

JAERI-M  
5 4 7 8

JPDR-II燃料棒の流れによる振動

1973年12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、複製などのお問合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

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.

J P D R - II 燃料棒の流れによる振動

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

( 1 9 7 3 年 1 1 月 2 1 日受理 )

J P D R - II 用燃料体における燃料棒の振動を常温の水単相流および常温常圧の空気一水二相流において測定した。実際の燃料棒と曲げ剛性、単位長さあたりの重量および寸法、真直度などが同一の模擬燃料棒を燃料集合体の代表的位置に挿入して振動測定を行なった。スペーサー間隔 540 mm の中央部の被覆管内面に半導体ストレンゲージを貼付して振動数の振巾を測定した。

振動データの周波数分析を行なったところ、燃料棒の振動には燃料集合体として全体が一次モードで振動すると思われる 8 ~ 12 Hz の成分と、スペーサーの支持の特性のため起る、振動方向によって異なる 43 Hz, 56 Hz, 76 Hz の 3 つの成分の存在が認められた。振巾は水単相流 80 t/h のとき片側への変位量の RMS 値で 0.03 mm, ボイド率 60 % の空気一水二相流のとき 0.2 mm 程度であった。二相流の場合、振巾は水流量にほとんど無関係でボイド率により大きく変化する。振巾値については確率密度、確率分布も測定した。

また、Burgreen, Paidousis, Reavis らの流水による振動の振巾に関する実験式から求めた値と本実験結果とを比較すると、実験式による値の方が著しく小さい。この原因を検討した結果、これらの式に採用された実験が実際の燃料棒の場合と異った重量・振動のスパン・流路の寸法形状について行なわれたことによることが判明した。

Vibrations of JPDR-II Fuel Rod induced by Coolant Flow

Motoaki OKAZAKI and Yasaburo YAMAZAKI

Division of Reactor Safety, Tokai, JAERI

(Received November 21, 1973)

The vibration of JPDR-II fuel rods induced by coolant flow was measured with a dummy fuel assembly in water and air-water two-phase flow at room temperature and atmospheric pressure. The instrumented dummy fuel rods of the same stiffness, weight per unit length and dimensional tolerance as the actual ones were installed at three typical positions in the fuel assembly. At the center of the span between two spacers, four semi-conductor strain gauges were attached on to the inside of the cladding tube to measure the frequency and amplitude of vibration.

In the power spectra of rod vibration frequency four prominent peaks are observed, i.e. a peak at 8 - 12 Hz corresponding to the natural frequency of the assembly and three peaks at 43 Hz, 56 Hz and 76 Hz considered to be natural frequency of the span between the spacers. For the span of 540 mm, the RMS values of amplitude (corresponding to the half of peak to peak amplitude) of vibration are 0.03 mm at 80 t/h water flow and 0.2 mm in air-water two-phase flow of 60 % void fraction. In two-phase flow the amplitude depends mainly on the void fraction in contrast to the single-phase flow case where it depends on the water flow rate. Probability density and probability distribution of the amplitude were also measured.

The amplitude predicted by the correlations of Burgreen, Paidoussis and of Reavis are remarkably smaller than the experimental ones. Examination of the correlations revealed that the discrepancies derived from the inadequate simulation of fuel rods and flow path.

## 目 次

1. 諸言	1
2. 従来の研究	2
3. 実験装置	4
3.1 使用ループ	4
3.2 テスト部	4
3.3 振動測定用模擬燃料棒	4
3.4 スペーサー	6
3.5 振動計測記録装置	6
3.6 検定装置	8
4. 振動計測用模擬燃料棒の検定	20
4.1 測定回路	20
4.2 動歪計	21
4.3 模擬燃料棒の検定（歪一変位の関係）	21
4.4 データーレコーダーも含めた出力検定	22
5. 実験条件および実験方法	26
5.1 振動検出位置	26
5.2 実験条件	26
5.3 燃料体内のポイド率	26
6. 実験結果および考察	29
6.1 振動数	29
6.2 単相流での振巾	42
6.2.1 Burgreenの半実験式	
6.2.2 Paidoussis の実験式	
6.2.3 Reavis の半実験式	
6.3 二相流での振巾	42
6.4 振巾の確率分布および密度	59
6.5 流れによる定常曲り	59
6.6 従来の実験式との比較	67
6.6.1 Burgreenの半実験式との比較	69
6.6.2 Paidoussisの実験式との比較	70
6.6.3 Reavis の実験式との比較	71
7. 結論	77
8. あとがき	77

9. 謝辞	7 8
参考文献	7 8
APPENDIX	8 0
1. 模擬燃料棒の検査	8 0
1. 1 被覆管の検査	8 0
1. 2 半導体ゲージの被覆管内面への貼付状態	8 0
1. 3 半導体ゲージの絶縁抵抗	8 0
1. 4 被覆管中央部の嵌合部の接続	8 0
2. 燃料棒の歪と変位の関係	8 1

## 1. 緒 言

本報告は、J P D R - II プロジェクト・流動試験グループが行なった J P D R - II 用燃料体における燃料棒の振動に関する試験結果およびその検討結果をまとめたものである。

J P D R - II では、冷却材の流速を大きくすると共に燃料棒の配列も  $6 \times 6$  から  $7 \times 7$  にし、燃料棒の外径も配列ピッチ間隔も小さくした。このため冷却材の流れによってひきおこされる燃料棒の振動が激しくなる方向にあることが予想され、燃料棒の流水中における振動実験が計画された。燃料棒の振巾、振動数は燃料体で確保すべき燃料棒間の最小間隙値、フレッティング腐食などに対して重要な影響をおよぼすものと考えられる。

燃料棒の振巾、振動数に与える影響因子としては次のものが考えられる。

流体側では、冷却材速度・密度・粘性・また、二相流の場合にはボイド率・流動状態のほか、沸騰の有無がある。燃料棒側では燃料棒の直径・曲げ剛性・単位長さ当たりの質量・燃料棒を支持するスペーサーの支持状態・支持間隔、燃料棒の真直度・燃料棒の配列方法および流路断面積などが考えられる。

昭和 43 年に、試作の振動測定用燃料棒を  $7 \times 7$  F 燃料体の中心位置に取付け、水単相流および水一空気二相流での振動数・振巾の測定を行なった。<sup>(1)</sup> その結果、実測振巾は実験式を用いて計算した値にくらべ、一桁以上大きな値となつた。しかし、使用した振動測定用模擬燃料棒はストレンゲージを棒の外表面に貼付し、これに防水処理を施したもので、ゲージ部がかかなり太くなっていたこと、さらに、使用したストレンゲージのゲージファクタが小さかつた（約 2）ため充分大きな歪出力が得られなかつたことなどのため結果の一部に疑問を残すこととなつた。

その後、我々は新型転換炉の燃料体の燃料棒の振動を測定するため、燃料被覆管内面にゲージファクタの大きい半導体ゲージを貼付した振動実験用模擬燃料棒の開発とこれを用いた振動測定に成功した。そこで、この技術を応用して J P D R - II 用の振動実験用模擬燃料棒を作成して振動測定を行なうとともに、流れに平行に置かれた棒の振動に関する従来の研究結果を吟味し、上記の疑問点を解明することを目的として実験を行なつた。ただし、燃料体は前報と異り、長尺型でスペーサー 2 個を有する型を使用した。

## 2. 従来の研究

流れに平行におかれた棒の振動を測定したものには Burgreen,<sup>(6)</sup> Pavlica,<sup>(12)</sup> Quinn,<sup>(10)</sup> Sogréah<sup>(11)</sup> および Paidoussis<sup>(7)</sup> のものがあり、流れによる振動振巾の実験式を導いているものには Burgreen, Paidoussis および Reavis<sup>(13)</sup> のものがある。Burgreen と Reavis のものは水単相流に対してのものであり、Paidoussis のものは水単相流および気液二相流に共用できるものである。これらの実験式の中で最も問題となるのは外力の項であると思われる。Burgreen は外力にあたる項として流体の有する運動エネルギーを採用し運動方程式を立てた。また振巾は同じ運動エネルギーを有する流体中では流路の水力直径に比例するとして実験式が作られている。Paidoussis は振動を持続させていく励振力としての外力は運動方程式中に何も提出せず、棒が振動するとき、棒が流れを横切ることによって受ける抵抗や、棒が振動の際曲ることにより流れに対してある人射角を作り、それによって棒がうける抵抗の項を棒がうける力として作られた運動方程式から導かれる無次元項の指数を実験結果から求めている。そして二相流と単相流の違いはその平均比重量の違いとしてしか数式上には表われない。Reavis はこれら二つの実験式で考えられている外力が不完全であると考えて外力として乱流境界層における乱れが引起す流路壁面での圧力変動を採用した。そして既に求められている。クロスパワースベクトルが分っている、不規則な外力が作用する場合の棒の RMS 振巾値を両端支持棒の一次モードにおける不規則振動として計算した。棒表面に作用する不規則な外力としては Corcos<sup>(14)</sup>, Baroudi<sup>(15)</sup> および Bakewell<sup>(16)(17)</sup> (これらの文献は(15)(16)を除いて入手が困難である。) によって測定され計算された。円管流路内に空気が流れる場合における壁面の円周上および流れ方向の管壁上の夫々のクロスパワースベクトルを採用している。したがって Reavis が採用した不規則外力は、空気流と水流の相違および円管流路壁面と管束流路内の管表面の相違による圧力変動特性の差、スペーサーが乱れにおよぼす影響、管束の振動がおよぼす圧力変動への影響および棒の自励振動的な振動様相などはすべて無視あるいは近似していることになる。計算の近似に関しては Reavis は採用したクロスパワースベクトルの分布が棒の固有振動数付近でほとんど一様であるという仮定を入れている。このようにして求められた RMS 振巾値は Burgreen<sup>(6)</sup>, Quinn<sup>(10)</sup>, Sogréah<sup>(11)</sup> および Pavlica<sup>(12)</sup> らによって測定された水単相流における棒の振巾値と比較すると実験値は計算値の 3.5 倍から 4.20 倍になる。そしてこの補正係数を、(水力直径) / (棒の長さ) の比によって整理すると Burgreen, Pavlica および Quinn での管束流路における High-Noise Level の場合の関係曲線と Sogréah のような単管流路における Low-Noise Level の関係曲線の二つに分類できるとし、理論的に求められた RMS 振巾値にこの補正係数を掛けて、燃料体中の単相流における燃料棒の最大振巾値を求める実験式 (W V I) を提出している。

以上は単相流による燃料棒の振動に関する従来の研究であるが、しかし、二相流になると流れの様相は一変し、非常に乱れの多い流れとなる。すなわち水力直径は小さいが流路断面積が

大きい燃料体における二相流はボイド率がかなり大きくなつても（現在分つてゐる所では50～60%まで）気泡流の流動状態であるという事実<sup>(15)</sup>からしても非常に大きな乱れを有する流れであることが想像される。したがつて沸騰水炉では、燃料棒の振動問題は二相流での特性を調べることが重要となる。また、それぞれの流路の形状から定まる流路内の乱れの点から云つても、円管流路内の単一模擬棒の振動を測定するのみでは不十分で、燃料体流路における燃料棒について測定研究をすゝめる必要がある。

### 3. 実験装置

#### 3.1 使用ループ

常圧燃料体流動試験装置(FAT-I)を用いた。これは常圧の水単相流および空気-水二相流による実規模の燃料体の流動試験を行なうことのできる装置で、最大 $10\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ まで系圧力を上げることができる。Fig. 1にFAT-I装置のフローシートを示す。

水は定格流量 $60\text{ t/h}$ 、揚程 $50\text{ m}$ 水柱の①②<sub>B</sub>ポンプと $100\text{ t/h} \times 100\text{ m}$ 水柱の①②<sub>C</sub>の二つの遠心ポンプにより循環される。空気はナッシュ型圧縮機により3段階で圧縮されループに吹き込まれる。3台の⑨<sub>A</sub>が第1段であり、2台の⑨<sub>B</sub>が第2段と第3段である。最終段で空気流量は最大約 $300\text{ kg/h}$ 、圧力は $10\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ まで上げることができる。

空気と水はバーナー型ミキサー⑦により混合され、 $1300\text{ mm}$ の真直な助走区間を経てテスト部に入る。テスト部入口と出口には急速遮断弁②が設けてあり、これによりテスト部内を流れれる流体の平均ボイド率を知ることができる。すなわち、テスト部入口、テスト部バイパス入口、およびテスト部出口にそれぞれ1個ずつ設けてあるボールバルブは急速遮断用のレバーを操作することにより、テスト部入口と出口部は同時に閉じ、テスト部バイパスは同時に開くようになっており、テスト部内を流れていた流体は2個のボールバルブによって閉じこめられる。一方、テスト部バイパスに取付けられたボールバルブは同時に開くので、続いて流れてくる流体はウォーターハンマーを起すことなくバイパス管を流れ上部気水分離タンク③に導かれる。ここで分離された空気はパイロット作動型自力式一次圧力調節弁⑪でタンク内部の圧力を一定に保ちながら大気へ放出される。タンク内の水はボールフロート式直動型液面調節弁により、液面を一定に保ちながら貯水槽⑤へ流下する。貯水槽は内径 $848\text{ mm} \times$ 長さ $6600\text{ mm}$ の大きなもので、上部気水分離タンク内で完全に分離されなかつた空気はここで完全に気水分離される。

#### 3.2 テスト部

Fig. 2に今回の実験に使用したテスト部、J P D R 7 × 7 F燃料集合体を示す。これに装荷される燃料棒はいわゆる長尺物で全長が一本の被覆管でできており、スペーサーが上部タイプレートとベースの間約 $1500\text{ mm}$ の間を大体三等分した位置に二カ所取付けられている。スペーサーは「たわみワイヤ式スペーサー」である。

#### 3.3 振動測定用模擬燃料棒

Fig. 3に振動測定用模擬燃料棒の組立図を示す。

この模擬燃料棒は外径 $12.23 \pm 0.06\text{ mm}$ 、内径 $11.23 \pm 0.03\text{ mm}$ の冷間引抜きによる脱酸銅製被覆管を用いて管の曲げ剛性を実際のジルカロイ-2製被覆管にはく等しくした。(詳細な数値については4.3節に記す)また、実際の燃料棒と単位長さ当たりの質量を等しくするため、

外径  $1.1.2 + 0.05$  mm, 内径  $4.21 \pm 0.1$  mm, 長さ  $20$  mm の硬質鉛ペレット (比重  $11.30$ ) を封入した。

模擬燃料棒と実際の燃料棒との比較を次に示す。

#### 実際の燃料棒

被覆管 (ジルカロイ-2製) 外径  $1.2.230/D \times$  内径  $1.0.831/D$

$\text{UO}_2$ ペレット  $1.0.71 \pm 0.030/D$

ジルカロイ-2の比重 6.55

$\text{UO}_2$ の比重 10.41

よって単位長さ当りの質量 ( $\rho A L/L = \rho A$ )

$$\rho A = \frac{\pi}{4} \{ (1.2.23^2 - 1.0.83^2) \times 6.55 + 1.0.71^2 \times 10.41 \} (\text{gr/cm})$$

$$\times \frac{100}{1000} \left( \frac{\text{Kg}}{\text{gr}} \right) \left( \frac{\text{cm}}{\text{m}} \right) \times \frac{1}{9.8} \left( \frac{\text{sec}^2}{\text{m}} \right) = 0.1126 \text{Kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{m}^2$$

また棒の曲げ剛性 EI は、ジルカロイ-2のヤング率 E を  $E = 10^4 \text{ Kg/mm}^2$  (9) とすると

$$EI = 10^4 \times \frac{\pi}{64} (1.2.23^4 - 1.0.83)^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm} \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{mm}^2} = 4.23 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

#### 振動測定用模擬燃料棒

被覆管 (脱酸銅製) 外径  $1.2.23 \pm 0.060/D \times$  内径  $1.1.23 \pm 0.031/D$

鉛ペレット  $1.1.12 + 0.05$   $0/D \times 4.21 \pm 0.11/D$

銅の比重 8.9

鉛 (硬化鉛, アンチモンを微量含む) 11.3

よって単位長さ当りの質量  $\rho A$  は

$$\rho A = \frac{\pi}{4} \{ (1.2.23^2 - 1.1.23^2) \times 8.9 + (1.1.12^2 - 0.421^2) \times 11.3 \}$$

$$\times \frac{100}{1000} \times \frac{1}{9.8} = 0.1126 \text{ Kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{m}^2$$

また EI は 4.3 節の検定結果で,  $4.14 \sim 4.27 \text{ Kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{m}^2$ , 次に振動検出用半導体ゲージは燃料棒のほとんど中間部, 二個のたわみワイヤ式スペーサーによる支持間隔の中央位置に相当する被覆管内面に 90 度間隔で 4 枚貼付し, 対向する二枚のゲージで, それぞれ 2 ゲージ法による測定を行なうように内部で結線した。(Fig. 4 参照) したがって, 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まわり止め用ピン ( $1 \text{ mm } \phi$ ) で被覆管に固定されている。半導体ゲージを被覆管内面に貼付するには Fig. 3 に示されるように貼付すべき位置付近で被覆管を切断したのち, その部分を機械加工による嵌合構造にし, 次に, 管端面から治具を差しこんで, 管端面から  $20$  mm の位置に 90 度間隔で管軸に平行に 4 枚の半導体ゲージを特別な治具によりアロンアルファを用いて貼付する。また機械加工による嵌合部はとまりばめ程度にし, こ

れを接続するときは定盤の上にVブロックを一直線上におき、その上に被覆管をおいて嵌合部にアコンアルファを塗り、Vブロック上で被覆管をすばやくすべらせて接続した。接着後、固定強度を確実にするために、円周上の二方向から $1\text{ mm}$ φのピン止めをした。燃料棒上部端栓より取出されたリード線は8脚の4芯ビニルキャブタイヤケーブルに接続し、被覆ビニルチューブをかぶせてビニル用接着剤で固定、もれどめした。そして、ケーブルは燃料集合体吊下げ金具にビニルテープで結びつけて、そこからFig. 6に示すようなリード線取出し部を経て圧力管の外へ取出した。なお、模擬燃料体収容管としては、内側で $119 \frac{+0.2}{-0.1} \text{ mm}$  SUS 27製四角ケースを用いた。

### 3.4 スペーサー

Fig. 7に本実験に使用したたわみワイヤ式スペーサーの図面を示す。本スペーサーは格子に二点の打出しを作りスプリング作用を有するワイヤによって、被覆管をこの二点に対して押付けることにより支持する形式のものである。

### 3.5 振動計測記録装置

振動検出端である4枚の半導体ストレンゲージ（2枚ずつが1対になっている）からの信号は動歪計で計測される。動歪計よりの出力は直流増幅器により、さらに増幅し、オシロスコープで信号波形を監視しながら、データレコーダーにより磁気テープに記録した。また、念のため、同時にマイクロペンオシログラフに記録した。

データレコーダーにより記録した信号は、のちに再生し、RMS計により振動振巾のRMS値を求めた。またパワースペクトラムアナライザにより振動の周波数分析を行なった。

これらの接続をブロック図に示すとFig. 5のようになる。

以下に各機器の主要仕様を記す。

#### (1) 動歪計

新興通信社製 DS 6-D Y型

ゲージ電圧 0.5～12 V（今回は3 Vに設定）

感 度  $100 \times 10^{-8}$  のひずみ入力で

出力1 1 V以上（10 kΩの負荷）

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 DC～2000 Hz（利得変化±1 dB, ローパスフィルタ2000 Hzレンジ）

雜 音 入力換算  $4 \times 10^{-8}$  ひずみ以内

ただし、感度最大 ( $1000 \times 10^{-8} / 1V / 10k\Omega$ )

G.F.=2.0, 120 Ωゲージのとき

チャンネル数 6

## (2) 直流増巾器

横河電機製 型式 3127  
 チャンネル数 5  
 使用周波数範囲 DC～50KHz (-3dB)  
 電圧利得 7.5 (30Ω負荷)  
 入力抵抗 10KΩ (片線接地)

## (3) Microopen Oscillograph

横河電機製 型式 2944  
 ポリエステルにカーボンを蒸着した35mm巾特殊フィルムをダイヤモンドペンで引搔く方法  
 チャンネル数 5  
 記録振巾 ピークピーカ値 4mm  
 周波数特性 DC～100Hz ±5%  
 感度 0.2V/mm (2)の直流増巾器と組合わせたとき  
 フィルム送り速度 0.5/1/2/5/10/20mm/sec

## (4) Oscillo Scope

岩崎通信機製 SS-5055  
 周波数帯域 5MHz  
 感度 2mV/cm

## (5) Data Recorder

TEAC製 R-351F  
 記録方式 FM  
 テープ 6.3ミリ巾, 1/4DT-150-18PR  
 テープ速度 3.8cm/S 1.9cm/S 9.5cm/S  
 周波数特性 DC～5000Hz, DC～2500Hz, DC～1250Hz  
 S/N比 40dB (上記の周波数範囲で)  
 入力 ±1V peak 100KΩ  
 出力 ±1V peak 600Ω 以上  
 ±10mA peak 20Ω 以下  
 直線性 1.5%  
 ドリフト ±2%

## (6) 検出端

新興通信社製半導体ゲージ EN-108U  
 ゲージファクター -90～-120  
 抵抗値 120Ω ±5%  
 長×巾×厚 (8±0.05) × (0.6±0.05) × (0.03±0.005) mm  
 許容ひずみ量 3000 × 10<sup>-6</sup>

許容最大電流	2.5 mA
抵抗バランス	ひずみ測定範囲
	0～±5000×10 <sup>-6</sup> (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

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	2 Hz～2500 Hz
分解能	1 Hz
分析時間	4.0 msec

## 3.6 検定装置

模擬燃料棒についてはAPPENDIXに記したような種々の検査を行なうが、振動状態における模擬燃料棒被覆管の健全性、剛性率を検定するためFig. 8およびFig. 9.1～9.3に示すような振動実験用模擬燃料棒検定装置を製作した。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加え、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。4章に本実験に用いたRod No. 1 の模擬燃料棒の検定方法とその結果を述べ、ここでは検定装置の概要について述べる。

## 要目 検定可能な燃料棒径および長さ

10～20 mm および 400～1000 mm

荷重方向 0～120°

最小測定可能変位 0.001 mm

(測微鏡による)

測定荷重 0～500 gr

本装置の操作方法は下記の通りである。

まず、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動体2と4により、摺動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。また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、下部は上下左右の回転動作が行なえるような構造となつておる。これにより棒に曲げ応力がかかる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錘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つてゐる。また、荷重がかからっていないとき、レバー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つてゐる。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り自由に変えられる。荷重による変位は測微鏡により最少0.001/mmまで判別することができる。

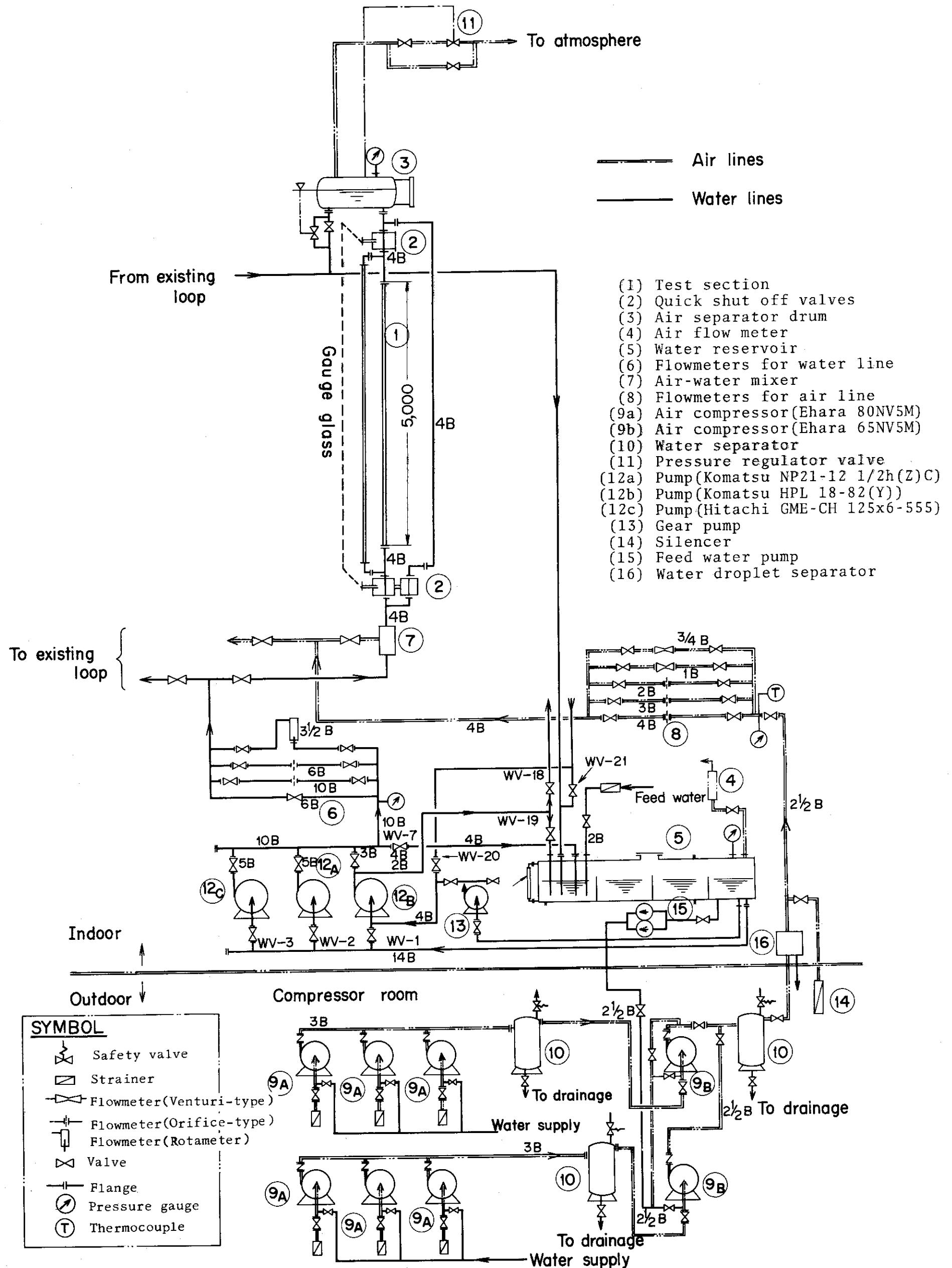


Fig 1 Flowsheet of FAT-1 loop

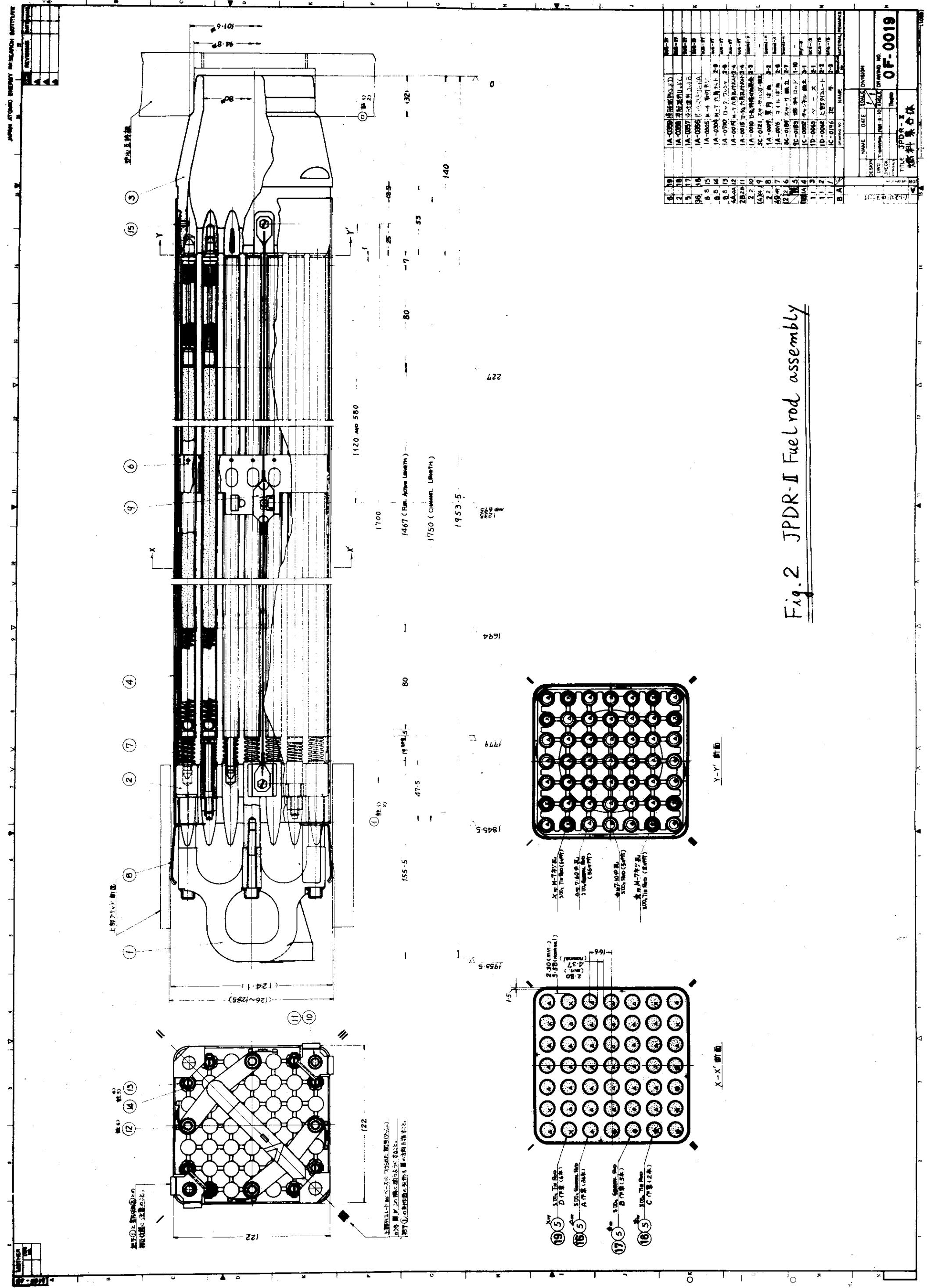


Fig. 2 JPDR-II Fuel rod assembly

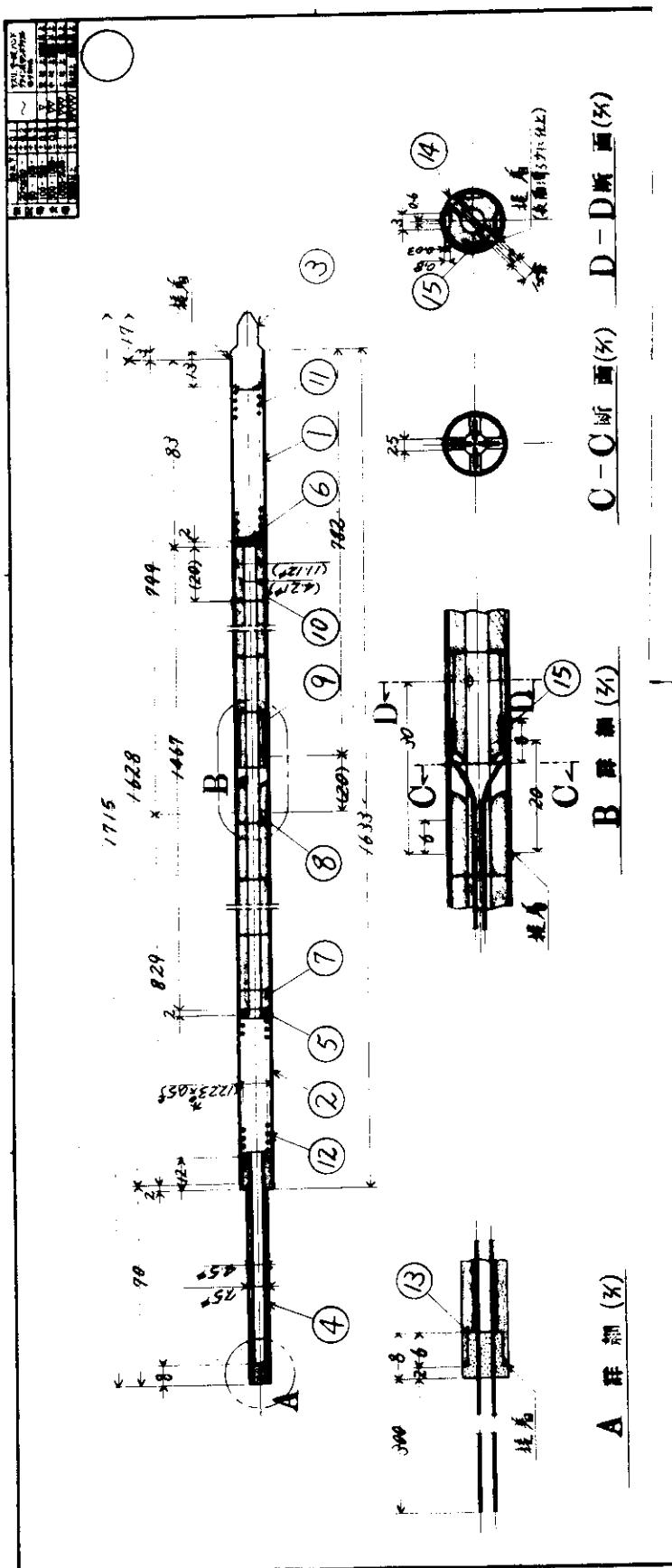


Fig. 3 Instrumented dummy fuel rod for vibration measurement of JDDR-II fuel assembly

