

JAERI-M

6187

ハイドロリックホールドダウン機構を有する

燃料集合体の流れによる振動・I

(振動特性の実験的研究)

1975年7月

村 尾 良 夫

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、複製などのお問い合わせは、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.

ハイドロリックホールドダウン機構を有する
燃料集合体の流れによる振動・I

(振動特性の実験的研究)

東海研究所安全工学部安全工学第二研究室

村 尾 良 夫

(1975年6月27日受理)

本報告書は、ハイドロリックホールドダウン機構を有する燃料集合体の振動特性を、水流動下の単一燃料集合体流動実験装置により測定した結果を述べたものである。

次の測定を行った。(1) 振動モード、(2) 振動波形、(3) 周波数スペクトル、(4) 振動の統計的性質、(5) 流速と振巾との関係、(6) ダミー燃料の振動特性

その結果から次の結論を得た。(1) 振動は不規則振動であり、統計的処理が可能であると考えられる。(2) 振動モードは、共振型、無共振型が共存している。(3) 加振源は、ピンバンドル部にあり、流れの乱流運動によることがわかった。(4) 流速と振巾との関係より、燃料集合体が振動するには、加振力があるしきい値を越えねばならないことがわかった。

Flow-Induced Vibration of the Fuel Assembly with
a Hydraulic Hold-down Device

(I) Experimental Study on the Vibration Characteristics

Yoshio MURAO

Division of Reactor Safety, Tokai, JAERI

(Received June 27, 1975)

The results are described of the experiment on vibration of the fuel assembly with a hydraulic hold-down device, using a flow test facility.

The following were measured : a) vibration mode, b) wave-form of the vibration, c) frequency spectrum, d) statistical characteristic of the vibration, e) effect of the flow-rate on amplitude of the vibration, and f) vibration characteristic of a dummy fuel assembly.

The conclusions obtained are summarized as follows.

- (1) Vibration is random and capable of statistical treatment.
- (2) The vibration is of two modes, i.e. resonant and non-resonant.
- (3) The exciting source is probably fuel bundles, and vibration is caused by turbulence of the flow.
- (4) On the basis of the measurement of vibration as a function, it is found that there exists a threshold value of the exciting force for causing the vibration.

目 次

第1章 緒 言	1
第2章 実験装置ならびに実験方法	3
2-1 実験装置	3
2-2 被試験体	4
2-3 振動検出端と計測機器	6
2-4 振動解析法	9
第3章 実験結果と考察	12
3-1 振動モード	12
3-2 振動波形	12
3-3 周波数スペクトル	12
3-4 振動の統計的性質	14
3-5 振巾の実効値と最大値との関係	15
3-6 流速と振巾との関係	15
3-7 FOX-2 燃料集合体とダミー燃料集合体との振動特性の比較	16
第4章 結 論	18
謝 辞	19
記 号	20
参考文献	21

第 1 章 緒 言

高速炉炉心は、技術的、経済的理由により出力密度が高く、熱除去のため、狭い炉心流路に冷却材を高流速で流す必要がある。そのため、高圧（2～5 Kg/cm² g）で冷却材を燃料集合体に流入させねばならないが、その際に生ずる浮力は、燃料集合体の重量を超過し、燃料集合体を炉心から飛上がらせる可能性がある。

このような条件下で燃料集合体を保持する方法として、現在一般にハイドロリックホールドダウン方式が採用されている。

本方式は、Fig. 1-1 に示すように、高圧を下向きに作用させる構造を有するが、水平方向の動きに対しては下向きの力による支点0に働くトルクにより間接的に拘束力が生ずるだけである。炉心内流速が比較的速いため、流れにより炉心に有害な振動を生ずる可能性がある。すなわち、振動が生ずる場合、ブランケット燃料に近い炉心燃料は、中性子束変動を生じさせ、応力のかゝる部分には材料疲労、すべり面には摩耗を生じさせる恐れがある。

本論文は、ハイドロリックホールドダウン方式のノズルを有する高速炉燃料集合体の流動時の振動特性を調べることを目的として、一本の高速炉燃料集合体の水流動モックアップ試験装置による実験結果について述べる。

流体の流れによる振動の研究は、送電線、建造物の風による振動、熱交換器中の管群の振動、航空機やロケットの機体の振動、原子炉の燃料棒、制御棒の振動等に関して行われてきた。

これらの振動は、一般的に、直交流による振動と平行流による振動との二つに大別され、前者は、カルマン渦の発生周波数と共振するような場合に現われ、後者は原子炉の燃料棒等の振動で現われるもので、一般に、流速とともに振巾が増加すると云われている。

ハイドロリックホールドダウン方式の燃料集合体の振動の加振源としては、Fig. 1-1 の A, B, C の部分の力、すなわち入口ノズル部に作用する流体力、燃料ピンバンドル部の流体力、出口ノズル部の噴流力が考えられる。

支点0に対する加振トルクを考えると、燃料ピンバンドル部の流体力が最も加振源となる可能性が強いと考えられる。

燃料ピンバンドル部の流体力による振動としては、次の振動機構が考えられる。

1) 水力-弾性型振動

この型の振動は流路の弾性わん曲と、わん曲流路を流れる流体の加速の反作用との干渉による振動であり、比較的曲がりやすい流路の振動の場合に考えられる。

Benjamin の論文⁽¹⁾には、円管内の流れについて、次式が与えられている。

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho_s U^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2\rho_s U \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + (\rho_s + \rho) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0$$

この場合、振動は、規則的かつ周期的なものとなる。⁽¹⁾

2) 乱流型振動

この型の振動は乱流の流れに垂直な方向の成分による振動であり、振動は、乱流の不規則な流体力を受ける。

Reavis は、乱流による壁面の圧力変動の応答を計算して次式を得た。

$$y_{\max} = C \eta_d \eta_D \eta_L \frac{d L N^{0.5}}{W f_n^{1.5} \zeta^{0.5}} U \rho V^{0.5} \quad (2)$$

η_d, η_D, η_L は、 d, D, L に関する Strouhal 数に関係したパラメータであり、Reavis の論文に図示されている。 C は補正係数である。

その他の研究を含めて、流れによる振動の振巾におよぼす流速等のパラメータの影響をまとめたのが Table 1 である。これらの研究は、流れによる燃料ピンの振動を対象とした研究である。

Table 1

Dependence of vibration amplitude on some parameters

Author	Velocity (U)	Resonant freq (f_n)	Viscosity (ν)
Busgreen (3)	$U^{1/3}$	$f_n^{1/3}$	$\nu^{1/3}$
Quinn (4)	$U^3 / (1 + \frac{\lambda^2 U^2}{4\pi^2 D^2 f_n^2})$	$f_n^{-1} / (1 + \frac{\lambda^2 U^2}{4\pi^2 D^2 f_n^2})$	—
Paidonassis (5)	$\frac{U^{2.5}}{1 + 2 \frac{M}{EI} U^2 L^2}$	—	$\nu^{-1/5}$
Pavlica (6)	$U^{2.5}$	—	—
Reavis (2)	$U^{1.5}$	f_n^{-1}	$\nu^{0.5}$
Ohlmer	$U^{1.5}$	f_n^{-1}	$\nu^{-0.5}$

この表からもわかるように、各因子の影響についても各種の説が存在している状態であり、しかも、これらは単純な構造、支持条件を有する燃料ピンに関する研究結果であり、本燃料集合体のように複雑な構造、ハイドロリックホールドダウンノズルという複雑な支持条件の場合に、どのような振動特性を有するかは、更に予測が困難である。

そこで、実験的に次の事項を調べ、燃料集合体がどのように振動し、どのような加振力をどの部分に受けているか、また振動は、どのようにすれば定量的に評価できるかを現象論的に追求することとした。

すなわち、(1)振動モードを調べ、(2)振動波形を調べることにより、規則振動か不規則振動かにより加振機構を検討し、(3)振動スペクトルと振動モードとの比較により振動モデルの修正を行い、(4)振動の統計的性質ならびに、(5)流速と振巾との関係を調べる。さらに、燃料ピンバンドル部が加振源であることを確かめるために、(6)ピンバンドル部をダミーと置換えた燃料の振動特性を調べる。

このようにして、現象論的に燃料集合体の振動特性が評価されれば、次の段階として、理論的解析により、本形式の燃料集合体の振動特性の一般化が可能となるであろう。

第 2 章 実験装置ならびに実験方法

2-1 実験装置

テストセクションの概念図を Fig. 2-1 に示す。ポンプから吐出された高圧の水は、流量計、流量制御弁を通り、A より流入し、燃料集合体のノズルの周囲からはほぼ均等に燃料集合体に流入し、燃料バンドル内を通り、上部ヘッド部分より流出し、B より出る。

なお、ノズル下部よりの漏洩量を測定するために、口径 2 インチのバイパスラインがある。

ループの主要特性を Table 2-1 に示す。

流量の制御は、ループの流れによる振動を少なくするために、4 インチのバイパスラインの代りに、ポンプとテスト部との間に直列に配した 4 インチの玉形弁により行った。流量の測定は、オリフィスフローメータにより行った。

燃料集合体の垂直方向の支持は、後述するように、ハイドロリックホールドダウン機構付入口ノズルの球面座と、支持板のステライト肉盛ブッシングの 45° の円錐座との接触面 (Fig. 2-4 参照) で行われた。

燃料集合体の水平方向の支持は、炉心内での隣接燃料集合体がスぺーサパッド部を介して周囲より燃料集合体を拘束する状態を模擬する目的で行った。

燃料集合体の水平方向の支持は、Fig. 2-2 に示す構造の 6 個のスぺーサ押付力調節器の調節用ボルトを回すことにより押付力を加減した。スぺーサ押付力調節器のバネ定数は、Table 2-2 に示すように約 20 Kg/mm となっている。

支持条件は、スぺーサパッド押付力調節器の構造上、その押付力をモニタすることができず、又、燃料集合体の絶対変位の測定も出来ないが、ほぼ 1 調節器の方向に傾いた状態が流れのない場合に安定であるので、それを初期状態と考えて、この状態において押付力調節器のパッド押えが軽く触れた状態を基準として、(1)自立状態は、全方向、4 回転 (2 mm) ゆるめた状態とし、(2)拘束状態は、基準状態から全方向、4 回転締付けた状態とした。

Table 2-1

Main Characteristics of Test Loop

Max. Pressure	0 atk. at the Expansion Tank 7 atk. at the Inlet of Test Section
Max. Temperature	90 °C
Total Water Capacity	~1 m ³
Circulation Pump	
Head	70m
Flow rate	60 m ³ / h
Type	Volute type with 7 blades
Heater Capacity	30 KW

Table 2-2
Spring Constant of Compressing Devices

No. 1	21.4 (Kg/mm)
No. 2	20.7
No. 3	20.7
No. 4	23.0
No. 5	21.4
No. 6	22.2

2-2 被試験体

(1) FOX-2 燃料集合体

本燃料集合体は、原研で試作された燃料集合体であり、燃料バンドル部の構造、寸法は高速実験炉「常陽」と類似のものである。⁽⁷⁾燃料バンドル部の構造は、Fig. 2-3に示すように、入口ノズルは、ハイドロリックホールドダウン機構付のものであり、入口ノズルの構造は、Fig. 2-4に示されている。支持板のスリーブとノズルとのすき間は上、下とも直径で0.2 mmである。

燃料バンドルは、スパイラルワイヤ付燃料ピンの91本で構成されており、ピンの下端で固定されている。

燃料ピンは、外径6.3 mm、肉厚0.35 mmのステンレス管に5.6 ϕ のヘビーメタルペレットを入れ、酸化ウランペレットの重量分布を合せたものである。

燃料バンドルは、ステンレス製六角管に入れられている。六角管の寸法は、内面対辺距離7.5 mm、肉厚1.8 mmである。

スパイラルワイヤの直径は1.2 mmであるが、がたのため、燃料ピン間のピッチは、約7.69 mmとなっている。

(2) ダミー燃料

燃料バンドルの振動においてラッパーチューブ内部のピンバンドルの影響を調べるために、ラッパーチューブの内部に振動しにくく、かつ、簡単な構造の詰物を入れたダミー燃料料を入れて振動試験を行い、ピンバンドル入りの燃料体の振動との差異を調べることにした。

