

# ATR 中小破断事故解析コード -LOTRAC/HEATUP-

技術資料		
開示区分	レポートNo.	受領日
T	N1410 97-029	97.8.29.

この資料は技術管理室保存資料です  
閲覧には技術資料閲覧票が必要です  
動力炉・核燃料開発事業団 技術協力部技術管理室

1997年8月

動力炉・核燃料開発事業団

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせ下さい。

〒107 東京都港区赤坂1-9-13

動力炉・核燃料開発事業団

技術協力部 技術管理室

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to: Technical Evaluation and Patent Office, Technology Management Division, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 9-13, 1-chome, Akasaka, Minato-ku, Tokyo 107, Japan

© 動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation) 1997

## 目 次

1. 概要 .....	1
1.1 解析コード体系 .....	1
1.2 解析コード .....	1
1.2.1 LOTRAC コード .....	1
1.2.2 HEATUP コード .....	2
2. 解析モデル .....	3
2.1 LOTRAC コード .....	3
2.1.1 破断口モデル .....	3
2.1.2 流動計算モデル .....	3
2.1.3 リザーバ計算モデル .....	6
2.1.4 下降管水位モデル .....	9
2.1.5 構造物と熱授受モデル .....	10
2.1.6 燃料温度計算モデル .....	10
2.1.7 熱出力計算モデル .....	11
2.1.8 ECCS 計算モデル .....	12
2.1.9 APCI 蓄圧器圧力計算モデル .....	13
2.1.10 ターンアラウンド評価モデル .....	13
2.1.11 プラント制御系モデル .....	14
2.2 HEATUP コード .....	14
2.2.1 燃料温度計算モデル .....	14
2.2.2 対流熱伝達率計算モデル .....	15
2.2.3 ドライアウト評価モデル .....	15
2.2.4 ギャップ熱伝達率計算モデル .....	16
2.2.5 バルーニング, パーフォレーション判定モデル .....	17
2.2.6 水-金属反応計算モデル .....	17
2.2.7 熱輻射計算モデル .....	18
3. 破断模擬実験 .....	19
3.1 実験装置 .....	19
3.2 実験条件及び実験方法 .....	21
3.2.1 実験条件 .....	21

3.2.2 実験方法	22
3.3 実験結果	23
3.3.1 下降管小破断実験	23
3.3.2 主蒸気管小破断実験	23
4. 実験解析	24
4.1 実験解析モデル	24
4.2 下降管小破断実験解析	24
4.2.1 热水力挙動解析(LOTRAC)	24
4.2.2 燃料温度解析(HEATUP)	24
4.3 主蒸気管小破断実験解析	24
4.3.1 热水力挙動解析(LOTRAC)	24
4.3.2 燃料温度解析(HEATUP)	25
5. まとめ	26
6. 参考資料	27

## 1. 概要

新型転換炉(ATR)の安全評価事象である「原子炉冷却材喪失」の内、中小破断事故に分類される事象における熱水力過渡変化及び燃料温度過渡変化の評価では、中小破断時総合熱水力過渡変化解析コードLOTRAC及び燃料温度詳細解析コードHEATUPをそれぞれ用いている。

ここでは、中小破断事故解析時に使用する各コード間の関係（解析フロー）及び各コードの解析モデルを示す。

### 1.1 解析コード体系

安全評価のための冷却材喪失事故（以下LOCAという）解析コードフローを図1-1に示す。LOCA解析コードシステムは、ATRの大破断時熱水力過渡変化解析コードSENHOR、中小破断時総合熱水力過渡変化解析コードLOTRAC、燃料温度解析コードHEATUP及び炉心再冠水特性解析コードFLOODから構成され、中小破断事故解析には図1-1の枠内に示すLOTRAC及びHEATUPを用いた一連の解析により安全評価を行う。

LOTRACは、非常用炉心冷却設備（以下ECCSという）作動特性を考慮してブローダウン時の原子炉冷却設備内の熱水力学的な挙動及び燃料の温度挙動を解析すると同時に、原子炉熱出力変化特性も解析する。なお、プラント制御系による影響を考慮した解析も可能としている。

LOTRACから得られた熱水力学的挙動のデータ及びECCS注水特性挙動データから得られる燃料被覆管温度ターンアラウンド開始時間、ターンアラウンド後の熱伝達率等を基に、HEATUPにより、燃料要素の詳細な温度変化を解析し、燃料被覆管最高温度及び被覆管酸化量を求める。

### 1.2 解析コード

#### 1.2.1 LOTRACコード

中小破断時総合熱水力過渡変化解析コードLOTRACは、中小破断時における長時間の解析用に開発されたコードであり、ブローダウン時の原子炉冷却設備内の熱水力学的な挙動及び燃料の温度挙動を解析する。

解析モデルでは、図1-2に示すように、原子炉冷却設備を蒸気ドラム、下降管、再循環ポンプ、ウォータードラム（あるいは下部ヘッダ）、入口管、圧力管集合体、燃料集合体、出口管からなる体系と考える。また、炉心側のチャンネルのモデル化は、高出力チャンネルと平均出力チャンネルの2本でモデル化し、圧損バランスより各々の流量配分を計算している。

本コードは、配管内流動計算時には配管をいくつかのノードに分割し、運動量、質量、エネルギーの各保存則を基礎とし、各ノードでは瞬時完全混合を

仮定した差分近似解法にて配管内流動を求める。

本コードの入力は、原子炉熱出力、再循環流量等の初期条件、プラントの形状及び水力学的データ、燃料要素及び炉心仕様、ECCSの性能特性、再循環ポンプ特性、想定破断の位置及び破断面積等であり、出力は、HEATUPで使用する炉心での冷却材の圧力、流量、エンタルピ、原子炉熱出力の時間変化、燃料被覆管温度ターンアラウンド開始時間、ターンアラウンド後熱伝達率等である。

### 1.2.2 HEATUPコード

燃料温度解析コードHEATUPは、燃料集合体温度挙動を解析する。

解析モデルは、図1-3に示すような、燃料要素、冷却材、圧力管、断熱ガス層、カランドリア管、減速材を含む燃料集合体軸方向に直角な1断面である。

燃料被覆管表面熱伝達は、対流及び輻射による熱伝達を考慮する。対流熱伝達率は、次のモデルに基づいて計算する。

- a. 未飽和単相強制対流熱伝達率；Dittus-Boelterの式<sup>1)</sup>
- b. 強制対流核沸騰熱伝達率；Jens-Lottesの式<sup>2)</sup>
- c. 強制対流膜沸騰熱伝達率；HTLの式<sup>3)</sup>
- d. 蒸気単相強制対流熱伝達率；McEligotの式<sup>4)</sup>

また、金属－水反応計算はBaker-Justの式<sup>5)</sup>に基づいて計算する。

本コードの入力は、燃料要素及び炉心仕様に関するデータ、LOTRACにより求められる炉心での冷却材圧力、流量、エンタルピ、原子炉熱出力の時間変化、燃料被覆管温度ターンアラウンド開始時間、ターンアラウンド後の熱伝達率等であり、出力は、燃料エンタルピ、最小限界出力比（MCPR）等の熱的余裕を示す指標、燃料被覆管最高温度、燃料被覆管酸化割合等である。

## 2. 解析モデル

### 2.1 LOTRACコード

#### 2.1.1 破断口モデル

##### (1) 破断口の位置、体様、面積

LOTRACは、下降管側（下降管、再循環ポンプ吸込管、再循環ポンプ吐出管）については最大5本まで、また、主蒸気管については1本、さらに炉心側（入口管、圧力管、出口管）については最大20本まで組み合わせることが可能である（図1-2参照）。破断口の位置は、この中の任意の位置に設定できる。また、破断口の体様は、両端破断（大破断である下降管部は除く）とスプリット破断の何れでも設定できる。さらに、破断口の面積は、入力により任意に設定することができる。

##### (2) 破断口よりの冷却材の流出

破断口からの冷却材の流出は、臨界流モデルにより評価する。臨界流モデルは、その適用範囲から冷却材の状態により、未飽和の場合Henry-Fauskeの式<sup>6)</sup>、二相流の場合小笠原の式<sup>7)</sup>、過熱蒸気の場合Moodyの単相理論式<sup>8)</sup>を用いている。

LOTRACでは、図2-1に示すような、これらの式を組み合わせた臨界流量テーブルを使用している。

#### 2.1.2 流動計算モデル

##### (1) 流動基本式

配管内の流動計算は、以下の基本式に基づいている。

- ・質量保存則

$$\frac{dM_i}{dt} = \sum G_i - \sum G_{i+1} \quad \dots \quad (1)$$

- ・運動量保存則

$$\frac{L_i}{gA_i} \frac{dG_i}{dt} = \frac{\zeta_i G_i |G_i|}{2g\rho A_i^2} \phi^2 - \rho_i Z_i + (P_{i,N} - P_{i,OUT}) + \Delta P_{PMI} \quad \dots \quad (2)$$

- ・エネルギー保存則

$$\frac{dE_i}{dt} = \sum H_i G_i - \sum H_{i+1} G_{i+1} - h c_i S c_i (T_c - T_p) + Q_i \quad \dots \quad (3)$$

ここで、

M	: 質量	$\rho$	: 比重量	t	: 時間
G	: 流量	L	: 配管長さ	g	: 重力加速度
A	: 流路面積	$\zeta$	: 圧損係数	$\phi^2$	: 二相摩擦増倍係数
Z	: 配管垂直高さ (出入口差)	$P_{IN}$	: 入口圧力	$P_{OUT}$	: 出口圧力
$\Delta P_{PM}$	: ポンプヘッド	E	: エルギー	H	: エンタルピ
h	: 熱伝達率	S	: 表面積	T	: 温度
Q	: 発熱量	i	: ノード番号	c	: 冷却材
p	: 配管壁				

上記基本式を用いて、リザーバ（蒸気ドラムあるいはウォータドラム）を境界条件として流動計算を行う。

## (2) 二相流体挙動モデル

LOTRACには、配管内における蒸気と水の二相流体の挙動を評価するオプションとして、スリップモデル、均質モデル、その他オプションがある。ボイド率の計算は、炉心側についてはHTLの式<sup>9)</sup>、下降管側についてはSmithの式<sup>10)</sup>に基づいている。

### (a) HTLの式

$$\alpha = \frac{1}{\left\{ 1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{(1-x)}{x} \right\}^n} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

$$n = 1.0 + f_p f_g$$

$$f_p = A_1 \sqrt{|\log(P/P_c)|} + A_2 |\log(P/P_c)|$$

$$f_g = A_3 - A_4 \left( \frac{G}{3000} \right) + A_5 \left( \frac{G}{3000} \right)^2 - A_6 \left( \frac{G}{3000} \right)^3 \quad (20 \leq G \leq 4500 \text{kg/m}^2\text{s})$$

$$f_g = 0.0 \quad (G > 4500 \text{kg/m}^2\text{s})$$

### (b) Smithの式

$$\alpha = \frac{1}{1 + s \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{(1-x)}{x}} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

$$s = e + (1 - e) \left\{ \frac{\frac{p_1}{p_g} + e \frac{(1-x)}{x}}{1 + e \frac{(1-x)}{x}} \right\}^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots \quad (6)$$

$$e = 0.4$$

ここで、

$\alpha$	: ボイド率(-)
$\rho$	: 密度(kg/m <sup>3</sup> )
$x$	: クオリティ(-)
$P$	: 圧力(kg/cm <sup>2</sup> a)
$P_c$	: 臨界圧力(225.56kg/cm <sup>2</sup> a)
$G$	: 質量速度(kg/m <sup>2</sup> s)
$A_1 \sim A_6$	: 定数(-)
$s$	: スリップ比(-)
(添字)	
$g$	: 飽和蒸気
$l$	: 飽和水

### (3) 摩擦圧力損失モデル

摩擦圧損係数は、一般的な層流理論式 ( $Re < 2400$ )、Blasiusの式 ( $2400 < Re < 1.2 \times 10^5$ )、Nikuradseの式 ( $Re > 1.2 \times 10^5$ ) の組み合わせ<sup>11)</sup>にて計算を行っている。

また、二相摩擦増倍係数 $\phi^2$ は、指針で妥当性が認められたThomのデータ(250psi以上)<sup>12)</sup>とMartinelli-Nelsonの式(250psi以下)<sup>13)</sup>の組み合わせにて計算を行っている。

#### (4) 再循環ポンプモデル

再循環ポンプの挙動は、ポンプの可動部分と流体との間の運動量交換を評価できる以下の動的モデル<sup>14)</sup>で計算している。

(a) ポンプ揚程を与える式

$$\frac{H}{H_0} = f_{p1}\omega^2 + f_{p2}\omega q + f_{p3}(q - f_{p4}\omega) \left| q - f_{p4}\omega \right| \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

(b) ポンプ回転数を与える式

(c) ポンプトルクを与える式

(d) モータトルク

モータトルク $T_M$ は、ポンプトリップ以前は $T_M=1.0$ 、ポンプトリップ後は $T_M=0.0$ とする。

(e) 二相ポンプモデル

再循環ポンプに入る冷却材が二相状態となった場合のポンプ揚程 $H^*$ は、Aerojet Nuclear Company (ANC) で提唱されたモデルにより、単相時のポンプ揚程 $H_1$ と二相完全劣化時のポンプ揚程 $H_2$ とから、下式で補間して求めている。

$$H^* = H_1 - M(\alpha)(H_1 - H_2) \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

ここで、

H : ポンプ揚程(m)

$H_0$  : ポンプ定格揚程(m)

q : ポンプ流量比( $Q/Q_0$ )

$Q_1$  : ポンプ定格体積流量( $m^3/h$ )

：ボンボ走査体積流量(m<sup>3</sup>/min)

○ : ポンプ回転数(-----)

○ : ポンプ容積回転数(cc/min)

T : ポンプ吐出圧(Bar)

T : 一二二二トナル比(一)

$f_{\infty} \sim f_0$  : ポンプOH特性を与える係数(一)

$f \sim f_0$  : ポンプQ-T特性を与える係数(=)

ポンプ回転数半減時間(s)

t 時間(s)

H<sup>\*</sup> : 二相状態時のポンプ揚程(m)

#### H. 單相時ポンプ揚程(m)

#### H<sub>2</sub>・二相室全密化時のポンプ揚程(m)

$M(\alpha)$  二相雀化係数(=)

$\alpha$  ボイド率(=)

### 2.1.3 リザーバ計算モデル

### (1) リザーバ圧力計算基本式

リザーバについては、各配管からの流出入、ECCSによる注入を考慮して以下の質量バランス、エネルギーバランス式を解いて、熱平衡状態として圧力

を求める。

## ・質量バランス

#### ・エネルギーバランス

$$\frac{dE}{dt} = \sum G_{in} h_{in} - \sum G_{out} h_{out} + Q_{WL} \quad ..... (12)$$

ここで、

M : 系内質量(kg)

E : 系内エネルギー(kcal)

G : 流量(kg/s)

$h$  : エンタルピ(kcal/kg)

Q<sub>WT</sub>

(添字)

in : 流入

### (3) インタードラム肉サブクール水ミキシングモデル

ECCS注水時の挙動は、ウォータドラム内をサブクール相と飽和相に分け、ECCS水を一旦サブクール相に入れる。そのサブクール水が、あるミキシング効率で飽和相と混合するモデルで計算する。

・共ブタニル水ミキシング量 エネルギの計算式

$$\frac{dM_{mix}}{dt} = M_f \frac{A_L}{A} \eta \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

#### ・サブクニル相でのバランス式

$$\frac{dM_{sub}}{dt} = \sum G_{insub} - \beta \sum G_{out} + G_{ECCS} - \frac{dM_{mix}}{dt} \quad ..... (15)$$

$$\frac{dE_{sub}}{dt} = \sum G_{insub} h_{in} - \beta \sum G_{out} h_{sub} + G_{ECCS} h_{ECCS} - \frac{dE_{mix}}{dt} \quad ..... \quad (16)$$

・飽和相でのバランス式

$$\frac{dM_{sat}}{dt} = \sum G_{insat} - (1-\beta) \sum G_{out} + \frac{dM_{mix}}{dt} \quad \dots \dots \dots \quad (17)$$

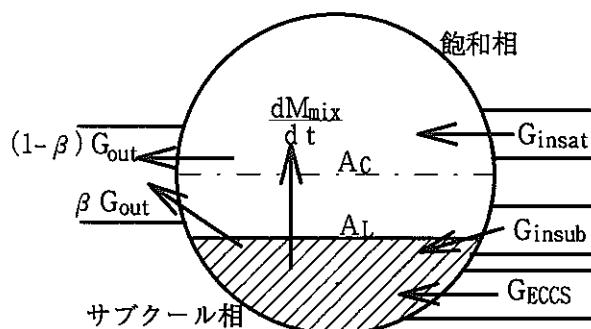
$$\frac{dE_{sat}}{dt} = \sum G_{insat} h_{in} - (1-\beta) \sum G_{out} h_{sat} + Q_{WL} + \frac{dE_{mix}}{dt} \quad \dots \dots \dots \quad (18)$$

ここで、

- $M$  : 質量(kg)
- $E$  : エネルギ(kcal)
- $G$  : 流量(kg/s)
- $h$  : エンタルピ(kcal/kg)
- $t$  : 時間(s)
- $Q_{WL}$  : 壁からの流入熱量(kcal)
- $M_f$  : サブクール水満水時の質量(kg)
- $A_C$  : ウォータードラム中央液面表面積(m<sup>2</sup>)
- $A_L$  : サブクール水液面表面積(m<sup>2</sup>)
- $\eta$  : サブクール水ミキシング効率(1/s)
- $\beta$  : サブクール水の体積割合(—)

(添字)

- |     |               |      |        |
|-----|---------------|------|--------|
| mix | : サブクール水ミキシング | in   | : 流入   |
| sub | : サブクール相      | out  | : 流出   |
| sat | : 鮫相          | ECCS | : ECCS |



#### 2.1.4 下降管水位モデル

中小破断の場合には、蒸気ドラム水位が蒸気ドラム下端以下となった時、下降管部においても連続的に液面が形成されるものと考え、以下のモデルにより下降管液面の位置を計算する。

$$SL_J = \left[ SL_{J-1} \gamma_{J-1} + (G_{RC} - G_{DC}) \frac{\Delta t}{A} \right] \frac{1}{\gamma_J} \quad \dots \dots \dots \quad (19)$$

$SL$  : 下降管液面高さ

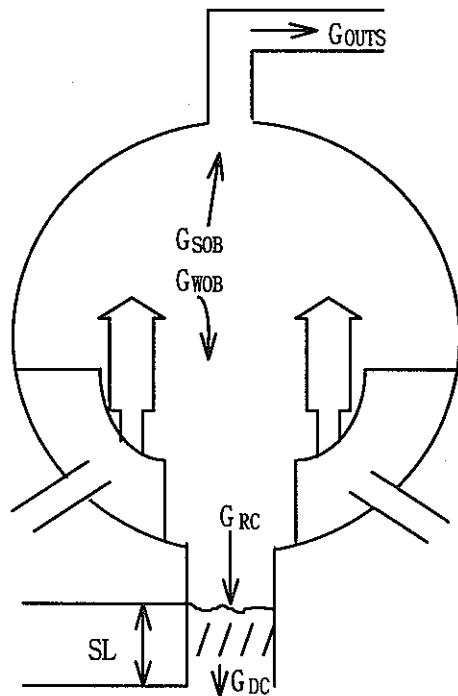
$G_{RC}$  : 下降管に流入する冷却材

$G_{DC}$  : 下降管流量

$\gamma$  : 比重量

$A$  : 下降管流路面積

$\Delta t$  : タイムステップ



### 2.1.5 構造物との熱授受モデル

構造材壁の熱容量計算は、蒸気ドラム部、ウォータードラム部等においては平板1次元のモデルで構造材壁を厚さ方向にノード分割して計算する。また、配管部においては1ノードでモデル化する。

#### (a) 構造材壁熱伝導

$$\nabla K \nabla T = \rho C \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots \dots \dots \quad (20)$$

#### (b) 構造材壁内側境界

$$-K \frac{\partial T(r)}{\partial r} \Big|_{r=r_l} = H \{T_w - T(r_l)\} \quad \dots \dots \dots \quad (21)$$

#### (c) 構造材壁内表面熱伝達率

構造材壁内表面の冷却材との熱伝達率は基本的に、入力データによって設定する。なお、配管部については、初期入力値に対しRe数の0.8乗に比例するモデルとしている。

ここで、

$K$  : 構造材熱伝導率(kcal/ms°C)

$T$  : 温度(°C)

$\rho$  : 構造材比重量(kg/m³)

$C$  : 構造材比熱(kcal/m²°C)

$t$  : 時間(s)

$r$  : 板厚方向距離(m)

(添字)

$w$  : 冷却材

$l$  : 板厚方向最内ノード

### 2.1.6 燃料温度計算モデル

ペレット内熱伝導基本方程式は、ベッセル関数で近似した<sup>15</sup>下記の式を用いている。

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{K_f \mu_l^2}{a^2 \rho_f C_f} (T_f - T_c) = \frac{K_f \mu_l^2}{a^2 \rho_f C_f} \left( \frac{a^2}{8K_f} + \frac{a}{2hg} \right) q \quad \dots \dots \dots \quad (22)$$

燃料被覆管温度基本方程式は、

$$\frac{dT_c}{dt} + \frac{h_f d}{\rho c C_c b (d-b)} (T_c - T_w) = \frac{8a K_f h g}{\rho c C_c b (d-b) (4K_f + ahg)} (T_f - T_c) \dots \dots \dots \quad (23)$$

