

JRR-3モックアップ試験装置
による開発試験

研究報告No. 7

1959年12月

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

JRR-3 のモックアップ試験装置 による開発試験

要 旨

JRR-3 と呼ぶ熱出力 10 MW で、天然ウランを用い、重水減速・冷却の実験炉の、設計・製作にあたって、その炉心タンクを中心とする、主重水配管系統のほぼ実物大の模擬の試験装置を作り、種々の実験研究をおこなった。本報告においては、下記のような実験研究の結果について報告する。

1. 模擬燃料要素の流動損失について
2. 模擬燃料要素の振動について
3. 模擬燃料要素の下部受座からの漏れについて
4. 冷却水の各燃料要素への分配について
5. 模擬炉心タンクの減速重水の液面について
6. 燃料要素の下部受座から漏れの生ずる場合の燃料要素中の流動について
7. 流量制御機構を主体とする全系統の流動特性について
8. ナリフィスによる流量測定の誤差について

1959 年 7 月

長谷川 修* 原 沢 進** 木下 武彦* 佐野川好母*
三 谷 浩* 手塚 毅* 越井 秀夫** 大内 光男*

Experimental Studies of the Test Mock-up for JRR-3

Abstract

We studied on the mock-up flow test of the natural uranium, heavy water cooled and moderated research reactor named JRR-3, 10 MW in thermal power. This mock-up test equipment is constructed with the main loop of heavy water flow, containing a mock-up core tank, a circulating pump, a flow control system and a water level regulating system.

This report presents data on the following tests.

*) 日本原子力研究所原子炉開発試験室
**) 日本原子力研究所計測制御研究室

1. The flow resistance of the model fuel element.
2. The vibration of the model fuel element by flow.
3. The leakage through the contact part between the model fuel element and its seat.
4. The flow distribution to the fuel elements from the lower plenum of the core tank.
5. The water level of the mock-up core tank.
6. The flow in the model fuel element when the clearance between the fuel element and its seat was changed.
7. The flow characteristics of total system on the effect of flow control mechanism.
8. Errors of the flow measurement with orifice.

July, 1959

SHU HASEGAWA,* SUSUMU HARASAWA,** TAKEHIKO KINOSHITA,*
KONOMO SANOKAWA,* HIROSHI MITANI,* TSUYOSHI TEZUKA,*
HIDEO KOSHI,** MITSUO OUCHI*

*) Japan Atomic Energy Research Institute Reactor Development Test Group
**) Japan Atomic Energy Research Institute Instrumentation and Control Group

JRR-3 のモックアップ試験装置による開発試験

目 次

1. 緒 言	1
2. 模擬燃料要素の流動試験	1
2.1 流動損失実験	1
2.2 流動による振動測定	9
2.3 下部受座との接触部からの漏れ試験	11
3. 冷却系モックアップ試験	12
3.1 試験装置の概要	12
3.2 流量分配試験	14
3.3 減速液面に関する試験	17
3.4 燃料要素の下部受座から漏れのある場合の燃料要素中の流動試験	18
4. 計測制御系に関する実験	23
4.1 流量制御系	23
4.2 オリフィス差圧に対するバルブ開度の影響	29
5. 結 言	31
文 献	31
付録-1 バイパス制御におけるポンプ特性の影響の例	32
付録-2 過渡特性から周波数特性への変換	33

表 目 次

TABLE 1 設定値の変化に対する制御系の応答	29
--------------------------	----

図 目 次

Fig. 1 模擬燃料要素流動試験装置	2
Fig. 2 模擬燃料棒	2
Fig. 3 模擬燃料要素における圧力測定孔の配置	3
Fig. 4 模擬燃料要素の入口部とフィンの形状	3
Fig. 5 Fig. 2-a の形の燃料要素の圧力損失	4
Fig. 6 摩擦による圧力損失	5
Fig. 7 入口部の圧力損失	7
Fig. 8 出口の圧力損失の係数	8
Fig. 9 出口部の流れ	8
Fig. 10 燃料要素の振動	9
Fig. 11 漏れ量の時間的变化	10

Fig. 12	漏れ試験装置	10
Fig. 13	荷重一定の場合の圧力と漏れ量の関係	11
Fig. 14	接触面積と漏れ隙間に比例する $\sqrt{Q/h}$ の関係	12
Fig. 15	モックアップ試験装置の配管系統図	13
Fig. 16	モックアップ試験装置	13
Fig. 17	模擬炉心タンク	14
Fig. 18	流量分配に関する予備試験装置	14
Fig. 19	流量分配に関する予備試験の結果	15
Fig. 20	流量分配試験の結果 (I)	16
Fig. 21	流量分配試験の結果 (II)	16
Fig. 22	オーバーフロー管をこす流れの流量係数	17
Fig. 23	模擬炉心タンクの液面	17
Fig. 24	漏れ隙間を変えたときの全流量と圧力損失の関係	18
Fig. 25	漏れ隙間を変えたときの漏れ量と圧力損失の関係	19
Fig. 26	漏れ隙間を変えた場合の燃料要素中を流れる流量の割合	20
Fig. 27	$H_0 = 4.2$ m 水柱のときの全流量と漏れ量	20
Fig. 28	$H_0 = 4.2$ m 水柱のときの燃料要素中を流れる流量の割合	21
Fig. 29	プレナム室から模擬燃料要素への入口部	21
Fig. 30	分岐の損失係数	21
Fig. 31	漏れの流れに対する損失係数	22
Fig. 32	隙間がない場合の燃料要素中の流量に対する隙間のある場合の流量の割合	22
Fig. 33	ポンプの推定特性曲線	24
Fig. 34	ポンプの特性曲線	25
Fig. 35	調節弁の開度による流量の変化	25
Fig. 36	単純化した系統図	25
Fig. 37	調節弁の開度による $1/\sqrt{\xi_0}$, ξ_0 , $\sqrt{\xi_0}$ の変化の計算結果	26
Fig. 38	調節弁の開度とポンプの揚程の関係	27
Fig. 39	調節弁の過渡特性	27
Fig. 40	調節弁の周波数特性	28
Fig. 41	ループ周波数特性	28
Fig. 42	制御系の応答	29
Fig. 43	オリフィスによる流量測定におけるバルブ開度の影響	30
Fig. 44	バルブ開度による係数	30
Fig. Ap. 1	ポンプ特性曲線 (i)	32
Fig. Ap. 2	バルブ開度と流量との関係 (i)	32
Fig. Ap. 3	ポンプ特性曲線 (ii)	32
Fig. Ap. 4	バルブ開度と流量との関係 (ii)	33
Fig. Ap. 5	ポンプ特性曲線 (iii)	33

Experimental Studies of the Test Mock-up for JRR-3

Contents

1. Introduction	1
2. Flow tests of the model fuel element	1
2.1 Pressure losses in the model fuel element	1
2.2 Vibration of the model fuel element by flow	9
2.3 Leakage from the clearance between the model fuel element and its seat	11
3. Mock-up test of the main flow loop of JRR-3	12
3.1 Description of the mock-up test equipment	12
3.2 Test of flow distribution	14
3.3 Test on the water level of the mock-up core tank	17
3.4 Test on the flow in the model fuel element when the clearance between the fuel element and its seat was changed	18
4. Tests on the controlling and measuring system	23
4.1 Controlling system	23
4.2 Effect of the valve opening on the flow measurement with orifice	29
5. Conclusion	31
Appendix-1 Flow characteristics of the by-pass control system with the various pump characteristics	32
Appendix-2 Translation to the frequency characteristics from the transient characteristics	33

Table Contents

TABLE 1 Response of the control system to the change of demand	29
--	----

Figure Contents

Fig. 1 Flow test equipment for the model fuel element	2
Fig. 2 Model fuel rods	2
Fig. 3 Location of holes to measure pressure	3
Fig. 4 Inlet part and fins of the model fuel element	3
Fig. 5 Head loss in the fuel element of Fig. 2-a type	4
Fig. 6 Head loss by friction	5
Fig. 7 Head loss at the inlet	7
Fig. 8 Coefficient of loss at the outlet	8
Fig. 9 Flow at the outlet	8
Fig. 10 Vibration of the fuel element	9

Fig. 11	Change of the leak rate	10
Fig. 12	Apparatus for leak test.....	10
Fig. 13	Pressure-leakage relations for the constantly weighted state	11
Fig. 14	Relations between the load on the contact area and $\sqrt[3]{Q/h}$ that is in proportion to the clearance δ	12
Fig. 15	Flowsheet of the JRR-3 test mock-up	13
Fig. 16	Mock-up test equipment	13
Fig. 17	Mock-up core tank	14
Fig. 18	Preliminary model test equipment for water distribution	14
Fig. 19	Data on preliminary flow distribution test	15
Fig. 20	Data on flow distribution test (I)	16
Fig. 21	Data on flow distribution test (II)	16
Fig. 22	Coefficient of discharge for the overflow pipe	17
Fig. 23	Water level of the mock-up core tank	17
Fig. 24	Relation between total flow and pressure loss for various clearance	18
Fig. 25	Relation between leakage and pressure loss for various clearance	19
Fig. 26	Ratio of fuel element flow to total flow for various clearance	20
Fig. 27	Total flow and leakage at $H_0=4.2$ m Aq	20
Fig. 28	Ratio of fuel element flow to total flow at $H_0=4.2$ m Aq	21
Fig. 29	Inlet part of the model fuel element from the plenum chamber.....	21
Fig. 30	Coefficient of loss for branching pipe	21
Fig. 31	Loss factor for leakage flow	22
Fig. 32	Ratio of flow rate in fuel element at δ to that at $\delta=0$	22
Fig. 33	Estimated pump characteristics curve.....	24
Fig. 34	Pump characteristics curve	25
Fig. 35	Variation of flow rate by the control valve opening.....	25
Fig. 36	Simplified diagram of flow system	25
Fig. 37	Calculation related between the control valve opening δ and $1/\sqrt{\xi_c}$, ξ_c , $\sqrt{\xi_c}$	26
Fig. 38	Relation between the control valve opening and pump head.....	27
Fig. 39	Transient characteristics of the control valve	27
Fig. 40	Frequency characteristics of the control valve.....	28
Fig. 41	Loop frequency characteristics	28
Fig. 42	Response of the control system	29
Fig. 43	Effects of valve opening on the flow measurement with orifice	30
Fig. 44	Valve opening factor	30
Fig. Ap. 1	Pump characteristics (i).....	32
Fig. Ap. 2	Relation between valve opening and flow rate (i)	32
Fig. Ap. 3	Pump characteristics (ii)	32
Fig. Ap. 4	Relation between valve opening and flow rate (ii).....	33
Fig. Ap. 5	Pump characteristics (iii)	33

1 緒 言

JRR-3 は日本原子力研究所内に設置される、第3番目の実験炉になるものであるが、国内技術者の手によって、設計・製作ならびに建設まで行われるものであり、熱出力は 10 MW、天然ウランを用い、重水減速・冷却型の炉である。

本研究は JRR-3 の炉心タンクを中心とする、主重水配管系統のはぼ実物大の模擬の試験装置を作り、本装置を用いて、JRR-3 設計、製作上の資料を得ること

を目的とし、あわせてこの種の炉の今後の開発のための基礎的資料を得んとするものである。

本研究では、まず燃料要素中を冷却重水が流れる場合の実験を行なって、その特性を明らかにし、かかる燃料要素 245 本を含む炉心タンクを中心とする、全体の系について、種々の実験研究をおこなったので、その結果を報告する。

2 模擬燃料要素の流動試験

2.1. 流動損失実験

JRR-3 を設計するにあたり、その燃料要素中を冷却重水が流れることによって生ずる圧力損失の値は、燃料要素の寸法、形状および材質等の関係で、これを実験によって求める必要があった。JRR-3 に使用される燃料要素は、外径 25 mm の天然ウラン棒に、2 mm の厚さの 2 S アルミで被覆した有効長 2,650 mm の燃料棒を、内径 38 mm の 2 S アルミの冷却管内に挿入した構造のもので、この 4.5 mm の円環状空間を重水が流れることになる。下記の方法で流動損失の実験をおこなった。

2.1.1. 実験装置および実験方法 実験装置の外観は Fig. 1 に示されるようなもので、実験に用いた模擬燃料要素は、金属ウランの代りとして用いた外径 25 mm の鉄鋼棒の表面に、Fig. 2-a, b, c に示すような形状のフィンを有する、厚さ約 2 mm の 2 S アルミを被覆した外径 29.1 mm で、長さ約 900 mm の棒 3 本をアルミのピンで接続し、これを内径 38.1 mm、厚さ 1.5 mm の 2 S アルミの管に挿入し、その空間を冷却水が流れる構造になっている。フィンの形状を説明すると、

- 1) 900 mm の棒の両端に支持用として、長さ約 33 mm の 6 枚のフィン形状のものを使用した型
- 2) 長手方向に 3 枚のフィンを使用した型
- 3) 長手方向に 6 枚のフィンを使用した型の 3 種類である。3 本つなぎの燃料棒の上に、さらに外径 29.1 mm のアルミ棒がつないであるので、冷却

管路の全長は 3,200 mm となる。外管には Fig. 3(A) に示すごとく、入口部、フィン部両端、出口部の 8 か所に測圧孔が設けてあり、各部の差圧 ΔP_{1-7} および I, II, III における静圧 P を水銀マンオメーターを用いて測定した。これら 3 種類の模擬燃料要素を各々 4 本製作し、実験データの整理にあたっては、4 本の測定値の平均を用いた。流量の測定は量水法でおこない管内の平均流速が 1.25~3.8 m/sec の範囲で実験をおこなった。入口部は Fig. 4 に示すような形状になっており、出口部は Fig. 8 に示すように、外管上部に 6 箇の長円形の孔があり、ネジ式の流量調整カバーを上下させて、孔の面積を変えることによって流量が調整できる構造になっている。なお出口部の圧力損失を知るために、この流量調整機構を Fig. 8 の (A), (B), (C) に示すごとく、3 種類に変えて実験をおこなった。実験には普通の工業用水を使用した。

2.1.2. 実験結果および整理方法 まず Fig. 2-a 型の模擬燃料要素の実験結果から述べる。その管内平均流速と各部の圧力との関係を図示すると Fig. 5 のようになる。燃料要素の円環状部分の管路摩擦による圧力損失は、4 本の燃料要素の ΔP_2 , ΔP_4 , ΔP_6 を測定したそれぞれの値の平均値より求めた。その結果、つぎの実験式を得た。

$$H_a = 0.0342 \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_a^{7/4}}{2g} \quad (\text{水温 } 20^\circ\text{C}) \quad (1)$$

または

$$H_a = 0.332 \cdot Re^{-1/4} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_a^2}{2g} \quad (1')$$

