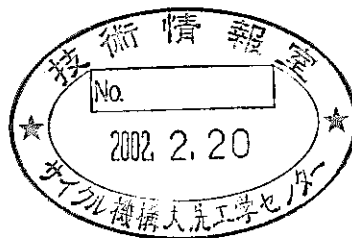


実用炉炉心・燃料体の熱流動評価 (研究報告)



2001年9月

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:

Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構
(Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2001

実用炉炉心・燃料体の熱流動評価 (研究報告)

大島 宏之¹ 永田 武光¹
橋本 昭彦² 後藤 博政³

要 旨

実用化戦略調査研究 Phase I の一環として、各種炉型における炉心・燃料体熱流動評価を実施した。本報告書は平成 12 年度の成果をまとめたものである。

ヘリウムガス冷却炉被覆粒子型燃料特性解析

解析手法を整備するとともにパラメータ解析を実施した。その結果、定格運転条件においては燃料層出入口面に適切な形状圧損を設定することにより、燃料層内を通過する冷却材の流量配分はコントロール可能であること、崩壊熱除去条件においては燃料層の発熱のみで自然循環流量を立ち上げるような状態が発生すれば除熱は困難な可能性があることがわかった。また、局所詳細解析を実施し、冷却材流動場・温度場、被覆粒子表面温度分布、被覆粒子内燃料核最高温度の傾向を把握するとともに、圧力損失相関式の適用性を確認した。

ナトリウム冷却炉内部ダクト付き燃料集合体特性解析

再臨界排除を目的として検討されているナトリウム冷却炉内部ダクト付き燃料集合体について、ASFRE コードにより熱流動解析を実施した。内部ダクトがある体系では、通常体系と比較してピーク温度が高くなること、その傾向はピン本数が少ない体系ほど強くなることを明らかにした。また、径方向にリニアに出力分布がある場合もピーク温度は高くなり、内部ダクトの有無による温度差はピーキングファクターにほぼ比例することを確認した。

ナトリウム大型炉ダクトレス炉心熱流動解析

ダクトレス炉心設計例に対してパラメータ解析を実施した。その結果、燃料集合体間ギャップの漏れ流量の影響が大きいこと、このギャップ流量をグリッドスペーサ等で抑制すれば、ピーキング係数を小さくすることも可能であることを明らかにした。

マイナーアクチニド添加 MOX 新燃料空气中保管時温度分布評価

空気雰囲気保管時の構造材温度評価を行った。縦置きの場合は、自然対流により MA 添加率 5.0%において被覆管表面最高温度は制限温度値を下回り冷却可能であることが示された。一方、横置きの場合、燃料ピン方向の対流を無視した保守側評価においては、MA 添加率 1.2%でも冷却は困難となった。縦置きにして集合体内自然通風を期待するか、あるいは横置きで集合体内に強制通風を施すなどの対策が必要と考えられる。

1: 大洗工学センター 要素技術開発部 流体計算工学研究グループ

2: 株式会社エヌデーデー 3: 原子力システム株式会社

Thermal-Hydraulic Investigation on Core and Fuel Assembly of Several Fast Reactor Design Concepts

H. Ohshima¹, T. Nagata¹
A. Hashimoto², H. Gotou³

ABSTRACT

The feasibility study (Phase I) has been carried out at JNC to build up new design concepts of commercialized fast reactors from the viewpoint of economy, safety, effective use of resources, reduction of environmental burden and nuclear non-proliferation. This report describes the results of the investigation related to core/fuel-assembly thermal-hydraulics that was performed in fiscal 2000 as a part of the feasibility study.

A numerical analysis method was developed for the coated-particle-type fuel assembly in the helium-gas-cooled fast reactor and a parametric study was performed using it. It revealed that with proper form pressure losses at inlet and outlet surfaces of the fuel region it is possible to control flow distribution under the rated power operation condition and that the decay heat removal may fail if the natural circulation is driven only by heat generation in the fuel region. A detailed numerical analysis of local fuel region was also carried out. The characteristics of coolant flow/temperature fields, particle-surface temperature distribution and the maximum temperature in the fuel particle were grasped and the applicability of the pressure drop correlation to such porous media was confirmed.

A subchannel analysis code ASFRE was applied to calculations of flow and temperature fields in a fuel assembly with inner duct in sodium cooled reactors, which is examined for re-criticality elimination. The calculation results showed that the peak coolant temperature was higher than that of the normal fuel assembly (without inner duct) under the same power-to-flow ratio condition and its temperature difference becomes much larger as the number of fuel pins decreases. The same tendency was observed in the case of lateral skew power profile in the fuel assembly. In this case, the difference of the peak temperatures between fuel assemblies with/without inner duct is almost proportional to the peaking factor.

A parametric analysis was carried out for an example design of large ductless cores sodium-cooled reactors. It revealed that the flow through the gap between fuel assemblies has much influence on the temperature field in the core and that the peaking factor can be decreased if the gap flow is reduced by grid spacers.

With respect to the minor-actinide-loaded MOX fuel assembly that has heat generation even before initial loading, the structure temperature distribution was evaluated under the storage

condition in the air atmosphere. In the case of vertical storage, the calculation results showed that the fuel assembly with 5% minor-actinide loading was coolable by natural convection heat removal. In the case of horizontal storage, however, the clad surface temperature of fuel assembly with at most 1.2% minor-actinide loading exceeded the temperature limitation under the conservative assumption neglecting natural convection along the fuel pins.

-
- 1: Thermal-Hydraulic Research Group, Advanced Technology Division, O-arai Engineering Center, Japan Nuclear Cycle Development Institute
 - 2: NDD Inc.
 - 3: Nuclear Energy System Inc.

< 目 次 >

要旨

図表リスト

第1章 緒言	1
第2章 ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料体の熱流力特性評価	3
2.1 燃料体内熱流力特性解析	3
2.1.1 解析モデルおよび解析条件	3
2.1.1.1 解析対象	3
2.1.1.2 解析モデル	4
2.1.1.3 数値計算条件および境界条件	4
2.1.2 定格運転条件での流動場解析	6
2.1.2.1 解析ケース	6
2.1.2.2 解析結果	7
2.1.3 定格運転条件での温度場解析	9
2.1.3.1 解析ケース	9
2.1.3.2 解析結果	10
2.1.4 低流量低出力時熱流動解析	10
2.1.4.1 解析ケース	11
2.1.4.2 強制循環時定常状態	11
2.1.4.3 自然循環過渡熱流動挙動	12
2.2 被覆粒子燃料層局所詳細予備解析	14
2.2.1 解析体系および境界条件	14
2.2.2 解析結果	14
2.3 まとめ	15
第3章 内部ダクト付き燃料集合体の熱流力特性評価	63
3.1 解析体系	63
3.2 解析条件及び解析ケース	63
3.2.1 集合体体系の影響確認解析	63
3.2.2 径方向出力分布影響確認解析	63
3.3 解析方法	64
3.4 解析結果	65
3.4.1 集合体体系の影響	65
3.4.2 径方向出力分布影響確認解析	66
3.5 まとめ	66
第4章 ダクトレス炉心熱流動評価	86
4.1 解析モデルと解析条件	86

4.1.1	計算体系	86
4.1.2	解析モデル概要	86
4.1.3	計算メッシュ分割	86
4.1.4	物理モデル	87
4.1.5	発熱分布	91
4.1.6	境界条件	91
4.1.7	物性値	91
4.1.8	数値解析条件	92
4.2	解析ケース	92
4.3	解析結果	93
4.3.1	リファレンスケース (Case 1)	93
4.3.2	入口部流量配分の影響	94
4.3.3	グリッドスペーサ段数の効果	94
4.3.4	ギャップ領域のグリッドスペーサによる流路閉塞の影響	95
4.4	まとめ	96
第5章 製造施設における MA 添加 MOX 新燃料の温度分布解析		142
5.1	燃料集合体縦置きでの温度分布評価	142
5.1.1	解析条件	142
5.1.2	解析モデル	142
5.1.3	解析結果	144
5.2	燃料集合体横置きでの温度分布評価	145
5.2.1	解析モデル	145
5.2.2	解析結果	145
5.3	考察	146
5.4	まとめ	148
第6章 まとめ		159
<謝辞>		161
<参考文献>		162
付録A	熱交換器内の伝熱流動相関式	163
付録B	AQUA コードで用いた He ガス物性値相関式	178
付録C	圧力損失相関式	179
付録D	熱伝達相関式	181

<図表リスト>

—第2章—

表 2.1	定格運転時流動場解析ケース	16
表 2.2	燃料体内における各領域の圧力差	17
表 2.3	定格運転時温度場解析ケース	18
表 2.4	低出力低流量熱流動解析ケース	19
図 2.1	燃料体概念図	20
図 2.2	メッシュ分割図	21
図 2.3	軸方向相対出力分布	22
図 2.4	多孔板想定概要図	23
図 2.5	解析結果 —燃料体内の流力挙動—	24
図 2.6	解析結果 —燃料層外側面の形状圧損の影響 (1)—	25
図 2.7	燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case 3、4、5)	26
図 2.8	解析結果 —燃料層外側面の形状圧損の影響 (2)—	27
図 2.9	燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case 5、6、7)	28
図 2.10	解析結果 —燃料層内外側面の形状圧損の影響—	29
図 2.11	燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case 1、5、8)	30
図 2.12	燃料部径方向圧力分布比較 (Case 1、5、8)	31
図 2.13	燃料体内圧力差 (多孔板による形状圧損効果)	32
図 2.14	解析結果 —燃料粒子径の影響—	33
図 2.15	燃料部における径方向流速および圧力分布の比較 (Case 8、9)	34
図 2.16	燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case 9、10)	35
図 2.17	内筒領域軸方向流速分布	36
図 2.18	定格運転条件での熱流動場 (Case 10)	37
図 2.19	低流量条件での熱流動場 (Case 12)	38
図 2.20	燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case12:低流量条件)	39
図 2.21	崩壊熱相当出力定常時における流量低下時の冷却材温度分布	40
図 2.22	低出力低流量条件における燃料層内流速分布 (Case 12、13、14)	41
図 2.23	燃料層内冷却材温度軸方向分布 (Case 12、13、14)	42
図 2.24	燃料部流動過渡変化—その1— (Case 15)	43
図 2.25	燃料部流動過渡変化—その2— (Case 15)	44
図 2.26	燃料領域流動様式推移イメージ (Case 15)	45
図 2.27	燃料層内径方向流速軸方向分布 (Case 15)	46
図 2.28	燃料層内軸方向流速軸方向分布 (Case 15)	47
図 2.29	燃料体入口質量流量時系列 (Case 15、出力比:0.14 %)	48
図 2.30	燃料部冷却材温度過渡変化—その1— (Case 15)	49
図 2.31	燃料部冷却材温度過渡変化—その2— (Case 15)	50
図 2.32	燃料部冷却材温度軸方向分布 (Case 15)	51

図 2.33	自然循環定常状態 (Case 15)	52
図 2.34	燃料体入口質量流量時系列 (Case 16、出力比:1%)	53
図 2.35	燃料部流動場過渡変化 (Case 16)	54
図 2.36	燃料部冷却材温度過渡変化 (Case 16)	55
図 2.37	燃料部冷却材温度軸方向分布 (Case16)	56
図 2.38	低出力自然循環時の燃料体内熱流動定常結果	57
図 2.39	単一流路ユニット (面心立方格子) のメッシュ分割図	58
図 2.40	第1ユニットにおける中心水平断面内流速ベクトル図	59
図 2.41	第1ユニットにおける中心水平断面内流速ベクトル図 (出口部拡大図)	59
図 2.42	5ユニットの中心水平断面における温度コンター図	60
図 2.43	第1ユニットの冷却材及び被覆粒子燃料温度コンター図	60
図 2.44	第1ユニット出口部断面における冷却材温度コンター図	61
図 2.45	第1ユニットにおける中央部被覆粒子燃料表面の温度コンター図	61
図 2.46	Ergun の式と FLUENT コードの差圧の比較	62

—第3章—

表 3.1	燃料集合体形状データ (もんじゅ体系)	67
表 3.2	燃料集合体形状データ (暫定設計体系)	67
表 3.3	解析ケース及び解析条件	68
表 3.4	境界条件	68
表 3.5	解析ケース一覧	69
表 3.6	各サブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径	69
表 3.7	各ケースのピーク温度とバンドル圧損	69
表 3.8	タブを配置した場合の流路断面積及び水力等価直径	69
表 3.9	タブ配置ケースのピーク温度とバンドル圧損	70
表 3.10	各サブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径	70
表 3.11	各ケースの最高温度	70
図 3.1	127本ピンバンドルをベースとした内部ダクト体系	71
図 3.2	軸方向発熱分布 (もんじゅ体系)	71
図 3.3	軸方向発熱分布 (暫定設計体系)	72
図 3.4	ケース3、4の相対出力分布 (最大発熱ピンが角にある場合)	73
図 3.5	ケース5、6の相対出力分布 (最大発熱ピンが辺にある場合)	74
図 3.6	127本ピンバンドルサブチャンネル分割図	75
図 3.7	127本ピンベース内部ダクト体系サブチャンネル分割図 (1/12セクターモデル)	75
図 3.8	軸方向メッシュ分割図 (もんじゅ体系)	76
図 3.9	127本ピン体系と内部ダクト体系の比較	77
図 3.10	271本ピン体系と内部ダクト体系の比較	78
図 3.11	内部ダクト体系タブ配置図	79

図 3.12	127 本ピン体系とタブ付き内部ダクト体系の比較	80
図 3.13	271 本ピン体系とタブ付き内部ダクト体系の比較	81
図 3.14	温度分布及び流速分布のデータ参照位置	82
図 3.15	C-C ライン温度分布及び流速分布 (ピーキングファクタ 1.0 の比較)	83
図 3.16	C-C ライン温度分布及び流速分布 (最大発熱ピンが角の場合)	84
図 3.17	E-E ライン温度分布及び流速分布 (最大発熱ピンが辺の場合)	85

—第4章—

表 4.1.1	炉心概念主要仕様	97
表 4.1.2	燃料集合体仕様	97
表 4.1.3	流路データ (炉心領域)	98
表 4.1.4	流路データ (制御棒&溶融燃料排出チャンネル)	99
表 4.1.5	流路データ (Na プレナム領域)	100
表 4.1.6	各炉心領域におけるピン 1 本あたりの体積発熱率	101
表 4.1.7	各炉心領域における単位面積ピン本数	102
表 4.1.8	炉心流入冷却材条件	103
表 4.2.1	解析ケース	92
表 4.2.2	各ケースにおけるグリッドスペーサの設置状態	104
表 4.3.1	解析結果	95
図 4.1.1	ダクトレス炉心の水平断面図	105
図 4.1.2	2次元モデル解析対象領域	106
図 4.1.3	2次元体系モデルのイメージ図	107
図 4.1.4	メッシュ分割イメージ図 (一部)	108
図 4.1.5	径方向メッシュ分割	109
図 4.1.6	軸方向メッシュ分割	110
図 4.1.7	ギャップ層イメージ図	111
図 4.1.8	燃料ピン伝熱構造モデル	112
図 4.1.9	炉心高さ中央断面の径方向線出力分布	113
図 4.1.10	各炉心領域の軸方向線出力分布	114
図 4.2.1	各炉心層における流入流速比 (Case 2)	115
図 4.3.1	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 1)	116
図 4.3.2	主要位置における流速分布 (Case 1)	117
図 4.3.3	熱流動解析結果図 (Case 1)	118
図 4.3.4	冷却材平均温度と単位面積発熱量 (Case 1)	119
図 4.3.5	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 2)	120
図 4.3.6	主要位置における流速分布 (Case 2)	121
図 4.3.7	熱流動解析結果図 (Case 2)	122
図 4.3.8	炉心上端平均温度分布	123
図 4.3.9(1)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 3)	124

図 4.3.9(2)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 4)	125
図 4.3.9(3)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 5)	126
図 4.3.9(4)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 6)	127
図 4.3.10(1)	主要位置における流速分布 (Case 3)	128
図 4.3.10(2)	主要位置における流速分布 (Case 4)	129
図 4.3.10(3)	主要位置における流速分布 (Case 5)	130
図 4.3.10(4)	主要位置における流速分布 (Case 6)	131
図 4.3.11(1)	熱流動解析結果図 (Case 3)	132
図 4.3.11(2)	熱流動解析結果図 (Case 4)	133
図 4.3.11(3)	熱流動解析結果図 (Case 5)	134
図 4.3.11(4)	熱流動解析結果図 (Case 6)	135
図 4.3.12(1)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 7)	136
図 4.3.12(2)	主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 8)	137
図 4.3.13(1)	主要位置における流速分布 (Case 7)	138
図 4.3.13(2)	主要位置における流速分布 (Case 8)	139
図 4.3.14(1)	熱流動解析結果図 (Case 7)	140
図 4.3.14(2)	熱流動解析結果図 (Case 8)	141

— 第 5 章 —

表 5.1	燃料集合体の暫定仕様	149
表 5.2	ケース 1 の解析結果まとめ	149
表 5.3	ケース 2 の解析結果まとめ	149
表 5.4	各測定点における熱伝達データ	150
表 5.5	手計算による予測温度	150
図 5.3	縦置き解析体系図 (軸対称)	151
図 5.4	縦置き解析体系図 (軸対称)	152
図 5.5	温度場および流速場	153
図 5.6	解析領域のメッシュ分割	154
図 5.7	燃料集合体内部領域のメッシュ分割	155
図 5.8(a)	流速および温度分布	156
図 5.8(b)	流速および温度分布 (燃料集合体周辺領域)	156
図 5.9	熱伝達データ出力点	157
図 5.10	発熱量を 1 / 10 倍としたときの流速及び温度分布	158

第1章 緒言

核燃料サイクル開発機構（JNC）では、十分な安全性確保を前提とした上で、経済性、資源有効利用、環境負荷低減性および核不拡散性を評価の視点として高速炉サイクルの実用化候補概念を抽出することを目的に、実用化戦略調査研究を実施している。平成11年度から2カ年をPHASE 1と称し、幅広く技術選択肢の評価を行い、軽水炉と比肩する経済性を確保する上で有望と考えられる高速炉サイクルの候補概念を複数個具体化するとともに、実用化に向けた開発シナリオを策定してきた。また、次の5カ年（Phase 2）では、工学的視点も含めて技術的成立性を確認し、整合性を図ったシステムの絞り込みを行なう予定である。ここでは、炉に関しては従来 JNC の扱ってきたナトリウム冷却高速炉に加えて、選択肢としてヘリウムや炭酸ガスを利用するガス冷却炉、鉛や鉛-ビスマスの重金属冷却炉、水冷炉等を、燃料に関しては、酸化物燃料、窒化物燃料、金属燃料等をそのスコープに取り入れ検討対象としている。

この実用化戦略調査研究の一環として、様々な炉型における炉心燃料の設計評価作業が進められている。流体計算工学研究グループでは、この設計作業において課題となるいくつかの熱流動評価を行ってきた。Phase 1 における具体的内容は次のとおりである。

1) 燃料体伝熱流動相関式の調査

JNC として評価経験の少ないガス、鉛冷却材について、燃料集合体内における圧力損失相関式および熱伝達相関式を調査・検討し、層流から乱流領域までをカバーする相関式を推奨した。以後様々な設計検討においてはこれらの相関式が適用された。

2) 液体金属冷却炉燃料集合体内熱流力特性評価

燃料集合体内熱流動解析コード ASFRE を改良するとともに、ナトリウムと鉛の熱流力特性の比較解析を実施し、圧力損失や膜上昇温度の特性を明らかにした。併せてグリッドスペーサとワイヤスペーサの影響の差異、ピンピッチをパラメータとした特性の変化を確認した。

3) ガス冷却炉ピン型燃料集合体内熱流力特性評価

炭酸ガス冷却とヘリウムガス冷却の特性解析を実施し、ナトリウム冷却との比較を行った。また、ガス炉ピン型燃料に特有のピン表面リブ（熱伝達向上用）の圧力損失および膜温度上昇に与える影響を確認した。

4) 被覆粒子燃料の熱流力特性評価

ヘリウムガス冷却炉で検討されている被覆粒子型燃料について、解析手法を整備するとともにパラメータ解析を行い、熱流動特性を明らかにした。また、局所詳細解析を

行い、被覆粒子および近傍の温度分布傾向を把握した。

5) 内部ダクト付き燃料集合体の熱流力特性評価

高速炉の安全上の課題として再臨界問題があるが、これを排除することを目的としてナトリウム冷却炉では燃料集合体内部に熔融燃料を排出する内部ダクトを設置する設計が提案されている。この体系の熱流動上の特性を把握するため ASFRE コードを一部改良し解析を実施した。

6) ダクトレス炉心熱流動評価

ラッパー管を排除したダクトレス炉心も1つの候補として設計案が提案されているが、この熱流動特性を明らかにするため解析モデルを構築するとともに、パラメータ解析を実施した。

7) マイナーアクチニド添加 MOX 新燃料の温度分布解析

環境負荷低減のため、MA 添加の MOX 燃料の利用が検討されている。この場合燃料製造後の保管時に発熱することになるため、自然対流による除熱効果を解析評価した。

8) 鉛-ビスマス完全自然循環炉の炉心熱流動評価

経済性向上を目指し鉛-ビスマスを冷却材とした完全自然循環炉（循環ポンプ無し）の成立性が検討されている。ここでは、多次元熱流動コード MSG やプラント動特性コード Super-COPD を用いて炉心熱流力特性を確認した。

本報告書は、Phase 1 の後半に実施した 4)～7) の評価作業内容にまとめたものである。1)～3) については Phase 1 の前半に実施し、その成果を文献[1-1]にまとめた。また、4) における局所詳細解析、および 8) については別途詳細報告書を作成しているので、詳細はそちらを参照されたい^{[1-2], [1-3]}。炉心燃料評価とは直接は関連しないが、燃料集合体伝熱関連式に続いて調査した熱交換器の伝熱流動関連式についても、参考までに巻末に付録 A として載せた。

第2章 ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料体の熱流力特性解析

ヘリウムガス冷却炉の燃料として、被覆粒子型燃料体が提案されている。ここでは、この燃料体内の被覆粒子燃料層における冷却特性を明らかにすることを目的として、2種類の解析を実施した。1つは被覆粒子燃料層部全体の熱流力特性解析であり、平成11年度の燃料体設計例の1つをベースとして、定格流量時および低流量時における除熱特性を確認するために行ったものである。もう1つは被覆燃料粒子層局所詳細解析である。これは仮想的な仮定の下、局所的な流動場特性や燃料粒子内部あるいは粒子表面の温度分布特性を把握することを目的として実施したものである。以下にそれぞれの内容を示す。

2.1 燃料体内熱流力特性解析

2.1.1 解析モデルおよび解析条件

2.1.1.1 解析対象

図2.1に基本体系の燃料体概念図を示す。基本体系は円筒の燃料体容器内にある燃料を下部から流入させるヘリウムガスによって冷却するものである。被覆粒子燃料は図のような燃料層内径 0.12 m、燃料層外径 0.278 m、高さ 1.5 m のアニュラス部に封入される。燃料部上下には、被覆粒子軸方向ブランケットおよび黒鉛反射体がある。黒鉛反射体には冷却材流路が設けられ、下部では中央1流路、上部では7流路ある。

冷却材であるヘリウムガスは、下部黒鉛反射体中央流路から流入し、下部被覆粒子ブランケット部内を通過、燃料体容器内面と燃料部外周面に囲まれたアニュラス部に入り、燃料部、内筒部、上部ブランケット部の順に流れ、上部黒鉛反射体流路より流出する。解析の対象としても同様に下部黒鉛反射体中央の流路部から上部黒鉛反射体の流路部までをその範囲とした。

以下に主な形状寸法等（暫定値）を示す。

燃料体内径	: 0.302 m
黒鉛反射体高さ	: 0.5 m (上部)、0.5 m (下部)
軸方向ブランケット高さ	: 0.3 m (上部)、0.3 m (下部)
軸方向ブランケット上下ギャップ高さ	: 0.03 m
燃料部高さ	: 1.5 m
被覆粒子燃料層内径	: 0.12 m
被覆粒子燃料層外径	: 0.278 m
燃料層厚さ	: 0.079 m
被覆粒子燃料直径	: 0.003 m
被覆粒子ブランケット燃料直径	: 0.003 m
燃料領域出力密度 (平均)	: 123.4 W/cc

2.1.1.2 解析モデル

解析モデルは、下部黒鉛反射体部の流路直径を 0.12 m、上部黒鉛反射体部の 7 流路を直径 0.12 m の中央 1 流路とし、燃料排出管を非考慮とした z 軸対称円筒 (r・θ・z 系) の 2 次元体系モデルである。

図 2.2 に解析モデルのメッシュ分割図を示す。座標系分割数は、r 方向×θ 方向×z 方向 = 19 × 1 × 292 である。軸方向メッシュ分割数は、入口領域 35 メッシュ、ブランケット上下のギャップ 3 メッシュ、上下ブランケット 30 メッシュ、燃料領域 150 メッシュである。径方向メッシュ分割は、中央部流路 6 メッシュ、燃料領域 10 メッシュ、燃料体容器と燃料部外管との燃料層外側領域が 3 メッシュである。

被覆粒子で構成される燃料部および上下ブランケット部流路は、ポーラスボディアプローチで模擬するとともに、圧力損失相関式としてポーラス状流路に一般に用いられる Ergun の式^[2-1]を適用した。

2.1.1.3 数値計算条件および境界条件

- ・ 解析コード : 多次元熱流動解析コード AQUA^[2-2]
- ・ 数値計算アルゴリズム : 完全陰解法
- ・ 乱流モデル : 使用せず
- ・ 被覆粒子部圧力損失相関式 : Ergun の式

$$F = \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu v}{D_p^2} + 1.75 \frac{(1-\varepsilon) \rho |v| v}{\varepsilon^3 D_p}$$

ε	: ポロシテイ	[-]
μ	: 粘性係数	[Pa·s]
v	: 見かけの流速 (=CVEL1×ε×v)	[m/s]
CVEL1	: 見かけの流速を調整するための流速ファクター	[-]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
D _p	: 充填物代表直径	[m]

- ・ 燃料層側面支持部(多孔板を仮定)における形状損失係数算出式^[2-3]

$$\Delta p = K \cdot \frac{1}{2} \rho U^2$$

$$K = C \cdot (1 - \beta) / \beta^2$$

$$\beta = (\pi / 2 \sqrt{3}) \cdot (d / \ell)^2$$

Δp	: 圧力差	[Pa]
K	: 損失係数	[-]

ρ	: 密度	[kg/m ³]
U	: 流速	[m/s]
C	: 定数 (= 2.0)	[-]
β	: 透過率	[-]
d	: 孔径	[m]
ℓ	: 円孔間隔 (= 0.003)	[m]

・燃料層下部仕切り板熱伝達率相関式

燃料層下部仕切り板における熱伝達を考慮する場合、次式の Kays らの熱伝達率相関式^[2-4]を適用した。この相関式は円内管内乱流の十分発達した領域で用いるものであるが、ヘリウムガスのプラントル数が適応範囲に入ってくることから暫定的に使用した。

$$Nu_y = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad (\text{適用範囲 } 0.5 < Pr \leq 1.0)$$

Nu	: ヌッセルト数
Re	: レイノルズ数
Pr	: プラントル数

・冷却材条件

ヘリウム物性値関数を以下に示す。(詳細は付録 B を参照)

エンタルピー	: $h = 1.0 \times 10^{-10} + 5.191 \times 10^3 T_c$	[J/kg]
熱伝導率	: $\lambda = 0.17035 + 2.2678 \times 10^{-4} T_c$	[W/m°C]
粘性係数	: $\mu = 2.023 \times 10^{-5} + 3.639 \times 10^{-8} T_c$	[Pa·s]
密度 (定格時)	: $\rho = 5.3358 - 3.2286 \times 10^{-3} T_c$	[kg/m ³]
密度 (低出力)	: $\rho = 5.9918 - 5.8599 \times 10^{-3} T_c + 2.6878 \times 10^{-6} T_c^2$ $- 5.6561 \times 10^{-10} T_c^3 + 4.4171 \times 10^{-14} T_c^4$	[kg/m ³]

低出力時における密度近似式の使用範囲は 1,226°C 以上で暫定値を用いて、冷却材温度 450 °C から 4,000 °C までとした。ここで示す T_c は、流体温度である。

・境界条件

冷却材流入流速

定格時	: 110 (一様流速、流量 4.83 kg/s と等価)	[m/s]
-----	-------------------------------	-------

(流入流速は、燃料体出入口温度差 400 °C、発熱量約 10MW と仮定して算出)

低出力時	: 一様流速(パラメータ)
------	---------------

冷却材流入温度	: 450 (定格運転時)	[°C]
---------	---------------	------

冷却材出口圧力	: 6 (質量流量連続)	[MPa]
---------	--------------	-------

上下しきり板	: 非スリップ、断熱
--------	------------

黒鉛反射体壁	: 非スリップ、断熱
燃料体容器内壁	: 非スリップ、断熱
その他境界面	: スリップ、断熱

・発熱分布

軸方向のみに発熱分布を仮定する。図 2.3 に軸方向発熱分布を示す。燃料領域平均出力密度を 123.4 W/cc としていることより、被覆粒子燃料部の発熱量は 9.142 MW となる。被覆粒子燃料部の発熱分布は、軸方向に以下に示すチョップド・コサイン分布を想定した。

$$q' = \cos(\theta * 2 * (Z - b) / L)$$

ここで、

Z	: 炉心下端からの高さ [m]
L	: 炉心発熱長 [m] (= 1.5 m)
b	: 発熱部中央高さ [m] (= 0.75 m)
θ	: コサイン分布角度 [rad.] (= $\pi/3 = 60^\circ$)

また、上下ブランケット部の発熱分布では、出力分布係数が最大値の 20 % から 5 % まで線形に低下するとした。また、ブランケット部の総発熱量は被覆粒子燃料部総発熱量の 1 割である 0.9142 MW とした。

2.1.2 定格運転条件での流動場解析

2.1.2.1 解析ケース

解析は流動場を把握するために非発熱条件で行った。表 2.1 に解析ケースを示す。ここでは、燃料層のポロシティ、燃料層側面（冷却材出入面）の形状圧損等をパラメータとして 9 ケースを設定した。

Case 1、2 は圧力損失として燃料層のポロシティの影響のみを考慮したものである。Case 1 は、燃料層およびブランケット層の燃料を円筒形状に装荷した想定としてポロシティ 0.5 を、Ergun の式で使用する流速ファクターに対してポーラス状流路閉塞モデルを用いた検証解析^[2-5]より得られた妥当な値 0.3 を設定したものである。Case 2 は、被覆粒子燃料を最密充填で装荷した設定としてポロシティを 0.3 とし、さらに流速ファクターを考慮せず、全体系の圧力損失を最大限に想定した保守側設定としている。

Case 3 ~ 9 は、Case 1 の条件を基準とし、燃料層側面に被覆粒子燃料の支持板として多孔板を想定、その透過率（形状圧損係数）をパラメータとしたものである（図 2.4 参照）。Case 3 ~ 5 は燃料層外側面多孔板透過率を均一とし、Case 6、7 は燃料層上端部透過率を 0.1 として下端方向に線形に増加させている。また、Case 8 は燃料層外側面だけでなく内側面にも多孔板を想定、外側面流路面積とほぼ同等の流路面積とするために内壁面の多孔

板透過率を 0.2 としている。Case 9 は、Case 8 と同じ条件下で設計オプションとして検討されている燃料粒子径 2 mm を用いたものである。燃料層内外側面に形状圧損を考慮する条件に加えて、現実的な範囲で燃料層内部の圧力損失を増加させる効果を見るため、燃料層のポロシティを 0.4 としている。

なお、すべてのケースにおいて上下ブランケット部のポロシティは同じにしている。

2.1.2.2 解析結果

(1) 燃料体内圧力場および流動場

Case 1, 2 の解析結果を図 2.5 に示す。また、各領域における圧力差の比較を表 2.2 に示す。

Case 1 における燃料体出入口圧力差は約 0.33 MPa である。大きな圧力差割合を示した主な領域は、上部ブランケット領域(約 0.13 MPa) および下部ブランケット領域(約 0.10 MPa) である。これらの領域で流路断面積が同一にもかかわらず圧力差が異なった原因としては、燃料部を抜けて上部ブランケットへ流入する冷却材の流速が、一部下部ブランケットへ流入する流速より速いために圧損が大きくなったと考えられる。燃料部については、上端付近で燃料層外側の圧力上昇と燃料層内側の圧力低下が見られ、その径方向圧力差は約 0.06 MPa であった。燃料層外側アニュラー領域では、燃料部上端に近づくにつれて圧力が大きく上昇している。この圧力分布によって、冷却材は燃料部を径方向内側へ均一に流れず、燃料部上部でのみ径方向に速い流れを生じている。

流況については、入口流路を約 110 m/s の速度で上昇し、下部ブランケット下部ギャップ領域で径方向外側へ広がり、下部ブランケット内中央領域を約 35 m/s の速度でほぼ均一に上昇した後、下部ブランケット上部ギャップ領域で縮流となり、燃料部入口を約 160 m/s の速度で通過する。燃料部では、冷却材が上端付近のみで燃料層外側から内向きに通過し、上部ブランケットへ向う流れと一部燃料部内筒を下降する流れに分かれる。燃料部内筒を下降する流れは、内筒内で複数個の循環渦を形成している。燃料部径方向最大流速は、燃料部上端の燃料層内側で生じ 95.7 m/s である。

Case 1 よりも燃料層の圧力損失を大きくした Case 2 については、燃料体出入口圧力差は約 1.82 MPa、上部ブランケット領域で約 0.88 MPa、下部ブランケット領域で約 0.85 MPa となった。ブランケット部のポロシティを変えず、流速ファクターを考慮していないことから圧力差が大きく増加している。このようにブランケット領域の圧力差が上昇したのに対して、燃料部では燃料装荷密度をより密としたにもかかわらず、燃料部出入口圧力差の上昇は 0.01 MPa 程度の小さいものであった。今回解析対象とした設計案では、ブランケット部の圧力損失が相対的に大きくなることから、デザインを別途検討し直す必要があると考えられる。

図 2.5 に示すように、燃料部では両ケースとも燃料部上端付近で圧力ピークを生じている。燃料層における流動抵抗が増加するにつれて、径方向に圧力勾配の大きな領域(等圧

線が密)が燃料層上端から燃料部中央付近まで拡大し、それに伴い除熱に寄与する冷却材径方向流れ領域も拡大する。しかしながら、依然として燃料層下部はスタグナントに近い領域が残るため、このままでは除熱は困難と考えられる。

(2) 多孔板による形状圧損の効果

(1)項での燃料粒子部の圧力損失に加えて、燃料層を支持する多孔板の形状圧損を考慮した解析結果である。すべてのケースに関して燃料体内各領域の圧力差の比較を表 2.2 に示す。

(a) 燃料層外側面に形状圧損を与えた場合 (多孔板透過率 : 均一分布)

図 2.6 に燃料層外側面に多孔板を設定した場合の燃料部における流速ベクトル図および圧力コンター図を、図 2.7 に燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較をそれぞれ示す。多孔板透過率が 0.6 の時は、Case 1 と比べて流速場・圧力場ともほとんど変化が見られないが、さらに透過率を減少させていくと、上端領域のみに集中していた内向流れエリアが下方に拡大していき、Case 5 (透過率 0.1) では燃料層下端付近に循環渦が一部残るものの、9 割程度の燃料層領域で径方向流れ成分 (内向流) が見られるようになる。このように燃料層外側面で比較的小さな透過率を有する多孔板を考慮することにより、燃料層外側アニュラス領域の圧力の軸方向勾配を緩和し、かつ燃料層に対して圧力レベルを相対的に上昇させるため、燃料層全領域で内向流れを発生させられる可能性がある。しかしながら、Case 5 の圧力場に見られるように、燃料層および内筒領域において軸方向に同じような圧力勾配が付くことから、燃料層外側面通過直後の径方向流速分布は比較的均一化されるものの、燃料層内の冷却材流れは概ね燃料部出口方向へ向かう流れであり、また上端付近の局所的に大きな径方向流速も解消されていない。

(b) 燃料層外側面に形状圧損を与えた場合 (多孔板透過率 : 軸方向線形分布)

(a)では多孔板の透過率を一様としたが、ここでは燃料層上端から下端まで線形に透過率を増加させた (Case 6 は 0.1→0.15、Case 7 は 0.1→0.2)。図 2.8 に圧力場および流速場の比較を、図 2.9 に燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較をそれぞれ示す。上端部で発生する相対的に大きな内向流速は、各ケースとも透過率 0.1 均一である Case 5 より減少したが、燃料層下端領域で程度は異なるものの外向流および渦が発生している。Case 6 に関しては、燃料層中央高さ外側面で内向する最大流速が生じるとともに、循環渦発生領域が上方にシフトしている。軸方向に透過率を変化させるといった工夫次第では、燃料層中央付近で径方向最大流速を持たせるような流速分布を得ることも可能であると考えられる。

(c) 燃料層内外側面に形状圧損を与えた場合 (多孔板透過率 : 均一分布)

燃料層内側面の 0.2、外側面に 0.1 の透過率を与えた Case 8 の圧力場および流動場を、Case 1 (多孔板無し)、Case 5 (外側面透過率 0.1) と併せて図 2.10 に示す。また、図 2.11 に燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較を、さらに図 2.12、図 2.13 には燃料層内の径方向圧力分布の比較および各領域での圧力差の比較をそれぞれ示す。Case 8 では、燃料層内側面の形状圧損の効果により Case 5 で見られる燃料層内軸方向圧力勾配が緩和されることから、上端近傍での径方向最大流速も緩和され、燃料層内で相対的に均一化した内向流が得られる。Case 5 で発生している燃料層下端近傍の渦は、小さくはなるものの Case 8 においても完全には消失しない。

(3) 燃料粒子径の影響

Case 9 は、内外側面多孔板を設置しつつ、燃料粒子層の圧力損失を現実的な範囲で大きくしたものである。ここでは、燃料粒子径を設計オプションである 2 mm とし、燃料層ポロシティを 0.4 としている。その圧力場・流速場を Case 8 と併せて図 2.14 に示す。また、燃料層内の径方向流速分布および圧力分布比較を図 2.15 に示す。ポロシティ 0.5、燃料粒子径 3 mm の Case 8 と比べて圧力分布に大きな差異はないが、内向流が軸方向に関して幾分均一化される効果が見られる。また、燃料層下端近傍の渦も小さくなる傾向にある。

以上より、燃料層内外側面に適切な形状圧損を与えることによって燃料層を水平に冷却材を流すことが可能であること、また形状圧損に軸方向分布を持たせることによって流量配分を調整できる可能性があること、燃料層自身の圧力損失を燃料体全体の圧力損失に大きなインパクトを与えない程度に増加させることによって燃料層内の渦の発生を抑える可能性があることなどがわかった。一方、ここで用いた圧力損失相関式ベースでは、多孔板の透過率をかなり小さくしないと適切な圧損が得られず、その場合燃料粒子による穴の閉塞や、多孔板に接する局所的な領域で除熱不足が発生することも考えられる。

2.1.3 定格運転条件での温度場解析

燃料層内外周側面に多孔板形状圧損を考慮した上記ケースの流動条件に加えて、燃料部に軸方向に chopped cosine の発熱分布を与えて、形成される冷却材温度場を確認する。

2.1.3.1 解析ケース

表 2.3 に解析ケースを示す。ここでは 2 ケースを想定する。どちらも流動条件に関しては、2.1 節において燃料層を径方向に通過する冷却材を相対的に最も均一化することができた Case 9 の条件 (表 2.1 参照) を採用する。また、軸方向発熱分布として、平均出力密度 123.4 W/cc の chopped cosine 分布を与える (図 2.3 参照)。Case 10 においては

燃料領域と下部ブランケット領域の間の仕切り板を断熱として取り扱い、Case 11 においては、ここでの熱伝導効果を考慮する。

2.1.3.2 解析結果

図 2.16、図 2.17 に、燃料層領域、内筒領域における流速分布に関する Case 9（発熱なし）と Case 10（発熱有り）の比較を示す。いずれも流速分布の傾向は同じであるが、発熱している場合は冷却材の熱膨張で流速の絶対値が大きくなるのがわかる。内筒における軸方向最大流速は約 150m/s から 230m/s まで増加している。ちなみに、最大流速は出口領域で現れ 256 m/s となるが、マッハ数 M は約 0.16 となり、非圧縮性流体として取り扱える目安である $M < 0.3$ の条件を満たしている。

図 2.18 に Case 10 における流速場、温度場、圧力場の解析結果、および燃料層側面（出入口面）近傍の軸方向冷却材温度分布を示す。燃料層における温度場は、冷却材の流れ方向に沿って、すなわち径方向内側向きに温度勾配を持つ。但し、図 2.16 に見られるように上部の方が相対的に冷却材の横方向流れが速いことから、上下対称の温度分布とはなっていない。軸方向温度分布図を見ればその傾向は明らかである。燃料層内側面（冷却材出口側）近傍の冷却材軸方向分布は燃料発熱分布に比較的追従する形となっているが、中央付近で見られる温度ピーク（953℃）は下方にシフトしている。このケースでは、燃料層下端近傍でもう 1 つの温度ピークを形成し、これが最高温度点（1104℃）にもなっている。これは 2.1.2.2 節で述べたように、最下端近傍では小さな循環渦が解消せず残っているためである。燃料層外側面（冷却材入口側）の軸方向温度分布にもその影響が見られる。Case 11 では、燃料層下部仕切り板での熱伝導効果を加味したが、流動場・温度場とほとんど Case 10 と同じであり、その影響は燃料層下端近傍で発生する冷却材最高温度を約 30℃ 程度下げるのみであった。燃料層下端で発生する循環渦の影響を排除するため、渦を解消する冷却材流路構造とするか、あるいは発生しても温度に影響しないよう非発熱領域にするなどの設計の工夫が必要である。

2.1.4 低流量低出力時熱流動解析

今回対象とした被覆粒子燃料体は、定格運転時において燃料層領域を冷却材が横方向に通過することにより除熱がなされるよう設計されているが、原子炉停止時などの低流量・低出力条件においては、浮力が卓越することにより燃料層内で上昇流が発生、温度上昇による冷却材の粘性増加効果と重畳し局所的に高温領域が形成される可能性も考えられる。設計成立性確認の観点から、これらの条件下においても定格時同様横方向流れが確保され、十分に冷却が可能であることを確認する必要がある。そこで、本節では低流量強制循環・低出力条件における燃料体内流況および温度分布を解析により明らかにする。さらに全電源喪失などを想定した際に考慮すべき自然循環による崩壊熱除去の可能性についても仮想

的な条件を設定して解析的に検討する。

2.1.4.1 解析ケース

表 2.4 に解析ケースを示す。Case 12～14 は低流量強制循環条件、Case 15～18 は自然循環条件である。これらの解析ケースは、基本的に定格運転条件における Case 9 をベースとして条件を設定している。すなわち、燃料層内外側面（冷却材出入口面）に多孔板を想定し、その多孔板透過率を均一分布として形状圧損係数を規定している。また、燃料層空間率を 0.4、燃料粒子径を 2.0 mm とし、軸方向に chopped cosine の出力分布を与えている。解析パラメータは定格運転時に対する出力比、流量比（強制循環の場合）および上下ブランケットの有無（自然循環における燃料体圧損の影響）である。

Case 12 は、低流量強制循環における基準ケースであり、出力比、流量比ともに定格運転時の 3%としている。Case 13、14 は流量比のみを基準ケースより低くして、燃料層におけるその影響を把握するものである。

Case 15 は入口流速を与えず、燃料部の発熱のみで自然循環を立ち上げる条件である。実際の原子炉では、スクラム時にガス循環機が停止、フローコーストダウン後 SG 等の熱容量による冷却と燃料部の発熱で得られる自然循環ヘッドにより流量が立ち上がってくると考えられる。その意味ではここでの設定は自然循環立ち上がりに対しては厳しい条件となる。Case 16～18 は上下ブランケット部を排除し燃料体の圧損を低く抑えた条件で出力比を定格運転条件の 1.0～3.0%と変化させたものである。

2.1.4.2 強制循環時定常状態

図 2.19 に Case 12 における流速ベクトル図、温度コンター図および燃料層内外側面近傍の軸方向冷却材温度分布を示す。また、図 2.20 に燃料層内径方向および軸方向流速分布を示す。下部ブランケット部を通過した冷却材は、燃料部外側アニュラス部におおよそ 2～4 m/s 程度の流速で流入する。燃料層内においては、流速ベクトル図および流速分布図に見られるように、全領域にわたって横方向流れが卓越しており、浮力効果による上昇流は小さいことがわかる。また、定格運転条件で見られた燃料層下端付近での循環渦は解消している。このため、燃料層における冷却材温度分布は、定格運転条件と同様、横方向流れに沿って温度が上昇するとともに、軸方向の分布は出力分布に近い形となっており、燃料層上部側の方がやや流速が大きい分、温度ピークは燃料層中心部よりも下方にシフトして現れる。また、定格運転条件で発生した燃料層下端付近の温度ピークは解消している。最高温度点は燃料層内側中央高さ付近 ($i=7, k=134$) で生じ、その値は 941 °C である。崩壊熱相当出力（出力比：3%）状態において、冷却材流入量が定格時流量の 3% を確保できれば、被覆粒子燃料の除熱は十分可能であると考えられる。

図 2.21 に Case 13 および Case 14 の解析結果を Case 12 と併せて示す。これらは Case 12 と出力条件を同じ（定格の 3%）にして、流量のみ 3%→2%→1%と減少させたものである。

流量の減少とともに燃料体内の冷却材温度レベルは当然上昇していくが、流速ベクトル図を見るといずれのケースも燃料層領域における横方向内向流れは維持されており、流況が大きく変わってくることはない。冷却材最高温度は、Case 13 では燃料層内側の燃料層下端より 0.7 m 位置 ($i = 7, k = 141$) で生じ、その値は 1,199 °C である。また、Case 14 では燃料層内側の燃料層下端より 0.96 m 位置 ($i = 7, k = 168$) で生じ、その値は 2,128 °C である。但し、これらの値はヘリウムガスの物性値を高温側に外挿して暫定的に得られたものであるということに注意すべきである。

図 2.22、図 2.23 に燃料層における径方向・軸方向流速分布の比較および冷却材温度分布の比較をそれぞれ示す。いずれのケースも流速ベクトル図同様径方向流れが軸方向流れに比べて卓越していることがわかる。また、軸方向流速の変動幅は流量が減少するほど小さくなることもわかる。径方向流速プロファイルについては、Case12 では燃料層の上部になるにつれ流速が大きくなる傾向があるが、流量を減少させていくとその傾向は小さくなり、Case14 ではむしろ中央から下部にかけて最大流速が見られるようになる。これは流量の減少に伴い冷却材流れの慣性力が弱まり燃料層上部に回り込む勢いが弱まるとともに、粘性の影響が出てきたためと考えられる。すなわち、温度上昇で冷却材自体の粘性が大きくなると同時に、流量低下で相対的に流動に対する粘性の影響が無視できなくなってきたためと推察される。冷却材温度分布については、温度レベルに違いはあるものの傾向に大きな差異はない。但し、流量減少にともない温度ピークが発生する位置が中央付近から上方にシフトする。これは先程述べた流速プロファイルの特徴によるものである。以上より、出力レベルが定格の 3% に対して強制循環量が 1% という低流量でも、燃料層において懸念された浮力卓越による上昇流の影響は小さいことが確認された（但し、このような定常条件を想定しなければならない場合は、冷却材最高温度の観点からは設計成立性を別途検討する必要がある）。

2.1.4.3 自然循環過渡熱流動挙動

初期において燃料体入口流速を一切与えない条件である Case15 について、初期状態（全領域で流速 0）から 900 秒までの燃料領域における流動場（流速ベクトル）の過渡変化を図 2.24、図 2.25 に示す。また、それを模式的に表した図を図 2.26 に示す。過渡開始後 5 秒後には燃料層内において垂直に上昇する流れが発生している。燃料体内筒部分では燃料層内側面に沿って上昇する流れと内筒中心を下降する流れが発生し、U 字の流路パスが形成される。15 秒、30 秒と燃料層内上昇流はジクザグになるとともに各部の流速は大きくなっていき、90 秒過ぎには流況パターンがある程度決まってくる。それ以降は局所的な振動はあるもののほぼ同じ流況を維持する。燃料層内流速分布の時間変化を図 2.27、図 2.28 に示す。入口流量は、最初の 30 秒くらいまでに急速に立ち上がった後、300 秒近傍で極小となり、その後 900 秒あたりから変動がなくなる（図 2.29 参照）。

図 2.30、図 2.31 には燃料領域の冷却材温度コンターの時間変化を、図 2.32 には冷却材

軸方向温度分布の時間変化を示す。燃料層内で上昇流が発生することから、発熱の最大となる中心部から上部にかけての温度上昇が目立ち、約 300 秒で燃料層上端付近に最高温度が発生する（ヘリウム物性値が暫定なので注意する必要があるが、ここでは最高 3000℃近くまで上昇している）。その後燃料体を通る流量自体が増加することから幾分温度レベルは低下し、900 秒ではほぼ定常状態に達する。この時温度ピークは発熱量最大の燃料層中心部と上昇流が到達する燃料層上端付近に見られる。最終定常状態を図 2.33 に示すが、このときの冷却材最高温度は約 2100℃である。実際のプラント運用では、この解析のように流量が完全に無く、且つ燃料の発熱で得られるヘッドのみに自然循環力を期待する状況は考えにくい。実際には冷却材の慣性力やヒートシンクの自然循環ヘッドへの寄与もあるため、過渡変動はマイルドに、最高温度も下がる傾向になると考えられる。但し、ここでは出力を定格の 0.14%とかなり低く仮定したものであり、3%に増加させた場合はこの設計では自然循環による崩壊熱除去は困難である可能性が高い。

次に燃料体における圧力損失の寄与割合が大きい上下ブランケット部を取り除いた体系での自然循環崩壊熱除去の可能性を確認した。出力を定格の 1%に設定した Case16 について、入口流量の時間変化を図 2.34 に示す。圧力損失が低いために、過渡開始後約 8 秒程度でピークを迎えた後、あまり大きく流量が減少することなく 30 秒程度で一定値に到達してしまう。図 2.35、図 2.36 には、燃料部における流動場および温度場の時間変化を、図 2.37 には燃料領域内軸方向温度分布の時間変化をそれぞれ示す。Case15 で見られたような燃料層内における卓越した上昇流はほとんど発生せず、強制循環と同様に径方向流れが支配的となる。このため冷却材温度も出力分布に主に依存した形となり、燃料層の中心付近からやや上方に最高温度が発生する。ここでは約 6 秒で最高温度 1884℃に達した。最終的に到達した定常状態では、やはり燃料層中央付近で最高温度は現れ、939℃となった。これは十分に設計が成立するレベルである。

さらに出力比を 2% (Case17) および 3% (Case18) に増加させて解析して得られた最終定常状態における温度場の比較を、Case16 と併せて図 2.38 に示す。また、各ケースの冷却材最高温度・流量の比較を表 2.4 に示す。Case17、Case18 とともに Case16 と同様な流動場・温度場の過渡変化が得られた。最終的な定常状態の温度場も、温度レベルは異なるがその分布特性はほとんど同じである。3 ケースとも定常到達時の冷却材最高温度は 2000℃を下回っているが、過渡時の最高温度を勘案すると、出力比 1%を超えてくると構造健全性の観点からこの設計では自然循環による崩壊熱除去は厳しい。しかしながら、燃料体の圧力損失を低くする、定格時出力を下げる、強制循環から自然循環への移行をスムーズにし過渡時の温度ピークを抑える、などの工夫がなされれば、自然循環による崩壊熱除去の成立性は出てくる可能性もあると考えられる。

2.2 被覆粒子燃料層局所詳細予備解析

被覆粒子燃料層の局所的な熱流動特性を明らかにすることを目的として、燃料粒子の配置までも模擬した詳細計算メッシュ構造を用いて解析を実施した。但し、ここでは計算機能力の制限からあくまで仮想的な体系を仮定しての評価となる。その意味で予備的解析評価とした。なお、解析内容の詳細については別冊^[2-6]に詳しいので、ここではその概略を述べる。

2.2.1 解析体系および境界条件

面心立方格子（充填率：74%）を単位流路ユニットとし、これを流れ方向に5つ連結させた体系（以下、5ユニットと称する）を計算体系とした。これは、燃料充填率を過大に設定するもので、除熱評価の観点からは保守的な想定である。単一流路ユニットのメッシュ分割図を図 2.39 に示す。解析には汎用流体解析コード FLUENT^[2-7]を用いた。また、設定した境界条件は次のとおりである。

入口部	: 一様流速 0.5m/s、冷却材温度 460℃
出口部	: 一定圧力 6.0MPa
5ユニット側面部	: 対称境界条件（free-slip、断熱）
被覆粒子	: 燃料核および3層の被覆部を模擬 燃料核の平均体積出力密度 $3.18 \times 10^{-1} \text{ W/mm}^3$ 表面熱伝達率は与えず直接計算（詳細メッシュ分割）
粒子間接触面積	: $2.5 \times 10^{-4} \text{ mm}^2$

2.2.2 解析結果

冷却材挙動及び被覆粒子燃料の温度分布

流況の例として、第1ユニットの中心水平断面における冷却材流速ベクトル図を図 2.40 に、その拡大図を図 2.41 に示す。流れは被覆粒子燃料表面に沿っており、被覆粒子燃料後方部においてよどみ領域は確認されない。また粒子間の空隙部において高い流速場を形成している。他のユニットも同様である。図 2.42 には、5ユニットの中心水平断面内における温度コンター図を、また、ユニット1における温度コンター図および出口部垂直断面での冷却材温度コンター図を図 2.43、図 2.44 にそれぞれ示す。本予備解析条件では、上述のようによどみ領域が発生しないことから、冷却材空間内において局所的な温度ピークは見られない。第1ユニット出口近傍では冷却材バルク温度に対する被覆粒子表面の温度上昇はおおよそ 30℃程度となっている。図 2.45 には第1ユニットの中心に位置する被覆粒子表面の温度コンターを示す。1つの被覆粒子の表面最高温度は、下流側で隣接粒子と接する場所に発生し、反対に最低温度は上流側の隣接粒子との接点に発生する（この場合、最高/最低温度の差はおおよそ 60~70℃程度となる）。これはヘリウムガスに比べ被覆材の

熱伝導率が大きいためである。冷却材流速が相対的に遅い場合、5ユニットの温度分布から被覆材の熱伝導の効果は無視できないことがわかる。被覆粒子燃料内の最高温度（燃料核中心付近）は、粒子表面平均温度に対して百数十度程度の上昇となった。

圧力損失に関する検討

燃料体全体解析においては、被覆粒子燃料層の圧力損失相関式として、充填層解析で通常使用される Ergun の式を適用しているが、ここでは Ergun の式の適用性を確認する目的として、非発熱条件による解析を実施し単位長さあたりの圧力損失を求めるとともに、Ergun の式との比較を行った。パラメータは、見かけの流速（実流速／ポロシティ）および被覆粒子径に基づいたレイノルズ数(Re 数)を用いた。図 2.46 に、Ergun の式と FLUENT コードによる解析値から求めた単位長さ当たりの差圧の比較図を示す。低 Re 数領域（ $28 \leq Re \leq 285$ ）においては良好な一致を示しているが、高 Re 領域においては Ergun の式が圧力損失を 32%程度高めに評価する結果となった。

2.3 まとめ

被覆粒子燃料体について燃料体内熱流力特性解析および局所詳細予備解析を実施し、以下の知見を得た。

- ・定格運転条件においては、燃料層内外周側面（冷却材出入口面）に適切な形状圧損を設定することにより、燃料層内を通過する冷却材の流量配分はコントロール可能である。
- ・崩壊熱除去条件においては、燃料層での発熱のみで自然循環流量を立ち上げるような状態が発生すれば除熱は困難な可能性がある。入口流量が少しでも確保される限り、燃料層内の流れが複雑になることなく除熱できる可能はあると考えられる。その際、燃料体の圧力損失を低く抑える、定格発熱量を下げる、強制循環から自然循環への移行をスムーズにする、などの工夫が必要である。
- ・局所詳細解析では、冷却材流動場・温度場、被覆粒子表面温度分布、被覆粒子内燃料核最高温度の傾向を把握するとともに、圧力損失相関式の適用性を確認した。

局所詳細解析では、計算機容量の制限から 5 ユニットという特殊な条件での解析となった。今後は設計の進捗に応じて、それに対応した全体解析・詳細解析を継続実施していく予定である。

表 2.1 定格運転時流動場解析ケース

解析ケース	多孔率 [-]		流速ファクター	燃料層側面透過率 [-]		燃料粒子径 [mm]	
	燃料層	ブランケット層		外側面	内側面		
Case 1	0.5	0.5	0.3	-	-	3.0	
Case 2	0.3		1.0	-	-		
Case 3	0.5		0.3	0.3	0.6		-
Case 4					0.2		
Case 5					0.1		
Case 6					0.1 - 0.2		-
Case 7					0.1 - 0.15		-
Case 8					0.4		0.3
Case 9	0.1		0.2	2.0			

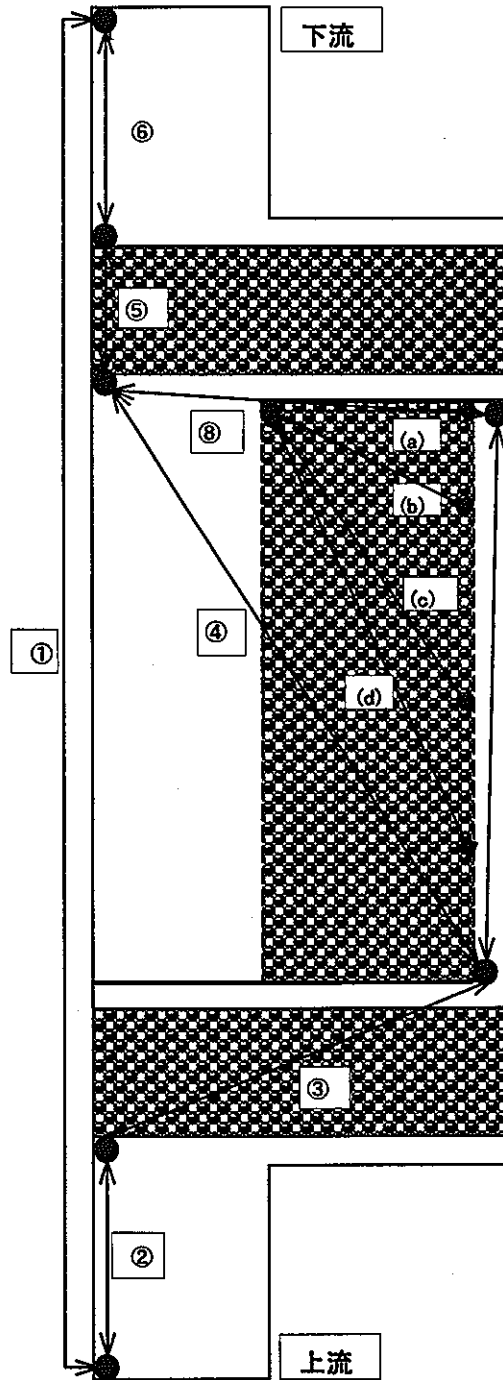


表 2.2 燃料体内における各領域の圧力差

指示位置	圧力差 [Pa]								
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
① 入口 - 出口	3.27E+05	1.82E+06	3.26E+05	3.19E+05	3.50E+05	3.19E+05	3.20E+05	3.60E+05	7.57E+05
② 入口部	-1.45E+04	-1.85E+04	-1.45E+04	-1.45E+04	-1.45E+04	-1.45E+04	-1.45E+04	-1.45E+04	-1.71E+04
③ 下部ブランケット	1.54E+05	9.07E+05	1.54E+05	1.53E+05	1.53E+05	1.53E+05	1.53E+05	1.53E+05	3.54E+05
④ 燃料部	1.41E+04	7.15E+03	1.36E+04	1.07E+04	4.32E+04	1.21E+04	1.32E+04	5.72E+04	5.18E+04
⑤ 上部ブランケット	1.28E+05	8.74E+05	1.27E+05	1.24E+05	1.23E+05	1.23E+05	1.23E+05	1.19E+05	3.20E+05
⑥ 出口部	4.56E+04	5.03E+04	4.53E+04	4.53E+04	4.53E+04	4.53E+04	4.53E+04	4.53E+04	4.84E+04
⑦ 外筒領域	-3.69E+04	-4.78E+04	-3.85E+04	-4.64E+04	-4.73E+04	-4.70E+04	-4.72E+04	-4.73E+04	-4.79E+04
⑧ 燃料部上端	5.10E+04	5.49E+04	5.22E+04	5.71E+04	9.05E+04	5.92E+04	6.04E+04	1.04E+05	9.97E+04
燃料層内最大圧力差	6.27E+04	8.85E+04	5.50E+04	3.20E+04	3.52E+04	3.50E+04	3.54E+04	3.28E+03	9.14E+03
発生位置	(a)	(a)	(a)	(b)	(c)	(c)	(c)	(c)	(d)

表 2.3 定格運転時温度場解析ケース

解析ケース	空間率 [-]		燃料粒子径 [mm]	下部仕切り板 境界条件
	燃料層	ブランケット部		
Case 10	0.4	0.5	2.0	断熱
Case 11	0.4	0.5	2.0	伝熱

表 2.4 低出力低流量熱流動解析ケース

解析ケース	平均出力密度 [W/cc]	出力比 [%]	初期流入流速 [m/s]	流速比 [%]	上下ブランケットの 有無
Case 12	3.702	3.0	3.3	3.0	あり
Case 13	3.702	3.0	2.2	2.0	あり
Case 14	3.702	3.0	1.1	1.0	あり
Case 15	0.1728	0.14	0.0	—	あり
Case 16	1.234	1.0	0.0	—	なし
Case 17	2.468	2.0	0.0	—	なし

*) 比率は定格時状態量を 100 % とした。

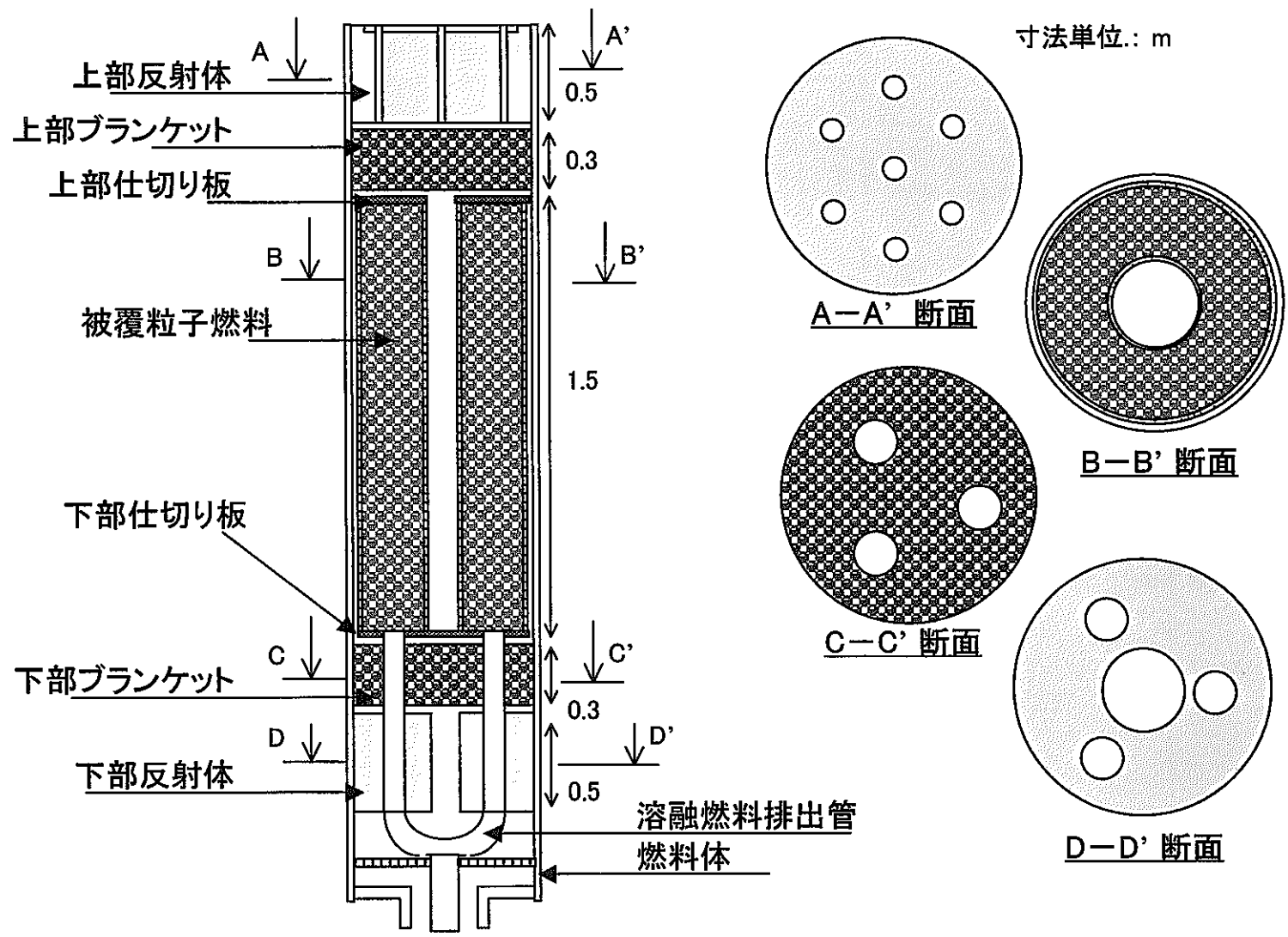


図 2.1 燃料体概要図

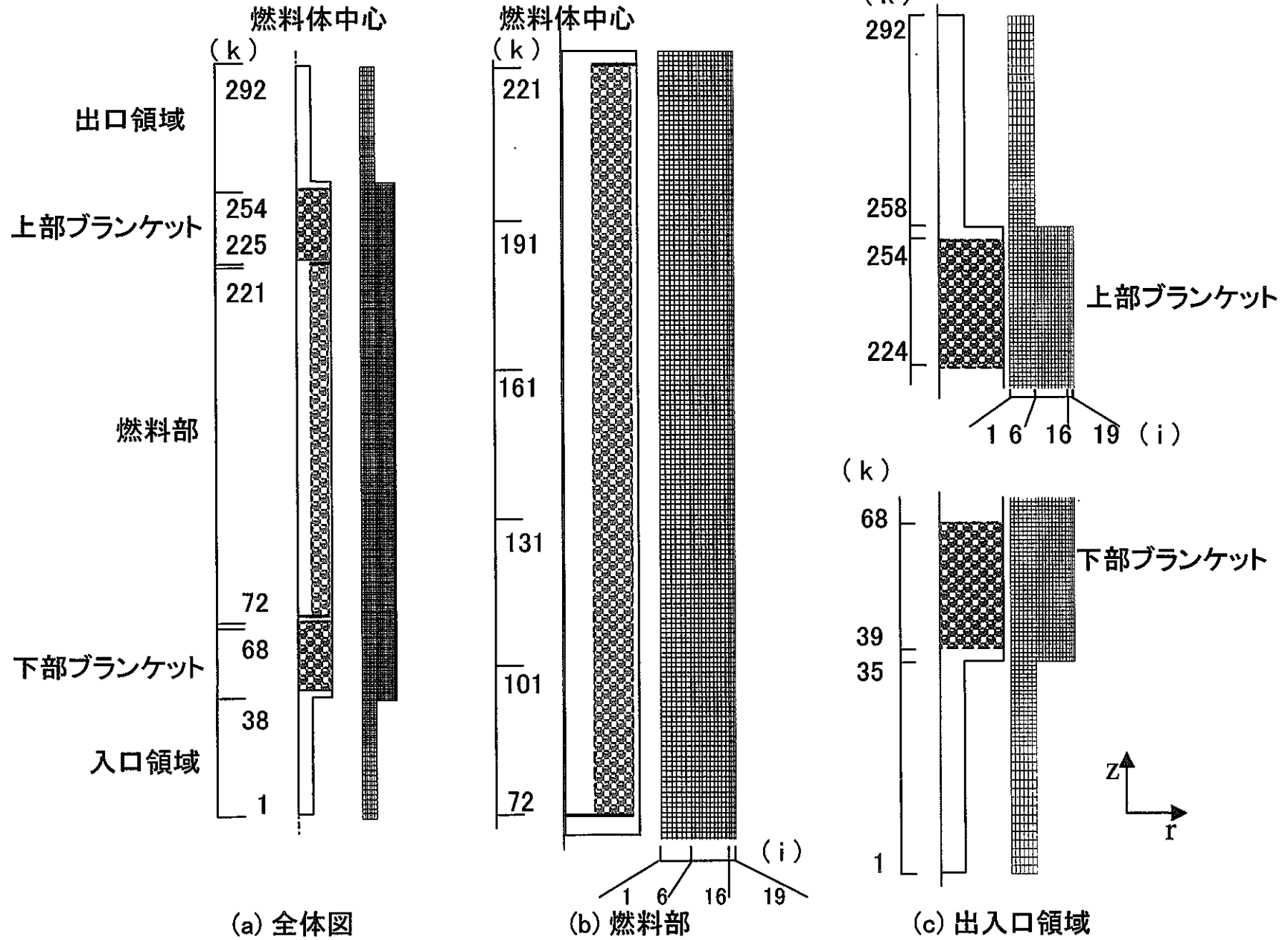


図 2.2 メッシュ分割図

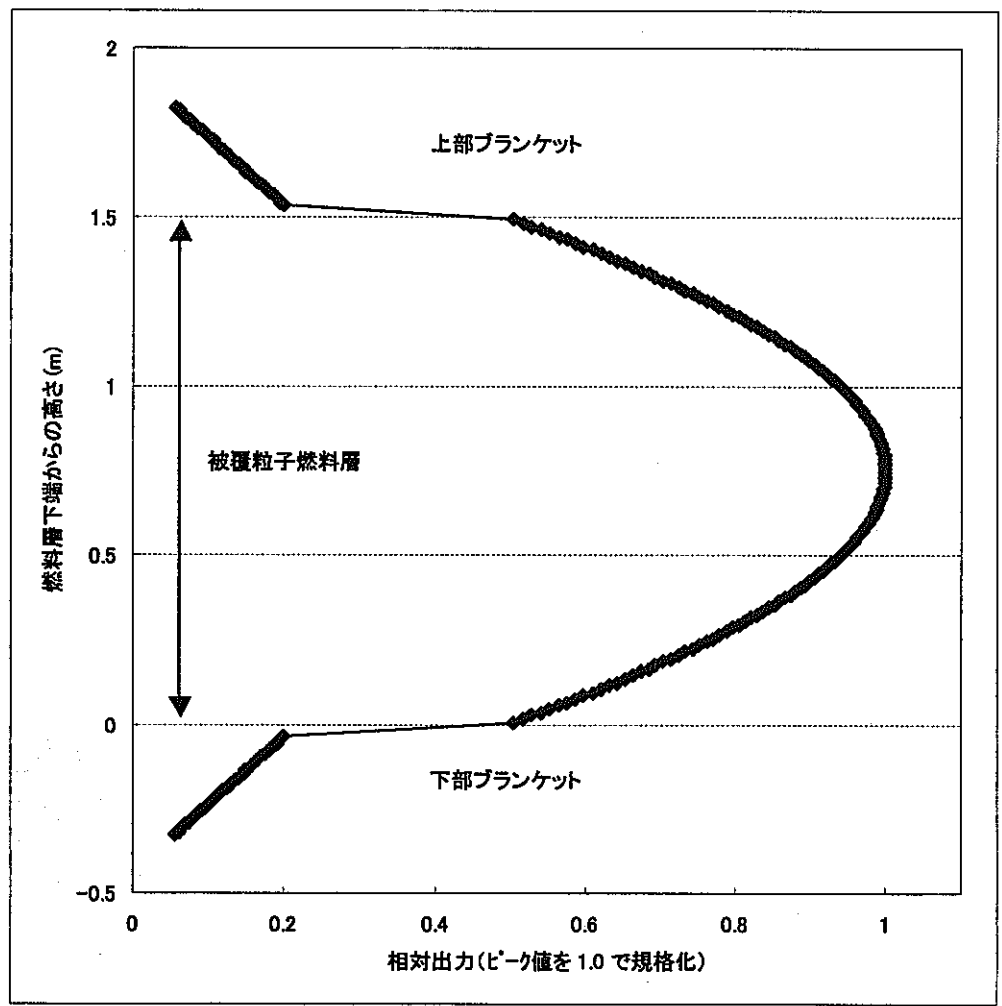
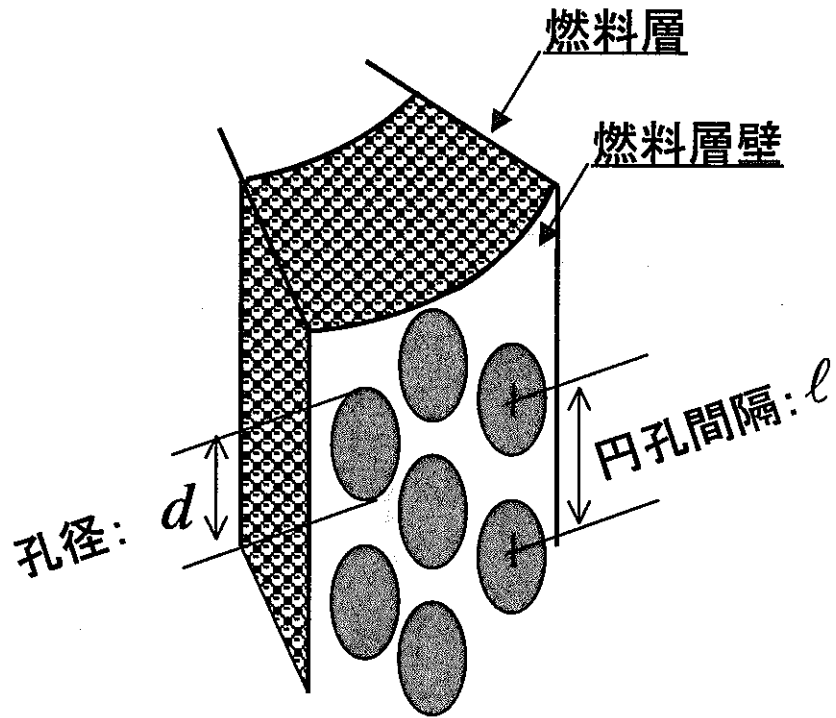


図 2.3 軸方向相対出力分布



$$\Delta p = K \cdot \frac{1}{2} \rho U^2$$

Δp : 压力差 [Pa]

K : 抵抗係数

ρ : 密度 [kg/m³]

U : 流速 [m]

$$K = C \cdot (1 - \beta) / \beta^2$$

C : 定数 (=2.0)

β : 透過率

$$\beta = (\pi / 2\sqrt{3}) \cdot (d / l)^2$$

d : 孔径 [m]

l : 円孔間隔 [m] (=0.003)

图 2.4 多孔板想定概要图

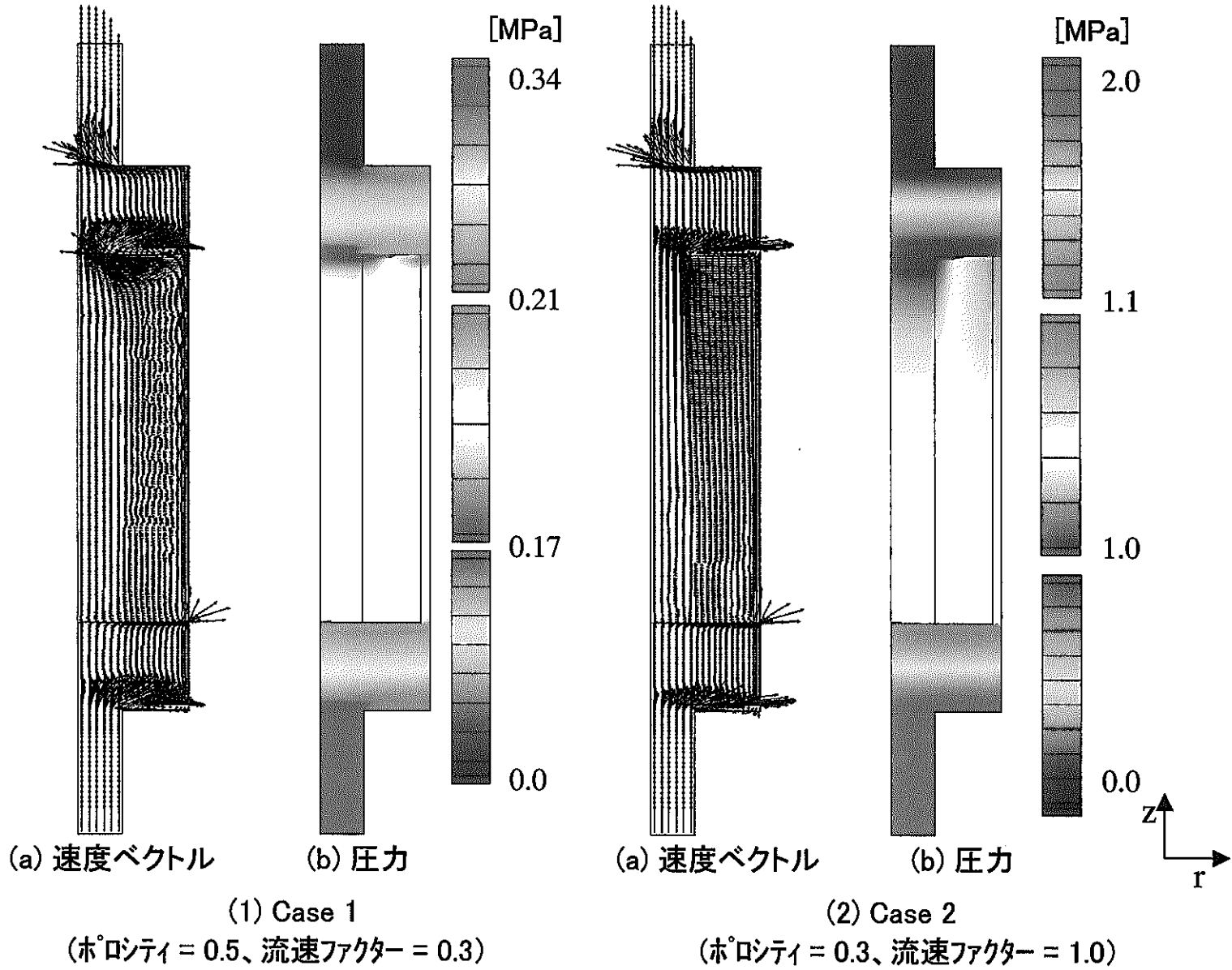
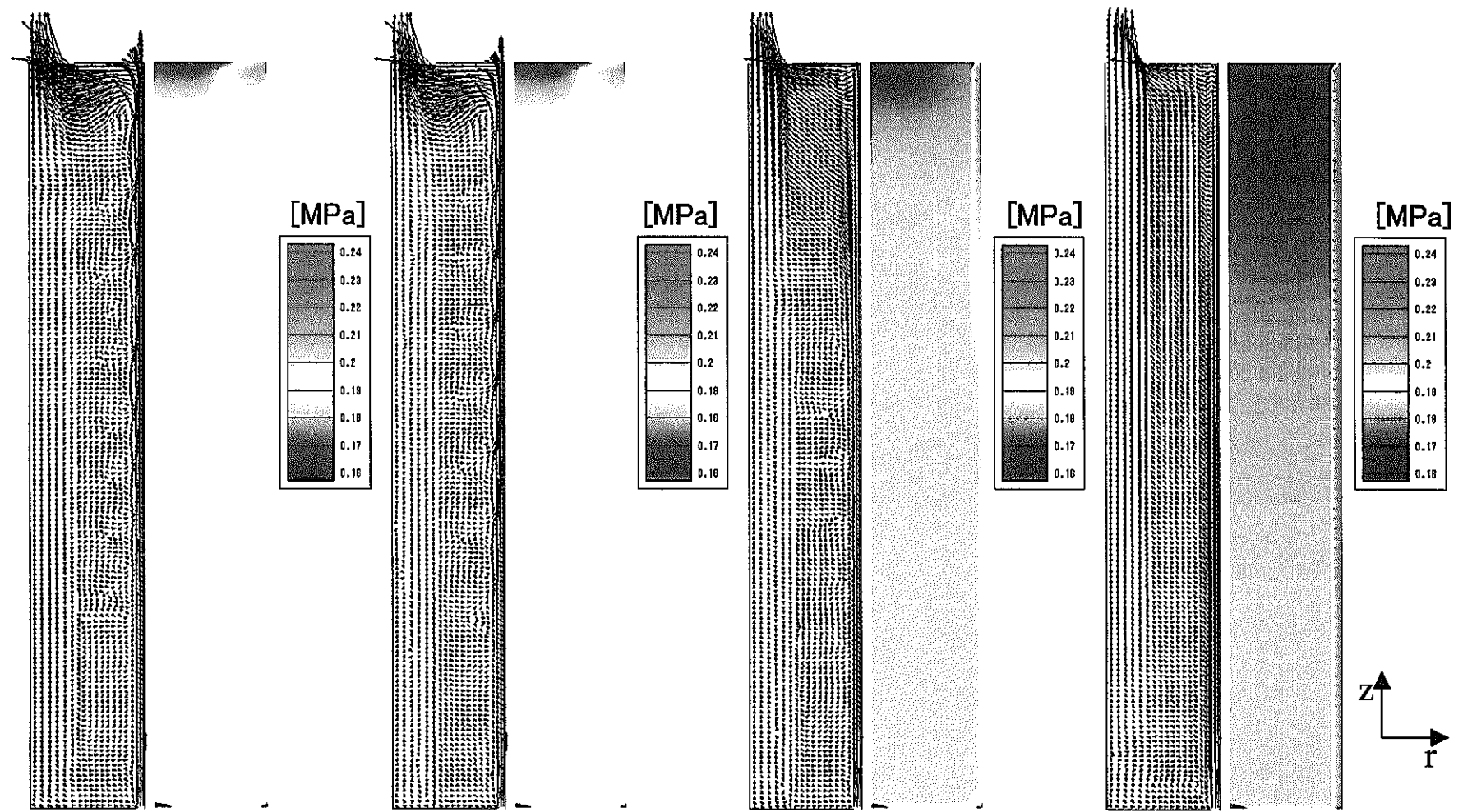


