

JAERI-M

88-077

軽水炉1次冷却系配管破断時の  
ジェット流に関する研究

1988年7月

磯崎 敏邦

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

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

JAERI-M reports are issued irregularly.

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

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1988

---

編集兼発行 日本原子力研究所  
印 刷 日立高速印刷株式会社

## 軽水炉 1 次冷却系配管破断時のジェット流に関する研究

日本原子力研究所東海研究所原子炉安全工学部

磯崎 敏邦

(1988年3月15日受理)

この論文は、日本原子力研究所で実施した沸騰水型炉もしくは加圧水型炉の冷却材喪失事故条件下におけるジェット放出試験結果について述べてある。瞬時配管破断によって生じた配管反力、ターゲットへのジェット流衝突によるターゲット上の圧力および温度上昇が明らかにされている。

原子力発電プラントの設計・建設に当っては、万一事故が発生しても原子炉を安全に停止することが出来るように、その設計段階において設計基準事故を定め、予め対策を講じている。このような設計基準事故の一つとして軽水炉 1 次冷却系配管の瞬時破断事故が考えられている。現存する軽水型原子力発電所では、万一この事故が生じても安全に原子炉を停止させることの出来るように、また放射性物質を原子炉格納容器から外部へ漏洩させることのないように種々の防護対策が施されている。構造強度的防護対策の代表的設備が格納容器、ジェット遮蔽板およびパイプホイップレストレントである。しかしながら、これらの防護設備を過度に保守的に設計・設置した結果、逆に原子炉建設費の上昇、供用期間中検査における作業員の被曝量増加といった新たな問題点が生じた。これらの問題点を緩和する技術的かつ現実的手段としては、これらの防護設備を可能な限り合理的に設計しておくことが考えられる。このような背景のもとに、配管反力、ジェット衝突力およびターゲットへのジェット流衝突によるターゲット上の圧力および温度上昇等の基礎データを取得する目的で配管破断試験を実施した。

この論文は全部で 8 章と付録から構成されている。第 1 章では研究目的・研究の位置づけについて、第 2 章では試験装置・試験方法について述べてある。第 3 章には実施したジェット放出試験の一覧が示されている。ここでは、BWR / PWR・LOCA 条件のもとで 4, 6, 8 インチ試験配管を用いて放出口からターゲットまでの距離をパラメータとしてジェット放出試験を系統的に実施したことが示されている。第 4 章から第 7 章までが論文の骨子と成るものである。

第 4 章では、配管破断事故時の圧力容器水位計出力と圧力容器吊り下げロードセル出力をもとに質量流量を計測した。この値を用いて運動量定理による配管反力を評価し、4, 6, 8 インチ配管による試験結果と照合し、よく一致していることが示されている。

第 5 章では、耐ジェット流構造物設計に際し基本的荷重となる配管反力とターゲット上

の最高圧力について実験式を作成した。従来からのANSI規準に則った設計手法の代わりにこの実験式を使用すれば、配管破断時の防護設備をより合理的に設計できることが期待できる。

第6章では、ターゲット上の最高圧力と最高温度との関係について考察し、ターゲット上の最高温度を評価する実験式について報告してある。最高温度は第5章で定めた最高圧力に対応する飽和温度の値を採用すれば保守的設計値となることが明らかにされている。

第7章では、4インチ配管を用いたBWR・LOCA条件下のジェット放出試験について2次元熱的平衡コードDRIX-2Dによる解析結果が報告されている。解析に当って、ラプチュアディスク開度の時間依存性と試験配管内冷却水のサブクール温度を新たに考慮することによって、配管反力と試験配管内希薄波伝播挙動が実験値と一致するようになった。またターゲット上の圧力分布については今後なお研究の余地のあることを指摘している。

第8章では、全体結論が述べられている。付録ではDRIX-2Dコードの保存式、構成方程式等、基礎式について説明が加えられている。

最後に本研究の工学的有用性について述べれば、この研究で得られた成果は想定配管破断事故の結果流出したジェットが格納容器内で隣接機器構造物に衝突する場合、その構造物に生じる最大圧力と最高温度さらにはそれらの分布挙動および最大配管反力を評価する上で工学的有用性を見ることができる。耐ジェット流構造物を設計するに当ってはこれらの情報が設計者に必要である。本論文では試験結果を実験式の形で表現したため、設計者はこれらの実験式をジェット遮蔽板およびパイプホイップレストレント等の防護設備設計に容易に適用することが出来る。

Study on the jet flow in primary coolant system pipe rupture  
of a light water reactor

Toshikuni ISOZAKI

Department of Reactor Safety Research  
Tokai Research Establishment  
Japan Atomic Energy Research Institute  
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received March 15, 1988)

This report describes the results of jet discharge experiments under BWR/PWR Loss of Coolant accident (= LOCA) conditions conducted at the Japan Atomic Energy Research Institute. The pipe reaction thrust forces caused by the instantaneous pipe rupture and pressure, temperature increase on target by the impinging jet on it are made clear.

In the design and construction of nuclear power plants, provision is made based upon the design-basis-accidents so that the reactor can be safely shut down even under the hypothetical accident conditions. An instantaneous pipe rupture accident of a primary cooling system of a light water reactor is considered to be one of them. The existing light water nuclear power plants make a several kind of provision in order that safe plant shutdown and no radioactive release from an inside containment vessel to outside surroundings can be ensured. Typical protective devices from the adverse effects of a pipe rupture are the containment vessel, jet shields and pipe whip restraints. By having designed and constructed these protective devices excessively conservatively, however, a new problem has occurred that both the expences for the plant construction and radiation injury of inspectors during in-service inspection increased considerably. As technical and practical measures to relieve such problems, it is required that these protective devices be designed and constructed as reasonably as possible. Under this background, pipe rupture tests were done to obtain the basic data on the reaction thrust forces, jet impingement forces,

pressure and temperature increase due to the impinging jet on target.

This report consists of 8 chapters and 1 appendix. In chapter 1 objectives and background of this study are described. In chapter 2 testing apparatus and method for jet discharge are described. Table of the tests is given in chapter 3. Fourteen experiments were done in total. The main part of this report is from chapter 4 to 7.

In chapter 4 mass flow rate is obtained from the decrease in water level in the pressure vessel and the decrease in mass of water which is measured by load cell carrying the vessel. Pipe reaction thrust forces are estimated by momentum theorem using thus obtained mass flow rate and they give a good agreement with the experimental data.

In chapter 5 experimental formulae are presented to represent the maximum reaction thrust forces, the maximum pressure and temperature distribution on target which are the dominant factors in designing protecting devices subjected to a postulated pipe break. It is expected that the protective devices could be reasonably designed when the experimental formulae described here would be used instead of the design method based upon ANSI's standard.

In chapter 6 the relations are discussed between the maximum pressure and temperature on target after the jet impinged on it. Furthermore the experimental formulae to represent the maximum temperature are given. It is made clear that the temperature can be conservatively estimated by the saturated temperature corresponding to the pressure.

In chapter 7 analytical results by two-dimensional thermal-equilibrium code DRIX-2D are described concerning 4 inch pipe test under BWR-LOCA condition. By taking the time dependent opening of the rupture disk and initial subcooling temperature in the test pipe into consideration, pipe reaction thrust force and wave transmission through the pipe after the break come to agree with the test results. It is pointed out that there is possibility of further study regarding the pressure distribution on the target.

Entire conclusions are described in chapter 8. In Appendix is given the theoretical explanation about DRIX-2D code.

To mention the engineering utility of this study, results obtained from this study can be applied to estimate the maximum reaction thrust force, maximum pressure and temperature distribution on target caused by the postulated pipe break in the containment vessel. These engineering data are needed for the plant designer to design the anti-jet structures.

Since the data described in this report are represented by the experimental equations, he can easily apply them to the design of the protecting devices such as jet shields, pipe whip restraints.

Keywords: Jet Flow, Primary Coolant System, Pipe Rupture, Light Water Reactor, LOCA.

## 目 次

1. 序 論 .....	1
1.1 研究の背景 .....	1
1.2 研究目的 .....	4
1.3 研究内容 .....	4
1.4 内外研究機関によるこの方面的研究紹介と本研究の位置づけ .....	5
1.5 各章の内容梗概と本論文の特徴 .....	10
2. 試験装置と試験方法 .....	11
2.1 配管破断試験装置 .....	11
2.2 試験配管の破断方法 .....	16
2.3 試験方法 .....	19
2.4 試験パラメータ .....	26
2.5 計測項目 .....	26
3. 試験一覧表 .....	28
4. 配管反力に関する実験的考察 .....	29
4.1 概 論 .....	30
4.2 配管反力の基礎理論 .....	31
4.3 配管反力の実験的考察 .....	34
4.3.1 試験装置 .....	34
4.3.2 試験結果 .....	35
4.3.3 質量流量の算定 .....	35
4.3.4 配管反力と質量流量との関係 .....	41
4.3.5 $x_0 = 1\%$ 時の配管反力 .....	42
4.3.6 RELAP4/MOD5によるよどみ点クオリティの計算 .....	43
4.3.7 高速度カメラによるジェット流の挙動観察 .....	45
4.4 結 論 .....	46
5. 配管反力ならびにターゲット上の圧力分布に関する実験式による評価法 .....	47
5.1 概 論 .....	47
5.2 試験結果 .....	49
5.3 考 察 .....	51
5.3.1 ターゲット上の最大圧力 .....	51
5.3.2 ターゲット上の最大圧力の分布 .....	52
5.3.3 配管反力とジェット衝突力との関係 .....	55
5.3.4 圧力分布の積分による、ジェット衝突力評価 .....	57
5.3.5 ターゲット上の最大圧力分布に関する一般的表示法 .....	58

5.3.6 ターゲット上の最大圧力分布について北出らの実験式との比較	60
5.4 結論	61
6. ターゲット上の最高温度に関する実験式による評価法	62
6.1 概論	62
6.2 試験結果	63
6.3 考察	68
6.3.1 熱電対温度と圧力計から得た飽和温度との関係	68
6.3.2 ターゲット上の最高温度	68
6.3.3 ターゲット上の最高温度と最大圧力との関係	70
6.3.4 一般的体系を有する系の配管破断によるターゲット上の最高温度	71
6.4 結論	72
7. DRIX-2D コードによる熱流体解析	73
7.1 概論	74
7.2 DRIX-2D コードによる RUN 5601 の解析	75
7.2.1 試験体系のモデル化	75
7.2.2 初期条件	77
7.2.3 境界条件	77
7.2.4 管摩擦係数とエルボ部の付加摩擦損失	78
7.3 計算結果	79
7.3.1 配管反力	79
7.3.2 試験配管内圧力	83
7.3.3 ターゲット上の圧力	83
7.4 考察	84
7.4.1 試験配管内圧力のサブクール依存性	84
7.4.2 ターゲット上の圧力分布	84
7.5 結論	87
8. 全体結論	88
謝辞	89
参考文献	90
付録 DRIX-2D コードの理論	94

## Contents

1.	Introduction .....	1
1.1	Background .....	1
1.2	Objectives .....	4
1.3	Outline .....	4
1.4	Previous experimental and computational work .....	5
1.5	Outline of each chapter and features of this report .....	10
2.	Description of the testing apparatus and method .....	11
2.1	Pipe rupture testing facilities .....	11
2.2	Method of breaking rupture disk .....	16
2.3	Testing method .....	19
2.4	Test parameter .....	26
2.5	Measured items .....	26
3.	List of the jet discharge experiments .....	28
4.	Experimental study of pipe reaction thrust force .....	29
4.1	Introduction .....	30
4.2	Theory of pipe reaction thrust force .....	31
4.3	Discussion of pipe reaction thrust force .....	34
4.3.1	Testing apparatus .....	34
4.3.2	Test results .....	35
4.3.3	Estimation of mass flow rate .....	35
4.3.4	Pipe reaction thrust force and mass flow rate .....	41
4.3.5	Pipe reaction thrust force when $x_0 = 1\%$ .....	42
4.3.6	Calculation of stagnation quality by RELAP4/MOD5 .....	43
4.3.7	Photographic records of discharged jet by high speed camera .....	45
4.4	Conclusions .....	46
5.	Estimation of pipe reaction thrust force and pressure distribution on the target by experimental formulae .....	47
5.1	Introduction .....	47
5.2	Test results .....	49
5.3	Discussions .....	51
5.3.1	Maximum pressure on the target .....	51
5.3.2	Distribution of the maximum pressure on the target .....	52
5.3.3	Pipe reaction thrust force and jet impingement force .....	55
5.3.4	Estimation of jet impingement forces by the integration of pressure distribution .....	57

5.3.5 Generalized estimation method on the maximum pressure distribution on the target .....	58
5.3.6 Estimation of the maximum pressure distribution by Kitade's experimental formula .....	60
5.4 Conclusions .....	61
6. Estimation of the maximum temperature distribution on the target by experimental formulae .....	62
6.1 Introduction .....	62
6.2 Test results .....	63
6.3 Discussions .....	68
6.3.1 Temperature by thermocouples and saturated temperature obtained from the pressure distribution .....	68
6.3.2 Maximum temperature on the target .....	68
6.3.3 Maximum temperature and pressure on the target .....	70
6.3.4 Generalized estimation method on the maximum temperature on the target due to an instantaneous pipe rupture .....	71
6.4 Conclusions .....	72
7. Thermo-fluid analysis by DRIX-2D code .....	73
7.1 Introduction .....	74
7.2 Analysis of RUN5601 by DRIX-2D code .....	75
7.2.1 Modeling .....	75
7.2.2 Initial conditions .....	77
7.2.3 Boundary conditions .....	77
7.2.4 Pipe friction factor and additional pressure loss at the elbow .....	78
7.3 Results .....	79
7.3.1 Pipe reaction thrust force .....	79
7.3.2 Pressure in the test pipe .....	83
7.3.3 Pressure on the target .....	83
7.4 Discussions .....	84
7.4.1 Effect of subcooling on the pressure in the test pipe ....	84
7.4.2 Pressure distribution on the target .....	84
7.5 Conclusions .....	87
8. Entire conclusions .....	88
References .....	90
Appendix: Foundations of DRIX-2D code .....	94

List of Tables

- |           |   |
|-----------|---|
| Table 1.1 | Overview of jet discharge experiment and computer codes                                     |
| Table 2.1 | Design specification of testing facilities  |
| Table 2.2 | Measuring items   |
| Table 3.1 | Test conditions   |
| Table 4.1 | Relations between output voltage and differential pressure<br>of WU115 under BWR conditions |
| Table 5.1 | Test conditions and test results  |
| Table 6.1 | Test conditions and test results  |

List of Figures

- |           |   |
|-----------|---|
| Fig. 2.1  | Overview of testing facilities  |
| Fig. 2.2  | Flow diagram of testing facilities  |
| Fig. 2.3  | Pressure vessel   |
| Fig. 2.4  | Experimental setup of RUN5905   |
| Fig. 2.5  | Experimental setup of RUN5905 near pipe exit                                      |
| Fig. 2.6  | Connecting pipe and test pipe in RUN5905  |
| Fig. 2.7  | Water cooling adapter for pressure transducer                                     |
| Fig. 2.8  | Target  |
| Fig. 4.1  | Control volume and control surface  |
| Fig. 4.2  | Control volume in one-dimensional flow  |
| Fig. 4.3  | Experimental setup of RUN5601   |
| Fig. 4.4  | Experimental results of RUN5601   |
| Fig. 4.5  | Relations between output of WU101 and WU115                                       |
| Fig. 4.6  | Relations between fluid condition in pressure vessel and<br>differential pressure |
| Fig. 4.7  | Control volume to calculate thrust force  |
| Fig. 4.8  | Comparison between experimental and calculated results of<br>thrust force         |
| Fig. 4.9  | Nodalization of system for RELAP4/MOD5 calculation                                |
| Fig. 4.10 | Comparison between experimental and computed results by<br>RELAP4/MOD5            |
| Fig. 5.1  | Relation between maximum pressure at target center and<br>nondimensional distance |

- Fig. 5.2 Maximum pressure distribution on target
- Fig. 5.3 Relation between maximum pressure distribution and non-dimensional radius
- Fig. 5.4 Thrust force, jet impingement force, stagnation pressure and pressure on target ( $H/D = 2$ , RUNs 5804 and 5905)
- Fig. 5.5 Thrust coefficient and pipe friction
- Fig. 5.6 Estimation of maximum pressure distribution on target by experimental formula
- Fig. 6.1 Pressure behavior on target in RUN5905
- Fig. 6.2 Temperature behavior on target in RUN5905 (PWR.LOCA,  $H/D = 2$ )
- Fig. 6.3 Temperature behavior on target in RUN5804 (BWR.LOCA,  $H/D = 2$ )
- Fig. 6.4 Temperature behavior on target in RUN5805 (BWR.LOCA,  $H/D = 1$ )
- Fig. 6.5 Temperature behavior on target in RUN5805 (PWR.LOCA,  $H/D = 1$ )
- Fig. 6.6 Temperature behavior on target in RUN5710 (PWR.LOCA,  $H/D = 18$ )
- Fig. 6.7 Maximum temperature and nondimensional distance
- Fig. 6.8 Nondimensional maximum temperature and distance
- Fig. 6.9 Relations between maximum temperature and pressure on target
- Fig. 6.10 Comparison of maximum temperature between experimental formula and test results
- Fig. 7.1 Modeling of RUN5601 for DRIX-2D code
- Fig. 7.2 Topology of RUN5601 for DRIX-2D code
- Fig. 7.3 Modeling of test pipe near pipe exit
- Fig. 7.4 Comparison between experimental and computed results of thrust force ( $A/A_E = 50\%$ , with subcooling temperature)
- Fig. 7.5 Pressure in test pipe ( $A/A_E = 50\%$ , with subcooling temperature)
- Fig. 7.6 Pressure distribution on target
- Fig. 7.7 Assumed type of opening of rupture disk
- Fig. 7.8 Dependence of  $A/A_E$  upon thrust force (with subcooling temperature)
- Fig. 7.9 Pressure in test pipe  
( $A/A_E = 100\%$ , with and without subcooling temperature)
- Fig. 7.10 Pressure distribution on target
- Fig. A.1 Schematic diagram of gas and fluid phases in control volume
- Fig. A.2 Drag coefficient for sphere

List of Photographs

- Photo 2.1 Lower and upper discharge nozzles
- Photo 2.2 Rupture disk in RUN5905
- Photo 2.3 Overview of breaking rupture disk
- Photo 2.4 Electrode attached on rupture disk in RUN5905
- Photo 2.5 Rupture disk after test
- Photo 2.6 Overview of test pipe and target in RUN5905
- Photo 2.7 Overview of test pipe and target in RUN5905
- Photo 2.8 Pressure transducer and water cooling adapter used on test pipe in RUN5804
- Photo 2.9 Target and test pipe in RUN5905
- Photo 2.10 Pressure transducer and water cooling adapter used on target in RUN5804
- Photo 4.1 Overview of test pipe and target in RUN5601
- Photo 4.2 Photographic record of jet expansion by high speed camera in RUN5601

## 略号一覧

ANS	= American National Standards(U.S.A.)
ANSI	= American National Standards Institute(U.S.A.)
ASME	= American Society of Mechanical Engineers(U.S.A.)
BWR	= Boiling Water Reactor
c.s	= control surface
c.v	= control volume
D.L.F	= Dynamic Load Factor
ECCS	= Emergency Core Cooling System
HDR	= Heißdampfreaktor(West Germany)
KfK	= Kernforschungszentrum Karlsruhe(West Germany)
KWU	= Kraftwerk Union(West Germany)
LOCA	= Loss of Coolant Accident
MHI	= Mitsubishi Heavy Industries
PU	= Pressure Unit
PWR	= Pressurized Water Reactor
RDB	= Reaktordruckbehälter(= reactor pressure vessel)
sat	= saturated condition
SNL	= Sandia National Laboratories(U.S.A.)
TU	= Temperature Unit
VDI	= Verein Deutscher Ingenieure, eingetragener Verein(West Germany)
WU	= Water level Unit/Weight Unit
原 研	= 日本原子力研究所

## 1. 序論

## 記号

$A_E$	= 放出口流路断面積
$C_T$	= 推力係数
$D$	= 放出口内径
$F_i$	= 流体に作用する外力
$F_J$	= ジェット衝突力
$F_T$	= 配管反力
$G$	= 単位面積当たりの質量速度
$G_c$	= 単位面積当たりの臨界質量速度
$H$	= 放出口からターゲットまでの距離
$h_0$	= よどみ点エンタルピ
$p_0$	= よどみ点圧力
$p_\infty$	= 大気圧
$p_b$	= 背圧
$p_c$	= 臨界圧力

## 1.1 研究の背景

資源が乏しい上に電力消費量も大である我が国においては、全体発電量の約30%を原子力発電に依存しており、今後もこの依存率はなお高まるものと予想される。しかしながら原子力発電プラントは、最近のTMI 2号炉およびチェルノブイリ炉等の事故経過からみても明らかのように、いったん事故が発生し万が一にも放射性物質が環境へ放出されると、周辺区域および公衆に対し計り知れない災害をもたらす危険性を有している。このような事態を起こさないために、原子力発電プラントでは多重防護思想を導入し、万一事故が発生しても放射性物質を原子炉建屋から外部へ放出しないことを設計の大前提としている。そのためプラントの設計・製作・検査および供用中検査等はそれぞれの規格に準拠して厳しく実施されている。さらに、一層の安全性を確保するため、設計段階において設計基準事故を定め、万一事故が発生しても原子炉を安全に停止することが出来るよう予め対策を講じている。

このような設計基準事故の一つとして軽水炉1次冷却系配管の瞬時破断事故がある。この事故は、配管が瞬時破断し内部冷却水を格納容器内に放出するという想定事故のことを言う。現存する軽水型原子力発電所では、万一この事故が生じても安全に原子炉を停止させることの出来るように、また放射性物質を原子炉格納容器から外部へ漏洩させることのないように種々の防護対策を講じている。熱水力学的防護対策の代表的設備が緊急炉心冷却系であり、構造強度

的防護対策の代表的設備が格納容器、ジェット遮蔽板およびパイプホイップレストレントである。

万一配管破断事故が生じたとすると、冷却材である高温高圧水もしくは高温高圧蒸気が配管破断口から格納容器内に流出する。これをブローダウンと呼んでいる。内部流体は大気中に放出された結果急速に膨張し高速のジェット流となって破断口周辺の機器類たとえば格納容器、緊急炉心冷却系配管、弁類等に衝突することが考えられる。一方、破断配管は内部流体放出の反作用として外力を受け、この外力（以下配管反力と呼ぶ）によって配管はふれ回ることが考えられる。これを配管のむち打ちもしくはパイプホイップと呼んでいる。パイプホイップによって配管は隣接配管あるいは格納容器に衝突し事故をさらに拡大する危険性がある。

このような波及事故を防止するための設計基準として米国には“ANS 58.2 想定配管破断の影響に対する軽水型原子炉プラントの防護に関する設計基準”があり[1,2]、その緒言において、

“原子炉プラントにおける配管は ASME コードによる厳格な要求に沿って設計・製作されそして検査されている。その結果、原子炉配管は非常に好ましい成績を納めるようになった。それでもなお、米国原子力規制委員会は原子炉プラントの安全性については深層防護（defence-in-depth）思想を貫いており、そのため想定配管破断事故に対処出来るよう格納容器、緊急炉心冷却系および他の防護設備の設置を要求している。”

と書いてある。

さらに[1]には配管破断の結果生じる波及事象すなわち、

- (1) パイプホイップ
- (2) ジェット流
- (3) 区画内圧力上昇
- (4) 圧力、温度、湿度および放射性物質放出等の環境効果
- (5) 溢水

について防護手法が述べられている。その目的は配管破断が生じてもなお原子炉安全機能を確保することにある。機器類に対する具体的要求として優先順に

- (a) 配管系と機器類を分離し、距離をおいて設置する。
- (b) 配管に覆い（enclosure）をする。
- (c) 機器に覆いをする。
- (d) たとえば隔離弁を設置するなどしてシステムに裕度を持たせる。
- (e) 機器類を配管破断の影響に耐えるように設計する。
- (f) レストレントもしくは遮蔽板（barrier）を設ける。

等の対策を講じるものとしている。

これらの実用性について考えてみると、(a)は実現できれば十分に効果があるとは考えられるが、狭い格納容器内空間においてすべての機器にこれを適用するにはやや困難があると思われる。また(b), (c)の手法も格納容器内空間を一層狭くするものと考えられる。(d)は現実に実機に適用されており、たとえば主蒸気隔離弁を蒸気系配管に設けることによって万一格納容器内で配管破断が発生してもその影響がタービン建屋にまで波及することを防止している。(e)はたと

えば格納容器にジェット流が衝突してもこれに耐えうるように格納容器を設計することを示している。(f)は優先度は低いものの配管破断想定位置にレストレントを設置するなどして防護要求を満足する現実的方法として採用されている。一方、わが国では、波及事故に対処する設計基準として発電用軽水型原子炉施設に関する安全設計審査指針の中で，“指針5 飛来物等に対する設計上の考慮”として

“安全上重要な構築物、系統及び機器は、想定される飛来物、配管のむち打ち又は流出流体の影響から生じるおそれのある動的影響、熱的影響又は溢水によって原子炉の安全を損なうことのない設計であること。”

と抽象的ではあるが明確に記されている[3]。

格納容器、レストレント、ジェット遮蔽板等の機器類を、上述した(e), (f)および指針5における配管のむち打ち又は動的影響、熱的影響を考慮して設計するためには、ブローダウンにともなって生じる配管反力ならびにジェット流が衝突する機器類（以下これをターゲットと呼ぶ）に作用する圧力と温度を評価することが必要となる。

まず、配管反力の評価基準について述べればANSの設計基準〔1, 2〕では

$$F_T = C_T A_E P_0$$

で配管反力を評価している。 $C_T$ は摩擦なし流れの場合、飽和水放出の時（たとえばBWR再循環系配管破断の時）

$$C_T = 1.26$$

サブクール水放出の時（たとえばPWR1次冷却系もしくはBWR給水系配管破断の時）

$$C_T = 2.00$$

である。同時に管摩擦による $C_T$ の低下についても言及している。しかしながら、これらの $C_T$ 値は実験的に定めた値ではないためこれらの値で配管反力を評価しておけば十分なのかあるいは危険側なのか、さらには過度に保守的な設計となるのか不明であった。つぎにターゲットに作用する圧力と温度について述べると、〔1〕では配管反力の評価式ほどには設計者用に使いやすい形で圧力評価法は与えられていない。さらにターゲットに作用する温度については一層不明確である。そのため、防護設備が過度に保守的に設計されることが予想され、実際につきのような問題点が生じた。

(1) 原子炉建設費が上昇した。

(2) 供用期間中の定期検査が困難になった。

(1)は上述した $C_T$ 値によって配管反力を評価したため、レストレントおよびそのコンクリート基礎が必要以上に剛となり建設費が上昇したことを示している。

(2)は格納容器内部はとくにBWRにおいては非常に狭い、その中にレストレントを設置した結果検査員の立入りが困難になったことを示している。とくにレストレントは通常、配管曲管部の溶接線近傍に設置されることが多く、定検時において溶接部の非破壊検査のためにレストレントを現場から撤去せねばならない場合が生じており、この作業のために検査員の被曝量が増加するのが問題となる。

上述した問題点を緩和する手段としては、これらの防護設備を可能な限り効率的かつ合理的に設計しておくことが考えられる。そのためにはブローダウンにともなって生じる配管反力と

構造物に作用する圧力と温度の関係を評価することが重要となる。

本論文で報告するジェット放出試験は、このような背景のもとに配管反力およびターゲット上の圧力および温度等を実験的に把握し検証して詳細な実験データを蓄積し、上述した配管反力評価式の妥当性を評価し、さらにはより合理的な設計手法を提案する目的のもとに実施した。

## 1.2 研究目的

1.1 に述べた背景のもとに以下に示す研究目的を設定した。

- (1) ブローダウン時に生じる配管反力を明らかにする。
- (2) ジェット流がターゲットに衝突することによって生じた最高圧力を明らかにし、ターゲット上の圧力分布を求める。
- (3) ジェット流がターゲットに衝突することによって生じたターゲット上の最高温度を明らかにする。

(1)の目的が達成されれば、レストレントの必要剛性が決定され、同時にレストレント基部の必要剛性も明らかになる。さらに配管反力は、ホイップする配管とレストレントとの衝突現象を解析する際の外力として、構造解析コードの入力データとなる。

(2)の目的が達成されれば、破断口近辺に設置した機器類にジェット流が衝突した時の荷重が明らかになり、その結果想定破断位置と機器類との必要距離が算定される。このことは狭隘な格納容器内部空間における最適機器配置法に対し知見を与えるものである。

(3)の目的が達成されれば、1.1節中の指針5[3]に明記してある熱的影響が明らかとなる。(2), (3)の結果は、ジェット流が格納容器に衝突した際に生じる分布荷重および温度荷重を算定するための知見を与えてくれる。格納容器壁貫通口の一つに電線管貫通口があるが容器を気密構造とするため貫通口内をエポキシ樹脂で充填している。万一、流出したジェット流がこの電線管貫通口に衝突するとこのエポキシ樹脂が溶融し気密構造が破られることになる。(3)の結果はこのような事故状態におけるエポキシ樹脂の耐熱性能にも適用される。

## 1.3 研究内容

1.2 で述べた研究目的を遂行するためジェット放出試験を実施した。そのために配管破断試験装置を設計・製作した。本論文はこのジェット放出試験結果について報告し、考察を加えたものである。

配管破断試験装置はBWR および PWR, LOCA 条件のもとで試験配管を人工的に破断させて内部流体を大気中に放出する試験装置である。内容積約 4 m<sup>3</sup> の圧力容器に試験配管を接続し、飽和水もしくは加圧水を放出させジェット流を破断口の下流側にあるターゲットに衝突させた。

計測項目としては

- (1) 配管反力
- (2) ジェット衝突力
- (3) ターゲット上の圧力、温度

- (4) 試験配管内の圧力、温度
- (5) 圧力容器内水位

がある。

試験パラメータとしては

- (1) 初期系内圧力  $p_0$  ( 7 MPaもしくは 16 MPa)
- (2) 破断口径 D ( 4, 6, 8 インチ )
- (3) 放出口からターゲットまでの距離 H

の 3 種類を選んだ。

#### 1.4 内外研究機関によるこの方面的研究紹介と本研究の位置づけ

ジェット放出試験は圧縮性流体力学の見地に基づけば高圧貯槽から低圧空間内への内部流体放出と考えることが出来る。この場合必ず問題となるのが臨界流理論であって通常の圧縮性気体については理論体系が完成している[4]。臨界流と言うのは、よどみ圧  $p_c$  を有する高圧側圧力容器からノズルを介して圧力  $p_b$  なる低圧側空間へ圧縮性気体を放出する時、出口部における圧力が臨界圧  $p_c$  に達した場合に単位面積当たりの質量速度  $G$  が最大となる流れを言う。したがって、 $p_b \leq p_c$  とさらに背圧を下げても  $G \geq G_c$  と、なり得ないのである。

通常気体の臨界流理論からさらに進めて、これを軽水炉の冷却材喪失事故の面から考えてみる。この場合内部流体は水もしくは蒸気である。そして配管が破断してのち、内部流体は水と蒸気の 2 相流となる。2 相流の臨界流理論は軽水炉の安全性評価に極めて重要である。その理由は破断口から流出する  $G_c$  が既知となれば、格納容器内の圧力上昇率が算定できるし、喪失冷却水量を補給するのに必要な ECCS 水の給水量も算定できるからである。Moody は 2 相流の  $G_c$  値を  $p_0$  と  $h_0$  の関数として評価した[5]。彼の手法は簡明であるため広く設計に使用されているが実験値と比較して保守的すぎるとの評価がある。さらに Moody は 2 相流放出時の配管反力を評価した[6]。その中で理想気体の配管反力とジェット衝突力を摩擦なし流れの場合で

$$F_T = F_J = (1.26 p_0 - p_\infty) A_E \quad (1.1)$$

で与えている。我が国の通産告示 501 号[7]では(1.1)を BWR 蒸気放出時の配管反力評価式としている。ANS の設計基準 [1, 2] では

$$F_T = C_T A_E p_0 \quad (1.2)$$

で配管反力を評価している。 $C_T$  は摩擦なし流れの場合で、飽和水放出の時(たとえば BWR 再循環系配管破断の時)

$$C_T = 1.26 \quad (1.3)$$

サブクール水放出の時(たとえば PWR 1 次冷却系もしくは BWR 給水系配管破断の時)

$$C_T = 2.00 \quad (1.4)$$

である。同時に管摩擦による  $C_T$  の低下についても言及している。しかしながらこれらの値は実験的に定めた値ではないので、安全裕度を過大に見込む場合も予想され、その結果 1.1 節で述べたように防護設備が過度に保守的に設計されるようになったのである。本研究はこのような

事態を軽減させる目的のもとにこれらの値の正当性を実験的に確認し、より合理的な設計手法を導入するため実施した。

一方ジェット流を受けるターゲット上の圧力挙動に関しては北出ら[8, 9, 10], Kastner ら[11, 12, 13], Kanzleiter [14]および西独 HDR による試験が報告されている[15]。

MHI の北出らは  $p_0 = 7 \text{ MPa}$  と  $15 \text{ MPa}$  のもとで  $D = 12, 21, 43 \text{ mm}$  の破断ノズルを用いて  $H = 150, 260, 290, 400 \text{ mm}$  として、加圧水の放出試験を行い配管反力ならびにターゲット上の圧力分布ならびにそれらを評価するための実験式を作成した。しかしながら、圧力容器から放出口までの管摩擦は考慮しておらず、また最大放出口口径も  $43 \text{ mm}$  であるがゆえに実機大口径配管破断時の事故時荷重を評価するにはやや無理があると思われる。

KWU の Kastner らは内容積  $8.3 \text{ m}^3$  の圧力容器と  $D = 10, 23, 50, 65 \text{ mm}$  の放出ノズルを用い  $p_0 = 3, 5, 7.5$  および  $10 \text{ MPa}$  とし  $H/D$  を  $0.25$  から  $10$  まで変えて飽和水によるジェット放出試験を実施した。そして配管反力とターゲット上の圧力分布を求めた。特に誤差関数型の実験式を用いてターゲット上の圧力分布を評価している。しかしながら最大圧力が  $10 \text{ MPa}$  であるため PWR. LOCA 条件の配管破断試験については実施していない。

Battelle-Frankfurt 研究所の Kanzleiter は内容積  $5.3 \text{ m}^3$  の圧力容器と PWR における蒸気発生器を模擬した  $0.7 \text{ m}^3$  の付属圧力容器を用い口径  $100 \text{ mm}$  のノズルを使用して  $H = 240 \text{ mm}$  として  $p_0 = 14 \text{ MPa}$ ,  $T = 285^\circ\text{C}$  のもとで放出試験を行い、配管反力とターゲット上の圧力分布を求めた。しかしながら、[14]では試験結果のみが報告されているにすぎず、また BWR. LOCA 条件の配管破断試験については実施していない。

MHI と KWU による放出試験は原研の試験体系と比較して破断口径が小さい。大口径破断によるジェット放出試験は西独の HDR で行われた。 $D = 450 \text{ mm}$ ,  $H/D = 2$  として  $p_0 = 7 \text{ MPa}$ , 温度 =  $220^\circ\text{C} / 70^\circ\text{C}$  のもとで 1 次系給水側配管破断を模擬した。測定項目は配管反力とターゲット上の圧力分布であった。しかしながら、この試験は計算コードの検証に実施された色彩が強く、また  $p_0$ ,  $H$ ,  $D$  等を広範に選んで試験したものではない。そのため[15]では試験結果のみが報告されているにすぎず、試験結果は設計用にまとめられてはいない。また著者の知る限りでは米国はジェット放出試験を実施していない。

つぎにジェット流を受けるターゲット上の圧力分布を計算するコードの現状について述べる。自由空間におけるジェット流の熱力学的状態量、たとえば圧力、温度、粒子速度を計算するには当然のことながら 2 次元もしくは 3 次元解析が必要になる。そのためのコードとしては BEACON, CSQ, TRAC, K-FIX, DRIX 等がある。いずれのコードも米国でその濫觴を見た。

BEACON コードは EG & G アイダホで開発されたコードで質量、運動量、エネルギー保存式から成る 6-equation 型熱的非平衡コードである。これはステップ数 40000, サブルーチン数 120 を有する巨大コードであるが自由空間内流体に空気を適用できるという利点がある。

KWU の Mohammadian らは BEACON コードで自社データ[13], Battelle-Frankfurt 研究所の試験データ[14]および HDR データ[15]を解析した[16]。彼等は以上 3 者の試験体系をモデル化するにあたって、計算時間を節約するため圧力容器から配管放出口までのモデル化を省略した。すなわち放出口からターゲットまでの自由空間のみを解析対象とし、初期条件を放出口

の流体条件で与えた。ターゲット上の圧力分布に関する計算結果は試験結果の±20%であった。

CSQコードはSNLで開発された2相流熱的非平衡コードである。SNLのTomaskoらはTRACコードとCSQコードを用いてすでに述べたKWU[13], Battelle-Frankfurt研究所[14]およびHDRで実施した試験結果[15]を解析した[17][18]。TRACによる解析では放出口圧力、質量流量、ジェット衝突力[14]と比較した。この3種のデータについて計算結果は試験結果の±10%, ±20%, ±100%であって特にジェット衝突力について差が大なることからターゲット上の圧力分布に関する計算結果はよい一致をみなかったことがこの値から推定できる。CSQコードによる解析では[13]をもとにターゲット上の圧力分布を計算した。計算結果は試験結果の±10%であった。

Battelle-Frankfurt研究所のFischerらはKWUデータ[11], 自社データ[14], およびHDRデータ[15]をもとにK-FIXコード[19, 20]を用いて解析した[21]。彼等はHDRモデルを解析している過程で始めBEACONを使用したが数値不安定が生じたのでこれを断念しK-FIXに乗り変えた。[21]の中で、彼等はBEACONは余りにも巨大すぎて非能率であること、その点K-FIXはステップ数4000であって手頃であることを強調している。またK-FIXは自由空間を空気で満たすことはできないという欠点を有するが、この必要はないとしている。彼等も放出口からターゲットまでの自由空間のみを解析対象とし、初期条件を放出口の流体条件で与えた。K-FIXによる解析の結果、ターゲット上の圧力分布について計算結果はBattelle-Frankfurt研究所データ[14]では-80%, HDRデータ[15]では±30%であって誤差が大であった。そこで自由空間における蒸発率を小にして再度計算してみたが、やはり計算結果と試験結果とは一致しなかった。

DRIX-2Dコード[22, 23, 24]はSOLA-DFコード[25, 26]を母体としてKfKで開発された熱的平衡コードである。そのためエネルギー式は1個でよく、さらに気液相対速度を計算するのに繰り返し計算のかわりにdrift-flux-modelを用いてこれを解析的に解いている。そのため計算時間の節約が計れるという長所を有する。KfKのKatzはDRIXコードを用いてHDRデータを解析した[27]。さらに磯崎らはこのコードを原研データ[28]の解析に使用した[29, 30, 31]。

最後に原研で実施したジェット放出試験に関する研究を述べる。矢野らは、RELAP4/MOD5コード[32]およびDEPCO-MULTIコード[33]を用いて、PWR LOCA条件における配管反力を解析した[34, 35, 36, 37, 38]。さらにジェット流を受けるターゲット上の最大圧力を評価する実験式を作成した[39]。宮崎らは配管反力を計算するため、RELAP4コードのポスト・プロセッサBLOWDOWNを作成した[40]。磯崎らは圧力容器からの質量流量を計測し、この値をもとに配管反力を求めた[41, 42]。しかしながら、これらの報告は試験実施の過程において順次公表されたものであるため、1個もしくは最大でも5個程度のジェット放出試験結果をもとに考察が加えてある。そこで磯崎らは原研で実施したすべてのジェット放出試験を洗い出して配管反力とターゲット上の最大圧力分布を評価する実験式を作成し実機配管破断事故時における適用を計った[43, 44]。さらに、配管反力とターゲット上の圧力分布に関する研究と比較すれば、ジェット流がターゲットに衝突した結果生じたターゲット上の温度上昇に関する研究は、ほとんどなされていない。そこで磯崎らは原研で実施した試験結果をもとにターゲット上の温度上昇について実験式を作成し、実機配管破断時における周辺機器構造物の温度上昇への適用

を計った[45]。

原研で実施したジェット放出試験と他機関による試験とを比較するため、さらには試験結果への計算コードの適用状態を明確にするため、Table 1.1を作成した。表の左側に試験装置の仕様が、右側に使用コードが示してある。この表より、著者の試験装置は HDR 試験にその規模において劣るものの他の研究機関と比し実機規模に近いこと、また試験に当っては BWR / PWR. LOCA 両方の試験を実機流体条件のもとで系統的に実施したこと、さらにはジェット放出試験の主要パラメータである H/D を 1, 2, 5, 18 と広範に選んだことに実験的価値が大であることが特徴であることが分かる。

Table 1.1 Overview of jet discharge experiment and computer codes

affiliation	volume of pressure vessel(m <sup>3</sup> )	BWR conditions				PWR conditions				computer codes			
		max. pipe diameter(mm)	max. distance (m)	saturated water	pressurized water	max. pipe diameter(mm)	max. distance (mm)	pressurized water	BEACON	CSQ	TRAC	K-FIX	DR IX-2D
JAERI	4	170	2500	● $p_o = 7 \text{ MPa}$	----	170	2395	●	----	----	----	----	● [31]
MHI [8, 9, 10]	---	43	400	---	● $p_o = 7 \text{ MPa}$	43	400	●	----	----	----	----	----
KWU [11, 12, 13]	8.3	65	195	● $3 \leq p_o \leq 10$	----	----	----	● [16]	● [18]	● [17]	● [21]	● [21]	----
Battelle-Frankfurt [14]	5.3	---	---	---	---	100	240	● $p_o = 14 \text{ MPa}$	● [16]	----	● [17]	● [21]	----
HDR [15]	70	450	900	----	● $p_o = 7 \text{ MPa}$	----	----	● [16]	----	● [17]	● [21]	● [21]	● [27]

symbols: ● = yes, ---- = no. The square brackets indicate the reference.