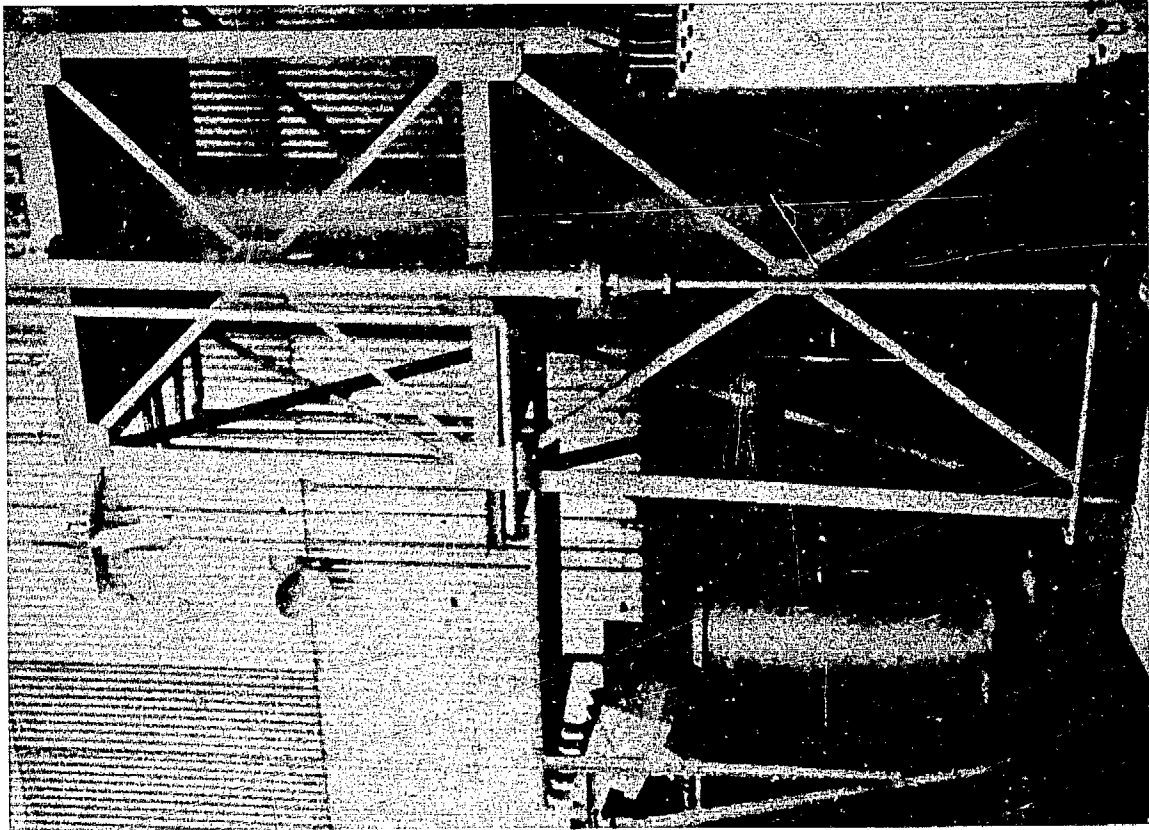


Fig. 1 Flow test equipment for the model fuel element

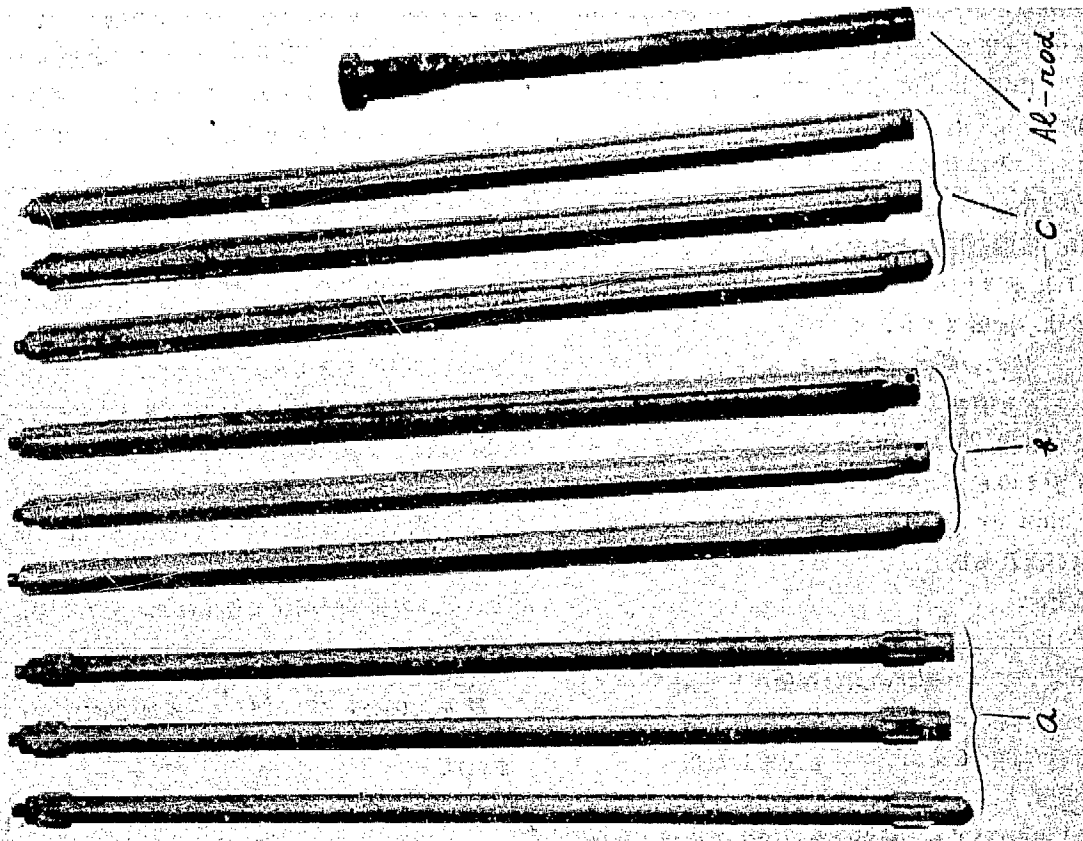


Fig. 2 Model fuel rods

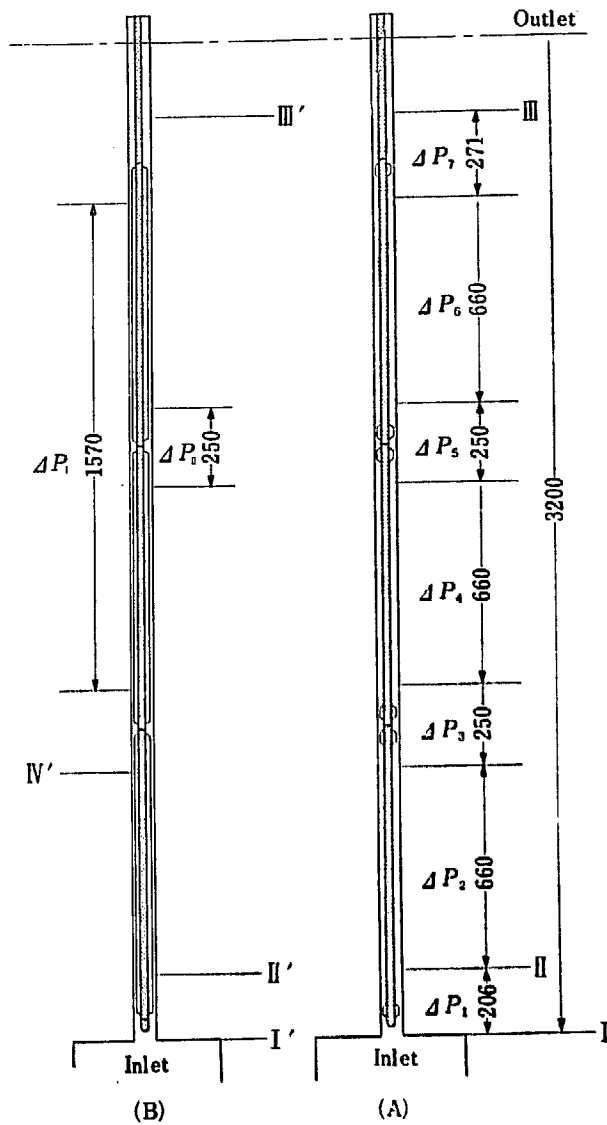


Fig. 3 Location of holes to measure pressure

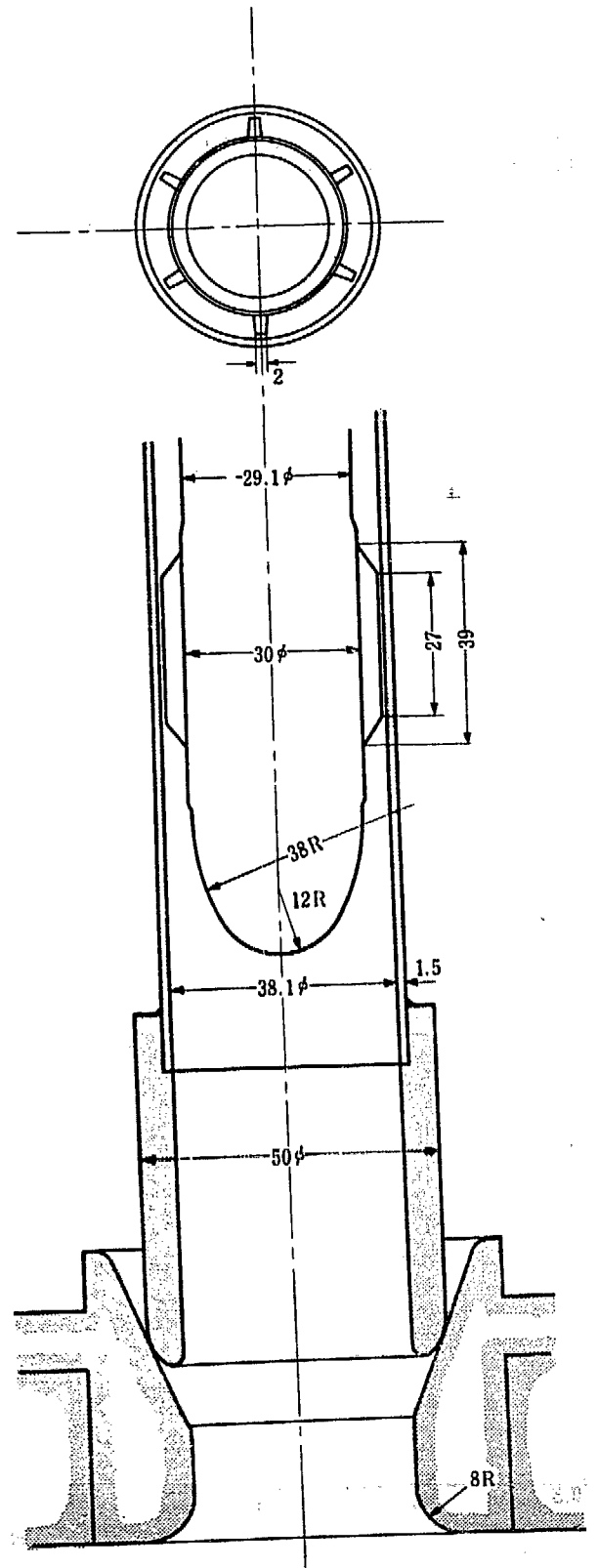


Fig. 4 Inlet part and fins of the model fuel element

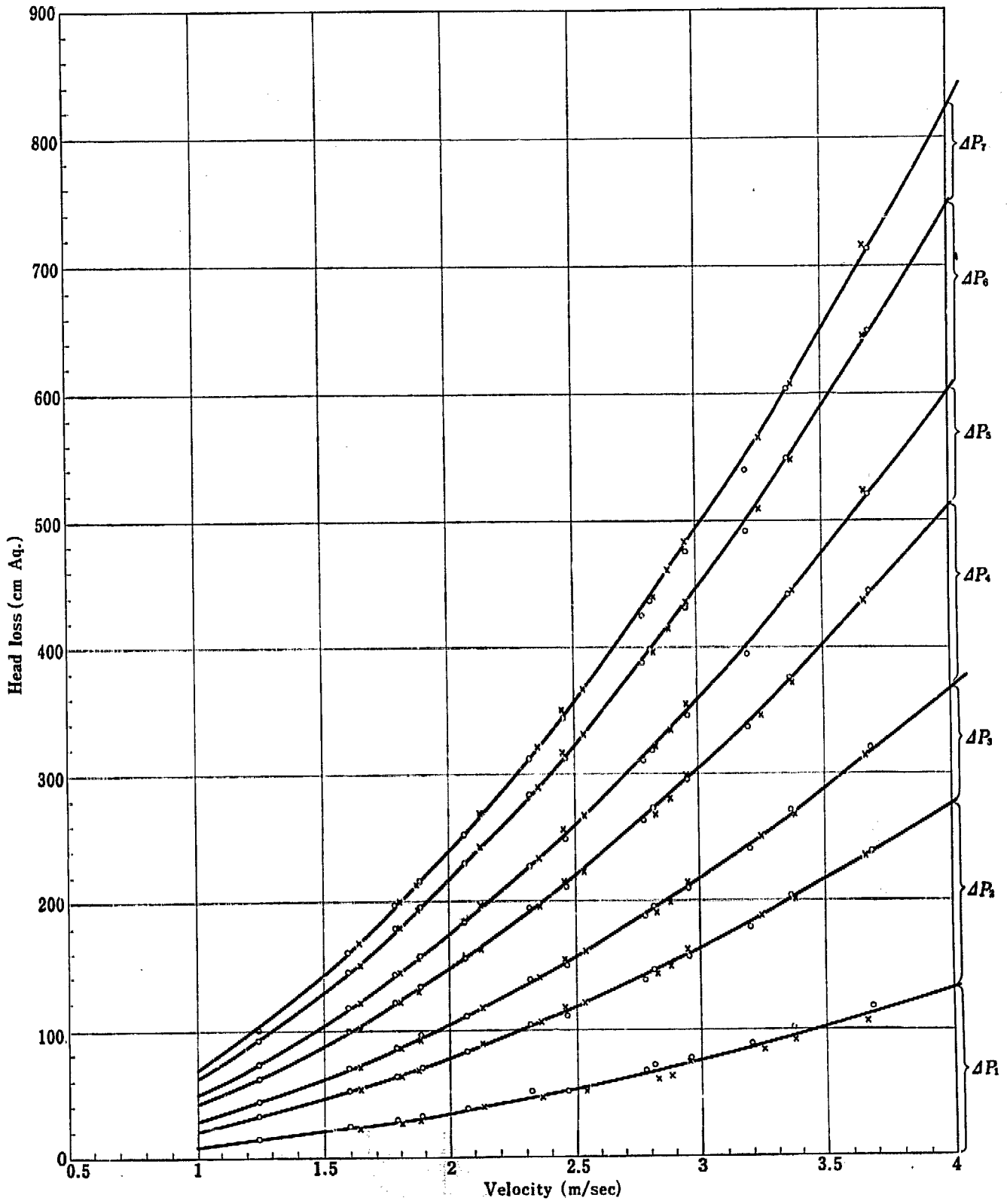


Fig. 5 Head loss in the fuel element of Fig. 2-a type

この式から求められる値と、実測値との関係を Fig. 6-a に示す。つぎに Fig. 2-b および Fig. 2-c 型の模擬燃料要素については、実験結果の整理方法は前述の Fig. 2-a 型と同様におこなったが、測圧孔の位置とフィンの形状との関係から、圧力測定箇所は若干変更し、Fig. 3 (B) のごとく I'~IV' の静圧と ΔP_I ,

ΔP_{II} の差圧を測った。フィン部の管路摩擦による損失水頭は、Fig. 2-a 型の円環部管路摩擦損失分とだいたい対応して、流速の 7/4 乗に比例しており、Fig. 2-b 型では

$$H_{f3} = 0.0318 \cdot \frac{l}{d_{f3}} \cdot \frac{v_{f3}^{7/4}}{2g} \quad (\text{水温 } 27.5^\circ\text{C}) \quad (2)$$

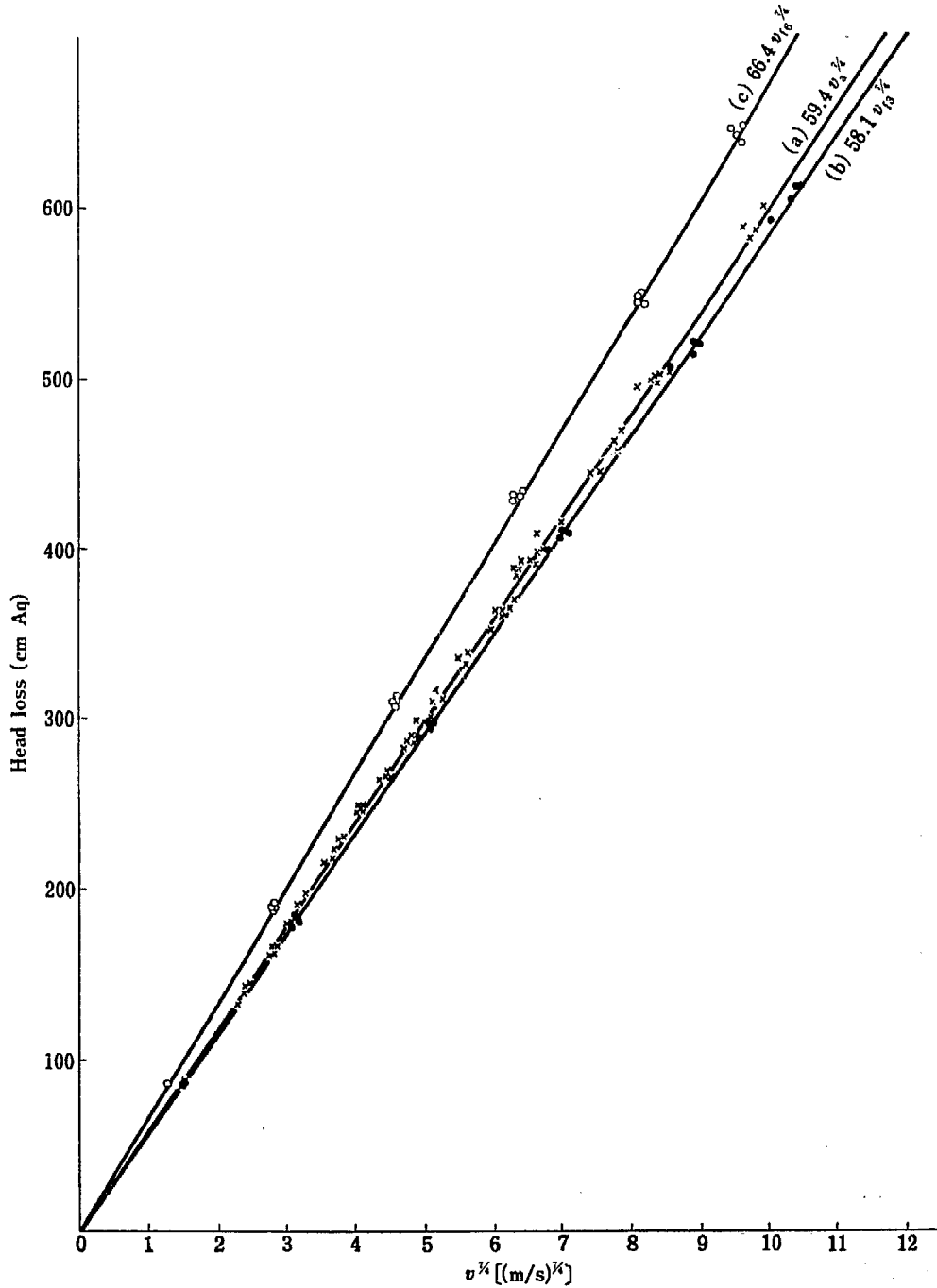


Fig. 6 Head loss by friction

(a) annular space (b) three longitudinal fins (c) six longitudinal fins

または

$$H_{f_3} = 0.314 \cdot Re^{-1/4} \cdot \frac{l}{d_{f_3}} \cdot \frac{v_{f_3}^2}{2g} \quad (2')$$

このときの

$$d_{f_3} = \frac{4 \times (\text{流路面積})}{\text{ぬれぶち長さ}} = \frac{4 \times 450 \text{ mm}^2}{226 \text{ mm}} = 7.96 \text{ mm}$$

とした。また Fig. 2-c 型では

$$H_{f_6} = 0.0327 \cdot \frac{l}{d_{f_6}} \cdot \frac{v_{f_6}^{1/4}}{2g} \quad (\text{水温 } 25^\circ\text{C}) \quad (3)$$

または

$$H_{f_6} = 0.307 \cdot Re^{-1/4} \cdot \frac{l}{d_{f_6}} \cdot \frac{v_{f_6}^2}{2g} \quad (3')$$

このときの

$$d_{f_6} = \frac{4 \times (\text{流路面積})}{\text{ぬれぶち長さ}} = \frac{4 \times 422 \text{ mm}^2}{241 \text{ mm}} = 7.00 \text{ mm}$$

とした。これらの実験式と測定値との関係は Fig. 6-b および Fig. 6-c に示す。つぎに Fig. 2-a 型のフィン部の圧力損失を求める。フィンは Fig. 2-a および Fig. 4 に示すごとき形状であるが、長さ $l_f = (27+39)/2 = 33 \text{ mm}$ として計算し、また

$$d_f = \frac{4 \times (\text{流路面積})}{\text{ぬれぶち長さ}} = \frac{4 \times 385 \text{ mm}^2}{238 \text{ mm}} = 6.46 \text{ mm}$$

とし、フィン部管路摩擦による圧力損失は、 d_f と d_f との間に差違はあるが、同様に 6 枚フィンであるので (3') 式を適用し、

$$H_f = 0.307 \cdot Re^{-1/4} \cdot \frac{l_f}{d_f} \cdot \frac{v_f^2}{2g} \quad (4)$$

として計算をし、各燃料要素にて測定した ΔP_3 と ΔP_6 の平均値からこの H_f を引き去り、さらに円環部の管路摩擦による損失分を引き去って、残りをフィン部 1 カ所における流路断面の変化による損失水頭として、その実験式

$$H_{fa} = 0.12 \cdot \frac{v_a^2}{2g} \quad (5)$$

を得た。

入口部の損失水頭については、Fig. 2-a 型燃料要素の場合、4 本の各 ΔP_1 の差圧を測定した平均値から、円環部管路摩擦損失分 H_a 、フィン部管路摩擦損失分 H_f 、およびフィン部の断面変化損失分 H_{fa} と速度水頭 $v_a^2/2g$ を引き去り、これを入口部の断面変化による損失水頭として、つぎの実験式を得た。

$$H_e = 0.08 \cdot \frac{v_a^2}{2g} \quad (6)$$

(6) 式はプレナム室から冷却管に入る部分と、冷却管から円環状部に入る部分との両方を総合したもの

で、この式から求めた値と測定値との関係は、Fig. 7-a に示す。Fig. 2-b および Fig. 2-c 型については、その入口部 (Fig. 3 (B) I'~II' 間) の断面変化による損失水頭は、入口部の差圧 $\Delta P_{I'~II'}$ から管路摩擦による損失分 H_{f_3} または H_{f_6} と、 H_a とを引き去った値となり、それぞれ

$$H_{ef_3} = 1.28 \cdot \frac{v_a^2}{2g}$$

$$H_{ef_6} = 1.44 \cdot \frac{v_a^2}{2g}$$

で示されるが、この値には速度水頭 $v_{f_3}^2/2g (=1.10 v_a^2/2g)$ 、 $v_{f_6}^2/2g (=1.26 v_a^2/2g)$ とフィンによる断面の縮小損失分 ($=0.10 v_a^2/2g$ とみなした) が含まれているので、これらを引き去って $v_a^2/2g$ で整理すると、

$$H_e = 0.08 \cdot \frac{v_a^2}{2g}$$

となり、Fig. 2-b, 2-c のどちらの型も Fig. 2-a と同じ入口損失になる。

つぎに出口部の損失水頭については、流量調整機構等で出口断面積を変えて実験をおこなった。Fig. 3 の I または I' で測定した静圧 P から求めた全損失水頭から、(1)~(6)式によって計算した損失水頭を引き去り、これを出口の損失水頭として式に示すと、

$$H_0 = \xi \cdot \frac{v_a^2}{2g}$$

となり、この ξ の値をそれぞれの出口断面積に対応して求めた。このときの ξ の値は

$$\xi = \frac{(P_{in} - P_{out})}{v_a^2/2g} \quad (\text{ただし } P_{out} = 0)$$

であるが、実際には出口部における管路の曲りや、断面の変化による損失は

$$H_0 = P_{in} - P_{out} + \frac{v_a^2 - v_0^2}{2g}$$

で示され

$$\xi_0 = \frac{H_0}{v_a^2/2g} = \xi + 1 - \left(\frac{S_a}{S_0}\right)^2$$

となるはずである。この ξ_0 の値を測定値から計算してみると、流量調整機構で絞った場合には、断面積の小さなおとこで負の値がでてくる。この理由は、実際には流量調整のネジと管との間に隙間があり、この部分を考慮に入れていないので、 S_0 で与えた面積は見かけのものであり、実際の出口流路面積はもう少し大きい値となるためである。また Fig. 8 (B) のごとく孔の下部を外側からビニールテープでふさいで面積を小さくした場合には、 ξ は曲線 B のごとく変る。この曲

