

大型耐震実験装置の大型3次元6自由度振動台への改造に関するフィジビリティスタディ - 大型耐震実験装置の機械系水平一方向更新工事をまえにして -

著者	国立防災科学技術センター第2研究部
雑誌名	防災科学技術研究所 研究資料
号	99
ページ	1-61
発行年	1987-03
URL	http://doi.org/10.24732/nied.00001713

大型耐震実験装置の大型 3 次元 6 自由度振動台
への改造に関するフェージビリティースタディー

——大型耐震実験装置の機械系水平一方向更新工事をまえにして——

国立防災科学技術センター 第 2 研究部

**A Feasibility Study for the Renewal
of the Large-Scale Shaking Table(TSUKUBA)
—— To Tri-axial, Tri-rotational
Earthquake Simulator ——**

*Second Research Division, National Research
Center for Disaster Prevention, Japan*

目次

まえがき	・・・・・・・・	i
第1章 耐震試験	・・・・・・・・	1
1-1 実在構造物の加振試験	・・・・・・・・	1
1-2 静的強制加力試験	・・・・・・・・	1
1-3 動的強制加力試験	・・・・・・・・	2
1-4 実在構造物の地震観測	・・・・・・・・	3
1-5 振動台試験	・・・・・・・・	3
1-6 3次元6自由度振動台	・・・・・・・・	16
第2章 大型耐震実験装置の大型3次元6自由度振動台への 改造に関する技術的検討	・・・・・・・・	19
2-1 改造大型3次元6自由度振動台主要諸元	・・・・・・・・	19
2-2 加振機	・・・・・・・・	21
2-3 継手	・・・・・・・・	22
2-4 油圧源	・・・・・・・・	26
2-5 配管	・・・・・・・・	27
2-6 基礎	・・・・・・・・	27
2-7 付帯設備	・・・・・・・・	28
2-8 建屋	・・・・・・・・	28
2-9 既存加振機の利用について	・・・・・・・・	28
2-10 制御方式	・・・・・・・・	29
第3章 大型耐震実験装置機械系更新工事基本性能	・・・・・・・・	35
3-1 加振機ストローク	・・・・・・・・	36
3-2 PUSH-PULL 加振方式	・・・・・・・・	37
3-3 全油圧ポンプ方式	・・・・・・・・	38
3-4 静圧軸受その他	・・・・・・・・	41
あとがき	・・・・・・・・	42
参考文献	・・・・・・・・	42
APPENDIX 1. 大型耐震実験装置基礎改造に関する検討	・・・・・・・・	45
APPENDIX 2. 大型耐震実験装置加振機取付部の強度計算書	・・・・・・・・	53
APPENDIX 3. 油圧サーボ加振機油柱剛性式	・・・・・・・・	57

まえがき

大型耐震実験装置が更新されることになった。更新後には大型耐震実験装置の水平方向加振性能は現在の最大変位 ± 3 cm, 最大速度37.5cm/sec から大きく増えて最大変位 ± 21 cm以上（現在, 設計努力により ± 22 cmの最大定格変位が確保できる見通しである）, 最大速度75 cm/secになる。

実現に及んだ計画は老朽化した構成機器を更新すると共に, 水平方向の加振性能を向上させるものである。この更新計画の他に, もう一つの計画があった。それは, 大型耐震実験装置を, 振動台の究極の姿であるとされる大型3次元6自由度振動台に改造する計画である。大型3次元6自由度振動台計画は「大型耐震実験装置更新検討委員会」の作業が終に近づいた頃, 水平方向の更新計画が実現不可能になった場合, 遠い将来まで持ち続けることの出来る魅力的な大型耐震実験装置改造計画案を作らなければならないとして, 数人の担当者の間で話題に登り, 進められた。この計画の発端は「加振台移動ピットに基礎を打てれば大型3次元6自由度振動台化が可能になるのではないか」との第2研究部小川主任研究官の発想から生まれている。この発想を受けて施設課で「大型3次元6自由度振動台のフィージビリティスタディー」を行うこととなった。

本資料は施設課で行った「大型3次元6自由度振動台のフィージビリティスタディー」に, その後の振動台技術の発展を考慮し, 内容を書換え, さらに振動台の一般的性質について述べると共に, 今回, 実現されることになった大型耐震実験装置機械系更新工事の基本方針について述べるものである。

第1章 耐震試験

各機関に於いて多種多様の耐震試験が行われ、その試験データは構造物の耐震設計、地震防災対策に役立てられている。耐震試験は大別して、「実在構造物の加振試験」、「静的強制加力試験」、「動的強制加力試験」、「振動台試験」に分けられる。また「構造物の地震観測」も実地震による試験とみなすことが出来る。

1-1 実在構造物の加振試験

一般に振動試験と言った場合、この試験を指す。実在構造物の固有振動数、振動モードおよび減衰特性を求めるために行う試験である。加振源は建物を試験する場合、「不平衡重錘式の起振機」が用いられる。配管の加振試験では油圧加振機が使われる。橋脚ではロケットの噴射力を利用した例が示されている。