図 2.5 解析結果 —燃料体内の流力挙動—



(a) 速度ベクトル (b) 圧力 (a)速度ベクトル (b)圧力 (a)速度ベクトル (b)圧力 (a)速度ベクトル (b)圧力
 (1) Case 1 (2) Case 3 (3) Case 4 (4) Case 5
 (側面多孔板の考慮なし) (多孔板透過率 = 0.6) (多孔板透過率 = 0.2) (多孔板透過率 = 0.1)

図 2.6 解析結果 - 燃料層外側面の形状圧損の影響(1) -

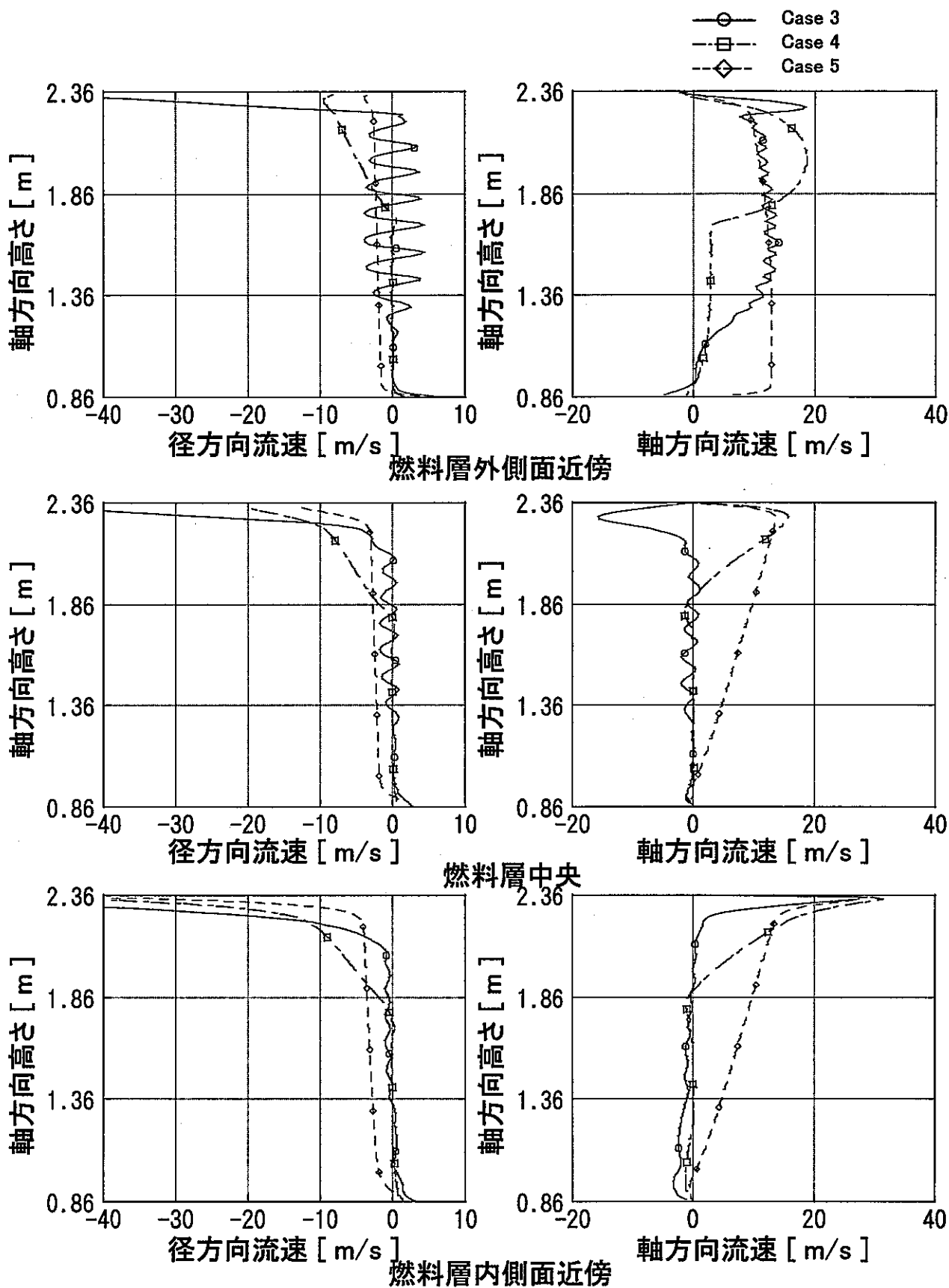


図 2.7 燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case3、4、5)

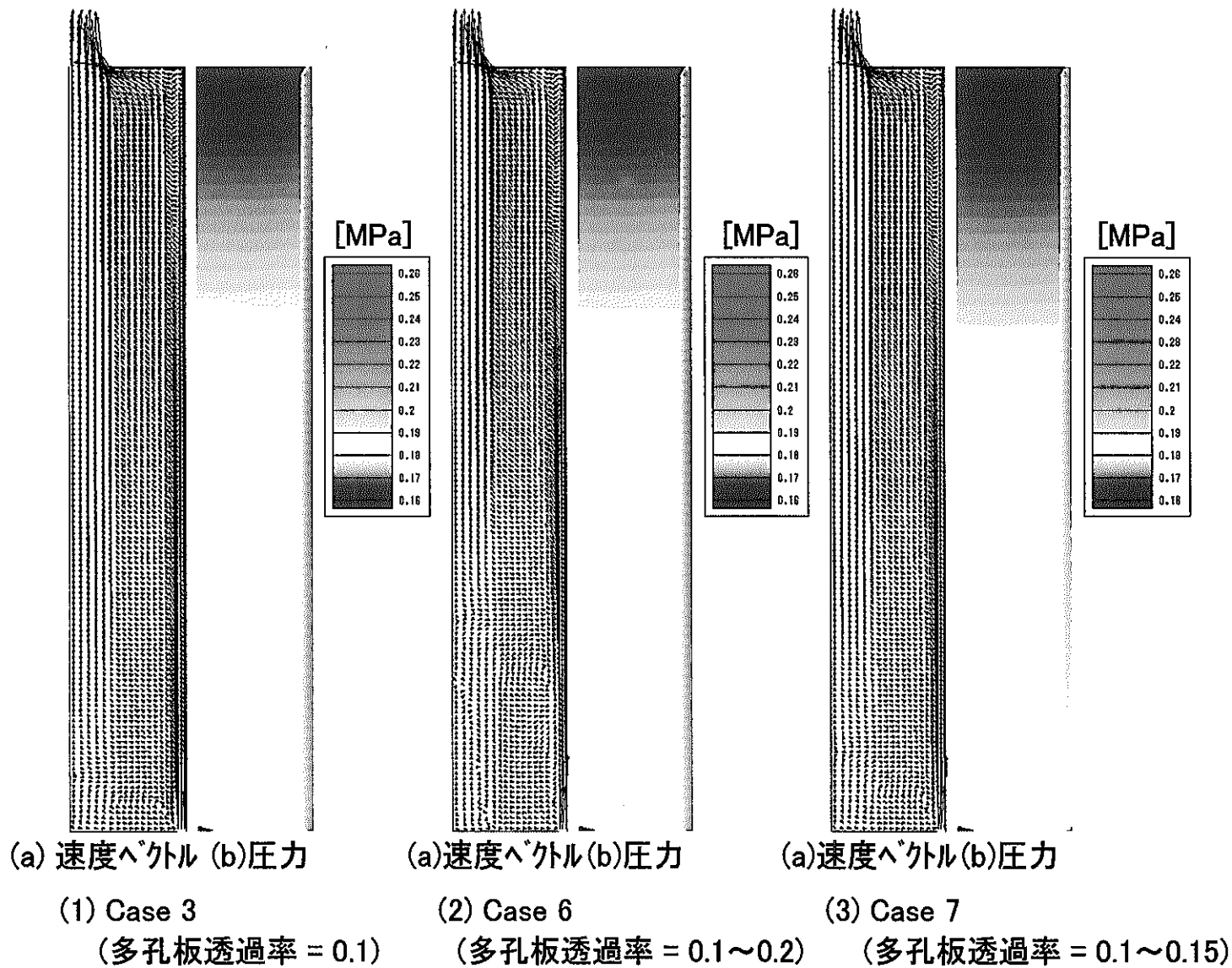


図 2.8 解析結果 — 燃料層外側面の形状圧損の影響(2) —

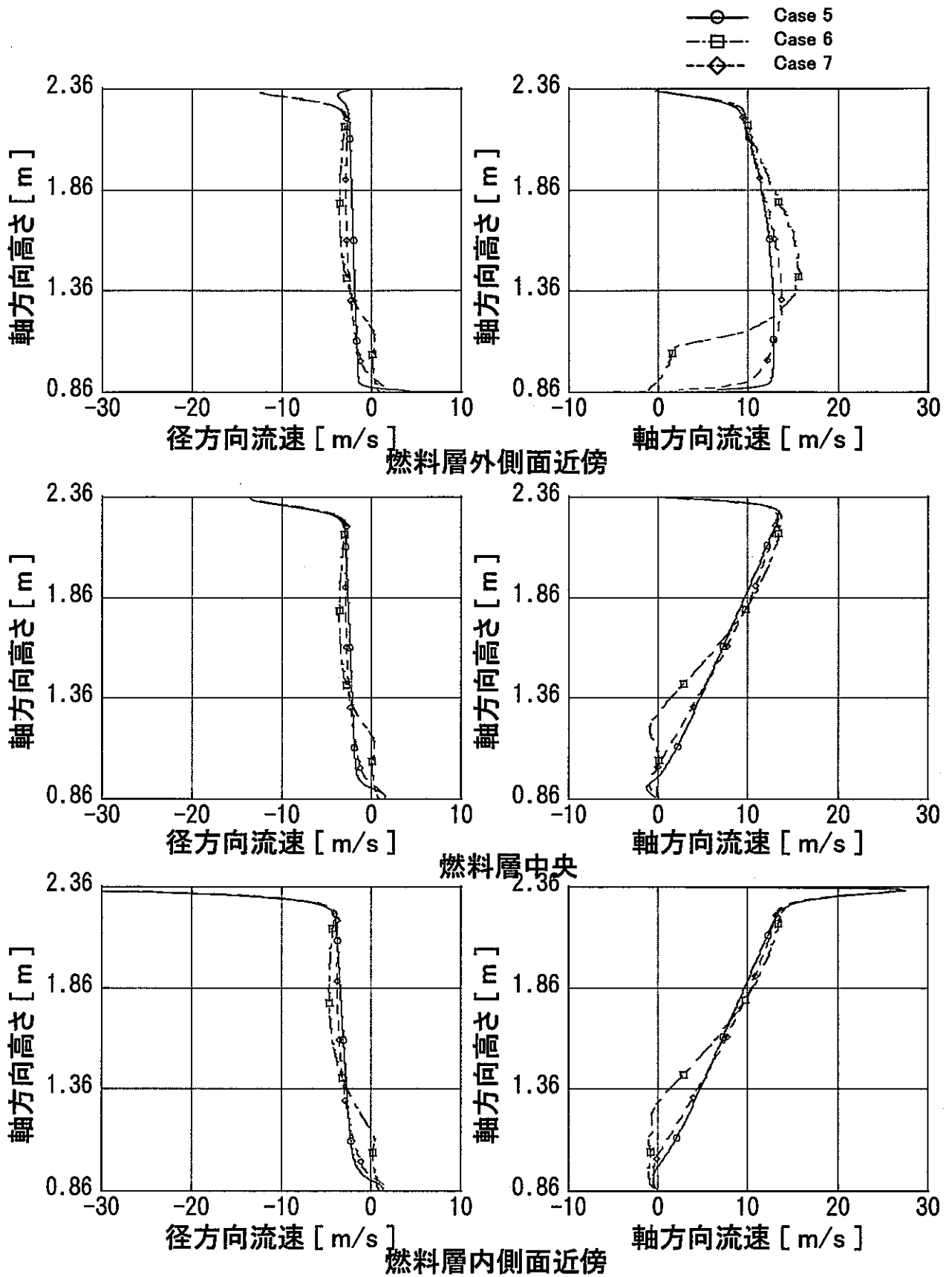
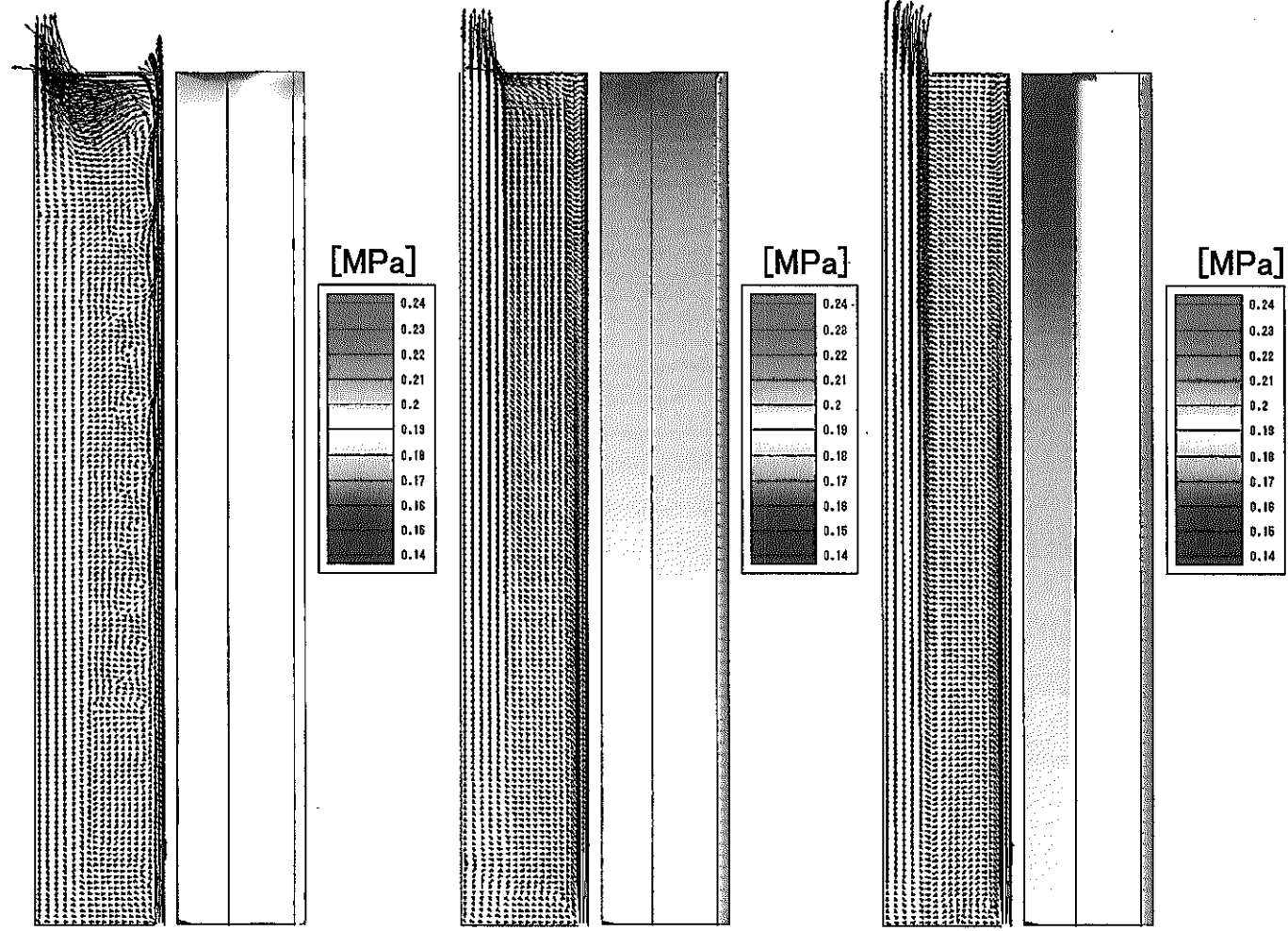


図 2.9 燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case5、6、7)



(a)速度ベクトル (b) 圧力 (a)速度ベクトル (b)圧力 (a)速度ベクトル (b)圧力
 (1) Case 1 (2) Case 5 (3) Case 8
 (側面多孔板の考慮無し) (外側面透過率 = 0.1) (外側面透過率 = 0.1
 内側面透過率 = 0.2)

図 2.10 解析結果 —燃料層内外側面の形状圧損の影響—

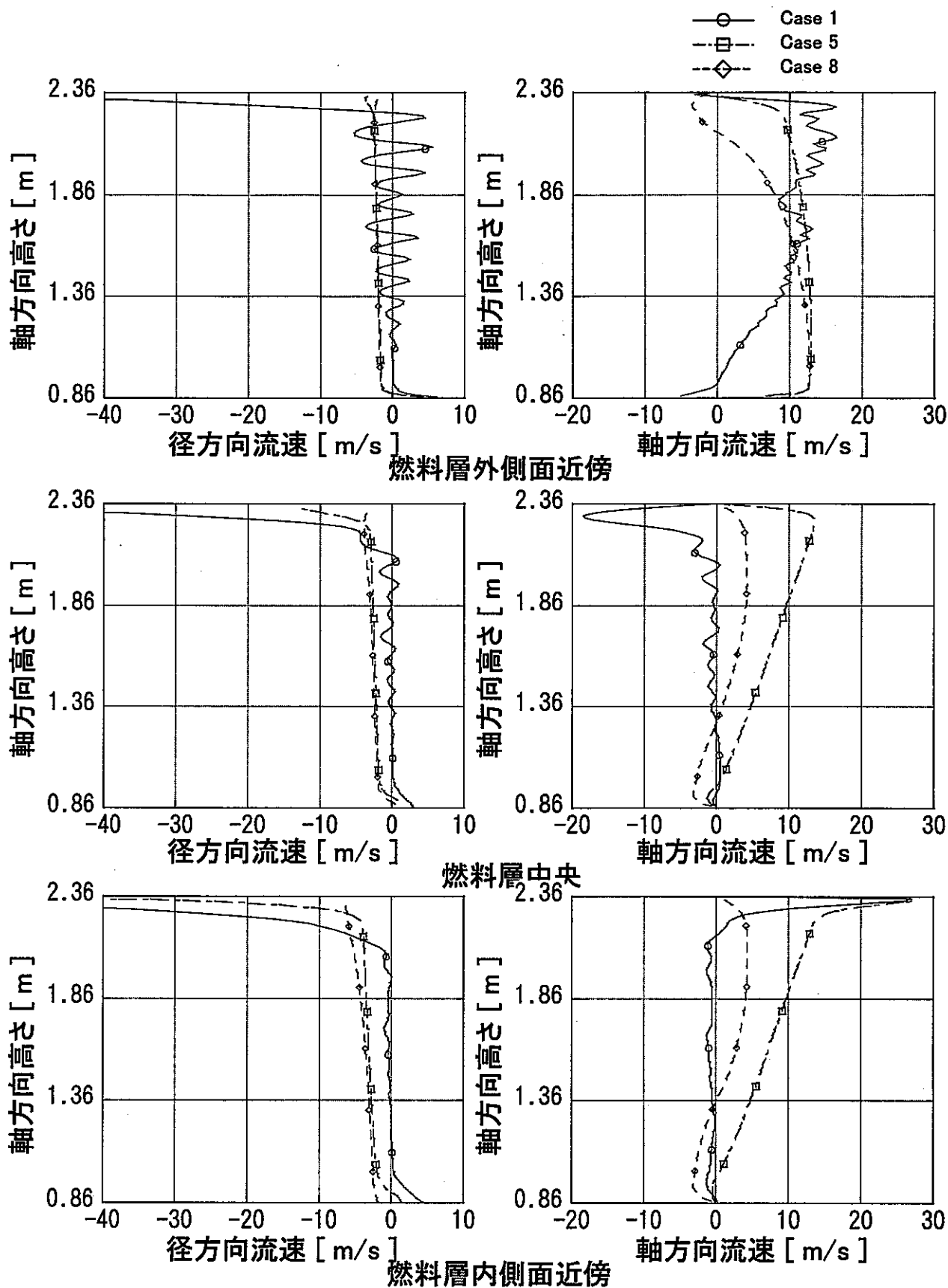


図 2.11 燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case1、5、8)

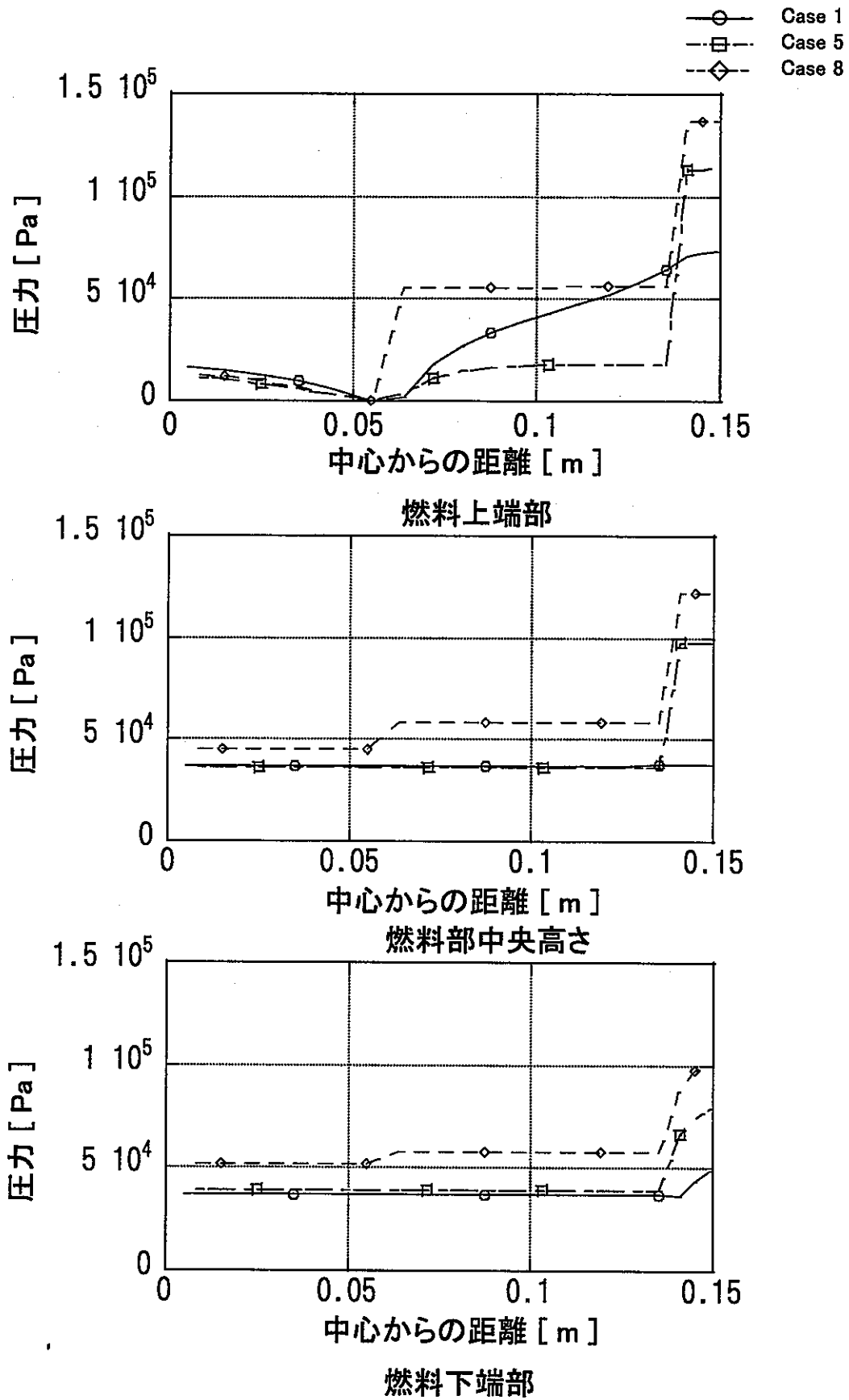
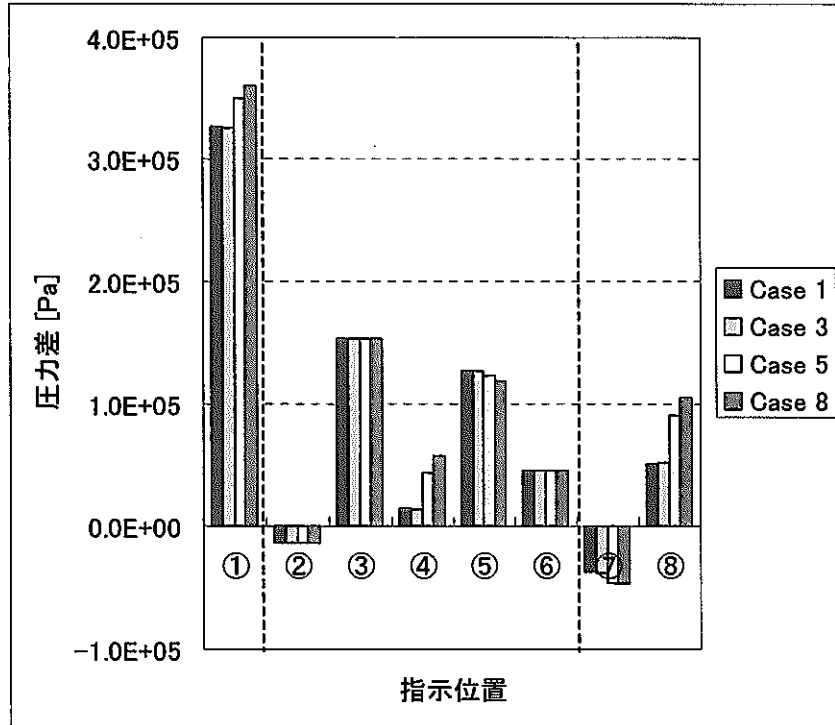
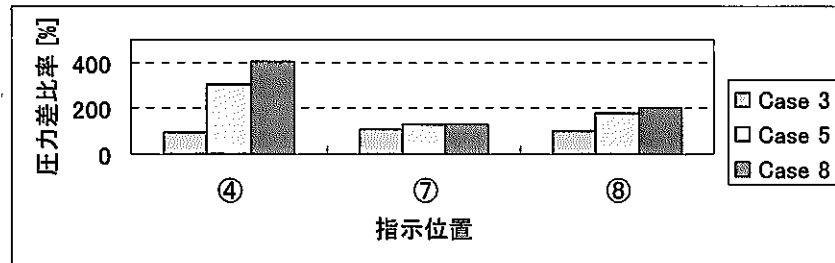


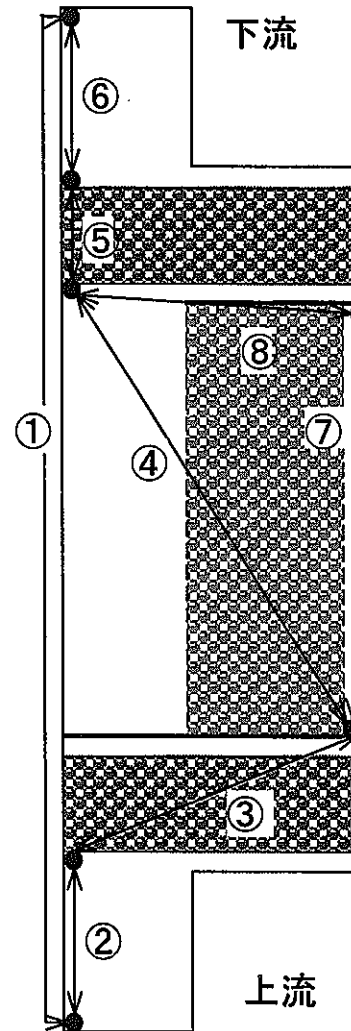
図 2.12 燃料部径方向圧力分布比較 (Case1、5、8)



(a) 圧力差



※Case 1 = 100%
(b) 燃料部圧力差比率



指示位置

①	入口 - 出口
②	入口部
③	下部ブランケット
④	燃料部
⑤	上部ブランケット
⑥	出口部
⑦	外筒領域
⑧	燃料部上端

図 2.13 燃料体内圧力差 (多孔板による形状圧損効果)

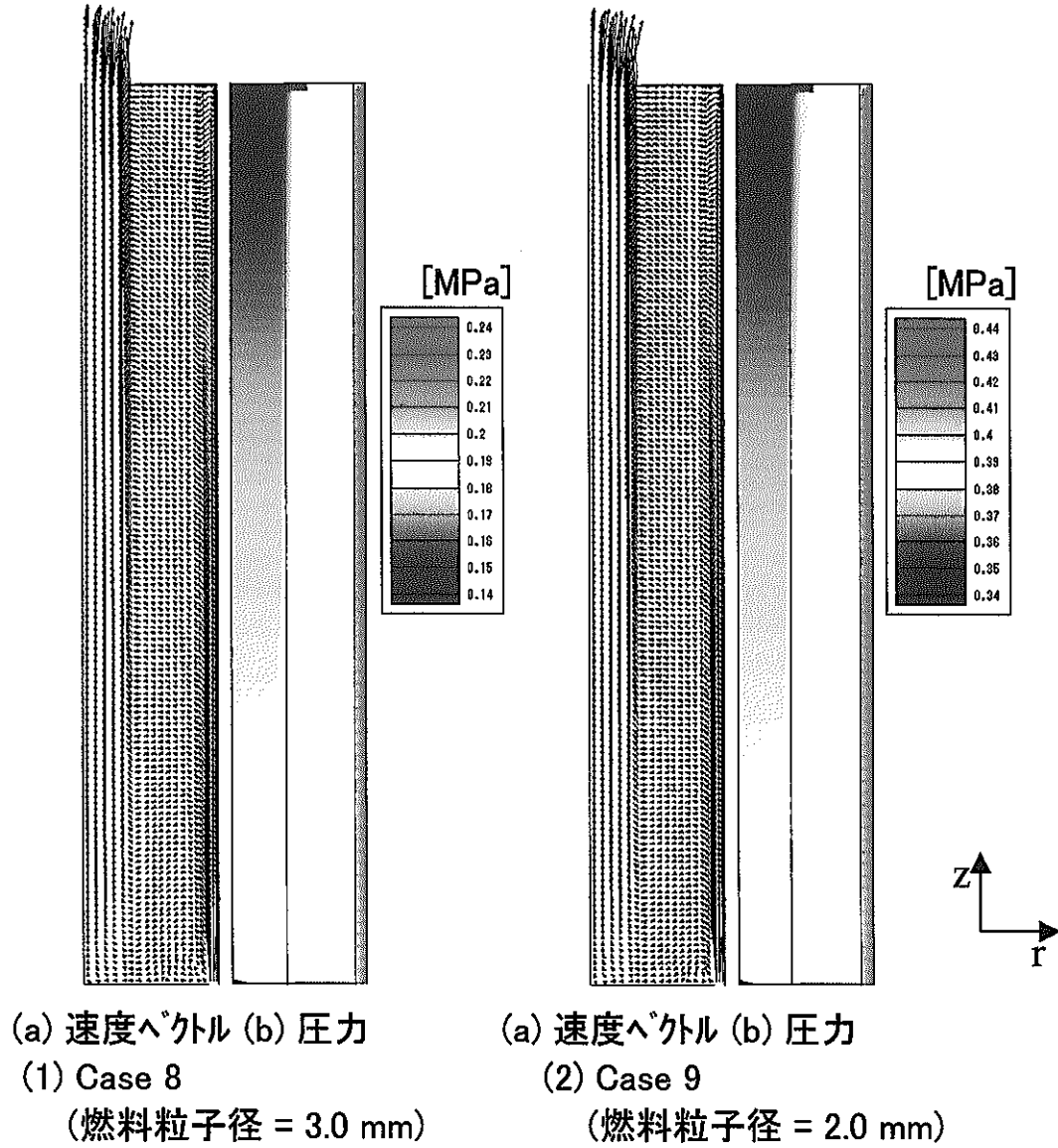


図 2.14 解析結果 —燃料粒子径の影響—

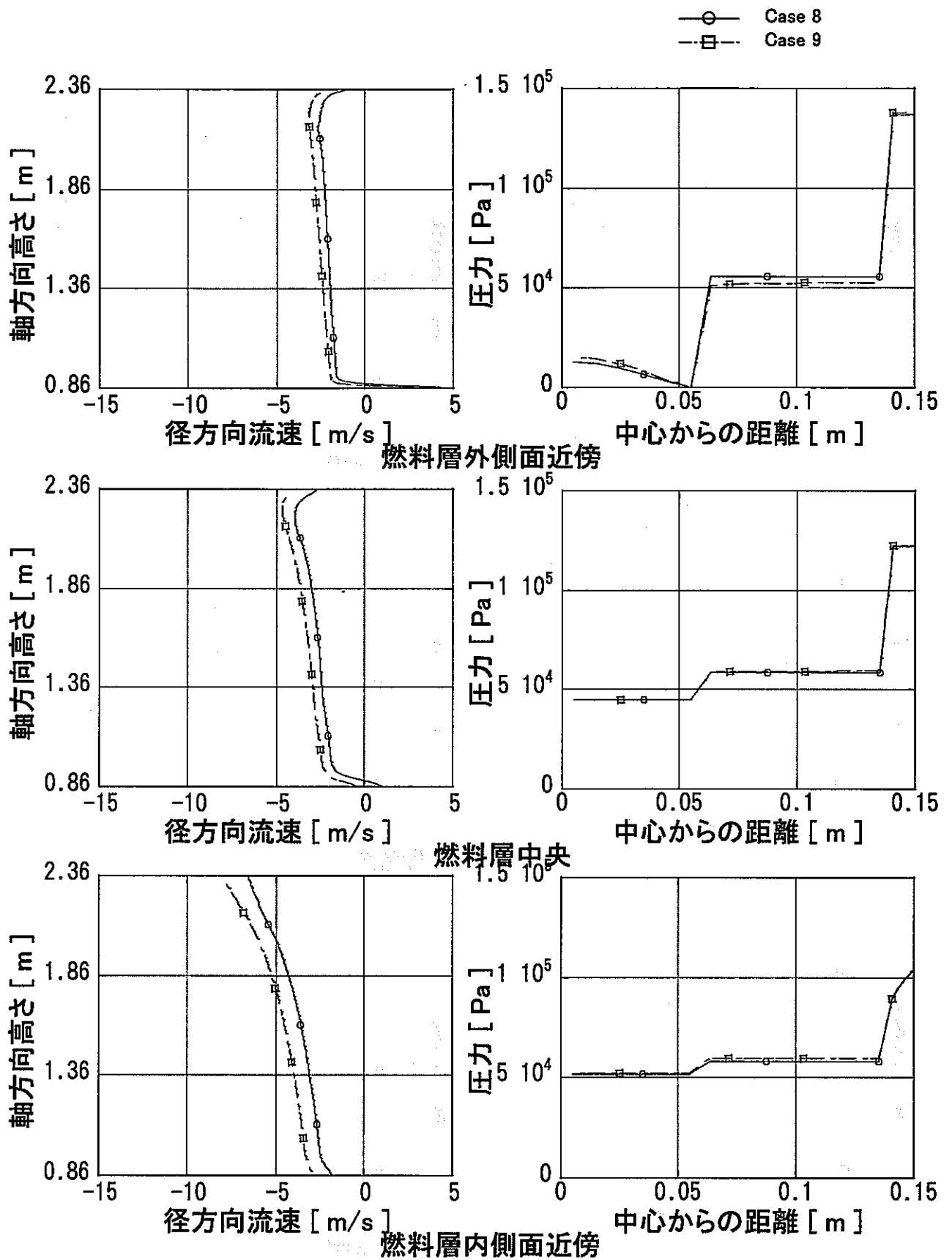


図 2.15 燃料部における径方向流速および圧力分布の比較 (Case8、9)

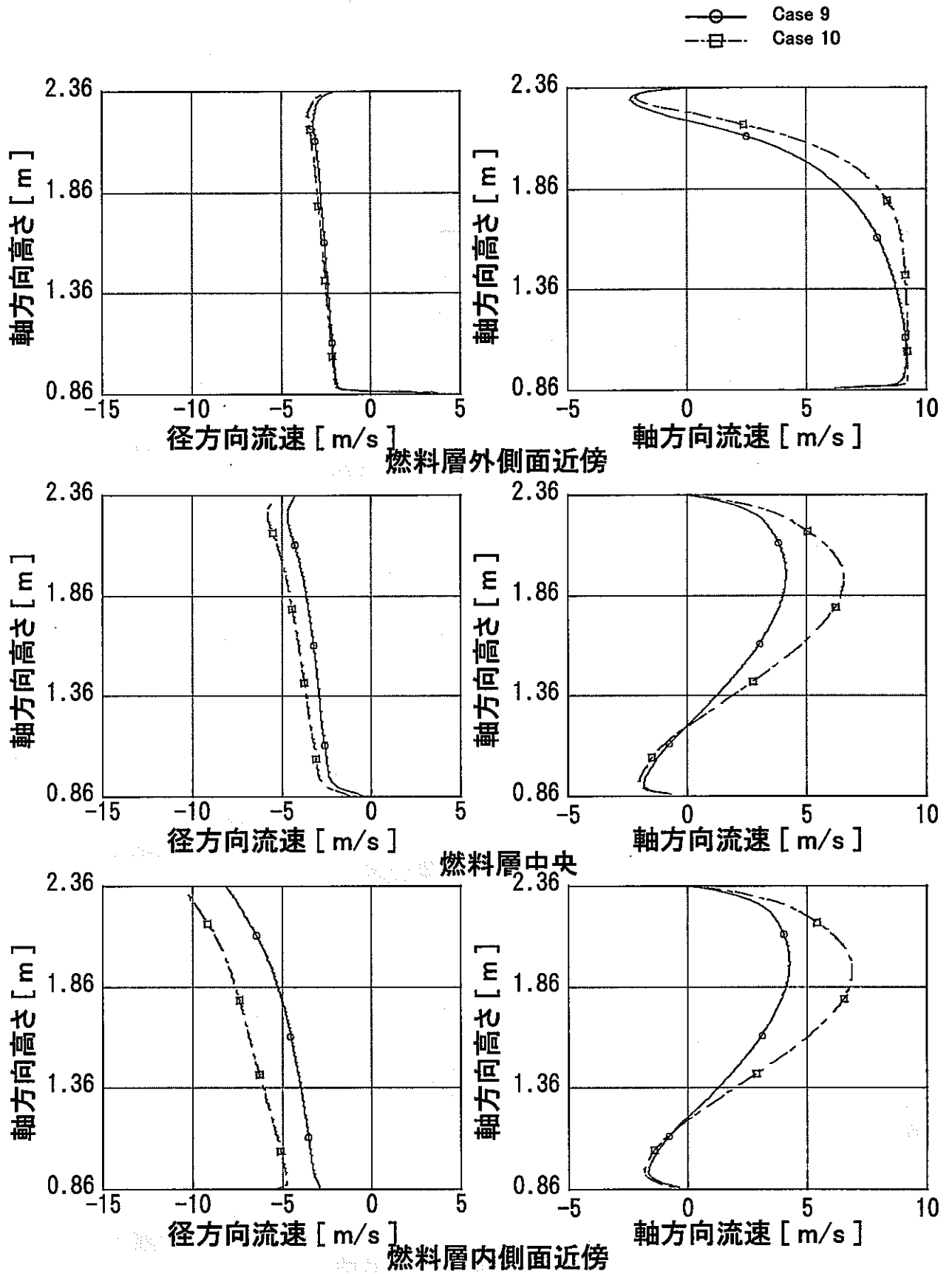


図 2.16 燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較 (Case9、10)

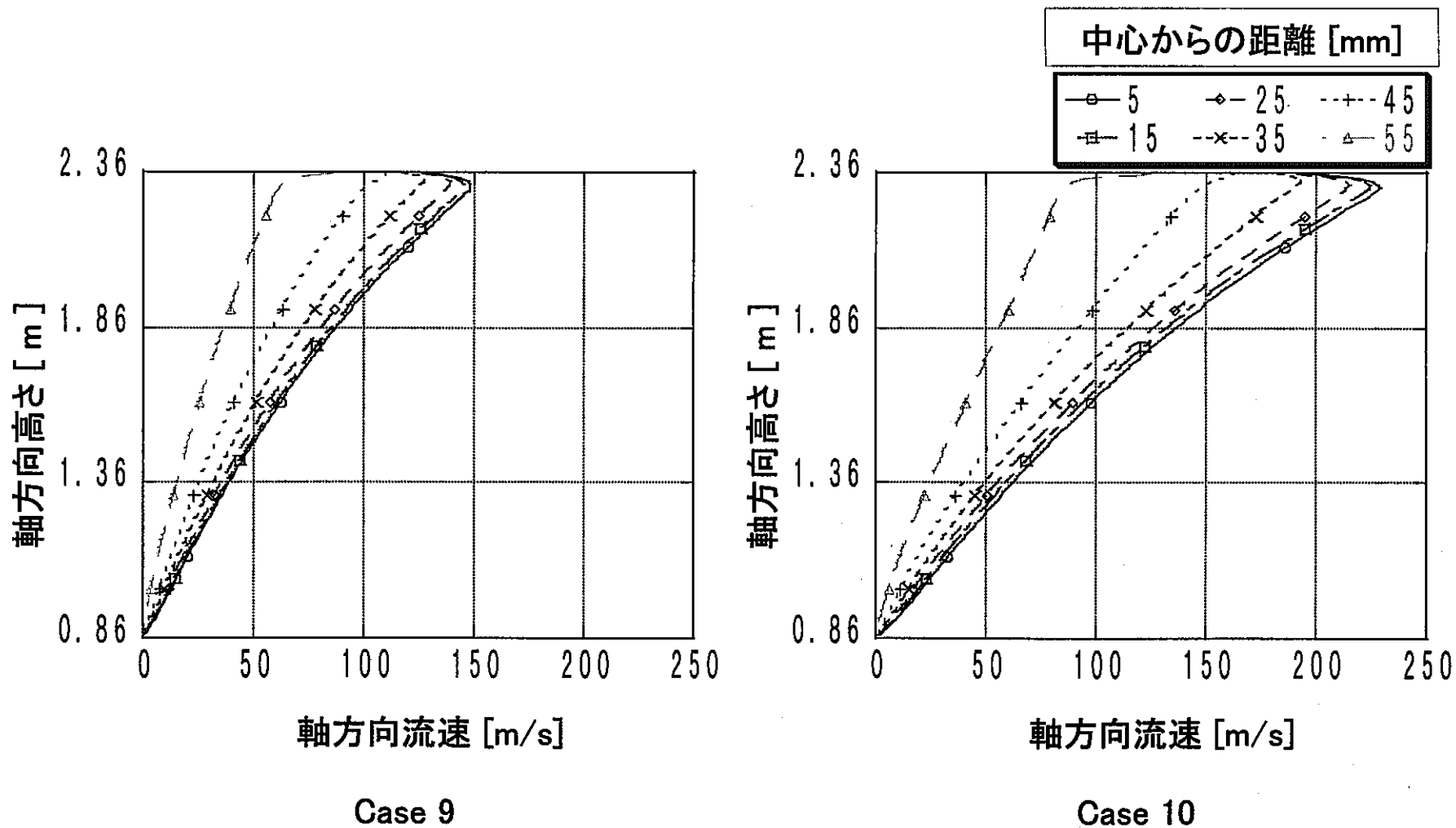


図 2.17 内筒領域軸方向流速分布

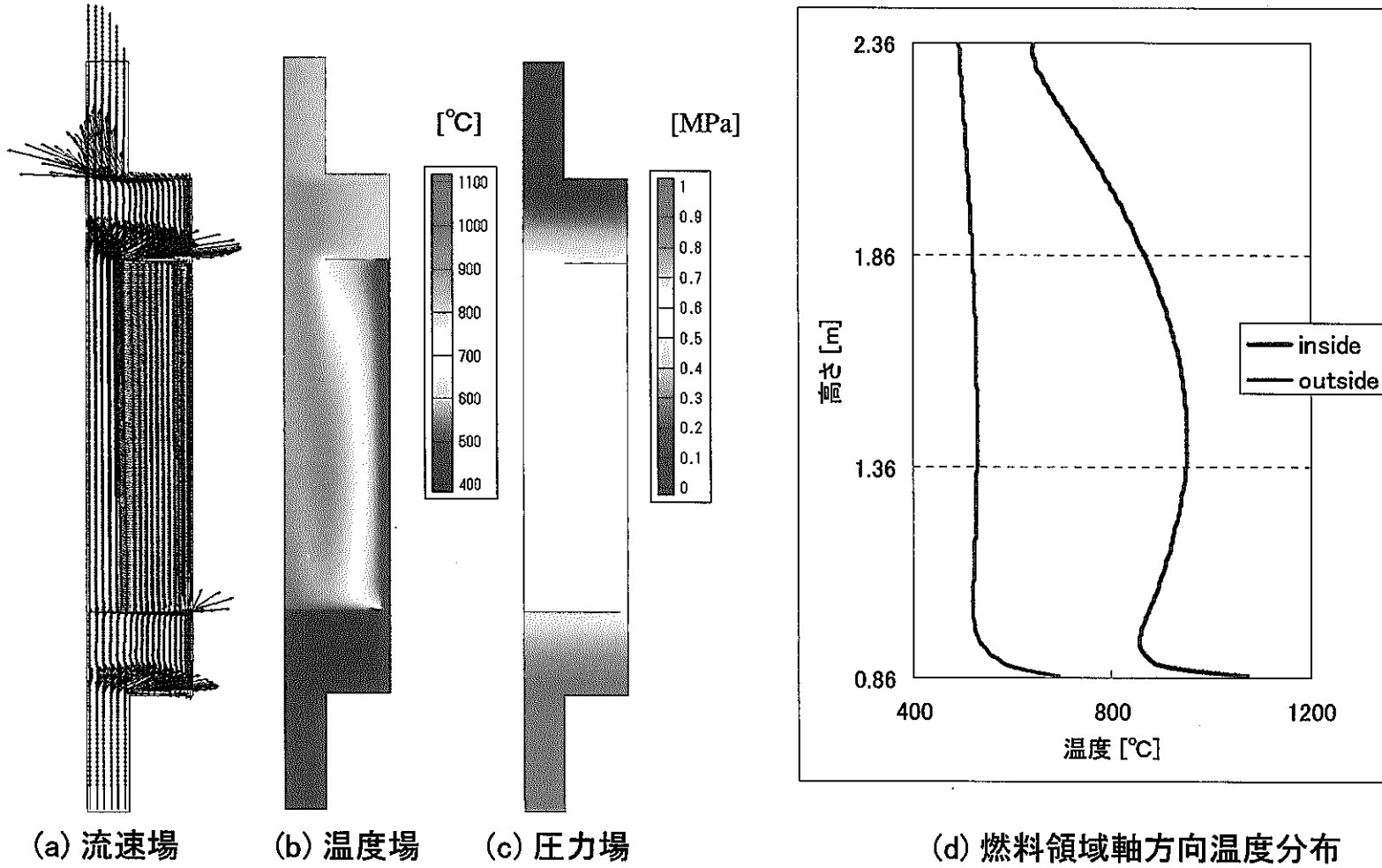


図2.18 定格運転条件での熱流動場 (Case 10)

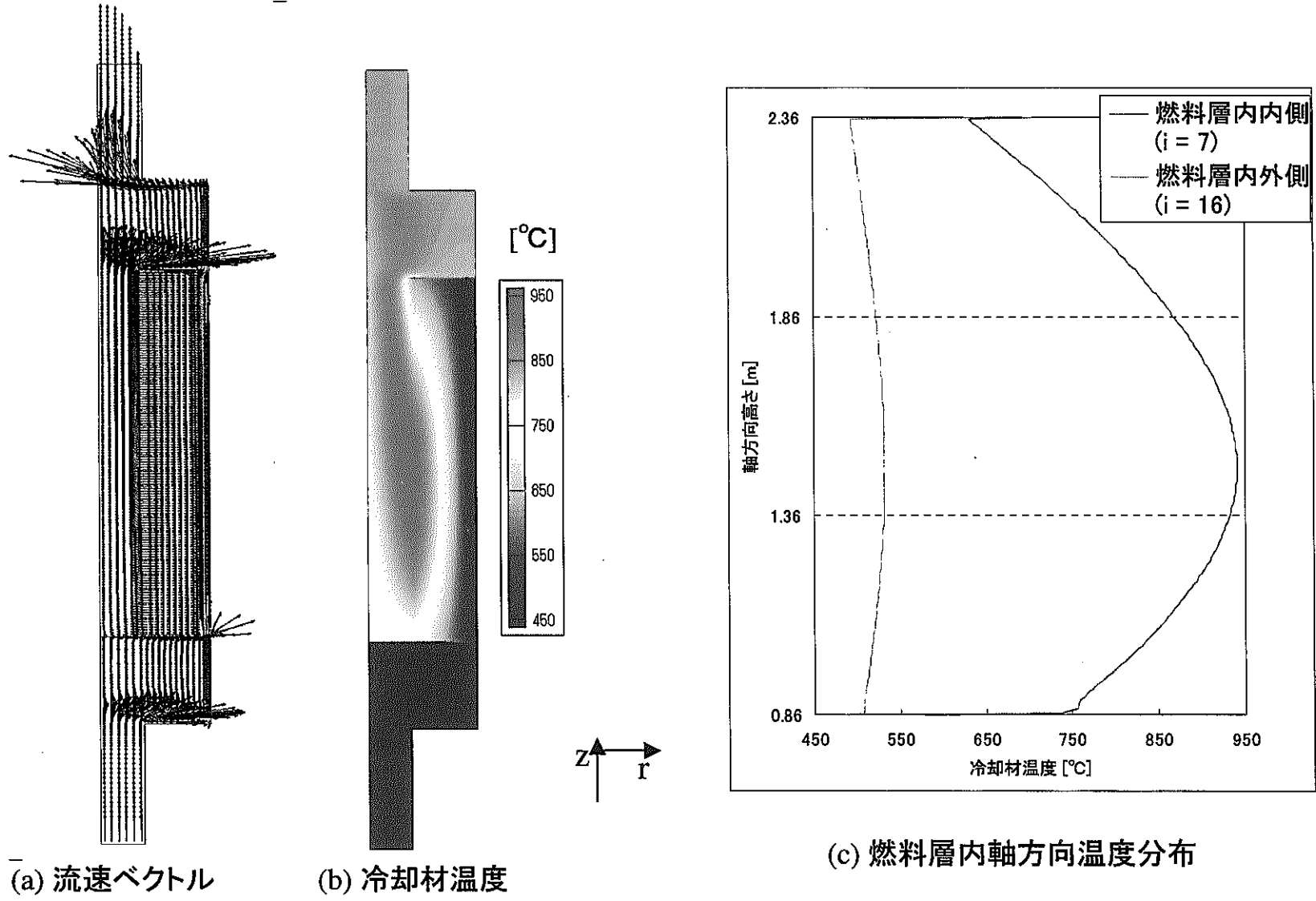


図2.19 低流量条件での熱流動場 (Case 12)

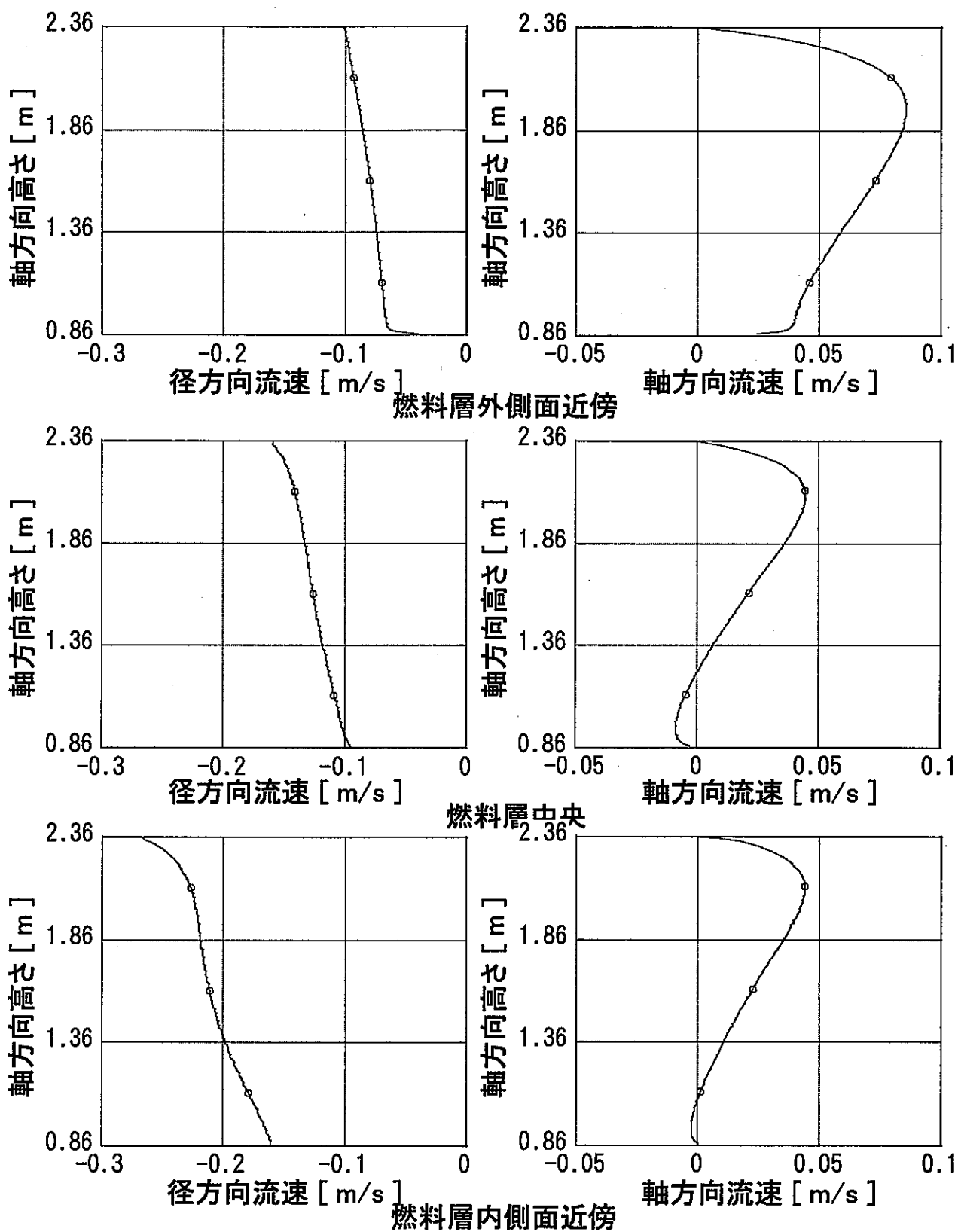


図 2.20 燃料層における径方向および軸方向流速分布の比較
(Case12: 低流量条件)

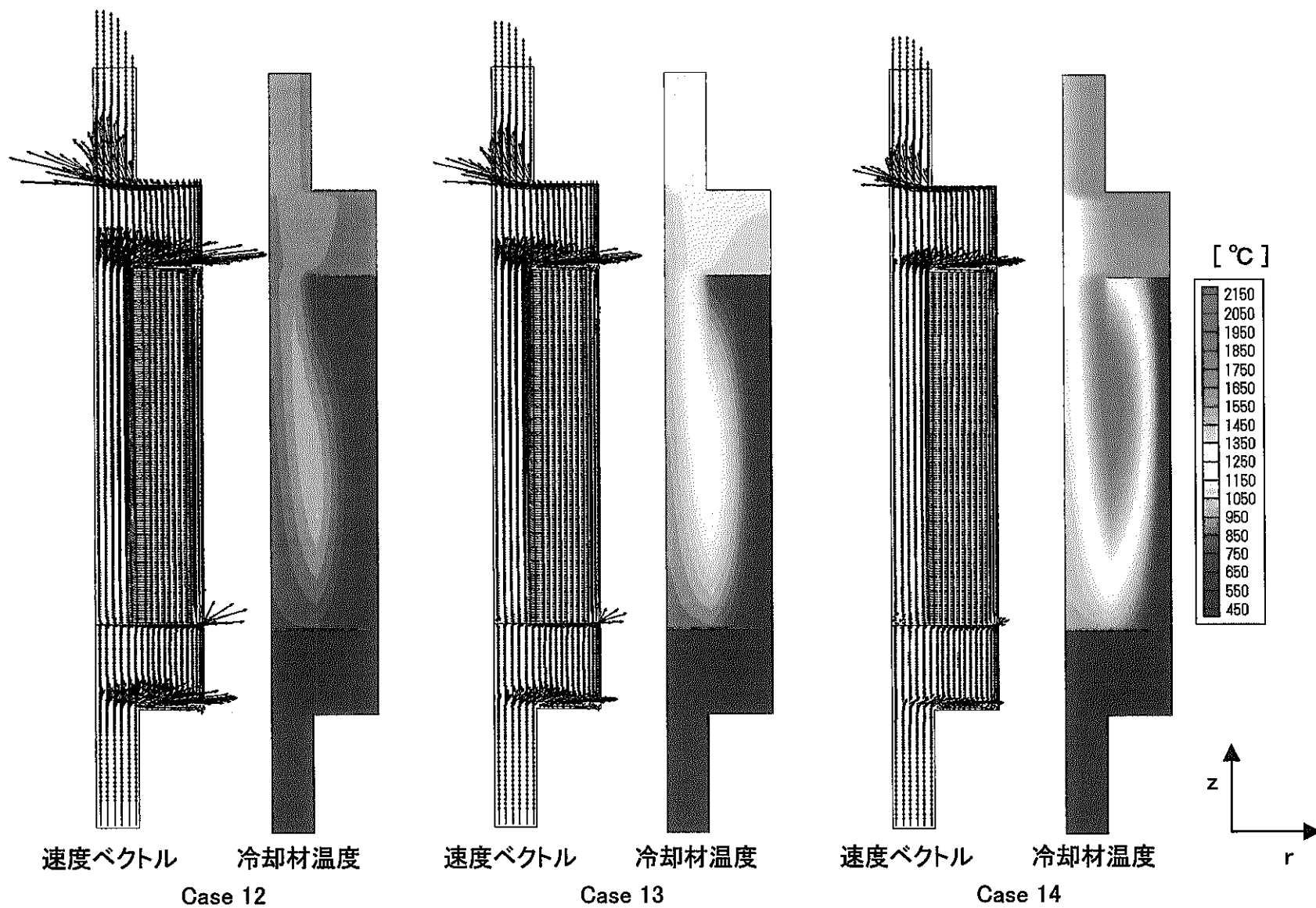


図 2.21 崩壊熱相当出力定常時における流量低下時の冷却材温度分布

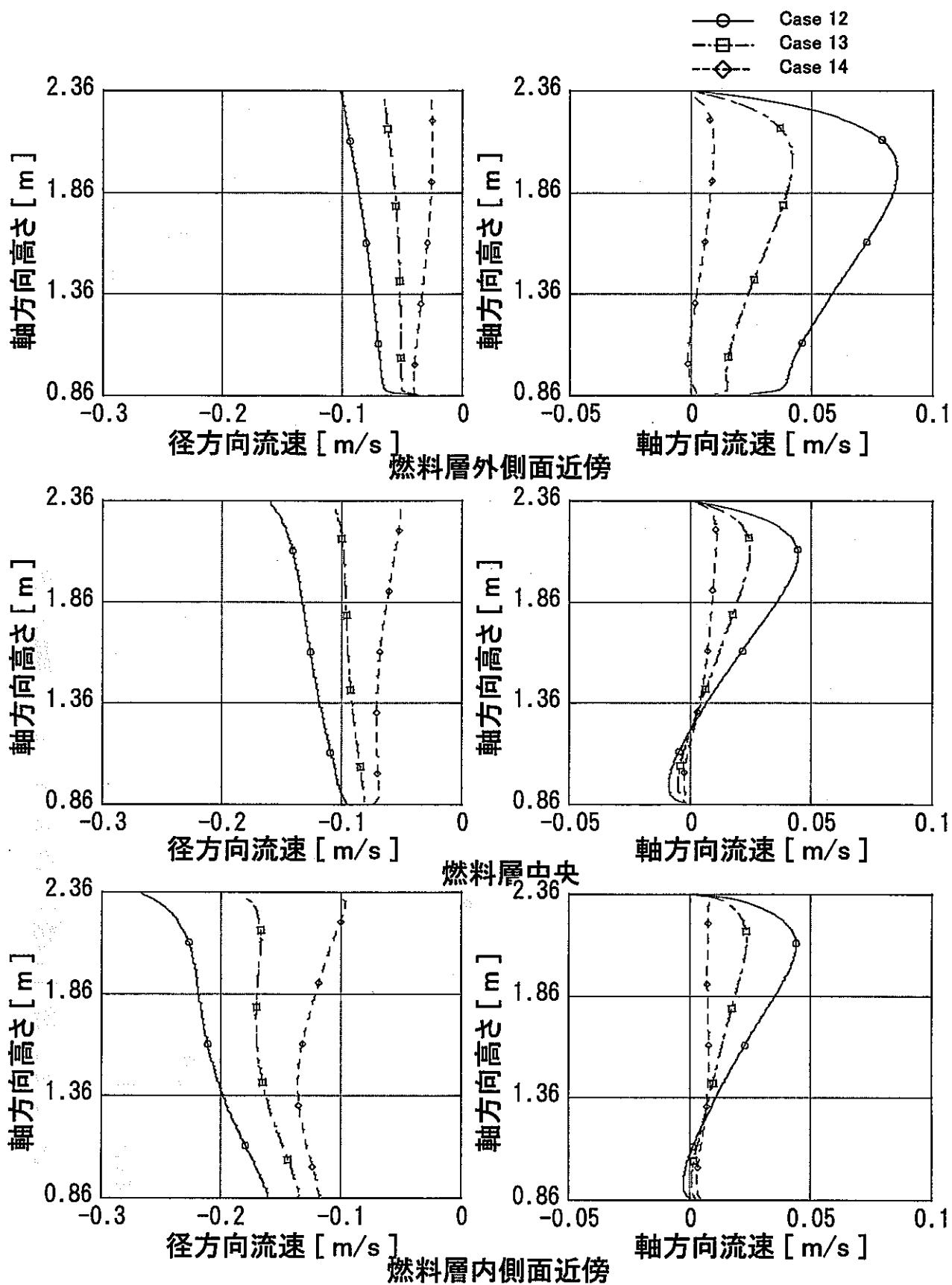


図 2.22 低出力低流量条件における燃料層内流速分布 (Case12、13、14)

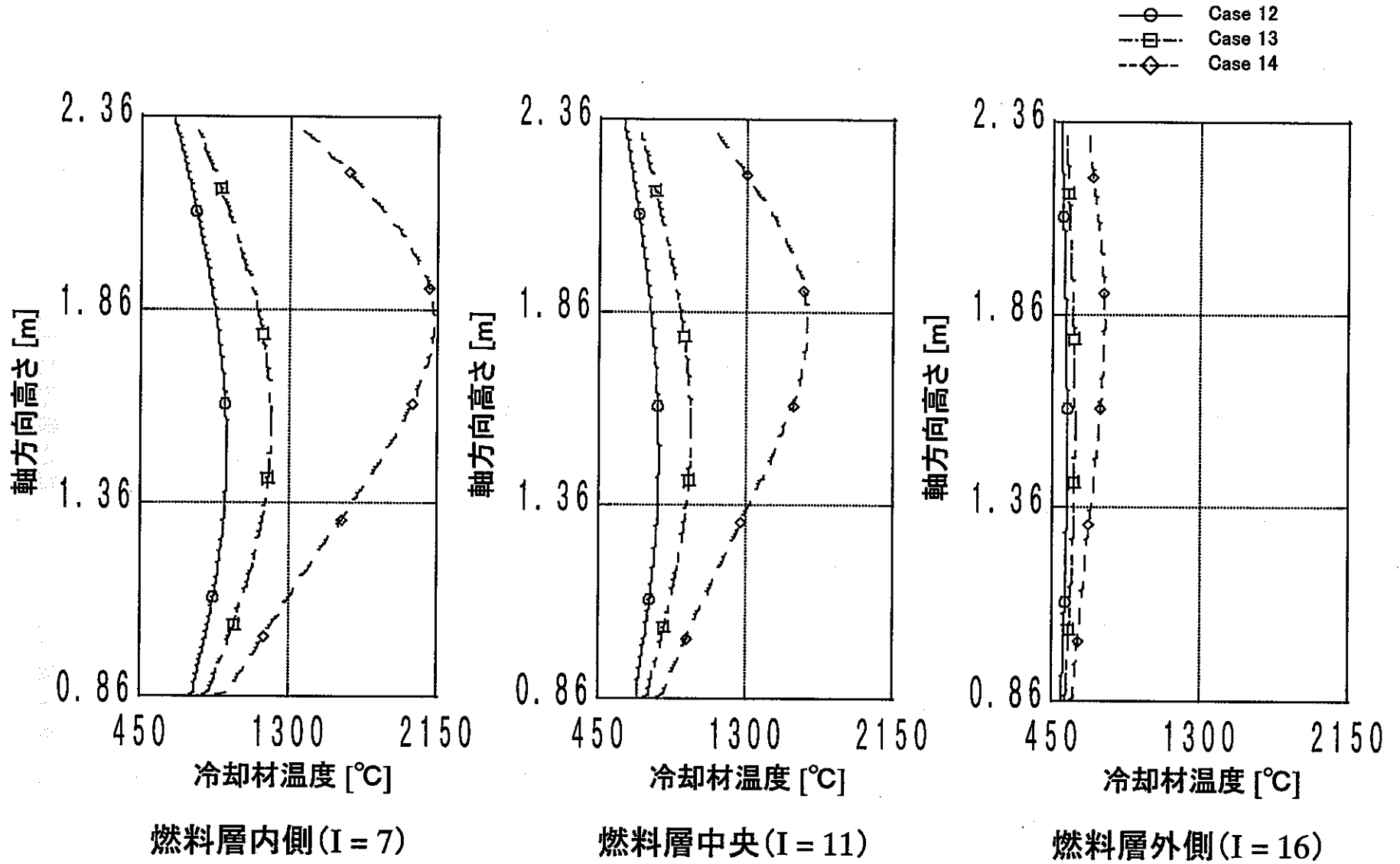


図 2.23 燃料層内冷却材温度軸方向分布 (Case12、13、14)

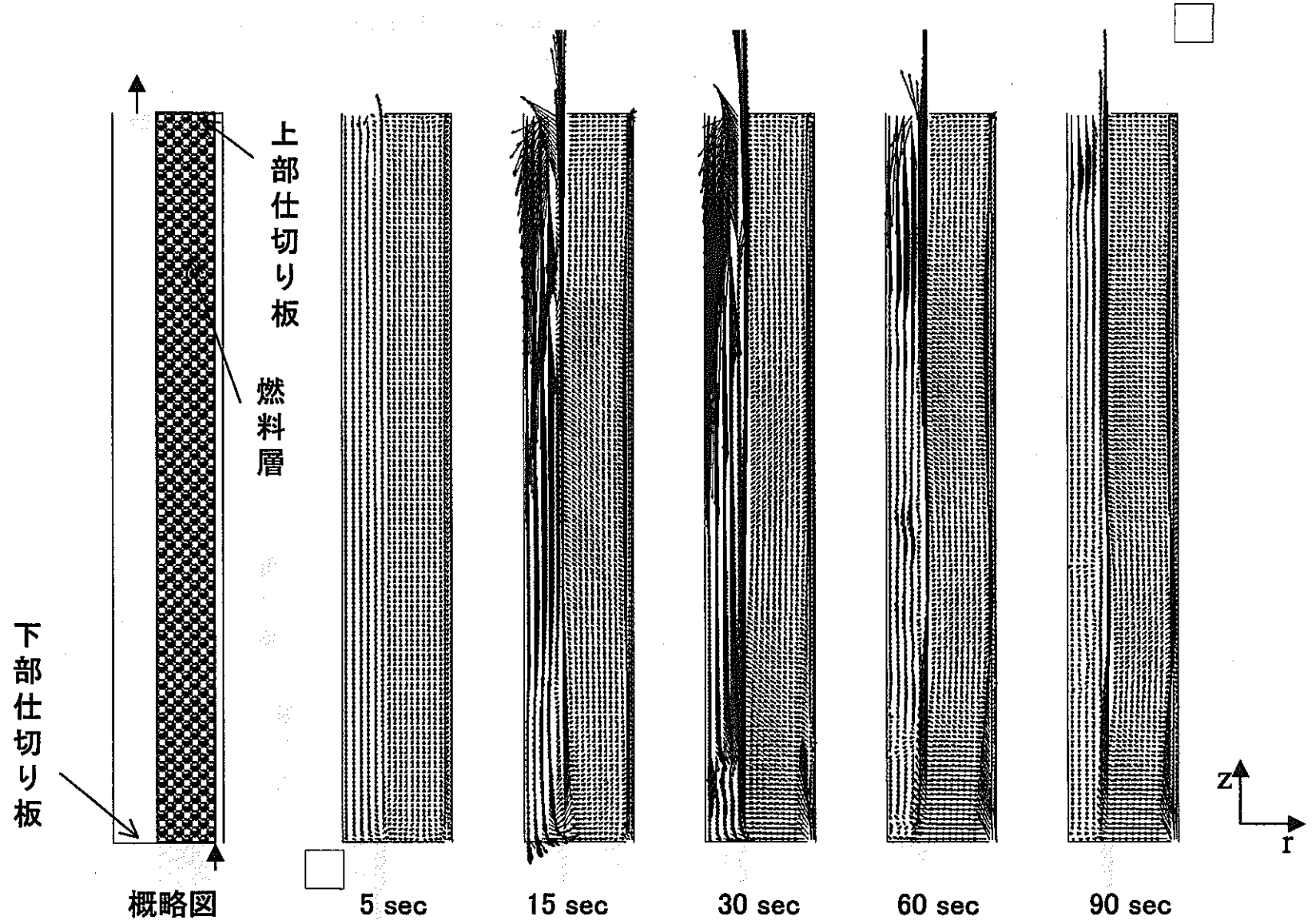


図 2.24 燃料部流動過渡変化 —その1— (Case 15)

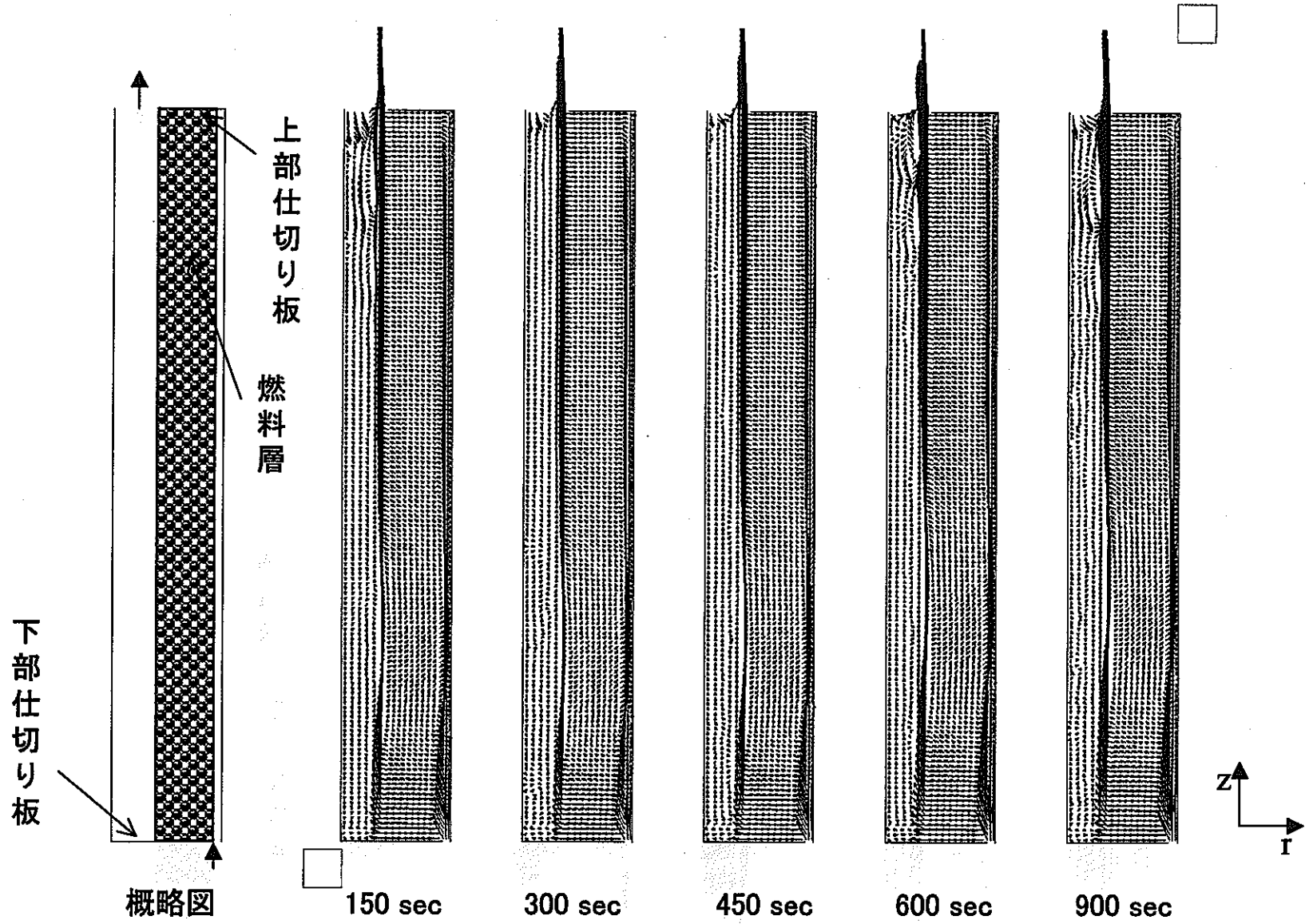


図 2.25 燃料部流動過渡変化 —その2— (Case 15)

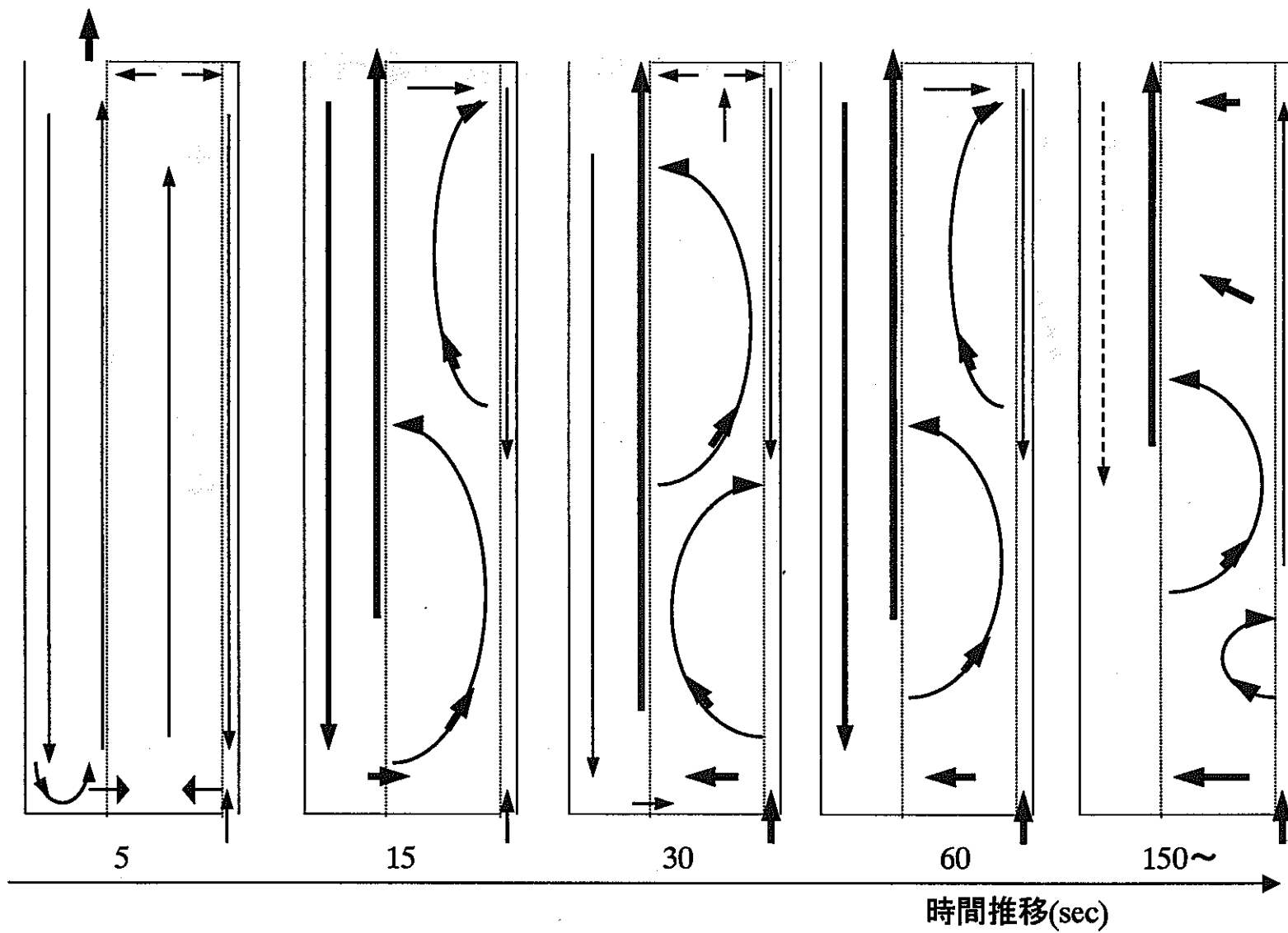


図2.26 燃料領域流動様式推移イメージ (Case 15)

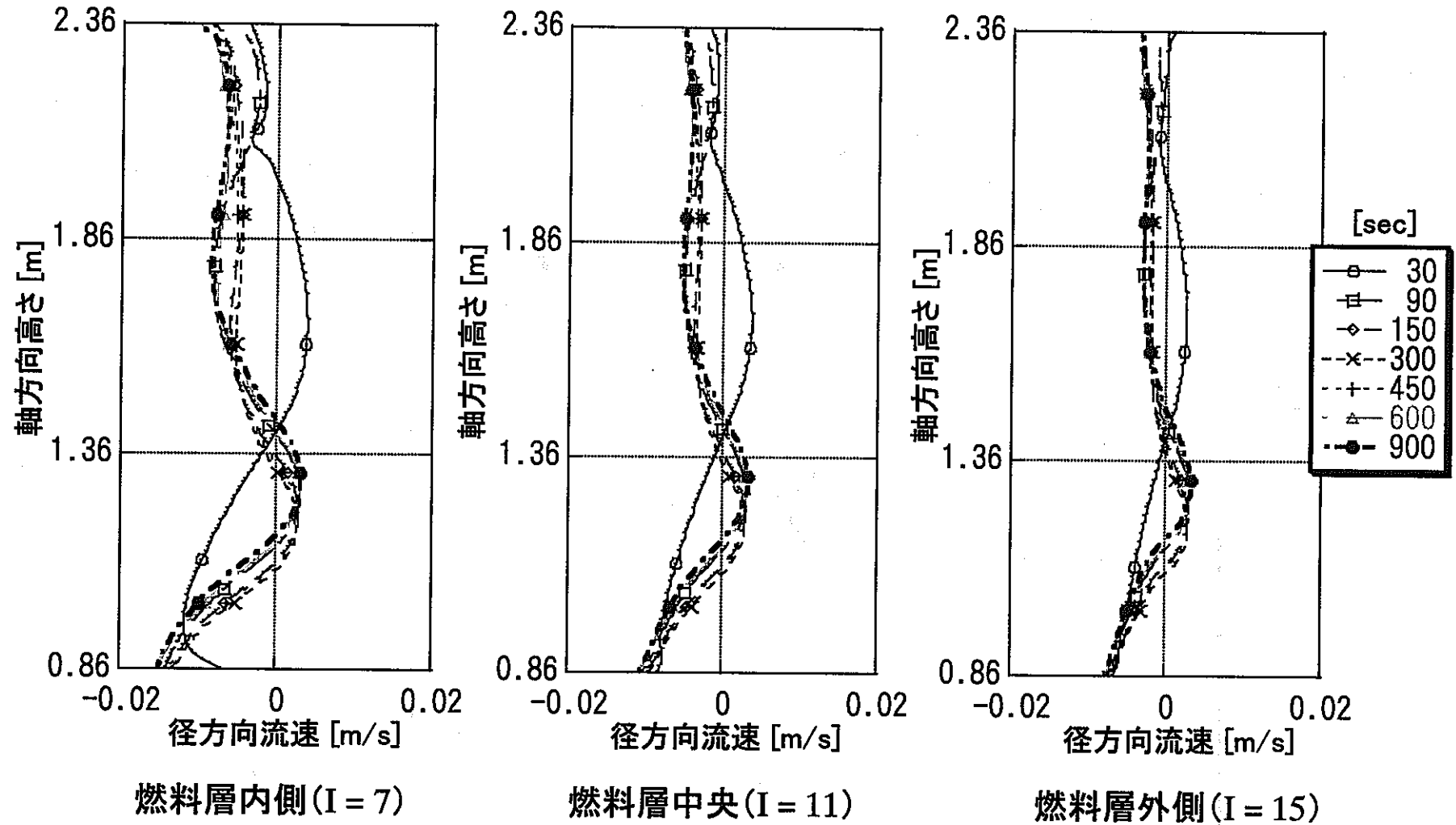


図 2.27 燃料層内径方向流速軸方向分布 (Case15)

