

JAERI-M

5 8 8 5

A T R 燃料体における燃料棒の振動

1974年11月

岡崎元昭・山崎弥三郎

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.

A T R 燃料体における燃料棒の振動

日本原子力研究所東海研究所安全工学部

岡崎元昭, 山崎弥三郎 +

(1972年9月受理)

原子炉燃料体では、ある定められたピッチ間隔で燃料棒が規則正しく配列されなければならない。そのためにスペーサーが設けられるが、スペーサー部で生ずる冷却材流れによる流動抵抗は燃料全体で生ずる流動抵抗の内大きな割合を占める。また、スペーサーは中性子経済上に悪影響をおよぼすのでなるべく広い設置間隔で取付けるのが望ましい。しかし、燃料被覆管は生来曲りを有し照射によっても曲りが生ずる。また冷却材流れによって、定常的な曲りや、振動を起す。振動は被覆管とスペーサー支持部の間でこまかい摩擦によって引起される fretting corrosion に関するものである。従って燃料棒の振動に関する知見を得ることは、設計上および安全確保上重要である。

A T R 2 次設計模擬燃料体にリングスペーサーを取り付けた燃料棒の冷却材流れによる振動を、燃料体内の代表的な 3 個所に振動検出用模擬棒を装荷して測定した。

振動の周波数分析の結果、燃料棒はベースを支点とした集合体全体の固有振動数とみられる 2.8 ~ 3.5 Hz 付近の成分とリングスペーサー支持間の固有振動とみられる 9.7~5 Hz の成分が存在した。振動数のパワースペクトラムは二相流になると、そのポイド率の増加と共にフラットな分布を示すようになった。この傾向はスペーサー支持間隔を倍にした模擬棒で顕著であった。

振動振巾は単相流から二相流になると急激に増加した。二相流での振巾は水流量に無関係でポイド率のみの函数であることが分った。振巾値はポイド率 50 % のとき片側への変位量で大きく見積って 0.25 mm (R M S 値) であった。

流れの中で生ずる燃料棒の定常的な曲りは今回の場合非常に小さかった。これはリング型スペーサーとツイスト型スペーサーの支持方法の差によるものと考えられた。

Vibration of ATR Fuel Rods

Motoaki OKAZAKI and Yasaburo YAMAZAKI

Div. of Reactor Safety, Tokai, JAERI

(Received September 1972)

Fuel rod vibration induced by coolant flow has been measured for the ATR Second Model Fuel Assembly equipped with the ring-type spacers in water and air-water two-phase flows. Instrumented dummy fuel rods were set at three representative positions in the array of the fuel assembly. Vibration characteristics were measured by the semi-conductor strain gauges probe set at midpoints of the spans of 412 mm between the 4th and 5th spacer and of 824 mm between the 5th and 7th spacers taking off the 6th spacers from the bottom respectively. In the power spectra of the rod vibration in water flows, main frequency components are 28~35Hz and 97.5Hz which are correspond to the natural frequency of the whole assembly and the span between the spacers respectively. Power spectra of the frequency become flat with the increase of void fraction in case of the vibration in two-phase flow. Amplitude of vibration in two-phase flow was very large compared with water flow and was almost independent of water flow rate. The amplitude depends on void fraction, and the maximum is 0.5 mm at 0.5. The amplitude increases approximately proportionally to the square of the ratio of the span in water flow. While in two-phase flow, the amplitude increases nearly lineally with the ratio of the span. A continuous displacement of the rod neutral axis induced by fluid flow was very small compared with the result of the ATR First Model Fuel Assembly equipped with the twist type spacer. The difference of the results is due to the dissimilar rod support of the spacers used.

The work performed under contracts between the Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation and the JAERI.

† Office of Safety and Control, Tokyo, JAERI

目 次

1. 序	1
2. 実験装置	3
2.1 使用ループ	3
2.2 テスト部	3
2.3 振動計測記録装置	3
2.4 検定装置	9
3. 模擬燃料棒の製作方法および検査、検定方法	13
4. 実験方法	17
4.1 振動検出位置	17
4.2 リング型スペーサーによる支持状態	17
5. 実験結果および考察	21
5.1 振動数	21
5.2 振巾	25
5.3 流れによる燃料棒の定常的な曲り	29
5.4 従来の実験式との比較	35
6. 結論	41
参考文献	41

1. 序

燃料棒を規則正しく配列した原子炉燃料体では、その定められた燃料棒のピッチ間隔を維持するためスペーサーが設けられる。スペーサーは一般に狭い棒間隙の間に設けなければならない(A T Rの場合約2mm)ので、スペーサーが流れの断面積の中におかれた場合、この中に占める面積は大きい。従って冷却材流れにより燃料要素内で発生する圧力損失の内スペーサーで生ずる分の占める割合は非常に大きい⁽⁴⁾⁽⁵⁾また、中性子吸収もここで生ずる。そこでスペーサーはなるべく流動抵抗の小さい構造で、要求される機能を満足するよう設計に工夫がこらされるが、さらに、スペーサーによる支持間隔はなるべく大きくするのが望ましい。しかし、燃料被覆管は製造過程である程度の曲りを有し、照射によつても曲りが発生する。この上、冷却材流れによる燃料棒の振動も発生する。これらの影響による燃料棒間隙の悪化が起つても、燃料棒間に定められた必要最小間隙が維持されるようにスペーサーの設置間隔が定められなければならない。燃料棒の振動はスペーサーによる支持部で被覆管との間にこまかい摩擦を生じさせ fretting corrosion と呼ばれる被覆管の腐蝕を引起することが知られている。これは原子炉の正常な運転の維持と安全確保上大きな問題となる。^(註) fretting corrosion はスペーサーによる保持力と燃料棒の振動数に関係すると云われている。

従って冷却材流れによる燃料棒の振動数および振巾に関する知見を得ることは、スペーサーの必要最小限の設置間隔を定める上にも、安全確保の上にも重要である。前年度では A T R 一次設計燃料体にツイスト型スペーサーが設置された燃料棒の振動について報告した。本報では二次設計燃料体にリング型スペーサーが設置された燃料棒の振動につき報告する。前年度の実験結果では主として次のことが問題であった。すなわち第一に、流水中での燃料棒の固有振動数が理論上考えられる値よりも異常に低かった。これは一つには振動数の計測方法がペンレコーダーに記録されたものからその信号波を読みとて数えていたという点にも問題があったが、その時使われていたツイスト型スペーサーの燃料棒に対する保持も不充分であることが推測された。それは、燃料集合体の吊下げ時、スペーサー部を軽く叩いて測定したツイスト型スペーサー支持間における燃料棒の固有振動の記録によって、その信号がやはり異常に低い正弦波であったことからも推察された。第二に、流水中の燃料棒には、流れによると思われる定常的な曲りが生じていることが測定されたことである。これはツイスト型スペーサーの不充分な支持にも原因があると考えられるが、ツイスト型スペーサーの支持方法に生ずる固有の問題か、あるいは燃料集合体の型式に固有の問題か不明であった。今回、A T R 二次設計燃料集合体での燃料棒の振動を計測するに当り、これらの問題についても解明することを意図して計画した。そのため A T R 二次設計燃料集合体の代表的な 3 本の燃料棒に振動検出端を取付けた。すなわ

^(註) 我々は燃料棒の振動問題について研究を進めるうちに、従来のスペーサーは振動に関連したこの問題に対しても充分安全性を保証する構造でないことを痛感した。そこで被覆管表面では fretting corrosion が起らぬ構造を有すると同時に、構造簡単で流動抵抗の少ないホールディングスペーサーを考案して報告した。⁽⁶⁾

ちこの集合体はその断面で三層の同心円上に28本燃料棒が配置されているが、その三層の各層から1本ずつ選んで3本の振動計測用模擬棒を設置した。これは、筆者らが今年度報告した新型転換炉の伝熱流動研究報告：15「ホットフィルムによる燃料棒まわりの燃除去特性」で選んだ場所と全く同じである。このように種々のサブチャンネルに面し、圧力管の中央から管壁にかけて3本を選ぶことにより集合体として燃料棒の振動に与える特性に関する知見を得ることを目的とする。また、サブチャンネルが燃料棒の曲りに対して影響するかどうかも調べる。さらに、スペーサーによる支持間隔が燃料棒の振動にどのように関係するかを調べるために、集合体断面内の第二層目に装荷した振動計測用模擬棒では、スペーサーを一段取除いておき、支持間隔を二倍にして測定した。振動数の計測方法を精密にするためリアルタイムのパワースペクトラムアナライザを用い、周波数成分の分析を行なった。

2. 実験装置

2.1 使用ループ

FAT-1装置を用いた。これは J A E R I - M 5 4 7 8 J P D R - II 燃料棒の流れによる振動に記載のものと同一である。

2.2 テスト部

A T R 2次設計による流動試験用模擬燃料体 Fig.1(リング型スペーサー付) に Fig.2 に示すような振動測定用模擬燃料棒を装荷したものである。

この模擬棒の被覆管は実際に原子炉内で使う目的で製作されたものを使用した。すなわち材質 : Zry-2, 表面アラサ : JIS 3S以下, 真直度 : 1/1200mm, 内径 : $15.09 \pm 0.05\text{mm}$, 肉厚 : $0.86 \pm 0.065\text{mm}$ の規格に入るものである。この被覆管内に外径 14.80mm , 内径 4.15mm の硬質鉛ペレット (比重 1.1.3) を封入し, 単位長さ当たりの重量を実際の燃料棒と同じにしてある。リング型スペーサーによる支持間隔の中央部, 被覆管内面に半導体ゲージが 4 枚 90° 間隔で貼付してあり, 対向して貼付してある 2 枚のゲージが 2 ゲージ法による測定ができるように結線されている。従って直角方向の歪がそれぞれ別個に動歪計により測定される。ゲージのリード線は, ゲージ上に位置する鉛ペレットに接着剤で固定されたのち鉛ペレット中央孔を通って燃料棒上部端栓より取出される。ゲージ上に位置する鉛ペレットは被覆管からまわり止め用ピン (1 φ) で固定されている。

半導体ゲージを被覆管内面に貼付するには次の方法をとった。まず, ゲージを貼付する付近で被覆管を切断したのち, Fig.2 に示されるように機械加工による嵌合構造にし, 次に切断した端面から, ゲージを貼付すべき位置に印をつけ, 治具を用いて端面より 2.0mm の位置にアロンアルファを接着する。嵌合はとまりばめ程度に手仕上げし, アロンアルファで接着後, 固定強度を確実にするため, 二方向から 1 φ のピン止めをした。ゲージのリード線は鉛ペレットの中央孔を通って燃料棒上部端栓より取出される。そして, 圧力管のノズルからもれ上め機構を通って圧力管の外へ取出される。

2.3 振動計測記録装置

振動計測および記録には次のものを使用した。

- (1) 動歪計
- (2) 直流増巾器
- (3) マイクロペンオシログラフ
- (4) オシロスコープ
- (5) データーレコーダー
- (6) 検出端用ストレインゲージ
- (7) スペクトラムアナライザー

これらをブロック図に示すと Fig.3 となる。

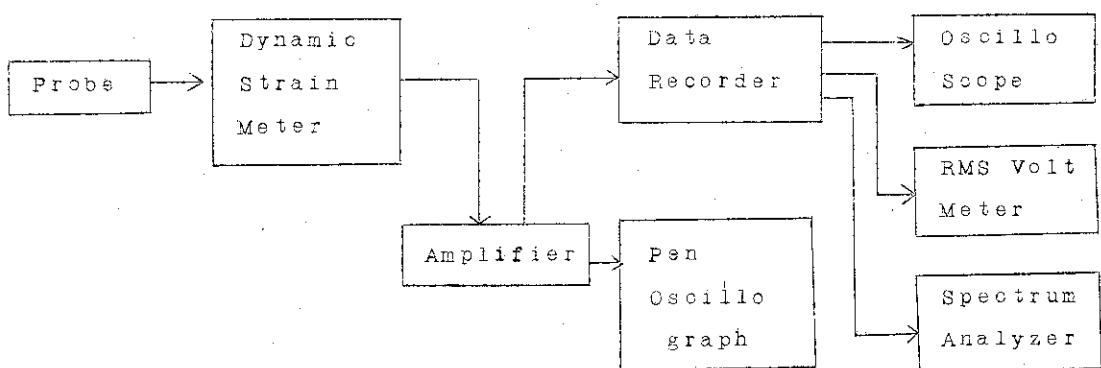


Fig. 3

以下に各機器の主要仕様を記す。

(1) 動歪計

新興通信社製	D S 6 - D Y型
ゲージ電圧	0.5 ~ 12 V (今回は 3 V に決定)
感 度	100×10^{-6} のひずみ入力で
	出力 1 1 V 以上 (10 KΩ 負荷)
	出力 2 8 mA 以上 (30 Ω 負荷)
ただし感度最大	G . F . = 2.0 , 120 Ω ゲージのとき
周波数特性	D C ~ 2 0 0 0 Hz (利得変化 ± 1 dB , ローパスフィルタ 2 0 0 0 Hz レンジ)
雑 音	入力換算 4×10^{-6} ひずみ以内
ただし感度最大 ($100 \times 10^{-6} / 1V / 10K\Omega$)	G . F . = 2.0 , 120 Ω ゲージのとき
チャネル数	6

(2) 直流増巾器

横河製	型式 3 1 2 7
チャネル数	5
使用周波数範囲	D C ~ 50 KHz (-3 dB)
電圧利得	7.5 (30 Ω 負荷)
入力抵抗	10 KΩ (片線接地)

(3) マイクロペンオシログラフ

横河製	型式 2 9 4 4
ポリエステルにカーボンを蒸着した 3.5 mm 巾特殊フィルムをダイヤモンドペンで引搔く方式	
チャネル数	5
記録振巾	ピークピーク値 4 mm
周波数特性	D C ~ 100 Hz ± 5 %
感 度	0.2 V/mm (3127 と組合せのとき)
フィルム速度	0.5 / 1 / 2 / 5 / 10 / 20 mm/sec