ここで、

- T : 温度(℃)  
 K : 热伝導率(kcal/ms°C)  
 C : 比热(kcal/kg°C)  
 ρ : 比重量(kg/m<sup>3</sup>)  
 t : 時間(s)  
 q : 出力密度(kcal/m<sup>3</sup>s)  
 h<sub>f</sub> : 燃料被覆管と冷却材の熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s°C)  
 h<sub>g</sub> : ギャップ熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s°C)  
 a : ペレット半径(m)  
 b : 燃料被覆管内半径(m)  
 d : 燃料被覆管外半径(m)  
 μ<sub>1</sub> : ベッセル関数J<sub>0</sub>(x)の正根  

$$\left[ \mu J_1(\mu) = \left( \frac{ahg}{K_f} \right) J_0(\mu) \right] \dots \dots \dots \quad (24)$$
  
 字)  
 f : ペレット                      c : 被覆管  
 w : 冷却材

### 2.1.7 熱出力計算モデル

### (1) 中性子動特性

中性子束Φは、以下に示す即発中性子1群、遅発中性子6群の1点近似中性子動特性方程式を解いて求める。

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{\Delta k - \beta}{\ell} \phi + \sum_{i=1}^6 \lambda_i C_i \quad \dots \dots \dots \quad (25)$$

$$\frac{dC_i}{dt} = \frac{\beta_i}{\ell} \phi - \lambda_i C_i \quad \dots \quad (26)$$

ここで、

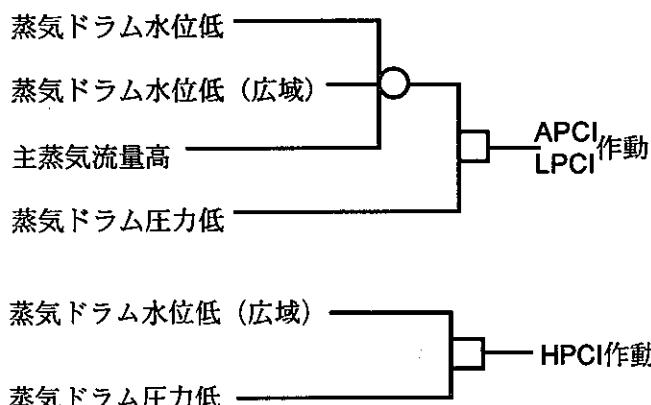
- $\Delta k$  : 全反応度( $\Delta k/k$ )  
 $\beta$  : 遅発中性子割合( $b=Sb_i$ ) (-)  
 $\ell$  : 即発中性子寿命(s)  
 $\lambda_i$  : 遅発中性子先行核崩壊定数( $s^{-1}$ )  
 $C$  : 遅発中性子先行核密度(-)

(2) 崩壞熱

崩壊熱の計算は、核分裂生成物及びアクチニドによるものを考慮し、指針で妥当性が認められたANSI/ANS-5.1-1979に基づいた崩壊熱曲線<sup>16)</sup>を使用する。

## 2.1.8 ECCS計算モデル

ECCSの作動ロジックを以下に示す。ECCSの作動開始時間は、LOTRACで計算される蒸気ドラム圧力等のプロセス量が設定値に達した時点から検出遅れ、弁開放遅れ、ディーゼル起動遅れ、ポンプ起動遅れ等を考慮して計算する。



また、急速注水系（以下APCIという）及び低圧注水系（以下LPCIという）の注水特性の計算は、FLOODと同様に以下の基本式に基づいて行っている。

### • 質量保存則

### • 運動量保存則

$$\frac{L}{gA} \frac{dG}{dt} + \frac{\zeta}{2g\rho A^2} G^2 + \frac{fL/D}{2g\rho A^2} G^2 + \rho \Delta H = P_i - P_o \quad \dots \dots \dots \quad (28)$$

(28)式左辺第1項は慣性項、第2項は局所圧損、第3項は摩擦圧損、第4項は水頭損失であり、右辺は、駆動力となる配管両端の圧力差である。

ここで、

G : 流量(kg/s)

A : 配管流路面積( $m^2$ )

D : 配管内径(m)

$L_1$  : 配管長さ(m)

$\Delta H$ ：配管エレベーション差(m)

$\rho$  : 冷却材比重量( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$P_I$  : 入口压力( $\text{kg}/\text{m}^2$ )

$P_0$  : 出口压力( $\text{kg}/\text{m}^2$ )

$g$  : 重力加速度( $\text{m/s}^2$ )

t : 時間(s)

$\zeta$  : 局所圧損係数(一)

f : 摩擦圧損係数( - )

### 2.1.9 APCI蓄圧器圧力計算モデル

APCIの蓄圧器圧力は、窒素ガスを断熱変化と仮定して下記の状態方程式により計算する。

ここで、

P : ガス圧力( $\text{kg}/\text{m}^2$ )

$P_0$  : 初期ガス圧力( $\text{kg}/\text{m}^2$ )

V : ガス体積(m<sup>3</sup>)

$V_0$  : 初期ガス体積( $m^3$ )

k : 断熱指数(1.4)

### 2.1.10 ターンアラウンド評価モデル

燃料被覆管温度ターンアラウンド開始時間（ECCS水が炉心到達後、蒸発による蒸気冷却効果で燃料被覆管温度が低下し始める時間）及びターンアラウンド後の熱伝達率は、図2-2及び図2-3に示す大洗工学センターでの実験に基づく評価曲線を使用する。

ECCS水が炉心下端到達後のターンアラウンド開始遅れ時間は、下式で求められる。

なお、ターンアラウンド評価式に用いる平均再冠水速度は、下式で求める。

また、ECCS水の炉心下端到達時間( $T_1$ )は、保守側に評価するために入口管内に残存する冷却材を考慮せず下式により求める。

$$v_{IL} = \int_{T_{WP}}^{T_c} G_{EC} dt \quad \dots \dots \dots \quad (32)$$

次に、ターンアラウンド後の熱伝達率は、下式で求める。

ここで、

- |            |  |
|------------|--|
| $T_t$      | : ターンアラウンド開始遅れ時間(s)  |
| $h_m$      | : ターンアラウンド後の熱伝達率( $\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ) |
| $v_a$      | : 平均再冠水速度(m/s)   |
| $V_{IL}$   | : 入口管及び下部延長部体積( $\text{m}^3$ )                                     |
| $G_{EC}$   | : 実効ECCS流量( $\text{m}^3/\text{s}$ )                                |
| $T_c$      | : ECCS水の炉心下端到達時間(s)  |
| $T_{WD}$   | : ウォータドラム満水時間(s)   |
| $V$        | : 炉心部でのECCS水体積( $\text{m}^3$ )                                     |
| $A$        | : 炉心流路面積( $\text{m}^2$ )   |
| $\Delta t$ | : 炉心にECCS水が到達してからの時間(s)  |

### 2.1.11 プラント制御系モデル

LOTRAC では、図 2-4 に示すように、以下のプラント制御系の動作を考慮することができる。これらの制御系の応答は、伝達関数を用いて計算する。

(a) 給水制御系

給水制御系は、高出力時においては、蒸気ドラムの水位を一定に保持すべく蒸気ドラム水位、蒸気流量及び給水流量の3要素により、給水調整弁の開度を制御する。また、低出力時においては、蒸気ドラム水位の1要素により低流量給水調整弁の開度を制御する。

### (b) 壓力制御系

圧力制御系は、タービン入口圧力を一定に保持すべくタービン加減弁及びバイパス弁の開度を制御する。

## 2.2 HEATUPコード

### 2.2.1 燃料温度計算モデル

(a) 燃料要素熱伝導

(b) 燃料外側境界

$$-\left. K_F \frac{\partial T_F(r)}{\partial r} \right|_{r=r_{NT}} = H_F \{T_F(r_{NT}) - T_w\} + R \quad \dots \dots \dots \quad (35)$$

ここで、

K : 热传导率(kcal/ms°C)

T : 温度(°C)

O : 発熱量(kcal/m<sup>3</sup>s)

$\rho$  : 比重量( $\text{kg/m}^3$ )

C : 比熱(kcal/m<sup>2</sup>°C)

$t$  : 時間(s)

H · 热伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s °C)

R · 輻射伝熱量(kcal/m<sup>2</sup>s)

r · 半徑方向距離(m)

(添字)

## 四、燃料要素

W · 冷却材

#### NT・半径方向最外ノード

### 2.2.2 対流熱伝達率計算モデル

対流熱伝達率は、各沸騰状態毎に表2-1に示す式により計算する。

### 2.2.3 ドライアウト評価モデル

### (a) 限界出力比計算モデル

限界出力比は、大洗工学センターにおける実物大規模燃料集合体での実験に基づく限界熱流束相関式<sup>17)</sup>を用いて算出する。

### (b) 水位低下時ドライアウト評価モデル

スクラム後、自然循環状態で冷却材水位が低下した場合の燃料表面のドライアウト判定は、図 2-5 に示す大洗工学センターにおける自然循環試験結果<sup>18), 19)</sup>を踏まえ、保守側に蒸気ドラム広域水位（下降管部のコラプラス水位）が炉心上端位置まで低下した時点とする。

上記の実験の概念を図2-6に示す。実験には、大洗工学センターにあるATRの再循環系を実規模で模擬した実験装置を用いた。本装置は二相流となる管路や燃料集合体ヒータの寸法、発熱分布等、実機を模擬している。水位は、蒸気ドラムとウォータドラム間の水頭を計測し、ドライアウトは各々のヒーターピンの軸方向に設けた熱電対で検出した。冷却材

は飽和状態で供給し、ドライアウトが発生する冷却材水位とチャンネル発熱量の関係を、圧力をパラメータに測定した。

図2-5に各チャンネル発熱量Q(MW)における発熱部上端位置を基準にしたドライアウト発生の冷却材水位H(m)を示す。ドライアウト発生の冷却材水位は、出力が高いほど、また圧力P(MPa)が低いほど、低くなる傾向を示す。すなわち、燃料は、発熱による沸騰によって上昇している液位が燃料集合体上端にある限りドライアウトしないため、図2-6に示すよう、冷却材水位が燃料集合体の発熱部上端位置よりも低くなっても、燃料は冷却できる。

なお、ドライアウトは炉心上端より開始するが、安全評価では、冷却材水位が炉心上端に達した時点でホットテストポイントでもドライアウトが生じるとした保守的な扱いをしている。

#### 2.2.4 ギャップ熱伝達率計算モデル

Ross & Stouteの式より、ギャップ熱伝達率は次式<sup>20)</sup>で表わされる。

$$h_r = \phi_i \frac{\sigma_B \{ (T_{fo} + 273.15)^4 - (T_{ci} + 273.15)^4 \}}{\left\{ \frac{A_f}{A_c} \left( \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon_f} - 1 \right) + 1 \right\} (T_{fo} - T_{ci})} \quad \dots \quad (38)$$

$$h_f = \phi_2 \frac{K_f}{C(R_1 + R_2) + (g_1 + g_2) + D_{GAP}} \quad \dots \dots \dots \quad (39)$$

$h_g$  : ギャップ熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s°C)

$h_s$  : 接触熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s°C)

$h_r$  : 輻射熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s °C)

$h_f$  : ギャップガス熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup>s°C)

A : 固体-固体接触熱伝達係数(kcal/kg s °C)

$P_c$  : ペレットと燃料被覆管の接触圧( $\text{kg}/\text{m}^2$ )

$\sigma_p$  : ステファンボルツマン定数(=)

$A_s$  : ペレット表面積( $m^2$ )

A : 燃料被覆管內表面積( $m^2$ )

### ：ペレット表面熱輻射率(一)

：燃料被覆管內表面熱輻射率

$T_s$  : ペレット表面温度(°C)

$T_{ci}$  : 燃料被覆管内表面温度(℃)  
 $\phi_1$  : 輻射熱伝達率補正係数(—)  
 $\phi_2$  : ギャップガス熱伝達率補正係数(—)  
 $K_f$  : ギャップガス熱伝導率(kcal/ms°C)  
 $C(R_1+R_2)$  : 燃料と燃料被覆管の表面のあらさの和を補正したもの(m)  
 $(g_1+g_2)$  : 燃料と燃料被覆管での温度ステップ厚さの和(m)  
 $D_{GAP}$  : 半径方向のギャップサイズ(m)

### 2.2.5 バルーニング、パフォレーション判定モデル

パフォーマンスの判定は、図2-7に示すような軽水炉の試験データ<sup>21), 22)</sup>に基づいて行う。

ある燃料被覆管円周方向応力に対して、燃料被覆管温度がパーフォレーション温度を越えると、パーフォレーションが生ずる。

バルーニングは、ある燃料被覆管円周方向応力に対するパフォレーショ  
ン温度より $200^{\circ}\text{ F}$ 低い燃料被覆管温度で起り始めるものとする。

なお、パフォーマンス判定として、軽水炉のデータを使用している。これは、ATRの燃料被覆管は材質、形状ともにBWRと殆ど同じであること、また図2-8に示すように動力炉・核燃料開発事業団で実施したATR燃料被覆管を用いたパフォーマンス炉外評価試験の結果においても軽水炉の試験データと大きな違いがないことから、軽水炉のパフォーマンスデータが使用可能と判断したためである。

円周方向応力は、(40)式により求める。

ここで、

$\sigma$  : 円周方向応力(kg/mm<sup>2</sup>)

D : 燃料被覆管内径(mm)

t : 燃料被覆管厚さ(mm)

$\Delta P$ ：燃料被覆管内圧と冷却材圧力の差圧(kg/mm<sup>2</sup>)

### 2.2.6 水-金属反応計算モデル

金属-水反応はBaker-Justの式<sup>5)</sup>に基づいて次の式で計算する。

$$W_{Zr}^2 = K_{wo} t \exp\left(\frac{-Q_w}{RT}\right) \quad \dots \dots \dots \quad (41)$$

ここで、

$W_{Zr}$  : 酸化Zr重量(g/cm<sup>2</sup>)

t : 時間(s)

R : ガス定数(cal/molK)

T : 燃料被覆管の温度(K)

$K_{w0}$  : 反応速度定数( $\text{g}^2/\text{cm}^4\text{s}$ )

$Q_w$  : 発熱量(cal/mol)

また、単位時間当たりの発熱量は(42)式で与えられる。

ここで、

$$Q_{ZrO} : Zr\text{の反応熱} = 1560 \text{ kcal/kg}$$

## 2.2.7 热輻射計算モデル

輻射伝热量は、チャンネル内の燃料要素と圧力管の間について考慮する。

$$A_i B_i = \sigma A_i \varepsilon_i \{T_i(r_z, Z)\}^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j \neq i} A_j F_{ji} B_j \quad \dots \dots \dots \quad (43)$$

(43)式から表面からの正味放射熱は次式で与えられる。

$$R_i = \frac{1}{A_i} \left[ \sigma A_i \epsilon_i \{ \Gamma_i(r_z, Z) \}^4 - \epsilon_i \sum_{j=1}^n A_j F_{ji} B_j \right] \quad \dots \dots \dots \quad (44)$$

ここで、

A : 表面積( $m^2$ )

## F : アングルファクタ(一)

T : 絶対温度(K)

$\sigma$  : ステファンボルツマン定数( $\text{kcal}/\text{m}^2\text{sK}^4$ )

$\epsilon$  : 輻射率(-)

$R$  : 正味の熱輻射密度(kcal/m<sup>2</sup>s)

B : 全輻射密度(kcal/m<sup>2</sup>s)

チャンネル断面形状モデルは、図1-3に示すとおりである。

なお、燃料被覆管及び圧力管の輻射率は0.7を使用している。動力炉・核燃料開発事業団における輻射率測定試験によれば、輻射率は0.8程度となる結果が得られている。0.7を使用することは、燃料要素からの放熱を小さく計算することになるため、保守側の評価となる。

### 3. 破断模擬実験

#### 3.1 実験装置

実験は、動力炉・核燃料開発事業団大洗工学センタにある ATR 安全性実験装置を用いて行った。実験装置は、図 3-1 に示すように、蒸気ドラム、ウォータードラム、圧力管、入口管、出口管、再循環ポンプ、逆止弁等から構成されている。圧力管は実寸で出来ており、電気間接加熱方式の実物大模擬燃料集合体が挿入されている。模擬燃料集合体は 6 体あり、そのうち 5 体が出力 200kW の低出力模擬燃料集合体で崩壊熱出力を模擬できる。残りの 1 体は高出力模擬燃料集合体で定格運転時の出力からスクラム後の崩壊熱にいたるまでの出力変化を模擬できる。また、実験装置には、ECCS として急速注水系 (APCI) 、高圧注水系 (HPCI) 及び低圧注水系 (LPCI) が設置されている。

破断は、ラプチャディスクを破断させることにより模擬する。試験ループでは、各部圧力、差圧、温度、水位、タービンフローメータによる各チャンネル入口流量等を計測する。

約 60 万 kW<sub>e</sub> 級 ATR プラントを対象とした時の主要な構成機器の仕様を以下に示す。

##### (1) メインループ

実験装置は表 3-1 に示すような電気式温水ボイラで、約 60 万 kW<sub>e</sub> 級 ATR プラントに対して容積比が約 1/20 のスケールで模擬されている。運転圧力及び温度については、プラントと同一の条件で運転ができるようになっている。蒸気ドラム、ウォータードラム等は約 1/20 スケールであるが、圧力管と燃料集合体（電気ヒーター）は実寸で製作されており、特に炉心部における熱流動挙動の模擬性を高くしている。図 3-2 に、実験に使用したループのフローシートを示す。同図に示すように、ATR プラントの主要な機器は全て設置されており、特に配管中の流動抵抗の大きな逆止弁、燃料体及びシールドプラグについては実機の形状を模擬している。ウォータードラムの入口には、ATR プラントを模擬して 2 基の逆止弁が設置されている。

##### (2) 圧力管

圧力管は図 3-3 に示すように、内径、全長とも実寸で製作されており、次に述べる模擬燃料体と組合わすことにより、クラスタ内流路形状を完全に模擬できるようになっている。

##### (3) 模擬燃料体および電源

模擬燃料体は最高 6000kW の発熱が可能であり、約 60 万 kW<sub>e</sub> 級 ATR プラント

の最大チャンネル出力（4800kW）や事故時の出力上昇も模擬できるようになっている。模擬燃料体の構造は、被覆管内に絶縁材が充填された間接加熱の電気ヒータである。図3-4に示すように、軸方向出力分布は、約60万kWe級ATRプラントの出力分布を5ステップで模擬し、断面方向の出力分布については、サイリスタ制御電源（交流400V、外周3300kW、中周2000kW、内周700kW）によって外層、中間層及び内層ピンがそれぞれ独立に出力制御ができるようになっている。また、ガドリニア添加ピンの出力についても独立に出力制御できる。出力の制御は計算機によって行ない、破断後の出力上昇やスクラム後の出力低下をプラントの特性に従って任意に制御できる。

また、軸方向温度分布測定のために、図3-5に示すように174点のクロメル-アルメル熱電対を軸方向6断面のヒータピンの表面に取り付けてある。

低出力の模擬燃料体（200kW×5体）は、軸方向及び断面方向ともに一様発熱分布である。

#### (4) 再循環ポンプ

実機の再循環ポンプはフライホイールによりコストダウンするが、実験装置の再循環ポンプはフライホイールを装備していない。この挙動を模擬するために、実験装置の再循環ポンプは、モータの駆動電源を周波数制御することにより、任意のポンプ回転数半減時間を選定できるようになっている。

#### (5) 急速注水系（APCI）

注水量は、以下に示すように、約60万kWe級ATRプラントと実験装置の容量比（20：1）から、

$$45\text{m}^3 \text{ (約60万kWe級ATRプラントの注水量)} \times \frac{1}{20} = 2.25\text{m}^3$$

とした。

窒素ガス初期圧力は75kg/cm<sup>2</sup>とした。蓄圧器とウォータドラム間の配管については、注水時の圧力損失が流量約120m<sup>3</sup>/hで差圧35kg/cm<sup>2</sup>になる様に、注水配管に設置されている手動弁（V4-103）の開度を調整した。

また、蓄圧器の水温は、50℃に昇温した。

#### (6) 高圧注水系（HPCI）

注水流量は、約60万kWe級ATRプラントと実験装置の体積比（20：1）とした。約60万kWe級ATRプラントの高圧注水ポンプと実験装置のポンプではQ-H特性が異なるので、減圧過程までも含めた模擬は困難である。このため、プラントの注水点でのQ-H特性が70kg/cm<sup>2</sup>gの条件で一致するように、注水配管に設

置されている手動弁（V10-401）を調整して  $12\text{m}^3/\text{h}$  に設定した。

## (7) 実験計測

温度は非接地のシース型クロメルーアルメル熱電対を、圧力と差圧は歪ゲージ圧力計を、流量はタービン流量計を用いた。表 3-2～3-3 に計測点一覧を示す。サンプリング速度は、温度については  $10\text{Hz}$  で、圧力、流量、差圧等については  $50\text{Hz}$  である。温度はクロメルーアルメル熱電対の出力を JIS の起電力表に従って温度換算し、その他のデータはそれぞれのセンサーの校正值に基づいて工業値変換した。差圧については、 $70\text{kg/cm}^2\text{g}$  の圧力で再循環ポンプを停止した条件でゼロ点調整しているので、測定した値は検出座間の  $70\text{kg/cm}^2\text{g}$  の飽和水の水頭圧を差し引いたものになっている。

