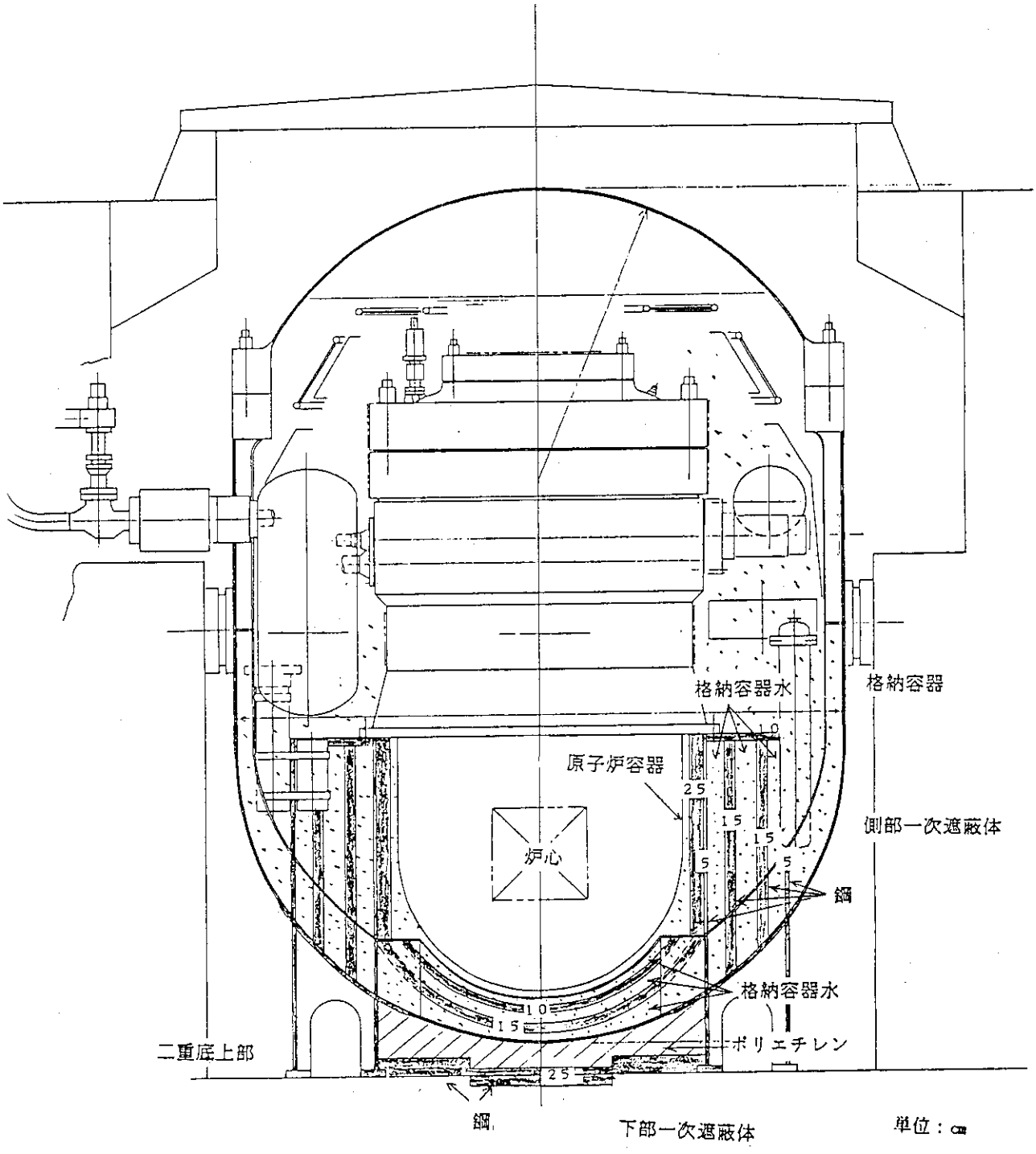


Fig. Ⅱ. 14. 1　遮蔽体配置図

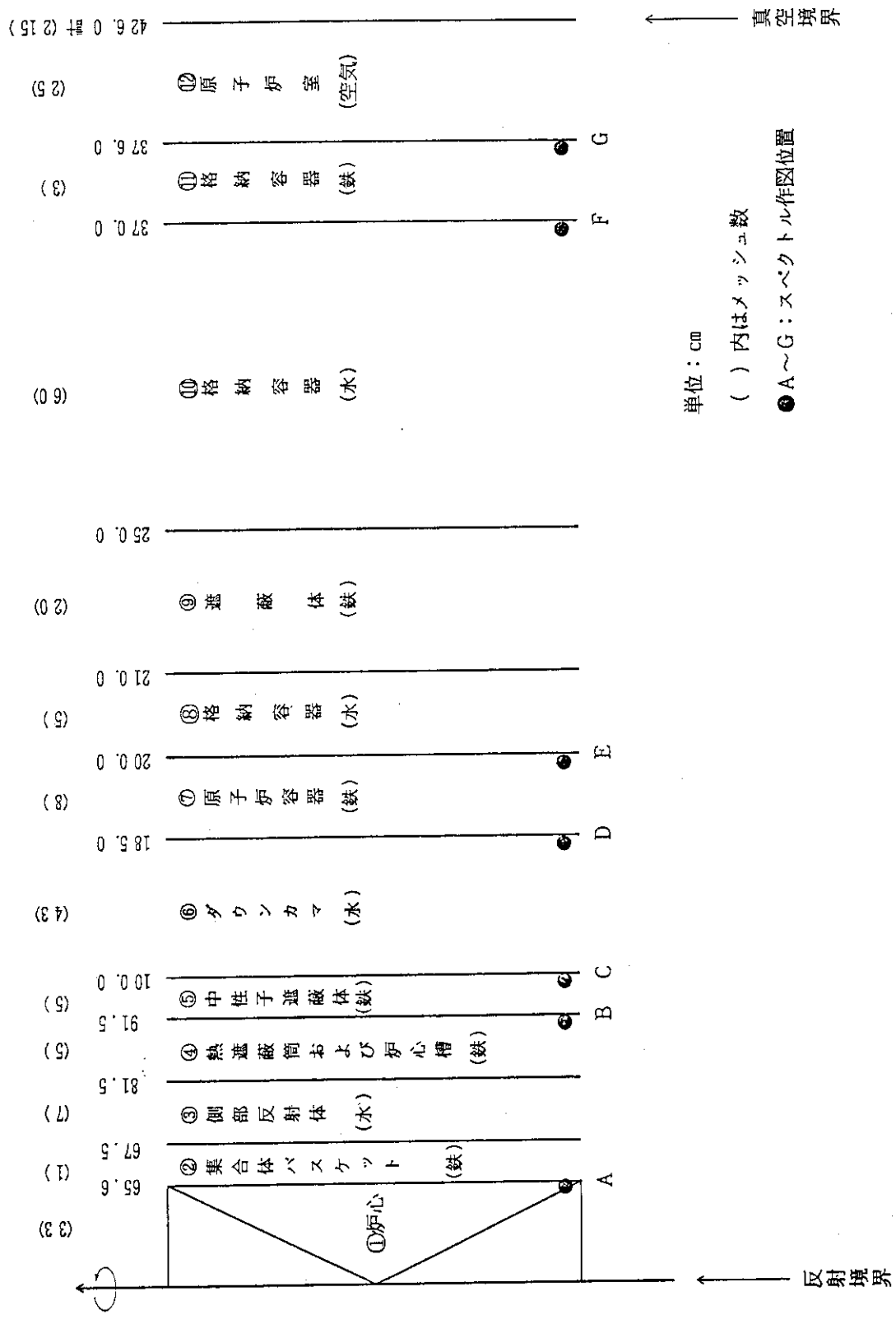


Fig. II. 14. 2 炉心横方向 ANISN モデル（ケース1）［円筒モデル］

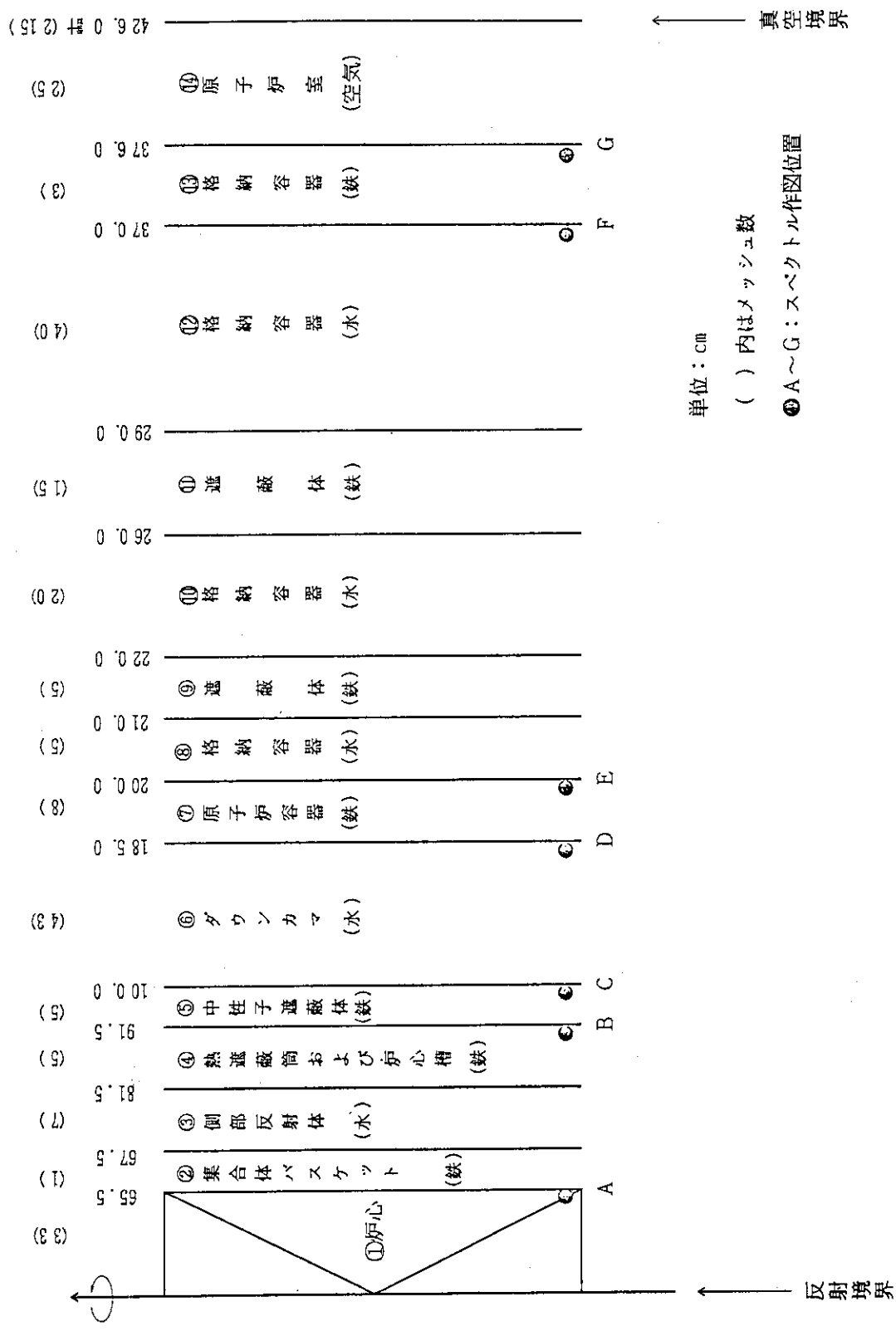


Fig. II.14.3 炉心横方向 ANISN モデル（ケース2）［円筒モデル］

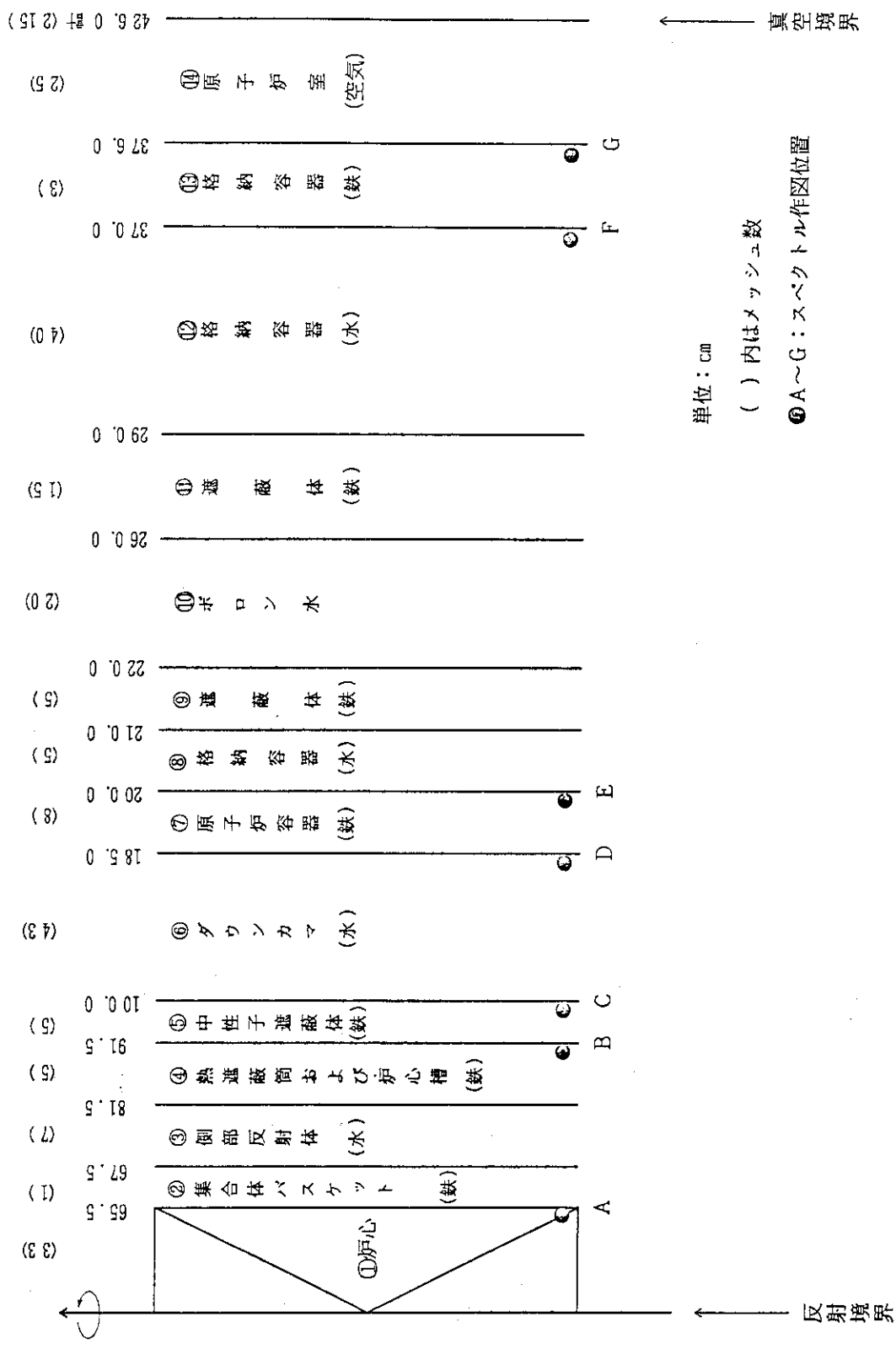


Fig. Ⅱ.14.4　炉心横方向 ANISN モデル（ケース2B）［円筒モデル］

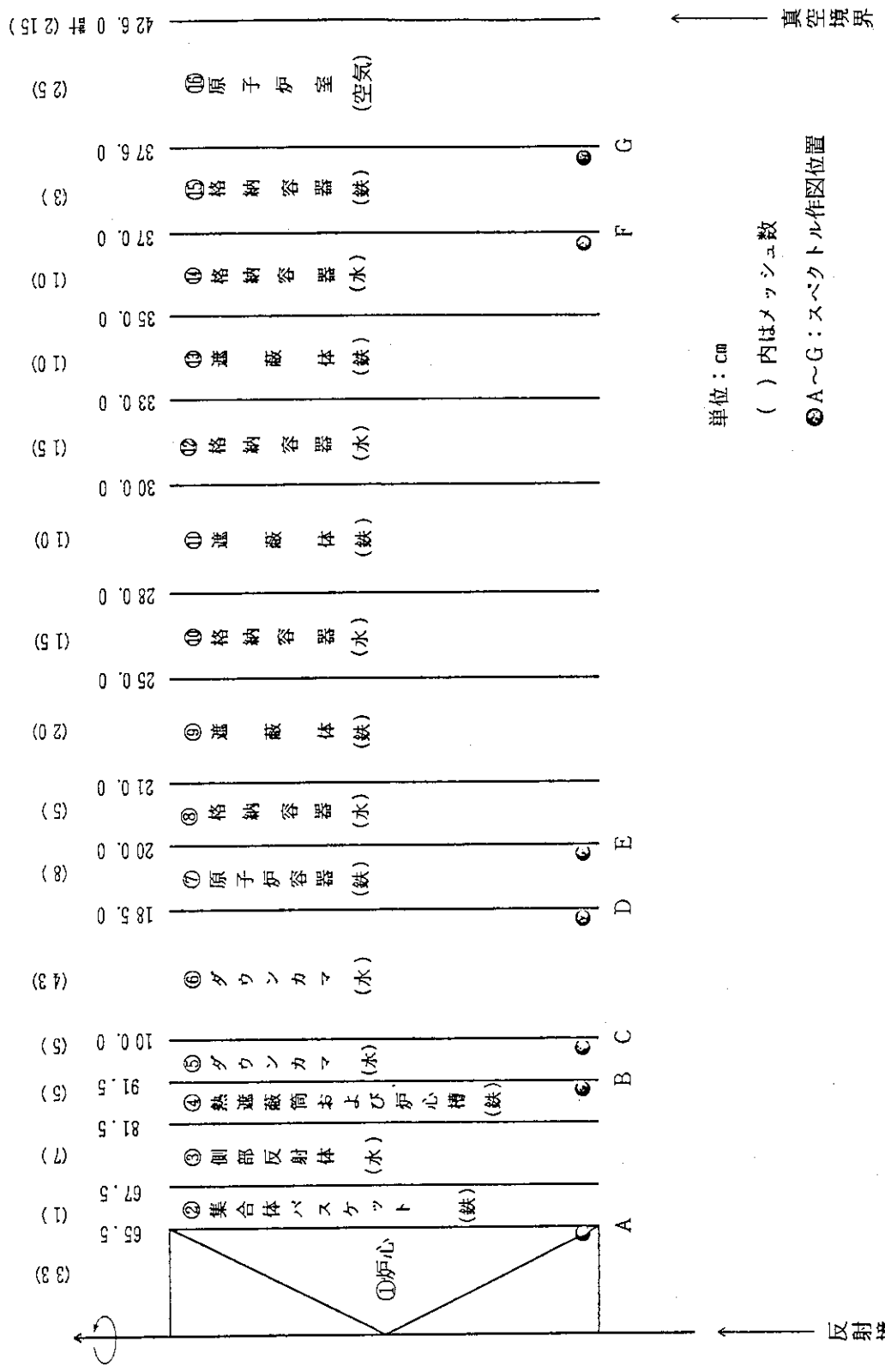


Fig. II.14.5 炉心横方向 ANISN モデル（ケース3）［円筒モデル］

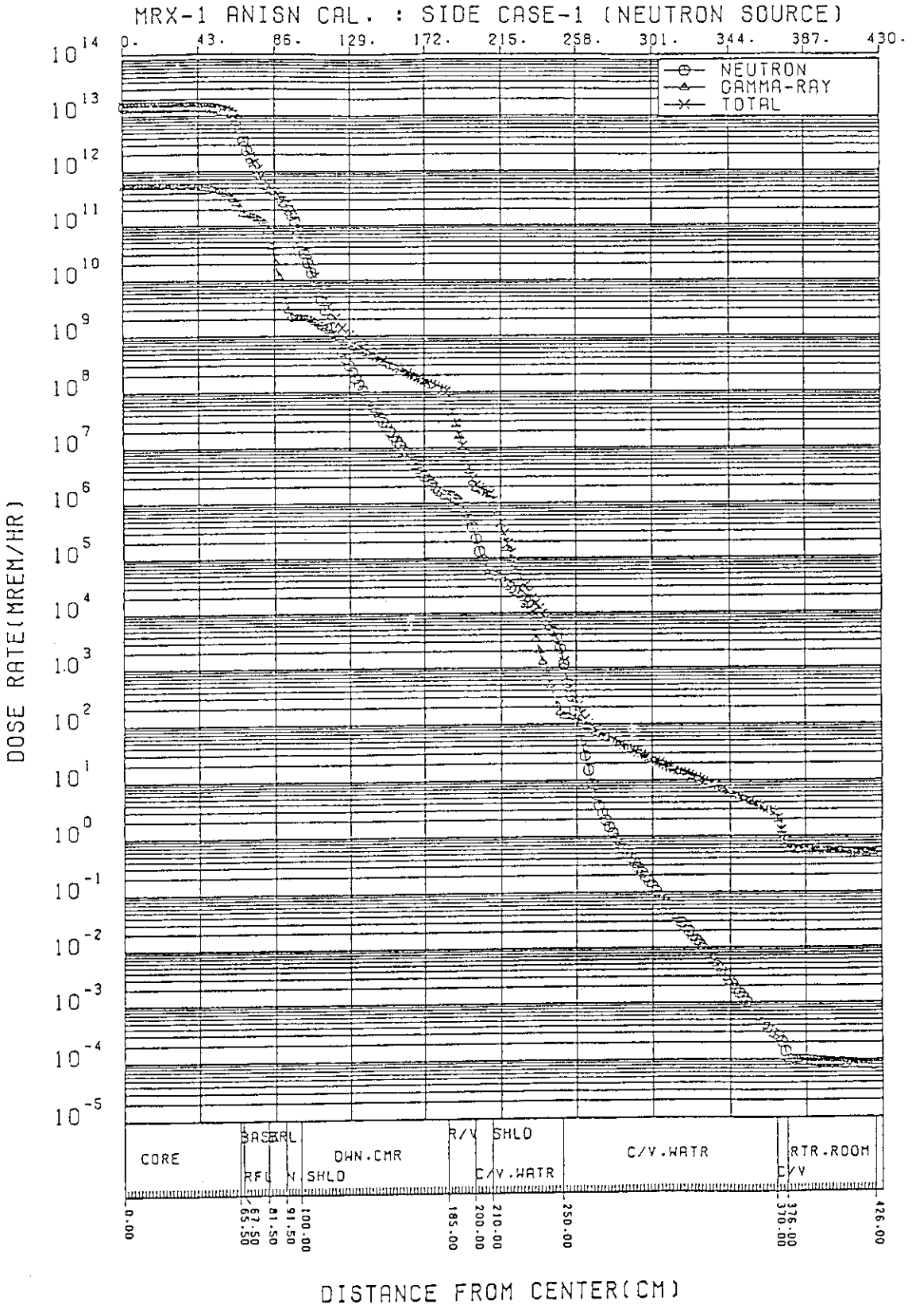


Fig. Ⅱ.14.6 炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース１］

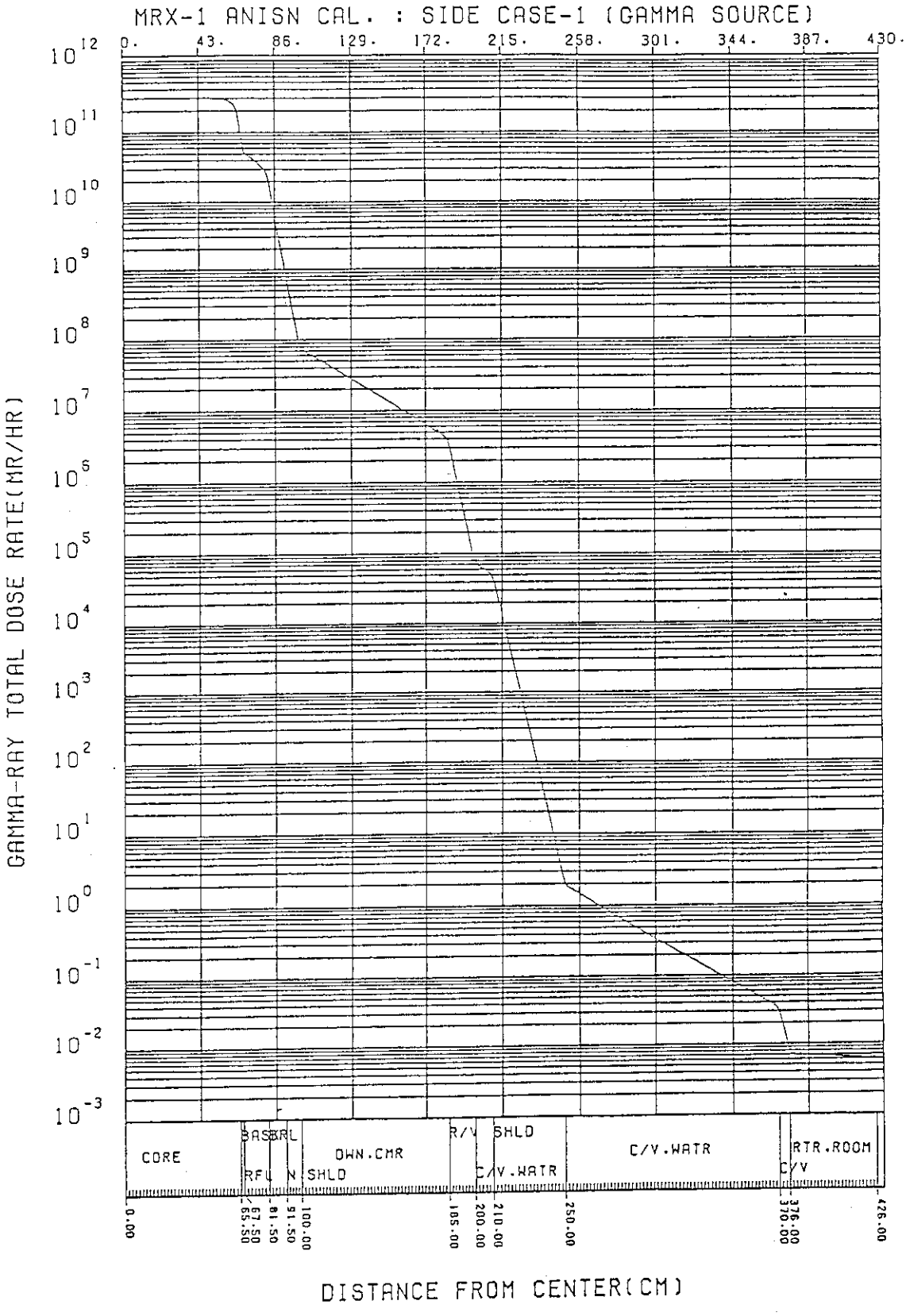


Fig. Ⅱ. 14. 7　炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース１］

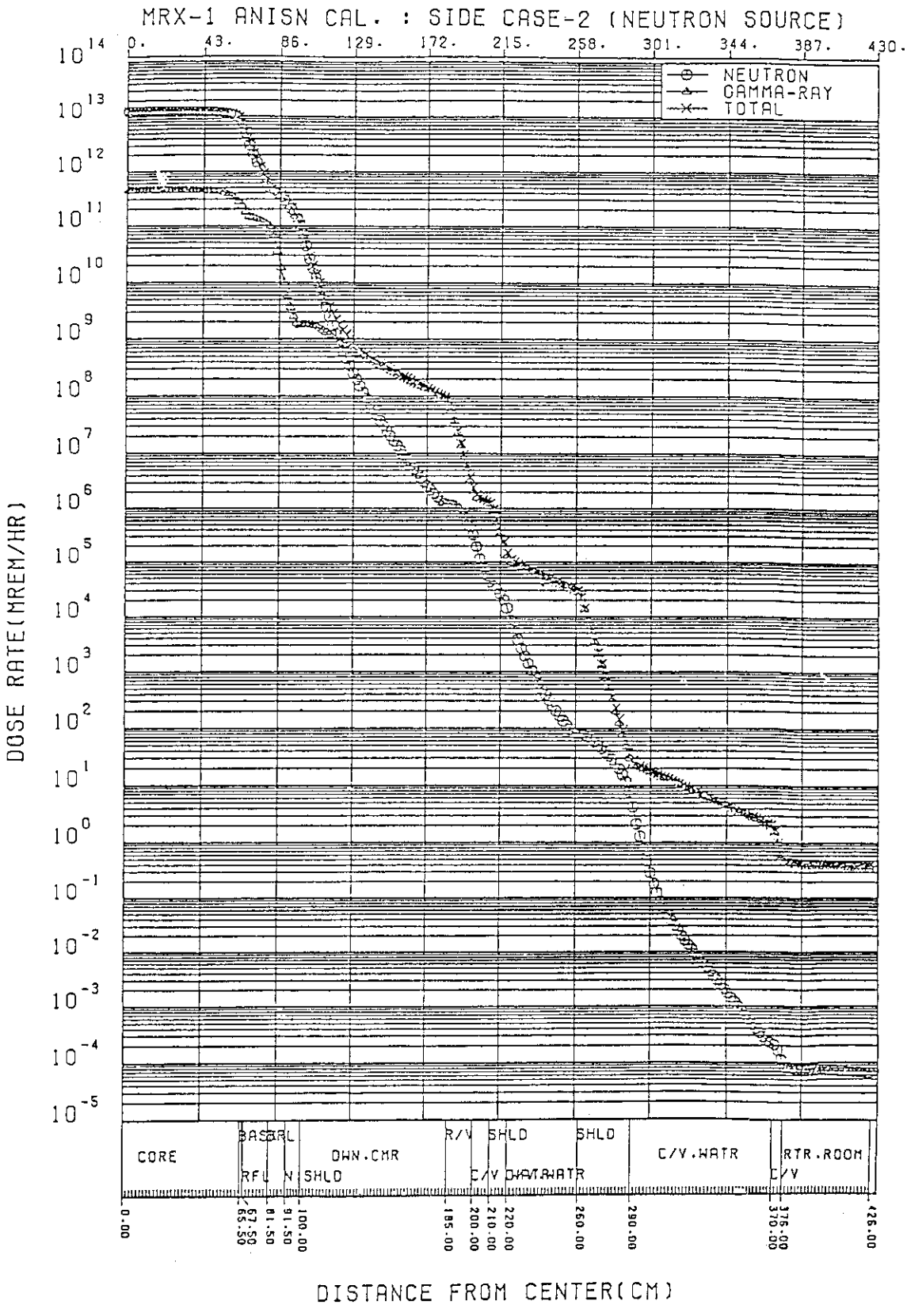


Fig. Ⅱ. 14. 8　炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２］

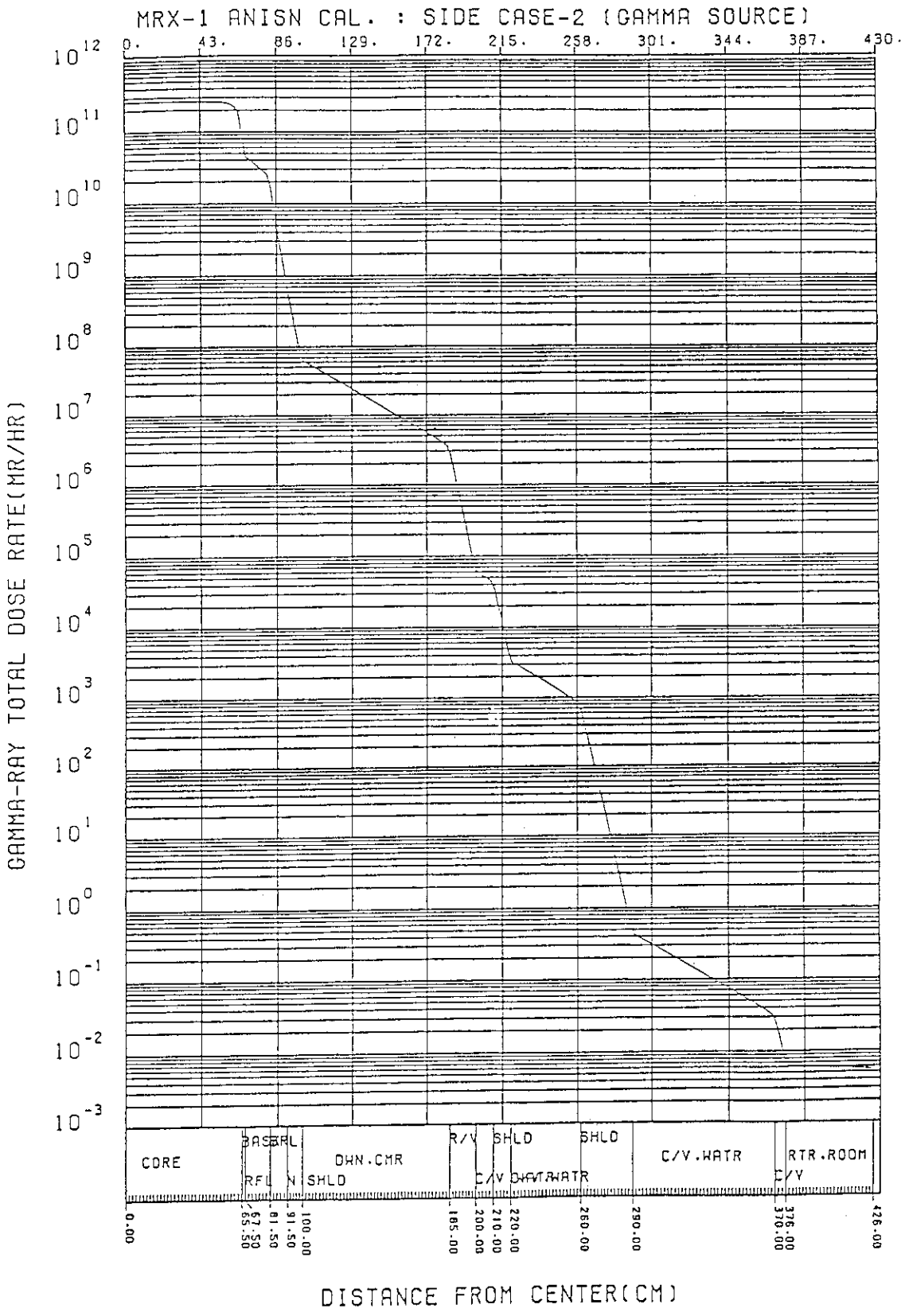


Fig. Ⅱ. 14. 9　炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２］

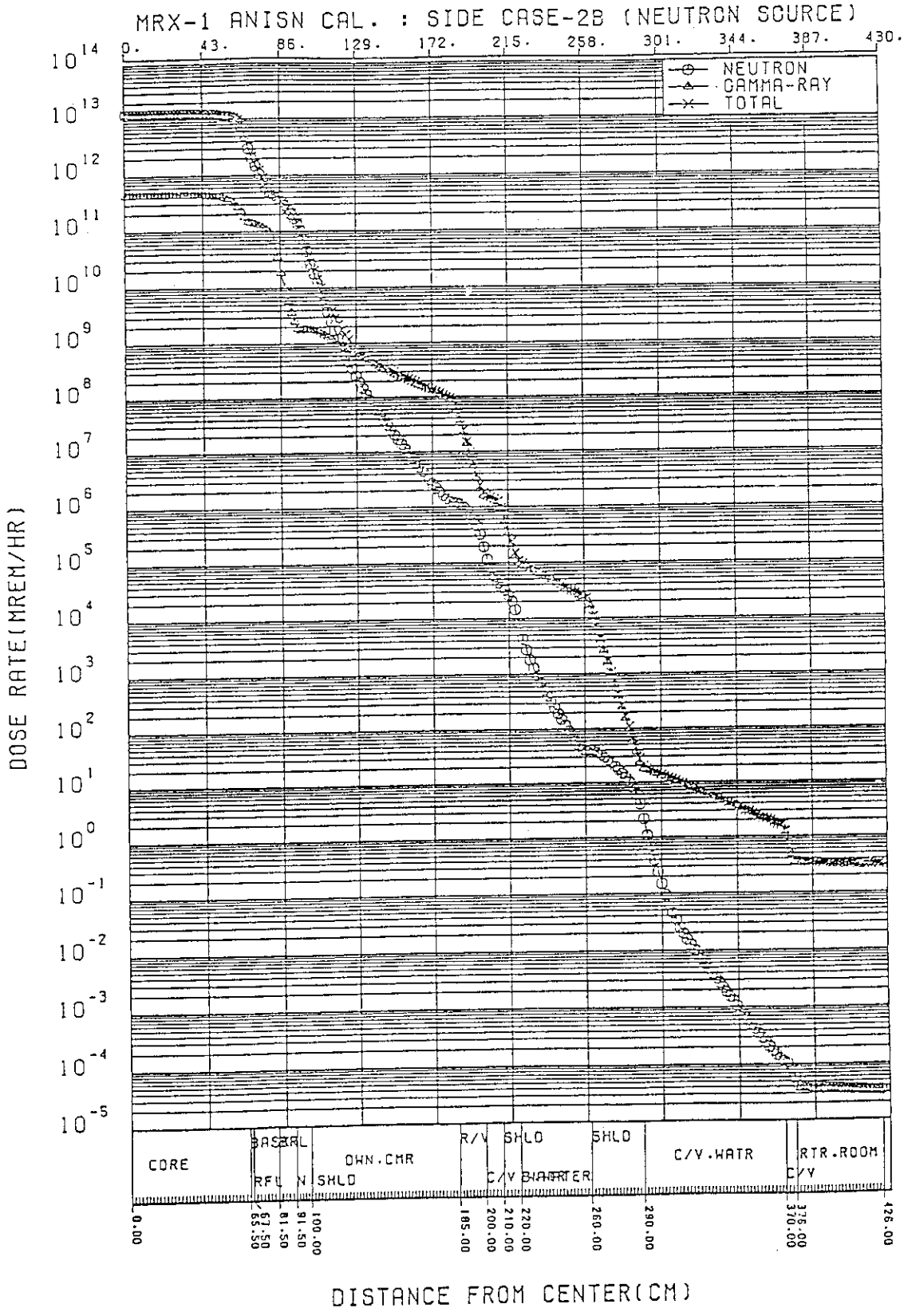


Fig. Ⅱ. 14. 10　炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２B］

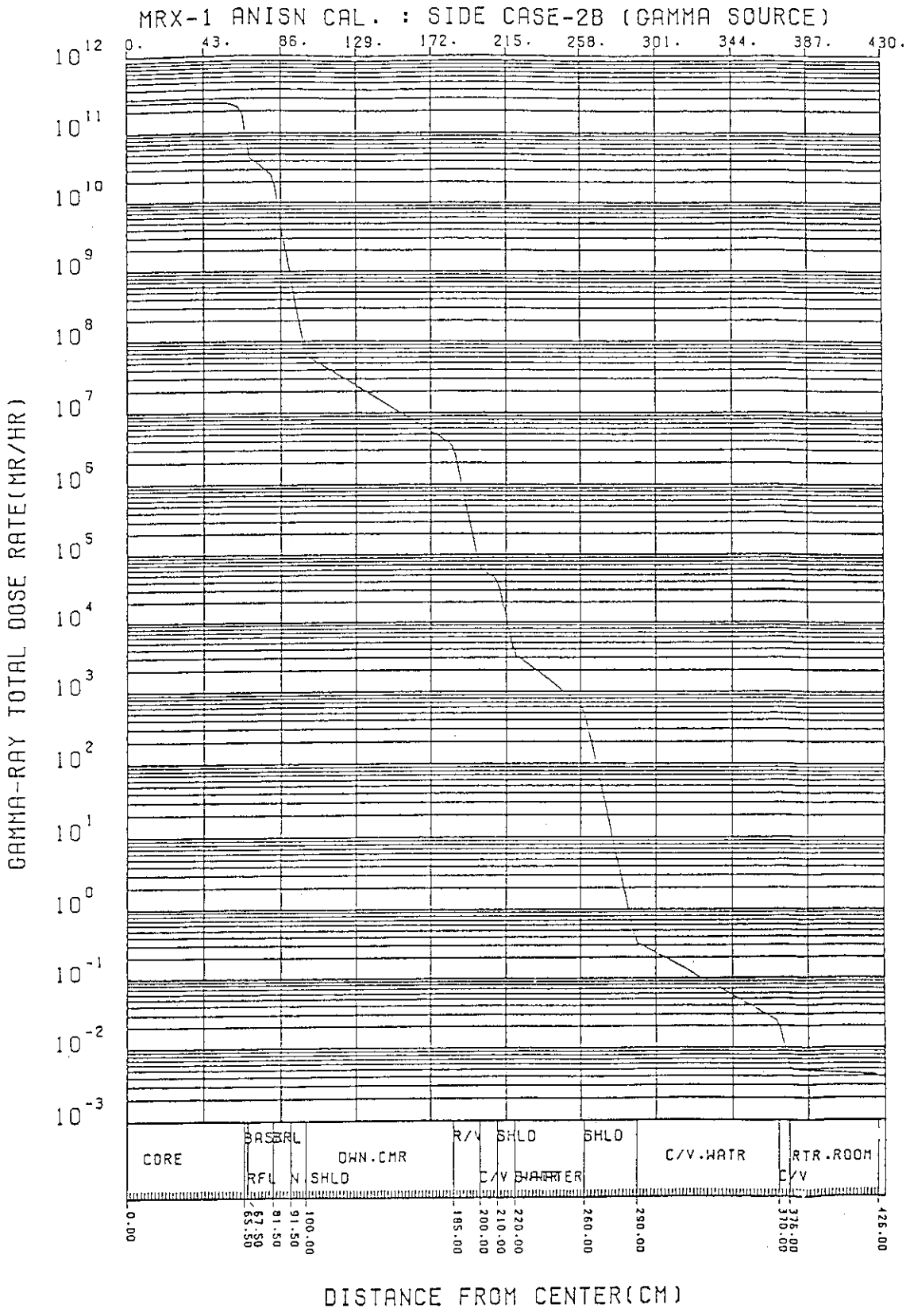


Fig. Ⅱ. 14. 11　炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２B］

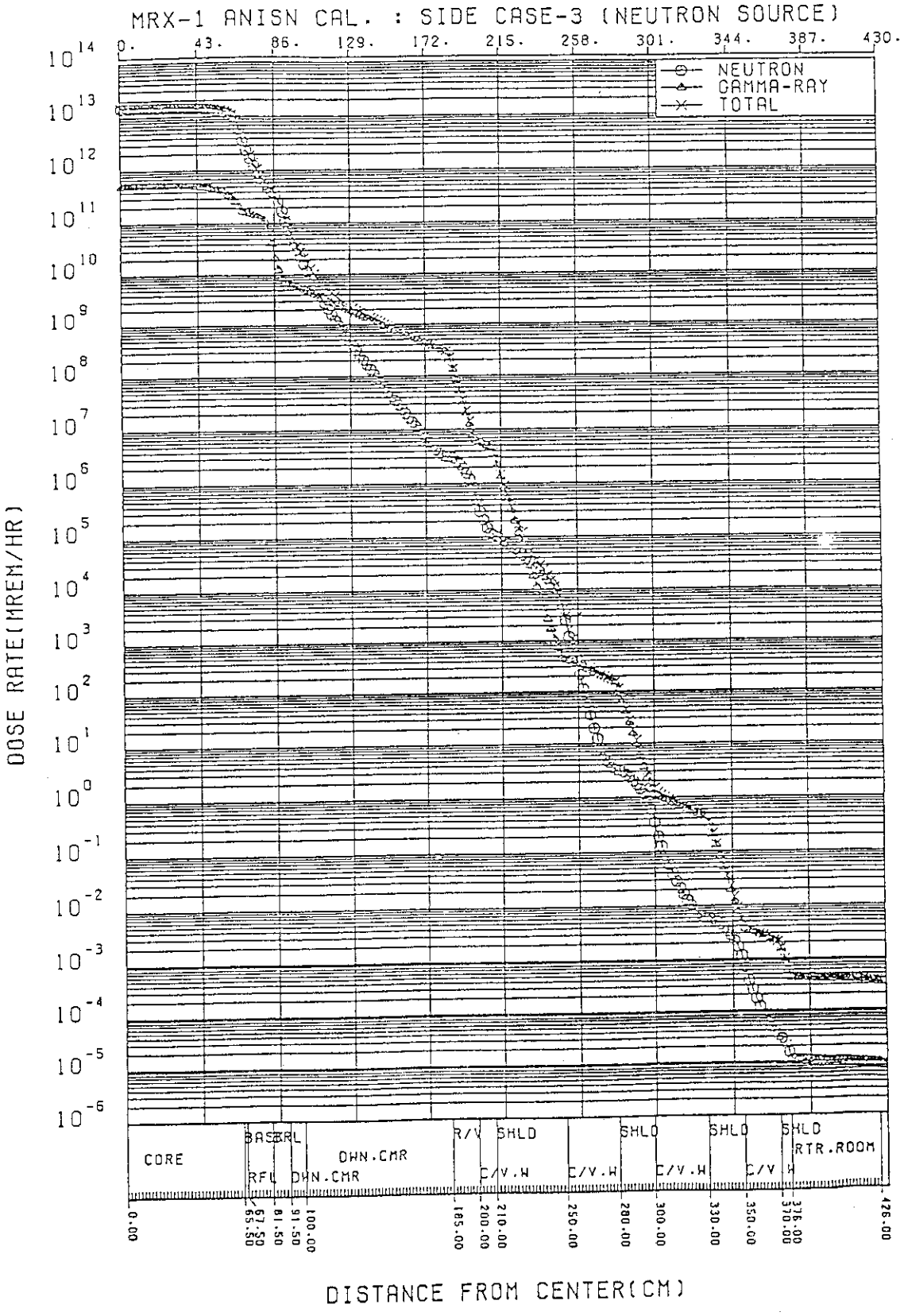


Fig. II. 14. 12　炉心横方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース３］

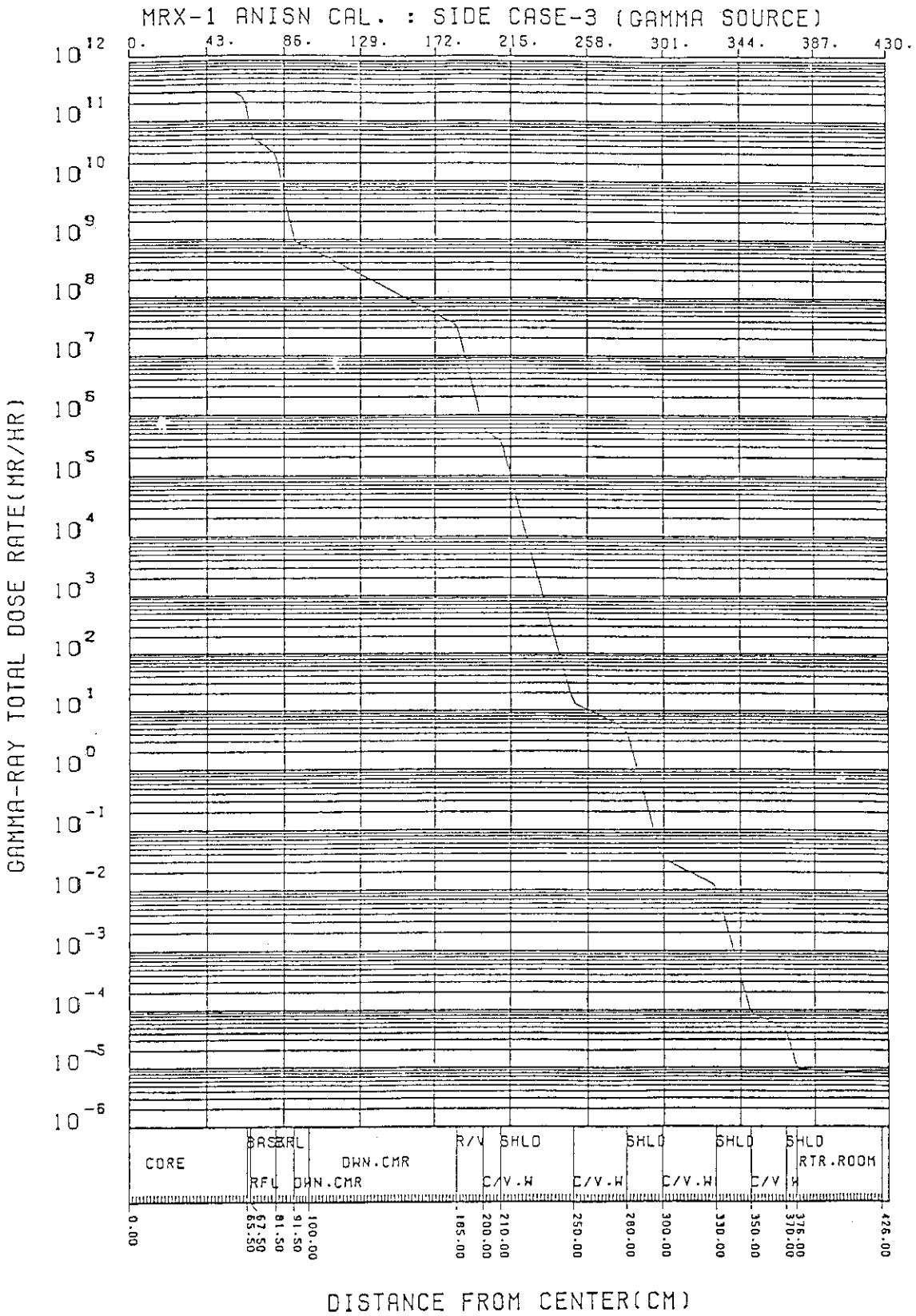


Fig. Ⅱ. 14. 13　炉心横方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース３］

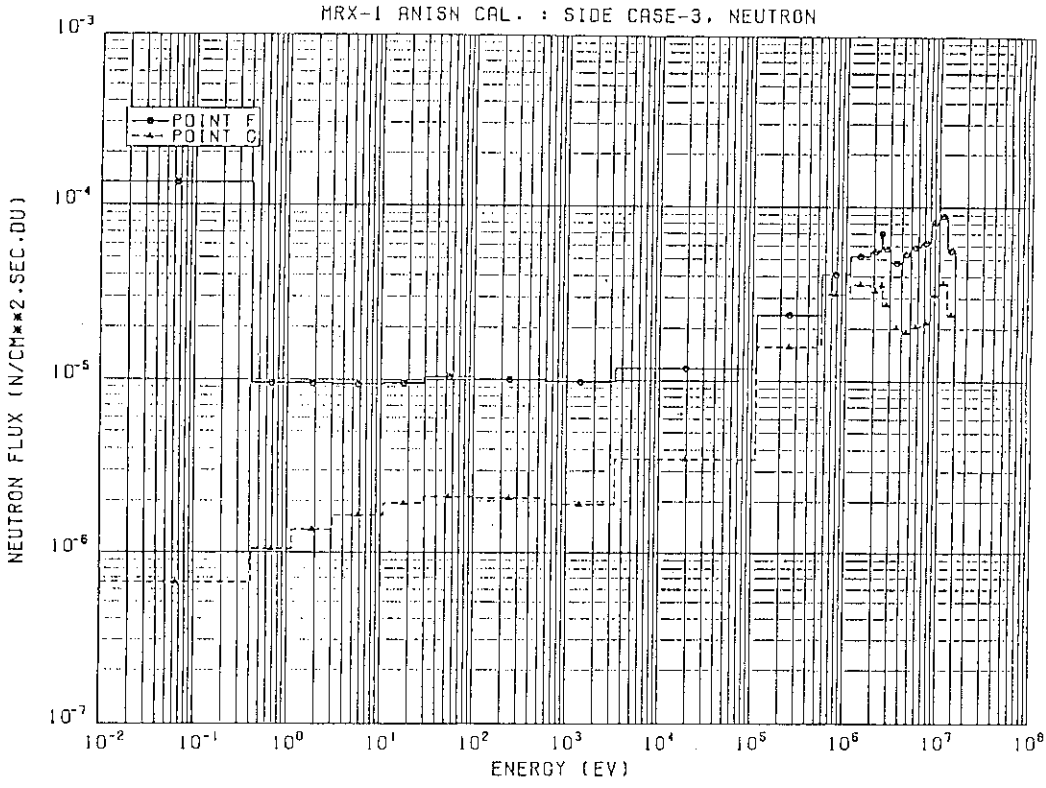


Fig. Ⅱ. 14. 14　点F，Gにおける中性子エネルギースペクトル［ケース3］
（単位レサジー当り）

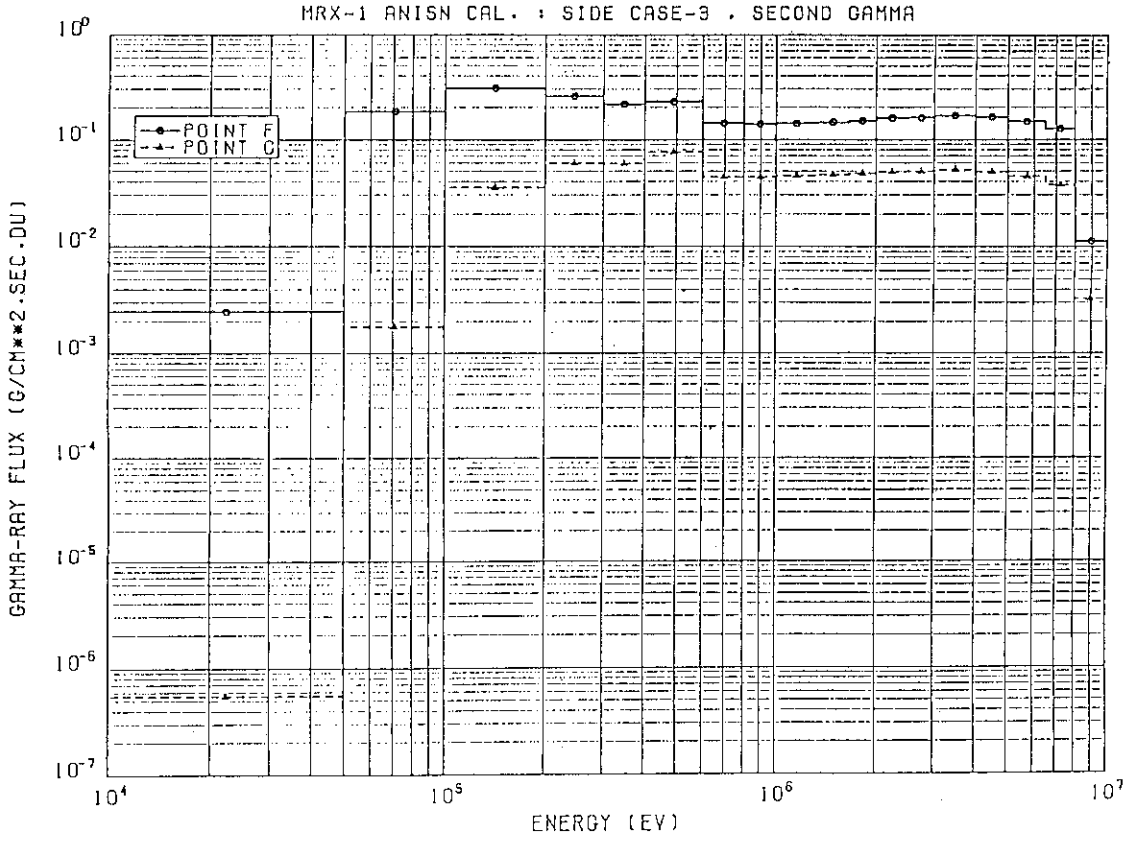


Fig. Ⅱ. 14. 15　点F，Gにおける2次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース3］
（単位レサジー当り）

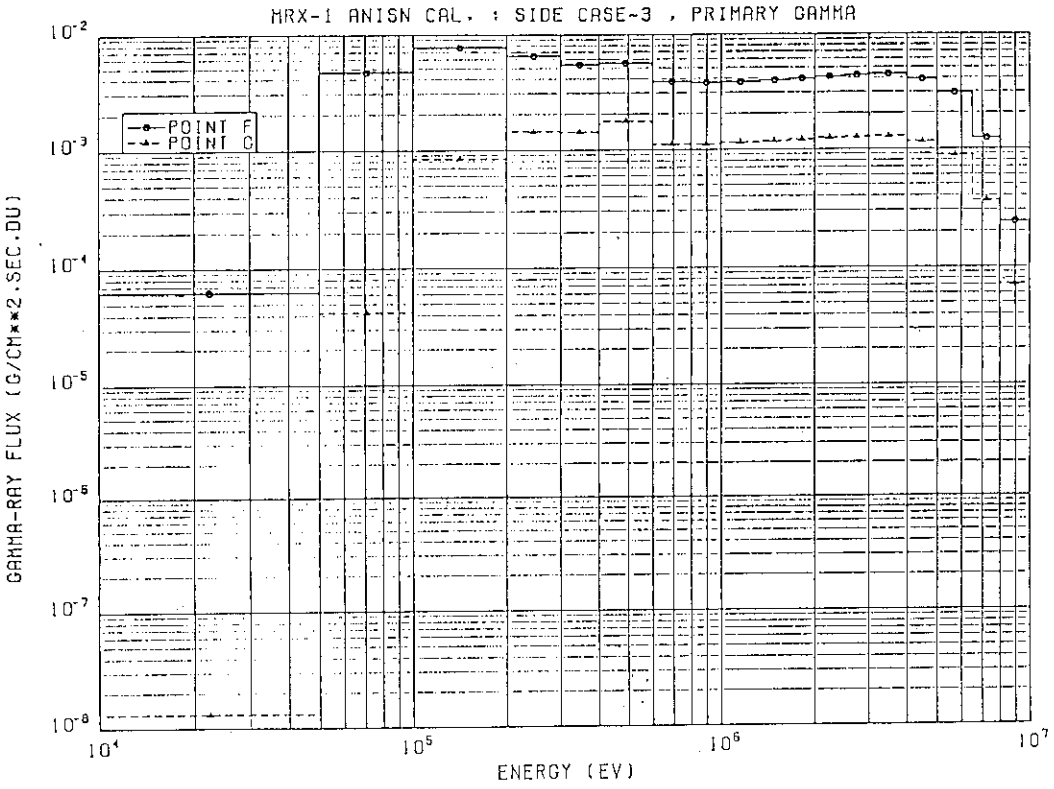


Fig. Ⅱ. 14. 16　点F，Gにおける1次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース3］
（単位レサジー当り）

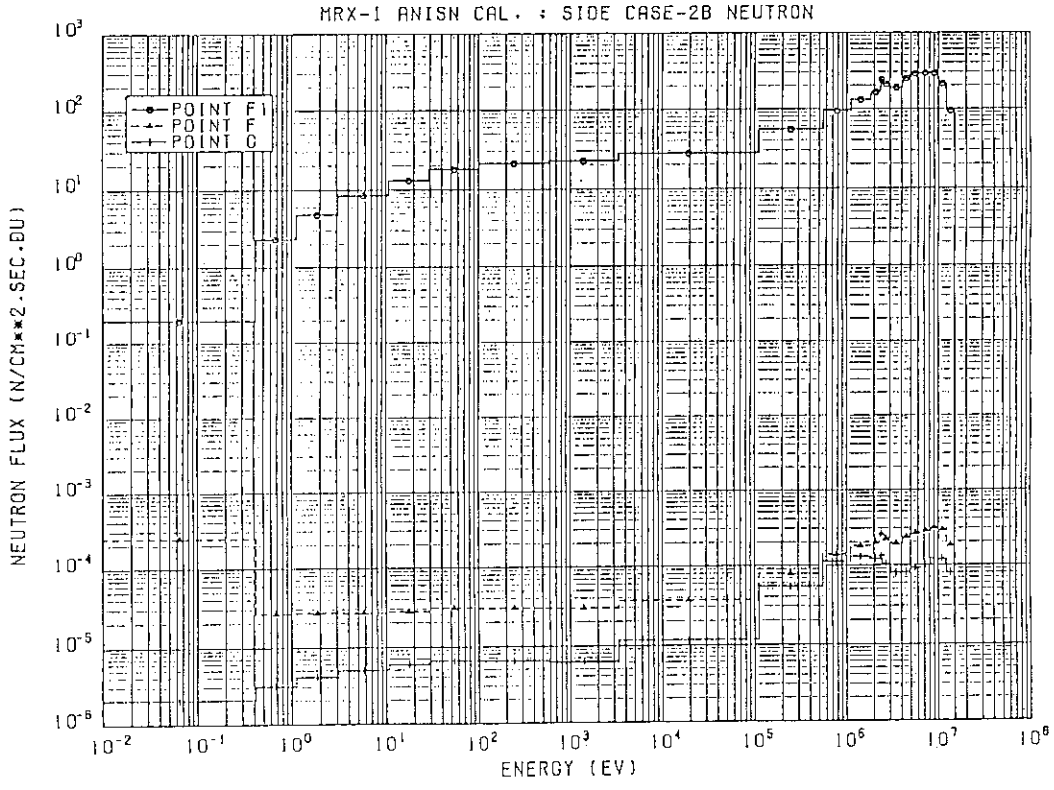


Fig. Ⅱ. 14. 17　点F1，F，Gにおける中性子エネルギースペクトル［ケース2B］
（単位レサジー当り）

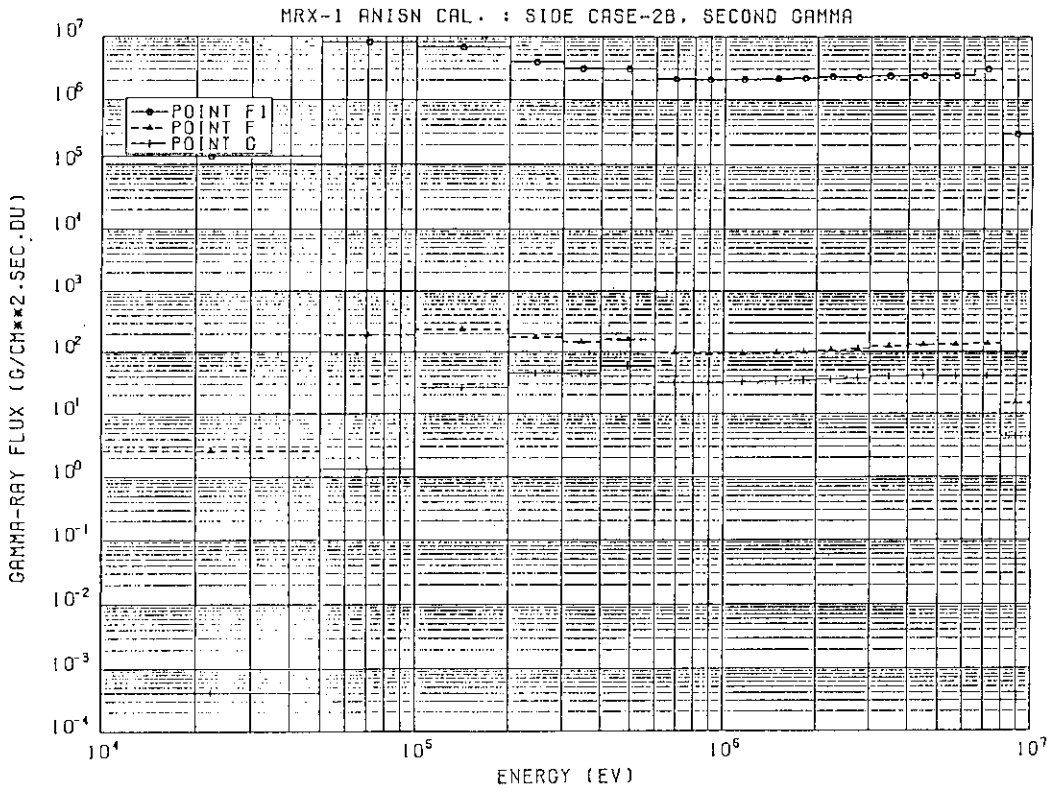


Fig. Ⅱ. 14. 18　点Ｆ１，Ｆ，Ｇにおける２次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース２Ｂ］
（単位レサジー当り）

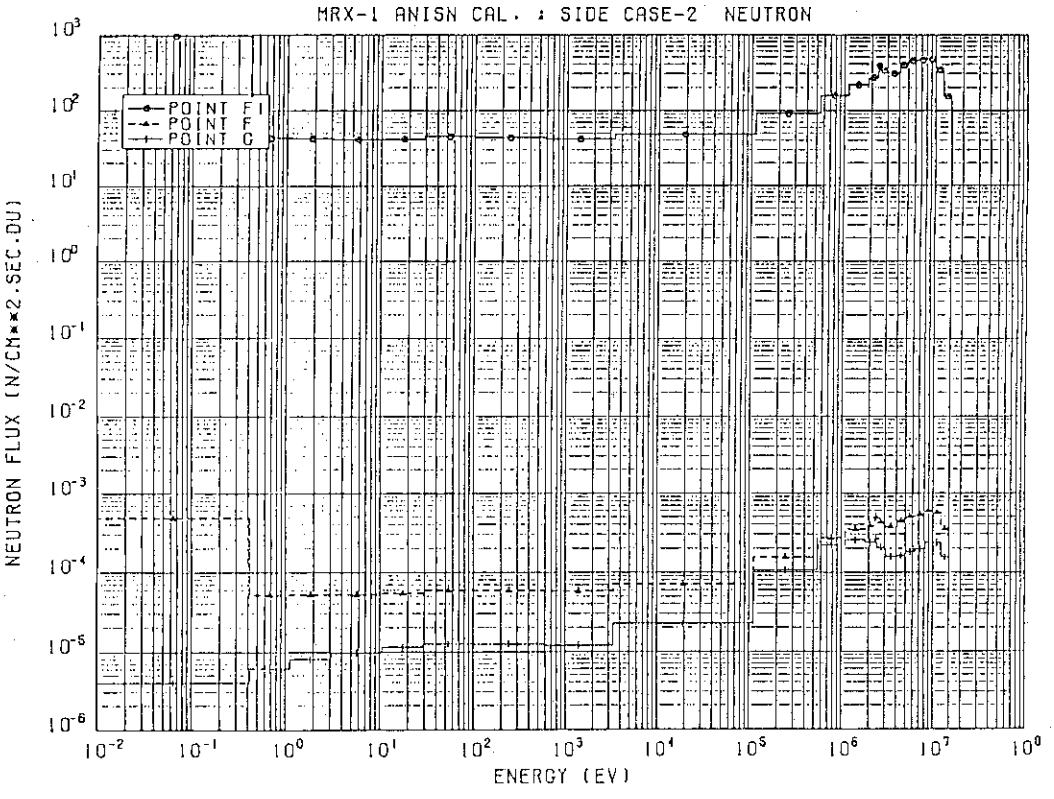


Fig. Ⅱ. 14. 19　点Ｆ１，Ｆ，Ｇにおける中性子エネルギースペクトル［ケース２］
（単位レサジー当り）

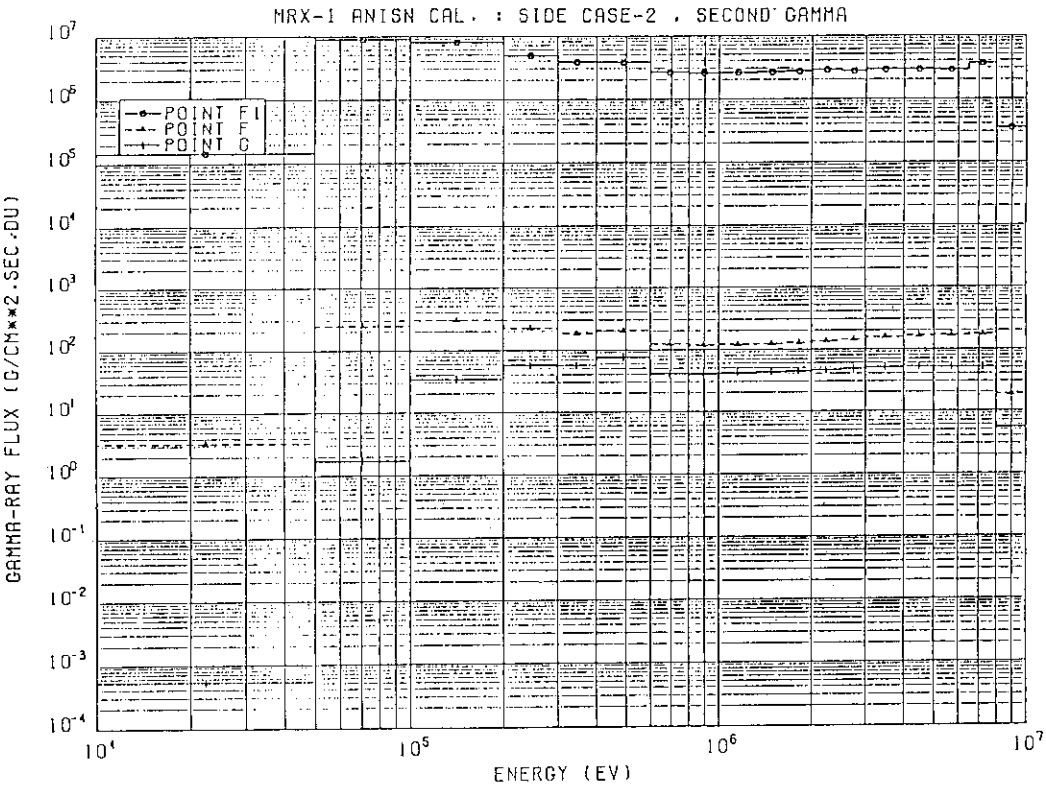


Fig. Ⅱ. 14. 20　点Ｆ1，F，Ｇにおける２次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース２］
（単位レサジー当り）

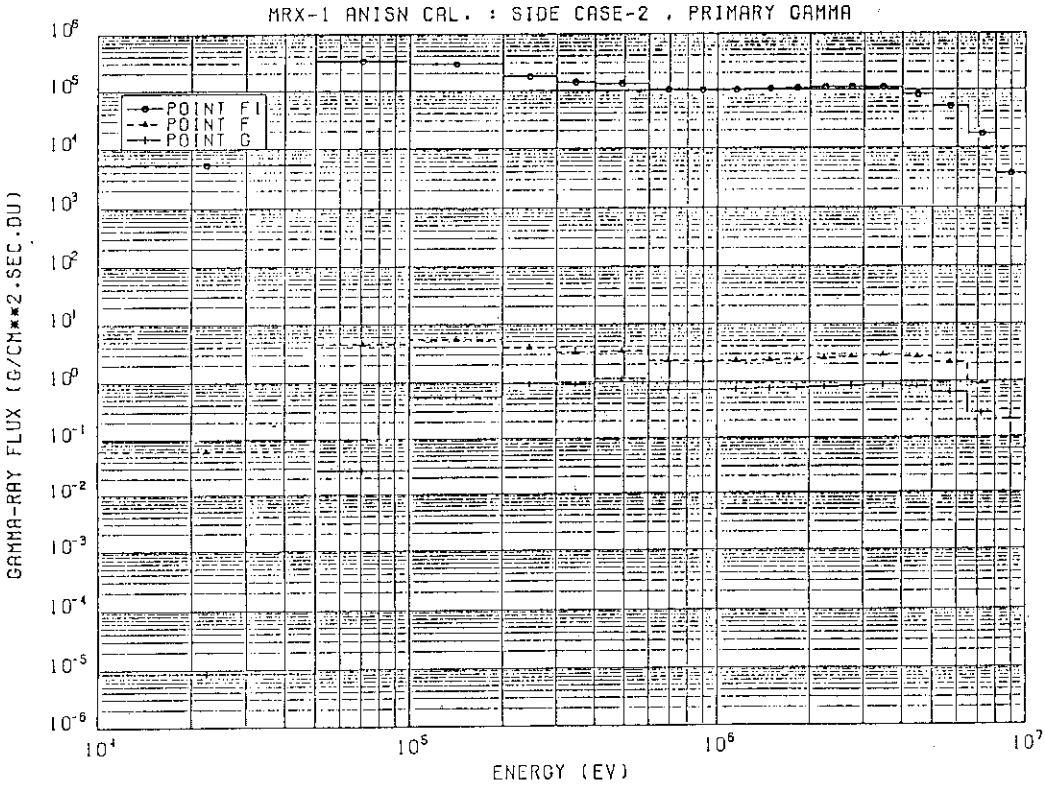


Fig. Ⅱ. 14. 21　点Ｆ1，F，Ｇにおける１次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース２］
（単位レサジー当り）

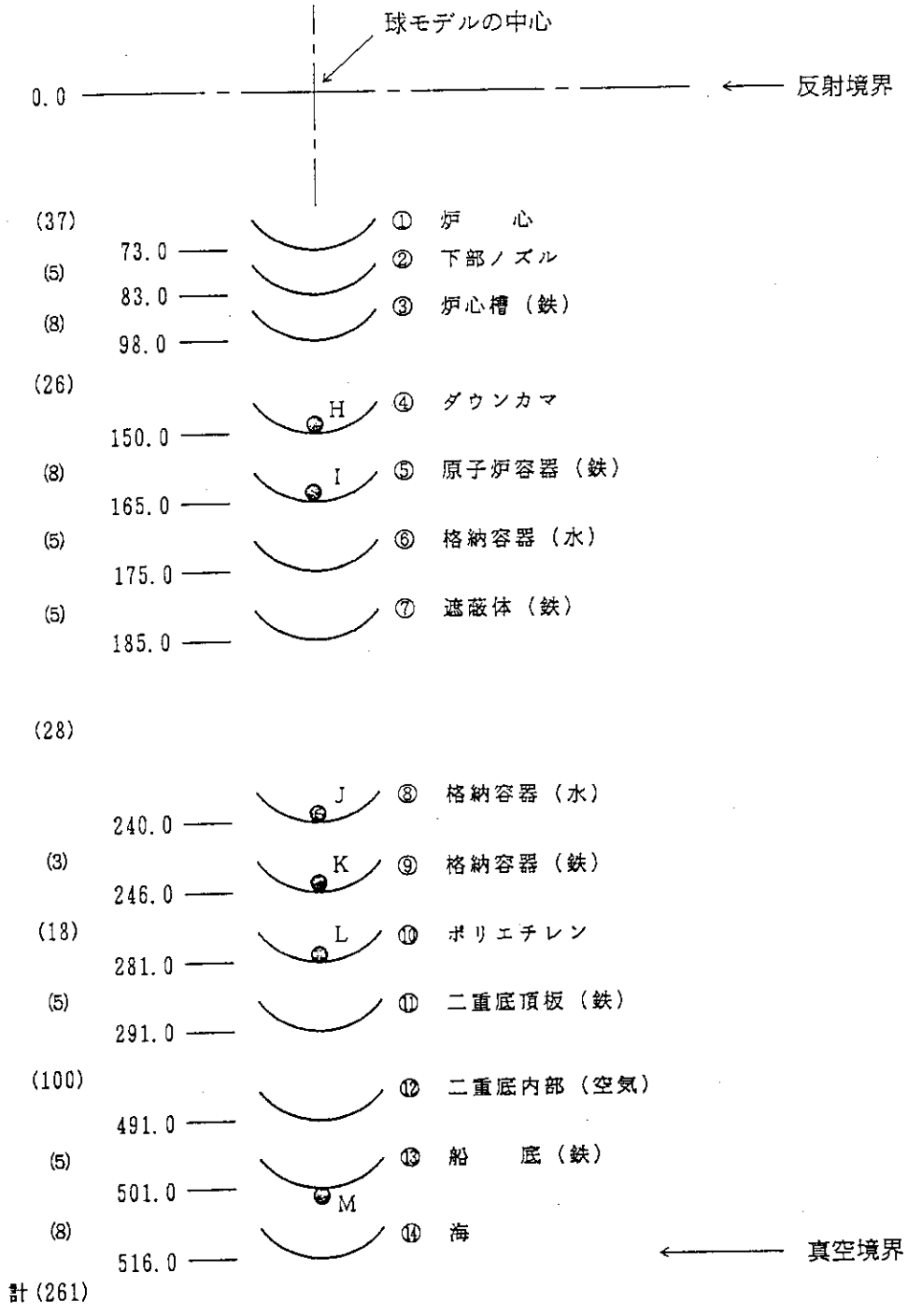
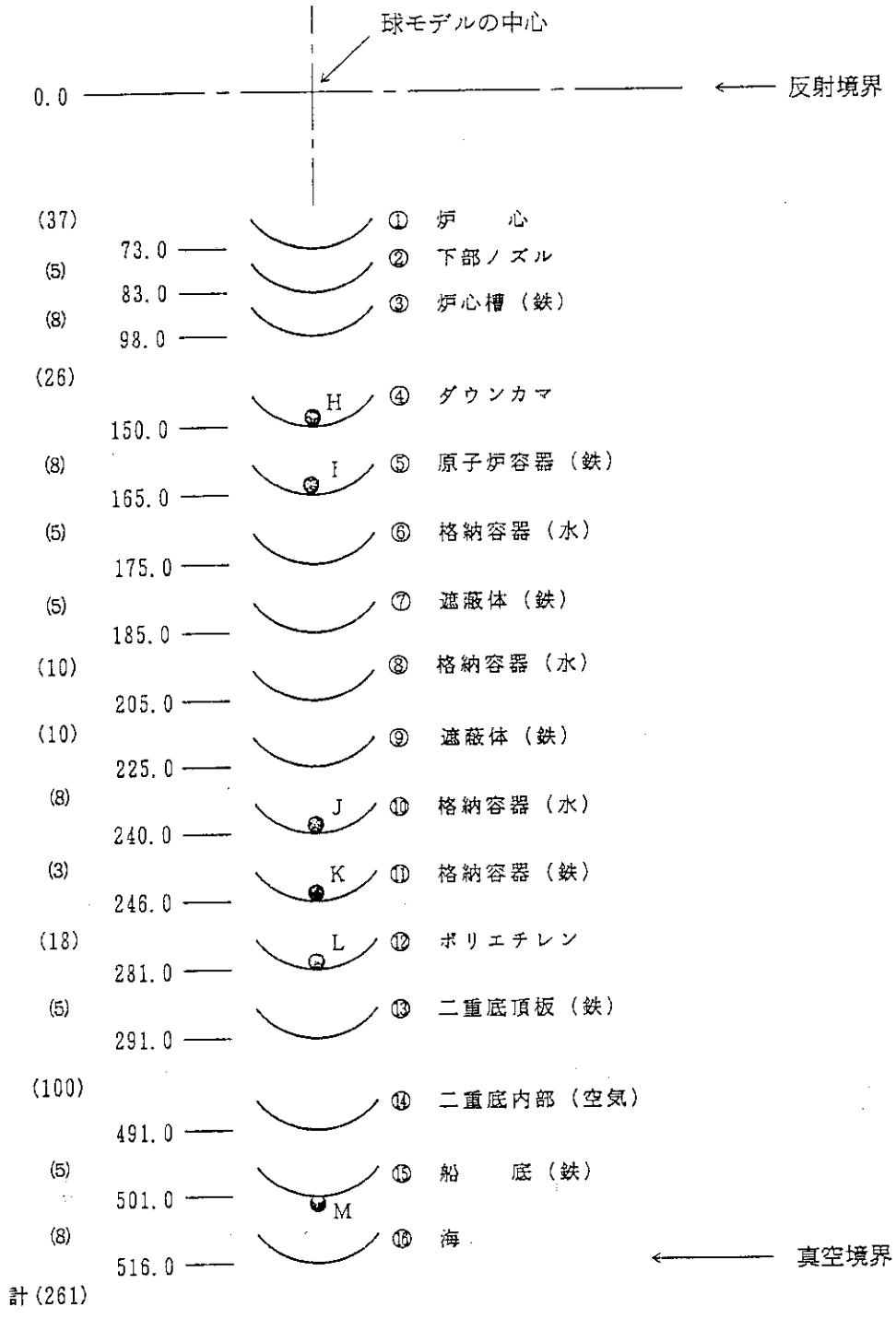


Fig. Ⅱ. 14. 22　炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース１）[球モデル]



単位：cm

（ ）内はメッシュ数

◒H～M：スペクトル作図位置

Fig. Ⅱ.14.23　炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース 2）[球モデル]

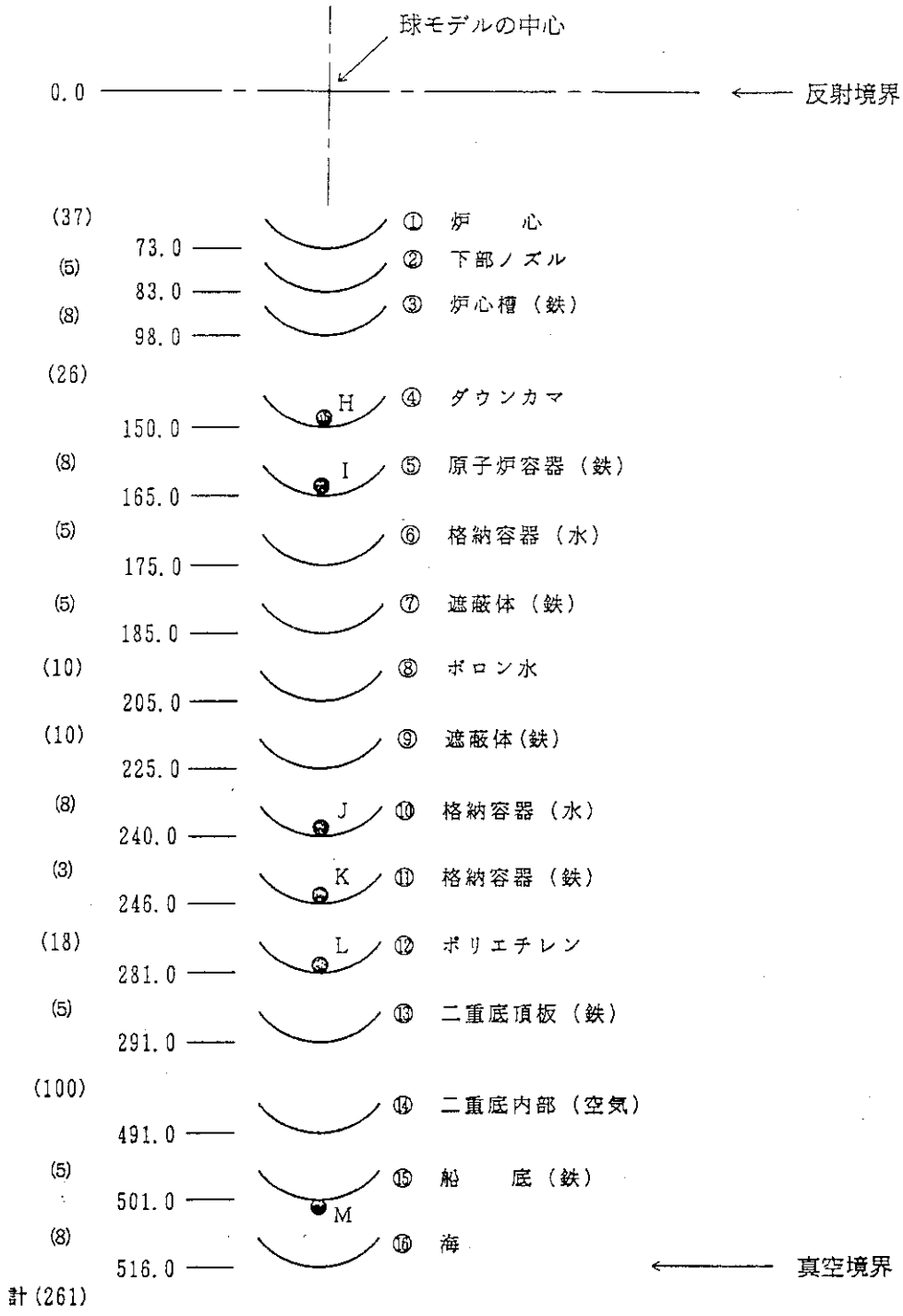


Fig. Ⅱ. 14. 24　炉心下方向 ANISN 計算モデル（ケース 2 B）[球モデル]

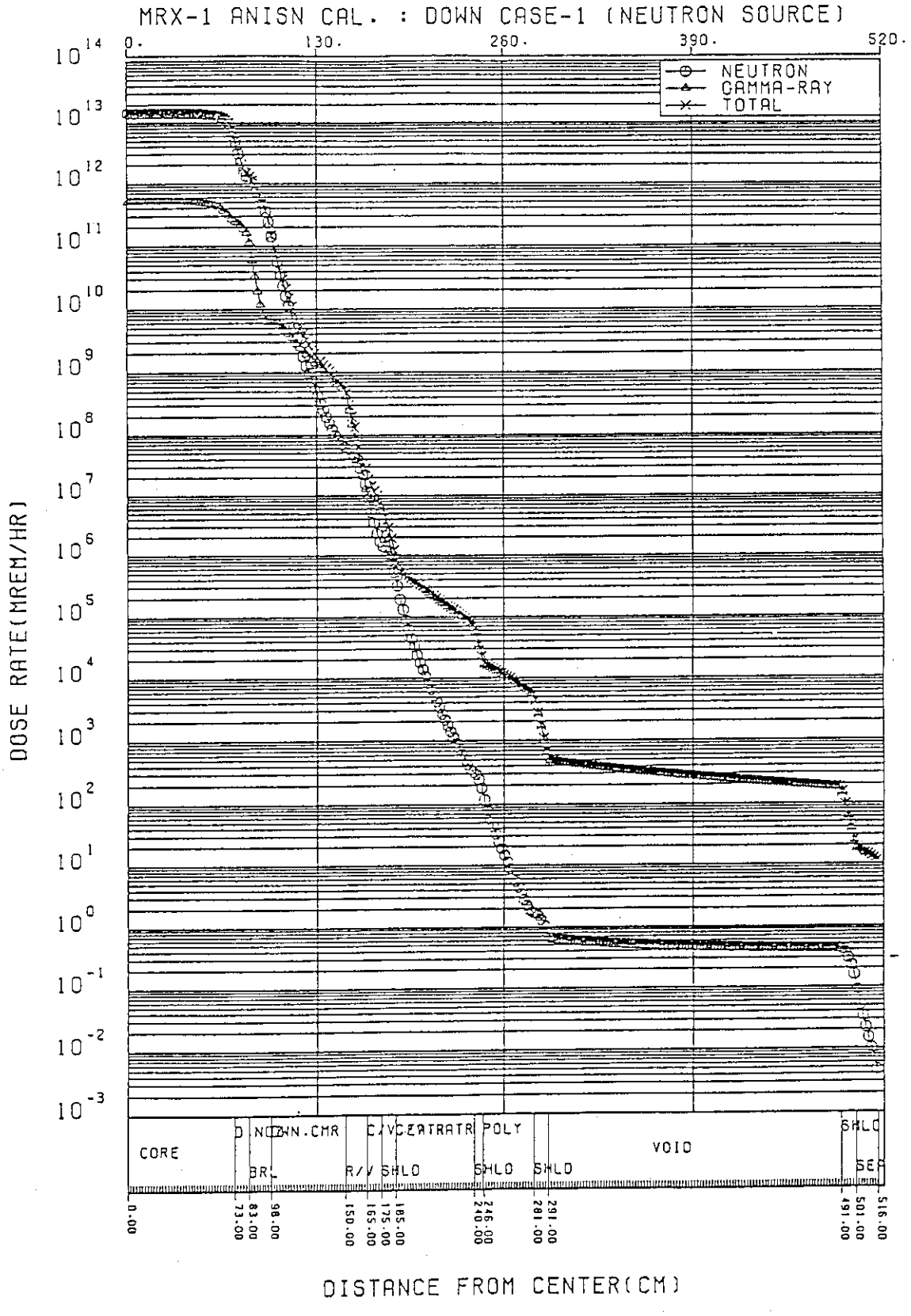


Fig. Ⅱ.14.25　炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース１］

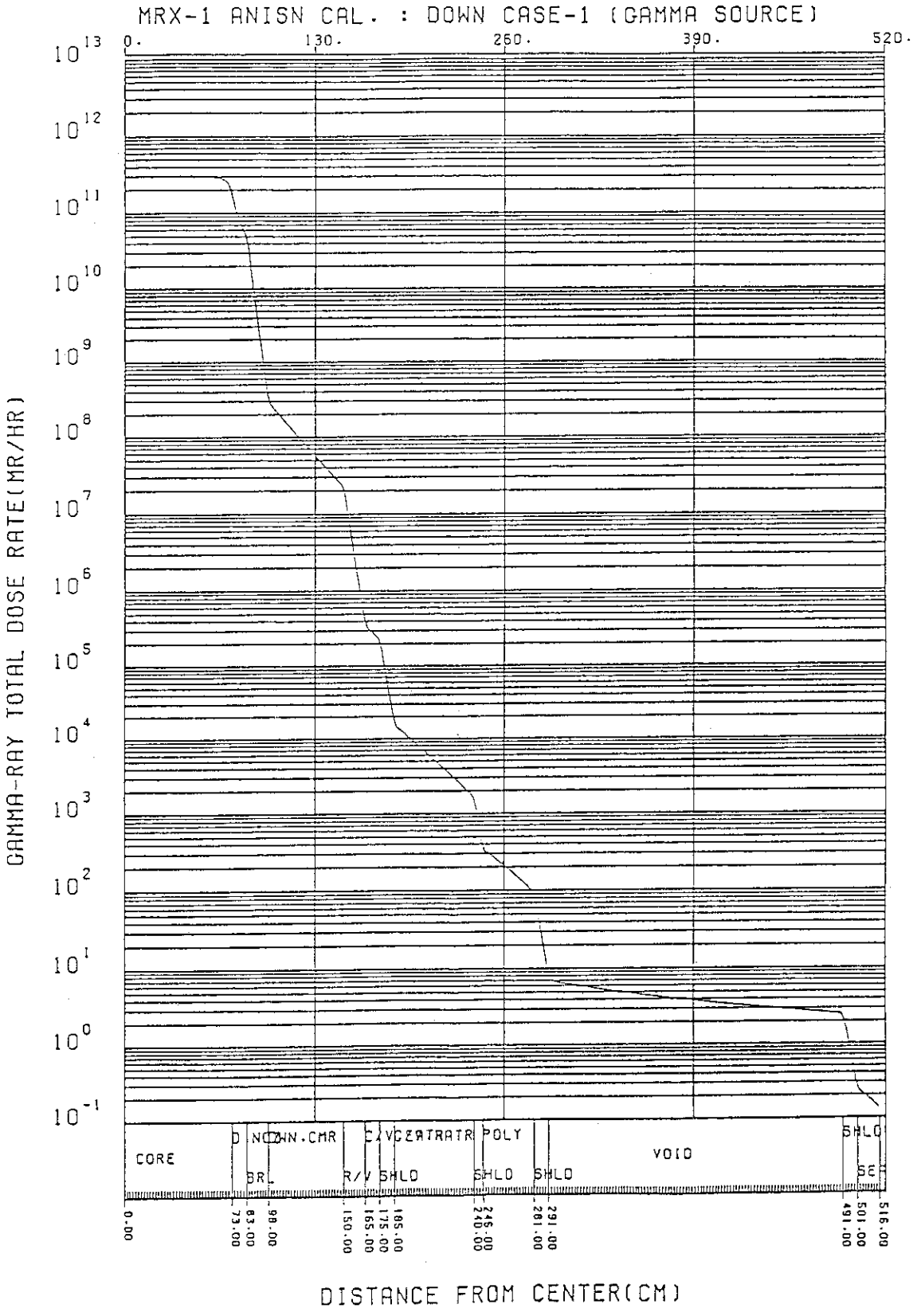


Fig. Ⅱ. 14. 26　炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース１］

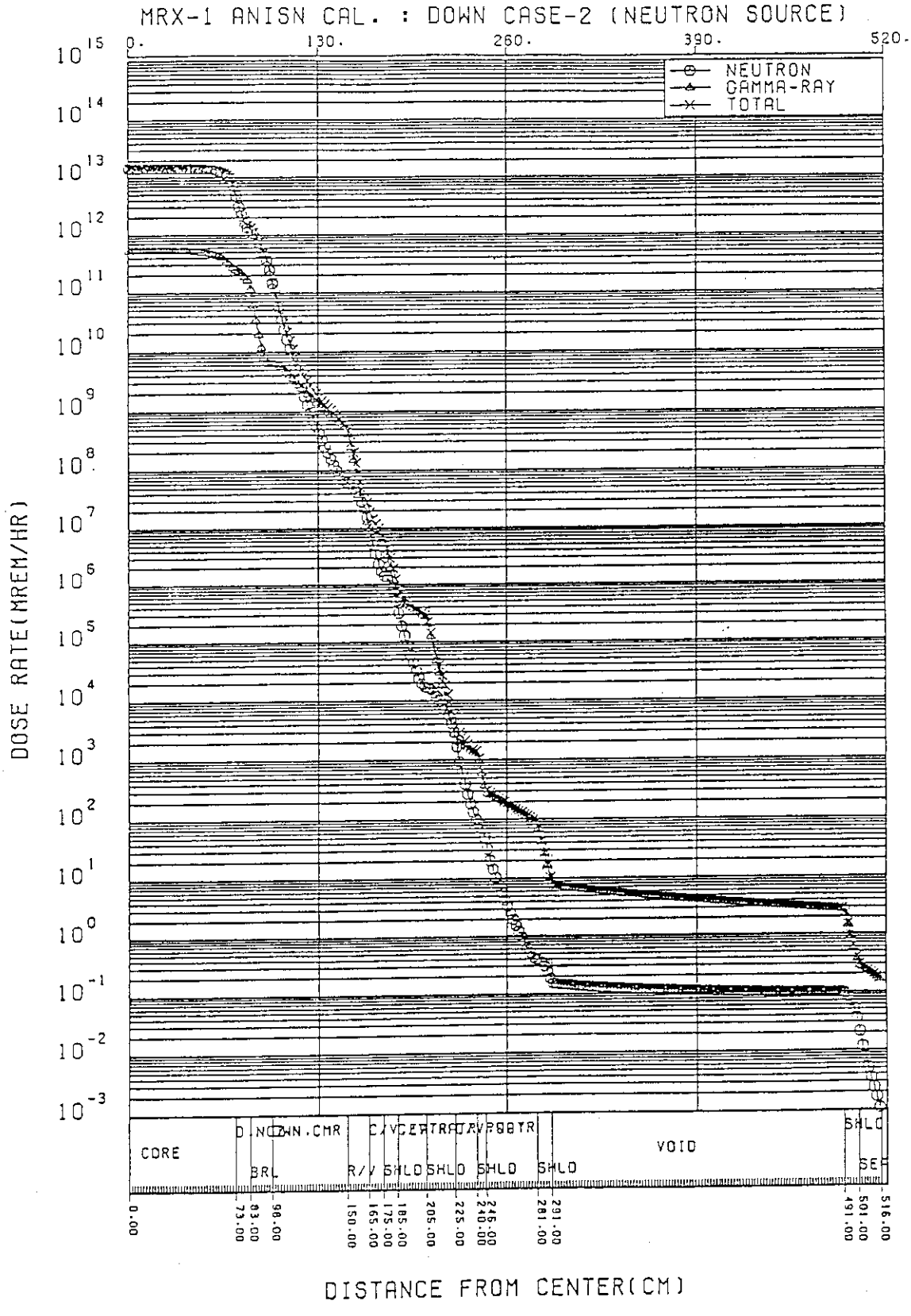


Fig. Ⅱ.14.27　炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２］

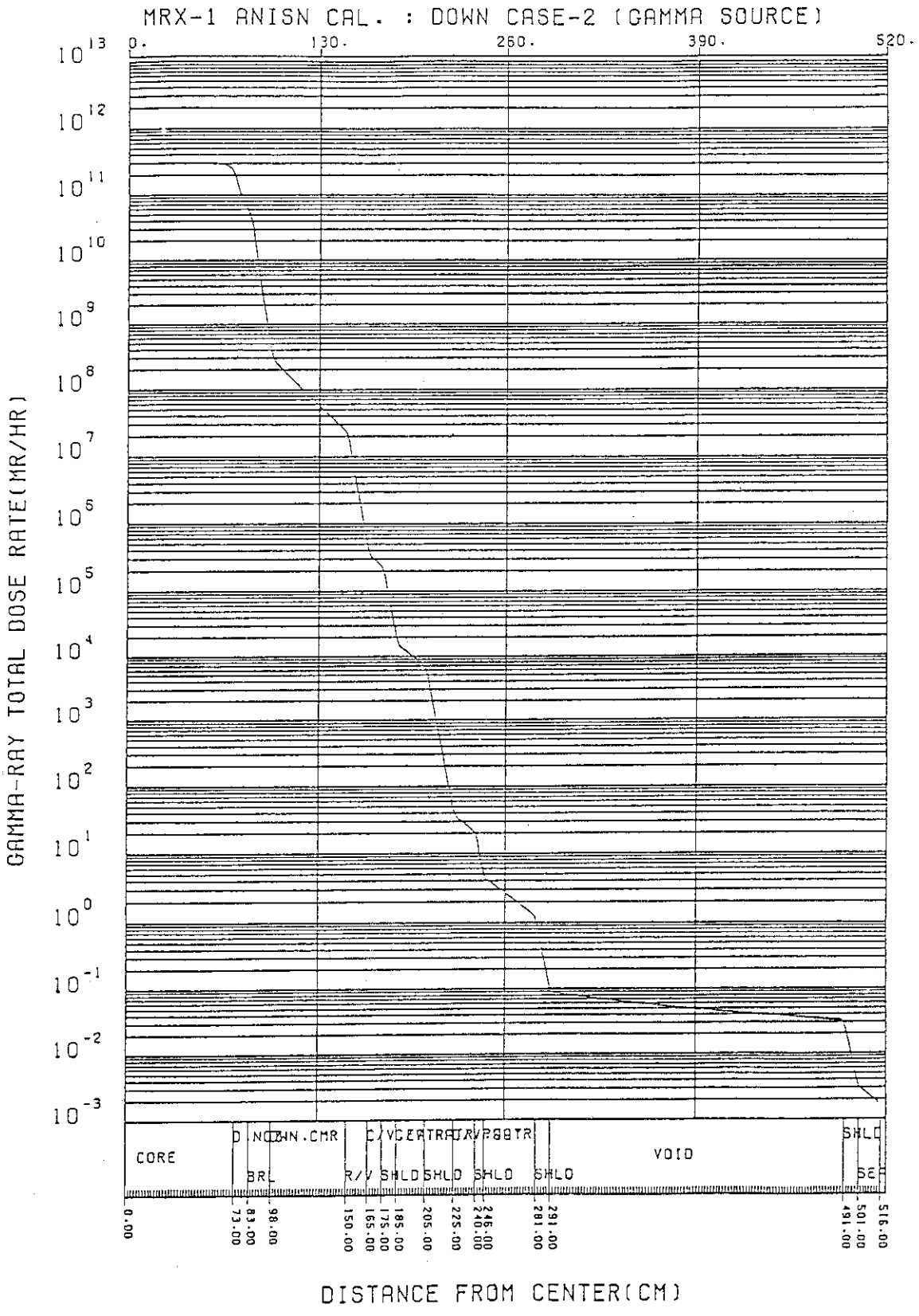


Fig. Ⅱ. 14. 28　炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２］

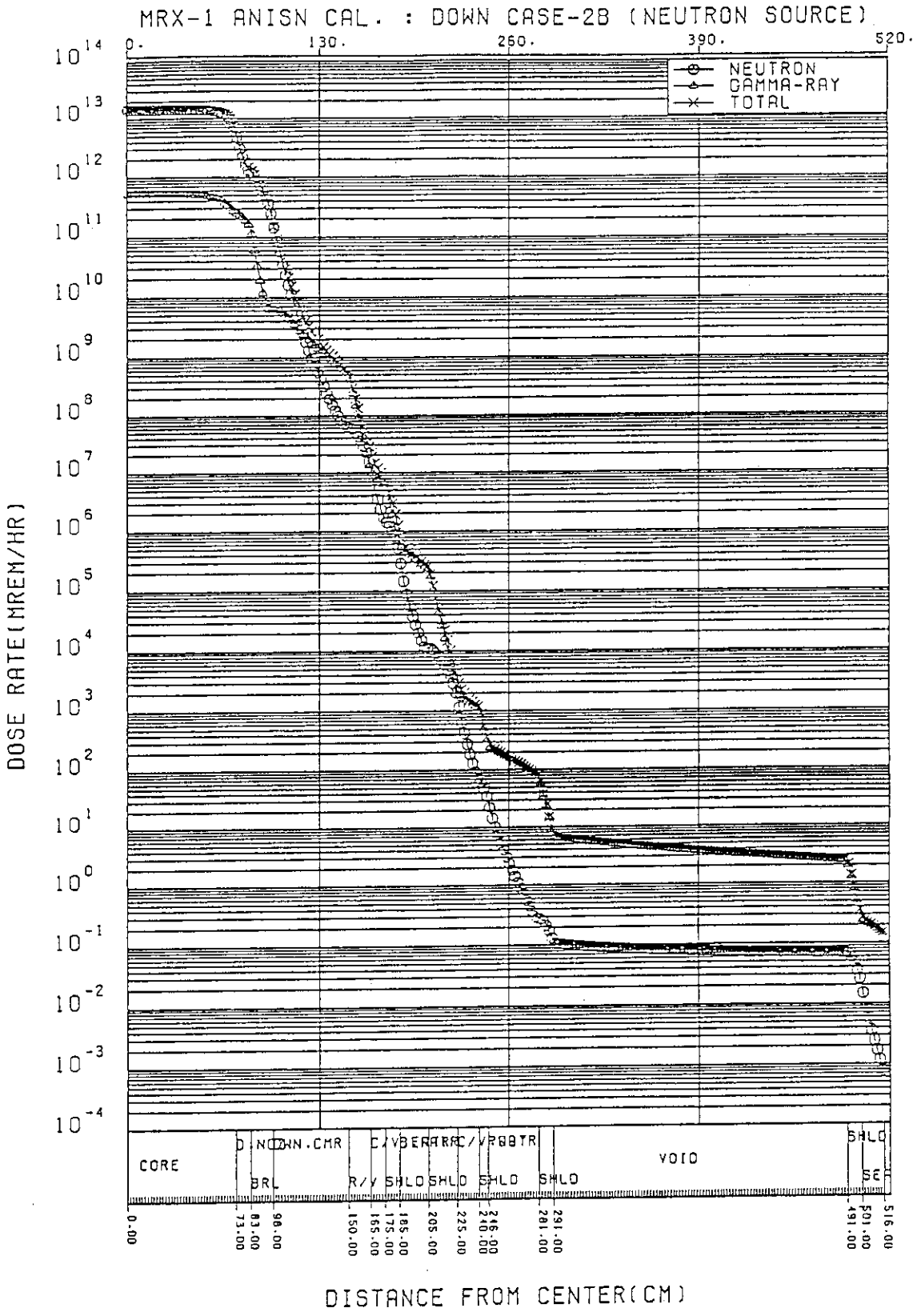


Fig. Ⅱ. 14. 29　炉心下方向中性子，２次ガンマ線線量率分布［ケース２B］

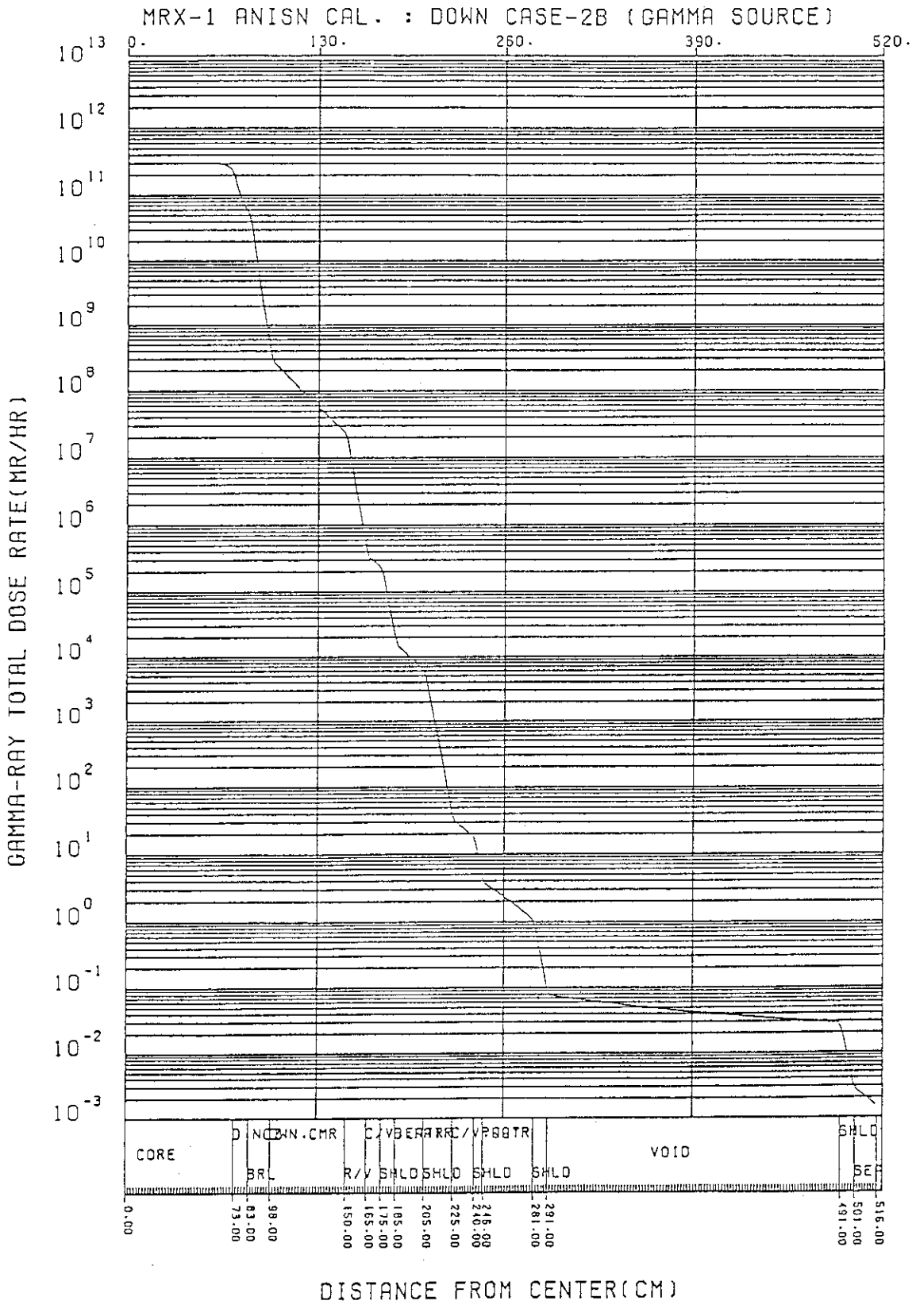


Fig. Ⅱ. 14. 30　炉心下方向，１次ガンマ線線量率分布［ケース２B］

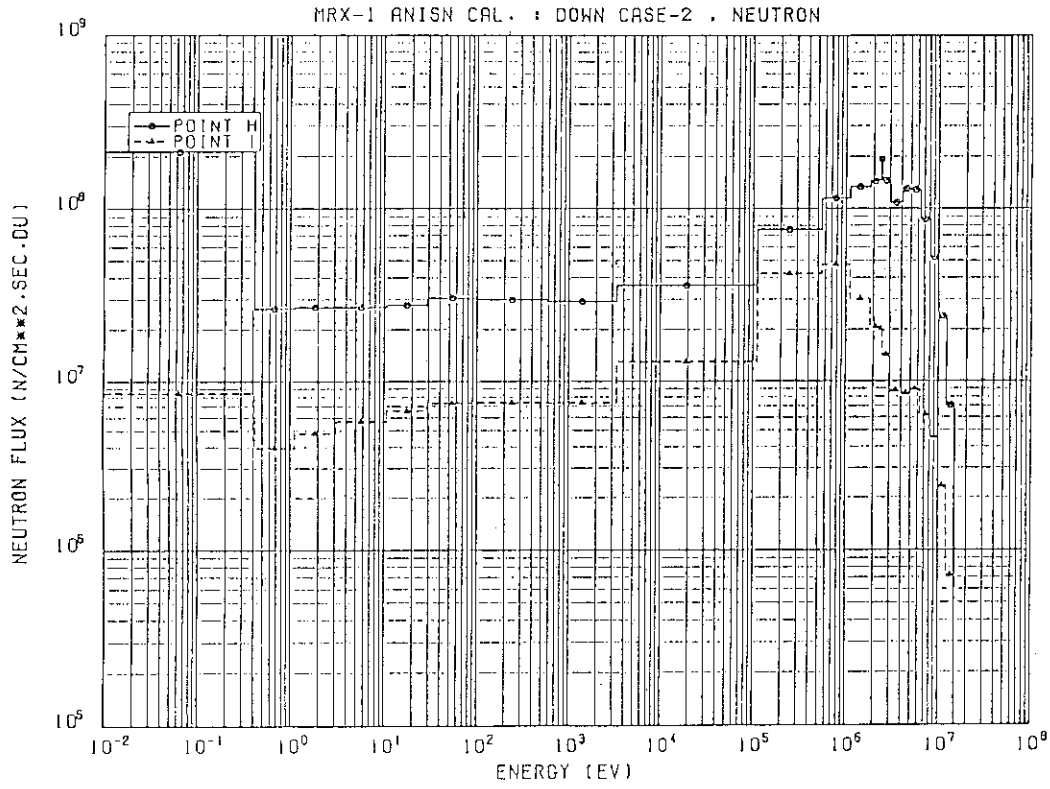


Fig. Ⅱ. 14. 31　点H, Ⅰにおける中性子エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

