

JAERI-M

7490

再冠水時ダウンカマ有効水頭の
予備解析

1978年2月

数土幸夫・村尾良夫

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

再冠水時ダウンカマ-有効水頭の予備解析

日本原子力研究所東海研究所安全工学部

数土幸夫・村尾良夫

(1977年12月23日受理)

本報告書は、PWR-LOCA時の再冠水過程で、緊急冷却水が炉心に注入される駆動力となるダウンカマ-の有効水頭の評価を行ったものである。

再冠水時のダウンカマ-伝熱流動は、ダウンカマ-流路を構成する炉容器壁等構造材からの熱放出によって蒸気が発生し二相流となる。この時ダウンカマ-の有効水頭は二相流であるために減少する。ダウンカマ-伝熱流動の特性を考慮して、有効水頭に及ぼす各要因の感度を調べ、再冠水時のダウンカマ-有効水頭変化の概要を把握した。この結果を参考に、実験に要求される装置の寸法諸元、計測項目、パラメータ、実験方法等を決定した。

Preliminary Analysis of Downcomer Effective Water
Head during Reflood Phase in PWR LOCA

Yukio SUDO and Yoshio MURAO

Division of Reactor Safety, Tokai Research
Establishment, JAERI.

(Received December 23, 1977)

The results are described of preliminary analysis on the downcomer effective water head, which is the driving force to feed the emergency coolant into the core during the reflood phase in PWR LOCA.

Due to the vapor generated by heat release from the downcomer walls (reactor vessel etc.), a two-phase flow appears in the downcomer, so that the downcomer effective water head is reduced. Taking into consideration thermo-hydraulic characteristics of the downcomer, the sensitivities were studied concerning factors influencing the effective water head, and the conceptual histories were obtained of the downcomer effective water head during the reflood phase.

Geometrical scalings, run parameters and test procedures were also obtained on the basis of the results of preliminary analysis.

Keywords; PWR, LOCA, Downcomer, Two-Phase Flow,
Effective Water Head, Thermo-Hydraulics.

目 次

1. 序	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の目的	2
1.3 予備解析の目的	3
2. ダウンカメラ内伝熱流動の特徴	6
2.1 再冠水過程におけるダウンカメラの役割	6
2.2 熱的・流体力学的問題点	8
3. 流体力学的要因の考察	15
3.1 序	15
3.2 従来の研究Ⅰ－管径が小さい場合のボイド率と蒸気上昇速度との関係	15
3.3 従来の研究Ⅱ－管径が大きい場合のボイド率と蒸気上昇速度との関係	18
3.4 流体力学的問題点に関する検討とまとめ	20
4. 有効水頭実験（空気・水大気圧実験）	26
4.1 実験の目的	26
4.2 実験装置と実験方法	26
4.3 実験結果	27
4.4 検 討	29
4.5 まとめ	32
5. ダウンカメラ有効水頭変化の予備解析	44
5.1 序	44
5.2 解析モデル	45
5.3 パラメータとその範囲	53
5.4 計算結果とその検討	54
6. 実験計画	72
6.1 実験目的	72
6.2 実験で明らかにすべき問題点	74
6.3 実験装置の特徴	74
6.4 要求される装置構成および寸法と測定項目	75
6.5 実験装置のフローシートおよび構成機器の一覧	78
6.6 実験装置本体の概念図	79
6.7 計装計測	79
7. 結 言	99
謝 辞	101
参考文献	102

Contents

1.	Preface	-----	1
	1.1 Background	-----	1
	1.2 Objectives of Study	-----	2
	1.3 Objectives of Preliminary Study	-----	3
2.	Characteristics of Heat Transfer and Flow Dynamics in Downcomer	-----	6
	2.1 Roles of Downcomer in Reflood Phase	-----	6
	2.2 Problems on Thermo-Hydraulics	-----	8
3.	Investigations and Discussions on Hydrodynamic Factors	-----	15
	3.1 Introduction	-----	15
	3.2 Previous Studies I-- Small Diameter Tube Experiment; Relation of Void Fraction and Rising Steam Velocity	-----	15
	3.3 Previous Studies II--Large Diameter Tube Experiment; Relation of Void Fraction and Rising Steam Velocity	-----	18
	3.4 Summary of Discussions on Hydrodynamics	-----	20
4.	Effective Water Head Experiment (Air-Water Experiment under 1 atm.)	-----	26
	4.1 Aims of Experiment	-----	26
	4.2 Test Rig and Test Procedures	-----	26
	4.3 Test Results	-----	27
	4.4 Discussions of Results	-----	29
	4.5 Summary	-----	32

5.	Preliminary Analysis of Downcomer Effective		
	Water Head	-----	44
	5.1 Introduction	-----	44
	5.2 Analitical Model	-----	45
	5.3 Parameters and Their Ranges	-----	53
	5.4 Results of Analysis and Discussions	-----	54
6.	Plan of Downcomer Experiment	-----	72
	6.1 Objectives of Downcomer Experiment	-----	72
	6.2 Problems To Be Made Clear by Experiment	-----	74
	6.3 Characteristics of Test Rig	-----	74
	6.4 Required Test Rig Components, Dimensions and Measurement Items	-----	75
	6.5 Schematic Diagram of Test Rig and List of Components -	-----	78
	6.6 Schematics of Test Section	-----	79
	6.7 Measurements and Controls	-----	79
7.	Conclusions	-----	99
	Acknowledgements	-----	101
	References	-----	102

- Fig.23 Illustration of drift flux model's results.
- Fig.24 Relation between the void fraction and the superficial gas velocity--Results of Wilson et al.
- Fig.25 Relation of Effective water head vs. superficial gas velocity under stagnant water column.
- Fig.26 Comparison of experimental data by Filimonov et al with Eqn. (4.1).
- Fig.27 Comparison of experimental data by Stirikovich et al with Eqn. (4.1).
- Fig.28 Comparison of experimental data by Carrier et al with Eqn. (4.1).
- Fig.29 Comparison of experimental data by Smissaert with Eqn.(4.1).
- Fig.30 Characteristics of dimensionless group Y with respect to pressure and tube diameter.
- Fig.31 Analytical model for downcomer effective water head.
- Fig.32 Boiling heat transfer relations adopted in the analysis.
- Fig.33 Illustration of effects of water velocity on void fraction.
- Fig.34 An example of experimental results from FLECHT-SET on the steam flow rate through the primary loop during reflood phase.
- Fig.35 Calculation model for effective water head.
- Fig.36 Temperature profiles inside the walls after flood.
- Fig.37 An example of temperature histories inside thicker wall.
- Fig.38 An example of void fraction profile along the downcomer elevation.
- Fig.39 Effect of system pressure on effective water head.
- Fig.40 An example of Heat flux Histories.
- Fig.41 Effect of Initial wall temperature T_0 on effective water head.
- Fig.42 Effect of Initial wall temperature on effective water head - Temperature histories inside wall.
- Fig.43 Effect of Sus clad thickness on effective water head.
- Fig.44 Effect of Sus clad thickness on effective water head-Differences of temperature histories inside walls.
- Fig.45 Effect of downcomer gap S on the effective water head.
- Fig.46 Effect of downcomer gap S on the effective water head at 4.0 ata.
- Fig.47 Effect of downcomer gap S on the effective water head - Differences of the void fraction along the downcomer elevation.

- Fig.48 Effect of equivalent hydraulic diameter on effective water head at 1.5 ata.
- Fig.49 Effect of extracted coolant velocity on effective water head at 1.5 ata and 4.0 ata.
- Fig.50 Effect of extracted coolant velocity on effective water head --Differences of void fraction profile along the downcomer elevation at 1.5 ata.
- Fig.51 Schematic diagram of rflood sequence phenomena.
- Fig.52 Comparison of injection mode.
- Fig.53 Flow sheet of downcomer test facility.
- Fig.54 Schematic diagram of downcomer test section.
- Fig.55 Schematic diagram of upper parts in downcomer test section.
- Fig.56 Flow sheet of instrumentation in downcomer test facility.
- Fig.57(a) Power supply sequence.
- Fig.57(b) Illustration of electrical circuits in operation panel.
- Fig.58 Power supply sequence for downcomer walls heaters.
- Fig.59 Illustration of measurements positions on flow sheet of downcomer test facility.
- Fig.60 Illustration of view windows and pressure taps.
- Fig.61 Illustration of thermocouples positions.
- Fig.62 Data processing.
- Fig.63 Flow sheet of test procedures.
- Table 1 Parameters examined in the preliminary analysis.
- Table 2 Comparison of downcomer geometrical scalings.
- Table 3 List of measurement items.
- Table 4 Test parameters and run conditions.
- Table 5 Facility components.

Nomenclature

a, A, C_1, C_2, C_3 ;	Constant
d ;	Bubble diameter
D ;	Tube diameter
g ;	Gravity force
h_{fg} ;	Latent heat of vapor
H ;	Two-phase mixture level, water head
G ;	Characteristic number
l ;	circumference of downcomer
L ;	Test section height, Characteristic length
m ;	Index
K_1, K_2, K_3 ;	Constants
j, j_g, j_f ;	Volmetric flux
P ;	pressure
dP ;	Differential pressure
ΔP_{CORE} ;	Differential pressure in core
ΔP_{DN} ;	Differential pressure in downcomer
ΔP_{LOOP} ;	Differential pressure across primary loop
ΔP_L ;	Pressure difference in test section
ΔP_E ;	effective water head
ΔP_f ;	Friction loss
q, Q ;	heat flux
S ;	Downcomer gap
T ;	Temperature
ΔT_{in} ;	Inlet subcooling
ΔT_s ;	Superheat
ΔT_{sub} ;	Subcooling
$u_{vs}, u_{go}, v_{vs}, u_{go}$;	Superficial velocity, gas and water
W_1 ;	Coolant (water) flow rate
W_v ;	Gas flow rate
Z ;	distance along downcomer elevation
dZ ;	Increment of distance Z
	Void fraction

- ρ_l ; Coolant (water) density
 ρ_g ; Gas density
 σ ; Surface tension
 θ_0 ; Initial temperature of downcomer wall
 θ_s ; Surface temperature of inner downcomer wall
 θ_{sat} ; Saturation temperature of fluid
 δ_0 ; Thickness of downcomer wall
 δ ; Thermal boundary layer thickness
 μ_g ; Viscosity of gas
 μ_l ; Viscosity of liquid

1. 序

1.1 研究の背景

これまでPWR-LOCA時の再冠水過程中の炉心冷却特性を調べる実験が数多くなされてきている。⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾ 原研では、 $4 \times 4 = 16$ 本の発熱体からなる模擬炉心を有する再冠水実験装置⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いて、①炉心へ下部から冷却水を一定流速で強制的に注入する、“一定流速注入実験”と、②ダウンカマ-模擬部および一次流動抵抗模擬部を有するシステムで、ダウンカマ-経由で冷却水を炉心に供給する、“システム効果実験”⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾を行ってきた。

前者は、炉心特性のみに注目したものであり、後者はシステムを構成する各要素の効果を考慮して、システム全体としての冷却効果を調べたものである。

システム効果実験としては、装置は、ダウンカマ-模擬部・模擬炉心・下部プレナム・上部プレナム・蒸気発生器およびポンプの流動抵抗を模擬した一次流動抵抗部・格納容器を模擬したタンクで圧力調節機構を持つ定圧タンク・定圧タンクとダウンカマ-上部との圧力を等しくするための均圧ラインとからなっており、ダウンカマ-上部には、緊急冷却水の注入ノズルとダウンカマ-が満水になった時、余分の水がオーバーフローするためのノズルが取り付けられている。またダウンカマ-模擬部は全長にわたって非加熱とし、模擬炉心・上部プレナム・一次流動抵抗部は必要に応じ加熱してある。

Fig. 1はこのシステム効果実験で得られた炉心出力と炉心蓄水位との関係を示すものであり、白塗印は発熱体全長にわたってクエンチして、ほぼ定常状態になった時の炉心ピーク出力と炉心蓄水位の関係を示し、半黒塗印は発熱体が部分的にクエンチし、ほぼ定常状態になったもの、黒塗印は発熱体の一部がクエンチせず発熱体温度が上昇しつづけたために加熱電源を遮断した時の結果を示すものである。半黒塗印と黒塗印との境界線AAは炉心が冷却されない領域を示す。

この結果は、シリーズ4B実験の結果⁽⁸⁾であり、図中下部の斜線領域は、シリーズ2B⁽⁶⁾、3B⁽⁷⁾の結果を示している。図から、出力が高い時には炉心蓄水位が低く、ある値よりも蓄水位が低いと発熱体全長がクエンチせず、冷却が不可能となることがわかる。

システム効果実験では、ダウンカマ-に注水が行われると、炉心にも注水が開始され、炉心内の液位が増加して行き、発熱体下部からクエンチして行くが、炉心で発生した蒸気によって一次系流動抵抗部に圧損が生じ、ダウンカマ-の蓄水による押込水頭の効果が減殺され、炉心注入速度は抑制される。

一方炉心が完全に冷却されるためにはFig. 1に見るごとく、炉心内にある値以上の蓄水位が形成される必要がある。図中の実線AAの上方の実験では、冷却に充分の蓄水位が形成され、炉心出力に応じた水位で準定常状態に達しているわけである。

そして、このように炉心出力に対応して最終的な定常状態が存在するとすれば、その定常状態での蓄水位は、Fig. 2に示すように圧力の釣合から、ダウンカマ-静水頭と一次系流動抵

抗模擬部での圧損との差として計算できる。

定常状態を考慮すると、ダウンカマからの炉心注水量 W_L は、炉心出力 Q によって完全蒸発して炉心蒸気発生量 W_V となる。この蒸気の炉心出口温度を飽和温度とすると、一次系流動抵抗部での圧力損失 ΔP_{LOOP} が W_V の関数として求まる。炉心注水量 W_L は、ダウンカマ静水頭 ΔP_{DN} 、炉心蓄水位 ΔP_{CORE} 、一次系流動抵抗部での圧力損失 ΔP_{LOOP} から決定される。これらの関係を示すと、次のようになる（具体的には文献（8）を参照のこと）。

$$W_L = f(\Delta P_{DN}, \Delta P_{CORE}, \Delta P_{LOOP}) \quad (1.1)$$

$$W_L = W_V \quad (1.2)$$

$$W_V = Q \cdot h_{fg} \quad (1.3)$$

$$\Delta P_{LOOP} = C \cdot W_V^2 \quad (1.4)$$

以上の式から、 ΔP_{DN} 、 Q の関数として、炉心蓄水位 ΔP_{CORE} が一義的に求まることになる。

ダウンカマ部を非加熱とし、ダウンカマ静水頭を4.8m（実炉の有効長さに相当）とした時の結果を、圧力 P をパラメータとしてFig. 3に示す。横軸にはピーク出力 Q をとり、縦軸に炉心蓄水位 ΔP_{CORE} がとって示してある。図中の下部の斜線領域はFig. 1で得られた炉心冷却が不可能な領域を示す。この領域と、定常状態の仮定のもとで得られた炉心蓄水位 ΔP_{CORE} とピーク出力 Q の関係を示すカーブの交点が、その圧力での冷却可能最大ピーク出力 Q_{Max} を示す。

さらに、この結果および導出過程から次の事柄がわかった。

① 炉心注水量 W_L は（1.1）式で求まるが、この導出に際し、ダウンカマ部と炉心間のいわゆる入口抵抗が支配要因となっている（文献(8)参照）。

② 一次系流動抵抗部の圧力損失式（1.4）に関し、流動抵抗係数をいくらにとるかは重要な問題である。

③ ダウンカマの静水頭をこの計算例では4.8mとしたが、この静水頭の値は炉心冷却可能ピーク出力 Q に直接影響を与えている。

特に、③項についてはダウンカマ部はLOCA時の再冠水過程中でも充分冷却されておらず、ダウンカマ部での蒸気発生に伴って有効水頭が減少することが充分考えられる。そこで、再冠水過程でダウンカマ部の炉心注水駆動力としての有効水頭がどの程度確保されるかは重要な問題となる。

1.2 研究の目的

以上の背景から、研究目的を次のように設定した。

① 再冠水時のダウンカマ部の熱および流体力学的特性を考慮したダウンカマ模擬実験を行い、スケールファクタを考慮した実験を行う。

② 実験をもとに、再冠水時のダウンカマ有効水頭を定量化する。その中には、熱的要因および流体力学的影響因子の効果、スケールファクタの効果を含むものとする。

③ 実験結果の解析を利用し、ダウンカマの有効水頭を求める解析コードを作成する。

1.3 予備解析の目的

詳細なダウンカマ-部の有効水頭の評価を行う前に、現在の時点で有用と考えられる熱および流体力学的関係を用いて、再冠水時のダウンカマ-有効水頭変化の状況を求めておくことにする。これを行うことによって、ダウンカマ-有効水頭変化の概要を把握することができる。また有効水頭の値に及ぼす各影響因子の感度を調べることによって、解析上の問題点を明らかにすることができる。

さらに、このような予備解析を行っておくことによって実験の意義が明らかになると同時に、実験装置の仕様決定に際し、その規模および必要欠くべからざる寸法諸元を明らかにすることができる。

予備解析の結果を参考に、実験計画を立て、装置の機能、寸法諸元を決定するものとした。

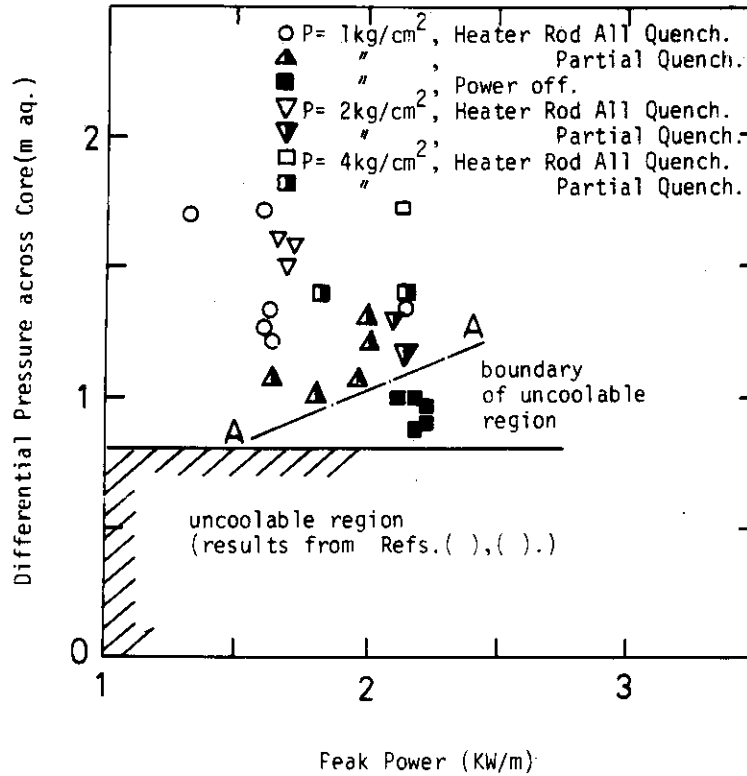


Fig. 1 Relation between the measured differential pressure in the core and peak power.

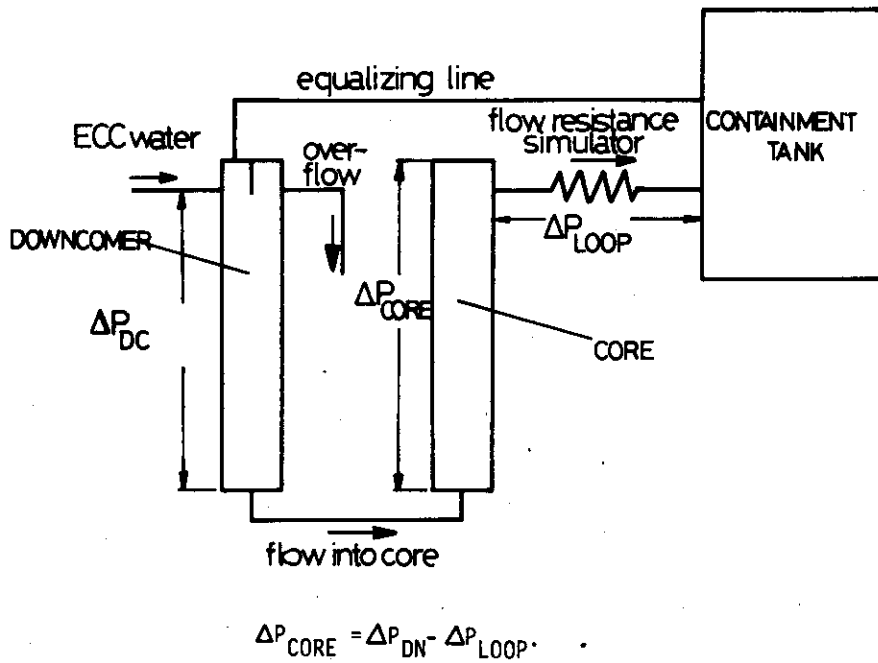
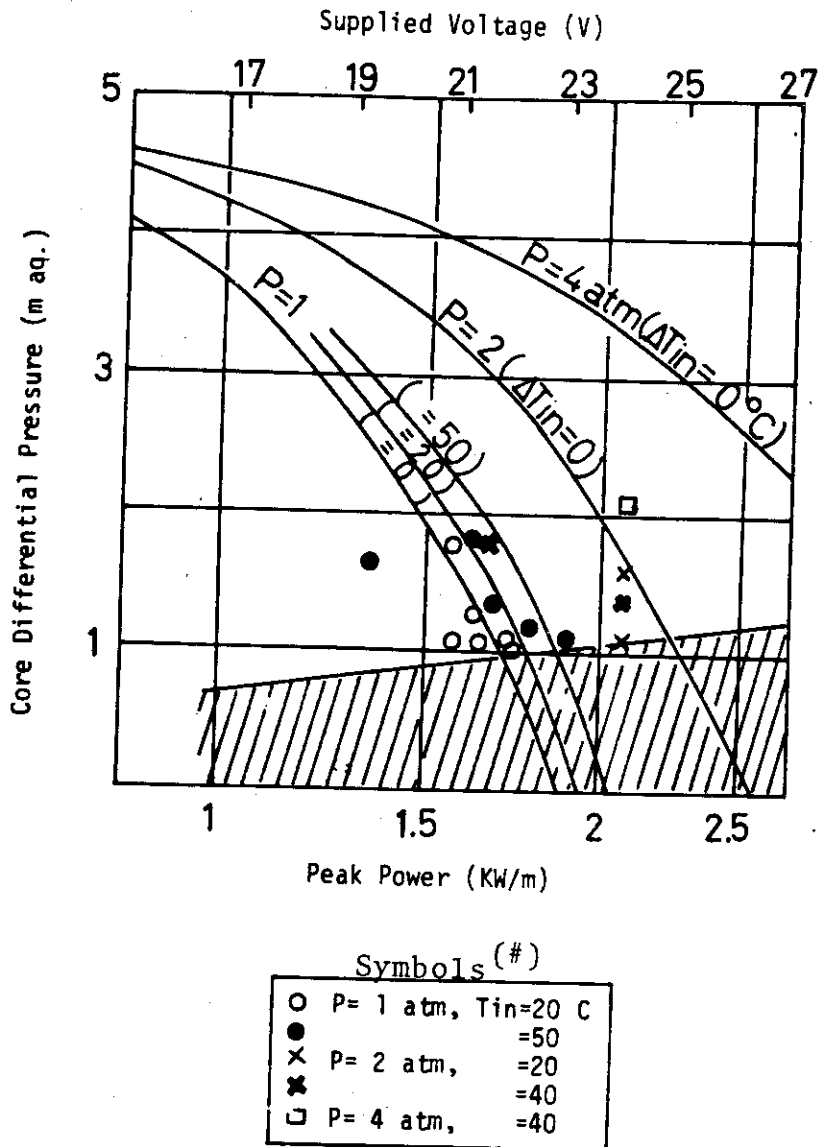


Fig. 2 Schematic diagram of reflooding test rig with respect to the relation of measured differential pressure vs peak power



(#) These data are from the results of series 4B

Fig. 3 Analytical relation between pressure difference across core and peak power.

2. 再冠水時のダウンカマー伝熱流動の特徴

2.1 再冠水過程におけるダウンカマーの役割

再冠水時のダウンカマー流動の特徴を前もって明らかにしておく。これは一つには、LOCA過程におけるダウンカマーの役割を明らかにすることによってその重要性が把握できること、もう一つには解析上不必要な点を省き、必要欠くことのできない問題点を明確にすることができるからである。そこで、本章ではLOCA過程の概要と、その再冠水時のダウンカマーの役割について述べる。

2.1.1 LOCA過程

軽水炉における仮想事故である、配管破断による冷却材喪失事故(Loss of Coolant Accident-LOCA)時には、冷却材喪失によって過熱した炉心を緊急に冷却し、炉心の破損を未然に防ぐために、緊急冷却系が作動し、炉心を再び冠水させることになっている。特にLOCA時の冷却材の放出過程をブローダウン過程と呼び、下部プレナムに再び水が蓄積される時期をリフィル過程と呼び、炉心の有効発熱下端に水位が達し、炉心が再び冠水される時期を再冠水(リフラッド)過程と呼んでいる。

これらのLOCA時の、炉心圧力、炉心蓄水量、発熱体表面温度の経時変化の概要を図示すると、Fig. 4のようになる。

まず定常運転時に配管破断が起きると、冷却材が喪失しはじめ、定常運転時の圧力から流体の飽和圧力まで急激に減圧し(5~50m/secの期間)、コールドレグ破断の時には、下部プレナムが先に減圧し、炉心内に下向き流れが生じ、ダウンカマーでは上向き流れとなる。系圧が流体の飽和圧力となると、蒸気泡が発生し、圧力の降下は比較的緩やかとなる。この時には、炉心液位が減少を続け、発熱体温度は炉心の流動状況の影響を受け、強制対流、核沸騰熱伝達で冷却が行われ、限界熱流束点をこえ、遂にはポストCHF熱伝達によって冷却を受けて発熱体温度は上昇するようになる。

ブローダウン中には、高圧注水系(HPCI)、蓄圧注水系(ACCI)、および低圧注水系(LPCI)が作動し、炉心を再び冷却するために注水が行われるが、大部分の水は炉心内の水と共に外部に流出する。炉心水位が低下し、下部プレナムで発生した蒸気のダウンカマーでの流量が低下してくると、緊急冷却水がダウンカマーの上向き蒸気流の勢いに打ち勝って下部プレナムに蓄水するようになる。この下部プレナムを蓄水する期間がリフィル過程である。この期間の開始時刻および継続時間は、下部プレナムからダウンカマー部を通して吹き上げる蒸気量と、ダウンカマーのHot Wall Effectによるダウンカマー部での発生蒸気量の値に依存している。このリフィル期間では炉心は露出しており、下部プレナムからの発生蒸気による対流蒸気冷却と輻射冷却で発熱体が冷却されるのみで冷却能は小さく、発熱体温度は上昇する。

下部プレナムおよびダウンカマーのHot Wall Effectによる蒸気発生量が低下し、下部プ

プレナム水位が回復し、さらに炉心内水位が上昇するようになると、いわゆる再冠水過程に入り、ダウンカマ-では蓄水して行き、炉心に注入する駆動力を形成して行き、緊急冷却水がコールドレグの破断口からオーバーフローするようになる。一方発熱体温度は極大値（ターンアラウンド）を経過し、さらに炉心水位が上昇することによって、発熱体は急冷（クエンチ）し、完全に炉心は冷却されることになる。

WREMの安全解析コード⁽⁹⁾によれば、上述のPWR-LOCA過程の状況の時間的経過をFig. 5のように提示している。すなわち、ブローダウンが終了するのは破断後23秒程度であり、続いてリフィル過程の期間が約11秒間続く。再冠水の開始時刻は破断後34秒である。

また、緊急冷却水の内、再冠水過程に直接影響を与える蓄圧水（ACC水）と低圧注入水（LPCI水）の流入量の変化をFig. 6に示す。

従って、再冠水開始が破断後34秒程度であるとすれば、のちほど示したダウンカマ-からの熱放出履歴から判断して、ダウンカマ-構造材の温度は未だ充分下っておらず、かつ再冠水初期にACC水がダウンカマ-の蓄水に効果があるとすれば、早期にダウンカマ-部は蓄水されることになるが、ダウンカマ-構造材から冷却水への熱放出量も大きいものと判断される。

2.1.2 構造と流れの性質

ダウンカマ-の構造をFig. 7に示す。ダウンカマ-は、炉容器壁と炉心槽壁で、囲まれており、炉心の外側に環状になった流路である。原子炉の出力によって、ダウンカマ-のギャップ、周長、炉容器壁の厚み、炉心槽壁の厚み、高さ等は異っている。主要寸法の一例が同図中に参考のため記入してあるが、これらの値は絶対的なものではない。また、原子炉の一次配管のループ数も出力によって異なり、2ループ、3ループ、4ループがある。また、ダウンカマ-の構造自体もFig. 7に示したニュートロンパッドではなくて、ダウンカマ-と同心円状のサーマルシールドタイプの装填物が入っているものもある。

緊急冷却水は、健全ループ側のコールドレグに注入され、コールドレグからダウンカマ-に入る。ダウンカマ-に入った水は下部プレナムに入るものとダウンカマ-部のアッパーアニュラスを経由して破断ループのコールドレグ破断口から炉容器外へオーバーフローするものに別れる。ところで、コールドレグからダウンカマ-に入る緊急冷却水の温度は蓄圧注入水あるいは低圧注入水の温度そのものではなく、炉心で発生した蒸気の一部が健全ループを流れていることを考慮すると、コールドレグで、緊急冷却水注入ノズル位置からダウンカマ-までの配管中で蒸気が凝縮して緊急冷却水の温度は上昇する。

2.1.3 炉心注水に対する駆動力

ダウンカマ-から下部プレナムを通過して炉心に注入された水は過熱した発熱体に触れて、一部は蒸気になり、一部は水滴のままキャリーオーバーされて上部プレナムに吹き上げられる。炉心で発生した蒸気は、水滴を含みつホットレグ、蒸気発生器、ループシール・一次系ポンプからなる健全ループ、破断ループを通過してコールドレグにもどるものと、破断口から格納容器に放出されるものがある。

ダウンカマ-から炉心に注入する水の駆動力としては強制的に炉心に注水する機能はなく、

ダウンカマの静水頭と一次系ループの圧力損失の差のみが有効に働くことになる。従って、ダウンカマ部での流動状況が蒸気泡を含む二相流となるために、静水頭がダウンカマの有効高さに相当する値より減少することになる。

2.2 熱的・流体力学的問題点

2.2.1 熱的要因

ダウンカマ部の有効水頭の履歴を決定するものは、ダウンカマ構造材からの熱放出履歴である。熱放出履歴がわかれば、ダウンカマの構造（サーマルシールドの有無や炉容器壁、炉心槽壁の厚み等の形状寸法）が決まると冷却材に入る熱量がわかり、ダウンカマで発生する蒸気量を評価することができる。

発生蒸気量がわかれば、あとは流体力学の問題となり蒸気量とボイド率との関係を、フローパターン、系圧力、冷却水注入量、炉心への注入量の関数として求めればよいことになる。

ところで、原子炉の定常運転時では冷却水のコールドレグ入口温度は287℃程度であり、ホットレグ出口温度は320℃程度であるから、ダウンカマ流路を構成している構造材は300℃程度にはなっていると考えられる。ブローダウン、リフィルの継続時間とも密接に関連しているが、これらに引続く再冠水過程においても、未だダウンカマのHot Wall Effectが残っていることを示す図が、Fig. 8である。Fig. 5はダウンカマ構造材からの熱放出の履歴を示す。これは板厚 δ で無限幅かつ無限長さのダウンカマ構造材が初期に θ_0 の温度に一樣になっていたとし、片面断熱でもう一方の面が θ_s （一定）に急激に冷やされた時の、温度境界層の厚み δ と冷却面からの熱流束 q の時間変化を示すものである。

図中には参考の為、 $\theta_0 - \theta_s = 200, 150, 100, 50$ ℃の場合について $\delta_0 = \infty$ の時の熱流束変化が示してある。特に $\theta_0 - \theta_s = 200$ ℃の場合には $\delta_0 = 10, 5, 3$ cmの場合も示してある。100万kW級のPWRでは、炉容器壁の厚みは20~25 cmであり、炉心壁は5 cm程度であるから、再冠水過程が開始すると考えられる破断後45秒程度に於いても、温度境界層厚みは7 cm程度であり、炉容器壁からの熱流束は $\theta_0 - \theta_s = 200$ ℃の場合で 2×10^5 kcal/m²hrとなり、炉心壁からの熱流束も加味すると、非常に大きな値となっていることがわかる。実際には、 $\theta_0 - \theta_s = 200$ ℃という大きな値をとらず、もっと小さな値をとるにしても、例えば $\theta_0 - \theta_s = 50$ ℃としても、破断後45秒程度では炉容器壁からは 5×10^4 kcal/m²hrの熱放出があり、再冠水過程においてもHot Wall Effectはあることになる。

しかしながら、実際の熱放出の履歴は、前述の表面温度が一定値に固定され構造材内の熱伝導で表面熱流束が決定される“熱伝導支配の体系”ではなく、高温壁の表面に冷却水が存在する沸騰熱伝達で決定される“表面熱流束支配の体系”であろう。このような体系では、沸騰熱伝達時の表面熱流束 q と過熱度 ΔT_s （=表面温度 θ_s - 飽和温度 θ_{sat} ）との関係を知る必要がある。この関係がわかれば、表面温度および構造材内の温度の変化と、表面熱流束とが同時に求まることになる。

一般に、前者の熱伝導支配の方が、後者の熱流束支配に比べて初期に大きな熱放出量を示し、構造材は早く冷えることになる。従って再冠水時の前のブローダウン、リフィル期間中の構造

材の冷却効果を考えると前者の方が、楽観的な結果を与えることになるが、それでも破断後45秒で、 $\theta_s - \theta_{sat} = 200^\circ\text{C}$ としても $q = 2 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ の熱放出があることになる。以上のことから、的確な熱放出履歴を評価する必要がある。

2.2.2 流体力学的要因

ダウンカマを満たしている冷却水に壁面から熱が入ると、蒸気泡が壁面上で発生しダウンカマ-流路を合体上昇して行く。冷却水の温度は炉心から健全ループを通過してコールドレグで凝縮する蒸気によって飽和温度近くまで昇温しているため、ダウンカマ-流路での蒸気発生は比較的容易と思われる。この発生した蒸気によるダウンカマ-有効水頭の減少を支配する要因は、流路形状と、冷却水の温度を飽和温度とすると冷却水の降下流量、局所の上昇蒸気流量、および系圧力である。

これまでの気液二相流の関係式のダウンカマ-流動への適用の可能性を調べて見ると、垂直並行二相流の関係式は一般にボイド率の存在による静水頭の項を、圧力降下量から差引いた摩擦損失とクオリティの関係、あるいはボイド率とクオリティの関係を、圧力と全流量との関数として求めているものが多い。最も今必要とするボイド率による静水頭の効果が顕著で摩擦損失が無視できるような二相流に適用できない。特に二相流の中で、液体（冷却水）の速度が低速（10 cm/s以下）であることを考慮するとその適用の可能性はない。現在のところ、Wilson et alの関係式が最もその適用の可能性を有するわけであるが、その適用に際し、ダウンカマ-の形状、予想される流動状況に与える因子等から、次の点の影響を明らかにすることが必要である。

(1) ダウンカマ-流路は環状流路であって、円管流路とは異なる。蒸気泡の合体を考慮すると、合体した気泡の径が円管の時に流れに与える影響と、環状流路の時の流れに与える影響とは明らかに違うはずである。またスラグフローの場合を考慮すると同じ気液流量に対し、円管の場合と環状流路の場合とでは、スラグフローに遷移する条件等は異なるはずである。

(2) ダウンカマ-の形状は環状であるが、気液二相の速度、特に液相の速度が低く、かつACC水の多量の水が再冠水初期までにダウンカマ-に注水されていることを考慮すると、環状流路の曲率の影響や二次元的流動状況の変化は小さく、対向平板で形成される矩形断面流路での流れと考えてよい可能性がある。この時流路ギャップと周長（流路幅）とが支配因子となるが、周長については、二次元性が少ないとすると、流路ギャップの影響が重要である。この時、(1)項で述べたと同様にギャップの大きさが、気泡の挙動を支配し、円管流路の場合とは異なるであろう。また、ダウンカマ-のギャップは、サーマルシールドの有無や、原子炉の出力によって、その値は異なるから、ギャップの影響を明らかにする必要がある。

(3) ダウンカマ-には健全ループ側のコールドレグから緊急冷却水が注入されるが、この注水口近傍の流れの状況と注水口がない領域とは異なることが予想される。この影響を明らかにする必要がある。

(4) 種々の管径で、液体の流速が比較的低速（0~1 m/s）である並行上昇二相流の実験は、散見される。しかしこの実験結果を利用するに当たっては、これらの実験の条件も限られており、また並行流と対向流との違いも明らかではない。従って、水が蒸気に対向して流れている時の

状況を把握する必要がある。

(5) Wilson et alの実験では、有効試験部長さが、約1.8mで、その間のボイド率の平均値を測定している。一方ダウンカマで発生した蒸気の状態を考えると、壁面で発生した蒸気がダウンカマ高さ約5mに沿って逐次蓄積されつつ上昇して行くわけであるから、1.8mの試験部での平均値をそのまま適用した場合の誤差の蓄積が懸念される。同時に円管テスト部で実験を行った時の蒸気の吹込み形式の影響のあることが考えられる。以上の事柄の影響を明らかにする必要がある。

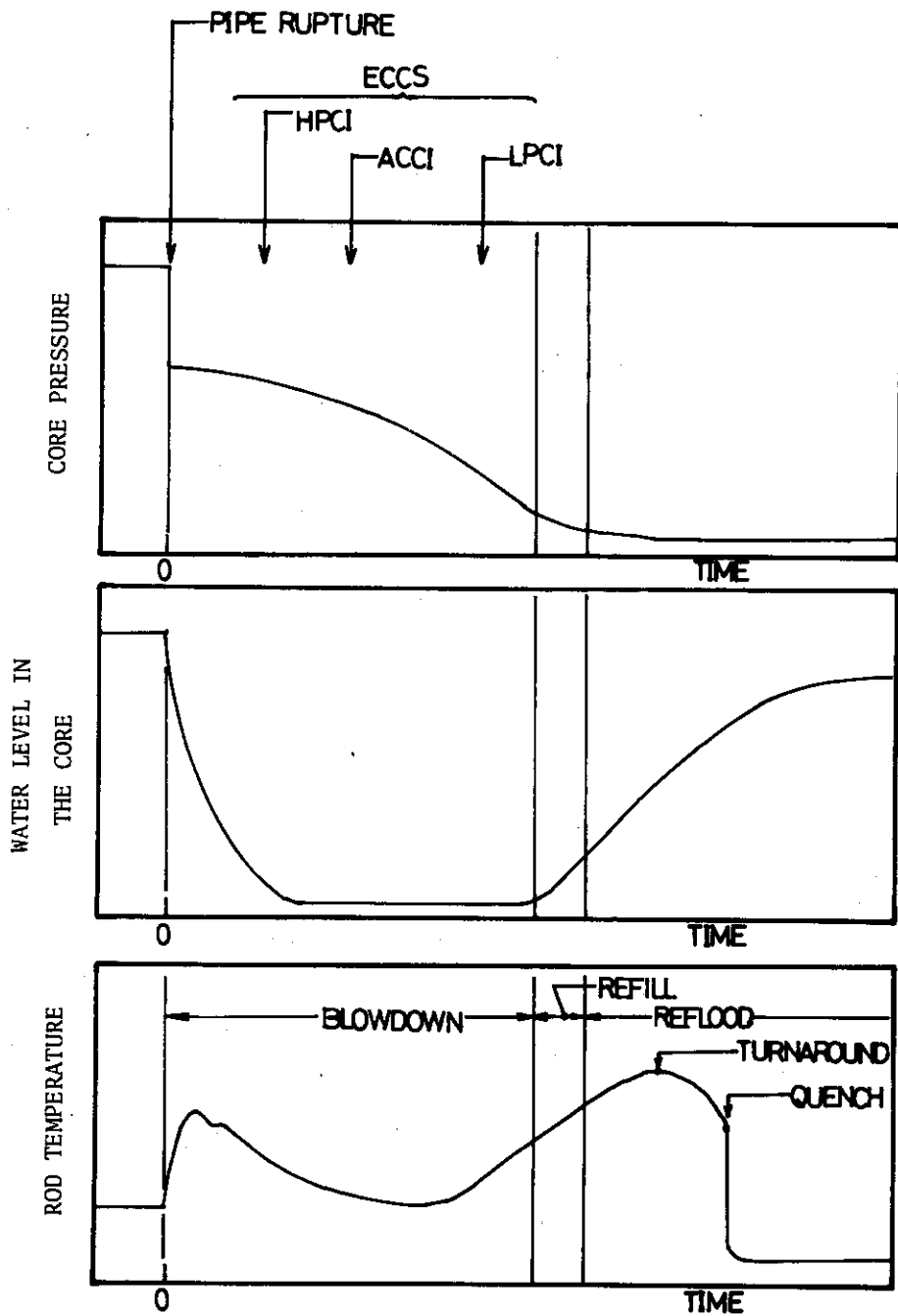


Fig. 4 Schematic diagram of the LOCA process.

PWR LOCA ANALYSIS

SEQUENCE OF PHENOMENA

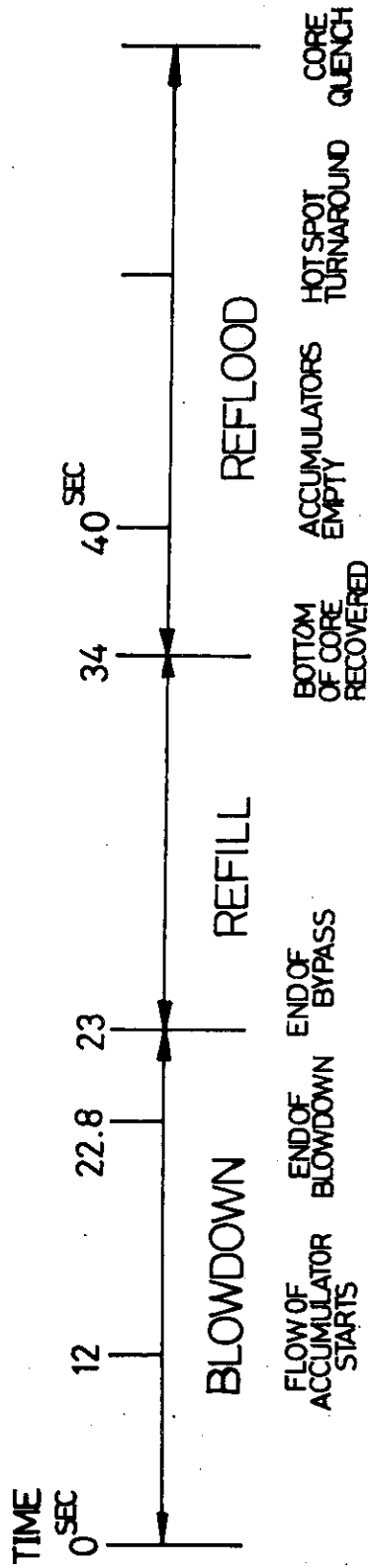


Fig. 5 PWR LOCA analysis, sequence of phenomena (from WREM).