## 1.5 各章の内容梗概と本論文の特徴

この論文は全部で8章と付録から成る。第1章では研究目的と位置づけについて述べた。第2章では試験装置、試験方法について述べる。第3章には原研で実施したジェット放出試験の一覧表を示す。第4章から第7章までが本論文の骨子を構成している。第4章ではブローダウンにともなって生じる配管反力に関し考察する。第5章では、第3章に示した全部で14個の試験のうち、有効データを採取した11個の試験結果について全体的に考察を加え、配管反力とジェット流を受けるターゲット上の最高圧力について実験式を作成し、実機配管破断事故時への適用を計った。第6章では、12個の試験結果に基づき、ターゲット上の最高圧力と最高温度との関係について考察を加え、ターゲット上の最高温度を評価する実験式について報告する。第7章では原研で実施した試験について、KfKが開発した2次元熱的平衡コードDRIX-2Dコードによる解析を報告する。第8章は全体結論である。付録ではDRIX-2Dコードの保存式、構成方程式等基礎式について説明する。つぎに本論文の特徴を述べる。

- (1) 1.4節で述べたように、BWR/PWR. LOCA条件のもとで4, 6, 8インチ試験配管を用いて放出口からターゲットまでの距離をパラメータとしてジェット放出試験を系統的に実施した。
- (2) 圧力容器水位計出力と圧力容器吊り下げロードセル出力をもとに質量流量計測手法を示した。この値を用いて配管反力評価手法を示し、4, 6, 8インチ配管による3個のブローダウン試験結果と照合してその正当性を明らかにした。
- (3) 耐ジェット流構造物設計に際し基本的荷重となる配管反力とターゲット上の圧力について、またターゲット上の最高温度についてこれを実験式で表示した。従来からのANSI規準に則った設計手法の代わりに著者が作成した実験式を使用すれば配管破断時の防護設備をより合理的に設計することが期待できる。
- (4) 2次元熱流体解析コードを用いて圧力容器、配管および自由空間から成る系の熱力学状態量を計算した。

最後に本研究の工学的有用性について述べる。この研究で得られた成果は、想定配管破断事故の結果流出したジェットが格納容器内で隣接機器構造物に衝突する場合、その構造物に生じる最大圧力と最高温度さらにはそれらの分布挙動および最大配管反力を評価する上で工学的有用性を見ることができる。耐ジェット流構造物を設計するに当ってはこれらの情報が設計者に必要である。しかしながら、これまで試験データが系統的に整備されていなかったため従来の設計手法では必然的に過度に保守的設計手法に頼らざるを得なかつたのが実情である。本論文では試験結果をもとに、これらの情報を整理しまとめあげかつ実験式の形で表現したため、設計者に使いやすい形となっている。

以上に述べたようにこの論文はジェット放出によって生じる現象を解明するため試験を実施し、試験結果を実験式と理論計算との面からまとめ集大成したものである。

## 2. 試験装置と試験方法 [46]

### 2.1 配管破断試験装置

配管破断試験装置はジェット放出試験とパイプホイップ試験をBWRおよびPWR. LOCA条件のもとで実施できるよう設計・製作した装置である[46]。本報で述べるBWR. LOCA条件とは圧力容器圧力 = 6.86 MPa, 圧力容器内流体温度 = 285 °Cの条件を言い, またPWR. LOCA条件とは加圧器内圧力 = 15.68 MPa, 加圧器内流体温度 = 345 °C, 圧力容器内流体温度 = 325 °Cの条件と定義する。これらの2つの試験条件は実機のBWRおよびPWRの通常運転時における圧力と温度条件から設定した。実施したすべての試験はいずれも上記2条件のどちらかを初期状態とした。

Table 2.1に装置の設計条件を示す。Fig. 2.1に装置の全体配置図を, Fig. 2.2に装置の流れ図を示す。Photo 2.1にピット内から見た上下2本の放出ノズルを示す。試験はすべてピット内で実施し, ミサイルが飛散するこがないように密閉空間内で配管を破断させた。Fig. 2.1, Photo 2.1に示すように圧力容器には外径216 mm, 内径170 mmなる2本の放出ノズルが設置してある。これらのノズルはBWR. LOCA条件において蒸気放出を上部ノズルで, 飽和水放出を下部ノズルで実施するために設置したものである。しかしながら, ピット床面から高さ5500 mmの位置にある上部ノズルに試験配管を接続することは実験技術上困難を窮めた。そこで蒸気放出試験はこれを断念し, すべて下部放出ノズルに補助配管と試験配管を順次接続した。したがって本論文で述べる放出試験はBWR. LOCA条件における飽和水の放出試験とPWR. LOCA条件における加圧水の放出試験からなる2種の試験である。

Table 2.1 Design specification of testing facilities

item	specifications
design pressure	16.66 MPa
design temperature	355 °C
volume of pressure vessel	4 m <sup>3</sup>
maximum diameter of test pipe	8 inch (= 216.3 mm O.D)
electric power of heater	400 kW
electric power of pressurizer	30 kW
cooling power of drain cooler	180 kW
breaking method of rupture disk	electric arc method

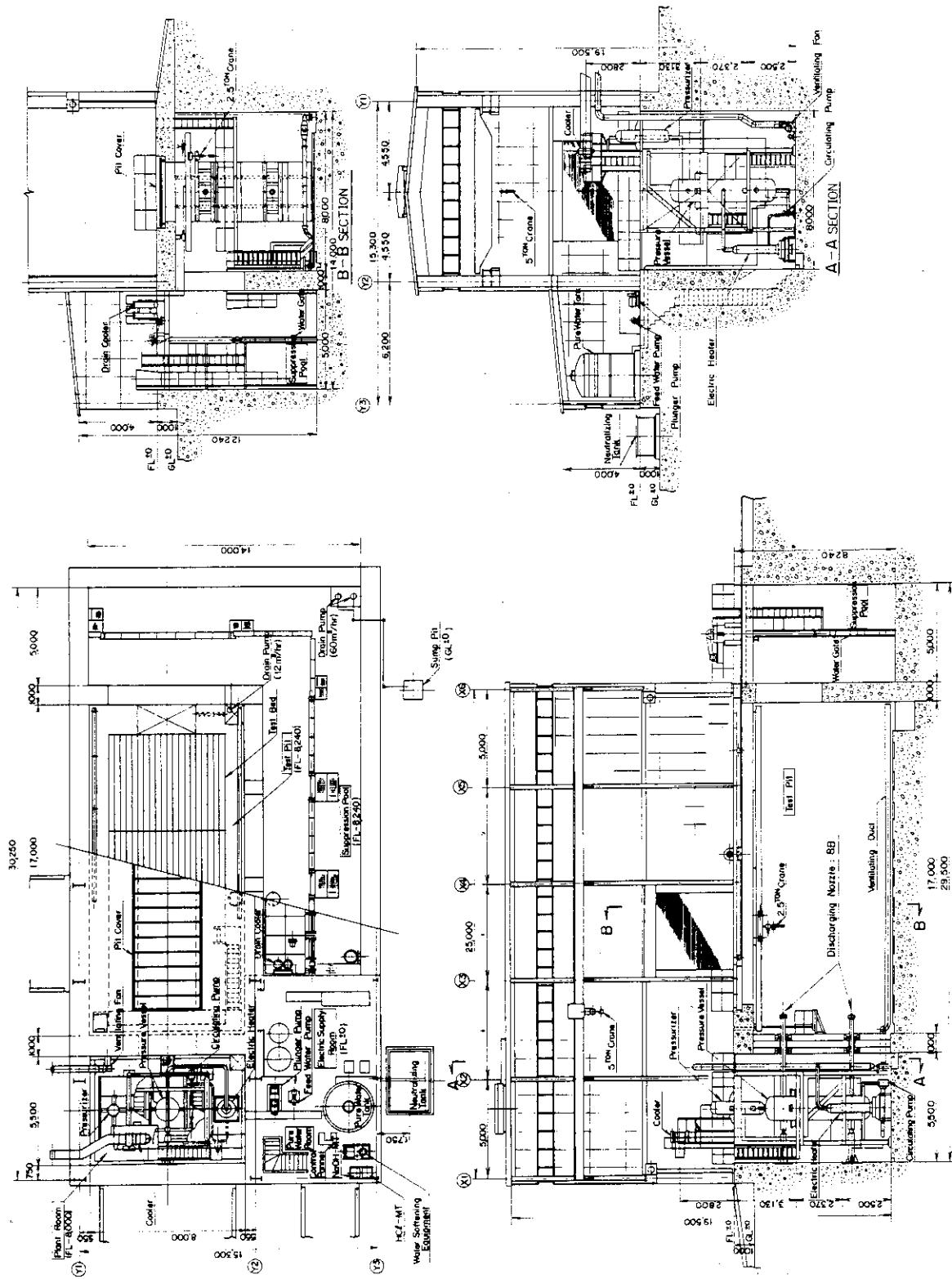


Fig. 2.1 Overview of testing facilities (46)

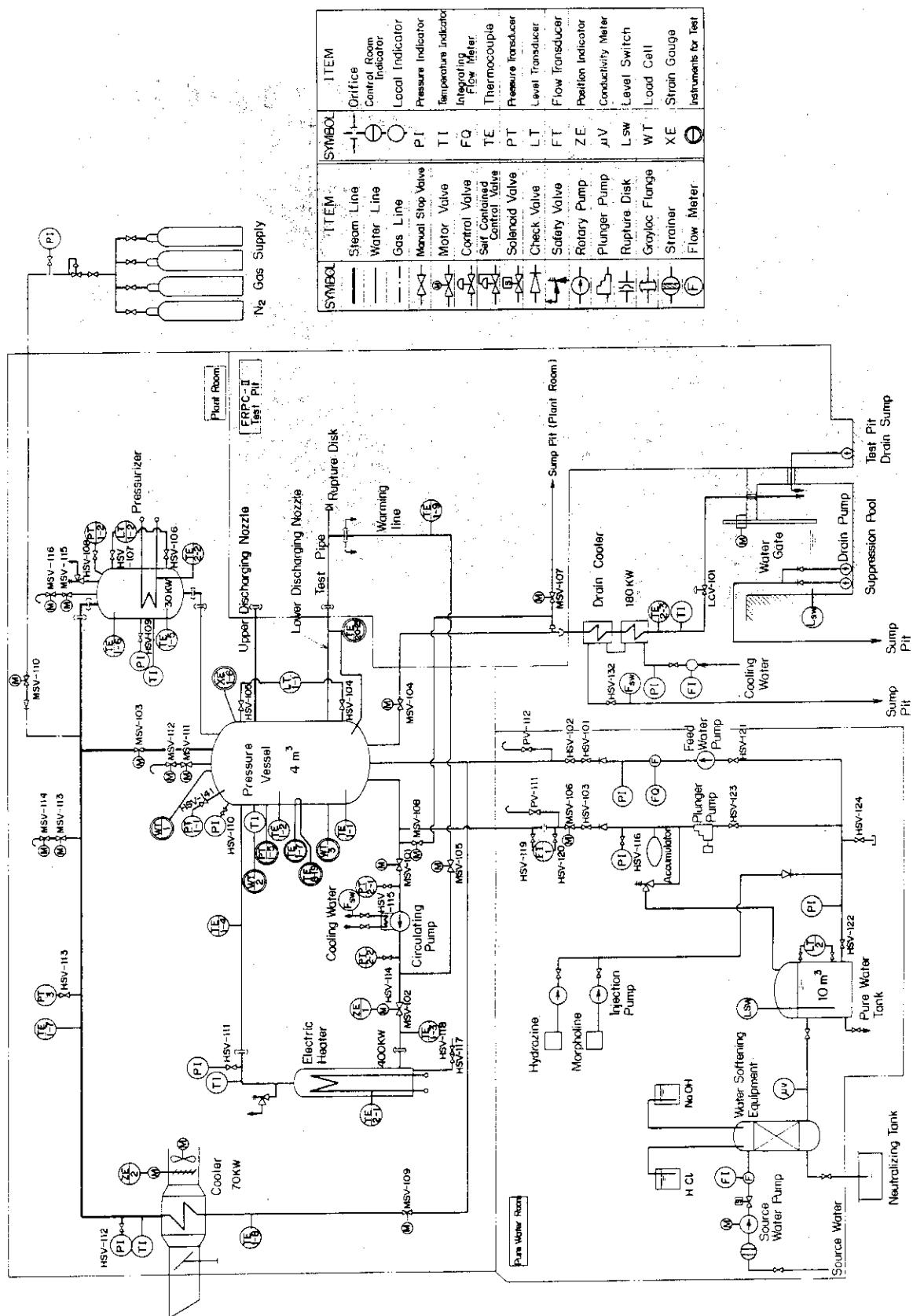


Fig. 2.2 Flow diagram of testing facilities [46]

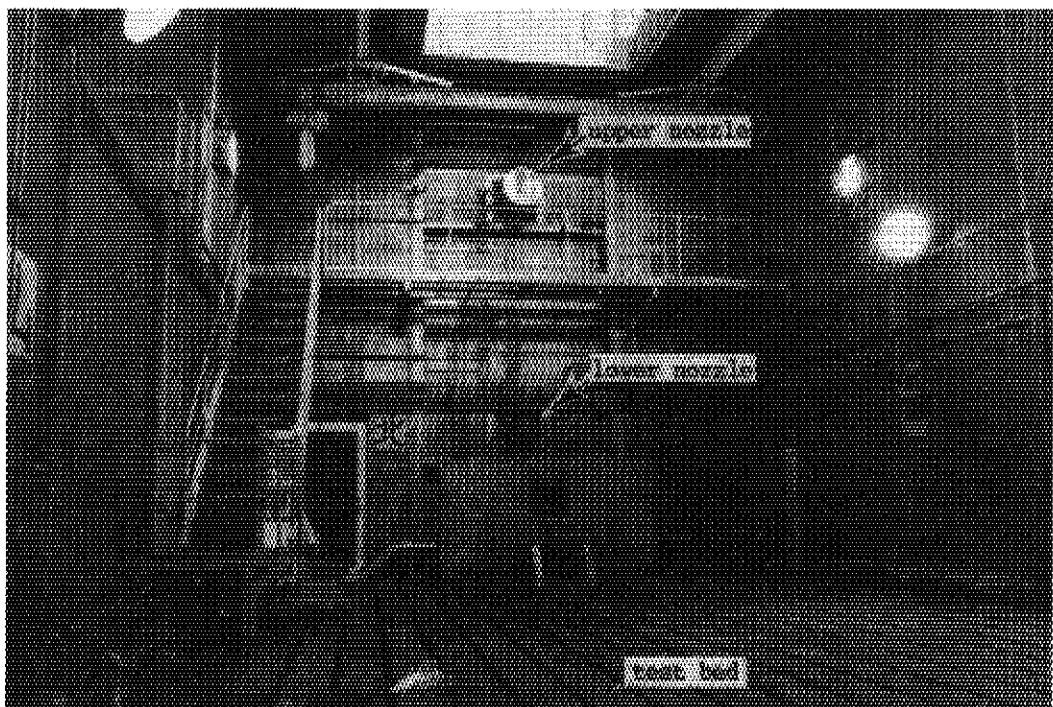


Photo 2.1 Lower and upper discharge nozzles

圧力容器の詳細を Fig. 2.3 に示す。圧力容器は内径 1000 mm, 内のり高さ 5280 mm で, 250 kN ロードセルを介して吊り下げられている。このロードセル (WU101) は配管が破断してのち質量流量を計測するために設置したものである。質量流量を計測する他の手段として圧力容器内に水位計 (WU115) を設置した。この水位計は BWR. LOCA 条件作成時において圧力容器内初期水位設定にも利用した。

BWR. LOCA 条件を作成する場合は圧力容器内圧力 = 6.86 MPa, 圧力容器内流体温度 = 285 °C である飽和状態となるように加熱器電気出力を制御した。そして加圧器は使用しない。圧力容器初期液面は Fig. 2.3 に示されるように常に容器底から 4000 mm とした。

PWR. LOCA 条件作成の場合には加圧器を使用する。加圧器は内径 500 mm, 内のり高さ 2680 mm である。この試験条件においては加圧器内は圧力 = 15.68 MPa, 流体温度 = 345 °C なる飽和状態となる。そして圧力容器内は 325 °C のサブクール水で満たされる。したがってサブクール度は 20 °C である。加圧器内初期水位は加圧器底より 1340 mm と, 常に一定値とした。

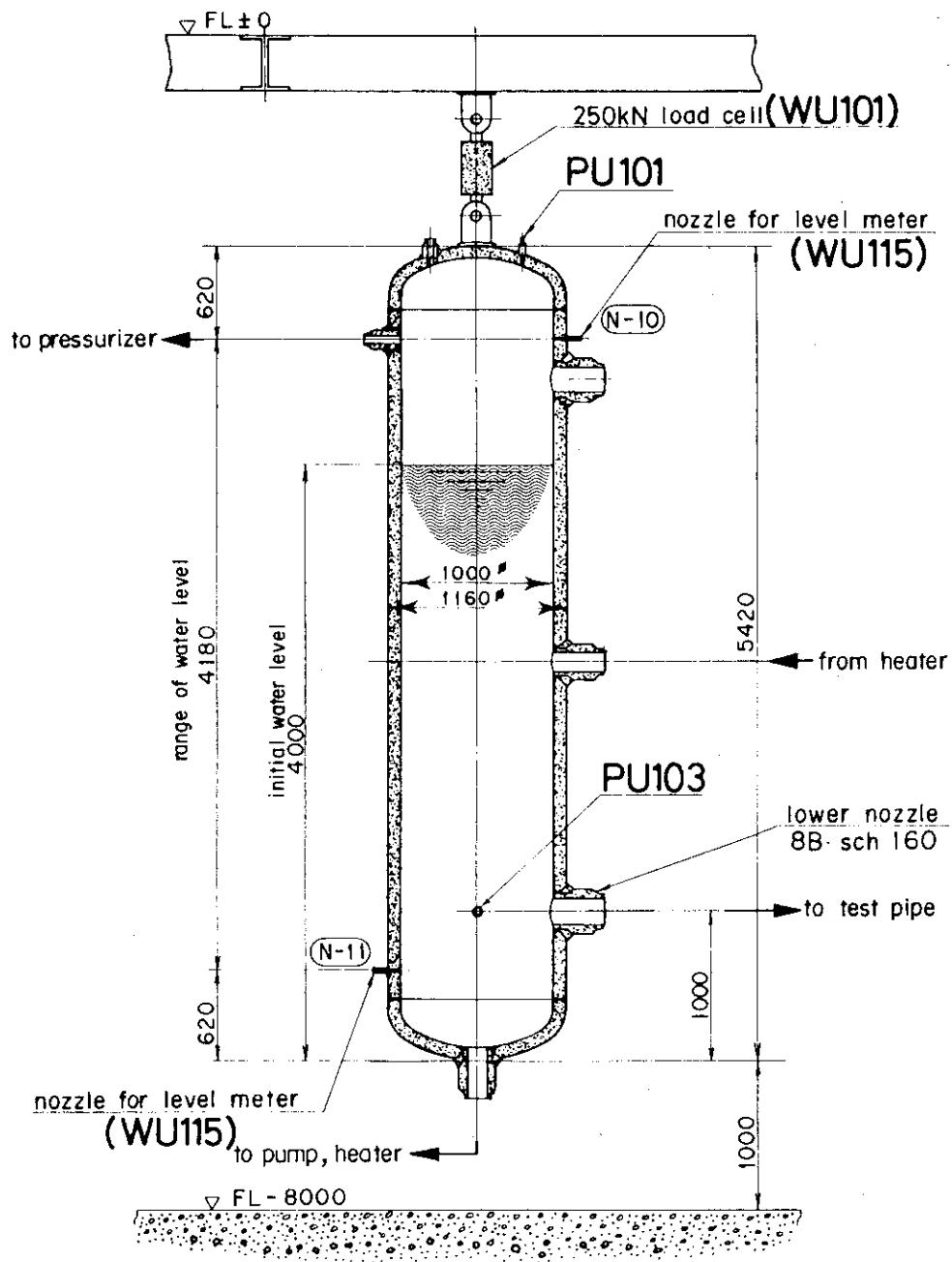


Fig. 2. 3 Pressure vessel [41, 42]

## 2.2 試験配管の破断方法

2.1 節で述べたBWRもしくはPWR, LOCA条件が作成されたのち、試験配管を人工的かつ強制的に破断して内部流体ピット内に放送出する。ここでは配管の破断方法について述べる。本報で述べる破断はすべてギロチン破断と呼ばれる周方向片側破断であり、スプリット破断と呼ばれる軸方向破断に関する試験は一切実施しなかった。

周方向破断を模擬するため、ラプチャディスクを試験配管先端に設置しこれをアークによる放電で破断した。配管の周方向破断には従来よりラプチャディスクが利用されてきたが、この破断方法が実験技術上の困難な所であった。ラプチャディスクを任意の圧力のもとで人工的にかつ遠隔操作で破断する方法として、これまで

- (1) 槍で突く。
- (2) 差圧で破る。

方法が採用されてきた。ところが著者の試験装置では、ジェット放出試験とパイプホイップ試験の両方を実施するため、以下の点に注意する必要があった。

(A) ジェット放出試験を実施するにあたっては、破断用機器がジェットの流れを乱すことがあってはならない。

(B) パイプホイップ試験を実施するにあたっては、破断用機器がホイップする配管の付加質量になってはならない。さらにホイップする配管の自由運動を拘束することがあってはならない。

(1)の槍による破断方法は上記(A), (B)の観点から、さらに(2)の差圧による方法は(B)の観点からして配管破断試験には不適当であった。そこで著者の試験では動力炉・核燃料開発事業団が開発し、特許化したアークによる金属薄板の破断方法[47]を利用することにした。

Photo 2.2 にRUN5905に使用したラプチャディスクを示す。ディスクには6個の切れ目を入れてある。Photo 2.3 にアーク用電極を模擬ラプチャディスクに設置した状態を示す。Photo 2.4 にRUN 5905における電極設置状況を示す。重量約50 g の銅製の電極をラプチャディスク中心に設置し、これを正極とする。一方配管側を接地側にして正極と接地側との間にDC 270 V, 500 A から 1000 A の全波整流型直流を通電させる。その結果電極とラプチャディスクの間にアークが発生しラプチャディスクを破損させるのである。Photo 2.5 にRUN 5905に使用した破断後のラプチャディスクを示す。

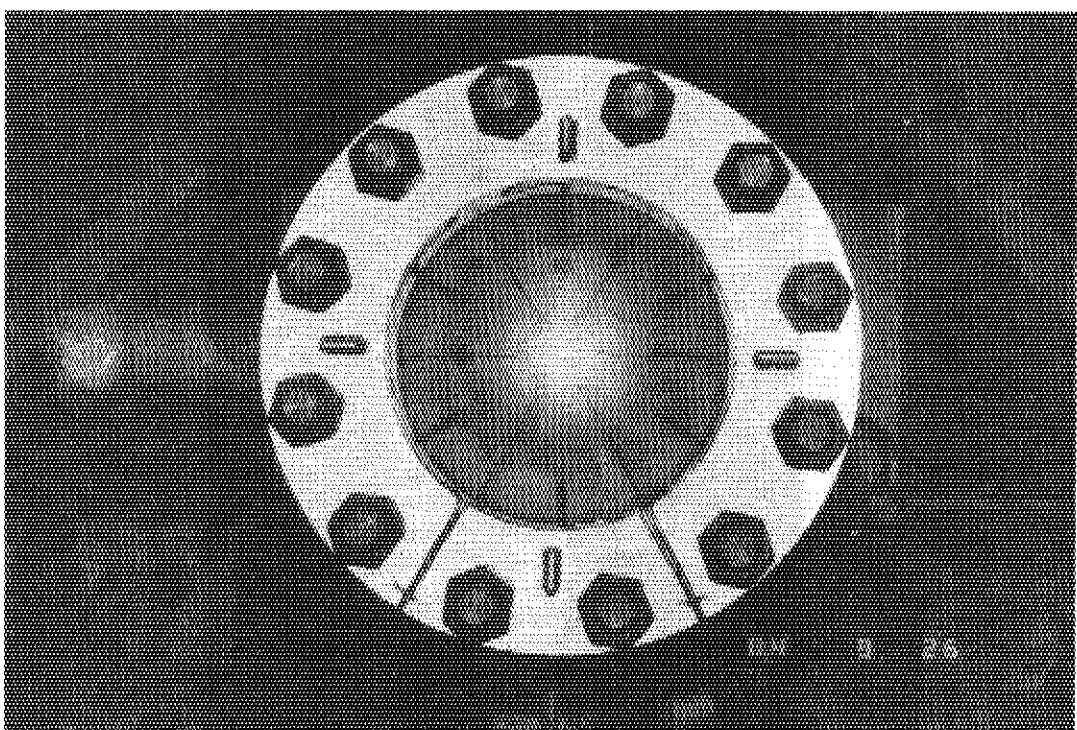


Photo 2.2 Rupture disk in RUN 5905

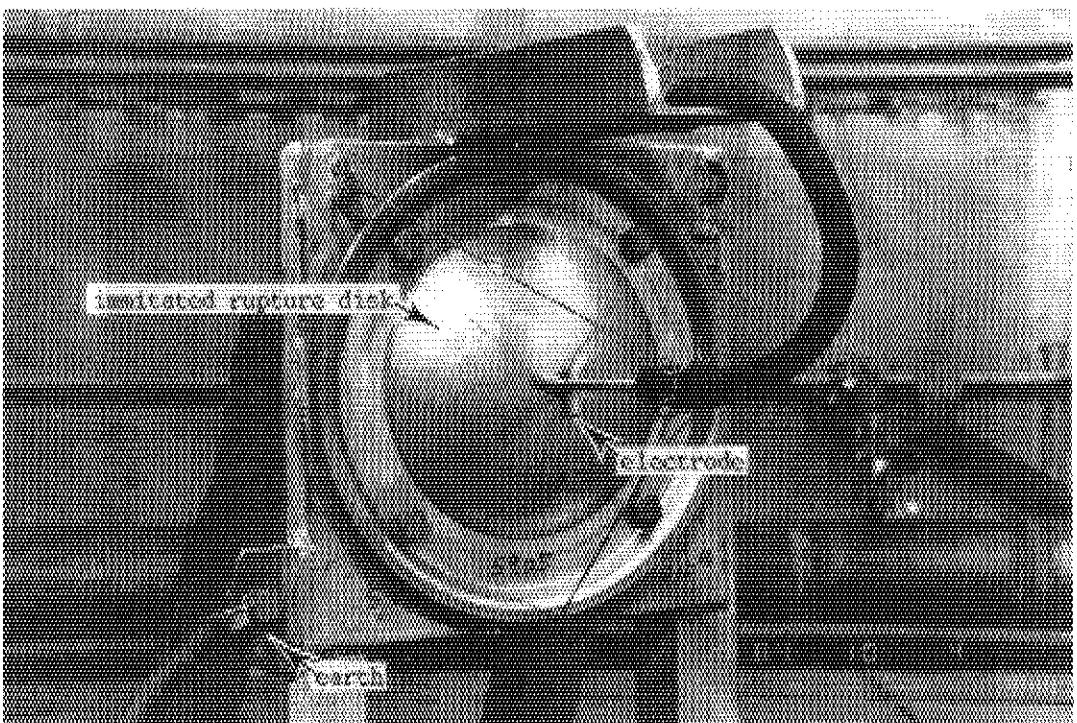


Photo 2.3 Overview of breaking rupture disk

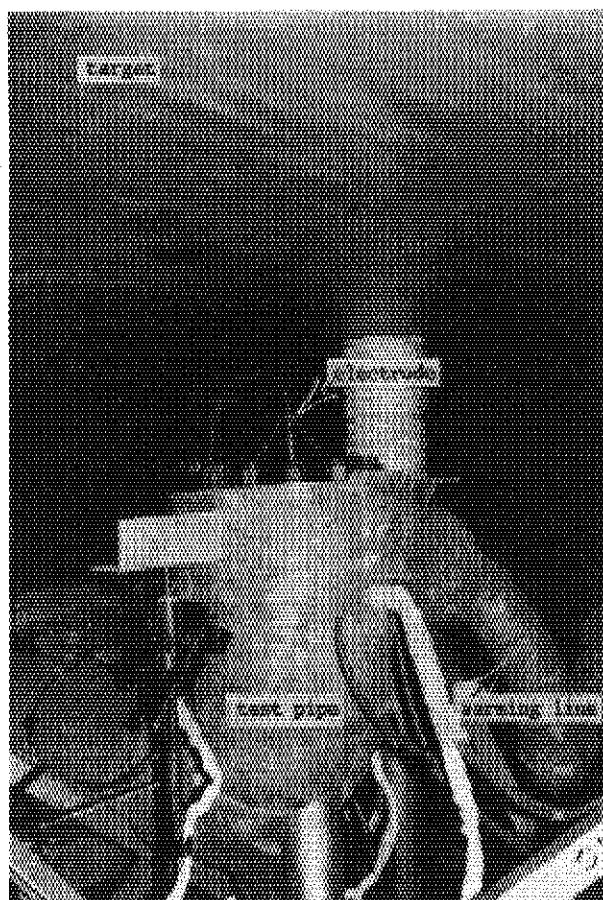


Photo 2.4      Electrode attached on rupture disk in RUN 5905

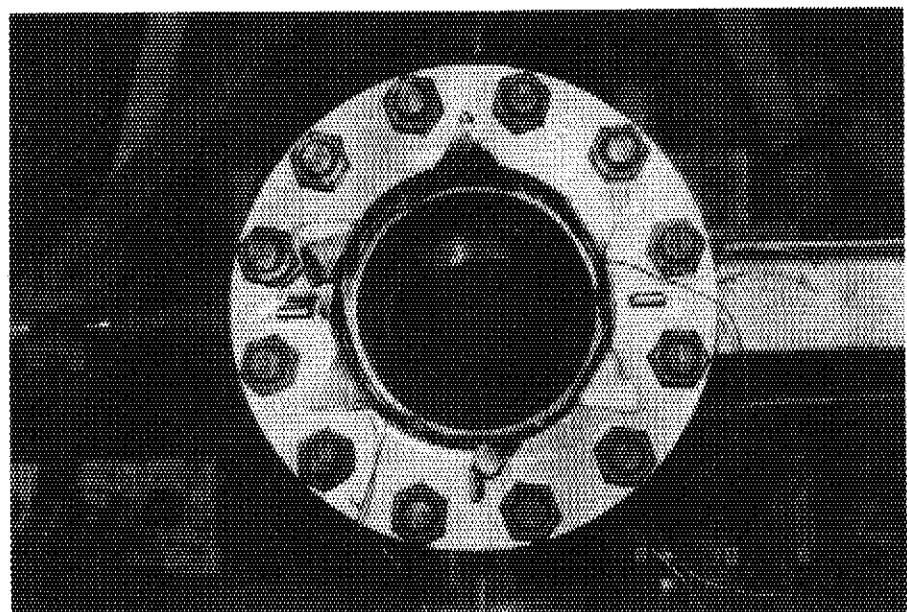


Photo 2.5      Rupture disk after RUN 5905

## 2.3 試験方法

BWR. LOCA 条件もしくは PWR. LOCA 条件が作成されて後、ラプチャディスクをアーク放電によって破断し、内部流体を自由空間に放出させる。放出された内部流体は高速のジェット流となって破断口より下流側に設置したターゲットに衝突する。これがジェット放出試験の試験内容である。

ジェット放出試験の代表例として Fig. 2.4 と Fig. 2.5 に RUN 5905 の試験体系を示す。RUN 5905 は PWR. LOCA 条件におけるジェット放出試験である。Fig. 2.4 は全体配置であり、Fig. 2.5 は破断口近辺の詳細図である。さらに Photo 2.6, 2.7 にこの試験の状態を示す。他の試験でも試験配管口径と、放出口とターゲットとの距離が変わるだけで基本的な試験形態はこの Fig. 2.4 と Fig. 2.5 で一般的に説明できる。ただし、BWR. LOCA 条件の試験では加圧器を使用せず、圧力容器内に飽和状態を作成する事はすでに 2.1 節で述べた。Fig. 2.5 と Photo 2.6 に示したように放出口より上流側 180 mm の位置に暖管を接続し、これを Fig. 2.2 に示した循環ポンプの出口側に接続した。その結果、循環水はポンプの出口から暖管を通って試験配管の先端に入り、試験配管内を流れ圧力容器へ戻ることになる。このように暖管は試験配管内によどみ水を生じさせない上で重要である。

破断直前の系内圧力、すなわち初期圧力は圧力容器に設置した 0.5 級ブルドン管式圧力計から得た。また試験配管と圧力容器内流体の初期温度は 3.2 °C. A 熱電対の出力を温度ロガー上に印字させた。通常 12 点程度の熱電対出力を冷接点を介してロガーに接続し印字させた。試験条件作成過程の段階では印字周期 10 min としたが、試験条件達成後から破断に至る間の約 10 min 間は最少印字周期 1 min で印字した。この値をもとに初期温度を定めた。

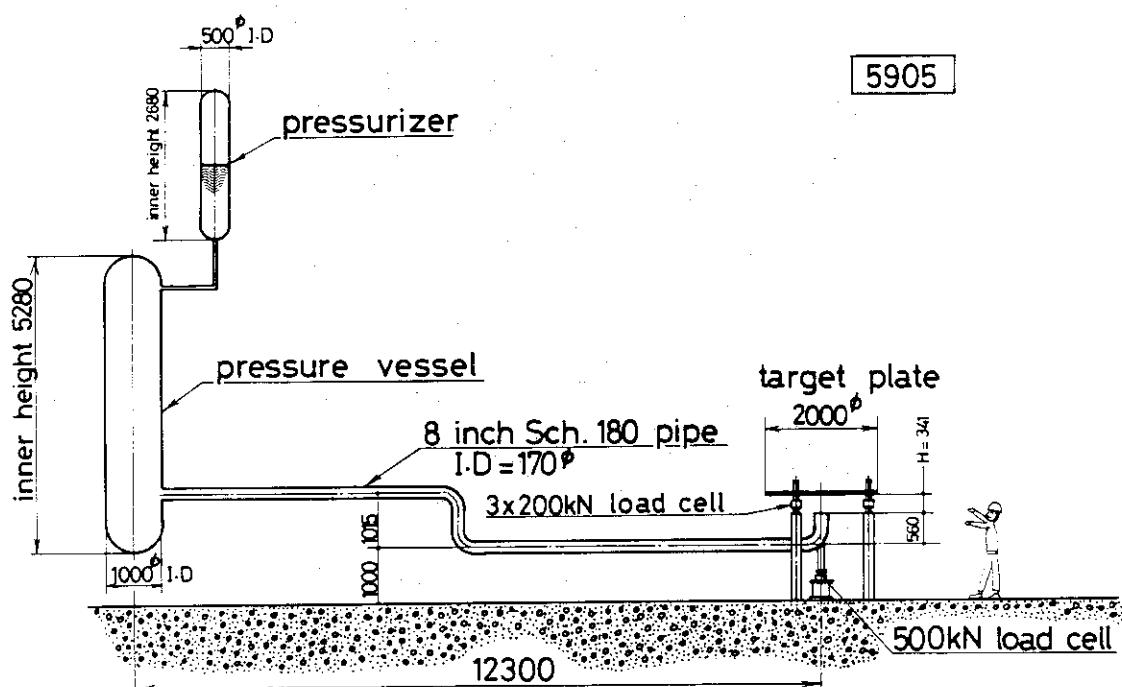


Fig. 2.4 Experimental setup of RUN5905 [43,44]

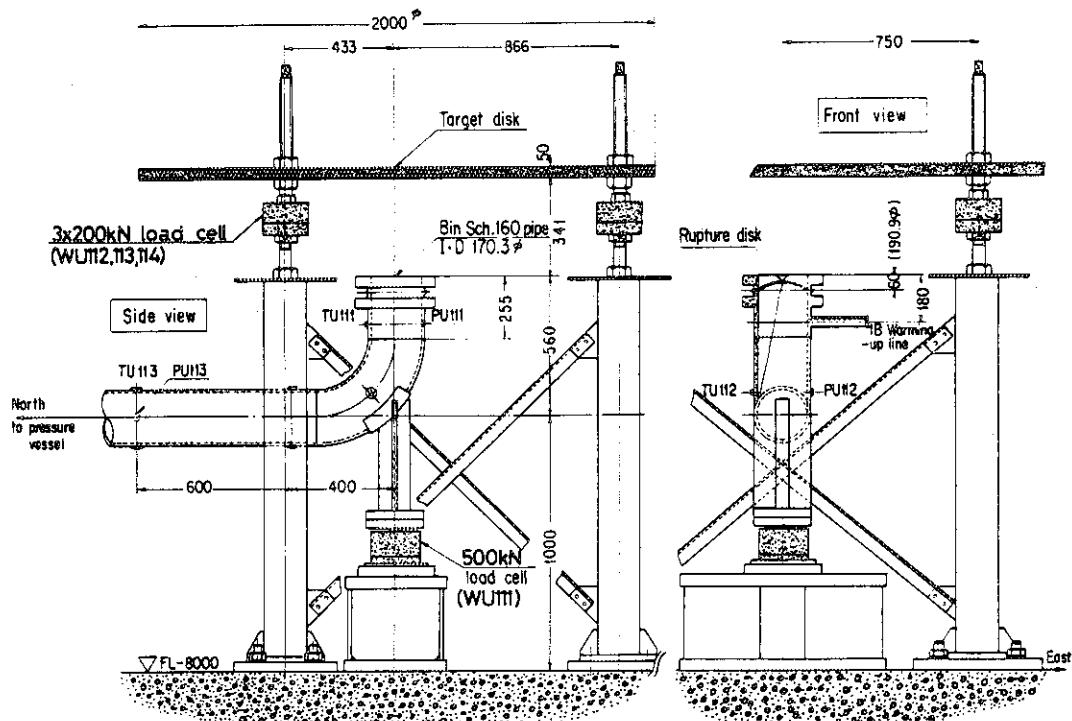


Fig. 2.5 Experimental setup of RUN5905 near pipe exit [43,44]

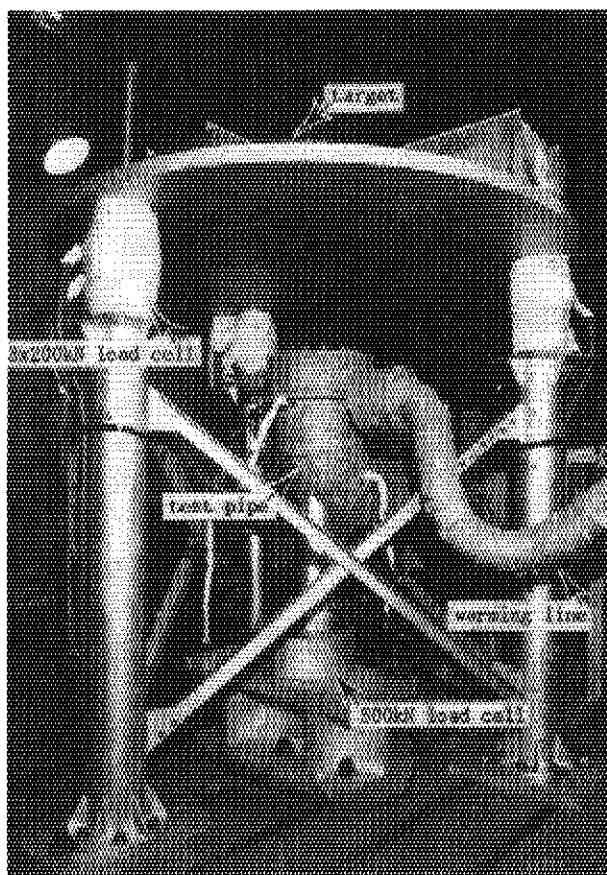


Photo 2.6 Overview of test pipe and target in RUN5905  
[43, 44] (see also Fig. 2.5)

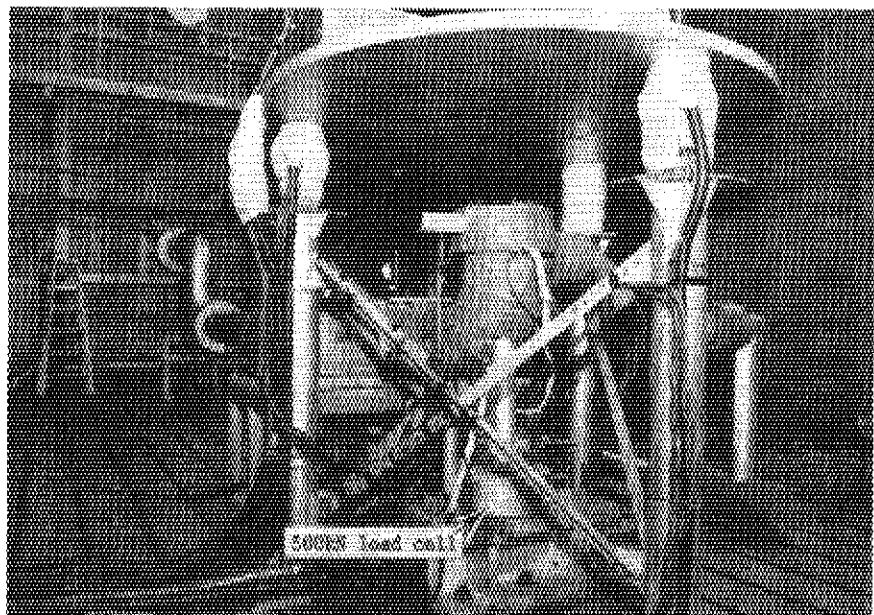


Photo 2.7 Overview of test pipe and target in RUN5905  
(see also Fig. 2.5)

Fig. 2.6 に RUN 5905 で使用した試験配管と補助配管を示す。補助配管は圧力容器と試験配管とを接続する配管である。この 2 本の配管に水冷式圧力計（記号は PU）と C.A 熱電対（記号は TU）とを設置した。この圧力計は、ブローダウンにともなって生じた希薄波の伝播挙動を知るために設置した。これらの計測器を配管試験体に設置してのち、エアー抜きを行なった。Fig. 2.7 と Photo 2.8 に圧力計とその水冷アダプタ[39]を示す。圧力計は常温使用の半導体ゲージ型の圧力計を使用した。C.A 熱電対は 3.2  $\phi$  非接地型と 0.3  $\phi$  接地型との 2 種を試験配管内に設置した。3.2  $\phi$  熱電対は温度ロガーによる初期温度計測用に、0.3  $\phi$  熱電対はブローダウン後の流体温度計測用に使用したが 0.3  $\phi$  熱電対はブローダウン後すぐに断線して現実にはデータを得られなかった。

配管反力を計測するため、Fig. 2.4, 2.5 および Photo 2.6, 2.7 に示したように破断口に一番近い上流側エルボに 500 kN ロードセルを設置した。ターゲットは 3 本のターゲット支柱で支持されており、この支柱に 3 個の 200 kN ロードセルを設置して、その出力和をジェット衝突力とした。