## 3.2 実験条件及び実験方法

### 3.2.1 実験条件

約 60 万 kWe 級 ATR プラントを対象とした中小破断事故模擬実験の実験条件を以下のとおり設定した。

#### (1) 冷却材条件

実験の冷却材条件は下表に示すような幅に入っており、プラント条件をほぼ完全に模擬した。

冷却材条件	プラント条件	実験条件
蒸気ドラム圧力( $\text{kg}/\text{cm}^2\cdot\text{g}$ )	70.2	$70 \pm 2\%$
圧力管入口温度(°C)	274	$274 \pm 3\%$
圧力管入口流量(kg/s)	8.5	$8.5 \pm 5\%$

#### (2) 破断口径

最大破断口径は 6 インチ（100%破断）とした。根拠は、以下に示すように実機の最大破断面積 ( $0.256\text{m}^2$ ) に、プラントと実験装置の体積比 (20 : 1) 及び実験解析の結果からの最適値である放出係数 (0.65) を考慮して求めた。

$$0.256(\text{m}^2) \times \frac{1}{20} \div 0.65 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$
$$D = 0.158(\text{m}) \approx 6(\text{インチ})$$

### (3) チャンネル数

チャンネル数は、実験装置が有する 6 チャンネルを全て使用し、

高出力チャンネル（最大 6MW） 1 ch

低出力チャンネル（最大 200kW） 5 ch

の構成とした。

### (4) チャンネル出力

中小破断実験では高出力チャンネルについても 200kW 一定とし、低出力チャンネルの 5 チャンネルを含め、全 6 チャンネル 200kW 一定とした。

### (5) 再循環ポンプ

再循環ポンプは、破断と同時に、10 秒の回転数半減時間でコーストダウンさせることにより、コーストダウンから自然循環冷却への移行過程を模擬した。

### (6) ECCS

ECCS は、下降管水位低（-5.3 m）で HPCI を蒸気ドラムに、蒸気ドラム圧力 40kg/cm<sup>2</sup>g で APCI をウォータードラムに注水した。

## 3.2.2 実験方法

次の様な手順で実験を実施した。

### (1) 昇温・昇圧

実験ループは、加熱模擬燃料体（高出力チャンネル + 200kW × 5 体）を用いて実験条件まで昇温・昇圧する。また、蓄圧器は、冷却水を張った後、約 50°C まで昇温し、窒素ガスで加圧する。

### (2) 実験開始

蒸気ドラム圧力を  $70 \pm 1 \text{ kg/cm}^2$  に設定した後、蒸気ドラム圧力、チャンネル流量等の条件設定を確認し、実験を開始する。

### (3) 破断および過渡変化

ラプチャディスク破断後、再循環ポンプのコーストダウン制御を開始する。

ECCS の作動は、圧力と水位を監視しながら手動にて行う。

### (4) 実験終了

ドライアウトした被覆管温度が全てクエンチして系内の状態が安定する等、実験目的の達成を確認した後、模擬燃料体の電源を切り実験を終了する。

### 3.3 実験結果

下降管小破断及び主蒸気管小破断実験結果を以下に示す。

#### 3.3.1 下降管小破断実験

下降管小破断実験におけるプラントプロセス量の経時変化を図 3-6 に示す。

HPCI が注入されると、HPCI による冷却水の注入に加えて、減圧沸騰によって炉心および配管内にボイドが発生し、冷却材が蒸気ドラムに集められるため、蒸気ドラム水位は回復する。一方、燃料体は、下降管水位が低下した後に、チャンネル内の冷却水が無くなつてわずかにドライアウトする。その後、APCI の注水によってウォータドラム内の蒸気が凝縮され、フラッシングがなくなり、ウォータドラムと蒸気ドラム間差圧が減少し、冷却水の炉心への供給が不足し、燃料体は本格的にドライアウトする。しかし、すぐに ECCS 水が炉心に到達してクエンチする。その後、冷却水が蒸気ドラムに達して蒸気ドラム水位が更に上昇している。

炉心発熱部の水位変化を図 3-7 に示す。同図に示すように、発熱部の水位は、下降管水位が炉心発熱部上端に達する 100 秒前後においても、発熱長の 1/3 程度あり、燃料体がドライアウトするのは、冷却材が更に喪失して発熱部上下差圧（水位）が殆ど無くなる 150 秒前後である。

#### 3.3.2 主蒸気管小破断実験

主蒸気管小破断の実験結果を図 3-8 に示す。主蒸気管小破断では、蒸気ドラム水位が破断後上昇するのが特徴である。図 3-8 に示すように APCI の注入で入口管流量が短時間逆流となるが、ウォータドラム内の凝縮が少なく、逆流流量が少ないためドライアウトしない。その後、APCI 注水によって燃料が冷却されるため、全ての過程で燃料体はドライアウトしない。

## 4. 実験解析

### 4.1 実験解析モデル

今回の解析は、2章で述べた設計に使用されているモデルや相関式と同一のものを用いて実施した。なお、放出係数については、実験解析の結果からの最適値を用いた。LOTRACにおけるプラントのノード分割は、図4-1に示す通りである。

### 4.2 下降管小破断実験解析

3.3.1節に示した下降管小破断実験の実験解析を実施した。解析結果を以下に示す。

#### 4.2.1 热水力挙動解析(LOTRAC)

蒸気ドラム圧力変化を図4-2に示す。破断後110秒から圧力が急減しているのはHPCIの注水による。解析による蒸気ドラム水位変化については、図4-3に示すように、蒸気ドラム水位の低下速度や蒸気ドラム水位のなくなる時刻を良く再現している。下降管水位については、図4-4に示すように、HPCI注水による水位回復は再現できていないが、蒸気ドラム水位がなくなった後の急速な低下はほぼ再現できている。炉心入口流量については、図4-5に示すように、再循環ポンプのコーストダウンによる炉心流量低下や、炉心水位が低下して自然循環が確保できなくなる様子を良く再現している。また、解析によるHPCI及びAPCIの注水流量も、図4-6、図4-7に示すように、実験を良く再現している。

#### 4.2.2 燃料温度解析(HEATUP)

被覆管温度変化の解析結果を図4-8に示す。下降管水位が低下して自然循環が確保できなくなっても、実験ではすぐにはドライアウトしない。一方、解析では炉心上端水位でドライアウトさせているため、解析のPCTは実験よりも温度が高く、十分保守側の値となっている。

### 4.3 主蒸気管小破断実験解析

3.3.2節に示した主蒸気管小破断実験の実験解析を実施した。解析結果を以下に示す。

#### 4.3.1 热水力挙動解析(LOTRAC)

蒸気ドラム圧力については、図4-9に示すように、解析は実験をほぼ再現している。蒸気ドラム水位については、図4-10に示すように、解析はAPCI注水時に急低下しているが、破断後の水位上昇をほぼ再現している。また、下降管水位についても、図4-11に示すように、解析は実験をほぼ再現している。炉心入口流量変化は、図4-12に示すように、再循環ポンプコーストダウンによる流量低下

など全体的な傾向を再現している。HPCI 及び APCI の注水流量変化についても、図 4-13 及び図 4-14 に示すように、解析は実験をほぼ再現している。LOTRAC による被覆管温度変化を図 4-15 に示す。被覆管温度の解析結果は、APCI 水が炉心に到達して温度低下が開始する時刻をほぼ再現している。

#### 4.3.2 燃料温度解析(HEATUP)

実験では燃料はドライアウトしておらず、また LOTRAC の解析結果も炉心水位（下降管水位）が炉心上端に達する前に、APCI 水が炉心に到達していることから、HEATUP による解析は不要である。

## 5.まとめ

ATRの冷却材喪失事故を模擬した下降管小破断実験及び主蒸気管小破断実験の解析を、冷却材喪失事故解析コード・システム（LOTRAC/ HEATUP）を用いて実施した。その結果、ATRの設計で用いている中小破断事故解析手法は、破断時の熱水力現象をほぼ再現できると共に、被覆管最高温度を適切な保守性で解析できることが確認された。

## 6. 参考資料

- (1) F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type" Publications in Engineering, University of California, Berkeley (1930)
- (2) W. H. Jens and P. A. Lottes, "Analysis of Heat Transfer, Burnout, Pressure Drop, and Density Data for High Pressure Water" USAEC Report ANL-4627 (1951)
- (3) S. Sugawara, "Post Dryout Heat Transfer of an ATR 36-Rod Bundle" Proc. of NUPTHO-2, Tokyo, Japan (1986)
- (4) D. M. McEligot, P. M. Magee, and G. Leppert, "Effect of Large Temperature Gradients on Convective Heat Transfer" Transactions of ASME (1965)
- (5) L. Jr. Baker and L. C. Just, "Studies of Metal-Water Reactions at High Temperatures-III" ANL-6548 (1962)
- (6) R. E. Henry and H. K. Fauske, "The Two-Phase Critical Flow of One-Component Mixtures in Nozzles, Orifices, and Short Tubes" Transactions of ASME (1971)
- (7) 小笠原英雄、"二相流臨界流の理論" 日本機械学会論文集 31巻 225号 (1965)
- (8) F.J.Moody, "Maximum Flow Rate of a Single Component, Two-Phase Mixtures" Transactions of ASME (1965)
- (9) S.Sugawara, "Steam-Water Void Fraction for Vertical Vp Flow in a 73.9mm Pipe" Int. Journal of Multiphase Flow (1984)
- (10) S.L.Smith, "Void Fractions in Two-Phase Flow: a Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model" Proc. Inst. Mech. Engrs. (1969-70)
- (11) 日本機械学会編 機械工学便覧 8-11 (1977)
- (12) J. R. S. Thom, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water" Int. J. Heat Mass Transfer (1964)
- (13) R. C. Martinelli and D. B. Nelson, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water" Transactions of ASME (1948)
- (14) K. V. Moore and W. H. Rettig, "RELAP4-A Computer Program for Transient Thermal-Hydraulic Analysis" ANCR-1127, Aerojet Nuclear Company, December (1973)
- (15) 日本機械学会編 伝熱工学資料 改訂第4版 1.3節 (1991)
- (16) "American National Standard for Decay Heat Power in Light Water Reactors" ANSI/ANS-5.1 (1979)
- (17) 菅原悟、"ATR燃料開発に関する伝熱流動研究" 日本機械学会第68期全国大会講演論文集 Vol.C (1990.9)
- (18) 速水義孝、菅原悟、望月弘保、"ATR熱流動解析" 日本原子力学会 Vol.31、No. 12 (1989)
- (19) 望月弘保、山本佳彦、速水義孝、"低水位時のドライアウト現象" 日本原子力学会(1988)

- (20)植松真一、中島靖雄、菊池圭一他、“ATR実証炉燃料設計手法について” 動燃  
技報 No.87 (1993.9)
- (21)M. F. Osborne, "The Effect of Irradiation on the Failure of Zircaloy-Clad Fuel Rods"  
ORNL-3626 (1972)
- (22)F. A. Schraub et al., "Fuel Rod Failures During Simulated Loss-of-Coolant Conditions"  
APED-5479 (1968)

表2-1 対流熱伝達率計算モデル

沸騰状態	モデル	式
未飽和単相 強制対流	Dittus-Boelter <sup>1)</sup>	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ $H_F = Nu \frac{\lambda}{D_e}$
強制対流核沸騰	Jens-Lottes <sup>2)</sup>	$\Delta T_s = 0.82 q^{1/4} e^{-P/63}$ $H_F = \frac{q}{\Delta T_s} = \frac{1}{0.82} q^{3/4} e^{P/63}$
強制対流膜沸騰	HTL <sup>3)</sup>	$Nu = 0.02 Pr_w^{0.4} \left[ Re_g \left\{ x + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1-x) \right\} \right]^{0.8}$ $+ 0.63 u_g^{1/2} \rho_g h_{lg} \left( \frac{1-x}{x} \right) \frac{1}{\Delta T_s}$ $H_F = Nu \frac{\lambda_g}{D_e} \times 0.8$
蒸気単相強制対流	McEligot <sup>6)</sup>	$Nu = 0.021 Pr_b^{0.4} Re_b^{0.8} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$ $H_F = Nu \frac{\lambda_g}{D_e}$

変数 $H_F$	: 熱伝達率	(kcal/m <sup>2</sup> h°C)	$Nu$ : ヌッセルト数
$\lambda$	: 熱伝導率	(kcal/mh°C)	$Re$ : レイノルズ数
$D_e$	: 流路等価直径	(m)	$Pr$ : プラントル数
$q$	: 表面熱流束	(kcal/m <sup>2</sup> h)	$T$ : 温度 (K)
$\Delta T_s$	: 冷却材と壁の温度差	(°C)	
$P$	: 壓力	(kg/cm <sup>2</sup> )	添字 $g$ : 鮎和蒸気
$x$	: クオリティ	(—)	$l$ : 鮎和水
$u$	: 流速	(m/s)	$b$ : 冷却材
$h_{lg}$	: 蒸発潜熱	(kcal/kg)	$w$ : 壁

表3-1 実験装置基本仕様

最 高 使 用 壓 力	84kg/cm <sup>2</sup> G	
最 高 使 用 溫 度	298°C	
冷 却 材	純 水	
蒸 気 ド ラ ム	寸 法	φ 1525 <sup>ID</sup> × t65 × 4827 <sup>L</sup>
	容 積	8.05m <sup>3</sup>
ウォータドラム	寸 法	φ 387.4 <sup>ID</sup> × t34.9 × 4040 <sup>L</sup>
	容 積	0.47m <sup>3</sup>
入 口 管	口 径	2.5B (内径63.2mm)
出 口 管	口 径	3 B (内径74.0mm)
压 力 管	内 径	117.8mm
ク ラ ス タ	ピ ン 本 数	36本
	ピ ン 外 径	14.5mm
	タイロッド本数	1本
	タイロッド外径	14.5mm
	流 路 面 積	4786mm <sup>2</sup>
	有 効 発 热 長	3700mm
發 热 量	6000kW × 1体	
	200kW × 5体	

表3-2 測定箇所一覧表(1)

項目	記号	測定値	メーカー	型式	レンジ	精度	備考
圧力	PRT-6	蒸気ドラム	共和電業	PGM-100KE	100kg/cm <sup>2</sup>	±0.5%	大気圧、蒸気ドラム満水の条件下でゼロバランスを取って測定した値
	PRT-3-8	ウォータードラム					
	PRT-LW	高出力チャンネル(下端)					
	PRT-UP	高出力チャンネル(上端)					
	PRT-IN	高出力チャンネル(入口)					
	PRT-RCP	R C P 出口					
	PRT-CV1	逆止弁間					
	PRT-AC	A P C I 圧力					
差圧	DRT-3	高出力チャンネル(上一下間)	SSK	DP GX	10kg/cm <sup>2</sup>	±0.5%	70kg/cm <sup>3</sup> Gの飽和水の初期静水頭圧力を含まない値
	DRT-3-1	No. 1 圧力管(上一下間)					
	DRT-3-2	No. 2 圧力管(上一下間)					
	DRT-3-3	No. 3 圧力管(上一下間)					
	DRT-3-4	No. 4 圧力管(上一下間)					
	DRT-3-5	No. 5 圧力管(上一下間)					
	DRT-SW	蒸気ドラムーウォータードラム間					
	DRT-SD	蒸気ドラム(上一下間)					
流量	FRT-2	高出力チャンネル入口	トキコ	FLP0547	±40m <sup>3</sup> /h	±2%	タービン流量計による測定値
	FRT-3-1	No. 1 圧力管入口					
	FRT-RCP	再循環ポンプ出口					
	FRT-AC	A P C I 流量					
	FRT-HP	H P C I 流量					
水位	LR-102	下降管水位	富士電機	FFF 35W	15m	±0.5%	常温水校正
	LR-101	蒸気ドラム水位					
温度	TRT-1	蒸気ドラム(蒸気部)	助川電気	K(CA)	500°C	0.75級	クロメルーアルメル熱電対の出力をJISの起電力表に基づいて温度変換した値
	TRT-2	蒸気ドラム(水部)					
	TRT-WD1	ウォータードラム(入口管破断口側)					
	TRT-WD2	ウォータードラム(中央部)					
	TRT-WD3	ウォータードラム(ECCSノズル部)					
	TRT-3-1	No. 1 圧力管入口					
	TRT-3-2	No. 1 圧力管出口					
	TRT-N-1	高出力チャンネル出口					

表3-3 測定箇所一覧表(2)

項目	記号	測定値	メーカー	型式	レンジ	精度	備考
温度	TRT-N-2	高出力チャンネル(出口)	助川電気	K(CA)	500°C	0.75級	クロメルーアルメル熱電対の出力をJISの起電力表に基づいて温度変換した値
	TRT-N-3	高出力チャンネル(発熱部上端)		〃	〃	〃	
	TRT-N-4	高出力チャンネル(発熱部中央)		〃	〃	〃	
	TRT-N-5	高出力チャンネル(発熱部下端)		〃	〃	〃	
	TRT-N-1N	高出力チャンネル(入口)		〃	〃	〃	
	TRT-AC	A P C I注水温度		〃	〃	〃	
	TRT-HP	H P C I注水温度		〃	〃	〃	
	TRT-P-1	圧力管外表面(発熱部下端)		〃	〃	〃	
	2			〃	〃	〃	
	3			〃	〃	〃	
	4			〃	〃	〃	
	TRT-P-5	圧力管外表面(発熱部1/4高さ)		〃	〃	〃	
	6			〃	〃	〃	
	7			〃	〃	〃	
	8			〃	〃	〃	
	TRT-P-9	圧力管外表面(発熱部中央部部中央)		〃	〃	〃	
	10			〃	〃	〃	
	11			〃	〃	〃	
	12			〃	〃	〃	
	TRT-P-13	圧力管外表面(発熱部3/4高さ)		〃	〃	〃	
	14			〃	〃	〃	
	15			〃	〃	〃	
	16			〃	〃	〃	
	TRT-P-17	圧力管外表面(発熱部上端)		〃	〃	〃	
	18			〃	〃	〃	
	19			〃	〃	〃	
	20			〃	〃	〃	
出力	QRT-H0	全出力	横河電気	2885	6000kW	±0.5%	
	QRT-H1	内層		〃	700kW	〃	
	QRT-H2	中間層		〃	2000kW	〃	
	QRT-H3	外層		〃	3300kW	〃	
	QRT-H4	ガドリピン		〃	1000kW	〃	
回転数	RPM-1	再循環ポンプ	富士電機	—	3000RPM	±1.5%	