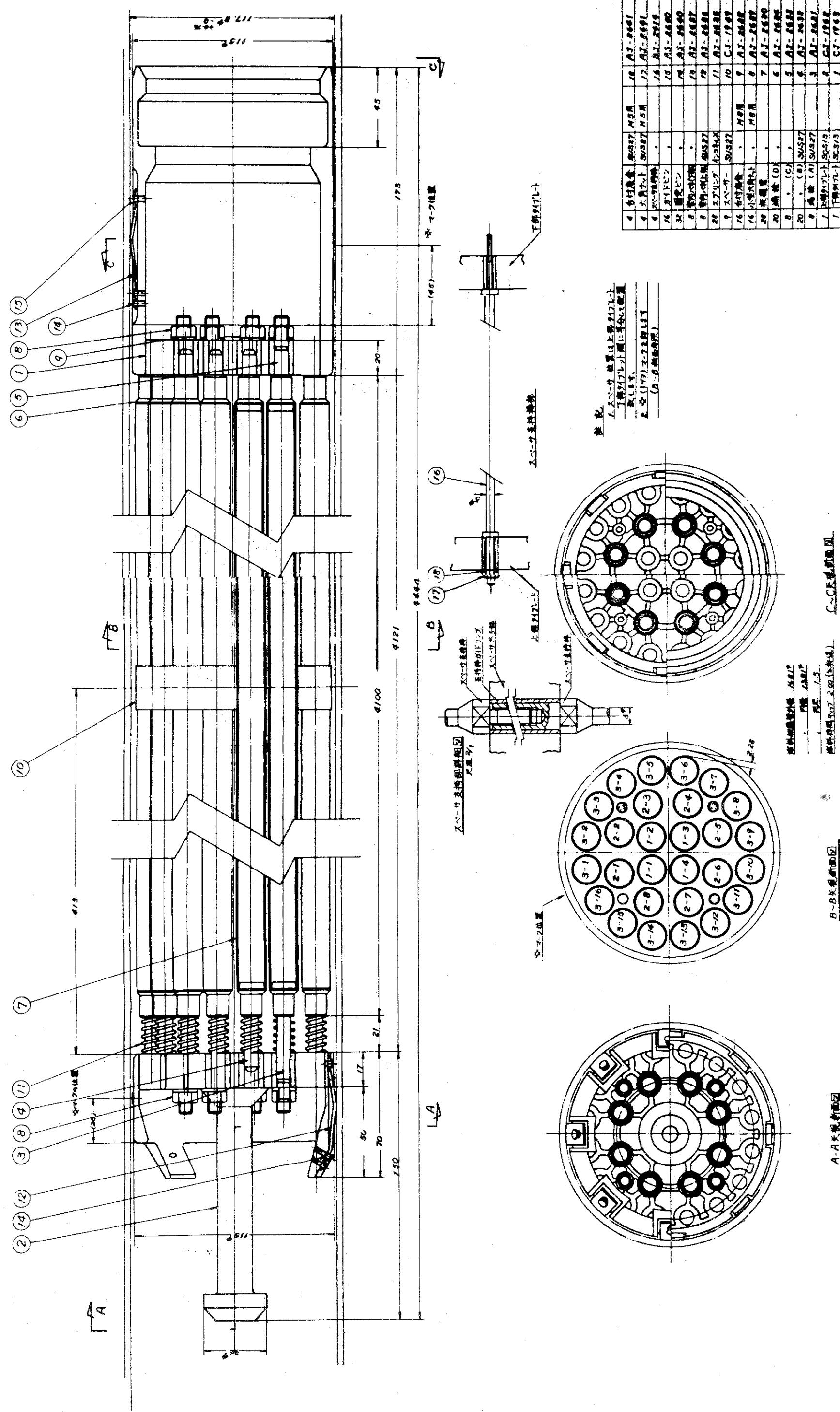
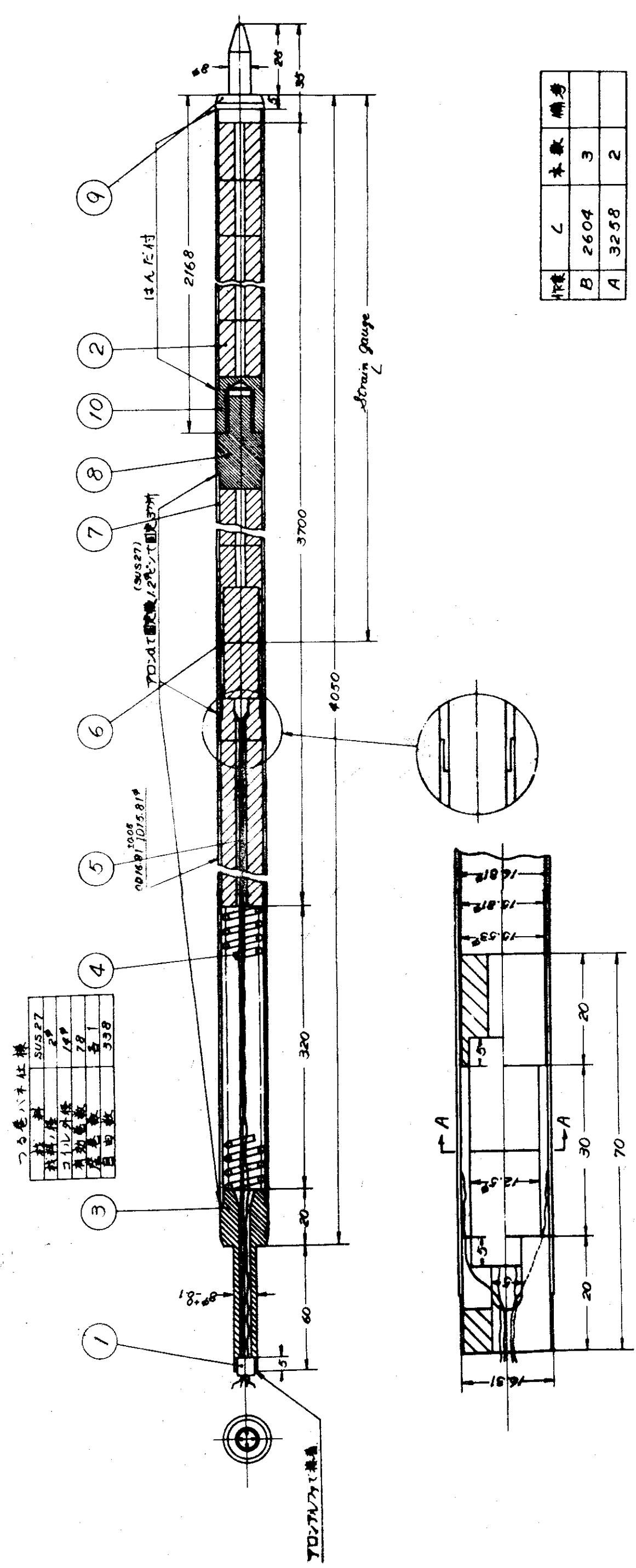


Fig. 1 The 2nd model ATR Fuel Rod Assembly for flow test



部品	C	本数	備考
B	2604	3	
A	3258	2	

1-10	IEA-0486	端子 C	Cu
1-9	IEA-0459	端子 B	Cu
1-8	IEA-0487	端子 D	Cu
1-7	IEB-0169	燃料被覆管	Cu
4-6	Strain Gauge	EM-KS	
5	1-1	端子	
1-4	IEA-0486	端子 A	スチールワイヤ
1-3	IEA-0486	端子 A	Cu
1-2	端子	端子	Pb
1-1	端子	端子	Pb

Fig. 2 Dummy fuel rod equipped with strain gauges for measuring vibration

(4) オシロスコープ

岩通製	S S - 5 0 5 5
周波数帯域	5 M H z
感 度	2 m V / cm

(5) データーレコーダー

T E A C 製	R - 3 5 1 F
記録方式	F M
テープ	6.3 ミリ巾, 1/4 D T - 2 5 0 - 1 8 P R
テープ速度	3.8 cm/s, 1.9 cm/s, 0.95 cm/s
周波数特性	D C ~ 5 0 0 0 H z, D C ~ 2 5 0 0 H z, D C ~ 1 2 5 0 H z 4 0 d B 4 0 d B 4 0 d B
入 力	± 1 V peak 1 0 0 K Ω
出 力	± 1 V peak 6 0 0 Ω 以上 ± 1.0 m A peak 2 0 Ω 以上
直線性	1.5 %
ドリフト	± 2 %

(6) 検出端用ストレインゲージ

新興通信社製半導体ゲージ	E N - 1 0 8 U
ゲージファクター	- 9 0 ~ - 1 2 0
抵抗値	1 2 0 Ω ± 5 %
長 × 幅 × 厚	8 ± 0.05 × 0.6 ± 0.05 × 0.03 ± 0.005 mm
許容ひずみ量	3 0 0 0 × 1 0 ⁻⁶
許容最大電流	2.5 mA
抵抗バランス	ひずみ測定範囲 0 ~ ± 5 0 0 0 × 1 0 ⁻⁶ (10回転型静ひずみダイアル付)

(7) スペクトラムアナライザー

SAICOR (U.S.A.) 社製

型式 バンドパスフィルターによる実時間分析方式

周波数範囲 (分解能) 20(0.1), 50(0.25), 200(1.0), 500(2.5),
 1.0K(5), 2.0K(10), 5.0K(25), 10K(50), 20K(100),
 1M(5000)各 Hz

分析時間 40 msec

2.4 検定装置

模擬燃料棒被覆管の健全性、剛性率を検定するため Fig.4に示すような振動実験用模擬燃料棒検定装置を用いた。これに模擬棒を適当な固定間隔で固定し、中央で錘による荷重をレバー機構で棒軸に垂直にかかるように変換して棒のたわみと、半導体ゲージで検出した歪量との関係を求めておく一方、この固定間隔における固有振動を棒を軽く叩いてその振動を

マイクロペンオシロおよびデーターレコーダーに記録することにより求め、これらのデータを総合して棒の剛性率および半導体ゲージのゲージファクタを求める。

要目 検定可能な燃料棒径および長さ

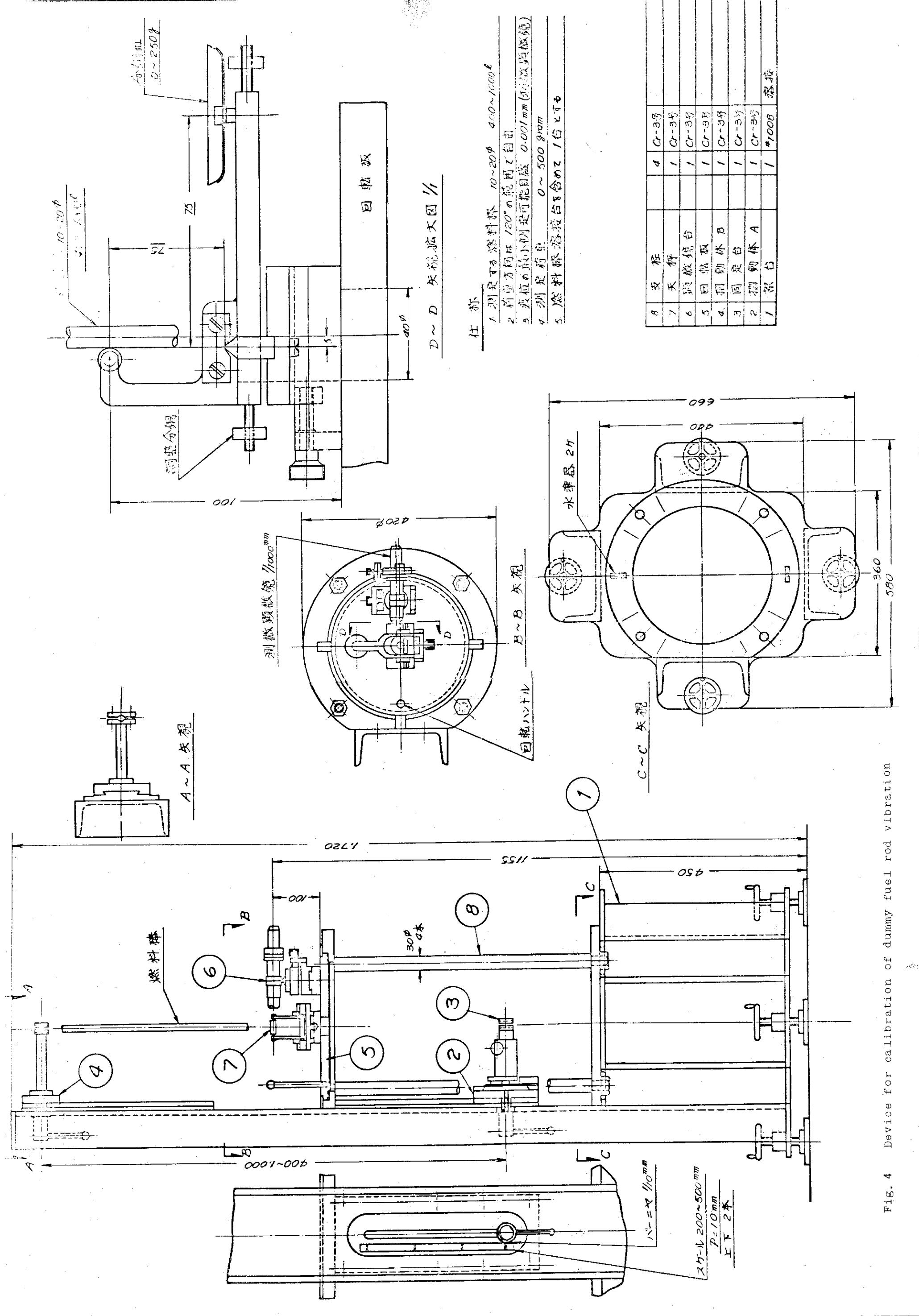
10～20mmおよび400～1000mm

荷重方向 0～120°

最小測定可能変位 0.001mm (測微顕微鏡)

測定荷重 0～500kg

先づ、検定装置は架台についている水準器により水平におく。検定する模擬棒の固定間隔は摺導体②と④により、摺導面についている目盛を合わせて決められる。この際②と④を同じ目盛に合わせれば検定用荷重が棒の中心にかかる。又固定間隔は両方の目盛値を加え合わせた値となる。固定部はA-A矢視に見られるようなV字形の溝の中に両側からネジで固定される構造である。上側固定部は摺動体④を固定すれば全然動かず固定部のV字形溝は真下に向くが、上部は上下左右の回転動作が行なえるような構造となっており、これにより棒に曲げ応力がかからないように棒を固定することができるようになっている。棒中央部への荷重はD-D矢視図に見られるように分銅皿に锤をのせるとレバーと支点を介して棒軸に垂直に荷重がかかる構造となっている。この図には書いていないが荷重がかかっていないときの釣合いを保つために支点にかかるレバー機構の重心が支点よりわずかに下にくるような構造となっている。荷重をかける方向は回転板を回転ハンドルによって回すことによち自由に変えられる。荷重による変位は理化精機製の測微鏡により最小0.001mmまで判別することができる。



3. 模擬燃料棒の製作方法および検査、検定方法

これも模擬燃料棒に使用した被覆管を除いて、前報³⁾と全く同じである。

今回使用した模擬燃料棒被覆管は、実際に原子炉内で使われるものと同一の Zry-2被覆管を使用した。

Fig.5～Fig.7 に検定装置により検定された3本の振動実験用模擬棒の検定結果を示す。

Fig.5～Fig.7 の結果より両端固定時の材料力学公式

$$E I = \frac{\ell^3}{192} \cdot \frac{W}{\epsilon} \text{ より}$$

模擬棒の剛性率 $E I = 10.5 [Kg \cdot m^2]$ とする。

また、 $W - \epsilon$ の関係から検定されたゲージファクタ ($G \cdot F$) は

$$G \cdot F = 21.3$$

$$\rho_r A = 0.2115 [Kg \cdot sec^2 / m^3]$$

この $G \cdot F$ は $E I$ の検定誤差を含んだまゝ、誤差値である所の ϵ 、 $E I$ 値に対して動歪計の読みの精度で成立する値である。なお ϵ は中立軸よりゲージ貼付面までの距離である。