「不平衡重錘式の起振機」は偏心した質量を回転させることにより得られる遠心力を起振力として用いる。この起振力により構造物を正弦波起振する。機構的に見てランダム波を発生させることはできない（最近、油圧加振機を利用し、振動台の反力を利用する方式で、構造物をランダム波で起振できる装置が出来ている

一定方向にだけ力を加えたい場合は図1-1に示すように二つ以上の偏心質量を、逆方向に回転させて使う。普通、1台の起振機に二つの偏心質量が組み込まれている。起振力は偏心質量を m 、(二つの偏心質量の和)、回転半径を r 、とし、 ω を

記号	(イ)	(ロ)	(ハ)	(ニ)
不平衡重錘	1組	2組	4組	3組
垂直振動	1			
	2			
	3			
水平振動	1			
	2			
	3			

図1-1 不平衡重錘式起振機説明図

(谷口 修編 振動工学ハンドブック(養賢堂発行) 651頁より)

$e^{i\omega t}$ である。 i は虚数単位、 t は時間、 e は自然対数の底である。この起振力の式から分かるように低振動数では大きな起振力を出すことは困難である。13Hzで150 tonfの起振力を出せる装置があるが、1 Hzでは2 tonf程度の起振力を出せるものが最大である(最近、更に大きい装置(0.5Hzで20tonf)が作られた)。2, 3台の起振機を連動させて使い、構造物の高次モード、振り振動、ロッキング振動を強制的に発生させる方法も用いられている。

常時微動測定が構造物についても広く行われているが、常時微動測定では振動源を特定することができない。さらに常時微動測定で振動モードを求めるのは一般に困難であり、固有振動数だけが対象となる場合が多い。他に噴射力、ワイヤーカット、爆破等の方法を用い、構造物の固有振動数を求めることがある。

1-2 静的強制加力試験

この試験を振動試験の範疇に入れることは難しいと思うが、耐震試験の中には入れることができる。手動のオイルジャッキを使うものから、油圧サーボのアクチュエーターを使う方式までである。この試験の目的は主に構造物、例えば鉄筋コンクリートとか鉄骨の柱、梁、壁

等の変形-復元力特性を求めることにある。この試験では荷重を制御して行う場合と、変位を制御して行う場合の2種の制御方法が主に用いられている。単純に変位を増加・減少させ試験体の変位-復元力特性を求めるのが一般的である。

この静的強制加力方式とコンピューターを組合わせ試験体の地震動に対する応答を模擬し、試験体の変位-復元力特性を求める方法が広く行われている。この方法は、図1-2に示すようにコンピューターと試験装置をA/D変換器とD/A変換器で結び、試験装置の変位データと荷重データをもとにコンピューターで試験体の振動方程式を解き、次のステップの変位応答を求め、その変位が試験体に生じるようにアクチュエーターを動かす方式である。当然であるが、この方法は試験体の振動状況をコンピューターを使って求めているため、質量項と減衰項は計算値あるいは仮定値である。従って、ここで求めた変位を動的な地震時の変位応答と同一に見ることに問題がある。質量は計算によりかなり正確に求められるが、減衰については仮定値を用いざるを得ないが、試験体の起振機試験を行い仮定値の確度を上げる等の努力が払われている。

この方法のメリットとしては、静的加力であるため吐出量の小さな油圧源で済み、かつ容易に大変形を試験体に発生させることができる。

1-3 動的強制加力試験

静的強制加力試験が試験体の変位に依存する抵抗を求めるものであったのに対し、この動的強制加力試験は試験体の変位抵抗に速度抵抗を加えた復元力特性を求めることになる。埋設管、杭などの地中構造物の試験では、変位を一定に保持すると、荷重が下がってしまうため、動的強制加力試験を行い復元力特性を求めることがある。

建物又は配管に多数の加振機を取付け試験すると多入力振動試験になる。図1-3の系を考えたとき振動方程式は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_{11}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1) + c_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\
 + k_{11}(x_1 - y_1) + k_{12}(x_1 - x_2) = 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_{22}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2) + c_{23}(\dot{x}_2 - \dot{y}_3) \\
 + k_{12}(x_2 - x_1) + k_{22}(x_2 - y_2) + k_{23}(x_2 - y_3) = 0
 \end{aligned}$$

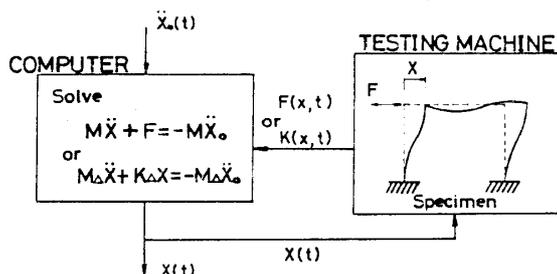
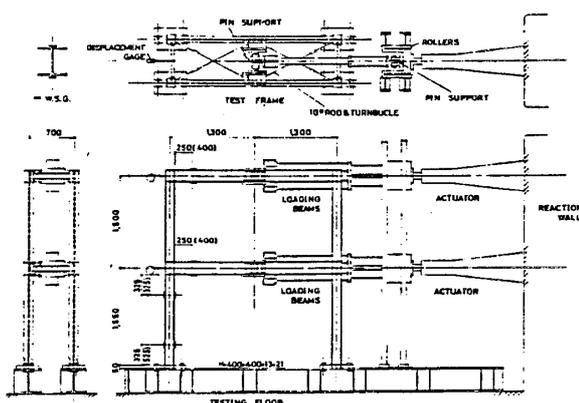