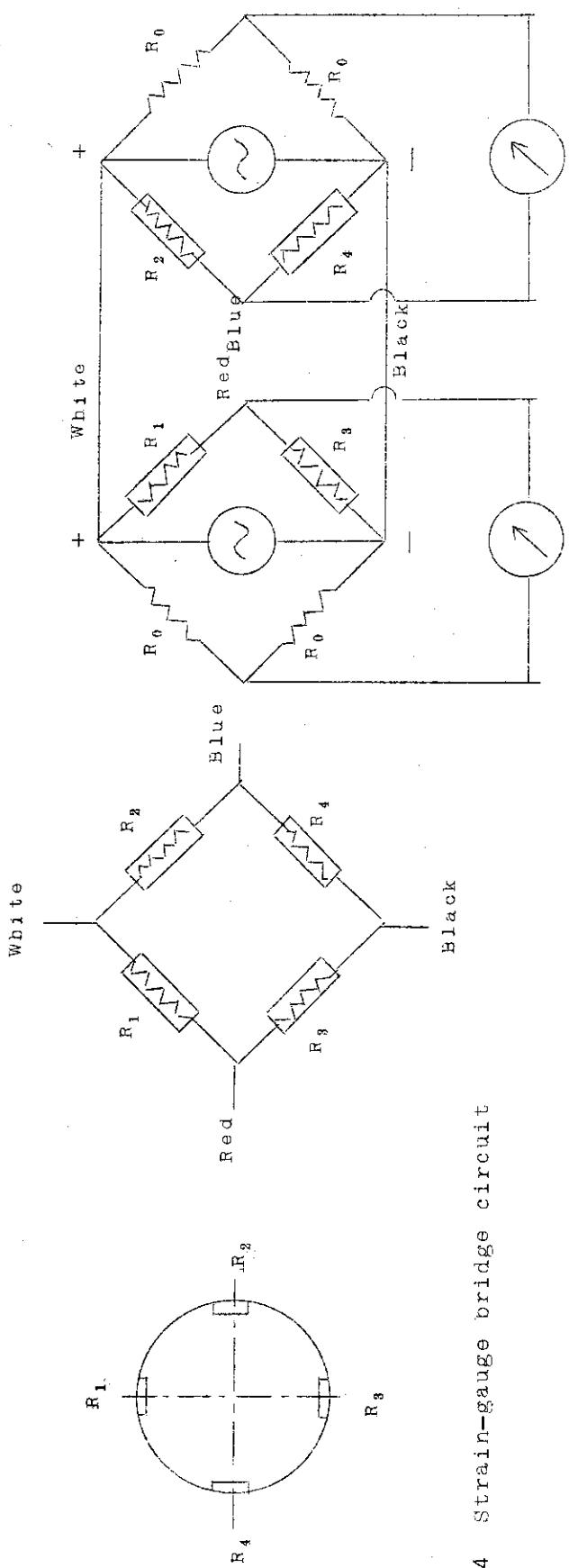


Fig. 4 Strain-gauge bridge circuit

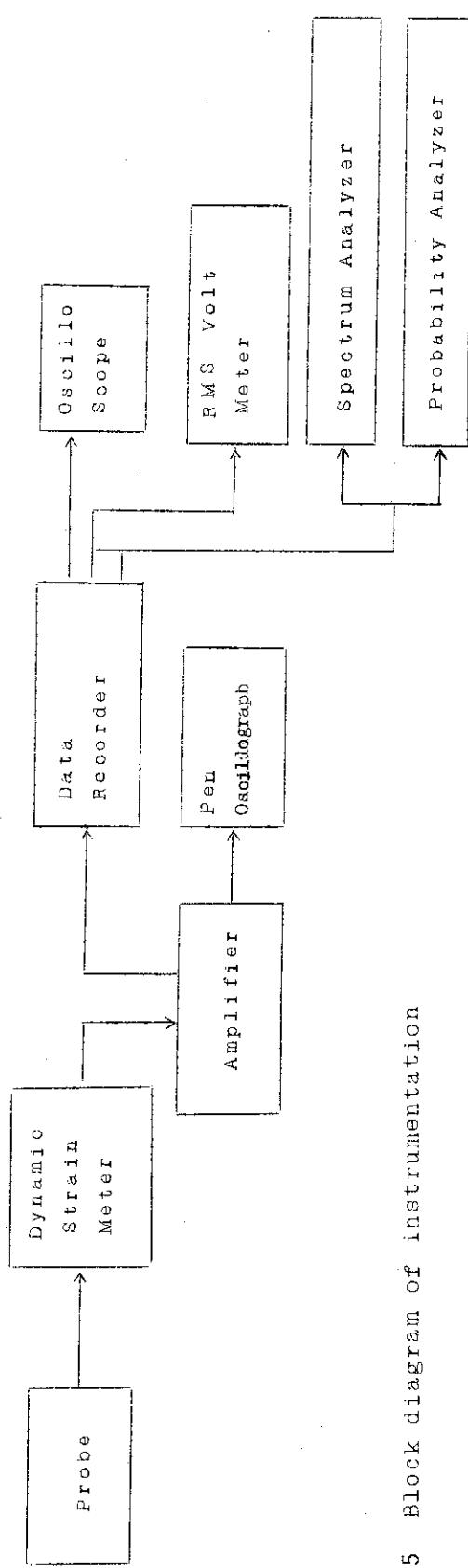
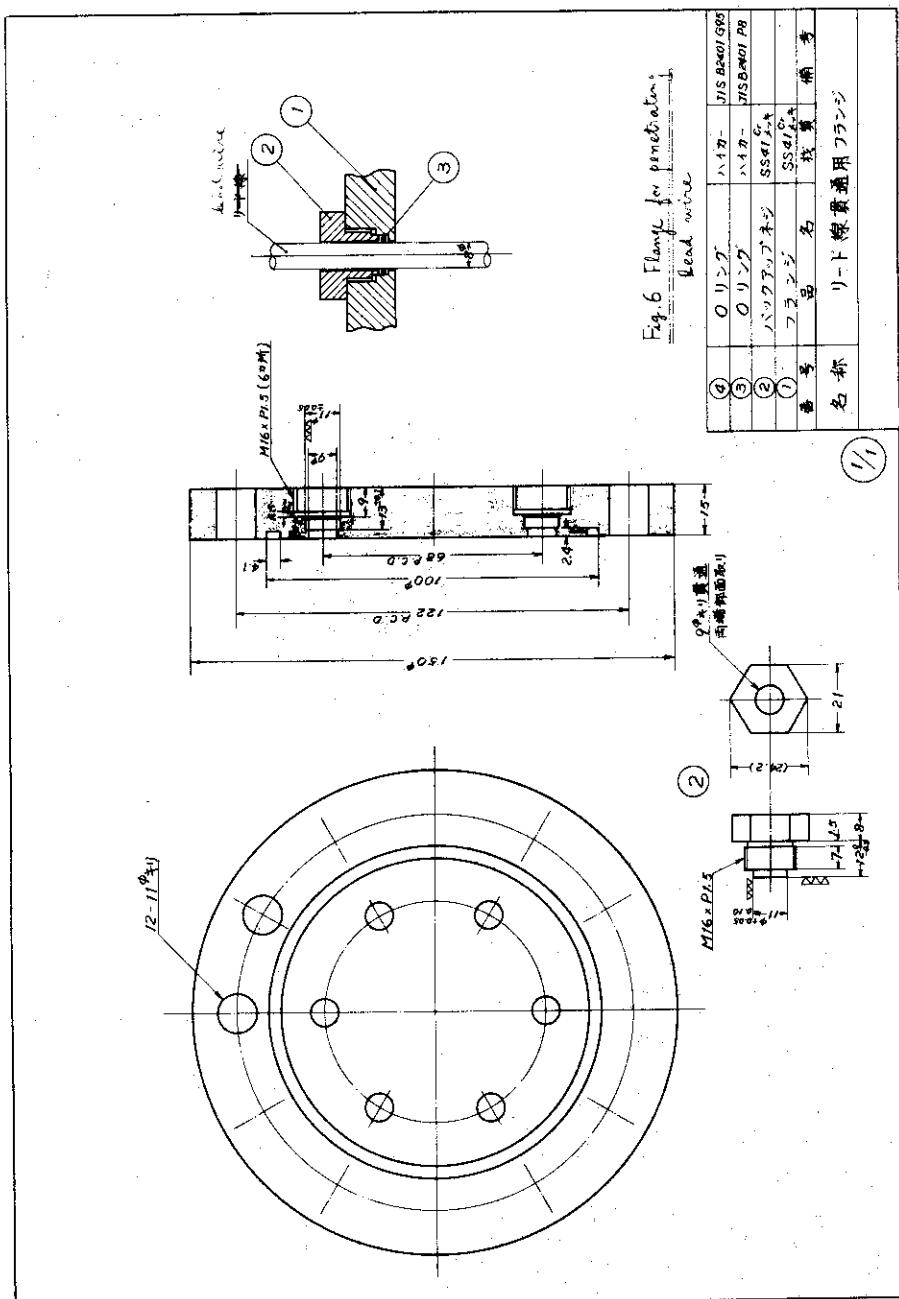


Fig. 5 Block diagram of instrumentation



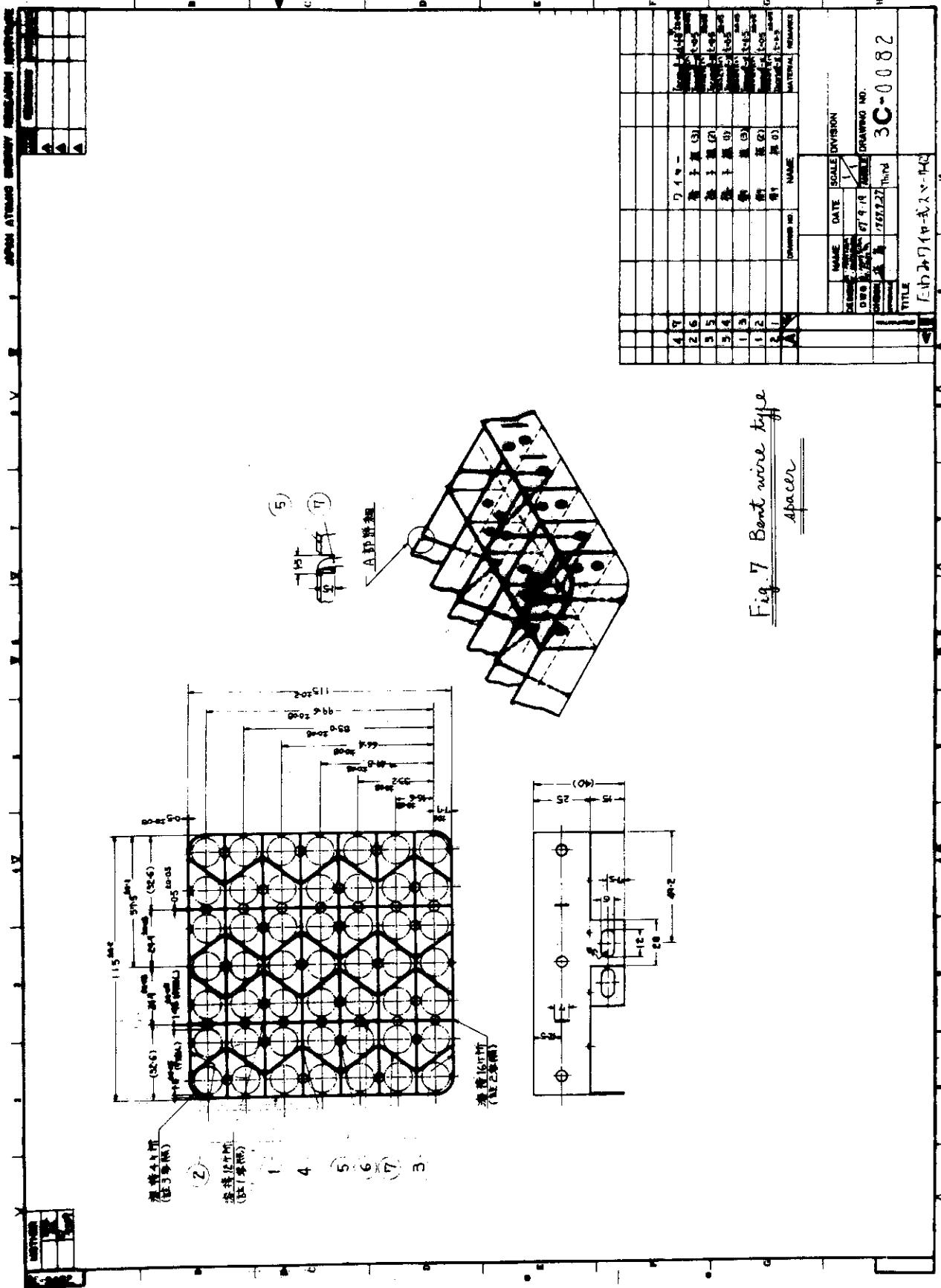
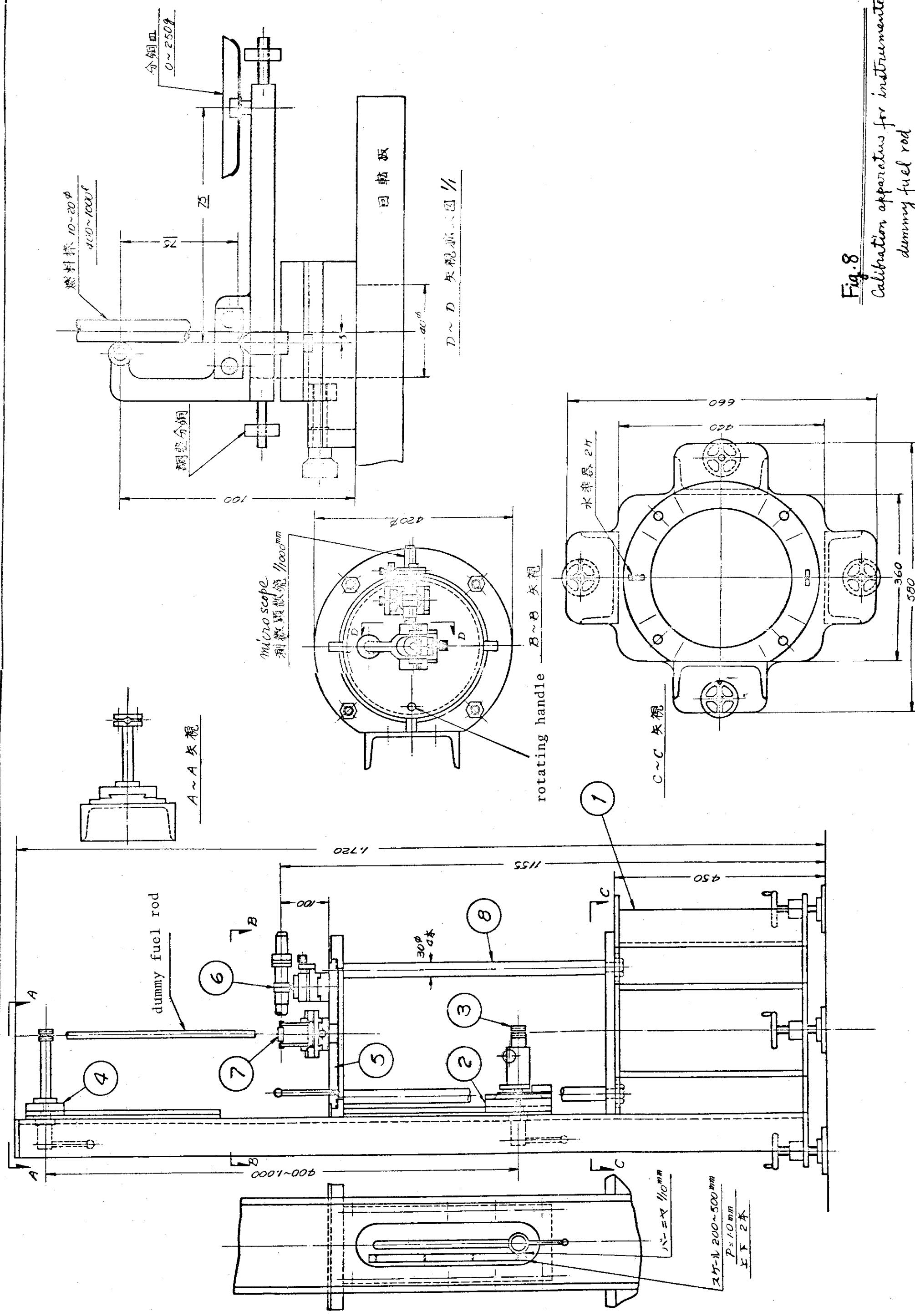


Fig. 7 Bent wire type  
spacer

**Fig. 8**  
Calibration apparatus for instrumented  
dummy fuel rod



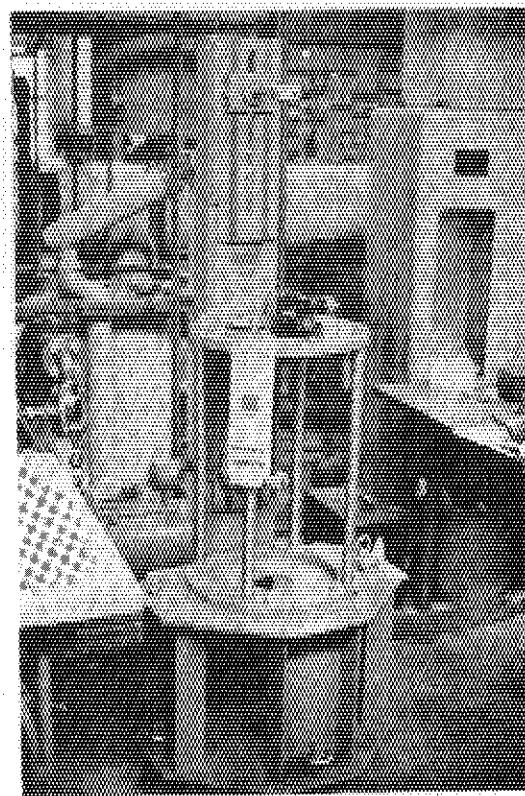


Fig. 9-1

Calibration apparatus for  
instrumented dummy fuel rod.

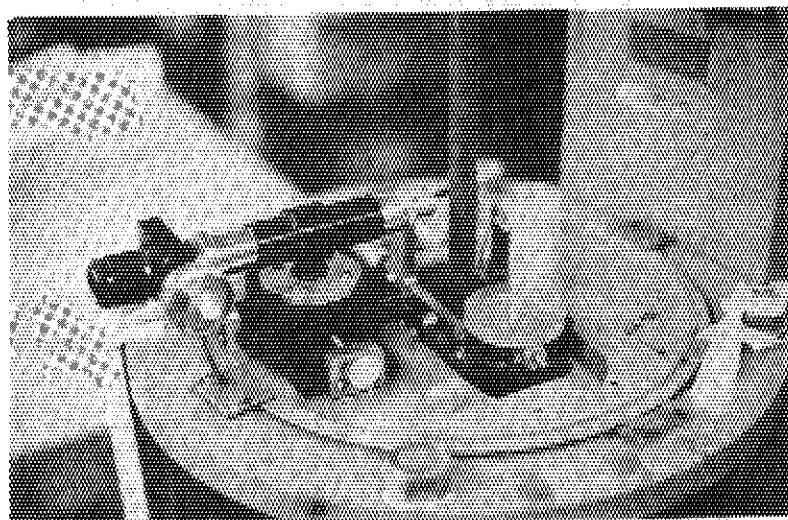


Fig. 9-2

Microscope

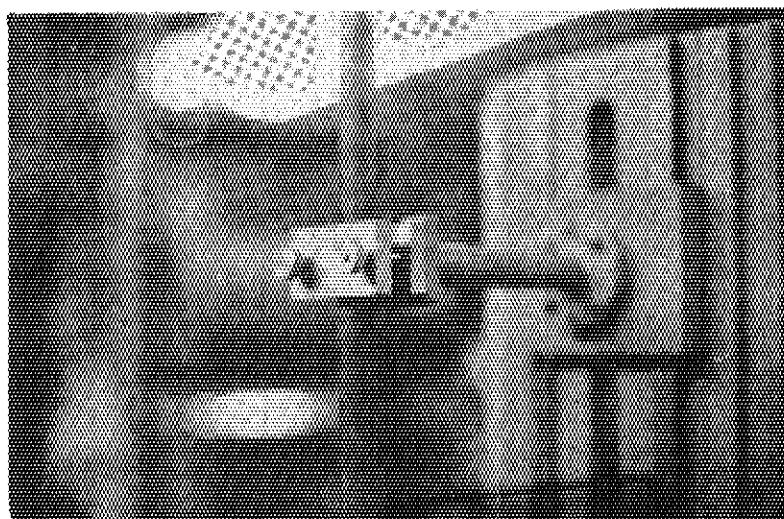


Fig. 9-3

Rod fixed to the  
apparatus

#### 4. 振動計測用模擬燃料棒の検定

3.6に記した検定装置を用いて、振動計測用模擬燃料棒の検定を行なった。模擬燃料棒は Rod No. 1 を用い、検定装置での固定間隔は 86.0 mmとした。

##### 4.1 測定回路

被覆管横断面におけるゲージの貼付状態は Fig. 3 および Fig. 4 の通りである。4枚のゲージは Fig. 4 のように結線し色分けして4本のリード線として取出す。

4枚のゲージはそれぞれ  $R_1 - R_3$ ,  $R_2 - R_4$  が対になって Fig. 4 のように2ゲージ法による測定が行なえるように動歪計の測定回路内に組みこまれる。ところが、実際には半導体ゲージのゲージファクタが大きいために、貼付による半導体ゲージの歪が生じると、ゲージ抵抗が変化し、動歪計の零点調整ダイアル内で調整しきれないことがある。使用した動歪計の抵抗バランス範囲はひずみ量で  $\pm 5000 \mu$  であり、動歪計におけるゲージ率設定値を 2.0 にすると、 $\pm 5000 \mu$  すなわち  $0 \sim 10000 \mu$  の歪に相当する抵抗変化は、ゲージ抵抗  $120\Omega$  の場合

$$\begin{aligned}\Delta R &= G \cdot F \cdot \times R \times \epsilon \\ &= 2 \times 120 \times 10000 \times 10^{-6} = 2.4 \Omega\end{aligned}$$

この程度の抵抗変化は、被覆管内面のように狭く、貼りにくい所では貼付の前後でしばしば起り得る。この場合、大きな抵抗値となっているゲージのバイパスにダミー抵抗をつけることにより調整した。これによる出力の変化は、抵抗  $R_1$  の所に  $R_c$  のバイパスをつけた回路の抵抗  $R_x$  が

$$R_x = \frac{R_1}{\frac{R_1}{R_c} + 1} \text{ であるから}$$

$$dR_x = \frac{\frac{dR_1}{R_1} (2 - \frac{R_1}{R_c} + 1)}{(\frac{R_1}{R_c} + 1)^2} \text{ であり}$$

調整用に取付けたバイパス回路  $R_c$  が  $3000\Omega$  以上であるので、 $R_1$  が  $120\Omega$  のとき

$$dR_x = \frac{\frac{dR_1}{R_1}}{\frac{R_1}{R_c} + 1} \text{ である。}$$

実際の測定では  $R_1$  の値は大きくとも  $1\%$  以下の変化しかないので  $R_x$  は  $R_1$  に比例して変化するとしてよい。また、振動計測装置の内の直流増幅器は各チャンネルの入力側の片線が共通

になつてゐるため、測定回路内の A と B は同電位にして測定することになるが、ゲージ電圧は動歪計内で共通なので電位差測定系へ流れる微小電流と補償抵抗の  $R_0$  の誤差を無視するならば  $i_A$  と  $i_B$  は等しく、したがつて A と B の電位も等しいとしてよい。

上記のような測定回路系を構成する実際の結線図を Fig. 10 に示した。

#### 4.2 動歪計

ゲージ電圧 = 3 V, Gain=max, ATT=1, G, F=2 の位置で、

Calib 信号 = 100  $\mu$  を与えたときのメーターの読みは 25 Calib 200  $\mu$  を与えたときのメーターの読みは 50。この結果より、ゲージファクタが (G, F.) のときのメーターの読み ( $M$ ) と真のひずみ ( $\epsilon$ ) との関係は、Gain, ATT, ゲージ電圧が上と同じ場合 2 ゲージ法により 2 倍感度であることを考慮し、

$$\epsilon = \frac{100}{25}, \frac{2M}{G \cdot F. \times 2} = \frac{4}{G \cdot F.} M (\mu) \quad \text{--- (1)}$$

#### 4.3 模擬燃料棒の検定

模擬燃料棒の曲げ剛性に関する検定を、模擬燃料棒に取付けた半導体ゲージの出力と、荷重一変位の実測値から行なう。次にその手順を述べる。

まず、模擬燃料棒の最上端を細い麻ひもで結んで吊るし、その状態を曲げ応力零の状態と考え、動歪計の零点を合わせる。次に模擬燃料棒を検定装置に取付ける。ここで、吊下げ時の曲げ応力零の状態となるように摺動体を操作する。これが完了したら、棒の中央に集中荷重をかけて、荷重 ( $W$ ) と変位 ( $\delta$ )、荷重 ( $W$ ) 一歪 ( $\epsilon$ ) 関係と両端固定状態での固有振動数を求めて、棒の曲げ剛性を求める。同時に半導体ゲージのゲージファクタも求める。

荷重 ( $W$ ) と変位 ( $\delta$ ) の検定結果を Fig. 11 に示す。また、荷重 ( $W$ ) と歪 ( $\epsilon_0$ ) の検定結果を Fig. 12 に示す。一方、材力公式により荷重と変位の関係は両端固定状態では

$$EI = \frac{l^3}{192} \frac{W}{\delta} \quad \text{--- (2)}$$

(2)式に Fig. 11 の検定結果  $\frac{W}{\delta} = 1.25 \times 10^3 \text{ gr/mm}$  ( $R_1 - R_3$  方向),

$\frac{W}{\delta} = 1.29 \times 10^3 \text{ gr/mm}$  ( $R_2 - R_4$  方向) を入れて  $l = 860 \text{ mm}$  として計算すると

$$\left. \begin{array}{ll} R_1 - R_3 \text{ 方向} & EI = 4.14 \text{ Kg} \cdot m^2 \\ R_2 - R_4 \text{ 方向} & EI = 4.27 \text{ Kg} \cdot m^2 \end{array} \right\} \quad \text{--- (3)}$$

この状態での棒の固有振動数は Fig. 12 に示されるように  $f_n = 30.5 \text{ Hz}$  であった。固有振動数と剛性率の関係は両端固定梁の場合レーリー法による近似式 (厳密解との誤差 2% 以下) で

$$EI = \frac{3}{4} \frac{\rho A}{\pi^2} l^4 \quad \text{--- (4)}$$

であるから  $f_n = 30.5 \text{ Hz}$  を入れて計算すると  $EI = 4.34 \text{ Kg} \cdot m^2$  となる。よって(3)の結果と誤差 5% 以内で一致した。ただし単位長さ当たりの質量、 $\rho A = 0.1122 \text{ Kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}^2$  である。

荷重 ( $W$ ) と歪 ( $\epsilon$ ) の検定結果 (Fig. 12) より

$$R_1 - R_3 \text{ 方向 } \frac{\epsilon_0}{W} = 6.6 \mu/\text{gr} (\text{たゞし動歪計の } G.F. = 2.0 \text{ にセット})$$

$$R_2 - R_4 \text{ 方向 } \frac{\epsilon_0}{W} = 7.3 \mu/\text{gr} (\text{たゞし, 動歪計の } G.F. = 2.0 \text{ にセット})$$

一方, 材力公式より

$$\frac{\epsilon}{W} = \frac{1 \cdot \alpha}{8EI} \quad (5)$$

たゞしは中立軸より歪  $\epsilon$  が生じている部分までの距離である。 (5)式に各方向毎に求められた  $EI$  を入れ, ゲージの  $G.F.$  を求める。 (5)式の計算による  $\frac{\epsilon}{W}$  は検定された  $EI$  に対する真の値を示し,  $\frac{\epsilon_0}{W}$  は  $G.F. = 2.0$  としたときの, みかけ上の歪であるから 2 ゲージ法による感度 2 倍になることを考慮すると

$$\frac{\epsilon}{W} = \frac{\epsilon_0}{W} \times \frac{2}{2 \times G.F.} \quad \text{であるから}$$

$$G.F. = \frac{\epsilon_0/W}{\epsilon/W} \quad (6)$$

(6)式によつて計算された結果は

$$\left. \begin{aligned} R_1 - R_3 (\text{ch.2 とする}) & \cdots \cdots \cdots G.F. = 45.4 \\ R_2 - R_4 (\text{ch.3 とする}) & \cdots \cdots \cdots G.F. = 51.83 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

このようにして求められた  $G.F.$  値は  $\epsilon$ ,  $EI$  の誤差を含んだまゝ, 誤差値である所の  $\epsilon$ ,  $EI$  に対して, 歪計の読みの精度で成立する値である。

ここで, 模擬燃料棒が燃料体内に組みこまれたとき, 流れによつて振動する際の歪一変位の関係について考察する。この場合, 模擬燃料棒はスペーサーによつて支持される弾性固定(これは APPENDIX 2 に述べるやうに材料力学でいう所の固定と支持の中間の端末固定条件である)であり, この状態で棒が空気中で自然振動する場合の歪一変位関係は APPENDIX 2 に述べてある。水中の場合の振動は空気中にくらべて, 棒が振動する際, 流体からうける抵抗が大きいので, 固有振動数は少し小さくなる。また, 流水中の振動は, Burgeen<sup>(6)</sup> や Quinn<sup>(10)</sup> が述べてゐるように自励振動的な要素があり, 実際の振動データーの記録から考えられる。絶え間なくランダムに続々圧力変動によつて生じる自然振動的な要素もある。このような場合の振動での棒の変形曲線は, 空気中の自然振動と同じと考えられる。したがつて, 歪一変位の関係式としては APPENDIX (27) 式から求まる  $K_0$  を APPENDIX (23) 式に使うか, 空気中の自然振動数を測定し, これを使って (22) 式から求めることになる。

よ。

#### 4.4 データーレコーダーの出力検定

動歪計 Gain 最大 ATT = 1/20 G.F. = 2.0

増巾器 Gain min.