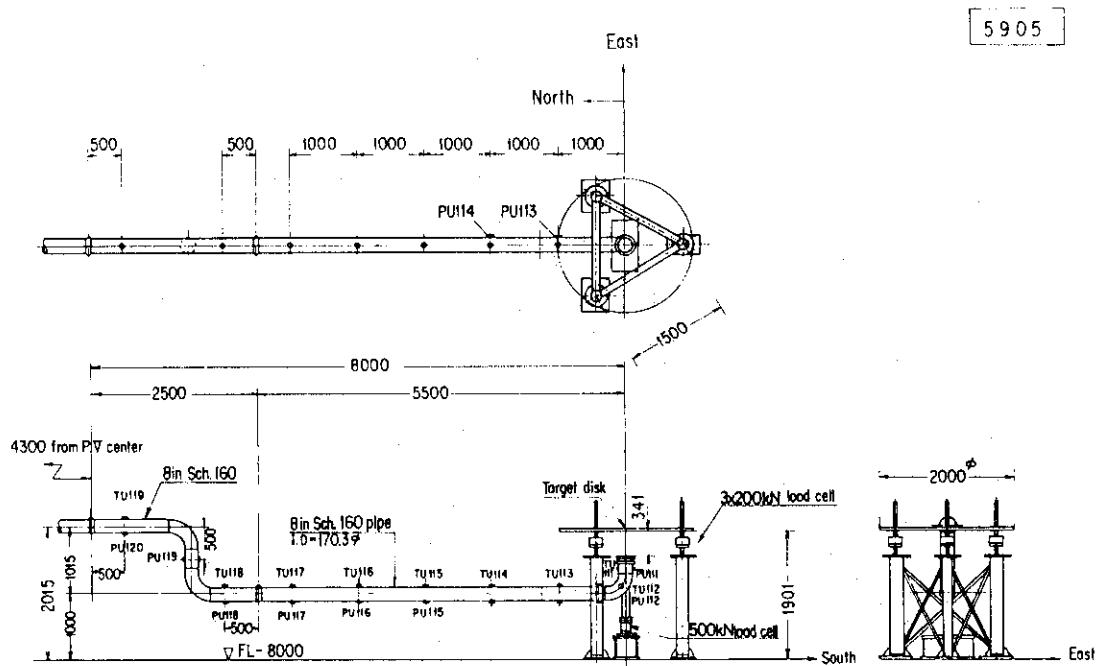


Fig. 2.6 Connecting pipe and test pipe in RUN 5905

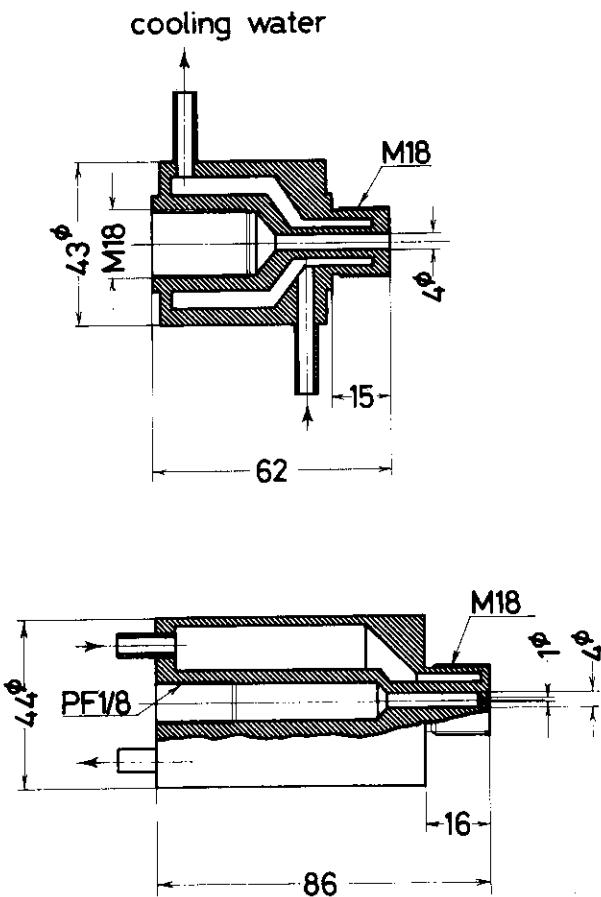


Fig. 2.7 Water cooling adapter for pressure transducer (39)

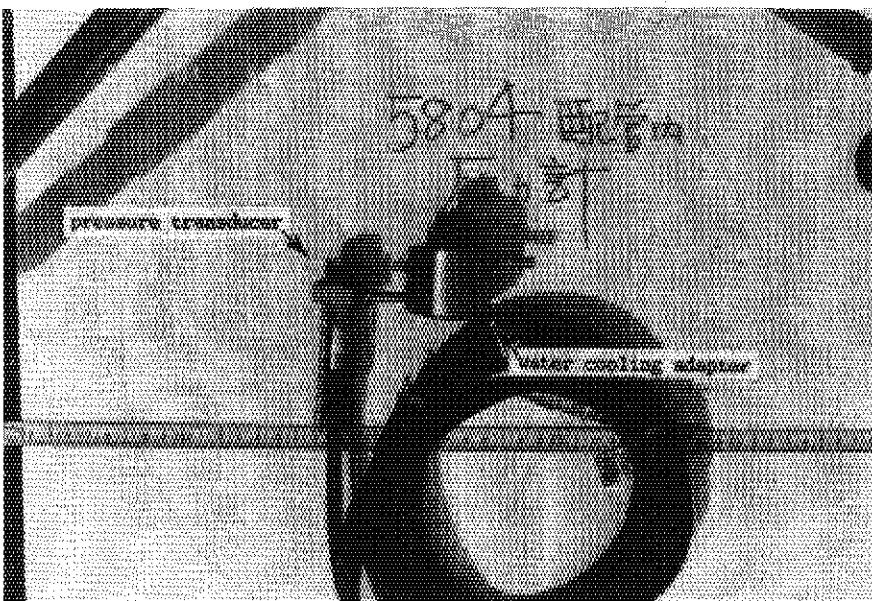


Photo 2.8 Pressure transducer and water cooling adapter used on test pipe in RUN5804

Fig. 2.8 にターゲットを示す。Photo 2.9 に RUN 5905 における破断口から見たターゲットを示す。ターゲットは直径 2000 mm, 板厚 50 mm であって、その下面にジェットが衝突する。ターゲットにはその中心から周辺へ東西南北 4 方向に圧力計と 0.3 φ C.A 熱電対を設置した。この圧力計も水冷アダプタを介してターゲットにねじ込んだ。Fig. 2.7 と Photo 2.10 に水冷アダプタを示す。ターゲット用水冷アダプタの導管部にはシリコン油が充填してある。熱電対はターゲットに衝突する 2 相流体の温度を計測するために設置したものであって、Photo 2.9 に示すようにターゲット面より破断口側へ下向きに 10 mm その先端を出した。

ターゲット中心と配管反力測定用ロードセル (WU111) およびラップチャディスクとの中心は破断試験時には一致させねばならない。そのため、試験条件完成時における試験配管の軸方向熱膨張量を考慮して、系内が常温水で満たされている状態でラップチャディスクの中心を他の 2 個の中心より 45 mm 圧力容器側へずらしておいた。

試験配管の曲げ剛性が配管反力に与える影響を見るため、試験終了後破断口とターゲットとの間にジャッキを設置して、配管反力測定用ロードセルの出力とジェット衝突力測定用ロードセル出力の和とを比較した。較正試験の結果両者はほぼ等しいことが分かり、試験配管の曲げ剛性が配管反力に与える影響は無視できることを確認した。

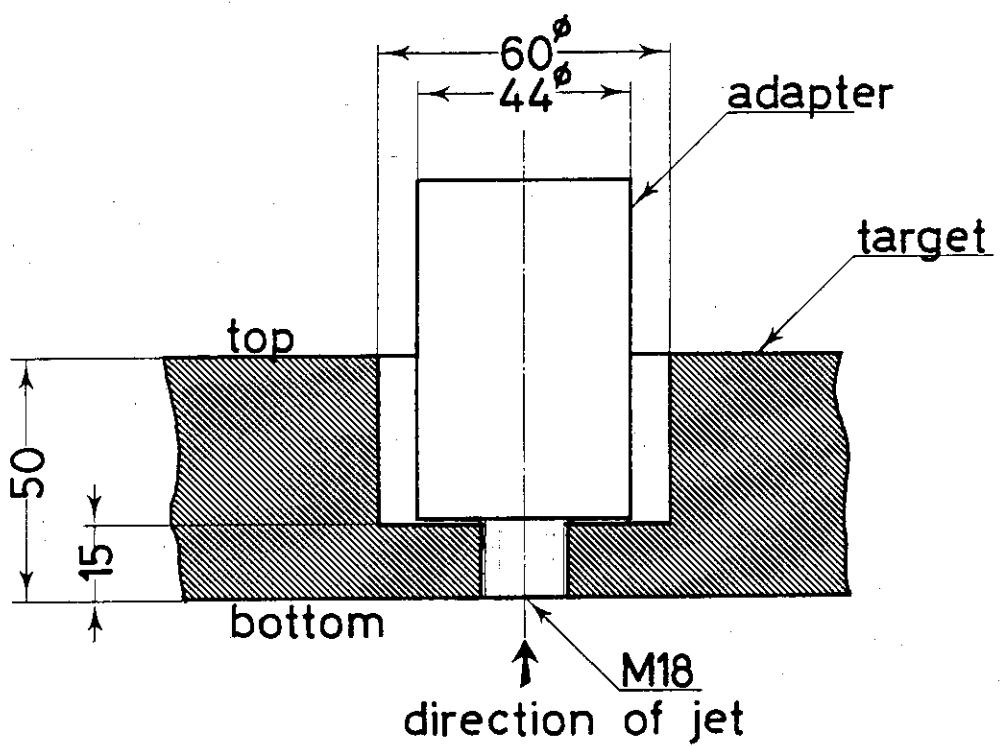
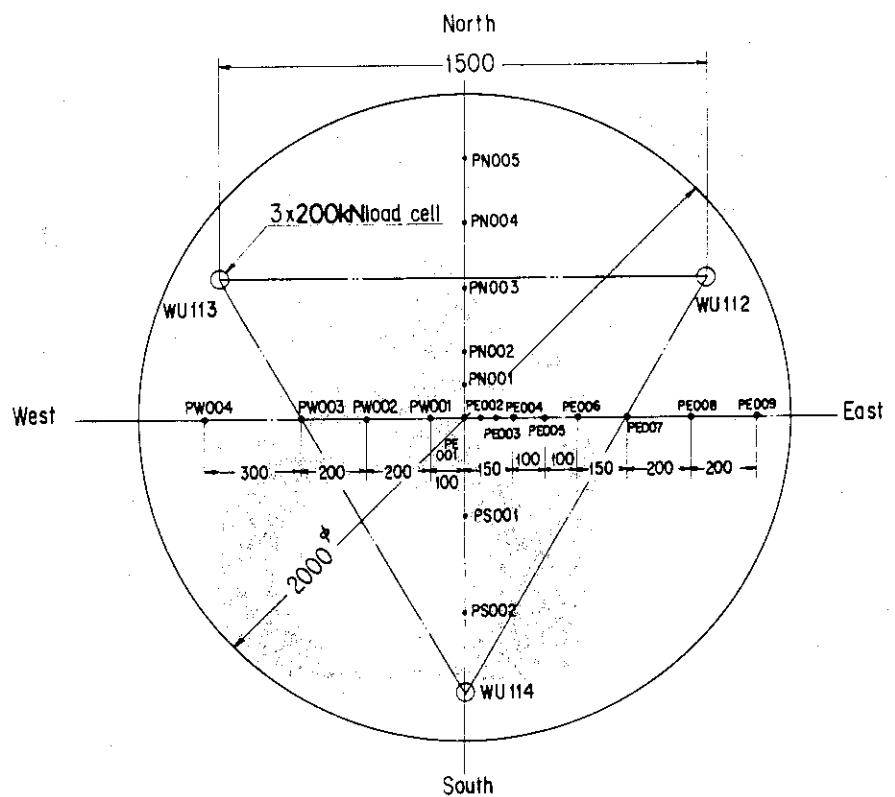


Fig. 2.8 Target

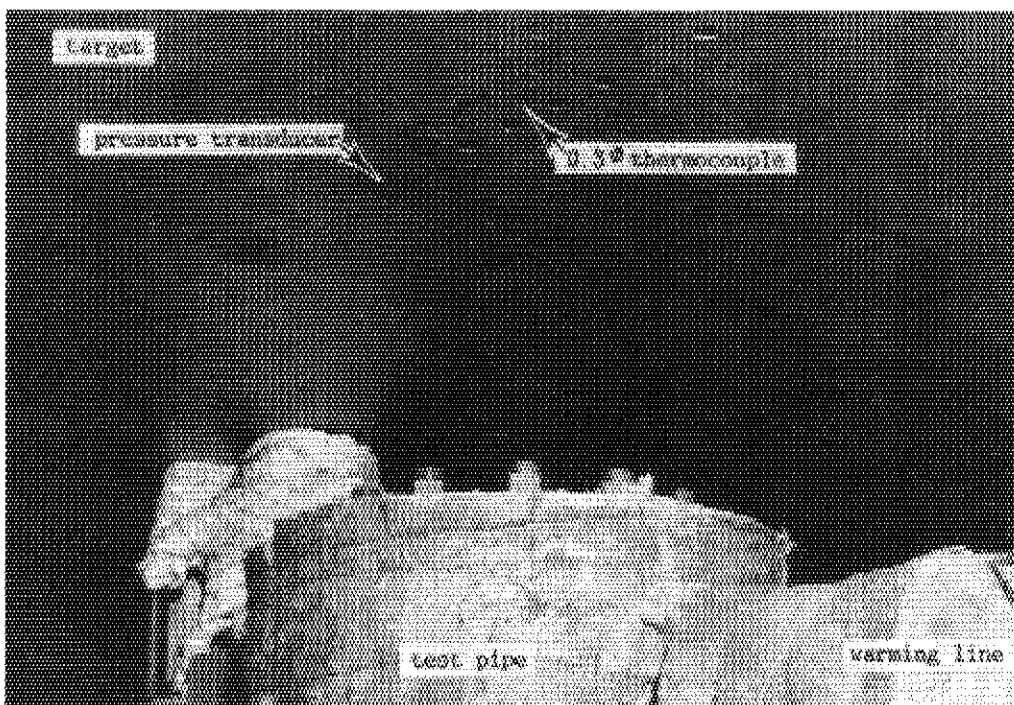


Photo 2.9 Target and test pipe in RUN5905 [45]

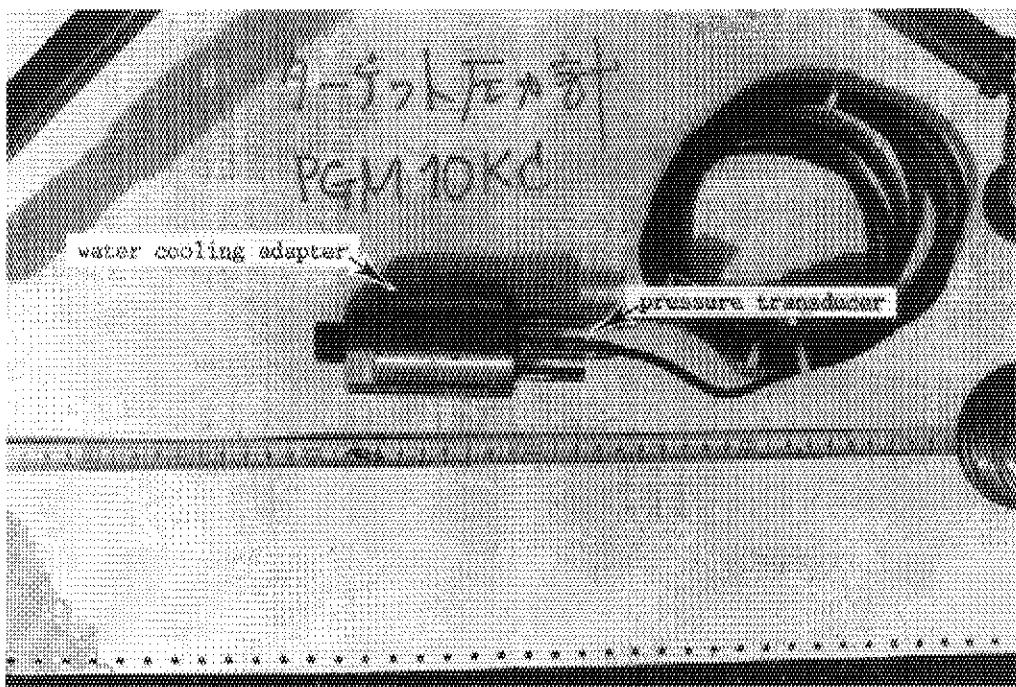


Photo 2.10 Pressure transducer and water cooling adapter  
used on target in RUN5804  
(see also Fig. 2.7)

## 2.4 試験パラメータ

ジェット放出試験に使用したパラメータは以下の3点である。

- (1) 圧力容器初期圧力 ( $p_0$ )
- (2) 破断口内径 ( $D$ )
- (3) 破断口とターゲット間との距離 ( $H$ )

(1)の初期圧力は 6.86 MPa, もしくは 15.68 MPa の2種のみとした。(2)の破断口内径は 4, 6, 8 インチと変えた。(3)の距離は,  $H / D$  の値が約 1, 2, 5, 18 となるように選んだ。

## 2.5 計測項目

Table 2.2 に電気計測項目と計測器を示す。これらは

- (1) 圧 力 (PU)
- (2) 温 度 (TU)
- (3) 荷 重 (WU)
- (4) 水 位 (WU)

である。

電気計測に加えて、光学的計測として現場に2台の高速度カメラを設置しジェットの噴出挙動を観察した。コマ送り速度は 3000 frame/s とした。

Table 2. 2 Measuring items

## (A) fixed Tag No.

item	Tag No.	object	location	figure(s) to be referenced	type and manufacturer
pressure	PU101	system pressure	pressure vessel upper head	2. 3	BLH GP-H "
	PU102	"	pressure vessel bottom	"	
load	WU101	mass flow	pressure vessel upper head	2. 3	BLH T2G-1 see Table3. 1
	WU111	reaction thrust force	the last elbow near exit	2. 5	
	WU112	jet impingement force	target column	"	
	WU113	"	"	"	
	WU114	"	"	"	
water level	WU115	water level+ mass flow	pressure vessel	2. 3, 4. 6	Fuji Electric FEC

## (B) variable Tag No.

item	Tag No.	object	location	figure(s) to be referenced	type and manufacturer *
pressure	PU110, PU111, ...	wave transmission due to sudden depressurization	test pipe and connecting pipe	2. 5, 2. 6, 4. 3	KYO PE70KJ (BWR) KYO PE200KJ (PWR)
	PE001, ...	jet impingement pressure	target	2. 8	KYO PGM50KD, 10KC, PGM5KC

\* KYO: Kyowa Dengyou

## 3. 試験一覧表

Table 3.1 に本報で報告するRUN No.と試験条件を示す。この表は無次元化距離 H / D の値で整理されている。H / D の値を 1, 2, 5 および 18 と選び、破断口径を 4, 6 および 8 インチと変えて BWR もしくは PWR. LOCA 条件のもとでジェット放出試験を計 14 回実施した。

4 インチ管を用いた RUN 5509 と 5601 においてのみ直径 1000 mm のターゲットを使用し、ジェットの向きは横向き水平方向であった。その後、破断口径を大にするにしたがって直径 2000 mm のターゲットを使用し、ジェットの向きを上向き垂直方向にした。

Table 3.1 Test conditions

H / D	RUN No.	date	test conditions			direction of jet	target diameter mm	types of load cell for WU111/WU112,113,114 *
			P <sub>o</sub> -P <sub>co</sub> MPa	D mm	H mm			
1	5805	Dec. 6 '83	6.74	0.170	0.191	vertically upward	2000	TOK CLM-50A/SIN U3V1-20T
	5806	Dec. 20 '83	15.37	0.129	0.126	"	"	SIN U3V1-20T/SIN U3V1-20T
	5906	Dec. 5 '84	15.48	0.170	0.171	"	"	TOK CLM-50A/SIN U3V1-20T
2	5609	Dec. 22 '81	6.80	0.129	0.258	"	"	
	5708	Dec. 10 '82	15.52	0.129	0.258	"	"	
	5709	Dec. 21 '82	6.75	0.129	0.258	"	"	
	5804	Sep. 27 '83	6.76	0.191	0.382	"	"	TOK CLM-50A/SIN U3V1-20T
	5905	Oct. 5 '84	15.42	0.170	0.341	"	"	TOK CLM-50A/SIN U3V1-20T
5	5509	Dec. 23 '80	15.29	0.087	0.500	horizontal	1000	KYO LC-20TF
	5601	May 18 '81	6.76	0.097	0.500	"	"	KYO LC-10TFH
	5608	Dec. 8 '81	6.76	0.129	0.644	vertically upward	2000	
	5707	Dec. 1 '82	15.44	0.129	0.644	"	"	
18	5706	Sep. 22 '82	6.60	0.143	2.500	"	"	
	5710	Feb. 4 '83	15.37	0.129	2.395	"	"	

\* KYO: Kyowa Dengyou

SIN: Sinkoh Tusin Kougyou

TOK: Tokyo Sokki Kenkyusyo

## 4. 配管反力に関する実験的考察 (41, 42)

## 記 号

- $A_E$  = 放出口流路断面積 =  $A_f + A_g (= 74.1 \text{ cm}^2)$   
 $A_f$  = 液相流路断面積 ( $\text{m}^2$ )  
 $A_g$  = 気相流路断面積 ( $\text{m}^2$ )  
 $A_{p,v}$  = 圧力容器内流体部断面積 ( $= 0.7854 \text{ m}^2$ )  
 $C_D$  = 縮流係数  
 $f_i$  = 物体力ベクトル  
 $F_i$  = 流体に作用する外力ベクトル  
 $G$  = 単位面積当たりの質量速度 ( $\text{kg}/\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $H_0$  = 差圧計 WU 115 のノズル間隔 ( $= 4180 \text{ mm}$ )  
 $h_0$  = よどみ点比エンタルピ ( $\text{J}/\text{kg}$ )  
 $h_f$  = 液相比エンタルピ ( $\text{J}/\text{kg}$ )  
 $h_g$  = 気相比エンタルピ ( $\text{J}/\text{kg}$ )  
 $h_{fg}$  =  $h_g - h_f$   
 $m$  = 質量 ( $\text{kg}$ )  
 $n_i$  = 法線ベクトル  
 $p$  = 圧力 ( $\text{Pa}$ )  
 $p_0$  = よどみ点圧力 ( $\text{Pa}$ )  
 $p_\infty$  = 大気圧 ( $\text{Pa}$ )  
 $\Delta p$  = 差圧計 WU 115 で計測した差圧 ( $\text{kg}/\text{m}^2$ )  
 $R$  = 配管反力 (N)  
 $s$  = 比エントロピー ( $\text{J}/\text{kg}/\text{K}$ )  
 $s_0$  = よどみ点比エントロピー ( $\text{J}/\text{kg}/\text{K}$ )  
 $s_f$  = 液相比エントロピー ( $\text{J}/\text{kg}/\text{K}$ )  
 $s_g$  = 気相比エントロピー ( $\text{J}/\text{kg}/\text{K}$ )  
 $s_{fg}$  =  $s_g - s_f$   
 $t$  = 時間 (s)  
 $u_i$  = 速度ベクトル ( $\text{m}/\text{s}$ )  
 $v_f$  = 液相比体積 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )  
 $v_g$  = 気相比体積 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )  
 $V$  = 流速 ( $\text{m}/\text{s}$ )  
 $x$  = 圧力計 PU 110 を設置した場所のクオリティ  
 $x_0$  = よどみ点クオリティ

$W$	= 質量流量 (kg/s)
$W_{D,P}$	= 差圧計 WU 115 で計測した質量流量 (kg/s)
$W_{L,C}$	= 圧力容器吊り下げロードセル WU 111 で計測した質量流量 (kg/s)
$W_f$	= 液相の質量流量 (kg/s)
$W_g$	= 気相の質量流量 (kg/s)
$z$	= 圧力容器高さ 620 mm から上向きに測った水位 (m)
$\alpha$	= 圧力計 PU 110 を設置した場所のボイド率 ( $= A_g / A_E$ )
$\delta_{ij}$	= クロネッカーノの $\delta$
$\lambda$	= 粘性係数
$\mu$	= 粘性係数
$\rho_f$	= 飽和水の密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_g$	= 飽和蒸気の密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_0$	= 常温水の密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma_{ij}$	= 応力テンソル
$\tau_{ij}$	= 粘性応力テンソル

#### 4.1 概論

この章ではブローダウンの結果生じた配管反力の評価法について述べる。本報でいう配管反力とは、冷却水を大気中に放出した際配管に作用する外力と定義する。

容器内の流体が外界に流出する時、容器は流出方向と反対の方向に外力を受けることは、ロケットの例に見られるようによく知られた現象である。

同様に、軽水炉 1 次冷却系の配管破断時には内部流体の放出によって配管は配管反力と呼ばれる外力を受ける。配管反力によって破断配管はもしレストレントがない場合は、内部冷却水を放出しつつ格納容器内をホイップすることになる。その結果配管破断想定位置近傍にある周辺機器、たとえば ECCS 配管もしくは格納容器に損傷を与えることが考えられ、事故をさらに拡大することが予想される。このような事態に至らないように、実機プラントでは破断想定位置近傍にパイプホイップレストレントを設置して、配管の自由運動を拘束している。しかしながら、すでに 1.1 節で述べたように、レストレントを過度に保守的に設計しておくことはプラント経済性および保守・点検の立場から不適当であり、合理的な設計が望まれる。そのためには、基本的荷重である配管反力を求める必要がある。この値が既知となれば、レストレントの必要剛性、本数、設置位置を定めることが可能となる。

この第 4 章では、運動量式をもとにブローダウン後 10 秒までの配管反力を詳細に求める手法を述べ、第 5 章では設計者用の配管反力簡易評価法について述べる。

配管反力を運動量の式から求めるには質量速度  $G$  と放出口近傍の圧力の値が必要である。 $G$  を求めるため、圧力容器の水張り過程において圧力容器吊り下げロードセルによる質量増加と圧力容器内水位計による液面上昇を測定しておき、ロードセルは圧力容器内質量変動分の約 90

%を負担することを明らかにした。この結果を利用して、逆にブローダウン時のG値を水位計出力とロードセル出力とから独立に定めた。

破断後の減圧によって、配管内流体は2相流となり密度および速度が両相について必要になるため単相流と比較して未知数が2倍になる。そこで(1)均質流、(2)等エントロピ流、(3)よどみ点クオリティは破断後数秒間は小、なる仮定を設け上に定めたG値および放出口近傍の圧力計出力をもとに配管反力を評価した。4, 6および8インチ管による配管反力を求め実験値と比較した。

#### 4.2 配管反力の基礎理論

この節では配管反力の基礎理論を述べる。配管反力はNewtonの第2法則

$$F_i = \frac{d}{dt}(mu_i) \quad (4.1)$$

から得られる。ここに $F_i$ は流体に作用するすべての外力である。この式をFig. 4.1に示す検査面に適用してみると

$$\frac{d}{dt}(mu_i) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{c,v} \rho u_i dv + \int_{c,s} \rho u_i u_j n_j dA \quad (4.2)$$

となる[48]。(4.2)の右辺第1項は体積項と呼ばれ非定常流の時検査面内の密度が変化することに起因する運動量の変化率であって、定常流の場合はこの項はない。右辺第2項は対流項と呼ばれ検査面内に出入りする運動量変化を表わしている。

$F_i$ は検査面内の流体に作用するすべての力であって、これには物体力、圧力、せん断力が含まれる。そこで

$$F_i = \int_{c,v} \rho f_i dv + \int_{c,s} \sigma_{ij} n_j dA \quad (4.3)$$

と書くことが出来る。ここに

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= -p \delta_{ij} + \tau_{ij} \\ \tau_{ij} &= \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (4.4)$$

である[49]。(4.2)と(4.3)を等置して

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{c,v} (\rho u_i) dv + \int_{c,s} \rho u_i u_j n_j dA = \int_{c,v} (\rho f_i) dv + \int_{c,s} \sigma_{ij} n_j dA \quad (4.5)$$

が得られる。これが積分型の運動量方程式である。

一方、配管反力は流体が配管に作用する力であるから(4.5)の右辺第2項のうち、流体が固体壁と接触している部分( $S_3$ )の項が配管反力となる。すなわち、Fig. 4.1の検査面を3個の面素に分解した時

$$R_i = - \int_{S_3} \sigma_{ij} n_j dA \quad (4.6)$$

となる。よって

$$R_i = -\frac{\partial}{\partial t} \int_{c.v} \rho u_i dv - \int_{c.s} \rho u_i u_j n_j dA + \int_{S_1 + S_2} \sigma_{ij} n_j dA + \int_{c.v} \rho f_i dv \quad (4.7)$$

となる。これが粘性を考慮した配管反力の表示式である。(4.7)を定常流、物体力と粘性力無視の条件で表現すると断面  $S_1$  および  $S_2$  では  $\sigma_{ij} = -p\delta_{ij}$  であってかつ面素  $S_3$  では  $u_i = 0$  であるから、

$$R_i = - \int_{S_1 + S_2} (\rho u_i u_j n_j + p n_i) dA \quad (4.8)$$

となる。さらに Fig. 4.2 に示す 1 次元流れを考えれば  $n_i|_{S_1} = -n_j|_{S_2}$  であるから (4.8) は

$$R = (p_1 + \rho_1 u_1^2) A_1 - (p_2 + \rho_2 u_2^2) A_2 \quad (4.9)$$

となる。Shapiro [4] は  $F = (p + \rho u^2) A$  のことを impulse-function と呼んでおり、Fig. 4.2 の断面 1 と 2 の間で生じる配管反力を

$$R = F_1 - F_2 \quad (4.10)$$

で与えている。

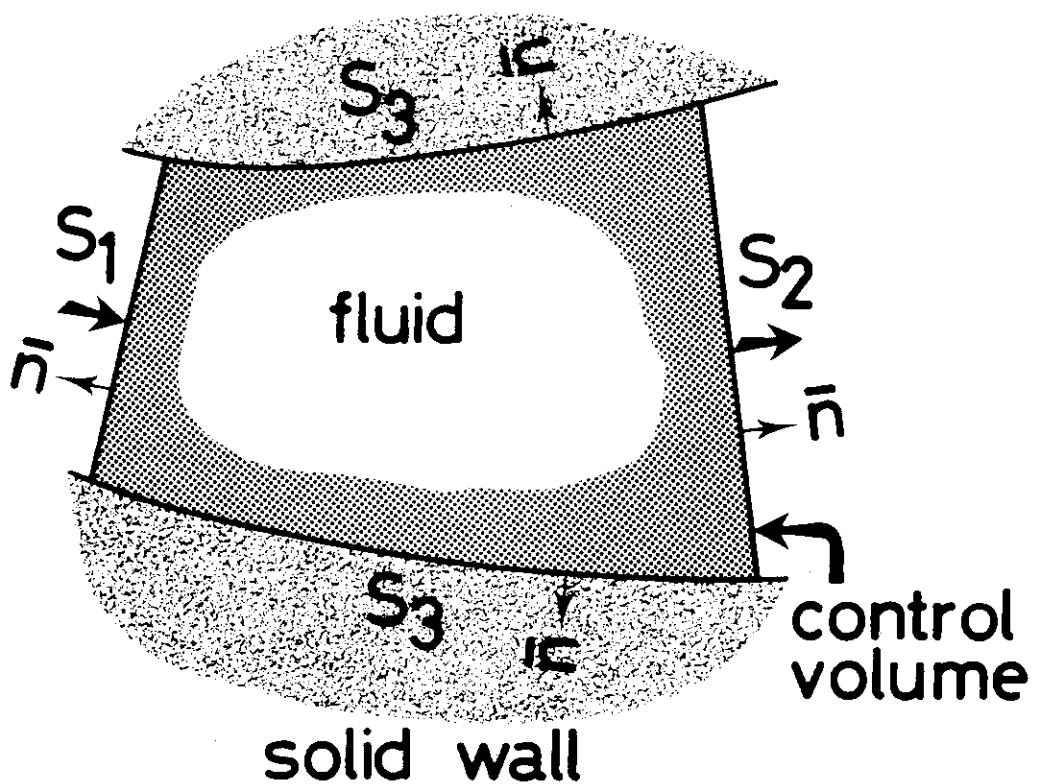


Fig. 4. 1 Control volume and control surface

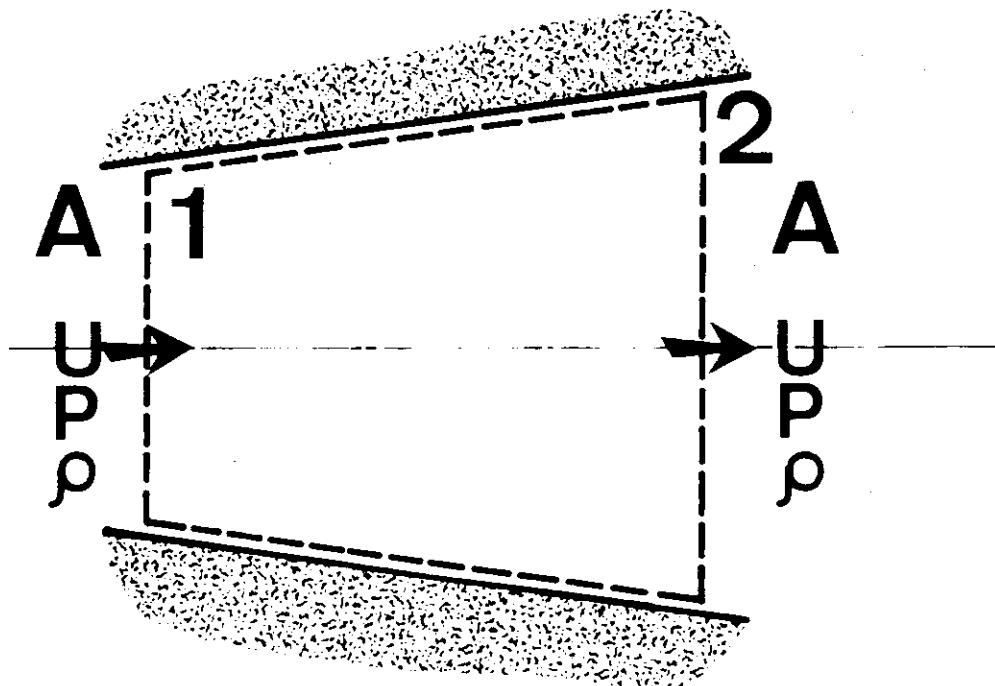


Fig. 4. 2 Control volume in one-dimensional flow

#### 4.3 配管反力の実験的考察

この節では 4.2 節で述べた配管反力とその試験結果とを比較する。

##### 4.3.1 試験装置

考察の対象として RUN 5601, BWR, LOCA 条件下の 4 インチ管によるジェット放出試験を選んだ。Fig. 4.3 に試験体系を示す。Photo 4.1 に放出口近辺を示す。RUN 5601 ではジェットの中心軸が地面と平行である。直径 1000 mm, 板厚 40 mm のターゲットを放出口より下流側に距離 500 mm で設置した。Fig. 4.3 に示したように、放出口の上流側エルボに 100 kN ロードセルを設置し、配管反力を測定した。放出口に一番近い圧力計は PU110 である。

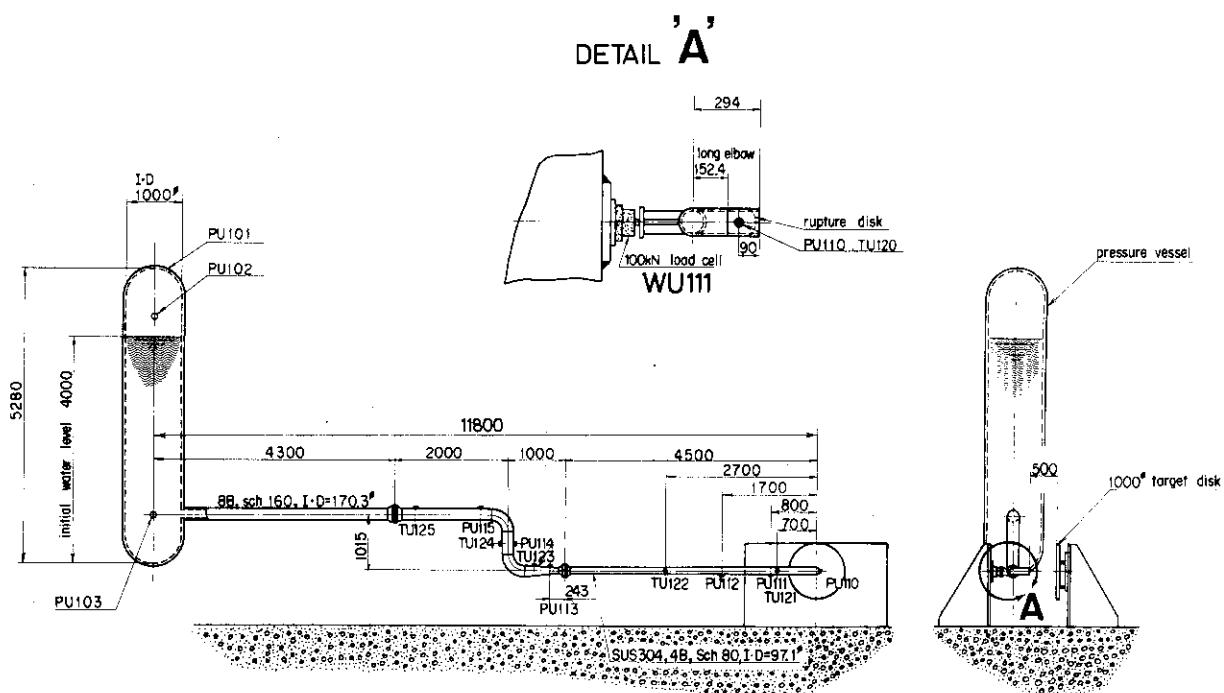


Fig. 4.3 Experimental setup of RUN5601 [41, 42]

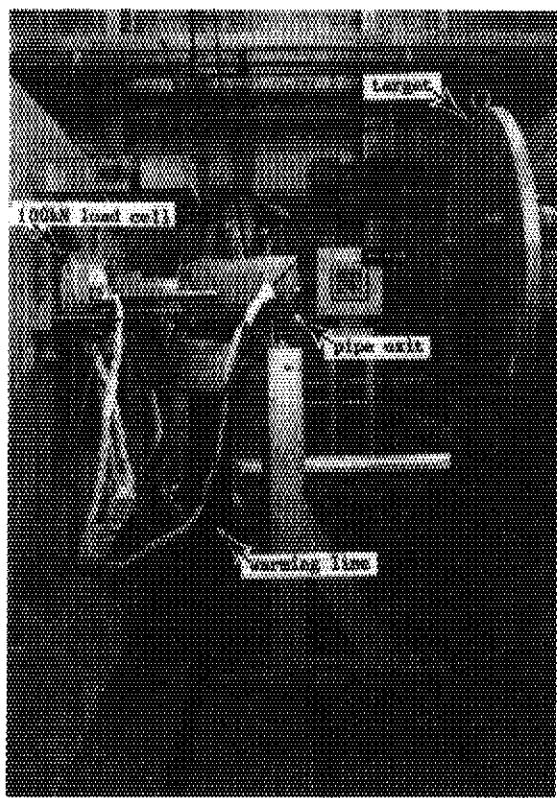


Photo 4.1 Overview of test pipe and target in RUN5601  
[41, 42] (see also Fig.4.3)

#### 4.3.2 試験結果

配管反力を 4.2 節で述べた運動量定理によって求めるには

- (1) 圧力容器内水位 (WU115)
- (2) よどみ点圧力 (PU101)
- (3) 放出口近辺の圧力 (PU110)

のデータが必要である。Fig. 4.4 にこれらのデータとともに圧力容器吊り下げロードセル (WU 101) および配管反力 (WU111) の出力を示す。

#### 4.3.3 質量流量の算定

単位面積当たりの質量速度  $G$  はブローダウンにともなって破断口から単位面積当たり単位時間に流出する冷却水の質量である。軽水炉の安全設備設計に対してこの値が重要であることはすでに 1.4 節で述べた。この項では、圧力容器に設置した水位計 WU115 の出力からのブローダウン時の  $G$  値を求める方法について述べる。

Fig. 2.3 に示したように圧力容器には容器底より高さ 620 mm の位置にノズル N-11 が、そして 4800 mm の位置に N-10 が設置されており、この間の差圧によって圧力容器内の水位を検知した。さらに、圧力容器はその自重を 250 kN ロードセル (WU101) で支持されており、ブローダウンにともなう圧力容器内の冷却水の減少率をこのロードセルで計測した。