データーレコーダーよりの出力 (Volt) から真の歪の換算は次式によった。

$$\epsilon = \frac{1000}{6.66} \cdot \frac{V}{G \cdot F} K (\mu)$$

こゝで K は動歪計の ATT の設定値によってきまる定数で

$$\begin{aligned} ATT = 1/10 \text{ のとき } & K = 1 \\ = 1/20 \text{ " } & K = 2 \\ = 1/50 \text{ " } & K = 5 \end{aligned} \quad \text{である。}$$

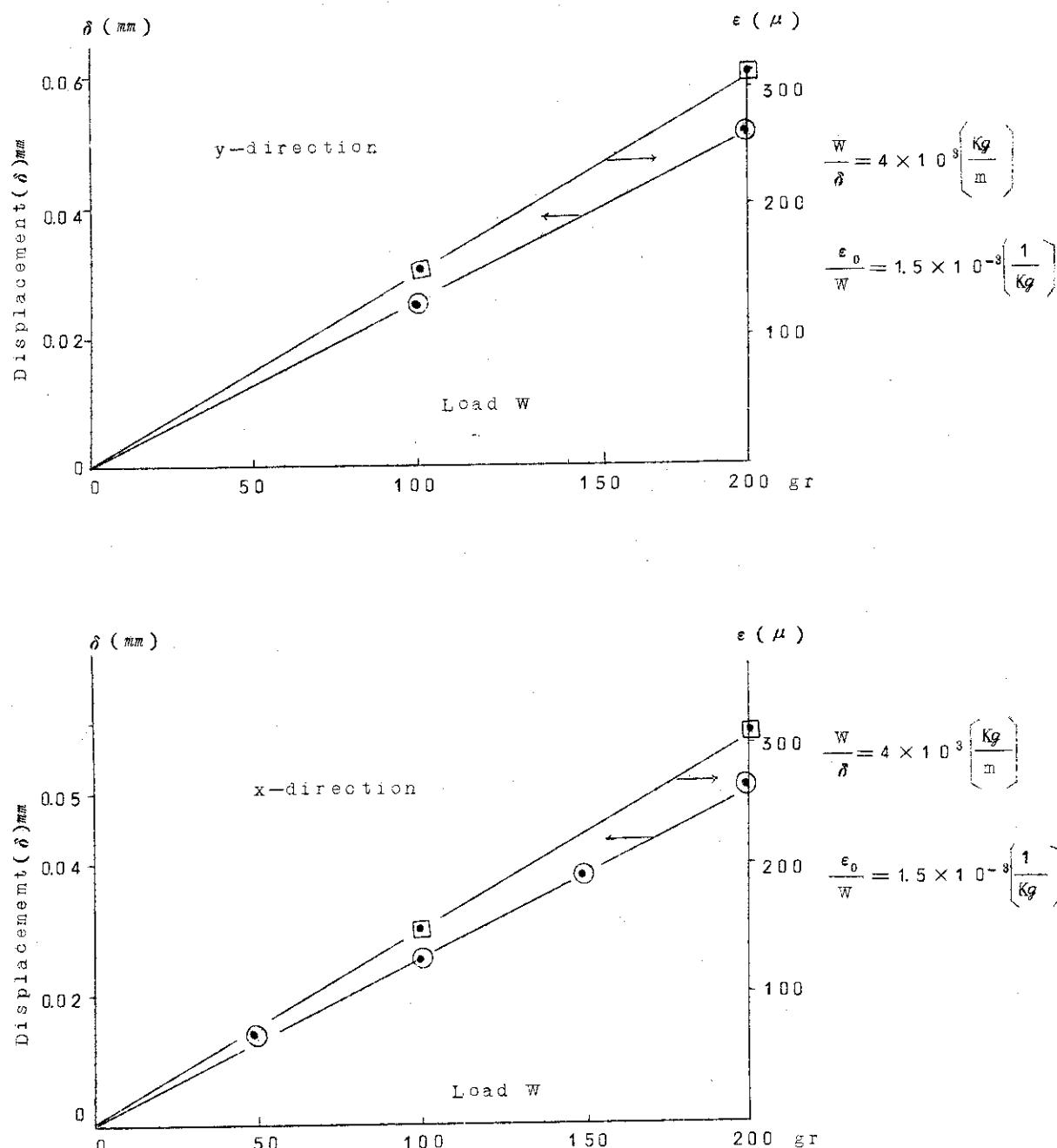


Fig.5 Calibration curve of dummy fuel rod, Load vs. Displacement (1)

Rod # A-2 (The 1 st (inner) circle).

Rod end conditions fixed, fixed-ended

Supported distance 800 mm

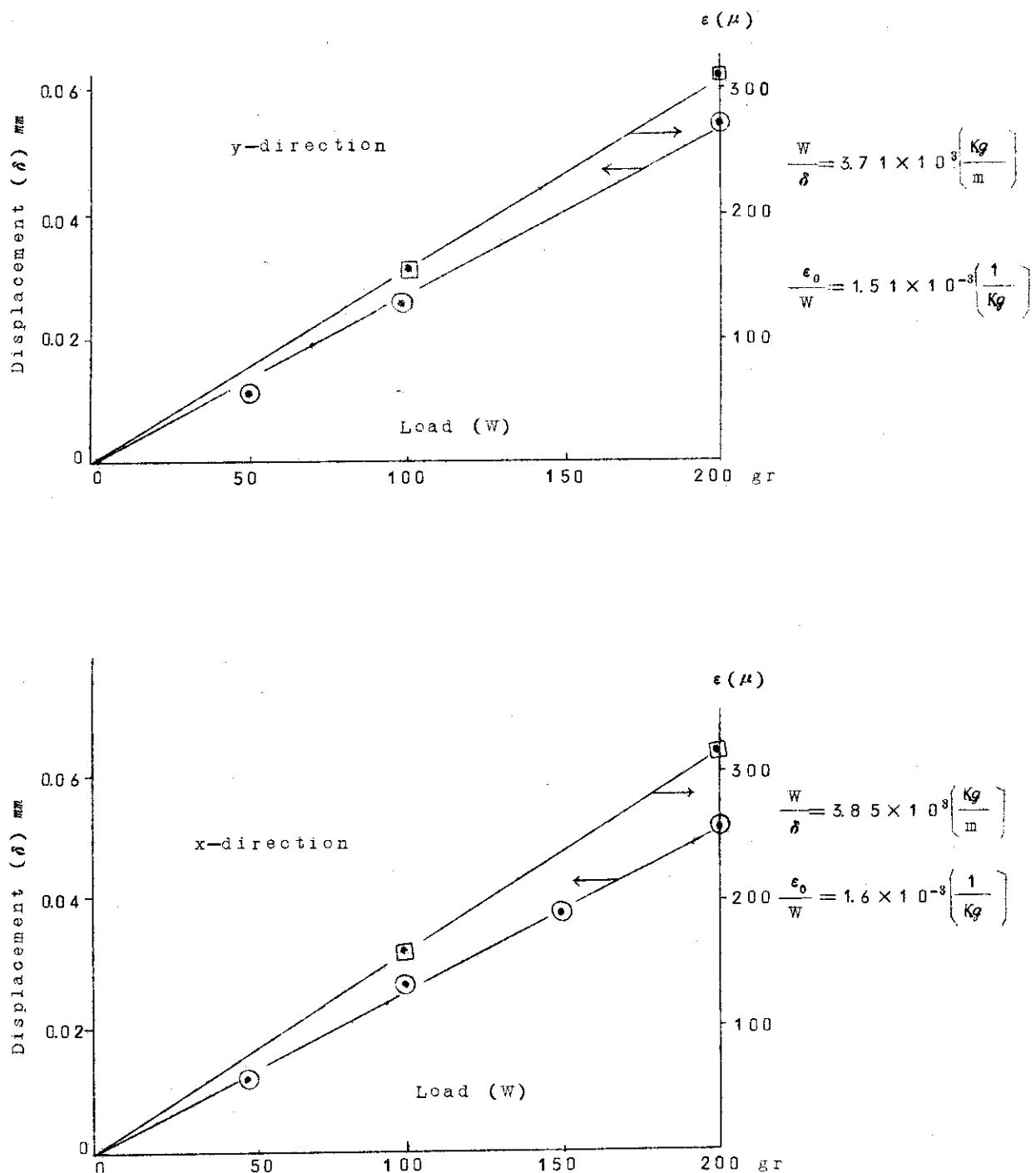


Fig.6 Calibration curve of dummy fuel rod, Load Vs. Displacement (2)

Rod No. B-2 (The 2nd circle)

Rod end conditions fixed, fixed-ended

Supported distance 800 mm

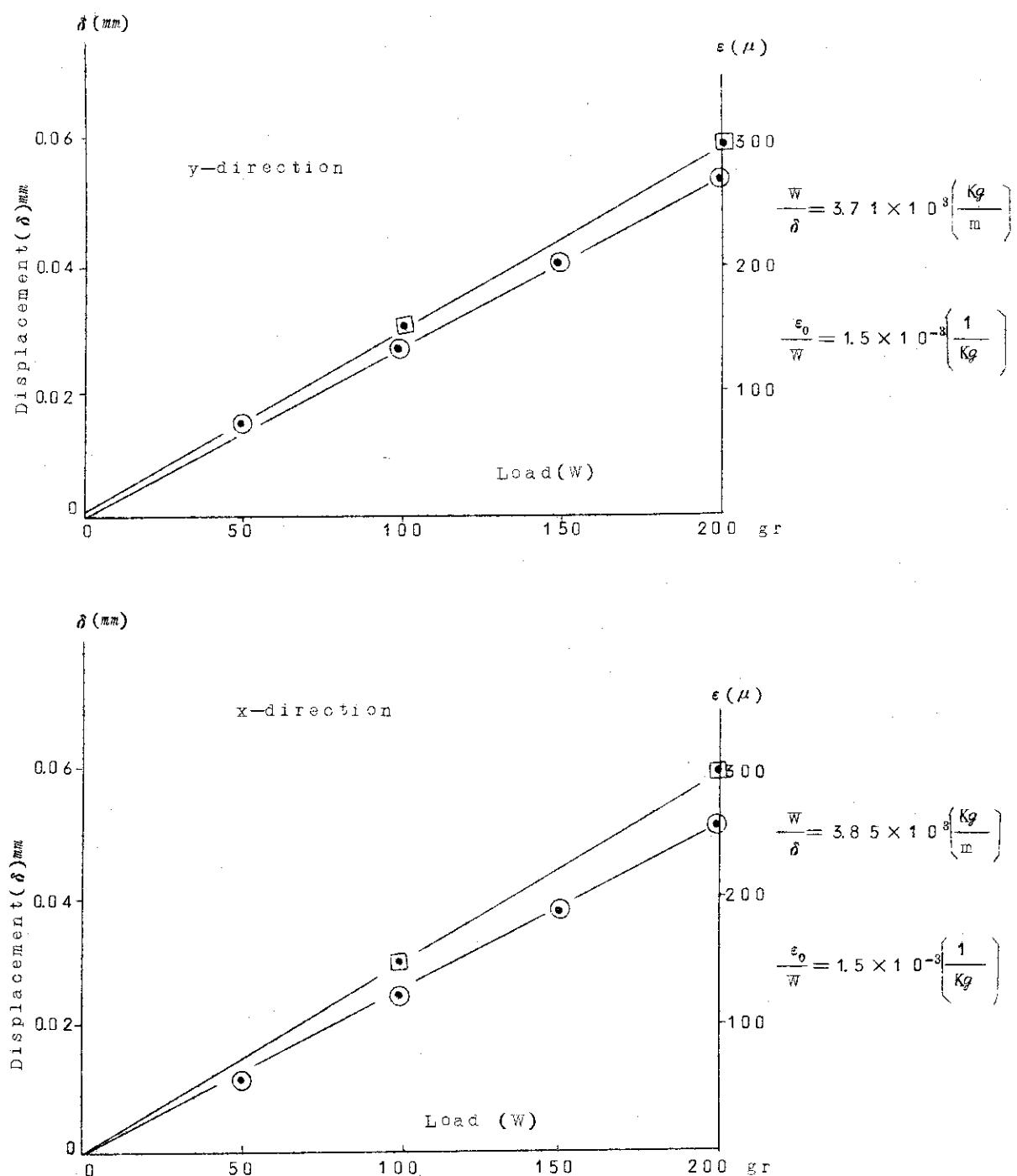


Fig.7 Calibration curve of dummy fuel rod, Load Vs. Displacement (3)

Rod No A-3 (The 3rd circle)

Rod end conditions fixed, fixed-ended

Supported distance 800mm

4. 実験条件

4.1 振動檢出位置

燃料集合体内で三層の同心円上に配置されている燃料棒の各層から1本ずつをとり次のように定めた。

	名 称	スペーサー支持間隔 (mm)
第1層(中心部)	a (A-2)	412 (392)
第2層	b (B-2)	824 (804)
第3層(圧力管壁部)	c (A-3)	412 (392)

スペーサー支持間隔はリング型スペーサーピッチ間隔とカッコ内はリング型スペーサーによる燃料棒支持間隔を示す。Fig.8 に a, b, c, の燃料体横断面内における位置を示す。スペーサーは燃料体入口から出口までの間に9コ取付けられており、下から6番目のものを取外してある。軸方向における検出位置は、スペーサー支持間隔 412mm のものは下から4番目と5番目のスペーサー間の中央位置であり、スペーサー支持間隔 824mm のものは下から5番目と7番目のスペーサー間の中央位置である。

4.2 リング型スペーサーによる燃料棒の支持状態

今、各模擬燃料棒の集合体内における固有振動数を両端支持の条件で計算により求めてみる。
両端支持条件での固有振動数は

より a と c では $f_n = 72.0$ Hz

では $f_n = 1.7.1$ Hz

模擬棒を集合体内に装荷し、ループに取付けた状態で、テスト部内空気のとき、テスト部架台を軽く叩いて模擬棒を振動させ、その信号のパワースペクトラムをとり周波数分析した結果をFig.9 ～ 18 (b) ～ 18 (c) に示す。この分析結果によると、a では 19.6, 32.5, 57.5, 135 各 Hz の成分があり、c では 32.5 と 102.5 各 Hz の成分がある。これらの成分の内、スペーサー支持間の固有振動と思われるものは先の両端支持条件で計算された振動数が a と c で 72 Hz, b では 17.1 Hz であったことを考慮すると、b では 19.6 Hz, c では 102.5 Hz である。