データレコーダー Input level = 1.0

この状態での動歪計における Calib 信号とデータレコーダー出力との関係は

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ch. 2 } (R_1 - R_3) = 0.695 \text{ Volt}/1000\mu \\ \text{Ch. 3 } (R_2 - R_4) = 0.74 \text{ Volt}/1000\mu \end{array} \right\} \quad (8)$$

(7), (8)の検定結果からデータレコーダーの出力  $V_o$  (Volt) と真の歪  $\epsilon$  の関係は

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ch. 2} \quad \epsilon = \frac{1000}{0.695} \cdot \frac{V_o}{45.4} \cdot \frac{2(\text{G.F.})}{2(\text{倍感度})} \quad K = 31.69 \text{ KV}_o \\ \text{Ch. 3} \quad \epsilon = \frac{1000}{0.74} \cdot \frac{V_o}{51.83} \cdot \frac{2(\text{G.F.})}{2(\text{倍感度})} \quad K = 26.07 \text{ KV}_o \end{array} \right\} \quad (9)$$

ここで  $K$  は ATT の設定値によってきまる係数で ATT = 1 / 10 ならば  $K_1 = 0.5$ 。  
ATT = 1 / 20 ならば  $K_1 = 1$  となる。データレコーダーの Input Level の設定値は  
Input Level = 1 で固定した。

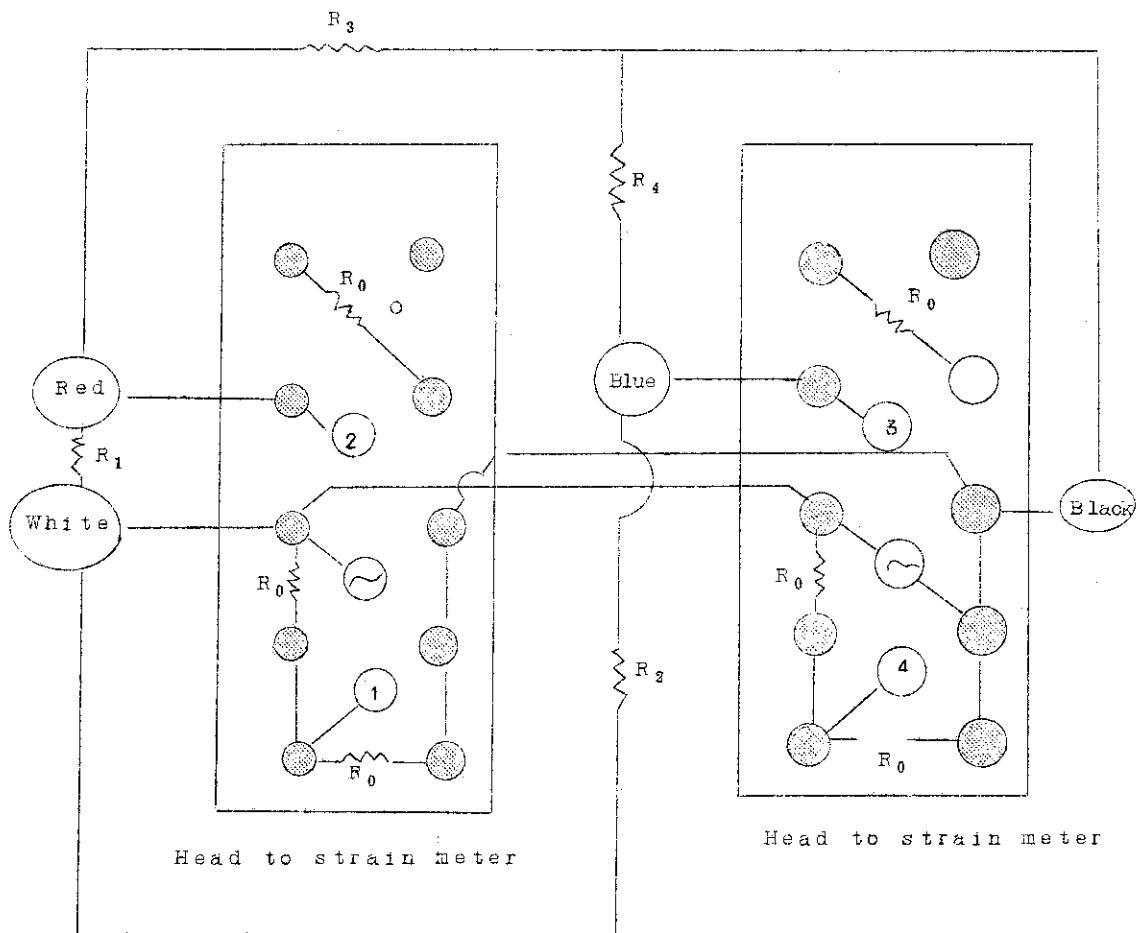
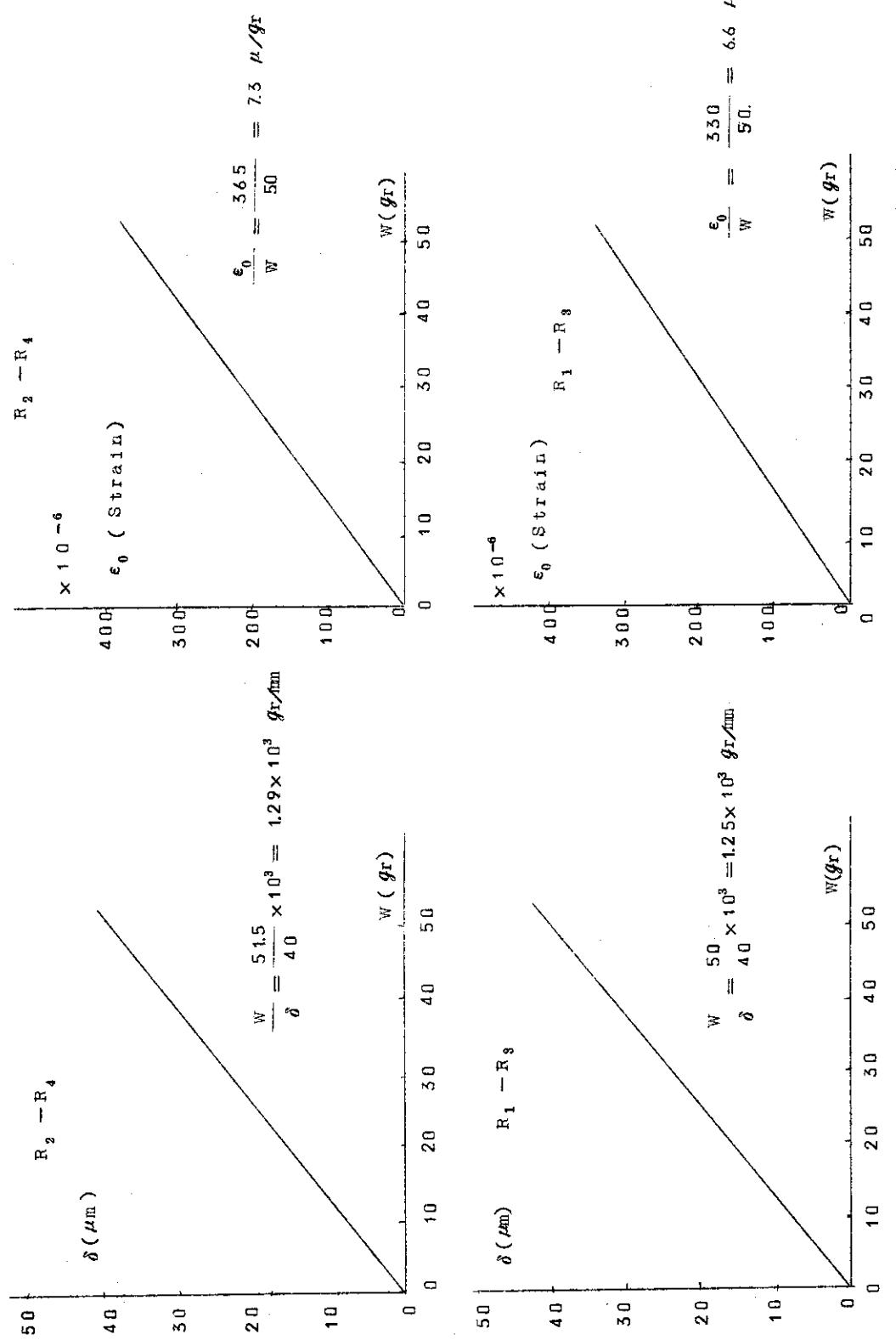
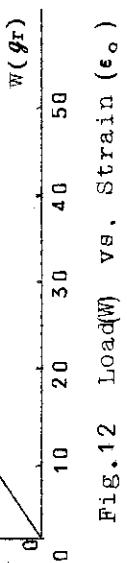


Fig.10 Strain gauge bridge circuit at strain meter head.

FIG. 11 Load ( $W$ ) vs. Displacement ( $\delta$ )FIG. 12 Load ( $W$ ) vs. Strain ( $\epsilon_0$ )

## 5. 実験条件および実験方法

### 5.1 振動検出位置

振動検出用模擬燃料棒を装荷した位置は燃料体断面のちょうど中央である。(7×7格子状配列の真中)また、模擬棒の長さ方向に対する振動検出端(半導体ストレンジージ)の貼付位置は二つのスペーサー間のちょうど中央である。また、スペーサー支持間隔はピッチ間隔で54.0 mmである。

### 5.2 流動条件

Table. 1 に示したように水単相流では20 t/h ~ 80 t/h、空気一水二相流については40, 50, 60 t/h の各水流量につきボイド率50%の範囲の任意の点でほど一定になるように空気流量を設定して実験を行なった。温度、圧力はそれぞれ常温(約25°C), 常圧である。本報告における実験範囲は他の研究者のものとともにTable 2 に示した。

### 5.3 燃料体内のボイド率

振動検出用模擬燃料棒を装荷し測定状態にある燃料体内を流れる二相流のボイド率は、テスト部出入口部に設けたクイックシャット弁によって測定した。ボイド測定用グラスゲージの検定は下記の方法によつた。まずテスト部内に水を一杯満たしておき、テスト部下部にある圧力測定用導圧管より水を抜いてゆく。その時、排出重量とグラスゲージ液面の指示値を記録しておく。そして排出量とテスト部内の全水量との比をグラスゲージ液面指示値におけるボイド比とする。

Table. 1 Vibration data of instrumented dummy fuel rod induced by flow

Run No.	W (t/h)	$\alpha$ (%)	ATT(SM) (Gainmax)	K	RMS(v) ch.2( $\ddot{y}_1$ )	RMS(v) ch.3( $\ddot{y}_2$ )	$\bar{\epsilon}_n$ ( $\mu$ )	$\bar{\delta}$ (mm)	f (Hz)	$u_L$ (m/sec)
1	20(B)	0	1/5	0.25	0.12	0.15	1.56	0.0143	44	-
2	20	η	"	"	0.054	0.11	0.83	0.00876	42	0.667
3	30	η	"	"	0.066	0.12	0.941	0.01	41	1.001
4	40	η	"	"	0.087	0.16	1.25	0.013	43	1.334
5	50	η	"	"	0.1	0.15	1.26	0.013	42	1.668
6	60	η	"	"	0.13	0.2	1.66	0.0175	42	2.0
7	70	0	1/5	0.25	0.15	0.22	1.86	0.0196	41	2.335
10	40	2.0.5	1/10	0.5	0.12	0.14	2.63	0.0277	43	
40	"	2.5	1/10	0.5	0.15	0.18	3.34	0.0352		
42	"	3.0.5	1/20	1	0.2	0.25	9.09	0.096	41	
43	"	3.9.5	1/50	2.5	0.13	0.17	15.1	0.159	42	
44	"	5.3.5	"	"	0.19	0.22	20.8	0.219	42	
45	40	5.9.5	1/50	2.5	0.21	0.24	22.81	0.241	42	
46	50	0	1/5	0.25	0.10	0.15	1.26	0.0133	42	1.668
48	"	2.0	1/5	0.25	0.21	0.24	2.28	0.024	42	2.09
49	"	2.9	1/20	1	0.14	0.16	6.09	0.064	42	2.35
50	"	3.9.5	1/50	2.5	0.14	0.16	15.23	0.161	42	2.76
51	"	5.1.5	1/50	"	0.17	0.21	19.2	0.203	42	3.44
52	50	6.0	1/50	2.5	0.22	0.23	23	0.24	42	4.17
53	60	0	1/5	0.25	0.15	0.21	3.63	0.0383	42	2.0
54	"	1.6.5	1/10	0.5	0.12	0.14	2.63	0.0277	42	2.4
55	"	2.4.5	1/10	0.5	0.19	0.22	4.16	0.044	42	2.65
23	"	3.5.5	1/20	1	0.22	0.3	10.5	0.111	42	3.1
24	"	4.9.5	1/50	2.5	0.17	0.25	21.2	0.224	42	3.96
25	60	5.7	1/50	2.5	0.18	0.3	24.2	0.255	42	4.65
56	Colib									

Note.

W: Water flow rate

 $\alpha$ : void fraction

RMS: Root mean square value of output of strain meter

 $\bar{\epsilon}_n$ : RMS value of strain $\bar{\delta}$ : Half of RMS value of peak to peak amplitude

f: Frequency of vibration

 $u_L$ : Velocity of water flow

Table 2 The range of experiments of various investigators.

Item	Exponentor Paidoussis <sup>(7)</sup>	Sogréah <sup>(1)</sup>	Quinn <sup>(6)</sup>	Burgreen <sup>(6)</sup>	Paplica <sup>(6)</sup>	This report
Diameter of Pipe for fluid flow(mm)	100	300	16, 317, 414	160	~60	□ 119
Diameter of Rod(mm)	1.57~1.93	1.20/Dx91/D	9.86	1.27, 15.9	11.1	1.223
Specific gravity of rod	0.55~3.23	3.42 (Stainless steel)	6% lighter than actual fuel rod	0.9~2.7 (Aluminum pipe)	9.15	9.4 (Same as actual fuel rod)
Supported length(mm)	518.2~924.6	1200	1874.5	~1200	~1800	540
Hydraulic diameter (mm)	4.75~8.64	288	6.1, 21.8, 31.5	1.42 (one rod) 6.0 (13 rods) 2.4 (37 rods)	~13.6	14.6
Fluid velocity(m/s)	1.2~1.2	—	0.84~1.14	1.8~6.5	3~12	0.667~2.335
Two phase flow	—	—	Pressure: 70 bar Quality: 0.02, 0.05, 0.15	—	—	Void: 0~60% at atmospheric pressure
Condition of fluid flow	horizontal test section circulated by pump room temp	horizontal test section flowing by gravity from head tank, room temp.	vertical test section circulated by pump. room temp:	vertical test section circulated by pump. room temp: 26°C	vertical test section circulated by pump. room temp: 21°C, 65°C (14°C~36°C)	vertical test section circulated by pump room temp (25°C)
Number of rods	1	1	3.6 (Water flow) 1 (Two-phase flow)	1, 13, 37	16	49

## 6. 実験結果および考察

### 6.1 振動数

振動数の分析は、その周波数成分のパワースペクトルを知ることによって燃料棒の振動様相を知る一つの手がかりになるので重要である。

Fig. 13-1に振動検出用模擬棒を燃料体内に装荷した状態における両端共たわみワイヤスペーサーによる支持の場合の空気中における固有振動のパワースペクトル分析結果を示す。これは燃料集合体の上部タイプレートの吊下げ金具をクレーンで吊り下げる状態で、スペーサー部を軽く叩いて測定したものである。この分析結果によると 25, 43, 54, 75, 83, 各 Hz の周波数成分があることが分る。まず、43, 54, 75 Hz の 3 つの周波数は多少の変動はあるがこれ以後の流動実験 (Fig. 13-4~13-19) でも必ず現われているので、たわみワイヤスペーサー支持による燃料棒の振動にはこの 3 つの成分があることを示していると考えられる。しかし周波数が高くなると振巾は小さくなるのでパワースペトラム密度 (以下これを PSD と略す) も小さく出ることになり、どの周波数成分で振動している時間が最も長いかけ、はっきりとはしない。何故このように 3 つの成分が出るのかということについては一応次の原因が考えられる。すなわち、たわみワイヤ式スペーサーの支持は 3 節に述べたように格子に打出した突起にワイヤで押付ける方式であるので、方向によって当然 End-fixity が異なるであろう。したがってワイヤが押付けている方向とその直角方向で大きく異なる 2 つの振動成分がある。もう一つはたわみワイヤスペーサーの支持状態からいって、その中間のどこかで振動しやすい方向があると考えられる。これらの 3 つの振動成分が 43, 54, 75 各 Hz であろう。もう一つの 25 Hz は上部タイプレートの所で燃料集合体を吊っているので、燃料集合体の全長が一次モードで振動する成分であると考えられる。その他に 83 Hz という成分があるが、これは 43 Hz の振動方向の 2 次モードの振動ではないかと思われる。何故ならば、この成分は流動による振動の際にもしばしば現われており、その際の 40~43 Hz の約 2 倍の値だからである。

Fig. 13-2 に燃料体をループのテスト部に装荷した状態での固有振動成分の PSD を示す。これは、テスト部内は空気に保ったままテスト部バイパスで水を流し (流量 20 t/h)，その際の架台の振動による燃料棒の振動を記録したものからとったものである。同じ空気中での振動でも Fig. 13-1 の場合とは大分異っている。この違いは Fig. 13-1 では燃料体を上部タイプレートで吊り下げるのに対し、Fig. 13-2 では燃料体をベースで支えていることの差によるものであろう。テスト部内に装荷する際上部タイプレートについている案内ばねは取外しているので、上部タイプレートは四角ケースのどちらかの壁に寄りかかっている状態であろう。そのためか、燃料棒全長の振動成分と考えられるような低周波成分は少なく、スペーサーで支持される間の燃料棒の振動成分 44, 56, 76 Hz の内 End-fixity が小さく、最も振動しやすい方向の振動数成分である 44 Hz の PSD が最も大きくなっている。

51と60Hzの振動成分についてははつきりした判断がつけていくが、以後の流水実験においてはこれらの成分が全く現われてこない所から流水実験の際には問題とならない小さいPSDを有する架台の振動成分などの重要な成分であろう。

Fig. 13-3にテスト部内に静水（水が充満しているのではなく、上部のどこかに液面を有する）がある場合のテスト部バイパス流（流量60t/h）によるテスト部内燃料棒の固有振動成分のPSDを示す。この場合はG.2の空気中と異り、管束全長の固有振動成分と思われる低周波成分とをわみワイヤスペーサー支持間の高周波成分が2つ（56, 76Hz）出ている。これはG.2の場合のバイパス流量20t/hと異りバイパス流量60t/hと大きいので架台の振動も大きくなり、そのため燃料体全長での固有振動が生じ易くなつたことが考えられるが、テスト部内に静水が存在していることの影響も大きいように考えられる。すなわち、テスト部内の水を介して、燃料体は四角ケースの振動の影響をうけ易いであろう。つまり、四角ケースの振動のため水は攪乱を起して、それがスペーサー間にある燃料棒の振動の励振力となると考えられる。燃料棒全長での固有振動成分と思われる低周波成分に13, 18, 22Hzの3つのものがあるが、これは支え方の相違による何らかの方向性のためと思われる。

Fig. 13-4～Fig. 13-9に20t/h～70t/hまでのテスト部内水単相流による振動の分析結果を示す。これらの流量範囲を通して燃料棒全長の固有振動に近い12Hz付近のものと、スペーサー支持間の燃料棒振動成分である44, 56, 76Hzの各成分が見られるが、大凡の傾向として、流量の増加と共に燃料棒全長の固有振動成分（12Hz）のPSDは小さくなり、スペーサー間の振動成分内の高いもの（56, 76Hz）のPSDが大きくなる傾向が見られる。

Fig. 13-10～Fig. 13-13に水流量40, 50, 60t/hのそれにおける空気一水二相流でのPSDを示す。主要な振動数成分としては単相流の場合と同じと判断されるが、大凡の傾向として水流量とボイド率が共に大きくなると、燃料棒全長の固有振動成分である12Hz付近の成分のPSDが小さくなり、スペーサー支持間の高い成分56, 76Hzの成分のPSDが大きくなる傾向がある。

Fig. 13-10～Fig. 13-13は水流量40t/hの場合である。この場合ボイド率が増加すると56, 76Hzなどの高周波成分のPSDも増加するが、12Hzの低周波成分のPSDも大きくなっている。Fig. 13-13の場合は12Hzと42Hzの2つの成分しか現われなかった。もちろん、本分析に用いた分析器は実時間分析器なので40m/sec毎に刻々と分析結果が変化してゆくのであるが、流量40t/h、ボイド率5.5%の場合は12Hzと42Hz付近のPSDが非常に大きく表われる確率が高かったので、12Hzと42Hzのみが表われた時を捕えてみた。

Fig. 13-14～Fig. 13-15は50t/hの場合であるが、この場合はボイド率によってのPSDの現われ方にはそれ程の違いはなかったので、単相流の場合と60%の場合の両極端のみを掲載した。

Fig. 13-16～Fig. 13-19は60t/hの場合であるが、これも50t/hの場合とそれ程大差はないが、全体に12Hz成分のPSDが非常に小さく、ボイドの増加に伴って56,

7.6 Hz の成分が増加してゆくのが見られる。

以上、周波数成分の PSD の表われ方の特性について調べたが、ここで、振動検出用模擬棒を燃料体内に装荷した状態における両端をわみワイヤスベーサー支持の場合の空気中における固有振動数から End-fixity (APPENDIX.2 を参照) を求める。周波数成分としては 4.4, 5.6, 7.6 Hz の三成分があるが、同歪量に対して最も変位の大きく出る場合の End-fixity を与える 4.4 Hz の振動方向について計算する。

$$\beta = \sqrt{\frac{\rho A \omega_n^2}{EI}} \quad \text{--- (10)}$$

とおくと

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{0.1122 \times (2\pi \times 4.4)^2}{4.34}} \times 0.54 = 3.558$$

End-fixity  $\alpha_1$  は

$$\alpha_1 = \frac{-2\beta_1}{\tan \frac{\beta_1}{2} + \tanh \frac{\beta_1}{2}} \quad \text{--- (11)}$$

$\beta_1 = 3.558$  を(11)式に入れ計算すると  $\alpha_1 = 15.43$

次に振巾を求める計算式

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = K_0 \frac{l^2}{t} \quad \text{--- (12)}$$

における  $K_0$  (文献(2)P.56) を求める。

$$K_0 = \frac{1 - \frac{\cosh \beta_1/2}{\cos \beta_1/2}}{2 \left( \frac{\beta_1}{2} \right)^2 \left( 1 + \frac{\cosh \beta_1/2}{\cos \beta_1/2} \right)} \quad \text{--- (13)}$$

$\beta_1 = 3.558$  を(13) に代入して  $K_0$  を求めると

$$K_0 = -0.139$$

負号は変位の方向を示すので省略する。

よって

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = 0.139 \frac{l^2}{t} \quad \text{--- (12')}$$