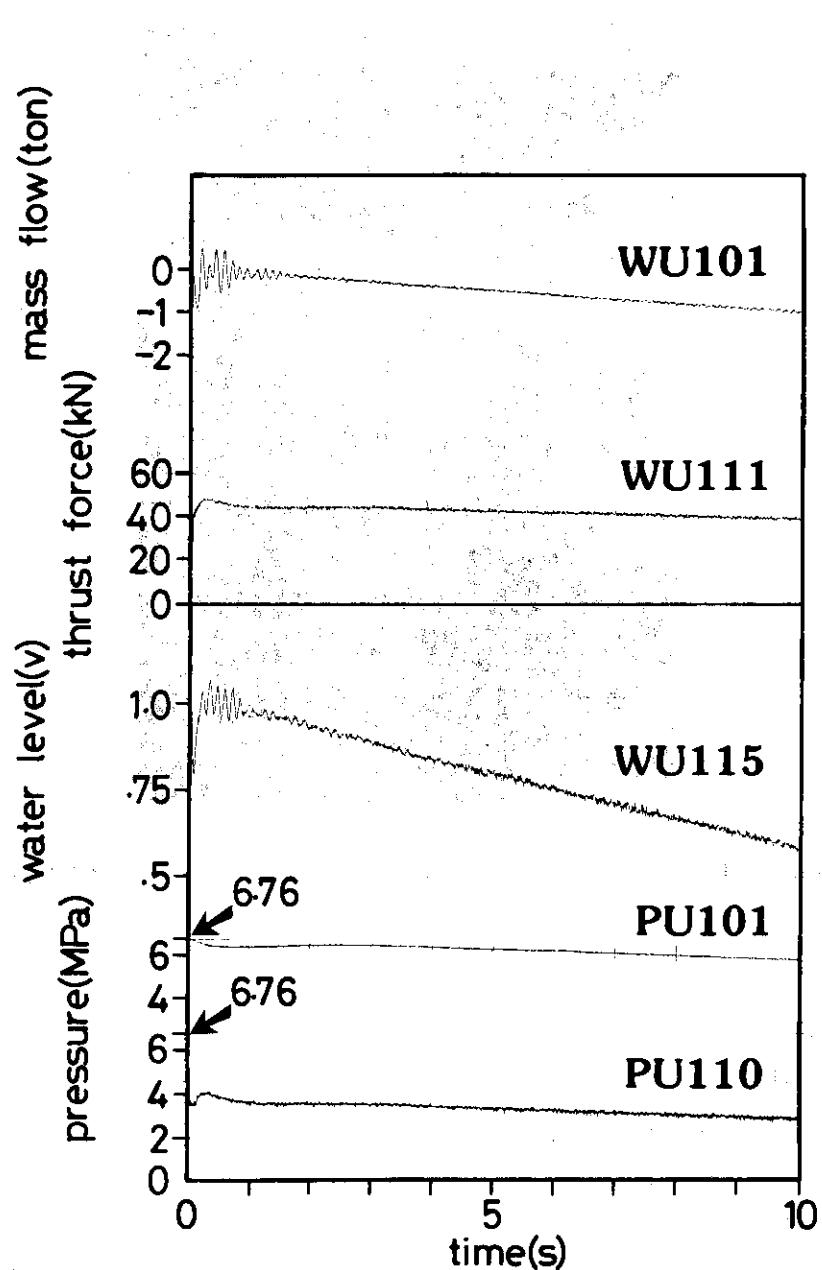


Fig. 4. 4 Experimental results of RUN 5601  
[41, 42]

破断試験に先立って、系内を通常水で満たしていく過程においてWU101とWU115の出力をX Y レコーダに記録した。試験結果をFig.4.5に示す。圧力容器内径は1mであるから、この図から水位上昇率と質量増加率との関係が分かる。この関係を逆用してブローダウン時の質量減少率から質量流量を求めた。

Fig. 4.5において直線が原点を通らないのは、Fig. 2.3に示したようにN-11ノズルが圧力容器底より620 mmの高さに設置してあるため、WU115はN-11以下の水張量を感じない。しかしWU101はこの水張量を感じるからである。圧力容器がたとえば配管系等から機械的拘束を受けなければ、圧力容器内水張量1mに対して785 kgの質量増加がWU101で検知されるはずである。Fig. 4.5によれば通常水1mの増加は707 kgの質量増加となっている。このことからWU101は圧力容器内部流体の質量増加分に対しその90%を負担し、残り10%は配管系と配管支持架台が負担することが分かった。

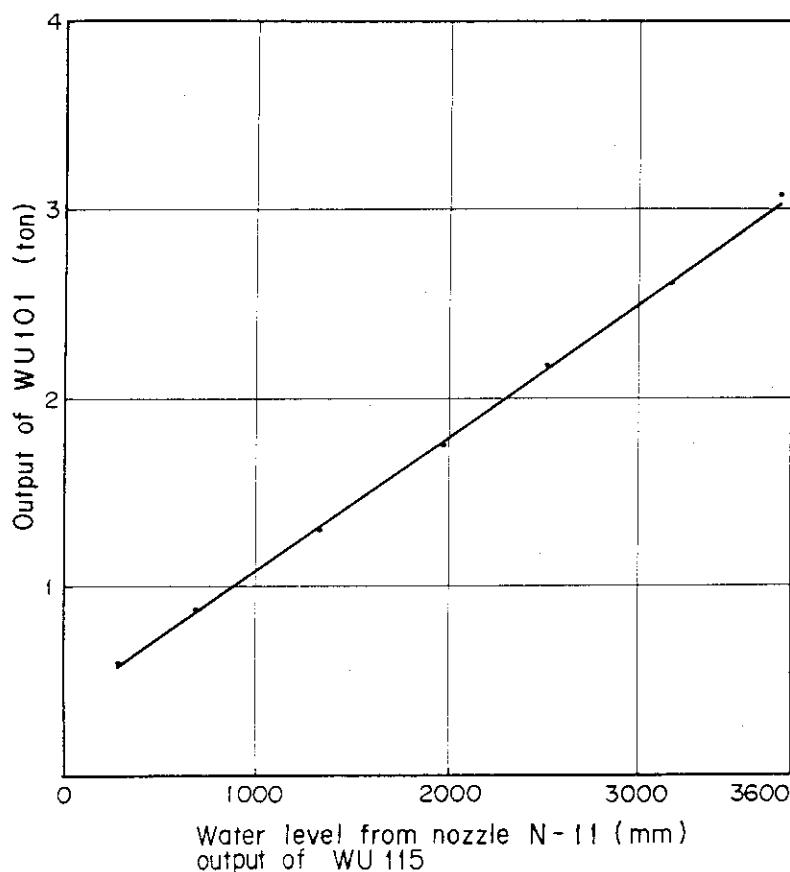


Fig. 4.5 Relations between output of WU101 and WU115 [41, 42]

つぎにブローダウン過程におけるWU101とWU115との関係について考察する。6.86 MPaにおける飽和水、飽和蒸気および常温水の密度は(50)

$$\begin{aligned}\rho_f &= 742.4 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_g &= 35.7 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_0 &= 1003.0 \text{ kg/m}^3\end{aligned}\quad (4.11)$$

である。飽和水液面が差圧計下部ノズルN-11位置にあるときのWU115の差圧は

$$\begin{aligned}\Delta p &= H_0(\rho_0 - \rho_g) \\ &= 4043 \text{ kg/m}^2\end{aligned}\quad (4.12)$$

となる。液面がN-10位置にあるときの差圧は

$$\begin{aligned}\Delta p &= H_0(\rho_0 - \rho_f) \\ &= 1089 \text{ kg/m}^2\end{aligned}\quad (4.13)$$

となる。

つぎに差圧計の出力電圧について述べる。WU115は通常のプロセス計器と同様に最小値0.25V、最大値1.25Vを発信する。そしてBWR条件のもとで圧力容器内水位0mで0.25V、圧力容器内水位4.8mつまり液面がN-11にあるときに1.25Vを発信する。物理量で表現すれば、(4.13)で求めた1089 kg/m<sup>2</sup>で1.25Vを発信する。(4.12)で求めた4043 kg/m<sup>2</sup>に対応する出力電圧を求めると、

$$(x-0.25)V:0.62m = (1.25-0.25)V:4.8m \quad (4.14)$$

を解いてx=0.38Vが求まる。この値がBWR条件のもとで圧力容器内水位がN-11にある時のWU115の出力電圧となる。

以上述べたことをまとめると、Table 4.1が得られる。結論としてWU115の電位差1Vの出力減少は差圧量3395 kg/m<sup>2</sup>の増加に相当することが分かった。この較正值を用いてブローダウン時の質量流量を以下の方法で求めた。

Table 4.1 Relations between output voltage and differential pressure of WU115 under BWR conditions

water level	height from bottom of pressure vessel mm	output voltage of WU115 V	differential pressure kg/m <sup>2</sup>
N-11 nozzle	620	0.38	4043
N-10 nozzle	4800	1.25	1089

Fig. 4. 4 より  $0 \leq t \leq 10\text{s}$  までは WU 101 および WU 115 とも  $t$  に対してほぼ一定の割合で減少していくことが分かる。その微分係数を求める

$$\frac{d\Delta p}{dt} = -0.0442 \text{ V/s} \quad (4.15)$$

$$\frac{d(\text{WU101})}{dt} = -103.9 \text{ kg/s} \quad (4.16)$$

となる。WU 115 の(+) 1 V 出力は差圧量(+)  $3395 \text{ kg/m}^2$  に相当するから

$$\frac{d\Delta p}{dt} = +150.1 \text{ kg/m}^2/\text{s} \quad (4.17)$$

となる。この値を用いて  $W$  と  $G$  を求める。Fig. 4. 6 に圧力容器内水位と WU 115 の関係を示す。

$$\Delta p = \rho_0 H_0 - [\rho_f z + \rho_g (H_0 - z)] \quad (4.18)$$

であるから、 $t$  で微分すると

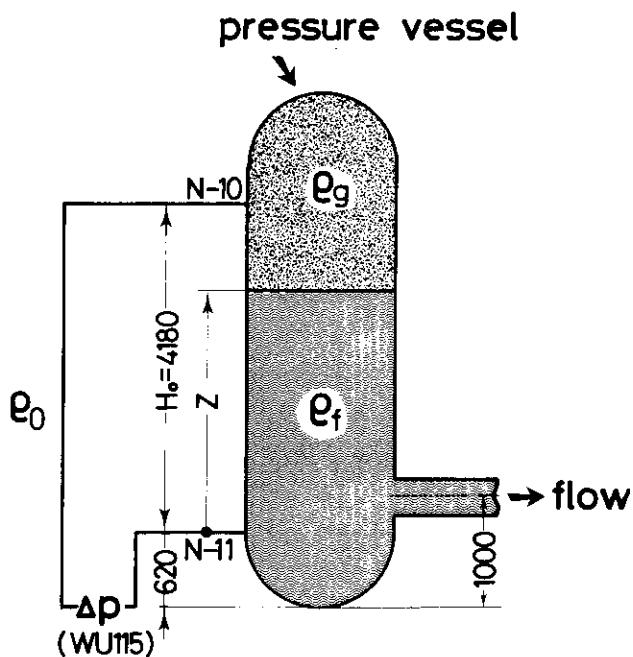


Fig. 4. 6 Relations between fluid condition in pressure vessel and differential pressure

$$\begin{aligned}\frac{d(\Delta p)}{dt} &= \frac{dp_0}{dt} \cdot \frac{d\rho_0}{dp_0} H_0 - \left[ \frac{dp_0}{dt} \cdot \frac{d\rho_f}{dp_0} z + \rho_f \dot{z} + \frac{dp_0}{dt} \cdot \frac{d\rho_g}{dp_0} (H_0 - z) - \rho_g \dot{z} \right] \\ &= \frac{dp_0}{dt} \left[ \frac{d\rho_0}{dp_0} H_0 - \frac{d\rho_f}{dp_0} z + \frac{d\rho_g}{dp_0} (H_0 - z) \right] - (\rho_f - \rho_g) \dot{z} \quad (4.19)\end{aligned}$$

となる。 (4.19) 右辺の各項について大小関係を検討してみる。  $dp_0/dt$  の値は Fig. 4.4 の PU 101 出力より

$$\frac{dp_0}{dt} = -0.104 \text{ MPa/s} \quad (4.20)$$

であり、かつ  $0 \leq t \leq 10 \text{ s}$  では平均値として  $p_0 = 5.8 \text{ MPa}$  程度であるから、この圧力のもとでは、

$$\begin{aligned}\left( \frac{d\rho_0}{dp_0} \right)_{T=20^\circ\text{C}} &= 0.510 \text{ kg/m}^3/\text{MPa} \\ \left( \frac{d\rho_f}{dp_0} \right)_{\text{sat}} &= -18.42 \text{ kg/m}^3/\text{MPa} \\ \left( \frac{d\rho_g}{dp_0} \right)_{\text{sat}} &= 5.66 \text{ kg/m}^3/\text{MPa} \quad (4.21)\end{aligned}$$

(4.20), (4.21) を (4.19) に代入すると

$$\begin{aligned}\frac{d(\Delta p)}{dt} &= -0.104 [0.510 \cdot 4.18 - 18.42 z + 5.66 (4.18 - z)] - (\rho_f - \rho_g) \dot{z} \\ &= -2.68 - 2.50 z - (\rho_f - \rho_g) \dot{z} \text{ kg/m}^2/\text{s} \quad (4.22)\end{aligned}$$

$z \leq 4.18 \text{ m}$  であるからこの式と (4.17) とを比較すれば、オーダ的に (4.22) の右辺第1項と第2項は無視できる。さらに  $p = 5.8 \text{ MPa}$ においては  $\rho_f = 760 \text{ kg/m}^3$ ,  $\rho_g = 30 \text{ kg/m}^3$  であるから  $\rho_f \gg \rho_g$  として結局

$$\frac{d(\Delta p)}{dt} = -\rho_f \dot{z} \quad (4.23)$$

が得られる。  $z$  は圧力容器内飽和水の液面降下速度であるから、質量流量は

$$W = \rho_f A_{p,v} \frac{dz}{dt} = -A_{p,v} \frac{d(\Delta p)}{dt} \quad (4.24)$$

と表わされる。圧力容器内径が 1 m であることから (4.17) を用いて差圧計出力による質量流量  $W_{D,P}$  を求めた。その結果

$$W_{D,P} = -117.7 \text{ kg/s} \quad (4.25)$$

が定まった。

つぎに Fig. 4.4 の WU 101 の出力を時間微分して

$$\frac{d(WU101)}{dt} = -103.9 \text{ kg/s} \quad (4.26)$$

が求まる。すでに本項で述べたように、圧力容器内部流体の荷重減少分の 90% を WU 101 が検知するから、(4.26) の結果からも質量流量を求めることができてこの値を  $W_{L,C}$  と書けば

$$W_{L,C} = -103.9 / 0.90 = -115.4 \text{ kg/s} \quad (4.27)$$

となる。 (4.25) と (4.27) の値は極めて良く一致しており、独立に計測した差圧計と圧力容器吊り下げロードセルのデータを用いて質量流量を計測することが可能であることを明らかにした。

#### 4.3.4 配管反力と質量速度との関係

前項でブローダウンにともなう質量流量を定めた。本項ではこの値を用いて配管反力を評価する。 (4.25) より

$$G = W/A_E = -1.59 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2/\text{s} \quad (4.28)$$

が定まる。Fig. 4.7 に検査面を示す。検査面はエルボを含んで放出口に一番近い圧力計 PU110 までの所とした。この検査面に対し運動量則を適用する。定常均質流を仮定すると

$$R = (\rho_f A_f + \rho_g A_g) V^2 + (p - p_\infty) A_E \quad (4.29)$$

が成立する。さらに連続の式より

$$W = W_f + W_g = (\rho_f A_f + \rho_g A_g) V \quad (4.30)$$

であるから (4.29) は

$$R = [GV + (p - p_\infty)] A_E \quad (4.31)$$

となる。 (4.31) において G は (4.28) より、 p は PU110 の出力から定まるので未知数は V のみとなる。V をエネルギー式から定める。これは

$$\begin{aligned} h_0 &= x_0 h_g(p_0) + (1 - x_0) h_f(p_0) \\ &= x [h_g(p) + V^2/2] + (1 - x) [h_f(p) + V^2/2] \end{aligned} \quad (4.32)$$

と書き表わされる [4]。

(4.32) で未知数はよどみ点クオリティ  $x_0$ 、PU110 の位置におけるクオリティ x および V である。そこで等エントロピ流れを仮定する。これは試験配管には断熱材が施されてあって、かつ現象が数秒程度の短時間現象であるので、流体と外界との熱交換は少ないと考え、さらに管摩擦の影響も少ないという仮定に基づくものである。この条件は

$$\begin{aligned} s_0 &= x_0 s_g(p_0) + (1 - x_0) s_f(p_0) \\ &= x s_g(p) + (1 - x) s_f(p) \end{aligned} \quad (4.33)$$

と書き表わされ、  $x_0$  と x との関係を示している。それでもなお  $x_0$  の値は不定である。

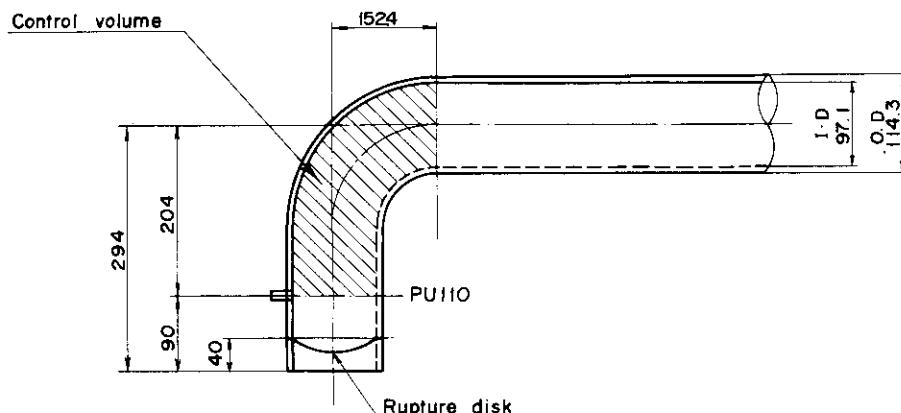


Fig. 4.7 Control volume to calculate thrust force [41, 42]

長坂らは、放出口をはさんで上下に圧力容器胴部に1対の差圧計を設置し、2相混相体の密度 $\rho$ を計測して

$$\frac{1}{\rho} = x_0 v_g(p_0) + (1-x_0) v_f(p_0) \quad (4.34)$$

の関係を用いてよどみ点クオリティ $x_0$ を実験的に定めた[51]。しかし著者の装置にはこの差圧計は設置されていない。

そこでFig. 4.10のPU101の出力が急変する破断後15sまでは $x_0 \ll 1$ とみなし、(4.33)において $x_0 = 0.0$ として $x$ を定めた。4.3.6においてRELAP4/MOD5による $x_0$ の計算値が示している。 $x_0 = 0.0$ とすれば

$$x = \frac{s_f(p_0) - s_f(p)}{s_{fg}(p)} \quad (4.35)$$

を用いてPU110における $x$ の値が時刻 $t$ の関数として定まる。

つぎに(4.30)はPU110におけるボイド率 $\alpha$ を用いて

$$G = [\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_f] V \quad (4.36)$$

と書かれる。(4.32)に $x_0 = 0.0$ を代入すれば

$$V = \sqrt{2 \left[ h_f(p_0) - h_f(p) - h_{fg}(p) \frac{s_f(p_0) - s_f(p)}{s_{fg}(p)} \right]} \quad (4.37)$$

となり $V$ が定まる。これを(4.36)に代入すれば $\alpha$ が時間の関数として求まる。そして $V$ を(4.31)に代入すれば最終的に $R$ が求まるのである。上記の計算を実行した結果 $t=1s$ では $V=138\text{ m/s}$ および $\alpha=0.88$ 、 $t=10s$ では $V=155\text{ m/s}$ および $\alpha=0.89$ が求まった。

以上連続の式、エネルギーの式および均質流と等エントロピ流れの仮定を用いて、圧力容器内差圧計出力、圧力容器内圧力および放出口近辺の圧力なる3個のデータをもとに配管反力を計算した。結果をFig. 4.8に示す。図には4インチ管のみならず6インチ管(RUN 5706)および8インチ管(RUN 5804)による試験の結果も示してある。試験結果と計算結果とは良く一致している。

#### 4.3.5 $x_0 = 1\%$ 時の配管反力

4.3.4では $x_0 = 0.0$ として配管反力を計算し実験値と計算値とは一致した。しかし $x_0 = 1\%$ として4.3.4と同様に計算した結果、両者が大きく異なるようでは配管反力に与えるよどみ点クオリティの感度が高いことになり計算結果の正当性が危ぶまれる。そこで本項ではこの点について考察を加えてみる。(4.33)より

$$x = \frac{s_f(p_0) - s_f(p) + x_0 s_{fg}(p_0)}{s_{fg}(p)} \quad (4.38)$$

となり、 $x_0 = 0.01$ としてこの $x$ を(4.32)に代入すると、 $t=1s$ では $V=141\text{ m/s}$ 、 $t=10s$ では $V=167\text{ m/s}$ であった。Fig. 4.8に $x_0 = 1\%$ の時の配管反力(●印)を示す。図より配管反力に与える $x_0$ の感度は低いことが分かる。このことから、均質流モデルを用いて低クオリティ条件のもとで配管反力を求めた計算は有効であることが分かった。

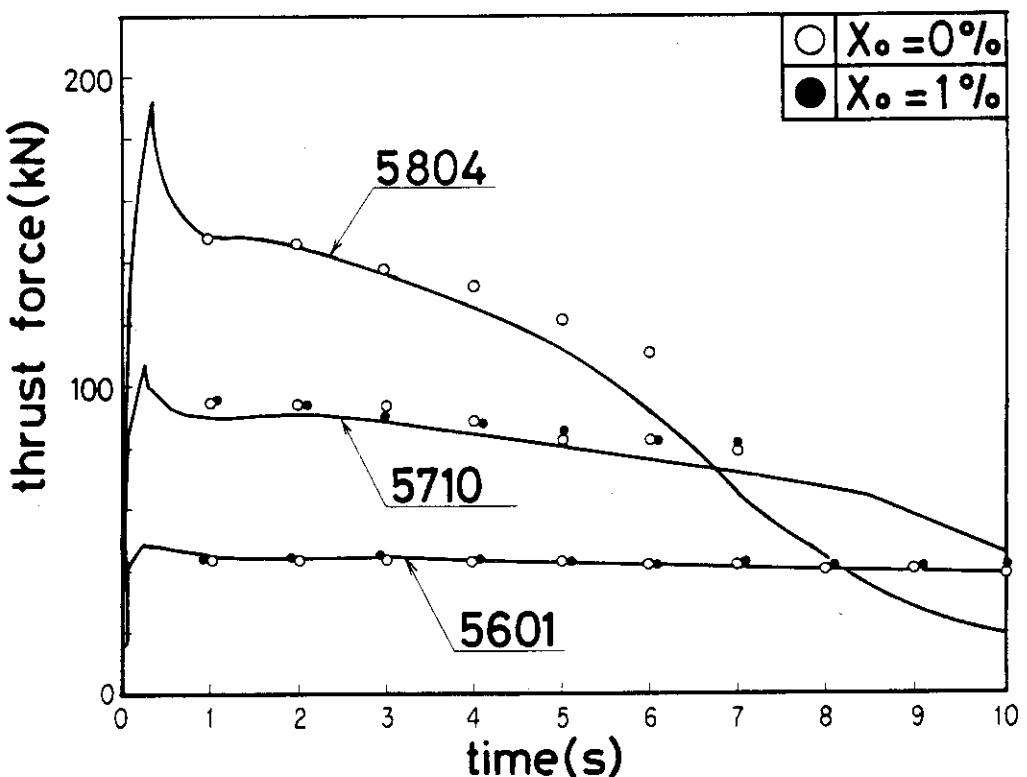


Fig. 4.8 Comparison between experimental and calculated results of thrust force [41,42]

#### 4.3.6 RELAP4 / MOD 5によるよどみ点クオリティの計算

4.3.4で述べたように、著者の試験装置ではよどみ点クオリティ  $x_0$  を計測する手段はない。そこでLOCA時の熱流体解析コードであるRELAP4 / MOD 5[32]を用いてブローダウンにおける  $x_0$  の値を求め  $x_0 \ll 1$  なる仮定の正当性を確かめた。Fig. 4.9に試験体系のモデル化を示す。系を 13 volume に分割して 13 個のジャンクションを設けた。J 5 (junction 5) が  $x_0$  を与える場所である。RELAP4 の出力と実験値とを一致させるには Fig. 2.3 の圧力容器内圧力計 PU 101 の出力と Fig. 4.9 の V 2 の計算値圧力を一致させる。その際、試行錯誤法によって両者の値が一致するように  $J = 13$  における縮流係数  $C_D$  を選ぶのである。 $C_D = 0.63$  とした時に PU 101 の出力と RELAP による計算結果とがよく一致した。そこで  $C_D = 0.63$  と固定した。この値を用いて計算した圧力容器内の圧力挙動を Fig. 4.10 に示す。実線が実験値で点が計算値である。図より実験では破断後 15 s に圧力に勾配が急変するが計算でもこの時刻は一致している。Fig. 4.10 には、RELAP4 による  $x_0$  と  $G$  も示してある。 $x_0$  は 15 s までは 1 % と低い値であって、この段階までは圧力容器からの放出は低クオリティ臨界流であることが分かる。圧力の勾配が急変する 15 s 以降になると  $x_0$  は急激に増加し、この時点から高クオリティ 2 相臨界流が生じると考えられる。WU 115 出力から得た  $|G|$  値は  $1.59 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2/\text{s}$  であるが、RELAP4 による計算値とは大体一致している。

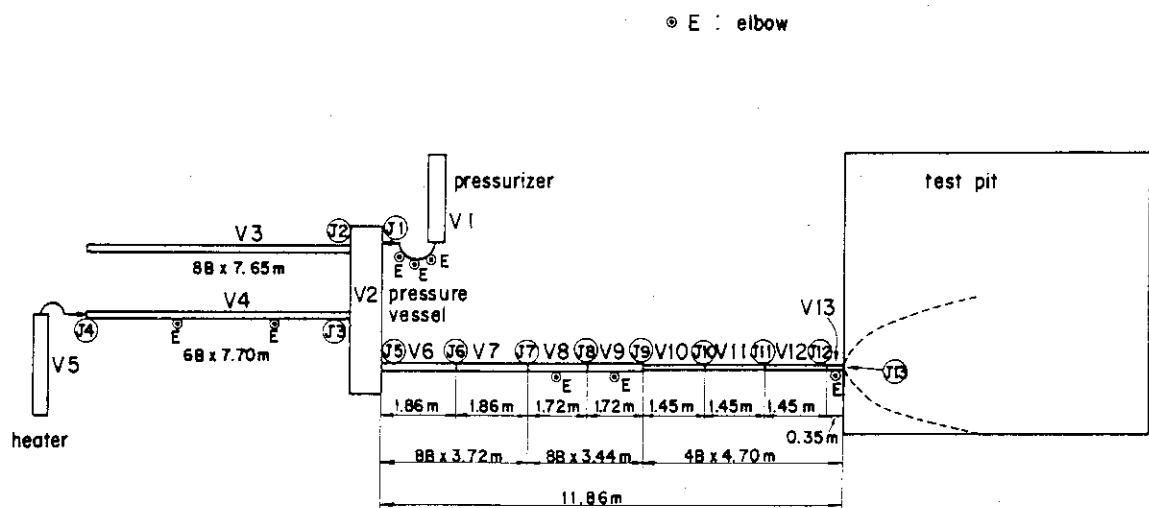


Fig. 4.9 Nodalization of system for RELAP4 / MOD5 calculation [ 41, 42 ]

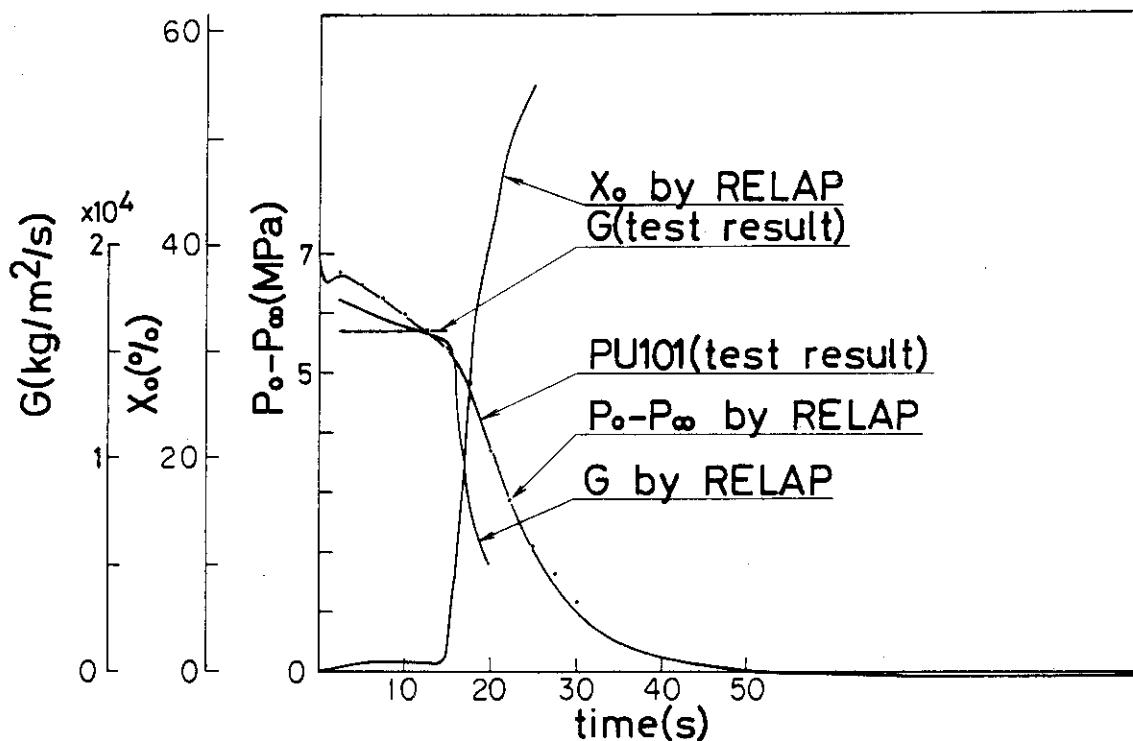
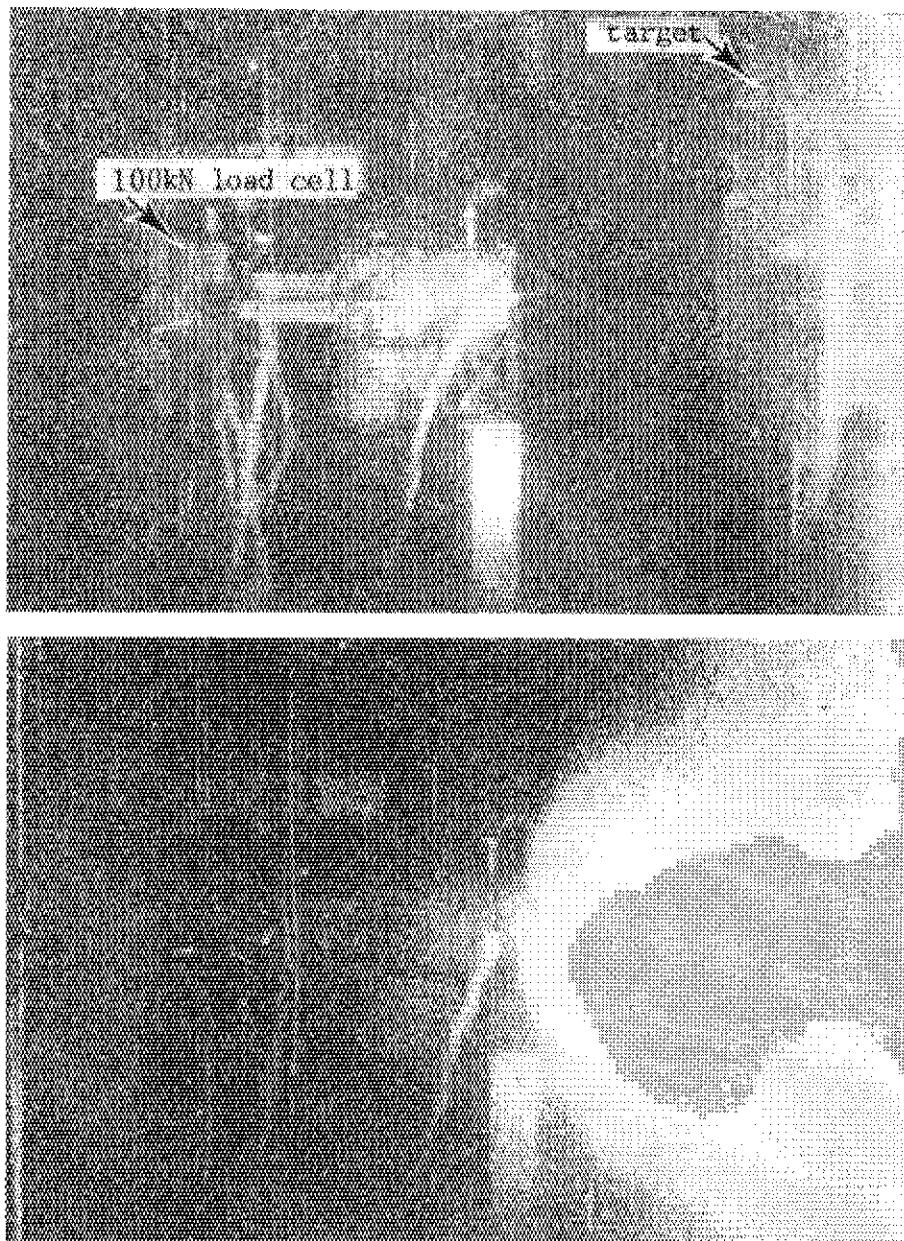


Fig. 4.10 Comparison between experimental and computed results by RELAP4/MOD5 [ 41, 42 ]

## 4.3.7 高速度カメラによるジェット流の挙動観察

ここで高速度カメラによるジェット流の拡がりについて述べる。Photo 4.2 はジェット流の拡がりとターゲットとの関係を示したものである。この写真から、放出口とターゲットとの距離が 500 mm である RUN 5601 の場合、ジェット流は直径 1000 mm のターゲットを覆ってしまうことが分かる。さらに、ジェットは中心軸を対称として拡がっており、その形状は放物線であることが分かる。



top: before rupture

bottom: 40ms after rupture

Photo 4.2      Photographic record of jet expansion by  
high speed camera in RUN5601 [41, 42]  
(see also photo 4.1 )

#### 4.4 結論

4章では運動量定理を用いて均質流モデルによる定常配管反力を求める手法を示した。必要なデータは質量流量、放出口近傍圧力およびよどみ点圧力である。

質量流量を求めるために圧力容器内水位計と圧力容器吊り下げロードセルの出力を利用した。独立した2つの計測方法から得た質量流量は一致した。

配管反力を本章の方法で求める場合よどみ点クオリティの値が必要であるが著者の試験装置ではこれを計測する手段はなかった。そこで破断後10sまではこの値が小さいとして0%もしくは1%を与えた。等エントロピ流の条件を用いて放出口近傍のクオリティを計算し熱力学第1法則を用いて流速を定めた。

4, 6, 8インチ管による配管反力の実験値と本章で述べた方法による値とを比較した。両者は大体一致した。

熱流体解析コードRELAP4 / MOD5を用いてよどみ点クオリティを計算で求めた。よどみ点クオリティは破断後15sまでは1%程度であり低クオリティ放出の仮定は正しいことを確認した。また単位面積当たりの質量速度は実験値とRELAP4による計算結果とで大体一致した。

本章に述べた配管反力は電卓と蒸気表を用いて求めたものである。しかしながらこの方法にはいくつかの欠点がある。それらは

- (1) 破断直後、たとえば0.5sまでの配管反力を求めることはできない。
  - (2) 質量流量データ、放出口近傍の圧力データおよびよどみ点圧力データを必要とする。
- これらの欠点を克服するには計算コードが必要となる。

## 5. 配管反力ならびにターゲット上の圧力分布に関する実験式による評価法 [43, 44]

### 記 号

A	= 定 数
$A_E$	= 放出口流路断面積 ( $m^2$ )
$C_T$	= 推力係数
D	= 破断口内径 (m)
f	= 管摩擦係数 (= 0.01)
$F_J$	= ジェット衝突力 (N)
$F_T$	= 配管反力 (N)
$F_T^{max}$	= ジェット衝突力の最大値 (N)
$F_T^{max}$	= 配管反力の最大値 (N)
$h_0$	= よどみ点エンタルピ (J / kg)
H	= 放出口とターゲットとの距離 (m)
L	= 圧力容器から放出口までの配管長さ (m)
m	= 定 数
n	= 定 数
$p_0$	= 圧力容器初期圧力 (Pa)
$p_0(F_T^{max})$	= 配管反力の最大値が生じた時の圧力容器内圧力 (Pa)
$p_\infty$	= 大気圧 (Pa)
$p_t^{max}$	= ターゲット上の最大圧力 (Pa)
$p_t^{max}(r)$	= ターゲット中心から距離 $r$ における最大圧力 (Pa)
$r$	= ターゲット中心からターゲットに設置した圧力計までの距離 (m)
$r_{1/2}$	= Fig. 5.2において $\frac{p_t^{max}(r) - p_\infty}{p_0 - p_\infty} = 1/2$ となる $r$ (m)
$t_r$	= ランプ入力の立ち上がり時間 (s)
$t_{sub}$	= PWR. LOCA 条件におけるサブクール水放出期間 (s)
$t(F_T^{max})$	= 配管反力の最大値が生じた時刻 (s)
T	= ターゲットとターゲット支柱から成る系の固有周期 (s)

### 5.1 概 論

第4章、および第7章では4インチ管によるRUN5601を唯一の実験データとしてこの試験結果についてのみ考察を加えてある。その後6インチ、8インチ管を用いてBWRもしくはPWR. LOCA条件のもとでジェット放出試験を順次実施し、データの蓄積を計った。この章ではこれ

らの試験結果をもとにターゲット上の圧力分布と配管反力について実験式を作成し、実機規模の配管破断時に生じるそれらの評価法について考察する。なおターゲット上の温度分布については第6章に述べる。

想定配管破断事故に起因した波及事故の拡大を防止するため、ANS 58.2[1]は、破断想定位置近傍にある周辺機器構造物をジェット流衝突から保護するか、もしくはそれに耐えうるように設計することを要求している。ジェット流による影響として

- (1) ジェット衝突力
- (2) 温 度
- (3) 湿 度

の3点を挙げており、ジェット流衝突によって好ましくない影響が現れる場合には遮蔽板を設けるか、機器類と配管とを分離して設置するよう明記している。しかしながら、狭い格納容器内において両者を分離設置することは困難な場合が多く通常は遮蔽板によってジェット流の影響を減じている。このような遮蔽板の設計基準としてANS 58.2[1]があるが、すでに1.1節に述べたように、配管反力の設計基準ほどには明確には規定されていない。そこで、ジェット流を受ける機器構造物に対する合理的設計手法を確立するため、ジェット衝突試験を実施し、ターゲットに作用する最高圧力およびその分布に関するデータを集積した。この第5章には試験結果をもとに、ターゲット上に作用する最高圧力の分布について述べてあり、設計者に便利なように実験式の形で試験結果をまとめてある。

一方、破断した配管に着目するとジェット放出と同時に配管は格納容器内をホイップすることが予想され、そのためANS 58.2は破断配管のパイプホイップに対する考慮として想定配管破断位置にパイプホイップレストレントを設置するよう明記している。レストレントの設計には配管反力を評価する必要があるが、[1]ではこの簡易評価式として

$$F_T = C_T A_{EP_0}$$

を与えており。ここに $C_T$ は推力係数と呼ばれ摩擦なし流れの場合で、BWR再循環系配管破断のような飽和水放出の時は $C_T=1.26$ を使用し、PWR1次冷却系もしくはBWR給水系配管破断のようなサブクール水放出の時は $C_T=2.00$ を使用する。同時に管摩擦による $C_T$ の低下についても言及している。しかしながら、現実のプラント設計では安全側設計思想のもとに防護設備が過度に保守的に設計され問題が生じたことはすでに1.1節に述べた。このような事態を軽減させるためにはレストレントの合理的設計が望まれる。そのためには $C_T$ 値を管摩擦の影響を考慮して試験結果から定めればよい。配管反力はジェット放出試験実施時においてジェット衝突力と同時に計測可能である。この第5章では試験結果をもとに、管摩擦を考慮した $C_T$ 値を求めた。[1]では管摩擦を考慮した $C_T$ 値としてJainとHastingsの結果を与えているが、この章では試験結果と彼等の結果とを比較検討する。

5.2節にはこの章で述べるジェット放出試験のRUN Noと、試験結果ならびに実験式による計算結果を示した試験一覧表を示した。5.3節では試験方法および試験装置は既述してあるのでただちに考察に入る。ここではターゲット上の最大圧力、最大圧力分布ならびに配管反力の最大値を評価する実験式について述べる。5.4節が結論である。

## 5.2 試験結果

Table 5.1 に11個のRUNに関する試験条件と試験結果を示す。条件表はH / Dの値によって分類してある。この値はのちに考察の所で述べるようにジェット放出試験における重要なパラメータである。表の左側に試験条件を、中央に試験結果を、そして右側にこの章で述べる実験式で評価したターゲット上の最大圧力と配管反力の値を示す。

Table 5.1 Test conditions and test results

H/D	RUN No	Test conditions				Test results				Estimation by experimental formula			
		$P_0 - P_\infty$ MPa	D mm	H mm	$P_0 - P_\infty$ MPa	$F_T^{\max}$ kN	$t (F_T^{\max})$ ms	$P_0 (F_T^{\max}) - P_\infty$ MPa	$t_{\text{sub}}$ ms	$P_1 - P_\infty$ eq(5.3) MPa	$F_1^{\max}$ eq(5.10) kN	$F_1^{\max}$ kN	$C_1$ eq(5.6)
<b>1</b>	5805	6.74	0.170	0.191	2.66	138.5	600	6.35	---	2.47	140.0	0.91	
	5806	15.37	0.129	0.126	6.01	186.2	115	11.08	130	7.41	183.9	0.93	
	5906	15.48	0.170	0.171	---	322.4	85	11.24	115	---	321.6	0.92	
<b>2</b>	5609	6.80	0.129	0.258	0.80	79.2	---	---	---	0.78	81.4	0.89	
	5804	6.76	0.191	0.382	0.74	188.2	280	6.30	---	0.78	177.3	0.97	
	5905	15.42	0.170	0.341	1.82	324.4	130	10.86	110	1.77	320.4	0.93	
<b>5</b>	5509	15.29	0.087	0.500	0.10	84.0	75	13.76	224	0.21	83.2	72.1	0.92
	5601	6.76	0.097	0.500	0.06	47.4	210	6.55	---	0.12	45.7	39.6	0.95
	5608	6.76	0.129	0.644	0.07	78.4	290	6.37	---	0.12	80.9	0.89	
<b>18</b>	5706	6.60	0.143	2.500	0.045	103.9	220	6.36	---	0.010	43.1	0.98	
	5710	15.37	0.129	2.395	0.057	178.5	80	12.59	150	0.021	54.4	0.89	

\* In this case the upper boundary of the integration in eq.(5.9) is taken as 0.5m instead of 1.0m.