このパワースペクトルをみるとこれらの成分が非常に小さくしか出てないがこれは次の原因によると思われる。この測定の際、テスト部架台を叩いたが、これによって伝たえられる振動は、まず集合体を支えているベースを通してである。そのため、ベースを支点として集合全体の固有振動成分が最も大きくなるであろう。その値は a と c で共通に現われている 3.2.5 Hz と判断される。b ではその他に 5.7.5 Hz と 13.5 Hz があるが、これらの成分はベースを支点とした集合体の固有振動成分 3.2.5 Hz か、スペーサー支持間による固有振動成分 1.9.6 Hz のどちらかの第何次かのモードと思われる。a の固有振動はここでは測定しなかったが、以後

の流水実験において現われた周波数成分は、全く同様なので、同じ固有振動数をもつてゐるものと判断する。

なお、我々が使用したパワースペクトラムアナライザはリアルタイムのものであり 40 ms
sec 每に新らしい分析結果を次々にアウトプットするものであるので、分析結果は時々刻々変化する。従ってここに描いたものはその中のある瞬間ににおけるものでありある時間積分されたものではないことに注意しなければならない。しかし、分析結果を採録するに当っては成るべく長時間観察し、代表的なものが出ている状態をキャッチするように努めた。この測定結果から End-fixity を求めてみる。End-fixity *al* は次のように表わされる。

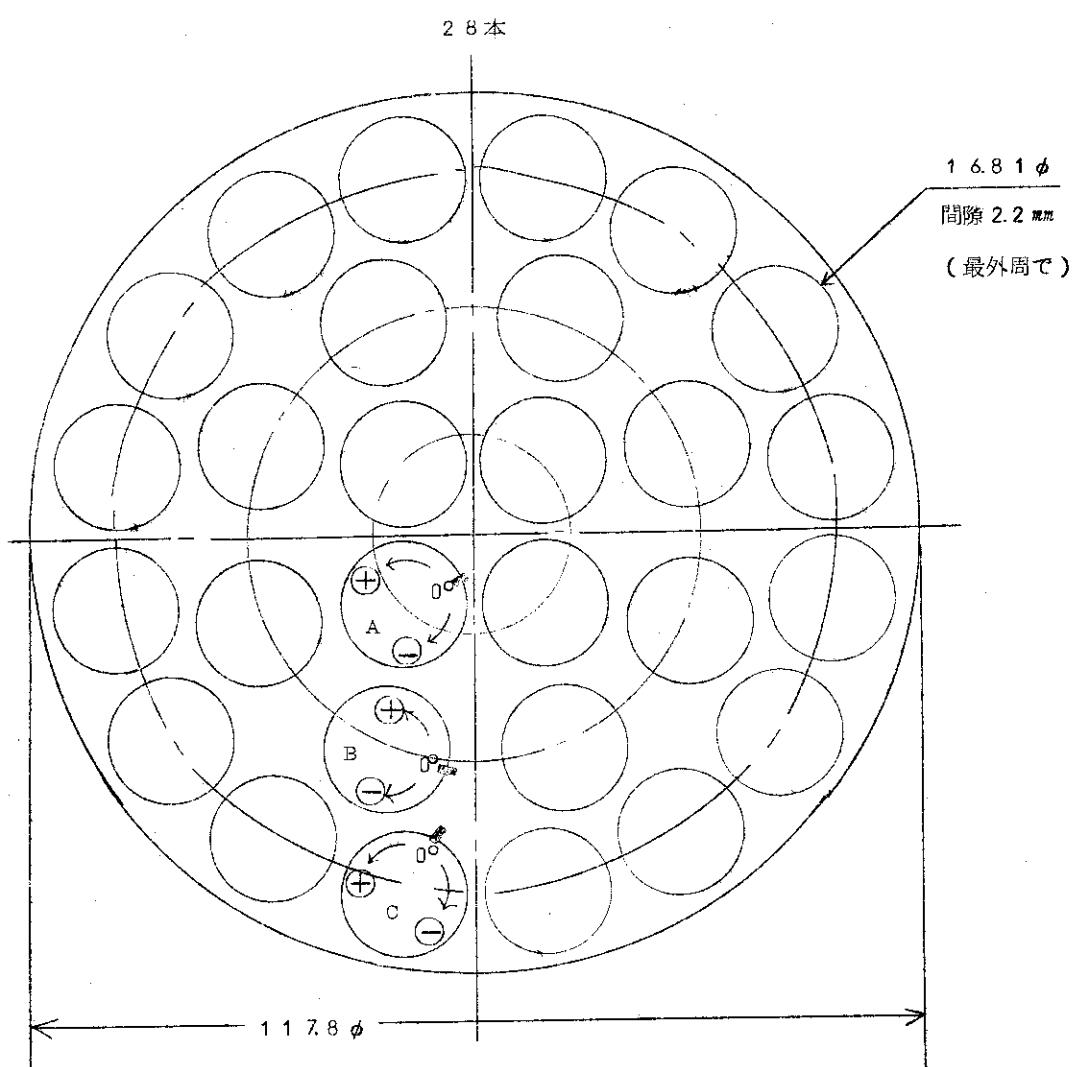
$$\alpha \ell = \frac{-2\beta \ell}{\tanh \beta \ell / 2 + \tanh \beta \ell / 2} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2)$$

今、aとcにおけるスペーサー支持間隔における固有振動を 10.25 Hz ($\omega_n = 2\pi \times 10.25$) とし、bにおけるそれを 19.6 Hz ($\omega_n = 2\pi \times 19.6$) とすると

a と c では $a \ell = 3.361$

b では $\alpha \ell = 0.835$

と求まる。



$$A_b = 4.537 \text{ mm}^2$$

$$d_M = 9.83 \text{ mm}$$

Fig.8 Configuration of dummy fuel rod A, B and C

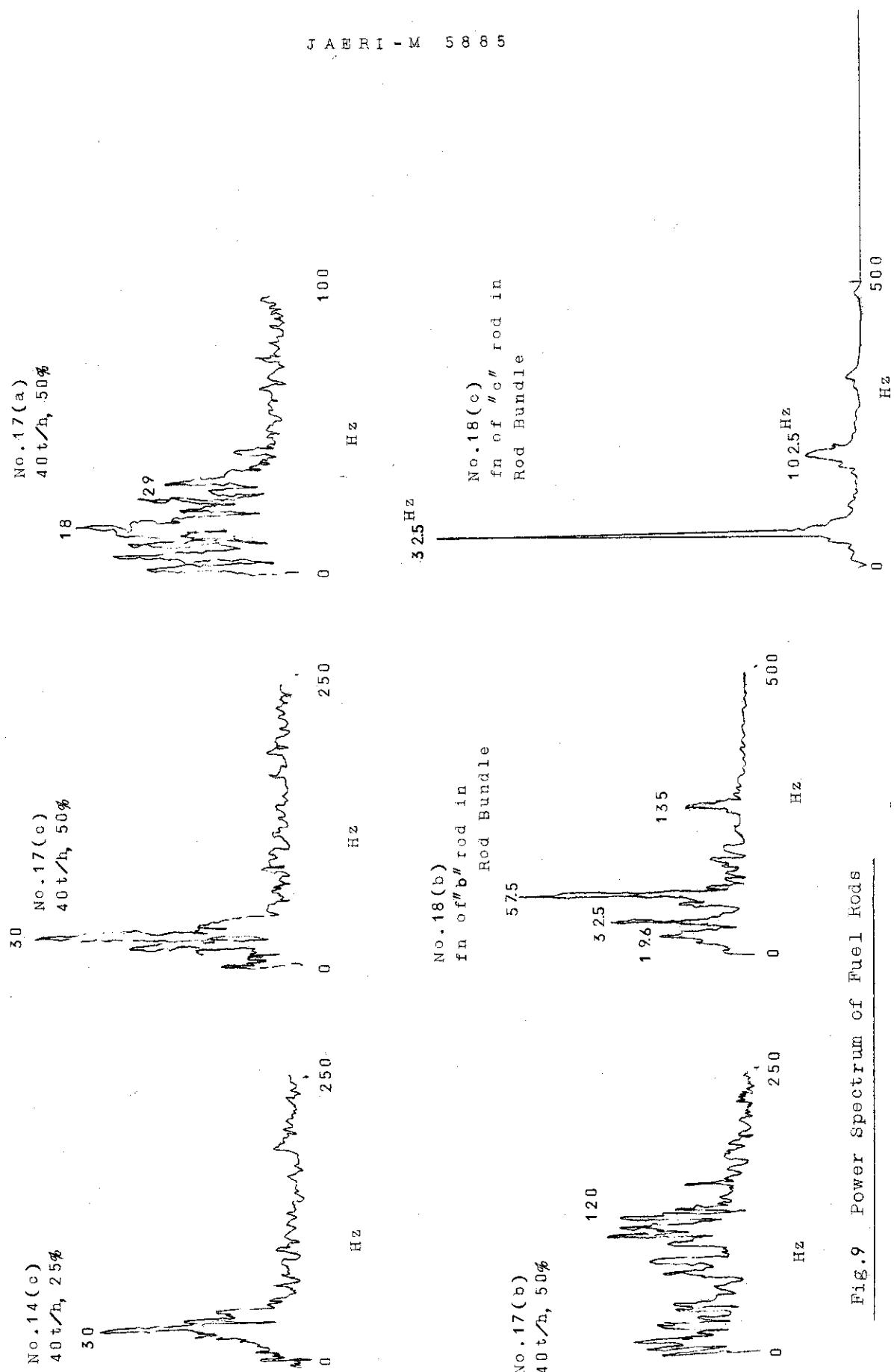


Fig.9 Power Spectrum of Fuel Rods

5. 実験結果および考察

5.1 振動数

単相流および二相流による燃料棒の振動周波数成分をパワースペクトラムアナライザで解析した結果を Fig.9 ~ Fig.12 に示す。これらの周波数成分を各 Run No. につき燃料棒別に整理すると Table 1 になる。これらの図および表を分析して次のことが分る。比較的乱れの少ない水単相流の場合と二相流でのポイド 10 % 程度位まででは、スペーサーピッチ間隔が 41.2 mm の燃料棒である a と c ではこの間隔における空気中での一次モードの固有振動数 102.5 Hz よりも僅かに低い 97.5 Hz の成分がある。なお、二相流の場合上述のこととは二相流の水流量に無関係にポイド 10 % まで成立つ。何故なら次節「振巾」の項で述べる如く、燃料集合体における燃料棒の振巾は本実験範囲では水流量の大小を問わず、ポイド率のみで定まると考えられるからである。これは、燃料棒の振動の励振力となる流体中の乱れが水流中に無関係でポイド率のみによって定まることを意味している。また、a と c にはその他にベースを支点とした空気中での燃料集合体全体の固有振動成分である 32.5 Hz 付近の 28 ~ 35 Hz の成分がある。

Table 1 Principal Component of Frequency

Run No.	Water Flow (t/h)	Void Ratio (%)	Component of frequency (Hz)		
5(a)			28	47	95
5(b)	60	—		47.5	100
5(c)			34		97.5
6(a)			34		97.5
6(b)	30	—		47.5	97.5
6(c)			27.5		97.5
7(a)			35		97.5
7(b)	30	10.5		47.5	97.5
7(c)			27.5		97.5
8(a)			35		
8(b)	30	32	27.5 ← → 115		
8(c)			25 ← → 32.5		
11(a)			21 ← → 32		
11(b)	30	51	0 ← → Flat → 125		
11(c)			31.5		
14(a)			27.5		
14(b)	40	25	0 ← → Flat → 120		
14(c)			30		
17(a)			18	29	
17(b)	40	50	0 ← → Flat → 120		
17(c)			30		
18(b)	—	in air	32.5	57.5	135
18(c)			32.5		102.5