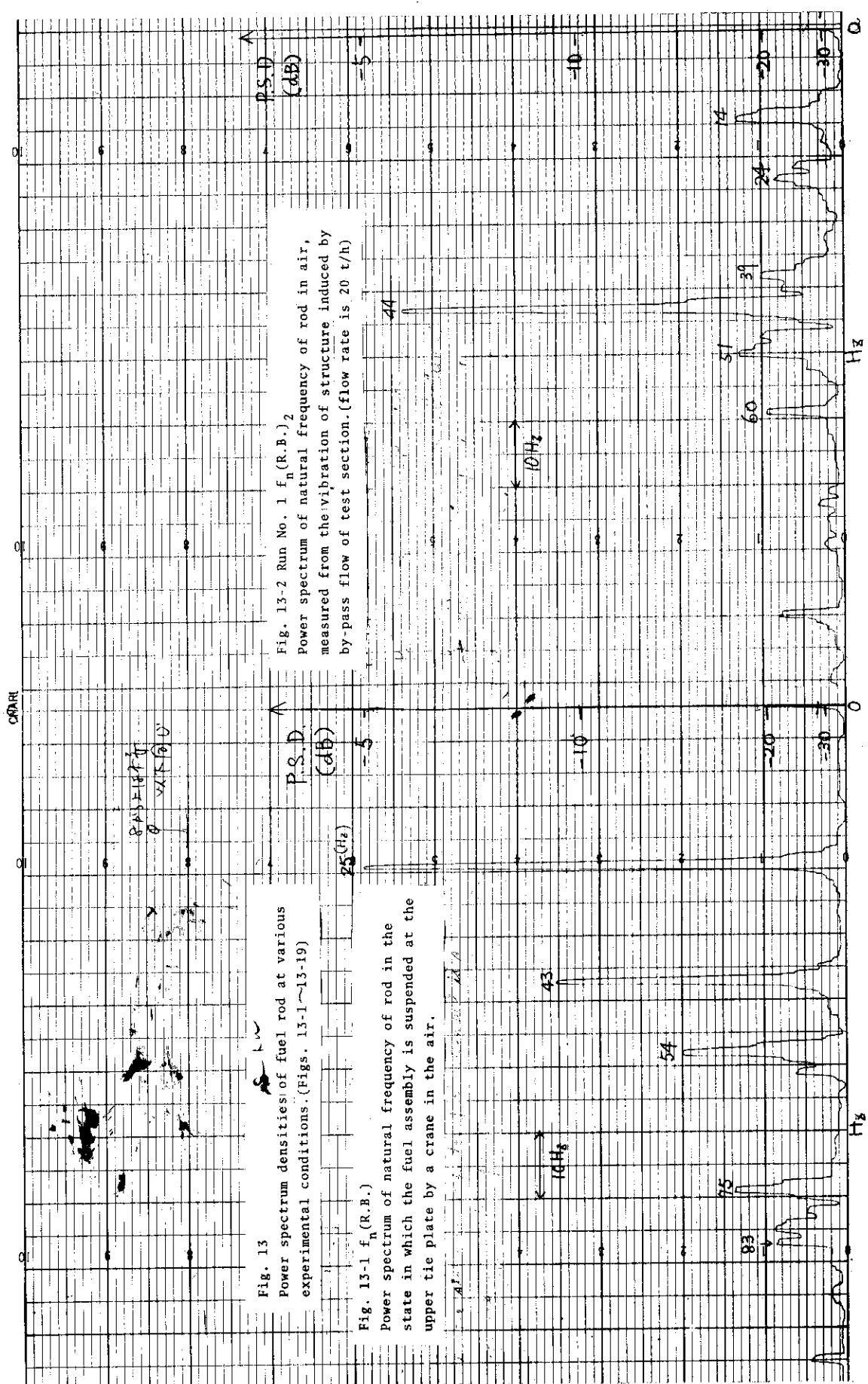


CHART NO. H2 CHART NO. H25-1

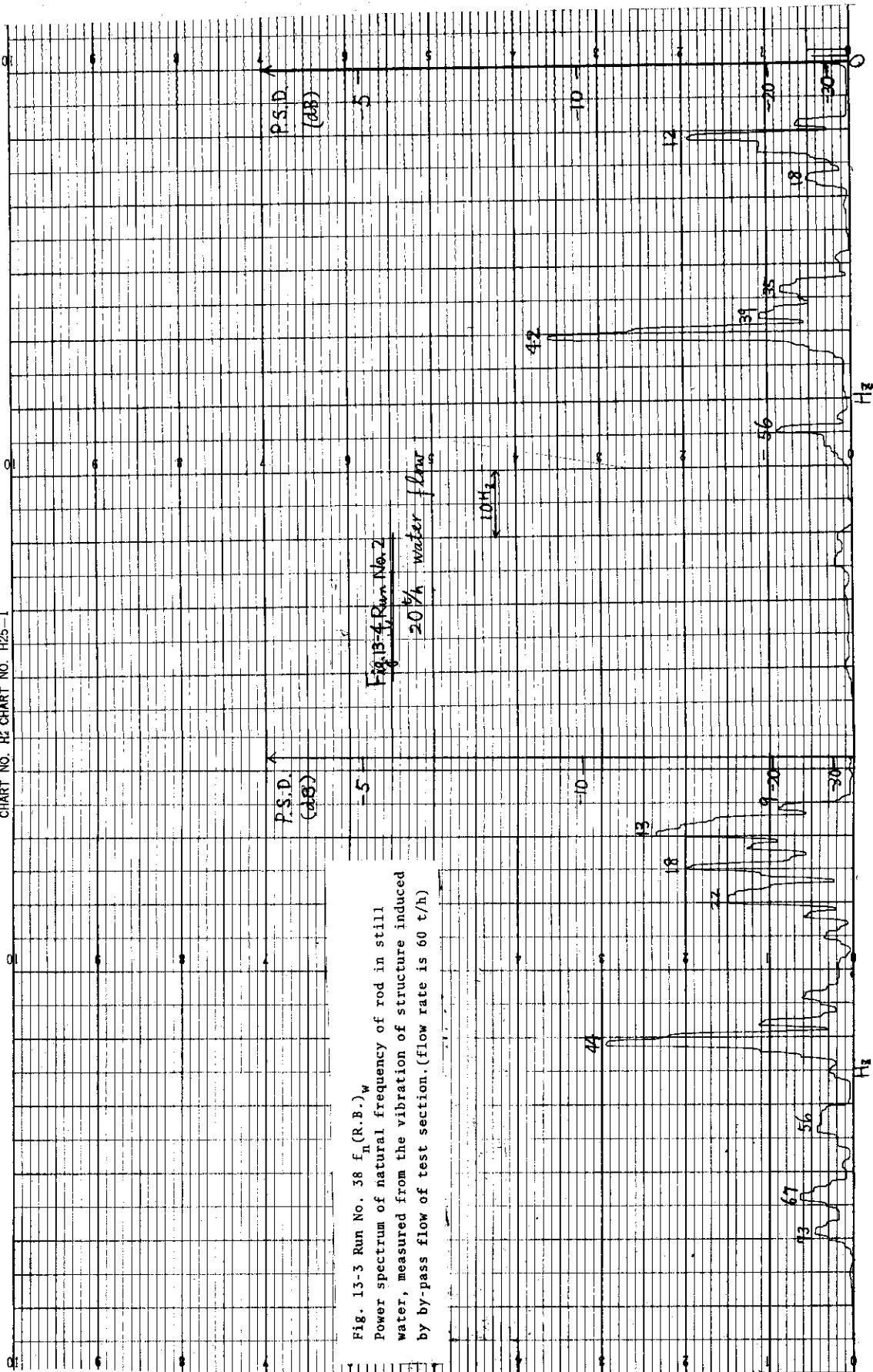
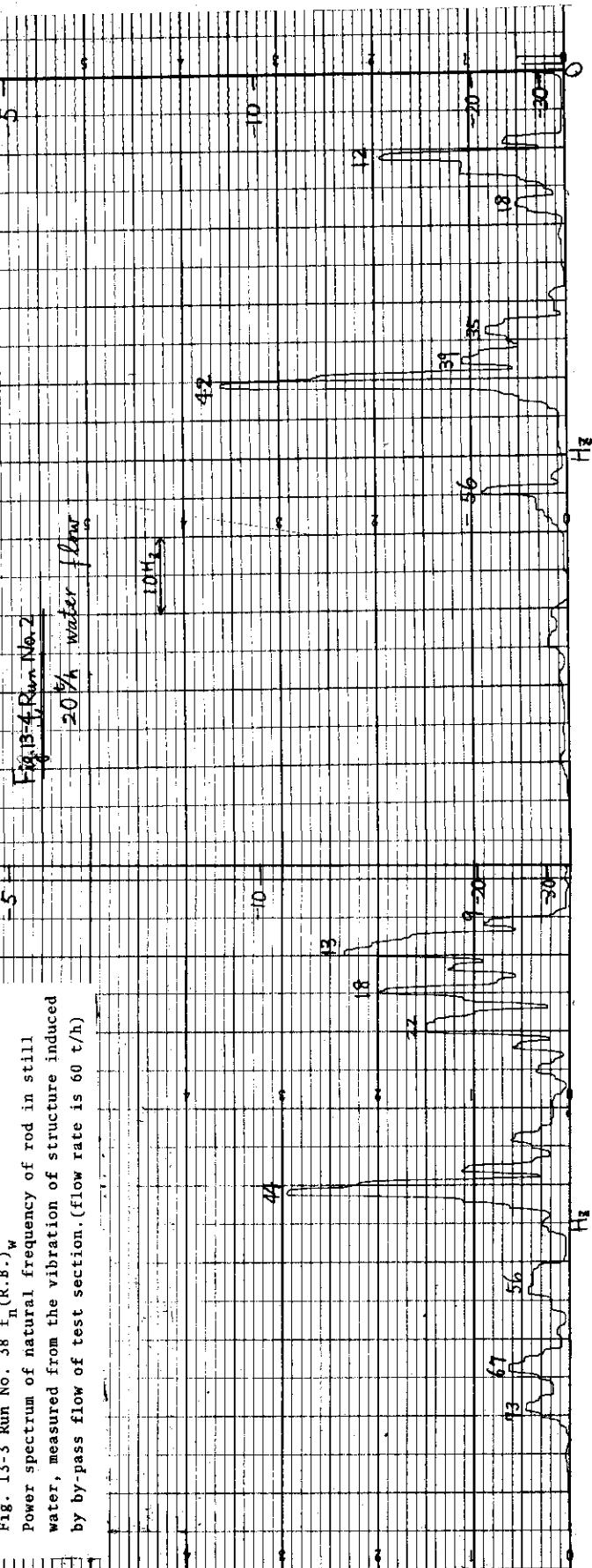


Fig. 13-4 Run No.2

$20\frac{1}{4}$  t/h water flow

$10H_{13}$



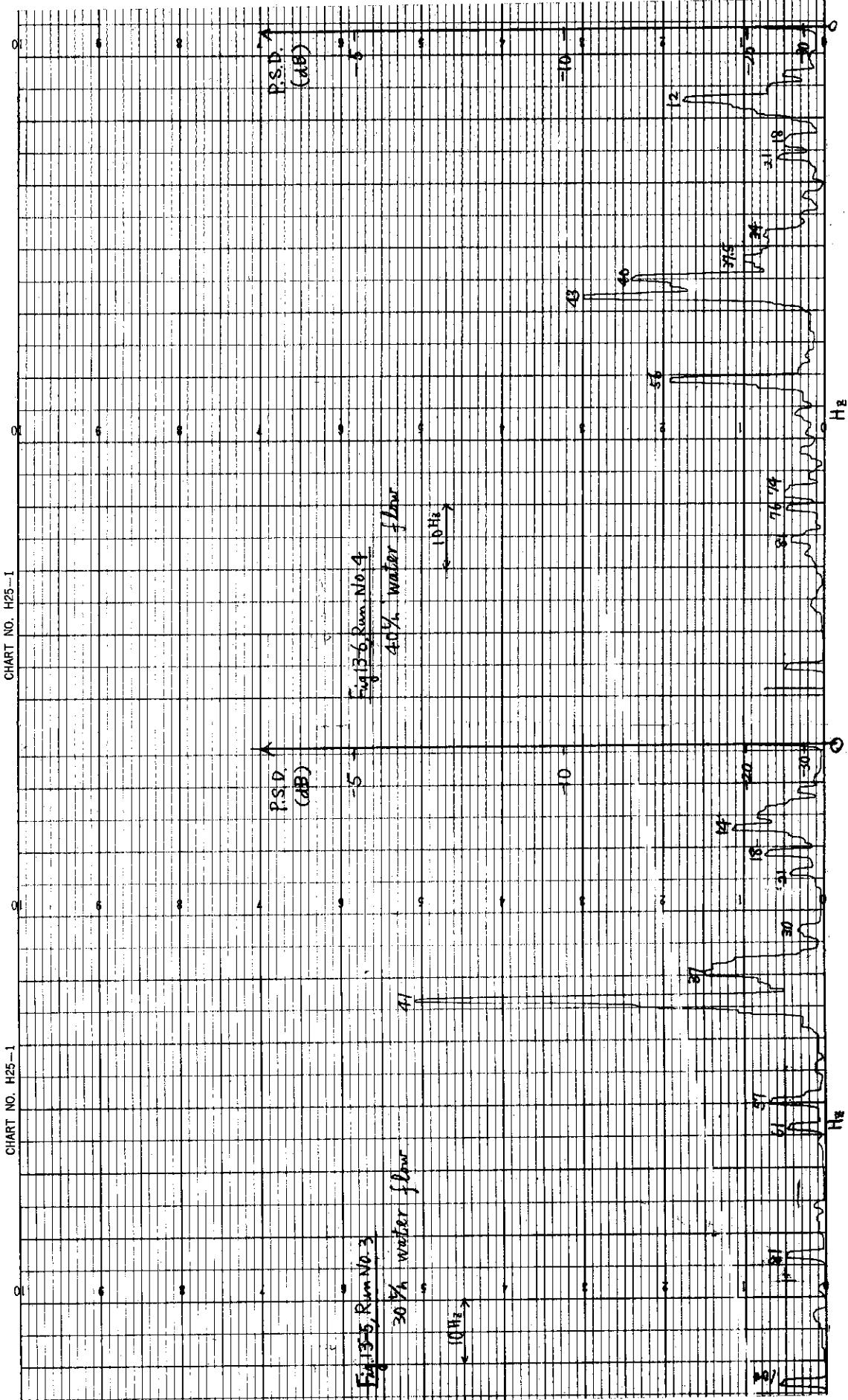


CHART NO. H25-1

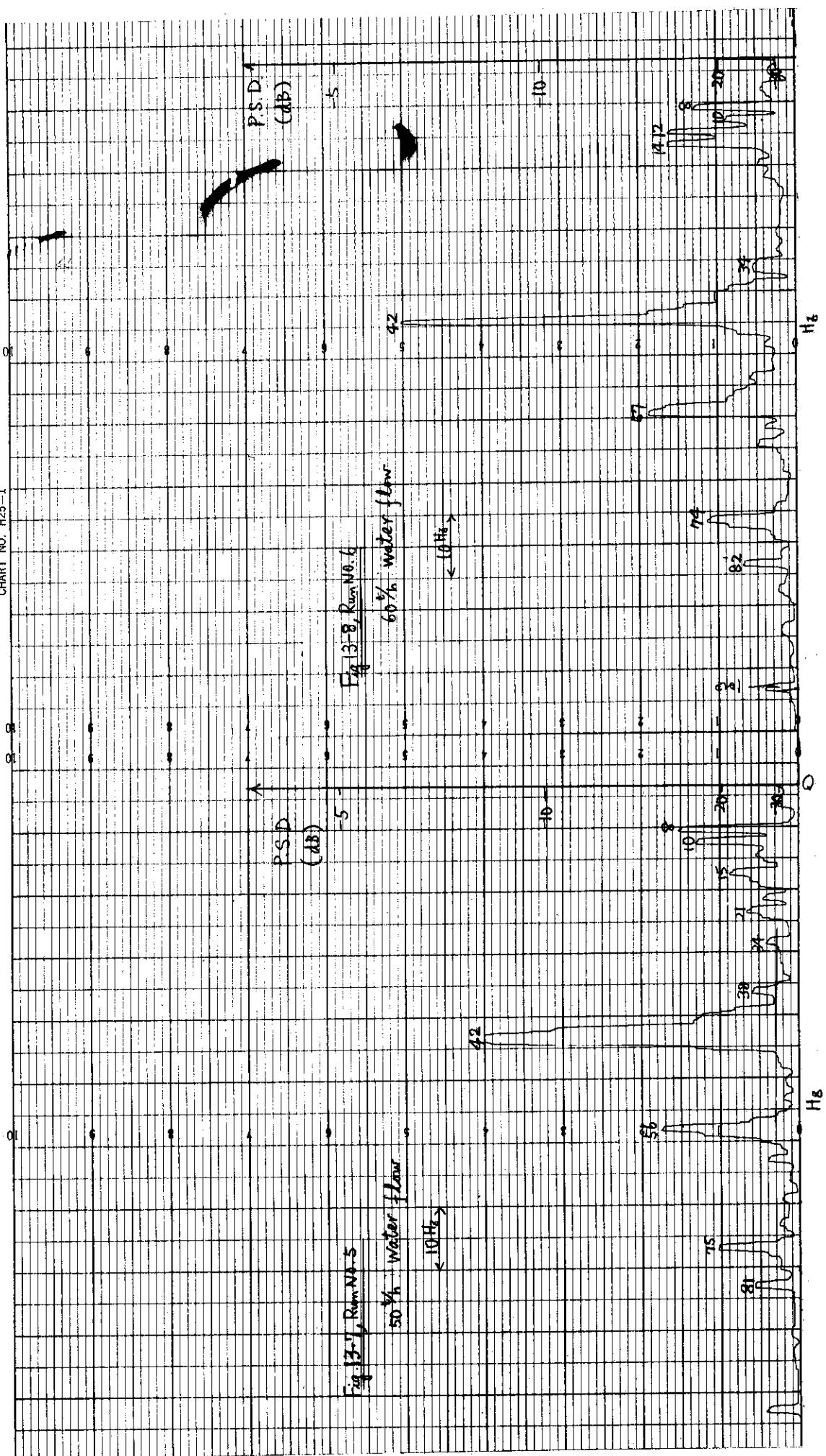
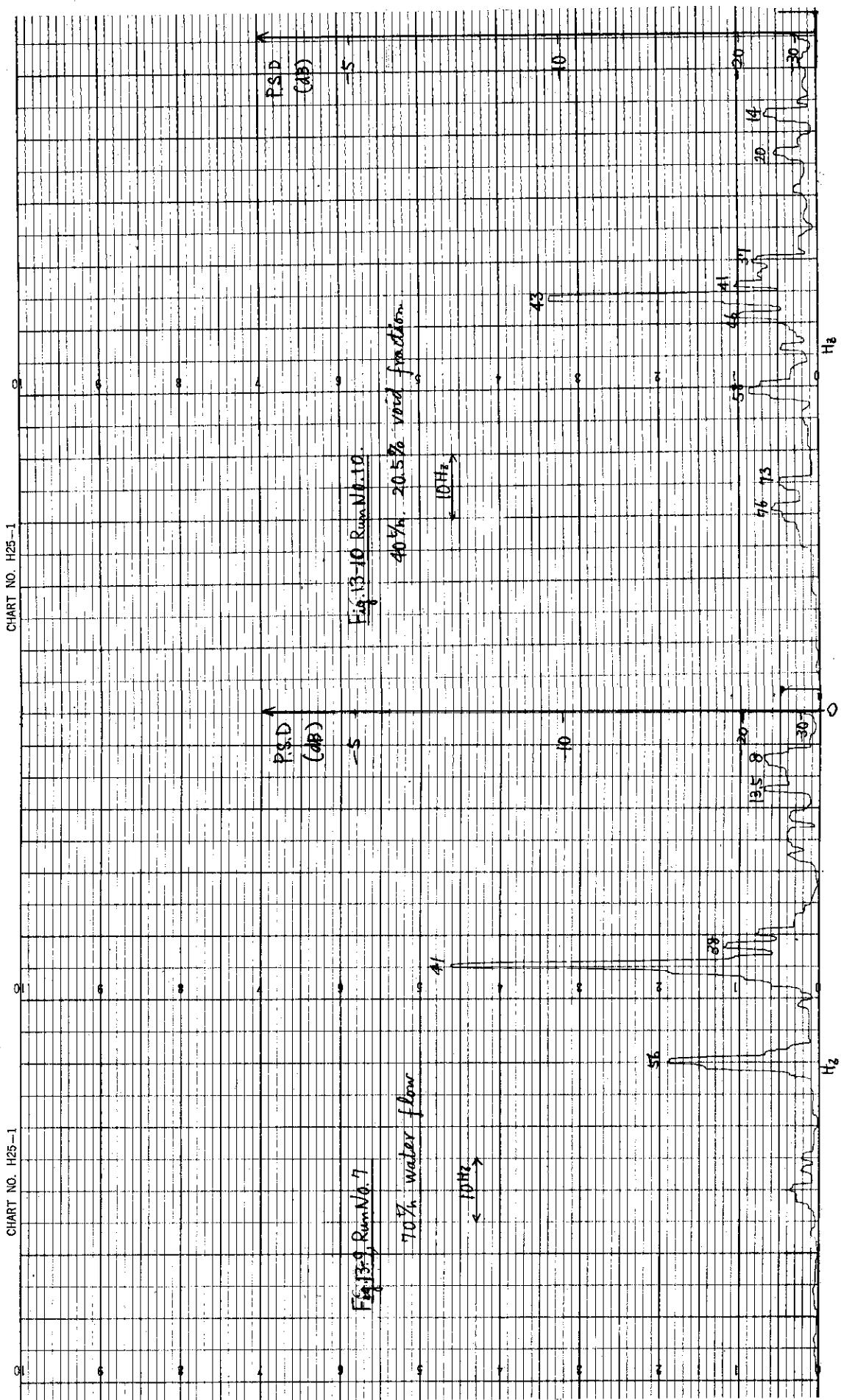
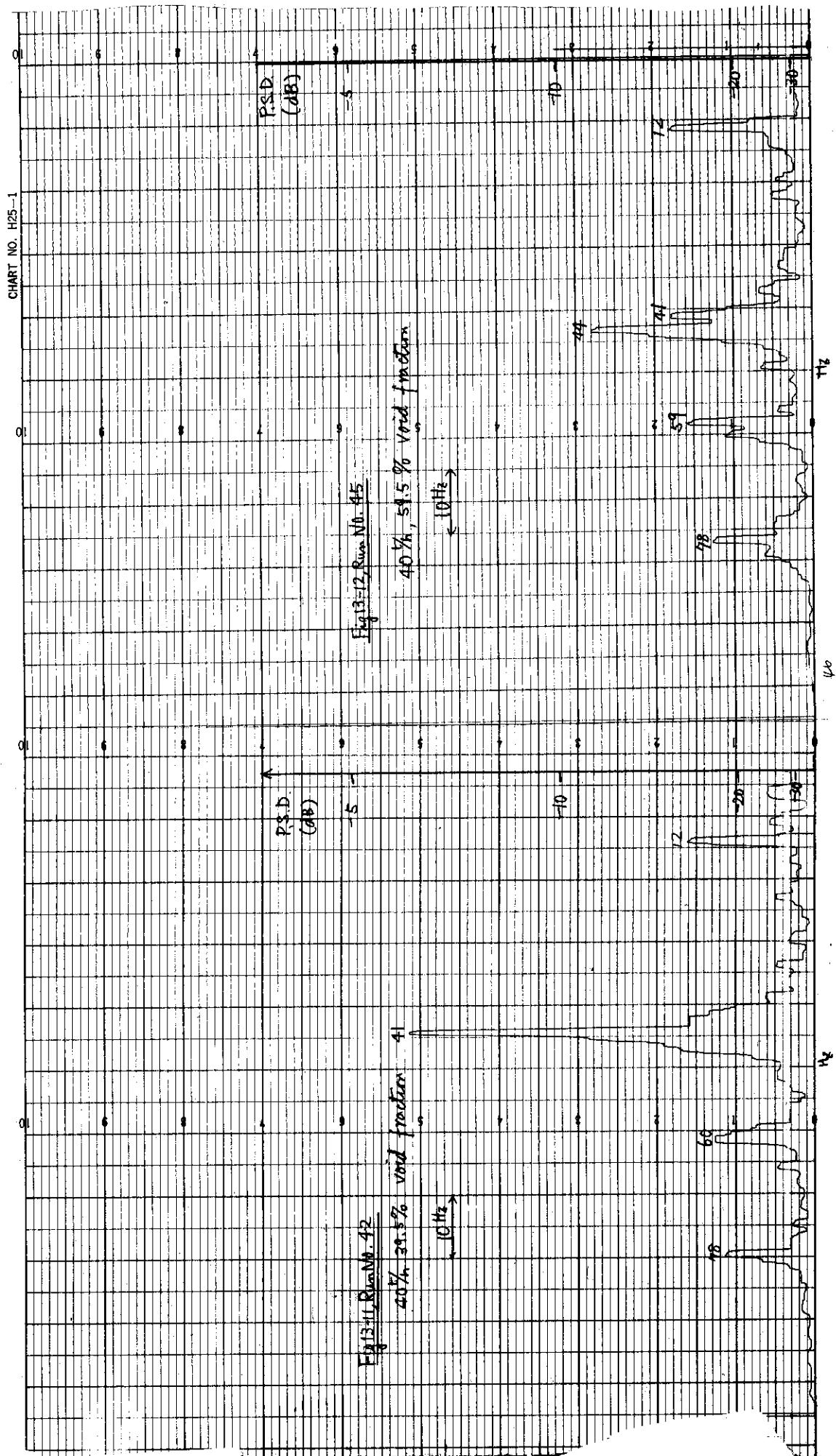