## 5.3 考 察

## 5.3.1 ターゲット上の最大圧力

Kastner らはターゲット上の最大圧力  $p_t^{\max} - p_{\infty}$  を評価するための実験式として

$$\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = f(H/D) \quad (5.1)$$

を提示している[11]。北出ら[8, 10]および矢野ら[39]は(5.1)をさらに具体化して

$$\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = A(H/D)^{-2} \quad (5.2)$$

を使用している。そこで本報も  $\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  と  $H/D$  との関係について考察してみる。Fig. 5.1 にこの結果を示す。図から明らかなように、BWR / PWR. LOCA 条件の差に関係なく実験式

$$\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.46(H/D)^{-2} \quad (5.3)$$

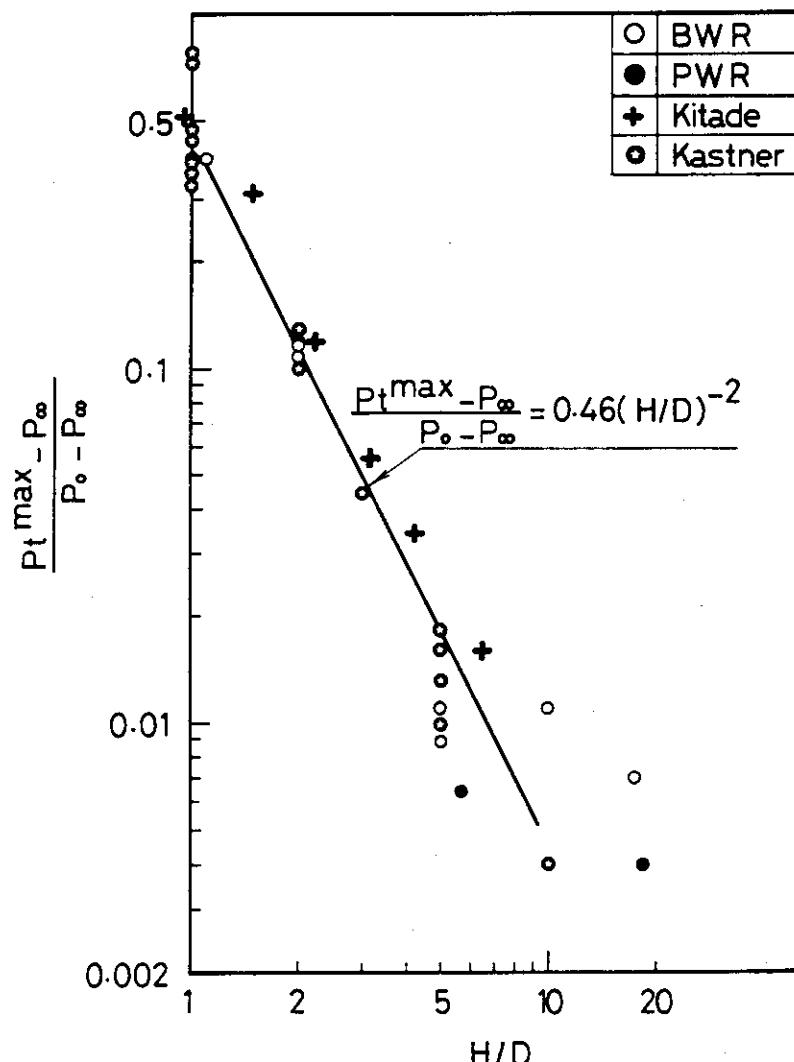


Fig. 5.1 Relation between maximum pressure at target center and nondimensional distance [43, 44]

が成立することが分かる。係数 0.46 の値は、著者の実験データを直線で結び  $H/D = 1$  における縦軸の切片の値から得た。(5.3)において  $0.46(H/D)^{-2} \leq 1$  であるからこの不等式を解けば  $H/D \geq 0.68$  が得られる。しかしながら著者の試験範囲は  $H/D \geq 1$  であるため結論として(5.3)は  $H/D \geq 1$  で有効である。Kastner らはその論文[11]の中で  $H/D = 0.25$  になると  $p_t^{\max} \neq p_0$  となることを実験的に示している。そしてこの場合はジェットの拡がりはほぼ放出口面積に等しくなるとしている。

$H/D = 5$  では  $\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  の値は 0.01 程度に減少していることは興味深い。すなわち破断口径の 5 倍の距離にある対象物にジェット流が衝突する場合、対象物における最大圧力は初期よどみ圧力の 1 %程度である。Kastner らも  $H/D > 5$  ではこの値がほぼ 2 %であることを述べており[11]、この点で著者の結果と一致する。

Fig. 5.1 には北出らの試験結果[8, 10]および Kastner ら[11]の試験結果も示してある。著者のデータは彼等のデータと大体一致している。北出らは(5.2)において、 $A = 0.65$ とした実験式を提案している。三者の研究機関によるデータを両対数グラフに描いた時、その勾配はいずれも(-2)であることは興味深い。

Table 5.1 中に(5.3)に基づいて得た  $p_t^{\max} - p_{\infty}$  の値を示した。実験値と計算値とを比較してみると  $H/D = 1, 2$  の場合両者はよく一致する。 $H/D = 5$  の場合は計算値は実験値の 2 倍であった。結論として(5.3)は  $1 \leq H/D \leq 5$  の範囲で有効である。著者のデータは  $H/D \geq 6$  になるとデータのバラツキが目立つが、この範囲では  $p_t^{\max} - p_{\infty}$  は  $p_0 - p_{\infty}$  の 1 %程度であるから、絶対値的に見ればこのバラツキはわずかである。

川西らは  $p_0 = 4.02 \text{ MPa}$  のもとでサブクール水、2 相混合流および飽和蒸気放出による  $p_t^{\max}(r=0)$  と  $H/D$  との関係について考察している[52]。 $h_0 = 1118, 1348 \text{ kJ/kg}$  なる 2 相混合流の場合と  $h_0 = 2800 \text{ kJ/kg}$  なる飽和蒸気の場合では  $\frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  と  $H/D$  の関係は  $h_0$  の差に依存せず一定であった。しかし、 $h_0 = 720, 904$ 、および  $1046 \text{ kJ/kg}$  なるサブクール水放出の場合は  $\frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  と  $H/D$  の関係は 2 相混相流と飽和蒸気放出の場合と明確に異なっており、 $H/D$  の増加による上記無次元化圧力の減衰が上記 2 流体の場合と比較して緩慢であった。しかもサブクール度が大なるほど減衰が緩慢であった。

それに対し著者の実験では  $\frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  の値が BWR / PWR. LOCA 条件の差が存在するにもかかわらず  $H/D$  に対する減衰具合は一定であって、これが(5.3)で表現できるとしてある。これに対してはつぎのように考える。すなわち、 $p_t^{\max}$  が生じる時刻ではよどみ点圧力が飽和圧力かそれに近い圧力にまで減少するので、初期サブクールのついた PWR. LOCA 条件と言えどもその時刻では熱力学的には BWR. LOCA 条件と差がない。それゆえにターゲット上の最大圧力を(5.3)で定めると解釈した。

### 5.3.2 ターゲット上の最大圧力の分布

ジェット流の拡がりと圧力分布はジェット流を受ける機器構造物の設計上重要な因子である。ここでは試験結果をもとにこの問題について考察する。

Fig. 5.2 に  $\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  と  $r$  の関係を示す。ここに  $p_t^{\max}(r) - p_{\infty}$  はターゲット中心から距離  $r$  離れた位置に設置した圧力計による最大圧力値である。この最大圧力値は破断後 0.3 s 以内に生じ、その時刻は各 RUN 間ではそれぞれ異なるものの、同一 RUNにおいては各圧力計ともほぼ同一時刻に最大圧力を示した。図中の実線および破線は試験結果を結んだものである。図からターゲット中心で最大圧力が生じ、その値は  $H/D$  で定まることが分かる。 $H/D = 1$  である RUN 5805 と 5806 のデータを見ると、 $p_0$ 、 $D$ 、 $H$  がそれぞれ異なっているにもかかわらず、 $H/D$  が等しいため同様な圧力分布をしている。 $H/D = 2$  の RUN 5804 と 5905 についても、試験条件が異なっていてもやはり圧力分布形状は似ている。Fig. 5.4 にデータ例を示した。

ジェットの拡がり具合を見ると  $H/D$  の小さいほど  $\left| \frac{d}{dr} \left[ \frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} \right] \right|$  の値が大となることが分かる。定性的に述べれば、 $H$  が小になればよりジェットの拡がりが小さくなってターゲット中心の圧力が高くなり、 $H$  が大となれば幅広く圧力が分布してくるようになる。

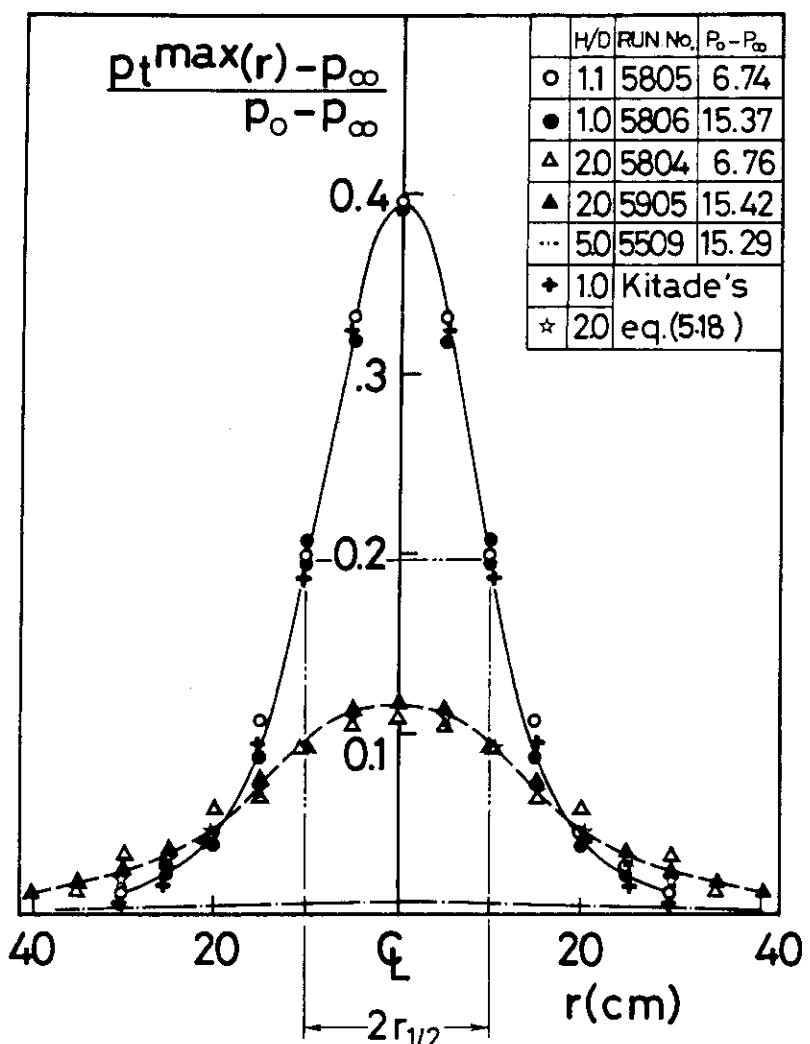


Fig. 5.2 Maximum pressure distribution on target [43,44]

つぎに Fig. 5.2 に示した試験結果にもとづいてターゲット状の最大圧力分布を表わす実験式を導出する。圧力は距離  $r$  に対して誤差関数的に変化すると仮定して

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = A \exp[-m(r/H)^2] \quad (5.4)$$

なる関数型で最大圧力を評価してみる。Kastner らも誤差関数型の実験式を提示しているが (5.4) の右辺における変数を  $(r/H)$  ではなく  $(r/D)$  で表示した[11]。

RUN 5509, 5804, 5805, 5905 について、 $\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  と  $(r/H)^2$  の関係を Fig. 5.3 に示す。図から明らかなようにデータを直線で近似できること、さらにその勾配はほぼ等しいことが分かる。勾配の値から (5.4) における  $m$  の値を求めると  $m = 2.010$  となった。さらに (5.4) において

$$A = \frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.46(H/D)^{-2}$$

であるから、結論としてターゲット上の最大圧力は  $1 \leq H/D \leq 5$  を適用限界として

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.46(H/D)^{-2} \exp[-2.010(r/H)^2] \quad (5.5)$$

なる実験式で表示されることが分かった。

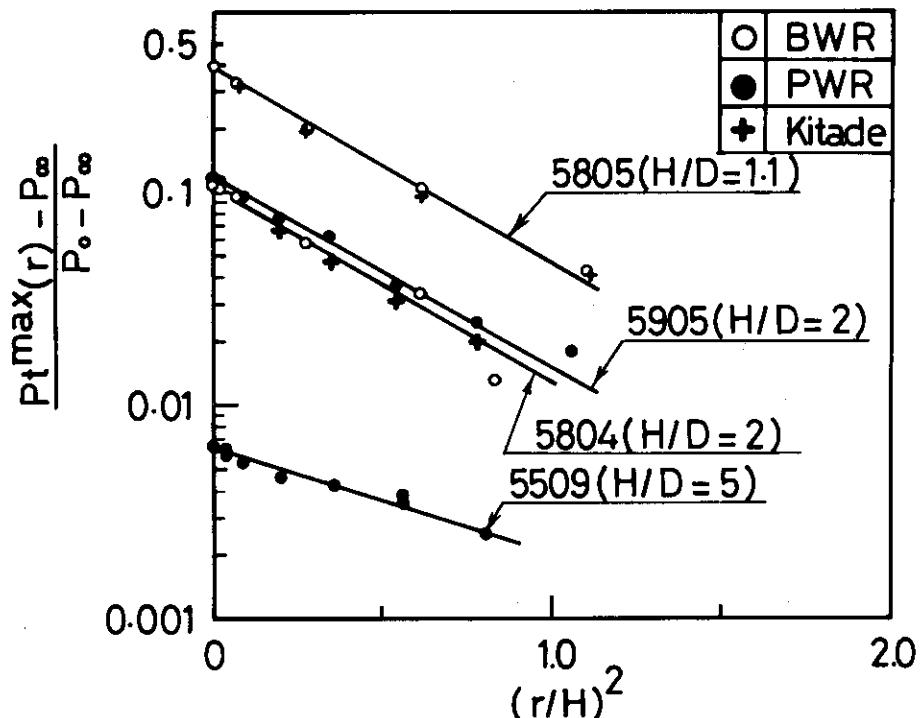


Fig. 5.3 Relation between maximum pressure distribution and nondimensional radius [43, 44]

## 5.3.3 配管反力とジェット衝突力との関係

配管反力とジェット衝突力の代表例としてRUN5804と5905の試験結果をFig.5.4に示した。白丸がジェット衝突力を示しており、この値はターゲット支柱に設置した3個のロードセル出力和から得た。図から配管反力とジェット衝突力とはほぼ等しいことが実験的に確認された。

ここでジェット衝突力を測定するための3個のロードセル出力の応答について言及する。

Fig.2.5に示したターゲットと3本のターゲット支柱から成る系の固有周期Tはロードセル出力から18msであった。一方、ターゲットに設置した圧力計の出力から、ジェット流衝突による圧力計の立ち上がり挙動を求めるとき $t_r = 5\text{ ms}$ を有するランプ入力で近似できた。動荷重係数D.L.Fを求めるとき $t_r/T = 0.3$ としてD.L.F = 1.8となる[53]。現実にFig.5.4のロードセル出力を

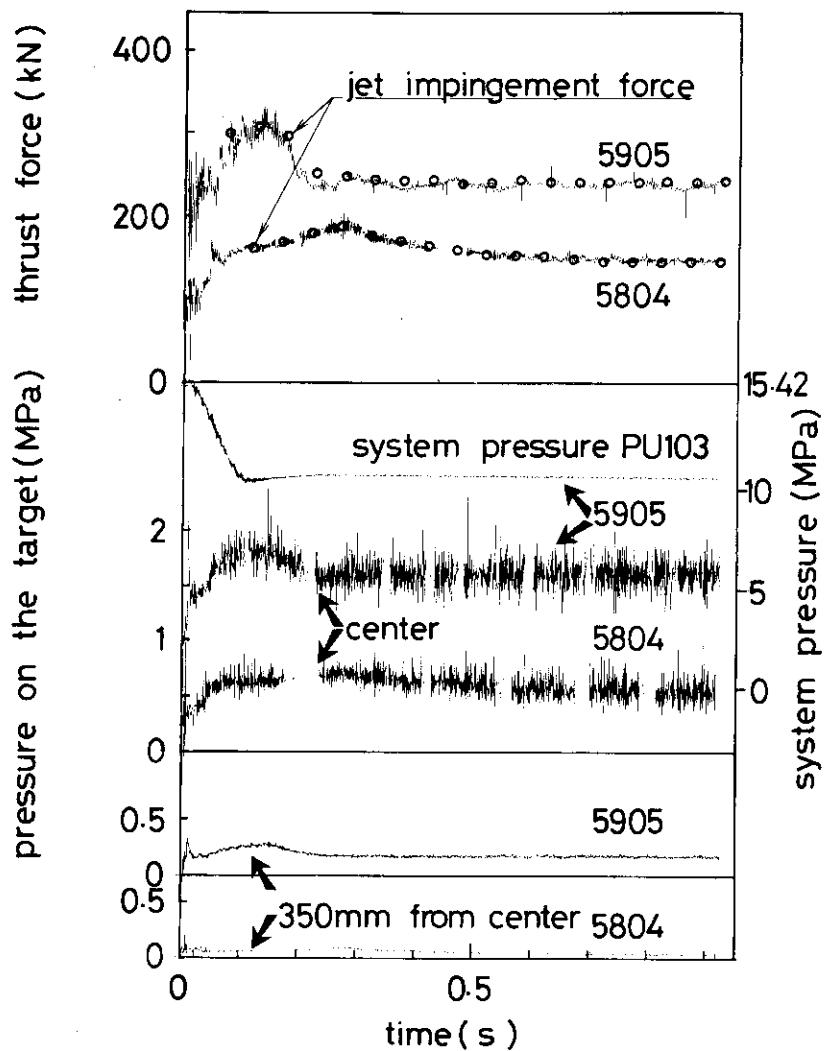


Fig.5.4 Thrust force, jet impingement force, stagnation pressure and pressure on target [43, 44]  
(H / D = 2, RUNs 5804 and 5905)

見ると破断後 80 ms 位までは D.L.F の影響が出ている。80 ms 以降になると動荷重の影響は小さくなり D.L.F = 1.05 ~ 1.10 程度になる。結論として、系の固有周期が現象の立ち上がり時間に比較して 4 倍近くも長いため、破断直後のジェット衝突力を計測することは困難であった。そのため Fig. 5.4 のジェット衝突力も破断後 100 ms 以降のデータが図示されている。

つぎに配管反力の最大値が生じた時刻  $t(F_T^{\max})$  とその時の圧力容器圧力  $p_0(F_T^{\max}) - p_{\infty}$  との関係について述べる。Fig. 5.4 に系内圧力として圧力容器底部より高さ 1 m の位置に設置した圧力計 PU103 の出力を示した。RUN5905 では破断後 110 ms 位のサブクール水放出期間がありその間に圧力が 15.42 MPa から 10.72 MPa まで減少する。その後飽和水放出が生じ破断後 130 ms 位で配管反力に最大値が生じ、その時の圧力容器圧力は 10.86 MPa であった。他の PWR. LOCA 条件の試験について、 $t(F_T^{\max})$ ,  $p_0(F_T^{\max}) - p_{\infty}$ ,  $t_{sub}$  を Table 5.1 に示した。同時に BWR. LOCA 条件下の試験についても  $t(F_T^{\max})$  と  $p_0(F_T^{\max}) - p_{\infty}$  の値も示した。PWR. LOCA 条件の場合、破断口径が大になると質量流量が大になるので  $t_{sub}$  の値は小となる。5 回の PWR. LOCA 試験のうち飽和水放出の過程で  $F_T^{\max}$  が生じたのは RUN5905 のみであって他の 4 回の試験ではサブクール水放出過程で  $F_T^{\max}$  が生じた。Fig. 5.4 にはターゲット中心の圧力計出力と中心から 350 mm 離れた位置に設置した圧力計の出力も示されている。このデータから、配管反力が最大値を示す時刻には、やはりターゲット上の圧力も最大値を示していることが分かる。

つぎに  $F_T^{\max}$  を簡略評価する実験式を求める。実験式としては推力係数  $C_T$  を用いた

$$F_T^{\max} = C_T A_E (p_0 - p_{\infty}) \quad (5.6)$$

がよく用いられる。Table 5.1 に (5.6) から求めた  $C_T$  の値を示した。この値より BWR もしくは PWR. LOCA 条件の差に関係なく  $C_T = 0.95$  の値を用いて配管反力の最大値を評価すればよいことが分かる。

しかしながら、 $C_T$  の値は試験配管の管摩擦による圧力損失に依存するのでここで求めた値は一般性に欠ける。すなわち、 $C_T = 0.95$  の値は著者の試験体系についてのみ有効であって、一般的の圧力容器からのプローダウンにともなう配管反力を評価しているものではない。管摩擦と  $C_T$  との関係については Fig. 5.5 に示す Jain と Hastings による解析結果がある [54]。Fig. 2.4 に示した試験体系を例にとると  $D = 0.17$  m,  $L = 13.3$  m であるから Fig. 5.5 において  $f = 0.01$  として

$$fL/D = 0.8 \quad (5.7)$$

となる。図から  $p_0 = 6.89$  MPa (= 1000 psi) の飽和水放出の場合は

$$C_T = 0.95 \quad (5.8)$$

となる。この値は Table 5.1 に示した  $C_T$  の値とほぼ一致する。また、表では BWR/PWR. LOCA 条件の差に関係なく  $C_T = 0.89 \sim 0.98$  であったが、Fig. 5.5 において  $p_0 = 13.78$  MPa (= 2000 psi) の飽和水放出の場合の  $C_T$  を読み取ると 0.97 程度の値であって、図からも BWR / PWR. LOCA 条件下のプローダウンにおける  $C_T$  の値に差はないことが分かる。このことから、他の一般的な  $L$  と  $D$  を有する系に対し、プローダウンにともなう配管反力を評価する一つの手法として、Jain と Hastings による解析結果を用いればよいことが分かる。

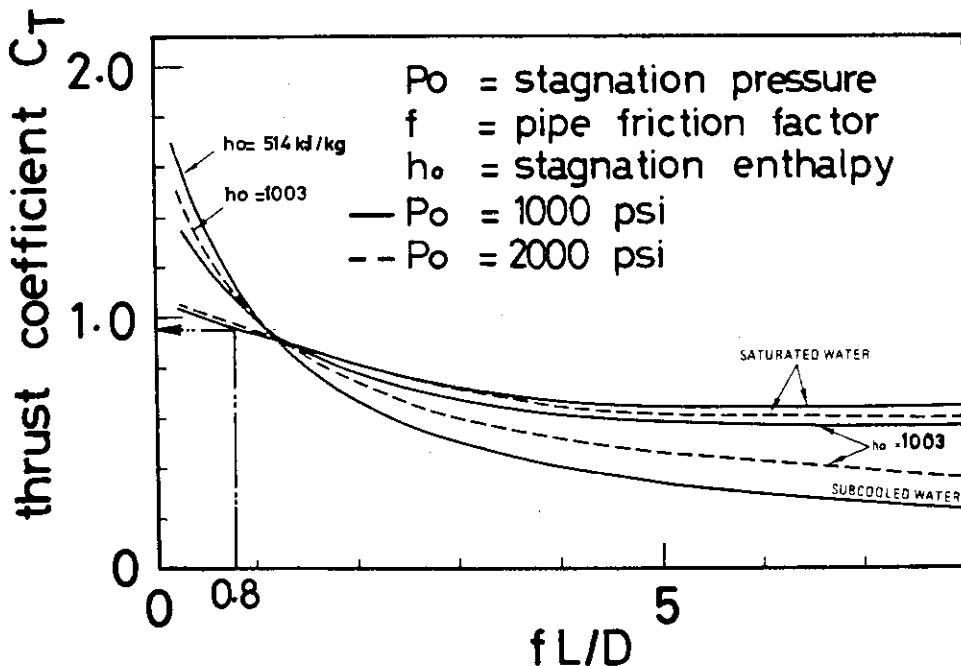


Fig. 5.5 Thrust coefficient and pipe friction [54]

## 5.3.4 圧力分布の積分による、ジェット衝突力評価

5.3.2項ではターゲット上における最大圧力分布の実験式として(5.5)を提案した。5.3.3項では $F_T = F_J$ の成立することを実験的に示した。そこでこの項では(5.5)をターゲット上で面積分して $F_J^{\max}$ を求め、その値と試験による $F_T^{\max}$ とを比較検討する。まず

$$F_J^{\max} = \int_0^{1.0} 2\pi r \cdot 0.46(H/D)^{-2}(p_0 - p_\infty) \exp[-2.010(r/H)^2] dr \quad (5.9)$$

を求める。積分範囲の上限値1.0はターゲットの半径が1mであることに依存する。この積分は容易であって

$$F_J^{\max} = \frac{0.92\pi(p_0 - p_\infty)D^2}{4.020} [1 - \exp(-2.010/H^2)] \quad (5.10)$$

となる。各試験について(5.10)に基づいて $F_J^{\max}$ を計算しTable 5.1に示した。表から明らかなように、 $H/D = 18$ の場合を除いて、試験から得た $F_T^{\max}$ と実験式から得た $F_J^{\max}$ とは極めて良く一致している。このことは(5.5)の正当性と $F_T = F_J$ の有効性とを示している。 $H/D = 18$ の試験で両者が一致しない理由として以下の2点が挙げられる。

- (1) ジェットの拡がりがターゲットを覆ってなお余りある。
- (2)  $H/D = 18$ の場合、ターゲット上の圧力分布を(5.5)で近似できない。(5.5)の適用範囲は $1 \leq H/D \leq 5$ である。

RUN 5509 と 5601 に限っては半径 0.5 m のターゲットを使用したので、積分の上限値を 0.5 m と 1 m とした場合について  $F_j^{\max}$  を求めておいた。Table 5.1 から明らかなように (5.9)において積分範囲を 0.5 m とすると  $F_j^{\max} \leq F_T^{\max}$  となってしまう。しかし積分範囲を 1.0 m に選ぶと  $F_j^{\max} \neq F_T^{\max}$  となる。すなわち  $H = 0.5$  m におけるジェットの拡がり半径は 0.5 m よりも大であることをこの計算結果が如実に示している。このことはすでに 4.4.7 項において高速度カメラによって確認されていることである。

### 5.3.5 ターゲット上の最大圧力分布に関する一般的表示法

これまで、ターゲット上の最大圧力を評価する実験式として  $1 \leq H/D \leq 5$  をその適用限界として

$$p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty} = A(H/D)^n(p_0 - p_{\infty}) \quad (5.11)$$

なる式が提案され、この式を用いて著者はターゲット上の最大圧力の分布を

$$p_t^{\max}(r) - p_{\infty} = A(H/D)^n \exp[-2.020(r/H)^2](p_0 - p_{\infty}) \quad (5.12)$$

で与えた。 $F_j^{\max}$  はこの式を  $r = 0$  から  $r = \infty$  まで面積分して

$$F_j^{\max} = \frac{2\pi A(p_0 - p_{\infty})(H/D)^n H^2}{4.020} \quad (5.13)$$

で与えられる。さて

$$F_j^{\max} = F_T^{\max} = C_T \frac{\pi D^2}{4} (p_0 - p_{\infty}) \quad (5.14)$$

であるから (5.13) と (5.14) を等値すれば  $1 \leq H/D \leq 5$  のもとで

$$\frac{2A(p_0 - p_{\infty})(H/D)^n H^2}{4.020} = C_T D^2 / 4 \quad (5.15)$$

が得られる。(5.15) で  $n = -2$  を選べば、ちょうど両辺の  $D$  と  $H$  が相殺され

$$A = 0.5 C_T \quad (5.16)$$

が得られる。5.3.3において著者の試験体系に対し  $C_T = 0.95$  の値を定めたが、 $C_T = 0.95$  とすれば  $A = 0.48$  となって (5.3) における定数 0.46 に近い値が得られる。北出らは (5.11) に  $A = 0.65$ 、 $n = -2$  を定め、 $C_T = 1.12$  を実験的に定めた[10]。(5.16) に  $C_T = 1.12$  を代入すると  $A = 0.56$  の値が得られ、0.65 の値とは 16% の違いである。

(5.16) を用いることによって、任意の  $D$  と  $L$  とを有する配管から放出されたジェット流によるターゲット上の最大圧力を評価することが出来る。すなわち、Fig. 5.5 より  $C_T$  を定める。そして (5.16) から  $A$  を定めれば (5.2) を用いて最大圧力が求まる。

以上の考察から、ターゲット上の最大圧力の分布は  $1 \leq H/D \leq 5$  の範囲で

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.5 C_T (H/D)^{-2} \exp[-2.010(r/H)^2] \quad (5.17)$$

で与えられることが分かった。

ここで、一般化した実験式 (5.17) と試験結果との誤差評価をしてみる。Fig. 5.6 に実験式と試験結果を示す。

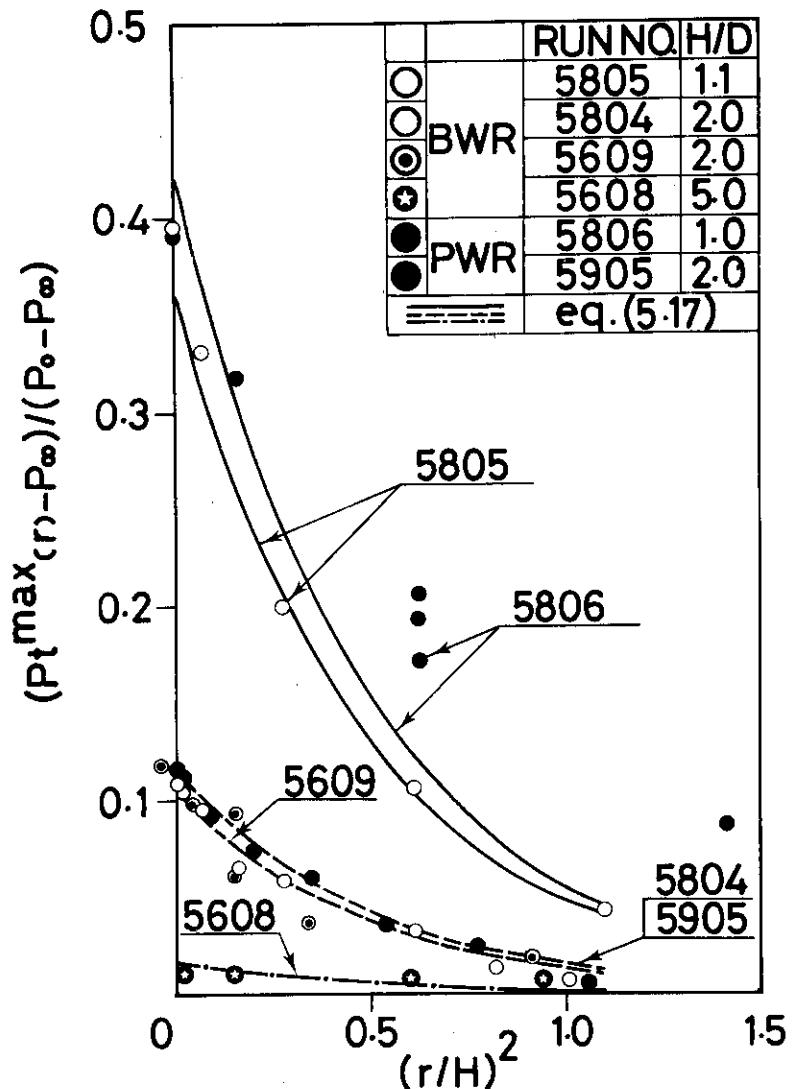


Fig. 5. 6 Estimation of maximum pressure distribution on target by experimental formula [44]

$\frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}}$  の値は設計にとって重要な値となるが、これは実験式による評価値の  $\pm 10\%$  以内にある。最大圧力分布形状をみると、最大誤差は RUN 5806 で観察され実験値は実験式に対し  $+70\%$  の誤差が生じた。しかしながら他の例についてみれば、実験値は実験式評価の大体  $\pm 10\%$  以内にあることが分かる。

著者は  $p_0$ ,  $h_0$  を広範に選んでジェット流をターゲットに衝突させた訳ではないので、本稿に述べた結果は BWR もしくは PWR LOCA 条件に近い条件においてのみ有効であることを明確に述べておく必要がある。

## 5.3.6 ターゲット上の最大圧力分布について北出らの実験式との比較

北出らはターゲット上の最大圧力分布を評価する実験式として

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}} = \operatorname{sech}^2[0.88r/(r_{1/2})] \quad (5.18)$$

を提案している〔8, 10〕。この項では(5.18)と著者のデータとの比較をする。Fig. 5.2 に戻って RUN 5805 と 5806 のデータに着目すると、北出らの定義から

$$r_{1/2} = 0.10 \quad (5.19)$$

となる。さらに

$$\frac{p_t^{\max}(r=0) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.39 \text{ であるから, (5.18) を本報の記述法で書くと}$$

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.39 \operatorname{sech}^2(8.8r) \quad (5.20)$$

となる。Fig. 5.2 上に(5.20)による計算値が表示してある。(5.20)と RUN 5805 と 5806 の試験結果とは良く一致しており、北出らによる実験式は非常に優れた式であることが分かった。

それに対し、本報ではターゲット上の最大圧力分布を示す実験式として(5.5)を提案した。この式と(5.18)との比較をするため、RUN 5805 について(5.18)を Fig. 5.3 に示した。図から明らかなようにどちらも試験結果を良く評価していることが分かる。しかしながら、(5.18)の場合には  $r_{1/2}$  を求めなければならないことと、(5.9)において積分を実行する場合積分が解析的に求まらない点で、やや難点があると思う。

## 5.4 結論

BWR および PWR. LOCA 条件のもとで 4, 6, 8 インチ管を用いて H/D の値を 1, 2, 5, 18 と変え計 11 回のジェット放出試験を実施した。この第 5 章ではこれらの試験結果を全体的にまとめ、ジェット流を受ける機器構造物の設計に資するようまとめたものである。

- (1) 配管反力とジェット衝突力とは等しいことを実験的に確認した。
- (2) 一例として Jain と Hastings の結果を利用して長さ L, 内径 D を有する配管からのプロダウントにともなう推力係数  $C_T$  を求める。
- (3) 配管反力の最大値は

$$F_T^{\max} = C_T A_E (p_0 - p_\infty)$$

で評価できる。

- (4) ターゲット上の最大圧力は

$$\frac{p_t^{\max} - p_\infty}{p_0 - p_\infty} = A (H/D)^{-2}, \quad A = 0.5 C_T$$

で評価できる。さらにターゲット上の最大圧力の分布は

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_\infty}{p_0 - p_\infty} = A (H/D)^{-2} \exp[-2.010(r/H)^2], \quad A = 0.5 C_T$$

で評価できる。これらの式は BWR もしくは PWR. LOCA 条件に近い条件のもとで、かつ

$1 \leq H/D \leq 5$  の範囲で適用できる。

- (5) 著者の試験結果によれば、結論(3)における  $C_T$  の値は 0.95 であり、結論(4)における A の値は 0.46 であった。A = 0.46 として結論(4)の第 2 式をターゲット上で面積分して得たジェット衝突力の最大値は、試験から得た配管反力の最大値と一致した。

## 6. ターゲット上の最高温度に関する 実験式による評価法 [45]

### 記 号

$C_T$	= 推力係数
$D$	= 破断口内径 (m)
$f$	= 管摩擦係数 (= 0.01)
$H$	= 放出口とターゲットとの距離 (m)
$p_0$	= 圧力容器初期圧力 (Pa)
$p_t$	= ターゲット上の圧力 (Pa)
$p_t^{\max}$	= ターゲット上の最大圧力 (Pa)
$p_t^{\max}(r)$	= ターゲット中心から距離 $r$ における最大圧力 (Pa)
$p_{\infty}$	= 大気圧 (Pa)
$r$	= ターゲット中心からターゲットに設置した圧力計までの距離 (m)
$T_0$	= 圧力容器初期温度 (285°C もしくは 325°C)
$T_t$	= ターゲット上の温度 (°C, K)
$T_t^{\max}$	= ターゲット中心の最高温度 (°C, K)
$T_{\text{sat}}(p_t)$	= ターゲット上の圧力から蒸気表を用いて得たターゲット上の飽和温度 (°C)

### 6.1 概論

この第 6 章では、ジェット流がターゲット上に衝突した後のターゲット上の圧力と温度の関係について考察を加え、さらにターゲット上の最高温度を評価する実験式について述べる。

想定配管破断事故に起因した波及事故の拡大を防止するため、ANS 58.2[1]は、破断想定位置近傍にある周辺機器構造物をジェット流衝突から保護するか、もしくはそれに耐えうるように設計することを要求している。ジェット流による影響として

- (1) ジェット衝突力
- (2) 温度
- (3) 湿度

の 3 点を挙げており、(1)については配管反力とともにすでに第 5 章で考察した。この章では(2)のジェット流を受ける遮蔽板に生じる温度の影響について考察する。ANS 58.2[1]は温度の影響について若干述べてあるが、遮蔽板に作用する最高圧力およびその分布に関する基準程度には明確に規定されておらず、設計者には役に立たないと考えられる。この理由として、すでに 1.1 節に述べたように、配管反力とターゲット上の圧力分布に関する研究と比較すれば、ジェット流を受けるターゲット上の温度分布に関する研究は極めて少ないことが挙げられる。

加えて、この章で考察する結果は以下のような工学的応用面を有している。すなわち、格納容器壁に万一ジェット流が衝突すると、格納容器は局所的圧力荷重と局所的加熱による非定常熱応力を重畳して受けることになるが、このような仮想事故状態における格納容器の動的挙動を解析する入力データを、この章の考察は与えてくれる。また、格納容器には多数の電線管

貫通口があるが、万一の事故の際にも放射性物質を外部環境へ放出することのないよう、貫通口はエポキシ樹脂で充填されている。しかしながら、LOCAの結果ジェット流がエポキシ樹脂に衝突すると、これが溶融し格納容器の気密性が破られる恐れもある。ここで述べる結果はエポキシ樹脂のLOCA時耐熱性能評価にも用いられる。

2.3節に述べたように、またPhoto 2.9に示したようにターゲットには圧力計とともに0.3φC.A. 熱電対がその近傍に設置されており、熱電対の先端はターゲット面より10 mm放出口側へ飛び出している。この章では、この熱電対出力をもとにジェット流がターゲット上に衝突した後のターゲット上の温度と圧力との関係について考察する。さらにターゲット上の最高温度を評価する実験式を提示し、ジェット流を受ける機器構造物の温度上昇を定める簡易評価法を示した。

## 6.2 試験結果

Table 6.1に12個のRUNに関する試験条件と主な試験結果を示す。条件表はBWR/PWR, LOCA条件とH/Dの値によって分類してある。表の左側に試験条件を、中央に試験結果を、そして右側にこの章で作成した実験式によるターゲット上の最高温度を示す。

Table 6.1 Test conditions and test results

Test conditions						Test results		(*)
BWR/PWR	H/D	RUN No.	P <sub>o</sub> MPa	D m	H m	T <sub>t max</sub> °C	P <sub>t max</sub> MPa	T <sub>t max</sub> °C
BWR	1	5805	6.84	0.170	0.191	201	2.76	229
	2	5609	6.90	0.129	0.258	159	0.90	175
	2	5709	6.85	0.129	0.258	192	1.62	175
	2	5804	6.86	0.191	0.382	171	0.84	175
	5	5601	6.86	0.097	0.500	120	0.16	121
	5	5608	6.86	0.129	0.644	110	0.17	124
PWR	1	5806	15.47	0.129	0.126	263	6.11	289
	1	5906	15.58	0.170	0.171	255	---	291
	2	5708	15.62	0.129	0.258	210	2.04	210
	2	5905	15.52	0.170	0.341	201	1.92	211
	5	5707	15.54	0.129	0.644	155	0.52	143
	18	5710	15.47	0.129	2.395	105	0.157	105

(\*) These values are not obtained from test results but from eq.(6.4) by using P<sub>o</sub>, C<sub>T</sub> and steam table.

