

JAERI-M

6787

再冠水シリーズ2A実験報告

1976年11月

村尾 良夫・井口 正・須藤 高史・数土 幸夫
杉本 純・新妻 泰・深谷 好夫・平野 見明

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

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

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

再冠水シリーズ 2A 実験報告

日本原子力研究所東海研究所安全工学部

村尾良夫・井口 正・須藤高史・数土幸夫

杉本 純・新妻 泰・深谷好夫・平野晃明

(1976年10月23日受理)

この報告書は、1975年2月～4月に行われた再冠水シリーズ 2A 実験の結果について述べたものである。シリーズ 2A 実験は、大気圧下で最高温度 600°C に設定したテスト部一定流量注水実験である。

実験データの解析により、炉心内の注目点の伝熱様式は、断熱・蒸気流熱伝達・膜沸騰・クエンチ・核沸騰と推移することが明らかにされた。また各伝熱様式と、熱伝達率の値との相関の定性的把握がなされると共に、次の項目が認識された。

- (1) 圧力振動現象の存在とその発熱体表面温度応答、熱伝達率特性に大きな影響を与えること。
- (2) 注水速度の大小が、キャリーオーバー比に大きな影響を与えること、すなわち注水速度が大きい時、キャリーオーバー比が大きいこと。

Report on Series 2A Reflood Experiment

Yoshio MURAO, Tadashi IGUCHI, Takashi SUDOH, Yukio SUDO,
Jun SUGIMOTO, Yasushi NIITSUMA, Yoshio FUKAYA, Kenmei HIRANO

Division of Reactor Safety, Tokai, JAERI

(Received October 23, 1976)

Series 2A reflood experiment was carried out from February to April 1975 to obtain thermo-hydrodynamic data during reflood phase of a typical PWR.

The main test conditions are as follows:

- direct water injection into the simulated core at constant flow rate
- operation under an atmospheric pressure, and
- temperature of heater rods up to 600°C.

Study of the data showed that several heat transfer phases exist in the core, i.e. adiabatic, droplet-dispersed vapor flow, film boiling, quench, and nucleate boiling phase. The relation between heat transfer phases and heat transfer coefficients was discussed qualitatively, and the following phenomena were found out:

Pressure oscillation exists in the core, and it has large influence upon heat transfer coefficient characteristic as well as heater rod surface temperature response, and the inlet water velocity influences the carry over fraction.

目 次

1. 序 論	1
1.1 シリーズ1実験の問題点	1
1.2 シリーズ2A実験の目的と特徴	1
2. 実験方法	3
2.1 実験装置の概要	3
2.2 実験装置の変更点	4
2.3 実験条件	4
2.4 実験方法	4
3. 結果の検討	12
3.1 代表実験の検討	12
3.1.1 RUN 2036の概要	12
3.1.2 RUN 2021の概要	16
3.2 データの信頼性	19
3.2.1 初期条件	19
3.2.2 再現性	20
3.2.3 対称性	20
3.2.4 データ処理上の問題点	21
3.3 炉心内伝熱流動特性	23
3.3.1 炉心内伝熱流動特性	23
3.3.2 発熱体ターンアラウンド特性	23
3.3.3 炉心内圧力特性	25
3.3.4 流体振動現象	26
3.4 炉心内熱伝達特性	29
3.4.1 热伝達の領域区分	29
3.4.2 热伝達率の一般的傾向	29
3.4.3 蒸気流熱伝達	30
3.4.4 膜沸騰熱伝達	31
3.4.5 クエンチ温度とクエンチ時間	32
3.5 炉心周辺の伝熱流動特性	34
3.5.1 冷却水の質量収支	34
3.5.2 テスト部内熱収支	35
3.5.3 蒸気発生量変化の特性	37
4. 結 論	87
参考文献	88

1. 序 論

1.1 シリーズ 実験⁽¹⁾の問題点

シリーズ 1 実験の目的は、(1)炉心内伝熱流動現象の解析、(2)再冠水実験装置の性能試験、(3)データ処理法の確立であった。しかるに、実験装置の性能ならびに実験方法に次のような問題点が見い出された。

(1) 8 個に分割されたテスト部流路外管の相互接続用フランジ部分において、初期温度の不均一性が見い出された。これは、フランジ部分に予熱ヒータがないことと、フランジの放熱効果によるものであった。

(2) テスト部流路外管の予熱時間が結果的に短く、熱平衡状態に到達していなかった。これは、保温材への放熱、ならびにテスト部下端の水の満された部分（オーバーフロー水位以下）での放熱によるものであった。

(3) 実験開始時の初期液位が一定せず液位上昇開始時刻の推定に多少の誤差があった。初期液位はテスト部下端のオーバーフローラインの位置によって決まるが、オーバーフローラインに取付けた開閉弁の圧力損失が比較的大であったので初期液位がその水頭差分だけ上昇した。また取付位置がテスト部より離れていたため、内部のガス空間を水が満すため弁閉鎖時刻とテスト部液位上昇開始時刻との間にずれがあった。これらの現象は、オーバーフローラインの流量に関係し、計算での補正が複雑であった。

(4) テスト部流路外管からの熱放出量が見積れなかった。これは、テスト部流路外管の外壁に取付けられた熱電対が単に壁温の制御に用いられるのみで、過渡温度変化を計測しなかったからである。
(計測可能チャンネル数の不足のため。)

その他、実験装置の運転制御上ならびにデータ処理上の問題点があったが、シリーズ 1 の実験期間中に改良された。（参考文献(1), p. 56～63 に述べられている。）

1.2 シリーズ 2 A 実験の目的と特徴

本シリーズにおいては、シリーズ 1 実験の問題点となった装置の構造ならびに運転法を改良してシリーズ 1 実験と同種類の実験を行うこととした。

実験目的は、(1)炉心内伝熱流動現象の把握、(2)実験技術の向上である。特に、テスト部流路外管と燃料模擬発熱体の初期壁温の影響を調べるために重点を置き、シリーズ 1 の実験条件と一部重複するようにして、低流速での冷却材注入実験を行うこととした。

シリーズ 2 A 実験の主要な特徴は下記の通りである。

- (1) 一定流量直接注入
- (2) 破断ループ抵抗模擬部の除去すなわち、テスト部上部の上部プレナムは、格納容器模擬定圧タンクに直結される。
- (3) 発熱体出力一定
- (4) 系圧力は大気圧
- (5) 使用した燃料模擬発熱体（以下、発熱体と呼ぶ）は熱容量が小なる中空金属円管であり、直接

通電加熱される。したがって実炉に比べて熱容量が小さい。

- (6) 発熱体壁温測定用熱電対は、スポット溶接による外面取付型のものである。
- (7) 発熱体最高温度は 600 ℃とし、この温度に達すると電源を遮断し、実験を中止した。
- (8) 発熱体最高温度が低いため、実験開始発熱体壁温も 300 ℃付近であり、一般に言われている再冠水過程開始温度より低い。

2. 実験方法

2.1 実験装置の概要

テスト部は、Fig. 2-1(a)に示すように 4×4 正方格子配列の発熱体バンドルを四角形テスト部流路外管に収納した構造になっており、発熱体は、内部充てん物のない金属円筒で、直接通電加熱により発熱する。肉厚の変化により、Fig. 2-1(b)に示すように階段状コサイン分布発熱となるように設計され、外径 0.5 mm アルメルクロメルシース型非接地熱電対が発熱体表面にスポット溶接されている。

16 本の発熱体は、6.0 mm 間隔で取付られたスペーサグリッドにより正方格子形に配列され、電気絶縁用石英ブロックによりスペーサグリッドは、内面距離 60 × 60 mm 肉厚 5 mm のステンレス製四角管に固定されている。

なお、流路外管は 8 分割され、各々はフランジにより接続されている。各々の流路外管は加熱用ヒータが取付けられ、また、フランジ部も加熱用ヒータが取付けられ、任意の温度に設定することが可能である。

グリッドスペーサの上面位置は、常温において発熱体加熱部下端よりそれぞれ(1) 50 mm, (2) 650 mm, (3) 1250 mm, (4) 1850 mm, (5) 2450 mm, (6) 3050 mm, (7) 3650 mm の高さにある。グリッドスペーサの高さは 20 mm である。

テスト部の詳細は、参考文献(1)を参照のこと。

ループ部、ならびに制御系

流量一定注入実験に関するループ部分の概念図を Fig. 2.2 に示す。詳細は、参考文献(1)を参照のこと。

計測系

計測チャンネルは、30 チャンネルであり、その内訳は Table 2-1 に示す通りである。

発熱体の表面温度の測定は、外径 0.5 mm、アルメルクロメルシース型非接地熱電対により行われる。

熱電対は、発熱体表面にスポット溶接され、その取付位置は Fig. 2-1(b) に示されている。発熱体の中央の熱電対一本 (TF 3M) は、実験制御用のものであり、実験開始、終了温度を測定する。

テスト部流路外管温度の測定は、外径 1 mm、アルメルクロメルシース型非接地熱電対により行われる。流路外管外側にスポット溶接され、その取付位置は、Fig. 2-1(b) に示されている。一部の熱電対は、壁温制御用を兼ねている。

Table 2-2 に各検出器の仕様を示す。

データ処理

参考文献(1)を参照のこと。

2.2 実験装置の変更点

- (1) テスト部流路外管のフランジ部分の温度がフランジの放熱効果により低下するのを防止するために、フランジ部に独立した予熱ヒータならびに温度制御系を取付けた。
- (2) 初期液位を一定に保つため、オーバーフローラインの弁を全て、圧力損失がほとんど無視できるボール弁に交換し、そのうち1個を空気操作式自動弁とした。これにより以前の差圧式電磁弁に見られた差圧の不足による誤動作と高い圧力損失を防止することができた。
- また初期液位を監視するために、マノメータ型液面計を取付けた。
- (3) テスト部流路外管から冷却材への熱放出量の見積りのために流路外管の過渡温度変化を計測することとした。このため、計測用熱電対を増設し、データ集録チャンネル数を10チャンネル増設した。
- (4) 静圧水頭を含むテスト部圧力損失を測定するために上部プレナム圧力を計測することとして、既存の下部プレナム圧力、定圧タンク圧力の計測と合せて圧力損失の測定が可能となった。
- (5) データ集録チャンネル数の10チャンネル増設に伴い、発熱体表面温度の測定点数を増加した。

2.3 実験条件

主実験条件を以下に示す。

- | | |
|-----------|--------------|
| (1) 系圧力 | 大気圧 |
| (2) 注入水速度 | 4～12 cm/sec |
| (3) 注入水温度 | 50～90°C |
| (4) ピーク出力 | 1.8～2.8 KW/m |

個々の実験条件については、Table 2-3 に示す。

2.4 実験方法

一定流量注入実験に関する部分のフローシートの概念図をFig. 2.2 に示す。

実験方法を以下に示す。

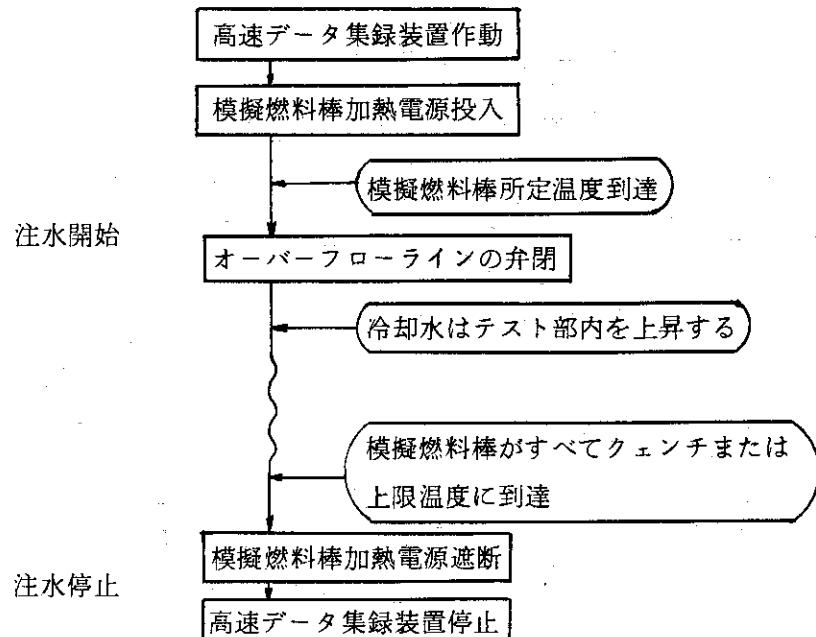
(1) 実験開始前

冷却水は、貯水タンク→循環ポンプ→ヒーター→流量計→下部プレナム→オーバーフローライン→貯水タンクの経路で循環する。この時、自由液面は貯水タンクおよびテスト部オーバーフローライン高さにあり、模擬燃料棒有効発熱部下端は、液位より70 mm(常温での値)上部である。

この期間に流路外管温度、注入水温度、注入水速度、模擬燃料棒ピーカ出力等の初期条件を設定する。

(2) 実験開始から終了まで

計装系シーケンスに組み込まれた制御系により、実験は次のように自動的に進行する。



なお、装置の運転上の改善された点は、次のとおりである。

- (1) テスト部流路外管の熱平衡達成のため、流路外管壁温が設定温度に到達後、充分なる時間その温度で保持し、その後実験を行った。
- (2) 初期液位が不安定であったが、テスト部流路外管オーバーフロー部分の予熱過剰が原因と考え、この部分の予熱を中止した。これは、オーバーフローラインの位置の上下にまたがり、一組の予熱ヒータが流路外管に取付けられ、制御用熱電対は、オーバーフローラインの位置より下の冷却水の影響で、低い温度を示し、當時予熱電力がこの部分に投入され、淀部の水がしばしば突沸を起し、初期液位を変化させた。
- (3) 流量計に熱衝撃が作用しないように、水温上昇時は、當時流量計のラインに水を循環させた。これは、流量計が構造的に内部にグラファイトの計量ロータを有し、鋼製ケーシングとの間に熱膨張差があり、特に熱衝撃がある場合、ロータが変形しかじりを生ずることがあったためにとられた処置である。
- (4) その他、データ処理上多くの工夫がなされ、データ処理の労力の減少がなされた。

Table 2-1 Contents of Symbols

DATA C CH. NO.	Symbol	Description
1	TC1, TC2, TC3U, TC3M TC3L, TC4, TC5, TD2 TD3L, TC3L, TD4, TA3M TB3M, TE3M	Temperature of Heater Rods
14	T  Elevation Name of Heater Rod	
15	TH2, TH3U, TH3L, TH4, TH5	Temperature of Housing
19	TH  Elevation	
20	TPT	Temperature in Constant Pressure Vapor Tank
21	TUL	Temperature in Upper Plenum (Liquid Phase)
22	TUG	Temperature in Upper Plenum (Gas Phase)
23	FM	Flow Rate of Injection Water
24	LHT	Water Level at Water Hold Tank
25	PPT	Pressure in Constant Pressure Vapor Tank
26	PLP	Pressure in Lower Plenum
27	PUP	Pressure in Upper Plenum
28	-	Start Signal of Water Injection
29	E	Voltage of Supplied Power
30	I	Current of Supplied Power

Table 2-2 Specification of Detectors

Measurement	Type of Detectors	Symbol
Temperature of Heater	0.5 φmm dia. Chromel-Alumel Thermocouples Sheathed Type	TC1, TC2, TC3U, TC3M, TC3L, TC4, TC5, TD2, TD3M, TD3L, TD4, TA3M, TD3M, TE3M, TF3M
Temperature of Other	1.0 φmm dia. Chromel-Alumel Thermocouples Sheathed Type	TH1, TH2, TH3U, TH4, TH5, TPT, TUL, TUG
Flow	Rotor Flow Meter	FM
Pressure of Constant Pressure Tank	Browdown Gauge Type	PPT
Pressure of Others	Strain Gauge Type	PLP, PUP
Start Signal	from the Relay for Closing the Over-flow Valve	-
Voltage	-	E
Current	Standard Resister Built in the Power Supply	I
Liquid Level	Capacitance Type	LHT

Table 2-3 Summary of Reflooding Test Run Conditions

Run No.	Peak Power (KW/m)	Inlet Water Velocity (cm/sec)	Inlet Water Temp. (°C)	Initial Rod Temp. (°C)	Housing Temp. (°C)	Pressure (ata)	Run Date
2001	0.1	12	54	350	150	1	500313-1-3
2002	0.4	12	53	300	150	1	500227-1-3
2003	0.4	12	50	300	150	1	500313-2-4
2004	1.8	6	50	350	300	1	500326-1-5
2005	1.8	6	50	450	400	1	500236-2-3
2006	1.8	6	70	450	400	1	500328-1-6
2007	1.8	10	50	350	300	1	500320-1-3
2008	1.8	10	50	450	400	1	500326-1-8
2009	1.8	12	52	350	200	1	500319-1-3
2010	1.8	12	53	350	200	1	500319-1-4
2011	1.8	12	52	300	250	1	500319-4-4
2012	1.8	12	54	300	300	1	500227-3-3
2013	1.8	12	50	300	300	1	500228-4-3
2014	1.8	12	52	300	300	1	500313-3-3
2015	1.8	12	50	350	350	1	500228-7-3
2016	1.8	12	51	350	350	1	500314-2-3
2017	1.8	12	50	350	350	1	500314-2-4
2018	1.8	12	50	350	350	1	500306-8-3
2019	1.8	12	52	400	400	1	500314-3-3
2020	2.2	4	50	400	300	1	500320-3-4
2021	2.2	6	50	400	300	1	500320-3-3
2022	2.2	6	70	350	300	1	500327-1-7
2023	2.2	6	72	450	400	1	500328-1-7
2024	2.2	6	90	400	300	1	500302-1-3
2025	2.2	6	90	450	400	1	500403-1-5
2026	2.2	8	53	350	300	1	500320-2-6
2027	2.2	8	50	400	300	1	500403-1-8
2028	2.2	10	50	400	300	1	500320-1-4
2029	2.2	10	70	350	300	1	500327-1-5
2030	2.2	10	75	500	400	1	500328-1-3
2031	2.2	10	90	350	300	1	500328-2-4
2032	2.2	10	90	450	400	1	500403-1-3
2033	2.2	12	54	300	300	1	500228-5-3
2034	2.2	12	53	300	300	1	500228-5-6
2035	2.2	12	50	350	300	1	500320=2=4
2036	2.2	12	50	350	300	1	500403-1-6
2037	2.2	12	54	350	350	1	500228-6-3
2038	2.2	12	52	350	350	1	500228-6-5
2039	2.2	12	56	350	350	1	500306-8-4
2040	2.2	12	50	450	300	1	500320-2-5
2041	2.2	12	50	450	300	1	500403-1-9
2042	2.2	12	70	350	300	1	500327-1-4
2043	2.2	12	90	350	300	1	500238-2-3
2044	2.2	12	90	450	400	1	500403-1-4
2045	2.8	6	50	350	300	1	500326-1-6
2046	2.8	8	50	400	300	1	500326-1-4
2047	2.8	10	50	350	300	1	500320-1-5
2048	2.8	10	51	450	400	1	500326-1-7
2049	2.8	10	70	400	300	1	500327-1-6
2050	2.8	10	70	450	400	1	500328-1-4

Table 2-3 Summary of Reflooding Test Run Conditions (Cont.)

Run No.	Peak Power (KE/m)	Inlet Water Velocity (cm/sec)	Inlet Water Temp. (°C)	Initial Rod Temp. (°C)	Housing Temp. (°C)	Pressure (ata)	Run Date
2051	2.8	10	90	400	300	1	500402-1-5
2052	2.8	12	50	350	200	1	500319-2-4
2053	2.8	12	53	350	200	1	500319-2-5
2054	2.8	12	53	350	250	1	500319-3-3
2055	2.8	12	54	250	250	1	500319-4-3
2056	2.8	12	51	350	300	1	500313-4-3
2057	2.8	12	51	350	300	1	500314-1-3
2058	2.8	12	50	400	300	1	500320-2-3
2059	2.8	12	53	450	400	1	500314-3-4
2060	2.8	12	73	350	300	1	500327-1-3
2061	2.8	12	90	400	300	1	500402-1-4
2062	2.8	12	90	450	400	1	500402-1-6
2063	2.8	12	90	500	400	1	500402-1-7
2064	2.8	12	90	500	400	1	500402-1-8

A,B,E,F : 1 T/C equipped Heater Rods
C,D : 6 T/CS equipped Heater Rods

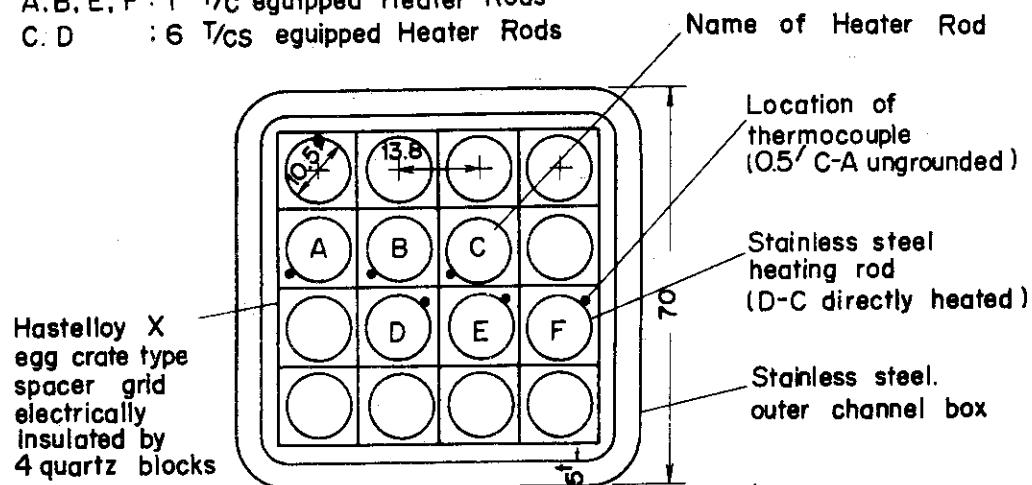


Fig. 2.1 (a) Cross Section of Test Section

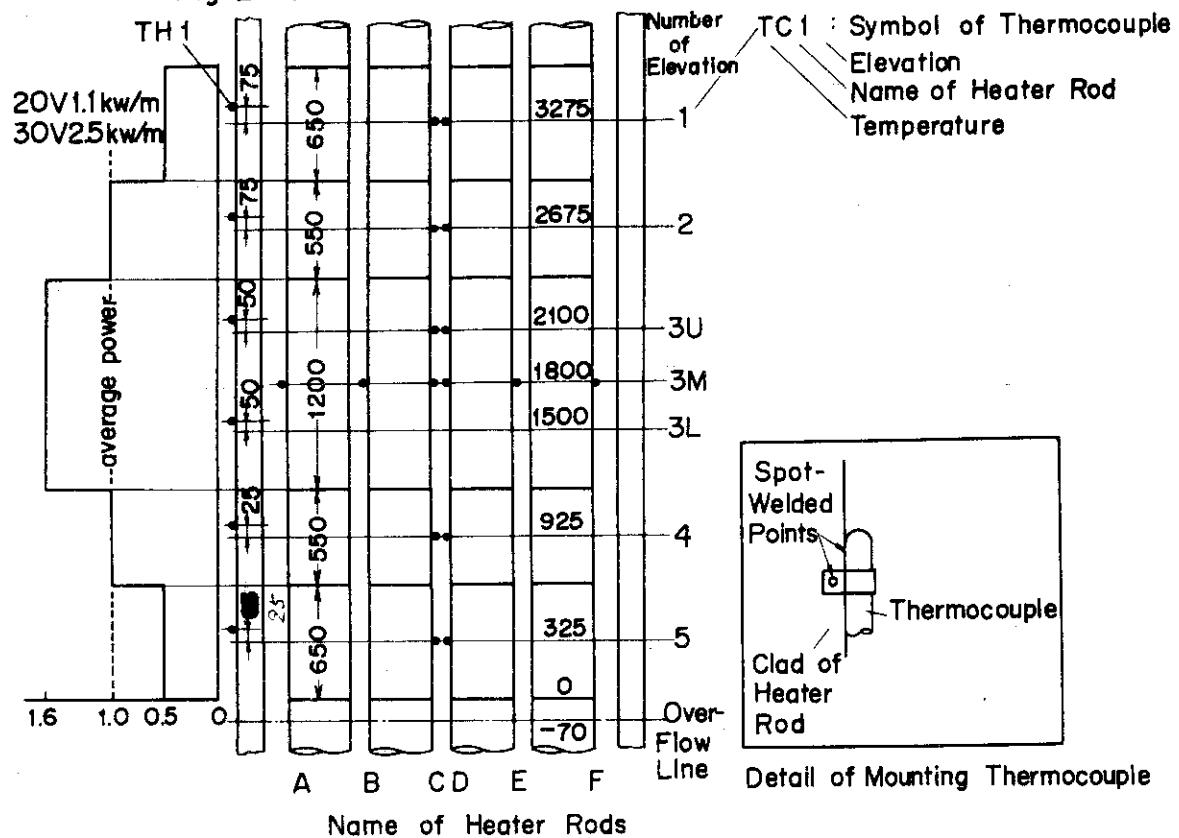


Fig. 2.1 (b) Location of Thermocouple and Power Distribution of Heater Rods , and Location of Thermocouple of Outer Channel Box

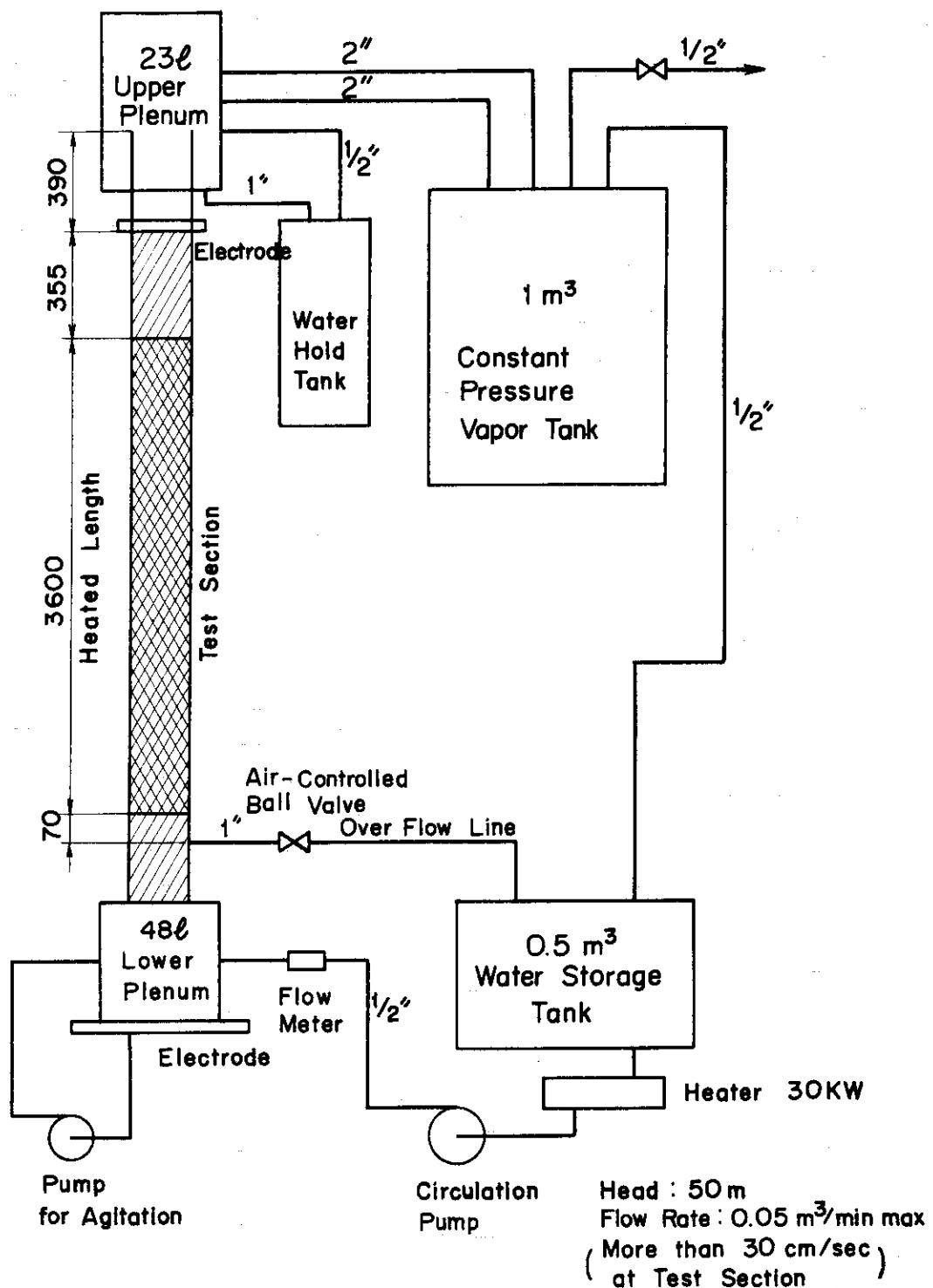


Fig. 2-2 Schematic Flow Diagram

3. 結果の検討

3.1 代表実験の検討

本項では、シリーズ2A実験のうちのRUN 2036およびRUN 2021を選び、実験結果の概要の説明を行う。

RUN 2036とRUN 2021は、注入水速度が違うのみで、他の条件は同一である。シリーズ2A実験のうちで、比較的注入水速度の大きい代表例としてRUN 2036を、また比較的注入水速度の小さい代表例としてRUN 2021を選んだ。

RUN 2036およびRUN 2021の主要な実験条件を以下に示す。

	RUN 2036	RUN 2021
圧力	大気圧	大気圧
発熱体ピーク出力	2.2 KW/m	2.2 KW/m
注入水速度	12 cm/s	6 cm/s
注入水温	50°C	50°C
発熱体初期温度	350°C	350°C
流路外管温度	300°C	300°C

発熱体ピーク出力 2.2 KW/m は、ANS 標準式による崩壊熱とアクチニド崩壊熱 和で推測した時、スクラム後約 160 sec の崩壊熱に相当する。

3.1.1 RUN 2036 の概要

以下にRUN 2036の実験結果の概要を述べる。

炉心注入速度

Fig. 3.1 に、冷却水の炉心注入速度を示す。炉心注入速度は、12.3 cm/s で実験期間中一定に保持されている。本実験装置では炉心注入速度の減少は無視しうると考えてよいことが本図からわかる。

各部圧力

Fig. 3.2 に下部プレナム圧 PLP、上部プレナム圧 PUP、定圧タンク圧 PPT の冷却水注入開始後の変化を示す。図中の点線は、模擬炉心内への注入水による水頭変化を示したものである。冷却水注入開始後暫くの間は（約 2.5 sec まで）下部プレナム圧と注入水頭はほぼ等しいことが見られる。この期間では上部プレナム圧、定圧タンク圧はいずれもほぼ 0 であることから、模擬炉心内の蒸気発生は殆んどないと考えられる。従って注入された冷却水は模擬炉心内の液位上昇に費されるのみである。

下部プレナム圧は、冷却水注入開始後 2.5 sec から、急激な圧力変動を示している。この時点か

ら下部プレナム圧力は注入水頭と異なってくる。同時に上部プレナムにおいて分離された蒸気温度 TUG、液体温度 TLG も変化し始める。このことから、蒸気発生が著しくなり、液滴がテスト部上部より放出される時刻がこの急激な圧力変動に対応していると考えられる。すなわち、この圧力変動は、テスト部内の二相流動により生ずるテスト部内圧力損失にもとづくものと考えられる。

圧力変動は、非常に周期的であり、約 2.5 sec の周期である。ここに見られる圧力変動の特性については後述する。

模擬炉心圧損、ループ部圧損

Fig. 3.3 に次式で定義される模擬炉心圧損 ΔP_{TS} およびループ部圧損 ΔP_{LP} を示す。

$$\Delta P_{TS} = P_{LP} - P_{UP}$$

$$\Delta P_{LP} = P_{UP} - P_{PT}$$

ここで ΔP_{LP} は必ずしも実炉を模擬している訳ではない点に注意を要する。

同図に上部プレナムにおいて分離された気液の流体温度 TUG (蒸気温度) および TUL (液体温度) の変化も合せて示してある。また点線は仮想注入水頭を示す。模擬炉心圧損は Fig. 3.2 の下部プレナム圧と類似の時間変化を示している。模擬炉心圧損は次の特徴を示している。

- (1) 冷却水注入開始後約 2.5 sec までは、仮想注入水頭とほぼ一致している。
- (2) 冷却水注入開始後約 2.5 sec から、周期約 2.5 sec の大きな圧力変動がみられる。
- (1)は、約 2.5 sec までは模擬炉心での発生蒸気は殆んどないこと、(2)は 2.5 sec から後に蒸気の発生が生ずることを示す。また、
- (3) 2.5 ~ 17 sec 間は模擬炉心圧損の増加がみられる。
- (4) 17 sec 以降模擬炉心圧損は減少し、約 3 m で一定値を保つ。(蒸気の発生がなく、水による流動摩擦損失がない場合 $\Delta P_{TS} = 3.6 \text{ m}$ になる筈である。この値より小さい値で一定値になる理由は、発熱体の発生熱量・発熱体・流路外管壁の蓄積量の放出により炉心内は二相流運動状況になり静水頭が減少されるからである。)

ループ部圧損は次の特徴を示している。

- (1) 冷却水注入開始後約 2.5 sec までは、殆んど 0 である。
- (2) 冷却水注入開始後約 2.5 sec ~ 17 sec では、増加を示している。
- (3) 冷却水注入開始後 17 sec ~ 22 sec では、減少を示している。
- (4) 冷却水注入開始後 22 sec 以降では一定値を示している。

ループ部圧損の時間経過は、他の実験条件でも時間的早遅はあるものの上記と類似の経過を示す。ところでループ部圧損の増減は模擬炉心における発生蒸気量の増減に対応していると考えられる。従って炉心内での発生蒸気量の変化の特徴も上記のようになる。ループ部圧損には次のような特徴もみられる。

- (5) ΔP_{LP} に 7.5 sec ~ 10 sec に振動がみられる。
- (6) ΔP_{LP} の振動は、 ΔP_{TS} の振動と同一位相である。
- (7) 22 sec に ΔP_{LP} 、 ΔP_{TS} に早い周期の微振動がみられる。この微少振動は ΔP_{LP} 、 ΔP_{TS} の減少過程に発生する傾向にある。

上述の振動現象が炉心内流動特性、伝熱特性におよぼす影響については後述する。

各部流体温度

Fig. 3.3 に上部プレナム蒸気温度 TUG, 上部プレナム液体温度 TUL, 定圧タンク液体温度 TPT を示す。次の特徴がみられる。

- (1) 注入開始後 2.5 sec に, TUG, TUL の上昇がみられる。
- (2) 昇温後約 100 °C で一定値になる。

以上の特徴は、注入開始後 2.5 sec で上部プレナムへの蒸気流入が始まることと合致する。TUG, TUL の上昇は流入蒸気による加熱のためである。

Fig. 3.3 では TUG と TUL の明確な差はみられない。

TUG が過熱蒸気であるかどうかは興味のあるところであるが、本実験結果では不明である。すなわち、蒸気温度定用の熱電対が必ずしも蒸気温度のみでなく水温を測定している恐れがあるからである。

定圧タンク内流体温度 TPT は、若干昇温傾向がみられるものの、殆んど一定である。TUG 昇温から TPT 昇温に至る時間遅れが数秒程度みられ、高温蒸気の輸送に若干時間を要することを示している。

流路外管壁温度

Fig. 3.4 に流路外管壁温度の測定結果を示す。図中に示された TH 5, TH 4, TH 3L, TH 3U, TH 2 は、壁温測定位置の違いを意味し、下部から上部に順に取付けられている。次の特徴がみられる。

- (1) 時間的に次の経過を示す。

初期温保持 → 温度低下 → 鮫和温度に一定値保持

時間的経過のなかで特徴的な値として温度低下を開始する時刻が考えられる。

- (2) 温度低下開始時刻は、必ずしも下部から上部に整列しているわけではない。たとえば TH 4 はそれより上部の TH 3L, TH 3U が温度低下を開始しても依然として高温の一定値を保っている。
- (3) 温度低下開始時刻は、発熱部下端から 1 m 上方以上では殆んど一致している。Fig. 3.4 で TH 5 を除いて TH 4~TH 2 は殆んど同時に温度低下が開始している様子がみられる。

流路外管壁の温度低下開始は、壁表面における熱伝達率の大巾な改善を意味する。温度低下後落付く温度が鮫和温度であることと合せ考えると、温度低下開始は流路外管壁の濡れと強い関連があると推察できる。(2), (3)は、流路外管壁の濡れが下部から上部に進行すると考えにくいくことを示す点で興味深い。

発熱体供給電力

Fig. 3.5 に発熱体供給電流の変化を示す。

図に示された発熱体供給電流は発熱体 1 本当りの値である。注水開始前 4 sec に電力が発熱体に供給開始されている。その後電流は、発熱体の平均温度の増減に伴って、若干の増減を示している。これは発熱体の固有抵抗の温度依存性のためである。供給電流の変化の具合から平均的には、発熱体温度は冷却水注入開始後 7 ~ 8 sec で最高値を示し、その後は減少している様子がみられる。