図1-2 静的強制加力試験説明図

(第5回日本地震工学シンポジウムプロシードィング 1321頁 Koichi TANAHASHI et. EARTHQUAKE RESPONSE ANALYSIS OF STEEL FRAMES BY COMPUTER-ACTUATOR ON-LINE SYSTEMより)

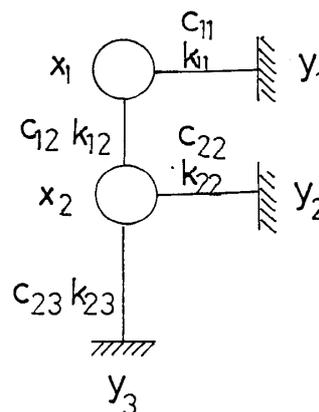


図1-3 多入力説明図

1 入力の場合は入力点からの相対変位を用いれば，入力は加速度だけになるが，これらの式からも分かるように，多入力の場合，入力速度および入力変位を消すことはできない．従って，多入力振動試験では入力変位データおよび入力速度データを従来の加速度データに加えて記録する必要がある．

1-4 実在構造物の地震観測

実在構造物の地震観測は地盤と構造物の動的相互作用の測定，構造物の非線形応答の測定等を目的として，建物，橋，タンク，地中構造物等について実施されている．センサーは加速度計，速度計，土圧計，圧力計，ビデオなど多種にわたっている．普通に設計された構造物に被害を与える地震は滅多に来ないので，震度IV程度の地震で構造物が非線形挙動をするように観測用構造物を設計し，地震観測を行っている例（東京大学生産技術研究所）がある．

1-5 振動台試験

振動台試験は次の目的のために行われてきたと言えよう．

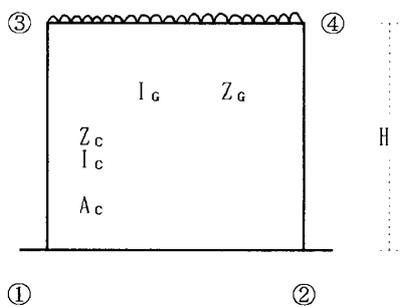
- ・ 構造物の振動性状（主に減衰定数，液体を有するタンク等は液体の付加質量効果）を求めめるため．
- ・ 構造物の動的破壊性状を調べるため．
- ・ 耐震設計（基準）の検証のため．
- ・ 地震被害を再現し，その被害原因を究明し，地震対策を立てるため．
- ・ 大規模な橋あるいはトンネル等の建設に先立ち，全体の振動性状推定のための資料を得るため．
- ・ 解析モデル及びコンピューターシミュレーションに実験的裏付けを与えるため．
- ・ 新た製作され，まだ解析モデルが出来ていない構造物に対し，モデル策定のデータを与えるため．

ここで振動台試験の各事項について検討してみる．

(1) 試験体製作について

振動台には1m角のものから15m角の大型装置まである．小型振動台では当然，模型実験が主になる．模型試験体の設計は，振動台性能によって大きな制約を受けるため，大加振力，大ストロークかつ大速度で，高い振動数まで応答し，波形歪の少ない大型振動台が望まれる．逆に，振動台設計者の立場からすれば，試験体が決まれば振動台性能を決められると言える．模型設計に於いて原型（proto-type）との縮尺比，すなわち相似率が問題になる．転倒振動ではスケール比 λ_l と時間比 λ_t を用い， $\lambda_l = \lambda_t^2$ が相似率と言われている．

1) ここで1層フレームの模型実験を考える．実験の目的は破壊状況の再現とする．



柱頭の静的応力 σ_s は

$$\sigma_s = \frac{{}_s M_{31}}{Z_c} + \frac{{}_s P}{A_c}$$

${}_s M_{31}$: 柱頭静的曲げモーメント

Z_c : 柱断面係数

${}_s P$: 柱静的軸力

A_c : 柱断面積

① ②
L
図1-4 1層フレーム

柱頭の動的応力 σ_d は
$$\sigma_d = \frac{{}_dM_{31}}{Z_c} + \frac{{}_dF}{A_c} \frac{H}{L}$$

${}_dM_{31}$: 柱頭動的曲げモーメント, ${}_dF$: 水平力

模型と proto-type で $(I_c / L) / (I_c / H)$ が同じになるようにすれば構造力学的応力分布形は等しくなり, 柱と梁の剛比から決まり, 模型と proto-type で変わらない定数 f_s , f_d を導入できる. $H / L = C_d$ とすと, σ_s と σ_d は次のように書ける.

$$\sigma_s = \frac{m \times g \times L}{Z_c} f_s + \frac{m \times g / 2}{A_c}, \quad \sigma_d = \frac{m \times \ddot{x} \times L}{Z_c} f_d + \frac{m \times \ddot{x}}{A_c} C_d$$

m : 質量, \ddot{x} : 実験で加える水平加速度, g : 重力加速度,
破壊を対象とすると, 破壊の条件は材料破壊応力度 σ_o を $\sigma_s + \sigma_d$ が越えることであ
り,

$$\frac{\sigma_s + \sigma_d}{\sigma_o} > 1$$

ここで縮尺比 λ を導入して検討する. P のサフィクスは原型 (proto-type) を表す.