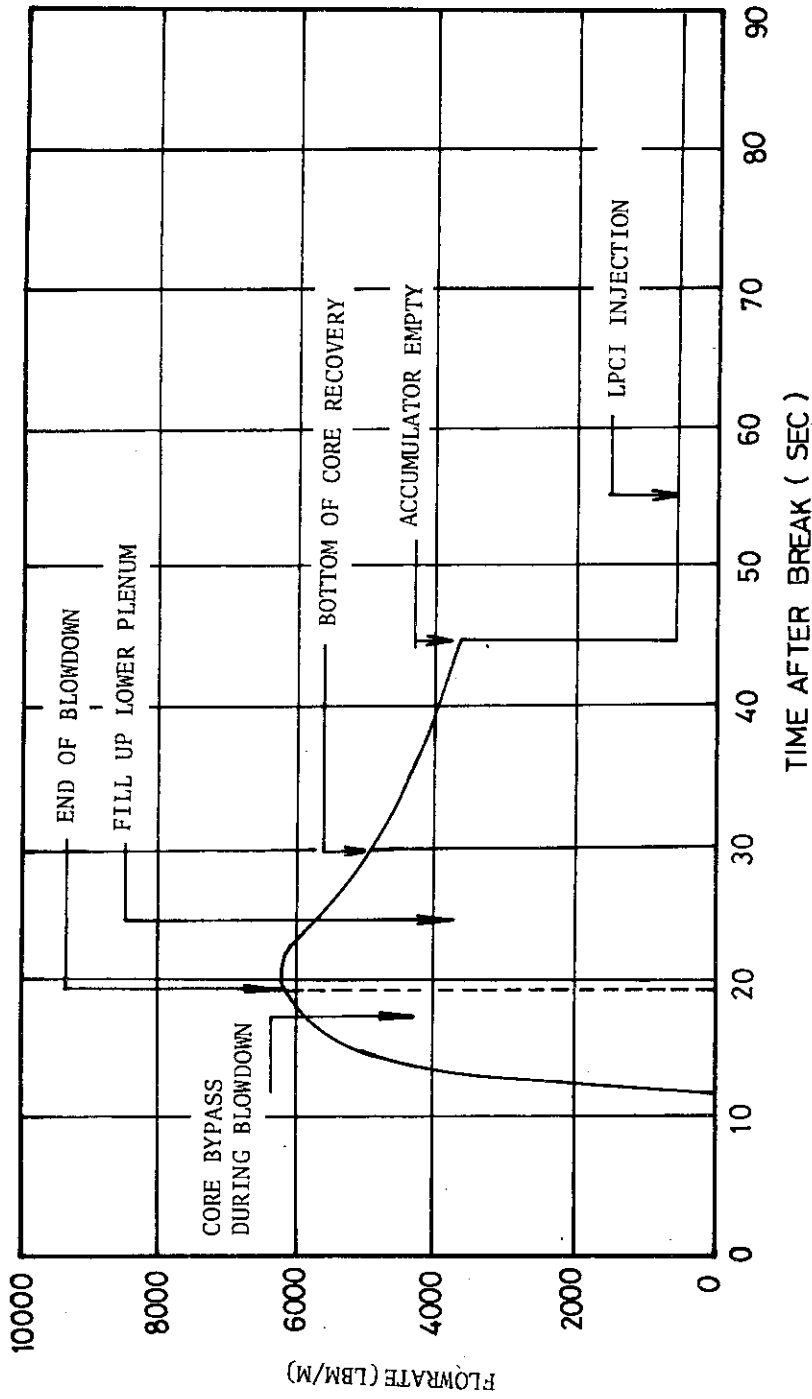


Fig. 6 ECC injection history (ACC and LPCI).

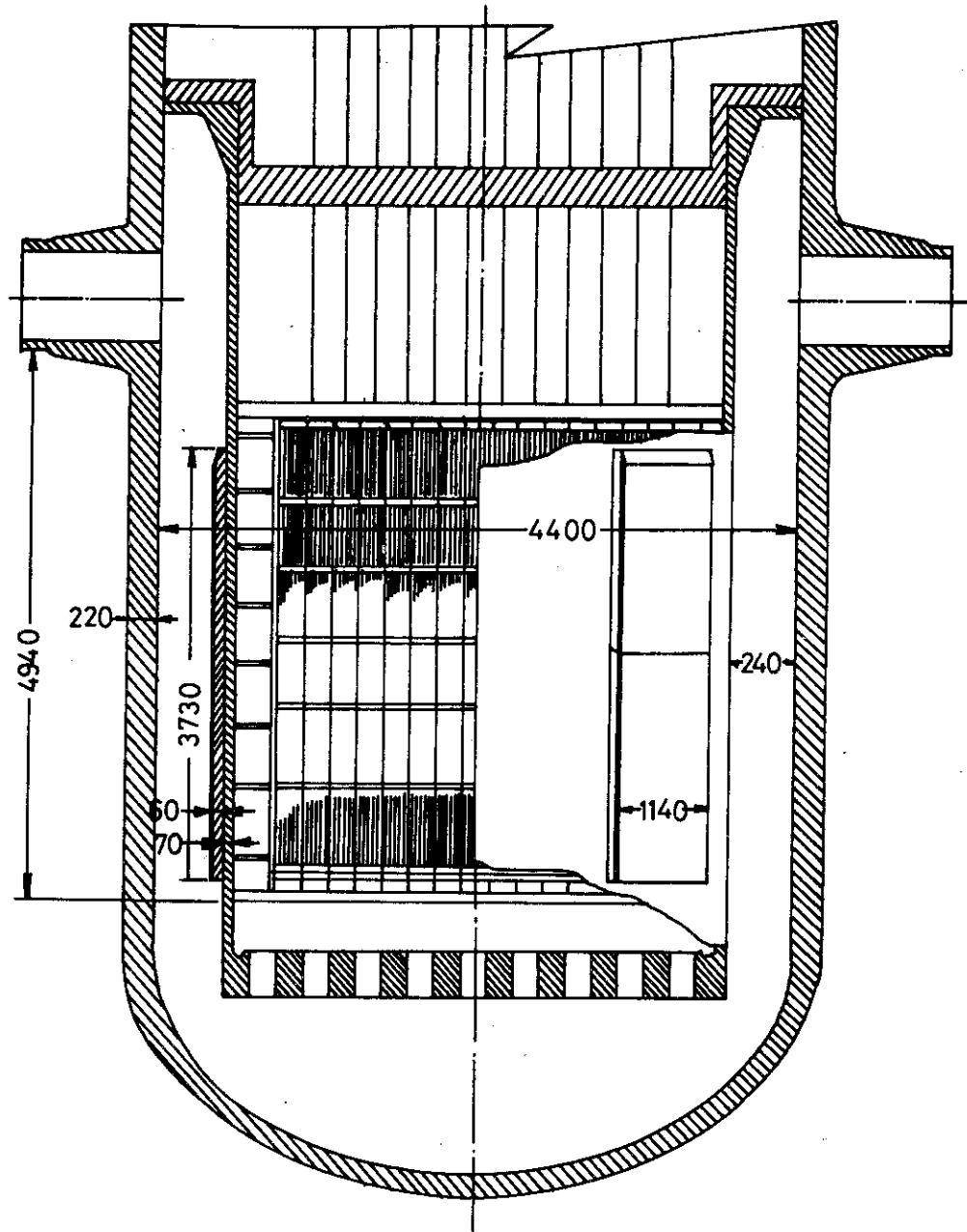


Fig. 7 Concept of PWR reactor downcomer (geometric scaling).

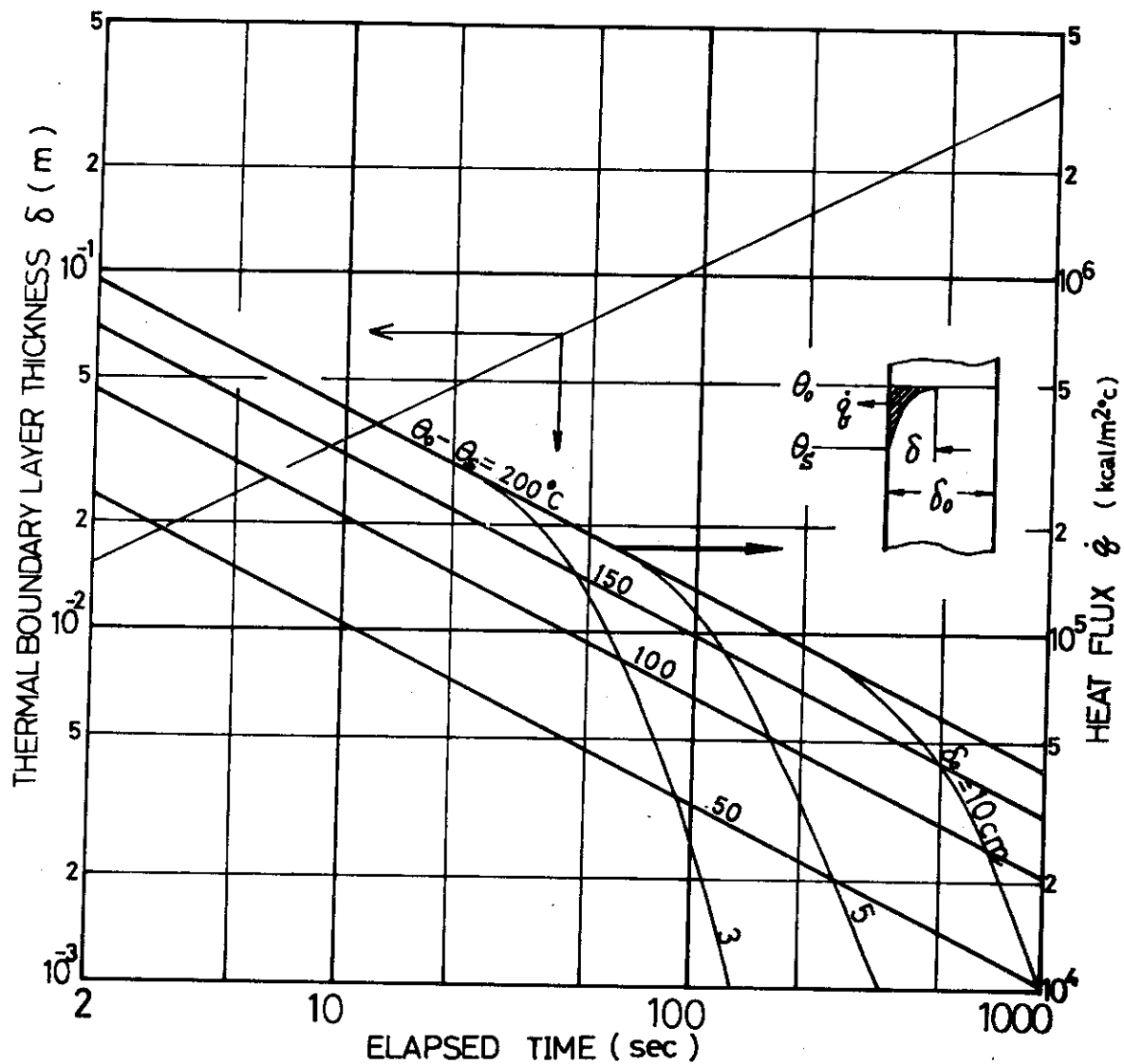


Fig. 8 An example of heat release from flat plate surface under heat conduction control.

3. 流体力学的要因の考察

3.1 序

ダウンカマ-流路を満している緊急冷却水に壁面から熱が加えられると、壁表面で蒸気泡が発生し、ダウンカマ-流路を上昇しつつ、合体または蓄積して行く。緊急冷却水のダウンカマ-入口での温度は、炉心から健全ル-プを通過してコールドレグで混合凝縮する蒸気によって、飽和温度近くまで、昇温しているはずであるから、ダウンカマ-流路での蒸気発生は比較的容易である。

この時の有効水頭の値を決定する支配要因は、熱的要因を除いて、流体力学的要因に限定して考えてみると、冷却水温は飽和温度とすれば、系の圧力・局所の蒸気流量、落下冷却水流量と流路形状とである。この内、前3者は流路形状が固定されれば、その影響は一義的に決定できるものと考えられるのに対し、後者の流路形状に関しては種々のものが考えられるので、一般論を確立するのは非常に困難と思われる。そして、実際のダウンカマ-の形状に関して、次の事柄が指摘できる。

- ① ダウンカマ-流路は環状流路であって、実験や理論解析の対象に選ばれる円管流路とは異なる。合体する気泡の挙動に及ぼす壁面の影響、蒸気泡の流動状況、フローパターン、フローパターンの遷移条件等は異なる可能性がある。
- ② 一方、ダウンカマ-流路での気液二相の速度、特に冷却水速度は低いこと、蓄圧注入系から多量の水が再冠水初期までにダウンカマ-内に注入されていることを考慮すると、環状流路の曲率の影響や2次元流動の差異は小さく、対向平板で構成される短形断面流路と等価と考えてよい。この時には、流路ギャップ S と周長(流路幅) W とが支配因子となるが、二次元性が小さいとすれば流路ギャップのみが重要因子となる。またダウンカマ-のギャップは、サーマルシールドの有無や、原子炉の出力によってその値が必ずしも一定ではないので、この演響を明らかにする必要がある。

以上の状況を考慮してダウンカマ-流路の流体力学的関係式として採用しうるものを探してみると、そのまますぐに適用できるものはない。そこで本章では、従来の垂直円管流路についての有用と思われる実験および理論解析について検討し、残されている問題点、実験のダウンカマ-流路への適用の可能性および適用に際しての問題点をまず明らかにすることにする。

3.2 垂直円管流路に関する従来の研究 I (管径の細い場合)

ここで、管径が細い場合と規定したが、具体的数値として管径が細い場合と太い場合の境界を示すことができるわけではなく、便宜上のものである。ただ概念的には単一の気泡が管断面全体を占めて、典型的なスラグ流になっている場合が、比較的管径の細い場合に見受けられるので、このような場合をさしている。管径が太い場合には、一般にスラグ流は出現するものゝ、典型的は単一の気泡によるスラグは出現し難い。

一般にボイド率は二相流の解析を行う場合の基礎となる重要な値であるので、与えられた流路状態、気液二相流量に対してこの値を予測することに、これまでの研究の重点がおかれてきた。これは、単相流の運動量式、

$$-dp = d\left(\frac{u^2}{2g}\right) r + \frac{\gamma}{D} \frac{u^2}{2g} r \cdot dZ + r \cdot dH$$

において（左辺は圧力損失，右辺第1項は加速損失 ΔP_a ，第2項は摩擦損失 ΔP_f ，第3項は位置損失である），二相流に対しても上式と同様の形式で表わされるはずであって，その際各項の速度 u と比重量 r_{fg} はボイド率 α でもって、

$$r_{fg} = \alpha r_g + (1 - \alpha) r_l \quad (3.1)$$

で表わされるので、 α が二相流では重要な値であるわけである。

この二相流のボイド率を求める方法として

- ① 純実験的整理法 (Lockhart と Martimelli⁽⁹⁾ の方法等)
- ② エネルギー式あるいは運動量式に基づく算出方法
(Zivi⁽¹⁰⁾ の方法, Levy⁽¹¹⁾ の方法, Smith⁽¹²⁾ の方法等)⁽¹³⁾
- ③ 速度分布, ボイド分布形を考慮した方法 (Benkoff⁽¹³⁾)
- ④ Flow Parameter による整 (Armand⁽¹⁴⁾ 等)
- ⑤ 相対速度を基準とするもの、

等の種々の方法がこれまで、提案されている。

ダウンカマ-流路での特徴の1つである液体の速度が気体の速度に比べて低く、かつその絶対値も小さいことを考慮すると、上記の方法で⑤の方法がもっとも妥当性のあるものと考えられる。そこでこの方法について、考察することにする。

3.2.1 気泡流の上昇速度

供給気体流量が少い場合液体中に単一気泡が分散された形で液体中を上昇していく。このような気泡流の場合には、各気泡の上昇速度は、他の気泡の影響を受けて単独気泡の場合と異なる。

単独気泡の場合には、その上昇速度 u_B は気液の比重差、気泡の形状を決める表面張力 σ 、気泡の抵抗を規定する液体の粘性 μ_l 及び気泡の代表的大きさ d_B によってきまるはずである。 u_B は、気泡の Reynolds 数 $R_{eB} = d_B u_B / \nu_l$ と特性数 $G = g^2 \mu_l^2 / \sigma^3 r_l$ とによって次のように決る (Peefle と Garber⁽¹⁵⁾)。

$$\cdot R_{eB} \leq 2 \quad u_B = d_B^2 (\gamma_g - \gamma_l) / 18 \mu_l \quad (3.2)$$

$$\cdot 2 \leq R_{eB} \leq 4.02 G^{-0.214}$$

$$u_B = 0.135 d_B^{1.28} g^{0.76} \left(\frac{\gamma_l}{\mu_l g} \right)^{0.52} \quad (3.3)$$

$$\cdot 4.02 G^{-0.214} \leq R_{eB} \leq 3.1 G^{-0.25}$$

$$u_B = 1.35 \left(\frac{2 \sigma g}{\gamma_l d_B} \right)^{0.5} \quad (3.4)$$

$$\cdot 3.1G^{-0.25} \leq R_{oB}$$

$$u_B = 1.18 \left(\frac{\sigma g^2}{r_L} \right)^{0.25} \quad (3.5)$$

Zuber⁽¹⁶⁾によれば、気泡流の場合実験的に、 $R_{oB} \leq 2$ の領域では、

$$u_B = \frac{(r_L - r_g) d_B^2}{18\mu_L} (1-\alpha)^2 \quad (3.6)$$

であり、気泡径が0.1~2cm程度の大きい場合には、

$$u_B = 1.5 \left[\frac{a(r_L - r_g) g^2}{r_L^2} \right]^{1/4} (1-\alpha)^{1/2} \quad (3.7)$$

となることを報告している。この後者の式は、 $r_L - r_g \approx r_L$ 、 $\alpha \approx 0$ の場合を考えると Peeble と Garber が提案した、 $3.1G^{-0.25} \leq R_{oB}$ のときの式と同形式となっている。

3.2.2 気体スラグの上昇速度

気泡流の場合よりも、供給気体流量を増加させて行くと、単一の気泡が管断面を占め管の中心部を砲弾形の長い気泡となって上昇していく、この上昇速度について、Dumtrescu⁽¹⁷⁾はポテンシャル流れを仮定して、

$$u_B = 0.351 \sqrt{gD} \quad (Dは管径) \quad (3.8)$$

を理論的に求めており、これは単一のスラグが上昇して行く実験値と非常によく一致している。

その後、スラグ流についての研究が進み、一般にスラグ流のスラグの上昇速度は次の形で与えられることが報告されている。

$$u_B = C_1 (u_{g0} + u_{L0}) + C_2 \sqrt{gD} \quad (3.9)$$

ここで、 C_1 、 C_2 は係数である。

この C_1 、 C_2 について、Nicklin et al⁽¹⁸⁾は、1インチの垂直管で実験を行い、

$$u_B = 1.2 (u_{L0} + u_{g0}) + 0.35 \sqrt{gD} \quad (3.10)$$

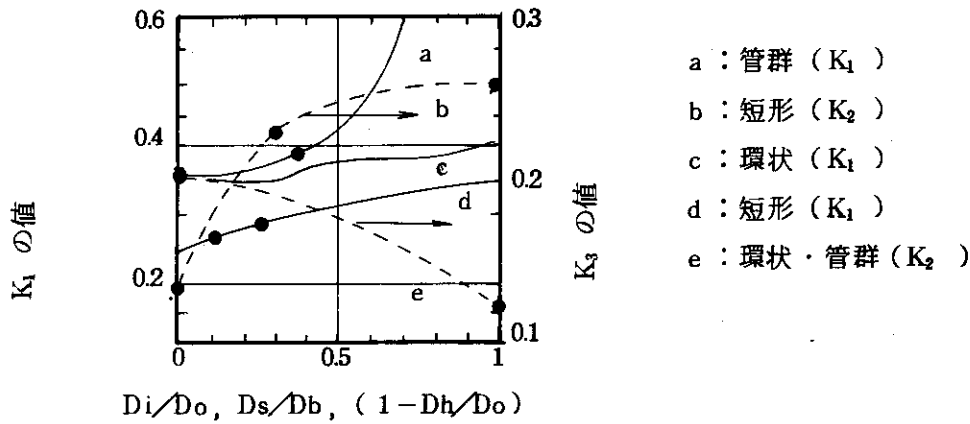
として、 $C_1 = 1.2$ 、 $C_2 = 0.35$ を与えている。

又、環状流路、短形流路および管群の場合も含めて、Griffith⁽¹⁹⁾は次式で表わしている。

$$u_B = K_3 (u_{L0} + u_{g0}) + K_1 K_2 \sqrt{gD} \quad (3.11)$$

ここで、係数 K_1 、 K_2 、 K_3 は、環状流路の内径 D_i 、外径 D_o 、短形流路の短辺 B_s 、長辺 D_b 、管群の間の水力直径 D_h によってきまり、その値を下図のごとく与えている。

ここで K_2 は不加熱域では $K_2 = 1.0$ とし、蒸発域では $K_2 = 1.6$ と定めている。



Griffith による K_1, K_2 の値の図

3.3 垂直円管流路に関する従来の研究 II (管径の太い場合)

管径の大きな垂直円管の中に飽和水が停滞している状況下で、下部から蒸気を一定の割合で吹き込んだ時の蒸気速度とボルド率、蒸気流量との関係が、古くから原子炉の流動状況に関係して求められている。Filimonov et al⁽²⁰⁾は、蒸気上昇速度 u_g (見掛けの蒸気速度をボルド率で除した値 u_{go}/α) は、見掛けの蒸気速度 u と次の直線関係にあることを実験的に示した。

$$u_g \equiv \left(\frac{u_{go}}{\alpha}\right) = u_{go} + a \tag{3.12}$$

ここで $11 \leq P \leq 125 \text{ ata}$ で $a = (0.65 - 0.0039 \cdot p) \left(\frac{d}{63}\right)^{1/4}$

$125 \leq P \leq 185 \text{ ata}$ で $a = (0.33 - 0.00135 p) \left(\frac{d}{63}\right)^{1/4}$

であり、

P : 系圧力 (ata) $11 \text{ ata} \leq P \leq 185 \text{ ata}$

d : 管径 (mm) $30 \text{ mm} \leq d \leq 82.5 \text{ mm}$

である。

その実験結果の一部を Fig.9, Fig.10 に示す。図の縦軸は蒸気の上昇速度 u_g ($\equiv u_{go}/\alpha$) であり、横軸は見掛けの蒸気速度 u_{go} を示す。種々の圧力、管径に対し、 u_g と u_{go} との間に比例関係があることがよく伺える。式(3.12)式と(3.9)式とを比較して見ると、前者の式は水の速度 $u_{lo} = 0$ の場合であるから(3.9)式で $u_{lo} = 0$ とおいた式と(3.12)式を比較すると非常によく似た式であることがわかる。即ち(3.12)式では(3.9)式の C_1 は1.0となっており、 $a = C_2 \sqrt{gD}$ であることがわかる。

一方、Zuber と Findley⁽²¹⁾ は、気液間の局所的な相対速度と速度分布及びボイド率分布の

すべてを考慮したモデルを採用し、平均ボイド率を理論的に説明することに成功した。

すなわち、断面での分布を考慮した時の平均の蒸気上昇速度 u_g は平均の見掛けの蒸気速度 $\langle j_g \rangle$ と平均ボイド率 $\langle \alpha \rangle$ との比であり、これは次の様に示される。

$$u_g \left(\equiv \frac{\langle j_g \rangle}{\langle \alpha \rangle} \right) = C_0 \langle j_g + j_l \rangle + \frac{\langle \alpha V_2 j \rangle}{\langle \alpha \rangle} \quad (3.13)$$

ここで、 j_e : 見掛けの冷却水速度

$V_2 j$: $u_g - \langle j_g + j_l \rangle$ ドリフト速度

さらに C_0 については、

$$C_0 = \frac{\langle \alpha (j_g + j_l) \rangle}{\langle \alpha \rangle \langle j_g + j_l \rangle}$$

となるので、 C_0 は断面上のボイド率および見掛け流速が決れば求まる数値となっている。

Fig. 11 にこれらの分布を仮定した時の C_0 の値が示してある。 C_0 の値は大略 1.0 と 1.5 の間になることが予想される。

(3.13) 式の右辺第 2 項は、相対速度 $V_2 j$ の効果を示すもので、

○スラグ流では
$$V_2 j = 0.35 \left[\frac{g(\rho_l - \rho_g) D}{\rho_l} \right]^{1/2} \quad (3.14)$$

○Churn-turbulent 流では、

$$V_2 j = 1.53 \left[\frac{\sigma_g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (3.15)$$

○ストークスの法則に従う小さい気泡の場合には、

$$V_2 j = \frac{g(\rho_l - \rho_g) d_2}{18\mu_l} (1 - \alpha)^3 \quad (3.16)$$

○大きな 0.1~2 cm 程度の気泡では、

$$V_2 j = 1.53 \left[\frac{\sigma_g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} (1 - \alpha)^{3/2} \quad (3.17)$$

が推奨できることを述べている。

そして、重要なことは各実験者の実験結果を (3.13) 式と比較して見ると、 u_g と $\langle j_g + j_l \rangle$ との間にはほぼ直線的な比例関係が成立していること、そして同一の実験者の実験結果では C_0 および $\langle \alpha V_2 j \rangle / \langle \alpha \rangle$ は一定の値をとっており、実験者によってこれらの値が異っている。

すなわち、Petrick⁽²²⁾ の実験では $C_0 = 1.6$ 、

$\langle \alpha V_2 j \rangle / \langle \alpha \rangle$ は (3.15) 式となっているのに対し、Smisart⁽²³⁾ の実験結果は $C_0 = 1.2$ で、 $\langle \alpha V_2 j \rangle / \langle \alpha \rangle$ は (3.15) 式又は (3.14) 式となっている。

(3.13) 式と各実験者の実験結果との比較を Fig. 12(a)~Fig. 12(e) に示す。

そこで、Zuber と Findley は、 C_0 と $\langle \alpha V_2 j \rangle / \langle \alpha \rangle$ は一義的に決定されるべき値では

なく、実験装置に固有の値であると結論づけている。Fig.12(a)~Fig.12(c)でわかるように、 C_0 の一定値をとる傾向、 $\langle \alpha V_2 \rangle / \langle \alpha \rangle$ が (3.14) ~ (3.17) 式のいずれかで示されるという事実は、管径 D が 5.08 cm ~ 45.6 cm、圧力 P が 6 ata ~ 136 ata までの非常に広い範囲で成立していることがわかる。

Wilson et al.⁽²⁴⁾ は管径 D が 4 インチ (約 10 cm) と 19 インチ (約 48 cm) の大口径の垂直管 (高さ 6 フィート) の中に飽和水を蓄え、下部から蒸気を注入した時の、飽和水中を上昇する気泡の終端速度 u_B とボイド率との関係を調べた。測定された見掛けの蒸気速度 u_{go} をボイド率 α で割った値を気泡の平均の終端速度 u_B と見なし、一方テスト部に取付けたマンメータで液柱の長さを測定しボイド率 α を求めている。そして次の実験式を提出している。

$$\alpha = A \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_l - \gamma_g} \right)^{0.32} \left(\frac{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_l - \gamma_g}}}{D} \right)^{4.9} \left\{ \frac{u_B}{\left(\frac{g}{\gamma_l - \gamma_g} \right)^{0.5}} \right\}^m \quad (3.18)$$

ここで、

$$\left(\frac{V_B}{\left(\frac{g}{\gamma_l - \gamma_g} \right)^{0.5}} \right) \leq 5 \text{ のとき } A = 0.136, m = 1.78$$

$$\left(\frac{V_B}{\left(\frac{g}{\gamma_l - \gamma_g} \right)^{0.5}} \right) > 5 \text{ のとき } A = 0.75, m = 0.78$$

この実験結果を Fig.13 に示す。実験を行った圧力は実炉への適用を考慮して比較的高く、12 ata ~ 43 ata の範囲となっている。

3.4 流体力学の問題点に関する検討とまとめ

3.2, 3.3 節に簡単にではあるが述べた従来の研究について、各研究の関連および、これらの結果のダウンカム-流路での流体力学関係式への適用可能性について次のことがらがいえよう。

① Wilson et al.⁽²⁴⁾ の実験結果については必ずしも厳密に蒸気上昇速度 u_B と見掛けの速度 u_{go} との関係としては成立しないものゝ、一般的に (3.9) 式の形

$$u_B = C_1 (u_{go} + u_o) + u_r$$

が成立するものと考えられる。気体流量が極めて小さく気泡流の時は u_r のみが支配的になり、一方気体流量が次第に大きくなり、スラグ流に近づくと $C_1 (u_{go} + u_o)$ の項が支配的になってくるのがわかる。

② Zuber と Findley の理論解析はこの式の係数 C_1 が速度分布、ボイド率分布とによって決まるべきものであり、必ずしも一定値をとるべき性質のものでないことを示している

考えてよい。

③ 従って、Zuber と Findley の理論的背景を持つ(3.9)式はかなり一般的に成立するものゝ、これを実際の形状に適用しようとする時、係数 C_1 と C_2 とを決定してやる必要がある。特に重要な C_1 の値は 1.0~1.6 の範囲で分散しており、どの値を選択するかでポイド率としては大きな差が生じてくる。

④ 一方、Wilson et al⁽²⁴⁾ の実験は蒸気・水系の一成分系の実験の整理であって、比較的管径が大きく圧力も広範囲になっている。そして最大の特徴は、ポイド率が見掛けの蒸気速度 u_{go} によって一義的に決定されているので、Zuber と Findley の理論解析に代表される関係式のように未定係数を決定してやる必要がないことである。この意味で、Wilson et al の方法は、比較的実炉解析適用の可能性はある。ただ、①圧力が 11 ata 以上であるので再冠水過程で予想される圧力 1.5~4 ata をはずれていること、②管径については、4.19 インチの 2 種類のみであり、管径の影響が明らかでないこと、③空気-水系の二成分系でも、このように整理できるかどうか明らかでない。もし、空気-水系についても成立するものならば、より普遍性のあるものになる。

そこで、実炉のダウンカマ-流路の流体力学的関係式として採用しうる関係を得る為には、次の点を明らかにすることができれば、環状流路という形状の違いを除けば充分である。まず、垂直円管流路を対象として、

(1°) 空気・水の二成分系、蒸気・水の一成分系をも含めた統一的な未定係数を含まない整理方法を求めること、すなわち実験装置固有の効果ができまとめ方では不充分である。

(2°) 再冠水過程で予想される圧力 1.5~4 ata を含む広範囲の圧力について成立することが望ましい。

(3°) 円管流路についても、スケールファクタである管径の影響を明確にした実験と、評価が必要である。

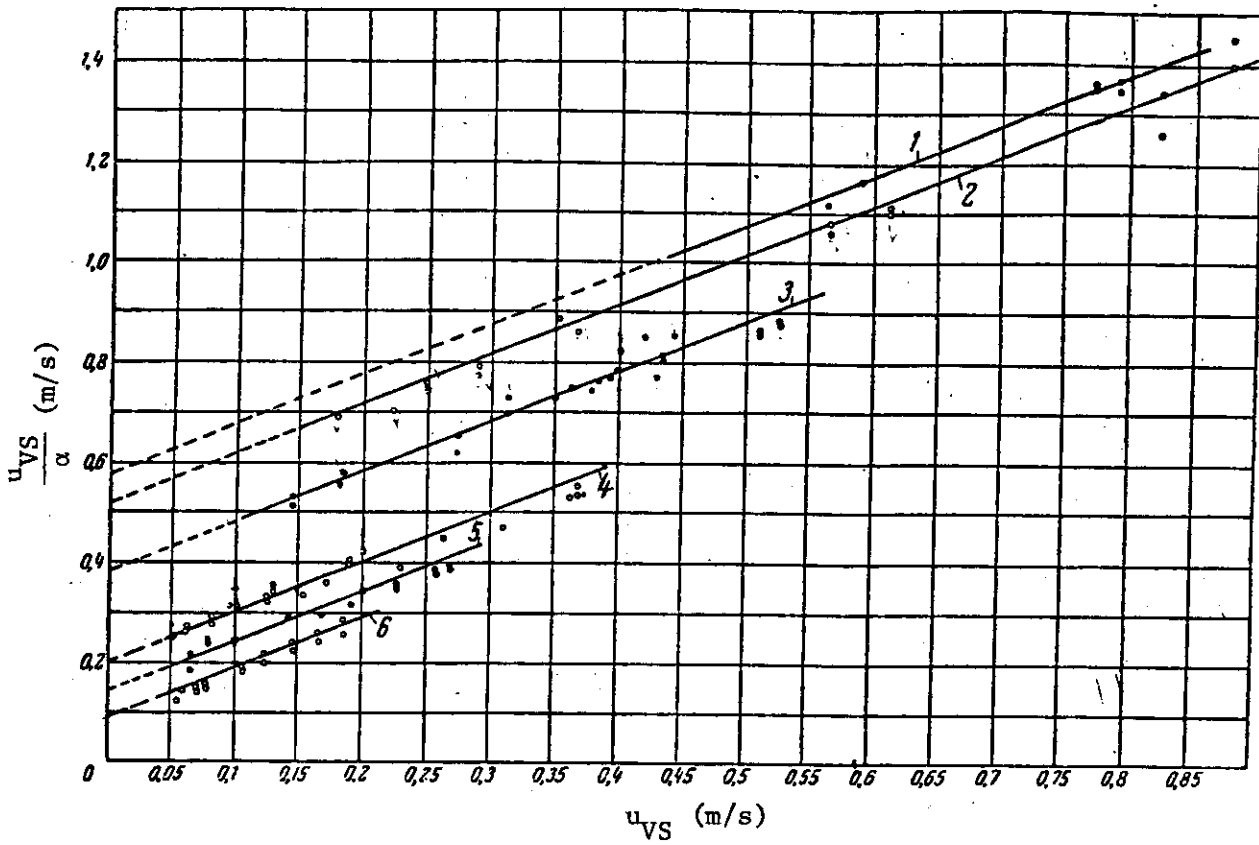


Fig. 9 Experimental results by Filimonov et al -Effects of system pressure

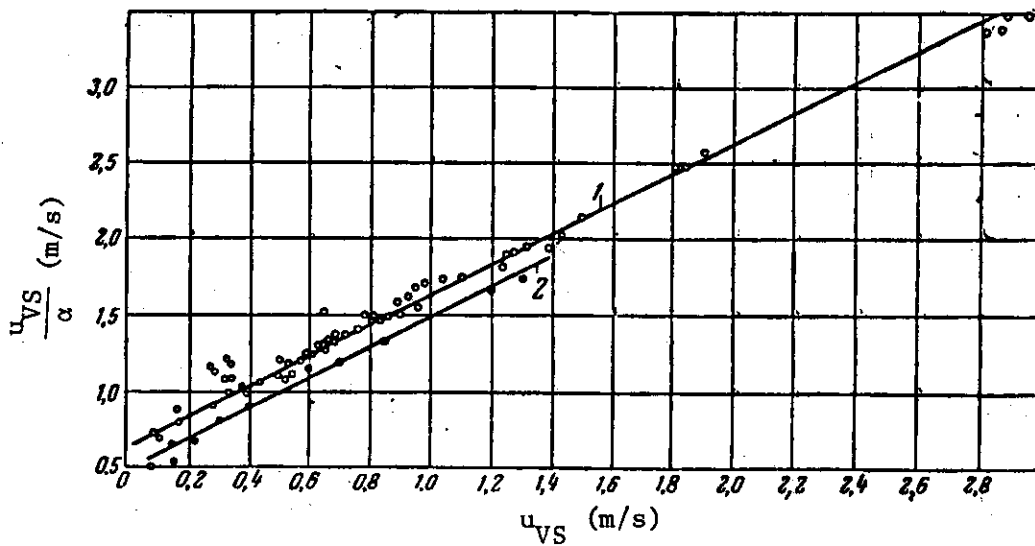


Fig. 10 Experimental results by Filimonov et al - Effects of tube diameter.

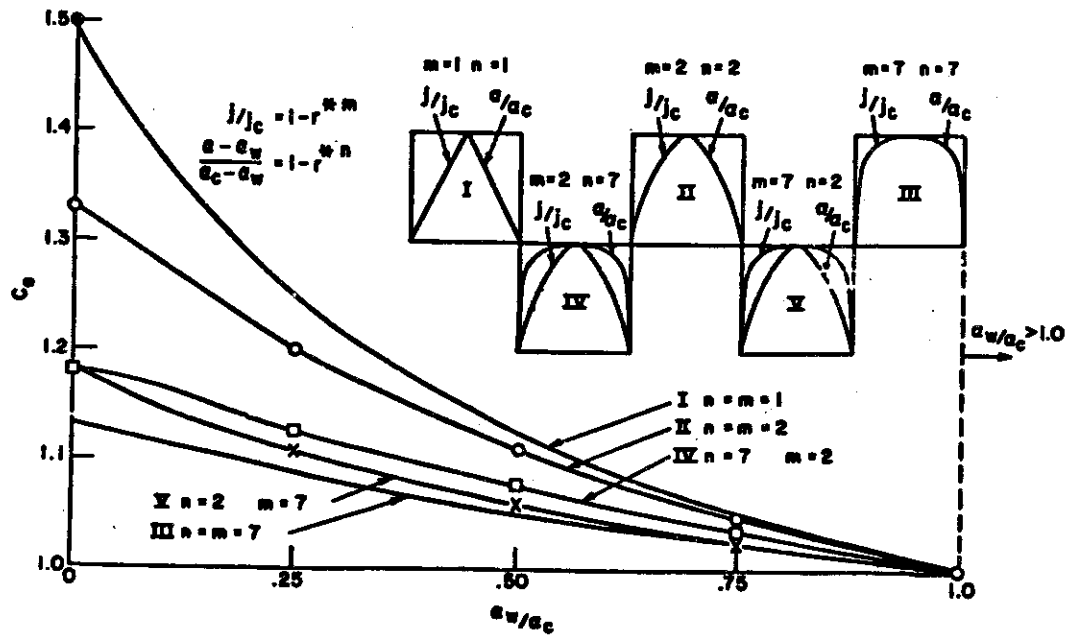


Fig. 11 Illustration of the value C_0 in drift flux model's equation.

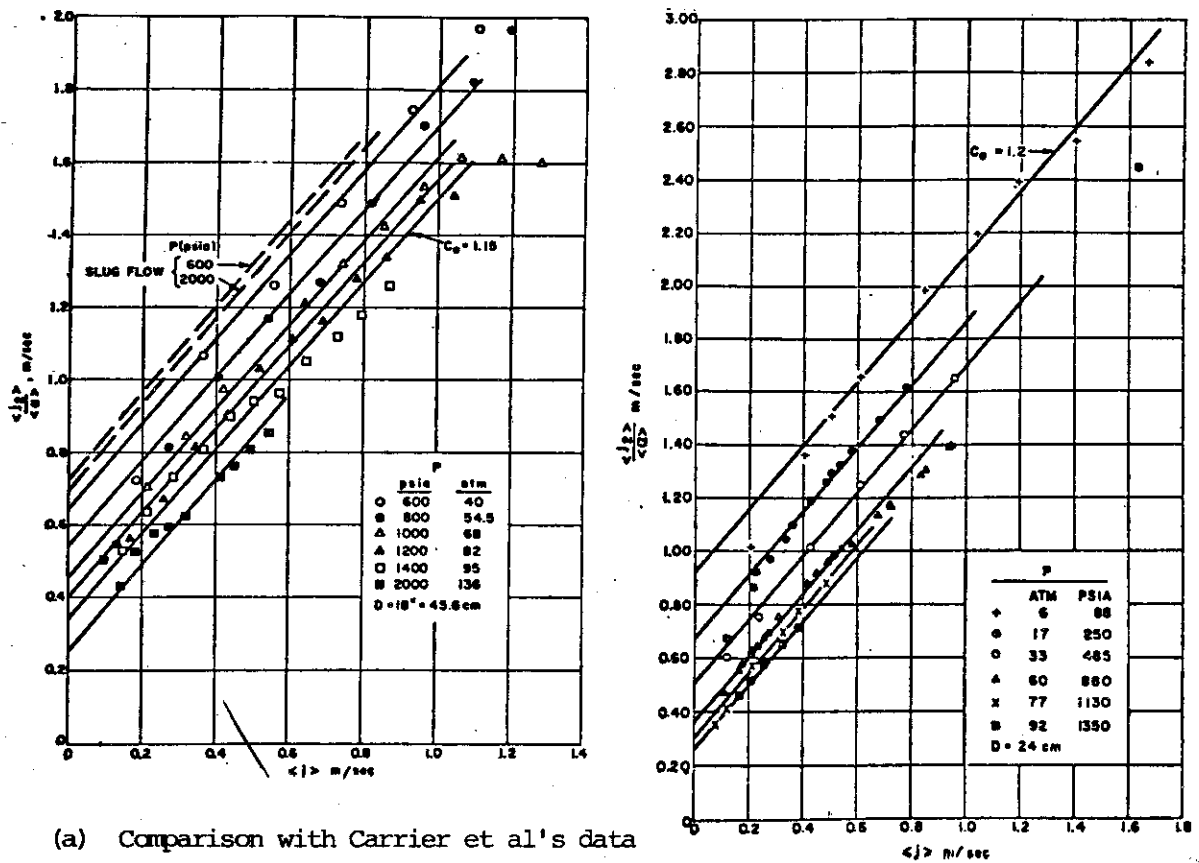
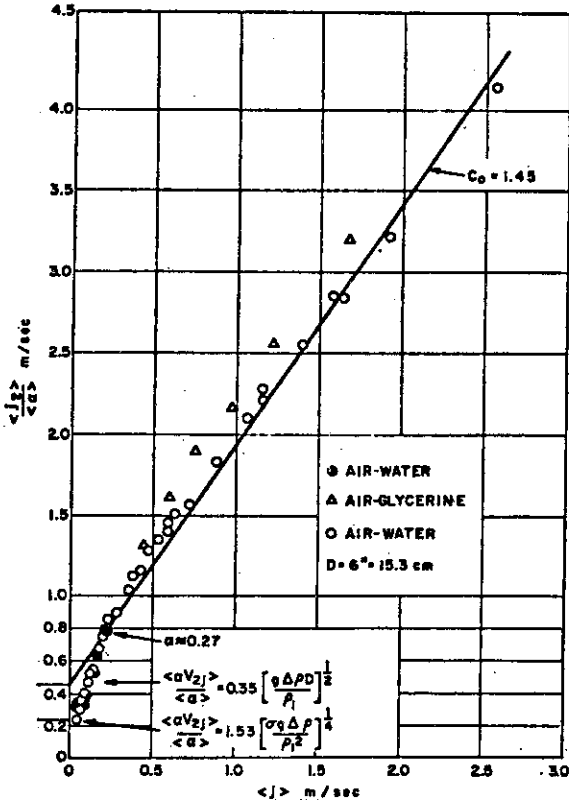
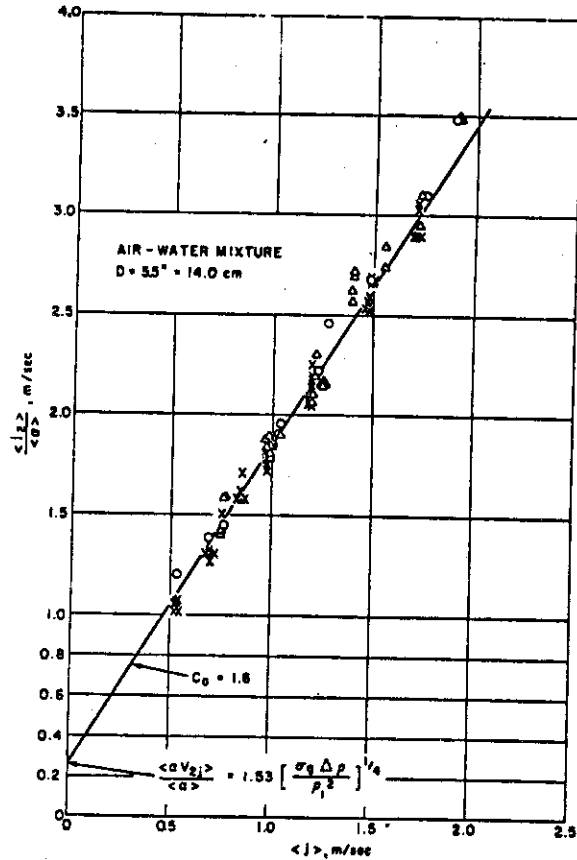


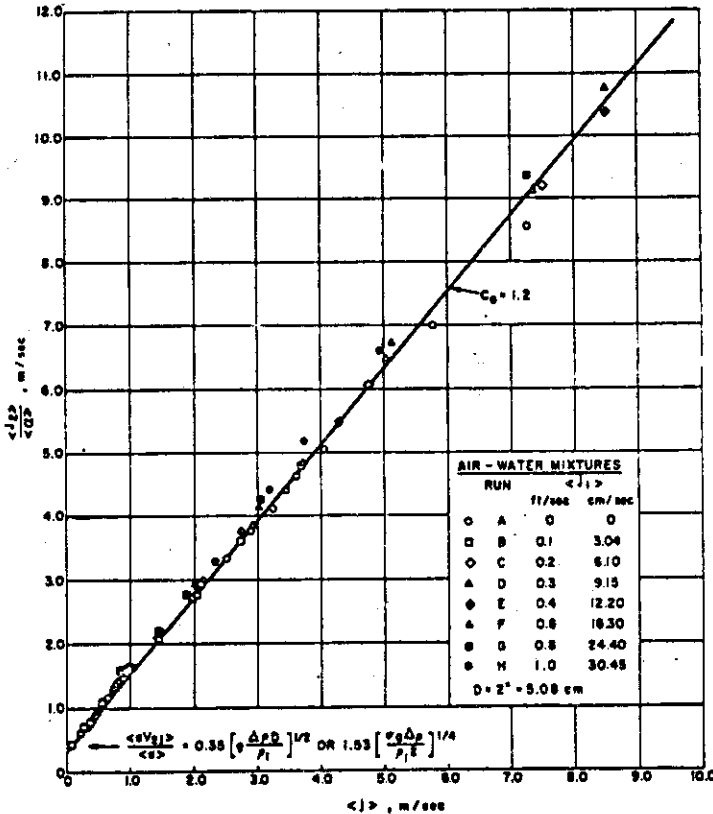
Fig. 12 Comparison of drift flux model with various experimental data.