Fig. 6. 1 に RUN 5905 におけるターゲット上の圧力挙動を示す。図中 50e, 300w とあるのはすでに Fig. 2. 8 に示したように、これらの圧力計がターゲット中心より 50mm 東, 300mm 西に設置してあることを示す。

Fig. 6. 2 にこの RUN 5905 における熱電対出力を示す。Fig. 6. 1, Fig. 6. 2 から明らかなようにターゲット中心から離れるにつれて圧力、温度ともに一様に減少していく。同様に Fig. 6. 3 から Fig. 6. 6 までに他の試験における熱電対出力を示す。図中の黒丸は、ターゲット上の圧力計出力から得た圧力に対応する飽和温度であって、蒸気表[50]から定めた温度である。

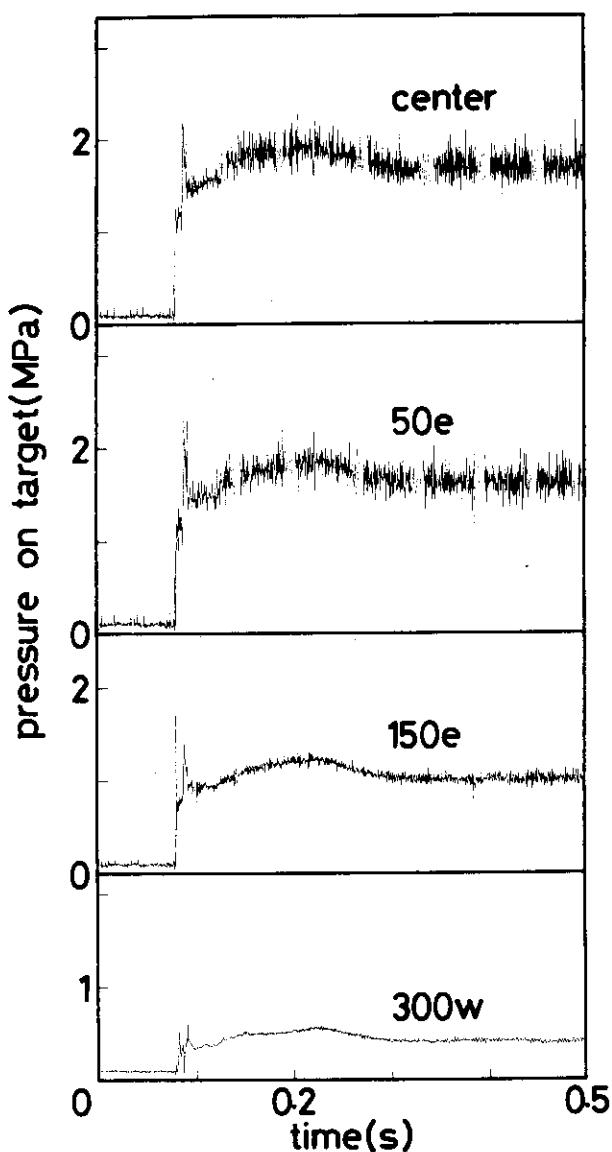


Fig. 6. 1 Pressure behavior on target in  
RUN 5905 [45]

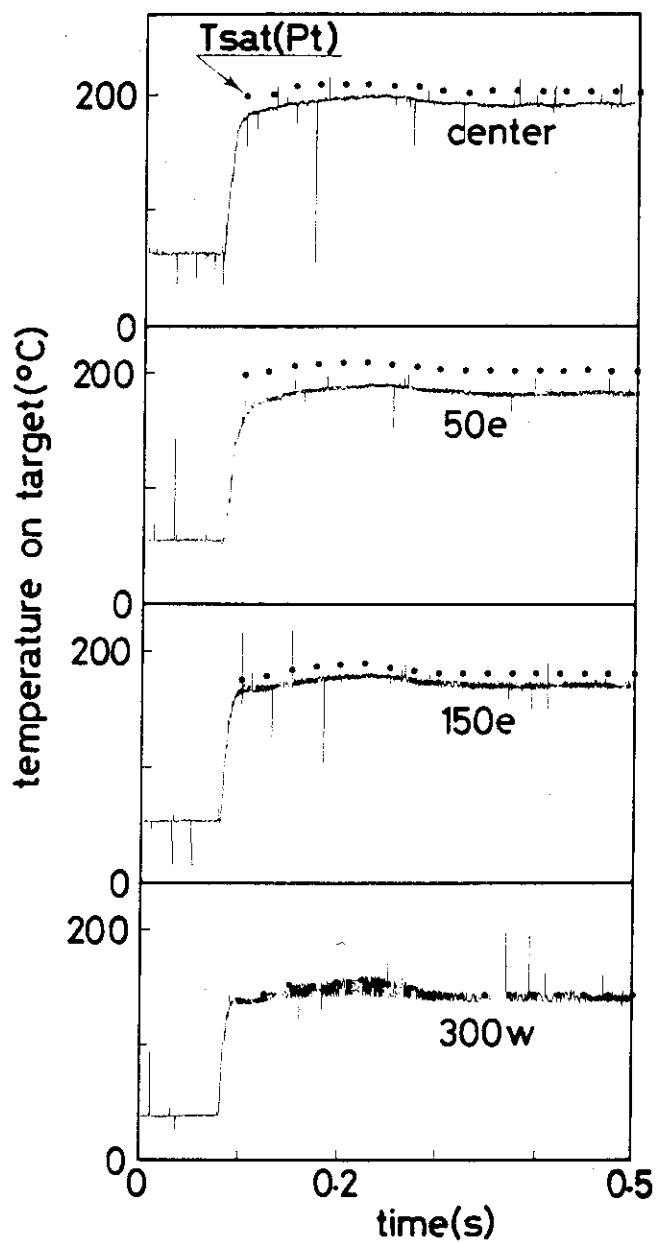


Fig. 6. 2 Temperature behavior on target in RUN5905 [45]  
(PWR. LOCA, H / D = 2 )

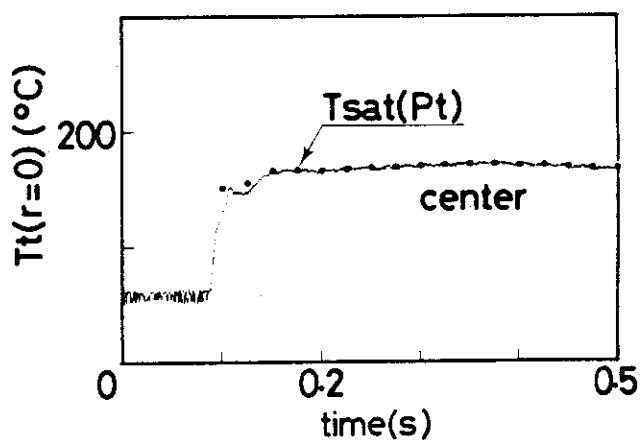


Fig. 6.3 Temperature behavior on target in RUN5804 [45]  
(BWR, LOCA, H / D = 2)

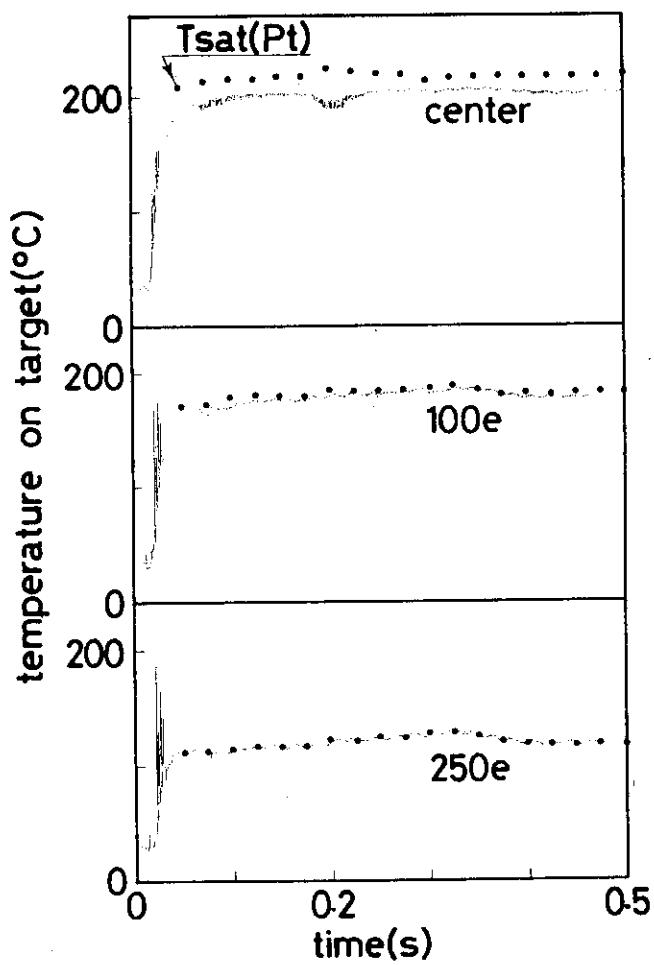


Fig. 6.4 Temperature behavior on target in  
RUN5805 [45] (BWR, LOCA, H / D = 1)

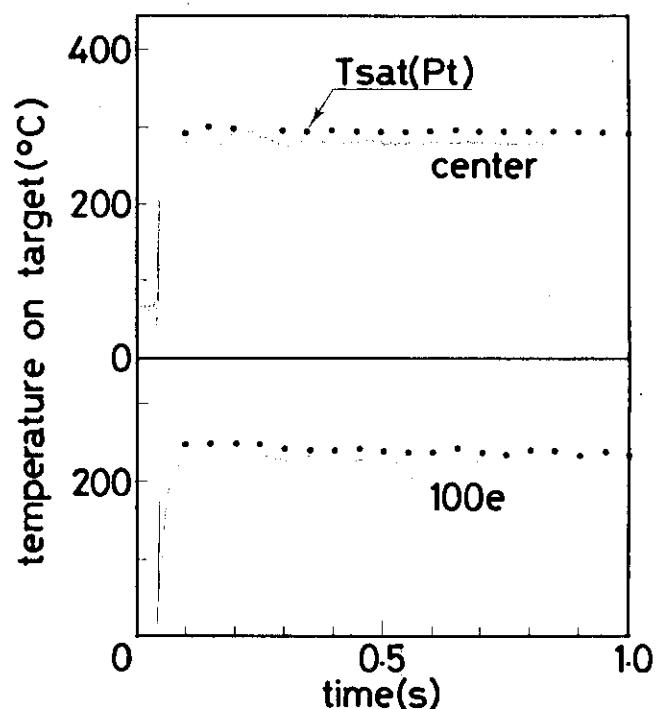


Fig. 6.5 Temperature behavior on target in  
RUN5806 [45] (PWR, LOCA, H / D=1)

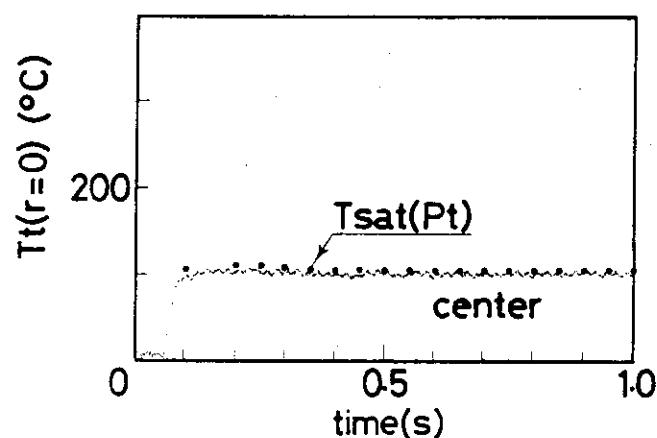


Fig. 6.6 Temperature behavior on target in RUN5710 [45]  
(PWR, LOCA, H / D=18)

### 6.3 考 察

#### 6.3.1 热電対温度と圧力計から得た飽和温度との関係

Fig. 6.2 から Fig. 6.6 に示した試験結果から、ターゲット上の温度はターゲット上の圧力に相当する飽和温度に等しいか、もしくは飽和温度以下であることが分かる。このことからジェット流を受ける機器構造物もしくは材料、たとえば格納容器、弁類および電線管貫通口におけるエポキシ樹脂等に作用する温度を評価するには、ターゲット上の圧力に対応する飽和温度を採用すれば安全側評価となることが分かる。

#### 6.3.2 ターゲット上の最高温度

Fig. 6.7 にターゲット中心における最高温度  $T_t^{\max}$  と無次元化距離  $H / D$  の関係を示す。 $T_t^{\max}$  は  $T_0$  と  $H / D$  に強く依存し、PWR 試験条件の場合の方が BWR 試験条件の場合よりも高い値を示している。つぎに 5 章でターゲット上の最大圧力  $p_t^{\max}$  を初期系内圧力  $p_0$  で除して無次元化したように、 $T_t^{\max}(K) / T_0(K)$  を求めこれと  $H / D$  との関係を調べてみる。Fig. 6.8 に両者の関係を示す。ここに  $T_0 = 235 + 273 = 558 K$  (BWR 試験の場合),  $T_0 = 325 + 273 = 598 K$  (PWR 試験の場合) である。図から BWR / PWR, LOCA 条件の差にかかわらず実験式

$$\frac{T_t^{\max}(K)}{T_0(K)} = 0.89(H/D)^{-0.15} \quad 1 \leq H/D \leq 20 \quad (6.1)$$

が成立する。

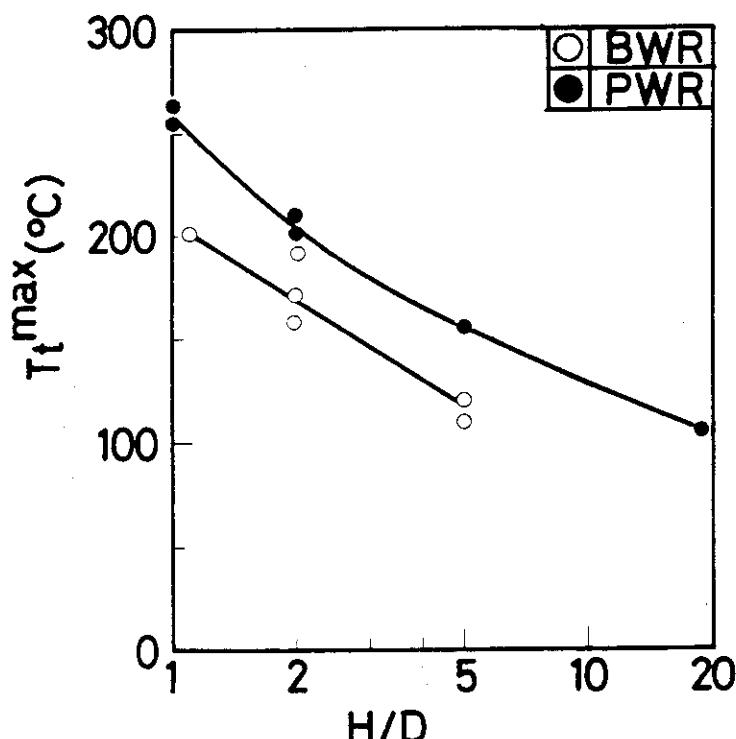


Fig. 6.7 Maximum temperature and nondimensional distance [45]

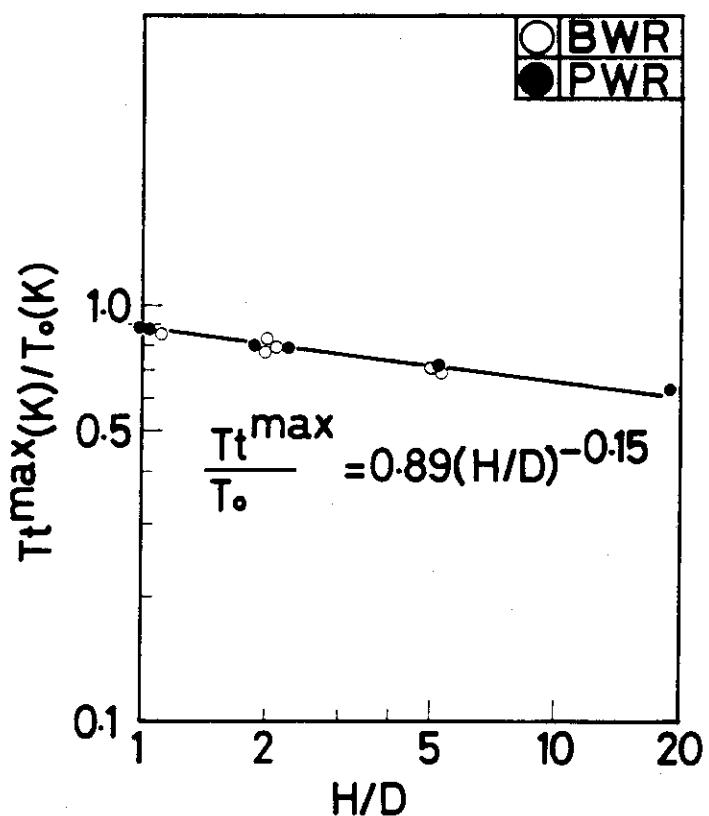


Fig.6. 8 Nondimensional maximum temperature and distance (45)

## 6.3.3 ターゲット上の最高温度と最大圧力との関係

5.3.1 項において、著者の試験体系についてターゲット上の最大圧力も BWR / PWR 条件の差に関係なく唯一の実験式で表示されるとし、実験式

$$\frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.46(H/D)^{-2} \quad 1 \leq H/D \leq 5 \quad (6.2)$$

を定めた。(6.1)と(6.2)からパラメータ  $H/D$  を消去すれば  $T_t^{\max}(K)$  と  $p_t^{\max}(MPa)$  との関係が得られるから、ターゲットにおける流体状態を知ることができる。計算を実行すると

$$\frac{T_t^{\max}(K)}{T_0(K)} = 0.943 \left( \frac{p_t^{\max} - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} \right)^{0.075} \quad 1 \leq H/D \leq 5 \quad (6.3)$$

が得られる。ただし、(6.2)は  $1 \leq H/D \leq 5$  で有効としてあるので(6.3)もこの範囲で有効である。Fig. 6.9には、(6.3)、蒸気表[50]による  $p_t^{\max}$  に対応する飽和温度  $T_{\text{sat}}(p_t^{\max})$ 、試験結果から成る3種のデータが図示されている。図から明らかなように実験式(6.3)は試験結果をほぼ正確に評価していること、さらにジェット流を受ける機器構造物を設計するに当って最高温度を評価するには、 $T_{\text{sat}}(p_t^{\max})$  の値で設計すれば安全側であることが分かる。ここに  $p_t^{\max}$  は(6.2)から定める。

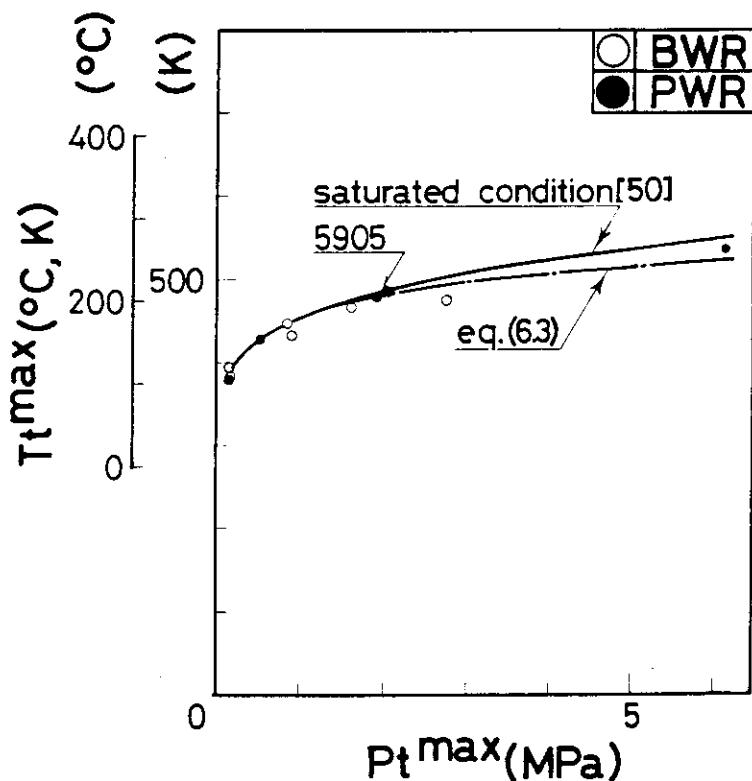


Fig. 6.9 Relations between maximum temperature and pressure on target [45]

## 6.3.4 一般的体系を有する系の配管破断によるターゲット上の最高温度

設計者が耐ジェット流機器構造物を設計する場合必要とする情報はターゲット上の最大圧力と最高温度である。前項で述べた考察は著者の試験体系についてのみ成立するものであって、一般体系からの配管破断によるターゲット上の圧力と温度には言及していない。そこでこの節ではこの点について考察する。

(5.17) を再記する。

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_{\infty}}{p_0 - p_{\infty}} = 0.5 C_T (H/D)^{-2} \exp[-2.010(r/H)^2] \quad (6.4)$$

この式は長さ  $L$ 、内径  $D$  を有する配管からのブローダウンにともなうターゲット上の最大圧力の分布を表わす実験式である。 $C_T$  は Jain と Hastings [54] による推力係数であって、Fig. 5.5 から定まる。ターゲット上の最大圧力はターゲット中心で生じることから  $p_t^{\max} = p_t^{\max}(r=0)$  としてこの  $p_t^{\max}$  に対応する  $T_t^{\max}$  を蒸気表から求めてみた。この値を Table 6.1 の最右欄に示した。同時に Fig. 6.10 に試験結果の  $T_t^{\max}$  と実験式による  $T_t^{\max}$  とを示す。図から明らかなように実験式はほぼ試験結果を正しく評価していることが分かる。このことから、一般体系を有する配管破断によるターゲット上の最高温度を評価する簡易解析手段の一手法として、(6.4) で定められる圧力に相当する飽和温度を採用すればよいことが分かる。

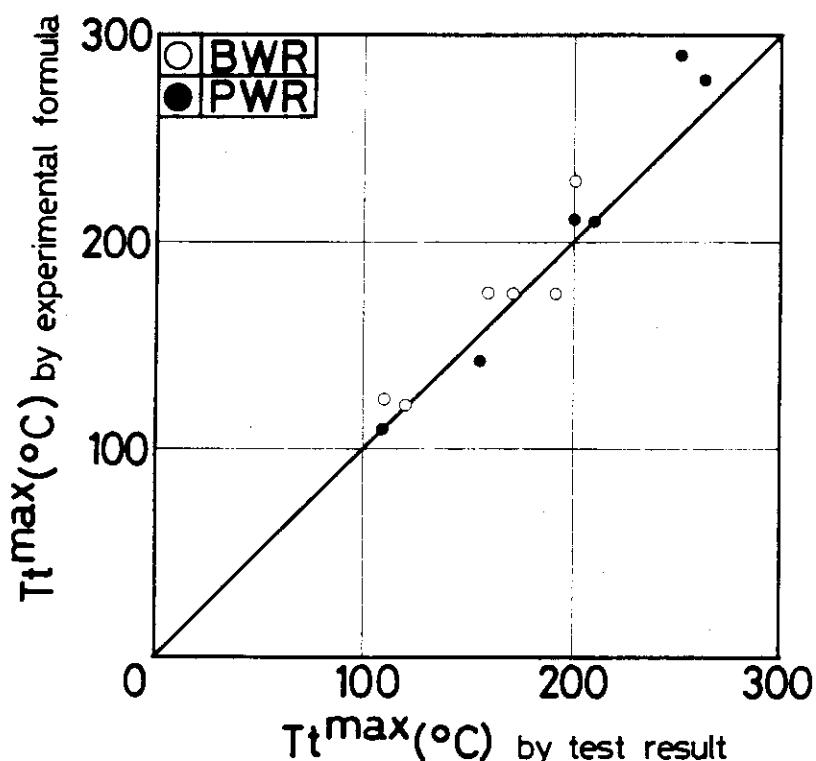


Fig. 6.10 Comparison of maximum temperature between experimental formula and test results [45]

#### 6.4 結論

BWR および PWR. LOCA 条件のもとで 4, 6, 8 インチ管を用いて H / D の値を 1, 2, 5, 18 と変え計 12 回のジェット放出試験を実施した。この第 6 章ではジェット流を受けるターゲット上の最高温度と最大圧力との関係について考察し、ターゲット中心における最高温度の簡易評価式を提示した。

- (1) ターゲット上の温度と圧力はターゲット中心からターゲット周辺へと行くにつれて順次低下していく。最大値はターゲット中心で生じた。
- (2) ターゲット上の温度分布は、蒸気表を用いてターゲット上の圧力分布から定められる飽和温度を採用すれば安全側評価となる。
- (3) 一般体系を有する配管破断によるターゲット上の最高温度を評価する簡易解析手段を提示した。この結果を著者の試験体系に適用した。実験式による評価は試験結果に対し一致するか安全側評価を与えた。

## 7. DRIX-2D コードによる熱流体解析 [29, 30, 31]

## 記 号

- $A$  = ラブチャーディスクの破断面積  
 $A_E$  = 放出口流路断面積 ( $= 74.1 \text{ cm}^2$ )  
 $d$  = 配管直径 (m)  
 $F$  = 配管反力 (N)  
 $F_m$  = 配管反力の運動量項 (N)  
 $F_{m,f}$  = 配管反力の液相運動量項 (N)  
 $F_{m,g}$  = 配管反力の蒸気相運動量項 (N)  
 $F_p$  = 配管反力の圧力項 (N)  
 $I$  = 2相混相体の比内部エネルギー (J/kg)  
 $k_d$  = 相対粗さ ( $= 0.002$ )  
 $p$  = 圧 力 (Pa)  
 $p_t$  = ターゲット上の圧力 (Pa)  
 $p_\infty$  = 大気圧 ( $= 0.1 \text{ MPa}$ )  
 $r$  = 円筒座標系における半径方向座標 (m)  
 $r$  = エルボ部曲率半径 (m)  
 $R$  = エルボ部内径 (m)  
 $Re$  = レイノルズ数  
 $t$  = 時 間 (s)  
 $T$  = 温 度 (K)  
 $\bar{u}$  = 混相速度ベクトル (m/s)  
 $\bar{u}_r$  = 相対速度ベクトル (m/s)  
 $U$  =  $\bar{u}$  の半径方向速度成分 (m/s)  
 $U_r$  =  $\bar{u}_r$  の半径方向速度成分 (m/s)  
 $V$  =  $\bar{u}$  の軸方向速度成分 (m/s)  
 $V_f$  = 液相速度 (m/s)  
 $V_g$  = 気相速度 (m/s)  
 $V_r$  =  $\bar{u}_r$  の軸方向速度成分 (m/s)  
 $z$  = 円筒座標系における軸方向座標 (m)  
 $\Gamma_0$  = 相変化率の蒸発係数 ( $= 0.166$ )  
 $\Gamma_1$  = 相変化率の凝縮係数 ( $= 0.0166$ )  
 $\theta$  = ボイド率  
 $\lambda$  = 直管の管摩擦係数  
 $\lambda_0$  = エルボ部の管摩擦係数  
 $\nu$  = 混相体の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $\nu_f$  = 液相の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$$\begin{aligned}
 \nu_g &= \text{蒸気相の動粘性係数 (m}^2/\text{s}) \\
 \rho &= \text{混相体の巨視的密度 (kg/m}^3) \\
 \rho_f &= \text{液相の巨視的密度 (kg/m}^3) \\
 \rho_g &= \text{蒸気相の巨視的密度 (kg/m}^3) \\
 \rho_f^0 &= \text{液相の微視的密度 (kg/m}^3) \\
 \rho_g^0 &= \text{蒸気相の微視的密度 (kg/m}^3)
 \end{aligned}$$

## 7.1 概 論

第7章では2次元圧縮性非定常2相混相流解析コードDRIX-2D[22, 23, 24]を用いて、4インチ管によるBWR. LOCA条件におけるジェット放出試験RUN5601[28]について解析した結果を報告する。

これまで、第4章においてBWR. LOCA条件下のジェット放出試験について破断後10sまでの配管反力を蒸気表と電卓で求めた。試験結果と計算結果とはよく一致したがこの手法では破断後200msまでの短時間現象を解析することは出来なかった。第5章および第6章においてはBWR/PWR LOCA条件下のジェット放出試験結果をもとに配管反力、ターゲット上の圧力分布および温度分布について考察を加え、設計に便利なように結果を実験式の形で整理した。この章では質量、運動量およびエネルギー保存式から成る連続体の基礎方程式にもとづく解析結果について述べる。

近年LOCA解析を目的として水、蒸気2相流解析コードが発展した。これらのコードを大別すると

- (1) 1次元コード
- (2) 2次元もしくは3次元コード

に分けられる。1次元コードはRELAP4[32]に代表されるように、系をメッシュで順次つないでブロードダウンにともなう系内の熱力学状態量を時間の関数として求めるものである。それに対し2次元コードは系内と、放出口より下流側にある自由空間を2次元メッシュで分割することによって自由空間内の熱力学状態量を計算する。したがってジェットの拡がり具合を知ることが出来る。もちろん2次元コードの方が1次元コードよりも式が複雑であり、計算時間も必要とする。2次元コードの代表例としてDRIX, K-FIX, BEACONがある。K-FIXとDRIXとの大きな差はK-FIXが熱的非平衡コードすなわち $T_f \neq T_g$ であってDRIXは熱的平衡コードすなわち $T_f = T_g$ であることである。そのためK-FIXは水、蒸気2成分についてそれぞれ質量、運動量、エネルギー保存の式を打ち立て計6個の式を解いている。それに対しDRIXは質量保存式を蒸気相と混相について計2個、運動量とエネルギーの式は混相について各1個計4個の式を解いている。そして気液相対速度についてドリフト・フラックス・モデルを使用している。熱的平衡コードであるためK-FIXに比較してエネルギーの式が1個少ない。このコードはKfKで開発されたが、その母体はSOLA-DF[25, 26]とKACHINA[55]コードである。7.2節では原研で実施したRUN5601を解析するのに用いたモデルと初期条件および境界条件につ

いて述べる。7.3節では配管反力、試験配管内圧力およびターゲット上の圧力分布について計算値と実験値とを比較する。7.4節は考察であって7.5節が結論である。

なおDRIX-2Dコードの保存式および構成方程式については付録に述べた。

## 7.2 DR IX-2D コードによるRUN 5601 の解析 [28, 29, 30, 31]

### 7.2.1 試験体系のモデル化

Fig. 4.3に示したRUN 5601の試験体系をメッシュに分割した。これをFig. 7.1に示す。座標系としては2次元( $r, z$ )円筒座標を使用し、試験配管の長手方向を $z$ 軸とした。軸対称にモデル化したので試験配管部の半径方向メッシュ幅は配管内径の1/2になっている。また圧力容器の体積は4 m<sup>3</sup>となるように寸法を定めた。

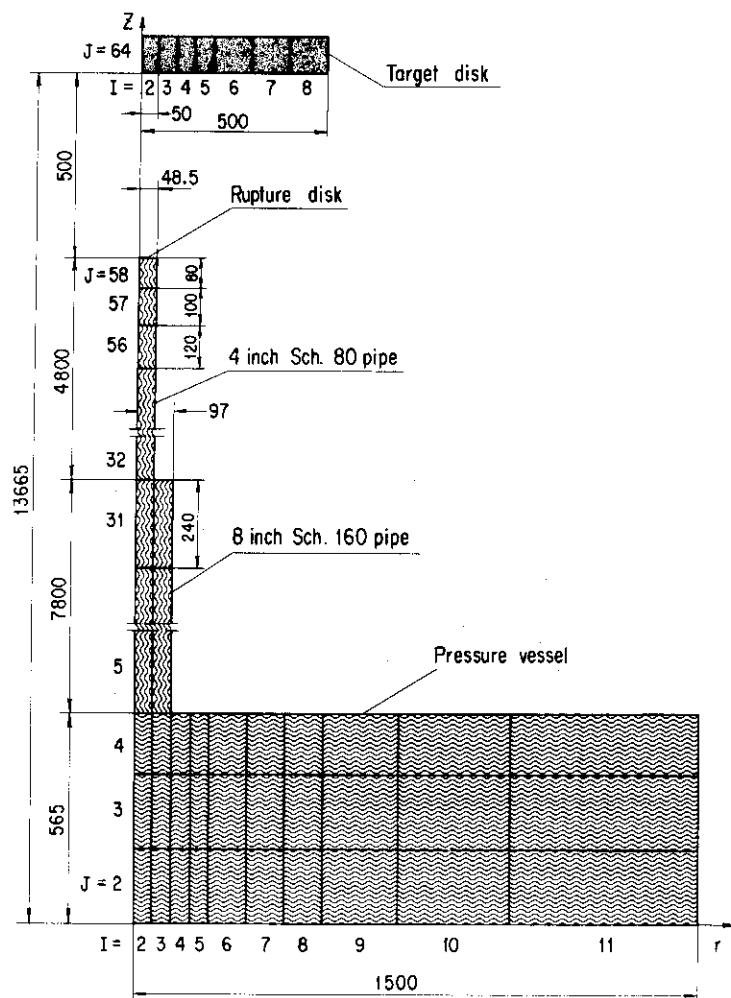


Fig. 7.1 Modeling of RUN5601 for DR IX-2D code [29, 30, 31]

Fig. 7. 2 に試験体系のトポロギを示す。全領域は半径方向に12個、軸方向に64個のセルから成り  $I = 1$  と  $12$  および  $J = 1$  と  $64$  の周辺セルは境界条件を与えるための仮想的セルである。これらのセル以外が圧力容器、8インチ管、4インチ管および自由空間を模擬している。ターゲットは  $J = 64$  の境界セルに含めた。 $I = 2, J = 58$  の所にラプチャディスクがある。図の斜線部分 ( $5 \leq J \leq 58$ ) はこれを固体の障害物と考え

$$\bar{u} = 0, \bar{u}_r = 0$$

なる境界条件を与え、このセルに関する繰り返し計算はスキップした。この障害物セルを除いたセルについて  $p, \rho, \rho_g, I, T, \bar{u}$ 、および  $\bar{u}_r$  が破断後の時間の関数として計算される。

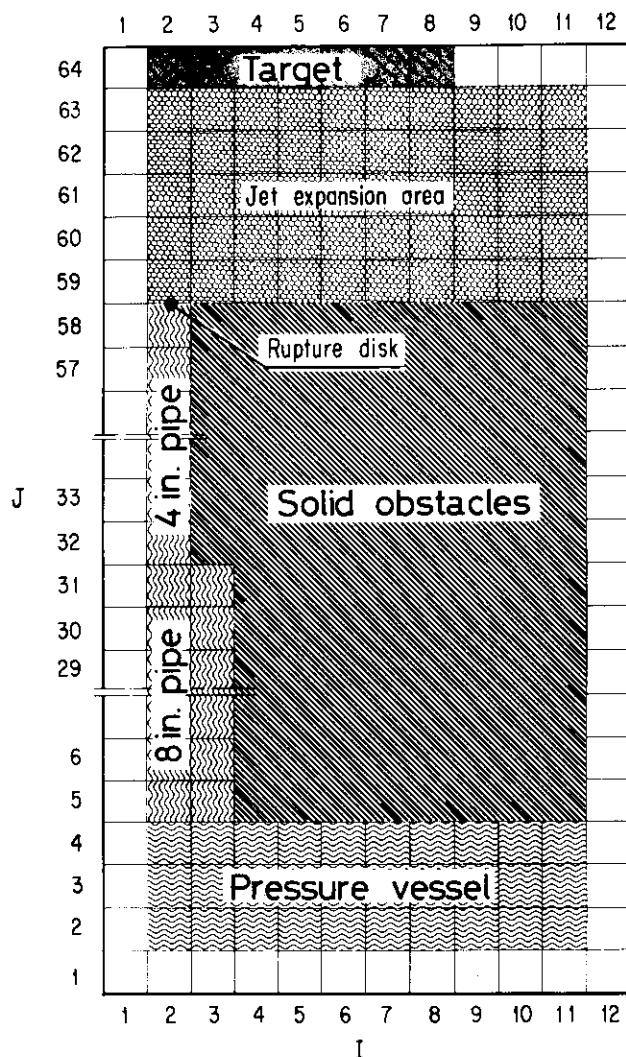


Fig. 7. 2 Topology of RUN5601 for DRIX-2D code [30, 31]

### 7.2.2 初期条件

解析に使用した初期条件を以下に示す。

(1) 初期系内圧力 = 7 MPa

(2) 自由空間の初期圧力 = 0.1 MPa

(3) 初期系内温度

(i)  $J = 1, 2$  (圧力容器上部) :  $T = 285.5^\circ\text{C}$

(ii)  $3 \leq J \leq 31$  (圧力容器下部と 8 インチ配管) :  $T = 280.0^\circ\text{C}$

(iii)  $32 \leq J \leq 58$  (4 インチ配管) :  $T = 280.0^\circ\text{C}$

(iv)  $59 \leq J \leq 64$  (自由空間) :  $T = 100.0^\circ\text{C}$

(4) 初期ボイド率

(i)  $J = 1, 2$  :  $\theta = 0.995$

(ii)  $3 \leq J \leq 58$  :  $\theta = -1$  (負の数を入力すれば流体はサブクール状態にある)

(iii)  $59 \leq J \leq 64$  :  $\theta = 0.995$

### 7.2.3 境界条件

Fig. 7.2 に示したように、流体セルはその周囲を境界条件用セルに囲まれている。さらに解析領域の中には障害物が設置されている。この項ではこれらの境界条件用セルおよび障害物セルと、流体セル間に設定した境界条件について述べる。

(1) Fig. 7.2 の左側境界条件すなわち  $I = 1$  については  $z$  軸に関して未知数が対称となるようにした。これによって、 $I = 1$  と  $I = 2$  のセル間に摩擦のない壁に沿った流れ (= rigid free-slip flow) を模擬することができる。式で書けば、 $J = 1 \sim 64$  に対し

$$(V, V_r, \rho, \rho_g, I, p)(1, J) = (V, V_r, \rho, \rho_g, I, p)(2, J)$$

さらに、 $-r$  方向への流出はないから

$$(U, U_r)(1, J) = 0$$

が境界条件となる。

(2) 右側境界条件すなわち  $I = 12$  については、 $J = 1 \sim 64$  に対し

$$(\rho, \rho_g, I, p)(11, J) = (\rho, \rho_g, I, p)(12, J)$$

圧力容器から  $+r$  方向への流出はないから、 $J = 2 \sim 4$  について

$$(U, U_r)(12, J) = 0$$

が境界条件となる。

(3) 下側境界条件すなわち  $J = 1$  については、 $I = 1 \sim 12$  に対し

$$(U, U_r, \rho, \rho_g, I, p)(I, 1) = (U, U_r, \rho, \rho_g, I, p)(I, 2)$$

さらに、 $-z$  方向への流出はないから

$$(V, V_r)(I, 1) = 0$$

が境界条件となる。

(4) 上部境界条件すなわち  $J = 64$  については、 $I = 1 \sim 12$  に対し

$$(\rho, \rho_g, I, p)(I, 63) = (\rho, \rho_g, I, p)(I, 64)$$

さらに, +z 方向への流出はないから

$$(V, V_r)(I, 63) = 0$$

$$(V, V_r)(I, 64) = 0$$

かつ

$$(U, U_r)(I, 63) = (U, U_r)(I, 64)$$

が境界条件となる。

- (5) つぎに固体障害物と 4 インチ管および 8 インチ管との境界条件を与える。 +r 方向には流れはないから

$$U(2, J), U_r(2, J) = 0 : J = 32 \sim 58$$

$$U(3, J), U_r(3, J) = 0 : J = 5 \sim 31$$

粘性流体の境界条件は管壁において  $\bar{u} = 0$  であるから[49], 固体側セルに流体セルと大きさが同じで逆向きの速度を与えてやれば管壁で  $\bar{u} = 0$  となる (= rigid no-slip flow)。そこで,  $J = 32 \sim 58$  の 4 インチ管については,

$$(V, V_r)(2, J) = -(V, V_r)(3, J)$$

$$(\rho, \rho_g, I, p)(2, J) = (\rho, \rho_g, I, p)(3, J)$$

$J = 5 \sim 31$  の 8 インチ管については,

$$(V, V_r)(3, J) = -(V, V_r)(4, J)$$

$$(\rho, \rho_g, I, p)(3, J) = (\rho, \rho_g, I, p)(4, J)$$

が境界条件となる。

- (6) 最後に流出条件を与えなければならない。この条件は  $J = 59 \sim 64$  に対し

$$p(12, J) = 10^5 \text{ Pa}$$

で与えた。この条件は遠方では圧力が大気圧に等しいことを意味している。

#### 7.2.4 管摩擦係数とエルボ部の付加摩擦損失

Fig. 7.2 に示した固体障害物と 4 インチ管もしくは 8 インチ管との間に存在する管摩擦係数は Colebrook と White による評価式

$$1/\sqrt{\lambda} = 1.74 - 2 \log [k_d + 18.7 / (Re \sqrt{\lambda})]$$

で与えた[56]。また Fig. 4.3 から分かるように試験配管には 4, 8 インチ管ロングエルボが設置してあるが、この部分の付加摩擦損失は White の式

$$\lambda_0/\lambda = 1 + 0.075 Re^{1/4} (R/r)^{1/2}$$

で評価した[56]。Fig. 4.3 の 4 インチ管最終エルボについては,  $R = 48.5 \text{ mm}$ ,  $r = 152.4 \text{ mm}$  となる。

Re 数は

$$Re = |V|d/\nu$$

で与えられ、動粘性係数  $\nu$  は

$$\nu = \theta \nu_g + (1 - \theta) \nu_f$$

で与えられる。ここに

$$\nu_g = 0.200 \cdot 10^{-4} (10^{-5} p)^{-0.8426}$$

$$\nu_f = 2.950 \cdot 10^{-7} (10^{-5} p)^{-0.2159} \quad : p \leq 15 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\nu_f = 2.178 \cdot 10^{-7} (10^{-5} p)^{-0.1038} \quad : p \geq 15 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

この式は蒸気表[57]に与えられた数値から作成した。

### 7.3 計算結果

計算時間幅は $10 \mu\text{s}$ とし、破断後 180 ms まで計算した。計算時間は KfK の IBM 3033 機で約 5 時間必要とした。以下配管反力、配管内圧力およびターゲット上の圧力について試験結果と計算結果とを比較する。

#### 7.3.1 配管反力

Fig. 7.3 に放出口近傍のモデル化を示す。セル番号(2.57)に圧力計 PU110 が、(2.51)に PU111 がある。配管反力測定用ロードセルは(2.55)と(2.56)の中間点に設置されている。配管反力は圧力項と運動量項の和で与えられ  $A/A_E$  をラプチャディスクの時間に対する開度とすれば

$$F = (F_m + F_p) A / A_E \quad (7.1)$$

となる。ここに運動量項は次式で与える。

$$F_m = F_{m,g} + F_{m,f}$$

$$F_{m,g} = \rho_g^0 A_E \theta V_g^2 = \rho_g A_E V_g^2$$

$$F_{m,f} = \rho_f^0 A_E (1 - \theta) V_f^2 = \rho_f A_E V_f^2$$

(7.2)

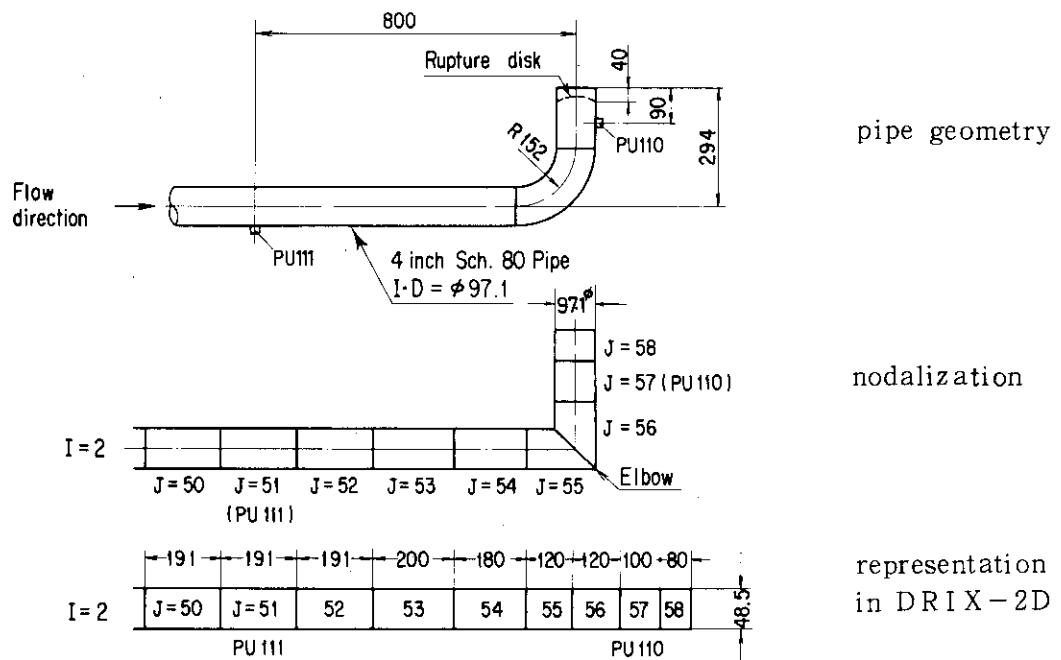


Fig. 7.3 Modeling of test pipe near pipe exit [30, 31]