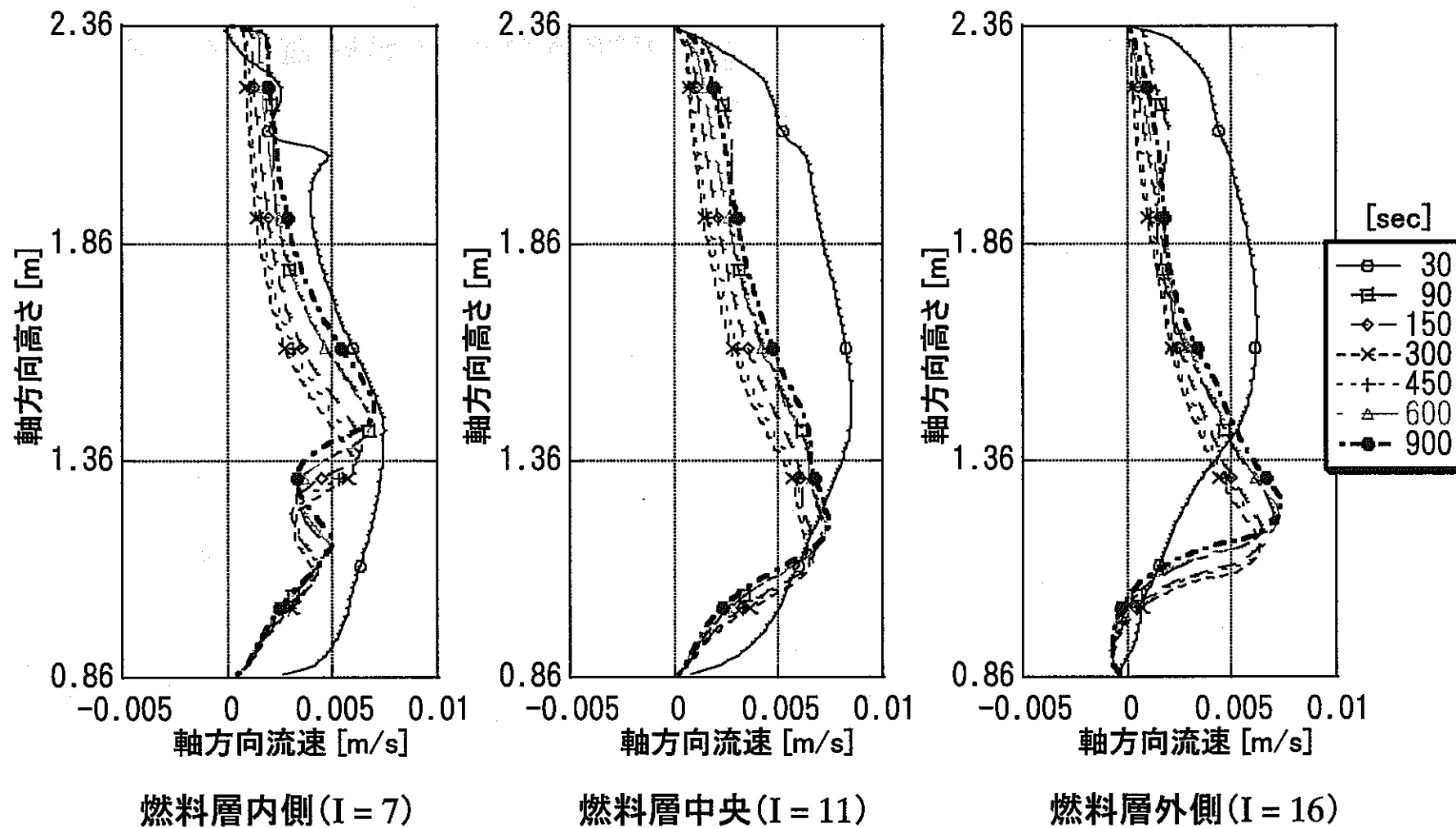


図 2.28 燃料層内軸方向流速軸方向分布 (Case15)

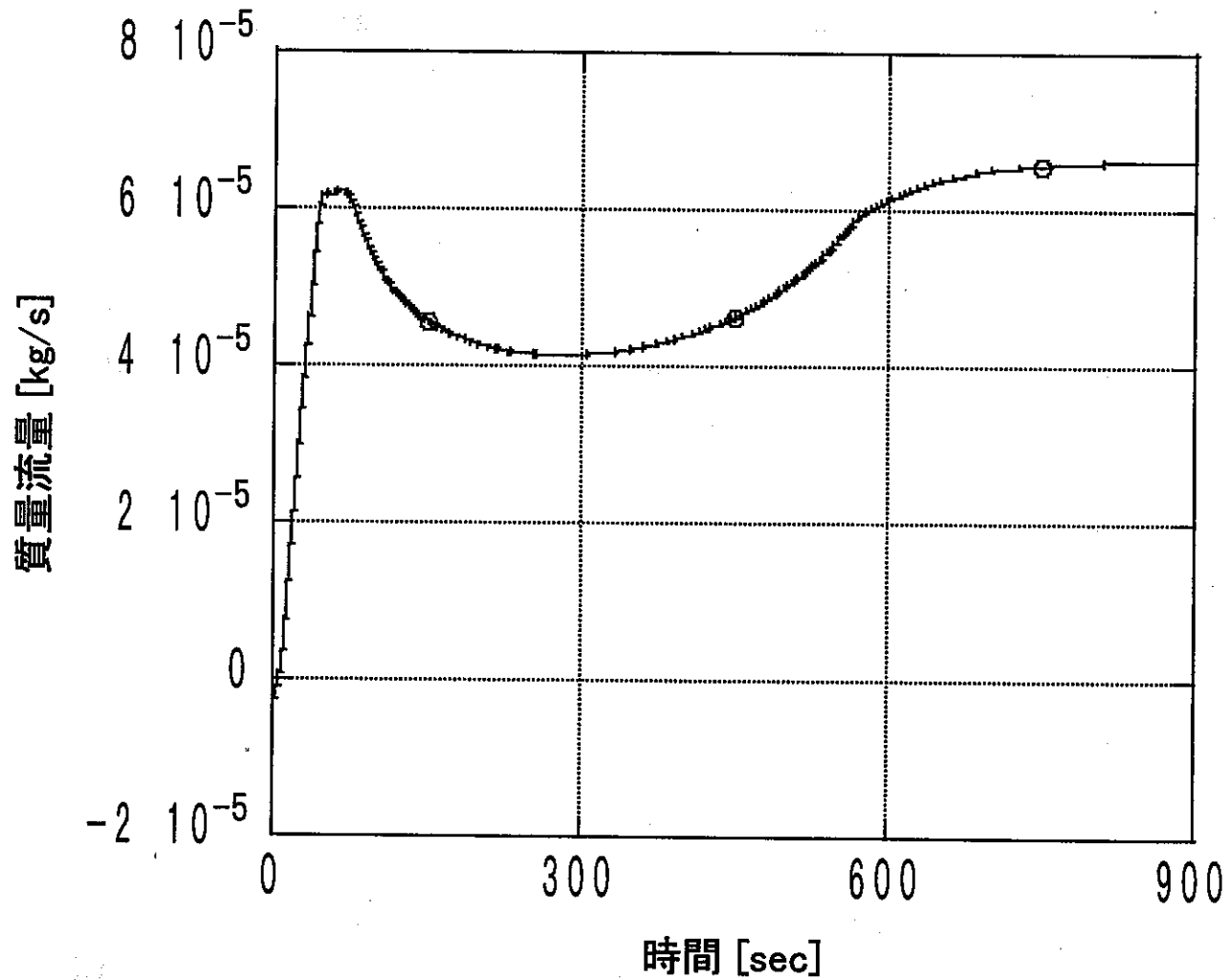


図 2.29 燃料体入口質量流量時系列 (Case 15、出力比 : 0.14 %)

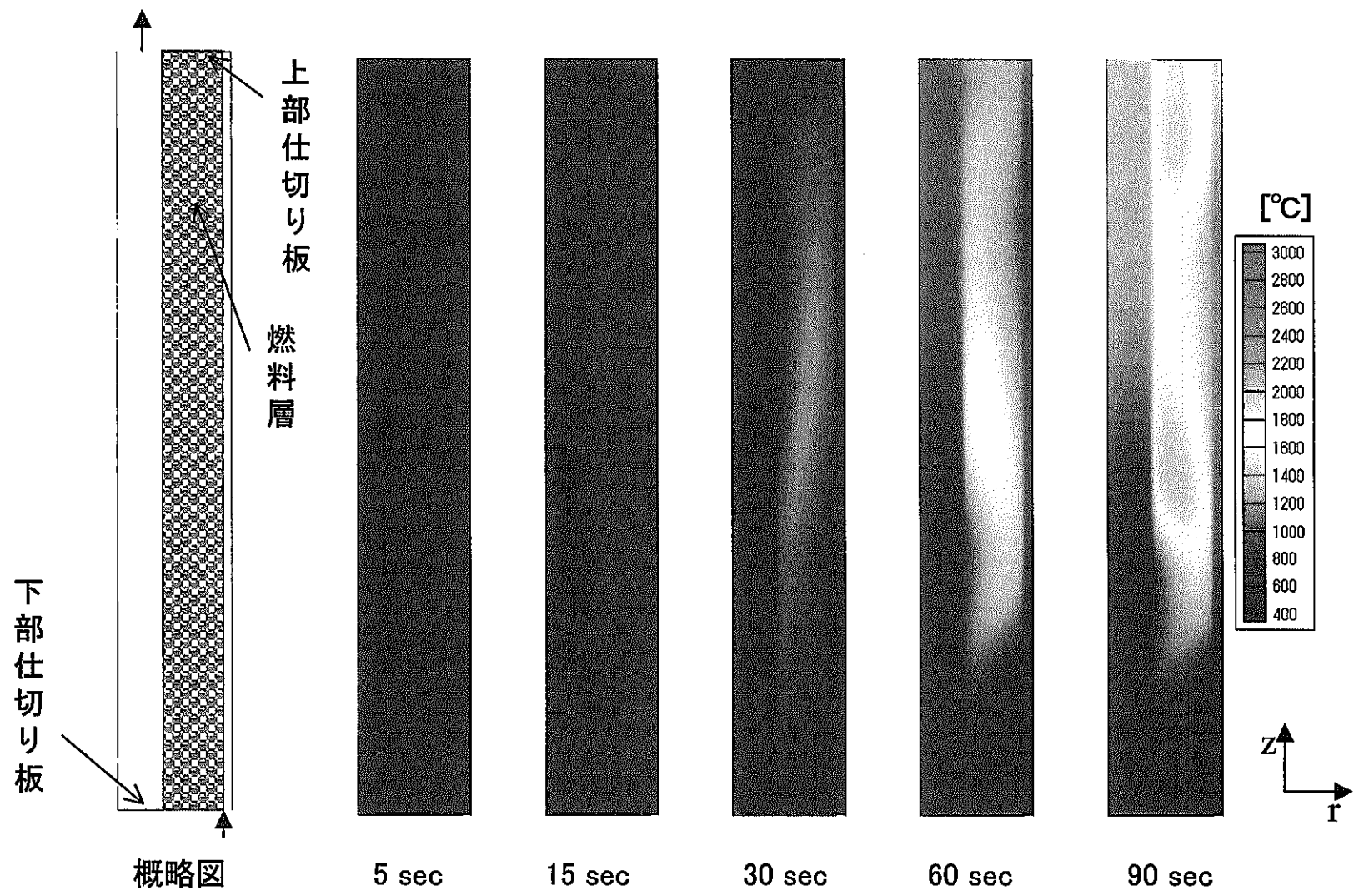


図 2.30 燃料部冷却材温度過渡変化 —その1— (Case 15)

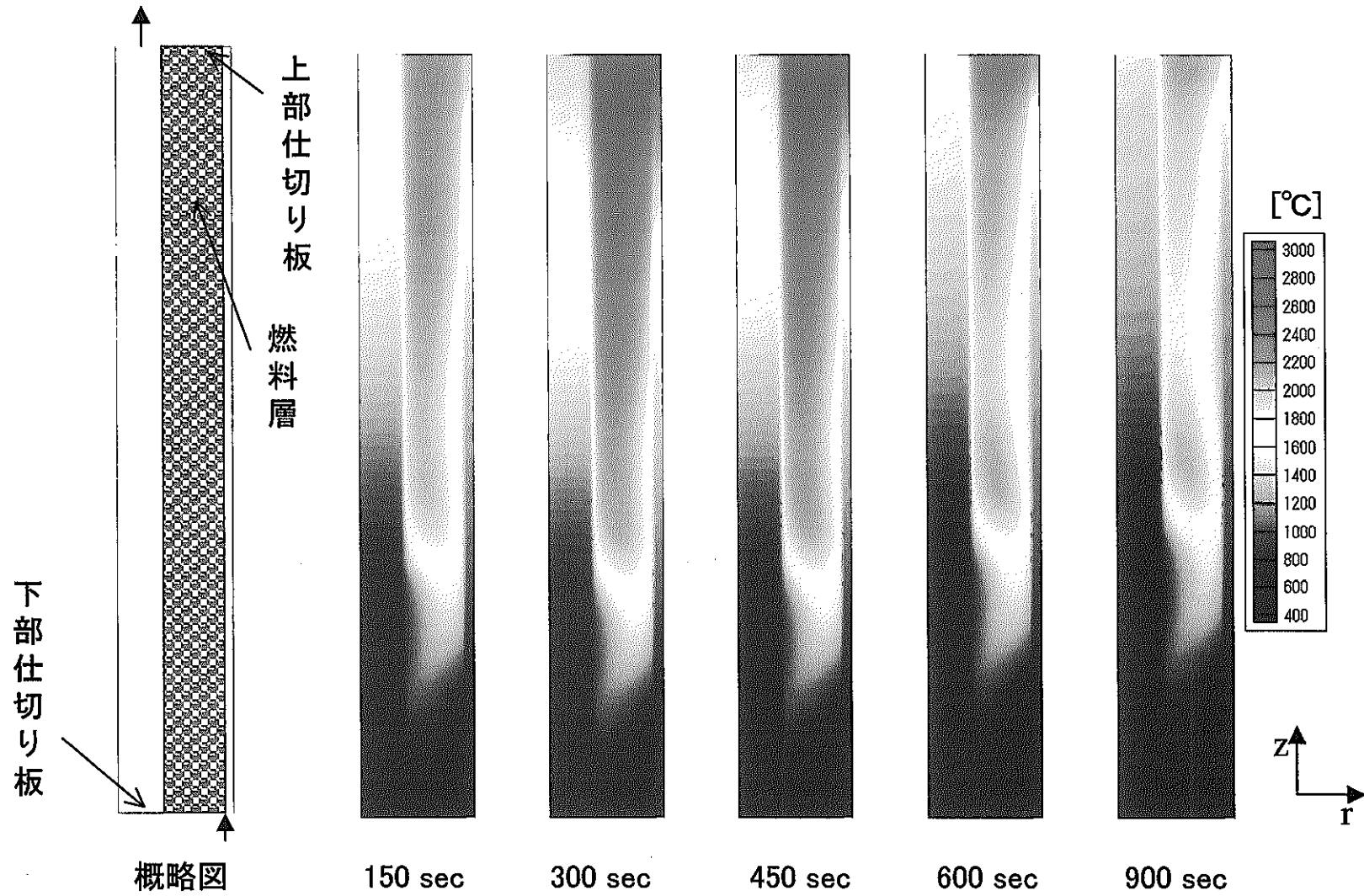


図 2.31 燃料部冷却材温度過渡変化 - その2 - (Case 15)

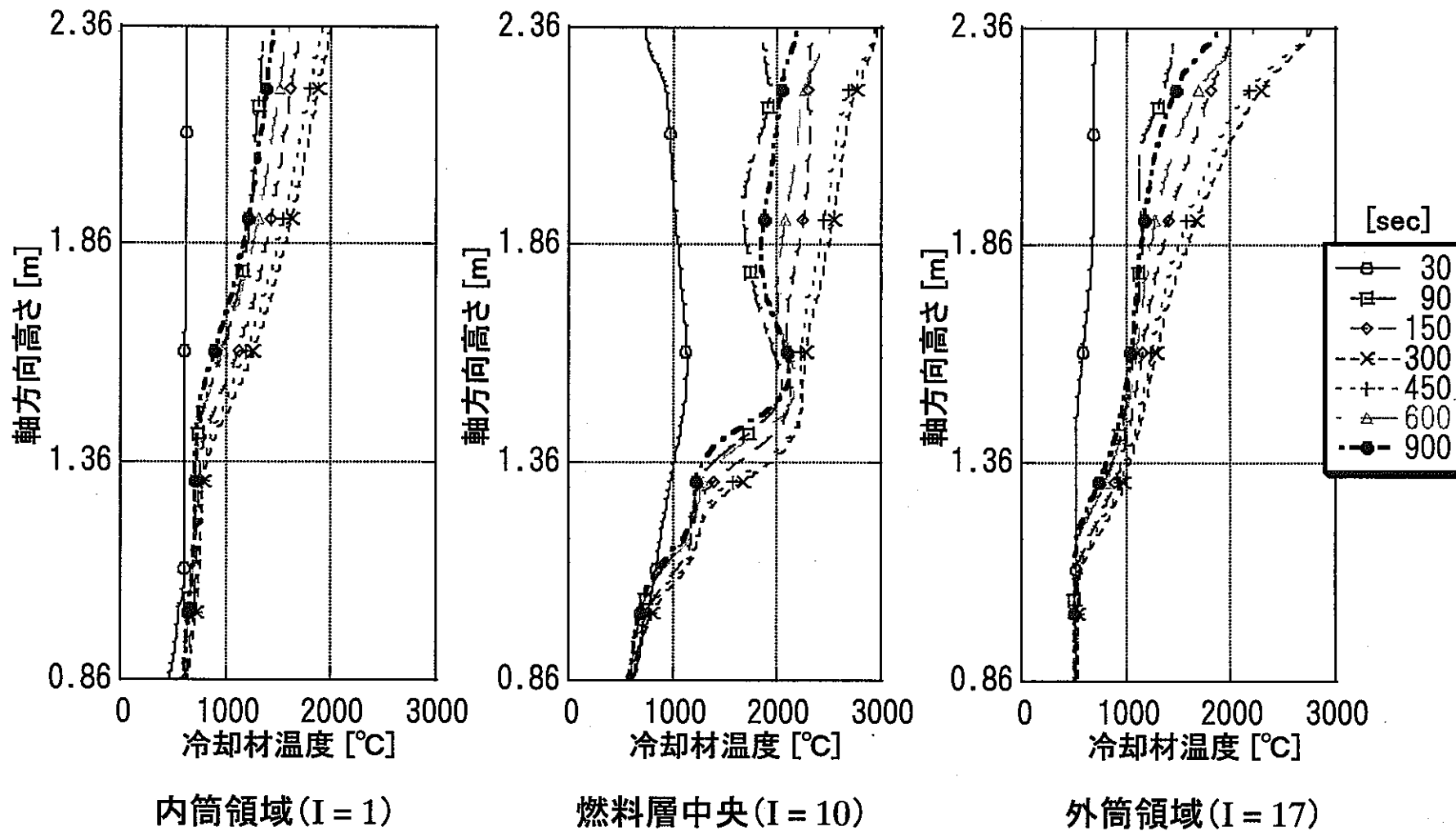
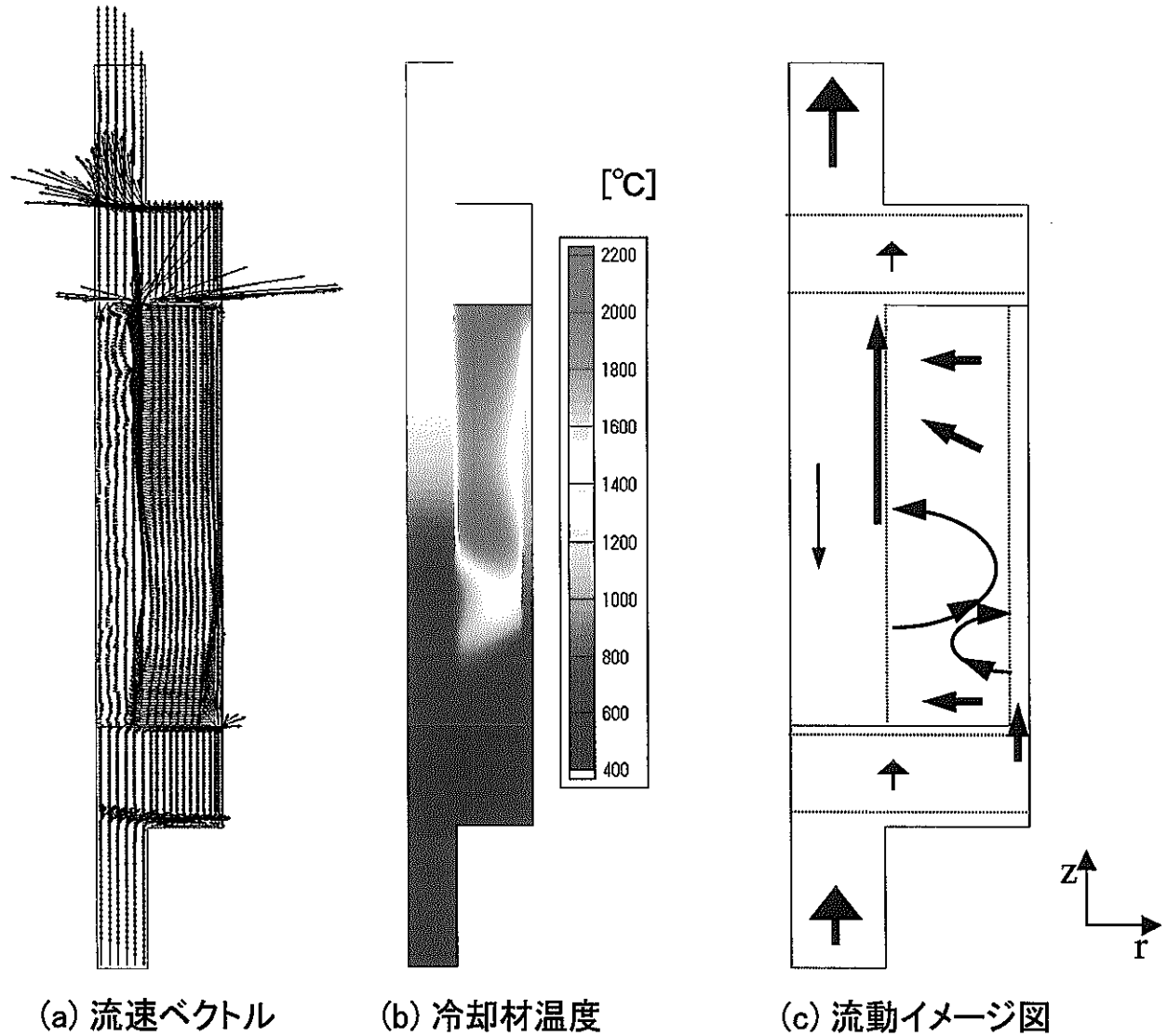


図 2.32 燃料部冷却材温度軸方向分布 (Case15)



(a) 流速ベクトル

(b) 冷却材温度

(c) 流動イメージ図

図2.33 自然循環定常状態 (Case 15)

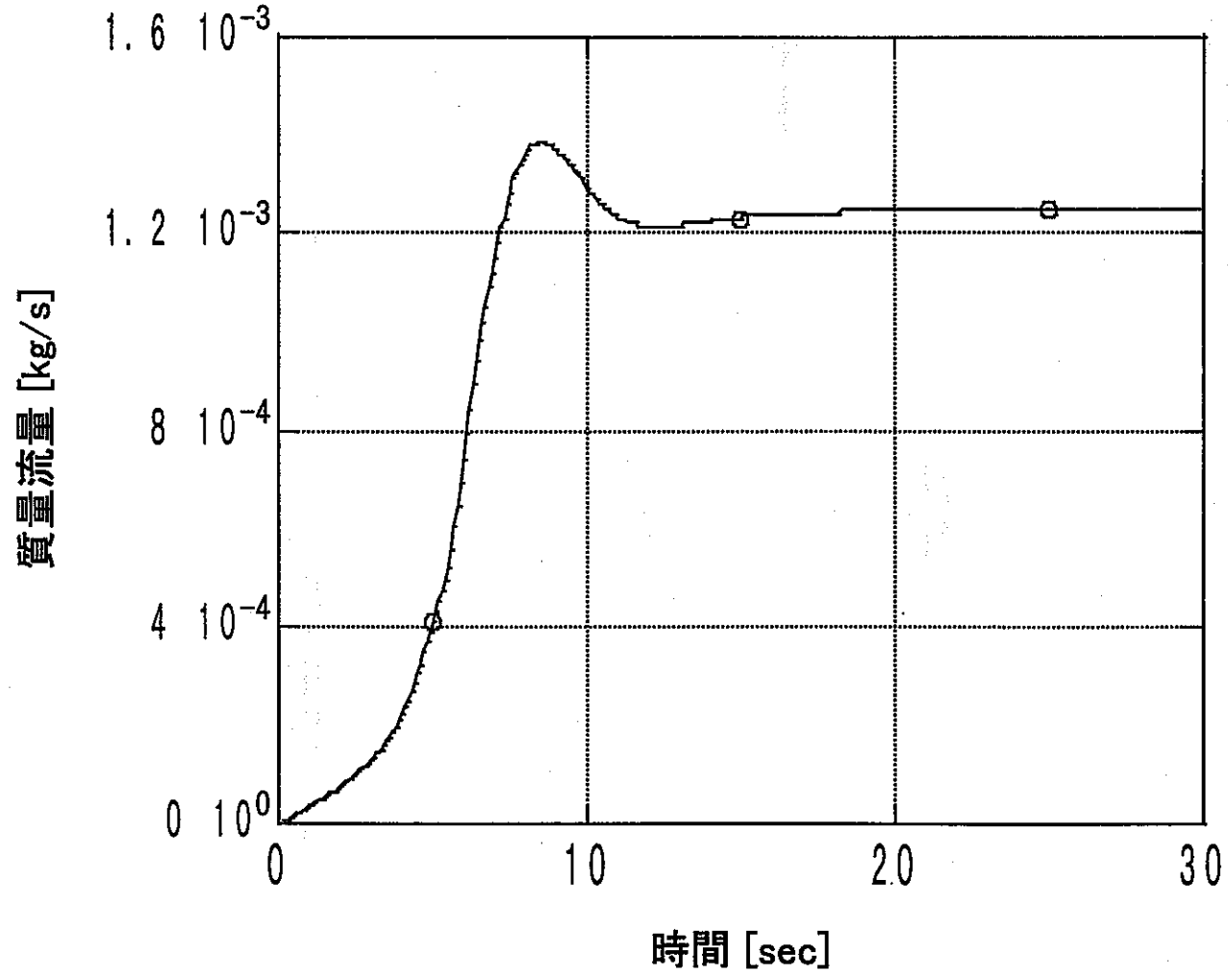


図 2.34 燃料体入口質量流量時系列 (Case16、出力比 : 1 %)

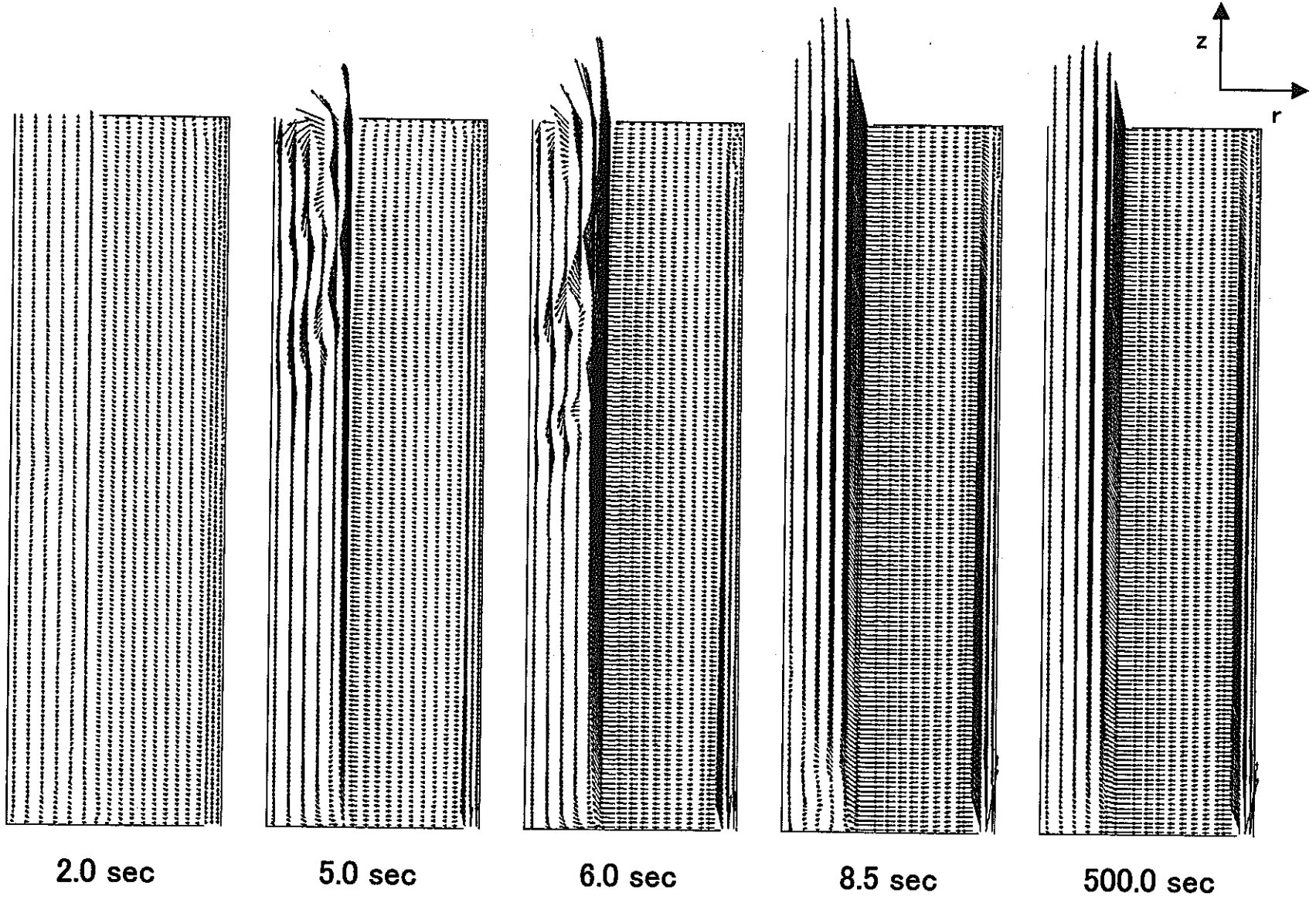


図 2.35 燃料部流動場過渡変化 (Case 16)

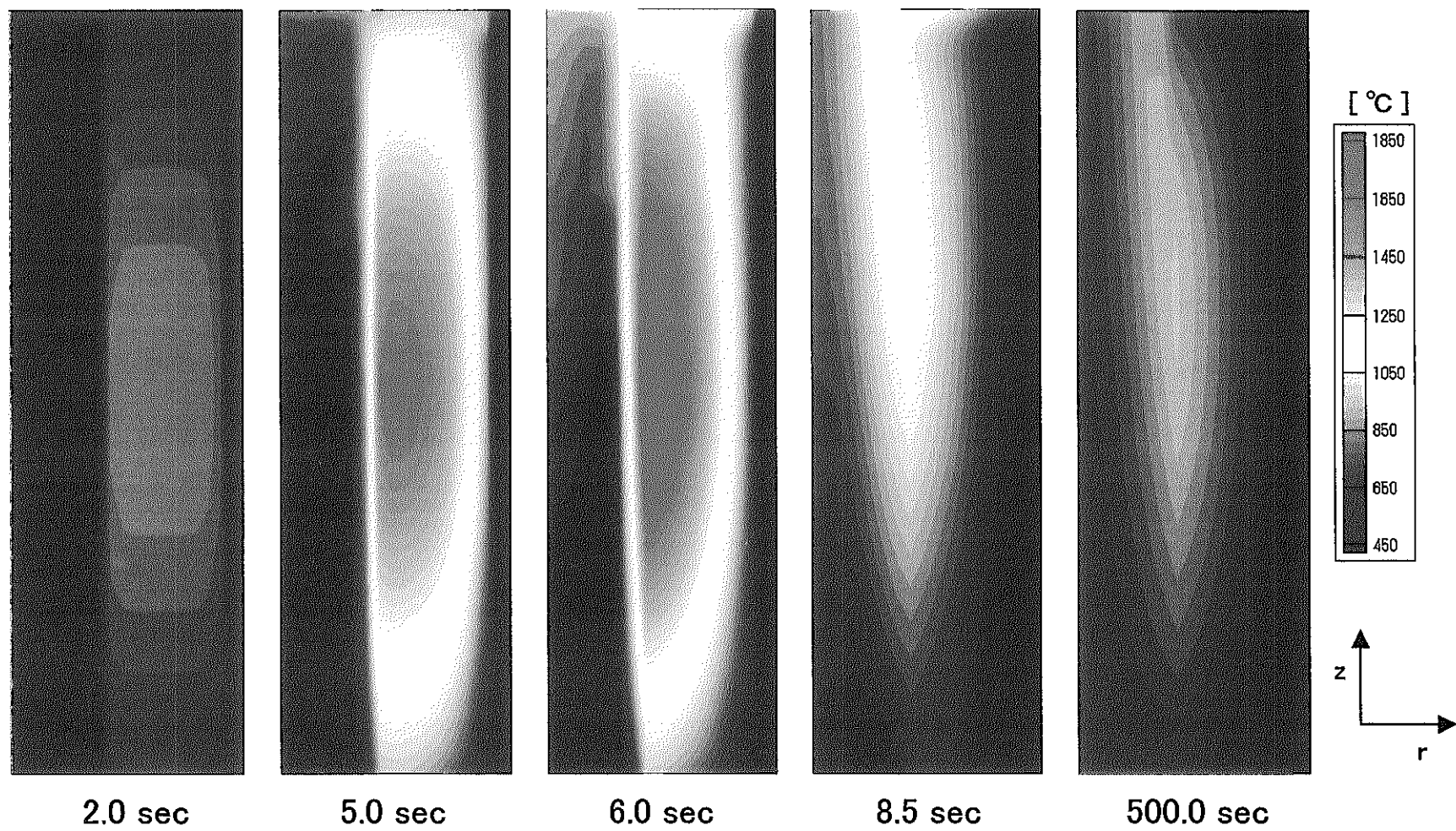


图 2.36 燃料部冷却材温度过渡变化 (Case 16)

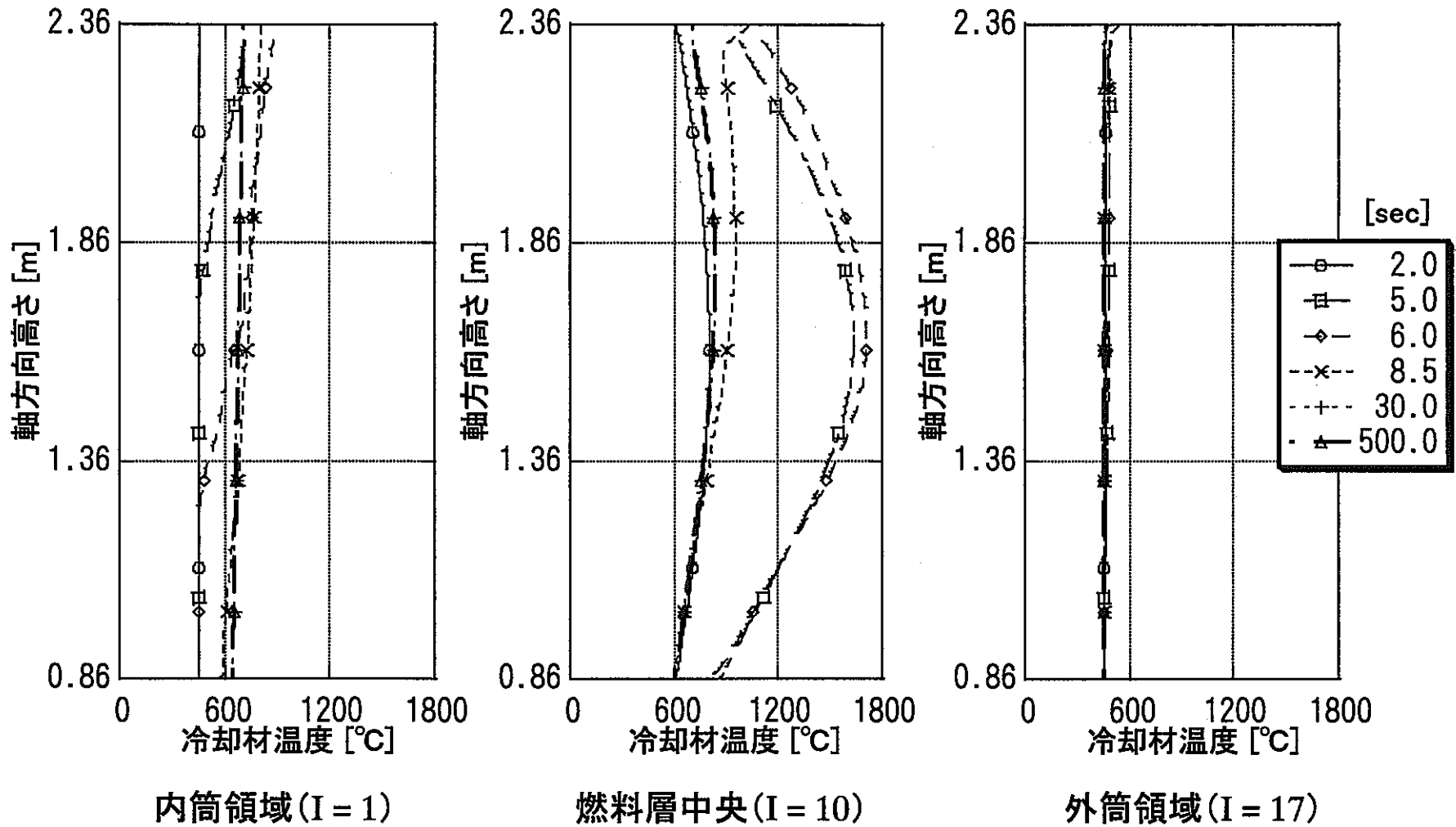


図 2.37 燃料部冷却材温度軸方向分布 (Case16)

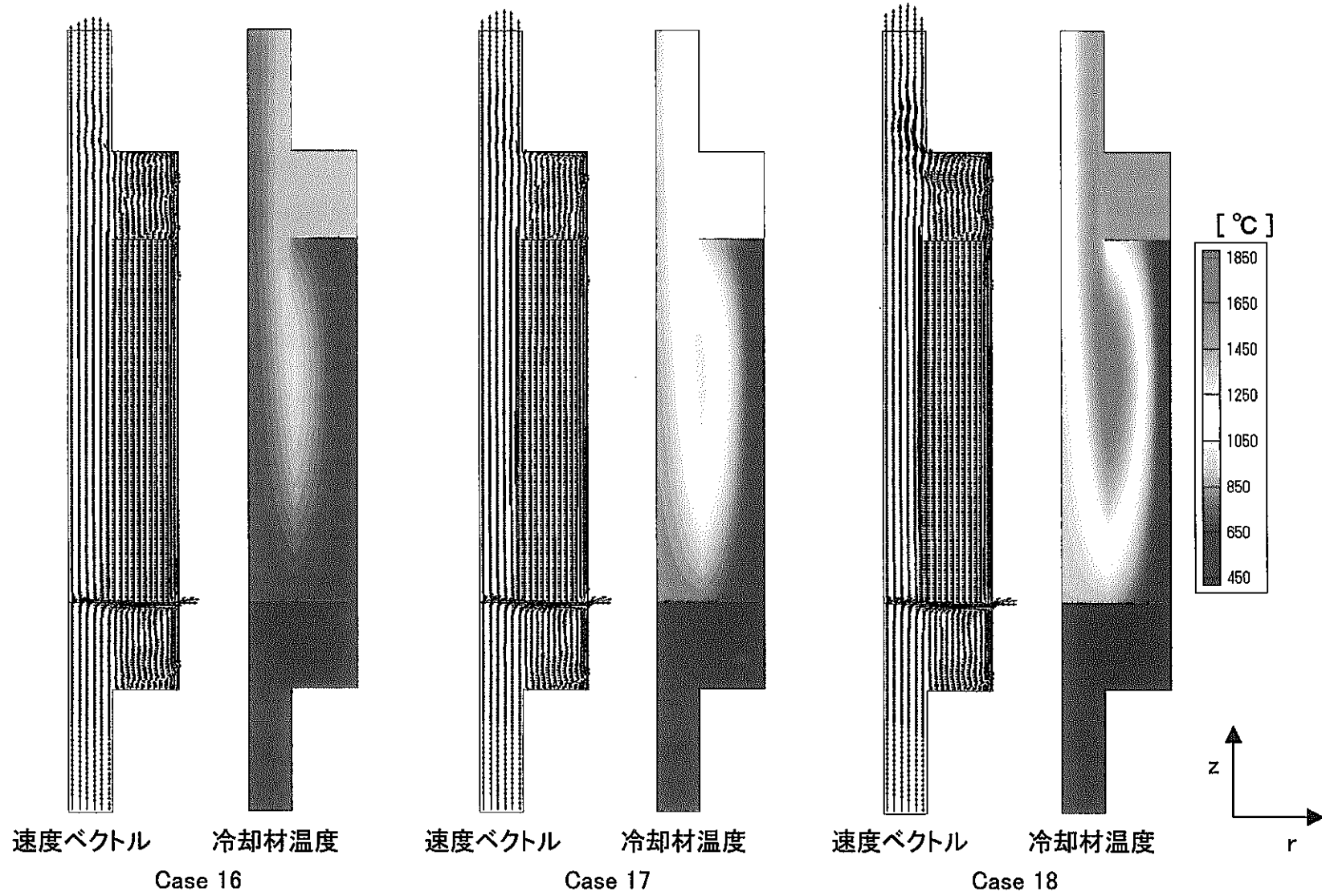


図 2.38 低出力自然循環時の燃料体内熱流動定常結果

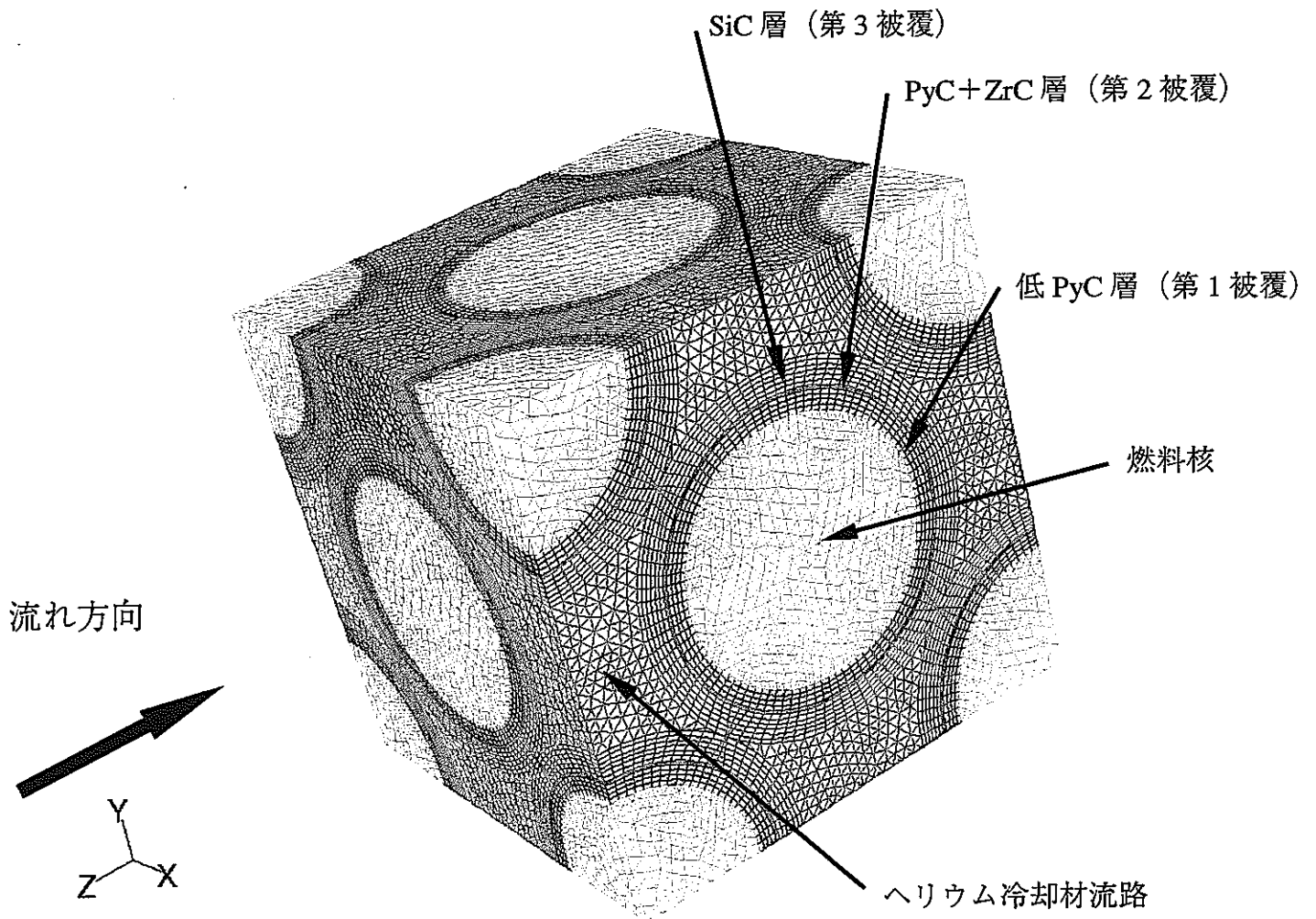


図 2.39 単一流路ユニット (面心立方格子) のメッシュ分割図

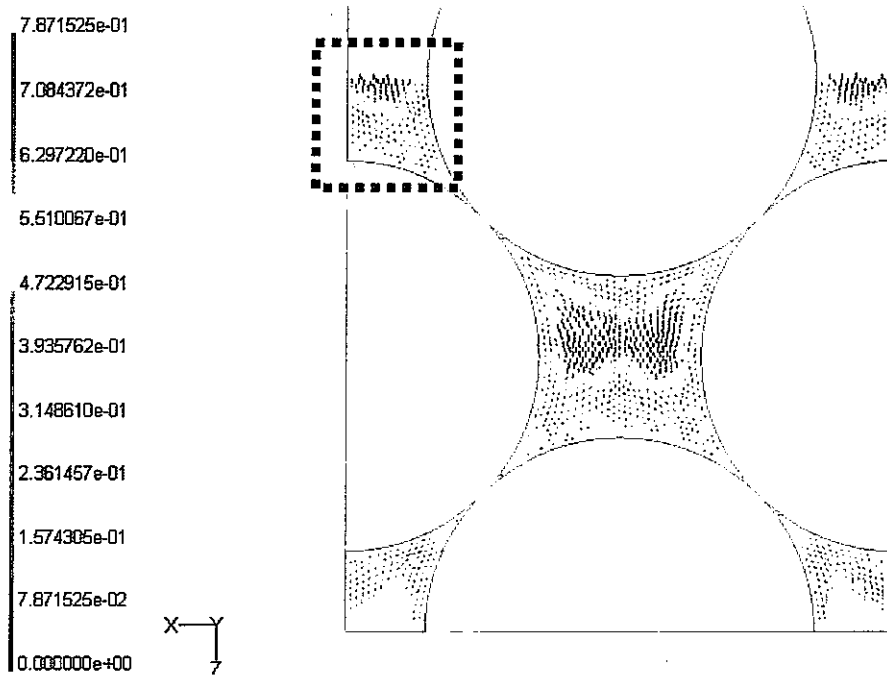


図 2.40 第 1 ユニットにおける中心水平断面内流速ベクトル図

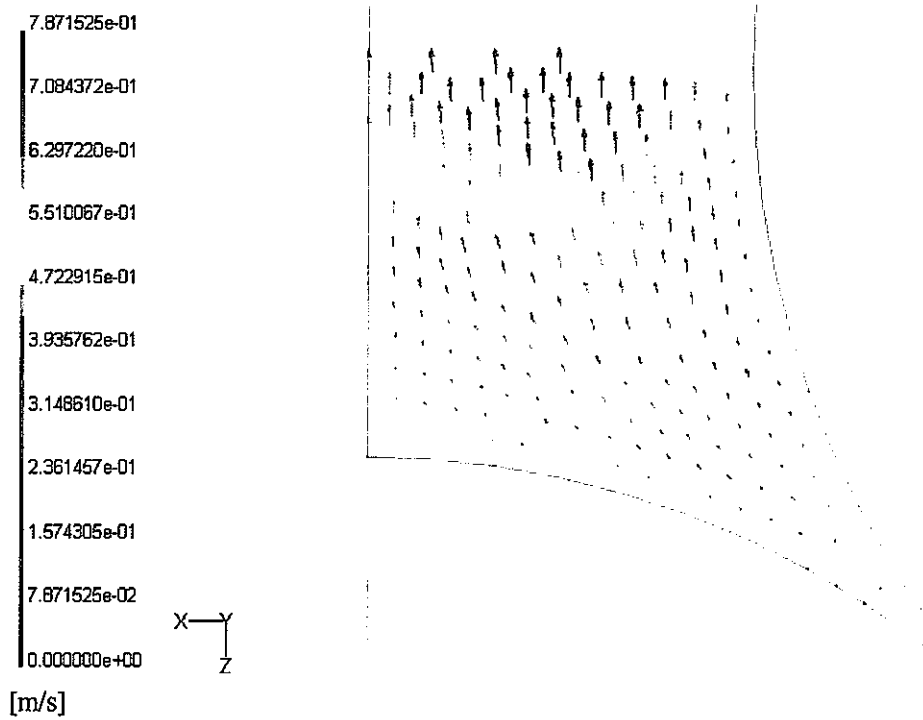


図 2.41 第 1 ユニットにおける中心水平断面内流速ベクトル図
(出口部拡大図)

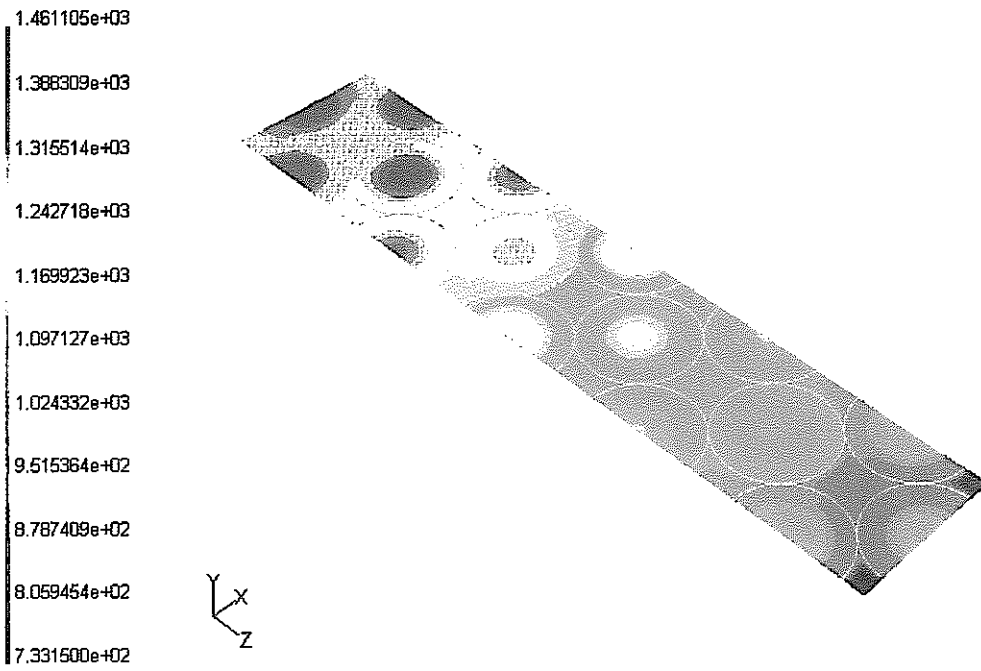


図 2.42 5ユニットの中心水平断面における温度コンター図

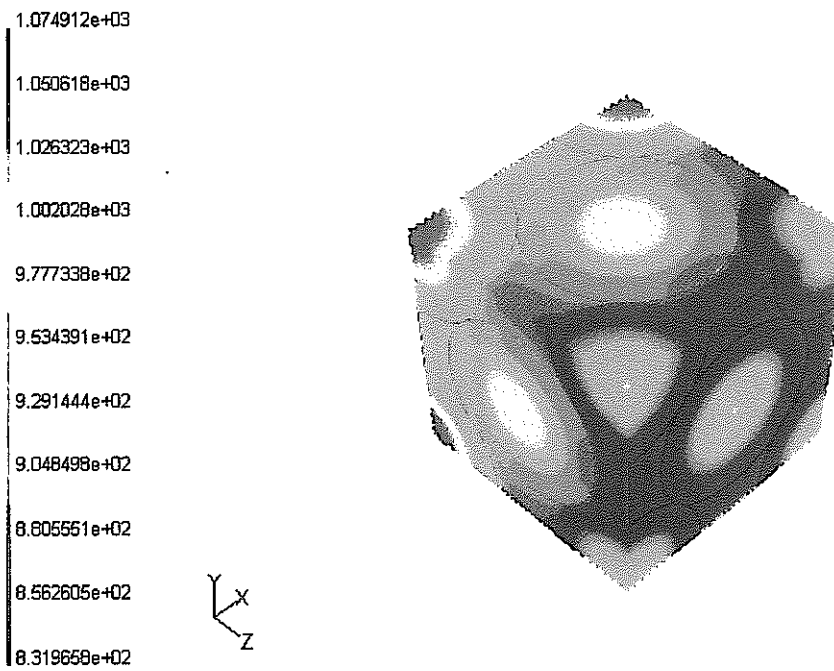


図 2.43 第1ユニットの冷却材及び被覆粒子燃料温度コンター図

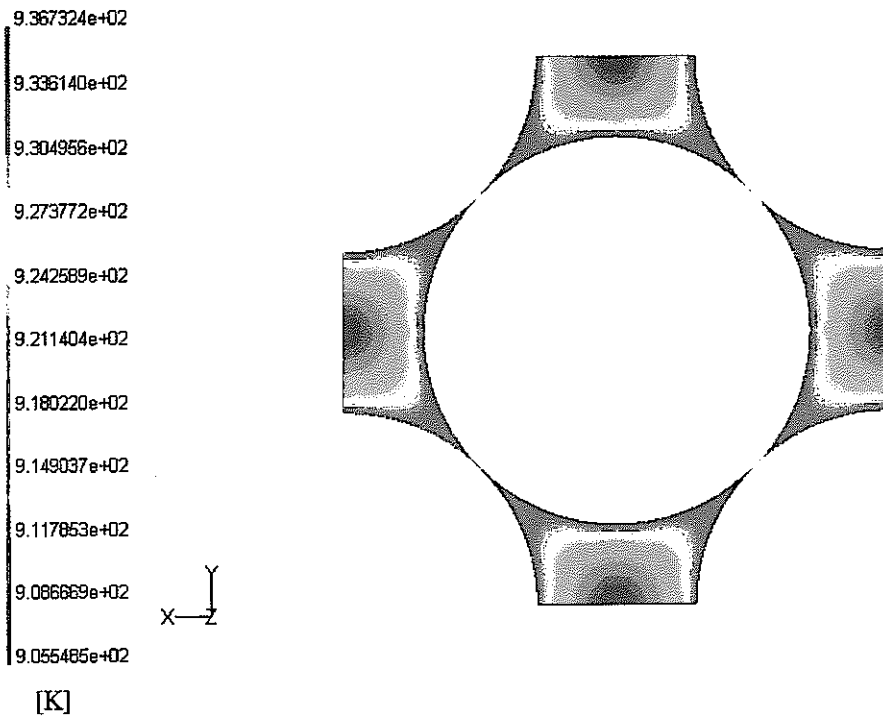


図 2.44 第 1 ユニット 出口部断面における冷却材温度コンター図

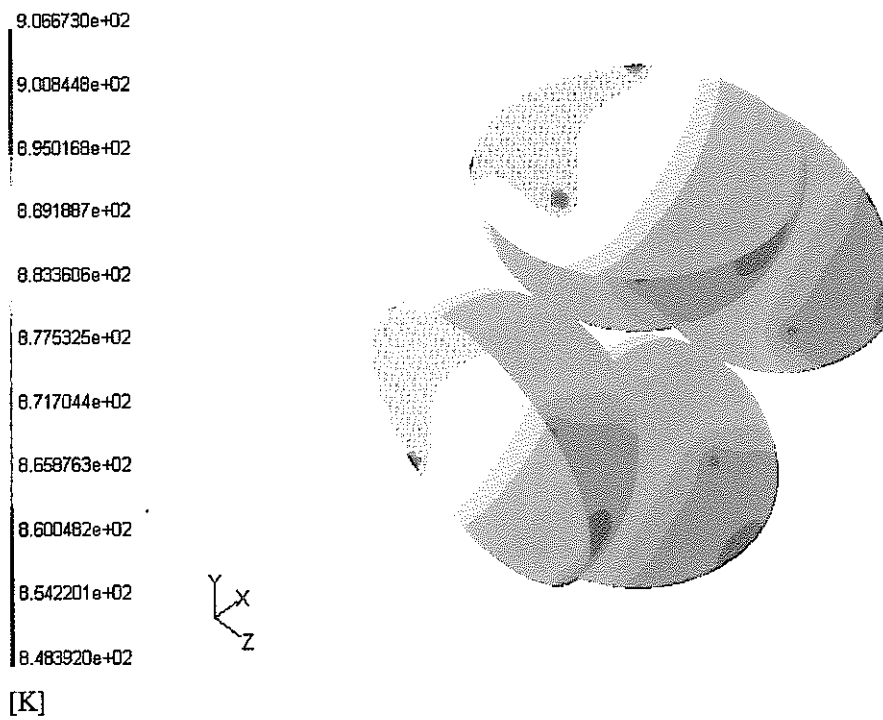


図 2.45 第 1 ユニットにおける中央部被覆粒子燃料表面の温度コンター図

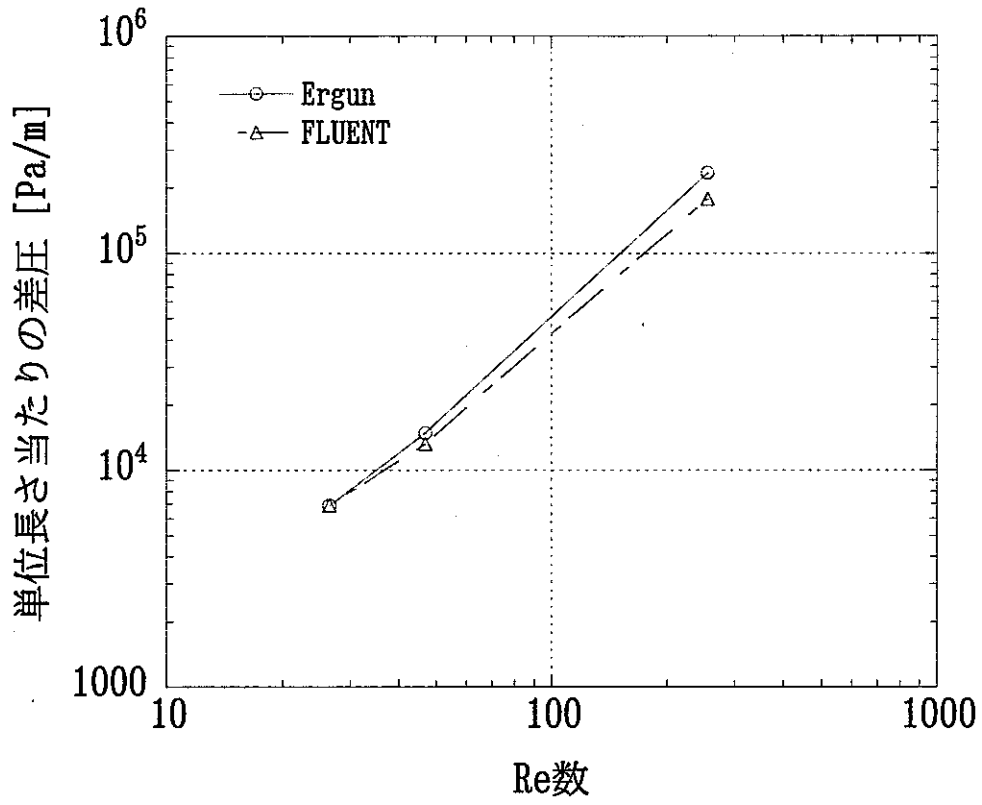


図 2.46 Ergun の式と FLUENT コードの差圧の比較

第3章 内部ダクト付き燃料集合体の熱流力特性評価

高速炉の安全上の課題である再臨界排除に対して、燃料集合体内に内部ダクトを設置して燃料排出機構として機能させることが検討されている。ここでは、内部ダクトを有する燃料集合体の熱流力特性を把握することを目的として、燃料集合体内熱流動解析コード ASFRE^[3-1]に対して内部ダクトを模擬するための改良を行うとともに、数種類のバンドル体系について適用解析を行った。

3.1 解析体系

内部ダクト付き燃料集合体と通常の燃料集合体の比較検討、燃料集合体規模の影響を確認するため、次の4つの体系を設定した。

- ・ 127本ピン燃料集合体をベースとした内部ダクト体系
- ・ 271本ピン燃料集合体をベースとした内部ダクト体系
- ・ 127本ピン燃料集合体（通常体系）
- ・ 271本ピン燃料集合体（通常体系）

燃料ピン径、ピンピッチ等の集合体形状は、もんじゅ燃料集合体形状をベースとした。表3.1に燃料集合体形状データを示す。内部ダクトは127本ピン、271本ピン両体系共通で、中心から4列目、37本ピンの領域を内部ダクトとして設定した。内部ダクト付き燃料集合体のイメージを図3.1に示す。また、径方向出力分布の影響を把握するための解析には、実用化戦略調査研究の中で進められている271本ピン燃料集合体の設計例の1つを解析の対象とした。その形状データを表3.2に示す。

3.2 解析条件及び解析ケース

3.2.1 集合体体系の影響確認解析

表3.1に示される形状データを用い、もんじゅ定格運転相当の条件を基に解析条件を設定した。上記に設定した体系の燃料ピン1本当たりの発熱量を同一とし、集合体出入口温度差が等しくなるように、集合体発熱量及び冷却材流量を設定した（出力／流量比一定条件）。表3.3に解析ケース及び解析条件を示す。また、軸方向発熱分布を図3.2に示す。

3.2.2 径方向出力分布影響確認解析

表3.2の形状に対して、表3.4に示す境界条件を適用した。ここでは1)と同様、集合体出入口温度差が等しくなるように、集合体発熱量及び冷却材流量を設定した。従って内部

ダクトがある条件では、出力、流量ともにその領域に対応する分、通常バンドルに対して小さくなっている。また、軸方向出力分布は図 3.3 のとおりである。解析パラメータとしては、径方向出力の勾配およびその方向とした。表 3.5 に解析ケース一覧を示す。径方向ピーキングファクタ 1.25、最大発熱ピン位置が角というのは、ラッパ管の1つの角とその反対側の角を結ぶ方向にピーキングファクタが 1.25 となるようにリニアに出力分布をつけるという意味である。ケース 3、4 およびケース 5、6 について、その相対出力分布のイメージを図 3.4、図 3.5 にそれぞれ示す。

3.3 解析方法

圧力損失及び熱伝達に関して以下の相関式を用いて解析を実施した。

圧力損失 : Cheng-Todreas のワイヤバンドル圧損モデル

熱伝達 : FFTF 相関式

ASFRE コードにはワイヤスペーサ付き燃料集合体の圧力損失及びエネルギーミキシングモデルとして、Distributed Resistance Model (D.R.M.)^[3-2]及び Cheng-Todreas モデル^[3-2]がある。D.R.M.は、流路に存在するワイヤスペーサの効果をコントロール・ボリューム（以下 C.V.）単位にモデル化し、それをモーメント式に組み込むことにより、従来のサブチャンネルレベルでは不可能であった燃料ピンまわりの旋回流を再現することができる。しかしながら、D.R.M.を内部ダクト付き燃料集合体に適用するためには少なからぬコードの改良が必要となる。一方、Cheng-Todreas モデルは、圧力損失についてはサブチャンネルタイプ毎にワイヤスペーサによる平均的な圧力損失を評価するモデルとなっており、ワイヤスペーサによるエネルギーミキシング効果も熱拡散の形でモデル化されている。D.R.M.のように燃料ピンまわりの旋回流を再現することは出来ないが、D.R.M.を使用した場合とほぼ同等の温度予測が可能である。また、入力データにより各サブチャンネルの流路形状を設定することが出来るため、容易に内部ダクト付き燃料集合体の模擬も可能である。また、D.R.M がフルバンドル体系を対象とするのに対して、Cheng-Todreas モデルは 1/12 セクタ体系解析も可能である。よって、今回の解析では Cheng-Todreas モデルを用いることにした。

メッシュ分割については、通常の燃料集合体については図 3.6 に示すようにサブチャンネル分割した。内部ダクト体系については、内部ダクト側の流路が通常の燃料集合体とは異なるため、図 3.7 に示すようにサブチャンネル分割した。図に示すように、対称性を考慮し 1/12 セクターモデルを使用した。なお、内部ダクト側の流路は、外側のダクトに接するエッジサブチャンネルと同等の流路と見なし、エッジサブチャンネルと同じ扱い（同じ圧力損失相関式及び熱伝達相関式を使用）とした。また、軸方向については

図 3.8 に示すようにメッシュ分割した。

3.4 解析結果

3.4.1 集合体体系の影響

図 3.9、図 3.10 に発熱中央及び発熱上端（燃料部上端）における冷却材温度及び軸方向流速の径方向分布を示す。

まず図 3.9 に示した 127 本ピンをベースとした体系の結果を見ると、内部ダクト体系の方が発熱上端及び発熱中央ともに冷却材温度のピークが高くなっていることが分かる。これは、流速分布図に示されるように、ピークが発生する位置（内部ダクトから 3 点目）での軸方向流速が通常の体系に比べ低いためである。

流速が低くなる原因としては、内部ダクト体系では中心サブチャンネルの割合が減少し、流路断面積が大きいエッジサブチャンネルの割合が増えたためである。表 3.6 に各サブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径を示す。流路断面積及び水力等価直径が大きいエッジサブチャンネルの割合が高いため、中心サブチャンネルの流量が減少し、冷却材温度のピークが高くなる結果となった。

次に図 3.10 に示した 271 本ピンをベースとした体系の結果を見ると、傾向としては 127 本ピンをベースとした体系と同様であるが、冷却材温度のピークの差及び軸方向流速の差は少なくなっている。このことから、今回設定した内部ダクト体系の流況は、ベースとする燃料集合体の規模に依存することが分かった。

各ケースの冷却材最高温度及びバンドル圧損を表 3.7 に示す。また、各ケースの発熱量と流量の割合が等しいことを確認するため、集合体出口温度も併せて示した。

まず、各ケースの集合体出口温度はほぼ等しい値となっており、発熱量と流量の割合が等しいことが確認できた。ピーク温度についてはケース 1 が最も高く、次いでケース 2 と 3 がほぼ同じ値、ケース 4 が最も低い値となった。バンドル圧損についてはケース 1 が最も低く、次いでケース 2 と 3 がほぼ同じ値、ケース 4 が最も高い値となり、ピーク温度と逆順となった。

内部ダクト隣接サブチャンネル流路面積の影響

今回設定した内部ダクト体系の解析を実施した結果、通常のバンドルに比べ 5～9℃高い冷却材ピーク温度となった。ピーク発生位置での流量が低いことが原因だったため、通常の燃料集合体に近い流量配分となるように、タブ（ワイヤーの妨げとならないように三角形の突起物を設定）を配置して解析を実施した。タブ配置の内部ダクト体系サブチャンネル分割を図 3.11 に、タブを設置したサブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径を表 3.8 に示す。

解析結果として、図 3.12、図 3.13 に発熱中央及び発熱上端（燃料部上端）における

冷却材温度及び軸方向流速の径方向分布を示す。また、冷却材最高温度及びバンドル圧損を表 3.9 に示す。

図に示されるように、タブを設置することにより温度分布、流速分布ともに通常の燃料集合体に近づく結果となった。ピーク温度の低減も図られ通常の燃料集合体と同等の結果となった。但し、バンドル圧損に関しては 1 割程度上昇した。

3.4.2 径方向出力分布影響確認解析

図 3.14 に解析結果を参照する位置を、図 3.15～3.17 に発熱上端及び発熱中央（発熱ピーク位置）での解析結果の比較を示す。また、解析体系における各サブチャンネル流路断面積及び水力等価直径を表 3.10 に、各ケースの最高温度を表 3.11 にまとめる。

まず、この体系にてピーキングファクターが 1 の場合は 3.4.1 と同様な傾向となった（図 3.15）。すなわち、圧力損失が相対的に低いエッジ属性のサブチャンネルが追加されるため、各サブチャンネルの流速が内部ダクト無しに比べ低くなり、ピーク温度が高くなる結果となった。ピーク位置は外側から 4 列目に現れ、ピーク温度は内部ダクト無しより 9 °C 高く、集合体内平均上昇温度 200 °C に対して 4.5% 高い結果となった。この図には参考として内部ダクト無しに対して D.R.M. を適用した結果も載せているが、Cheng-Todreas モデルに比べて、流速分布・温度分布が非対称になるとともに幾分シャープな温度プロファイルとなる。

次に、ピーキングファクターが 1.25 の場合は 1.0 の場合と同様、内部ダクト有りの体系の方がピーク温度が高くなる結果となった（図 3.16, 3.17）。内部ダクト有り無しの最高温度の差は、最大発熱ピンが角及び辺ともに約 16 °C である。別途、ピーキングファクターが 1.0 の場合も解析を実施したがこの傾向は同様である。また内部ダクト有り無しの温度上昇幅の差が、ほぼピーキングファクターに比例する傾向があることがわかった。

3.5 まとめ

今回の解析により、内部ダクトがある体系では、通常体系（出力／流量比一致条件）と比較して、内部ダクトに隣接するサブチャンネルへの流量配分が多くなり冷却材温度が低下すること、この影響によりピーク温度が高くなること、その傾向はピン本数が少ないほど強くなること、内部ダクト隣接サブチャンネルの流路面積を狭める工夫で緩和できることなどを明らかにした。また、径方向にリニアに出力分布がある場合は、内部ダクトの存在により通常バンドル体系に比べてやはりピーク温度は高くなり、その内部ダクトの有無による温度差はピーキングファクターにほぼ比例することがわかった。

表 3.1 燃料集合体形状データ (もんじゅ体系)

ピン径	6.5 [mm]
ピンピッチ	7.87 [mm]
外周ピン-ダクト間ギャップ	1.34 [mm]
スペーサタイプ	ワイヤ
ワイヤ直径	1.32 [mm]
ワイヤ巻きピッチ	307 [mm]
発熱部長	燃料部：930 [mm] 上/下ブランケット部：300/350 [mm]

表 3.2 燃料集合体形状データ (暫定設計体系)

ピン本数	271/234 (内部ダクト無し/有り)
ピン径	9.7 [mm]
ピンピッチ	11.15 [mm]
集合体内対面距離	186.4 [mm]
外周ピンとラッパ管の距離	6.2944 [mm]
ワイヤ径	1.4 [mm]
ワイヤ巻きピッチ	200 [mm]
炉心高さ	1200 [mm]
軸ブランケット長(上/下)	12/100 [mm]
内部ダクト外対面距離	64.66 [mm]

表 3.3 解析ケース及び解析条件

	ケース 1 内部ダクト体系 127 本ピンベース	ケース 2 内部ダクト体系 271 本ピンベース	ケース 3 127 本ピン 燃料集合体	ケース 4 271 本ピン 燃料集合体
集合体発熱量	238.4 [kW]	619.96 [kW]	4.04 [MW]	8.616 [MW]
最大線出力	400 [W/cm]	同左	同左	同左
軸方向発熱分布	チョップド コーサイン*1	同左	同左	同左
集合体入口温度	397 [°C]	同左	同左	同左
集合体流量	0.932 [kg/sec]	2.423 [kg/sec]	15.78 [kg/sec]	33.67 [kg/sec]

*1 : 図 3.2 参照。

表 3.4 境界条件

集合体発熱量	
内部ダクト無し	11.58 [MW]
内部ダクト有り	10.0 [MW]
最大線出力	410～580 [W/cm] (解析ケース毎異なる)
軸方向発熱分布	図 1 参照
集合体入口温度	400 [°C]
集合体流量	
内部ダクト無し	46.32 [kg/sec]
内部ダクト有り	40.0 [kg/sec]

表 3.5 解析ケース一覧

ケース	内部ダクト	ピーキングファクタ	最大発熱ピン位置
ケース 1	無し	1.00	-
ケース 2	有り	1.00	-
ケース 3	無し	1.25	角
ケース 4	有り	1.25	角
ケース 5	無し	1.25	辺
ケース 6	有り	1.25	辺

表 3.6 各サブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径

	流路断面積 [m ²]	水力等価直径 [m]
中心サブチャンネル	9.5415×10^{-6}	3.1054×10^{-3}
エッジサブチャンネル	1.8851×10^{-5}	3.7402×10^{-3}
コーナーサブチャンネル	6.4081×10^{-6}	2.7275×10^{-3}
内部エッジ ^{*1}	1.5647×10^{-5}	4.0481×10^{-3}

*1：内部ダクト側の台形のエッジサブチャンネル。

表 3.7 各ケースのピーク温度とバンドル圧損

	ピーク温度 [°C]	バンドル圧損 [Pa]	集合体出口 温度 [°C]	備考
ケース 1	635.3	2.04×10^5	599.6	内部ダクト体系 127 本ピンベース
ケース 2	629.9	2.59×10^5	599.7	内部ダクト体系 2 271 本ピンベース
ケース 3	630.3	2.65×10^5	599.4	127 本ピン体系
ケース 4	620.9	2.83×10^5	599.4	271 本ピン体系

表 3.8 タブを配置した場合の流路断面積及び水力等価直径

	流路断面積 [m ²]	水力等価直径 [m]
エッジサブチャンネル	1.4663×10^{-5}	2.6420×10^{-3}
内部エッジ	1.1459×10^{-5}	2.6190×10^{-3}

表 3.9 タブ配置ケースのピーク温度とバンドル圧損

	ピーク温度 [°C]	集合体出口温度 [°C]	バンドル圧損 [Pa]
内部ダクト体系 127本ピンベース	630.3	599.6	2.33×10^5
内部ダクト体系 271本ピンベース	623.3	599.7	2.75×10^5

表 3.10 各サブチャンネルの流路断面積及び水力等価直径

	流路断面積 [m ²]	水力等価直径 [m]	属性* ³
中心	1.6103E-5	3.6872E-3	中心
エッジ	3.2452E-5	4.5358E-3	エッジ
コーナー	1.0298E-5	3.1464E-3	コーナー
内部側エッジ 1* ¹	2.2155E-5	5.7071E-3	エッジ
内部側エッジ 2* ²	1.0298E-5	3.1464E-3	エッジ

*1: 内部ダクトに接するサブチャンネル。図 3.4 では No.149 など。

*2: 内部ダクトに接するサブチャンネル。図 3.4 では No.150 など。

*3: 圧力損失相関式の属性。内部ダクトに接するサブチャンネルはエッジサブチャンネルの相関式を使用した。

表 3.11 各ケースの最高温度

解析ケース	最高温度 [°C]	位置
ケース 1	621.4	発熱上端、バンドル中心
ケース 2	630.5	発熱上端、外側から 4 列目
ケース 3	654.1	発熱上端、外側から 4 列目
ケース 4	670.4	発熱上端、外側から 4 列目
ケース 5	657.0	発熱上端、外側から 4 列目
ケース 6	672.5	発熱上端、外側から 4 列目
参考ケース	629.7	発熱上端、外側から 6 列目

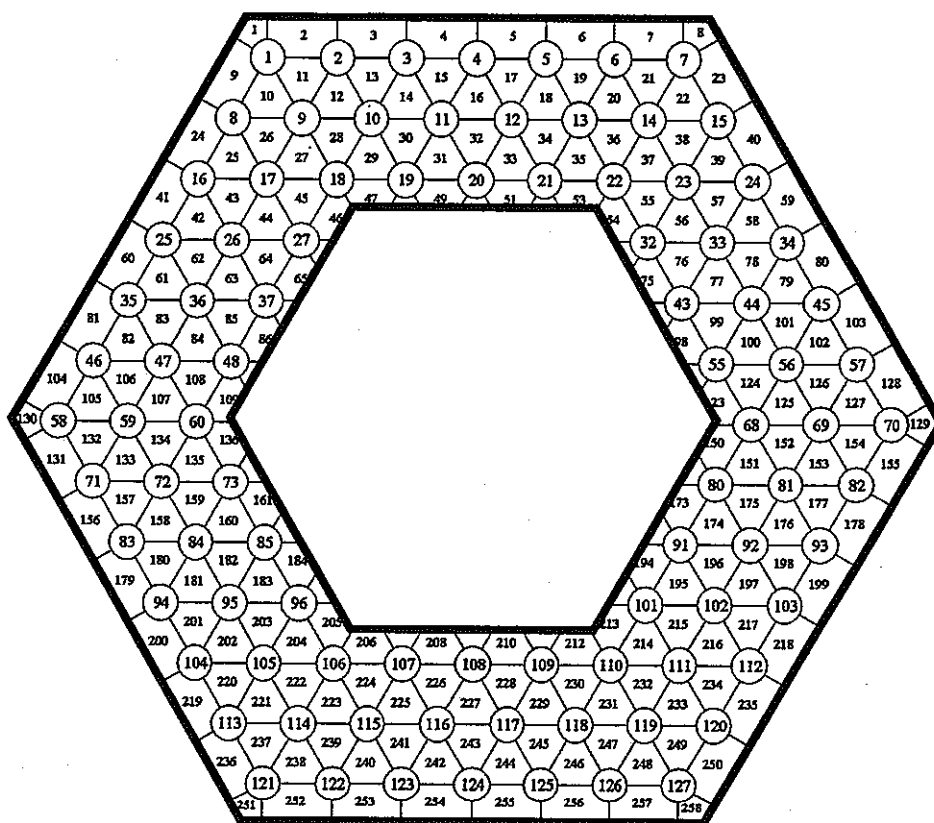


図 3.1 127本ピンバンドルをベースとした内部ダクト体系

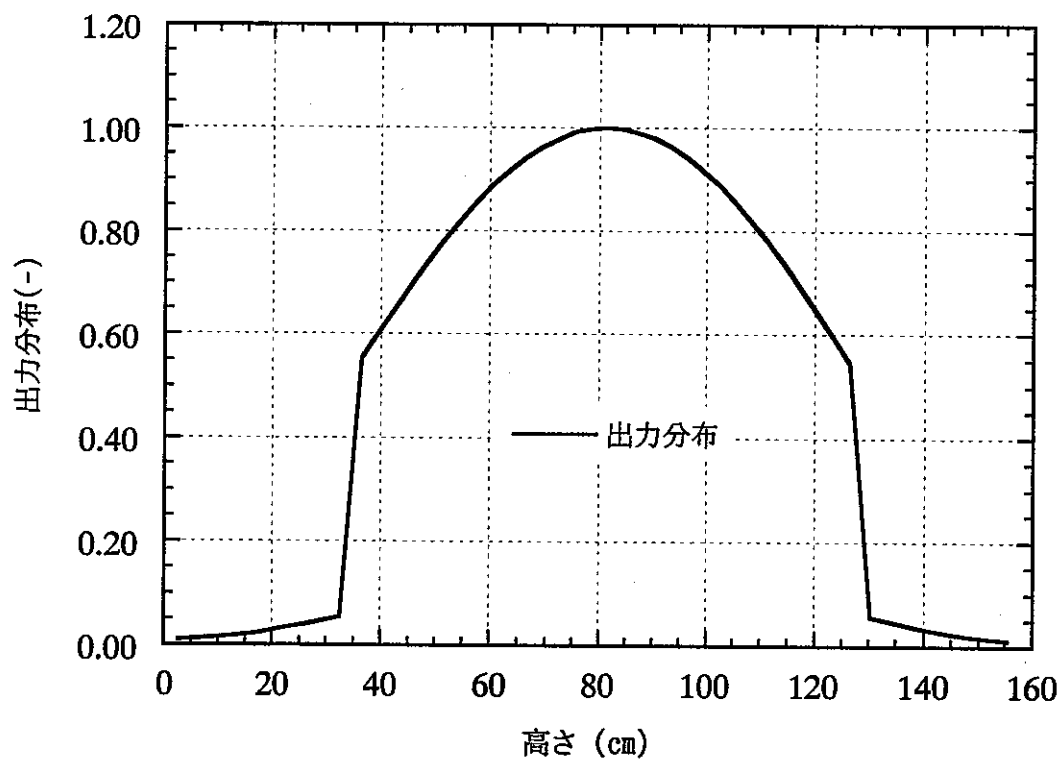


図 3.2 軸方向発熱分布 (もんじゅ体系)