(c) Comparison with Bailey et al



(d) Comparison with Petrick's data



(e) Comparison with Smissaert's data

Fig. 12 Comparison of drift flux model with various experimental data.

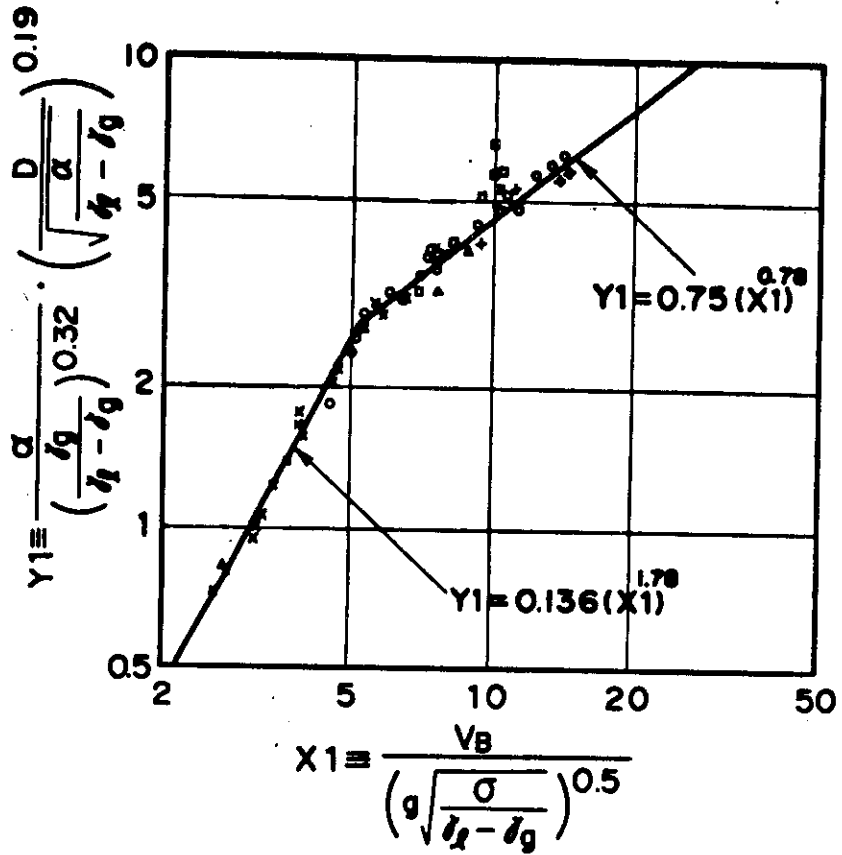


Fig. 13 Experimental results by Wilson et al.

4. 有効水頭実験（空気・水大気圧実験）

4.1 実験の目的と意義

第3章で検討したように、Wilson et al⁽²⁴⁾の実験およびその結果の整理方法は、未定係数がなくボイド率と見掛けの蒸気速度とが一義的關係として示されているものであって、その適用の便利さの点において秀れたものがある。しかし、圧力範囲が再冠水過程で予想される圧力（アイスコンデenser形式で約1.5 ata，ドライウェル形式で約3 ata）をこえて点，供試管の径が4インチと19インチの2種類だけであるので，詳細なスケールファクターの影響が把握出来ない点，および空気・水系で主として行われてきた実験結果（この結果は(3.9)式で整理できる）との関係が明らかでない点から，その適用の妥当性には不確定な点が残っている。

そこで，次の考えにもとづいてモデル実験を行った。

- ① まず，管径の影響を明らかにすること，これまでの実験では，研究の焦点を絞るために，気泡流だけとかスラグ流だけとかを対象としてきているが，系統的に管径Dをパラメータにとり，気泡流からスラグ流，場合によっては環状流に至るまで，たとえばボイド率と見掛けの蒸気速度との関係を明らかにし，その遷移の状況，流動状況を明らかにすること。
- ② 圧力の高い場合のデータはWilson et alのデータ等があるので，大気圧の実験を①の目的のもとに行うことにより，圧力のギャップをうめる。
- ③ Wilson et alのデータは飽和水が停滞した状況での実験であるので，ここでは下向き冷却水の速度の影響も調べる。
- ④ 蒸気・水一成分系と空気・水二成分系との場合では物性値が異なるので，違った結果が生ずると思われる。そこで，この両者のデータを統一的に整理しうる整理方法を見つけること，従って本実験では実験の容易さのために空気・水二成分系を使用するものとする。

4.2 実験装置と実験方法

4.2.1 実験装置の概要

実験装置の概要をFig.14に示す。テスト部は円管でできており，このテスト管の上部に気液分離容器が設けられている。この容器には，水の供給ライン，水のオーバーフローライン及び空気の放出ラインが付随している。またテスト管の下部にも，空気供給管が接続している容器が接続されており，この容器には水の抽出ラインが付随している。テスト管上部に接続されている水の供給ラインおよびテスト管下部に接続されている空気の供給ラインには各々，流量計がとりつけられている。テスト管下部の容器からの抽水ラインには，ポンプと流量計，流量調節弁がとりつけられており，一定量の抽水ができるようになっている。テスト管である円管の上下に，圧力タップが設けられており圧力差が測定できるようになっている。円管のテスト部として用いた管径（内径D）は22，41，54，75.2，96mmの5種類であり，長さとはとも

に1.5m(有効長)である。テスト管の上部にとりつけてある気液分離容器からの空気放出ラインは大気に開放してあり、実験の系圧としてはほぼ大気圧と考えてよい。使用した水は水道水であり、空気は圧縮機からの空気を使用した。なお空気の供給方法に関し、円管のテスト部とその上下容器部との接続状況をFig.15に示す。図中で多孔板と示してある部分の孔の径は6mmである。この多孔板を用いたものと、テスト部と同じ内径の穴を有する板との二つの場合を比較して見た。また円管の有効長1.5mに対し、一部1mの箇所に圧力タップをもうけて、有効長1.5mと1mとのデータとを比較したものもある。

なお、テスト部の材質は主としてガラス管であって内部の流動観察ができるようにしてある。

4.2.2 実験方法

実験方法は大きく分けて2つの方法で行った。

① 1つは、テスト部に水を満杯にして置き、テスト部上部からテスト管に水を供給せず、同時にテスト部下部からも抽水しない、いわゆる見掛けの水の速度 u_{g0} が零の実験である。テスト部下部から一定の流量の空気を供給し、空気流量と釣り合うテスト管の水量より余分な水は上部空間のオーバーフローラインからオーバーフローし、定常的な状態が出現する。この時の空気流量とテスト部差圧の関係を調べるもの、

② もう1つの方法は、テスト部上部から一定量の水を供給すると同時に、下部から抽水しつつ空気をテスト部下部から供給する方法である。このテスト部上部から供給する水量は、抽水量より大きく従って余分な水はテスト部上部でオーバーフローするようにしてある。この時の抽水量、供給空気量、テスト部の圧力差の関係を調べるものである。

4.3 実験結果

4.3.1 圧力差 ΔP_L の信号特性

本実験でのテスト管上下の圧力差の測定には、検出端子として、測定範囲0~5m水頭である差圧計を使用しフォトレコーダーで記録した、検定は前もってテスト部の円管に水を貯め、その液位とフォトレコーダー上の指示から行った。液位が0mから2mまで検定を行って直線性を確かめた。Fig.16に実験でフォトレコーダーの記録紙上に得られた信号の例を示す。本実験は、テスト部の長さが1.5m(有効テスト部長さ $L=1.5m$)であり、この上下部の差圧を測定したものである。一般にかなりの振動成分が観察され、この傾向は見掛けの空気速度が大になるほど振動数も振幅も大きくなる。圧力差の値としてはこの平均をとることにした。

4.3.2 流動様式の変化

Fig.17に、テスト部として内径7.52mm、管長1.5mのガラス管を用い、見掛けの水の速度 u_{g0} が零である時で、空気の流量を次第に増加させて行った時の流動状況の変化の様子をスチール写真で示す。写真は絞り28、シャッタースピード1/1000秒で撮ってある。見掛けの空気速度 u_{g0} が0.023m/s程度の小さい時には、水中に気泡が分散している。この時は明らかに気泡流の範囲である(写真(a))。この場合にも時々、合体した比較的大きな気泡が見

受けられる。写真(a)にも上方に存在している。空気流量が増加し、見掛けの流速 u_{go} が 0.069m/s 程度になると、この気泡流中の合体した大きな気泡の存在の頻度は大きくなり、気泡径も大きくなって行くのがわかる。そして、さらに空気流量を増大して行くと遂には写真(f)に見るごとく、管径全体を合体気泡が占めスラグが形成され、気泡のスラグ、液体のスラグが交互に上昇していくフローパターンをとるようになる。スラグが形成され始める空気の見掛けの速度は、この写真では $u_{go} = 0.223\text{m/s}$ と $u_{go} = 0.371\text{m/s}$ との間にあることが予想される。

Fig.17 に示した管径 $D = 7.52\text{mm}$ の場合は比較的管径が大の場合であって、同じ見掛けの空気速度 u_{go} の条件でも、径が異ると違ったフローパターンが出現する。

Fig.18 その具体例として、Fig.18に管の内径 D が 2.2mm の場合の流動状況の変化の様子をスチール写真で示す。この場合には比較的低い見掛けの空気速度 u_{go} (この場合 $u_{go} = 0.088\text{m/s}$) で既にスラグ流になっていることがわかる。そして空気流量が次第に増大して行くと、このスラグの長さは非常に大きな値となって行くのがわかる。 $D = 7.52\text{mm}$ の場合では、 $u_{go} \leq 0.105\text{m/s}$ ではスラグは未だ形成されていない。この様に、管径が流動様式に大きな影響を与えていることがわかる。また、この流動様式の変化状況と、後程に述べる圧力差と見掛けの空気速度との関係と密接な関係にある。

4.3.3 テスト部圧力差 ΔP_L と見掛けの空気速度 u_{go} との関係

4.3.3.1 見掛けの水速度 $u_{go} = 0$ の場合

Fig.19に、種々の管径で測定したテスト部差圧 ΔP_L と測定した空気流量から算出した見掛けの空気速度 u_{go} との関係を示す。Fig.19の横軸は空気の見掛けの速度 u_{go} (空気が管全体を占めて流れた時の入口速度)を示し、縦軸にはテスト部の測定した圧力差 ΔP_L を、その圧力差を測定した管の長さを水が占めているとした時の静水頭で除した値 $\Delta P_L / L \cdot r_L$ を1から差し引いた値がとってある。この縦軸の値 $(1 - \Delta P_L / L \cdot r_L)$ は一様な二相流で摩擦損失が無視できるような場合にはボイド率に相当する値である。図は両対数グラフ目盛りである。

図から特徴的な傾向として次の点が挙げられる。

- (1°) 同じ見掛け空気速度 u_{go} に対して、管径 D が小さい程テスト部の圧力差は小さく、縦軸の値 $(1 - \Delta P_L / L \cdot r_L)$ は大きい値を示している。
- (2°) 同一の管径に注目すると、空気の見掛け速度 u_{go} が大きくなるにつれて、圧力差 ΔP_L が小さくなりボイド率が大きくなって行く。
- (3°) 管径 D が $9.6, 7.52, 5.4\text{mm}$ と大きいものでは、見掛けの空気速度 $u_{go} \approx 0.19\text{m/s}$ で、両対数目盛グラフ上で傾向が変化している。すなわち、見掛けの速度 u_{go} が 0.19m/s 以下では勾配は1に近い値であるのに対し、 0.19m/s 以上で勾配は0.5となっている。前出のFig.17に示した流動写真を見ると、 $u_{go} \leq 0.19\text{m/s}$ では流動状況は一般に気泡流であり、 $u_{go} > 0.19\text{m/s}$ $u_{go} \approx 0.19\text{m/s}$ はその境界を示すものと考えられる。ここで留意すべきは、管径が大のときのみこの傾向が顕著であって、管径が 2.2mm の場合にはその傾向は緩やかに変化していてその境界値は指定できないことである。
- (4°) 見掛けの空気速度 u_{go} が 0.04m/s 以下では、管径の影響を判別することができない。

4.3.3.2 見掛けの水速度 $u_{\ell 0} \approx 0$ の場合

Fig. 20 に、テスト部上部から水を供給し、テスト部下部から一定の割合で抽水を行った時の関係が、管径 $D = 41\text{mm}$ と 75.2mm との場合について示してある。図の横軸、縦軸は前図 Fig. 19 と同一である。図中の $V_{\ell 0} = 0$ で示してある曲線は、見掛けの水の速度 $u_{\ell 0} = 0$ の時の実験結果の関係を示したもので Fig. 19 中のものと同じである。抽水速度 $u_{\ell 0}$ の値をパラメータにとって実験結果が示してある。本実験で見掛けの水速度 $u_{\ell 0}$ の範囲では、 $u_{\ell 0} = 0$ の場合と比べて同じ見掛け空気速度 u_{g0} に対し $(1 - 4P_L/L \cdot r_{\ell})$ はやゝ高い値を一般に示しているものゝ、有意な差は見受けられないのが特徴である。

これは、気泡の液体との相対速度が $u_{\ell 0} = 0$ との場合と $u_{\ell 0}$ とで大差がないこと、すなわち、気泡速度 u_g に対して水の下降速度 u_{ℓ} 無視できることによるものであると考えられる。

従って一般の並行二相流の場合の $u_{\ell 0}$ の影響の仕方とは違うものと考えられる。

4.4 実験結果の検討

(24)

4.4.1 Wilson et al の整理法等の検討

前述のごとく、Wilson et al の整理方法は、物性値、管径の効果を含んでいるので、種々の管径の円管で空気・水および蒸気・水に対しても成立するはずのものであり、さらに未定係数を含んでいないので、見掛けの水速度 $u_{\ell 0}$ が零の場合にはこの整理法が有用なはずである。そこで、本実験結果を Wilson et al がまとめた、横軸・縦軸の値でまとめた結果を Fig. 21 に示す。図中の実線および実線を中心に示されている実験点はそれぞれ Wilson et al の関係式および実験点である。この関係の上方に示してある黒塗の実験点 ($\square, \triangle, \nabla$) が本実験のデータ点である。なお、このグラフを作成するに当って $(1 - 4P_L/L \cdot r_{\ell})$ はボイド率 α であるとして計算し、ボイドの上昇速度 V_B としては見掛けの気体速度 u_{g0} をボイド率 α で除したものをとっている。

空気・水を対象とした本実験のデータ点は、Wilson et al の示した関係式とは大きく食い違っており、空気・水の場合には少なくとも、Wilson et al の整理法では良くまとまらないことがわかる。

Fig. 22 に、蒸気・水の場合で管径が 63mm のデータ (A. I. Filimonov et al の実験結果) を Wilson et al のまとめ方で整理したものを示す。これは蒸気・水の他の実験者のデータとしては、比較的良好な一致を示すものを選んで比較したものであるが、Wilson et al 自身のデータほど、一致は良くないことがわかる。

そこで、まず、横軸に見掛けの気体速度 u_{g0} をとり、縦軸にボイド率 α をとる整理法で Wilson et al のデータと Zuber and Findley の整理法、および本実験データとを比較して見た。これは、データの傾向自体が全く違うものになっていないかおそれたためである。Zuber と Findley の整理法による関係を Fig. 23 に、Wilson et al の実験データを Fig. 24 に示してある。本実験のデータは Fig. 19 の縦軸 $(1 - 4P_L/L \cdot r_{\ell})$ を α と読み換えればよい。

たとえば、 $D = 10\text{cm}$ (Wilson et al のデータでは、 $D = 102\text{mm}$ 、本実験では

D = 96 mm) の場合に注目して見ると, Zuber and Findley の整理法では, $C = 1.2 \sim 1.5$ の値を選べば, ボイド率 α は, $u_{go} = 1 \text{ m/s}$ の時で約 $0.6 \sim 0.7$ の値であり, Wilson et al のデータでは系の圧力 P によっても異なるが, ボイド率 α は, $u_{go} = 1 \text{ m/s}$ の時で $0.55 \sim 0.7$ であり, 本実験では外挿すると 0.5 程度である。このように, 各実験データを同じ座標軸上で比較して見ても数値的には必ずしも有意義な相関は得られないが, 管径 D の影響の仕方, 圧力 P の影響の仕方, 見掛けの気体速度の影響の仕方には相互に矛盾はないことがわかる。また, ボイド率の値もオーダ的には同一条件の時にはよい一致が見受けられるように思われる。

ところで, 見掛けの速度 u_{go} が零の場合を考えて見ると主たる支配要因は管径 D と見掛けの気体速度 u_{go} である。この D , u_{go} とボイド率の関係に影響を与えるのは流体の物性値のみである。ここで影響する物性値として考えられるのは, 気泡の流動状況を支配する気液の粘性係数 μ_g , μ_L , 気泡の形状を支配する表面張力 σ , 体積力として作用する比重量 γ_g , γ_L , だけである。これらのことを考慮して種々の物性値との組合せを考慮して, データのまとまりがよいものを探した結果, 横軸に見掛けの気体上昇速度 u_{go} をとり, 縦軸に

$$\alpha \cdot \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_L - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \left(\frac{\mu_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}$$

をとった場合が, 本実験結果, Wilson et al の実験結果および Zuber and Findley が理論解析結果と比較検討した各研究者の実験結果を統一的に整理することができた。その比較検討を次節に示す。

4.4.2 実験結果の整理

本実験結果を, 横軸に見掛けの気体速度 u_{go} をとり縦軸に無次元数,

$$Y_2 = \alpha \cdot \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_L - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}$$

をとってプロットしたものを Fig. 25 に示す。縦軸はボイド率 α と, 代表長さ・粘性係数・密度の無次元数との積である。図中に斜線で示した領域に, $D = 75.2, 96 \text{ mm}$ のデータは全て含まれる。

さらに強調しておきたいことは, Wilson et al のデータは管径 $D = 102 \text{ mm}$ と 483 mm であるが, これらのデータも全て斜線領域に含まれている。

また, 本実験での $D = 54, 41, 22 \text{ mm}$ のデータはこの斜線領域から管径が小さくなる程, ボイド率 α が大きい方へへだたて行く傾向にある。これは, 管径 D が 75.2 mm よりも大きい時は, ボイド率 α に対する管径 D の影響は $D^{-1.9}$ で表わされるのに対し, D が 54 mm 以下では D^{-m} であらわした時 $m > \frac{1}{9}$ であること, すなわち D の影響がより大きいことがわかる。

$D = 54, 41, 22 \text{ mm}$ と管径が小さくなるにつれて, この斜線で示した領域から大きくへだたて行く原因は, 見掛けの気体速度 u_{go} の小さい値に対して, 早くスラグフローに変化し

て行く為であると考えられる。

また斜線で示した領域は、見掛けの速度 u_{go} が 0.25m/s となるところで傾向が明確に変わっている。この $u_{go} = 0.25\text{m/s}$ で傾向が変わる理由として、4.3.2 流動様式の変化の節で $D = 75.2\text{mm}$ の場合に見たように、気泡流が発達したスラグ流に遷移する点と考えることができる。

斜線領域は下式で $\pm 10\%$ の誤差内で表現できる。

$$\alpha = A \left(\frac{D}{\sqrt{\sigma / (\gamma_L - \gamma_g)}} \right)^{-1/9} \cdot \left(\frac{\gamma_g}{\mu_L} \right)^{-1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{-1/4} u_{go}^m \quad (4.1)$$

ここで、 $D \geq 75.2\text{mm}$

$$u_{go} \text{ (m/s)}$$

であり、 $u_{go} \leq 0.25\text{m/s}$ のとき $A = 2.5$, $m = 0.68$

$u_{go} > 0.25\text{m/s}$ のとき $A = 1.78$, $m = 0.423$

である。

以下に、その他の利用しうる実験者の実験結果との比較を示すことにする。

① Fig. 2.6 に Filimonov et al⁽²⁰⁾ の実験結果と (4.1) 式との比較を示す。Filimonov et al の実験は、蒸気-水の一成分系での実験であり、管径 $D = 63\text{mm}$ の垂直円管で見掛けの水の速度 $u_{L0} = 0$ である。系の圧力が $17, 36, 71\text{ata}$ の場合のものについて、(4-1) 式と比較してある。図中の実線は (4.1) 式を示し、○印は 17ata 、○印は 36ata 、△印は 71ata の実験点を示す。

(4.1) 式と実験点とは非常によく一致していることがわかる。実験点では、見掛けの蒸気速度 $u_{go} \approx 0.25\text{m/s}$ で傾向の変化が見受けられ、これは (4.1) 式と一致している。

Fig. 2.7 に Strivikovich et al⁽²¹⁾ の実験結果と (4.1) 式との比較を示す。Strivikovich et al の実験も、蒸気-水の一成分系二相流であり、管径は Filimonov et al に比べて大きく $D = 240\text{mm}$ で、見掛けの水の速度 $u_{L0} = 0$ である。系の圧力が $6, 17, 33, 60\text{ata}$ の場合のものについて、(4-1) 式と比較してある。

蒸気の見掛け速度 u_{go} が 0.2m/s 以下では実験点は少なく、一般的傾向として実験点は (4.1) 式より上方に位置しているが、実験点と (4.1) 式との一致は良好であり見掛けの蒸気速度 $u_{go} = 0.25\text{m/s}$ での傾向の変化は (4.1) 式とよく合致しているといえる。

③ Fig. 2.8 に Carrier et al⁽²²⁾ の実験結果と (4.1) 式との比較を示す。Carrier et al の実験も蒸気-水の一成分系二相流であり、管径は前二者の実験よりもさらに大きく $D = 456\text{mm}$ である。見掛けの水の流速は、 $u_{L0} = 0$ である。系の圧力は前二者の場合とほぼ同程度で $P = 40, 54.5, 68\text{ata}$ の場合について比較してある。蒸気の見掛け流速 u_{go} が 0.3m/s 以下では実験点は少いものゝ、(4.1) 式と実験点との一致は良好であるといえる。

④ Fig. 2.9 に Smissaert⁽²³⁾ の実験結果と (4.1) 式との比較を示す。本実験は、Wilson et al の実験および前述の①、②、③と次の点で異っている。空気-水の二成分

系二相流であること、見掛けの水の速度 $u_{\ell 0}$ が零である場合とさらに、低速ではあるが空気の流れ方向と同じ向きの水の流れがある並行上昇二相流の場合をも含んでいる。水の見掛けの速度 $u_{\ell 0}$ が、見掛けの空気速度に比べて少ない場合には、(4.1) 式のまとめ方にそんなに影響を与えないと考えられるので、ここでは $u_{\ell 0} \leq 30 \text{ cm/s}$ の範囲の実験データと(4.1)式とを比較している。

実験条件は系圧力が 1 ata、管径が 70 mm である。実験点は空気の見掛け速度 $u_{g0} \leq 0.2 \text{ m/s}$ でほとんど見受けられないが、空気の見掛け速度 u_{g0} が 2 m/s 以上でも多数のデータ点があるのが特徴である。

この Smissaert のデータと(4.1)式とを比較してみると、次のことが言える。

- a. Smissaert のデータの傾向として、見掛けの水の速度 $u_{\ell 0}$ が大きくなると、同じ見掛けの空気速度に対し小さなボイド率を示すこと、
- b. 見掛けの空気速度が大きくなる時の縦軸の無次元数グループの値は大きくなっており、大略(4.1)式の傾向とあっている。
- c. しかし、見掛けの水の速度 $u_{\ell 0} = 0$ のときが(4.1)式とのへだたりが一番大きく、 $u_{g0} = 0.3 \text{ m/s}$ のときの偏差は 50% に達している。
- d. 空気の見掛けの速度 $u_{g0} > 2 \text{ m/s}$ 以上では(4.1)式の延長線上の値よりもボイド率は低目の値をとるようになり u_{g0} が大きくなればなるほど、そのへだたりは大きくなって行く傾向にある。

4.5 ま と め

(4.1) 式と、種々の実験条件で行われた Wilson et al, Smissaert, Filimonov et al, Strivikovich et al, Carrier et al および本実験の結果とを比較して見ると、(4.1) 式は統一的に実験データを整理しうるということがわかる。すなわち、空気・水および蒸気・水いずれの場合でも、かつ管径の違いの影響、圧力の違いの影響をも的確に評価しているといえよう。

ところで、Fig. 25~Fig. 29 までの図において縦軸にとった無次元数グループ Y 2 のうちの内、ボイド率 α を除いた項、

$$Y \equiv \left(\frac{D}{\sqrt{\sigma / (\gamma_{\ell} - \gamma_g)}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_{\ell}} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_{\ell} - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}$$

は、蒸気・水の場合、飽和条件を考慮すると圧力 P と管径 D で決定される量である。従ってボイド率 α は系圧力 P と管径 D とが与えられれば、見掛けの蒸気速度 u_{g0} の値によって一義的にまることになる。

すなわち、Y は特性数である。Fig. 30 に、管径 D をパラメータにとり、圧力 P の関数として特性数 Y の値がどうなるか示してある。

管径 D の影響については、いうまでもなく、D が大きくなれば Y は大きくなるが、圧力が高くなると Y は小さくなる傾向にあることがわかる。

空気と水のごとく飽和状態では規定できない場合には、圧力Pと温度Tとを定めてやる必要があり、パラメータが1つ余計になるが、原則的にはこの場合もFig.30に示す傾向となる。

円環流路という形状の効果についてはひとまず置き、円管流路の場合の流体力学的関係の、一般関係式としては、(4.1)式が、現在のところもっともよく実験データを統一的に整理しているといえる。

なお、(4.1)式の適用範囲は、本実験の条件および(4.1)式の妥当性を他の実験結果と調べた前節の結果から次の様に示すことができる。

○(4.1)式の適用範囲

- * 流路形式；垂直円管流路
- * 圧力範囲；大気圧～71気圧（蒸気－水）
- * 二相流；空気－水および蒸気－水
- * 流動様式；(1) 並行上昇流
 - $0.02 \leq u_{g0} \leq 5 \text{ m/s}$
 - $0.0 \leq u_{l0} \leq 0.3 \text{ m/s}$
- (2) 対向流（気体は上昇流）
 - $0.02 \leq u_{g0} \leq 5 \text{ m/s}$
 - $0 \leq u_{l0} \leq 0.04 \text{ m/s}$
- * 円管径； $63 \leq D \leq 480 \text{ mm}$

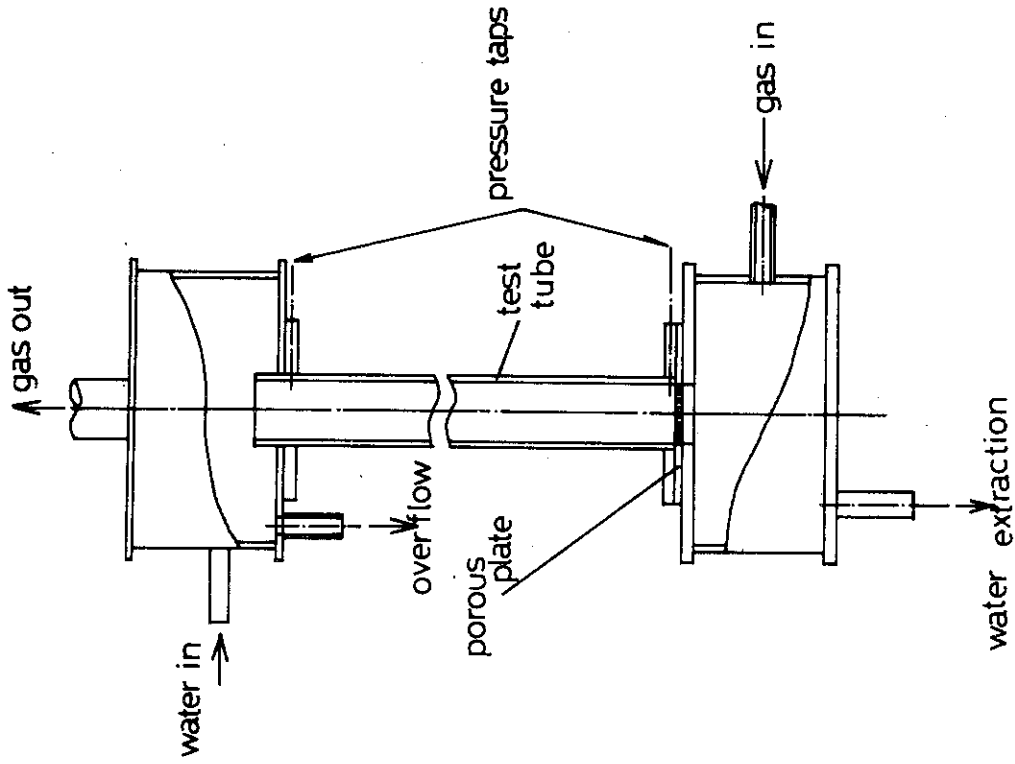


Fig. 15 Details of upper and lower parts of test tube.

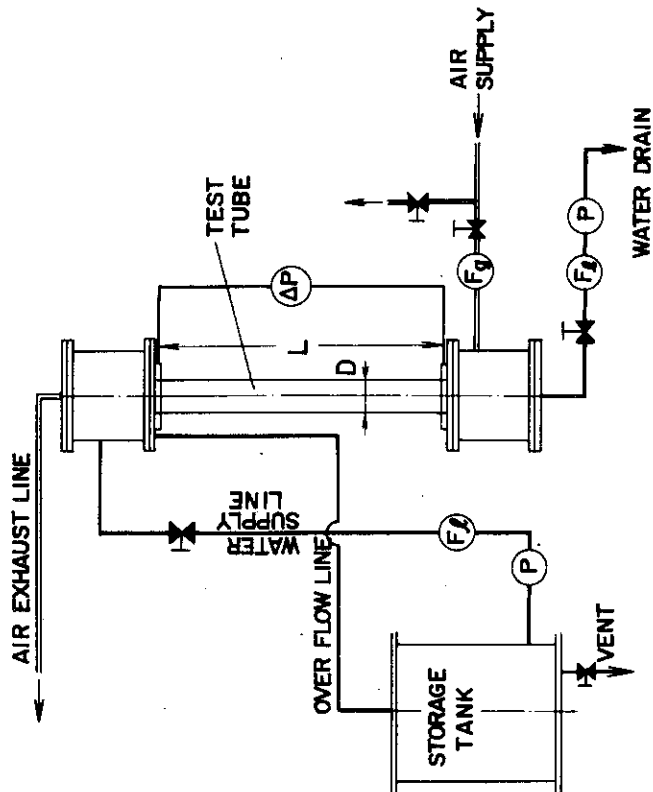


Fig. 14 Schematic diagram of effective water head test rig.

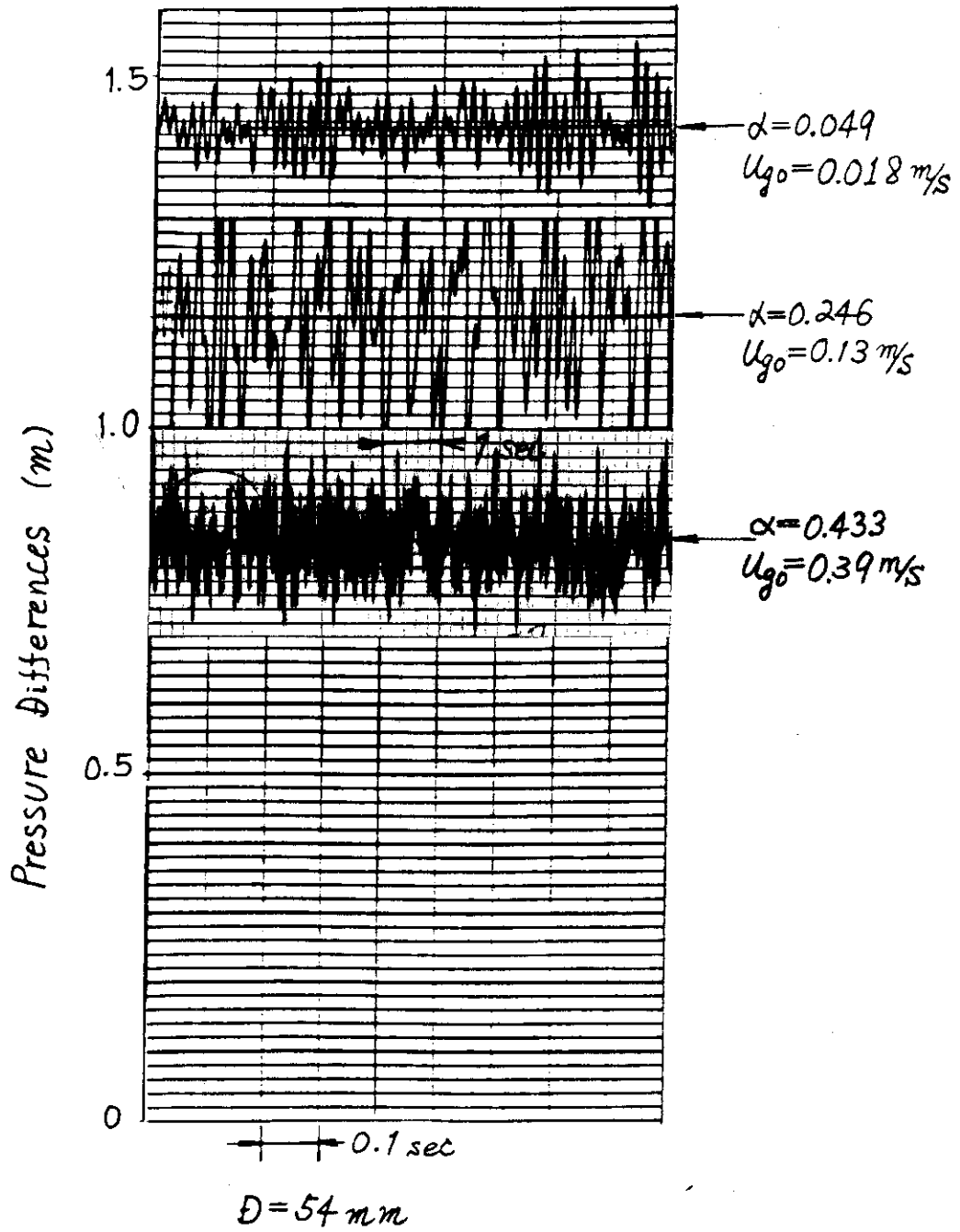


Fig. 16 An illustration of pressure difference data obtained in the experiment.

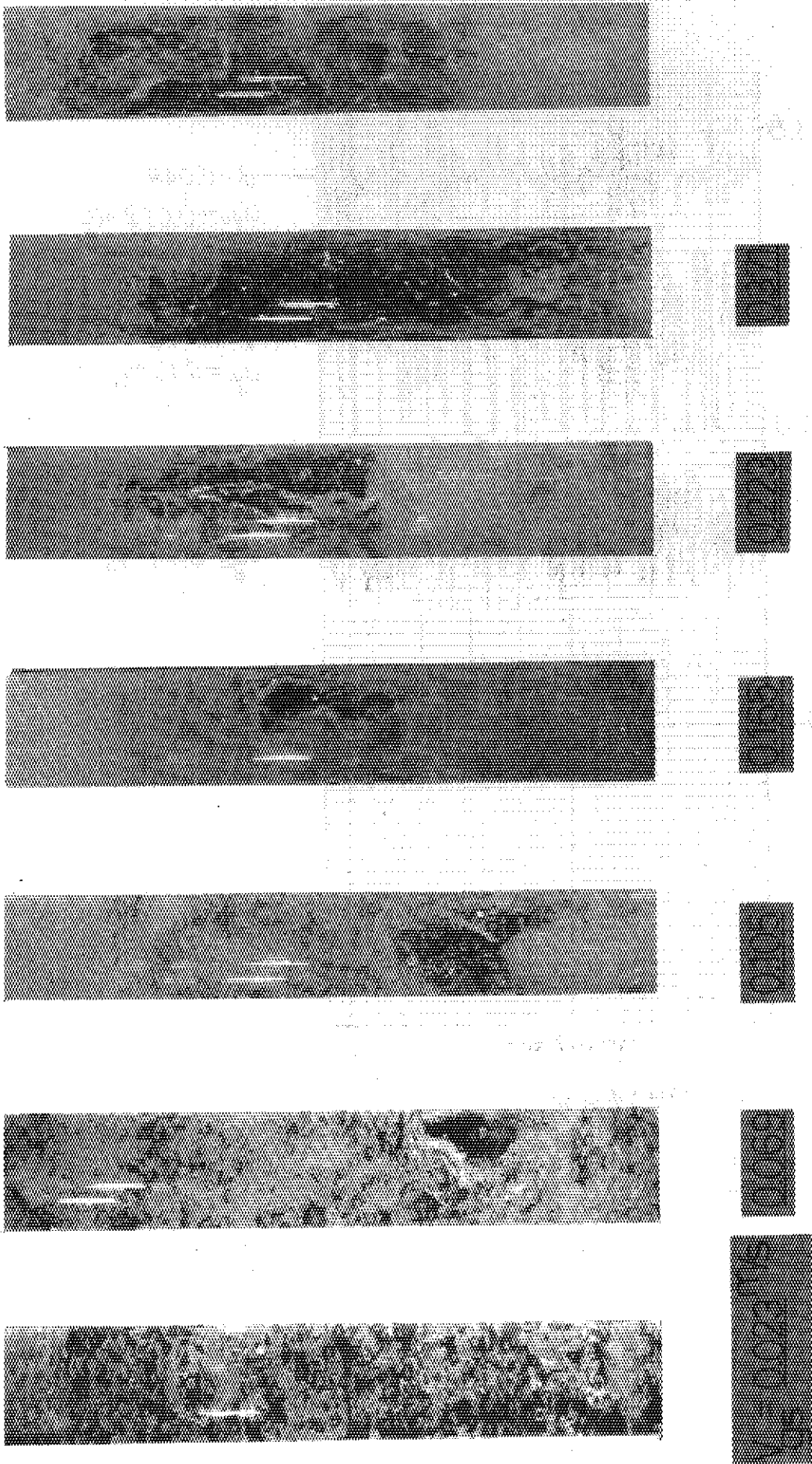


Fig. 17 Flow observation by photographs---Tube diameter=75.2 mm.