$$m = \lambda_m \times m_P, \quad L = \lambda_L \times L_P, \quad Z_c = \lambda_t^3 \times Z_{cP}, \quad A_c = \lambda_t^2 \times A_{cP}$$

$$\ddot{x} = (\lambda_t / \lambda_t^2) \times \ddot{x}_P, \quad E = \lambda_E \times E_P, \quad \epsilon = \lambda_e \times \epsilon_P,$$

但し, $\sigma_o = E \times \epsilon$ である. すると,

$$\frac{\sigma_s + \sigma_d}{\sigma_o} = \left(\frac{m_P L_P}{Z_{cP}} \left(g f_s + \ddot{x}_P \frac{\lambda_t}{\lambda_t^2} \right) \frac{\lambda_m \lambda_L}{\lambda_t^3} + \frac{m_P}{A_{cP}} \left(g / 2 + C_d \ddot{x}_P \frac{\lambda_t}{\lambda_t^2} \right) \frac{\lambda_m}{\lambda_t^2} \right) / (\lambda_E \lambda_e E_P \epsilon_P)$$

λ_t は時間縮尺比, λ_L はフレーム長さ縮尺比, λ_t は部材断面縮尺比, λ_E はヤング率比 λ_e は歪率比で1である. 応力分布の相似性から $\lambda_L = \lambda_t$ である. ここで, 単位体積重量比 λ_w を用いると $\lambda_m = \lambda_w \times \lambda_t^3$, だが, 模型試験では重りを載せ, 慣性力の増加ならびに固有振動数の低減を図り, 試験を容易にするのが一般的であるため, λ_m を用いる. proto-type と同じ材で試験を行うと, $\lambda_E = 1$ となる. すると,

$$\frac{\sigma_s + \sigma_d}{\sigma_o} = \left(\frac{m_P L_P}{Z_{cP}} \left(g f_s + \ddot{x}_P \frac{\lambda_t}{\lambda_t^2} \right) \frac{\lambda_m}{\lambda_t^2} + \frac{m_P}{A_{cP}} \left(g / 2 + C_d \ddot{x}_P \frac{\lambda_t}{\lambda_t^2} \right) \frac{\lambda_m}{\lambda_t^2} \right) / (E_P \epsilon_P)$$

となる. $(\sigma_s + \sigma_d) / \sigma_o$ を模型と proto-type で等しくすることは, 応力-歪曲線を

相似にすることであり、 $(\sigma_s + \sigma_d) / \sigma_0$ の式のなかに縮尺比 λ を含まないようにすれば良い。すると、 $\lambda_l / \lambda_t^2 = 1$ 、 $\lambda_m / \lambda_l^2 = 1$ になればこの条件が満たされる。

従って、模型で破壊試験を行う場合は、同じ材料を使い、幾何的に相似に作り、 $\lambda_m = \lambda_l^2$ になるように重りをのせ、 $\lambda_t = \lambda_l^{1/2}$ に時間軸を合わせ試験を行えば良いことになる。固有円振動数は $\omega = (12 E_P I_{CP} / (m_P H_P^3))^{1/2} (\lambda_l / \lambda_m)^{1/2}$ と表され、 $\omega = \omega_P (1 / \lambda_l)^{1/2}$ となり、時間と同じスケールになる。減衰定数は、定数のため、模型と proto-type で同じになる。仮に、試験体を 1/2 の大きさで、同じ材料で幾何的相似に製作したら、proto-type の 1/4 の重量が必要であり、模型重量は 1/8 のため、模型と同重量の重り載せ、時間軸を $1/2^{1/2}$ (例えば、10 秒を 7 秒) に縮めて加振を行う。

2) 次に円筒タンクの模型設計を考える。原型タンクの側壁板厚 h 、半径 a 、高さ d 、板のヤング率 E 、板のポアソン比 ν 、重力加速度 g 、板の単位体積質量 w 、液体の単位体積質量 q 、液位 H を用い、液体の速度ポテンシャル ϕ は次のように書くことができる。座標は $r - \theta - z$ 系の円筒座標とする。

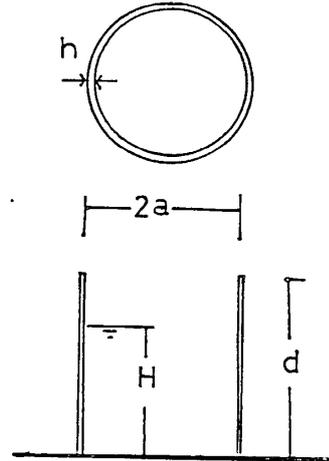


図 1 - 5 円筒タンク

$$\phi = -\dot{v} r \cos \theta + a \Sigma \dot{u} F_s \left(\frac{H}{a}, \frac{z}{a}, \frac{r}{a} \right) + H \Sigma \dot{\zeta} F_d \left(\frac{a}{H}, \frac{H}{d}, \frac{r}{H}, \frac{z}{H} \right)$$