ダミー燃料の設計には以下の事項を考慮した。

- 1° 実物と同じ重量、重量分布であること。
- 2° 実物と同じ剛性であること。
- 3° 実物と同じ圧力損失を持つこと。
- 4° 実物に近い内部流速であること。
- 5° 構造が簡単であり、低価格であること。
- 6° 有害な振動を起さぬこと。

これらの事項が要求される理由としては、

1°, 2°の事項は、実物と同じ振動数を持たせるために必要である。3°の事項は、実物と同じホールドダウン力を作用させるために必要である。4°の事項は、燃料ピン等の振動において、多くの研究者により振動振巾が流速に関係していると云われていることを考慮したからである。

各事項については次のように考えた。

1° 重量、重量分布について

この燃料のピンの重量の概略をFig. 2-5(a)に示す。ガスプレナムの部分の重さは他の部分に比べて軽く、他の部分は、ほぼ等重量分布と考えてよいので、ガスプレナムの重量を他の部分に加算し、ガスプレナムを省略して簡略化すると、燃料集合体としては、Fig. 2-5(b)のような重量、重量分布とすればよい。

2° 剛性について

実物の燃料ピンバンドルは、91本の被覆管の剛性の和と考えられる。これは被覆管の内径を 5.6 ± 0.03 mm, 燃料ペレット外径を 5.5 ± 0.05 mmとすると、第二次概念設計書より、発熱時の被覆管とペレットとのギャップは最小0.01 mmであることがわかり、近似的に考えて、ペレット長10 mmについて0.02 mmの曲げが許され、ピン全長1830 mmで3.66 mm上端が曲がるまでは被覆管の剛性のみを考えればよいからである。(なお、burn upがすゝんでからのことは考えていない。)

ダミー燃料の剛性は、数本の中実棒の剛性で代用し、重量は、10 cm程度のブロックに分割したダミーウエイトを用いることにする。

3° 圧力損失について

燃料の圧力損失を測定し、同じ圧力損失をオリフィスにより発生させる。6の事項を満たすために、キャピテーションが起きないように配慮する。そのためには、多数個のオリフィスを出来るだけ長い間隔で配置することが必要である。最終的には、3.5 mmφ穴のオリフィス板4枚を360 mm間隔で入れた。Fig 2-6に圧力損失特性を示す。

4° 内部流速について

燃料ピンの重量密度は、ほぼステンレス鋼、黄銅と等しく、約50 mmφ穴の孔のあったダミーウエイトでラッパーチューブに内接する六角形のものが、重量、流速ともに適当である。

5° 構造、価格、その他について

ラッパーチューブの歪みのために、内接する六角形は無理なので、十分なギャップを取り、板バネで支持することにした。製作コストを下げるために、ダミーウエイトは黄銅製とし、剛性を持たすための連絡棒はステンレス鋼製とした。ダミーウエイト間にゴムパッキングを入れ、防振効果、剛性の保障をし、あわせて、ラッパーチューブとダミーウエイトとの間の漏洩を止めた。なお、オリフィスは、ダミーウエイトと直列に入れ、連絡棒で一体化する。

重量密度の減少は、アルミニウム製のダミーウエイトによって行うこととした。

結局、構造はFig. 2-7に示すようになった。すなわち、外辺対面距離73 mm,

内径51mmの中空六角形の黄銅製のダミーウエイトと、内径35mmのオリフィス4枚とを直径10mmのステンレス鋼棒6本で結合したものであり、防振用に各ダミーウエイト、オリフィス板等の間に1mm厚のネオプレンパッキングを挿入し、又、重量調整用にアルミニウム又は黄銅の5mm厚の六角板を用いている。

2-3 振動検出端と計測機器

- 1) 振動の検出は、Fig. 2-8に示す変位計とFig. 2-9に示す加速度計により行い、振動を測定すると共に、両者の比較を行った。振動方向の定義をFig. 2-9に示す。

変位計は燃料集合体のラッパーチューブ上に装着した当板に触れた触針の変位をチャンネル外側のカンチレバーに伝え、カンチレバー上のストレンゲージにより歪を測定する方式のものを用いた。加速度の検出は、ラッパーチューブ上に、X、Y方向の測定を行なうための二個のストレンゲージ型加速度計を取付け、燃料集合体の加速度を検出し、チャンネル外管のスペーサ押付力調節器付近にX、Y方向二個のストレンゲージ型加速度計を取付け、チャンネル外管の加速度を検出した。

以下、検出端の詳細について述べる。

(1) 変位形

変位形の周波数特性は、 $\#5$ および $\#6$ の変位形が30Hz程度まで使え、 $\#2$ 、 $\#4$ 、 $\#9$ 、 $\#10$ および垂直変位形は20Hz程度まで使えるが、正確な動特性の測定ができなかった。なお、バネ定数を大きくすると、固有振動数は増加するが、変位計から燃料集合体への反力が大きくなるので、変位計の11点測定時以外は、最上部の変位計取付部1X、1Yのみで測定を行った。

ストレンゲージは、共和電業製ポリエステルセルコンゲージ KP-10-AL-16を用い、ハマタイトトリゴラックセメントを各々層ずつ塗布して防水処理した。ハマタイトの層が厚い程防水性がよいが、その粘性の為に動特性を悪化させる傾向がある。

$\#5$ 、 $\#6$ 変位計以外の変位計は、Oリングシール型であるが、水の漏洩が多いため防水層を厚くする必要があり、そのため経時変化により防水層が硬化し、変位計の感度が校正後、50%程低下する。

$\#5$ 、 $\#6$ 変位計は、ネオプレンゴムの膜シール構造とし、できるだけ防水層を薄くし、他のものと同様に燐青銅バネを用い、測定できる変位振巾を大にし、しかも30Hz程度まで使えるようにした。

(2) 加速度計

B1およびB2加速度計は、新興通信製の接着型ストレンゲージ加速度計AB-10G-120であって、接着剤でラッパーチューブに取付けた。これは、固有振動数は約80Hzであり、約20mm角の小型なものであり、比較的低い範囲が測定できるので用いた。信号の取出しは、四芯のビニール被覆シールド線で行い、接続部は、ハマタイトで防水処理を行った。衝撃を防止するために5mm厚のゴム板で包んで用いた。なお、固有振動数が約10倍高く、感度が1/10程度の加速度計（共和電業製：AS-100AM）も試験したが、ノイズ以上の信号は測定されなかった。

C1およびC2加速度計は、共和電業製の非接着型ストレンゲージ加速度計120A-10Cを用い、テストセクション外管のスペーサ押付け部付近に接着材と針金で固定した。固有振動数は、350~450Hzである。

2) 計測機器

(1) 動歪計

動歪計の検出器はすべてストレンゲージ型変換器を用いているので、信号の増巾は、動歪増巾器により行った。信号が微少なので、 $50\mu\text{st}$ の校正信号が出せ、かつ、安定性のよい動歪増巾器、共和電業製DM-6Nを用いた。これは、プリアンプ部に真空管を用いたものである。

(特性)

周波数特性	0~1000Hz (-10%)
感 度	D→0.28V/ $10\mu\text{st}$ (200 Ω 以上の負荷) L→0.3mA/ $10\mu\text{st}$ (23 Ω 負荷)
S/N比	~45db/286 μst ~16db/ $10\mu\text{st}$ (ただし、キャリアーの4KHzのノイズがほとんどなので問題はない。)

(2) 直流増巾器

動歪計からの信号をデータレコーダに記録する場合、動歪計の出力を1V以上にするのに用いる。又動歪計の最小校正信号は $50\mu\text{st}$ で、一般に動歪計への入力小さいので、校正信号を入れた後に、直流増巾器の利得を10倍にするという方法で、できるだけ大きな信号レベルでデータレコーダに記録するのが好ましいので、利得がステップ状に変化できるものが必要である。ここでは、この条件を満すもの、一つである直流増巾器、横河製Type 3125を用いた。

(特 性)

周波数特性	0~1000Hz (-10%)
感 度	3V/15mV~150V 利得 ステップ状10倍ずつ可変 バーニアにより1~10倍連続可変
雑 音	キャリアノイズ (10KHz) 50mVP-P以下

3) 記録装置

(1) 動歪計とマッチした電磁オシログラフ、共和電業製RMV-33Mを用いた。ガルバノメータはM-400-23Bを用いた。

(特 性)

周波数特性	0~300Hz ($\pm 5\%$)
感 度	31mm/mA (DM-6Nと組合せて) 9.3mm/ $10\mu\text{st}$

(3) データレコーダ

軽量であり、その割にS/N比がよく、スピード変換比の高いデータレコーダ、ソニーDFM-45を用いた。

(特 性)

周波数特性	0~5KHz (± 1 db) (38.1 cm/sec)
	0~25KHz (± 1 db) (19.05 cm/sec)
	0~625Hz (± 1 db) (476 cm/sec)
	0~321Hz (± 1 db) (228 cm/sec)
入 力	± 1 V ~ ± 10 V
出 力	± 1 V
S/N比	40~43 db

4) 振動分析装置

(1) バンドパスフィルタ

可変バンドパスフィルタの中で、比較的鋭い特性を持ったバンドパスフィルタ、NF回路ブロック製FV-606Tを用いた。

(特 性)

帯域通過利得	0 db $\pm$ 1 db (0~30KHz)
帯 域	2~20KHz
減衰特性	36 db/oct
入 力	最大 3 V
S/N比	70 db/3V入力 (8Hz以上のノイズ)

なお、本機のようなフィードバック型のフィルタでは、減衰度の鋭さには限界があり、せいぜい42 db/oct程度しか期待できない。なおより鋭い特性を持たすには、水晶フィルタ等を用いたヘテロダインフィルターが必要である。

(2) RMS 電圧計

DISA社製55D-35を用いた。これは、自乗回路、開平回路を用いたもので、平均時定数が可変である利点を有するが、0レベルのドリフトがあり、又、アッテネータを切換えると0レベルの再調整をしなければならない等問題点がある。なお、横河ヒューレットパッカード製RMS電圧計3100Aは、0レベルは変化しにくい、熱電対法を用いているために、平均時定数を变化できない。今回は、利用可能なDISA-55D-35を用いた。

(特 性)

入 力	1mV~300V
分 割	1V/フルスケール
正 確 度	$\pm 1\%$ (10Hz~100KHz)
	$\pm 7\%$ (1~10Hz, 100~400KHz)
クレストファクタ	フルスケールで5:1

平均時定数 0.1, 0.3, 1, 3, 10, 30 sec

(3) 記録用ペンレコーダ

東亜製 EPR-3T を用いた。

(特 性)

入 力 $\pm 5 \text{ mV} \sim 100 \text{ V}$ (フルスケール)

応 答 性 フルスケール 0.3 sec 以下

2-4 振動解析法

振動の記録は、検出部よりの信号を動歪計で増巾し、電磁オシロにより記録した。振動解析を行うときは、動歪計の出力を再度直流増巾器で増巾し、データレコーダにて記録した。

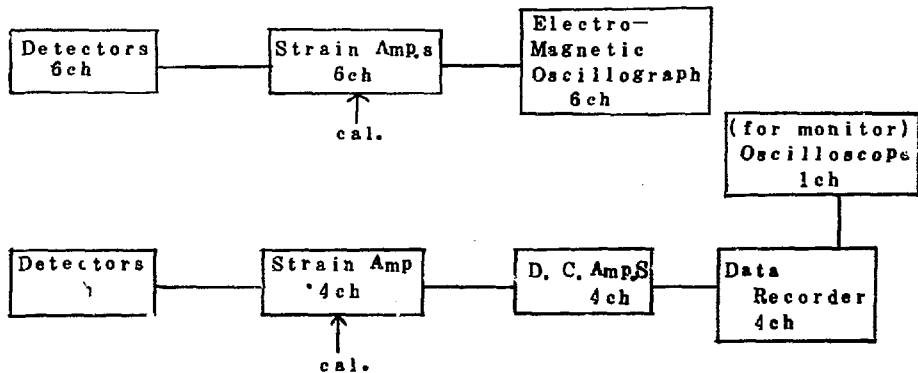
振動解析法：振巾測定は、データレコーダの出力を RMS 電圧計に入れて実効値を測定し、又電磁オシロによる波形記録から最大値を測定した。