発熱体表面温度

Fig. 3.5 に発熱体供給電流の変化に合せて、発熱体表面代表点の温度変化、流路外管壁温度変化、下部プレナム圧変化の相互の関連を示す。

発熱体表面温度変化には次の特徴がみられる。

- (1) 発熱体表面温度は、初期には断熱温度上昇線に沿って温度上昇している。
- (2) その後、断熱温度上昇線から離れ、冷却が開始される。冷却開始時刻は、図中の下部プレナム圧変化の注入水頭から離れる時点とほぼ一致しており、上流域での発生蒸気が下流域の冷却効果をもたらしたものと考えられる。
- (3) 冷却が開始されると、TC 3M, TD 3L にみられるように最高温度（ターンアラウンド）を経由した後表面温度は急激な下降（クエンチ）を示している。
- (4) クエンチ後、発熱体表面温度はほぼ飽和温度で一定値を示している。
- (5) 本図ではクエンチ後の発熱体表面温度変化に明白な変動がみられる。同図中に示した下部プレナム圧の変化と対応してみると、下部プレナム圧の変動と発熱体表面温度の変動が同期していることがわかる。本RUNでは明白ではないが、クエンチ以前の表面温度が高温の時で発熱体表面温度に変動がみとめられる場合があり、かつその変動は下部プレナムの変動と同期している。詳しくは後述する。
- (6) TC 5 の測定結果に示されるように、注入開始後充分時間が経過すれば、飽和温度以下に冷却される。本図では注入開始後 20 sec で約 70 °C になっている。点線で示された定常表面温度曲線は、発熱体が注入冷却水により強制対流伝達で冷却されると仮定して求められたものである。TC 5 の位置では、注入開始後定常表面温度曲線に一致しており、発熱体・流路外管壁に初期に蓄積されていた熱量の影響がほぼ完全になくなっているといえる。
- (7) 本図に流路外管壁温度の一例 TH 5 を示す。TH 5 の取付け位置の高さは、TC 5 のそれとほぼ一致している。しかしながら TC 5 のクエンチ時刻と TH 5 の温度低下開始時刻に大きな差がみられ、同一高さでのクエンチ時刻の均一性は保存されていない。詳細には別項で述べる。

Fig. 3.6 に発熱体各部の表面温度変化を示す。

次の特徴がみられる。

- (1) 同じ取付け高さでは、クエンチする時刻を除けば殆んど類似の温度挙動を示している。TC 3M と TD 3M, TC 4 と TD 4 にその傾向がみられる。
 - (2) 各点のクエンチする時刻は必ずしも下から上へ整列していない。この点については既に前報で述べたように飛散液滴によって濡れるためであるとして説明できよう。
- クエンチ時刻の特徴をより明確に示すために、Fig. 3.7 に発熱体各部のクエンチ時刻および流路外管壁温度低下時刻を示す。発熱体の下半部は、クエンチ点の先端が上方に次第に進行していると考えられるが、発熱体の上半部は殆んど同時にクエンチしているので、クエンチフロントが進行していくといった様子は考えにくい。
- なお、Fig. 3.7 に、注入速度から計算された模擬炉心内の見掛けの水位変化を参考のために示した。初期にはクエンチ位置と見かけの液位とは比較的良く一致している。

熱伝達率

Fig. 3.8に、発熱体表面温度変化から計算された熱伝達率の時間変化を示す。既報⁽¹⁾に述べたように熱伝達率は、時間の経過とともに

- ① 初期断熱領域
- ② 初期冷却促進領域
- ③ 冷却停滞領域
- ④ 冷却増大領域
- ⑤ クエンチ点

と推移している様子がみられる。特にクエンチ時刻の遅いTC 4, TD 3L の取付け位置の熱伝達率変化によく特徴が現われている。

Fig. 3.8に次の特徴が示されている。

- (1) 同図中に合せて示した下部プレナム圧の変動と同期して熱伝達率が変動しているように見受けられる。下部プレナム圧が大きくなった時熱伝達率も増大している。下部プレナム圧の増減と模擬炉心部差圧ないし、ループ部圧損の増減は対応しているので、模擬炉心部差圧の増減と熱伝達率の増減が対応しているといつてもよい。このことは、特にTD 4, TD 3L からの計算結果に明白に表われている。
- (2) 下部プレナム圧の初期の急増と同時に（ほぼ2.5 secの時点）熱伝達率が増加している。
- (3) 下部プレナム圧の初期の急増と同期した熱伝達率の増加期（前述の初期冷却促進領域）にクエンチする1群（TD 2, TC 3M, TD 3M, TC 2）とクエンチしない1群（TD 4, TD 3L, TC 4）がある。クエンチしない例の場合、熱伝達率約50 kcal/m²h°Cではほぼ一定の期間がみられる。

熱伝達率の変動と模擬炉心差圧変動との相関、熱伝達率の高さ位置の違いによる差等の詳細な特性については後述するが、差圧が大なる時蒸気流速ないしエントレインメント量は大であり、蒸気流速ないしエントレインメント量が大なる時熱伝達率は大であるという相関を考えれば、上述の熱伝達率の変化の特徴は理解できる。

3.1.2 RUN 2021の概要

以下にRUN 2021の実験結果の概要を述べる。

炉心注入速度

Fig. 3.9に炉心注入速度を示す。ほぼ6.3 cm/Sで実験中一定に保持されている。

各部圧力

Fig. 3.10に下部プレナム圧PLP, 上部プレナム圧PUP, 定圧タンク圧PPTの冷却水注入開始後の変化を示す。図中の点線は、模擬炉心内への注入水による水頭変化を示したものである。RUN 2036の場合と同様に、初期には下部プレナム圧と注入水頭はほぼ等しい。その後、RUN 2036と同様に下部プレナム圧は急増するものの、RUN 2036で著しかった圧力変動は殆んどみとめら

れない。約4mではほぼ一定の値になっている。

模擬炉心圧損、ループ部圧損

Fig. 3.11に模擬炉心圧損 ΔP_{TS} 、ループ部圧損 ΔP_{LP} を示す。 ΔP_{TS} は30secまで注入水頭と殆んど等しい。

RUN 2036では、 ΔP_{TS} は注入水頭より極めて大きいのに比べ極だった違いである。 ΔP_{TS} は最終的には、ほぼ2mの値を示している。注入速度が遅い場合、 ΔP_{TS} の最終値は小さくなる。

各部流体温度

Fig. 3.11に上部プレナム蒸気温度TUG、上部プレナム液体温度TUL、定圧タンク流体温度TPTを示す。RUN 2036の場合と同様に、模擬炉心圧損、ループ部圧損が急激すると同時にTUG、TULは上昇し、飽和温度で一定値を維持する傾向がみられる。

流路外管壁温度

Fig. 3.12に流路外管壁温度の測定結果を示す。RUN 2036の場合よりもはっきりと、TH5取付け位置と他の位置の温度低下開始時刻に差のある様子が示されている。

発熱体供給電力

Fig. 3.13に発熱体供給電流を示す。

発熱体表面温度

Fig. 3.14に発熱体表面温度TC 3M, TD 3L, TD 3Mを示す。

RUN 2036の場合に比べ、クエンチに至るまでの高温の状態が非常に長時間継続している。TC 3Mの取付け高さは共に発熱体中央で等しいが、この例で明白のようにクエンチの時刻を除けば温度変化の傾向は酷似している。

Fig. 3.14に発熱体表面各部の温度変化を示す。高発熱量領域の表面で高温状態が長時間継続している様子がみられる。TD 3L, TD 3Mのクエンチの直前に勾配がそれ以前と非常に異なり大きい領域がみられる点が興味深い。この点については後に述べる。

Fig. 3.15に各点のクエンチ時刻を示す。RUN 2036に比べて、発熱体のクエンチ時刻は非常に遅い。発熱体下半部のクエンチフロントの進行と、見掛け水位の変化が、初期においてほぼ一致しているという傾向は、このRUNでもみられる。

熱伝達率

Fig. 3.16, 3.17, 3.18に熱伝達率の時間変化を示す。Fig. 3.16に示した熱伝達率は、いずれも発熱体中央におけるものである。熱電対の取付け位置が断面内で異っている。TC 3M, TD 3M, TE 3Mでみられるように熱伝達率には殆んど差はない。同図中に下部プレナム圧の変化を示す。RUN 2036の時のような下部プレナム圧と熱伝達率の間に明白な相関はみうけられない。クエンチ以前の大部分の期間は、熱伝達率は50~100kcal/m²hr°Cの値を示している。

Fig. 3.17 は同一発熱体の軸方向の注目点の違いによる熱伝達率の差を示したものである。本図でも熱伝達率は大部分 $50 \sim 100 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ であり、差ははつきりしない。このように、クエンチ以前の大部分の期間および領域では、熱伝達率の値に大きな差がみうけられない点は興味深い。

Fig. 3.14 でクエンチ直前に特徴ある領域がみうけられる TD 3Mについて計算された熱伝達率を Fig. 3.18 に示す。 $200 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ 程度の値がクエンチ直前に約 9 sec 継続している。

3.2 データの信頼性

本節では 64 RUN にわたって行われた本シリーズ実験データの信頼性について、以下の各項目について述べる。

3.2.1 初期条件

本実験は系圧が大気圧下で行われた。主な実験パラメータは(1) Peak Power, (2)注入水速度 ($ULin$) , (3)注入水温 ($TLin$) , (4)初期発熱体温度 ($Tinit$) , (5)初期流路外管温度 (THo) である。

実験は以下の手順で行われる。 (Fig. 3.19)

図の OA 期は系の予熱の段階で、この期間で発熱体温度 (T) と流路外管温度 (TH) とが、テスト部のすべての点にわたって等しくなるようにしておく。

A点よりデータ集録が開始され、B点より発熱体に電力が供給される。さらにC点で $T = Tinit$ となると同時にテスト部に冷却水が注入される。

(1) 初期流路外管温度 (THo)

流路外管温度 (THo) の各高さ位置 ($TH_2 \sim TH_5$)において得られた初期値データは、すべてのRUNについてその設定値の~6%以内にある。その傾向はⅠ群 (TH_2, TH_3U) とⅡ群 (TH_3L, TH_4, TH_5) とに分けられ、Ⅰ群の初期温度はⅡ群の初期温度よりいくぶん低い。 (Fig. 3.20)

この原因はⅠ群の温度調節器の不備であることがその後判明したが、すべての高さ位置で、流路外管温度がⅡ群の温度で代表されると仮定しても流路外管の蓄熱量の誤差は2%以内であり、十分な精度であることがわかる。

(2) 発熱体設定温度

Fig. 3.19 の A-B 期での発熱体設定温度 (To) は流路外管温度 (THo) に等しくなるように、いいかえれば、OA 期で充分長い時間をかけて $To = THo$ の熱平衡になるように初期条件を設定した。それにもかかわらず、得られたデータでは To が THo よりもかなり低いものがしばしば見られた。

Fig. 3.21 は RUN 2004 の T, TH の応答である。

この例では To と THo とは多いもので 50°C も異なっている。高熱流束部、したがって低熱容量部ほど高い設定温度であるから、縦方向の熱平衡に達していないことがこの原因である。

Fig. 3.22 は RUN 2034 の T, TH の応答である。

この例では、 To が非常にばらついている。TC 5 の初期値が 120°C と低いのは下部プレナム水（初期に満水）の影響を受けているものと思われる。また TC 2 の初期値が TC 3M, TC 3B よりも高いのは、この直前の実験で TC 2 の位置がクエンチしていなかったためであると推察される。いずれにしても、この例でも充分な縦方向の熱平衡が達成されていないことがわかる。

本シリーズ実験では、この例のように充分な熱平衡に達していないと思われる RUN が 64 RUN のうち十数 RUN あった。これらの RUN は本書の解析にはなるべく用いなかった。また 64 RUN すべてにわたって発熱体横方向の熱平衡、すなわち同一高さでの初期温度はほぼ等しい。さらにこれら十数 RUN の大部分を占めている Fig. 3.21 のような初期非熱平衡（高熱流束部ほど、高初期温度）は実炉においても充分起り得るので、データそのものの価値は失わないものと思われる。

3.2.2 再現性

本実験装置より得られたデータの再現性を検証するために、同一条件下の実験が行われた。Fig. 3.23(a), (b) はほぼ同一条件下 ($Q = 1.8 \text{ KW/m}$, $ULin = 12 \text{ cm/sec}$, $TLin = 50^\circ\text{C}$, $Tinit = 350^\circ\text{C}$, $THinit = 350^\circ\text{C}$) で行われた RUN 2016 と RUN 2017 と比較したものである。同図(a) は $TB3M$ と $TH5$ の応答であるが、非常によい再現性を示している。同図(b) は下部プレナム圧 LP と定圧タンク圧 PPT の応答であるが共によく似た応答を示していることがわかる。圧力振動の周期も RUN 2016 が約 2.5 sec , RUN 2017 が約 2.3 sec である。Table 3.1, 3.2 は各同一条件下の RUN のターンアラウンド時刻 (t_t), ターンアラウンド温度 (T_t), 温度上昇 ($\Delta T_t = T_t - Tinit$), クエンチ時刻 (t_q), クエンチ温度 (T_q) を示したものである。ここでも再現性がよく示されていることがわかる。

3.2.3 対称性

本実験装置テスト部発熱体の配列は 4×4 本の非常に狭い模擬炉心であり、したがって、中心以外は温度補償用ロッドと考えられる。本質的には縦方向のみの一次元的な装置であると言えるが、そのためには装置上対称的なテスト部の、実際のデータ上の対称性が問題となる。本実験では Fig. 2.1 に示すように、3 M 位置（発熱体中央部）で異なる発熱体の壁温を測定している。

幾何学的に対称の位置でこれらの温度応答が対称的であることが期待される。Fig. 3.24 は RUN 2028 のクエンチエンベロープを示したものである。図の C, D, E, B は発熱棒の名称である。この図から互いに対称な位置にある、(C, D) または (E, B) はほぼ同時にクエンチしていることがわかる。

Fig. 3.25 は同 RUN における熱伝達率を示したものである。これによりクエンチ時までの熱伝達率は発熱棒によらずほぼ等しいことがわかる。

このような 3 M 位置での (C, D) 間の対称性はかなり良好であったが、(E, B) 間の対称性は他の RUN では必ずしも良くなかった。

Fig. 3.26(a) (b) は 3 M 位置でのクエンチ時刻のばらつきを示したものである。同図(a) から、他の条件が同じならば、初期流路外管温度 (TH) が大きいほど、また初期発熱体温度 (Tinit) が大きいほどクエンチ時刻が互いに異なってくる傾向のあることがわかる。この例および他の多くの例からも 3 M 位置でのクエンチ時刻は C, D, (または D, C), E, B の順であることが多いが、同図(b) によれば、注入水速度 (ULin) が遅い場合では中央部 (C, D ロッド) の方が周辺部 (E, B ロッド) より遅くクエンチする時がある。このような同一断面 (3 M 位置) での、クエンチ時刻の不均一性が生じる原因には次の諸点が考えられている。

- (1) 流路外管の影響。すなわちその蓄熱量と熱容量の発熱体とのアンバランスによる不均一冷却。
 - (2) スペーサーグリッドの影響。特に 3 M 位置の直ぐ上にあるスペーサーグリッドに衝突するキャリオーバ水の影響。
 - (3) 熱電対の影響。発熱体表面に装着されている熱電対のリード線数 (C, D ロッドでは 7 本, E, B ロッドでは 1 本) の違いが均一性を破っていることの効果。
- これら、または他のどれが主要な原因であるかは現在のところ明確でない。

3.2.4 データ処理上の問題点

本実験装置の各種検出器からデータ集録装置に至る計測系についての詳細はすでに別報⁽¹⁾に報告されている。

ここでは、特にデータ集録装置以降のデータ処理に伴って生じた問題点・データ誤差について述べる。

(1) 各種計測値

再冠水実験中に得られた電圧で表わされた生データは、高速データ集録装置で磁気テープに記録される。これら生データから具体的物理量に変換するために、較正試験により得られた定数をこれら生データに乗じている。このため各種変換器出力の直線性が問題となる。

(1.1) 温度

本実験での温度計測にはすべてC-A熱電対が用いられた。温度換算には20mV-488°C直線を用いた。これによる換算誤差は0~500°Cで-0.8%以内、500~800°Cで+1.5%以内である。

(1.2) 圧力・液位・流量・電圧

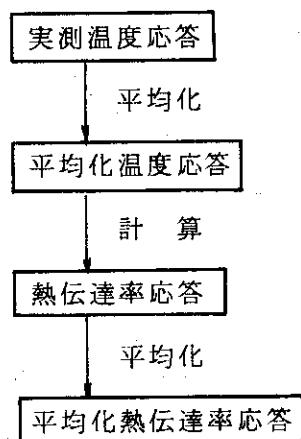
実験中前後数回にわたって行われた較正試験から得られた、これらの変換器の直線性はきわめて良好であった。⁽¹⁾物理変換に伴う誤差は数%以内である。

(1.3) 電流

発熱体供給電流の測定には、整流装置内の分流器(DC 12.000A/60mV)で分流し、さらに分圧器(50mV/10mV)で分圧し、増巾器を通して計測した。⁽¹⁾このような大電流(印加電圧22Vで約3500A)から分流された微小電圧(22Vで約18mV)により計測しているためか発熱体より直接計測している電圧値に比べて非常に精度が悪かった。同一電圧印加時、電流値データのバラツキは±10%程度になることもあった。このため、本実験より得られた温度応答からの熱伝達率の計算には、電流値は用いず、断熱時の温度上昇率から発熱量を見積った。⁽¹⁾

(2) 热伝達率

本シリーズ実験における発熱体表面の熱伝達率データおよび熱伝達率計算コードの詳細はすべて別報⁽¹⁾に報告してある。ここではそこで生じた問題点のうち、熱伝達率計算結果が時間的に非常に振動している点について検討する。熱伝達率計算結果は大雑把について次の流れに従って得られている。



平均化の程度により、種々の熱伝達率計算結果が得られる。以下に、RUN 2021のTD3Lについて

て、下記の条件で平均化することにより得られた諸図を掲げる。

(a) 溫度応答

平均化の条件	平均化せず (0.05 sec 毎の) (実測温度応答)	平均化 (前後 9 点の) (平均化)
図	Fig. 3.27	Fig. 3.28

(b) 热伝達率応答

熱伝達率 温度応答	平均化せず	前後 9 点の平均化
平均化せず	Fig. 3.29	Fig. 3.30
前後 9 点の平均化	Fig. 3.31	Fig. 3.32
前後 49 点の平均化	Fig. 3.33	-

平均化をしない場合、Fig. 3.29 により温度応答の微小振動が、熱伝達率の振動に大きく影響を与えることがわかる。Fig. 3.29 と Fig. 3.30 を比較することにより、温度応答をスムージングすることによって熱伝達率の振動が減少することがわかる。反面、初期において熱伝達率が $0 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ である初期断熱領域がいくぶん不明確となっている。

Fig. 3.30 と Fig. 3.31 と比較することにより、平均化の対象を変えてもほぼ同様な熱伝達応答が得られることがわかる。Fig. 3.31 は実測の温度データを用いて計算された結果であるため、Fig. 3.30 に比べて

- i) 初期断熱域の発熱量の見積りがより正確である。
- ii) クエンチ点近傍の値がより信頼できる。

等の利点があると思われる。そのため本報告に用いられた熱流束、熱伝達率の全データは Fig. 3.31 の方式によりスムージングがなされている。

Fig. 3.32, Fig. 3.33 に、より高度に平均化した結果を示す。熱伝達率の計算結果は、平均化の程度が進むに伴って平滑化が進むことを示している。

3.3 炉心内伝熱流動特性

3.3.1 炉心内伝達流動特性

有効発熱長 3.6 m の発熱体 16 本が収納されている模擬炉心内の、伝熱流動特性について調べる。本実験での主要パラメータには次のものがある。

- a. 発熱体ピーク出力
- b. 発熱体初期温度
- c. 流路外管温度
- d. 注入水温度

本実験では実験開始時の系圧力は大気圧であり、実験中の蒸気発生に伴う系内圧力の上昇はあるものの、記号 a ~ d の 4 パラメータの炉心内伝熱流動特性に及ぼす影響について調べる。

炉心内の伝熱特性としては、主要なものに次のものがある。

(1) 発熱体ターンアラウンド特性 発熱体表面温度が冷却過程で示す最高温度に到るまでの、注水開始時刻からの時間（ターンアラウンド時間）およびその最高温度（ターンアラウンド温度）又は温度上昇の値の特性である。

(2) 発熱体熱伝達率特性 注水開始時刻から発熱体が全てクエンチし、完全に冷却されるまでの発熱体が除熱されていく際の熱伝達率の特性である。発熱体は実長模擬の長尺であるので、発熱体長手方向に種々のフローパターンが形成され、このフローパターンに対応して、熱伝達率の値は特有な値を示している。この分類は注水開始時からの熱伝達率曲線の傾向および、熱流束対過熱度曲線の傾向から知ることができる。また、熱伝達率の評価も含まれる。さらに、流体振動と熱伝達率との対応もこれに含まれている。

(3) クエンチ特性 発熱体表面が濡れることにより高温の状態からほぼ飽和温度まで急激に温度降下（クエンチ）する時の、注水開始時刻からの時間（クエンチ時間）および温度降下開始直前の発熱体表面温度（クエンチ温度）の特性である。

一方、炉心内の流動特性として重要なものに、次の項目がある。

(4) 炉心内圧力損失特性 炉心内の伝熱特性に密接に関連しているのが、炉心内の圧力損失の特性である。炉心内の圧力損失は、下部プレナムと上部プレナムの圧力差として求めている。この圧力差の時間的变化の特性と伝熱特性との対応が重要である。

更に、上部プレナム圧力特性、下部プレナム圧力特性、定圧タンク圧力特性の各傾向と、各々の特性の対応関係を調べる。

実験で観測された炉心内の流体振動について、その特徴を明らかにし、特に振動の振幅と、周期について検討する。この流体振動の現象は特に下部プレナム内圧力に顕著に現われており、また炉心内の熱伝達率の挙動にその影響が明確に出ている。

以上のことからについて、以下に本実験の傾向を調べる。発熱体熱伝達率特性およびクエンチ特性については特に別項を設け、ここでは除く。

3.3.2 発熱体ターンアラウンド特性

(1) 発熱体ターンアラウンド Fig. 3.34, 3.35, 3.36 に発熱体各部がターンアラウンドした時の、

その場所での温度上昇度が示してある。横軸は、発熱体高さ位置（1, 2, 3 U等の記号は、Fig. 2.1に示す熱電対取付位置を示す。）で、縦軸は温度上昇（＝ターンアラウンド温度—発熱体初期温度）を示す。Fig. 3.34には、RUN 2007, 2016, 2017の実験結果が示してある。この実験はピーク出力が1.8KW/mで、線出力としては低い方のものである。図からわかるように温度上昇は、発熱体中央（3 Mの位置）で対称の傾向を示しており、中央部で大きく、上下端で極端に小さい値になっている。RUN 2016, 2017も同様の傾向がある。この3実験の条件はほとんど同一で、実験の再現性もよいことがわかる。Fig. 3.35には、RUN 2021, 2032, 2036の結果を示す。ピーク出力は2.2KW/mである。RUN 2021は注水速度が6 cm/sec, RUN 2032は10 cm/sec, RUN 2036は12 cm/secである。Fig. 3.34の結果と較べて、出力が大きくなっているため温度上昇は大きくなっている、かつ注入速度の影響がはっきりと出ている。すなわち、注入速度の影響は、注入速度が大きいとき、発熱体各位置におい温度上昇は小さくなっている。これは注入速度が大きい時冷却能が大きくなるためである。また、Fig. 3.35で注目すべきは、注入速度が大きいとき最高温度上昇を示す位置が、中央部（3 Mの位置）から下方につれていることである。Fig. 3.36に、RUN 2047, 2054, 2056の実験結果が掲げてある。これらは、ピーク出力が2.8 KW/mであって本実験範囲での最高である。この3実験では注入速度、初期発熱体温度、流路外管温度が少しづつ異なっているが、発熱体中央部以外はほとんど同様の傾向にある。Fig. 3.35に於いても見受けられたように、本実験でも最高温度上昇を示す発熱体位置は中央部から下方につれていることがわかる。

Fig. 3.34, 3.36を比較してみると、発熱体出力が大きい程、注入速度が小さい程、発熱体各高さ位置で示す温度上昇は大きくなっていることがわかる。この様子の状況を熱電対 TD 3L, TB 3M, TD 3L に注目してFig. 3.37に示してある。Fig. 3.37の横軸は、ピーク出力であり、縦軸は温度上昇である。図中のプロットは注入速度をパラメータにとってある。

(2)ターンアラウンド時間 Fig. 3.38(a), (b), (c)に発熱体各高さ位置でターンアラウンドを呈した時の、注入開始時からの時間が示してある。図で縦軸は発熱体高さ位置であり、横軸はターンアラウンド時間である。出力別に、Fig. (a) は1.8 KW/m, Fig. (b) は2.2 KW/m, Fig. (c) は2.8 KW/mの実験を示す。Fig. (a) に注目すると、ターンアラウンドが3秒前後に発熱体全般に生ずる傾向と、最高熱流束部分である中央部（3 M, 3 L 等）で、最高23秒まで長びく傾向との、2つのグループに分けて見ることができる。Fig. (a) に示した実験は、実験条件が似ているのでこの2つのグループが示すターンアラウンド時間の傾向はほぼ同じである。Fig. (b) にも3～4秒で発熱体全長にわたってほぼ同時にターンアラウンドを呈する傾向と、中央部の最高60秒まで遅れている傾向の2つのグループがある。Fig. (c) も全く同様の傾向にある。そしてピーク出力が大きくなると、注水初期3～4秒で発熱体全長にわたってターンアラウンドする傾向は同じであるものの、発熱体中央部で遅れてターンアラウンドする時間は、大きくなる傾向にあり、同一の出力においても、注入速度が小さくなると大きくなる傾向にある。

Fig. 3.34～3.36, Fig. 3.38からわかるように、ターンアラウンド時間が大きくなっていると、温度上昇も大きくなっている、特に発熱体中央部分には、注水開始3～4秒にターンアラウンドするものと、20～60秒まで遅れてすることがあるのは注目に値する。

(3)ターンアラウンド時の熱伝達率 Fig. 3.39, 3.40, 3.41にターンアラウンド時の発熱体各高さ位置での熱伝達率の値を示す。横軸には発熱体高さ位置を示す。

前報⁽¹⁾に示したように熱電対の示す温度応答には、大別して2つのグループがある。1つは、注入開始後3～4秒で飽和温度近傍まで急降下し、ターンアラウンドとクエンチとの判別が不明確なもの（これは発熱体上端、下端の熱電対に一般的に見受けられる）と、ターンアラウンドを経てクエンチするもの（発熱体中央に見受けられる）とに分けられる。この温度応答から予測されるように、ターンアラウンドとクエンチが同時に生じているものは、この時の熱伝達率は大きく、一方クエンチとは明確に区別出来るターンアラウンドの時は、熱伝達率は小さい。

Fig. 3.39, 3.40, 3.41は出力別に図が作成されているが、共通して、発熱体上端、下端で熱伝達率が300kcal/m²hr°Cを越すものがある。これは上にも述べたようにターンアラウンドとクエンチの判別がつかないものである。発熱体中央部(3U, 3M, 3L)では、一般にクエンチとターンアラウンドとが区別でき、熱伝達率は大きくなく、100～200kcal/m²hr°C程度の大きさである。ピーク出力、注入水温、注入速度の影響は判然としていない。

3.3.3 炉心内圧力特性

(1)上下部プレナム圧力差特性 Fig. 3.42(a)～(d)に注水開始から実験終了までの、下部プレナム圧力と、上部プレナム圧力の差の挙動が示してある。横軸には注水開始からの時間(秒)，縦軸には上下部プレナム圧力差を水頭に直して示している。図中に各実験条件が示してある。

Fig. 3.42(a)は、ピーク出力の影響を調べたもので、ピーク出力は、1.8, 2.2, 2.8kW/mの3種類である。注水開始40秒以後には、ピーク出力の影響はほとんど現われておらず、炉心内の圧力降下は水頭にして2.5mから2.8mの間にありほぼ一定である。RUN 2007, 2028に於いて、注水後5秒から25秒の間に大きな圧力振動が見受けられるのが、特徴的である。RUN 2047にも、圧力振動の振幅は小さいものの、圧力振動は存在する。

この圧力振動の詳細な特性については後述する。炉心内の圧力降下は注水開始から10秒までの間に、最終的な定常値2.5～2.8m水頭に達し、その後10秒間程度大きな圧力振動が生じている。ピーク出力の影響としては大きな差異は認められない。

なお、この炉心内の水頭差の構成は、炉心内の冷却水水頭、沸騰領域の二相流水頭と蒸気・液滴の流動圧力損失が含まれているものと考えられる。従って、この三者の全体の水頭差に占める割合がどうになっているかは重要な問題であり、この解析は引き続き行われている。

Fig. 3.42(b)は、注水開始時の発熱体初期温度の影響を調べたものである。RUN 2036と2041とを比較すると、発熱体初期温度が350°Cで低い方の2036に早く圧力振動が生じており、450°Cで高い方の2047に大きな圧力振動が生ずる注水開始後12秒後には、圧力振動は減衰している。最終的に至る炉心内水頭差としては同じ値をとる傾向が見受けられる。振幅の周期にも大きな違いはないようと思われる。

Fig. 3.42(c), (d)に注入水温度の影響が調べてある。Fig.(c)に掲げた実験の内、RUN 2028, 2029は流路外管温度300°Cであり、初期発熱体温度は350°Cである。RUN 2032は流路外管温度400°Cで、初期発熱体温度は450°Cであって、前述の2実験とは異なっている。RUN 2028と2029とを比較すると、注入水温度50°Cで低い方の2028では水頭差変化状況に振動が現われており、70°Cで高い方の2029では、比較的単調で大きな振動はない。また注水開始後10秒から30秒の、20秒間注入水温70°Cの方が大きな水頭差を示している。初期の状況および最終的な水頭

差には大きな差異は見受けられない。RUN 2032は前述のごとく、他の条件が異なっているが、注入水温度が90°Cで高い時には注水開始後5秒間程度は、前述の2実験と同じ傾向であるが、5秒から25秒の間では水頭差は小さく、逆に25秒以後は1m水頭以上も大きな値になっているのが特徴である。

Fig. (d)には、Fig. (c)と同様に水温50, 70, 90°Cの3種類の実験が示してある。その他の実験条件は3実験で同一である。この図から、注入水温度が低い方が、水頭差に大きな振動現象が現われていることがわかる。また、17秒以後、最終的に炉心水頭差は、注入水温が高いほど大きな値となっており、特に注入後20秒前後で水温90°Cと50°Cでは1.7m水頭もの違いが生じている。また、50°Cの実験で振動が顕著に現われている5秒から12秒の間の平均的水頭差は、70°C 90°Cの注入水温の場合の水頭差と大きな差異は見受けられない。

(2)下部プレナム、上部プレナム、定圧タンク各部の圧力特性とその相関 Fig. 3.4.3には、注水開始からの下部プレナム、上部プレナム、定圧タンク各部の圧力変化状況が水頭(単位m)で示してある。Fig. 3.4.3(a)には、RUN 2036、Fig. 3.4.3(b)にはRUN 2019のものが示してあり図中に実験条件が明示してある。RUN 2019, 2036共に注入水温が50°Cで、圧力変化に振動現象が明確に現われている例を示したものである。図でわかるように、下部プレナム圧力に特に大きな圧力振動が生じており、その振動のピークは水頭にして3m以上にも及んでいる時がある。この振動は、注水開始後25秒以後では消えて、5~6mの水頭に落ちついている。

一方、上部プレナム内の圧力は、注水開始後小さな振幅の変動はあるものの、比較的振動もなく大きくなってしまっており下部プレナム内の圧力との差を考えると炉心内の圧力差が注水開始から次第に大きくなっていることがわかる。

定圧タンク内の圧力には、全く振動現象が見受けられず単調に上昇している。

下部プレナム圧力、上部プレナム圧力、定圧タンク圧力それぞれを比較すると、下部プレナム圧力にみられる大きな振動は、上部プレナムに行くと小さな振幅になっていることがわかり、またそのピーク圧力の時間はよく一致していることがわかる。定圧タンク内圧力は下部プレナムの圧力変動の影響を全く受けていないことがわかる。

3.3.4 流体振動現象

本実験は、一定流量注入方式による実験であり、炉心内に供給される水量は時間によらず、ほぼ一定である。

このような実験条件下において、今まで既に述べたように圧力の振動現象が現われていることは注目すべきことであろう。米国のFLECHT-SET⁽²⁾は、ダウンカマーを経由させて冷却水を炉心に供給させる実験であり、その報告書には本実験と類似の圧力振動が生じていることが報告されている。しかし、これに先立つ一定流量注入実験⁽³⁾の報告書には圧力振動の存在は特に言及されてはいない。前者のFLECHT-SETの解析では、ダウンカマーと炉心とが構成するU字管内の蓄水のU字管振動としてこの圧力振動を説明しようとしているが、その解析の当否は別として、FLECHT-SETで出現している振動とは、システムの形態が異なることから別種のものとも考えられる。

そこで、本実験で出現している流体振動が、FLECHT-SETで生じているものと同一なものなのか、又は一定流量注入実験でも生ずるものなのか、或いは本装置固有のものなのか、を明らかにする

ために、この流体振動の特徴をまず明らかにすることを試みる。

(1) 流体振動の発生、非発生条件

本実験に於いて流体振動は各実験全てに出現しているわけではなく、あるパラメータの組み合せで流体振動が発生したり、発生しなかったりしている。Fig. 3.4 4 に各実験条件下での有無が図示されている。図の横軸はピーク出力、縦軸は流路外管の初期温度を示し、図中の記号のわきに示した数字の上段は注入水温、下段の数字は初期発熱体温度を各々示す。図中の白抜きの記号はその実験に流体振動のないもの、黒塗りの記号は流体振動のあるものを示している。図の右肩に注入水速度が記号で示してある。

Fig. 3.4 4 から次のことがわかる。

(1) ピーク出力 Q 、発熱体初期温度 T_{init} 、注入水速度 $ULin$ 、注入水温度 $TLin$ とが同一であるとき、流路外管 TH が高い時、流体振動が発生しやすい。具体的には $Q = 1.8 \text{ KW/m}$, $T_{init} = 300^\circ\text{C}$, $TLin = 50^\circ\text{C}$, $ULin = 12 \text{ cm/sec}$ のとき、 $TH = 200^\circ\text{C}$ のとき発生せず、 $TH = 300^\circ\text{C}$ の時に発生している。 $Q = 2.8 \text{ KW/m}$ で他の条件が上述と同一のとき、同様に $TH = 200^\circ\text{C}$ のとき発生せず、 $TH = 250^\circ\text{C}$ の時に発生している。(2) 従ってピーク出力が大きくなると振動が発生し易くなっていることもわかる。

(3) Q , TH , $ULin$, T_{init} が同一のとき、 $TLin$ が高い時には振動が発生しなくなる傾向にある。(4) 実験数は少ないが、流路外管温度が 200°C 以下の時には一般に流体振動は生じていない。

(2) 流体振動と熱伝達率の相関

流体振動が最も顕著に生じているのは、下部プレナム圧力であり、上部プレナム、定圧タンク内の圧力にはそれほど顕著には現われていない。そこで、特に顕著に圧力振動が生じている下部プレナム内圧力、炉心内の発熱体の熱伝達率との対応を調べて見る。

Fig. 3.4 5, 3.4 6, 3.4 7 に、下部プレナム圧力変化と熱伝達率の変化とを、横軸に同じ時間軸（注水後の時間-秒）をとり示してある。圧力の単位はm水頭であり、熱伝達率の単位は $\text{kcal}/\text{m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ である。

Fig. 3.4 5 には、RUN 2016 の実験が示してある。熱伝達率を示している記号は、Fig. 2.1 に示した位置での熱電対の応答から計算で得られた熱伝達率であることを示している。

熱伝達率変化の状況を、下部プレナム圧力変化状況と対応させて考えると、次の特徴が指摘できる。

- (1) 注水開始後 6 秒前後までにクエンチしてしまい、その後は大きな熱伝達率を示す 1 群がある。
- (2) 注水後 11 秒から 25 秒以上にわたって、熱伝達率が振動を呈しながら漸次増大して行き、クエンチに到る 1 群がある。
- (3) ここで特に注目に値することは、注水後 5, 6 秒前後でクエンチする 1 群は、下部プレナム圧力が最初の振動のほぼ一周期内にクエンチしていることである。
- (4) 注水後 5, 6 秒以後に遅れてクエンチする 1 群の熱伝達率には、注水後 3 秒から 15 秒の間比較的大きな周期の明確な振動が生じており、この周期は下部プレナム圧力振動と同様の傾向を示している。特に、周期と位相がほぼ一致していることは注目に値する。
- (5) 下部プレナム圧力の変動が緩和されていく、注水開始後 15 秒以後では、その時までにクエンチしていない熱電対が示す熱伝達率には、小さな周期のかつ振幅も小さい変動があるものの、それ以

前に見受けられた明確な振動的変化は消えている。

(6°) 下部プレナムの圧力が大きくなると熱伝達率も大きい値を示し、圧力が小さくなると熱伝達率も小さくなるという相関関係にある。

Fig. 3.4.6には、RUN 2057の実験結果が示してある。Fig. 3.4.5に示したRUN 2016と比較して、RUN 2057はピーク出力が 1.8 KW/m から 2.8 KW/m と大きくなっていることが、実験条件の大きな差異である。

RUN 2057についても、RUN 2016について述べたことと全く同様の傾向が見受けられ、圧力および熱伝達率の振動の周期・振幅とも共に同程度であり、特にピーク出力の大きさの差の影響が読みとれる程の、明確な差は生じていない。

Fig. 3.4.7にRUN 2036の実験結果を示す。RUN 2036は既述のRUN 2016とRUN 2057のピーク出力の中間のピーク出力 2.2 KW/m の実験で、他の条件は同一である。この実験に於いても、圧力振動の最初の振動の一周期内にクエンチに到る一群と、TD3Lが示すように下部プレナム圧力振動と同一の周期、位相で熱伝達率が変化して行き、クエンチに到る一群とに分けられる。

(3) 下部プレナム圧力の振動特性

流体振動が最も顕著に生じており、かつ発熱体の熱伝達率との対応もはっきりしている下部プレナム圧力の、振動特性を次に示す。

Fig. 3.4.8(a), (b), (c), (d), (e), (f)に、下部プレナム圧力振動特性を示す。図で横軸は注水後の時間を示し、縦軸には振動の大きさを、m水頭で示している。図の見方はFig. 3.4.8(a)を例にとると、注水後3秒後に圧力ピークが存在し、そのピークに到った時の上昇水頭が 2.5 m であり、そのピークから 1.5 m 水頭下降したことを示す。注水後7.5秒に第2の圧力ピークがあり、そのピークになった時に上昇した水頭は 3 m であり、そのピークから 2.2 m 下降したことを見ている。このグラフから、振動の周期と振幅の傾向が把握できる。