関数 F_s 、 F_d は無次元数である。第 1 項は入力、第 2 項はスロッシング、第 3 項はバルジングに関する項である。動液圧 P_d 、静液圧 P_s は次のように書ける。

$$P_d = q \ddot{\phi}, \quad P_s = q g H (1 - z/H)$$

側壁板が座屈する圧力 P_{CR} は次のように書ける (Timoshenko et. Theory of Elastic Stability, 478page)。 $F_1(d/a)$ と $F_2(d/a)$ は無次元数であり、 ν を含むが無視する。

$$P_{CR} = \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{h}{a} \left(F_1(d/a) + \frac{h^2}{a^2} F_2(d/a) \right)$$

一方、スロッシング振動数 f_s 、バルジング振動数 f_d は次のように書ける。スロッシングとバルジングの連成、バルジングによる液面変動は無視する。

$$f_s = F_{s1}(H/a) (g/a)^{1/2}$$

$$f_d = \left(\frac{E h}{1 - \nu^2} \frac{F_b(h/a, a/d)}{q H^2 a F_q(H/a, H/d) + w h a d F_n} \right)^{1/2}$$

$F_{s1}(H/a)$ 、 $F_b(h/a, a/d)$ 、 $F_q(H/a, H/d)$ 、 F_n は無次元数である。

ここで、縮尺比 λ を導入する。

$$a = \lambda_l a_P, \quad d = \lambda_l d_P, \quad H = \lambda_l H_P, \quad q = \lambda_q q_P, \quad \nu = \lambda_l \nu_P, \quad w = \lambda_w w_P$$

$$u = \lambda_l u_P, \quad \zeta = \lambda_l \zeta_P, \quad E / (1 - \nu^2) = \lambda_E (E_P / (1 - \nu_P^2)), \quad t = \lambda_t t_P$$

$$h = \lambda_n h_P \quad \text{すると,}$$

$$f_s = F_{st}(H/a) (g/a_p)^{1/2} (1/\lambda_l)^{1/2}$$

$$f_d = \left(\frac{E_p h_p}{1 - \nu_p^2} \frac{\lambda_E \lambda_h}{\lambda_q \lambda_l^3} \frac{F_b(h/a, a/d)}{q_p H_p^2 a_p F_q(H/a, H/d) + \frac{\lambda_w \lambda_h}{\lambda_q \lambda_l} w h a d F_n} \right)^{1/2}$$

$$P_d = \frac{\lambda_q \lambda_l^2}{\lambda_t^2} P_{dp}, \quad P_s = \lambda_q \lambda_l P_{sp},$$

$$P_{CR} = \frac{E_p}{1 - \nu_p^2} \frac{h_p}{a_p} (F_1(d/a) + \frac{h_p^2 \lambda_h^2}{a_p^2 \lambda_l^2} F_2(d/a)) \frac{\lambda_E \lambda_h}{\lambda_l}$$

模型を設計するに当たり、次の2つの条件を設定する。

- ・スロッシング振動数とバルジング振動数の比がproto-typeと模型で同じになるように設計し、応答波形を相似性にする。 $f_s / f_d = f_{sp} / f_{dp}$ が条件1。
- ・破壊形状がproto-typeと模型で相似になり、その過程も相似になるように設計する。このためには荷重と強度の比がproto-typeと模型で同じになるように設計する。

$$(P_s + P_d) / P_{CR} = (P_{sp} + P_{dp}) / P_{CRP} \text{ が条件2。}$$

条件1が成立するためには、まず f_d の式の分母にある縮尺比の項 $\lambda_w \lambda_h / (\lambda_q \lambda_l)$ が1である必要がある。 $\lambda_w \lambda_h / (\lambda_q \lambda_l) = 1$ が成立していれば

$$f_s / f_d = f_{sp} / f_{dp} (\lambda_q \lambda_l^2 / \lambda_E \lambda_h) \text{ から } \lambda_q \lambda_l^2 / \lambda_E \lambda_h = 1$$

の条件2が成立するためには、

$$\frac{P_d + P_s}{P_{CR}} = \frac{\frac{\lambda_q \lambda_l^2}{\lambda_t^2} (P_{dp} + \frac{\lambda_t^2}{\lambda_l} P_{sp})}{\frac{\lambda_E \lambda_h}{\lambda_l} (F_1(d/a) + \frac{\lambda_h^2}{\lambda_l^2} \frac{h_p^2}{a_p^2} F_2(d/a)) \frac{E_p}{1 - \nu_p^2} \frac{h_p}{a_p}}$$

この式に於いて、 $\lambda_t^2 / \lambda_l = 1$, $\lambda_h / \lambda_l = 1$, $\lambda_q \lambda_l^3 / (\lambda_E \lambda_h \lambda_t^2) = 1$ が満たされれば、 $(P_s + P_d) / P_{CR} = (P_{sp} + P_{dp}) / P_{CRP}$ の条件が成立する。

ゆえに、この2つの条件が同時に成立するためには、次の関係が成立することである。

$$\lambda_h = \lambda_l, \quad \lambda_w = \lambda_q, \quad \lambda_t = \lambda_l^{1/2}, \quad \lambda_E = \lambda_q \lambda_l$$

ここで、proto-typeが鉄製であるタンクをアルミの模型を使い実験することを想定する。アルミはヤング率が鉄の1/3、比重も鉄の1/3である。proto-typeと同じ液体を用いるとすると、 $\lambda_w = 1$ が求められるため、残りの2/3の比重を剛性に影響しないようにゴム、鉛等を巻きつけるなどして確保する必要がある。ただし液位が高い場合、側壁質量の影響は少な

い. 縮尺比 λ_t を $1/3$ にして製作し, 時間軸を $1/3^{1/2}$ に縮めて加振することになる.