周波数分析は、データレコーダの出力をバンドパスフィルターにより適当な帯域巾毎に通過させ、RMS 電圧計に入れ、この出力をペンレコーダで記録して測定を行った。ピーク値分布は、データレコーダの出力を全周波数帯域、又はバンドパスフィルドで適当な周波数域のものを電磁オシロにより記録して、適当な振巾区分毎にその確立頻度を測定して求めた。

各測定法については以下により詳しく述べることにするが、具体的な解析法は、第3章の各測定結果の項に記す。

1) 振動の波形記録

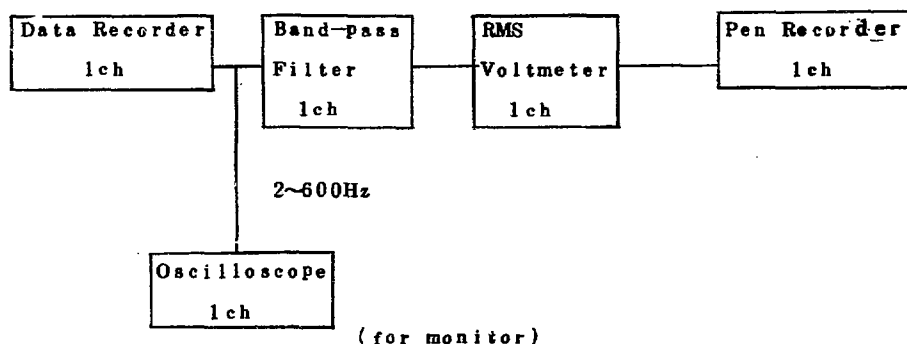
次のようなブロックダイアグラムで記録した。



検出器の周波数特性が低いので記録上何の問題点もない。検出器の出力が小さいので、動歪計の利得は最大にして用いる。データレコーダの場合、オシロスコープで各チャンネルについて再生モニタし、飽和しない範囲で直流アンプの利得を上げて用いた。

2) 実効値の測定

次のようなブロックダイアグラムで測定した。

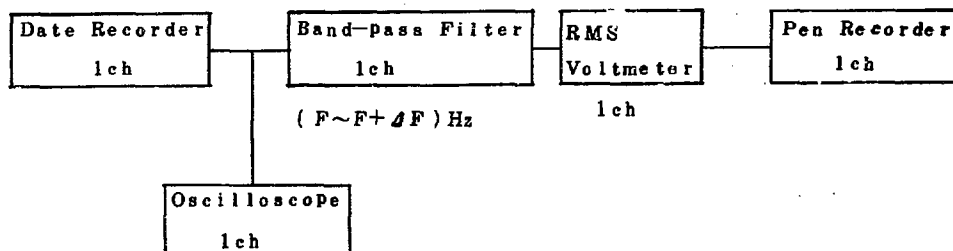


データレコーダの出力と校正信号との関係をオシロスコープで調べてから測定を行う。そして、バンドパスフィルタの利得は0 dbとして、RMS電圧計の出力は、1V/フルスケールとして計算する。なお、バンドパスフィルタは2 Hz以下がカットされるので、データレコーダの記録時の0.25 Hz以下のものは除かれる。

RMS電圧計の精度の関係で記録時の1.25 Hz以下の成分の精度は落ちる。

3) 周波数分析

周波数スペクトルは振動の統計的性質を考慮して、次のようなブロックダイアグラムで測定した。すなわち、データレコーダからの再生信号からバンドパスフィルタにより、 $(F \sim F + \Delta F)$ Hzの成分を取り出し、RMS電圧計で測定した。



一般に振動がランダムで、原波形が正規分布をしていると仮定すると、真の自乗平均 $A^2_{rms} \left(\equiv \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right)$ と有限時間 τ の積分時間でのばらつきの標準偏差を σ

とすると、理想フィルタの帯域巾を Δf として

$$\frac{\sigma}{A^2_{rms}} = \frac{1}{\tau \Delta f} \quad (3)$$

又本機のようにOR回路で平均すると、回路の時定数を τ として

$$\frac{\sigma}{A^2_{rms}} = \frac{1}{\sqrt{2\tau \Delta f}} \quad (4)$$

となるといわれている。

今、データを8倍で再生し、 $\Delta f = 10 \text{ Hz}$ で分析を行うと、5%の精度を保つには、 $\tau = 20 \text{ sec}$ の平均時定数が必要となる。

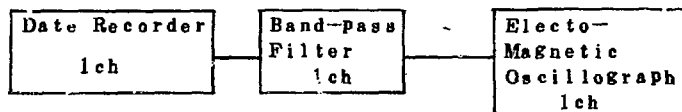
本測定の場合は、多量のデーターを処理するために、ほとんどの場合、 $\tau = 1 \text{ sec}$ としたので25%のばらつきがあることが予想される。なお、ただ単に時定数を増しても、データレコーダに使用するテープに存在するいわゆるドロップアウトのために生ずるノイズがあると、誤差を生ずるようで、 $\tau = 1 \text{ sec}$ にして極端な信号を無視して平均化した方がよいようである。

この統計的な問題の他に、バンドパスフィルターが理想的なフィルタにくらべて、すその広がりを持っているので、本来なら当然鋭く現われるピークスペクトルがあってもなまってしまうことがある。このために、分析されたスペクトルは、本来のスペクトルに36 db/octの勾配が加えられたようなスペクトルになっている。

その他、全体のスペクトル分布は、検出器の特性によって高域側が決定される。また、加速度計の場合は、加速度 ω^2 ×変位であるために、同様に低域側も傾向がきめられる。

4) ピーク値分布

次のようなブロックダイアグラムで測定した。



波形を適当な巾に分割し、そのピークの存在頻度を調べる。

第3章 実験結果と考察

3-1 振動モード

X方向に対する振動モードの測定結果をFig.3-1に示す。本データは、電磁オシロに記録された振動波形の20個のピークの測定値を、変位計D1Xの変位に対して規格化、平均化することにより得られる。

振動波形は、D1X, D2X, D3Xの3個の変位計からの信号によっている。他の変位計D4X, D5Xからの信号は、変位計の故障のため利用出来なかった。垂直方向変位は、無視出来る程度であることがわかった。

なお、D1Xの出力には、正常に働いていることがわかったが、D2X, D3Xの出力は、ストレンゲージ表面の防水剤の硬化のため、感度が最高50%低下していることがわかった。

図より、自立時には、各変位計の出力は同位相であったが、拘束時には、D1X, D2Xは同位相、D1XとD3Xとは互に逆位相であることがわかった。

振動波形のピーク値は、ほぼ等間隔に並んでおり、たとえ共振型でない不規則振動が混入していても、20個の平均をとることにより、互に打ち消し合い、ある特定の周波数の振動、すなわち、共振型の振動が強調されることになる。

よって、図に示された振動モードは、共振型振動モードのみが現われているものと考えられる。

修正Myklestad法を用いたVIBRA-1計算コードにより、振動モード、固有振動数を計算してみる。(8)

自立時の振動モードとしては、Fig.3-2のB, Dモードが考えられる。VIBRA-1による固有振動数の計算値は、それぞれ、5.34Hz, 26.11Hzであり、振動波形から定まる振動数は、約6Hzであり、結局、自立時の振動モードは、B型モードであると考えられる。

拘束時の振動モードとしては、Fig.3-2のA ($K=60\text{Kg/mm}$), Cモードが考えられる。VIBRA-1による計算結果では、D1X, D3Xの位置で振動が逆位相なのは、Cモード以外にはなく、かつ、固有固有振動数の計算値は、15.54Hzであり、振動波形から定まる振動数は、約14Hzであり、拘束時の振動モードは、C型モードと考えられる。

3-2 振動波形

自立時、拘束時のD1X, D1Yの振動波形をFig.3-3(a)に示す。

振動波形より振動が不規則振動であることがわかり、この振動が水力-弾性振動ではなく、流れの乱流成分による振動であることがわかる。

3-3 周波数スペクトル

1) 自立時の周波数スペクトルの分析結果をFig.3-4に示す。

流量が小なる場合、約6Hzの鋭い共振ピークのスペクトル部と、共振周波数から離れた低周波側で、周波数の二乗に反比例して減衰する単調な連続スペクトル部とを有する

それに対して、流量の大なる場合、約6Hzの鋭い共振ピークのスペクトル部と、共振周波数から離れた低周波側で、周波数の1/8乗に反比例して減衰する単調な連続スペクトル部とを有することがわかる。

この事実は、流量が小さな場合、慣性制動が働き、流量が大なる場合、慣性制動に対して弾性制動が強く働くためと考えられる。

すなわち、Fig. 3-5に示すように、低流量時には、燃料集合体は、ハイドロリックホールドダウン機構付ノズルによる水力学的保持力のため、水平方向には安定であり、燃料集合体は、剛体としてFig. 3-2のD型モードの無共振型振動を行うが、振動の振巾の最大値付近で、ノズル下端が、ノズル周囲のスリーブに接触し、Fig. 3-2のB型モードの共振型振動が生ずるものと考えられる。

流量の増加とともに、振動の振巾が増加し、D型モードの無共振型振動に比べて、B型モードの共振型振動が支配的になるものと考えられる。

なお、流量の増加とともに、共振ピークのレベルが、連続スペクトル部のレベルの増加ほどには増加しない理由は、カンチレバー型の振動は、流れのためにコリオリの力が作用し、減衰係数を増加させているからであると考えられる。

流れのない場合にテスト部を打撃したときの自由振動の周波数の実測値は、6～6.5Hzであり、B型モードのVIBRA-1による計算値は、5.34Hzであり、本実験値の～6Hzとは、ほぼ一致している。

2) 拘束時の周波数スペクトル

拘束時の周波数スペクトルの分析結果をFig. 3-6に示す。

14Hz付近の鋭い共振スペクトル部と、周波数の増加とともに単調に減少する連続スペクトル部とが存在する。

共振ピークスペクトル部は、流量の少ない時、鋭い共振性を示すが、流量の増加に対して、連続スペクトル部のレベルの増加ほどには、共振ピークのレベルは増加せず、ほぼ一定である。

バンドパスフィルタの特性を考慮すれば、この共振ピークは、線スペクトルのような鋭い共振ピークと考えられ、振動のエネルギーとしては、連続スペクトル部分が支配的であると考えられる。これは、後に述べる流量-振巾実効値の関係で、Fig. 3-6から推定されるほどには、流量の増加に対して振巾実効値が飽和するような特性が見い出せされないことから明らかである。

14Hz付近の共振ピークは、スパーサパッド部の押付力調節器を介して、チャンネル外管より入ってくる可能性があり、燃料集合体ならびにチャンネル外管に加速度計を取付けて振巾の実効値、周波数スペクトルの測定を行った。

その結果、次のことがわかった。

- (1) 内、外の加速度計とも、流量の増加とともに、加速度が増加する。各々の加速度はほぼ同じ値である。
- (2) テストセクション外管の加速度は、流れのない場合、スペクトル中、約13.19、

および52Hzの成分が大である。内側の加速度は、流れのない場合、約14および50Hzの成分が大である。これより、外側の振動が内側に伝わることをわかる。外側加速度の6Hzの成分が流量の増加とともに増加するのは、内側加速度が外側に伝わることを示している。

結局、拘束時の振動は、Fig. 3-2のD型モードの無共振型振動と、スパーサパッド押印力調節器を介してのチャンネル外管のノイズ（流量小なる場合）、又は、流れによる振動（流量大なる場合）によるFig. 3-2のC型モードの共振型振動との合成されたものであることがわかった。

流れのない場合に、テスト部を打撃した時の自由振動の周波数の実効値は、15.7Hzであり、C型モードのVIBRA-1による計算値は、15.55Hzであり、本実験値の～14Hzとはほぼ一致している。

3-4 振動の統計的性質

振動が不規則振動である場合、統計的に意味のある振動特性の表現は、振動の瞬時値ないし、ピーク値の確率密度関数を調べることである。ここでは、材料疲労等の評価に有用であるピーク値の確率密度関数を調べることにする。