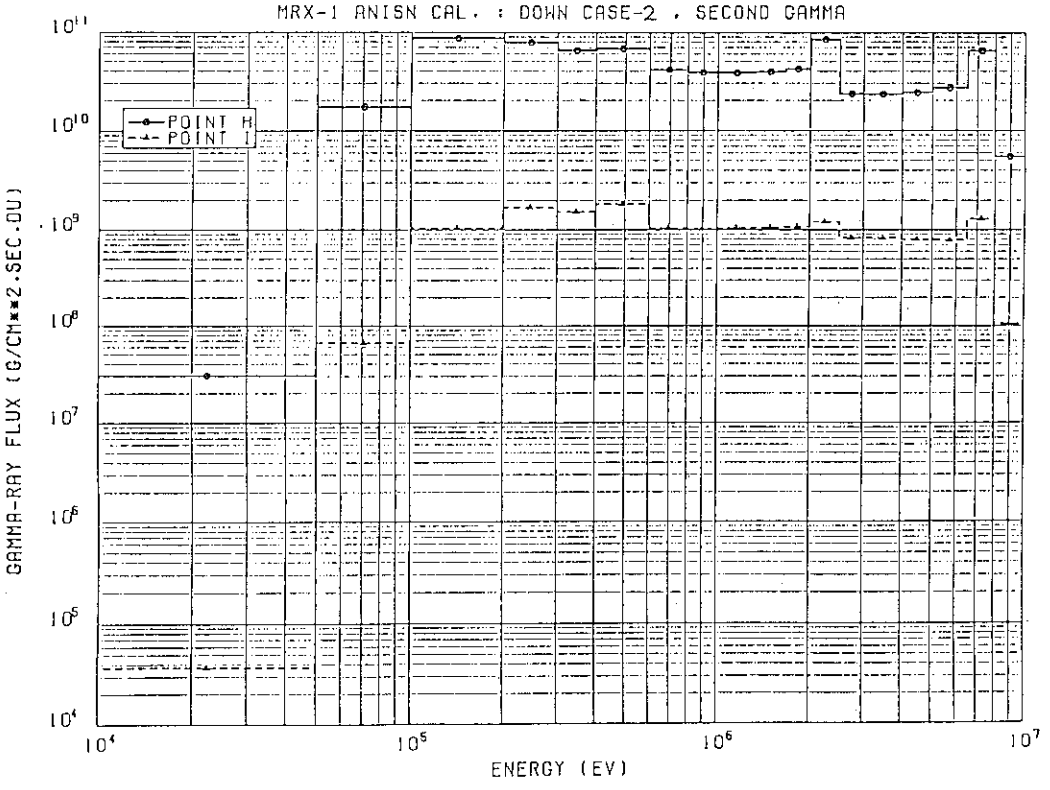


Fig. Ⅱ. 14. 32　点H, Ⅰにおける2次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

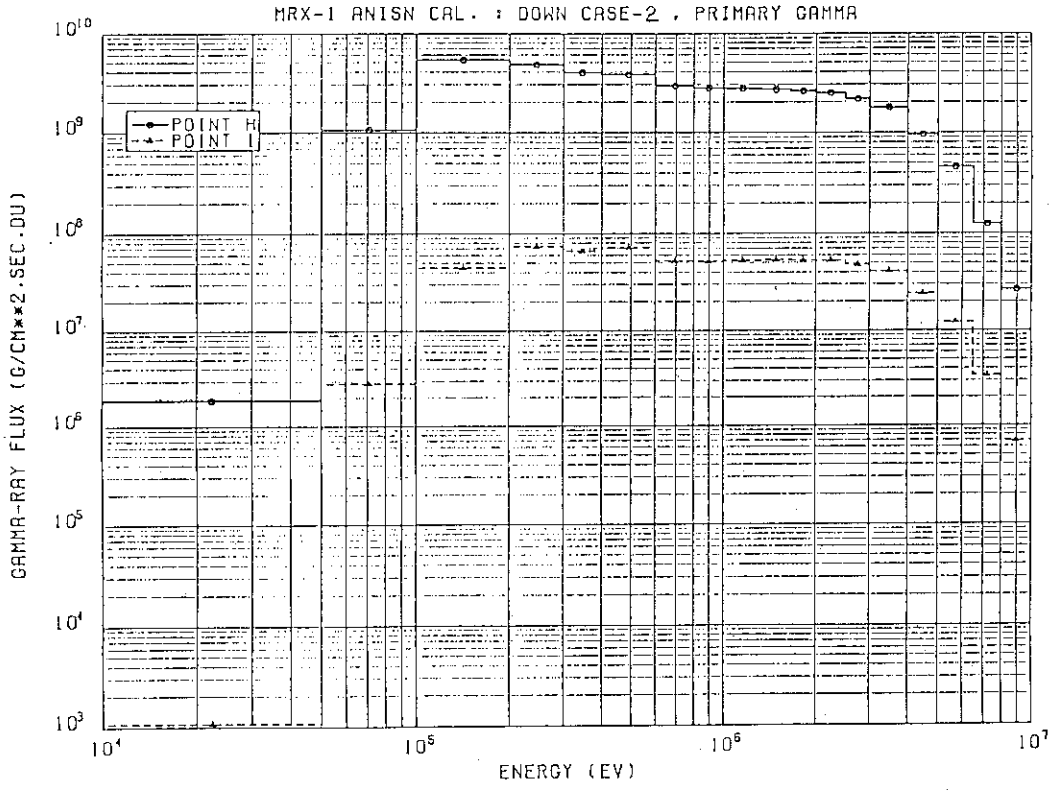


Fig. Ⅱ. 14. 33　点H，Ⅰにおける1次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

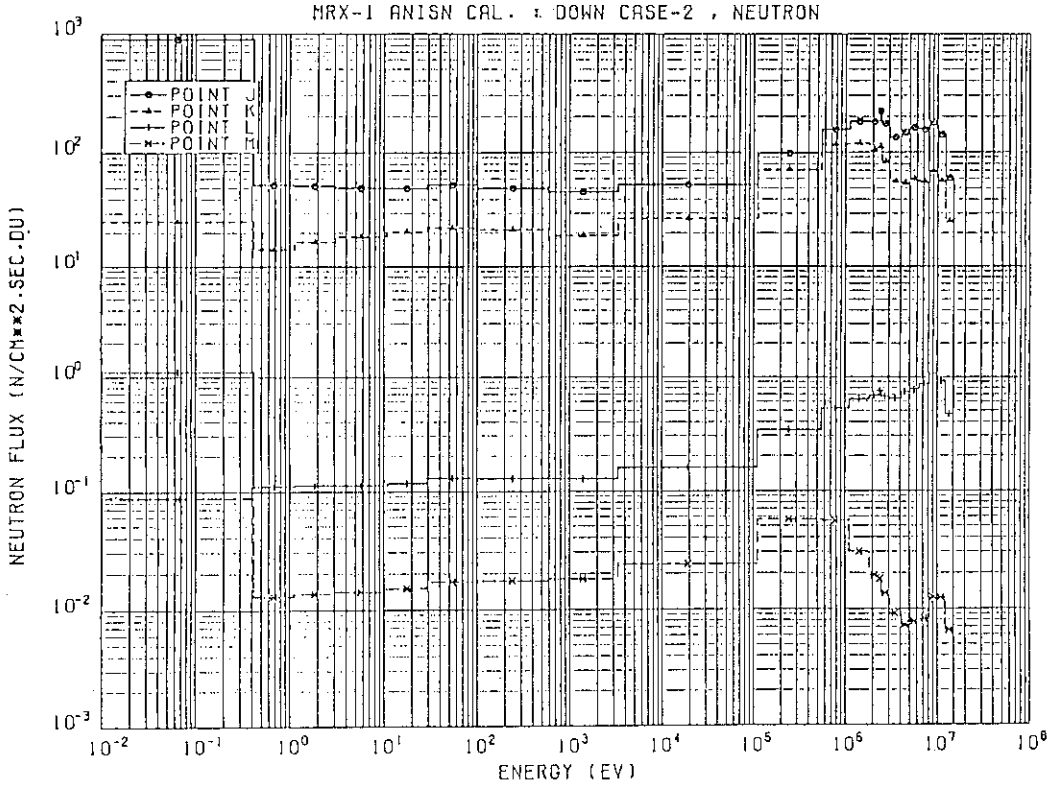


Fig. Ⅱ. 14. 34　点J，K，L，Mにおける中性子エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

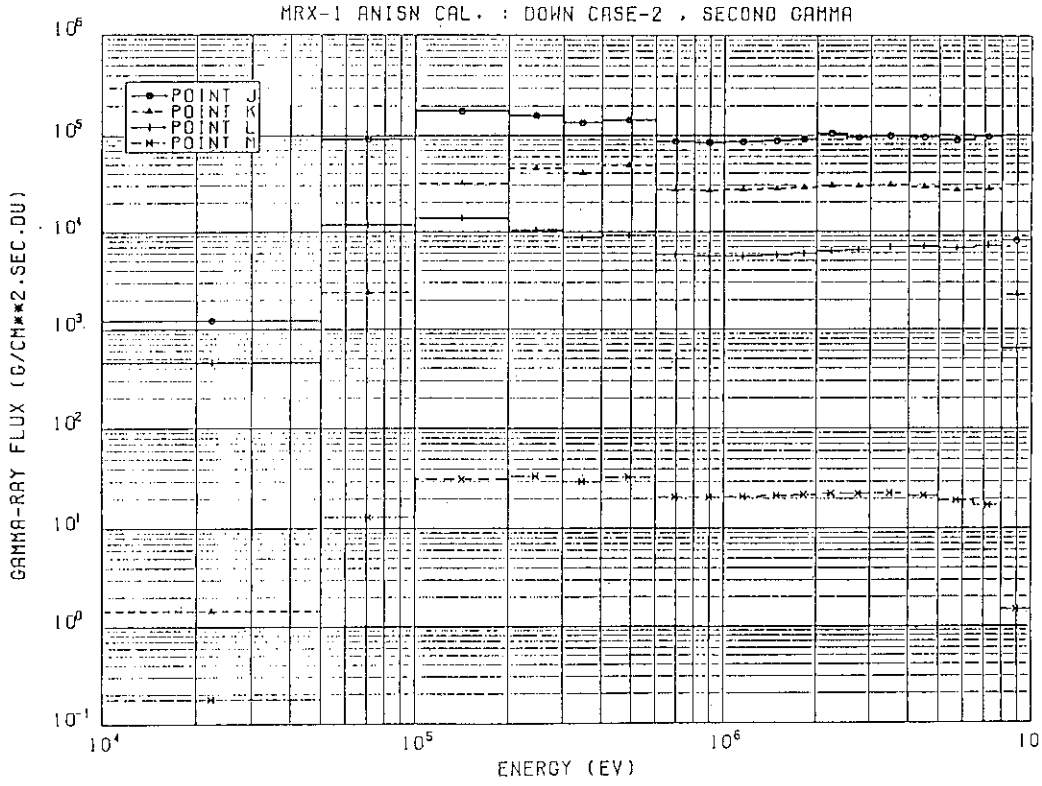


Fig. Ⅱ. 14. 35　点J, K, L, Mにおける2次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

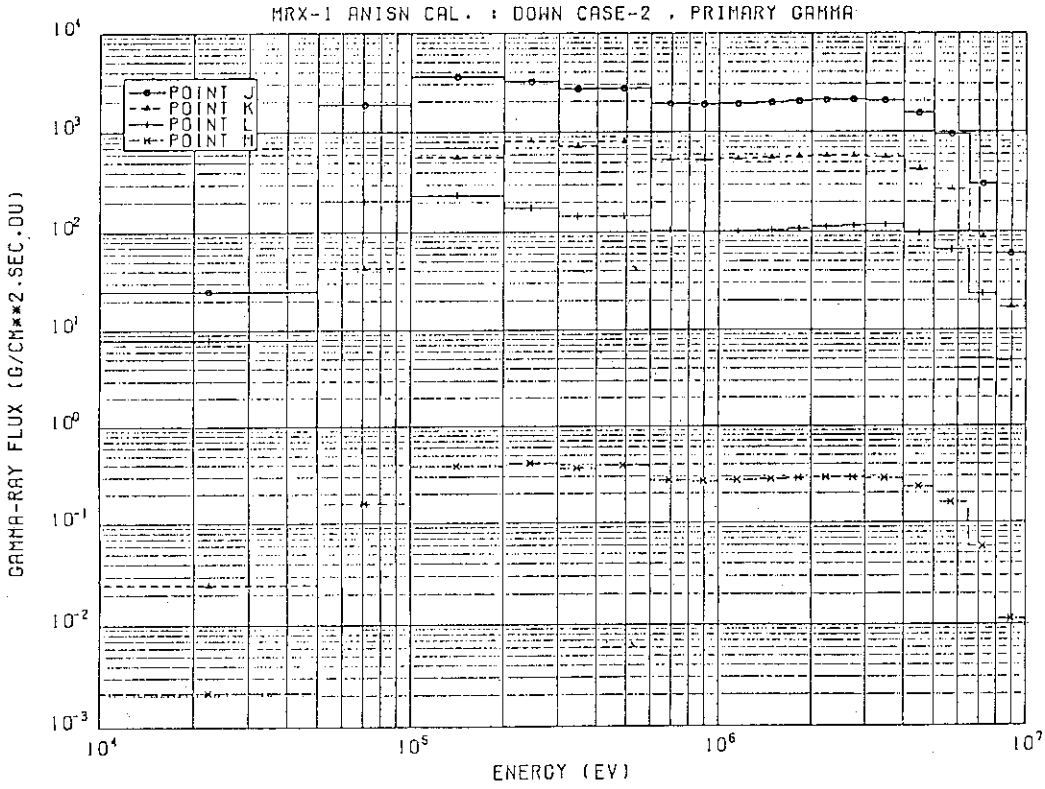


Fig. Ⅱ. 14. 36　点J, K, L, Mにおける1次ガンマ線エネルギースペクトル［ケース2］
（単位レサジー当り）

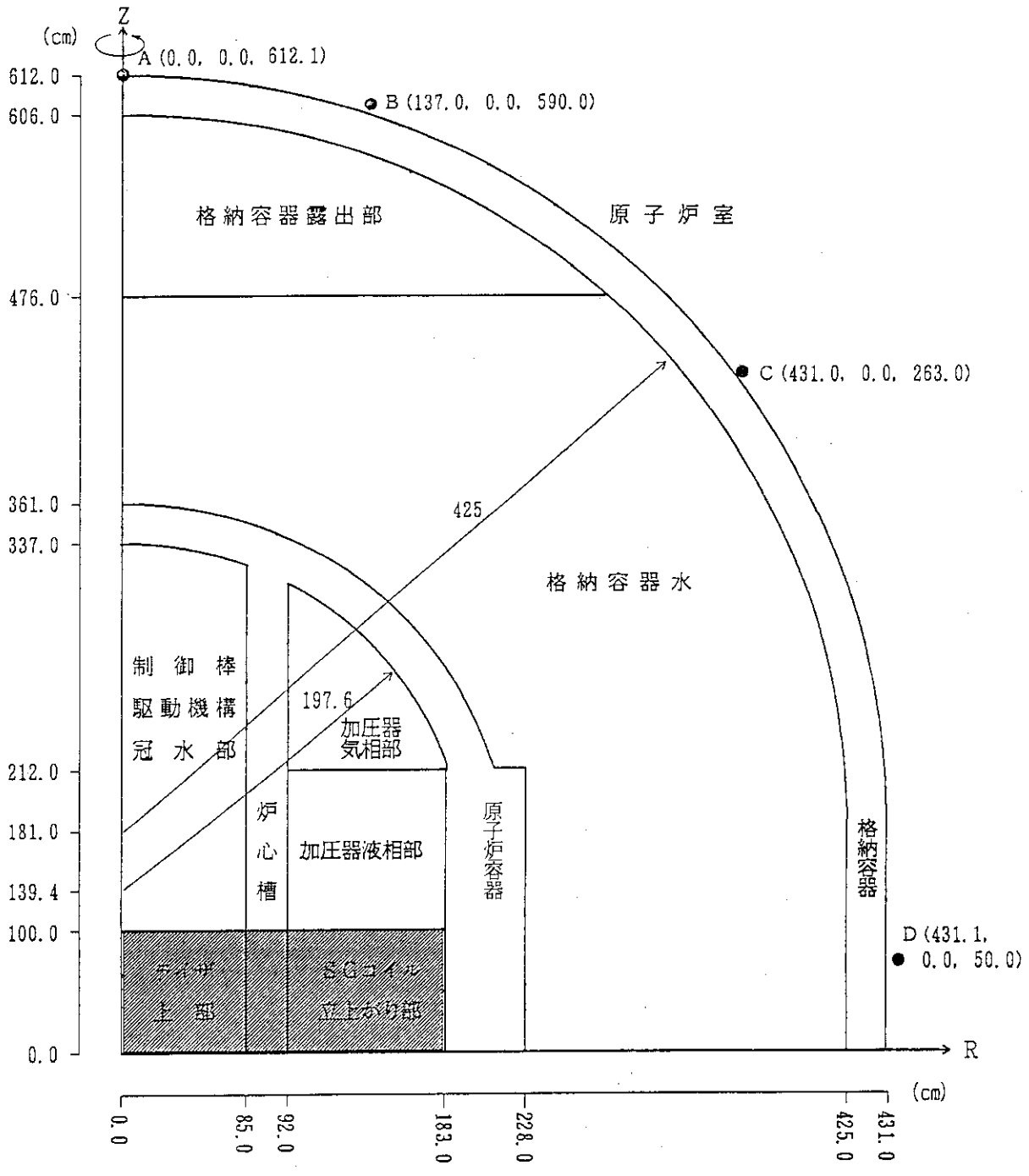


Fig. Ⅱ. 14. 37　N－16 ガンマ線遮蔽計算ならびに評価点位置（QAD）

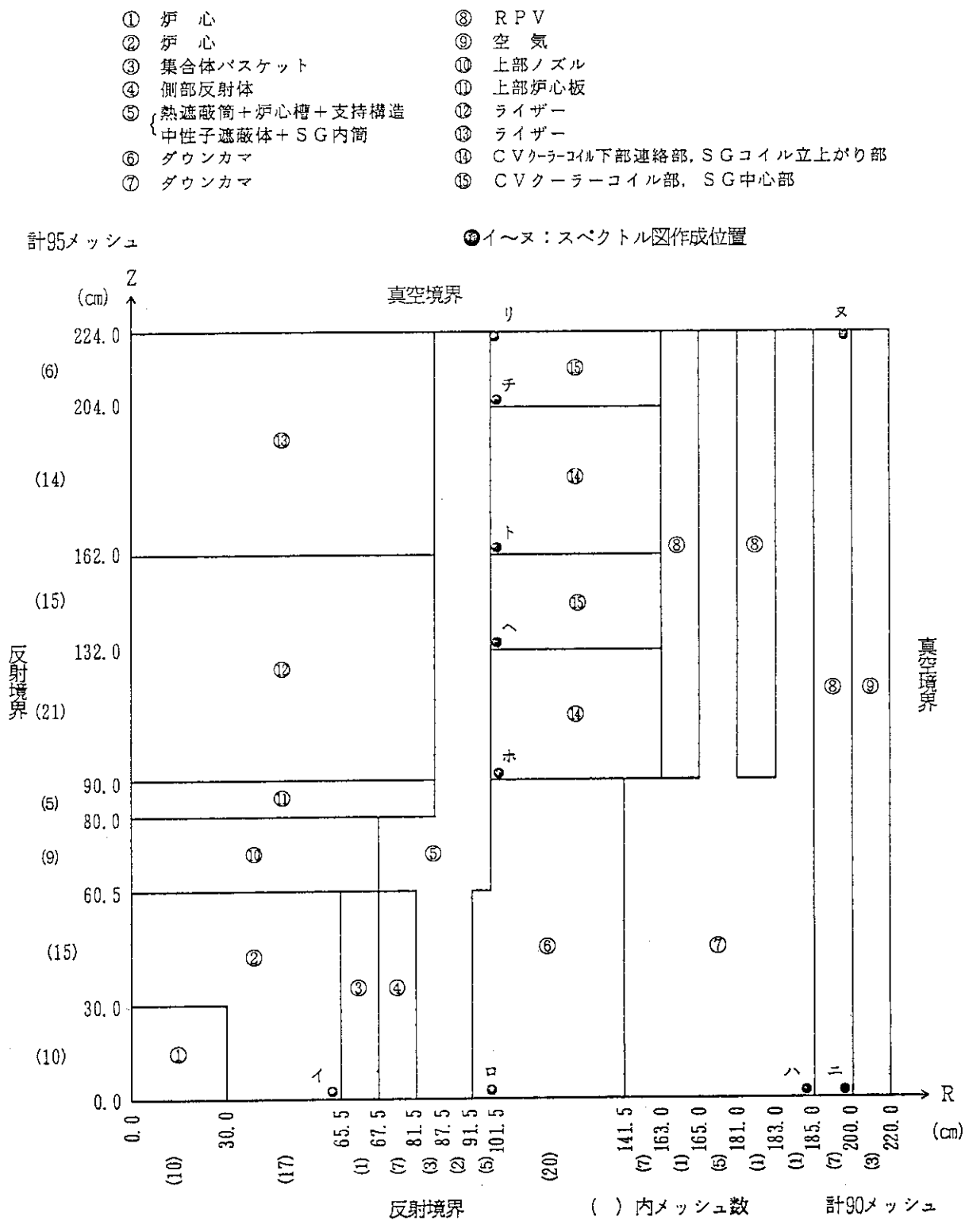


Fig. Ⅱ. 14. 38 炉心遮蔽計算用２次元ＲＺ系モデル

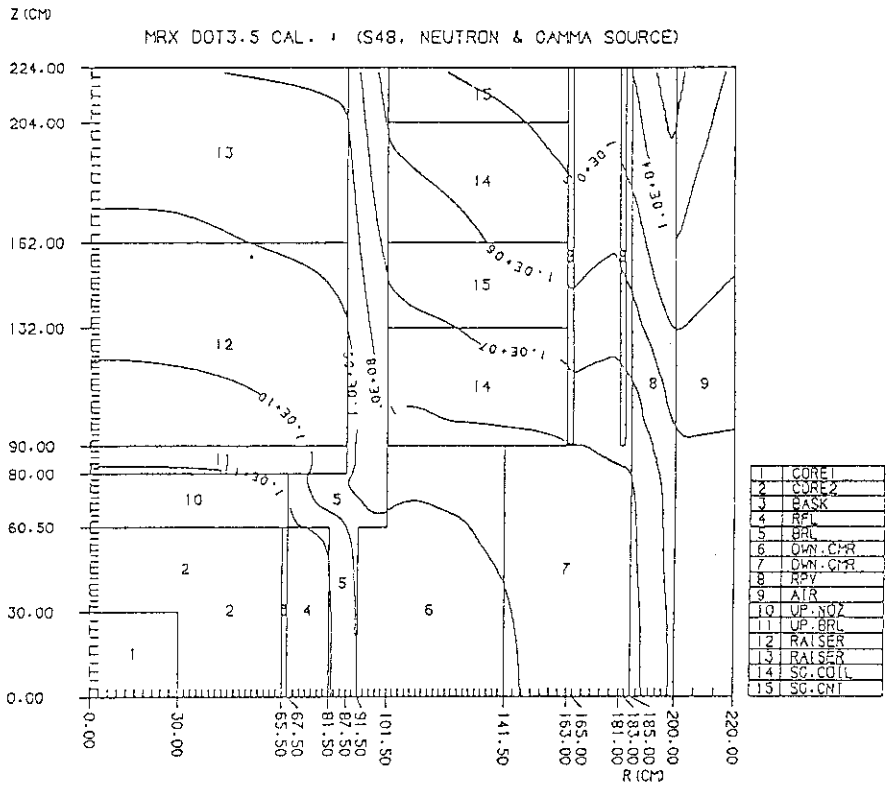


Fig. Ⅱ. 14. 39　中性子線量率分布

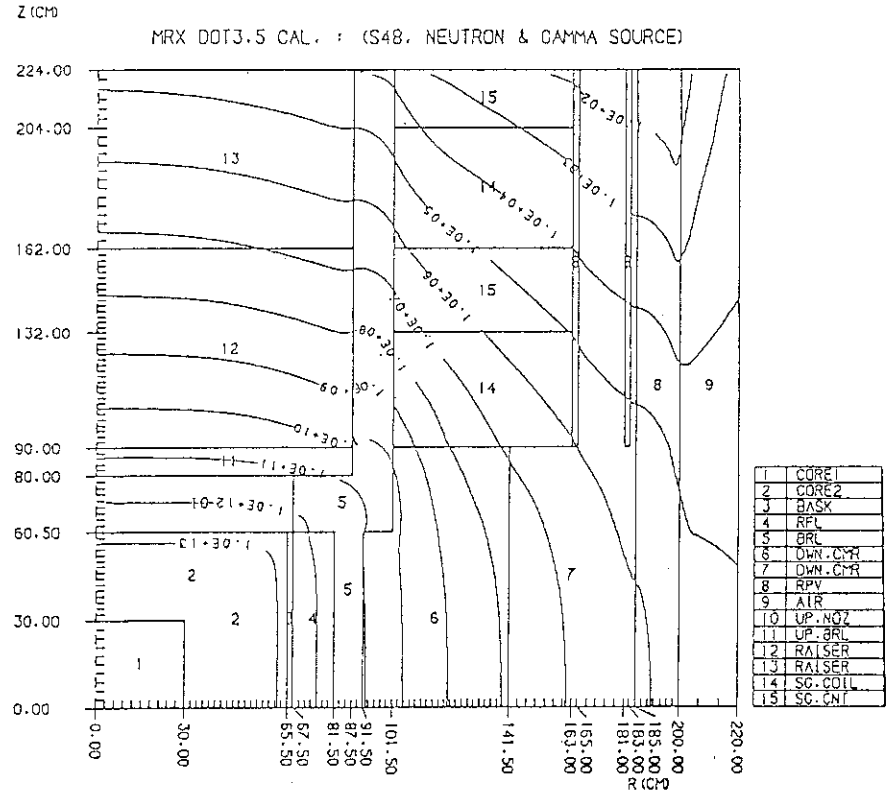


Fig. Ⅱ. 14. 40　ガンマ線線量率分布（2次ガンマ線含む）

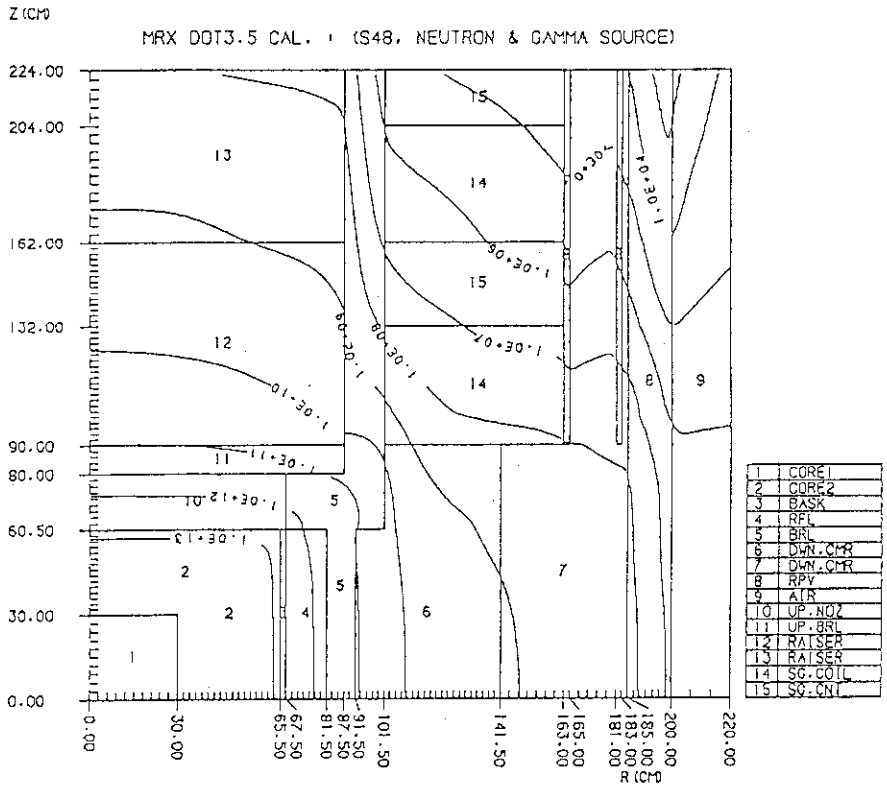


Fig. Ⅱ.14.41 （中性子－ガンマ線）線量率分布

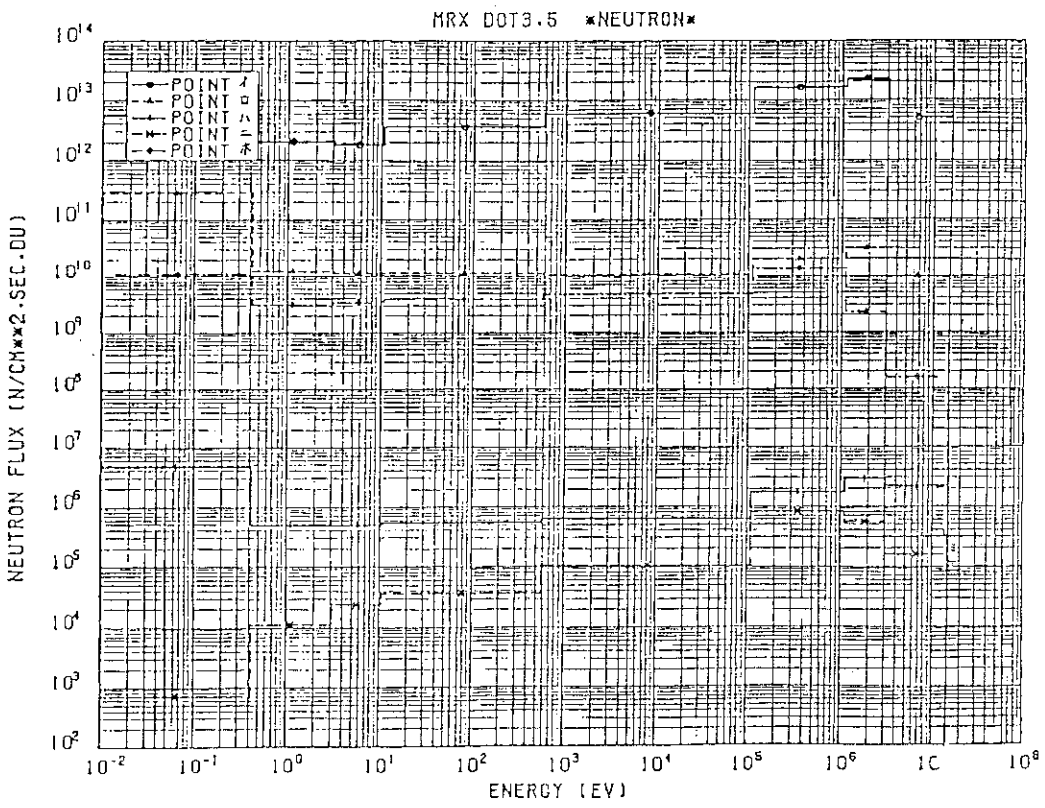


Fig. Ⅱ. 14. 42　点イ，ロ，ハ，ニ，ホにおける中性子エネルギースペクトル
（単位レサジー当り）

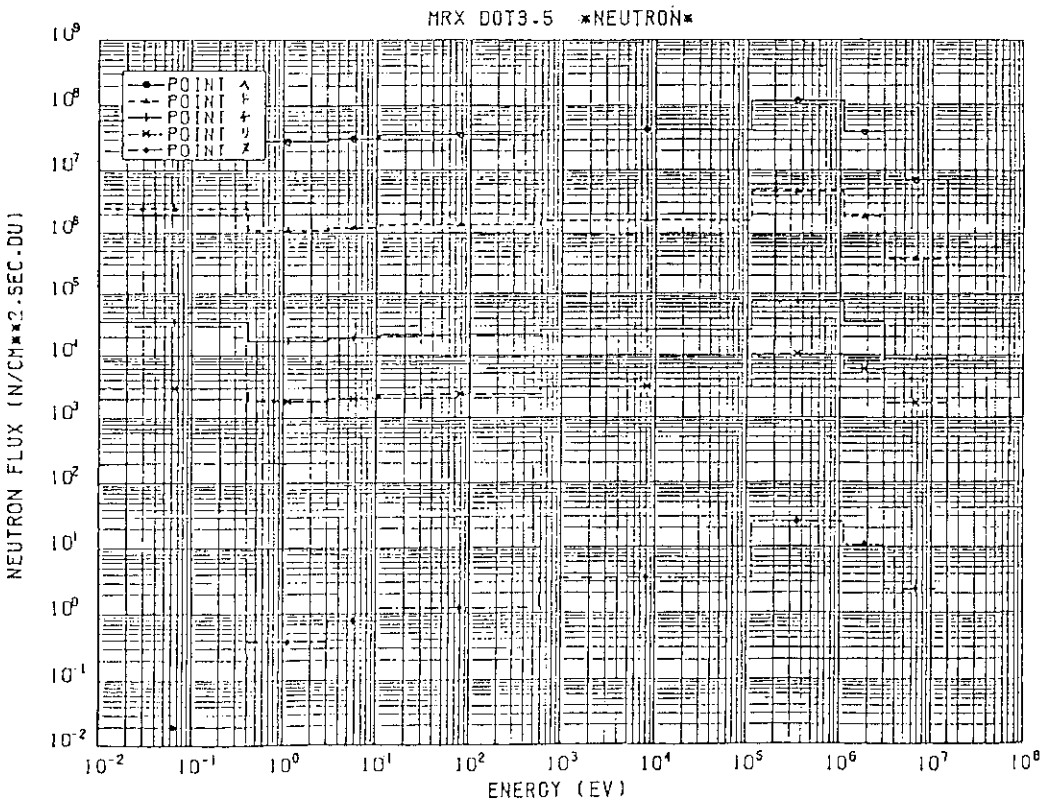


Fig. Ⅱ. 14. 43　点ヘ，ト，チ，リ，ヌにおける中性子エネルギースペクトル
（単位レサジー当り）

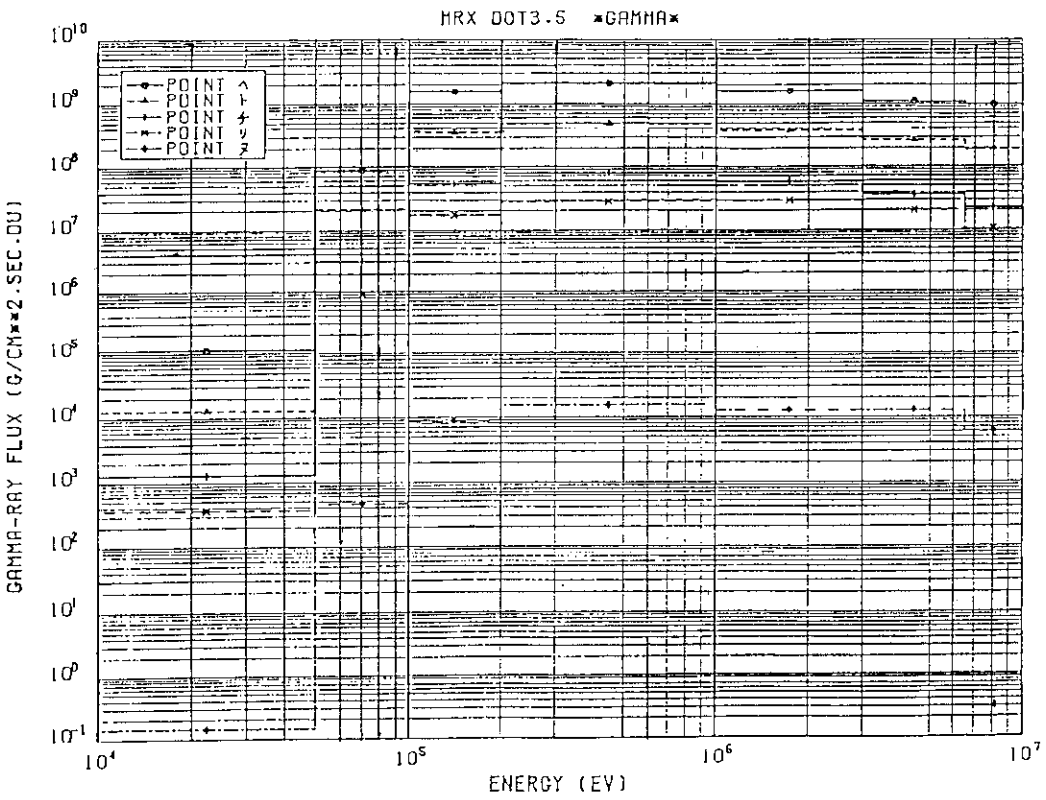


Fig. Ⅱ. 14. 44　点イ，ロ，ハ，ニ，ホにおけるガンマ線（2次ガンマ線含む）エネルギースペクトル（単位レサジー当り）

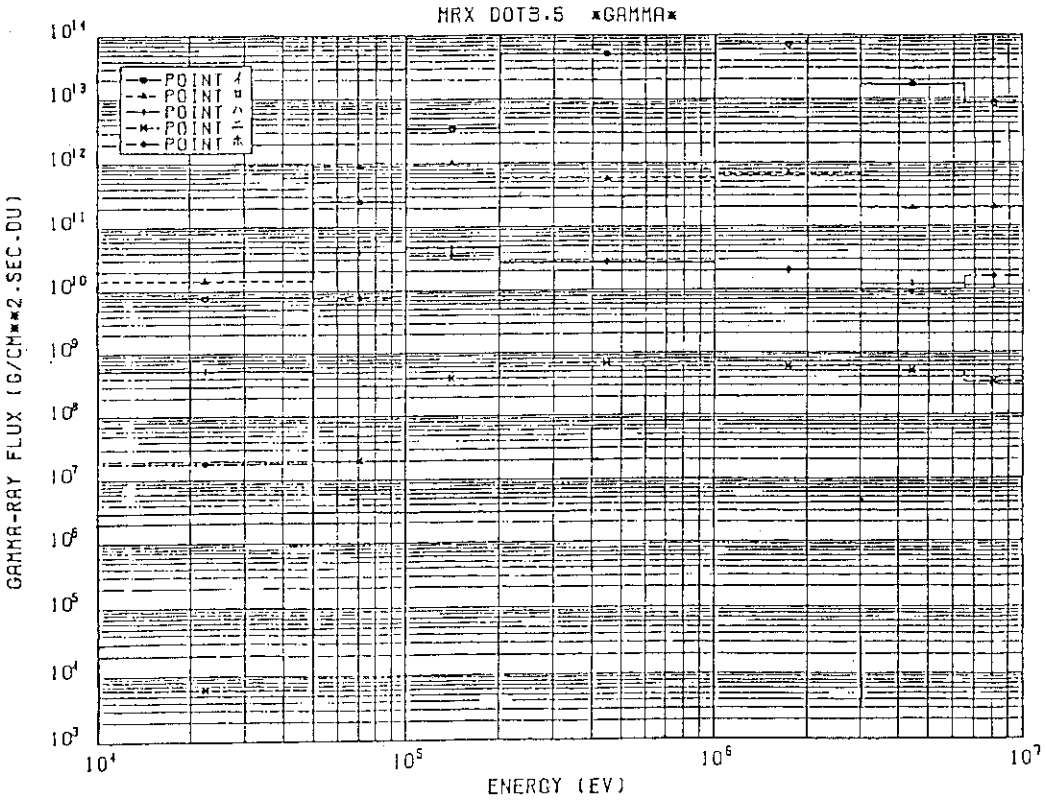


Fig. Ⅱ. 14. 45　点ヘ，ト，チ，リ，ヌにおけるガンマ線（2次ガンマ線含む）エネルギースペクトル（単位レサジー当り）

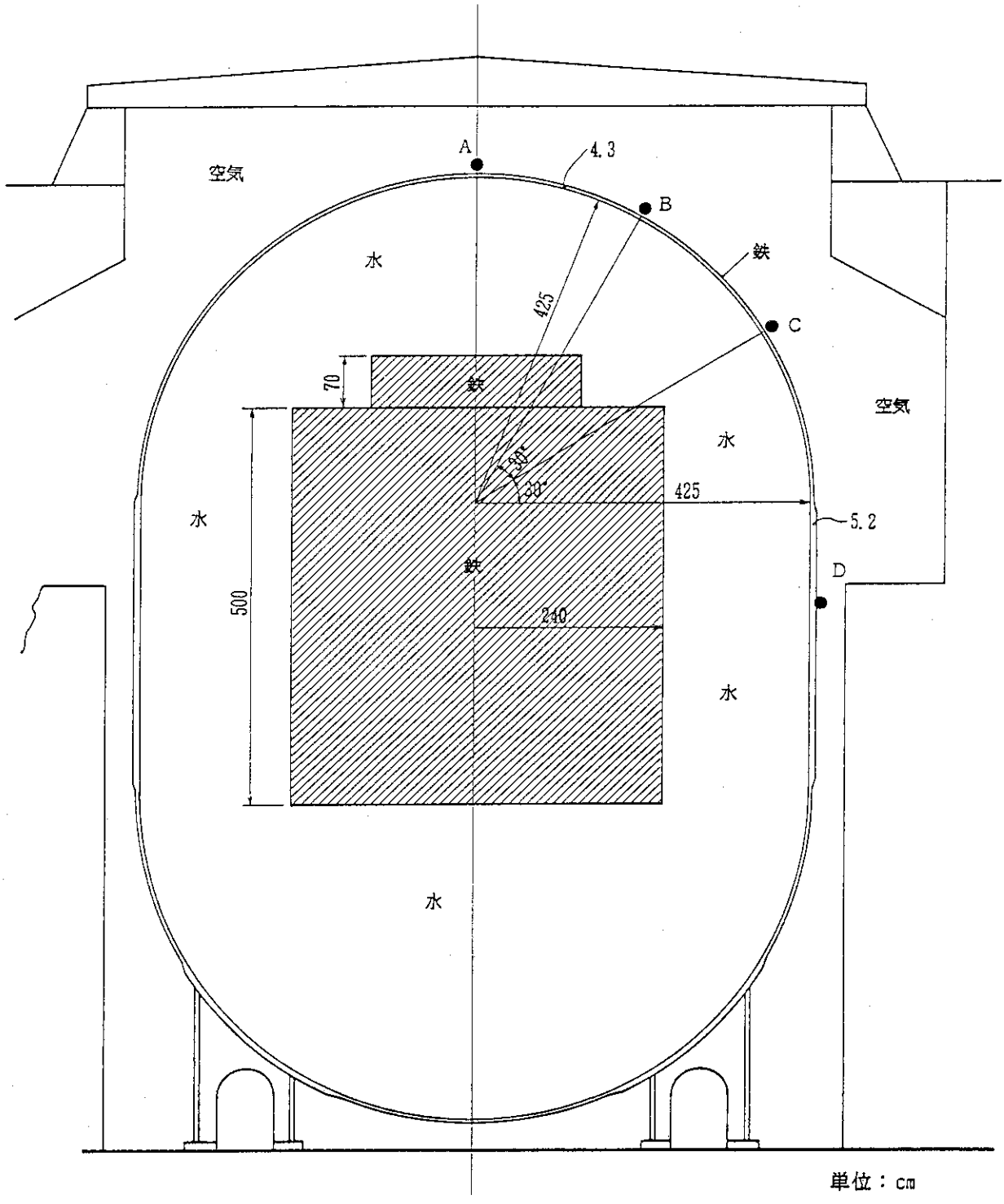


Fig. Ⅱ. 14. 46　事故時遮蔽計算モデル図（1／2）

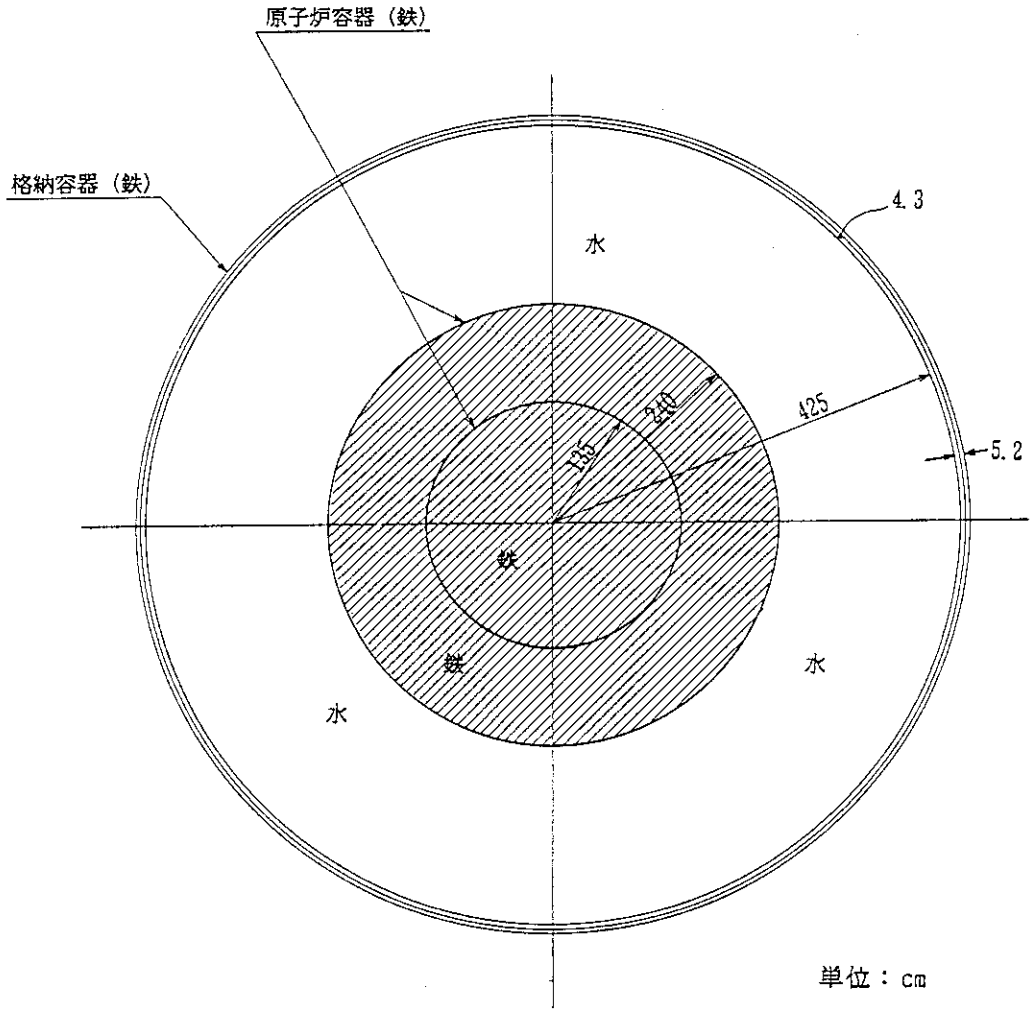


Fig. Ⅱ. 14. 46　事故時遮蔽計算モデル図（2／2）

15. 主系統

15.1 全体系統

(1) 概　要

本炉は，一次冷却水系統の主要機器を原子炉容器内に内蔵する一体型炉であり，原子炉容器外には，一次系の加圧器付属設備のほか，原子炉補助設備として，体積制御系統，残留熱除去系統（崩壊熱除去系統および余熱除去系統），非常用崩壊熱冷却系統等を設ける。

主冷却部分は，一次冷却水を強制循環し，蒸気発生器に熱を伝えて，炉心を冷却する。

加圧器付属設備は，一次冷却水の圧力を一定に制御する。

体積制御系統は，一次冷却水の補給および水質の維持を行う。

残留熱除去系統は，炉心の崩壊熱および一次冷却系の顕熱を除去する。非常用崩壊熱冷却系統は，原子炉事故時，燃料の損傷や一次冷却系の過圧を防止するために，一次系を冷却する。

体積制御系統および余熱除去系統などの一次冷却水系統に接続して常用する系統は，格納容器内に設け，放射性物質の外部漏洩を防止する。

二次冷却設備は，推進用発電機タービン等へ蒸気を導く主蒸気系統および蒸気発生器へ給水する給水系統からなり，主として機関室に設ける。

主蒸気系統には，タービンバイパス制御および二次系の急激な圧力上昇を抑制するための蒸気ダンプ系統，ならびに原子炉停止時に残留熱を除去する崩壊熱除去系統を，主蒸気系統から分岐して設ける。

これらの諸系統は系統毎に別途述べるが，全体をまとめた「MRX プラント全体系統説明図」を Fig. Ⅱ. 15.1 に示す。

(2) 原子炉冷却材圧力バウンダリ

原子炉冷却材圧力バウンダリは，原子炉の通常運転時に，一次冷却水を内包して原子炉と同じ条件となり，運転時の異常な過渡変化時および事故時の苛酷な条件下で圧力障壁を形成するもので，それが破壊すると，LOCA となる範囲の設備である。

炉の圧力バウンダリは，原子炉容器，蒸気発生器（伝熱管，管板，水室および蒸気室），非常用崩壊熱冷却器（伝熱管，管板および水室），スプレイ系統等である。

また，接続配管の圧力バウンダリ(*)は，体積制御系統，加圧器逃しラインおよび加圧器補助スプレイラインについては，原子炉側から見て，第２隔離弁まで，さらに，余熱除去系統および加圧器安全弁ラインについては，原子炉側から見て第１隔離弁までである。

これらの圧力バウンダリの範囲を Fig. Ⅱ. 15.2 に示す。

(*) (A) 通常時開，事故時閉のものは，原子炉側から見て，第２隔離弁を含み，そこまで。

(B) 通常時閉，事故時閉のものは，原子炉側から見て，第１隔離弁を含み，そこまで。

「隔離弁」とは，遠隔操作の可能な弁および自動作動の電動弁，空気作動弁，送止弁等をいう。

15.2 一次冷却設備

一次冷却設備の主冷却部分は，一次冷却水ポンプにより冷却水を原子炉容器内にて強制循環し，炉心の冷却を行い，蒸気発生器にその熱を加える。

また，加圧器付属設備により，一次冷却水圧力を一定に制御する。

(1) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(A) 一次冷却設備は，通常運転時，運転時の異常な過渡変化時および事故時において，十分な炉心冷却能力を持つよう設計する。

(B) 一次冷却設備は，原子炉冷却材圧力バウンダリとして，材料選定および過圧防護に考慮を払うとともに，使用期間中検査が容易に行なえる設計とする。

(2) 系統構成

一次冷却設備は，Fig. Ⅱ. 15.3 図に示すように，原子炉容器，蒸気発生器，一次冷却水ポンプ，加圧器など原子炉容器内の主冷却部分と，加圧器スプレイ系統，プローオフタンクなど原子炉容器外の設備系統からなり，圧力バウンダリを構成している。

主冷却部分では，ポンプの強制循環によって，炉心通過の際に，加熱された一次冷却水は蒸気発生器にてその熱を二次系に伝え，蒸気を発生させる。一次冷却水ポンプ吐出水は，蒸気発生器での熱交換によって冷却された後，再び炉心に送られる。

原子炉容器外の加圧器付属設備では，一次冷却水系統の圧力を一定に制御する。

加圧器では，ヒータとスプレイを用いて加圧器内の気相と液相を平衡状態に維持する。

加圧器と原子炉容器は，サージ孔で連絡し，負荷変動時の一次冷却水の膨張および収縮サージを加圧器により吸収する。

加圧器スプレイ系統では，スプレイポンプ（兼浄化系循環ポンプ）により，一次冷却水を加圧器内にスプレイして，器内圧力を制御する。

なお，熱衝撃を緩和するため，常時少量を加圧器にスプレイする。

加圧器逃し弁は，スプレイによる圧力制御の範囲を超えるような大きな圧力上昇を防止する。

加圧器安全弁は，一次冷却水の圧力が異常に上昇した場合に作動し，系統の圧力が最高使用圧力を超えて上昇するのを防ぐ。

逃し弁および安全弁から放出される蒸気は，いずれもブローオフタンクに導き，凝縮させる。

(3) 主要機器

一次冷却設備の主要機器の概要を以下に示し，要目を Table Ⅱ. 15.1 に示す。

(A) 原子炉容器

前述のとおり，原子炉容器は炉心のほかに，蒸気発生器，加圧器等を内蔵するたて円筒形の圧力容器である。

蒸気発生器は容器の中央部に，一次冷却水ポンプは上部に，加圧器および制御棒駆動装置は容器の頂部に，それぞれ設ける。

(B) 蒸気発生器

前述のとおり，蒸気発生器は，ヘリカルコイル貫流式で，二次側流体は管内を流れ，炉心

で加熱された高温側の一次冷却水と熱交換して，蒸気となる。

給水は，蒸気発生器上部の水室から，ダウンカマを下降し，コイル内を上昇して熱交換し，上部の蒸気室から過熱蒸気となって流出する。

これらのコイル群は，２つのループで構成されている。

(C) 加 圧 器

前述のとおり，加圧器は出力運転時，一次冷却水圧力の変動を規定値内に保持する。

炉出力上昇時の器内圧力の低下に対しては，液相部に設けた電気ヒータにより加熱し，圧力を上昇させる。

炉出力減少時の器内圧力の上昇に対しては，気相部に設けたスプレイにより冷却し圧力を低下させる。

一次冷却水圧力の過度の上昇に備え，加圧器上部に逃し弁および安全弁を設ける。

(D) 一次冷却水ポンプ

前述のとおり，一次冷却水ポンプは，キャンドモータ駆動の横置軸流型であり，２基を，原子炉容器のポンプノズルに取付ける。

炉心で加熱された一次冷却水を吸引し，蒸気発生器を通して炉心下部に送る。

(E) 加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプ

加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプは，電動渦巻式２基を設置し，常時１基運転して，加圧器内圧力が設定値を超えて高くなった場合に，一次冷却水を加圧器にスプレイする。

(F) ブローオフタンク

ブローオフタンクは，たて置円筒型で，加圧器の逃し弁または安全弁からの蒸気を，ブローオフタンクに設けたスーパージャから水中に放出して，凝縮する。

(G) 加圧器逃し弁

加圧器逃し弁は２基設置し，スプレイによる圧力制御の範囲を超えるような大きな圧力上昇を防止する。

(H) 加圧器安全弁

加圧器安全弁は２基設置し，１基で一次冷却系統の過圧を防止する。

15.3 二次冷却設備

(1) 主蒸気系統

主蒸気系統は，蒸気発生器で発生した蒸気をタービンへ供給するとともに，タービンバイパス制御による原子炉出力一定制御および負荷急減時の圧力調節機能を持たせる。

(A) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(a) タービンバイパス制御による原子炉出力一定制御および急激な負荷減少時に，蒸気圧力の上昇を抑制するため，余剰蒸気の主復水器へのダンプ系統を設ける。

(b) 主蒸気系統の過圧防止のため，全負荷蒸気流量を大気放出できる主蒸気安全弁を設ける。

(c) 格納容器バウンダリには隔離弁を設ける。

また，主蒸気管破断時，非破断側からの蒸気の逆流を防止するため，主蒸気管合流個所に上流側に逆止弁を設ける。

(d) 蒸気発生器から隔離弁までの系統は，原子炉冷却材圧力バウンダリと同等の設計条件で設計する。これより，SG 伝熱管破損時に隔離弁を閉とすることにより，環境への一次冷却水の放出を防止する。

(B) 系統構成

主蒸気系統は，Fig. Ⅱ.15.4 に示すように，推進用発電機タービン，基底負荷用発電機タービン，主給水ポンプタービン等への蒸気供給系統ならびに蒸気ダンプ系統で構成する。

蒸気発生器から導く 2 本の主蒸気管は，格納容器，原子炉室を経て，機関室で合流した後，各機器へ蒸気を供給する。

蒸気発生器出口の蒸気管には，主蒸気管破断事故時に流出抑制効果を兼ねた流量検出用のオリフィスを設ける。このオリフィスは，オリフィス上流での破断の可能性を小さくするため，蒸気発生器にできるだけ接近して取付ける。

(C) 主要機器

主蒸気系統の主要機器の概要を以下に示し，要目を Table Ⅱ.15.2 に示す。

(a) 推進用発電機タービン

推進用発電機タービンは，復水式で原子炉 1 基に対して 1 基設置し，出力運転時は推進および原子炉部・船体部負荷に使用する。

(b) 基底負荷用発電機タービン

基底負荷用発電機タービンは，復水式で 2 基設置する。

(c) 主給水ポンプタービン

主給水ポンプタービンは，背圧式で 3 基設置し，出力運転時は 2 基使用する。

排気は，デアレータの給水加熱に利用する。

(d) 低圧蒸気発生器

推進用発電機タービンの抽気を加熱源とする三次蒸気発生装置として，低圧蒸気発生器 1 基を設ける。

これより，蒸気発生器伝熱管破損時には，二次系統が汚染しても，居住区画等への供給蒸気は影響を受けない。

(e) 蒸気ダンプ弁

タービンバイパス制御による原子炉出力一定制御および急激な負荷減少時の主蒸気系の圧力上昇の緩和ならびに，主蒸気安全弁の設定値までの圧力上昇を防ぐために設ける。蒸気ダンプ弁が開くと，余剰蒸気は主復水器にダンプする。

(f) 主蒸気安全弁

主蒸気系統に 2 基設け，蒸気ダンプ弁のバックアップとして作動し，主蒸気系統を過度の圧力上昇から保護する。

容量は，2 基で全負荷蒸気流量を大気放出できるようにする。

(g) 主蒸気隔離弁

主蒸気管破断時に主蒸気系統を隔離するとともに，蒸気発生器伝熱管破損時には，破損

側の蒸気発生器ループを隔離する。

これにより，環境への一次冷却水の放出を防止するとともに，健全側の蒸気発生器ループを使用して，部分負荷運転が可能である。

(2) 給水系統

給水系統は，蒸気発生器へ適切な圧力・温度の給水を供給する。

(A) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(a) 主給水ポンプは，全負荷流量の50%容量のものを3基設置し，常時2基使用することにより，完全給水喪失事故を防止する。

(b) 補助給水ポンプは，原子炉起動・停止時のほか，事故時の残留熱除去の給水にも使用する。

(c) 給水ポンプタービンへの蒸気は，主蒸気管または給水管破断事故時の格納容器過圧を抑制するため，破断側を閉められるよう，2つの蒸気系統から独立に導き破断側のポンプへ蒸気が送られないようにする。

(d) 格納容器バウンダリには隔離弁を設ける。

(e) 隔離弁から蒸気発生器までの系統は，原子炉冷却材圧力バウンダリと同等の設計条件で設計する。

(B) 系統構成

給水系統は，Fig. Ⅱ.15.5に示すように，主給水ポンプ，高圧給水加熱器（第1段および第2段），フィルタ等からなる主給水系統および補助給水ポンプ等からなる補助給水系統で構成し，いずれもデアレータから吸引する。

主給水系統は主給水ポンプ，高圧給水加熱器，主給水制御弁，フィルタ等を経由して，蒸気発生器へ給水する。

蒸気発生器の給水制御は，推進用発電機タービンに入る蒸気圧力を一定に保つように，給水制御弁の開度を調節して行う。

給水制御系は，蒸気圧力の他に，給水流量，蒸気流量，推進用発電機タービン操縦弁開度の4要素を信号として用いる。

なお，50%以下の出力では，蒸気圧力のみを制御信号として用いる。

補助給水系統は補助給水ポンプ，フローコンパレータ，補助給水制御弁を経て，主給水系統に合流する。

給水管破断事故時には，補助給水ポンプにて，2系統ある補助給水系統の健全側を使用して確実に給水するため，フローコンパレータにより，破断側の給水系統を遮断する。

(C) 主要機器

給水系統の主要機器の概要を以下に示し，要目をTable Ⅱ.15.3に示す。

(a) 主給水ポンプ

主給水ポンプは，蒸気タービン駆動で，全負荷流量の50%容量のものを3基設置する。

主給水ポンプは，締切運転時および低流量時は，過熱を防止するため，流量の一部をデアレータへ戻す。

(b) 高圧給水加熱器

高圧給水加熱器は，給水をタービンの抽気により，所定の温度まで加熱する。

(c) フィルタ

蒸気発生器に入る給水中の不純物除去用として，磁気フィルタを設ける。

(d) 補助給水ポンプ

補助給水ポンプは，電動2基を設置し，原子炉起動・停止のほか，事故時の残留熱除去用として蒸気発生器に給水する。

15.4 タービンプラント熱効率

タービンプラント熱効率は，これをできるだけ向上させる観点から，最適なヒートサイクルを設定し，算定する。

(1) ヒートサイクル

ヒートサイクルは，下記の蒸気消費機器等で構成し，低圧側1段とデアレータおよび高圧側2段の合計4段の給水加熱を行う抽気再生サイクルで，給水加熱源は，推進用発電機タービン抽気，主給水ポンプタービン排気，機付湿分分離器ドレン等である。

推進用発電機タービン（高・低圧タービン）	1 基
基底負荷用発電機タービン	2 基
主給水ポンプタービン	2 基
	（他に予備1基）

ヒートサイクルは，以下の方針で設計する。

(A) 主給水ポンプタービンは背圧式とし，排熱はデアレータの給水加熱に使用し，熱の回収を図る。

(B) 主復水器の真空装置は，プラント熱効率の向上と自動化の容易性等から，真空ポンプを採用する。

(C) 高圧給水加熱は2段加熱方式とし，抽気の有効利用を図る。

(D) 推進用発電機タービンの高・低圧タービン連絡管には，湿分分離器を設け，ドレンは低圧給水加熱に利用し，熱の回収を図る。

(E) 造水装置の加熱は，低圧タービン抽気加熱方式とし，抽気の有効利用を図る。

(2) プラントの熱効率の計算

(A) 計算条件

(a) タービンプラント熱効率は，連続最大出力（MCR）時について計算する。

(b) MCR時の蒸気発生器二次側の条件は次のとおりである。

熱 出 力	100 MWth
蒸気流量	168.2 t/h
蒸気圧力	41.0 kg/cm^{2}abs
蒸気温度	288.7℃
給水温度	185℃

(c) MCR時の推進用発電機タービンおよび主給水ポンプタービンの入口蒸気条件は次の

とおりとする。

蒸気圧力　　39.5 kg/cm^{2}abs

蒸気温度　　285.7℃

(B) 熱効率の計算

タービンプラント熱効率は，推進用発電機タービン軸出力と蒸気発生器熱出力の比として，次式で表わせる。

$$\eta=\frac{W_T}{W_{SG}}\times 100$$

ここで，

$$W_T=\frac{P_C+\Sigma P_e}{632.5}-W_L$$

$$W_{SG}=\frac{G(i_2-i_1)}{632.5}$$

ただし，

η　：タービンプラント熱効率（%）

W_T：推進用発電機タービン軸出力（PS）

W_{SG}：蒸気発生器熱出力（PS）

P_C　：主復水器へ流れる蒸気のなす仕事で，主復水器への流入蒸気流量（kg/h）とタービン有効熱降下量（kcal/kg）の積で表わせる。

主復水器へ流入する蒸気の有効熱降下量は，主蒸気エンタルピとタービン排気エンタルピの差である。

P_e　：抽気蒸気のなす仕事で，抽気蒸気流量（kg/h）と有効熱降下量（kcal/kg）の積で表わせる。

抽気蒸気の有効熱降下量は，主蒸気エンタルピと抽気蒸気エンタルピの差である。

W_L：外部損失仕事（PS）

（タービンおよび歯車の機械損失等）

G　：蒸気発生器出口の蒸気流量（kg/h）

i_1　：蒸気発生器入口の給水エンタルピ（kcal/kg）

i_2　：蒸気発生器出口の蒸気エンタルピ（kcal/kg）

ここで，推進用発電機タービン軸出力は，タービンプラントのヒートバランス計算により決まる。

Fig. Ⅱ. 15.6 に，本タービンプラントのヒートバランスダイヤグラムを示す。

これにより，推進用発電機タービン軸出力は 40,800 PS となるので，タービンプラントの熱効率は，30.0% となる。

なお，Fig. Ⅱ. 15.6 では，基底負荷用発電機タービンを推進用発電機タービンと一緒にして表わしてある。

Table Ⅱ.15.1 一次冷却設備主要機器要目

原子炉容器，蒸気発生器，一次冷却水ポンプ，加圧器を除く一次冷却設備主要機器要目

(1) 加圧器スプレイポンプ兼浄化系循環ポンプ

型式	渦巻式(キャンドモータ駆動)
基数	2
容量	9 t/h
揚程	100 m
運転圧力	120 kg/cm^{2}G
運転温度	300℃以下
最高使用圧力	137 kg/cm^{2}G
最高使用温度	320 ℃
材料	ステンレス鋼

(2) ブローオフタンク

型式	たて置円筒型
基数	1
全容積	5 m^3
運転圧力	1.5kg/cm^{2}G
運転温度	45 ℃
最高使用圧力	内圧 10kg/cm^{2}G
	外圧 20kg/cm^{2}G
最高使用温度	200 ℃
材料	ステンレス鋼

(3) 加圧器逃し弁

基数	2
流量	4 t/h/基
作動圧力	127.5kg/cm^{2}G
最高使用圧力	137 kg/cm^{2}G
最高使用温度	飽和
材料	ステンレス鋼

(4) 加圧器安全弁

基数	2
流量	27 t/h/基
最高使用圧力	137 kg/cm^{2}G
最高使用温度	飽和
材料	ステンレス鋼

Table Ⅱ.15.2 主蒸気系統主要機器要目

(1) 推進用発電機タービン

型　　式	復 水 式
基　　数	1
出　　力	40,800 PS
入口蒸気流量	160.8 t/h
入口蒸気圧力	38.5 kg/cm^{2}G
入口蒸気温度	285.7 ℃
主復水器真空	722 mmHg
排 気 流 量	113.0 t/h

(2) 主給水ポンプタービン

型　　式	背 圧 式
基　　数	3
出　　力	283 PS
入口蒸気流量	3.44t/h/基
入口蒸気圧力	38.5 kg/cm^{2}G
入口蒸気温度	285.7 ℃
排 気 圧 力	2.55kg/cm^{2}G

(3) 低圧蒸気発生器

型　　式	横表面U字管式
基　　数	1
発生蒸気圧力	4 kg/cm^{2}G
加熱蒸気流量	2.74t/h
加熱蒸気圧力	16 kg/cm^{2}G

(4) 蒸気ダンプ弁

基　　数	1
流　　量	117.7 t/h
最高使用圧力	57 kg/cm^{2}G
最高使用温度	300 ℃
材　　料	炭 素 鋼

(5) 主蒸気安全弁

基　　数	2
流　　量	84.1 t/h/基
最高使用圧力	57 kg/cm^{2}G
最高使用温度	300 ℃
材　　料	炭 素 鋼

Table Ⅱ.15.3 給水系統主要機器要目（1/2）

(1) 主給水ポンプ

型　　式	タービン駆動渦巻式
基　　数	3
容　　量	110 m^3/h/基
揚　　程	665 m
運転温度	128 ℃
最高使用圧力	85 kg/cm^2G
最高使用温度	200 ℃
材　　料	合金鋼

(2) 第1段高圧給水加熱器

型　　式	横置シェル・アンド・Uチューブ式
	管側　給水
	胴側　蒸気/水
基　　数	1
伝熱量	5.0×10^6kcal/h
流　　量	管側　168.2t/h
	胴側　19.9t/h
運転圧力	管側　56.6kg/cm^2G
	胴側　5.6kg/cm^2G
運転温度	管側入口/出口　127.6/156.9℃
	胴側入口/出口　161.9/146.9℃
最高使用圧力	管側　85 kg/cm^2G
	胴側　10 kg/cm^2G
最高使用温度	管側　250 ℃
	胴側　180 ℃
材　　料	炭素鋼

(3) 第2段高圧給水加熱器

型　　式	横置シェル・アンド・Uチューブ式
	管側　給水
	胴側　蒸気/水
基　　数	1
伝熱量	4.9×10^6kcal/h
流　　量	管側　168.2t/h
	胴側　10.3t/h
運転圧力	管側　55.6kg/cm^2G
	胴側　14.0kg/cm^2G

Table Ⅱ.15.3 給水系統主要機器要目（2/2）

運転温度	管側入口/出口	156.9/185.0℃	
	胴側入口/出口	197.2/182.3℃	
最高使用圧力	管側	85	kg/cm^{2}G
	胴側	20	kg/cm^{2}G
最高使用温度	管側	250	℃
	胴側	210	℃
材料	炭素鋼		

(4) フィルタ

型式	磁気フィルタ	
基数	2	
流量	84.1t/h/基	
運転圧力	50	kg/cm^{2}G
運転温度	185	℃
最高使用圧力	85	kg/cm^{2}G
最高使用温度	250	℃
容器材料	合金鋼	

(5) 補助給水ポンプ

型式	プランジャ式	
基数	2	
容量	13	m^3/h/基
揚程	650	m
運転温度	128	℃
最高使用圧力	85	kg/cm^{2}G
最高使用温度	150	℃
材料	合金鋼	

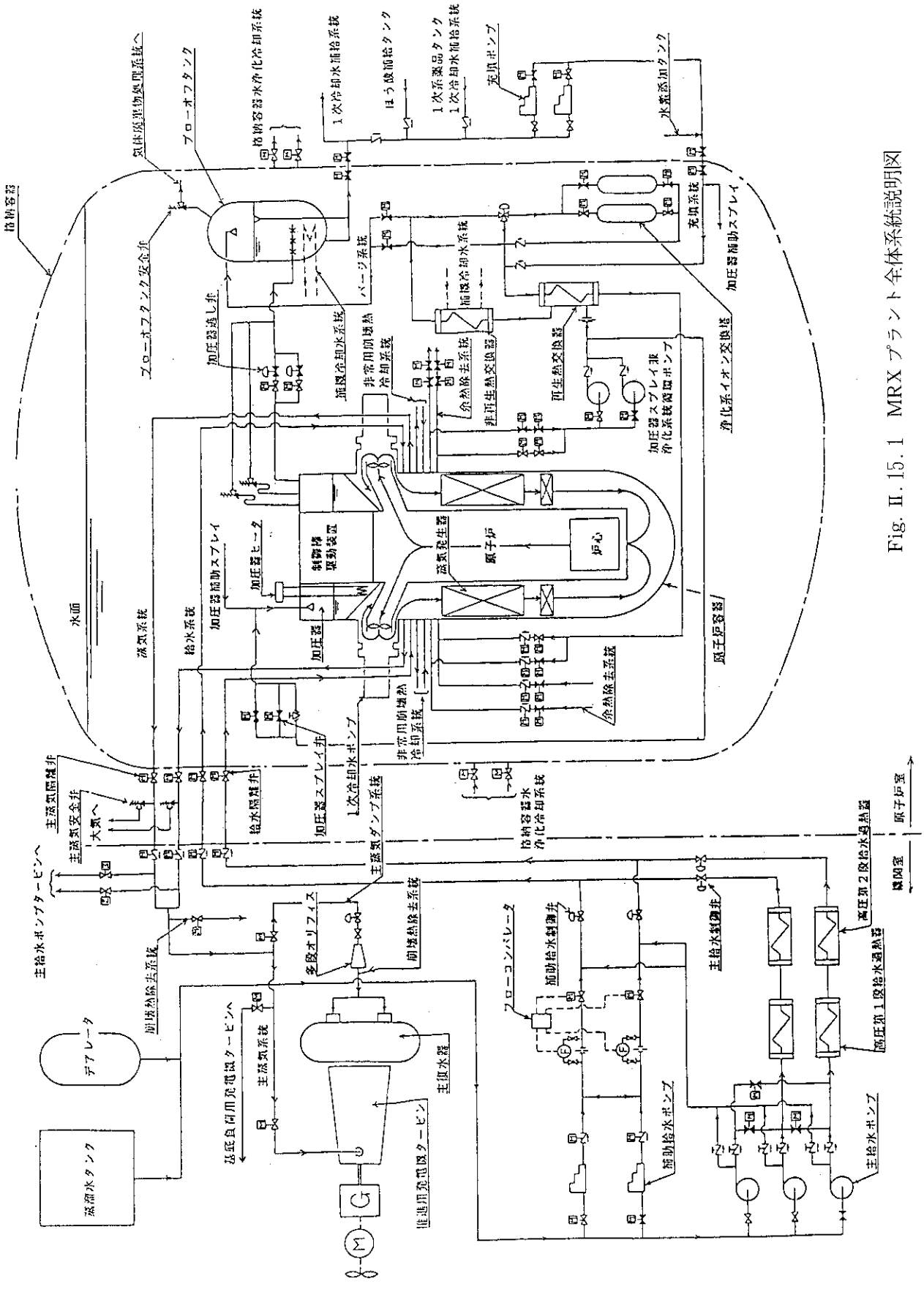
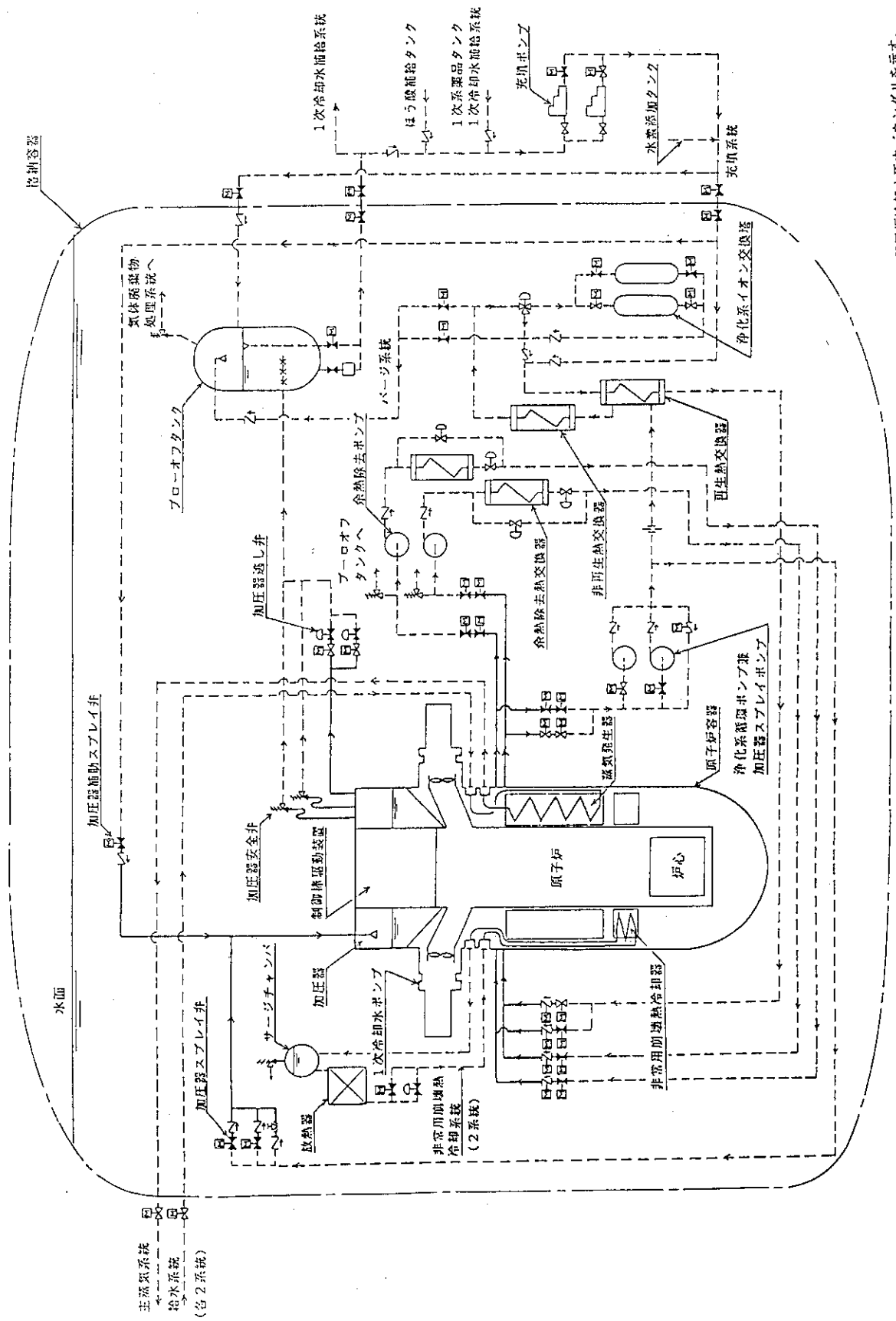


Fig. II. 15. 1　MRX プラント全体系統説明図



（注）太線 ━━ は原子炉冷却水圧力バウンダリを示す。

Fig. Ⅱ. 15. 2　原子炉冷却材圧力バウンダリ説明図

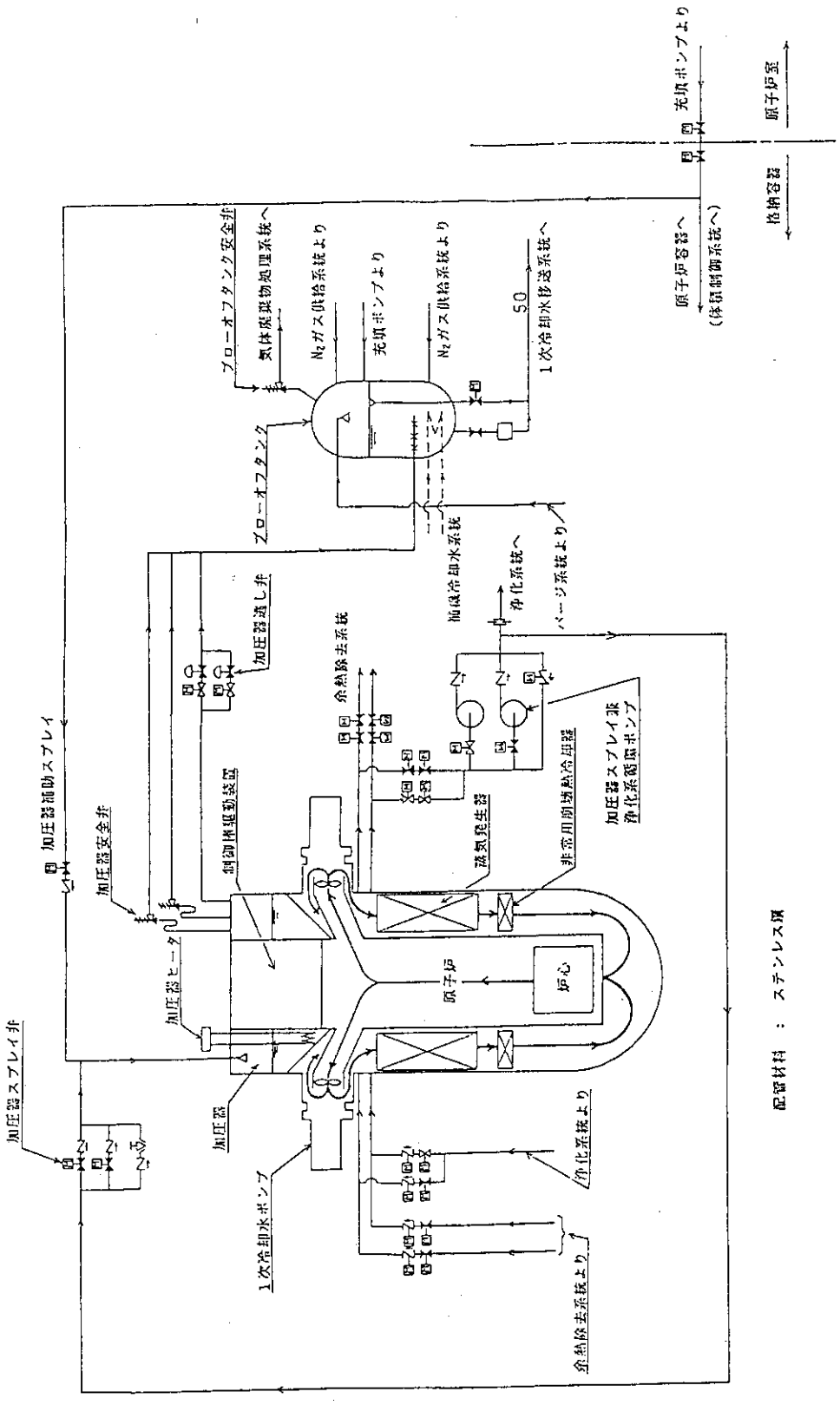


Fig. Ⅱ. 15. 3 一次冷却設備系統説明図

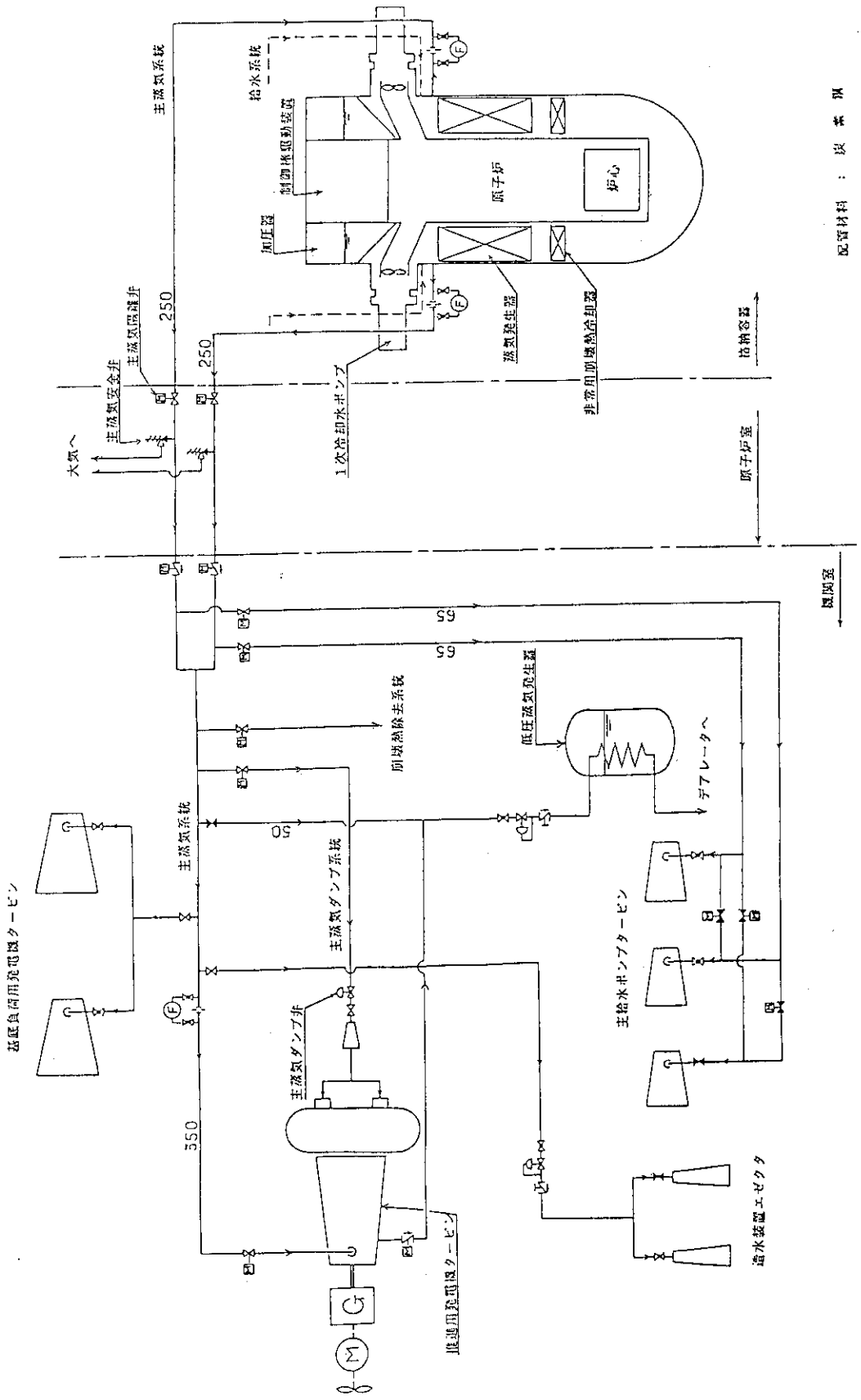


Fig. II.15.4 主蒸気設備系統説明図

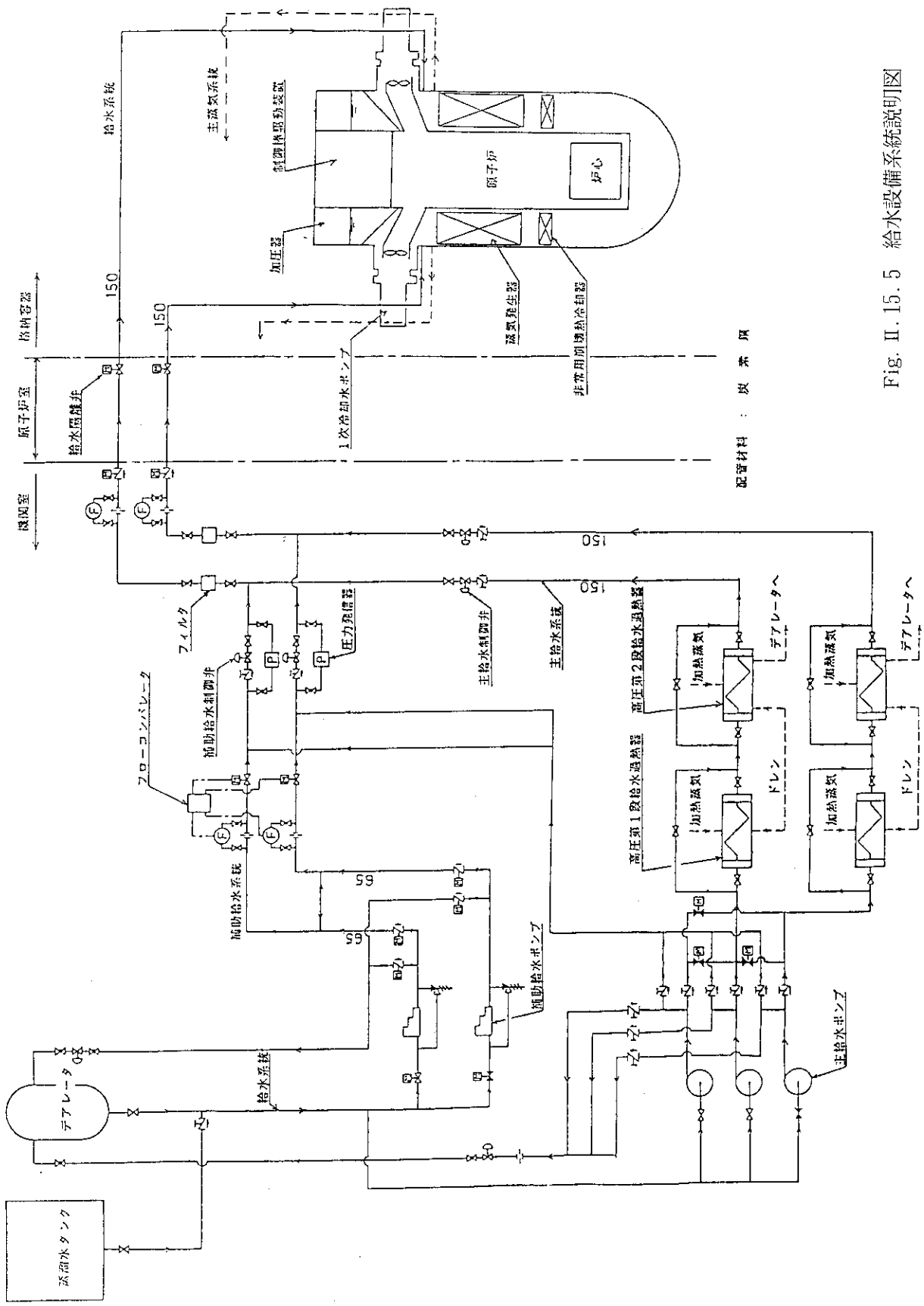


Fig. II. 15. 5 給水設備系統説明図

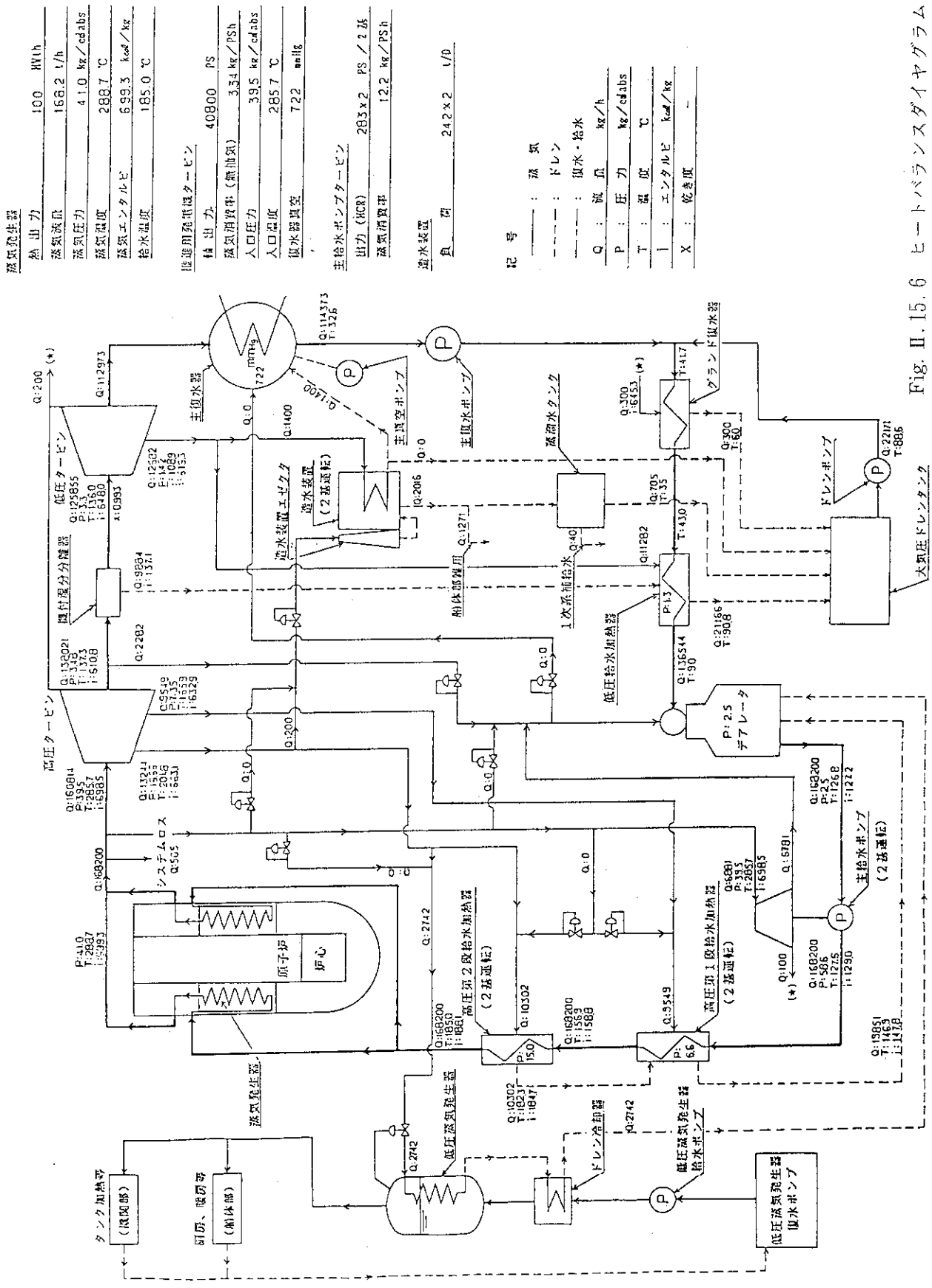


Fig. II. 15. 6 ヒートバランスダイヤグラム

16. 工学的安全設備

16.1 格納容器水冷却系

(1) 設計条件

格納容器水冷却系は，通常時の放熱量をコントロールし，格納容器水の温度を一定に保つ格納容器水温度調節器としての役目と，事故時の格納容器水中に放出された熱を，最終的に格納容器外へ放熱し，格納容器水温度を長期にわたって一定の温度以下に保つ働きを持っている。

格納容器水冷却器は，通常時および事故時を通じて，常に連続して運転を行う。

また，格納容器内の吸熱部はスペース的に広くとれないので，コンパクトな設計が可能なヒートパイプ方式を採用する。

Table Ⅱ.16.1 に設計条件を示す。

原子力圧力容器（RPV）外面の断熱材としては，金属積層タイプの金属断熱材[69]を施工するものとし，通常時放熱量を 0.2 MW におさえるものとする。概略の計算によれば放熱量は 0.1 MW 以下となる。なお，この場合の計算条件は伝熱面積 95 m^2，断熱材厚さ 40 mm である。

事故時の格納容器水温度は，格納容器の設計圧力に相当する飽和温度（213℃）以下で，かつ，非常用崩壊熱冷却系の伝熱面積，格納容器水冷却系の伝熱面積が適切な値となるように選定する。ここでは，「小型軽量化プラント[67]」結果も参考にして，150℃ で計画する。

(2) 要目および構成

Table Ⅱ.16.2 に格納容器水冷却系ヒートパイプの主要目を示す。

また，Fig. Ⅱ.16.1 から Fig. Ⅱ.16.4 に概略構成図を示す。システムの構成についての概要を以下に示す。

1）RPV 内のヒートパイプは，配置上の制約から格納容器水面付近に設ける内側熱交換器と，RPV 上方側部に設ける外側熱交換器に分ける。

それぞれの熱交換器は，故障時の除熱量低下を最少限におさえるため，4 系統に分ける。

2）内側熱交換器は，できるだけ水面に近づけるため，傾斜角を 10° とする。外側熱交換器は傾斜角を 60° とする。

3）凝縮部は空気冷却となるので，除熱効率を高めるためハイフィンチューブを採用する。

4）通常運転時は格納容器水温度を空気の温度差が少ないため，凝縮器入口に設けたファンを駆動して除熱量を確保する。事故時は，自然空冷のみで冷却する。

なお，凝縮器出口の空気はスタックに導く。

5）蒸発管の直径は，管長や伝熱特性上の観点から 25.4 mm とする。

また，船体動揺によって管内の液膜がはがれ，ドライアウトするのを防ぐために，蒸発部管内にウィックを設ける。

ウィックは蒸発管と同じステンレス鋼とし，100 メッシュのものを一層設ける。

6）蒸気管と液もどり管は別系統とし，管内にウィックは設けない。

また，凝縮管もウィックを設けない。

7）格納容器フタ開放時には，蒸気管および液もどり管の途中に設けたフランジを外す。

なお，ヒートパイプ管内のガスを抜くためのエア抜き弁を凝縮器の近くに設ける。

(3) 性　能

(a) 伝熱面積の計算方法

ヒートパイプの必要伝熱面積は，次式によって計算する。

$$A_w=\frac{Q}{\Delta T_m K_w}$$

ただし，

Q　：必要伝熱量

K_w　：伝熱管の熱貫流率

ΔT_m　：ヒートパイプ全体を伝熱壁とみた時の対数平均温度差

K_w は次式で表わされる。

$$\frac{1}{K_w}=\underbrace{\beta_w+\frac{1}{\alpha_w}}_{\text{蒸発部管外}}+\underbrace{\frac{A_{wo}}{A_{ei}}\times\frac{1}{\alpha_{hpe}}}_{\text{蒸発部管内}}+\underbrace{\frac{A_{wo}}{A_{ci}}\times\frac{1}{\alpha_{hpc}}}_{\text{凝縮部管内}}+\underbrace{\frac{A_{wo}}{A_{co}}\times\left(\frac{1}{\alpha_a}+\beta_a\right)}_{\text{凝縮部管外}}$$

ただし，

β_w　：格納容器内の蒸発部管外よごれ係数（0.0001 $m^3h℃/kcal$）

α_w　：蒸発部管外熱伝達率

ここでは，傾斜円管の自然対流熱伝達相関式（層流）から求める。

$$N_u=\frac{d'^3 g\beta(T_{wo}-T_{eo})}{\nu^2},\quad d'=\frac{d_o}{COS\phi}$$

ϕ　：傾斜角

A_{ei}　：蒸発管内表面積

A_{wo}　：蒸発管外表面積

α_{hpe}　：蒸発管内面熱伝達率

ここでは，核沸騰熱伝熱の Stephan－Abdelsalm の式[87]を用いて求める。

$$\alpha_{hpe}=cq^{0.673}$$

c　：作動流体に対する定数（＝6.6）

q　：熱流束

A_{ci}　：凝縮管内表面積

α_{hpc}　：凝縮管内面熱伝達率

ここでは，Nusselt の式[88]を用いて求める。

$$\alpha_{hpc}=0.94\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g\sin\phi L}{\mu\Delta T\ell}\right)^{0.25}$$

L　：蒸発潜熱

ℓ　：凝縮部長さ

A_{co}　：凝縮管外表面積

α_a　：凝縮部管外熱伝達率

ここでは，管列に対する強制対流熱伝達に対する Schmidt の式[89]を用いる。

$$N_u=0.45\left[\frac{d_oG_{max}}{\mu}\right]^{0.652}\left[\frac{A'_{co}}{A'}\right]^{-0.375}\left[\frac{C_a\mu}{\lambda_a}\right]^{1/3}$$

G_{max} ： 凝縮部冷却空気の最大質量速度

A'_{co} ： 凝縮管１ｍ当りの管外表面積

A' ： 裸管１ｍ当りの管外表面積

β_a ： 凝縮部管外よごれ係数（0.0004 $m^2h℃/kcal$）

なお，凝縮部管外熱伝達率の計算において必要な凝縮部冷却空気の最大質量速度は，凝縮部からスタックまでの圧力損失と浮力がバランスした値として求める。

圧力損失は，Briggs の式[90]を用いて計算する。

$$\Delta P_f=f\frac{nG^2_{max}}{2g\rho}$$

$$f=37.86\left[\frac{dG_{max}}{\mu}\right]^{-0.316}\left[\frac{S_1}{d}\right]^{-0.927}\left[\frac{S_1}{S_2}\right]^{0.515}$$

ただし，

n ： 流れ方向の管列数

S１，S２ ： 管配列ピッチ

なお，スタック部分の圧力損失は凝縮部に比較して小さいと考えられるので無視する。

浮力は次式を用いて計算する。

$$\Delta P_B=(\rho_a-\rho_1)h$$

ただし，

ρ_a ： 外気の比重量

ρ_1 ： 凝縮器出口の空気の比重量

h ： スタックの高さ

(b) 除熱特性

Table Ⅱ.16.1 の設計条件から，通常運転時と事故時について「除熱量」と「蒸発部と凝縮部の温度差」の比をとると，除熱容量の点では通常運転時の方が事故時よりも厳しいことが判る。

しかし，通常運転時をベースにして伝熱面積を決めると，格納容器上部のスペースにはかなり無理が生じる。

このため，ここでは事故時の設計条件をベースにして伝熱面積を決め，通常運転時は(B)で述べたように凝縮器入口にファンを設けて，これを駆動することより，伝熱量を確保することとした。

Fig. Ⅱ.16.5 に除熱特性曲線を示す。

同図より，凝縮器入口ファン不使用の時は，通常運転時に 0.1 MW，事故時に 0.62 MW の除熱量となることが判る。

なお，凝縮入口ファンにより２ｍ/ｓ程度の流速を確保すれば，通常運転時に必要な 0.2 MW の除熱量を確保することができる。

除熱量は，格納容器水温度にほぼ比例して上昇する。

また，内側熱交換器の除熱量は外側熱交換器の除熱量の 40 ～ 50% となる。これは，内側熱交換器の伝熱面積が外側熱交換器の約半分であること，および内側熱交換器の傾斜角が 10° で，定傾斜が 30° となった時に蒸発部の下部ヘッダの一部が上部ヘッダより高くなり，蒸発部として働かなくなるためである。

事故開始時には，凝縮器ファンが停止するので，除熱量は 0.2 MW から 0.1 MW に落ちる。また，熱交換器の一系統が故障すると除熱量はさらに最大約 15% 落ちる。しかし，格納容器水が多いことと，Fig. Ⅱ. 16.5 に示すように，格納容器水の温度上昇に比例して除熱量が増えるので，問題はない。

なお，Fig. Ⅱ. 16.5 はヒートパイプの蒸発部が水中にある場合であるが，事故時の蒸発部の周囲の雰囲気に蒸気になった場合は，蒸発管外面が凝縮熱伝達となるため，除熱量は Fig. Ⅱ. 16.5 より大きくなる。

(c) 除熱量に影響を及ぼす数種の要因について

(i) 船体動揺

船体動揺によりヒートパイプ内に液面変動が生じるが，凝縮部は除熱上大きな影響はない。蒸発部については，液面変動によりドライアウトが生じる可能性があるので，ウィックを挿入し，蒸発部の管内面とウィックの間に約 1 mm の隙間をもたせ，この間に保持される水によりドライアウトを防止する。

すなわち，船体動揺は 4 ～ 15 cycle/分程度の周期であるので 4 ～ 15 秒程度の周期でウィックが液面から露出しても，上記の隙間に保持された水の蒸発潜熱により，事故時の熱流束の 5 倍程度までは，蒸発管内面の液膜が確実に保持されるようにする。

(ii) 船体傾斜

0 ～ 30° の船体傾斜角では，熱伝達係数への影響は非常に小さい。

しかし，前節(b)にも示したように，内側熱交換器の傾斜角が 10° と小さいので，上・下部ヘッダーの位置関係から船体傾斜が 10° を超えると内側熱交換器の除熱量の低下してくる。

定傾斜 30° では内側熱交換器の除熱量は，定傾斜なしの時に比べて約 30% 低下する。

一方，外側熱交換器は，0 ～ 30° の船体傾斜角が生じても，ほとんど除熱量は変化しない。

(iii) 放射線分解

蒸発管が設置されている位置の放射量は $N^{16}\gamma$ 線量が最も大きいが，全線量を合計しても高々 10^{-4} mrem/h のオーダーで自然放射線よりずっと少ない。

したがって，ヒートパイプ中の水の放射線分解はほとんど生じないと考えてよく，放射線による不凝縮ガスの発生は無視できる。

しかし，本系統は，格納容器フタを開放する際，フランジを外す構造になっており，また，運転中も管材に付着しているガスなどによる除熱量の低下などが考えられるので，ガス抜回路は設ける必要がある。

(iv) 動 特 性

事故時のシートパイプの除熱の遅れは，ほとんど考慮しなくてよい。

これは，ヒートパイプ内の熱の移動が非常に高速で行われること，および格納容器水の熱容量に比較してヒートパイプの熱容量の方がずっと小さいことによる。

なお，Fig. Ⅱ. 16.6 に参考用として，単管型ヒートパイプの熱応答性の一例を示す。

(v) 外気温度

外気温度が低下すると除熱量は増大する。

しかし，外気温度が 0℃ を下回ると，ヒートパイプ内の水が凍結する恐れがあるので，作動流体として水を用いたヒートパイプは使用できない。

外気温度が－ 50℃ 程度まで下がる場合の作動流体としては，アンモニアを用いることができる。

この場合，通常運転時・事故時とも，外気温度が 35℃ の場合と－ 50℃ の場合の両方を考えて設計する必要がある。

ここでは，Table Ⅱ. 16.2 に示した寸法のヒートパイプを用いて作動流体のみをアンモニアとした場合について概要を示す。

Table Ⅱ. 16.3 に，格納容器水および外気の温度条件ならびに概略計算結果を作動流体が水の場合と比較して示す。

同表より外気温度が 35℃ の場合は，通常運転時，事故時とも作動流体が水の場合とほぼ同じ除熱量となることが判る。これは蒸発部，凝縮部ともヒートパイプ管内の熱伝達率よりも管外面の熱伝達率の方が小さく，作動流体の違いによる管内熱伝達率の差が除熱量にあまり影響を及ぼさないためである。