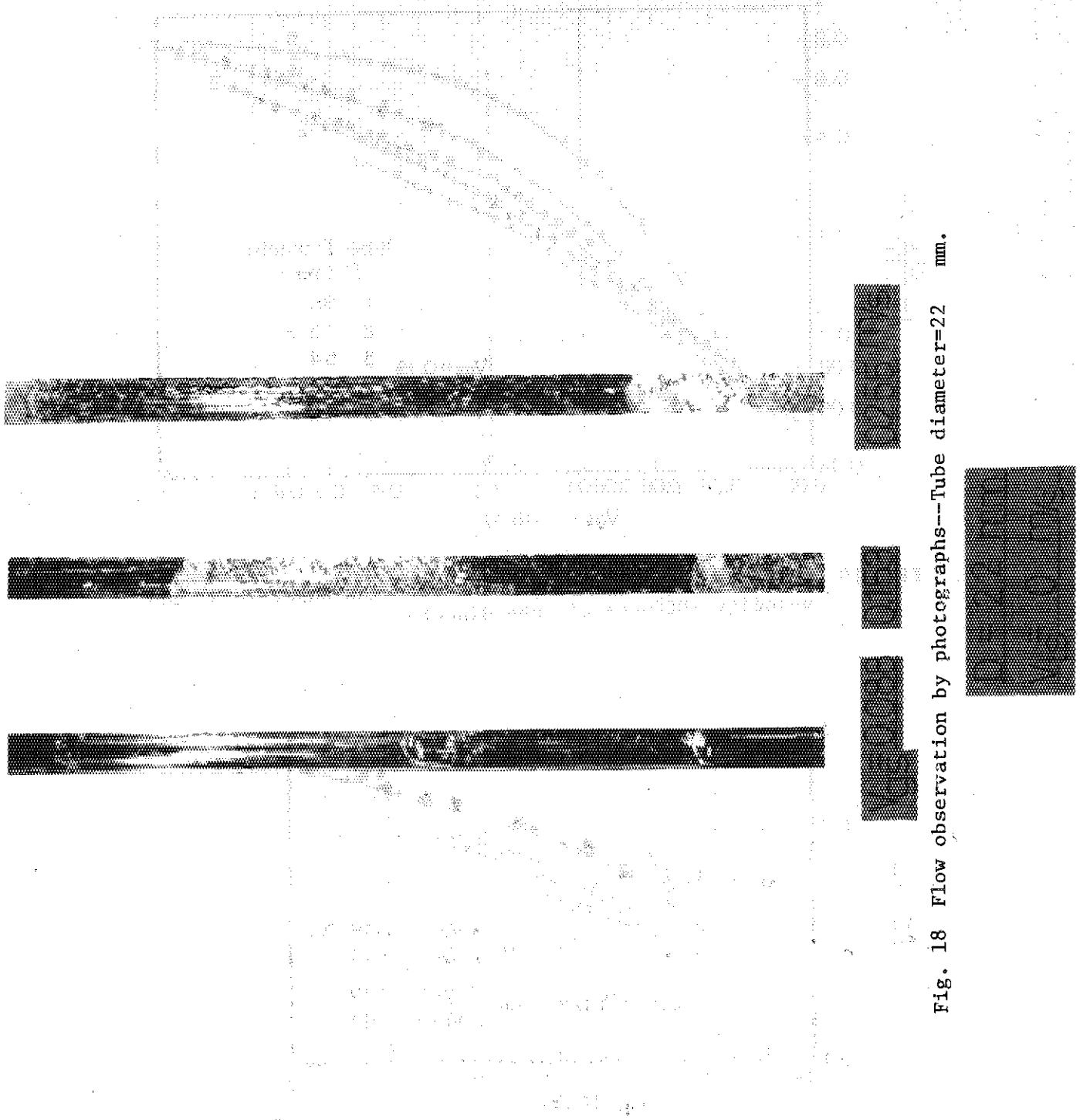


Fig. 18 Flow observation by photographs--Tube diameter=22 mm.

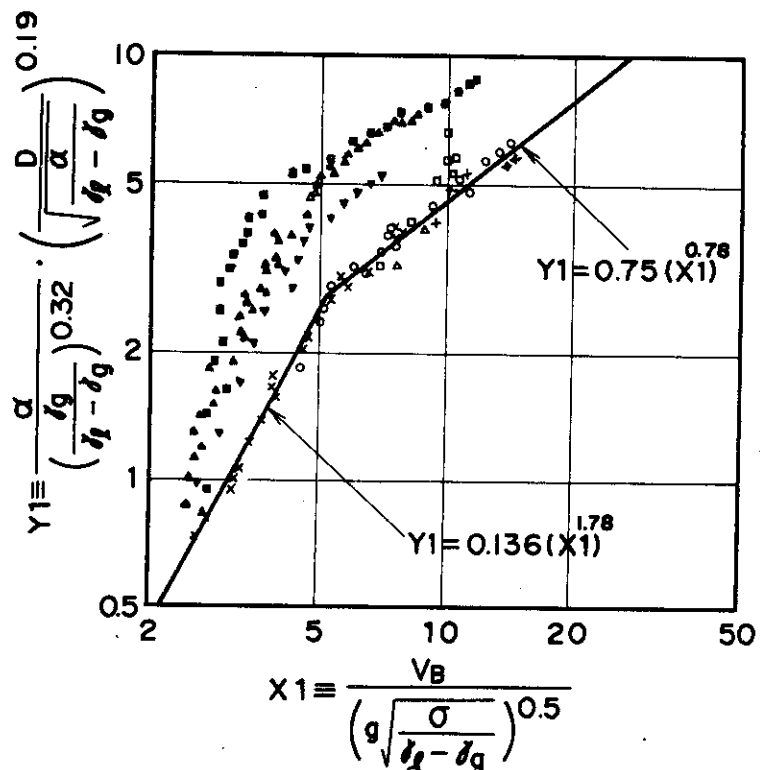


Fig. 21 Comparison of this experimental results with Wilson's relation.

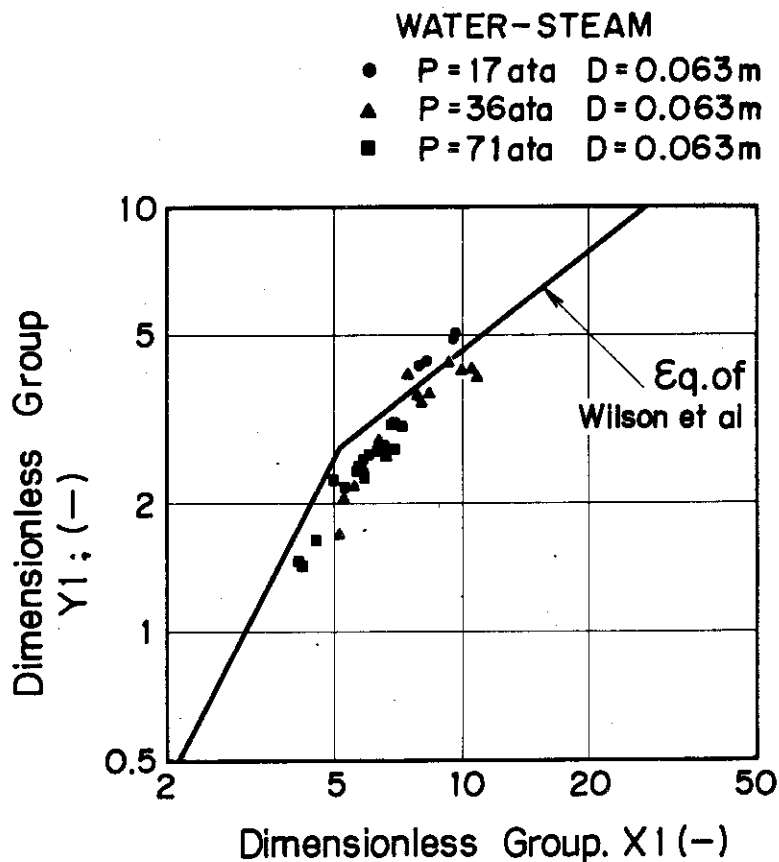


Fig. 22 Comparison of experimental data by Filimonov et al with the correlation of Wilson et al.

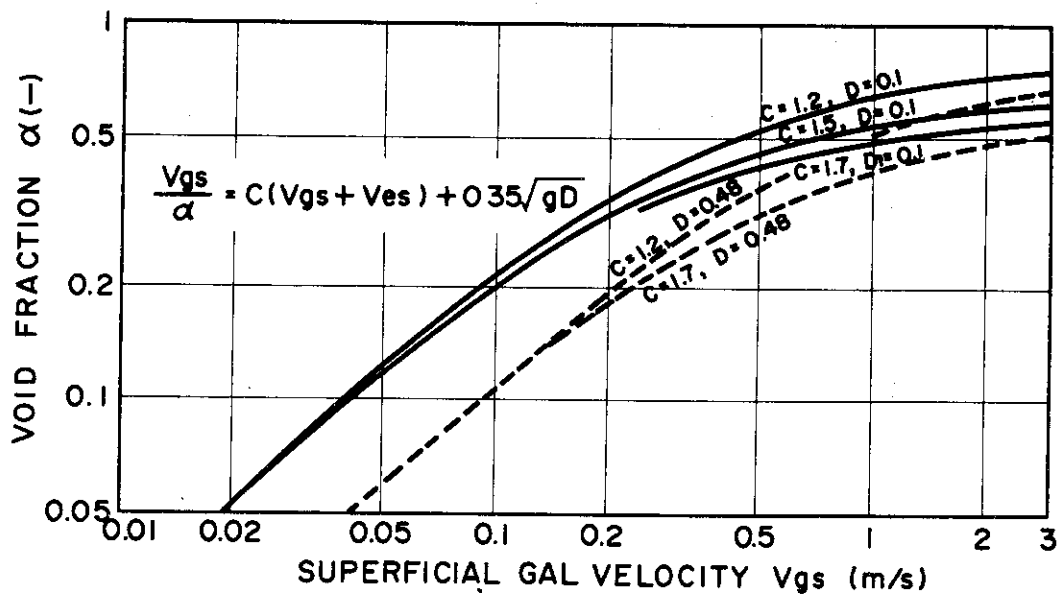


Fig. 23 Illustration of drift flux model's results.

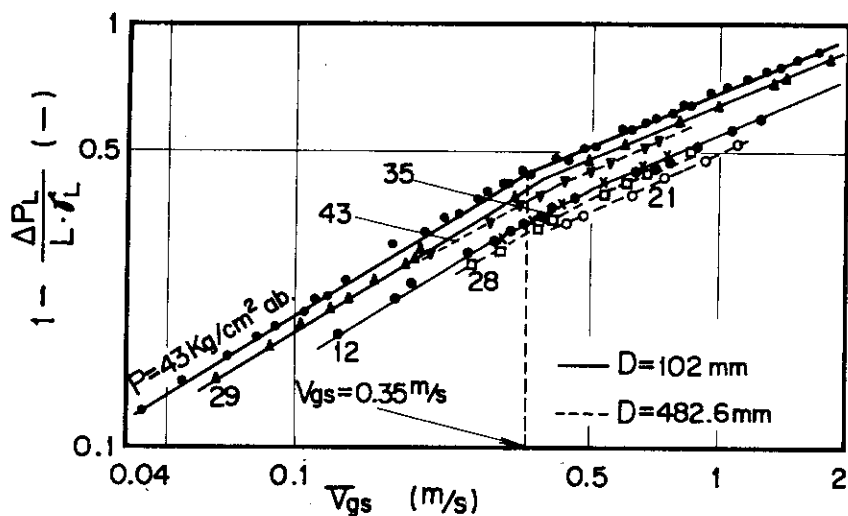


Fig. 24 Relation between the void fraction and the superficial gas velocity--Results of Wilson et al.

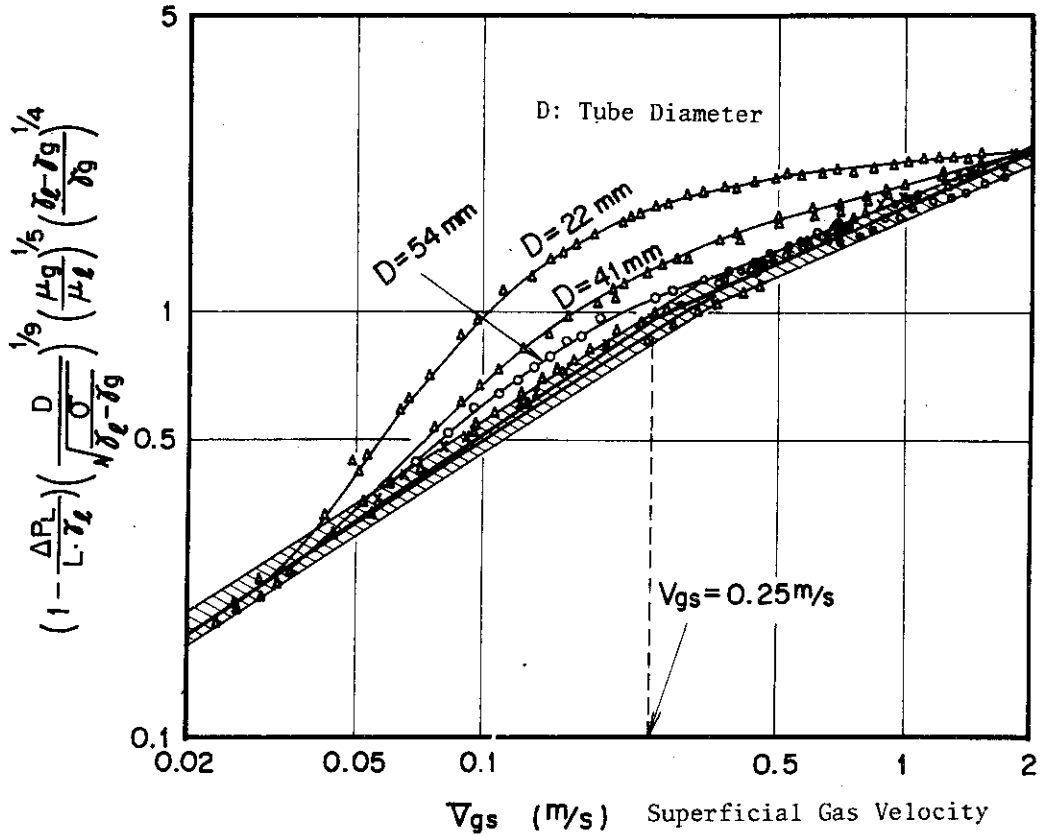


Fig. 25 Effective water head versus superficial gas velocity under condition of stagnant water column.

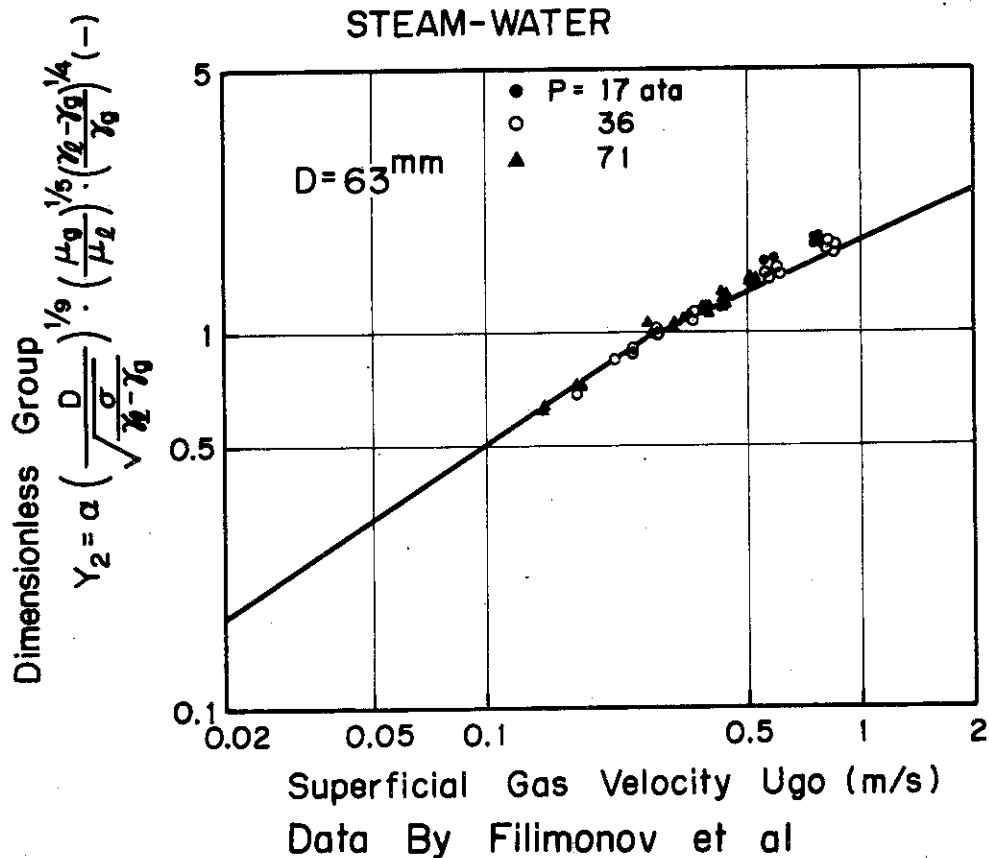


Fig. 26 Comparison of experimental data by Filimonov et al with Eqn. (4.1).

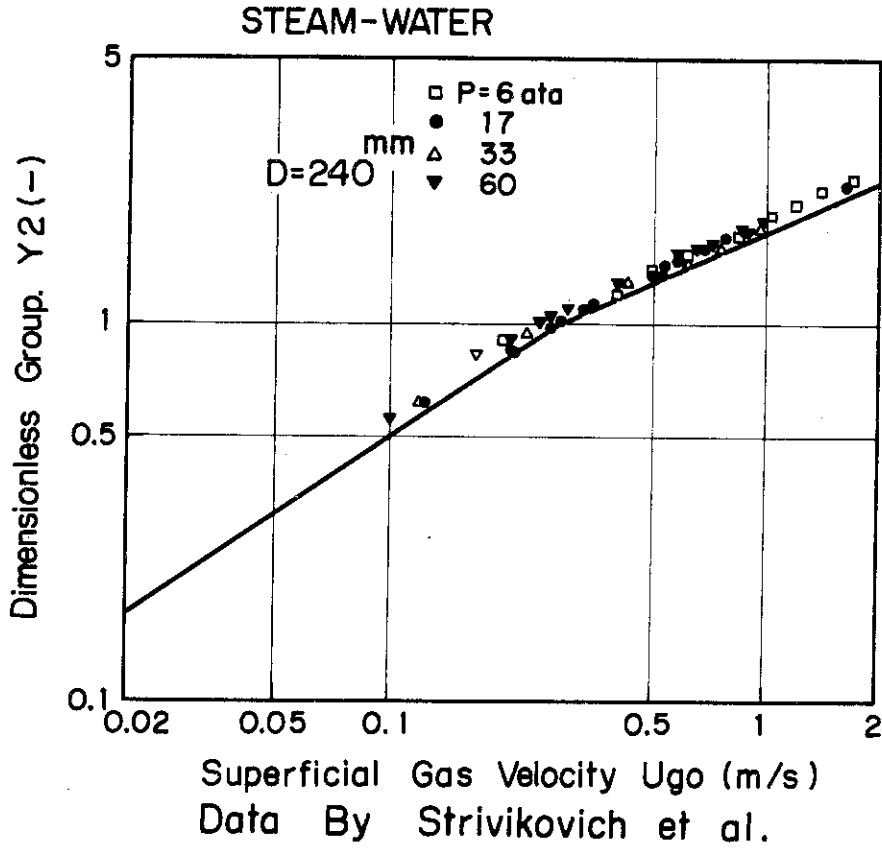


Fig. 27 Comparison of experimental data by Strivikovich et al with Eqn. (4.1).

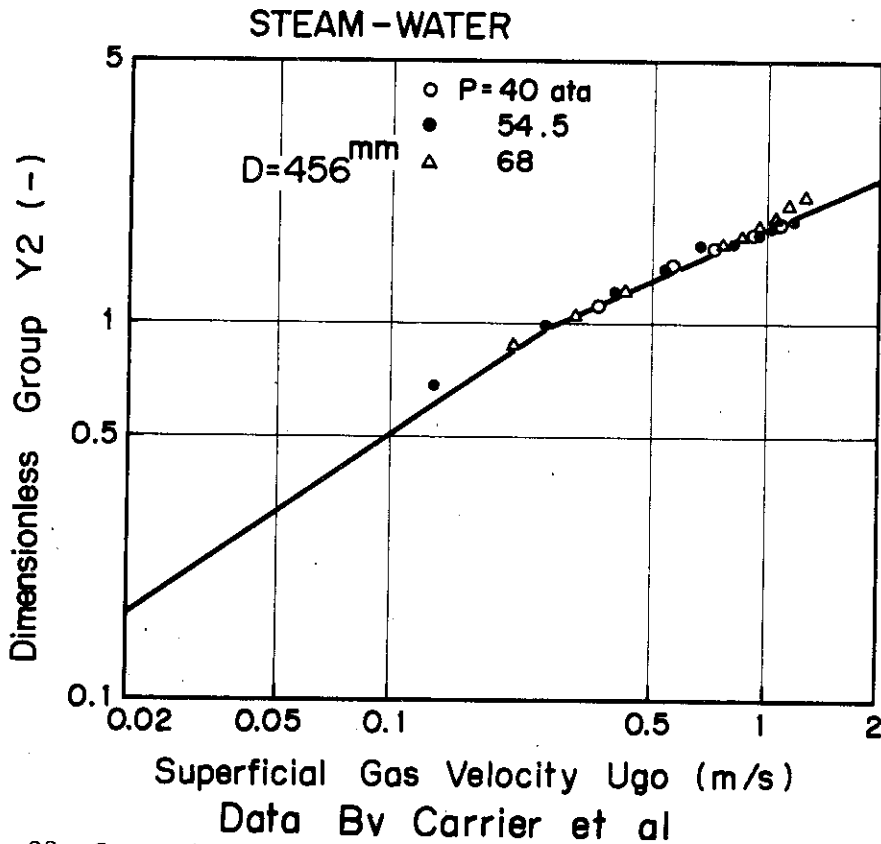


Fig. 28 Comparison of experimental data by Carrier et al with Eqn. (4.1).

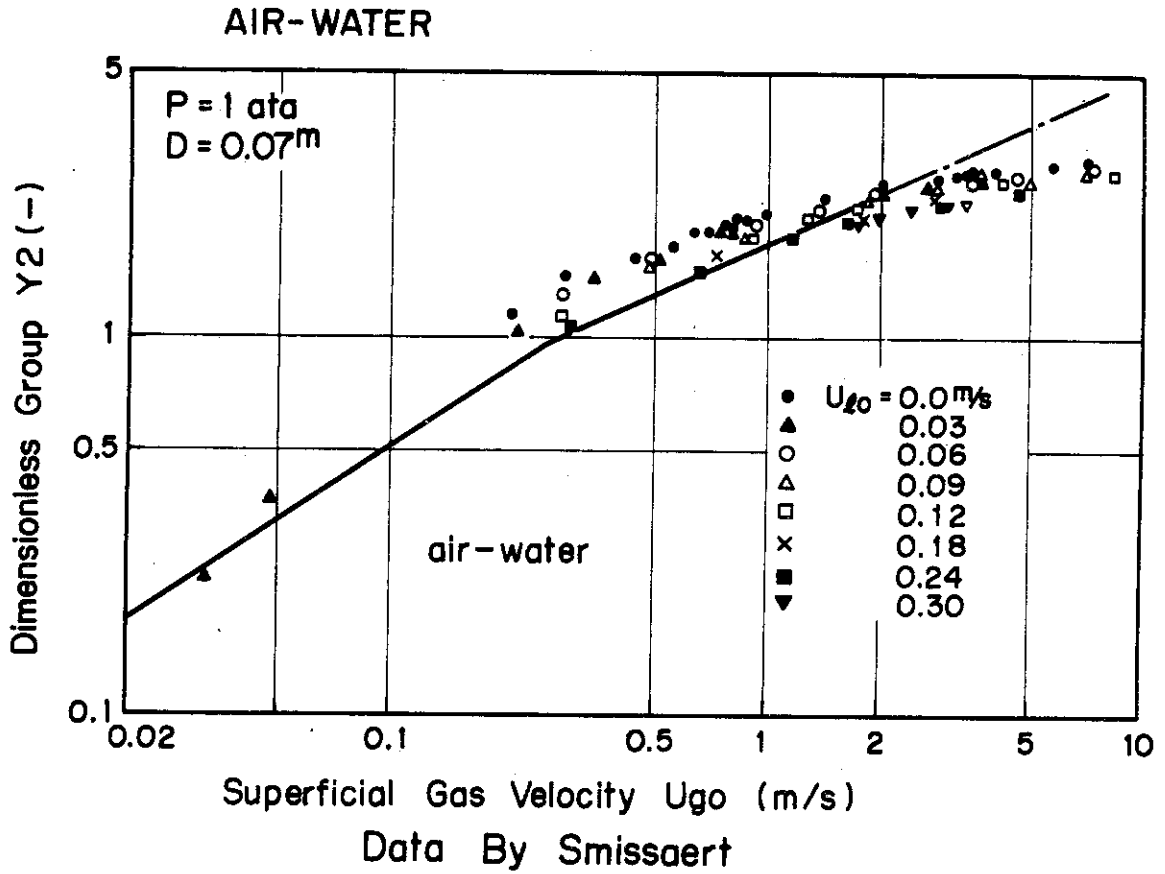


Fig. 29 Comparison of experimental data by Smissaert with Eqn. (4.1).

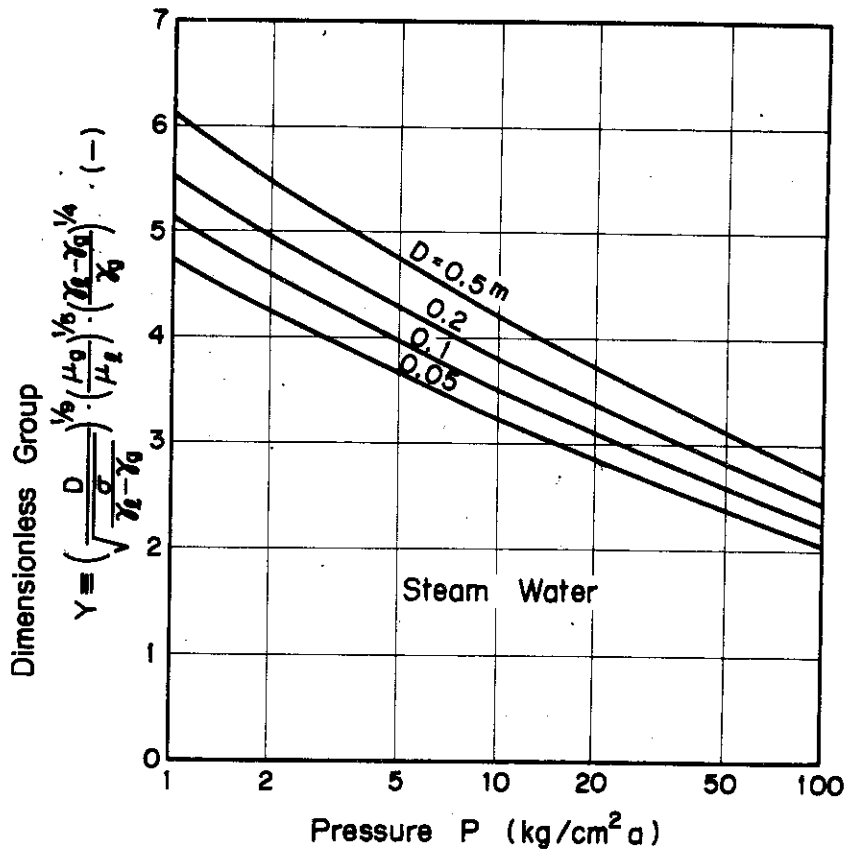


Fig. 30 Characteristics of dimensionless group Y with respect to pressure and tube diameter.

5. ダウンカマー有効水頭変化の解析

5.1 序

本章では、第5章までの考察と結果をもとにして、再冠水過程にダウンカマーの有効水頭がどのように変化して行き、炉心へ緊急冷却水が注入される時の駆動力として、どの程度の水頭が確保されるかを、実炉の形状に即した解析モデルを用いて求めることにする。

既に第2章に述べた様に、ダウンカマー流路の伝熱流動を再冠水過程に注目して考えた時、次の特徴がある。

(1) 流路として考えた時、(a) 円環状流路であること、(b) 円環の半径が4～5 mと大きいこと、(c) 円環の流路ギャップが10～25 cmと大きいこと、(d) 流路高さが約5 mと大きいこと、があげられる。これらの4点は、いずれもボイド率の値にスケールファクターとして、大きな影響を与える筈である。

(2) 構造的には、ダウンカマー流路を構成する構造材が、(a) 厚肉である蓄積熱量が大であること、(b) 温度伝導度の大きい炭素に温度伝導度の小さいステンレス鋼がクラディングしてあること、があげられる。これらの問題はダウンカマー内の流体中に放出される熱量の履歴を支配することになり、重要な問題となる。

(3) その他に、(a) ダウンカマー流路の上方のコールドレグから緊急冷却水が供給され、ダウンカマーの流体は有効水頭を駆動力として炉心に注入されるので、ダウンカマーの冷却水は下向流となり、一方ダウンカマー壁からの入熱によって発生したボイドは浮力の影響で上昇流となり、気液対向二相流となること、(b) 再冠水で重要な対象となる炉心注入冷却水速度は、ダウンカマー流路換算で0～5 cm/Sであって、蒸気の上昇速度に比べてかなり小さいという特徴がある。(c) 実炉の再冠水時にはダウンカマー流路が気液二相で満たされた時でも破断コールドレグから流体が流出するので、コールドレグ取付高さで気液二相流体の自由表面が出来、アッパーアニュラス部分は蒸気で満されているという状況が考えられる。

従って、解析に際しては、上記の特徴を出来得る限り含む妥当性のある解析モデルを立てる必要がある。これらの影響を一つでも無視すれば、正しい結果を得ることは困難になると考えられる。

また、以上の重要な特徴の他に次の重要な点がある。それは、ダウンカマーの形状は全ての炉について同一ではないことである。ダウンカマーのギャップ、構造のクラディングの厚み、また構造材の厚み等は原子炉の出力によって異なっているということがある。これらの値が異なれば当然結果も異ってくる筈である。

そこで、本章の解析では、実際の原子炉のダウンカマーを念頭におき、代表的寸法のものに基づき、形状寸法、初期状態等の不確定性を有する項目については、パラメトリックにその影響を調べることにした。

以下の節に、まず対象とする解析モデルを明らかにし、用いる熱的・流体力学的関係を示し、初期条件および境界条件を示す。さらに、パラメトリックにその効果を調べる項目を挙げ、計算モデルを示し、その計算結果と検討を述べることにする。

5.2 解析モデル

5.2.1 構造

Fig. 7に見るように、円環状のダウンカマー流路の半径 R は 2 ~ 2.5 m もあり、流路のギャップ S は 10 ~ 25 cm であるので、 $S/R \approx 0.1$ 程度となり、円環流路の曲率の影響は比較的小さいと考えられる。また、再冠水過程で対象となるダウンカマー流路での緊急冷却水の下向速度は、ダウンカマー流路換算で大きくともせいぜい 10 cm/S、蒸気の上昇速度はせいぜい 3 m/S 程度と考えられるので、円環流路での円周方向の気液二相流動の局所性は無視できると考えられる。そこで、本解析で採用する流路のモデルとしては、Fig. 31 に示す様に対向厚肉平板が流路ギャップ S だけ離れている幅方向には無限大の流路をとる。流路の高さは、代表的な実炉のダウンカマーの高さ 4.9 m とする。従って対向流路を構成する厚肉構造材の幅方向も無限大とし、原子炉容器の炉容器壁の厚さを 250 mm、炉心槽壁の厚さを 70 mm とし、炭素鋼板のダウンカマー流路側の表面には、ステンレスのクラッドが 8 の厚みがあるものとする。このクラッドの厚みは原子炉の出力等によって必ずしも一定でなく、5 ~ 15 mm 程度の範囲にあるので、この値はパラメータとする。また、ダウンカマー流路中には、サーマルシールドやニュートロンパッドの如き、流路中の流れの障害物として作用するものが、あたりなかつたりして、全てが必ずしも流路中は空ではないが、ここでは解析の簡単化の為流路中には障害物はないものとする。またダウンカマーの高さ 4.9 m が流体に対して熱を放出する有効部分と考える。

5.2.2 本解析で採用する熱的關係式

ダウンカマー流路の有効水頭を減少させる原因は、厚肉構造材からの熱放出であるから、ダウンカマー流路内の流体に放出される熱量の履歴の評価は重要である。この熱放出履歴を決定する沸騰曲線（表面過熱度と熱束との関係）は、一般に流体の種類、クオリティ、圧力、表面性状によって異なり、一般關係式を決定できない性格のものであるが、本解析ではこれまでに報告されているものの中から以下に掲げる關係式を便宜的に使用することにする。正確な解析では、実験で得られた沸騰曲線を使用し、流体力学的關係式を用いて、計算して求めた有効水頭変化と、実験で得られた有効水頭の変化とを比較検討することにする。もちろん、実験で求めた沸騰曲線はそのまま実炉の解析に使用できる性格のものである。

ここで使用する沸騰曲線としては、

(1°) 核沸騰領域では、Jens-Lottes の關係式

$$\Delta T_{\text{sat}} = 0.82 q^{1/4} \exp\left(-\frac{p}{63}\right) \quad (5.1)$$

(2°) 極大熱流束点の關係としては、Zuber あるいは、Kutateladze により理論的ある

いは実験的に求められた表示式

$$q_{MAX} = (0.10 \sim 0.19) h_{fg} \gamma_g [\sigma g^2 (\gamma_L - \gamma_g) / \gamma_g^2]^{1/4} \quad (5.2)$$

で、係数としては、0.16を採用する。

- (3°) 遷移沸騰領域の関係としては、Berensorの提唱する方式、すなわち両対数目盛グラフ上で極大熱流束点と極小熱流束点とを直線で結んだ関係式を用いることにする。
 (4°) 極小熱流束点の関係としては、Znberの提案した関係式

$$q_{MIN} = (0.09 \sim 0.131) h_{fg} \gamma_g [\sigma g^2 (\gamma_L - \gamma_g) / (\gamma_L - \gamma_g)^2]^{1/4} \quad (5.3)$$

で、係数として、0.131を採用する。

- (5°) 膜沸騰領域の関係としては、細線の場合と平板上の場合とは異っているが、Bromleyの垂直膜沸騰の関係式中の代表長さD (Bromleyの場合は、発熱体の線径) に、気液界面の臨界波長を選んだ、修正Bromleyの式、

$$h = 0.62 \left[\frac{k_g (\gamma_L - \gamma_g) \gamma_g h_{fg}}{\mu_g \cdot L \cdot \Delta T_{sat}} \right]^{1/4} \quad (5.4)$$

$$q = h \cdot \Delta T_{sat}$$

$$L = [\sigma / g (\gamma_L - \gamma_g)]^{1/2}$$

$$h_{fg} = h_{fg} \left(1 + 0.5 \frac{C_{pg} \Delta T_{sat}}{h_{fg}} \right)$$

を採用することにした。

以上の関係を、圧力をパラメータとして両対数グラフ上に、過熱度 ΔT_{sat} と熱流束 q との関係として示したのが Fig. 32 である。

5.2.3 流体力学的関係式

第3章、第4章で論じた流体力学的関係は主として、液体が直管部に供給されず、また同時に抽水もされない水は見掛け上停滞した状況下で、直管部の下部から気体を注入した時の関係であり、第4章で求めた見掛けの気体速度 V_{gs} と無次元数 Y_2 との関係も、このような状況で主に得たものである。この時 (見掛けの液体の速度 $V_{ls} = 0$) の関係は摩擦損失の項が静圧

測定値 $\left(1 - \frac{\Delta P}{\gamma_L \cdot L} \right)$ はボイド率 α と書き換えられる

ので、次の様になる。

$$\frac{V_{gs}}{\alpha} = A^{-1} \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{(\gamma_L - \gamma_g)}}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4} V_{gs}^{1-m} \quad (5.5)$$

ここで $V_{gs} \leq V_{CR} = 0.25 \text{ m/s}$ で $A = 2.5$, $m = 0.68$

$V_{gs} > V_{CR} = 0.25 \text{ m/s}$ で $A = 1.78$ $m = 0.423$

である。

今、直管部の上端で上部からオーバーフロするに十分な量の水が一定量供給しつづけると同時に、直管部下端から一定の割合で抽水される状況を考えると、第3章のスラグ流の場合で見たごとく、すなわち、式(3.10)

$$\begin{aligned} \frac{V_{gs}}{\alpha} &= C(V_{gs} + V_{Ls}) + 0.35 \sqrt{gD} \\ &= (C \cdot V_{gs} + 0.35 \sqrt{gD}) + C \cdot V_{Ls} \end{aligned} \quad (5.6)$$

で、 $C \cdot V_{Ls}$ が液体の流れによる影響を示しているので、式(5.5)においてもこの項を含むべきであることがわかる。

このことを考慮すると式(5.5)は、

$$\frac{V_{gs}}{\alpha} = A^{-1} \cdot \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{D}{\gamma_L - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4} \cdot V_{gs}^{(1-m)} - C V_{Ls}$$

となる。ここで、 $C=1.0$ ととって変形すると、

$$\left(\frac{D}{\sqrt{\frac{D}{\sigma}}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4} = A V_{gs}^m \left(1 + \alpha \cdot \frac{V_{Ls}}{V_{gs}} \right) \quad (5.7)$$

となる。この関係を縦軸に Y_2 (上式の左辺)をとり、横軸に V_{gs} をパラメータにとって示したのがFig.33である。 V_{Ls} が±0.1 m/s以下ではその影響は無視できることがわかる。

そこで、本解析で採用する流体力学的関係として、式(5.7)を採用することにする。

ここで、この式を採用するに当り問題となるのは、式中に含まれる代表径 D として何を選ぶべきかということである。一般に円環流路の場合には、水力直径 $D_e (=D_o - D_i = 2S; D_o$ は、円環の外半径、 D_i は円環の内半径)をとるのが通常であるが、ダウンカマ-流路の場合には、流路ギャップ S そのもの、水力直径 D_e 、平均の円周長の3つが代表的な寸法を示していると思われる。そこでこの3者を比較してその影響の仕方も調べて見ることにする。

5.2.4 初期条件および境界条件

有効水頭変化に直接影響を与える要因として考えられるのは、流路ギャップ、流路幅、構造材の厚み、クラッドの厚み、流路高さ等の構造上の寸法や、形状の他に、(a) 初期温度分布の状況、(b) 緊急冷却水の注入水温度、(c) ダウンカマ-流路部への注入方式があげられる。これら3項目は、解析上の初期条件および境界条件として重要となる。以下にこれら3点の取扱いについて述べることにする。

(1°) 初期の構造材内温度分布、初期の温度分布が重要な理由は、ダウンカマ-構造材内に蓄積されている熱量を決めているからである。この蓄積されている熱量がダウンカマ-表面から流体内に放出されるわけである。実際の炉では構造材内には当然温度分布があり、また再冠水過程に入る時点においては、ダウンカマ-構造材の内表面温度は飽和温度近くまで低下して

いることが考えられ、一義的に温度分布を決定又は予測することは難しい。そこで、ここでは解析の便の為、原子炉の定常運転時を初期状態と考え、構造材内の温度は一様に T_0 ($^{\circ}\text{C}$)と考えることにする。そしてこの T_0 の値のダウンカマ-水頭変化に及ぼす影響を調べる為に、 T_0 をパラメーターにとることにする。実際の再冠水開始時点においては、ダウンカマ-構造材の内表面はこの T_0 の値よりも低くなっていることが充分考えられるので、熱放出量、および熱放出継続時間については、大きめの値を示すことになる。

(2°) 緊急冷却水注入水温度

実際の原子炉では緊急冷却水の温度は、 50°C 内外であって、再冠水時の炉心内の圧力に対応する飽和温度よりかなり低い値の冷却水が、コールドレグに注入されるものである。しかしながら、本解析では、次の検討からダウンカマ-流路に注入される注入水温度を飽和温度としている。

すなわち、FLECHT-SET⁽³⁾の結果によれば、再冠水開始直後から、炉心で発生した蒸気が、健全ループ内をかなり大量に流れてくることが示されている。この結果をFig. 34として引用しておく。コールドレグの緊急冷却水注入位置から、ダウンカマ-までは3 m程度の距離があるので、この炉心で発生した蒸気の健全ループ内を流れてくる蒸気と、健全ループ中に注入された緊急冷却水とは混合し、蒸気は一部凝縮される一方緊急冷却水温は上昇して、ダウンカマ-流路に入ることが考えられる。そこで、緊急冷却水として低圧注入系(LPCI)の単一故障を考えた冷却水流量 W_L とFLECHT-SETの結果から得られる蒸気流量 W_g とを考え、凝縮係数を1と考えると、ダウンカマ-流路に入る冷却水の水温は、次のエネルギー釣合式から求まる。

$$\begin{aligned} (W_L + W_g) C_p T_{L, d} &= W_L C_p T_{L, in} + h_{fg} W_g \\ \therefore T_{L, d} - T_{L, in} &= \frac{W_g C_p T_{L, in} + h_{fg} W_g}{C_p (W_L + W_g)} - T_{L, in} \\ &= \frac{W_g (h_{fg} - C_p \cdot T_{L, in})}{C_p (W_L + W_g)} \end{aligned} \quad (5.8)$$

ここで、 h_{fg} は蒸発潜熱であり、系の圧力が $4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ ab}$ であるとすると、 $h_{fg} = 510 \text{ kcal/kg}$ であり、 C_p は水の比熱で $C_p = 1.0 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ である。 $T_{L, in} = 50^{\circ}\text{C}$ 、 $W_L = 47.25 \text{ kg/s}$ 、 $W_g = 16.8 \text{ kg/s}$ を代入すると、 $T_{L, d}$ は 208°C となり $P = 4 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab}$ のときの飽和温度 143°C よりも高くなり、冷却水温は飽和温度でダウンカマ-流路に入ることがわかる。

しかし、Refillの場合や、或いは再冠水開始時の健全ループ中に充分なる蒸気量が流れていない場合や、再冠水過程中に於いても、健全ループ内で蒸気と緊急冷却水が完全混合せず配管の上部を蒸気が流れ、下部を冷却水が流れる場合には、ダウンカマ-流路に注入される緊急冷却水の水温はサブクール状態であることが充分考えられる。

ここでは、FLECHT-SETの結果を踏まえ、飽和温度の水がダウンカマ-流路に入るものと考えことにする。

(3°) 緊急冷却水の注入方法

実炉では、破断後ブローダウンが生じこのブローダウン終了時には蓄圧注入系が作動中であ

る。蓄圧注入系の緊急冷却水量は低圧注水系の注水量に比べて大きく、ブローダウン終了後早期にダウンカマー流路は冷却水で満たされることが期待されている。そしてその後低圧注入系 (LPCIS) が作動するとダウンカマー流路ではポンプの単一故障を考えると線速度にして 5 cm/s で冷却水が流下する。しかし再冠水時には炉心への注水量は 2.5 cm/s 程度になることが予想されているので、余分の LPCI の水は、破断口からオーバーフローする。Figに見る様に、ダウンカマー流路のコールドレグ接続高さ位置の上方には、アッパーアニュラスと呼ばれる空間がある為、このコールドレグ接続のレベルで気液二相の自由表面のレベルにコールドレグを通して緊急冷却水が注入されることになるので、解析では、有効高さ 4.9 m 以下では気液二相となっており、 4.9 m の高さ位置で同時にダウンカマー流路を流下する水以外はオーバーフローしていると考えられる。

従って、ダウンカマー下部では一定の水量が炉心へ供給されることを考え、一定の割合で抽水が行われ、この抽水量に見合う分の水量がダウンカマー上部で供給され、余分な水量はオーバーフローしているものとする。

また、蓄圧注入系の水が、再冠水開始時にはダウンカマー流路部を満たしており、気液二相となっていることを模擬するために、計算を開始する初期状態としては、ダウンカマー流路部に緊急冷却水で満たされているものとする。

すなわち、ダウンカマー流路部は初期 (計算開始時) には、冷却水の単相で満たされており、構造材の温度分布は T_0 ($^{\circ}\text{C}$) の一様であるとする。計算開始と共に、炉心への流れを模擬するために、ダウンカマー下部から一定の割合で抽出し、ダウンカマー上部では常にこの抽水量に見合う水量がダウンカマー流路に供給され、同時に余分な水量はオーバーフローしているものとするわけである。この状況下でダウンカマー流路壁からの熱入量を計算し、これをもとに気泡の発生に伴うダウンカマー流路での有効水頭の変化を求める。