周波数スペクトルの測定結果から、燃料アセンブリの振動は、1) 共振型振動と2) 非共振型振動とが同時に存在していることがわかった。以下に各々の振動について検討する。

1) 共振型振動

加振力がランダムであり、振巾の瞬時値が正規分布であれば、ダンピングの小さい共振系にこの加振力が作用すると、その応答周波数はほぼ一定であり、応答波形のピーク値の確率密度関数は、次のようなRayleigh分布で表わされる。^{(10) P. 67}

$$p(X_p) = \frac{X_p}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{X_p^2}{2\sigma^2}\right) \quad (5)$$

2) 非共振型振動

非共振型振動は、いわゆる慣性制動型の振動であり、応答性は周波数の自乗に反比例するが、検討を容易にするために、シャ断周波数を f_c とすると、理想的なローパスフィルタ型の応答特性を有するものとして検討を行う。加振力がランダムであり、これがローパスフィルタ型の振動系に作用すると、応答振巾の瞬時値が X_p を越えて上昇する確率は、次式で与えられる。^{(10) P. 148}

$$C(X_p) = \frac{f_c}{\sqrt{3}} \exp\left(-\frac{X_p^2}{2\sigma^2}\right) \quad (6)$$

$$C(X_p) \equiv P(X_p/2) \quad (7)$$

X_p がピーク値である確率密度関数 $P(X_p)$ は、次式で与えられる。

$$P(X_p) = -\frac{dP(X_p/2)}{dX_p} \quad (8)$$

故に、この場合の確率密度関数は、次のようなRayleigh分布に類似したものとなる。

$$P(X_p) = \frac{f_c X_p}{\sqrt{3} \sigma^2} \exp\left(-\frac{X_p^2}{2 \sigma^2}\right) \quad (9)$$

以上の検討にもとずいて、燃料集合体の振動について、振巾のピーク値の確率密度関数が統計的に意味があるか否かを実験的に調べてみることにした。

実験方法は、2-4, 4) に述べたように、電磁オシロの振動波形記録よりピーク値を100個順次読取り、確率密度関数を求めた。

測定結果をFig. 3-7, Fig. 3-8に示す。前者は自立状態の測定結果であり、後者は拘束状態のものである。

図より、拘束状態では、ピーク値の確率分布はほぼRayleigh分布となり、自立状態でも、近似的には、Rayleigh分布とみなせることがわかった。

ピーク値の確率密度関数が、Rayleigh分布で近似できるという事実から、振動が統計的性質を有する可能性が認められた。

3-5 振巾の実効値と最大値との関係

振巾のピーク値確率密度関数がRayleigh分布で近似できるという事実から、振動が統計的性質を有する可能性が認められたが、この可能性をより確かなものにするため、振巾の実効値と振巾の最大値との関係を調べることにした。

振巾のピーク値確率密度関数がRayleigh分布で表わされる場合、振巾のピーク値は、99%の確率で実効値の3倍以内に存在する。

すなわち、ピーク値の最大値は、ほぼ実効値の3倍で表わされる。

この事項を実験的に確かめるため、次の測定を行った。

データレコーダに記録した振動記録を8倍のスピードで再生し、2~600Hzのバンドパスフィルタを通し、時定数1secのRMS電圧計で測定し、その出力をペンレコーダで記録し、その平均値を実効値とした。

さらに、データレコーダの記録を電磁オシロに記録し、+側の最大値と-側の最大値との差の半分を最大片振巾とし、実効値と比較した。

測定結果をFig. 3-9(a), (b)に示す。

低流量時を除き、振巾の最大値は、ほぼ実効値の3倍で表わされることがわかり、振動の統計的性質がより確かなものとなった。

3-6 流速と振巾との関係

振巾の実効値が統計的に意味があることがわかったので、流速と振巾の実効値との関係を測定した。

測定結果をFig. 3-10に示す。

自立時には、振量 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 以下、拘束時には、流量 $30\text{ m}^3/\text{h}$ 以下では、振巾の実効値は、ほぼ一定である。

前節で述べたように、拘束時には、流量が低い場合にチャンネル外管の振動が内側の燃料集合体に伝わると考えられるので、拘束時の低流量での一定値は、燃料集合体への機械的ノイズ成分と考えられる。又、自立時の場合は、電気的ノイズ成分と考えられる。

そこで、この一定値を差引いた値を流動による振動の真の実効値と考え計算すると、計算結果は、Fig. 3-11 のようになる。

図より、ある流量になると、急激に振巾が増加し、流量の増加につれて振巾の増加率は減少し、 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ で、振巾は流量の約2乗に比例して増加するようになる。

これは、次のように解釈することができる。

ハイドロリックホールドダウンノズルの支持板との接触部は、Fig. 3-12に示すような構造となり、A点を支点としてC点ではりを点線のように傾けるためには、

$$F = \frac{WA \cdot a}{b} \quad (10)$$

なる力が必要である。

ある流量になると、急激に振動の振巾が増加するのは、燃料集合体を振動させる加振力が上記のFより増加したためと考えられる。

拘束時には自立時よりも流量が大にならないと振巾の急激な増加が起らないのは、スパーサ押付力調整器の内部摩擦により、Fより大になる加振力を必要とするからであろう。

X方向の振動の振巾は、Y方向に比べて1.43倍大であるが、その原因は不明である。燃料ピンを下端で固定しているグリッドがY方向を向いているため、グリッド部でX方向には、固定、Y方向にはピボットと考えられ、燃料ピンのX方向の振動は、グリッドを介してアセンブリ全体の振動に直結するが、Y方向の振動は、グリッドの部分で一部分しゃ断されることが原因かも知れない。

3-7 FOX-2 燃料集合体とダミー燃料集合体との振動特性の比較

振動は、FOX-2、ダミー燃料のそれぞれについて、加速度計により測定された。

周波数スペクトルの比較をFig. 3-13に示す。自立時および拘束時において、スペクトルピークの周波数がほぼ一致していることにより、ダミー燃料の重量分布、剛性は、FOX-2燃料のそれとよい一致を示していることがわかる。

ダミー燃料とFOX-2燃料との間には、バンドル部以外構造的な相異点なく、圧力損失も10%以内の精度で一致し、流速もほとんど同じであり、両者の相異点は、バンドル部の水力等価直径、流路数が異なることである。

自立時におけるスペクトルピークのレベルを比較すると、ダミー燃料のレベルがFOX-2燃料の1.5倍～2倍高いことがわかる。このスペクトルピークのレベルの相異は、ダミー燃料とFOX-2燃料とのバンドル部の構造の違いによるものと考えられる。

すなわち、もし、燃料集合体の振動の加振源がバンドル部以外に存在すれば、バンドル部の構造の差異が、スペクトルピークのレベルに影響するはずがないと考えられるからである。よって、燃料集合体の振動の主たる加振源は、バンドル部にあることがわかる。

拘束時には、14～15 Hz のスペクトルピークのレベルの差が自立時に比べて小であるがこれは、スパーサパッド押付力調節器を介してチャンネル外管の振動が伝わっているためと考えられる。

第 4 章 結 論

ハイドロリックホールドダウン機構付燃料集合体ならびにダミー燃料集合体一本の振動を水流動状態で測定、分析し、以下の結論を得た。

1. 燃料集合体の振動モードは、Fig. 3-1 に示すように、自立時には、共振型 B モードと無共振型 D モードの合成されたものであり、拘束時には、共振型 C モードと無共振型 D モードの合成されたものであることがわかった。垂直方向の振動は無視出来る程小なることがわかった。
2. 振動の主たる加振源はピンバンドル部にあることがわかった。
3. 振動は不規則振動であり、ピンバンドル内の乱流によるものと考えられた。
4. 振動のピーク値の確率密度関数は、Rayleigh 分布で近似され、最大振巾は、実効値の約 3 倍であった。よって振動は統計的処理が可能であることがわかった。
5. 流量に対する振巾の実効値は、Fig. 3-11 に示すように、ある流量をしきい値として流量の増加とともに急激に振巾の実効値が増加するが、流量の増加とともに振巾の増加率は減少し、 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ では、振巾は流量の約二乗に比例して増加することがわかった。これは、ハイドロリックホールドダウン機構付ノズル部の支持板との接触部の構造により、Fig. 3-12 に示すように水平方向に、ある大きさ以上の加振力が働かないと燃料集合体が振動出来ないためと解釈された。
6. X 方向の振巾は、Y 方向の振巾に較べて 1.43 倍大であった。

謝 辞

本研究の実施において御指導いただいた安全工学部能沢正雄次長，山崎弥三郎主任研究員，核融合研究部炉設計研究室 迫 淳室長に感謝の意を表わします。

本研究は，日本原子力研究所が動力炉・核燃料事業団の委託により，昭和43年度に行った研究成果にもとづいて遂行されたものであり，当時，種々の有益な御助言をいただいた現動力炉・核燃料事業団・大洗工学センター・ナトリウム技術部 齊藤良平部長に感謝の意を表します。

実験の遂行，装置の整備には現ホットラボ管理室 内田英男氏に負うところが大きく，ここに謝意を表します。

記 号

U	ピンバンドル内平均流速
f_n	固有振動数
ν	動粘性係数
E	ヤング率
I	断面二次モーメント
ρ	密度
y	変位
x	軸方向位置
t	時間
d	燃料ピン直径
L	サポート間のピンの長さ
W	燃料ピン重量
D	水力等価直径
ζ	臨界減衰比
RMS	実効値
η_d, η_D, η_L	d, D, L に関する Strouhal 数 (たとえば $\frac{f_n d}{U}$) に関係したパラメータである。(2)
C	補正係数 ⁽²⁾
M	単位長さあたりの流体の質量
λ	Darcy-Weisback の摩擦損失係数
$P(X_p)$	確率密度関数
X_p	振巾のピーク値
σ	実効値 (Root Mean Square Value)
$C(X_p)$	確率
$P(X_p^2)$	振巾の瞬時値が X_p を越えて上昇する確率
f_c	遮断周波数
F	加振力
W_A	燃料集合体の重量
a	燃料集合体の支持板の接触面の半径
b	燃料集合体と支持板の接触面と加振力の平均作用点との距離

参考文献

- 1) Benjamin, T. B., "Dynamics of a system of articulated pipes conveying fluid I. Theory" Proc. Roy. Soc. A, 265, P.457~486 (1961).
- 2) Reavis, J. R., "Vibration Correlation for Maximum Fuel-Element Displacement in Parallel Turbulent Flow" Nucl. Sci. and Eng. 38, P.63~69 (1969).
- 3) Burgreen, D., "Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow" Trans. ASME, 80, P.991~1003 (1958).
- 4) Paidousis, M. P., "The Amplitude of Fluid-Induced Vibration of Cylinders in Axial Flow" AECL-2225 (1965).
- 5) Pavlica, R. T., "An Experimental Study of Fuel Assembly Vibrations Induced by Coolant Flow" Nucl. Eng. and Design 4, P.54~60 (1966).
- 6) Ohlmer, E. et al., "Untersuchung der hydrodynamischen Schwingungsanregung an einem einfachen Stabmodell unter achsparalleler Wasserströmung" EUR 4771d.
- 7) Office of Power Reactor Projects in JAERI: "Research and Development of the Fuel Assembly for Japan Experimental Fast Reactor (FOX-Program)", JAERI-1182 (1969) (in Japanese).
- 8) Murao, Y., "Computer Code VIBRA-1 for Analysis of the Vibration Characteristics of a Beam, and its Application to a Fuel Assembly" JAERI-M5759 (1974) (in Japanese).
- 9) 宮脇一男 "雑音解析" 朝倉書店 (1961)