しかし管内圧力，管内温度は作動流体が水の場合よりずっと高く，特に外気温度が 35℃ の時の事故時では管内圧力は 50 kg/cm^2a 近くまで上昇する。このような高圧のアンモニアを作動流体としたヒートパイプは実績がないため，開発要素として考えておく必要がある。

なお，Table Ⅱ. 16.4 から明らかなように，外気温度が－ 50℃ の場合，通常運転時の除熱量が大きくなり，格納容器水が冷却されすぎる可能性があるので，凝縮器に入る空気量を制限する必要があろう。

(4) 保　　守

ヒートパイプの保守としては，管内の不凝縮ガスの監視がある。

不凝縮ガスが管内に生ずる原因は，フランジからの漏れや管材に付着しているガスの除去不十分などが考えられる。

管内に不凝縮ガスがあると除熱量が低下する。不凝縮ガスが溜まったかどうかは凝縮管の長手方向の温度分布を測定し，温度のばらつきが生じたことによって確認することができる。分離ループ型ヒートパイプの場合，不凝縮ガスは凝縮部下部のヘッダーに溜まるので，ここからエアリザーバに管を導き，エアリザーバの上に設けたエア抜き弁から真空ポンプを用いて不凝縮ガスを排出する。

格納容器の蓋を開ける場合などには，ヒートパイプの断熱部（蒸発管および液もどり管）に設けたフランジを外す必要がある。

フランジを外した時，ヒートパイプ内に作動流体を入れる順序は，概略次のようになる。

(i) 管内の水を抜く（蒸発管下部ヘッダーに設けた水抜用穴から水を抜く）

(ii) フランジを接合する。

(iii) エア抜弁から真空ポンプによりエア抜きを行う。

(iv) エアリザーバ部に接続した純水タンクのコックを開き，ヒートパイプ内に水を入れる（水量は蒸発管容積の約70%）。

なお，ヒートパイプのISIは格納容器と同様，特に行わなくてよい。

(5) 技術的課題

(i) フランジを用いたヒートパイプは実績がないため，フランジの漏洩防止構造について検討する必要がある。

(ii) 作動流体としてアンモニアを用いた場合は50 kg/cm^{2}a程度の高圧となる。通常ヒートパイプの作動圧力は最大20 kg/cm^{2}a程度であり，このような圧力で作動するとヒートパイプは今までに実績がないので作動特性や溶接部の構造等について十分検討を行う必要がある。

16.2 非常用崩壊熱冷却系

(1) 設計条件

非常用崩壊熱冷却系は，事故時に炉心崩壊熱および一次冷却水の熱をすみやかに格納容器水中に放熱することにより，一次系の圧力および温度が過大になるのを防止し，またLOCA時に沸騰によりRPV内の一次冷却水の水位が低下しつづけるのを防ぐ。

本系統は，次のような考え方のもとに設計する。

1）伝熱管の管径をSGと同じとし，メインテナンス上の便をはかる。

2）伝熱管の管本数をSGと同じとし，管板の寸法をSG並の大きさにする。

3）2系統とし，管板の数を少くする。

4）除熱容量は，LOCA時に一次系の圧力が下って，一次冷却水と格納容器水の温度差が少くなった場合にも，一系統で崩壊熱を十分除去できる容量とする。

(2) 要目および構成

Table Ⅱ.16.4に非常用崩壊熱冷却系の主要目を示す。

また，Fig. Ⅱ.16.7に除熱装置概念図を示す。

システムの構成についての概要を以下に示す。

(a) 伝 熱 管

伝熱管は，コンパクトで十分な除熱量が確保できるようにSGと同じヘリカルコイルとする。

LOCA時の格納容器内圧は20 kg/cm^{2}G以下であるので，一次冷却水温度は200℃近くまでが下り，一次冷却水温度と格納容器水温度の差は小型軽量化プラント[67]（以下A炉と呼ぶ）より小さくなる。また2系統であるので，1系統故障時を考慮すると，残りの1系統で必要除熱量すべてを確保する必要がある。このような理由のため，有効伝熱面積は，A炉の2.8倍程度必要となる。

(b) 連絡管および弁

連絡管はRPV～サージチャンバ，サージチャンバ～放熱部伝熱管，放熱部伝熱管～RPVの間を結ぶ管である。

通常運転時に非常用崩壊熱冷却系から放熱するのを防ぐために，放熱部伝熱管とRPVの間の連絡管に，自動作動弁を設け，通常時は閉めておく。

弁は各系統に2個並列に設け，1個は事故信号により自動的に開くようにする。また，他の1個は遠隔で作動できるようにする。

(c) サージチャンバ

冷停止状態から事故状態までの非常用崩壊熱冷却系管内の水の体積を吸収するために，サージチャンバを1系統に1つづつ設ける。サージチャンバの気相部にはN_2ガスを充填して，管内圧力を高くしておく。事故時には，管内の水の体積が膨張して自然に圧力が上昇するため，N_2ガスを制御しなくてもボイドが発生することなく，安定した自然循環冷却ができる。

(d) 自然循環用バイパス流路

LOCA時にRPV内の一次冷却水の水位が下った時でも，一次冷却水が自然循環して非常用崩壊熱冷却器で除熱できるように，SGの下部にバイパス用の流路を設ける。このため，SG内筒，中性子遮断板，炉心支持構造物に小穴をあける。

流路の概念図をFig. Ⅱ. 16.8に示す。

この穴の寸法は，事故時の除熱に必要な自然循環流量を確保し，かつ通常運転時にSG下部から炉心上部へのバイパス流量ができるだけ少なくなるように設計する。

ここではA炉の事故解析結果を参考にして，バイパス流路の穴の直径を1.0 cm，数を500個とし，事故時の自然循環流量を確保する。また，穴の炉心側とSG側の形状を変えて，通常運転時と事故時の流れに対する抵抗を変える。

これにより通常運転時のバイパス流量を定格流量の2％程度におさえるとともに，事故時の自然循環流量を定格流量の1～2％程度確保する。

(3) 性　能

非常用崩壊熱冷却系の除熱量は，自然循環による駆動力と管内の流れの抵抗がバランスした状態における伝熱量を計算して求める。

伝熱管内の熱伝達相関式は，事故時の伝熱管内流速が20～40 cm/sであり，$R_e \fallingdotseq 1 \times 10^4$，$G_r \fallingdotseq 1 \times 10^7$程度となるので強性対流乱流の相関式を用いる。

ここでは，下記のDITTUS & BOELTERの式[88]を用いる。

$$N_{u,d} = 0.023 R_e^{0.3} P_r^{0.4}$$

一方，管外はRPV内が$G_r \fallingdotseq 1 \times 10^7$，$R_e \fallingdotseq 3000$，CV内が$G_r \fallingdotseq 1 \times 10^7$，$R_e \fallingdotseq 1000$程度であるので，下記の自然対流の層流に対する相関式[88]を用いる。

$$N_{u,d} = 0.53 (G_r \cdot P_r)^{1/4}$$

Fig. Ⅱ. 16.9に一次冷却水炉心出口温度と格納容器水温度をパラメータとして，上式を用いて求めた除熱性能曲線を示す。

同図より非常用崩壊熱冷却系が2系統とも健全である場合は，電源喪失事故等では約16

MW，LOCA では約 4 MW の除熱量が得られることが判る。

Fig. Ⅱ. 16.10 には，LOCA 時の一次系の自然循環流量を示す。

(4) 保　　守

非常用崩壊熱冷却系の RPV 内の部分（伝熱管およびライザ，ダウンカマ）については一次系圧力バウンダリとなっているため，ISI を実施する必要がある。ISI の手順等については，管径，管本数とも SG と同じであり，管板の構造も SG と同じであるので，SG と同様に伝える。

サージチャンバの N_2 ガスについては，運転中の制御は必要ないが圧力については常時監視している必要がある。N_2 ガス圧力が下ると事故時に管内水が沸騰して冷却が不安定になるので通常運転中に N_2 ガス圧力が過度に下った場合は炉を止めてピンホール等がないか点検をする必要がある。

自動作動弁は，高圧空気のもれが生じると必要な時に十分な作動圧力が得られなくなるので，高圧空気系統の点検を定期的に行うとともに，シートパッキン，Oーリング等を定期的に交換する必要がある。

(5) 技術的課題

(i) 自然循環用バイパス流路の形状と，バイパス流量および自然循環流量の関係を実験によって検討し，バイパス流量が少なくて自然循環流量が多くなるような形状を選定する必要がある。

(ii) 水中自動作動弁の実証テストを行う必要がある。

Table Ⅱ.16.1　格納容器水冷却系ヒートパイプの設計条件

項　　目	通常運転時	事　故　時
定格値		
熱　負　荷　(MW)	0.2	0.6
蒸発部外面水温　(℃)	60	150
蒸発部外面圧力　(kg/cm^2G)	1	20
蒸発部外面流速　(cm/s)	0	1
凝縮部外面気温　(℃)	35	35
凝縮部外面圧力　(kg/cm^2G)	1	1
凝縮部外面空気流速　(cm/s)	90	110
作動流体	水	
型　　式	分離ループ	
蒸　発　部 設置場所	格納容器上部（貫通部はフタ部または側部上面）	
凝　縮　部 設置場所	上甲板またはボートデッキ	
断　熱　部 長　　さ	約10～20 m	
耐用年数/負荷率	20年/80%	
使用環境		
放　射　線	通常運転時の格納容器上部中性子束およびγ線束	
加　速　度 動　揺	上下0.6 g，横方向0.7 g（SC－2） 4～15 cpm	
船体振動	0.1 g，1000 cpm以下	
船体定傾斜 船体動揺角	30° 45°　}それぞれ独立に働くとする。	

Table Ⅱ.16.2 格納容器水冷却系ヒートパイプ主要目（1/2）

項　　目	内側熱交換器	外側熱交換器
定　格　値		
除　熱　量	0.2MW （凝縮器冷却ファン使用） 0.1MW （凝縮器冷却ファン不使用）	0.62MW （凝縮器冷却ファン不使用）
パイプ内部蒸気温度	48℃	94℃
パイプ内部蒸気圧力	0.11kg/cm^{2}a	0.86kg/cm^{2}a
作動流体	水	水
形　　式	分離ループ	分離ループ
蒸　発　部		
形　　状	環　　状	環　　状
蒸発管管径	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm
蒸発管長さ	1100mm	1045mm
蒸発管傾斜角	10°	60°
蒸発管ピッチ(上部ヘッダ上)	50.8mm	50.8mm
ウィック	100メッシュ　1層	100メッシュ　1層
上部ヘッダ及び下部ヘッダ径	101.6(OD)mm×89.6(ID)mm	101.6(OD)mm×89.6(ID)mm
上部ヘッダ中心直径	3000mm	5770mm
下部ヘッダ中心直径	5370mm	6916mm
蒸発管総本数(系統数)	180本(4)	348本(4)
材　　質	ステンレス鋼	ステンレス鋼
凝　縮　部		
形　　状	ハイフィンチューブ	ハイフィンチューブ
凝縮管管径	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm

Table Ⅱ.16.2 格納容器水冷却系ヒートパイプ（2/2）

項　　目	内側熱交換器	外側熱交換器
凝縮管長さ	2000mm	2600mm
フィンピッチ	3.62mm(7FPI)	3.62mm(7FPI)
フィン層	1.0mm	1.0mm
フィン高	12.7mm(フィン直径50.8mm)	12.7mm(フィン直径50.8mm)
上部ヘッダ管径	42.7(OD)mm×34.7(ID)mm	42.7(OD)mm×34.7(ID)mm
下部ヘッダ管径	42.7(OD)mm×34.7(ID)mm	42.7(OD)mm×34.7(ID)mm
凝縮管総本数(系統数)	120本(4) (1列30本×4列)	156本(4) (1列39本×4列)
材　　質	ステンレス鋼	ステンレス鋼
断熱部		
蒸気連絡管直径	76.3(OD)mm×66.3(ID)mm	101.6(OD)mm×89.6(ID)mm
液連絡管直径	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm	25.4(OD)mm×19.6(ID)mm
長　　さ	20m	20m
材　　質	ステンレス鋼	ステンレス鋼
凝縮器出口スタック高さ	15m	15m
付属品		
	安全弁	安全弁
	圧力計	圧力計
	ガス抜回路	ガス抜回路
重　　量		
構造材	2.2t	3.7t
作動流体(水)	0.15t	0.21t

Table Ⅱ.16.3　ヒートパイプの作動流体にアンモニアを用いた場合と水を用いた場合の比較

状態	CASE No.	外気温度 ℃	格納容器水温度 ℃	作動流体					
				アンモニア			水		
				除熱量 MW	管内温度 ℃	管内圧力 kg/cm²a	除熱量 MW	管内温度 ℃	管内圧力 kg/cm²a
通常運転時	1	35	60	0.1	46 45	19 19	0.1	48	0.11
	2	−50	30	0.3	−14 −18	2.6 2.3			
事故時	3	35	150	0.6	87 82	49 45	0.62	94	0.86
	4	−50	120	0.9	26 19	11 8.8			

(注) 1. アンモニアの管内温度，管内圧力は上段の数字が内側熱交換器，下段の数字が外側交換器を示す。水の場合は，内側，外側ともほぼ同じ値なのでまるめて示した。

2. CASE 2，CASE 4 の格納容器水温度は推定値。

3. 除熱量は，凝縮器入口冷却ファンなしの場合を示す。

Table Ⅱ.16.4 非常用崩壊熱冷却系主要目（1／2）

項目	要目
型式	高圧単相自然環境
作動流体	水
系統数	2
冷停止時圧力	63 kg／cm^{2}a
事故時圧力	140 kg／cm^{2}a
伝熱管	
型式	ヘリカルコイル
総本数	388
内径	14.8 mm
外径	19.0 mm
有効管長	9.1 m
材質	インコロイ 800
連絡管	
内径	200 mm
外径	232 mm
全長	7.5 m
材質	ステンレス鋼

Table Ⅱ.16.4 非常用崩壊熱冷却系主要目（2／2）

項目		要目
弁		
型式		球型弁
駆動源		空気（30kg／cm²G）
口径		200 mm
数量		4 個（1系統当り2個）
材質		ステンレス鋼
サージチャンバー		
内径		1000 mm
外径		1068 mm
水位	冷停止時	5 %
	事故時	58 %
材質		ステンレス鋼
付属品		安全弁
重量		
構造材		15.6 t
作動流体（水）		2.4 t

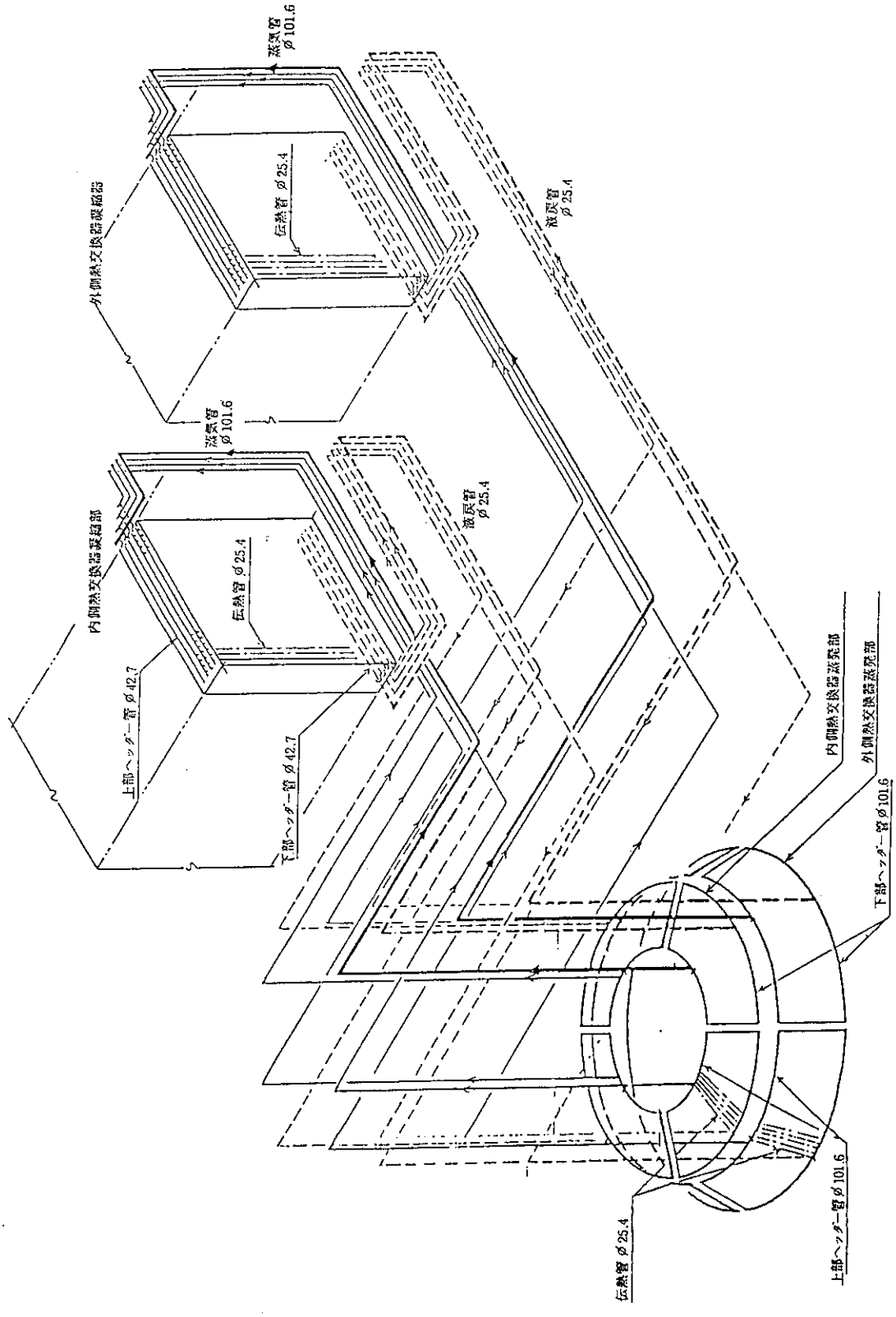


Fig. II. 16. 1　格納容器水冷却系系統図

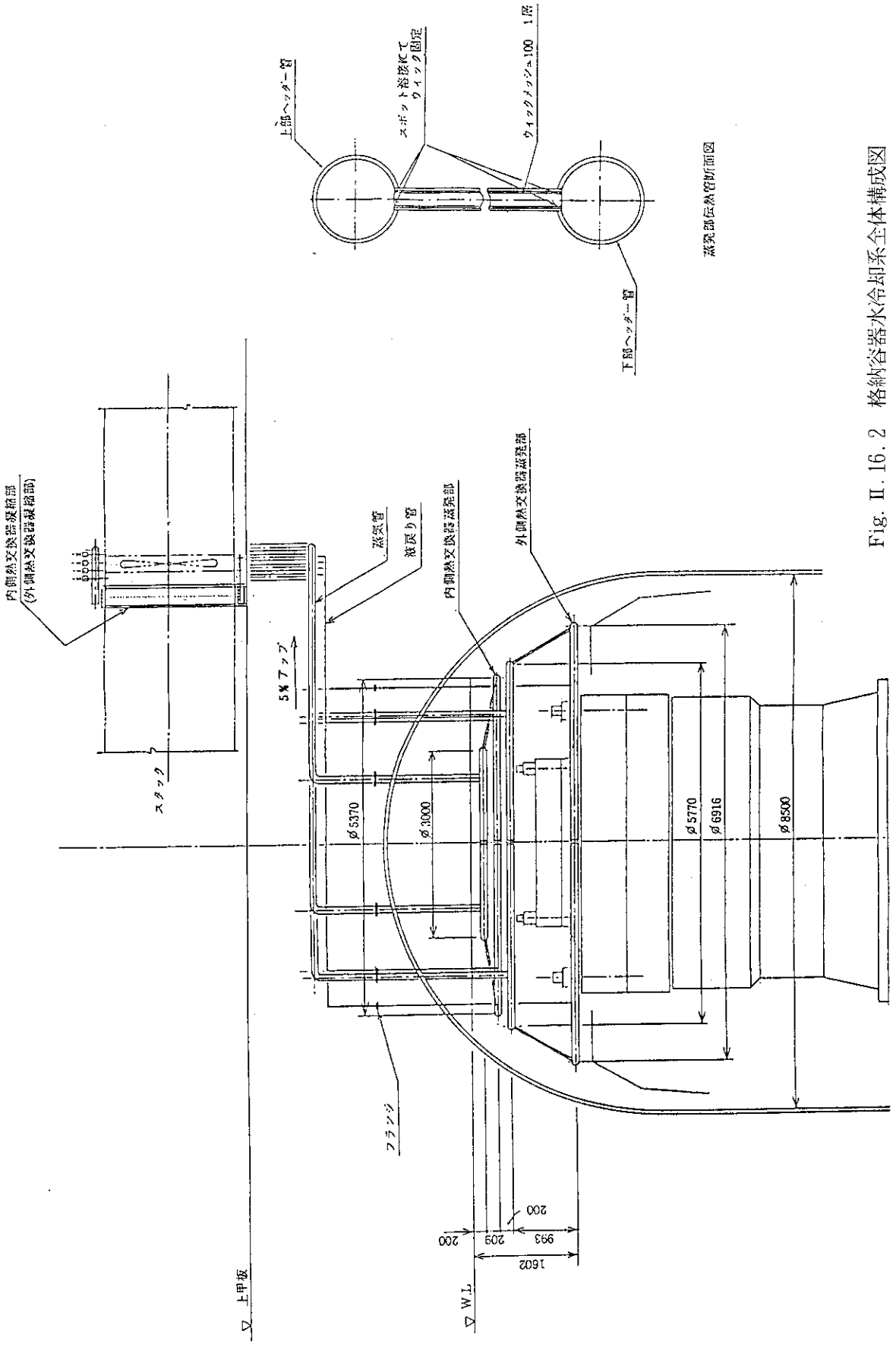


Fig. Ⅱ. 16. 2　格納容器水冷却系全体構成図

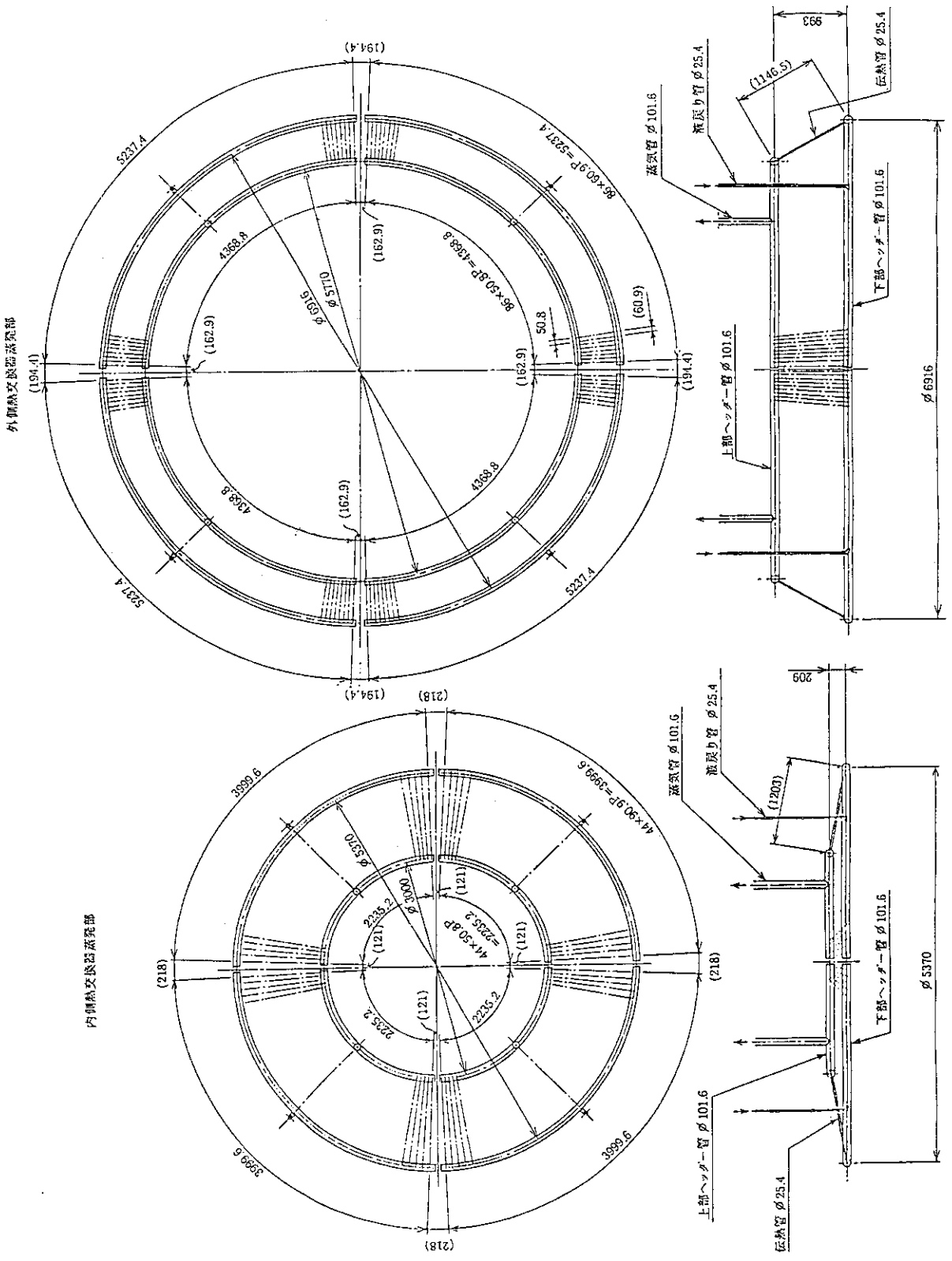
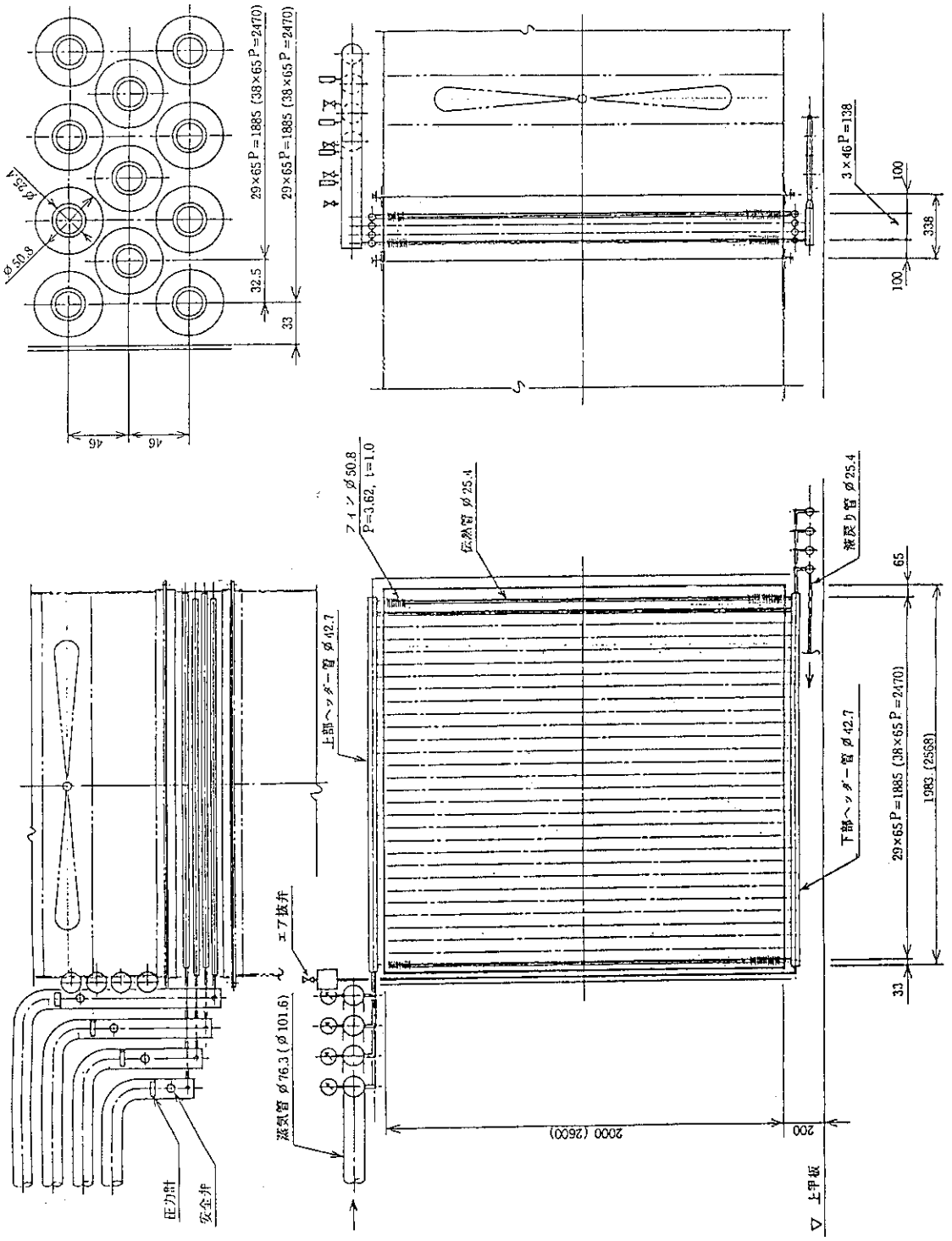


Fig. Ⅱ.16.3 格納容器水冷却系蒸発部構成図



(注) ( ) 内数値は、外側熱交換器寸法を示す

Fig. Ⅱ. 16. 4 格納容器水冷却系凝縮部構成図

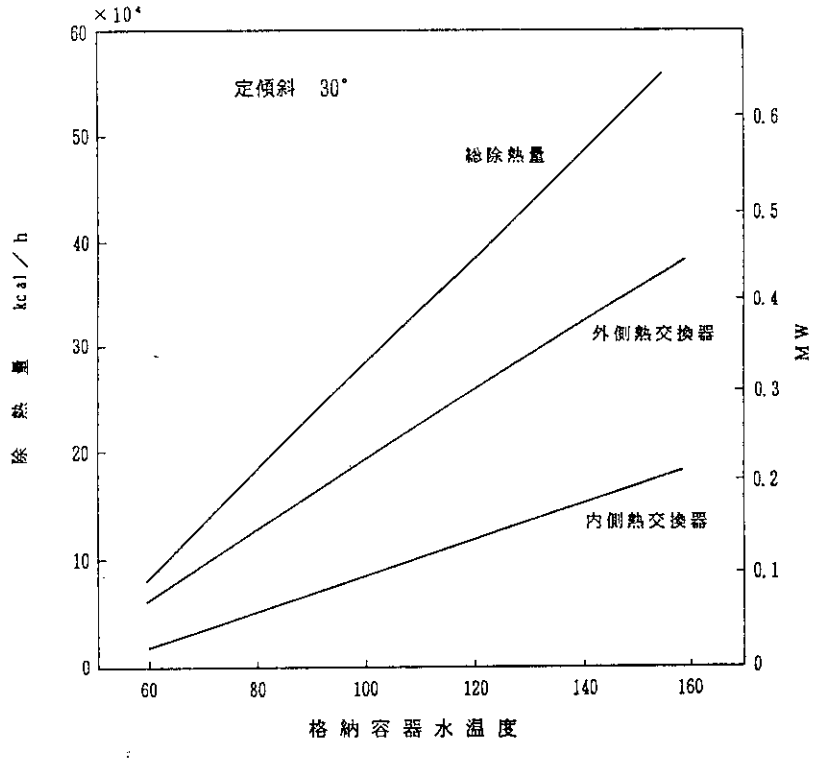


Fig. Ⅱ. 16. 5　格納容器水冷却系ヒートパイプの除熱特性
（凝縮器冷却ファン不使用の場合）

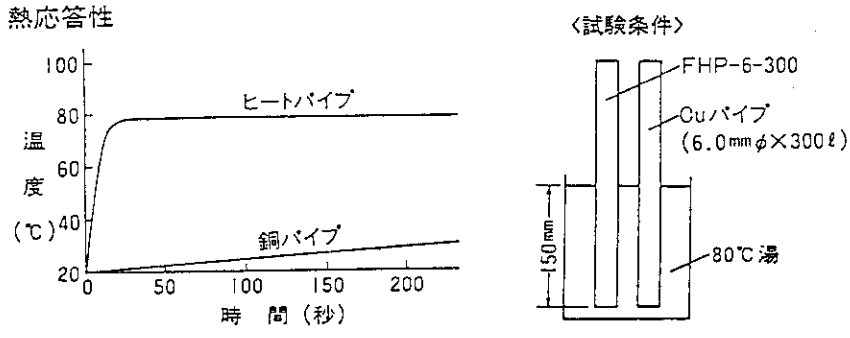


Fig. Ⅱ. 16. 6　単管型ヒートパイプの熱応答性の一例

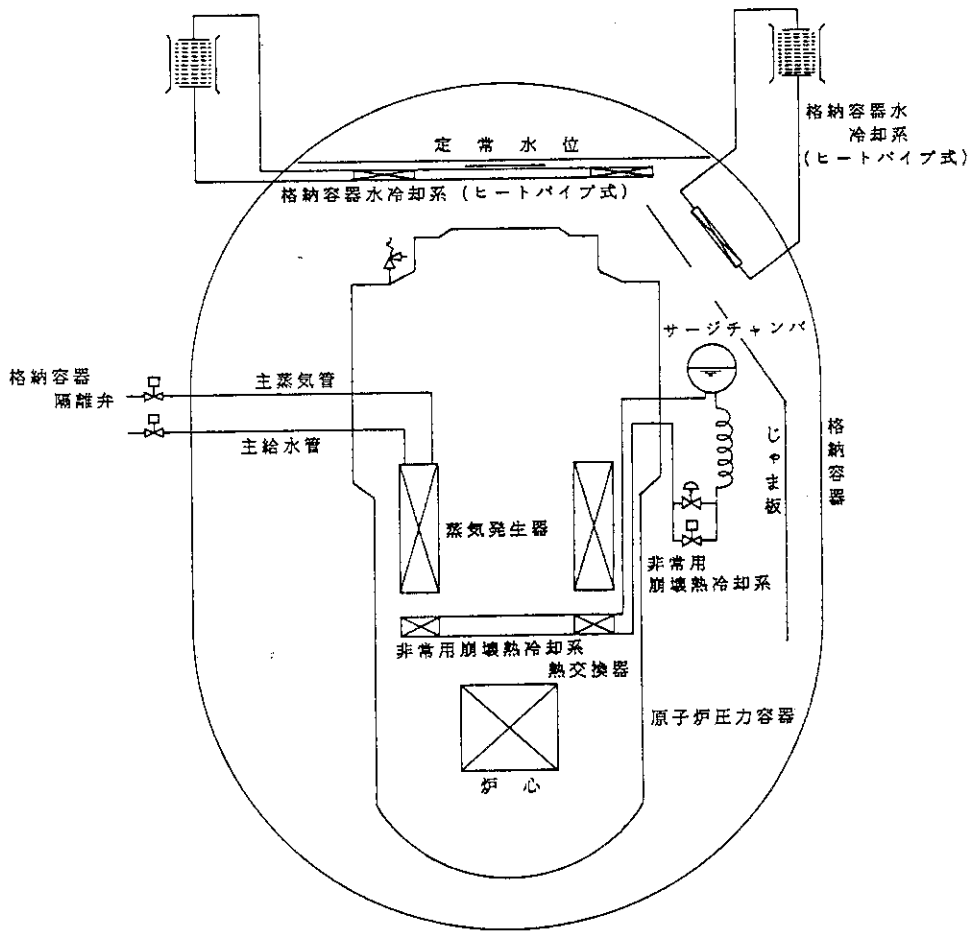


Fig. Ⅱ. 16. 7　除熱装置概念図

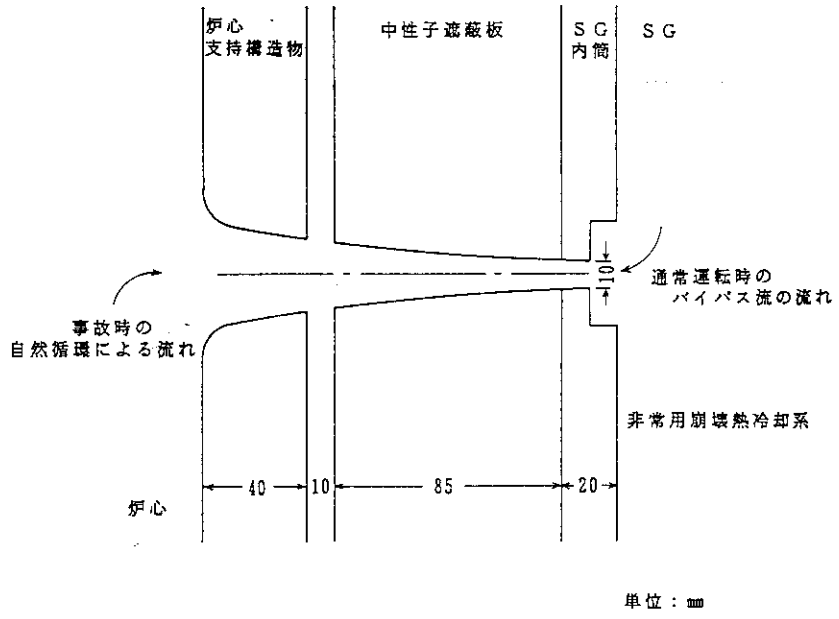


Fig. Ⅱ. 16. 8　自然循環用バイパス流路の概念図

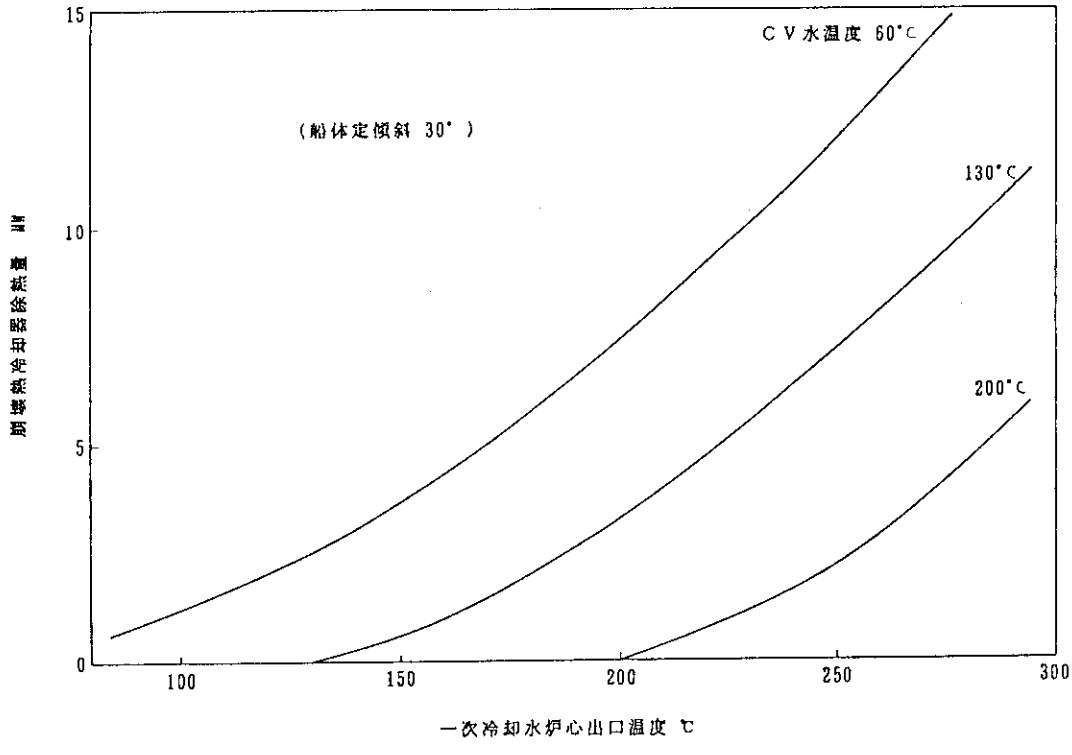


Fig. Ⅱ. 16. 9　非常用崩壊熱冷却系の除熱性能曲線

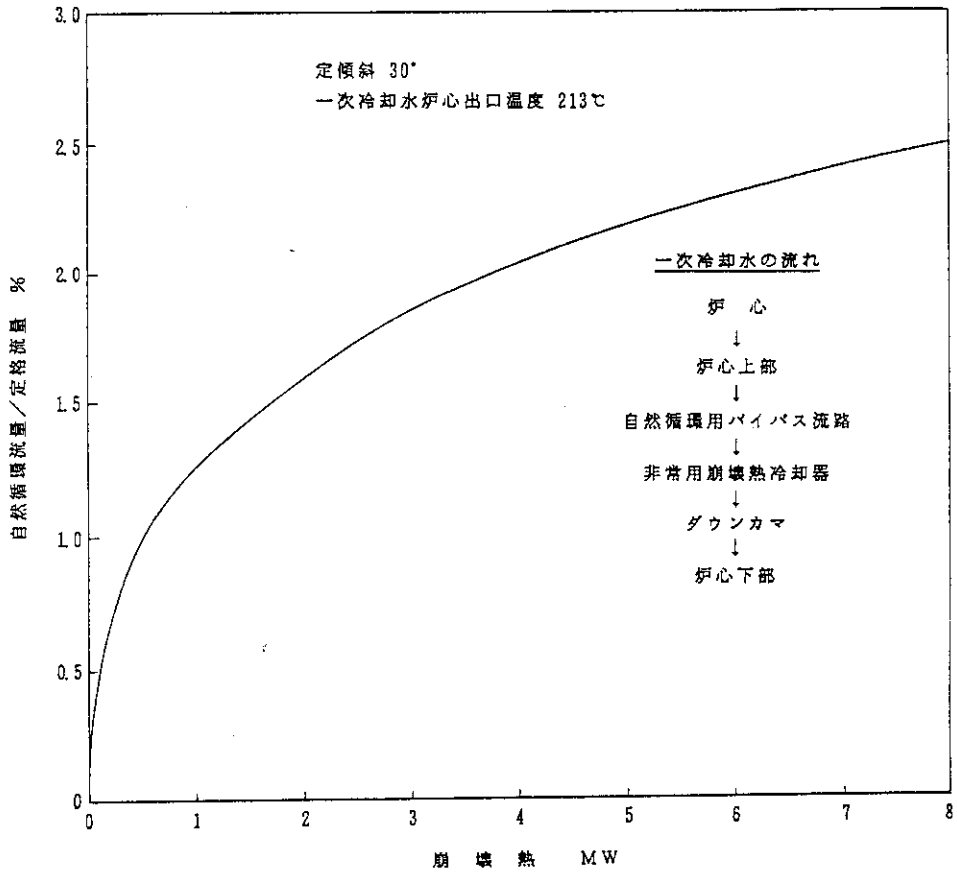


Fig. Ⅱ. 16. 10　LOCA 時の一次系自然循環流量

17. 原子炉補助系統

17.1 体積制御系統

体積制御系統は，一次冷却系統中の一次冷却水量を適正に調整すること，ならびに一次冷却水中の不純物および放射性物質の濃度を，舶用炉プラントの運転に支障ない値以下に保つよう設計する。

(1) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(a) 出力運転中，加圧器の水位制御は不要であり，一次冷却水の自動補給，抽出は行わない。

(b) 浄化系統は，システムの簡略化を図るため，１系統の高圧浄化方式とし，格納容器内に配置する。

(c) 浄化系統は，循環ポンプを２基並列に配置し，出力運転時は１基運転とするが，プラント起動・停止時は２基の並列運転ができるものとし，不純物および放射性物質の除去を早める。

(d) 浄化系イオン交換塔は，２基を並列に配置し，２基で４年間使用できる容量とする。

(e) 一次冷却設備の腐食を防止するため，冷却水への腐食抑制剤添加設備を設ける。

(f) 出力運転中に運転している機器は，格納容器内に配置し，出力運転中に一次冷却水が格納容器外に出るのを阻止する。

(2) 系統構成

体積制御系統は，Fig. Ⅱ.17.1 に示すように，加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプ，再生熱交換器，非再生熱交換器，浄化系イオン交換塔，フィルタ等を有する浄化系統，ブローオフタンクを有するパージ系統，充填ポンプを有する充填系統および一次系薬品タンク，水素添加タンク等を有する化学系統で構成する。

(a) 浄化系統は，一次冷却水の一部を加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプで原子炉容器内の高温側から抽出し，再生熱交換器および非再生熱交換器により，浄化系イオン交換塔の運転温度まで冷却した後，一次冷却水フィルタで不溶性腐食生成物等を除去し，浄化系イオン交換塔に導く。ここで，イオン性不純物を除去し，一次冷却水フィルタを通して微細な樹脂粒子等を除去した後，再生熱交換器を通して原子炉容器内の低温側に戻す。

抽出水の非再生熱交換器出口温度が，浄化系イオン交換塔の運転温度以上に上昇した場合は，イオン交換塔をバイパスして樹脂を保護する。

(b) パージ系統は，プラントの起動時の一次冷却水の膨張量を，加圧器水位が一定になるよう，ブローオフタンクにパージする。パージによるブローオフタンクの余剰水は，一次冷却水補給系統に導く。

(c) 充填系統は充填ポンプにより，原子炉冷却時の一次冷却水の収縮，漏洩等に対する補給を行う。

(d) 化学系統は，一次冷却水系統の腐食を極力抑えるため，pH 調整および溶存酸素量の抑制を行い，一次冷却水の水質を適正に保つ。

pH 調整は，水酸化リチウムを添加して行う。

溶存酸素量の抑制は，起動時など一次冷却水温度が低い場合は，ヒドラジン注入により，また，原子炉運転中は，水素添加により行う。

(e) 制御棒による原子炉停止系のバックアップとして，ほう酸注入のための，ほう酸供給ラインを充填ポンプ吸込側に設ける。

(3) 主要機器

体積制御系統の主要機器の概要を以下に示し，要目を Table Ⅱ. 17.1 に示す。

(a) 加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプ

加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプは，一次冷却水水中の不純物および放射性物質除去のため，一次冷却水を原子炉容器内の高温側から抽出し，浄化系イオン交換塔，フィルタにて浄化後，原子炉容器内の低温側に戻す。

加圧器スプレイ兼浄系循環ポンプは2基設置し，出力運転時は1基，プラント起動・停止時は2基運転する。

(b) 再生熱交換器

再生熱交換器は，原子炉容器内一次冷却水の高温側からの抽出水の熱量を再生するとともに，抽出水で低温側への戻り水を加熱し，原子炉容器ノズル部の熱衝撃を緩和する。

(c) 非再生熱交換器

非再生熱交換器は，再生熱交換器を経た抽出水を，補機冷却水により浄化系イオン交換塔の運転温度まで冷却する。

予め設定した運転温度は，熱交換器の補機冷却水側に設けた温度調整弁により自動的に調節する。

(d) 浄化系イオン交換塔

浄化系イオン交換塔は，塔内に充填したアニオン樹脂およびカチオン樹脂により，一次冷却水中の核分裂生成物および腐食生成物を除去する。

(e) 一次冷却水フィルタ

一次冷却水フィルタは，冷却水中の不溶不純物を除去するもので，取扱いが簡単なカートリッジ式とする。

(f) 充填ポンプ

充填ポンプは，原子炉冷却時の一次冷却水収縮量の補給および，LOCA に至らない圧力バウンダリからの小さな漏洩時の注水の他，一次冷却水への薬品添加等を行う。

ポンプは容量可変型とし，運転状態に応じて電動機回転数を変えて，流量を設定する。

なお，本ポンプは常時運転は不要である。

(g) 一次系薬品タンク

一次系薬品タンクは，水酸化リチウム，ヒドラジン等を一次冷却水へ添加するためのもので，それぞれ，冷却水の pH 調整，溶存酸素量の抑制を行う。

これらの薬品は，充填ポンプにより注入する。

(h) 水素添加タンク

水素添加タンクは，水素を一次冷却水中へ添加するためのもので，冷却水の溶存酸素量抑制を行う。

水素は，充填ポンプにより注入する。

(4) 技術的課題

水中使用機器の仕様，構造等の詳細検討および実証試験を行う必要がある。

17.2 残留熱除去系統

残留熱除去系統は，崩壊熱除去系統，余熱除去系統および非常用崩壊熱除去系統で構成する。

これらの系統は，原子炉停止時に炉心の崩壊熱ならびに一次冷却系の顕熱を除去し，燃料の許容設計限界および圧力バウンダリの設計条件を超えないようにする。

通常の原子炉停止の場合は，崩壊熱除去系統を使用し，原子炉事故時の残留熱除去には，非常用崩壊熱除去系統を使用する。

なお，非常用崩壊熱除去系統については，工学的安全設備の項に示す。

(1) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(a) 崩壊熱除去系統

a. 原子炉停止時における初期の残留熱は，蒸気発生器を介して発生蒸気を崩壊熱復水器に導き，除去する。

b. 炉停止後3時間で一次冷却水温度を150℃まで冷却可能とする。

c. 系統は一系統とし，崩壊熱復水器が使用不能の場合，発生蒸気は主復水器にダンプする。

また，両復水器が使用不能の場合，大気放出する。

(b) 余熱除去系統

a. 崩壊熱除去系統は，一次冷却水の圧力・温度がそれぞれ30 kg/cm^{2}G，150℃以下に低下した後に運転して残留熱を除去し，原子炉停止後24時間以内に一次冷却系の開放可能温度まで一次冷却水を冷却できるように設計する。

b. 本系統は独立2系統とし，通常の原子炉停止後は2系統使用するが，1系統でも一次冷却水を冷却可能な設計とする。

c. 冷却速度は，圧力バウンダリとして冷却速度制限を超えないように抑制する。

d. 余熱除去系統は，定期的な試験運転が可能な設計とする。

e. 本系統は，格納容器内に配置し，一次冷却水を格納容器内に閉じ込める。

(2) 系統構成

残留熱除去系統をFig. Ⅱ. 17.2に示す。

(a) 崩壊熱除去系統は，原子炉停止後の一次冷却水温度が比較的高い時に使用する系統であり，補助給水ポンプで蒸気発生器に給水し，発生蒸気を崩壊熱復水器にダンプし，熱除去する。

(b) 余熱除去系統は，余熱除去ポンプにより一次冷却水の一部を原子炉容器内の高温側から抽出し，余熱除去熱交換器で冷却後，原子炉容器内の低温側に戻す。

余熱除去熱交換器には，冷却速度を調整するためバイパス配管を設ける。

(c) 余熱除去系統の原子炉容器出入口配管には隔離弁を設け，通常運転時，一次冷却水の圧

力が余熱除去系統の最高使用圧力よりも高い場合は，弁が開かないようにインターロックする。

(3) 主要機器

残留熱除去系統の主要機器の概要を以下に示し，要目を Table Ⅱ.17.2 に示す。

(a) 崩壊熱復水器

崩壊熱復水器は，原子炉起動・停止時および原子炉スクラム後の残留熱を海水冷却により除去するもので，大気圧式1基を設ける。

蒸気は減圧後，ダンプ弁を経て崩壊熱復水器に導く。

(b) 余熱除去ポンプ

余熱除去ポンプは，渦巻式2基を設置し，通常は2基運転して一次冷却水を抽出・循環し，原子炉を冷却する。

(c) 余熱除去熱交換器

余熱除去熱交換器は2基設置し，通常は2基運転して一次冷却水の圧力・温度低下後の残留熱を除去する。

(4) 技術的課題

水中使用機器の仕様，構造等の詳細検討および実証試験を行う必要がある。

17.3 格納容器水浄化系統

格納容器水浄化系統は，格納容器水の不純物を浄化し，格納容器本体および水漬機器設備の腐食を抑制する水質に保つ。

(1) 設計方針

主な設計方針は以下のとおりである。

(a) 格納容器水に含まれる不純物を除去し，浄化するために，混床式脱塩塔およびフィルタを設ける。

(b) 系統は一系統とし，原子炉室内に配置する。

(c) 循環ポンプは2基並列に配列し，1基は予備とする。

(d) 脱塩塔は1基とし，4年間使用できる容量とする。

(e) 格納容器水貯蔵タンクを設け，ISI 等で格納容器水を排水する際に使用する。

(2) 系統構成

格納容器浄化冷却系統は，Fig. Ⅱ.17.3 に示すように，不溶性固形分を除去するフィルタ，イオン性不純物を除去する脱塩塔，および貯蔵タンク等で構成する。

(3) 主要機器

主要機器の概要を以下に示し，要目を Table Ⅱ.17.3 に示す。

(a) 格納容器水循環ポンプ

格納容器水循環ポンプは，格納容器水中の不純物除去のため，格納容器水の一部を抽出し，混床式脱塩塔およびフィルタにて浄化後，格納容器内に戻すポンプである。ポンプは2基設置し，1基は予備とする。

(b) 格納容器水脱塩塔

格納容器水脱塩塔は混床式とし，格納容器水中のイオン性不純物を除去する。

(c) 格納容器水貯蔵タンク

格納容器水貯蔵タンクは，保守点検等で格納容器内に立入る際に，格納容器内水を排水，貯蔵するための貯蔵タンクであり，１基設ける。

(4) 技術的課題

従来技術で対処可能である。

Table Ⅱ.17.1 体積制御系統主要機器要目（1/2）

(1) 加圧器スプレイ兼浄化系循環ポンプ

型式	渦巻式(キャンドモータ駆動)	
基数	2	
容量	9	m^3/h/基
揚程	100	m
最高使用圧力	137	kg/cm^2G
最高使用温度	320	℃
材料	ステンレス鋼	

(2) 再生熱交換器

型式	たて置シェル・アンド・Uチューブ式	
	管側	一次冷却水(戻り水)
	胴側	一次冷却水(抽出水)
基数	1	
伝熱量	8.9×10^5kcal/h	
流量	管側	$6m^3/h$
	胴側	$6m^3/h$
最高使用圧力	管価 内圧	$151kg/cm^2G$
	外圧	$137kg/cm^2G$
	胴側 内圧	$137kg/cm^2G$
	外圧	$20kg/cm^2G$
最高使用温度	管側	320℃
	胴側	320℃
材料	管側	ステンレス鋼
	胴側	ステンレス鋼
伝熱面積	12	m^2

(3) 非再生熱交換器

型式	たて置シェル・アンド・Uチューブ式	
	管側	一次冷却水
	胴側	補機冷却水
基数	1	
伝熱量	10.2×10^5 kcal/h	
流量	管側	$12m^3/h$
	胴側	$42m^3/h$
最高使用圧力	管側 内圧	$137kg/cm^2G$
	外圧	$10kg/cm^2G$
	胴側 内圧	$10kg/cm^2G$
	外圧	$20kg/cm^2G$
最高使用温度	管側	200℃
	胴側	100℃
材料	管側	ステンレス鋼

Table Ⅱ.17.1 体積制御系統主要機器要目（2/2）

	胴側	ステンレス鋼
伝熱面積	23	m^2
(4) 浄化系イオン交換塔		
型式	混床非再生式	
基数	2	
流量	6	m^3/h/基
樹脂容量	0.25	m^2
最高使用圧力	内圧	137kg/cm^2G
	外圧	20kg/cm^2G
最高使用温度	樹脂	60℃
容器材料	ステンレス鋼	
(5) 一次冷却水フィルタ		
型式	カートリッジ式	
基数	2	
流量	通常	6m^3/h/基
	最大	12m^3/h/基
最高使用圧力	内圧	137kg/cm^2G
	外圧	20kg/cm^2G
最高使用温度	200	℃
容器材料	ステンレス鋼	
(6) 充填ポンプ		
型式	プランジャ式	
基数	2	
容量	5.5	m^3/h/基
揚程	137	kg/cm^2G
運転温度	45	℃
最高使用圧力	151	kg/cm^2G
最高使用温度	200	℃
材料	ステンレス鋼	
(7) 一次系薬品タンク		
型式	たて円筒型	
基数	1	
最高使用圧力	10	kg/cm^2G
最高使用温度	100	℃
材料	ステンレス鋼	
(8) 水素添加タンク		
型式	たて円筒型	
基数	1	
最高使用圧力	151	kg/cm^2G
最高使用温度	100	℃
材料	ステンレス鋼	

Table Ⅱ.17.2 残留熱除去系統主要機器要目

(1) 崩壊熱復水器

型式	横表面冷却式
基数	1
器内圧力	大気圧
蒸気ダンプ量	10 t/h
最高使用圧力	5 kg/cm^2G
最高使用温度	220 ℃
伝熱管材料	チタン
伝熱面積	50 m^2

(2) 余熱除去ポンプ

型式	渦巻式(キャンドモータ駆動)
基数	2
容量	40 $m^2/h/基$
揚程	40 m
運転温度	150 ℃
最高使用圧力	35 kg/cm^2G
最高使用温度	飽和
材料	ステンレス鋼

(3) 余熱除去熱交換器

型式	たて置シェル・アンド・Uチューブ式	
	管側	一次冷却水
	胴側	補機冷却水
基数	2	
伝熱量	6.7×10^5kcal/h	
流量	管側	$40m^3/h/基$
	胴側	$120m^3/h/基$
最高使用圧力	管側	$35kg/cm^2G$
	胴側	$10kg/cm^2G$
最高使用温度	管側	飽和
	胴側	100℃
材料	管側	ステンレス鋼
	胴側	ステンレス鋼
伝熱面積	15 m^2	

Table 17.3　格納容器水浄化系統主要機器要目

(1)　格納容器水循環ポンプ

型　　式	渦　巻　式
基　　数	2
容　　量	10　m^3/h
揚　　程	100　m
最高使用圧力	10　kg/cm^2G
最高使用温度	60　℃
材　　料	ステンレス鋼

(2)　格納容器水脱塩塔

型　　式	混床非再生式
基　　数	1
流　　量	10　m^3/h
樹脂容量	0.5m^3
最高使用圧力	10　kg/cm^2G
最高使用温度	60　℃
容器材料	ステンレス鋼

(3)　格納容器水フィルタ

型　　式	カートリッジ式
基　　数	1
容　　量	10　m^3/h
最高使用圧力	10　kg/cm^2G
最高使用温度	60　℃
容器材料	ステンレス鋼

(4)　格納容器水貯蔵タンク

型　　式	船体付タンク
基　　数	1
容　　量	500　m^3
材　　料	炭素鋼(内外面塗装)

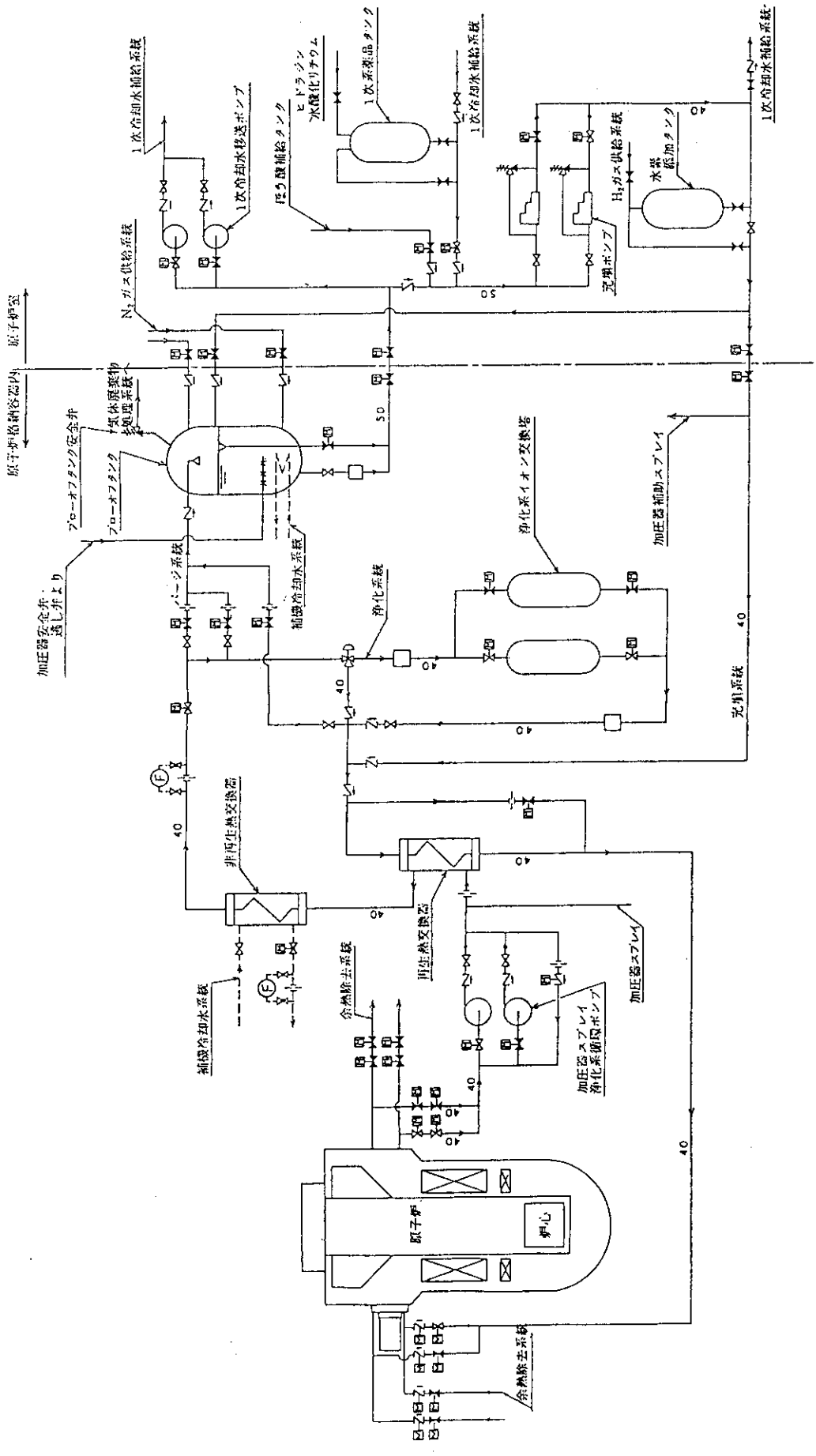


Fig. Ⅱ.17.1　体積制御設備系統説明図

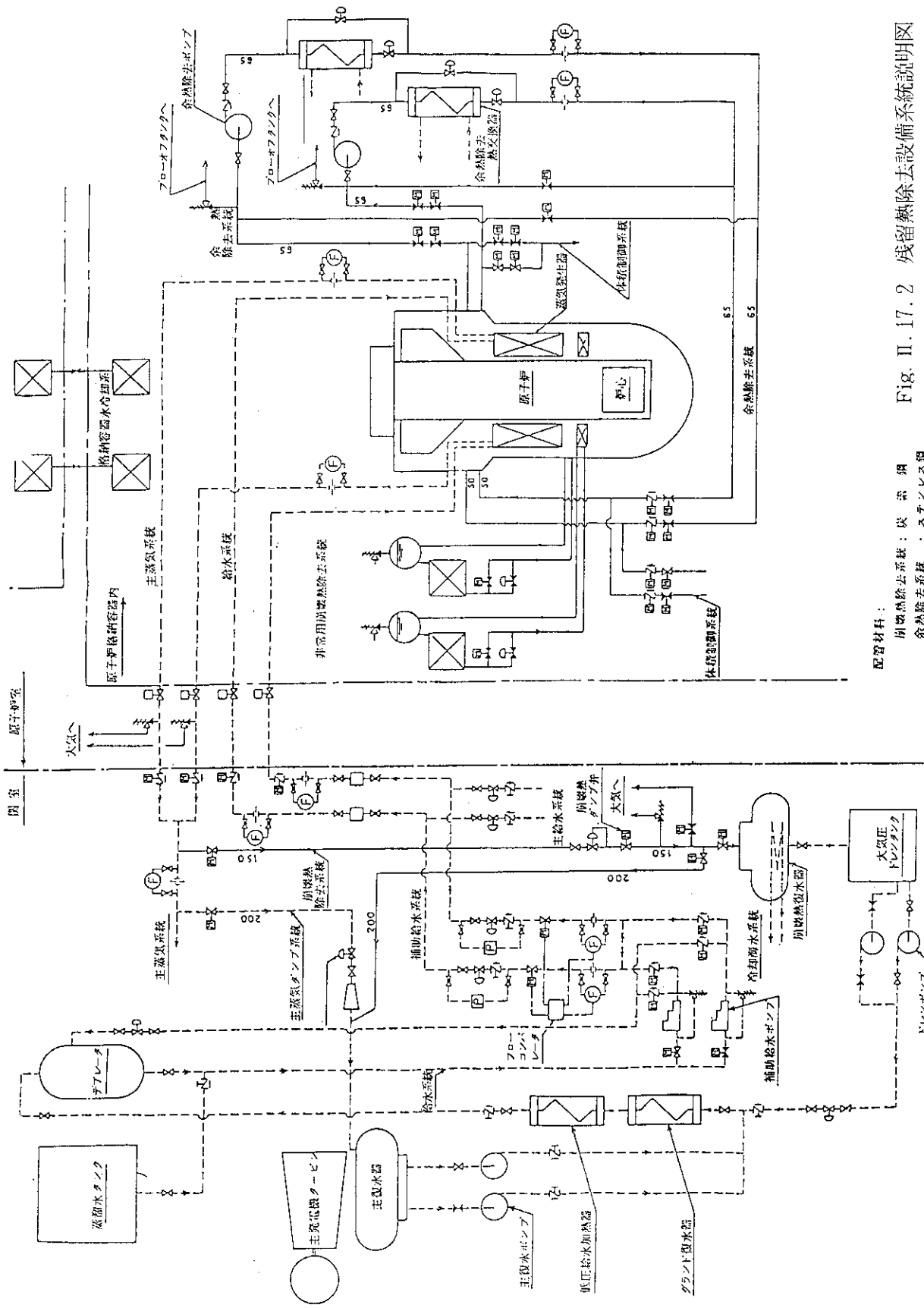


Fig. II. 17. 2　残留熱除去設備系統説明図

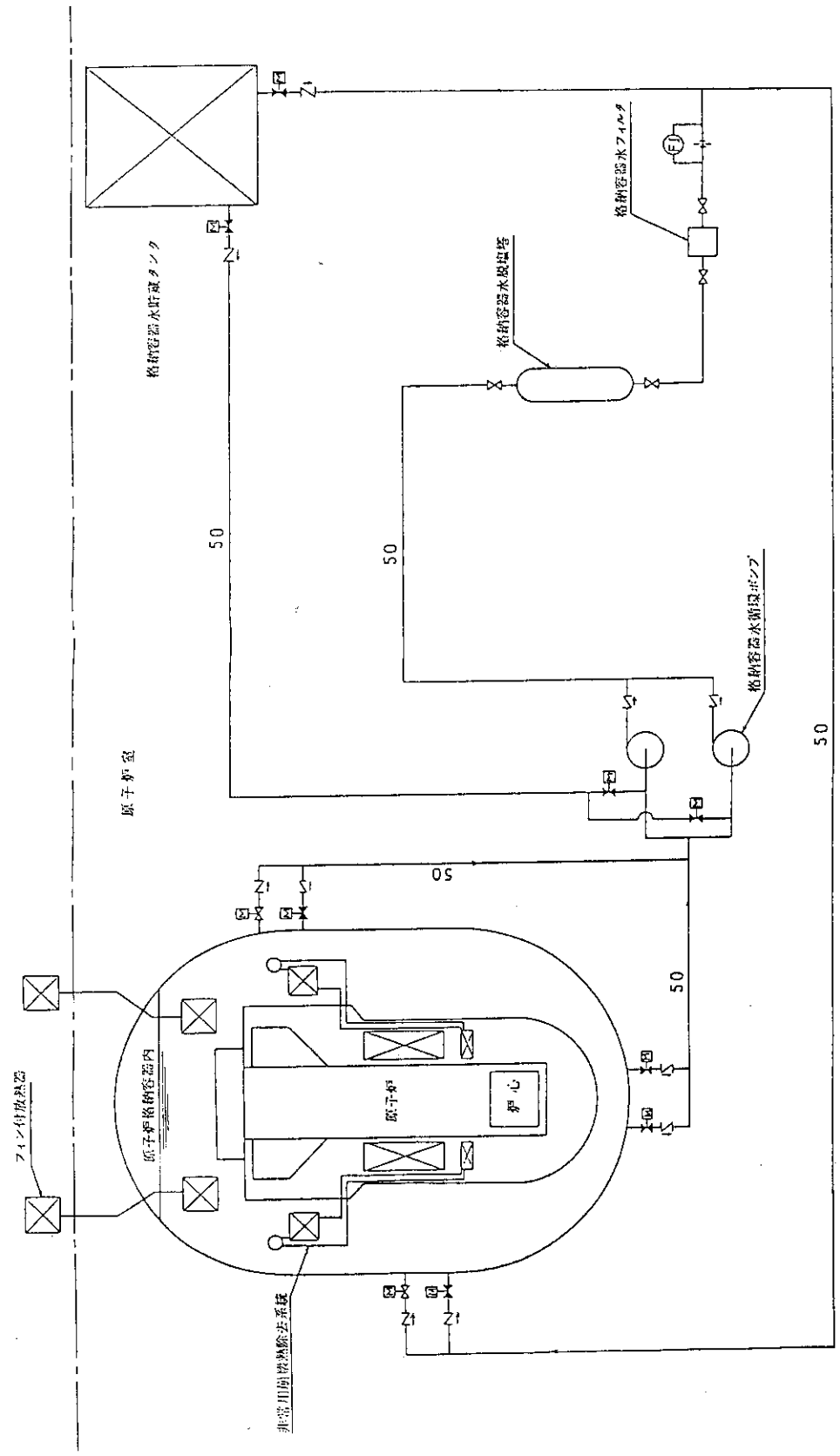


Fig. Ⅱ.17.3 格納容器水浄化設備系統説明図

18. 制御系統

18.1 原子炉制御設備

(1) 設計方針

原子炉制御設備は，特に次の点に留意して設計する。

(A) 負荷変動があった場合に，原子炉スクラムに対して十分余裕をもって，負荷に追従できるようにする。

(B) 負荷変動中の原子炉の応答は，適切な速応性と十分な減衰性を持ち，安定した追従が可能なようにする。

(C) 必要な場合は，手動制御ができるようにする。

(2) 概　　要

本炉プラントの制御設備として，下記のものを設ける。

(A) 制御棒制御系

(B) 加圧器圧力制御系

(C) 蒸気ダンプ制御系（タービンバイパス制御系）

(D) 給水制御系

制御系統の概要を Fig. Ⅱ. 18.1 に示す。

本炉プラントでは，基底負荷から定格の 70% の負荷までは，タービンバイパスを併用して原子炉負荷をほぼ一定に保ち，70% 以上の負荷ではタービンの負荷変化に応じて，原子炉の反応度および蒸気発生器給水流量を制御する。

本炉プラントは，原子炉一次系に対し，炉心平均温度一定制御方式および一次系圧力一定制御方式を採用する。

本炉プラントは，構造上，一次冷却水の高温側と低温側の容積の差が少ないこと，加圧器の容積が大きいことなどにより，炉出力によって加圧器水位がほとんど変わらない。したがって，本炉プラントでは，基底負荷以上で加圧器水位の制御を行わない方式とする。

一方，原子炉二次系に対しては，基底負荷から定格の 70% の負荷までは，原子炉に対する負荷が常に 70% になるように，推進用発電機タービン弁開度に応じて蒸気ダンプ制御弁を制御する。また，70% 以上の負荷では，推進用発電機タービンに供給する蒸気の圧力が一定となるように給水流量を制御する。

(3) 主要設備

(A) 制御棒制御系

制御棒制御系は，次の 2 つのチャンネルにより構成する。

- 温度チャンネル
- 出力不一致チャンネル

本炉プラントでは，定格出力の 70% 以下では，原子炉の負荷はほぼ一定に保たれるため，50% 以下の負荷では温度チャンネルのみによって制御棒を制御する。

また，70% 以上の負荷では両チャンネルを併用する。50% ～ 70% の負荷では負荷ぬ応じて両チャンネルのゲインを変化させる。

Fig. Ⅱ. 18.2 に，制御棒制御系の機能ブロック線図を示す。

制御棒制御系の全偏差信号 T_ε は，次式で表わされる。

$$T_\varepsilon = \Delta T_1 + \Delta T_2$$

$$= \left\{ \left[\frac{1}{1+\tau_1 S} \left(1 + K_1 \frac{\tau_2 S}{1+\tau_2 S} \right) T_{ave} \right] - T_{ref} \right\} K_5 \frac{1}{1+\tau_5 S}$$

$$+ \left[K_2 \frac{1}{1+\tau_3 S} (n - W_s) + K_3 K_4 \frac{\tau_4 S}{1+\tau_4 S} (n - W_s) \right] \cdot K_6 \frac{1}{1+\tau_6 S}$$

ただし，

ΔT_1 ：温度チャンネル偏差信号

ΔT_2 ：出力不一致チャンネル偏差信号

T_{ave} ：炉心平均温度信号

T_{ref} ：炉心平均温度基準値

n ：中性子束信号

W_s ：蒸気流量信号

K_1 ：ゲイン（一定値）

K_2 ：ゲイン（一定値）

K_3 ：線型ゲイン

K_4 ：可変ゲイン（蒸気流量の関数）

K_5 ：可変ゲイン（推進用発電機タービン弁開度の関数）

K_6 ：可変ゲイン（推進用発電機タービン弁開度の関数）

τ ：時定数

炉心平均温度の検出器として，蒸気発生器下部に炉心入口温度検出器を 4 チャンネル設け，上部炉心支持板下部付近に炉出口温度検出器を 4 チャンネル設ける。

これらの検出器からの信号は，それぞれ平均して炉心入口温度平均値および炉心出口温度平均値となり，さらに，この 2 つの値を平均することにより，炉心平均温度信号が得られる。

炉心平均温度信号は，フィルターを通して雑音を濾波し，さらに制御特性を改善するため，位相補償回路を通す。この信号を炉心平均温度基準値と比較し，その差をとることにより，温度チャンネルの偏差信号として用いる。

出力不一致チャンネルの信号としては，中性子束および蒸気流量を用いる。

中性子束信号は，4 チャンネルの出力領域中性子束信号を競売回路に入力し，その最大値を用いる。また，蒸気流量信号は，推進用発電機タービンに入る蒸気流量の値を用いる。

上記中性子束信号と蒸気流量信号は，加算器に入力して偏差信号を求めた後，二つの回路に導く。

第一の回路は，雑音を濾波するフィルター回路で構成され，負荷変動時の炉出力のオーバーシュートおよびアンダーシュートを少くし，炉出力の安定化を図る働きがある。

第二の回路は，不完全微分回路，線型ゲインおよび可変ゲインで構成され，負荷変動時の速応性を増し，応答特性を改善する働きがある。不完全微分回路は，原子炉の熱効率，崩壊熱および計測誤差などによる原子炉出力と蒸気出力との不平衡によって生ずる定常誤差を取

り除く。

線型ゲイン K_3 は，負荷変動速度が速い場合に，速応性を増す働きがある。また，可変ゲイン K_4 は，負荷が下がると中性子束と蒸気流量の偏差信号が小さくなることを補償するために設ける。

これらの2つの回路の信号は合計されて，可変ゲイン K_6 と一次遅れ回路に入力される。この回路は，温度チャンネルの可変ゲイン K_5 および一次遅れ回路とともに，負荷によって温度チャンネルと出力不一致チャンネルの重みを変えるために設ける。

Fig. Ⅱ. 18.3 に，線型ゲイン，可変ゲインの特性を示す。

全偏差信号 T_ε は，制御棒駆動回路に送られ，T_ε の大きさに応じて制御棒が駆動される。

制御棒駆動プログラムは，下記の5つの領域に分ける。

(i) 不　感　帯

(ii) ロックアップ

(iii) 最小スピード区間

(iv) 比　例　区　間

(v) 最大スピード区間

Fig. Ⅱ. 18.4 に，制御棒駆動プログラムを示す。

(B) 加圧器制御系

(a) 加圧器圧力制御系

過渡変化時の一次冷却系の圧力は，加圧器圧力制御装置によって制御する。

加圧器圧力制御系は，一次冷却系の圧力が一定になるように制御する。

Fig. Ⅱ. 18.5 に加圧器圧力制御系脱明図を，また，Fig. Ⅱ. 18.6 に加圧器圧力制御系機能ブロック線図を示す。

加圧器にはスプレイ，逃し弁，安全弁および電気ヒータを設ける。

スプレイ制御器は，加圧圧力が設定値を超えて高くなった場合に，加圧器上部から一次冷却水をスプレイして，蒸気の凝縮を行う。

本炉プラントは70%以下の負荷でタービンバイパスを併用しているため，スプレイ流量が少くてすむので，専用スプレイポンプは設けず，浄化系循環ポンプと兼用する。スプレイ水は一次冷却水ポンプ吐出側から導く。

スプレイ流量は，加圧器基準圧力と実際の加圧器圧力偏差信号（$P_{1\varepsilon}$）を PID 補償回路に通して得た信号により制御する。

スプレイの能力範囲を超えるような大きな圧力上昇があった場合には，逃し弁の作動によって圧力上昇を阻止する。この場合，放出される蒸気はブローオフタンクに導き，凝縮させる。逃し弁の作動は ON－OFF とし，制御信号は上記 $P_{1\varepsilon}$ 信号を直接用いる。また，一次系の圧力変動により逃し弁が頻繁に開閉作動を繰返すのを防ぐため，ON－OFF 部をヒステリシス構造とする。

加圧器電気ヒータとしては，比例ヒータおよびバックアップヒータを用いる。

定常運転状態では，加圧器の熱損失を補償するために，比例ヒータが部分出力（定格の50%出力）で入っている。負荷変動により一次系圧力が上下すると，それに応じて比例

ヒータの出力を変化することにより，圧力変動を抑える。比例ヒータの能力を超えて一次系圧力が低下した場合は，バックアップヒータが作動し，圧力低下を抑制する。

比例ヒータの出力は，スプレイ流量と同様，$P_{1\varepsilon}$ 信号を PID 補償回路に通して得た信号により制御する。

バックアップヒータの作動は ON－OFF とし，制御信号は $P_{1\varepsilon}$ 信号を直接用いる。また，ON－OFF 部をヒステリシス構造とする。

(b) 加圧器水位制御系

本章(2)概要で述べたような理由により，本炉プラントでは，基底負荷以上の出力範囲では，加圧器水位の自動制御は行わない。

(C) 蒸気ダンプ制御系

蒸気ダンプ制御系は，蒸気発生器で発生する蒸気を，タービンをバイパスして直接復水器へダンプする装置である。

蒸気ダンプ制御系の機能は，基底負荷から定格の 70% 負荷までは，原子炉に対する負荷が常に 70% になるように，推進用発電機タービン弁開度に応じて蒸気ダンプ弁を開き，また，負荷変動中の蒸気圧力が基準圧力を一定以上上回った場合には蒸気ダンプ弁を開いて二次系の主蒸気安全弁が作動するのを防ぐことである。

蒸気ダンプ量は，主蒸気ダンプ弁の開度を変えることにより行う。主蒸気ダンプ弁は，自動制御のほか，手動操作も可能とする。

Fig. Ⅱ. 18.7 に蒸気ダンプ制御系の機能ブロック線図を示す。

Fig. Ⅱ. 18.7 に示すように，蒸気ダンプ制御系は，二つの回路により構成されている。

第一の回路は，運転中の蒸気圧力が過大になるのを防ぐための回路で，ラプラス演算子を用いて表わすと，次のようになる。

$$P_\varepsilon = \left[\frac{K_1}{1+\tau_1 S}(P_2 - P_{2ref})\right] K_2\left(1+\frac{1}{\tau_2 S}\right)$$

ただし，

P_ε ：蒸気ダンプ制御系偏差信号

P_2 ：蒸気圧力

P_{2ref} ：蒸気圧力基準値

K_j ：ゲイン

τ_j ：時定数

P_ε の値は，Fig. Ⅱ. 18.7 に示すように，主蒸気ダンプ弁の開度に変換される。

第二の回路は，負荷に応じてタービンバイパス量を変えるための回路で，推進用発電機タービン弁開度をパラメータとしている。

上記 2 つの回路の信号は合計されて，主蒸気ダンプ弁の開度指示値となる。

(D) 給水制御系

蒸気発生器の給水制御は，主機タービンに入る蒸気の圧力を一定に保つように，給水制御弁の開度を調節することにより行う。

Fig. Ⅱ. 18.8 に給水制御系の機能ブロック線図を示す。

給水制御系は，蒸気圧力のほか給水流量，蒸気流量，推進用発電機タービン弁開度の4要素を信号として用いるが，定格の50%以下では蒸気圧力のみを用いて制御する。給水制御系の信号をラプラス演算子を用いて表わすと，次のようになる。

$$V=K_1\left(1+\frac{1}{\tau_1 S}\right)(P_{2ref}-P_2)+K_2(W_s-W_f)\frac{1}{1+\tau_3 S}+K_3\frac{\tau_3 S}{1+\tau_2 S}\theta\frac{1}{1+\tau_3 S}$$

ただし，

V ：給水制御弁開度変化率信号
P_{2ref} ：蒸気圧力基準値
P_2 ：蒸気圧力
W_s ：蒸気流量
W_f ：給水流量
θ ：推進用発電機タービン弁開度
K_1 ：ゲイン（一定値）
K_2 ：可変ゲイン（推進用発電機タービン弁開度の関数）
K_3 ：可変ゲイン（推進用発電機タービン弁開度の関数）
τ ：時定数

ここで，推進用発電機タービン弁開度としては，弁開度を出力換算した規格値を用いる。この信号を用いることにより，推進用発電機タービン出力要求値を給水先行信号として作用させることができ，速応性の向上に効果がある。

可変ゲインK_2およびK_3は，Fig. Ⅱ. 18.8に示すように，推進用発電機タービン弁開度が50%以下の時に，蒸気圧力チャンネル（上式右辺第一項）のみによって給水制御するために設けられている。

なお，蒸気過熱度が異常に低下した場合には，タービン保護のため，給水制御弁を一定以上に開かないように制御する。

18.2 安全保護設備

(1) 設計方針

安全保護設備は，下記の方針に従って設計する。

(A) いかなる単一の誤動作に対しても，保護機能を喪失しない設計とする。

(B) 事故時に，直ちに原子炉停止系および工学的安全設備を自動的に作動させる設計とする。

(C) 単一故障が起っても，安全保護機能を失うことのない多重性を有する設計とする。

(D) 相互の独立性を考慮した設計とする。

(E) 駆動源の喪失，系の遮断およびその他の不利な状況になっても，原則として最終的に安全な状態に落着くような設計とする。

(F) 計測制御系との部分的な共用はするが，それによって安全保護機能を失わないような設計とする。

(G) 原子炉の運転中に，原則としてその機能を試験できる設計とする。

(H) 必要な場合は，手動操作が可能な設計とする。

なお，本報告書では原子炉停止に係る保護設備について説明する。

(2) 概　　要

安全保護設備は，原子炉運転時の異常な過渡変化および事故に対して原子炉を保護するための原子炉停止系および工学的安全設備等からなる。

本設備は，原子炉プラントの種々のパラメータを測定する2重，もしくは4重チャンネルの検出器を含む計測回路，それから入力して原子炉停止系等の作動信号を出す4重トレインの論理回路および作動回路から構成される。論理および作動回路のロジック構成は，2/4ロジックを基本的に採用しているが，論理回路において一部1/2ロジックを併用している。

(3) 原子炉停止系

(A) 機　　能

原子炉停止系は，原子炉プラントの異常な過渡変化および事故において，炉心および一次冷却材圧力バウンダリが下記の保護限界を超えることのないよう，プラント状態の異常を検知し，原子炉をスクラムさせる機能をもつ。

(a) 燃料破損による保護限界

- 最小DNBRが1.53を下回らないこと。
- 燃料の線出力が過出力保護限界を超えないこと。

(b) 流動安定性に対する保護限界

- 炉心出口で一次冷却水が体沸騰を起さないこと。

(c) 一次系圧力バウンダリの過圧に対する保護限界

- 一次系圧力は，異常な過渡変化においては最高使用圧力の1.1倍，事故においては，同じく1.2倍を超えないこと。

(B) スクラム信号

スクラム信号をTable Ⅱ.18.1にまとめて示す。また，Table Ⅱ.18.2にパーミッシブ信号を示す。パーミッシブ信号は，出力条件によって原子炉の保護機能を失うことなく，運転が継続できるようにするための信号である。

以下，それぞれのスクラム信号について説明する。なお，スクラム信号ロジックについて特に記述のない場合は，2/4ロジックによっている。

(a) 線源領域中性子束高

原子炉停止時および起動時の保護を目的として，線源領域中性子束高信号により原子炉をスクラムさせる。このスクラムは，それが必要とされる期間が短期間に限定されることから，1/2ロジックの信号によるものとする。

また，このスクラムは，中間領域中性子束高のパーミッシブ信号（P－1）で，手動によるブロックが可能であり，さらに，出力領域中性子束高のパーミッシブ信号（P－2）により自動的にブロックされる。

(b) 中間領域中性子束高

原子炉停止時および起動時の保護を目的として，中間領域中性子束高信号((a)と同じく，1/2ロジックにしたがう）により原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高のパーミッシブ信号（P－2）で，手動によるブロックが可能となる。

(c) 出力領域中性子束高（低設定）

原子炉起動時の異常出力上昇に対する保護を目的として，出力領域中性子束高（低設定）信号により原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高のパーミッシブ信号（P－2）で手動によりブロックできる。

(d) 出力領域中性子束高（高設定）

出力運転時の異常な出力上昇に対する保護を目的として，出力領域中性子束高（高設定）信号により原子炉をスクラムさせる。

(e) 過大温度⊿T高

炉心出口での体沸騰を防止するとともに，DNBに対する保護を目的として，過大温度⊿T高により原子炉をスクラムさせる。

Fig. Ⅱ. 18.9に運転限界線図を示す（Fig. Ⅱ. 6.2と重複するが，原子炉制御系統ということで再録している）。

運転限界線図は，体沸騰限界とDNB限界で構成されているが，これを炉心平均温度と炉心出入口温度差に換算することにより，Fig. Ⅱ. 18.10のような限界線を得ることができる。

過大温度⊿T高は，Fig. Ⅱ. 18.10の限界線に温度の位相補償を行った下記式を用いて計算する。

(DNB限界)

$$\Delta T = K_1\left[K_2 - K_3\frac{1+\tau_2 S}{1+\tau_1 S}(T_{avg} - T_{ref})\right]$$

(体沸騰限界)

$$\Delta T = K_4\left[K_5 - K_6\frac{1+\tau_4 S}{1+\tau_3 S}(T_{avg} - T_{ref}) + K_7(P - P_{ref})\right]$$

ただし，

T_{avg} ：炉心平均温度

T_{ref} ：炉心平均温度基準値

P ：一次系圧力

P_{ref} ：一次系圧力基準値

K_j ：ゲイン

τ_j ：時定数

Fig. Ⅱ. 18.10よりゲインを求めると，

$K_1 = 0.15$, $K_2 = 133.3$, $K_3 = 0.8325$, $K_4 = 0.15$

$K_5 = 477.25$, $K_6 = 13.72$, $K_7 = 9.377$

また，$T_{ref} = 290.0℃$, $P_{ref} = 121.0$ ata, $\tau_1 = 5$ sec

$\tau_2 = 15$sec, $\tau_3 = 5$sec, $\tau_4 = 15$sec

とする。

(f) 過大出力 ΔT 高

炉心の過出力を防止し，燃料を保護するために，過大出力 ΔT 高により原子炉をスクラムさせる。

過出力保護のための限界線出力は，約 40 KW/m であり，この値と定格出力時の最大線出力 28.1 KW/m との比から，限界炉出力 142.3%，または，限界炉心出入口温度差 21.3℃が求められる。

なお，炉心出入口温度差 ΔT で過出力限界を表すと，炉心平均温度の上昇につれて ΔT が減少するが，限界線出力の炉心平均温度依存性が示されていないので，ここでは，炉心平均温度に依存しないで一定限界値とする。

(g) 原子炉圧力高

一次冷却系過圧防止のため，加圧器圧力高信号により，原子炉をスクラムさせる。

(h) 原子炉圧力低

原子炉圧力が異常低下した場合，炉心を保護するために加圧器圧力低信号により原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高または蒸気流量高のパーミッシブ信号（P－3）により自動的に許可される。

(i) 加圧器水位高

一次冷却系の過圧防止を目的として，加圧器水位高信号により原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高または蒸気流量高のパーミッシブ信号（P－3）により，自動的に許可される。

(j) 一次冷却水流量低

一次冷却水流量低下による DNB から炉心を保護する目的で，２台の一次冷却水ポンプの流量低同時信号により，原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高または蒸気流量高のパーミッシブ信号（P－3）により自動的に許可される。

(k) 制御棒落下

制御棒落下により出力分布に異常な歪が生じ，その結果 DNB 発生，あるいはホットスポットの燃料温度が許容値を超えることから炉心を保護するために制御棒落下信号により原子炉をスクラムさせる。

このスクラムは，出力領域中性子束高または蒸気流量高のパーミッシブ信号（P－3）により自動的に許可される。

(l) 船体傾斜過大

船体の傾斜により，安全保護系統を含む原子炉機器の機能喪失から保護するために，船体傾斜過大信号により，原子炉をスクラムさせる。

(m) 手　動

運転員は，中央制御盤上の原子炉スクラムスイッチ二つのうち，いずれか一つを手動で

操作することにより，原子炉をスクラムさせることができる。
以上に説明した原子炉停止系に係る保護設備の構成図を Fig. Ⅱ. 18.11 に示す。

Table Ⅱ.18.1　スクラム信号1覧表（1/2）

スクラム信号	検　出　器	設定値[注1)]	作動ロジック	インターロック	応答時間遅れ[注2)]
線源領域中性子束高	線源領域中性子束検出器	10^5c/s	1/2	(P−1) 以上で手動ブロック (P−2) 以上で手動ブロック	0.45秒
中間領域中性子束高	中間領域中性子束検出器	33%	1/2	(P−2) 以上で手動ブロック	0.45秒
出力領域中性子束高 (低　設　定)	出力領域中性子束検出器	33%	2/4	(P−2) 以上で手動ブロック	0.45秒
出力領域中性子束高 (高　設　定)	出力領域中性子束検出器	120%	2/4		0.45秒
過大温度⊿T高	加圧器圧力検出器 一次冷却水炉心入口・出口 温　度　検　出　器	計算式	2/4		0.45秒
過大出力⊿T高	出力領域中性子束検出器 または 一次冷却水炉心入口・出口 温　度　検　出　器	130% または 19℃	2/4		0.45秒

Table Ⅱ.18.1　スクラム信号一覧表（2/2）

スクラム信号	検　出　器	設定値[注1)]	作動ロジック	インターロック	応答時間遅れ[注2)]
原子炉圧力高	加圧器圧力検出器	129.5kg/cm^{2}G	2/4		0.45秒
原子炉圧力低	加圧器圧力検出器	101kg/cm^{2}G	2/4	(P−3) 以下で手動ブロック	0.45秒
加圧器水位高	加圧器水位検出器	80%	2/4	(P−3) 以下で自動ブロック	0.45秒
一次冷却水流量低	一次冷却水流量検出器	90%	各ポンプ2/4の一致信号	(P−3) 以下で自動ブロック	0.45秒
制御棒落下	制御棒位置検出器	下限位置	2/4	(P−3) 以下で自動ブロック	未　定
船体傾斜過大	船体傾斜検出器	未　定	2/4		未　定
手　動			1/2		

注1）動特性検討に直接関係のない信号については，その設定値を未定とした。これらについては，設計上必要となった段階で決定する。
注2）未定のものについては，注1）と同様の扱いとする。

Table Ⅱ.18.2 パーミッシブ信号一覧表

パーミッシブ信号番号	機能	入力	
		入力信号	設定値
(P－1)	線源領域中性子束高原子炉スクラム手動ブロック許可	中間領域中性子束	注) 未定
(P－2)	・線源領域中性子束高原子炉スクラム自動ブロック許可 ・中間領域中性子束高原子炉スクラム手動ブロック許可 ・出力領域中性子高（低設定）原子炉スクラム手動ブロック許可	出力領域中性子束	10%
(P－3)	下記信号による原子炉スクラム許可 ・原子炉圧力低 ・加圧器水位高 ・一次冷却水流量低 ・制御棒落下	出力領域中性子束 あるいは 蒸気流量	10% 10%