Fig. 3.4.8(a), (b), (c), (d), (e), (f)から次の事柄が指摘できる。

(1°) 本実験の実験条件下では、振動は注水後30秒前後まで存在している。

(2°) 圧力振動の最大振幅は 4 m 水頭である。

(3°) 一般に、ピーク圧力に到る時の上昇圧力の方が、ピーク圧力から下降する値より大きい傾向にある。

(4°) 一般に、圧力変動の周期は10秒間に2～3回の振動が生じており、5秒から3秒の幅にある。

(5°) 実験条件の差異は明確には現われていない。

3.4 炉心内熱伝達率特性

3.4.1 热伝達の領域区分

再冠水時の炉心の熱伝達は、発熱体の有効発熱部分の長さが垂直方向に 3.60 m もあり長いため、種々の流動伝熱形態をとる。そこで、熱伝達に関して注水開始からの時間経過と共に、どのような伝熱形態をとるのか、明確な熱伝達の領域区分を把握することができれば、炉心内の流動伝熱特性の解析および、解析コード作成に当っても非常に有効なものとなるであろう。

Fig. 3.4.9 に、熱伝達率の代表的変化状況が示してある。これは注水後の時間的経過を示したものである。

Fig. 3.5.0 には、同じデータを熱流束 q ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{hr}$) と過熱度 ΔT_{sat} ($= T_{\text{surface}} - T_{\text{sat}}$) との関係で示してある。Fig. 3.5.0 には時間的経過は明確に現われず、単に図中に矢印で示した時間経過のみを示しているが、熱伝達の領域区分を見るには適している。Fig. 3.4.9, 3.5.0 には共に、RUN 2031 と RUN 2061 に於ける熱電対番号 TD3L のものが示してある。なお、参考のため Fig. 3.5.0 には RUN 2052 の熱電対番号 TD3L も示してある。Fig. 3.5.0 の q 対 ΔT_{sat} の関係から、注水開始以後実験終了までの次の特徴ある経過をたどる。そしてそれぞれの区間は次に述べる内容をもっている。

(1°) 注水開始と共に、発熱体の過熱度は増大し、ターンアラウンドに到る期間は熱流束も増大し、 q 対 ΔT_{sat} 曲線は右上りとなる。冷却水の連続的な相はまだ存在せず冷却水の仮想液位もまだ、注目する位置には到達しておらず発熱体下部で発生した蒸気、エントレインメントにより冷却される過程であろう。

(2°) ターンアラウンドからクエンチに到るまでの期間で発熱体の過熱度は減少し熱流束も減少しているので、 q 対 ΔT_{sat} の関係は左下りの曲線となる。この期間の熱伝達率は漸増している。 q と ΔT_{sat} との関係から、この期間は膜沸騰熱伝達の領域と考えられる。特にターンアラウンド近傍での q 対 ΔT_{sat} との関係から、このターンアラウンド近傍から膜沸騰に到る期間は、蒸気流中のエントレインメントが次第に大量になっている領域と考えられる。

(3°) クエンチでは、短時間の内に温度が急降下するため q 対 ΔT_{sat} との関係では、熱流束がほぼ一定で過熱度が急に下り、グラフ上では水平に左へ移行する。この時の熱流束は $1 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{hr}$ 以上で、熱伝達率も $10^3 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{hr}$ 以上になっている。

(4°) クエンチの後には、短時間の後に核沸騰が続いており、かなり急勾配の左下りの曲線となっている。

全ての熱電対から得られた q 対 ΔT_{sat} の関係は必ずしも上述の全ての区分を有しておらず、注水後 5, 6 秒後までにクエンチするものでは、(2°) の領域が欠落しているのが特徴である。

3.4.2 热伝達率の一般的傾向

上述の各領域における熱伝達率の変化の状況を Fig. 3.4.9 により知ることができる。熱伝達率の変化状況の特徴は、次のように述べることができる。

(1°) 热伝達率 h 対注水開始後時間 t 曲線は、ゆるやかな右上りの曲線となり、熱伝達率が時間と共に漸増することを示している。

(2°) h 対 t 曲線はやはり右上りであり、熱伝達率が時間と共に漸増していることを示している。ただし、(1°) の領域に比べ h 対 t 曲線の勾配は大きく、熱伝達率の増加速度が大きい。

(3°) クエンチ点では、熱伝達率は極めて短時間に大きな値になる。

Fig. 3.51(a)～(d) に注水開始後の各発熱体高さ位置における熱伝達率の変化の状況が、クエンチに到るまで示してある。いずれも上述の特徴を示していることがみられる。

熱伝達率の値自体は

(1°) の領域で $0 \sim 100 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }^\circ\text{C}$ まで漸増し (熱流束では $5 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }$)，

(2°) の領域では、 $100 \sim 300 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }^\circ\text{C}$ (熱流束では $5 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$ の範囲にある) まで比較的早く増大し，

(3°) のクエンチに到っている。クエンチにおいては熱伝達率は $3 \times 10^8 \sim 1.5 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }^\circ\text{C}$ 程度の大きな値となっており熱流束は $1 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }$ 以上にもなっている。

Fig. 3.51(a)～(d) から次の特徴も指摘できる。

(1) 注水後 5～10 秒後の間にクエンチに到る熱電対の一群と、それより遅れてクエンチする一群の熱電対があり、前者の一群の熱伝達率はクエンチ前で $0 \sim 100 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }^\circ\text{C}$ 内外である。遅れてクエンチする一群の熱伝達率は注水後からクエンチまでは $0 \sim 300 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ hr }^\circ\text{C}$ と漸増している。

(2) 熱伝達率の挙動には振動的な変化があらわれているものがあり、これは下部プレナム圧力変化と同周期、同位相である。

(3) 中央部 (最高熱流束領域) での熱電対のクエンチする時間は、配列・高さによって異なるが、クエンチする前の熱伝達率の値は、非常によく一致していることがわかる。

以下に、(1°), (2°), (3°) の各領域の伝熱特性についてより詳細に検討する。

3.4.3 蒸気流熱伝達

前項で述べた (1°) の領域は、発熱体下部で発生した蒸気ないしエントレンメントにより発熱体が冷却される過程である。この領域の熱伝達率の状況を特に取り出してここでその特徴を調べる。

既に前項で述べたように、この領域では熱伝達率は、時間と共にゆるやかな増加を示す。

Fig. 3.52, 3.53 は、発熱体集合体の断面方向・軸方向の諸注目点における熱伝達率の変化を示したものである。図からみられるように、断面方向・軸方向の違いによる熱伝達率の差は殆んどみうけられず、微少であるといつてよい。

Fig. 3.54, 3.55, 3.56 に、冷却水注入水温を変えた時の熱伝達率の違いを示す。Fig. 3.55 では、注入水温が高い程熱伝達率が大きい傾向がみられるものの、他の Fig. 3.54, Fig. 3.56 では明白な差はみられない。

Fig. 3.57, Fig. 3.58 に発熱体出力をパラメーターとして熱伝達率の時間変化を示す。Fig. 3.57 では差は殆んどみとめられない。Fig. 3.58 は注入速度が小さい場合の例であるが、本図では例えば 16 sec 以降に若干差がみとめられる。発熱体出力が大きい程、熱伝達率は小さい値を示している。この結果のなかには、発熱体出力が大きい程発熱体表面温度が高く、流体過熱度も恐らく高く、従つて本報の定義による熱伝達率が小さいという効果もある点に注意を要する。(流体温度は飽和温度と仮定して熱伝達率は定義されている)

特に初期に熱伝達率に差がない傾向がみられるが、初期は発熱体出力よりも発熱体蓄熱量ないし発熱体の温度そのものの効果の方が大きいことを示すものとして理解できる。

Fig. 3.5 8, Fig. 3.6 0 に冷却水注入速度の違いによる熱伝達率の違いを示す。図から明らかなように、冷却水注入速度が小さいと熱伝達率も小さい傾向がみられる。注入速度 4 cm/s の例では、熱伝達率は 40 ~ 50 kcal/m² hr °C の値を示している。

一般に蒸気流熱伝達による熱伝達率は 0 kcal/m² hr °C ~ 100 kcal/m² hr °C であるという結果が得られた。

3.4.4 膜沸騰熱伝達

Fig. 3.5 0 に示す熱流束 q 対過熱度からわかるように、過熱度が最高点であるターンアラウンド点からクエンチ点までの間の熱伝達区間は、ほとんどが膜沸騰熱伝達形態である。そこで、ターンアラウンド後から、クエンチ直前までの熱伝達率の状況を、ここでは特に取り出してその特徴を調べることにする。

Fig. 3.6 1, 3.6 2 に、それぞれ膜沸騰熱伝達領域に相当する熱流束 q 対過熱度 ΔT_{sat} と、これに対応する熱伝達率の時間的変化が示してある。この熱伝達率を示したグラフ上には、 q 対 ΔT_{sat} で示した部分に相当する時間幅が各々矢印で示してある。熱伝達率、 q 対 ΔT_{sat} の両グラフ上で上向きの矢印でクエンチを示している。

Fig. 3.6 1, 3.6 2, 3.6 3 に示したグラフは全て熱電対 TD 3L のもので、特に膜沸騰熱伝達が明確にあらわれているものである。

膜沸騰熱伝達率の値は、冷却水の温度に強く影響される。⁽⁴⁾ この影響を与える水温は、テスト部入口での冷却水の温度ではなく、直接的には、注目する発熱体高さ位置での局所の水温である。この水温は精確に求めることはやや困難であるが、近似的に求めることはできる（文献(4)参照）。本図（Fig. 3.6 1, 3.6 2, 3.6 3）で示したグラフは、注目する位置での冷却水の水温は全て飽和温度となっており、従ってこの熱伝達は飽和膜沸騰熱伝達となっている。

Fig. 3.6 1 に示した 2 つの実験は、実験条件がほぼ同一であり、注目した位置も同一である。両者を比べて見ると注水からクエンチまでの、熱伝達率の挙動の再現性は良好であることがわかる。同時に膜沸騰時の熱伝達率の値についてもその再現性はよいことがわかる。

Fig. 3.6 1, 3.6 2, 3.6 3 から、本実験での飽和膜沸騰熱伝達率は 100 ~ 300 kcal/m² hr °C の範囲にあり、熱流束はほぼ、 7×10^4 ~ 1×10^5 kcal/m² hr の範囲にあることがわかる。又このときの過熱度は、500 ~ 300 °C の間にあるのが特徴である。

Fig. 3.6 4 に、Fig. 3.6 1, 3.6 2, 3.6 3 に示した熱流束対過熱度のグラフをまとめて示してある。グラフの上欄に示した式は文献(4)で提案した、再冠水時の飽和膜沸騰の時の熱流束 q と過熱度との関係を示したものである。図中に示した、a, b の曲線は、この式の代表長さ L に、試みに L = 11 mm と、L = 100 mm をそれぞれ代入した時の関係を示している。圧力は大気圧で一定にとってある。

ここで注目すべきことは、L = 11 mm が、膜沸騰の低温側の終端（クエンチ寸前）の状況をよく示すことができていることである。また、膜沸騰の高温側の端も L = 100 mm を代入した式でよく表わされ、膜沸騰熱伝達では、曲線 a, b 両者の間にほぼ実験値が入っていることは注目に値する。

3.4.5 クエンチ温度とクエンチ時間

発熱体の表面温度応答は、注水開始後初期には、ほぼ断熱的な上昇を示し、その後その上昇はゆるやかになり、温度の極大値点であるターンアラウンドをへて漸減し、やがて急激に降下し、飽和温度付近に達するという経過をたどっている。この急激な壁温下降を示す点をクエンチ点と呼ぶ。このように、クエンチ点では著しい温度変化があることや、発熱体温度が飽和温度程度に低下し、熱除去が充分に行われること等再冠水現象上特徴的な点である。ここでは、このクエンチ点の温度と注水開始後クエンチするまでの時間すなわちクエンチ時間について検討を行う。

(1) 温度応答における特徴

- ① 温度降下速度が大きい。クエンチしてから、その温度が飽和温度近くまで下がる時間が、50～100 msec と非常に短かい。
- ② 発熱体中央部の1部を除いて、ターンアラウンド点が顕著でなく、ターンアラウンドとクエンチが、接近して生じている。
- ③ クエンチ中にスパイク状の温度変化を示す実験結果がある。

(例 RUN 2041)

(2) クエンチ時間

Fig. 3.65～Fig. 3.68 に発熱体表面温度測定各高さにおけるクエンチ時間を示す。

図上の右上がりの直線は仮想液位到達時間を示している。縦の点線は仮想液位が 6.5 cm に達した時刻を示している。この位置は、発熱体の出力が低出力から中出力に変る位置であり、中央の熱電対以外は、この時刻以前にクエンチすることがわかる。

実験条件の影響を調べるために、Fig. 3.65 では冷却水注入速度 (ULin), Fig. 3.66 では注入水温度 (TLin), Fig. 3.67 では発熱体ピーク出力 (Q), Fig. 3.68 では発熱体初期温度 (Tinit) と流路外管温度 (TH) をパラメータとしている。その結果、次のような特徴が明らかになった。

- ① 発熱体下方 4, 5 位置 (Fig. 2.1 に示す発熱体各高さ位置のシンボルを使用する。以下同様) では、そのクエンチ時間は、仮想液位到達時間とよく一致している。
- ② 3 M 位置では、その断面上に 4ヶ所の測定点があるが各測定点のクエンチ時間のはらつきは大きい。その、クエンチする順番は発熱体名称で C → D → B → E と、ほとんどの RUN で定まっており、流路中央にある C, D 発熱体のクエンチが早い。このばらつきの原因としては、発熱体表面温度測定用熱電対のリード線、スペーサグリッドの位置、流路外管等の影響が考えられる。
- ③ Fig. 3.68 の RUN 2019 でみられるように、3 M 位置が 3 L 位置より早くクエンチする場合がある。これも上記と同様、3 U のすぐ上にあるスペーサグリッドの影響、あるいは、流路断面におけるクエンチフロントの非均一性等が考えられる。
- ④ 発熱体上方 2, 1 位置では、仮想液位到達前にクエンチしている。この位置でのクエンチ時間は、ほぼ下方の 5 位置のクエンチ時間と同程度である。
- ⑤ 下方の位置を除いた各位置のクエンチ時間は FLECHT 実験と比べて一般的に早い。
- ⑥ Fig. 3.65 に示すように、注入速度が大きくなると、クエンチ時間は短くなる。特に 3 M, 3 L 位置において、その傾向が大きく、かつ明瞭である。
- ⑦ Fig. 3.66 に示すように、注入水温のクエンチに与える影響は顕著でない。
- ⑧ Fig. 3.67 に示すように、発熱体出力が大きくなると 3 M, 3 L 位置のクエンチがおそくな

る。

⑨ Fig. 3.6.8 に示すように、発熱体初期温度あるいは、流路外管温度が高くなると、中央部位置 3 M, 3 L におけるクエンチはおそくなっている。中央部以外は、ほとんどの実験において、仮想液位が 6.5 cm (発熱体の出力が低出力に移る点) に到達する以前にクエンチしており、あまり実験条件の影響は受けないが、中央部でのクエンチは、他と比較して遅くその間に、テスト部内での蒸気発生に直接関係のある出力、発熱体初期温度、流路外管温度の条件変化に影響を受けるものと思われる。

(3) クエンチ温度

Fig. 3.6.9, Fig. 3.7.0 に発熱体各高さ位置におけるクエンチ温度を示す。点線は、以前に提案したクエンチモデル⁽⁵⁾のうち水滴再付着型クエンチのクエンチ温度、370°C を示したものである。

クエンチ温度は発熱体中央で高く、下方、上方で低い山型の分布を示している。FLECHT 実験と比較して、発熱体上方でのクエンチ温度が低いことと、中央部でのクエンチ温度が、約 600°C と高いものがあることが特徴である。Fig. 3.6.9 は、発熱体初期温度と流路外管温度を Fig. 3.7.0 は、その他の実験条件をパラメータとしたものである。

発熱体初期温度と流路外管温度のクエンチ温度に与える影響は、両者の温度が高くなればクエンチ温度も高くなる傾向がみられるものの顕著ではない。

中央部以外は、一般に水滴再付着温度以下でクエンチしており、発熱体初期温度が低いうちに、水滴が発生し、(この時刻は、仮想液位が 6.5 cm に到達する時刻より前である。) 発熱体は、クエンチするものと考えられる。また Fig. 3.7.0 においては、注入速度が小さい場合、あるいは発熱体出力が大きい場合には、クエンチ温度は特に中央部位置において高くなっている。しかし、注入水温のクエンチ温度に与える影響は顕著でない。これらの傾向は、クエンチ時間の受けた影響と似ている。つまり中央部位置でのクエンチがおそい場合は、クエンチ温度も高くなっているという相関がみられる。

3.5 炉心周辺の伝熱流動特性

3.5.1 冷却水の質量収支

テスト部へ流入した冷却水は、発熱体より受熱して蒸気を発生し、その蒸気はエントレインメントを含んで発熱体間を上昇し、上部プレナム、1次系ループを通過して系外へ流出する。また、テスト部内に残った冷却水は、発熱体を冠水させる。このように、テスト部へ流入した冷却水のその後の挙動は、炉心の冠水速度、燃料体の熱伝達および1次系ループ内での流動抵抗に直接影響を与える重要な因子である。そこで、RUN 2021, RUN 2047を例にとって、テスト部への注入水量 W_{in} (kg), テスト部内に貯った水量 W_{core} (kg), 定圧タンクへ流出した水蒸気量 W_{steam} (kg), 上部プレナムで分離されたキャリオーバ水量 W_{ht} (kg)を調べてみた。

各量の算出方法を以下に示す。

(1) 注入水量: W_{in}

テスト部入口流量計測値による。

(2) テスト部内水量: W_{core}

下部プレナムと上部プレナムの差圧により求めた、そのため流路が縮少され、上部プレナムにおいて拡大されているので、そこの蒸気流による圧損の補正を行った。

$$\Delta H_{core} = (H_{lp} - H_{up}) - \sum \zeta \left(\frac{\gamma}{\gamma_l} \right) \left(\frac{U_{steam}^2}{2g} \right)$$

$$W_{core} = \Delta H_{core} \times S_{core} \times \gamma_l$$

H_{lp} : 下部プレナム水頭 (m)

H_{up} : 上部プレナム水頭 (m)

ΔH_{core} : テスト部水位 (m)

γ, γ_l : 比重 (kg/m³)

U_{steam} : 流体流速 (m/s)

S_{core} : テスト部流路断面積 (m)

ζ : 諸損失係数

(3) 流出蒸気量: W_{steam}

上部プレナムと、定圧タンクの差圧より、蒸気流速を求めた。

(4) キャリオーバ水量: W_{ht}

上部プレナムで蒸気から分離した液滴をホールドタンクに捕集し、その量を測定した。

(5) W_{total}

$$W_{total} = W_{core} + W_{steam} + W_{ht}$$

このようにして求められた各量を、Fig. 3.71 Fig. 3.72に示す。RUN 2021において、初期の数秒間は、注入水は全てテスト部内に蓄水されているが、約4秒後には蒸気を発生はじめている。これとほぼ同時刻に、TC 5, TC 1位置はクエンチしている。その後蒸気の発生はだんだん大きくなり、注入水は少量テスト部内に蓄水されるのみで、ほとんど蒸気となって流出している。約40秒後には、流路外管もクエンチしているため、テスト部内蓄水量はほとんど変わらず、蒸気発生はさらに

大きくなっている。キャリオーバ水も、約6.5秒後から検出されているが、その量は少ない。7.0秒後になると、発熱体もほとんどクエンチしており、また流路外管も温度が下がってきたため蒸気発生は減少し、テスト部内蓄水量も増加しはじめている。

RUN 2047においても、初期にはRUN 2021とその傾向は似ているが、発熱体が中央部の一部を除いてクエンチし、また流路外管の温度も低くなった約4.5秒後以降は、蒸気の発生は少なくなっている。しかし、キャリオーバ水が、約4.0秒後から検出され、その量も大きいためテスト部内の蓄水量はほとんど増加していない。

RUN 2021とRUN 2047の実験条件は、発熱体出力はそれぞれ2.2, 2.8 KW/m, 冷却水流速6, 10 cm/secと後者が大きいが、冷却水温、流路外管温度等は同一である。その結果を比較してみると、初期約4.0 secまでの蒸気発生量は、出力の違いにもかかわらずほとんど一致しており、初期の蒸気発生は、発熱体および流路外管の初期保有熱に影響されており、出力の影響は少ないことがわかる。その間は両者ともキャリオーバ水はなく、冷却水流速の大きい後者の方がその差だけ多くテスト部内に蓄水している。4.0秒後以降は、RUN 2021においては、注入水はほとんど蒸気となってテスト部より流出しているのに比べ、RUN 2047では注入水の大部分は、キャリオーバ水として流出している。

Fig. 3.73に、冷却水流出率を示す。

流出率は次のようにして定まる。

$$\begin{aligned}\text{流出率} &= (\dot{W}_{\text{steam}} + \dot{W}_{\text{bt}}) / \dot{W}_{\text{in}} \\ &= (\dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{core}}) / \dot{W}_{\text{in}} \\ &= 1 - \dot{W}_{\text{core}} / \dot{W}_{\text{in}}\end{aligned}$$

RUN 2021は、初期から流出率は高い値を示し、テスト部へ流入した冷却水の大部分はテスト部から流出している。しかし7.0秒後以降は、発熱体もクエンチし、流路外管の温度も低下したため、流出率は小さくなり、テスト部の蓄水が増す傾向にある。

RUN 2047では、初期にはテスト部に流入した冷却水の半分以上がテスト部内に残留してテスト部内の蓄水量が増加している。約5.0秒以後では、流出率は殆んど1となり、注入水が全て流出していることを示している。すなわち、4.0秒～5.0秒でテスト部内の蓄水は完了する。Fig. 3.72で \dot{W}_{bt} が4.0秒以後増加を示しているのは、この結果である。

3.5.2 テスト部内熱収支

前述の冷却水のテスト部での流入、流出および、テスト部初期の保有熱、発熱体の熱出力から、テスト部内での熱収支を調べることができる。以下にRUN 2047の注入開始前5 secから注水開始後8.5 secの期間の熱収支を調べる。

(1) 発熱体放出熱量 $Q_{\text{rod stored}}$

初期300°Cであった発熱体は、実験終了時には冷却されて飽和温度になっている。発熱体放出熱量は次式で示される。

$$Q_{\text{rod stored}} = C_p \cdot \rho \cdot n V \cdot (T_i - T_f)$$

ここで C_p , ρ , n , V はそれぞれ比熱、比重、発熱体本数(=16), 発熱体1本当り体積

($= 132.3 \times 10^{-6} \text{ m}^3$) であり、 T_i , T_f はそれぞれ実験初期および終了時の発熱体温度である。

上式に実数をあてはめれば

$$\begin{aligned} Q_{\text{rod stored}} &= 0.118 \times 7820 \times 16 \times 132.3 \times 10^{-6} \times (300 - 100) \\ &= 390 \text{ kcal} \end{aligned}$$

(2) 流路外管放出熱量 Q_{housing}

$$Q_{\text{housing}} = C_p \cdot \rho \cdot V (T_i - T_f)$$

C_p , ρ は発熱体の場合と同じである。流路外管体積 V は $5.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ である。 T_i , T_f は各 300°C , 100°C である。従って、

$$\begin{aligned} Q_{\text{housing}} &= 0.118 \times 7820 \times 5.9 \times 10^{-3} \times (300 - 100) \\ &= 1089 \text{ kcal} \end{aligned}$$

(3) 発熱体の発熱量 Q_{power}

発熱体の発熱量は、実験時間を 90 秒として、次式で示される。

$$Q_{\text{power}} = 860 \times n \times Q_0 \times \left(\frac{\Delta t}{3600} \right)$$

ここで Q_0 , Δt はそれぞれ発熱体 1 本の出力 (KW) と、実験時間 (sec) である。実数をあてはめれば

$$\begin{aligned} Q_{\text{power}} &= 860 \times 16 \times 6.12 \times \left(\frac{90}{3600} \right) \\ &= 2105 \text{ kcal} \end{aligned}$$

(4) 放出蒸気保有熱量 Q_{steam}

テスト部から流出する蒸気は飽和温度であるとすれば、流出蒸気により持ち去られる熱量は次式で示される。

$$Q_{\text{steam}} = W_{\text{steam}} (h''_{\text{sat}} - h_{\text{in}})$$

W_{steam} は流出蒸気重量 (kg), h''_{sat} , h_{in} は、飽和蒸気およびテスト部入口の水のエンタルピー (kcal/kg) である。実数をあてはめれば次のようになる。

$$\begin{aligned} Q_{\text{steam}} &= 4.2 \times (639 - 50) \\ &= 2474 \text{ kcal} \end{aligned}$$

(5) キャリオーバ水保有熱量 $Q_{\text{carryover}}$

キャリオーバ水温は飽和温度であるとすれば、テスト部から流出するキャリオーバ水により持ち去られる熱量は次式で示される。

$$Q_{\text{carryover}} = W_{\text{ht}} (h'_{\text{sat}} - h_{\text{in}})$$

W_{ht} はキャリオーバ水量 (kg), h'_{sat} は飽和水エンタルピーである。実数をあてはめれば

$$\begin{aligned} Q_{\text{carryover}} &= 7.6 (100 - 50) \\ &= 380 \text{ kcal} \end{aligned}$$

(6) テスト部内の蓄水 Q_{core}

テスト部内の蓄水は全て飽和温度になると仮定する。テスト部内蓄水の保有熱量は次式で示される。

$$Q_{\text{core}} = W_{\text{core}} (h'_{\text{sat}} - h_{\text{in}})$$

W_{core} はテスト部内蓄水量 (kg) である。実数をあてはめれば、

$$\begin{aligned} Q_{\text{core}} &= 6 \times (100 - 50) \\ &= 300 \text{ kcal} \end{aligned}$$

上記の各熱量を入熱量 Q_{in} (kcal) と出熱量 Q_{out} (kcal) に分けて合計すれば、次のようになる。

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}} &= Q_{\text{rod stored}} + Q_{\text{housing}} + Q_{\text{power}} \\ &= 390 + 1089 + 2105 \\ &= 3584 \text{ kcal} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{out}} &= Q_{\text{steam}} + Q_{\text{carryover}} + Q_{\text{core}} \\ &= 2474 + 380 + 300 \\ &= 3154 \text{ kcal} \end{aligned}$$

Q_{in} と Q_{out} の差は 12% 程度である。

流路外管の放出熱は、発熱体発熱量の 2100 kcal と比較して 100 kcal もある。流路外管の実験に与える影響は大きいものと思われる。

3.5.3 蒸気発生量変化の特性

前節で述べたように、テスト部における熱放出により、冷却水は蒸発する。蒸発のための熱量は前項で述べたように、放出熱量の大部分をしめている。発生した蒸気は、ループ部を通過し、定圧タンクへ流出するが、その際に生ずるループ部圧力損失は、ほぼ蒸気流速の二乗に比例する。そこで、ここではループ部圧力損失の実験結果をもとに、蒸気発生に与える注入水温、注入速度等のパラメータの影響について述べる。

(1) 冷却水注入速度の影響

Fig. 3.7.4 にループ部圧力損失の変化状況を示す。縦軸は圧力損失で、単位は水頭差mである。横軸は注水開始後の経過時間 (sec) である。図には 3 実験 RUN の圧力損失が示されている。パラメータは注入速度で、RUN 2021, 2028, 2036 はそれぞれ、6, 10, 12 cm/sec の注入速度である。

いづれも山型をなくしているが、そのピーク値は注入速度が大きい程大きくなっている。また、そのピークが生じる時間も早くなっている。注入速度の小さい RUN 2021 では、約 40 秒後から、ほとんど変化なく一定の蒸気流量を示している。RUN 2036 では、約 22 秒後に同期の短かい振動を生じている。

(2) 発熱体出力の影響

Fig. 3.7.5 に発熱体出力をパラメータとしたループ部圧力損失経過図を示す。3 実験 RUN とともに約 20 秒前後でピークをもつ山型となっている。また、出力 2.8 KW/m の RUN 2047 と出力 2.2 KW/m の RUN 2028 では、ほとんど同傾向の経過を示しているが、1.8 KW/m の RUN 2007 は、蒸気流量が大きくなりはじめる時間が、他より 5 秒程度おくれている。また、そのピーク値も小さくなっている。

(3) 注入水温の影響

Fig. 3.76 に注入水温をパラメータとしたループ圧力損失経過を示す。

RUN 2028, 2029 両者の明確なる差は認められないが、注入水温が高いRUN 2029の方が、ピークに至るまでの圧力損失つまり蒸気発生量の増加が大きく、またピーク値も大きくなっている。また約30秒後で、一定化の傾向を示している。

(4) 流路外管温度の影響

Fig. 3.77 に流路外管および発熱体初期の温度をパラメータにしたループ部圧力損失経過図を示す。

RUN 2017, 2019 にみられるように、流路外管温度と発熱体初期温度が高くなれば、その蒸気発生は振動的となり、そのピーク値も温度が低いRUN 2010と比べ、大きくなっている。また、振動しながらも大きい蒸気発生を示す期間が長くなっている。

以上各種パラメータの蒸気発生量に及ぼす影響をまとめると、次の様になる。

- ① 圧力損失経過は、大部分の実験で山型となっている。つまり、注水開始後初期の数秒間は、ほとんどテスト部での蒸気発生ではなく、その後次第に増加してあるピークをすぎると減少し、やがては定常状態に近づき一定値を示す。
- ② 注入速度が大きくなれば、ピークの値を示す時間が短かくなり、そのピーク値も大きくなる傾向にある。しかし、蒸気発生量が減少してある定常値になる時間も早くなっている。
- ③ 発熱体出力および注入水温の影響は顕著ではない。
- ④ 流路外管温度が高くなれば、蒸気発生量は大きくなるし、また振動的となる傾向にある。

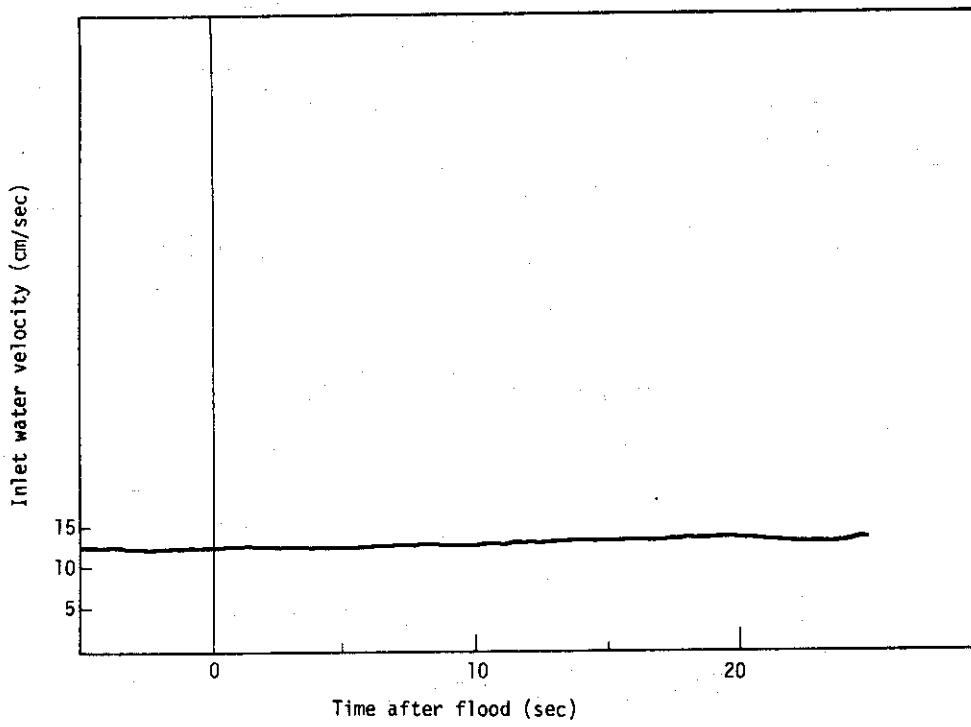


Fig.3.1 History of inlet water velocity-Run 2036

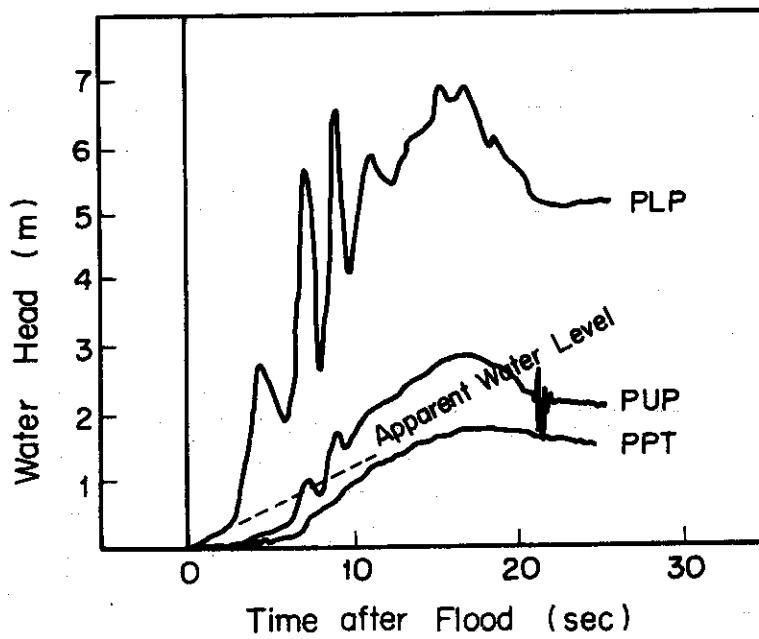


Fig.3.2 History of Water Heads at Lower Plenum,
Upper Plenum and Pressure Tank-RUN 2036

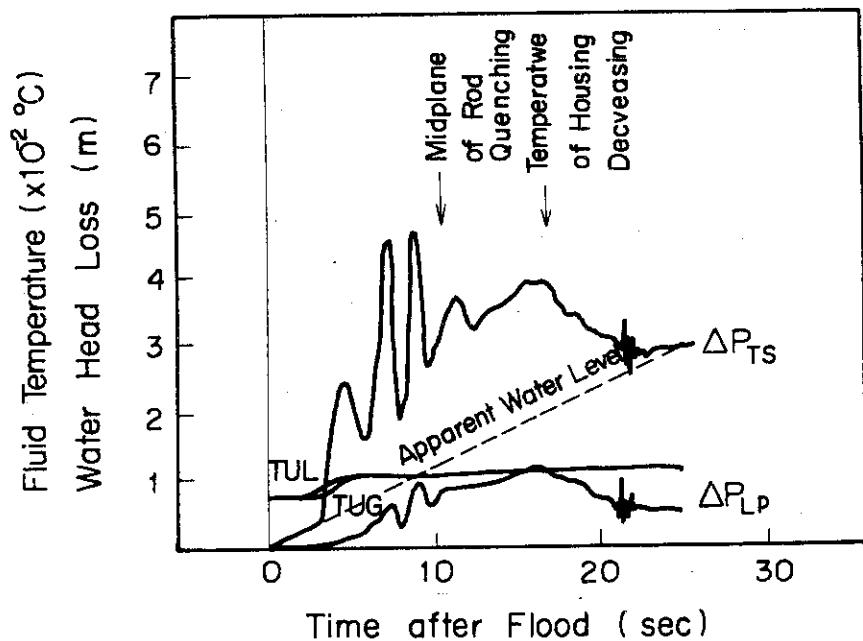


Fig. 3.3 History of Water Head Losses at Test Section and Loop Section and Fluid Temperature at Upper Plenum - RUN 2036

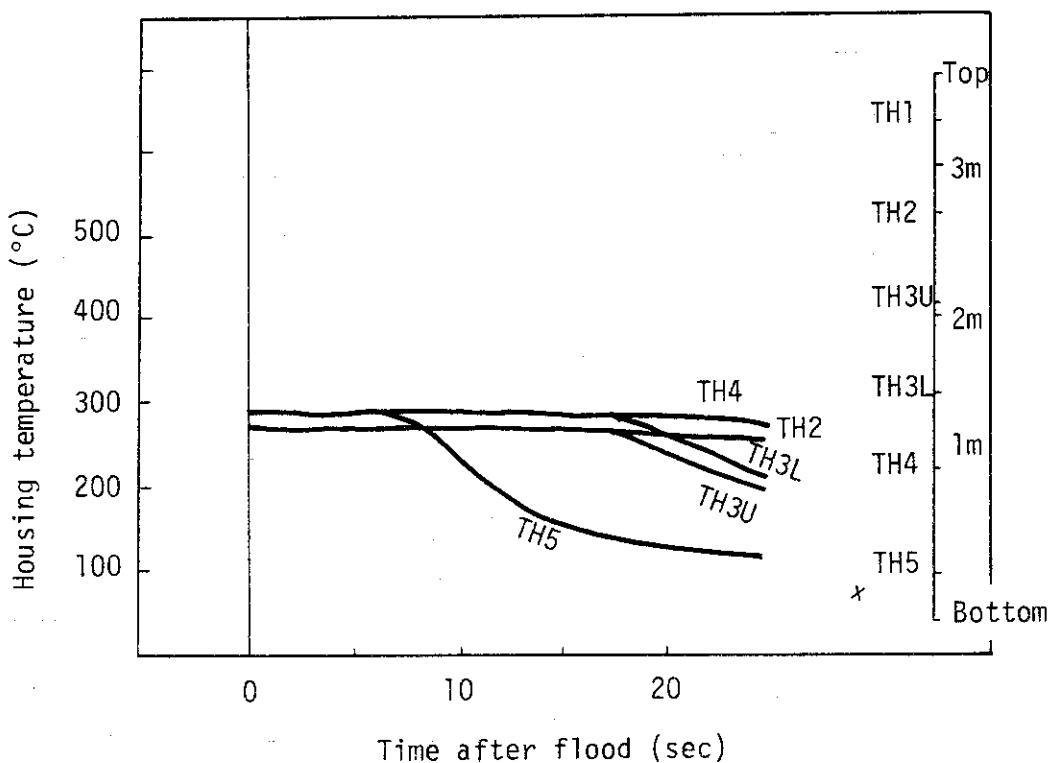


Fig. 3.4 History of housing temperature - Run 2036

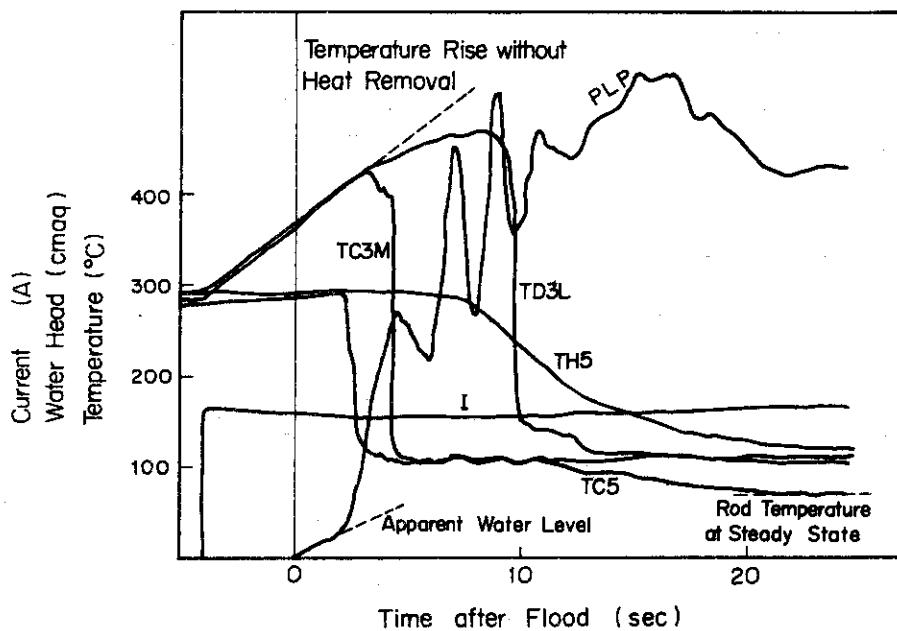


Fig. 3.5 History of Power, Water Head and Rod Temperature at Various Locations — RUN 2036