DRIXコードでは  $\rho$ ,  $\rho_g$  および  $\bar{u}$ ,  $\bar{u}_r$  が計算される(A.1節参照)。そのため  $F_m$  を評価するのに必要な  $\rho_f$ ,  $V_f$ ,  $V_g$  は(A.3)と(A.31)から定める。すなわち  
(I, J)をセル番号として

$$\begin{aligned}\rho_g &= [\rho_g(2,55) + \rho_g(2,56)]/2 \\ \rho_f &= [\rho(2,55) + \rho(2,56)]/2 - \rho_g \\ V_g &= V(2,56) + (1 - \rho_g/\rho)V_r(2,56) \\ V_f &= V_g - V_r\end{aligned}\quad (7.3)$$

からこれらの量を定めた。圧力項は次式で与えた。

$$F_p = A_E[(p(2,55) + p(2,56))/2 - 10^5] \quad (7.4)$$

Fig. 7.4, 7.5, 7.6に配管反力、配管内圧力およびターゲット上の圧力に関する試験結果を示す。図を見ると配管反力とターゲット上の圧力は破断後25msで急激に上昇し、またPU110の出力はその時刻において急激に減圧している。これは6切片からなるラプチャディスクが  $t = 0$  で 100% 破断せず、 $t = 25$  ms に至って 100% 破断した結果であると考えた。そこで Fig. 7.7 に示すように階段状のラプチャーディスク開度を計算機に入力させた。図は例として  $t = 0$  で 50% の開度を示している。実際の計算では  $t = 0$  における  $A/A_E$  の値を 33, 50, 67, 84 および 100% と変えた。 $A/A_E$  の値をパラメータとして、 $t = 40$  ms まで計算した配管反力を Fig. 7.8 に示す。この図から  $A/A_E = 50\%$  とした時に実験値と計算値とが一致することが分かる。そこで  $A/A_E = 50\%$  と固定して以下の計算を進めた。

Fig. 7.4 に 180msまでの配管反力を示す。実験値と計算値とは一致している。

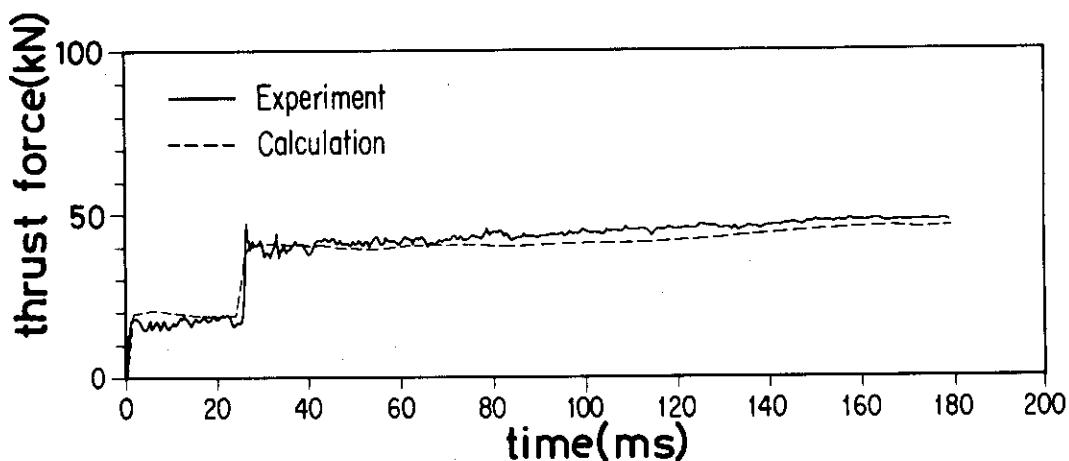


Fig. 7.4 Comparison between experimental and computed results of thrust force [30, 31]  
( $A / A_E = 50\%$ , with subcooling temperature)

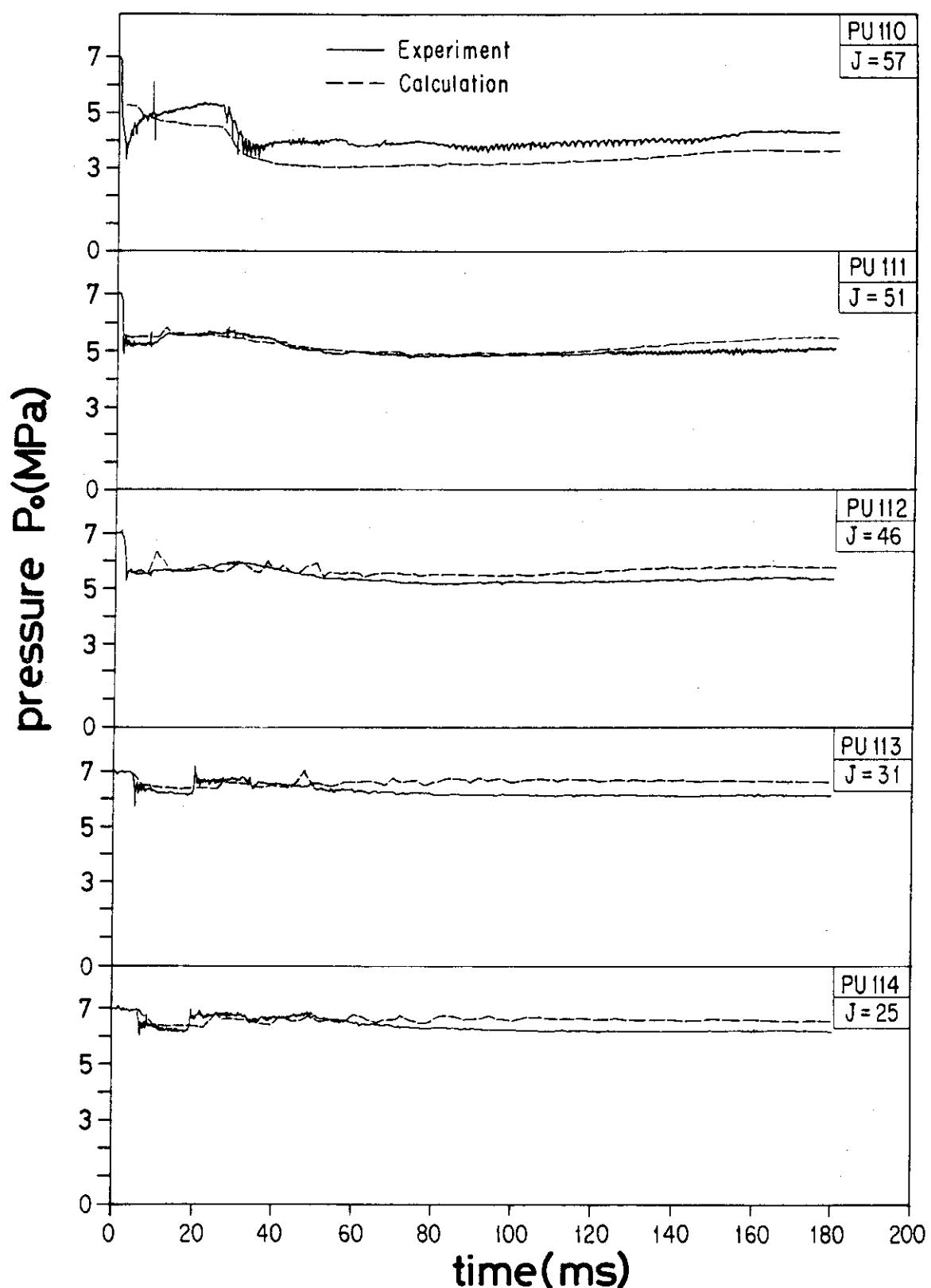


Fig. 7.5 Pressure in test pipe [30,31]  
 $(A/A_E = 50\%, \text{ with subcooling temperature})$

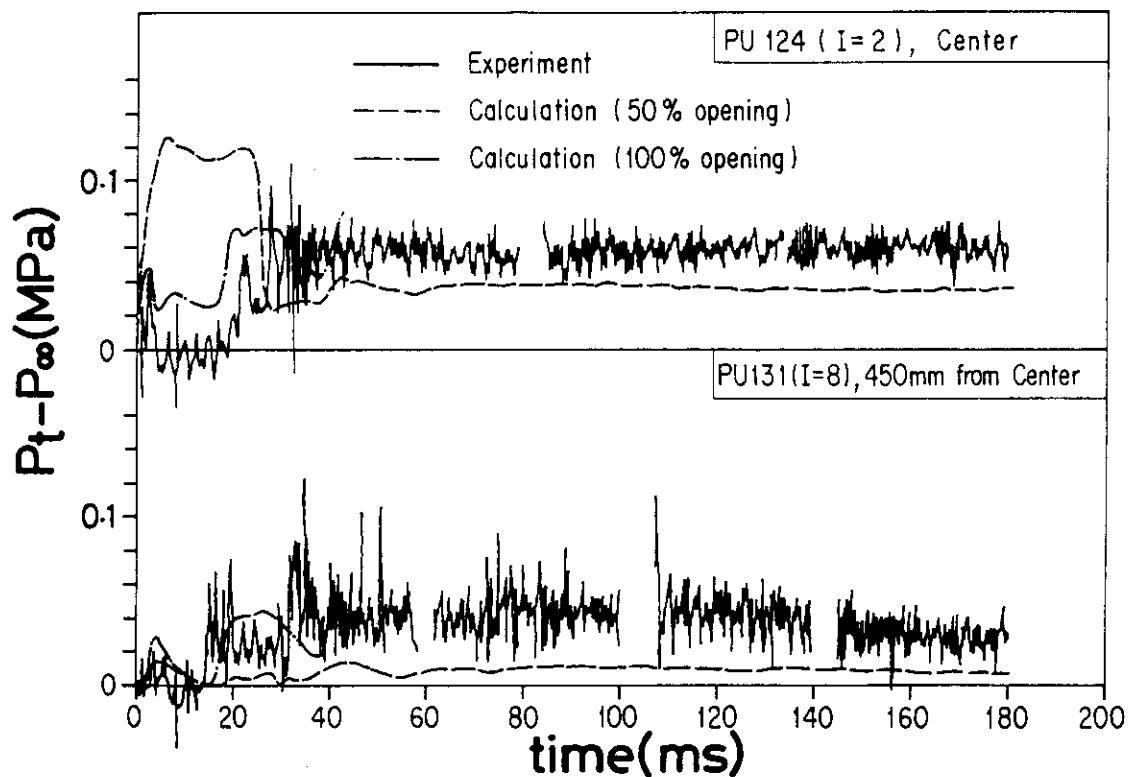


Fig. 7.6 Pressure distribution on target [30,31]

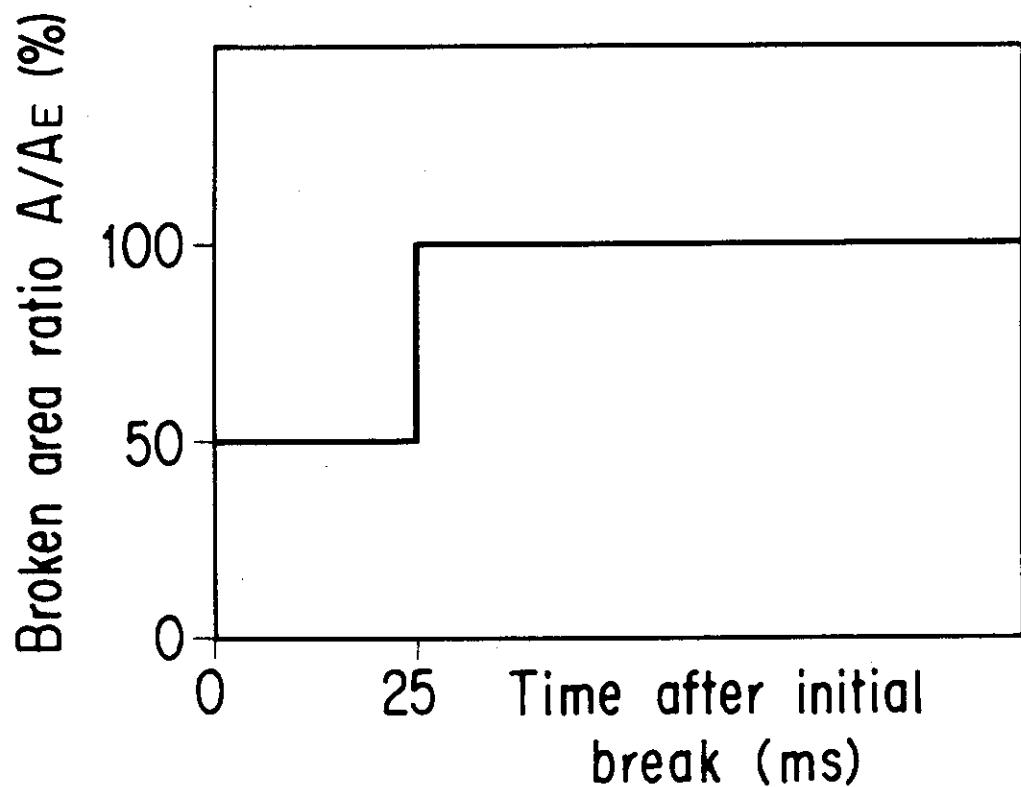


Fig. 7.7 Assumed type of opening of rupture disk [30,31]

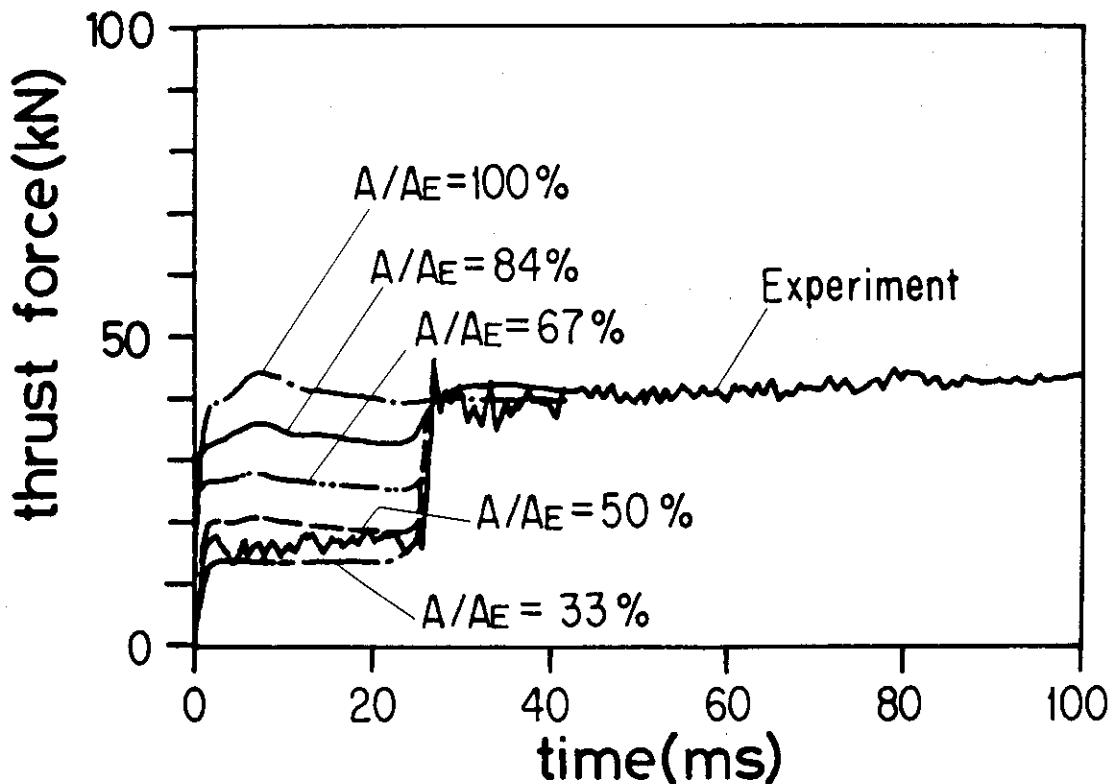


Fig. 7.8 Dependence of  $A/A_E$  upon thrust force [30,31]  
(with subcooling temperature)

### 7.3.2 試験配管内圧力

Fig. 7.5 に試験配管に設置した圧力計の出力と計算結果を示す。実験値と計算値とは大体一致している。

### 7.3.3 ターゲット上の圧力

Fig. 7.6 にターゲット中心に設置した圧力計の出力と中心から 450 mm の位置に設置した圧力計の出力と計算結果を示す。ターゲット上の圧力は

$$p_t(I) - p_\infty = p(I,63) + \rho_g V_g^2 + \rho_f V_f^2 - p_\infty \quad (7.5)$$

( $I = 2, 3, \dots, 8$ , Fig. 7.1 参照), ここに,

$$\rho_g = \rho_g(I,62)$$

$$\rho_f = \rho(I,62) - \rho_g(I,62)$$

$$V_g = V(I,62) + (1 - \rho_g/\rho) V_r(I,62)$$

$$V_f = V_g(I,62) - V_r(I,62)$$

で与えた。図中には  $A/A_E = 50\%$ ,  $100\%$  の計算結果が示されている。実験値と計算結果とは一致しなかった。

## 7.4 考 察

### 7.4.1 試験配管内圧力のサブクール依存性

Fig. 7.5 に示した計算結果は、4 インチ管および 8 インチ管の初期温度を試験結果に基づいてそれぞれ 270 °C および 280 °C として得た値である。この節では 4 インチ管と 8 インチ補助配管における初期温度を 280 °C として計算し、試験配管内の初期サブクール度がプローダウン後の圧力に与える影響を調べた。この計算では  $A/A_E = 100\%$  とした。

Fig. 7.9 に計算結果と試験結果を示す。図から

- (1) 放出口に一番近い PU110 の圧力はサブクールの影響を受けない。
- (2) 放出口より上流側へ約 1000 mm の位置以降に設置した圧力計 PU112 から PU114 までの計算結果は、サブクール度を考慮した結果実験値とよく一致した。
- (3) PU113 と PU114 の試験結果を見るとラプチャーディスクの破断による希薄波の伝播とそれが圧力容器から反射されてきた波との重畠された波形が観察される。サブクールを考慮した結果、波の伝播状況がより明確になった。

以上のことから試験配管内圧力を求める場合、試験配管内に存在する初期サブクールは重要であることが分かった。

### 7.4.2 ターゲット上の圧力分布

Fig. 7.6 は 4 インチ配管の所にサブクールを与えた  $A/A_E = 50\%, 100\%$  として計算ターゲット上の圧力である。 $A/A_E = 50\%$  の場合  $t \leq 25\text{ ms}$  では計算値は 0.12 MPa,  $t \geq 25\text{ ms}$  では 0.04 MPa に減少している。この結果は試験結果と定性的にも定量的にも一致しない。 $t \leq 25\text{ ms}$  で  $A/A_E$  を小にした結果このような高い圧力上昇が生じた理由は、(7.5)における  $V_g, V_f$  が高くなるためである。式中における静圧成分  $p(2,63)$  の値は  $A/A_E$  に依存せずほぼ 0.10 MPa であった。しかしながら運動量項は  $A/A_E$  の値を 100, 50, 33% とした時それぞれ 0.03, 0.12, 0.53 MPa へと上昇した。

Fig. 7.10 に  $A/A_E = 50\%$  とし、サブクールを考慮して破断後 40 ms から 100 ms まで計算したターゲット上の圧力分布を示す。今までの計算では (A.49) に使用した相変化率定数  $\Gamma_i$  を経験的に

$$\begin{aligned}\Gamma_0 &= 0.1660 \quad (\text{蒸発が生じる場合}) \\ \Gamma_1 &= 0.0166 \quad (\text{凝縮が生じる場合})\end{aligned}\quad (7.6)$$

として、この値を系内流体および自由空間流体の相変化に使用した。図に示したように計算結果は実験値より低い。この理由として自由空間セルすなわち  $59 \leq J \leq 65$  において蒸発量が大きすぎるため、水ではなく蒸気がターゲットに衝突してしまう。そのためターゲットの圧力が実験値より低くなると考えた。そこで配管内の  $\Gamma_0, \Gamma_1$  の値は (7.6) を使用し、自由空間においてのみ

$$\begin{aligned}\Gamma_0 &= 0.001 \\ \Gamma_1 &= 0.0166\end{aligned}\quad (7.7)$$

と  $\Gamma_0$ だけを試験的に小さくして、蒸発を抑えて計算してみた。Fig. 7.10 に破断後 40 ms までの

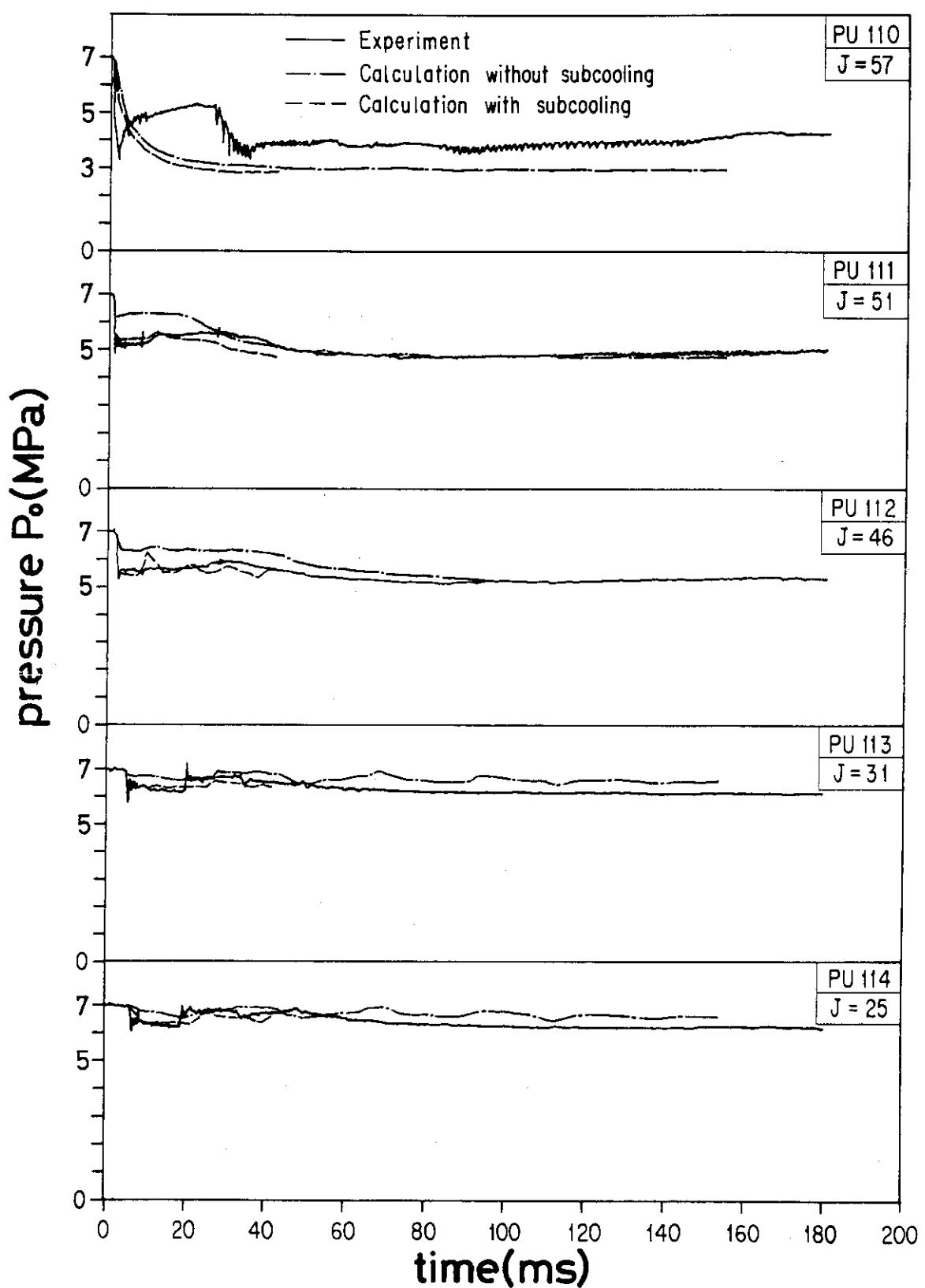


Fig. 7.9 Pressure in test pipe [29,30,31]  
 $(A / A_E = 100\%, \text{with and without subcooling temperature})$

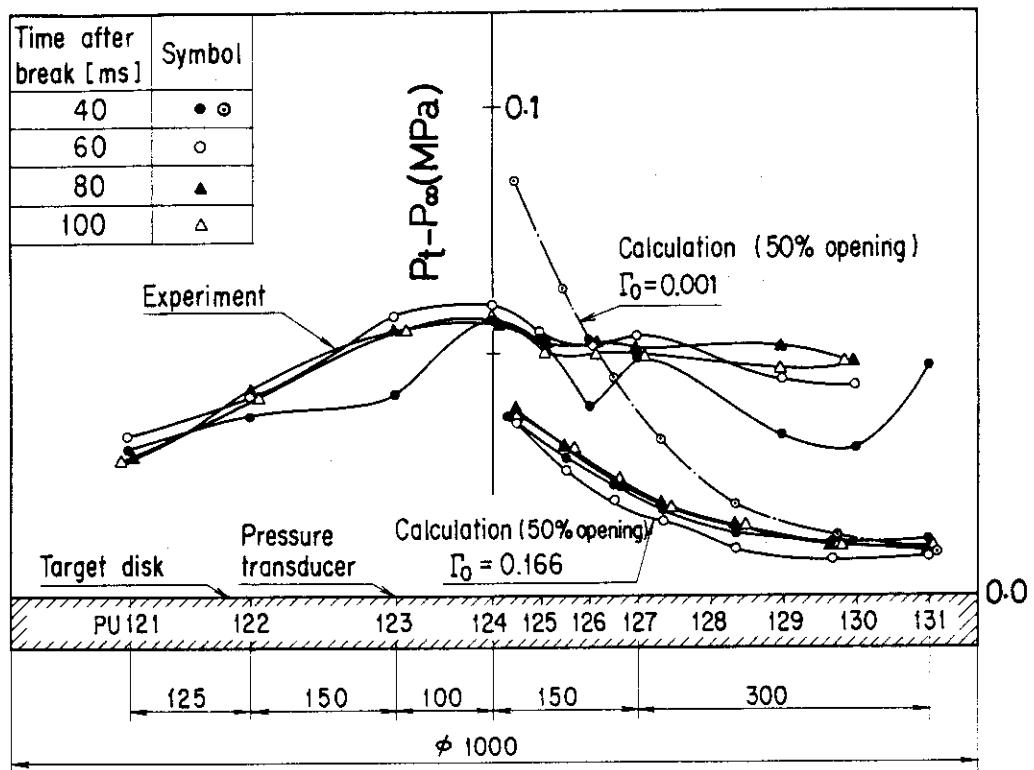


Fig. 7.10 Pressure distribution on target [30,31]

計算結果を示す。圧力はターゲット中心で上昇したものの実験値とは一致しなかった。

試験結果と計算結果とが一致しなかった理由として以下の点が考えられる。

- (1) 付録 (A.49) に示す蒸発、凝縮に関する実験式が悪い。
- (2) ターゲット上の圧力を解析で求めるには構成方程式に未だ不完全な所が多いため、基本的に無理ではないか。このことはすでに 1.4 節でも述べたことではあるが、BEACONでは計算結果は試験結果の  $\pm 20\%$ 、TRACでは  $\pm 100\%$ 、K-FIXでは  $-80\%$  および  $\pm 30\%$  であることからも推定できる。

## 7.5 結論

この第7章では2次元2相混相流圧縮性非定常解析コードDRIX-2Dを用いてBWR, LOCA条件のもとで実施した4インチ口径ジェット放出試験について、配管反力、試験配管内の圧力挙動およびターゲット上の圧力挙動を解析し、試験結果と比較した。配管反力についてはラップチャディスクの時間依存型開度を導入することによって試験結果と計算結果とは良く一致した。試験配管内の圧力挙動については試験配管内の初期サブクール度は計算結果に影響を与えることが分かり、ラップチャディスクの時間型依存開度とサブクールを考慮した結果、試験結果と計算結果はほぼ一致した。ターゲット上の圧力については両者は一致しなかった。

## 8. 全 体 結 論

この論文は軽水炉 1 次冷却系の配管破断事故時にジェット流がターゲットに衝突することによって生ずるターゲット上の圧力上昇と温度上昇およびジェット放出の反作用として生じる配管反力について、4, 6, 8 インチの試験配管を用いて BWR もしくは PWR. LOCA 条件のもとで実施した配管破断試験の結果をまとめたものである。

第 4 章では 4 インチ管による BWR. LOCA 条件下のジェット放出試験 RUN 5601 について配管反力を評価する手法を示した。

第 5 章ではその後実施した計 11 個の試験結果をもとにデータを全体的にまとめ実験式によるターゲット上の最大圧力分布と配管反力の評価法について述べた。これらの実験式によって実機配管破断事故時に生じるジェット流がたとえば格納容器壁に衝突する場合の圧力分布を定めることができる。また配管反力の実験式によってレストレントおよびレストレント基礎部の設計に必要とされる外力の大きさを簡単に求めることができる。

第 6 章では計 12 回の試験結果をもとにジェット流を受けるターゲット上の最高温度と最大圧力との関係について考察し、ターゲット中心における最高温度の簡易評価式を提示した。

第 7 章では 4 インチ管による BWR. LOCA 条件下のジェット放出試験 RUN 5601 について、DR IX-2D コードによる解析結果と試験結果とを比較した。

以下に結論を記す。

- (1) 圧力容器に設置した差圧計出力をもとに質量流量を求めた。圧力容器を吊っているロードセルの出力からも質量流量を求めた。独立な手段で計測した質量流量の値は互いに一致した。
- (2) 質量流量値と放出口近傍に設置した圧力計の出力をもとに等エントロピ流れの条件を用いて破断後 1s から 10s までの配管反力を求めた。4, 6, 8 インチ管を用いた試験について実験値と計算値とを比較した。両者は良く一致した。
- (3) 一例として Jain と Hastings の結果を利用して長さ L, 内径 D を有する配管からのブローダウンにともなう推力係数  $C_T$  を求める。
- (4) 配管反力の最大値は推力係数  $C_T$  を用いて

$$F_T^{\max} = C_T A_E (p_0 - p_\infty)$$

で評価できる。

- (5) ターゲット上の最大圧力は推力係数  $C_T$  を用いて

$$\frac{p_t^{\max} - p_\infty}{p_0 - p_\infty} = A (H/D)^{-2}, \quad A = 0.5 C_T$$

で評価できる。さらにターゲット上の最大圧力の分布は

$$\frac{p_t^{\max}(r) - p_\infty}{p_0 - p_\infty} = A (H/D)^{-2} \exp[-2.010(r/H)^2], \quad A = 0.5 C_T$$

で評価できる。これらの式は BWR もしくは PWR. LOCA 条件に近い条件のもとで、かつ

$1 \leq H / D \leq 5$  の範囲で適用できる。

- (6) ターゲット上の温度と圧力はターゲット中心からターゲット周辺へと行くにつれて順次低下していく。最大値はターゲット中心で生じた。
- (7) ターゲット上の温度分布は、蒸気表を用いてターゲット上の圧力分布から定められる飽和温度を採用すれば安全側評価となる。
- (8) 一般的体系を有する配管破断によるターゲット上の最高温度を評価する簡易解析手段を提示した。この結果を著者の試験体系に適用した。実験式による評価は試験結果に対し一致するか安全側評価を与えた。
- (9) DRIX-2Dコードによる解析では、ラプチャーディスクの時間依存型開度を導入することによって配管反力を実験値と計算値とで一致した。
- (10) 配管内初期サブクール温度は試験配管内圧力挙動に重要な影響を与える。
- (11) ターゲット上の圧力分布は実験値と計算値とで一致しなかった。

以上の結論をもとに、配管破断事故に起因する波及事故を抑制するための防護設備を設計する際の設計手法として以下の提案をする。

- (1) 配管反力を大きさを評価するに当っては  $C_T = 1.26$  もしくは  $C_T = 2.0$  の値を採用すると過度に保守的な設計となることが考えられるので、たとえば Jain らの結果を使用して管摩擦の影響による  $C_T$  値の低下を考慮した方がより合理的な設計が期待できる。
- (2) ジェット流を受ける機器構造物を設計する場合には、これに作用する圧力と温度が重要な因子となる。圧力については、 $1 \leq H / D \leq 5$  の範囲で結論(5)の式を適用すれば機器構造物に作用する最高圧力を合理的に評価することが期待できる。
- (3) 温度については、結論(5)の式で与えられる圧力に対応する飽和温度を採用すれば合理的な設計が期待できる。

#### 謝　　辞

この論文を作成するにあたっては多くの方々から御激励と御指導を戴きました。著者はこれらの方々に心から敬意を表したいと思います。

日本原子力研究所構造強度研究室の宮園昭八郎室長； カールスルーエ原子核研究所の E.G. Schlechtendahl 博士および F.W. Katz 博士、この論文の第 7 章は著者が 1982-3 年に同研究所において両博士の御指導を受けて実施した仕事に基づいています； 原研能沢正雄理事、構造強度研究室の柴田勝之博士、大場敏弘氏および室員各位； 石川島播磨重工業(株)の矢野歳和博士、クールス科学技術(株)の各位および原子力エンジニアリング(株)の大浦博文氏； これらの方々から暖かい御援助と専門的御指導を賜わりました。本当に有難うございました。

$1 \leq H / D \leq 5$  の範囲で適用できる。

- (6) ターゲット上の温度と圧力はターゲット中心からターゲット周辺へと行くにつれて順次低下していく。最大値はターゲット中心で生じた。
- (7) ターゲット上の温度分布は、蒸気表を用いてターゲット上の圧力分布から定められる飽和温度を採用すれば安全側評価となる。
- (8) 一般的体系を有する配管破断によるターゲット上の最高温度を評価する簡易解析手段を提示した。この結果を著者の試験体系に適用した。実験式による評価は試験結果に対し一致するか安全側評価を与えた。
- (9) DRIX-2Dコードによる解析では、ラブチャーディスクの時間依存型開度を導入することによって配管反力を実験値と計算値とで一致した。
- (10) 配管内初期サブクール温度は試験配管内圧力挙動に重要な影響を与える。
- (11) ターゲット上の圧力分布は実験値と計算値とで一致しなかった。

以上の結論をもとに、配管破断事故に起因する波及事故を抑制するための防護設備を設計する際の設計手法として以下の提案をする。

- (1) 配管反力を大きさを評価するに当っては  $C_T = 1.26$  もしくは  $C_T = 2.0$  の値を採用すると過度に保守的な設計となることが考えられるので、たとえば Jain らの結果を使用して管摩擦の影響による  $C_T$  値の低下を考慮した方がより合理的な設計が期待できる。
- (2) ジェット流を受ける機器構造物を設計する場合には、これに作用する圧力と温度が重要な因子となる。圧力については、 $1 \leq H / D \leq 5$  の範囲で結論(5)の式を適用すれば機器構造物に作用する最高圧力を合理的に評価することが期待できる。
- (3) 温度については、結論(5)の式で与えられる圧力に対応する飽和温度を採用すれば合理的設計が期待できる。

#### 謝　　辞

この論文を作成するにあたっては多くの方々から御激励と御指導を戴きました。著者はこれらの方々に心から敬意を表したいと思います。

日本原子力研究所構造強度研究室の宮園昭八郎室長；カールスルーエ原子核研究所の E.G. Schlechtendahl 博士および F.W. Katz 博士、この論文の第 7 章は著者が 1982-3 年に同研究所において両博士の御指導を受けて実施した仕事に基づいています；原研能沢正雄理事、構造強度研究室の柴田勝之博士、大場敏弘氏および室員各位；石川島播磨重工業(株)の矢野歳和博士、クールス科学技術(株)の各位および原子力エンジニアリング(株)の大浦博文氏；これらの方々から暖かい御援助と専門的御指導を賜わりました。本当に有難うございました。

## 参考文献

- [1] American National Standard, Design basis for protection of light water nuclear power plants against effects of postulated pipe rupture, ANS-58.2 revision 6, Oct. (1986).
- [2] 磯崎敏邦, 宮園昭八郎, ジェット衝突荷重に関するANSI設計基準(解説), 未公開資料, 61-364 (1986).
- [3] 発電用軽水型原子炉施設に関する安全設計審査指針について, 昭和52年6月14日原子力委員会, 82年版原子力実務6法, 電力新報社 (1982).
- [4] A. H. Shapiro, The dynamics and thermodynamics of a compressible fluid flow, vol. 1, John Wiley and Sons, (1953).
- [5] F. J. Moody, Maximum flow rate of a single component, two-phase mixture, Trans. of ASME, J. of heat transfer, p. 134-p. 142, Feb. (1965).
- [6] F. J. Moody, Prediction of a blowdown thrust and jet forces, ASME Trans., 69-HT-31 (1969).
- [7] 解説 原子力設備の技術基準, 電力新報社 (1983).
- [8] K. Kitade et al., Experimental study of pipe reaction force and jet impingement load at the pipe break, Trans. of the 5th SMiRT, F6/2 (1979).
- [9] 北出ほか, 加圧高温水の非定常衝突噴流の実験, 日本原子力学会誌, vol. 22, No. 5, p. 65-71 (1980).
- [10] 北出ほか, 高圧水蒸気の自由噴流および衝突噴流, 日本原子力学会誌, vol. 22, No. 9, p. 634-640 (1980).
- [11] W. Kastner, H. Lochner, Experimentelle Untersuchungen zu Kräften kritischer Zweiphasenstrahlen bei Quer- und Längsrissen von Rohrleitungen, Förderungsvorhaben BMFT RS 93. Kraftwerk Union, RE 23/053/75 (1979).
- [12] W. Kastner, H. Lochner, Untersuchungen über die Auswirkungen des Ausströmens von Dampf- und Dampf-Wasser-Gemischen aus Rohrleitungsschlägen, Förderungsvorhaben BMFT RS 93/A, Kraftwerk Union, RE 23/016/79 (1979).
- [13] W. Kastner, et al., Experimente zum kritischen Ausströmen aus Rohrleitungsschlägen, Förderungsvorhaben BMFT 150 397, Kraftwerk Union, R 914/010/82 (1982).
- [14] T. F. Kanzleiter, Experimentelle Untersuchungen über die Strahlenkraft deren örtliche Verteilung beim Bruch einer Primärkreisleitung, RS 50-62-7, Battelle Institut e. v. Frankfurt, Januar (1979).
- [15] Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Freistrahlnuntersuchungen mit Prallplatte bei Bruch einer Reaktor-Kühlmittelleitungen, Förderungsvorhaben-RS 123, PHDR 24-81, August (1981).
- [16] S. Mohammadian, L. Slegers, Berechnungen mit dem Programm BEACON / MOD3 auf dem Gebiet der Containmentsicherheit, Förderungsvorhaben BMFT 150 450,

- Kraftwerk Union, R 914/83/002, Januar (1983).
- [17] D. Tomasko, Two-phase jet loads, fiscal year 1979 annual report, NUREG / CR-1292, March (1980).
  - [18] G. Weigand, S.L.Thompson, D.Tomasko, Two-phase jet loads, NUREG / CR-2913, January (1983).
  - [19] W.C. Rivard, M.D. Torry, K-FIX: A computer program for transient, two-dimensional, two-fluid flow, LA-NUREG- 6623, April (1977).
  - [20] P.N.Demmie, K.R.Hofmann, The computer program K-FIX/MOD 1 : A modification of the computer program K-FIX for application to fluid flow simulation in LOFT system pipings, NUREG/ CR - 0646 TREE - 1324, March (1979).
  - [21] K. Fischer, W. Häfner, Analyse von Blowdown-Strahlkräften, BIev-R- 64.557-1, Battelle- Institut e.v. Frankfurt, Dezember (1982).
  - [22] H. Mössinger, Zweidimensionale numerische Experimente zur instationären Zweiphasen-Wasser-Strömung am Beispiel der HDR-Blowdownversuche mit DRIX-2D, KfK 2853, August (1979).
  - [23] H. Mössinger, Investigation of blowdown problems with the computer code DRIX-2D, Nucl. Sc. Engrg. vol. 76, p.89-102 (1980).
  - [24] H. Mössinger, Assessment of a drift-flux approximation for a strongly transient two-phase flow: Second CSNI specialist meetings on the transient two-phase flow, Paris, June (1978).
  - [25] C.W. Hirt, B.D. Nichols, N.C. Romero, SOLA- a numerical solution algorithm for transient fluid flows, LA- 5852 (1975).
  - [26] C.W. Hirt, N.C. Romero, Application of a drift-flux model to flashing in straight pipes, LA-6005-MS (1975).
  - [27] F. Katz, Berechnung der Strahlkraft bei einem Prallplattenexperiment mit Hilfe der Drift Flux Methode, Jahrestagung Kerntechnik, "82" Manheim, Tagungsbericht ISSN 0720-9207 (1982).
  - [28] T. Isozaki, et al. Test results of a jet impingement from a 4 inch pipe under BWR LOCA conditions, JAERI-M 82-110, Sep. (1982).
  - [29] F. Katz, T. Isozaki, DRIX-Rechnung zu einem Prallplattenexperiment am Japan Atomic Energy Resarch Institute, Unveröffentliche Ergebnisse, Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Sept. (1982).
  - [30] T. Isozaki, F. Katz, E.G. Schlechtendahl, Calculation of JAERI's jet impingement test by KfK's code DRIX-2D, Unveröffentliche Ergebnisse, Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, März (1983).
  - [31] T. Isozaki, F. Katz, E.G. Schlechtendahl, Calculation of JAERI's jet discharge experiment by KfK's code DRIX-2D, Nucl. Engrg. & Des., vol. 79, p.93-100(1984).
  - [32] Aerojet Nuclear Company, RELAP4 / MOD5 A computer program for transient

- thermal-hydraulic, Analysis of nuclear reactors and related systems, ANCR-NUREG-1335, Sep. (1976).
- [33] K. Namatame, K. Kobayashi, Subcooled decompression analysis in PWR LOCA, J. of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, vol. 98, p. 12 (1976).
  - [34] 矢野歳和, 宮崎則幸, 磯崎敏邦, PWR LOCA 条件下でのブロードウン反力の過渡状態解析, 日本原子力学会誌, vol. 24, № 9 (1982).
  - [35] T. Yano, N. Miyazaki, T. Isozaki, Transient analysis of thrust force under PWR LOCA, Nucl. Engrg. & Des. vol. 75 (1982).
  - [36] T. Yano, Blowdown thrust force under pipe rupture accident, 1. Experimental evaluation of blowdown thrust force and decompression characteristics, Nucl. Engrg. & Des. vol. 79, p. 377-385 (1982).
  - [37] T. Yano, Blowdown thrust force under pipe rupture accident, 2. Analytical evaluation of partial break and ramped opening break, Nucl. Engrg. & Des. vol. 79, p. 387-396 (1982).
  - [38] T. Yano, Blowdown thrust and jet impingement force under pipe rupture accident in nuclear reactor, Dr. thesis, Kyoto University (1984).
  - [39] T. Yano, et al. An experimental study of blowdown thrust and jet forces for a pipe under boiling water reactor Loss-of-Coolant Accident Conditions, Nucl. Sci. & Engrg. vol. 88, p. 386-395 (1984).
  - [40] N. Miyazaki, T. Akimoto, Blowdown force analysis of piping system under LOCA conditions using BLOWDOWN code, Nucl. Engrg. & Des. vol. 76, p. 121-135 (1983).
  - [41] T. Isozaki, T. Yano, N. Miyazaki, et al., Test Results of jet discharge from a 4 inch pipe under BWR LOCA Conditions, Nucl. Engrg. & Des. vol. 79, p. 81-92 (1984).
  - [42] 磯崎敏邦, 矢野歳和, 宮崎則幸ほか, 飽和水の4インチ口径ジェット放出試験結果, 日本原子力学会誌, vol. 26, № 5, p. 401-409 (1984).
  - [43] T. Isozaki, S. Miyazono, Experimental study of jet discharging test results under BWR and PWR loss of coolant accident conditions, Nucl. Engrg. & Des. vol. 96, p. 1-9 (1986).
  - [44] 磯崎敏邦, 宮園昭八郎, BWR および PWR LOCA 条件下におけるジェット放出試験, 日本原子力学会誌, vol. 29, № 8, p. 724-731 (1987).
  - [45] T. Isozaki, S. Miyazono, Temperature increase on target due to jet impingement under BWR / PWR loss of coolant accident conditions, Nucl. Engrg. & Des. vol. 106, p. 257 - 263 (1988).
  - [46] 磯崎敏邦ほか, 配管破断試験装置の概要, 原研未公開資料, 8075 (1979).
  - [47] 徳満正司ほか, アークによる金属薄板の破断方法, 日本国特許第 936418 号, 動燃事業団 (1978).
  - [48] H.W. Liepmann, A. Roshko, Element of gas dynamics, John Wiley & Sons. Inc.