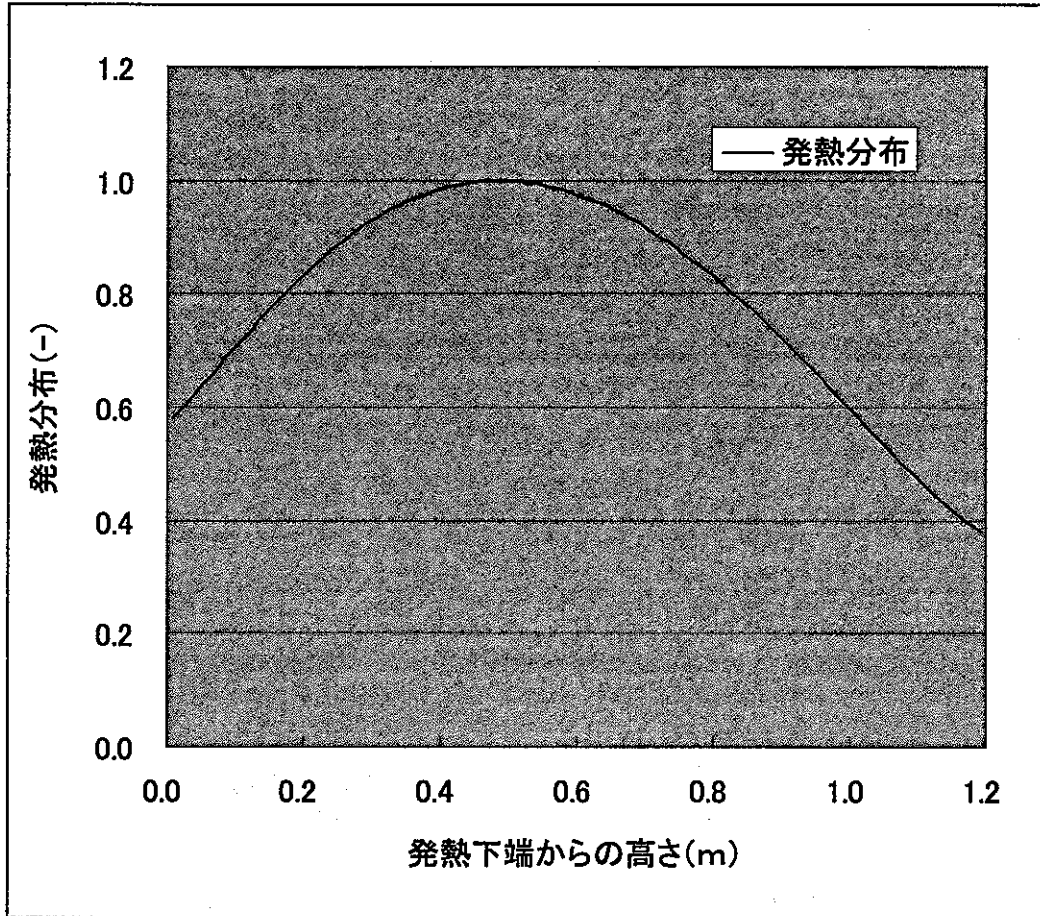


図 3.3 軸方向発熱分布 (暫定設計体系)

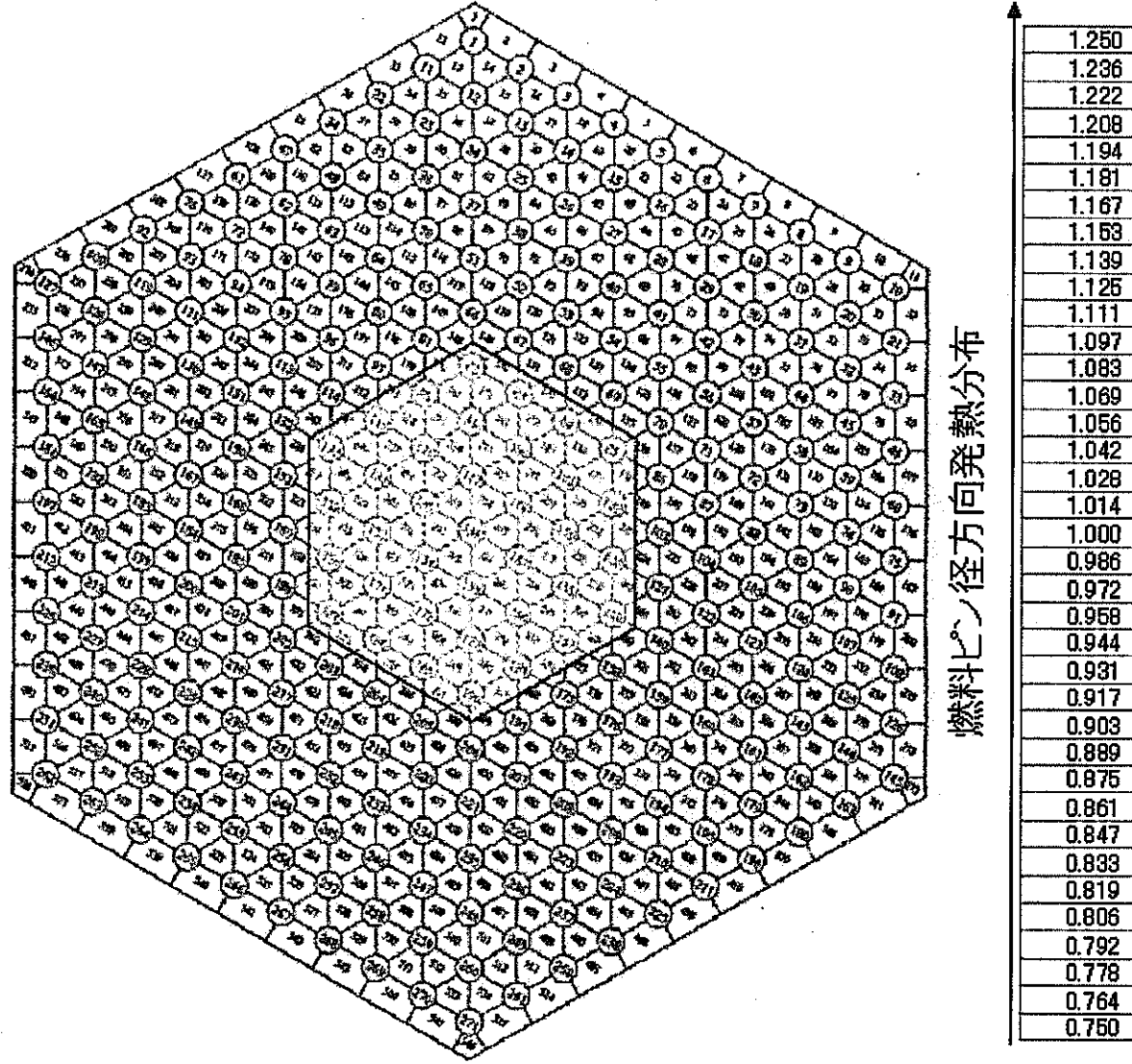
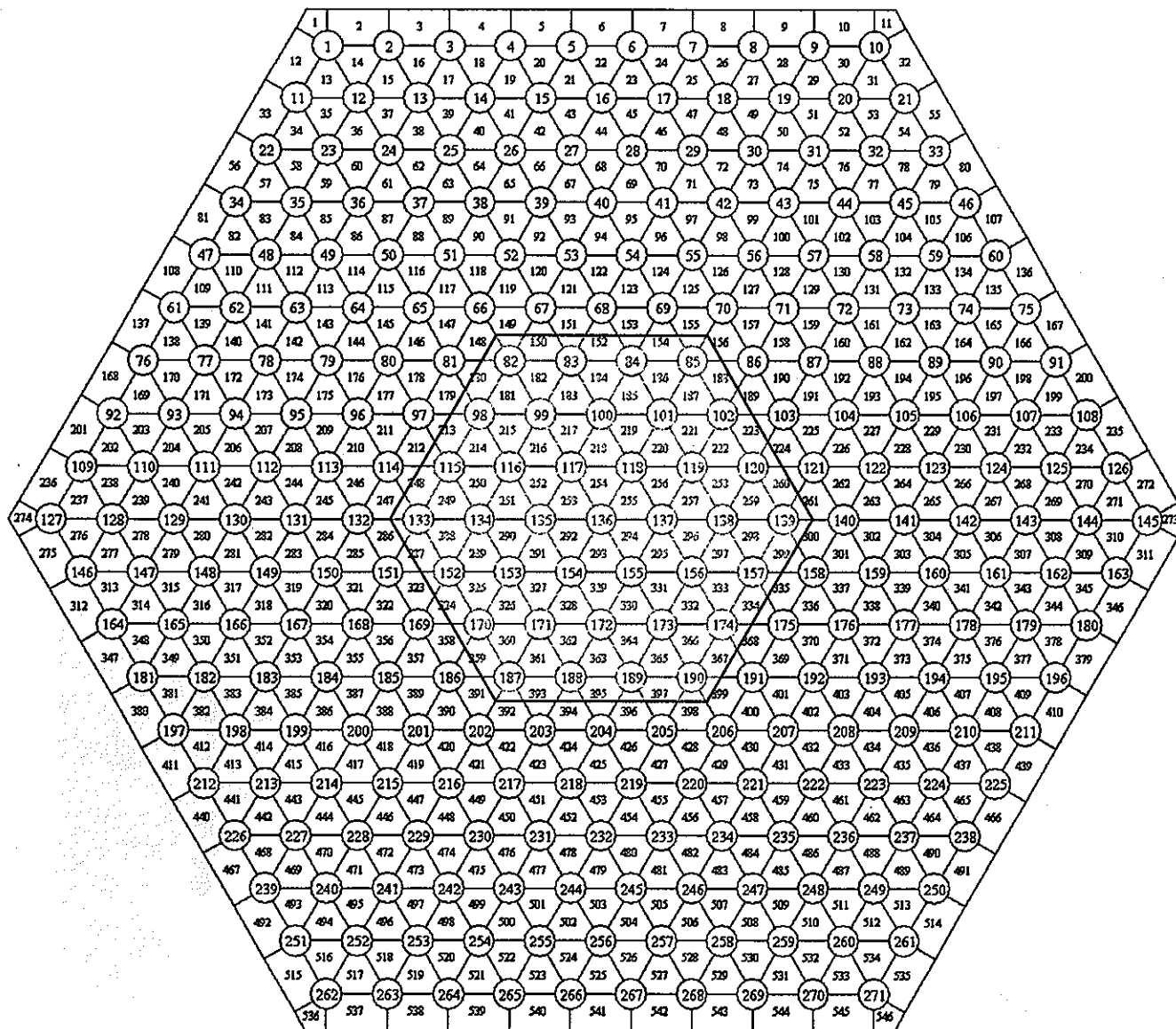


図 3.4 ケース 3、4 の相対出力分布 (最大発熱ピンが角にある場合)



燃料ピン径方向発熱分布

1.250
1.222
1.194
1.167
1.139
1.111
1.083
1.056
1.028
1.000
0.972
0.944
0.917
0.889
0.861
0.833
0.806
0.778
0.750

図 3.5 ケース 5、6 の相対出力分布 (最大発熱ピンが辺にある場合)

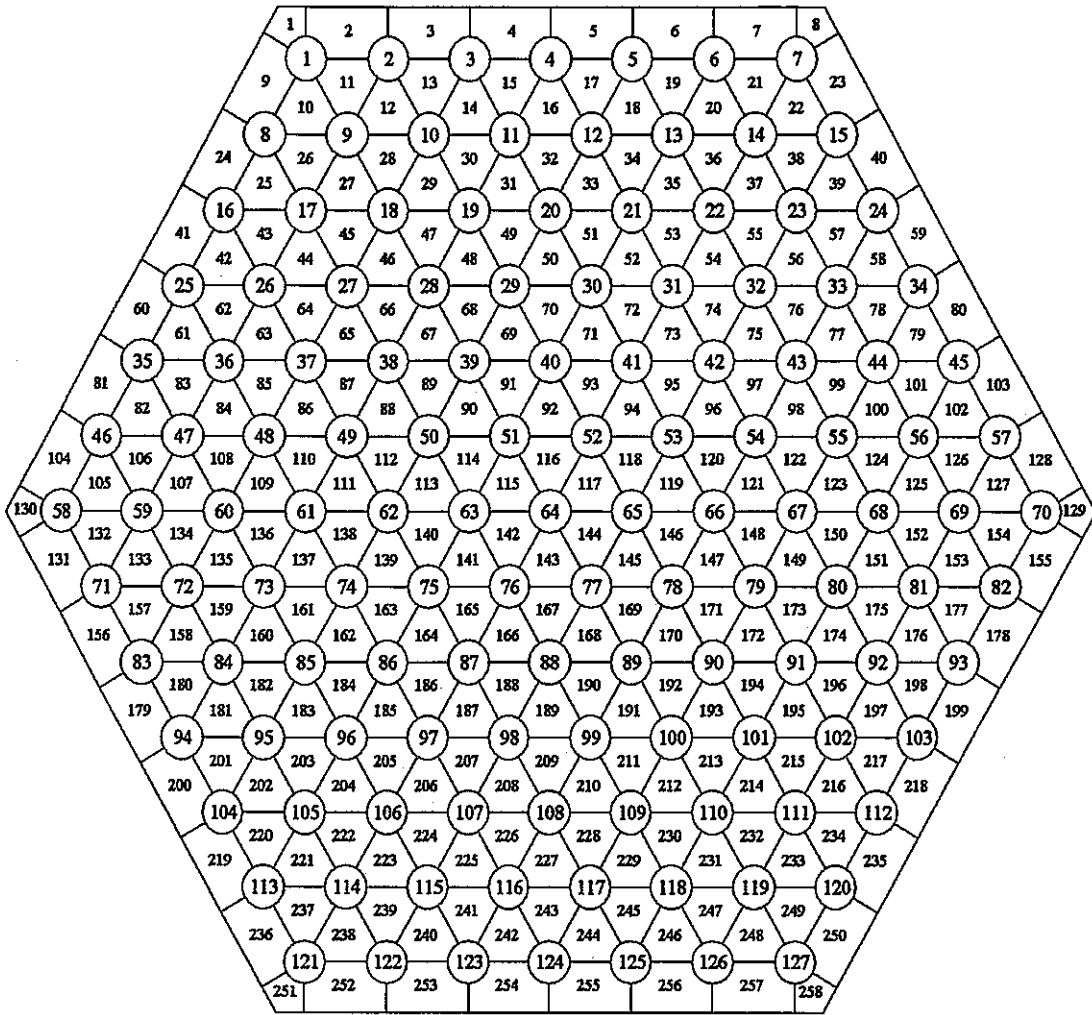


図 3.6 127本ピンバンドルサブチャンネル分割図

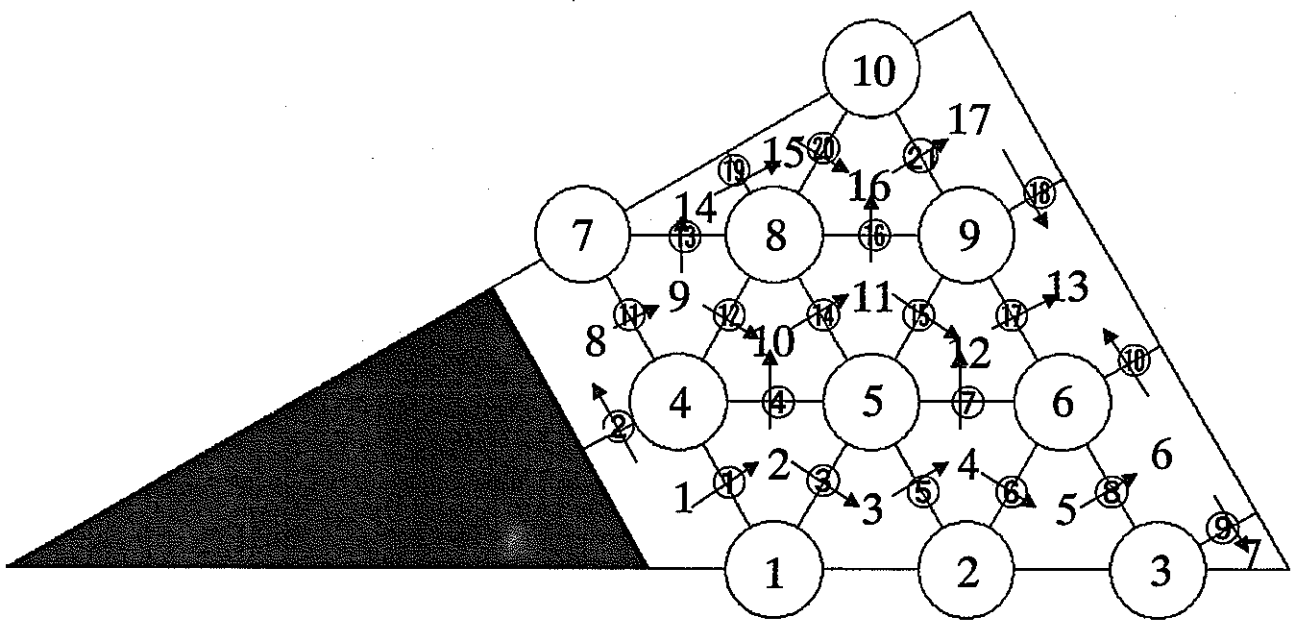


図 3.7 127本ピンベース内部ダクト体系サブチャンネル分割図 (1/12セクターモデル)

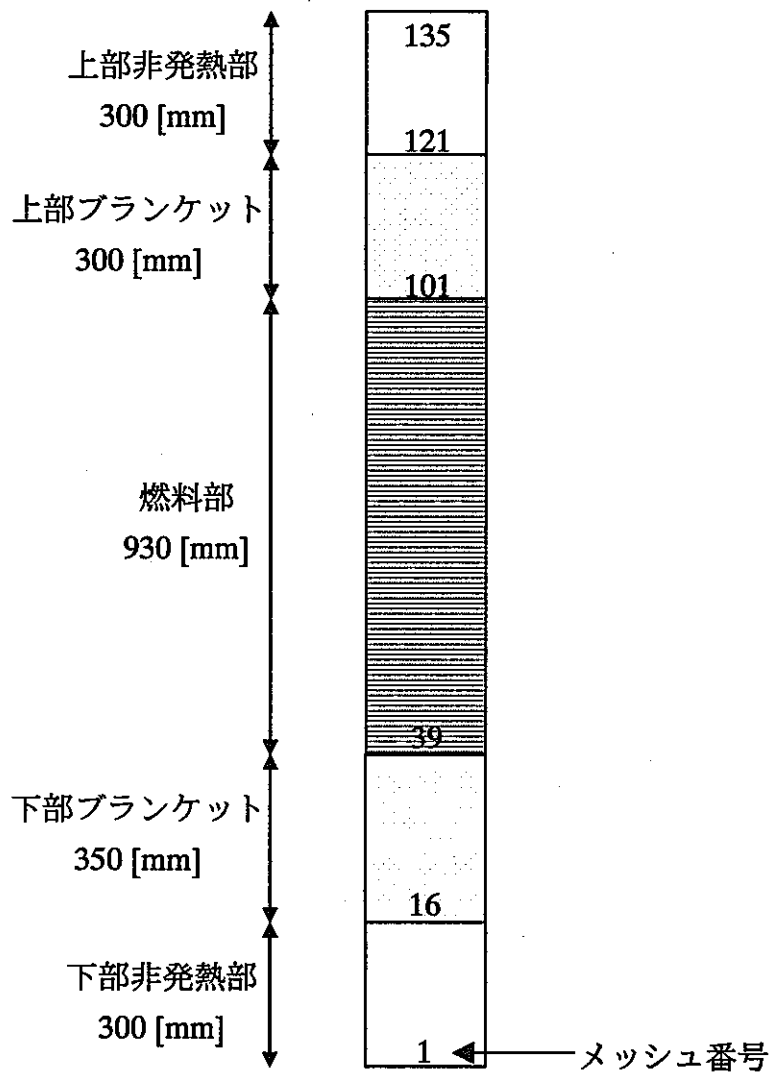
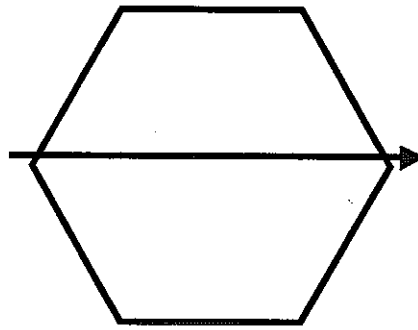


図 3.8 軸方向メッシュ分割図 (もんじゅ体系)



データ参照位置

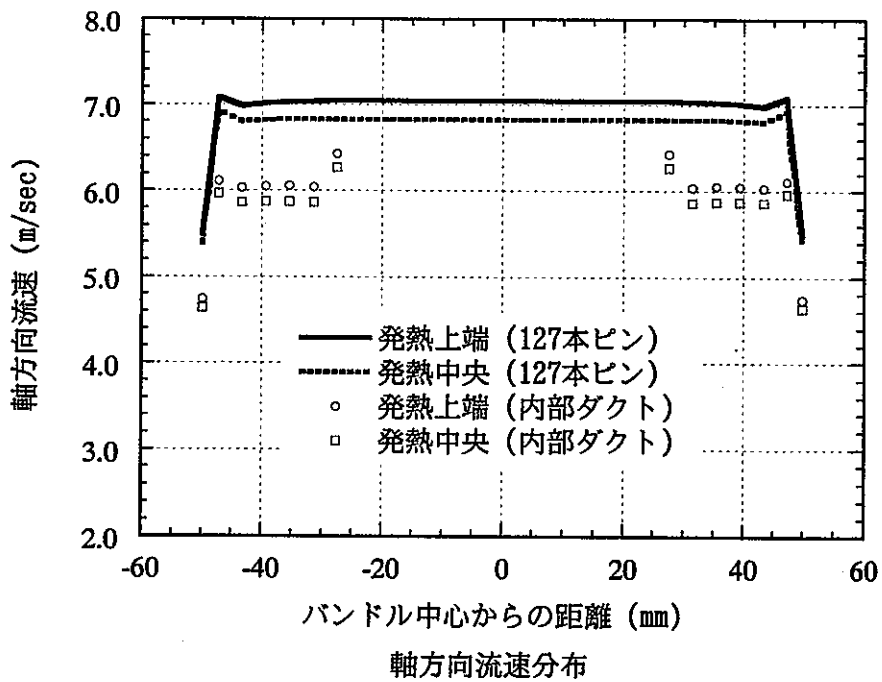
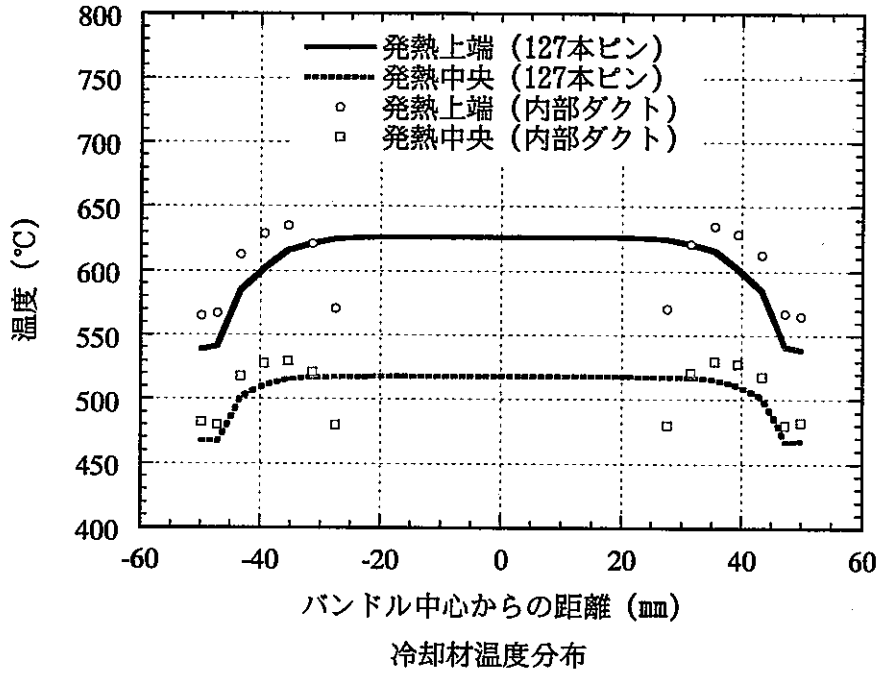
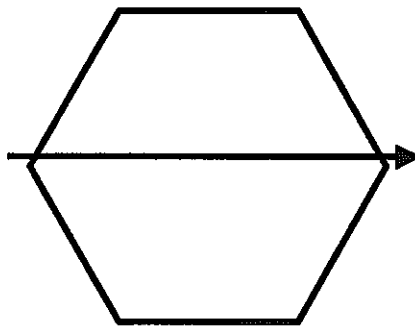


図 3.9 127 本ピン体系と内部ダクト体系の比較



データ参照位置

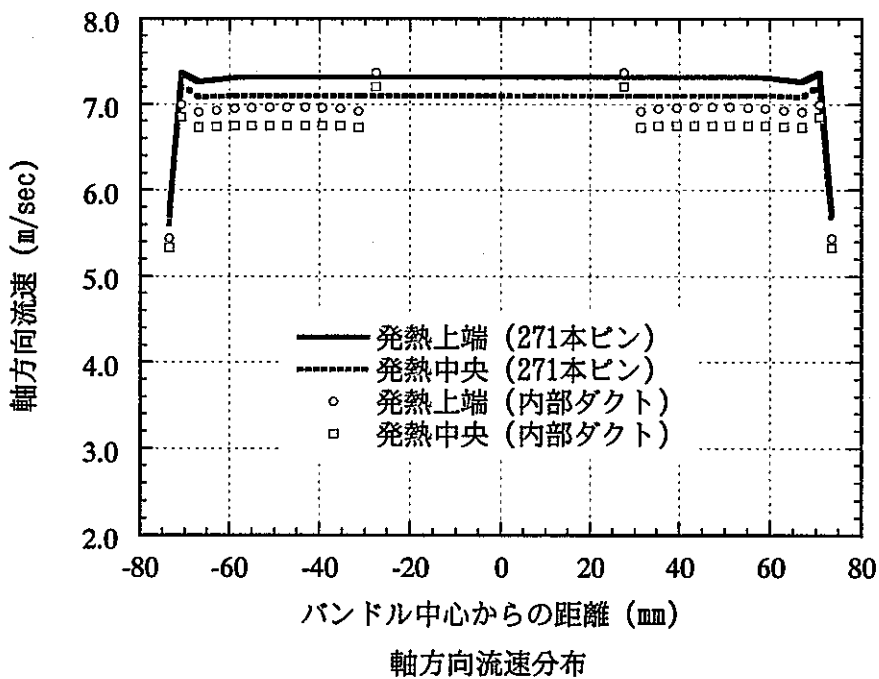
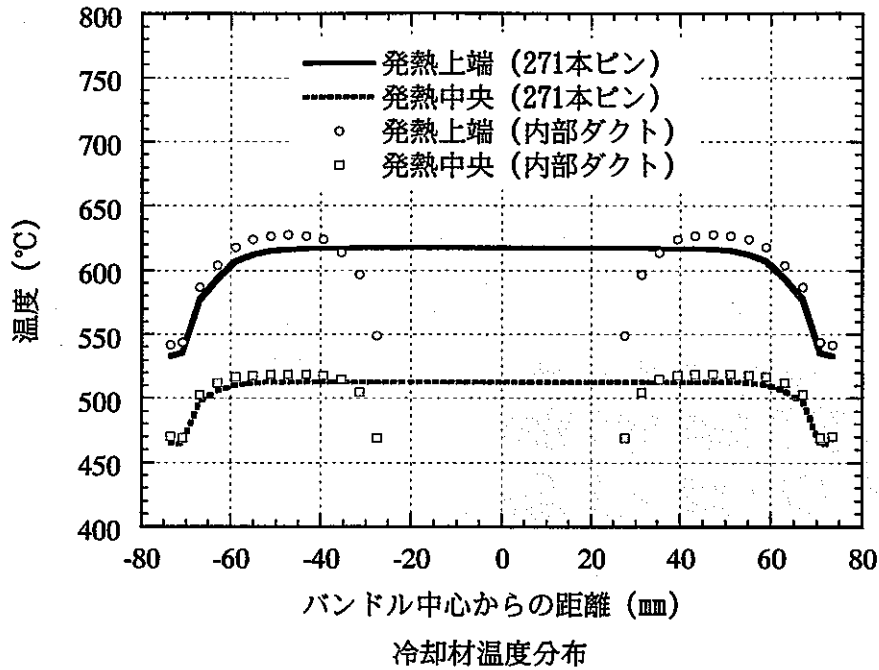


図 3.10 271 本ピン体系と内部ダクト体系の比較

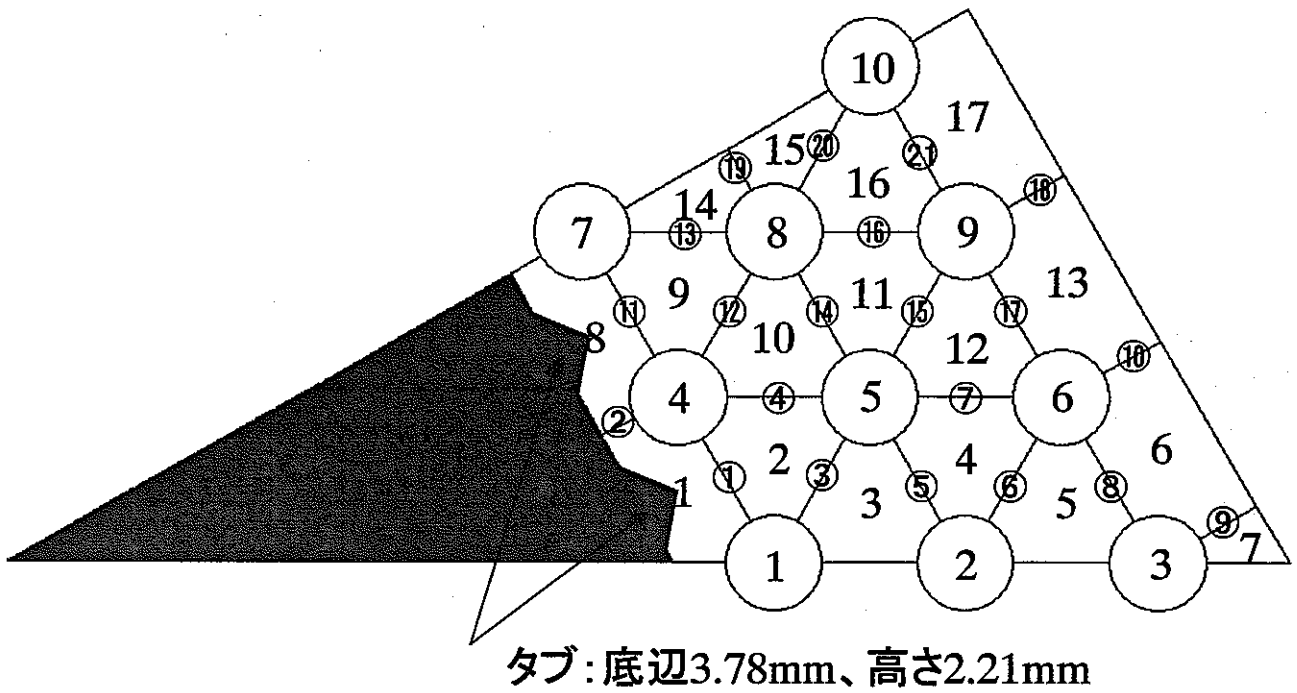
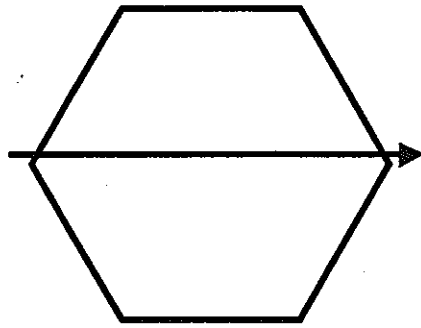


図 3.11 内部ダクト体系タブ配置図



データ参照位置

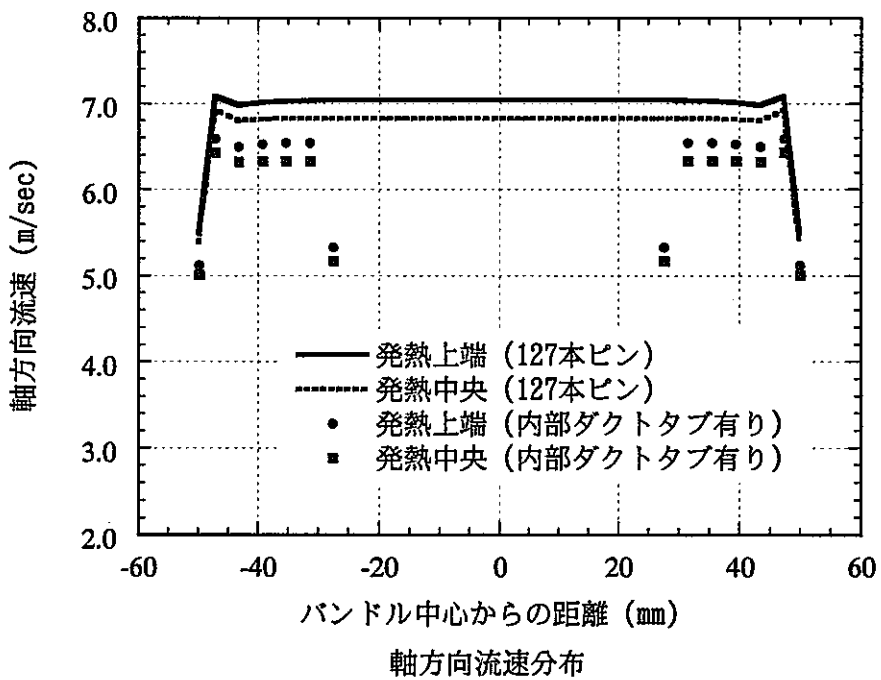
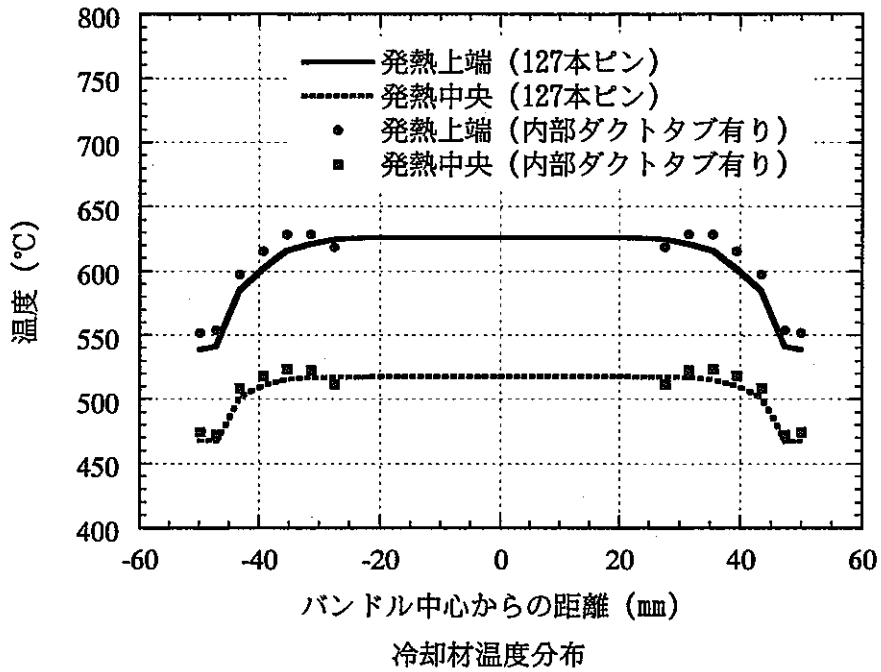
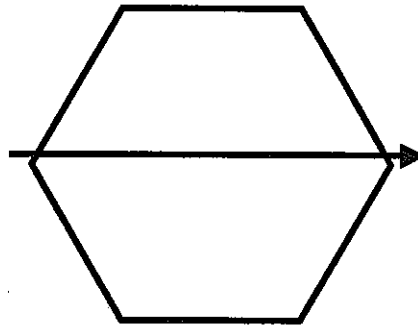
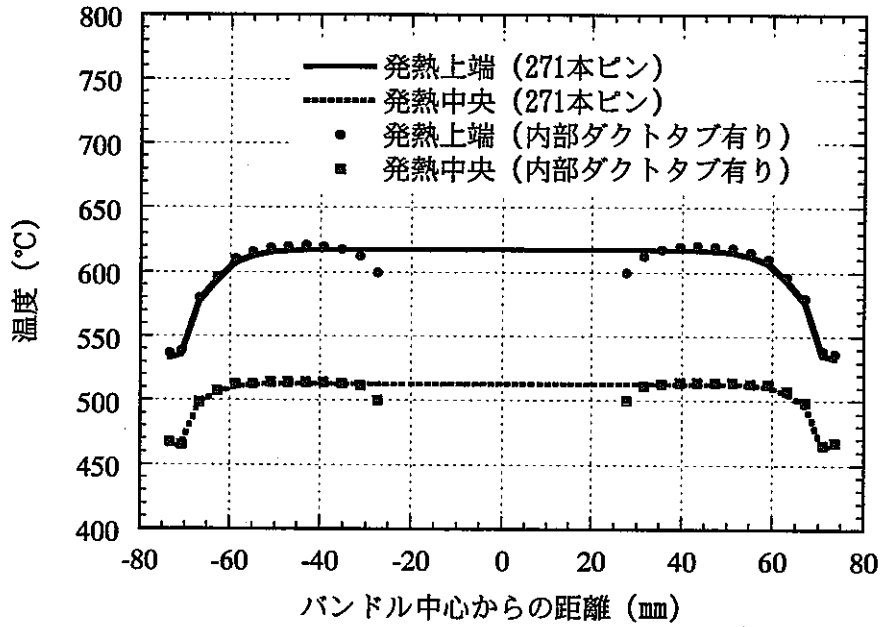


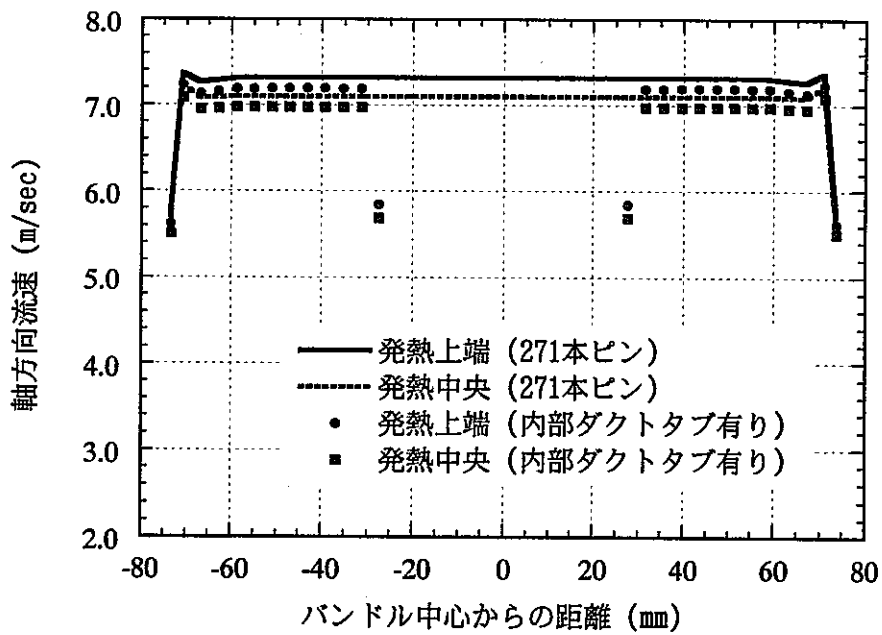
図 3.12 127 本ピン体系とタブ付き内部ダクト体系の比較



データ参照位置



冷却材温度分布



軸方向流速分布

図 3.13 271 本ピン体系とタブ付き内部ダクト体系の比較

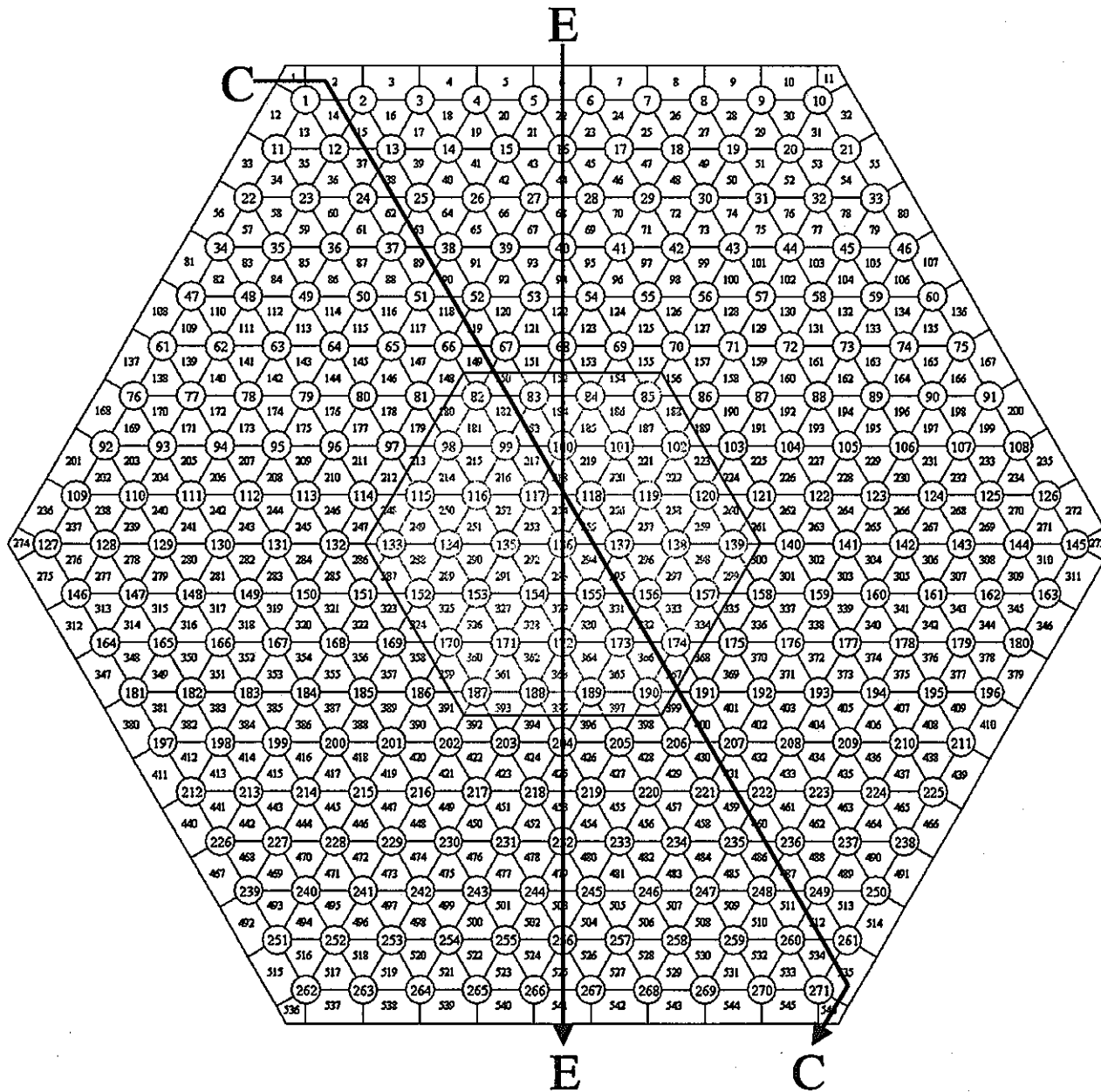


図 3.14 温度分布及び流速分布のデータ参照位置

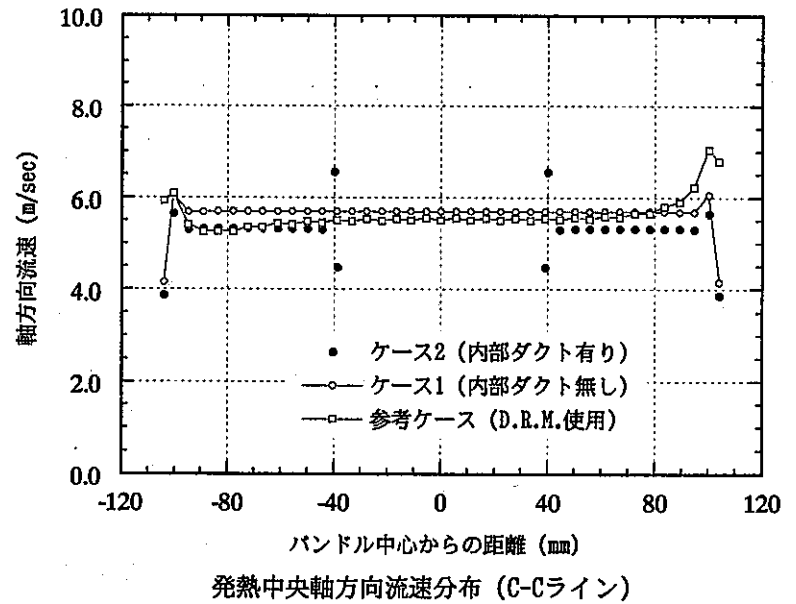
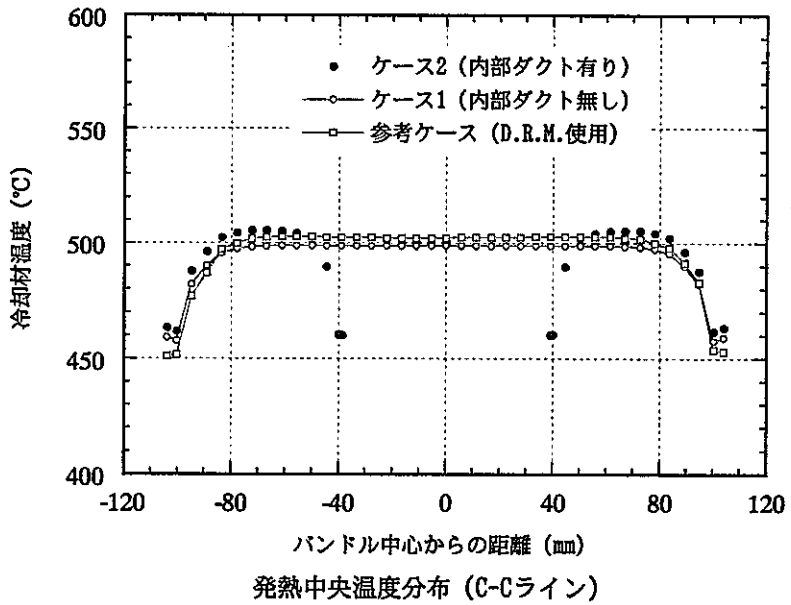
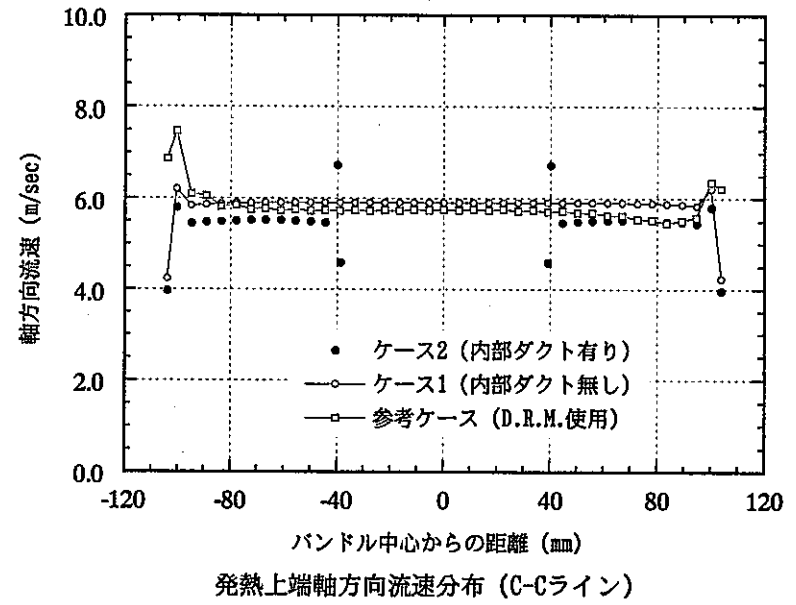
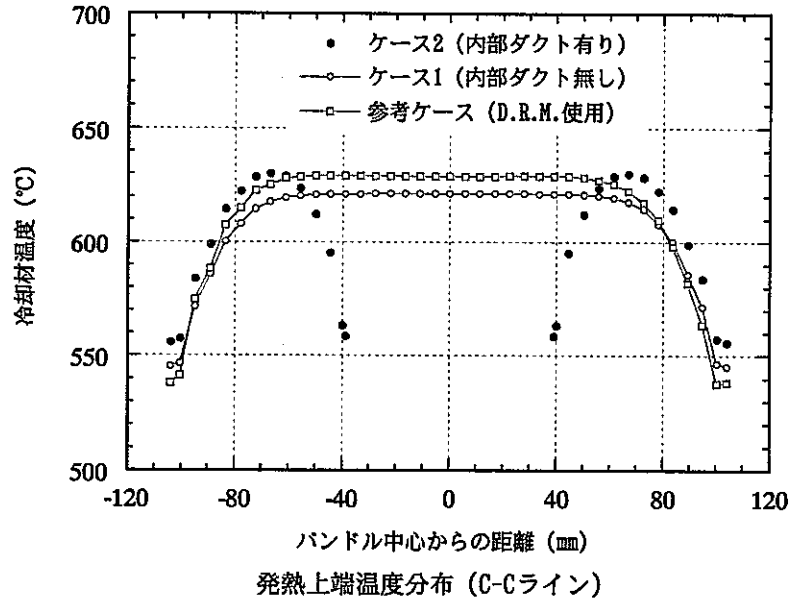


図 3.15 C-Cライン温度分布及び流速分布 (ピーキングファクタ 1.0 の比較)

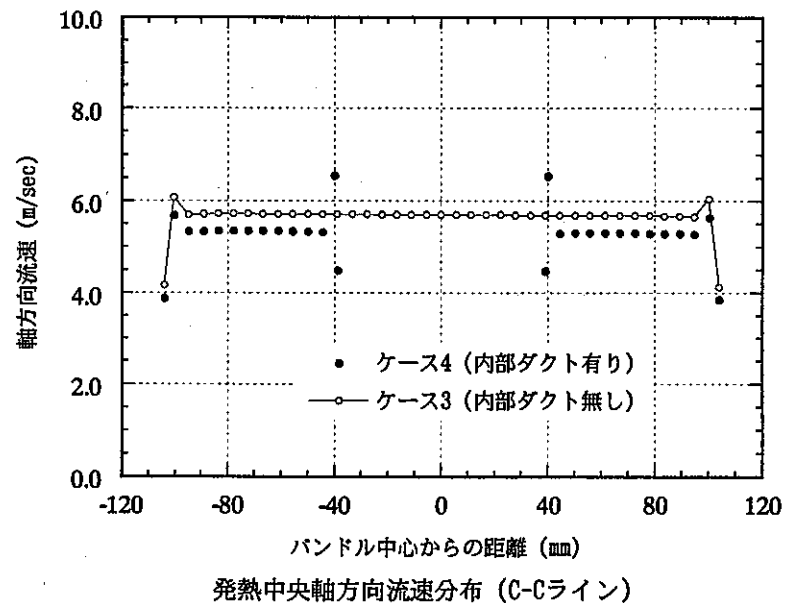
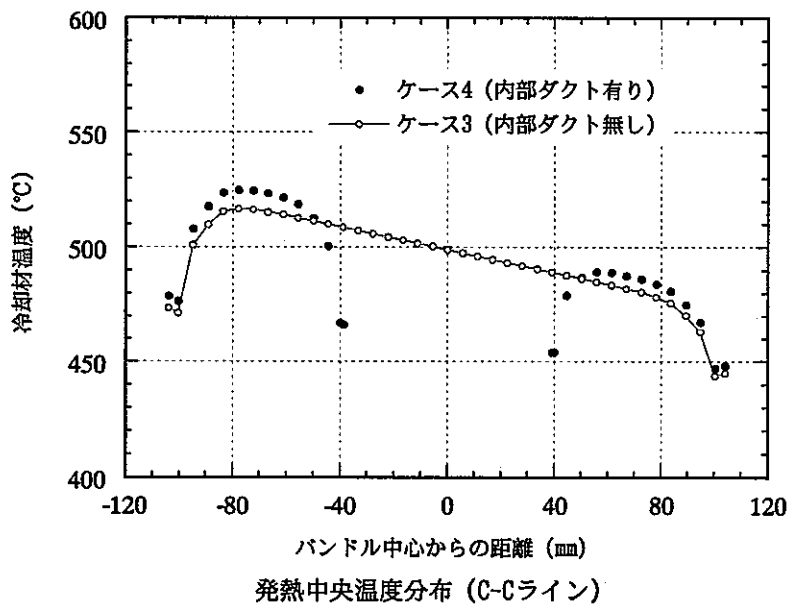
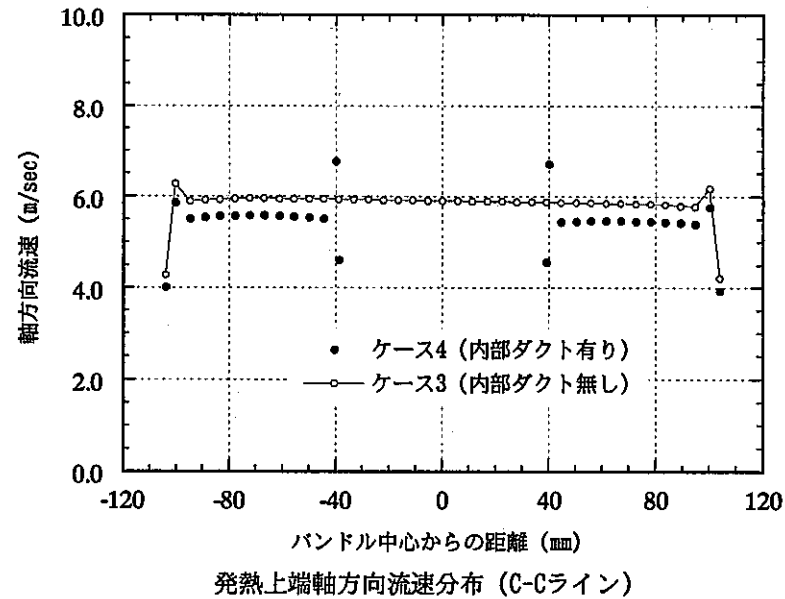
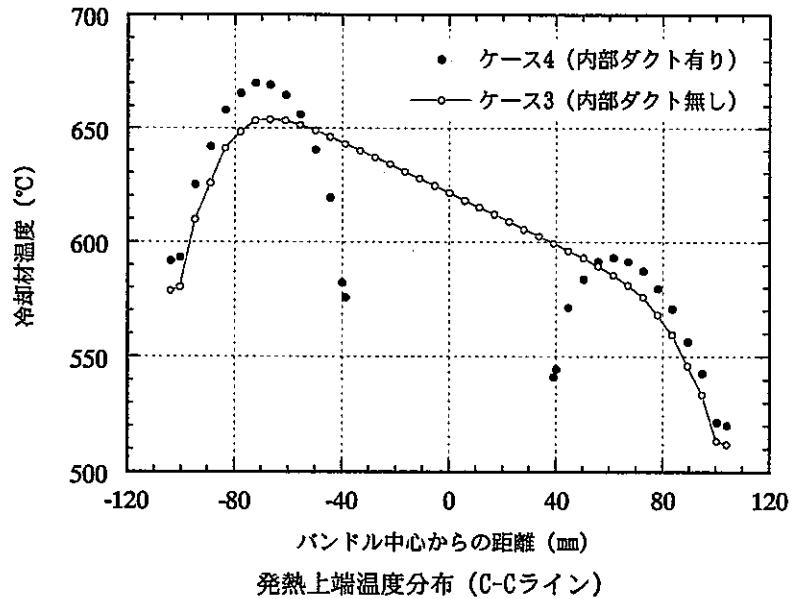


図 3.16 C-C ライン温度分布及び流速分布 (最大発熱ピンが角の場合)

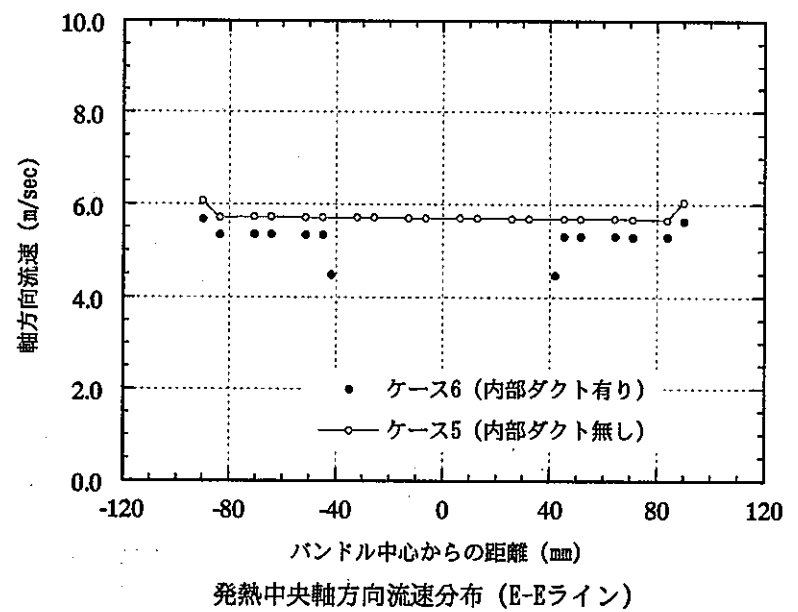
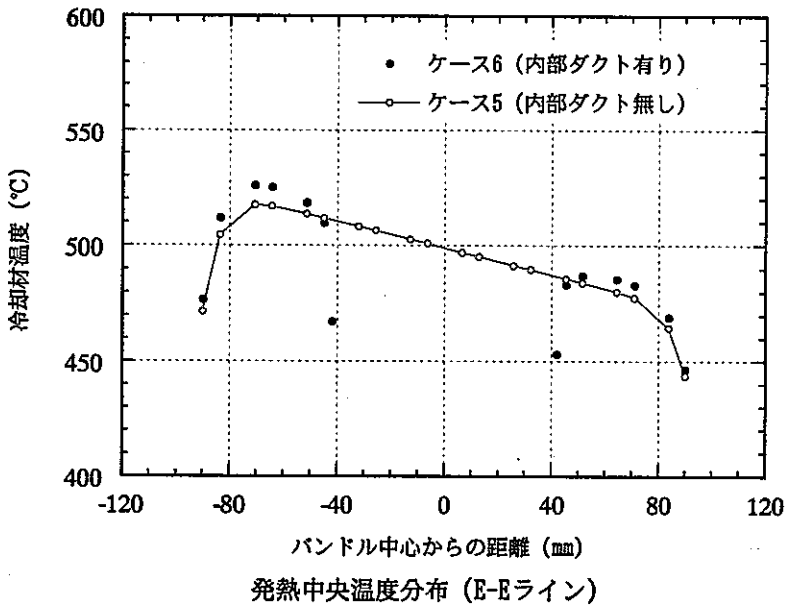
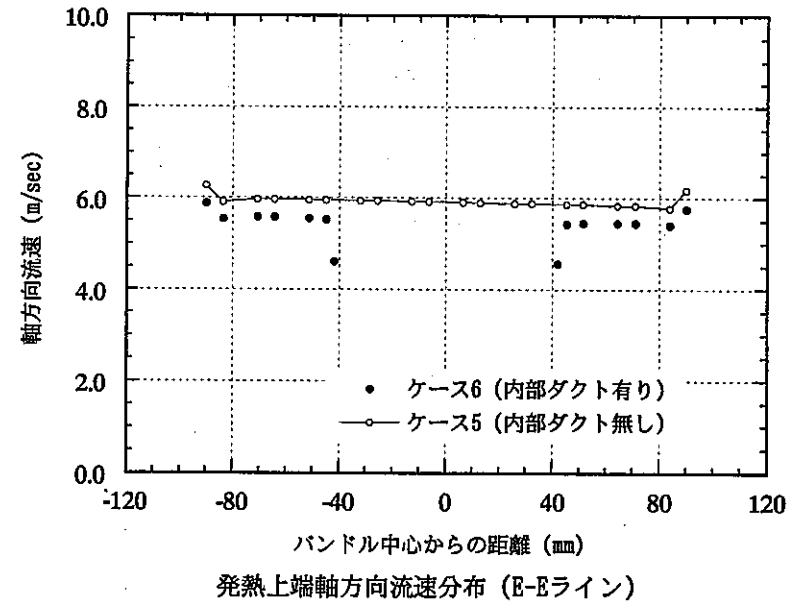
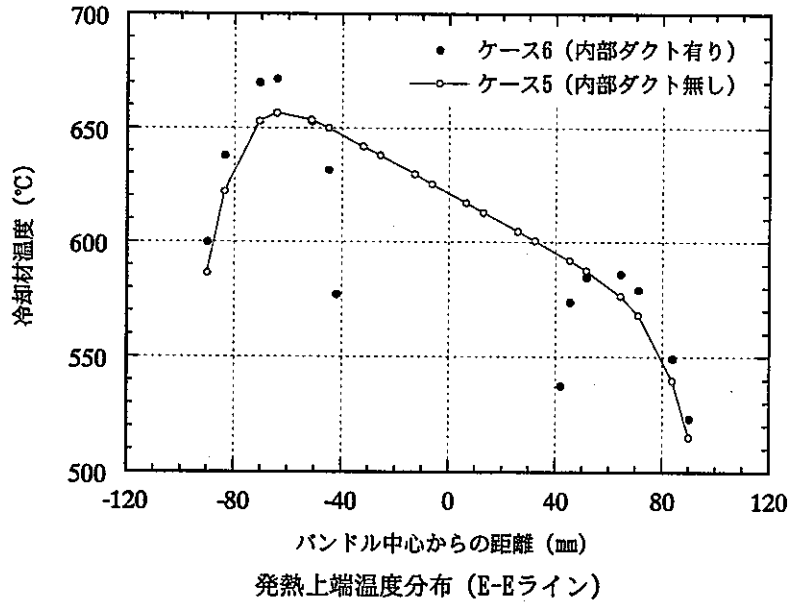


図 3.17 E-E ライン温度分布及び流速分布 (最大発熱ピンが辺の場合)

第4章 ダクトレス炉心熱流動評価

ナトリウム冷却炉、鉛冷却炉では、ダクトレス炉心も選択肢の1つである。このため炉心内冷却材流量配分や温度分布特性を解析する手法の整備を実施するとともに、ナトリウム冷却大型炉の設計例を対象として解析を実施し、炉心熱流動挙動を把握する。

4.1 解析モデルと解析条件

4.1.1 計算体系

解析対象としたナトリウム冷却大型炉ダクトレス炉心の水平断面を図4.1.1に、炉心の主要仕様および各炉心領域の仕様を表4.1.1および表4.1.2に示す。解析対象領域は、軸方向に炉心下端部から上部プレナムまで、径方向に第3炉心領域までである。解析領域の垂直断面イメージを図4.1.2に示す。なお、上部遮蔽体および下部構造物の設計は現行では行われていないので、本解析における炉心領域と同様のピンバンドルとした。

4.1.2 解析モデル概要

解析には多次元汎用熱流動解析コードAQUA^[4-1]を用いる。解析モデルは、炉心内を中心から同心円状に分割し同心円内の集合体を同一のコントロールボリューム(CV)として扱う円筒2次元モデルである。ダクトレス炉心では集合体間に集合体中心サブチャンネルと異なる流路(ギャップ)があり、このギャップ領域における流動状況を把握するために集合体間の径方向ギャップも1つのCVとしてモデル化を行った。なお、周方向の流れは均一であると仮定した。制御棒および熔融燃料排出チャンネルはダクトにて流路が構成されていることから、炉心領域とは別領域とした円筒1次元体系でそれぞれのチャンネルをモデル化した。炉心領域との接続は層内中心セルへ伝熱構造体として伝熱パスにて行った。その接続箇所を径方向メッシュ分割図(図4.1.5参照)に示し、接続に用いた伝熱モデルを4.1.4項に示す。2次元体系モデルの解析イメージを図4.1.3に示す。

4.1.3 計算メッシュ分割

炉心領域における水平断面メッシュ分割イメージの一部を図4.1.4に、径方向メッシュ分割を図4.1.5に、軸方向メッシュ分割を図4.1.6にそれぞれ示す。炉心層における径方向の分割は各層の集合体を3メッシュ、径方向集合体間ギャップ領域を1メッシュとしたものである。そのメッシュ幅は集合体部で集合体の対面間距離とし、ギャップ領域でギャップ幅に設定した。径方向メッシュ分割は第3炉心領域までの15層(第1層は熔融燃料排出チャンネルのため、固体セル1メッシュとして扱った)をそれぞれ3分割した43メッシュと各層間における径方向集合体間ギャップ14層の計57メッシュとした。軸方向の分割はグリッドスペーサ位置とアスペクト比を考慮して63分割とした。グリッ

ドスペーサは厚さが 20 mm のハニカムタイプとした。炉心層領域を占有する制御棒（該当層数 2 層）および溶融燃料排出チャンネル（該当層数 3 層）は解析モデル炉心流動領域と別の領域とした。その軸方向高さは上部プレナム部を除いた炉心領域と同様になるように 59 メッシュとした。解析モデル上の流動領域は、炉心層を 1 領域、制御棒を 2 領域、溶融燃料排出チャンネルを 3 領域とした計 6 領域である。総メッシュ数は 3882 メッシュである。

4.1.4 物理モデル

(1) 流路面積および多孔率、透過率

解析モデルの各層における流路面積は多孔率にて調整して解析対象の流路面積と一致させた。各メッシュにおける流路データとして流路面積、多孔率および透過率を表 4.1.3 ~ 表 4.1.5 に示す。

(a) 炉心領域

炉心領域の流路データを表 4.1.3 に示す。集合体部層内に制御棒あるいは溶融燃料排出チャンネルがある炉心層の軸方向流路面積は、炉心層流路面積からその非発熱チャンネル領域断面積を除いたものである。また、炉心領域上部にある Na プレナム部にはピンバンドルは無く、6 本のタイロッドのみとした。下部構造物および遮蔽体部では構造が不明のため、ピンバンドル部と同様の多孔率とした。軸方向の透過率は多孔率と同値とし、径方向の透過率は以下に示す値を設定した。

$$\gamma_x = \frac{P-D}{P} \quad P: \text{ピンピッチ} \quad D: \text{ピン外径}$$

ギャップ領域の流路設定イメージを図 4.1.7 に示す。図に示した各集合体間径方向ギャップ領域の合計をギャップ流路面積とした。制御棒および溶融燃料排出チャンネルに隣接する個所では、ダクトにてギャップ流路が他のギャップ領域の流路より狭くなっていると仮定して集合体間ギャップ幅の 1/2 とした。ギャップ領域の流路には燃料ピンを含まず、解析モデルにおけるギャップ領域に設定した多孔率は流路面積を一致させるために使用したものである。ギャップ領域には燃料ピンが無いことから径方向の透過率は両側とも設定しない。

第 2 炉心と第 3 炉心が混在する領域の 12 層およびギャップ に関しては次の通りとした。

- ・ k = 1 から k = 39 まで

ギャップ 11 および第 12 層では第 2, 3 炉心領域の組み合わせとした。集合体層における径方向透過率は、第 2 炉心と第 3 炉心のチャンネル数比 (24 : 42) で透過率を平均したものを使用した。

- ・ k = 40 から k = 43 まで

ギャップ 11 では k = 1 から k = 39 までと同様とした。第 12 層では第 2 炉

心領域で燃料ピン無しとし、第 3 炉心領域との組み合わせとした。集合体層における径方向透過率は、第 2 炉心と第 3 炉心のチャンネル数比 (24 : 42) で透過率を平均したものを使用した。

(b) 炉心層入口

炉心層入口の流路面積の流路データを表 4.1.3 に示す。この領域の流路面積は、下部構造物下端における流路断面積 (炉心領域と同様) であり、解析モデルのメッシュ面積と異なり透過率を用いて規定できないことから、流入セル表面要素面積で設定したものである。

(c) 制御棒および溶融燃料排出チャンネル

制御棒および溶融燃料排出チャンネルの流路データを表 4.1.4 に示す。この領域の流路面積は各層における制御棒および溶融燃料排出チャンネルの本数分とした。この流路面積から等価円を求めてその半径をメッシュ幅とする円筒 1 次元モデルとした。

(d) Na プレナム

Na プレナム領域の流路データを表 4.1.5 に示す。この領域では燃料集合体より燃料ピンがないものとしていることから、流路面積は炉心領域における流路面積に燃料ピン断面積を加えたものとした。

(e) グリッドスペーサ

グリッドスペーサ部ではスペーサの構造により径方向への流体の移動がないものとして透過率を 0.0 に設定した。

(2) 流動抵抗モデル

(a) ピンバンドル部

・ 軸方向

燃料集合体のサブチャンネル解析用に、多くの試験データをベースに開発された Cheng-Todreas モデル^[4-2]におけるワイヤスペーサ無しピンバンドルに対するサブチャンネル流動抵抗評価式を適用する。

$$f = C / \text{Re}^{0.18}$$

$$C = 0.1458 + 0.03632(P/D - 1) - 0.03333(P/D - 1)^2$$

なお、Re 数を算出する代表長さとしては、サブチャンネルの水力等価直径を使用した。各領域における抵抗係数および Re 数算出に用いる代表長さを以下に示す。

	第 1 炉心領域	第 2 炉心領域	第 3 炉心領域
C	0.15072	0.14997	0.14952
Re 数の代表長さ [m]	3.893e-3	3.965e-3	3.917e-3

・ 径方向

径方向のクロスフローに対する流動抵抗としては、HEDH^[4-3]の式を適用する。インラインおよびスタガード方向に対する相関式を以下に示す。

$$\text{インライン方向} \quad f = 312 \cdot \text{Re}^{-0.29}$$

$$\text{スタガード方向} \quad f = 262 \cdot \text{Re}^{-0.29}$$

本解析ではピンバンドルに対する流れの方向性を限定できないことから、インラインおよびスタガード方向の係数を平均化した以下の式を使用した。

$$f = 287 \cdot \text{Re}^{-0.29}$$

なお、前述した通りピンバンドル領域には径方向の表面透過率として、

$$\gamma_x = \frac{P-D}{P} \quad P : \text{ピンピッチ} \quad D : \text{ピン外径}$$

の設定である。従って、Re 数の代表速度の算出流速に最大流速が用いられることから、この透過率の設定による径方向へ流路の狭まった面積を通過する流速を用いるため、相関式の適用に支障はない。Re 数を算出する代表長さは、各炉心領域における燃料ピンの外径である。

第 2 炉心と第 3 炉心が混在する領域の 12 層は以下の取り扱いとした。

・ k = 39

第 2 炉心と第 3 炉心のチャンネル数比 (24 : 42) で係数および代表径を調整した。

・ k = 40 から k = 43 まで

第 2 炉心と第 3 炉心集合体の合計と第 3 炉心数の比 (42 / 66) を AQUA コード圧力損失相関式の係数 FORCEF に乗じて調整した。

(b) 集合体間 Gap 領域

・ 周方向

ギャップの流路面積をピンバンドル部流路とし、ピンバンドル部流動抵抗評価式に用いる Re 数を算出する代表長さに反映した。

・ 径方向

ギャップ領域に燃料ピンが存在しないことから、リファレンスケースとしては流動抵抗モデルを設定しない。

(c) 制御棒および熔融燃料排出チャンネル

現状では詳細設計が行われていないことから、実証炉での流量配分を考慮した流速を設定するので特に流動抵抗は設定しない。

(d) グリッドスペーサ

グリッドスペーサはハニカム形状として、流動抵抗に Rehme^[4-4]のモデルを適用する。

$$\zeta = C_v \cdot \varepsilon^2$$

$$C_v = 7$$

$\varepsilon = Asp / A$ (Asp : スペーサ投影面積、A : スペーサが無い場合の投影面積)

ε に 0.2 を使用することから ζ は以下の値となる。

$$\zeta = 0.28$$

(3) 伝熱モデル

(a) 燃料ピン

燃料ピンの伝熱モデルを図 4.1.8 に示す。各集合体内の燃料ピンは均一な発熱量であると仮定した。被覆管の寸法は各領域共通に 0.5 mm、被覆管-燃料ペレットのギャップ幅は 0.09 mm として、燃料ピン外径に合わせて燃料ペレットの大きさを決定した。この燃料ペレット径を次に示す。

	第 1 炉心	第 2 炉心	第 3 炉心
燃料ペレット径	0.00351	0.00401	0.00466

燃料ペレットは径方向に 2 分割、被覆管は径方向に 3 分割し、この間のギャップコンダクタンスとしては「もんじゅ」の設計データである 1350 Btu/hr·ft²F (= 7666 W/m²·K) を用いた。また、被覆管-冷却材間の伝熱達相関式には、以下の修正 Lyon の式を用いる。

$$Nu = 7.0 + 0.025(\psi \cdot Pe)^{0.8}$$

$$\psi = 0.5$$

伝熱達相関式に使用する代表長さとしてはサブチャンネルの水力等価直径を使用した。

(b) 制御棒および溶融燃料排出チャンネル

制御棒および溶融燃料排出チャンネルはダクトにて流路が構成されるので、伝熱構造体としてモデル化を行い炉心領域の冷却材と接続させる。ダクトの肉厚は実証炉と同等 (7.8 mm) とする。

ダクト-冷却材間の伝熱相関式には、以下の Subbotin の式^[4-5]を用いる。

$$Nu = 5.0 + 0.025(\psi \cdot Pe)^{0.8}$$

伝熱相関式に用いる代表長さとしては、炉心領域側ではサブチャンネルの水力等価直径とし、制御棒および溶融燃料排出チャンネルではダクトの水力等価直径とした。伝熱面積としては解析メッシュの表面積よりも実際の伝熱面積の方が大きくなることから、伝熱構造体のインプットで伝熱面積を調整した。その調整値を表 4.1.4 に固体透過率として示した。

4.1.5 発熱分布

各炉心領域の炉心中央高さ断面における燃料 1 ピン当たりの線出力径方向分布を図 4.1.9 に示す。径方向分割数は第 1 炉心領域を 2 分割、第 2 炉心領域を 3 分割および第 3 炉心領域を 3 分割し、各径方向分割領域における線出力を各領域内の平均値とし、その値を図中に示した。各炉心領域における燃料 1 ピンあたりの軸方向線出力比を図 4.1.10 に示す。燃料ピンの軸方向分割は図中に破線で示した通り、第 1 炉心領域を 5 分割、第 2 炉心領域および第 3 炉心領域を 6 分割とした。この軸方向線出力から算出した軸方向各部の発熱量および体積発熱率を表 4.1.6 に示す。また、各分割領域における単位面積当たりの燃料ピン本数を表 4.1.7 に示す。

4.1.6 境界条件

炉心流入冷却材条件、制御棒および熔融燃料排出チャンネルの流量配分を表 4.1.8 に示す。制御棒の流量配分は実証炉の値を使用し、1 次系全流量の 1.4 % の流量とした。熔融燃料排出チャンネルの流量配分は 1 次系全流量の 0.1 % の流量とした。冷却材は各メッシュの下部構造物下端から均一に流入させて、上部プレナム最外周メッシュより流出させた。第 3 炉心領域の最外層および上部プレナムの各壁面を断熱条件とした。

4.1.7 物性値

(1) 燃料ペレット (PuO₂-UO₂)

燃料ペレットの物性値データは実証炉の安全解析用データを使用した。

・密度 [g/cm³]

$$\rho = 0.48 \cdot Y + 10.96 - 2.5(2.0 - O/M)$$

O/M : 化学理論比 1.98

	第 1 炉心領域	第 2, 3 炉心領域
Y : PuO ₂ /(Pu, U)O ₂	0.17	0.258
密度 ρ [kg/m ³]	10993	11031

・比熱 [J/kg・°C]

$$C_p = 194.46 + 0.2636 \cdot T - 1.8144 \times 10^{-4} \cdot T^2 + 4.7608 \times 10^{-8} \cdot T^3$$

T : 温度 [°C]

・熱伝導率 [W/m・°C]

$$\lambda = 4.4376 - 0.0031613 \cdot T + 1.3236 \times 10^{-6} \cdot T^2 - 1.3061 \times 10^{-10} \cdot T^3$$

T : 温度 [°C]

$$\left(K = 0.01169 + \frac{1.0}{\left[0.06717 + \frac{0.02262(1-\rho)}{O/M - 1.9} \right]_t} + 7.214 \times 10^{-13} \cdot T^3 \right)$$

K : 熱伝導率 [W/cm・°C]、ρ : 理論密度比 (0.95)、O/M : 化学理論比 (1.98)

を上記多項式にて近似した)

(2) 被覆管

被覆管は AQUA コード固体材料オプションに用意されている SUS316 の物性値を使用した。

4.1.8 数値解析条件

本解析に使用する数値計算条件を以下に示す。

- ・解析コード : 多次元熱流動解析コード AQUA Ver 8.1
- ・座標系 : $r - \theta - z$ 系、円筒 2 次元モデル
- ・数値計算アルゴリズム : 完全陰解法
- ・対流項差分 : 1 次風上法
- ・乱流モデル : 使用せず

4.2 解析ケース

注目した解析パラメータは次のとおりである。

パラメータ 1 : 炉心入口流量配分

パラメータ 2 : グリッドスペーサの段数

パラメータ 3 : 燃料集合体間ギャップ領域におけるグリッドスペーサの影響

(影響を考慮しない場合と、完全に流路を閉塞する場合を想定)

これらのパラメータに対して、以下の表 4.2.1 に示すように 8 つの解析ケースを設定した。

表 4.2.1 解析ケース

解析ケース	流量配分	炉心部(下部非発熱部含む)グリッドスペーサ段数(段)	ギャップ領域の流動抵抗(グリッドスペーサ部の閉塞)
Case 1 (Reference)	入口面積比流入流速 (流入流速均一)	4 (第 1 炉心領域: 3)	無
Case 2	出力比流入流速	4 (第 1 炉心領域: 3)	〃
Case 3	流入流速均一	6 (第 1 炉心領域: 5)	〃
Case 4	〃	0	〃
Case 5	〃	4 (第 1 炉心領域: 2)	〃
Case 6	〃	4 (第 1 炉心領域: 1)	〃
Case 7	〃	4 (第 1 炉心領域: 3)	有
Case 8	〃	6 (第 1 炉心領域: 5)	〃

Case 1 をはじめとする流入流速均一条件では、具体的には 5.47 m/s の均一流速を炉心入口に与える。Case 2 は径方向発熱分布に比例した形で流入流速を各層に与えたものである。各層における流入流速を Case 1 の流速を基準にした流速比として図 4.2.1 に示す。炉心部におけるグリッドスペーサの設置位置は、図 4.1.6 に示されるグリッドスペーサ No. 4 ~ No. 7 に対応する。各ケースにおけるグリッドスペーサの設置状態を表 4.2.2 に示す。

4.3 解析結果

4.3.1 リファレンスケース (Case 1)

図 4.3.1 に冷却材温度および圧力分布、図 4.3.2 に流速分布、図 4.3.3 (不明) に垂直断面における流速ベクトル分布、冷却材温度分布および圧力分布を示す。また、図 4.3.4 に炉心上端における各層の平均温度分布と各層の単位面積発熱量を示す。

流動場

冷却材の流れは、各炉心領域の上端高さが第 1 炉心、第 2 炉心、第 3 炉心領域の順に高くなることやピン径が異なることなどから、第 2、第 3 炉心領域の上部で相対的に内向流が強くなる傾向が見られる (図 4.3.3 (a))。また、ギャップ領域の流動抵抗を (粘性以外) 考慮していないことから、ギャップ内軸方向流速は集合体領域の流速 (約 5 m/s) に比べ 2.5 倍程度速い流れとなる。炉心部におけるグリッドスペーサは、その上流側で径方向流速を生じさせる要因となっている (図 4.3.2(d))。これが流量配分やミキシングをある程度促進する効果を持つと考えられる。