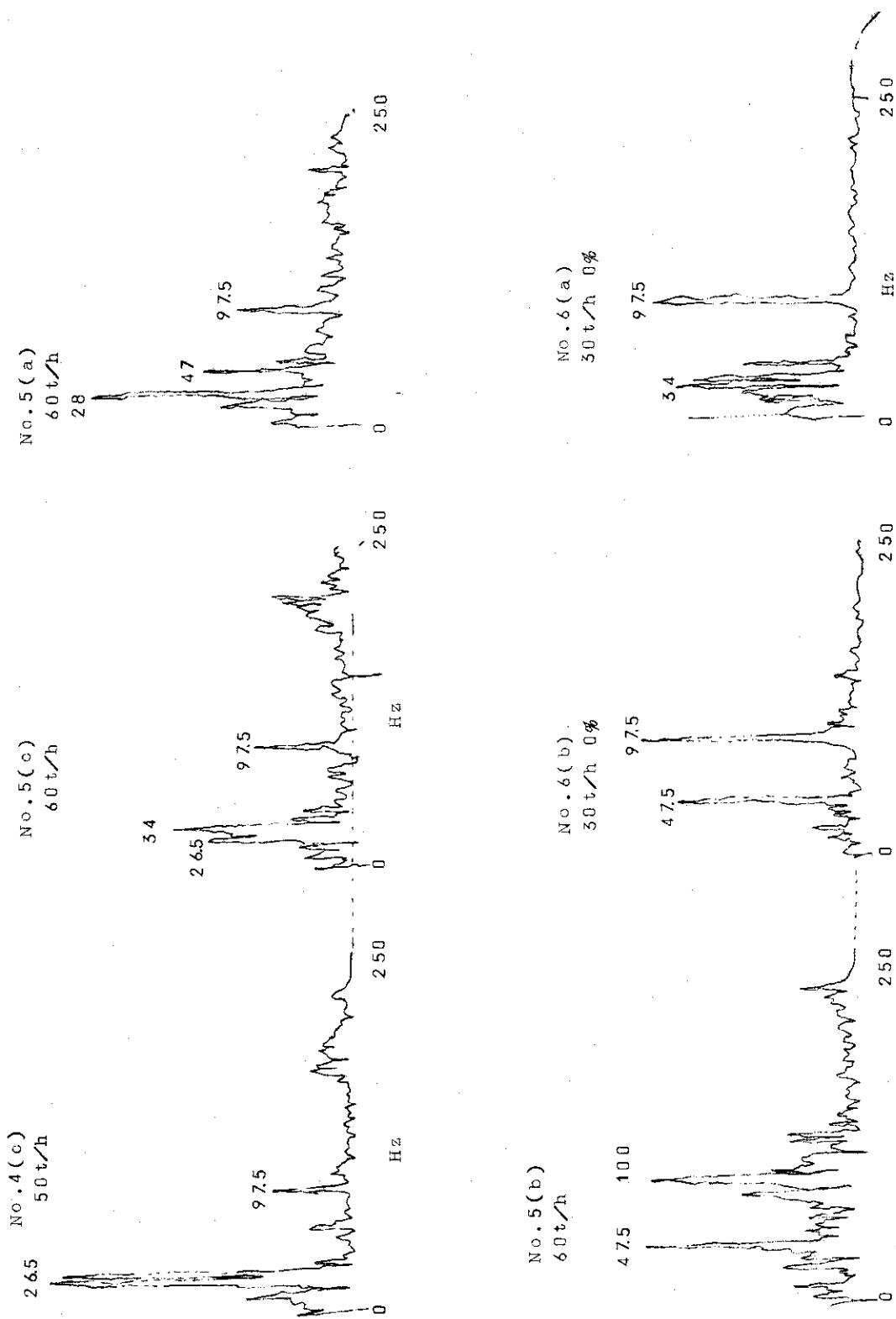


Fig. 10 Power Spectrum of Fuel Rods

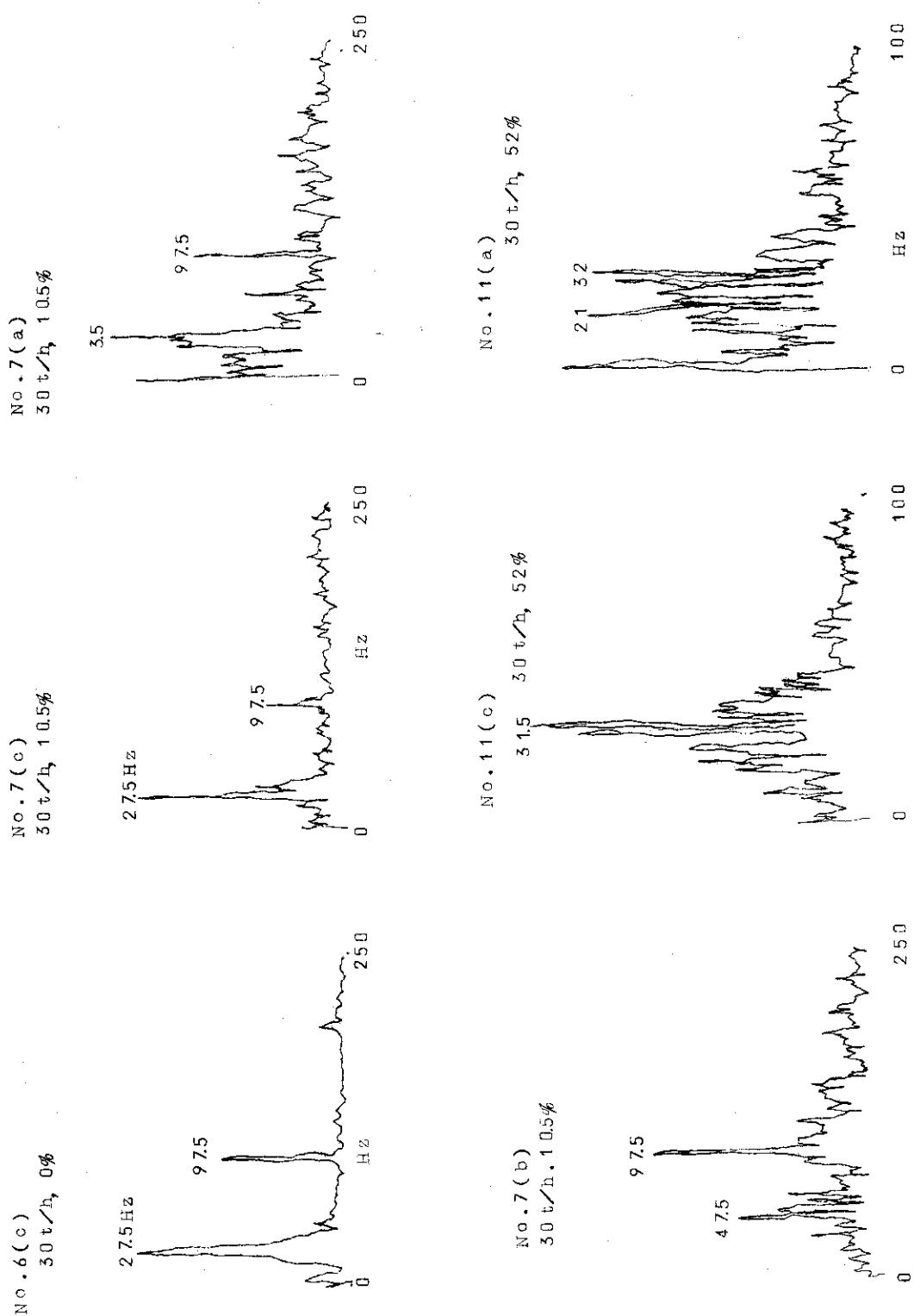


Fig. 11 Power Spectrum of Fuel Rods

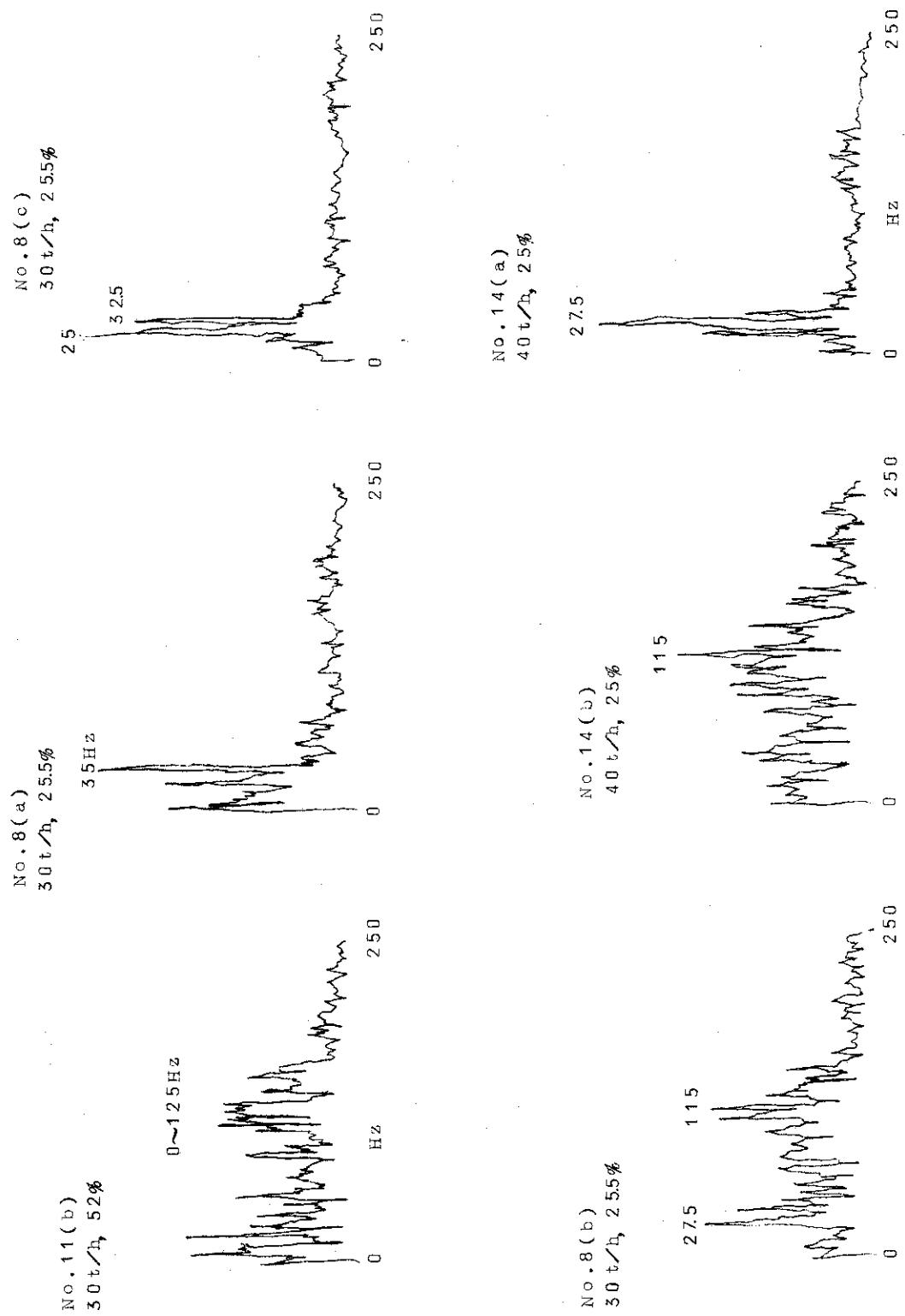


FIG. 12 Power Spectrum of Fuel Rods

スペーサーピッチ間隔が8.24mmの燃料棒であるbではaとcの一次モードの流水中での固有振動数と同じ97.5Hzとその約半分の周波数である47.5Hzがある。そしてこの支持間隔での一次モードの固有振動である19.6Hz付近の振動数成分は現われない。すなわちbでは、流水中での一次モードの固有振動数（これは19.6Hzより少し低いであろう）の2次と3次モードの振動数が現われている。このことは燃料棒の振動は流水中の乱れによる高い周波数成分の圧力波が細かく棒を叩くことにより燃料棒に励振力を与えられて生じていることを暗示していると思われる。すなわち支持間隔が大きければそれだけ弱い乱れ成分でも高調波の振動を起し易いであろう。このことはRun 16.8以後の二相流におけるポイド率が増加していったときa, b, cの周波数成分がどう変化してゆくかを観察することによっても認められる。bではポイドの増加と共に燃料棒のパワースペクトラムは除々にフラットになってゆく。すなわちポイド30%以上になるとパワースペクトラムはほど10~120Hzの範囲でほとんどフラットになる。またaとcでは一次モードの振動数成分はピークが現われなくなり集合体全体の固有振動数付近の成分にピークが現われる。このことは、これらの燃料棒a, b, cが、ポイドの増大と共に励振力である乱流の圧力変動成分によってランダム振動を起していることを示していると思われる。この場合のランダム振動という意味は、燃料棒の振動数がランダムであるという意味はもちろん燃料棒の振動の変形曲線がsine波あるいはcosine波に近いをめらかな曲線を描きながら振動してはいないという意味を含んでいる。すなわち、流れの乱れによって複雑な変形をしながらランダムを振動をしていると云えるであろう。

ここで前報の ATR 一次設計燃料体における振動実験結果を振返ってみると 27 Hz 付近の周波数がペンオシロに記録されていたが、これは今回の結果と合わせ考えるとベースを支点とした燃料集合体全体の固有振動であったことが推測される。こゝで、a, b, c 各模擬棒の振動の様相をペンオシロに記録したものを Fig.13~Fig.17 に示す。

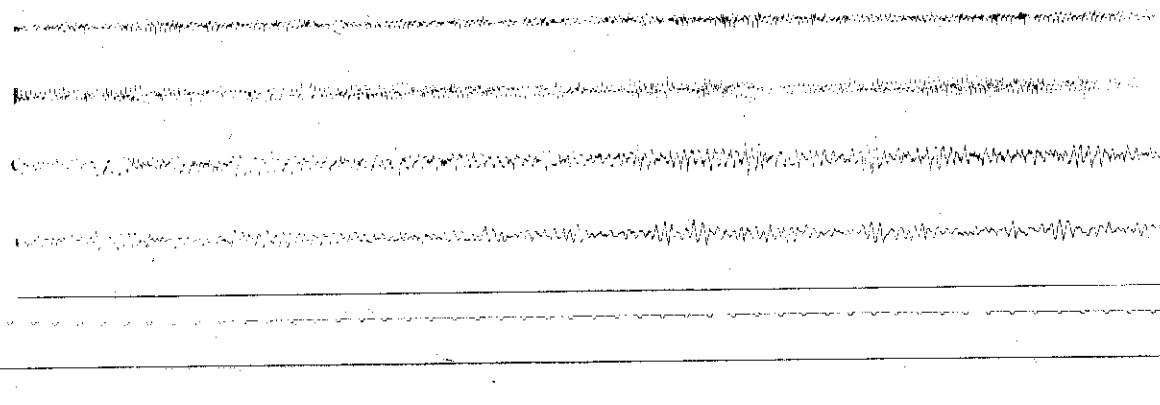
5.2 振巾

5.1で考察した如く本実験における燃料棒の振動は二相流におけるポイド率が高くなるとその振動数がランダムのみならず、変形曲線も複雑な形をしていくことが予想される。しかし、振巾の計算に当っては計測された応力から予想される最も大きな変位を考えて計算することにする。こうすれば振動による振巾値としては最も安全側を考えたことになる。一般に重量 ε と変位 δ の関係は

材料力学公式から

また振動時の変形における k_0 は文献(2) P. 85 から

NO. 3 40% a. b. Y₅



NO. 3. 40%, Y₅

C

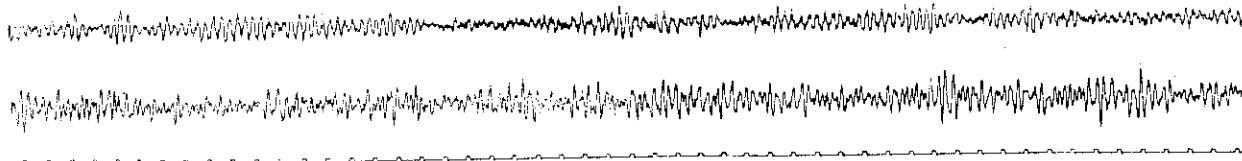
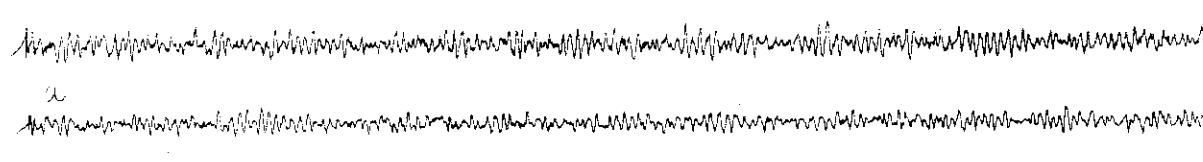