注) Table Ⅱ.18.1 注1)を参照。

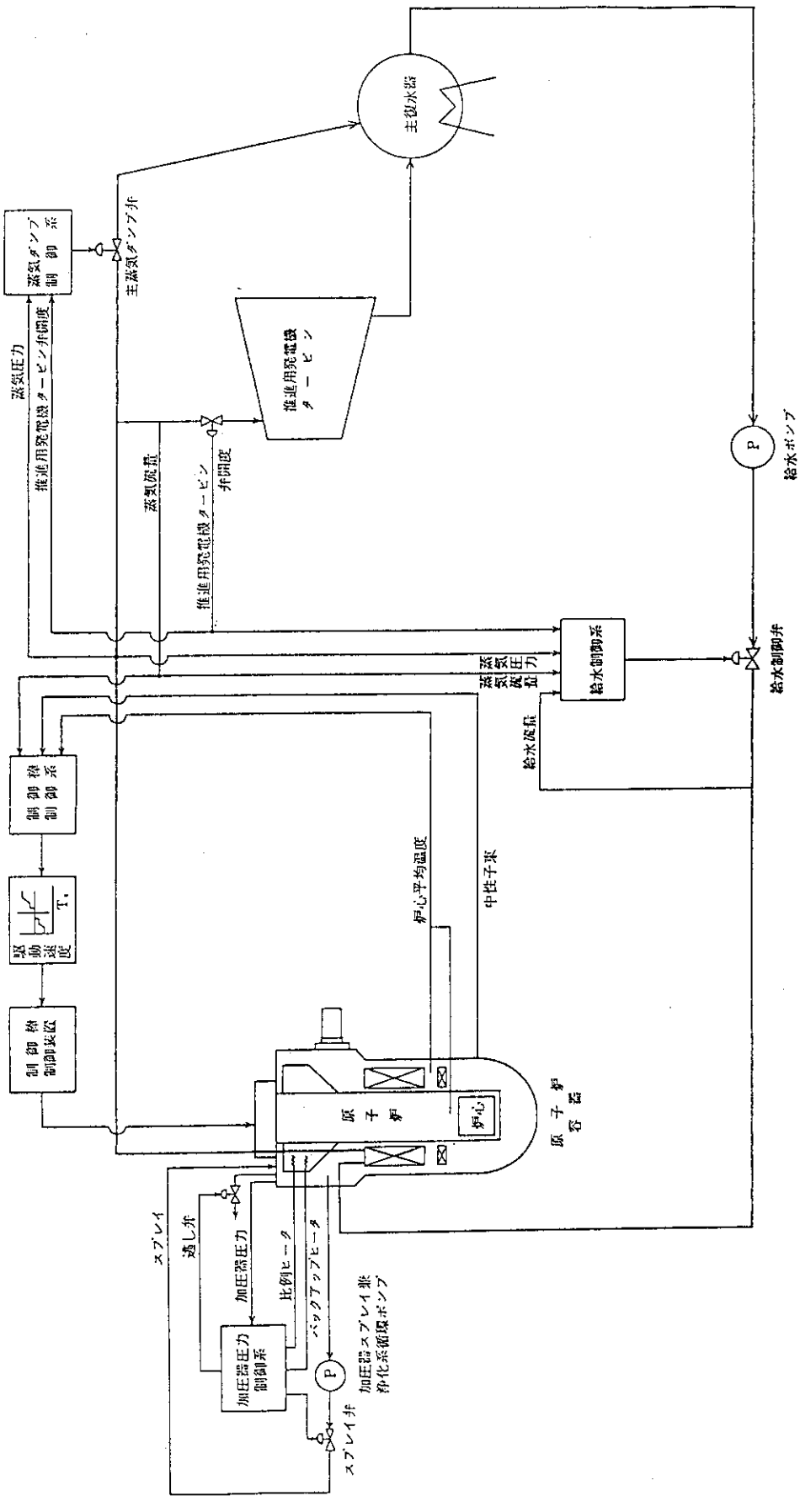


Fig. II. 18. 1　原子炉制御設備概要

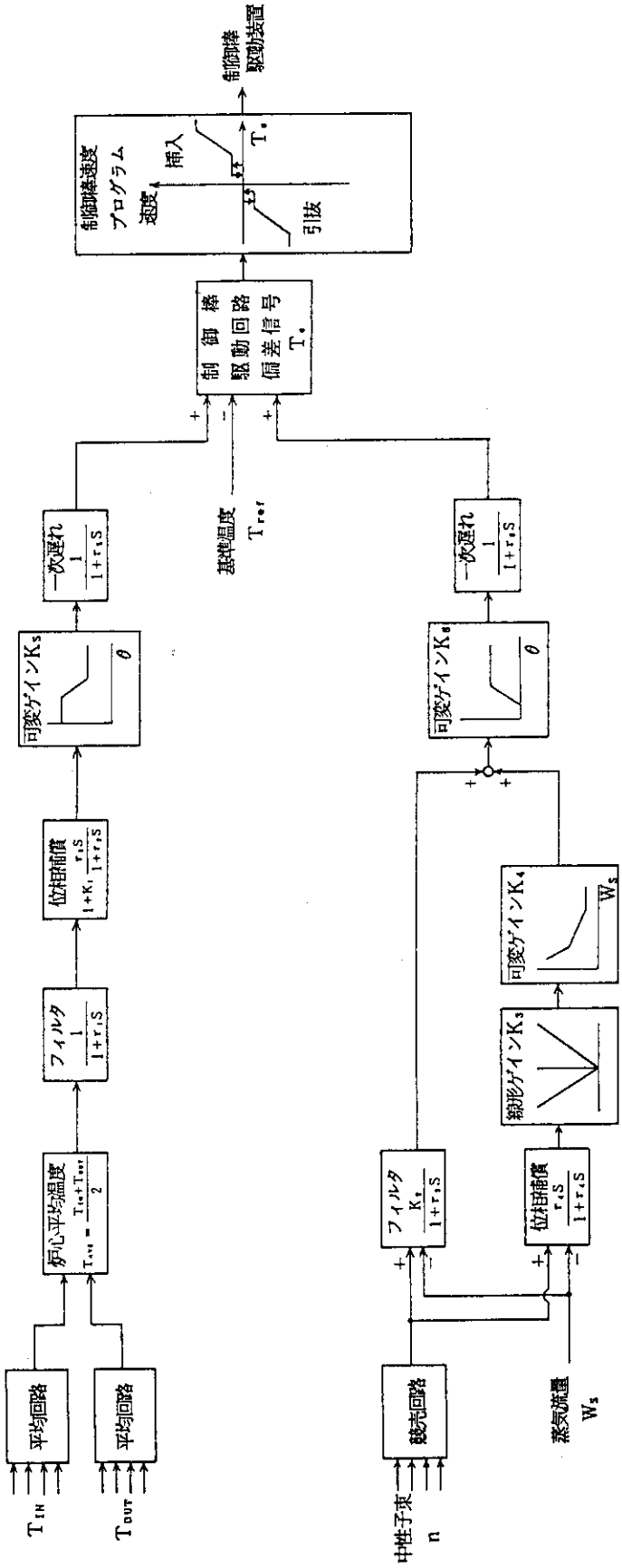


Fig. II.18.2 制御棒制御系機能ブロック線図

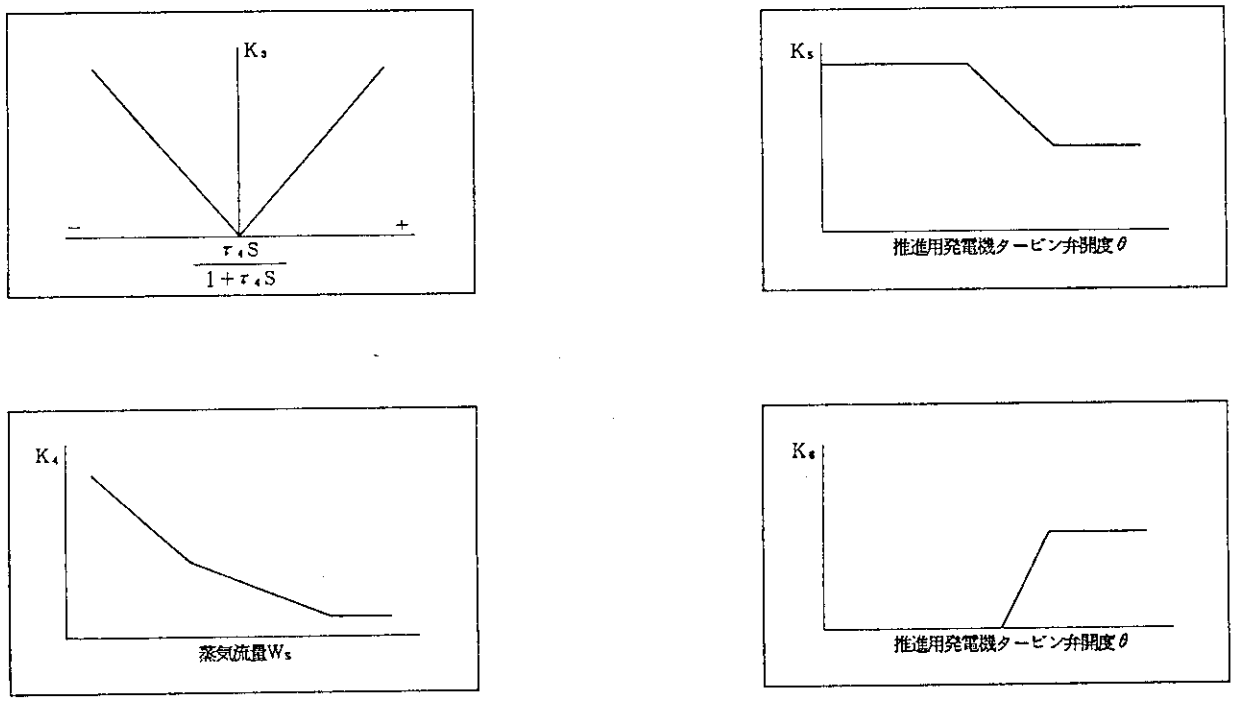


Fig. Ⅱ. 18. 3　制御棒制御系のゲイン

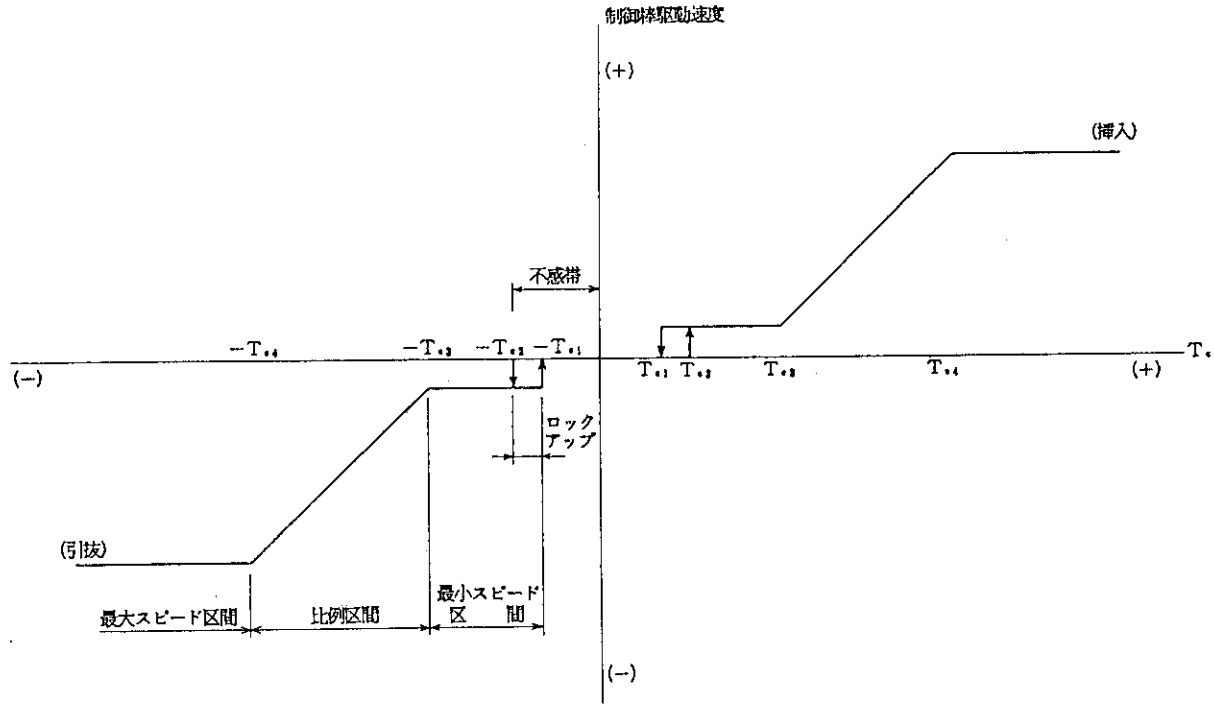


Fig. Ⅱ. 18. 4　制御棒駆動プログラム

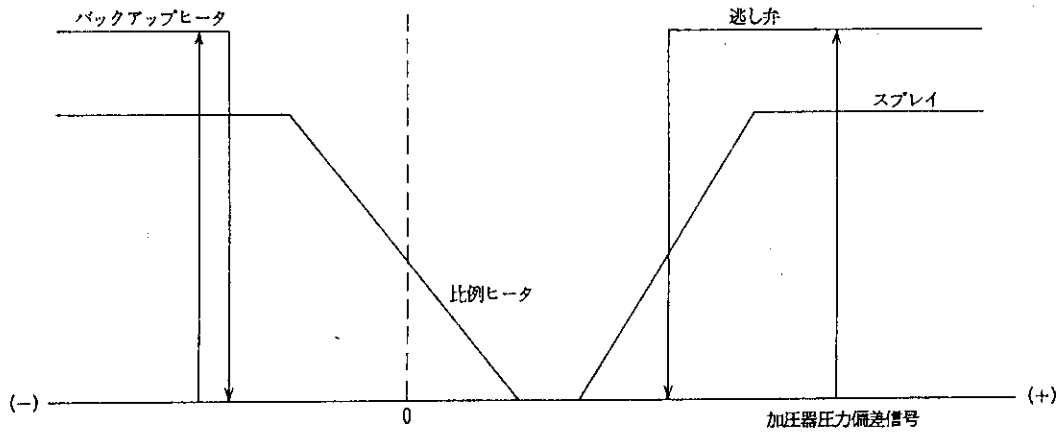


Fig. Ⅱ. 18. 5　加圧器圧力制御説明図

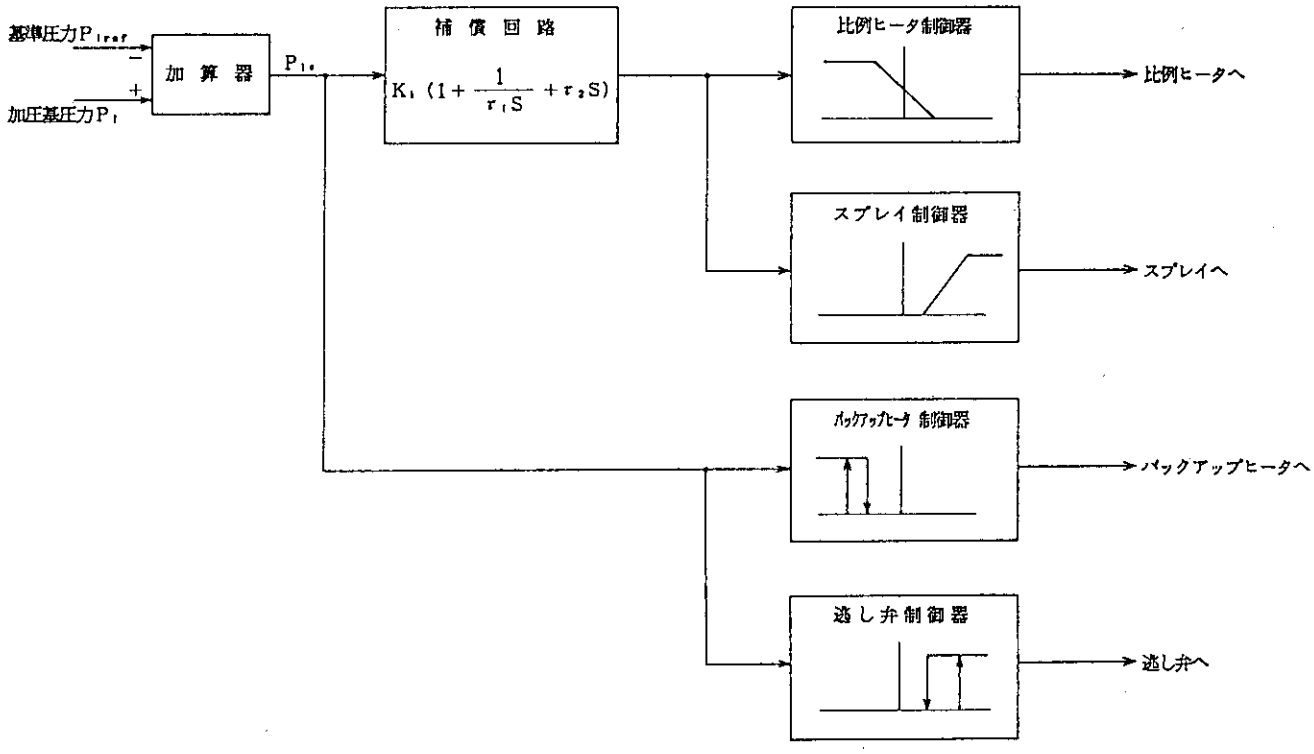


Fig. Ⅱ. 18. 6　加圧器圧力制御系機能ブロック線図

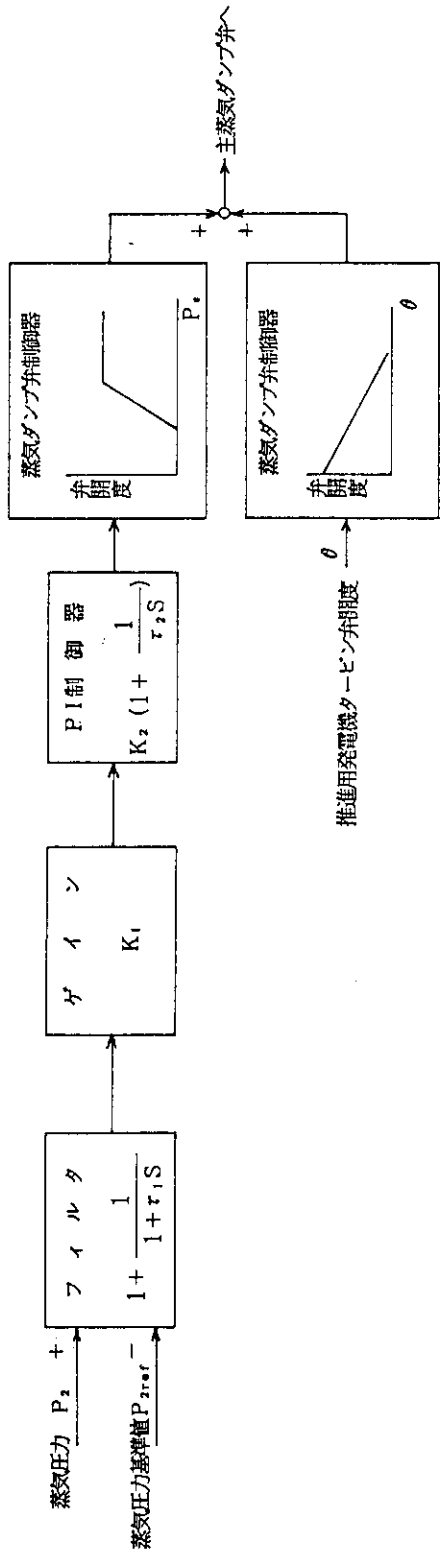


Fig. II. 18. 7　蒸気ダンプ制御系機能ブロック線図

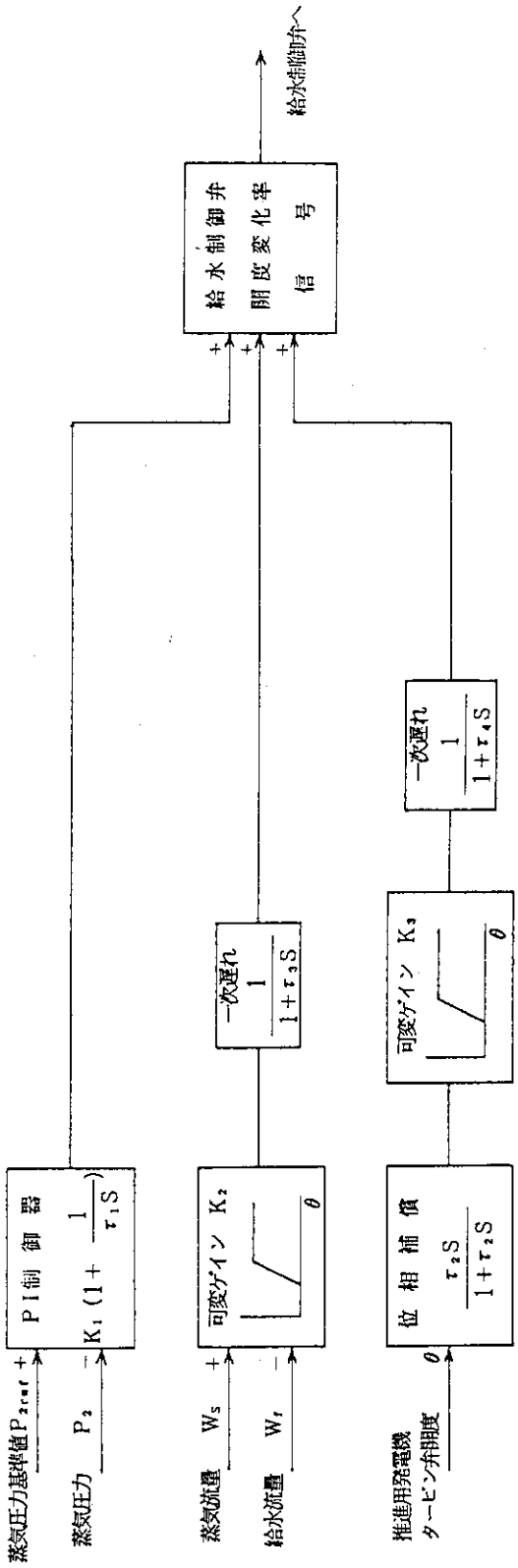


Fig. Ⅱ. 18. 8　給水制御系機能ブロック線図

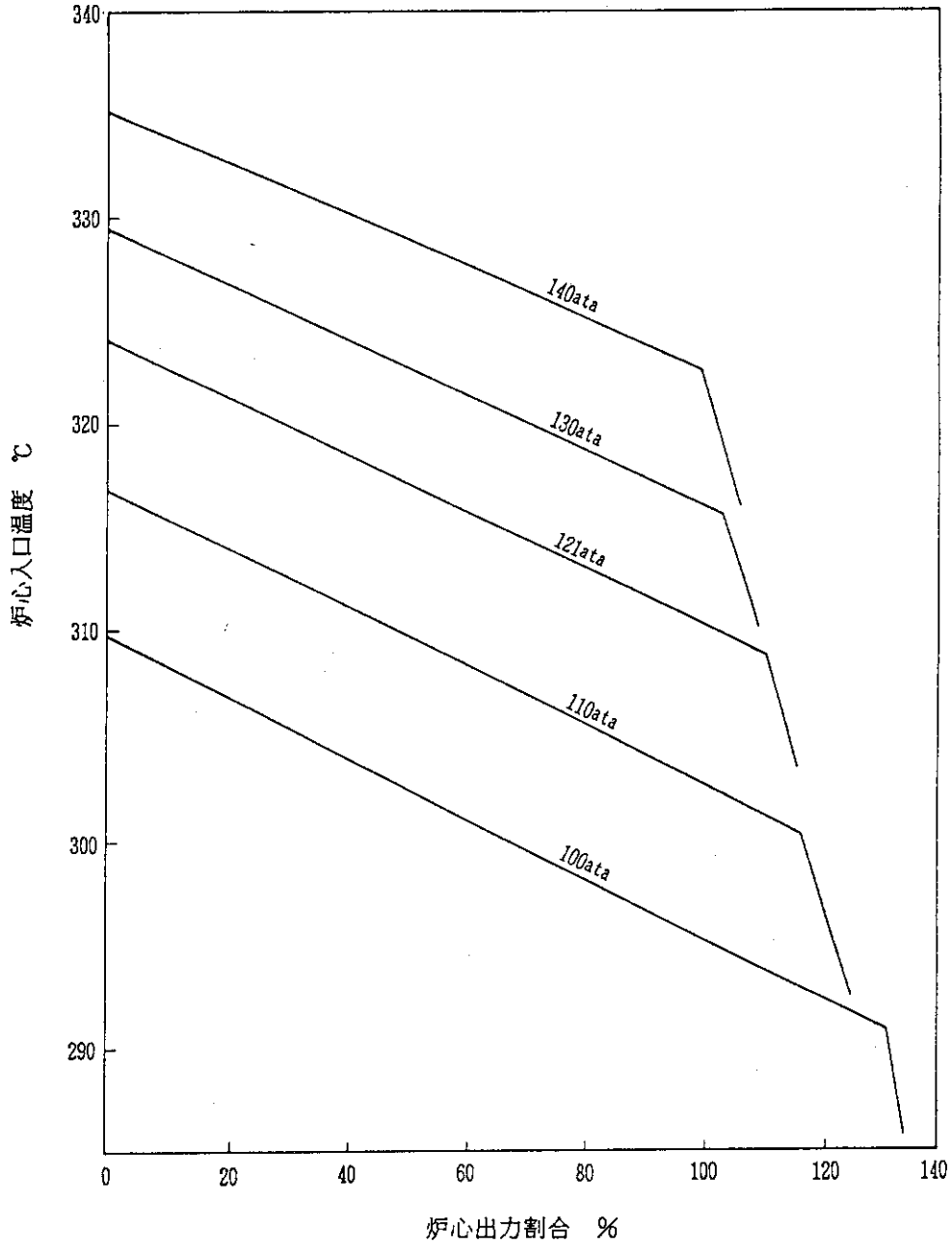


Fig. Ⅱ. 18. 9 運転限界線図

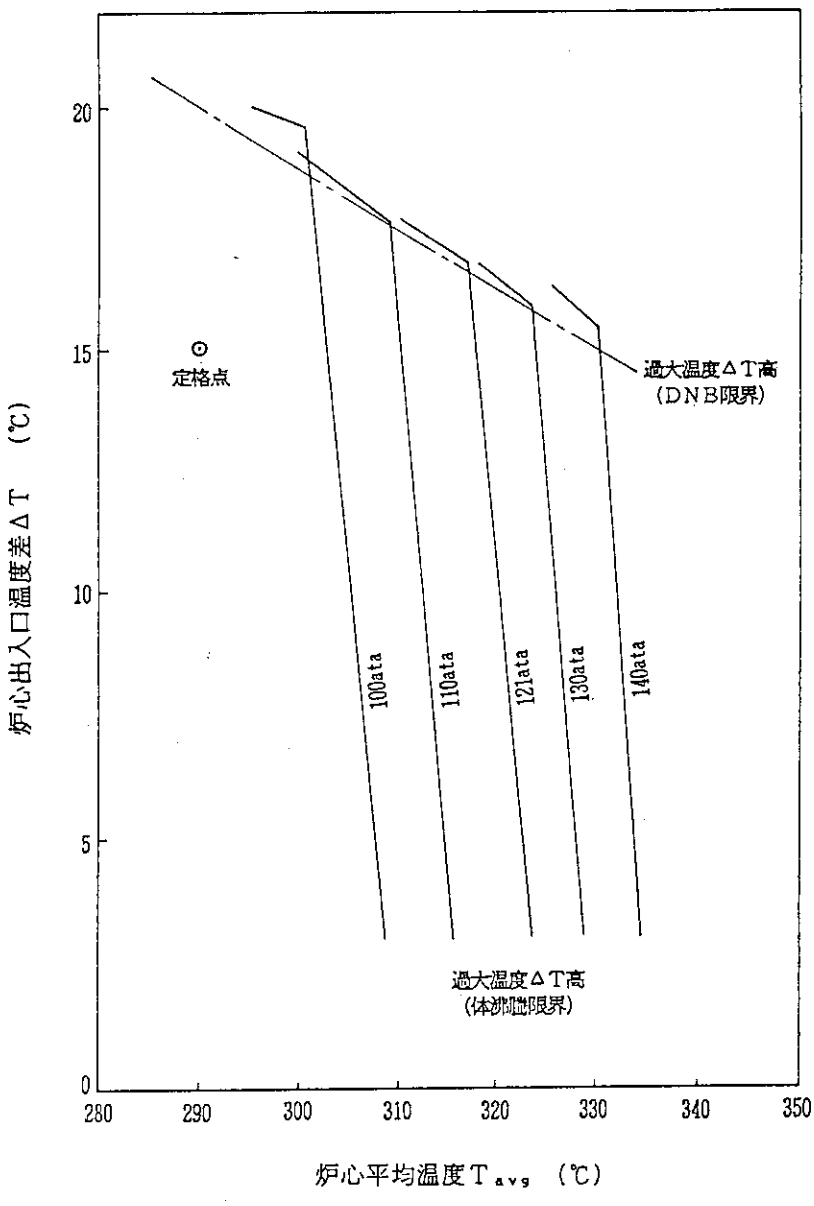


Fig. Ⅱ. 18. 10　過大温度△T 高による原子炉スクラム限界

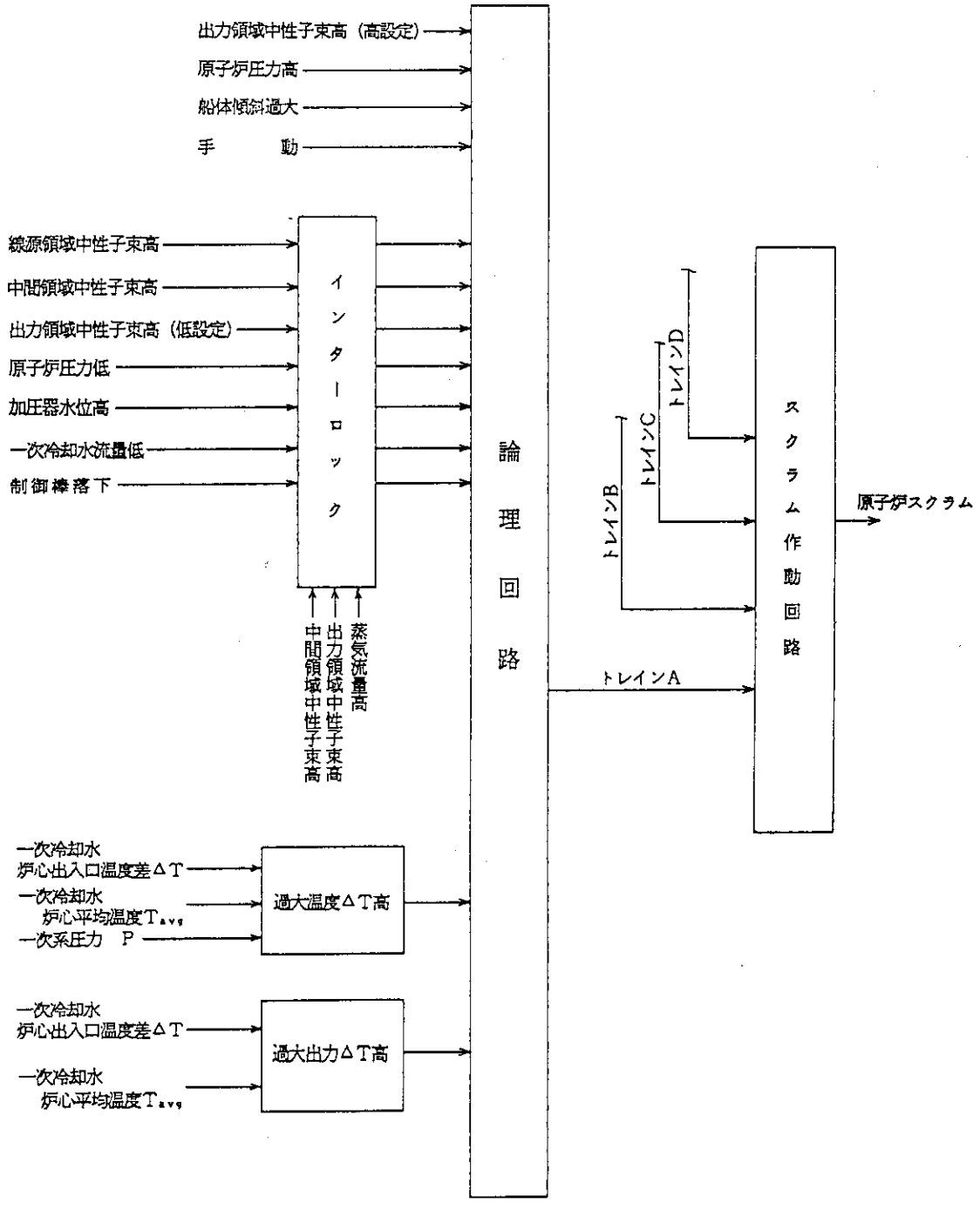


Fig. Ⅱ. 18. 11　原子炉停止系構成図

19. 供用期間中検査（ISI）計画

19.1 検査間隔

本炉の燃料交換が4年毎となっているため，燃料交換時を利用してISIを実施することとし，その整数倍の12年を検査間隔とする。すなわち，3回目の燃料交換までにISIとしての検査対象個所について，検査範囲を一巡検査するものとする。

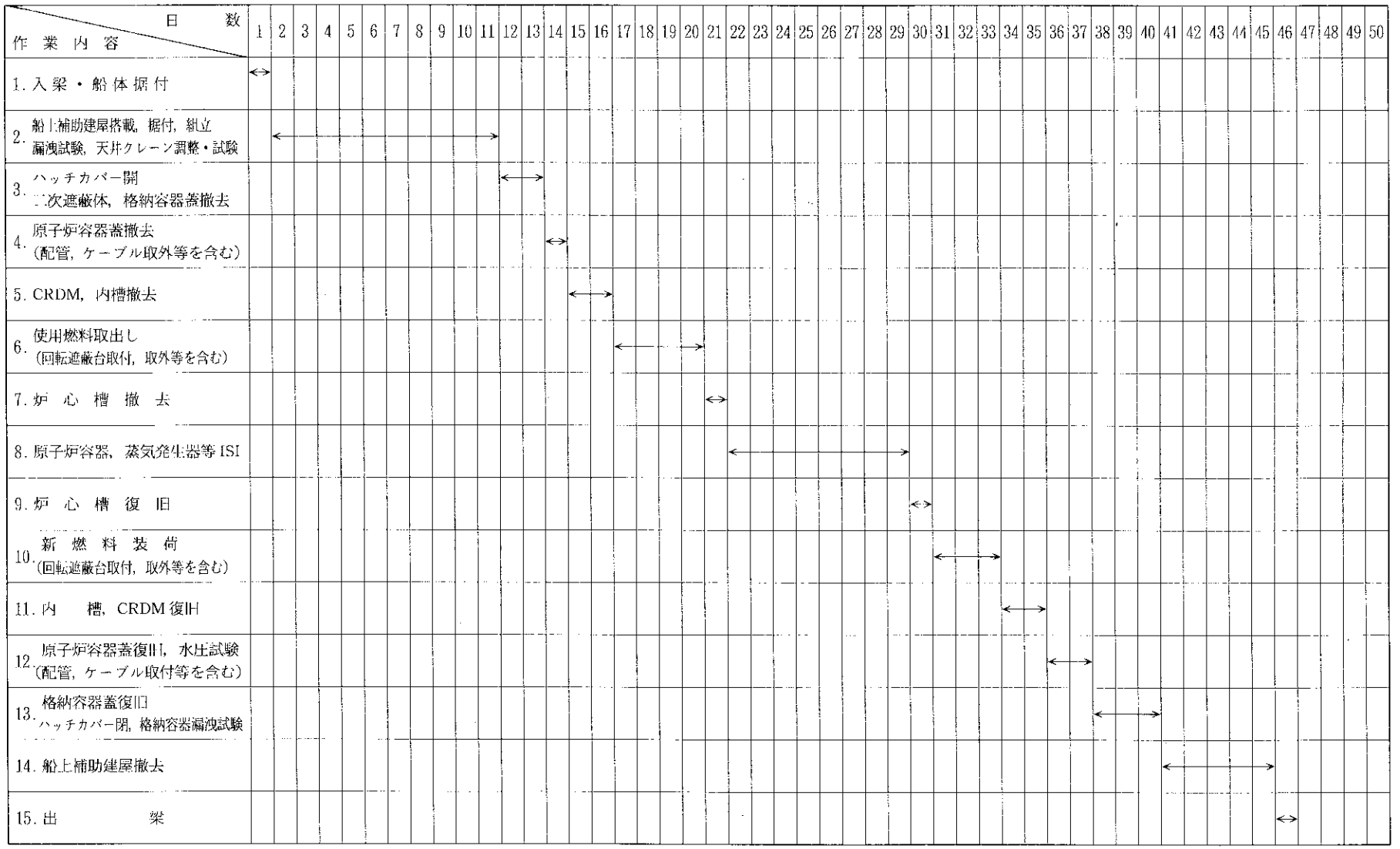
19.2 ISI工程

Table Ⅱ.19.1に示すように，燃料交換作業において炉心槽の取出後，原子炉容器，蒸気発生器および一次冷却水ポンプについて，それぞれISIを行う。なお，原子炉容器および蒸気発生器については，格納容器内にISI機器を搬入して行い，また，一次冷却水ポンプは取外して陸揚げし，工場内で検査するものとする。各機器の検査対象個所，検査方法および検査範囲については前述各章の図，表を参照されたい。

原子炉容器と蒸気発生器のISI作業は原則として可能な限り並行するものとするが，格納容器内の作業空間が極めて狭いので，並行実施の可能性は小さいことが予想される。

また，Table Ⅱ.19.1に記したISI日数は目標値とし，詳細なISI計画により見直されるべきものである。

Table Ⅱ. 19. 1　燃料交換およびISIの作業日程



20. 燃料交換計画

20.1 設計方針および設計条件

(1) 船体寸法

全長 150 m，最大巾 30 m，型深さ 15 m の砕氷船とする。

(2) 岸壁設備

燃料交換作業は，原子力船専用の母港内の乾ドックで実施し，また，乾ドック岸壁近傍には燃料取扱建屋等の陸上付帯施設が設けられているものとする。

(3) 燃料交換間隔

燃料交換間隔は 4 年とし，一回の燃料交換で全燃料集合体 37 本を新燃料と交換する。

(4) IMO 原子力商船安全基準 § 3.1.5 に従い，燃料交換作業中，照射済燃料と環境との間に少なくとも 1 つの物理的障壁を設ける。

20.2 燃料交換方式の選定

舶用原子炉の燃料交換方式には，各種方式があり，改良舶用炉の試設計の評価[53]には，次の 6 方式を示した。

① 陸上クレーン方式
② 走行台車方式
③ 甲板上走行台車＋陸上クレーン方式
④ 船上クレーン方式
⑤ 船上仮置方式
⑥ 船上プール内保管方式

これら 6 方式の概念図を Fig. Ⅱ. 20.1 に示す。それぞれの方式の概要および評価結果を Table Ⅱ. 20.1 に示す。

本表において，各方式には，それぞれ一長一短があり，一つの方式を選定するのは難しいので，ここでは，原子力船「むつ」で実績のある「船上クレーン方式」を採用することとする。

20.3 燃料交換設備

本炉プラントに船上クレーン方式を採用した場合の概念図を Fig. Ⅱ. 20.2 に示す。

また，燃料交換時に搭載または撤去する機器の概略寸法および重量を Table Ⅱ. 20.2 に示す。

以下に主要設備の概要を示す。

(1) キャスク

船上クレーン方式では，燃料交換時に撤去する設備のうち，以下の設備は，キャスクに収納して運搬または保管する必要がある。

制御棒駆動設備
内　　槽
燃 料 集 合 体

内槽および燃料集合体用のキャスクの概念図をそれぞれ Fig. Ⅱ. 20.3 および Fig. Ⅱ. 20.4 に

示す。

各キャスクは，円筒立型の胴体部，上部の巻上装置，下部の底蓋で構成される。

燃料交換キャスクについては，落下時の衝撃力を緩和するための緩衝装置をキャスク底部に設ける。

なお，燃料交換時には撤去不要であるが，原子炉容器のISI時に撤去する必要のある炉心槽のキャスクをFig. Ⅱ. 20.5に示す。

(2) 船上補助建屋

船上補助建屋は，気水密機能を有する鋼構造物であり，建屋内部には重量物の搬出入用に160トンおよび30トンの船上クレーンを設ける。側壁および屋根には遠隔作動の開閉装置を設け，炉心と環境との間には必ず一重のバリアが確保されるようにするため，原子炉室ハッチが開の時には，これら側壁および天井の開閉装置は開とならないようにする。また，換気設備を設け，建屋内の圧力を外部に対し負圧を維持できるようにする。

建屋の搭載および撤去が160トンの岸壁クレーンで可能なように，建屋を3分割の組立式とし，組立，解体の工程短縮を図る。

建屋の概念図をFig. Ⅱ. 20.6に，主要目を以下に示す。

寸　　法	長さ約23 m×巾約16 m×高さ約22 m
重　　量	450トン
船上クレーン	160トン/30トン天井クレーン
扉	電動扉
換気設備	一式

20.4 燃料交換作業手順および作業日程

(1) 燃料交換作業手順

船上クレーン方式における燃料交換作業全般のうち，船内の作業を主体に作業手順の概要をFig. Ⅱ. 20.7に示す。

(2) 燃料交換作業日程

Table Ⅱ. 19.1に，作業日程の概要を示す。本表には燃料交換作業だけでなく，供用期間中検査（ISI）作業も含めて示している。

両作業で約46日となり，陸上発電炉APWRの目標値約50日と同程度となる。この理由は，船上補助建屋の組立，撤去に約15日を要するためである。

20.5 技術的課題

(1) 組立，撤去が容易な船上補助建屋を開発する必要がある。

(2) 各種キャスクの重量を軽減する。

Table Ⅱ.20.1　燃料交換方式の評価

燃料交換方式			陸上クレーン方式	走行台車方式	甲板上走行台車＋陸上クレーン方式	船上クレーン方式	船上仮置方式	船上プール方式
運搬方法	燃料交換キャスク	原子炉室～甲板上	陸上クレーン	甲板走行台車	甲板走行台車	船上クレーン	船上クレーン	船上クレーン
		甲板上～岸壁上	同上	岸壁走行門型台車	陸上クレーン	陸上クレーン	陸上クレーン	陸上クレーン
	CV蓋 RPV蓋 CRDM 内槽等	原子炉室～甲板上	同上	陸上クレーン	同上	船上クレーン	船上クレーン	船上クレーン
		甲板上～岸壁上	同上	同上	同上	陸上クレーン	－	－
CV蓋，RPV蓋，内槽等仮置場所			陸上付帯施設	陸上付帯施設	陸上付帯施設	陸上付帯施設	船上補助建屋内甲板上	船上プール内
燃料と環境との物理的防壁			フレキシブルベローズ	船上補助建屋＋フレキシブルベローズ	船上補助建屋＋フレキシブルベローズ	船上補助建屋	船上補助建屋	船上補助建屋
総合評価	安全性	運搬時	△	◎	○	○	○	○
		環境に対する気密性	△	△	△	◎	◎	◎
	作業性	運搬作業量	△	△	△	△	○	◎
		吊り替え作業回数	◎	◎	○	△	○	○
		物理的防壁確保作業性	△	○	△	◎	◎	◎
		キャスク位置決め時の作業性	△	○	○	◎	◎	◎
	経済性	設備費	○	△	○	△	△	△
		仮設期間	◎	△	○	△	△	△
		船上専有スペース	◎	○	○	○	△	△
その他								IMOルールでは採用不可

Table Ⅱ.20.2 燃料交換時に搭載または撤去する機器一覧表

搭載または撤去機器	概略寸法 (m)	概略重量 (t)			備考
		本体	キャスク	合計	
船上補助建屋	26×23×22m	450t	－	450t	
格納容器蓋	8.5φ×4.3m	60t	－	60t	
原子炉容器内蓋	2.7φ×0.4m	20t	－	20t	
内槽装置	1.8φ×6m	19t	75t	94t	
回転遮蔽台	2.7φ×0.5m	20t	－	20t	
燃料集合体	0.19□×1.7m	0.2t	35t	35t	
原子炉容器外蓋	4.8φ×0.7m	61t	－	61t	ISI時に撤去
炉心槽	1.9φ×8m	25t	126t	151t	ISI時に撤去

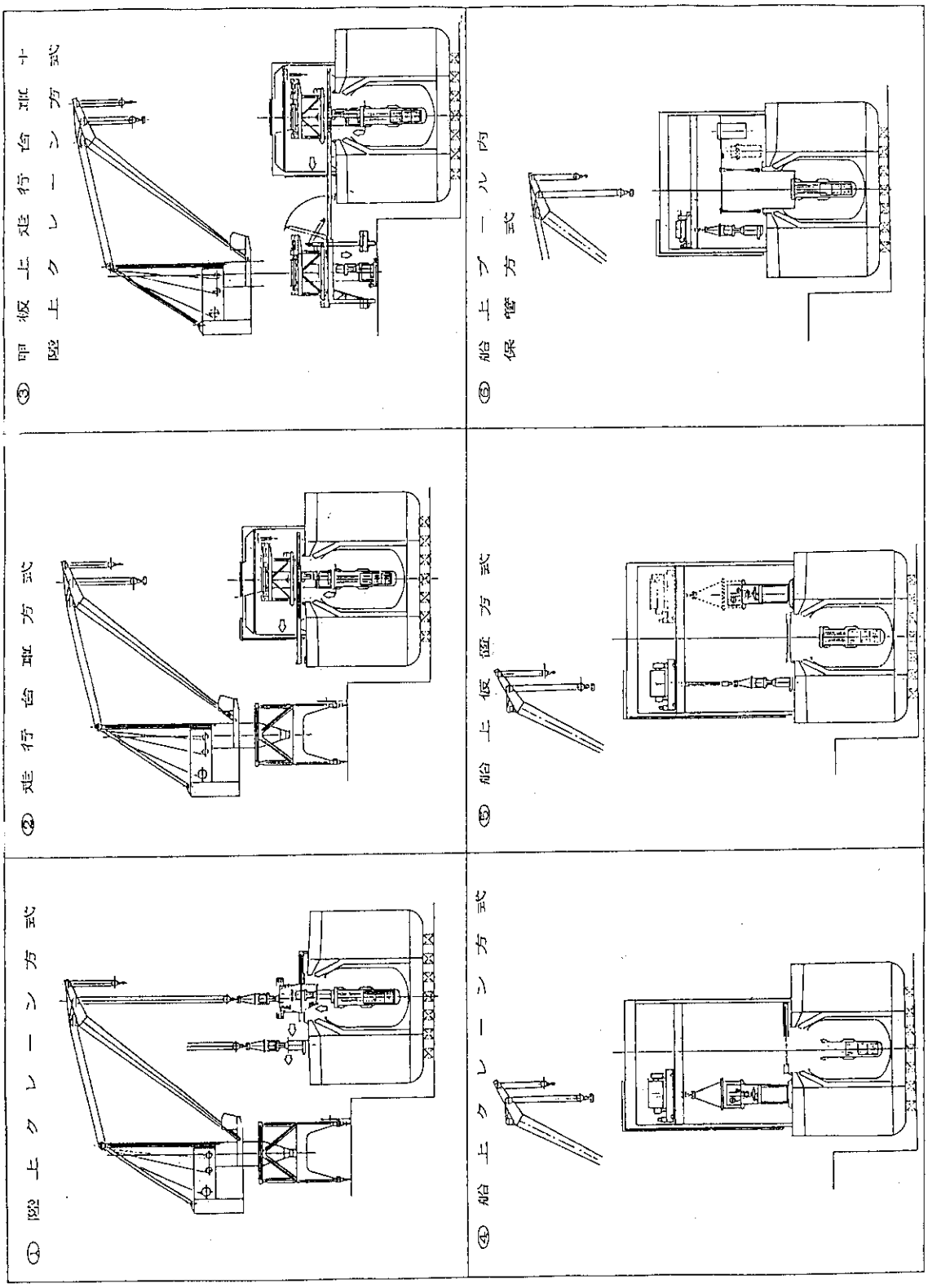


Fig. II. 20. 1　各種燃料交換方式概念図

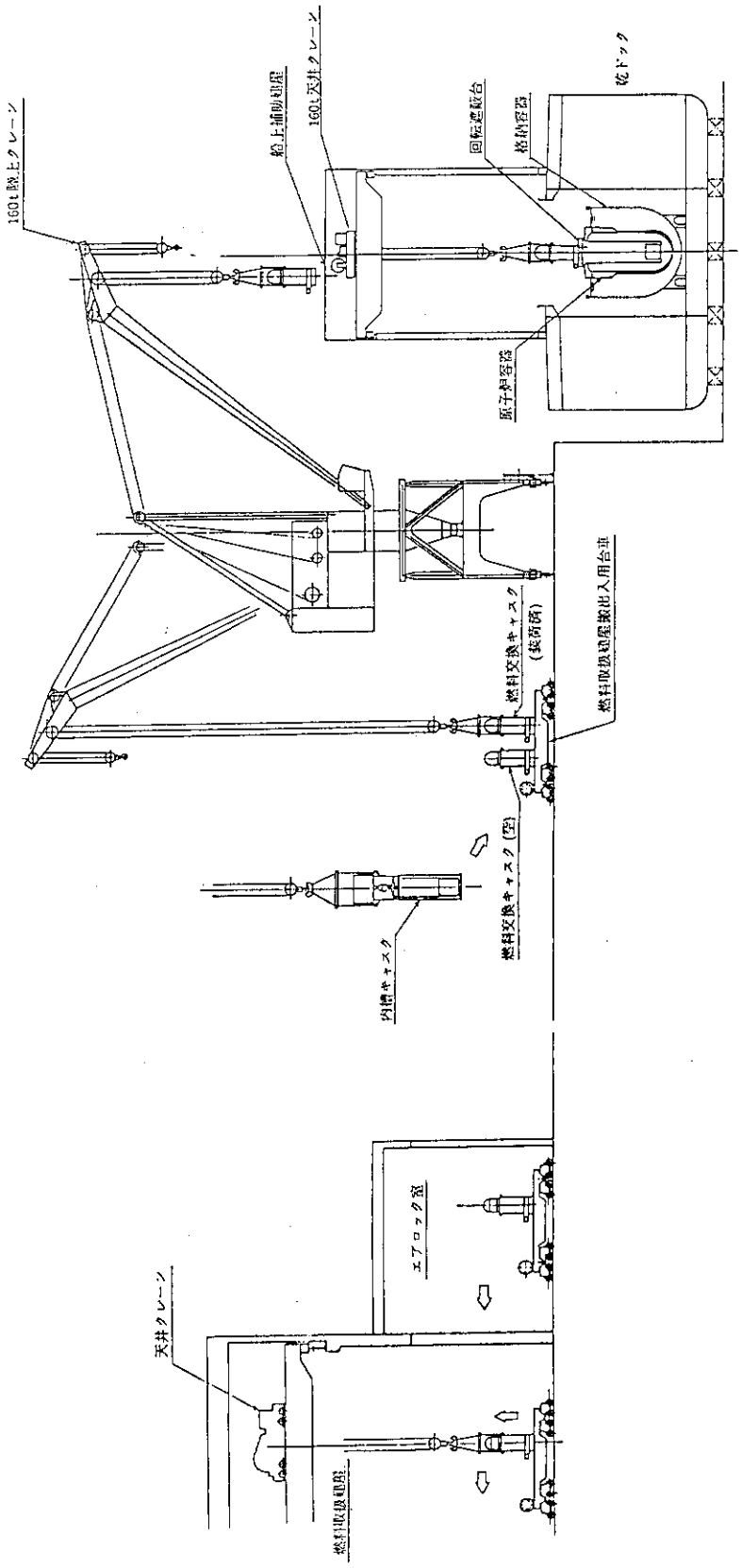


Fig. II. 20. 2　燃料交換方式概念図

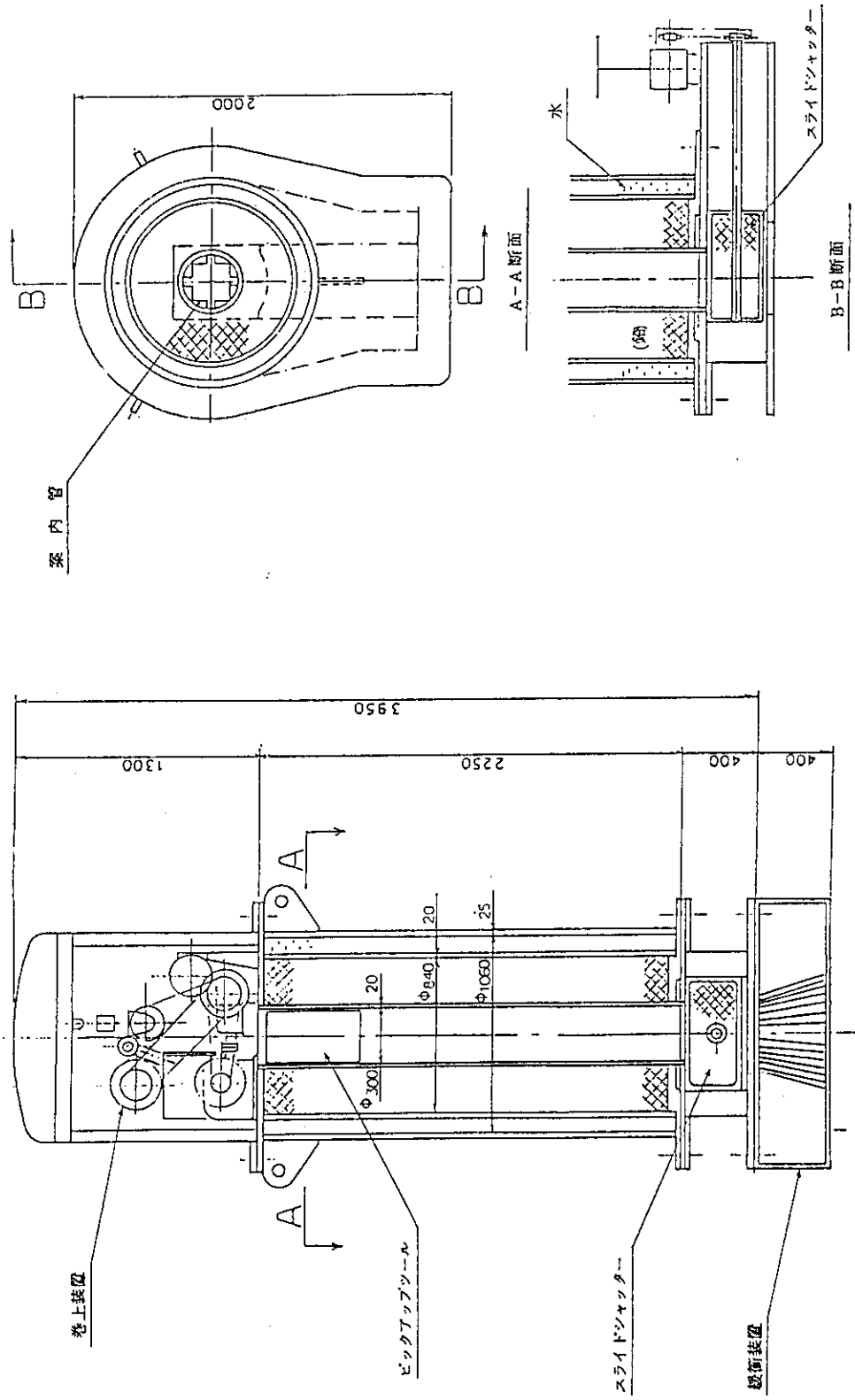


Fig. Ⅱ. 20. 3 燃料交換キャスク概念図

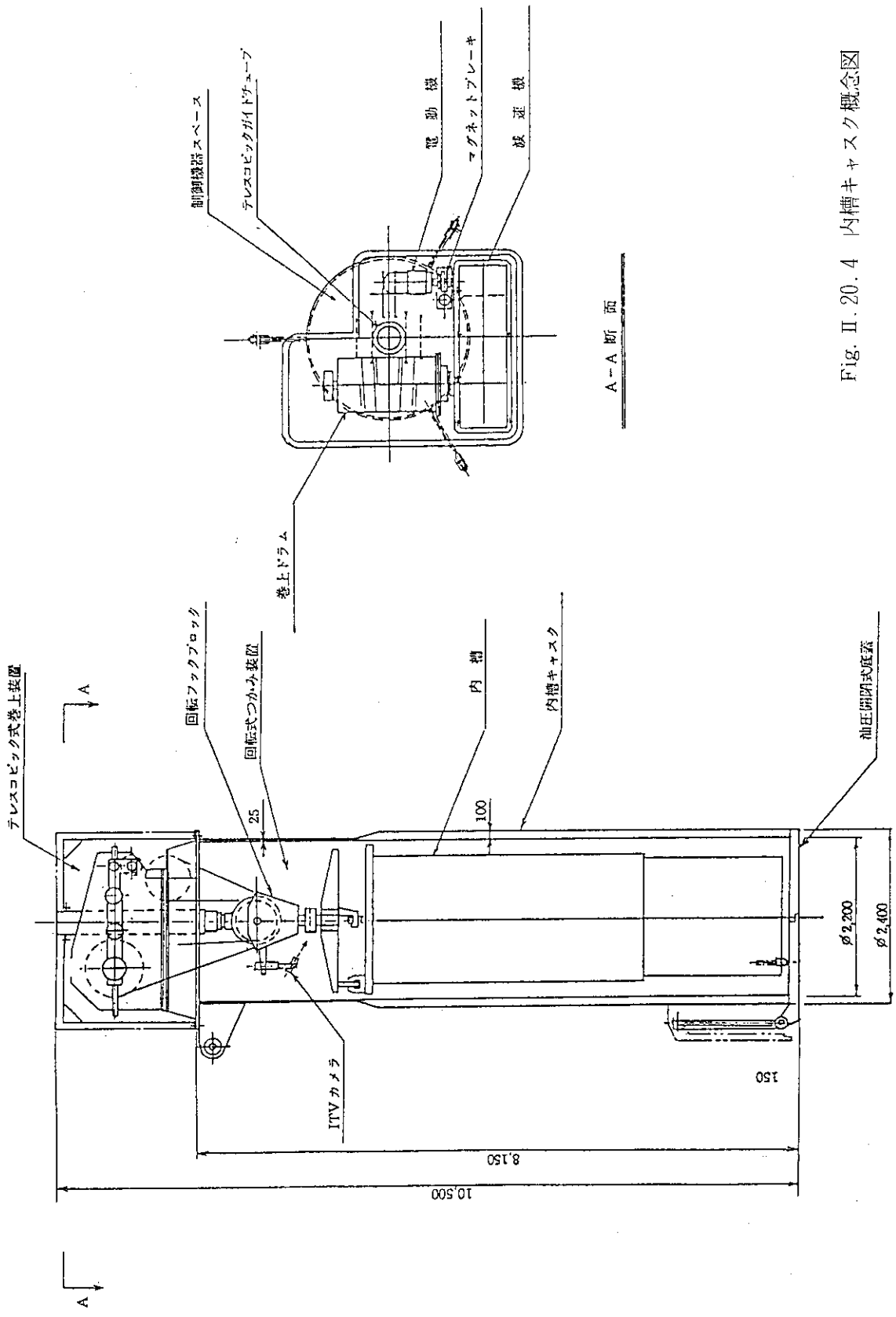


Fig. II. 20. 4 内槽キャスク概念図

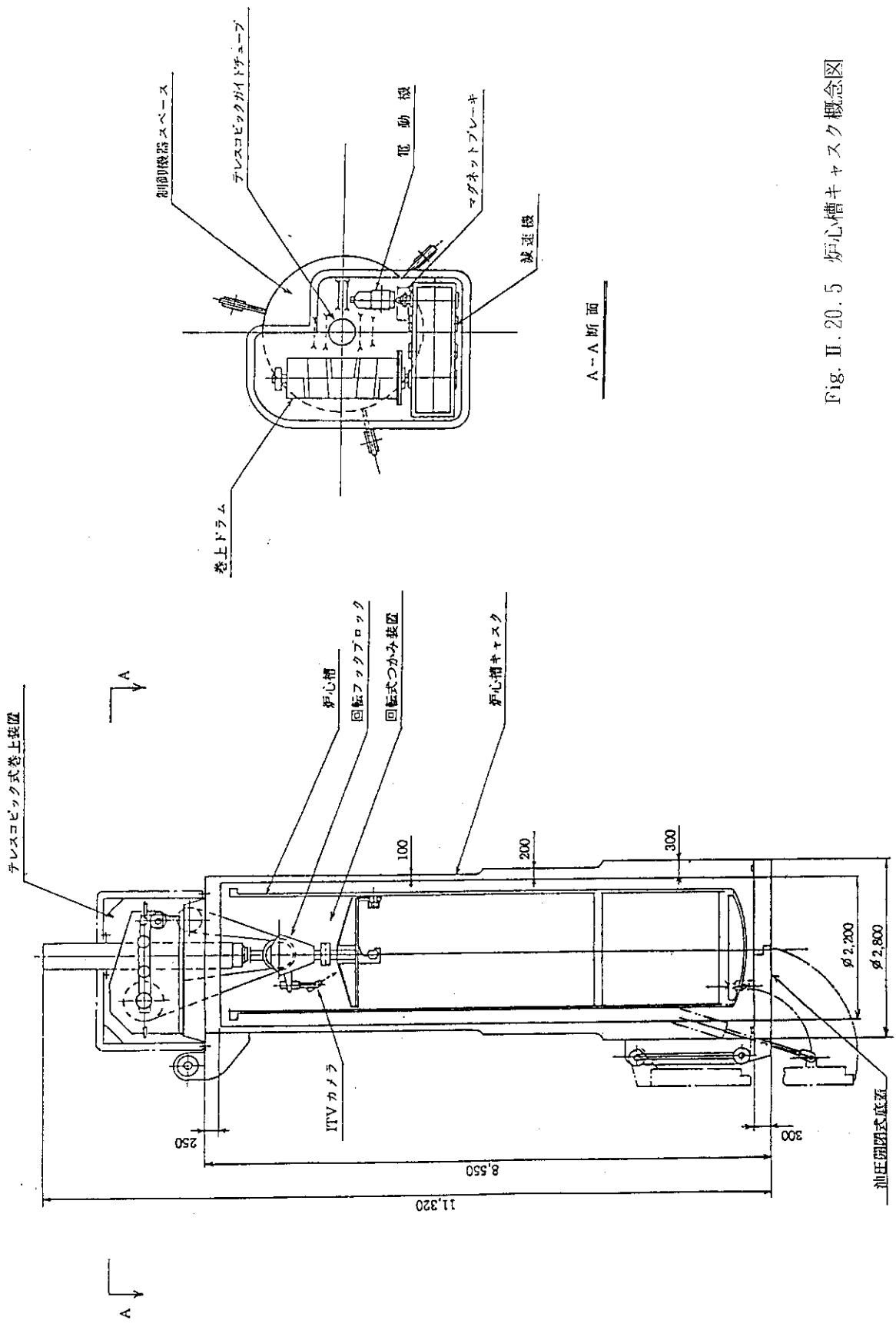


Fig. Ⅱ.20.5 炉心槽キャスク概念図

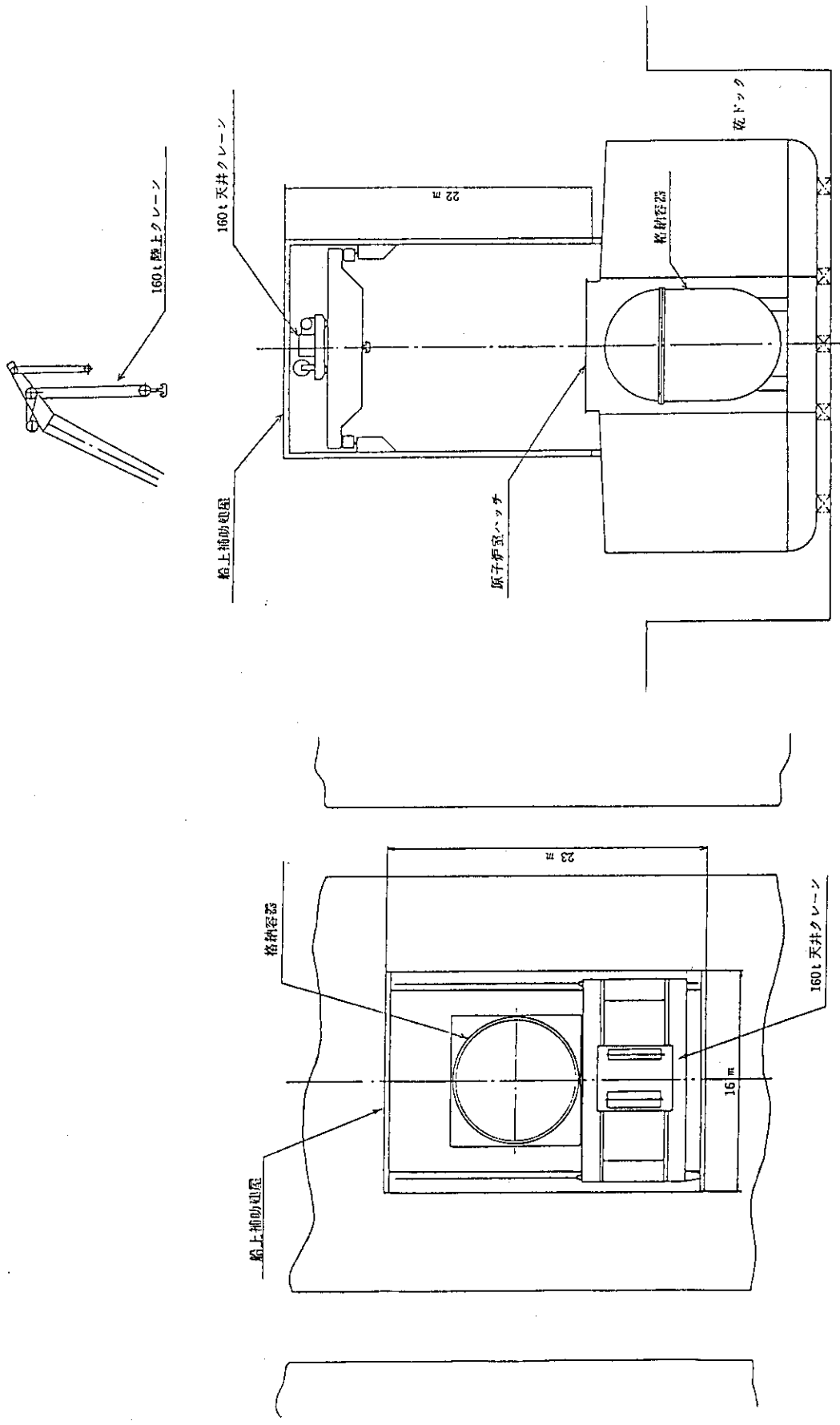


Fig. II.20.6 船上補助建屋概念図

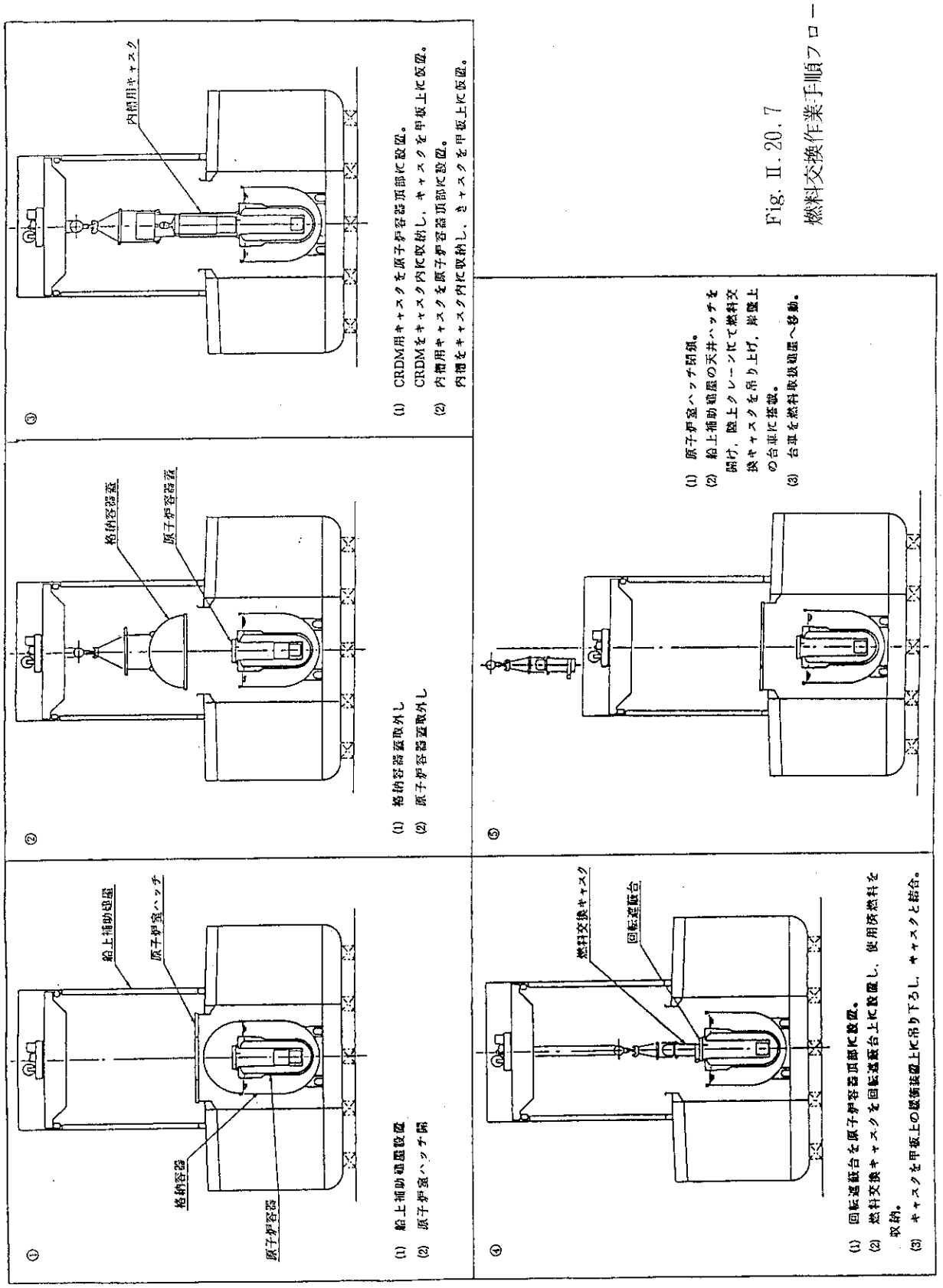


Fig. II. 20. 7
燃料交換作業手順フロー図

21. 動特性解析

21.1 概　要

動特性解析では，第18章に示した制御設備を有する炉プラントが，規定された負荷変動条件に対して，適切な過渡応答を示すことを明らかにする。

炉プラントの過渡応答特性を求めるにあたり，以下のような方針で制御系の諸定数を設定した。

(1) 原子炉スクラムに対して，十分余裕を持って負荷に追従できること。

(2) 負荷変動に対する原子炉の応答は，適切な速応度と安定度を有すること。

(3) 負荷変動中の蒸気過熱度を十分確保すること。

(4) 加圧器逃し弁および主蒸気安全弁の作動なしで，負荷変動に追従できること。

各制御系の諸定数は，代表的ないくつかの負荷変動に対して，設定点解析を行うことにより求めるが，設定値の最適化は行わない。

21.2 解析方法

(1) 負荷変動条件

動特性解析を実施する負荷変動条件は，以下の4つのケースである。

(a) 出力上昇

(b) 急速出力減少

(c) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その1）

(d) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その2）

Fig. Ⅱ. 21.1 に負荷変動条件を図示した。

(2) 計算コード

解析には，ディジタルコンピュータコード SIRENE[90] を用いる。

SIRENE コードは，プロセス諸量の変動に伴なうプラント過渡特性を解析する計算プログラムである。

このコードは原子炉炉心，蒸気発生器，一次冷却ポンプ，加圧器およびそれらを結ぶ流路により原子炉プラントを模擬し，原子炉制御系および安全保護系も考慮することができる。

また，このコードは多ループの加圧水型原子炉で，ループ間に異なった条件が存在する場合でも，多ループを二つの等価ループで代表することにより解析することができる。

中性子の応答は，減速材，燃料，制御棒反応度効果を含め，一点近似中性子動特性により計算する。燃料としては，棒状燃料，板状燃料のいずれも取扱うことが可能であり，また，炉心内水路は，二つの水路により模擬することができる。

蒸気発生器は，U字管式および貫流式いずれも取扱うことが可能である。

SIRENE コードは，プラント動特性シミュレーションをはじめ，炉心および蒸気発生器の冷却異常事故を含む各種の過渡特性の解析に用いることができる。

(3) 解析モデル

Fig. Ⅱ. 21.2 に炉プラント解析モデルを示す。

炉プラントの解析モデルは，原子炉一次系，二次系，制御系および安全保護系で構成する。一次系は，原子炉炉心，蒸気発生器，加圧器こよびこれらを結ぶ流路により構成する。また，二次系は，給水制御弁から推進用発電機タービン弁および主蒸気ダンプ弁までを考慮する。

炉心は，燃料および水路で構成し，軸方向に4分割する。また，燃料温度はUO_2部を半径方向に4分割して求める。中性子の応答は，一次冷却水炉心平均温度変化および燃料平均温度変化による反応度変化量を求め，これに制御棒による反応度変化量を考慮して，一点近似中性子動特持方程式を解くことによる求める。

蒸気発生器は，ダウンカマ部およびコイル部に分割し，それぞれ，一次側流路，伝熱管壁および二次側流路で構成する。計算は，ダウンカマ部を1分割，コイル部を30分割して行う。一次冷却水は，蒸気発生器入口で一定の割合でダウンカマ部とコイル部に分岐して流れ，非常用崩壊熱冷却器出口で再び合流して，均質混合するものとする。二次側の計算は，連続式，運動量方程式，エネルギー方程式を連立して解く。

加圧器は，円筒形状で模擬し，スプレイ，ヒータおよび逃し弁を考慮する。スプレイ水は，一次冷却水ポンプ吐出側から導く。計算は，加圧器内の液相と気相の熱力学的不平衡状態を考慮して行う。

制御系は，制御棒制御系，加圧器圧力制御系，蒸気ダンプ制御系および給水制御系で構成する。また，安全保護系としては，本報告書第18章に示す原子炉スクラム信号を考慮する。

なお，一次冷却水流量は一定とし，一次冷却水ポンプは考慮しない。

また，炉心バイパス流量，蒸気発生器下部から炉心上部へのバイパス流量および蒸気発生器バイパス流量を考慮する。

解析では，各負荷変動の要求負荷変化に対応して，推進用発電機タービン弁開度を変化させる。この推進用発電機タービン弁開度の変化と，それによるプラント諸量の変化を検出し，これを制御系に入力して操作量を求め，この操作量に基づき制御棒位置等を変化させることにより，炉プラントの過渡応答特性を計算する。

(4) 主要な使用データ

(A) 初期運転条件

解析で使用する一次系の初期運転条件は，圧力120 kg/cm^{2}G，炉心平均温度290℃とする。

二次系の定格給水流量は168.2 t/hとし，給水温度は185℃で一定とする。

初期運転条件には，計測器等による誤差は考慮しない。

(B) 炉心パラメータおよびプラントパラメータ

Table Ⅱ.21.1に，解析で使用した即発中性子寿命，遅発中性子データ，反応度係数の炉心パラメータを示す。制御棒の微分反応度は，炉心内の平均値を用い15 pcm/%L（1.24 pcm/mm）とする。

Table Ⅱ.21.2に解析で使用した炉プラント各部容積を，またTable Ⅱ.21.3に燃料熱伝導率，ギャップコンダクタンスおよび加圧器主要目を示す。

一次系のバイパス流量については，炉心バイパス流量を一次冷却水定格流量の1.5%とする。また，蒸気発生器に流入する一次冷却水の97%がコイル部に，3%がダウンカマ部に流

れるものとする。蒸気発生器下部から炉心上部へのバイパス流量は，一次冷却水定格流量の2％とする。

(5) 制御系の諸定数

制御系の諸定数は，第18章に示された方針に基づき，炉プラントがFig. Ⅱ.21.2に示す負荷変動条件に対して妥当な応答を示すように決める。

ただし，最適設定点解析は実施しない。

(a) 制御棒制御系

制御棒制御系の全編差信号 T_g は，

$$T_g=\left\{\left[\frac{1}{1+\tau_1 S}\left(1+K_1\frac{\tau_2 S}{1+\tau_2 S}T_{ave}\right]-T_{ref}\right\}K_5\frac{1}{1+\tau_5 S}$$

$$+\left[K_2\frac{1}{1+\tau_3 S}(n-W_s)+K_3K_4\frac{\tau_4 S}{1+\tau_4 S}(n-W_s)\right]\cdot K_6\frac{1}{1+\tau_6 S}$$

ここで，温度チャンネルの制御定数は，T_{AVE} 信号のノイズ除去および過渡変化における炉心平均温度の収束性を考慮して決める。

また，出力不一致チャンネルの制御定数は，過渡変化における炉出力の速応性，行き過ぎ量，オフセット除去等を考慮し，制御棒のステッピングが生じないように決める。

可変ゲイン K_5，K_6 は負荷によってチャンネルの切換を行うもので，70％以上の負荷では温度チャンネルと出力不一致チャンネルの両方を用い，50％～70％の負荷では，温度チャンネルのゲインを大きく，また出力不一致チャンネルのゲインを小さくして用いる。さらに，50％以下の負荷では温度チャンネルのみを用いる。可変ゲインの後ろについている一次遅れは，チャンネルの切換による信号の変化を緩らげるためのものである。

解析で使用する制御定数を以下に示す。

$\tau_1=5.0$sec　$\tau_2=1.0$sec　$\tau_3=3.5$sec　$\tau_4=3.5$sec

$\tau_5=5.0$sec　$\tau_6=5.0$sec

$K_1=10$　$K_2=50$　K_3:Fig. Ⅱ.21.3

K_4:Fig. Ⅱ.21.4　K_5:Fig. Ⅱ.21.5　K_6:Fig. Ⅱ.21.6

制御駆駆動プログラムは，炉心平均温度の定常偏差，炉出力の変動速度および行き過ぎ量，一次系圧力および蒸気過熱度の変動量等を考慮して決める。

解析では以下の値を使用する。

不　感　帯	1.4℃
ロックアップ	0.3℃
最小スピード区間	1.6℃
比　例　区　間	3.0℃
最小スピード	0.9 mm/S
最大スピード	11.25 mm/S

Fig. Ⅱ.21.7に制御棒駆動プログラムを図示する。

(b) 加圧器圧力制御系

加圧器圧力制御系の設定値および容量は，負荷変動中の一次系圧力が，適切な範囲に収

まるように選定する。

Fig. Ⅱ. 21.8 に，加圧器圧力制御系の設定値を示す。各機器の容量は Table Ⅱ. 21.3 に示されている値を用いる。

Fig. Ⅱ. 21.8 の加圧器圧力偏差信号としては，バックアップヒータおよび逃し弁に対しては，加圧器圧力と基準圧力の差を用いる。また，比例ヒータとスプレイに対しては，以下に示す PID 補償信号を用いる。

$$P_{1\varepsilon}' = K_1\left(1+\frac{1}{\tau_1 S}+\tau_2 S\right)(P_1 - P_{1ref})$$

ここで，$\tau_1 = 100$ sec，$\tau_2 = 0.2$ sec，$K_1 = 1.0$ である。

(c) 蒸気ダンプ制御系

蒸気ダンプ制御系は 2 つのチャンネルにより構成されている。

第一のチャンネルは，運転中の蒸気圧力が過大になるのを防ぐための回路で，次式によって計算される P_g の値によりダンプ量を制御する。

$$P_g = \left[\frac{K_1}{1+\tau_1 S}(P_2 - P_{2ref})\right] K_2\left(1+\frac{1}{\tau_2 S}\right)$$

解析で使用する制御定数は，

$\tau_1 = 0.8$秒　　$\tau_2 = 20$min　　$K_1 = 1.5$　　$K_2 = 1.0$

とし，また $P_{2ref} = 41.033$ ata とする。

蒸気ダンプ流量は，最大 100.9 t/h（蒸気発生器の定格蒸気流量の 70%）とし，偏差信号 P_g の値により，以下の 3 領域に分けて制御する。

不　感　帯　　$P_g = 0 \sim 8$ kg/cm^2（蒸気ダンプなし）

比　例　帯　　$P_g = 8 \sim 11$ kg/cm^2

最大流量域　　$P_g > 11$ kg/cm^2（100.9 t/h）

第二のチャンネルは，負荷に応じてタービンバイパス量を変えるための回路で，推進用発電機タービン弁の開度が定格の 70% 以下では，推進用発電機タービンへ行く蒸気量と蒸気ダンプ弁の蒸気量の合計が定格の 70% になるように制御する。

(d) 給水制御系

給水制御系の信号は，

$$V = K_1\left(1+\frac{1}{\tau_1 S}\right)(P_{2ref} - P_2) + K_2(W_s - W_f)\frac{1}{1+\tau_3 S} + K_3\frac{\tau_2 S}{1+\tau_2 S}\theta\frac{1}{1+\tau_3 S}$$

給水制御系の制御定数は，過渡変化中の蒸気圧力の変動量および要求負荷変化に対する蒸気流量の追従性等を考慮して決める。

解析では，以下の値を使用する。

$\tau_1 = 12.5$sec　　$\tau_2 = 5.0$sec　　$\tau_3 = 10.0$sec　　$\tau_4 = 10.0$sec

$K_1 = 0.1$　　K_2:Fig. Ⅱ. 21.9　　K_3:Fig. Ⅱ. 21.9

Fig. Ⅱ. 21.9 より明らかなように，可変ゲイン K_2 および K_3 によって，推進用発電機タービン弁開度が定格の 50% 以上では，蒸気圧力チャンネルと $(W_s - W_f)$ チャンネルおよび推進用発電機タービン弁開度チャンネルを合計した信号を用いる。

なお，解析では，給水制御弁の開度変化率を± 20% /sec 以下とする。また，蒸気過熱度が異常に低下した場合の給水制御弁のインタロックは，今回の解析では不要であるので考慮しない。

(D) 評価方法

動特性解析では，下記の状態量について負荷変動中の変化を図示する。

炉　出　力
一 次 系 圧 力
一 次 系 温 度
制御棒相対位置
加 圧 器 水 位
蒸 気 過 熱 度
給　水　流　量
蒸　気　流　量
蒸　気　圧　力

一活系温度としては，一次冷却水炉心入口温度および炉心出口温度を平均して，一次冷却水炉心平均温度として示す。

動特性の評価は，以下の観点から行う。

(a) スクラムに対する余裕
(b) 負荷への追従性
(c) 収束性

(a) スクラムに対する余裕

本報告書第 18 章 Table Ⅱ. 18.1 に示すスクラム信号のうち，動特性解析上関係のある信号は，以下の 6 つである。

(i) 出力領域中性子束高（高設定）
(ii) 過大温度 ΔT 高
(iii) 過大出力 ΔT 高
(iv) 原子炉圧力高
(v) 原子炊圧力低
(vi) 加圧器水位高

解析結果の評価では，Table Ⅱ. 18.1 に示す上記の信号の設定値に対して余裕を明らかにし，その結果について検討する。

(b) 負荷への追従性

本炉プラントでは，一次系に対し炉心平均温度一定制御および一次系圧力一定制御を，また，二次系に対し蒸気圧力一定制御および 70% 以下の負荷でタービンバイパス制御を行っている。したがって，負荷への追従性は，一次冷却水炉心平均温度，一次系圧力および蒸気圧力の基準値からの偏差量で評価するものとする。また，過渡変化中の最小過熱度も評価項目に加える。

(c) 収 束 性

収束性は，炉プラントの諸状態量の整定時間で評価する。整定状態の判定は，基準値の± 2％または，計測誤差の値を用いる。

評価する状態量および判定条件を以下に示す。

(i) 炉 出 力

定格出力の± 2％

(ii) 一次系圧力

120 kg/cm^{2}G± 2 kg/cm^2

(iii) 炉心平均温度

290℃ ± 1.1℃

(iv) 蒸気圧力

40 kg/cm^{2}G± 0.8 kg/cm^2

また，参考のため，解析時間範囲における制御棒最終停止時刻も同時に示す。

以上の他に DNBR の評価および燃料温度の評価があるが，これについては，過大温度⊿T 高，過大出力⊿T 高のスクラムに対する負荷変動中の余裕によって評価する。

なお，解析では諸量の応答が一定の傾向を示し，その後の大きな変動が予想されない場合は，途中で計算を省略する。

21.3 解析結果

動特性解析結果を Fig. Ⅱ. 21.10 から Fig. Ⅱ. 21.13 に示す。解析では，負荷変動開始前に 1 秒間のナル・トランジェット計算を行っている。

上図の各状態量については，負荷変動中の状態量の最大値および最小値を図中の発生時刻の位置に示す。図において制御棒相対位置は(+)側が挿入を，(−)側が引抜きを表わす。また，蒸気ダンプが行われる場合は，全蒸気流量の他に，推進用発電機タービンへ供給する蒸気流量も示す。

Table Ⅱ. 21.4 から Fig. Ⅱ. 21.6 には，動特性解析の評価として，各解析ケースについて，スクラムに対する余裕，負荷への追従性および収束性を示す。

以下に，負荷変動の種類ごとに解析結果について説明する。

(1) 出力上昇

Fig. Ⅱ. 21.10 に解析結果を示す。

この負荷変動では，要求負荷が 70% までは一定炉出力であり，70% を超えてから制御棒の引抜きが始まる。

炉出力のオーバーシュートは 6％にとどまっており，整定時間も 71 秒と早くなっている。

一次系圧力の変動は 0 ～− 0.5 kg/cm^2，一次冷却水炊心平均温度の変動は＋ 0.4 ～− 0.3℃と非常に少く，いずれも負荷変動開始から整定評価範囲外に変動することはない。

蒸気流量は，要求負荷が 70% を超えたのち，ほぼ要求負荷通りに上昇しており，また蒸気圧力も基準値からの偏差は＋ 0.1 ～− 0.3 kg/cm^2 におさまっている。

さらに，加圧器水位の変動（1.0 cm）や過熱度の低下（2.1℃）も小さい。

制御棒は要求負荷が 70% を超えて少ししてから動き始め最大 98 mm 動いたあと，炉出力のオーバーシュートにより若干挿入されている。これは出力不一致チャンネルによるもので，こ

の負荷変動では温度チャンネルによる効果はほとんどない

この負荷変動中のスクラムに対する余裕はいずれも十分である。

(2) 急速出力減少

Fig. Ⅱ. 21.11 に解析結果を示す。

この負荷変動では，要求負荷の急減に伴い制御棒が急速に挿入される。要求負荷が 70% を下まわると制御棒の動きが温度チャンネルに支配されるようになるため，挿入速度が低下している。制御棒の動きは負荷変動開始から 45 秒で停止しており，今回解析した負荷変動の中でもっとも早くなっている。

炉出力のアンダーシュートは 10% にとどまっており，整定時間は負荷変動開始から 82 秒となっている。

一次系圧力の変動は＋ 1.2 ～－ 1.5 kg/cm^2，一次冷却水炉心平均温度の変動は＋ 1.2 ～－ 0.5℃，加圧器水位の変動は＋ 2.8 ～ 0 cm であり，加圧器スプレイは作動していない。

蒸気圧力の変動は＋ 3.5 ～ 0 kg/cm^2 であり，タービンバイパスによって二次系の圧力変動も大巾に小さくなっている。

この負荷変動中のスクラムに対する余裕は，原子炉圧力高スクラムが全負荷変動中でもっとも少なくなっているが，8.3 kg/cm^2 の余裕があるので量的には十分であると言える。他のスクラムに対しても十分余裕がある。

(3) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その 1）

Fig. Ⅱ. 21.12 に解析結果を示す。

この負荷変動では，要求負荷の減少に伴い制御棒が挿入されるが，要求負荷が 70% を下まわると，急速出力減少と同様に制御棒の動きが温度チャンネルに支配されるようになるため，挿入速度が低下している。

炉出力のアンダーシュートは 10%，オーバーシュートは 11% にとどまっており，炉出力の整定時間は 126 秒となっている。

一次系圧力の変動は＋ 1.1 ～－ 2.0 kg/cm^2 であり，この負荷変動においても，加圧器スプレイは作動していない。またバックアップヒータも作動していない。

一次冷却水炉心平均温度は＋ 1.2℃ ～－ 0.6℃ の範囲で変動しており，このために負荷変動後半の出力上昇部で過熱度が負荷変動開始前の値より 7℃ 低下している。

蒸気衛力は＋ 1.2 ～－ 0.7 kg/cm^2 の間で変動している。負荷変動後半の出力上昇開始時の蒸気圧力の減少によって蒸気流量がやや少くなっているが，負荷変動開始から 88 秒たつと，蒸気流量も整定する。負荷変動中の加圧器水位の変化は＋ 2.8 ～－ 2.2 cm と少ない。

この負荷変動は，今回解析した負荷変動の中で炉心平均温度変化巾および一次系圧力変化巾がもっとも大きく，また，原子炉圧力高を除くスクラムに対する余裕がもっとも少くなっている。これは，要求負荷が 70% の時に炉出力のアンダーシュートが 10% に達したためと考えられるが，スクラムに対する余裕は量的には十分であり，また，変動巾も絶対値は非常に小さく，特に問題とはならない。

(4) 急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その 2）

Fig. Ⅱ. 12.13 に解析結果を示す。

この負荷変動では，前ケースと同様に出力減少と出力上昇が行われるが，出力減少のあとすぐ出力上昇に移るため，炉出力のアンダーシュードは生じていない。また，オーバーシュートも５％におさまっている。このため諸状態量の変化は非常にゆるやかで変動巾も少ない。

収束性の評価では，一次系圧力，一次冷却水，炉心平均温度，蒸気圧力は，負荷変動中に整定評価範囲を出ることはない。また，炉出力も負荷変動開始から64秒で整定している。

さらにスクラムに対する余裕も前ケースと比べると多くなっている。

21.4 ま と め

以上の解析結果，与えられた全ての負荷変動条件に対して，本炉プラントの炉出力最大値，一次冷却水炉心平均温度の基準値からの最大偏差および一次系圧力の基準値から最大偏差は，以下のようになった。

- 炉出力最大値

  111％（急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その１））

- 一次冷却水炉心平均温度最大偏差

  ＋1.2℃（急速出力減少，急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その１））

  －0.6℃（急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その１）（その２））

- 一次系圧力最大偏差

  ＋1.2 kg/cm^2（急速出力減少）

  －2.0 kg/cm^2（急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その１））

上記の数値は，偏差としては非常に少く，タービンバイパス制御の採用により，負荷変動中の一次系に与える影響が大きく軽減されることが確認された。

また，諸状態量の整定は速やかに達成されており，本炉プラントは，与えられた負荷変動条件に対して優れた追従性および収束性を有していることが確認された。

さらに負荷変動中のスクラムに対する余裕も十分であり，DNBおよび燃料温度に対しても安全であることが確認された。

なお，本解析の結果より，負荷変動中の一次圧力の上昇が少く，また加圧器スプレイ，逃し弁，バックアップヒータが作動する必要がないことが明らかになったため，次のような合理化をはかれる可能性がある。

(i) 加圧器スプレイの容量減少

(ii) 加圧器バックアップヒータの容量減少

(iii) RPV最高使用圧力の低減

Table Ⅱ. 21.1 解析で使用した炉心パラメータ

遅発中性子データ

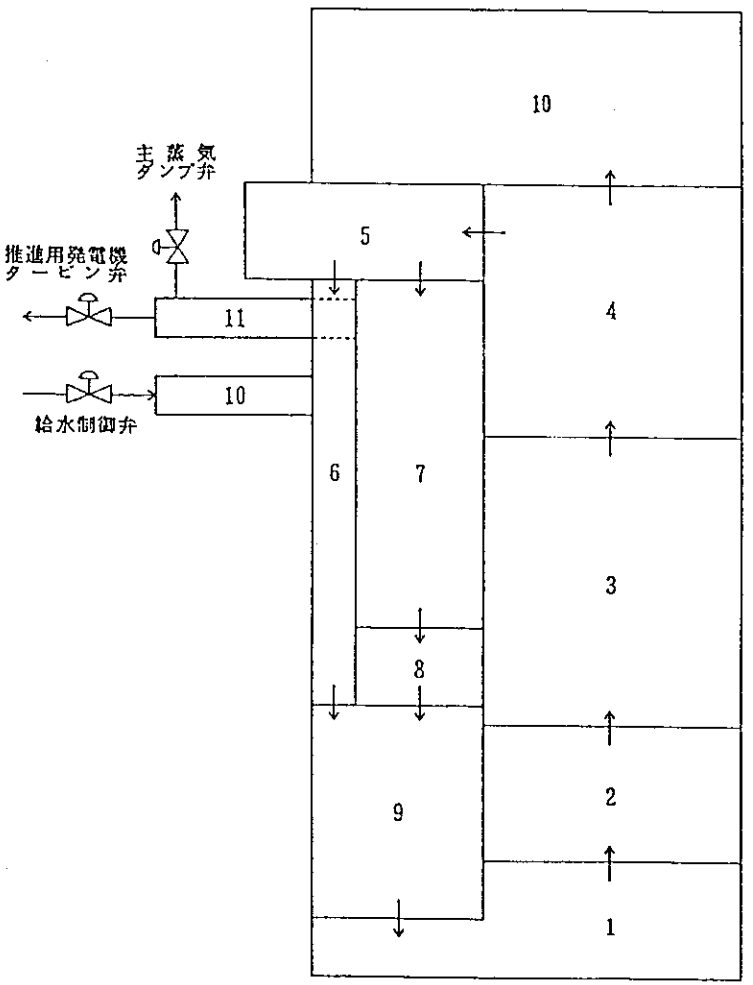
群 i	崩壊定数 λ_i (sec^{-1})	遅発中性子割合 β_i (%)
1	0.012	0.022
2	0.031	0.144
3	0.111	0.131
4	0.303	0.270
5	1.18	0.086
6	3.16	0.029
	$\beta=\sum_i \beta_i$	0.682

即発中性子寿命：11 μsec

反応度係数

	減速材密度係数 pcm/kg/m^3		ドプラ係数 pcm/℃	
	ρ_{H2O} kg/m^3		T_{FueL} ℃	
	668.3	793.0	250	1100
反応度係数	78.46	18.14	－2.597	－0.193

Table Ⅱ.21.2　解析で使用した炉プラント各部容積



領域No.	領域名	流路容積 (m^3)	流路長さ (m)	流路高さ (m)
1	炉心下部	1.72	1.60	1.10
2	炉心	0.697	1.21	1.21
3	炉心上部(1)	5.87	2.79	2.79
4	炉心上部(2)	2.21	1.50	1.50
5	ポンプ入口・出口	9.75	2.50	−1.10
6	SGダウンカマ	0.68	3.18	−3.18
7	SGコイル	9.92	2.40	−2.40
8	非常用崩壊熱冷却器	3.69	0.78	−0.78
9	ガウンカマ	14.9	2.92	−2.32
10	加圧器	12.1	——	1.48
11	給水管	0.382	15.0	——
12	蒸気管	3.94	40.0	——

Table Ⅱ.21.3 解析で使用した炉プラントパラメータ

燃 料 熱 伝 導 率

温　　度　　℃	200	400	600	1000
熱伝導率　　Kcal／mh℃	5.33	4.04	3.31	2.45

ギャップコンダクタンス

平均線出力密度 KW／m	7.1	28.4
平均熱流速 W／cm^2	39.16	156.6
ギャップコンダクタンス W／cm^2℃	0.3256	0.5116

加 圧 器 主 要 目

項　　目	要　　目
全容器 m^3	12.05
初期液相容積 m^3 (%)	6.76(56.1)
初期気相容積 m^3 (%)	5.29(43.9)
内径 m	3.22
高さ（内のり） m	1.48
比例ヒータ出力（最大） KW	53.0
バックアップヒータ出力 KW	195.4
スプレイ流量（最大） kg／s	5.0
逃し弁流量（最大） t／h	4.0×2 sets

Table Ⅱ.21.4　スクラムに対する余裕

スクラム信号の種類	炉出力高 〔出力領域中性子束高〕 （高設定）　%	過大温度ΔT高 ℃	過大出力ΔT高 （炉出力） %	原子炉圧力高 kg/cm²G	原子炉圧力低 kg/cm²G	加圧器水位高 %
設定値 またはスクラム限界値	120	Fig. Ⅱ.18.10	130	129.5	101	80.0

負荷変動の種類	スクラムに対する余裕						
	炉出力 %	沸騰 ℃	DNB ℃	炉出力 %	原子炉圧力 kg/cm²	原子炉圧力 kg/cm²	水位 %
出力上昇	24	57.3	5.8	34	9.5	18.5	23.9
急速出力減少	20	57.6	5.1	30	＊ 8.3	17.5	＊ 21.9
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動　（その1）	＊ 9	＊ 54.0	＊ 3.6	＊ 19	8.4	＊ 17.0	＊ 21.9
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動　（その2）	15	55.4	4.5	25	9.0	18.5	22.6

（注）1.　＊印は，全解析ケースの中で，スクラムに対する余裕が最も少ないことを示す。
2.　過大温度△T高の Fig. Ⅱ.18.10 はスクラム限界値を示す。

Table Ⅱ.21.5　負荷への追従性の評価

負荷変動の種類	炉心平均温度変化巾 ℃	一次系圧力変化巾 kg/cm²	蒸気圧力変化巾 kg/cm²	過熱度最小値 ℃
出力上昇	−0.3 ～ +0.4	0.0 ～ −0.5	−0.3 ～ +0.1	42.0
急速出力減少	−0.5 ～ +1.2	−1.5 ～ +1.2	＊ −0.0 ～ +3.5	36.1
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その1）	＊ −0.6 ～ +1.2	＊ −2.0 ～ +1.1	−0.7 ～ +1.2	30.6
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動（その2）	−0.6 ～ +0.9	−0.5 ～ +0.5	−0.7 ～ +0.5	35.6

（注）　＊印は，全解析ケースの中で，変化巾が最も大きいことを示す。

Table Ⅱ.21.6 収束性の評価

負荷変動の種類	整定時間 (sec)					
	炉出力 (±2%)	一次系圧力 (±2kg/cm²)	炉心平均温度 (±1.1℃)	蒸気圧力 (±2%)	蒸気流量 (±2%)	制御棒停止
出力上昇	70.8	0.0	0.0	0.0	26.4	75.2
急速出力減少	82.0	0.0	0.0	＊ 2.6	2.6	45.2
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動 (その1)	＊ 126.4	＊ ——	0.0	2.1	＊ 88.4	＊ 127.8
急速な出力減少と出力上昇が連続した負荷変動 (その2)	64.2	0.0	0.0	0.0	19.1	68.0

(注) 1. ＊印は，全解析ケースの中で，整定時間が最も長いことを示す。
2. —は，解析時間内で収束範囲内に整定していないことを示す。

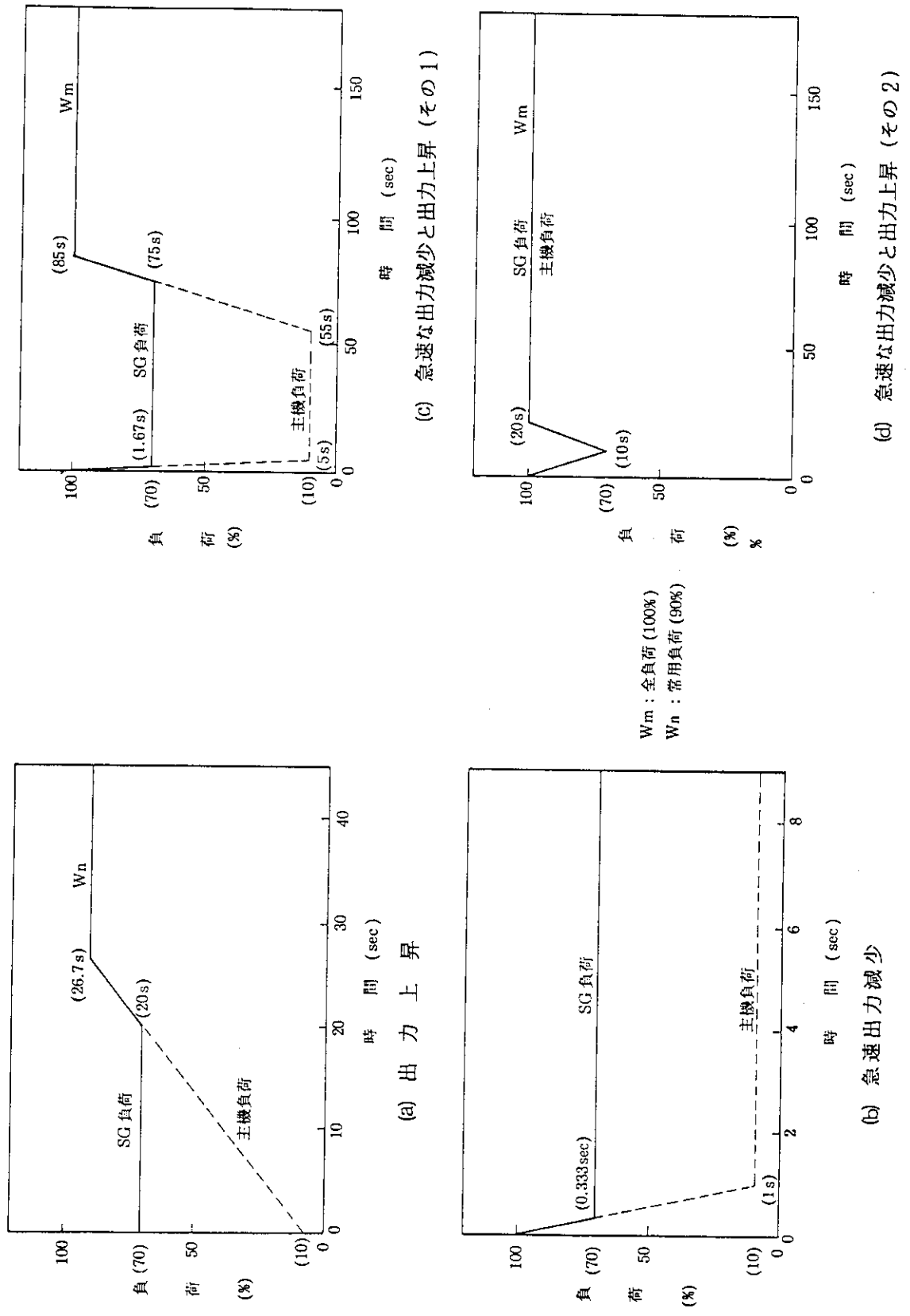


Fig. Ⅱ. 21. 1 負荷変動条件

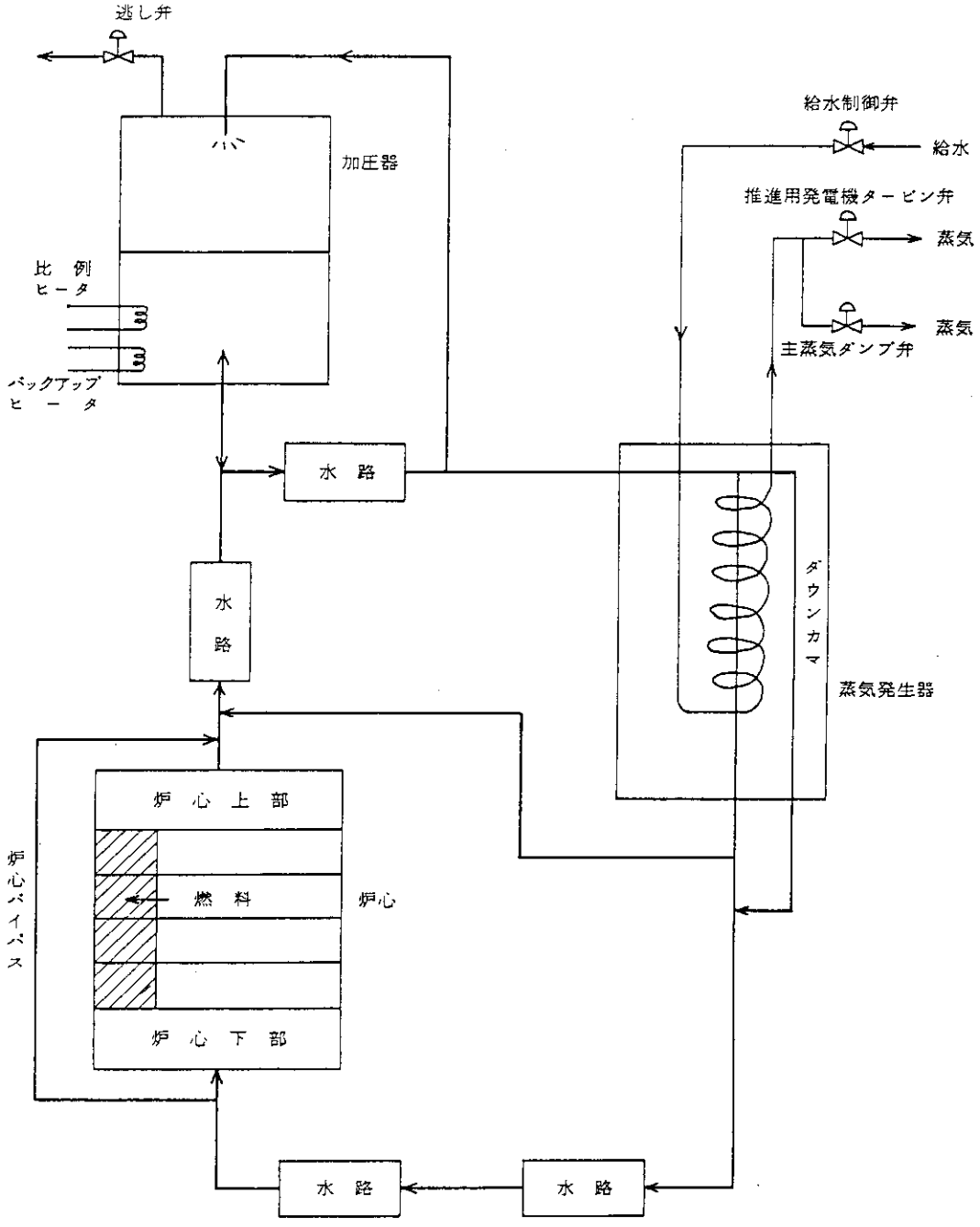


Fig. Ⅱ.21.2 炉プラント解析モデル

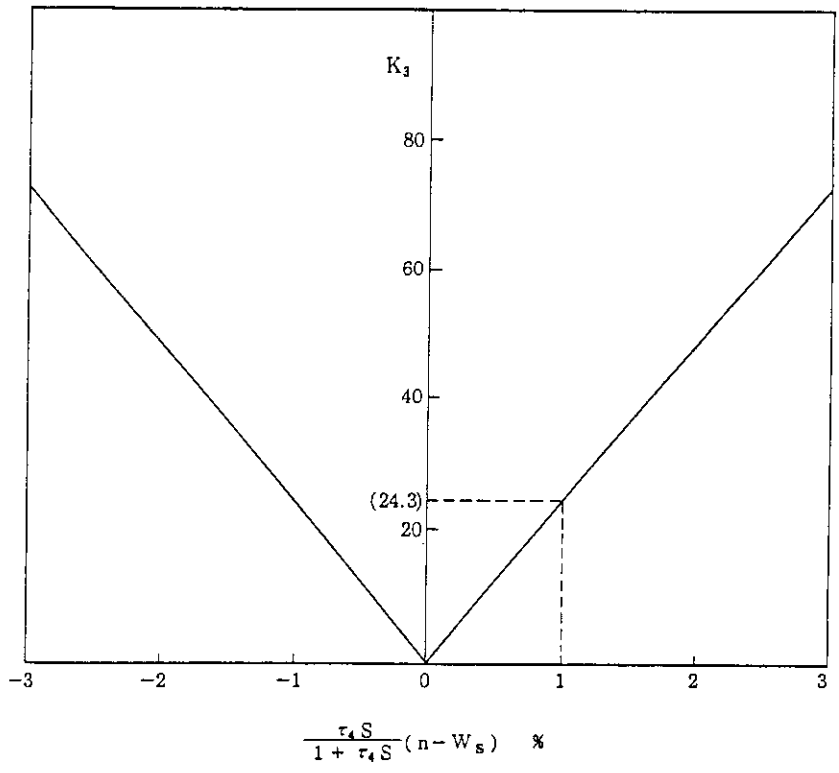


Fig. Ⅱ. 21. 3　制御棒制御系のゲイン K_3

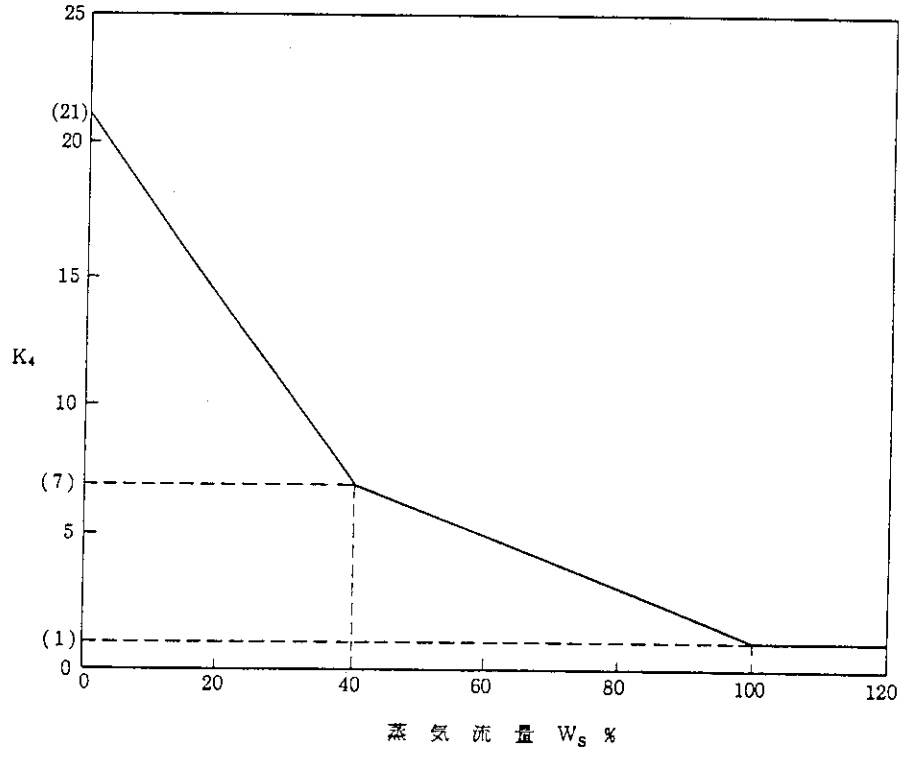


Fig. Ⅱ. 21. 4　制御棒制御系のゲイン K_4

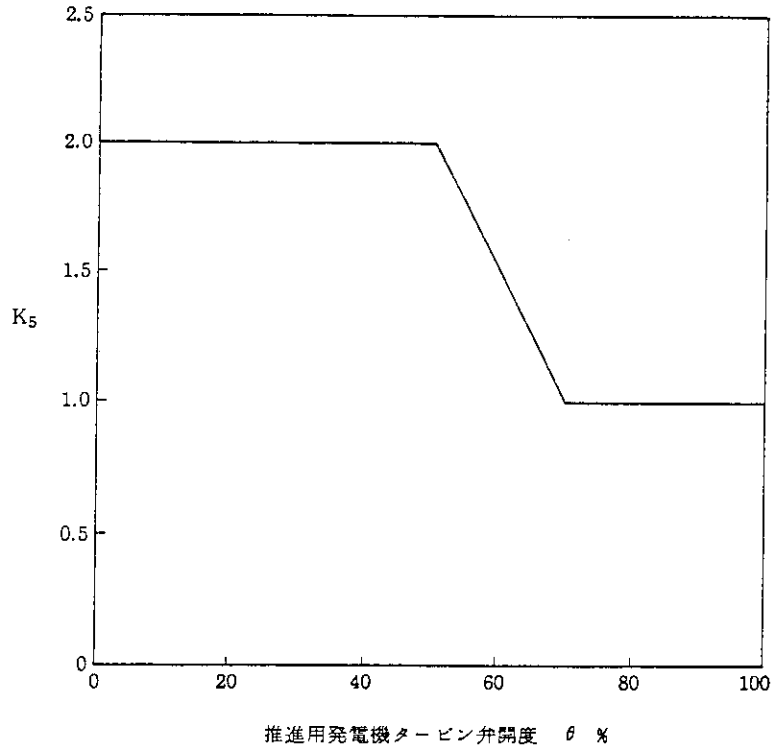


Fig. Ⅱ. 21. 5 制御棒制御系のゲイン K_5

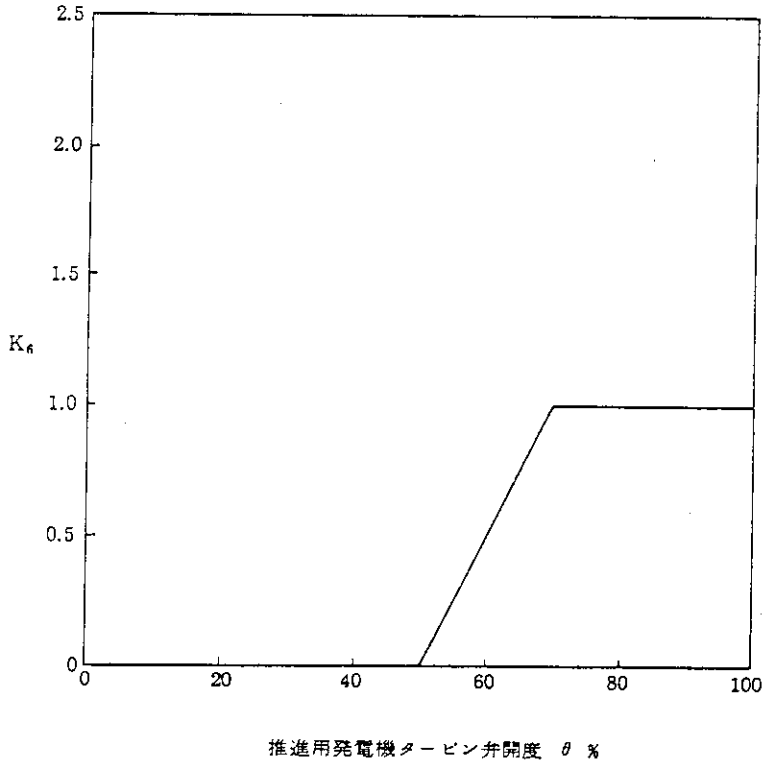


Fig. Ⅱ. 21. 6 制御棒制御系のゲイン K_6

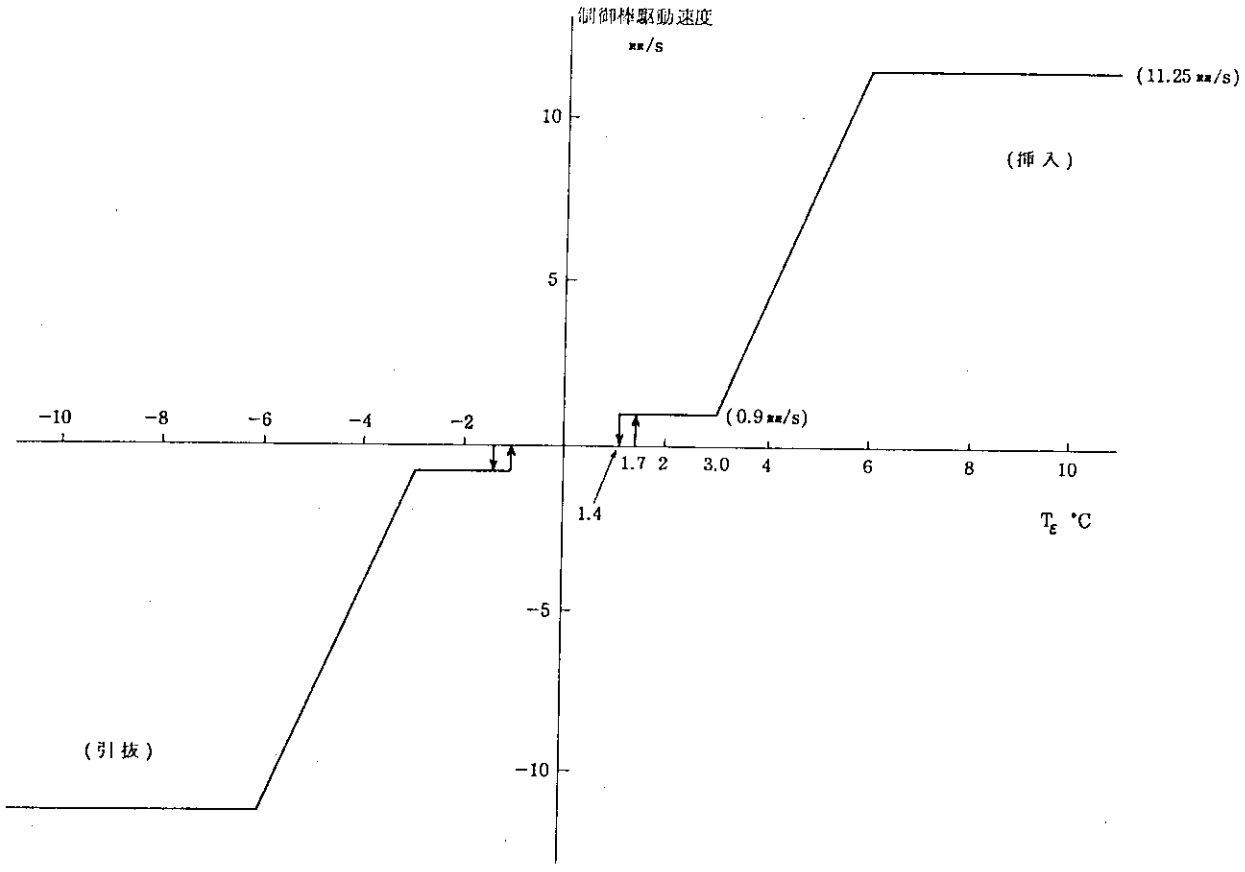


Fig. Ⅱ. 21. 7　制御棒駆動プログラム

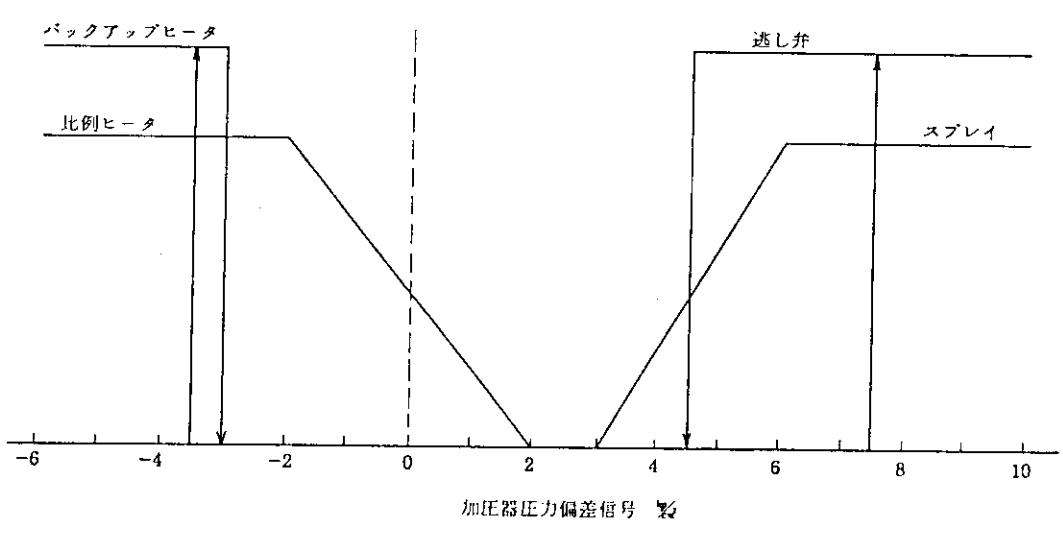


Fig. Ⅱ. 21. 8　加圧器圧力制御系設定値

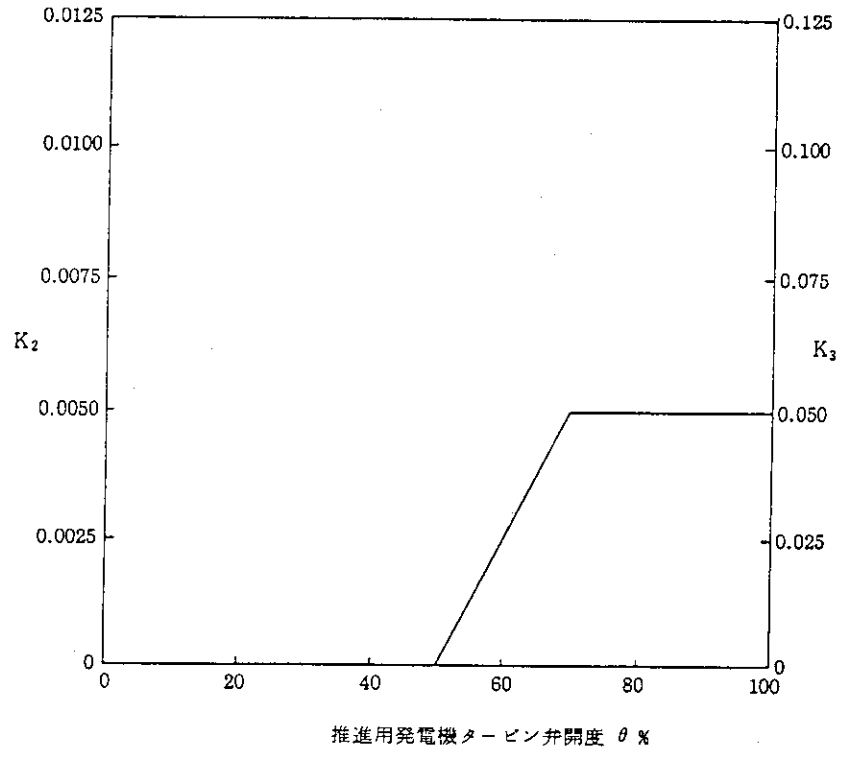
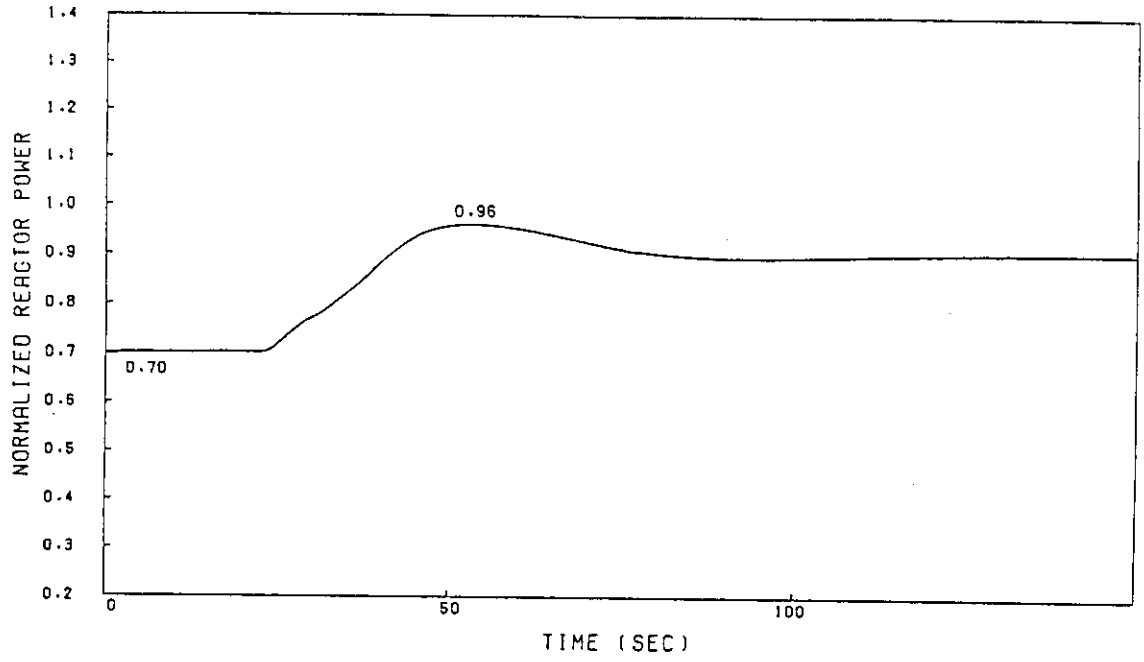
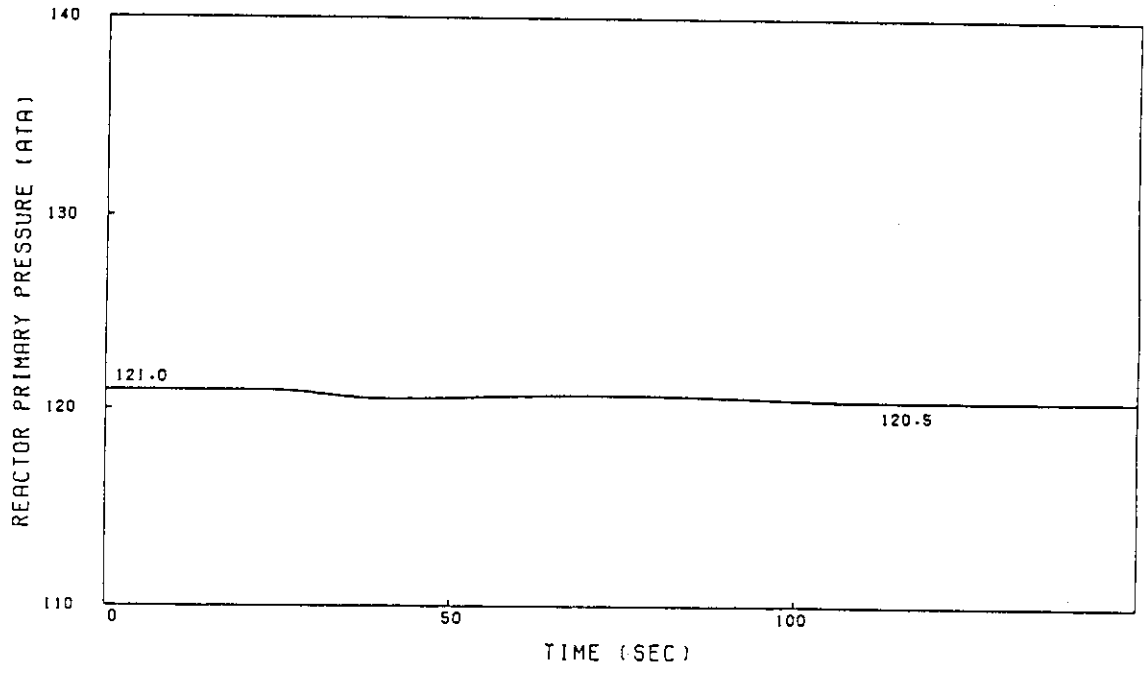