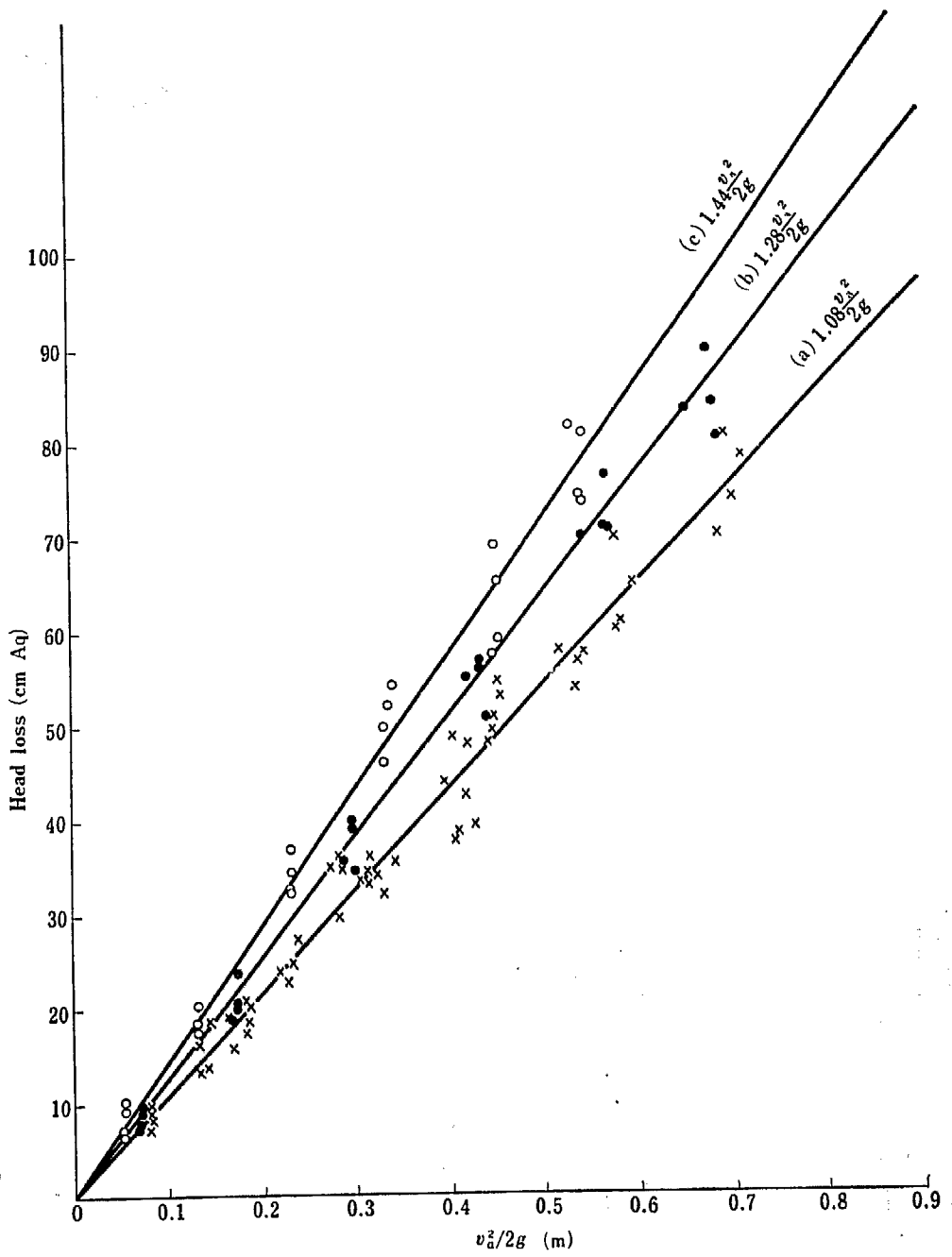


Fig. 7 Head loss at the inlet
 (a) f.e. of Fig. 2-a type
 (b) f.e. of Fig. 2-b type
 (c) f.e. of Fig. 2-c type

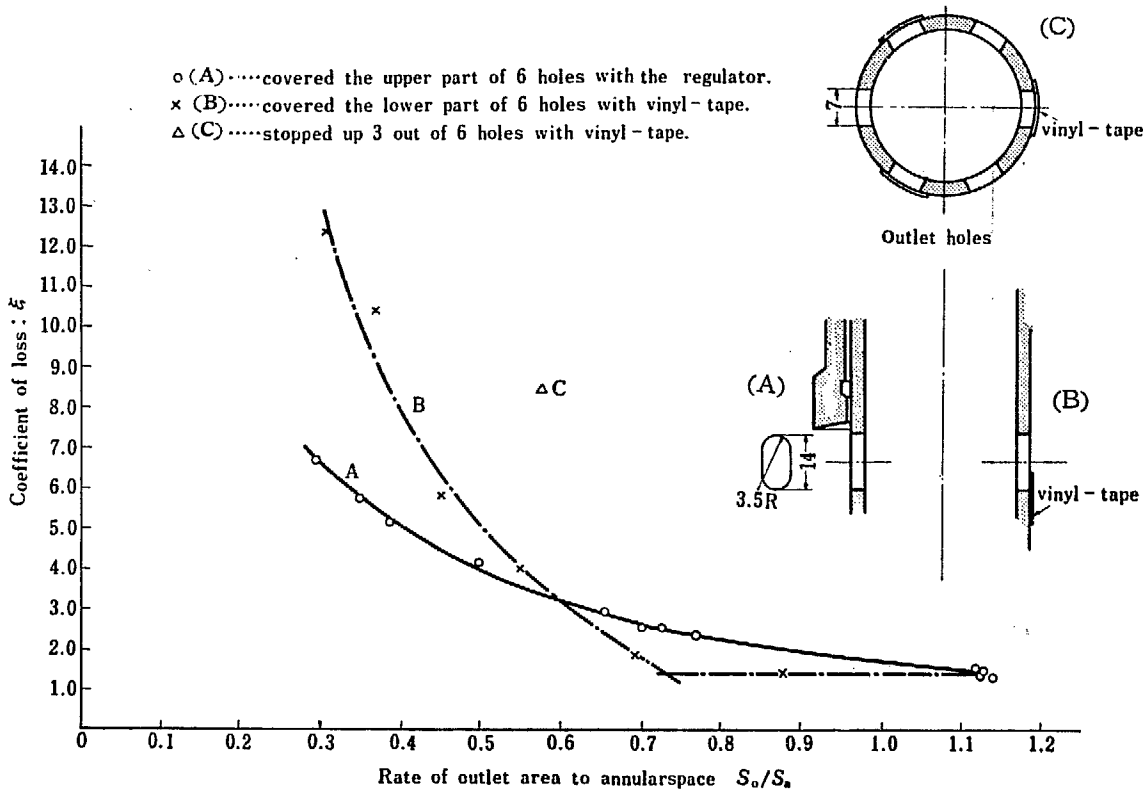


Fig. 8 Coefficient of loss at the outlet.

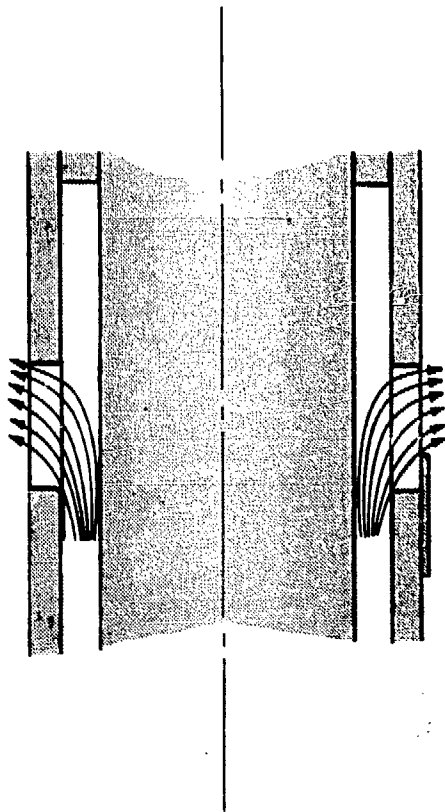


Fig. 9 Flow at the outlet

線を見ると、ある断面積 (S_o/S_a の値が 0.7 位) までは ξ の値が変化しない。これは出口での流れの方向が相当上向きであるので、Fig. 9 に示すとき流れの様相になっているので、管壁の厚みの影響により、外からふさいだ場合は、ある位置まで流れに影響を及ぼさないためであると考えられる。また (C) のごとく 6 箇の出口孔のうち 3 箇を全くふさいでしまうと、 ξ の値は相当大きくなって来る。以上のことから出口部の流れの様相は非常に複雑で、その形状が少し変化しただけでも相当大きな影響をうけるものと思われる。Fig. 8 に出口断面積対円環部断面積の比と ξ との関係を示す。Fig. 2-b および Fig. 2-c 型の出口部は Fig. 2-a 型と全く同じものを使用した。

《記号および単位》

- H : 損失水頭 (m)
- v : 平均流速 (m/sec)
- d : 相当直径 (m)
- l : 流路長 (m)
- Re : レイノルズ数 (-)
- ξ : 損失係数 (-)
- P : 圧力水頭 (m)
- S : 流路断面積 (m²)

g : 重力加速度 (m/sec²)

《サフィックス》

a : 円環状部分

f : 支持用フィン部

f_3 : 3枚フィン部

f_6 : 6枚フィン部

0 : 出口部

e : 入口部

in : 出口部内側

out : 出口部外側

なお流路断面積の値はそれぞれ次のとおりである。

$$S_a = 475 \text{ mm}^2, \quad S_f = 385 \text{ mm}^2,$$

$$S_{f_3} = 450 \text{ mm}^2, \quad S_{f_6} = 422 \text{ mm}^2.$$

2.2. 流動による振動測定

JRR-3 の燃料要素は、上部遮蔽体内を貫通して挿入してあり、案内管との間には最大 1 mm の隙間があり、燃料要素下端は炉心タンク内の管板受座により、

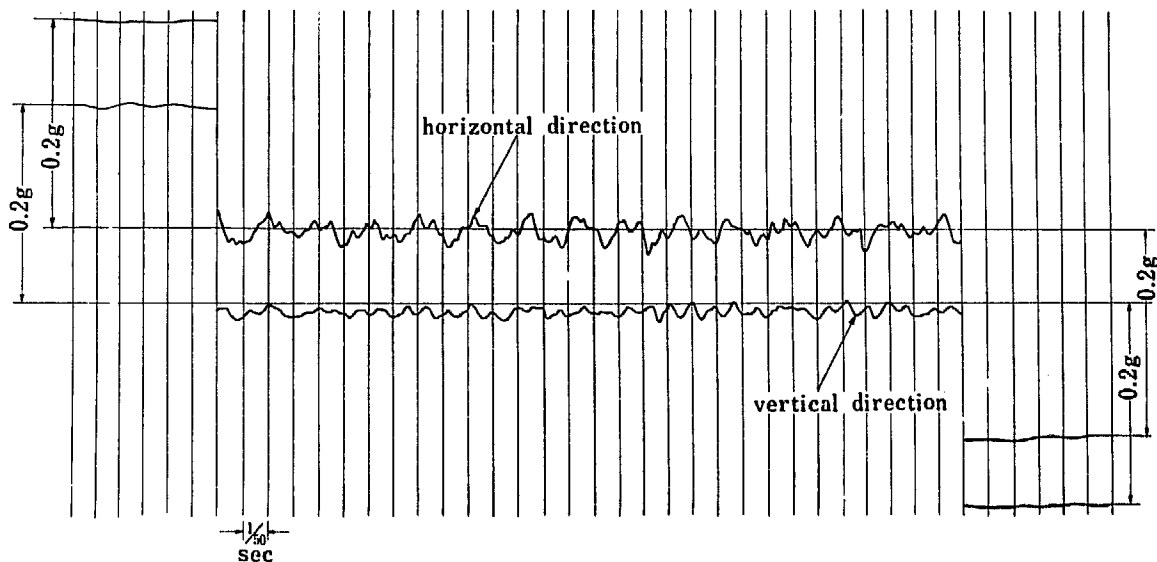


Fig. 10-a Vibration of the fuel element in which water does not flow (while the pump is in motion). g =acceleration of gravity.

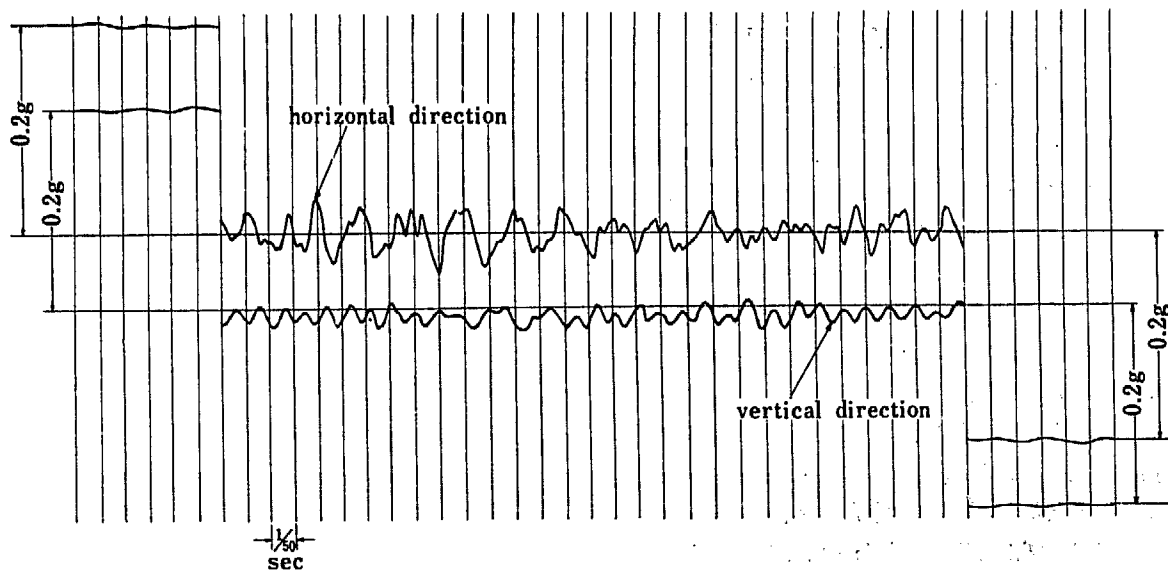


Fig. 10-b Vibration of the fuel element in which water flows with a velocity of about 3 m/sec.

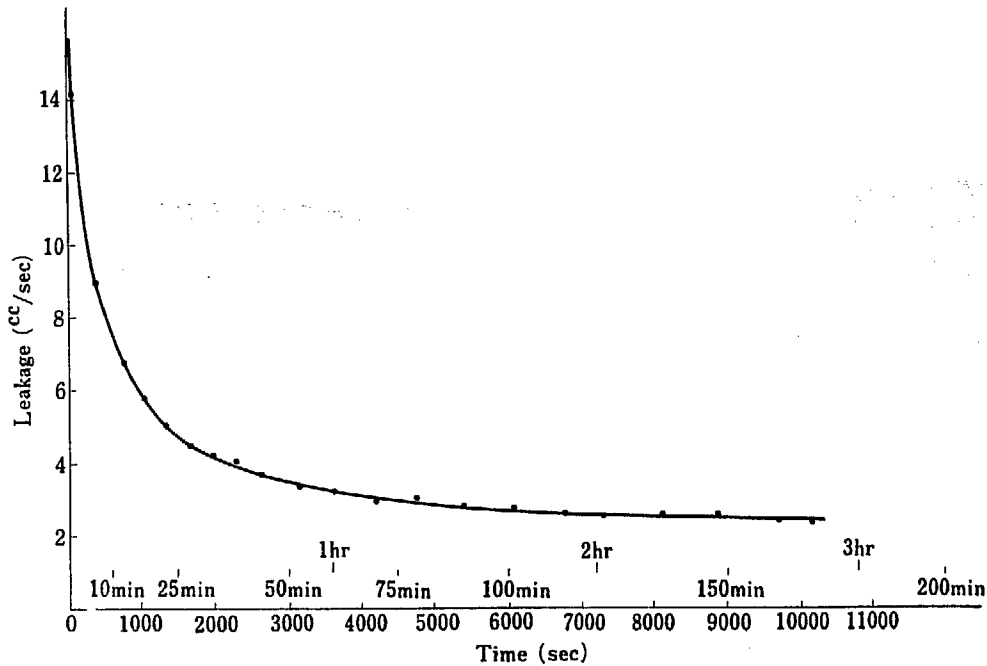


Fig. 11 Change of the leak rate
(flow rate in the fuel element is about 1,400 cc/sec)

Fig. 4 に示すごとく自重 (約 30 kg) で支持されている。また燃料棒構造は前述のように細長い形状をしており、材料も 2S アルミが使用されているので、冷却水の流動によってもし振動が生ずれば、強度的にも問題があり、また減速重水液面の動揺による反応度の変動という面からも心配があったので、Fig. 2 に示すような模擬燃料要素を用いて振動の測定をおこなった。

実験方法としては、最も振動が大きく現われると思われる燃料要素下部に、水平および垂直の 2 方向に各 1 箇の抵抗線歪計式の 2 cm 立方くらいの加速度計をとりつけ、動歪計を通して電磁オシログラフで測定した。その結果を Fig. 10 に示す。実験装置の運転系統を全部停止して振動のない状態にしておいて、較正のために 0.2 g の線をオシログラフにとり、つぎにポンプを運転し、バルブは閉じたままにして流量が零のときの振動を測定したのち、バルブを開いて冷却管内の平均流速が約 3 m/sec のときの振動を測定した。Fig. 10-a, b の両方の振動特性を比較してみると、その間に、ほとんど差違は認められず、約 25 サイクルの振動の上へ、より周波数の高い振動が加わっているように見えるが、あまり大きな強制振動力ではなく、主としてポンプから配管を伝わってくる振動と考えられる。したがって燃料要素が確実に管板受座にはまっております。かつ流速が約 3 m/sec 以下であれば心配さ

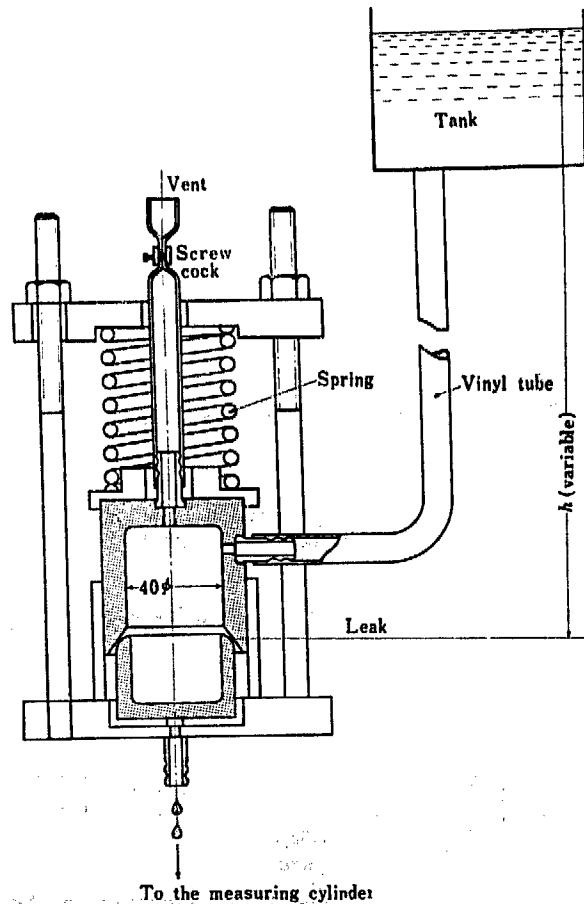


Fig. 12 Apparatus for leak test

れるような振動は生じないと思われる。

2.3. 下部受座との接触部からの漏れ試験

燃料要素下端と下部管板にとりつけてある受座とには、放射線損傷や交換が不可能であるという理由のために、パッキン材は使用できず、アルミ相互の金属接触によって、冷却水がプレナム室から減速系へ漏れるのをとめる構造になっている。この部分からの漏れ量が多いと冷却系の役をなさないのでまず前述の燃料要素試験装置を使って漏れ量の測定をおこなった。模擬燃料要素でウランの部分鉄鋼でおきかえたための重量の不足はバネ荷重で補償した。この部分からの漏れ量は漏れてたまる水量と時間とを測定して求めた。その結果は、燃料要素挿入直後または軽い振動を燃料要素に与えた直後の漏れ量はかなり大きいですが、時間の経過とともに目だつた減少を示し、かなり小さい値に落ち着く。燃料要素および受座には仕上精度内のばらつきもあって、漏れ量の絶対値にはそれぞれ差はあるが、1例を図示すると Fig. 11 のごとくである。時間

経過につれて漏れ量が減少するのは、実験に使用した工業用水中の微小浮遊物が隙間につまるのが1つの原因と考えられたので、漏れ部分の前後の水をとって比色計によって濁度を測定してみると、漏れ出たのちの水の透明度の方がよく、隙間が次第につまってゆくと考えられた。この影響をなくするために蒸留水を使用することにし、実際の燃料要素と同じ材料で同じ仕上精度をもつ受座部分の試験片を6箇製作し、Fig. 12 に示すような装置を用い、スプリング荷重を $W=0\sim 35\text{ kg}$ の範囲で変えて接触圧力の変化ができるようにし、また高さを変えうるタンクに入れた液体によって内部圧力 h を $3.5\sim 12\text{ m}$ 水柱の範囲で変化して、静的な（内部には静圧のみ作用して動圧は関係しない）漏れ試験をおこなった。この結果は Fig. 13 に示すごとくバネ荷重 W が一定の条件では、圧力 h と漏れ量 Q の関係はほぼ比例的な変化を示しているが、蒸留水を使用したにもかかわらず、やはりわずかながら時間的に漏れ量が変化している。これは接触部の酸化によるものではないかと思われるが、エチルアルコール