炉心部径方向圧力は内側層より外側層が高く、その差は 2 層と 15 層の炉心中央高さで比較すると 6.9 kPa である。また、炉心部軸方向圧損は炉心入口 ($k = 13$) と Na プレナム上部 ($k = 49$) 区間で 0.073 MPa である。

温度場

冷却材最高温度は 599℃で、第 1 炉心領域 2 層炉心上端に発生している。トータル発熱量と総流量から算出した混合平均温度は 550℃であるから、ピーキング係数は 1.32 程度となる。径方向温度分布は、図 4.3.4 に示す通り第 1 炉心領域では 2 層および 5 層で高くなり、4 層および 7 層では制御棒ダクトの低温冷却材との熱交換効果により温度は低くなる。また、第 2 炉心および第 3 炉心領域では単位面積発熱量の高い 9 層および 13 層で高温となる。

図 4.3.1(a) に示されるように炉心中央における各層の外側温度が低下するが、これは炉心領域内で見られる内向流によりギャップ領域低温冷却材との混合が起こるためである。ギャップ領域と集合体領域の温度差は、炉心中心付近で大きいところで 130℃程度である。この温度差は炉心上部ではミキシングにより小さくなる傾向にあるが、Na プレナム領域においても完全にはミキシングせず約 50℃の温度差が残る。

4.3.2 入口部流量配分の影響

Case 2 について、図 4.3.5 に冷却材温度および圧力分布、図 4.3.6 に流速分布、図 4.3.7 に垂直断面における流速ベクトル分布、冷却材温度分布および圧力分布を示す。また、図 4.3.8(a) に炉心上端における各層の平均温度分布を示す。

出力比に比例させた流量配分では、相対的に内側炉心領域の流速が速くなるものの、下部構造物領域で流量再配分が進み (図 4.3.7(a))、その効果を抑制する傾向となった。冷却材温度については、炉心上端で 594℃の最高温度となりリファレンスケースと比べて 5℃程度低くなった。これよりピーキング係数は約 3% 低下し 1.28 となった。炉心上端での径方向温度分布を見ると、第 1 炉心領域の内側に幾分差が見られる程度である (図 4.3.8(a))。

4.3.3 グリッドスペーサ段数の効果

リファレンスケースでは下部非発熱部を含む炉心部におけるグリッドスペーサの設置段数は 4 段 (発熱部 3 段) であるが、これに対して 6 段 (発熱部 5 段: Case 3)、無し (Case 4) とした 2 ケース、および第 1 炉心領域グリッドスペーサ設置段数のみを 2 段 (Case 5)、1 段 (Case 6) とした 2 ケースの計 4 ケースについて比較を行った。図 4.3.9(1)~(4) に主要位置における冷却材温度および圧力分布を、図 4.3.10(1)~(4) に主要位置における流速分布を、図 4.3.11(1)~(4) に垂直断面における流速ベクトル、冷却材温度および圧力の空間分布を示す。また、図 4.3.8(b) に炉心上端における各層の平均温度分布を示す。

グリッドスペーサの段数を増加させた場合、グリッドによるミキシング効果が増加するものの、同時に燃料部の圧力損失の増加によりギャップ部の流量も増加、燃料部の流量配分が変化し効果を相殺する。このため、CASE 3 (6 段) の冷却材最高温度はリファレンスケースと同様の 599℃であった。ギャップ部と燃料部の温度差は、リファレンスケースに対して最大 20℃程度拡大した。一方、CASE 4 はその逆の効果となりギャップ部の軸方向流速が相対的に抑えられるが、第 1 炉心領域内側でのミキシングが乏しくなるため、むしろ冷却材最高温度は 603℃と微増している (他の領域では径方向流れは増大する傾向にある)。

冷却材温度の平坦化を狙い、第 1 炉心領域のみのグリッドスペーサ段数を減らした Case 5, Case 6 では、第 2 炉心領域から第 1 炉心領域に流れ込む流れが相対的に強くなるものの、温度場はリファレンスケースと比較して大きな差異はない。冷却材最高温度もそれぞれ 598℃、599℃でありほとんど差がない。但し、グリッドスペーサの担う圧力損失を現在の設定より大きくすれば、冷却材温度をある程度平坦化する方向に流量配分を調整することは可能と考えられる。

4 ケースのピーキング係数は、それぞれ 1.32, 1.34, 1.31, 1.31 とリファレンスケースの 1.32 とほぼ同等である。ちなみに炉心部軸方向圧力損失は、炉心入口 ($k = 13$) と

Na プレナム上部 ($k = 49$) 区間で、0.074 MPa (Case 3)、0.068 MPa (Case 4)、0.073 MPa (Case 5)、0.073 MPa (Case 6)である。

4.3.4 ギャップ領域のグリッドスペーサによる流路閉塞の影響

これまでの解析ケースではギャップ領域の流動抵抗を粘性によるせん断力しか考慮していなかったが、ここではギャップ領域の流量を抑制する手段として、グリッドスペーサでギャップ流路を閉塞した体系を解析した。Case 7 では炉心部グリッドスペーサ段数をリファレンスケースと同様の 4 段、Case 8 では 6 段を設定している。図 4.3.12(1)～(2)に冷却材温度および圧力分布を、図 4.3.13(1)～(2)に流速分布を、図 4.3.14(1)～(2)に垂直断面における流速ベクトル分布、冷却材温度分布および圧力分布を示す。また、図 4.3.8 (c) に炉心上端における各層の平均温度分布を示す。

グリッドスペーサ毎にギャップ流が集合体バンドル内に分散されるため、ギャップ部一バンドル部の軸方向流速差が 1m/s 程度にまで縮小し、バンドル部流量が実質増加するとともにミキシングも促進される。これにより冷却材最高温度は、Case 7 では第 1 炉心領域 2 層上端で 577 °C、Case 8 では第 2 炉心領域 9 層上端で 574 °C となった。(Case 8 で最高温度を示す個所での Case 7 における温度は 575 °C である)。各ケースのピーキング係数はそれぞれ 1.17、1.16 であり、リファレンスケースに比べて大きく減少するとともに、その効果は炉心部グリッドスペーサの設置段数が増加するほど大きいことがわかる。炉心部差圧としては、第 3 炉心領域+Na プレナム領域で比較すると、リファレンスケースで 0.073 MPa であるのに対して、Case 7, Case 8 ではそれぞれ 0.09 MPa, 0.10MPa と増加している。

以上の解析ケースの結果を次表にまとめて示す。

表 4.3.1 解析結果

解析ケース	最高温度 [°C]	ピーキング係数 [-]	炉心部圧損	
			k=13~49 間 [MPa]	k=1~49 間 [MPa]
Case 1	598.8	1.315	0.0733	0.172
Case 2	593.8	1.279	0.0750	0.178
Case 3	598.8	1.315	0.0742	0.173
Case 4	603.2	1.343	0.0681	0.167
Case 5	597.5	1.307	0.0731	0.172
Case 6	598.4	1.312	0.0726	0.171
Case 7	577.0	1.174	0.0907	0.200
Case 8	574.3	1.157	0.0956	0.205

4.4 まとめ

ナトリウム大型炉ダクトレス炉心設計例に対して、パラメータ解析を実施した結果、燃料集合体間ギャップの漏れ流量の影響が大きいこと、このギャップ流量をグリッドスペーサ等で抑制すれば、ピーキング係数を小さくすることも可能であることが明らかとなった。今後3次元モデルによる詳細解析を実施する予定である。

表4.1.1 炉心概念主要仕様

項目		仕様
電気出力	MWe	1500
炉心熱出力	MWt	3660
炉心等価直径	m	4.11
炉心燃料集合体数	体	486
冷却材総流量	kg/s	18687
燃料集合体部流量	kg/s	18407
制御棒、溶融燃料排出チャンネル流量	kg/s	280
炉心入出口温度	°C	395/550

表 4.1.2 燃料集合体仕様

項目		第1炉心領域	第2炉心領域	第3炉心領域
集合体ピッチ	mm	174	174	174
ピン外径	mm	8.2	9.2	10.5
ピン列数	-	11	10	9
ピン本数	本	325	265	211
タイロッド本数	本	6	6	6
ピンピッチ	mm	9.5	10.4	11.7
ピン間ギャップ	mm	1.3	1.2	1.2
最外周ピン間ギャップ	mm	2.2	2.2	2.1
熱水力等価直径	mm	4.2	4.1	4.2
炉心高さ	mm	1,000	1,100	1,250

表 4.1.3 流路データ (炉心領域)

第1炉心領域	内容	単位
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	11	本
ピンピッチ	9.5	mm
集合体辺長さ	99.18878	mm
対面間距離	171.8	mm
流路面積/1体	8080.781	mm ²
ピン本数	331	本
ピン外径	8.2	mm
ピン面積	52.81017	mm ²
層間ギャップ	2.2	mm
ギャップ間ピッチ	10.4	mm
ギャップ面積	*	mm ²
ギャップ面積/2	*	mm ²
P/D	1.158537	

第1炉心領域

	集合体数	制御棒数	排出CH数	反射体数	有効集合体数	Gap流路数	メッシュ幅 [m]	中心からの距離 [m]	メッシュ面積 [m ²]	流路面積 [m ²]	多孔率 [-]	メッシュ分割数
1層	1	0	1	0	0	0	0.087	0.087	0.02378	0	0	1
Gap1		6				6	0.0011	0.0881	0.00061	0.00066	1.09227	1
2層	6	0	0	0	6	6	0.1718	0.2599	0.18782	0.04979	0.26511	3
Gap2						18	0.0022	0.2621	0.00361	0.00397	1.09917	1
3層	12	0	0	0	12	12	0.1718	0.4339	0.37565	0.09959	0.26511	3
Gap3		6				30	0.0022	0.4361	0.00601	0.00595	0.98926	1
4層	18	6	0	0	12	18	0.1718	0.6079	0.56347	0.10090	0.17906	3
Gap4		18				42	0.0022	0.6101	0.00842	0.00727	0.86364	1
5層	24	0	0	0	24	24	0.1718	0.7819	0.75130	0.19918	0.26511	3
Gap5						54	0.0022	0.7841	0.01082	0.01190	1.09917	1
6層	30	0	0	0	30	30	0.1718	0.9559	0.93912	0.24897	0.26511	3
Gap6		18				66	0.0022	0.9581	0.01323	0.01256	0.94929	1
7層	36	3	9	0	24	36	0.1718	1.1299	1.12695	0.20179	0.17906	3
Gap7		30				78	0.0022	1.1321	0.01563	0.01388	0.88779	1
8層	42	0	0	0	42	42	0.1718	1.3039	1.31477	0.34856	0.26511	3

第2炉心領域	内容	単位
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	10	本
ピンピッチ	10.4	mm
集合体辺長さ	99.18878	mm
対面間距離	171.8	mm
流路面積/1体	7545.924	mm ²
ピン本数	271	本
ピン外径	9.2	mm
ピン面積	66.4761	mm ²
層間ギャップ	2.2	mm
ギャップ間ピッチ	11.4	mm
ギャップ面積	*	mm ²
ギャップ面積/2	*	mm ²
P/D	1.130435	

第2炉心領域

Gap8						90	0.0022	1.3061	0.01804	0.01983	1.09917	1
9層	48	0	0	0	48	48	0.1718	1.4779	1.50260	0.37268	0.24802	3
Gap9		30				102	0.0022	1.4801	0.02044	0.01917	0.93753	1
10層	54	18	0	0	36	54	0.1718	1.6519	1.69042	0.28344	0.16767	3
Gap10		42				114	0.0022	1.6541	0.02285	0.02049	0.89669	1
11層	60	0	0	0	60	60	0.1718	1.8259	1.87825	0.46585	0.24802	3
Gap11						126	0.0022	1.8281	0.02525	0.02698	1.03960	1
12層第2領域	66	0	0	0	24	18	0.1718	1.9999	2.06607	0.48066	0.23265	3
12層第3領域						42	0.1719	1.9999				
Gap12		24				138	0.0021	2.002	0.02640	0.02698	1.02191	1
13層	72	0	12	0	60	72	0.1719	2.1739	2.25515	0.42305	0.18759	3
Gap13		24				96	0.0021	2.176	0.02870	0.01767	0.61564	1
14層	78	0	0	30	48	42	0.1719	2.3479	2.44309	0.33518	0.13720	3
Gap14						36	0.0021	2.35	0.03099	0.00379	0.12215	1
15層	84	0	0	66	18	12	0.0579	2.4079	0.86545	0.12491	0.14433	3

第3炉心領域

第3炉心領域	内容	単位
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	9	本
ピンピッチ	11.7	mm
集合体辺長さ	99.24651	mm
対面間距離	171.9	mm
流路面積/1体	6800.651	mm ²
ピン本数	217	本
ピン外径	10.5	mm
ピン面積	86.59015	mm ²
層間ギャップ	2.1	mm
ギャップ間ピッチ	12.6	mm
ギャップ面積	*	mm ²
ギャップ面積/2	*	mm ²
P/D	1.114286	

表 4.1.4 流路データ(制御棒&溶融燃料排出チャンネル)

解析モデル 領域	制御棒数	溶融燃料排出 チャンネル数	メッシュ幅 [m]	流路面積 [m ²]	伝熱面 [m]	メッシュ伝熱面 [m]	固体透過率
1	-	1	0.09136	0.02622	0.602754	0.574010	1.05008
2	6	-	0.22378	0.15732	3.616522	1.406032	2.57215
3	-	9	0.27407	0.23598	5.424783	1.722030	3.15023
	3	-	0.15823	0.07866	1.808261	0.994215	1.81878
4	18	-	0.38759	0.47196	10.849566	2.435318	4.45509
5	-	12	0.31647	0.31464	7.233044	1.988429	3.63757

表 4.15 流路データ(Na プレナム領域)

		単位
第1炉心領域		
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	11	本
ピンピッチ	9.5	mm
集合体辺長さ	99.18878	mm
対面間距離	171.8	mm
流路面積/1体	8080.781	mm ²
ピン本数	331	本
ピン外径	8.2	mm
ピン面積	52.81017	mm ²
層間ギャップ	2.2	mm
ギャップ間ピッチ	10.4	mm
ギャップ面積	220.3111	mm ²
ギャップ面積/2	110.1555	mm ²

第1炉心領域

	集合体数	制御棒数	排出CH数	反射体数	有効集合体数	Gap流路数	メッシュ幅	中心からの距離	メッシュ面積	流路面積	多孔率	メッシュ分割数
1層	1	0	1	0	0	0	0.087	0.087	0.023779	0	0	1
Gap1		6				6	0.0011	0.0881	0.000605	0.00066	1.09227	1
2層	6	0	0	0	6	6	0.1718	0.2599	0.187825	0.152774	0.81339	3
Gap2						18	0.0022	0.2621	0.003608	0.003966	1.09917	1
3層	12	0	0	0	12	12	0.1718	0.4339	0.375649	0.305548	0.81339	3
Gap3		6				30	0.0022	0.4361	0.006013	0.00595	0.98926	1
4層	18	6	0	0	12	18	0.1718	0.6079	0.563474	0.306857	0.54458	3
Gap4		18				42	0.0022	0.6101	0.008418	0.00727	0.86364	1
5層	24	0	0	0	24	24	0.1718	0.7819	0.751298	0.611095	0.81339	3
Gap5						54	0.0022	0.7841	0.010823	0.011897	1.09917	1
6層	30	0	0	0	30	30	0.1718	0.9559	0.939123	0.783889	0.81339	3
Gap6		18				66	0.0022	0.9581	0.013229	0.01256	0.94929	1
7層	36	3	9	0	24	36	0.1718	1.1299	1.126947	0.613714	0.54458	3
Gap7		30				78	0.0022	1.1321	0.015634	0.01388	0.88779	1
8層	42	0	0	0	42	42	0.1718	1.3039	1.314772	1.069417	0.81339	3

		単位
第2炉心領域		
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	10	本
ピンピッチ	10.4	mm
集合体辺長さ	99.18878	mm
対面間距離	171.8	mm
流路面積/1体	7545.924	mm ²
ピン本数	271	本
ピン外径	9.2	mm
ピン面積	66.4761	mm ²
層間ギャップ	2.2	mm
ギャップ間ピッチ	11.4	mm
ギャップ面積	*	mm ²
ギャップ面積/2	*	mm ²

第2炉心領域

Gap8						90	0.0022	1.3061	0.018039	0.019828	1.099172	1
9層	48	0	0	0	48	48	0.1718	1.4779	1.502596	1.218255	0.810767	3
Gap9		30				102	0.0022	1.4801	0.020444	0.01917	0.937529	1
10層	54	18	0	0	36	54	0.1718	1.6519	1.690421	0.917619	0.542835	3
Gap10		42				114	0.0022	1.6541	0.022849	0.02049	0.896693	1
11層	60	0	0	0	60	60	0.1718	1.8259	1.878245	1.522818	0.810767	3
Gap11						126	0.0022	1.8281	0.025255	0.027759	1.040109	1
12層第2領域	66	0	0	0	24	18	0.1718	1.9999	2.06607	1.670811	0.808691	3
12層第3領域						42						
Gap12		24				138	0.0021	2.002	0.026402	0.02650	1.003762	1
13層	72	0	12	0	60	72	0.1719	2.1739	2.255152	1.519276	0.673691	3
Gap13		24				96	0.0021	2.176	0.028698	0.01767	0.615639	1
14層	78	0	0	30	48	42	0.1719	2.3479	2.443086	1.212165	0.496161	3
Gap14						36	0.0021	2.35	0.030994	0.007572	0.244301	1
15層	84	0	0	66	18	12	0.0579	2.4079	0.865454	0.453782	0.524329	3

第3炉心領域

		単位
第3炉心領域		
集合体ピッチ	174	mm
最外辺接触ピン本数	9	本
ピンピッチ	11.7	mm
集合体辺長さ	99.24651	mm
対面間距離	171.9	mm
流路面積/1体	6800.651	mm ²
ピン本数	217	本
ピン外径	10.5	mm
ピン面積	86.59015	mm ²
層間ギャップ	2.1	mm
ギャップ間ピッチ	12.6	mm
ギャップ面積	*	mm ²
ギャップ面積/2	*	mm ²

表 4.1.6 各炉心領域におけるピン1本あたりの体積発熱率

第1炉心-1

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
6	4235.463	7.16E-06	5.9151E+08
5	4886.811	5.806E-06	8.4172E+08
4	4044.240	5.225E-06	7.7400E+08
3	5442.585	5.999E-06	9.0721E+08
2	5957.457	6.773E-06	8.7955E+08
1	4279.497	7.741E-06	5.5284E+08

合計 28846.052 W

第2炉心-1

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	2516.187	5.052E-06	4.9809E+08
6	4422.596	9.346E-06	4.7322E+08
5	5379.304	7.578E-06	7.0990E+08
4	4370.356	6.82E-06	6.4083E+08
3	5778.749	7.83E-06	7.3801E+08
2	6204.728	8.84E-06	7.0185E+08
1	4319.604	1.01E-05	4.2754E+08

合計 32991.524 W

第3炉心-1

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	5068.022	1.706E-05	2.9715E+08
6	4123.349	1.262E-05	3.2671E+08
5	4811.873	1.023E-05	4.7022E+08
4	3804.658	9.21E-06	4.1310E+08
3	4933.185	1.057E-05	4.6652E+08
2	5196.876	1.194E-05	4.3529E+08
1	3522.032	1.364E-05	2.5813E+08

合計 31459.993 W

第1炉心-2

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
6	3915.400	7.1604E-06	5.4681E+08
5	4585.815	5.8057E-06	7.8988E+08
4	3774.796	5.2251E-06	7.2243E+08
3	5047.323	5.9992E-06	8.4133E+08
2	5479.782	6.7733E-06	8.0902E+08
1	3886.396	7.7409E-06	5.0206E+08

合計 26689.511 W

第2炉心-2

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	2244.898	5.0517E-06	4.4438E+08
6	4145.166	9.3457E-06	4.4354E+08
5	4931.263	7.5776E-06	6.5077E+08
4	3957.037	6.8198E-06	5.8023E+08
3	5190.957	7.8302E-06	6.6294E+08
2	5545.342	8.8405E-06	6.2727E+08
1	3891.201	1.0103E-05	3.8514E+08

合計 29905.865 W

第3炉心-2

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	4054.476	1.7055E-05	2.3772E+08
6	3233.558	1.2621E-05	2.5620E+08
5	3713.200	1.0233E-05	3.6286E+08
4	2914.312	9.2099E-06	3.1643E+08
3	3763.079	1.0574E-05	3.5587E+08
2	3963.881	1.1939E-05	3.3202E+08
1	2754.676	1.3644E-05	2.0189E+08

合計 24397.182 W

第2炉心-3

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	1908.118	5.0517E-06	3.7772E+08
6	3675.277	9.3457E-06	3.9326E+08
5	4351.589	7.5776E-06	5.7427E+08
4	3466.136	6.8198E-06	5.0825E+08
3	4515.416	7.8302E-06	5.7667E+08
2	4776.620	8.8405E-06	5.4031E+08
1	3237.708	1.0103E-05	3.2046E+08

合計 25930.863 W

第3炉心-3

軸方向高さ	発熱量(W)	体積(m ³)	発熱率(W/m ³)
7	4984.566	1.7055E-05	2.9226E+08
6	3952.004	1.2621E-05	3.1313E+08
5	4494.971	1.0233E-05	4.3925E+08
4	3510.279	9.2099E-06	3.8114E+08
3	4521.517	1.0574E-05	4.2759E+08
2	4774.951	1.1939E-05	3.9995E+08
1	3363.376	1.3644E-05	2.4650E+08

合計 29601.6641 W

表 4.1.7 各炉心領域における単位面積ピン本数

	集合体	有効集合体本数	チャンネル数			ピン本数			mesh area	単位面積ピン本数		
			第1炉心	第2炉心	第3炉心	第1炉心	第2炉心	第3炉心		第1炉心	第2炉心	第3炉心
2層	6	6	6			1950			0.187825	10382.03		
3層	12	12	12			3900			0.375649	10382.03		
4層	18	12	12			3900			0.563474	6921.35		
5層	24	24	24			7800			0.751298	10382.03		
6層	30	30	30			9750			0.939123	10382.03		
7層	36	24	24			7800			1.126947	6921.35		
8層	42	42	42			13650			1.314772	10382.03		
9層	48	48		48			12720		1.502596		8465.35	
10層	54	36		36			9540		1.690421		5643.57	
11層	60	60		60			15900		1.878245		8465.35	
12層	66	66		24	42		6360	8862	2.06607		3078.31	4289.30
13層	72	60			60			12660	2.255152			5613.81
14層	78	48			48			10128	2.443086			4145.58
15層	84	18			18			3798	0.865454			4388.45

表 4.1.8 炉心流入冷却材条件

ナトリウム全流量	[kg/s]	18687.77
ナトリウム流入温度	[°C]	395
溶融燃料排出CH流量	[kg/s]	18.69
溶融燃料排出CH温度	[°C]	395
制御棒ナトリウム流量	[kg/s]	261.63
制御棒ナトリウム温度	[°C]	395
制御棒Na流入流速	[m/s]	0.4310
チャンネル流入平均流速	[m/s]	5.4690
溶融燃料排出チャンネル流入流速	[m/s]	0.0378

表 4.2.2 各ケースにおけるグリッドスペーサの設置状態

グリッドスペーサNo.	解析ケース									
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5		Case 6		Case 7	Case 8
					第 1 炉心領域	第 2,3 炉心領域	第 1 炉心領域	第 2,3 炉心領域		
10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
9	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
8	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
7	○	○	○	×	○	○	○	○	○	○
6	○	○	○	×	○	○	×	○	○	○
5'	×	×	○	×	×	×	×	×	×	○
5	○	○	○	×	×	○	×	○	○	○
4'	×	×	○	×	×	×	×	×	×	○
4	○	○	○	×	○	○	○	○	○	○
3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
2	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
1	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

' : 炉心部段数を 6 とした場合
 ○ : グリッドスペーサあり
 × : グリッドスペーサなし

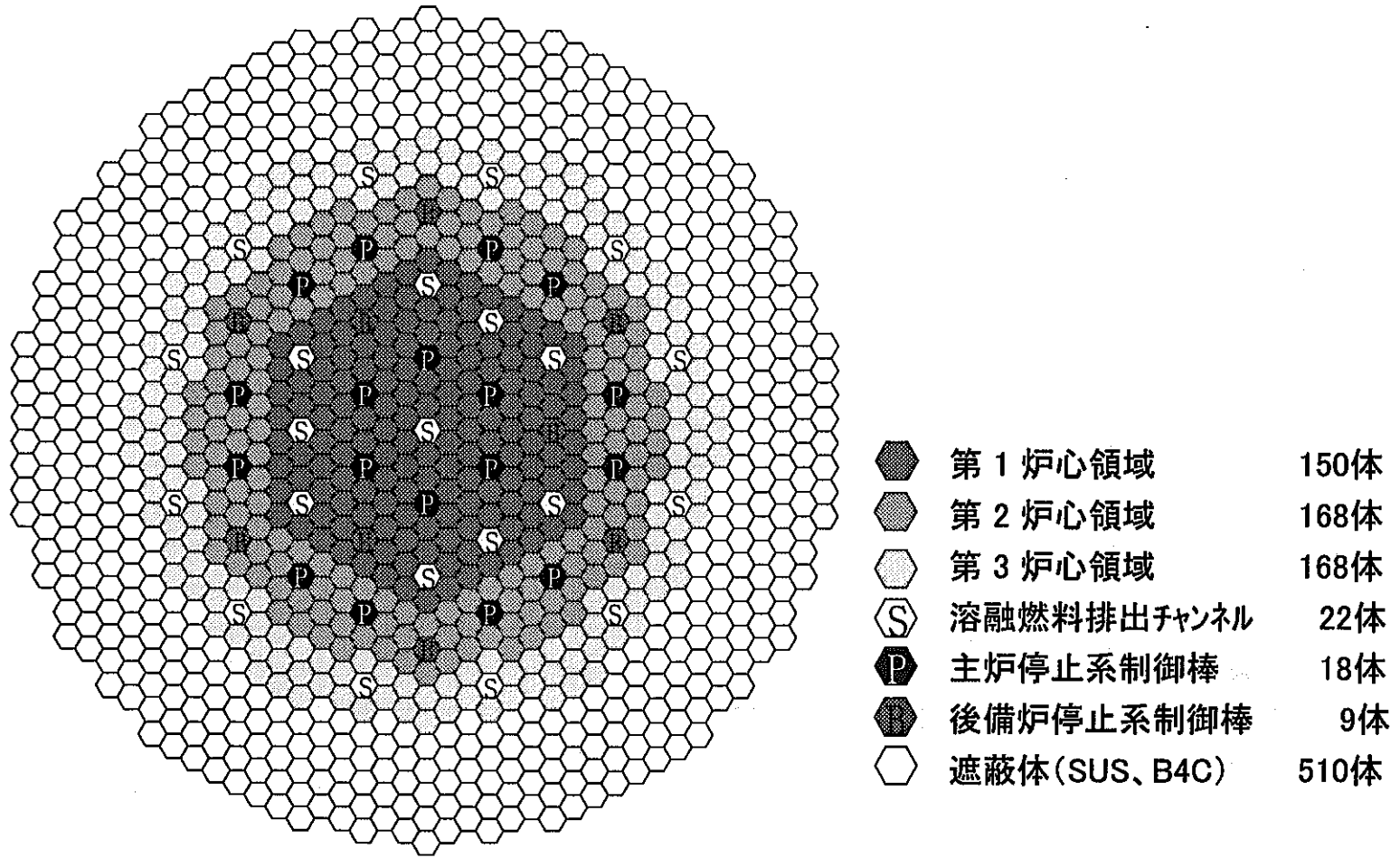


図 4.1.1 ダクトレス炉心の水平断面図

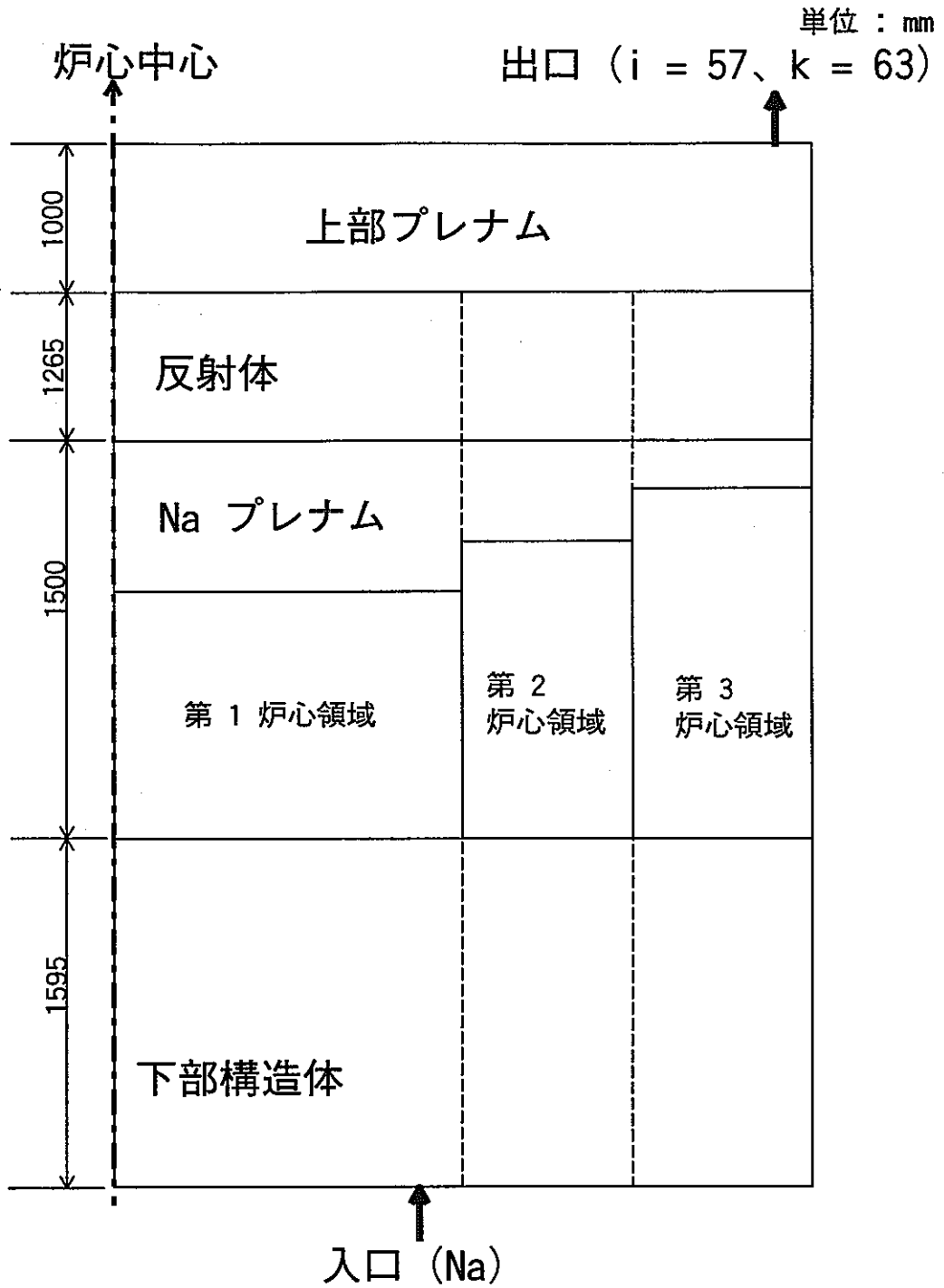


図 4.1.2 2次元モデル解析対象領域

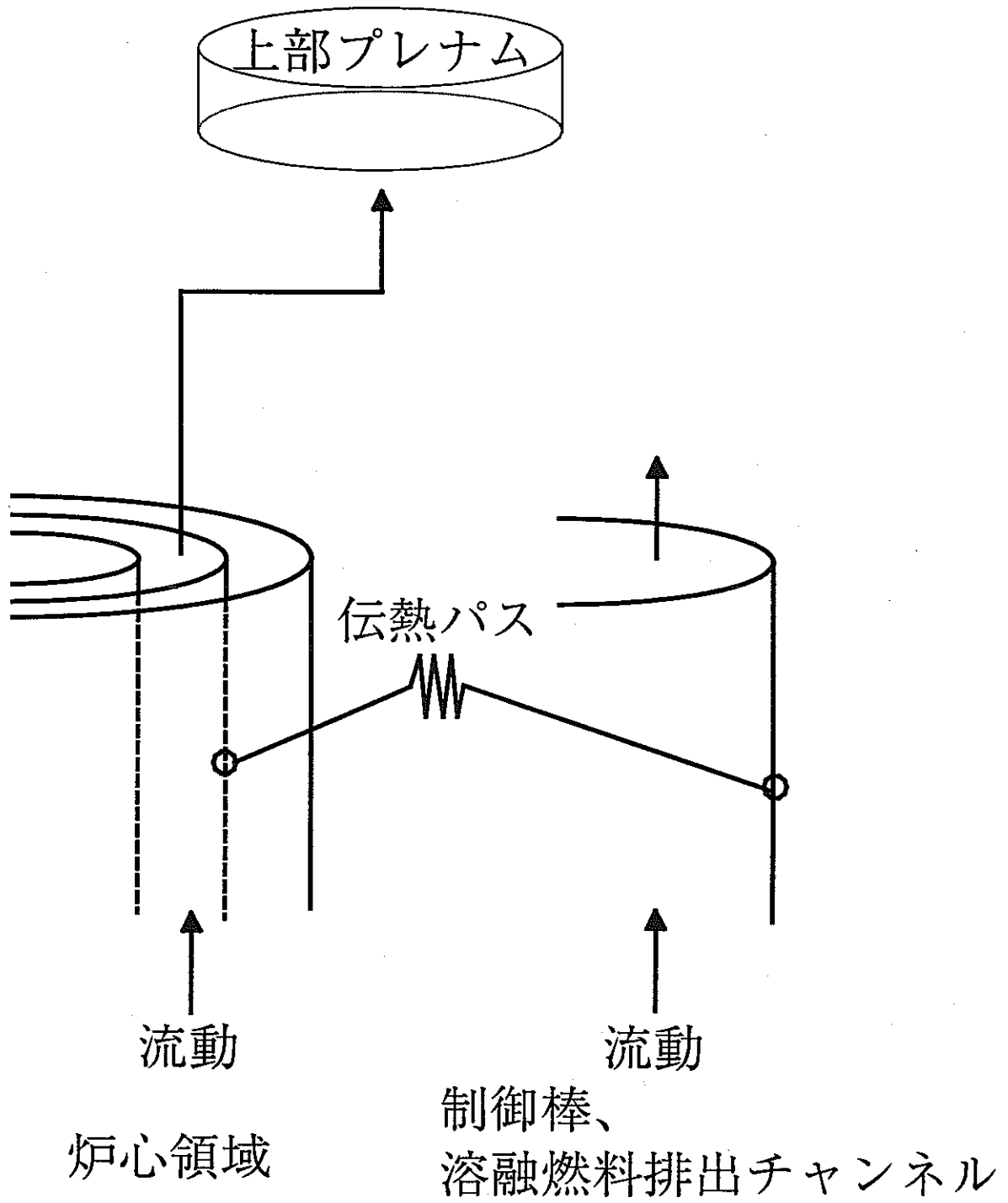


図 4.1.3 2次元体系モデルのイメージ図

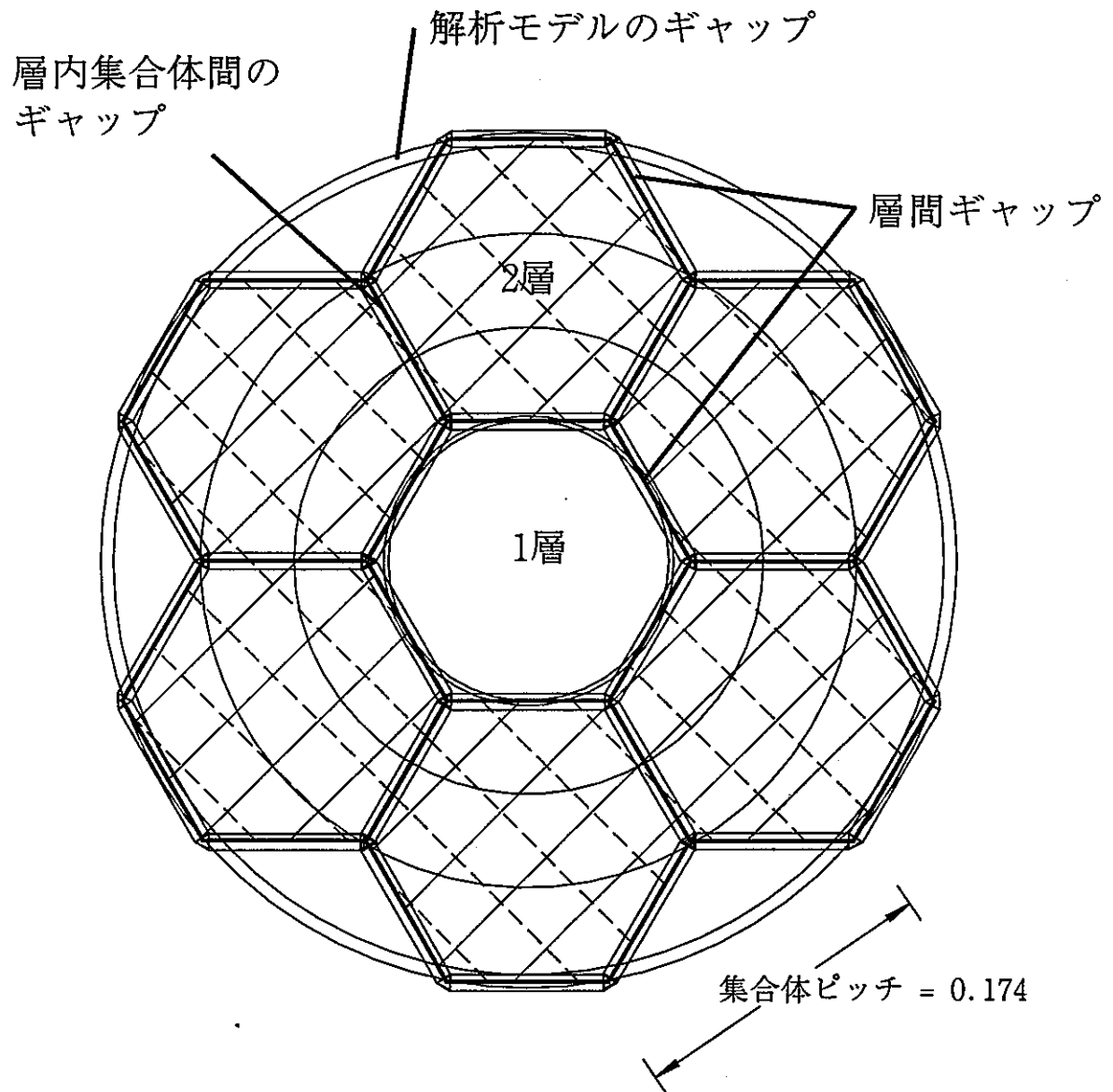


図 4.1.4 メッシュ分割イメージ図(一部)

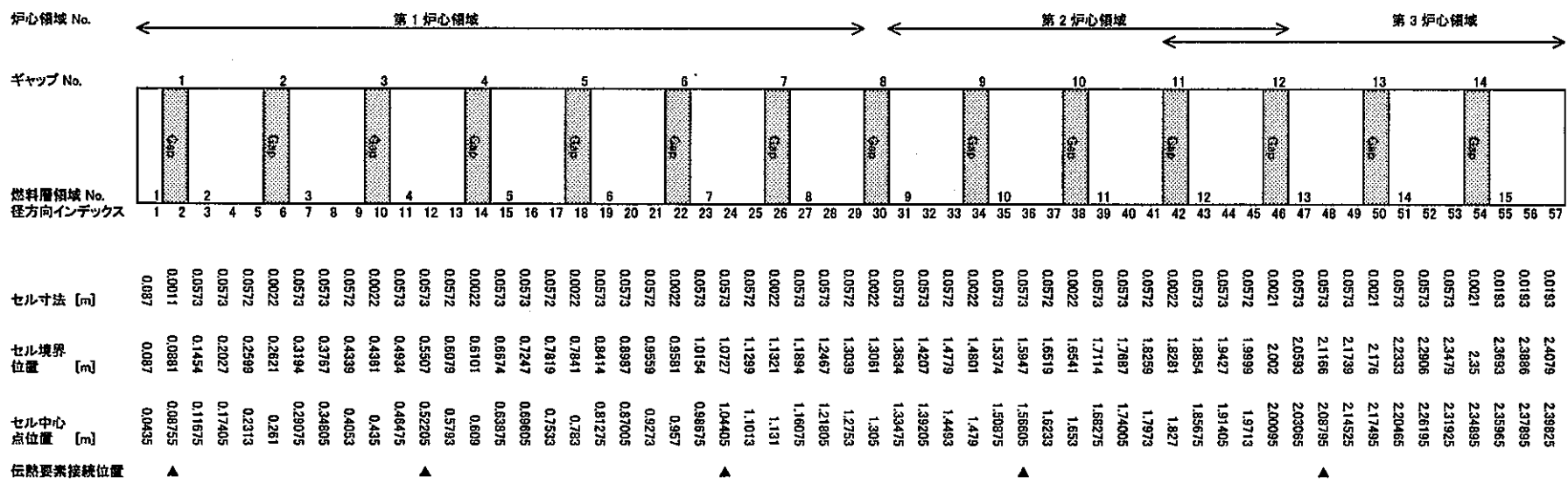


図 4.1.5 径方向メッシュ分割

グリッドスペーサ No.	領域	軸方向 インデックス	セル境界 セル寸法 点距離 [m]	セル境界 セル中心 点距離 [m]	第1炉心領域 [m]	第2炉心領域 [m]	第3炉心領域 [m]
		63	0.3	5.36			
	Upper Plenum	62	0.3	5.06			
		61	0.2	4.76			
		60	0.2	4.56			
10		59	0.02	4.36			
		58	0.205	4.34	4.2375		
		57	0.2	4.135	4.035		
	Reflector	56	0.2	3.935	3.835		
9		55	0.02	3.735	3.725		
		54	0.2	3.715	3.615		
		53	0.2	3.515	3.415		
		52	0.1	3.315	3.265		
		51	0.1	3.215	3.165		
8		50	0.02	3.115	3.105		
		49	0.04	3.095	3.075		
	Na plenum	48	0.04	3.055	3.035		
		47	0.04	3.015	2.995		
		46	0.04	2.975	2.955		
		45	0.04	2.935	2.915		
		44	0.05	2.895	2.87		
		43	0.05	2.845	2.82		
		42	0.04	2.795	2.775		
7		41	0.02	2.755	2.745		
		40	0.04	2.735	2.715		
		39	0.05	2.695	2.67		
		38	0.05	2.645	2.62		
		37	0.05	2.595	2.57		
		36	0.045	2.545	2.5225		
		35	0.045	2.5	2.4775		
		34	0.045	2.455	2.4325		
		33	0.045	2.41	2.3875		
6		32	0.02	2.365	2.355		
	Core	31	0.04	2.345	2.325		
		30	0.045	2.305	2.2825		
		29	0.045	2.26	2.2375		
		28	0.045	2.215	2.1925		
5'		27	0.045	2.17	2.1475		
		26	0.045	2.125	2.1025		
		25	0.045	2.08	2.0575		
		24	0.045	2.035	2.0125		
5		23	0.02	1.99	1.98		
		22	0.04	1.97	1.95		
		21	0.045	1.93	1.9075		
		20	0.045	1.885	1.8625		
		19	0.045	1.84	1.8175		
4'		18	0.045	1.795	1.7725		
		17	0.045	1.75	1.7275		
		16	0.045	1.705	1.6825		
		15	0.045	1.66	1.6375		
4		14	0.02	1.615	1.605		
		13	0.08	1.595	1.555		
		12	0.1	1.515	1.465		
		11	0.15	1.415	1.34		
		10	0.15	1.265	1.19		
3		9	0.02	1.115	1.105		
	Lower structure	8	0.17	1.095	1.01		
		7	0.17	0.925	0.84		
		6	0.175	0.755	0.6675		
2		5	0.02	0.58	0.57		
		4	0.18	0.56	0.47		
		3	0.18	0.38	0.29		
		2	0.18	0.2	0.11		
1		1	0.02	0.02	0.01		

※ Grid No における上付き'は炉心部Grid Spacer段数を6とした追加個所である。

図 4.1.6 軸方向メッシュ分割

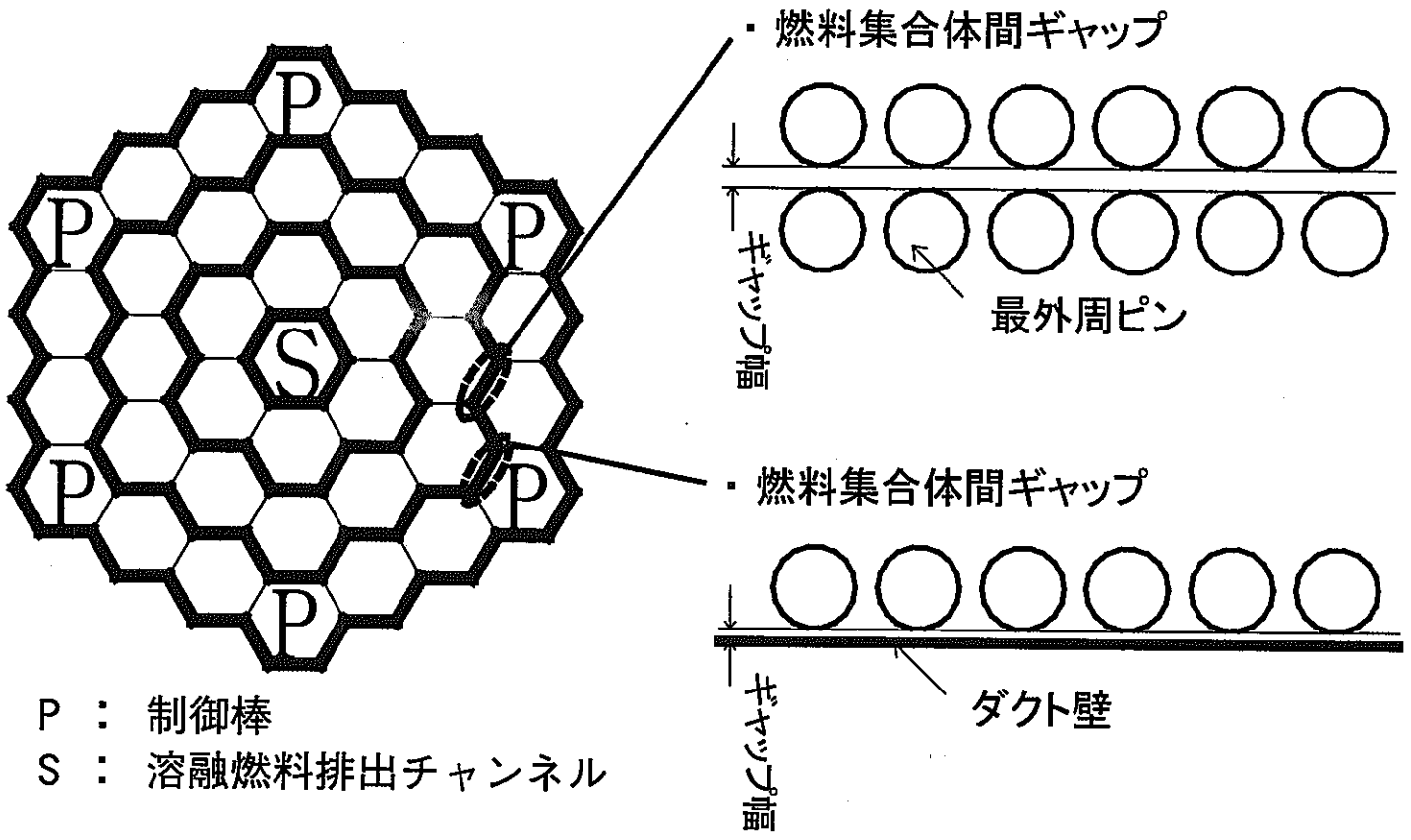


図 4.1.7 ギャップ層イメージ図

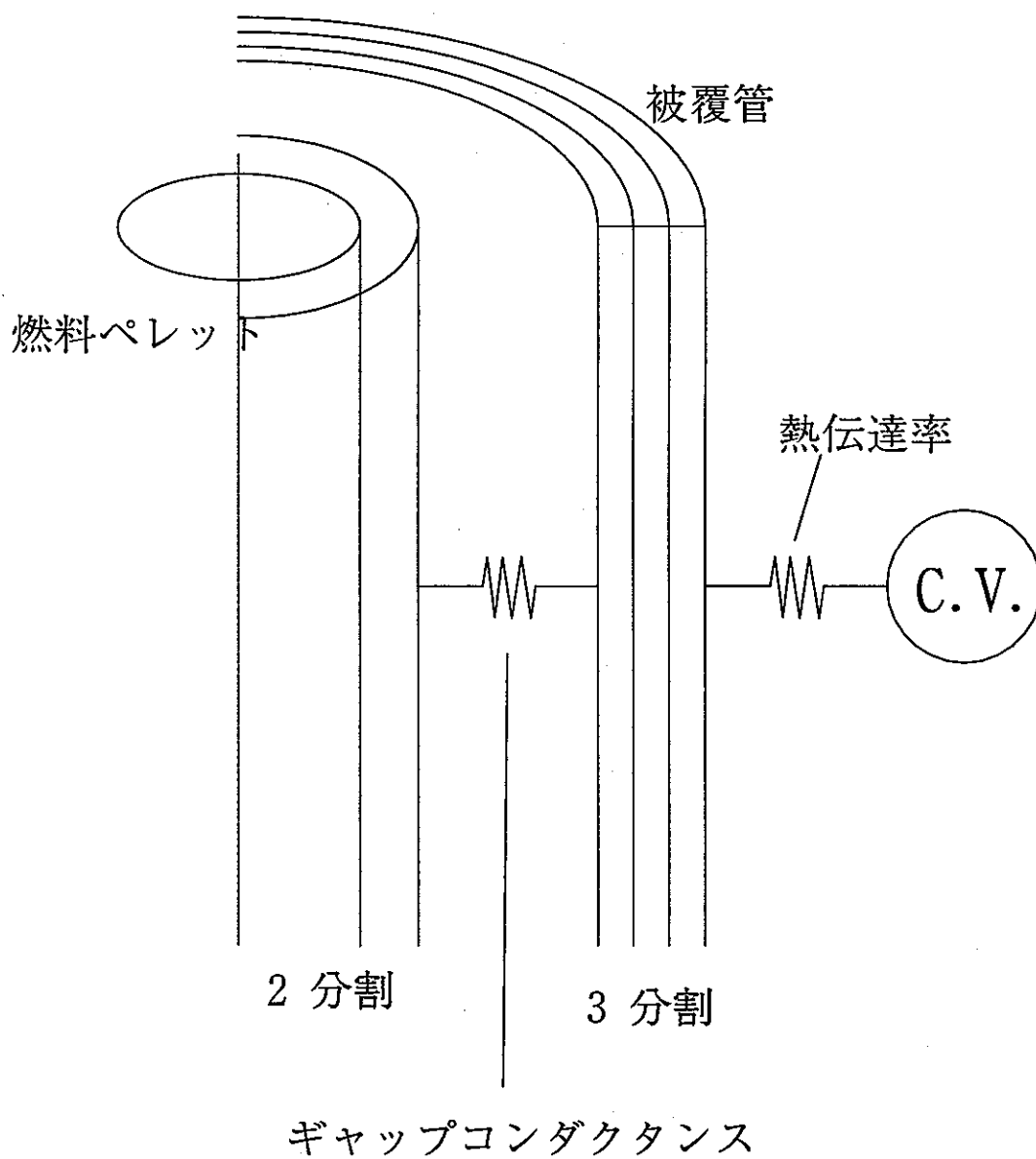
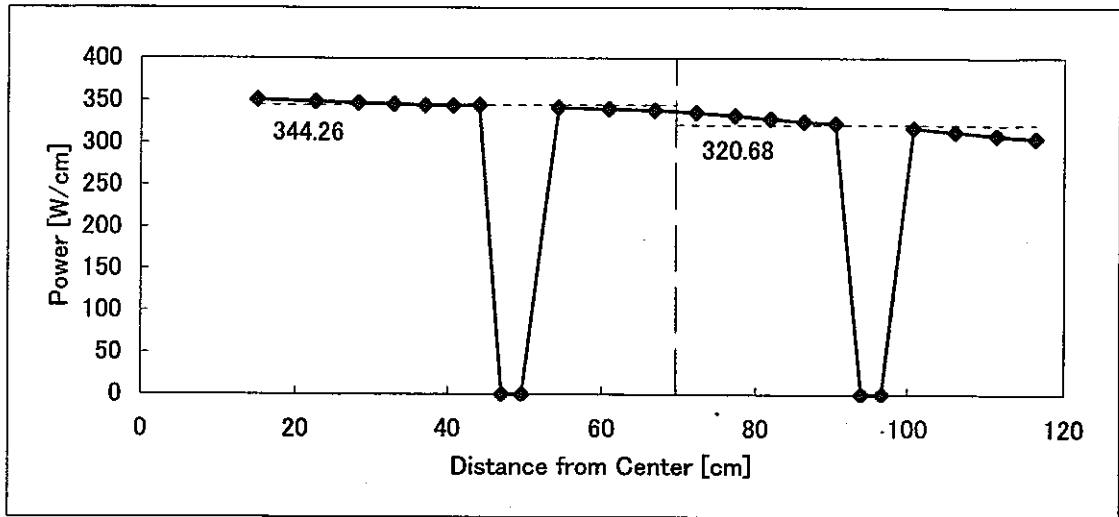
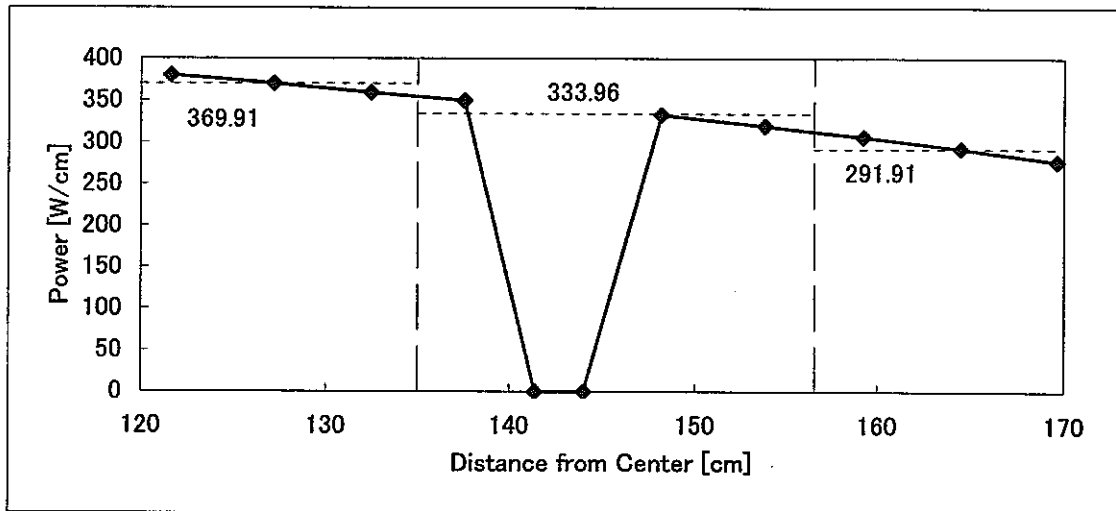


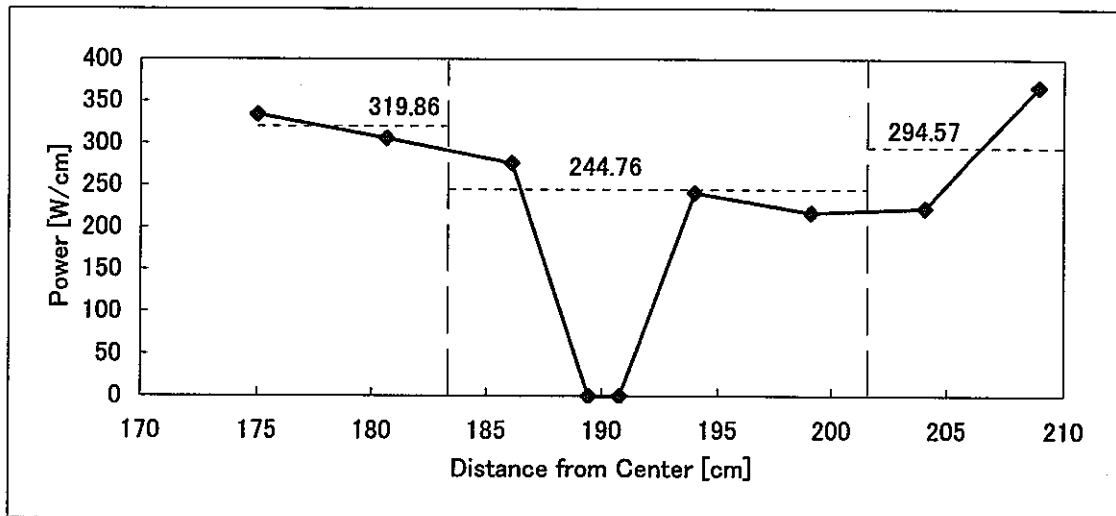
図 4.1.8 燃料ピン伝熱構造モデル



(a) 第1炉心領域

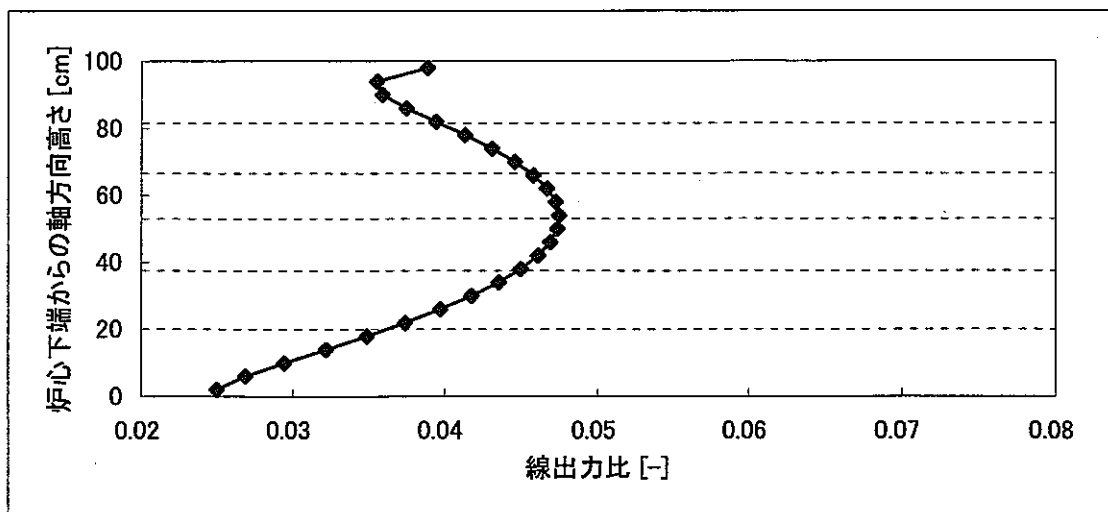


(b) 第2炉心領域

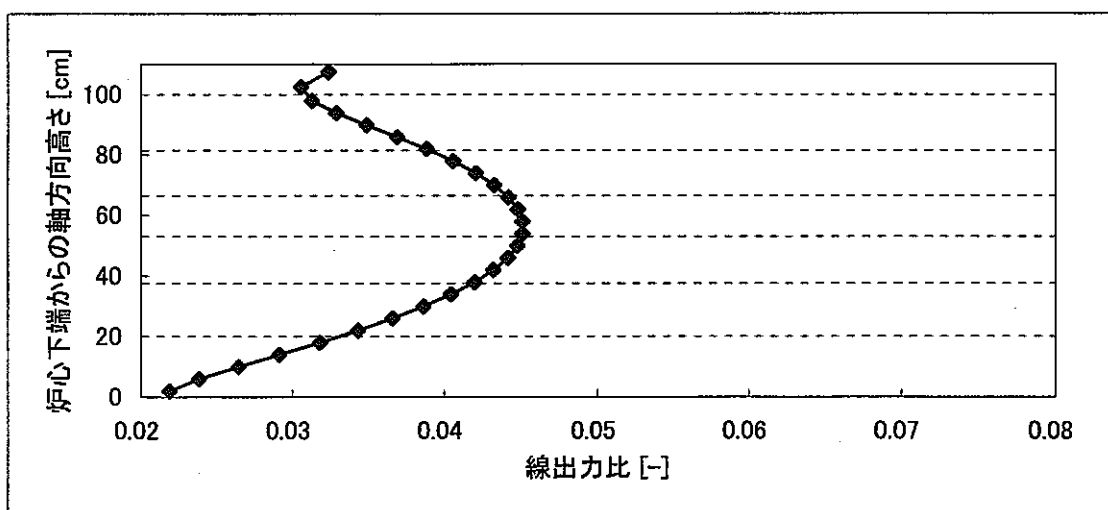


(c) 第3炉心領域

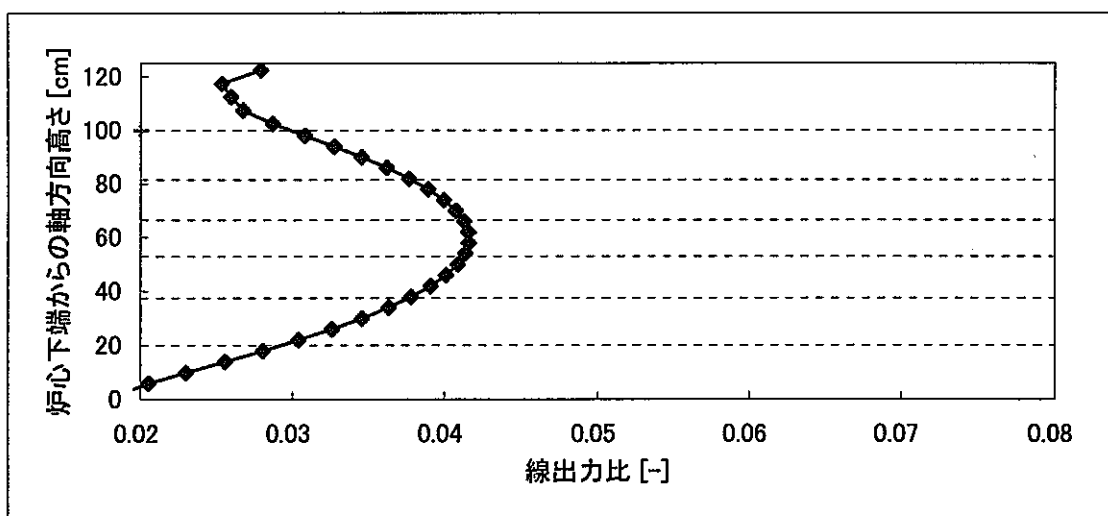
図 4.1.9 炉心高さ中央断面の径方向線出力分布



(a) 第1炉心領域

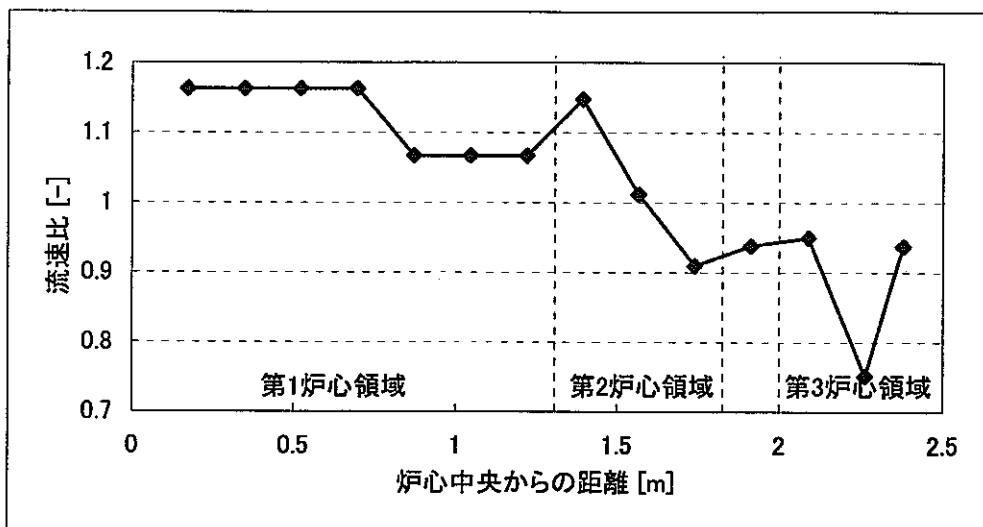


(b) 第2炉心領域



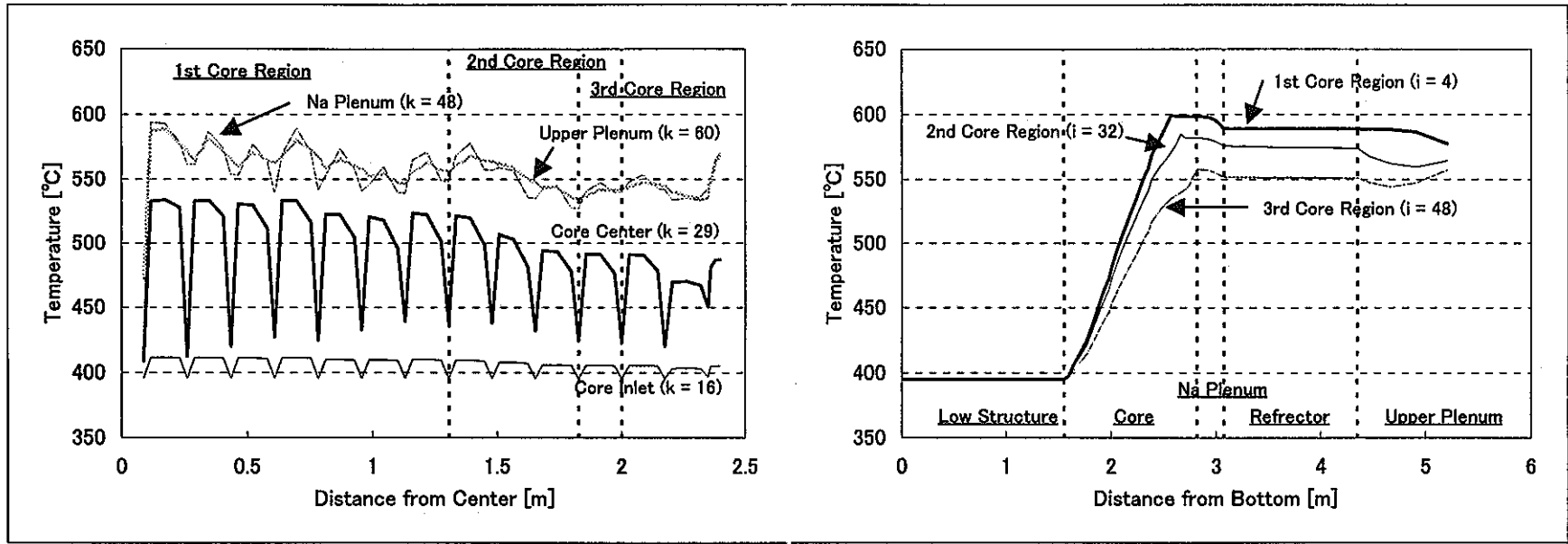
(c) 第3炉心領域

図 4.1.10 各炉心領域の軸方向線出力分布



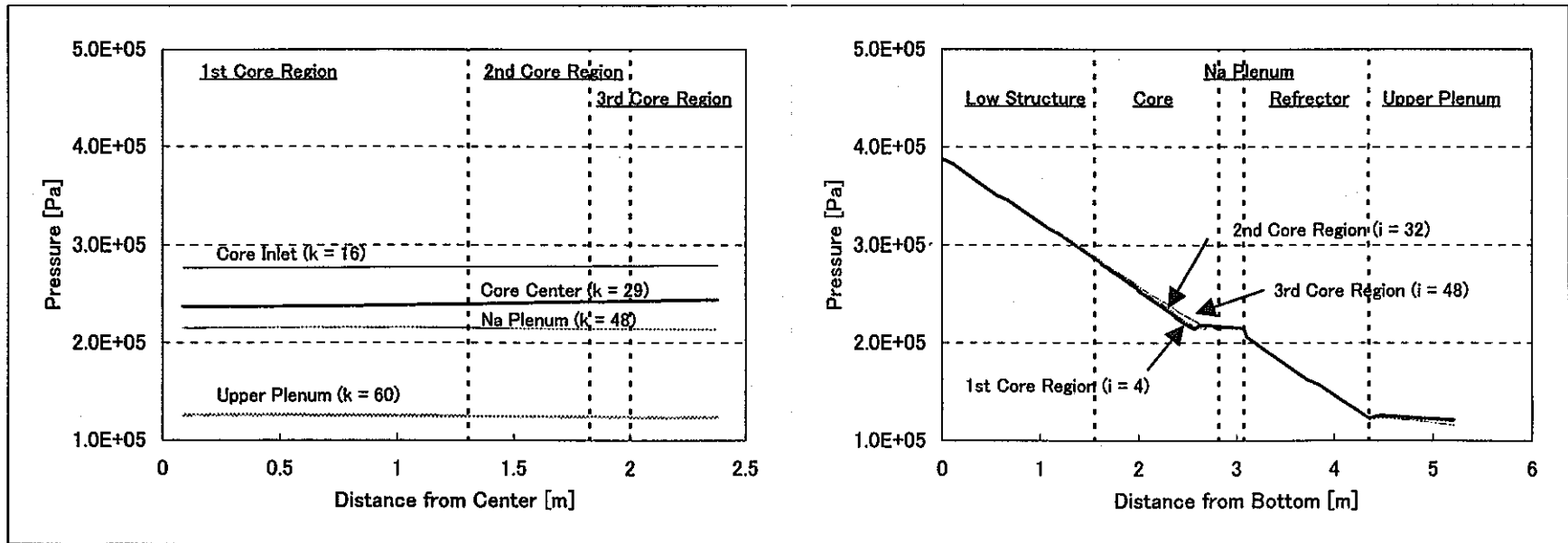
基準: Case 1 の流入流速を1とした

図 4.2.1 各炉心層における流入流速比 (Case 2)



(a) 冷却材温度径方向分布

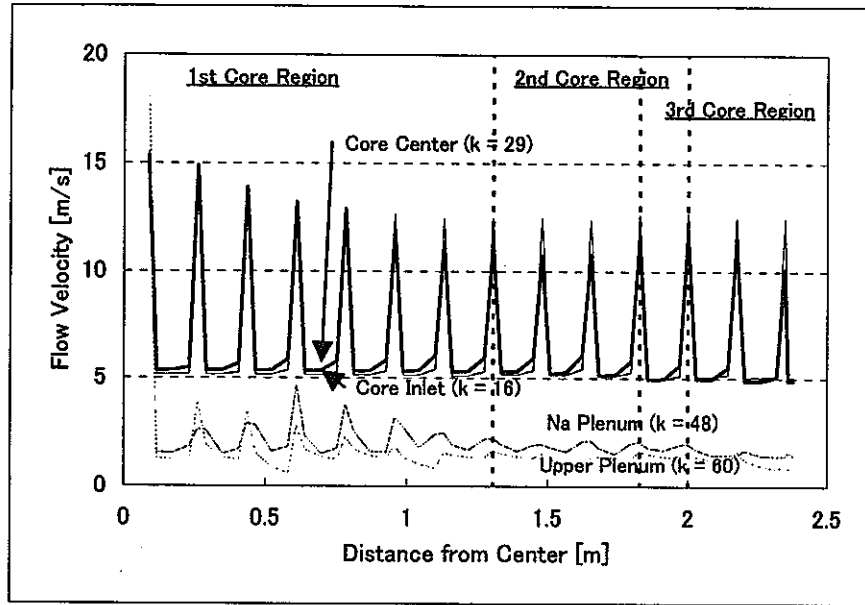
(b) 冷却材温度軸方向分布



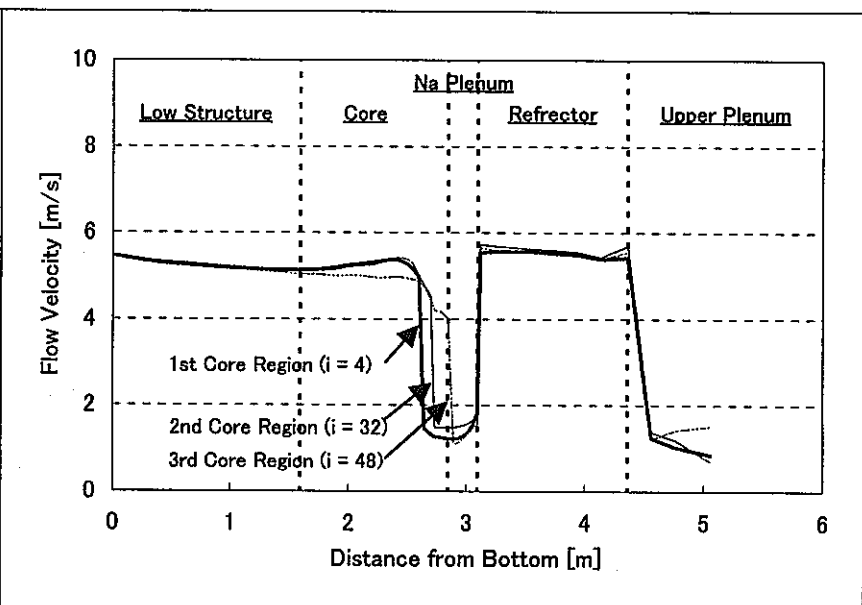
(c) 圧力径方向分布

(d) 圧力軸方向分布

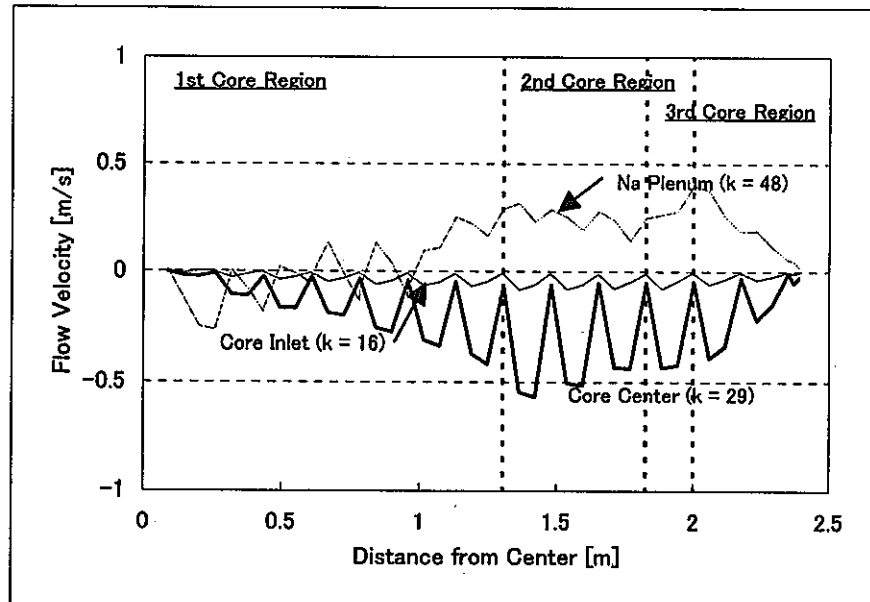
図 4.3.1 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 1)



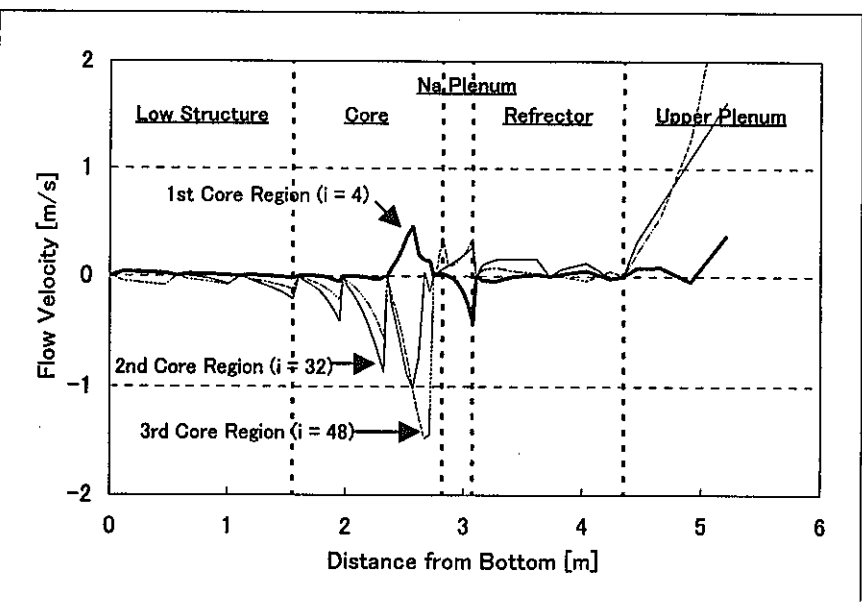
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布



(c) 径方向流速径方向分布



(d) 径方向流速軸方向分布

図 4.3.2 主要位置における流速分布 (Case 1)

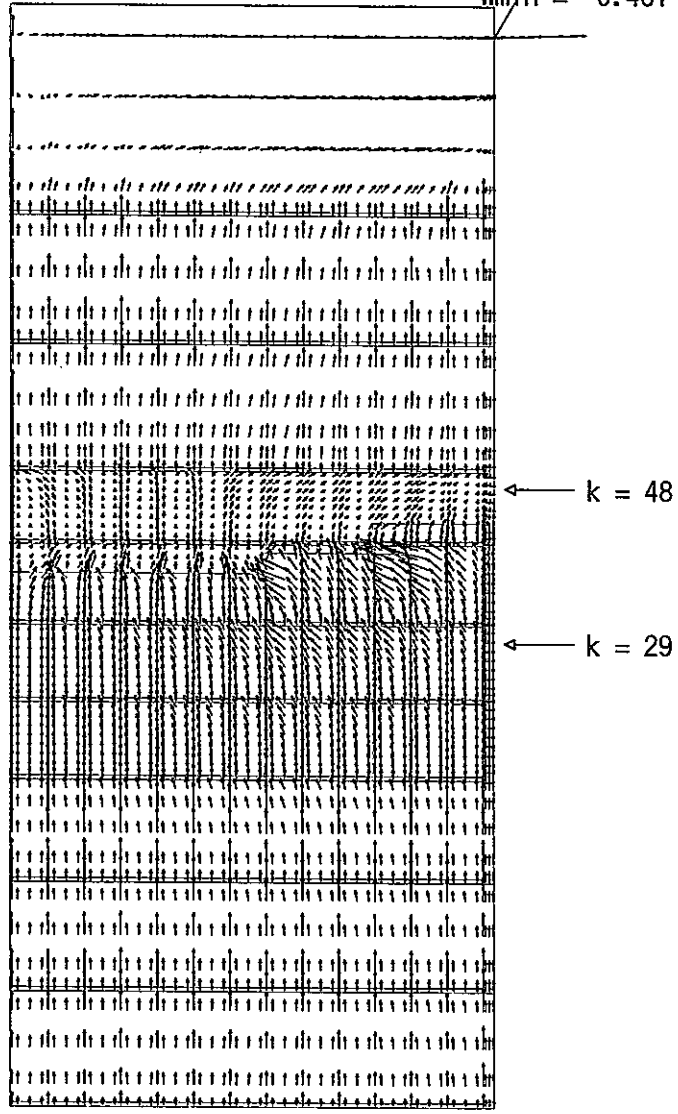
Flow Velocity Factor
Vertical Direction : 1/10
Radial Direction : 1

$U_{max} = 4.775$ [m/s]
 $U_{min} = -2.196$ [m/s]
 $W_{max} = 77.694$ [m/s]
 $W_{min} = 0.461$ [m/s]

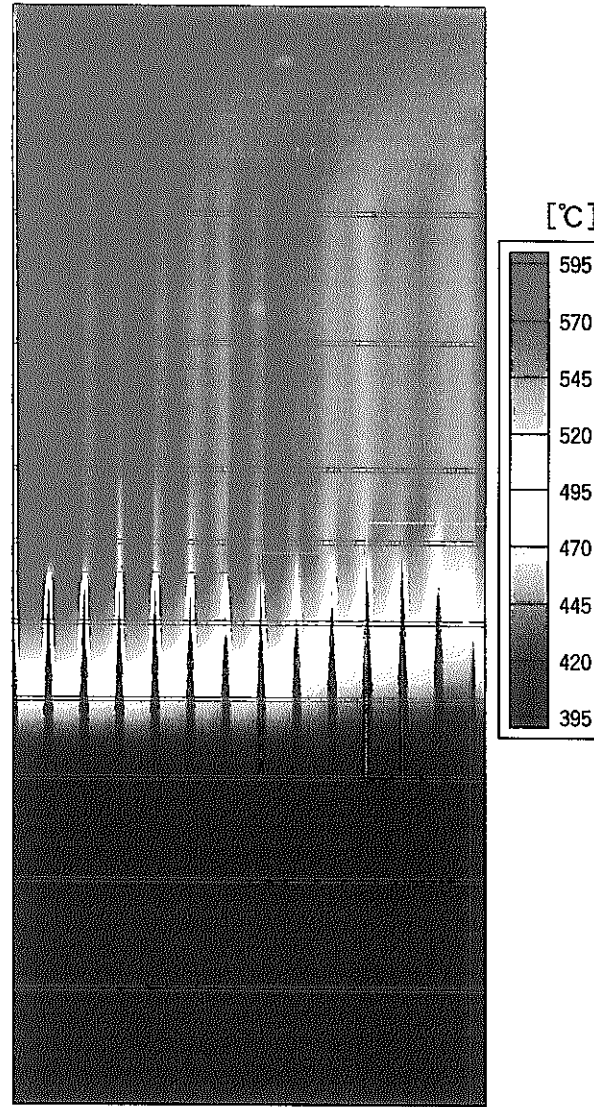
$T_{max} = 598.795$ [°C]
[i=4, j=1, k=37]