Fig. Ⅱ. 21. 9　給水制御系のゲイン K_2, K_3

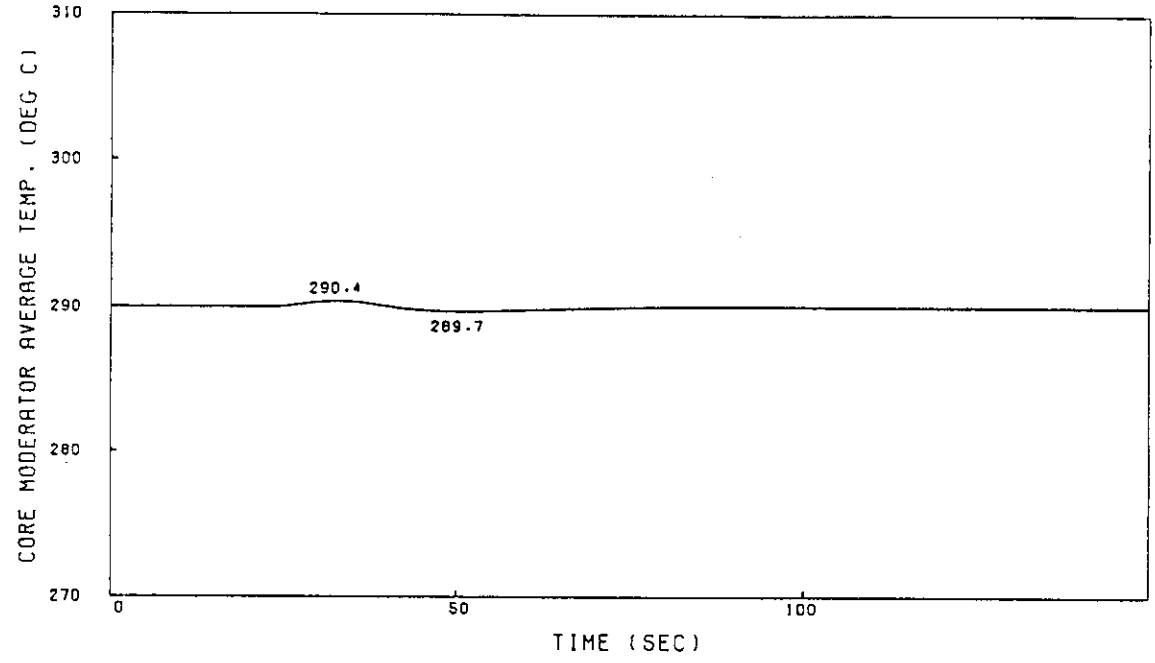


(1) 炉出力

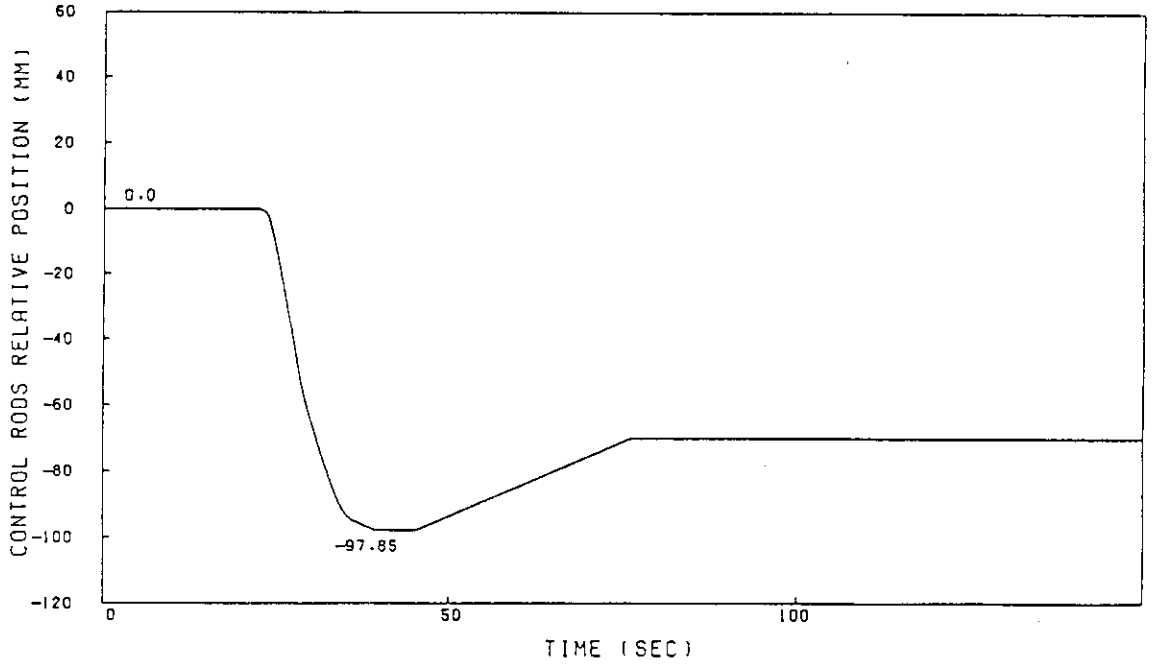


(2) 一次系出力

Fig. Ⅱ.21.10 出力上昇（1/5）

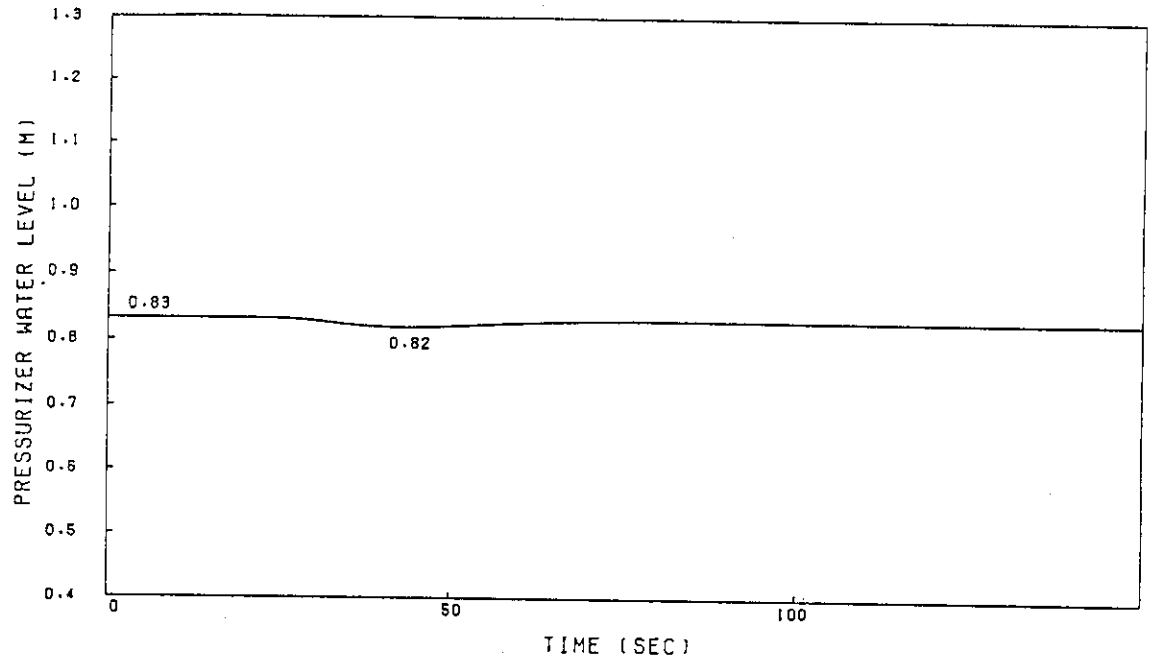


(3) 一次冷却水炉心平均温度

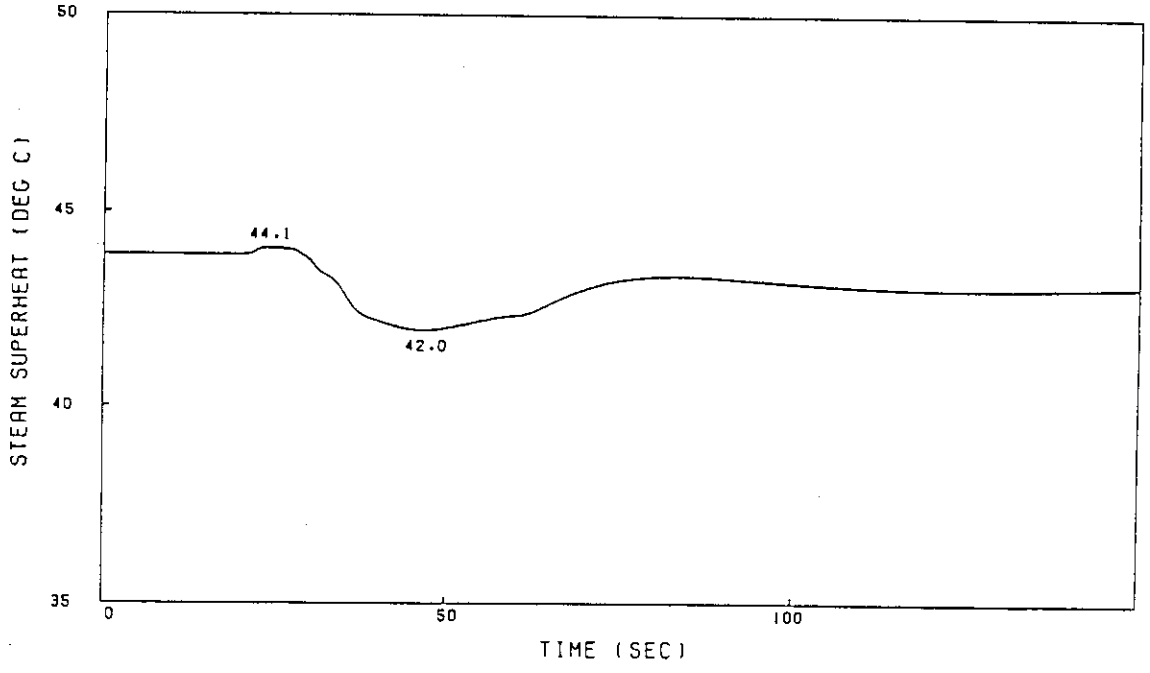


(4) 制御棒相対位置

Fig. Ⅱ.21.10 出力上昇（2/5）

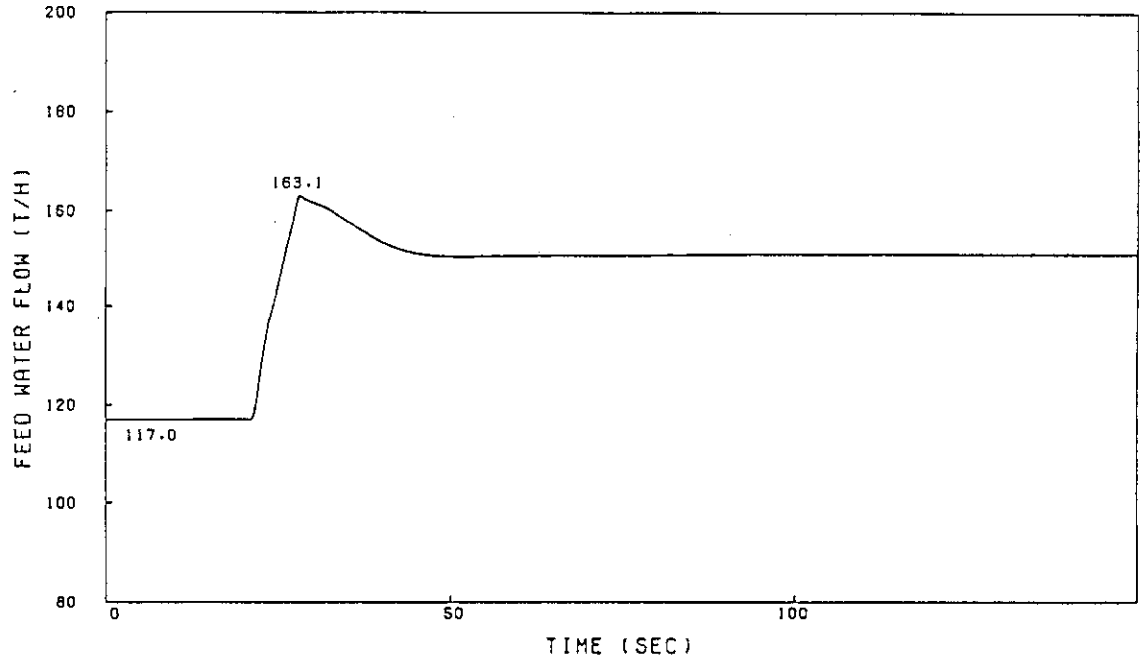


(5) 加圧器水位

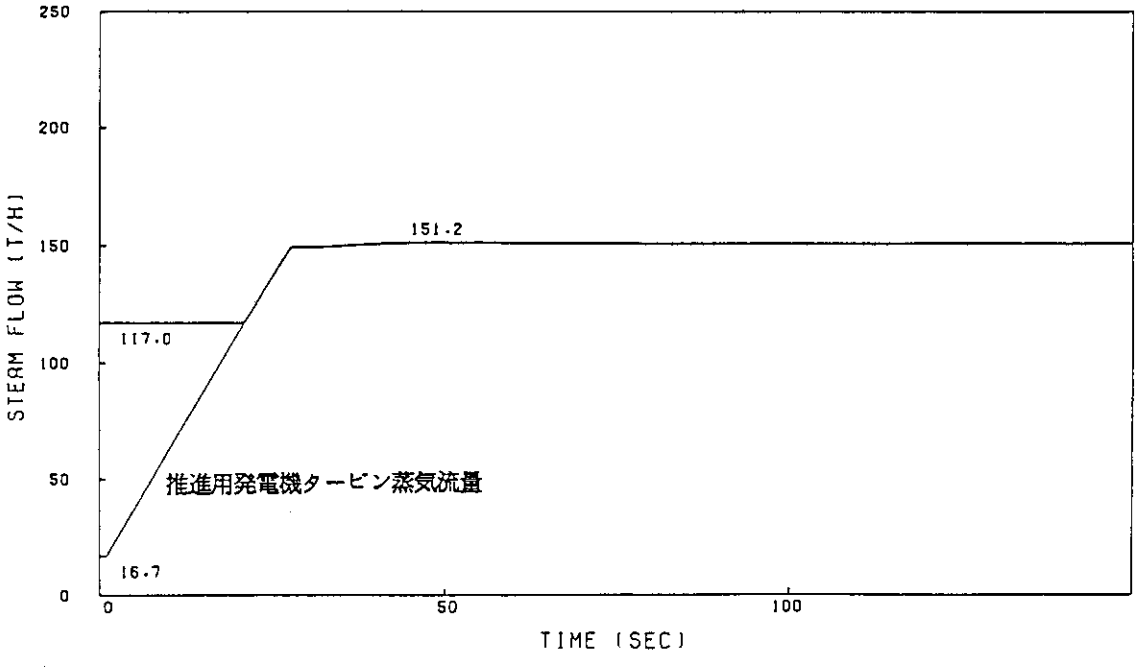


(6) 蒸気過熱度

Fig. Ⅱ.21.10 出力上昇（3/5）

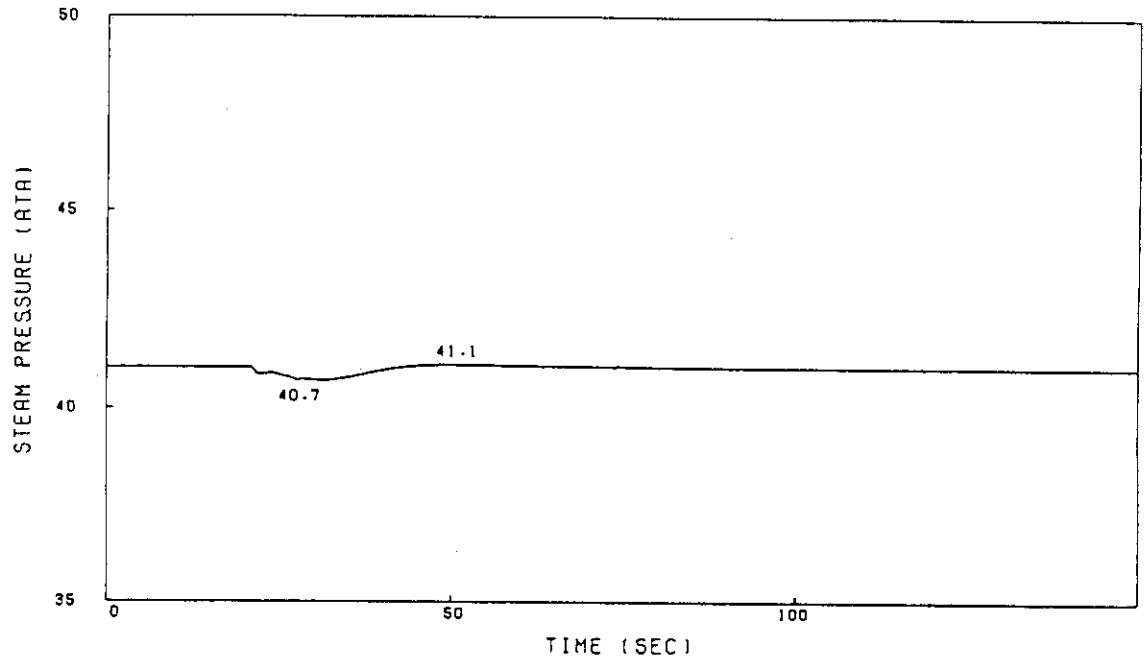


(7) 給水流量



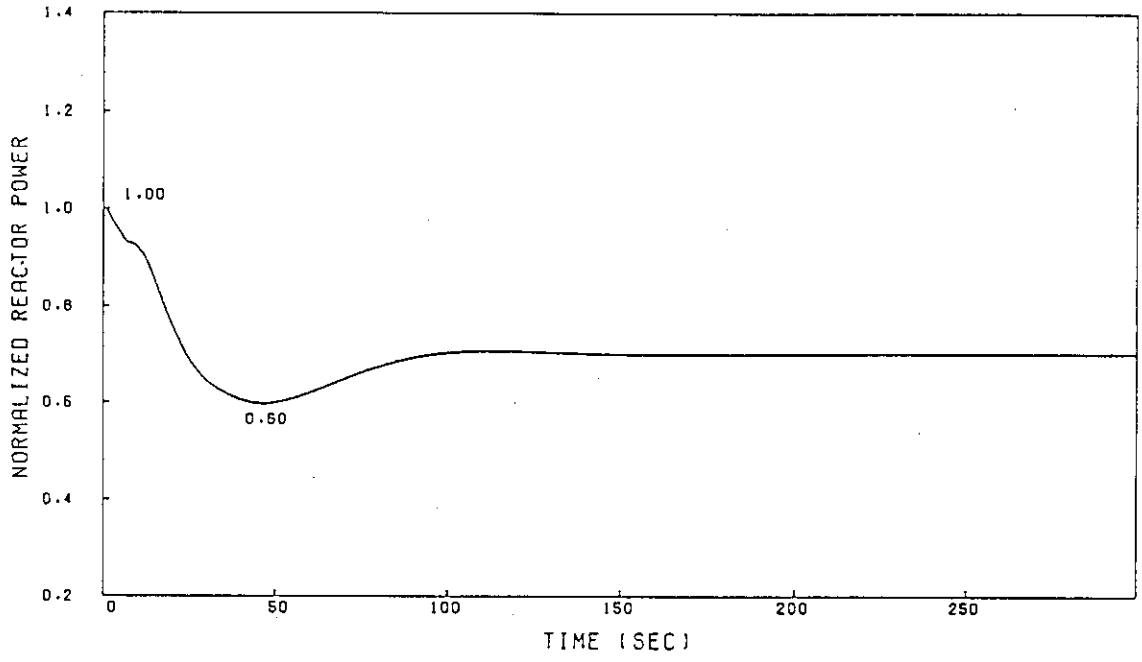
(8) 蒸気流量

Fig. Ⅱ. 21. 10 出力上昇（4／5）

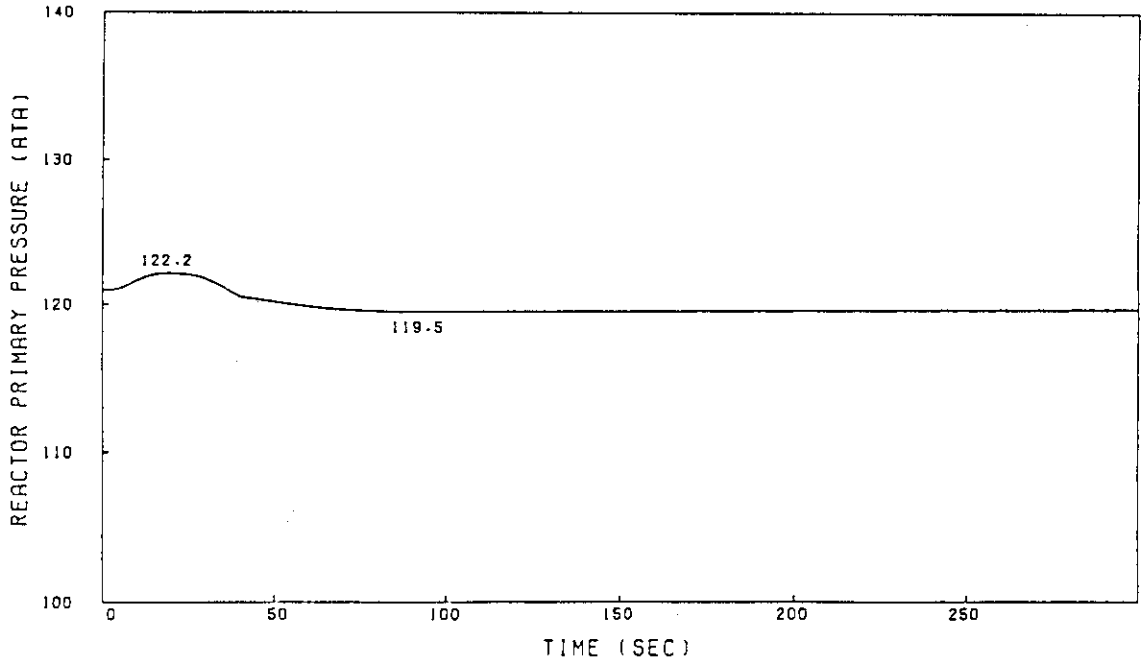


(9) 蒸気圧力

Fig. Ⅱ.21.10 出力上昇（5/5）

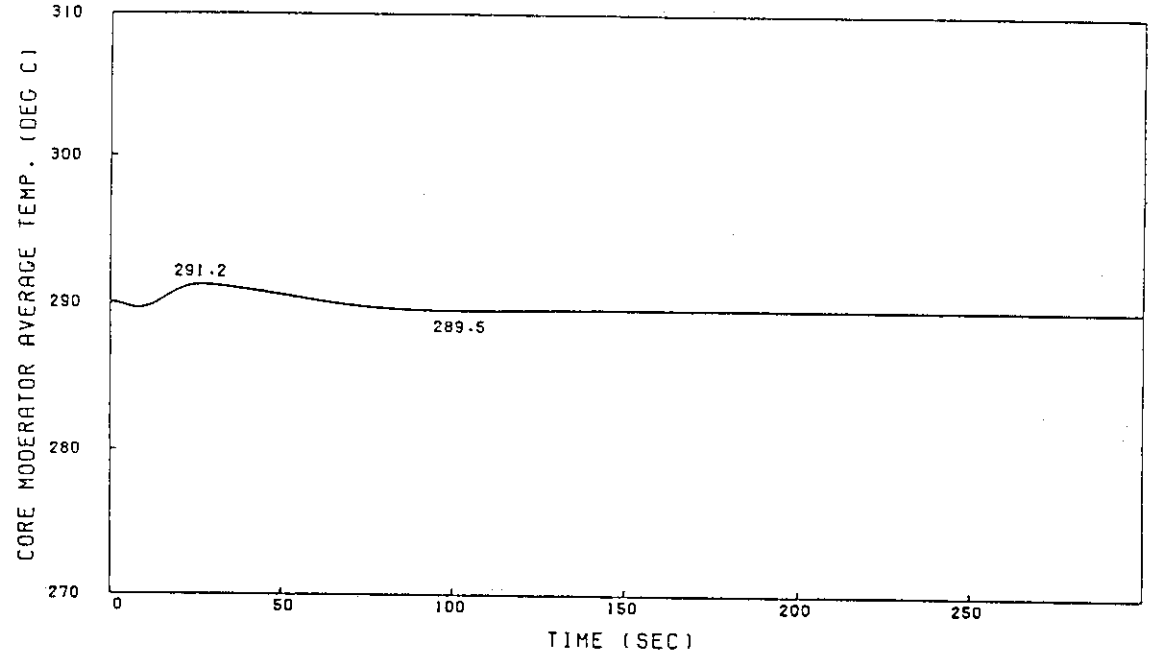


(1) 炉出力

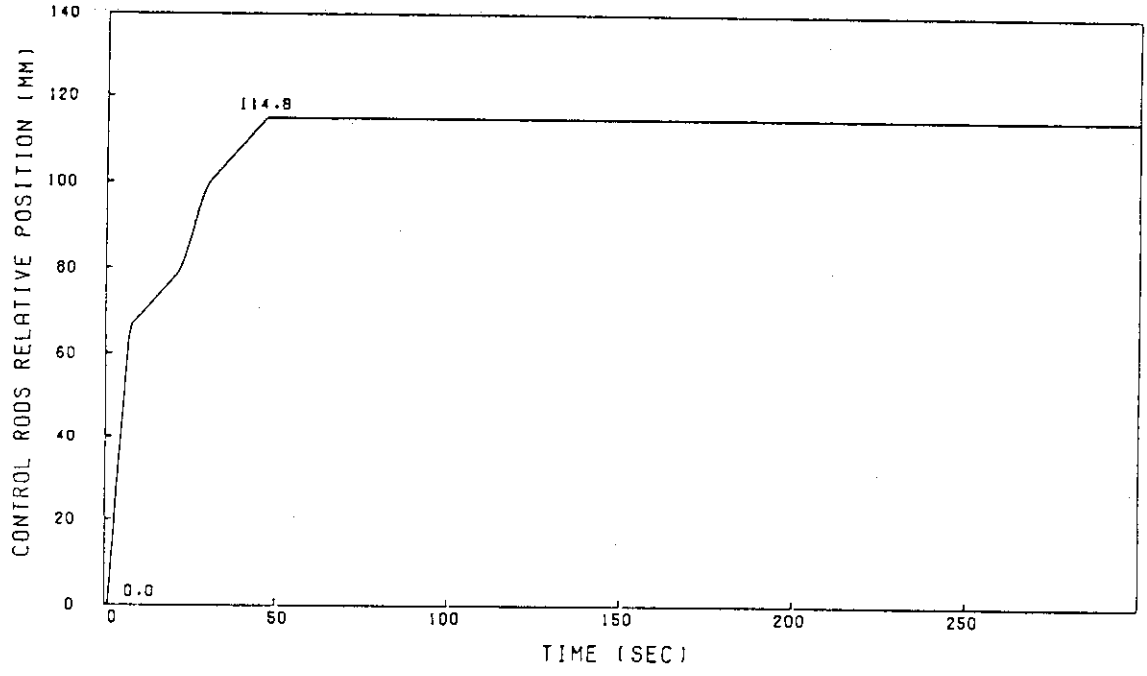


(2) 一次系圧力

Fig. Ⅱ.21.11 急速出力減少（1/5）

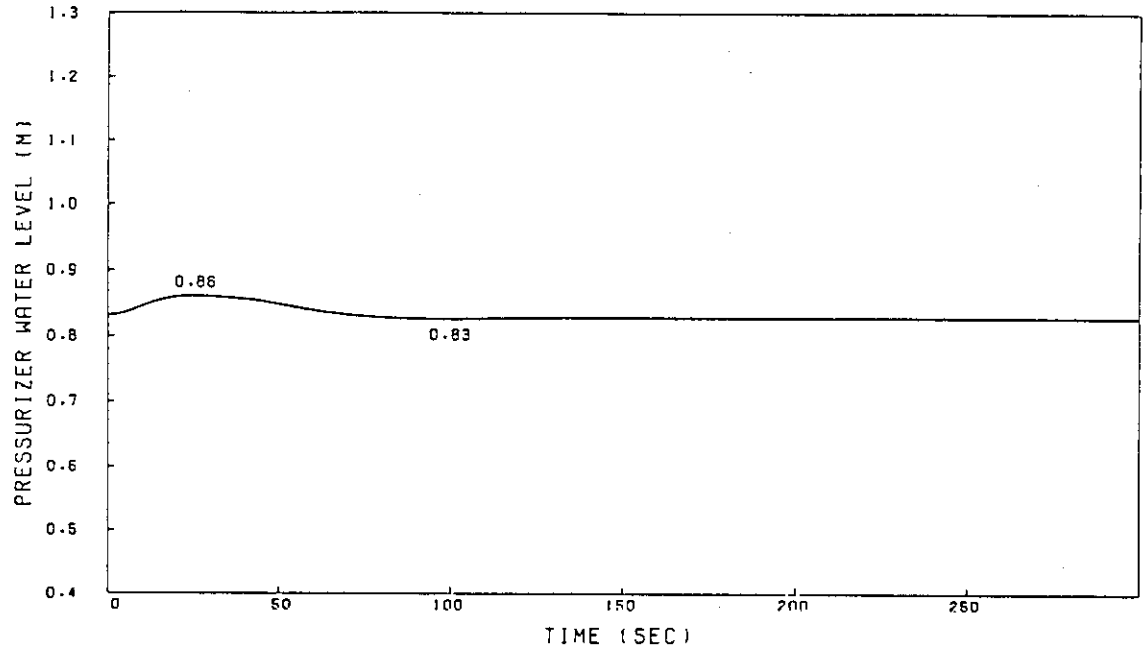


(3) 一次冷却水炉心平均温度

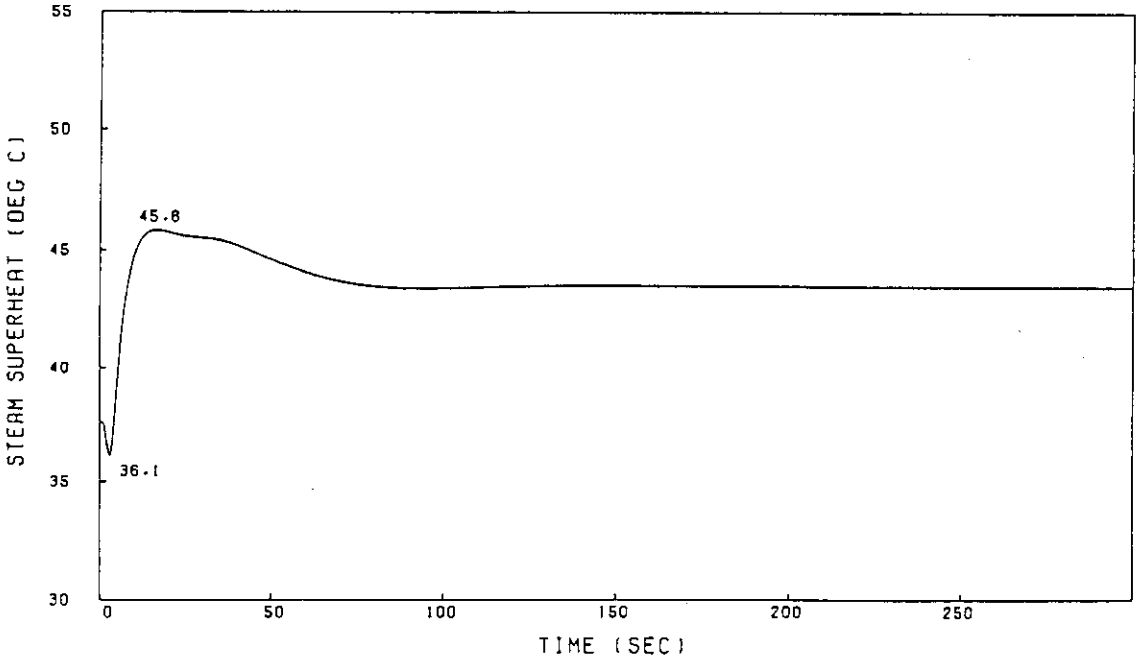


(4) 制御棒相対位置

Fig. Ⅱ. 21. 11 急速出力減少（2/5）

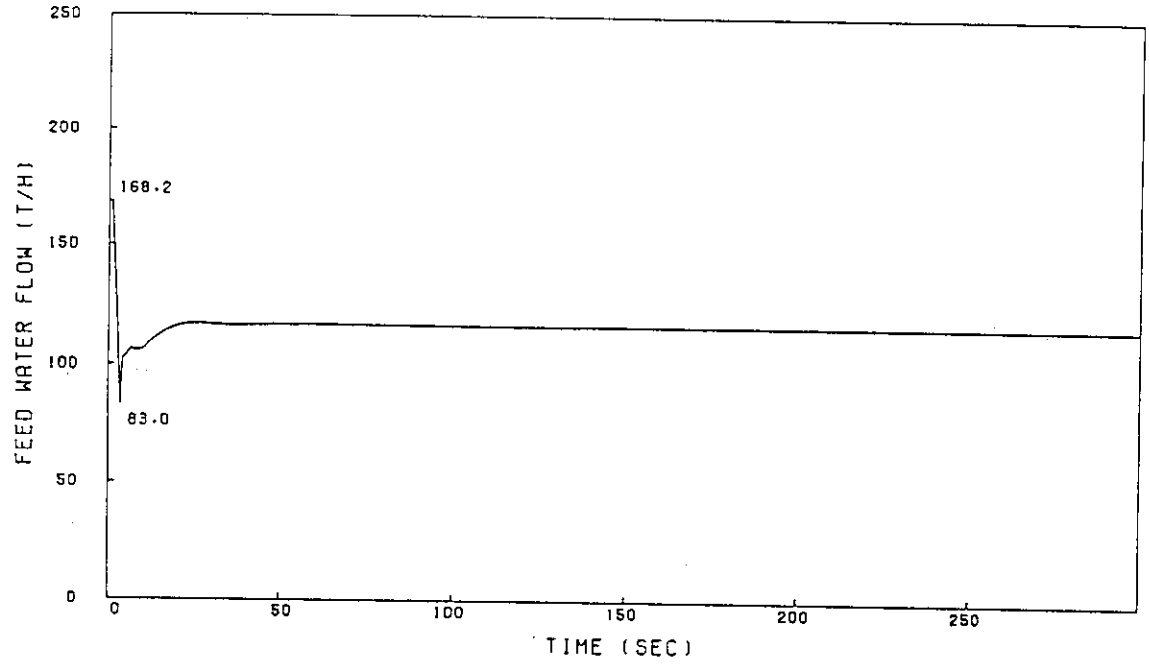


(5) 加圧器水位

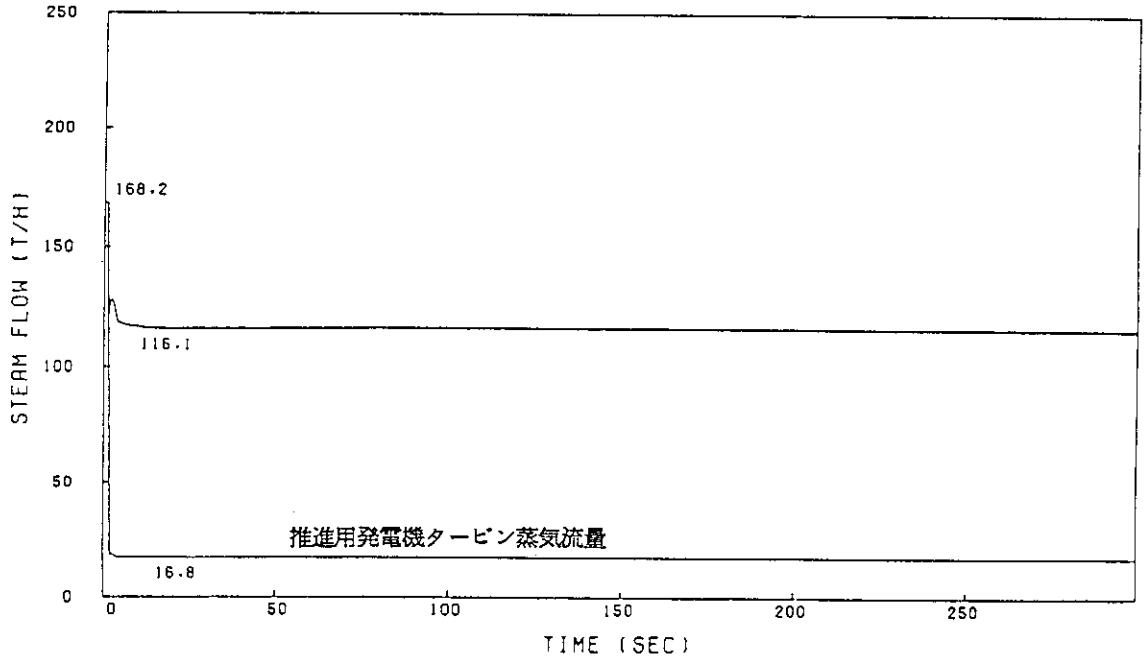


(6) 蒸気過熱度

Fig. Ⅱ.21.10 急速出力減少（3/5）

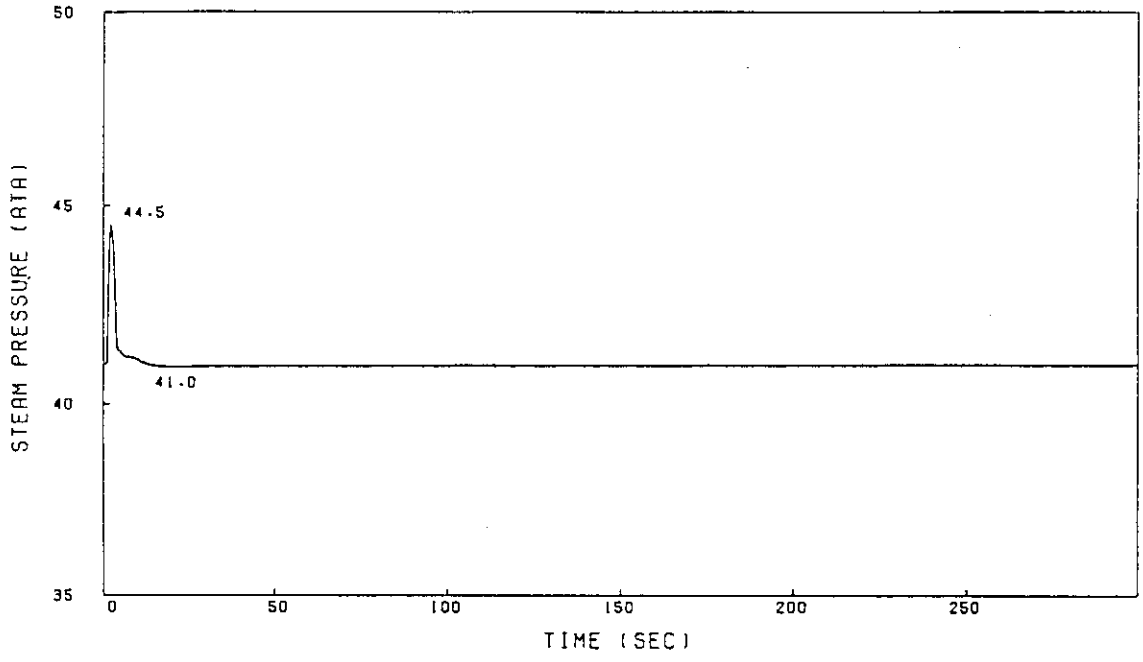


(7) 給水流量



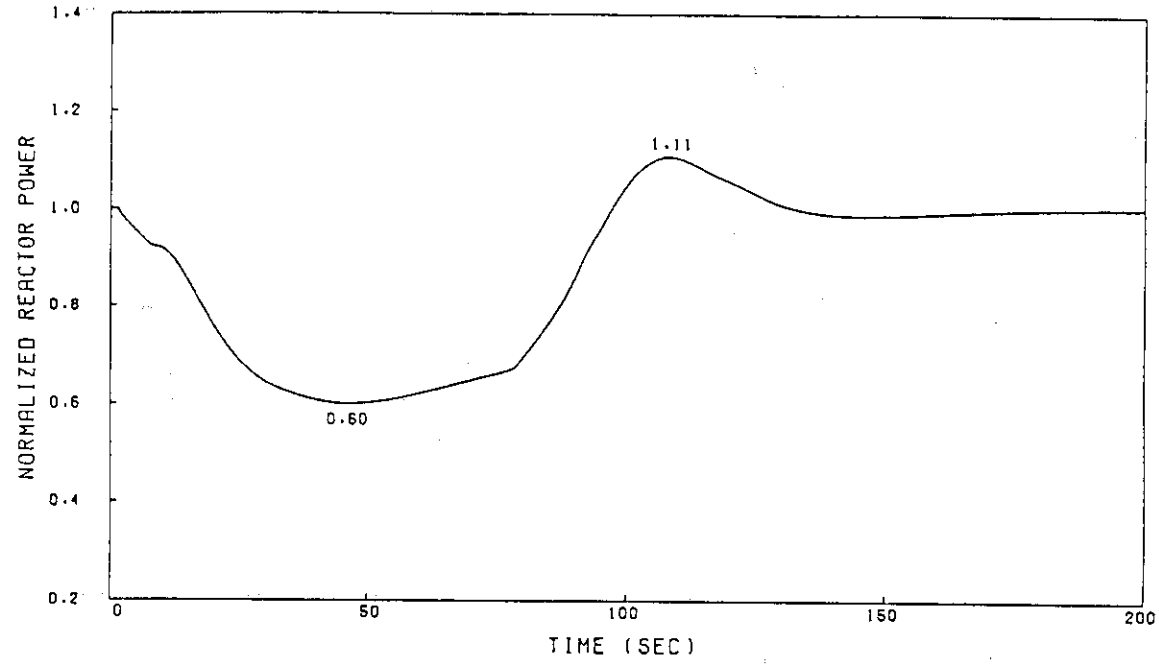
(8) 蒸気流量

Fig. Ⅱ. 21. 11 急速出力減少（4／5）

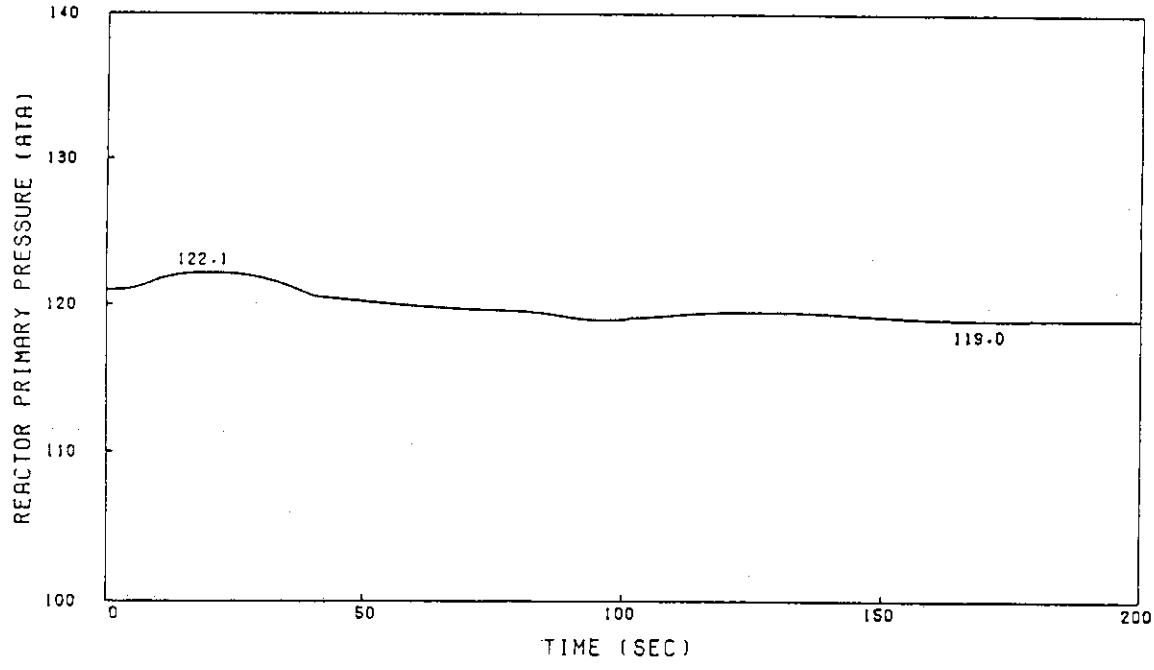


(9) 蒸気圧力

Fig. Ⅱ. 21. 11 急速出力減少（5／5）

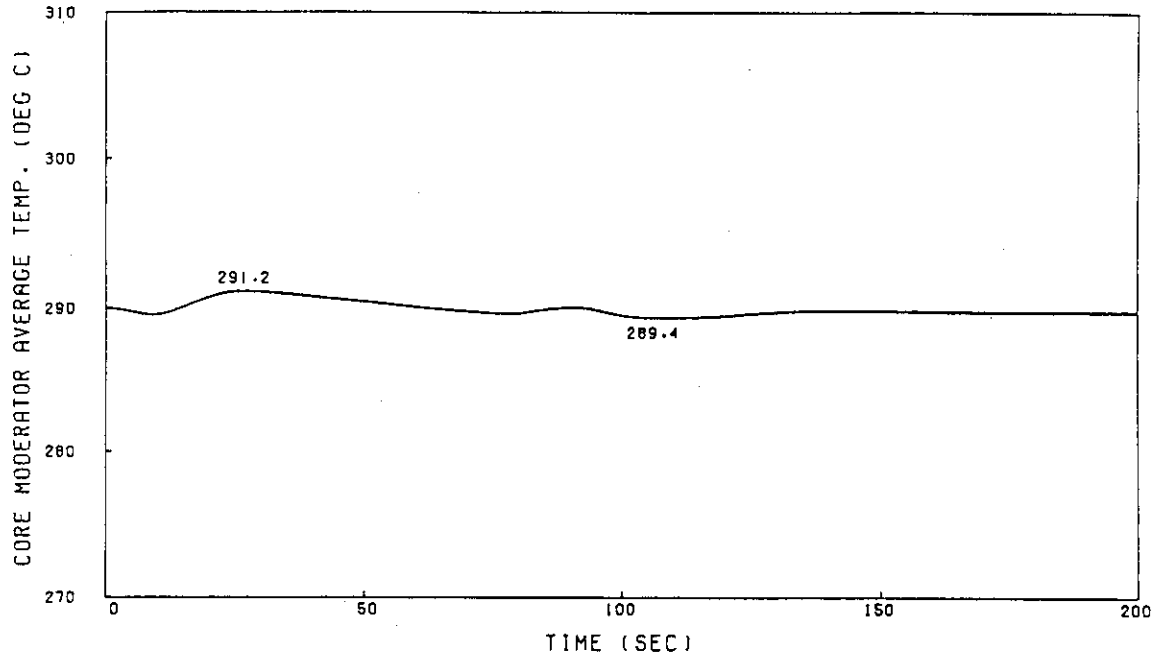


(1) 炉出力

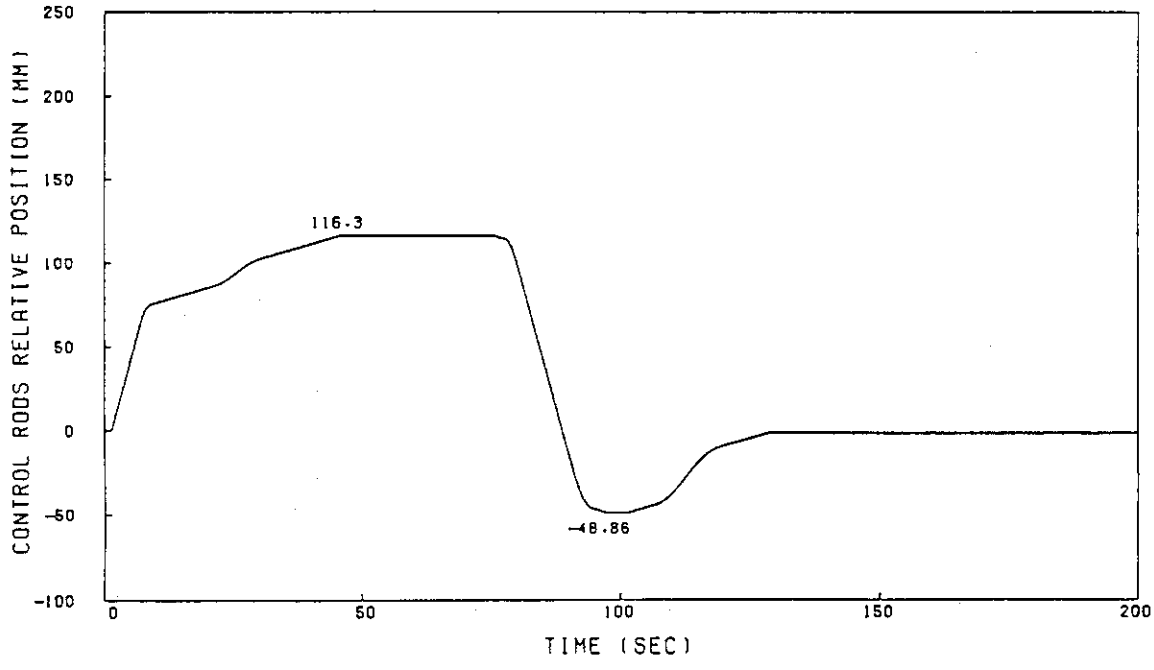


(2) 一次系圧力

Fig. Ⅱ.21.12 急速な出力減少と出力上昇（その1）(1/5)

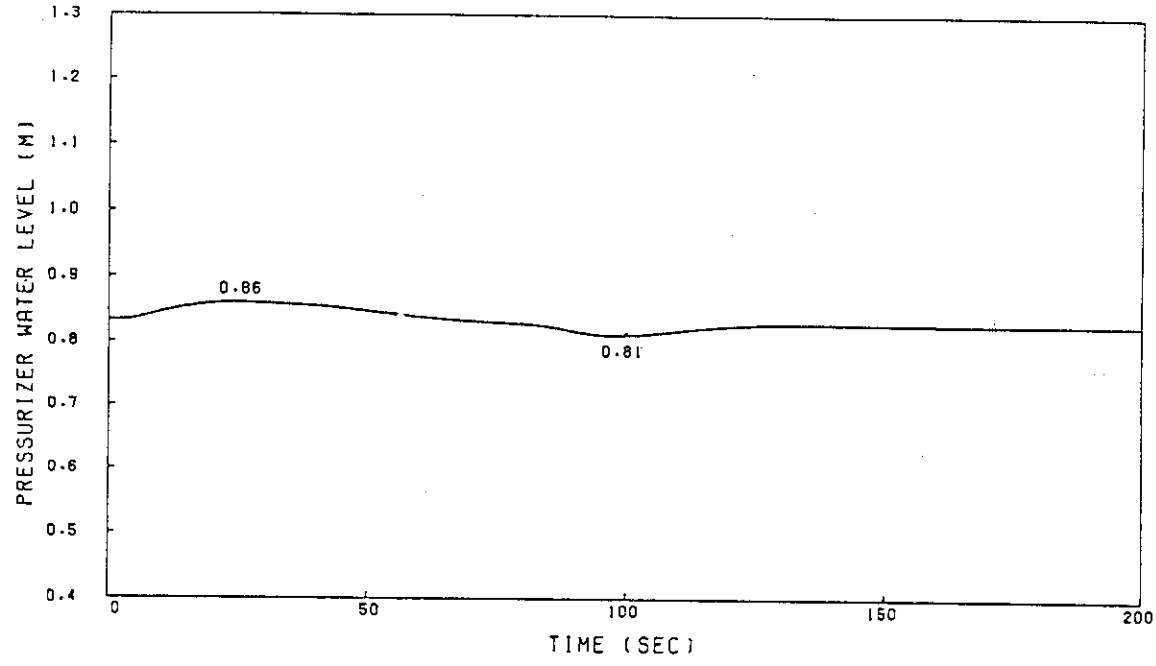


(3) 一次冷却水炉心平均温度

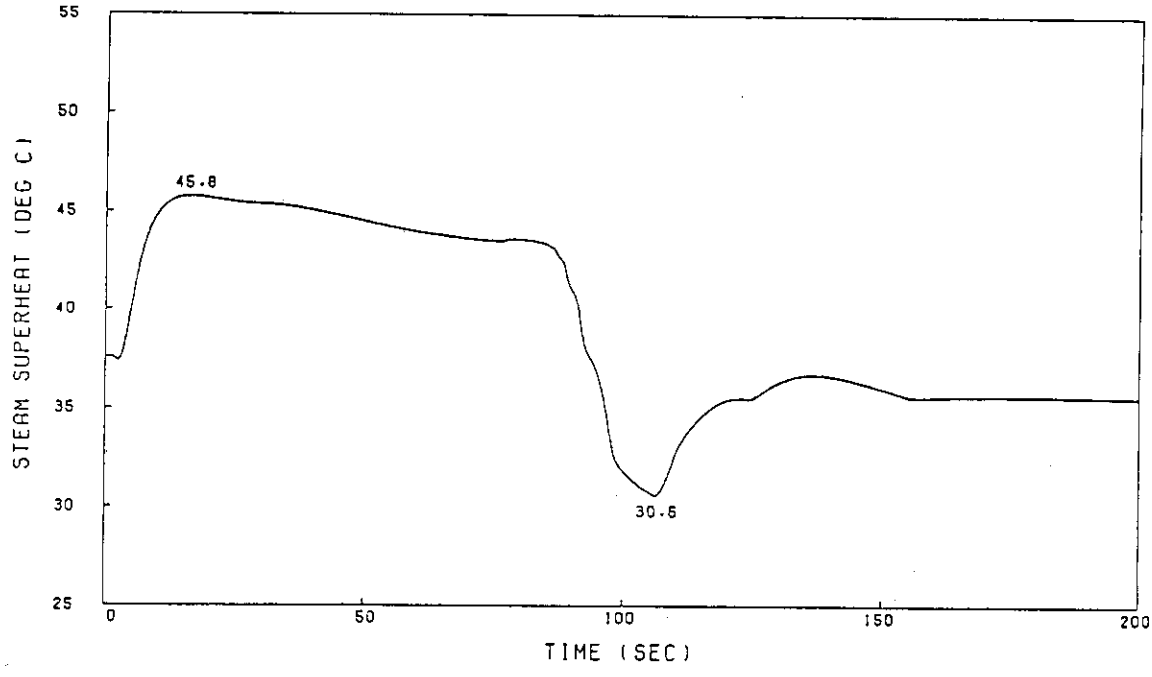


(4) 制御棒相対位置

Fig. Ⅱ.21.12 急速な出力減少と出力上昇（その1）（2/5）

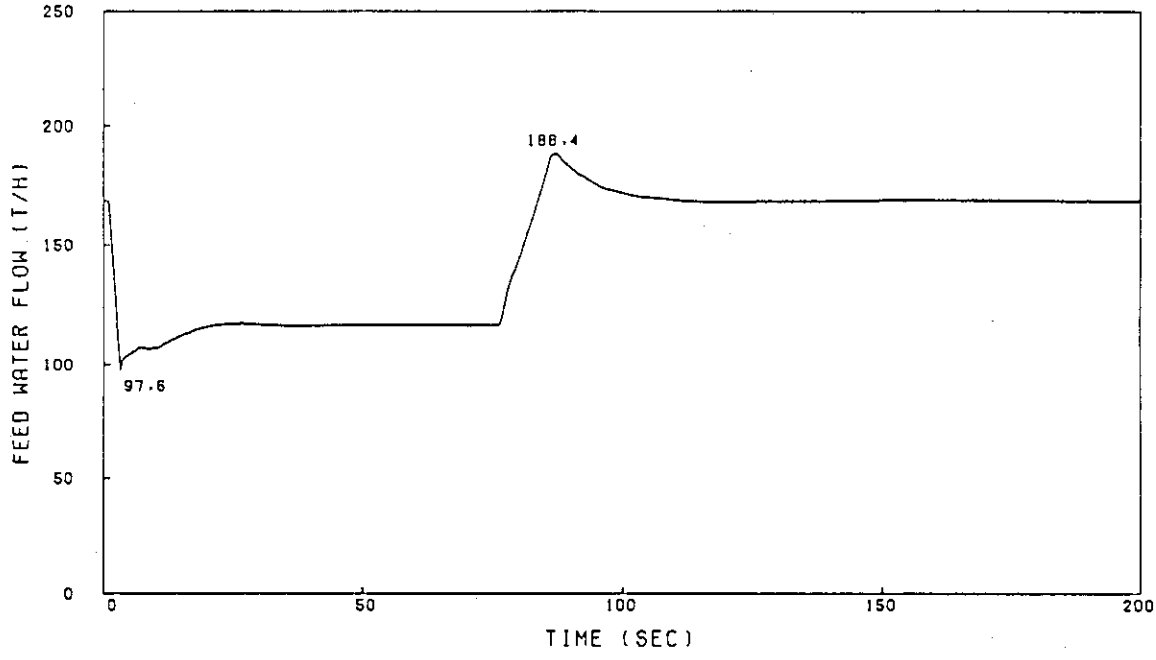


(5) 加圧器水位

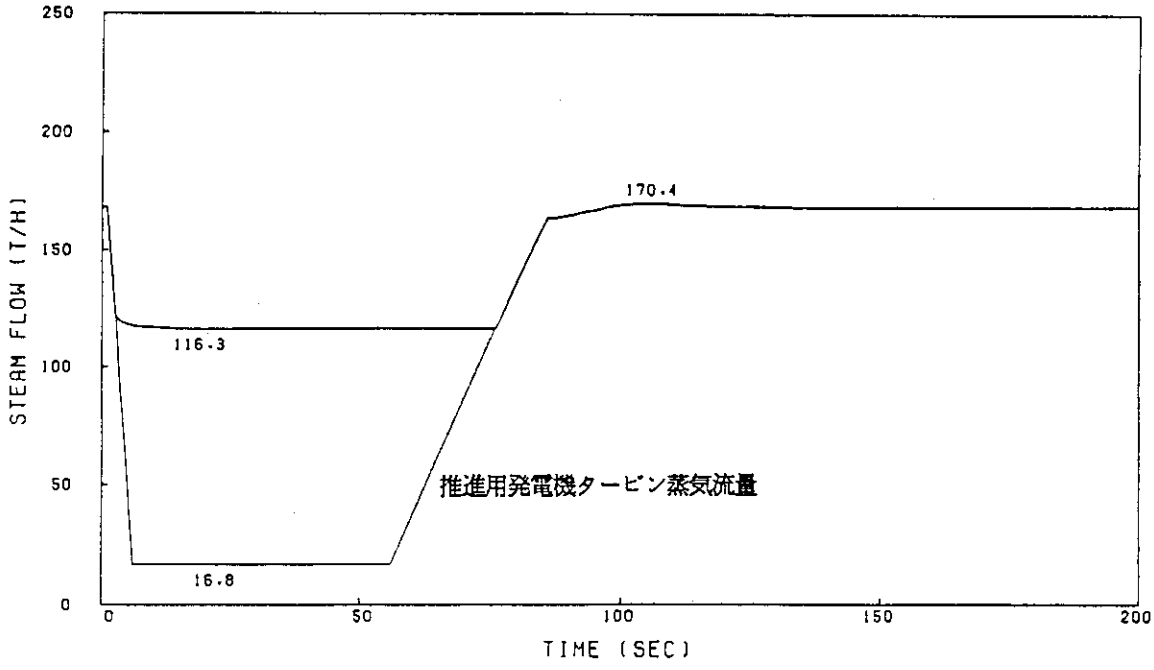


(6) 蒸気過熱度

Fig. Ⅱ.21.12 急速な出力減少と出力上昇（その1）（3/5）

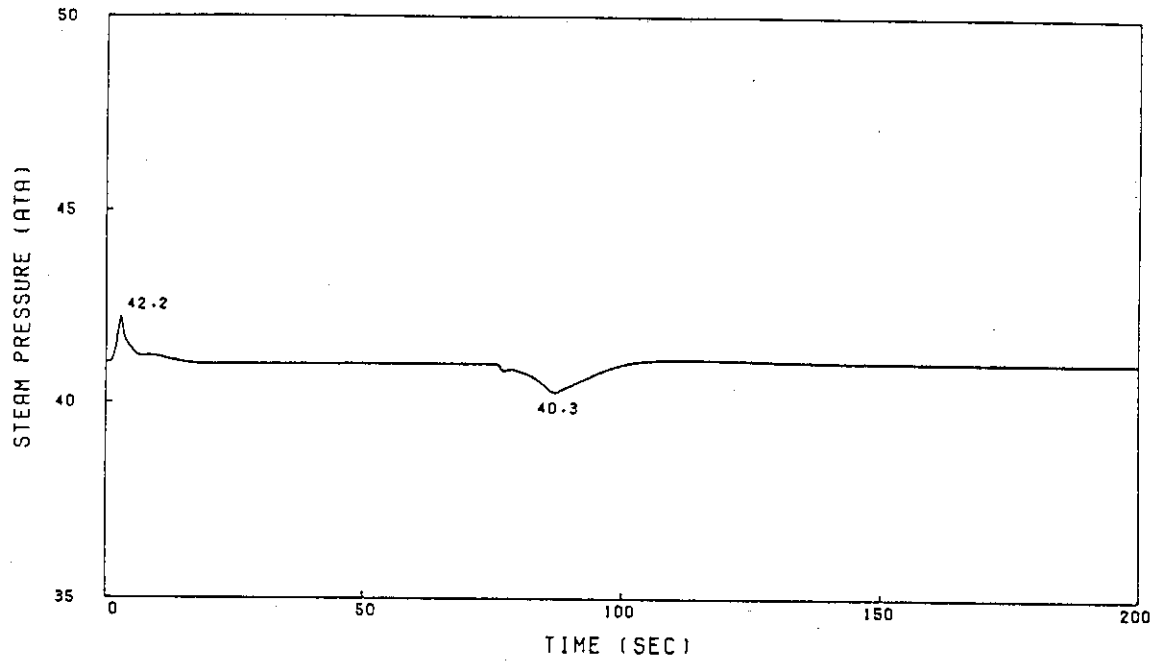


(7) 給水流量



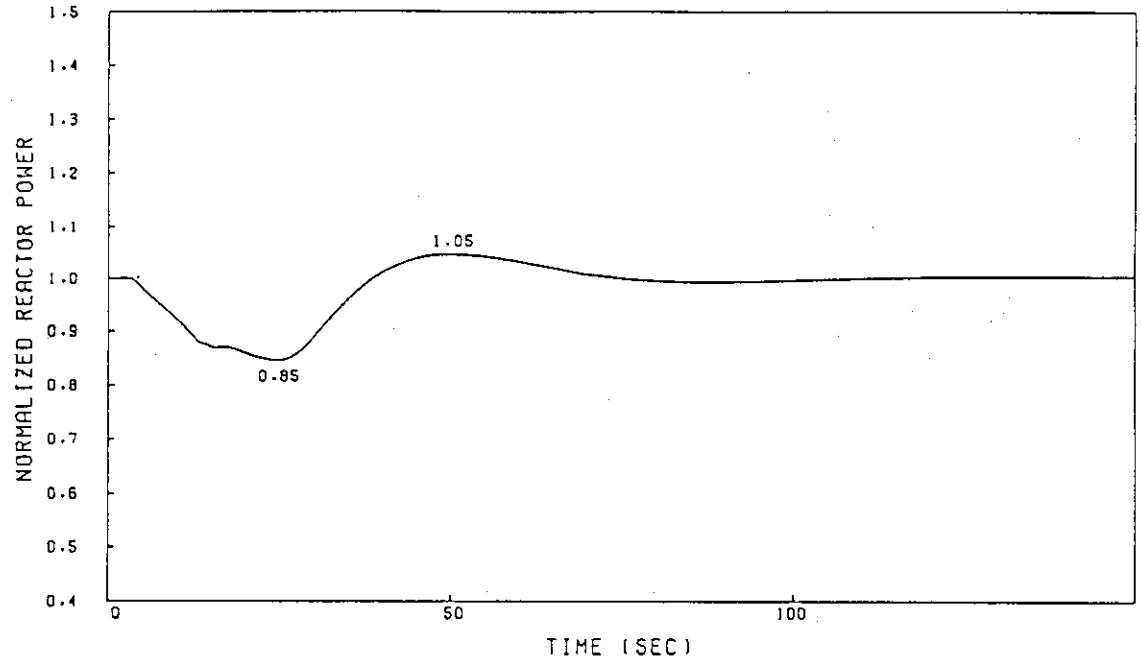
(8) 蒸気流量

Fig. Ⅱ.21.12 急速な出力減少と出力上昇（その1）（4/5）

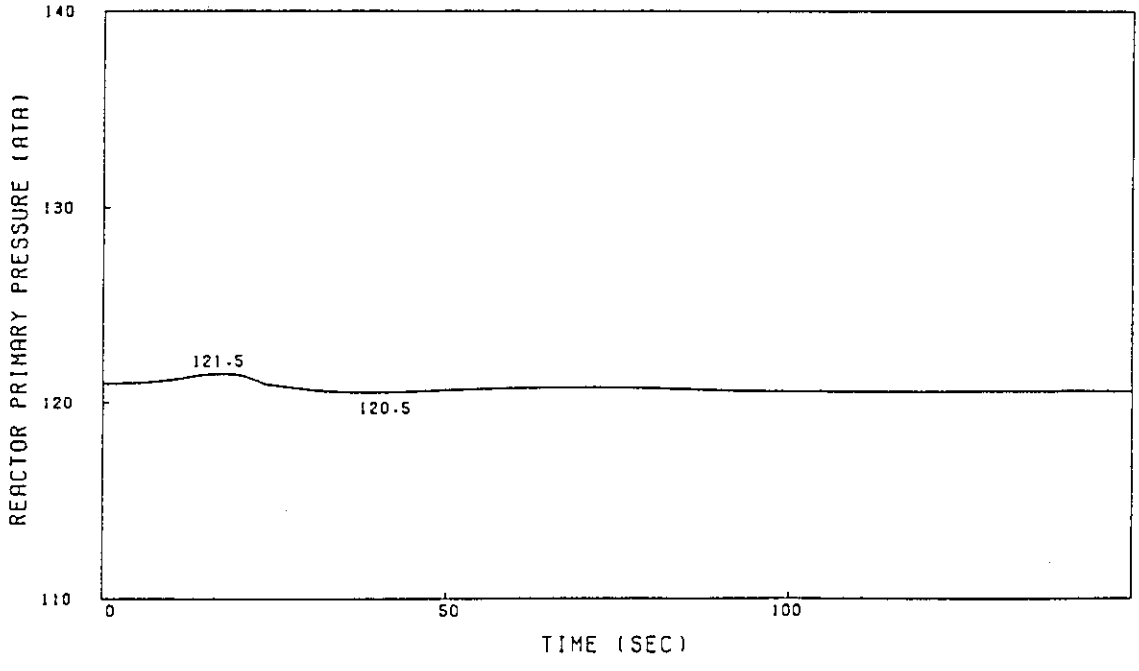


(9) 蒸気圧力

Fig. Ⅱ. 21. 12 急速な出力減少と出力上昇（その１）（５/５）

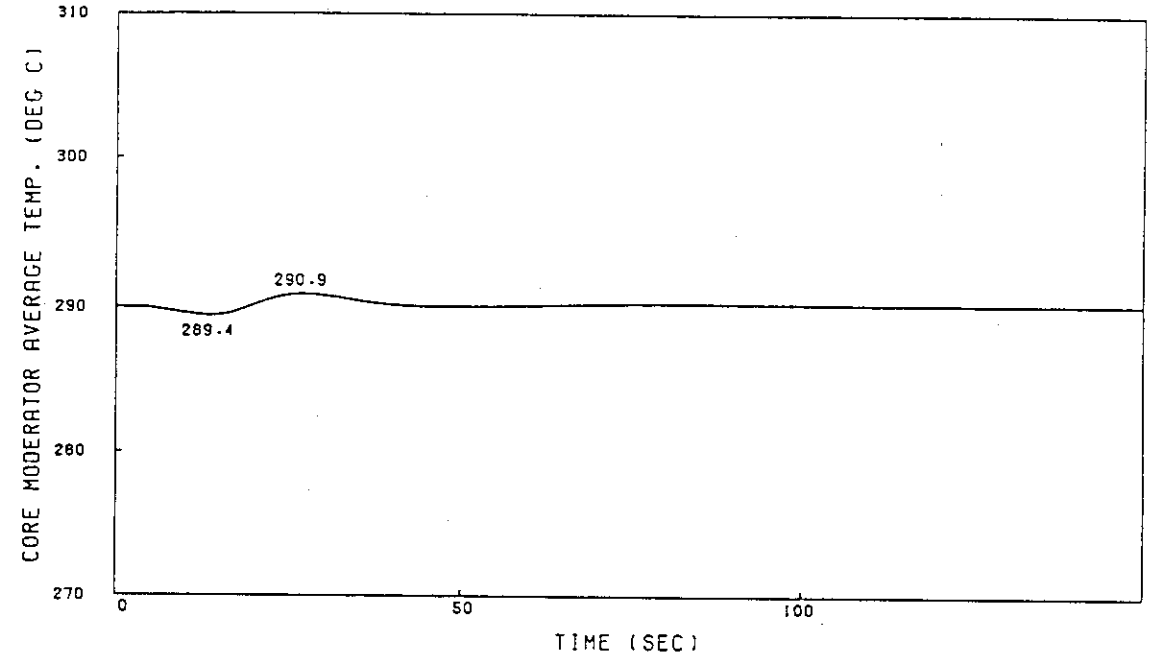


(1) 炉出力

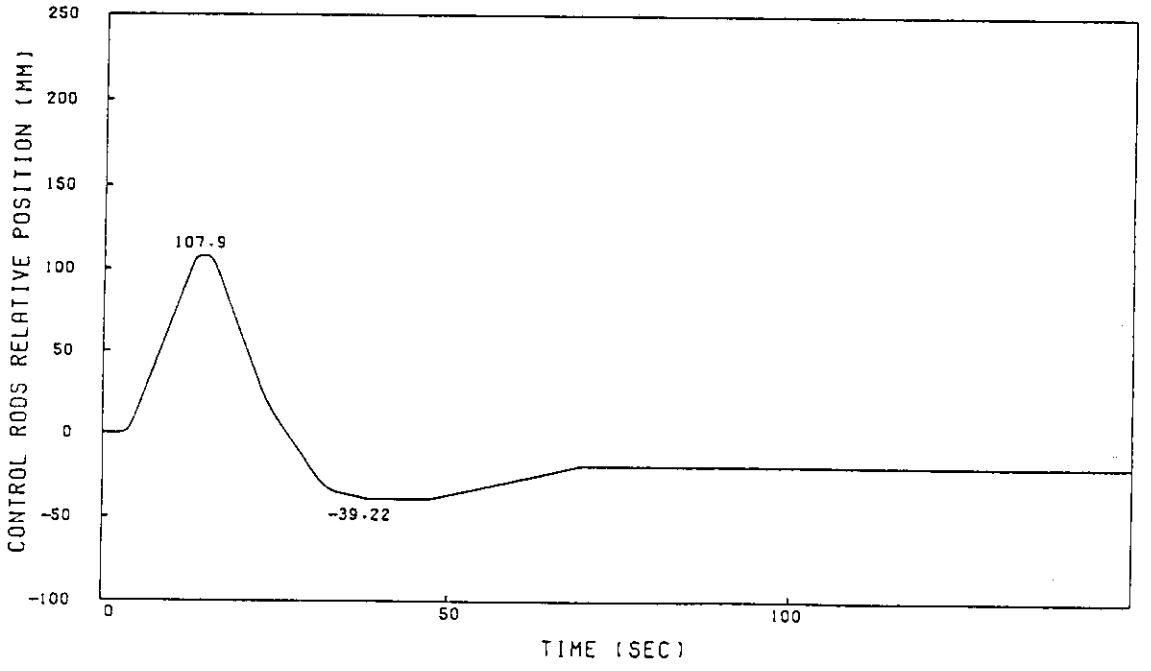


(2) 一次系圧力

Fig. Ⅱ.21.13 急速な出力減少と出力上昇（その2）（1/5）

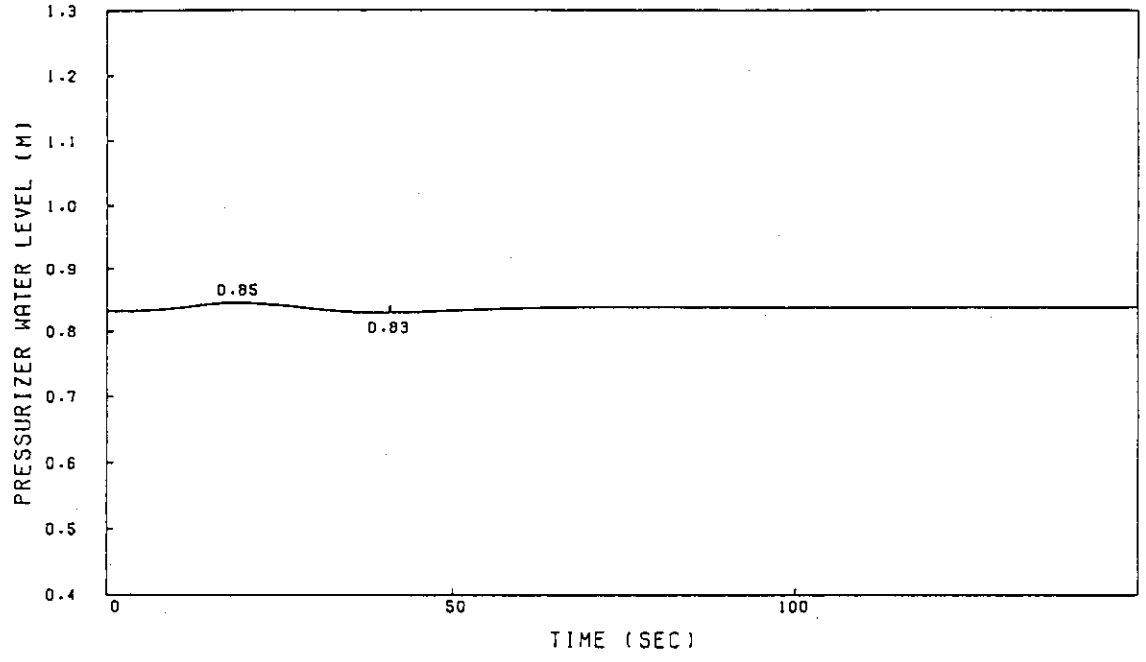


(3) 一次冷却水炉心平均温度

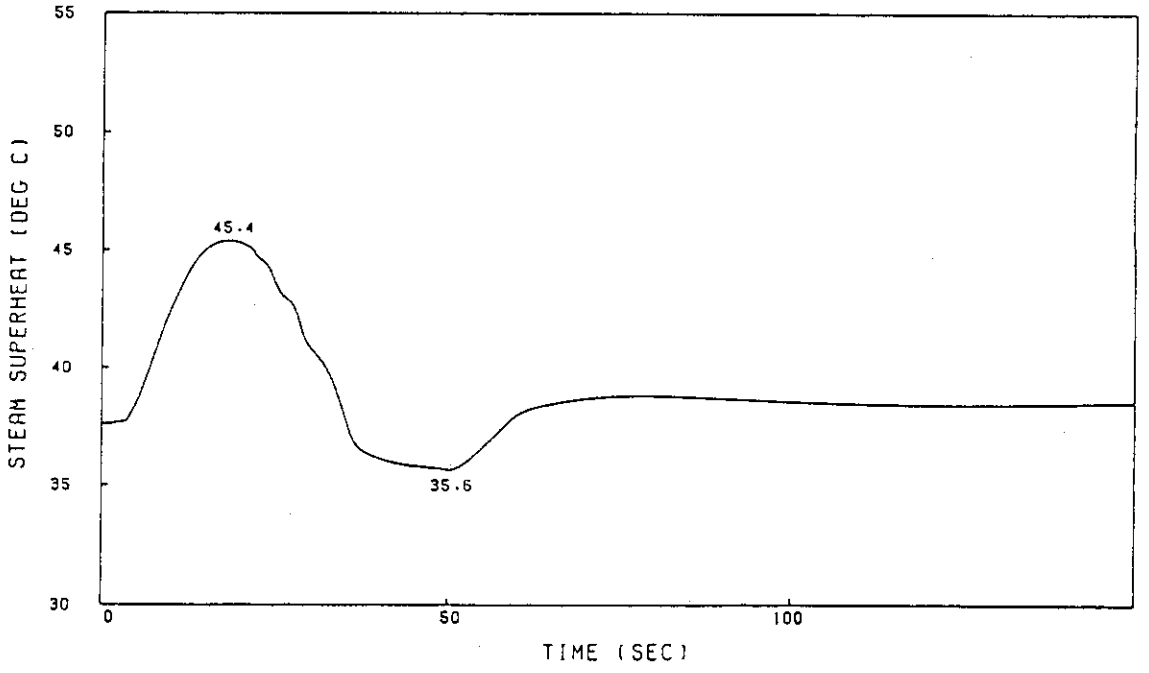


(4) 制御棒相対位置

Fig. Ⅱ. 21. 13 急速な出力減少と出力上昇（その２）（２/５）

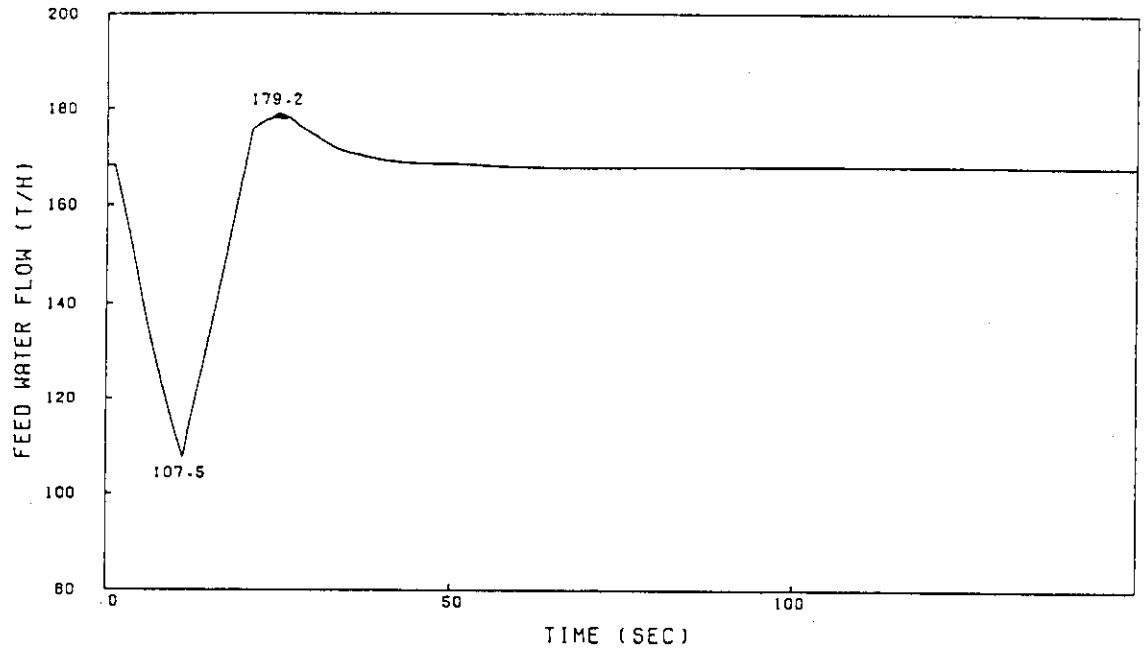


(5) 加圧器水位

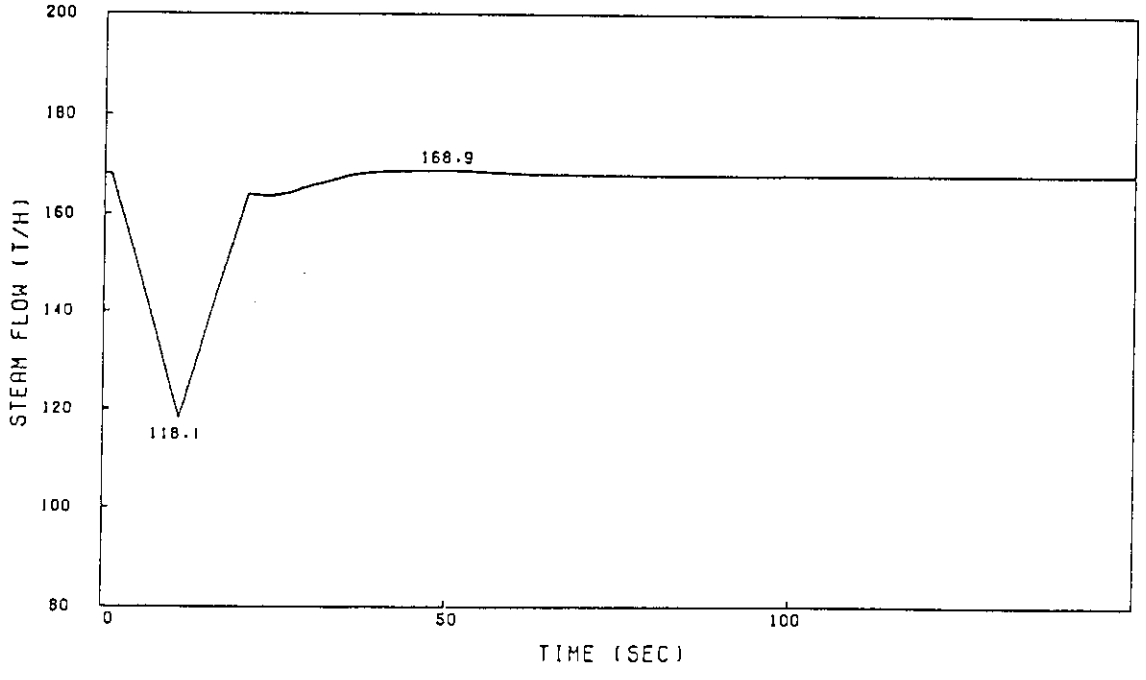


(6) 蒸気過熱度

Fig. II. 21. 13 急速な出力減少と出力上昇（その2）（3/5）

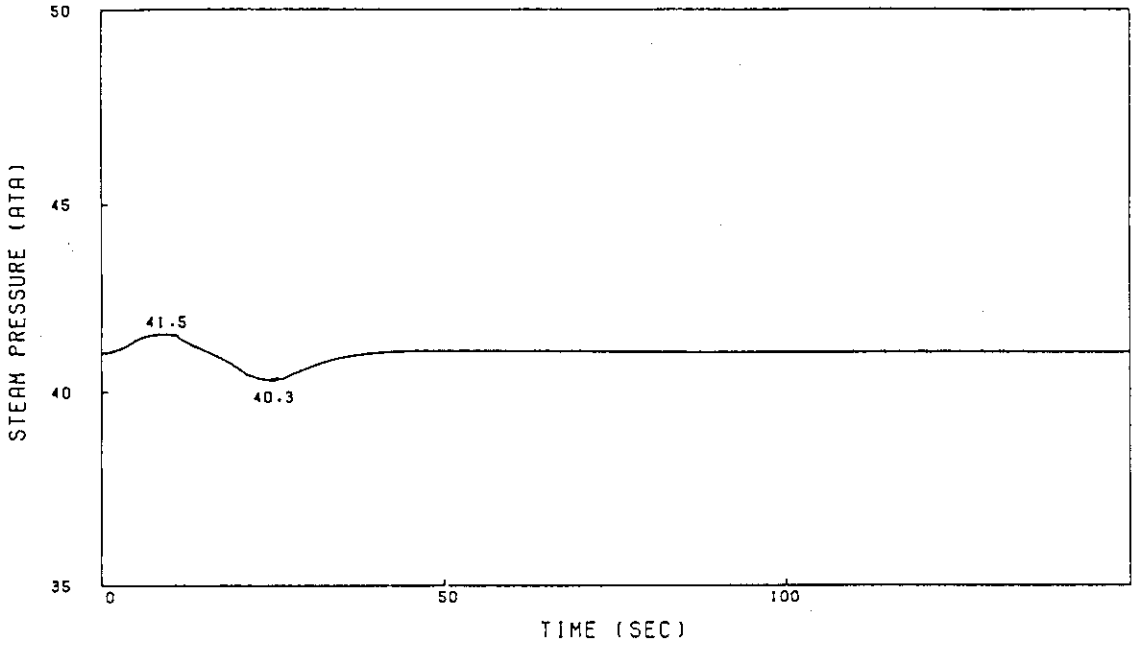


(7) 給水流量



(8) 蒸気流量

Fig. Ⅱ. 21. 13 急速な出力減少と出力上昇（その２）（４/５）



(9) 蒸気圧力

Fig. Ⅱ.21.13 急速な出力減少と出力上昇（その２）（５/５）

22. 事故解析

22.1 一次冷却水流量喪失事故解析

(1) 事故の説明

この事故は，出力運転中に一次冷却水ポンプが同時に2台とも停止することにより，一次冷却水流量の喪失を起こし，その結果，炉心の冷却能力が低下し，一次冷却水温度および原子炉圧力の上昇を起こす事故として考える。

このような事故の原因としては，電源喪失が考えられる。

この事故が発生すると一次冷却水流量低などのスクラム信号により原子炉は自動停止し，停止後の崩壊熱は，パッシブな非常用崩壊熱冷却システムにより除去され，事故は安全に終止できる。

(2) 解析体系

Fig. Ⅱ. 22.1 に事故解析体系を示す。全体系は大きく分けて，原子炉部（一次系，二次系），非常用崩壊熱冷却系および格納容器（CV）の3つから構成される。

以下，それぞれについて説明する。

(A) 原子炉部

原子炉部一次系は，11ボリューム，12ジャンクションで構成される。

上部プレナムボリュームには，上端に，加圧器ボリュームおよびCRDM部ボリュームにつながるジャンクション（J3，J14）を設けている。また，上部位置に一次冷却水ポンプボリュームへの出口ジャンクション（J4）を設け，下部位置に蒸気発生器出口ボリュームと接続した自然循環流路用ジャクション（J13）を設けている。この自然循環用流路は，LOCA等の事故時に崩壊熱を除去するに十分な流量を確保するために設けている。

加圧器ボリュームには，CV下部ボリュームにつながる安全弁ジャムクション（J34）を設けている。

炉心ボリュームには，燃料ヒートスラブ（S1）を設け，SG一次側と二次側の間には，伝熱管ヒートスラブ（S2）を設けている。

さらに，SG一次側ボリュームには，RPV表面からCV水への放熱を模擬したヒートスラブ（S14）を設けている。

その他，原子炉容器の加圧器外胴部，蒸気発生器外胴部，ダウムカマ部および下部プレナム部を考慮したヒートスラブ（S3～S6）を設けている。

ボリューム7は，ヒートスラブ（S8～S10）を介して非常用崩壊熱冷却器に接している。

二次系は，蒸気発生器2基を1ボリュームでモデリングしている。

(B) 非常用崩壊熱冷却系

非常用崩壊熱冷却系は，14ボリューム，16ジャンクションで構成される。

吸熱側非常用崩壊熱冷却器は，3ボリューム分割とし，それぞれのボリュームは，ヒートスラブ（S8～S10）を介して原子炉一次系ボリューム7に接している。

放熱側非常用崩壊熱冷却器も，吸熱側と同様に3ボリューム分割とし，それぞれのボリュームはヒートスラブ（S11～S13）を介してCV下部ボリュームに接している。

サージチャンバは2ボリュームでモデル化し，上部は，気液界面部を含むボリュームとし，下部はサブクール水で満たされたボリュームとする。

非常用崩壊熱冷却系は，作動していない状態では系内の流れは生じていないが，冷却器のヒートスラブの熱伝達計算において，初期状態で流れが生じないと，エラーとなるため，仮想ポンプAおよびBを設け，系内に若干の流れを生じさせるモデルとする。したがって，初期状態においてはバルブ3および4を閉とし，バルブ5および6を開として，仮想ポンプAによる㉖→⑳→㉑→㉒→㉖の閉ループの流れ，ならびにバルブ7および8を開として，仮想ポンプBによる⑳～㉒をバイパスする系内の流れを生じさせる。仮想ポンプAのループ内の水の温度はCV下部ボリューム温度と同じとし，仮想ポンプBのループ内の水の温度は原子炉一次系ボリューム7と同じとする。これにより，ヒートスラブを介したボリューム間の熱の移動がない初期状態を構擬できる。

(C) 格納容器（CV）

格納容器は，2ボリュームでモデル化し，上部は気液界面部を含むボリュームとし，下部はサブクール水で満たされたボリュームとする。

CV下部ボリュームには，ヒートスラブ（S7）を介してヒートパイプ冷却器ボリュームが接している。ヒートパイプ冷却器ボリュームは気液界面部を含むボリュームとし，液面下に一定流量の入口および出口ジャンクション（J16，J17）を設けている。

(3) 解析条件

(A) 初期状態

① 原子炉は，100％出力の定常状態とする。主要プラントパラメータをTable Ⅱ.22.1に示す。

② 非常用崩壊熱冷却系は初期状態においては作動しない。したがって，この状態を模擬するため初期状態においては，バルブ3および4は閉，バルブ5，6，7および8は開とし，仮想ポンプAのループ内の水の温度をCV水と同じ温度（60℃）とし，仮想ポンプBのループ内の水の温度を原子炉一次系ボリューム7の水と同じ温度（282.5℃）とする。サージチャンバは，ボリューム29（サージチャンバ上部）が88 ataの飽和水，飽和蒸気，ボリューム18（サージチャンバ下部）が282.5℃のサブクール水の状態とする。

③ 格納容器は，ボリューム27（CV上部）が1 ataの飽和水，飽和蒸気，ボリューム28が（CV下部）60℃のサブクール水の状態とする。

④ RPV表面からCV水への放熱量は0.2 MWとする。

⑤ ヒートパイプ冷却器の除熱量は0.1 MWとする（実際は，0.2 MWであり，事故発生直後0.1 MWに低下するが，定常状態から事故発生までの期間は短かく，この違いの影響は無視できる）。

(B) 事故条件

① 事故発生時刻は，計算開始後10秒とする（ナルトラルジェント10秒）。

② 一次冷却水流量喪失事故は，電源喪失により発生するとし，電源喪失と同時にSGへの給水も停止する。

③ スクラム信号は次の信号により発生する。

－次冷却水流量低信号　設定値；定格の 80%

④　スクラム信号により下記が作動する。なお，作動までの遅れ時間を 0.45 秒とする。

- 原子炉スクラム
- 非常用崩壊熱冷却系

⑤　非常用崩壊熱冷却系の作動は，バルブ 3 および 4 を開とし，バルブ 5，6，7 および 8 を閉とすることにより行う。

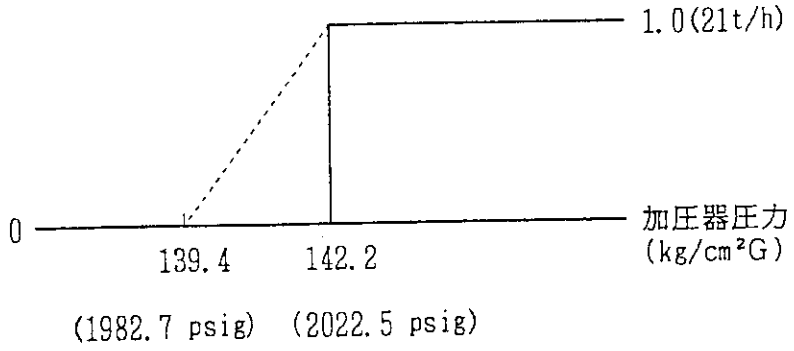
(C)　加圧器安全弁

加圧器安全弁は下記のとおり考慮する。

作動圧力　　2022.5 psig（142 kg/cm^{2}G）
（ただし，CV との差圧）

容　　量　　12.86 lb/s（21 t/h）
（安全弁 1 個分，オン－オフ動作）

加圧器安全弁開度



(D)　CV 水体積

CV 水の非常用崩壊熱除去に寄与する体積，すなわち温度変化が生じる体積を安全側に実際の体積の½とする。

(E)　非常用崩壊熱冷却系運転モード

非常用崩壊熱冷却系は，1 ループ運転の場合と 2 ループ運転の場合の 2 ケースについて解析する。

(4)　解析結果

(A)　非常用崩壊熱冷却系（EDCS）1 ループ運転の場合

Fig. Ⅱ. 22.2 に炉出力変化を，Fig. Ⅱ. 22.3 に炉心出口流量変化を示す。ナルトランジェント 10 秒後に電源が喪失し，電源喪失と同時に一次冷却水ポンプがトリップし，また SG への給水も停止する。一次冷却水ポンプ停止後急速に炉心流量は低下し，約 1 秒後に一次冷却水流量低によるスクラム信号が発生する。

Fig. Ⅱ. 22.4 に SG 出口ボリュームの出入口流量変化を示す。ジャンクション 13 の自然循環流路の流量は，一次冷却水ポンプ停止後急速に上昇し，約 1000 秒後に 85 lb/s (38.6 kg/s) の安定した流れとなる。一方，一次冷却水ポンプ停止後 SG 一次側流量は低下し，約 560 秒

後に流量は逆転し，1200秒後には－28 lb/s（12.7 kg/s）の安定した流量となる。流量の逆転の理由は，SG一次側をバイパスする自然循環流路流量の増加にともないSG一次側ボリュームの冷却が停止し，ボリューム温度が上部プレナム部ボリューム温度よりも高くなったためである。非常用崩壊熱冷却器と接するボリューム7の流量は，SG一次側流量と自然循環流路流量の和であり，1200秒後の流量は57 lb/s（25.9 kg/s，定格流量の約2％）となっている。

Fig. Ⅱ. 22.5に加圧器水位変化を，Fig. Ⅱ. 22.6に加圧器圧力変化を示す。加圧器水位は事故発生後，約0.06 ft（1.8 cm）上昇するが，40秒以後低下している。加圧器圧力は，事故発生後の上昇はなく低下している。これは，一次冷却水ポンプ停止後，スクラムまでの時間が短い（約1秒）こと，自然循環による非常用崩壊熱冷却系が比較的早く（約100秒で安定）機能すること，および加圧器の体積が大きいことによる。

Fig. Ⅱ. 22.7およびFig. Ⅱ. 22.8に原子炉一次系各ボリュームの温度変化を示す。事故発生後，炉心ボリュームおよび上部プレナム部ボリュームの温度はわずかに上昇するが，その後除々に低下している。SG一次側ボリュームおよびSG出口ボリュームの温度は，事故発生後，SG二次側による除熱がなくなるため，上昇する。約200秒後，それぞれの温度はゆるやかなピーク温度に達し，その後徐々に低下している。ボリューム7は非常用崩壊熱冷却器に接しており，その除熱により比較的急速に温度は低下する。ダウンカマボリュームも温度は低下するが，ボリューム7の温度変化より小さい。しかしながら，時間の経過とともに徐々にボリューム7の温度に近づいている。

Fig. Ⅱ. 22.9からFig. Ⅱ. 22.13に非常用崩壊熱冷却系の流量，冷却器の温度，および冷却器の伝熱量変化を示す。系内の自然循環流量は約100秒で安定し，28 lb/s（12.7 kg/s）となり，その後徐々に低下する。冷却器の温度分布も約100秒で安定し，入口と出口の温度差は360°F（200℃）となり，その後徐々に縮まっていく。冷却器の伝熱量も同様に約100秒で安定し，3.8×10^7 BTU/hr（11 MW）となり，その後低下していく。

Fig. Ⅱ. 22.14にサージチャンバ水位をFig. Ⅱ. 22.15にサージチャンバ圧力を示す。サージチャンバ水位および圧力は，約100秒まで急激に低下する。これは，非常用崩壊熱冷却系内において初期状態では系内温度は540.5°F（282.5℃）で一定であったが，冷却が安定した状態では温度分布が生じ，平均温度が低下したからである。その後，水位，圧力共に徐々に低下する。しかし，管内は常にサブクール状態に保たれており，沸騰は生じていない。

Fig. Ⅱ. 22.16に格納容器温度変化を，Fig. Ⅱ. 22.17およびFig. Ⅱ. 22.18に格納容器水位および圧力変化を，Fig. Ⅱ. 22.19にヒートパイプ冷却器除熱量変化を示す。格納容器の温度および水位は時間の経過とともに上昇している。これは非常用崩壊熱冷却器およびRPV表面から格納容器側への放熱がヒートパイプ冷却器による除熱より勝っているからである。格納容器圧力はほとんど変化していない。ヒートパイプ冷却器除熱量は時間の経過とともに格納容器の温度が上昇するため上昇している。約1100秒で2倍，約2700秒で3倍となっている。

Fig. Ⅱ. 22.20にRPV表面からの放熱量変化を示す。事故発生後放熱量は若干上昇した後低下していく。これは，SG二次側からの除熱がなくなったためSG一次側温度の上昇により

放熱量が上昇し，その後，SG一次側流量低下により熱伝達率が低下したことによる。約560秒から急速に放熱量が上昇しているが，これはSG一次側に逆流が形成されたためである。その後SG一次側と格納容器間の温度差の減少とともに放熱量も低下する。

時間の経過とともにヒートパイプ冷却器による除熱量は上昇し，非常用崩壊熱冷却器およびRPV表面からの放熱量は低下する。除熱量と放熱量がバランスした時，格納容器の温度上昇は止まる。この時期は約1日後であり，格納容器温度は最大120℃となる。

(B) 非常用崩壊熱冷却系（EDCS）2ループ運転の場合

非常用崩壊熱冷却系が2ループ運転の場合も，事故後の過渡変化は1ループ運転の場合と同様の傾向を示す。

ここでは，1ループ運転と2ループ運転の過渡変化の定量的な違いを示すため，同一グラフ上に両者の状態量の変化を示す。解析結果をFig. Ⅱ. 22.21からFig. Ⅱ. 22.39に示す。

2ループ運転時の非常用崩壊熱冷却器の初期の除熱量は1ループ運転の約1.8倍となっている（Fig. Ⅱ. 22.31およびFig. Ⅱ. 22.32参照）。このため，一次系冷却水の温度低下は1ループよりも大きく（Fig. Ⅱ. 22.26およびFig. Ⅱ. 22.27参照），加圧器水位低下および加圧圧力低下も大きくなる。（Fig. Ⅱ. 22.24およびFig. Ⅱ. 22.25参照）。

一次系の流量については，事故発生後，約400～500秒後に両者の違いは最も大きくなるが，その後，時間の経過とともに両者の流量は近づいてくる。

非常用崩壊熱冷却器の除熱量については，一次冷却水温度低下が2ループの方が大きいため，除熱量の低下も2ループの方が大きくなる。したがって，非常用崩壊熱冷却器の温度分布すなわち，入口と出口の温度差は2ループの方が小さくなっている（Fig. Ⅱ. 22.29およびFig. Ⅱ. 22.30参照）。