プラスチックは鉄の $1/10$ から $1/50$ 程度のヤング率で, 比重は $1/5$ 程度であるが, 延性材と脆性材の相違があり, 破壊状況をプラスチックで推定することは出来ない. 従って, 実物もしくは, 縮尺比の小さい模型の実験できる大型振動台の求められる理由がここにある.

(2) 振動台地震波入力

地震波形の再現は振動台限界性能の範囲内に制限される. 地震波形を見ると, 変位で ± 30 cm, 速度で 150 cm/sec, 加速度で $1G$ を越えるものがある. 地震波の加速度値, 速度値は出せるが, 変位は出せない振動台が多い. 最大変位を与える振動数成分は 0.2 Hz 以下の場合が多く試験目的からして無視して良い場合がある. ほとんどの試験でこれら低振動数成分を除去して使っているとみて良い. 試験者が除去しなくても振動台入力装置のなかにハイパスフィルターが組み込まれ自動的に除去している場合もある. 実験者が除去する場合, 次の方法がある.

- 1) アナログ回路で除去する方法 (アナログ回路をコンピューターで模擬することもある)
- 2) FFT (Fast Fourier Transform) を行い, 不要振動数成分を 0 に置き換え, 逆変換した波形を作る方法.
- 3) 移動平均量を源波形から引く方法.

1) の方法で Low Cut すると, ハイパスフィルターが位相遅れを有しているため, 波形の歪が 2, 3) の方法に比べ大きい (振動計のアナログ回路を組んで Low Cut した変位, 速度, 加速度波形を作る方法もこの方式と同じく位相遅れを有している). 2, 3) の方式は位相遅れが無いいため, 低振動数成分を除去しても, 加速度波形で歪が目立たない. 3) の方式で位相遅れが無い理由は求める時点の前後のデータを使うからである. 2) の方式で Low Cut した場合, 本来 0 が続くべき所でも, Low Cut によりバランスが崩れ, 図 1-6 に示すように, 振動が現れることがある. 2, 3) の方式を用いれば歪の少ない地震波形を振動台に入力できる.

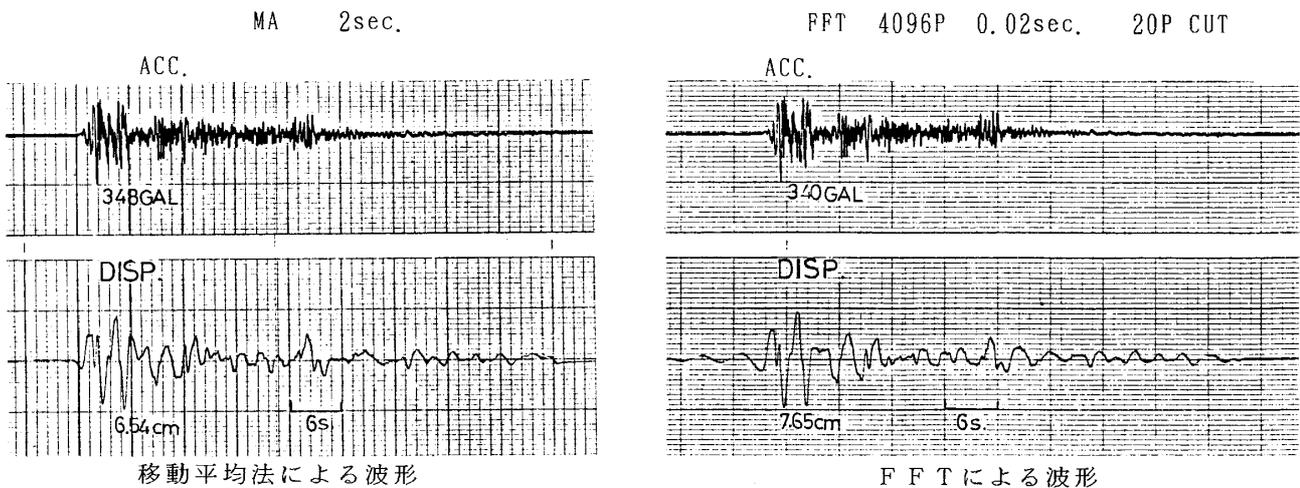


図 1-6 Low Cut 説明図

(3) 機械式振動台

機械式振動台はほとんどカム式である。カム式は電動機の回転をカムにより水平またわ上下振動に変える方式である。低振動数(～10Hz)の正弦波加振に限られ、かつ変位振幅が機械的に決められてしまうこと、および機械的ガタが大きく加速度波形のノイズが大きいことなどから、最近では特殊な場合を除いてほとんど用いられることは無い。