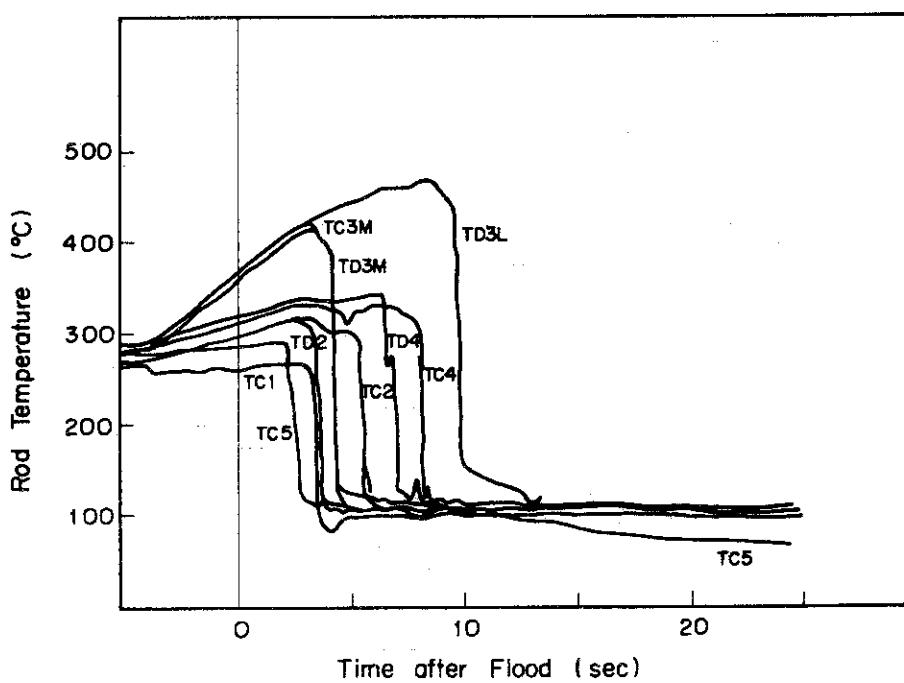


Fig. 3.6 History of Rod Temperature — RUN 2036

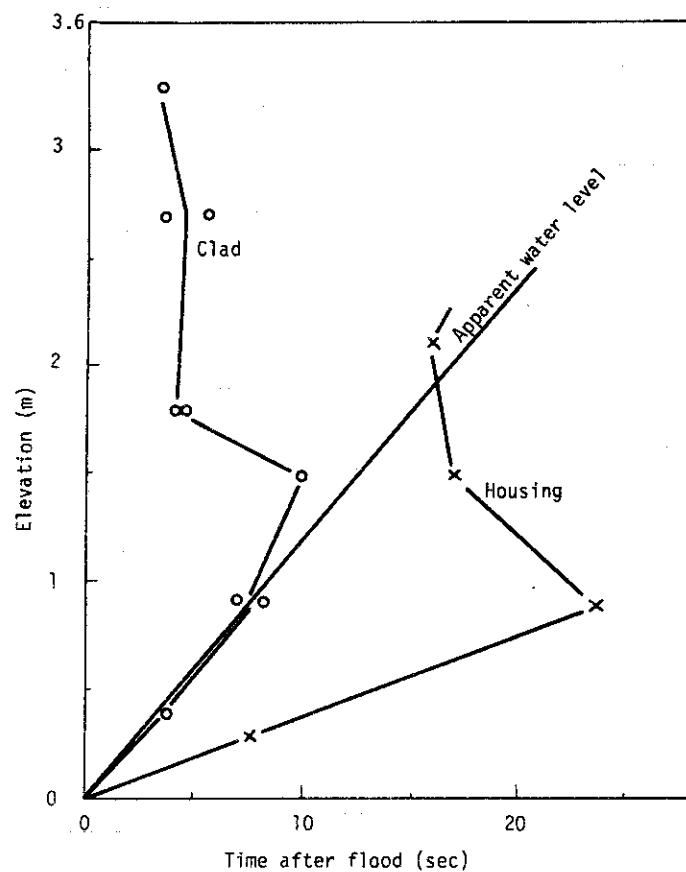


Fig. 3.7 Quench envelope-Run 2036

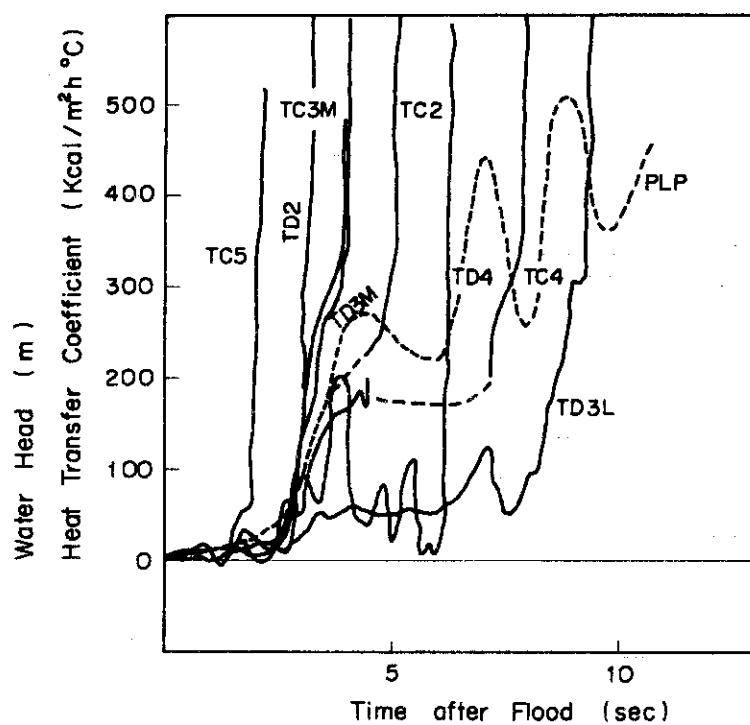


Fig. 3.8 Calculated Heat Transfer - RUN 2036

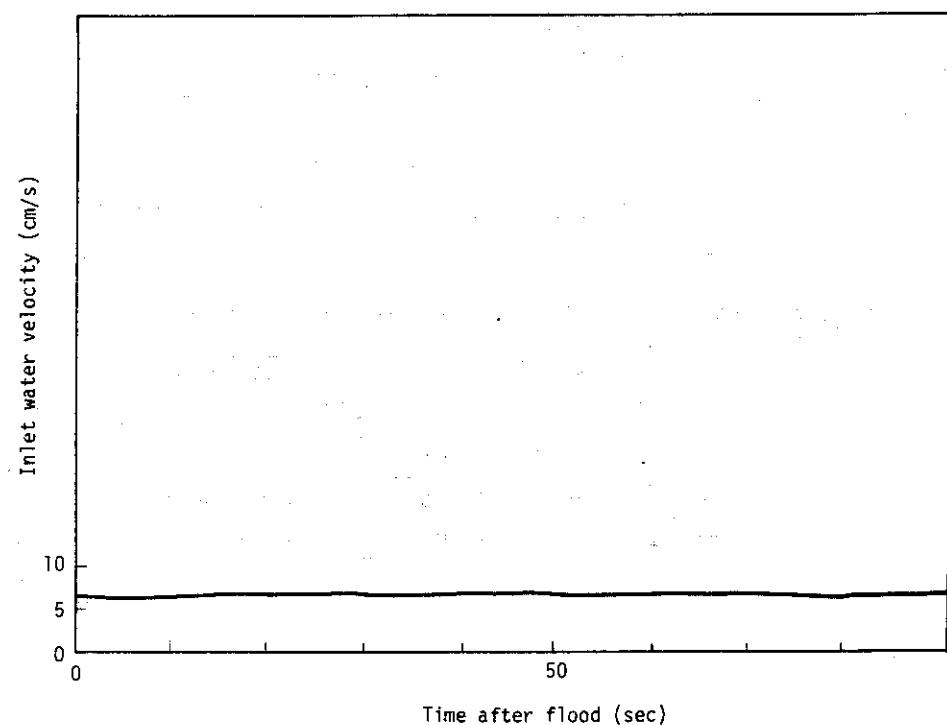


Fig.3.9 History of inlet water velocity-Run 2021

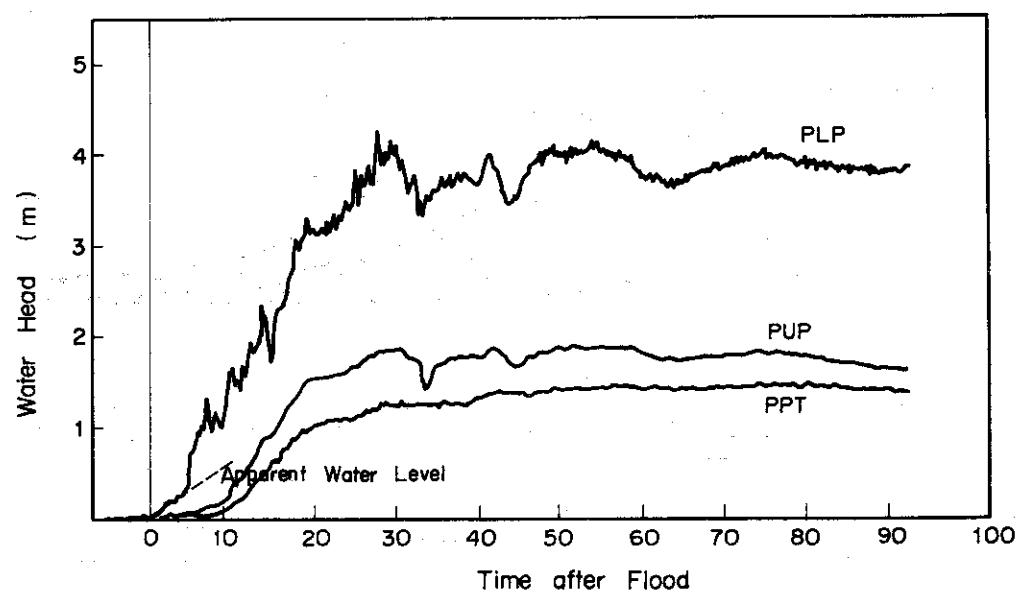


Fig.3.10 History of Water Head at Lower Plenum, Upper Plenum and Pressure Tank - RUN 2021

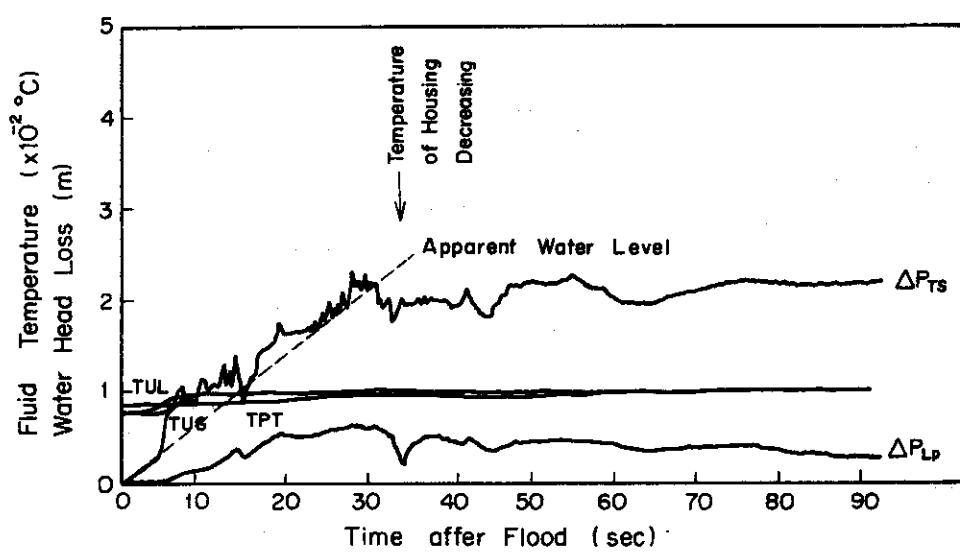


Fig.3.11 History of Water Head Losses at Test Section and Loop Section and Fluid Temperature at Upper Plenum - RUN2021

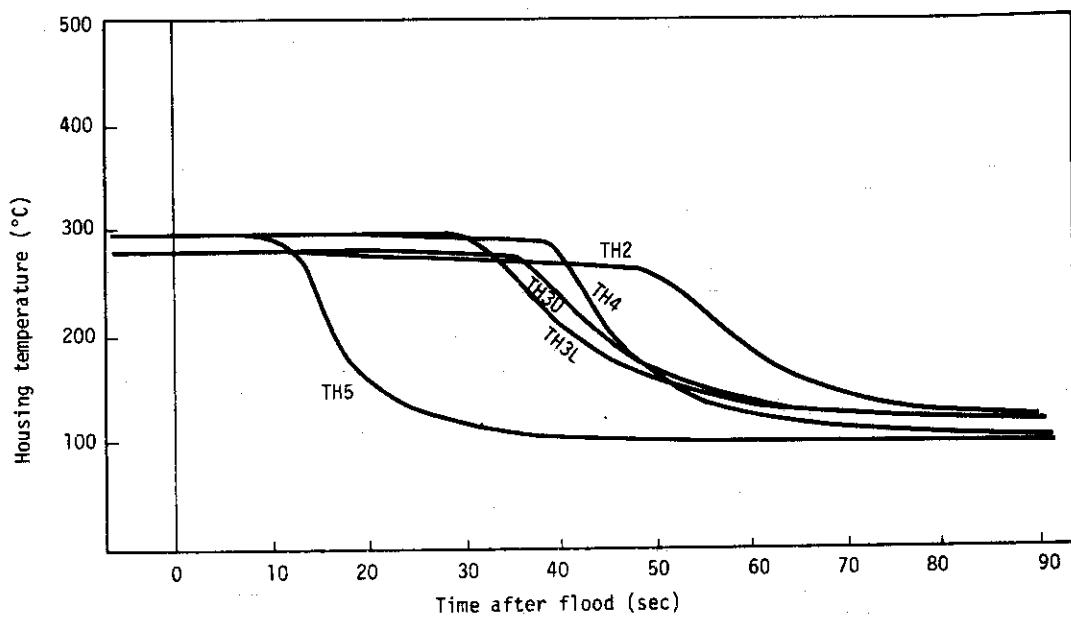


Fig.3.12 History of housing temperature - Run 2021

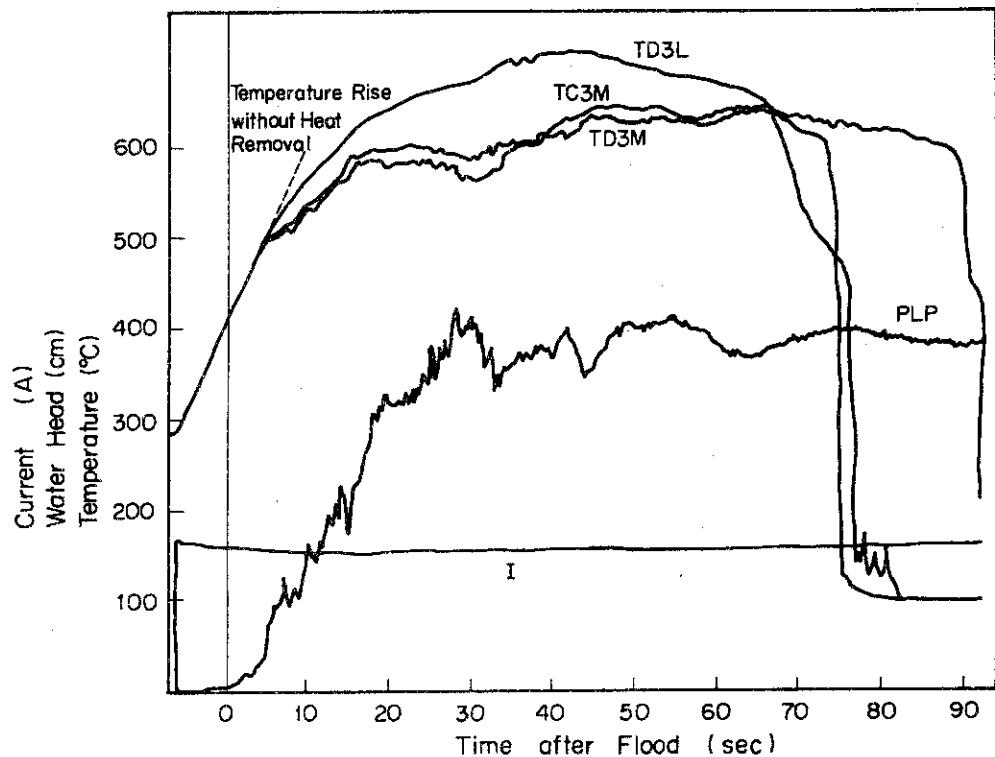


Fig. 3.13 History of Power, Water Head and Rod Temperature at Various Locations - RUN 2021

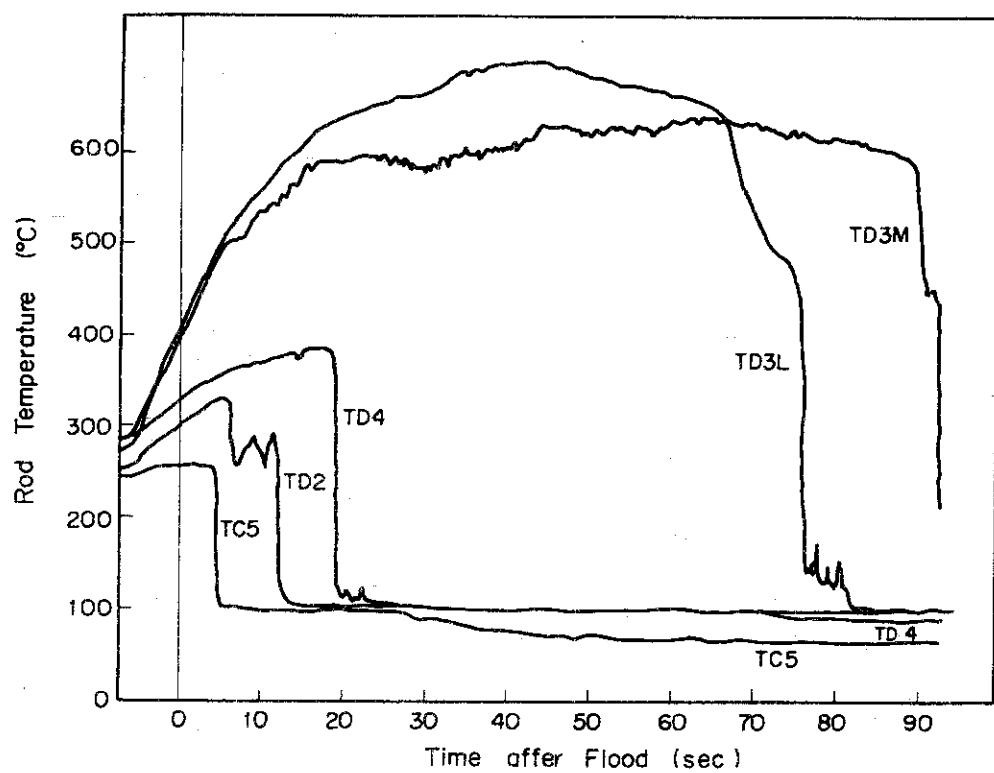


Fig. 3.14 History of Rod Temperature - RUN 2021

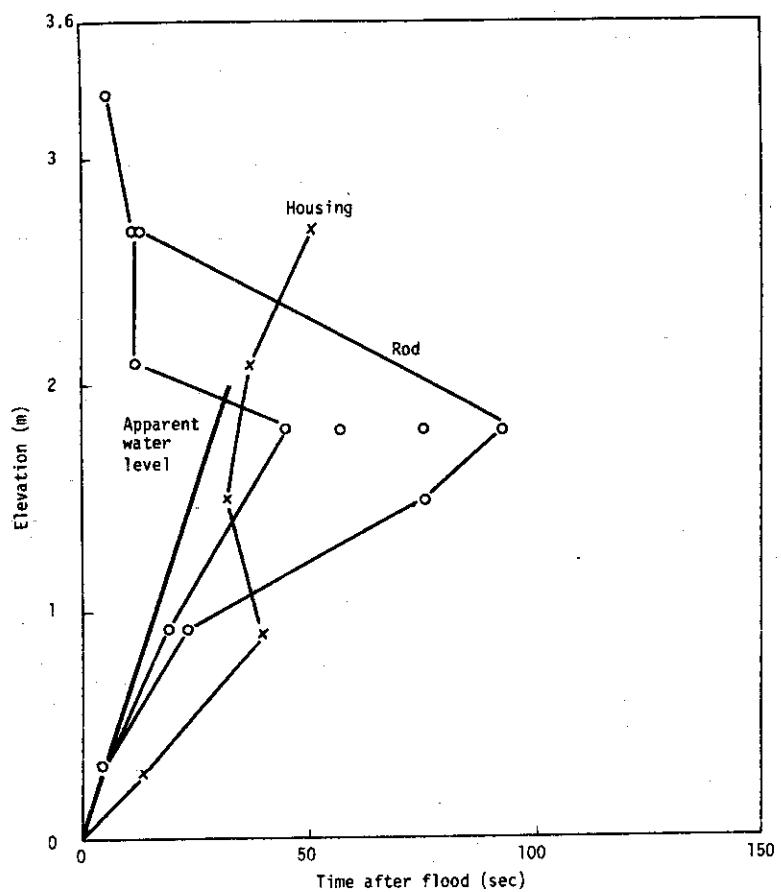


Fig.3.15 Quench envelope-Run 2021

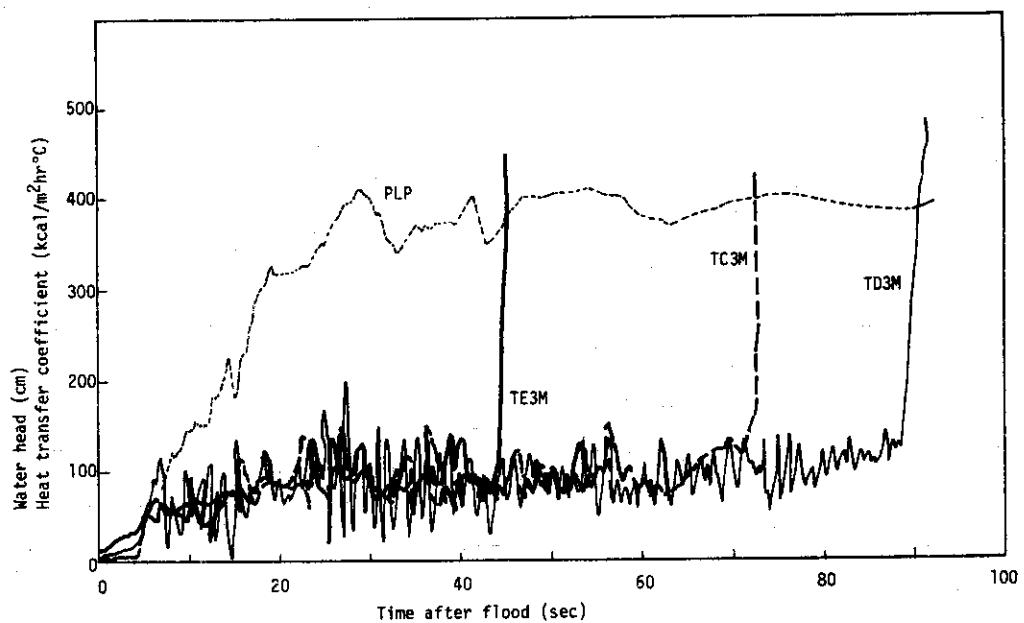


Fig.3.16 Calculated heat transfer coefficient-Run 2021

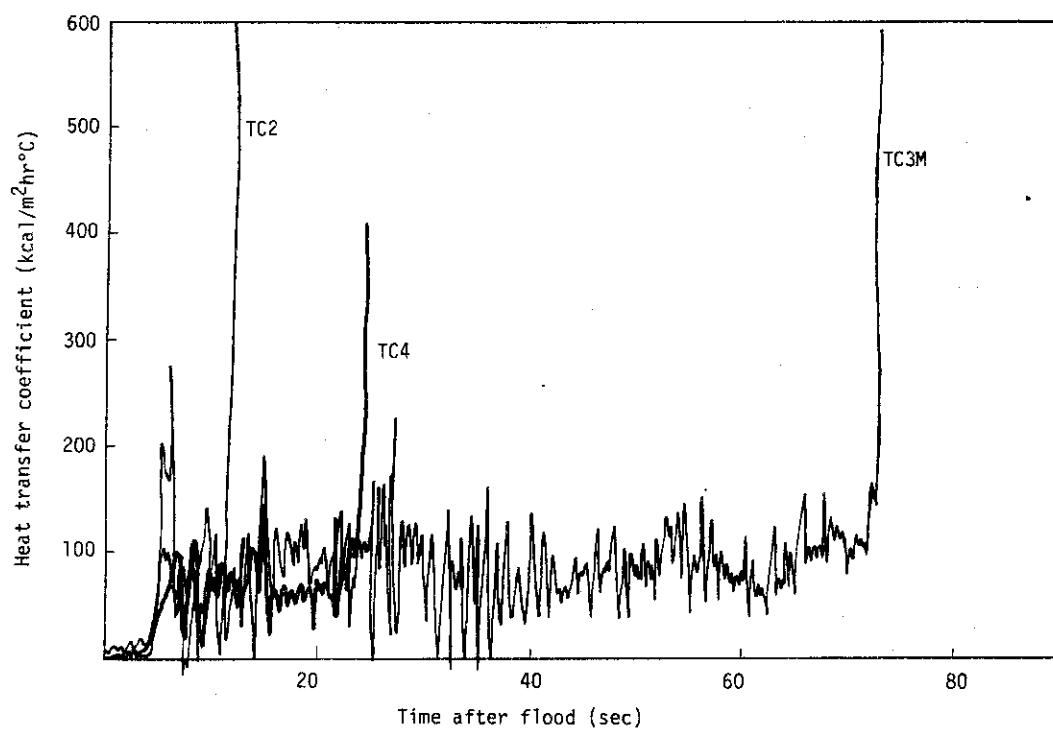


Fig.3.17 Calculated heat transfer coefficient-Run 2021

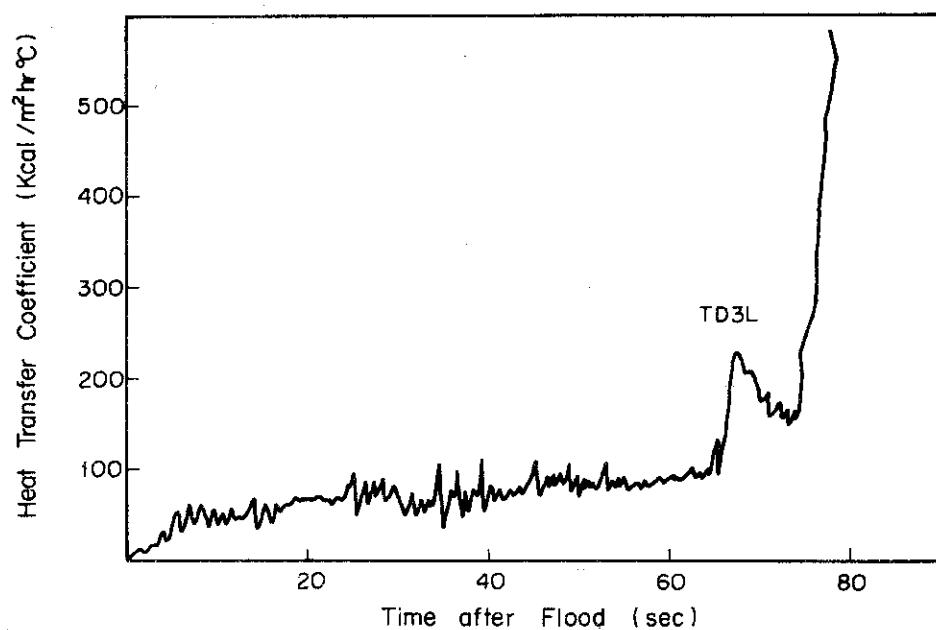


Fig.3.18 Calculated Heat Transfer Coefficient-RUN 2021

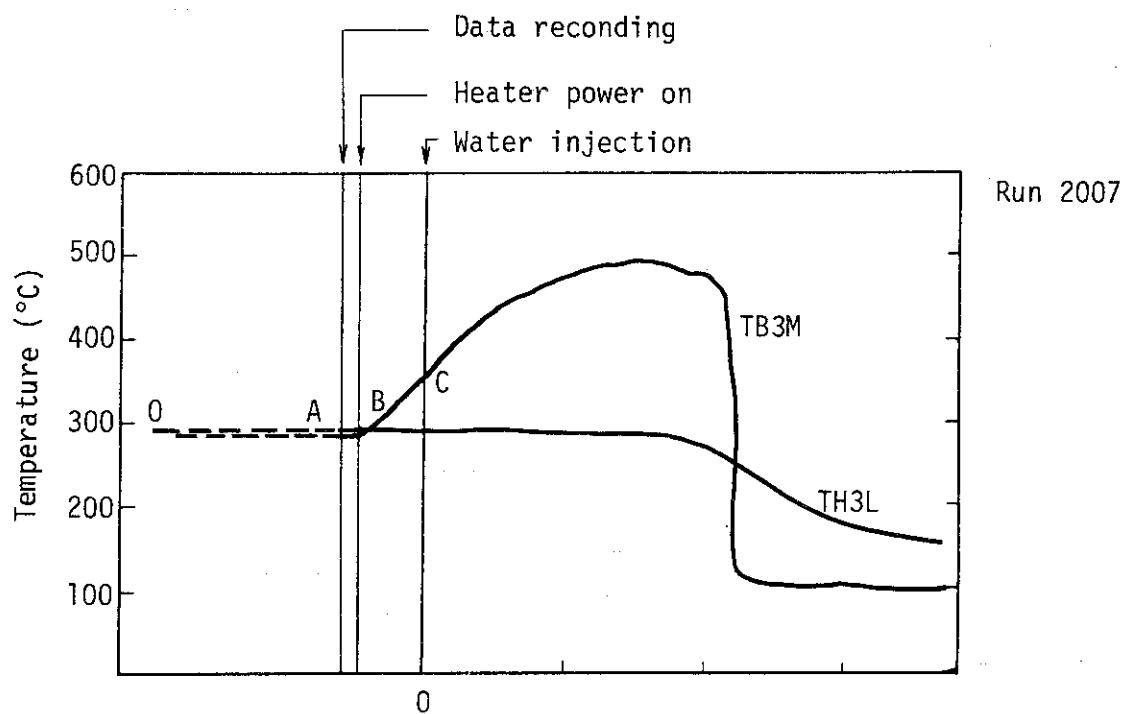


Fig.3.19 Test procedure

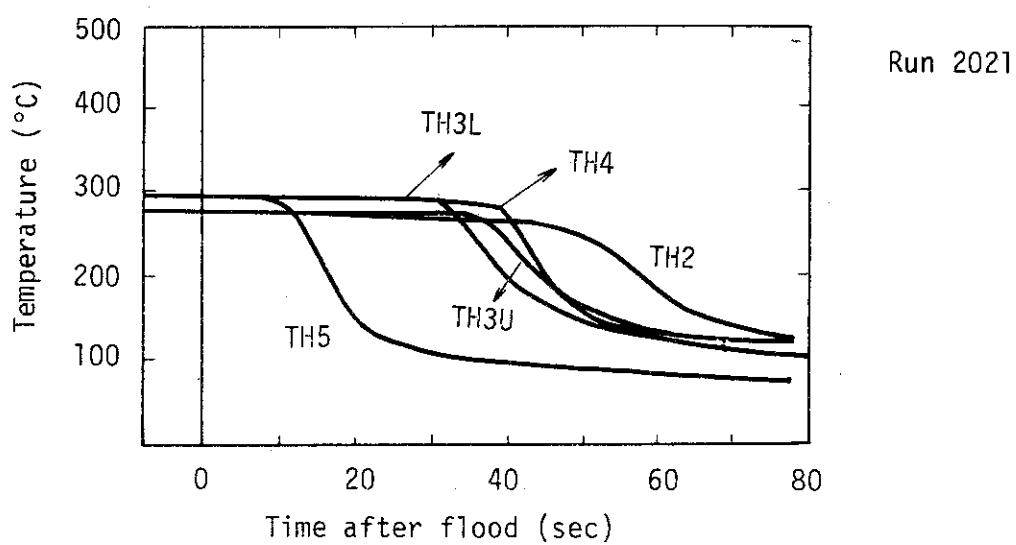


Fig.3.20 History of initial flow housing temperature

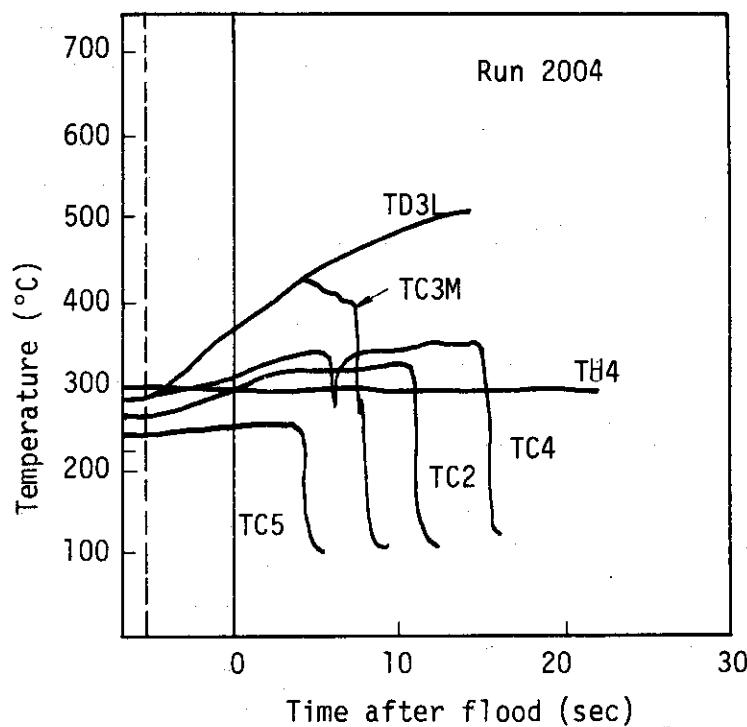


Fig. 3.21 Clad temperature and housing temperature

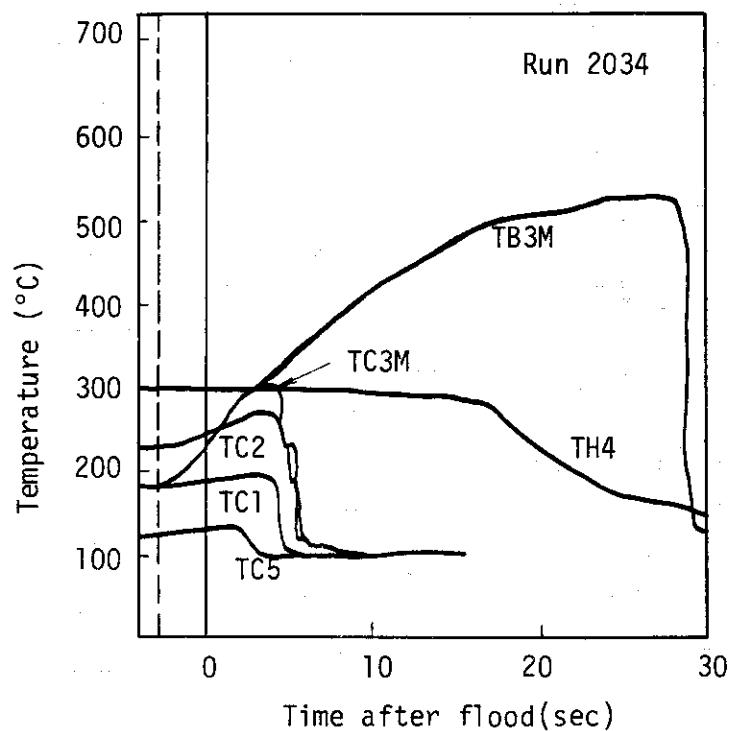
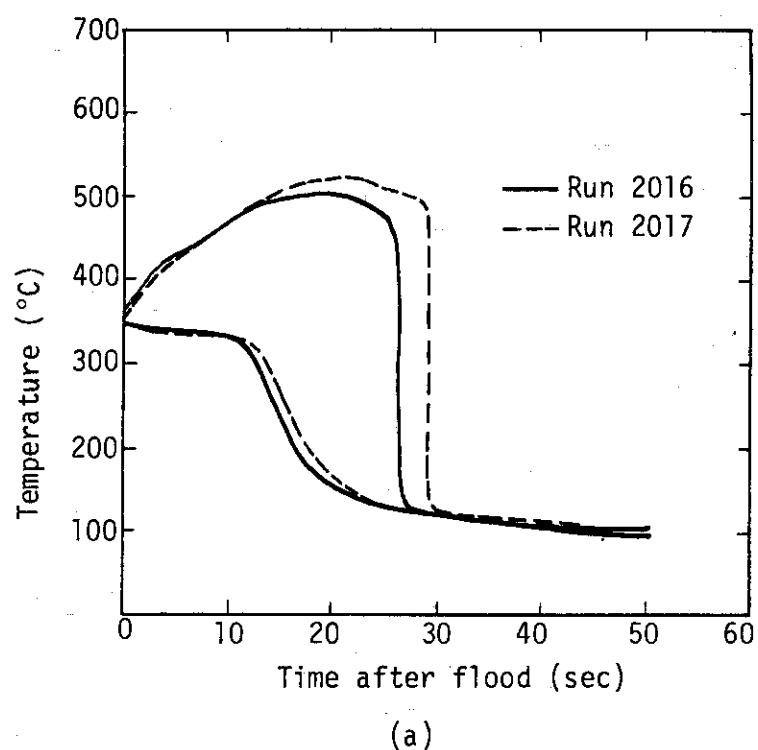
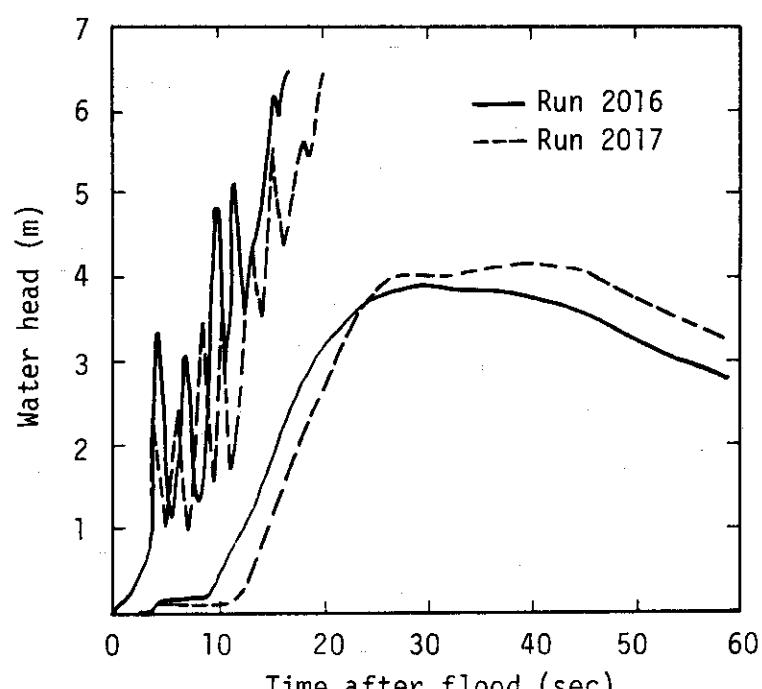