CHART NO. H25-1

CHART NO. H25-1





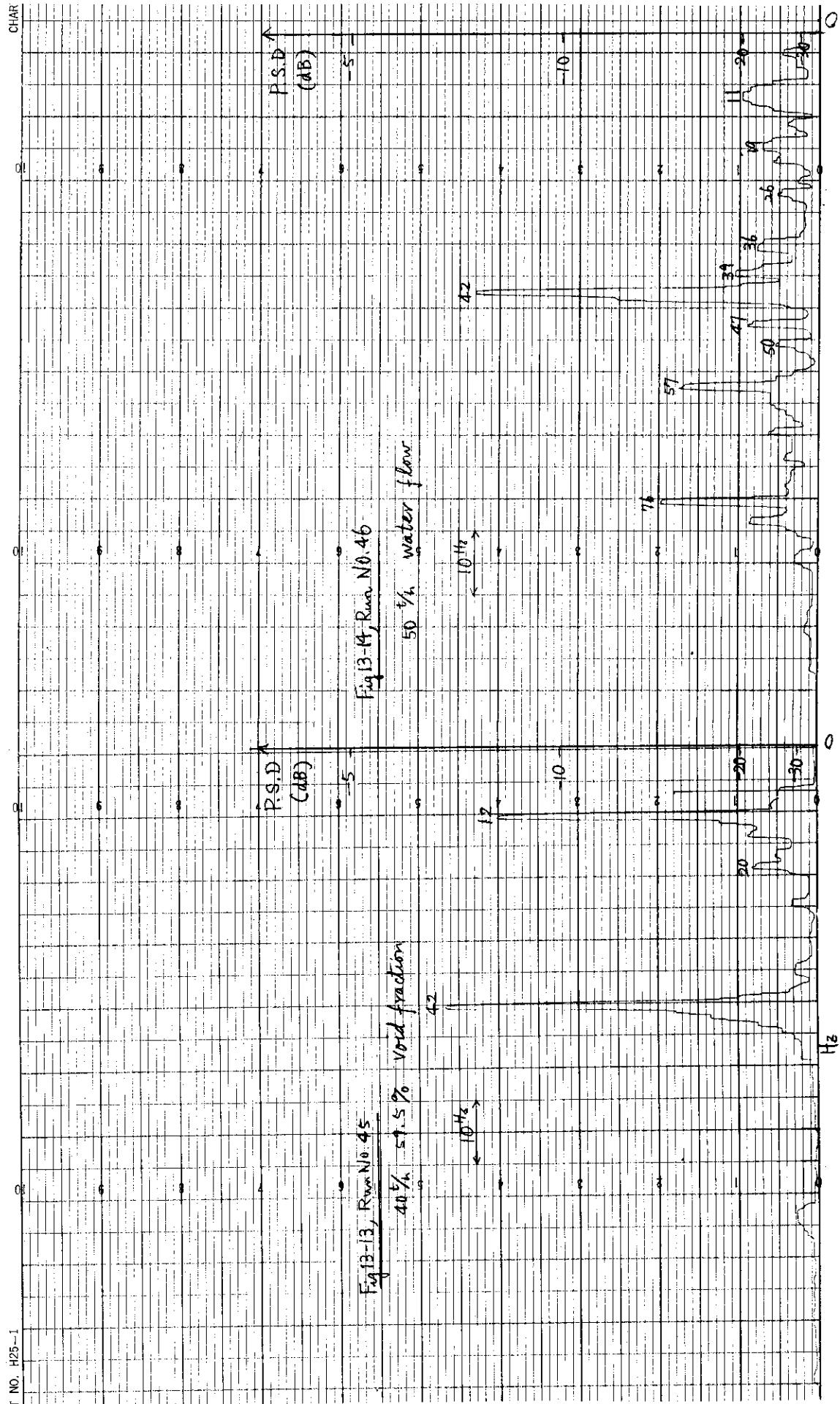


CHART NO. H25-1

NO. H25-1

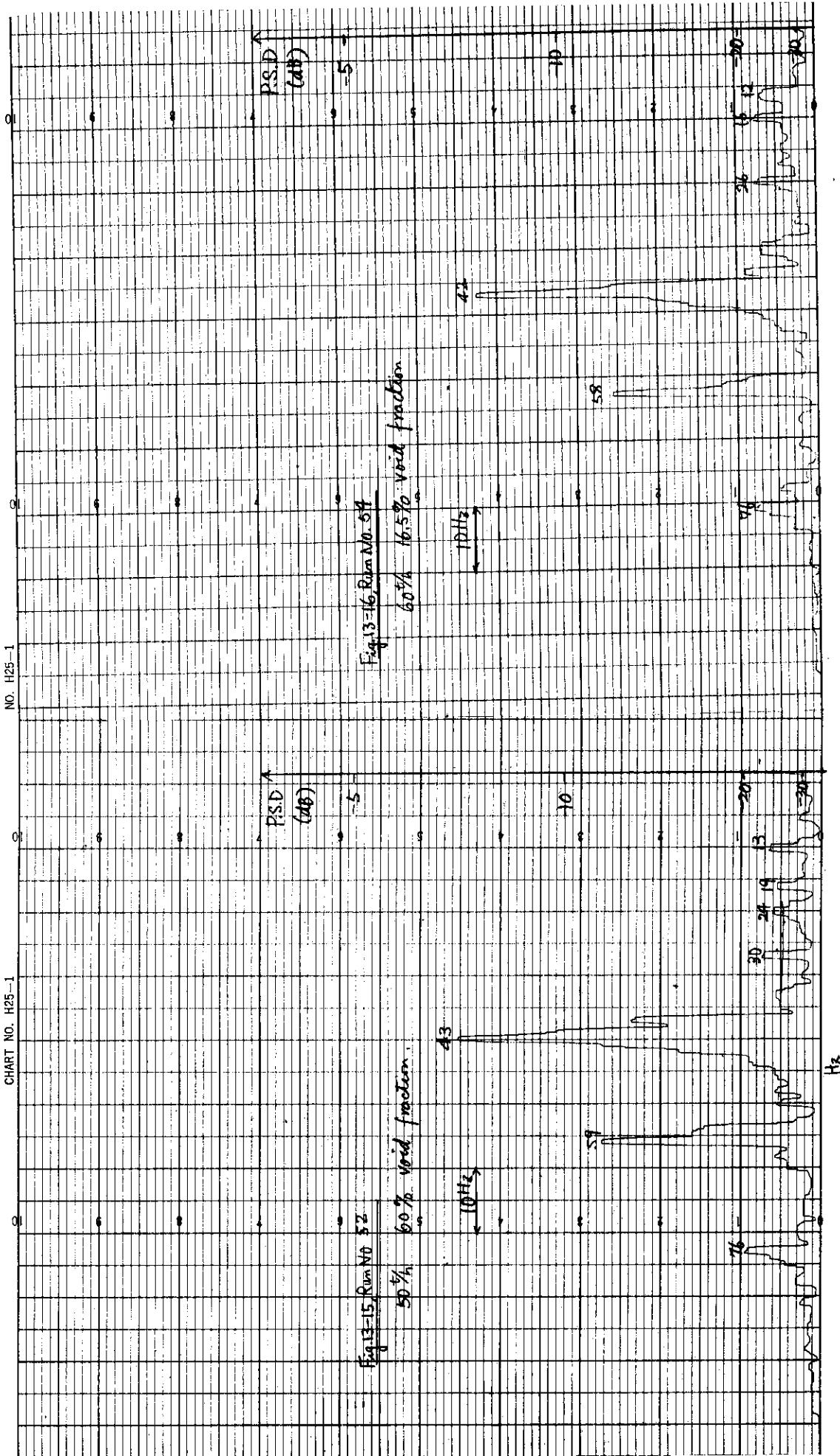


CHART NO. H25-1

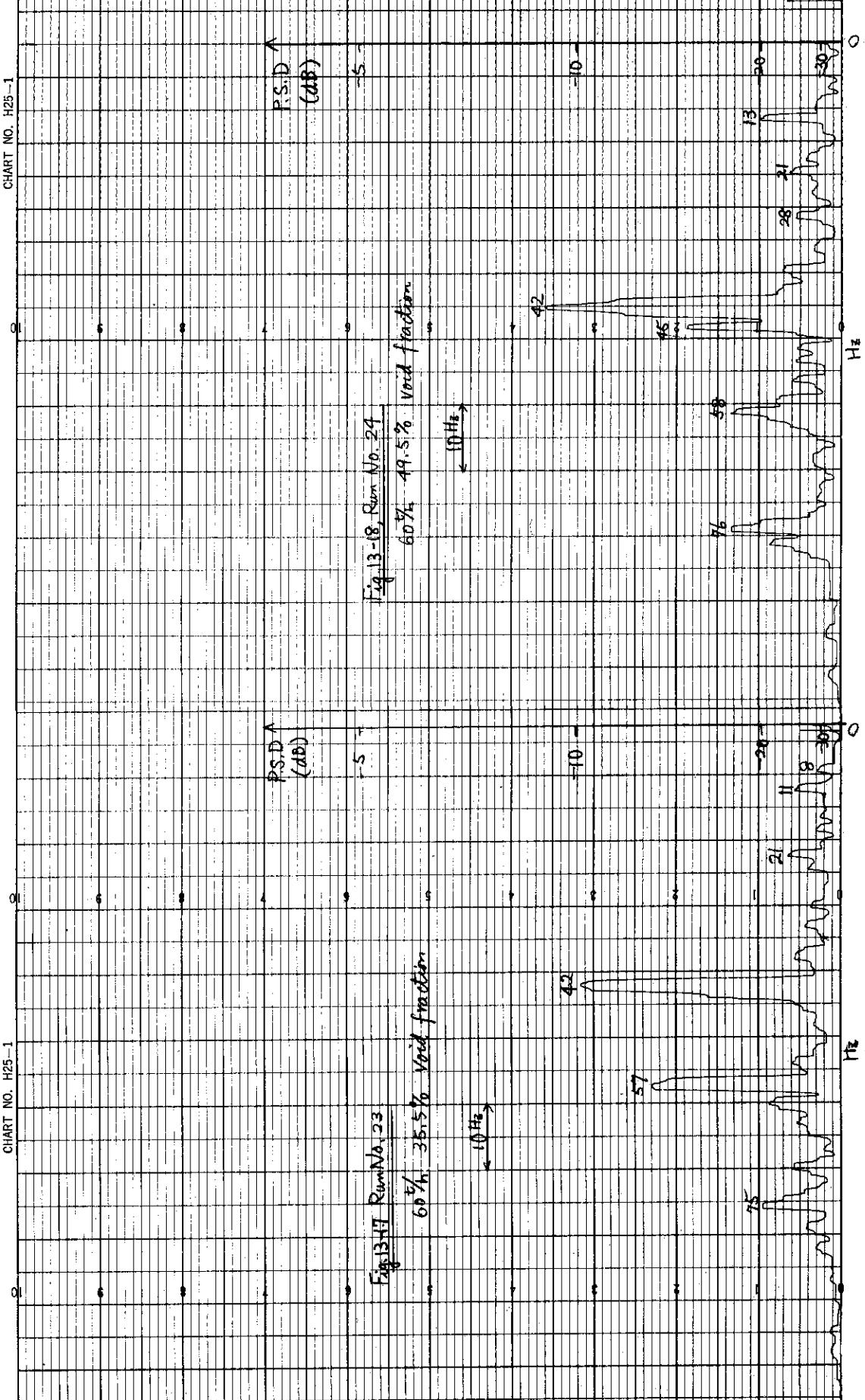
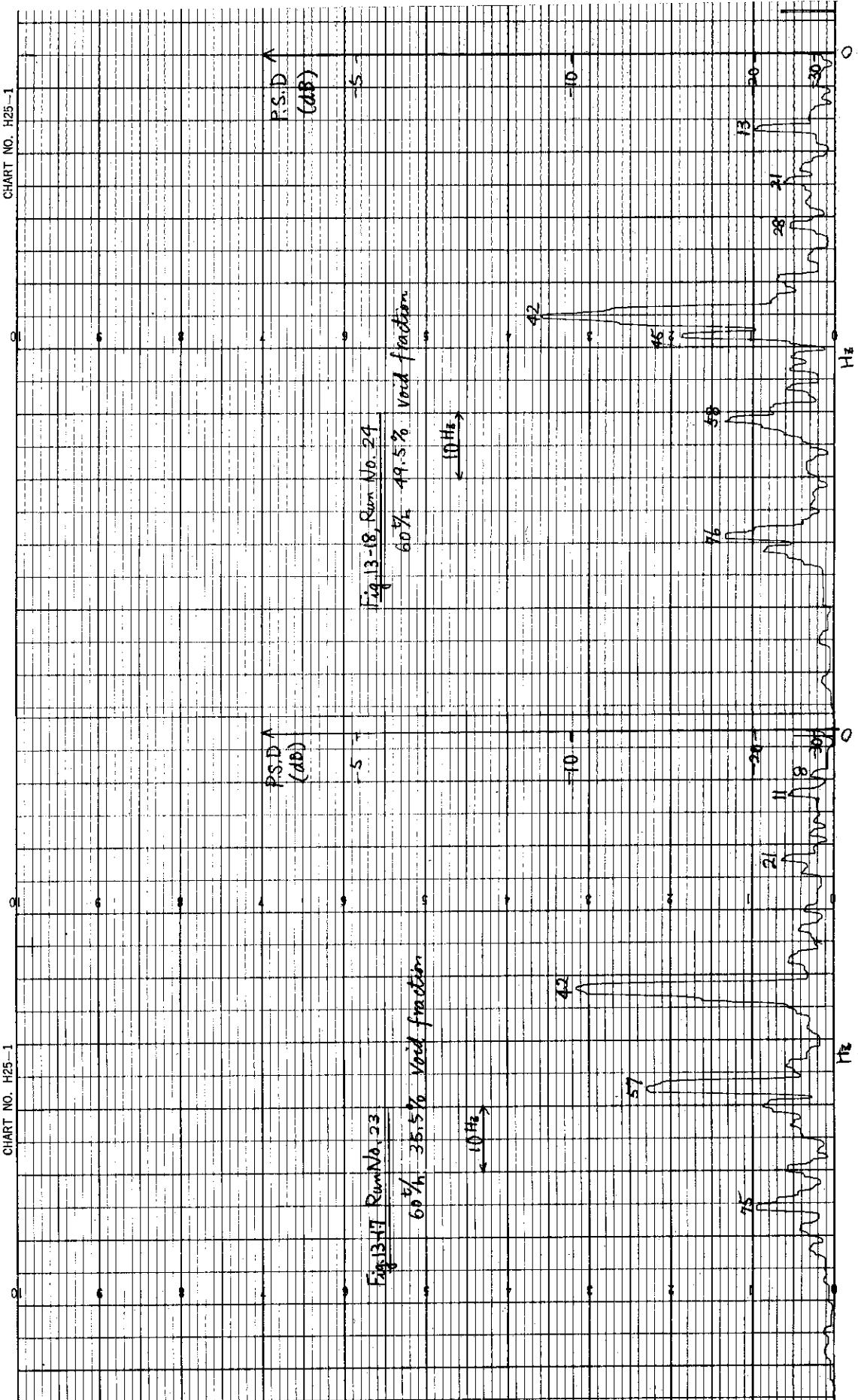
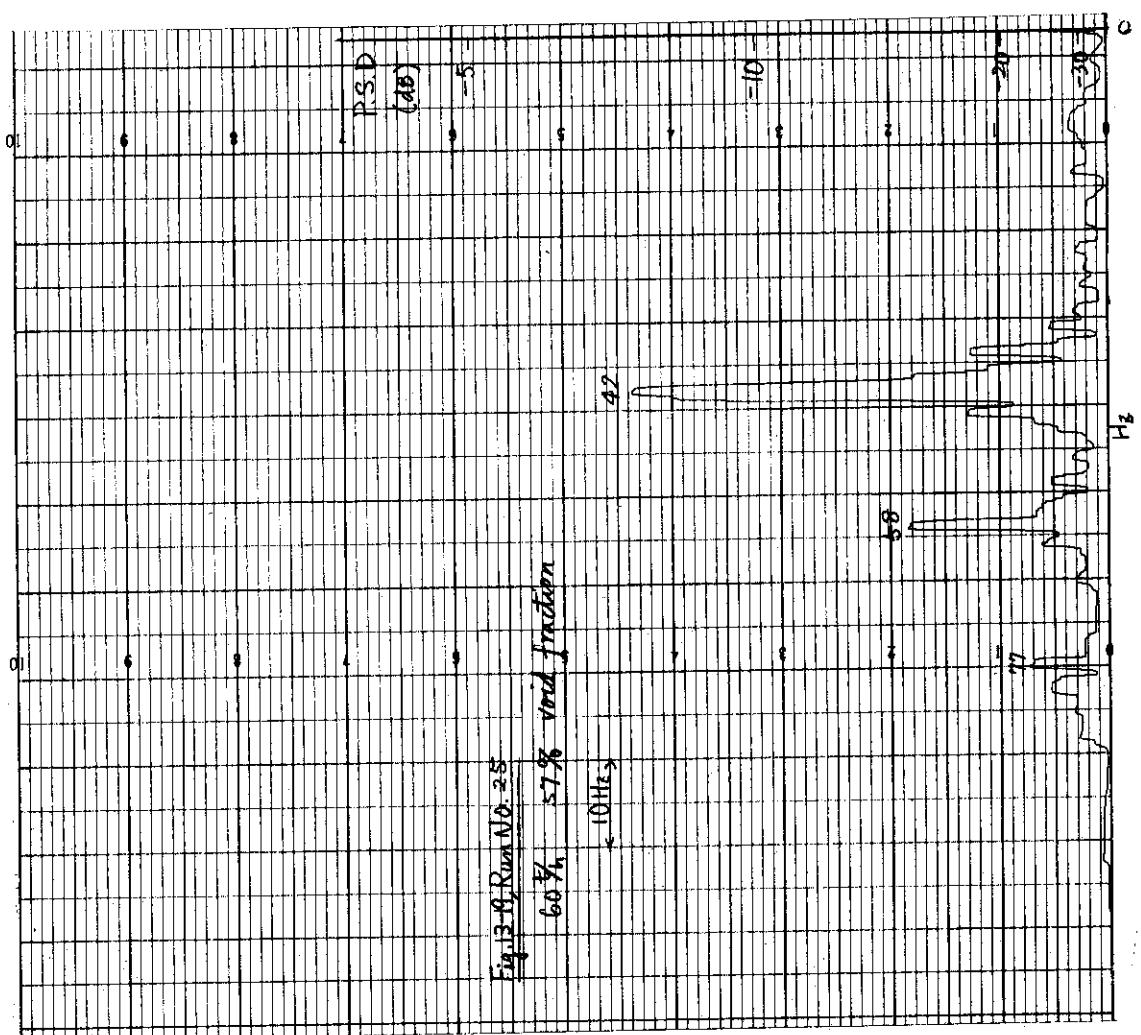


CHART NO. H25-1





## 6.2 単相流での振巾

前節<sup>(2)</sup>式に求められた、44 Hzの固有振動を与える方向の End-fixityによって生じる振巾値を歪測定値より計算し、それを水流量に対してプロットした結果を Fig. 14 に示す。歪は RMS計によって測定した。また振巾値としては中立軸より片側への変位量とした。すなわち Peak to peak 値の半分の値である。振巾は大体  $10^{-2}$  mm のオーダーである。

Burgreenの半実験式<sup>(6)</sup>、Paidoussis の実験式<sup>(7)</sup>およびReavis の半実験式<sup>(13)</sup>より求められる計算値も同時に示した。我々の実験結果の方がこれらの実験式よりも約一桁大きな値となっているが、このことについては 6.6 節に検討する。

## 6.3 二相流での振巾

単相流の場合と同様にして求めた振巾値を水流量をパラメーターとし、ボイド量に対してプロットした結果を Fig. 15 に示す。実験結果によると振巾は水流量に無関係でボイド量のみに関係しており、ボイドが0から30～40%まではボイド量によって振巾が大きく変るが、60%を越えるとほとんど増加しない傾向にある。Paidoussis の実験式は二相流の場合も使えるようになっているので、これを用い、水流量をパラメーターとして計算される曲線を示した。Paidoussis の式の示す所によると振巾は主として水流量に関係し、ボイド量にはあまり影響されない傾向を示し、我々の実験結果の示す傾向と全く逆であるが、これについては 6.5 節に検討する。また振巾値も実験値は Paidoussis の式よりも一桁以上大きな値を示している。5.1 節で述べたようにテスト部バイパス流で流してもテスト部内の燃料棒が振動していたことが示すように、テスト部架台あるいは配管の振動が、流水による振動振巾の測定にどの程度影響していたかについて検討しておかなければならない。二相流の場合、本実験結果では測定された振巾値が水流量に無関係で、ボイド率に大きく関係していることを示しているが、このことは測定された振巾が架台あるいは配管の振動の影響よりも、燃料体の流動特性によって測定された値を示していることを示唆していると思われる。すなわち、もし架台あるいは配管の振動が大きく影響するとするならば、これらの振動量は当然水流量に最も大きく作用されると考えられる。それにもかかわらず、燃料棒の振動振巾が水流量にほとんど無関係でボイド率に大きく関係している訳であるから、結局架台あるいは配管よりも、ボイド率の増大したことによる流路内の乱れが燃料棒の振動に関係したと考えることができる。

このことは筆者らが既に述べてきたように<sup>(3)(4)(5)</sup>燃料体流路では二相流はボイド率60%程度まで乱れの多い気泡流である事実からも納得できると考えられる。

また、これらの振動状態をマイクロペンレコーダーに記録したものを Fig. 16-0～Fig. 16-24 に示す。これによるとバイパス流による振動は非常に大きく、テスト部内に同じ流動条件で流れたときとほゞ同じオーダーの振動を起している。これはテスト部バイパス配管がテスト部から分岐している部分のみでテスト部に支えられており、ほかに支持されている所がないので、振動が生じ易く、その影響もテスト部におよび易いためであると考えられる。したがって、テスト部バイパス流による燃料棒の振動が大きくとも、それがそのままテスト部内を流れるときの架台の振動の影響を示すものではない。

なお、これらの振巾は常温での被覆管のヤング率における値であるが、実際の原子炉運転時はジルカロイ-2被覆管は非常に高温になる。本報告ではジルカロイ-2のヤング率は常温で $10^4 \text{ Kg/mm}^2$ として計算してあるが、この材料が $400^\circ\text{C}$ になると $0.75 \times 10^4$ 、 $500^\circ\text{C}$ になると $0.7 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ になることが予想される。<sup>(9)</sup>その場合の振巾は他の条件が同じとすれば今回の実測値の $1.3 \sim 1.4$ 倍の値となる。また今回用いたたわみワイヤー式スペーサーはワイヤーのはね力によって燃料棒を格子に固定する方式なので、ワイヤーのはね力が高温のため弱まるとEnd-fixity  $\alpha_1$ が少し小さくなる可能性もあるが、これは振巾に対して一応無視することにする。なお、前報の実験結果と今回の実験結果は、スペーサーの型式が異なることに由来する支持方法の相違および支持間隔の相違などの実験条件が異なるために、振巾値そのものを直接比較することはできないが、その傾向と従来の実験式によって求められる値との関係について検討してみる。前報での単相流の結果は水流量 $80 \text{ t/h}$ のとき平均振巾値（これをRMS値とみなすと）約 $1.2 \text{ mm}$ であった。今回は $80 \text{ t/h}$ のとき約 $0.03 \text{ mm RMS}$ 値である。前回は支持間隔 $l$ が $l = 812 \text{ mm}$ に対して今回は $l = 540 \text{ mm}$ であるから、同じ外力がほぼ等分布荷重で加わっていると仮定して近似すると、 $0.03 \times (\frac{812}{540})^4 = 0.15 \text{ mm}$ は今回の実験結果から、5.6節に述べるような $l$ の相違により外力の受け方の影響を無視して推算した $l = 812 \text{ mm}$ での振巾値である。前回の実験結果とほぼオーダー的には合っている。また二相流の場合、前報の実験結果は非常にバラついており（これは測定精度の悪さが主な原因と思われる）ボイド $30\%$ のとき $0.15 \sim 0.6 \text{ mm}$ 程度の振巾値である。今回は $30\%$ のとき約 $0.06 \text{ mm}$ である。単相流の場合と同様に今回の実験結果から $l = 812 \text{ mm}$ での振巾値を推算すると $0.06 \times (\frac{812}{540})^4 = 0.3 \text{ mm}$ となり、やはりオーダー的にはほぼ合っている。それ故、支持間隔の相違と前回の実験結果の精度の悪さを考慮しても、前回の実験結果がそれ程間違った値ではないと云える。すなわち、前回で使った模擬燃料棒で、ストレングージの貼付部が盛り上った状態が燃料棒の振動にはそれ程影響していなかったと考えられる。したがって paidoussis式による計算値は確かに実規模の燃料体には適用できないことが確かめられたと考えられる。

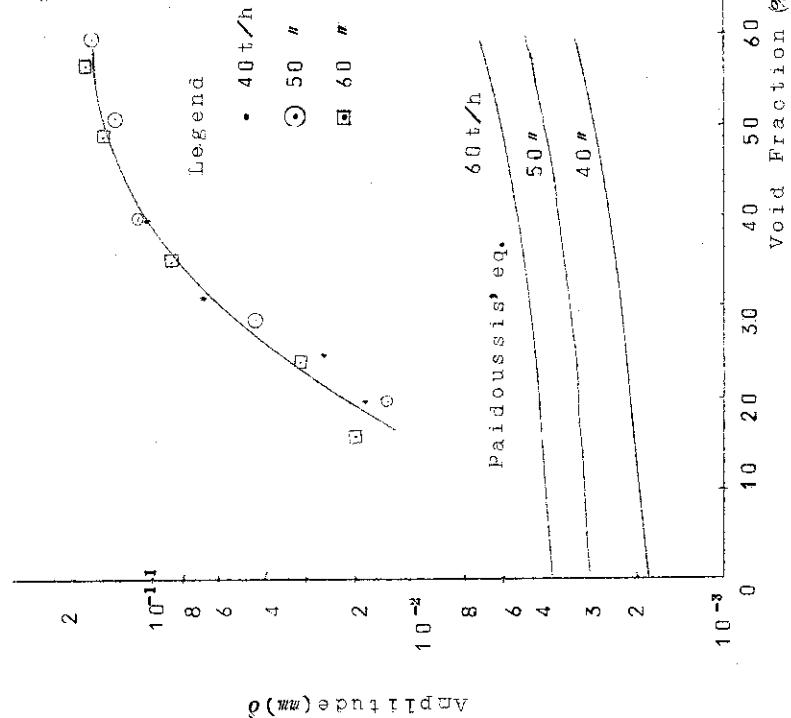


Fig. 15 Amplitude in two-phase flow  
Amplitude:Half of RMS value of peak  
to peak amplitude

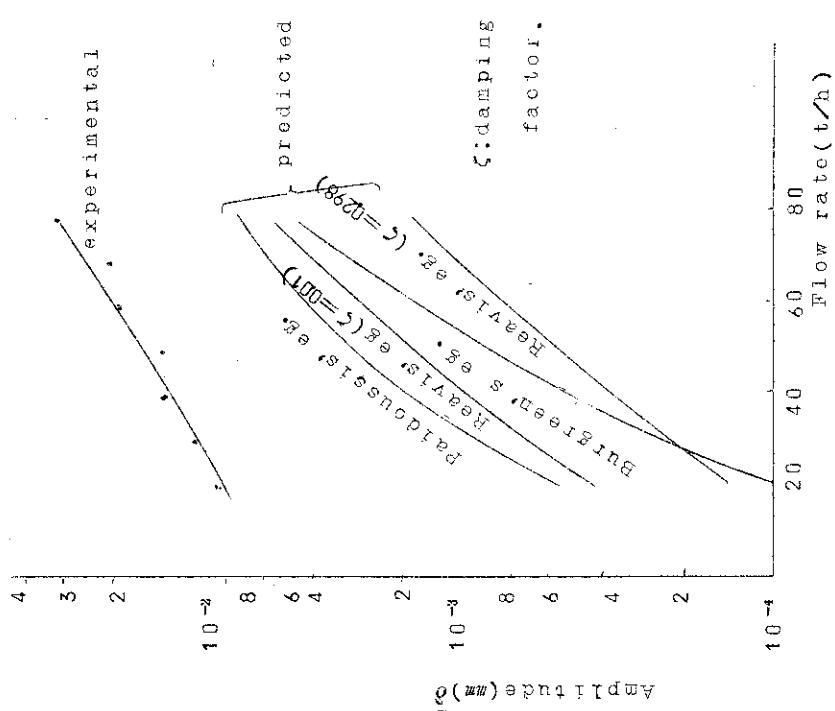


Fig. 14 Amplitude in water flow  
Amplitude:Half of RMS value of peak  
to peak amplitude

Marked 1/2 sec interval.

Fig. 15-9 Natural frequency of  $\ell = 860$  mm  
fixed-fixed condition.  $f_m = 30.5$  Hz

Fig. 16 Frequency of fixed end at various experimental conditions.  
(Figs. 16-0 to 16-24)

Fig. 16-1 Natural frequency of rod in the state in which the fuel assembly is suspended at the upper tie plate by a crane in the air. (Vibration was caused by tapping lightly with a finger at the spacer.)

Ch. 3

Ch. 2

Marked  $\frac{1}{10}$  sec. interval.



Fig. 16-2 Same as above. Vibration was caused by striking lightly with a finger nail at the spacer.

Ch. 3

Ch. 2

Ch. 2

Fig. 16-3 20<sup>th</sup> bypass flow of test section. ATT =  $\frac{1}{5}$

Ch. 3 

Fig. 16-4 20<sup>th</sup> flow of test section ATT =  $\frac{1}{5}$

Ch. 3 

Ch. 2 

Fig. 16-5, 30<sup>t/h</sup>

ATT =  $\frac{1}{5}$

Wavy lines representing water surface at different times.

3

Fig. 16-6, 40<sup>t/h</sup>

ATT =  $\frac{1}{5}$

Wavy lines representing water surface at different times.

4

Fig. 16-7, 50<sup>t/h</sup>

ATT = 1/5

Wavelengths of various harmonics of the fundamental frequency of the system.

5

Fig. 16-8, 60<sup>t/h</sup>

ATT = 1/5

Wavelengths of various harmonics of the fundamental frequency of the system.

6

Wavelengths of various harmonics of the fundamental frequency of the system.

Fig. 16-9 70% ATT. 1/5

7

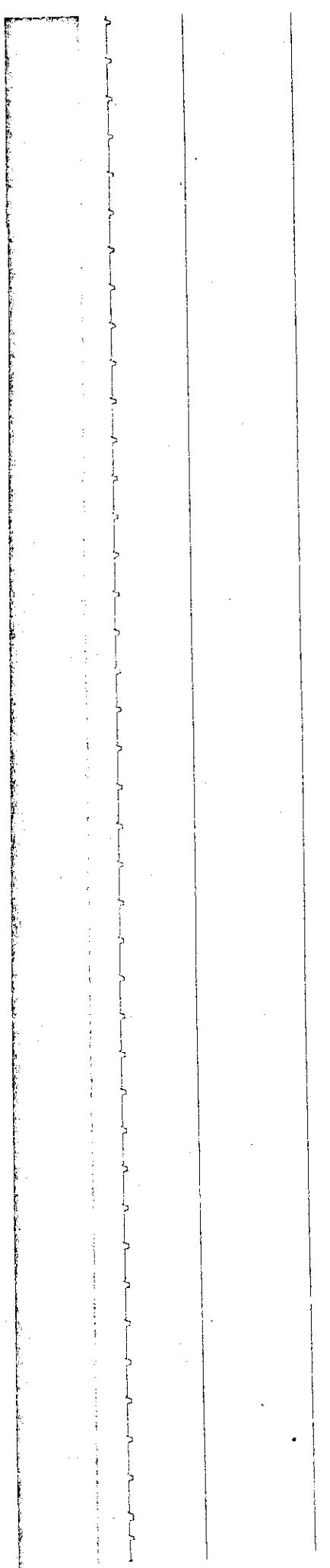


Fig. 16-11 40% 30.5% ATT =  $\frac{1}{10}$



Att

Fig. 16-10, 40% 24% ATT =  $\frac{1}{10}$  (水銀 40% ATT 24%)



V

26

Fig. 16-14, 40 t/h 59.5% ATT = 1/50



Fig. 16-13, 40 t/h 53.5% ATT = 1/50

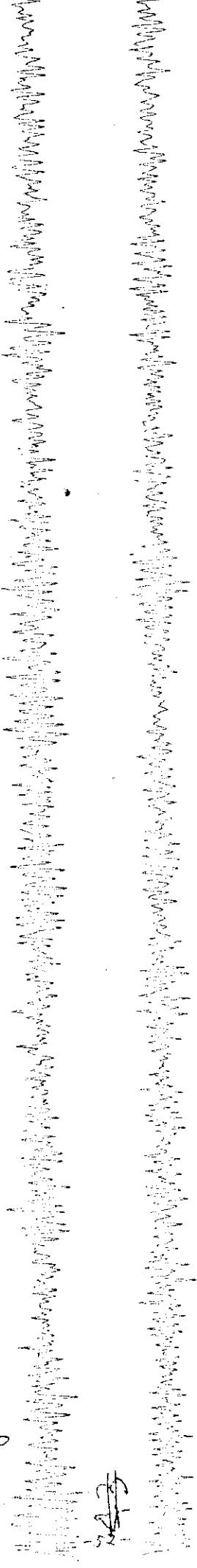
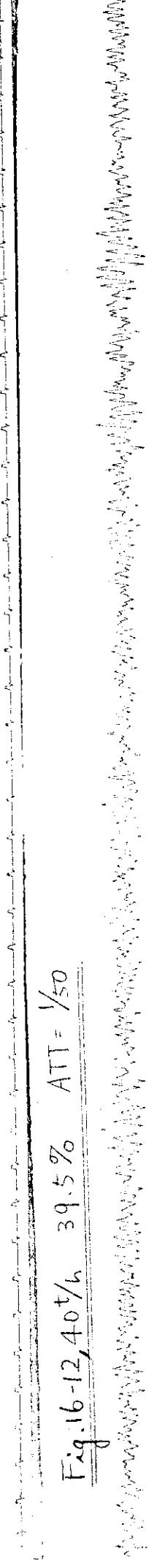


Fig. 16-12, 40 t/h 39.5% ATT = 1/50



40 t/h 39.5% ATT = 1/50

Fig. 16-15, 60<sup>t/h</sup> water flow ATT =  $\frac{1}{5}$



50

ATT =  $\frac{1}{5}$  60<sup>t/h</sup> water flow H = 0

Fig. 16-16 60<sup>t/h</sup> 16.5% ATT =  $\frac{1}{10}$



50

ATT =  $\frac{1}{10}$  60<sup>t/h</sup> 16.5% water flow H = 0

Fig. 16-17, 60<sup>th</sup> 24.5% ATT = 1/10



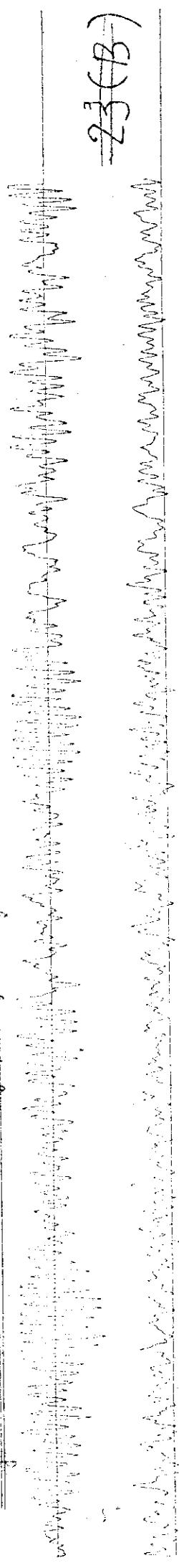
55

Fig. 16-18, By-pass flow of test section at same condition as above ATT = 1/10



56

Fig. 16-20, 60<sup>th</sup>/n 35.5% . By-pass flow of test section ATT = 1/20



23(B)

Fig. 16-19, 60<sup>th</sup>/n 35.5% ATT = 1/20



Fig. 16-22, 60<sup>th</sup> 49.5% By-pass flow of test section  $\frac{1}{50}$

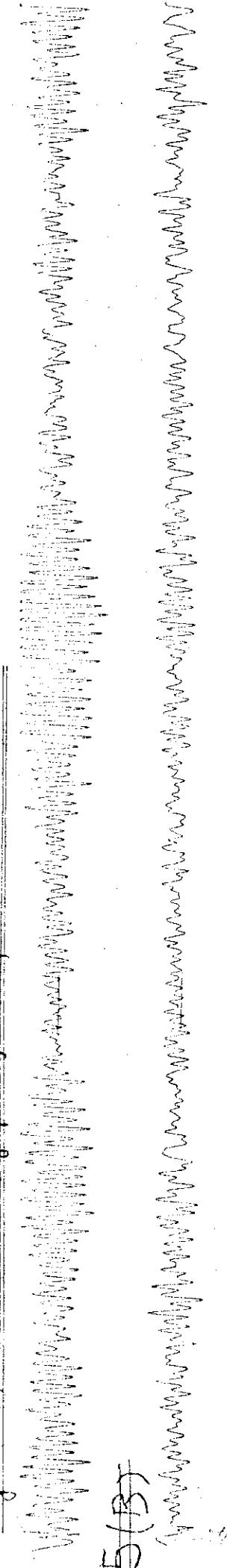
2A(B)

Fig. 16-21, 60<sup>th</sup> 49.5% ATT =  $\frac{1}{50}$

2A(B)

24

Fig. 16-24, 60% 57% By-pass flow of test section 1/50



25 (B3)