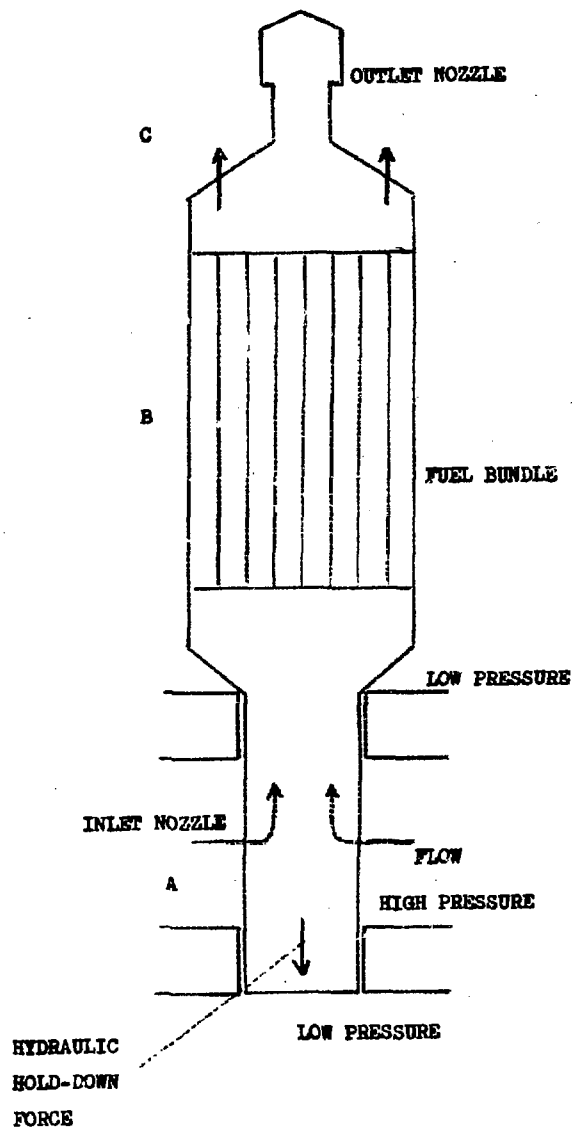


Fig. 1-1 Conceptual diagram of hydraulic hold-down device

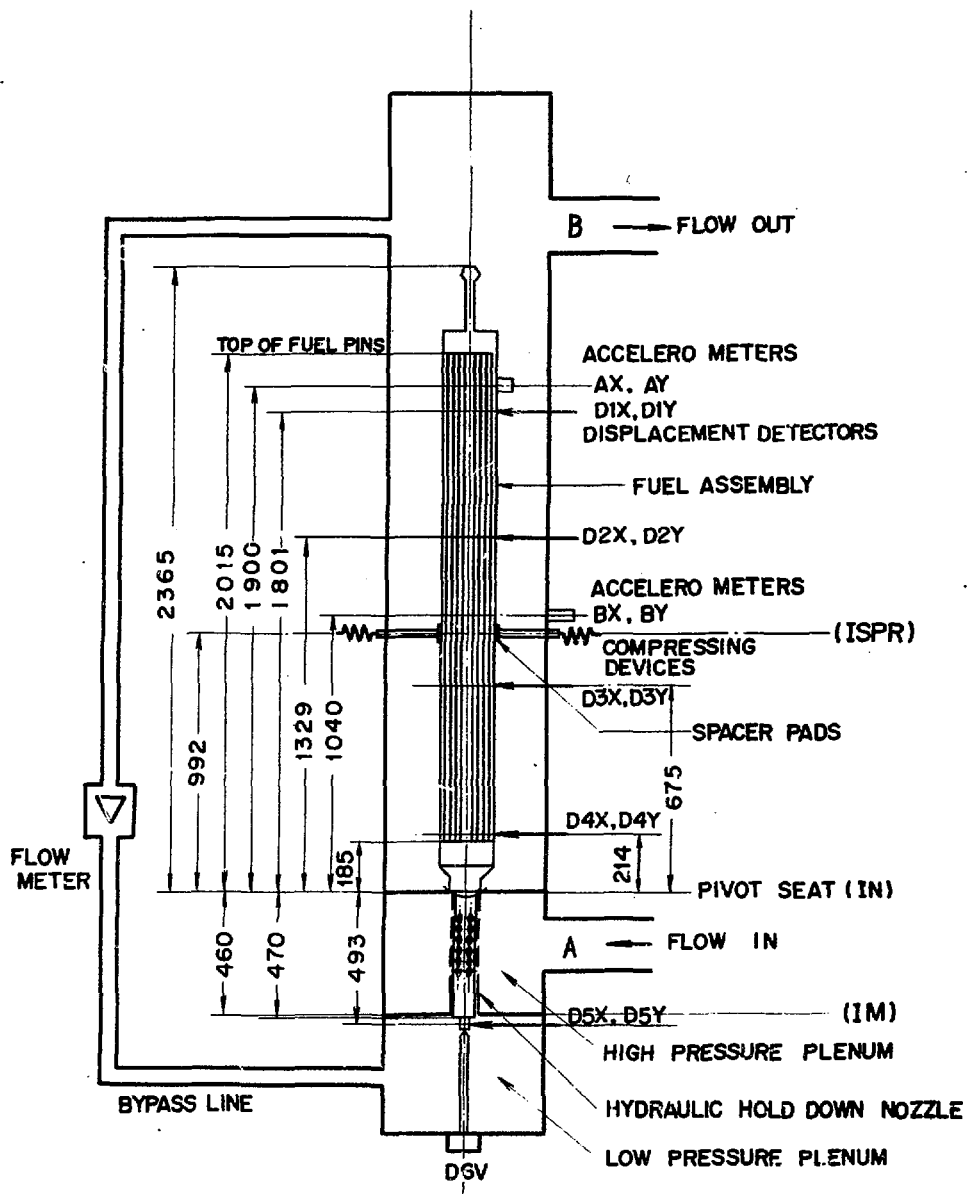


Fig. 2-1 Schematic diagram of test section and location of detectors

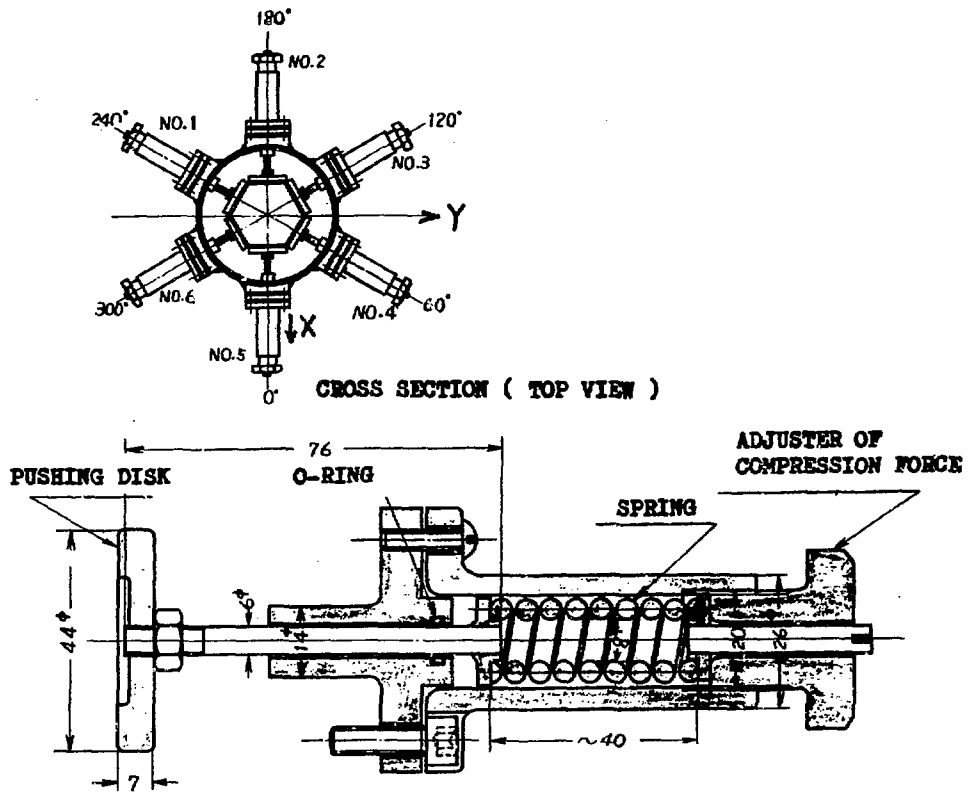


Fig. 2-2 Compressing devices for spacer pads of fuel assembly

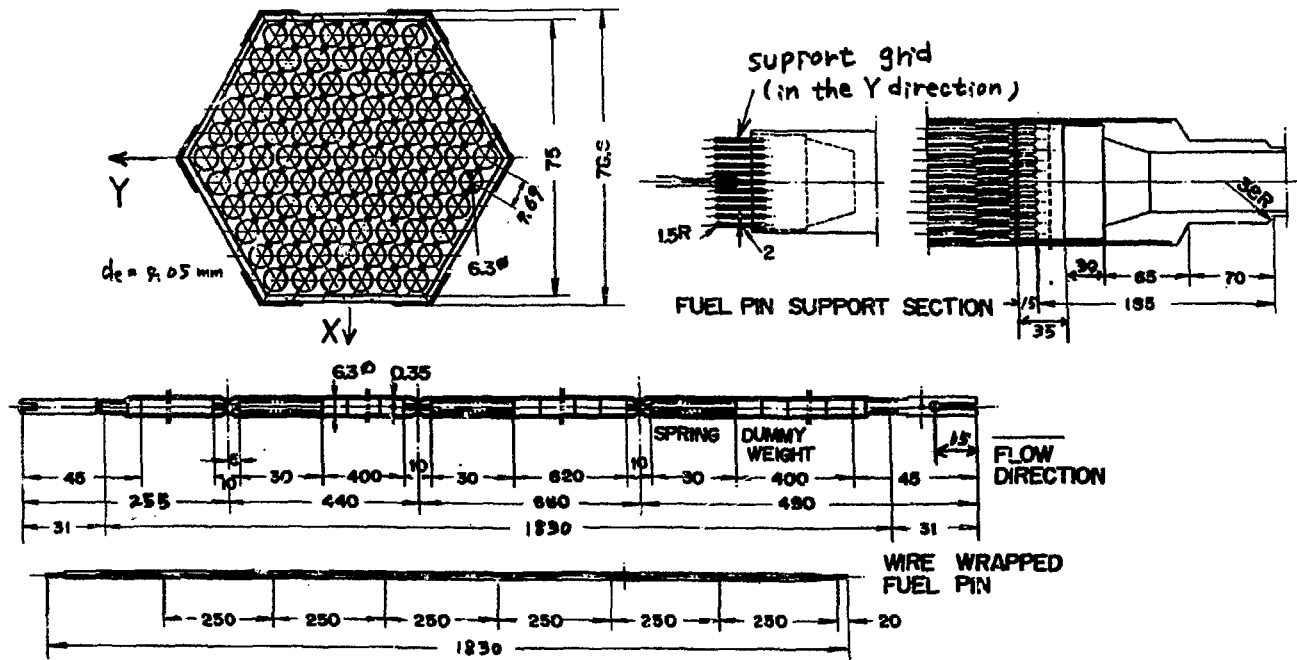
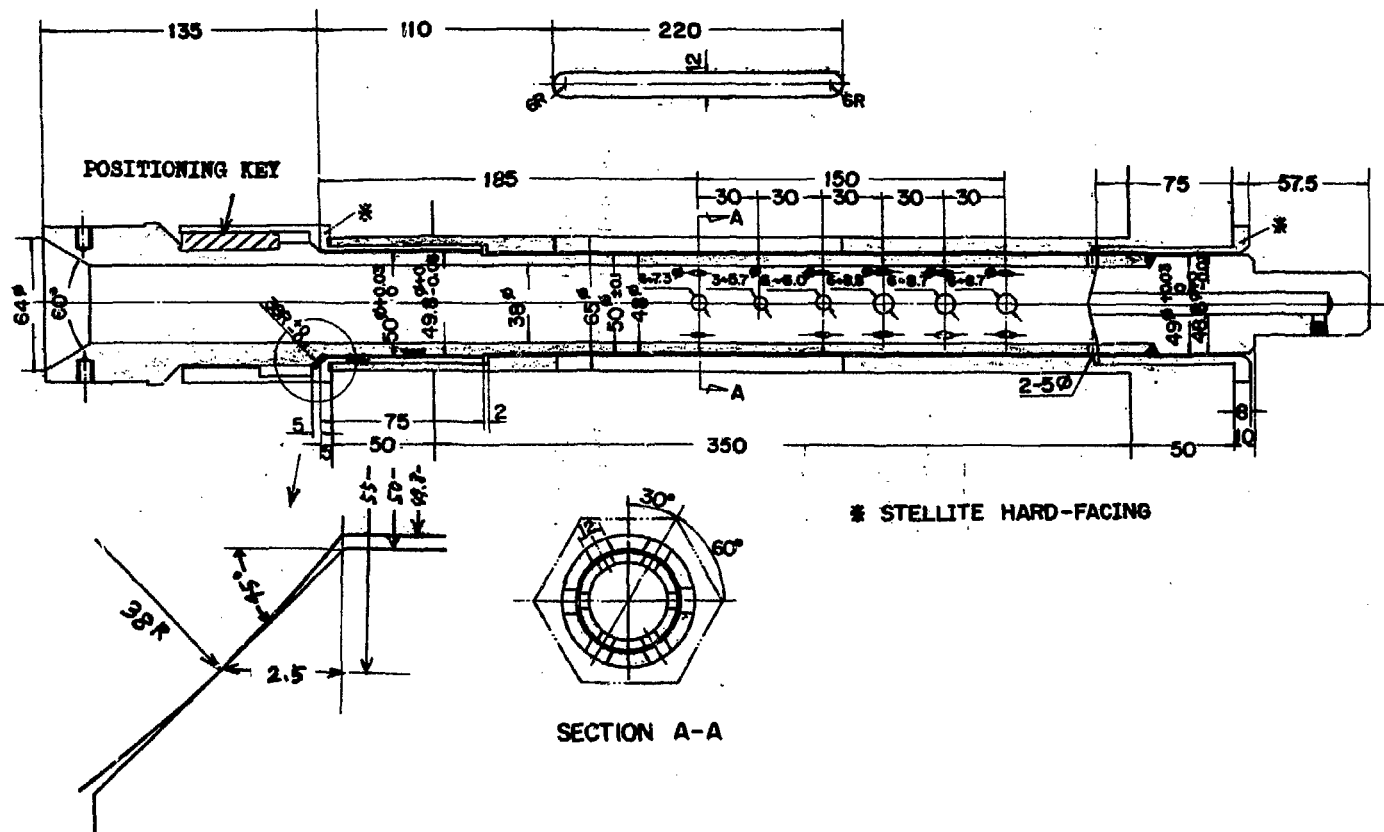