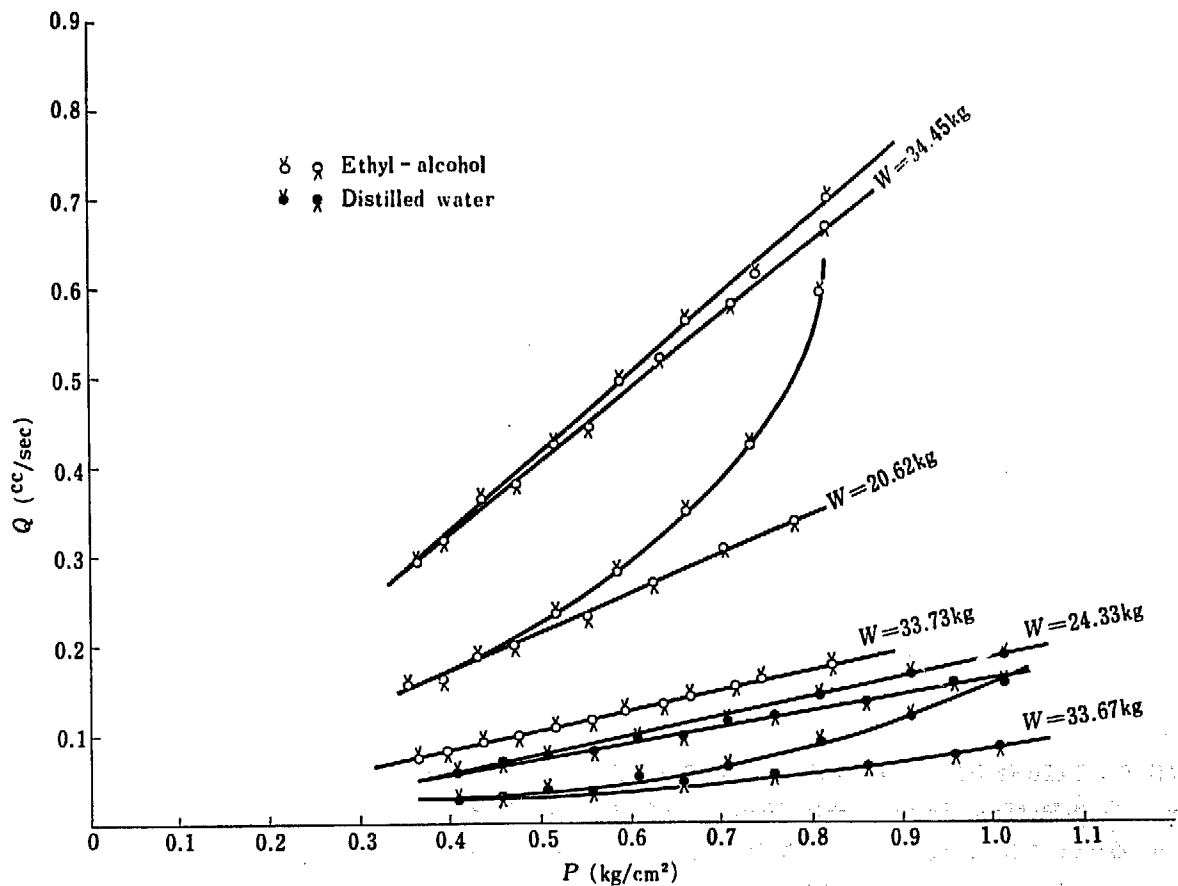


Fig. 13 Pressure-leakage relations for the constantly weighted state

ルを用いた結果も、傾向は減少しているが、この時間的変化はわずかに存在し、アルミの塑性変形による接触面のなじみのためとも考えられる。実験結果は使用した試験片の仕上精度内のばらつきもあり、接触面の粗さなどの影響で一定にはでてこないの、定量的に論ずることはできないが、だいたいの傾向を検討してみる。測定した範囲内での漏れ量では、隙間を通る液体の流れは層流になっていると考えられるので、次のような関係が存在する。すなわち、

$$\lambda = \frac{96}{Re} = \frac{48 B \nu}{Q} \quad (\text{平行隙間と考える})$$

$$h = \lambda \cdot \frac{l}{2\delta} \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{12 \nu l Q}{g B \delta^3}$$

したがって

$$\sqrt[3]{Q/h} \propto \delta$$

となり、ここに

- λ : 層流の抵抗係数 (—)
- B : 漏れの生じている幅 (m)
- l : 漏れの生じている部分の長さ (m)
- ν : 動粘性係数 (m²/sec)
- Q : 漏れ量 (m³/sec)
- h : 液体の圧力水頭 (m)
- δ : 漏れの生じている隙間の厚み (m)

すなわち δ は l , B を一定と仮定すると $\sqrt[3]{Q/h}$ に比例する。

そこでこの $\sqrt[3]{Q/h}$ と実際に δ を支配すると思われる接触面の荷重 $L(=W-h\gamma A)$ kg との関係調べて

みると、Fig. 14 のようになる。ここで A は液体の圧力 h のかかる面積であり、 γ は単位体積の液体の重量である。この図からわかるごとく、 L が約 6 kg 以上では δ の変化量は少なく、この範囲を使用すれば漏れ量も急激な増大を示さないことがわかった。以上の結果から現在の設計では L が 10~15 kg のところを使用しており、全体の漏れ量としては最大で燃料要素の流量の約 0.2% 以内に抑えうると考えている。

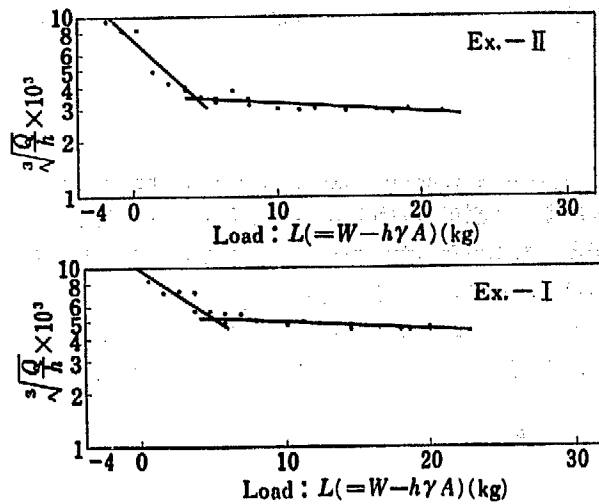


Fig. 14 Relations between the load on the contact area and $\sqrt[3]{Q/h}$ that is in proportion to the clearance δ

3 冷却系モックアップ試験

3.1. 試験装置の概要

本装置は模擬炉心タンクを中心とする、JRR-3の主重水配管システムの模擬のループで、その配管系統図は Fig. 15 に示す。プールから水をくみあげて、プールにもどす回路と、プールを通さない閉回路との両方の運転ができる。装置の炉心タンクのまわりの概観写真を Fig. 16 に示す。Fig. 17 は模擬炉心タンクの概要図で、52S アルミ板を使用し、内径 2,800 mm、高さ 3,600 mm で、板厚は胴板 12 mm、鏡板 20 mm、下部管板は 50 mm である。水は鏡板と下部管板とで囲まれたプレナム室に入り、ここから間隔 150 mm の正三角形格子に配列された、245 本の燃料要素に分配され

ることになる。この分配に関しては、まず Fig. 18 に示すような予備試験装置を作って実験をおこなった。この装置は炉心タンクの半径方向の一断面をとり出したような模擬で、7本の管への入口は燃料要素と同様な構造にし、その先のバルブで抵抗を変え、燃料要素と同等の抵抗を与えうるようにした。この試験の結果は後述するが、この結果によって、模擬炉心タンクには入口管直上部に邪魔板をとりつけて、特別な分配機構はとりつけなかった。245本の模擬燃料要素としては、寸法はほぼ実物大のものとしたが、簡単な構造にするために、燃料棒の部分を外径 28 mm の冷鋼で模擬し、冷却管は内径 36.9 mm の引抜鋼管を用い、これに内外面とも塗装をおこなった。この模擬燃料要素の中間

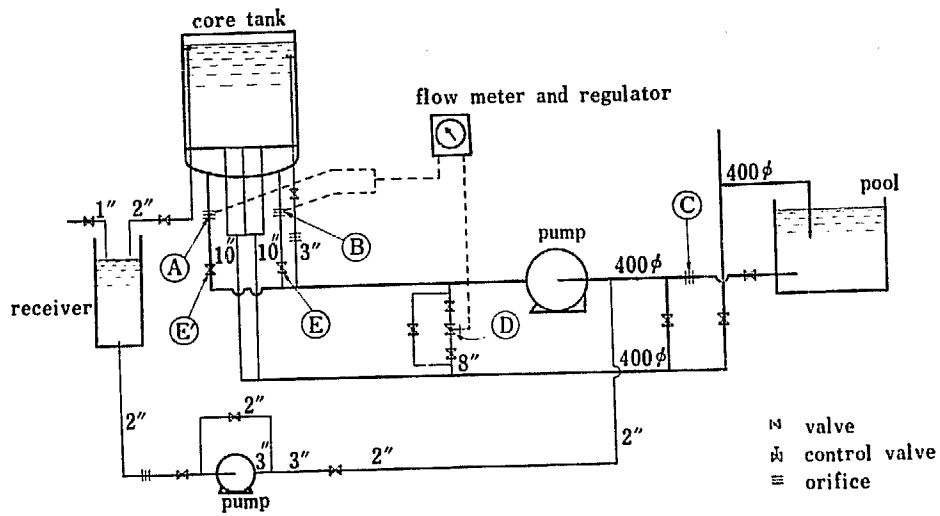


Fig. 15 Flowsheet of the JRR-3 test mock-up

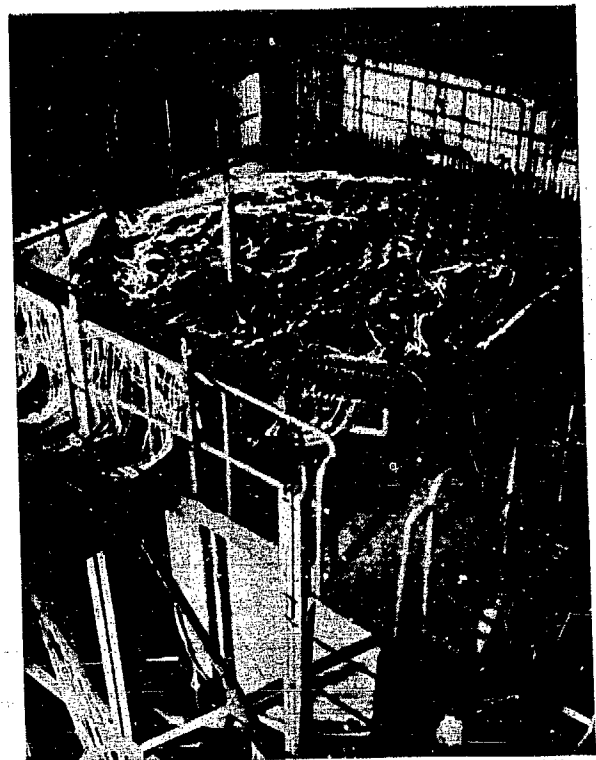
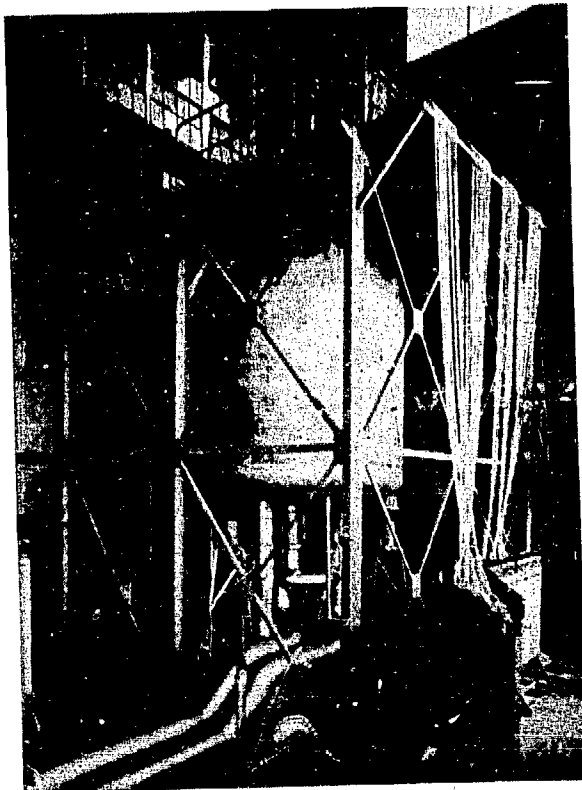


Fig. 16 Mock-up test equipment

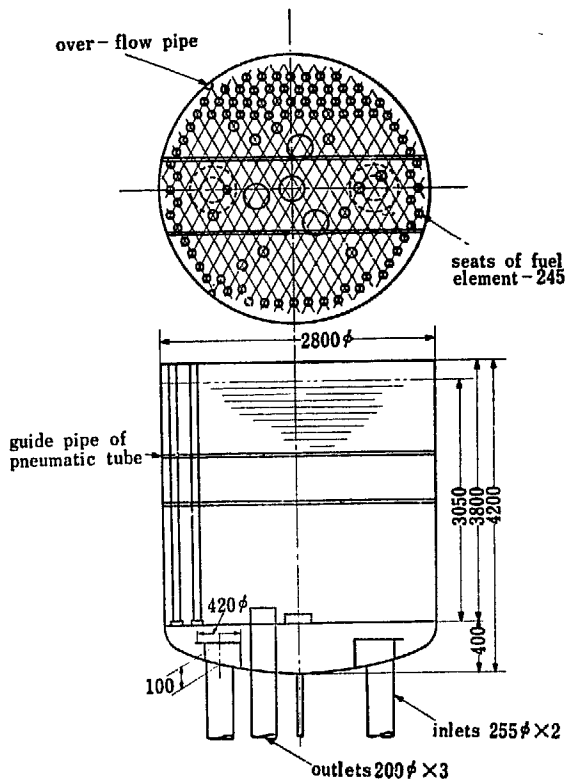


Fig. 17 Mock-up core tank

部 2 m の間の流動損失を測定して、各燃料要素の流量を求めた。これには約 50 組のマノメーターを使用して測定し、燃料要素からマノメーターに至る間はビニール管を使用した。途中にこのビニール管を同時に締めつける装置を作り、同時測定が可能にした。また燃料要素とマノメーターの間には切換コックをとりつけて、この倍の 100 本の燃料要素の流量を測定できるようにした。各燃料要素では塗装による抵抗の差が生じたので、測定に用いた燃料要素は、全部先に検

定装置で 3 段階に流量を変えて測定し、その流量と抵抗の検定曲線を作っておいた。

主循環ポンプは冷却系の水を循環させるもので、口径 400 mm × 300 mm の両吸込ポリュート・ポンプを使用し、仕様は吐出量 20 m³/min、全揚程 20 m、直結電動機は 100 kW である。全体の流量は Fig. 15 ㉔ ㉕部のオリフィスにて測定した。これは JRR-3 の配管と同様に充分直管部分のとり得ない位置にとりつけたので、Fig. 15 ㉔にとりつけた標準オリフィスにて較正をおこなった。流量調節はポンプと並列にとりつけたダイヤフラム弁㉖によっておこなった。流量調節系の詳細は 4 にゆずる。

炉心タンク液面は一部の水をオーバーフロー系に循環させることによって、一定に保持され、また若干の液面の変更ができる構造とした。内径 54 mm のオーバーフロー配管を炉心タンクの内壁に沿って 1 本取りつけ、これから受槽にもどして、この受槽から 2 HP のオーバーフロー水再循環ポンプで、主回路のポンプ入口にもどした。この系の流量はオリフィスにて測定した。炉心タンクの液面は吹込空気の背圧にて測定する気泡式液面計と、普通の水柱を取り出す液面計の方式の両方で測定した。気泡式液面計の方は指示記録ができる。また受槽には水道水を供給できるようにして、閉回路の運転の場合のポンプグランド部などからの漏れ量を補償できるようにした。

3.2. 流量分配試験

プレナム室から 245 本の燃料要素への流量の配分にかんしては、燃料要素の全体の抵抗に比べて、入口抵抗として考えられる抵抗の部分は小さな値になるので大

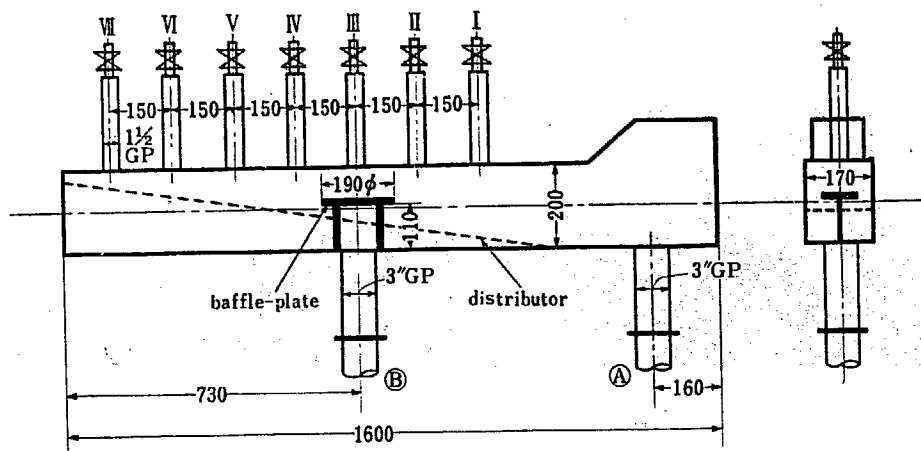


Fig. 18 Preliminary model test equipment for water distribution

きく配分の変動を生ずることは考えられなかった。PWRでのモデル試験の結果も大きな変動は示されていない¹³⁾。しかしカナダの実験炉での試験の結果では、プレナム室内にウズを生じて困ったという話もあったし、この点に関して実験をおこなった。

まず Fig. 18 の試験装置を用いて予備試験をおこなった。7本の管路の抵抗が一定になるように各バルブを調整した状態で、7本の管への分配を種々の整流機構で試験した。この結果、適当な整流機構——たとえば Fig. 18 点線の斜板をとりつけて、横の④の口から流す場合——をつければ分配の結果をよくすることは可能であるが、構造が複雑になって、流れに対する死空間の空気の除去の問題など派生的な不具合な点が多い。一方、下の入口管⑥から流す場合には、その上の III の孔のところで流量は増大し、その結果は Fig. 19 の点線のようになる。この図のたて軸は適当な整流機構で流量が均一な場合に対する割合である。これに適当な邪魔板 (Fig. 18 実線のごとき) をとりつけると、結果は Fig. 19 実線のようになる。端の管では流量が増加しているが、炉心タンクの場合は入口管からの2次元的なひろがりになることも考慮にいれて、模擬炉心タンクでは、外径 420 mm の邪魔板をとりつけた。

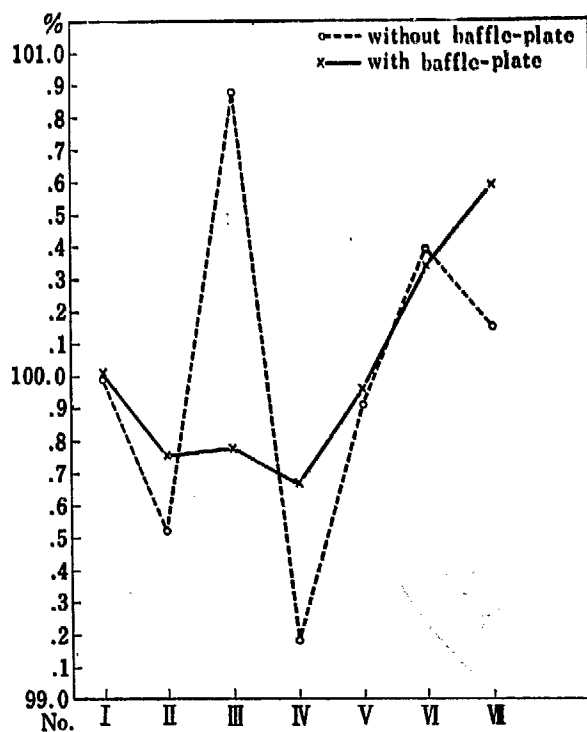


Fig. 19 Data on preliminary flow distribution test

模擬炉心タンクでの実験は各燃料要素の上下2mの間の円環状空間の流動損失を測定して、各要素への流量を測定する方法をとったが、初めに燃料要素を検定装置で、3段階の流量に対する、上下2mの間の円環状空間の圧力損失 ΔP_m と、プレナム室に相当する部分の圧力を測り、燃料棒全体の圧力損失 H_m を求めて、個々の燃料要素の流動特性を検定しておき、実際の炉心タンクにとりつけて ΔP を測定し、これと各燃料要素の検定曲線から、その場合の圧力損失 H を求めた。この H の値を各燃料要素の位置に記入すれば、プレナム室内の圧力分布に相当する図が得られる。模擬燃料要素の H_m と流量 Q l/sec との関係は燃料要素により差異があるが、平均して次式であらわされる。

$$H = 3.444 Q^{1.84} \quad (7)$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{1}{1.84} \cdot \frac{\Delta H}{H} \quad (8)$$