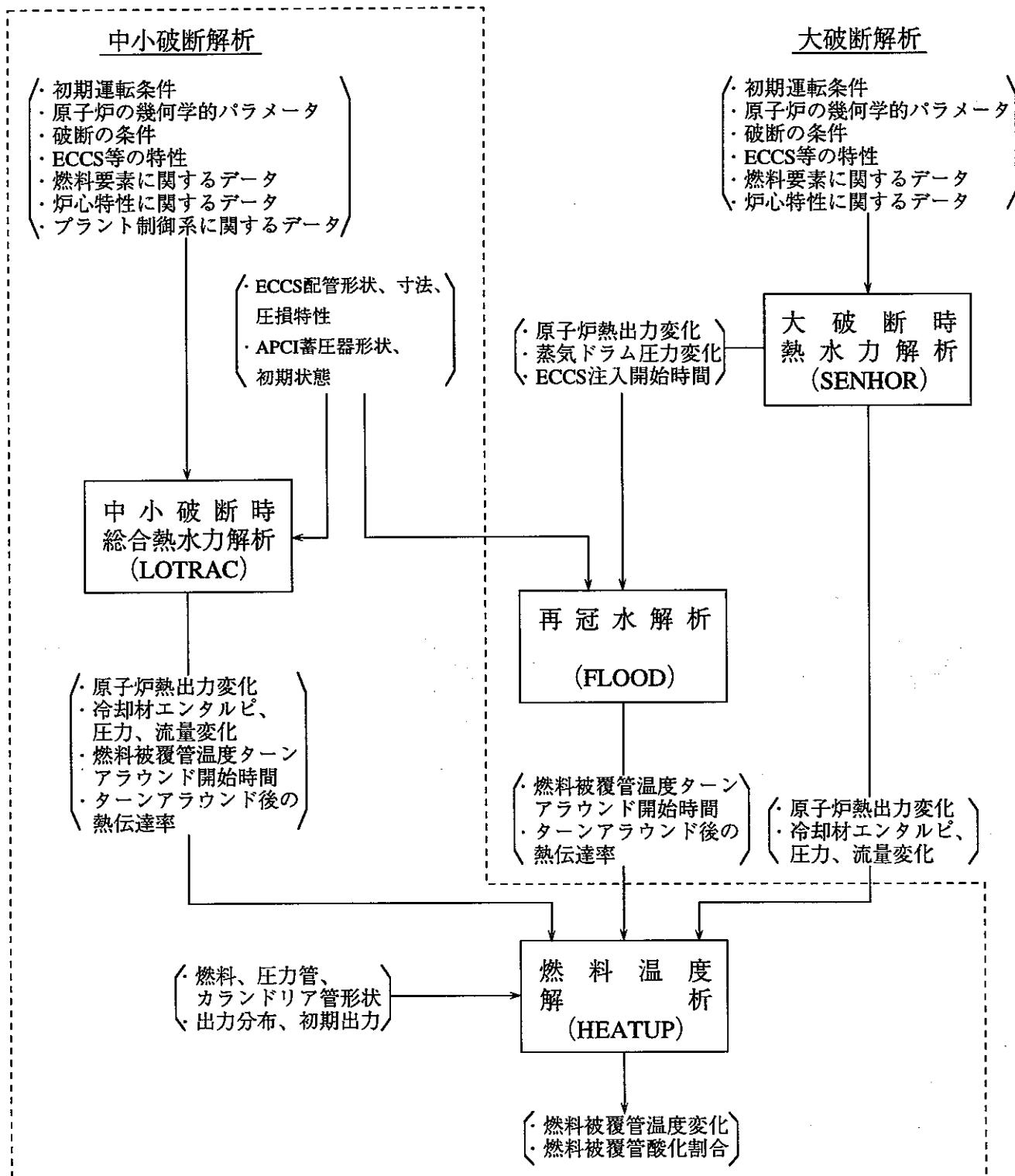


図1-1 LOCA 解析コードフロー

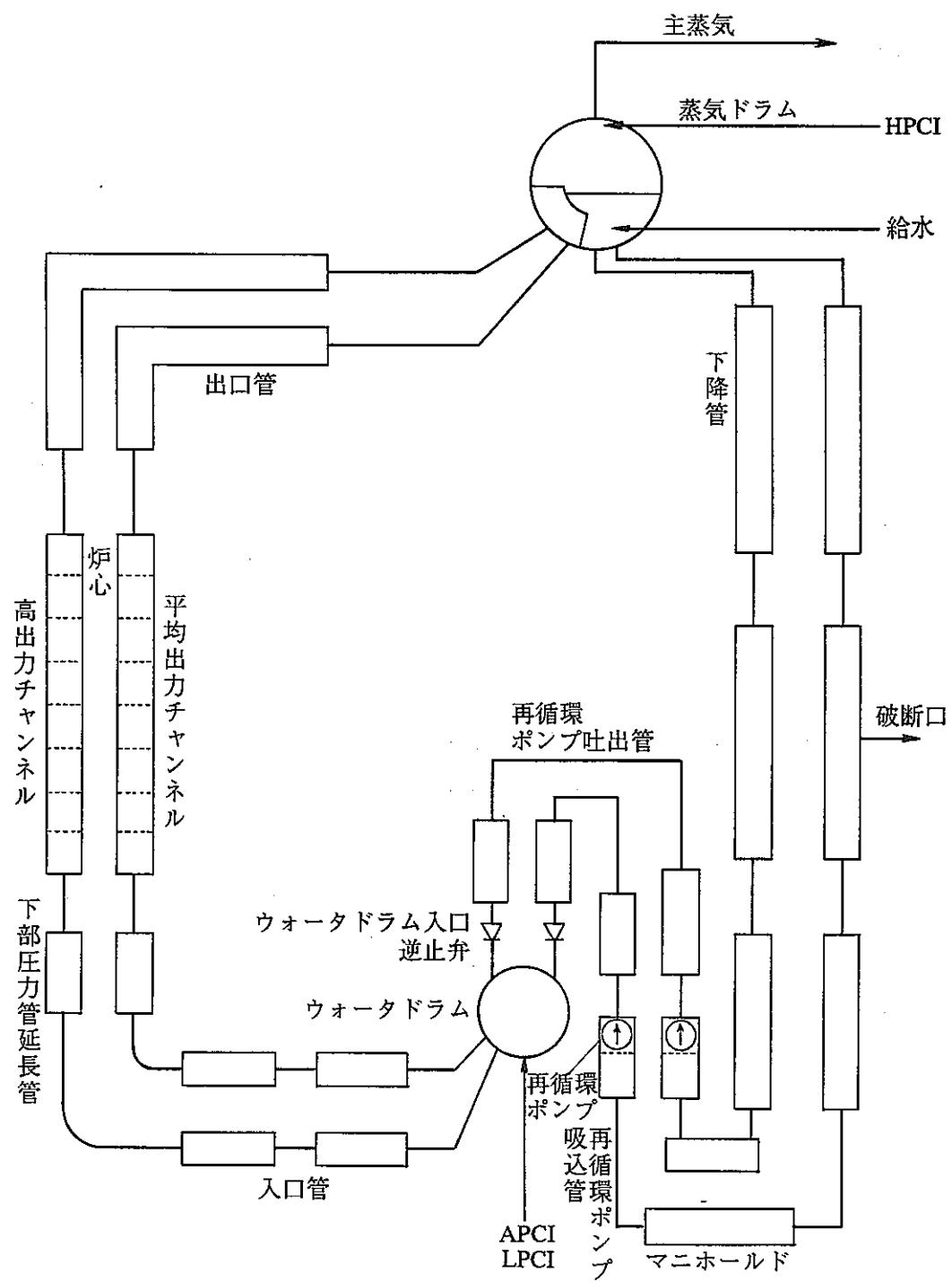


図 1-2 中小破断事故時、熱水力過渡変化解析モデル（LOTRAC コード）

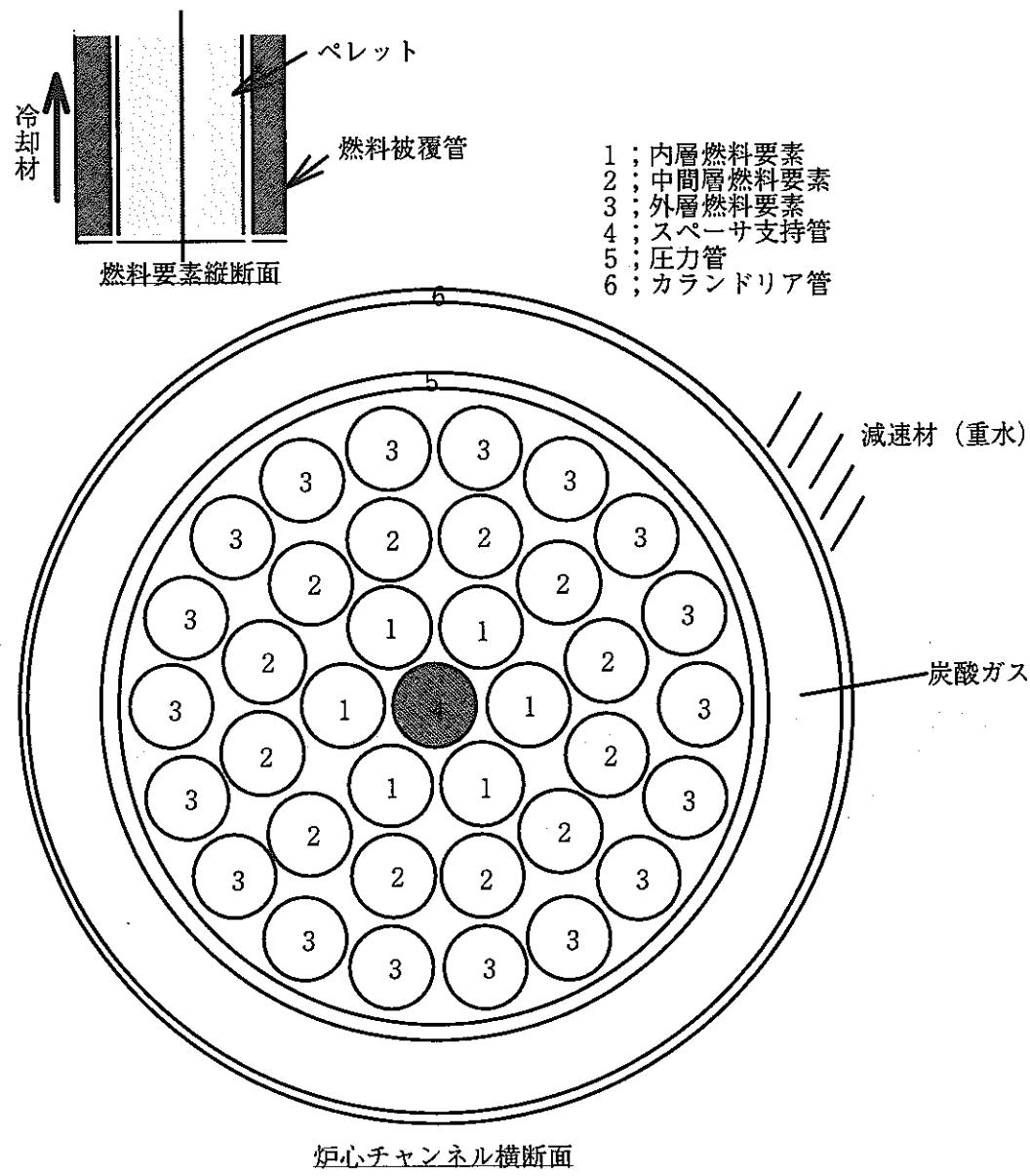


図 1-3 燃料温度詳細解析モデル(HEATUP コード)

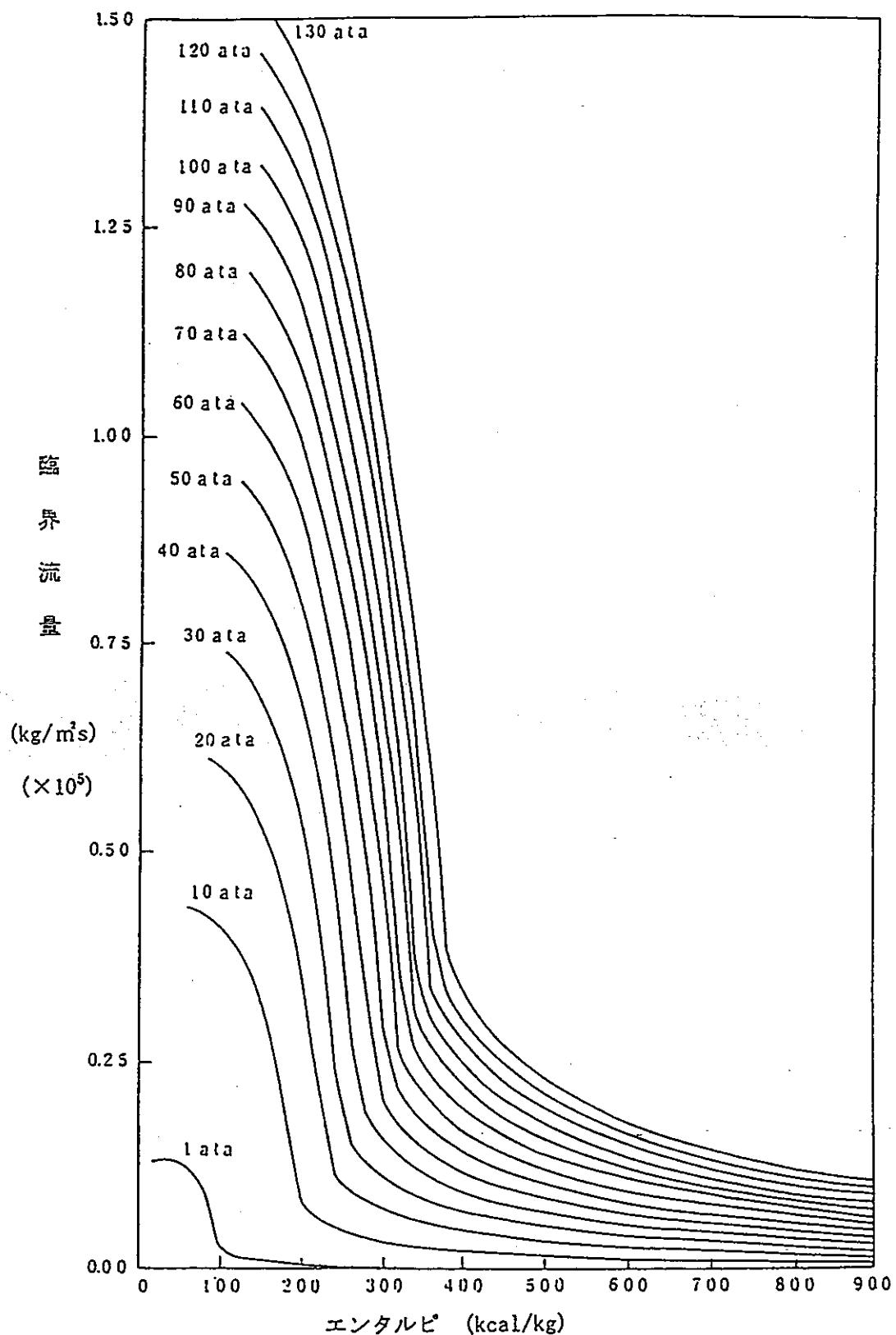


図 2-1 臨界流量

(未飽和 ; Henry-Fauske<sup>6)</sup>、二相流 ; 小笠原<sup>7)</sup>、過熱蒸気 ; Moody 理論式<sup>8)</sup>)

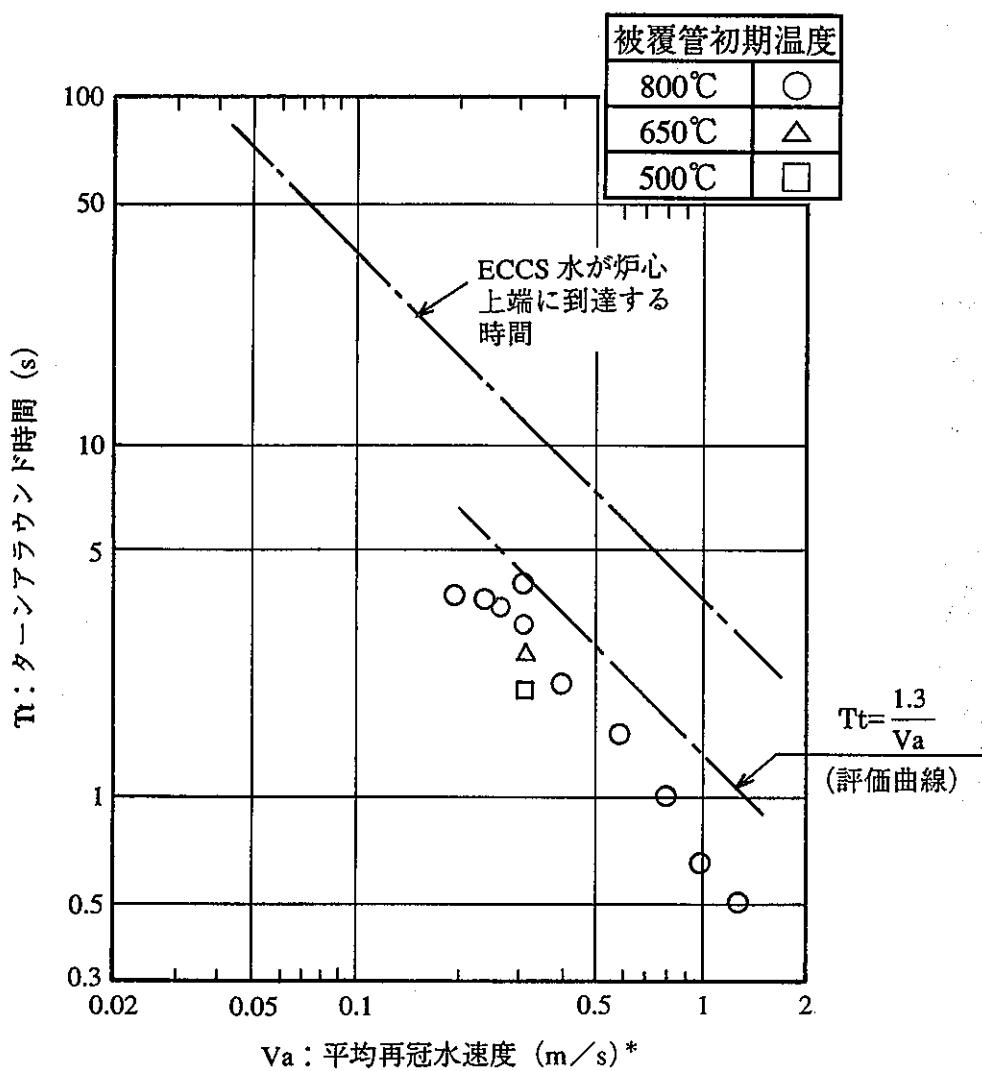


図 2-2 ターンアラウンド時間

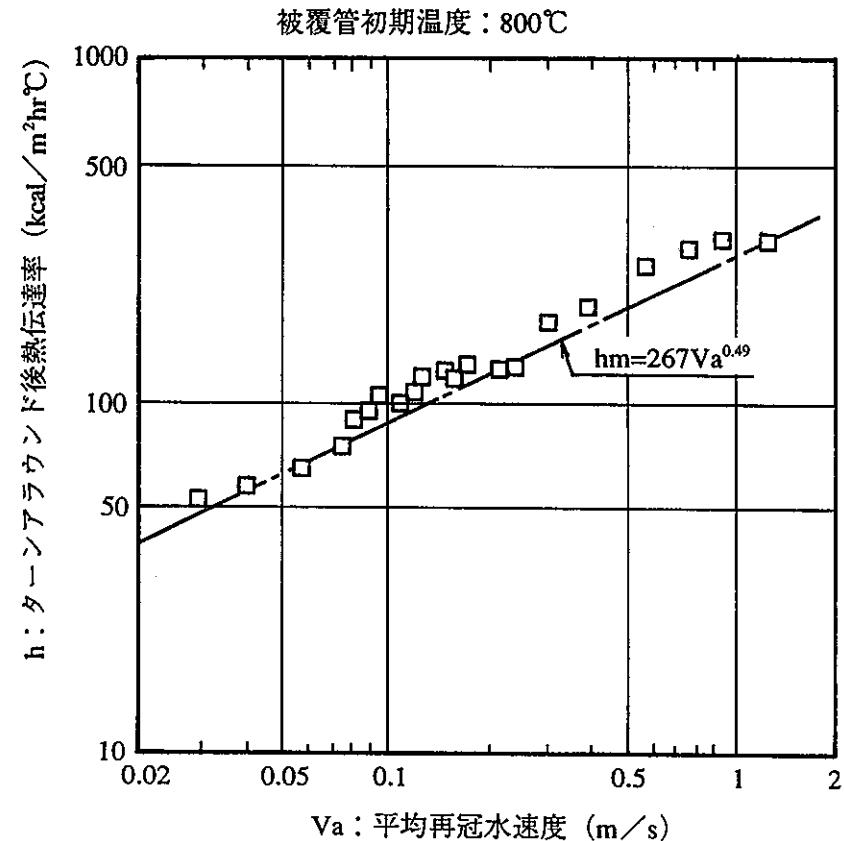


図 2-3 ターンアラウンド後熱伝達率

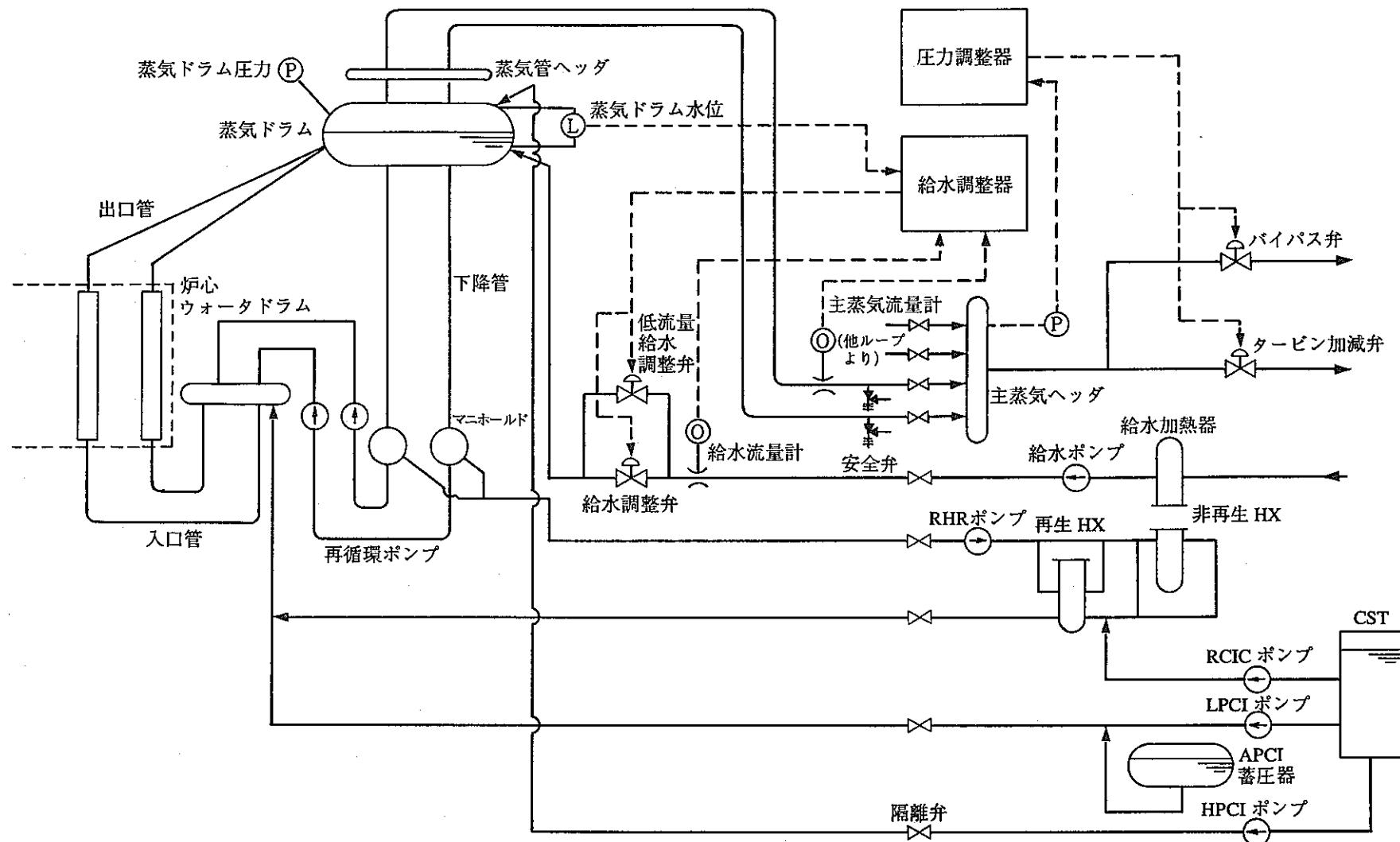


図 2-4 中小破断時 ECCS 注入及びプラント制御系解析モデル (LOTRAC コード)