Fig. 2-3 Fuel assembly



DETAIL OF PIVOT SHEAT

Fig. 2-4 Fuel assembly inlet nozzle with hydraulic hold-down device

gas plenum	blanket	core	blanket
11g 0.05g/mm	117g 0.27g/mm	173g 0.26g/mm	119g 0.24g/mm
255	440	660	490
		1590	
		1830	

Fig. 2-5(a) Mass distribution in fuel pin

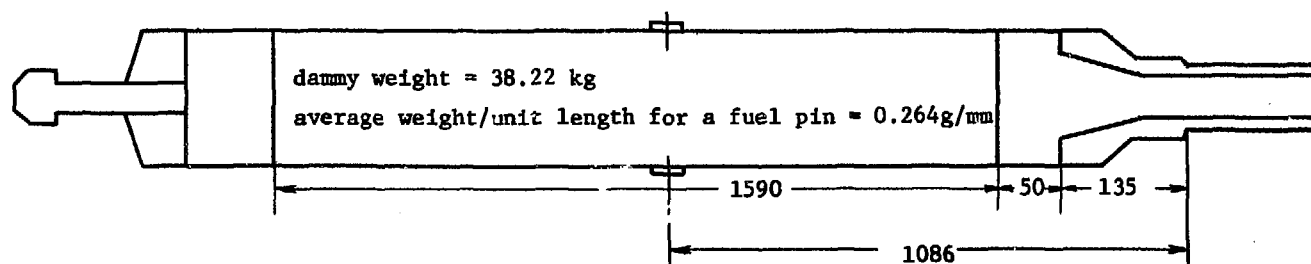


Fig. 2-5(b) Schematic diagram of dummy fuel assembly

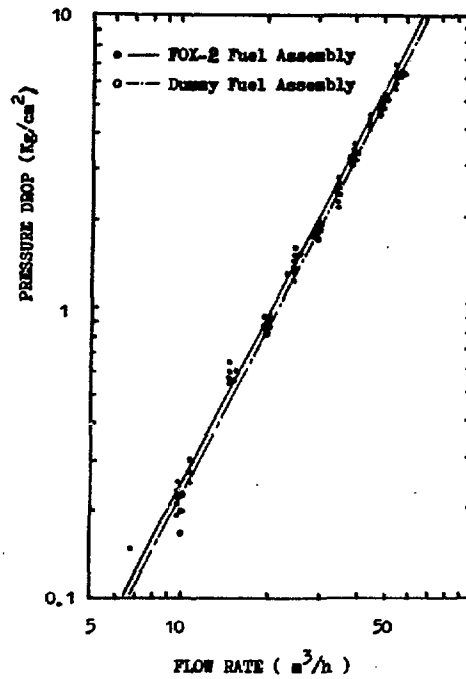


Fig. 2-6 Comparison of pressure drop between FOX-2 and dummy fuel assembly

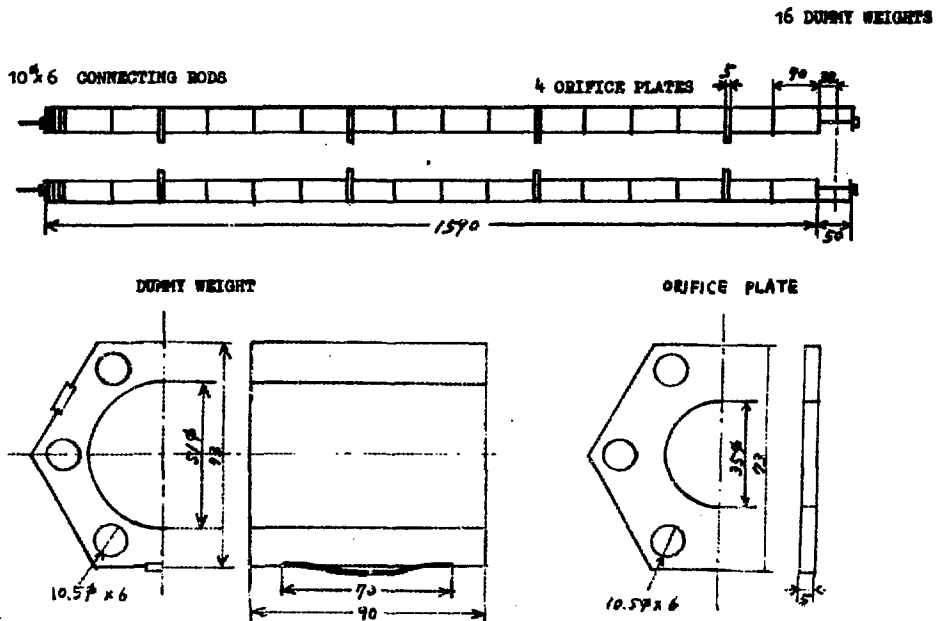


Fig. 2-7 Dummy weight for dummy fuel assembly

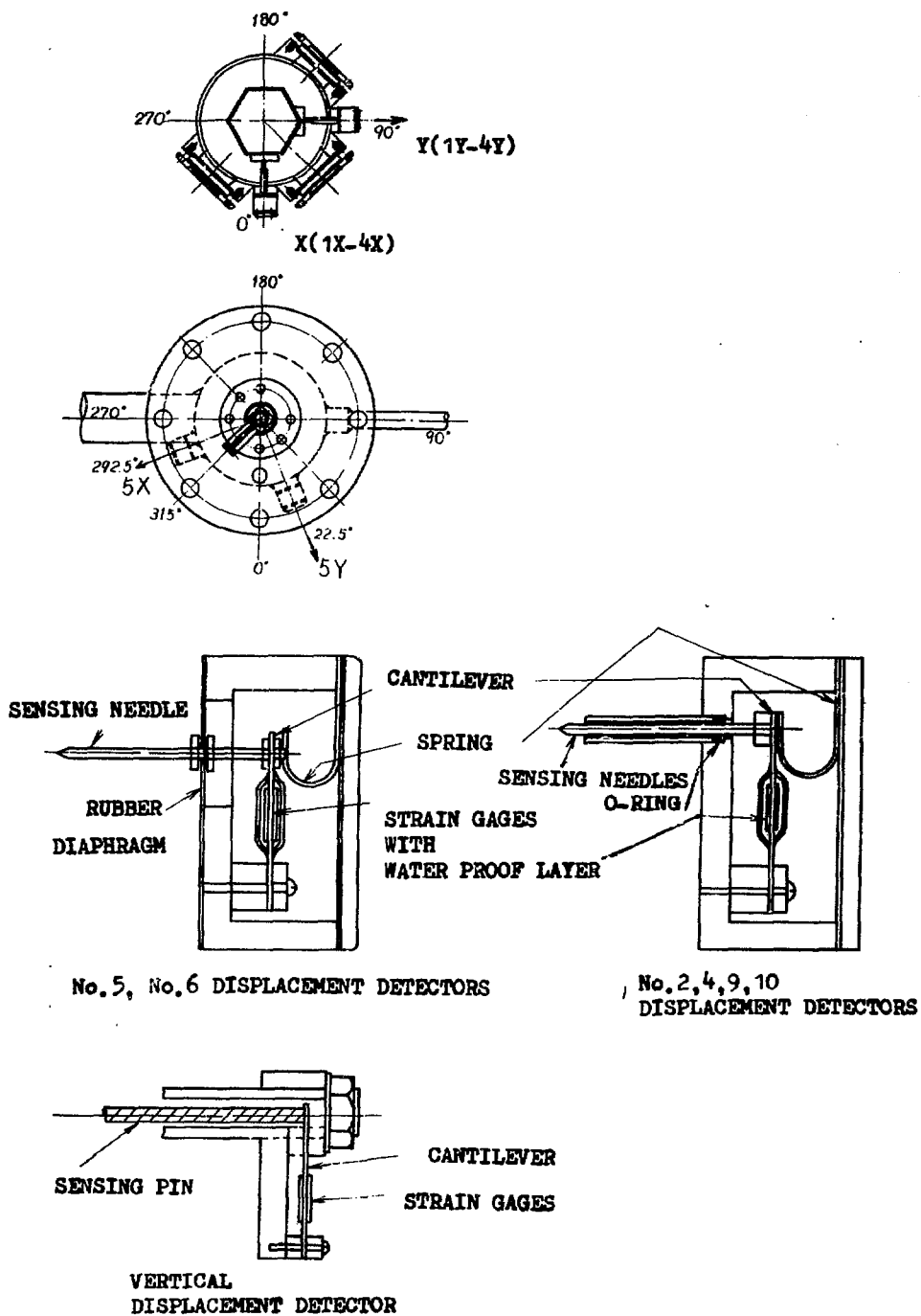


Fig. 2-8 Displacement detectors

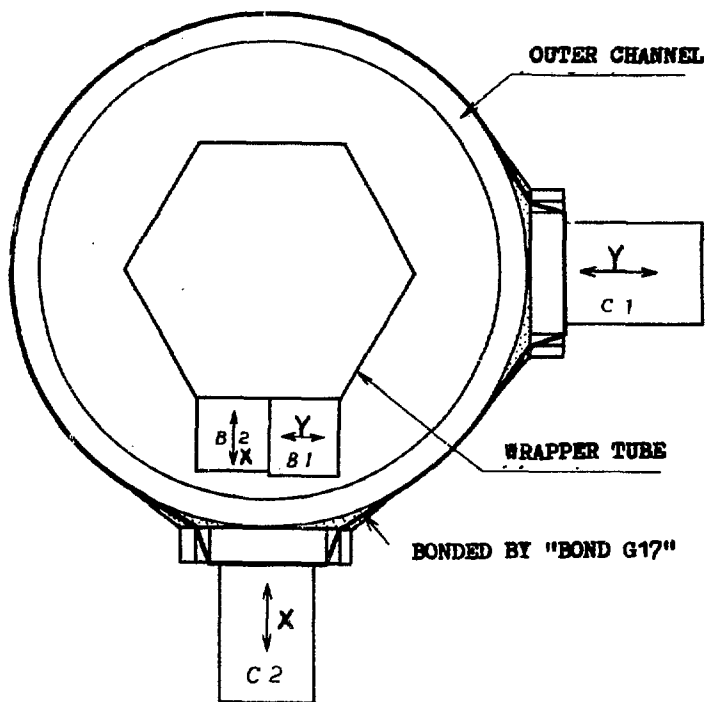


Fig. 2-9 Accelerometers (B1, B2, C1, C2)