これから (8) 式により、各燃料要素の流量の変化の割合を求めた。実験としては、燃料要素内の流速の平均値が、2.3 m/sec, 2.6 m/sec, 2.9 m/sec の場合、さらに極端な場合として、片側の入口のみから、2.45 m/sec の燃料要素内の平均流速で流した場合についておこなった。その結果は、たとえば Fig. 20 または Fig. 21 に示す。この図に記入した数字は全部均一な抵抗をもつ燃料要素が挿入された場合の、その位置の燃料要素の流量の平均の流量に対する百分率を記入してある。Fig. 20 は流速の平均値が 2.9 m/sec の場合で、入口の邪魔板の上では、流量がいちばん減少し、入口のいちばん近くの外周の壁に沿う部分で流量が増加する傾向があり、両方の流れの衝突する線上では、半径の中央より外周に近い部分に増加する部分がある。また入口管を結ぶ線から 45° の方向の外周では若干流量の減少する傾向を示している。これらの傾向は平均流速を変化しても、だいたい同じであるが、流量の変動の割合は流速の平均値が下がると、わずかに増大してくる傾向を示しているようである。2.9 m/sec での変動量の最大と最小の差は平均流量の 4.2%、2.6 m/sec では 4.6%、2.3 m/sec では 5.2% である。片方の入口管からの流した場合は、Fig. 21 に示すように入口管の邪魔板のところで流量の減少する傾向は大きくなり、流速の平均値が 2.45 m/sec で、変動量の最大と最小の差は平均流量の 7.1% を示した。

以上の実験において、燃料要素の挿入には十分気をつけておこなったが、下部受座からの漏れが皆無であるか否かは確認する方法がなかった。平均流量より差

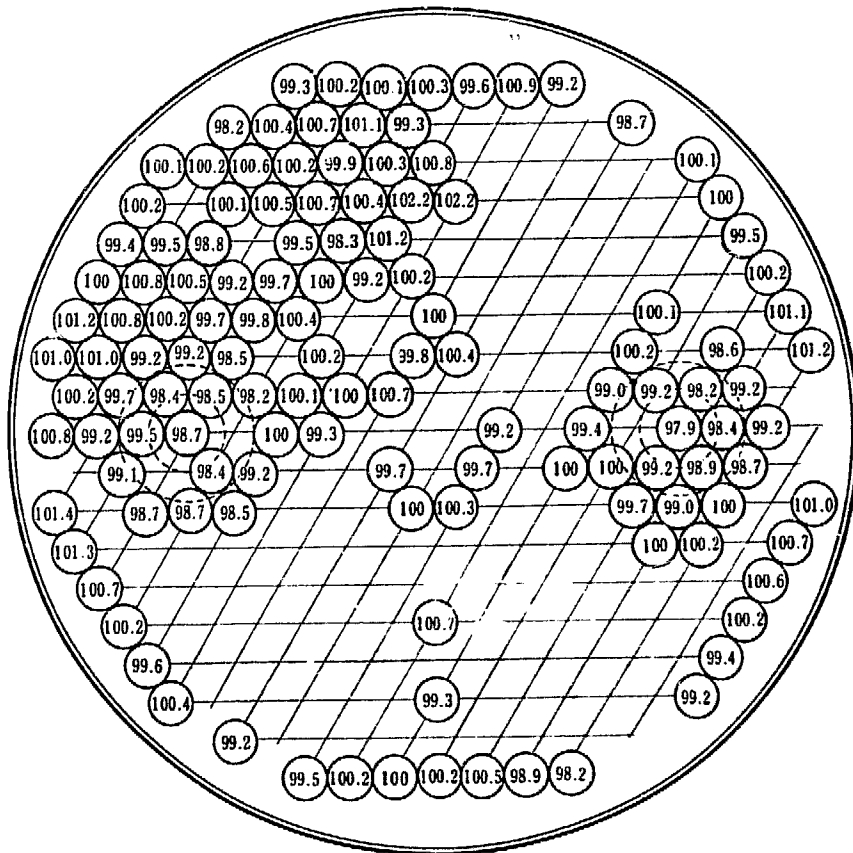


Fig. 20 Data on flow distribution test (I) (the average velocity of all fuel elements = 2.9 m/sec). Expressed as percentage of average flow for region.

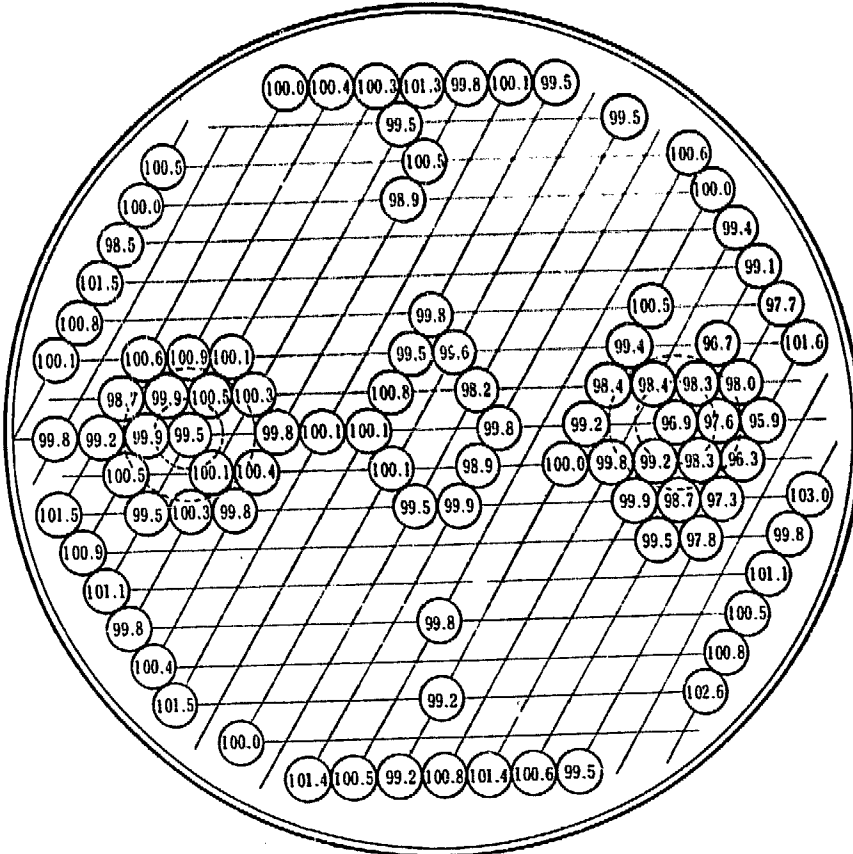


Fig. 21 Data on flow distribution test (II) (in the case of using the right side inlet pipe only and the average velocity of all fuel elements = 2.45m/sec). Expressed as percentage of average flow for region.

のある場所は、燃料要素をとりかえて実験を行なってみて、その影響のないように行なった。この結果から模擬炉心タンクにとりつけた邪魔板の構造では、流量の変動は平均値の ±2~2.5% くらいになる。また、この変動の大きいところは半径の中央より外周の方で、中央の中性子束の高い部分では、変動は少ない。

3.3 減速液面に関する試験

燃料要素の出口から噴出する水によって、減速重水の液面が乱れることになり、この結果、炉の反応度に影響をおよぼすことが心配されたが、液面中に約 200 mm くらいはまり込んだ内径 68 mm のスカート液出口孔の外側に設けることにより、観察できるような乱れはなくなった。またオーバーフロー管を落ちる水の流量を実測した。これは炉心タンクの液面をゲッチング型差圧計につないで、その液面の下がり方を 1/20 mm の精度で測定し、その落下時間を測定して、オーバーフロー管から落下する流量を測定した。この流量はある液面の高さ以上になると、水がオーバーフロー管を満たして流れるようになる。これ以下の液面では、オーバーフロー管の上縁がせきのような働きをすることを考えられるので、次式の形にあらわすと、

$$Q = \frac{2}{3} C (\pi d \eta) \sqrt{2g} h^{3/2} \quad (9)$$

Q : オーバーフロー管より落下する流量 (m³/sec)

h : オーバーフロー管から上の液面の高さ (m)

C : せきの係数

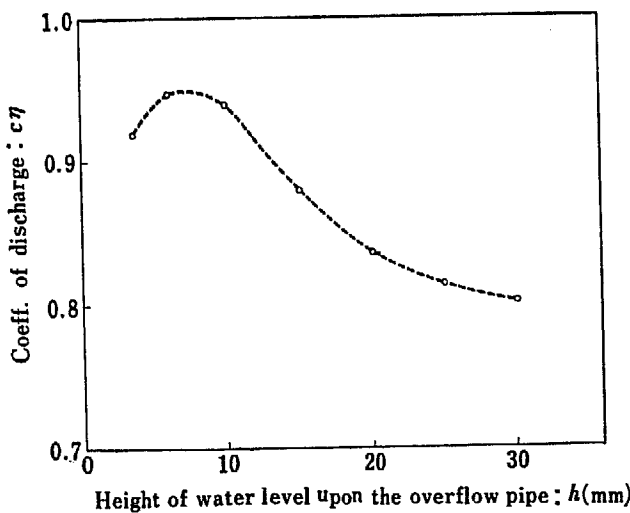


Fig. 22 Coefficient of discharge for the overflow pipe

d : オーバーフロー管の内径 (m)

η : オーバーフロー管が炉心タンク内周に接しているための係数

このせきの総合係数 C_η の値は、Fig. 22 に示すように、液面の高さ h によって変化する。本装置では液面が約 42mm 以上オーバーフロー管より高くなると、水はオーバーフロー管を満たして、液面から大気に開放された出口までのヘッドで落ちるようになる。この場合には、その関係は (10) のようになる。

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{1+\xi}} (H+h) \quad (10)$$

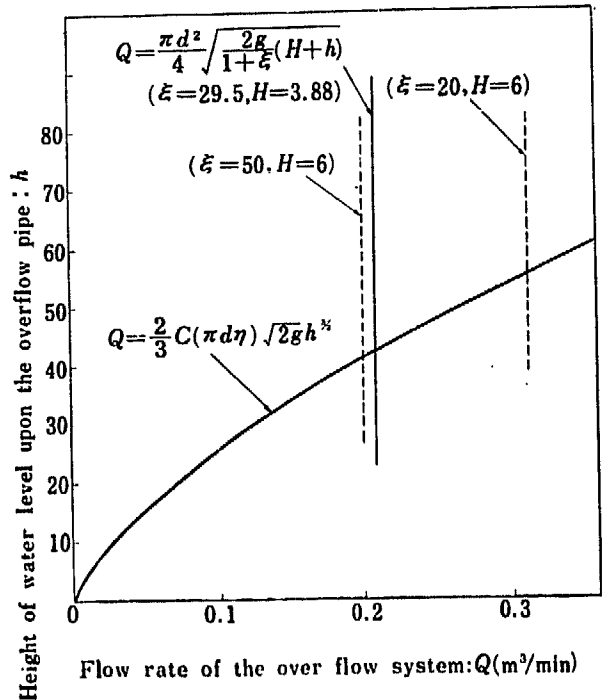


Fig. 23 Water level of the mock-up core tank

H : オーバーフロー管の上端と受槽におちる出口面までの高さ (m)

ξ : オーバーフロー配管の流動損失係数

この式の適用範囲になると H が支配的になり、流量の増加にしたがって、h は急激に上昇する。この装置では H=3.88m, (10) 式より計算で求めた ξ の値は 29.5 である。Fig. 23 は液面の変化 h とオーバーフロー系の流量 Q との関係を示した。もちろん H および ξ が変れば、この関係は変わる。

Fig. 23 中点線にて H=6m の場合に、配管の抵抗が ξ=20 と ξ=50 のときの 1 例を示す。

3.4 燃料要素の下部受座から漏れのある場合の燃料要素中の流動試験

燃料要素の下部受座からの漏れ量にかんしては、正規の状態では燃料要素が取り付けられた場合には、さきに受座の部分のモデル試験で実験を行なった。その結果、その部分の接触荷重が、一定値以上あれば十分よい状態の得られることがわかった。しかしなんらかの原因で燃料要素の取り付けに不具合を生じた場合には、受座からの漏れ量が相当大きくなり、またこのために燃料要素への流量にも変化を生じる可能性がある。

この場合の関係を実験をおこなって検討した。装置としてはモックアップ試験装置の模擬燃料要素と、そ

の検定装置を使用して、これに燃料要素を持ち上げる機構をとりつけて、正規に燃料要素が取り付けられた位置から 0.1~45 mm まで変化して燃料要素を持ちあげ、その量 δ mm はダイヤルインジケーターで測定した。その場合の燃料要素冷却管を流れる流量 (Q l/sec) は、燃料要素測圧孔で上下 2 m の間の円環状空間の流動損失を測定して求め、さらに全体の流量は量水法により求めて、この差から燃料要素の受座の部分からの漏れ量 q (l/sec) を求めた。一定の δ に対しては、プレナム室圧力を 3 段階に変化させて実験を行なった。また燃料要素の入口先端をゴム栓とパラフィンにて密封して、 $Q=0$ の場合についても実験を行なった。この場合は、もちろん q の値は、量水法に

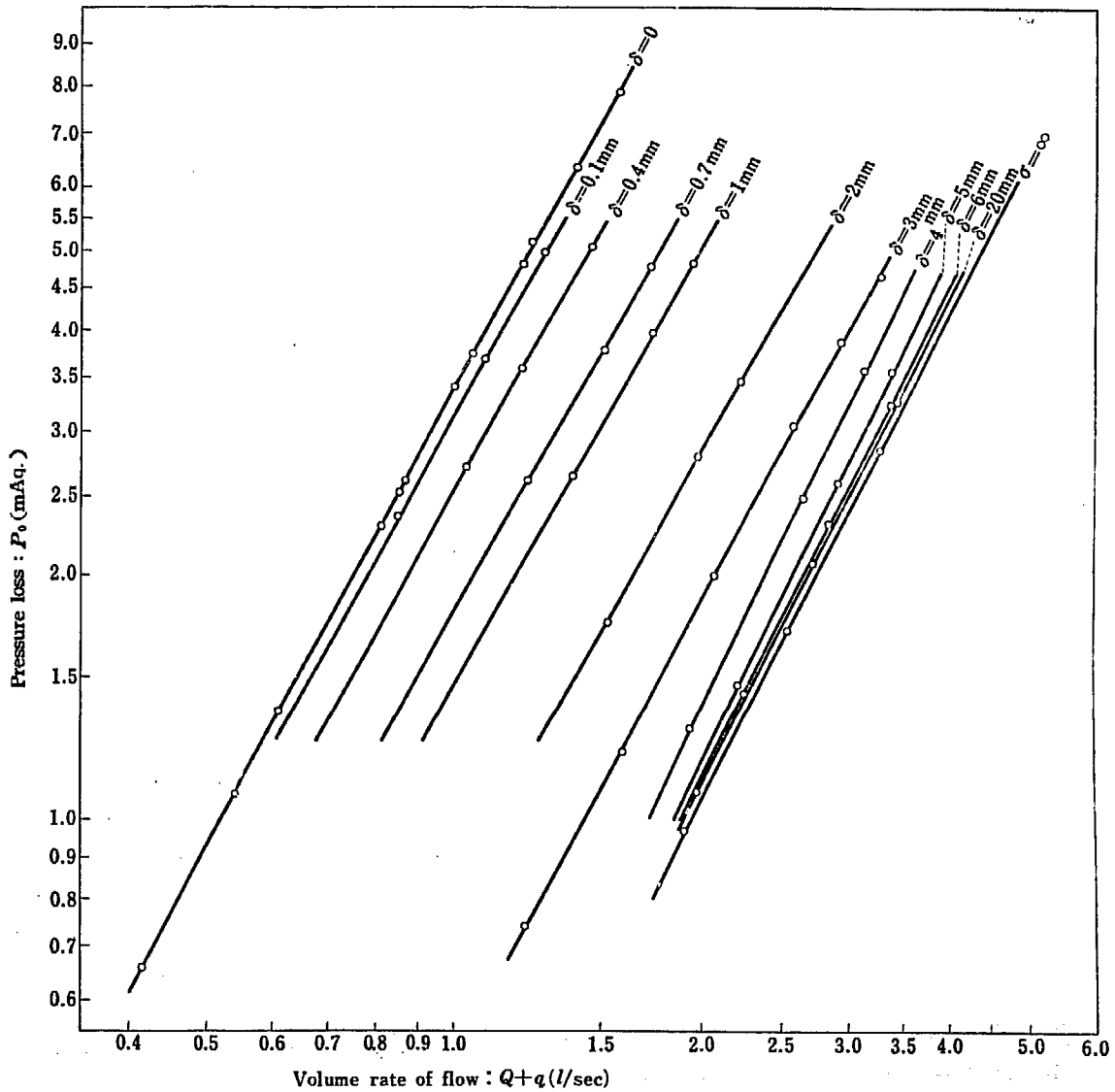


Fig. 24 Relation between total flow $Q+q$ and pressure loss H_0 for various δ , which is the clearance between the fuel element and its seat

て測定したそのままの値である。

この実験の結果を図示すると Fig. 24 から Fig. 26 のようになる。たて軸はいずれもプレナム室の静圧の測定値から、その測圧孔までの静水頭による圧力をひいた。すなわちプレナム室から先の圧力損失に相当する H_0 m 水柱をとり、横軸にはそれぞれ $Q+q$ (l/sec), q (l/sec) および $Q/(Q+q)$ をとった。また、この線図をもとにして $H_0=4.2$ m 水柱のときの δ に対する $(Q+q)$ と q , および $Q/(Q+q)$ の変化を求めると、Fig. 27 または Fig. 28 のようになる。この結果をさらに分析して考える。この装置のプレナム室からの入口部および受座の部分の詳細は Fig. 29 のようである。この装置で燃料要素を十分に持ちあげて、 $\delta=\infty$ と考えられるときの圧力損失を求めて、これを整理すると、

$$H_0 = 1.704 \frac{v^2}{2g} \quad (11)$$

で、ここに v は 27 mm の孔を通るときの平均流速 (m/sec) である。これからプレナム室から下部管板の孔に流入するときの圧力損失の係数は 0.704 と考えられるので、

$$H = H_0 - 0.704 \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

の圧力を算出し、この H m が燃料要素中の流量と、受座からの漏れ量の両方を支配するものと考えて整理してみた。まず燃料要素の方については、漏れない場合の H と Q の関係は

$$H = 0.3269 Q^{1.87} \quad (13)$$

で整理できるので、漏れのある場合には、一般の分岐管の整理に準じて

$$H = 0.3269 Q^{1.87} + \zeta_1 (Q+q)^2 \quad (14)$$

として、分岐の損失係数 ζ_1 を求め、 $q/(Q+q)$ との関係を示すと Fig. 30 のようになる。この結果から主管に相当する燃料要素の方の分岐の損失係数 ζ_1 は、 δ の変化に関係なく、 $q/(Q+q)$ ではほぼ整理できて、このことは一般の分岐管の場合と一致する³⁾⁴⁾⁵⁾。しかし、その値および傾向は一般の分岐管と比べて変動が大きくなるようである。これはこの場合のような分岐の機構では、支管への漏れ量が、主流の外縁部から一様にとられるので、管内の速度分布を考慮したときに、その速度エネルギーに差があるためと考えられる。つぎに受座からの漏れ量の方については、 δ の変化をした場合の分岐の損失係数は、一括して整理することは不可能と考えられるので、これは求めなかった。全体の損失係数として、つぎのように定義して求めた係数 α は Fig. 31 のようになる。

$$\alpha = H/q^2 \quad (15)$$

なお、Fig 31 には入口および出口の速度ポテンシャルと比較できるように、その係数を書き込んである。ここで w は漏れ隙間の最小断面積の部分での平均流速である。入口での速度ポテンシャルは $Q=0$ の場合と、 Q が存在する場合とは変わってくるので、実線は Q のある場合、点線は $Q=0$ の場合である。 α の値で○印