Fig. 16-23 60% 57% ATT = 1/50



25

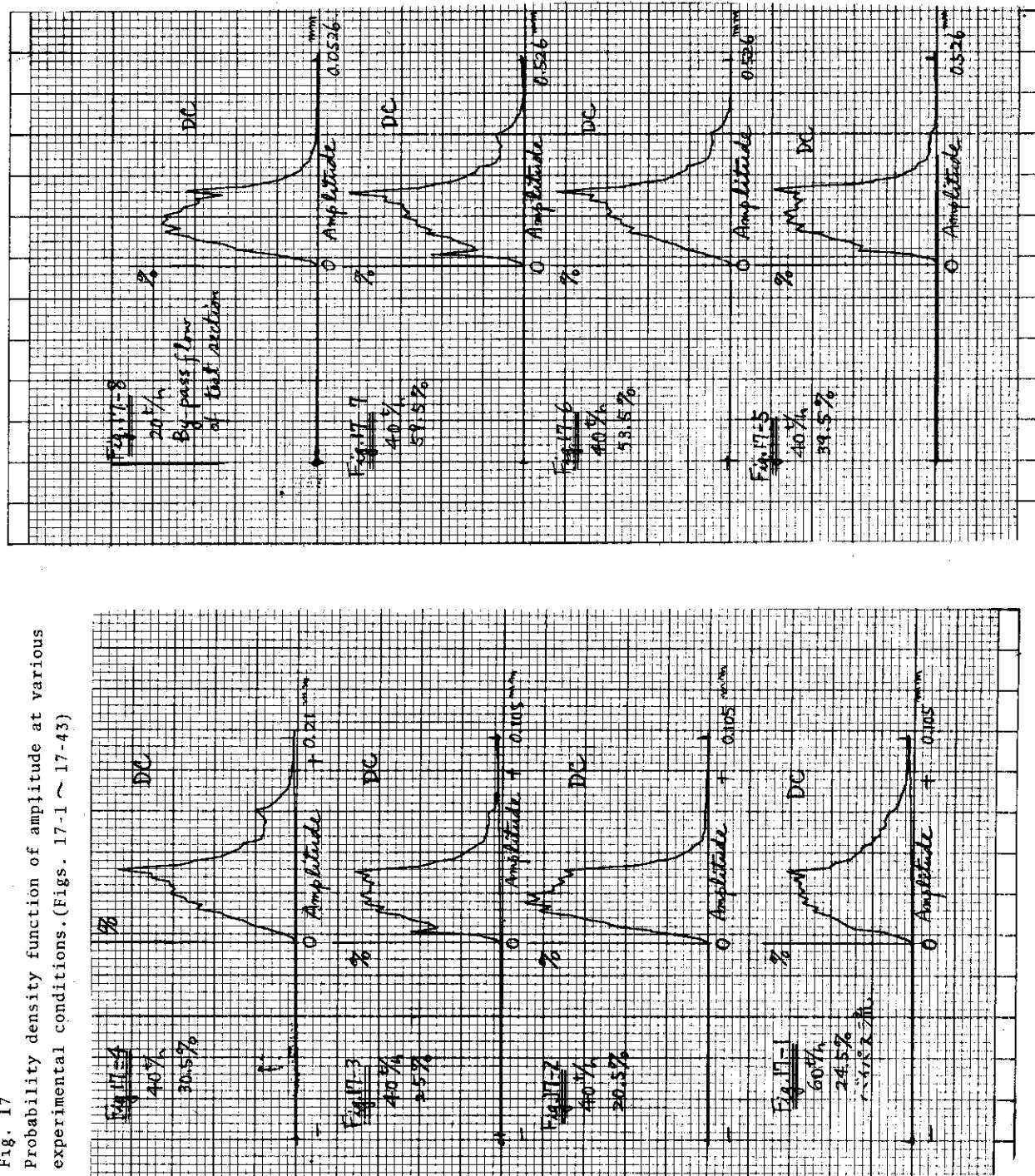
#### 6.4 振巾の確率分布および密度

Fig. 17-1～Fig. 17-46 に種々の流動条件における確率密度および分布を示す。Fig. 17-1～Fig. 17-14 には確率計への入力 couple を DC にした場合の確率密度を示す。これらの測定結果は各 Run における確率計へのデータ収録個数が一様でないため、各図面の比較は縦軸の長さをそのままとて確率の比較をする事はできない。各図が独立しており、各図の線図が横軸との間に形成する面積を 100% とし分解能△を決めたとき、△×高さが全体の面積に占める割合が確率密度となる。なお横軸は変位のスカラー量 (mm) である。すなわち  $\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}$  である。Fig. 17-15～Fig. 17-42 に確率計への入力 Couple を AC にした場合の確率密度を示す。Fig. 17-43(a)～Fig. 17-46(b) に確率計へのデータ収録個数を  $256 \times 1024$  個、データサンプリング間隔を  $100 \mu\text{s}$  にしたときの確率密度と確率分布を示す。これらのデータから見ると確率密度分布の形は大体ガウス性不規則分布とレイリー分布の中間にある形と思われるが、水単相流の場合はほとんどガウス性不規則分布に近く、二相流の場合はボイド量が増加し、振巾が大きくなるに従ってレイリー分布に近づく傾向を示しているように見える。

#### 6.5 流れによる定常の曲り

今回は ATR 燃料体の場合<sup>(4)</sup>に見られたような流れによる中立軸の移動は計測されなかつた。JPDR-II 燃料体流路には ATR の場合のように大小のサブチャンネルがなく、またツイスト型スペーサーのように支持部で流れにねじれを与えるような所もなかつた。その他に流れによる定常的曲りを生じさせる要素として考えられるのは緒言で述べた如く、燃料棒が生来有している曲りあるいは管束内に装荷したことにより、スペーサーなどの支持部の支え方の不正確さの故に生ずる曲りなどの影響が考えられるが、本実験で何も曲りが生じなかつたので、これらの要素はなかつたかあるいは非常に小さかつたと考えられる。

Fig. 17  
Probability density function of amplitude at various  
experimental conditions. (Figs. 17-1 ~ 17-43)



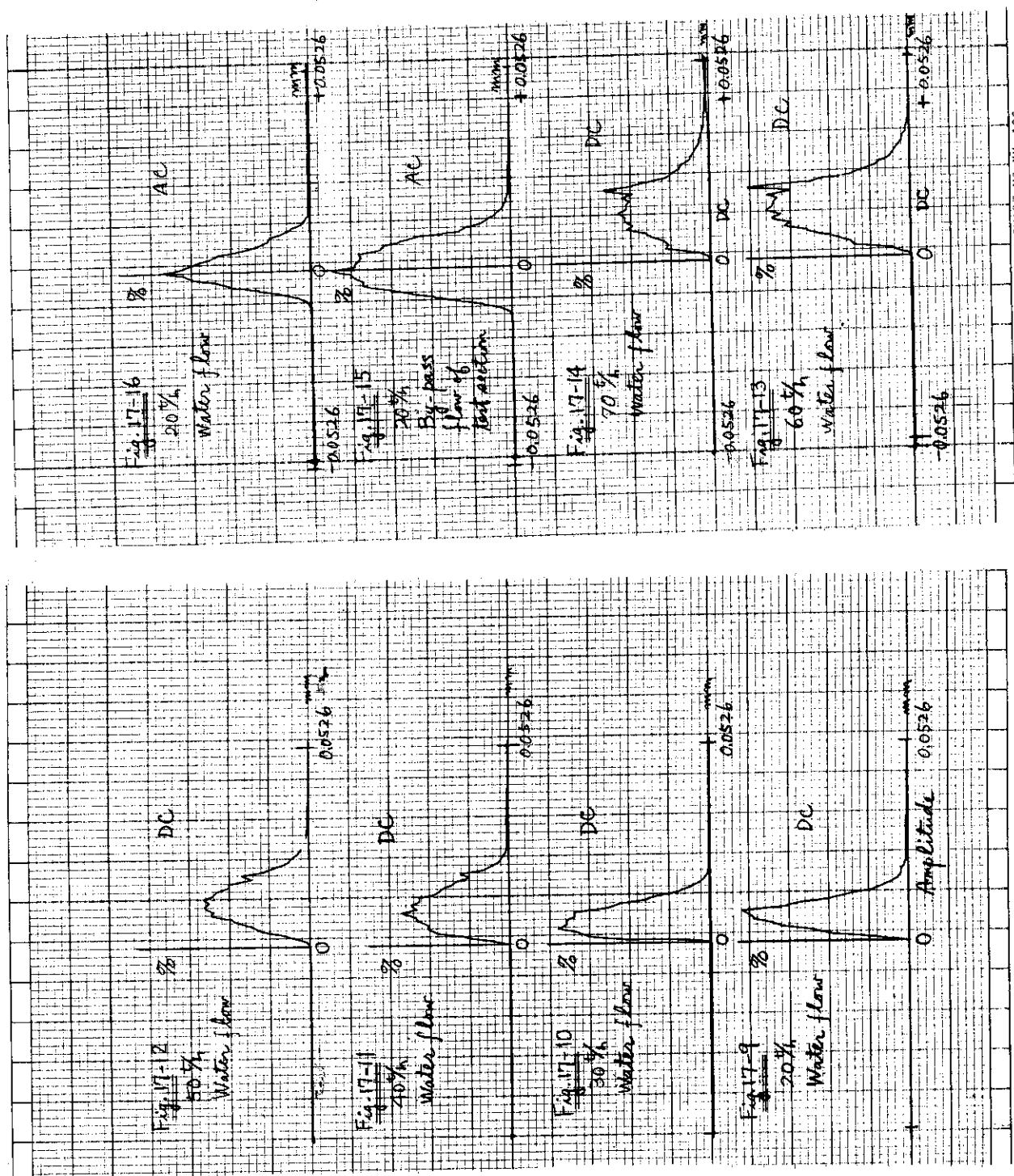
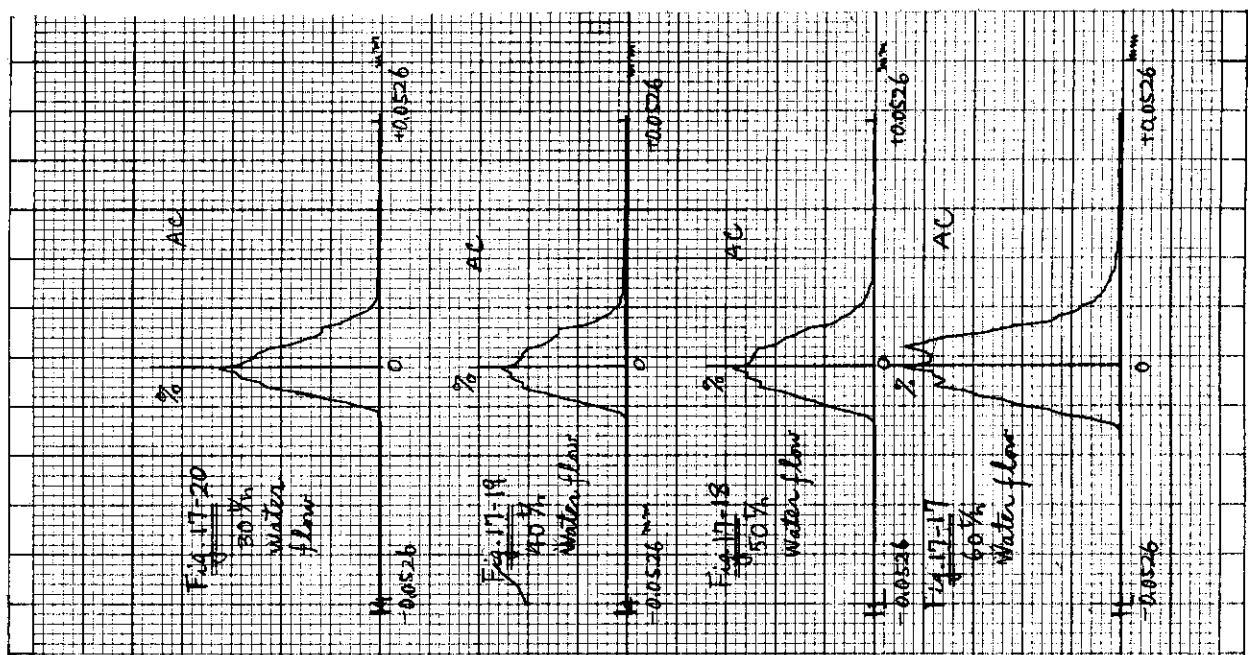
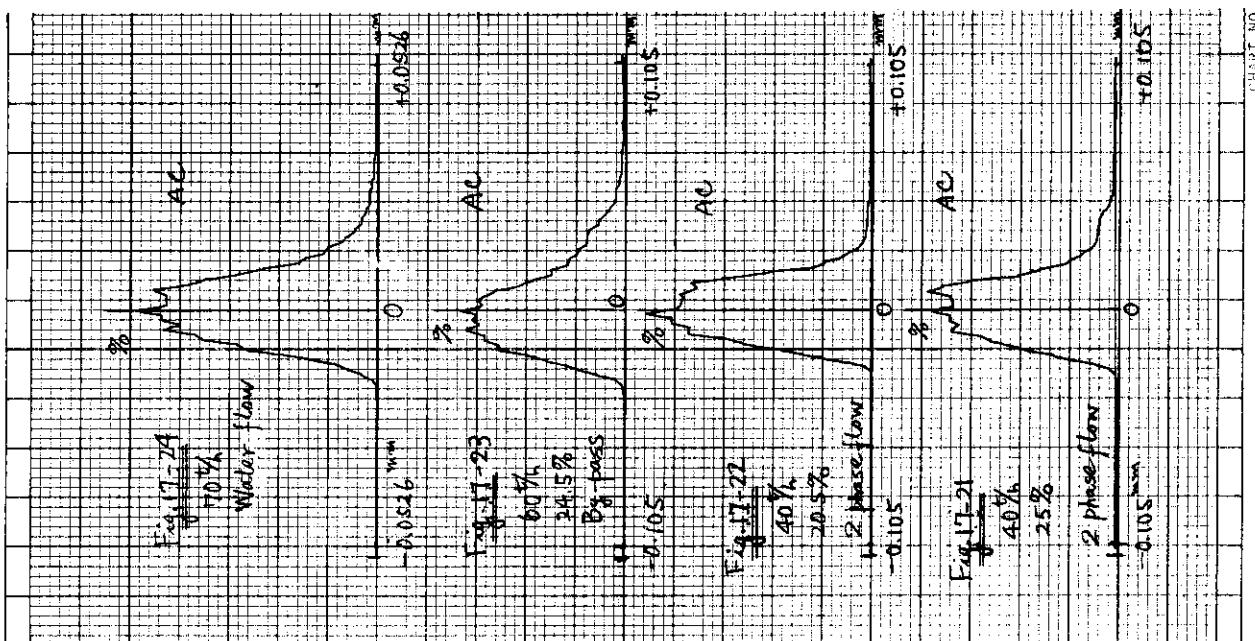
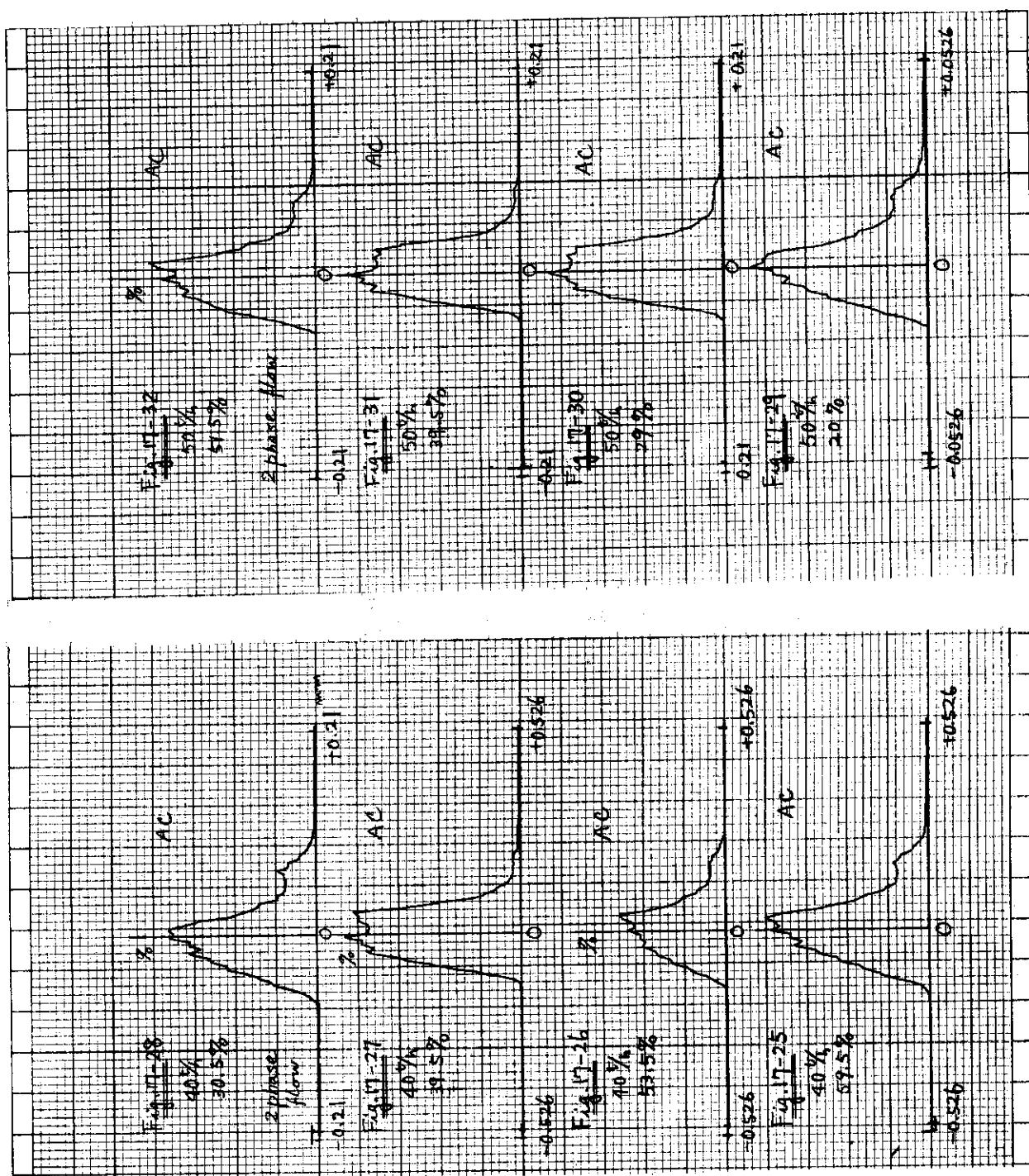
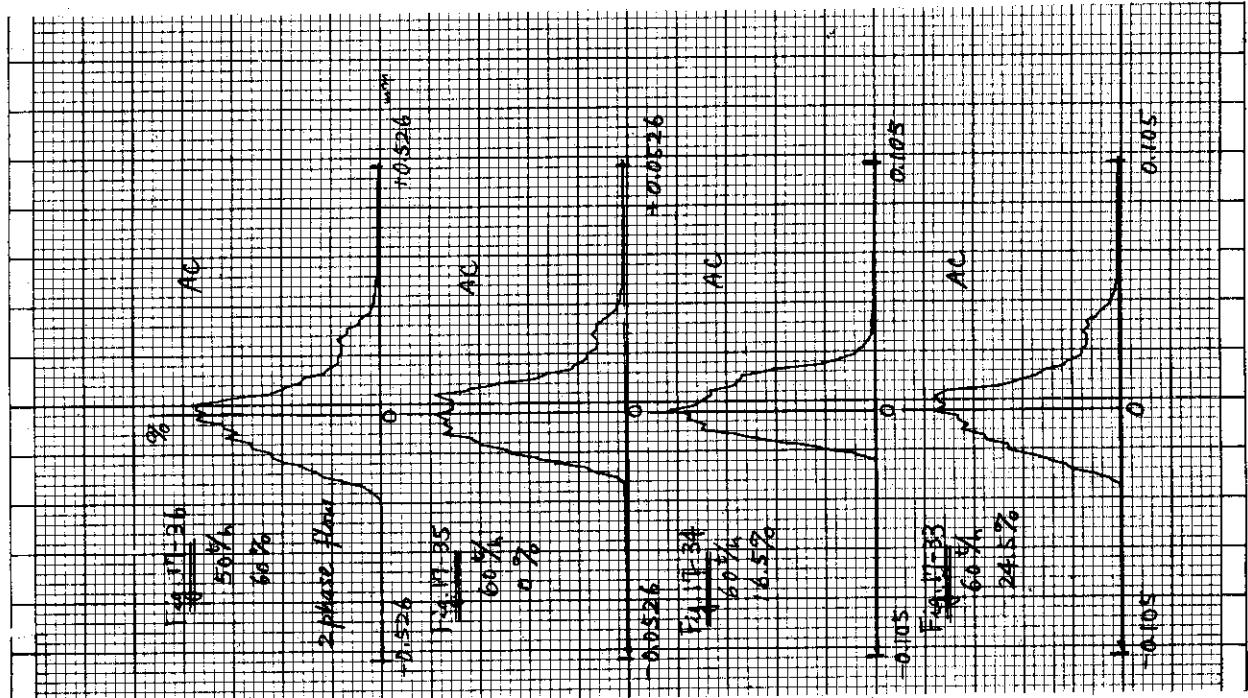
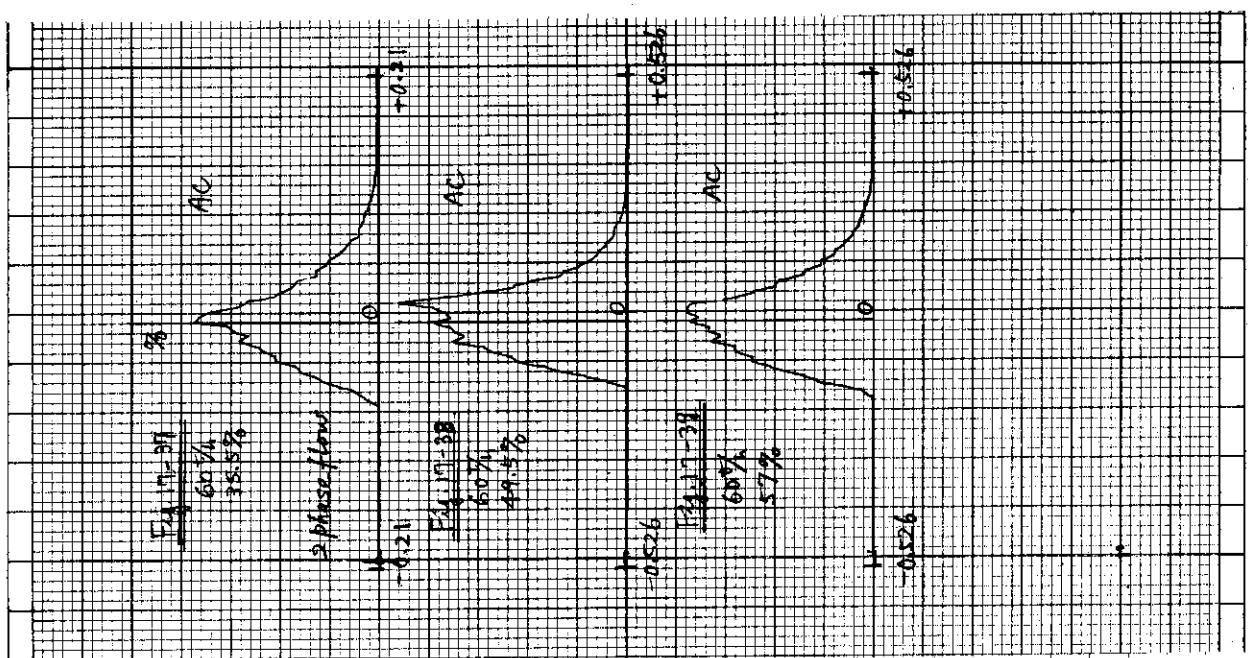


CHART NO. XY-103





XY-105



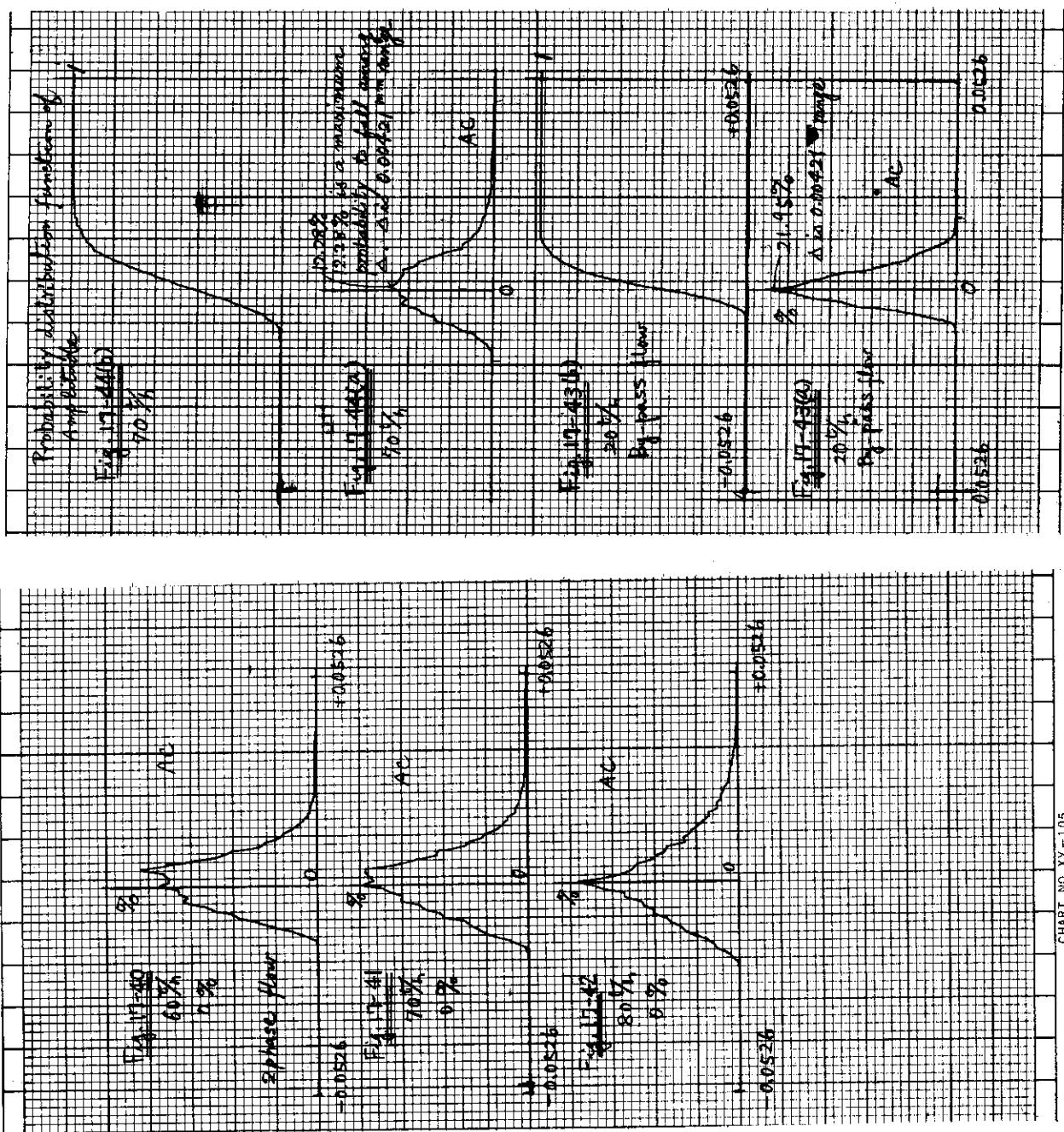
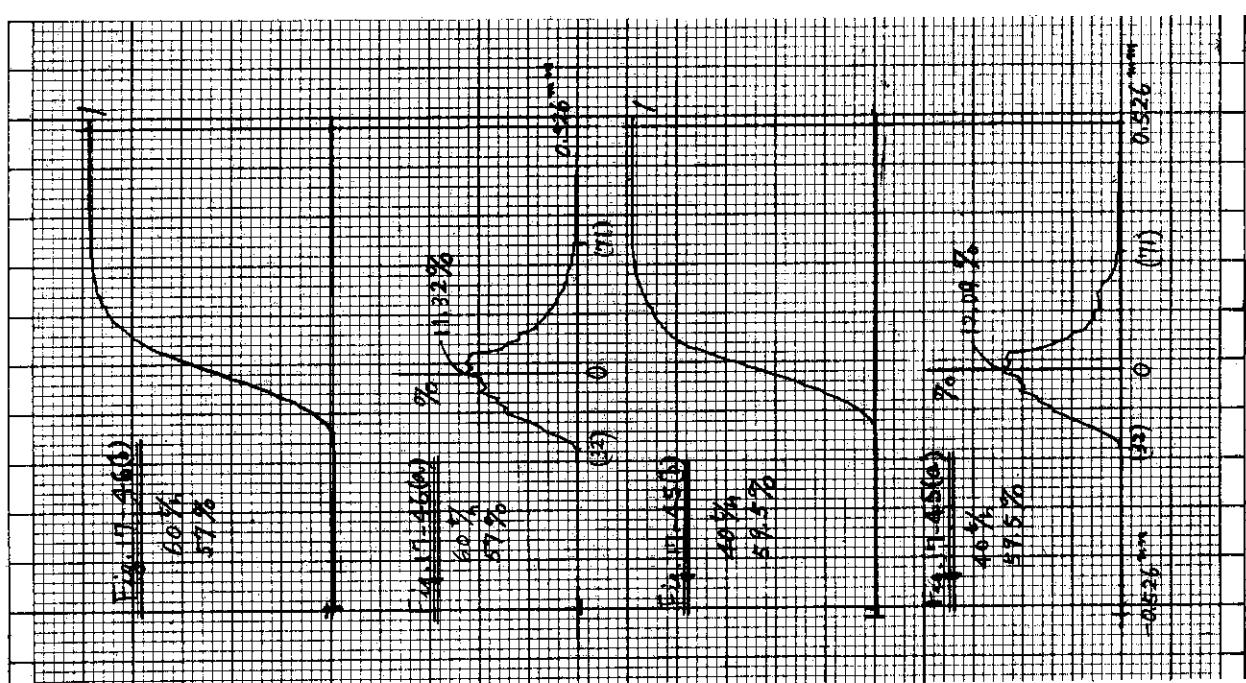


CHART NO. XY-105

CHART NO. XY-105



## 6.6 従来の実験式との比較

まず、これまで発表された Burgreen, Paidoussis および Reavis の各実験式をまとめて記しておく。

(1) Burgreen の半実験式<sup>(6)</sup>

$$\left( \frac{\delta}{D} \right)^{1/3} = 0.83 \times 10^{-10} K_1 F^{-1/2} Q \quad \dots \dots \dots \dots \quad (14)$$

ここで

$\delta$  : deflection of rod at mid-point

(中立軸より片側への変位量の最大値をとっている)

D : hydraulic diameter

d : rod diameter (in.)