特殊な使い方として波動形振動台としてこの方式が使われる場合がある。その一つは埋設管の試験用に開発された装置で図1-7に示すように20個の振動台を並べ、電動機で主軸を回転させウォームを介して振動台を動かすもので、図1-8に示すように20個の振動台のカム軸の位相角を各々づらすことにより波動的な動きを発生する装置である。この装置はカムの付け方を換えることで縦波的挙動と横波的挙動を起こせる。もう一つの例は建物に対する波動入力の有効性を模型で調べるもので、図1-9のように縦波的挙動をする部分と横波的挙動をする部分から出来ている。

(4) 動電式振動台

動電式の振動台は歪の無い加速度波形を得られる。図1-10に示すように励磁コイルと駆動コイルから構成されており、加振部に波形歪の原因になるような非線型性は原理的には無い。電子機器などの振動試験に広く用いられている。耐震試験でも高精度の波形精度が要求される所で用いられている。特に、地震計の較正によく用いられる。加振力は20tonf程度が最も大きなものであり、速度は200cm/secも出るものがある。最大変位は全振幅で22.8cm出るものがある。一般に、直流大電流を得るのが困難なため5Hz以上の振動数で使われる。

加振原理は、図1-11に示すように、直流磁束と直交するように同心円状の空けき中に吊るされた駆動コイルに駆動電流を流すと、フレミングの左手の法則に従い加振力を発生する

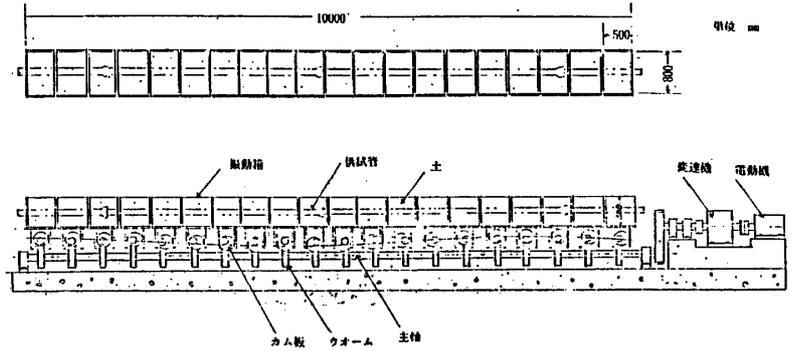


図1-7 波動形振動台説明図

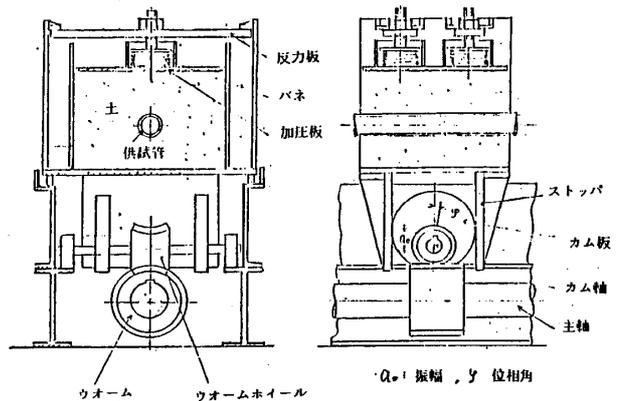


図1-8 振動箱説明図

(建設省土木研究所 土木研究所資料 第1037号 埋設管の耐震設計法 507～509頁より(図1-7も同様))

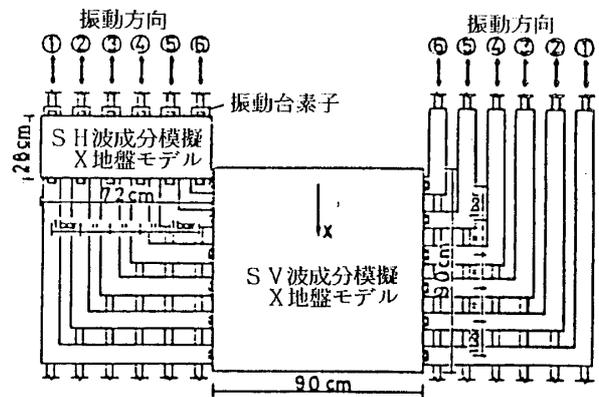
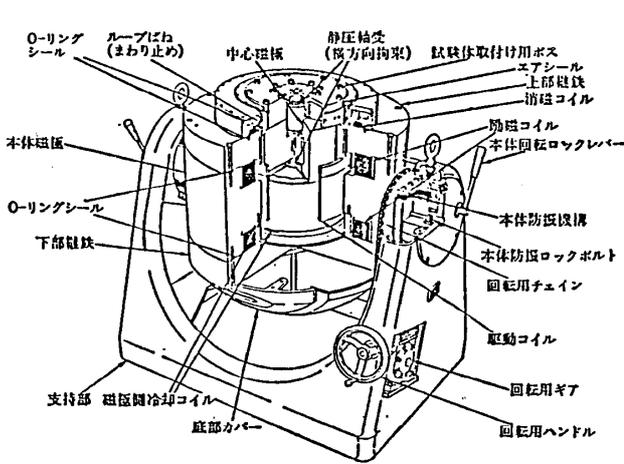
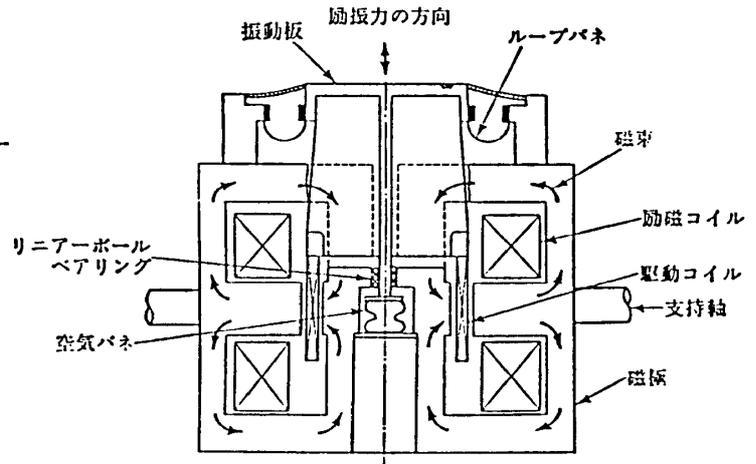