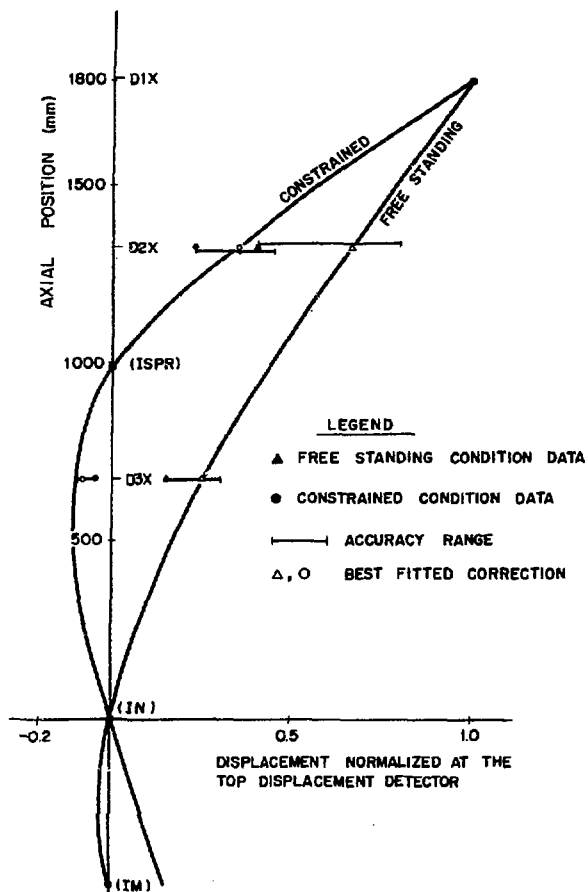


Fig. 3-1 Comparison of the experimental data with calculated vibration modes⁽⁹⁾

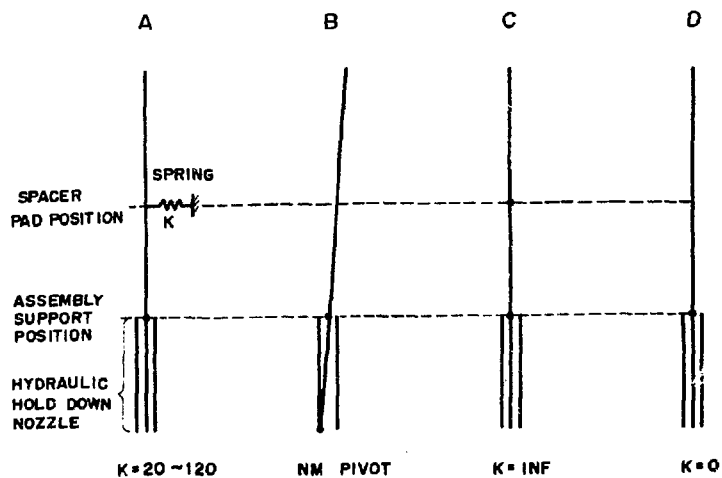


Fig. 3-2 Fuel assembly vibration mode

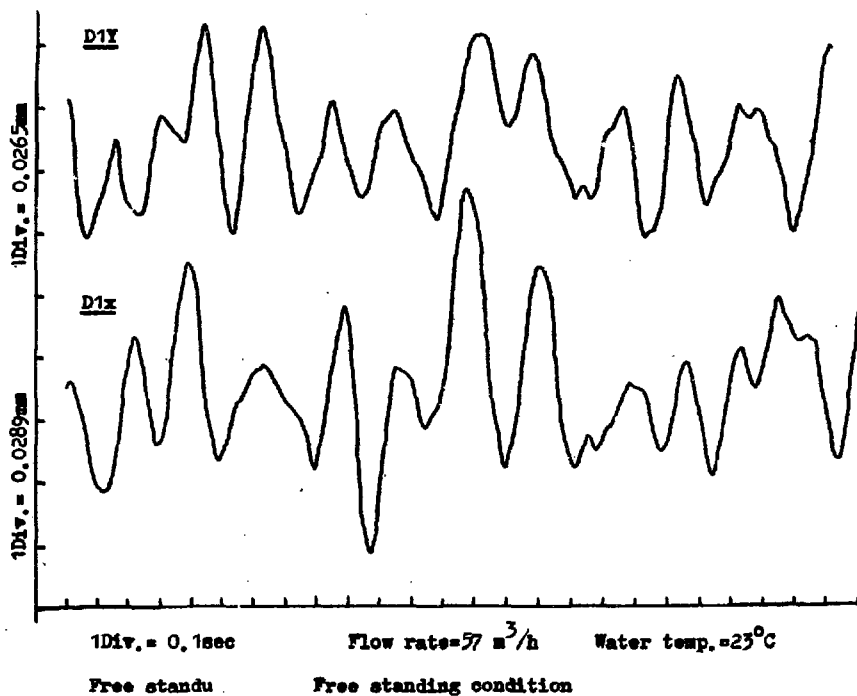


Fig. 3-3(a) Wave form of displacement signal

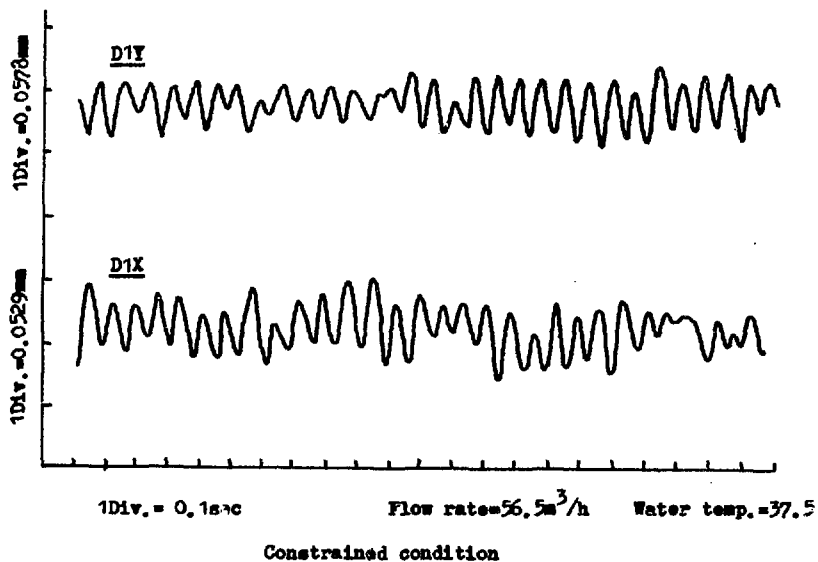


Fig. 3-3(b) Wave form of displacement signal

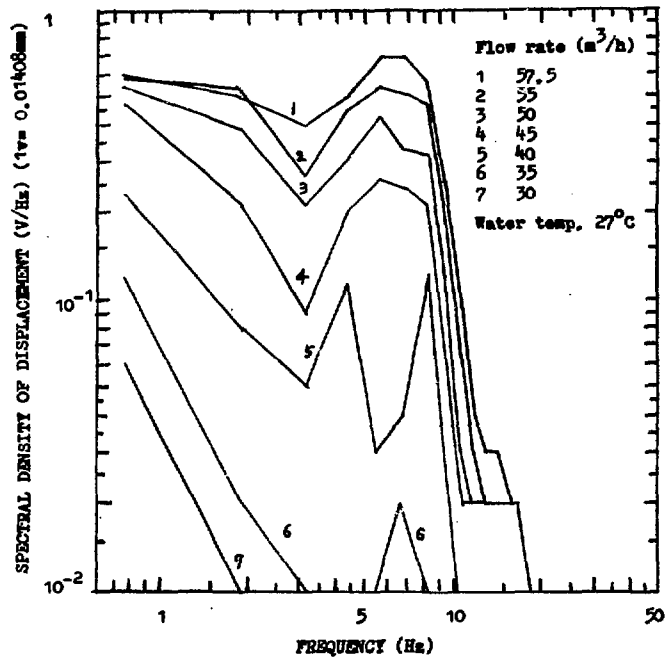


Fig. 3-4 Frequency spectra of displacement under free standing condition

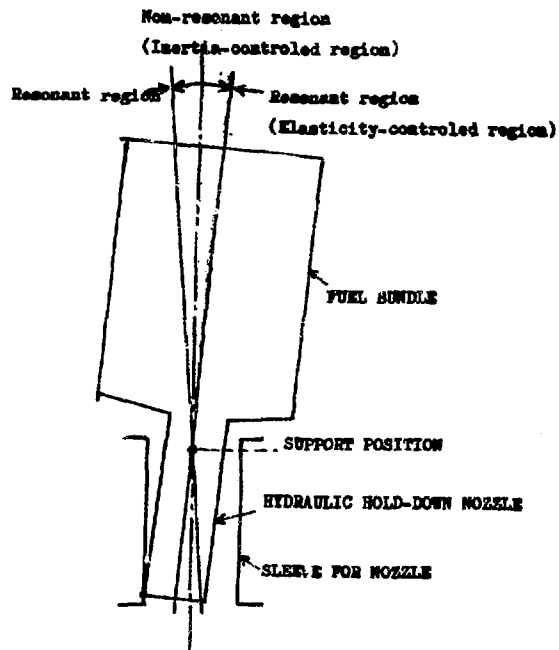


Fig. 3-5 Model of vibration mode

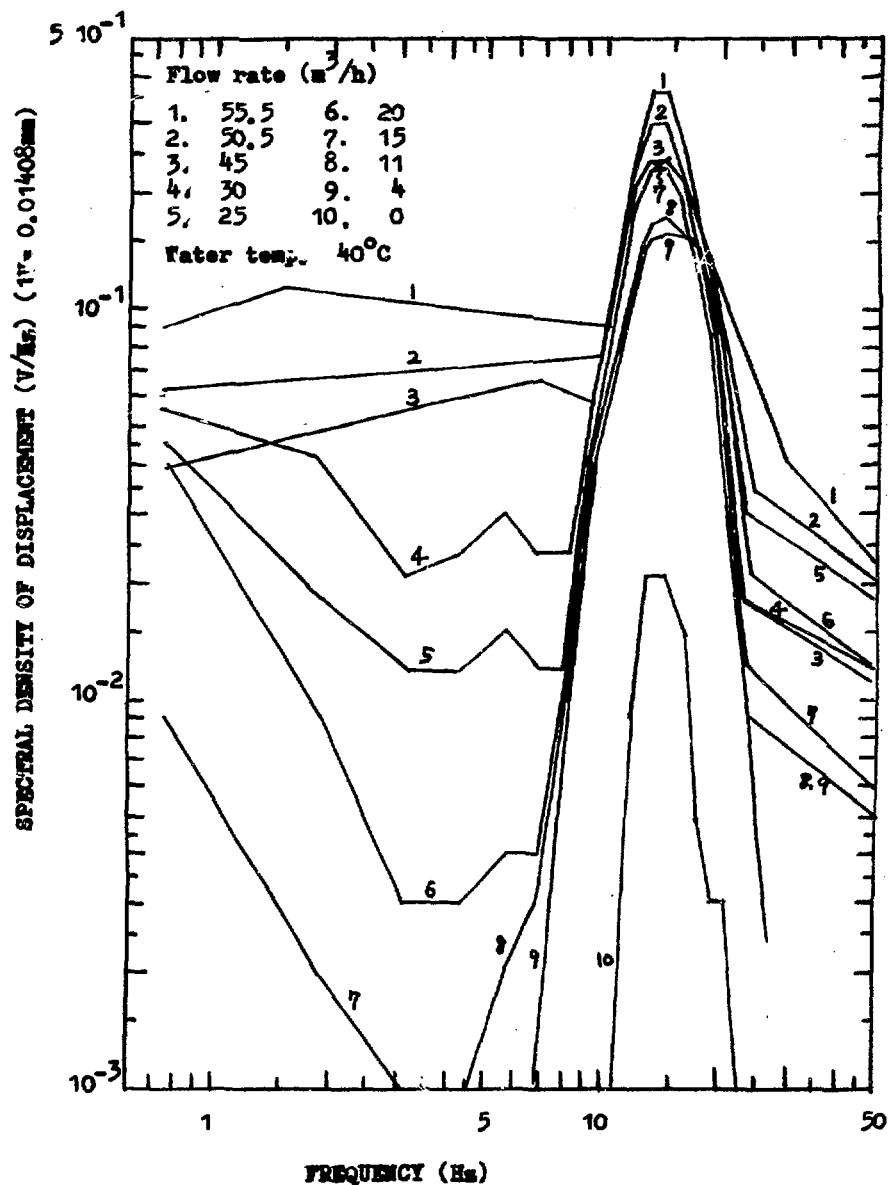


Fig. 3-6 Frequency spectra of displacement under constrained condition

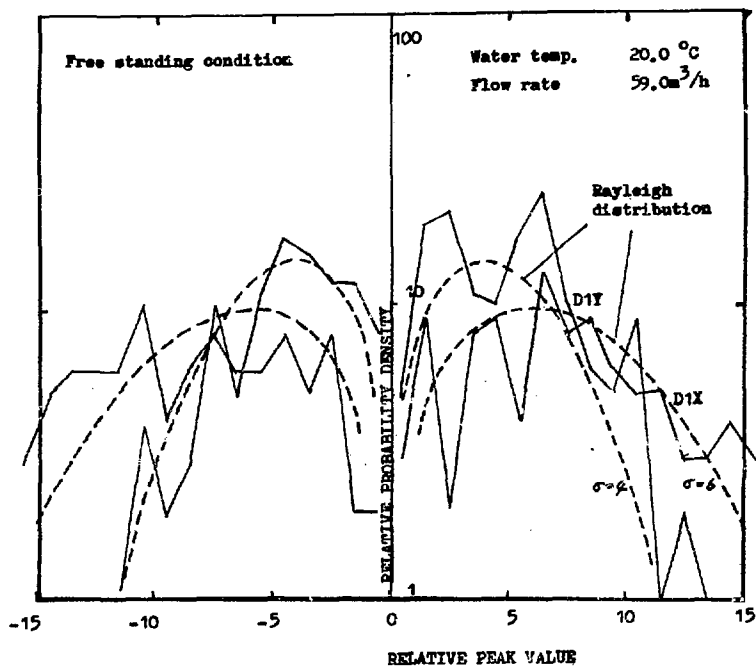


Fig. 3-7 Probability density distribution under free standing condition