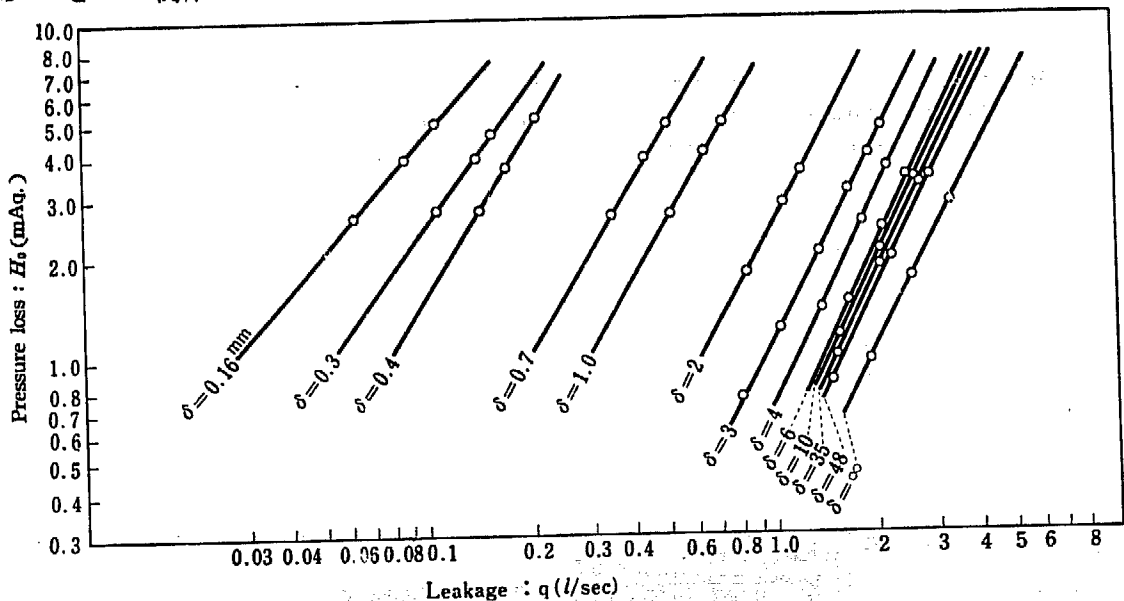


Fig. 25 Relation between leakage q and pressure loss H for various δ , which is a clearance between the fuel element and its seat

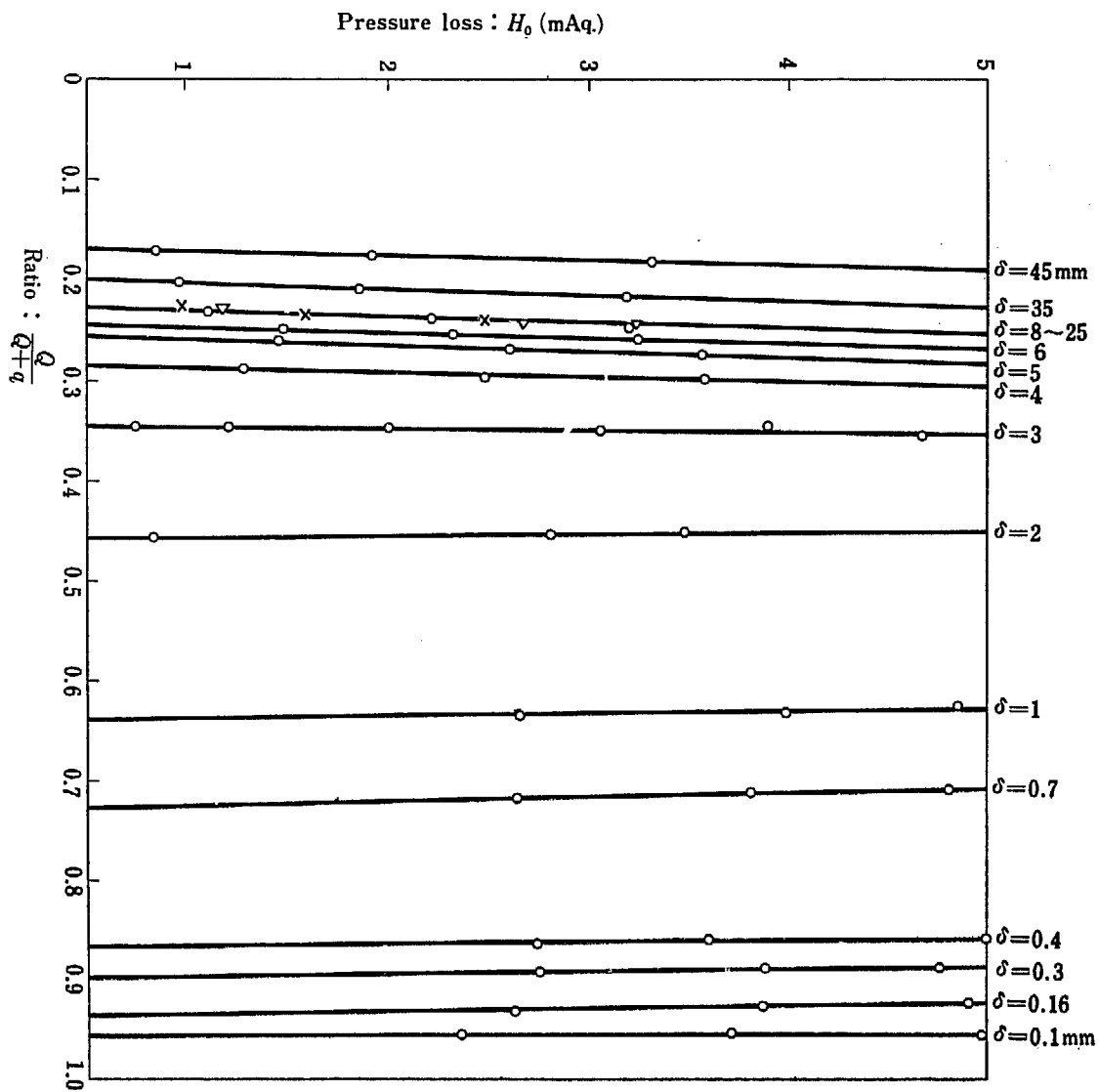


Fig. 26 Ratio of fuel element flow Q to total flow $Q+q$ for various δ , which is a clearance of the fuel element and its seat

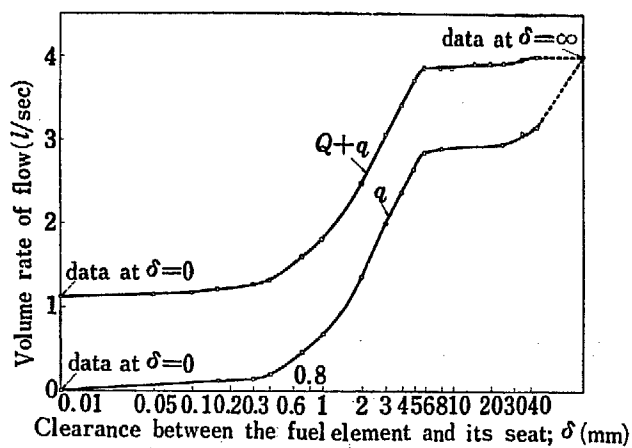


Fig. 27 Total flow ($Q+q$) and leakage q at $H_0=4.2$ mAq.

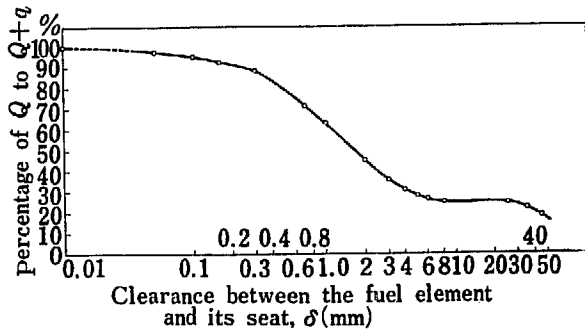


Fig. 28 Ratio of fuel element flow Q to total flow $Q+q$, at $H_0 = 4.2$ mAq.

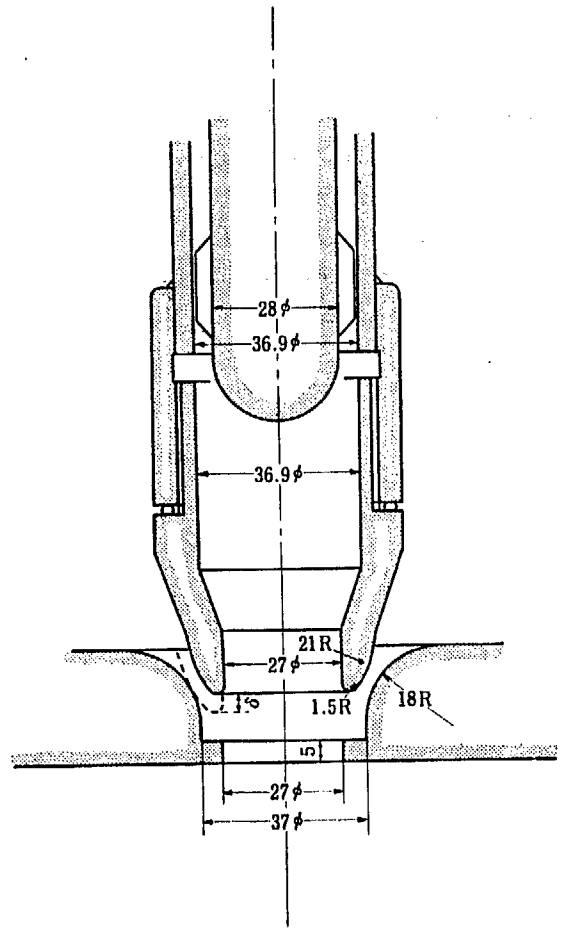


Fig. 29 Inlet part of the model fuel element from the plenum chamber

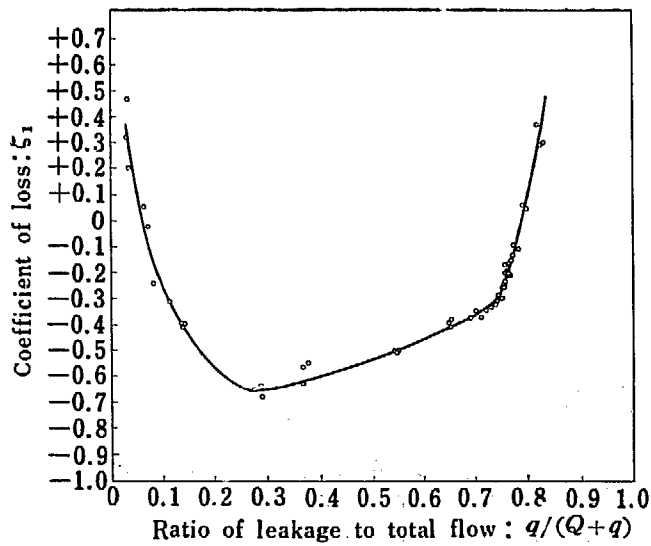


Fig. 30 Coefficient of loss for branching pipe

のものは Q がある場合、 \times 印のものは $Q=0$ の場合である。これからわかるように、 δ の大きいところでは w の値は v より小さくなり、隙間の部分の損失係数は非常に小さくなっていると考えられる。また δ の小さなところでは Fig. 25 からわかるように、隙間の部分の流れのレイノルズ数が小さくなり、層流になっている。これらのことから、 H を一定にした場合の δ による q の変化は Fig. 27 に示すようになる。しかし、燃料要素中の流量 Q の変化量はわずかで、たとえば $H_0=4.2\text{ m}$ 水柱の場合の $\delta=0$ のときの流量 Q_0 と、 δ を変化したときの Q の割合を示すと、Fig.

32 のように、 δ が 30 mm 以下ではわずかに減少するためである。

以上の結果から 245 本の燃料要素中、数本の燃料要素で、受座へのはまり工合に不具合を生じた場合でも、その燃料要素の流量は極端に減少することはない。このことは炉の安全性の上から望ましいことである。ただし、そのはまり方の不具合の度合も、数 cm も燃料要素が持ちあげられることになると、燃料要素に流れる流量は、ひどく減少することになるので、これは燃料要素装填の際に確認できるようにする必要がある。

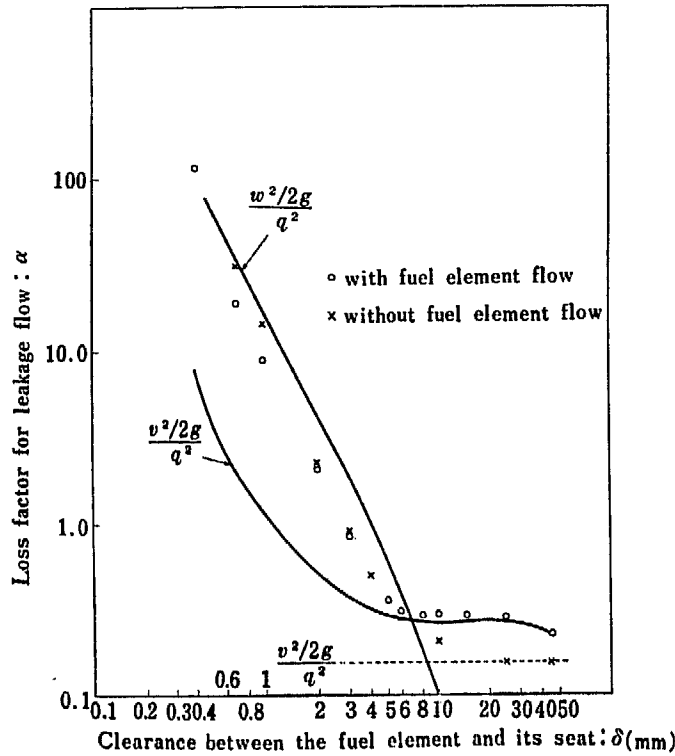


Fig. 31 Loss factor for leakage flow

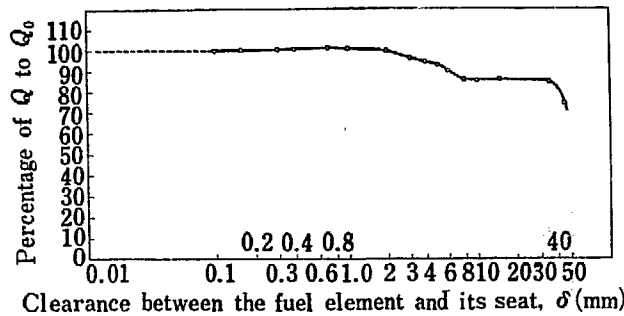


Fig. 32 Ratio of flow rate in fuel element at $\delta(Q)$ to that at $\delta=0 (Q_0)$

4 計測制御系に関する実験

4.1. 流量制御系

JRR-3 における比較的短期間の運転中、反応度を変化させる主なものに、制御棒の動き、減速重水液面の変動、および冷却水流量の変化による炉内温度の変化などが考えられる。それらのそれぞれの原因に対して制御棒の動きは中性子束測定系で自動的に制御され、液面の変動については、細かい変動は構造上液面が波立たないように設計することにおいて考慮されており、また減速重水の系外への漏れによる液面変動はオーバーフロータンク内の重水を自動的に補給することにより防止されている。そして冷却水流量は流量自動調節計により一定に保たせてある。この流量制御は流量がかなり大きいので（定常運転において約 $17 \text{ m}^3/\text{min}$ ）バイパス制御が考えられている。しかし、バイパス制御は流量制御として好ましい方法ではなく調節範囲が広くとれないこと、したがって制御系全体のゲインが非常に小さくなること、または配管の抵抗のみでなくポンプの特性に非常に影響されることなどのいろいろな問題がある。それで JRR-3 の冷却系モックアップ試験装置に模擬の制御装置を取り付け問題点について調べてみた。

4.1.1. 実験装置 流量制御機構実験装置の構成の概略図は Fig. 15 に示されている。調節弁はポンプと並列に取り付けられている。タンク入口側の配管は JRR-3 の設計に合わせて2つに分れてヘッダーに接続されている。その2本の配管に、それぞれオリフィスを取り付けて差圧がとり出され、その差圧は2つの差圧変換器により空気圧に変換されてから流量記録調節計へ送られる。流量記録調節計へ入る直前で空気圧は2つの空気圧-電気変換中継器により、その平方根の値に比例した電気抵抗値に変換される。すなわち電気抵抗値は流量に比例している。この2つの電気抵抗値は加え合わされて流量記録調節計の信号となる。流量記録調節計は流量値を指示記録すると同時に比例積分2動作の調節をおこなう。調節弁は流量記録調節計から、自動または手動で送られる $0 \sim 1.0 \text{ kg/cm}^2$ の空気圧により駆動される。調節弁は口径が 8 in あり 20 m 水柱以上の圧力が加わることも考えられるので、ボジショナーが取り付けられている。

使用した主な計器の仕様は、つぎのようである。すべて富士電機製造(株)の製品であるので型番は同社による。

i) 電子管自動平衡型空気圧式流量指示記録積算調節計 1台

型式 PESR-II

目盛 $0 \sim 20 \text{ m}^3/\text{min}$

動作 比例+積分

比例帯 5.5%~100%

積分時間 6秒~30分10秒

ii) 空気圧-電気変換中継器 2台

型式 EPU/F

iii) 差圧-空気圧変換発信器 2台

型式 PUF-H₃

発信圧 $0.2 \sim 1.0 \text{ kg/cm}^2$

iv) オリフィスプレート 2枚

管径 250 mm ϕ

最大差圧 6m 水柱

v) ダイヤフラム調節弁

型式 ボジショナー付パックス弁

口径 8 in

特性 指数関数特性

4.1.2. 静特性 測定により Fig. 15 に示されているように、調節弁がポンプと並列に入っているために調節計の流量特性にはポンプの特性、およびタンクならびに配管系の流動抵抗の影響が入ることがわかった。

その影響の仕方は2とおり考えられる。1つは調節弁の全開全閉による調節範囲が非常に小さくなることであり、いま1つは系の流動抵抗とポンプの特性とが関連して、非線型流量特性を示すことである。

調節弁の流量特性を述べる前に、弁の口径の決定について述べる。

i) 調節弁口径の決定 調節弁を設計するときには実験装置に対する実測データがなかったので、次のような条件で調節弁の口径を決めた。

a) ポンプの流量-揚程曲線は、モックアップ試験装置に使用される口径 400 mm の主循環ポンプの予想特性曲線を用いる。その曲線を Fig. 33 に示す。

b) 流量設定値が $17 \text{ m}^3/\text{min}$ のとき、およびその

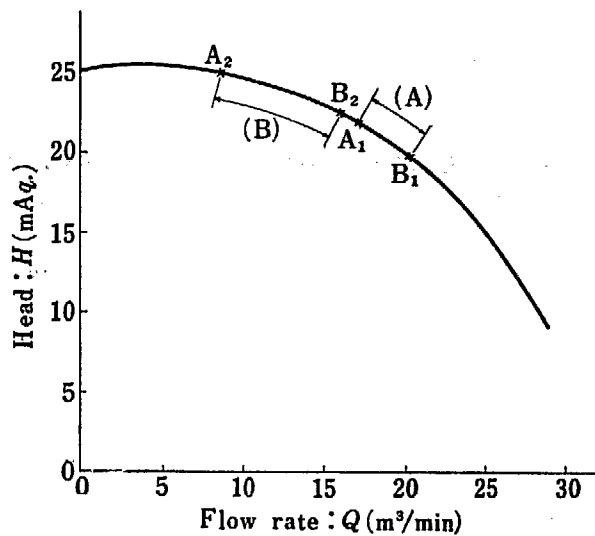


Fig. 33 Estimated pump characteristics curve

半分の $8.5 \text{ m}^3/\text{min}$ のとき、それぞれ設定値の 5% の範囲において調節ができるようにする。

この b) の条件は JRR-3 の設計の条件と同じである。このような条件のもとで、調節弁口径の算定に必要な最大流量および弁前後の圧力を求める。それは次のように行なった。

(A) 調節弁全閉のときタンク内流量が $17 \text{ m}^3/\text{min}$ の場合

調節弁が全閉の場合にはタンク内流量とポンプの吐出量が等しいから、吐出量 $17 \text{ m}^3/\text{min}$ のときの全揚程はポンプの流量-揚程曲線から求まり 21.8 m 水柱である (Fig. 33 A_1 点)。そのときの流動抵抗係数 ξ はタンクおよび配管の流動抵抗係数であるが、 H の全揚程 (m 水柱)、また Q を流量 (m^3/min) として ξ を $H = \xi Q^2$ なる単位で表わすと、

$$\xi = 21.8 / 17.0^2 = 0.0754 \text{ (min}^2/\text{m}^5)$$

となる。つぎに調節弁を全開にしたときを考える。調節弁、すなわちバイパス回路を流れる流量が最大のときタンクへ流れ込む流量は最小となる。したがって条件 b) から調節計を流れる最大流量はタンクへ流れ込む流量が $17 \text{ m}^3/\text{min}$ より 5% だけ少ないとき、すなわち $17 \times 0.95 = 16.15 \text{ (m}^3/\text{min)}$ のときである。このときポンプから眺めた全揚程は $0.0754 \times 16.15^2 = 19.7 \text{ m}$ 水柱であり、これは同時に調節弁前後の圧力でもある。このときポンプの吐出流量は Fig. 33 から $20.1 \text{ m}^3/\text{min}$ になることがわかる (Fig. 33 B_1 点)。