Fig. 13 Vibration of Fuel Rods

NO. 4 a. b Y₅ 50%

b



NO. 4. 50% (C) Y₁₀

a

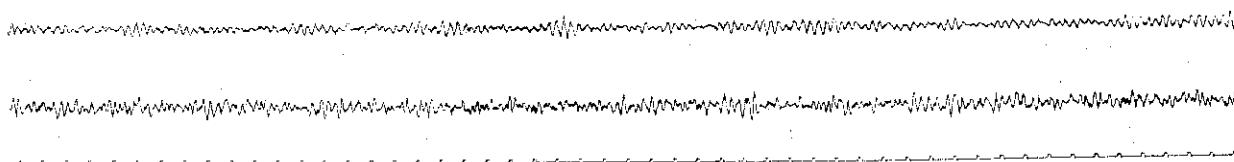


Fig. 14 Vibration of Fuel Rods

No.8 a,b 30%h 19.5%Y₂₀

b

a

No.9 30%h 32% a:Y₅₀, b:Y₂₀

b

b

a

Fig. 15 Vibration of Fuel Rods

No.10 30%h 46% Y₅₀

b

a

No.10 30%h 46% Y₅₀

C

Fig. 16 Vibration of Fuel Rods

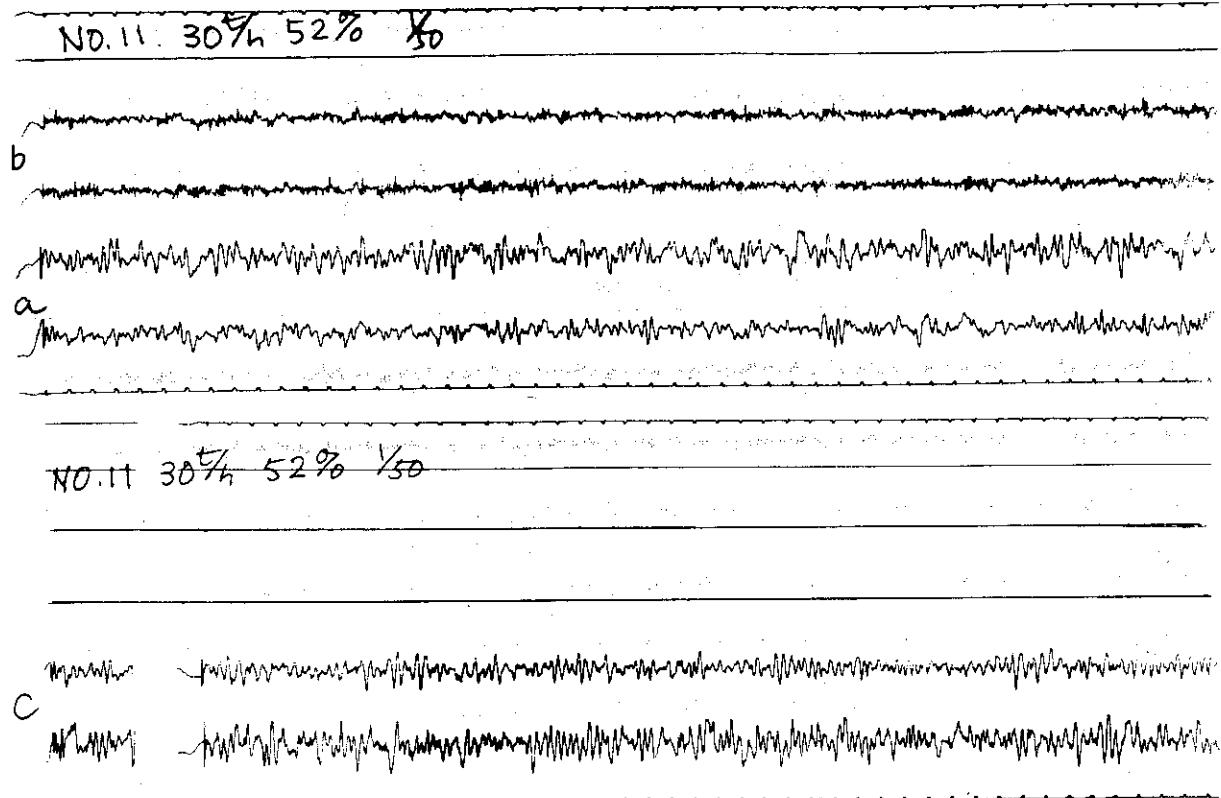


Fig. 17 Vibration of Fuel Rods

計算の結果, a と c に対しても

$$k_0 = 0.161$$

b " "

$$k_0 = 0.19$$

と求められた。

ストレンゲージよりの出力の RMS 値から求められた質量および上記のように求められた k_0 を用いて計算された燃料棒の振巾（これは振動の中心から片側への変位量である）の結果を Table 2 および Fig. 18, Fig. 19 に示す。

これらの結果から次のことが分る。

燃料集合体内における燃料棒の振動振巾は二相流になると急激に増大する。また二相流では振動の振巾は水流量にほど無関係でボイド率のみに関係する。

次に支持間隔の大きさが燃料棒の振巾値に与える影響をみてみる。単相流の場合流量の低い所では b の振巾は a あるいは c の約 4 倍になっており、同じ流动条件に対して同じ曲げ応力が生じた場合の理論上求められる値にはほど近い。しかし流量の増大につれてこの倍率は低くなる傾向がみられる。二相流の場合はこの倍率は明確に大きく低下しており約 2 倍強位にしかなっていない。これは前節で考察した通りランダム振動であるためであり、燃料棒の長さが長くなればなる程、また励振力である乱れが大きくなればなる程、棒全長に加えられる力のベクトルはその合成したものが方向性がなくなる（あるいは白色化する）方向にあるためと解釈できる。したがって応力の点からいうと支持間隔の大きい方が小さくなっている。

なお単相流の場合 a と c では c の方が少し大きな振巾が検出されているが、これは圧力管の振動の影響をうけ易い位置に c があるためであるか、あるいはまた次節で述べる如く燃料棒が曲っていると考えられるためであるかと考えられる。しかし、二相流の場合は燃料体断面内の中央にある a も最外周にある c もほとんど同じ振巾値が得られた。

5.3 流れによる燃料棒の定常的な曲り

前報の A T R 一次設計燃料体の場合に大きく計測された流水中における燃料棒の定常的な曲りは本報における 2 次設計燃料体の場合でも計測されたが、曲り量は小さかった。

前報と同様にスペーサー支点において曲げモーメントのみがかかったと仮定して、支点間中央における曲り量を計算した。この結果を Table.2.Fig.18,19 に振動によって生じた変位量と並べて記入してある。この結果によると単相流の場合、a, b, c の各燃料棒とも同じ位のオーダーで曲りによる変位が考えられる。しかし、二相流になると、振動による振巾は急激に増加するのにに対し定常的な曲りはほとんど変化せず、その値も一桁以上小さい。曲り量のデータはボイド率 20 % までしか計測しなかったが、これはこれ以上のボイド率ではほとんど曲り量は増加しなかつたのに反し振動振巾は曲り量より 1 桁以上も大きかったので、曲り量は小さいと考えて省略したためである。

ここで a, b, c 各燃料棒の曲り量の比較をしてみると a, b に対し c が少し大きい。また前報でのソイスト型スペーサー支持による場合と比較して今回はずっと小さい。この原因について考えてみる。曲りの生ずる原因として考えられるのは前報で述べた如く、(1) スペーサー支持部での流れの乱れのため。(2) スペーサー支持部で引起する棒の曲り、あるいは棒が生来有している曲りが存在する所へ流体がその曲りに対する入射角をもって流

Table 2 Data of Fuel Rods Vibration (1)

Run No	水流量 t/h	水深 m	ATT	RMS (V ₀) (1)	RMS (V ₀) (2)	$\overline{\epsilon}_0$ (1)	$\overline{\epsilon}_0$ (2)	$\overline{\epsilon}_0$ $\sqrt{\epsilon_0(1)^2 + \epsilon_0(2)^2}$	δ_V	S ₁ $\times 10^{-6}$ $\frac{\epsilon_f}{\epsilon_f}$	S ₂ δ_f	$\delta_f + \delta_V$	
						$\overline{\epsilon}_0$	$\overline{\epsilon}_0$						
1. a	20	0	1/5	0.4	0.54	1.41	1.904	2.369	0.0777	5	8	8	
	b	"	"	0.43	0.54	1.421	1.905	2.375	0.0387				
	c	"	"	0.88	0.4	3.102	1.41	3.407	0.0112				
2. a	30	1/5	0.57	0.70	2.009	2.468	3.182	0.0104	5	8	8		
	b	"	"	0.58	0.28	1.917	0.987	2.156	0.0351				
	c	"	"	0.9	0.65	3.173	2.291	3.914	0.0128	2.4	4	4.547	
3. a	40	1/5	0.62	0.8	2.186	2.82	3.568	0.0117	1.2	0	2.243	0.00571	
	b	"	"	0.61	0.5	2.016	1.763	2.678	0.0436	-6	2	0.521	
	c	"	"	1.05	0.77	3.701	2.714	4.590	0.0151	1.6	-6	3.194	
4. a	50	1/5	0.8	1.0	2.82	3.525	4.514	0.0148	2.7	4	5.101	0.0130	
	b	"	"	0.61	0.58	2.016	2.045	2.872	0.0468	-28	-6	1.079	
	c	"	"	1/10	0.68	0.48	4.794	3.384	5.868	0.0192	34	-18	7.190
5. a	60	1/10	0.44	0.53	3.102	3.737	4.857	0.0159	28	-6	5.352	0.0136	
	b	"	"	1/5	0.82	0.64	2.710	2.256	3.526	0.0574	-32	-20	1.319
	c	"	"	1/10	0.78	0.56	5.499	3.948	6.770	0.0222	46	-26	9.876
6. a	30	0	1/5	0.45	0.56	1.586	1.974	2.532	0.00830	1.6	8	3.343	0.00851
	b	"	"	0.605	0.45	2.0	1.586	2.553	0.0416	-8	0	0.529	0.00567
	c	"	"	1/10	0.65	0.48	4.583	3.384	5.697	0.0187	20	-8	4.026
7. a	30	1/5	1/10	0.45	0.64	3.173	4.512	5.516	0.0181	4	0	0.748	0.00190
	b	"	"	0.35	0.32	2.314	2.256	3.232	0.0526	6	4	0.578	0.00619
	c	"	"	0.77	0.58	5.429	4.089	6.797	0.0223	14	-4	2.721	0.00693

Table 2 Continued (2)

Run No	水流量 t/h	示り尺 %	ATT	RMS (V ₀)	$\overline{\epsilon}_0$	$\overline{\epsilon}_0$	$\overline{\epsilon}_0$	δ_V	S_1	S_2	$\times 10^{-6}$	δ_f	$\delta_f + \delta_V$
8. a	30	1.9.5	1/20	0.64	0.9	9.024	1.26.9	1.55.71	6	-4	1.34.8	0.0034.3	
	b	"	0.4.4	0.4.4	0.7	5.81.7	6.20.4	8.50.5	0.13.8	6	2	0.52.1	0.0055.8
	c	"	1.0		1.4.1	9.87	17.21.1	0.056.5	2.0	-10	4.17.9	0.010.6	
9. a	30	3.2	1/5.0	0.5	0.76	1.76.25	2.67.9	3.20.68	0.10.5				
	b	"	1/20	0.74	0.73	9.78.3	10.29.3	14.20.1	0.23.1				
	c	"	1/5.0	0.76	0.52	2.67.9	18.33	32.46.1	0.10.6				
10. a	30	4.6.5	1/5.0	0.82	0.95	2.89.05	3.54.88	4.42.37	0.14.5				
	b	"	0.48	0.46	15.86.4	16.21.5	22.68.5	0.36.9					
	c	"	1/10.0	0.63	0.48	4.44.15	5.38.4	5.58.38	0.18.3				
11. a	30	5.1	1/10.0	0.48	0.69	3.38.4	4.86.45	5.92.58	0.19.4				
	b	"	1/5.0	0.53	0.52	1.75.17	1.83.3	2.53.54	0.41.3				
	c	"	1/10.0	0.77	0.50	5.42.85	3.5.25	6.47.26	0.212.3				
12. a	40	0	1/10	0.43	0.49	3.03.2	3.45.5	4.59.7	0.015.1				
	b	"	1/5	0.47	0.54	1.55.3	1.90.4	2.45.7	0.040.0				
	c	"	0.56	0.38	1.97.4	1.34.0	2.38.6	0.0078.3					
13. a	40	8	1/10	0.44	0.54	3.10.2	3.80.7	4.91.1	0.016.1				
	b	"	0.27	0.25	1.78.5	1.76.3	2.50.9	0.040.8					
	c	"	0.63		4.44.2								
14. a	40	2.5	1/40	0.36	0.5	10.15.2	14.1	17.37.5	0.057.0				
	b	"	1/20	0.46	0.46	6.08.1	6.48.6	8.89.1	0.145				
	c	"	1/40	0.64	0.42	18.04.8	11.84.4	21.58.7	0.070.8				

Table 2 Continued (3)

Run No	水深量 t/n	水深 F	ATT	RMS (V ₀)	$\overline{\epsilon}_0$	$\overline{\epsilon}_0$	$\frac{\overline{\epsilon}_0}{\sqrt{\epsilon_0(1)^2 + \epsilon_0(2)^2}}$	δ_V	S ₁	S ₂	$\times 10^{-6}$	δ_f	$\delta_{f+\delta V}$
15. a	4.0	3.55	1/100	0.3	0.44	2.115	3.1.0.2	3.7.5.44	0.123				
			1/50	0.35	0.38	1.1.5.68	1.3.3.95	1.7.6.99	0.288				
16. a	4.0	4.4	1/100	0.56	0.32	3.9.4.8	2.2.5.6	4.5.4.71	0.149				
			1/400	0.44	0.76	3.1.0.2	5.3.5.8	6.1.9.12	0.203				
17. a	4.0	5.0	1/50	0.55	0.54	1.8.1.78	1.9.0.35	2.6.3.21	0.429				
			1/100	0.76	0.43	5.3.58	3.0.3.15	6.1.5.62	0.202				
b			1/100	0.56	0.82	3.9.4.8	5.7.8.1	7.0.0.05	0.250				
			1/50	0.62	0.64	2.0.4.91	2.2.5.6	3.0.4.77	0.496				
c			1/100	0.89	0.56	6.2.7.45	3.9.4.8	7.4.1.32	0.243				

Symbol

rod	Displacement by vibration	Displacement by Continuous bending in water flow
a	○	⊗
b	△	△
c	□	◻