非常用崩壊熱冷却系の平均温度については，一次冷却水温度低下が2ループの方が大きいため，これに対して，平均温度低下も2ループの方が大きくなり，サージチャンバ水位低下およびサージチャンバ圧力低下も大きくなる（Fig. Ⅱ. 22.32およびFig. Ⅱ. 22.34参照）。なお，2ループのサージチャンバの圧力は600秒付近で急速に低下しているが，これは，サージチャンバの水位がサージチャンバ上部ボリューム下端を越えたため，圧力が下部ボリュームの飽和圧力へ変化したことによる。

格納容器温度については，非常用崩壊熱冷却器から格納容器側への放熱量が2ループの方が大きいため，格納容器温度上昇も2ループの方が大きく（Fig. Ⅱ. 22.35参照），水位の上昇も大きい（Fig. Ⅱ. 22.36参照）。なお，圧力の差はほとんどない（Fig. Ⅱ. 22.37参照）。

ヒートパイプ冷却除熱量については，格納容器温度上昇が2ループの方が大きいため，冷却器除熱量も2ループの方が大きい（Fig. Ⅱ. 22.38参照）。

PRV表面からの放熱量については，1ループが約560秒から急速に放熱量が上昇しているのに対し，2ループは約360秒から上昇している。これは2ループの方がSG一次側の流量逆転時間が早いためである。また，2ループの方がSG一次側と格納容器間の温度差の低下が大きいため，除熱量の低下も大きい。

格納容器の温度上昇が止まる時間および最大温度は1ループと2ループの間で差はほとんどない。

(5) 評　価

本解析より以下のことが明らかとなった。

① 一次冷却水流量喪失事故による原子炉一次系冷却水の温度の上昇はわずかであり，圧力の上昇はなく，安全弁を作動せずに事故は安全に終止する。これは，一次冷却水ポンプ停止後，スクラムまでの間が短い（約1秒）こと，自然循環による非常用崩壊熱冷却系が比較的早く（約100秒で安定）機能すること，および加圧器の体積が大きいことによる。

② 非常用崩壊熱冷却系の除熱能力が大きいため，原子炉一次系冷却水の温度低下速度が大きい。非常用崩壊熱冷却系1ループ運転時で一次冷却水の温度低下速度は約80℃/hrであり，2ループ運転時では約110℃/hrとなる。これは，一般的に事故時許容される温度低下速度（約50℃/hr）を上回っている。この対策としては，以下が考えられる。

1）RPV内面に対し，断熱対策を施す。

2）非常用崩壊熱冷却系の系統数を増やす。

3）格納容器の最高使用圧力を上げる。

③ ヒートパイプの冷却器モデルによる除熱量変化はFig. Ⅱ. 16.5に示すヒートパイプ除熱特性と一致している。

④ 非常用崩壊熱冷却系モデルによる除熱量は，100秒後の値は1ループで11 MWであり，第16章　Fig. Ⅱ. 16.10に示す除熱性能曲線から求めた値（約7.5 MW）の1.5倍である。しかしながら，これは過渡変化が大きな時の値であり，変化がゆるやかとなった2760秒後の値は1ループで約4.5 MWであり，除熱性能曲線から求めた値（約4.6 MW）とほぼ一致している。

22.2　その他の事故の検討

一次冷却水流量喪失事故の他に想定される主要な事故として，下記事故事象がある。

1）一次冷却水喪失事故（LOCA）

2）蒸気発生器細管破断事故

3）主蒸気管破断事故

これらの事故について，「小型，軽量化炉プラント」[67]（以下，A炉と呼ぶ）および「改良舶用炉パッシブ冷却システムの検討[19]」で行った事故解析結果ならびに，今回の一次冷却水流量喪失事故解析結果に基づき，事故の見通しの検討を行った。

(1) LOCA

格納容器設計圧力が，A炉では50 kg/cm^{2}であってからMRXでは20 kg/cm^{2}Gに変更された。

LOCA後一次系圧力と格納容器内圧力がバランスするまでの一次冷却水の格納容器内への放出量は増加する。

ここでは，A炉のLOCA解析結果および追加パラメータ解析結果に基づき，LOCA後整定時の原子炉容器内水位を評価し，炉心冠水および崩壊熱冷却が可能な水位を保っているかどうかの検討を行った。

(A) A炉解析結果

A 炉ベースに初期の格納容器気相部体積を 3 m^3 から 12 m^3 まで変化させて，LOCA 後整定時の格納容器圧力および原子炉容器内水位ならびに整定までの一次冷却水の放出量を求めた。

この結果を Fig. Ⅱ. 22.40 から Fig. Ⅱ. 22.42 に示す。

Fig. Ⅱ. 22.40 より，初期の格納容器気相部体積が 14.5 m^3 のとき，整定時の格納器圧力が 21 Kg/cm^2 となる。この時の整合までの一次冷却水の放出量は，Fig. Ⅱ. 22.41 より 22.4 m^3 となる。また，Fig. Ⅱ. 22.42 より原子炉容器水位は，炉心よりも 0.86 m 上方にある。

(B) MRX 炉の評価

MRX 炉の原子炉容器内保有水量は約 62 m^3 で，A 炉の保有水の 1.8 倍である。

したがって，A 炉の解析結果に対して以下の補正を行う。

(a) 整定時までの一次冷却水の放出量

整定時までの一次冷却水の放出量は，概略，保有水量に比例すると考えられる。

したがって，MRX 炉の整定時までの一次冷却水の放出量は約 40 m^3 となる。

(b) 整定時の原子炉格純容器内水位

整定時の残存水量は，62 m^3－ 40 m^3＝ 22 m^3 となる。これを，MRX 炉の水位に換算すると，炉心よりも 0.86 m 上方で，崩壊熱冷却機能維持のための自然循環用流路よりも 0.24 m 上方にある。

(c) 初期の格納容器気相部体積

初期の格納容器気相部体積は，整定時までの一次冷却水の放出量に概略比例すると考えられる。

したがって，MRX 炉の初期の格納容器気相部体積は，約 26 m^3 となる。

(C) ま と め

格納容器設計圧力が 20 kg/cm^2G である MRX 炉の LOCA の検討を行った結果，整定時の原子炉容器内水位は，炉心冠水および崩壊熱冷却が可能な水位を確保している。ただし，IMO 基準の PPC 3（船体定傾斜 30°）の条件下における崩壊熱冷却機能の確保，および設計余裕を考慮すると，整定時の原子炉容器内水位を約 0.5 m 高くする必要がある。

(2) 蒸気発生器細管破断事故

SG 細管破断により，一次冷却水が SG 二次側に流出し始め，加圧器圧力は低下し，圧力低の LOCA 信号が発信する。これにより原子炉スクラム，一次冷却水ポンプトリップ，SG 給水ラインの隔離およびタービンへの蒸気ラインの隔離が行われる。

この間の破断口から二次側へ流出する一次冷却水量は「改良舶用炉パッシブ冷却システムの検討」[19] によると，一次系保有水量の約 17% である。残存水による水位は(1)LOCA の検討から判断して，炉心冠水および崩壊熱冷却が可能な水位を十分確保している。

原子炉スクラム後は，非常用崩壊熱冷却系の作動により一次系は冷却され，事故は安全に終止できる見通しである。

(3) 主蒸気管破断事故

主蒸気管破断事故は大破断と小破断では様相が異なるため，分けて見通しの検討を行う。

(A) 大破断の場合

主蒸気管破断と同時に，蒸気が破断口からCV水中に放出される。CV水中に放出された蒸気は，一部はCV水で凝縮されるため，事故初期ではCV内圧の上昇は小さい。

原子炉一次系はSGで過冷却されるため，出力領域中性子束高または熱的余裕不足によりスクラムし，DNBRが許容値を下まわることはない。

スクラム信号により給水ポンプはトリップし，非常用崩壊熱冷却系が作動する。給水ポンプトリップ後はSGへの給水が停止し，給水及び蒸気ラインの隔離弁が締められる。

この間，SGからの蒸気はCV内圧を徐々に上昇させるが，一方，CV内圧の上昇にともないCV水が破断口からCV外へ漏洩するため，CV内圧の過度の上昇はない。

その後も，SG内に残留している水の蒸発およびCV水が破断口からSG内に断続的に出入することによる蒸気の発生によりCV内圧は若干上昇するが，ヒートパイプ冷却器で冷却されるので，CV内圧の上昇はやがて止まり，その後低下していく。

以上のとおり事故は安全に終止できる見通しである。

(B) 小破断の場合

破断と同時に，蒸気が破断口からCV水中に放出される。CV水中に放出される蒸気は大破断の場合より少なく，CV水中で完全に凝縮するため，CV内圧の上昇は少ない。

原子炉一次系は，SGでの過冷却が大破恵より小さいため，出力領域中性子束高または熱的余裕不足に達せずスクラムしない事も考えられる。

破断が小さいと，CV水は破断口からCV外へほとんど放出されないが，CV水中への蒸気の放出量が少ないので，CV内圧の上昇はゆるやかである。

CV水位が上端に近づくと内圧が急上昇するが，それまでの間に蒸気圧力低またはCV内圧高，CV水位高等によりスクラムすることが可能であり，給水ポンプをトリップすることができる。

スクラム後は大破断と同様の経過となる。

Table Ⅱ.22.1 主要プラントパラメータ

原子炉熱出力	100 MW
一次系定格圧力	121 ata
炉心入口温度	282.5 ℃
炉心出口温度	297.5 ℃
炉心流量	4460 t／h
二次側圧力	41 ata
二次側蒸気流量	168.2 t／h
二次側蒸気温度	288.7 ℃
格納容器圧力	1 ata
格納容器水温度	60 ℃

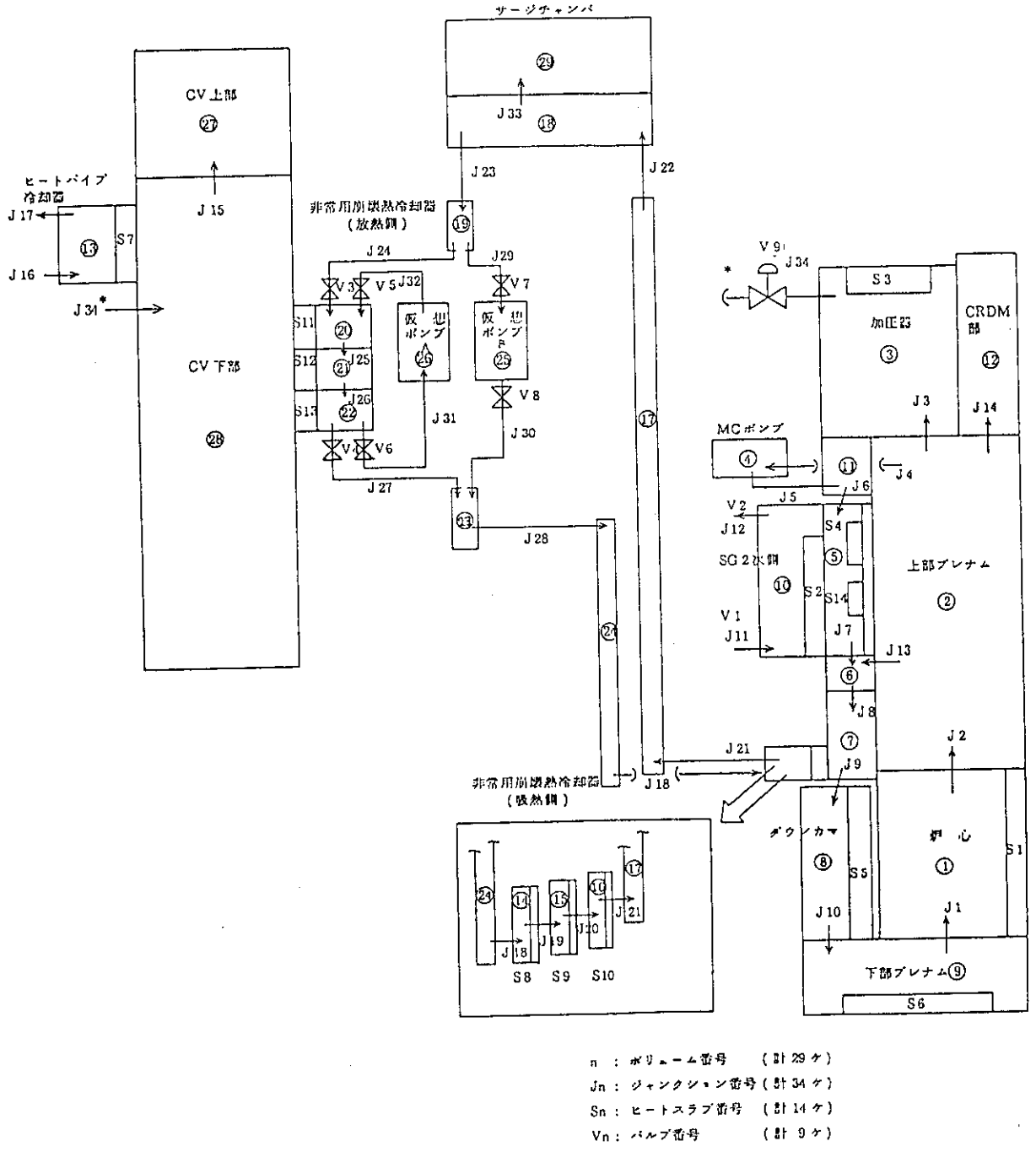


Fig. II. 22. 1 一次冷却水流量喪失事故解析体系

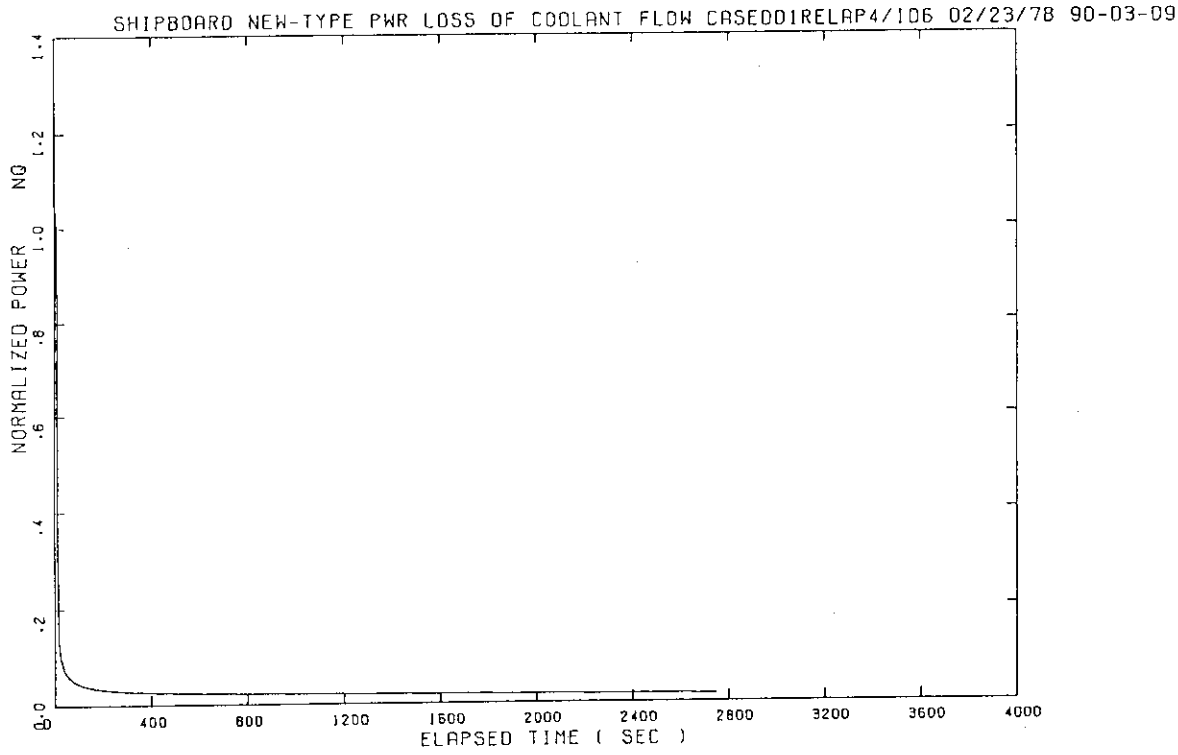


Fig. Ⅱ. 22. 2　炉出力変化（EDCS 1ループ運転）

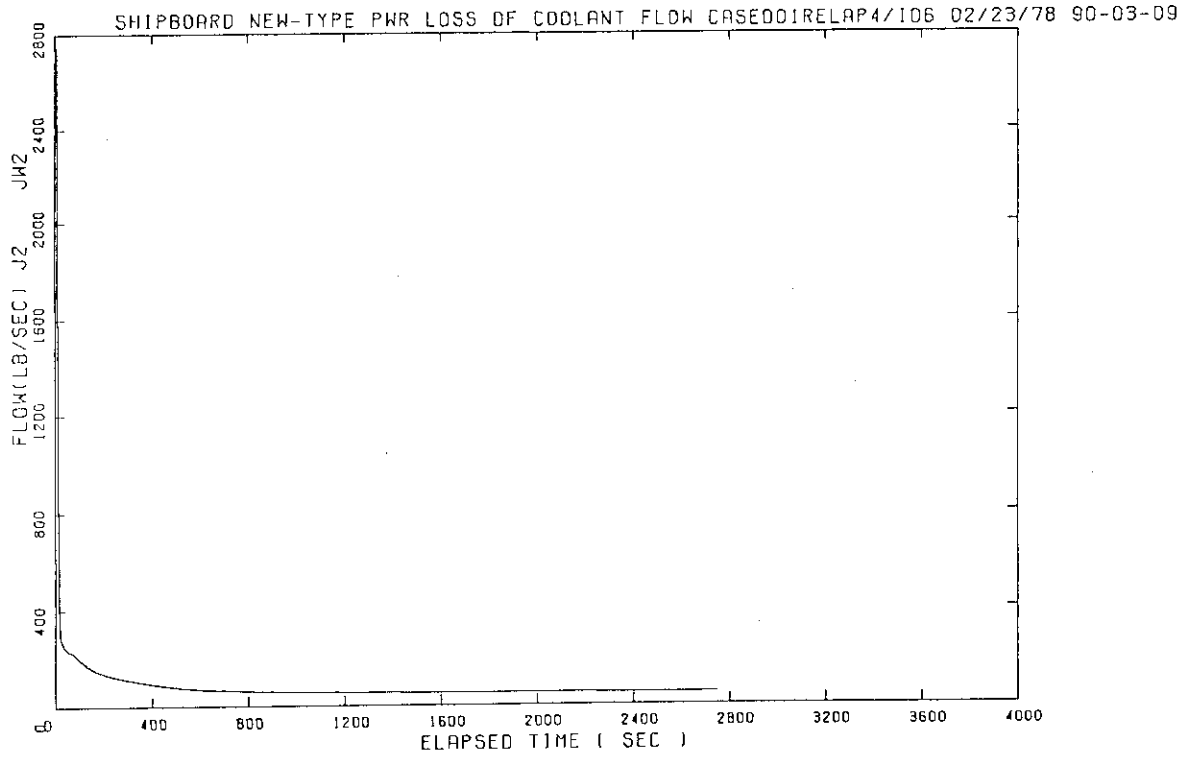


Fig. Ⅱ. 22. 3　炉心出口流量変化（EDCS 1ループ運転）

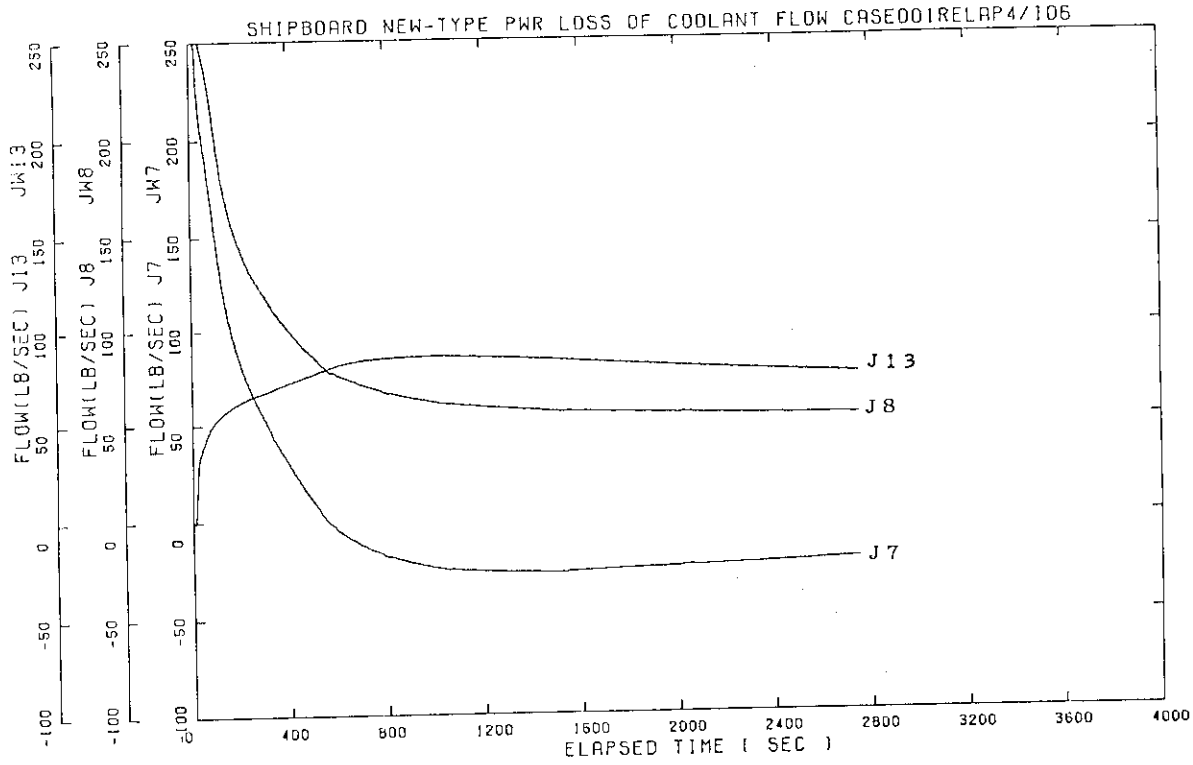


Fig. Ⅱ. 22. 4　SG 出口ボリュームの出入口流量変化（EDCS 1 ループ運転）

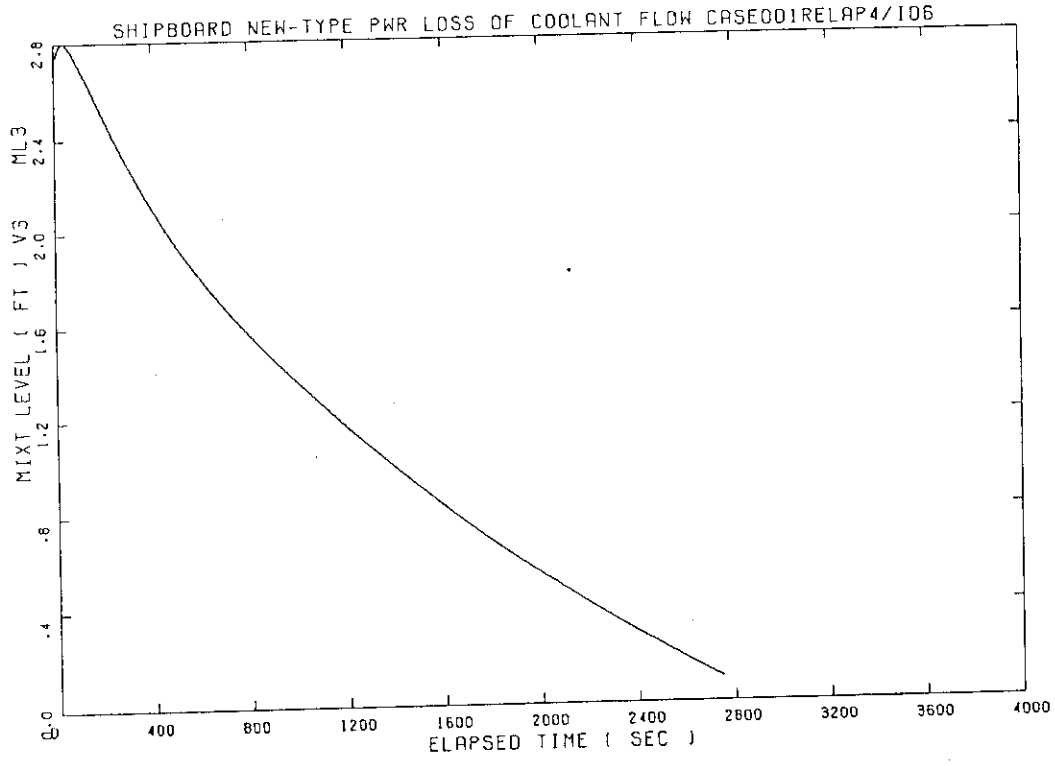


Fig. Ⅱ. 22. 5　加圧器水位変化（EDCS 1 ループ運転）

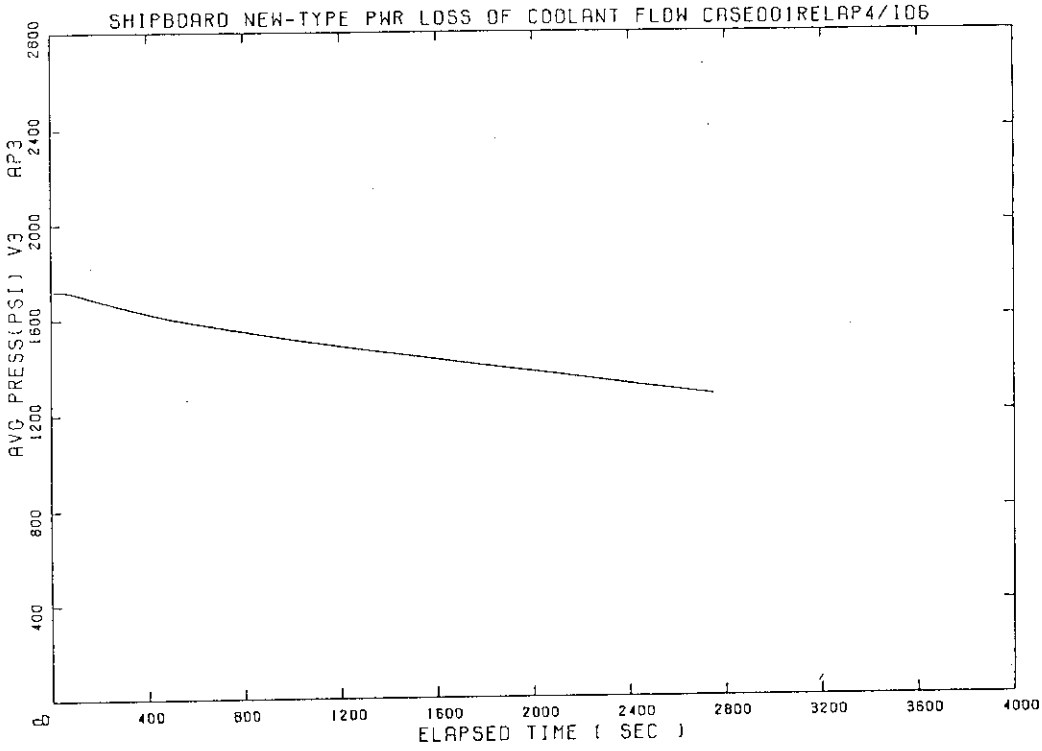


Fig. Ⅱ. 22. 6　加圧器圧力変化（EDCS 1 ループ運転）

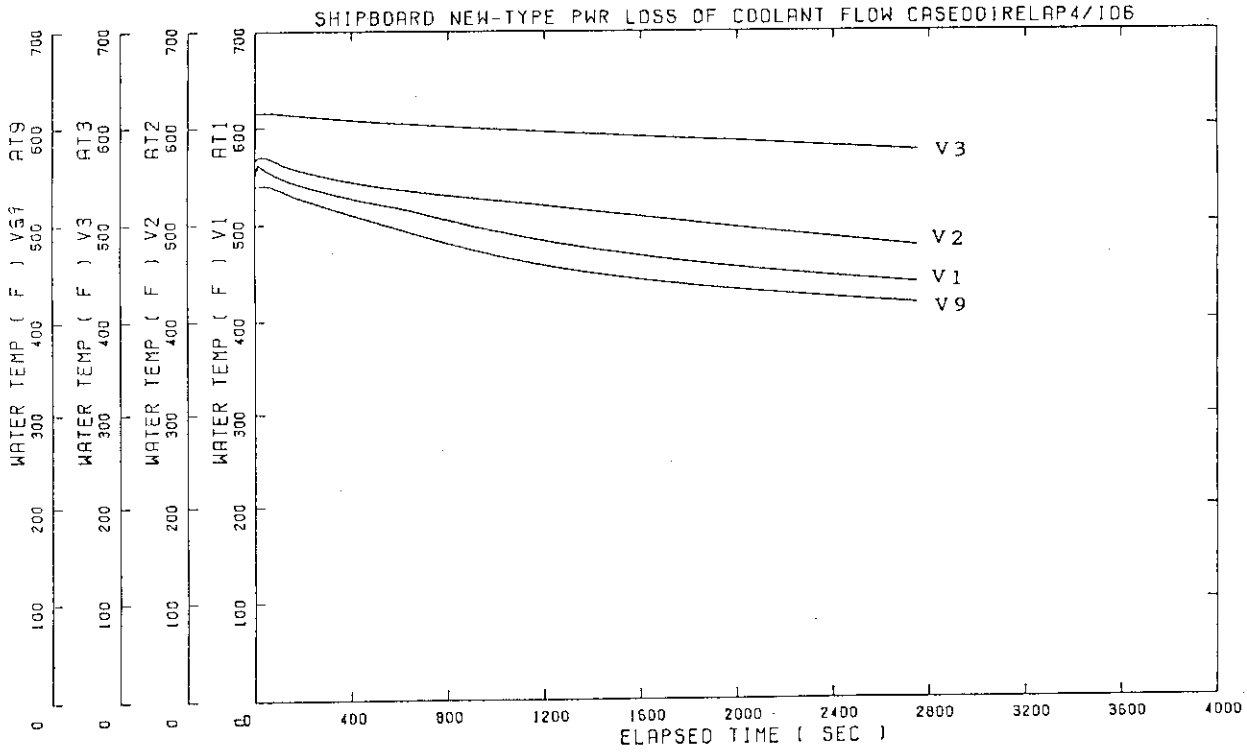


Fig. Ⅱ. 22. 7　原子炉一次系系各ボリューム温度変化（1/2）
（EDCS 1 ループ運転）

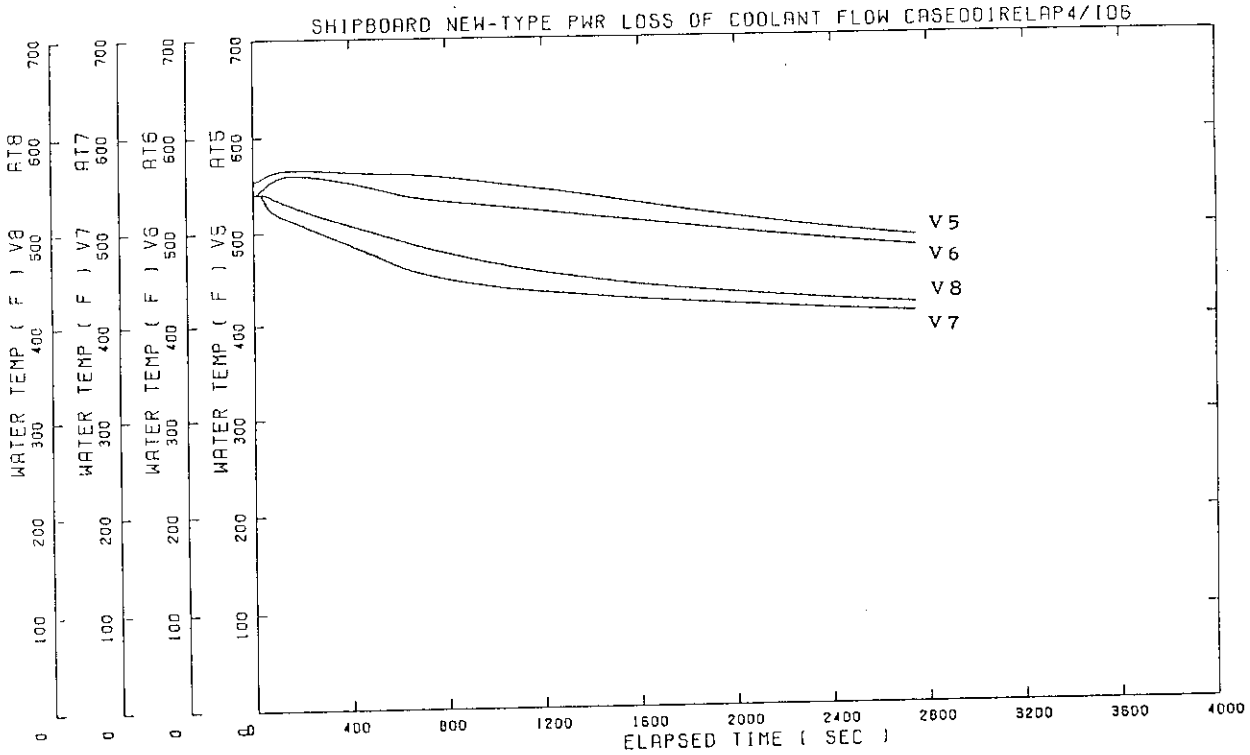


Fig. Ⅱ.22.8　原子炉一次系各ボリューム温度変化（2/2）
（EDCS 1ループ運転）

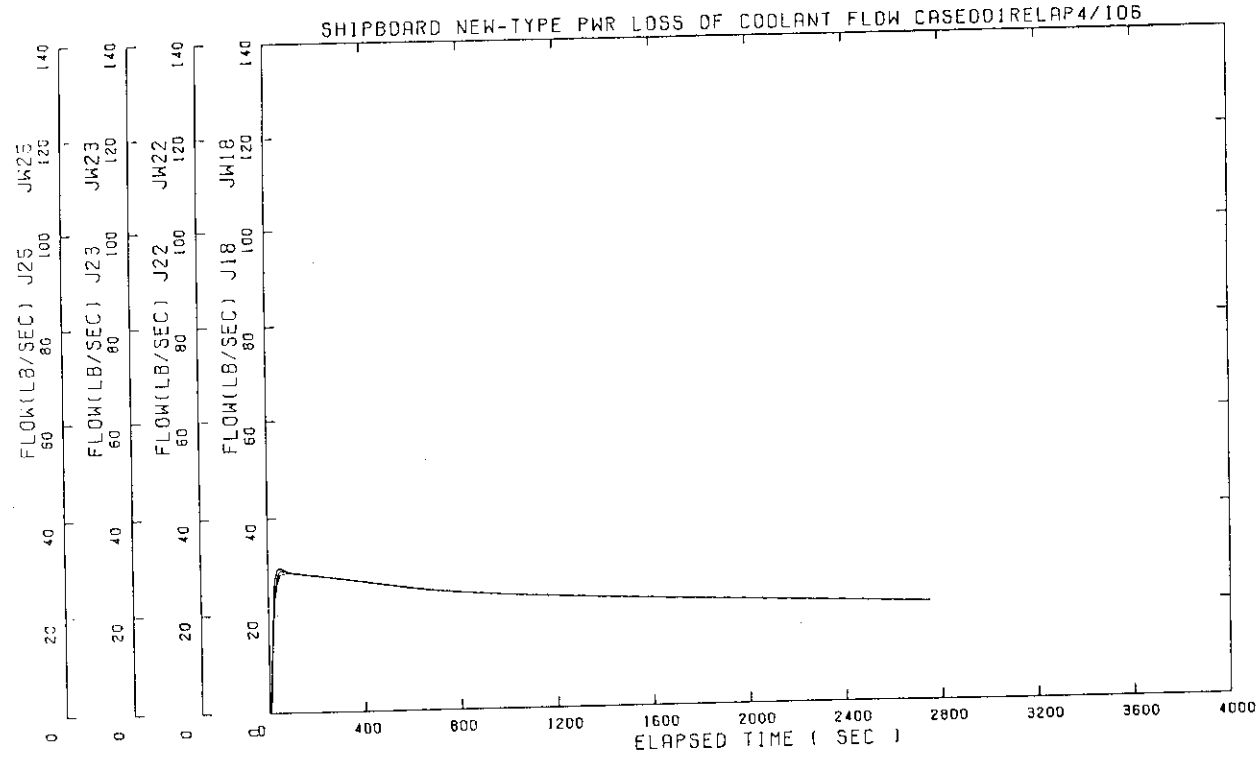


Fig. Ⅱ.22.9　非常用崩壊熱冷却系流量変化（EDCS 1ループ運転）

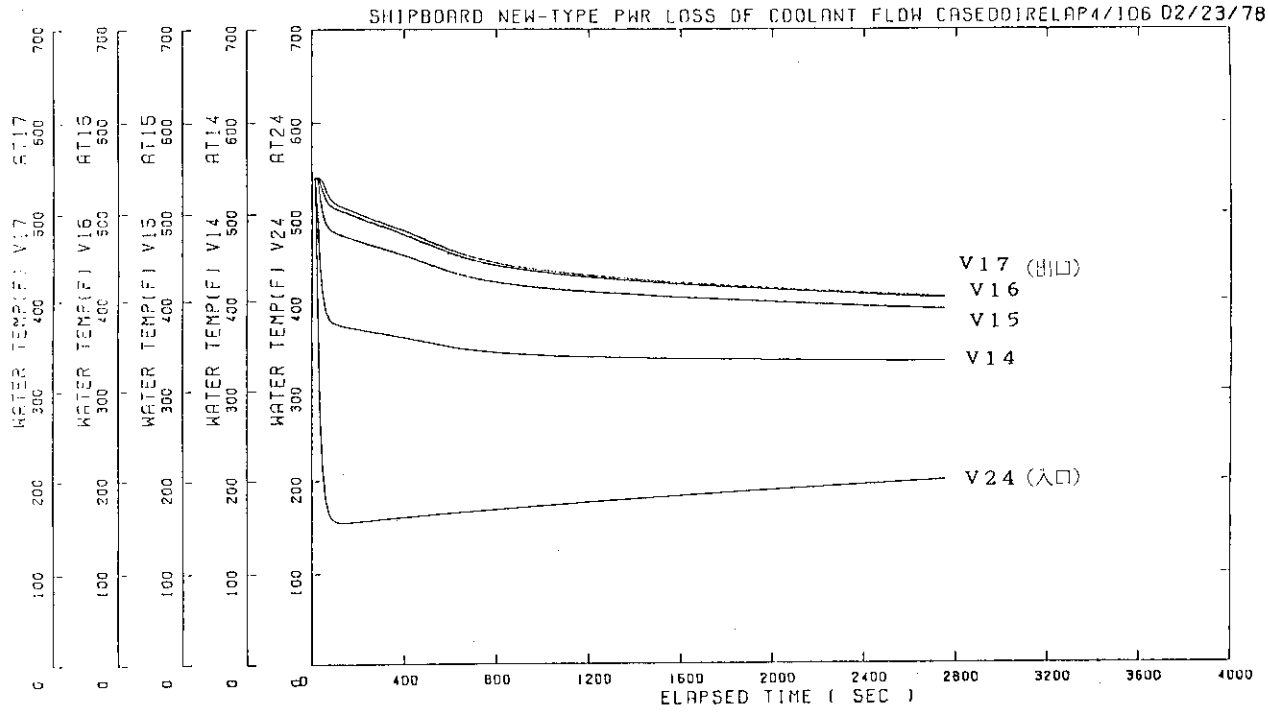


Fig. Ⅱ. 22. 10　非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）温度変化
（EDCS 1ループ運転）

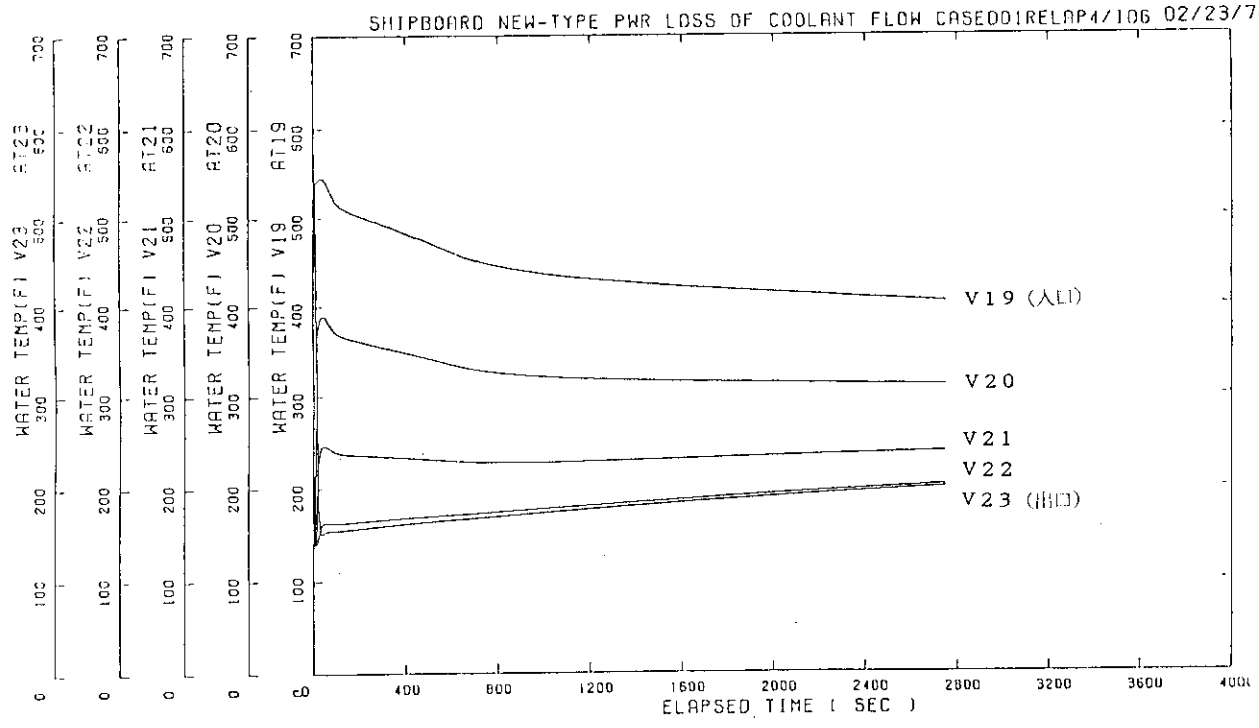


Fig. Ⅱ. 22. 11　非常用崩壊熱冷却器（放熱側）温度変化
（EDCS 1ループ運転）

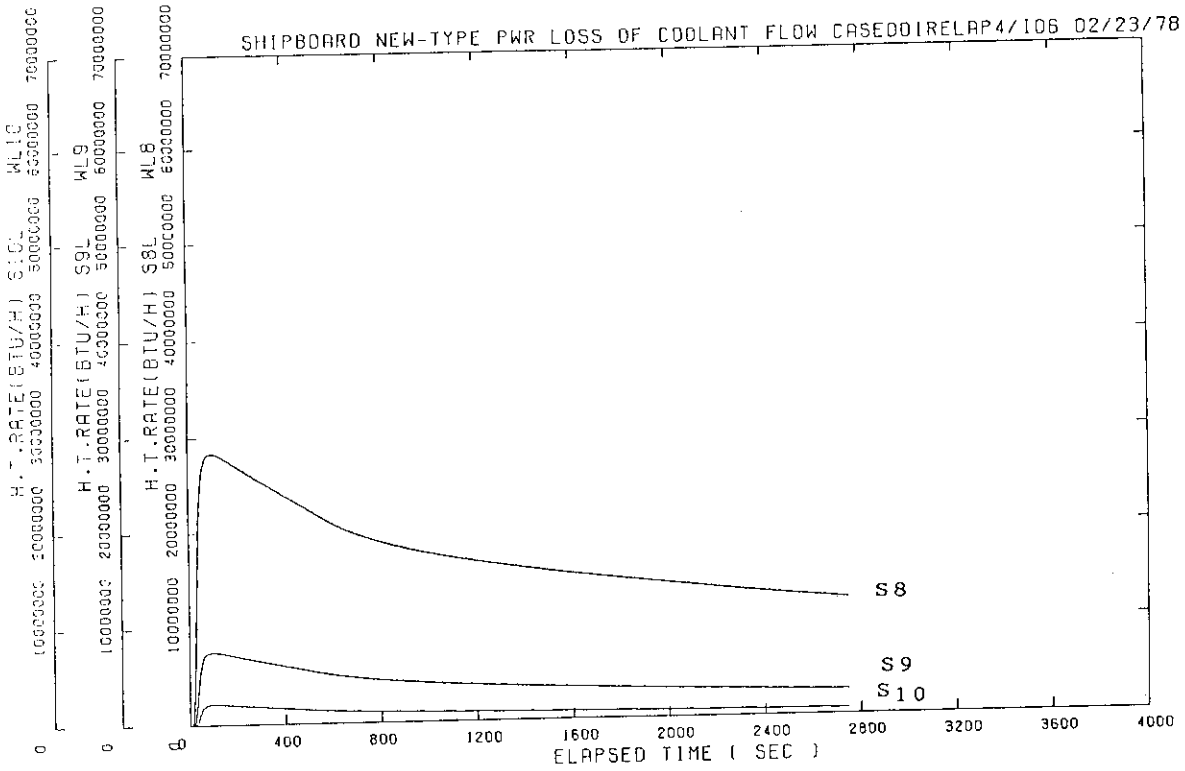


Fig. Ⅱ. 22. 12　非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）伝熱量変化
（EDCS 1 ループ運転）

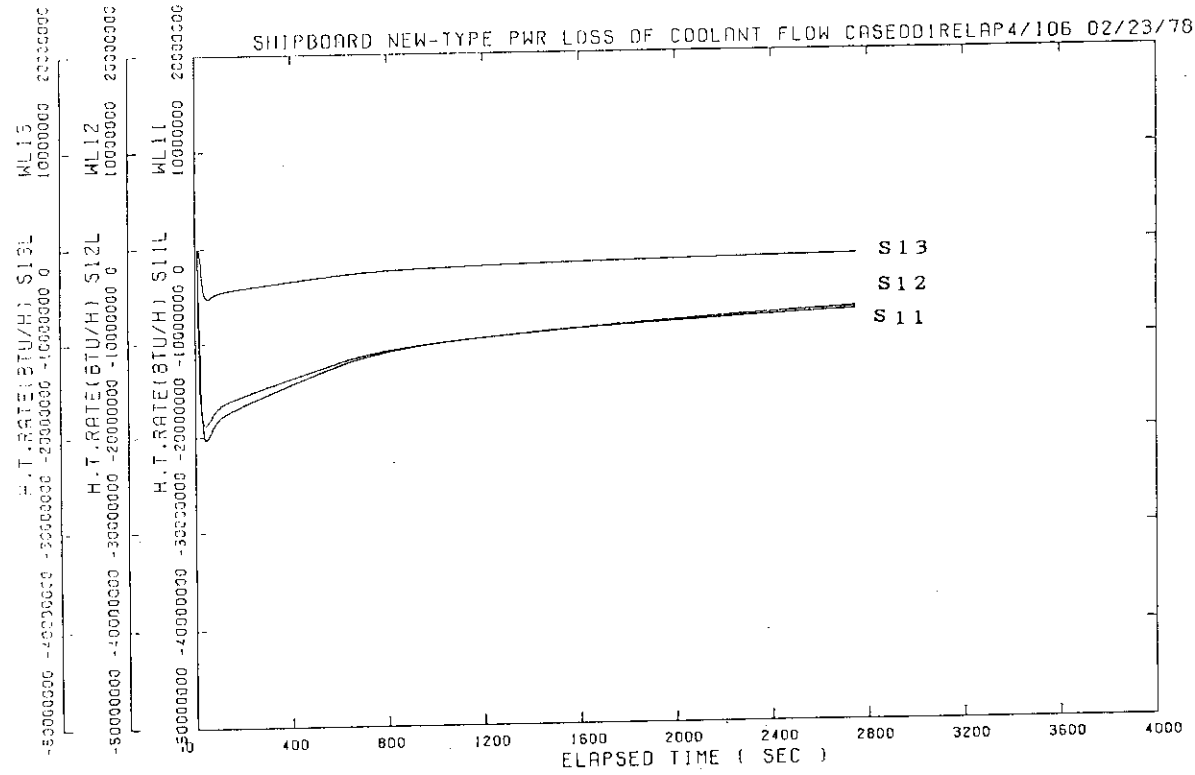


Fig. Ⅱ. 22. 13　非常用崩壊熱冷却器（放熱側）伝熱量変化
（EDCS 1 ループ運転）

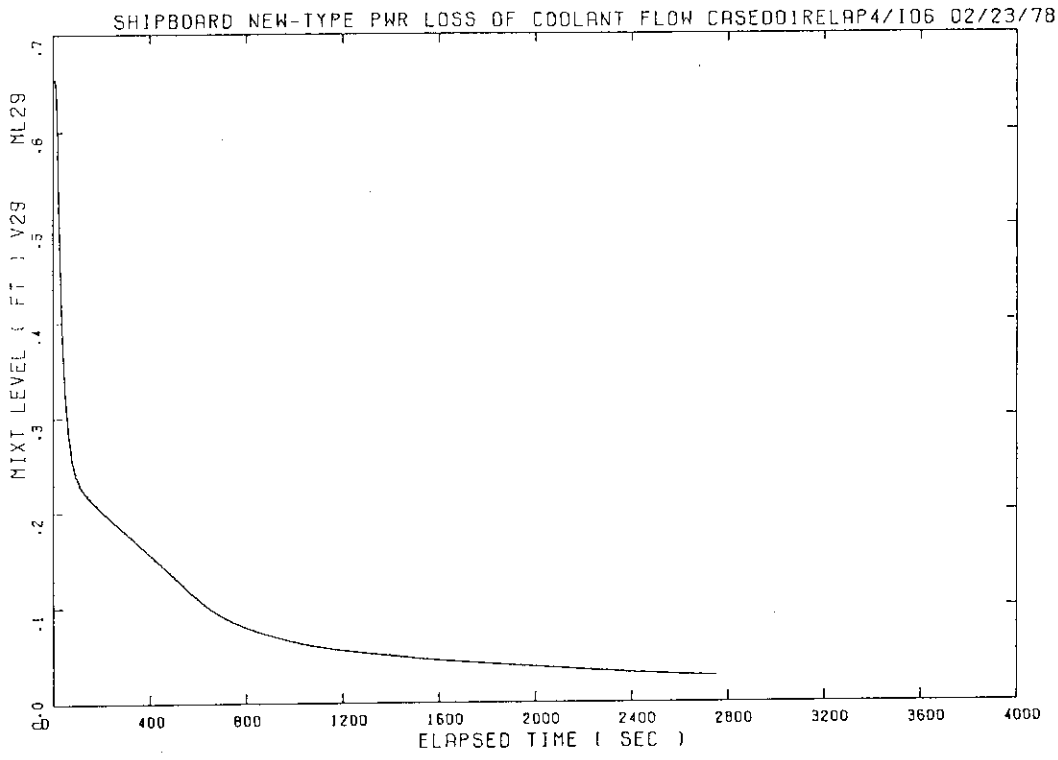


Fig. Ⅱ. 22. 14　サージチャンバ水位変化（EDCS 1ループ運転）

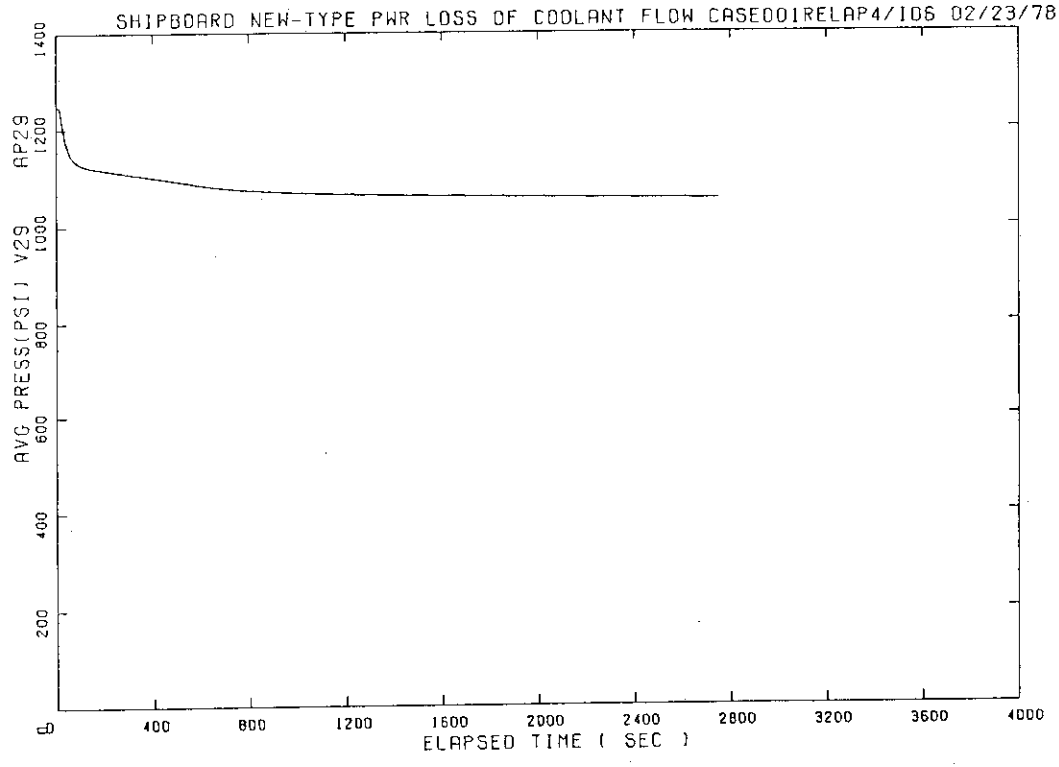


Fig. Ⅱ. 22. 15　サージチャンバ圧力変化（EDCS 1ループ運転）

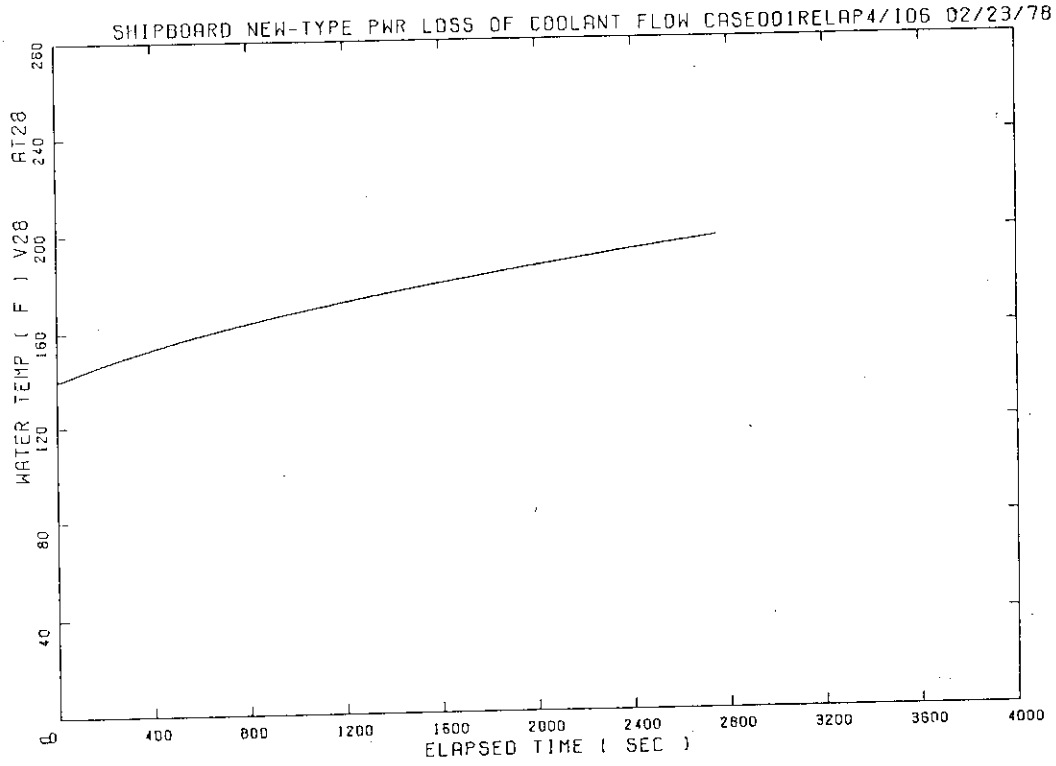


Fig. Ⅱ. 22. 16　格納容器温度変化（EDCS 1ループ運転）

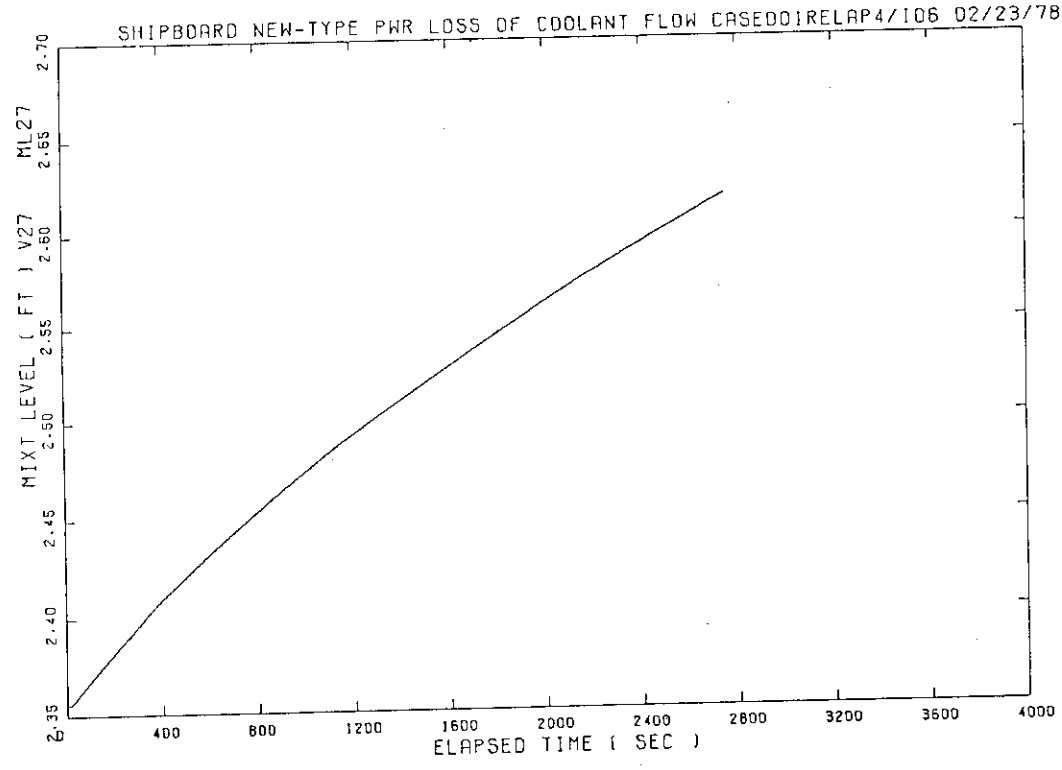


Fig. Ⅱ. 22. 17　格納容器水位変化（EDCS 1ループ運転）

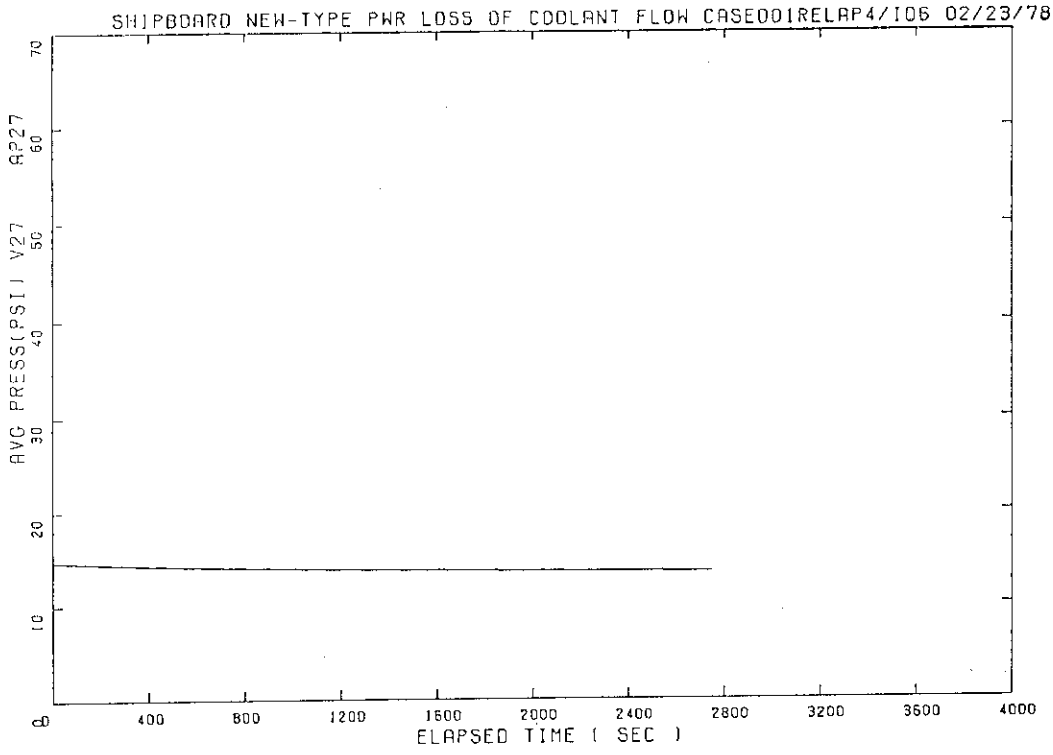


Fig. Ⅱ. 22. 18　格納容器圧力変化（EDCS 1ループ運転）

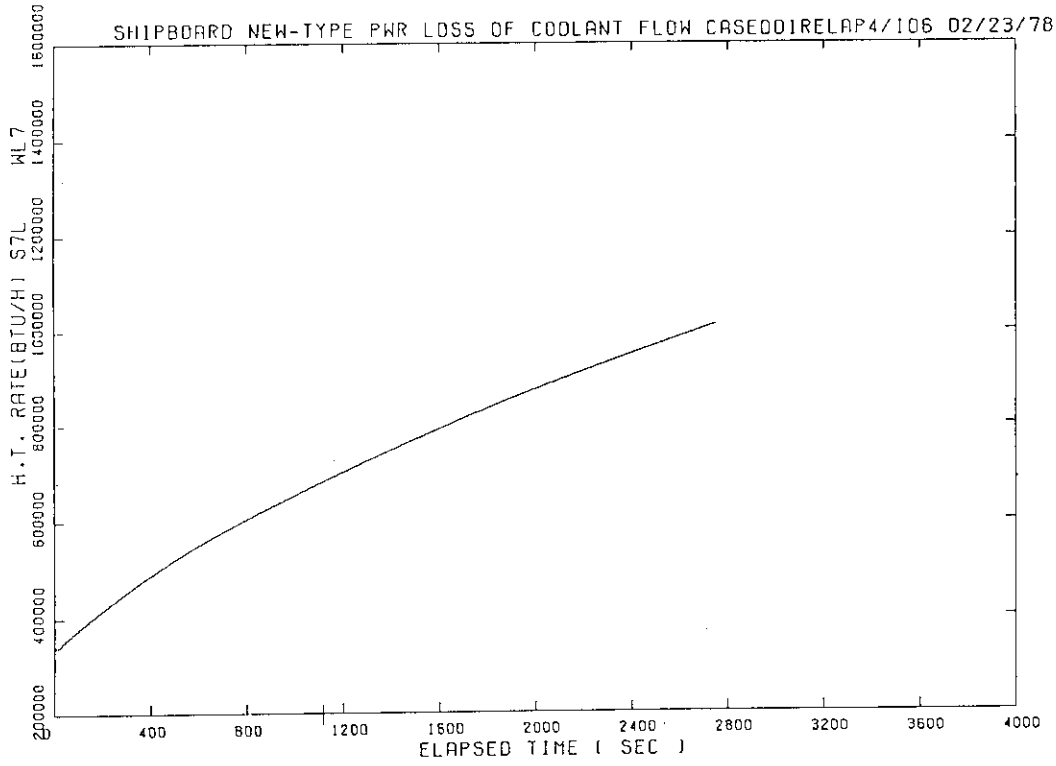


Fig. Ⅱ. 22. 19　ヒートパイプ冷却器除熱量変化（EDCS 1ループ運転）

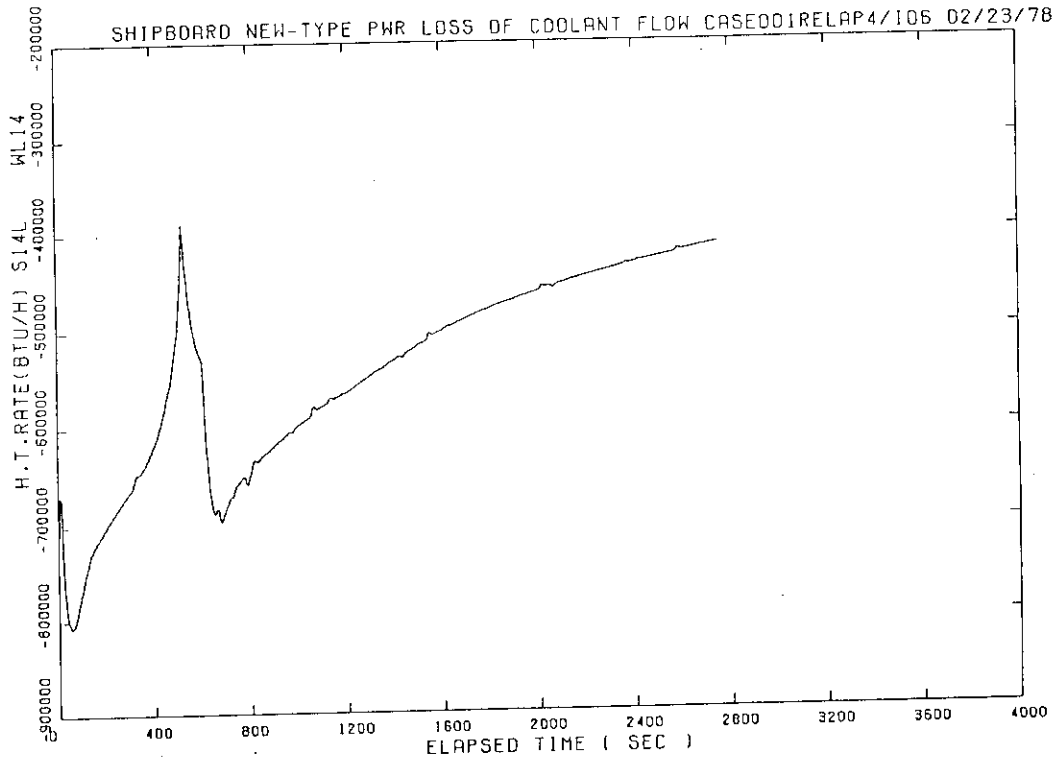


Fig. Ⅱ. 22. 20　RPV 表面からの放熱量変化（EDCS 1 ループ運転）

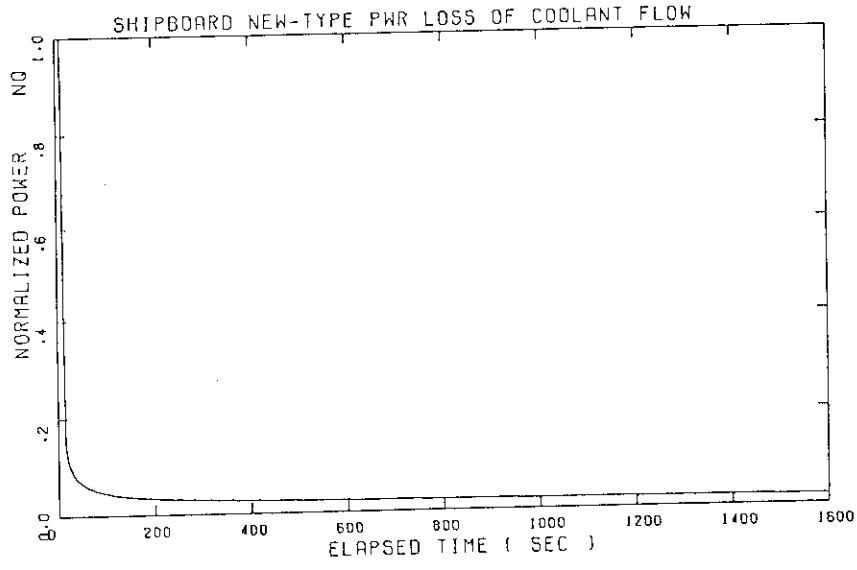


Fig. Ⅱ. 22. 21　炉出力変化（EDCS 運転モード比較）

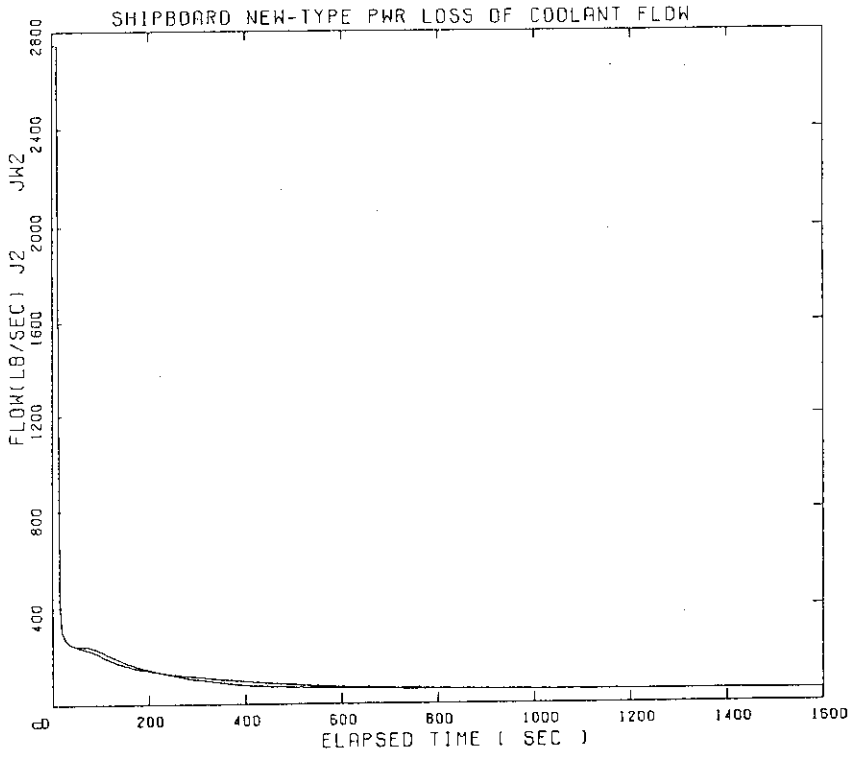


Fig. Ⅱ. 22. 22　炉心出口流量変化（EDCS 運転モード比較）

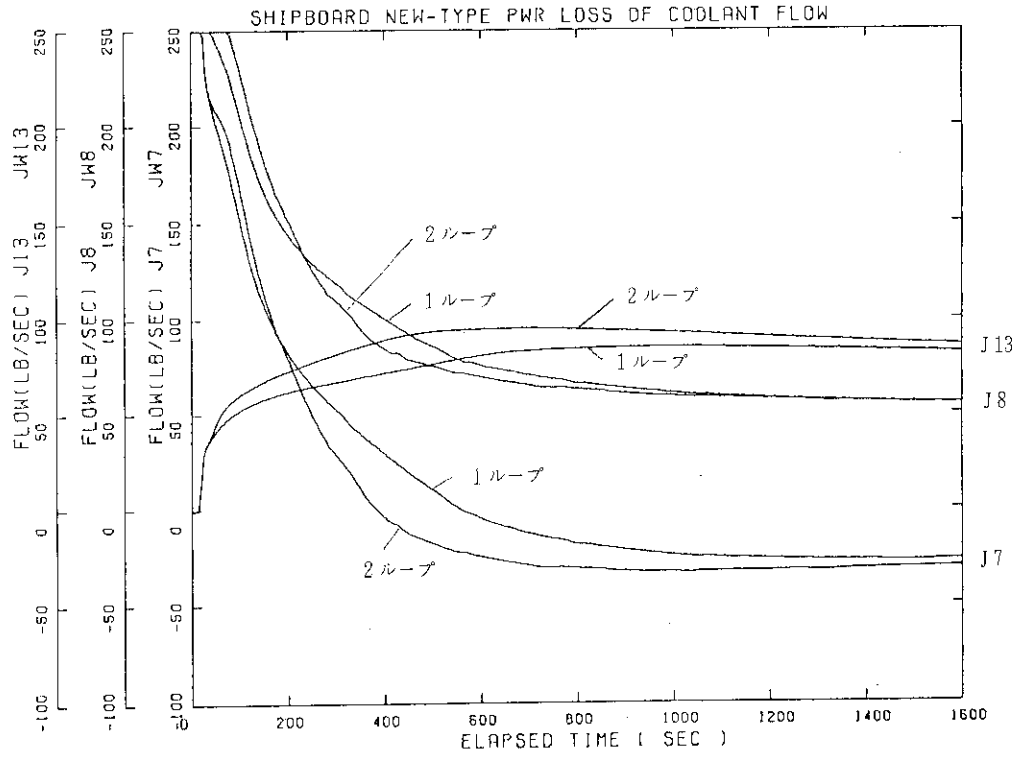


Fig. Ⅱ. 22. 23　SG 出口ボリュームの出口流量変化（EDCS 運転モード比較）

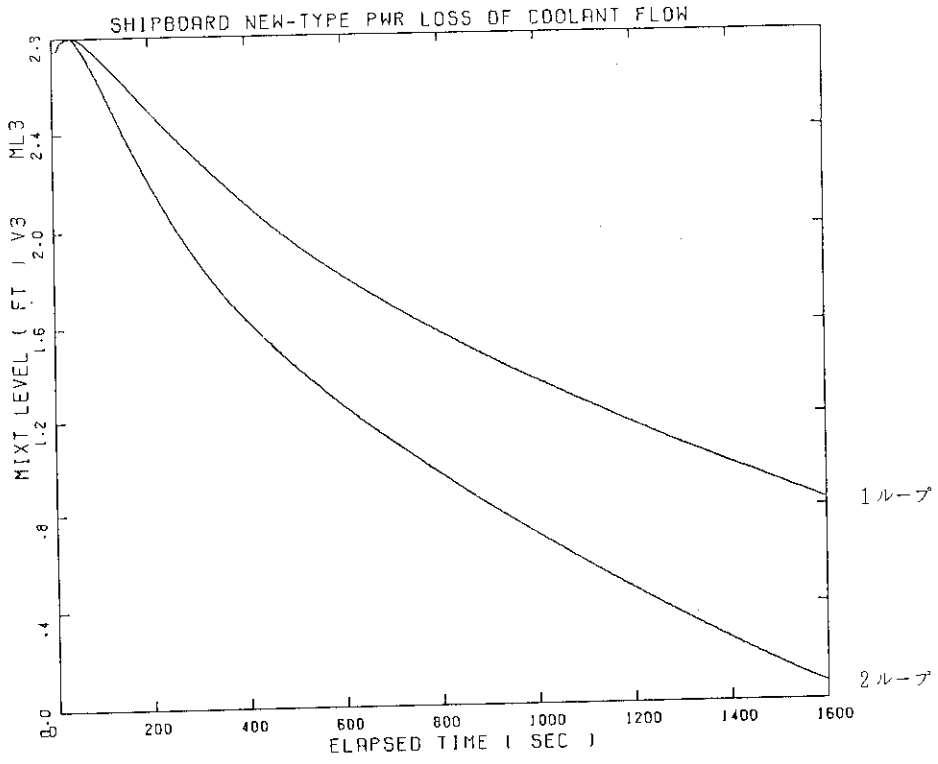


Fig. Ⅱ. 22. 24　加圧器水位変化（EDCS 運転モード比較）

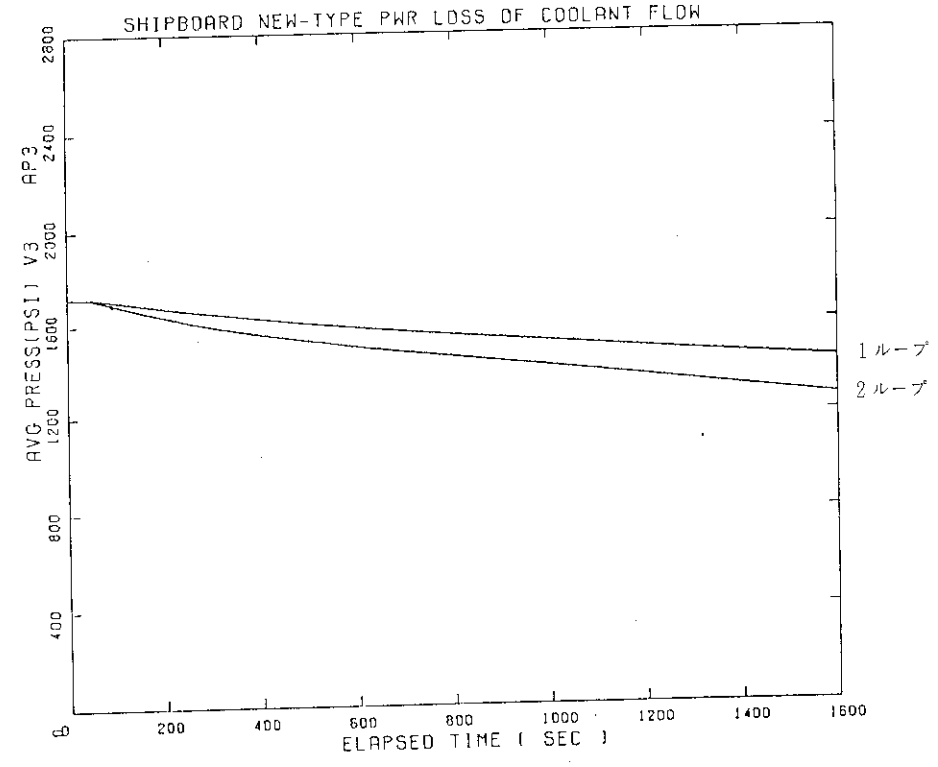


Fig. Ⅱ. 22. 25　加圧器圧力変化（EDCS 運転モード比較）

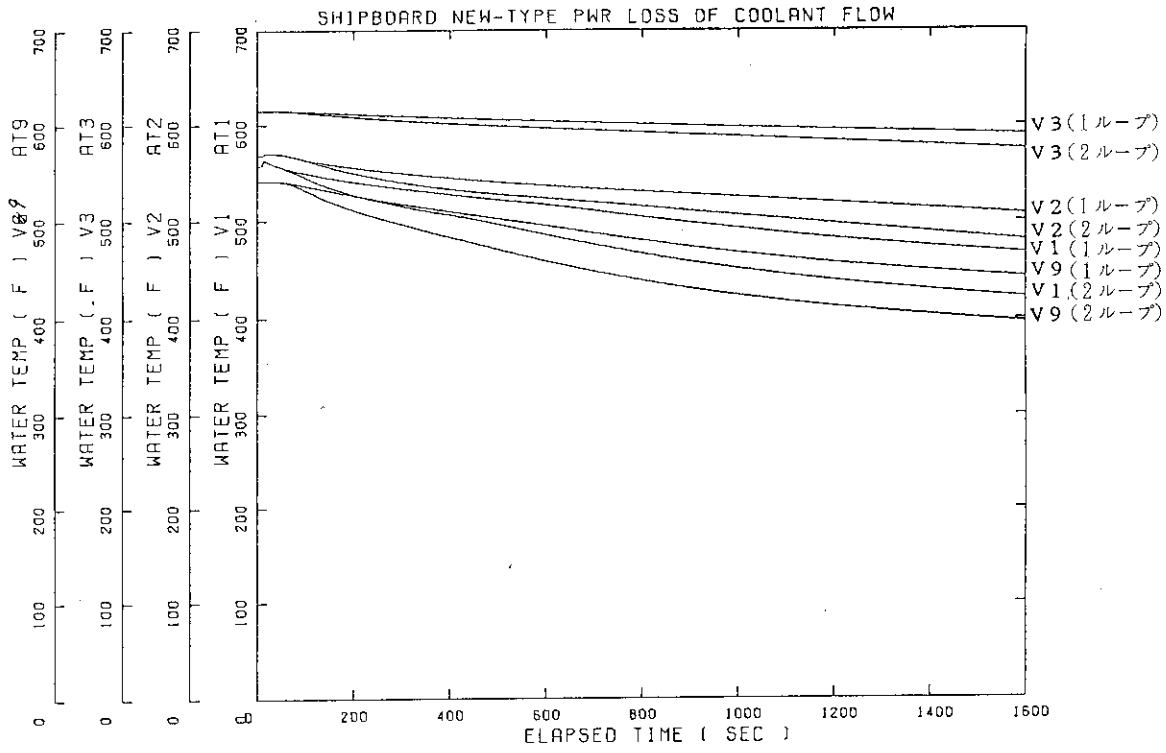


Fig. Ⅱ.22.26　原子炉一次系各ボリューム温度変化（1/2）
(EDCS 運転モード比較)

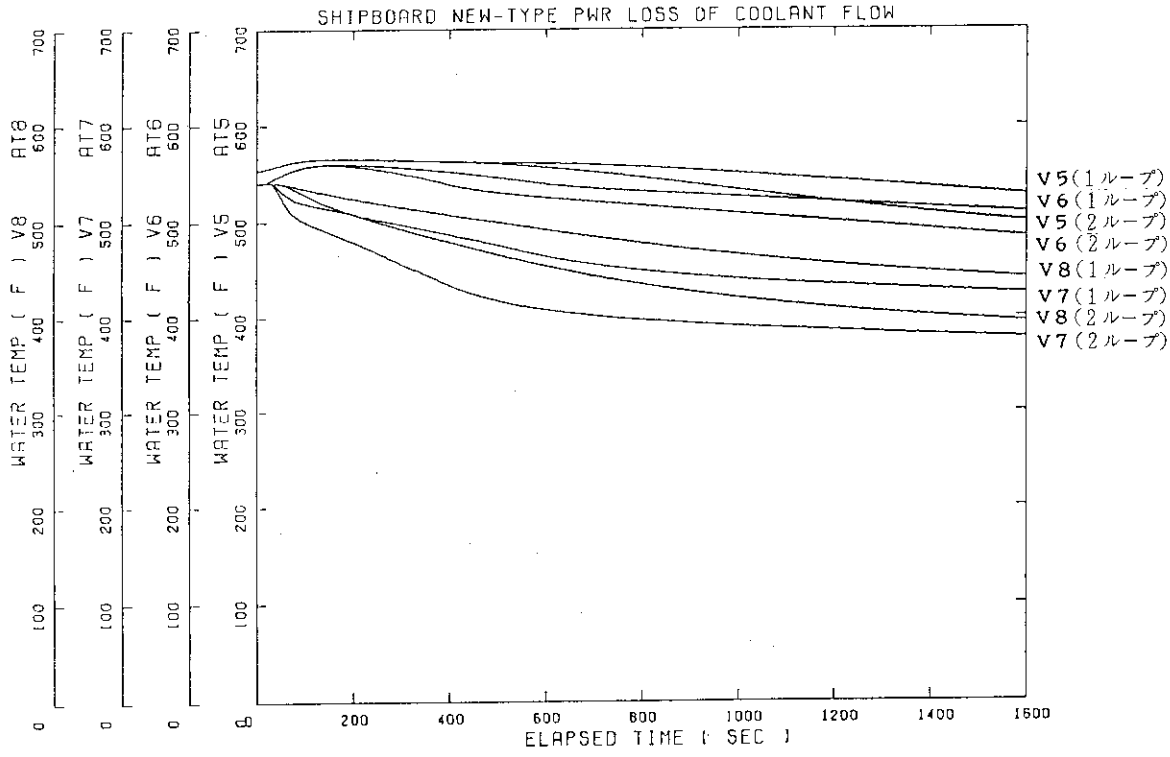


Fig. Ⅱ.22.27　原子炉一次系各ボリューム温度変化（2/2）
(EDCS 運転モード比較)

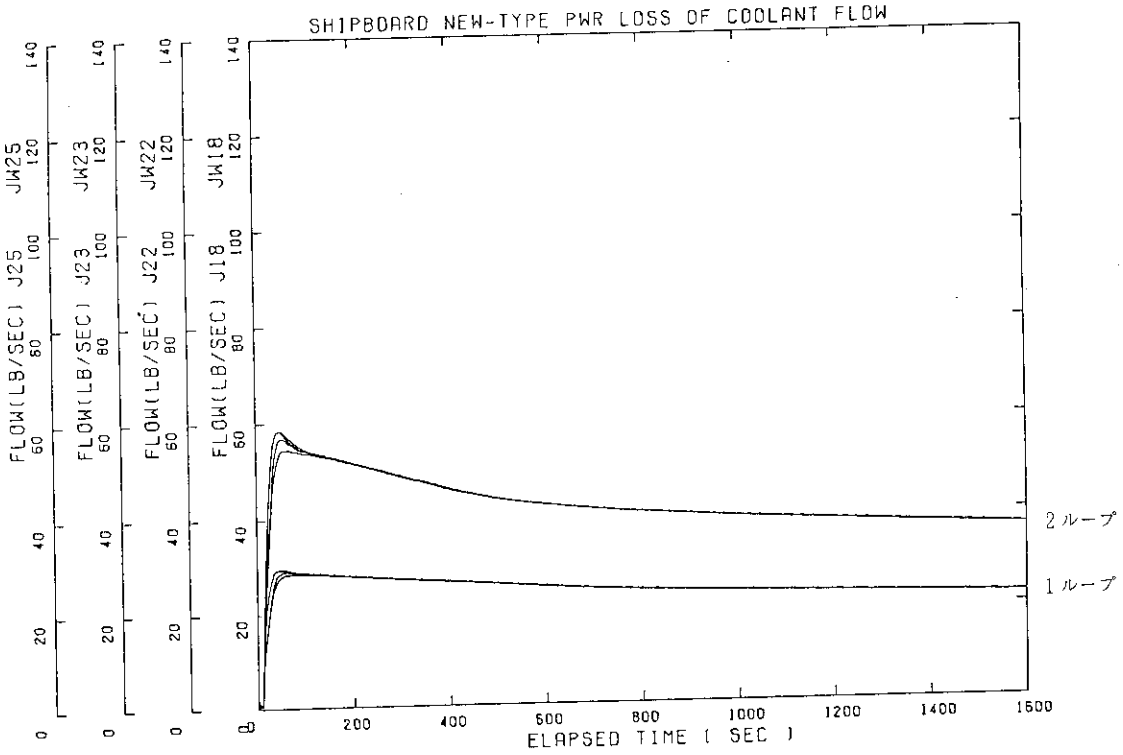


Fig. Ⅱ. 22. 28　非常用崩壊熱冷却系流量変化（EDCS 運転モード比較）

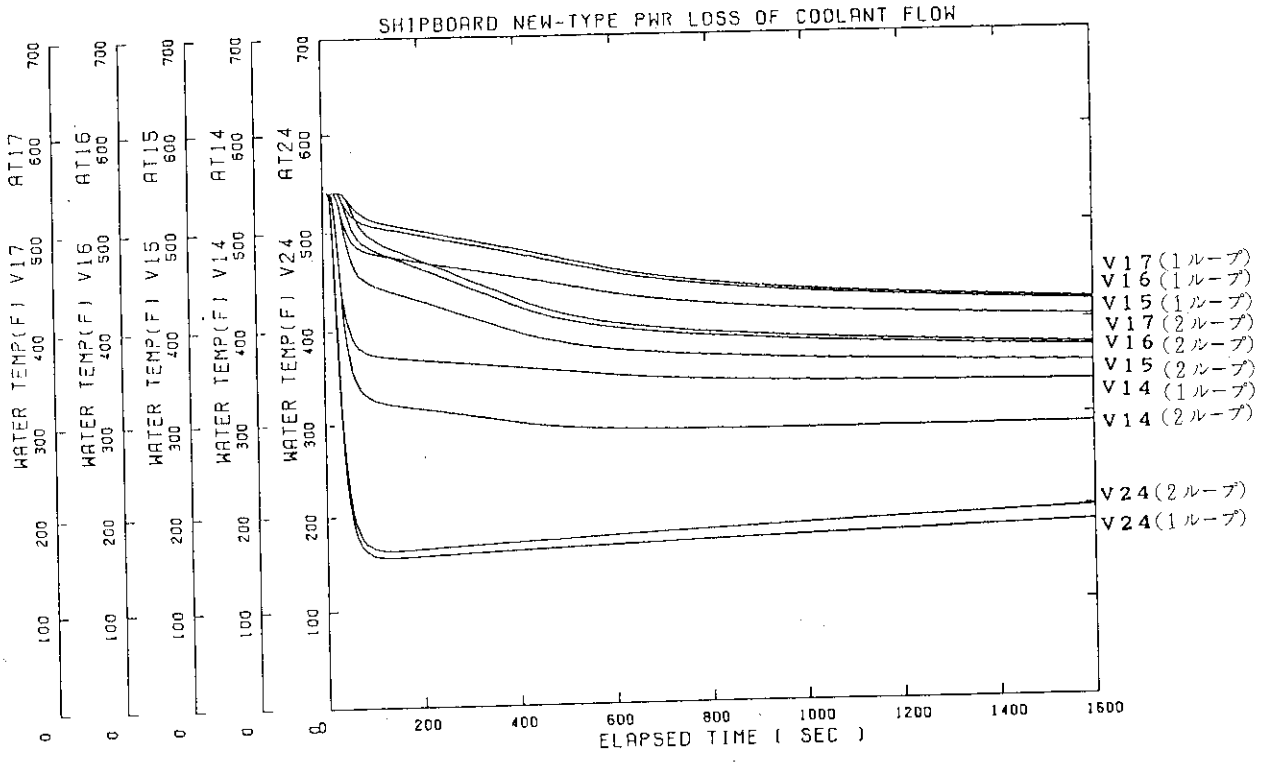


Fig. Ⅱ. 22. 29　非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）温度変化
(EDCS 運転モード比較)