したがって調節弁を流れる流量は

$$20.1 - 16.15 = 3.95 \approx 4.0 \text{ m}^3/\text{min}$$

である。以上のことから調節弁に対する条件は

前後圧 19.7 m 水柱

最大流量 $4.0 \text{ m}^3/\text{min}$

となる。

(B) 調節弁全閉のときタンク内流量が $8.5 \text{ m}^3/\text{min}$ の場合

(A) で行なったと同じ手順で、この場合の調節弁の前後圧および最大流量を求めてみると

前後圧 22.4 m 水柱

最大流量 $7.9 \text{ m}^3/\text{min}$

となる。

この場合には、調節弁全開のとき、タンク内を流れる流量とバイパス回路を流れる流量は同程度である。

(A) の A_1 、 B_1 に対応する点を Fig. 33 に A_2 、 B_2 として記入してある。

これらの条件から調節弁の口径を決めるのに、つぎのような式がある⁹⁾。

$$F = 39.6 Q \sqrt{\frac{\tau}{P_1 - P_2}} \quad (16)$$

ここで F : 調節弁の開口面積 (mm^2)

Q : 調節弁を流れる最大流量 (m^3/hr)

τ : 流体の密度 (kg/l)

$P_1 - P_2$: 最大流量のときの調節弁前後の圧力差 (kg/cm^2)

また口径に対しては

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{0.6}} \quad (17)$$

ここで D は呼称径である。

(16) 式によれば調節弁の開口面積は Q に比例し前後圧の平方根に逆比例するから調節弁の口径を決めるのは (B) の場合の条件であることが知れる。しかし、どちらの場合についても計算してみると、

(A) の場合 $D = 122 \text{ mm}$

(B) の場合 $D = 162 \text{ mm}$

となる。

この結果から、計算において予想特性を用いたことなどを考慮して調節弁口径を 8 in とした。

この調節弁口径を決めるのに用いたポンプ特性は実測値とわずかに異なっていたことがわかったが Fig. 34 の実測曲線を用いて計算をやり直すと、(B) の場合に

前後圧 23.1 m 水柱

最大流量 $8.9 \text{ m}^3/\text{min}$

したがって

$$D = 171 \text{ mm}$$

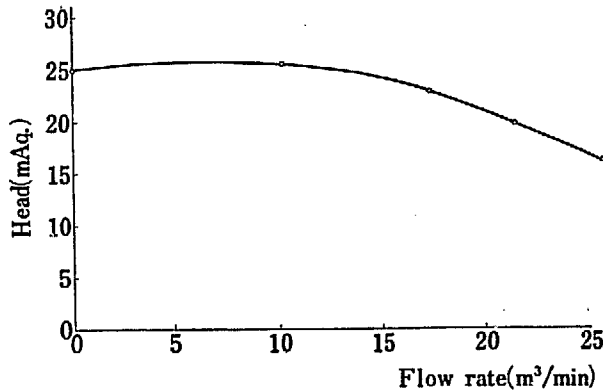


Fig. 34 Pump characteristics curve

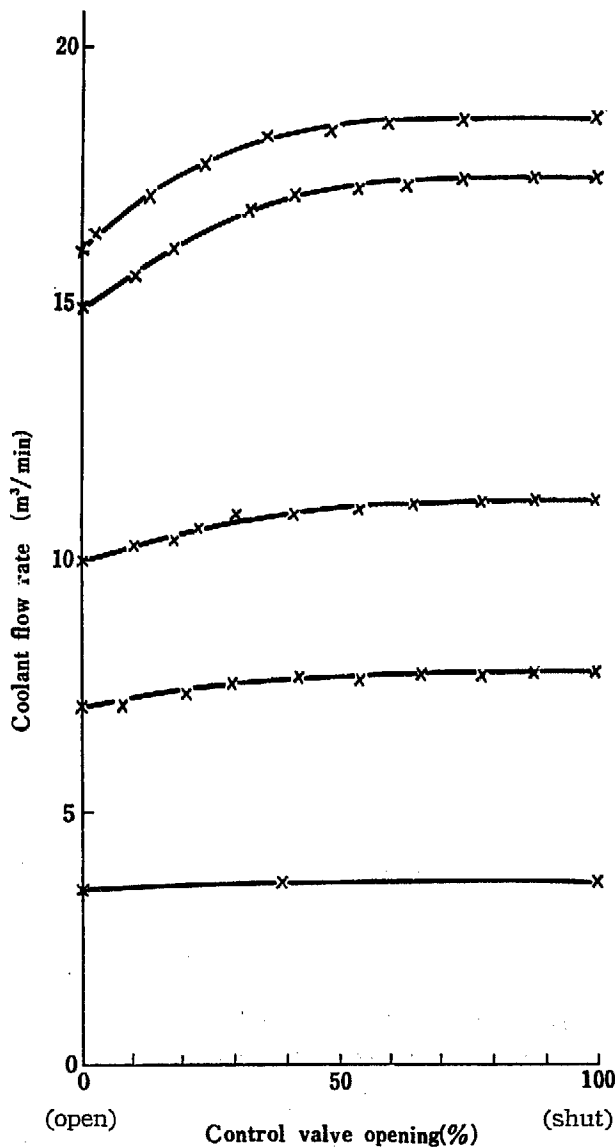


Fig. 35 Variation of flow rate by the control valve opening

となりさきの値は変更する必要はない。

ii) 調節弁の非線型流量特性 調節弁の開度変化に対するタンク内流量の変化は直線的ではなかった。実測の結果は Fig. 35 のようである。調節弁全開のときの流量は Fig. 15 のバルブ⑧、⑧'により変化させた。Fig. 35 からわかるようにタンク内流量が 3 m³/min 付近では調節はほとんど不可能である。10.5 m³/min 付近で 1 m³/min の範囲、また 17 m³/min の付近で 2.5 m³/min の範囲で調節ができる。

Fig. 34, および Fig. 35 を用いて、計算により調節弁自身の流量特性を求めてみる。計算の方法は、つぎのようにした。流水系を Fig. 36 のように単純化して考える。ε_r はタンクおよび配管の流

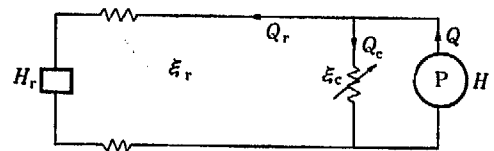


Fig. 36 Simplified diagram of flow system

動抵抗を含めたものは調節弁の流動抵抗係数、そしてⓅはポンプとする。ここで簡単のため ε_r, ε_c の単位を [揚程]/[流量]² とする。また H_r をタンクの液面までの揚程、H をポンプの全揚程、Q をポンプの吐出流量、Q_r をタンクを流れる流量、そして Q_c を調節弁を流れる流量とする。いまポンプより眺めた全流動抵抗係数を ξ とすると

$$H = \xi Q^2 \quad (18)$$

$$= \xi_r Q_r^2 + H_r \quad (19)$$

$$\sqrt{\frac{1}{\xi}} = \sqrt{\frac{1}{\xi_r}} + \sqrt{\frac{1-\rho}{\xi_r}} \quad (20)$$

または

$$\xi = \frac{\xi_c \xi_r}{\xi_r + (1-\rho)\xi_c + 2\sqrt{\xi_c \xi_r (1-\rho)}} \quad (21)$$

なる関係がある。ただし ρ = H_r/H である。

式 (18), (19), (20), Fig. 34 および Fig. 35 にあうような調節弁開度 ρ と ε_c との関係を求めてみると Fig. 37 のようになる。調節弁開度 ρ と ε_c との関係は、だいたい指数関数的であり設計にあってはいる。同時に計算によって得られる全揚程は測定値によくあっている。その 1 例を Fig. 38 に示す。したがって上のような計算はだいたい正しいものと考えられる。逆に上のような計算が正

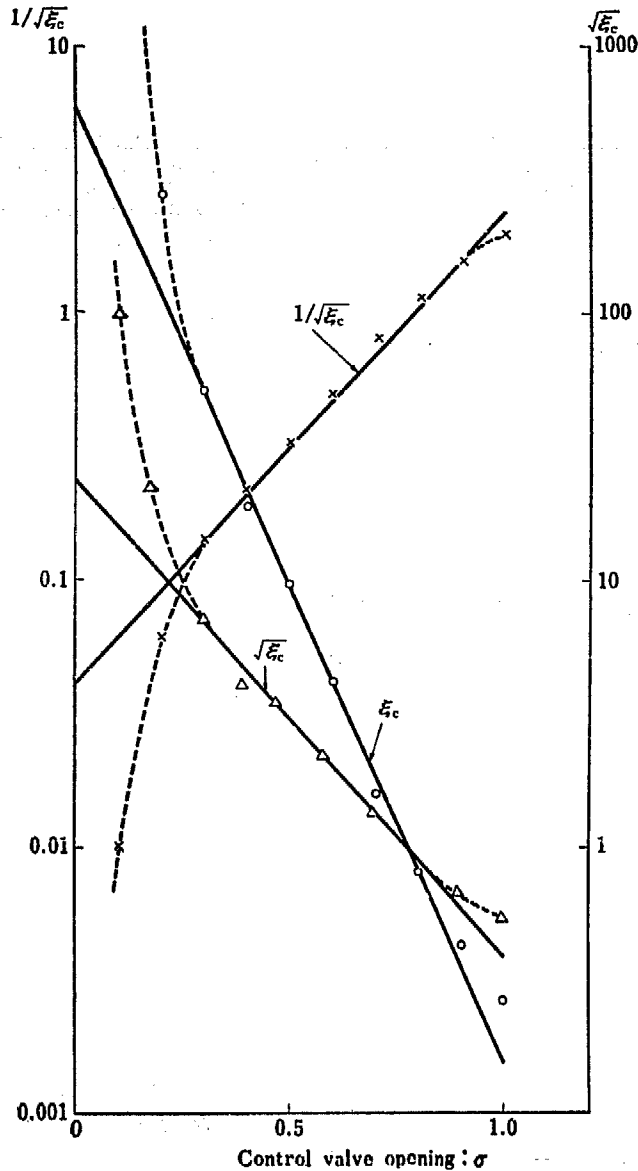


Fig. 37 Calculated relation between the control valve opening σ and $1/\sqrt{\xi_c}$, ξ_c , $1/\sqrt{\xi_0}$, ξ_0 (flow resistance factor of by-pass loop)

しいものとして、調節弁開度とタンク内流量との関係が直線的になるような調節弁を設計することができるが、それはポンプの特性により異なる。付録-1 にポンプの特性が特殊な場合について、調節弁開度とタンク内流量との関係をあげてある。

iii) 制御系のゲイン ii) のように調節弁の全閉全開によるタンク内流量変化は、バルブ②、②' の弁開度、すなわち配管の流動抵抗によって変る。同時に制御系全体のゲインも変る。

4.1.3. 動特性 制御系の動特性を調節弁の流量特性、調節計の特性にわけて調べ、それを合成して全体

の制御系の特性を調べた。

i) 調節弁の特性 4.1.2. ii) で述べたように、調節弁の弁流動特性は非線型であるが、開度が全開から40%の範囲ではだいたい線型と考えられる。それで、その部分における調節弁操作—空気圧タンク内流量の伝達特性を調べた。方法は、調節弁の手動操作圧を階段状に変化させ、その変化に依るタンク内流量を記録することにより、調節弁の流量過渡特性を求めた。手動操作圧の変化変圍が 0.15→0.47 kg/cm² および 0.25→0.45 kg/cm² の場合の記録を単位化し、平均をとると Fig. 39 のようになる。この過渡特性から調節弁の特

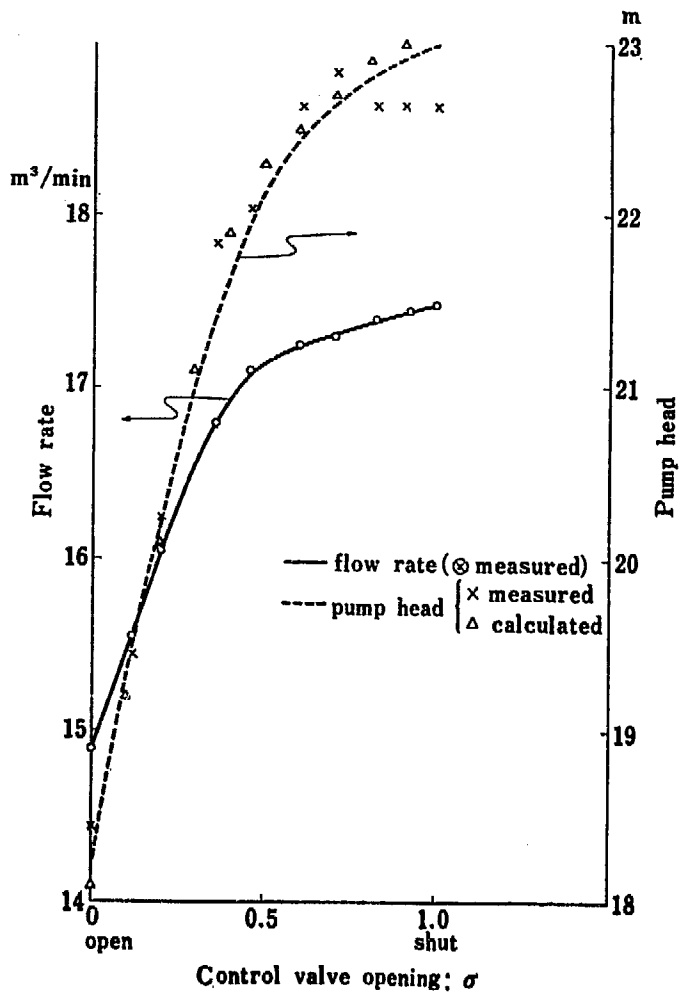


Fig. 38 Relation between the control valve opening and pump head

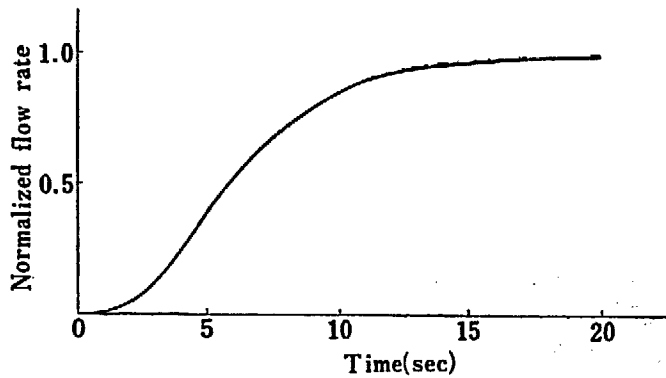


Fig. 39 Transient characteristics of the control valve

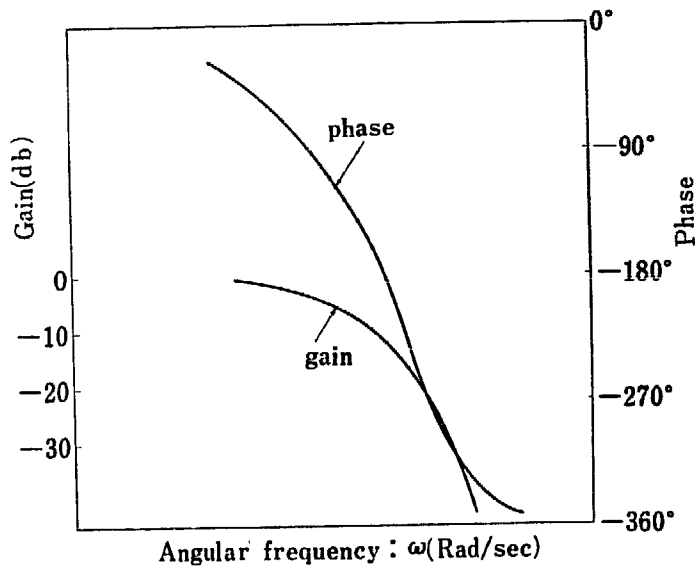


Fig. 40 Frequency characteristics of the control valve.

性は3次以上のおくれであることがわかる。この過渡特性から数値計算により周波数特性を求めると Fig. 40 のようになる。計算の方法は付録-2 に示す。Fig. 40 から $\omega \rightarrow \infty$ のとき $\angle G(j\omega) \rightarrow -360^\circ$ であるから伝達関数は近似的に4次おくれであると言える。

ii) 調節計の特性 われわれの用いた調節計は比例積分2動作のものである。流量偏差と操作圧との伝達特性を周波数伝達関数 $G_v(j\omega)$ で表わすと、

$$G_v(j\omega) = K \left(1 + \frac{1}{j\omega T} \right) = \frac{K}{T} \frac{1}{j\omega} (1 + j\omega T) \quad (22)$$

となる。K はゲインであり、また T は積分時間である。このゲイン K および積分時間 T は調節計のツマミにより変化させる。ゲインに関係のある比例帯の可変範囲は 5.5% から 100% であり、また積分時間の可変範囲は 6 秒から 3 分 10 秒である。調節計の最大流量は 20 m³/min であるから、操作圧を全変化を 1 とすれば

$$K = \frac{1}{20 \times \frac{A}{100}} \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad (23)$$

ここで A% は比例帯である。

iii) 制御系の特性 全体の制御特性は調節弁の非線型流量特性のために非線型性をもつ。しかし i) で調節弁の特性を線型化して考えた範囲で線型として扱う。Fig. 35 から弁開度の有効範囲をみると全体の 40% である。したがって全体の流量可変範囲を Q_m とすると弁開度と流量の比 (ゲイン) は、

$$\frac{\text{流量}}{\text{弁開度}} = K_v = \frac{Q_m}{0.40} = 2.5 Q_m \quad (24)$$

である。このゲインは、この解析において操作圧と弁開度との比が 1 となるような取扱いをしているので、操作圧と流量との比と考えてもよい。したがって制御系のループ伝達関数 $G(j\omega)$ は

$$\begin{aligned} G(j\omega) &= K_v G_v(j\omega) G_o(j\omega) \\ &= 2.5 Q_m K G_v(j\omega) \\ &\quad \times \frac{1}{j\omega T} (1 + j\omega T) \end{aligned} \quad (25)$$

である。この $G_v(j\omega)$ すなわち、調節弁周波数伝達関数は Fig. 40 に示されていた。この Fig. 40 を用いて単位化したループ伝達関数

$$\frac{G(j\omega)}{K K_v} = G_v(j\omega) \frac{1}{j\omega T} (1 + j\omega T) \quad (26)$$

を T をパラメータにして描くと Fig. 41 i), ii), iii) のようになる。

この解析と比較するため、K および T を変えて設

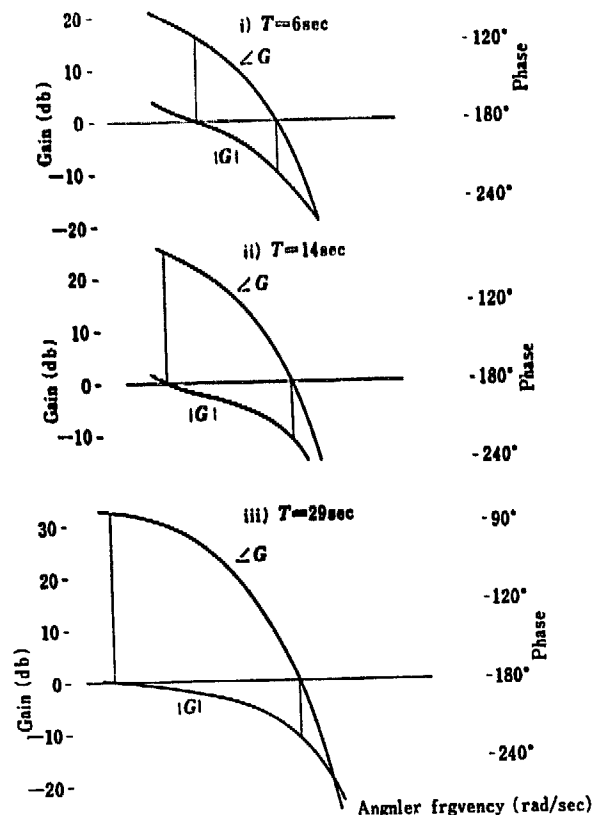


Fig. 41 Loop frequency characteristics
T: reset time (sec)