5.2.5 基礎式

(a) 熱放出量の計算の基礎式：ダウンカマー構造材の高さ方向の構造材内表面のクエンチの時間的ずれと考慮せず、また、冷却水単相流と気液二相流との違いによる過熱度 ΔT_0 と熱流束 q との関係の差異を考慮しないことにすれば、ダウンカマー構造材からの熱放出の計算は、構造材の厚み方向のみを考慮した非定常次元熱伝導問題となる。そこで、ダウンカマー構造材の厚み方向に物体を等間隔に分割し、その分割の中央に温度点を考慮する。(Fig.35 参照) Fig.35 の (B) に於いて、ステンレスクラッド領域の温度を $T_1(I, JJ)$ (ここで $I=1, 2, JJ=1, J_1$) で表わす。この $I=1$ は時刻を示し、 $I=2$ は別の時刻を示す。JJ は温度点の位置を示すものとする。流体に接する内表面の温度を $TS_1(I)$ (ここで $I=1, 2$) で示す。炭素鋼の領域の温度点での温度を同様に $T_1(I, JJ)$ (ここで、 $I=1, 2, JJ=J_1+1, N_1$) で示す。内表面から流体に放出される熱流束を $Q_1(I)$ (ここで、 $I=1, 2$) とする。以上は炉容器壁に関する記号の指定であり、もう一方のこれに対向する構造材 (炉心槽壁) については、内表面温度を $TS_2(I)$ 、内表面から流体に放出される熱流束を $Q_2(I)$ 、ステンレスクラッド領域の温度を $T_2(I, JJ)$ (ここで $JJ=1, J_2$)、炭素鋼の領域の温度を $T_2(I, JJ)$ (ここで $JJ=J_2+1, N_2$) とする。ここで $I=1, 2$ で

あり $I = 1$ は 1 日の時刻の温度を、 $I = 2$ は新の時刻の温度を示すものとする。

表面熱流束 Q_i ($i = 1, 2$) については既に、6.2.2 で述べた様に、核沸騰、極大熱流束、遷移沸騰、極小熱流束、および膜沸騰に対応して、過熱度 $\Delta T_s (= TS_i - T_{sat}$ 、ここで TS_i は内表面温度 TS_1 、 TS_2 を示し、 T_{sat} は飽和温度) と圧力 P によって決るものである。

非定常の熱バランスから次の式が導びかれる。

・表面温度については、

$$TS_1(2) = 2 \cdot F_1 \cdot \{ T_1(1, 1) + h_1 \cdot T_{sat} + (0.5/F_1 - h_1 - 1) \cdot TS_1(1) \}$$

・クラッド領域については、 $JJ = 1$ の場合には、

$$T_1(2, 1) = F_1 \cdot \{ TS_1(1) + T_1(1, 2) + (1/F_1 - 2) T_1(1, 1) \}$$

$\alpha \leq JJ \leq J_1 - 1$ までは、

$$T_1(2, JJ) = F_1 \cdot \{ T_1(1, JJ-1) + T_1(1, JJ+1) + (1/F_1 - 2) \cdot T_1(1, JJ) \}$$

$JJ = J_1$ では、

$$T_1(2, J_1) = F_1 \cdot \{ T_1(1, J_1-1) + \{ 2 / (1 + R_2 / R_1) \} \cdot T_1(1, J_1+1) + \{ 1 / F_1 - 2 / (1 + R_2 / R_1) - 1 \} \cdot T_1(1, J_1) \}$$

・炭素鋼の領域については、 $JJ = J_1 + 1$ の場合には、

$$T_1(2, J_1+1) = F_2 \cdot \{ T_1(1, J_1+2) + \{ 2 / (1 + R_2 / R_1) \} \cdot T_1(1, J_1) + \{ 1 / F_2 - 2 / (1 + R_2 / R_1) - 1 \} \cdot T_1(1, J_1+1) \}$$

$J_1 + 2 \leq JJ \leq N_1 - 1$ では、

$$T_1(2, JJ) = F_2 \cdot \{ T_1(1, JJ-1) + T_1(1, JJ+1) + (1/F_2 - 2) \cdot T_1(1, JJ) \}$$

$JJ = N_1$ では、

$$T_1(2, N_1) = T_1(1, N_1) + F_2 \cdot \{ T_1(1, N_1-1) - T_1(1, N_1) \}$$

ここで、 $F_1 = \frac{R_1}{(C\rho)_1} \cdot \frac{\Delta t}{(dW)^2}$

$$F_2 = \frac{R_2}{(C\rho)_2} \cdot \frac{\Delta t}{(dW)^2}$$

R_1 = クラッドの熱伝導率

R_2 = 炭素鋼の熱伝導率

$$h_1 = \frac{Q_1}{TS_1(1) - T_{sat}} \cdot \frac{dW}{\lambda_1}$$

dW ; メッシュ幅

$C\rho$; 熱容量

T_{sat} ; P によって決る飽和温度

(b) 流体側についての基礎式：Fig.34 のⒶ を参照して、この微小検査体積内の流体について、連続の式、運動量の式、エネルギーの式、6.2節で述べた流体力学的関係式である見掛けの蒸気速度とボイド率の関係の4式から、圧力P、蒸気速度 V_B 、液体の速度 v_L 、ボイド率 α について解く。

・連続の式；

$$\begin{aligned} \text{(気相)} \quad (WSdZ) r_g \frac{d\alpha}{dt} dt + \left\{ \alpha V_B + V_B \frac{d\alpha}{dZ} dZ + \alpha \frac{dV_B}{dZ} dZ \right\} SW r_g dt \\ = SW \alpha r_g V_B dt + dW_{lg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(液相)} \quad (WSdZ) r_l \left(-\frac{d\alpha}{dt} \right) dt - \left\{ V_L (1-\alpha) + (1-\alpha) \frac{dV_L}{dZ} dZ \right. \\ \left. - V_L \frac{d\alpha}{dZ} dZ \right\} SW r_l dt \\ = -V_L SW (1-\alpha) r_l dt - dW_{lg} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{従って, } r_g \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{dW_{lg}}{WSdZdt} - r_g V_B \frac{d\alpha}{dZ} - r_g \alpha \frac{dV_B}{dZ} \\ r_l \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{dW_{lg}}{WSdZdt} + r_l V_L \frac{d\alpha}{dZ} - r_l (1-\alpha) \frac{dV_L}{dZ} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

・エネルギー式；水は飽和温度とし、壁からの熱入量は全て蒸気の発生に費やされたとする。

$$\begin{aligned} (SWdZ) r_l C_{p,l} T_{sat} \left(-\frac{d\alpha}{dt} \right) dt + (h_{fg} + C_{p,l} T_{sat}) dW_{lg} \\ - \left\{ V_L (1-\alpha) + (1-\alpha) \frac{dV_L}{dZ} dZ - V_L \frac{d\alpha}{dZ} dZ \right\} SW r_l C_{p,l} T_{sat} dt \\ = (Q1+Q2) W dZ dt - V_L (1-\alpha) SW r_l C_{p,l} T_{sat} dt \end{aligned}$$

$$\text{従って, } \frac{dW_{lg}}{WSdZdt} = \frac{(Q1+Q2)}{Sh_{fg}} \quad (5.10)$$

・運動量式；摩擦項を無視する。

$$\begin{aligned} \text{(気相)} \quad \frac{1}{g} r_g (SWdZ) \alpha \frac{dV_B}{dt} + \frac{1}{g} r_g (SWdZ) V_B \frac{d\alpha}{dt} \\ + \left\{ \alpha V_B + V_B \frac{d\alpha}{dZ} dZ + \alpha \frac{dV_B}{dZ} dZ \right\} SW r_g \left(V_B + \frac{dV_B}{dZ} dZ \right) \frac{1}{g} \\ - \frac{1}{g} \alpha V_B^2 SW r_g + V_L \frac{dW_{lg}}{g} + SW \alpha \frac{dP}{dZ} dZ \\ = -SW \alpha dZ \{ \alpha r_g + (1-\alpha) r_l \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (\text{液相}) \quad & -\frac{1}{g} r_L SW(1-\alpha) dZ \frac{dV_L}{dt} + \frac{1}{g} r_L SW dZ \cdot V_L \cdot \frac{d\alpha}{dt} \\
 & + (1-\alpha) V_L - V_L \frac{d\alpha}{dZ} dZ + (1-\alpha) \frac{dV_L}{dZ} dZ \quad SW r_L (V_L \frac{dV_L}{dZ} dZ) \frac{1}{g} \\
 & - \frac{1}{g} (1-\alpha) V_L^2 SW r_L - V_L \frac{1}{g} dW_{Lg} + SW(1-\alpha) \frac{dP}{dZ} dZ \\
 & = -SW(1-\alpha) dZ \{ \alpha r_g + (1-\alpha) r_L \}
 \end{aligned}$$

従って,

$$\begin{aligned}
 \alpha \frac{dP}{dZ} = & -\alpha \{ \alpha r_g + (1-\alpha) r_L \} - \frac{r_g}{g} \alpha \frac{dV_B}{dt} + V_B \frac{d\alpha}{dt} + V_B^2 \frac{d\alpha}{dZ} \\
 & + 2\alpha V_B \frac{dV_B}{dZ} - \frac{V_L}{g} \frac{dW_{Lg}}{SW dZ}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (1-\alpha) \frac{dP}{dZ} = & -(1-\alpha) \{ \alpha r_g + (1-\alpha) r_L \} + \frac{r_L}{g} \left[(1-\alpha) \frac{dV_L}{dt} \right. \\
 & \left. - V_L \frac{d\alpha}{dt} + V_L^2 \frac{d\alpha}{dZ} - 2(1-\alpha) V_L \frac{dV_L}{dZ} + \frac{V_L}{g} \frac{dW_{Lg}}{dZ \cdot SW} \right]
 \end{aligned}$$

ゆえに,

$$\begin{aligned}
 \frac{dP}{dZ} = & -\{ \alpha r_g + (1-\alpha) r_L \} - \frac{r_g}{g} \left\{ \alpha \frac{dV_B}{dt} + V_B \frac{d\alpha}{dt} + V_B^2 \frac{d\alpha}{dZ} + 2\alpha V_B \frac{dV_B}{dZ} \right\} \\
 & + \frac{r_L}{g} \left\{ (1-\alpha) \frac{dV_L}{dt} - V_L \frac{d\alpha}{dt} + V_L^2 \frac{d\alpha}{dZ} - 2(1-\alpha) V_L \frac{dV_L}{dZ} \right\} \quad (5.11)
 \end{aligned}$$

・流体力学的関係式

$$V_B \equiv \frac{V_{gs}}{\alpha} = \alpha^{\left(\frac{1}{m}-1\right)} \left\{ \frac{1}{A} \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{\frac{1}{5}} \left(\frac{r_L-r_g}{r_g}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{D}{\alpha}\right)^{\frac{1}{9}} \right\}^{\frac{1}{m}} - V_{Ls} \quad (5.12)$$

$$V_L \equiv \frac{V_{Ls}}{1-\alpha}$$

但し、ここで、 $A = 25$, $m = 0.68$ ($V_{gs} \leq 0.25 \text{ m/s}$)

$A = 1.78$, $m = 0.423$ ($V_{gs} > 0.25 \text{ m/s}$)

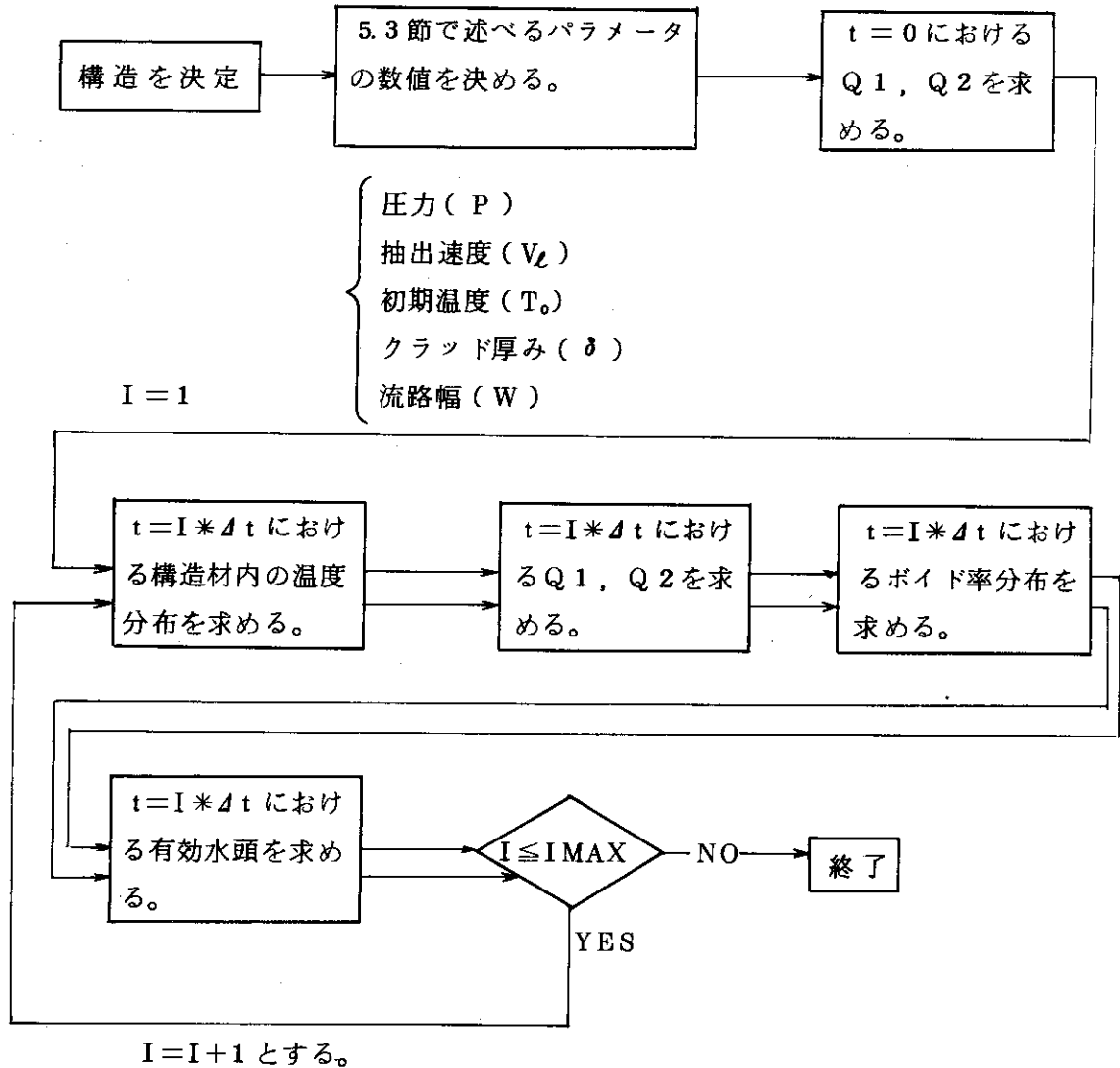
である。

(5.9), (5.11) 式中の V_B , V_L は, (5.12) 式を用いて, 圧力 P とボイド率 α とで書きかえることができる。また, (5.10) 式を用いて, (5.9), (5.11) 式中の $dW_{Lg}/(dZ \cdot dt)$ を消去することができ, 従って (5.9), (5.11) 式は圧力 P とボイド率 α との関係を示すことがわかる。そこで, 圧力 P を設定すれば (5.9) 式は α だけの方程式になり $\Delta \alpha$ が求められる。

この α をもとに(5.11)式から ΔP を求めることができる。

5.2.6 計算方法

計算の方法を以下にフローチャートで示す。



5.3 パラメータとその範囲

本節に、この解析で採用する形状、寸法、物性値、およびパラメトリックにその影響を調べるパラメータの種類とそれらの具体的な数値をまとめて掲げておく。

1. ダウンカム-流路の形状；矩形断面流路，有効長 $H = 4.9$ m，流路幅 W は無限大，流路ギャップ $S = 250$ mmを基準とする。流路内には障害物はない。
2. ダウンカム-構造材の寸法；対向する無限幅の平板であり，炉容器壁模擬の平板の肉厚 $W_1 = 250$ mm，炉心槽壁模擬の平板の肉厚 $W_2 = 70$ mmとする。これらの平板の流路側の表面には，ステンレスクラッドが肉厚 δ で全面にあるものとする。平板の主要部の材質は

炭素鋼とする。高さは流路の有効長 4.9 m に等しくとる。

3. 物性値；炭素鋼，ステンレスクラッドの熱的性質を示す，熱伝導率，比熱，比重量は次の値をとる。

(ステンレス) 熱伝導率 $\lambda 1 = 14.0 \text{ kcal/mhr}^\circ\text{C}$

比熱 $C 1 = 0.11 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

比重量 $\gamma 1 = 7820 \text{ kg/m}^3$

(炭素鋼) 熱伝導率 $\lambda 1 = 4.6 \text{ kcal/mhr}^\circ\text{C}$

比熱 $C 2 = 0.11 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

比重量 $\lambda 2 = 7800 \text{ kg/m}^3$

4. 緊急冷却水温はその圧力での飽和温度とする。
 5. パラメータとその影響を調べるために採用した数値を下表，Table 1 に掲げる。
 6. 構造材の初期温度分布については，初期温度 T_0 ($^\circ\text{C}$) で均一とする。

Table 1

- * System Pressure ($\text{kg/cm}^2\text{a}$) ; 1.5, 2, 3, 4
- * Initial Walls Temperature ($^\circ\text{C}$) ; 250, 280, 320
- * Flow Channel Gap (mm) ; 250, 200, 150
- * Extraction Coolant Velocity (cm/s) ; 2, 5, 8
- * Cladding Thickness (mm) ; 15, 7.5
- * Equivalent Hydranlic Diameter (m) ; 0.25, 0.5, 1.20

5.4 計算結果とその検討

5.4.1 計算結果の一例の概説

計算結果の一例として，構造材厚み方向の温度分布の変化が Fig. 36 に，内表面上等特定の位置での温度変化が Fig. 37 に，ダウンカマ-高さ方向のボイド率分布の変化状況が Fig. 38 に示してある。この例の計算条件としては，系の圧力 (P) を 1.5 ata，初期構造材温度 (T_0) を 280°C ，流路ギャップ (S) を 250 mm，等価水力直径 (D) を 0.5 m，ステンレスクラッド厚 (δ) を 15 mm にとったものである。この場合のダウンカマ-有効水頭の変化状況が Fig. 39 に示してある。

以下に，これらの計算結果について簡単に説明しておく。Fig. 36 はダウンカマ-流路を構成している対向二平板内厚み方向の温度分布の時間的变化を，冷却開始後 10, 30, 50, 100, 200 秒の時を選んで示したものである。横軸には内表面からの距離 (mm)，縦軸には温度 ($^\circ\text{C}$) がとっており，左方の図の炉容器壁の状況を，右の図は炉心槽壁の状況を示す。冷却開始後 10 秒までは温度勾配はステンレスのクラッド内のみにあること。冷却開始後 50 秒程度後に最大の温度勾配が表面上に生じること，炉容器壁側では冷却開始後 200 秒経過しても，温度境界層が外表面に到達していないこと，すなわち外表面温度は初期温度 280°C からほとんど低下していないこと，一方炉心槽壁は冷却開始後 50 秒後には温度境界層が外表面に

温度は200℃程度まで低下していることがわかる。冷却開始後100秒程度までは、表面から流体に放出される熱流束の値はほぼ同程度であるが、それ以後は炉容器壁側から放出される熱流束が大きくなっていることがわかる。しかし内表面温度の絶対値は冷却開始後200秒程度までは両面で、ほとんど同じであるという特徴がある。

Fig. 37に、炉容器側の構造材の内表面から0, 15, 30, 50, 100, 250mmの位置での温度の時間的変化が示してある。250mmの位置は外表面である。内表面温度に注目すると、冷却開始から30秒の間は2.3℃/secの比較的急激な温度勾配で温度が低下して行き、30~35秒の間に210°から130°まで急激に低下している。これはクエンチを示している。それ以後は100秒間で2.5℃の割合で非常にゆっくり低下している。この間はいわゆる核沸騰領域であり、飽和温度に漸近していく。

内表面からの距離が大きい場所ほど、その位置における温度降下の程度は次第に小さくなっており、外表面上では200秒後でもほとんど温度変化がないことがわかる。以上のことから、ダウンカマの構造材が冷却される前に蓄積していた熱量を流体に放出仕切るまでには、かなりの時間少くとも200秒以上要することがわかる。

ちなみにこの計算例の場合の片面、炉容器壁からの熱流束を見ると、後掲のFig. 40に示すように、

$$\begin{aligned} \text{冷却開始後 } 50 \text{ 秒で, } Q_1 &= 2 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr.} \\ 100 \text{ 秒で, } Q_1 &= 5 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr.} \\ 200 \text{ 秒で, } Q_1 &= 3 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr.} \end{aligned}$$

である。

この熱流束変化の状況は後程Fig. 40に詳しく述べるが、このようにかなりの時間、大きな熱流束を示していることがわかる。

Fig. 38に、ダウンカマ流路高さ方向のボイド率分布が、冷却後20, 30, 40, 50, 100, 150, 200秒の時点の値として示してある。ダウンカマ壁からの入熱によって発生するボイドの量は高さ方向に一様であるが、このボイドが上昇して行くので、高さ方向に蓄積されていくために、ボイド率分布は高い位置程大きな値を示している。ボイド率が高さ位置を直線的な比例関係にないのは、用いた関係式(5.7)が蒸気流量とボイド率の関係が直線的比例関係にないためである。この図で見ると、冷却開始後40秒前後でボイド率分布が極大値をとり、それ前では時間の経過と共に、ボイド率は増大し、それ以後では時間の経過と共に減少している。40秒前後で極大値をとるのは、Fig. 40で見ると冷却開始後32秒で極大熱流束をとり、ボイドの発生が最大になるこの時刻を経過した後、ボイドの蓄積がおり、この40秒前後に最大のボイド率を示すようになるわけである。極大熱流束点を経過してしまうと、熱流束が減少しこれに伴ってボイドの発生が減少している。

Fig. 39には、冷却開始からの時間変化としてダウンカマ有効水頭の変化が示してある。Fig. 38に示したボイド率分布の変化状況から予測されるように、圧力が1.5 ataの場合では、冷却開始後30ないし40秒に有効水頭の極小値をとっている。この有効水頭の極小値をとる時刻は、極大熱流束をとる時刻、ボイド率が極大になる時刻に対応している。

有効水頭の値としては、初期に4.9mあったものが、冷却開始直後2~3秒の間に3.9程度

に降下し、30～40秒の間に極大熱流束点を急速に経過するために、この間に有効水頭は3.5 mから1 m程度まで急激に一度降下した後再び回復している。冷却開始後50秒以後はゆっくりと有効水頭が回復しており、3.5 mから4 mまで上昇する。ここで注目すべきことは冷却開始後100秒経過すればそれ以後は、ほぼ4 mの有効水頭が保持されていること、また有効水頭が3.5 mよりも小さくなるのは極大熱流束点を経過する前後10秒間程度であることである。極大熱流束点を経過してしまえば、有効水頭はほぼ4 m程度は確保されることがわかる。

5.4.2 系圧力(P)の影響

Fig. 40に有効水頭に与える系圧力(P)の影響を調べた結果を示す。この計算条件は

初期構造材温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$

ステンレスクラッド厚 $\delta = 15 \text{ mm}$

抽水速度 $V_L = 5 \text{ cm/s}$

流路ギャップ $S = 25 \text{ cm}$

等価水力直径 $D = 2S = 50 \text{ cm}$

とし、固定した条件として圧力をパラメータにとり、 $P = 1.5, 2, 3, 4 \text{ ata}$ の4ケースについて有効水頭変化を求め、比較したものである。

Fig. 40で注目されるのはまず、圧力4ケースいずれの場合にも、50秒前に有効水頭が急激に1 m程度まで減少する時期があることである。この急激に減少する理由は前項で述べたが、極大熱流束点を経過することに対応しているが特徴的なことは、

- (1°) 圧力が高い程、冷却開始後早期にこの有効水頭極小値をとること、および、
- (2°) 圧力が高い程、有効水頭極小値から早く回復することである。

従って、圧力が高い程、極大熱流束点を経過することの影響は小さいことがわかる。さらに重要なことは、

(3°) 圧力が高い程、有効水頭極小値を早くとり、その後の有効水頭の値は大きいことである。冷却開始後50秒では、圧力 $P = 1.5 \text{ ata}$ のとき有効水頭が3.3 mに対し圧力 $P = 4 \text{ ata}$ では有効水頭は4 mである。150秒後では $P = 1.5 \text{ ata}$ では有効水頭が4 mであるのに対し、 $P = 4 \text{ ata}$ では4.4 mである。

圧力が高い程有効水頭が大きい理由は、(6.7)式からわかる様に、同じボイド発生でも、圧力が高い程ボイドの比重量が大いので、見掛けの蒸気速度 V_{gs} が小さくなり、ボイド率 α は V_{gs}^m ($m = 0.68 \sim 0.423$) に比例するので α は小さくなる効果が、Fig. 30で見るとに圧力が高い時の

$$\left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_L - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}$$

の値が小さくなって α が大きくなる効果より、大きい為である。

特に、圧力が4 ataの場合には、冷却開始50秒以後では有効水頭4 m以上が確保されることは注目に値する。

5.4.3 初期温度 (T_0) の影響

Fig.41 に初期の構造材の温度 (T_0) の、有効水頭変化に及ぼす影響を調べた結果を掲げる。この計算条件は、

ステンレスクラッド厚さ $\delta = 15 \text{ mm}$

流路ギャップ $S = 25 \text{ cm}$

抽水速度 $V_L = 2 \text{ cm/s}$

等価水力直径 $D = 50 \text{ cm}$

であり、系圧力 P が 4 ata と 1.5 ata の場合について、

初期温度 $T_0 = 280, 320, 350 \text{ }^\circ\text{C}$

の3ケースについて、その影響を示す。図において実線は系圧力 1.5 ata の場合を示し、一点鎖線で 4 ata の場合を示す。

(1°) 圧力が同一の条件で、初期温度の影響を調べて見ると圧力が $1.5, 4 \text{ ata}$ いずれの場合にも、初期温度 T_0 が高い程、有効水頭の極小値をとる時刻は遅れる傾向にある。

これは、初期温度が高いと、極大熱流束点に到達するまでの時間が多く要するためである。

(2°) また、圧力が低い場合の方がこの有効水頭の極小値をとる時刻が初期温度の大きい程、おくれる度合は大きい。すなわち、圧力が 1.5 ata の場合には極小値をとる時刻は、初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$ と 350°C との場合とでは、 140 秒の違いがあるのに対し、圧力が 4 ata の場合では 5 秒の違いしかない。

(3°) 圧力が 4 ata の場合には、 T_0 が 280 と 350°C の範囲では冷却開始後 10 秒以内に有効水頭の極小点を通り、それ以後では有効水頭の差はほとんど一定である。初期温度の影響としては初期温度が低い程、有効水頭は大きな値を示す。その差は 280°C と 350°C とでは、 40 cm の水頭差がある。

Fig.42 に、系圧力が 1.5 ata の場合についての、初期温度 280°C と 320°C との場合の温度履歴を比較した結果を示す。これは炉容器壁側の内表面 (0 mm) 温度、内表面から 15 mm 、 50 mm の位置での温度の履歴を示したものである。冷却開始から内表面温度が急激に飽和温度近傍まで降下する時間に大きな差 (70 秒程度) があることがわかる。これは、熱流束が極大値をとるときの表面過熱度に大きな差はないこと、表面からの熱流束が極大値をとるまでに、流体に放出すべき熱量が、初期温度の高い方が大であることのためである。

5.4.4 ステンレスクラッド厚み (δ) の影響

Fig.43 にステンレスクラッド厚み δ の有効水頭変化に及ぼす影響を調べた結果を示す。ステンレス材は、炭素鋼に比べて、温度伝導度 ($\lambda/c\rho$) が小さい為に、ダウンカマー構造材のステンレスクラッドは、熱放出を抑える抵抗の役を果すはずである。従ってダウンカマー構造材の初期の蓄積熱量が同じであっても、その熱量の放出履歴に差が生じ、その結果有効水頭変化に差が生じてくるであろう。

Fig. 43 の計算条件は、

系圧力 $P = 1.5 \text{ ata}$

初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$

等価水力直径 $D = 50 \text{ cm}$

流路ギャップ $S = 25 \text{ cm}$

であり、ステンレスクラッド厚 δ を 7.5 mm と 15 mm との場合を比較したものである。

Fig. 40 には、この計算条件での炉容器壁側からの熱流束変化が示してある。この熱流束変化の状況をまず比べて見ると、次の点に特徴ある差異が見受けられる。

(1°) ステンレスクラッド δ の厚い方が、極大熱流束点に到達する時刻は遅れること。

(2°) 極大熱流束点に到るまでは、ステンレスクラッド厚が大の方が熱流束は小さく、極大熱流束点を経過したあとはこの方が熱流束は大きい。

(3°) 極大熱流束点を経過した後、ステンレスクラッド厚が大の方の、熱流束が高い時間はかなり継続している。

これらの事柄は次のことを意味していると考えられる。まず、ステンレスクラッド厚が大の方が、遅れて極大熱流束点に到る理由は、熱伝導率の悪いステンレスクラッドの厚い方が表面温度が下り難い為である。従って最大熱流束点を経過してしまうまでの熱流束はクラッドの厚い方が低くなっている。一方、極大熱流束点を経過してしまうと、内表面の温度はほぼ飽和温度近くまで低下するが、ステンレスクラッドの厚い方が、温度伝導率（熱伝導率とこの場合ほぼ同等）が悪い為に、構造材内部では高い温度となっている為、表面熱流束は大となっている。

この説明を裏付ける結果が Fig. 44 に示してある。同図上には、炉容器壁側の構造材の内表面温度（ 0 mm ）、内表面から 15 mm 、 50 mm の位置の温度の各履歴が示してある。

すなわち、極大熱流束点を経過してしまうと直ぐにそれ以降、内表面温度はほぼ同一になっているのに対し、内部（内表面から 15 、 50 mm ）では、クラッド厚が大である方が温度がかなり高く、従って表面熱流束は大きくなるはずであること、内表面温度の急激に飽和温度近くまで降下する時刻は、クラッド厚みが大の方が遅れていることである。

これらの結果として Fig. 43 に示した有効水頭変化がでてきたものである。クラッド厚が大の方が、遅れて有効水頭の極小値をとるのは、この場合の方が極小熱流束点を遅れて経過するためである。クラッド厚の大の方が、冷却開始後の初期には有効水頭が高く、極小値をとった後は低くなるのは、前述の熱流束の履歴の結果、すなわち初期には熱流束は小さく、極大熱流束点経過後は熱流束が大きいことによる。しかし、冷却開始後 100 秒経過するとそれ以後の有効水頭の値にはほとんど差がなくなっている。

なお付言すれば、圧力が高い場合には、極大熱流束点は冷却開始早期に経過してしまう（6.4.2系圧力（ P ）の影響の項参照）為に、クラッド厚さの影響はほとんどない。

5.4.5 流路ギャップの影響

Fig. 45 と Fig. 46 とに流路ギャップの影響の結果が掲げてある。

Fig. 45 の計算条件は、

系圧力 $P = 1.5 \text{ ata}$

初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$

水力等価直径 $D = 2 S$

クラッド厚 $\delta = 15 \text{ mm}$

で流路ギャップ S が, 15 cm , 20 cm , 25 cm の3ケースが比較してある。

Fig.46 の計算条件は,

系圧力 $P = 4.0 \text{ ata}$

初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$

水力等価直径 $D = 2 \text{ S}$

クラッド厚 $\delta = 15 \text{ mm}$

で流路ギャップ S が, 15 cm , 20 cm , 25 cm の3ケースが比較してある。

構造材の厚み, クラッドの厚み, 初期温度, 圧力が同一の時, 熱的要因は固定されるので, 流体に放出される熱流束履歴は同一となり, 各高さ位置でのボイド発生割合も同一となる。この場合, 流路ギャップの値は上昇ボイドの速度と, ボイドの各高さ位置での蓄積量との2つの値に直接的に影響を与え, 有効水頭変化の状況に大きな影響を与えるはずである。Fig.45に示す系圧力が 1.5 ata の場合でギャップが 25 cm と 15 cm の場合を比較すると, 有効水頭はギャップの大きい方で $0.8 \sim 0.3 \text{ m}$ も大きいことがわかる。そして, 熱流束が大きい時ほどその差が大きくなる傾向にあることがわかる。なお, 熱的条件は同一であるので, 有効水頭の極小値をとる時刻は3ケースとも同時刻である。

Fig.46に系圧力が 4 ata の場合の結果を示す。系圧力が 1.5 ata の場合と同様に, 極大熱流束をとる時刻は流路ギャップの値に依存せず, 熱的条件が同一であるので, 同時刻に起っており, また流路ギャップが大きい 25 cm の場合と小さい 15 cm の場合とを比較すると有効水頭は前者の場合が大きく, 冷却開始後 20 秒 以後では $0.5 \sim 0.4 \text{ m}$ 程度大きいことがわかる。

流路のギャップの違いによる, ダウンカマー高さ方向のボイド率分布の違いを冷却開始後 $10, 50, 100 \text{ 秒}$ に注目して示したのが Fig.47 である。(a)は 4 ata の場合, (b)は 1.5 ata の場合を示す。ボイド率分布に大きな差が存在することがわかる。

5.4.6 等価水力直径 D の影響

Fig.48 に等価水力直径 D の有効水頭変化に与える影響を調べた結果を示す。この計算条件は,

系圧力 $P = 1.5 \text{ ata}$

初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$

クラッド厚 $\delta = 15 \text{ mm}$

であって, 等価水力直径 D を 25 cm , 50 cm , 12 m の3ケースを比較したものである。

この3ケースで, 熱的要因は同一に固定されているから, 有効水頭の極小値をとる時刻は同一となっている。(5.7)式でわかるように, ボイド率は D の $1/9$ 乗に逆比例しているから, その影響は比較的小さいことが予想されるわけであるが, Fig.49では $D = S = 0.25 \text{ m}$ と $D = 2S = 0.5 \text{ m}$ とでは, 有効水頭にしてせいぜい 0.15 m の差しかないことがわかる。極端な場合としてダウンカマー流路の周長を等価水力直径 D に選んだものが, $D = 12 \text{ m}$ のケースであるが, $D = 0.25 \text{ m}$ と $D = 12 \text{ m}$ とを比較して見ても, 冷却開始後 50 秒 で 0.75 m の差で, D の大きい方が, 有効水頭としては大きい値を示すことがわかる。従って, 等価水力直径

としては常識的 $D = 2S$ としても、有効水頭変化の評価には大きな誤差は生じないものと考えてよい。

むしろ、流体力学的には流路ギャップ S の影響の方が流路ギャップ S の影響の方が流路ギャップ S 自体による影響と、等価水力直径 $D = 2S$ としての影響が複合した効果の方がより重要であることがわかる。これは、すなわち、流路ギャップのスケール効果である。

5.4.7 抽水速度 V_L の影響

Fig.49 に抽水速度 V_L の影響を調べた結果を示す。実線で示した有効水頭変化は、次の計算条件、

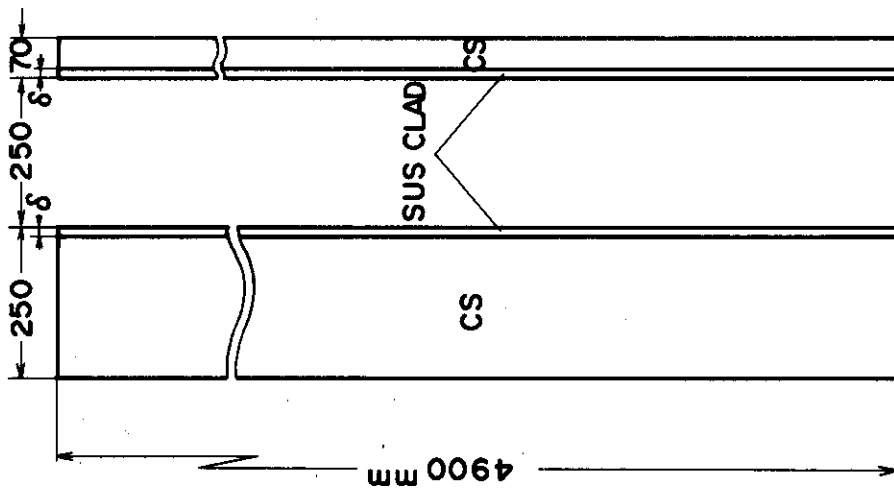
- 系圧力 $P = 1.5 \text{ ata}$
- 初期温度 $T_0 = 280^\circ\text{C}$
- 流路ギャップ $S = 25 \text{ cm}$
- クラッド厚さ $\delta = 15 \text{ mm}$
- 等価水力直径 $D = 2S = 50 \text{ cm}$

で、抽水速度 V_L として 2 cm/s 、 5 cm/s 、 8 cm/s の3ケースを選んで示したものである。

系圧力 1.5 ata 、 4 ata いずれの場合も、抽水速度 V_L による有効水頭の値の差は、ほとんど見受けられない。この結果は、Fig.50 のグラフからもおおよそ予測出来た結果ではある。すなわち、Fig.52(a), (b) に示すように、ダウンカマーの高さ方向のボイド率分布は、各時刻で抽水速度 V_L の値にほとんど影響を受けていないのである。

Table 1

°System pressure (kg/cm^2)	;	1.5, 2, 3, 4
°Initial walls temperature ($^\circ\text{C}$);		250, 280, 320.
°Flow channel gap (mm)	;	150, 200, 250.
°Extraction coolant velocity(cm/s);		2, 5, 8.
°Cladding thickness (mm)	;	7.5, 15.
°Equivalent hydraulic diameter (m)	;	0.25, 0.5, 12.0.



PARAMETER

- * INITIAL WALL TEMPERATURE T_0 ($^{\circ}\text{C}$)
- * PRESURE (SATURATION TEMPERATURE) P (atm)
- * INITIATION TIME OF REFLOOD t_0 (sec)
- * HYDRAULIC DIAMETER OF FLOW CHANNEL D (m)
- * THICKNESS OF SUS CLAD δ (mm)
- * EXTRACTION COOLANT VELOCITY V_L (m/s)

T_0	= 280, 320, 350 ($^{\circ}\text{C}$)
P	= 1.5, 2, 3, 4 (atm)
t_0	= 0, 40 (sec)
D	= 0.25, 0.5, 12.0 (m)
	= 7.5, 15.0 (mm)
V_L	= 0.02, 0.05, 0.08 (m/s)

Fig. 31 Analytical model for downcomer effective water head.

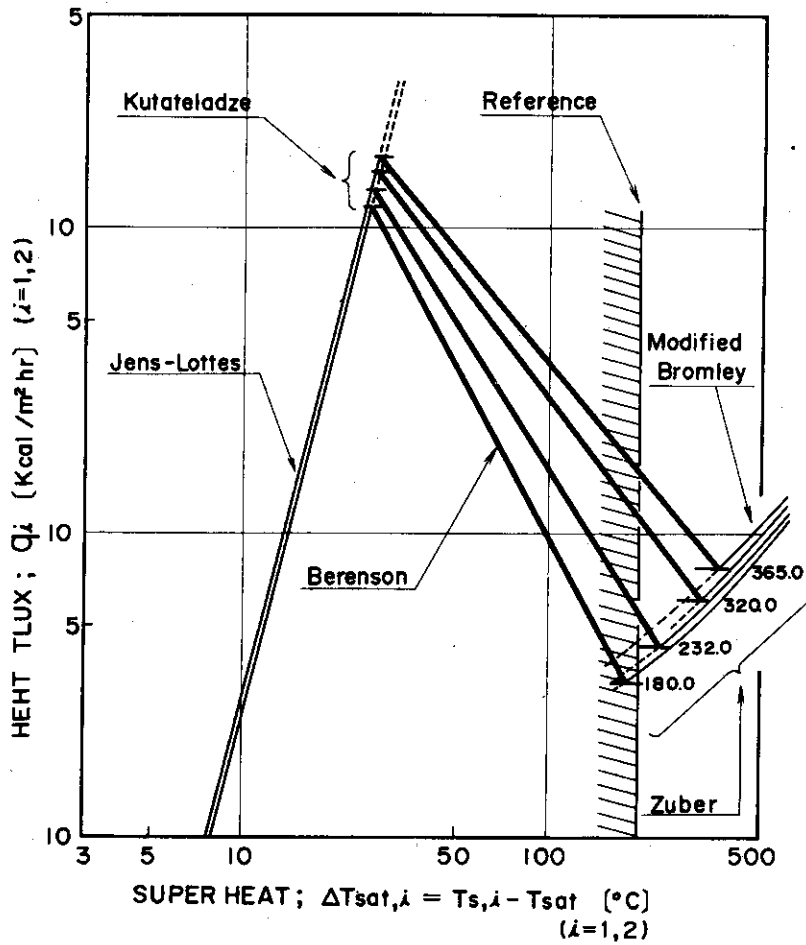


Fig. 32 Boiling heat transfer relations adopted in the analysis.

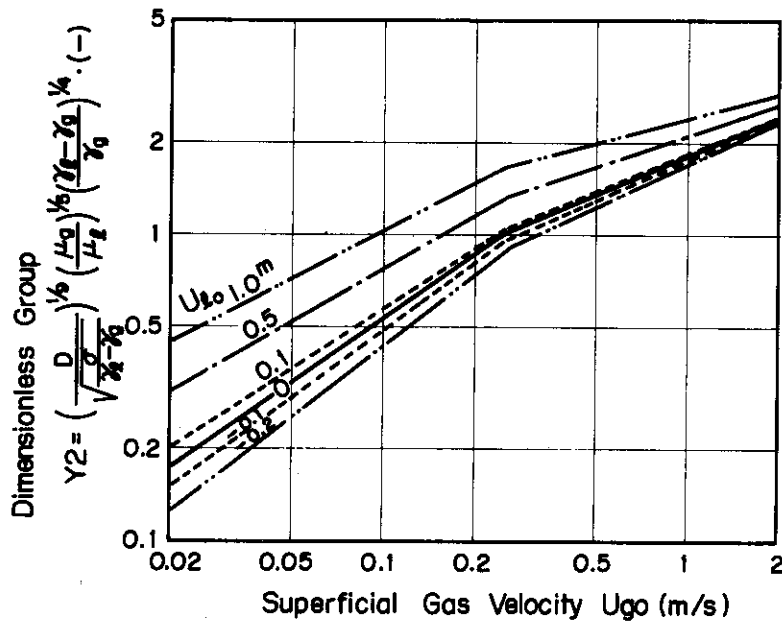


Fig. 33 Illustration of effects of water velocity on void fraction.