$P_{max} = 0.389$ [MPa]
 $P_{min} = 0.098$ [MPa]

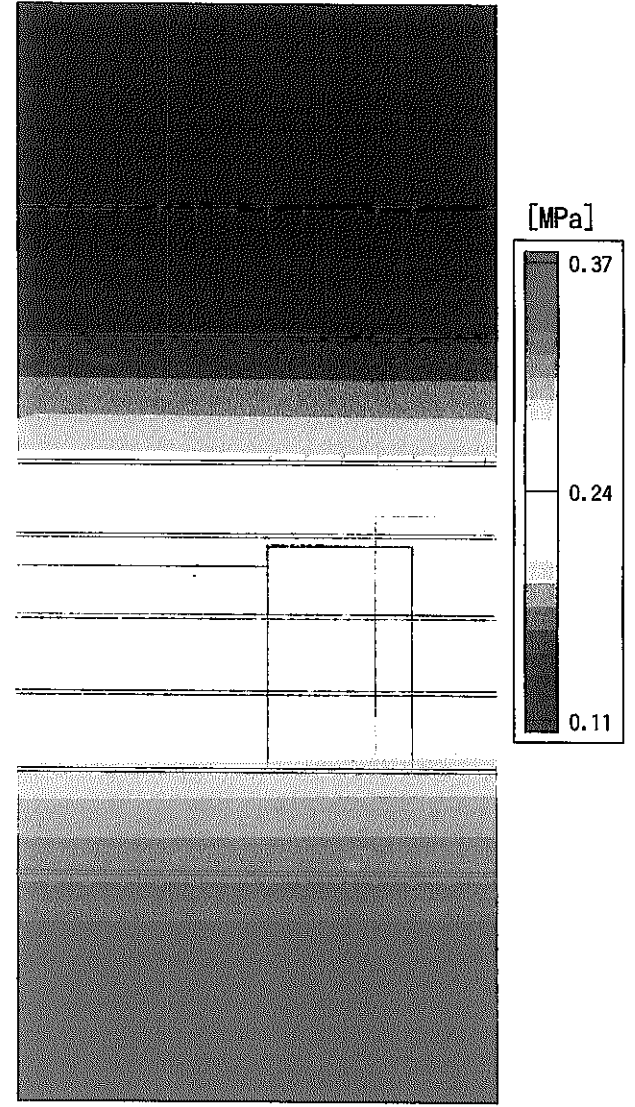
- 118 -



(a) Flow Velocity



(b) Coolant Temperature



(c) Pressure

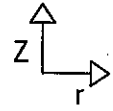
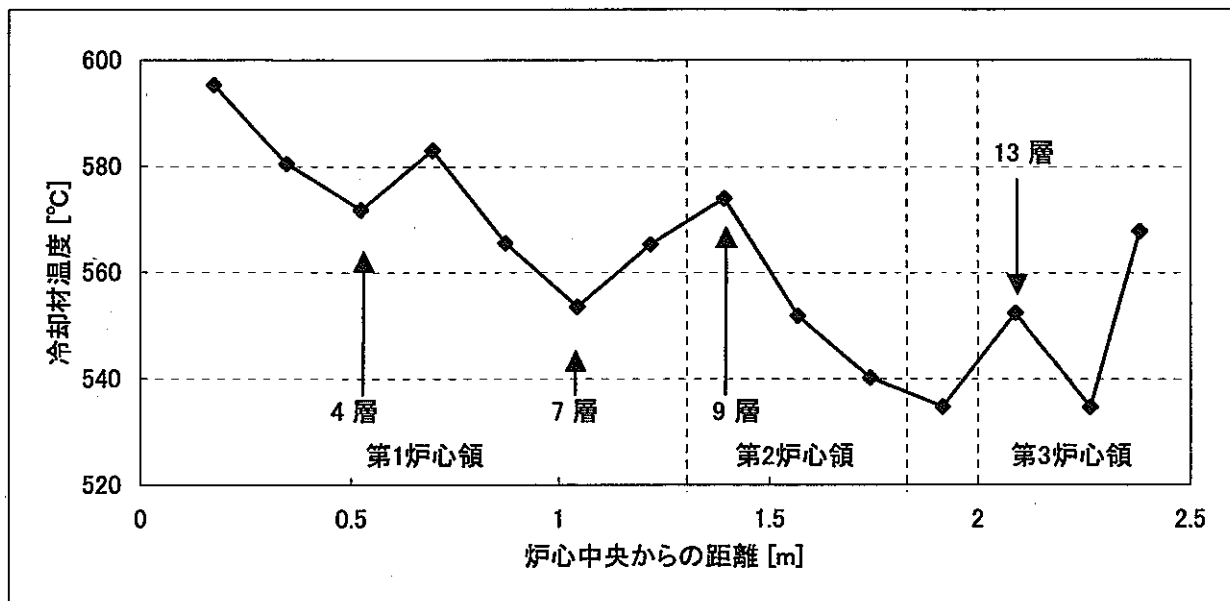
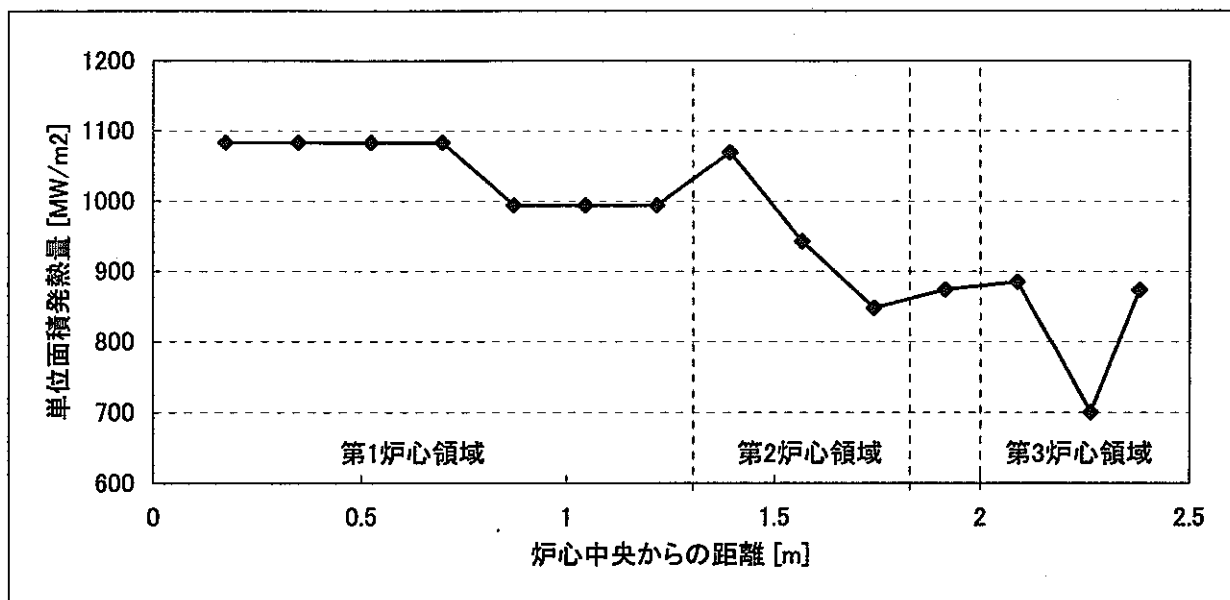


図 4.3.3 熱流動解析結果図 (Case 1)

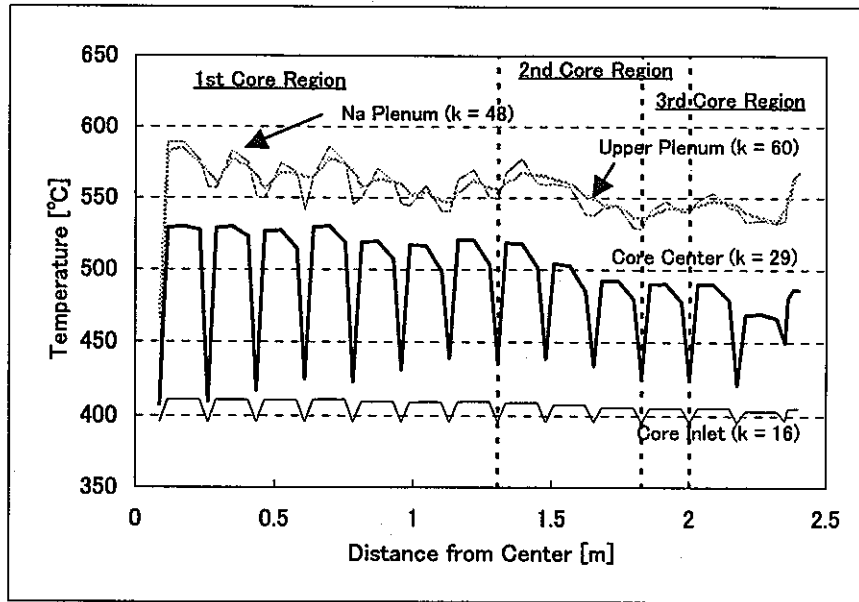


(a) 炉心上端における冷却材平均温度

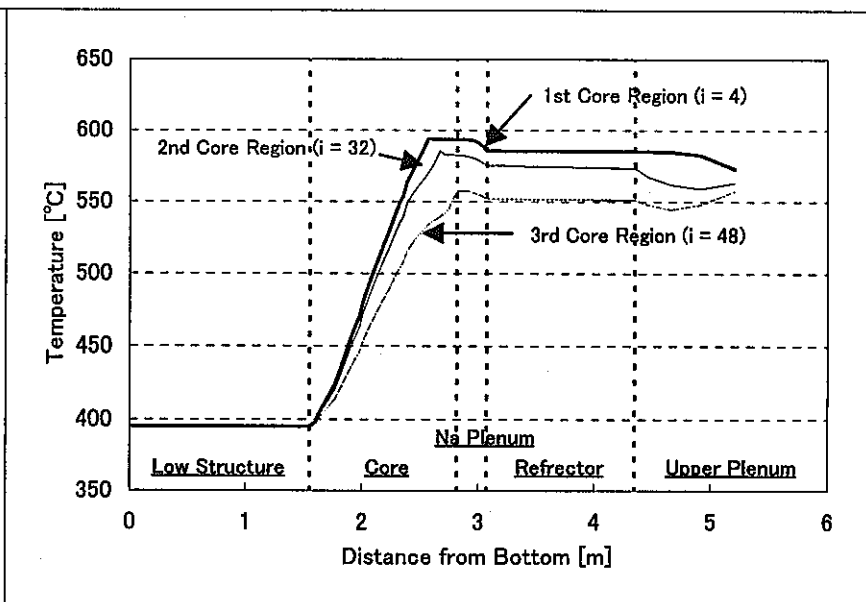


(b) 各層における単位面積発熱量

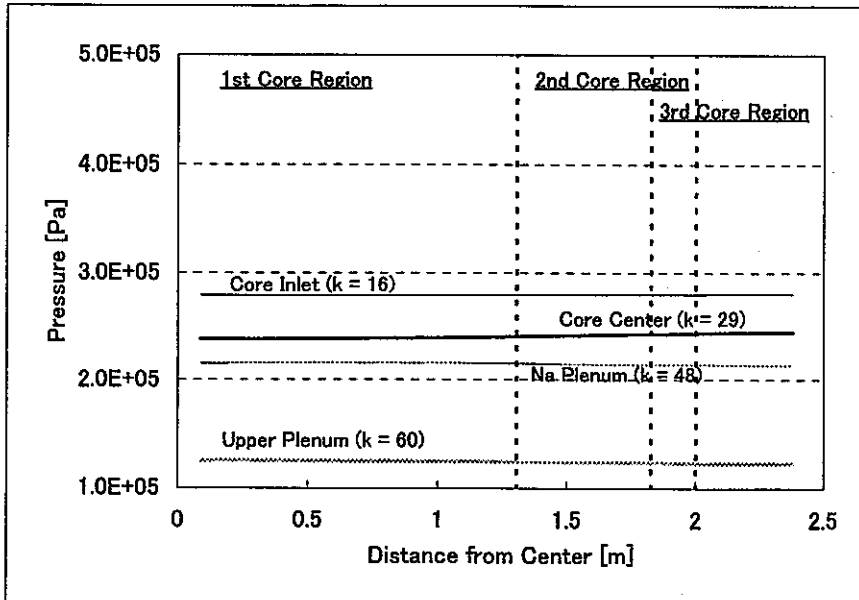
図 4.3.4 冷却材平均温度と単位面積発熱量 (Case 1)



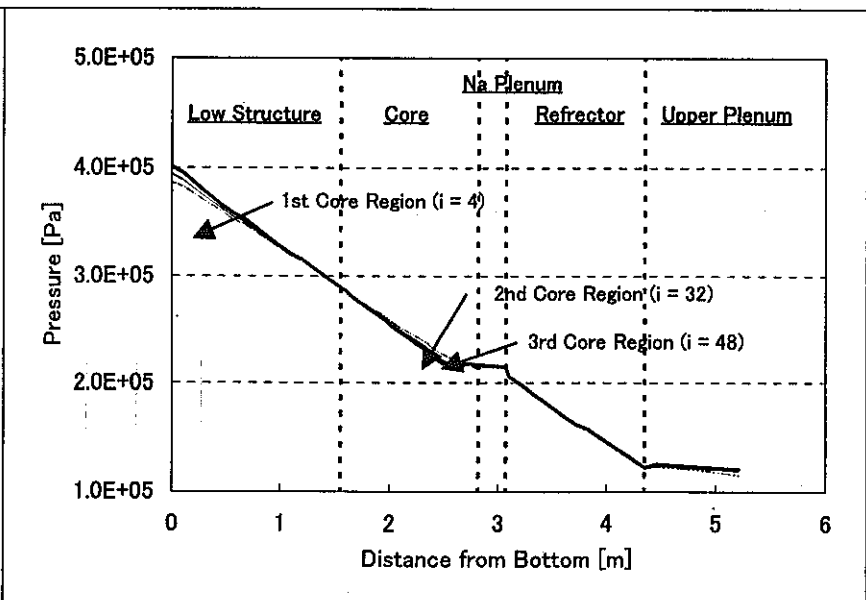
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

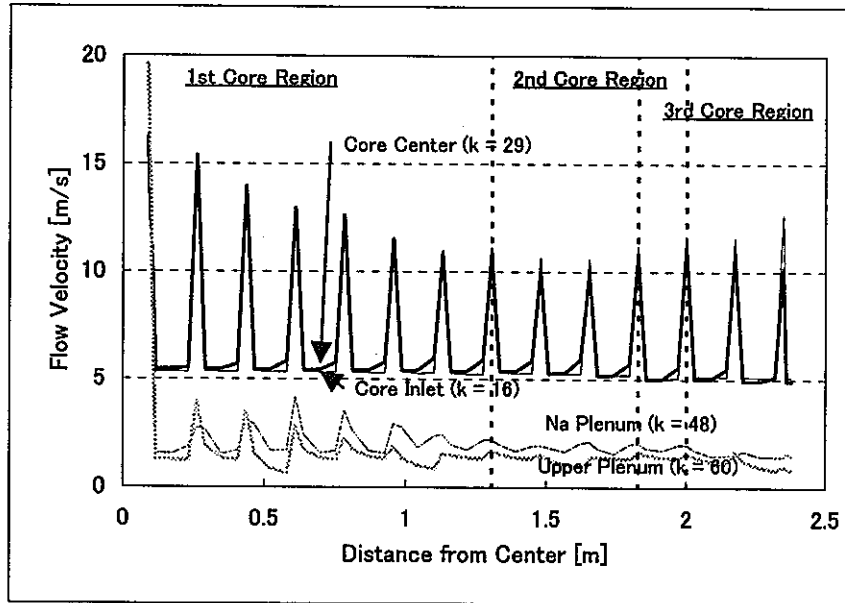


(c) 圧力径方向分布

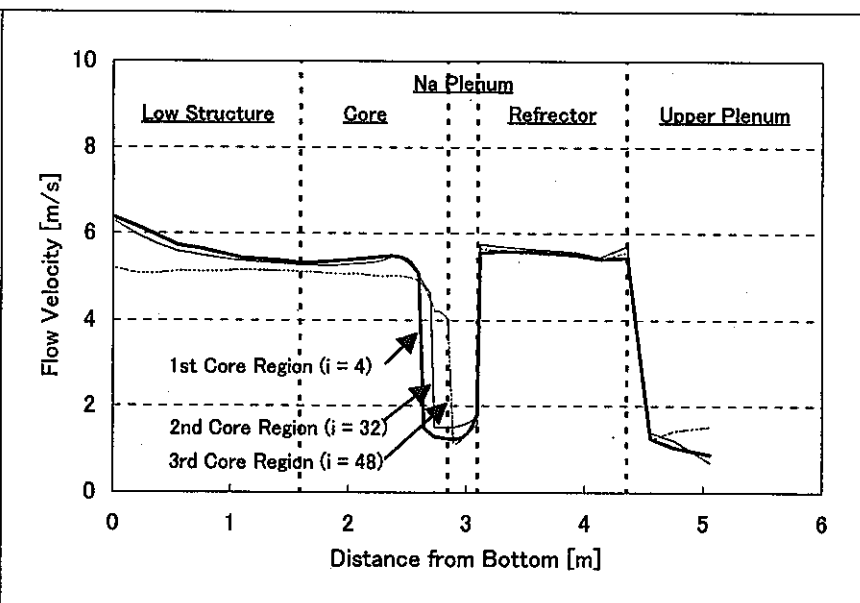


(d) 圧力軸方向分布

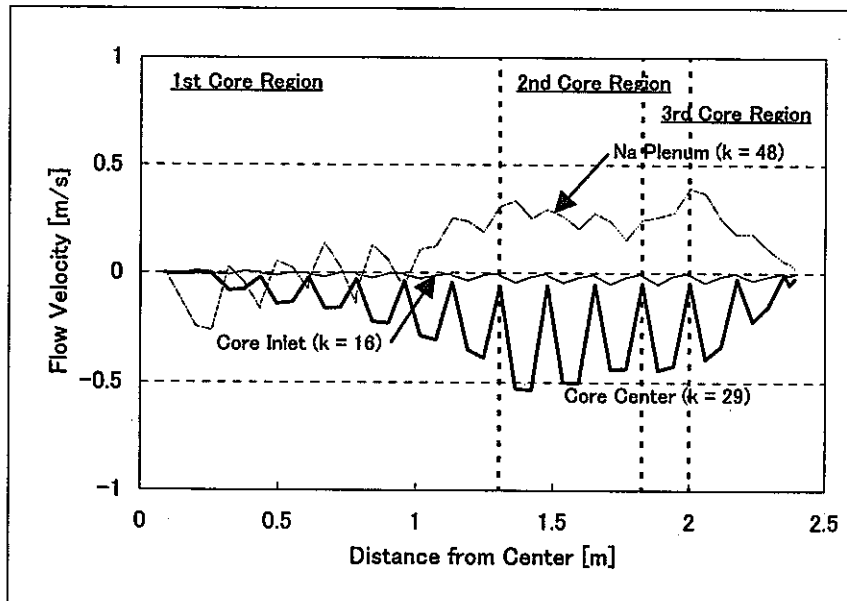
図 4.3.5 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 2)



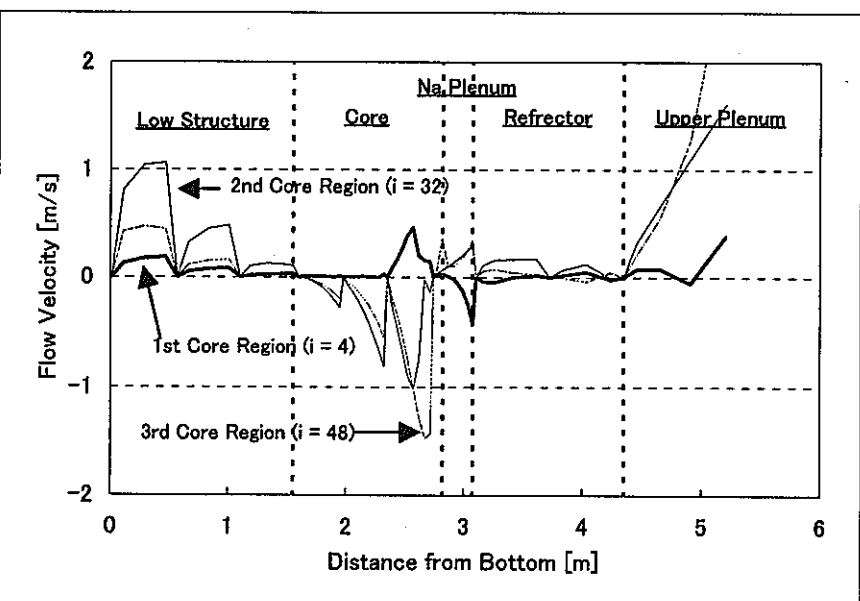
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布



(c) 径方向流速径方向分布



(d) 径方向流速軸方向分布

図 4.3.6 主要位置における流速分布 (Case 2)

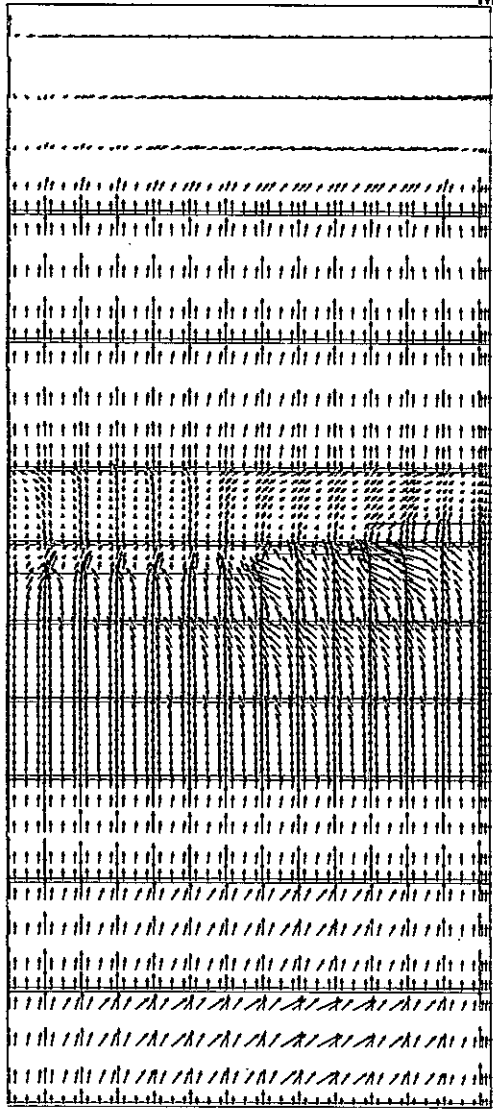
Flow Velocity Factor
 Vertical Direction : 1/10
 Radial Direction : 1

$U_{max} = 4.775$ [m/s]
 $U_{min} = -2.196$ [m/s]
 $W_{max} = 77.683$ [m/s]
 $W_{min} = 0.470$ [m/s]

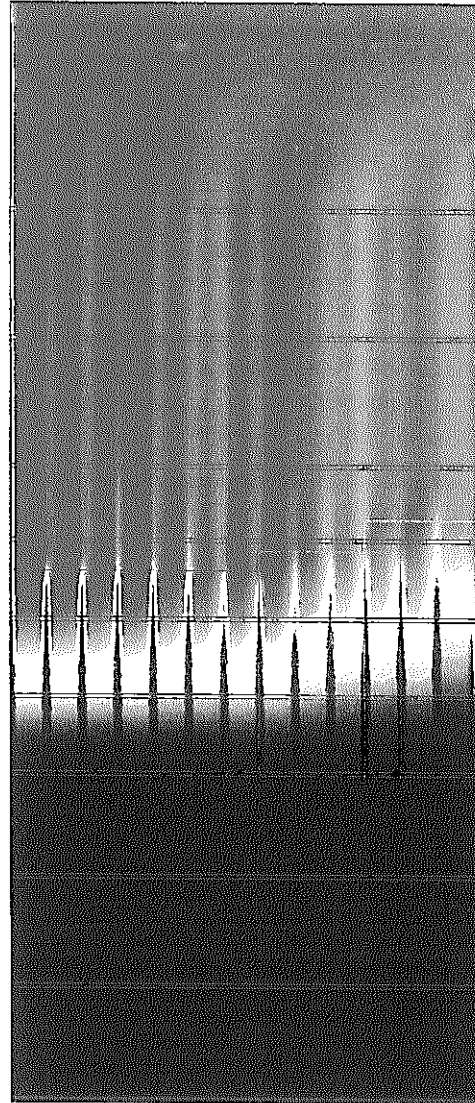
$T_{max} = 593.805$ [°C]
 [i=4, j=1, k=37]

$P_{max} = 0.400$ [MPa]
 $P_{min} = 0.098$ [MPa]

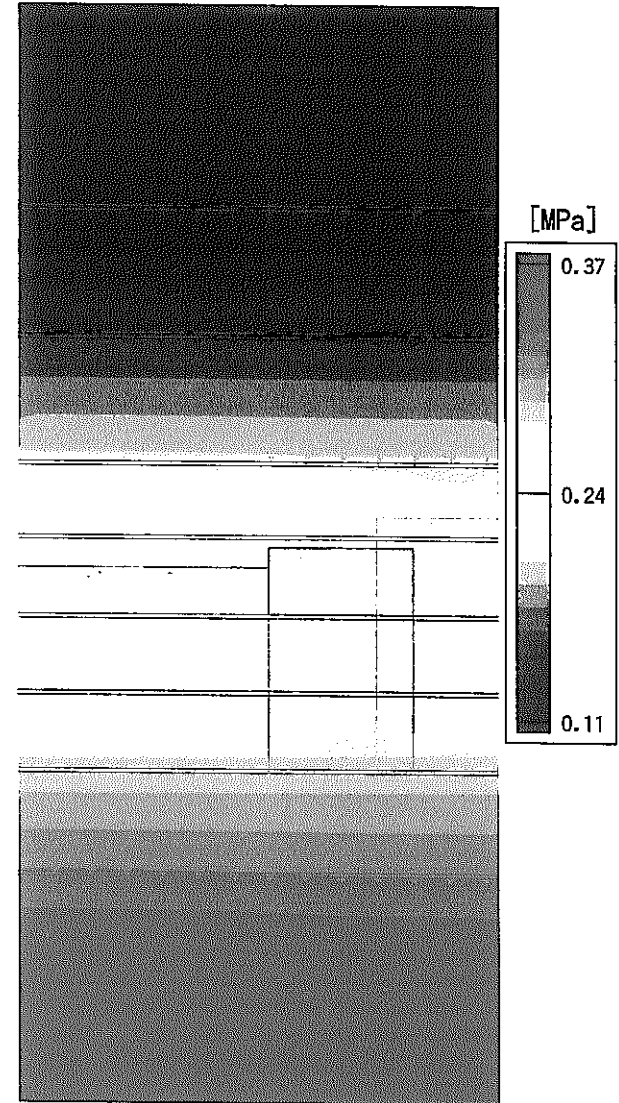
- 122 -



(a) Flow Velocity



(b) Coolant Temperature



(c) Pressure

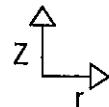
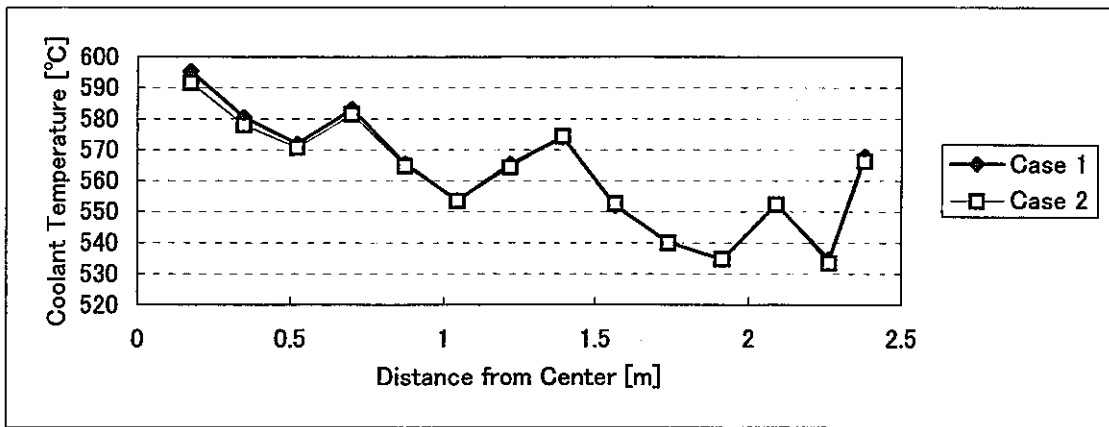
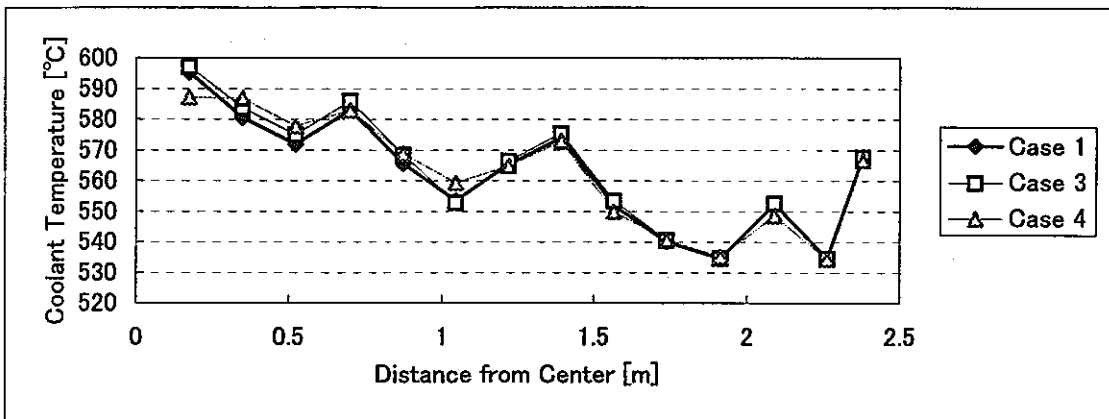


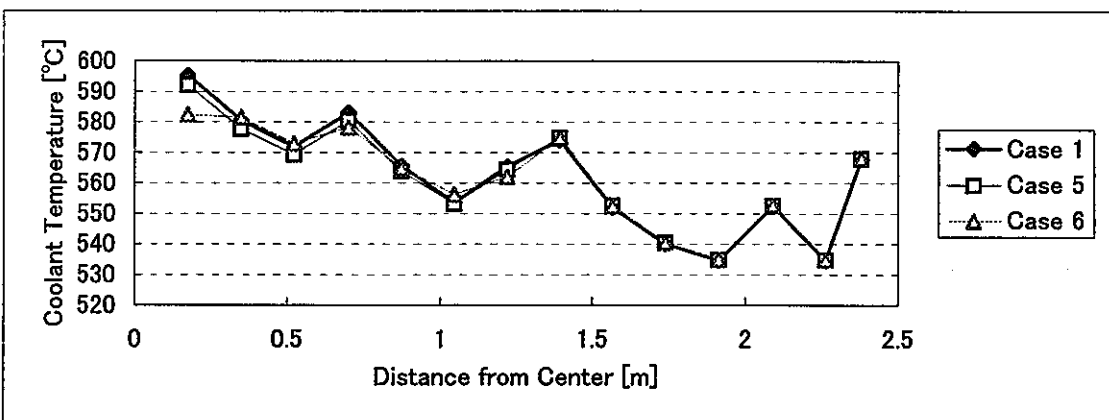
図 4.3.7 熱流動解析結果図 (Case 2)



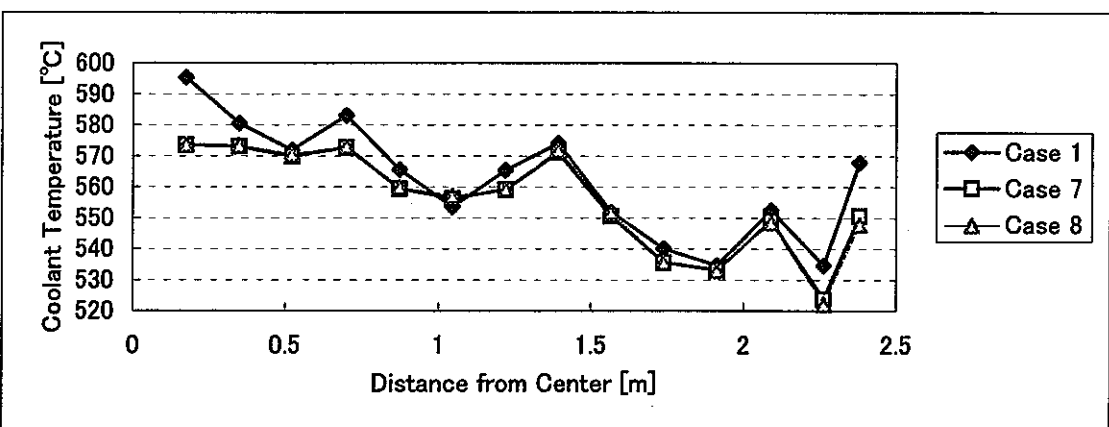
(a) 流量配分の効果



(b) グリッドスペーサ配置の効果(解析パラメータ:グリッドスペーサ段数)

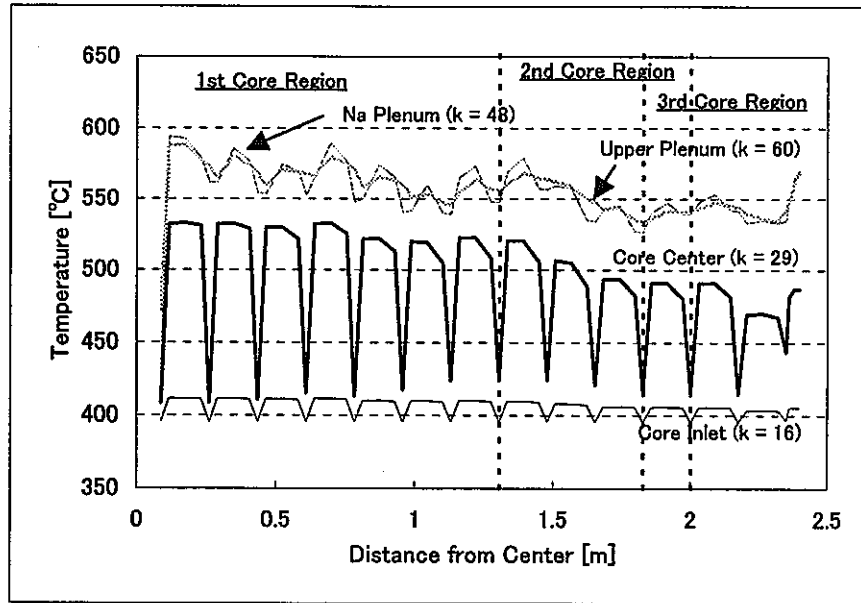


(b) グリッドスペーサ配置の効果(解析パラメータ:第1炉心領域)

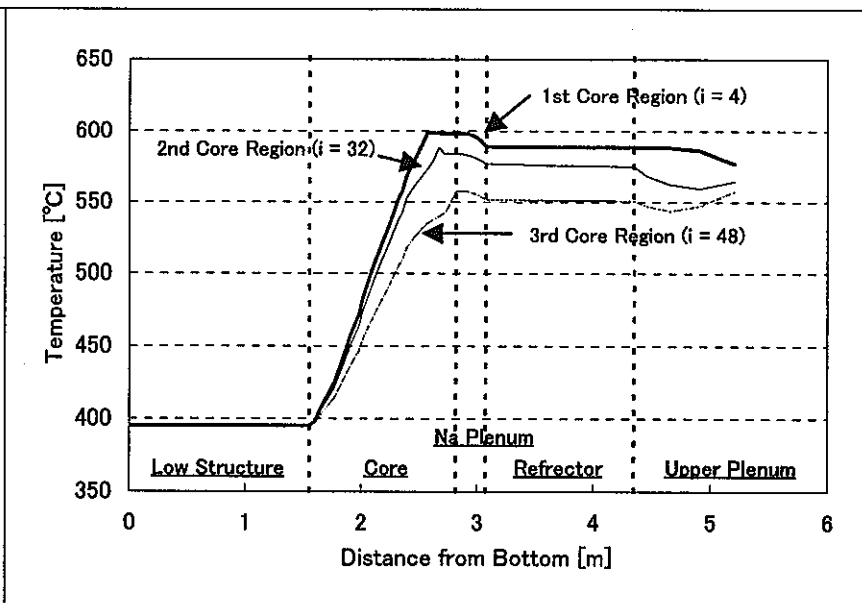


(c) ギャップ部流動抵抗の効果

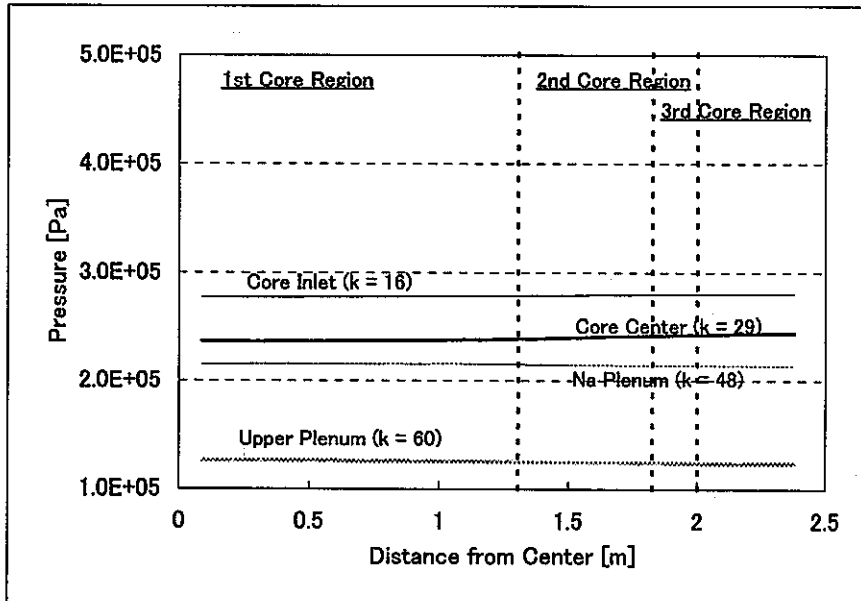
図 4.3.8 炉心上端平均温度分布



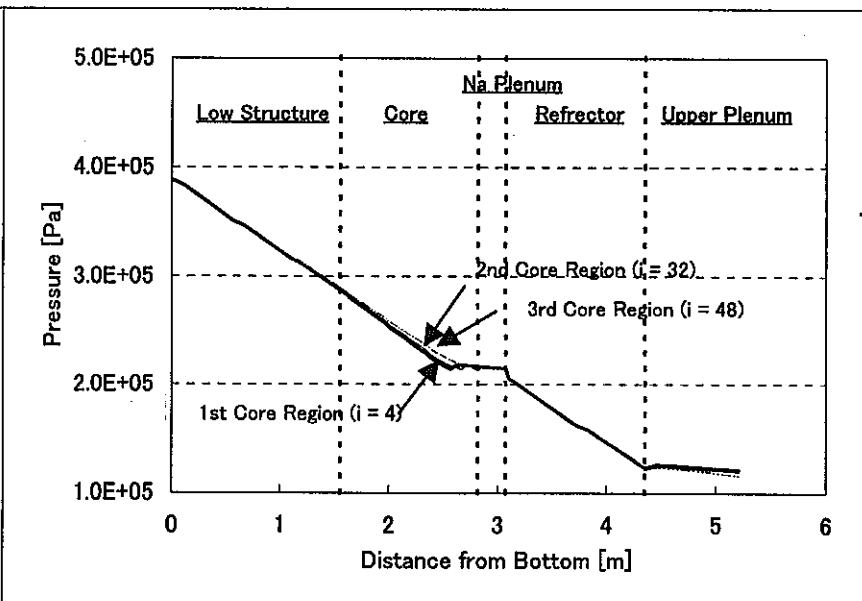
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

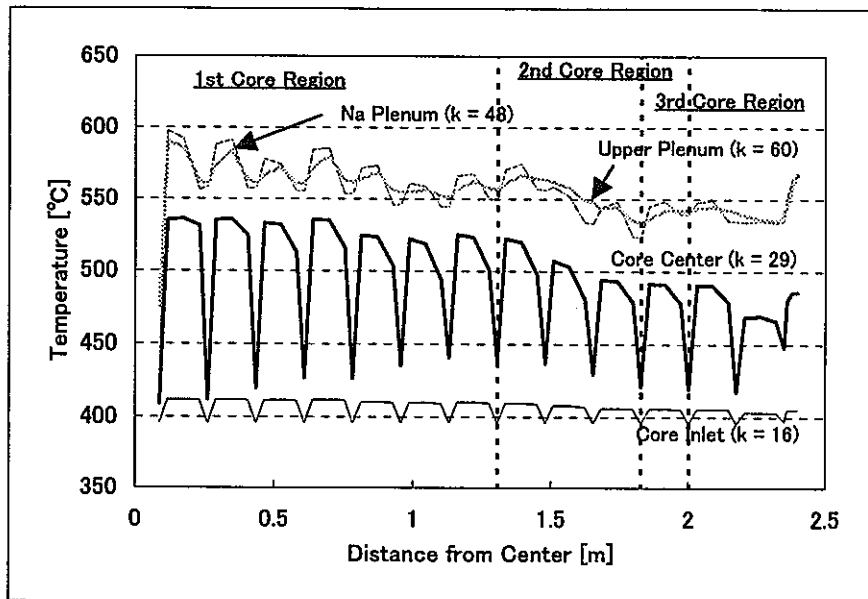


(c) 圧力径方向分布

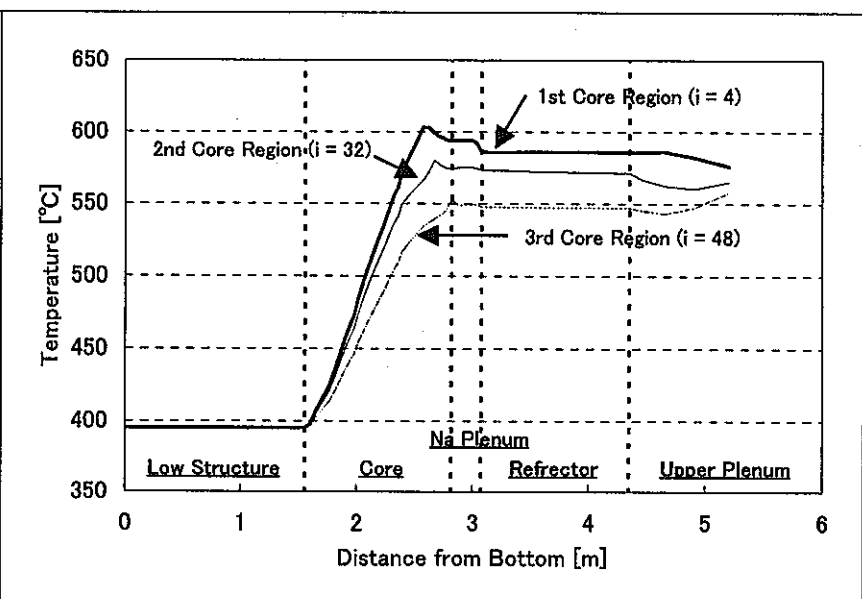


(d) 圧力軸方向分布

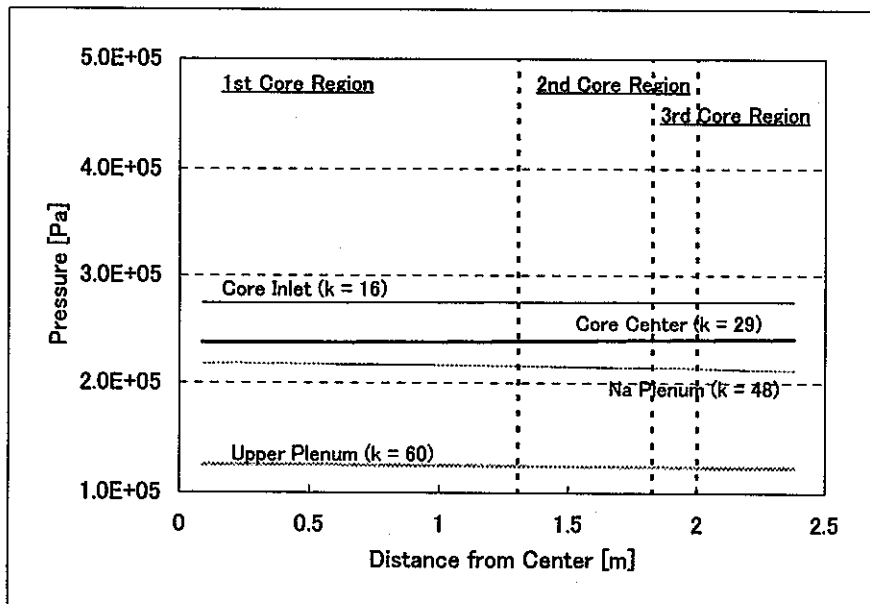
図 4.3.9 (1) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 3)



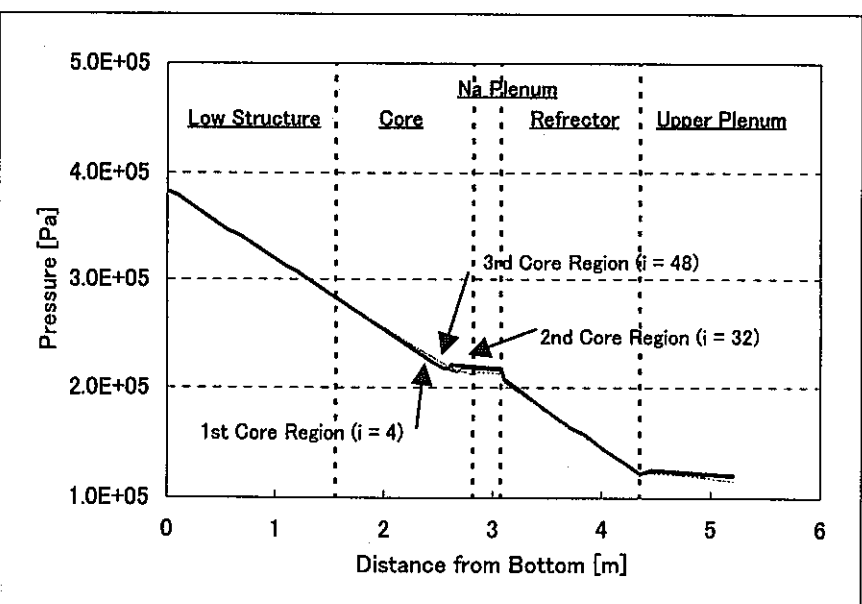
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

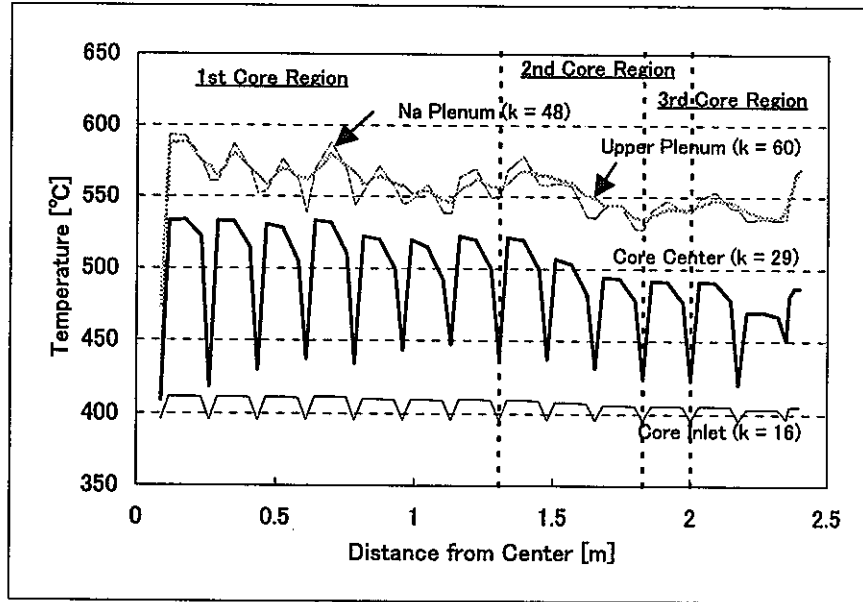


(c) 圧力径方向分布

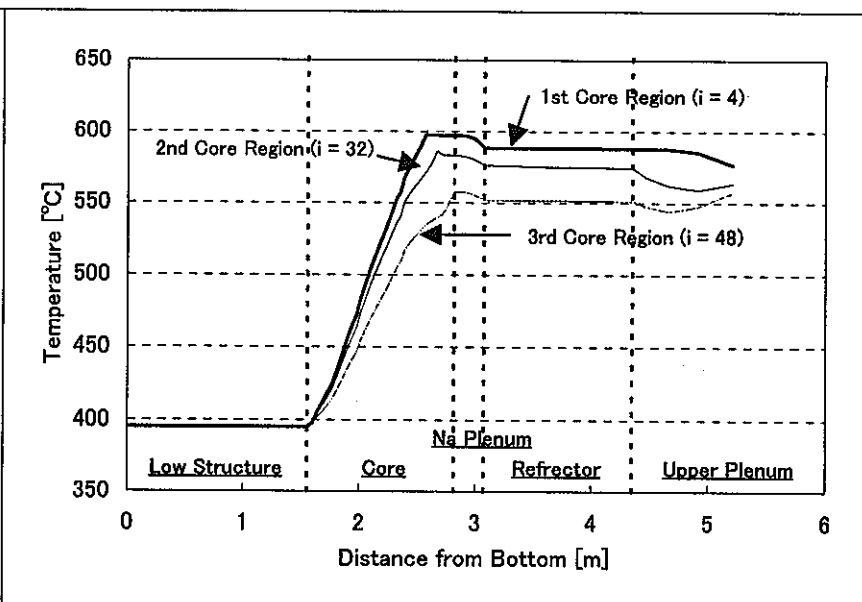


(d) 圧力軸方向分布

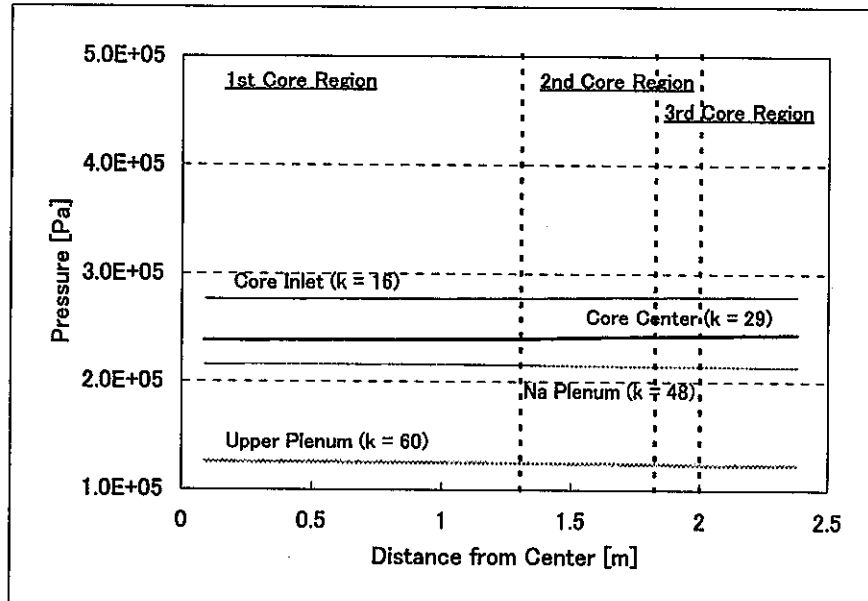
図 4.3.9 (2) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 4)



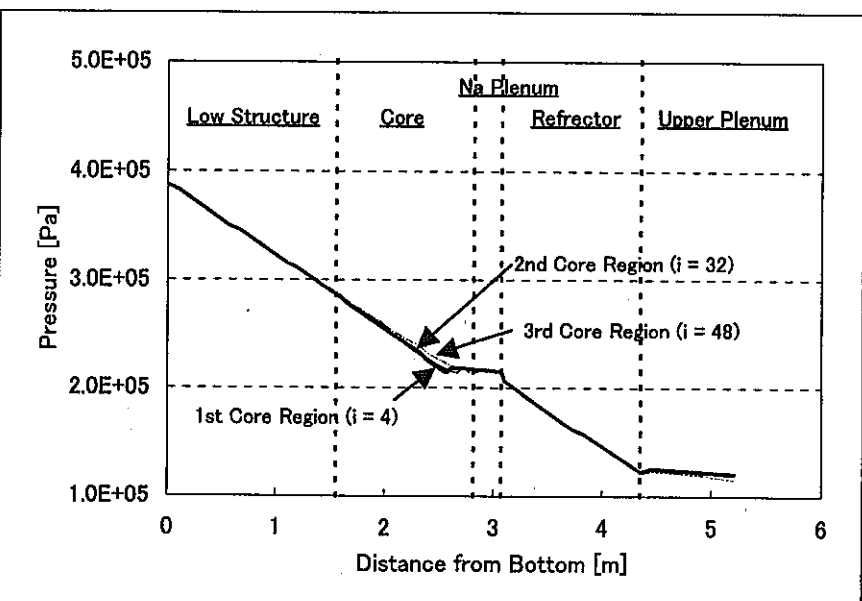
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

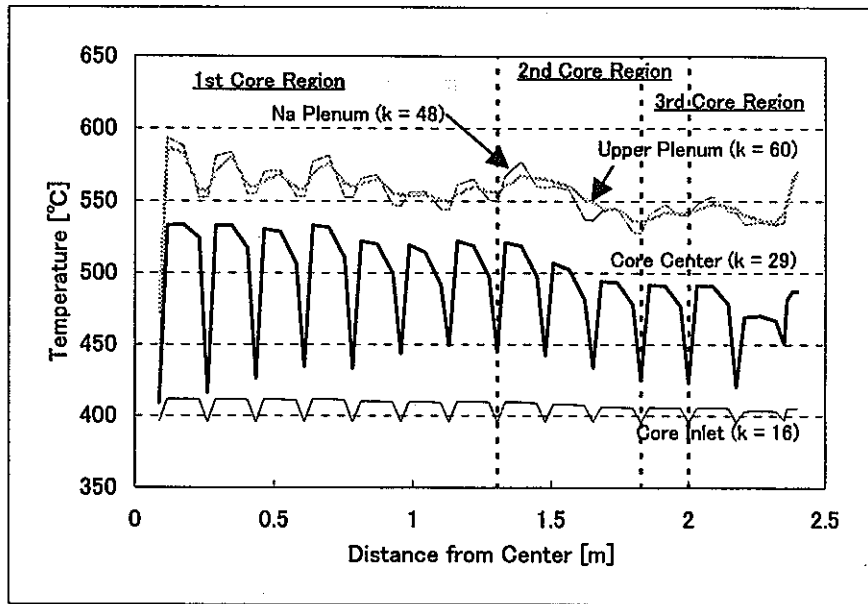


(c) 圧力径方向分布

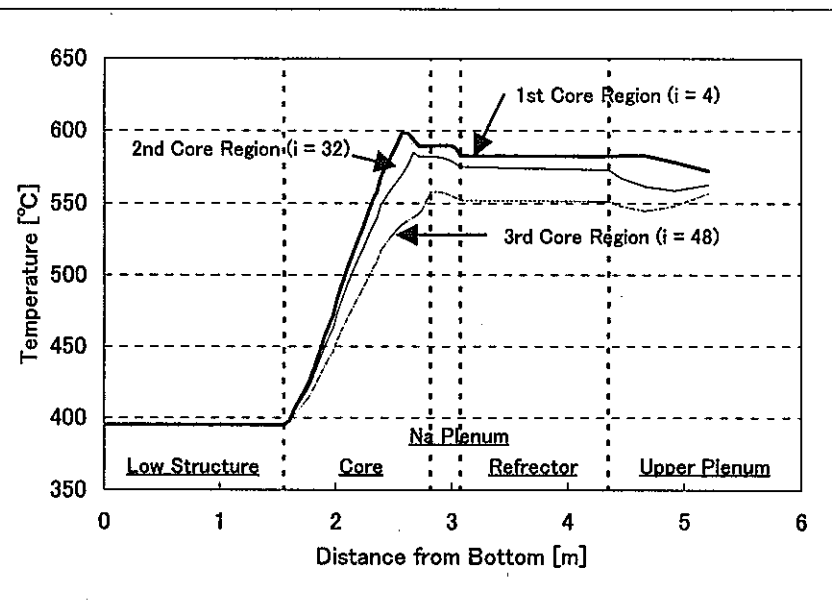


(d) 圧力軸方向分布

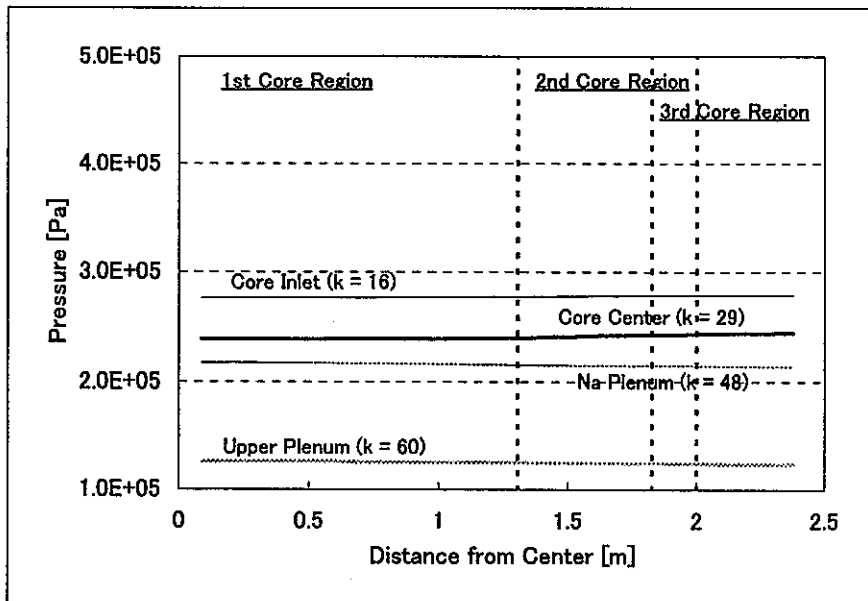
図 4.3.9 (3) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 5)



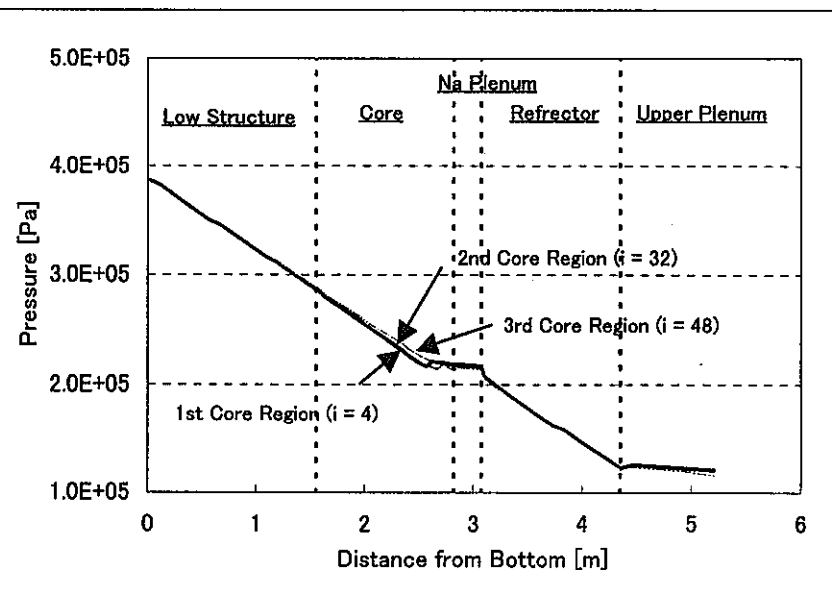
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

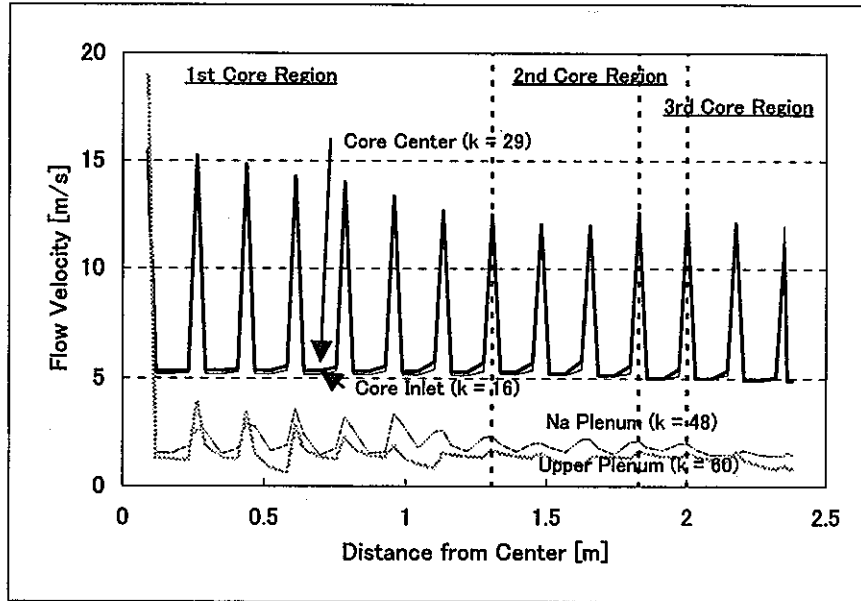


(c) 圧力径方向分布

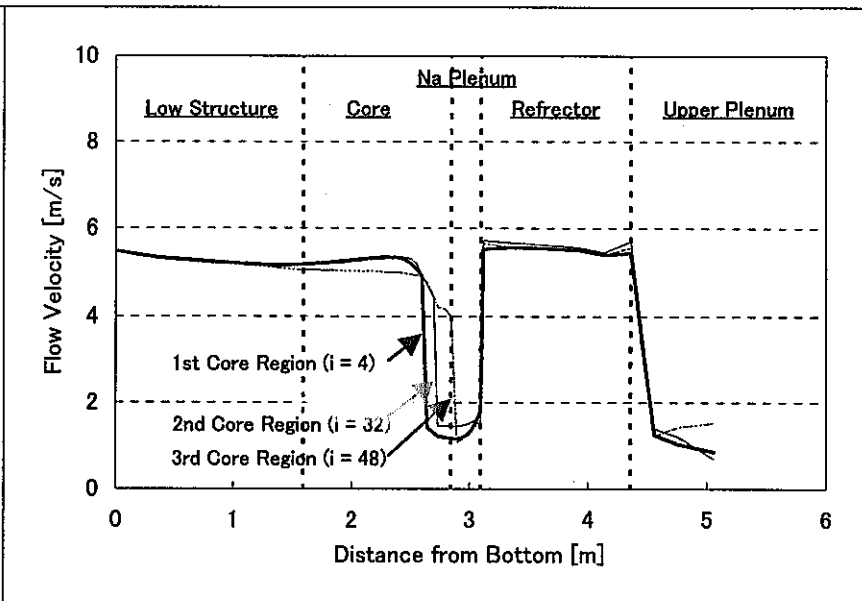


(d) 圧力軸方向分布

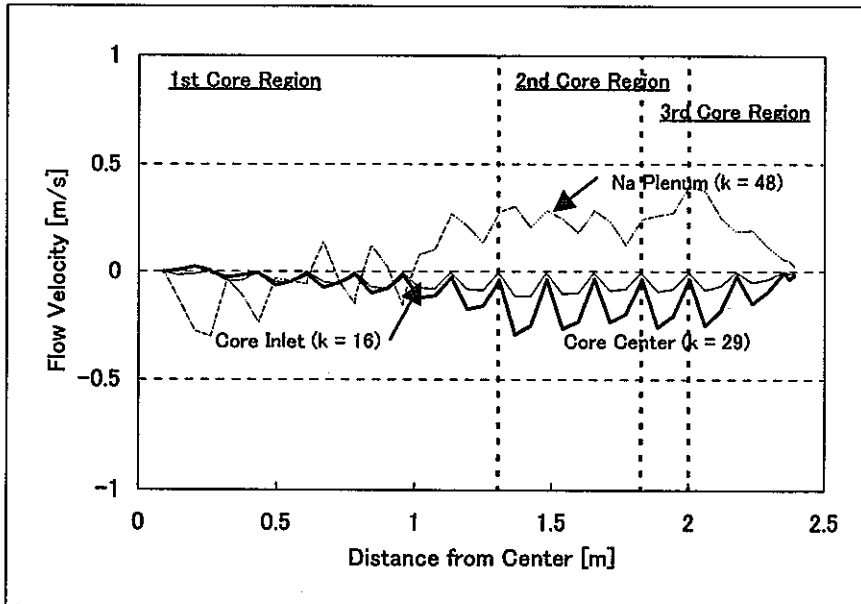
図 4.3.9 (4) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 6)



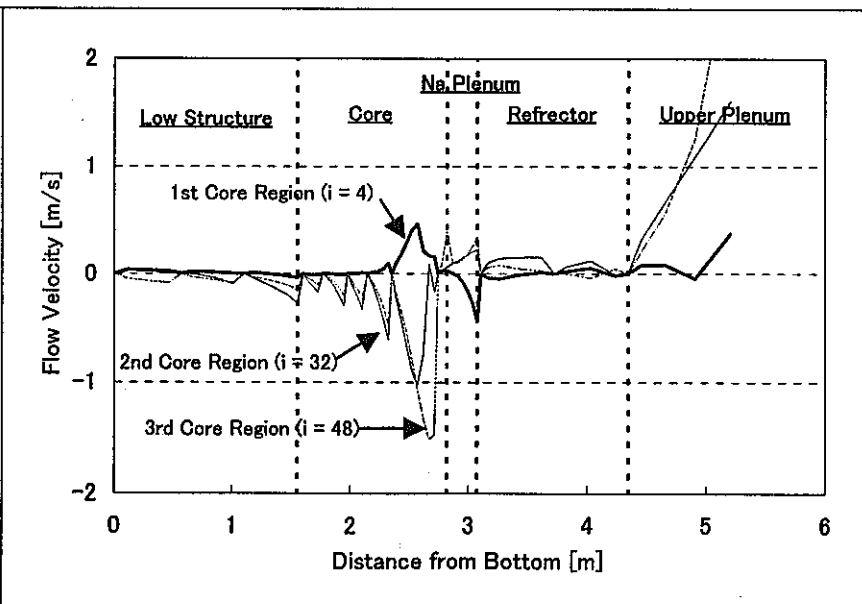
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布

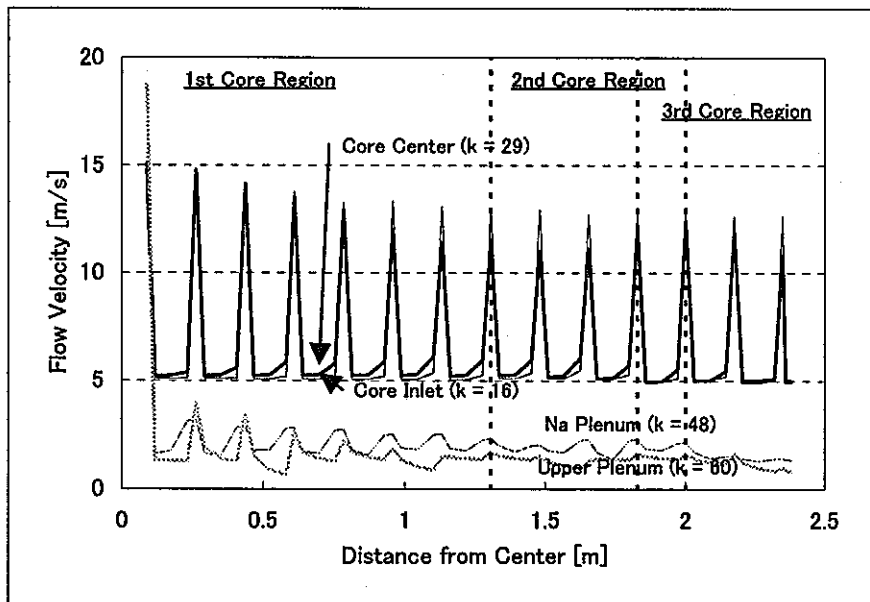


(c) 径方向流速径方向分布

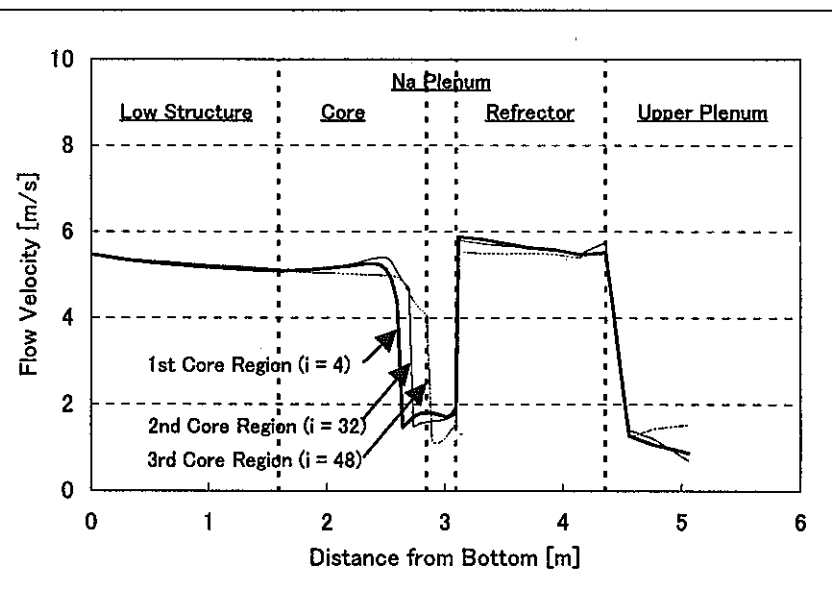


(d) 径方向流速軸方向分布

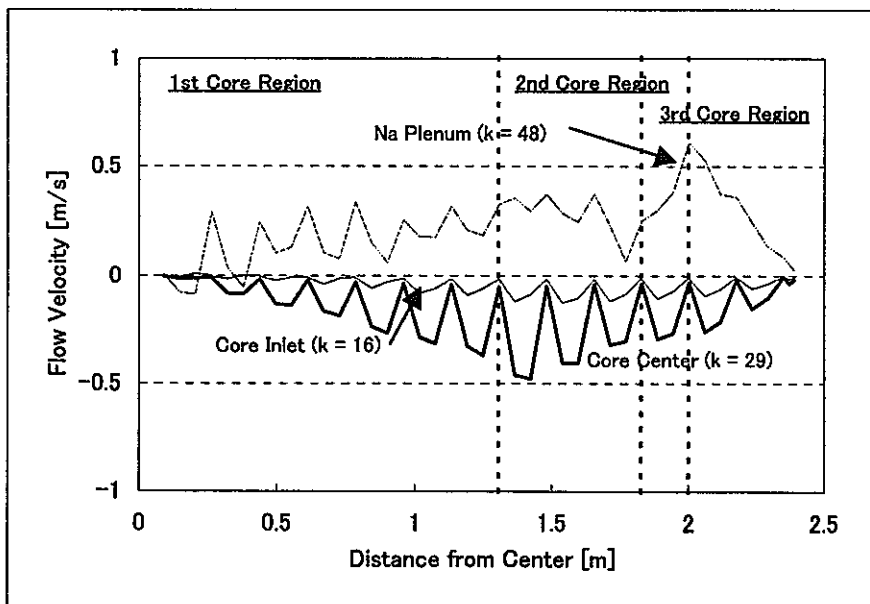
図 4.3.10 (1) 主要位置における流速分布 (Case 3)



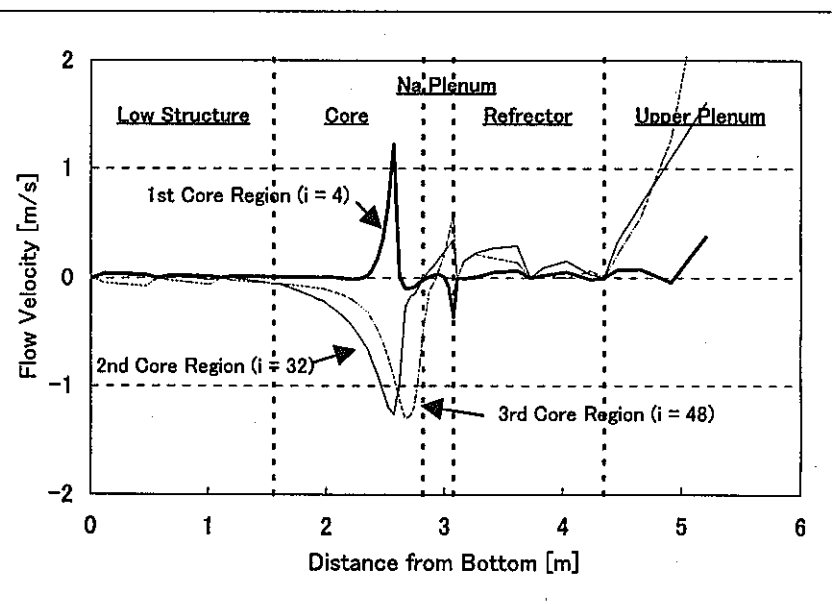
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布

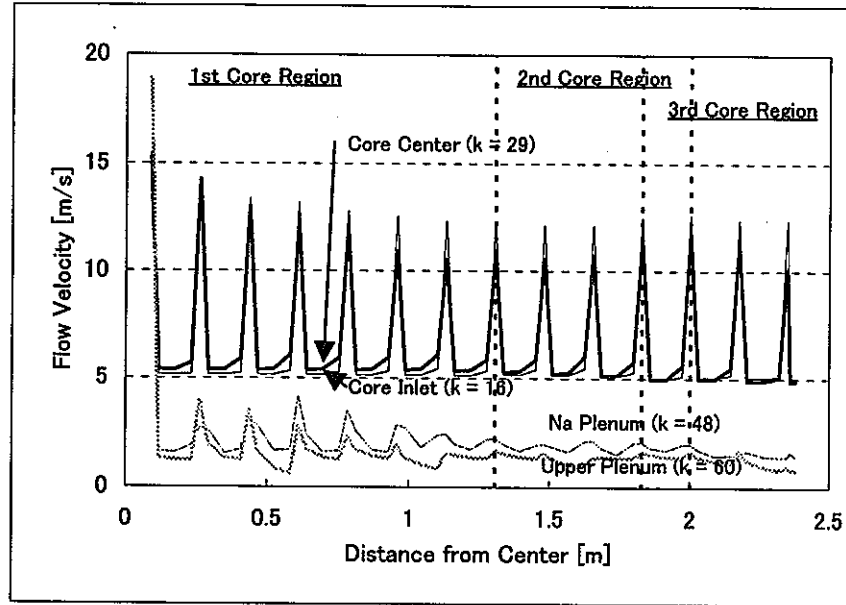


(c) 径方向流速径方向分布

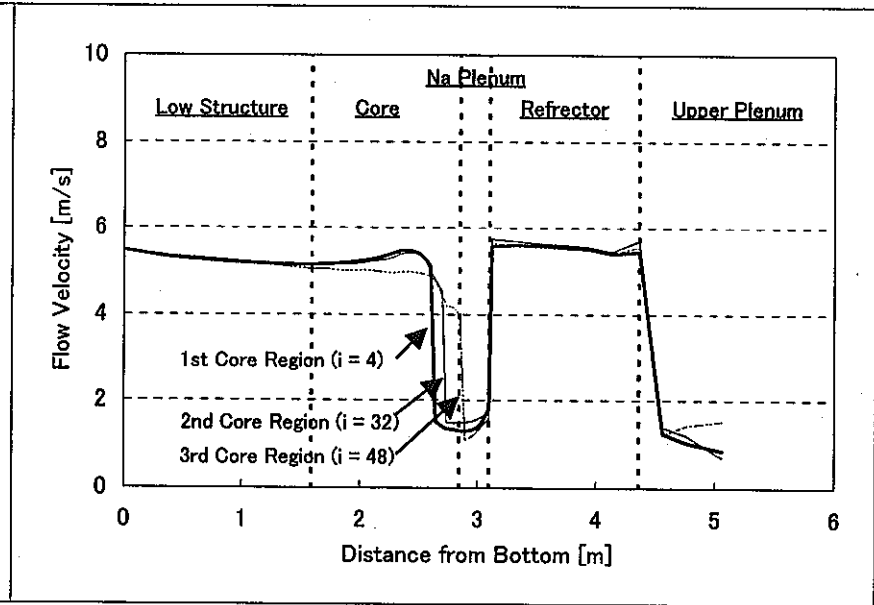


(d) 径方向流速軸方向分布

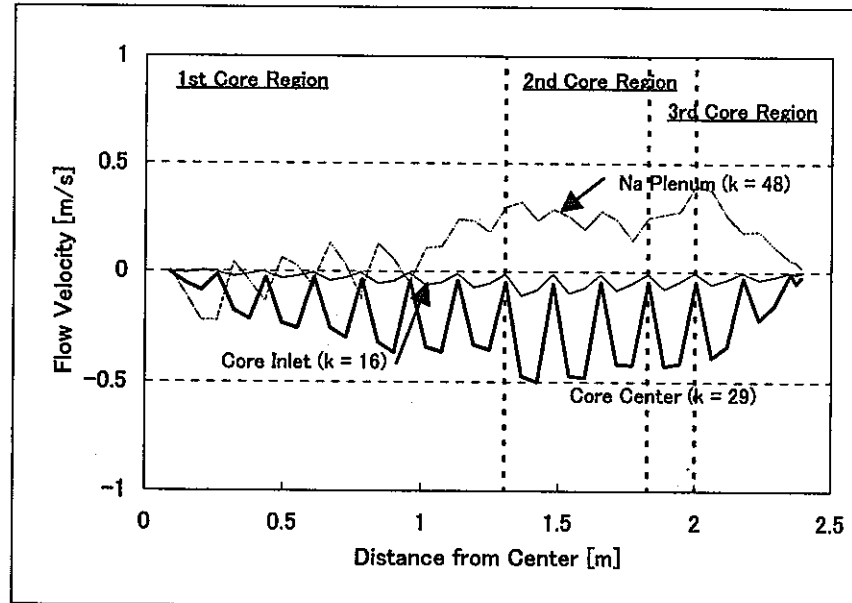
図 4.3.10 (2) 主要位置における流速分布 (Case 4)



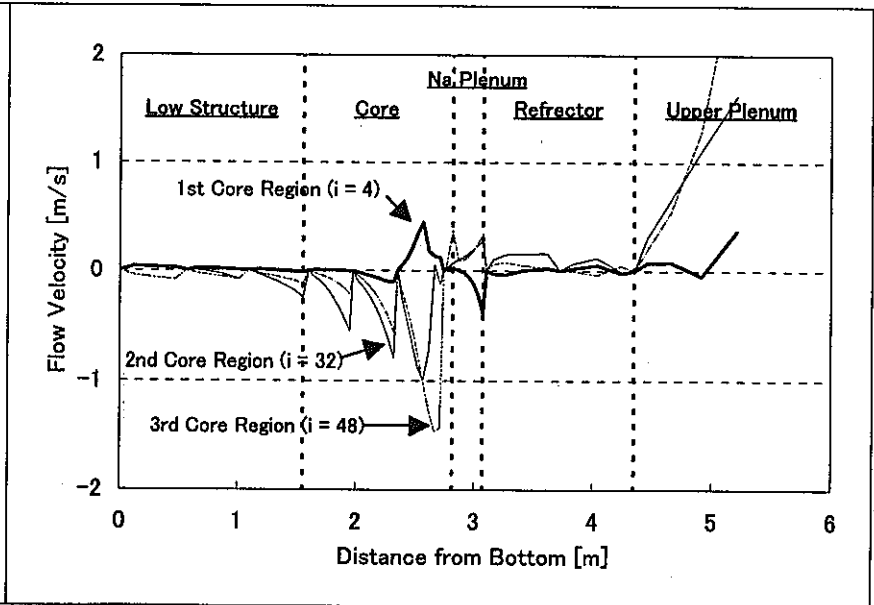
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布