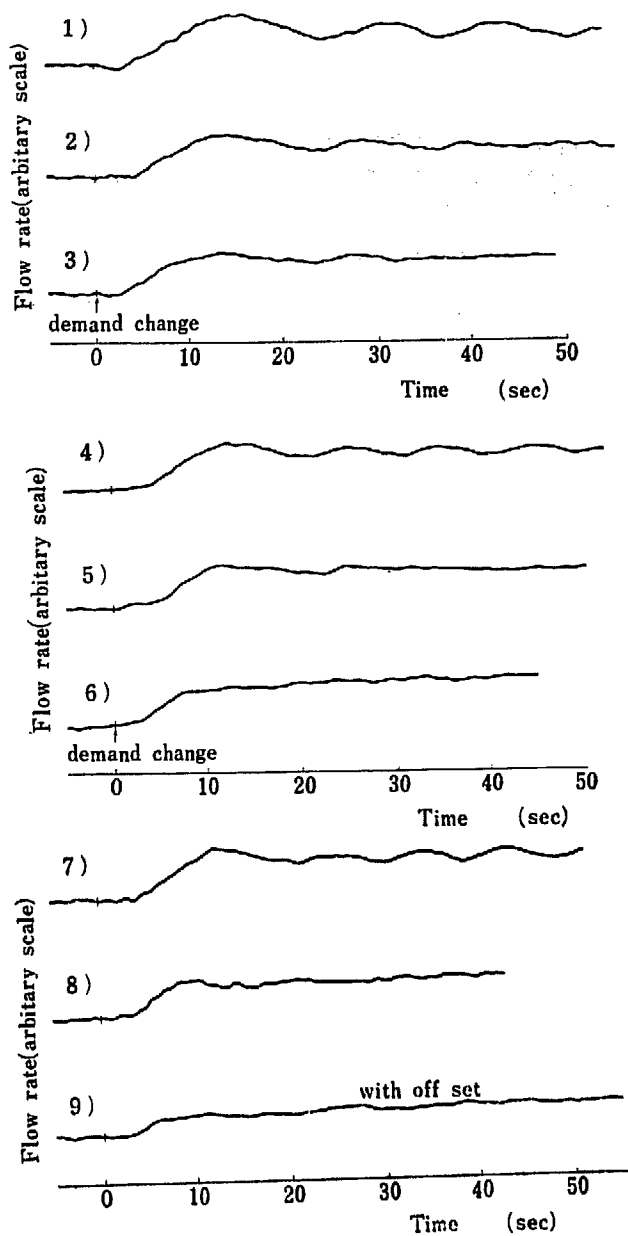


Fig. 42 Response of the control system according to change of demand

TABLE 1 Response of the control system to the change of demand

No.	reset time (sec)	gain (dB)	gain margin (dB)	phase margin (deg.)
1	6	5.5	4.5	68
2		4.8	5.5	
3		4.3	5.6	
4	14	5.5	4.5	102
5		4.8	5.5	
6		4.3	5.6	
7	29	5.5	4.5	130
8		4.8	5.5	
9		4.3	5.6	

定値の階段的变化に対する流量の応答曲線を求めてみた. 実測は $Q_m=2.5 \text{ m}^3/\text{min}$ の場合で行なった. そして K と T の組合せを9とおり作って, 各々に対する応答曲線を記録した. その応答曲線を Fig. 42 に示し, 図の説明を TABLE-1 にした. この結果から, 上の解析はだいたい正しいと考えられる.

4.1.4. 結果 バイパス制御ではポンプ特性により, 特性が非線型になり, また調節弁のゲインが小さくなることは注意されねばならない. しかし, ポンプ特性および配管系の流動抵抗があらかじめわかっているならば, 上の事柄は (18), (19), (20) 式を用いて数量的に予想することができる.

また本装置では, 制御系の解析は線型化の範囲で, だいたいあうといえる. なお, われわれの用いた調節弁は口径が大きいための伝達おくれが大きくて, 調節計の積分時間があまり効かなかった. また全体のゲインをあまり上げることができなかった. そのためバイパス制御のためにゲインが大きくとれないことは, あまり問題にならなかった.

4.2. オリフィス差圧に対するバルブ開度の影響

JRR-3 においては冷却水流量をオリフィスを用いて測定することになっている. 通常, 標準オリフィスを用いる場合には, オリフィス挿入の前後に管径に応じて直管部が必要とされる. しかし, この冷却系モックアップ試験装置を設計するところの JRR-3 の設計においては, 要求される直管部がなく, 管径 250φ に対してオリフィスの上流側 2,500mm のところにバルブがついていた. オリフィスの上流側には管径の 10 倍以上の直管部が必要だと言われているので, このバルブの影響を調べた. 方法として, JRR-3 の設計と同じ位置, すなわちオリフィスの上流 2,500mm のところに取り付けられたスルース弁を閉鎖したときのオリフィスの差圧を, じゅうぶん直管部のある場所にとりつけたオリフィスⒸ (Fig. 15) の差圧と比較することにより, バルブの影響に調べた. オリフィスⒸによる測定値を基準の値と考えて Q_s とし, オリフィスⒶによる測定値を Q として2つの測定値の差 $\Delta Q=Q-Q_s$ を, スルース弁の開度に対して描くと, Fig. 43 のようになる. また2つの測定値の差を Q_s で割った比, すなわち基準

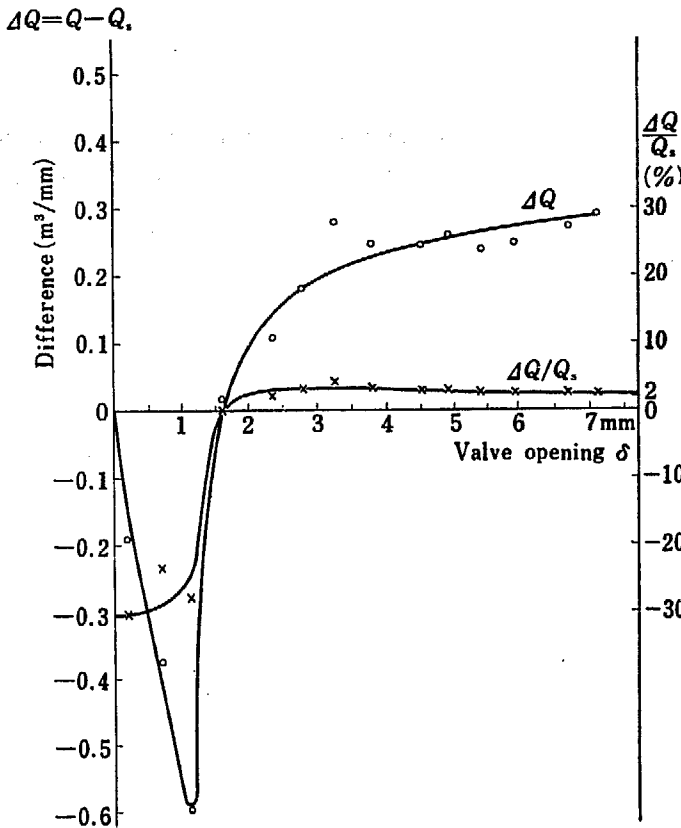


Fig. 43 Effects of Valve opening on the flow measurement with orifice

の値 Q_s に対する測定値の差の割合とスルース弁開度との関係を、やはり同じ Fig. 43 に示す。

Fig. 43 の $\Delta Q/Q_s$ は、つぎのような内容をもっていと考えられる。いま基準値として考えている Q_s もやはりオリフィスによる読みである以上誤差が含まれていると考えねばならない。いま真の流量を Q_0 とし、基準オリフィスⒸの真の流量係数を α_0 、実際のそれを α とする。同様に弁の近くにおかれたオリフィスⒶの真の流量係数を β_0 、実際の値を β とし、開度の影響を表わす因子を γ とおくと、つぎのような式が成立する。

$$Q_0 = \alpha_0 \sqrt{\Delta P_s} = \beta_0 \frac{1}{\gamma} \sqrt{\Delta P} \quad (27)$$

$$Q_s = \alpha \sqrt{\Delta P_s} \quad (28)$$

$$Q = \beta \sqrt{\Delta P} \quad (29)$$

ここで ΔP_s は基準オリフィスⒸの差圧、 ΔP は弁の近くのオリフィスⒶの読みとする。上の式から $\Delta Q/\Delta Q_s$ を求めると、

$$\frac{\Delta Q}{Q_s} = \left(\frac{\alpha_0}{\alpha} \cdot \frac{\beta}{\beta_0} \gamma - 1 \right) \quad (30)$$

となる。

ここで $(\alpha_0/\alpha)(\beta/\beta_0)$ を求めるには、 $\gamma=1$ となると考えられる、スルース弁全開のときの $\Delta Q/Q_s$ を知ればよいのであるが、その場合の測定はない。それで Fig. 43 からそのときの値として $\Delta Q/Q_s=0.02$ と推定すると $(\alpha_0/\alpha)(\beta/\beta_0)=1.02$ とおける。この推定はオリフィスの許容誤差からも考えられうるものである。このような推定のもとで、スルース弁の開度と、その開度がオリフィス差圧に影響をあたえる程度を示す因子 γ との関係を探ると Fig. 44 のようになる。開度が全開に近い 2.5 mm 付近から急に影響が大きくなるようである。この開度は全体の開度 250 mm にくらべると非常に小さいものである。

この推定においては、流量係数 α_0 および β_0 が一定であると考えたが、実際には、レイノルズ数が裕度限界以下になるような流量においては一定でない。しかし、この影響は弁の影響にくらべると小さくて問題にならない。

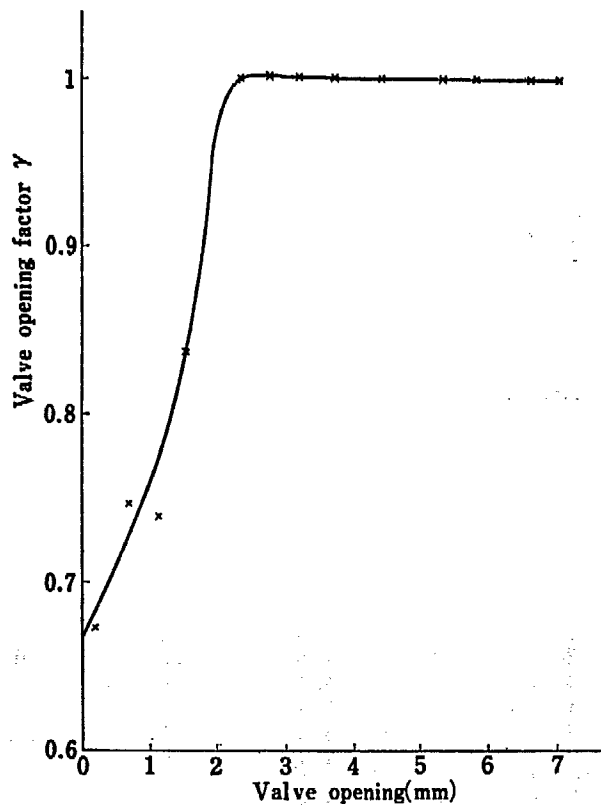


Fig. 44 Valve opening factor

実際においては、この弁は全開に近い状態で使用されると思われるから、この実験のような配置では弁の

影響はないと考えられる。

5 結 言

上記の実験のほかに、破損燃料検出のための、サンプリング管の試験、炉心タンクの圧力試験、ヘリウムリーク試験の方法の検討などをおこなったが、ここでは割愛する。これらの試験の結果 JRR-3 の冷却系の特性は十分把握することができた。

本実験の冷却系試験装置は株式会社日立製作所で、計測制御系統は富士電機製造株式会社で製作した。設

計・製作にあたり両社の原子力課の方々の尽力をおおいだ。またこの試験には高い建家を必要としたので、日立研究所内の建家の一部を借用しておこなった。日立研究所の方々には実験遂行にあたり種々ご協力をたまわった。以上の方々に対し厚くお礼申し上げる所である。

文 献

- 1) H. R. HAZARD, J. M. ALLEN: BMI-1141 (1956)
- 2) H. R. HAZARD, A. ROTKOWITZ: BMI-1172 (1957)
- 3) G. VOGEL: Mitt. d. Hydraul. Inst. d. Techn. Hochsch. München, Heft. 1, (1926) Heft. 2 (1928)
- 4) F. PETERMANN: 同上, Heft. 3 (1929)
- 5) E. KINNE: 同上, Heft. 4 (1931)
- 6) 小林悌一郎: 流量測定並自動調節, 132, (1953) コロナ社
- 7) B. K. LEDGERWOOD: "Control Engineering Manual," 78, (1957) McGraw-Hill.

付 録

付録-1. バイパス制御におけるポンプ特性の影響例

Q_r と $\zeta_c(\sigma)$ の関係は、つぎの3つの式により決められる。ただし式を簡単にするため $\zeta_c(\sigma) = \sqrt{1/\zeta_c(\sigma)}$, $\zeta_r = \sqrt{1/\zeta_r}$, $\alpha = \sqrt{1-\rho}$ とおき、また記号は本文と同じとする。

$$(\zeta_c(\sigma) + \alpha\zeta_r)\sqrt{H} = Q \tag{Ap.-1}$$

$$\alpha\zeta_r\sqrt{H} = Q_r \tag{Ap.-2}$$

$$f(H) = Q \text{ (ポンプ特性)} \tag{Ap.-3}$$

ここでポンプ特性、すなわち $f(H) = Q$ が特殊な形をしているときを考えてみる。

i) $f(H) = Q = Q_0 = \text{一定の場合 (Fig. Ap.-1)}$

次の2式の連立方程式をとけばよい。

$$\left. \begin{aligned} (\zeta_c(\sigma) + \alpha\zeta_r)\sqrt{H} &= Q_0 \\ \alpha\zeta_r\sqrt{H} &= Q_r \end{aligned} \right\} \tag{Ap.-4}$$

$$\therefore Q_r = \frac{\alpha\zeta_r Q_0}{\zeta_c(\sigma) + \alpha\zeta_r} \tag{Ap.-5}$$

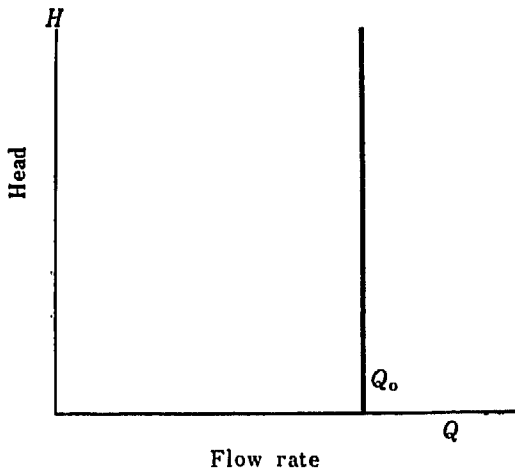


Fig. Ap.-1 Pump characteristics

したがって、

$$\zeta_c \gg \alpha\zeta_r \text{ の場合 } Q_r = \frac{\alpha\zeta_r Q_0}{\zeta_c(\sigma)} \tag{Ap.-6}$$

$$\zeta_c \ll \alpha\zeta_r \text{ の場合 } Q_r = Q_0 \tag{Ap.-7}$$

この概念図を Fig. Ap.-2 に示す。

ii) $H_0 = \text{一定の場合 (Fig. Ap.-3)}$

このときは $\zeta_c(\sigma)$ に関係なく、

$$Q_r = \zeta_r\sqrt{H_0} \tag{Ap.-8}$$

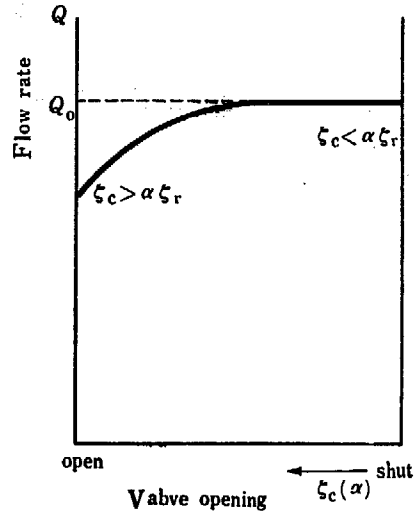


Fig. Ap.-2 Relation between valve opening (i) and flow rate

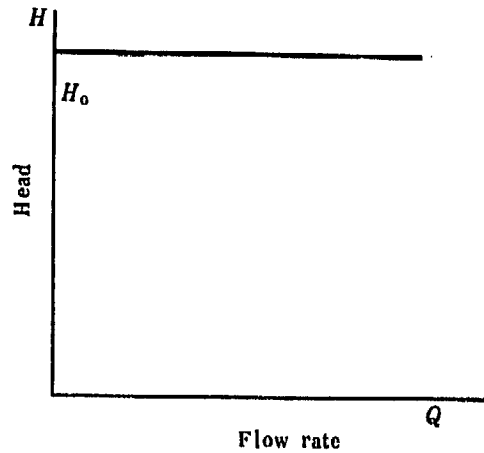


Fig. Ap.-3 Pump characteristics (ii)

である。したがって調節は行えない。(Fig. Ap.-4 参照)

iii) $H^2/H_0^2 + Q^2/Q_0^2 = 1$ の場合 (Fig. Ap.-5)

この場合は i) と ii) の中間になると思われるが、やはりつぎの連立方程式を解けばよい。

$$\left. \begin{aligned} Q^2 &= Q_0^2 \left(1 - \frac{H^2}{H_0^2}\right) \\ Q^2 &= (\zeta_c(\sigma) + \alpha\zeta_r)^2 H \\ Q_r^2 &= \alpha^2 \zeta_r^2 H \end{aligned} \right\} \tag{Ap.-9}$$

$$\therefore Q_r = \frac{\alpha\zeta_r}{\sqrt{2}} \frac{H}{Q_0}$$

$$\times \sqrt{-\{\zeta_c(\sigma) + \alpha\zeta_r\}^2 + \sqrt{(\zeta_c + \alpha\zeta_r)^4 + 4 \frac{Q_0^4}{H_0^2}}} \tag{Ap.-10}$$

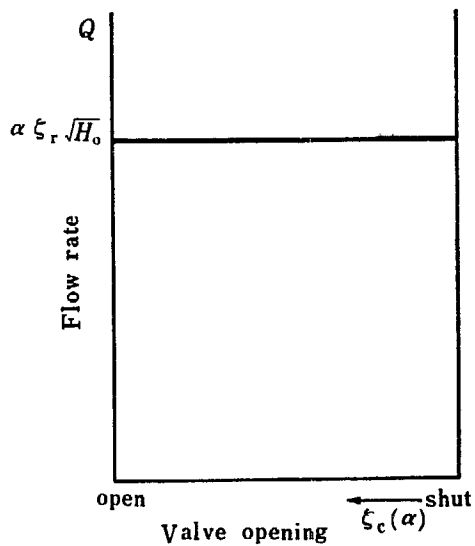


Fig. Ap.-4 Relation between valve opening (ii) and flow rate

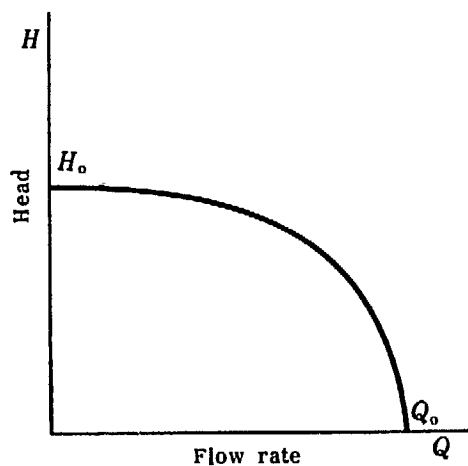


Fig. Ap.-5 Pump characteristics (iii)

付録-2 過渡特性から周波数特性への変換

過渡特性を $g(t)$, その周波数伝達関数を $G(j\omega)$ とすると

$$G(j\omega) = \sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \cos \omega t_i - j \sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \sin \omega t_i \quad (\text{Ap.-11})$$

したがって
 $|G(j\omega)|$

$$= \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \cos \omega t_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \sin \omega t_i\right)^2} \quad (\text{Ap.-12})$$

$$\angle G(j\omega) = \tan^{-1} \frac{\sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \sin \omega t_i}{\sum_{i=1}^{\infty} \Delta g(t_i) \cos \omega t_i} \quad (\text{Ap.-3})$$

であり, この式を用いて $t_{i+1} - t_i = 0.5$ (秒) として計算を行なった.