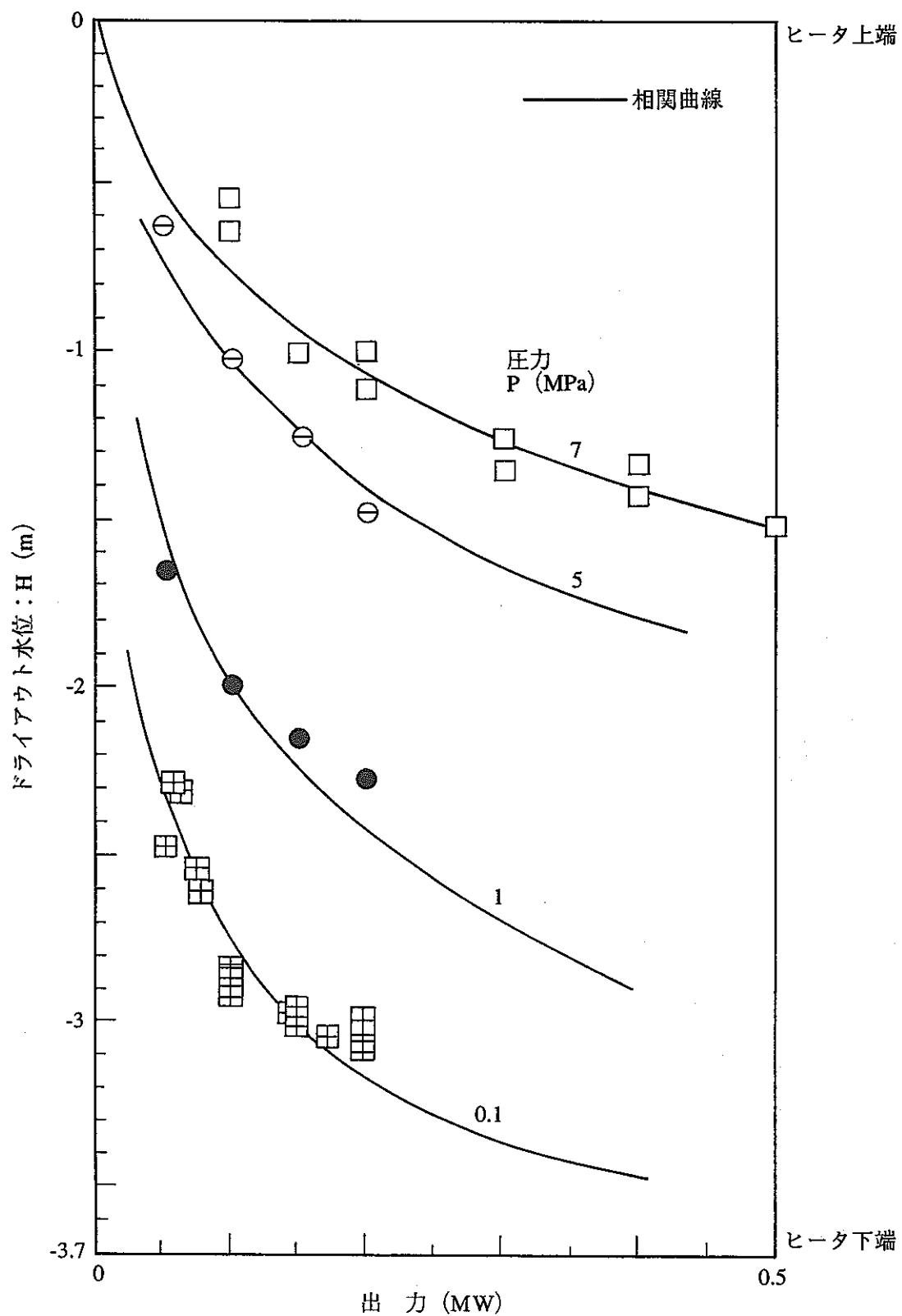


図 2-5 ドライアウト水位\* と出力の関係

\* 蒸気ドラム広域水位（コラプラス水位）に対応

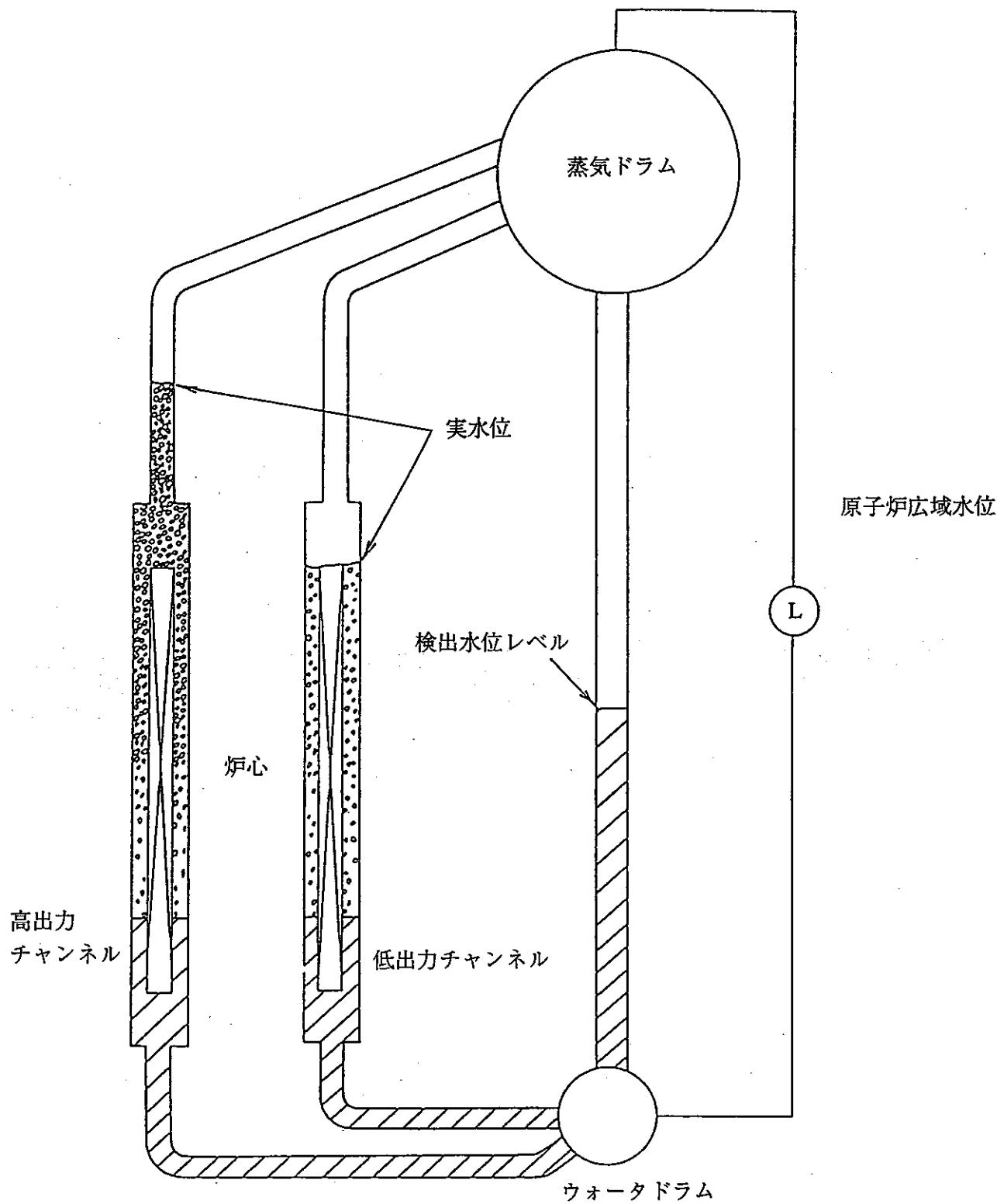


図 2-6 実験の概念図

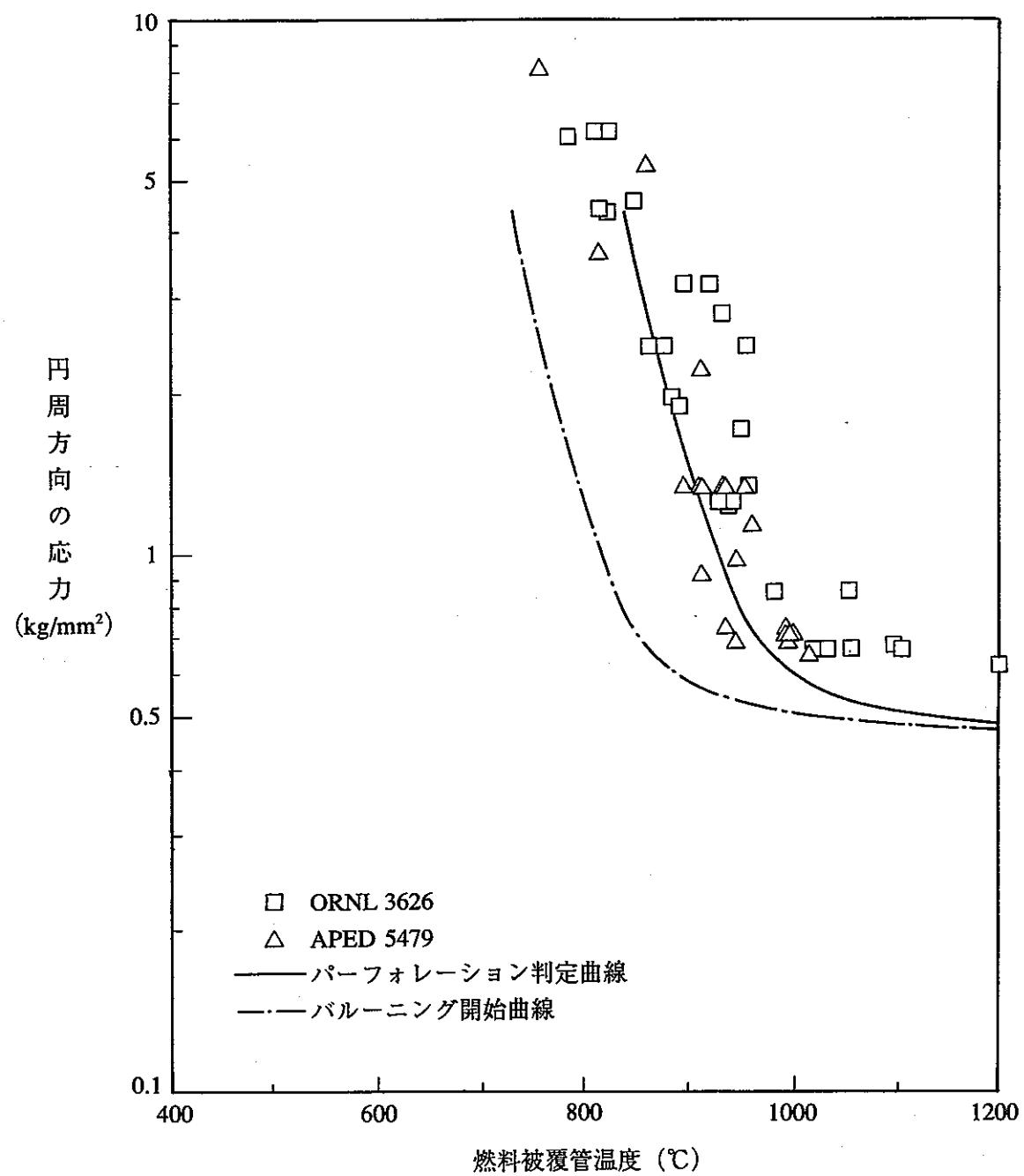


図 2-7 バルーニング開始曲線とパーフォレーション判定曲線

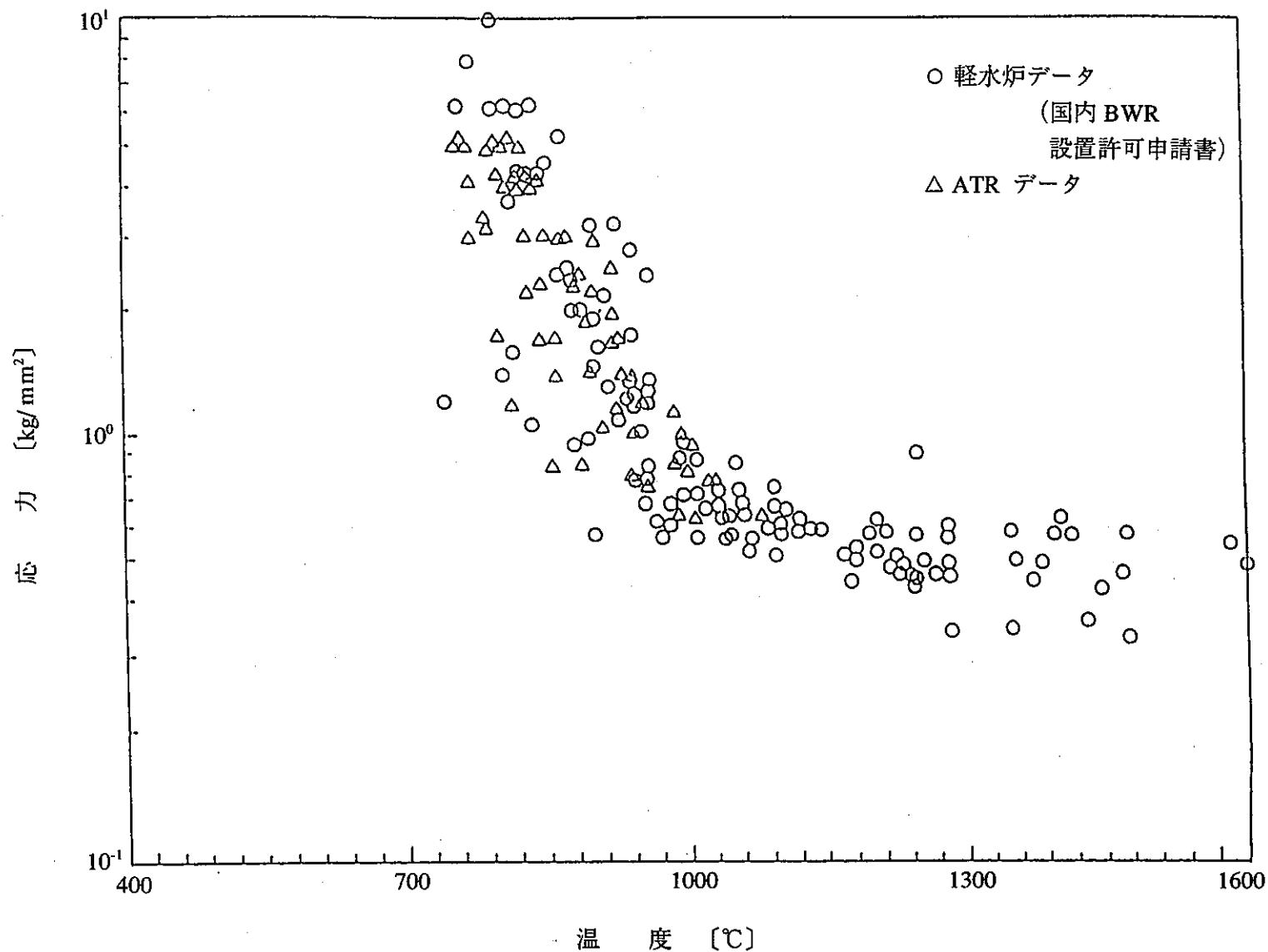


図 2-8 パーフォレーション特性の軽水炉データと ATR データとの比較  
「このデータの一部は、通商産業省委託事業（新型転換炉技術確証試験）により得られたものである」