Fig. 3.22 Clad temperature and housing temperature



(a)



(b)

Fig.3.23 Reproducibility of data

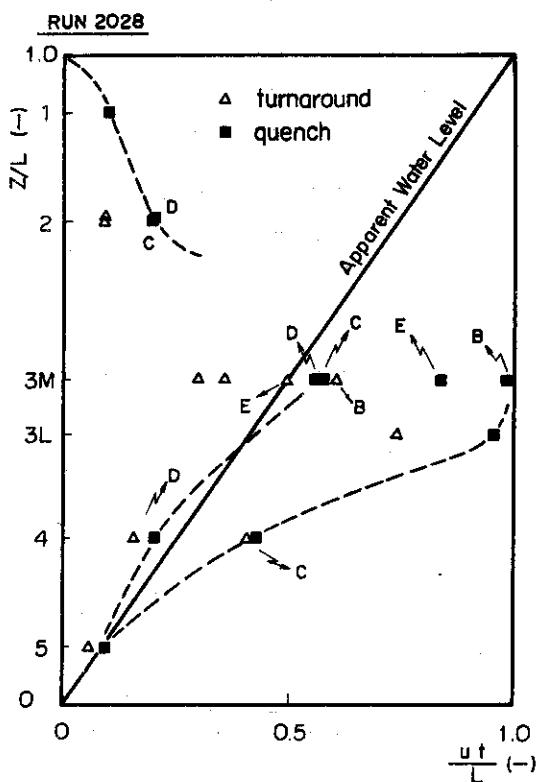


Fig.3.24 Quench Envelope for Run 2028

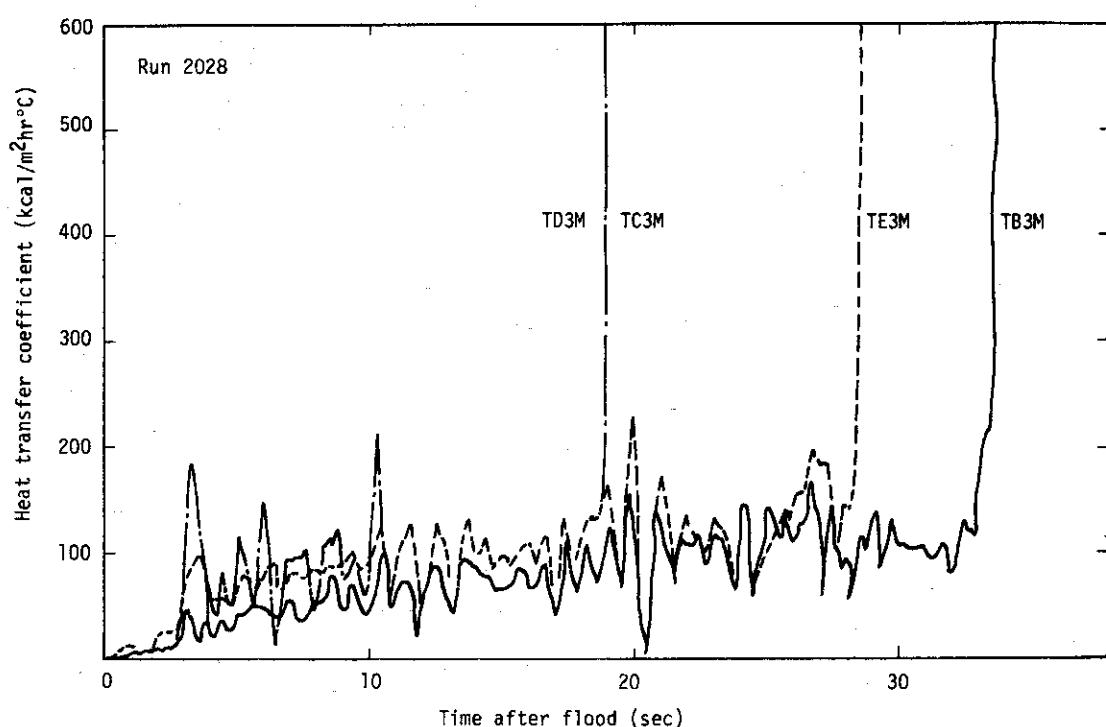
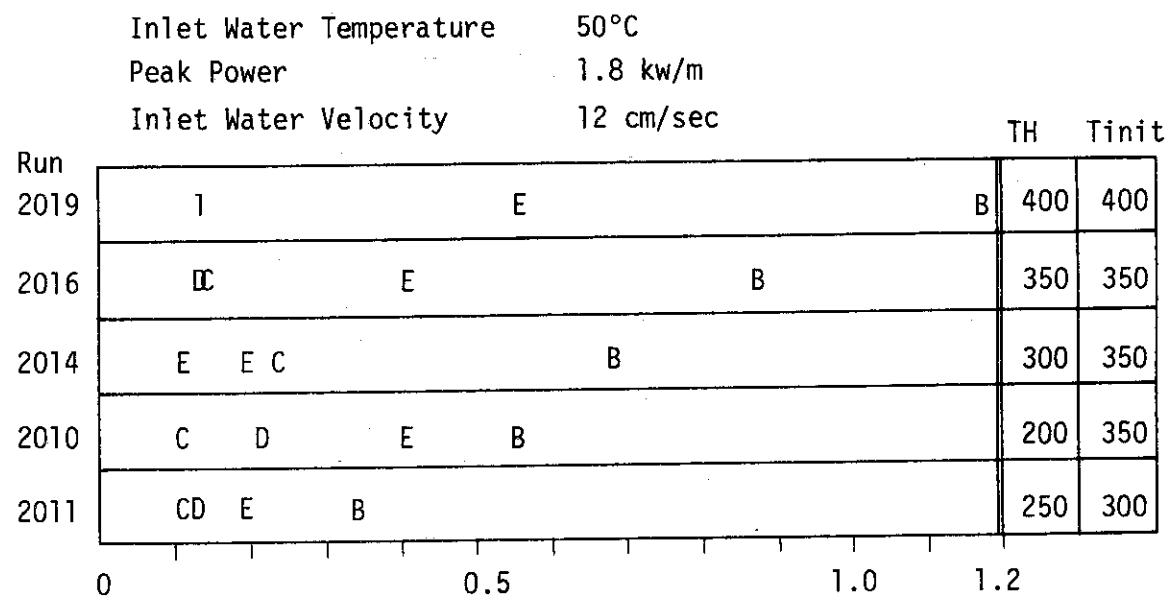
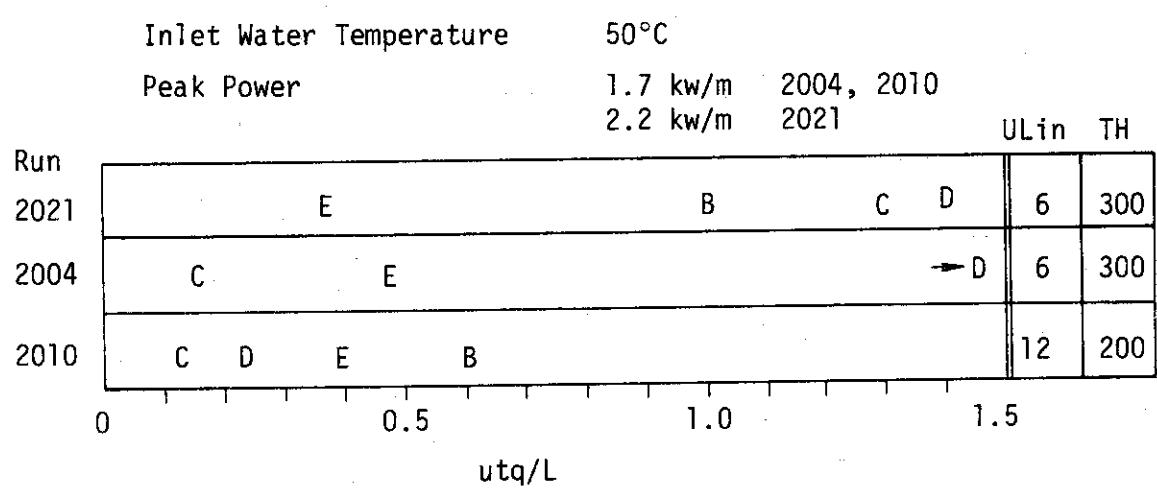


Fig.3.25 Heat transfer coefficient on midplane (3M)



(a) Quench time on midplane (3M)



(b) Quench time on midplane (3M)

Fig.3.26 Characteristics of quench time

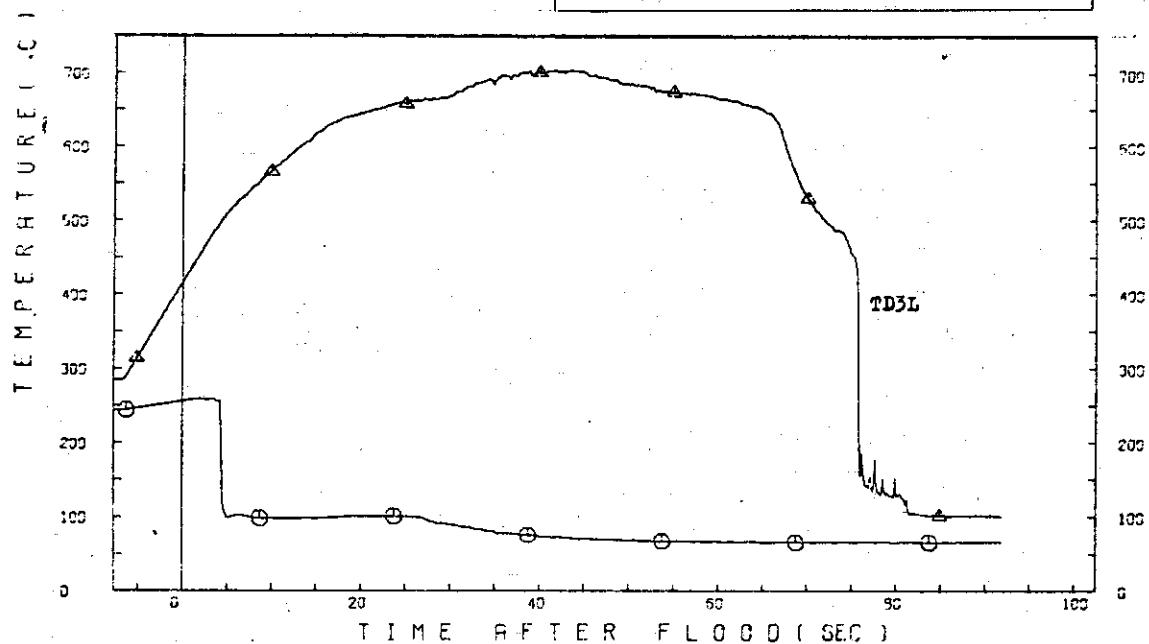
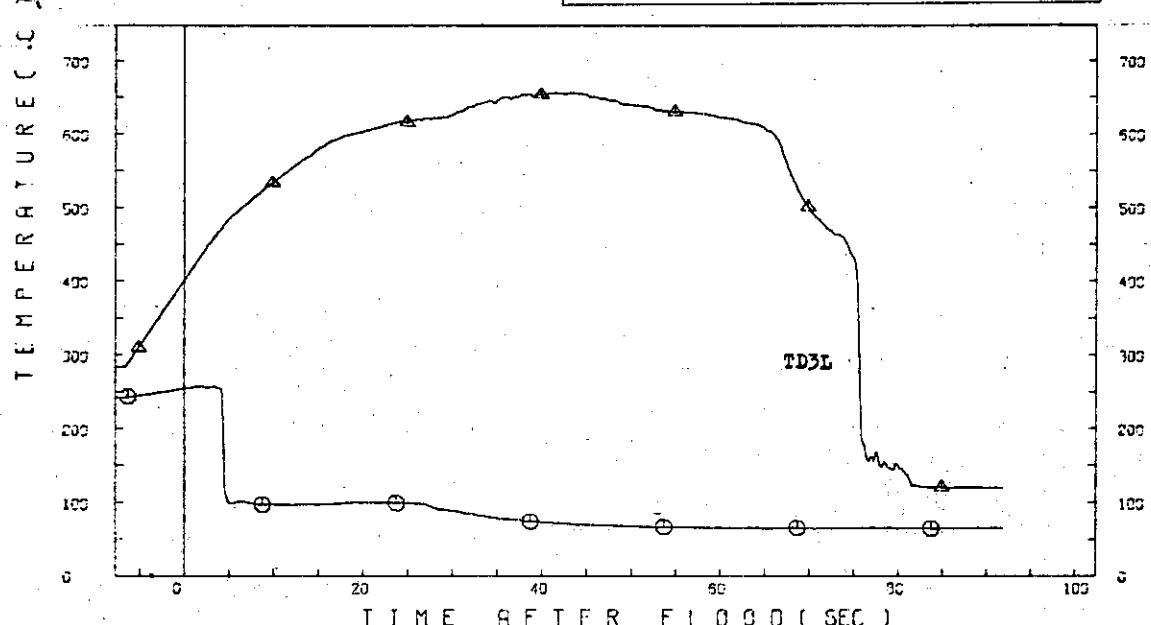
RUN NO * 2021 (1 OF 4)
DATE * 500320-3-3INLET WATER VELOCITY * 6 CM/SEC
INLET WATER TEMP. * 50 C
PEAK POWER * 2.1 KW/M

Fig. 3.27 Temperature History without Smoothing

RUN NO * 2021 (1 OF 4)
DATE * 500320-3-3INLET WATER VELOCITY * 6 CM/SEC
INLET WATER TEMP. * 50 C
PEAK POWER * 2.1 KW/MFig. 3.28 Temperature History with Smoothing
(Averaged over 9 Points)

RUN NO. 2021 DATE * 500320-3-3

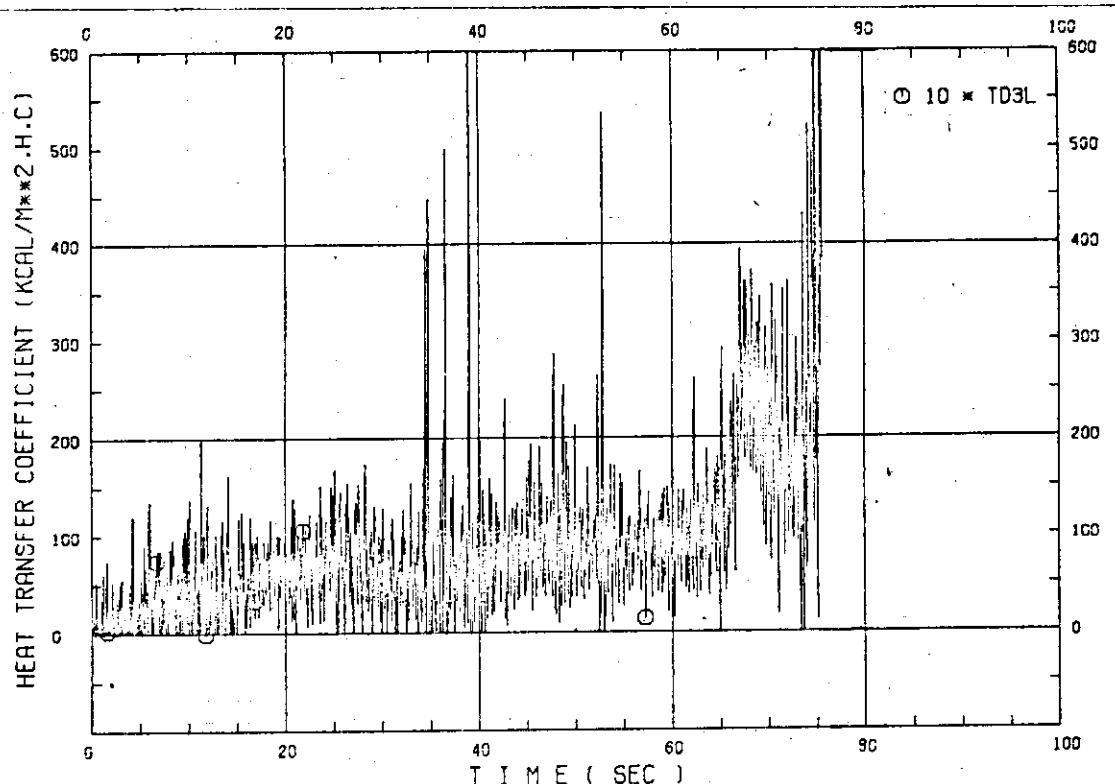


Fig. 3.29 Calculated Heat Transfer Coefficient from non-Smoothed Temperature Data (Fig. 3.27)

RUN NO. 2021 DATE * 500320-3-3

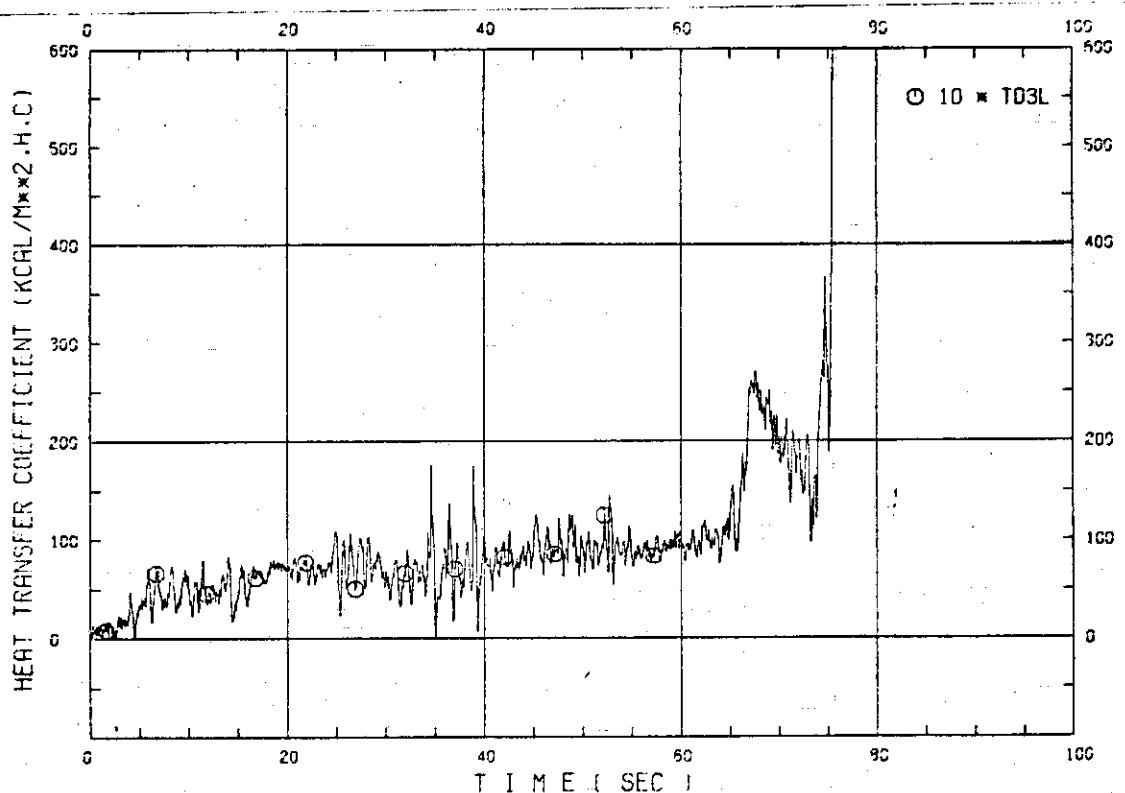


Fig. 3.30 Calculated Heat Transfer Coefficient from Smoothed Temperature Data (Fig. 3.28)

RUN NO. 2021 DATE * 500320-3-3

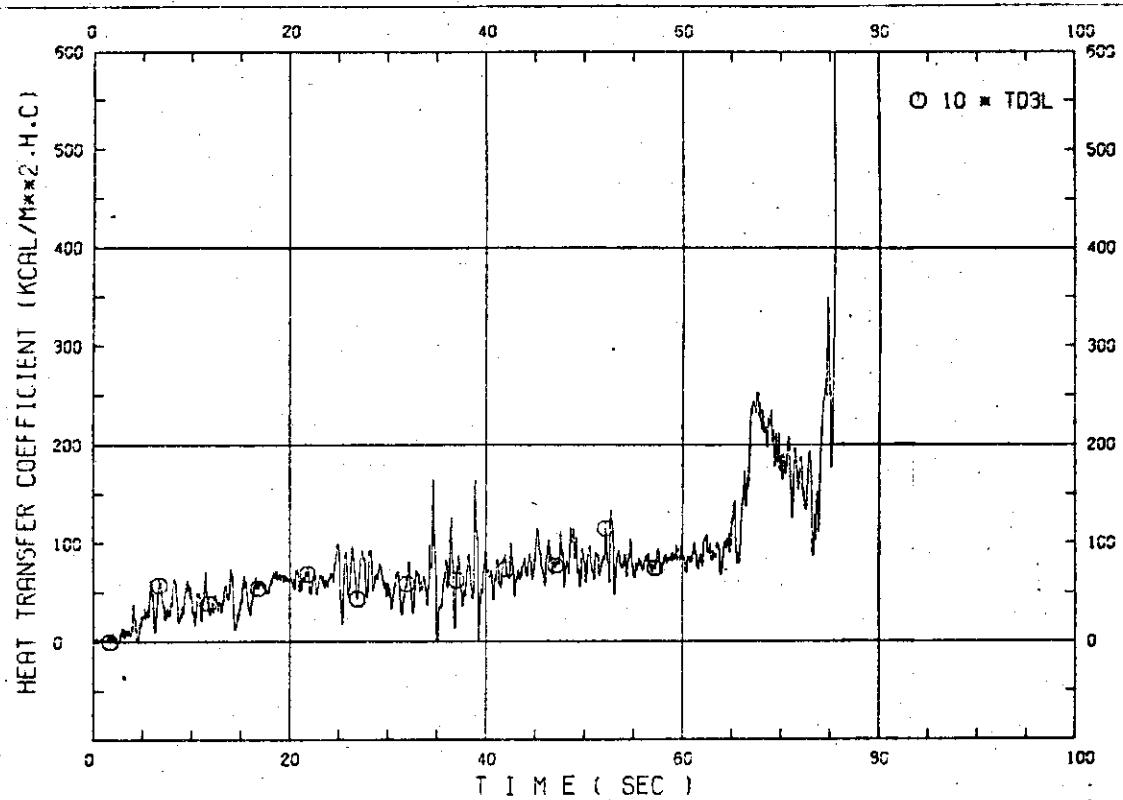


Fig. 3.31 Smoothed Heat Transfer Coefficient Calculated from Data Shown in Fig. 3.29 (Averaged over 9 Points)

RUN NO. 2021 DATE * 500320-3-3

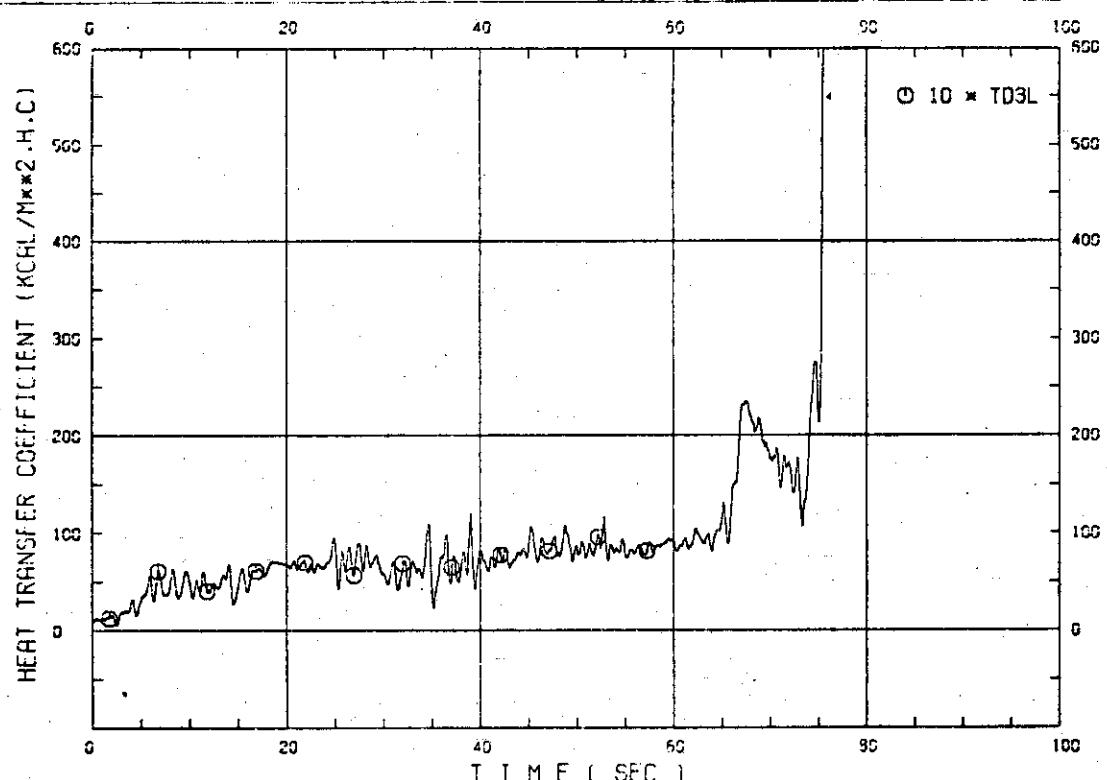


Fig. 3.32 Smoothed Heat Transfer Coefficient Calculated from Smoothed Temperature Data Shown in Fig. 3.28 (Averaged over 9 Points)

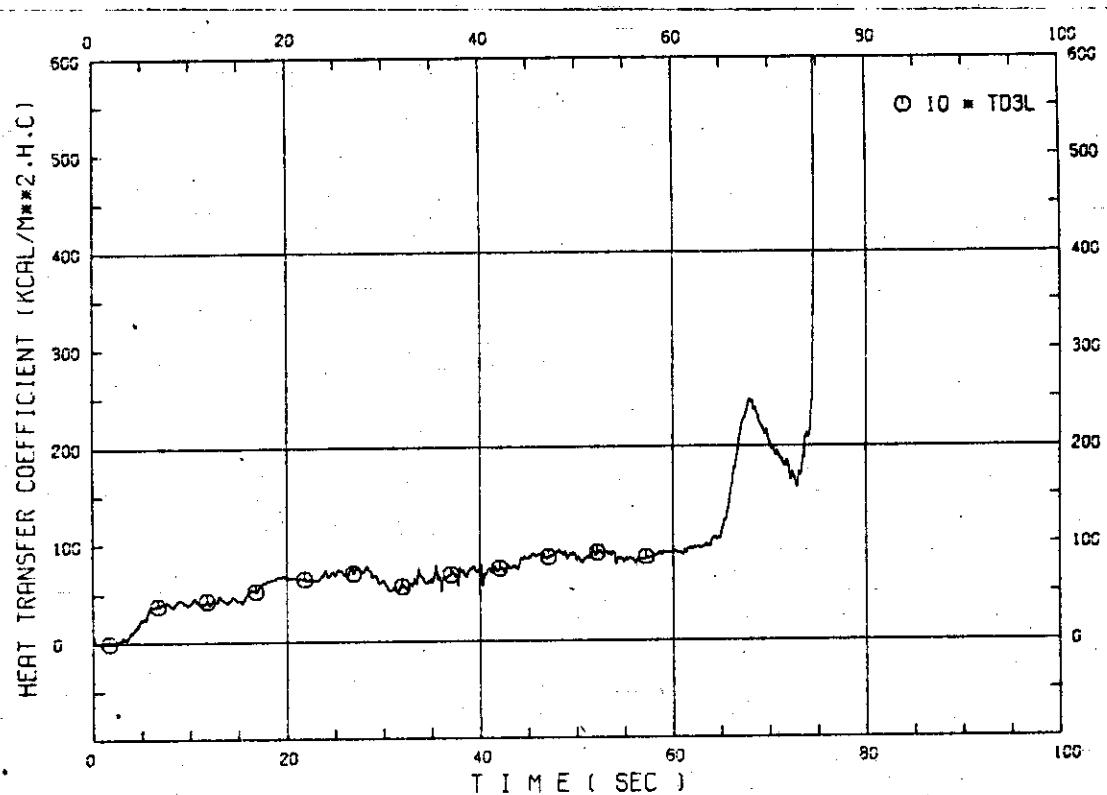


Fig. 3.33 Smoothed Heat Transfer Coefficient Calculated from Data Shown in Fig. 3.29 (Averaged over 49 Points)

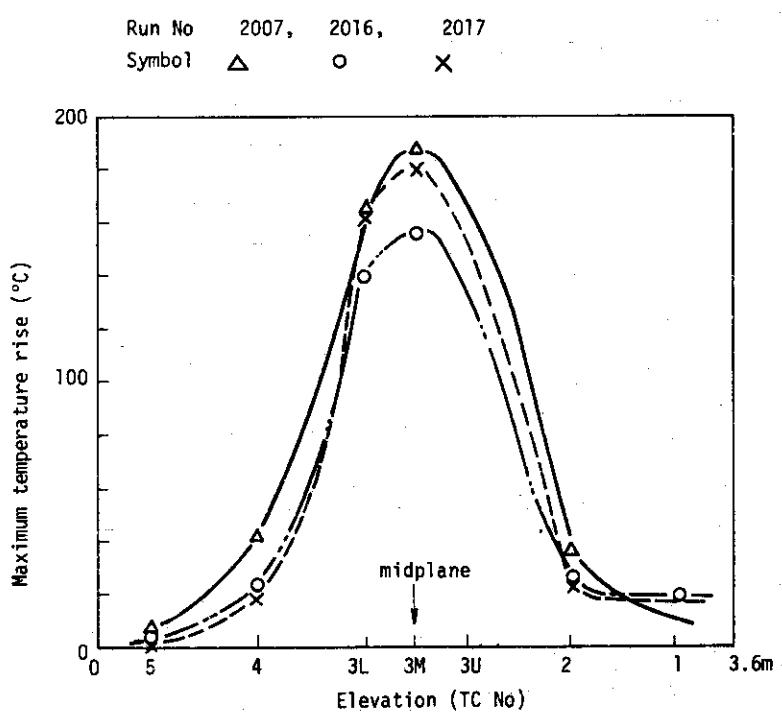


Fig. 3.34 Characteristics of turnaround-maximum temperature rise

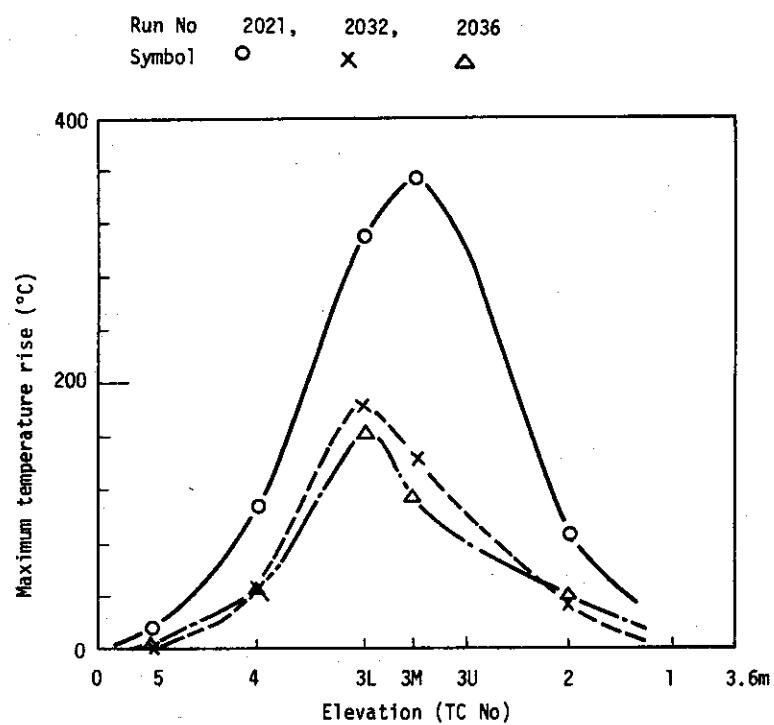


Fig.3.35 Characteristics of turnaround-maximum temperature rise

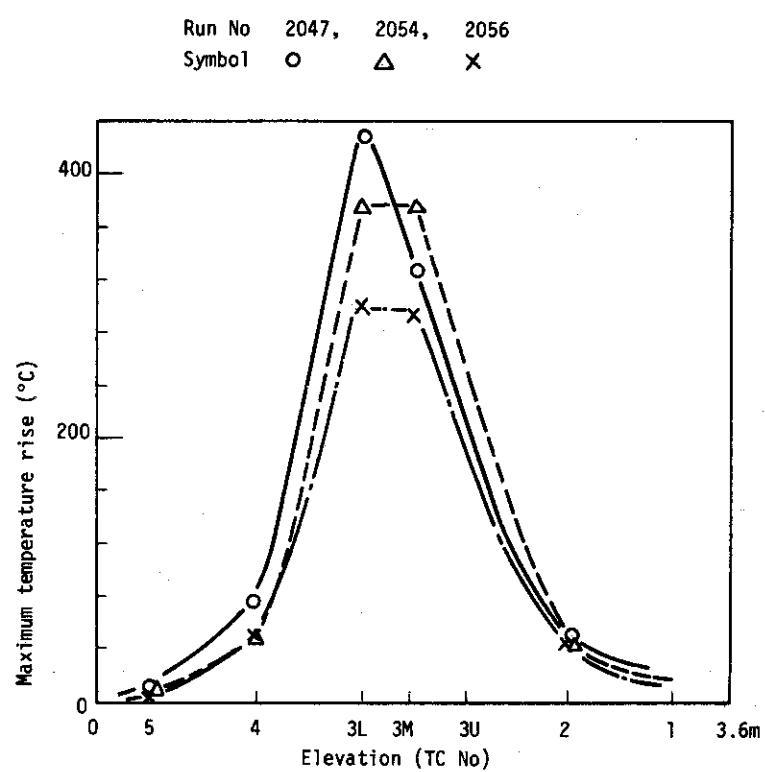


Fig.3.36 Characteristics of turnaround-maximum temperature rise

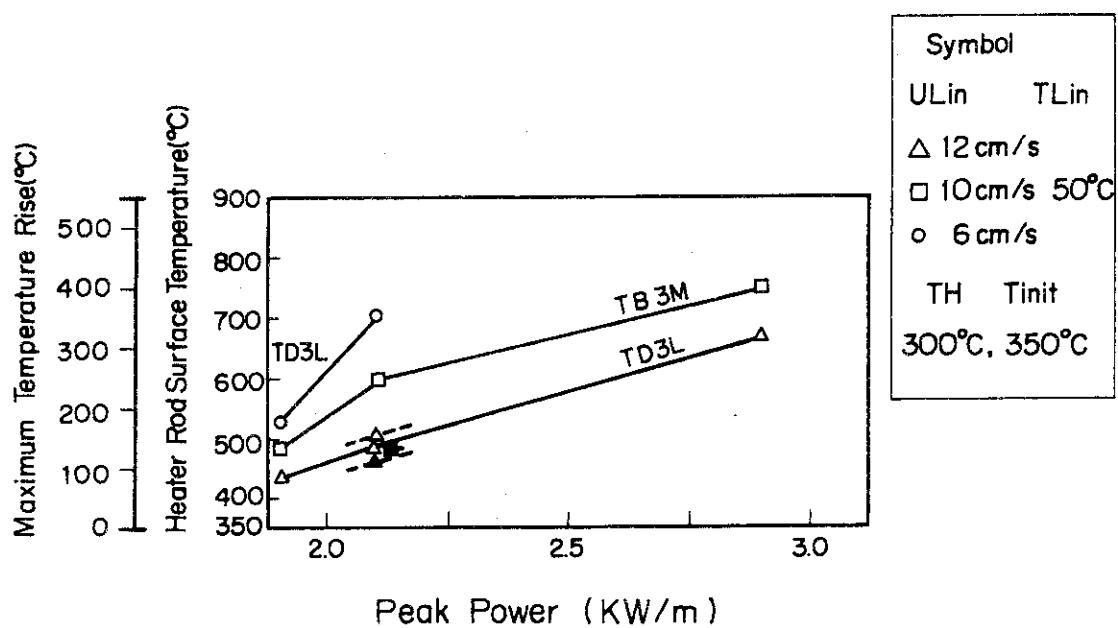


Fig.3.37 Characteristics of Turnaround-Maximum Temperature Rise (d)