- 邦訳, 玉田洸, 気体力学, 吉岡書店 (1960).
- [49] L. D. Landau, E. M. Lifshitz, Fluid mechanics, 邦訳, 竹内均, 流体力学 1, 東京図書株式会社 (1970).
- [50] 蒸気表, 日本機械学会 (1980).
- [51] H. Nagasaka, O. Kikuchi, H. Aoki, Homogeneous Critical flow model for analysis of Loss-of-Coolant Accident for BWR, Energy Development in Japan, vol.2, p.265-278, Rumford publishing Co. Inc.
- [52] K. Kawanishi, et al. Experimental study on jets formed under discharges of high-pressure subcooled water and steam-water mixture from short nozzles, Proc. The Japan-U.S Seminar on Two-Phase Flow Dynamics, D. 5-1, Lake Placid, U.S.A. (1984).
- [53] J. M. Biggs. Introduction to structural dynamics, McGraw-Hill Book Company, (1964).
- [54] R. D. Jain, G. A. Hastings, Analysis of subcooled water blowdown forces, Thermal Reactor Safety, p.345-346 (1975).
- [55] W. C. Rivard, M. D. Torrey, Numerical calculation of a flashing from long pipes using a two-field model, LA-6204-MS (1975).
- [56] H. Schlichting, Grenzschichttheorie, 5. Auflage, Verlag Braun Karlsruhe (1964),
- [57] VDI-Wasser dampftafeln, Springer Verlag, Berlin (1963).

## 付録 DRIX-2D コードの理論 [1, 2, 3, 4, 5]

## 記 号

a	= 壁面からの距離
A	= 定 数
$A_c$	= 球の投影面積
$A_k$	= 相間面積
$c_p$	= 定圧比熱 (J/kg/K)
$c_v$	= 定積比熱 (J/kg/K)
C	= 液相の内部エネルギーを T の関数で表示した時の定数
$C_0, C_1, C_2$	= 気相の内部エネルギーを T の関数で表示した時の定数
$C_d$	= 抵抗係数
d	= 配管内径
$\bar{f}_f^{vis}$	= 液相粘性力ベクトル
$\bar{f}_g^{vis}$	= 蒸気相粘性力ベクトル
$\bar{f}_r$	= 相間摩擦力ベクトル
$\bar{F}_g$	= 蒸気相に作用するすべての外力ベクトル
$\bar{F}_g^p$	= 蒸気相に作用する圧力ベクトル
$\bar{F}_g^G$	= 蒸気相に作用する重力ベクトル
$F_r^{vis}$	= 半径方向粘性力
$F_z^{vis}$	= 軸方向粘性力
$\bar{g}$	= 重力ベクトル (m/s <sup>2</sup> )
h	= 比エンタルピ (J/kg)
i	= 拡散流束密度ベクトル
I	= 2 相混相体の比内部エネルギー (J/kg)
$I_f$	= 液相の比内部エネルギー (J/kg)
$I_g$	= 蒸気相の比内部エネルギー (J/kg)
$k_d$	= 相対粗さ
K	= 相間摩擦係数
l	= プラントルの混合距離
N	= 1 m <sup>3</sup> 当り気泡もしくは水滴の数 (= 10 <sup>7</sup> )
p	= 圧 力 (Pa)
$p_0$	= 基準圧力 (Pa)
$p_{sub}$	= サブクール圧力 (Pa)
q	= 単位体積当たり流体に与えられる熱量

$Q$	= 検査面内の流体が受けるすべての熱量
$Q^b$	= 物体力による仕事
$Q^{ex}$	= 境界を通して外界から流体に与えられる熱量
$Q^p$	= 圧力による仕事
$Q^{vis}$	= 粘性応力による仕事
$Q_f$	= 液相が外界から受ける熱量
$Q_g$	= 蒸気相が外界から受ける熱量
$Q_{ph}$	= 蒸気相が液相より、または液相が蒸気相より、その 界面を通して授受する熱量
$r$	= 円筒座標系における半径方向座標 (m)
$r_b$	= 気泡半径 (m)
$r_d$	= 水滴半径 (m)
$r_0$	= 気泡もしくは水滴の半径 (m)
$Re$	= レイノルズ数
$s_1, s_2$	= Fig.A.1 における気泡の面積
$\bar{s}$	= 面積ベクトル
$S_0$	= 検査面表面
$t_0$	= 初期時刻
$T$	= 温度 (K)
$T_f$	= 液相温度 (K)
$T_g$	= 蒸気相温度 (K)
$\bar{u}$	= 混相速度ベクトル (m / s)
$\bar{u}_f$	= 液相速度ベクトル (m / s)
$\bar{u}_g$	= 蒸気相速度ベクトル (m / s)
$\bar{u}_r$	= 相対速度ベクトル (m / s)
$U$	= $\bar{u}$ の半径方向速度成分 (m / s)
$V$	= $\bar{u}$ の軸方向速度成分 (m / s)
$V$	= 検査面内の 2 相混相体の体積 ( $= V_f + V_g$ )
$V_0$	= 検査面
$V_f$	= 検査面内の液相体積
$V_g$	= 検査面内の蒸気相体積
$W_r$	= 蒸発潜熱 (J / kg)
$W^{vis}$	= 粘性による発熱
$z$	= 円筒座標系における軸方向座標 (m)
$\Gamma$	= 相変化率
$\Gamma_c$	= 凝縮率
$\Gamma_e$	= 蒸発率

$\Gamma_0$	= 相変化率の蒸発係数 (= 0.166)
$\Gamma_1$	= 相変化率の凝縮係数 (= 0.0166)
$\eta$	= 粘性係数
$\eta_l$	= 層流粘性係数
$\eta_t$	= 乱流粘性係数
$\theta$	= ボイド率
$\theta_c$	= 臨界ボイド率
$\kappa$	= $c_p/c_v = 1.07$
$\alpha$	= 混合距離における定数
$\lambda$	= 直管部の管摩擦係数
$\lambda_0$	= エルボ部の管摩擦係数
$\nu$	= 混相体の動粘性係数 ( $m^2/s$ )
$\nu_f$	= 液相の動粘性係数 ( $m^2/s$ )
$\nu_g$	= 蒸気相の動粘性係数 ( $m^2/s$ )
$\rho$	= 混相体の巨視的密度 ( $kg/m^3$ )
$\rho_0$	= 基準密度 ( $kg/m^3$ )
$\rho_f$	= 液相の巨視的密度 ( $kg/m^3$ )
$\rho_g$	= 蒸気相の巨視的密度 ( $kg/m^3$ )
$\rho_f^0$	= 液相の微視的密度 ( $kg/m^3$ )
$\rho_g^0$	= 蒸気相の微視的密度 ( $kg/m^3$ )
$\bar{\tau}$	= 粘性応力テンソル

この付録では 2 次元圧縮性非定常 2 相混相流解析コード DRIX-2D に使用した保存式と構成方程式について述べる。

### A.1 連続の式

まず巨視的密度 (macroscopic density)  $\rho$  と微視的密度 (microscopic density)  $\rho^0$  の説明をする。  $\rho^0$  は蒸気表から得られる熱力学状態量である。 Fig.A.1 に液相と蒸気相を示す [5]。 図をもとにボイド率  $\theta$  を導入する。

$$\theta = \rho_g / \rho_g^0 = V_g / V \quad (\text{A.1})$$

もしくは

$$1 - \theta = \rho_f / \rho_f^0 = V_f / V \quad (\text{A.2})$$

混相体の巨視的密度を

$$\rho = \rho_f + \rho_g \quad (\text{A.3})$$

で定義する。

$$\rho = (\rho_f^0 V_f + \rho_g^0 V_g) / V \quad (\text{A.4})$$

であるから  $\rho$  は単位体積当たりの 2 相混相体の平均質量と考えることが出来る。

以下に液相、蒸気相について連続の式を立てる。検査面を  $V_0$ 、その表面を  $S_0$  と記せば蒸気相に関する連続の式は [6]

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_g} \rho_g^0 dV + \int_{S_0} \rho_g^0 \theta \bar{u}_g d\bar{s} = - \int_{S_0} \bar{i} d\bar{s} \quad (A.5)$$

左辺第 1 項は

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_g} \rho_g^0 dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_0} \rho_g dV \quad (A.6)$$

と表わされ、さらに Gauss の発散定理により左辺第 2 項は

$$\int_{S_0} \rho_g^0 \theta \bar{u}_g d\bar{s} = \int_{V_0} \operatorname{div}(\rho_g \bar{u}_g) dV \quad (A.7)$$

となる。結局 (A.5) は

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_g + \operatorname{div}(\rho_g \bar{u}_g) = - \operatorname{div}(\bar{i}) \quad (A.8)$$

という微分型の連続の式に表わされる。同様に液相についても

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_f + \operatorname{div}(\rho_f \bar{u}_f) = + \operatorname{div}(\bar{i}) \quad (A.9)$$

が得られる。(A.8) と (A.9) を加えれば、混相体に関する連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho_f \bar{u}_f + \rho_g \bar{u}_g) = 0 \quad (A.10)$$

を得る。DRIX は  $\bar{u}_f$ ,  $\bar{u}_g$  の代わりに混相体の平均速度  $\bar{u}$  と気液相対速度  $\bar{u}_r$  を使用する。これらは

$$\bar{u} = (\rho_f \bar{u}_f + \rho_g \bar{u}_g) / \rho \quad (A.11)$$

$$\bar{u}_r = \bar{u}_g - \bar{u}_f \quad (A.12)$$

で定義される。すると (A.8), (A.10) は、

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_g + \operatorname{div}[\rho_g \bar{u} + (1 - \rho_g / \rho) \bar{u}_r] = \Gamma_e - \Gamma_c \quad (A.13)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{u}) = 0 \quad (A.14)$$

となる。この 2 式が DRIX で使用する連続の式である。なお  $\operatorname{div}$  演算子は円筒座標系では

$$\operatorname{div}(\star) = \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial(r\star)}{\partial r}, \frac{\partial(\star)}{\partial z} \right] \text{ となる。}$$

## A.2 運動量の式

圧縮性単相流の運動量の式はすでに (4.2) で述べた。この式に Gauss の定理を用いれば

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{C_V} \rho u_i dV + \int_{C_V} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) dV = F_i \quad (A.15)$$

さらにテンソル積を用いて

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \operatorname{div}(\rho \bar{u} \otimes \bar{u}) \quad (\text{A.16})$$

と書きかえれば

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v_g} \rho \bar{u} dv + \int_{v_g} \operatorname{div}(\rho \bar{u} \otimes \bar{u}) dv = \bar{F}_g \quad (\text{A.17})$$

となる。 (A.17) をもとに Fig.A.1 に示したように液体中に蒸気が存在する場合について蒸気相、液相の運動量の式を立てる。まず蒸気相については

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v_g} \rho_g^0 \bar{u}_g dv + \int_{v_g} \operatorname{div}(\rho_g^0 \bar{u} \otimes \bar{u}_g) dv = \bar{F}_g \quad (\text{A.18})$$

ここに  $\bar{F}_g$  は圧力項、重力項、管摩擦項、相間摩擦項および相変化による運動量の変化、等が含まれる。圧力項について考えれば

$$\bar{F}_g^p = - \int_{s_1+s_2+\dots+s_n} p d\bar{s} \quad (\text{A.19})$$

再び Gauss の定理を用いて

$$\bar{F}_g^p = - \int_{v_g} \operatorname{grad}(p) dv \quad (\text{A.20})$$

が得られる。重力項は

$$\bar{F}_g^G = \int_{v_g} \rho_g g \bar{u} dv \quad (\text{A.21})$$

で与えられる。管摩擦による外力は  $\bar{f}_g^{\text{vis}}$  で与え、蒸気相と液相界面における相間摩擦は  $K \cdot \bar{u}_r$  で与える。蒸発、凝縮にともなって新たに蒸気相と液相が発生するが、これによる運動量の変化は  $\Gamma_e \bar{u}_f - \Gamma_c \bar{u}_g$  で与える。以上のことまとめると蒸気相の運動量式は

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho_g \bar{u}_g) + \operatorname{div}(\rho_g \bar{u}_g \otimes \bar{u}_g) \\ &= -\theta \cdot \operatorname{grad}(p) + \rho_g \bar{g} + \bar{f}_g^{\text{vis}} - K \bar{u}_r + (\Gamma_e \bar{u}_f - \Gamma_c \bar{u}_g) \end{aligned} \quad (\text{A.22})$$

となる。

同様に液相の運動量式は

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho_f \bar{u}_f) + \operatorname{div}(\rho_f \bar{u}_f \otimes \bar{u}_f) \\ &= -(1-\theta) \operatorname{grad}(p) + \rho_f \bar{g} + \bar{f}_f^{\text{vis}} + K \bar{u}_r - (\Gamma_e \bar{u}_f - \Gamma_c \bar{u}_g) \end{aligned} \quad (\text{A.23})$$

となる。混相流の運動量式を求めるため (A.22) と (A.23) とを加えると最終的に

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \operatorname{div}(\rho \bar{u} \otimes \bar{u} + \frac{\rho_f \rho_g}{\rho} \bar{u}_r \otimes \bar{u}_r) = -\operatorname{grad}(p) + \bar{f}_f^{\text{vis}} + \bar{f}_g^{\text{vis}} + \rho \bar{g} \quad (\text{A.24})$$

が得られる。相間摩擦力と相変化による運動量変化の項は検査面内では内力であって外界に対しては外力にはならないので各相の和をとった場合それらは相殺される。

### A.3 エネルギ保存則

圧縮性単相流のエネルギー保存則は

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{c.v} \rho (I + 1/2 \bar{u}^2) dV + \int_{c.s} \rho \bar{u} (I + 1/2 \bar{u}^2) d\bar{s} = Q \quad (A.25)$$

と書かれる。 $Q$ は、境界を通して外界から流体に与えられる熱量 $Q^{ex}$ 、圧力による仕事 $Q^p$ 、物体力による仕事 $Q^b$ および粘性応力によって発生する熱量 $Q^{vis}$ から成り、それらは

$$\begin{aligned} Q^{ex} &= \int_{c.v} \rho q dV \\ Q^p &= - \int_{c.s} p \bar{u} \cdot d\bar{s} = \int_{c.v} \operatorname{div}(-p \bar{u}) dV \\ Q^b &= \int_{c.v} \rho \bar{u} \cdot \bar{g} dV \\ Q^{vis} &= \int_{c.s} \bar{\tau} \cdot \bar{u} d\bar{s} = \int_{c.v} \operatorname{div}(\bar{\tau} \cdot \bar{u}) dV \end{aligned} \quad (A.26)$$

で与えられる。 $\bar{\tau}$ は(4.4)で定義した。(A.25)と(A.26)より微分型のエネルギー保存則

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho (I + 1/2 \bar{u}^2) + \operatorname{div}[\rho \bar{u} (I + 1/2 \bar{u}^2)] = \rho q - \operatorname{div}(p \bar{u}) + \rho \bar{u} \cdot \bar{g} + \operatorname{div}(\bar{\tau} \cdot \bar{u}) \quad (A.27)$$

が得られる[7]。この式を用いて、Fig.A.1に示す蒸気相に関するエネルギー式を作ると

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho_g (I_g + 1/2 \bar{u}_g^2) + \operatorname{div}[\rho_g \bar{u}_g (I_g + 1/2 \bar{u}_g^2)] + \operatorname{div}(\theta p \bar{u}_g) \\ = Q_g + Q_{ph} + \rho_g \bar{u}_g \cdot \bar{g} + (\Gamma_e - \Gamma_c) W_r \end{aligned} \quad (A.28)$$

同様に液相に関するエネルギー式は

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho_f (I_f + 1/2 \bar{u}_f^2) + \operatorname{div}[\rho_f \bar{u}_f (I_f + 1/2 \bar{u}_f^2)] + \operatorname{div}[(1-\theta) p \bar{u}_f] \\ = Q_f - Q_{ph} + \rho_f \bar{u}_f \cdot \bar{g} - (\Gamma_e - \Gamma_c) W_r \end{aligned} \quad (A.29)$$

となる。(A.28)と(A.29)を加えることによって混相流に関するエネルギー式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (I_f + 1/2 \bar{u}_f^2) + \rho_g (I_g + 1/2 \bar{u}_g^2)] \\ + \operatorname{div}[\rho_f (I_f + 1/2 \bar{u}_f^2) \bar{u}_f + \rho_g (I_g + 1/2 \bar{u}_g^2) \bar{u}_g] \\ + \operatorname{div}[(1-\theta) p \bar{u}_f + \theta p \bar{u}_g] = \rho \bar{u} \cdot \bar{g} + Q_f + Q_g \end{aligned} \quad (A.30)$$

この式を $\bar{u}$ と $\bar{u}_r$ で表わす。(A.11)と(A.12)より

$$\begin{aligned} \bar{u}_g &= \bar{u} + (\rho_f / \rho) \bar{u}_r \\ \bar{u}_f &= \bar{u} - (\rho_g / \rho) \bar{u}_r \end{aligned} \quad (A.31)$$

さらに

$$\rho I = \rho_f I_f + \rho_g I_g \quad (A.32)$$

を用い、解析対象は破断後数100msの現象であるから断熱現象とみなし $Q_f = Q_g = 0$ とすれば混相流に関するエネルギーの式は若干の計算の後

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho I) + \text{div} \left[ \rho I \bar{u} + \frac{\rho_f \rho_g}{\rho} (I_g - I_f) \bar{u}_r \right] \\ &= -p \cdot \text{div} \left[ \bar{u} + \frac{\rho_f \rho_g}{\rho} (1/\rho_g^0 - 1/\rho_f^0) \bar{u}_r \right] + \left( K + \frac{\Gamma_e + \Gamma_c}{2} \right) \bar{u}_r^2 + W^{\text{vis}} \end{aligned} \quad (\text{A.33})$$

となる。ここに

$$W^{\text{vis}} = \bar{u}_f \cdot \bar{f}_f^{\text{vis}} + \bar{u}_g \bar{f}_g^{\text{vis}} \quad (\text{A.34})$$

である。

#### A.4 気液相対速度

蒸気相に関する連続の式 (A.13) と運動量の式 (A.22) からオイラーの式を得る。

$$\frac{D\bar{u}_g}{Dt} = \frac{\partial \bar{u}_g}{\partial t} + (\bar{u}_g \cdot \text{grad}) \bar{u}_g = -\frac{\theta}{\rho_g} \text{grad}(p) + \bar{g} - \frac{K + \Gamma_e}{\rho_g} \bar{u}_r + \frac{\bar{f}_g^{\text{vis}}}{\rho_g} \quad (\text{A.35})$$

同様に液相については

$$\frac{D\bar{u}_f}{Dt} = \frac{\partial \bar{u}_f}{\partial t} + (\bar{u}_f \cdot \text{grad}) \bar{u}_f = -\frac{1-\theta}{\rho_f} \text{grad}(p) + \bar{g} - \frac{K + \Gamma_c}{\rho_f} \bar{u}_r + \frac{\bar{f}_f^{\text{vis}}}{\rho_f} \quad (\text{A.36})$$

これより  $\bar{u}_r$  に関するオイラーの式を得る。

$$\frac{D\bar{u}_r}{Dt} = (1/\rho_f^0 - 1/\rho_g^0) \text{grad}(p) - \frac{\rho_g \Gamma_c + \rho_f \Gamma_e + K \rho}{\rho_f \rho_g} \bar{u}_r + \left( \frac{\bar{f}_g^{\text{vis}}}{\rho_g} - \frac{\bar{f}_f^{\text{vis}}}{\rho_f} \right) \quad (\text{A.37})$$

ここで相変化率  $\Gamma$  を導入する。DRIX は蒸発と凝縮が同時に生ずることはないとしているので蒸発の場合は

$$\Gamma = \Gamma_e, \Gamma_c = 0$$

凝縮の場合は

$$\Gamma = \Gamma_c, \Gamma_e = 0 \quad (\text{A.38})$$

としている。さらに DRIX は (A.37) において

$$\frac{\bar{f}_g^{\text{vis}}}{\rho_g} - \frac{\bar{f}_f^{\text{vis}}}{\rho_f} = 0 \quad (\text{A.39})$$

を仮定している。結局気液相対速度に関するオイラーの式は

$$\frac{D\bar{u}_r}{Dt} = \frac{\rho}{\rho_f \rho_g} \left[ \frac{(\rho_g - \theta \rho_f^0)(1-\theta)}{\rho} \text{grad}(p) - \bar{u}_r \left\{ \frac{\rho_g}{\rho} \cdot \frac{\Gamma - |\Gamma|}{2} + \frac{\rho_f}{\rho} \cdot \frac{\Gamma + |\Gamma|}{2} + K \right\} \right] \quad (\text{A.40})$$

となる。

#### A.5 構成方程式

A.1 から A.4 において

- (1) 質量保存則 (A.13), (A.14)
- (2) 運動量保存式 (A.24)
- (3) エネルギ保存式 (A.33)

## (4) 気液相対速度の式 (A.40)

から成る4個の保存式と1個の式、計5個の式が得られた。それに対し解くべき変数は  $\rho$ ,  $\rho_g$ ,  $\theta$ ,  $\bar{u}$ ,  $\bar{u}_r$ ,  $I$ ,  $I_f$ ,  $I_g$ ,  $p$ ,  $T$  の10個であり5個、式が不足している。そのうち  $\theta$  と  $I$  については (A.2) と (A.32) の定義から求まる。残り3個の式が蒸気相と液相の構成方程式である。すなわち内部エネルギーについては

$$I_g = C_2 T^2 + C_1 T + C_0 \quad (A.41)$$

$$I_f = I_{f0} + C(T - T_0) \quad (A.42)$$

なる温度の2次式と1次式で各相の内部エネルギーを近似している。

つぎに  $p$  を  $\rho$ ,  $T$  もしくは  $I$  の関数として定義する。 $\theta_c \leq \theta$  ( $\theta_c$  は通常 0.005 程度の微小量である) なる場合は

$$p = \frac{(\kappa-1)\rho_g I_g}{\theta} \quad (A.43)$$

から  $p$  を定める。ここに

$$\kappa = c_p/c_v = 1.07 \quad (A.44)$$

(A.43) は理想気体の条件

$$I_g = \frac{p}{(\kappa-1)\rho_g^0} \quad (A.45)$$

より得られる[8]。(A.44)における  $\kappa = 1.07$  の値は (A.45) を用いて  $p$  と  $\rho_g^0$  と  $I_g$  の値を蒸気表[9]から求めた。この値は  $0.098 \text{ MPa} \leq p \leq 10.78 \text{ MPa}$  の範囲で一定であった。

つぎに  $\theta \leq \theta_c$  の時のサブクール水の状態方程式を利用して

$$p = p_{\text{sub}} + \rho_g \left[ \frac{(\kappa-1)I_g}{\theta_c} - \frac{p_{\text{sub}}}{\rho - \rho_f^0(1-\theta_c)} \right] \quad (A.46)$$

から  $p$  を定める。

$$p_{\text{sub}} = p_0 + \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T (\rho - \rho_0) \quad (A.47)$$

$$\theta_c = \kappa p / \rho / \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T \quad (A.48)$$

である。(A.46) の括弧は  $\theta = \theta_c$ において (A.43) と (A.46) の  $p$  の値が連続となるように与えた修正項である。

以上に述べた説明で未知数と保存式と構成方程式の数の和が等しくなった。以下の項では保存式中に表れた相変化率、管摩擦および相間摩擦について述べる。

## A.6 相変化率

(A.13), (A.33), (A.37) には相変化率  $\Gamma_e$ ,  $\Gamma_c$  が含まれている。(A.38)においては  $\Gamma_e$ ,  $\Gamma_c$  も単一の量  $\Gamma$  で相変化率を与えることを述べた。ここではこの  $\Gamma$  を評価する実験式について述べる。

DRIX は SOLA-DF[10, 11]と同一の相変化率を使用している。すなわち

$$\Gamma = \Gamma_i A_k (\rho_{g,sat} - \rho_g) \sqrt{I_g} \quad (i=0,1) \quad (A.49)$$

で  $\Gamma$  を評価し、 $\Gamma \geq 0$  なる時蒸発が生じ、 $\Gamma \leq 0$  なる時凝縮が生じるとした。定数  $\Gamma_i$  の値は経験的に蒸発の場合は  $\Gamma_0 = 0.166$ 、凝縮の場合は  $\Gamma_1 = 0.0166$  とした。

$\theta \leq 0.5$  なるときは Fig.A.1 に示すように液中に半径  $r_b$  なる気泡が存在し、逆に  $\theta \geq 0.5$  のときは蒸気中に半径  $r_b$  なる水滴が存在するとすれば、相間面積  $A_k$  と気泡もしくは水滴半径は

$$\begin{aligned} A_k &= (3\theta)^{2/3} (4\pi N)^{1/3}, & r_b &= (3\theta/4\pi N)^{1/3} & : \theta \leq 0.5 \\ A_k &= [3(1-\theta)]^{2/3} (4\pi N)^{1/3}, & r_d &= [3(1-\theta)/4\pi N]^{1/3} & : \theta \geq 0.5 \end{aligned} \quad (A.50)$$

で与えられる。ここに  $N$  は  $1 \text{ m}^3$  中の気泡もしくは水滴数であって

$$N = 10^7 \text{ 個/m}^3 \quad (A.51)$$

とした。(A.50) は以下のようにして求まる。気泡半径を  $r_b$  とすれば、 $\theta$  の定義より

$$\theta = (4/3)\pi r_b^3 N$$

一方、全気泡の表面積は

$$A_k = 4\pi r_b^2 N \quad (A.52)$$

であるから両式から  $r_b$  を消去すればよい。

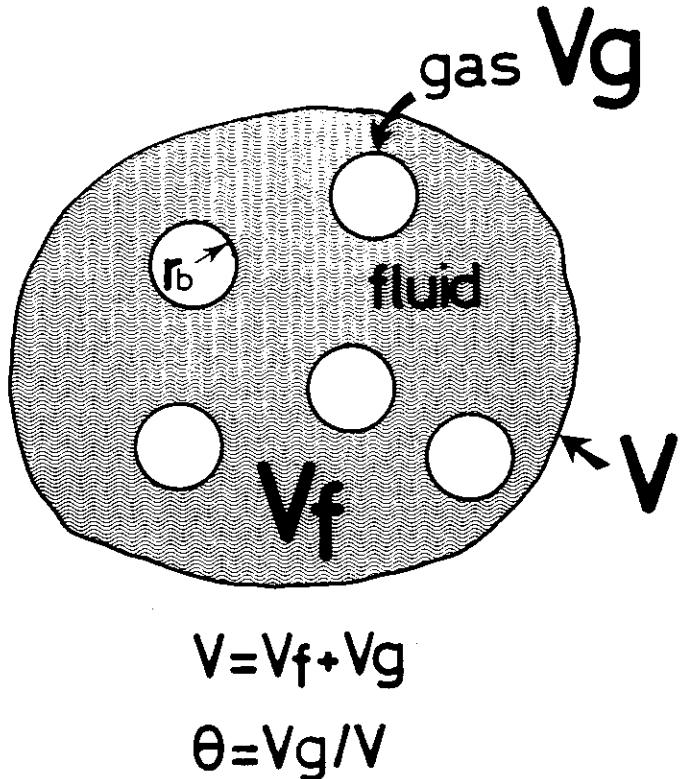


Fig. A.1 Schematic diagram of gas and fluid phases in control volume [5]

### A.7 粘性項

運動量の式 (A.24) における粘性項を円筒座標系で表現する。

$$\bar{f}_f^{\text{vis}} + \bar{f}_g^{\text{vis}} = \bar{F}^{\text{vis}} = \begin{pmatrix} F_r^{\text{vis}} \\ F_z^{\text{vis}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.53})$$

とすれば、

$$\begin{aligned} F_r^{\text{vis}} &= \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial V}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( 2\eta r \frac{\partial U}{\partial r} \right) - \frac{2\eta U}{r^2} \\ F_z^{\text{vis}} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \eta r \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial V}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left( 2\eta \frac{\partial V}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.54})$$

ここに  $U, V$  は (A.11) で定義されている所の混相体の半径方向および軸方向速度である [6]。

粘性係数  $\eta$  は乱流粘性係数  $\eta_t$  と層流粘性係数  $\eta_l$  との和と考え

$$\eta = \eta_t + \eta_l \quad (\text{A.55})$$

とする。プローダウンの場合は流れが乱流であることから  $\eta_t \gg \eta_l$  として

$$\eta = \eta_t \quad (\text{A.56})$$

としてよいから [12], プラントルの混合距離理論を用いて  $\eta_t$  を

$$\eta_t = 1^2 \rho \left| \frac{\partial V}{\partial r} \right| \quad (\text{A.57})$$

から定める。混合距離  $l$  は経験的に定める量であって通常

$$l = \alpha a \quad (\text{A.58})$$

を仮定する。ここに  $\alpha$  は経験的に定まる定数,  $a$  は壁面からの距離である。

(A.58) を (A.57) に代入すると

$$\eta_t = \alpha^2 a^2 \rho \left| \frac{\partial V}{\partial r} \right| \quad (\text{A.59})$$

を得る。定数  $\alpha$  と管摩擦係数  $\lambda$  とは

$$\alpha^2 = \lambda / 4 \quad (\text{A.60})$$

で関連しており [1],  $\lambda$  は Colebrook と White による評価式

$$1/\sqrt{\lambda} = 1.74 - 2 \log [k_d + 18.7 / (Re \sqrt{\lambda})] \quad (\text{A.61})$$

で与える [13]。Re 数は

$$Re = |V|d/\nu \quad (\text{A.62})$$

で与えられ、動粘性係数  $\nu$  は

$$\nu = \theta \nu_g + (1-\theta) \nu_f \quad (\text{A.63})$$

で与えられる。ここに

$$\begin{aligned} \nu_g &= 0.200 \cdot 10^{-4} (10^{-5} p)^{-0.8426} \\ \nu_f &= 2.950 \cdot 10^{-7} (10^{-5} p)^{-0.2159} \quad : p \leq 15 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ \nu_f &= 2.178 \cdot 10^{-7} (10^{-5} p)^{-0.1038} \quad : p \geq 15 \cdot 10^5 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (\text{A.64})$$

この式は蒸気表 [9] に与えられた数値から作成した。エルボ部の摩擦損失は White の式

$$\lambda_0 / \lambda = 1 + 0.075 Re^{1/4} (R/r)^{1/2} \quad (\text{A.65})$$

で与えた[13]。 $\lambda$ は(A.61)で評価する。

### A.8 相間摩擦

気液2相流では液相中に気泡が存在する場合、もしくは蒸気中に水滴が存在する場合、両相間の相対速度による相間摩擦が生じる。ここでは(A.33), (A.40)に現れた相間摩擦力 $\bar{f}_r = K\bar{u}_r$ について述べる。

DRIXはSOLA[11]に使用したK値を使用している。すなわち

$$K = \frac{3}{8} \rho_f^0 \left( C_d |\bar{u}_r| + \frac{12\nu_f}{r_b} \right) \frac{\theta}{r_b} \quad : \theta \leq 0.5 \quad (A.66)$$

$$K = \frac{3}{8} \rho_g^0 \left( C_d |\bar{u}_r| + \frac{12\nu_g}{r_d} \right) \frac{(1-\theta)}{r_d} \quad : \theta \geq 0.5 \quad (A.67)$$

$r_b, r_d$ はすでに(A.50)で定義した。(A.66)は液相中に気泡が存在する場合であるから $\rho, \nu$ 等は液相の物性値を用いる。そして気泡は速度 $|\bar{u}_r|$ を有する流れの中に置いた球と考えるのである。(A.66)と(A.67)を1個の式で評価するため、SOLAおよびDRIXでは

$$K = \frac{3}{8} \rho \left( C_d |\bar{u}_r| + \frac{12\nu}{r_0} \right) A \quad (A.68)$$

を用いる。ここに

$$\begin{aligned} A &= \theta/r_b, & r_0 &= r_b & : \theta \leq 0.5 \\ A &= (1-\theta)/r_d, & r_0 &= r_d & : \theta \geq 0.5 \end{aligned} \quad (A.69)$$

であって $\rho, \nu$ は(A.4)(A.63)で定義されている。Mössingerは(A.68)の物理的意味を明解に説明している[5]。それによれば相間摩擦力は(A.68)に $\bar{u}_r$ を乗じて

$$|\bar{f}_r| = |K\bar{u}_r| = 3\rho_f^0 C_d |\bar{u}_r|^2 \theta / 8r_b + 36\nu_f \theta \rho_f^0 |\bar{u}_r| / 8r_b^2 \quad (A.70)$$

となる。 $A_c = N\pi r_b^2$ とし $Re = 2r_b |\bar{u}_r| / \nu_f$ を用いれば(A.70)は

$$|\bar{f}_r| = \frac{\rho_f^0 |\bar{u}_r|^2 A_c}{2} (C_d + 24/Re) \quad (A.71)$$

となる。(A.71)は投影面積 $A_c$ なる球の抗力を表わしており、しかも $Re \ll 1$ なる流れではストークスの法則 $C_d = 24/Re$ で表現される抗力となる[6]。しかしながらブローダウン試験の場合 $Re$ 数は十分大となるので $24/Re$ の項は無視される。 $C_d$ と $Re$ 数との関係をFig.A.2に示す[14]。SOLAとDRIXでは $C_d = 0.5$ を使用したがこの値の根拠は図から明らかである。

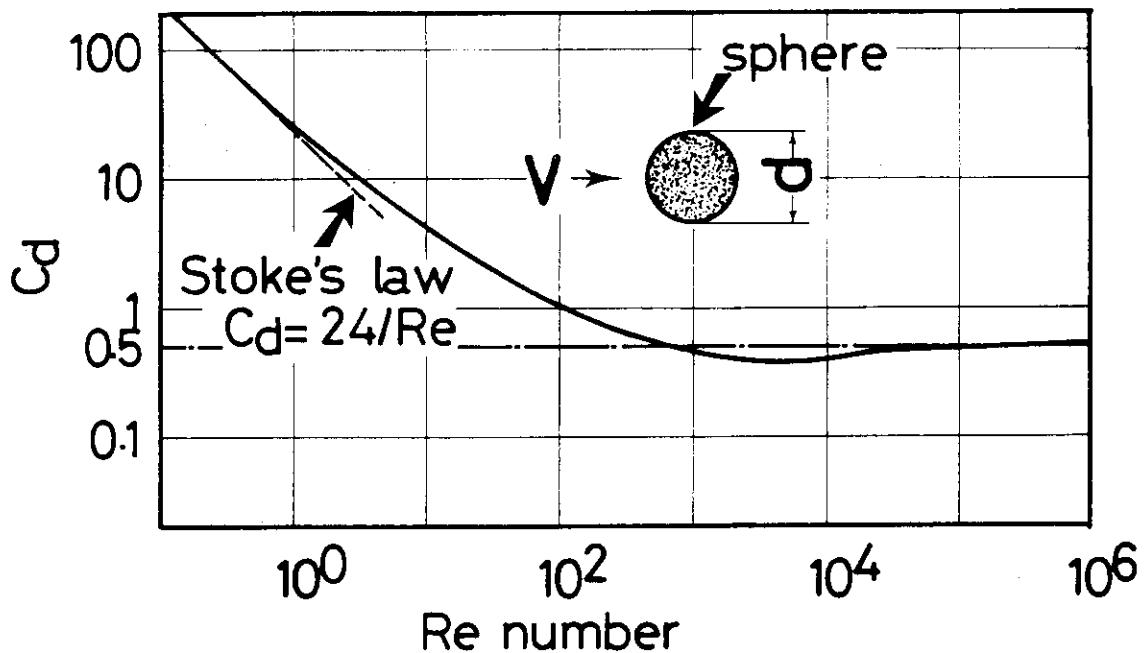


Fig. A. 2 Drag coefficient for sphere [14]

## A.9 ドリフト・フラックス近似

相対速度に関するオイラーの式 (A.40) を他の保存式と同様の繰り返し計算で数値解を求めるることは経済的ではないという考えのもとに、ドリフト・フラックス近似を用いて (A.40) を解析的に解いたことがDRIXコードの特徴である。ドリフト・フラックス・モデルには通常のドリフト・フラックス・モデルと動的ドリフト・フラックス・モデルの2種あって SOLA[11] は前者をDRIXは後者を使用している。

通常のドリフト・フラックス・モデルは (A.40)において  $\frac{D\bar{u}_r}{Dt} = 0$  とし、その結果

$$\bar{u}_r = \frac{\beta \operatorname{grad}(p)}{r+K} \quad (\text{A.72})$$

として  $\bar{u}_r$  を解析的に定めるのである。ここに

$$\alpha = \rho / (\rho_f \rho_g)$$

$$\beta = (\rho_g - \theta \rho_f^\theta)(1-\theta)/\rho$$

$$r = \left[ \frac{\rho_f}{2} (|\Gamma| + \Gamma) + \frac{\rho_g}{2} (|\Gamma| + \Gamma) \right] / \rho \quad (\text{A.73})$$

それに対し動的ドリフト・フラックス・モデルは (A.40)における  $\frac{D\bar{u}_r}{Dt}$  を  $\frac{\partial \bar{u}_r}{\partial t}$  に置き換える。すなわちオイラーの式における対流項 = 0とした。その結果この式は  $\bar{u}_r$  のみを変数とすることによって通常の1階の微分方程式に帰着される。これを解けば

$$\bar{u}_r(t) = \frac{\beta}{r+K} \operatorname{grad}(p) - \left[ \frac{\beta}{r+K} \operatorname{grad}(p) - \bar{u}_r(t_0) \right] \exp[-\alpha(r+K)(t-t_0)] \quad (\text{A.74})$$

が得られる。ここに  $t_0$  は初期時刻である。

## 参考文献(付録)

- [1] H. Mössinger, Zweidimensionale numerische Experimente zur instationären Zweiphasen-Wasser-Strömung am Beispiel der HDR-Blowdownversuche mit DRIX-2D, KfK 2853, August (1979).
- [2] H. Mössinger, Investigation of blowdown problems with the computer code DRIX-2D, Nucl. Sc. Engrg. vol. 76, p. 89-102 (1980).
- [3] H. Mössinger, Assessment of a drift-flux approximation for a strongly transient two-phase flow: Second CSNI specialist meetings on the transient two-phase flow, Paris, June (1978).
- [4] T. Isozaki, F. Katz, E. G. Schlechtendahl, Calculation of JAERI's jet impingement test by KfK's code DRIX-2D, Unveröffentliche Ergebnisse, Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, März (1983).
- [5] H. Mössinger, unveröffentliche Ergebnisse, Herleitung und Interpretation der Modellgleichungen von SOLA-DF (1977).
- [6] L. D. Landau, E. M. Lifshitz, Fluid mechanics, 邦訳, 竹内均, 流体力学1, 東京図書株式会社 (1970).
- [7] H. W. Liepmann, A. Roshko, Element of gas dynamics, John Wiley & Sons, Inc. 邦訳, 玉田洸, 気体力学, 吉岡書店 (1960).
- [8] L. D. Landau, E. M. Lifshitz, Fluid mechanics, 邦訳, 竹内均, 流体力学2, 東京図書株式会社 (1970).
- [9] VDI-Wasserdampftafeln, Springer Verlag, Berlin (1963).
- [10] C. W. Hirt, B. D. Nichols, N. C. Romero, SOLA-a numerical solution algorithm for transient fluid flows, LA-5852 (1975).
- [11] C. W. Hirt, N. C. Romero, Application of a drift-flux model to flashing in straight pipes, LA-6005-MS (1975).
- [12] Bernarde Le Mehaute, An introduction to hydrodynamics and water waves, Springer-Verlag (1976), 堀川清司訳, 応用流体力学入門, 東京大学出版会 (1979).
- [13] H. Schlichting, Grenzschichttheorie, 5. Auflage, Verlag Braun Karlsruhe (1964).
- [14] American National Standard, Design basis for protection of light water nuclear power plants against effects of postulated pipe rupture, ANS-58.2, revision 6, (1986).