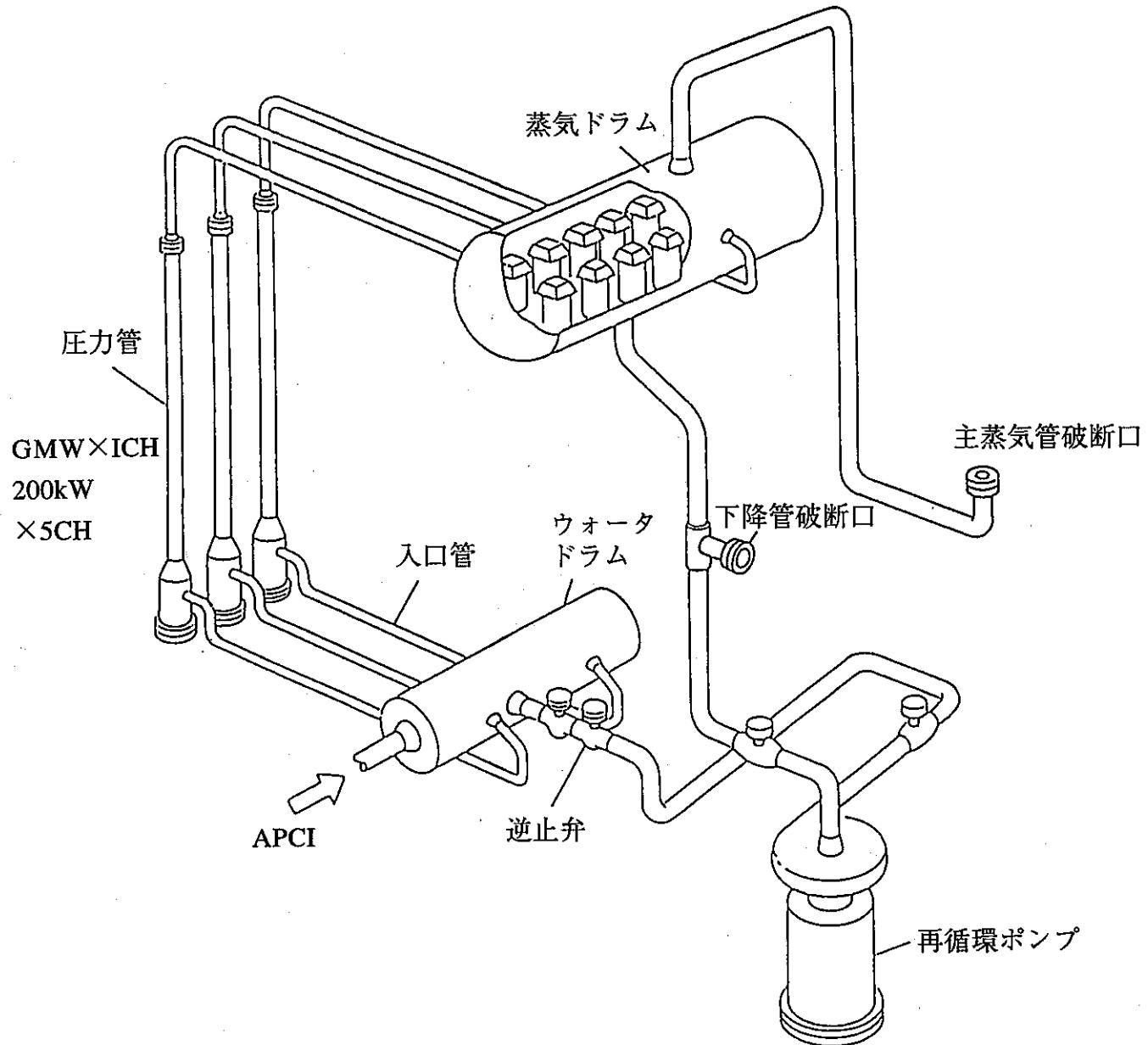


図 3-1 ATR 安全性実験装置

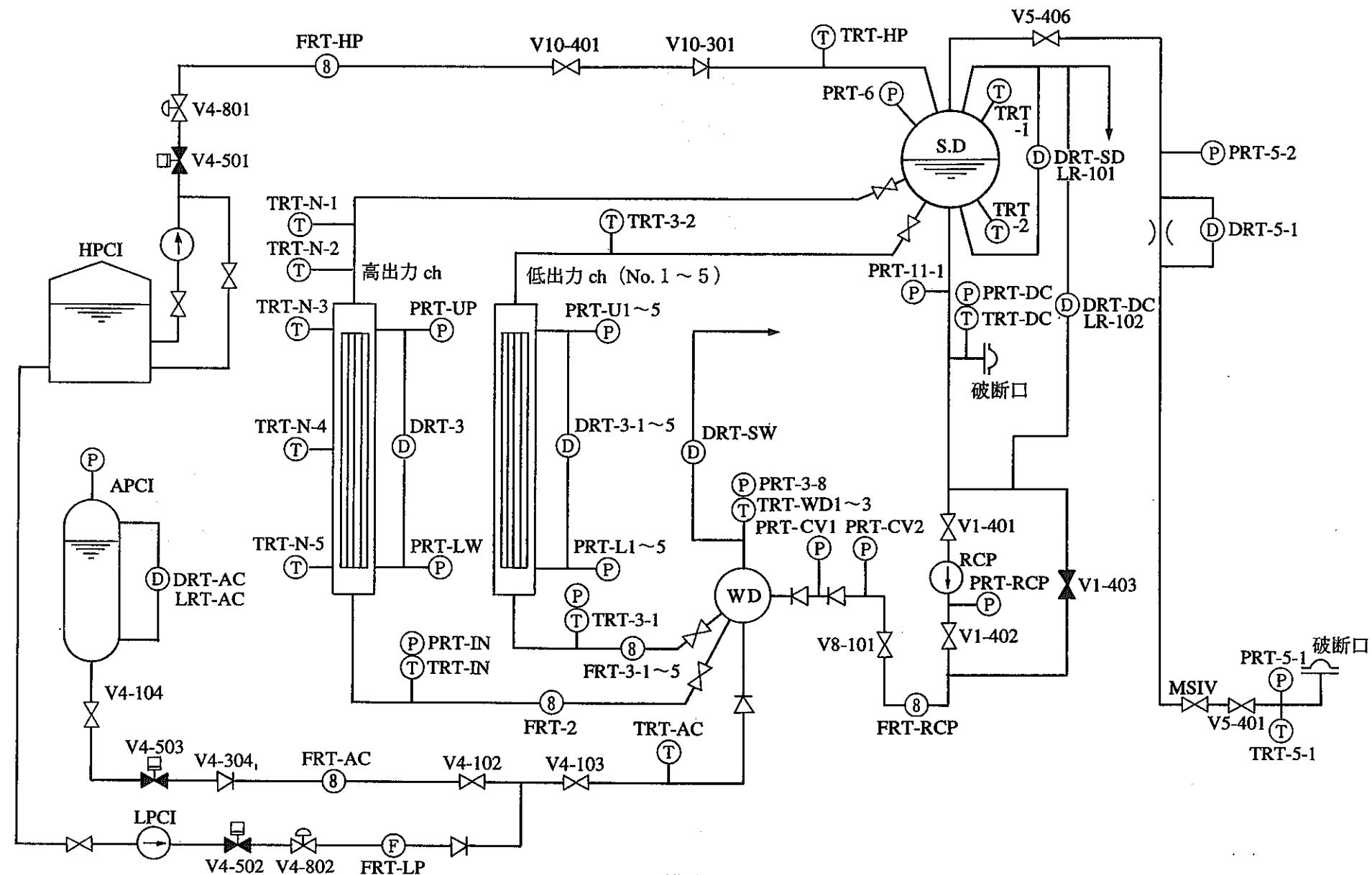


図 3-2 ループ構成及び計測点

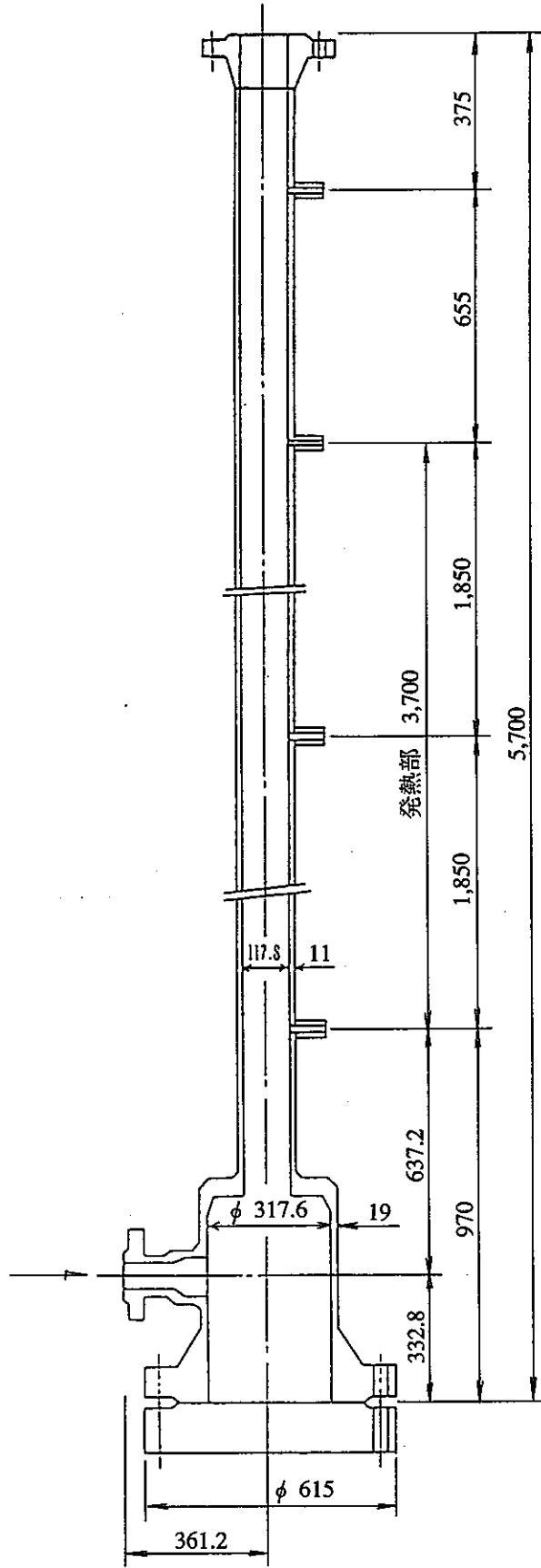


図 3-3 壓力管

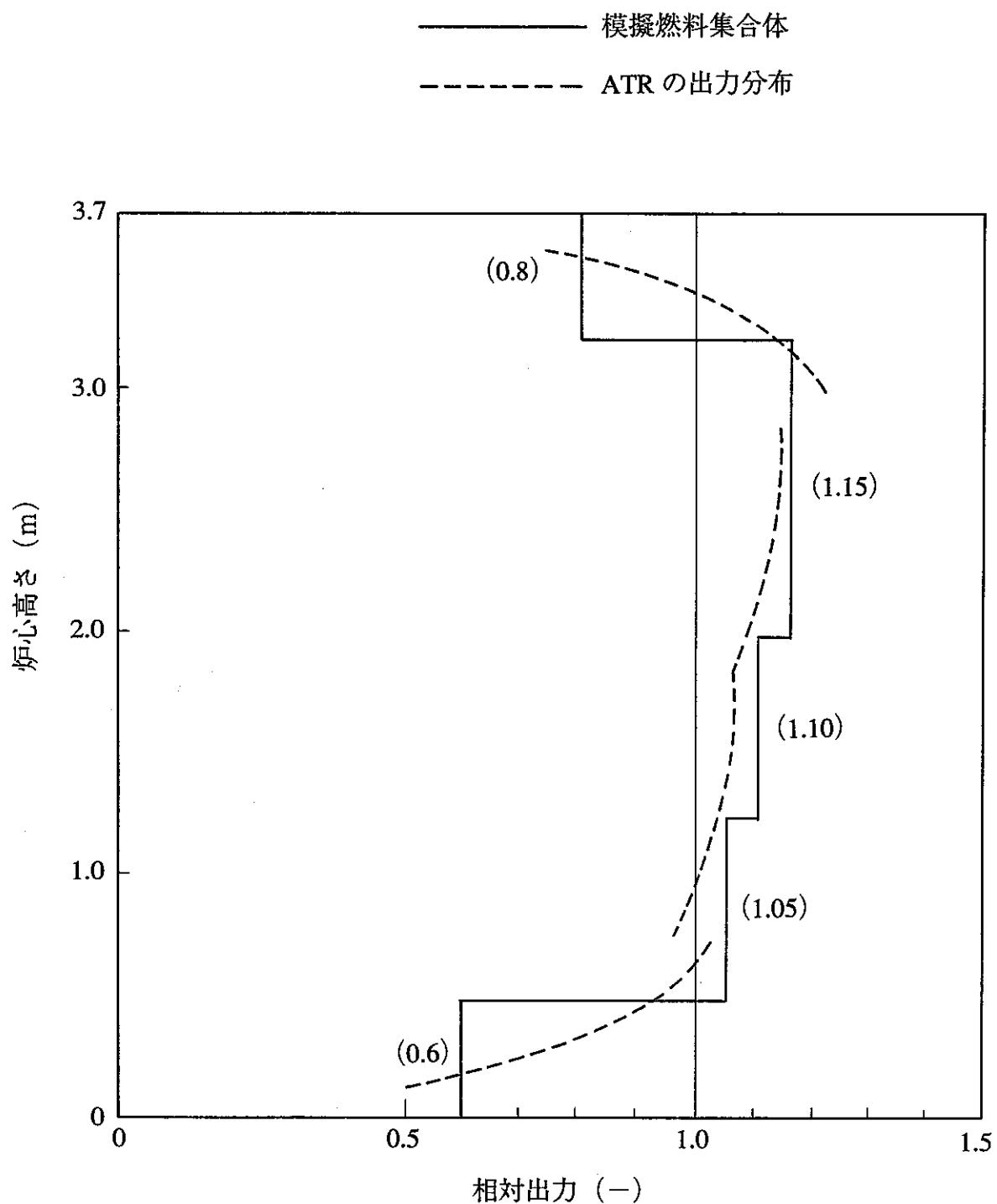


図 3-4 模擬燃料体の軸出力分布

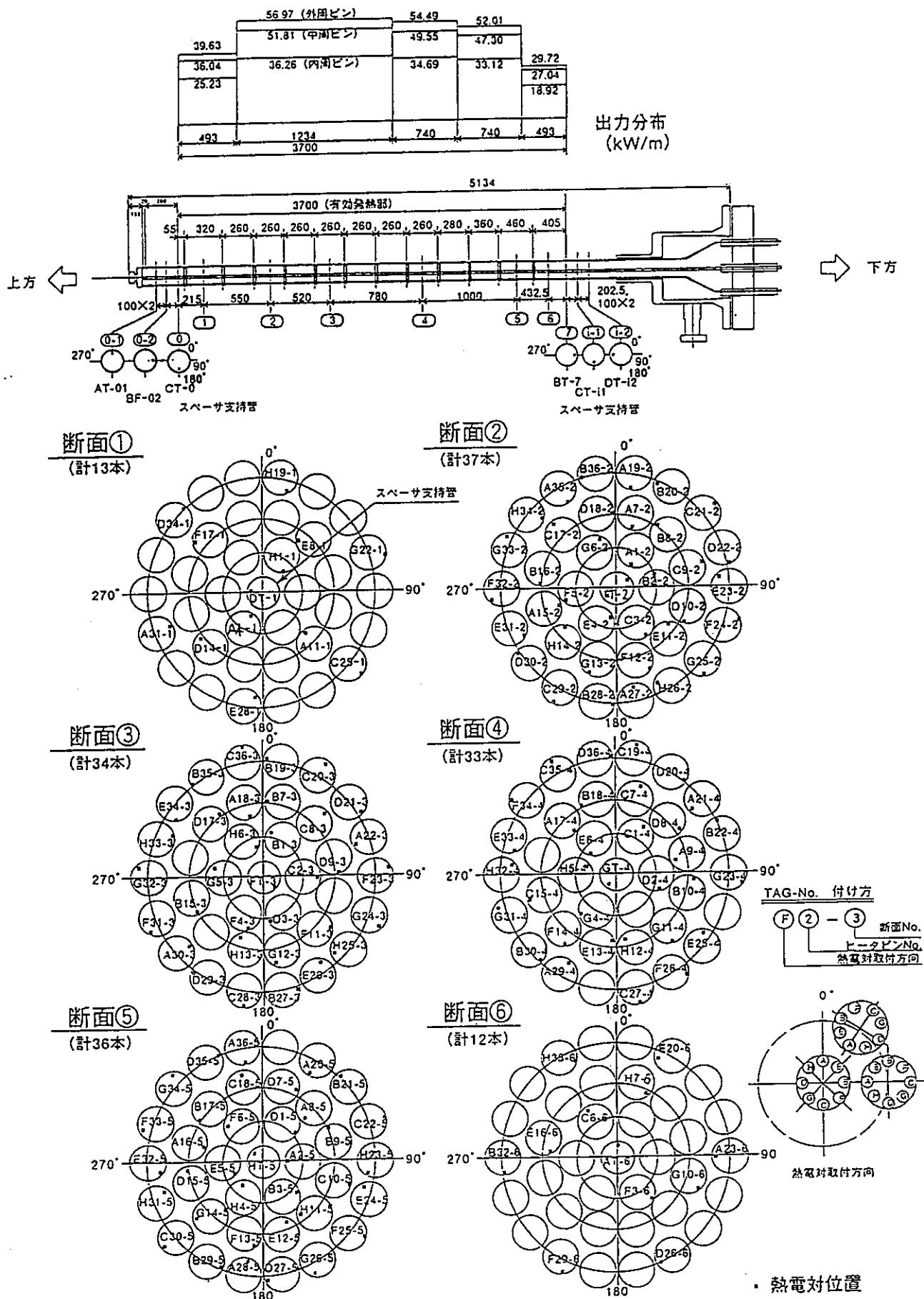


図 3-5 模擬燃料体の温度計装図

注：各断面は下方からの視図

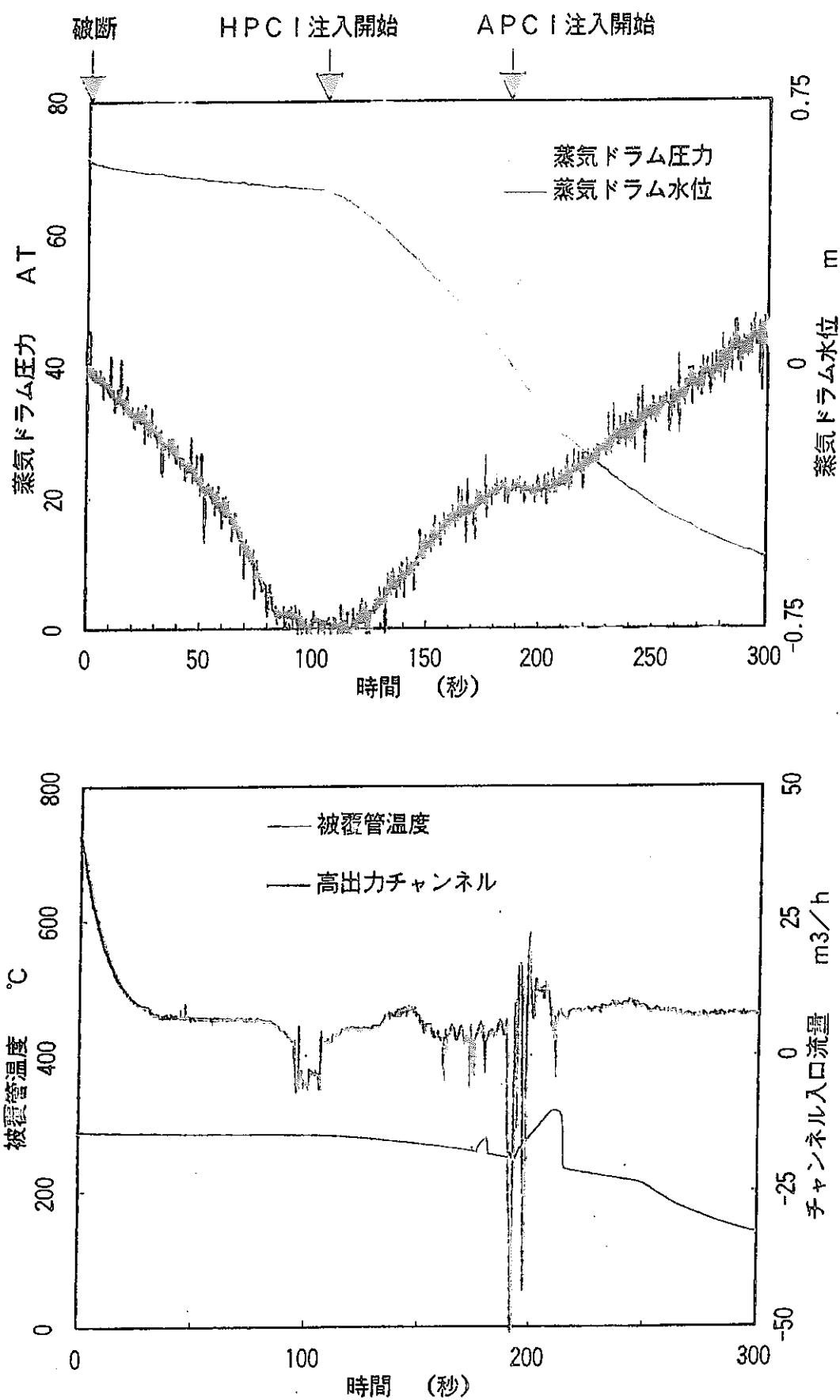


図 3-6 下降管小破断実験の熱流動挙動

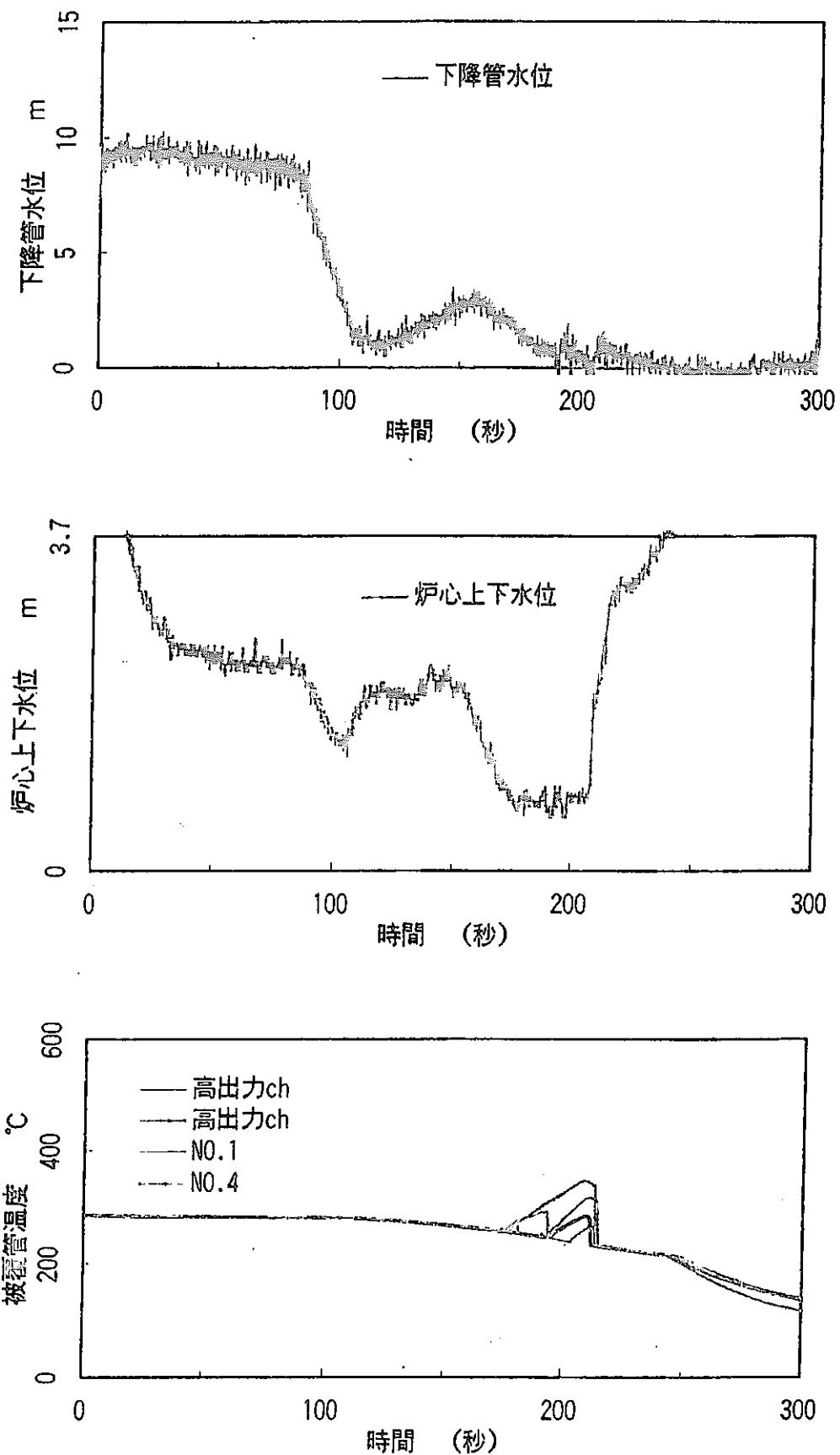


図 3-7 下降管小破断実験のドライアウト挙動

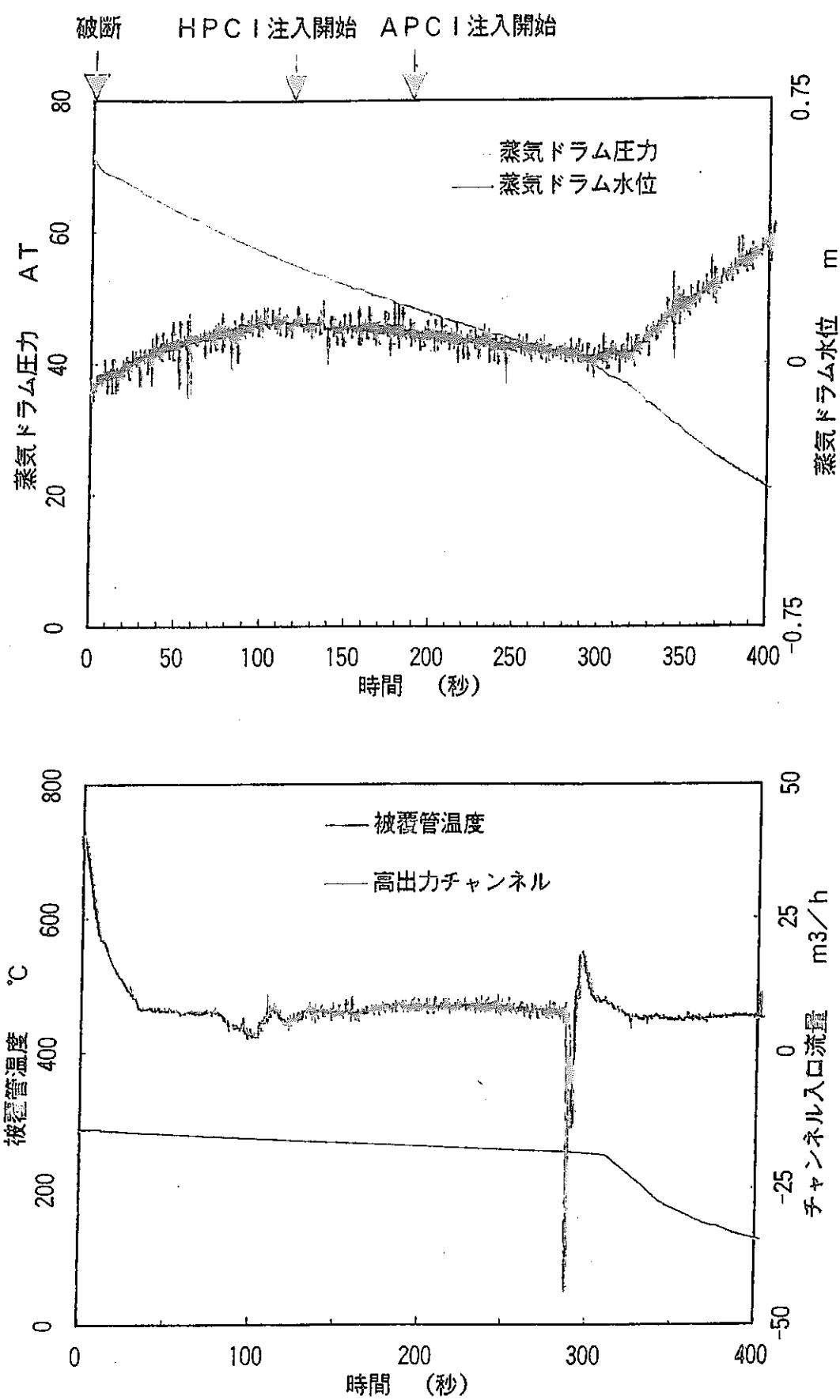


図 3-8 主蒸気管小破断実験の熱流動挙動