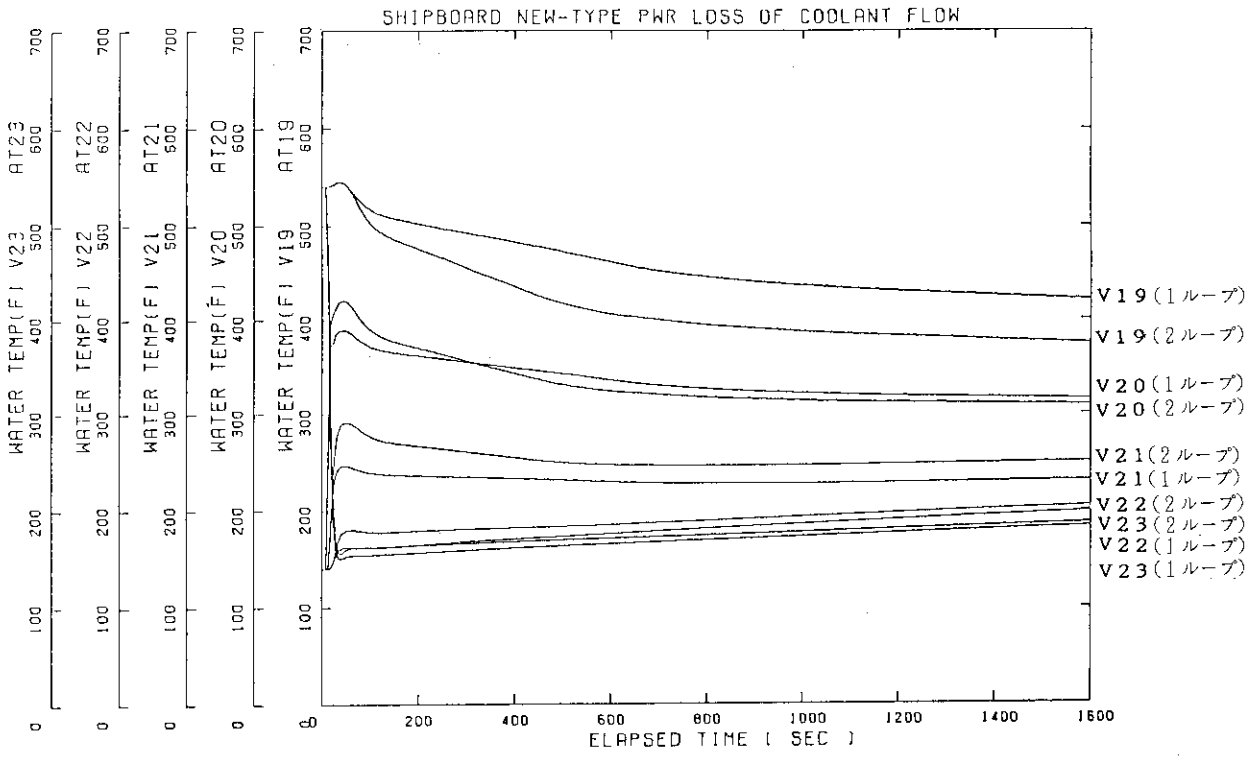


Fig. Ⅱ. 22. 30　非常用崩壊熱冷却器（放熱側）温度変化
（EDCS 運転モード比較）

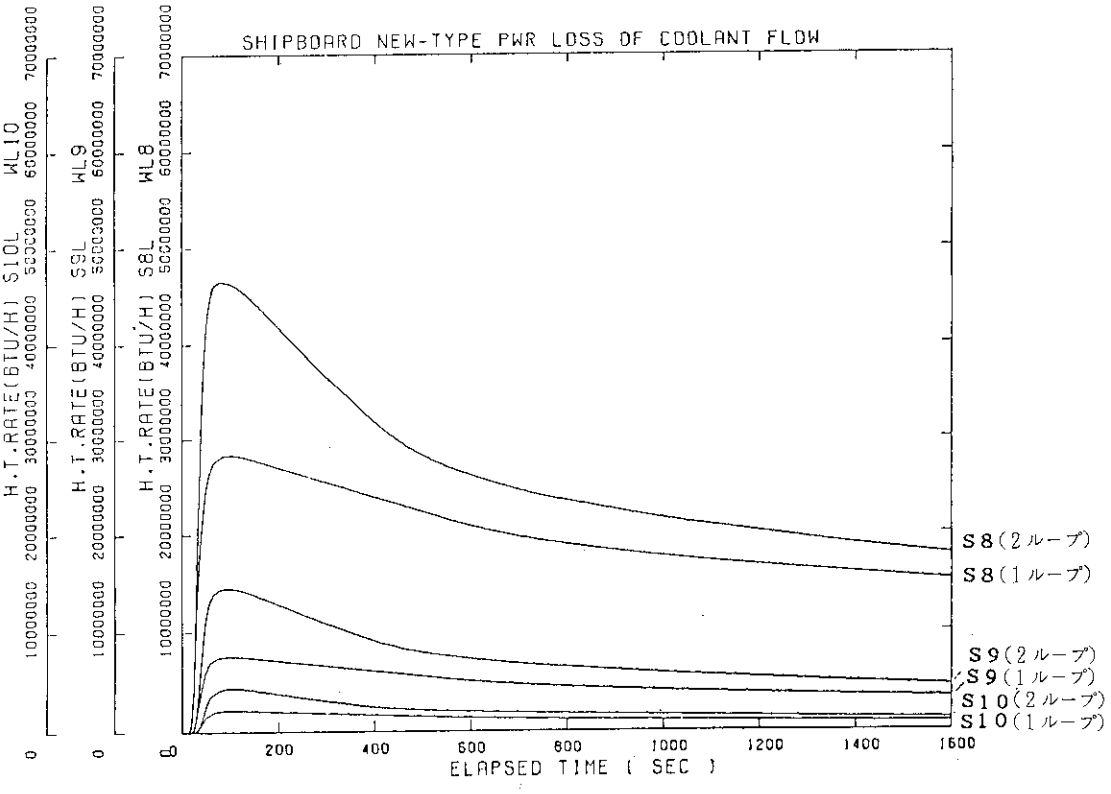


Fig. Ⅱ. 22. 31　非常用崩壊熱冷却器（吸熱側）伝熱量変化
（EDCS 運転モード比較）

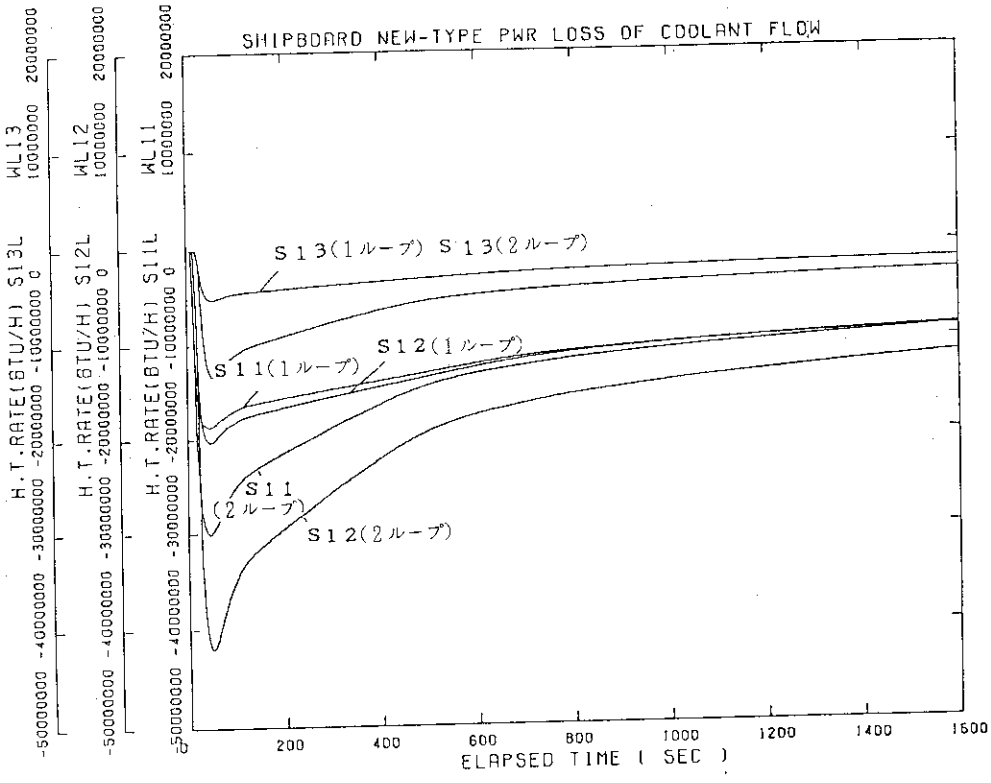


Fig. Ⅱ. 22. 32　非常用崩壊熱冷却器（放熱側）伝熱量変化
（EDCS 運転モード比較）

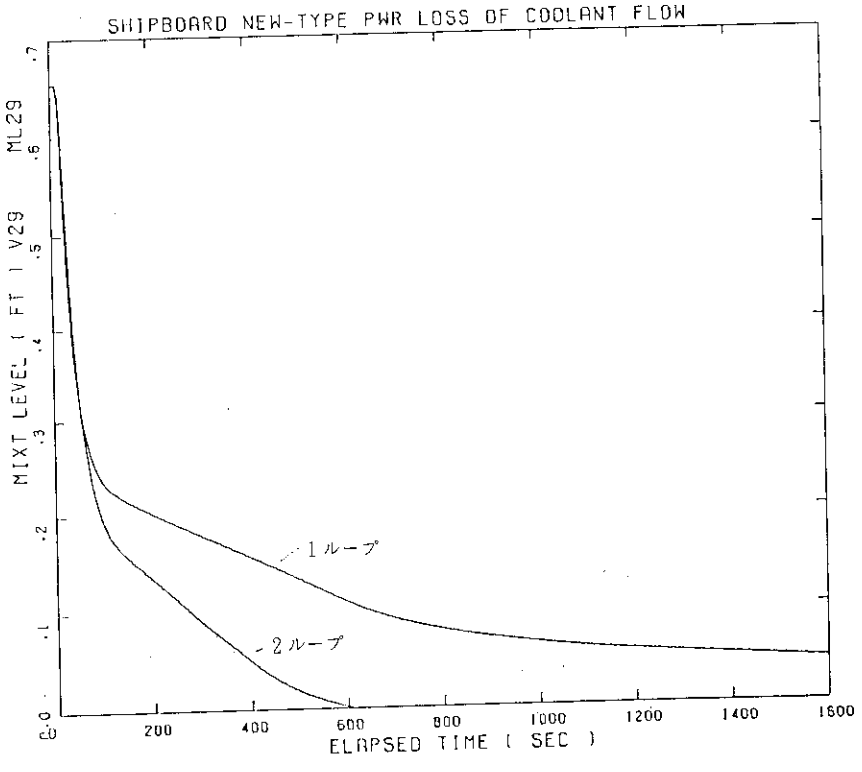


Fig. Ⅱ. 22. 33　サージチャンバ水位変化（EDCS 運転モード比較）

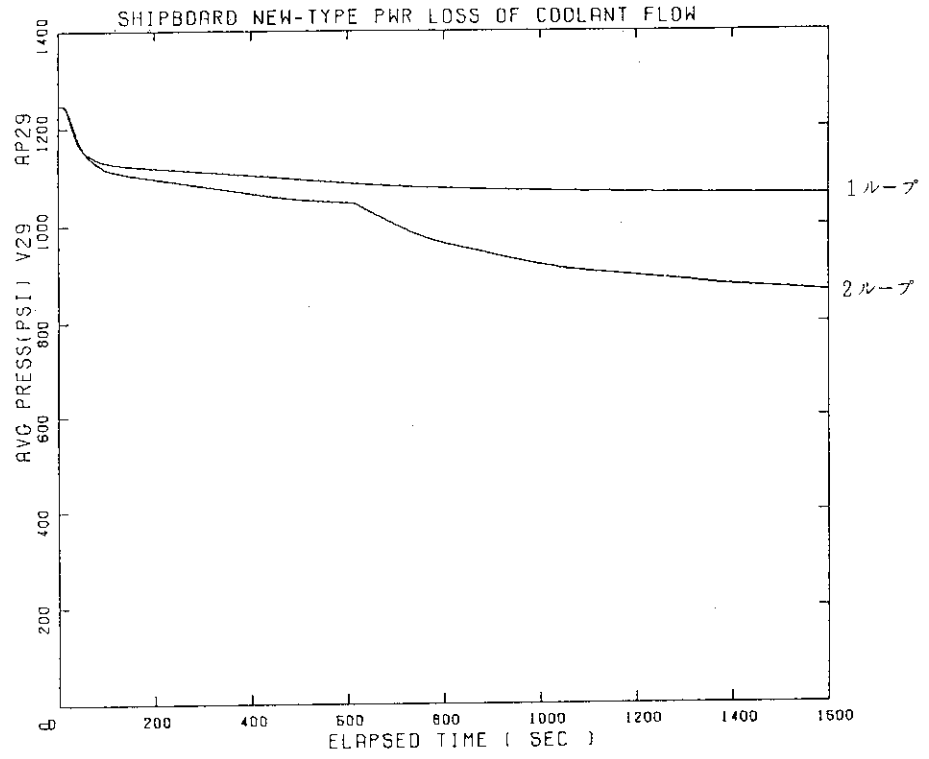


Fig. Ⅱ. 22. 34　サージチャンバ圧力変化（EDCS 運転モード比較）

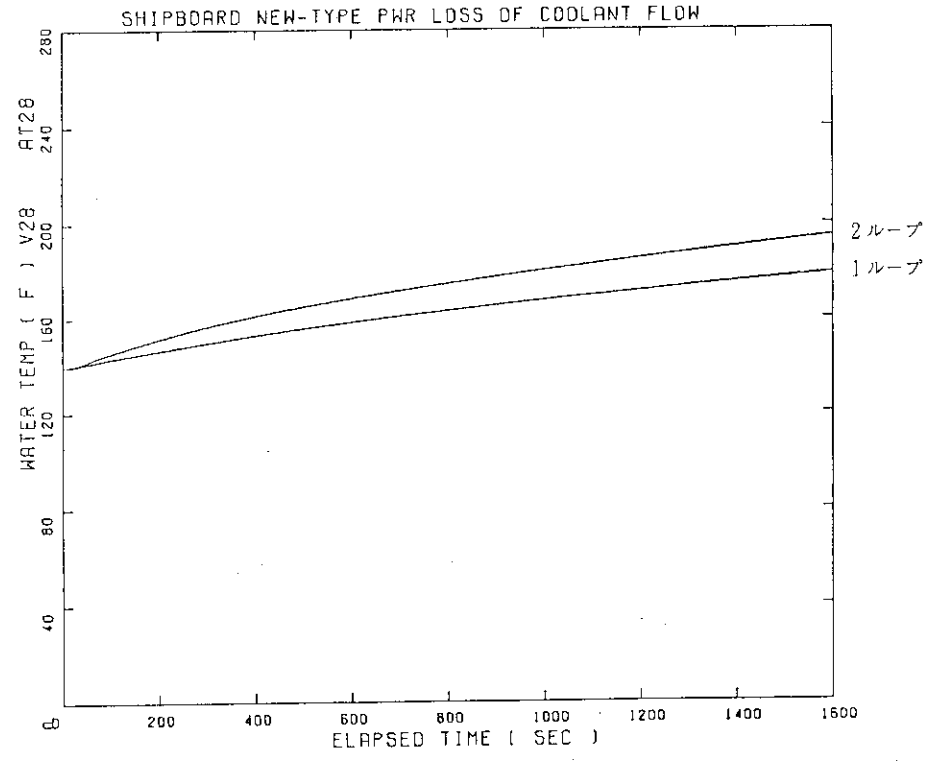


Fig. Ⅱ. 22. 35　格納容器温度変化（EDCS 運転モード比較）

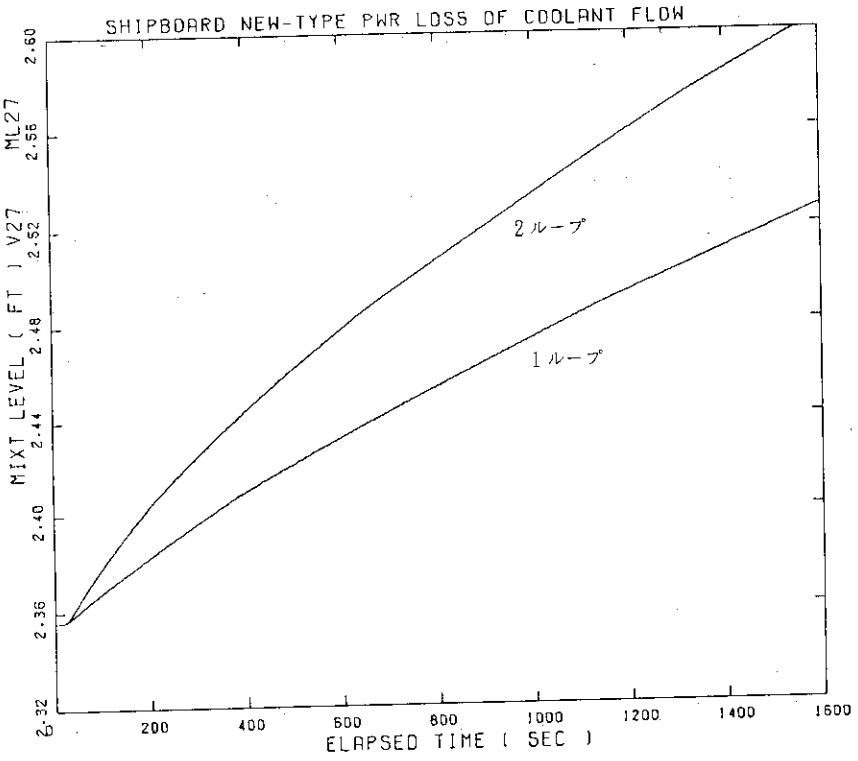


Fig. Ⅱ. 22. 36　格納容器水位変化（EDCS 運転モード比較）

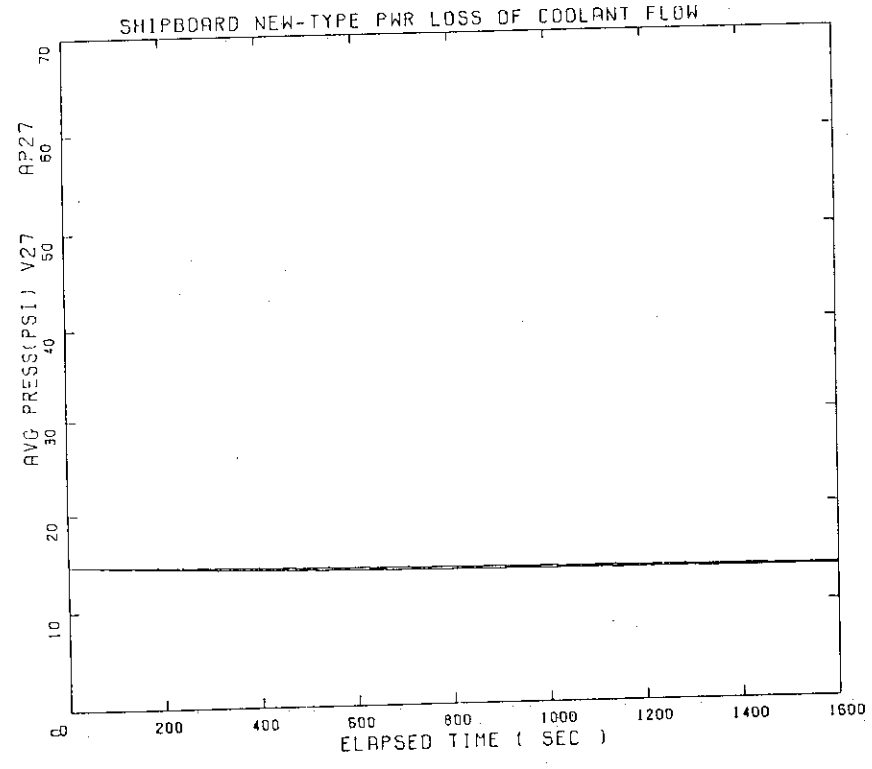


Fig. Ⅱ. 22. 37　格納容器圧力変化（EDCS 運転モード比較）

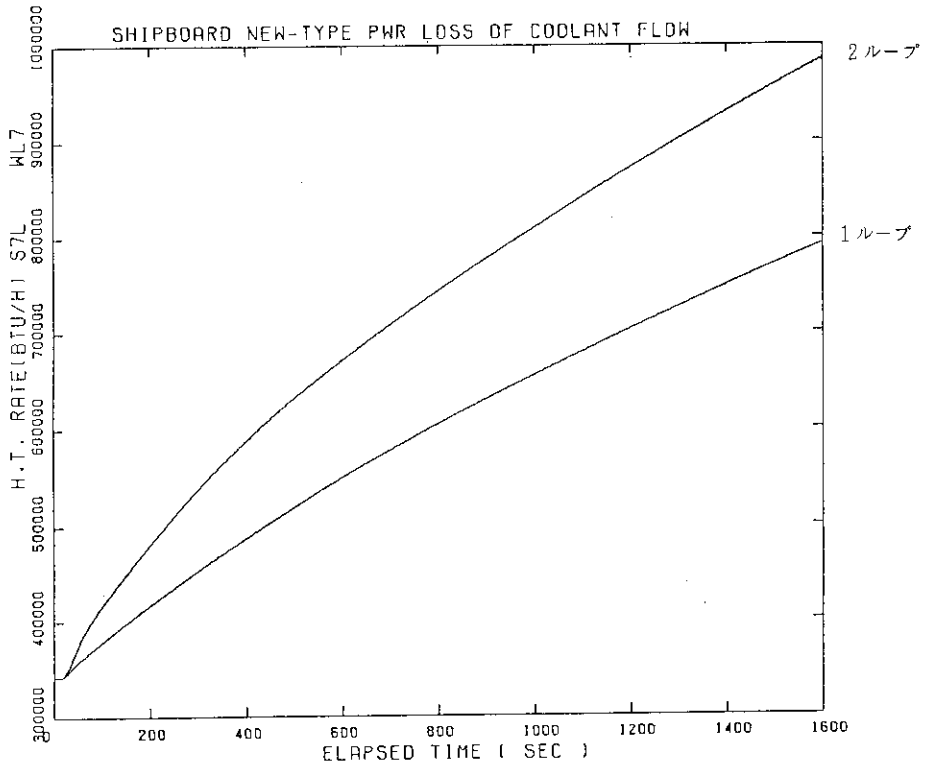


Fig. Ⅱ. 22. 38　ヒートパイプ冷却器除熱量変化（EDCS 運転モード比較）

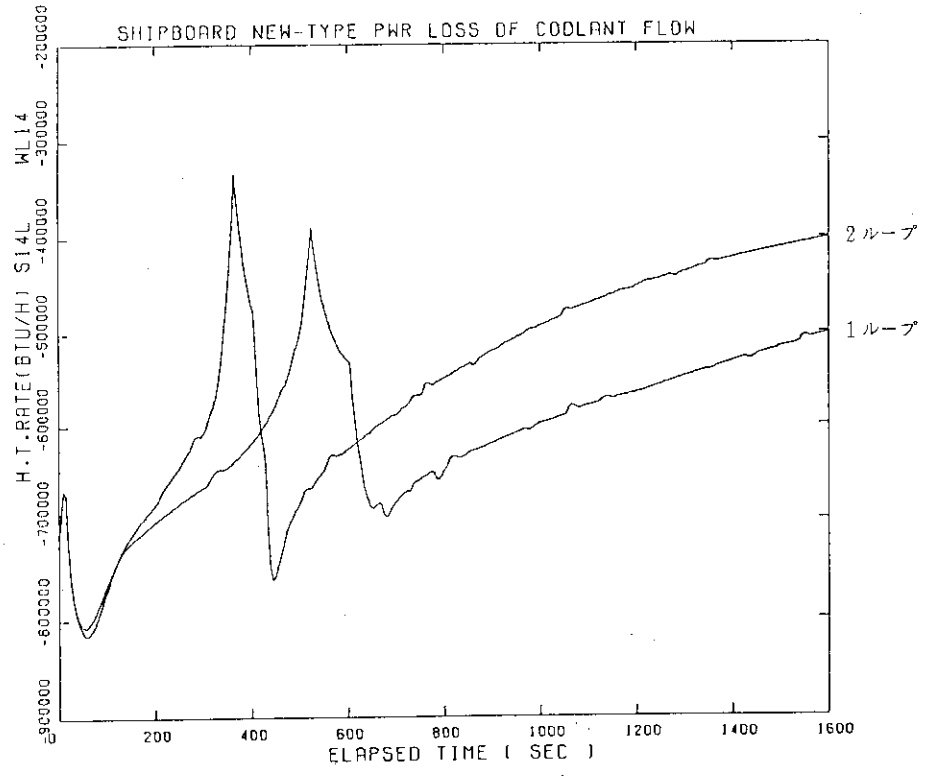


Fig. Ⅱ. 22. 39　RPV 表面からの放熱量変化（EDCS 運転モード比較）

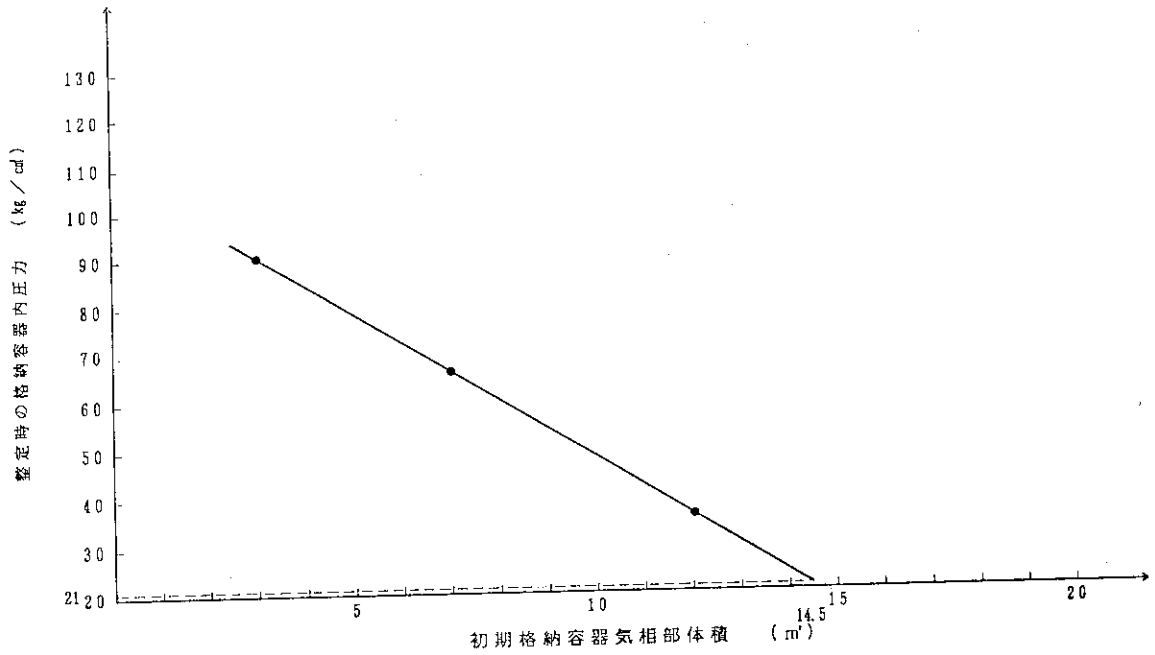


Fig. Ⅱ. 22. 40　LOCA 時の整定圧力と初期格納容器気相部体積の関係
（Ⅰ－1炉ベース）

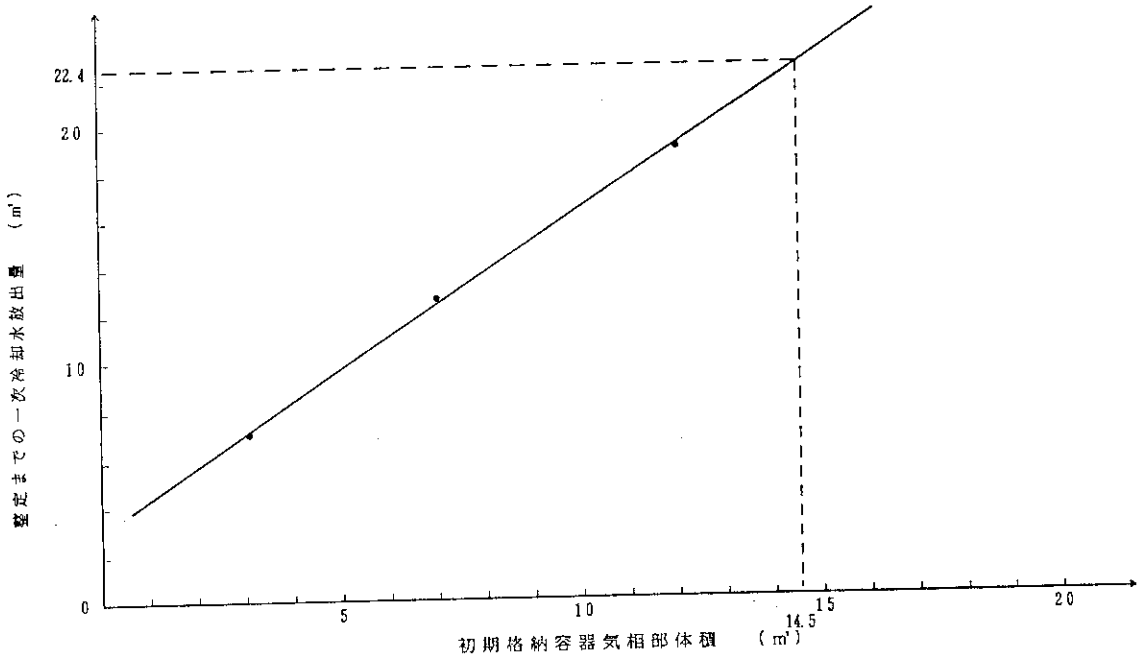


Fig. Ⅱ. 22. 41　LOCA 時整定までの一次冷却水の放出量と
初期格納容器気相部体積の関係（Ⅰ－1炉ベース）

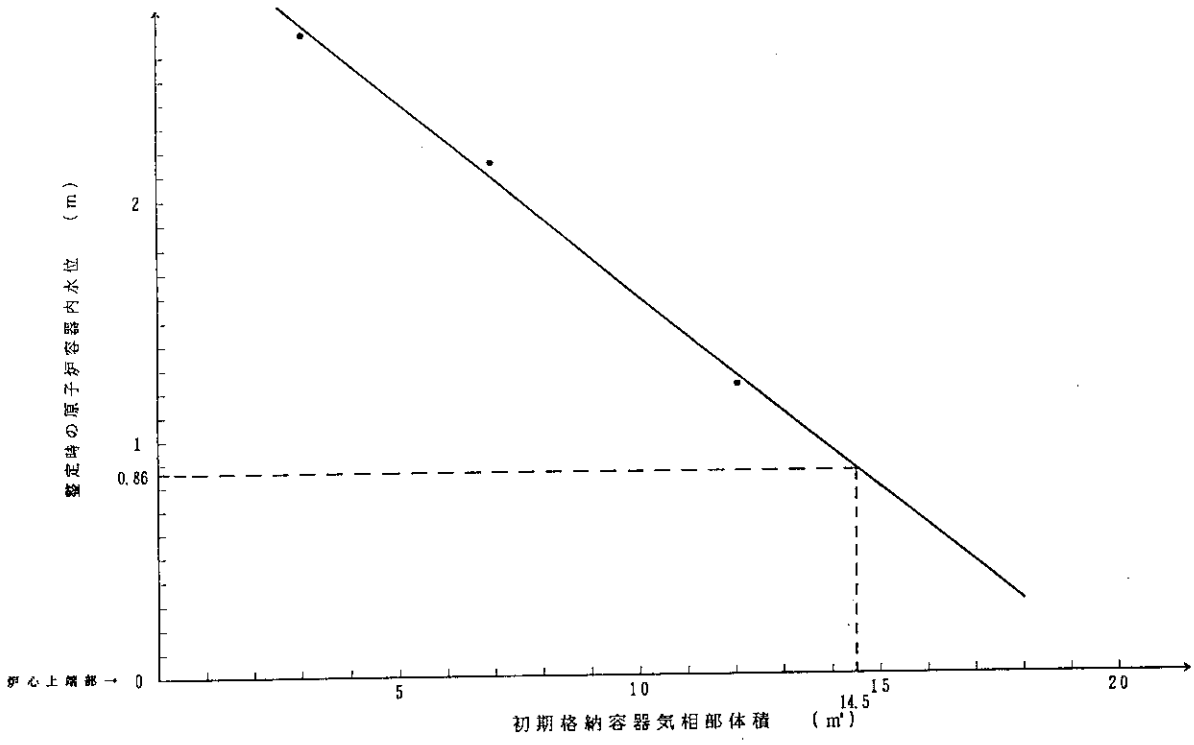


Fig. Ⅱ. 22. 42　LOCA 時の整定水位と初期格納容器気相部体積の関係
（Ⅰ－1炉ベース）

参 考 文 献

下記論文等は試設計以降の原子力船研究開発室作成及び共著を含むもので，学会論文等，JAERI－M レポート並びに文献に大別している。

なお，本文中への引用にあたっては，下記論文等に対応する番号を用いている。

(1) 学会論文等

1) 田中+，楠，石田+，入子*「舶用炉プラント動特性解析（その1）計算モデルの検討」1986年10月　日本原子力学会「昭61秋の大会」（+試験課，*CSK）

2) 楠，田中+，石田+，入子*「舶用炉プラント動特性解析（その2）主機トリップ及び急速出力上昇の解析結果」，1986年10月　日本原子力学会「昭61秋の大会」（+試験課，*CSK）

3) 横村，楠，大辻+「加速度変動の限界熱流束について」，1987年5月　第24回日本伝熱シンポジウム（+神船大）

4) 横村「海洋における原子動力利用」，1987年11月　日本機械学会第25回動力エネルギー技術シンポジウム

5) 横村「舶用炉　現状と将来展望」，1987年10月　原子力工業

6) 横村「1987年における舶用機関技術の進歩　10原子力」，日本舶用機関学会誌第23巻第7号　昭和63年7月

7) T Ise+, Y Itoh and H Narita* "A Comparative Study of Shielding design Between Three Advanced Marine Reactors in Concept " 7-th International Conference on Radiation Shielding 1988 International Programme Committee, 1988.（+炉工部，*CRC）

8) 安保，横村，千葉*，三木*「改良舶用炉プラントの概念設計(I)炉心設計」，1988年10月日本原子力学会「昭63秋の大会」（*MAPI）

9) 安保，横村，中村*，藤井*，広田*「改良舶用炉プラントの概念設計(II)システム設計(1)」，1988年10月　日本原子力学会「昭63秋の大会」（*MAPI）

10) 横村，今村，奥村*，立山*，金沢*，駒木*，高倉*「改良舶用炉プラントの概念設計(III)システム設計(2)」，1988年10月日本原子力学会「昭63秋の大会」（*IHI）

11) 横村，伊藤，安保「改良舶用炉プラントの概念設計(IV)次期設計炉の概念」，1988年10月日本原子力学会「昭63秋の大会」

12) 楠，横村，横村，鍋島+，島崎+，篠原+，山田*，田村*「自己加圧一体型舶用炉の動特性解析コード（ISPDYN）の作成と加圧方式の検討」，1988年10月　日本原子力学会「昭63秋の大会」（+制御研，*IHI）

13) 鍋島+，島崎+，篠原+，楠，横村「改良舶用炉プラント動特性解析コードの開発」，1988年10月　日本原子力学会「昭63秋の大会」（+制御研）

14) 横村，楠，鈴木，伊藤「舶用炉燃料集合体内の乱流混合について」，1988年10月　日本

原子力学会「昭63秋の大会」
15) 楠，横村，伊藤「加速度変動の限界熱流束への影響について」，1988年10月　日本原子力学会「昭63秋の大会」
16) 横村「1988年における舶用機関技術の進歩　10原子力」，日本舶用機関学会誌第24巻第7号　平成元年7月
17) 鈴木，楠，伊藤，細田*「船用炉炉心内流動に及ぼす船体横揺の影響」，1989年10月　日本原子力学会「1989秋の大会」(*CRC)
18) 楠，横村#，大辻－，井川－，黒沢+，岩堀*「加速度変動が強制対流沸騰時のボイド率に与える影響」，1989年10月　日本原子力学会「1989秋の大会」(#現在東京コンピュータサービス，+神船大，*IHI)
19) 鈴木，安保，楠，伊藤，中村*，金沢*，駒木*，井上*「改良船用炉プラントのパッシブ冷却システムの検討」，1989年10月　日本原子力学会「1989秋の大会」(*IHI)
20) 迫，伊藤，小林，橋立，安保，石坂，楠「深海炉DSR（Deep Sea Reactor）の設計検討(1)原子炉プラントの概念」，1990年4月　日本原子力学会「1990年年会」
21) 小林，伊藤，橋立，安保，石坂，楠，迫「深海炉DSR（Deep Sea Reactor）の設計検討(2)深海潜水調査船ならびに附帯設備の概念，1990年4月　日本原子力学会「1990年年会」
22) 辻「舶用炉改良研究の現状」，平成2年8月　日本造船学会誌　第734号
23) 迫，伊藤，小林，橋立，安保，石坂，楠「改良舶用炉MRX（Marine Reactor X）の設計(1)概要」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」
24) 安保，石坂，迫，中村*，駒木*，金沢*，千葉+，田原+，鈴木+「改良舶用炉MRX（Marine Reactor X）の設計(2)原子炉本体/炉心」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」(*IHI)(+MAPI)
25) 小林，安保，石坂，迫，中村*，金沢*，駒木*「改良舶用炉MRX（Marine Reactor X）の設計(3)炉プラント/搭載船の概念」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」(*IHI)
26) 石坂，安保，迫，影山*，早野－，碇本+，中井－，東#，美藤#，川村#「改良舶用炉MRX（Marine Reactor X）の設計(4)内装型制御棒駆動装置の開発」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」(*MHI)(+MAPI)(#MELCO)
27) 伊藤，小林，橋立，楠，迫「原子力船エンジニアリングシミュレータの開発(I)概要」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」
28) 橋立，小林，楠，伊藤，西村*，菅沼*，原*，石黒+「原子力船エンジニアリングシミュレータの開発(II)構成」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」(*MHI)(+MAPI)
29) 楠，橋立，小林，安保，伊藤，桑原*，鶏飼*，森山*，高橋*，横山+「原子力船エンジニアングシミュレータよ開発(III)シミュレーションモデル」，1990年10月　日本原子力学会「1990年秋の大会」(*MHI)(－MAPI)

(2) JAERI－Mレポート

51) M－86－08：楠，伊藤，横村，大辻+，黒沢－「加速度変動時の限界熱流束に関する実験

（その１）加速度変動がサブクール沸騰域の気泡の挙動に及ぼす影響第１報：実験装置及び予備実験（共同研究）1986年６月（[1]神船大）

52) M－87－213：楠，横村，鍋島[2]，島崎[3]，篠原[3]「自己加圧一体型舶用炉の動特性解析コード（ISPDYN）の作成と加圧方式の検討」1986年６月（[3]制御研）

53) M－88－048：原子力船研究開発室「改良舶用炉の試設計の評価(1)試設計炉」1988年３月

54) M－88－049：安保，中島[4]，横村「改良舶用炉の試設計の評価(2)燃料特性(1)；丸棒燃料」1988年３月（[4]燃料安全工学部）

55) M－88－050：安保，横村「改良舶用炉の試設計の評価(2)燃料特性(2)；キャラメル燃料（板状燃料）」1988年３月

56) M－88－051：安保，横村「改良舶用炉の試設計の評価(3)炉心特性」1988年３月

57) M－88－052：安保，楠，横村「改良舶用炉の試設計の評価(4)蒸気発生器特性」1988年３月

58) M－88－053：今村，横村「改良舶用炉の試設計の評価(5)格納特性」1988年３月

59) M－88－054：楠，横村「改良舶用炉の試設計の評価(6)動特性」1988年３月

60) M－88－055：伊勢[1]，成田*，伊藤，横村「改良舶用炉の試設計の評価(7)遮蔽性能(1)；遮蔽設計の妥当性」1988年３月（[1]炉工部，*CRC）

61) M－88－056：竹内*，田中[2]，伊藤，横村「改良舶用炉の試設計の評価(7)遮蔽性能(2)；遮蔽の最適化に関する調査」1988年３月（[3]遮蔽研，*船研）

62) M－88－057：伊藤，今村，安動，横村「改良舶用炉の試設計の評価(8)経済性」1988年３月

63) M－88－244：楠，横村，大辻[1]，井川[2]，黒沢*「加速度変動時の限界熱流束に関する実験（その１）加速度変動がサブクール沸騰域の気泡の挙動に及ぼす影響第２報：静止時及び動揺時の気泡挙動」1988年２月（[2]神船大）

64) M－88－257：安保，中島[4]，横村「改良舶用炉　概念確立設計　最適炉心の検討における丸棒燃料の耐PCI性能解析」1988年３月（[4]燃安部）

65) M－89－019：安保，横村「改良舶用炉プラントの概念設計(1)，炉心設計最適炉心の検討」1989年２月

66) M－89－158：安保，伊藤，横村*「改良舶用炉プラントの概念設計(II)，システム設計(1)システム簡略化の検討」1989年10月（*現在，東京コンピュータサービス）

67) M－89－159：安保，伊藤，横村*「改良舶用炉プラントの概念設計(III)，システム設計(2)小型・軽量化の検討」1989年10月（*現在，東京コンピュータサービス）

68) M－89－174：石坂，伊藤「内装型制御棒駆動装置の開発研究（その１）」1989年11月

69) M－89－221：石坂，伊藤「改良舶用炉　原子炉容器の水漬け格納に関する検討」1989年12月

70) M－90－181：楠，鈴木*，伊藤，細田[1]「舶用炉炉心内流動に及ぼす船体運動の影響に関する研究」1990年10月（*NKK）（[1]CRC）

71) M－90－182：安保，田原*，岡山*，島村*「改良舶用炉の炉心設計」1990年11月（*M

API)

(3) 文　献

81) Babcock & Wilcox, "CNSG Development and status 1969－1977 Competitive Nuclear Merchant Ship Program, "BAN. 1454, Mar. 1979.

82) 熊谷　他;「高性能・大容量インターナルポンプの開発」東芝レビュー　43巻1号　1988年1月

83) "DLC－23/CASK, 40 Group Coupled Neutron and Gamma-Ray Crosssection Data", ORNL.

84) K. Koyama et al., "ANISN-JR, A One-Dimensional Discrete Ordinate Code for Neutron and Gamma-Ray Transport Calculations", JAERI-M 6954, 1977.

85) V. R. Cain, "QAD-CG, A Combinatorial Geometry Version of QAD-P 5 A, A Point Kernel Code for Neutron and Gamma-Ray Shielding Calculation", ORNL (CCC-307), 1977.

86) ORIGEN－2
A Revised and Updated Version of the OAKRIDGE Isotope Generation and Depletion Code, ORNL－5621, A. G. Croff.

87) K. STEPHAN, M. ABDELSALAM, "HEAT TRANSFER CORRELATIONS FOR NATURAL CONVECTION BOILING", VOL. 23, J. HEAT MASS TRANSFER, 1980.

88) 西川兼康・藤田添伸, "伝熱学", 第1版, 理工学社, 1982.

89) 尾花英郎, "熱交換器設計ハンドブック", 第2版, 工学図書, 1982.

90) BONNEMAY, A., et. al., "SIMULATION TOOL IN CEA", in "BOILER DYNAMICS AND CONTROL IN NUCLEAR POWER STATIONS", BNES Press, 1979.

91) T. C. Rowland et. al, "Statistical Analysis of Power Ramp PCI Test Eata.", IAEA Specialists' Meeting, Seattle, 1983

92) GEAP－23773, "DEMONSTRATION OF FUEL RESISTANT TO PELLET-CLADDING INTERACTION FIRST SEMIANNUAL REPORT JULY-DECEMBER 1977.", FEB. 1978

93) "Atomic Icebreaker TAIMYR", Soviet Shipping 2 / 89

94) "First Nuclear Lighter Carrier", Soviet Shipping 1 / 89

95) "Nuclear Plant Safety-SEVMORPUT LASH/Containership", by V. Vorobyov & N. Rodinov, Soviet Shipping 3 / 89

96) "Nuclear-powered Merchant Ships Today and Tomorrow", by K. Juurmaa & A. Laukia, Nuclear Europe 7－8 / 1989

97)「ソ連の原子力船開発と実績」, 穂波　穣, 原産セミナー「ソ連・東欧の原子力事情と今後の対応」(日本原子力産業会議), 平成2年10月

付録A　改良舶用炉設計の経緯と現設計

改良舶用炉の設計研究はTable A. 1に示すように，原研の前身である原船団当時の昭和58年度から継続実施している。

ここでは，現設計に至るまでの設計の経緯と現設計の選定根拠，従来の設計や実炉と比較した現設計の特徴等について述べる。

1. 経緯概要

改良舶用炉の研究開発においては，小型・軽量で，経済性，信頼性の優れた舶用炉の概念を確立するための設計研究を実施し，その成果と「むつ」による研究開発の成果を踏まえ，次段階以降の研究開発計画を具体化することを基本として進めてきた。

この基本的な考え方に基づき，改良舶用炉の概念を確立するための設計評価研究を次の4段階に分けて進めてきた。

(1) 試設計とその評価

昭和58年度から61年度までの4年間にわたる設計評価研究を実施し，将来の実用化に向けての研究開発を進めるのに適した炉形式を追及した。

(2) 舶用炉用途の調査

昭和61，62両年度にわたり実施し，舶用炉の用途ならびにこれに適する舶用炉の具備条件等を明らかにした。

(3) 概念確立に関する設計評価研究（概念確立設計－1）

概念確立設計前半（昭和62，63年度）では，試設計および用途調査の結果を踏まえた新たな舶用炉の要求性能，制約条件に適合し，かつ，次世代舶用炉としての資質を有する炉概念の基本的枠組を構築すべく概念設計を進めた。

(4) 概念確立に関する設計評価研究（概念確立設計－2）

概念確立設計の後半（平成元，2年度）では，これまでの設計の経緯を充分に考慮すると共に，対象として砕氷船を特定して，より現実的な設計を進めることとした。

2. 試設計とその評価

改良舶用炉の試設計では，対象船種を3万馬力の一般商船（タンカー，コンテナ船）とする場合について，国内や外国で実績のある（開発要素が少ない）舶用炉として，半一体型炉，一体型炉，自己加圧一体型炉をそれぞれ三菱重工業株式会社，石川島播磨重工業株式会社，日立造船株式会社の3社の協力を得て設計を進めた。

各試設計の主要目と原子炉プラント概念図をTable A. 2とFig. A. 1からFig. A. 3に示す。

試設計は，舶用炉用途調査の結果を踏まえて総合評価され，一体型炉が適切との評価が得られ

た。

3. 概念確立設計－1（昭和62，63年度）

試設計の評価により，原研ではFig. A. 4のような炉概念を提案した。この炉は一体型炉で，制御棒駆動装置を原子炉容器に内蔵し，原子炉容器は水漬式格納容器に収容するといった，現設計の基本的な特徴を備えたものである。そして，Table A. 3に示した目標（課題）に合致する炉として設計が進められた。

なお，小型・軽量化はいかなる船にも共通した重要課題との認識の下に，炉プラントが直径9mの球内に収まるサイズになるよう設計条件を設定し，小型・軽量化炉プラントとシステム簡略化炉プラントの設計を，それぞれ石川島播磨重工業株式会社と三菱重工業株式会社の協力を得て進めた。前者は上図を具現化したものである。

3.1 小型・軽量化炉プラント

小型・軽量化に重点を置いた炉プラントの主要目，概念図をTable A. 4とFig. A. 5に示す。その特徴は以下のとおりである。

① 制御棒駆動装置を含む全一次系を原子炉容器に内装した，一体型炉の採用により，制御棒飛出し事故および大・中LOCA原因を排除する。

② 原子炉容器を水漬けにした格納容器の採用により，ECCS系なくして炉心冠水を維持出来るシステムとする。また，事故時の崩壊熱除去は受動的な概念を取り入れる。

③ 一体型炉の採用により，小型化を図り，格納容器水の自己遮蔽効果の有効利用により，軽量化を達成する。

小型軽量化炉プラントは，軽量化が不可欠とされる超高速船等の用途を狙いとして計画したものである。

この設計では，プラントの小型化，一体化ならびに受動的崩壊熱冷却系の採用による二次遮蔽の大幅な削減を設計の基本としており，LOCA時には常時運転の格納容器冷却系（自然循環）と格納水を有効に活用し，事故時には弁開操作のみで作動する崩壊熱冷却系（自然循環）との組み合わせで炉心冠水と崩壊熱除去を維持する。

本プラントはLOCA直後の安全性において画期的な特長をもつが，従来事故対応の二次遮蔽を削除するには至らず，超高速船への要求は満足していない。

3.2 システム簡略化炉プラント

安全システムの省略等システムの簡略化に重点を置いた炉プラントの主要目と概念図をTable A. 4とFig. A. 6に示す。その特徴は次のとおりである。

① 一体化炉の採用により，大・中LOCAの原因を，内装型制御棒駆動装置の採用により制御棒飛出し事故の原因を排除する（先と同じ）。

② 原子炉容器の接続配管は充填等の小口径配管に限定されるが，さらに，LOCA時の破断流出量の抑制策を講じることにより，炉心露出を防止する。

③ 蒸気発生器を2系統とし，受動的概念の非常用蒸気凝縮器との組み合わせにより崩壊熱を除去する。

④ 格納容器は圧力抑制方式とし，放出蒸気を凝縮復水化する事により，低圧設計にできる。圧力抑制プールは通常運転時の水遮蔽タンクも兼ねる。

システム簡略化炉プラントは，現状技術の延長線上で計画されたものであり，技術的課題の少ない設計となっている（たとえば，通常形式の格納容器，常識的なサイズの伝熱管をもつ蒸気発生器)。

LOCA時には，ECCSの注水がない場合，約1時間で炉心の露出に至るが，破断想定配管に流量制限器（四分円オリフィス等）を設ける事により，炉心冠水時間の大幅延長を期待出来る。炉心冠水状態が数時間以上に維持されれば，事故時の乗組員の被ばく対策としての二次遮蔽の大幅な削減にも結び付く可能性がある。

システム簡略化炉プラントは，LOCA時にECCS系を必要とするなど，現行炉に近く，軽量化の要求がそれほど強くない中・大出力領域の用途に適合し得るものと評価された。

3.3 概念確立設計－1（MRX－1）

上記設計研究の成果を踏まえ，小型軽量化炉プラントを基本として次期設計炉として炉概念（MRX－1）を構築した。MRX－1の概念図をFig. A. 7に示す。

この炉では，小型軽量化を最優先の課題として取り上げるほか，各用途に共通の課題であるシステム簡略化，超安全化，超自動化を極力進めた炉プラントとする事を基本としている。

二次遮蔽が舶用炉プラントの重量に占める割合は，1/2～1/3に及んでおり，その軽量化が改良のポイントになる。一体型炉ではLOCA時に炉心冠水を維持できる事から，従来の仮想事故を想定した場合に必要な遮蔽とLOCA時に必要な遮蔽との間に大きな開きがある。

MRX－1の特徴は次のとおりである。

① 制御棒駆動装置を含む全一次系機器を炉容器に内装，一体化する（先の二つの設計と同じ)。

② 水漬式格納方式の採用により，LOCA時においても原理的に炉心冠水を維持する（小型軽量化炉と同じ)。

③ 動的機器のない受動的冷却系と格納容器水冷却系により崩壊熱除去を行う（新規)。これらの機能の組み合わせにより，事故時の燃料の健全性が維持され，その結果として，

④ FPの格納容器内の放出が抑制され，二次遮蔽の省略（または大幅な削減）を図る事ができる。

4. 現設計炉（MRX：概念確立設計－2）

4.1 概　念

小型軽量，受動的安全を追及した舶用炉としてのMRX－1は様々なアイデアを取り入れた新概念炉であり，当初，この設計をさらにレベルアップする計画であった。

平成元年度の設計を開始するにあたり，近い将来に実現を図るという観点で評価した結果，開

発課題が多すぎるであろう事が危惧されるようになった。そこで，MRX－1のアイデアの優れた部分は残し，合理的でないと想定される部分は変更した上で新たな観点で設計を進める事とした。

また，従来炉心燃料については炉本体と並んで重視し，長年に亙って設計努力を払い，舶用炉特有の問題（負荷変動が激しい，等）を考慮した特殊な設計を進めていたが，これについても，開発課題を削減し，また燃料経済を向上させるために，できるだけ陸上炉心に近付ける努力を払う事にした。

さらに，多目的用途とすることは設計の合理化や最適化を困難にするという考え方から，用途を特定して設計を進める事とし，序文に記述したように，砕氷船を対象とする事とした。これは同時に一般商船（貨物船等）に適する舶用炉の設計を意味する。即ち，小型軽量化も重要ではあるが，経済性を含め，プラント全体としてのバランスの問題となる。大幅な小型軽量化については，将来長距離輸送高速船が必要となった時点であらためて着手しても遅くないという判断であり，これは，MRX－1に至るまで営々と努力して来た舶用炉の理想追求からは少し外れるが，「むつ」の実験航海を目前に控え，現実感ある設計をなすべきであるという時代の要請にも適合するものと考えた。

以下に現設計開始前に検討した概念の概要を示す。

現設計（MRX）はMRX－1ならびにそれのベースになった小型軽量化炉プラント（以下A炉と呼ぶ）とシステム簡略化炉プラント（以下B炉と呼ぶ）の長所を取り入れ，かつ，できるだけ本質的でない部分の開発要素を削減し，また，システムは出来るだけ簡素化するように考慮した。具体的には次のようにした。

MRX－1の基本的特徴は昭和62年度設計のA炉に格納容器水位が上昇した場合に働く受動的崩壊熱除去システムを付加し，かつ燃料集合体を引き抜けるように炉心を小型化（燃料棒を細径化：最適炉心と称する）したものであった（A炉では蒸気発生器の取り付けられた原子炉容器の上の部分を取り除いてから燃料集合体を交換する設計となっていた）。

元年度の設計開始にあたり，近い将来実現させるという観点から，見直しを行い，MRX－1の設計の内，継続すべき点と変更すべき点を選択した。

4.2 継続して採用する項目と理由

(1) 項　　目

① 一体型PWRの採用（MRX－1，A炉，B炉共通）

② 原子炉容器内装型制御棒駆動装置の採用（同上）

③ 原子炉容器水漬式格納容器の採用（MRX－1，A炉の特徴）

④ 崩壊熱除去用熱交換器内蔵（同上）

(2) 継続して採用する理由

以下の理由で継続して採用する。

① 一体型PWR

以下の長所があるのでそのまま採用する。

・プラントを小型化できる。

・大LOCAの考慮が不要で，安全系統を簡素化できる。
・保守が容易（人あるいは機械の入るスペースの面から：たとえば，蒸気発生器)。
・小型炉の場合の最近の動向（上記のメリットのため)。

② 原子炉容器内装型制御棒駆動装置（新概念）

以下の長所があるのでそのまま採用する。

・安全性向上（制御棒飛び出し事故原因の排除)。
・炉の小型化に役立つ（内蔵)。
・一体型型炉に好適（制御要素と制御棒駆動装置間を短縮できる。特に舶用炉に好適：船の動揺)。
・既に開発に着手しており，実現性は高い見通しである。
・陸上炉への応用も期待される。受動的安全性を高めた，中小型BWR（自然循環型）やPWRの制御棒として利用される可能性あり。

③ 原子炉容器水漬式格納容器（新概念：ただし似たような設計例はある）

原子炉容器，配管類外側の断熱施工，一次系補機類の水中設置，ならびに保守の問題など，解決すべき課題が多く，今後充分な検討を必要とする。陸上炉としては想定しにくいが，舶用炉の場合には，通常の格納方式よりも以下の点で有利と考えられる。なお，小さな炉（100 MWt）であるために，困難性はあるものの，実現可能と想定される。よって，引き続き採用する。

・遮蔽の観点から有利（ストリーミングなし)。
・二次遮蔽不要の可能性がある（大幅な軽量化の可能性)。
・長期冷却に有利（受動的な冷却システムの適用が容易)。

④ 崩壊熱除去用熱交換器内蔵（新概念：③と関連）

蒸気発生器を利用すれば，原子炉容器内に専用の熱交換器は不要なので，炉内設備の簡素化を図れ，また，炉を僅かに小型化できる。(現設計は第Ⅱ編Fig. Ⅱ.10.1参照：この熱交換器のために，管板部が可成り複雑な構造になっている)。給水管と主蒸気管の間に現設計と類似の放熱器を弁を介して接続すれば（あるいは外部に放熱器を設けても良い)，原理的に可能であるが，弁の操作が複雑化する。よって変更しない事とする。

4.3 変更する項目と理由

(1) 項　　目

① 補助冷却系として閉ループ式冷却器採用（A炉と同じ）
② 蒸気発生器を現実化（大型化：MRX－1，A炉とB炉の中間）
③ 炉心燃料を現実化（低出力密度化，燃料棒太径化）
④ 炉心槽と制御棒駆動装置との間を直結（B炉と同じ）
⑤ 加圧室と制御棒駆動装置のスペースを分離し，制御棒駆動装置を水没（B炉と同じ）
⑥ 主循環ポンプ設置位置をホットレグ（B炉と同じ）
⑦ 蒸気発生器放射化防止用中性子遮蔽を設置（MRX－1，A炉とB炉の中間）
⑧ 原子炉容器，格納容器の形状の合理化

(2) 変更する理由

以下の理由で変更する。

① 補助冷却系として閉ループ式冷却器採用

MRX－1の原理は格納容器の水面上に入口管と，それより少し高い位置に出口管を配置し，格納容器の水位が上昇すると，入口管から水が原子炉容器内の補助熱交換器に入り，出口管から蒸気になって出る。これによって，格納容器の水位上昇に対してパッシブに対応出来るというものである。

然し，この系統の問題点は次の2点にある。

- 格納容器の水位が上昇しないような事故に対しては無力である。
- この系統が働くと，格納容器の圧力が高くなり過ぎる場合がある（蒸気が上部の空間に排出されるので)。

したがって，もっと合理的な補助冷却系を採用する事とする（A炉と同じ)。

なお，このように変更すると，機械（弁）の介在を必要とするが，一般に，弁を一切使わない炉プラントの設計は出来る筈もなく（過大な圧力を開放するための安全弁も弁の一種)，弁の排除に過度にこだわる必然性は認められない。問題があるとすれば，弁を作動させるメカニズムとして，安全弁は単に圧力が高まれば作動するのに対し，本件の弁は信号によって弁を閉めるための作動流体を減圧し，スプリングによって開放するという点に関し，完全に受動的とは言えない事であろう。

このあたりの事については今後の課題とするが，炉本体の要である制御棒が同じく信号によって作動する機械である事を勘案すれば，特に問題視する必要はないものと考えられる。すなわち，船用炉においてはケミカルシムが使えず，炉の反応度制御に制御棒は不可欠であり，どんなに頑張っても完全な受動的安全船用炉の設計はできないという観点において。

なお，受動的安全性を高める事はシステムの簡素化につながり，重要であるが，設計全体のバランスを考慮した設計とすべきものである。程度の差こそあれ多重防護は不可欠である。そういった観点で，圧力抑制型のプールをもつB炉の格納システムも魅力的である。しかし，先に述べたような理由であえて水漬式格納システムを採用している。

② 蒸気発生器を現実化

MRX－1では蒸気発生器の伝熱管として外径12 mm（内径9 mm）を選定していた（A炉と同じ)。これは遠い将来の魅力的な炉（コンパクトな炉）の実現を目指したものである。

なお，わが国には，貫流式ヘリカルコイル型蒸気発生器は，FBR用としては実績があるが，軽水炉用としての実績はない。B炉の設計ではFBRの実績を参考にして，外径25 mm（内径19 mm）を選定している。そのためにB炉は炉本体が大きくなっている。そして，内径9 m（設計条件として設計者に与えられた）の格納容器に収容したために，一次系の補機類は格納容器の外に配置せざるを得なかった（A炉では炉本体を小型に出来たために，一次系補機類のほとんどを格納容器の中に収容している)。

蒸気発生器はとかくトラブルの原因となり易いコンポーネントである事を考慮すると，過度の高性能化は適当でない。そのために炉が大きくなるのはやむを得ない。ここで採用している貫流式ヘリカルコイル型の蒸気発生器は伝熱管の外が一次側であるために，圧縮応力が

加わるので腐食への耐性が高く，かつ，座屈防止の観点から必然的に非能率な厚肉構造となるので，通常の蒸気発生器よりも原理的に丈夫であるが，貫流式である事による2次側の水垢の付着等の問題点も指摘されているので，高性能化を望む前に，まず経験を積む必要がある。

そこで，近い将来実現可能と想定される高性能の蒸気発生器の伝熱管として，19 mm（外径）を選定する事とした。これはドイツのオットーハーン号の蒸気発生器と同じサイズであり，A炉とB炉の設計の中間的なサイズである。

なお，将来小型軽量化が特別に重要という要求に遭遇しないとは限らない。その場合には，それまでに蓄積するであろう現実的な舶用炉の経験をベースに，熱心な研究開発を行うことによって，外径12 mmあるいはそれ以下の極細の伝熱管をもつ蒸気発生器を実用化する事とする。また，炉心燃料についてもそうなった時点で特殊燃料の開発を行っても遅くないという判断である。

③　炉心燃料を現実化

4.4に詳述する。

④　炉心槽と制御棒駆動装置との間を直結

MRX－1ではA炉から引き続き，炉本体を小型化するための新しい炉構造概念として，炉心燃料を収容する炉心槽を設置し，その後で，蒸気発生器のついた原子炉容器上部構造を積み重ねて接合し，さらに制御棒駆動装置のついた原子炉容器蓋を装着する設計となっていた。この方式では炉心燃料と制御棒との芯出しが困難であることが危惧される事が判明した。これは制御棒の運動の信頼性即ち，炉の安全性にかかわるものなので，変更する事とした。そのために原子炉容器が少しばかり大きくなるのはやむを得ない。

そこで，炉心を確実に所定の位置に保持すると共に，炉心燃料に対する制御棒挿入性を確保するために，制御棒駆動装置，制御棒案内管等と，炉心内にある制御棒クラスターの芯出し，位置ぎめが確実に出来る構造に変更する。すなわち，B炉と同じく現行PWRに採用されている方式と類似のもので，原子炉容器の仕上がり精度に大きく影響される事なく燃料集合体，制御棒クラスター，ならびにそれにつながる駆動軸等を所定の位置に精度よく配設できるような構造とする。

⑤　加圧室と制御棒駆動装置のスペースを分離し，制御棒駆動装置を水没

MRX－1では制御棒駆動装置の存在する部屋が加圧室と共通空間となっている。制御棒駆動装置は発熱するので，蒸気空間では冷却上問題がある。よって，B炉と同じく水没させるよう変更する。このために制御棒駆動装置の設置される部屋を加圧室と分離し，その上部に炉心出口から給水し，下方に排出させる。必要水量は僅かであり，特に困難はない。なお，加圧室が中央部で減る分を補うために，原子炉容器は少し長くなるがやむを得ない。

⑥　主循環ポンプ位置をホットレグ

主循環ポンプの設置位置の選択においては総合的な判断を必要とする。考慮すべき事項は次の2点である。

- ポンプのキャビテーション防止
- 構造の簡素化，保守の容易化

MRX－1では炉心入口に主循環ポンプが設置されていた。炉心の設計条件（出来るだけ現行PWRの経験を直接的に使う）から，炉心出口冷却水には大きなサブクール度をとるので，ポンプに必要なNPSHは充分にあり，キャビテーションの心配はなく，コールドレグとしなくてはならないという必然性はない。

原子炉容器の上方に設置するのが保守上合理的と考えられる。よって，B炉と同じくホットレグに変更する。ただし，配置の都合で蒸気発生器ヘッダーの設置される垂直位置付近に横置きに設置する事とした。なお，横置きの主循環ポンプの軽水炉での実績はないが，技術的には実現可能という評価である。

なお，一体型炉においては自己加圧（オットーハーン炉のように）とする設計も有力である。一次系圧力を低くできる（同じ圧力なら一次系温度を高くできる）事による性能向上，あるいは，加圧器が不要となるのでシステムの簡素化が図れる等のメリットがあるので，将来そのような設計の選択も有り得る。ポンプは当然ながらコールドレグに設置する。この場合でもオットーハーン炉のように，原子炉容器下方横部に設置する事が必然ではなく，構造の簡素化，保守の容易化のために必要なら，炉心出口の1次冷却体を蒸気発生器の下から上に流す方式によって，コールドレグでありながらポンプは原子炉容器の上方に設置できる（たとえば，IPWRと称するインターアトム社の設計）。

⑦ 蒸気発生器放射化防止用中性子遮蔽の設置

MRX－1では炉心の周りに中性子遮蔽は設置しいていない。これも小型化に役立っている。

蒸気発生器二次水中の酸素が核反応によってN^{16}になり，二次水を放射化する。

これには次の二つの異なる意見がある。

- オットーハーン炉では特に遮蔽はないが問題はないとしている。したがって，不要である（A炉の根拠）。
- 蒸気発生器伝熱管破損検出を容易にするために，二次水の放射化は極力低減すべきであり，必要である（B炉の根拠：この炉は厚い遮蔽を設けている）。

今後検討を要するものの，とりあえず約10 cmの厚さの遮蔽を設ける事とした。原子炉容器の直径にして10数cmの拡大に相当するが，現状でアンノウンである以上，ある程度の考慮はして置く必要があるという観点である（A炉とB炉の中間的なものにした）。なお，このレベルの大きさの原子炉容器では，それが少々大きくなったとしても製造上の問題はない。

⑧ 原子炉容器ならびに格納容器形状の合理化

原子炉容器のフランジは普通の一体型炉のように原子炉容器頂部に設置する。

また，格納容器は上下が球形で中央が円筒胴とし，設計に自由度を与える。また，原子炉容器上部が水没するよう充分な水を収容する。このために格納容器が少々大きくなるのはやむを得ないと考える。

4.4 炉心の低出力密度化と燃料棒の太径化

原子炉容器のサイズに支配的なのは蒸気発生器であり，炉心だけ小さくてもさほど小さな炉は実現出来ない。制御棒駆動装置を原子炉容器に内装するという新しい概念を採用したために，炉

心の大きさが原子炉本体のサイズに影響する度合が減っている。

Table A. 5に従来の炉心と現行PWR炉心の主要目を比較して示す。

従来，将来の魅力的な舶用炉を目指して，小型軽量化のためには小型炉心が必要だという事で検討を進めて来ており，MRX－1の最適炉心として，燃料棒外径6 mmの設計としていたが，表で見るように可成り特殊な設計である。Uメタル当たりの最大燃焼度は現行PWRの2倍にも達し，多大な開発要素の存在が予想される。

PWRで蓄積される膨大な経験と今後の改良を直接的には活用出来ず，しかもU 235あたりの燃焼度は現行PWRの半分程度で，これでは特殊用途（燃料経済を問題にしない）でない限り適切でないと判断するに至り，砕氷船や一般船を対象とした舶用炉として適切（現実的）な設計に変更し，燃料に関する大きな開発要素をなくする事とした。

(1) 舶用炉の炉心燃料の特殊性と対策

従来の舶用炉設計において燃料棒を細径化せざるを得なかった理由は，負荷変動が激しい事とピーキングが大きいというハンディを持ちながらも，炉心の小型化を図るために，出力密度を陸上PWR相当にしたいという願望によるものであった。

① 負荷変動について

負荷変動が激しいと燃料と被覆管の相互作用で燃料が損傷するので，燃料棒許容線出力が制限される。

負荷変動が激しいという問題は早くから船特有の問題として指摘され，様々な燃料の研究が行われてきている（通常の丸棒燃料だけでなく，キャラメル燃料等）。

ディーゼル機関のような内燃機関においては，負荷に追従して燃料供給量を調節するのは当然であるが，この考え方をそのまま原子炉に適用すると，原子炉に対しては可成り苛酷な条件を課する事となる。原子炉の場合は必然的に蒸気タービンを使うことになるが，蒸気タービンの場合には，コンデンサ（タービンの排気の凝縮用コンデンサ，ダンプコンデンサ）に余剰蒸気をダンプすることができるので，原子炉は安定した出力で運転出来る。

なお，舶用炉ではケミカルシムを使わないので，原理的に大きな負のボイド係数をもつ，高い負荷追従性をもつ炉心の設計が可能である。制御棒を動かさない状態でも大巾な負荷変動に追従させる事は容易に実現できる。

負荷変動を原子炉に対してどう与えるかは，プラントシステムトータルとしての最適化の問題であり，高度自動化運転を目指した今後の重要な研究課題である。

元年度の設計では，砕氷船の運行状態を考慮して，第Ⅱ編第1章にあげたような条件を設定する事とした。これによって，従来設計よりは可成り楽な条件となっているはずである。

なお，船体の動揺によって熱伝達特性は変わるが，強制循環運転中は大きな影響はない（高々10%）。

② 炉心の出力ピーキングについて

下記の理由で舶用炉では出力ピーキングが大きくなる。

・1ロッドスタックマージン確保（IMO基準）

1本の制御棒が炉心内にスタックした場合でも，航行出力（約30%）を出せる事が義務付けられている。このために，余剰反応度を大きく取らなくてはならず，制御棒による反

応度制御範囲を拡大し，ピーキングを大きくなる。

・ケミカルシム不採用

船用炉では沈没を想定するために，海水置換されたとしても反応度事故を生じないようにする必要性のために，ケミカルシムが使えない。これも制御棒による反応度制御範囲を拡大し，ピーキングを大きくしている。

・単純な燃料交換方式

従来，1バッチ交換方式を採用していた。これは保守を容易にするためであった。そのために反応度制御範囲が大きくなり，ピーキング増加の原因となっていた。また，ピーキングを抑えるために多種類の燃料集合体を配置していた。

これについては，たとえば，2バッチ交換にするだけでも可成りの効果があるので検討することとした。

以上2点の設計条件の緩和（負荷変動条件の緩和と燃料交換方式の改善），さらに出力密度の低減（炉心の大型化）によって，現行PWRと同様な燃料棒を用いる事ができ，大きな開発を不要とし，また燃料費の低減を図れるものと想定される。

(2) 元年度設計での対応

元年度の設計は昭和61年度の設計をベースにして実施することとした。

この設計でも，燃料棒外径は7 mmと可成り細く，現行炉の燃料棒の直接的な活用は期待出来ない。出来れば太い燃料棒の設計（現行炉と同じ外径9.5 mm）に着手したいが，然し，炉本体にも可成り大幅な変更すべき点があり，原子力プラントととして一貫性ある設計として完成させるための仕事量が多く，また，新規に案出した深海潜水調査船用原子炉DRXの設計に着手する事を優先したために余力がなく，やむを得ず当面これをベースに設計を進める事とし，炉本体の設計において，そういった燃料を収容出来るだけの空間的な余裕を持たせておくことで対応する事とした。

(3) 今後の計画と炉心概念

陸上の普通のPWR燃料との共通部分を多くし，PWRでの技術の進歩を容易に適用出来るようにすることが，燃料費の低減を目指す最良手段である。必要なら，思い切って炉心平均出力密度を下げる事が考えられる（参考：「むつ」炉心は33.5 kWt/ℓ）。

出来るだけ現行PWRの燃料に近いものを採用することとし，検討を進める計画である（少なくとも燃料棒については全く同じものとする）。なお，砕氷船用炉の設備利用率は従来40%と想定していたが，最近入手したソ連の砕氷船用炉の設備利用率（実績）は約60%であるので，今後の設計では60%に変更する。現在，三菱グループの協力を得て設計検討中であり，暫定的に定めた概略要目を現設計と並べてTable A. 6に示す（付録Eに検討結果を示す）。

安全余裕は充分にあり，少々ラフな運転を行っても問題は生じない。

また，U 235あたりの燃焼度は現設計より2割程度高い。燃料費としては，現行PWRの2倍程度に抑え込むことができそうである。

本燃料集合体は，制御棒クラスターの配置を含め現行PWRの17 × 17型燃料集合体と基本的には同じ構造で，短尺化したものである。最適化は炉心高さとウオーターロッドの適正配置によって行うものであり，燃料棒支持グリッド等，構造体は同一である。17 × 17型集合体37

体（集合体数と配置は従来どおり）で構成する，高さ最高1.4 mまでの炉心が，炉本体の主要部を現状のままで収容でき，また，制御棒駆動装置の収容可能である事をFig. A. 8に示す。Fig. A. 9に現行PWR燃料と並べて示す。単に短縮しただけのものである。

燃料の構成は1種類とし，燃料交換は2バッチ（正確には1.85バッチ），4年に1度シャッフリングを伴う燃料交換を行う。燃料寿命は8年である。

以上によって，開発要素が殆どなく（陸上PWRでたゆまず開発されて行くのでそれを活用するという意味で），かつ，経済性の高い炉心（燃料）を実現できる。

5. 現設計と従来設計，実炉との比較

第Ⅰ編に示したように，MRX（現設計）は砕氷船用の炉としては充分にコンパクトな設計となっており，これ以上の小型化の必要性は想定されない。しかしながら，現設計の大きさのレベルを明確にして置く事は，現設計の位置付けに役立つので，簡単に触れて置く。

Fig. A. 10とFig. A. 11に従来の設計と比較して大きさを示す。Fig. A. 12に「むつ」炉との比較を示す。

原子炉プラントを収容するスペースの大きさを，二次遮蔽は考慮しないで，格納容器（外側）の直径と高さ，即ち，$D^2 \times H$（球の場合はH＝Dと置く）の指標で判定する事とする。

半一体型炉は約1,730 m^3，一体型炉は約1,360 m^3，自己加圧一体型炉は約1,800 m^3であり，これに対し，MRX（現設計）は約910 m^3で，各試設計炉に対して，約0.53倍，0.67倍，0.51倍であり，大幅な小型化が図られている。

一方，概念確立設計（62，63年度）では，小型軽量化炉プラントは約570 m^3，システム簡略化炉プラントは約700 m^3，MRX－1は約630 m^3であり，それぞれ，現設計の約0.63倍，0.77倍，0.69倍と可成り小型であった。小型化レベルを下げた理由は先に詳述した。

次に，実炉としての「むつ」炉（36 MWt）は約1,080 m^3であり，これとの比較においては，出力が2.8倍でありながら，「むつ」炉の約0.84倍になっており，単位出力当たり約0.30倍になっている。参考図として示した50 MWtのMRXでは単位出力あたり約0.33倍である。この炉は現設計を単にスケールダウンしたもので，スケール指数を0.85とおいて縮小したものである。すなわち，縮尺は $(0.5^{0.85})^{1/3} = 0.82$ 倍。

小型化した場合には保守性能が問題になるが，「むつ」炉との比較では，図でもわかるように，MRXの方が優れているものと想定される（たとえば，蒸気発生器伝熱管の検査は容易：スペースが広い事と検査のための開放が二次側である事による）。

6. 小型化を追及した炉の姿

上述のように，当面，さらなる大幅な小型化の必要性は考えられないものの，参考までに将来特殊用途で必要となった場合の姿について触れておく。

小型化を達成するには，現設計を比例的に縮小する事で対応できる（蒸気発生器の伝熱管の細径化と，炉心の細径化）。勿論，蒸気発生器と炉心は独立に変更する事が可能であり，また，蒸気

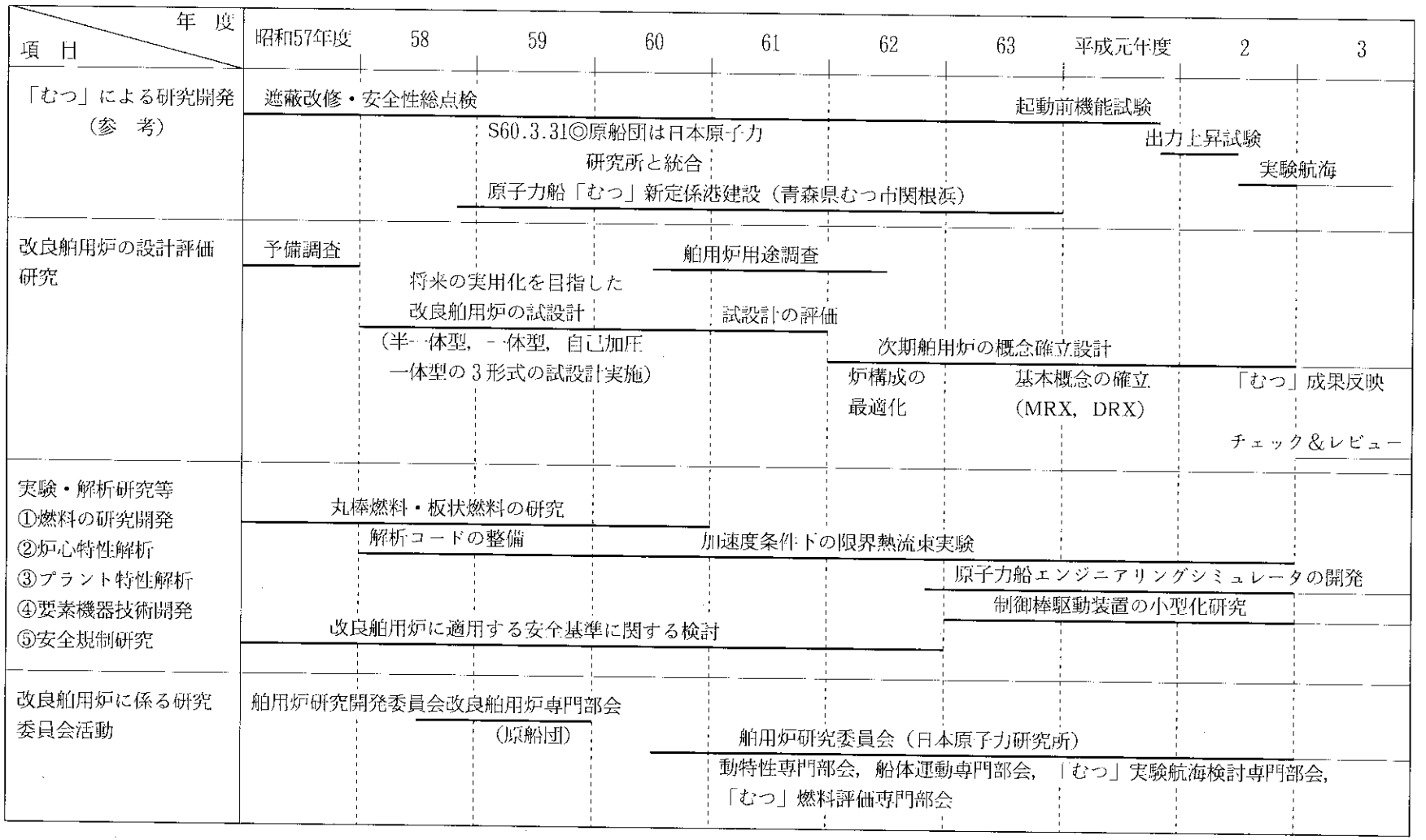
発生器の方が影響が大きいので，蒸気発生器だけを縮小する事でも対応出来るが，析角小型炉心も検討済みであるので，ここでは両者を同じ程度に縮小した場合の姿を示す。

蒸気発生器伝熱管の炉心にMRX－1と同一サイズを使うと次のようになる。即ち，蒸気発生器伝熱管を外径19 mmから12 mmに変更すると，管配列ピッチは管径に比例し，伝熱面積を同一にするという条件で，蒸気発生器伝熱管部の容積は約0.63倍（12／19）になる。さらに，伝熱管の肉が薄くなったために，この部分での温度降下が減少する事を考慮すると，0.5倍程度にできる。炉心の出力密度もMRX－1と同じ90 kWt/ℓとすると，Fig. A. 8に示した収容可能最大炉心容積の約半分になる。

すなわち，Fig. A. 13に参考図として示した炉（50 MWt）と同程度（格納容器の高さは10 m，内径は7 m，先の指標で約500 m^3）になり，MRX－1の約0.8倍である。このような舶用炉の必要となる時期はずっと先の事と考えられる。その時点では，MRX独特の設計上の問題（原子炉容器内蔵型制御棒駆動装置，水漬け式格納容器等）も解決しているであろうし，また，二次遮蔽の必要性の有無も明確になっているであろう。

小型化した場合，安全性について標準型と同じという訳には行かない（水量が少ないために，事故時の状態変化が急激に進む）という事に関する検討課題はあるもの，上述のような観点で，小型化を最優先した炉が欲しいといった要求に対しては，既に概念検討は完了しているという見方もできる。

Table A. 1　原研における舶用炉の改良研究実施状況



注）原船団：正式名称は「日本原子力船研究開発事業団」

Table A. 2　試設計炉の仕様および主要目（1 / 2）

			半一体型炉	一体型炉	自己加圧一体型炉
炉プラント主要目	熱出力	MWt	100	100	100
	全出力炉心寿命（EFPD）	日	－	1,108	約 770
	又は燃焼量	MWD	109,600以上	－	－
	平均燃焼度	MWD/TU	約 18,000	約30,400	約19,000
	燃料装荷量	U（t）	6.1	約 3.65	約 4.06
	燃料交換期間	年	4（シャフリングなし）	4（シャフリングなし）	3（シャリングなし）
	一次系				
	全冷却水流量	T/H	3,000	4,459	3,530
	運転圧力	kg/cm^2G	110/（kg/cm^2a）	120	97.4
	運転温度　入口	℃	271.8	282.5	292
	出口	℃	294.7	297.5	308
	平均	℃	283.3	290.0	300
	二次系				
	全蒸気流量	T/H	184.8	167.2	180
	給水温度	℃	200	185	210
	蒸気圧力	kg/cm^2G	（蒸気発生器出口，全出力時） 40（kg/cm^2a）	40	43.8
	蒸気温度	℃	飽和（249.2℃）	275.7（過熱度 25℃）	282（過熱度 27.4℃）
	炉心				
	炉心有効高さ	cm	150.0	143.2	125.0
	炉心等価直径	cm	158.0	132.9	136.0
	平均出力密度	kW/ℓ	33.8	50.4	55
	燃料形状		棒状	板状	棒状
	燃料材質		UO_2	UO_2	UO_2
	燃料集合体数	体	37	32	16
	燃料集合体寸法（配列）	mm	（燃料集合体幅）230 × 230（19 × 19）	214 × 214（13 燃料板× 4 燃料束）	301×301(21 × 21)
	燃料濃縮度		第1領域 3.7% 13集合体数 〃2 〃 4.7% 24 〃	第1領域 5.81% 16燃料束数 〃2 〃 6.91% 56 〃 〃3 〃 6.91% 48 〃	第1領域 5.4% 12燃料要素数 〃2 〃 3.8% 4 〃
	燃料被覆管外径	mm	8.6	－	10.8
	又は燃料板：板厚/ペレット厚さ	mm	－	3.3/2.5	－
	燃料被覆材質		Zry－4 （ジルコニウムライナー付）	Zry	Zry－4

Table A.2　試設計炉の仕様および主要目（2/2）

			半一体型炉	一体型炉	自己加圧一体型炉
主要機器要目	制御棒				
	数量	本	21	24	16
	型式		クラスタ型	十字型	クラスタ型
	材質		B_4C	Hf	B_4C
	原子炉容器				
	内径	m	2.2	（下部/上部）2.36/2.47	約 3.7
	高さ	m	6	（内　の　り）約 9.7	約11.4
	蒸気発生器				
	型式		横置U字管式	ヘリカルコイル貫流式	ヘリカルコイル貫流式
	数量	基	2	1（2系列）	1（3系列）
	一次冷却水ポンプ				
	型式		キャンドモータ式たて置うず巻型	キャンドモータ式たて置軸流型	竪型ウェットモータ式駆動斜流型
	数量	基	2	2	3
	流量	m^3/h/基	1,500（T/H/基）	3,000	2,100
	揚程	m	35	12	16
	モータ定格出力	KW	275	130	150
	加圧器				
	型式		別置電気加熱式	別置電気加熱式	自己加圧により，加圧器不要
	容量	m^3	7	4.9	（但し，N_2ガス加圧）
	ヒータ	KW	250	240	
	制御棒駆動装置				
	数量	基	21	12(但し，1基で2本の制御棒を駆動)	16
	駆動方式	通常運転時	磁気ジャック式	電磁駆動ラックアンドピニオン	電磁駆動ラックアンドピニオン
		スクラム時	スクラムスプリングと自重	スクラムスプリングと自重	スクラムスプリングと自重
	格納容器				
	型式		乾式耐圧型	乾式耐圧式	圧力抑制式
	寸法		径約12m球形	（内径）9.5m	ドライウェル寸法（外径/高さ）
				（全高）15m	11.0 m/ 10.3 m
					ウェットウェル寸法（長さ/幅/高さ）
					12.8 m/ 13.6 m/ 6.4 m
					膨張室寸法（長さ/幅/高さ）
					12.8 m/ 13.6 m/ 11.4 m

Table A. 3　舶用炉の技術課題と方策

技術課題			設計研究上の方策
①軽量化	超高速船(SES型)	試設計の1／2以下	二次遮蔽の省略／軽量化
	深海用		
	氷海用	試設計の1／2程度	
	潜水タンカー		
②小型化	潜水船（耐圧殻）	試設計の1／2以下	一体型化
			球形格納・遮蔽の採用
	氷海用	試設計の1／2程度	保守・ISIの外部作業化
	超高速船		
③システム簡略化	全用途共通		補助系の簡略化等
④高信頼性	氷海，潜水用で特に重要		③および⑤による
⑤高度安全性	深海用で必須条件		事故時炉停止　－制御棒による
			事故時冷却　－自然法則による
			炉心冠水状態維持－一体化（湿式格納）
			放射線リスク低減－炉心冠水状態の維持
			水漬式格納容器採用
			船の遠隔隔離
⑥高度自動化	超自動化船		
	無人運転		

Table A. 4　概念確立設計炉（炉構成の最適化検討）の主要目

	小型・軽量化炉プラント	システム簡略化炉プラント
熱出力	１００　MWｔ	１００　MWｔ
１次冷却水運転温度 炉心入口／出口温度	２８２.５／２９７.５℃	２７８／２９５℃
１次冷却水運転圧力	１２０　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ	１１０　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ
１次冷却水炉心流量	４，４５９　ｔ／ｈ	４，０００　ｔ／ｈ
燃料交換間隔	４　年（１バッチ）	４　年（１バッチ）
炉　心		
等価直径	１，３１０　ｍｍ	１，１８９　ｍｍ
有効高さ	１，２１０　ｍｍ	１，０００　ｍｍ
平均出力密度	６１.２　ＫＷ／ℓ	９０　ＫＷ／ℓ
制御棒駆動装置		
型　式	内装式ボールナット型	内装式ボールナット型
基　数	２４　基	２１　基
加圧器		
型　式	内装電熱式	内装電熱式
全容積	６．９　ｍ³	７　ｍ³
蒸気発生器		
型　式	貫流式ヘリカルコイル型	貫流式ヘリカルコイル型
蒸気圧力	４０　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ	４０　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ
給水温度	１８５　℃	２００　℃
伝熱管口径	１２　ｍｍ（外径）	１９　ｍｍ（内径）
伝熱面積	７２４　ｍ²	１０００　ｍ²
一次冷却材ポンプ		
型　式	キャンドモータポンプ	キャンドモータポンプ
基　数	２　基	４　基
容　量	３０００　ｍ³／ｈ／基	１０００　ｍ³／ｈ／基
揚　程	７　ｍ	４５　ｍ
原子炉容器		
最高使用圧力	１３７　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ	
最高使用温度	３２０　℃	
内　径	３．１　ｍ	４．７５　ｍ
高　さ	６．７　ｍ	７．６５　ｍ
格納容器		
型　式	球型原子炉容器水漬方式	球型圧力抑制方式
最高使用圧力	２０　ｋｇ／ｃｍ²Ｇ	
内　径	８．２　ｍ	８．８　ｍ
高　さ	８．６５　ｍ	８．８　ｍ
原子炉プラント重量	約９１３ｔ（遮蔽を含む）	約７８５ｔ（遮蔽含まず）

Table A.5 炉心主要目比較

	ＭＲＸ 炉心 (61年度評価炉心と同じ)	最適炉心 (62年度、MRX-1)	大型ＰＷＲの例 (参考)
熱出力 (MWt)	100	100	3,411
炉心等価直径 (cm)	131	119	337
炉心有効高さ (cm)	121	100	366
炉心平均出力密度 (kW/l)	61.2	90	105
燃料棒外径 (cm)	7.0	6.0	9.5
平均線出力密度 (kW/m)	7.1	7.8	17.9
最大線出力密度 (kW/m)	28(*34)	28(*36)	43
炉心平均燃焼度 (MWd/t)	32,000	52,600	33,000
最大燃焼度 (MWd/t)	62,000	118,000	50,000
燃料平均濃縮度 (%)	6.35	9.8	3.2
燃料装荷量 (ton U)	3.4	2.1	89
U235当たり燃焼度(MWd/t)	504,000	540,000	1,100,000
熱流束熱水路係数[F_Q]	3.96	3.52	2.32
最小DNBR(定格出力時)	2.3	2.0	1.7
燃料取替方式	4年1バッチ	4年1バッチ	3領域3サイクル (年1/3炉心取替)

注:* PCI解析に使用した評価値

Table A. 6　太径燃料棒炉心の要目表

	現状(細径)	大型PWRの例（参考）	変更案（付録E参照）
Ⅰ）炉心構成			
1）炉心等価直径（cm）	131	337	148
炉心有効高さ（cm）	121	366	140
炉心体積（m^3）	1.635	32.7	2.408
2）燃料集合体数	37	193	37
3）燃料集合体			
燃料集合体ピッチ（cm）	19.1	21.5	21.50
燃料集合体巾（cm）	19.0	21.4	21.40
燃料集合体全長（cm）		406	
燃料棒ピッチ（cm）	1.0	1.26	1.26
燃料集合体間ギャップ（cm）	0.1	0.1	0.1
支持格子	4	9	4
燃料集合体内			
燃料棒配置	19×19	17×17	17×17
燃料棒本数	313	264	265
燃料棒全長（m）	1.34	3.9	1.55
燃料棒被覆管外径（cm）	0.7	0.95	0.95
RCC案内シンブル数	12	24	24
燃料装荷量（Ton U）	3.4	87	6.6
Ⅱ）炉心特性			
1）熱出力（MWt）	100	3411	100
平均線出力（kW/m）	7.1	17.9	7.3
炉心平均出力密度（W/cc）	61	105	42
2）U－235濃縮度（wt%）		3.2	4.0
第1領域	5.7		
第2領域	6.7		
UO_2密度（%TD）	95	95	95
3）冷却材温度（℃）			
T_{in}　（高温全出力）	282.5	289.2	282.5
T_{ave}　（高温全出力）	290.0	307.8	290.0
T_{out}　（高温全出力）	297.5	326.4	297.5
ΔT	15.0	37.2	15.0
4）1次系圧力（kg/cm^2g）	120	157	120
Ⅲ）非燃料要素			
RCC吸収体材質	B_4C	Ag－In－Cd	B_4C
RCC数	21	53	21
RCCの吸収棒数	12	24	24
BP吸収体材質	Gd_2O_3	ほうけい酸ガラス	ほうけい酸ガラス
BP総本数（初装荷）	168本	1520本	－
Ⅳ）燃焼度			
Uメタル平均燃焼度（MWd/t）	32,000	33,000	24,000
U235当たりの平均燃焼度（MWd/t）	504,000	1,100,000	600,000
Ⅴ）燃料交換式	1バッチ	3バッチ	1.85バッチ
（燃料寿命）	(4年)	(3年)	(8年)

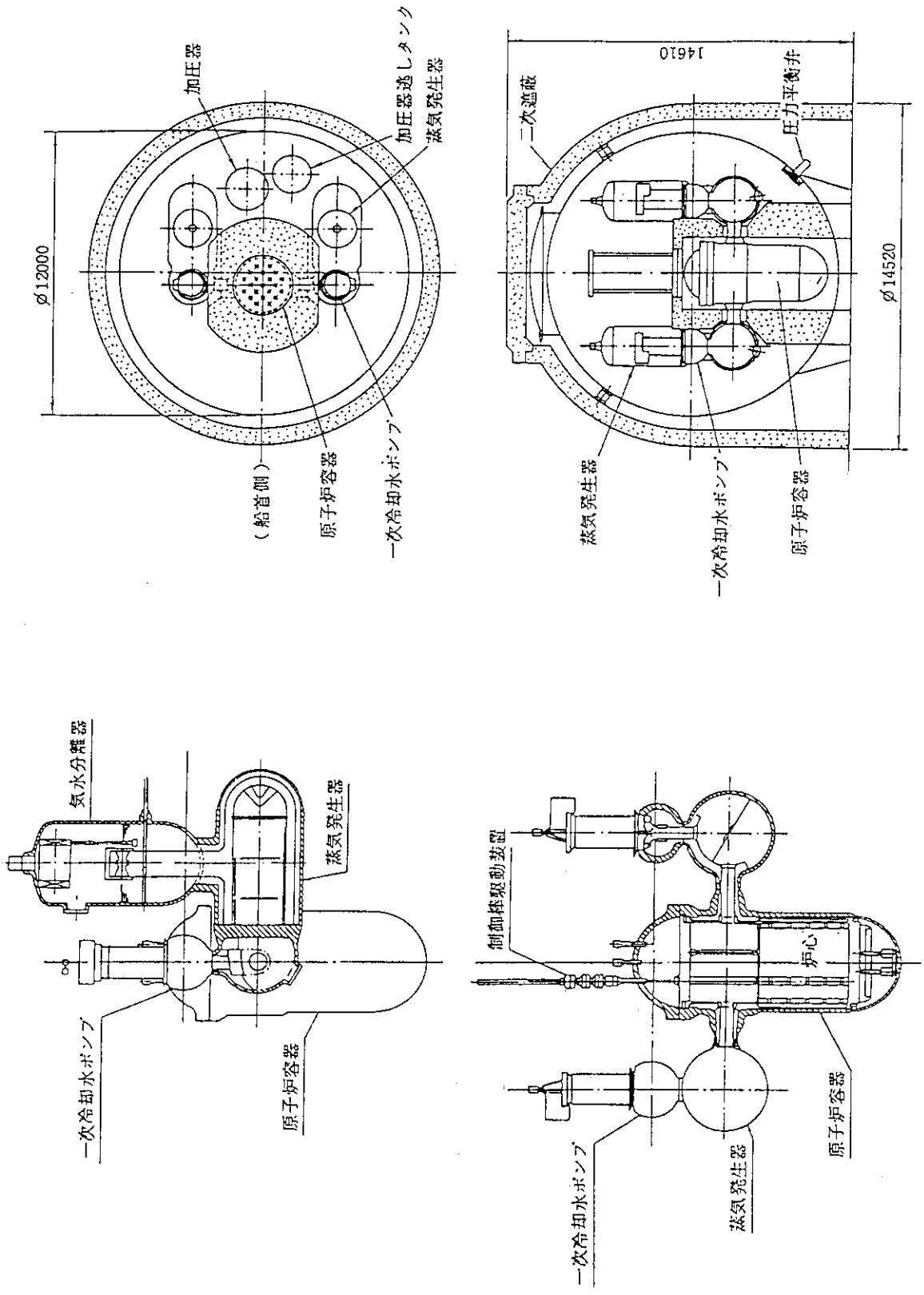


Fig. A. 1　試設計炉の原子炉プラント概念図（半一体型炉）

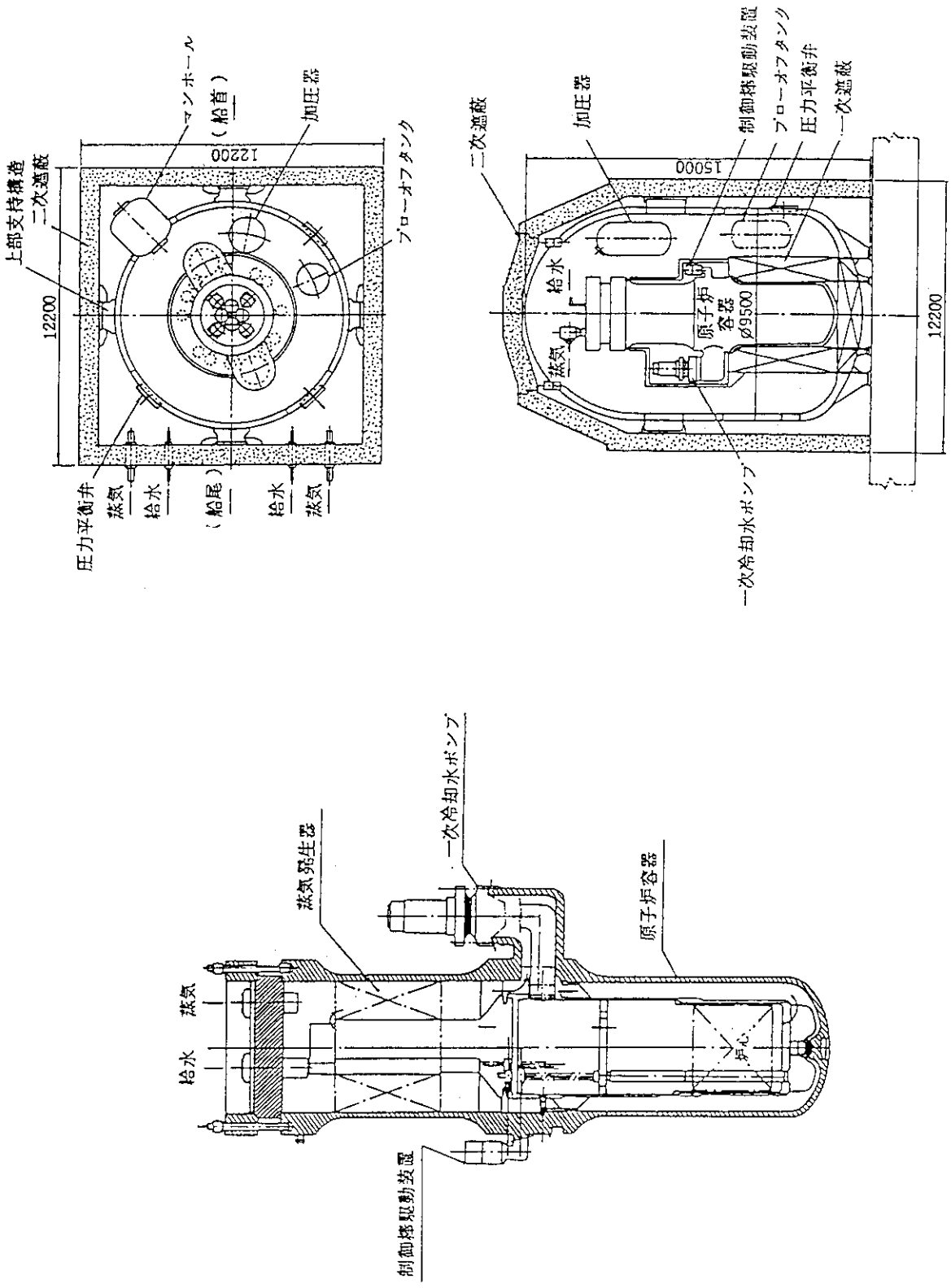


Fig. A. 2　試設計炉の原子炉プラント概念図（一体型炉）

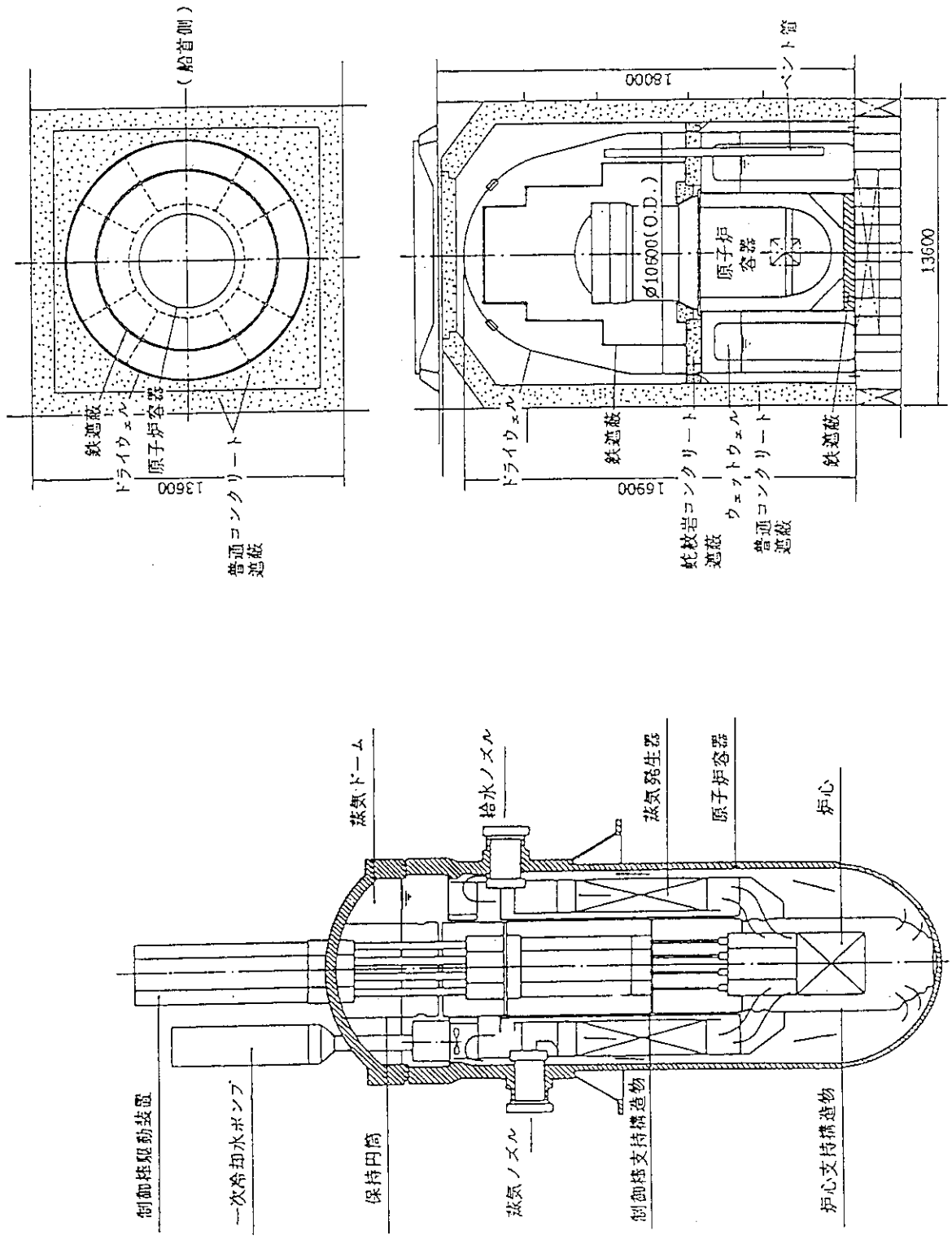


Fig. A. 3　試設計炉の原子炉プラント概念図（自己加圧一体型炉）

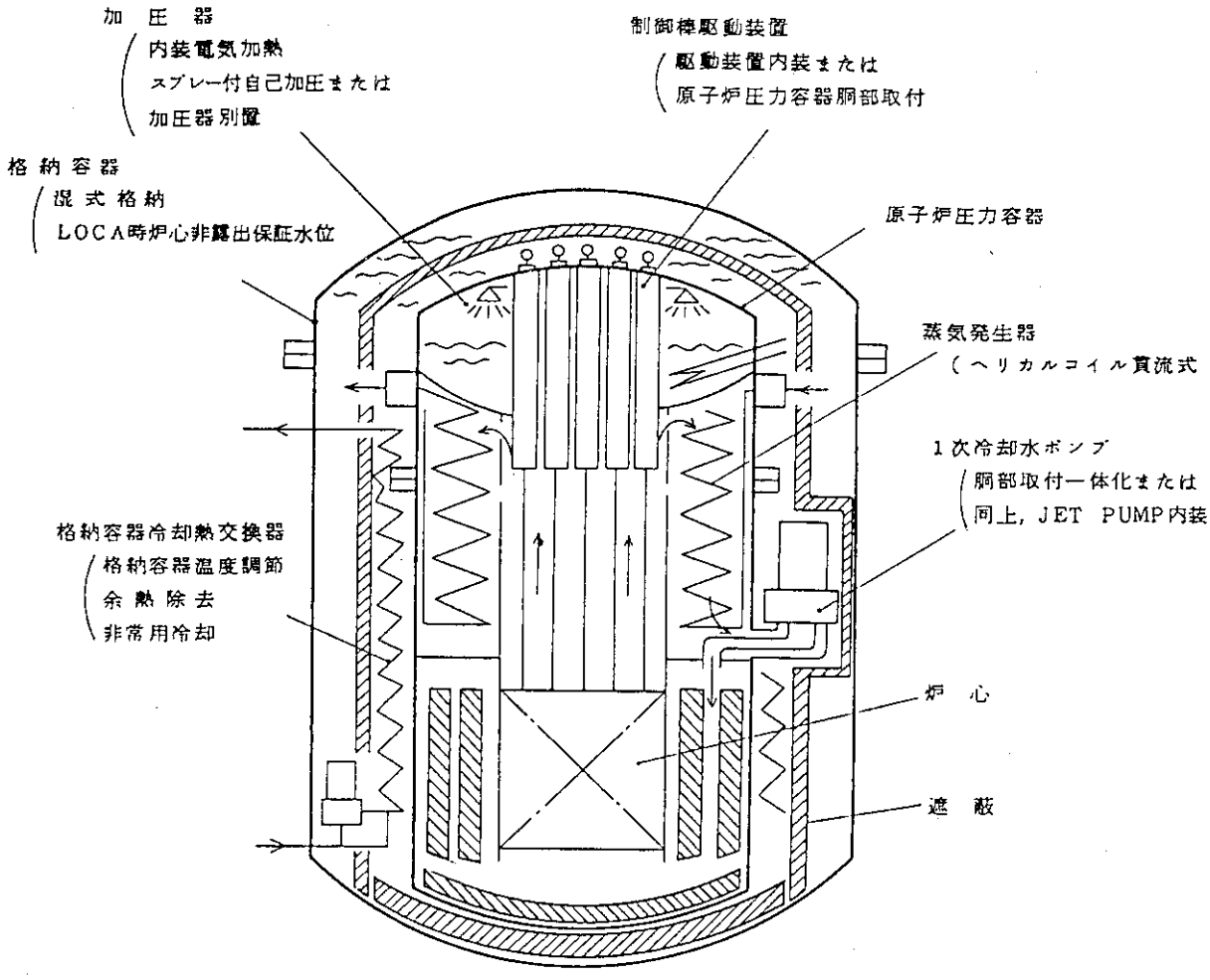


Fig. A. 4 改良舶用炉（MRX－1の前身）概念図（文献4）

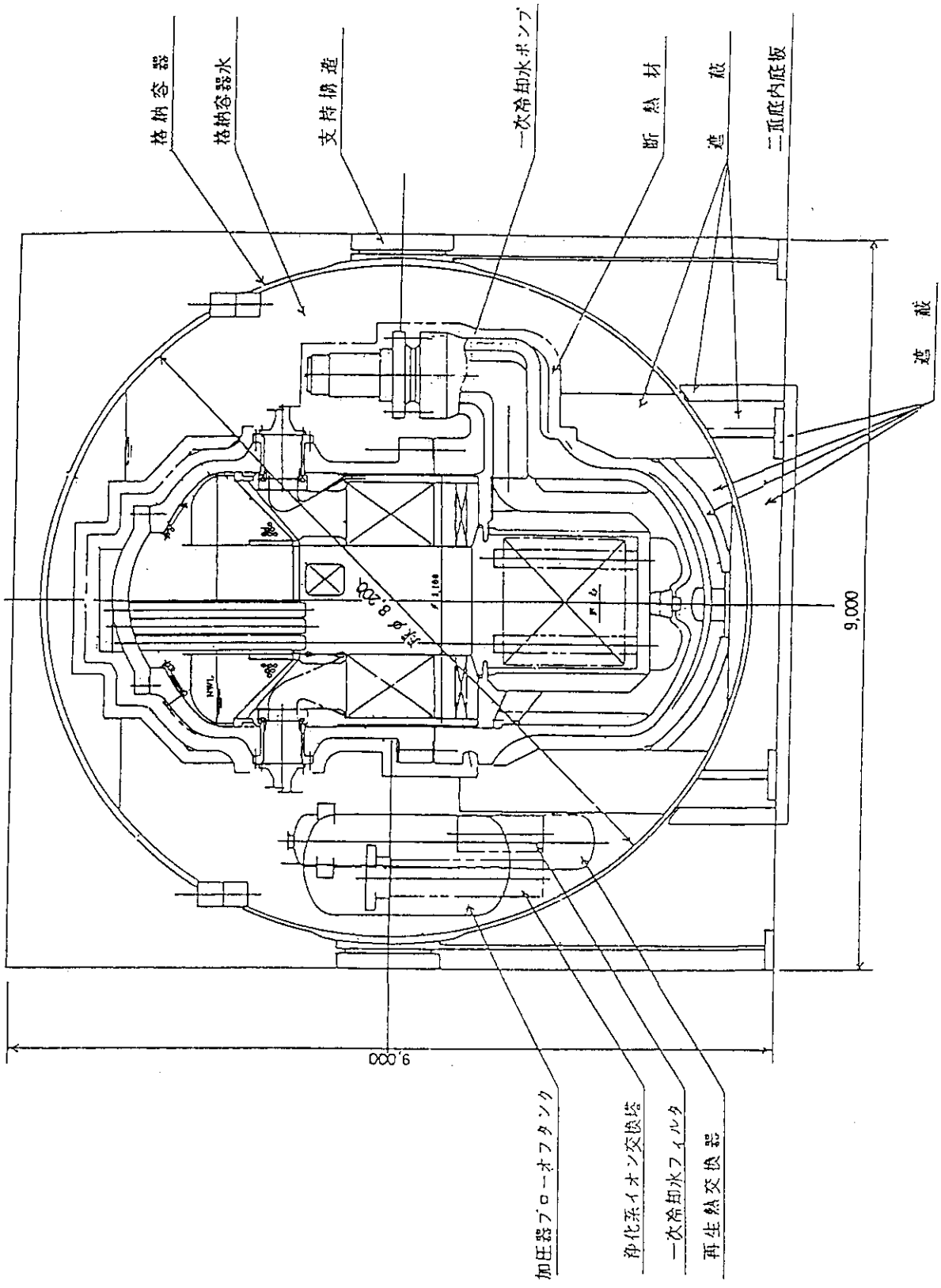


Fig. A. 5 小型・軽量化炉プラントの概念図

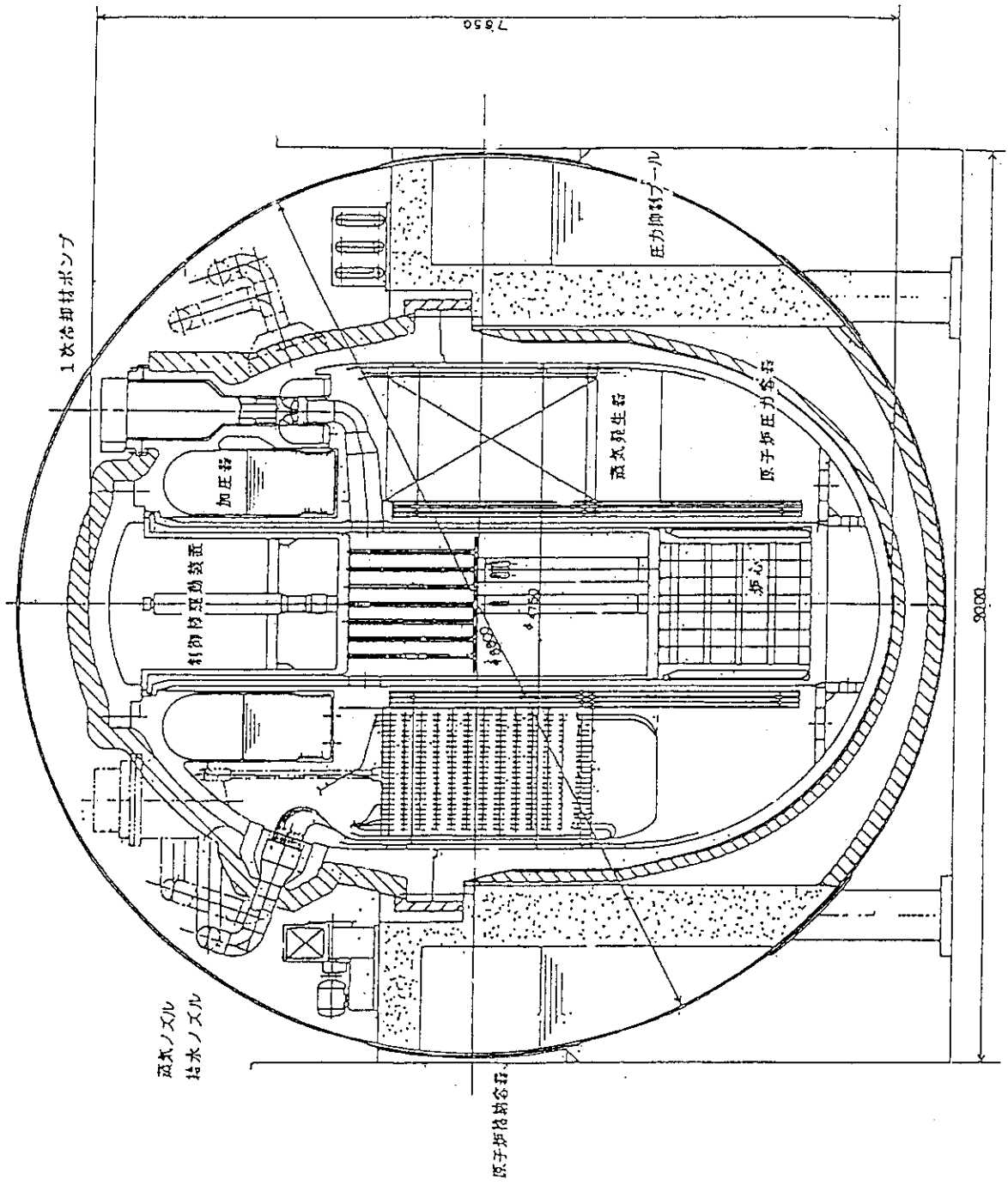


Fig. A. 6　システム簡略化炉プラントの概念図

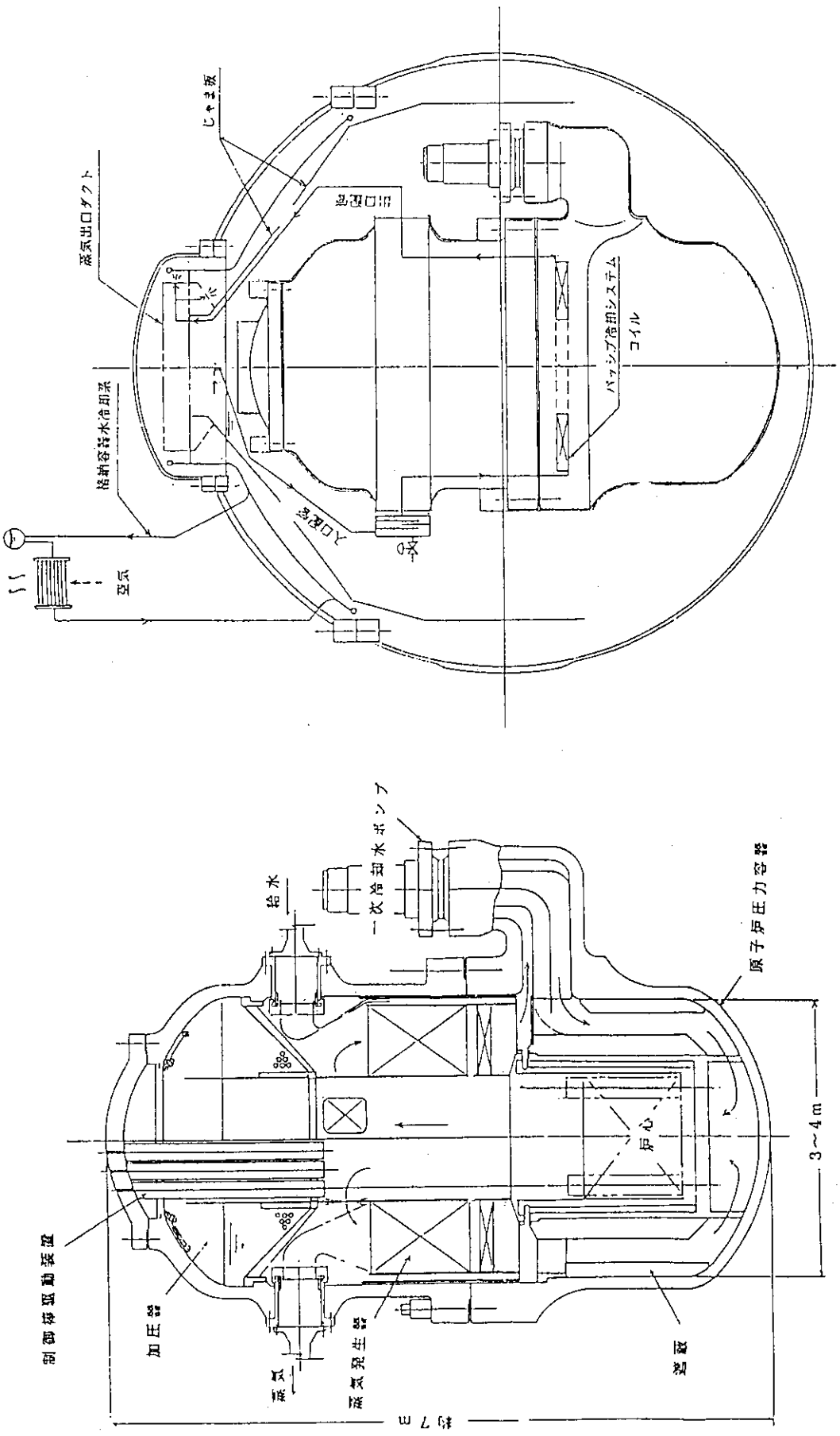


Fig. A.7　次期設計炉としての炉概念 MRX－1の概念図

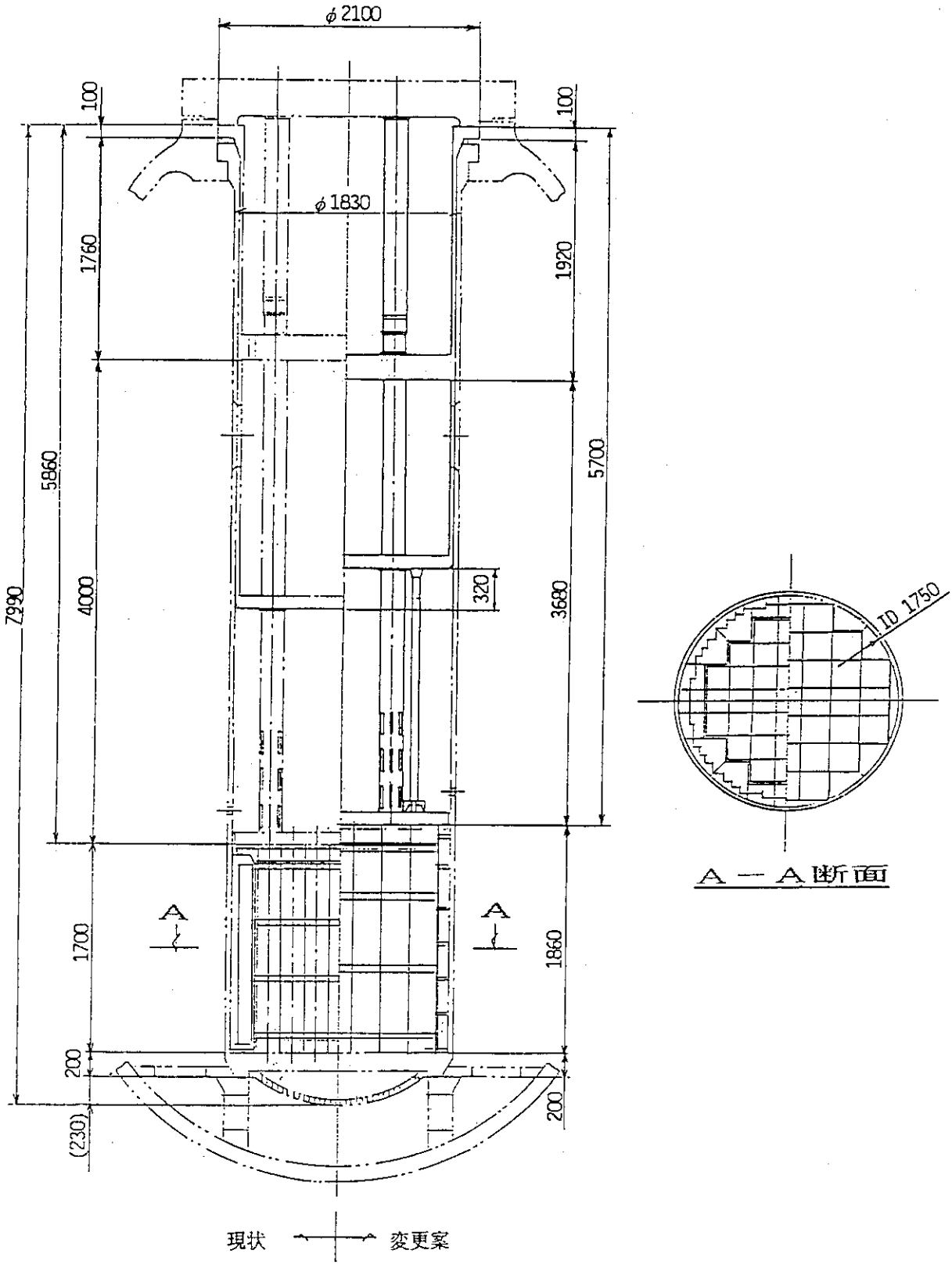


Fig. A. 8　太径燃料炉心を装荷したMRX

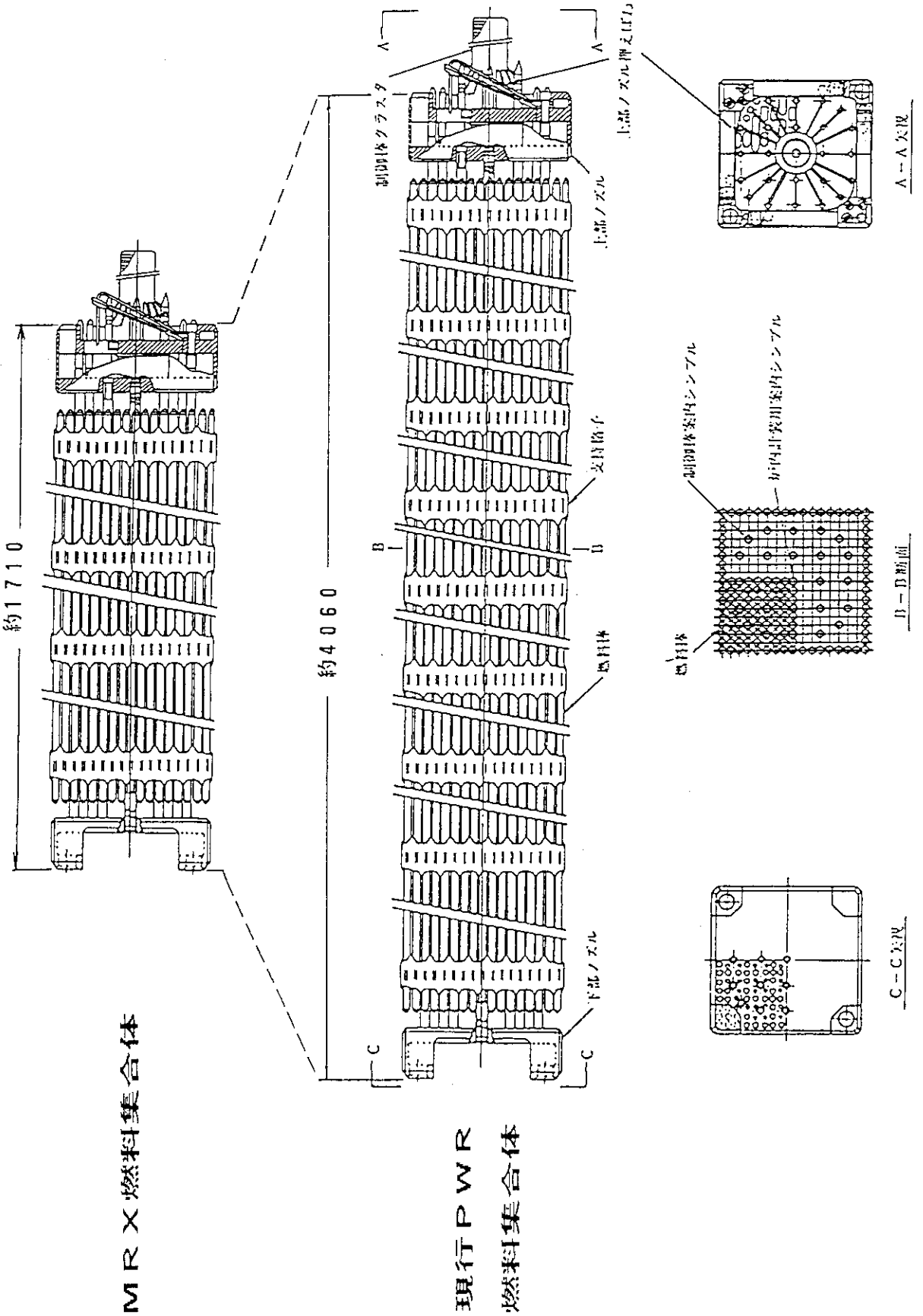


Fig. A. 9　設計中の燃料集合体

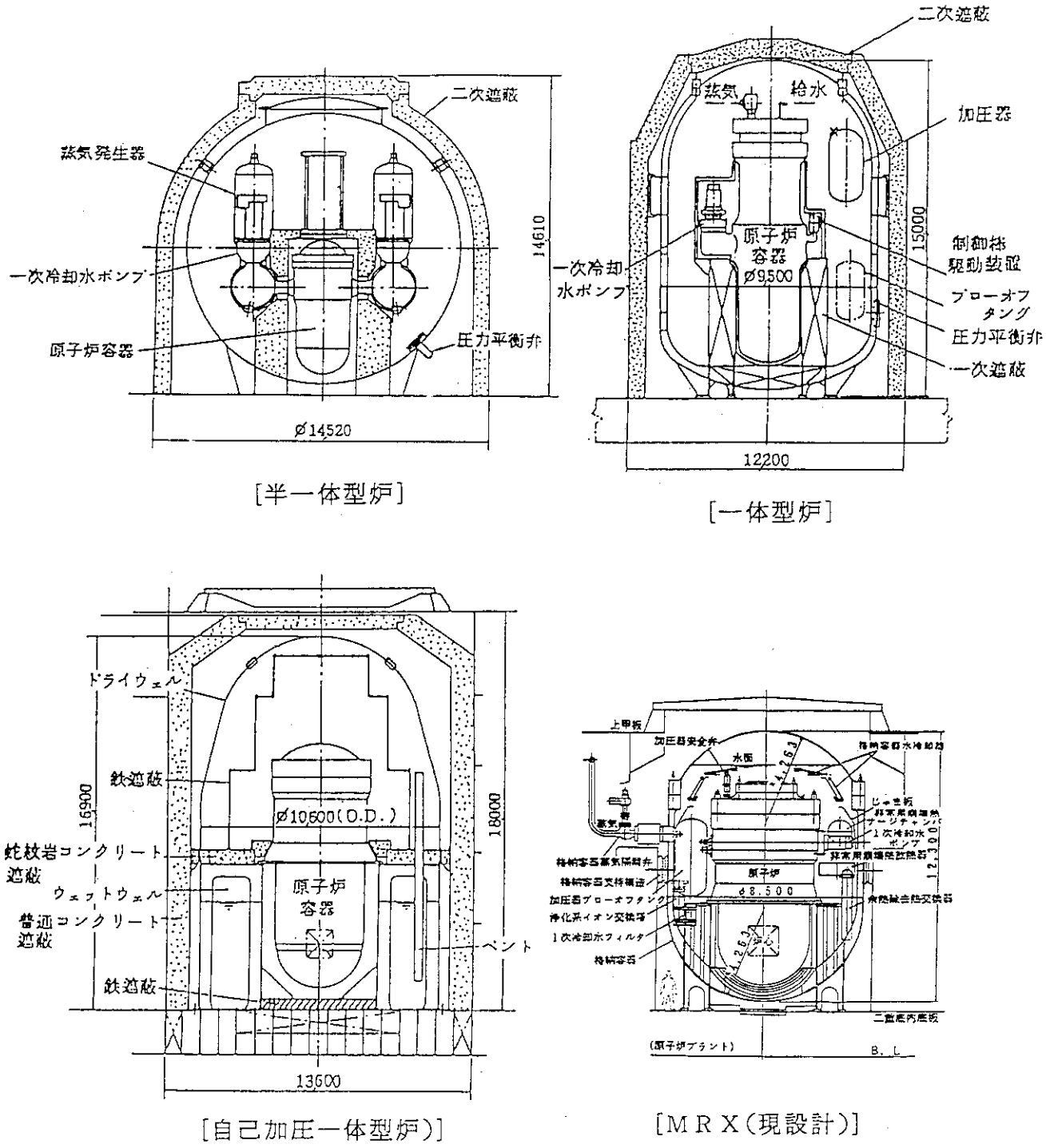
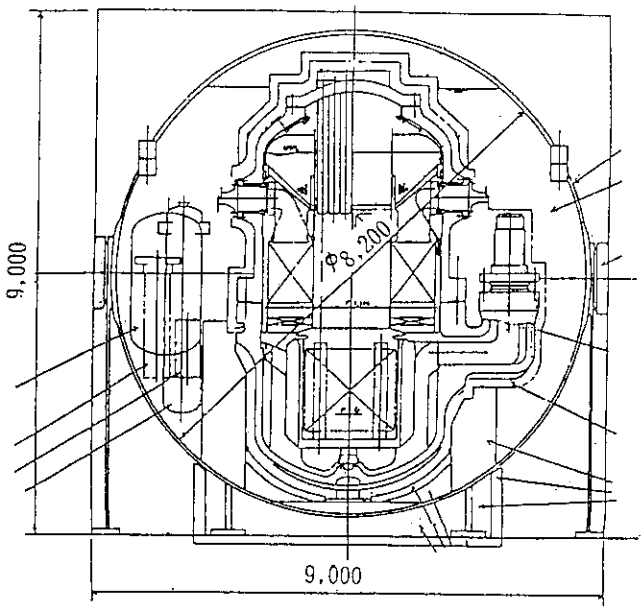
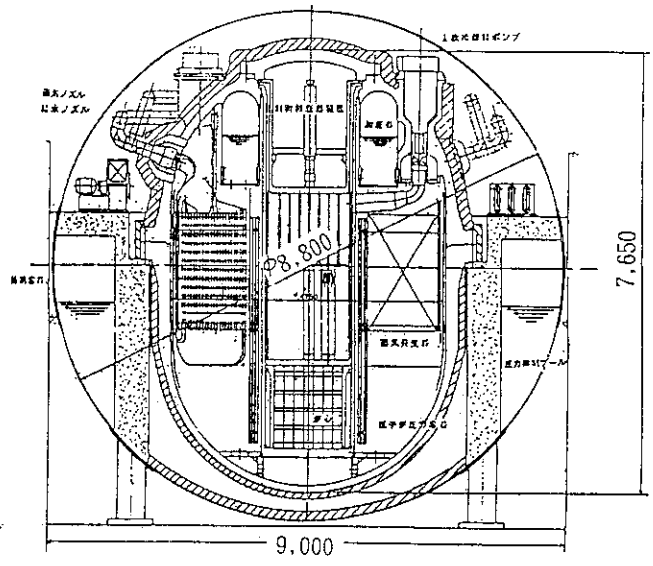