RUN NUMBER	31058	30198
CONTAINMENT PRESSURE	59	66 PSIA
INITIAL CLAD TEMPERATURE	1100	1100°F
PEAK POWER	0.84	0.84 MW FT
AVERAGE HOUSING TEMPERATURE	306	307°F
COOLANT TEMPERATURE	152	150°F
INJECTION RATE, LB SEC	12.3 FOR 14 SEC	11.9 FOR 14 SEC
	VARIABLE TO END	VARIABLE TO END

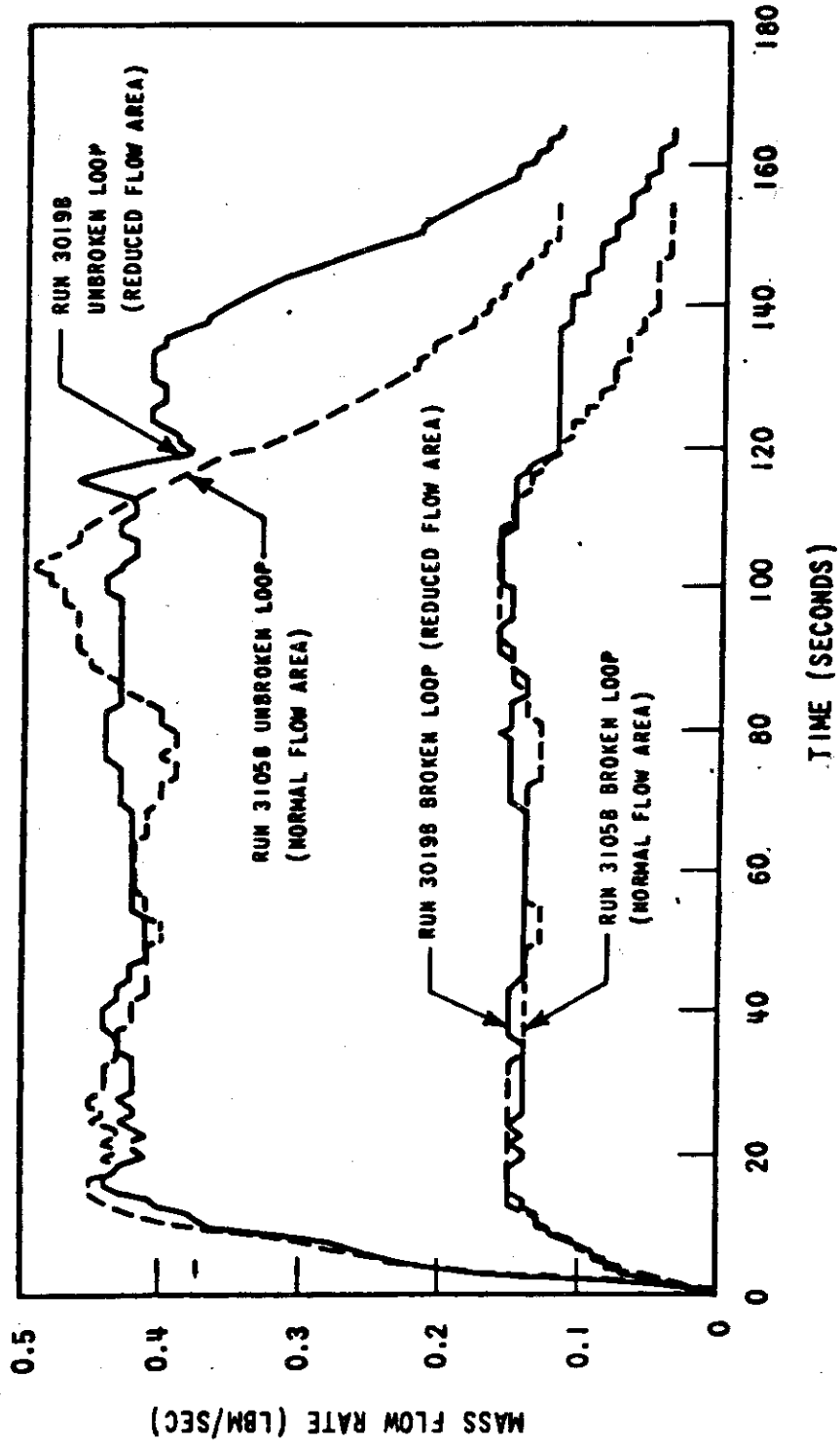


Fig. 34 An example of experimental results from FLECHT-SET on the steam flow rate through the primary loop during reflood phase.

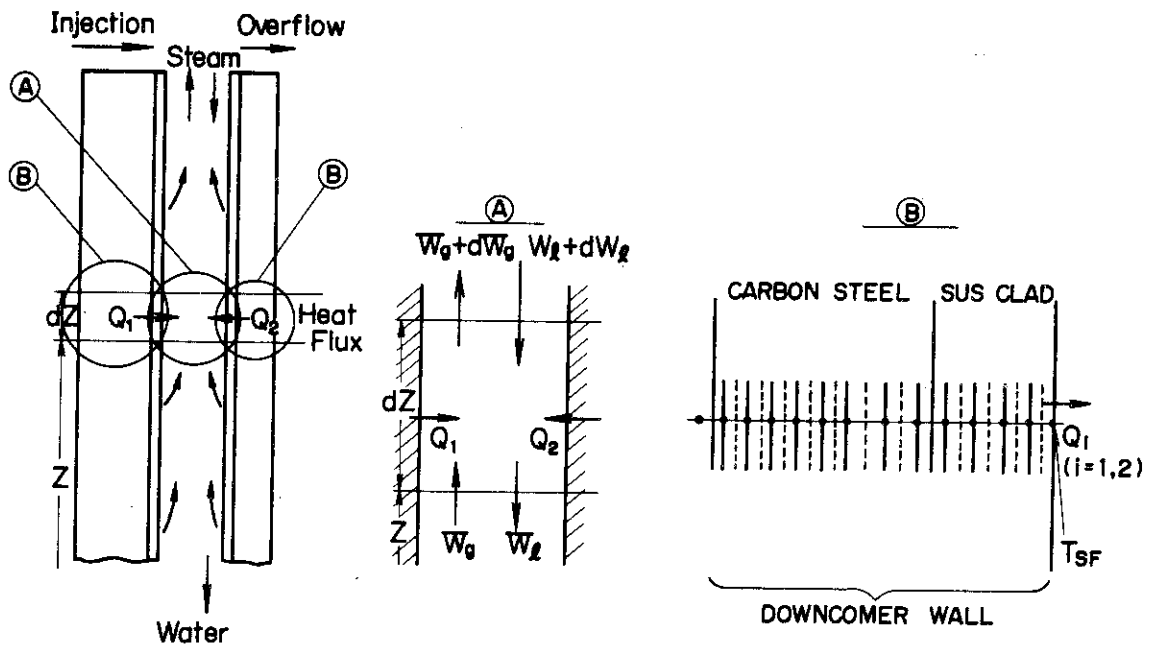


Fig. 35 Calculation model for effective water head.

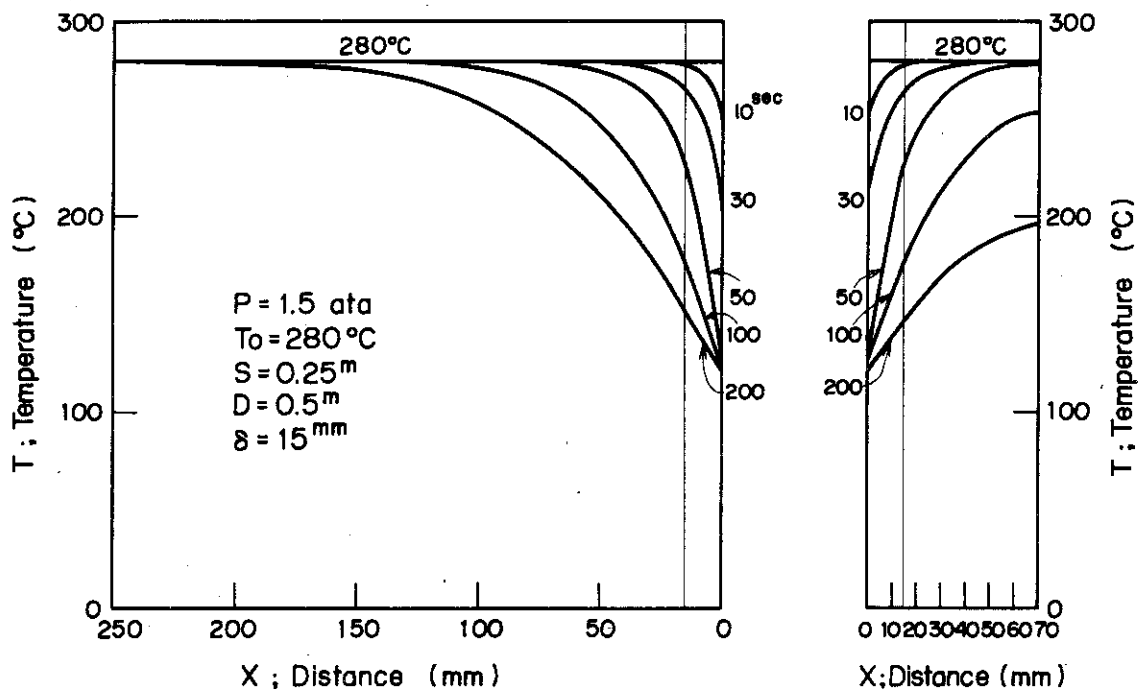


Fig. 36 Temperature profiles inside the walls after flood.

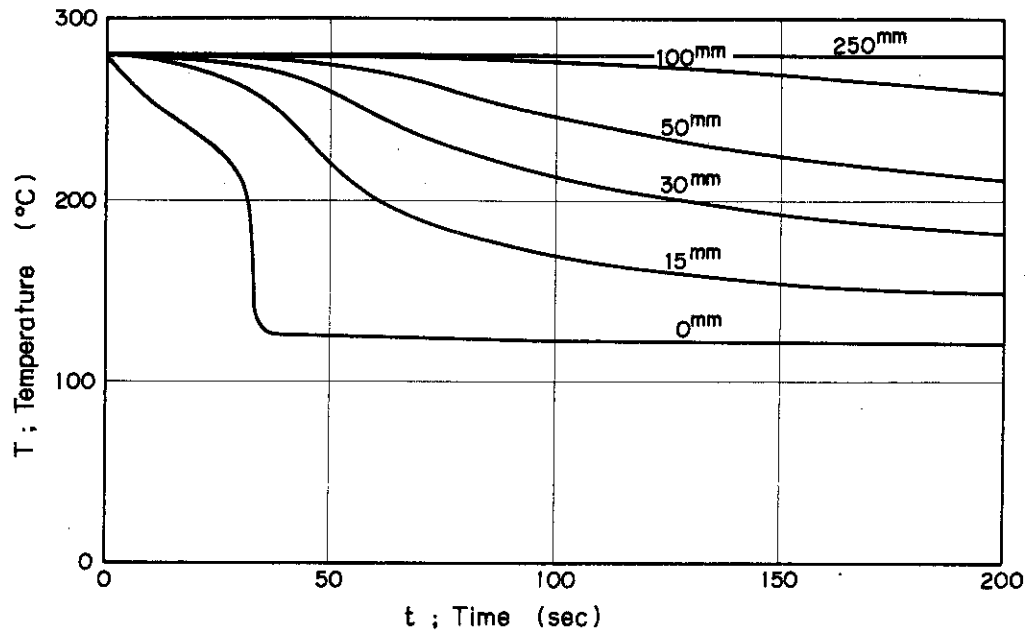


Fig. 37 An example of temperature histories inside thicker wall.

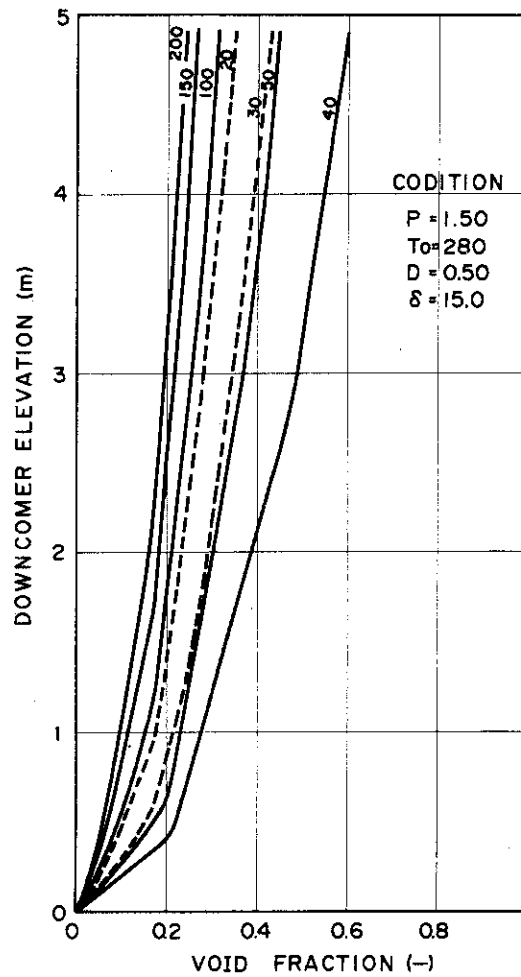


Fig. 38 An example of void fraction profile along the downcomer elevation.

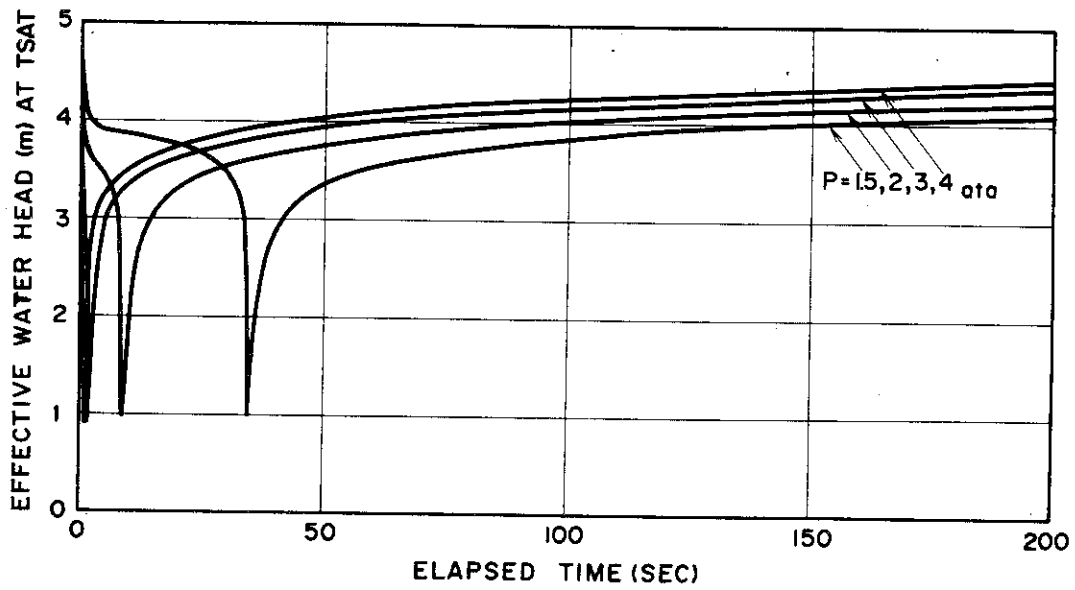


Fig. 39 Effect of system pressure on effective water head.

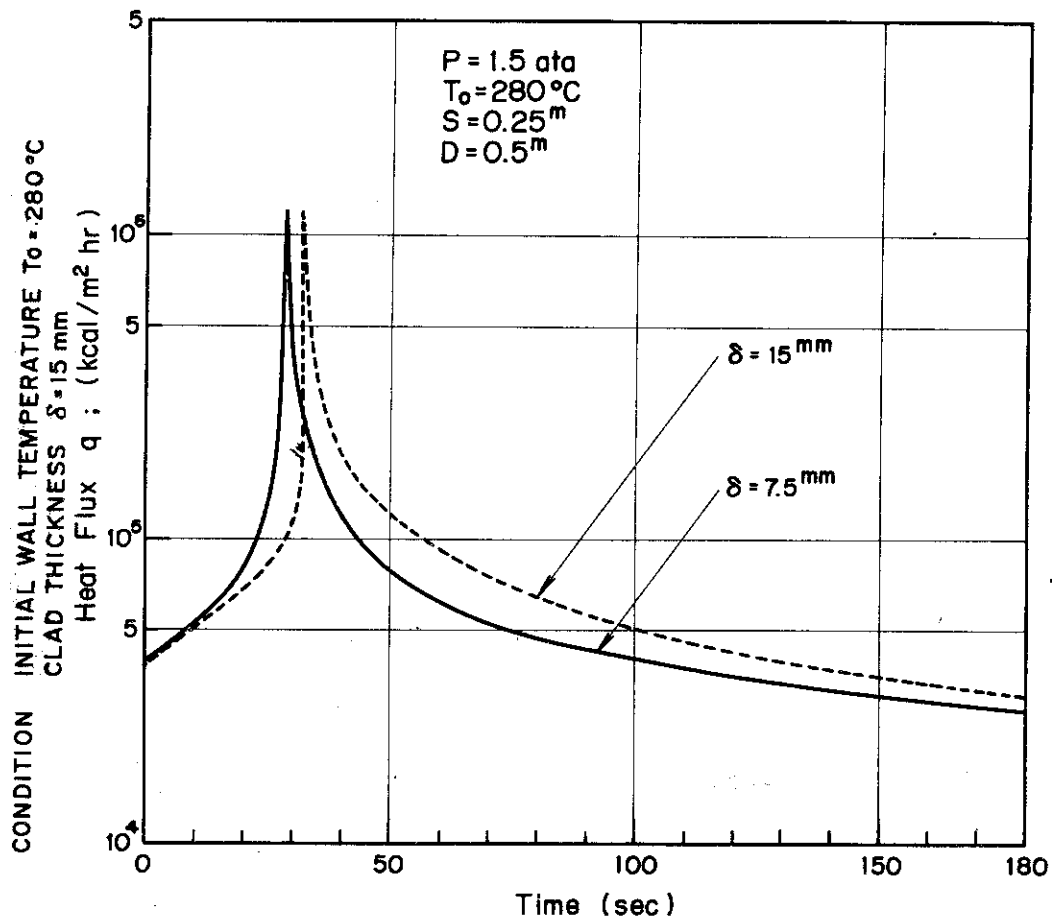


Fig. 40 An example of heat flux histories.

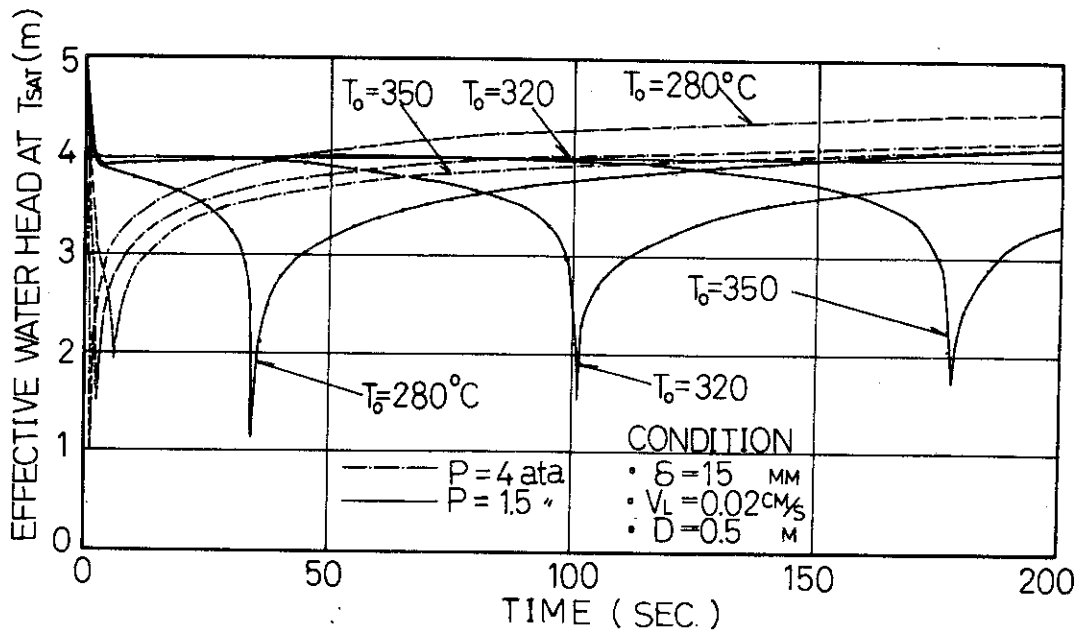


Fig. 41 Effect of initial wall temperature to on effective water head.

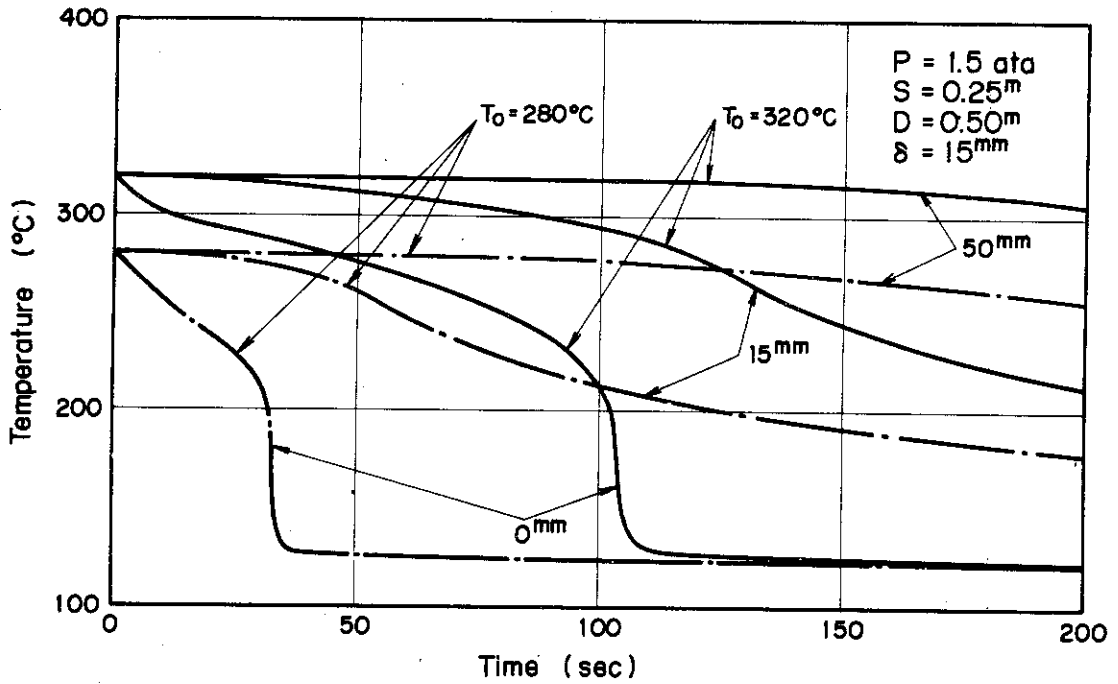


Fig. 42 Effect of initial wall temperature on effective water head - temperature histories inside wall.

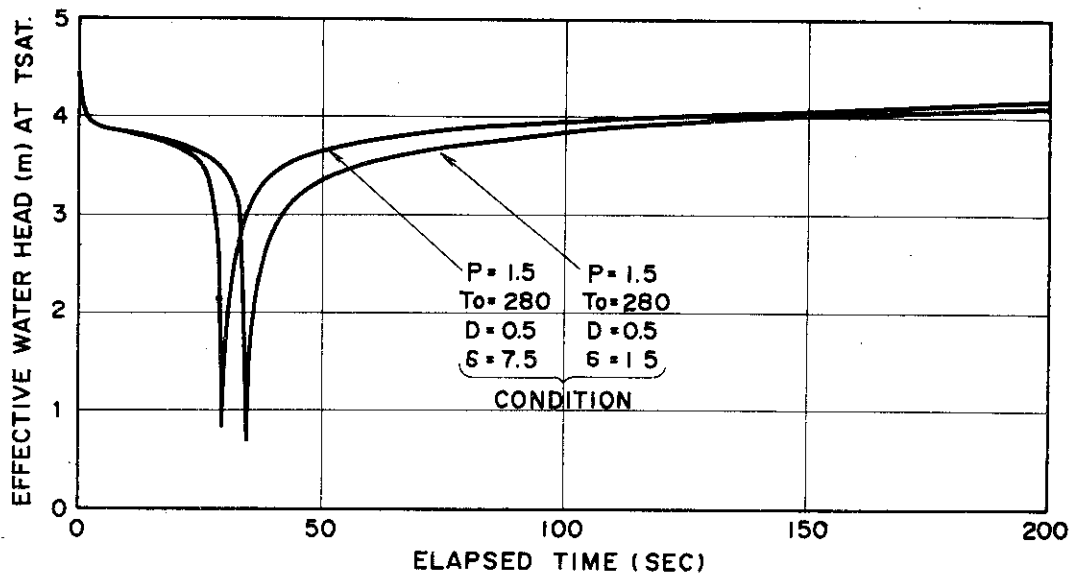


Fig. 43 Effect of SUS clad thickness on effective water head.

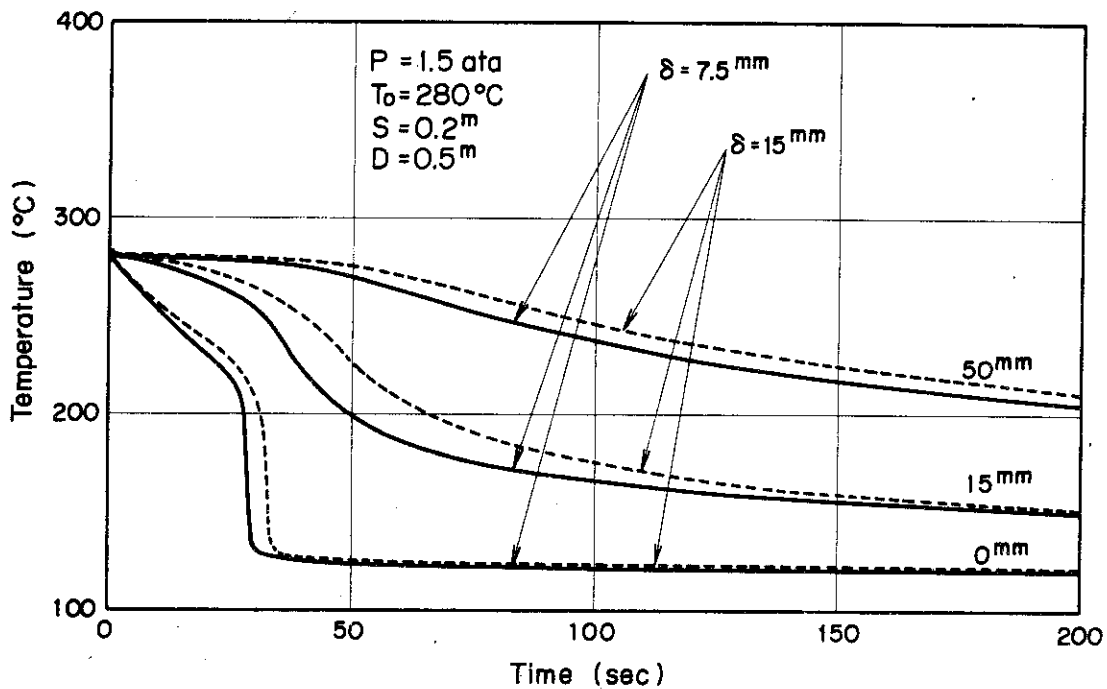


Fig. 44 Effect of SUS clad thickness on effective water head-differences of temperature histories inside walls.

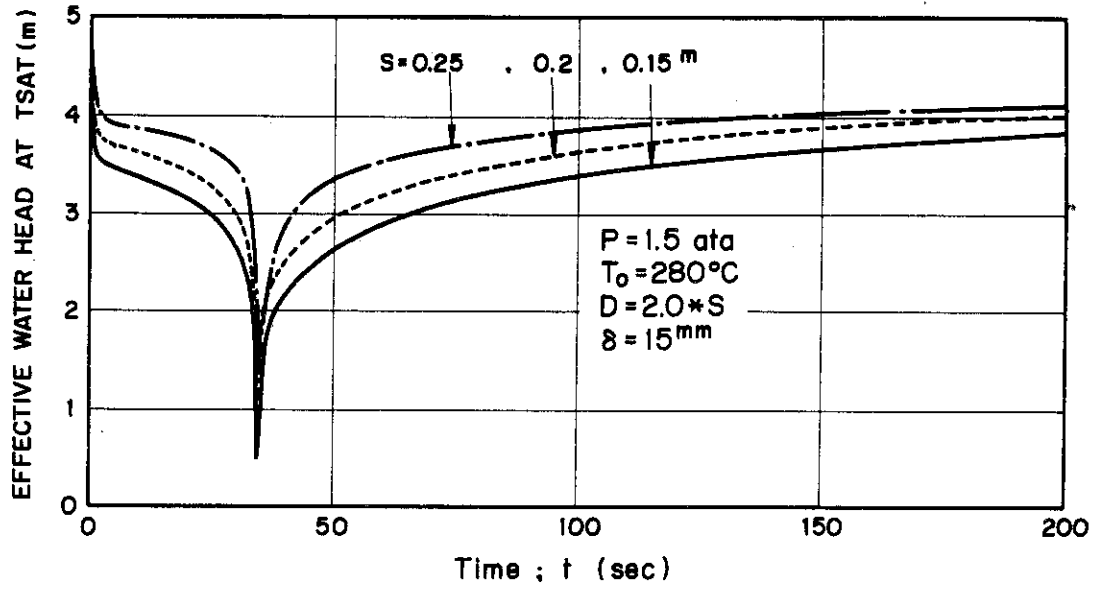


Fig. 45 Effect of downcomer gap S on the effective water head.

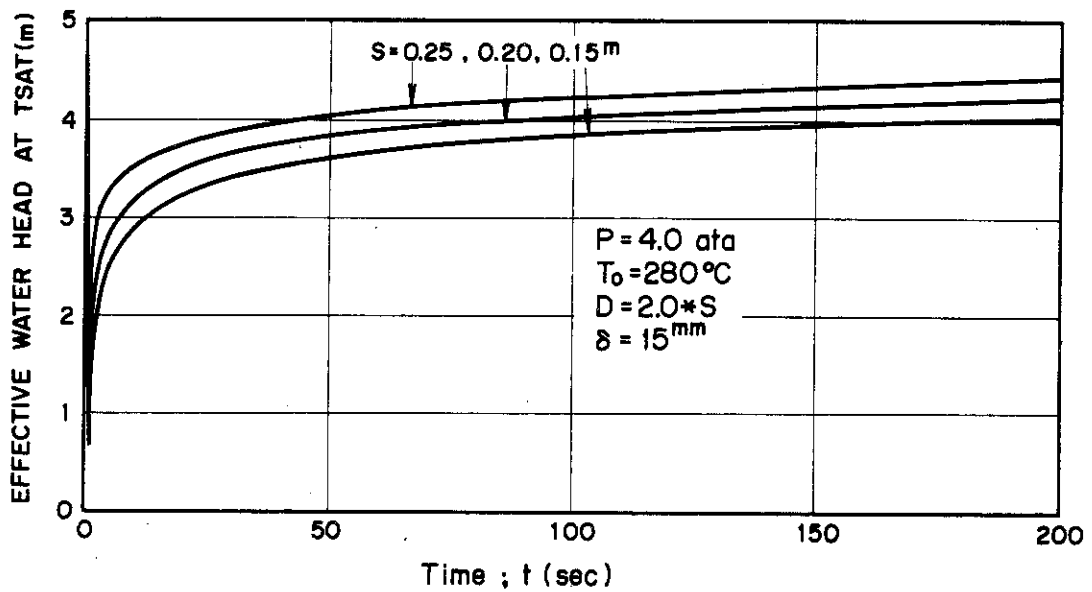


Fig. 46 Effect of downcomer gap S on the effective water head at 4.0 ata.

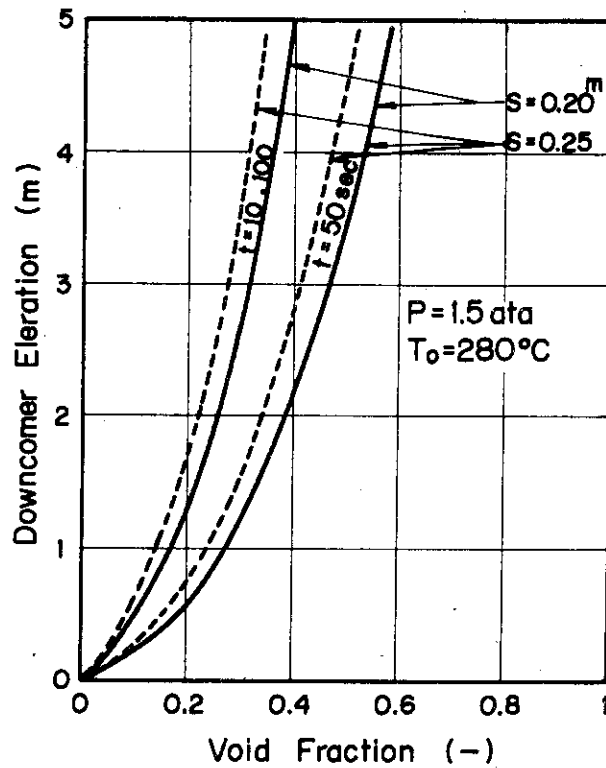


Fig. 47 Effect of downcomer gap S on the effective water head-differences of the void fraction along the downcomer elevation.

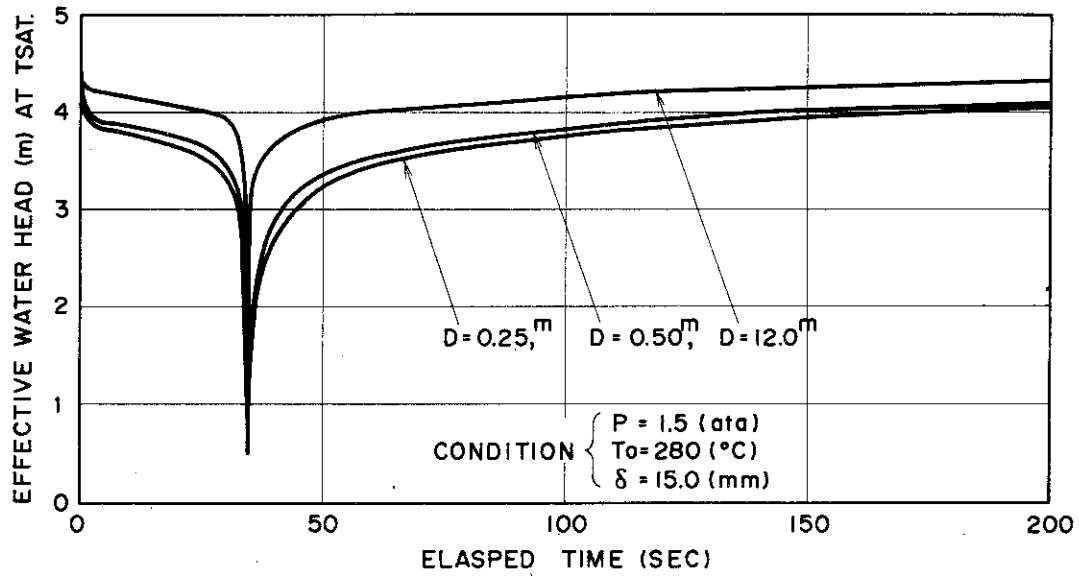


Fig. 48 Effect of equivalent hydraulic diameter on effective water head at 1.5 ata.

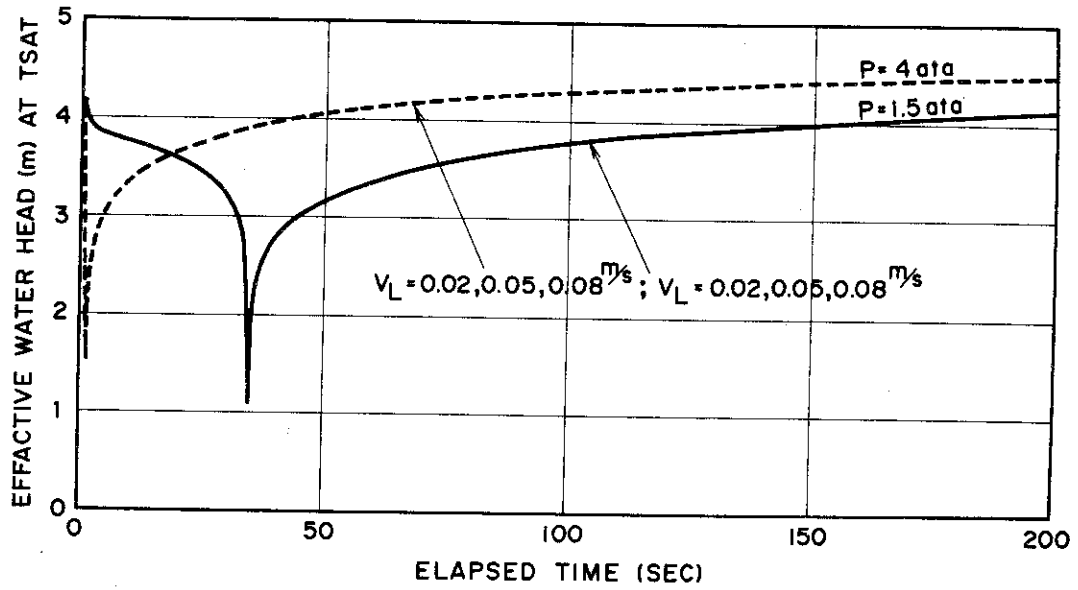


Fig. 49 Effect of extracted coolant velocity on effective water head at 1.5 ata and 4.0 ata.

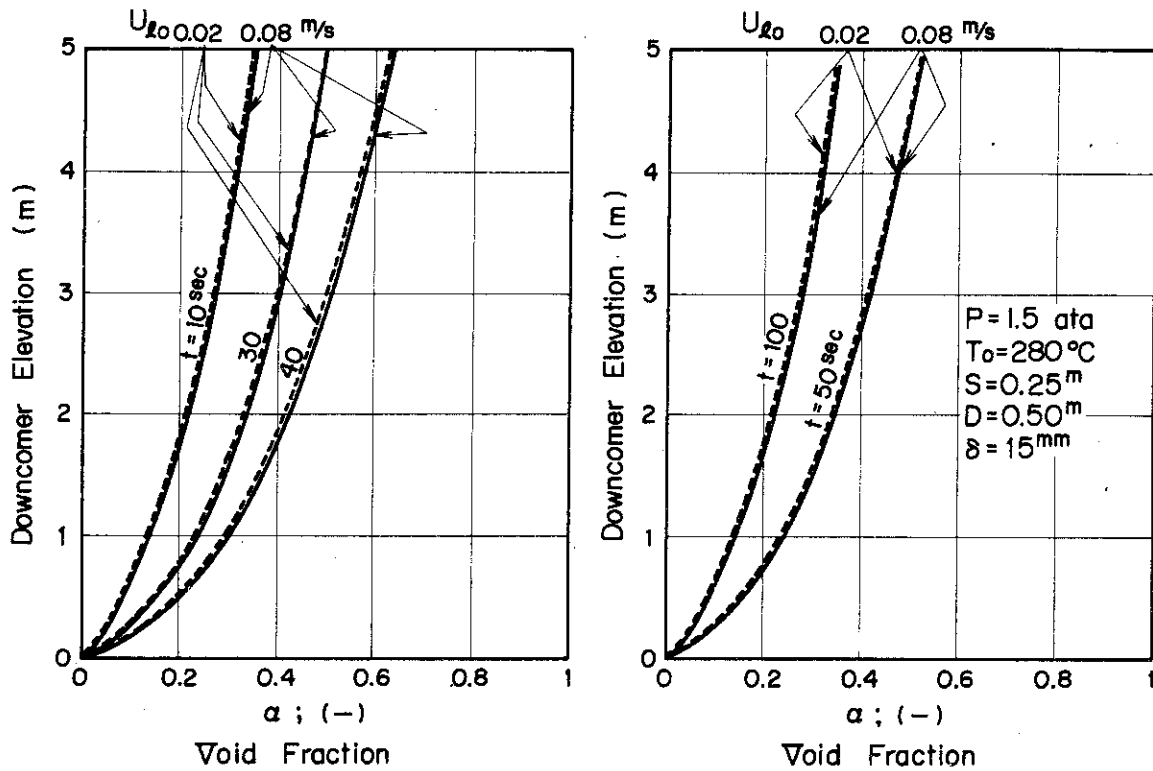


Fig. 50 Effect of extracted coolant velocity on effective water head --Differences of void fraction profile along the downcomer elevation at 1.5 ata.