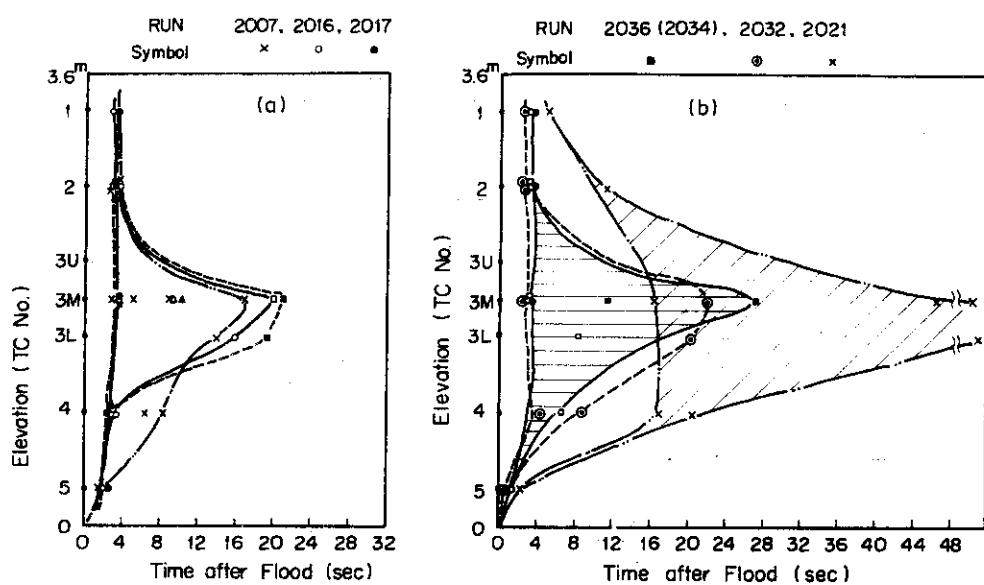


Fig. 3.38(a),(b) Characteristics of Turnaround - Turnaround Time

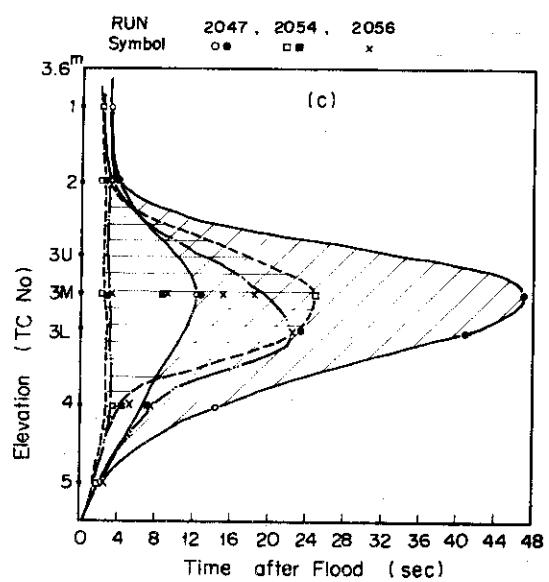


Fig.3.38(c) Characteristics of Turnaround - Turnaround Time

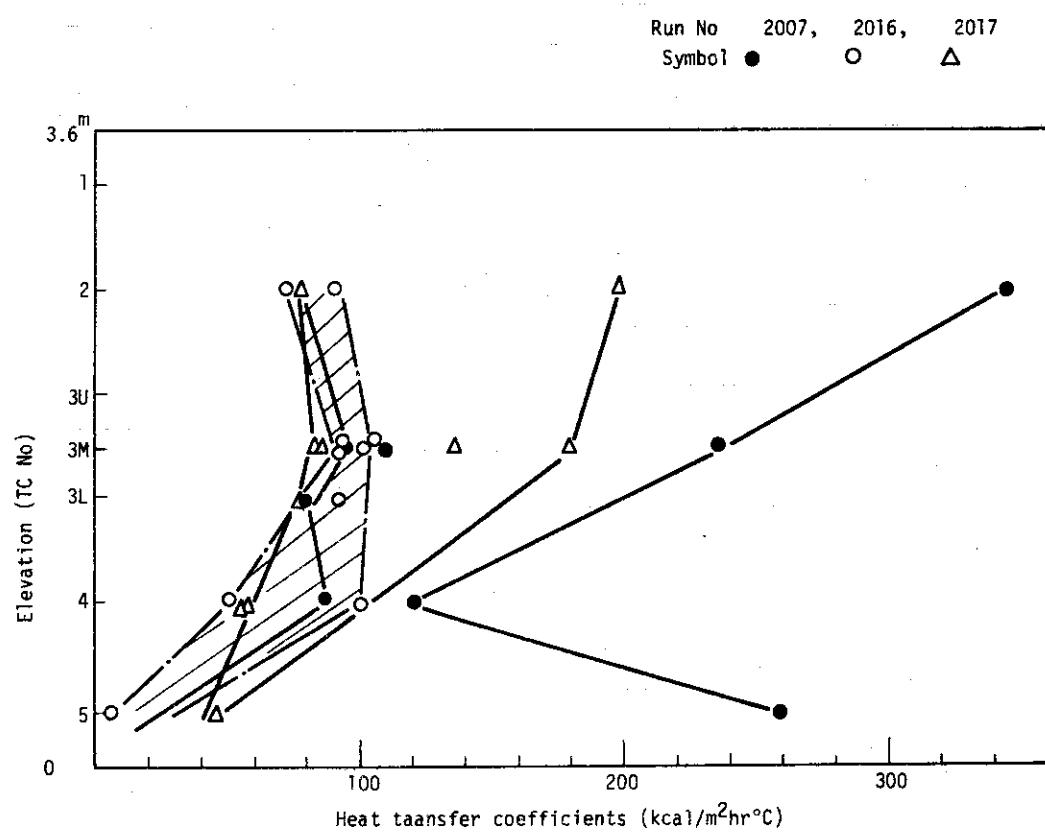


Fig.3.39 Characteristics of turnaround-heat transfer coefficients (h)

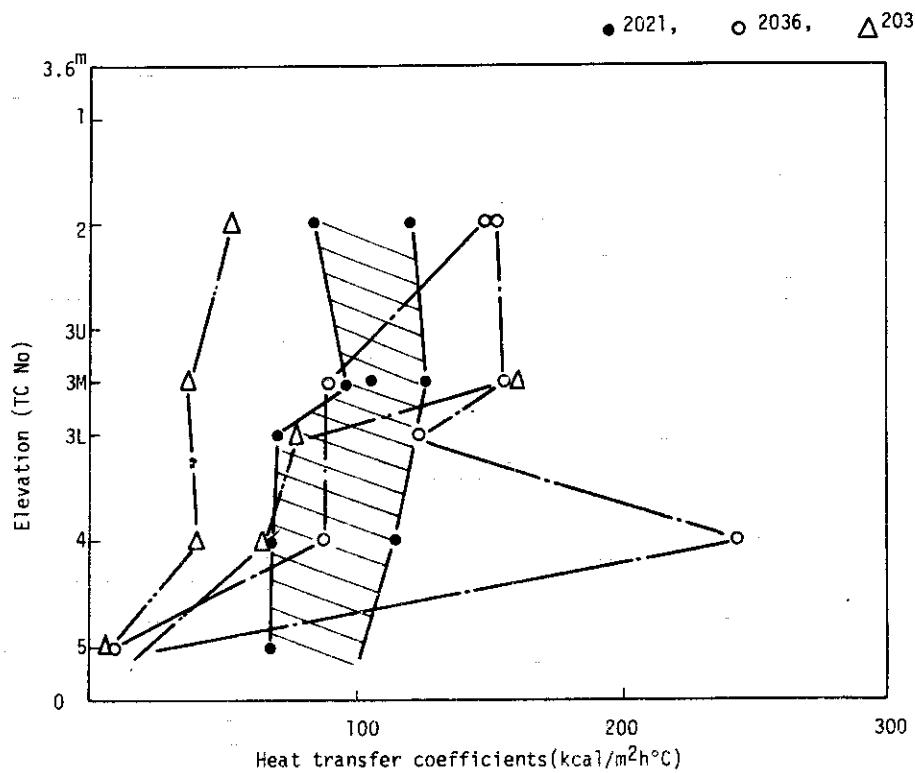


Fig.3.40 Characteristics of turnaround-heat transfer coefficients (i)

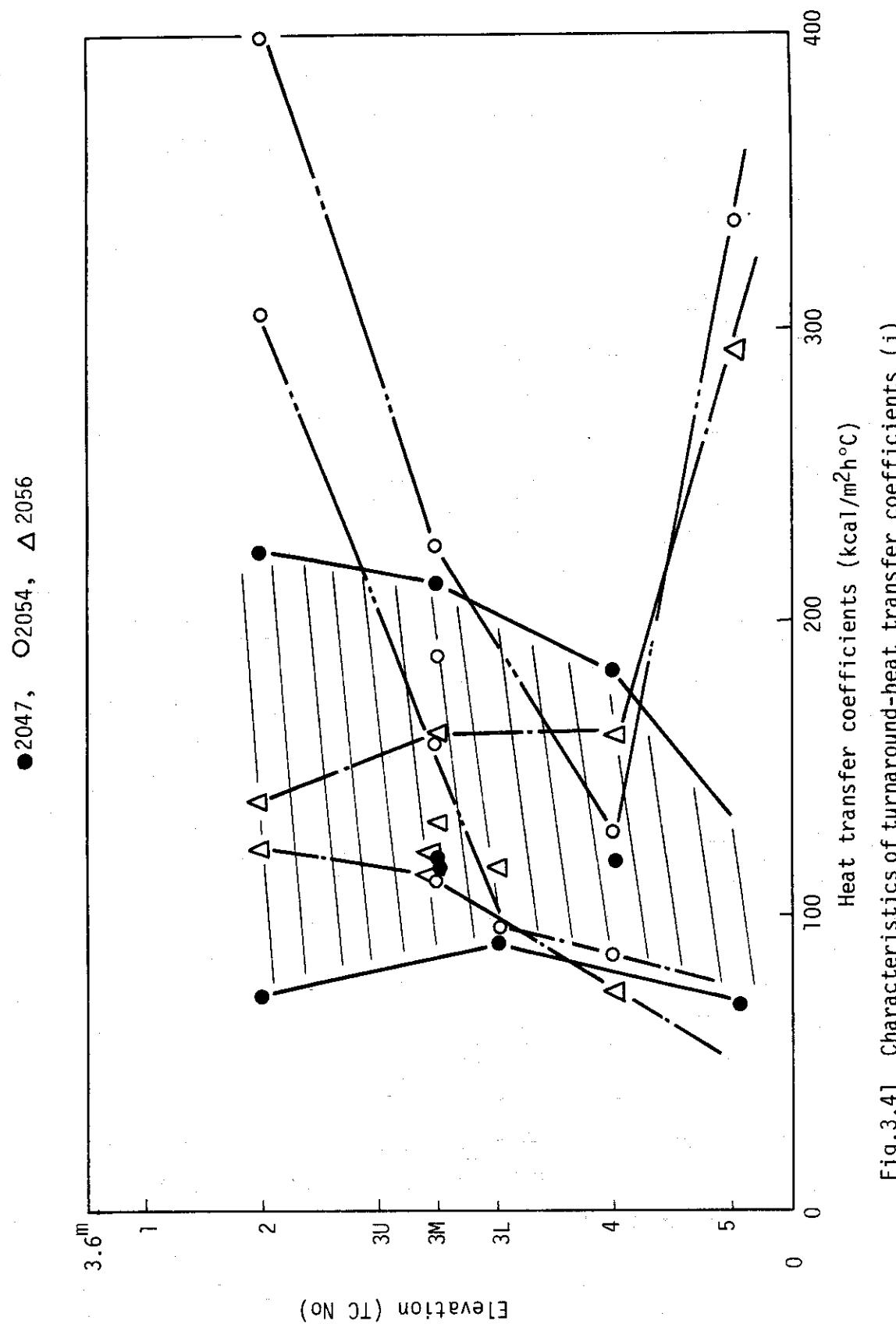


Fig.3.41 Characteristics of turnaround-heat transfer coefficients (j)

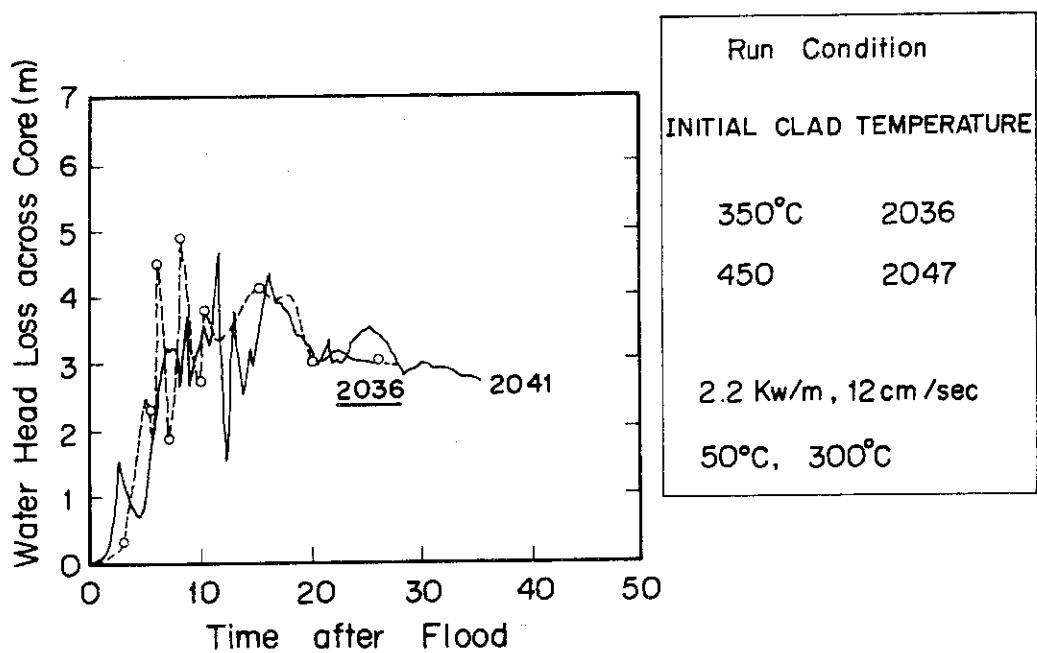
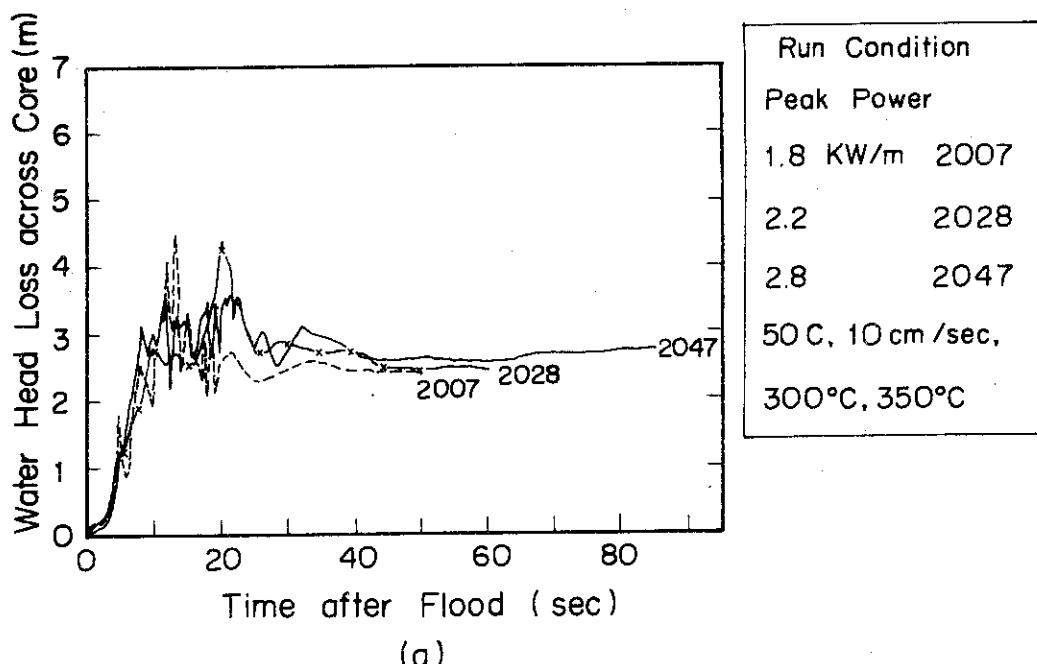


Fig.3.42(a)(b) Characteristics of Water Head Loss across the Core
— Effect of Peak Power (a), and Initial Heater Rod
Temperature (b)

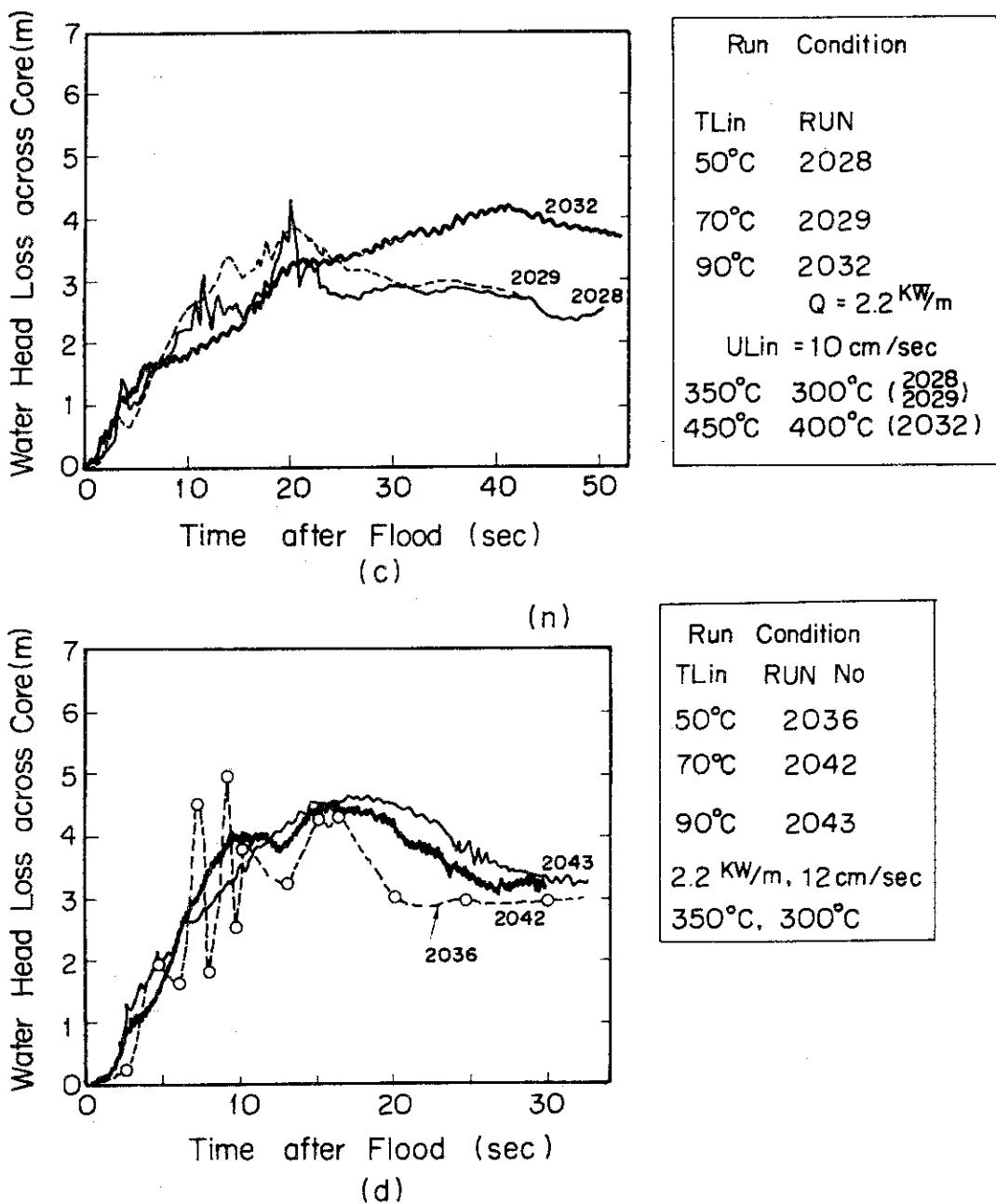


Fig.3.42(c),(d) Characteristics of Water Head Loss across the Core — Effect of Inlet Water Temperature (c),(d)

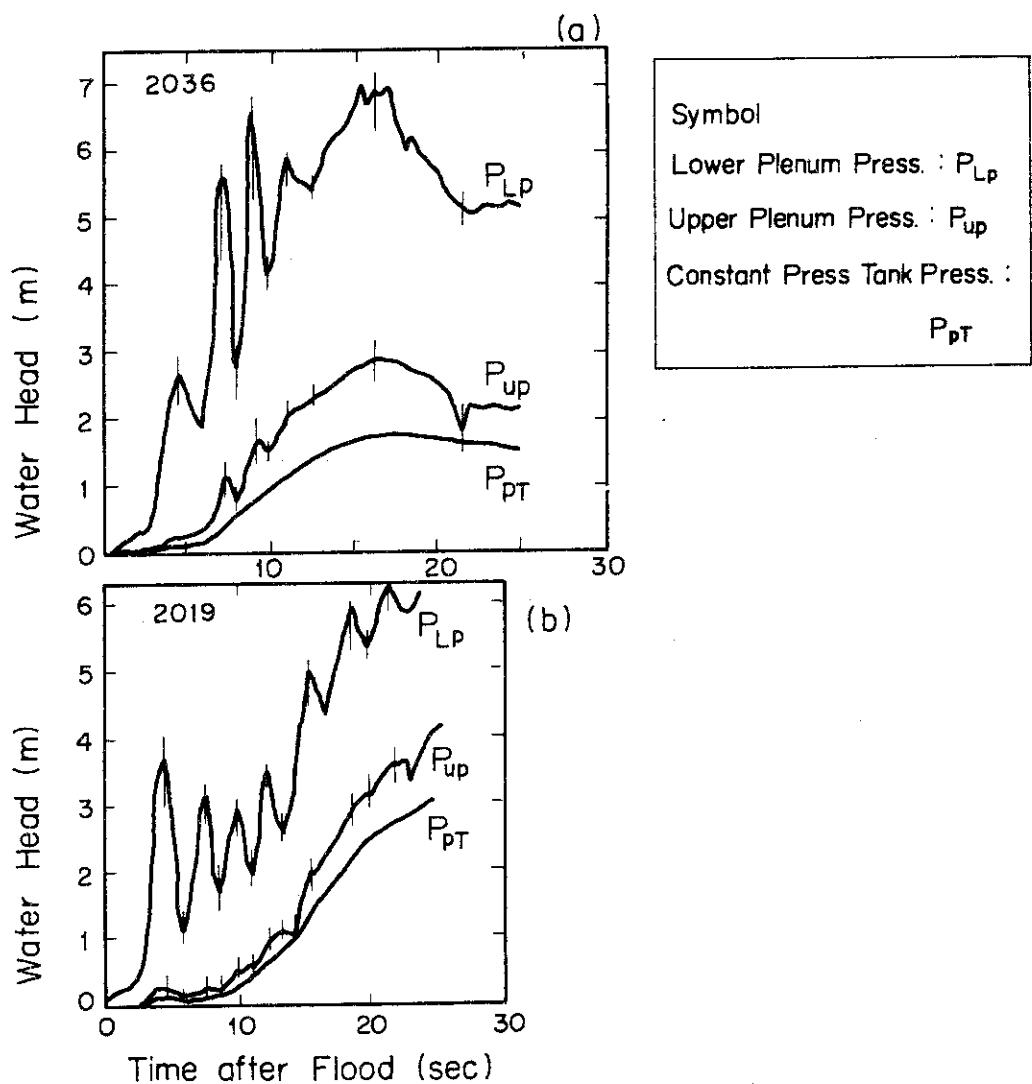


Fig.3.43 Characteristics of Water Heads in Lower Plenum,
Upper Plenum and Constant Pressure Tank

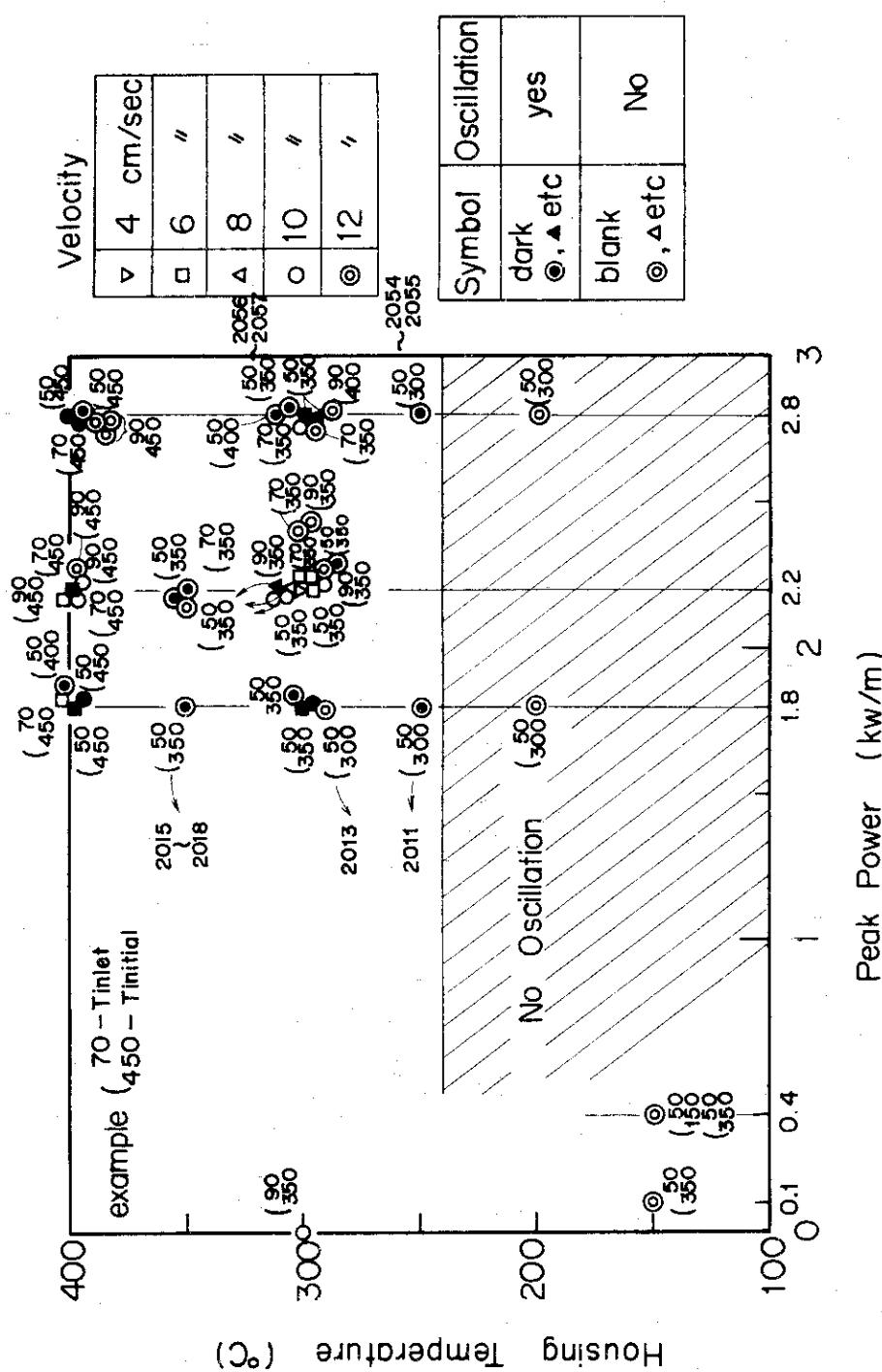


Fig. 3.44 Characteristics of Oscillation – Effect of Run Conditions

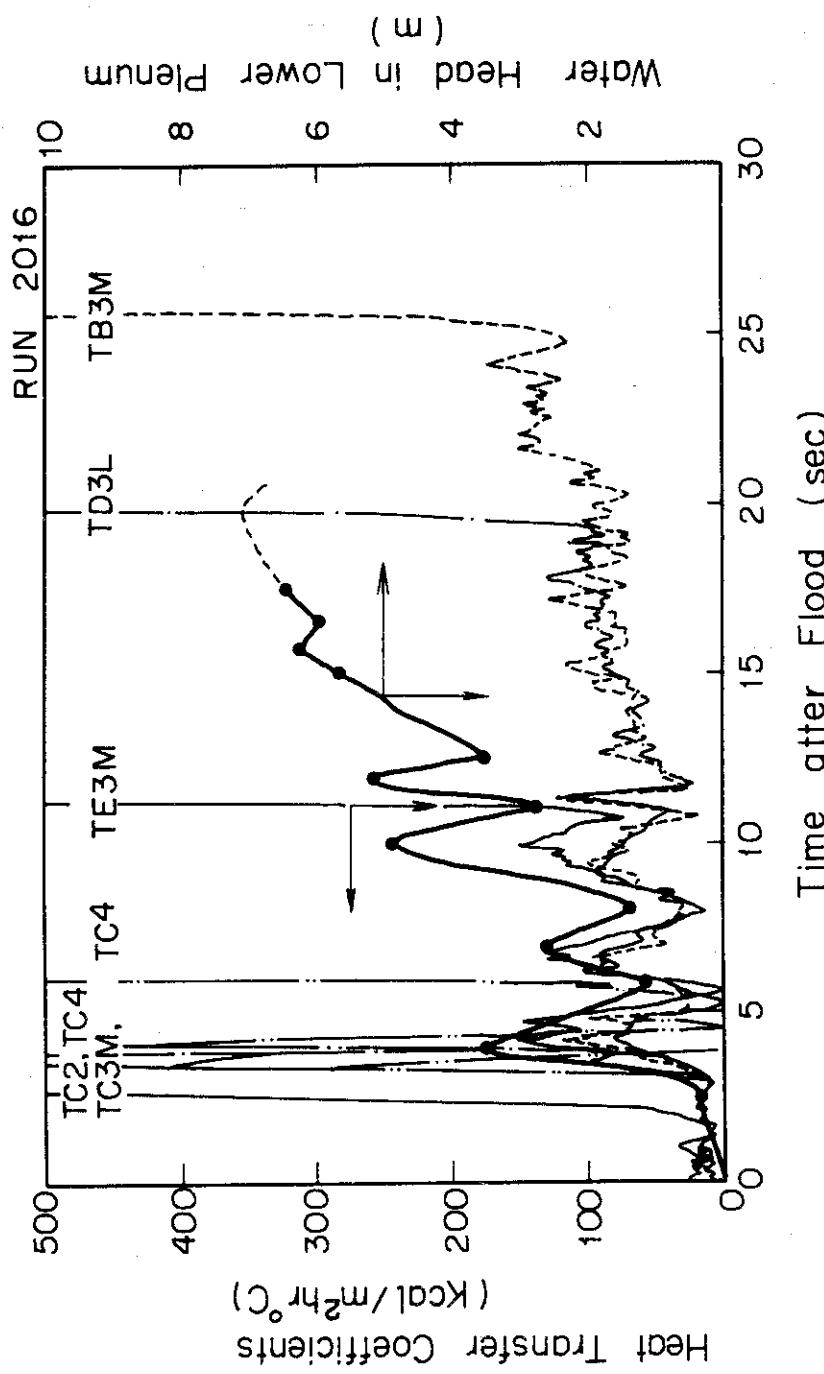


Fig. 3.45 Relations between Heat Transfer Coefficients and Water Head in Lower Plenum

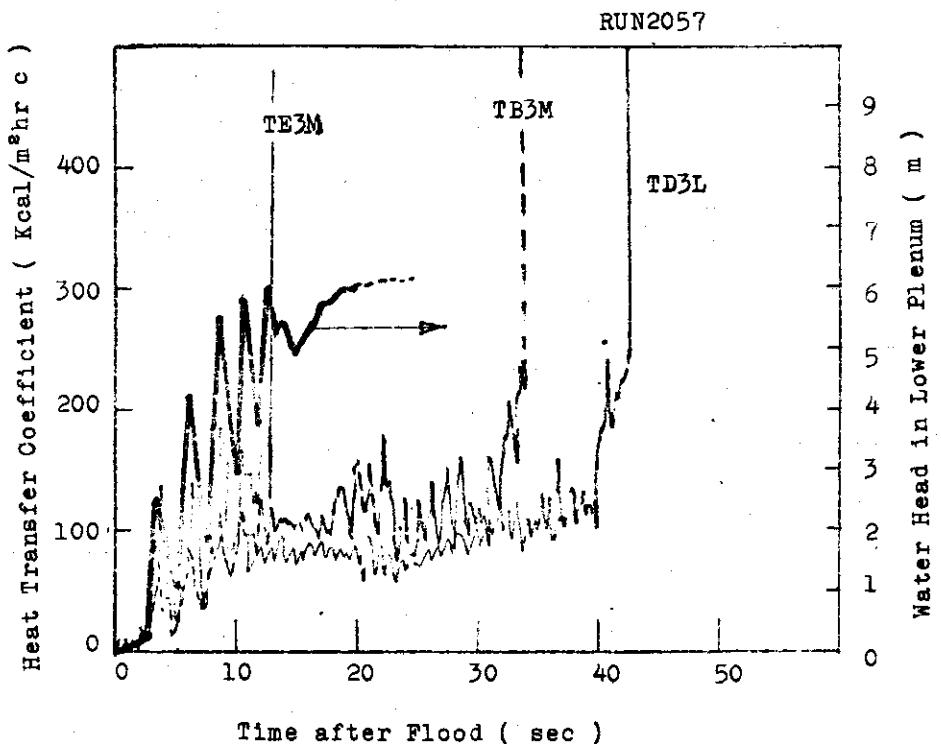


Fig. 3.46 Relation between Heat Transfer Coefficient and Water Head in Lower Plenum

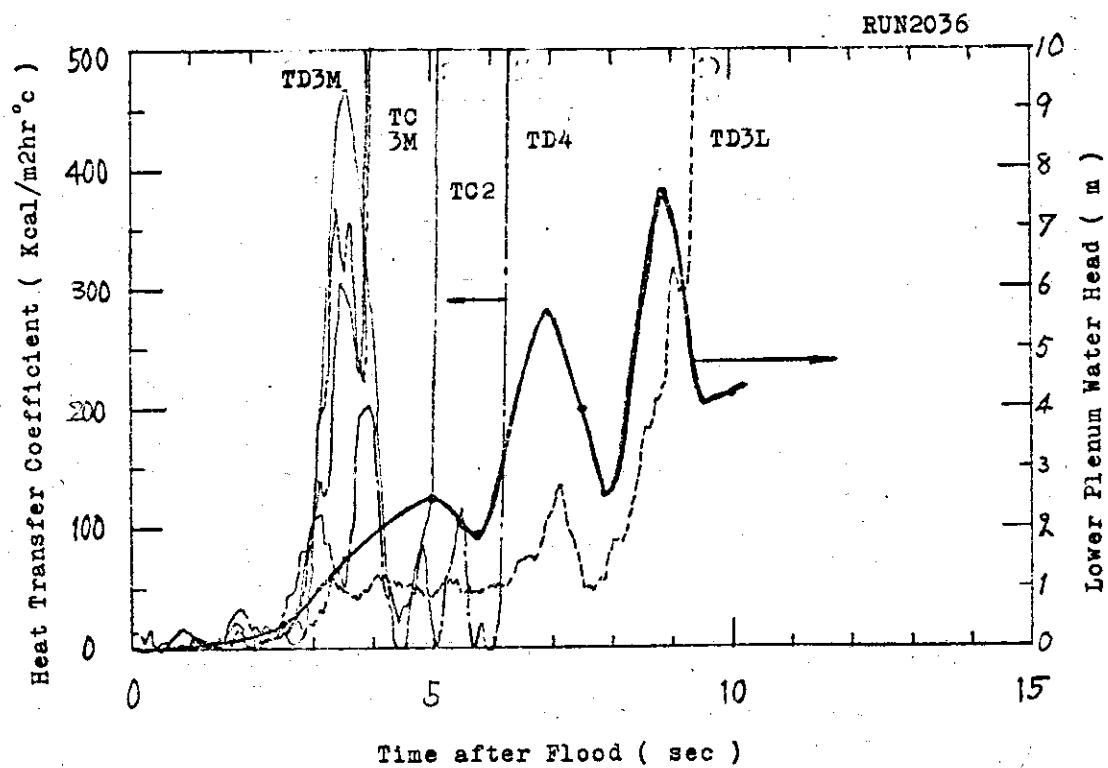


Fig. 3.47 Relation between Heat Transfer Coefficient and Water Head in Lower Plenum