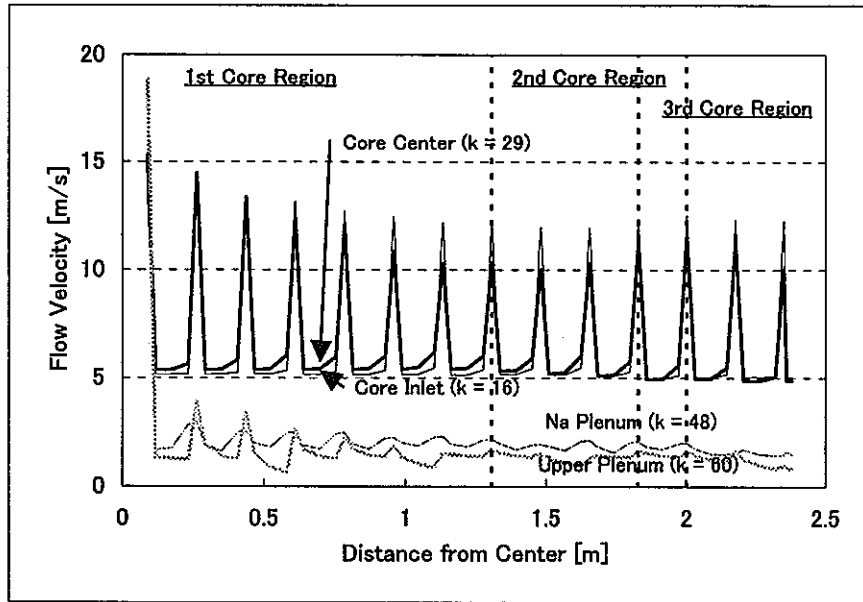


(c) 径方向流速径方向分布

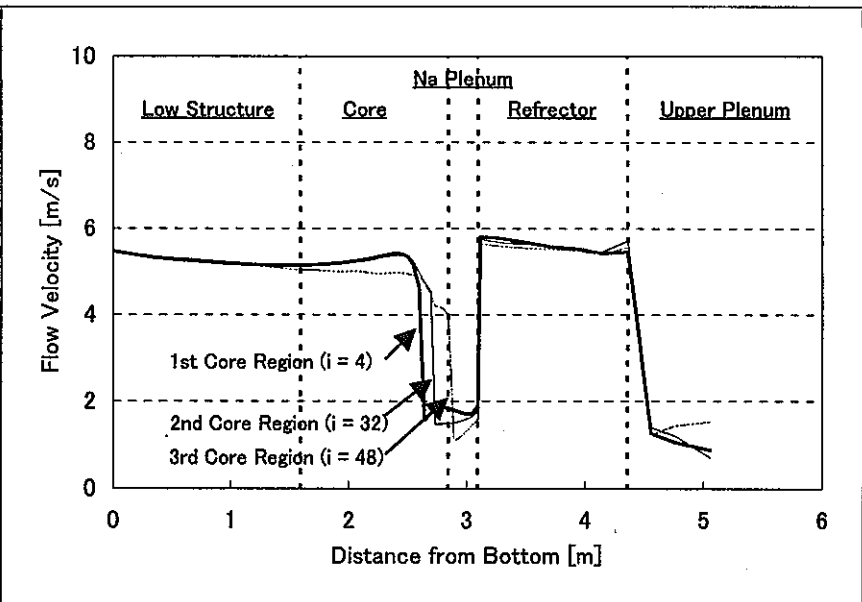


(d) 径方向流速軸方向分布

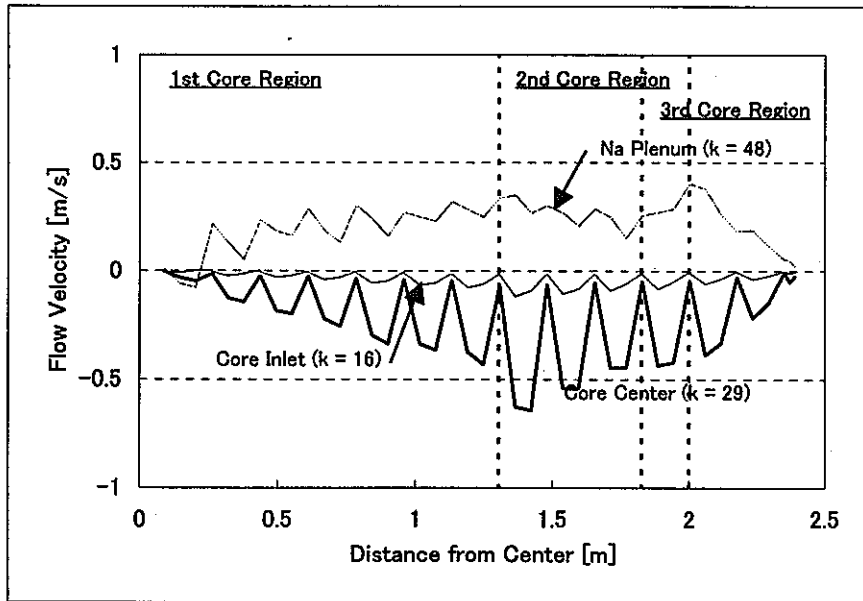
図 4.3.10 (3) 主要位置における流速分布 (Case 5)



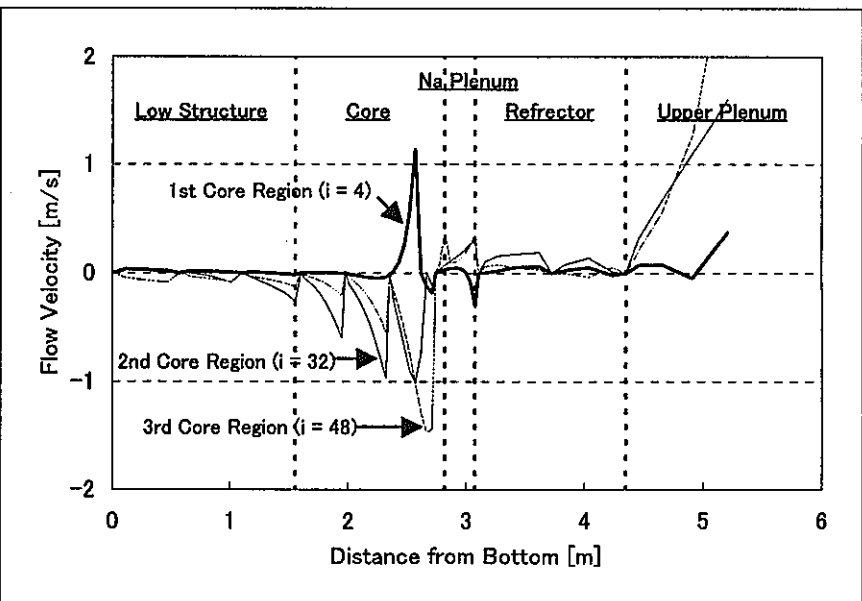
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布



(c) 径方向流速径方向分布



(d) 径方向流速軸方向分布

図 4.3.10 (4) 主要位置における流速分布 (Case 6)

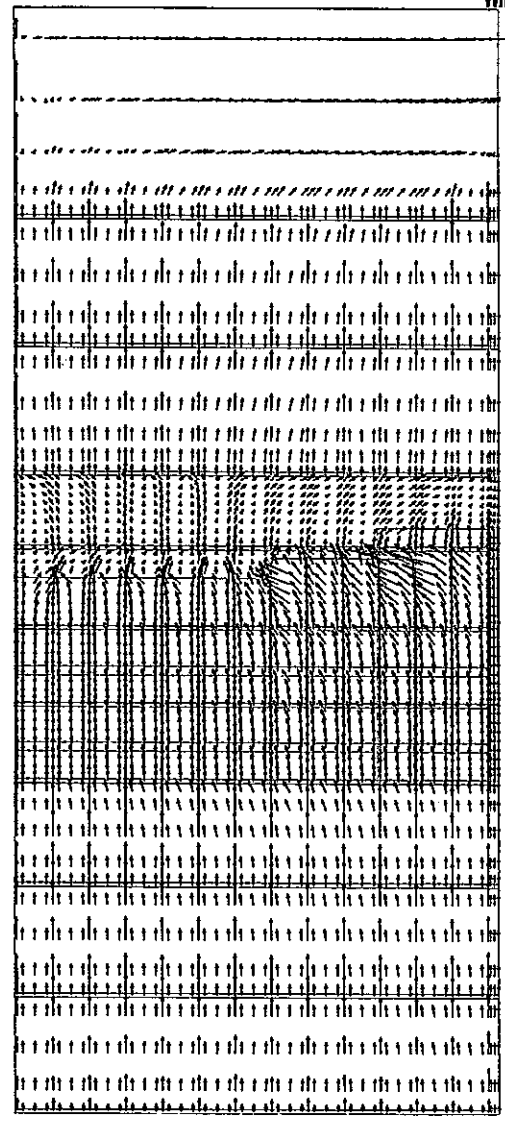
Flow Velocity Factor
 Vertical Direction : 1/10
 Radial Direction : 1

Umax = 4.775 [m/s]
 Umin = -2.228 [m/s]
 Wmax = 77.692 [m/s]
 Wmin = 0.463 [m/s]

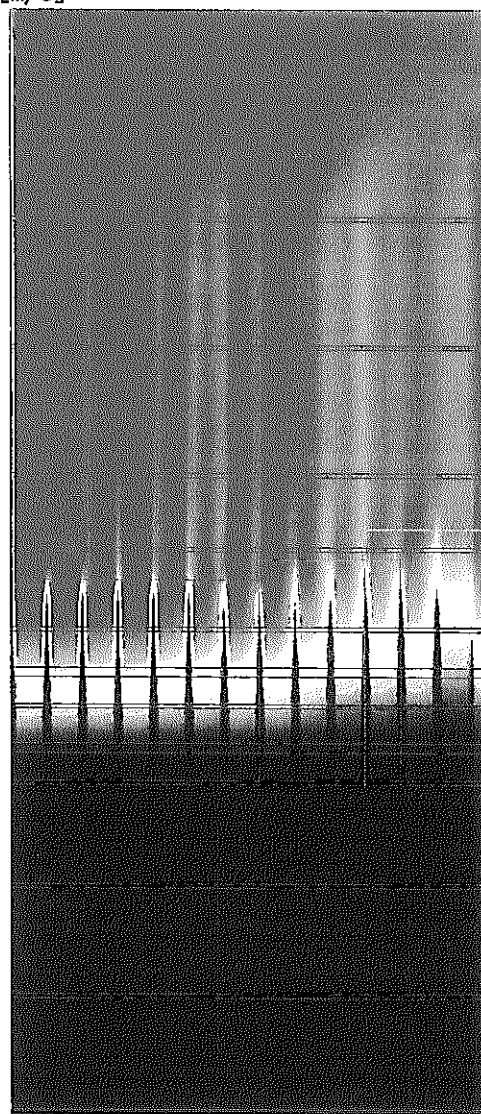
Tmax = 598.784 [°C]
 [i=4, j=1, k=37]

Pmax = 0.390 [MPa]
 Pmin = 0.098 [MPa]

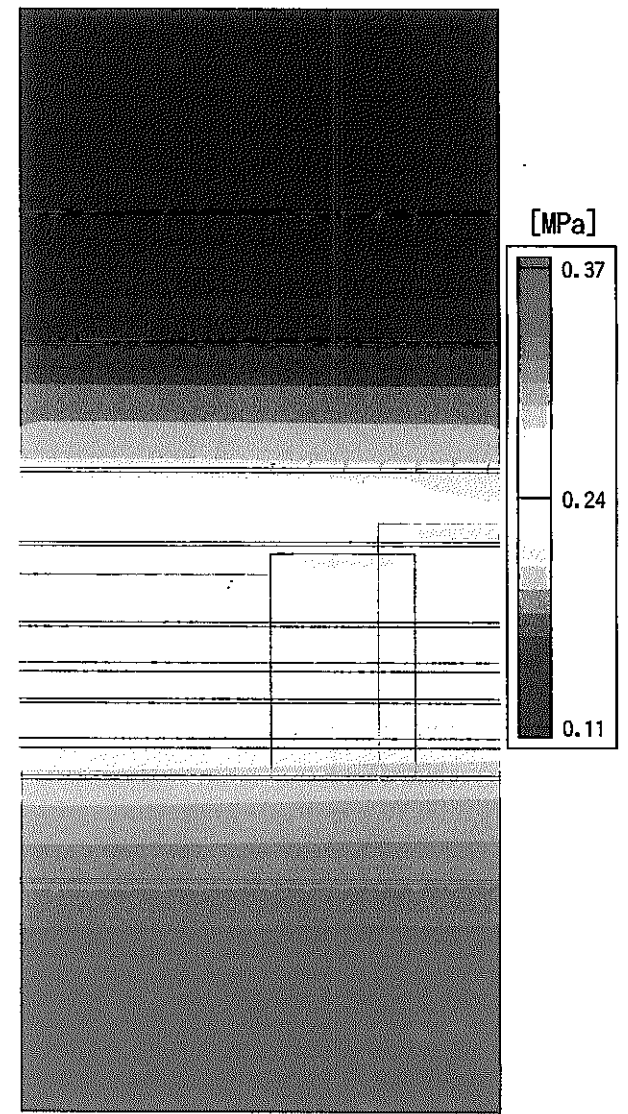
- 132 -



(a) Flow Velocity



(b) Coolant Temperature



(c) Pressure

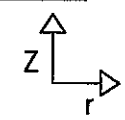


図 4.3.11(1) 熱流動解析結果図 (Case 3)

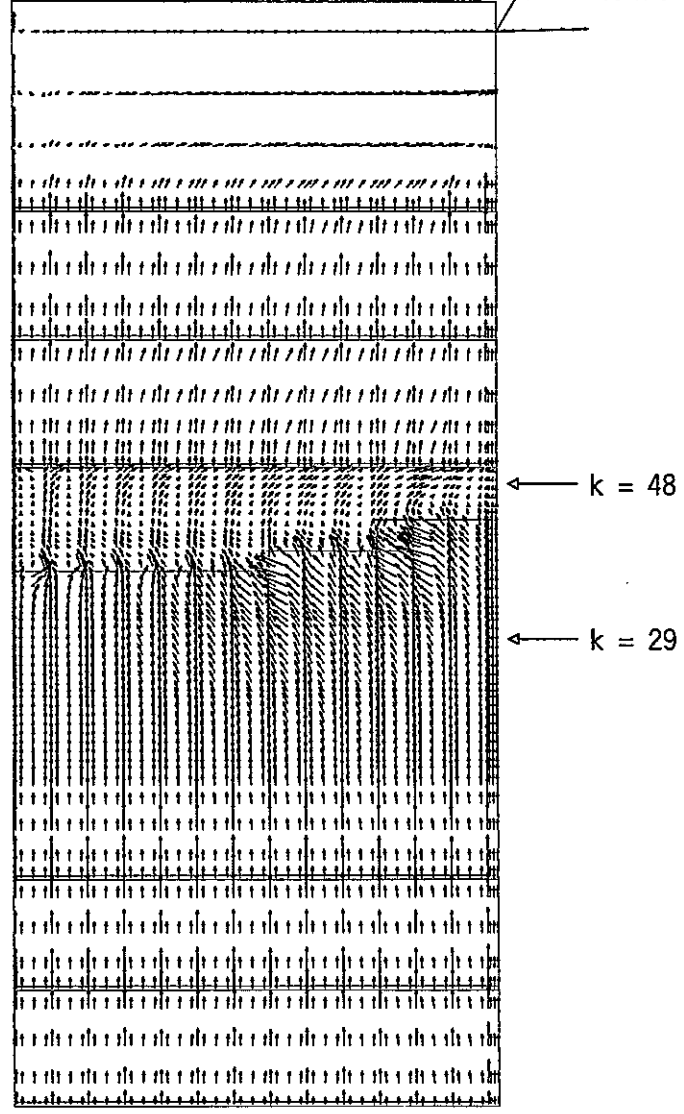
Flow Velocity Factor
 Vertical Direction : 1/10
 Radial Direction : 1

$U_{max} = 4.775$ [m/s]
 $U_{min} = -2.006$ [m/s]
 $W_{max} = 77.696$ [m/s]
 $W_{min} = 0.470$ [m/s]

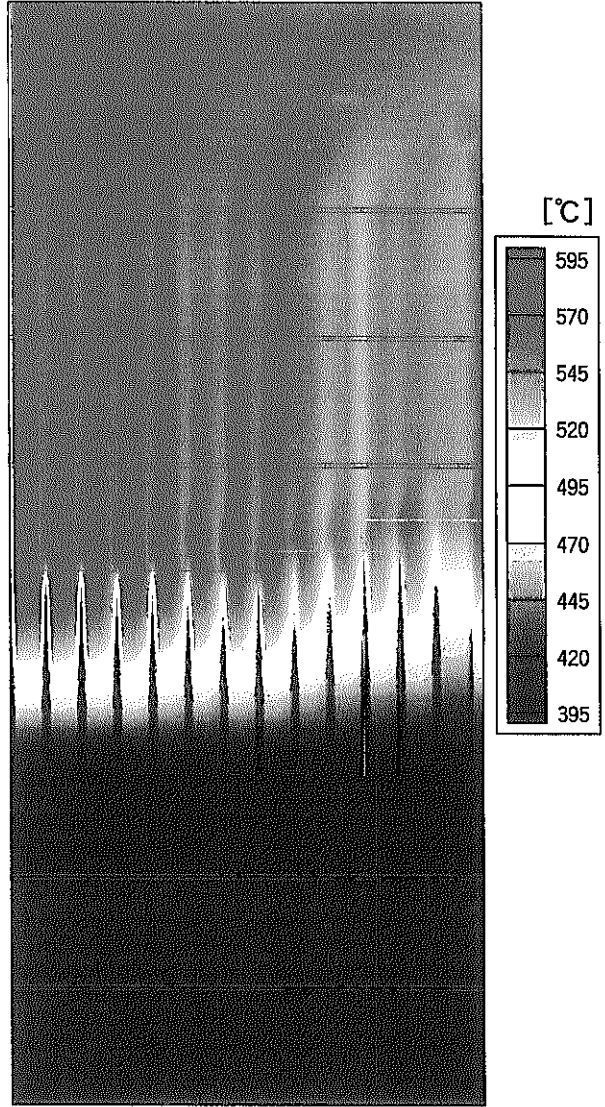
$T_{max} = 603.213$ [°C]
 [i=4, j=1, k=37]

$P_{max} = 0.384$ [MPa]
 $P_{min} = 0.100$ [MPa]

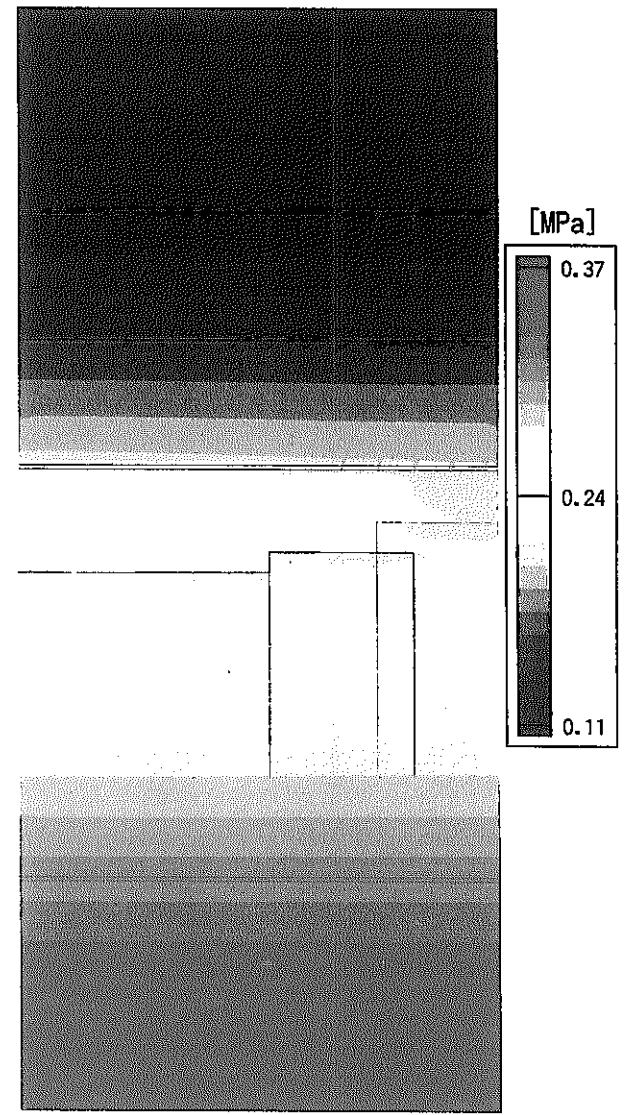
- 133 -



(a) Flow Velocity



(b) Coolant Temperature



(c) Pressure

図 4.3.11(2) 熱流動解析結果図 (Case 4)

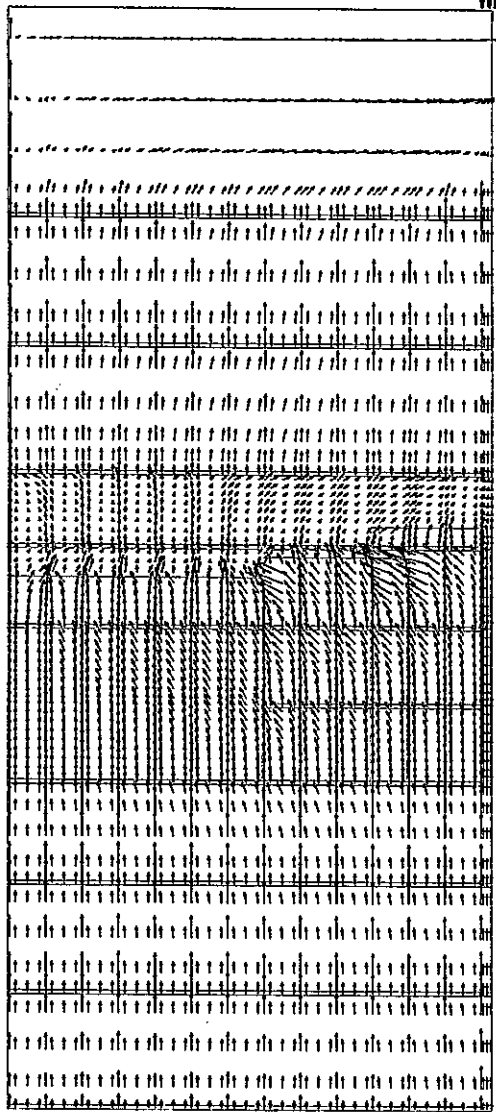
Flow Velocity Factor
Vertical Direction : 1/10
Radial Direction : 1

U_{max} = 4.775 [m/s]
U_{min} = -2.193 [m/s]
W_{max} = 77.695 [m/s]
W_{min} = 0.459 [m/s]

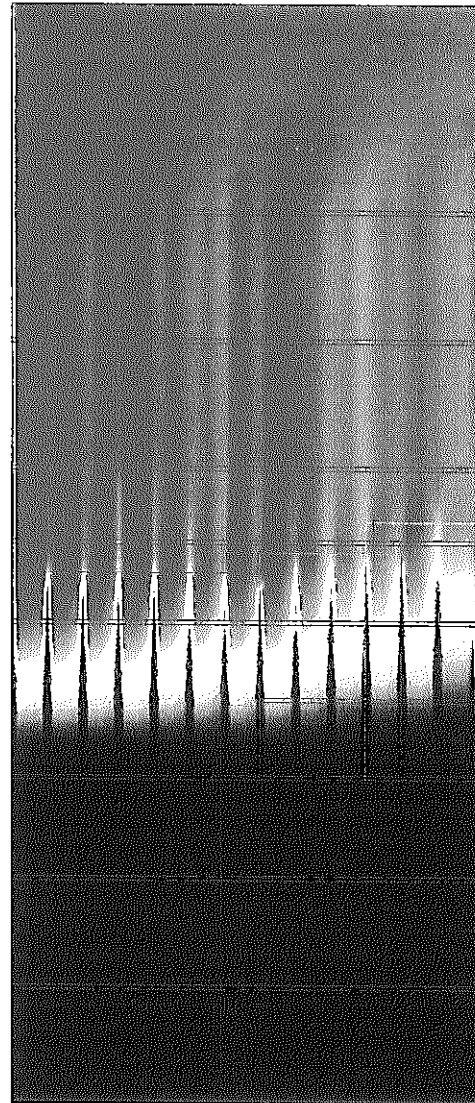
T_{max} = 597.543 [°C]
[i=4, j=1, k=37]

P_{max} = 0.388 [MPa]
P_{min} = 0.098 [MPa]

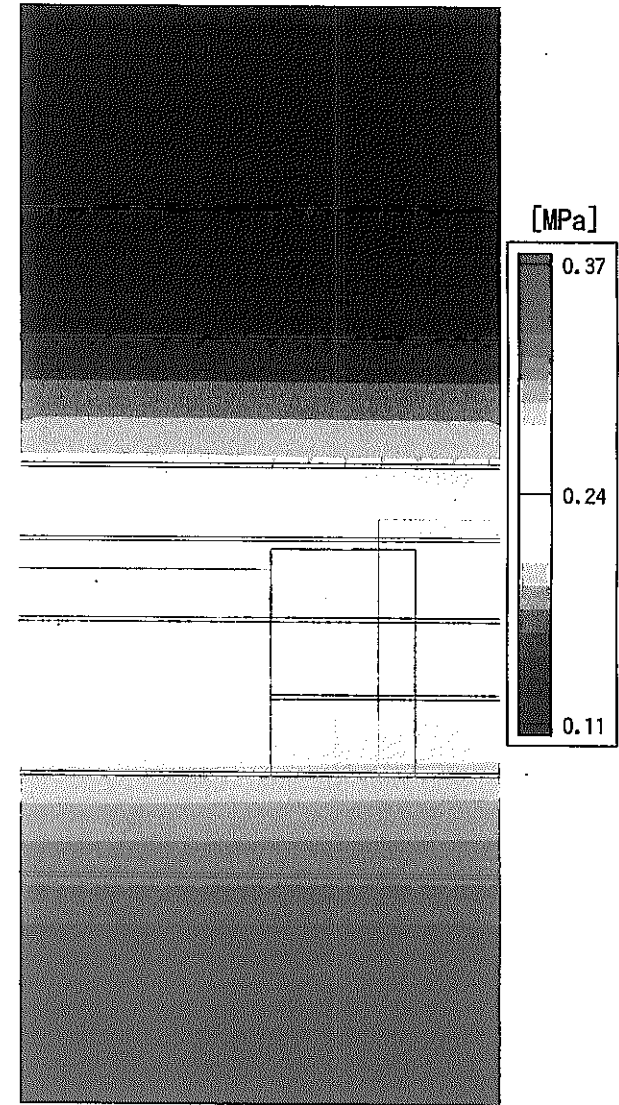
— 134 —



(a) Flow Velocity



(b) Coolant Temperature



(c) Pressure

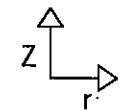


図 4.3.11(3) 熱流動解析結果図 (Case 5)

Flow Velocity Factor
 Vertical Direction : 1/10
 Radial Direction : 1

$U_{max} = 4.775$ [m/s]
 $U_{min} = -2.186$ [m/s]
 $W_{max} = 77.696$ [m/s]
 $W_{min} = 0.461$ [m/s]

$T_{max} = 598.384$ [°C]
 [i=4, j=1, k=37]

$P_{max} = 0.388$ [MPa]
 $P_{min} = 0.098$ [MPa]

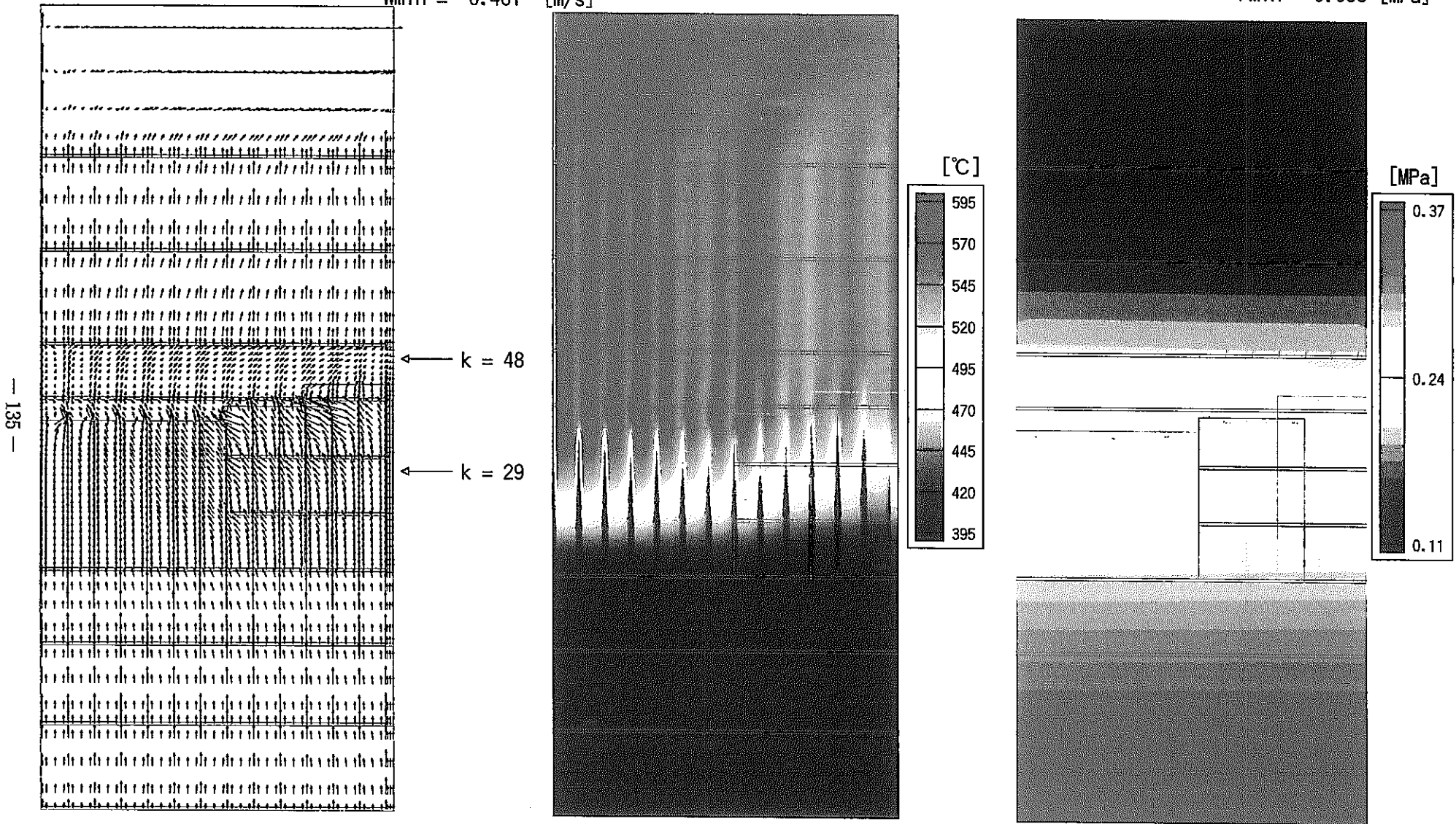
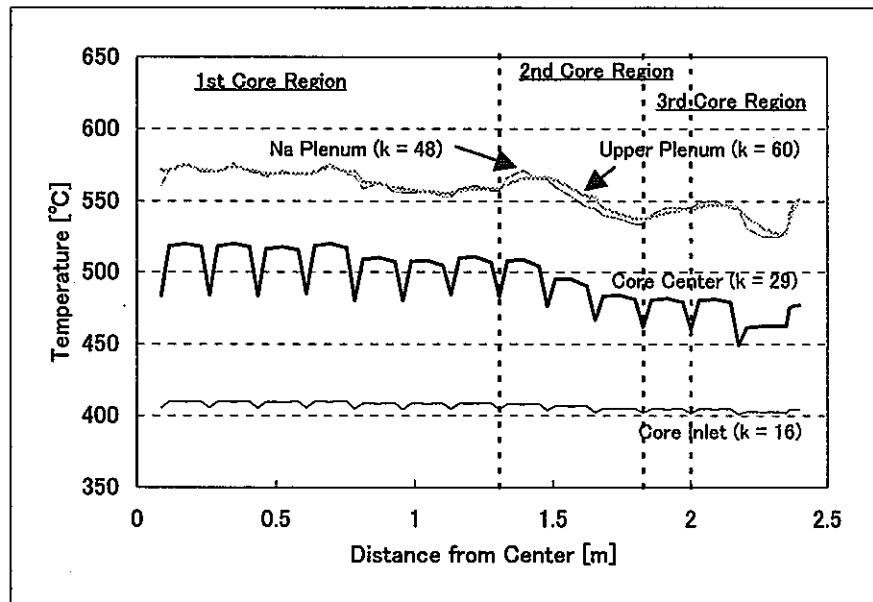
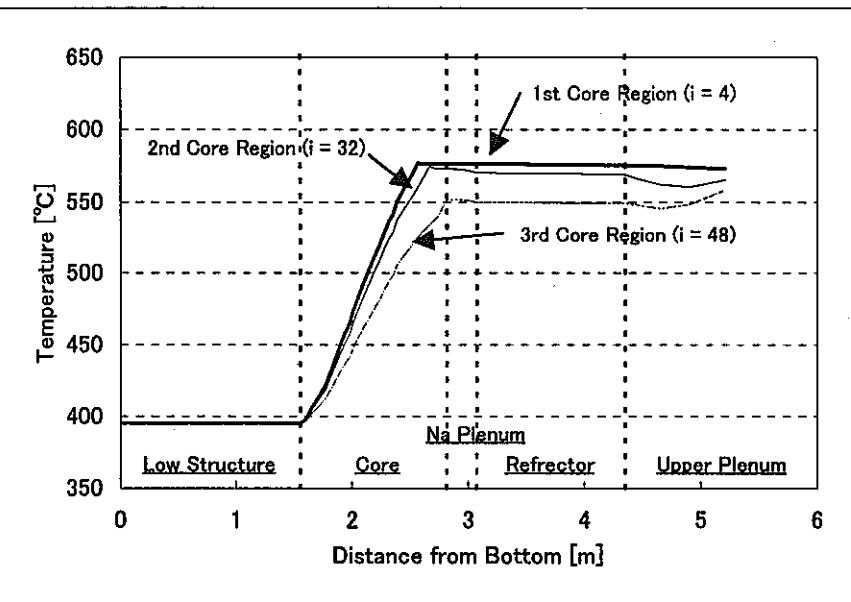


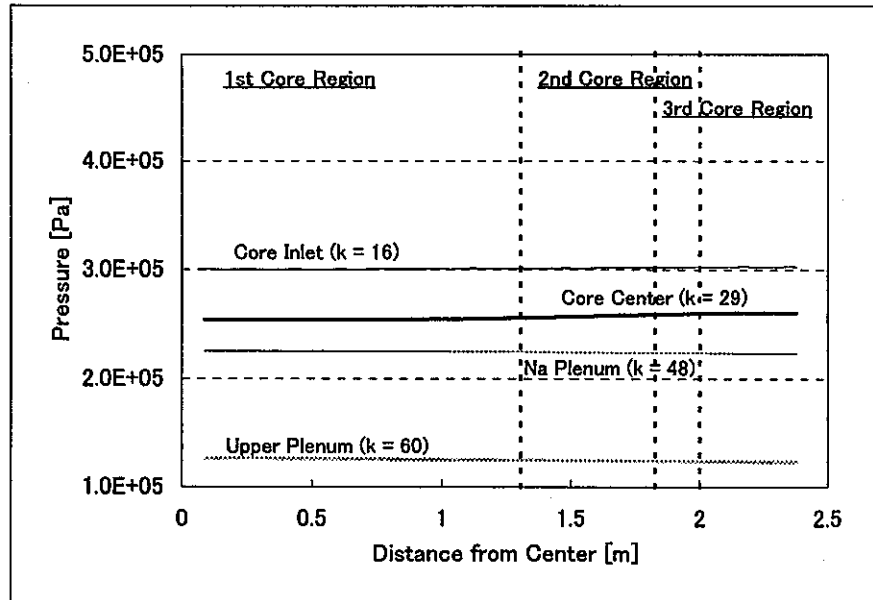
図 4.3.11(4) 熱流動解析結果図 (Case 6)



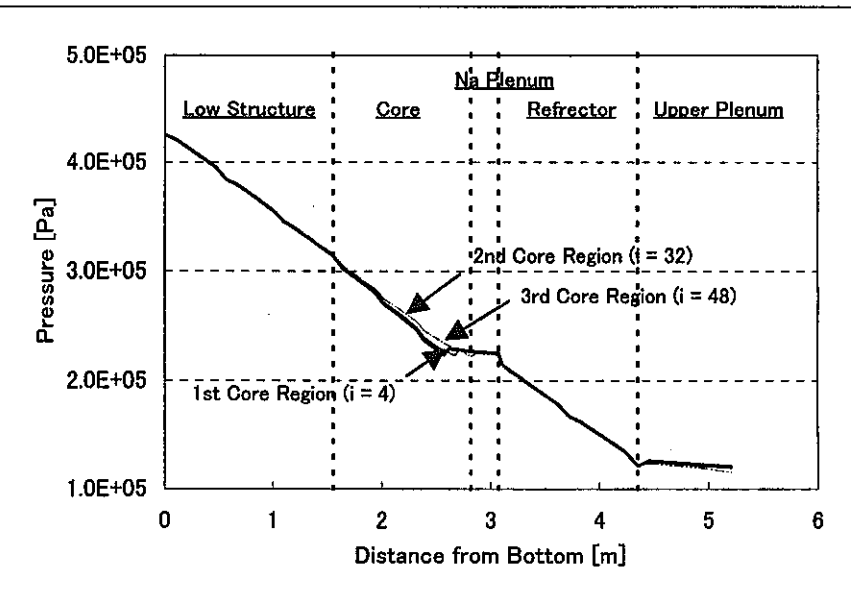
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

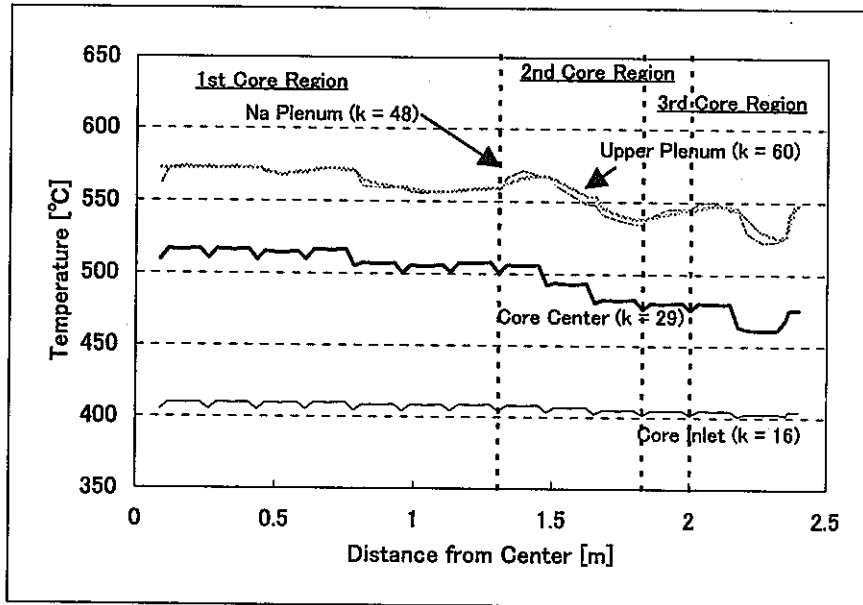


(c) 圧力径方向分布

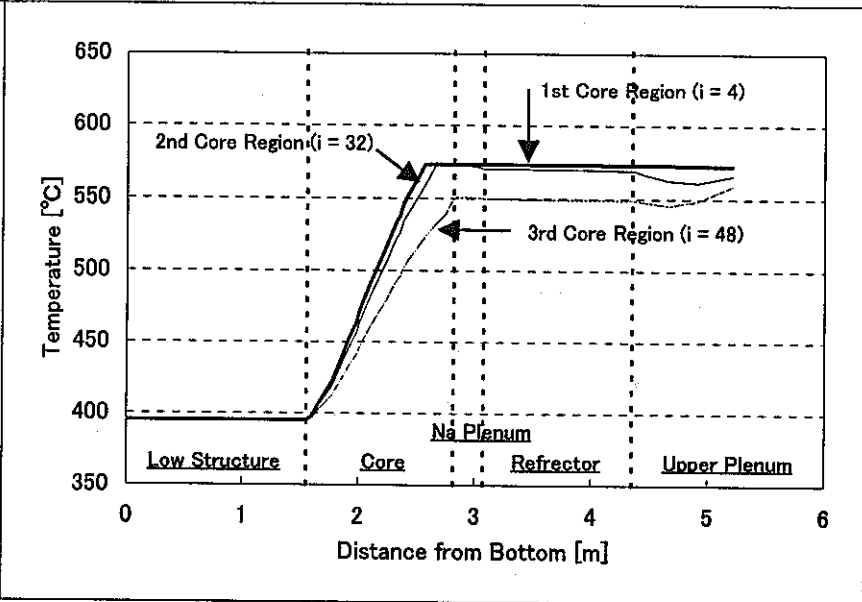


(d) 圧力軸方向分布

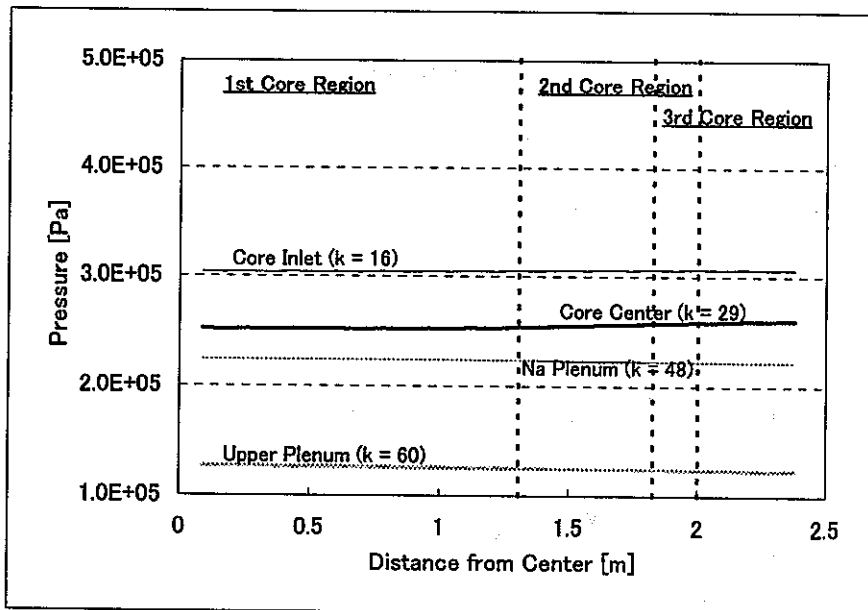
図 4.3.12 (1) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 7)



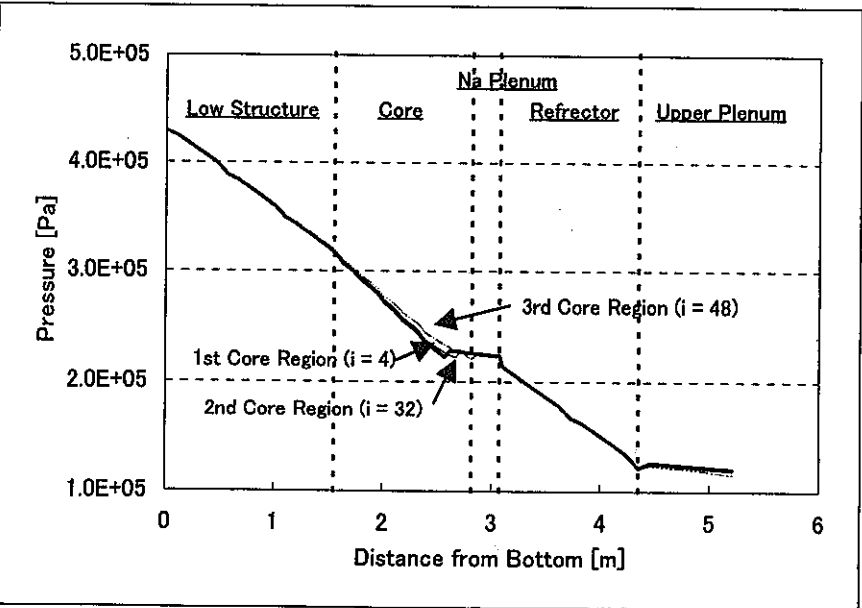
(a) 冷却材温度径方向分布



(b) 冷却材温度軸方向分布

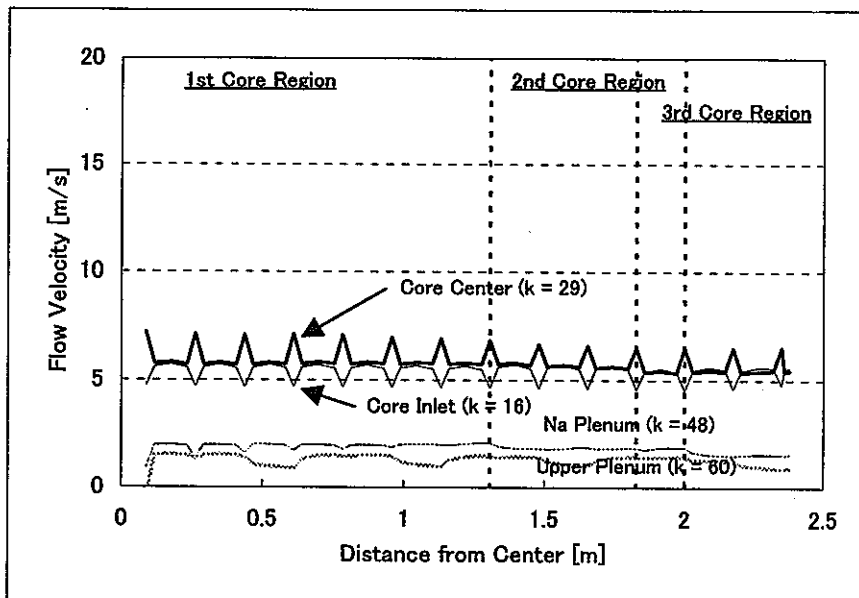


(c) 圧力径方向分布

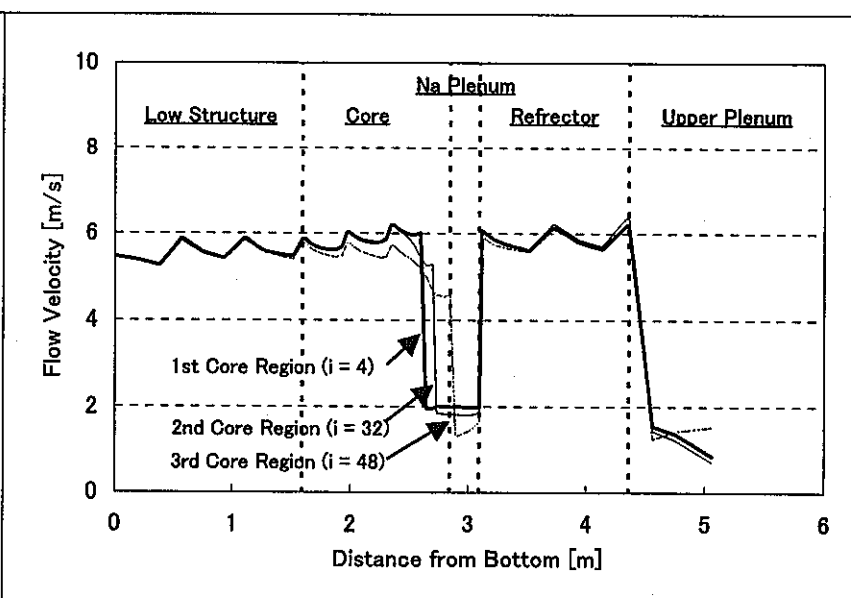


(d) 圧力軸方向分布

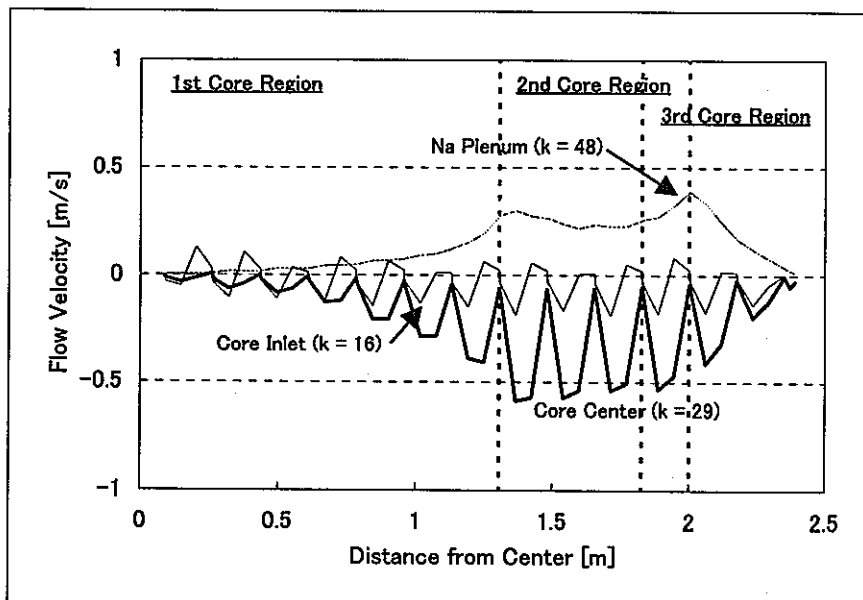
図 4.3.12 (2) 主要位置における冷却材温度および圧力分布 (Case 8)



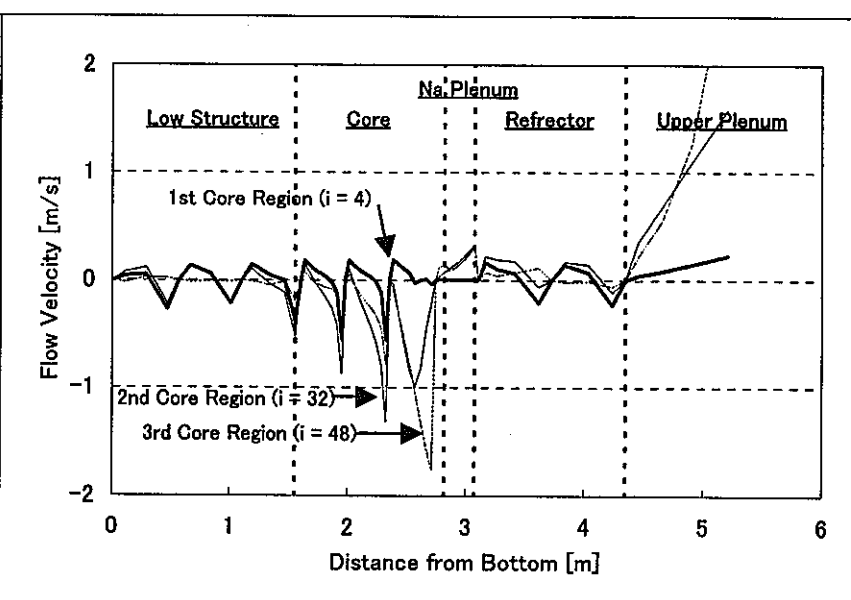
(a) 軸方向流速径方向分布



(b) 軸方向流速軸方向分布



(c) 径方向流速径方向分布



(d) 径方向流速軸方向分布

図 4.3.13 (1) 主要位置における流速分布 (Case 7)

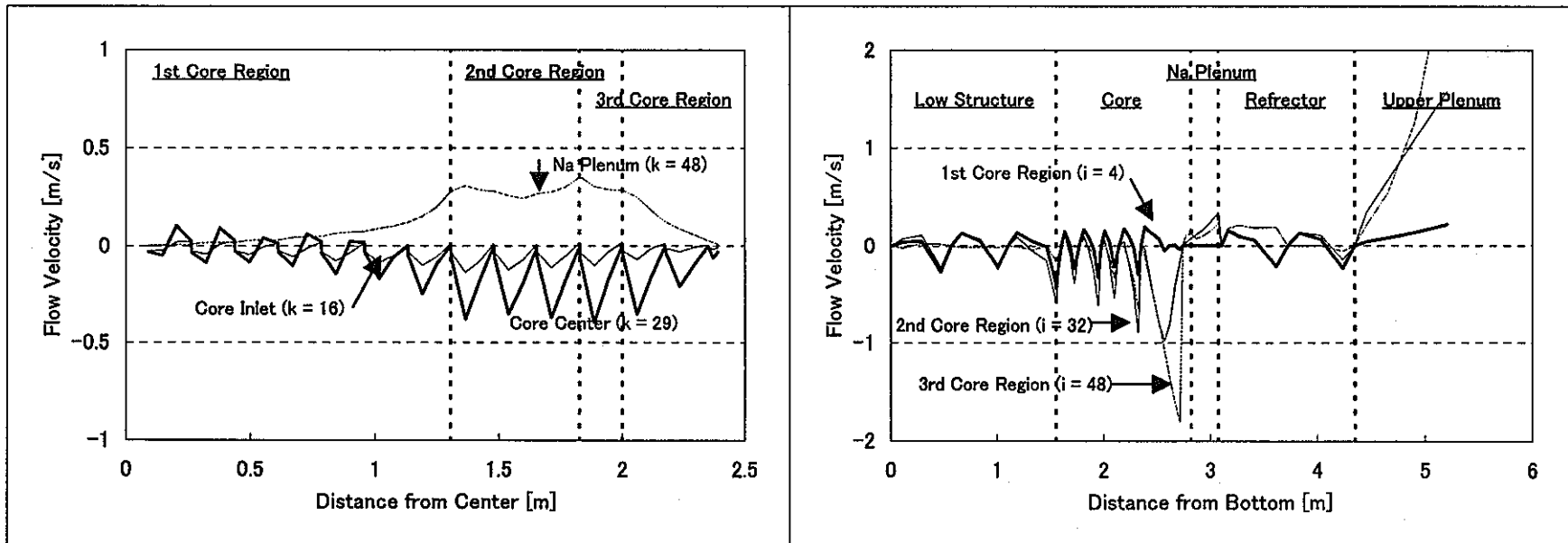
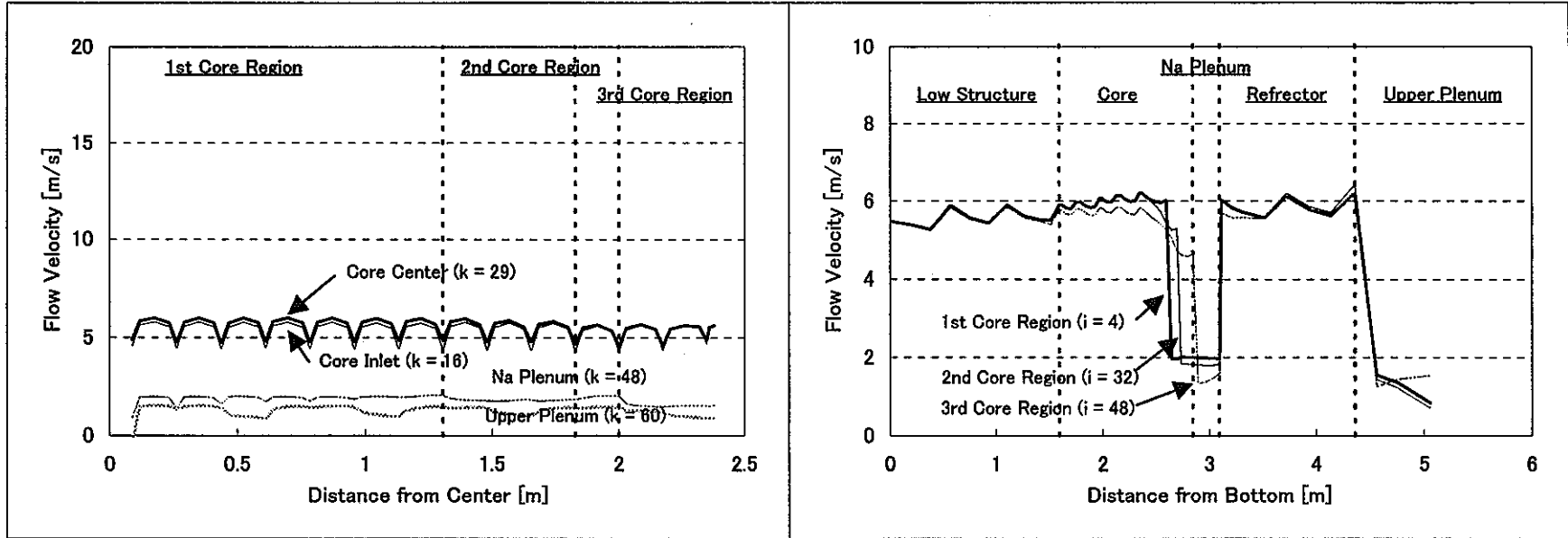


図 4.3.13 (2) 主要位置における流速分布 (Case 8)

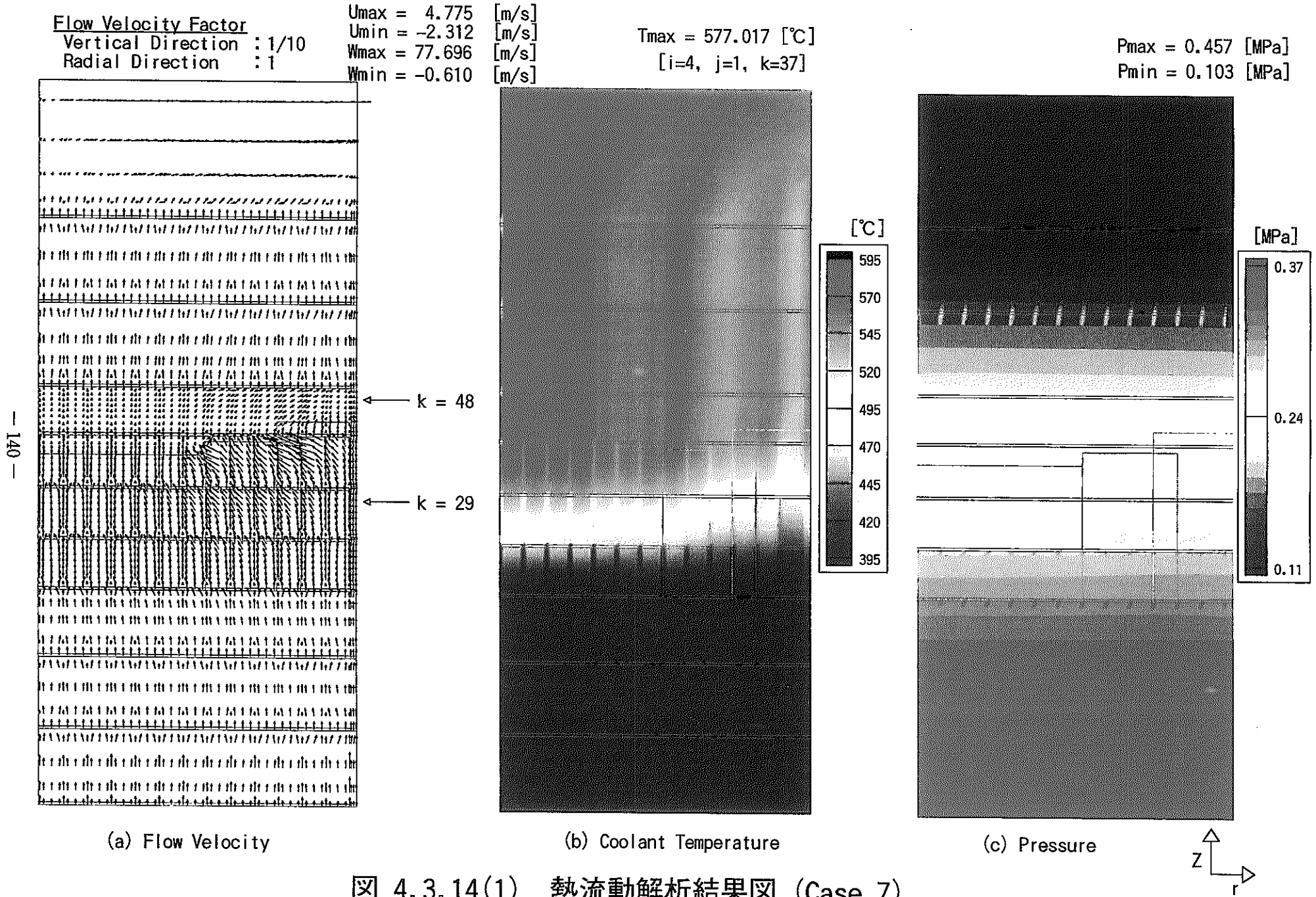


図 4.3.14(1) 熱流動解析結果図 (Case 7)

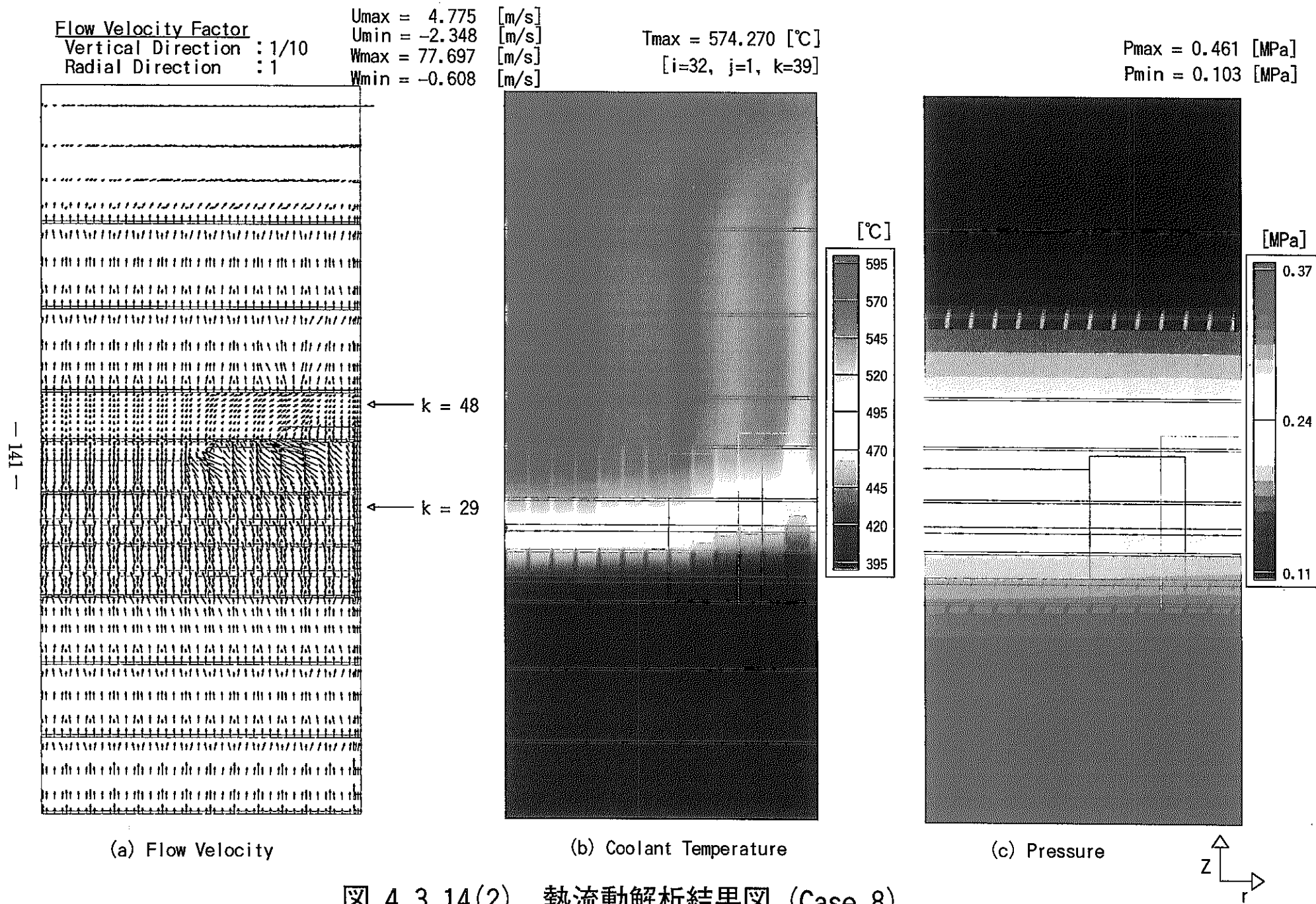


図 4.3.14(2) 熱流動解析結果図 (Case 8)

第5章 製造施設における MA 添加 MOX 新燃料の温度分布解析

実用化戦略調査研究においては、環境負荷低減の観点から、MOX 燃料にマイナーアクチニド(MA)を添加して燃焼させる検討がなされている。この MA 添加 MOX 燃料は、燃料製造工程において既に発熱することから、燃料製造施設内での保管時、すなわち空気雰囲気中において、どの程度構造材温度が上昇する可能性があるのかを確認しておく必要がある。

そこで、多次元汎用熱流動解析コード AQUA^[2-2]を用いて、燃料集合体を縦置きにした場合、および横置きにした場合について、いくつかの仮定のもとに燃料被覆管表面温度およびラッパー管温度を評価した。

5.1 燃料集合体縦置きでの温度分布評価

5.1.1 解析条件

燃料集合体仕様	: 表 5.1 参照
燃料集合体構造概要	: 図 5.1 参照
燃料ピン構造概要	: 図 5.2 参照
燃料集合体配列ピッチ	: 75 [cm]
線出力密度	: 0.0457 [W/cm] (ケース 1 : MA 1.2%) : 0.0801 [W/cm] (ケース 2 : MA 5.0%) (いずれも炉心スタック長 1.0 [m]のみ発熱)
軸/径方向出力分布	: 均一
空気雰囲気温度	: 25 [°C]

5.1.2 解析モデル

(1) メッシュ分割

径方向の発熱分布がフラットであることから、軸対称の 2 次元円筒座標を用いてメッシュ分割を行った。図 5.3 にメッシュ分割を示す。境界条件を設定する面の定義は合計 17 面設定した。横方向幅は、保管時の燃料集合体配列ピッチ 70cm から、その半分の 375[mm] (対称境界条件)としている。また、燃料集合体入口の高さは床から 1[m]を、下部/上部遮蔽体部やハンドリングヘッド部の形状は暫定値を仮定している。なお、図 5.3 のメッシュ図は、半径方向が 375 [mm]に対し高さ方向が 6600 [mm]と非常に長いため、半径方向を 10 倍に拡大して表示した。

(2) 境界条件

各面の境界条件を以下のように設定した。(図 5.4 参照)

- ① (出口境界面) : 温度勾配 0、質量流量の保存条件

- ③ (入口境界面) : 一定温度、一定流速条件
 ②、⑤、⑭ : 断熱、フリースリップ
 ④、⑥～⑬、⑮～⑰ : 断熱、ノンスリップ

なお、燃料集合体が無限に林立すると仮定すれば、ラッパー管表面からの輻射は、互いにキャンセルすることから、その効果をここでは考慮しない。

(3) 燃料ピンおよびラッパー管

燃料ピンについては、サーマルストラクチャーでの模擬は行わず、流動抵抗要素およびポロシティのみで模擬した。また、燃料ピンの発熱については相当熱量を流体メッシュからの体積発熱として与えた。設定した発熱率は以下の通り。

体積発熱率 (燃料中心側) : 6.2742×10^4 [W/m³]

体積発熱率 (燃料周辺側) : 4.6801×10^4 [W/m³]

ラッパー管は、SUS316 物性のサーマルストラクチャーで模擬し、空気との熱伝達は、鉛直平板を仮定した以下の式を用いた。

層流

$$Nu = 0.5133 \cdot Ra^{0.25} \quad (5-1)$$

乱流

$$Nu = 0.0245 \cdot Ra^{0.4} \quad (5-2)$$

また、熱伝達評価の代表長さをラッパー管の高さ 3.38 [m]とした。

(4) 流動抵抗要素

① 軸方向流動抵抗

ワイヤスペースタイプの解析に使用される Cheng-Todreas モデル^[42]のベアバンドルフリクションファクターを用いた。中心サブチャンネルおよびエッジサブチャンネルのみ考慮し、コーナーサブチャンネルは無視した (軸対称モデルのため)。

Cheng-Todreas モデルのベアバンドルフリクションファクターを AQUA の入力形式 $f = a Re^b + c$ に当てはめると、各係数は以下ようになる。

中心サブチャンネル (層流) : $a=100.46$ 、 $b=-1.0$ 、 $c=0.0$

周辺サブチャンネル (層流) : $a=79.536$ 、 $b=-1.0$ 、 $c=0.0$

中心サブチャンネル (乱流) : $a=0.1697$ 、 $b=-0.18$ 、 $c=0.0$

周辺サブチャンネル (乱流) : $a=0.1591$ 、 $b=-0.18$ 、 $c=0.0$

また、層流と乱流の切り替えとなる臨界レイノルズ数の値は、層流と乱流の圧損係数が交差する $Re=2600$ とした。さらに、圧損評価の代表長さは、以下に示す水力等価直径に設定した。

水力等価直径（中心）： 3.0386×10^{-3} [m]

水力等価直径（周辺）： 3.7365×10^{-3} [m]

②径方向流動抵抗

機械工学便覧^[24]の千鳥型の式を用いた。これを AQUA の入力形式 $f = aRe^b + c$ に当てはめると、各係数は以下のようになる。

層流： $a=114.28$ 、 $b=-1.0$ 、 $c=0.0$

乱流： $a=1.50$ 、 $b=-0.20$ 、 $c=0.0$

また、代表長さはギャップ流路（横方向流路）の水力等価直径 (2.3×10^{-3} [m]) とした。

(5) ポロシティおよび透過率

集合体内軸方向流路のポロシティおよび透過率 (permeability) は、実際の流路面積を計算メッシュが占有する面積で割った値を用いた。

中心側流路のポロシティ： 0.3137

周辺側流路のポロシティ： 0.4735

中心側流路の透過率： 0.3137

周辺側流路の透過率： 0.4735

5.1.3 解析結果

図 5.5 にケース 1 およびケース 2 の定常到達時の温度場および流速場を示す。

ケース 1、ケース 2 ともバンドル中心部の流速がバンドル周辺側よりも速くなっているため、バンドル内部では中心部よりも周辺側の方が流体の温度が高くなっている。流体の最高温度点は、中性子遮蔽体直下、発熱上端になっており、ケース 1 では 281.4 [°C]、ケース 2 では 407.7 [°C] となった。ピン表面最高温度については、流体最高温度から、垂直平板の自然対流熱伝達式を用いて概算すると、ケース 1 では約 306 [°C]、ケース 2 では約 450 [°C] となった。

ラッパー管を介してのバンドルから雰囲気への放熱量は、ケース 1 では約 223 [W]、ケース 2 では約 371 [W] であった。バンドル全体の発熱量はそれぞれ 1238 [W]、 2171 [W] で

あるため、ラッパー管を介しての熱伝達による放熱量は、発熱量に対してそれぞれ、約 18%、約 17%となった。

以上、ケース 1、2 についての結果を表 5.2, 5.3 にまとめる。

5.2 燃料集合体横置きでの温度分布評価

5.2.1 解析モデル

(1) メッシュ分割

燃料集合体軸方向の熱輸送が無視できるものと仮定して、解析体系を 2 次元とした（保守側評価）。また、計算資源の節約のため、1/2 セクタモデルを採用した。

解析領域を 2 [m] × 2 [m] として、鉛直方向 (x 方向) に 84 分割、水平方向 (y 方向) に 91 分割した (図 5.6)。また、燃料集合体内部領域はスタガードハーフピンメッシュにより分割して (図 5.7)、それぞれのメッシュに相応するポロシティおよび透過率を設定した。メッシュ総数は $84 \times 91 = 7644$ である。

(2) 境界条件

計算安定性の観点から DF 面 (入口境界) を流入流速 $v_{in} = 0.2$ [m/s]、温度 $T = 25$ [°C] とし、BE 面 (出口境界) を温度 $T = 25$ [°C] とした。また、AD 面は Non-Slip、AB、CE、CF 面は Free-Slip とし、いずれも断熱とした。なお、ラッパー管については、内壁、外壁ともに Free-Slip とした (斜め境界を階段状メッシュで模擬したため)。輻射の効果は考慮していない (保守側評価)。

(3) 圧力損失相関式

燃料集合体内部領域において、鉛直方向には千鳥型配列円管群の圧力損失相関式、水平方向には基盤型配列円管群の圧力損失相関式を適用した (付録 C-1 参照)。

(4) 熱伝達相関式

ラッパー管および燃料ピンはサーマルストラクチャーとして模擬した。ラッパー管には水平平板および傾斜平板の自然対流熱伝達相関式を、燃料ピンには水平円柱の自然対流熱伝達相関式を適用した (付録 C-2 参照)。

5.2.2 解析結果

時刻 $t = 9000$ [s] における流速分布および温度分布を、図 5.8 (a), (b) に示す。ラッパー管外側表面に沿って上昇流が、集合体内部には自然対流が発生している。また、同時刻における熱伝達関連データを表 5.4 (データ取得点は図 5.9 参照) に示す。これらのデータは未だ過渡の状態であり、この後、時刻 $t \approx 9500$ [s] において冷却材最高温度が $T_{max} > 1500$

[°C] となったため、計算を中断した。温度上昇が続くのは、燃料ピンの発熱に対し、ラッパ管の熱伝達が小さいためであると考えられる。参考のため、燃料ピンの発熱量 1/10 倍としたときの解析結果を図 5.10 に示す。この場合でも燃料ピン表面最高温度は 585 [°C]、ラッパ管表面最高温度は 275 [°C] となる。

5.3 考察

上述の解析結果は、燃料集合体内部軸方向の対流効果や輻射効果を見逃し、除熱はすべてラッパ管表面から自然対流によってなされると仮定した保守側評価によるものである。実際にはラッパ管表面温度がある程度高くなれば、輻射が効いてくる可能性がある。そこでここでは、手計算にてラッパ管からの輻射の影響を加味した場合の構造材表面温度概略値を求めてみる。

(1) 計算条件

計算に使用したパラメーターを以下に示す。但し、燃料集合体奥行きを 1 [cm] 分のみ考慮したものである。

燃料ピン線出力密度	: $q = 0.0457$ 、 0.0530 、 0.0801 [W/cm]
燃料ピンバンドル発熱量	: $Q_{\text{source}} = q \times 271$ [W/cm]
ラッパ管外対面間距離	: $D_{w1} = 169.9 \times 10^{-3}$ [m] (伝熱面積 $A_{w1} = 5.89 \times 10^{-3}$ [m ²])
ラッパ管内対面間距離	: $D_{w2} = 161.2 \times 10^{-3}$ [m] (伝熱面積 $A_{w2} = 5.58 \times 10^{-3}$ [m ²])
燃料ピン外径	: $D_c = 8.5 \times 10^{-3}$ [m] (伝熱面積 $A_c = 0.267 \times 10^{-3}$ [m ²])

計算では、雰囲気温度 $T_{f1} = 25$ [°C]、ラッパ管外側表面温度 T_{w1} 、ラッパ管内側表面温度 T_{w2} 、冷却材温度 T_{f2} 、燃料ピン表面温度 T_c がそれぞれ一様に分布していると仮定した。また、ラッパ管の形状を円筒として近似した。(1次元円筒体系解析)

(2) 計算方法

ラッパ管外側表面温度

ラッパ管外側表面における伝達熱量 $Q_{\text{transfer1}}$ および放射熱量 $Q_{\text{radiation}}$ は次式で表される。

$$Q_{\text{transfer1}} = h_{w1} (T_{w1} - T_{f1}) A_{w1} \quad (5-3)$$

$$Q_{\text{radiation}} = \varepsilon_{w1} \sigma (T_{w1}^4 - T_{f1}^4) F_{w1} A_{w1} \quad (5-4)$$

ここで、熱放射を考慮しない場合には $Q_{\text{source}} = Q_{\text{transfer1}}$ 、熱放射を考慮する場合には $Q_{\text{source}} = Q_{\text{transfer1}} + Q_{\text{radiation}}$ とすれば、ラッパー管外側表面温度 T_{w1} が求められる。なお、(5-3)式において、熱伝達率 h_{w1} の計算には以下の水平円柱の自然対流熱伝達相関式（代表長さ D_{w1} ）を用いた。

$$Nu = 0.397 Ra^{1/4} \quad , 5 \times 10^6 < Ra < 10^9 \quad (5-5)$$

また、(5-4)式において、Stefan-Boltzman 係数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} [W/m^2 K^4]$ であり、放射率 $\varepsilon_{w1} = 0.15$ 、形態係数 $F_{w1} = 1.0$ とした。

ラッパー管内側表面温度

円筒の熱伝導式から、ラッパー管の伝導熱量 $Q_{\text{conduction}}$ は次式で表される。

$$Q_{\text{conduction}} = \frac{2\pi\lambda(T_{w2} - T_{w1})}{\ln(D_{w1}/D_{w2})} \quad (5-6)$$

燃料集合体内部冷却材温度

ラッパー管内側表面における伝達熱量 $Q_{\text{transfer2}}$ は次式で表される。

$$Q_{\text{transfer2}} = h_{w2} (T_{f2} - T_{w2}) A_{w2} \quad (5-7)$$

なお、(5-7)式において、熱伝達率 h_{w2} の計算には(5-5)式の水平円柱の自然対流熱伝達相関式（代表長さ D_{w2} ）を用いた。

ここまでで、 $Q_{\text{source}} = Q_{\text{conduction}} = Q_{\text{transfer2}}$ とすれば、冷却材温度 T_{w2}, T_{f2} が求められる。

燃料ピン表面温度

燃料ピン表面における伝達熱量 q_{transfer} は次式で表される。

$$q_{\text{transfer}} = h_c (T_c - T_{f2}) A_c \quad (5-8)$$

ここで、燃料ピン線出力密度 $q = q_{\text{transfer}}$ とすれば、燃料ピン表面温度 T_c が求められる。なお、(5-9)式において、熱伝達率 h_c の計算には(5-5)式の水平円柱の自然対流熱伝達相関式（代表長さ D_c ）を用いた。

(3) 計算結果

以上の式を用いて求めた計算結果を表 5.5 に示す。ラッパー管表面からの輻射により、表面温度が下がること、また、MA の添加量が多いほどラッパー管の温度が高くなるため、その効果が大きくなることがわかる。（当然、燃料ピン表面温度およびラッパー管表面温度ともに、解析コードによる結果よりも低い値となる。）本計算は 1 次元の単純なものではあるが、ラッパー管からの輻射の効果が無視できないことを示している。なお、燃料ピン表面温度についても、集合体内部での輻射を考慮すれば集合体内部の温度勾配を緩和する可能性はあるが、それでも集合体内空気対流により温度分布はつくため、実際の最高温度はこれらの計算値よりもより高くなるものと考えられる。

正確な温度予測には、ラッパー管表面温度に分布ができることや、輻射の取り扱いが集合体周りの幾何形状によって大きく変わってくることを考慮し、より詳細な条件設定と解析が必要である。

いずれにしても、MA 添加 1.2% の最小発熱であっても燃料ピン表面温度は 700°C を超えてくることから、横置きでの集合体の保管はそのままでは困難であり、縦置きにするか、もしくは集合体内に強制通風を施すなどの対策が必要である。

5.4 まとめ

MA 添加 MOX 新燃料について、空気雰囲気における縦置きの場合および横置きの場合の構造材温度分布評価を行った。

燃料集合体ピッチ 75cm で複数本縦置きとなった状態を仮定し（輻射効果無視）、室温 25°C が保たれる場合、集合体内を通過する自然通風と自然対流によるラッパー管表面からの除熱により、被覆管表面最高温度は MA 添加率 1.2% で 306°C、5.0% で 450°C となり、冷却可能であることが示された。（被覆管表面温度制限を 600°C とした。）

一方、横置きの場合、燃料ピン方向の対流を無視した保守側評価においては、ラッパー管表面からの輻射効果を取り入れても、最小発熱である MA 添加率 1.2% で被覆管温度は 700°C 以上となることから、そのままでの保管は困難と判断される。縦置き（あるいは斜め置き）にして集合体内自然通風を期待するか、あるいは横置きで集合体内に強制通風を施すなどの対策が必要と考えられる。

表 5.1 燃料集合体の暫定仕様

項目	仕様
燃料ピン本数	271 本
配列ピッチ	9.65 mm
全長	3135 mm
ラッパ管対面間距離	161.2 mm
肉厚	4.35 mm
全長	4600 mm
ワイヤースペーサ径	1.1 mm
巻きピッチ	200 mm
炉心燃料全長	1000 mm
軸方向ブランケット燃料長さ (上/下)	350/350 mm

表 5.2 ケース 1 の解析結果まとめ

	値	中心からの距離 [mm]	高さ [m]	備考
流体最高温度 [°C]	281.4	68	4.00	発熱上端、中心から 8 列目のピン付近
最大流速 [m/sec]	6.82	7.2	4.66	バンドル中心、中性子遮蔽体下端
バンドル平均流速	1.40	-	-	発熱上端と下端の平均
ピン表面最高温度 [°C]	306	68	4.00	発熱上端、中心から 8 列目のピン
ラッパ管最高温度 [°C]	133.6	80.6	4.00	発熱上端