6. 実験計画

6.1 実験目的

下部プレナムが満水になった以後も蓄圧注水系が作動し、引続いて低圧注水系が作動する。従って、Bottom of Core Recovery 以後の再冠水の期間におけるダウンカマーへの注水量の変化を概念的に示すと、Fig.51に示すようになる。すなわち、ダウンカマーに蓄圧注水系の水が貯りはじめると、蓄圧注水系の水量は大量であるので、早期にダウンカマーが水で満杯になり、ダウンカマーでは破断口から緊急冷却水がオーバーフローしはじめることになる。この時期では、すでに蓄圧注水系の注水量は零になり、低圧注水系のみが作動している。また炉心注入量はダウンカマーの有効水頭によって決り、一般に炉心換算速度は5 cm/s程度の低い値である。

炉心冷却に直接影響を与える、ダウンカマー有効水頭の特性に関して見ると、Fig.51に示すように、蓄圧注入系の水がダウンカマーを満たす、再冠水初期の蓄水期と、蓄圧注入系の水が止まり、低圧注入水がダウンカマーをオーバーフローしているオーバーフロー期と、二つの領域に分けて考えることができる。前者の蓄水期は蓄圧注入系が作動していることを考えると、後者のオーバーフローの期間に較べてはるかに短期間である。

そこで簡単のため、

- (1) ダウンカマーが空から、オーバーフローするための蓄水期と、
- (2) ダウンカマーが二相流状態となり、コールドレグからの低圧注入水がオーバーフローしている状況下でのダウンカマー有効水頭の変化している期間

とに分けて考えることにする。

実験方法としては、(1)の蓄水期の状況を調べるために、下部プレナムに水をため、ダウンカマーは空の状態にしておき、高温のダウンカマーに水を注水し、その時の有効水頭の変化を調べることにする。(2)のオーバーフロー期の状況を調べるためには、高温のダウンカマーに下部プレナムから上向きに急速に冷却水を注入し、オーバーフローさせる。その後コールドレグから低圧注入系の水量に見合う分の注水をすると同時に、ダウンカマーの液体の下向き流れを模擬するために、一定の割合で下部プレナムから抽水する。この時のダウンカマーの有効水頭の変化を調べる。

一方、同時に壁温変化から、流体への入熱履歴と蒸気発生量の履歴を求め、有効水頭の変化との関係を調べることにする。

ダウンカマーの流路幅方向の二次元性を無視して、高さ方向の一次元で考えることにすれば、ある高さZにおける有限の区間dZでの圧力差dPは次式で表わせるはずである。

$$dP = f(Q_w, u_o, S, u_{va}, H, \Delta T_{sub}, P, Z, dZ) \quad (6.1)$$

ここで、 Q_w : 表面熱流束

u_o : 緊急冷却水の下降速度

- S : ギャップ
 u_{vs} : 蒸気速度 (見掛けの速度)
 H : ダウンカマーの二相流体水位
 ΔT_{sub} : 緊急冷却水のサブクール度
 P : 系の圧力
 Z : 注目する位置の高さ
 dZ : 微小区間

従って、(6.1)式の関係がわかれば、ダウンカマーの有効水頭 ΔP_E は、ダウンカマーの有効高さ ($Z=0 \sim L$) にわたって (6.1) 式を積分して求まる。

$$\Delta P_E = \int_0^L \left(\frac{dP}{dZ} \right) dZ \quad (6.2)$$

ところで、Wilson et al の実験との大きな違いは、Wilson et al 等は $Q_w = 0$ であって、 u_{vs} = 一定の実験であったのに対し、 $Q_w \neq 0$ で、 u_v が Z の関数であること、また u_{vs} が既知であったのに対し、本実験では必然的に u_{vs} はその位置 Z まで蒸気発生量の積算になっていることである。

すなわち、 u_{vs} は液体が飽和温度の場合次式であらわされる。

$$u_{vs} = \frac{1}{\gamma_v h_{fg}} \int_0^Z Q_w dZ \quad (6.3)$$

ここで、 γ_v : 蒸気比重量

h_{fg} : 蒸発潜熱

ゆえに、実験的には次の点を明らかにする。

- (1) ダウンカマー壁内表面および壁の内部に取付けた熱電対応答から、 Q_w を求めること。
- (2) ダウンカマー高さ方向に取り付けた圧力タップから、有限の間隔での dP を求めること。
- (3) (6.1) 式に示した物理量と dP の関係を明らかにすること。これは (6.1) 式の表式を求めることに相当する。
- (4) (6.3) 式に関係して、ダウンカマー上部から出る発生蒸気量 W_{total} が (6.3) 式を $Z=L$ まで積分した値、

$$W_{total} = \frac{1}{h_{fg}} \int_0^L Q_w dZ \quad (6.4)$$

と一致するかどうか確かめること。もし液体のサブクール度等の影響で異なる場合には、的確な表式を確立すること。(6.3) 式の u_{vs} の評価は、(6.1) 式の u_{vs} として大きな影響を与えているので、(6.3) 式あるいはその代替表式を、全蒸気発生量として、(6.4) 式の形で確かめる。

- (5) 最終的には、得られた (6.1)、(6.3) 式を用いて、時々刻々の有効水頭の変化を予測できる計算コードをつくるものとする。

6.2 実験で明らかにすべき問題

第2章において述べたダウンカマール流路における熱的および流体力学的特徴から、実験に当っては、次の事項の影響が明らかにされるべきである。

1. 実規模のダウンカマール流動との対応からスケールファクターの影響。これには、(a)ギャップの影響、(b)ダウンカマール高さの影響、および(c)流路幅の影響があるが、(c)の流路幅の影響は無視できるものであると考えられる。
2. ダウンカマール内の流動状況に与える要因として、(a)緊急冷却水の注入方向、(b)注入量、(c)冷却水の流下速度、(d)注入水温、(e)オーバーフロー水位、および(f)フローパターンの状況、があげられる。
3. ダウンカマール構造材の熱的要因としては、(a)壁温設定値、(b)熱の放出履歴、および(c)フローパターンの熱放出に与える影響、がある。

6.3 実験装置の特徴

以上の影響を明らかにし、実験目的を達成するために、基本的には、以下に記す特徴を有する実験装置とする。

- (1) スケールファクタの内、流路ギャップに関しては、200mm, 100mm, および50mmの3種類に可変とする。
- (2) 再冠水時には、ダウンカマールの環状流路の周方向の影響は比較的小さいと考えられるので、流路形状は対向平板が形成する矩形断面流路として、その幅は1m(固定)とする。
- (3) ダウンカマールの高さ方向には、壁面で発生する蒸気の蓄積の効果が大きいと考えられるので、緊急冷却水の注入ノズルから下のダウンカマール有効長さを、実規模の5mとする。
- (4) 熱的要因としての初期構造材温度としては、実炉の定常運転時の壁温が約300℃であることを考慮して壁内面温度を300℃まで昇温できるものとする。
- (5) 構造材の肉厚に関しては、実験時間最小2分間可能として、その間の熱放出履歴を実炉に合せるようにする。Fig.8から判断すること、この時の肉厚は50mmとなる。
- (6) 緊急冷却水温に関しては、FLECHT-SET⁶⁰結果の健全ループを流れる蒸気流量とSingle failureを考慮した時の緊急冷却水量が緊急冷却水注入ノズルからダウンカマール入口までの間に蒸気-水干渉を行い、蒸気が完全凝縮するとして求めた結果と大気圧では飽和温度となる結果とを参考にして、80~100℃の範囲とする。
- (7) 実験装置での緊急冷却水の注入方法として、コールドレグがダウンカマールに接続している領域と、コールドレグ間の接続していない領域とで、上部の状況の影響がないか調べるために、Fig.52に示す対応を考慮して、2種類の方法を採用可能とする。
- (8) ダウンカマール構造に関しては下部プレナム、アッパーアニュラスの構成部も模擬する。
- (9) ダウンカマールからオーバーフローしている状況での実験では、ダウンカマールの緊急冷却

水の下向き流れの挙動を模擬するために、下部プレナムから一定流量の水を抽水するものとする。この抽水速度としては、Single failure を考慮した時のダウンカマーの流速が 5 cm/s であることからこの値を最高値とする。また再冠水時の解析では一般に 2.5 cm/s 程度の炉心冠水速度を考慮しているのでこの値は実験的には十分なものである。

(10) 実験装置での背圧は、大気圧とする。

6.4 要求される装置構成および寸法と測定項目

A 装置の構成機器と主要寸法 ダウンカマー模擬実験装置の主要な構成機器について、ダウンカマー模擬実験装置の主要な構成機器について、ダウンカマー流路を構成するダウンカマー本体と、冷却水供給系、下部プレナムからの抽水系、ドレイン系、その他の付属機器に分けて以下に説明する。

(1) ダウンカマー本体：

a. 対向厚肉平板—実炉のダウンカマーを構成している炉容器壁と炉心槽壁とを模擬する厚肉平板であり、2枚の平板を一定の間隔をあけて設置し、その間隙をダウンカマー流路とする。壁からの熱放出を模擬するために、平板の外表面に、平板を所定の温度まで昇温できるようにシーズヒーターが取付けられる。対向平板の間隙には、流路ギャップの影響が調べられるよう、ギャップ間隔を調節するための充填物が挿入されるようにする。また、この厚肉平板には、①高さ方向の圧力差を測定するための圧力計取付座、②壁からの熱放出量の履歴を求めるための熱電対、③流動状況を観察するための観測窓、が各々取付けられる。

b. 上部模擬部—実炉のダウンカマーのアップアニュラス領域を模擬する空間で、コールドレグ下部のダウンカマー領域で発生した蒸気と、注入された冷却水が分離する領域である。この部分を構成するのは、a.で述べた対向厚肉平板である。この領域の下端には、コールドレグを模擬した緊急冷却水注入ノズルと、オーバーフローする水を排出するオーバーフローラインと、発生した蒸気を排出する蒸気排出管とが接続する。

c. 下部プレナム模擬部—ダウンカマー流路部下端に位置する下部プレナムを模擬する領域で、非加熱部分である。この空間に、オーバーフロー期間の実験を行うための初期状況設定用の、初期注水ラインが接続される。また冷却水のダウンカマー下向流を模擬するための抽水ライン、この抽水速度を実験に先立って設定するための循環ラインのもどりライン、実験終了時にダウンカマーに貯った水を排出するためのドレンラインが接続される。

d. 配管ノズル類—ダウンカマー本体に接続する配管用のノズルには以下に述べるものがある。すなわち、緊急冷却水注入ノズル(2個)、オーバーフローノズル、蒸気排管ノズル、ダウンカマー本体と貯水タンクの圧力を等しくし、緊急冷却水の供給能力の低下を防ぐための均圧管ノズル、初期注入水ノズル、抽水ノズル、循環もどりラインノズルおよびドレインノズルである。

e. その他—ダウンカマー本体には、全長にわたって目視用の液面計、上部模擬部には、蒸気排出管中への液滴の混入を防止するための気液分離用邪魔板がとりつけられる。

(2) 冷却水供給系：ダウンカマー本体に冷却水を供給するための系統である。

a. 貯水タンク—緊急冷却水の供給源である。実験時間最少2分を考えると、0.5分の余裕を持たせ、かつSingle failure時のダウンカメラ—換算速度5 cm/s を考えると、冷却水量は1.5 m³ 必要である。また、オーバーフロー期の実験を行う時、初期状況を設定するために下部プレナムに注入すべき初期注水ラインからの注入量は、ダウンカメラの有効高さ部分の容積と下部プレナムの容積で、この和は1.5 m³ に相当する。従って総和として、3.0 m³ の容積を有する貯水タンクとする。貯水タンクには、ダウンカメラへの注水ライン（初期注水ラインとコールドレグライン）、純水供給用のラインおよび水の温度をあげるための蒸気吹込みラインが接続されている。また、冷却水の昇温用に用いた蒸気の排出ラインが接続されており、これは大気に開放されている。また液位計が取付けられる。

b. 蒸気供給ライン—貯水タンクの水の予熱用であり、既設の暖房用蒸気ラインから引くものとする。

c. その他、ドレイン用の配管ノズルが取付けられる。またダウンカメラ本体と貯水タンク圧力とを等しくする均圧用の配管のノズルがある。

(3) 抽水系：ダウンカメラ流路での冷却水の下向き流れを模擬するために、実験中一定の割合で下部プレナムより抽水する。このための系統である。

a. 抽水ポンプ—下部プレナムから抽水するためのポンプである。能力としては、ダウンカメラで最大5 cm/s の速度を出せる能力とする。

b. 流量計—抽水速度を算出するために流量計を取付ける。

c. 循環ライン—実験を行う前に、下部プレナム模擬部に貯水した段階で、抽水ラインから分岐し、下部プレナムにもどるラインで、冷却水のダウンカメラ下降速度を所定の値に設定できるようにする。

d. 熱交換器—抽水ラインのポンプのキャビテーション防止のため、下部プレナムから抽水した水を、ポンプに入る前に95℃まで下げるためのものである。

(4) ドレイン系その他：下部プレナムからドレインした水は一旦ピットに貯められ、ポンプで排水することにする。その他、予熱用蒸気ラインには途中に、水トラップ用の装置を設ける。

B. 装置の主要寸法諸元 装置の主要寸法諸元を実炉の代表的寸法との比較で、Table 2 に示す。ここで示した実炉の代表的寸法は、実炉の出力等によって異なっており固定したものではないので、スケールファクタの観点から参考のため示すものである。

C. 測定項目 実験目的を達成するために次の項目の計測が必要である。

- 蒸気発生量
- 抽水速度
- 系圧力（下部プレナムおよびアッパーアニュラス部の絶対圧力）
- 注入水温
- ダウンカメラ部流体温度
- 差圧（ダウンカメラ流路高さ方向の各部差圧）
- 壁温度（構造材内表面温度および壁内温度）

以上の計測項目の目的、取付位置、仕様の概要を、Table 3 に示す。

D. 必要な測定項目の処理方法

本実験で計測した物理量については、以下の処理を行う。

1. 熱放出履歴の計算

ダウンカマー構造材の内表面にとりつけた熱電対、および内表面から 8mm 内側の壁内にとりつけた熱電対から検知される温度応答からダウンカマー内の流体に入る熱量を求める。原理的には、連続体の物性値がわかって、初期温度分布と、境界条件が 2 つわかれば、熱伝導方程式を数値計算で解くことによって、流体への入熱量が求まる。本実験装置では、構造材の外表面は、断熱と考えてよいと思われるので、内表面の温度履歴がわかれば、境界条件の数として 2 つとなり、計算可能となる。しかし、内表面のみが急激に冷えて、流体の飽和温度にすぐなった場合、内表面温度のその後の変化が小さく、これをもとに計算すると、流体への入熱の評価に大きな誤差が生ずることになるので、このような時には、内表面から 8mm のところに設けた熱電対の温度応答が有用になる。また内表面温度が変化している時の、流体への入熱量の評価のチェックとして、この内表面 8mm の位置での温度応答を使用することができ、入熱量の計算誤差を評価できる。

2. ボイド分布計算

ダウンカマーの高さ方向のボイド率分布を、高さ方向に一定の間隔 dZ に設けた圧力タップ間の差圧計の読み dP から次のように、まず摩擦を無視して求めることができる。

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P}{\tau_w dZ}$$

このボイド率から実際の蒸気速度、冷却水速度を求めて摩擦損失量のオーダーをチェックして、上式の妥当性を調べる。

E. 実験パラメーターとその範囲 ダウンカマー模擬実験での重要な実験パラメーターとその範囲を示すと以下の様になる。

(a) 実験モード。PHASE A：初期に下部プレナムからダウンカマーに注入し、オーバーフローさせ、その後上部のコールドレグから注水すると同時に、下部プレナムから抽水する方法。

PHASE B：上部のコールドレグから注水し、下部プレナムからは抽水せず、ダウンカマーでの蓄水プロセスを調べる方法。

(b) ダウンカマー流路のギャップ。ギャップに関するスケールファクタの影響を調べる。

200, 100, および 50 mm

の 3 種類とする。

(c) 抽水速度。ダウンカマー流路での線速度にして、

0 から 5.0 cm/s

の範囲で調べる。

(d) ダウンカマー壁温。壁温の効果を調べ、熱放出量の影響を調べるために、

300, 250, および 200℃

の 3 種類について実験を行うことにする。

(e) 冷却水注入温度

100, 90, および 80℃

(f) コールドレグ注入口位置

構造材平板に垂直および並行の二種類

以上をまとめて、Table 4 に実験パラメーターとその範囲を掲げておく。

6.5 実験装置のフローシートおよび構成機器の一覧

前節までの実験計画のところで述べた実験装置の特徴、要求される装置構成および寸法と測定項目に基づいて、実験装置のフローシートを考えた。その結果を Fig. 5.3 に示す。このフローシートに対応する構成機器の一覧を Table 5 に示す。具体的な内容については、すでに 3 章で述べたので、ここでは補足的説明にとどめる。

ダウンカマー上部のアップーアニュラス模擬部から出ている蒸気放出ラインの管径は、蒸気流量測定用のオリフィスがとりつかない状態で、ダウンカマー部で発生した蒸気が最大に見積った時でも、0.3 m 水頭の摩擦損失を生ぜしめないようにした。

また、蒸気流量を測定するために、蒸気放出ラインにオリフィスを挿入するが、その時ダウンカマー部での圧力が上昇し、貯水タンクの圧力よりダウンカマー部の圧力が大きくなることが予想される。この時には、緊急冷却水が貯水タンクからダウンカマーに供給されなくなるので、これを避けるために、貯水タンクとダウンカマー上部のアップーアニュラス模擬部とを接続する均圧管を設けている。この時、ダウンカマー部で発生した蒸気が全てこの均圧管を流れたとしてもこの均圧管での圧力損失（すなわち貯水タンクとダウンカマー部上部との圧力差）が 0.5 m 水頭以下になるように考慮した。この圧力差が 0.5 m 水頭以下であれば、貯水タンク下端とダウンカマーのコールドレグ注水口との高さは 1 m 以上確保されているので、必要な緊急冷却水量は確保されることになる。このような配慮をしておけば、蒸気の放出ラインはダウンカマー上部のアップーアニュラス模擬部から屋外へ接続されている蒸気放出ラインだけであるので、貯水タンクとダウンカマーとはほぼ同じ圧力のもとで、蒸気は蒸気放出ラインを通過して屋外へ放出されることになる。

貯水タンクからダウンカマーへ到る注水ラインには、流量制御ができる仕切弁と自動開閉で注水を ON-OFF できる自動バルブを設ける。また、初期注水ラインにも、初期注水量を ON-OFF で設定できるよう、自動バルブをとりつける。

ダウンカマー上部からの、緊急冷却水のオーバーフローラインには、オーバーフローが常に、行われているかどうかチェックするため、オーバーフロータンク内の差圧を測定できるようにした。

装置の主要部であるダウンカマー流路を構成する厚肉構造材（肉厚 50 mm、流路幅 1 m、有効高さ 5 m）には構造材から流体への熱放出量を求める為に、50 mm の厚み方向に 3 点 1 組として（その内の一つは内表面）熱電対をとりつける。流路高さ方向および幅方向の熱放出量

を求めるために構造材の片面で11組、計22組の熱電対をとりつけるものとした。

また、同じく高さ方向の圧力差を測定して、ポイド率分布を知るために、片面の構造材の高さ方向に12点圧力座を取り付ける。もう一方の面には対象性をチェックのため計4点の圧力座をとりつけることにした。

流動パターンを直接目あるいは、写真で観察し、圧力差特性との対応を確かめるため、1面に照明用窓付きの観測窓を計8個取り付ける。

装置の構成機器の一覧には、主要構成毎に主要寸法とその部分に付属している機器を示す。構成機器は大別して、ダウンカマー本体、冷却水供給系、抽水系、ドレイ系に分類してある。

6.6 実験装置本体の概念図

実験装置本体の概念図を断面図と上部構造図とに分けてFig.54, Fig.55に示す。

断面図でわかるように肉厚50mmの対向する厚肉平板でダウンカマー流路を構成する。流路幅は1000mmであり、側板は側面の熱的影響をなるべく小さくするため強度を保證する程度の肉厚のものに抑える。現在は10mm程度のステンレス板としている。流路ギャップは充填物を入れずに200mmとする。流路ギャップのスケールファクタを調べるために、流路ギャップを100mmと50mmの2つの場合も可能とするよう、図中に2点鎖線で示したような充填物を挿入できるようにした。これは交換可能なものである。この充填物を入れた場合、200mmのギャップは、この充填物によって2分割され、試験流路部はギャップが100mmと50mmとの場合のそれぞれ対称な2つの流路部に分割されることになる。そこで対象性をチェックしながら、一方の流路部のみを被試験部とする。従って、流動条件を2分割された試験流路部で等しくするよう、構造材の昇温用のヒータの容量は対向平板の両方とも等しくする。かつ熱電対の取付数も等しくして流体への熱放出量およびその評価を正しく行えるように配慮する。一方、圧力差測定は両者の差異のチェックを行うために他面の圧力座は設けるものゝ、1面で集中的に測定する。流動観測窓については、1面のみに取り付けるものとする。

テスト部は厚さ約50mmの保温を施すものとする。

上部構造概念図は、ダウンカマー部のアッパーアニュラス部を模擬した部分を示すもので、この部分に緊急冷却水注入ノズルが2箇所と緊急冷却水のオーバーフローノズル、蒸気放出ノズル、貯水タンクとの均圧管がそれぞれ1つずつ付随している。ダウンカマーギャップを変えるために挿入する充填物の上端は、緊急冷却水の注入ノズル位置、オーバーフローラインノズル位置より下方とし、2分割された2つの試験流路部の対称性を保證するように配慮した。

また、ダウンカマーの有効高さ部分のみにその構造材の外側にヒーターを取付け、この取付けた部分の上端位置は、充填物の上端位置に一致するようにした。上部構造も保温が施される。

6.7 計装計測

計装の概要：ダウンカマー模擬実験装置の運転、および装置各部の温度を所定の条件に設定するための各機器類、操作盤その他スイッチ類、開閉器、警報表示、ポンプ駆動モーター類の

配線配管，計測端子からの配線等から構成される。なお本計装計測設備の一部は，既設の再冠水実験装置計測設備と共用するものである。

共用する機器類は，指示調節計，記録調節計および付属機器類，電源設備，高速データ収録装置である。

(1) 制御操作関係

a. ダウンカマー部予熱ヒーター供給電源配線系統：ダウンカマーを構成する対向平板を最高300℃まで予熱するために構造機外表面に取付けられた予熱用電気ヒーターへ，既設の電源設備から開閉器を介して電力を供給する系統である。既設電源設備とは，高圧沸騰試験装置予熱器電源として製作されたもので定格出力は，交流3相100V，300kWである。

予熱ヒーターは，14ブロックに分割されており，1ブロックの最大容量は15kWである。

また，各ブロック毎の供給電力は，ダウンカマー外表面近傍にとりつけた温度検出器(C. A. 非接地型1mmφ熱電対により，記録調節計を介して開閉器を作動させて供給し，ダウンカマー構造材温度を制御させる。

従って装置近傍に14個のマグネットスイッチからなる開閉器内蔵の配電盤を設け，既設電源より本盤へ受電し，本盤から各ヒーターへそれぞれ通電するものである。

b. 操作バルブ用配線配管系統：操作バルブは，実験装置フローシートに記す，V1，V2，V3，V4，V5，およびV6である(Fig.18参照)。これらのバルブは全て，空気自動操作型バルブ(電磁弁および開閉表示スイッチ付)である。バルブの電気容量は交流100V，1A以内であり，バルブの操作は実験シーケンスにより遠隔操作で行えるものとし，単独でも開閉操作を行えるようにした。

c. ポンプ用電動機の配線配管系統：下部プレナム模擬部からの一定抽水用のポンプ(M1)，およびこれと併置の予備ポンプ(M2)と排水ポンプ(M3)用の電動機の配線配管系統である。

各ポンプ用電動機の仕様は次の通りである。

- 抽水ポンプ(M1) : A.C. 3φ, 200V, 7.5kW
- 抽水予備ポンプ(M2) : A.C. 3φ, 200V, 2.2kW
- 排水ポンプ(M3) : A.C. 3φ, 200V, 1.5kW

電動機作動操作は，実験シーケンスにより遠隔で操作を行えるものとし，単独でも作動操作を行えるものとした。これらの操作は，別に設ける操作盤上で行われる。

d. 操作盤：本盤は装置の監視および運転操作を行うに必要なスイッチ類，表示灯，リレー，指示計等から構成されている。次の事項に配慮を払った。

- 本盤は，装置の近傍に設置し，自立形構造とした。
- 運転操作は原則として，シーケンス操作方式とし，単独でも各操作を行えるもので，これらは全て遠隔操作可能とした。
- 供給電源遮断器は，盤面に取付けられ，ノンヒューズブレーカー，漏洩ブレーカ等を具備する。
- 各ポンプ用電動機の供給電力監視用として，電圧計又は電流計をとりつけた。

- ・本盤と操作電源および装置に取付けられた電気機器との電気の受渡しは、本盤内の端子盤を通り通電する。

その他、既設の再冠水実験装置用の計装計器と共用するために、温度記録調節計（ダウンカマ-構造材予熱制御用）3台、液位調節指示計（下部プレナム液位調節用）7台、その他付属機器の切替が押しボタンスイッチで自動的にできるようになっている。

e. 信号線配線系統：信号線としては、絶対圧力および差圧測定するための圧力計の圧力変換器からの信号線、温度調節および温度履歴を調べるための熱電対からの信号線、流量計用信号機、液位計用の信号線等からなる。

これらの信号線は、配線用ダクトを通して、既設の中継端子盤に接続される。これらの信号は高速データ収録装置で実験中記録される。

Fig. 5.6 に計装のフローシートを、Fig. 5.7 (a) に動力供給用電力シーケンスを、Fig. 5.7 (b) に操作盤内シーケンスを、Fig. 5.8 にダウンカマ-構造材予熱ヒーターのシーケンスを、各々示す。

(2) 計測関係

この項では、これまで述べてきた実験における計測項目、点数について、それらがどのように記録され、処理されるのか、およびその処理に当って現在必要とする計算処理方法について述べる。

そこで、まず計測点の位置をFig. 5.9の実験装置フローシート上に示す。特に、ダウンカマ-本体の構造材に取付けられる圧力座の具体的位置をFig. 6.0に示す。なお参考のために、熱電対の位置および流動観測用の窓の取付位置の具体的配置もFig. 6.1に示す。

これから得られた信号は、中継端子を経由して増幅器で増幅され、高周波ノイズは、フィルターでカットされて、高速データ集録装置で記録される。ここで使用される増幅器、フィルター、高速データ集録装置に関しては、既設の再冠水実験装置で使用しているもので、詳細は文献(1)(2)(3)を参照されたい。

これらの処理のプロセスをFig. 6.2に示しておく。

高速データ集録装置で得られた磁気テープは原研の計算センターで物理量に変換した変換テープにされ、この変換テープを用いて、構造材からの放出熱量、発生蒸気流量、ダウンカマ-の高さ方向のポイド率分布、有効水頭を求めるものである。

特に構造材からの放出熱量を評価するためには、構造材に取付けた熱電対の温度応答をもとに、熱伝導方程式を解く数値計算が必要である。

(3) 実験操作手順および実験方法

本実験での実験操作の手順、これはまた実験方法でもあるが、以下に記す。

- (1) 緊急冷却水の貯水タンクに水張りをする。
- (2) 貯水タンクに蒸気を送入し水温を設定温度とする。
- (3) 上記2項目と並行してダウンカマ-構造材予熱ヒーターで構造材温度を所定温度に設定する。
- (4) 初期注水ラインのバルブを開け、下部プレナム模擬部を満水とする。下部プレナムに設けた液位計で液位を設定する。

- (5) 下部プレナム抽水ラインと循環ラインとでポンプを作動させ、目的とする抽水速度をバルブ開度を調節して設定する。
- (6) 貯水タンク水温，ダウンカマ-構造材温度，下部プレナム液位が設定されているかどうかチェックする。
- (7) 初期注水ラインから注水し，ダウンカマ-を満水にした時点で初期注水ラインを閉とする。
- (8) 冷却水供給ラインを開として，コールドレグから注入を開始する。同時に下部プレナム抽水ラインを循環ラインから排水ラインに切替える。
- (9) (7)の時点で，データ集録装置を作動させる。(8)の時点でバルブ開の信号を投入する。
- (10) 貯水タンクの水位がある値より低下したら実験終了とし，抽水ポンプ停止，データ収録装置停止とする。
- (11) 実験後処理（排水）を行う。

以上のことを，フローシートに示したものがFig. 63 に示してある。図中では，実験準備，実験期間，実験後処理の3段階に分けてある。

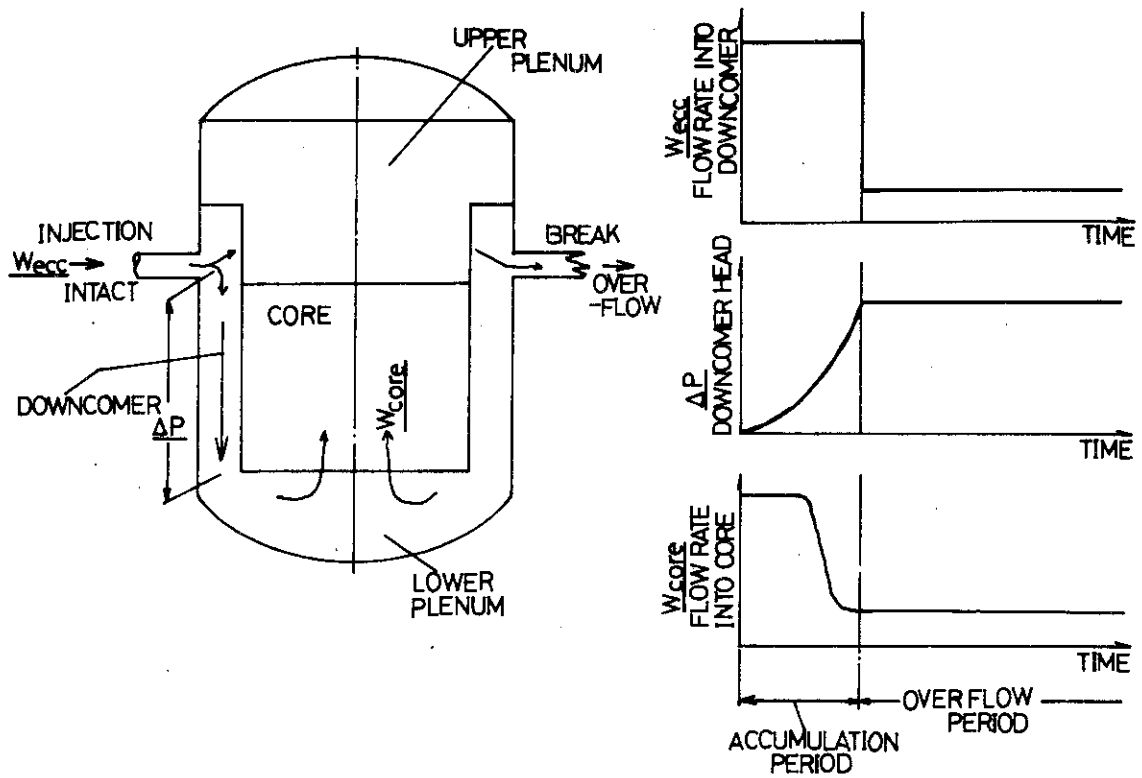


Fig. 51 Schematic diagram of reflow sequence phenomena.

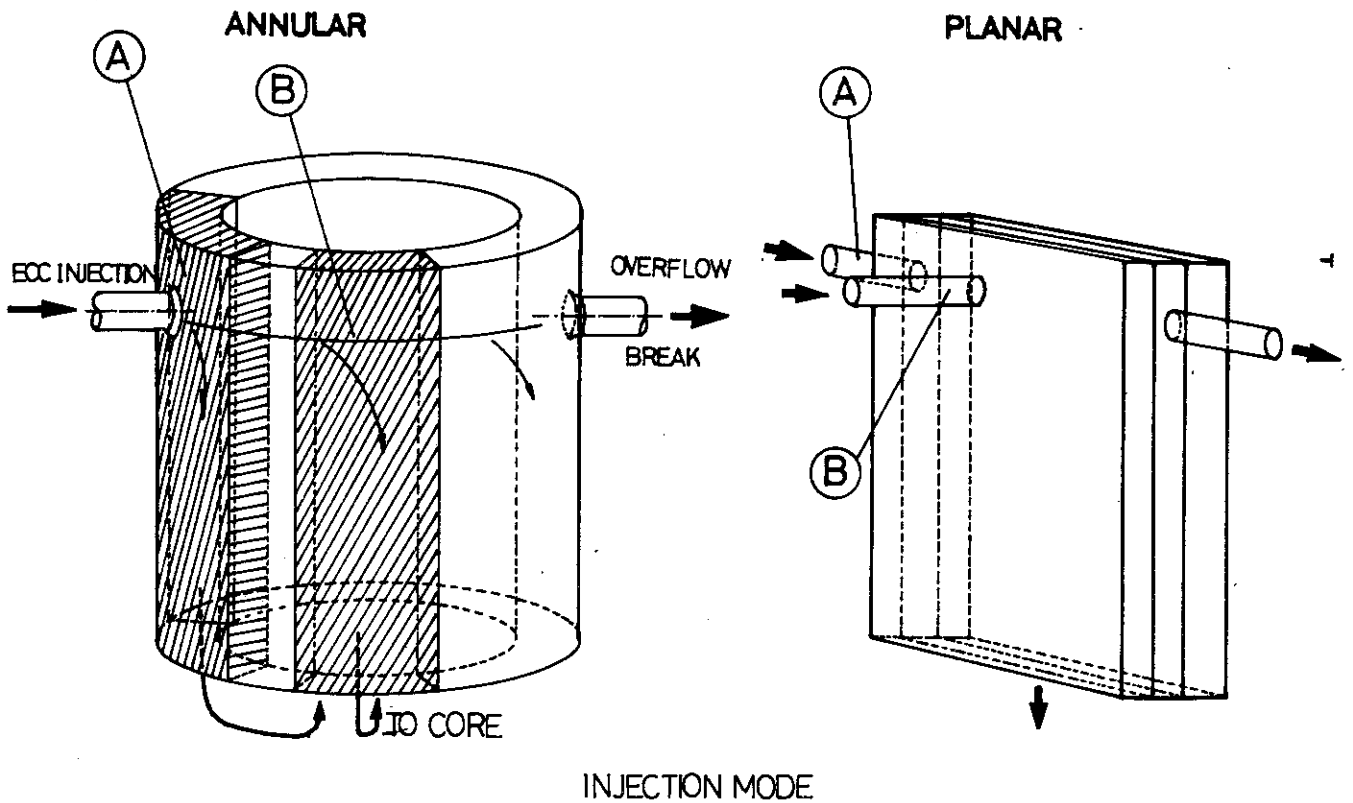


Fig. 52 Comparison of injection mode.

Table 2 COMPARISON OF GEOMETRIC SCALINGS

ITEM	FACILITY	TYPICAL PWR	UNIT
DOWNCOMER GAP	200, 100, 50	250*	mm
WIDTH OR CIRCUMFERENCE	1000	12,800*	"
HEIGHT	5000	6,250*	"
THICKNESS	50	250~50	"
INJECTION NOZZLE DIAMETER	100	750*	"

* CREARE-TN-229

Table 3 List of Measuring Items

ITEM	POSITION	OBJECTIVE	SPECIFICATION
STEAM GENERATION	STEAM EXHAUST LINE	TO MEASURE STEAM GENERATION RATE IN DOWNCOMER	ORIFICE DP CELL
EXTRACTION FLOW RATE	EXTRACTION WATER LINE	TO KNOW WATER VELOCITY IN DOWNCOMER	EM FLOW METER
ABSOLUTE PRESSURE	*UPPER PLENUM *LOWER PLENUM *STEAM EXHAUST LINE	TO OBTAIN SYSTEM PRESSURE	PRESSURE TRANSDUCER
WATER TEMPERATURE	*STORAGE TANK *INJECTION NOZZLE *DOWNCOMER	TO KNOW FLUID TEMPERATURE AND SUBCOOLINGS	T/C, 1.0 mm sheathed, A-C.
DIFFERENTIAL PRESSURE	DOWNCOMER WALLS * FACE-A, 12 pt. * FACE-B, 3 pt.	TO OBTAIN DIFFERENTIAL PRESSURE AND VOID FRACTION TO CHECK THE SYMMETRY	DP CELL
WALL TEMPERATURE	INSIDE THE WALL * FACE-A, 14x2 * FACE-B, 11x2 ON THE SURFACES * FACE-A, 14 * FACE-B, 11	TO OBTAIN THE INITIAL PROFILE OF TEMPERATURE TO EVALUATE THE HEAT RELEASE INTO FLUID	T/C, 1.0 mm sheathed, A-C
OBSERVATION	DOWNCOMER * FACE-A, 8	TO OBTAIN FLOW PATTERN AND TO HELP FOR FLOW DEFINITION	VIEW WINDOW; 70 mm dia. with LIGHT HOLES

Table 4 Test Parameters & Run Conditions

[I] OBJECTIVE: EFFECTIVE WATER HEAD HISTORY DURING OVERFLOW PERIOD. INJECTION MODE; INITIAL WATER INJECTION FROM LOWER PLENUM AND ECC WATER SUPPLY FROM COLD LEG.	
PARAMETER	CONDITION
DOWNCOMER GAP (mm)	200, 100, 50.
EXTRACTION WATER VELOCITY (cm/s)	0, (0.5) 1.0, 2.5, (5.0)
WALLS TEMPERATURE (°C)	300, 250, 200.
ECC WATER TEMPERATURE (°C)	80, 90, 100.
COLD LEG POSITION	VERTICAL TO PARALLEL TO DOWNCOMER WIDTH, DOWNCOMER WIDTH.
[II] OBJECTIVE: EFFECTIVE WATER HEAD HISTORY DURING ACCUMULATION PERIOD. INJECTION MODE: ECC WATER SUPPLY FROM COLD LEG AT MORE THAN THE VELOCITY OF 5 cm/s.	
DOWNCOMER GAP (mm)	50, 100.
EXTRACTION WATER VELOCITY (cm/s)	0.
WALLS TEMPERATURE (°C)	300, 250.
ECC WATER TEMPERATURE (°C)	80, 90, 100.
INJECTION VELOCITY	MORE THAN 5 cm/s.

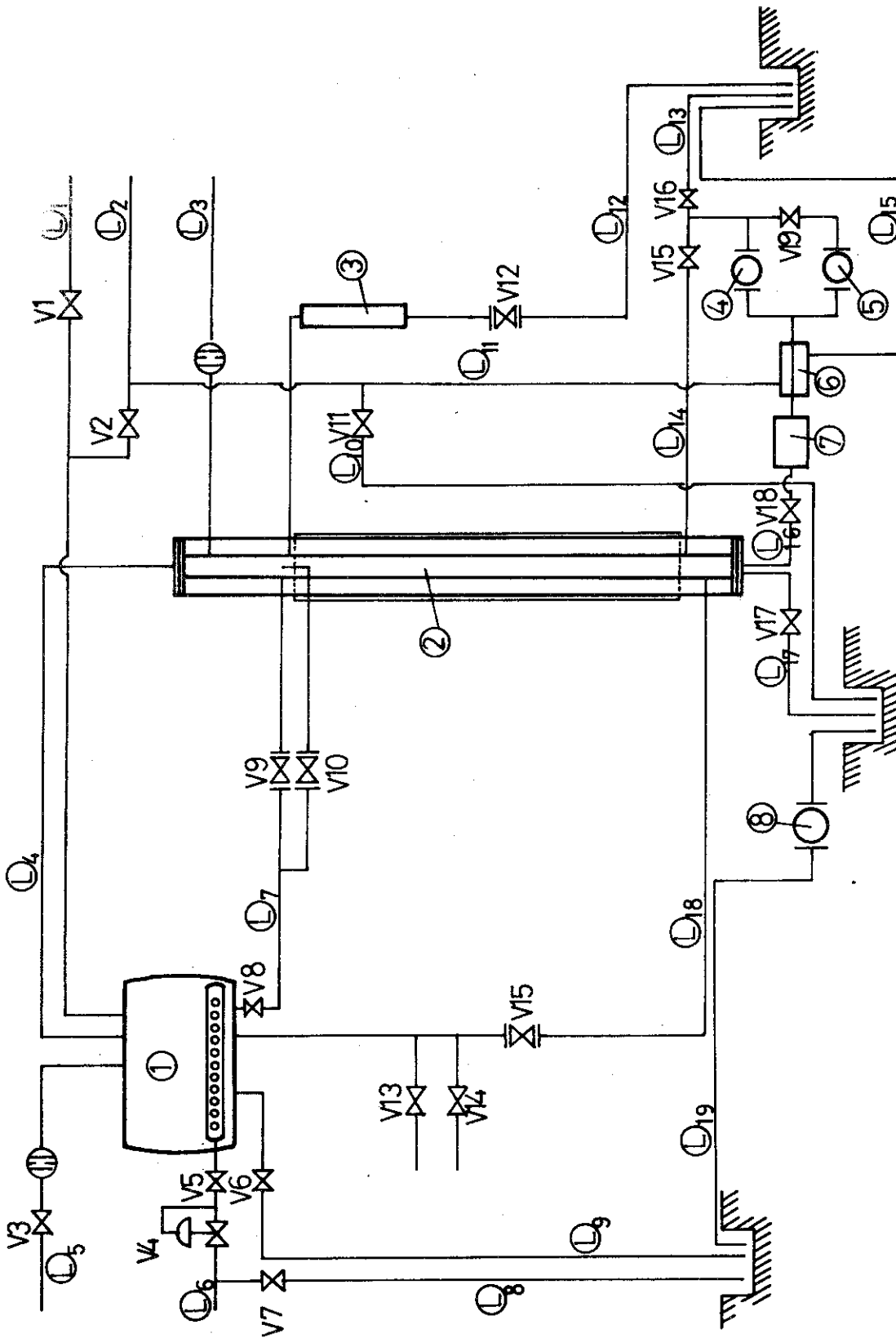


Fig. 53 Flow sheet of downcomer test facility.

*****SYMBOL*****

# Pipe Line	L 1	Pure Water Supply Line
	L 2	Tap Water Supply Line
	L 3	Steam Exhaust Line
	L 4	Equalizing Line
	L 5	Line Open to Atmosphere
	L 6	Steam Supply Line
	L 7	Cold Leg Injection Line
	L 8	Condensate Trap Line
	L 9	Drain Line 1
	L 10	Preliminary Line
	L 11	Cooling Water Line
	L 12	Overflow Line
	L 13	Extraction Water Line 1
	L 14	Circulation Line
	L 15	Cooling Water Line 2
	L 16	Extraction Water Line 2
	L 17	Drain Line 2
	L 18	Initial Injection Line
	L 19	Drain Line 3
# Component	1	Storage Tank
	2	Downcomer Simulator
	3	Overflow Tank
	4	Extraction Pump
	5	
	6	Heat Exchanger
	7	Flow Meter
	8	Drain Pump
# Valve	V1--V19	
		(Automatic Valve ; V9,V10,V15,V12)

Table 5 Facility Components

1. DOWNCOMER SIMULATOR

- a. DOWNCOMER WALLS: flow channel, test section
effective length=5 m, thickness=5cm
overall height=6.5 m
Heaters are equipped for warming.
- b. UPPER ANULUS REGION: intact and break cold leg
nozzles, steam exhaust line.
length=1 m, volume=0.2 m³
- c. LOWER PLENUM: initial injection line, extraction
line. volume=0.1 m³, length=0.5 m.
- d. NOZZLES: LPCI injection, overflow line, steam
exhaust line, pressure taps, view
windows, initial injection line,
extraction line, circulation line,
drain nozzles.

2. COOLANT SUPPLY SYSTEM

- a. STORAGE TANK: water supply, volume=3 m³.
- b. STEAM SUPPLY LINE: to rise the temperature of water
in storage tank.
- c. WATER SUPPLY LINE: demineralized water line and tap
water line.
- d. NOZZLES: line open to atmosphere, drain line.

3. WATER EXTRACTION LINE

- a. PUMPS: capacity, head=20 m, flow rate=15m³/h.
head=15 m, flow rate= 5m³/h.
- b. FLOW METER: EM flow meter, capacity=20 m³/h.
- c. CIRCULATION LINE: to adjust the flow rate.
- d. HEAT EXCHANGER: to assure the performance of pumps.

4. DRAIN SYSTEM

- a. DRAIN PIT: drain line from the test section ,
drain pump.