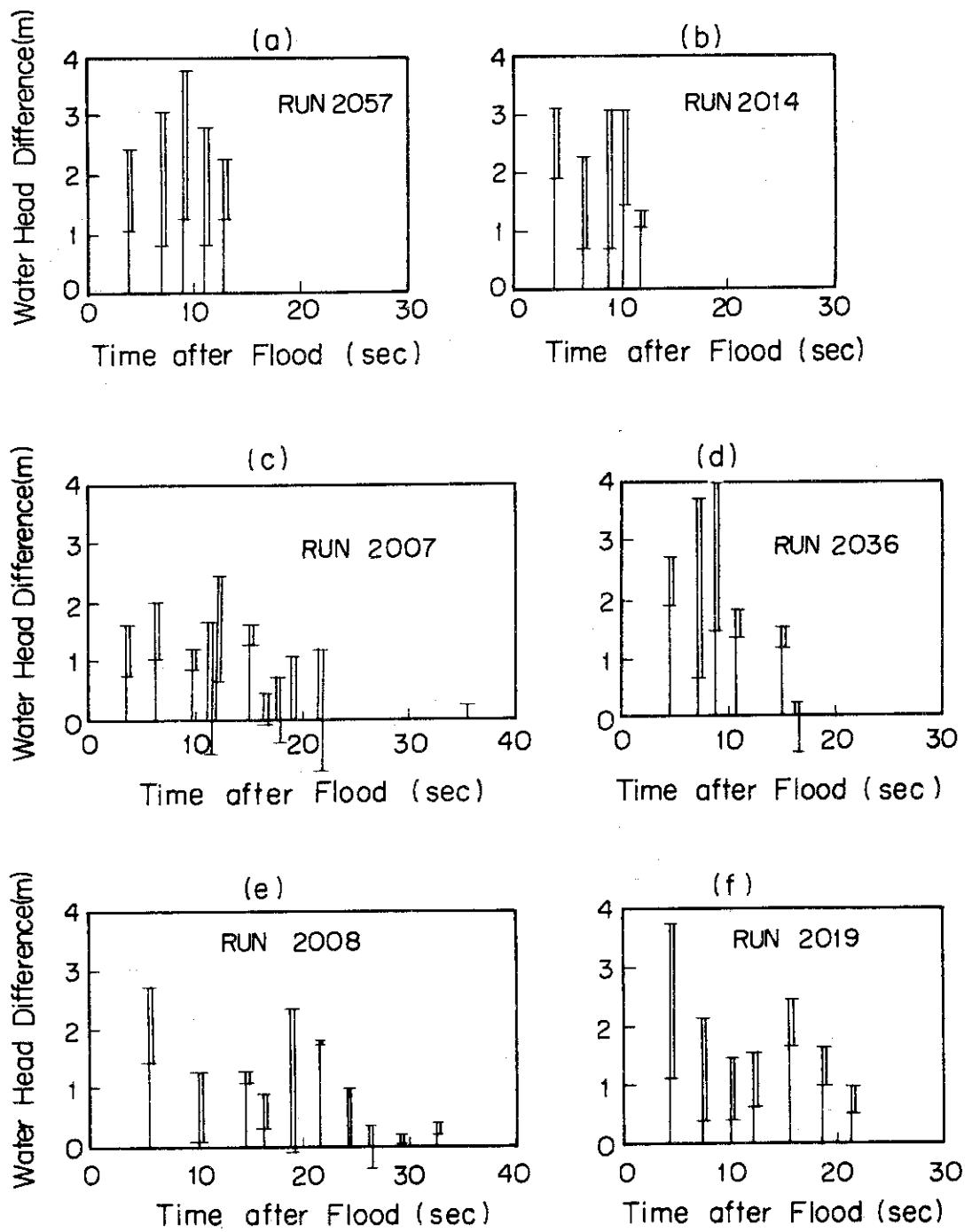


Fig.3.48 Characteristics of Fluid Oscillation in Lower Plemun
Pressure – Amplitude and Frequency

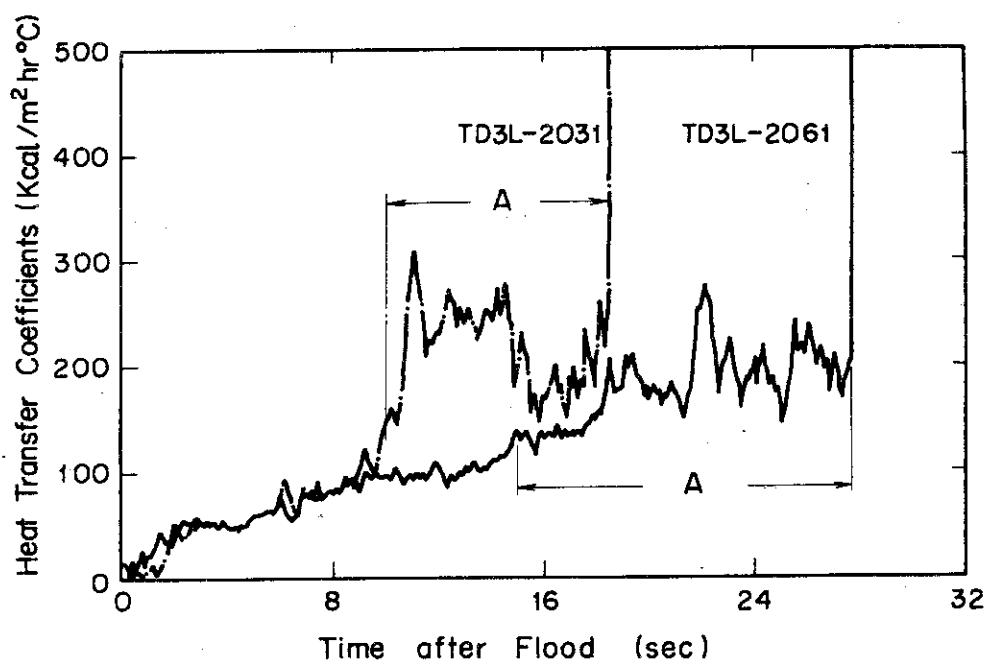


Fig. 3.49 Typical Histories of Heat Transfer Coefficients (cf. Fig. 3.50)

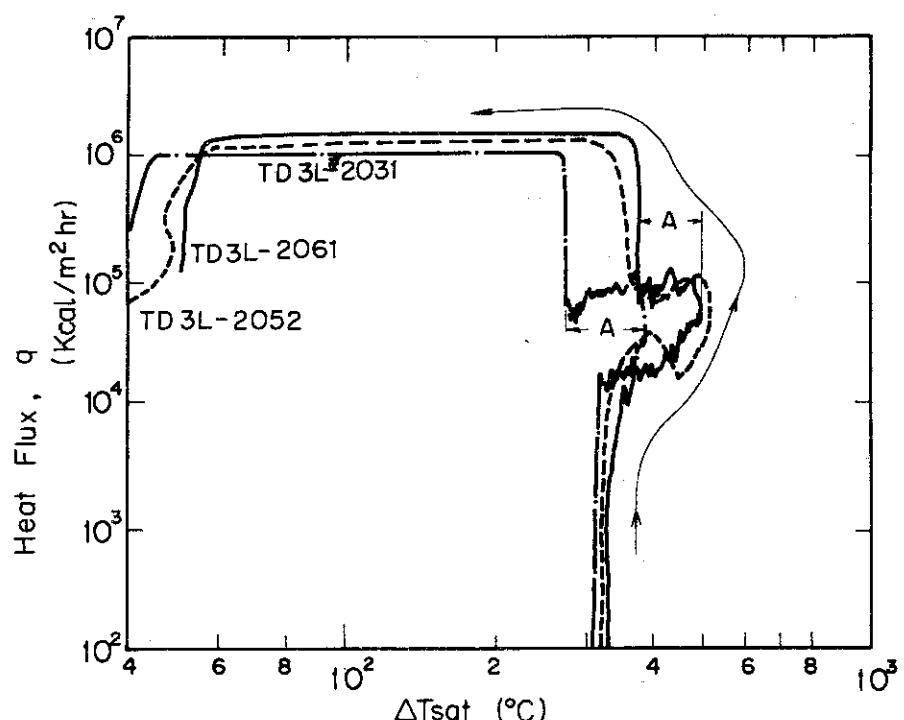


Fig. 3.50 Typical Examples of Relation between Heat Flux and Superheat.
Symbol A corresponds to the region in Fig. 3.49 shown as A.

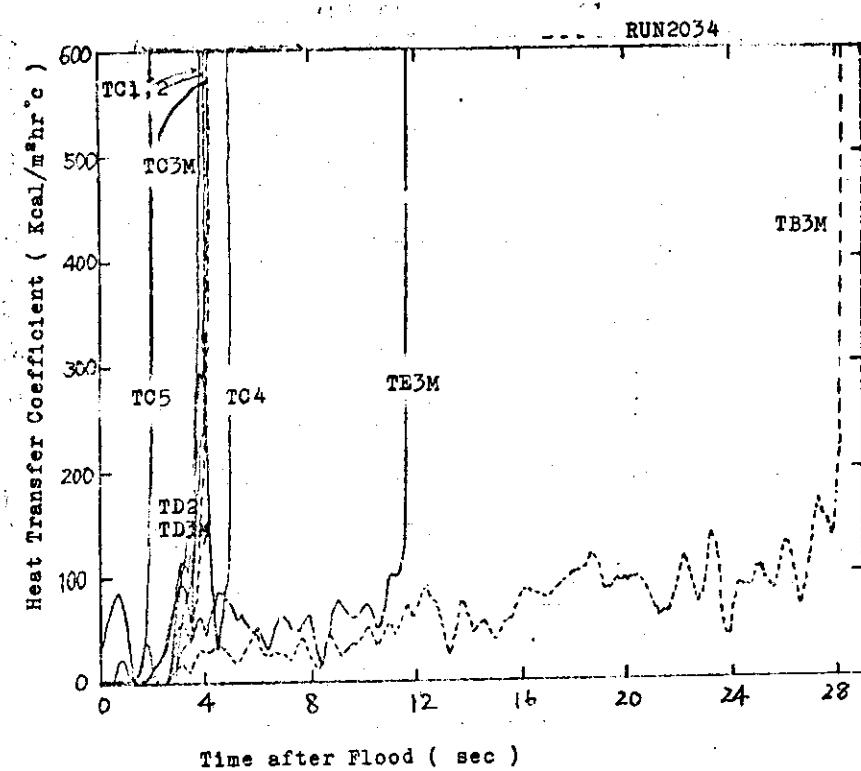


Fig. 3.51(a) Heat Transfer Coefficient Histories for RUN2034

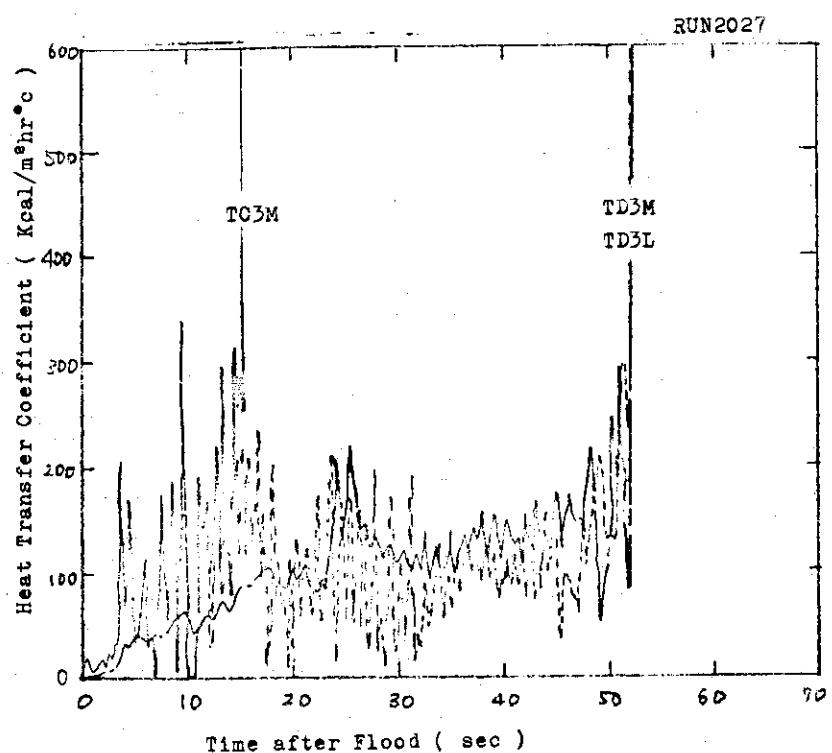


Fig. 3.51(b) Heat Transfer Coefficient Histories for RUN2027

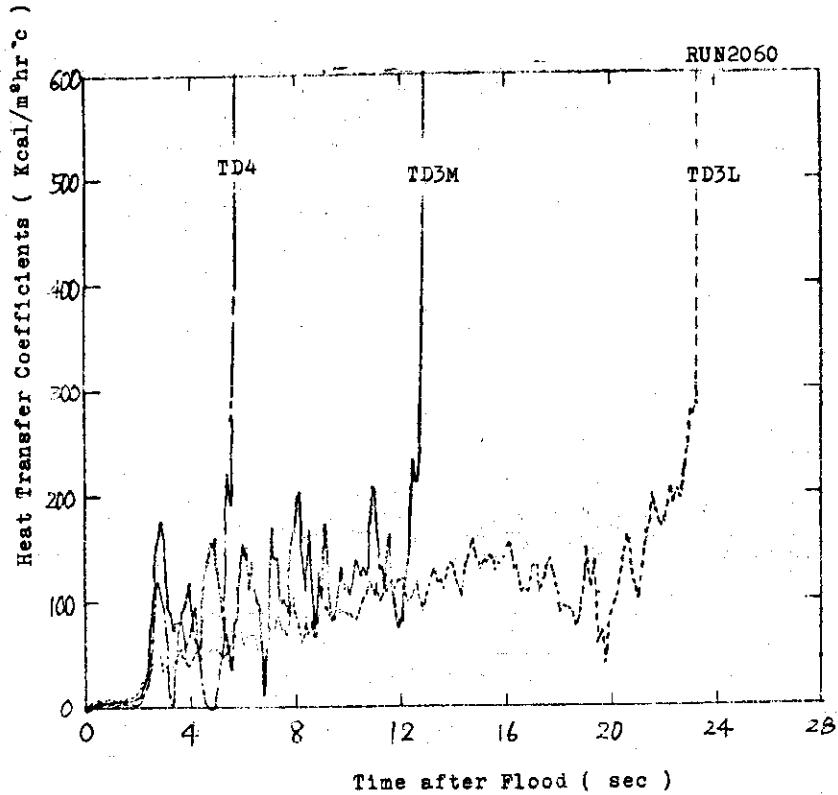


Fig. 3.51(c) Heat Transfer Coefficients Histories for RUN2060

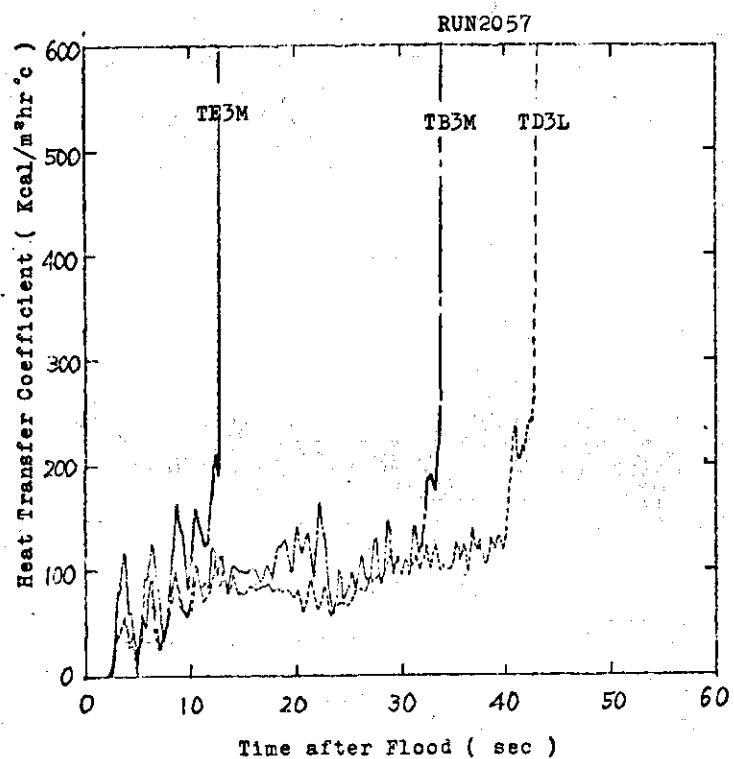


Fig. 3.51(d) Heat Transfer Coefficient Histories for RUN2057

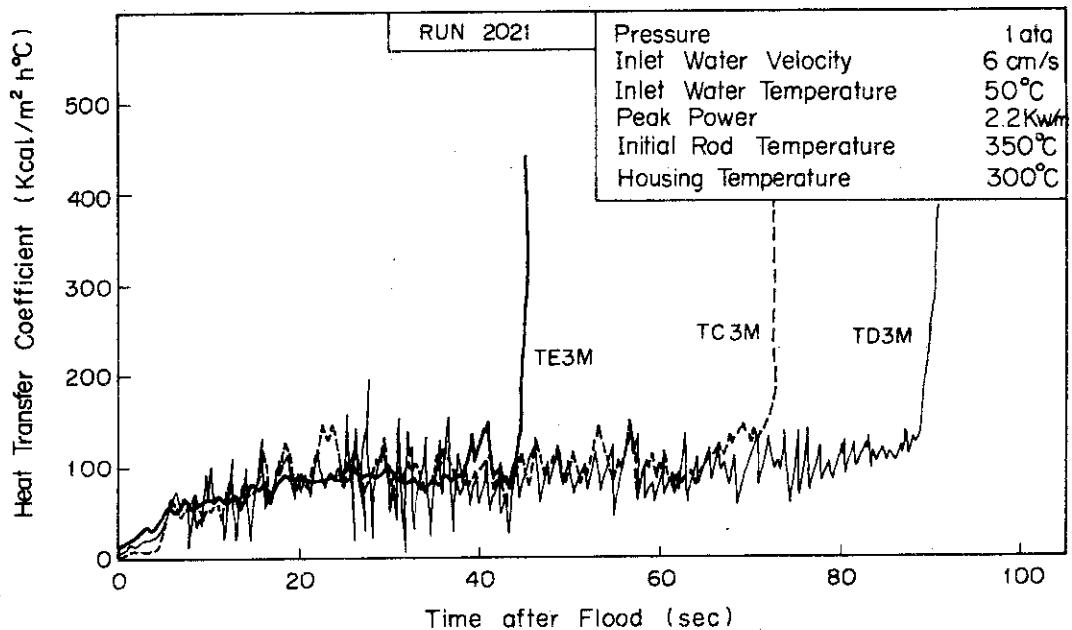


Fig. 3.52 Calculated Heat Transfer Coefficient

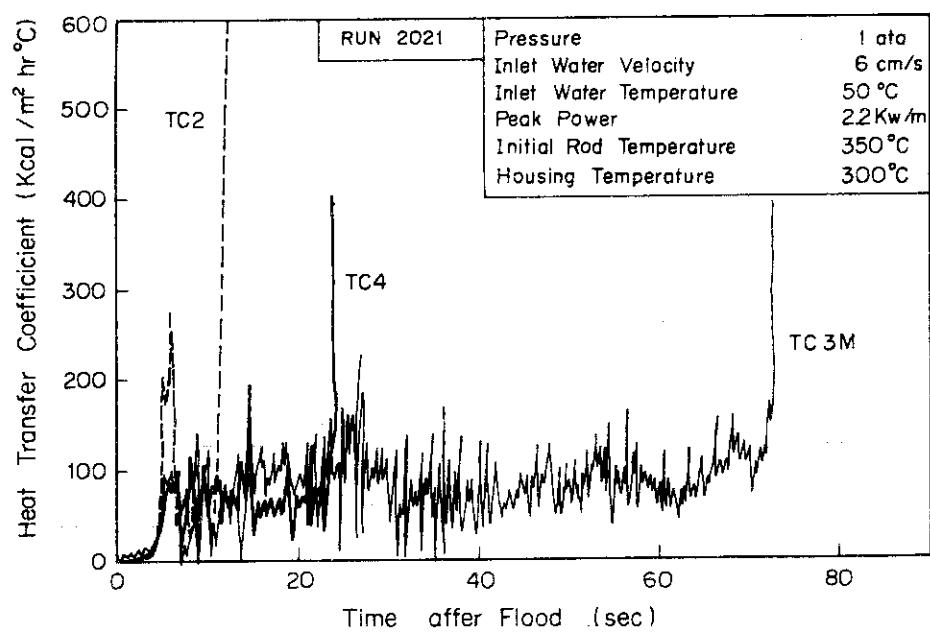


Fig.3.53 Calculated Heat Transfer Coefficient

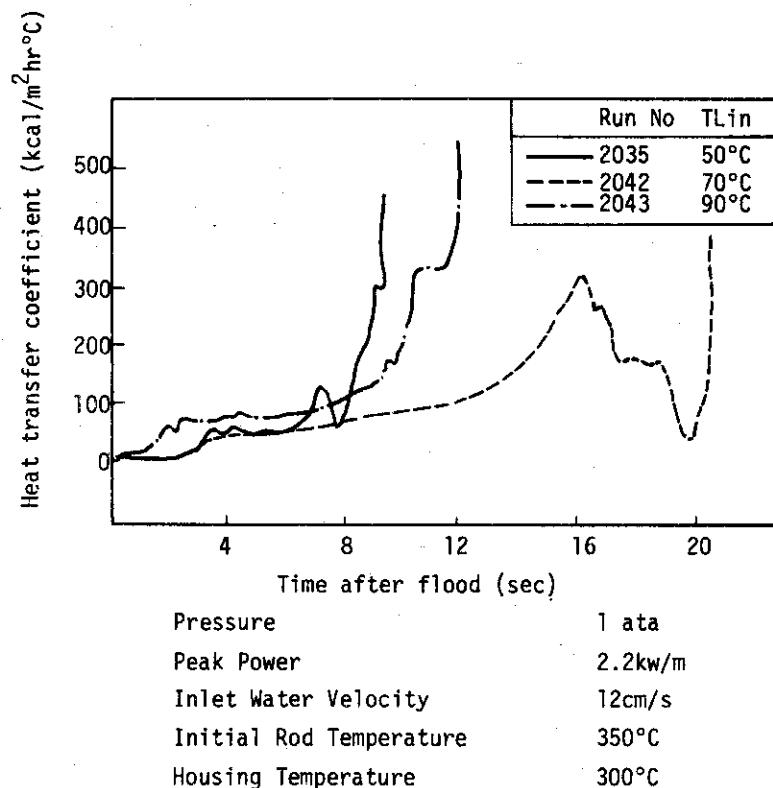


Fig.3.54 Effect of inlet subcooling on calculated heat transfer coefficient at TD3L

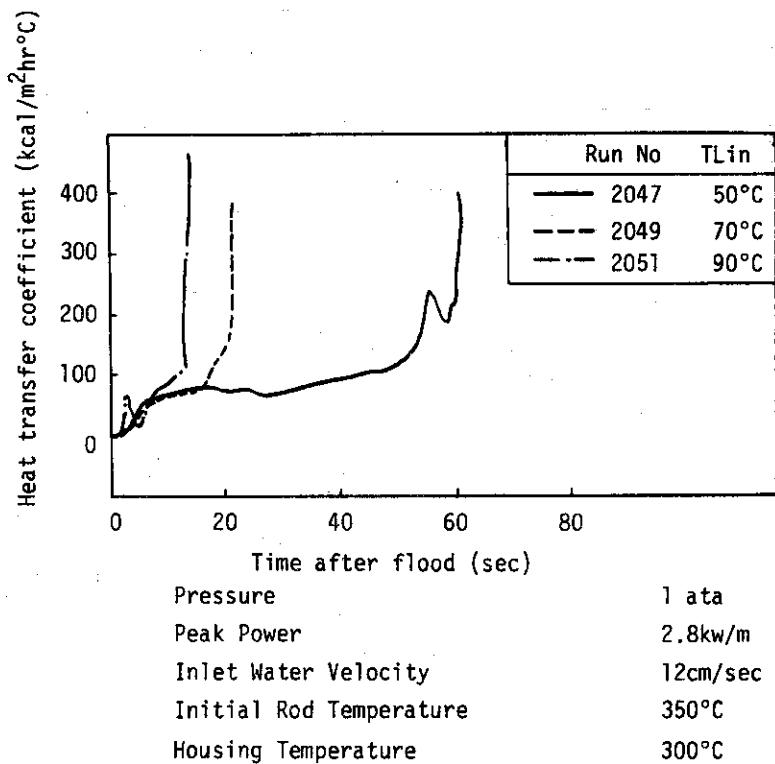


Fig.3.55 Effect of inlet subcooling on calculated heat transfer coefficient at TD3L

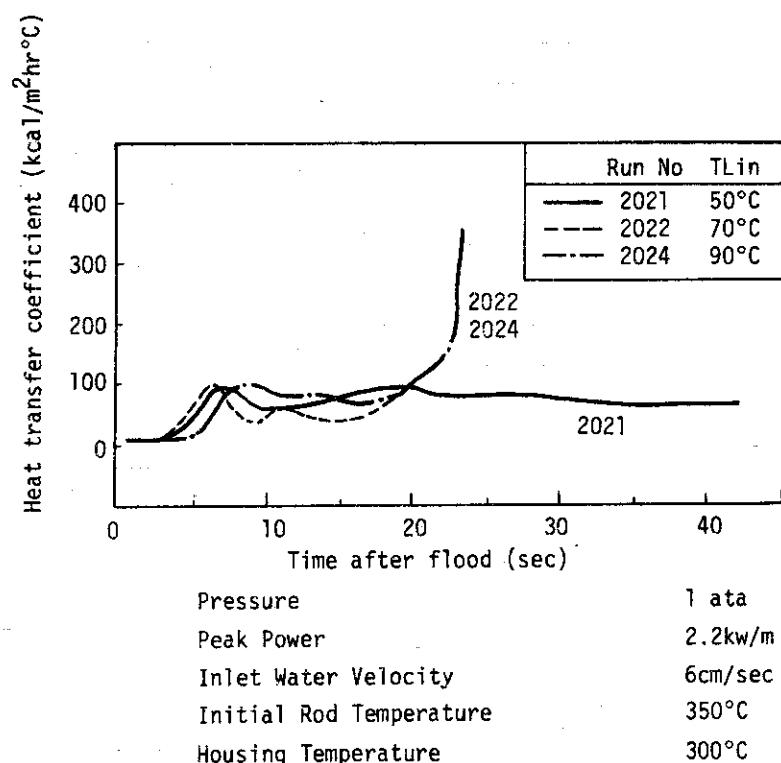


Fig.3.56 Effect of inlet subcooling on calculated heat transfer coefficient at TC3M

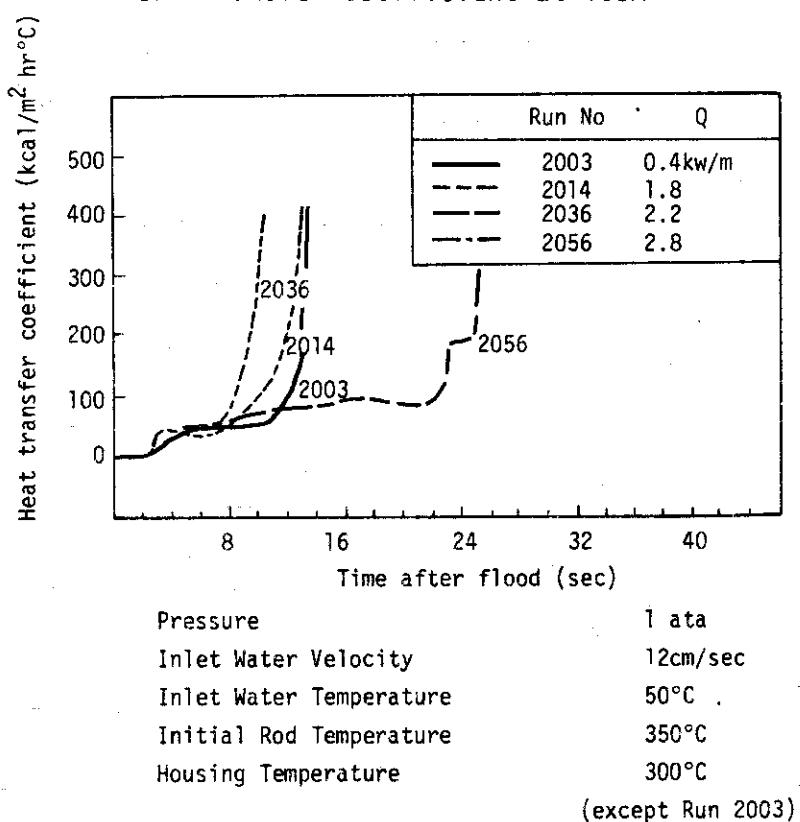


Fig.3.57 Effect of peak power on calculated heat transfer coefficient

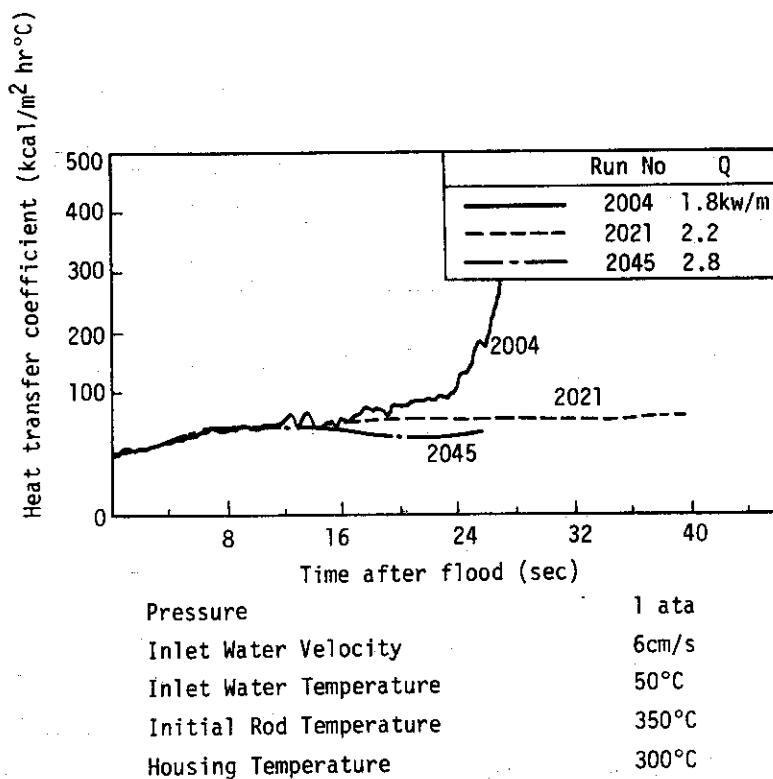


Fig.3.58 Effect of peak power on calculated heat transfer coefficient

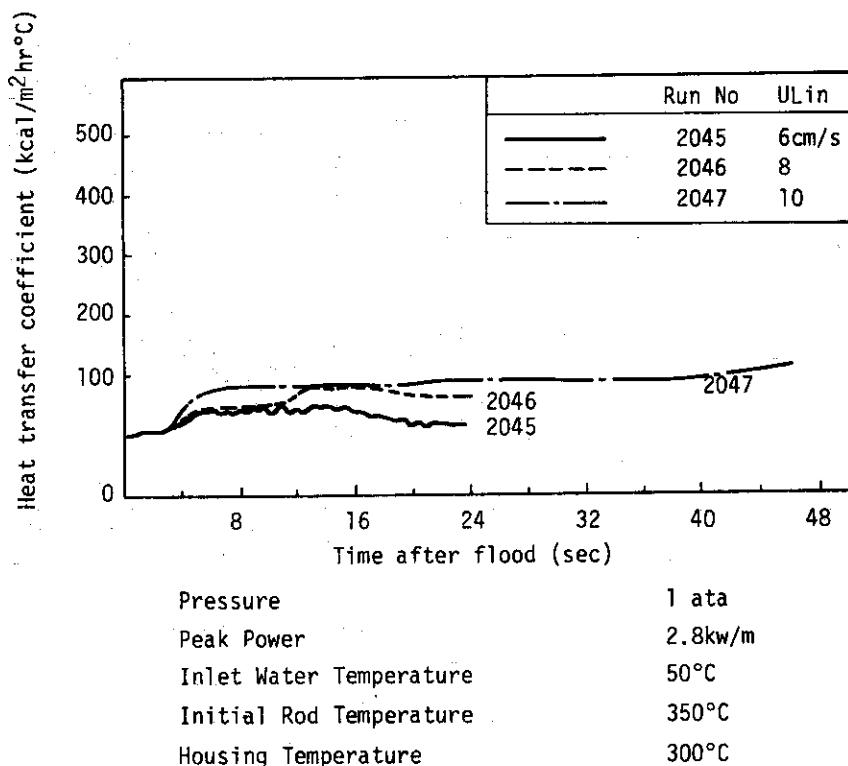


Fig.3.59 Effect of inlet water velocity on calculated heat transfer coefficient

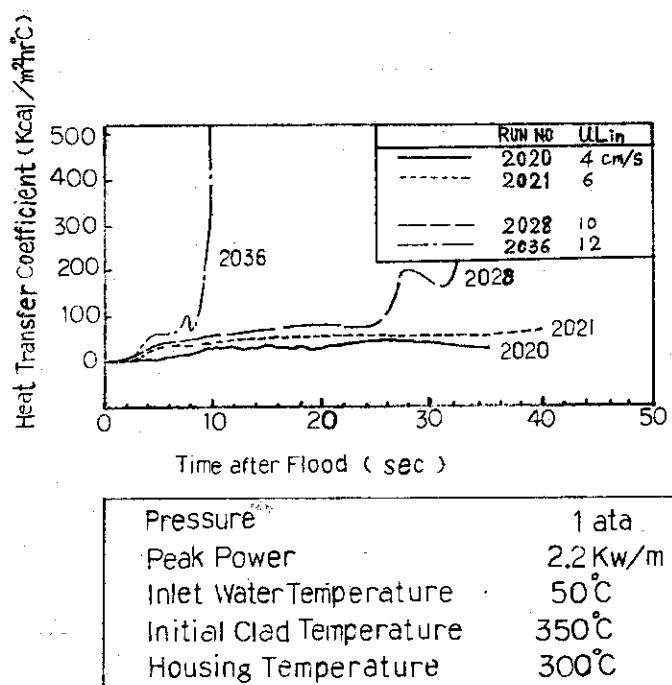


Fig. 3.60 Effect of Inlet Water Velocity on Calculated Heat Transfer Coefficient

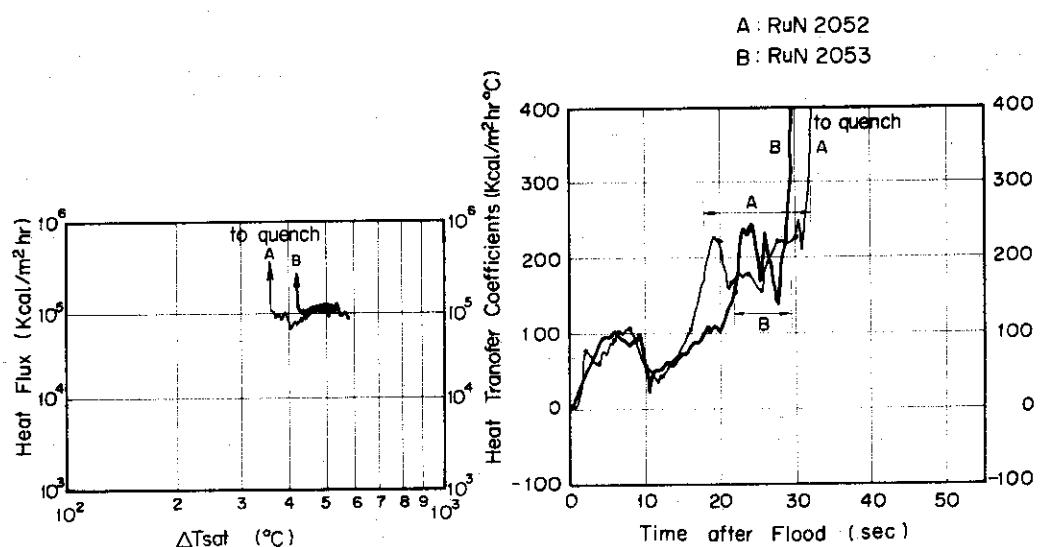


Fig. 3.61 Characteristics of Film Boiling Heat Transfer

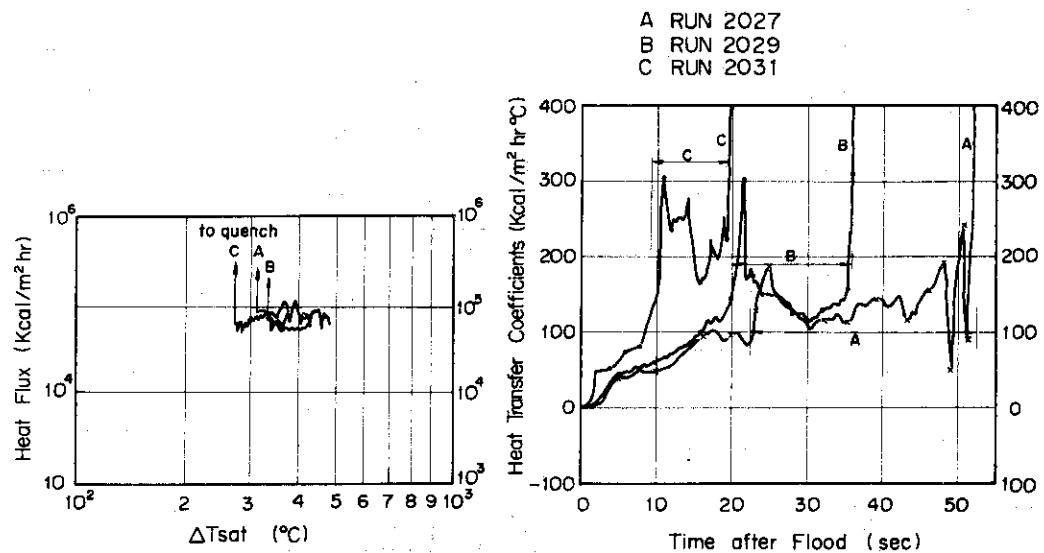


Fig. 3.62 Characteristics of Film Boiling Heat Transfer.