$K_1$  : load deflection end-fixity factor =  $\frac{10 + \alpha_1}{2 + \alpha_1}$

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

$\rho_w$  : 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 : Youngs modulus of elasticity

I : rectangular moment of inertia

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

$\mu$  : viscosity of water

$\omega$  : (circular) frequency of vibration

( ) は筆者補足

(2) Paidoussis の実験式<sup>(7)</sup>

$$\frac{\delta}{D} = \alpha_1^{-4} \left[ \frac{U^{1.6} \epsilon^{1.8} N_R^{0.25}}{1 + U^2} \right] \left[ \left( \frac{D_h}{D} \right)^{0.4} \right] \left[ \frac{\beta^{2/3}}{1 + 4\beta} \right] \left[ 5 \times 10^{-4} \times K \right] \quad \dots \dots \dots \dots \quad (15)$$

ここで

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

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

D : Diameter of the cylinder

$\alpha_1$  : first-mode beam eigenvalue of the cylinder

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

$\omega_1$  : 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  $U = \frac{\text{Mass flow rate}}{\rho \times (\text{flow Area})}$

$\epsilon$  : equal to  $L/D$

$N_R$  : Reynolds number =  $UD_h/\nu$

$D_h$  : hydraulic diameter

$\beta$  : equal to  $M/(M+m)$

$\rho$  : fluid density  $\rho = \alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_w$

$\alpha$  : void fraction

K : for streamlined, quiet flow conditions, K=1,

while for realistic disturbance levels, K=5,

L : Length of cylinder

(3) Reavis の半実験式<sup>(13)</sup>

$$WVI = C \eta_d \eta_L \frac{d L N^{0.5}}{W_f^{1.5} \zeta^{0.5}} U \rho \nu^{0.5} \quad ----- (16)$$

ここで

WVI : maximum displacement at midspan(in.)

C : correlation coefficient shown Fig.3•Ref.(13).

$\eta_d$  : Dimensionless scale factor for rod diameter

$\eta_L$  : " " " " " hydraulic diameter

d : rod diameter (in.)

L : rod length (in.)

f : natural frequency of rod (Hz).  $f = \frac{\omega_n}{2\pi}$ 

N : number of rods

W : weight of rods (lb)

 $\zeta$  : damping factor ( $\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2 \omega_n}$ ) $\omega_d$ : circular frequency of rod induced by water flow

U : flow velocity (in./sec)

 $\rho$  : fluid density (lb.sec<sup>2</sup> / in<sup>4</sup>) $\nu$  : kinetic viscosity of fluid (in<sup>2</sup> ./ sec)

筆者註) Nの指數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。

### 6.6.1 Burgreenの半実験式 -----((14)式)との比較

Fig. 14, 19 に単相流におけるBurgreenの半実験式との比較を示す。実験結果の方が実験式よりもずっと大きく出ているが、この理由としてまず考えられるのは、Burgreenがこの半実験式を作るに当って採用したデーターは横軸が $10^4 \sim 10^8$  の間にあるという実験条件の相違である。そして具体的にはどのような実験のパラメーターの相違があるのかを調べなければならないが、それを探し出すために、1章、緒言で列挙した燃料棒の振動に与える影響因子について比較検討してみる。流体側の条件としての、流速密度、粘性については両者共ほとんど同じである。(ただし、沸騰の有無については除外する)又、模擬棒の支持状態と真直度は多少の差があったとしても横軸の値にはほとんど影響しない。燃料棒の配列方法と流路断面積についてはBurgreenは燃料体の中の何本かの燃料棒を抜きながら実験しているので我々の実験とはかなり差があるが、これは $\delta/D$ に関係する項であり、横軸の値( $K_1 F^{1/2} \Omega$ )には関係しない。したがって残るのは燃料棒の曲げ剛性、単位長さ当たりの質量および模擬燃料棒のスペーサーによる支持間隔であり、これらは大きく異なる。Burgreenの実験ではアルミニウムの丸棒および中空棒を用いてスペーサーによる支持間隔を約1.2 mしている。そのため、模擬棒の単位長さ当たりの重量は非常に小さく、また、曲げ剛性はやや大きくなっている。しかしながら、支持間隔が本報の実験の540 mmに対して約1.200 mmと2倍以上も大きいため、スペーサー支持間ににおける模擬棒の固有振動数は約15 Hzのものと約20 Hzのものの2種類あり、本報の場合の約40 Hzとそれ程違わない。結局支持間隔1と単位長さ当たりの重量 $\rho_r A$ が大きく異なる訳であるが、これらが流水中の燃料棒の振動現象にどのように関与するかについて考えてみる。流水中の振動において外力として加えられるものは励振力として流水中の乱れ、また減衰力として流水をかきわけて振動する際にうける抵抗があり、これらの力は流水の比重に比例的に関係していることは間違いないであろう。そうすると燃料棒の振動において燃料棒が流水をかきわける際にうける抵抗が $\rho_w A$ に比例し、一方 $\rho_r A$ は振動の慣性項に比例するので、 $\frac{\rho_r}{\rho_w}$ は慣性力と減衰力の比になり、振動の減衰への影響の割合を示していると考えることができる。したがって、これの大小によって同じ外力が働いても振巾は異なることになる。また支持間隔1は励振力が流水のランダムな乱れに関係している訳であるから、流路における

乱れの強さと大きさは支持間隔  $\lambda$  に関係し振巾にも影響するであろう。つまり  $\lambda$  が大きい程、流水中の乱れの中のある方向に振動する力の成分はホワイトになり易く、励振力が小さくなる傾向にあることが予想されるからである。

なお、Burgreenは振動の外力として流水の流れ方向に対して有する運動エネルギーに比例する項をとっているが、これは次項で述べるように二相流の場合には不適当であると考える。すなわち二相流の場合棒の励振力となる流体の乱れに対して流路断面積が大きく関係している訳であるが、単相流の場合にも、これはある程度考えられると思われる。同様に半実験式表示における振巾の無次元項  $\delta / D$  ( $D$  は水力直徑) も管束流路を考える場合  $\delta$  に大きく関係するのは  $D$  よりもむしろ流路断面積あるいは圧力管の直徑であると考えられる。

#### 6.6.2 Paidoussis の実験式 -----[(15)式]との比較

Fig. 15, 18 に二相流における Paidoussis の実験式との比較を示す。我々の測定結果の示す振動特性と根本的に異なる点は 5.2 節に述べたように、我々の振巾測定結果が二相流の場合、水流量には無関係でボイド量のみに大きく関係しているのに反し、Paidoussis の実験式ではボイド量には殆ど無関係で水流量に主として関係し、振巾量も非常に小さい値しか示さないことがある。このような相違がなぜ生じたかについて検討するために、この実験式が作られるに当って採用したデータを調べてみる。Paidoussis が用いたデータは文献(6), (7), (10), (11)と次のものである。

K.G.Roström, Seven-Rod Fuel Element-Vibration Tests Arbetsrapport  
RPL-726, Ab. Atomenergi, Stockholm (1964)

これらのうち、Burgreen<sup>(6)</sup>のものは単相流のみのデータであり、二相流の場合の Paidoussis<sup>(7)</sup>, Quinn<sup>(11)</sup>およびSogreich<sup>(10)</sup>のデータでは单一燃料棒における測定結果を採用している。Quinn は  $6 \times 6 = 36$  本の格子状配列の実規模と同じ位の大きさの流断面積と圧力管の大きさを有する流路における実験も行なっているが、これらについて Paidoussis は管束流路におけるデータが不確かであるとし、Quinnもそれらのデータについて何も解析していないことを理由に採用していない。また Paidoussis 自身も 19 本の燃料体における実験を行なっているが、実験式を作る際のデータには採用していない。Roström のデータは文献が国内で入手できないので不明であるが、7 本燃料棒での実験結果であることは分っている。しかし、7 本位では流路断面積はほとんど円管流路に近い大きさ（50  $\phi$  以下と思われる）しかないと考えられる。このデータはまた単相流における実験のみである。Table 2 に Paidoussis が単相流および二相流に対して適用できる実験式を作るに当って採用したデータの主要諸元を示す。比較のため本報告の主要諸元も並記する。

以上の調査結果から分ることは、Paidoussis が実験式を作るに当って採用したデータは

- (1) 円管流路のものが主体である。
- (2) 二相流のデータは Quinn のものしかない。
- (3) Quinn のデータは最大でも 41.4 mm の直徑における円管流路のものである。

ということである。

しかしながら、管束流路における二相流の流動状態は内径 50 mm 以下の円管流路におけるも

のとは大きく異り、ポイド率がかなり大きくなつても流動状態は気泡流であるという事実について考える必要がある。(今回の測定条件においては全部気泡流である)。何故そうなるのかといふ理由として考えられることは、管束流路においては水力直徑は小さくとも圧力管の径が大きく、したがつて流路断面積が大きいために、二相流の場合、流れに乱れが多く気泡流からスラグ流や環状流に遷移していくといふ現象が想像される<sup>(3)(5)</sup>。したがつて、Paidoussis の実験式は実規模の大きさの管束流路に対しては、実際とは異なる値を示すと考えられる。事実 Paidoussis が別に行なつた 19 本燃料体における実験データでは Fig. 20 のように実験式よりもずっと大きく出ている。なお、ここで使うべき K の値は realistic disturbance levels に対するものなのでうのはずである。Paidoussis の実験式は単相流のものに対しても全く同様のことが云える。すなわち Burgreen のデータを除いて单一燃料棒の実験データを基にしたものであるために、本報告の燃料体とは振動の励振力となる流体の乱れが大きく異なることが原因となつて Fig. 14 に見られるように、本報告の実験値の方がずっと大きく出ていると考えられる。Burgreen のデータは同じ管束流路であつても、5, 6, 1 で述べた如く支持間隔 1 と棒の単位長さ当たりの質量が本報告の場合と大きく異なる点が流れによって引き起される振巾に影響していると考えられる。

#### 6.6.3 Reavis の実験式 [ (16) 式 ] との比較

これは、不規則振動の理論によつて導かれた構造物の RMS 応答振巾の式 (Reavis は Thomson の著わした本の式を基にしている) 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。この方法によると、不規則外力に関する正確な情報を与えられる限り振動の運動方程式の解として求められるのであるから、その平均応答振巾はかなり正確に求められるであろう。燃料棒の振動を不規則振動と考えた場合、その励振力となる不規則外力は燃料棒表面に加えられる圧力変動がそれに相当するが、実際の燃料体内の流路での棒表面に加わる圧力変動に関するデータが見当らないので、Reavis は Corcos<sup>(4)</sup>, Baroudi<sup>(5)</sup> および Bakewell<sup>(6)</sup> によって測定され求められた、空気が流れる円管内壁面の圧力変動に関するデータを使つてゐる。そして実際の燃料要素内の流路に適用するに当つては、Burgreen<sup>(6)</sup>, Quinn<sup>(10)</sup>, Sogreah<sup>(11)</sup> および Pavlica<sup>(12)</sup> によって求められた单一燃料棒および多数本燃料体での実験結果と比較し、(水力直徑) / (棒の長さ) の比によって求められる補正係数を掛けることによつて求めることができるとしている。(このようにして作成されたのが WVI 式) すなわち、理論的に求められた計算式から計算される振巾値と実験によつて求められた振巾の最大値との倍率を流路の、(水力直徑) / (棒の長さ) の比によつて整理すると、Burgreen, Pavlica および Quinn におけるような外部からのノイズの多いテストループでの実験結果と思われる(これらは皆ポンプを使って循環している) High-Noise Level の場合の関係曲線と、Sogreah のように自然落下する流れを水平管路に導いた所にテスト部を取付けてある Low-Noise Level の関係曲線の 2 つの曲線に分類できることを示している。もしこのような便宜的な方法をとらず、理論式から直接 RMS 振巾を求めようとすると不規則外力としての圧力変動に関する情報をとして、燃料要素内の棒表面における長さ方向および円周方向のクロスパワースペクトルを必要とする。以上の如く Reavis

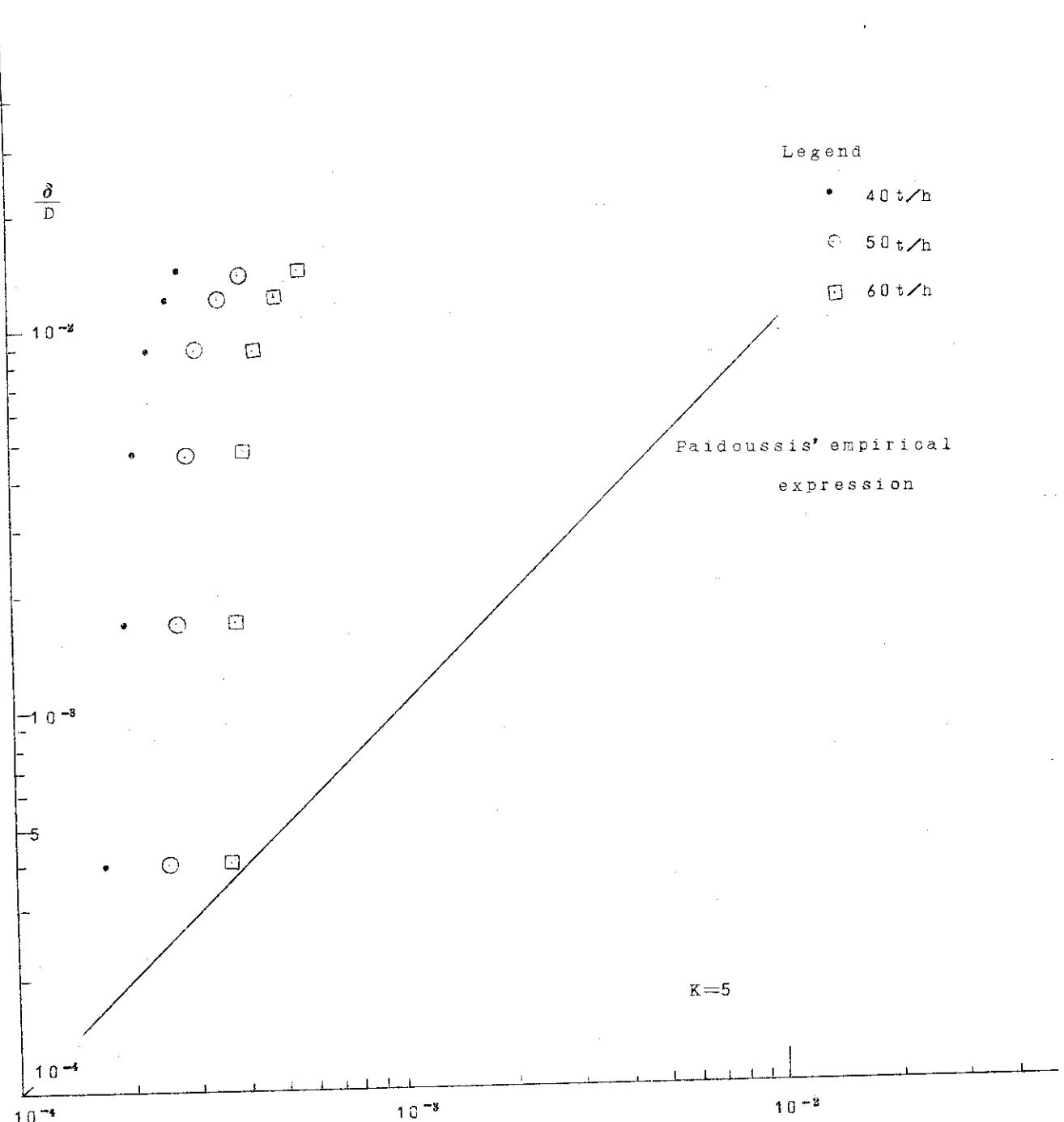
が導いた半実験式 W V I は不規則外力に対して、空気流と水流の相違および円管流路壁面と燃料体流路内の燃料棒表面の相違による圧力変動特性の差、燃料体にあるスペーサーが乱れによよほす影響および燃料棒の振動がよよほす圧力変動への影響などによる違いをただ一つの補正係数で換算できるとしていることになる。また実際の振動には Burgreen や Quinn らも述べているように自励振動的な様相があるよう見られるが、Reavis の方法ではこれを無視し、励振力として圧力変動のみを考えていることになる。

その他計算上の近似としては燃料棒の振動モードを両端支持における一次モードとしていること、棒の固有振動数付近でのクロスパワースペクトルの分布を一様としていること、および流体の密度を燃料棒の平均密度と比較して 2 次の微小項と考え、無視していることがあげられる。しかしこの重量項は RMS 振巾に比例している項なので、Burgreen の実験の場合のように軽い模擬棒の場合は無視し得ないのではないかと思われる。

さらに注意しなければならないことは、Reavis が補正係数 C を決定するに当って採用したデータは水力直徑はいろいろのものを採っているが、Pavlica のものを除いて全部単管流路（すなわち円管内に 1 本の棒がある流路）での振動データであり、Pavlica のものも一辺が 60 mm の四角管内に 16 本の棒がある流路であるので、実際の燃料体の場合よりも、燃料棒本数も少なく流路断面積も小さい。したがって Reavis の求めた補正係数 C は採用したデータにおける流路の直徑範囲と水力直徑における単管流路では適用されると判断されるが、Paidoussis の式における検討内容と同様に水力直徑は小さいが、流路断面積の大きい流路では乱れによる圧力変動も円管の場合よりも大きくなると考えられ、それに比例して異った値となるであろう。

また Reavis が計算例で示した  $\zeta = 0.01$  の値は、このように小さな damping factor は実際上測定不能である。何となればこの場合の流水中での振動数  $\omega_d$  と空气中での固有振動数  $\omega_n$  の間には  $\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$  の関係があり  $\zeta = 0.01$  のとき  $\omega_d = 0.99995 \omega_n$  となり、実測される  $\omega_d$  からは判別不能である。しかし Reavis が計算例で  $\zeta = 0.01$  として計算していることは W V I 計算式において  $\zeta = \zeta = 0.01$  を使うことを前提として補正係数の C を求めているのかも知れない。本報における実験条件での W V I 式による計算値は  $\zeta = 0.01$  の場合と、実験によって求められた  $\omega_n$  (44 Hz) と  $\omega_d$  (42 Hz) より求められる  $\zeta = 0.298$  の場合の両方につき計算したものを Fig. 14, 21 に描いた。実験値と比較すると、前述のように、補正係数 C を決定するに当って採用したデータの条件から推測されるように、本報の実験値よりもずっと低く出た。

なお、 $\omega_d$ ,  $\omega_n$  の測定精度は約 0.5 Hz 程度であるので、この精度は非常に悪く、 $\zeta$  は正確には 0.21 ~ 0.36 程度の間にある。



$$\frac{\delta}{D} = \alpha_1^{-4} \left[ \frac{u^{1.6} \epsilon^{1.8} N_R^{0.25}}{1 + u^2} \right] \left[ \left( \frac{D_h}{D} \right)^{0.4} \right] \left[ \frac{\beta^{2/3}}{1 + 4\beta} \right] [5 \times 10^{-4} \times K] \quad (\text{Paidoussis' eq})$$

Fig.18 Comparison with Paidoussis' empirical expression  
for two-phase flow

Relative Vibration Amplitude  $\delta/D$

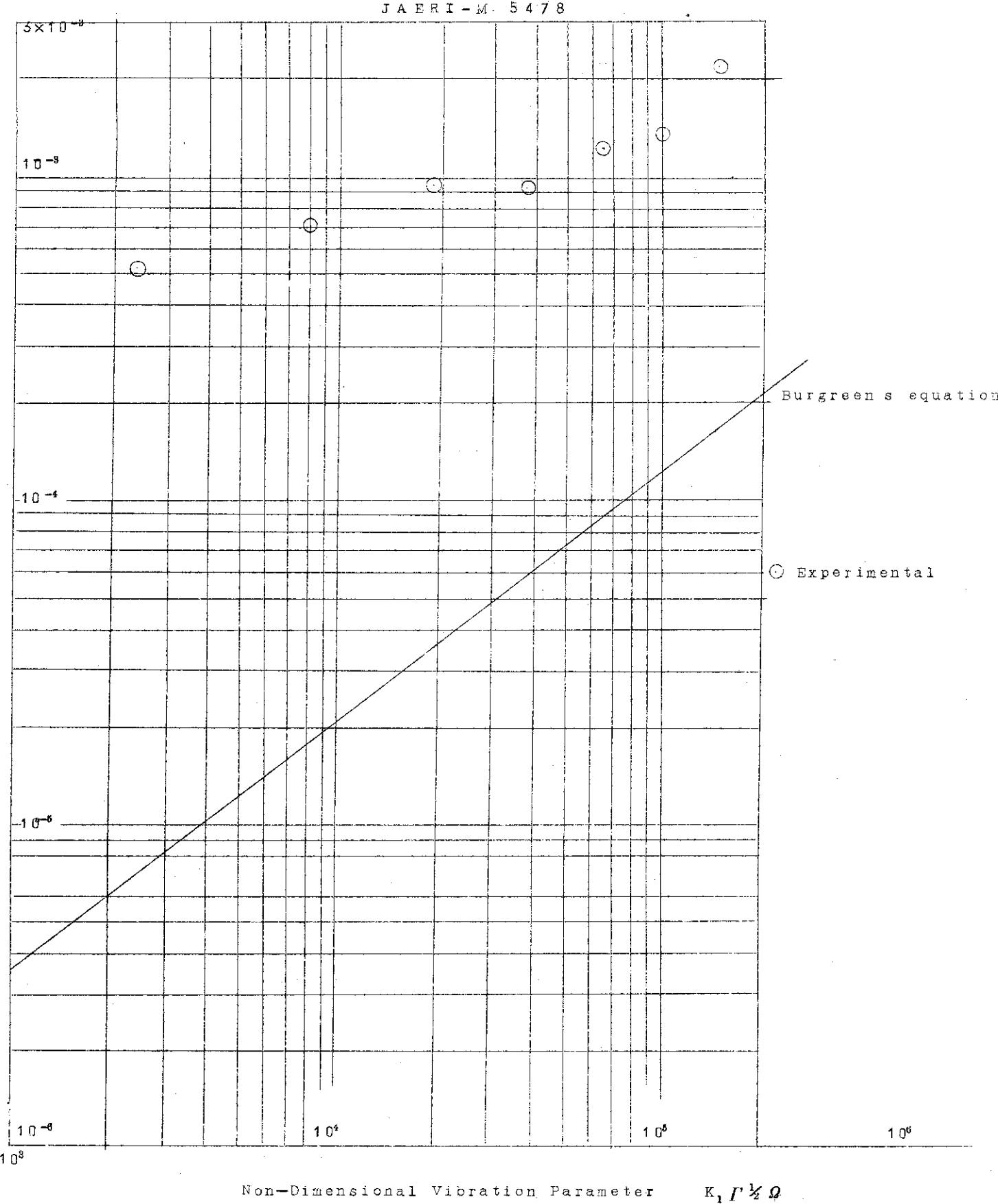


Fig.19 Comparison with Burgreen's semi-empirical equation,  
for single phase flow

## VIBRATION OF CYLINDERS IN AXIAL FLOW

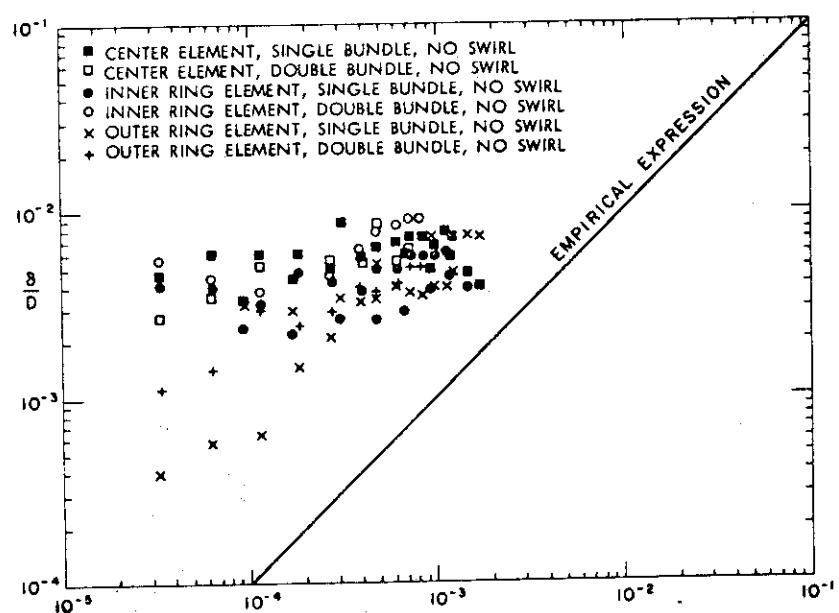
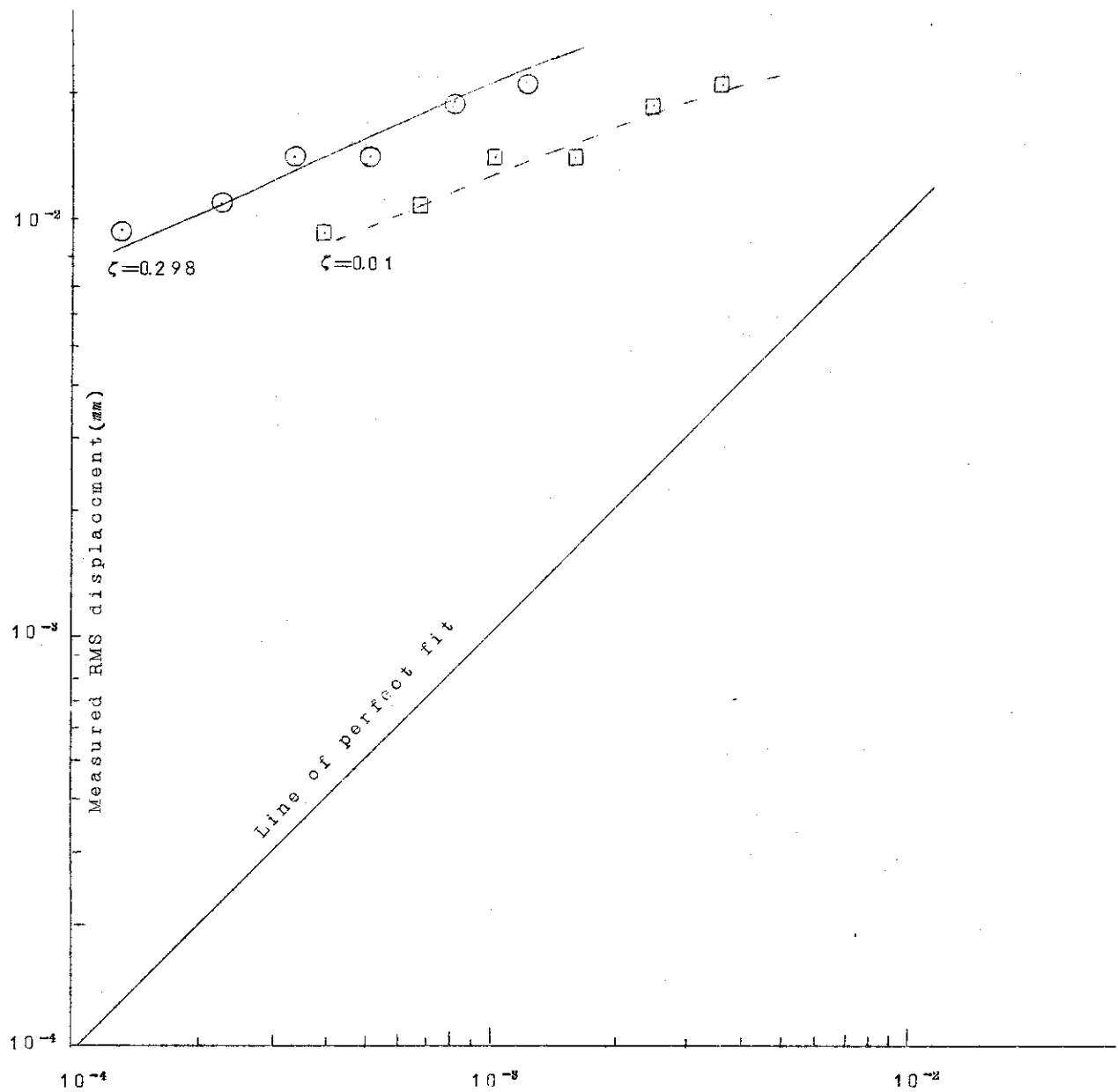


Fig. 20

$$\frac{S}{D} = a_i^4 \left[ \frac{u^{1.6} \epsilon^{1.8} N R^{0.25}}{1 + u^2} \right] \left[ \left( \frac{D_h}{D} \right)^{0.4} \right] \left[ \frac{\beta^{2/3}}{1 + 4\beta} \right] \left[ 5 \times 10^{-4} \times K \right]$$

The vibration amplitude of elements of the 19-element bundle ( $K = 1$ ).

[after paidoussis] (Ref. 7)



$$\text{Theoretical WVI Displacement} = C \eta_d \eta_D \eta_L \frac{dLN^{0.5}}{wf^{1.5} \zeta^{0.5}} U \rho v^{0.5}$$

Fig. 21 Comparison with Reavis' equation.