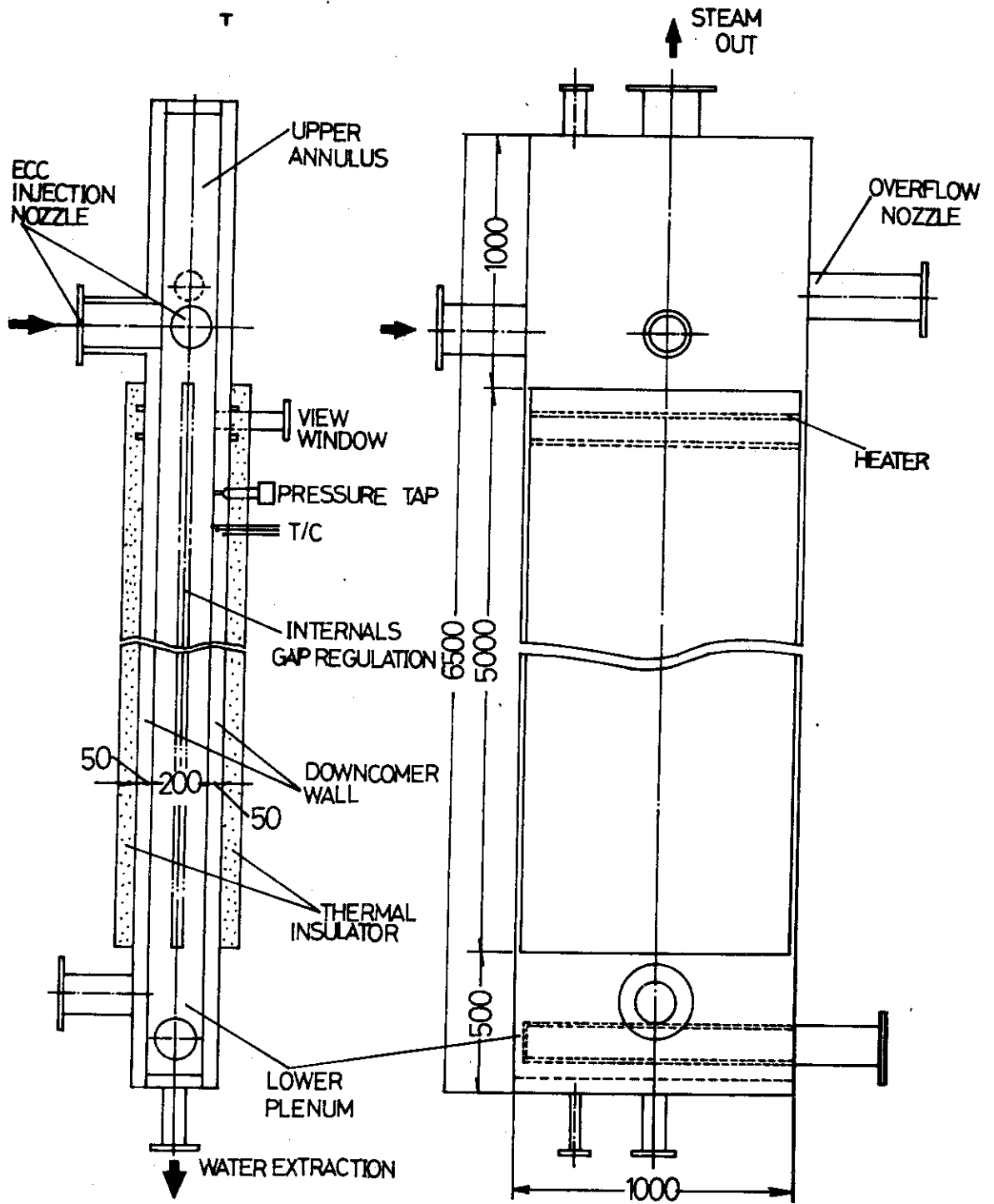


Fig. 54 Schematic diagram of downcomer test section.

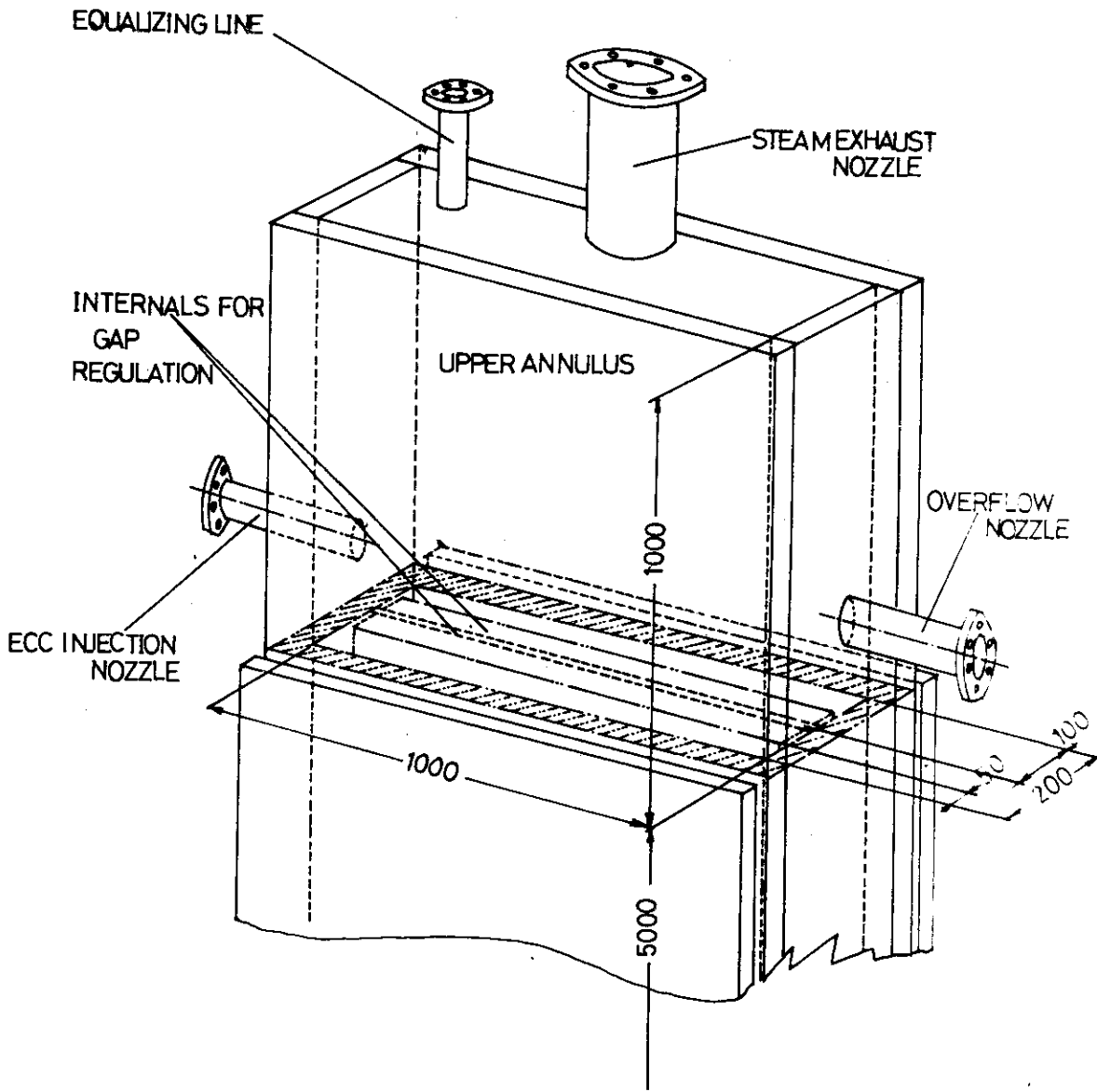


Fig. 55 Schematic diagram of upper parts in downcomer test section.

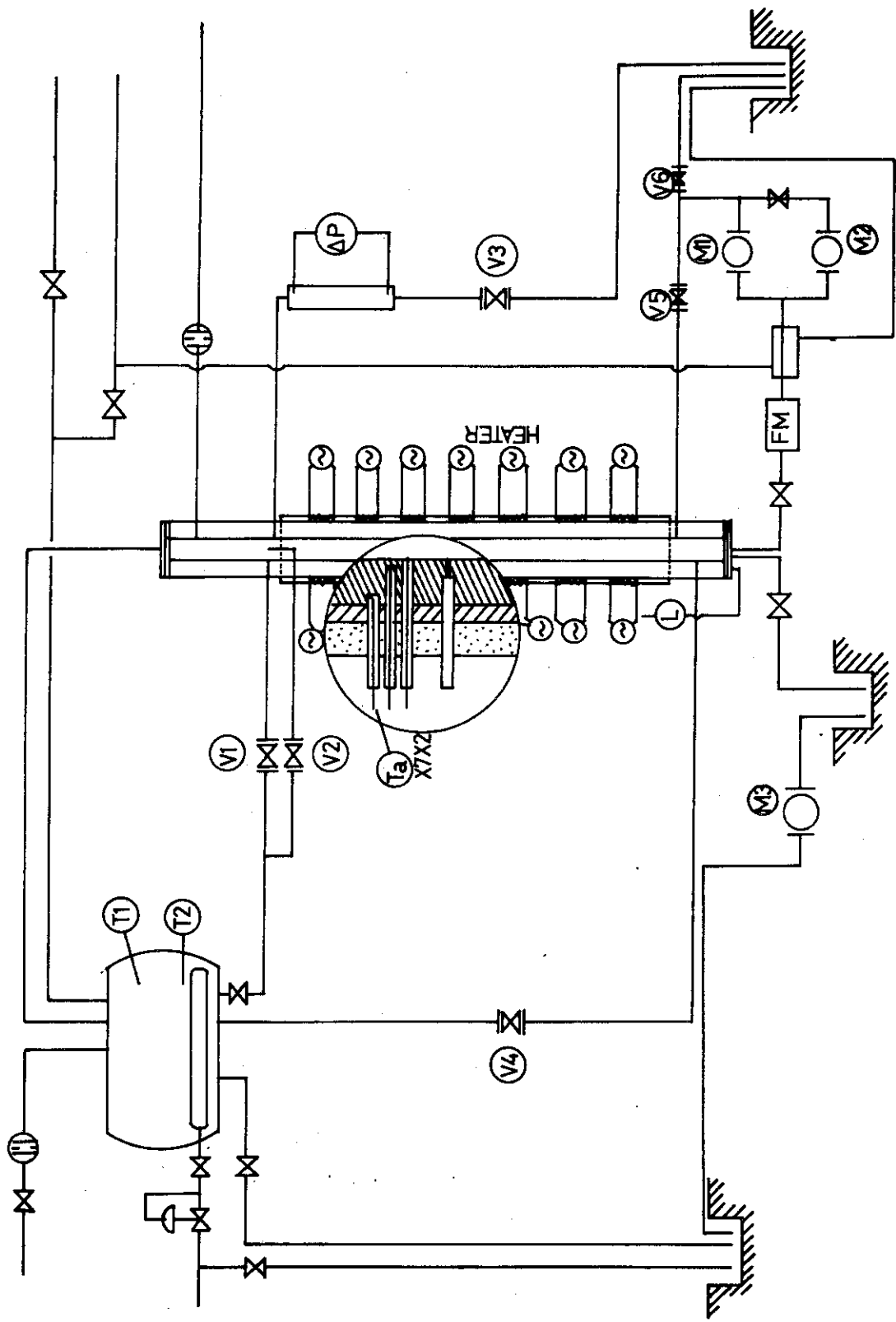


Fig. 56 Flow sheet of instrumentation in downcomer test facility.

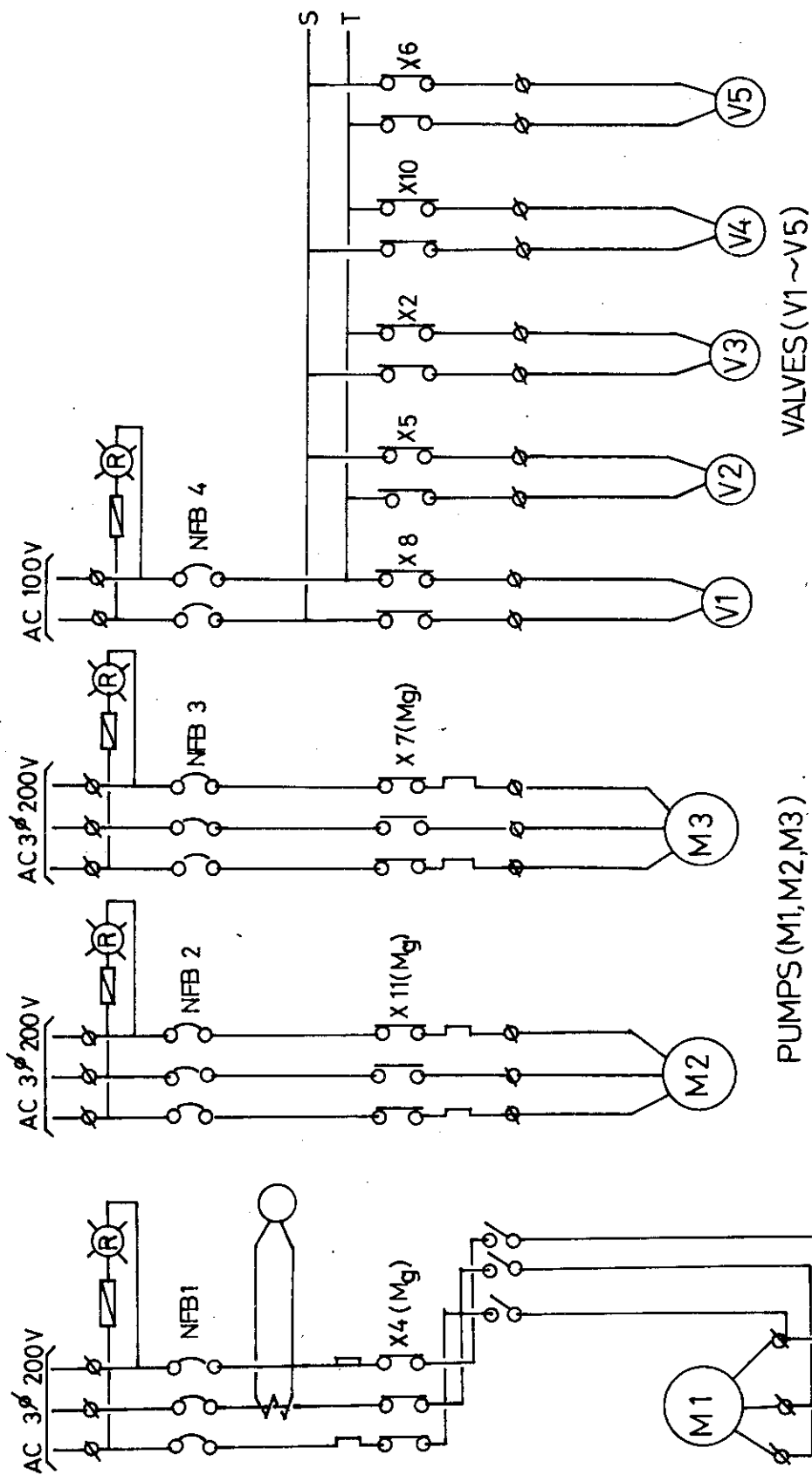


Fig. 57(a) Power supply sequence.

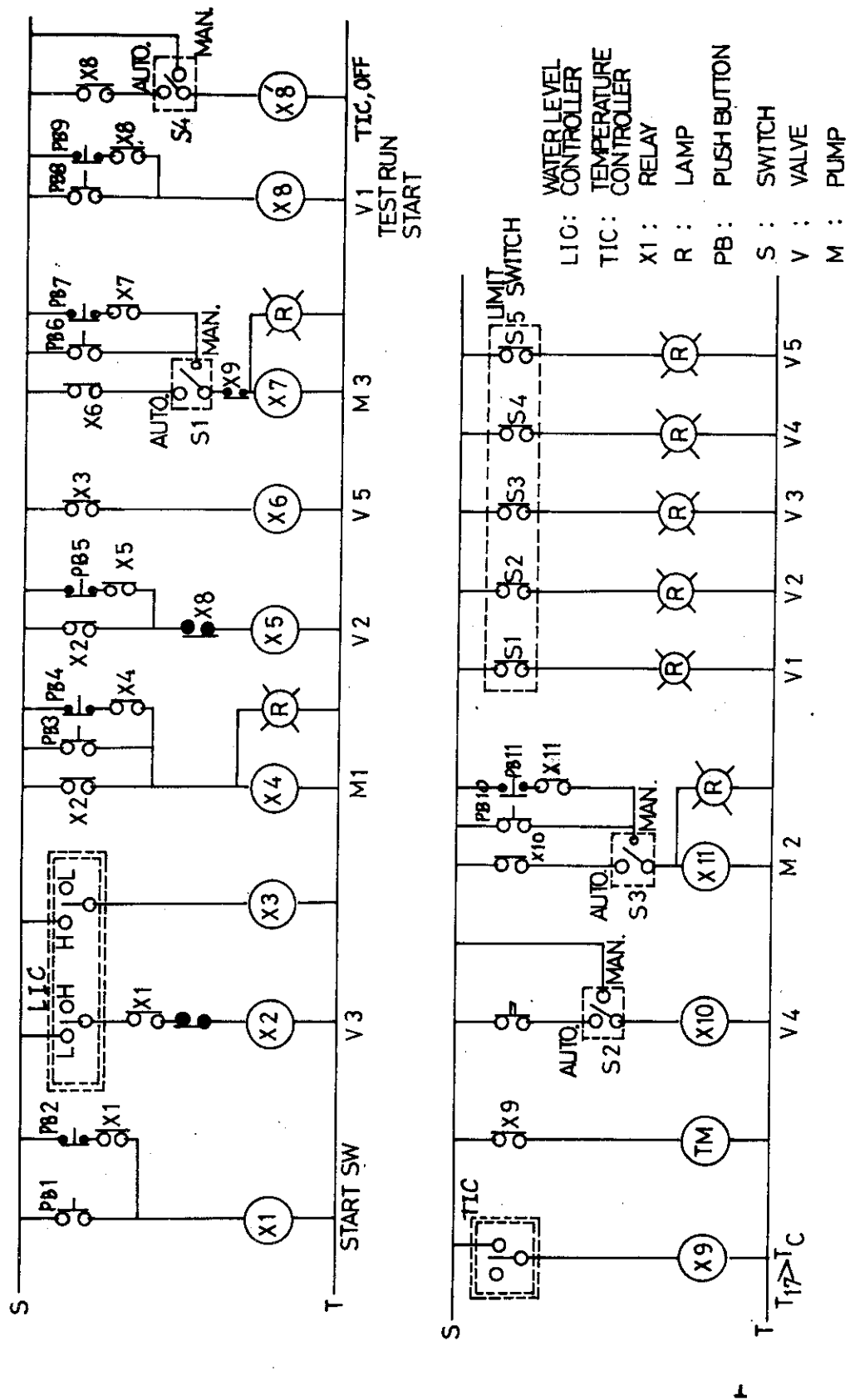


Fig. 57(b) Illustration of electrical circuits in operation panel.

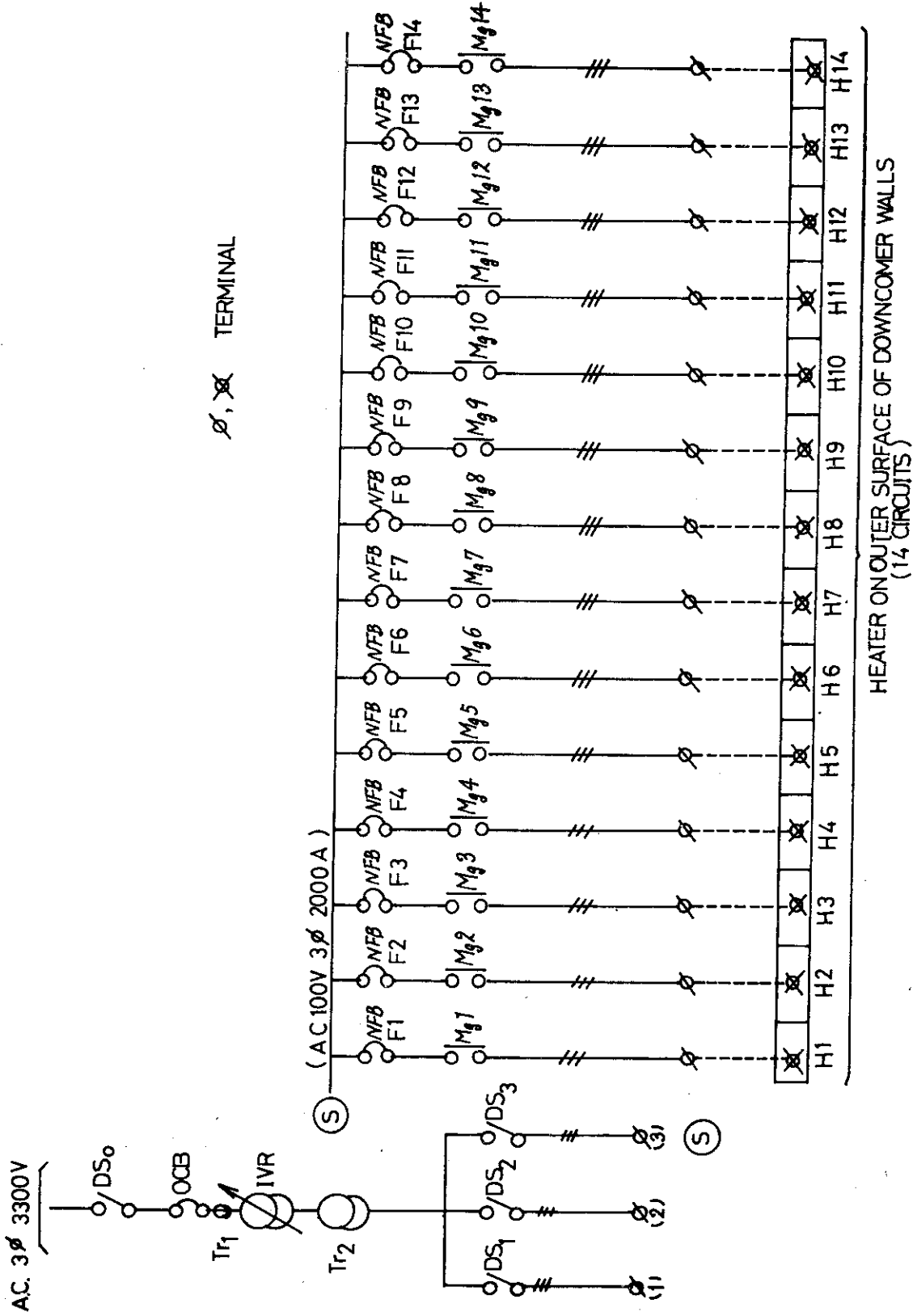


Fig. 58 Power supply sequence for downcomer walls heaters.

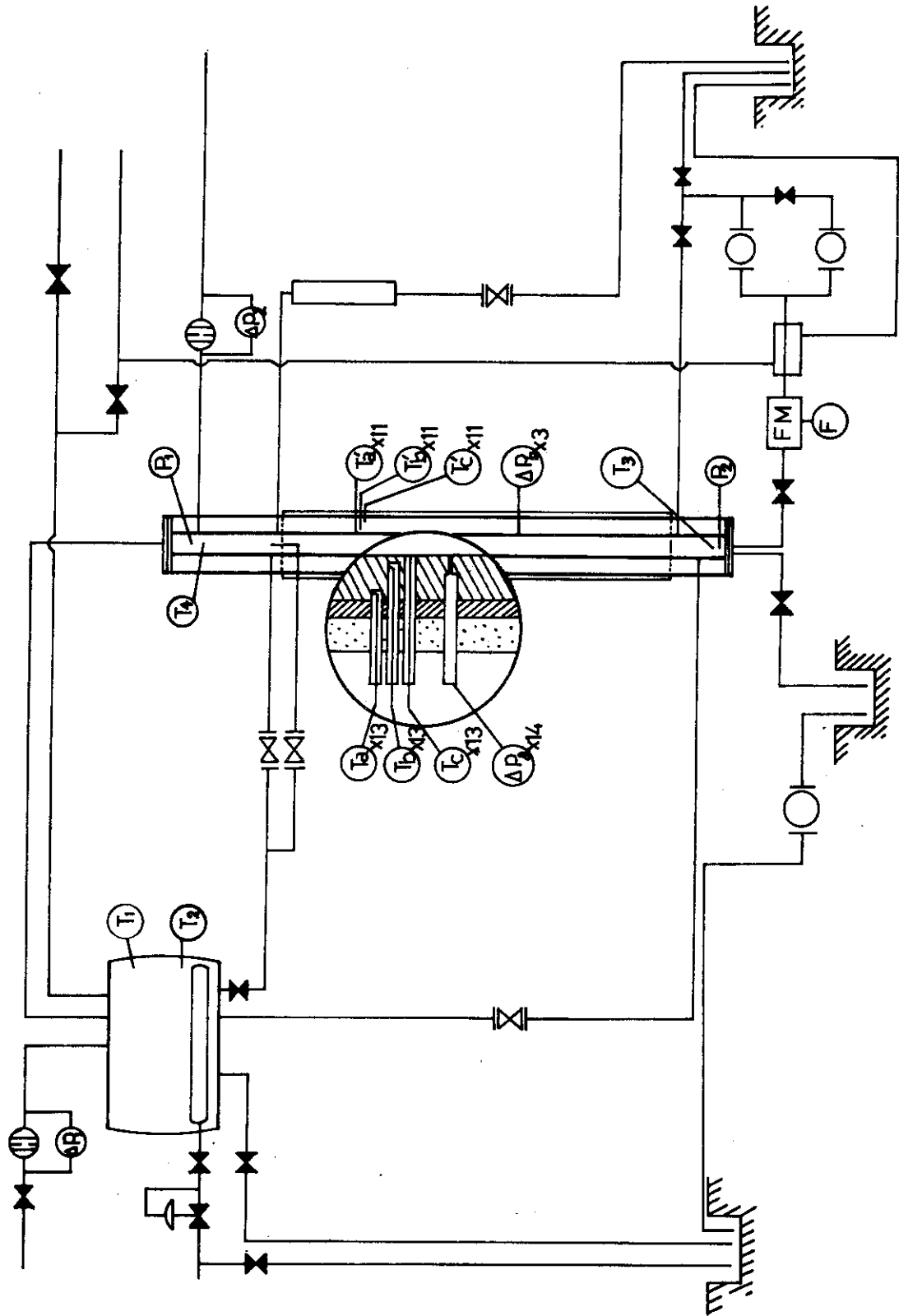
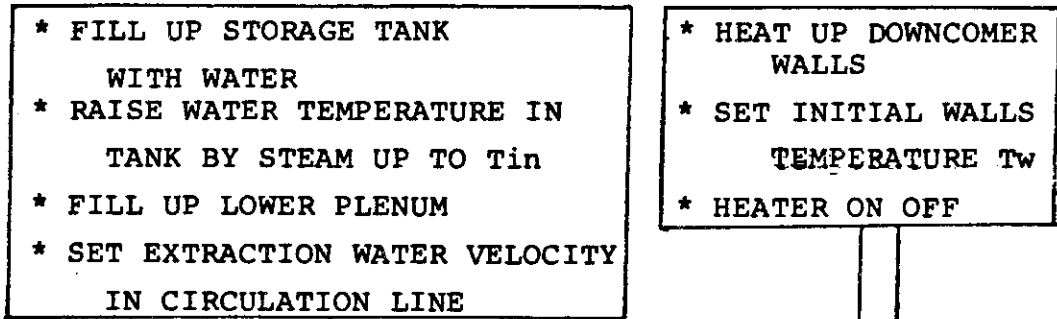


Fig. 59 Illustration of measurements positions on flow sheet of downcomer test facility.

TEST PROCEDURE

(I) PREPARATION



(II) TEST

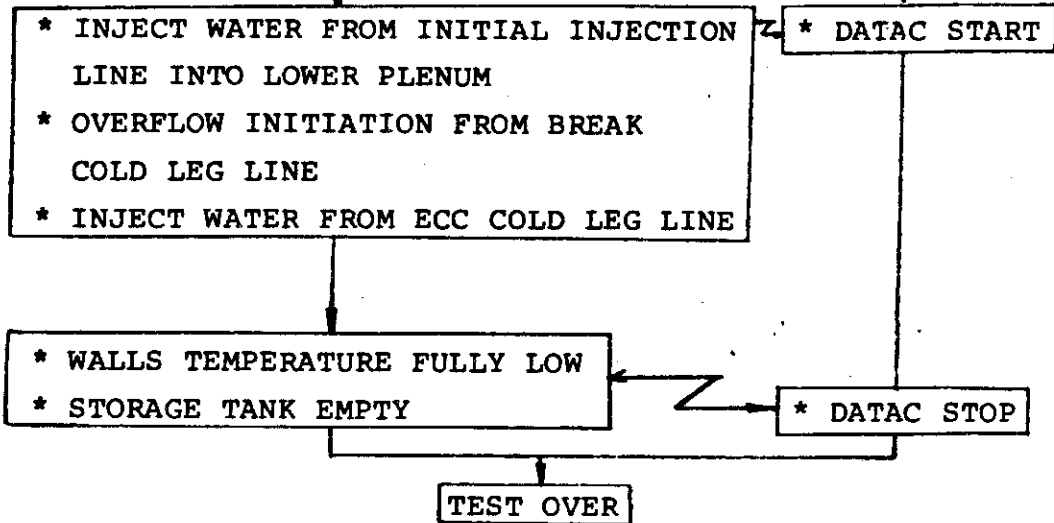


Fig. 62 Data processing.

DATA FLOW

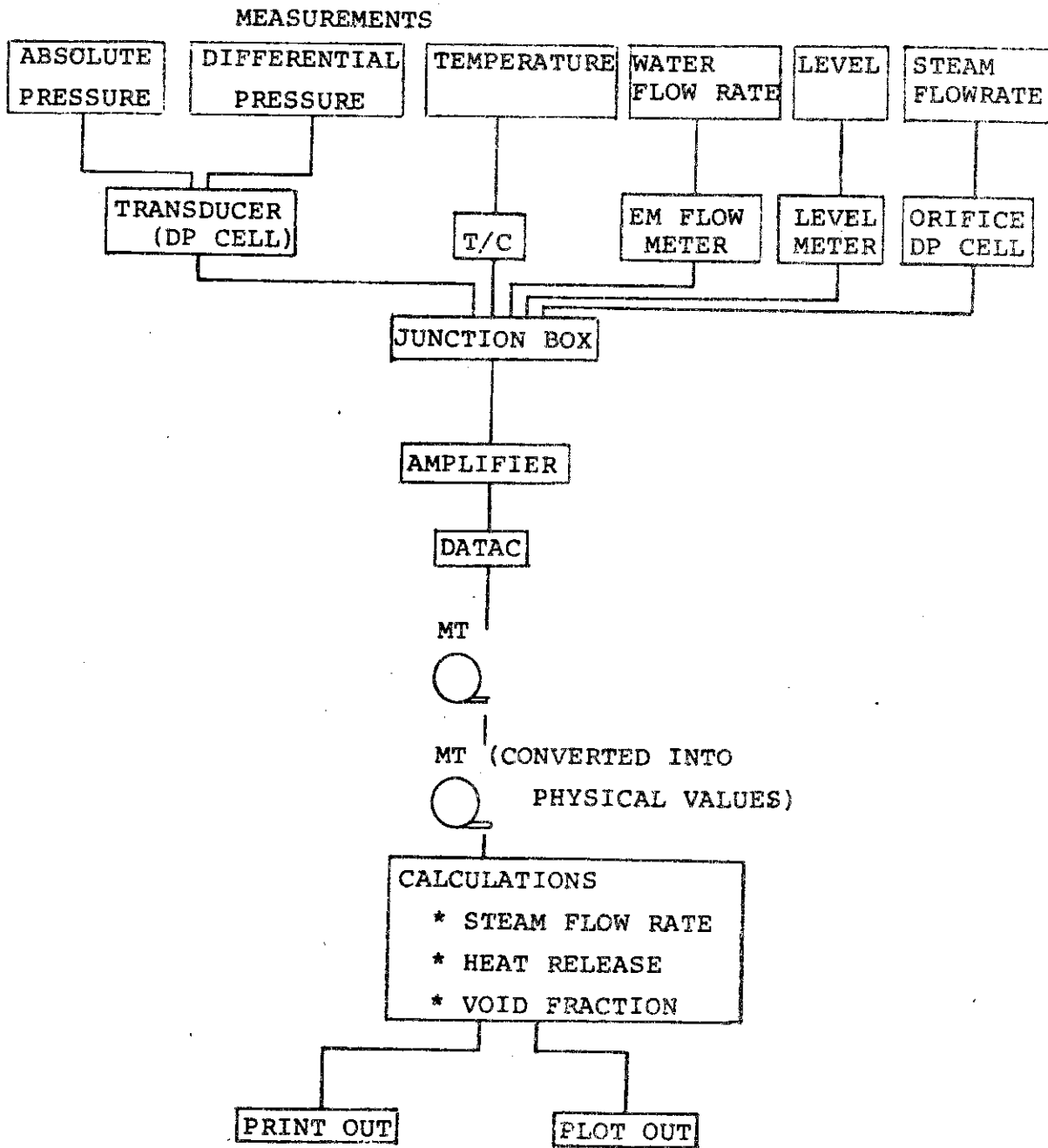


Fig. 63 Flow sheet of test procedures.

7. 結 言

PWRのLOCA時の再冠水過程が始まるのは、ブローダウンが終了し、さらに下部プレナムが満水となり、炉心の発熱体の有効発熱部の下端に、緊急冷却水が到達した時点からである。この時期は、破断開始後約40秒前後である。この破断から再冠水が始まる約40秒の間に、実炉のダウンカマー流路を構成している炉容器壁、炉心槽壁の定常運転時に有していた蓄熱量は充分放出仕切っておらず、再冠水過程中、ダウンカマー流路内の流体に蓄熱量を放出しつづける。このため、再冠水過程中の炉心に緊急冷却水を供給する駆動力としての、ダウンカマー部での有効水頭は、ダウンカマー壁からの入熱に因る蒸気発生によって減少し、炉心冷却能力を低減せしめることになる。なお、コールドレグに注入される緊急冷却水の水温は、再冠水中の健全ループを流れる炉心で発生した蒸気によって温められ、ダウンカマー注入位置では飽和温度になっていると考えられ、ダウンカマー内で蒸気が発生し易くなっている。

このように、ダウンカマー流路での再冠水過程の有効水頭の評価は重要な位置を占めている。ダウンカマー流路での有効水頭に与える要因としては、構造材から流体へ入る熱量の履歴に関する熱的要因と、流体に入る熱がわかり、発生する蒸気量がわかった時、ボイド率分布がどのようになるかに関する流体力学的要因との2つがある。

(A) このダウンカマー流路に適用できる流体力学的関係を得るために、従来の研究の調査と共にモデル実験を用いた関係を得た。この結果は、主として停滞している液体が入っている種々の管径の垂直管の下部から一定の流量で気体を注入し上昇流とした時のボイド率の関係を求めたものである。そして一部には、ダウンカマーの流動を模擬して垂直管の下部から一定の割合で抽水し、同時に上部では抽水量以上の水を供給し常にオーバーフローさせた実験をも含むものである。

$$\alpha \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_L - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_L - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4} = A V_{gs}^m \left(1 + \alpha \frac{V_{Ls}}{V_{gs}} \right)$$

ここで、 $V_{gs} \leq 0.25 \text{ m/s}$ のとき $A = 2.5$, $m = 0.68$

$V_{gs} > 0.25 \text{ m/s}$ のとき $A = 1.78$, $m = 0.423$

α : ボイド率

D : 流路管径

σ : 液体の表面張力

γ_L, γ_g : 液体, 気体の比重量

μ_L, μ_g : 液体, 気体の粘性係数

V_{gs} : 見掛けの蒸気上昇速度

V_{Ls} : 見掛けの液体抽水速度

A, m : 定数

もちろん、実際のダウンカマー流路は環状の流路であり、かつ蒸気は流路の側壁から発生す

るという特徴的状況があるが、ダウンカマー流路のギャップが一般に25 cm程度と大きいこと、流路高さが約5 mと大きいことにより、流路形状の逸いや蒸気の注入法の影響は比較的小さいと考えられ、この関係の適用の妥当性はあると考えてよい。

(B) 熱的要因の内、重要な位置を占めるものに表面熱流速と表面過熱度との関係がある。この関係として、Jer-Lottes, Kutateladze, Berenson, Zuber, 修正Bromleyの関係式を各々核沸騰、極大熱流束、遷移沸騰、極小熱流束、膜沸騰領域に採用して、ダウンカマーの有効水頭変化に与える各パラメータの影響を、実際のダウンカマー流路を対象とし、流体力学的関係式を用いて調べた。その結果、次の重要な結果が得られた。

- ① 有効水頭が急激に減少し、再び急激に回復する時期があるが、これは極大熱流束点を通過することに対応している。
- ② この極大熱流束点を経過する時刻は系圧力が1.5 ata、初期温度280℃で、冷却開始後40秒程度で、系圧力が高くなれば、次第に早くなる。
- ③ 極大熱流束点の影響が有効水頭の急激な減少に結び付いている時間は10秒程度であり、極大熱流束点では有効水頭は1 m以下になりうる。
- ④ 冷却開始後50秒以後では、圧力1.5 ata、初期温度300℃以上の場合を除くと、有効水頭は4 m程度は充分確保される。
- ⑤ 初期温度 T_0 が高い程、最大熱流束を経過することによる有効水頭の減少する時刻は遅れる。
- ⑥ 圧力が高い程、最大熱流束を経過する時刻は早く有効水頭の値は同じ時刻に対し高い有効水頭を与える。
- ⑦ ステンレスクラッドが厚い程、冷却初期にはゆっくり熱が放出され高い有効水頭を与え、極大熱流束点をおくれて経過する。逆に極大熱流束点を経過した後は、クラッドの厚い場合の方は、低い有効水頭を与える。
- ⑧ 抽水速度 V_L の影響としては、蒸気速度が抽水速度よりかなり大きいため、抽水速度 $V_L=2\sim 8$ cm/sの大きさでは、局所のボイド率の結果にはほとんど影響を与えず、従って有効水頭の値にも差は見受けられない。

実炉では、冷却水の下降速度は炉心圧力とダウンカマー圧力等との関係によって決り、その値がダウンカマーの有効水頭の値に影響を与えるという、フィードバック効果が考えられ、本解析のように、抽水速度をパラメータにとって有効水頭を求めること必ずしも妥当といえないが、有効水頭の値に抽水速度がほとんど影響を与えていないということは、フィードバックの度合も非常に小さく、無視してよいことを示している。

⑨ 本解析では、矩形断面流路を対象として円管流路で実験的に求めた流体力学的関係式を用いている。従ってこの式に含まれている代表長さ(直径 D)として何を選ぶべきか、問題のあるところである。そこで、直径 D として、ダウンカマーの流路ギャップ S および $2S$ 、実炉のダウンカマー流路の周長を選んだ時の、有効水頭の値に及ぼす影響を調べて見たが予想されたように、 D が大きいほど有効水頭は大きくなるが、 $D=S$ と $D=2S$ との差はせいぜい水頭にして25 cm程度である。

⑩ 熱的条件が同一で、流路ギャップが異なる時の影響は見掛けの蒸気速度が流路ギャップに

逆比例することによる。従って、流路ギャップが大きい場合には蒸気速度が小さくなりボイド率は小さくなるので、有効水頭の値としては大きい値を示す。S=25 cmと15 cmとの場合では、系圧力 $P=1.5$ ata, 初期温度 $T_0=280^\circ\text{C}$, 等価水力直径 $D=2S$ とした時、その差は0.5~0.3 m水頭でありかなり大きな差を示す。

これら以上の予備解析の結果を参考にして、実験計画を立てた。実験では熱的要因を与えてその時の流体へ入る熱量 Q を知って、流体力学的要因であるダウンカマ-の有効水頭を支配する関係を求めることを目的とする。

ダウンカマ-流路での流動は気液対向二相流であってスケールファクターの影響が大きいと考えられる。そこでダウンカマ-流路の形状に関しては、実規模に適用可能とするために、流路高さを実規模の約5 mとし、流路幅はダウンカマ-流路の二次元性は、再冠水過程では小さいと考えられるので1 mとする。最も重要と考えられるダウンカマ-流路のギャップに関しては、そのスケールファクターの影響を調べるために、200 mm, 100 mm, 50 mmの3種類で実験が行えるようにする。

本報は、再冠水時の炉心注水駆動力となるダウンカマ-有効水頭を詳細に調べるに当り、前もって予備解析を行い、重要なパラメータの感度を調べてその特性の概要を把握したものである。同時に、この結果を参考に実験計画を立てた。

謝 辞

本研究の遂行に当り、安全工学部能沢正雄部長、山崎弥三郎主任研究員ならびに安全工学部第2研究室平野見明室長から適切かつ懇切な助言、御指導を戴いている。

ここに深謝の意を表す。

逆比例することによる。従って、流路ギャップが大きい場合には蒸気速度が小さくなりボイド率は小さくなるので、有効水頭の値としては大きい値を示す。S=25 cmと15 cmの場合では、系圧力 $P=1.5$ ata, 初期温度 $T_0=280^\circ\text{C}$, 等価水力直径 $D=2S$ とした時, その差は0.5~0.3m水頭でありかなり大きな差を示す。

これら以上の予備解析の結果を参考にして、実験計画を立てた。実験では熱的要因を与えてその時の流体へ入る熱量 Q を知って、流体力学的要因であるダウンカマ-の有効水頭を支配する関係を求めることを目的とする。

ダウンカマ-流路での流動は気液対向二相流であってスケールファクターの影響が大きいと考えられる。そこでダウンカマ-流路の形状に関しては、実規模に適用可能とするために、流路高さを実規模の約5 mとし、流路幅はダウンカマ-流路の二次元性は、再冠水過程では小さいと考えられるので1 mとする。最も重要と考えられるダウンカマ-流路のギャップに関しては、そのスケールファクターの影響を調べるために、200mm, 100mm, 50mmの3種類で実験が行えるようにする。

本報は、再冠水時の炉心注水駆動力となるダウンカマ-有効水頭を詳細に調べるに当り、前もって予備解析を行い、重要なパラメータの感度を調べてその特性の概要を把握したものである。同時に、この結果を参考に実験計画を立てた。

謝 辞

本研究の遂行に当り、安全工学部能沢正雄部長、山崎弥三郎主任研究員ならびに安全工学部第2研究室平野見明室長から適切かつ懇切な助言、御指導を戴いている。

ここに深謝の意を表す。

References

1. E.R.Rosal, et al, WCAP-8651, 1975
2. J.O.Cermak, et al, WCAP-7435
3. J.P.Waring, et al, WCAP-8583, 1975
4. Y.Murao, I.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6551, 1976
5. Y.Murao, I.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6787, 1976
6. Y.Murao, I.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.SUGimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M6981, 1977
7. Y.Murao, I.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6788, 1976
8. Y.Murao, I.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6982, 1977
9. Chem.Eng. Prog. 45-1, 1949,p.39
10. S.M.Zivi, Journal of Heat Transfer, ASME, Ser. C, vol.86, 1964
11. S.Levy, Trans.ASME,Ser. C, 86-2, 1960,p.113
12. S.L.Smith, Int. of Mech. Engrs. C, 82-2,1960, p.113
13. S.G.Bankoff, Journal of Heat Transfer, ASME, Ser. C, vol.82, 1960
14. A.A.Armand, AERE-Trans., vol.828, 1959, Izv. v. T. I. no 1, 1946, p.16
15. F.K.Peeble and H.J.Garber, Chem. Eng. Prog., 49, 1953, p.88
16. N.Zuber, Trans. ASME, Ser. c,87-4,1965, p.453
17. D.T.Dumitrescu, Z.Augew. Math. Mech., 23,1943, p.139
18. D.J.Nicklin et al., Trans. Inst. of Chem. Engrs., vol.40, 1962, p.61
19. P.Griffith, Trans. ASME, Ser. C, 86, 1964,p.327
20. A.I.Filimonov et al, Teploenergetika, vol.4, 1957, p.22
21. N.Zuber and J.A.Findley, Trans. ASME., Ser. C, 87-4, 1965
22. M.Petric, ANL-6581, July, 1962

23. Smissaert, ANL-6755, July, 1963
24. J.F.Wilson et al, Trans. Am. Nucl. Soc., 5, 1962, Session 25
p.151
25. M.A.Stirikovich et al, Teploenergetika, vol.8,no.9, 1961, p.56
26. F.Carrier et al, Allis-Chalmers Atomic Energy Div., Report no.
ACNP-63021, July 10,1963