表 5.3 ケース 2 の解析結果まとめ

	値	中心からの距離 [mm]	高さ [m]	備考
流体最高温度 [°C]	407.7	68	4.00	発熱上端、中心から 8 列目のピン付近
最大流速 [m/sec]	6.82	7.2	4.66	バンドル中心、中性子遮蔽体下端
バンドル平均流速	1.69	-	-	発熱上端と下端の平均
ピン表面最高温度 [°C]	450	68	4.00	発熱上端、中心から 8 列目のピン
ラッパ管最高温度 [°C]	186.3	80.6	4.00	発熱上端

表 5.4 各測定点における熱伝達データ

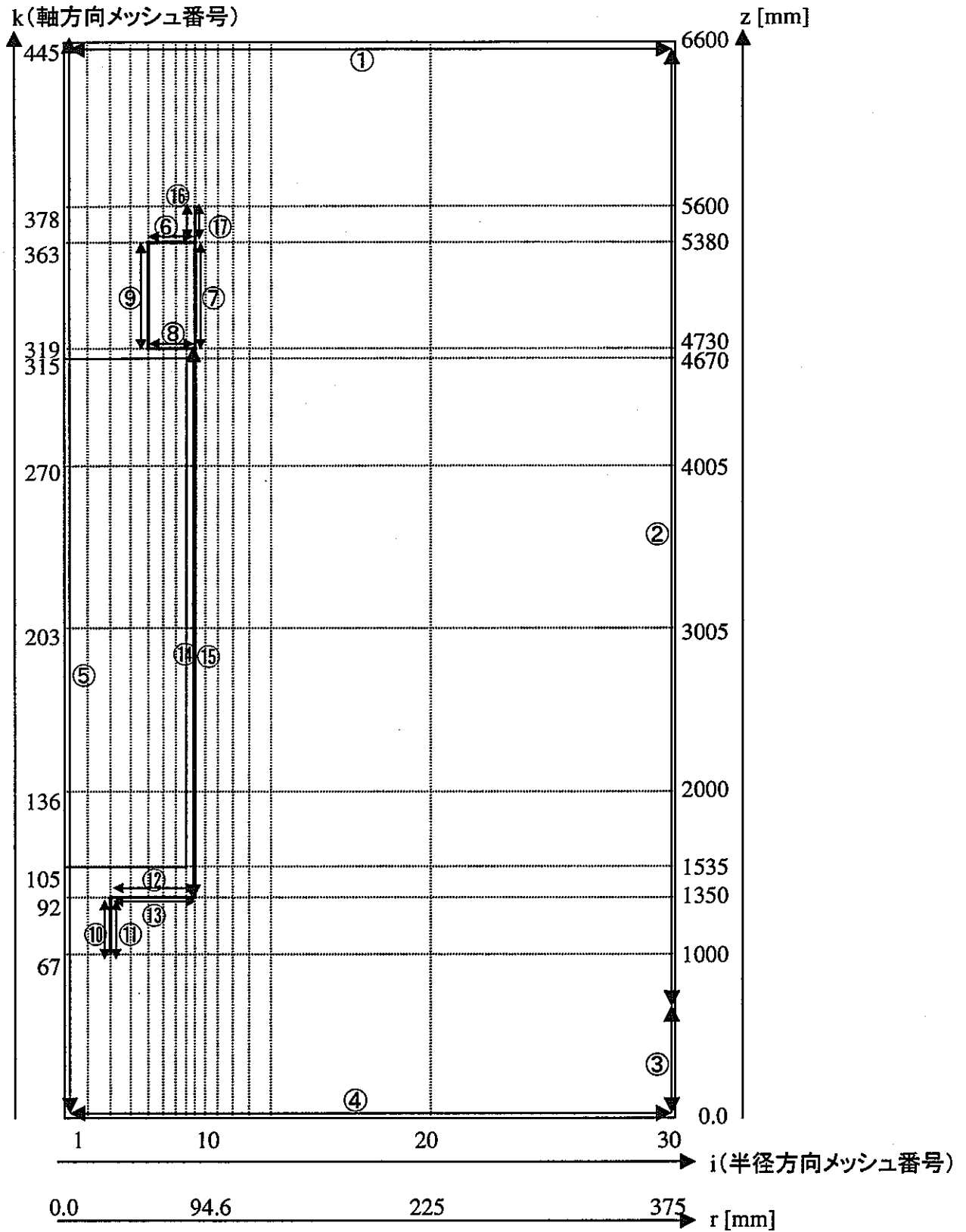
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>		<i>f</i>
ラッパ管表面温度 [°C]	485	317	148	59	118	燃料ピン表面温度 [°C]	1414
冷却材温度 [°C]	822 209	578 88	260 51	75 39	192 46	冷却材温度 [°C]	1412
レイリー数 [-]	~ 10 ⁶ ~ 10 ⁶	~ 10 ⁵ ~ 10 ⁵	~ 10 ⁶ ~ 10 ⁶	~ 10 ⁶ ~ 10 ⁶	~ 10 ⁶ ~ 10 ⁶	レイリー数 [-]	10 ⁻²
ヌセルト数 [-]	20 20	11 11	13 14	12 12	12 13	ヌセルト数 [-]	0.2
熱伝達率 [W/m ² °C]	8 8	7 7	6 7	4 4	4 4	熱伝達率 [W/m ² °C]	2

- ◆ ラッパ管の内側（上段）と外側（下段）の熱伝達データを測定
- ◆ *f* は燃料ピン表面最高温度を与える位置

表 5.5 手計算による予測温度

	熱輻射を考慮した場合	熱輻射を考慮しない場合
Reference Case MA 1.2 % 線出力密度 0.0457 [W/cm]	$T_c = 730 [°C]$ $T_{wl} = 263 [°C]$	$T_c = 821 [°C]$ $T_{wl} = 342 [°C]$
Case1 MA 2 % 線出力密度 0.0530 [W/cm]	$T_c = 827 [°C]$ $T_{wl} = 288 [°C]$	$T_c = 936 [°C]$ $T_{wl} = 382 [°C]$
Case2 MA 5 % 線出力密度 0.0801 [W/cm]	$T_c = 1170 [°C]$ $T_{wl} = 368 [°C]$	$T_c = 1341 [°C]$ $T_{wl} = 522 [°C]$

- ◆ T_c は燃料ピン表面温度, T_{wl} はラッパ管表面温度



- ①: 出口境界面、③: 入口境界面
- ②, ⑤, ⑭: フリースリップ面
- ④, ⑥~⑬, ⑮~⑰: ノンスリップ面

図 5.3 縦置き解析体系図 (軸対称)

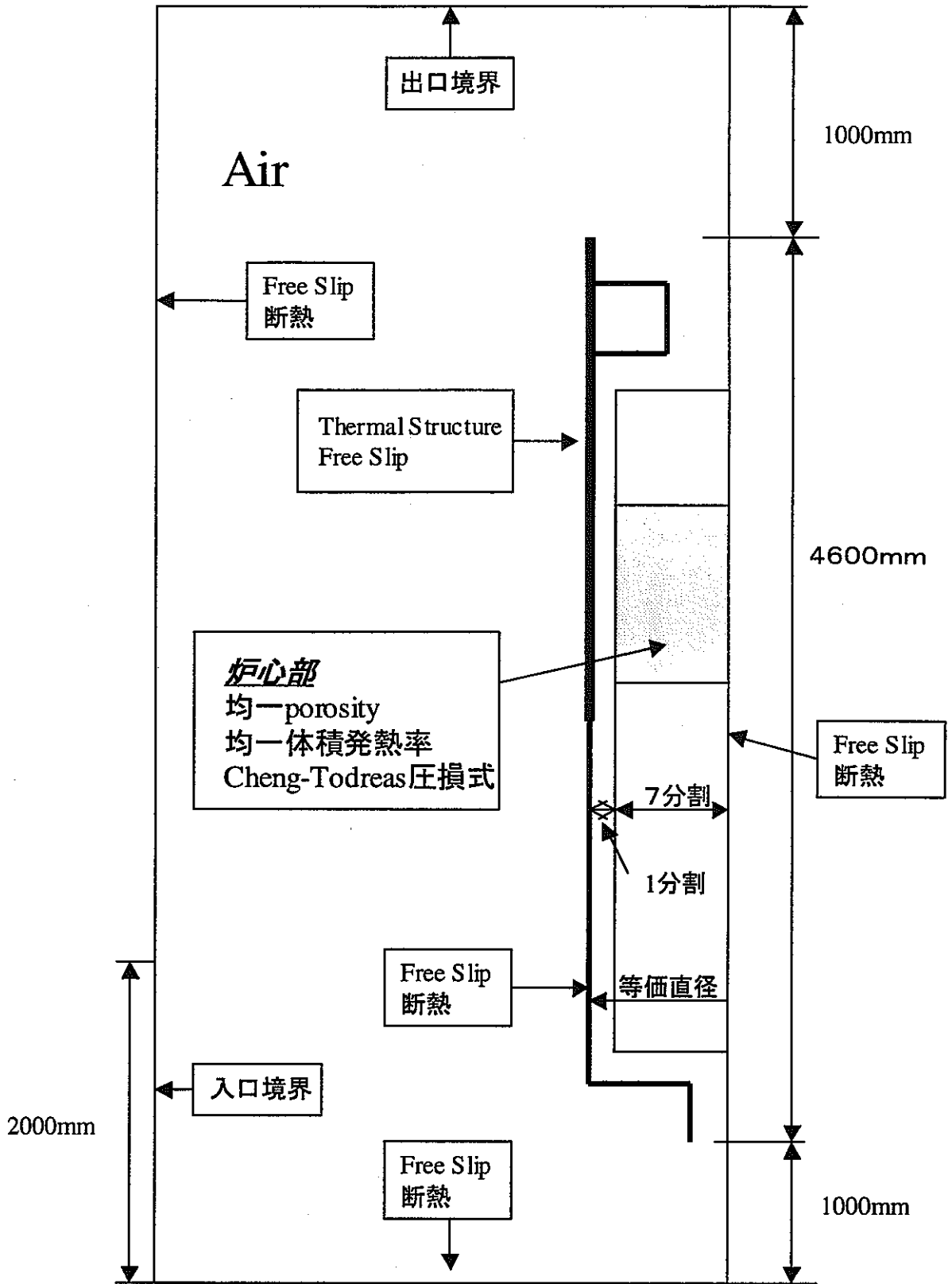
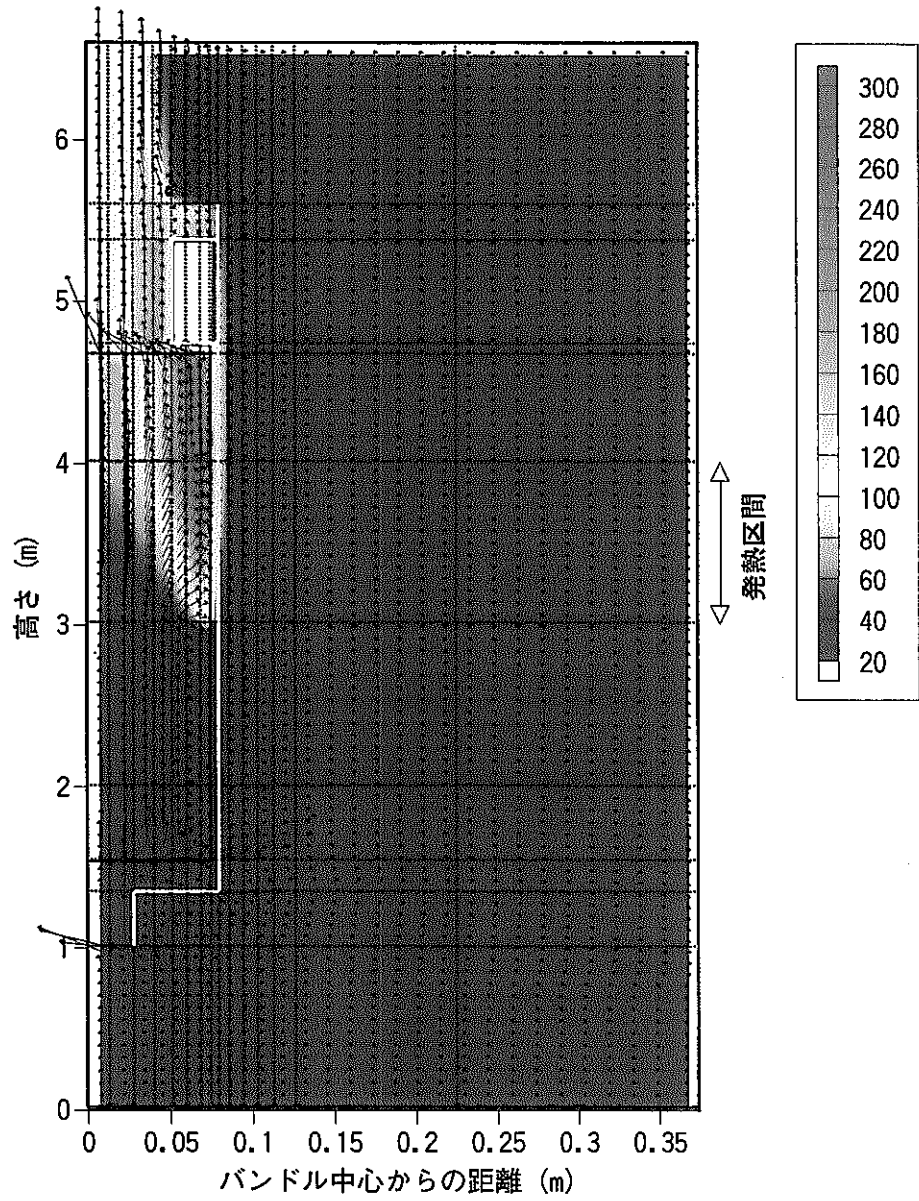
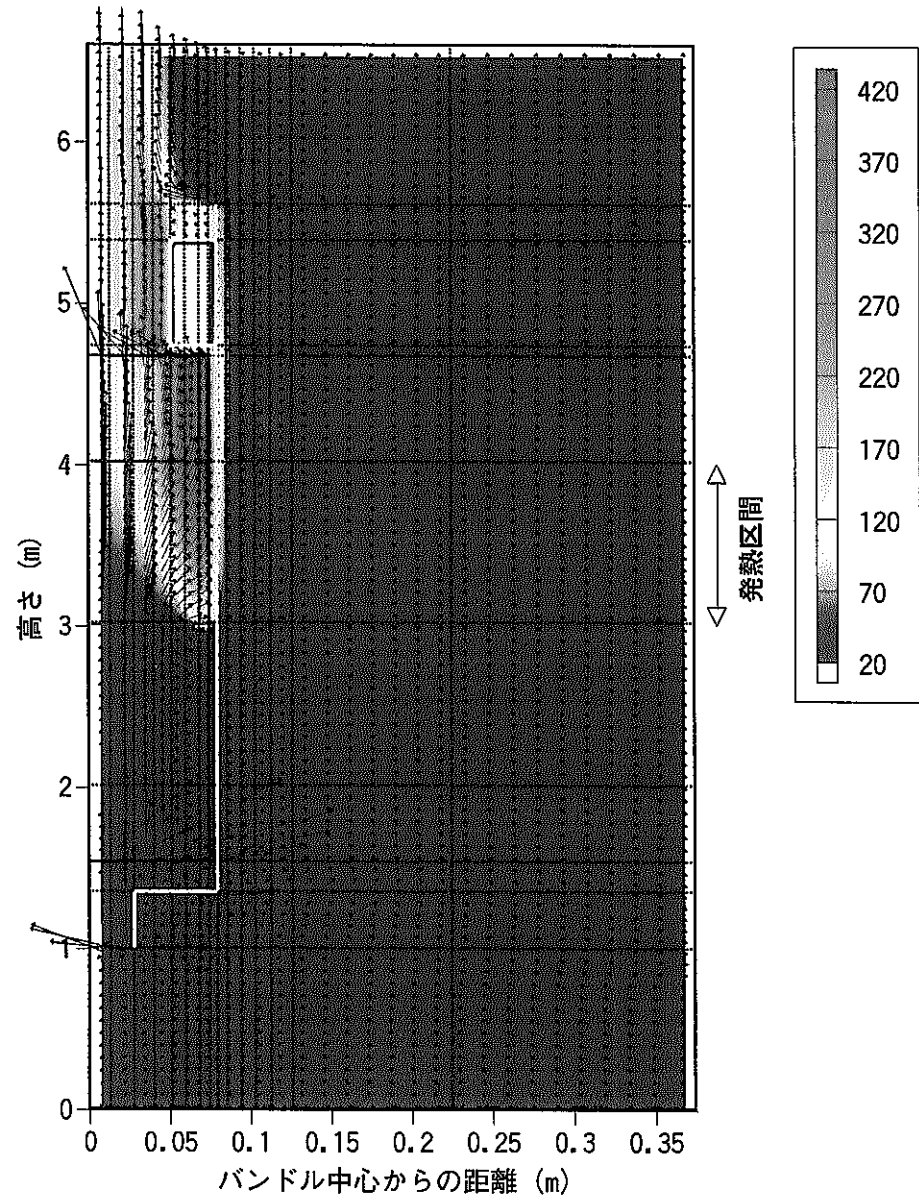


图 5.4 縦置き解析体系図 (軸対称)



<ケース1: 流体最高温度281.4°C>



<ケース2: 流体最高温度407.7°C>

図 5.5 温度場および流速場

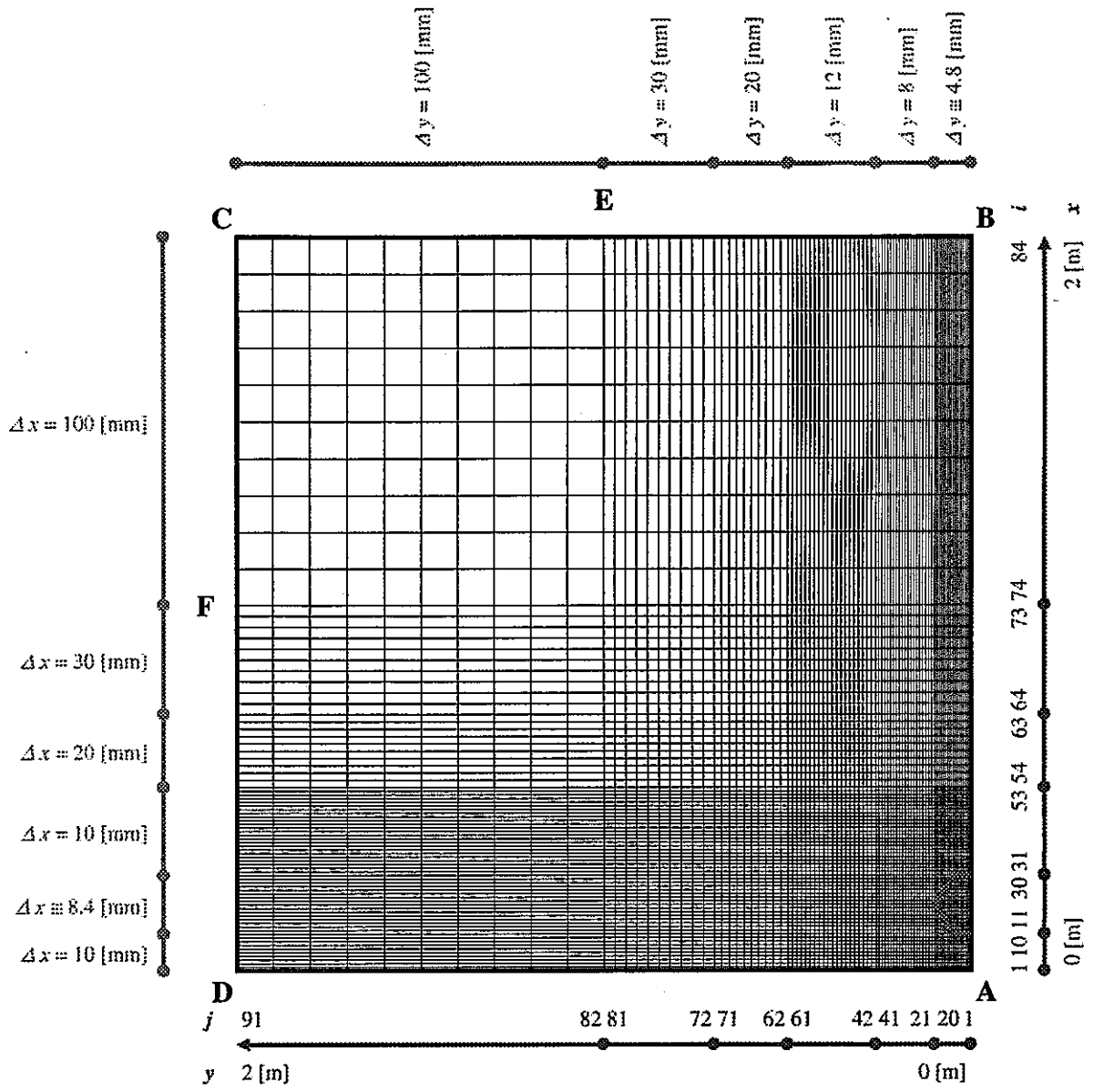


図 5.6 解析領域のメッシュ分割

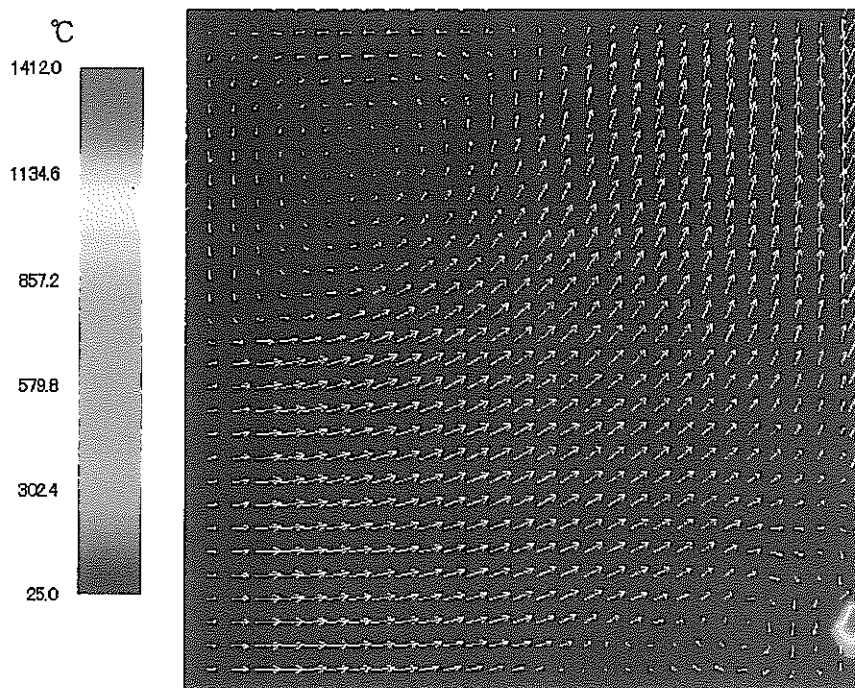


図 5.8 (a) 流速および温度分布

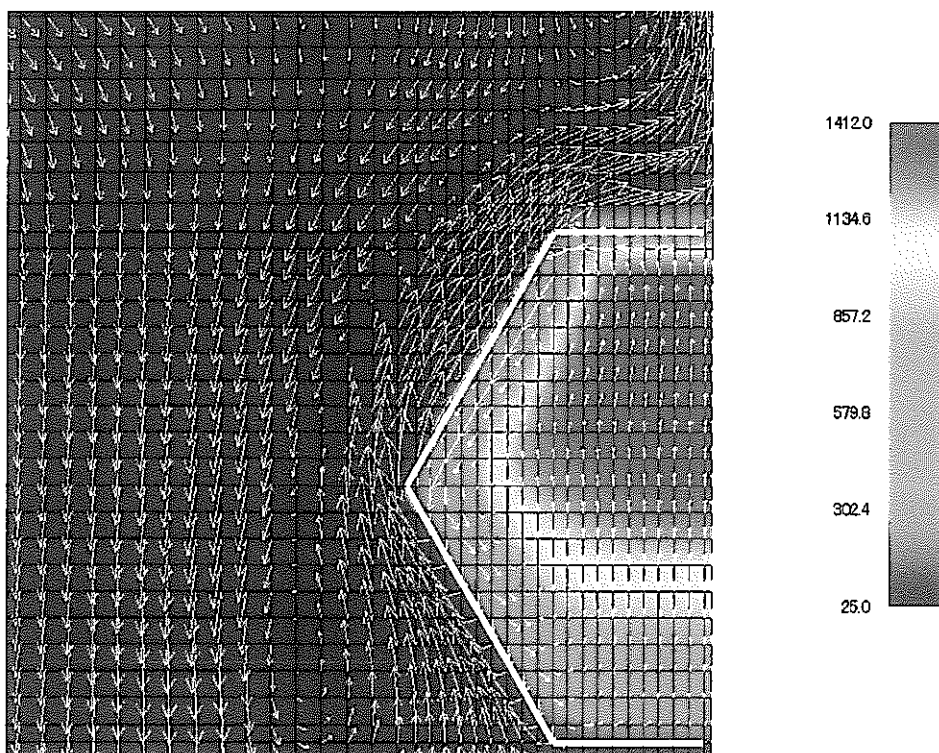


図 5.8 (b) 流速および温度分布 (燃料集合体周辺領域)

- ◆ 鉛直方向最大流速 $u_{\max} = 1.56$ [m/s] (燃料集合体内部 $u_{\max}^F = 0.14$ [m/s])
- ◆ 水平方向最大流速 $v_{\max} = 0.25$ [m/s] (燃料集合体内部 $v_{\max}^F = 0.17$ [m/s])

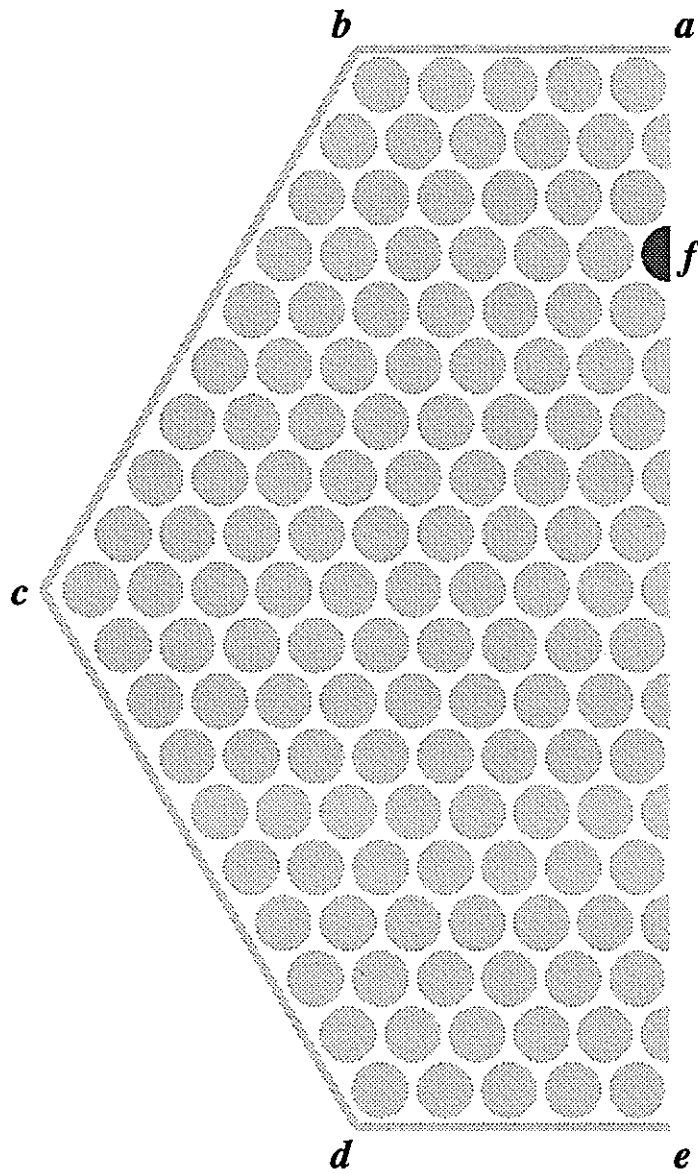


図 5.9 熱伝達データ出力点

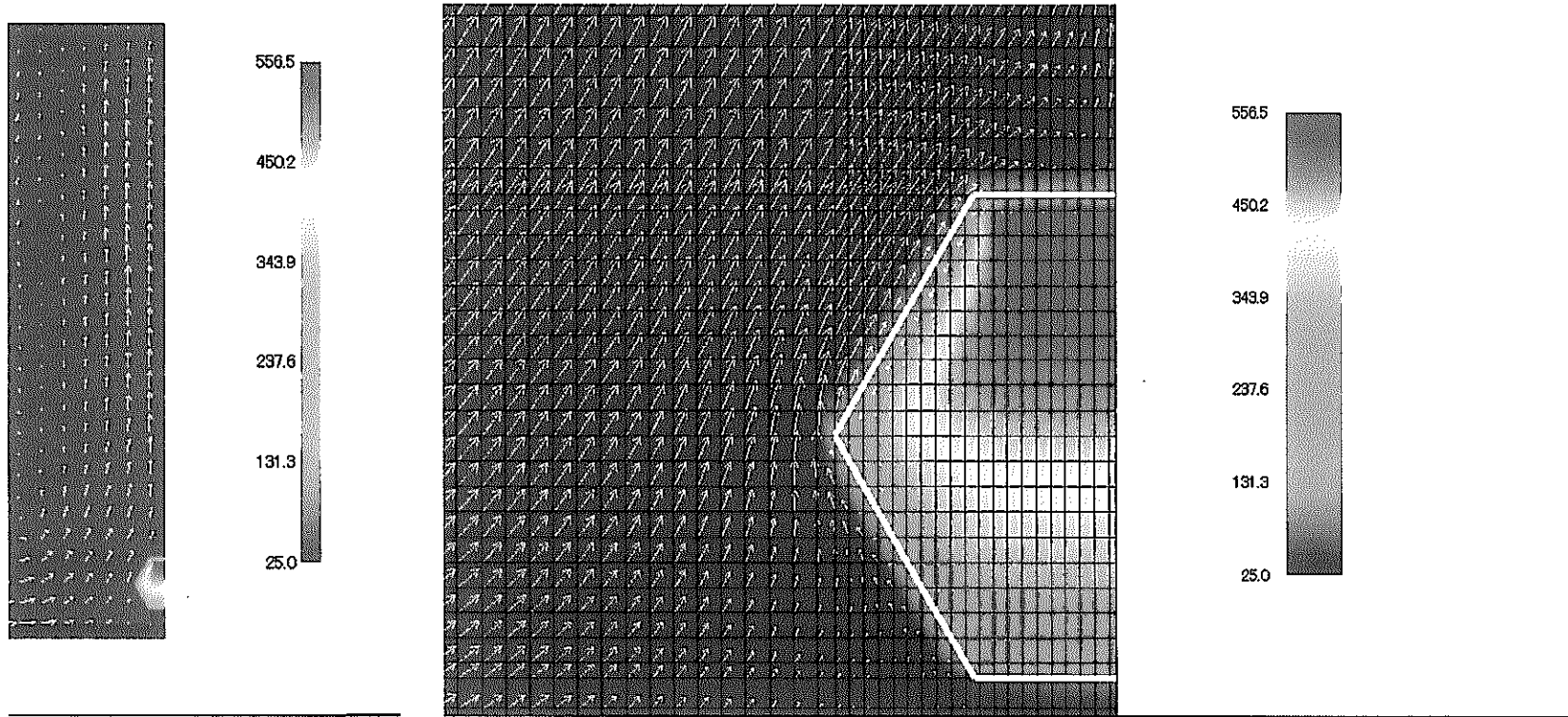


図5.10 発熱量を 1/10 倍としたときの流速及び温度分布

- ◆ 燃料ピン表面最高温度 $T_{c\max} = 585$ [°C]
- ◆ ラッパー管表面最高温度 $T_{w1\max} = 275$ [°C]
- ◆ 鉛直方向最大流速 $u_{\max} = 0.86$ [m/s] (燃料集合体内部 $u_{\max}^F = 0.09$ [m/s])
- ◆ 水平方向最大流速 $v_{\max} = 0.52$ [m/s] (燃料集合体内部 $v_{\max}^F = 0.12$ [m/s])

第6章 まとめ

実用化戦略調査研究 Phase 1 の一環として、様々な炉型の炉心燃料設計作業等をサポートする熱流動解析評価を実施した。検討の対象とした炉心や燃料集合体の仕様は、現段階で利用可能な設計例に基づいて設定した。その制約の中で、評価結果を汎用的に利用できるように条件設定を行った。Phase 1 前半の作業内容については文献 1 にまとめた。以下、Phase 1 後半に実施した作業内容を項目別にまとめる。

(1) 被覆粒子燃料の熱流力特性評価

ヘリウムガス冷却炉で検討されている被覆粒子型燃料について、解析手法を整備するとともにパラメータ解析を実施した。その結果、定格運転条件においては燃料層内外周側面（冷却材出入口面）に適切な形状圧損を設定することにより、燃料層内を通過する冷却材の流量配分はコントロール可能であること、崩壊熱除去条件においては燃料層の発熱のみで自然循環流量を立ち上げるような状態が発生すれば除熱は困難な可能性があること、従って燃料体の圧力損失を低く抑える、定格発熱量を下げる、強制循環から自然循環への移行をスムーズにするなどの工夫が必要であることなどがわかった。また、局所詳細解析では、冷却材流動場・温度場、被覆粒子表面温度分布、被覆粒子内燃料核最高温度の傾向を把握するとともに、圧力損失相関式の適用性を確認した。

(2) 内部ダクト付き燃料集合体の熱流力特性評価

再臨界排除を目的として検討されているナトリウム冷却炉内部ダクト付き燃料集合体について、熱流動上の特性を把握するため ASFRE コードを一部改良し解析を実施した。内部ダクトがある体系では、通常体系（出力／流量比一致条件）と比較して、内部ダクトに隣接するサブチャンネルへの流量配分が多くなり冷却材温度が低下すること、この影響によりピーク温度が高くなること、その傾向はピン本数が少ないほど強くなること、内部ダクト隣接サブチャンネルの流路面積を狭める工夫で緩和できることなどを明らかにした。また、径方向にリニアに出力分布がある場合は、内部ダクトの存在により通常バンドル体系に比べてやはりピーク温度は高くなり、その内部ダクトの有無による温度差はピーキングファクターにほぼ比例することを確認した。

(3) ダクトレス炉心熱流動評価

ナトリウム大型炉ダクトレス炉心設計例に対して、解析モデルを構築するとともにパラメータ解析を実施した。その結果、燃料集合体間ギャップの漏れ流量の影響が大きいこと、このギャップ流量をグリッドスペーサ等で抑制すれば、ピーキング係数を小さくすることも可能であることを明らかにした。

(4) マイナーアクチニド添加 MOX 新燃料の温度分布解析

燃料製造後の保管時に発熱がある MA 添加 MOX 新燃料について、空気雰囲気における縦置きの場合および横置きの場合の自然循環除熱効果および構造材温度分布評価を行った。縦置きの場合は、集合体内を通過する自然通風と自然対流によるラッパー管表面からの除熱により、MA 添加率 5.0%において被覆管表面最高温度は制限温度値を下回り冷却可能であることが示された。一方、横置きの場合、燃料ピン方向の対流を無視した保守側評価においては、ラッパー管表面からの輻射効果を取り入れても、MA 添加率 1.2%でも冷却は困難となった。縦置き（あるいは斜め置き）にして集合体内自然通風を期待するか、あるいは横置きで集合体内に強制通風を施すなどの対策が必要と考えられる。

<謝 辞>

本研究を実施するにあたり、株式会社エヌデーデーの今井康友氏には、解析評価作業で多大なご支援をいただいた。また、ナトリウム冷却炉ダクトレス炉心解析に関して、川崎重工業株式会社の五十嵐実氏、西村元彦氏および前川勇氏より様々なご助言をいただいた。謹んでここに感謝の意を表します。

＜参考文献＞

- [1-1] 大島 宏之、堺 公明、永田 武光、山口 彰、他、「多様な冷却系システムの熱流動評価」、JNC TN9400 2000-077、サイクル機構レポート、2000.
- [1-2] 永田 武光、大島 宏之、「ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料層における詳細熱流動解析」、JNC TN9400 2001-101、サイクル機構レポート、2001.
- [1-3] 堺 公明、江沼 康弘、岩崎 隆、大山 一弘、「重金属冷却高速炉の崩壊熱除去特性解析－Pb-Bi 冷却自然循環炉の熱流動特性評価手法整備－」、JNC TN9400 2001-052、サイクル機構レポート、2001.
- [2-1] H. Ohshima, et al., "Analysis of Thermal -Hydraulic Behavior in a Fast Reactor Fuel Subassembly with Porous Blockages," Proc. of International Meeting on Advanced Reactor Safety (ARS'97), Orlando, Florida, 1997.
- [2-2] 前川 勇、村松 寿晴、松本 雅彦、「単相多次元熱流動解析コード AQUA」、JNC TN9520 87-012、サイクル機構レポート、1987.
- [2-3] 日本機械学会編、「管路・ダクトの流体抵抗」、日本機械学会、1979.
- [2-4] 日本機械学会編、「機械工学便覧改訂6版」、日本機械学会、1987.
- [2-5] 大島 宏之、「サブチャンネル解析コード ASFRE-III の整備・改良」、PNC TN9410 96-128、サイクル機構レポート、1996.
- [2-6] 永田 武光、大島 宏之、「ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料層における詳細熱流動解析」、JNC TN9400 2001-101、サイクル機構レポート、2001.
- [2-7] FLUENT INC, "FLUENT NEWS," NEWSLETTER Vol. 9, Issue 1
Spring/Summer 2000.
- [3-1] H. Ohshima, H. Ninokata, "Thermal-Hydraulic Analysis of Fast Reactor Fuel Subassembly with Porous Blockages," Proc. of 4th Int. Seminar on Subchannel Analysis, Tokyo, pp.323, 1997.
- [3-2] 大島 宏之、「サブチャンネル解析コード ASFRE-III の整備－ワイヤースペースモデルの改良および乱流モデル等の組み込み－」、PNC TN9410 95-194、サイクル機構レポート、1995.
- [4-1] S. Cheng and N. E. Todreas, "Hydrodynamic Models and Correlations for Bare and Wire-Wrapped Hexagonal Rod Bundles -- Bundle Friction Factors, Subchannel Friction Factors and Mixing Parameters," Nucl. Eng. Design, 92 pp.227, 1986.
- [4-2] Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere, vol.2, pp.2.2.4-1 -- 2.2.4-12, 1983.
- [4-3] K. Rehme, Nucl. Technology, vol.17, pp.15, 1973.
- [4-4] V. I. Subbotin, et al, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol.4, pp.79, 1961.

付録 A

熱交換器内の伝熱流動相関式

GCFR の蒸気発生器の設計は HTGR に基づいており、容積を最小限することができる利点によりヘリカルコイルを用いた設計がよく使われている。

ヘリカル（ポッド）蒸発器の場合、伝熱管は蒸発器の蓋からつり下げられた支持柱の周りに螺旋状に巻き付く形でつり下げられている。伝熱管は全て同じ長さで、列の直径の変化を補うように螺旋ピッチを変化させ、螺旋の向きは列ごとに互い違いである。ヘリカル伝熱管の概略図を図 A.1 に示す。この設計はコンパクトであり、頂部の吸水口及び中心部の流出口など貫通部の数を最小限とすることができる。ガスの流れは頂部から底部である。300MWeGCFR に適用される幾つかのヘリカル伝熱管の設計を Baroczy が比較検討している[A-1]。そこでは、直管とヘリカル管の詳細な比較から、伝熱管サイズの範囲、重量、表面積、熱膨張の点でヘリカル管が有効であることが示された。

従って、ヘリカルコイル蒸気発生器の設計が最も GCFR システムに適していると考えられ、以下ではコンパクトなヘリカルシステムに対して適用されている圧力損失相関式と熱伝達相関式を対象としている。また、蒸発器には伝熱促進を図ることによりフィン付き伝熱管が用いられている場合が多いため、フィン付き伝熱管周りのガスの流れに対して適用可能な、公開されている相関式についても述べる。

表 A.1 に、蒸気発生器の主要な設計パラメータと運転パラメータを、図 A.2 及び図 A.3 に 300MWGCFR 実証プラントの蒸気発生器を示す。ヘリカルコイル型蒸気発生器が採用されており、HTR プラントの設計に類似している。

A.1 熱交換器内圧力損失相関式

熱交換器内の圧損相関式についてまとめる。ここでの相関式は、ヘリカルコイル型蒸気発生器に適用することができ、多くは一般式である。ガスは伝熱管の外側を流れ、伝熱管内部を、水、水と水蒸気の混合流、水蒸気が流れるものと仮定する。伝熱管のフィンの効果についても考慮する。ガス側の相関式と水側の相関式を示す。

A.1.1 ガス側の圧力損失相関式

ガスは蒸発器内でヘリカルコイルを横切る流れを形成する。相関式では、垂直のクロスフローの式を使用する。Hewitt によれば、全圧損 ΔP は、伝熱管バンドル出入口での加速項 ΔP_a

と伝熱管束を通過する際の摩擦損失と運動量損失を表す摩擦項 ΔP_f で構成される[A-2]。 ΔP_a は伝熱管列数 n_r に依存せず、 ΔP_f は n_r に比例する。したがって、 ΔP は以下の式で表すことができる。

$$\Delta p = (K_a + n_r K_f) \frac{1}{2} \rho V_{\max}^2 \quad (\text{A-1})$$

$$K_a = 1 + \sigma^2 \quad (\text{A-2})$$

$$\sigma = \frac{\text{最小流路面積}}{\text{全前面面積}} \quad (\text{A-3})$$

n_r は伝熱管の行数、定数 K_f は、最大速度と伝熱管の配列形状に依存するレイノルズ数とのチャートから求めることが可能である。千鳥格子配列に対しては図 A. 4 に示した Zukauskas と Ulinskas らの Heat Exchange Design Handbook のチャートから、三角形配列については図 A. 5 に示したチャートより得られる[A-3]。

また、図 A. 6 にフィン付き伝熱管配列の幾何形状パラメータ及びその配列図を示す。フィン付き伝熱管の場合 K_a を求めるために使われるパラメータ σ は以下の式で表される。

$$\sigma = \frac{p_1 + D_r - 2hw/(w+s)}{p_1} \quad (\text{A-4})$$

ここで、 h はフィンの高さ、 w はフィンの幅、 s はフィン間隔である。また、 D_r はフィンの付け根での直径である水力等価直径である。

K_f の値は、伝熱管配列形状とフィンの形状に依存する。フィン高さが低い場合($D_r/D_r < 1.67$)、以下の式で表される。

$$K_f = 4.71 \text{Re}^{-0.286} \left(\frac{h}{s}\right)^{0.51} \left(\frac{p_1 - D_r}{p_2 - D_r}\right)^{0.536} \left(\frac{D_r}{p_1 - D_r}\right)^{0.36} \quad (\text{A-5})$$

適用範囲は、 $10^3 < \text{Re} < 10^5$ 、 $1.54 < h/s < 5.67$ 、 $1.18 < (p_1 - D_r)/(p_2 - D_r) < 2.07$ 、 $0.13 < D_r/(p_1 - D_r) < 2.86$ である。

フィン高さが高い場合 ($D_f/D_r > 1.67$)、以下の式で表される。

$$K_f = 4.567 \text{Re}^{-0.242} \left(\frac{A}{A_T} \right)^{0.504} \left(\frac{P_1}{D_r} \right)^{-0.376} \left(\frac{P_2}{D_r} \right)^{-0.546} \quad (\text{A-6})$$

$$\frac{A}{A_T} = \frac{\frac{1}{2}(D_f^2 - D_r^2) + D_f w + D_r s}{D_r(w + s)} \quad (\text{A-7})$$

A/A_T は、フィン付き伝熱管の全表面積に対するフィン無し伝熱管の表面積の比である。
(A-6)式の Re 数に関する適用範囲は、 $5 \times 10^2 < \text{Re} < 5 \times 10^4$ である。

ガス側の圧損相関式は、標準偏差 7.7%以内のデータによるフィッティング式である。
このフィッティングは、レイノルズ数が高い領域で良好となるが、データは少なくなる。

A.1.2 水側の圧力損失相関式

ヘリカルコイル型伝熱管内部の水に対する圧損相関式は Engineering Science Data Unit (ESDU) から得られる [A-4] ~ [A-7]。この相関式は、直径とピッチが均一のヘリカルコイルに対するものである。まず、単相流れに対する相関式を示し、二相流れについては後述する。

(1) 単相系 (水もしくは水蒸気) の圧力損失相関式

単相系の圧力損失相関式は、次のように表される。

$$\Delta p_s = 4f \left(\frac{G^2}{2\rho_b} \right) \frac{L}{d} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{b,o}} - \frac{1}{\rho_{b,i}} \right) + g\rho_b H \quad (\text{A-8})$$

ここで、 G は質量束、 L は伝熱管長さ、 H はエレベーション、 d は伝熱管の内径、 ρ_b はバルク密度、 $\rho_{b,o}$ は出口でのバルク密度、 $\rho_{b,i}$ は入口でのバルク密度である。

第一項は摩擦損失項であり、壁面とバルク流体の温度差がない平滑管に対する摩擦係数に依存する。この摩擦係数に壁面粗さと温度勾配を考慮する係数が乗ぜられている。この係数については後述する。第二項は、伝熱管入口と出口における流体密度の変化に伴う運動量変化を表している。第三項は、重力項を表している。ここで、 ε は伝熱管のラフネス高さ、 h は軸方向ピッチ、 D はヘリカルコイルの直径、 d は伝熱管の内径である。

相関式の適用範囲は、 $Re < 10^6$ 、 $\varepsilon/d < 0.02$ 、 $D/d > 5$ 、 $h/d < 5$ 、 $\mu_w/\mu_b(\text{liq}) = 0.3 \text{ to } 0.5$ 、 $T_w/T_b(\text{gas}) = 0.3 \text{ to } 0.5$ である。単相の水/蒸気に対する圧損相関式の精度は、熱流束がない場合は誤差±10%である。

摩擦損失係数 f は、伝熱管とヘリカルコイルの直径比が大きくなるとピッチの効果が表れ、伝熱管とヘリカルコイルの直径比に応じて4つの領域に分けられる。領域の境界は以下の式で与えられる。

$$Re_A = 13.5(D/d)^{0.5} \quad (\text{A-9})$$

$$Re_B = 2000 \left[1 + (D/d)^{-0.6} \right] \quad (\text{A-10})$$

$$Re_C = 1.5 \times 10^4 \quad (\text{A-11})$$

層流の場合は、以下の式で与えられる。

$$f = f_s = 16/Re \quad (\text{A-12})$$

層流と乱流の間領域の場合は ($Re_A \leq Re \leq Re_B$)、以下の式で与えられる。

$$f = \frac{344(D/d)^{0.5}}{\left[1.56 + \log_{10} \left\{ Re(D/d)^{0.5} \right\} \right]^{0.73}} \quad (\text{A-13})$$

乱流の場合は ($Re \geq Re_C$)、以下の式で与えられる。

$$f = 0.00725(D/d)^{-0.5} + 0.076 \text{Re}^{-0.25} \quad (\text{A-14})$$

$\text{Re}_B \leq \text{Re} \leq \text{Re}_C$ の範囲をカバーする補間領域が必要であるが、この領域の流れの特性は極めて設計に依存することから正確な評価は困難である。

また、水の物性値変動に対する補正は、全てのレイノルズ数で、以下の式で表される。

$$\phi_1 = (\mu_w / \mu_b)^{0.25} \quad (\text{A-15})$$

ガスの物性値補正は以下の式で表される。

$$\phi_1 = (T_w / T_b)^{1.0} \quad (\text{低レイノルズ数の場合、} \text{Re} \leq \text{Re}_B) \quad (\text{A-16})$$

$$\phi_1 = 1 \quad (\text{高レイノルズ数の場合、} \text{Re} \geq \text{Re}_C) \quad (\text{A-17})$$

ϕ_1 の不確かさは、液体の場合 $\pm 20\%$ 、ガスの場合 $\pm 50\%$ である。

さらに、腐食により生じる表面粗さについてのラフネス補正係数として、低レイノルズ数の場合は表面粗さの効果表れないが、高レイノルズ数の場合のラフネス補正係数は *ESDU* から得ることが可能であり、伝熱管直径の 1% に相当するラフネスに対して約 3 と なる (平滑管の圧損にラフネス補正係数が乗せられる)。不確かさは $\pm 25\%$ である。

上記相関式は、流体の物性値は伝熱管の軸方向及び横方向に一定であると仮定する。ヘリカル形状の場合は、周方向の変動及び熱管とヘリカルコイルの直径比の増大に伴うピッチの効果があり得るが、この効果について示した公開文献は得られなかった。

A.1.3 二相系 (水-水蒸気) の圧力損失相関式

前節で示した相関式は単相流れに対するものでり、ここではコイル型伝熱管内の二相流に対する圧力損失相関式を示す。

コイル型伝熱管のドライアウトに関する研究は多数報告されているが、その現象は二ヶ所のドライアウトを考慮する必要があることから複雑な特性を有している。第一のドライアウトはヘリカルコイルのベントの内側付近で生じ、第二のドライアウトはその外側で生じる。図 A.7 に第一ドライアウトでの領域境界を示す。Berthould による研究では、熱伝達領域として、重力、再沈着、同伴の 3 つの領域を想定し、流動様式図と対応するドライアウト相関式を提案している[A-8]。第一のドライアウトのクオリティは、質量束、熱流束、

システム圧力、コイル直径、入口サブクール度などのシステムパラメータに依存する。流動様式図は2次元で、 x 軸はガスに作用する遠心力を表し、 y 軸は液体のレイノルズ数を表す。以下に各軸のパラメータを示す。

$$x_o = \frac{G}{\rho_v \sqrt{gD}} \quad (\text{A-18})$$

$$y_o = \frac{Gd^*}{\mu_L} \quad (\text{A-19})$$

$$d^* = d\sqrt{d/0.02} \quad (\text{A-20})$$

ここで、 μ_L は液相動粘性係数、 ρ_v は気相密度、 G は全質量流量である。

図 A. 8 に流動様式図を示す。領域の境界は以下の通りである。

重力支配： $y_o = 3.924 \times 10^5 x_o^{1.71}$ の左側の領域

同伴支配： $y_o = 3.924 \times 10^5 x_o^{1.71}$ の右側と $y_o = 6.46 \times 10^4 x_o^{0.893}$ の上の領域

再沈着支配：同伴領域の下部

第一ドライアウト時のクオリティは、以下の相関式で与えられる。

重力支配領域：

$$x_1 = 10^{7.068} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-2.378} \left(\frac{Gd}{\mu_l} \right)^{-1.712} \left(\frac{G}{\rho_v \sqrt{gD}} \right)^{0.967} \left(\frac{q''}{G\lambda} \right)^{-0.740} \quad (\text{A-21})$$

再沈着支配領域：

$$x_1 = 3.223 + \log_{10} \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.101} \left(\frac{Gd}{\mu_l} \right)^{-0.785} \left(\frac{G}{\rho_v \sqrt{gD}} \right)^{0.067} \left(\frac{q''}{G\lambda} \right)^{-0.43} \left(\frac{q''}{G\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{0.098} \right] \quad (\text{A-22})$$

同伴支配領域：

$$x_1 = 10^{3.235 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0.267} \left(\frac{Gd}{\mu_l}\right)^{-0.950} \left(\frac{G}{\rho_v \sqrt{gD}}\right)^{0.967} \left(\frac{q''}{G\lambda}\right)^{-0.428} \left(\frac{q''}{G\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}\right)^{0.119}} \quad (\text{A-23})$$

第一ドライアウトとは異なり、最終ドライアウトにおけるクオリティはシステムパラメータに依存しない。したがって、クオリティは以下の式で表される。

$$x_{tot} = \log_{10} \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0.161} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{1.722} \left(\frac{Gd}{\mu_l}\right)^{-0.494} \left(\frac{G^2 d}{\sigma \rho_l}\right)^{-0.381} \left(\frac{G}{\rho_v \sqrt{gD}}\right)^{0.08} \right] \quad (\text{A-24})$$

ドライアウト点の予測に関する精度は、第一ドライアウトが±20%、第二ドライアウトが±15%である。

以上に示した相関式の適用範囲は、3～200 bar である。

二相系（水-水蒸気）の圧力損失相評価を行う際には、以下の Lockhart と Martinelli の二相乗数を用いる（LO は液相流れを示す）[A-9]。

$$\phi_{LO}^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_{LO}} \quad (\text{A-25})$$

二相圧損は液体と蒸気の密度差に依存する。この差は、出力状態の場合は小さいことから二相乗数値は小さく、蒸発器内の圧損は単相流れで支配される。二相乗数相関式としては Friedel の式を推奨する。この式は表面張力データを利用できる場合、信頼性が高い。表面張力データを利用できない場合は、Chisholm の式を利用できる。

Friedel の式を次に示す。

$$\phi_{LO}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (\text{A-26})$$

$$E = \left(1-x \right)^2 + x^2 \left[\frac{\rho_L f_{GO}}{\rho_G f_{LO}} \right] \quad (\text{A-27})$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \quad (\text{A-28})$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\eta_G}{\eta_L} \right)^{0.19} \left[1 - \frac{\eta_G}{\eta_L} \right]^{0.7} \quad (\text{A-29})$$

$$Fr = \frac{\dot{m}^2}{gD\rho_{TP}^2} \quad (\text{A-30})$$

$$We = \frac{\dot{m}^2 D}{\rho_{TP} \sigma} \quad (\text{A-31})$$

$$\rho_{TP} = \left[\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (\text{A-32})$$

ここで、 x はクオリティ、 σ は表面張力であり、 f_{GO} はガスの摩擦係数、 f_{LO} は液体の摩擦係数である。ガス、液体の摩擦係数についてはBlasiusの式により評価可能である。である。また、下付き文字 LO 、 GO 、 L 、 G 、 TP はそれぞれ、液相流れ、気相流れ、気相、液相、二相を表す。

(A-26)式の適用範囲は、 $Re > 2 \times 10^4$ である。精度は $\pm 22\%$ と見積もられる。

Chisholmの式は、LockhartとMartinelliのパラメータ X^2 に相当するパラメータ Y を用いる。パラメータ Y は以下の式で定義される。

$$Y^2 = \frac{(dp_F/dz)_{GO}}{(dp_F/dz)_{LO}} \quad (\text{A-33})$$

二相乗数は、以下の式で表される。

$$\phi_O^2 = 1 + (Y^2 - 1) B x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \quad (\text{A-34})$$

B の値は、 Y に依存し、以下の通りである。

$$0 < Y < 9.5 \quad B = 55/\dot{m}^{1/2} \quad (\text{A-35})$$

$$9.5 < Y < 28 \quad B = 520 / (Y \dot{m}^{1/2}) \quad (\text{A-36})$$

$$28 < Y \quad B = 15000 / (Y \dot{m}^{1/2}) \quad (\text{A-37})$$

ここで、 \dot{m} は質量束 ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)、 n はレイノルズ数の指数でありブラジウスの式から $n = 0.25$ となる。

(A-34)式の適用範囲は、 $\text{Re} > 2 \times 10^4$ である。

A. 2 熱交換器内熱伝達相関式

以下に、熱交換器内の熱伝達相関式についてまとめる。圧力損失相関式と同様、これらの相関式はヘリカルコイル型蒸気発生器に直接適用できるとともに一般式である。

A. 2. 1 ガス側の熱伝達相関式

熱伝達相関式としては Hewitt の式がある。ガスから伝熱管への熱伝達相関式は以下の式で表される。

$$Nu = a \text{Re}^m \text{Pr}^{0.34} F_1 F_2 \quad (\text{A-38})$$

$$F_1 = \left(\frac{\text{Pr}_b}{\text{Pr}_w} \right)^{0.26} \quad (\text{A-39})$$

$$\text{Re} = \rho V_{\max} D / \eta \quad (\text{A-40})$$

ここで、 a と m は相関式の定数でありフィン付き伝熱管の場合は $a = 0.183$ 、 $m = 0.7$ となる。また、 F_1 はバルクと表面の温度差に対する補正係数、 F_2 は伝熱管列数の効果に対する補正係数であり図 A.9 を参照する。 Re 数は、伝熱管の間の最小流路面積で計算される最大速度 V_{\max} に基づいている。

また、フィン付き伝熱管に対するヌッセルト数は、ESDU より以下に示す通りである。

$$\overline{Nu} = 0.183 \text{Re}^{0.7} \left(\frac{s}{h} \right)^{0.36} \left(\frac{p_1}{D_f} \right)^{0.06} \left(\frac{h}{D_f} \right)^{0.11} \text{Pr}^{0.36} F'_1 F'_2 F'_3 \quad (\text{A-41})$$

$$F'_1 = (\text{Pr}_b / \text{Pr}_w)^{0.26} \quad (\text{A-42})$$

ここで、 Pr_w は平均表面温度でのプラントル数、 F_2' は伝熱管列数とピッチに依存する係数であり、ガスの流れが乱流の場合 $F_2' = 1$ である。 F_3' は伝熱管配列に関連する係数であり、ピッチ角 30° 又は 60° の千鳥格子配列の場合 $F_3' = 1$ 、基盤目配列の場合基盤目配列のヌッセルト数と千鳥格子配列のヌッセルト数の比となる。

(A-41)式の適用範囲は、 $10^3 < Re < 8 \times 10^5$ 、 $0.19 < s/h < 0.66$ 、 $1.10 < p/D_f < 4.92$ 、 $0.058 < h/D_f < 0.201$ である。

上記相関式ではフィンの効果が考慮されていない。フィンは表面積を増加するが、熱伝導度が無限でなければ、平均のフィンの温度は伝熱管温度と異なる。この効果をフィン効率として考慮に入れる。

フィン効率は、一次元熱伝導方程式の解に基づいている。Eckert は、三角形フィンを対象として解を求めている[A-10]。フィン効率を表す式を以下に示す。

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\sqrt{2\bar{\alpha}/w\lambda_f} \times h\right)}{\sqrt{2\bar{\alpha}/w\lambda_f} \times h} \quad (\text{A-43})$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}\lambda}{D_r} \quad (\text{A-44})$$

ここで、 $\bar{\alpha}$ はフィンがない場合の平均熱伝達係数、 w はフィンの幅、 h はフィンの高さ、 λ_f はフィンの熱伝導度、 λ は伝熱管熱伝導度、 D_r はフィン無し管の直径である。

この式の適用範囲は、 $1.1 < D_f/D_r < 1.67$ である。

フィン高さが高い場合、 h を以下の式 ψ で置き換える。

$$\psi = \frac{D_r}{2} \left[\left(\frac{D_f}{D_r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{D_f}{D_r} \right) \right] \right] \quad (\text{A-45})$$

フィン効率を考慮したヌッセルト数は、以下の式で表される。

$$\overline{Nu'} = \left(\frac{\eta_f A_F + A_W}{A} \right) \overline{Nu} \quad (\text{A-46})$$

ここで、 A_F はフィンの全表面積、 A_W はフィン以外の全伝熱管表面積、 A は全表面積である。式の精度は、 $\pm 6.6\%$ と見積もられる。

(A-46)式のフィン高さに関する適用範囲は、 $1.1 <$ フィンを含めた直径/フィン無し直径 < 1.67 である。

A. 2. 2 水側の熱伝達相関式

(1) 単相系（水もしくは水蒸気）の熱伝達相関式

単相流れの場合、ヘリカルコイル径が大きくなければ、直管の相関式を使うことができる。その他の場合は、配管の曲がり部分で生ずる2次流れの効果がある。ESDUによる2次流れの効果を検討する手法は以下の通りである。

まず、流動様式は次のように区別される。

$$\text{層流} \quad : \quad Re \leq Re_B, \quad Re_B = 2000 \left[1 + 13.2(D/d)^{-0.6} \right] \quad (\text{A-47})$$

$$\text{遷移領域} \quad : \quad Re_B < Re < Re_C, \quad Re_C = 1.5 \times 10^4 \quad (\text{A-48})$$

$$\text{乱流} \quad : \quad Re > Re_C \quad (\text{A-49})$$

低レイノルズ数の場合、全熱的条件をカバーできる相関式はない。圧力損失と同様、遷移領域は明確ではなく、この領域に適用できる特定の相関式はない。低レイノルズ数と高レイノルズ数の領域を関連づける、2つの熱伝達相関式の補間が必要となる。

単相強制対流熱伝達の場合、直管の相関式又はヘリカルコイルの選択は、以下の式で計算されるパラメータBに依存する。

$$B = Re^{0.5} (D/d)^{-0.25} Pr^{0.25} \quad (\text{A-50})$$

壁面温度が一樣で、 $B \geq 3.2$ の場合、ヌッセルト数は以下の通りである。

$$\overline{Nu}_c = 0.98B(1 - 1.48B^{-1} + 23.2B^{-2} - 120B^{-3} + 212B^{-4}) \quad (\text{A-51})$$

$B < 3.2$ の場合（直管など）は、定数である。

$$\overline{Nu}_c = 3.66 \quad (\text{A-52})$$

熱流束が一樣で、 $B \geq 3.5$ の場合、ヌッセルト数は以下の通りである。

$$\overline{Nu}_c = 1.02B(1 - 1.15B^{-1} + 29.2B^{-2} - 164B^{-3} + 316B^{-4}) \quad (\text{A-53})$$

$B < 3.5$ の場合、定数である。

$$\overline{Nu}_c = 4.36 \quad (\text{A-54})$$

軸方向に熱流束が一樣で周方向に温度が一定の場合、平均のヌッセルト数は以下の通りである。

$$\overline{Nu}_c = 4.36 \left[1 + 0.125 \text{Re}^{0.5} \left(\frac{D}{d} \right)^{-0.25} \text{Pr}^{0.15} \right] \quad (\text{A-55})$$

ガス炉を対象とする計算の場合は、この相関式の適用が考えられる。

高レイノルズ数の場合、熱伝達相関式としては以下の式が推奨される。

$$\frac{\overline{Nu}_c}{Nu_{c,s}} = 1 + 0.059 [\text{Re}(D/d)]^{0.34} \quad (\text{A-56})$$

$$\overline{Nu_{c,s}} = 0.0225 Re^{0.795} Pr^{0.495} \exp[-0.0225 Re^{0.5} \ln(Pr)^2] \quad (A-57)$$

流体物性値の変動を考慮できるデータは得られなかったが、圧力損失相関式と同一の式が適用される。(A-56)式、(A-57)式の適用範囲は、 $Re > 1.5 \times 10^4$ である。

(2) 二相系 (水-水蒸気) の熱伝達相関式

熱伝達係数 α は、核沸騰熱伝達係数 α_{NB} と強制対流熱伝達係数 α_{FC} の和で表すことができる。

$$\alpha = \alpha_{NB} + \alpha_{FC} \quad (A-58)$$

核沸騰熱伝達係数 α_{NB} は、Forster-Zuber の核沸騰係数 α_{FZ} とサブプレッション係数 S により次のように表される。

$$\alpha_{NB} = S \alpha_{FZ} \quad (A-59)$$

$$\alpha_{FZ} = \frac{0.0012 \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta p_{sat}^{0.75} c_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.49} \lambda_L^{0.79}}{\sigma^{0.5} h_{LG}^{0.24} \eta_L^{0.29} \rho_G^{0.24}} \quad (A-60)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} Re^{1.17}} \quad (A-61)$$

$$Re = Re_L F^{1.25} \quad (A-62)$$

ここで、 Δp_{sat} は飽和温度差、 ΔT_{sat} に対応する飽和圧力差、 C_{pL} は液相比熱、 σ は表面張力、 h_{LG} は潜熱、 λ_L は液体の熱伝導度、 Re は二相レイノルズ数である。

また強制対流熱伝達項 α_{FC} は、Martinelli のパラメータ X_{tt} から求められる。 α_L は液相流れの場合の熱伝達係数である。

$$\frac{\alpha_{FC}}{\alpha_L} = F = fn \left(\frac{1}{X_{tt}} \right) \quad (A-63)$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_u} + 0.213 \right)^{0.736} \quad (\text{A-64})$$

$$F = 1.0 \quad \text{for} \quad \frac{1}{X_u} < 0.1 \quad (\text{A-65})$$

$$X_u = \sqrt{\frac{(dp_F/dz)_G}{(dp_F/dz)_L}} \quad (\text{A-66})$$

さらに、サブクール領域での熱流束は以下の通りである。 S は $Re = Re_L$ として算出する。

$$\dot{q} = \alpha_L (T_W - T_B) + \alpha_{NB} (T_W - T_{sat}) \quad (\text{A-67})$$

α_L は液相流れの熱伝達係数であり、通常は Dittus Boelter の式から求められる。

また、二相領域の熱流束は以下の通りである。

$$\dot{q} = \alpha \Delta T_{sat} \quad (\text{A-68})$$

二相熱伝達率の精度は、±10%と見積もられる。

参考文献

- [A-1] C. J. Baroczy, Evaluation of Steam Generator Designs for Application to The 300-MW(e) Gas-Cooled Fast Breeder Reactor, GA-A14123 UC-77, (1977)
- [A-2] G. F. Hewitt, G. L. Shires and, T. R. Bott, Process Heat Transfre, CRC Press Inc. (1994)
- [A-3] A.Zukauskas, R. Ulinskas, Banks of plain and finned tubes, in Heat Exchanger Design Handbook. Hemisphere Publishing, New York chap2. 2. 4 (1983)
- [A-4] ESDU, Convective heat transfre during crossflow over plain tube banks. Engineerig Sciences Data Unit. Data unit. Data Item 73031, (1973)
- [A-5] ESDU, Pressure losses in curved ducts: coils. Engineerig Sciences Data Unit. Data unit.. Data Item 77029, (1977)
- [A-6] ESDU, Internal forced convective heat transfre in coiled pipes. Engineerig Sciences Data Unit. Data unit. Data Item 78031, (1978)
- [A-7] ESDU, Low finned staggered tube banks: heat transfer and pressure loss for turbulent single phase crossflow. Engineerig Sciences Data unit. Data Item 84016, (1984)
- [A-8] G. Berthoud and S. Jayanti, Int. J. Heat Mass Transfer vol. 33 (1990), pp. 1451 -1463
- [A-9] R. W. Martinelli and R. C. Lockhart, Poposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in a pipe, (1948)
- [A-10] E. R. G. Eckert and R. M. Drake, Heat and mass transfer, McGraw-Hill Book Co. Inc. (1959)

付録 B

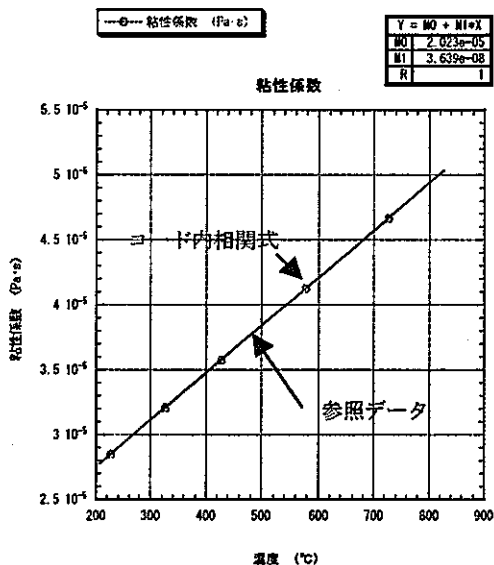
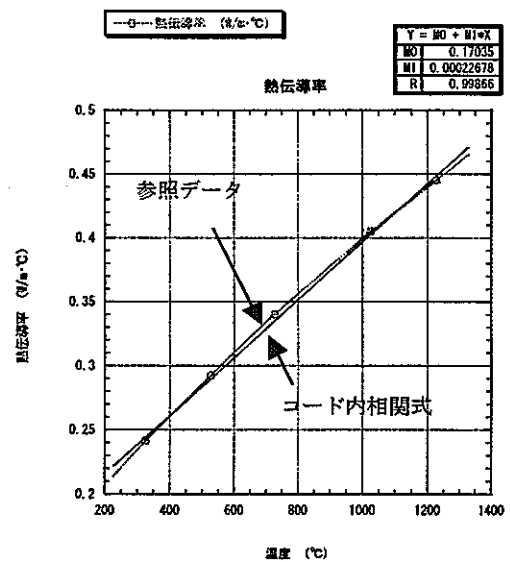
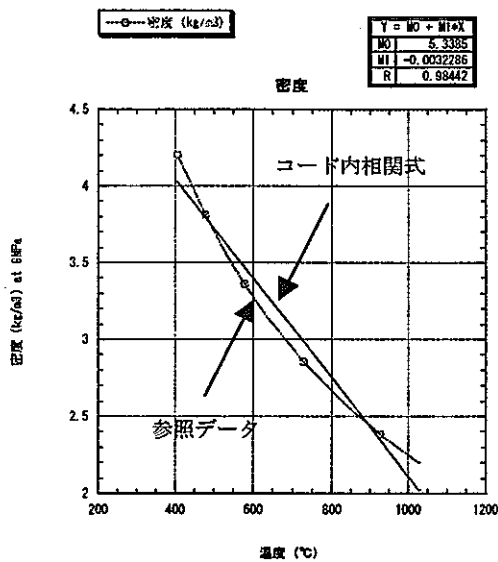
AQUA コードで用いた He ガス物性値相関式

AQUA コードでは、流体の各物性値を温度の 1 次相関式で与えることから、He ガスの圧力 6 MPa 時における物性値を次のよう与えた。

エンタルピー : $h = 5.191 \times 10^3 + 1.0 \times 10^{-10} T_c$ [J/kg]
 密度 : $\rho = 5.3358 - 3.2286 \times 10^{-3} T_c$ [kg/m³]
 熱伝導率 : $\lambda = 0.17035 + 2.2678 \times 10^{-4} T_c$ [W/m°C]
 粘性係数 : $\mu = 2.023 \times 10^{-5} + 3.639 \times 10^{-8} T_c$ [Pa·s]
 (T_c : 温度[°C])

※出典 炉燃 Gr. エンジニアリングシート “ガス・鉛の物性関係式の調査/整理”、
 (炉燃 Gr.-11-19)

以下に参照データと AQUA コード内相関式の比較図を示す。



参考値 (温度 : 450°C、圧力 : 6MPa)

エンタルピー : $h = 5191$ [J/kg]
 密度 : $\rho = 3.883$ [kg/m³]
 熱伝導率 : $\lambda = 0.2724$ [W/m°C]
 粘性係数 : $\mu = 3.661 \times 10^{-5}$ [Pa·s]

付録 C-1

圧力損失相関式

以下、 ΔP_f は円管群全体での圧力損失、 N_T は円管群の列数を表す。 S_L 、 S_T 、 d_0 については、図 C.1、図 C.2 を参照。

(1) 基盤型配列円管群の圧力損失相関式

基盤型配列円管群（図 C.1）における平均抗力係数 C_D は、次式で定義される。

$$C_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta P_f}{(1/2)\rho V^2} \frac{1}{N_T} \quad \dots (C-1)$$

従って、単位長あたりの圧力損失は、

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{\Delta P_f}{N_T S_L} = -\frac{1}{2} \rho V^2 \times \frac{4C_D}{S_L} \quad \dots (C-2)$$

ここで、平均抗力係数 C_D は、次式で与えられている。

$$\begin{cases} C_D = (70/\text{Re}) \times (d_0/S_T)^{1.6} & , \text{Re} < 100 \\ C_D = 0.33 \times \text{Re}^{-0.2} & , 100 < \text{Re} < 20000 \end{cases} \quad \dots (C-3)$$

ただし、円管の直径 d_0 を代表長さとする。

(2) 千鳥型配列円管群の圧力損失相関式

千鳥型配列円管群（図 C.2）における平均抗力係数 C_D は、次式で定義される。

$$C_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta P_f}{(1/2)\rho V^2} \frac{1}{N_T} \quad \dots (C-4)$$

従って、単位長あたりの圧力損失は、

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{\Delta P_f}{N_T S_L} = -\frac{1}{2} \rho V^2 \times \frac{4C_D}{S_L} \quad \dots (C-5)$$

ここで、平均抗力係数 C_D は、次式で与えられている。

$$\begin{cases} C_D = (70/\text{Re}) \times (d_0/S_T)^{1.6} & , \text{Re} < 100 \\ C_D = 0.75 \times \text{Re}^{-0.2} & , 100 < \text{Re} < 20000 \end{cases} \quad \dots (C-6)$$

ただし、円管の直径 d_0 を代表長さとする。

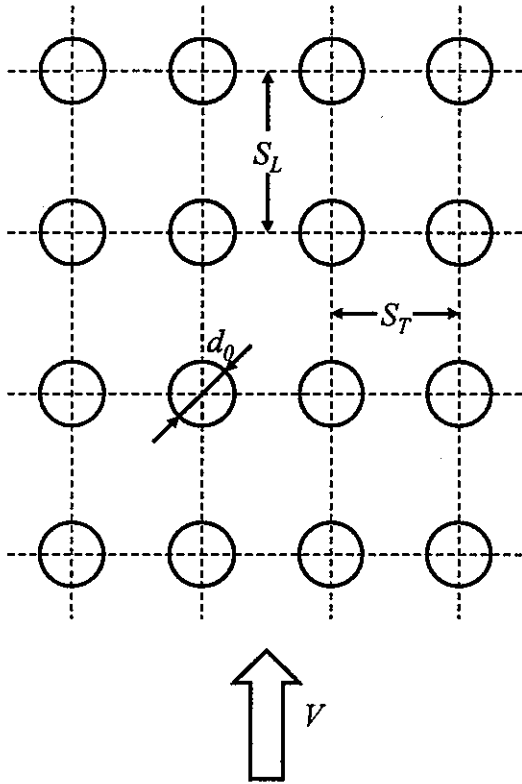


图 C.1 棋盘型排列圆管群图

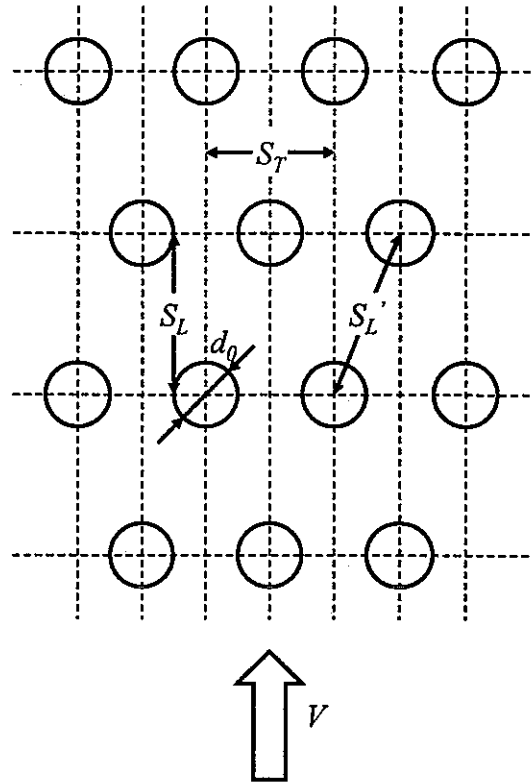


图 C.2 千鳥型排列圆管群

付録 C-2

熱伝達相関式

以下、 Nu はヌセルト数, Gr はグラスホフ数, Pr はプラントル数, Ra はレイリー数を表す。また、 C_1 は物性により定められる定数であり、空気では $C_1=0.385$ である。

(1) 水平平板の自然対流熱伝達

① 上向き加熱面あるいは下向き冷却面

層流では、鉛直平板の自然対流熱伝達相関式をそのまま適用できる。

$$\begin{aligned} Nu &= (4/3)C_1 Ra^{1/4} & (10^4 < Ra < 4 \times 10^9 \sim 3 \times 10^{10}) \\ &= 0.513 Ra^{1/4} \end{aligned} \quad \dots (C.7)$$

乱流では、次式を用いる。

$$Nu = (0.13 \sim 0.16) \times Ra^{1/3} \quad (2 \times 10^7 < Ra) \quad \dots (C.8)$$

② 下向き加熱面あるいは上向き冷却面

層流では、次式を用いる。

$$\begin{aligned} Nu &= 1.55 C_1 Ra^{1/5} & (10^6 < Ra < 10^{11}) \\ &= 0.597 Ra^{1/5} \end{aligned} \quad \dots (C.9)$$

乱流に関しては不明。

(2) 傾斜平板（鉛直からの角度 θ_1 ）の自然対流熱伝達

層流では、鉛直平板の自然対流熱伝達相関式において重力加速度を $g \cos \theta_1$ とする。

$$\begin{aligned} Nu &= (4/3)C_1 Ra^{1/4} (\cos \theta_1)^{1/4} & (Ra < Ra_{cri}) \\ &= 0.445 Ra^{1/4} \end{aligned} \quad \dots (C.10)$$

乱流では、鉛直平板の自然対流熱伝達相関式をそのまま適用できる。

$$Nu = 0.0245 Ra^{2/5} \quad (Ra_{cri} < Ra) \quad \dots (C.11)$$

ただし、層流から乱流に移るレイリー数 Ra_{cri} は、

- ① 上向き加熱面あるいは下向き冷却面 : $Ra_{cri} = 1 \times 10^5 \exp(11.5 \cos \theta_1) = 2 \times 10^9$
- ② 下向き加熱面あるいは上向き冷却面 : $Ra_{cri} = 6.31 \times 10^{12} \exp(-11\pi\theta_1/180) = 2 \times 10^{15}$

なお、(C.10)式、(C.11)式および遷移レイリー数の計算では、 $\theta_1 = 30^\circ$ とした。

(3) 水平円柱の自然対流熱伝達

層流では、次の2式を計算して高い方の Nu 値を採用する。

$$\frac{2}{Nu} = \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra^n} \right), \quad n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra^{0.175}} \quad \dots (C.12)$$

$$\begin{aligned} Nu &= 1.03C_1 Ra^{1/4} & (5 \times 10^6 < Ra < 10^9) \\ &= 0.397 Ra^{1/4} \end{aligned} \quad \dots (C.13)$$

乱流では、次式を用いる。

$$Nu = 0.1 Ra^{1/3} \quad (5 \times 10^8 < Ra < 10^{10}, Pr = 2000) \quad \dots (C.14)$$

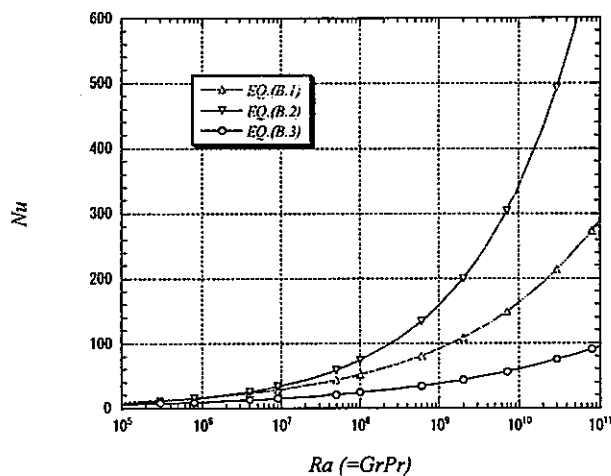


図 C.3 水平平板の自然対流熱伝達

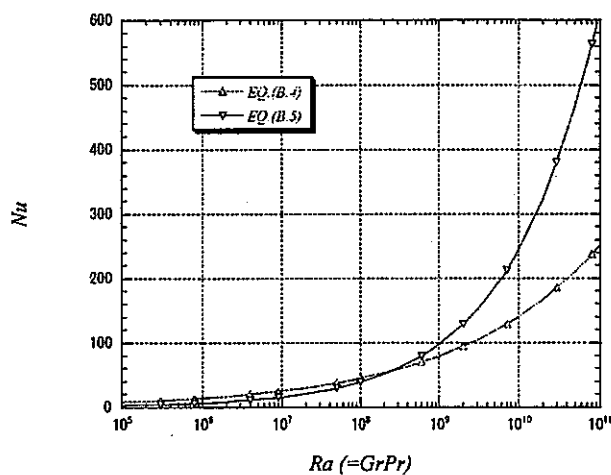


図 C.4 傾斜平板の自然対流熱伝達
(鉛直からの角度 $\theta_1 = 30^\circ$)

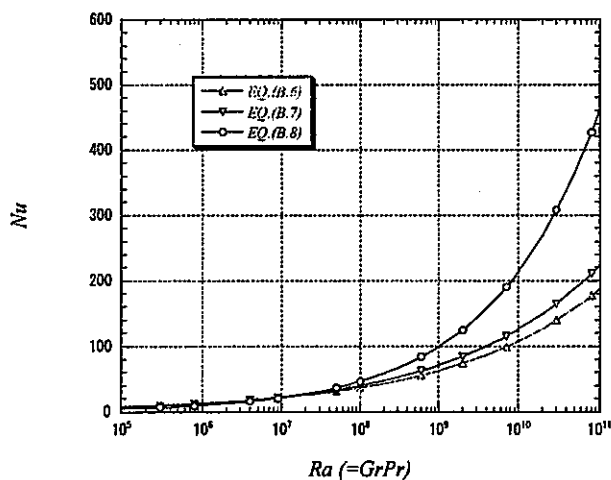


図 C.5 水平円柱の自然対流熱伝達