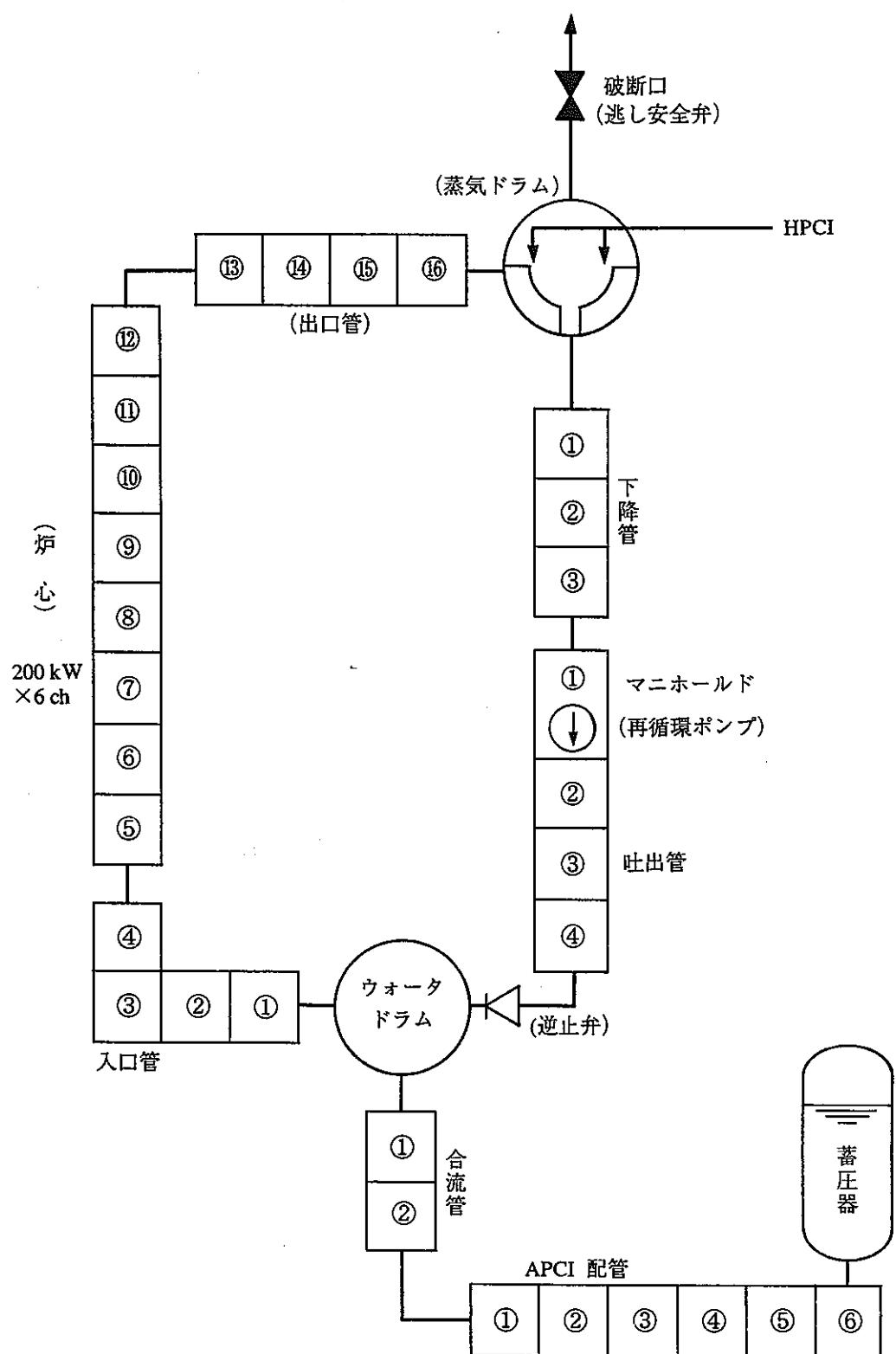


図 4-1 ノード分割図

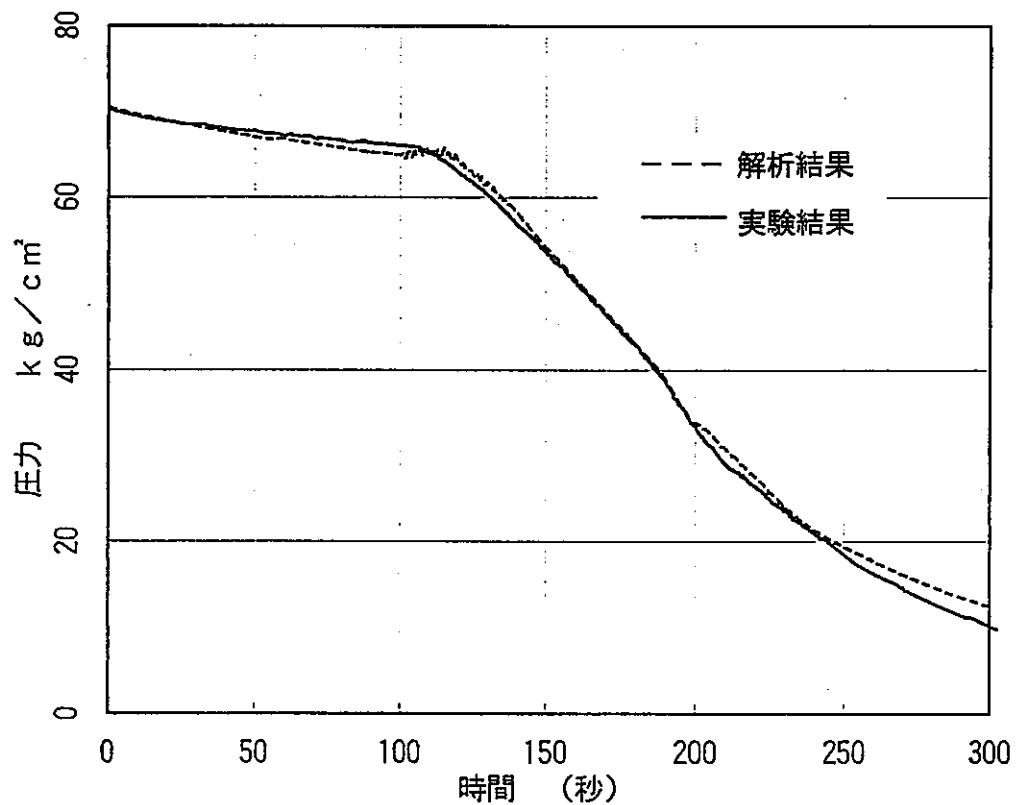


図 4-2 下降管小破断試験の蒸気ドラム圧力変化

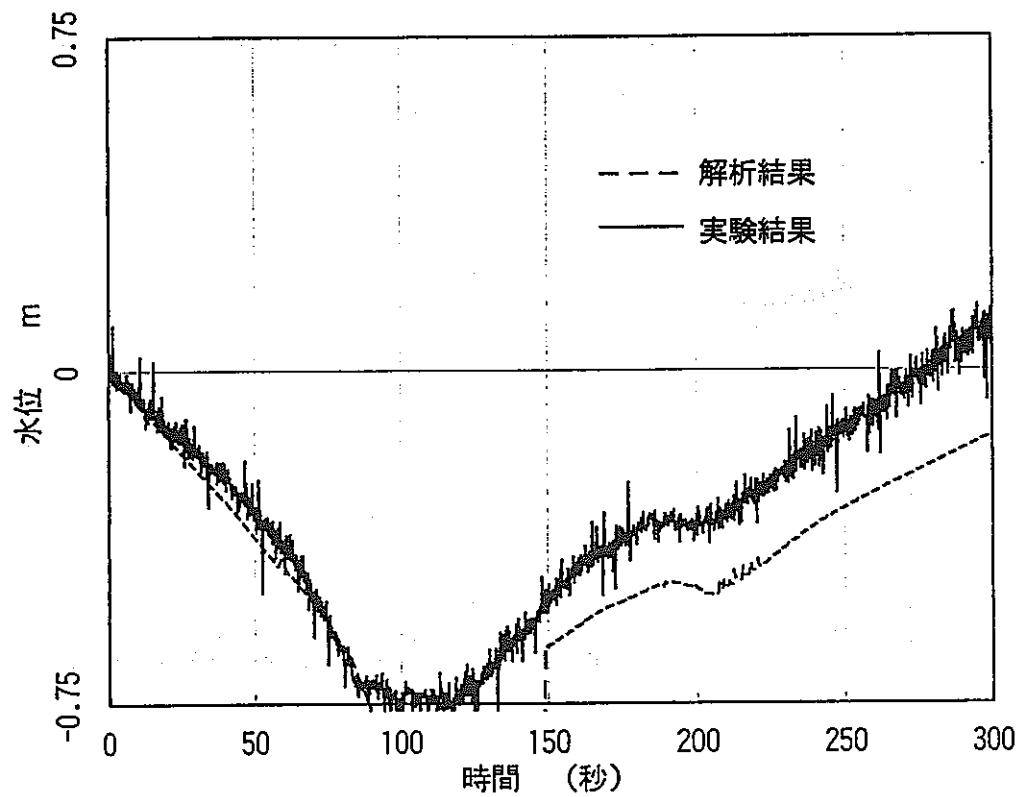


図 4-3 下降管小破断試験の蒸気ドラム水位変化

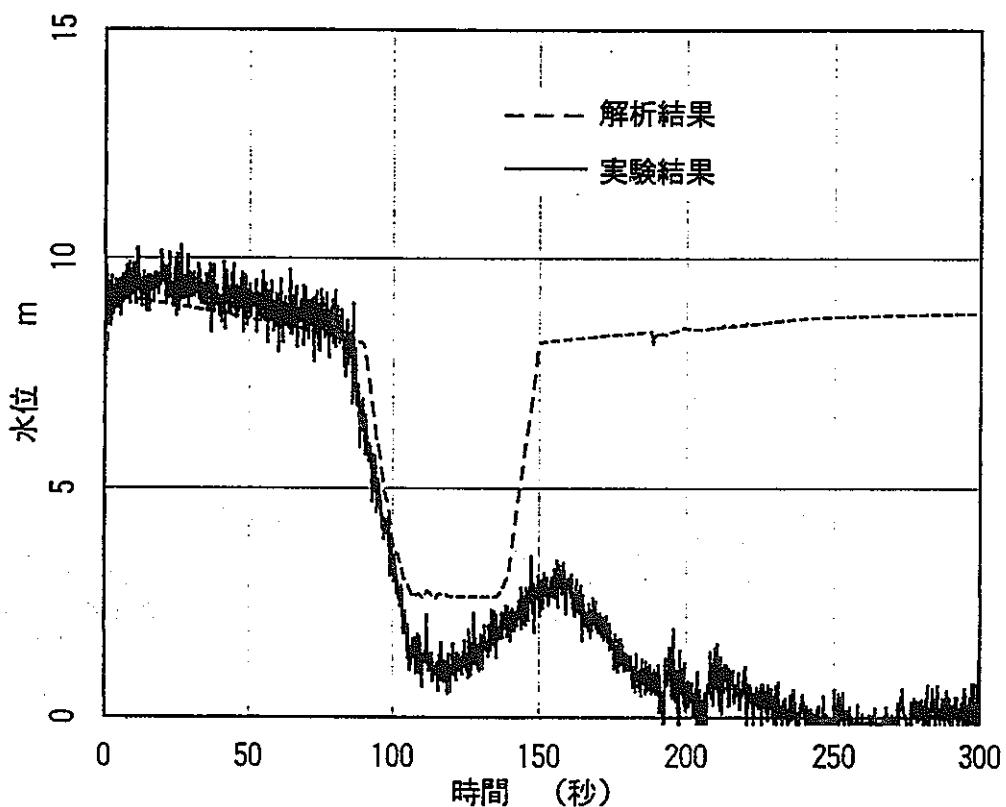


図 4-4 下降管小破断試験の下降管検出水位変化

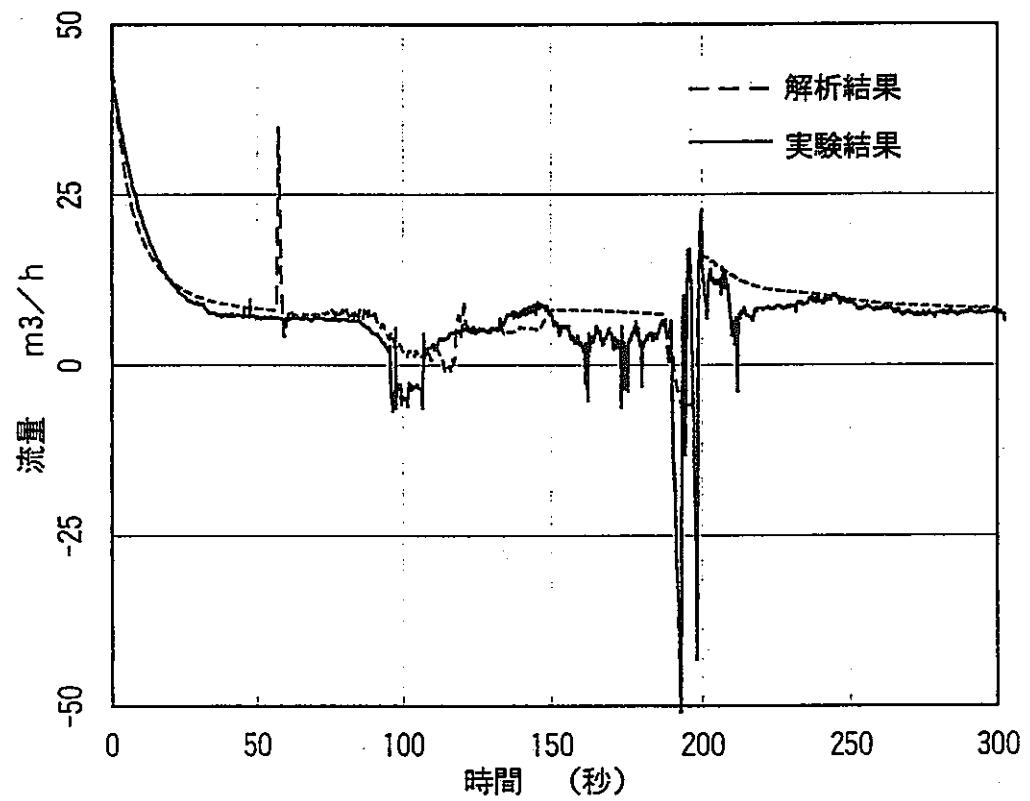


図 4-5 下降管小破断試験の炉心入口流量変化

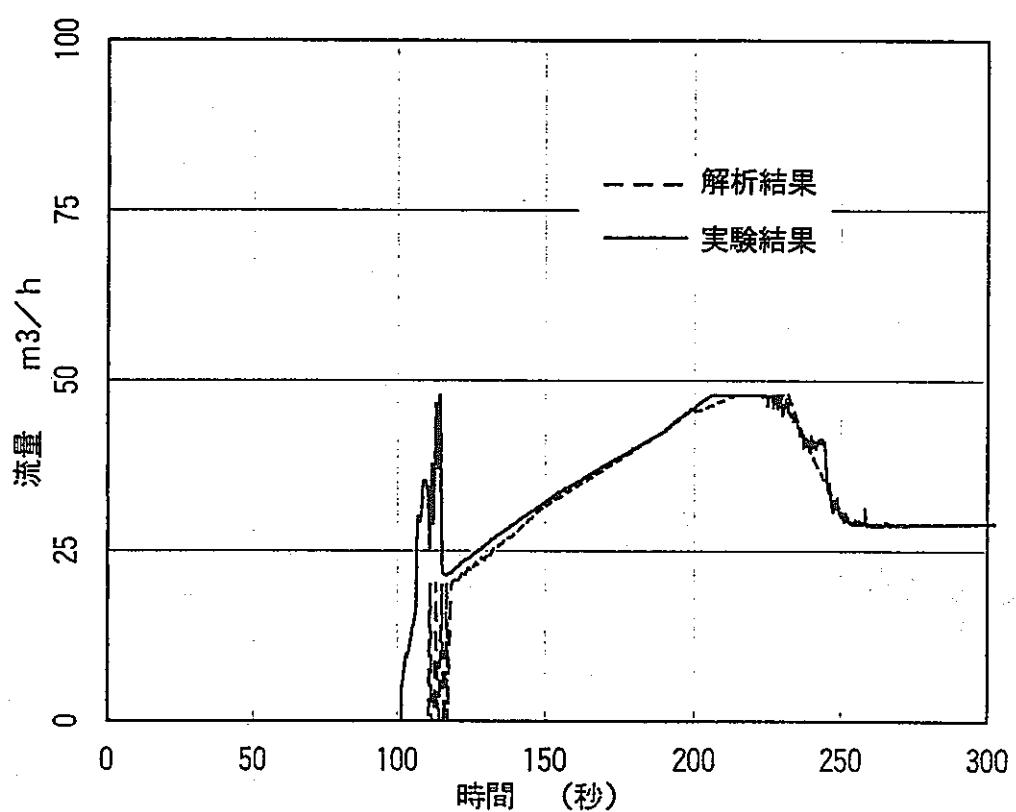


図 4-6 下降管小破断試験の HPCI 注水流量変化

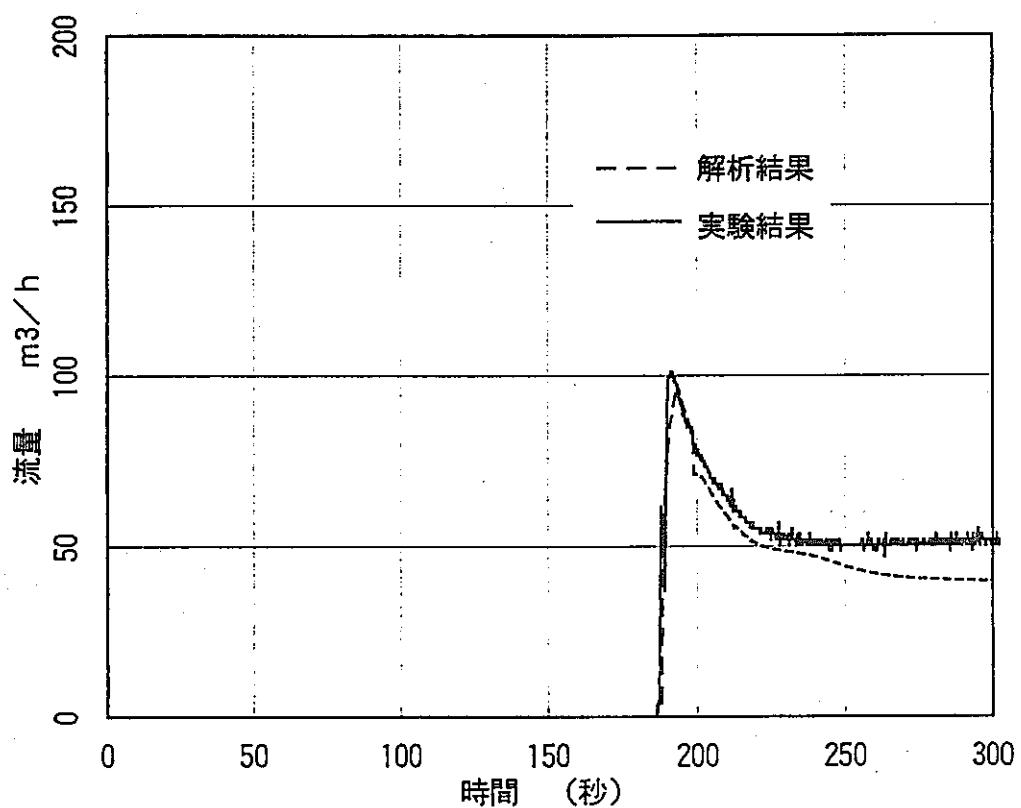


図 4-7 下降管小破断試験の APCI 注水流量変化

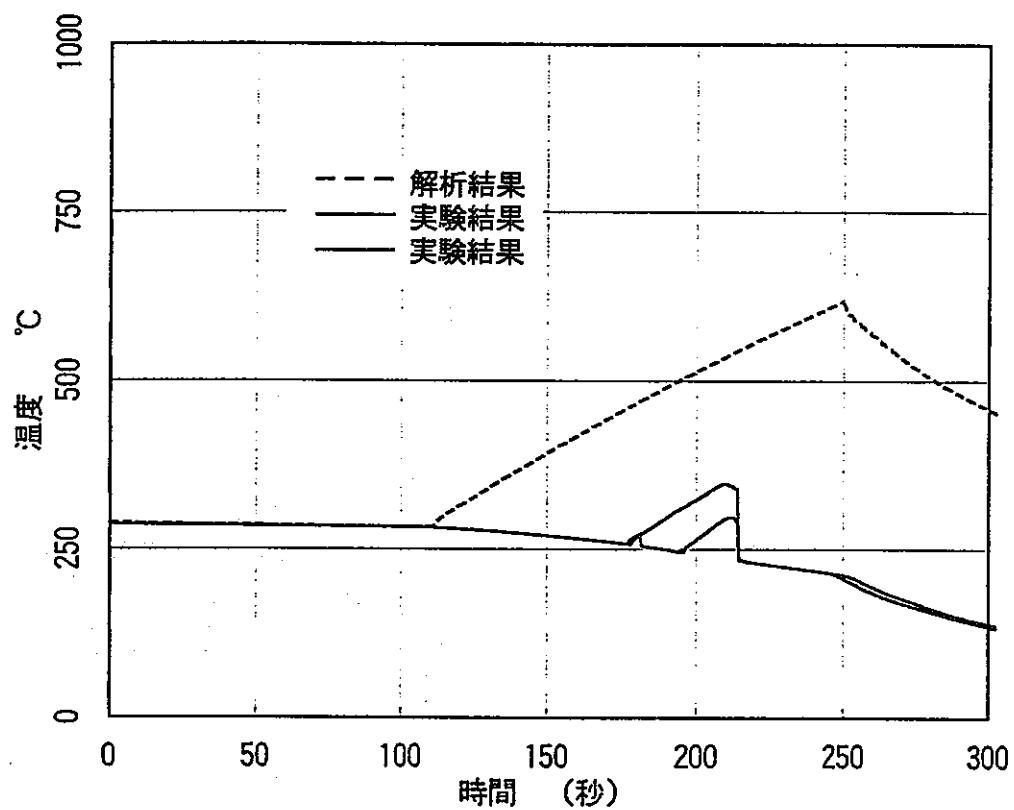