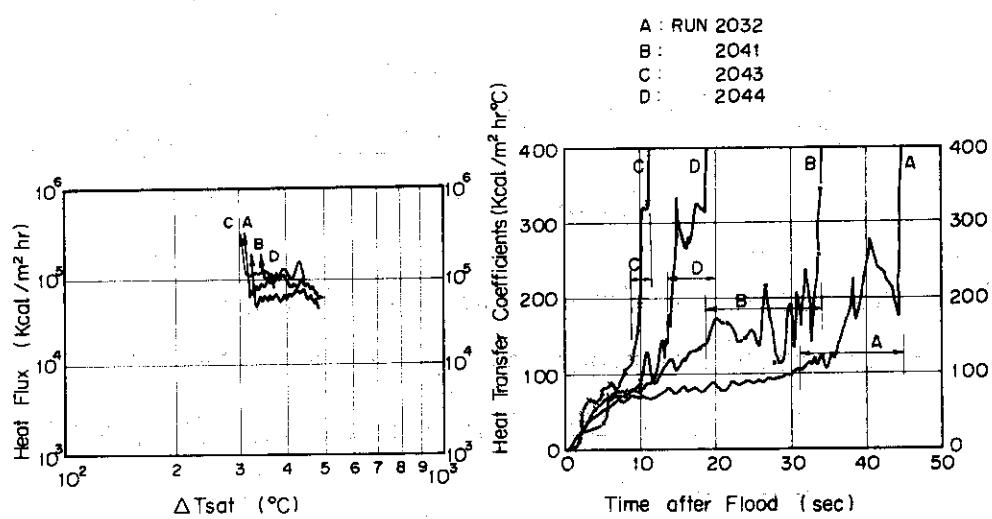


Fig. 3.63 Characteristics of Film Boiling Heat Transfer

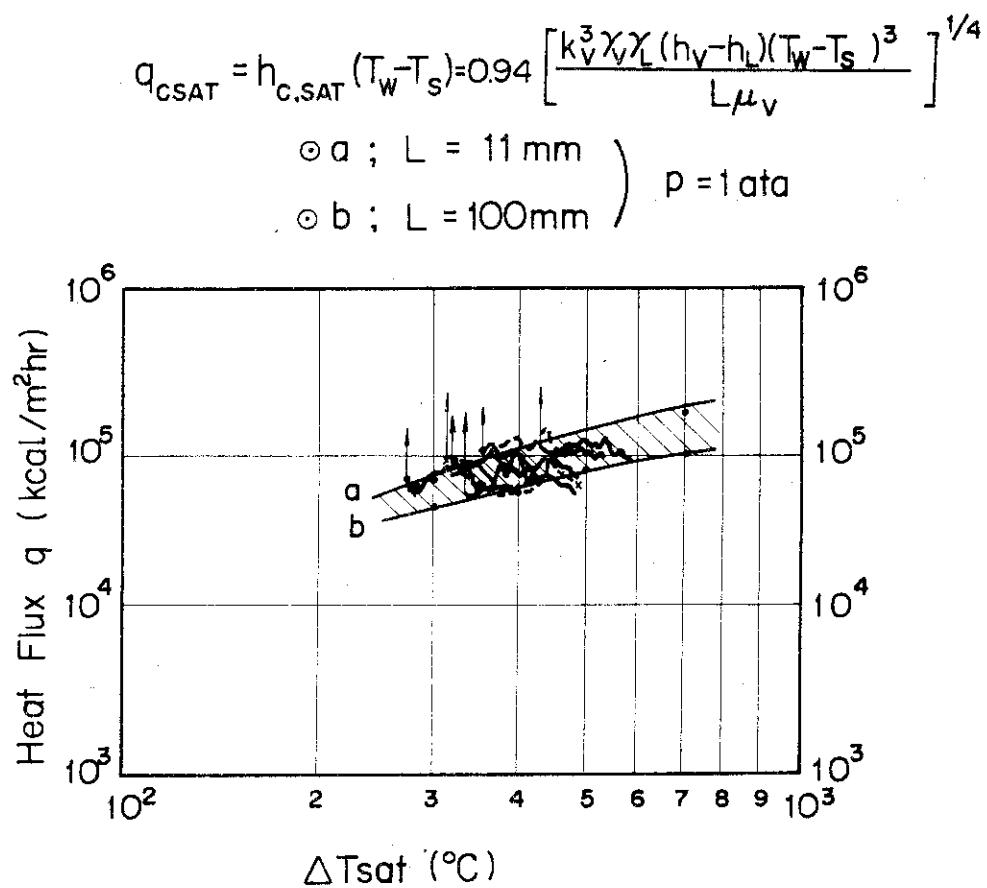


Fig.3.64 Characteristics of Film Boiling Heat Transfer
— Comparison between the Experimental Results
and Theory of Saturated Film Boiling Presented
in Ref. (4).

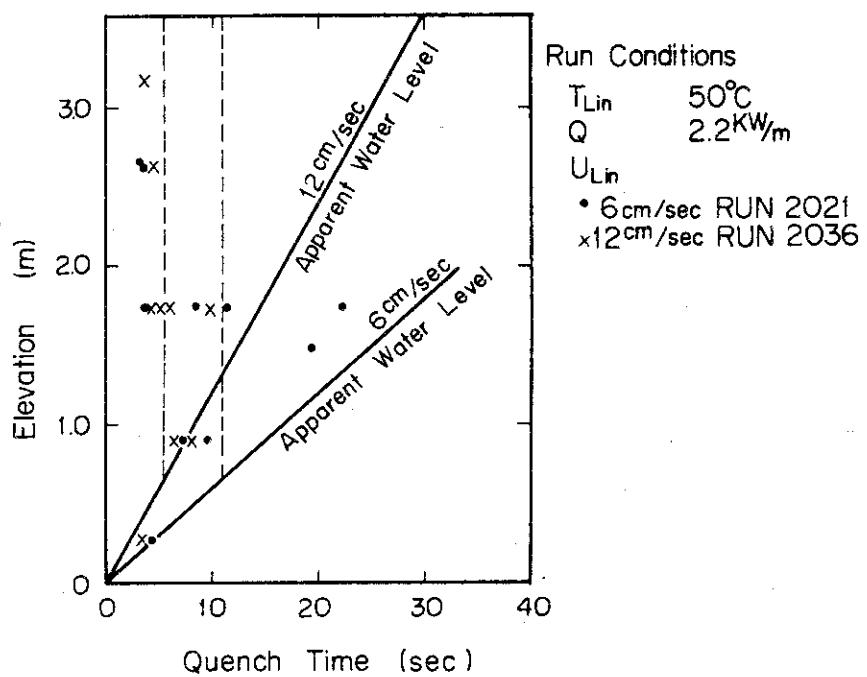


Fig. 3.65 Effect of Inlet Water Velocity on Quench Time

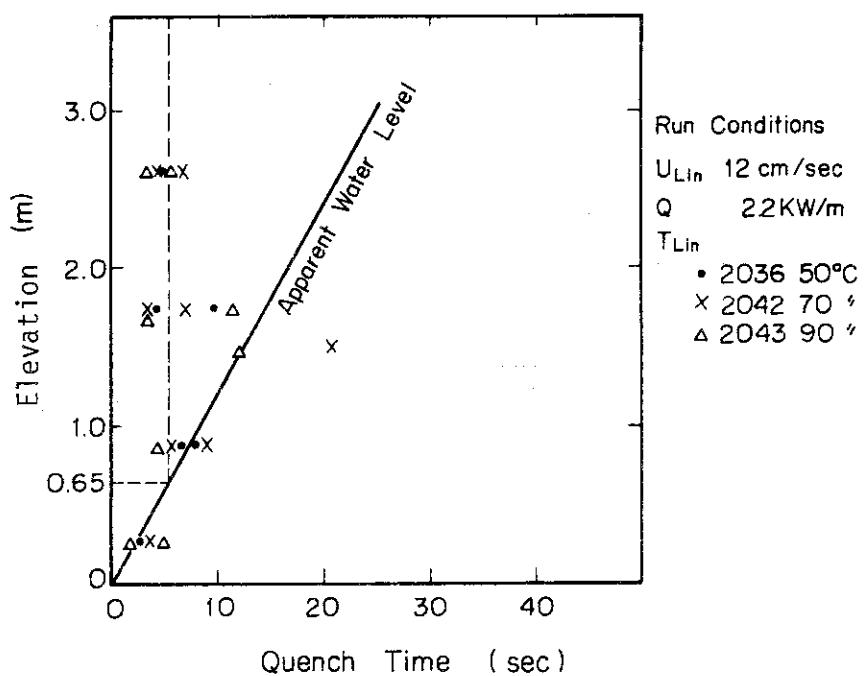


Fig. 3.66 Effect of Inlet Water Temperature on Quench Time

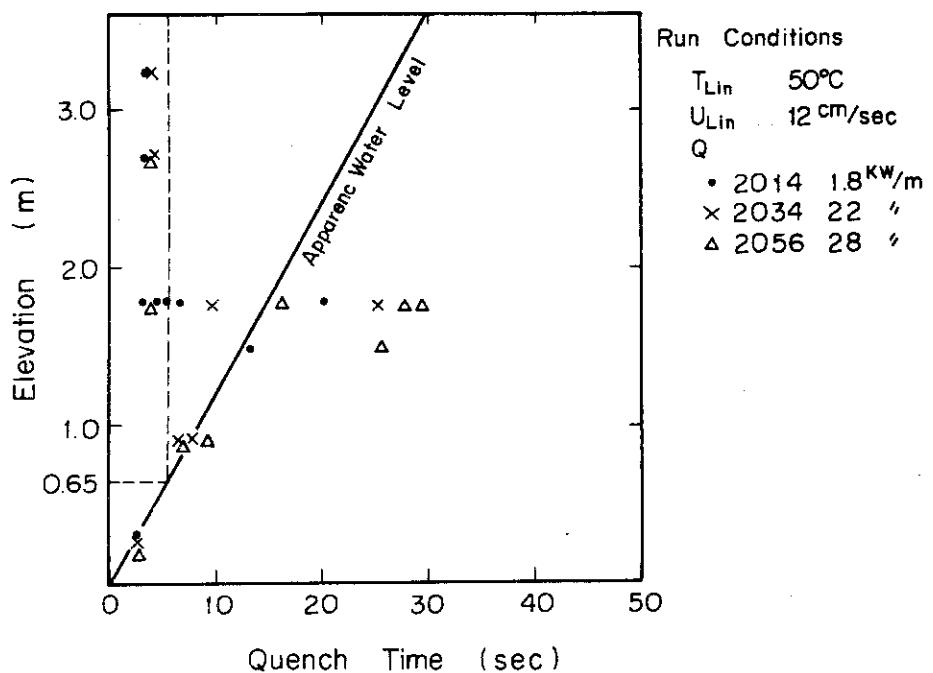


Fig. 3.67 Effect of Peak Power on Quench Time

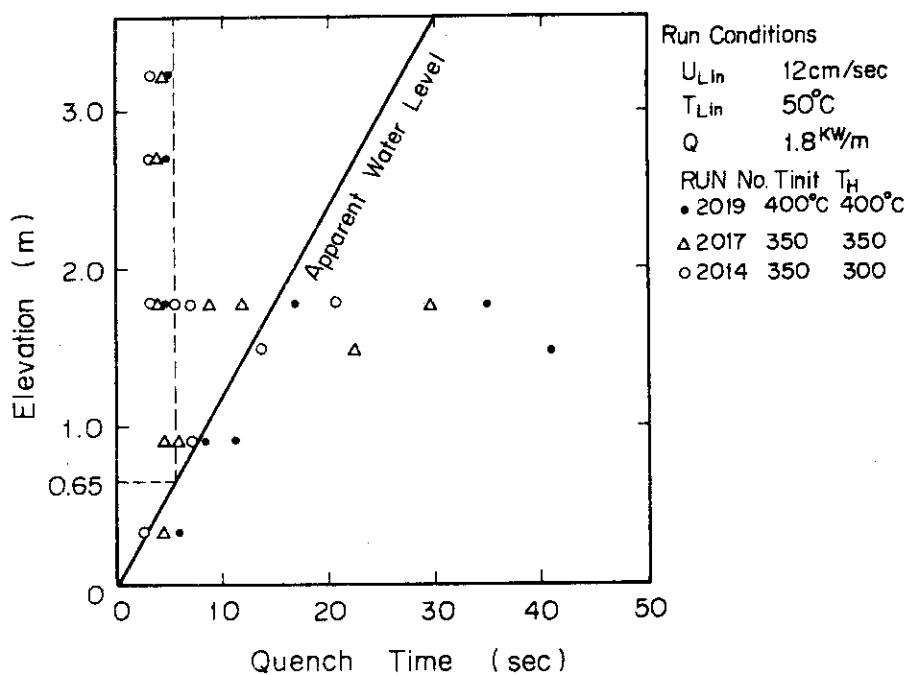


Fig. 3.68 Effect of Housing Temperature on Quench Time

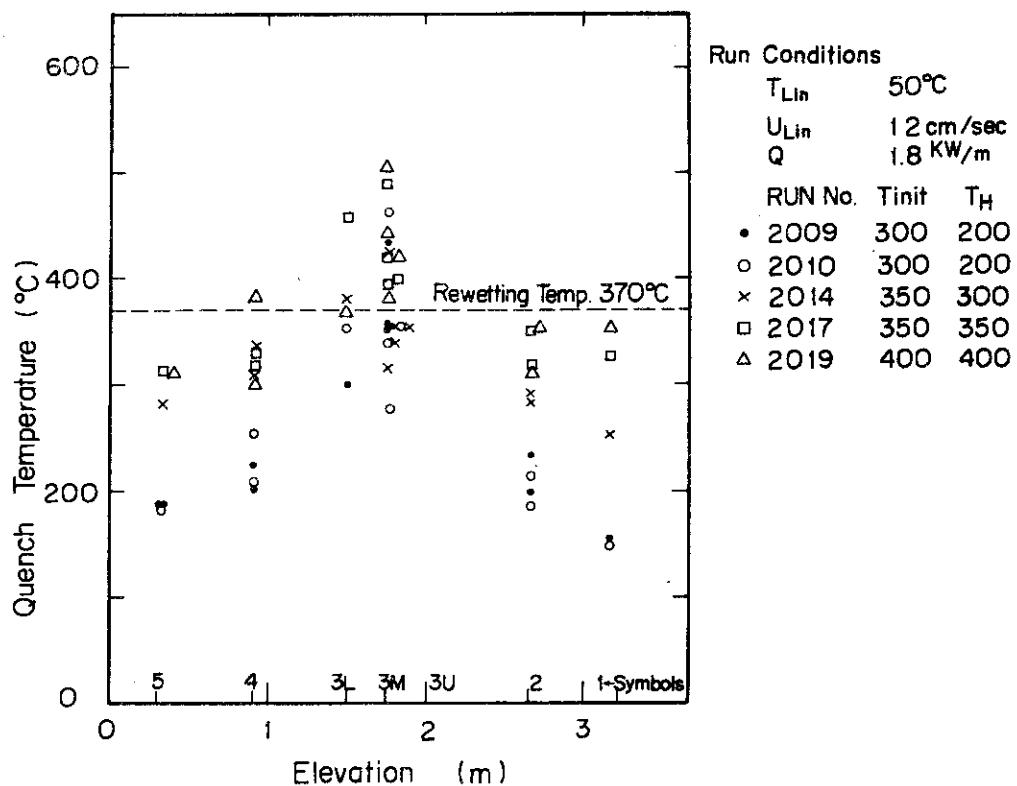


Fig. 3.69 Quench Temperature

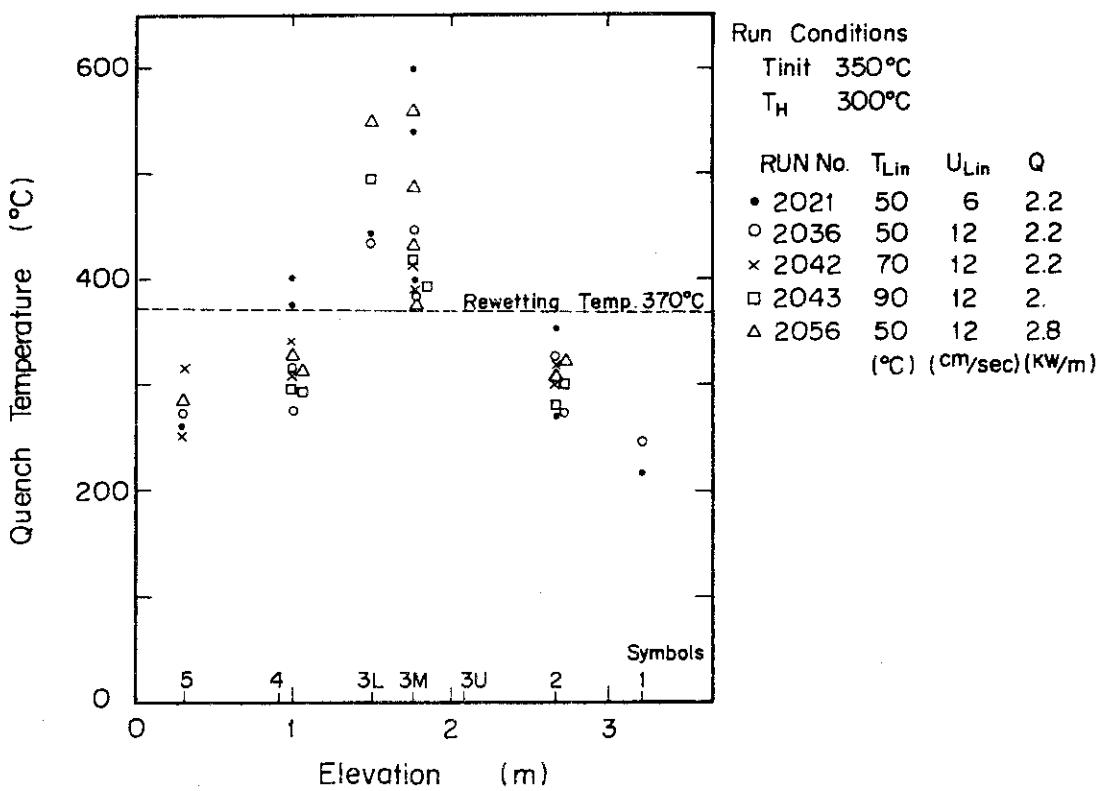


Fig. 3.70 Quench Temperature

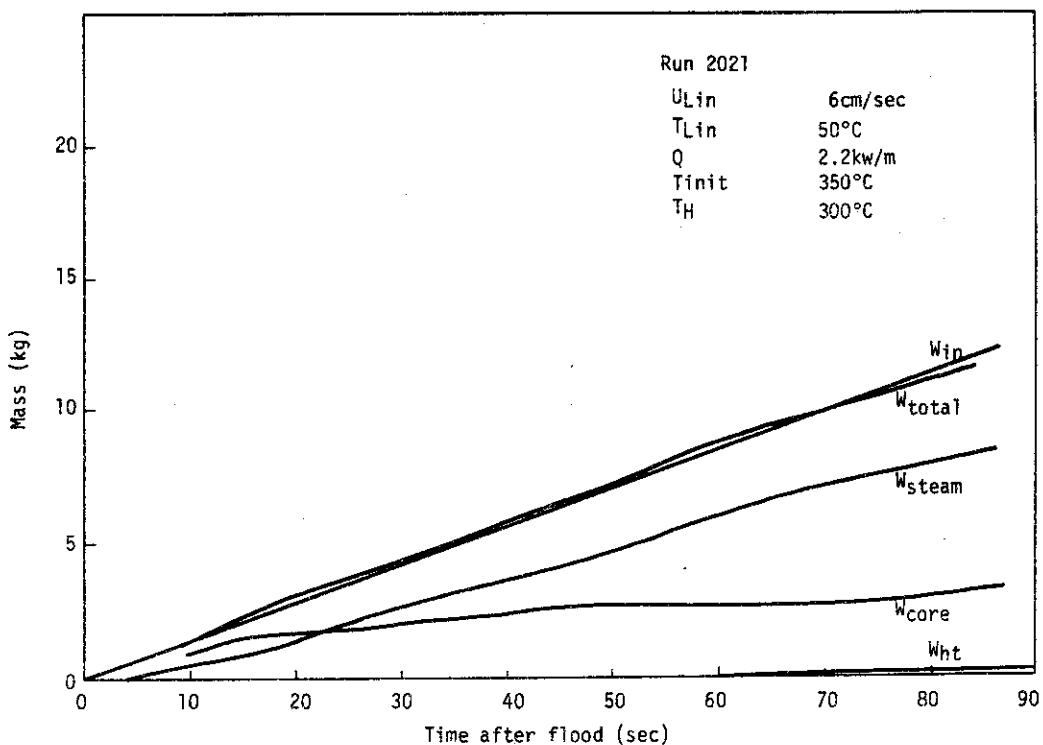


Fig. 3.71 Mass balance for Run 2021

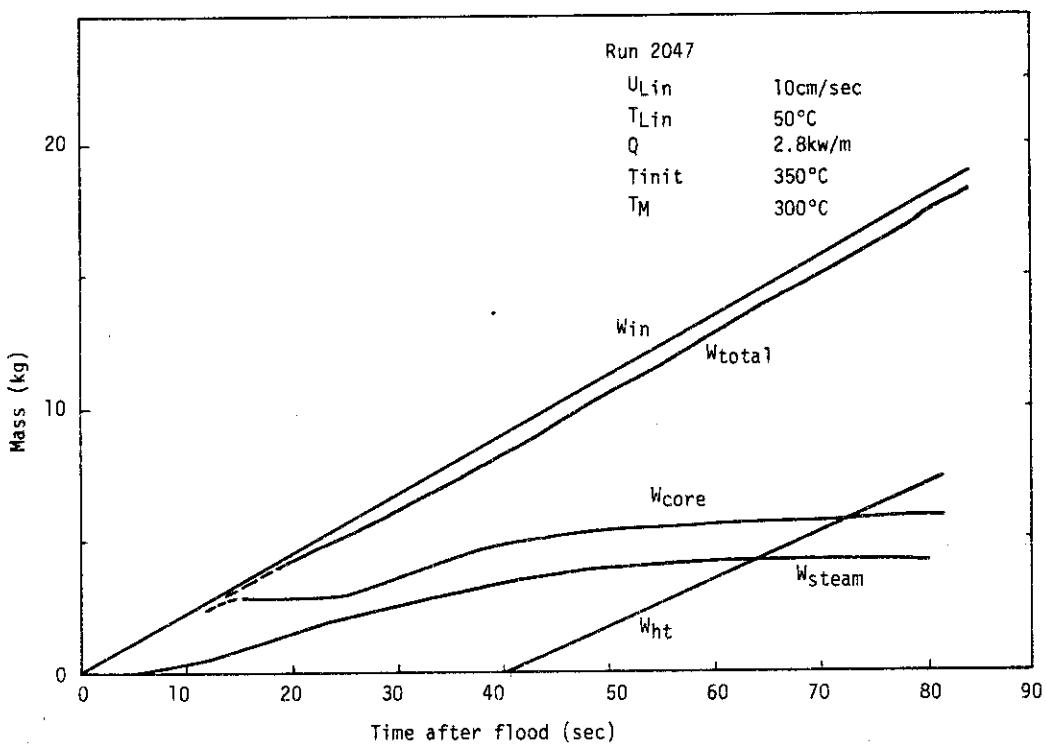


Fig. 3.72 Mass balance for Run 2047

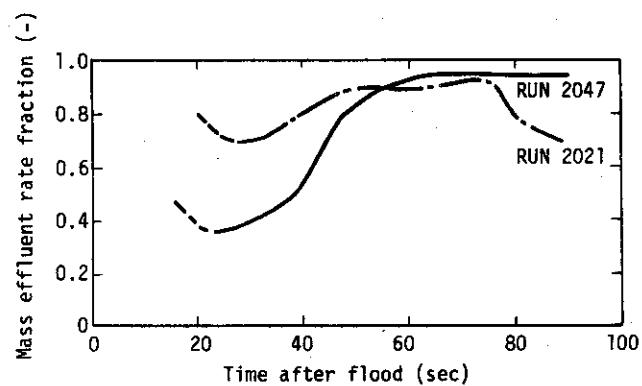


Fig.3.73 History of mass effluent rate fraction

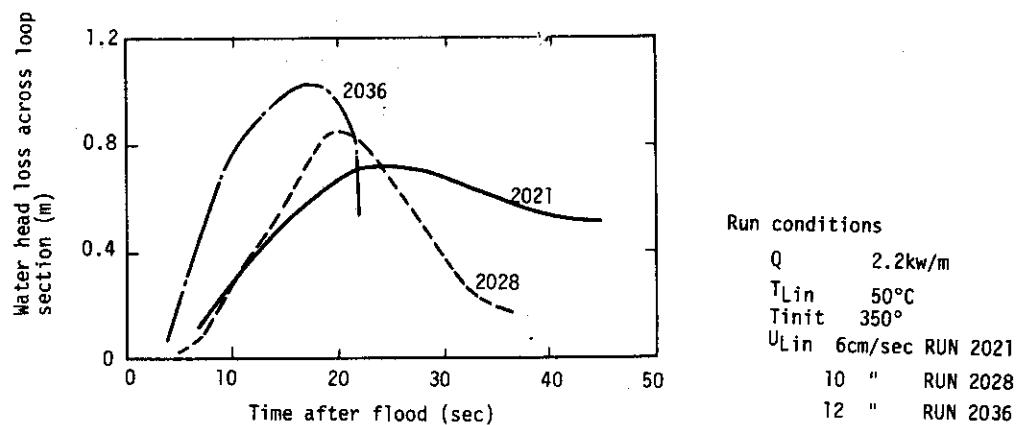


Fig.3.74 History of water head loss across loop section

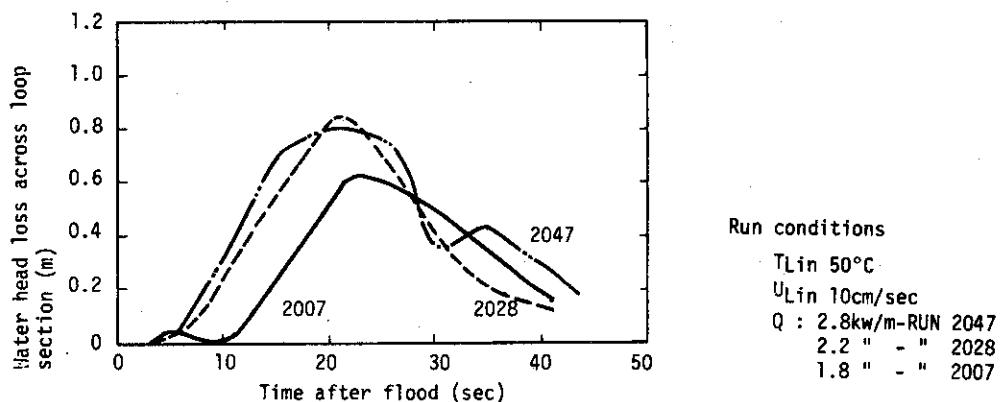


Fig.3.75 History of water head loss across loop section

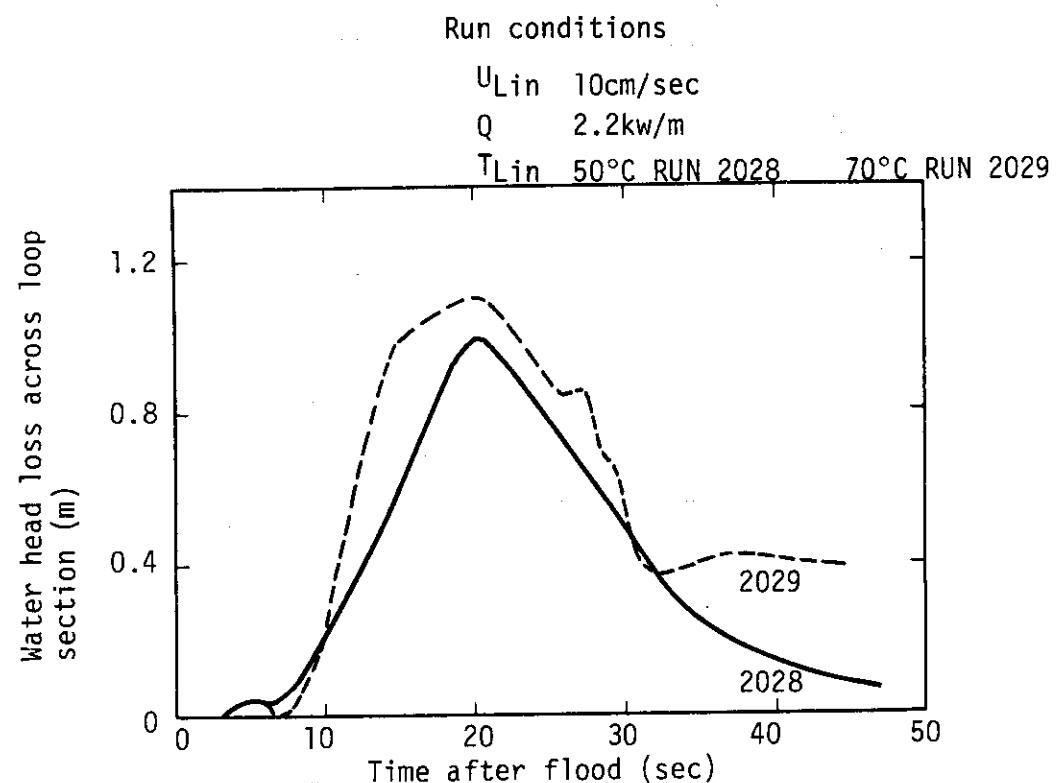


Fig.3.76 History of water head loss across loop section

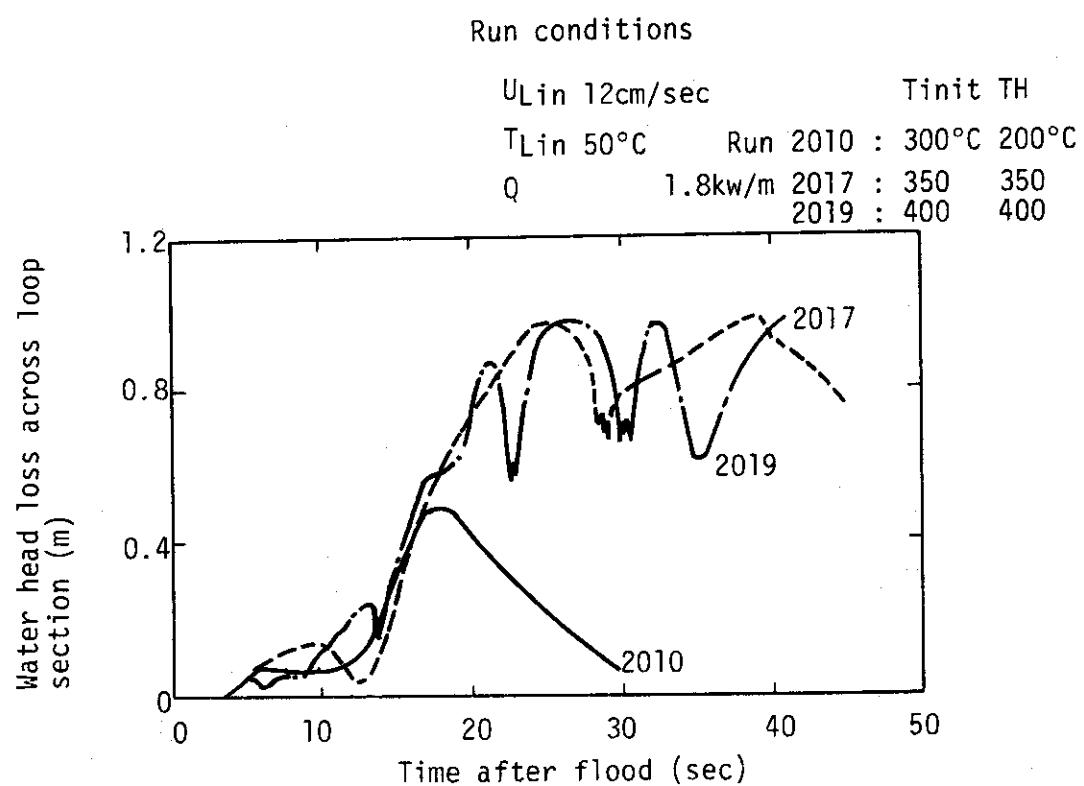


Fig.3.77 History of water head loss across loop section

Table 3.1 Reproducibility of temperature profile for
RUN 2016, 2017 and 2018

Peak power = 1.8 kw/m
 Inlet water velocity = 12 cm/s
 Inlet water temperature = 50 °C
 Housing temperature = 350 °C

Point	RUN No.	Turnaround time (sec)	Turnaround temperature (°C)	Temperature rise (°C)	Quench time (sec)	Quench temperature (°C)
TC2	2016	3.35	355	25	4.40	199
	2017	3.15	352	21	3.75	199
	2018	2.90	332	23	3.25	217
TC3M	2016	3.25	415	65	4.30	221
	2017	3.15	405	55	8.15	181
	2018	2.90	387	64	3.25	226
TC4	2016	3.20	364	23	9.90	219
	2017	2.90	362	19	8.50	218
	2018	2.85	356	24	6.45	207
TD2	2016	3.30	352	26	4.20	197
	2017	3.15	349	22	4.40	197
	2018	2.90	327	23	3.35	195
TD3M	2016	3.30	407	67	4.10	261
	2017	3.20	397	57	3.75	250
	2018	2.95	375	67	3.25	254
TD3L	2016	16.00	490	140	20.15	314
	2017	19.10	511	162	22.20	282
	2018	7.55	431	97	11.75	255
TD4	2016	3.05	366	23	6.70	205
	2017	2.90	364	19	7.00	232
	2018	2.85	358	23	6.40	208
TB3M	2016	20.55	504	156	26.05	265
	2017	21.20	526	179	29.45	292
	2018	16.25	457	142	21.95	252
TE3M	2016	9.20	443	96	11.55	256
	2017	10.05	444	97	11.45	256
	2018	7.50	403	87	9.60	246

Table 3.2 Reproducibility of temperature profile for
RUN 2009 and 2010

Peak power = 1.8 kw/m
 Inlet water velocity = 12 cm/s
 Inlet water temperature = 50 °C
 Housing temperature = 200 °C
 Initial rod temperature = 300 °C

Point	RUN No.	Turnaround time (sec)	Turnaround temperature (°C)	Temperature rise (°C)	Quench time (sec)	Quench temperature (°C)
TC2	2009	2.80	229	48	3.40	160
	2010	2.15	239	157	3.45	155
TC3M	2009	2.75	245	47	3.95	150
	2010	2.05	373	156	3.45	212
TC4	2009	1.60	197	11	2.90	116
	2010	3.40	256	54	3.85	154
TD2	2009	2.85	232	46	3.30	153
	2010	2.10	237	55	3.05	148
TD3M	2009	2.85	376	139	3.45	232
	2010	2.20	369	160	6.95	215
TD3L	2009	7.20	377	163	8.80	231
	2010	8.35	410	196	14.45	238
TD4	2009	2.75	244	47	3.65	144
	2010	1.95	256	54	3.85	159
TB3M	2009	11.95	453	209	13.00	242
	2010	14.60	476	260	16.45	281
TE3M	2009	10.25	398	142	10.55	230
	2010	11.35	392	176	11.35	219

4. 結 論

(1) テスト部初期温度の均一化、初期液位の一定位置保持、テスト部流路外管からの熱放出量の見積り可能化等の実験上の改善がなされ、また、模擬炉心圧損、ループ部圧損等を実測することにより、模擬炉心内の流動特性、模擬炉心から流出する流体の特性等の把握が可能になった。

(2) シリーズ 1 に加えて、より広い範囲での、炉心伝熱流動様式の概観、熱伝達率との対応が把握され、次の項目が認識された。

① 再冠水時の炉心内の伝熱状況は、大別して、蒸気ないしエントレインメントにより冷却される領域、膜沸騰により冷却される領域、クエンチにより冷却される領域、核沸騰ないし水による強制対流で冷却される領域に区分できる。

② 蒸気ないしエントレインメントにより冷却される領域では、半径方向・軸方向の位置の違いによる熱伝達率の差は小さい。

③ 膜沸騰により冷却される領域では、飽和膜沸騰を仮定して求めた推定式⁽⁴⁾で、熱流束・過熱度の相関がよく説明できる。

④ 非常に早期にクエンチする場合があった。この現象は、エントレインメントの発熱体表面への捕促として説明でき、クエンチ温度は水滴付着温度⁽⁵⁾の 370 以下であった。一般に、エントレインメントの発生は、仮想液位が 6.5 cm 以下の時刻で起きた。

(3) 一定注入実験でありながら、模擬炉心内に圧力振動がみられた。圧力振動に伴い、熱伝達率が振動したり、クエンチが促進したりする等の現象がみられ、圧力振動が炉心内伝熱状況に大きな影響をもたらすことがみられた。圧力振動の発生条件が検討され、流路外管温度、注入水温等が振動発生に強く影響することが示された。

(4) キャリーオーバー水量を実測することにより、その存在が確認された。模擬炉心出口における蒸気・水の比は、注入速度によって大きく異なる。注入速度が大では、水の割合が大きく、注入速度が小では、殆んど蒸気のみが流出するという結果が得られた。