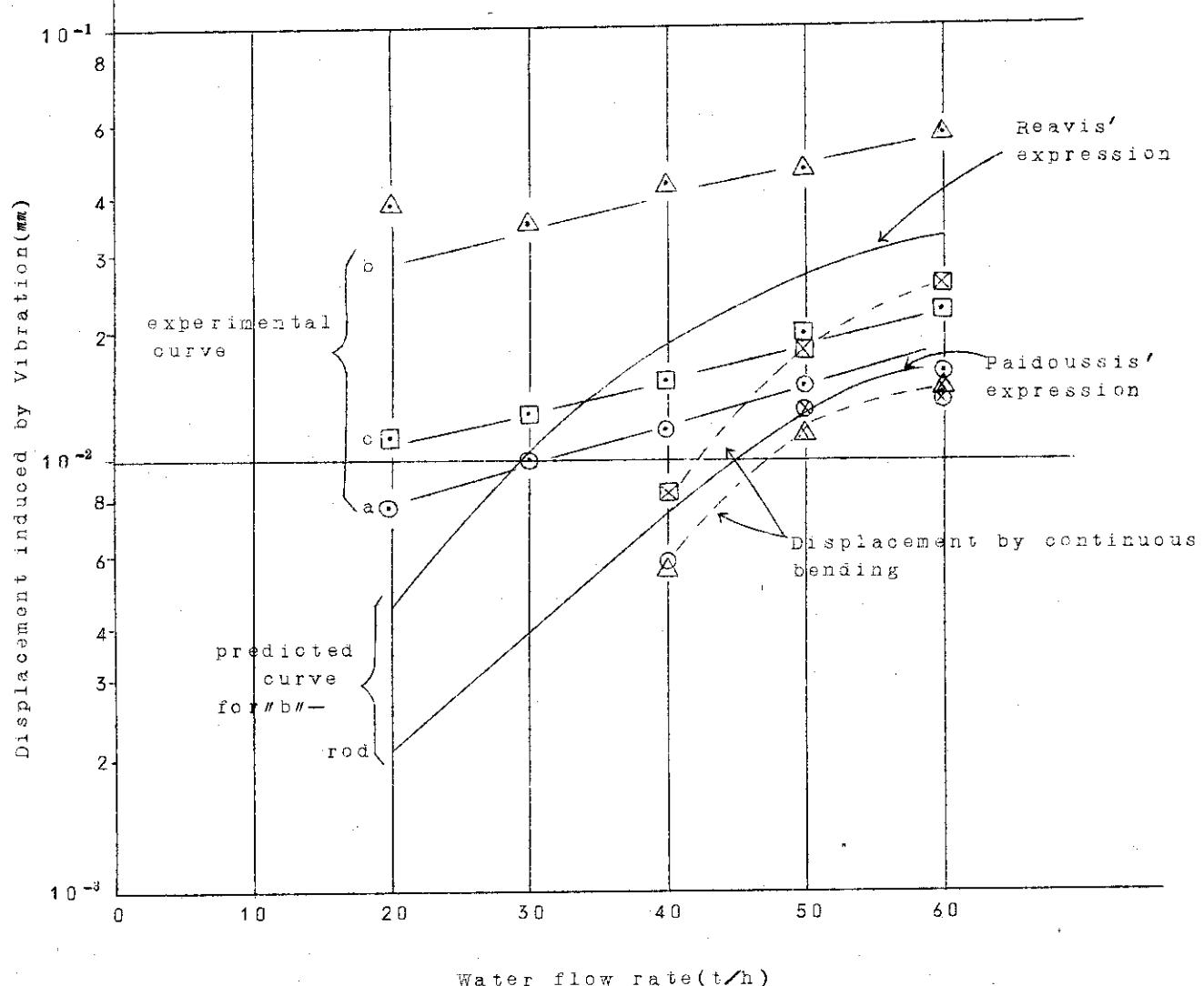


Fig.1.8 Displacement of rod in Water flow

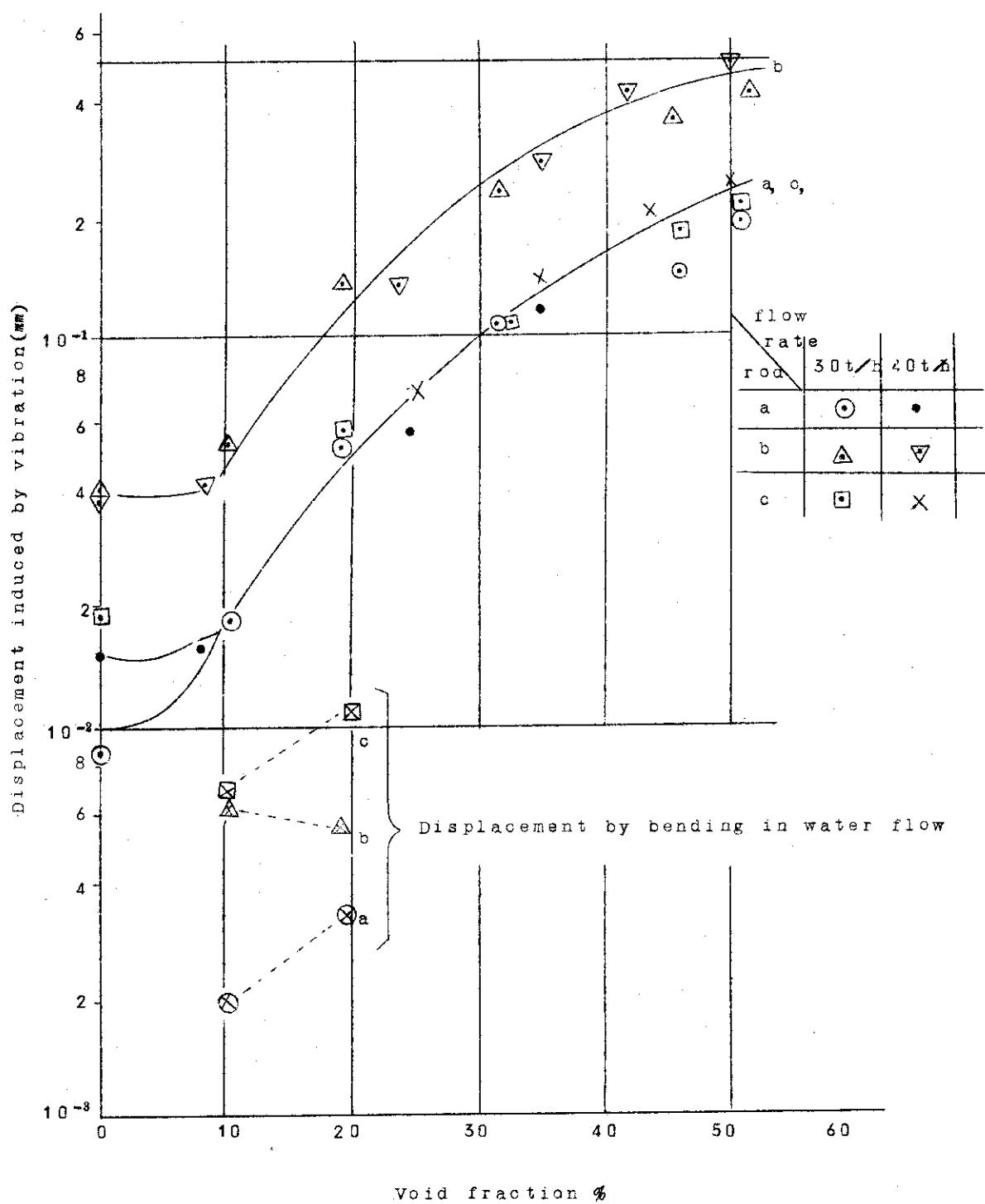


Fig.19 Displacement of rod in Two-Phase Air-Water flow

れてくるため。③サブチャンネル内の流れの不均衡による圧力差のため。④圧力管全体の定常的な曲りのため。以上のような考えられる原因の内、前報と本報で大きく異なる点はスペーサーの支持方法である。リング型とツイスト型ではリング型の方が支持部で棒に加えられる曲げモーメントはずっと小さいようと思われる。そうすると、一応流れによる定常的な曲りは流れの方向軸に対してもともと曲って棒がおかれているのが最も大きく作用すると考えられる。すなわち流れにおける曲りは a , b , c に対して c が比較的大きいのは何らかの原因で棒が曲っておかれているからだと考えられる。このように考えると、さらに、棒の曲りは振動振巾の大小にも多少影響していると考えられる。すなわち単相流では a よりも c の方が振動振巾値が大きい。二相流で a と c にほとんど差がないのは二相流の乱れは単相流よりもずっと大きく、流れの棒に対する入射角による励振力よりも、ボイドの存在することによる乱れが主な励振力となっているからであると考えられる。

5.4 従来の実験式との比較

Burgreen, Paidoussis および Reavis が夫々提出した実験式を用いて、本報における実験条件を与え、水流量および二相流ボイド率に関する燃料棒の振動振巾を計算した。これらの結果を Fig.20 および Fig.21 に示す。Fig.18 にも模擬棒 b (支持間隔が a , c の場合よりも 2 倍となっているもの) の計算結果の一部が示してある。次にこれらの計算式を示す。これらの内二相流にも使えるのは Paidoussis のもののみである。

○ Burgreen の実験式⁽¹⁾

$$\left(\frac{\delta}{D}\right)^{1.3} = 0.83 \times 10^{-10} k, \Gamma^{1/2} Q$$

ここで

δ : deflection of rod at mid-point

(中立軸より片側への変位置の最大値をとっている)

D : hydraulic diameter

k , : load deflection end-fixity factor = $\frac{10 + \alpha \ell}{2 + \alpha \ell}$

Γ : nondimensional vibration parameter = $\rho_w V^2 L^4 / EI$

ρ_w : density of water

V : velocity of flow(average) in rod bundle

L : Length of rod

(rod のスペーサーによる支持間隔のことであろう)

E : Young's modulus of elasticity

I : rectangular moment of inertia

Q : nondimensional vibration parameter = $\rho_w V^2 / \mu \omega$

μ : viscosity of water

ω : (circular) frequency of vibration () 内は筆者補足

○ Paidoussis の実験式(7, 8)

$$\frac{\delta}{D} = \alpha_1^{-4} \left(\frac{u^{16} \epsilon^{18} N_R^{0.25}}{1 + u^2} \right) \left(\left(\frac{D_h}{D} \right)^{0.4} \left(\frac{\beta^{2/3}}{1 + 4\beta} \right) \right) \left(5 \times 10^{-4} \times K \right)$$

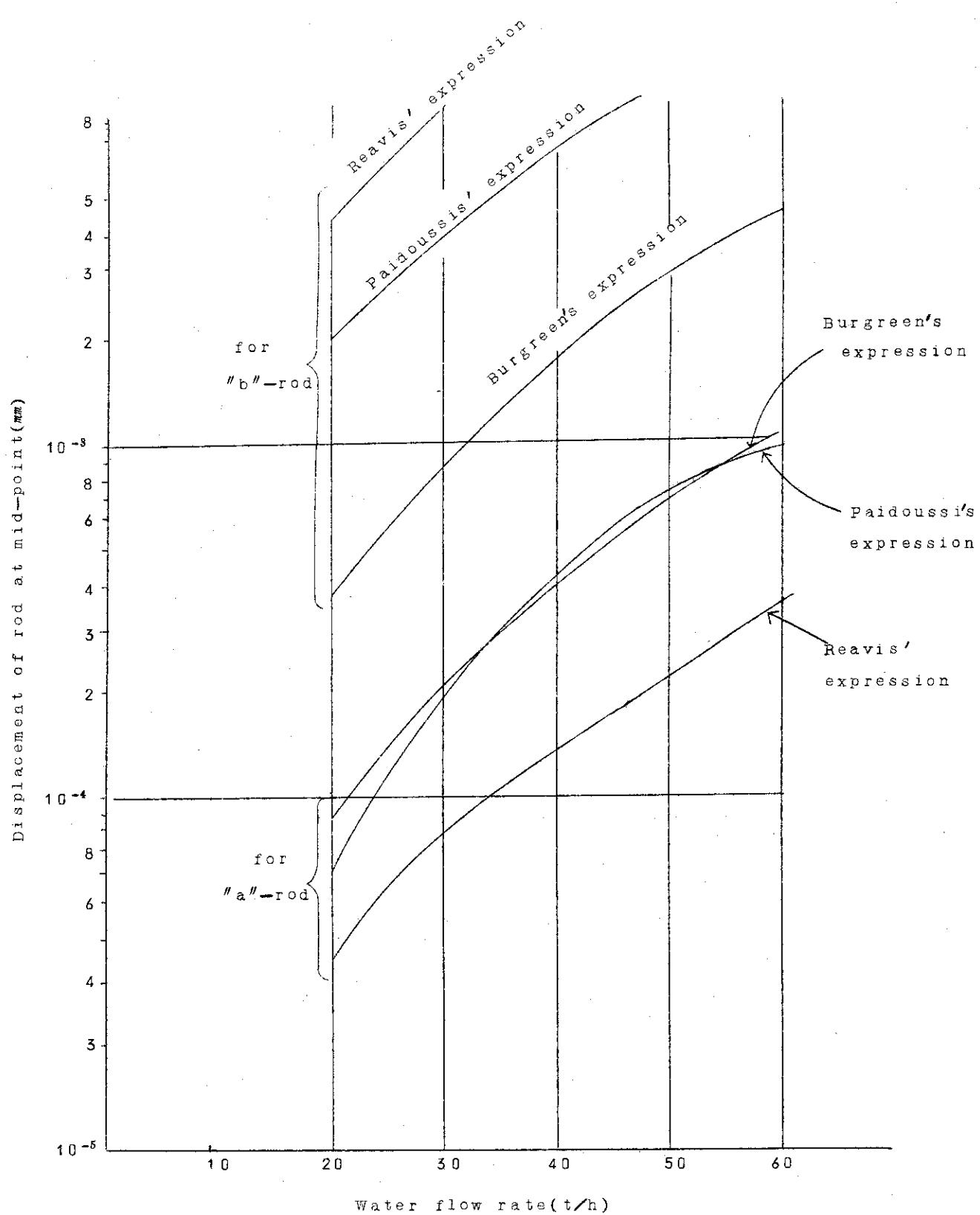


Fig.20 Predicted displacement of rod in the experimental condition by empirical expressions of Burgreen, Paidoussis and Reavis for water flow rate.

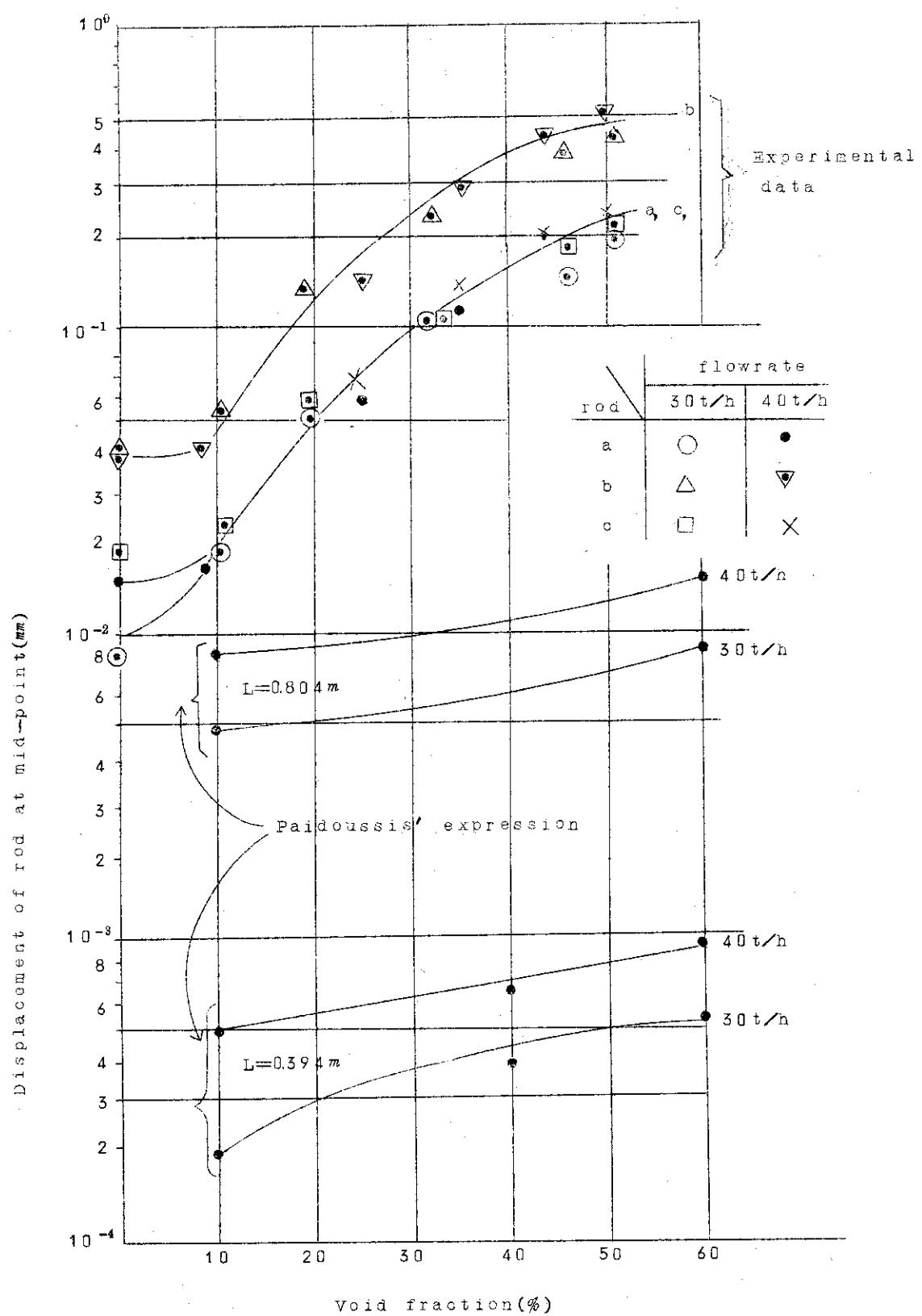


Fig.21 Predicted displacement of rod by Paidoussis' empirical expression for two-phase and experimental data shown in Fig.19.