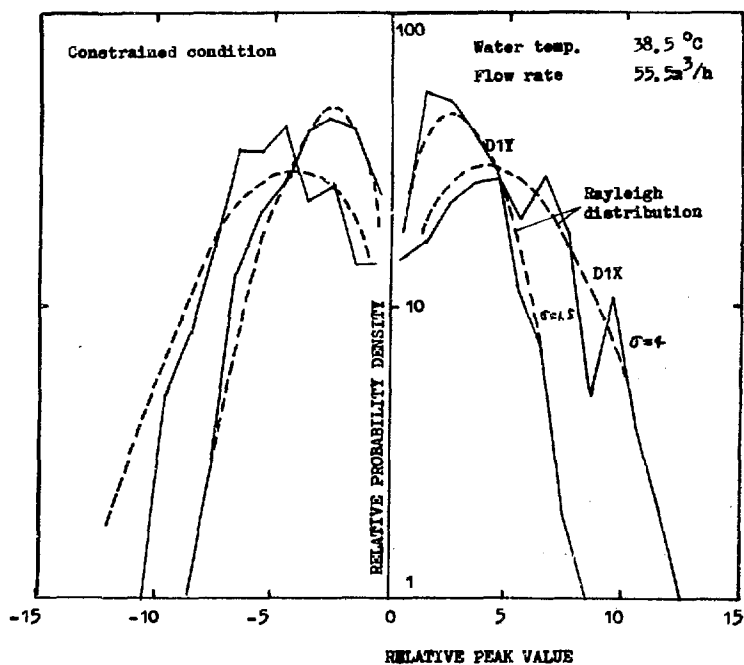


Fig. 3-8 Probability density distribution under constrained condition

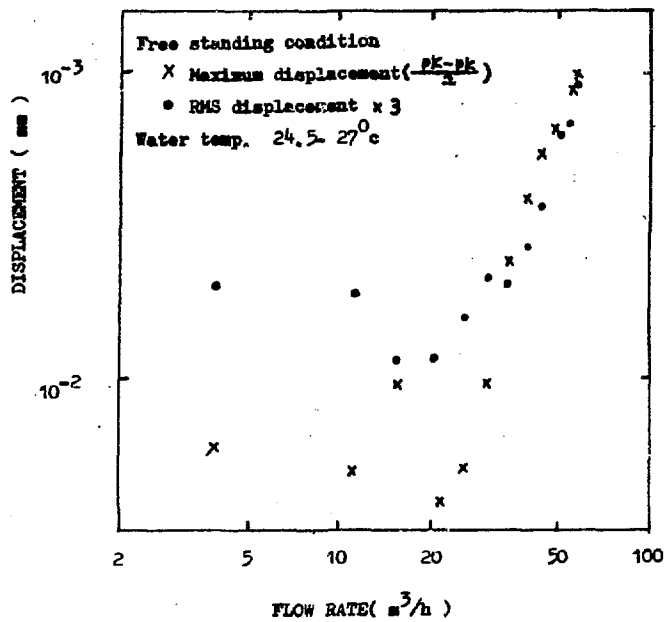


Fig. 3-9(a) Comparison of maximum displacement with RMS displacement (Free standing condition)

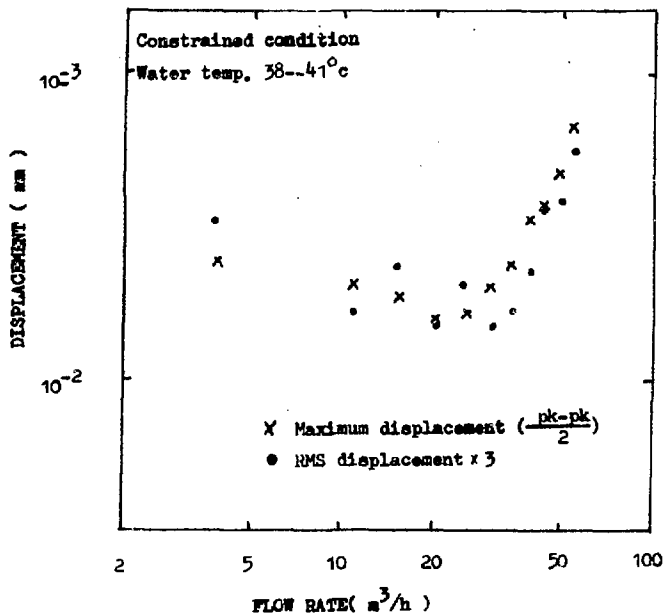


Fig. 3-9(b) Comparison of maximum displacement with RMS displacement (Constrained condition)

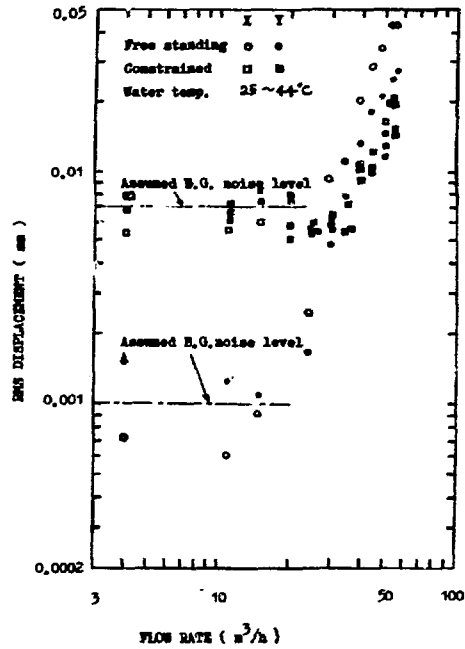


Fig. 3-10 Effect of flow rate on measured RMS displacement

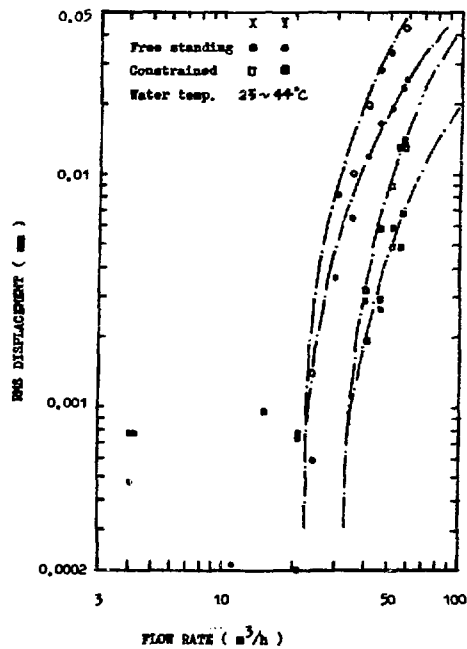


Fig. 3-11 Effect of flow rate on RMS displacement compensated back-ground noise

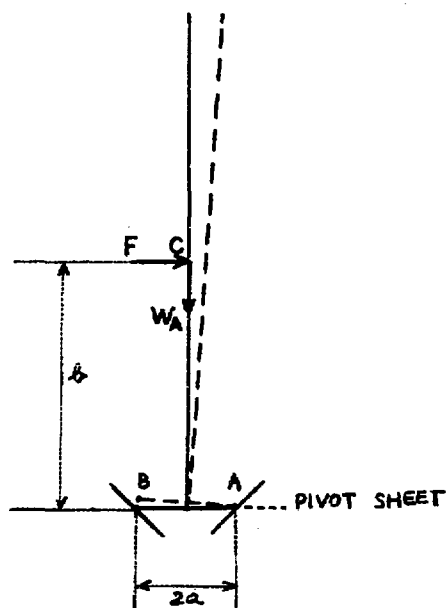


Fig. 3-12 Conceptual model on the threshold of exciting force for vibration

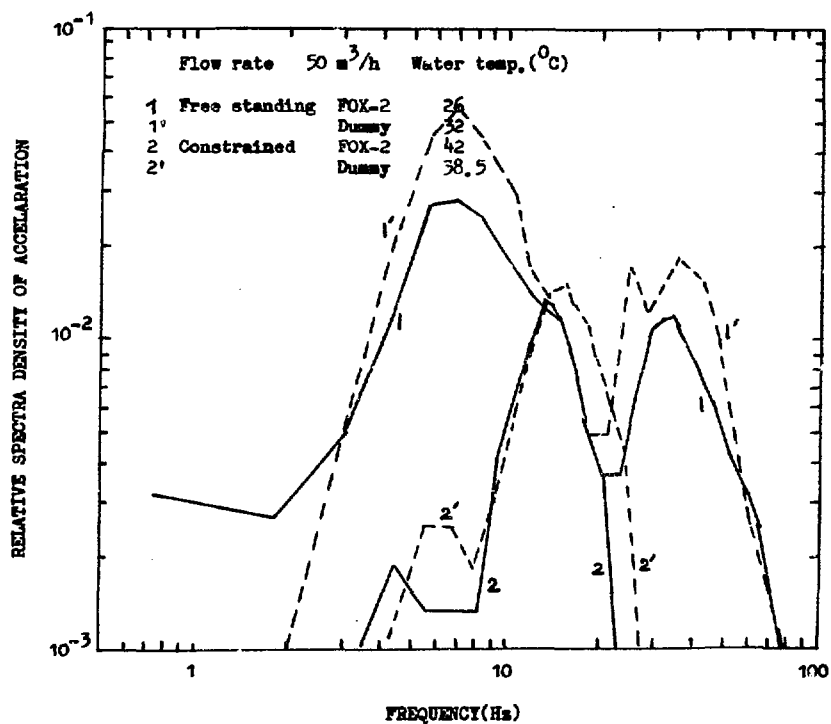


Fig. 3-13 Frequency spectra of FOX-2 and dummy fuel assembly