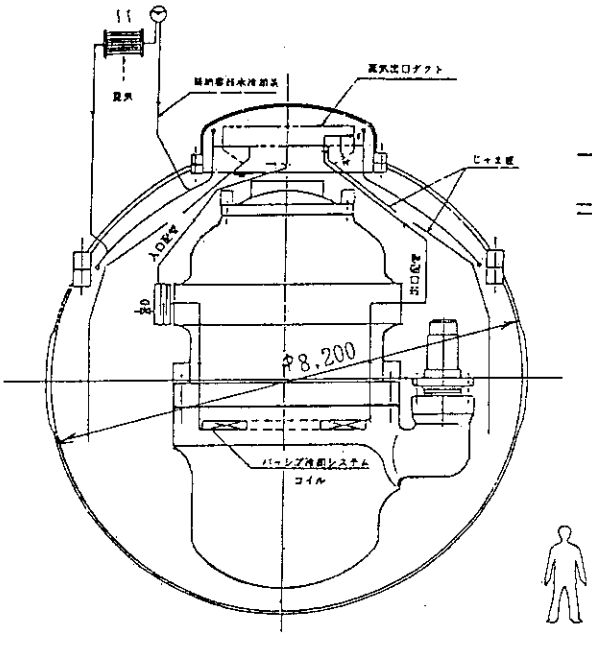
Fig. A. 10　従来設計（試設計炉）との比較



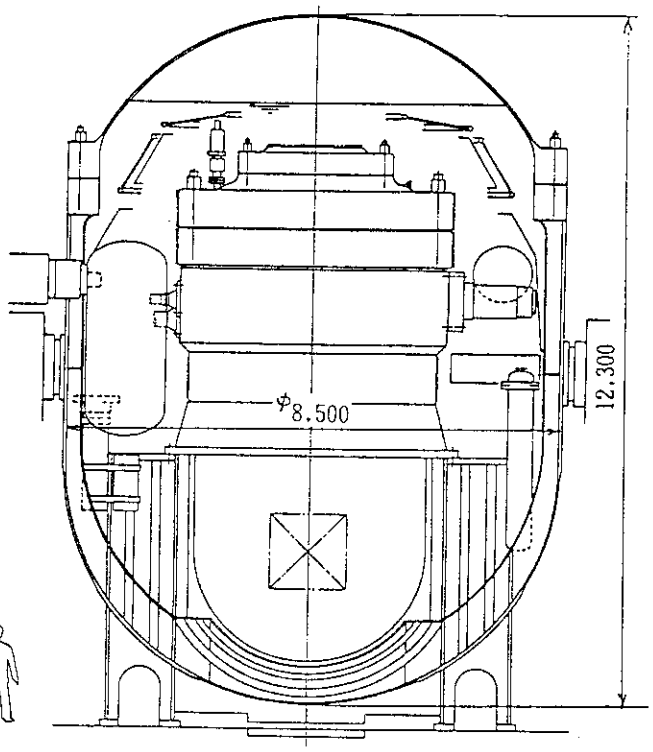
［小型軽量化炉プラント］



［システム簡略化炉プラント］

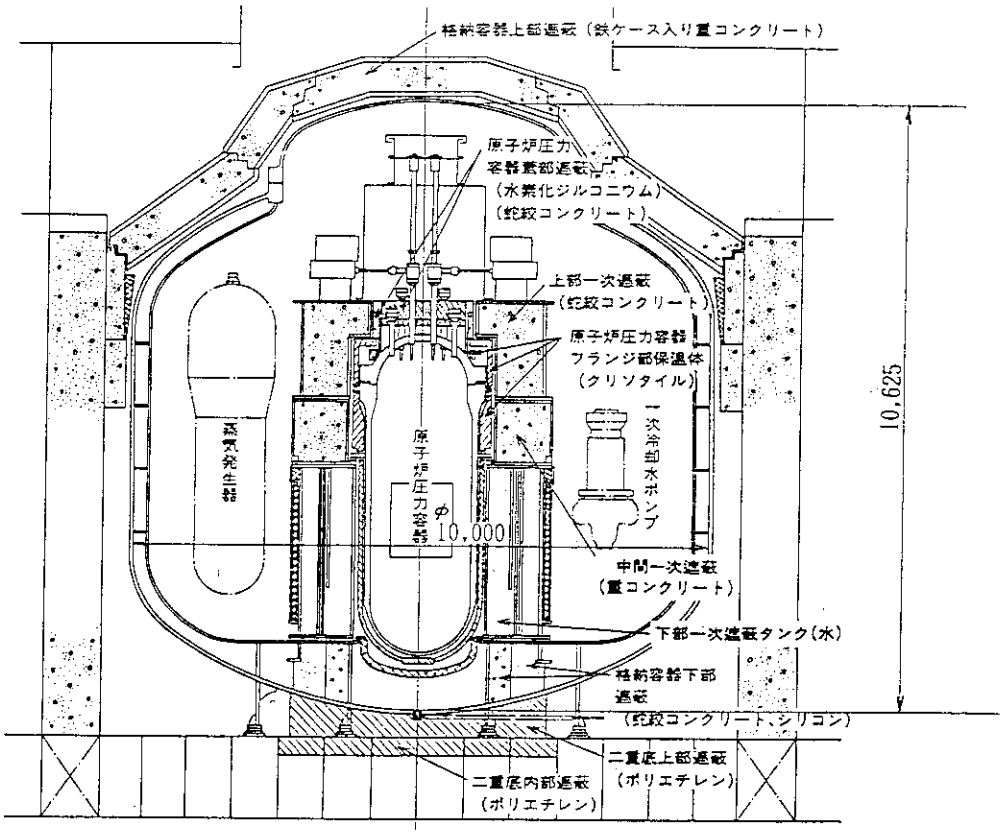


［ＭＲＸ－１］



［ＭＲＸ(現設計)］

Fig. A. 11　従来設計（概念確立設計：昭和 62，63 年度）との比較

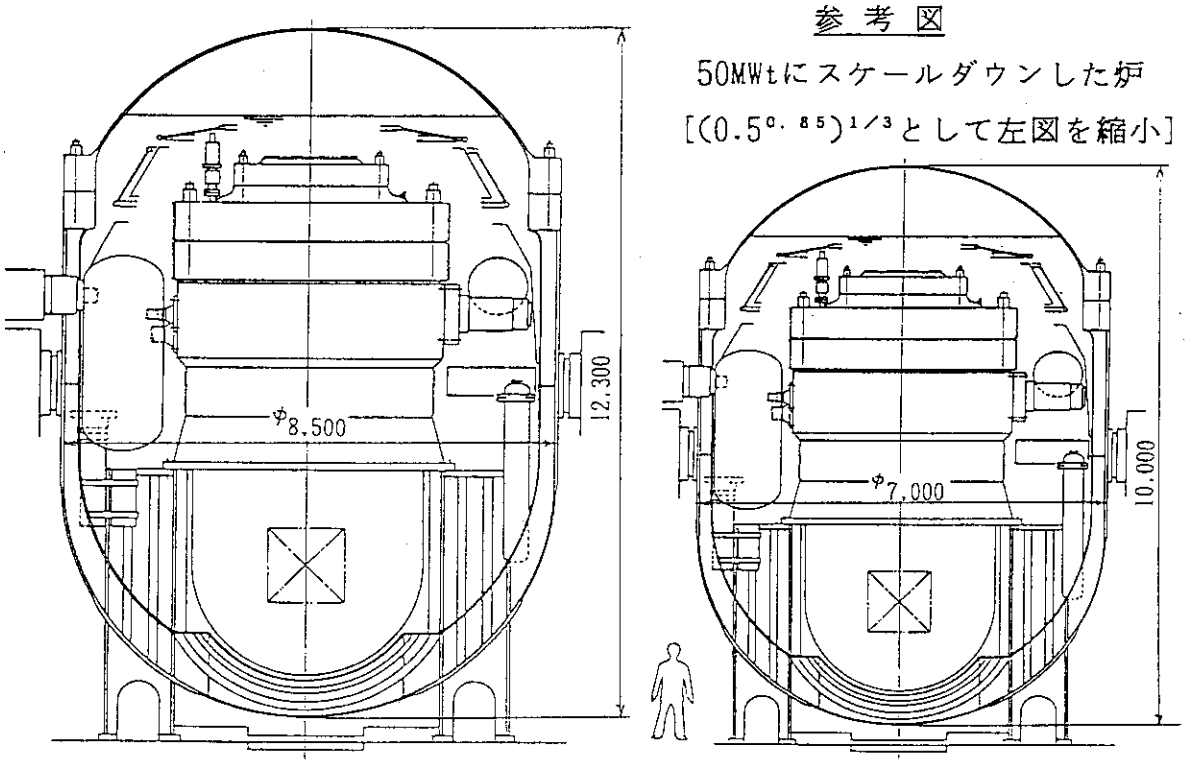


［「むつ」炉（36 MWt）］

参考図

50MWtにスケールダウンした炉

［$(0.5^{0.85})^{1/3}$として左図を縮小］



［ＭＲＸ（現設計）］

Fig. A. 12 「むつ」炉との比較

付録B　MRX模擬プラント実験船計画（試案）

改良舶用炉MRX開発の最も効率的かつ合理的な方策の一つとして，MRX模擬プラントを船に搭載し種々の開発試験を行い実証し実証炉開発に進む計画を検討した。本計画はあくまでも原研の試案であり，実施するにあたっては原子力委員会等により政策的および財政的に承認を得る必要がある。

ここでは，試案の概要について簡単に紹介しておく。

1. MRX模擬プラント実験船の必要性

・改良舶用炉実現に充分な開発試験が必要とされる理由

（MRX模擬プラント船が必要な理由）

① 開発対象とするMRXは「むつ」のスケールアップではなく，新概念炉であり，開発要素が多い。

② MRX模擬プラント実験船での実証試験は開発効率を高く取り得る最良の方法と考えられる。

1.1 新概念炉としてのMRX

(1) MRX（新概念プラント）の設計思想

原子力船の魅力を発揮させるには次の3点を満たす設計とする必要がある。

① 高い受動的安全性 ……「むつ」から大幅な改良

② 良好な負荷追従性 ……「むつ」と同様（PWR共通）

これによって，高度の自動化運転を可能とする。

さらに，

③ 保守，点検性能を損なわない範囲で極力軽量小型化を図る。

……「むつ」から大幅な改良

(2) MRXの設計で採用した新技術

現在設計中の改良舶用炉MRXは将来の魅力的な姿を追及しており，「改良」というより「革新」ともいうべきもので，大幅に新技術を採用している。

従って，MRXの実証炉建設の前段階に，性能実証のための充分な開発試験が必要である。

MRXの設計で採用した新技術は次の点にある。

① 一体型PWR採用（実用PWRとしてはオットーハーン号があるが，わが国としては新技術：従って開発試験を要す）

- 大口径配管なし …… 安全系統の簡素化
- 1次系コンパクト …… 大幅な軽量小型化
- 貫流式ヘリカルコイル型蒸気発生器 …… 丈夫で保守点検が容易

② 原子炉容器内装型制御棒駆動装置採用（MRX 独特）

- 原子炉の長さ短縮 …… 原子炉の軽量小型化
- 制御棒飛出事故原因の排除 …… 安全系の簡素化

③ 原子炉容器水浸式格納容器採用（MRX 独特）

- 均圧化による１次水流出の自動停止 …… 受動的安全性の向上
- 水の充填によりストリーミング防止 …… 遮蔽合理化（大幅な炉の軽量小型化）
- 弁の操作のみで作動する受動的冷却系 …… 系統の簡素化

1.2 MRX 模擬プラント実験船の意義

MRX 開発にあたっては基本的事項として「むつ」の建造，実験航海の成果は我国唯一の貴重な実船データとして，活用する。

いずれの開発方策においても，「原子力船エンジニアリングシミュレータ」は充分に活用する。また，以下の要素技術開発は実施する。

- 原子炉容器内装型制御棒駆動装置の開発
- 貫流式ヘリカルコイル型蒸気発生器の開発
- 受動的冷却システムの要素の開発

(1) 考え得る開発方策

以下のような様々な開発方策が考えられる。

（開発方策のいろいろ）

① 実証炉を製作（実船に搭載し，実証）

② 陸に実験炉を製作→実証炉を製作（実船に搭載し，実証）

③ 総合的モックアッププラント（振動台に搭載）を製作→実証炉を製作（実船に搭載し，実証）

④ 総合的モックアッププラント（船に搭載）を製作→実証炉を製作（実船に搭載し，実証）……MRX 模擬プラント実験……

(2) 開発方策の評価と選定

① ：「むつ」炉のスケールアップであれば，この方式が最良と考えられるが，MRX は新概念炉であるために，次の問題がある。

- 実証炉で実証すべき項目/範囲が過大となる。
- 大きな安全率が要求され，設計の最適化が困難。
- 原子炉での実証には限界がある（苛酷な事故時挙動の実証は不可能）。

② ：原子炉製作のステップが１段階増す。以下のような問題がある。

- 資金と時間の無駄が生じる。
- 原子炉での実証には限界がある（苛酷な事故時挙動の実証は不可能）。

③，④ ：合理的と考えられる。

この方式の大きなメリットは，考え得る殆どあらゆる事故模擬実験が可能であり膨大な設計データが取得出来，舶用炉の将来展望に大きく寄与し得る。

③と④のいずれを選定するかは，同一データを得るに要する費用，あるいは同一費用で得

られるデータの比較によって可能である。

検討の結果後者が優れている（後節参照)。

よってMRX模擬プラント実験船方式を選定する。

(3) MRX模擬プラント実験船による開発試験と開発スケジュール（試案）

MRX開発方策としては，高い投資効率のもとに一気に高度の経験を積みうる，Fig. B. 1に概念を示すようなMRX模擬プラント（高度の総合的熱水力モックアップ試験装置）を用いた海上での試験を中心とした方法が有力である。これによって，通常の航海のほか，実環境下での原子炉プラント過渡特性/事故模擬試験，高度自動化運転等，様々な試験を行い，実証し，膨大な実証炉設計データを取得出来る。

Table B. 1に開発スケジュール（試案）を示す。

2. 「むつ」船体を活用したMRX模擬プラント実験船の検討

(1) MRX模擬プラントの概要

1）MRX模擬プラントの出力規模の選定

目標とするMRXの炉出力は100 MWtである。

実規模（100 MWt）が望ましいが，経済的観点（搭載船の確保も含めて）から難点がある。

そこでスケールダウンしたプラントとする。実機の1/3程度であれば，模擬のレベルは高いものと想定される。

2）MRX模擬試験炉の構造寸法

イ． 構造の選定

改良舶用炉MRX（100 MWt）の出力を30 MWtとしたMRX模擬試験炉を設計検討する場合，その構造としてFig. B. 2およびFig. B. 3に示すとおり以下の3ケースが考えられる。

ケースA：MRX（100 MWt）の設計そのままとする。ただし，炉心のみ電気ヒータとし，最大出力30 MWtとする。

ケースB：$[(30/100\ \mathrm{MWt})^{0.85}]^{1/3} = 0.711$ 倍の寸法とし，形状は同じとする。ただし，炉心部については集合体の断面積を保存する（短縮化と本数減で対応する）

ケースC：高さ方向寸法を保存し，半径方向は，$[(30/100\ \mathrm{MWt})^{0.85}]^{1/2} = 0.599$ 倍の寸法とする。

以上の3ケースについて検討した結果，以下の理由により，配置上許されるならばケースCが望ましい。

MRX模擬試験炉寸法は，格納容器外径5.1 m，全高さ12.75 mを基本とする。

ロ． 選定理由

他のケースに比較して，以下の特長がある：

① 高さ保存により，燃料棒，燃料集合体および制御棒駆動装置の寸法・形状を変えずに製作，設置および試験が可能であり，特に制御棒駆動装置の実証試験が可能となる。

② また，本原子炉の特徴である自然循環式冷却システムの試験について，自然循環駆動

力をほぼ模擬できる。また，配管破断時の格納容器水中の凝縮の特性を試験する場合，高さ保存によって，より実際的な模擬が可能となる。

③ 燃料棒を同じ寸法形状とすることにより，事故時を含めた炉心の模擬が，熱水力上も電気ヒータ設計上も容易である。100 MWt と同じ仕様とすることができる。

④ 模擬炉心用電気ヒータ数が，ケースＢより少なくてすむ。

⑤ コスト的にもほぼケースＢと同等と考えられる。

⑥ 高さが高くなるが，現配置計画では配置可能であり，さほど支障がない。

3）MRX 模擬プラントの重量

本文記載の重量を整理すると，MRX プラントの概略重量は下記のように約 1,550 t である。

重量内訳

炉　心	6 t
炉内構造物	57
原子炉容器	305
蒸気発生器	57
加圧器	7
一次冷却水ポンプ	10
支持構造	7
格納容器	418（設計圧力を 20 kg/cm^{2}g とした場合）
遮　蔽	327
保有水（一次・二次）	62
（格納容器）	250
補助系，配管等	50
合　計	約1550 t

模擬試験炉は遮蔽不要であり，1550 － 327 ＝ 1223 t から以下より概略重量を求めると，

$$1223\times(30/100\mathrm{MWt})^{0.85}=1223\times0.359=439\mathrm{t}$$

MRX 模擬プラントの概略重量は，約 450 t とする。

(2) 実験船に「むつ」船体を利用するメリット

MRX 模擬プラント実験船に解役後の「むつ」船体を利用することの利点について検討した。

1）技術的観点から

技術的観点からの MRX 模擬プラント実験船の必要条件は次の 3 点である。

① 発電設備を含む MRX 模擬プラント（実機の 1 / 3 程度の規模：総重量約 1,400 トン）を搭載できる。

② 模擬プラント運転用燃料（約 900 ～ 1,500 トン：全出力で 1 週間～ 12 日間運転可能）が搭載できる。

③ 通常遭遇する海象下で動特性実験に必要な十分に大きい動揺が期待できる（上下方向加速度として 0.1 G 以上）。

これらが満足できれば「むつ」である必然性はない。

一方，MRX 模擬プラント実験船として「むつ」を使うとした場合，技術面では次のようなメ

リットがある。

① 上記の3点を満足できる（「むつ」にMRX模擬プラントを搭載した姿および期待できる船体運動についてはFig. B. 4およびTable B. 2参照）

② 既存の推進用蒸気タービンを使い実際のプロペラ負荷変動を用いて実験ができる。

③ 「むつ」船体は様々な角度から検討されており，動揺特性，操縦特性，主機特性等の実験計画を検討する上で必要なデータが整備されており，実験船として他の船を使う場合に比べ高い研究効率が期待できる。

2）経済的観点から

船体運動を模擬するものとして3次元の動揺台が考えられるが，約450tの模擬プラントを搭載し，疲浪中の船体運動並みの傾斜および変位を出せるストロークを持った大型動揺台は世界的にみても例はない。現存の動揺台および過去の見積例から，模擬プラントの動揺台を陸上に製作するとすれば，数百億円を超える価格になると推定される。

動揺台としては水に浮かび，波により動く船体そのものが最も合理的であり安い。新船を建造した場合は陸上動揺台の数分の一程度である。既存の「むつ」を活用すればさらに安くできる。

(3) MRX模擬プラント実験船の概要

解役後の「むつ」船体をMRX模擬プラント実験船に活用した場合の概略配置検討例をFig. B. 4に示す。

MRX模擬試験炉は比較的大きな動揺加速度が期待できる船尾区画の現在の第3船倉に配置した。模擬炉心へ動力を供給するディーゼル発電機および関連補機は船体中央部の元の原子炉室および原子炉補機室を1部屋として配置した。この発電機用の燃料タンクを発電機区画を囲む二重底部分および舷側に確保した。発電機室の上部区画は配電盤室とした。

ここに示す配置検討より，「むつ」は船体延長等の大がかりな改造無しでMRX模擬プラント実験船に活用できると思われる。

Table B.1　改良舶用炉 MRX 開発全体計画（試案）

項目＼年度	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
改良舶用炉の開発	「むつ」成果反映・評価									
	MRX模擬プラント実験船計画									
	概念設計	基本設計	詳細設計	模擬プラント製作	船上搭載	船上諸試験／実験航海				
									MRX舶用実証炉計画	
									概念設計	基本設計
実験・解析研究	「むつ」データによる									
①エンジニアリングシミュレータによる研究	シミュレータの調整・検証			MRXソフト搭載		動特性解析・実験研究・高度自動化研究・等への活用				
②主要要素機器の開発	制御棒駆動装置・蒸気発生の開発・試験					モックアップ試験（模擬プラントによる）				
③受動的安全技術基礎実験	LOCA時等の熱水力挙動実験					モックアップ試験（模擬プラントによる）				
④高度自動化研究		基本思想	計算制御・異常診断・運転支援・等のシステム開発（シミュレータの活用），ロボット技術							
⑤燃料試験等							MRXの燃料照射試験等			

注）年度は本計画開始年度を第1年度として表示した。

Table B.2 「むつ」をMRX模擬プラント実験船として使用する場合，期待できる船体運動

＜ＭＲＸ模擬試験炉設置位置＞
「むつ」にＭＲＸ模擬試験炉を設置する位置として次の２案を考える。
Ａ案：ＭＲＸ模擬試験炉を現在の炉室上部に搭載した場合
Ｂ案：ＭＲＸ模擬試験炉を船尾のＮｏ．３船倉上部に搭載した場合
＜予測計算＞
船速１３．１ｋｎ、有義波高４ｍおよび６ｍ（波周期６～１２秒程度）の海象下において、模擬試験炉中心部で期待できる船体運動の最大値（波向き、波周期で期待値は異なるがここでは最大値を示す）を二つの案について試算した結果を示す。

有義波高	項目	模擬試験炉の設置位置		「むつ」の原子炉
		Ａ案	Ｂ案	
４ｍ	ピッチング（有義値）	２．９度	同左	同左
	（1/100最大期待値）	４．８度		
	ローリング（有義値）	８．５度		
	（1/100最大期待値）	１４．１度		
	上下方向加速度（有義値）	０．０５Ｇ	０．１１Ｇ	０．０５Ｇ
	（1/100最大期待値）	０．０８Ｇ	０．１８Ｇ	０．０８Ｇ
	左右方向加速度（有義値）	０．０６Ｇ	０．０６Ｇ	０．０７Ｇ
	（1/100最大期待値）	０．０９Ｇ	０．１０Ｇ	０．１２Ｇ
６ｍ	ピッチング（有義値）	４．３度	同左	同左
	（1/100最大期待値）	７．２度		
	ローリング（有義値）	１２．８度		
	（1/100最大期待値）	２１．２度		
	上下方向加速度（有義値）	０．０７Ｇ	０．１６Ｇ	０．０７Ｇ
	（1/100最大期待値）	０．１２Ｇ	０．２７Ｇ	０．１２Ｇ
	左右方向加速度（有義値）	０．０９Ｇ	０．０９Ｇ	０．１１Ｇ
	（1/100最大期待値）	０．１４Ｇ	０．１５Ｇ	０．１８Ｇ

（注）
有義値：不規則波中の応答を並べ大きい方から１／３までの値の平均値
1/100最大期待値：同じく大きい方から1/100までの値の平均値で、概ね短期間の航走で発生する最大値を示す

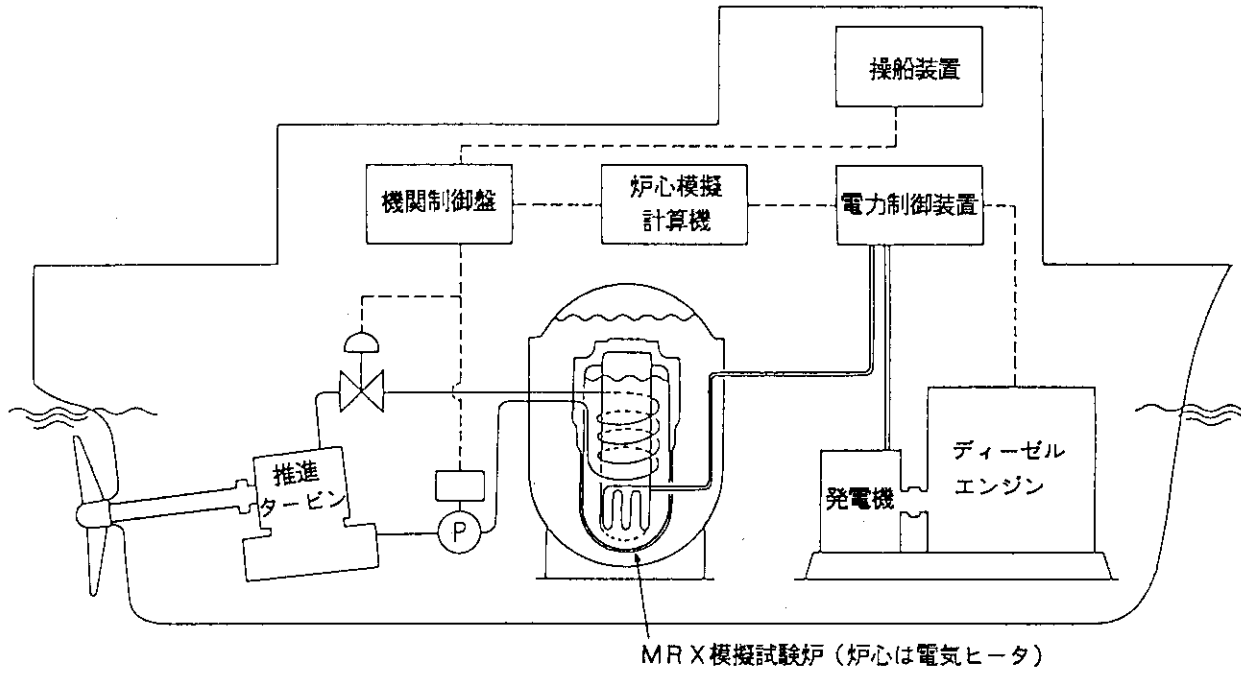


Fig. B. 1　MRX 模擬プラント実験船の概念

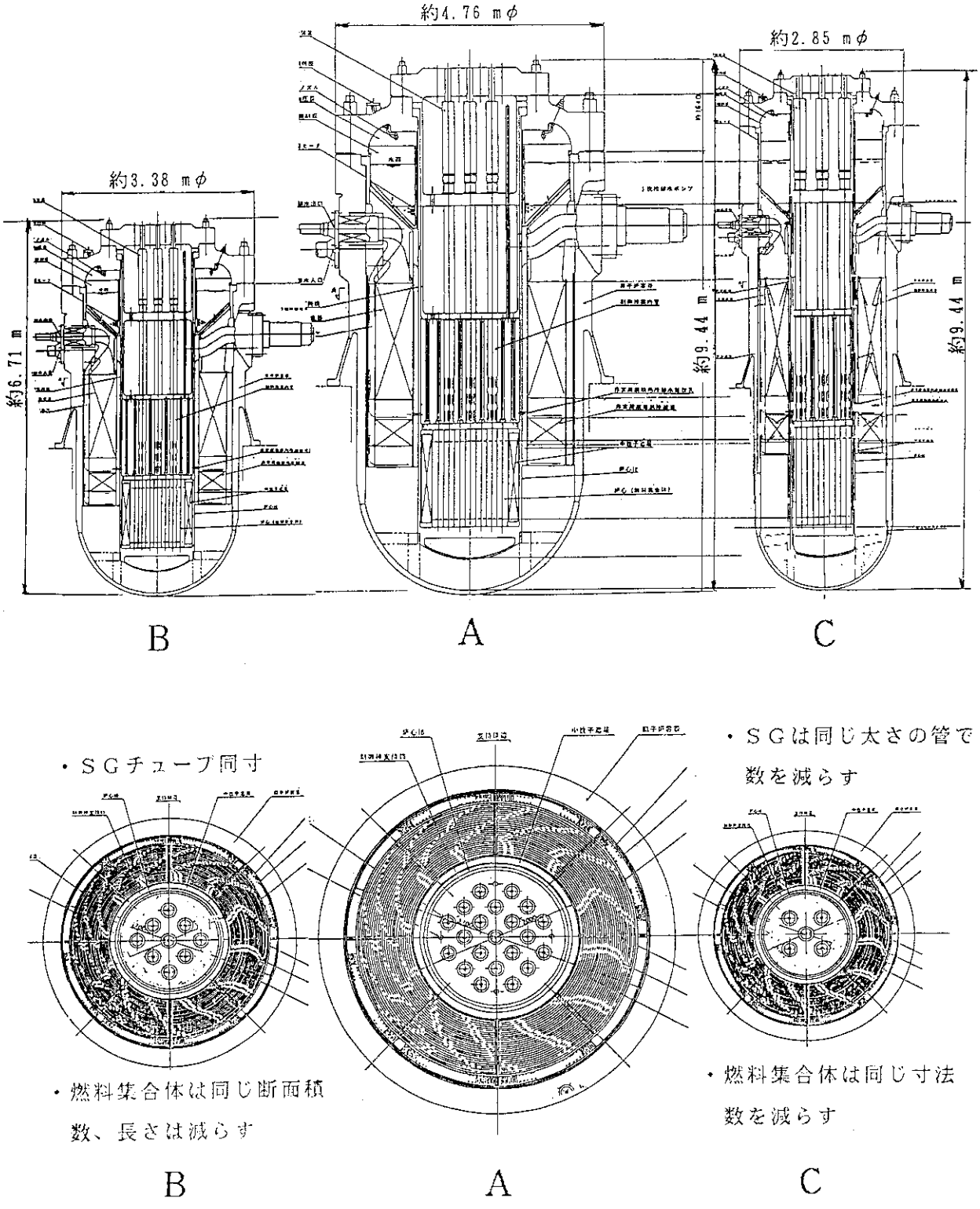


Fig. B. 2　MRX 模擬試験炉の寸法検討図

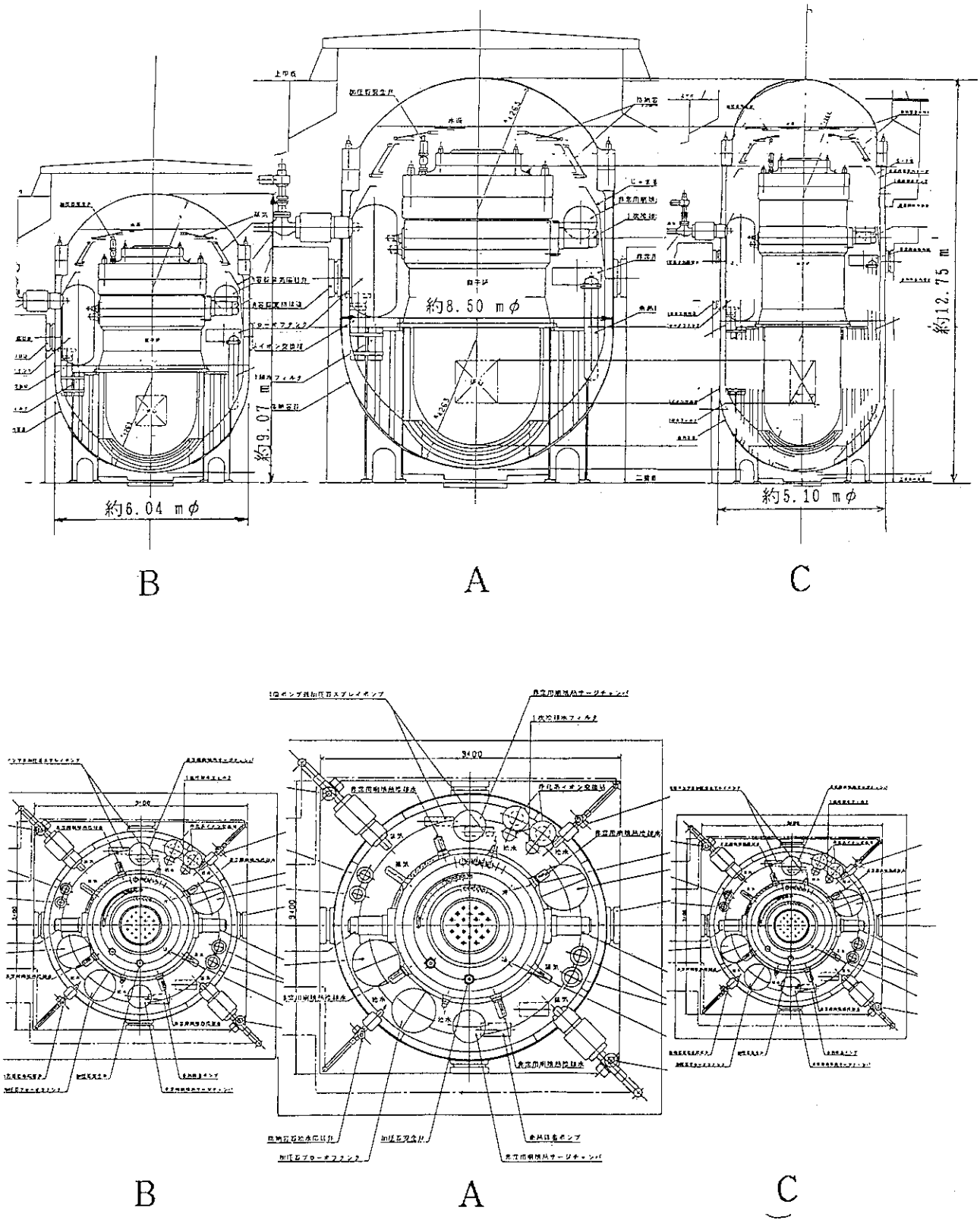


Fig. B. 3　MRX 模擬プラントの寸法検討図

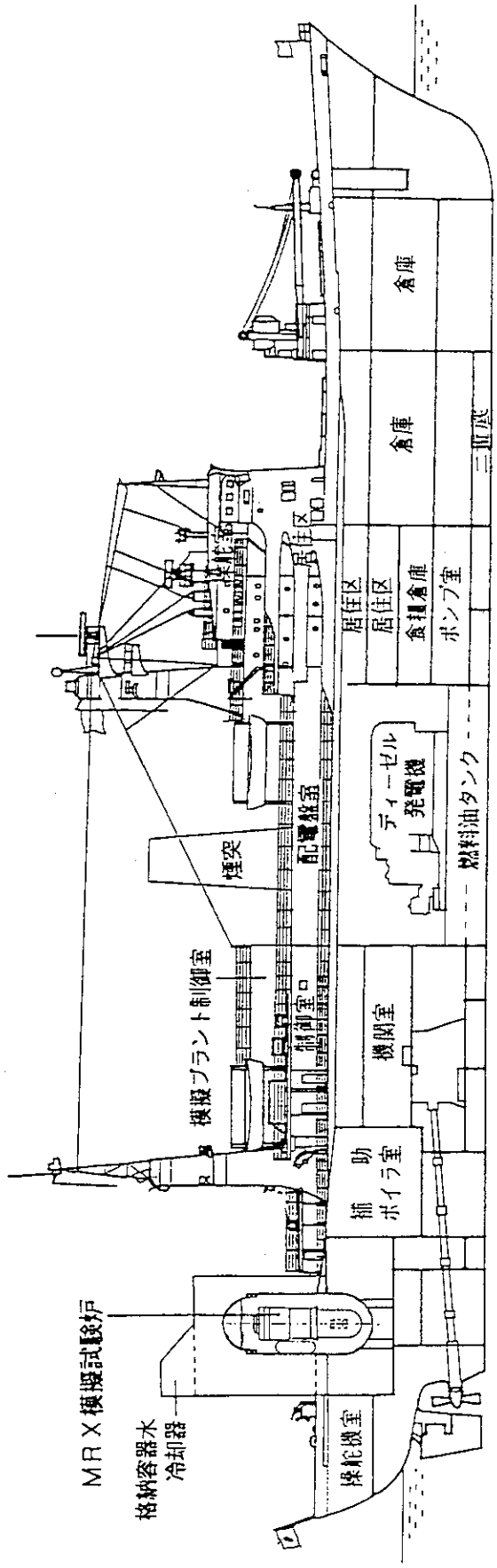


Fig. B. 4　MRX 模擬プラント実験船の概念（「むつ」を利用した検討例）

付録C　原子力船エンジニアリングシミュレータの概要

1. 開発目的および開発計画

舶用炉開発の効率化を第一義として原子力船エンジニアリングシミュレータ（以下シミュレータ）の開発整備を昭和62年度より進めている。シミュレータは①舶用炉設計の各段階における炉プラント性能の評価・確認，②プラントの一部を模擬することによる実験研究，③高度自動化研究の一環として計算機制御・異常診断・運転支援等のシステム開発，ヒューマンインターフェースの研究，等に活用する。

「むつ」実験航海で得られる各種試験の諸データを用い調整・検証を実施しシミュレータの基本性能を確認した上で，その後の舶用炉研究開発に活用する。さらに，「むつ」データの整理・データベース化，実験航海では遭遇できない条件下での解析等の実施によりわが国における唯一の原子力船の実船実験である「むつ」成果の整備保存に供用される。

また，本シミュレータは舶用炉開発だけでなく，次世代陸上発電炉の設計研究にも活用が期待されている。

2. シミュレータの特徴

Fig. C. 1にシミュレータの構成の概念を示す。

現在まで実現されている原子炉プラントシミュレータおよび船体運動シミュレータは運転員の操作訓練に用いる目的で作られており，今回のように原子炉プラントの研究開発支援を狙ったシミュレータの開発はわが国では初めてであり，世界的にも最先端を行くものである。

訓練シミュレータでは実機と同じ寸法の制御盤を持っているが，本シミュレータでは操作パネルおよび監視パネルとして，最新の電子技術によるCRT，タッチパネルを採用した制御盤（Fig. C. 2参照）と大画面表示装置を用いた。CRTに操作・監視に必要な任意の画面を呼び出し，必要な部分のパネルを研究者が容易に設定できることにより，少人数で運転操作できる。盤をソフトウエアで構築しているのでハードウエア設備の変更無しに，研究者自身が容易に盤変更できる。大画面表示装置は，CRT画面の監視パネルの拡大表示，運転ガイダンス表示，波浪および操船による船体運動に呼応した船橋からの視界表示，等により操作性の向上および高度なプレゼンテーションを可能とした。これらの機能は，異常診断・運転支援等のシステム開発およびヒューマンインターフェースの研究を行う高度自動化研究への活用を考えたものである。

シミュレーションソフトウエアは新しい概念による次世代炉開発にも対応できるように拡張性・柔軟性の高いものとするよう考慮した。各シミュレーションプログラムは可能な限り物理モデルにより表現した。全体基本構造として，共通データエリアを利用し各々独立に動くプログラム群によりより構成するマルチタスク構造および各プログラムが機能毎にヒエラルキーを構成する階層化構造を採用することにより，プラント構成および入力データの変更の自由度を大きくし

た。また，適当な機能毎・サイズ毎にモジュール化・パッケイジ化したプログラム群をライブラリーとして用意し，サブプログラム単位・コンポーネント単位での修正，追加，入れ替えを容易にした。当面はまず「むつ」炉シミュレーションに必要なソフトウエアを搭載しスタートする。改良舶用炉および他の新型陸上炉等のシミュレーションを行う場合のシミュレータの改造の概念をFig. C. 3に示す。

実験研究，ヒューマンインターフェースの研究等に使うことから，本シミュレータは実時間でのシミュレーションを標準的に実施できるようハード/ソフトの性能・機能を決めた。

3. 舶用炉のシミュレーション

舶用炉プラントは，海洋環境下において操船および自然条件（波浪，風，等）に起因する負荷変動，振動・動揺の影響を受ける。これにより炉プラントのプロセス量が変動しプロペラ回転数変動をもたらし，船体運動に影響を与える（Fig. C. 4）。

出入港を含む通常運転時，異常時，事故時における原子炉プラントの動的挙動を把握するために，本シミュレータでは海洋環境，船体系，推進系，タービンを含む二次系，炉プラント系の全てにわたり挙動を時系列的に連成解析している。模擬範囲および模擬事象は従来の陸上炉訓練用のシミュレータおよび操船シミュレータを足し合わせた以上のものであり，このような概念のシミュレーションシステムは世界的にも例が無い。

工学的立場からみた場合，本シミュレーションシステムの最大の特徴は船体運動と原子炉プラントの連成解析を実施する点にある。この点から解析手法上の主要課題は，船体運動の解析手法の改良と船体運動の影響を考慮した原子炉プラント解析システムの確立の二つである。

船体運動の解析手法の改良は舶用炉研究委員会船体運動専門部会の指導の下に実施した。波浪中の船体運動では，同部会で開発整備した線形理論計算プログラムで前処理計算した運動応答ファイルを使い，内蔵した波スペクトラムにより発生させた不規則波時系列データを用いて運動の時系列計算を実時間で行う。操縦運動については日本造船学会試験水槽委員会第2部会「操縦運動の数学モデル検討グループ（MMG）」による数学モデル（MMGモデル）に基づいた。風，波，潮流による漂流力についても時系列計算を行う。

連成解析のための機能として，①指定した原子炉プラント上の各点での傾斜角と運動加速度の時系列データをプラントモデルに渡している。さらに②タービンモデルに対しプロペラ負荷トルクを渡し，プロペラ回転数のデータを受け取ることにより，タービン主機に対する負荷トルクを模擬している。特にプロペラ没水深度の小さな場合に生ずるレーシング状態も模擬できるようにした。

船体運動の影響を考慮した炉プラント解析としては次の4点について検討を行いプログラムに反映した。

① 一次冷却系のループ内循環量の解析では，船体運動モデルより受け取ったループ上の各点での加速度の流れ方向成分を運動量保存式に用いる。

② 加圧器，蒸気発生器等では動揺，傾斜によって自由液面が動き液位計測結果に影響を及ぼしたり，ヒータ，ノズルの露出，水没等の現象が起こる。船体運動モデルから受け取った傾

斜，動揺を用い線形ポテンシャル理論により自由液面の運動および液面下の流体圧力の計算を行う。

③ 重力加速度が沸騰熱伝達率に及ぼす影響に関する研究は少ないが，沸騰熱伝達率が重力加速度の1/n乗に比例する相関式もあるので，見掛けの重力加速度を用いた評価も行えるようにする。

④ 炉心部の熱水力計算では，沸騰が有る場合のボイド率および平均密度を3次元メッシュ毎に求め炉出力分布計算（疑似3次元核計算）に反映する。また，重力加速度変動と限界熱流束の相関に関する実験式を用いて，実際の熱流束に対する限界熱流束の比（DNBR）を求める。

最新のシミュレーションソフト/ハードの技術革新にこれらの舶用炉特有のシミュレーション機能を加味することにより，本シミュレータは舶用炉のシミュレーション技術に飛躍的な進歩をもたらした。

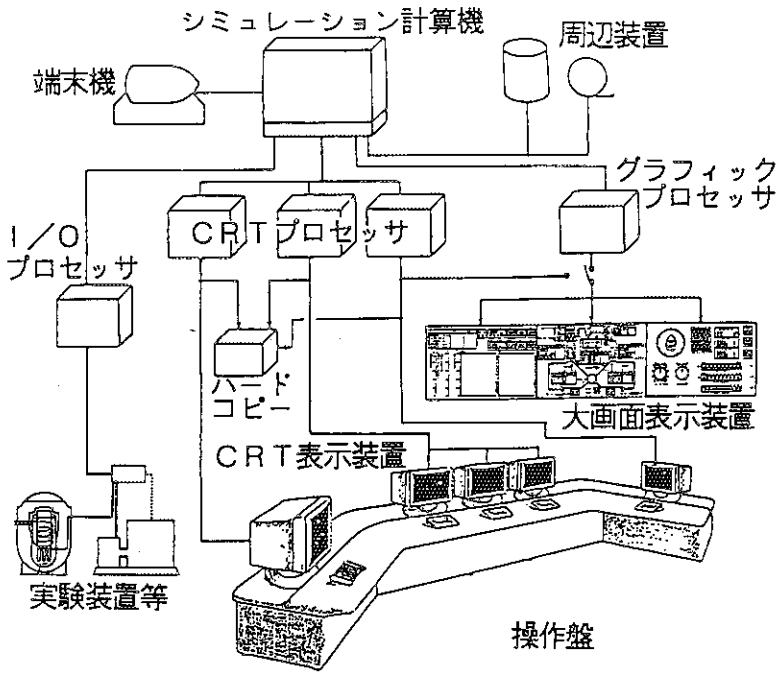
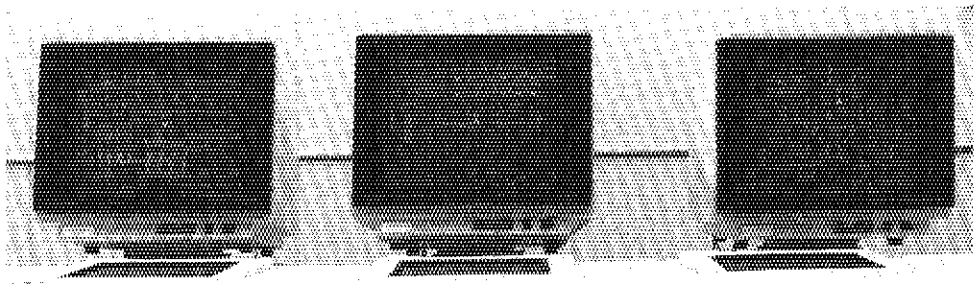


Fig. C. 1　シミュレータの構成の概念



画面の拡大図

原子力船エンジニアリングシミュレータ外観図

Fig. C. 2　シミュレータの外観図

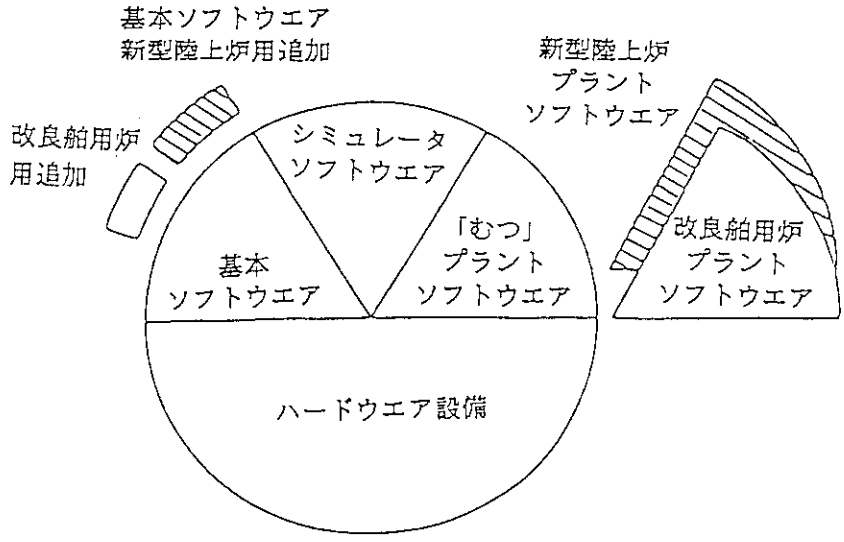


Fig. C. 3　シミュレータ改造の概念

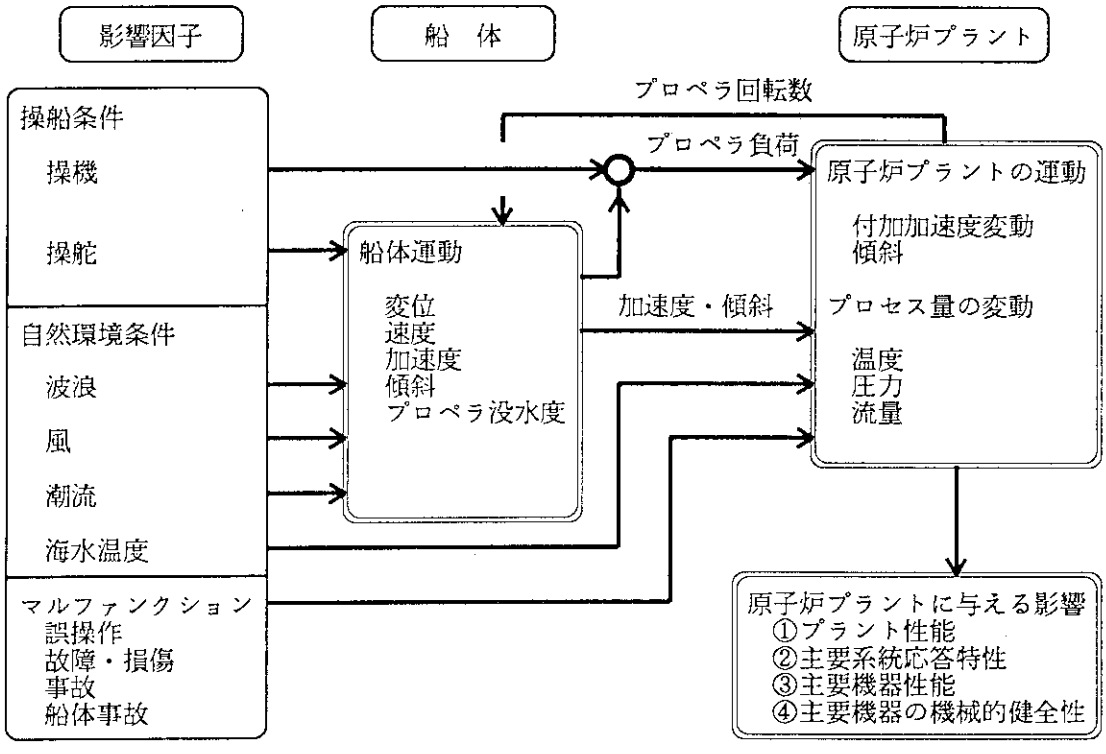


Fig. C. 4　舶用炉のシミュレーション

付録D　ソ連の原子力船（砕氷船）開発と実績

民生用の原子力船はアメリカ，西ドイツ，ソ連，日本で開発建造されたが，アメリカの「サバンナ号」，西ドイツの「オットー・ハーン号」はすでに解役され，実際に現在運航しているのはソ連だけである。ソ連の原子力船の開発状況については最近まで情報の入手が困難であったが，ここにきて情報公開が急ピッチに進められるようになった。原子力産業会議がソ連原子力学会主催の国際セミナー「海洋における原子力：安全性とエコロジー」(1990年9月24日～28日ムルマンスクにて開催）に派遣した訪ソ代表団（木下昌雄団長）は，セミナーで最近のソ連の原子力開発について新しい情報に接するとともに，原子力船「レーニン号」「タイミール号」，原子力船保修基地，原子力船建造造船所等を見学する機会を得た。

ここでは，MRXの想定用途でもある原子力砕氷船の建造実績および運航状況を中心にソ連の原子力船開発の現状について簡単に触れておく。

1．ソ連における原子力船の意義

ソ連は，海岸線の半分以上が北極海に面している。北極海に面したシベリア地方の経済活動を維持し，かつ豊富な資源を運び出すためには砕氷能力を持つ船，すなわち砕氷船あるいは砕氷貨物船が不可欠である。ソ連は，砕氷船として以下の理由で原子力船を採用した。

① 砕氷のために大出力が必要

② 燃料補給の必要性が無い（補給を行うことは北極海においては非常に困難）

③ 外国の港へ入港する必要が無い

さらに，砕氷船以外の原子力船として砕氷能力を持つライター/コンテナーキャリアが建造された。

ソ連では最近，ヨーロッパ～極東を結ぶ海上輸送ルートとし，原子力砕氷船を支援船として投入しソ連沿岸の北氷洋を通るルート開発を進めている。

2．原子力船の建造実績，現状と今後の計画

ソ連では現在までに下記の7隻の原子力砕氷船と1隻のライター/コンテナーキャリアが建造され運航された。

原子力砕氷船	（括弧内は就航年度）
「レーニン号」	(1959)（1989年秋，退役）
「アルクチカ号」	(1975)
「シビーリ号」	(1977)（アルクチカと同型）
「ロシア号」	(1985)
「ソビエツスキー・ソユーズ号」	(1989)（改良ロシア型）

「タイミール号」　(1989)（フィンランドとの合作による軽吃水型）
「バイガチ号」　(1990)（タイミールと同型）

ライター/コンテナーキャリアは，

「セブモルプーチ号」　(1988)

レーニン号は30年に及ぶ運航の後，一昨年，燃料を抜取り退役し，ムルマンスクに係留してある。原子炉等はそのままの形で保存し，レーニングラードに回航し原子力砕氷船の博物館とする計画がある。

現在さらに2隻の原子力砕氷船がバルチック造船所で建造中である。

「十月革命号」　(1991予定)（ソビエツスキー・ソユーズと同型）
「ウラル号」　(1994予定)

「十月革命号」は「ソビエツスキー・ソユーズ号」と同型の改良ロシア型である。「ウラル号」は改良ロシア型にさらに船首形状の変更等の改良を加え砕氷能力の強化を図っている。いずれもPWRを2基搭載し主推進タービン発電機出力は「ロシア号」と同じ75,000 PSである。「アルクチカ号」から「ウラル号」までの第2世代原子力砕氷船はいずれも，過去の経験をもとに少しずつ改良され細部は多少異なるが，本質的な部分は同じ概念に基づいており変化がない。

ライター/コンテナーキャリアの第2船目計画があったが，「セブモルプーチ号」運航結果に基づく原子動力の商船としての経済性評価が揃うまで，建造計画は見送られている。

現在のところ，2000年までは，これ以上の原子力船建造計画はない。しかしながら，「アルクチカ号」，「シビーリ号」は来世紀初頭には解役されることになっている。このため，主として北極海の西側部分を最も厳しい氷の状態の年でも年間を通じて運航できるよう砕氷能力を高めた，第3世代のヤーマル型の原子力砕氷船（連続砕氷能力2.7～2.9 m）の検討を進めている。また，年間を通じて北極海沿岸全域および更に高緯度での運航を目指しさらに砕氷能力を高めたスーパー砕氷船（連続砕氷能力3.5 m）や，「タイミール型」の後継者を目指した改良軽吃水砕氷船ペベック型も検討されているようである。

3. 原子力船の運航状況（Fig. D. 1参照）

(1) 北極圏における原子力砕氷船による運航支援活動について

ソ連の海運活動は，北氷洋の2地区，黒海，バルチック海の4地区に大別される。北氷洋の2地区とは，東経129度の地点で東西に分けられ，西側はムルマンスク船舶公社，東側は極東船舶公社（ウラジオストック）というそれぞれ砕氷船を持った2つの大きな組織（いずれも海運省に属する）の管轄下にある。

原子力砕氷船は全てムルマンスク船舶公社に所属している。極東船舶公社の砕氷船は全てディーゼル発電電気推進方式である。ムルマンスク船舶公社の原子力砕氷船は氷の状態により必要であれば東経129度より東においても運航支援を行う。

氷の状態は年によってかなり違う。状態の良い年の夏場であっても，ジクソン～チクシ間は常に氷がある。原子力砕氷船は氷の状態が良好なときは5隻の船を誘導できるが，普通は2～3隻，厚い氷の場合は1隻だけしか誘導できないこともある。

砕氷船の夏場の運航期間は普通，西側は6月中旬から10月いっぱい，東側は6月初旬から

10月いっぱいで，それぞれあらかじめ予定された貨物輸送をすることによりシベリアへの物資の補給を行っている。

また，部分的には年間を通じて原子力砕氷船を運航している。特に最新の軽吃水型「タイミール号」を使いムルマンスク～ドジンカ（エニセイ川の河口より約100 km上流で浅い吃水でないと運航できない）間に一年中不定期便を運航している。

下記の(2)(3)等の運航を含み，原子力砕氷船は約400日も連続で運航されることがある。ソ連の原子力砕氷船の原子炉の年間設備利用率は約60%にもなる。

(2) 北極圏における科学観測活動支援

原子力砕氷船は北極圏の観測活動の支援を行っている。

原子力砕氷船「アルクチカ号」は北極圏の永久結氷の中を突き進み，1977年8月17日，海上ルートとして世界で初めて北極圏に達している。原子力砕氷船「シビーリ号」は，1987年5月25日，2度目の北極圏到達に成功した。その後「ロシア号」(1990年）も北極点到達に成功している。

さらに，原子力砕氷船は，北極圏の気象および科学調査のための氷上浮遊観測基地への物資の補給を行っている。

これらの支援活動では，時に，数メートルの氷をラミング砕氷で突き進むことがあり，非常に大きな馬力が必要となる。

(3) 原子力砕氷船支援によるヨーロッパ～極東間の一貫輸送について

ムルマンスク船舶公社は原子力砕氷船を使い，近年6月中旬から10月の期間にヨーロッパ～極東間の一貫輸送を試みている。採算の取れる輸送量が確保されれば，現有砕氷船の支援により5月から11月の期間で運航可能である。砕氷船の東側の活動範囲はベーリング海まで及んでいる。

ヨーロッパとは，スエーデン，ポーランド，西ドイツ，オランダであり，極東とは中国，日本が考えられる。いずれもソ連以外の国には，原子力砕氷船が寄港するのでなく，輸送船団のみ立ち寄る形態をとっている。

現在10月までの間，ヨーロッパ～日本間を毎月1回の定期便が運航しいる。

現在のところ運航している船種は，タンカー，一般貨物船，バルカー，ラッシュ船（コンテナー船）である。これらの船舶は氷海の中で航行し時に氷に挟まれることがあるので特別の耐氷構造が要求される。船体強度の基準はソ連船級協会の基準に基づくアイス強度となっており，アイスクラスにより砕氷船による誘導の度合が異なり，おのずと誘導に要する費用も違う。

航行時の平均速度は普通の氷の状態で10～12ノット，氷の状態が悪いときは6～8ノットである。

(4) 砕氷能力を持つ原子力貨物船の運航

砕氷船支援によらない運航として，極東の中心地ウラジオストック～チクシ（シベリア北岸の補給基地）間に，原子力ライターキャリア（通称ラッシュ船）「セブモルプーチ号」を運航している。

本船は処女航海にオデッサ（黒海）～クァンエン（ベトナム北部）～ウラジオストックのルートを航行した。ソ連は，その結果から，ヨーロッパ～東南アジア～極東のルートで，この種の

原子力貨物船が経済性の面で競争力があるとの評価をしている。

(5) 北氷洋の外国船の航行許可について

北極圏は永久氷が存在し，カナダ北岸東部，グリーンランド側は年間を通じて氷に閉ざされている。北極圏を通り抜けるには現在の所，夏場のソ連沿岸ルートしかない。

ソ連沿岸を通る北氷洋海路は，これまで，ソ連が外国船の通行を許可せず，ソ連船以外の船舶は運航ができなかった。

しかし，1990年9月中旬にこの規定を緩和することを決定し，1991年には外国の船の航行が許可される見通しになった。航行中はソ連の指揮下に入りソ連砕氷船の支援を受け，しかるべき費用をソ連側に支払う。

4. 原子力船の概要

ソ連の原子力船の主要目およびをTable D. 1に示す。

(1) ソ連建造の原子力砕氷船について

「レーニン号」は世界最初の原子力砕氷船として1959年に運航を開始し，30年に及ぶ激しい環境下での使用による船体の摩耗等が原因で，1989年秋，退役した。その間，654,400海里を航行し（その内，氷海航行は560,600海里），3,741隻の商船を支援した。在来機関の砕氷船では年間9.5カ月の稼働が精一杯であったが，原子動力を利用することにより年間11カ月の稼働が可能となった。

「レーニン号」の原子炉は1966年に改良され，1989年12月に原子炉は停止されその役割を終えた。この間の原子炉の運転時間は約1.07×10^5 hr，原子炉の積算出力は約6.5×10^6 MWhrであった。また，「レーニン号」の原子炉は390日間無停止運転の記録を持っている。

「レーニン号」の原子炉室には2基の加圧水型軽水炉が左右舷に1基ずつ配置されている。各炉は4基の主循環ポンプ，4基の蒸気発生器からなる4ループプラント型である。原子炉は“PIPE－IN－PIPE”方式（二重管方式）を採用し蒸気発生器，主冷却ポンプと原子炉容器の間の一次系配管を極力短くしている。蒸気発生器は貫流ヘリカルコイル式でシェル側が一次系，チューブ側が二次系となっている。

原子炉の周囲は鉄－水により遮蔽されている。原子炉容器の蓋の上部レベルには原子炉室四周壁に至る厚さ約1mの特殊コンクリートの上部遮蔽を配置している。原子炉室は原子炉格納容器を兼ねた設計圧力3.5 kg/cm^{2}の耐圧構造となっており周囲壁の外側にはコンクリートが施されている。原子炉室は部屋の壁上部に設けられた鉛ガラス窓を通して監視できるようになっている。

蒸気発生器で造られた蒸気は機関室の2基の主推進タービン発電機に供給される。推進系は3軸，4翼プロペラの電気推進方式を採用し，ラミング砕氷時に要求される高度の操縦性を確保している。砕氷船は3軸の推進装置を各々別々にあるいは同時に急速逆転させる必要があるが，この急速な負荷変動は，蒸気を0～100%の範囲でコンデンサーに直接ダンプさせる方式で吸収し，原子炉自体は出力一定運転される。

「レーニン号」においては3軸に対する負荷の割合は左舷軸，中央軸，右舷軸，1:2:1と設定

されていたが，「アルクチカ号」以降は負荷の割合は3軸とも同じ1:1:1に変更されている（ただし各軸の最大出力は3軸合計最大出力の1/3より大きくなっている)。これも「レーニン号」の運航経験から得られたことであろう。

「レーニン号」で確立した形式の原子炉プラントは，その後の他の原子力砕氷船にほとんどそのままの形で採用されている。出力の違いはあるが，使用している燃料集合体の形状は全て同一としている。この形式の炉は現在では延べ150年・炉に至らんとする実績がある。

「レーニン号」の経験をもとに第2世代の原子力砕氷船として「アルクチカ号」と「シビーリ号」が建造された。

「ロシア号」では，原子炉プラントの安全性を強化するいくつかの改善，マイクロプロセッサーを採用した放射線監視装置の装備，改良型アイスボックス（海水吸入口）の採用，ターボ圧縮器式エアバブリング装置，急速傾斜システム，特殊耐氷塗料等の採用による砕氷能力の改善，等の改良を行った。

さらにその改良型である「ソビエツスキー・ソユーズ号」および「十月革命号」では，格納容器構造の気密性の強化等の原子炉プラントの改善，耐氷電気防食装置の採用，人工衛星を用いた海氷情報受信装置の採用，等の改良を行った。

原子力砕氷船の暴露部の構造および機器は環境温度マイナス50℃で設計されている。砕氷時，激しく氷がぶつかる船首部から船体中央部にかけての水線付近から船底部の外板は塗装の損傷および外板の摩耗が心配されるので，最近の砕氷船では，氷との摩擦抵抗の小さい特殊塗装の採用，万一塗装が剥がれても腐食しないようにステンレス鋼を張り付けた外板の採用等の改良が図られている。

(2) フィンランドと合作による原子力砕氷船

経済活動の高まりともない，シベリアの北極海に流れる川の河口付近にある都市への物資の輸送およびそこからの資源の運搬を通年にわたり行う必要が生じ，浅い吃水の特殊な形状の砕氷船が必要となった。

アルクチカ型，ロシア型等の従来の原子力砕氷船の吃水は11mでありこれを8m程度にするには船体構造，機関構成にはじまる軽量化のための全面的な設計の高度化が必要であった。ソ連は船体部の開発と建造を高度な造船技術を持っているフィンランドのワルチラ造船所（現在はマサ造船所に経営が移っている）に発注し，「タイミール号」およびその姉妹船「バイガチ号」を建造した。

バルチック造船所にて原子炉区画の船殻構造および炉プラントの製造・搭載を行った。原子炉区画は上下に4ブロックに分割して製作し，一部地上艤装を行った後，船内搭載している。

原子炉室には高さ約5m，外径約2mの「レーニン号」と同型式のPWRが1基置かれている。原子炉の出力は17 MWt，蒸気流量は220 t/h，原子炉部の重量は全体で1200 tonとのことである（原子炉，遮蔽を含むバルチック造船所の搭載重量)。

「タイミール号」「バイガチ号」は最近の計算機および電子技術に基づいたフィンランド製の制御装置を採用している。全プロセスは自動化されており，原則的には運転条件を変えるときのみマニュアル操作を行う。さらに5台のコンピュータを使った放射線集中管理システムを制御室に装備している。

従来のロシア型では乗組員総数130名であったが，「タイミール号」では104名。内，士官44名（甲板部7名，機関部37名)。3交代制で勤務している。エネルギー部は16名/1当直。甲板部と機関部の部員比率は1:2であり，この比率は他の原子力砕氷船と同じである。

船内にはバスケットボールのできる体育館，室内プール，乗組員全員が入れる劇場，野菜栽培場，等，乗組員の心身の健康維持のための設備が完備されている。

(3) 原子力ライター/コンテナーキャリア

原子力砕氷船の技術を基に，砕氷能力をもつ原子力貨物船を建造した。本船は500tのガントリークレーンを装備し，370tライター（はしけ）74隻を搭載しソ連のシベリア地方への物資の輸送（川をはしけで遡って目的地に届ける)，あるいは20ftコンテナー1,336個を搭載し北極圏航路を含む国際航路での一般貨物の輸送に従事する。

本船の砕氷能力（設計砕氷能力：2knで1mの平坦氷を連続砕氷可能）は，夏場でも氷に閉ざされている北極圏航路最大の難所であるヴィルキッキー海峡を砕氷船の支援無しに単独で通過したことで証明された。

本船にはアルクチカ型砕氷船でその性能と信頼性を実証済みの炉に準拠し設計された，4基の蒸気発生器をもつ軽水炉“KLT－40”（135MWt）を1基搭載し，蒸気を4万馬力の2段式推進用タービンに供給している。推進系は他の砕氷船で採用している電気駆動でなく蒸気タービン駆動としているが，砕氷時の操縦性を考え可変ピッチプロペラを採用している。

本船は処女航海でオデッサ（黒海）～クァンエン（ベトナム）～ウラジオストックのルートを通った。その時，寄港地において住民の原子力船に対する不安からしばしば寄港反対運動にあっている。本船からの技術的な説明，現地当局の検査によって，本船がIMCOの安全基準（案）を満足していることを証明し，さらに住民一般に本船を見学してもらい，住民の不安が根拠のないものであることを明らかにした。

5. 原子力船の基準

ソ連は，1981年度にIMCO（政府間海事協議機構：現在IMO国際海事機関）がまとめた原子力船安全基準（案）に基づき，さらにソ連の原子力船の設計，建造，運航における長年の経験に基づき補足し，従来のソ連船級協会規則の中に含まれていた原子力動力装置に関する部分を1982年に全面改正し，「原子力船の船級および建造に関する規則」を作成した。

本規則は「タイミール号」「バイガチ号」および「セブモルプーチ号」の設計および建造に適用された。

ソ連の原子力船の設計，運用においては，さらに，「原子力船寄港時のソ連の商業港の放射線安全規定」(1982）の適用を受ける。

また，原子力船が他国の領海を通過するときは，SOLASおよびIMCO原子力船安全基準（案）に規定されているように，必要なドキュメントを所持し，特別な予防措置を講じなければならない。

「セブモルプーチ号」はこれら全ての規定を満足している。

6. 現在進められている原子力船関連の開発計画

現在建造中の「ウラル号」に続く，具体的な原子力船の建造計画は2000年まではないが，将来の実用化を目指した新しい概念の舶用炉の開発が進められている。ソ連が開発中の2つの炉について簡単に紹介をする。

① 一体型炉

貫流ヘリカルコイル式蒸気発生器を原子炉容器内に収容し，主循環ポンプを原子炉容器に直接取付け，大口径破断事故の可能性を排除した一体型軽水炉である。原子炉容器の上部フランジ部より下部は原子炉室の下部に作られた水タンクに水漬けとし，水を遮蔽およびヒートシンクに用いている。崩壊熱は自然循環による受動的冷却システムにより除熱する。

② 熱電変換システムを用いた無人自律型原子動力源

自動化船用動力源としての熱電変換システムを用いた無人自律型原子動力の開発が進められている。電気出力規模は10～150 kW，運転期間は5～10年を目指している。

冷却は自然循環にて行い，原子炉はサービス期間中，自己制御され，高度の安全性確保および長時間無人運転が可能となる。自然循環冷却システムの冷却方式は，空冷および水冷のオプションを持っている。

更に，舶用炉の応用例として，砕氷船用として開発した原子炉をバージに搭載し，出力70 MWe級の極北向け洋上発電所とする計画を進めている。

原子炉として上記の一体型の新型原子炉を搭載する。発電規模はオプションとして，35 MWe，70 MWe，100 MWeを用意している。それ以上の規模も可能としている。すでに概念設計を終えたバージの大きさは，長さ120 m，幅28 m，吃水4.5 m，排水量16,000トンとしている。

電力の供給先はソ連（極東）およびカナダが考えられる。カナダとはすでに予備交渉を行っているとの情報もある。このように極北の地では設備の補修等を考えたとき他所において完成された自律型プラントを運び据え付ける方式が最も効率的な方法かもしれない。

Table D.1　ソ連の原子力船主要目一覧

船　　名	単位	レーニン	アルクチカ	シビーリ	ロシア	セブモルプーチ	タイミール	ソビエツスキー・ソユーズ	バイガチ	十月革命	ウラル
船　　種		砕氷船	砕氷船	砕氷船	砕氷船	ライターキャリア	砕氷船	砕氷船	砕氷船	砕氷船	砕氷船
船舶の所属		ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社	ムルマンスク船舶公社
造　船　所		アドミラルチスキー造船所	バルチック造船所	バルチック造船所	バルチック造船所	ザリブ造船所	ワルチラ／バルチック	バルチック造船所	ワルチラ／バルチック	バルチック造船所	バルチック造船所
全長／垂線間長	m	134.0／124.0	147.9／136.0	147.9／136.0	150.0／136.0	260.3／ -	151.8／ -	150.0／136.0	151.8／ -	150.0／136.0	159.6／145.6
最大幅／水線幅	m	27.6／ 26.8	29.9／ 28.0	29.9／ 28.0	30.0／ 28.0	32.2／ -	29.2／ -	30.0／ 28.0	29.2／ -	30.0／ 28.0	30.0／ 28.0
型深さ／満載吃水	m	16.1／ 10.5	17.2／ 11.0	17.2／ 11.0	17.2／ -	18.3／10.68	15.2／ 8.1	17.2／ -	15.2／ 8.1	17.2／ -	17.2／ -
満載排水量	t	17,810	20,905	21,120	22,920	61,000	20,000	22,920	20,000	23,400	25,800
連続砕氷能力	m	1.5	2.2～2.3	2.2～2.3	2.4～2.5	1.0	1.7～1.8	2.4～2.5	1.7～1.8	2.4～2.5	2.6～2.7
最大速力(静水中)	kn	19.6	20.8	20.8	20.8	20.0	18.5	20.8	18.5	20.8	-
原子炉熱出力×基	MWt	90 ×2	150 ×2	150 ×2	150 ×2	135 ×1	171 ×1	150 ×2	171 ×1	150 ×2	150 ×2
主推進タービン発電機出力　×　基	kWe (PS)	8,100 ×4 (11,000 ×4)	27,600 ×2 (37,500 ×2)	27,600 ×2 (37,500 ×2)	27,600 ×2 (37,500 ×2)	NA	18,400 ×2 (25,000 ×2)	27,600 ×2 (37,500 ×2)	18,400 ×2 (25,000 ×2)	27,600 ×2 (37,500 ×2)	27,600 ×2 (37,500 ×2)
主タービン発電機出力　×　基	kWe	1,000 ×5	2,000 ×5	2,000 ×5	2,000 ×5	1,700 ×2	2,000 ×2	2,000 ×5	2,000 ×2	2,000 ×5	2,000 ×5
補助ディーゼル発電機出力×基	kWe	1,000 ×1	1,000 ×1 200 ×2	1,000 ×1 200 ×2	1,000 ×1 200 ×2	600 ×2 200 ×2	2,360 ×3 200 ×2	1,000 ×1 200 ×2	2,360 ×3 200 ×2	1,000 ×1 200 ×2	1,000 ×1 200 ×2
軸出力×軸数	SHP	中 19,600×1 舷 9,800×2	最大 24,000 ×3	最大 24,000 ×3	最大 24,000 ×3	40,000 (CPP)	最大(3軸で) 48,000	最大 24,000 ×3	最大(3軸で) 48,000	最大 24,000 ×3	最大 24,000 ×3
乗員数	人	170	130	130	130	76	104	130	104	130	-
起工年月日		1956 5 28	1971 7 3	1972 12	1981 1	1984 11	1984 11	1983 11 2	1985	-	1989 秋
進水年月日		1957 12 5	1972 12 26	1976 2 23	1983 11 2	1986 4 20	1987 4 10	-	-	1990 春	(1991 予定)
完成年月日		試運転 1959 9 23	1974 11	1977 10	1985 12	1988 12 31	初臨界 1989 6 17	1989 12 29	1990 7 29	(1991 予定)	(1994 予定)
炉の運転時間	hr	107,000	91,000	78,000	32,000	5,000	4,000	1,000	-		

注1）表中、"－"で示した箇所は正式なデータが不明のもの。　注2）炉の運転時間は1990年前半までの統計と思われる。

(平成2年11月30日作成)

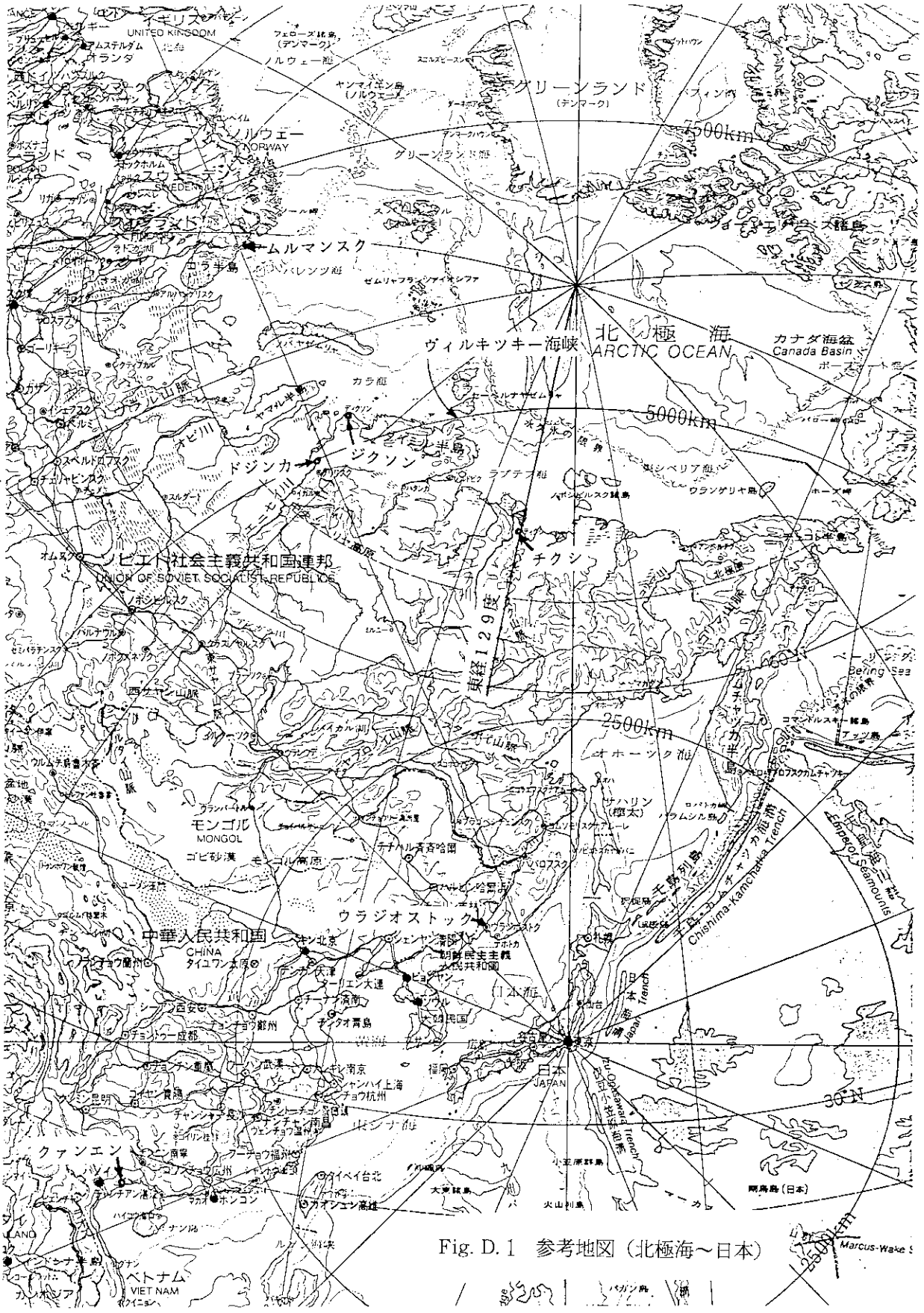


Fig. D. 1　参考地図（北極海～日本）

付録E　太径燃料棒炉心の検討

本年度検討した太径燃料棒炉心の検討結果を以下に示す。

1. 設計の前提条件

1.1 設計目標

以下の3項目を設計目標とする。

(1) 経済的に優れた設計であること。

(2) 安全性・信頼性に関しては，安全基準を満たすとともに，他の諸性能とも釣合いのとれた合理的な設計であること。

(3) 取扱いが容易で，運転・保守が確実にできること。

1.2 設計条件等

設計条件

MRX炉については，陸上発電用の既存型PWRの17×17燃料集合体を基本とし，以下の設計条件に基づいて検討を行う。

熱出力	100 MWt
燃料棒外径	9.5 mm
燃料寿命	8年
設備利用率	約60%
サイクル長	4年
バッチ数	約2
炉心有効長	1.4 m
燃料濃縮度	平均4.1 wt%（初期設定）
耐用年数	20年

燃料交換設備および廃棄物処理設備は，極力，陸上に設置する。

船体運動条件，負荷変動条件，適用法規等は第Ⅱ編に示したとおりである。

2. 太径燃料棒炉心

2.1 炉心主要目

(1) 炉心寸法

燃料集合体はPWR標準17×17集合体を使用することにより集合ピッチ21.5 cmとなり，炉心の大きさを昭和61年度検討炉心にほぼ保存するように37集合体炉心とすると，炉心等価直径は147.6 cmとなる。また，炉心有効長/炉心等価直径は0.949である。

(2) 燃料装荷量

17 × 17 燃料集合体1体のウラン装荷量は 0.46 ton であり，有効長 364.8 cm，燃料棒本数 264 本であるので，MRX は計装シンブルが無い事および有効長が 140.0 cm である事を考えると MRX のウラン装荷量は

$$0.46\times37\times\frac{265}{264}\times\frac{140.0}{364.8}\approx6.56(\text{ton})$$

となる。

(3) 濃 縮 度

炉心のサイクル燃焼度は上記のウラン装荷量を用いて，

$$\frac{100(\text{MWt})\times365(\text{day})\times4(\text{year})\times0.6}{6.56(\text{ton})}\approx13400(\text{MWd/t})$$

であるので目標値を 13000 MWd/t とした。さらに，MRX においては

① 原子炉の余剰反応度は炉心，サイクル長さ前期間にわたって炉停止後のキセノンの最大有害作用がある場合でも原子炉を再起動し，運転できる。

② 原子炉は最も反応度効果の大きな制御棒1本が炉心内に全挿入されて引き抜きが不可能な場合でも，炉心サイクル長さの全期間にわたって炉出力 30% 以上の出力で運転できること。

の2条件がある。このための余剰反応度は昭和 61 年度の設計実績より全寿命期間にわたって約 2 % $\Delta\rho$ 必要である。そこでまず燃焼を保証するために寿命末期で 2.0% $\Delta\rho$ 以上の反応度を得るように濃縮度を見積もることとする。

まず，燃料取り替えスキームおよび典型的な燃料取り替えパターンを MRX 炉心について考え，Table E. 1 および Fig E. 1 に示す。燃料取り替えスキームは燃料集合体数が 37 体という少数体である事と出力分布の平坦化から 1.85 バッチとし，燃料取り替えパターンは平衡サイクルに於けるものとして Fig. E. 1 に示すものを考えた。Fig. E. 1 における（B, 6）位置およびその対称位置は BP 無しであり，（D, 5）位置およびその対称位置は BP 入りである。その他の燃料集合体は全て Gd 入り燃料集合体である。

まず，炉心燃焼特性を概略把握するためにウラン濃縮度を 4.1 w/o，6 w/oGd 入り燃料棒 24 本の燃料集合体を用いて2次元燃焼計算を1サイクル実施した。平衡炉心は数サイクルの燃焼計算を必要とするため，模擬平衡炉心として Fig. E. 1 の旧燃料の燃焼度を一率 13000 MWd/t と仮定し，炉心体系で1サイクル燃焼させた。炉心計算において反射材は APWR 並に SUS 304 からなる反射体を約 15 cm 程度考慮した。得られたサイクル燃焼度と炉心実効増倍率の関係を Fig. E. 2 に示す。Fig. E. 2 より 4.1 w/oU^{235} 燃料で目標燃焼度 13000 MWd/t が達成されていることが判る。これにより Gd 入り燃料棒の濃縮度は，燃料の健全性の観点から 1.5 w/oU^{235} 低下させて 2.6 w/oU^{235} となる。本炉心計算は炉心反応度を評価するための模擬平衡炉心であるが，本計算から得られた最大の $F^N_{\Delta H}$ は約 1.6 程度であるので現在 MRX の DNBR 評価に用いている $F^N_{\Delta H}$ = 1.90 は妥当である。なお，反射体としてバッフルー水（現行 PWR で使用）を使用した場合は炉心の反応度は SUS 304 反射体を用いた場合より約 1 % $\Delta\rho$ 低下する。このため濃縮度は約 0.2 w/oU^{235} 上昇する。

(4) 可燃性毒物濃度

可燃性毒物としてはGdを燃料棒に混在したものと，ほうけい酸ガラスをBP棒とした2種類を使用する。BP棒はFig. E. 1の（B, 6）およびその対称位置に装荷された毒物を含まない新燃料集合体を次サイクルに炉内に配置する場合の反応度調整に使用されている。BP棒中のほう酸はnaturalB^{10}を使用する。Gdの濃度は，炉心寿命末期で反応度ペカレティの少ない6 w/oGd_2O_3が出力分布の制御および炉心反応度の点で有利であるので6 w/oGd_2O_3を24本を使用するものとする。

2.2 燃料集合体内可燃性毒物配置

燃料集合体内Gd入り燃料棒配置は2次元拡散計算により集合体内出力ピーキングが燃焼期間中最小になるよう決定される。決定されたGd入り燃料棒配置をFig. E. 3に示す。BPは集合体中24本挿入するため，集合体内シンブルの全てにBPが挿入されFig. E. 4に示す配置である。

2.3 炉心構成

炉心配置および炉内制御棒配置をFig. E. 5に示す。本制御棒配置および90% B^{10}濃縮制御棒の使用により，Fig. E. 2に示す燃料配置において最も余剰反応度の大きい寿命初期常温，制御棒1本固着状態のKeffは0.98となった。ただし，本検討は炉心燃焼計算を実施し，平衡炉心を確立して今後確認すべき事項である。

Fig. E. 6に平衡サイクルにおける炉心内Gd入り燃料棒およびBP配置を示す。本炉内装荷パターンも本来的には炉心燃焼計算により今後決定されるべきものである。

検討で得られた炉心の要目表をTable E. 2に示す。

Table E. 1 燃料取替スキーム

Region \ cycle	1	2	3	4	
R 1	13				
R 2	24	17			
R 3		20	17		
R 4			20	17	⇐1.85 Batch
R 5				20	

Table E.2　炉心要目表（1/2）

1）炉心構成	
・炉心等価値径　cm	147.6
・炉心有効高さ　cm	140.0
・燃料集合体	
体　数	37
集合体ピッチ cm	21.50
燃料棒ピッチ cm	1.26
燃料棒配列	17 × 17
燃料棒本数	265
RCC 案内シンブル数	24
・燃料棒	
被　覆　管	
材　質	ジルカロイ－4
外　径　cm	0.95
UO_2 ペレット	
直　径　cm	0.82
ギャップ加圧封入ガス	ヘリウム
濃　縮　度	
Gd 無し燃料棒 wt%	4.1
Gd 入り燃料棒 wt%	2.6
・RCC 案内管シンブル	
材　質	SUS
外　径　cm	1.22
・制御棒クラスタ	
吸収体材質および組成	B_4C（90% 濃縮度 B^{10}）
制御棒クラスタ本数	21
制御棒クラスタ内吸収棒数	24
吸　収　棒	
吸収材直径　cm	0.87
被　覆　管	
材　質	SUS 304
外　径　cm	0.97
・バーナブルポイズン棒	
BP ガラス管	
材　質	ほう桂酸ガラス
B_2O_3 含有率 wt%	12.5

Table E.2　炉心要目表（2/2）

外　径	cm	0.85
使用バーナブルポイズン棒本数		24本組4体
新バーナブルポイズン棒		
・反　射　体		
材　質		SUS 304
・熱　出　力	MWt	100
・燃料棒線出力	kW/m	
炉心平均		7.28
・出力密度	W/cc	
炉心平均		41.8
・炉心冷却材温度	℃	
高温零出力　平均		290.0
高温全出力　入口		282.5
高温全出力　平均		290.0
高温全出力　出口		297.5
高温全出力　上昇		15.0
・1次冷却材圧力	(kg/cm^2g)	120.0

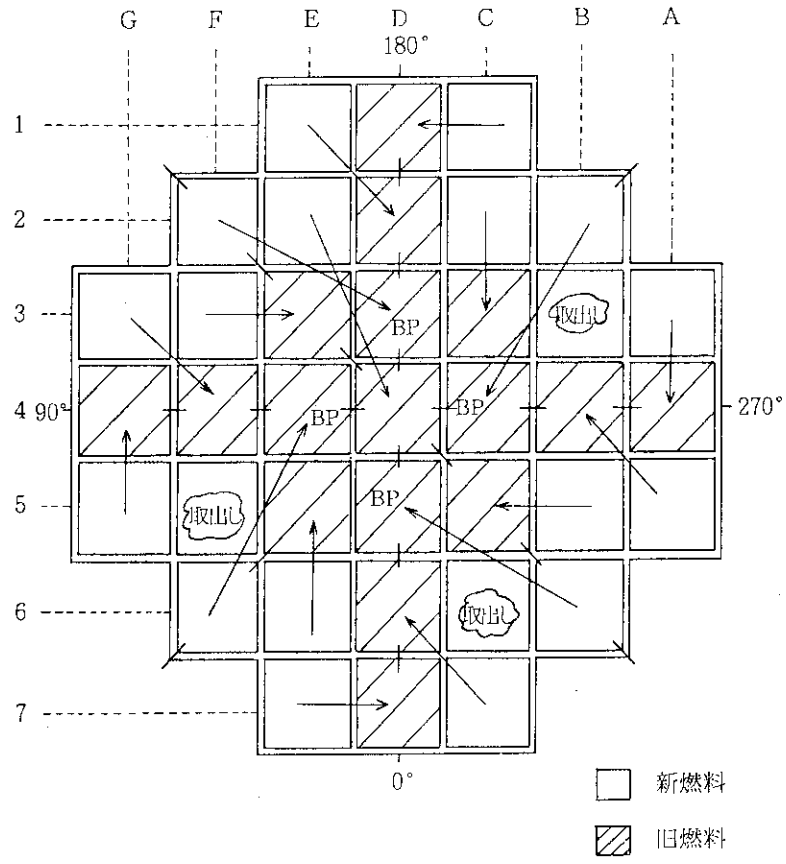


Fig. E. 1　典型的燃料取替パターン

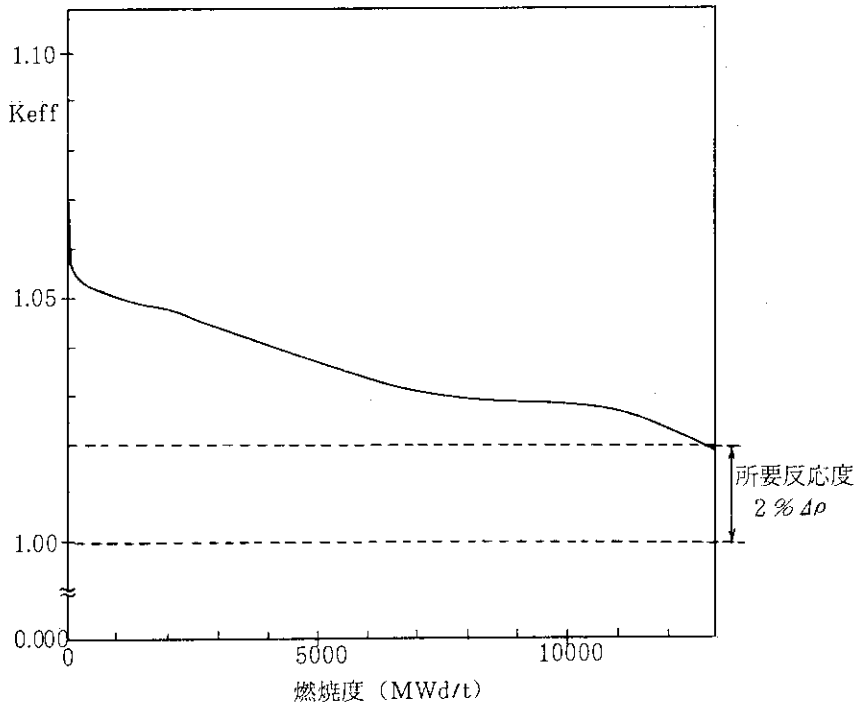


Fig. E. 2　Keff の燃焼度依存性

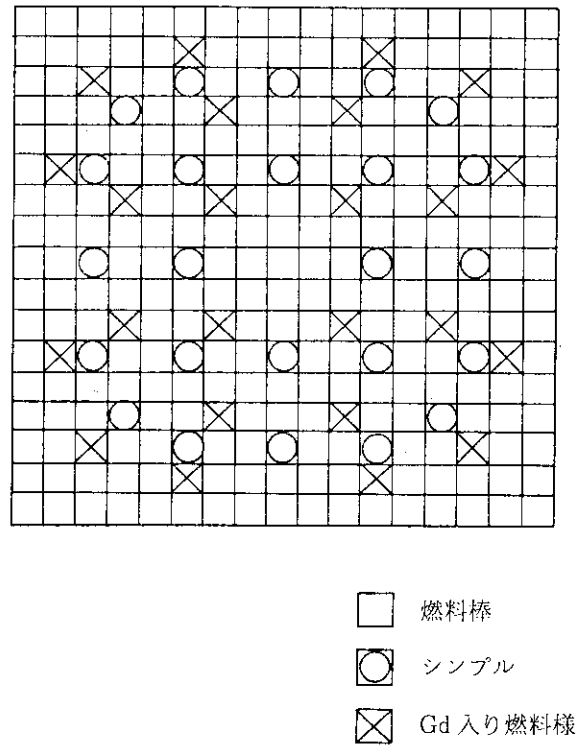


Fig. E. 3　集合体内 Gd 入り燃料棒配置

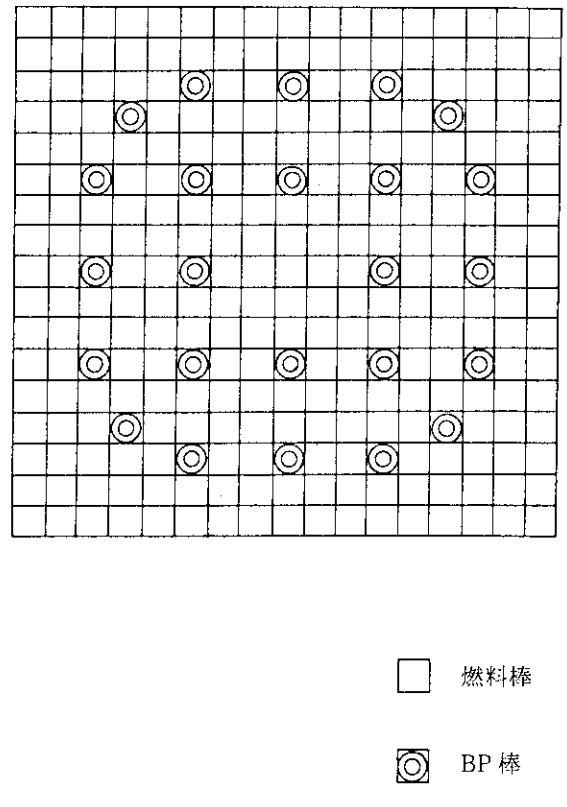


Fig. E. 4　集合体内 BP 棒配置

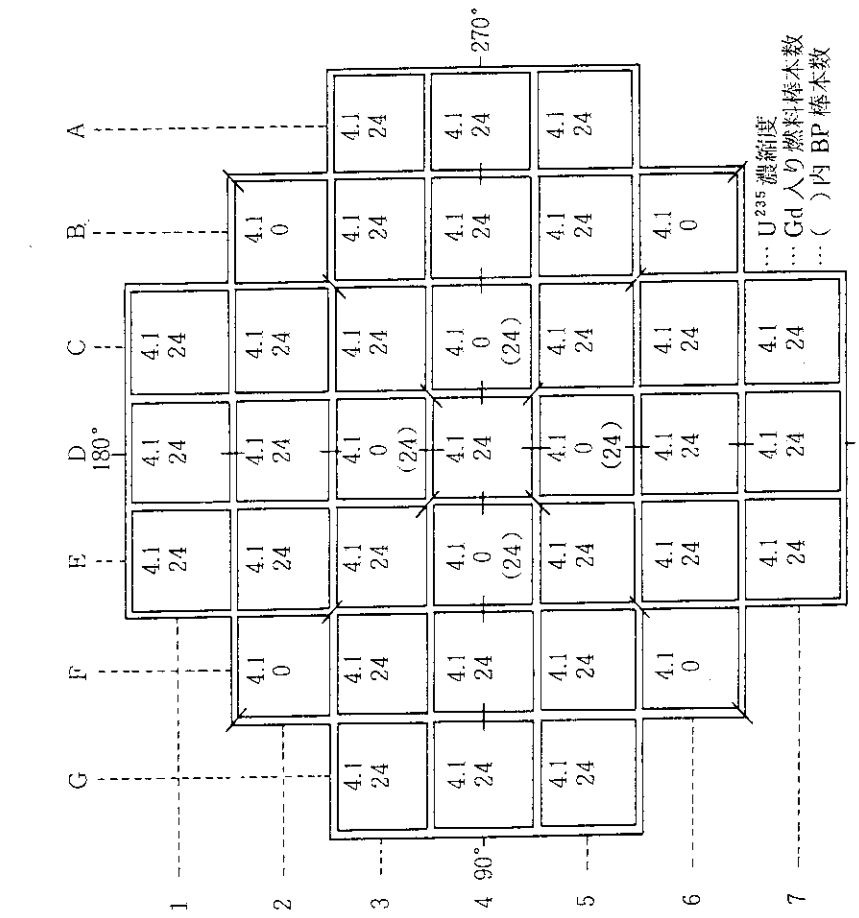


Fig. E. 6　燃料集合体および Gd 入り燃料棒 BP 棒の炉心内配置

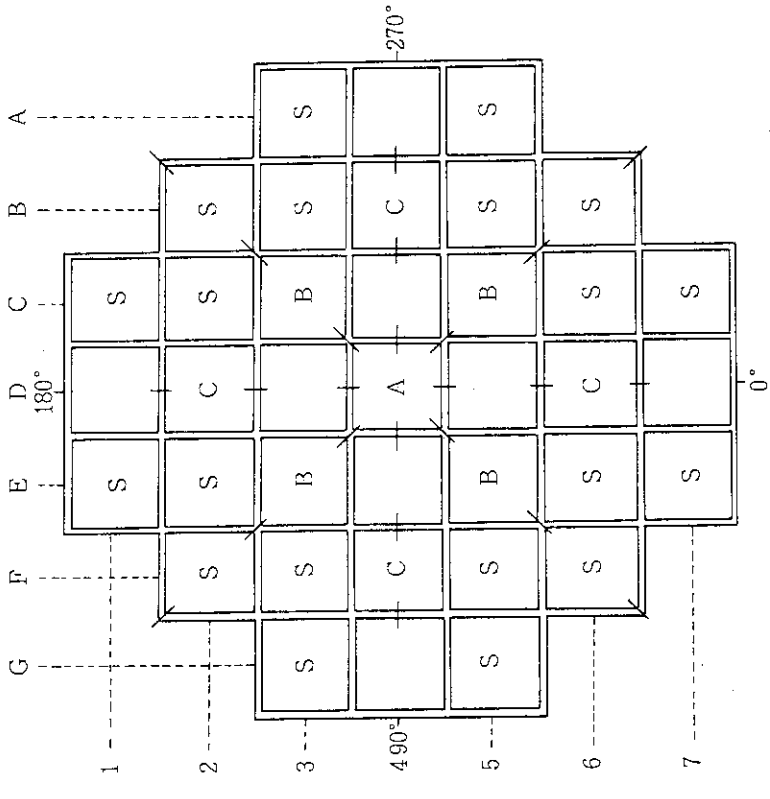


Fig. E. 5　炉心配置および制御棒配置図