ここで

δ : vibration amplitude at midspan (corresponds to the maximum values of half the peak-to-peak amplitude)

文献(7)ではカッコ内のこととは明記されてないので文献(8)の継続とみて、カッコ内は文献(8) Appendix II の記述よりとった。

D : Diameter of the cylinder

α_1 : first-mode beam eigenvalue of the cylinder

$$\alpha_1^2 = \left\{ \frac{(m+M)L^4}{EI} \right\}^{1/2}$$

ω_1 : circular frequency of oscillation of the cylinder at zero flow (文献(8) P 5 より)

m : mass of the cylinder per unit length

M : virtual mass of the fluid per unit length = $\frac{1}{4}\pi D^2 \rho$

EI : flexural rigidity of the cylinder

u : dimensionless flow velocity = $(M/EI)^{1/2} UL$

U : mean axial velocity $U = \frac{\text{Mass flow rate}}{\rho \times (\text{flow Area})}$

ϵ : equal to L/D

N_R : Reynolds number = UD_h/ν

D_h : hydraulic diameter

β : equal to $M/(M+m)$

ρ : fluid density $\rho = \alpha \rho_G + (1-\alpha) \rho_W$

α : void fraction

K : for streamlined, quiet flow conditons, K=1, while for realistic disturbance levels, K=5

○ Reavis の実験式⁽⁹⁾

$$WVI = C \eta_d \eta_L \frac{d L N^{0.5}}{W_f^{1/5} \zeta^{0.5}} U \rho \nu^{0.5}$$

ここで

WVI : maximum displacement at midspan (in.)

C : correlation coefficient shown Fig.3. Ref.10

η_d : Dimensionless scale factors for rod diameter

η_D : " " " " " hydraulic diameter

η_L : " " " " " rod length.

d : rod diameter(in.)

L : rod iength(in.)

f : natural frequency of rod (Hz)

N : number of rods

W : weight of rods (lb)

 ζ : damping factor ($\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$)

U : flow velocity (in./sec)

 ρ : fluid density (lb.sec²/in⁴.) ν : kinetic viscosity of fluid (in².sec)

筆者註 Nの指数0.5は1の誤りと思われる。実際の計算ではN=1とし、Wを1本当りの重量にすれば同じとなる。

これらの実験式によって計算される振動振巾は本報における実験結果と比較すると、模擬棒bにおける場合を除いて1桁以上も小さい値となつた。この原因はこれらの実験式を作るに当つて採用したデータの実験条件が本報におけるものと次の点において大きく異なるためと考えられる。

< Burgreen の式の場合 >

- ① 実験に使用した模擬棒がアルミニウムの丸棒と中空棒なので棒の単位長さ当たりの重量は実際の燃料棒に較べて非常に小さい。本報では実際の燃料棒と同じにしてある。
- ② 模擬棒のスペーサーによる支持間隔が1200mmであり、本報の模擬棒aにおける392mmおよび模擬棒bにおける804mmに較べて小さい。

以上の2つの項目が、流れによる振動現象をどのように作用するかについて考察する。

①については、燃料棒が流水中でうける外力すなわち振動を励起する力として流水中の乱れを考えるとき、この乱れによって振動する棒は一方で $\rho_w A l C$ 比例する減衰力をうける。また振動している棒の慣性力は $\rho_r A l C$ 比例するので ρ_r と ρ_w の比は慣性力と減衰力の比になる。したがつてこの大小は流れの乱れによって励起された振動棒の減衰割合を示していくことになる。すなわち同じ外力が作用してもそれによって引起される振巾は ρ_w と ρ_r の比によって異なることが推論される。

②については、燃料棒の支持間隔 l に加えられる励振力は流水中の乱れがランダムであるために時々刻々変化する。支持間隔 l の間の棒表面全面に加えられる力の合成力の大小と方向は l の大きさによって変るであろう。すなわちある方向に加えられる力の成分は l が大きい程ホワイトになり易いと考えられる。したがつて l が大きい程励振力としては小さくなる方向にあると思われる。事実本報における実験結果でも計算値と比較した場合全体に実験値の方が大きく出たが、 $l = 392\text{ mm}$ (模擬棒a) のものよりも $l = 804\text{ mm}$ (模擬棒b) のものの方がより計算値に近かった。すなわち、同じ励振力のあると考えられる流体中で $l = 804\text{ mm}$ の方が実験値は小さく出た。

< Paidoussis の式の場合 >

- ① 実験は円管に单一模擬棒がおかれた場合のデータが主である。Burgreenのデータも使っているが、これについては前述と同じ理由の違いが考えられる。
- ② 二相流のデータはQuinnのもののみであり、Quinnのデータは最大でも41.4mmの直徑における円管流路における单一棒の実験結果である。
- ③については実験の燃料棒の場合は圧力管径も大きく、燃料棒本数も大きい。したがつて水力直徑は小さいが流路断面積は大きく、また隣接する燃料棒の振動などの影響も考え

られる。このため、振動の励振力となる流れの乱れも大きく異なることが予想される。このことは次に述べるように二相流の場合に顕著である。

(2)については原子炉燃料体における二相流の流动状態が内径 5.0 mm 以下の円管流路における流动状態と大いに異り、ポイド率が 60% 程度となつても気泡流であるという事実⁽⁴⁾について認識する必要がある。このことは、燃料体のような、水力直徑は小さくとも圧力管径は大きく流路断面積が大きい流路では流れに乱れが大きいため気泡流の状態からスラグ流や環状流に遷移していくという現象を想像させる。また、気泡が数個合体してスラグ流になろうとすると、それ自身によって生じた周囲との比重差と流路断面積が大きいために周囲の乱れを受けやすくなっていることのために直ちに周囲から少し大きくなつた気泡を壊すような力が発生してくるであろう。つまりこのような二相流では、ポイドそれ自身が乱れを発生させる要因となっていると考えられる。このことは本報における二相流の実験結果において、振動振巾は水流量に無関係でポイド率のみによって定まることが一つの証明になっている。

< Reavis の式の場合 >

この式は不規則振動の理論によって導かれた構造物の RMS 応答振巾の式を基にして、乱流内におかれた棒の RMS 振巾値を求める式を導いたものである。そして実際の燃料体流路での実験結果と計算値との比較を行ない、両者の不一致を是正するため補正係数 C をかけることによって一致させるようにしたものである。この C は燃料体での（水力直徑）（棒の長さ）の関数として示されており 3.6 ~ 4.2 の値をとる。Reavis は構造物の RMS 応答振巾の式から乱流内におかれた棒の RMS 振巾値を求める式を導くに当つて次の仮定あるいは近似を行なつてゐる。

- ① 流路内における圧力変動特性として、空気流と水流の相違および円管流路壁面と燃料体流路内の燃料棒表面の相違を無視している。
- ② 燃料体内にあるスペーサーが流れの乱れにおよぼす影響、および燃料棒の振動がおよぼす圧力変動への影響を無視している。
- ③ 燃料棒の振動モードは両端支持における一次モードとしている。
- ④ 棒の固有振動数付近での棒表面の二点間におけるクロスパワースペクトルの分布を一様としている。
- ⑤ 燃料棒の平均密度と比較して流体の密度を 2 次の微小項として無視している。
- ⑥ 実際の振動では Burgreen や Quinn が述べているように自励振動的な様相が見られるが、本理論式はランダム振動と考えてこのことを無視している。

以上のような仮定あるいは近似のもとに作られた理論式に対して実際の燃料棒での振動に合わせるために補正係数 C を乗じてゐるが、この C を求めるために用いたデータは Burgreen⁽¹⁾, Quinn⁽¹⁰⁾, Sogreah⁽¹¹⁾, および Pavlica⁽¹²⁾ のものであるが、これらは Pavlica のものを除いて全部円管流路における单一棒のものである。また Pavlica のものも 6.0 mm の四角管内に 16 本の棒がおかれた流路であるので実際の燃料体よりも棒本数も流路断面積も小さい。したがつて本実験式からも Burgreen および Paidoussis の式による計算値とほぼ同じ大きさの計算結果しか得られなかつた。

6. 結 論

1. 流水による燃料棒の振動周波数成分にはベースを支点とした燃料集合体全体の振動数とみられる2.8～3.5 Hzの成分とスペーサー支持間における燃料棒の固有振動数である9.75 Hzの成分がある。
2. 二相流においては、これらの振動周波数のパワースペクトラムはボイド率の増加と共にランダムになり、ボイド30%以上にきるとスペーサー支持間の固有振動数は存在しなくなる。すなわちパワースペクトラムはフラットな分布になる。この傾向はスペーサー支持間隔を倍にした模擬棒で顕著である。
3. 流水による燃料棒の振動振巾は二相流においては水流量にはほとんど影響されず主にボイド率に関係する。ボイド率50%で中心軸より片側への変位量は0.25 mm程度であった。単相流では水流量6.0 t/hで0.02 mm程度であった。
4. スペーサー支持間隔を2倍にした場合、単相流で流量の小さい所では振巾値は約4倍になるが、水流量が多くなるとこの倍率は小さくなり、二相流では2倍強しかなくなる。
5. 流れにより生ずる燃料棒の定的な曲りは今回の場合非常に小さかった。これはスペーサーの支持方法がATR一次設計の場合に使用したものと異なるためと考えられた。
6. 流れにより生ずる曲りは流れの方向軸に対して何らかの原因で燃料棒がもともと曲っておかれていることが大きく作用すると考えられた。
7. 従来の実験式との比較を行ない、計算値の差と実験条件との関連について考察した。

謝 辞

本実験を行なった際、安全工学第2研究室の高野一実氏にいろいろと手伝っていただいた。こゝに深く感謝いたします。

参 考 文 献

1. Burgreen, D., Byrnes, J.J. Benfordo, D.N. "Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow"; Trans. ASME, July 1958.
2. 岡崎元昭, 山崎弥三郎 J PDR-II 燃料棒の流れによる振動
JAERI-M 5478
3. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 燃料棒の振動 (ATR 次設計燃料体の場合) (受託研究) 原子力学会年会 A-7 (於大阪大学) 1971年4月
4. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 「 ATR 2次設計燃料体の圧力損失」
原子力学会年会 (A-6) (於大阪大学) 1971年4月

6. 結論

1. 流水による燃料棒の振動周波数成分にはベースを支点とした燃料集合体全体の振動数とみられる2.8～3.5 Hzの成分とスペーサー支持間における燃料棒の固有振動数である9.7.5 Hzの成分がある。
2. 二相流においては、これらの振動周波数のパワースペクトラムはボイド率の増加と共にランダムになり、ボイド30%以上にきるとスペーサー支持間の固有振動数は存在しなくなる。すなわちパワースペクトラムはフラットな分布になる。この傾向はスペーサー支持間隔を倍にした模擬棒で顕著である。
3. 流水による燃料棒の振動振巾は二相流においては水流量にはほとんど影響されず主にボイド率に関係する。ボイド率50%で中心軸より片側への変位量は0.25 mm程度であった。単相流では水流量6.0 t/hで0.02 mm程度であった。
4. スペーサー支持間隔を2倍にした場合、単相流で流量の小さい所では振巾値は約4倍になるが、水流量が多くなるとこの倍率は小さくなり、二相流では2倍強しかなくなる。
5. 流れにより生ずる燃料棒の定的な曲りは今回の場合非常に小さかった。これはスペーサーの支持方法がATR一次設計の場合に使用したものと異なるためと考えられた。
6. 流れにより生ずる曲りは流れの方向軸に対して何らかの原因で燃料棒がもともと曲っておかれていることが大きく作用すると考えられた。
7. 従来の実験式との比較を行ない、計算値の差と実験条件との関連について考察した。

謝辞

本実験を行なった際、安全工学第2研究室の高野一実氏にいろいろと手伝っていただいた。こゝに深く感謝いたします。

参考文献

1. Burgreen, D., Byrnes, J.J. Benfordo, D.N. "Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow." Trans. ASME, July 1958.
2. 岡崎元昭, 山崎弥三郎 J PDR-II 燃料棒の流れによる振動 JAERI-M 5478
3. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 燃料棒の振動 (ATR 次設計燃料体の場合) (受託研究) 原子力学会年会 A-7 (於大阪大学) 1971年4月
4. 岡崎元昭, 新妻恭, 山崎弥三郎 「 ATR 2次設計燃料体の圧力損失」 原子力学会年会 (A-6) (於大阪大学) 1971年4月

5. Von.K. Rehme "Widerstands beiwerte von Gitterabstands halten für Reaktorbrennelemente" ATKE, 15 . (1 9 7 0) 1 2 7 ~ 1 3 0
6. 岡崎元昭 「ホールディングスペーサについて」 Mar. 1972 JAERI-M 4758
7. Paidoussis, M.P., "An experimental Study of Vibration of Flexible Cylinders Induced by Nominally Axial Flow" Nuc.Sci.and Eng. : 35 127-138 (1 9 6 9)
8. Paidoussis, M.P., "The Amplitude of Fluid-Induced Vibration of Cylinders in Axial Flow" AECL-2225 March 1965 .
9. Reavis, J.R. "Vibration Correlation for Maximum Fuel-Element Displacement in Parallel Turbulent Flow" Nucl.Sci.and Eng. 38 63-69 (1 9 6 9)
10. Quinn, E.P., "Vibration of fuel rods in Parallel Flow". GEAP-4059 (1 9 6 2)
11. Sogreah. "Study of Vibrations and Load Losses in Tubular Clusters" Special Report № 3 EURAEC-288 , Societe Grenobloise d' Etudes et d' Applications Hydrauliques (1 9 6 2)
12. Pavlica, R.T. and Marshall, R.C. Trans. Am.Nucl. Soc., 8, 599 (1 9 6 5)