図 4-8 下降管小破断試験の被覆管温度変化

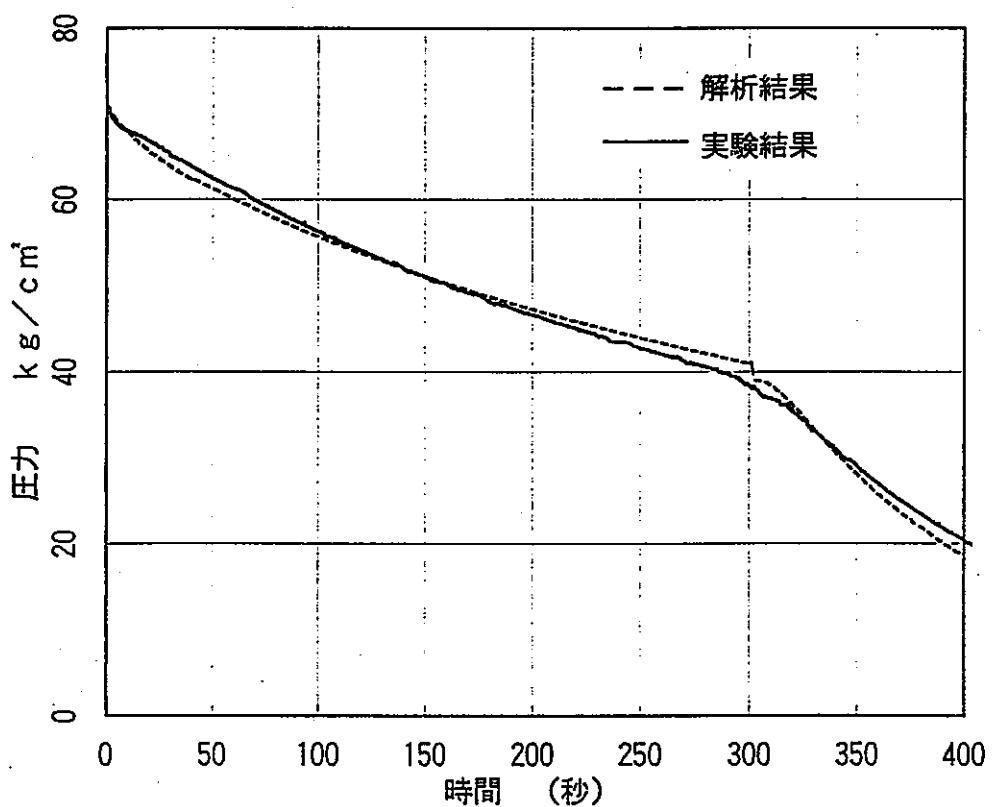


図 4-9 主蒸気管小破断試験の蒸気ドラム圧力変化

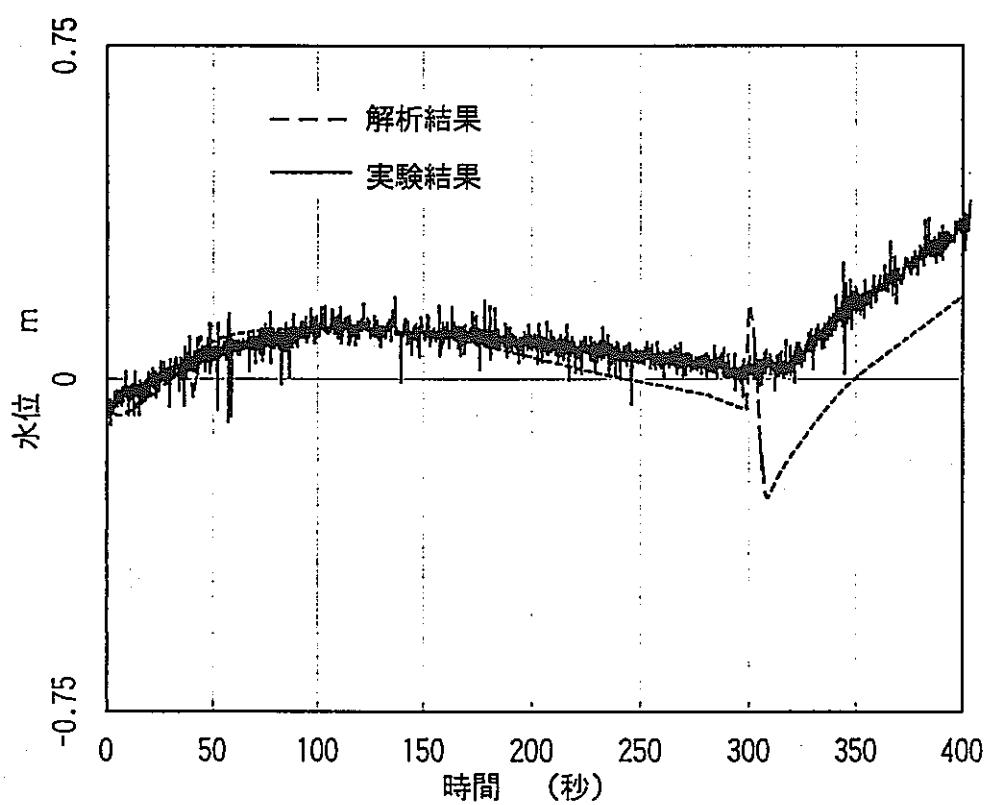


図 4-10 主蒸気管小破断試験の蒸気ドラム水位変化

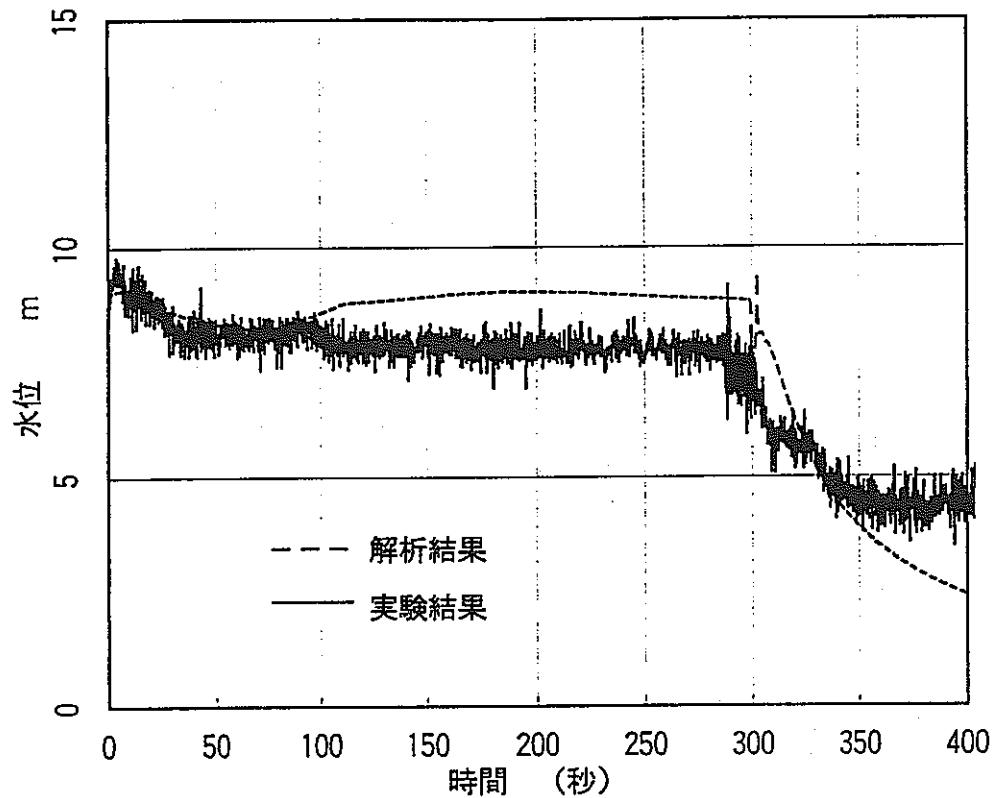


図 4-11 主蒸気管小破断試験の下降管検出水位変化

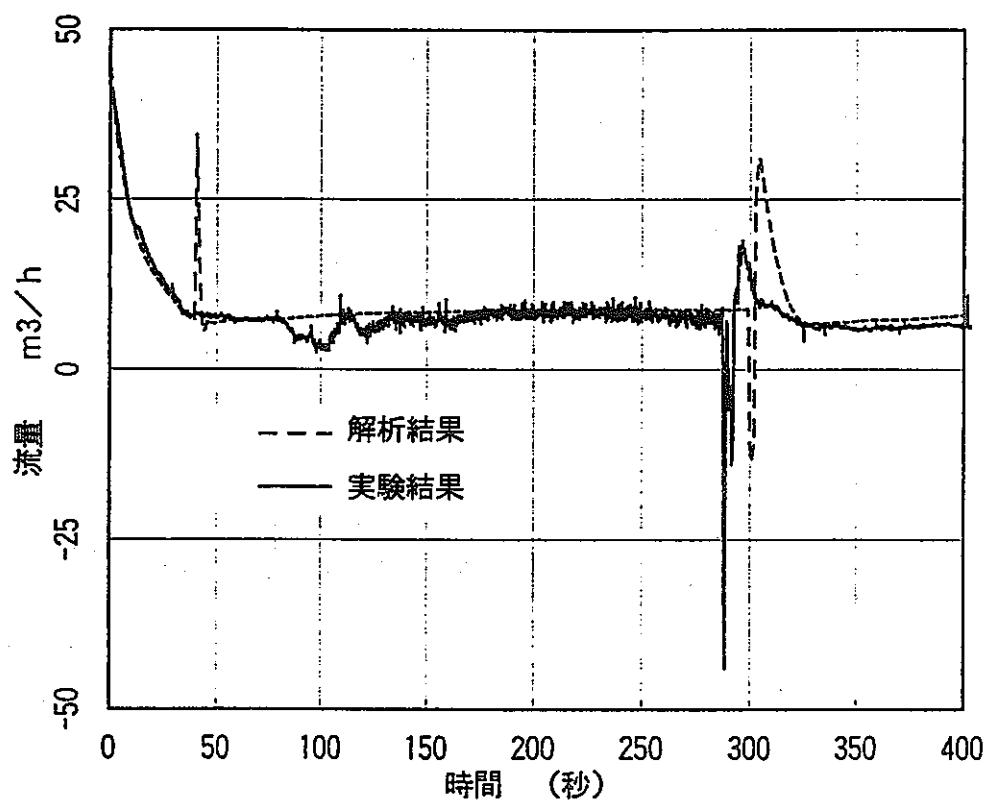


図 4-12 主蒸気管小破断試験の炉心入口流量変化

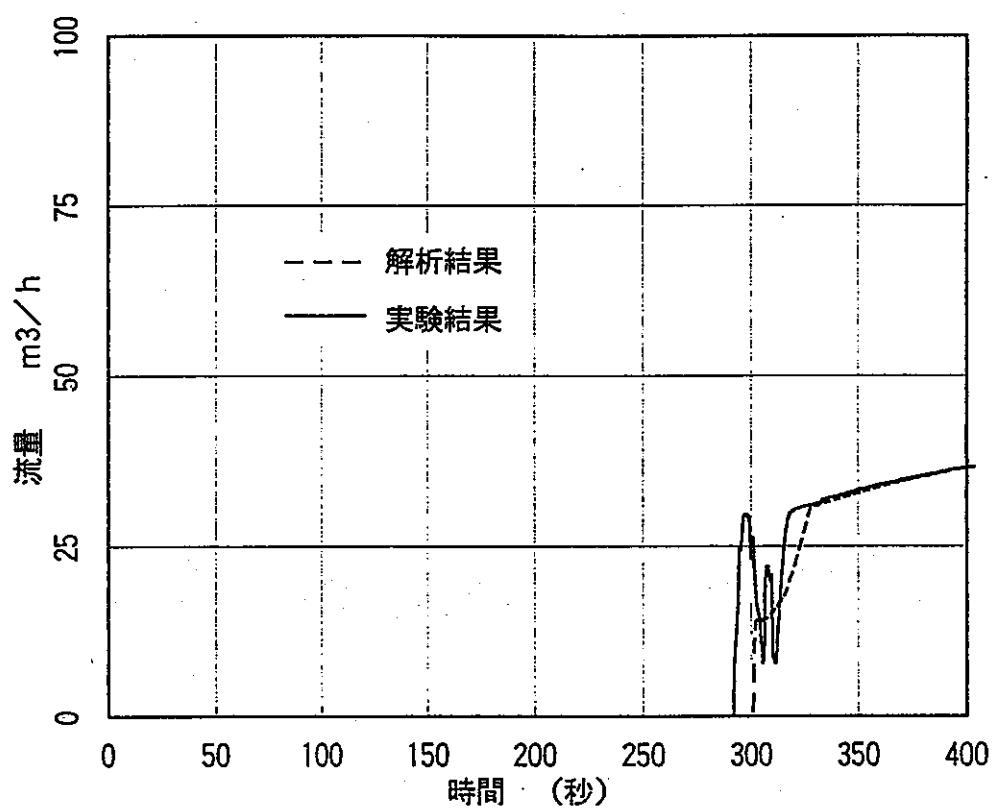


図 4-13 主蒸気管小破断試験の HPCI 注水流量変化

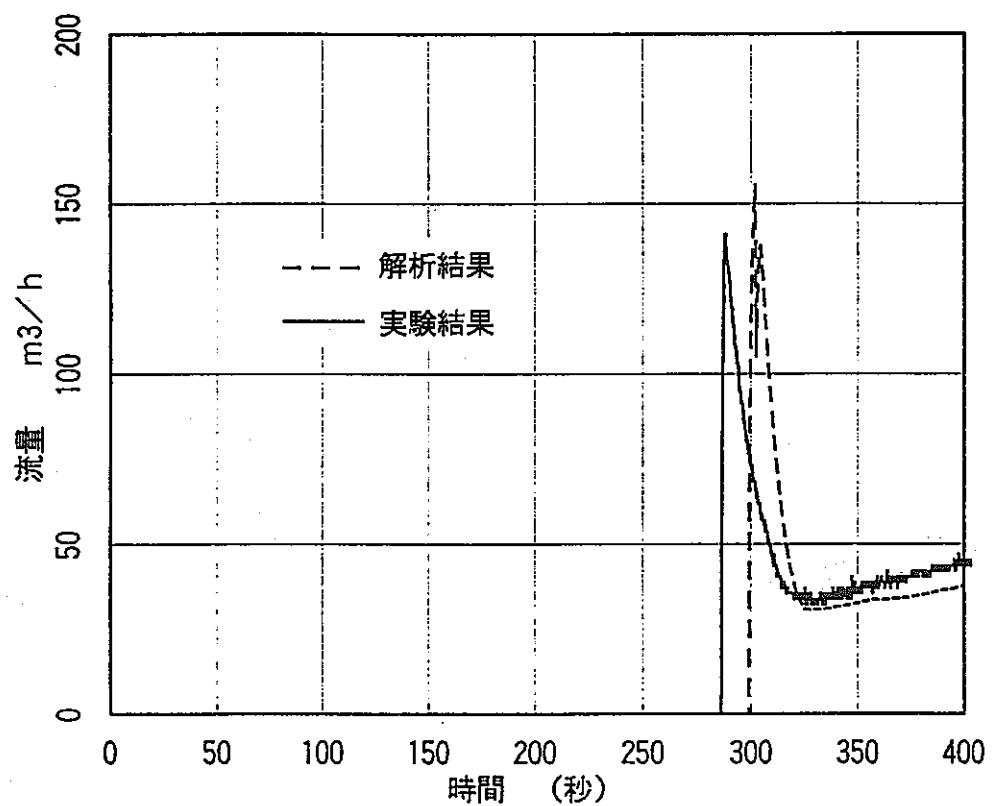


図 4-14 主蒸気管小破断試験の APCI 注水流量変化

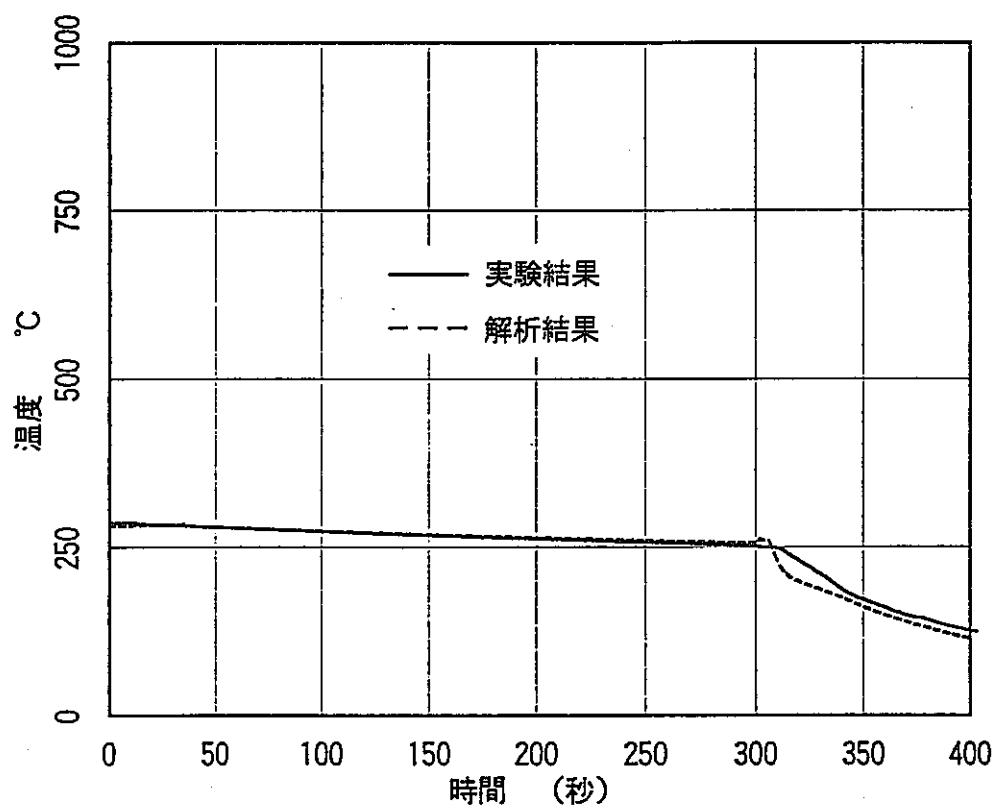


図 4-15 主蒸気管小破断試験の被覆管温度変化