## 7. 結論

- (1) 流水による燃料棒の振動には燃料集合体として全体が一次モードで振動すると思われる 8 ~ 12 Hz の成分と、たわみワイヤー式スペーサー支持による 3 つの振動数成分、 43 Hz, 56 Hz, 76 Hz (これはたわみワイヤー式スペーサーの支持の仕方が方向によって異なるため起る End-fixity の相違からくると考えられる) の成分があり、これらは空気中における固有振動数とほとんど同じである。
- (2) 振動による振巾は、一応測定された歪に対して最も大きな振巾を与えるものとして 44 Hz の固有振動を生じさせる振動方向の End-fixity を採用すると、 80 t/h 単相流で 0.04 mm (ただし振動は一次モードで振巾は中立軸より片側への RMS 値による変位量), ポイド率 60 % の二相流で 0.3 mm 程度であった。
- (3) 流水による燃料棒の定常的な曲りは測定されなかった。
- (4) 单相流の場合の Burgreen の式は実測値よりもかなり低い値を与える。この原因としてはスペーサーによる支持距離 1 と、燃料棒の単位長さ当たりの重量  $\rho_r A$  が本報における実際の燃料棒と大きく異なるためであり、さらに実験式を作成するに当ってこれらの要素が考慮されてないためである。
- (5) 单相流および二相流の場合の Paidoussis の実験式も、 6.6.2 で述べた如く実際の燃料体には適用できないことが明確になった。
- (6) 单相流の場合の Reavis の式 (W V I ) は、そこで使われる補正係数 C の値が单管流路における実験結果から導いたものなので、実際の大きさの燃料体流路では使えない。
- (7) 二相流の場合の振巾は本報告に用いた燃料体の場合、水流流量にはほとんど関係なくポイド率のみに大きく関係する。これは一般の燃料体のように流路断面積が大きく、二相流の流动状態がかなり大きをポイド率まで気泡流となるような流路ではすべて同様であろう。
- (8) 前回での実験結果<sup>(1)</sup>は本報での実験結果から類推するとデーターのバラつきは大きいが、オーダー的にはほぼ妥当な値を示していたと考えられる。

## 8. あとがき

スペーサーの支持方法と保持力が問題となるのは一方において、この適否がスペーサー支持部で燃料棒の振動によるこまかい摩擦を生じさせ、 fretting corrosion を発生させることである。これが進行すると被覆管の破損が起り F. P. が冷却材中に放出されることになるのでこれに対する予防措置を考慮しなければならない。我々は振動問題について研究を進めうちに、従来のスペーサーは振動に歴然したこの問題に対して充分安全性を保証する構造でない

## 7. 結 論

- (1) 流水による燃料棒の振動には燃料集合体として全体が一次モードで振動すると思われる 8 ~ 12 Hz の成分と、たわみワイヤー式スペーサー支持による 3 つの振動数成分、 43 Hz, 56 Hz, 76 Hz (これはたわみワイヤー式スペーサーの支持の仕方が方向によって異なるため起る End-fixity の相違からくると考えられる) の成分があり、これらは空気中における固有振動数とほとんど同じである。
- (2) 振動による振巾は、一応測定された歪に対して最も大きな振巾を与えるものとして 44 Hz の固有振動を生じさせる振動方向の End-fixity を採用すると、 80 t/h 単相流で 0.04 mm (ただし振動は一次モードで振巾は中立軸より片側への RMS 値による変位量), ポイド率 60 % の二相流で 0.3 mm 程度であった。
- (3) 流水による燃料棒の定常的な曲りは測定されなかった。
- (4) 单相流の場合の Burgreen の式は実測値よりもかなり低い値を与える。この原因としてはスペーサーによる支持距離 1 と、燃料棒の単位長さ当たりの重量  $\rho_r A$  が本報における実際の燃料棒と大きく異なるためであり、さらに実験式を作成するに当ってこれらの要素が考慮されてないためである。
- (5) 单相流および二相流の場合の Paidoussis の実験式も、 6.6.2 で述べた如く実際の燃料体には適用できないことが明瞭らかとなった。
- (6) 单相流の場合の Reavis の式 (W V I) は、そこで使われる補正係数 C の値が单管流路における実験結果から導いたものなので、実際の大きさの燃料体流路では使えない。
- (7) 二相流の場合の振巾は本報告に用いた燃料体の場合、水流量にはほとんど関係なくポイド率のみに大きく関係する。これは一般の燃料体のように流路断面積が大きく、二相流の流動状態がかなり大きなポイド率まで気泡流となるような流路ではすべて同様であろう。
- (8) 前回での実験結果<sup>(1)</sup>は本報での実験結果から類推するとデーターのバラつきは大きいが、オーダー的にはほぼ妥当な値を示していたと考えられる。

## 8. あとがき

スペーサーの支持方法と保持力が問題となるのは一方において、この適否がスペーサー支持部で燃料棒の振動によるこまかい摩擦を生じさせ、 fretting corrosion を発生させることである。これが進行すると被覆管の破損が起り F . P . が冷却材中に放出されることになるのでこれに対する予防措置を考慮しなければならない。我々は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歴然したこの問題に対して充分安全性を保証する構造でない

事を痛感した。そこで被覆管表面では fretting corrosion が起らない構造を有するホールディングスペーサーを考案して報告した<sup>(1)</sup>。これによる支持方法は両端固定であるので、考えられる支持方法の中で最も振動振幅の少ない方法であろう。また fretting corrosion は被覆管表面とスペーサーの間では起らず起るとすれば被覆管とは全く無関係を隣接するスペーサー表面上で起るが、これも接触面積が大きいので管束の外周を何らかの方法でしばりつけることにより燃料棒の振動による摩擦は殆ど生ぜず問題ないと考えられる。また振動とは直接関係ないが圧力損失も従来の型と比較してかなり少ないことが予想される。その他ホールディングスペーサーには従来にない種々の特長があるが詳細は文献(2)を参照されたい。

### 9. 謝　　辞

本研究を遂行するに当り、実験用の燃料体ならびに計測用模擬燃料棒についていろいろとご便宜をはかっていただいた。燃料安全第1研究室森島淳好室長ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。また、実験を行なうに当り、いろいろとお手伝いをいただいた安全工学第2研究室新妻泰氏ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。

### 参　　考　　文　　献

- (1) JAERI-memo 3593 (公開) 1969年6月  
JPDR-II プロジェクト第2回研究経過報告会(予稿集)
- (2) 岡崎元昭, JAERI-M 4758, Mar. 1972  
ホールディングスペーサーについて
- (3) 岡崎元昭ほか, 原子力学会年会(於・平塚, 東海大学) 1969年3月  
燃料棒の振動( JPDR-II 用燃料棒での実験と解析)
- (4) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会 A-7, (於・大阪大学) 1971年4月  
燃料棒の振動(A TR一次設計燃料体の場合)
- (5) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会 A-6, (於・大阪大学) 1971年4月  
A TR二次設計燃料体の圧力損失
- (6) Burgreen, D., Byrnes, J.J., Benforado, D.N.  
"Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow"  
Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, July  
1958
- (7) Paidoussis, M.P., "An Experimental Study of Vibration of Flexible

事を痛感した。そこで被覆管表面では fretting corrosionが起らない構造を有するホールディングスペーサーを考案して報告した<sup>(1)</sup>。これによる支持方法は両端固定であるので、考えられる支持方法の中で最も振動振幅の少ない方法であろう。また fretting corrosionは被覆管表面とスペーサーの間では起らず起るとすれば被覆管とは全く無関係な隣接するスペーサー表面上で起るが、これも接触面積が大きいので管束の外周を何らかの方法でしばりつけることにより燃料棒の振動による摩擦は殆ど生ぜず問題ないと考えられる。また振動とは直接関係ないが圧力損失も従来の型と比較してかなり少ないことが予想される。その他ホールディングスペーサーには従来にない種々の特長があるが詳細は文献(2)を参照されたい。

## 9. 謝　　辞

本研究を遂行するに当り、実験用の燃料体ならびに計測用模擬燃料棒についていろいろとご便宜をはかっていただいた、燃料安全第1研究室森島淳好室長ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。また、実験を行なうに当り、いろいろとお手伝いをいただいた安全工学第2研究室新妻泰氏ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。

## 参　　考　　文　　献

- (1) JAERI-memo 3593 (公開) 1969年6月  
JPDR-IIプロジェクト第2回研究経過報告会(予稿集)
- (2) 岡崎元昭, JAERI-M 4758, Mar. 1972  
ホールディングスペーサーについて
- (3) 岡崎元昭ほか, 原子力学会年会(於・平塚, 東海大学) 1969年3月  
燃料棒の振動( JPDR-II 用燃料棒での実験と解析)
- (4) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会A-7, (於・大阪大学) 1971年4月  
燃料棒の振動(A TR一次設計燃料体の場合)
- (5) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会A-6, (於・大阪大学) 1971年4月  
A TR二次設計燃料体の圧力損失
- (6) Burgreen, D., Byrnes, J.J., Benforado, D.N.  
"Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow"  
Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, July  
1958
- (7) Paidoussis, M.P., "An Experimental Study of Vibration of Flexible

事を痛感した。そこで被覆管表面では fretting corrosionが起らない構造を有するホールディングスペーサーを考案して報告した<sup>(1)</sup>。これによる支持方法は両端固定であるので、考えられる支持方法の中で最も振動振巾の少ない方法であろう。また fretting corrosionは被覆管表面とスペーサーの間では起らず起るとすれば被覆管とは全く無関係を隣接するスペーサー表面上で起るが、これも接触面積が大きいので管束の外周を何らかの方法でしばりつけることにより燃料棒の振動による摩擦は殆ど生ぜず問題ないと考えられる。また振動とは直接関係ないが圧力損失も従来の型と比較してかなり少ないことが予想される。その他ホールディングスペーサーには従来にない種々の特長があるが詳細は文献(2)を参照されたい。

### 9. 謝 辞

本研究を遂行するに当り、実験用の燃料体ならびに計測用模擬燃料棒についていろいろとご便宜をはかっていただきいた、燃料安全第1研究室森島淳好室長ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。また、実験を行なうに当り、いろいろとお手伝いをいただいた安全工学第2研究室新妻泰氏ならびに同研究室の方々に深く感謝いたします。

### 参 考 文 献

- (1) J A E R I - memo 3593 (公開) 1969年6月  
JPDR-IIプロジェクト第2回研究経過報告会(予稿集)
- (2) 岡崎元昭, J A E R I - M 4758, Mar. 1972  
ホールディングスペーサーについて
- (3) 岡崎元昭ほか, 原子力学会年会(於・平塚, 東海大学) 1969年3月  
燃料棒の振動( JPDR-II 用燃料棒での実験と解析)
- (4) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会A-7, (於・大阪大学) 1971年4月  
燃料棒の振動(A T R一次設計燃料体の場合)
- (5) 岡崎元昭, 新妻泰, 山崎弥三郎, 原子力学会年会A-6, (於・大阪大学) 1971年4月  
A T R二次設計燃料体の圧力損失
- (6) Burgreen, D., Byrnes, J. J., Benforado, D. N.  
"Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow"  
Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, July  
1958
- (7) Paidoussis, M. P., "An Experimental Study of Vibration of Flexible

- Cylinders Induced by Nominally Axial Flow"  
 Nuclear Science and Engineering : 35  
 127-138 (1969)
- (8) Paidoussis, M.P., "The Amplitude of Fluid-Induced Vibration of Cylinders in Axial Flow" AECL-2225, March 1965
- (9) 森島淳好, 原山泰雄, 田所啓弘 その他  
 第1集「燃料設計に必要な物性値および計算図表」  
 改訂版, 1969年6月
- (10) Quinn, E.P., "Vibration of Fuel Rods in Parallel Flow"  
 GEAP-4059 (1962)
- (11) Sogréah Special Report No.3 EURAEC-288,  
 Societe Grenobloise d'Etudes et d'Applications Hydrauliques (1962)  
 "Study of Vibrations and Load Losses in Tubular Clusters"
- (12) Pavlica, R.T., and Marshall, R.C.,  
 Trans.Am.Nucl.Soc., 8. 599 (1965)
- (13) Reavis, J.R., "Vibration correlation for Maximum Fuel-Element Displacement in Parallel Turbulent Flow"  
 Nucl.Sci.and Eng. 38. 63-69 (1969)
- (14) Corcos, G.M., "Pressure Fluctuation in Shear Flows"  
 P. 65-66. University of California, Berkeley, Inst.of Engineering Research, Ser.NO. 193, Issue NO.2 (July 1962)
- (15) Baroudi, M.Y., et al., "An experimental Investigation of Turbulence-Excited Panel Vibration and Noise(Boundary-Layer Noise)"  
 P. 19. AGARD-465.  
 Advisory Group for Aeronautical Research and Development, Paris (April 1963)
- (16) Bakewell, H.P.Jr., Acoust.Soc.Am. 36, 1. 146 (1964)
- (17) Bakewell, H.P.Jr., et al., "Wall pressure correlations in Turbulent Pipe Flow," P. 45, AD-283683, Naval Underwater Sound Laboratory (1962)
- (18) 機械振動論 Den Hartog 著 コロナ社発行
- (19) Burgreen, D., "Effect of End-Fixity on the Vibration of Rods."  
 Proceedings of the American Soc.of Mech.Engineers.July. 1958.

## APPENDIX. 1. 模擬燃料棒の検査

## 1.1 被覆管の検査

被覆管は外径  $16.81 \pm 0.03$  mm 内径  $15.81 + 0.07$   
 $-0.03$  の寸法範囲にあること、および表面はなめらかで傷のないことを見る。曲り量は 1 mm 以内でなければならぬがこれを定量的に検査するのは困難なので定盤の上を転がすことにより、その転がり方のなめらかさと定盤との隙間を光を通してすかし見て 0.5 mm 以下と思われるものを採用した。半導体ゲージを管中央内面に貼付するため設ける嵌合部はとまりばめ程度であること、および嵌合部の管表面に段がないことを確認した。

## 1.2 半導体ゲージの被覆管内面への貼付状態

半導体ゲージの貼付状態はゲージ軸と管軸が平行になっているかどうかを管切断口からすかして見る。4枚のゲージが 90° 間隔で貼られているかどうかは、板に被覆管が丁度入るくらいの穴をあけ、その穴の縁に 90° 間隔で目盛をつけた検査用治具をあてて調べた。また半導体ゲージの貼付前と後の抵抗値を測定し  $\pm 3\%$  以内の差になる程度のものを採用し貼付による無理な応力のかかっていない物を選んだ。なお、貼付ゲージの直角度については振動検定装置による検定の際、再チェックし、 $\pm 2^\circ$  のものを採用した。

## 1.3 半導体ゲージと被覆管との間の絶縁抵抗

半導体ゲージを被覆管へ貼付後と鉛ペレットを被覆管内面に挿入後、および模擬棒の完成後、模擬棒を水中へ一昼夜浸した後、の3回測定し、1000 MΩ 以上であることを真空管電圧計により検査した。

## 1.4 被覆管中央部の嵌合部の接続

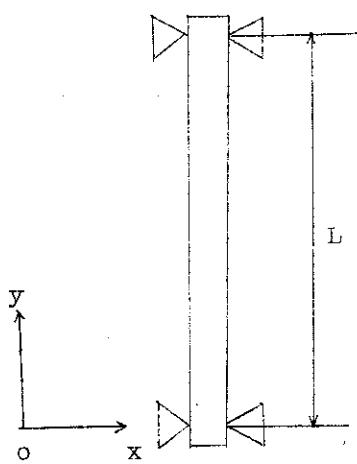
被覆管中央部の嵌合部の接続に際してはVブロックを定盤上の一辺線上に真直に固定し、その上で模擬棒を軸方向にすくべらせて、瞬間接着剤で固定した。

## 2. 燃料棒の歪と変位の関係

### 2.1 空気中に垂直におかれた棒の基礎振動方程式

梁に関する材料力学の公式より、支持点の如何に拘らず

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = w \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (1)$$



今垂直におかれた棒が振動しているとする

$$(6) EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (2)$$

$y = y(x) \sin \omega t$  とおき(2)式を解くと

$$y(x) = C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x +$$

$$C_3 \sinh \beta x + C_4 \cosh \beta x \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (3)$$

たゞし

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\rho A \omega^2}{EI}} \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (4)$$

### 2.2 空気中に垂直におかれた棒の端末条件と振動数

#### 2.2.1 両端支持の場合<sup>(18)</sup>



(3)式において

境界条件として  $x=0, L$  のとき

$$y(x)=0 \text{ (変位 0)}$$

$$y''(x)=0 \text{ (モーメント 0)}$$

を入れると

$$y(x) = C_1 \sin \beta x \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (5)$$

となる。

(4)式において、 $y(x)$ の固有振動数は、

$\beta L = n\pi$  とおけば求まる。

$$\omega_n = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \cdots \cdots \cdots \cdots (6)$$

一次モードでは、

$$\omega_n = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \text{---(7)}$$

を(4)式で表わされる梁の変形状態を作る分布荷重は、 $w = w_0 \sin \frac{\pi}{L} x$  である。

### 2.2.2 両端固定の場合<sup>(18)</sup>

(3)式は(4)式のように三角函数のみで表わされず双曲線函数も含んだものとなり、 $y(x)$  の周期も簡単には求まりにくい、そこで梁の変形状態を仮想してレーリー法（エネルギー法）を使うと振動数は簡単に求まる。この方法によると、梁の変形状態が実際と多少あっても振動数には、あまり影響しないことが知られている。

運動エネルギー（K.E.）は、

$$m = \rho A dx$$

$$V = \frac{\partial y}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} (y(x) \sin \omega t) = \omega y(x) \cos \omega t$$

$$\therefore d(K.E.) = \frac{1}{2} (\rho A dx) (\omega y)^2 \quad \text{---(7)}$$

$$K.E. = \frac{1}{2} \rho A \omega_n^2 \int_0^L y^2 dx \quad \text{---(8)}$$

位置エネルギー（P.E.）は材料力学の公式より曲げ弾性エネルギー（U）を用いる。

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{M^2}{EI} dx$$

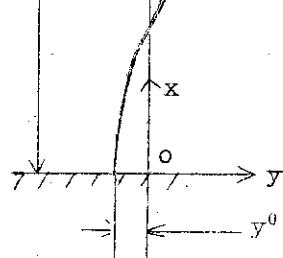
$$\therefore P.E. = U = \frac{1}{2} EI \int_0^L (y'')^2 dx \quad \text{---(9)}$$

$$P.E. = K.E. \text{ とおくと } \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \cdot \frac{\int_0^L (y'')^2 dx}{\int_0^L y^2 dx} \quad \text{---(10)}$$

梁の仮想変形曲線を  $y = y_0 (-1 + \cos \frac{2\pi}{L} x)$   
とおき、(10)式に代入し解くと、

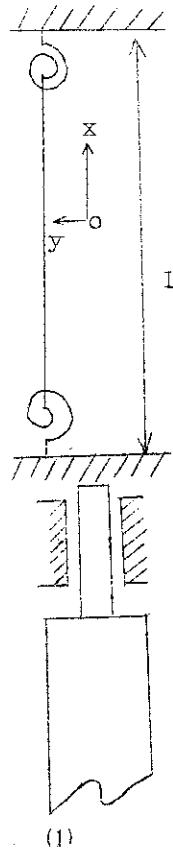
$$\omega_n = \frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \text{---(11)}$$

となり、両端支持(7)式の場合の  $\frac{4}{\sqrt{3}}$  倍の値となる。



### 2.2.3 弾性固定の場合

Burgreenは実際の燃料棒では(2)で考えたようを本当の固定ではなく end-fixityのある固定と考えた。



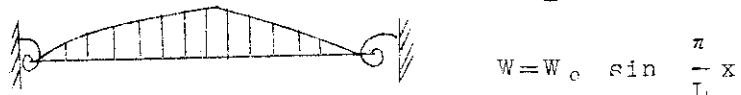
(1)

そして端末における境界条件として次のようにした (6)(9)

$$\left. \begin{aligned} y''(0) &= \alpha y' \left( \frac{L}{2} \right) \\ y''(L) &= -\alpha y' \left( -\frac{L}{2} \right) \end{aligned} \right\} \quad \text{--- (12)}$$

すなわち、棒の端末にかかるモーメントは端末のたわみ角に比例する ( $\alpha = 0$  の時は両端支持であり  $\alpha = \infty$  のときは両端固定となる。) これは、実際の燃料棒では左図の如く固定部と燃料棒部の間に段が付いているのでこの部分で起る現象と同じと考えることができる。Burgreenはこのような end-fixity のある梁に等分布荷重がある場合の梁の方程式とそのときの  $\epsilon$  (歪) -  $\delta$  (変位) の関係を求める。これらに影響する因子について検討しているが、振動数に関しては何も求めていないのでこゝでレーリー法による振動数を求めておく。まず仮想の変形曲線を定めるために sine 状分布荷重がある場合の梁の方程式を求める。この方程式によつて求められる中央部での歪 - 変位関係は後述 (3 (2-3) 記) するように実際に振動している場合の歪 - 変位関係とは  $\Delta$  一致するので、変形状態も振動時のものとは  $\Delta$  一致していると考えられる。

$$w = w_0 \sin \frac{\pi}{L} x \quad \text{sine 状分布荷重のとき}$$



$$w = w_0 \sin \frac{\pi}{L} x$$



$$M < 0 \text{ とする。}$$

$$\frac{EI}{w_0} y = \left( \frac{L}{\pi} \right)^4 \sin \frac{\pi}{L} x + \frac{\alpha}{\alpha L + 2} \left( \frac{L}{\pi} \right)^3 x^2 - \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \left( \frac{L}{\pi} \right)^3 x \quad \text{--- (13)}$$

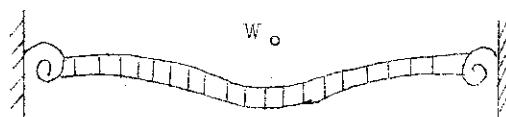
レーリー法により固有振動数を求める

$$\omega_n^2 = \frac{\frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \frac{1}{\pi^2} + \left( \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{4}{\pi^2}}{\rho A \left( \frac{L}{\pi} \right)^4 \left\{ \frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \frac{1}{\pi^2} + \left( \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{\pi^2}{30} \right\}} \quad \text{--- (14)}$$

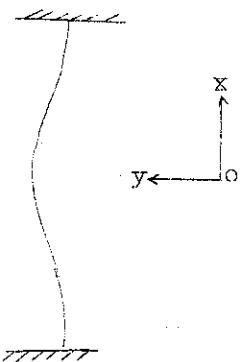
参考のために等分布荷重と中央集中荷重の場合の梁の方程式、振動数方程式も求めておく。

(2)

$$w = w_0 \quad \text{等分布荷重のとき}$$



2.3.1 基礎振動方程式より<sup>(19)</sup> 棒の固有振動数が分る場合図のように中央で対象となる一次モードの振動をしている場合について考える。



(8)式において、次の境界条件を入れる。

$$x = \pm \frac{L}{2} \quad y\left(\pm \frac{L}{2}\right) = 0$$

$$x = 0 \quad y'(0) = 0$$

$$x = -\frac{L}{2} \quad y''\left(-\frac{L}{2}\right) = -\alpha y'\left(-\frac{L}{2}\right)$$

$$x = +\frac{L}{2} \quad y''\left(\frac{L}{2}\right) = \alpha y'\left(\frac{L}{2}\right)$$

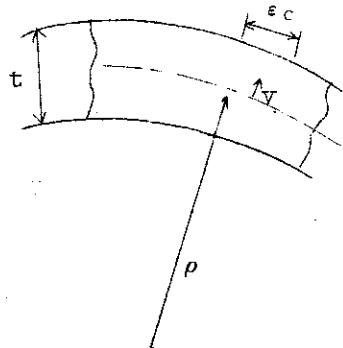
すると

$$y(x) = C_1 \left( \cosh \frac{\beta L}{2} - \frac{\cosh \frac{\beta L}{2}}{\cos \frac{\beta L}{2}} \cos \beta x \right)^{(19)} \quad (19)$$

$$\alpha L = \frac{-2 \beta L}{\tan \frac{\beta L}{2} + \tanh \frac{\beta L}{2}} \quad (20)$$

$\beta$ は(5)式によって定まる値で、固有振動数  $\omega_n$  と棒の固有値（剛性、密度、断面積）によって決まる。よって(20)式から固有振動数が求まれば、その時の end-fixity  $\alpha L$  が求まる。

一方、歪 ( $\epsilon_0$ ) 一変位 ( $\delta$ ) 関係は(19)式を用いて次のように求まる。材料力学の公式より



$$\epsilon = \frac{y}{\rho} \quad \therefore \epsilon_0 = \frac{t}{2\rho}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad \delta = y(0) \text{ とおくと}$$

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = \frac{2}{t} \frac{y(0)}{y''(0)} \quad (21)$$

(19)式を利用して(21)式を求める

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = \frac{\cosh \frac{\beta L}{2}}{2 \left( \frac{\beta L}{2} \right)^2 \left( 1 + \frac{\cosh \frac{\beta L}{2}}{\cos \frac{\beta L}{2}} \right)} - \frac{L^2}{t} \quad (22)$$

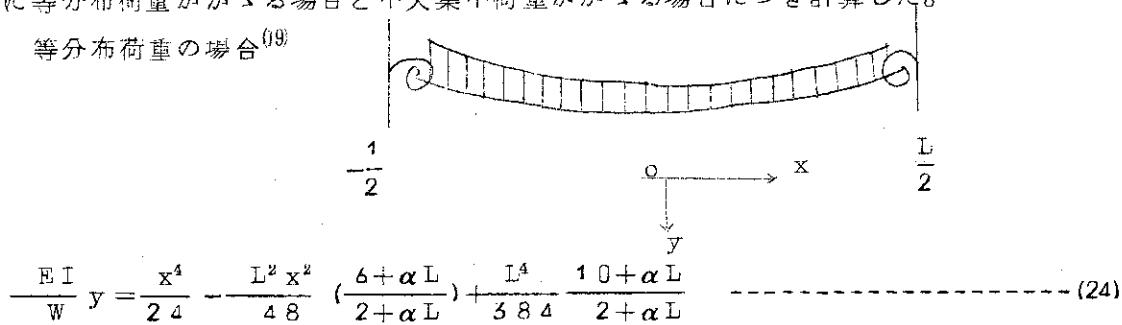
$$\text{ここで } \frac{\delta}{\varepsilon_0} = K_0 \cdot \frac{L^2}{t} \quad \dots \dots \dots (23) \text{ とおくと}$$

$K_0$  は棒の固有値と固有振動数(端末条件によって定まる)によって定まる値である。従つて、(22)式では棒の end-fixity あるいは変形曲線が分らなくても、その端末条件における空气中での固有振動数が分かれば  $\varepsilon_0 - \delta$  関係が求まることになる。

### 2.3.2 棒の仮想変形式より。 棒の end-fixity がわかる場合。

固有振動数は分らないが、棒の end-fixity が分る場合、棒にかかる分布荷重を仮定して、棒の仮想変形式を導き(21)式に代入して求めることができる。Burgreenはend-fixityのある梁に等分布荷量がかかる場合と中央集中荷重がかかる場合につき計算した。

#### (1) 等分布荷重の場合<sup>(19)</sup>



(24)式は(15)式と同じものを表わしているが、座標が異っている。

(24)式を用いて(21)式から計算し、(23)式におけるこの場合の  $K_0$  値を  $K_{0u}$  とおくと、

$$K_{0u} = \frac{\alpha L + 10}{8 \alpha L + 48} \quad \dots \dots \dots (25)$$

#### (2) 中央集中荷重の場合<sup>(19)</sup>

この場合の  $K_0$  値を  $K_{0c}$  とおくと、

$$K_{0c} = \frac{\alpha L + 8}{12 \alpha L + 48} \quad \dots \dots \dots (26)$$

#### (3) sine 状分布荷重の場合

弾性端を有する垂直におかれた棒が空气中で自然振動する場合、変形を起すための力としては梁自身の慣性力が主なものと考えられるので、これになるべく近づける目的で  $w = W_0 \sin \frac{\pi}{L} x$  の場合についても求めておく。

梁の方程式は(13)式を利用する。この場合の  $K_0$  値を  $K_{0s}$  とおくと

$$K_{0s} = \frac{\alpha L \left( 1 - \frac{\pi}{4} \right) + 2}{\alpha L \left( \frac{\pi^2}{2} - \pi \right) + \pi^2} \quad \dots \dots \dots (27)$$

## 2.4 計算方法の比較

## 2.4.1 振巾

棒の固有振動数が測定されると(22)式から正しい $K_0$ 値が求まる。同時に正しい $\alpha L$ 値(20)式より求まるので、この $\alpha L$ 値を(25)(26)(27)の各式に代入して $K_{ou}$ ,  $K_{oc}$ ,  $K_{oe}$ 値を求め、正しい $K_0$ 値とどれ位異なるか比較してみる。

今、 $f_n = 20 \text{ Hz}$  のとき  $\omega_n = 125.66 \text{ rad/sec}$

(5)式より

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{0.1122}{4.23}} \times 125.66^2 = 4.5239$$

(20) より  $\alpha L = 2.70$

(22) より  $K_0 = 0.1745 \quad K_0/K_0 = 1$

(25) より  $K_{ou} = 0.1825 \quad K_{ou}/K_0 = 1.05$

(26) より  $K_{oc} = 0.133 \quad K_{oc}/K_0 = 0.763$

(27) より  $K_{oe} = 0.1753 \quad K_{oe}/K_0 = 1.00$

となり、 $K_0$ と $K_{oe}$ はほとんど一致する。従って sine 状分布荷重がかゝるとして計算した梁の方程式が、空気中に垂直におかれた棒が自然振動する際の $\varepsilon_0 - \delta$  関係を求める変形式にはほとんど等しい。

## 2.4.2 振動数

1節で述べた通り、空気中に垂直におかれた棒の両端支持条件での固有振動数は一次モードで

$$\omega_n = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

で表わされる。これは、棒の全長に亘って断面2次モーメント、材質、断面積が一定ならば成立つ。

両端固定の場合は棒の変形状態を想定した棒の方程式からレーリー法を用いて計算すると両端支持の場合の $\sqrt{\frac{4}{3}}$ 倍の振動数となる。

弾性固定端の場合、弾性固定部の状態量を示す end-fixity  $\alpha L$ を含んだ棒の変形方程式を、 sine 状分布荷重、等分布荷重、中央集中荷重のそれぞれの場合につき求め、この方程式からレーリー法により振動数を求めたが、これらの値につき比較してみる。

(1) sine 状分布荷重 ----- (14) 式

$\alpha L = 0$  (両端支持の場合に相当) のとき

(14)式は(7)式と全く同じになる。これは棒の振動時の変形状態が、 sine 状分布荷重をうけている時のものと同じであることを示唆している。

$\alpha L = \infty$  (両端固定) のとき (14)式は

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \frac{16}{3} \times 0.9646 \text{ となり (11)式とほとんど一致している。}$$

(2) 等分布荷重

(16) 式

$$\alpha L = 0 \text{ のとき } (16) \text{ 式は } \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \times 1.0015$$

となり、(7)式とほとんど一致する。

$$\alpha L = \infty \text{ のとき } (16) \text{ 式は } \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \frac{16}{3} \times 1.08$$

となり (11)式と大体同じである。

(2-3) 中央集中荷重

(18) 式

$$\alpha L = 0 \text{ のとき } (18) \text{ 式は } \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \times 1.0145$$

$$\alpha L = \infty \text{ のとき } (18) \text{ 式は } \omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \frac{16}{3} \times 0.9950$$

となり、それぞれ(7)式、(11)式と大体同じとなる。

以上のことからレーリー法により振動を求めるときは、棒の変形状態はあまり関係ないことが分る。