図1-9 両波動振動台説明図

(森下, 井口, 模型実験による入力地震動の測定, 昭和53年9月日本建築学会大会 学術講演梗概集673頁より)



動電式振動発生機の構造 LING 社 335 A 形 (水冷式)



動電式振動発生機の原理図

図 1 - 10 動電式振動台概要

図 1 - 11 動電式原理

(谷口 修編 振動工学ハンドブック (養賢堂発行) 656 頁より)

ことに因っている。加振方程式は次のようになる。

$$M \ddot{x} + k_f x = B \ell I$$

$$L \dot{I} + R I + B \ell \dot{x} = E_0$$

M : 加振台質量, k_f : 加振台支持バネ (中立位置と安定性を与えるため)

B : 磁束密度, ℓ : 駆動コイルの展開長さ, L : 駆動コイルのインダクタンス

R : 駆動コイルの抵抗, x : 加振台変位, I : 駆動電流, E_0 : 駆動電圧

この 2 式から x に関する次の式を得る。

$$\frac{L M}{B \ell} \left(\ddot{x} + \frac{R}{L} \dot{x} + \left(\frac{k_f}{M} + \frac{(B \ell)^2}{L M} \right) x \right) = E_0$$

この振動系の固有円振動数は k_f が無いとすると $((B \ell)^2 / L M)^{1/2}$ である。最大速度は目安として電力増幅器容量を VA (KVA), 最大加振力を F (N) とすると,

$$V_{MAX} = VA / F \quad (\text{m/sec})$$

耐震実験用として求められる大型振動台の性能 (ストローク $\pm 20\text{cm}$ 以上, 加振力 100 tonf 以上) を有するものは無く, 開発するには経済性および装置の発熱問題のため困難とみなされている。

(5) 電気油圧式振動台

大きな加振力を得ることが容易にできるため, 構造物の耐震試験に広く用いられている。1 台の加振機で 450 tonf の出力を有するものがある。最大変位は振動台としては $\pm 30\text{cm}$, 飛行シミュレーターでは全振幅 2.3m のものがある。最大速度は油圧源容量で決まるが, 現在のところ, 100 cm/sec 程度が一般的である。

加振原理は油圧ポンプで圧縮された油をサーボ弁を通してアクチュエーター (加振機) に送り, 加振台に任意の動きをさせる装置である。加振方程式は両側ロッド式複動シリンダ形加振機の中立点ではつぎの通りである。

$$M \ddot{x} = A P_o, \quad \frac{V}{2\beta} \dot{P}_o + k_l P_o + A \dot{x} = Q_o$$

M : 加振台質量, A : 加振機断面積 V : 加振機内2チャンバーの合計容量,
 k_l : 漏れ係数, β : 油の体積弾性率, P_o : 2チャンバー間の圧力差,
 x : 加振台変位, Q_o : サーボ弁を通過して供給される流量,
 この2式から, xに関する次の方程式が得られる.

$$\frac{M V}{2\beta A} (\ddot{x} + \frac{2\beta}{V} k_l \dot{x} + \frac{2\beta A^2}{M V} x) = Q_o$$

この式は加振機速度xに関する振動方程式である. この系の固有円振動数ω_o, 減衰定数h_oを求めると,

$$\omega_o = (M V / 2\beta A^2)^{1/2}, \quad h_o = (k_l / A) (M\beta / 2V)^{1/2}$$

供給流量Q_oは次式で与えられる.

$$Q_o = k_s f(x_s) (1 - |P_o / P_s|)^{1/2}, \quad x_s = k_i I_s$$

k_s : サーボ弁係数 (l/sec)/mA

I_s : サーボ弁電流

P_s : サーボ弁のSUPPLY側とRETURN側の圧力差

x_s : サーボ弁スプール変位

k_i : スプール変位係数

2段のサーボ弁は振動系を, 3段のものはフィードバック振動系を構成しているが, ここでは簡単のために振動特性を無視した.

サーボ弁は図1-12に示すように加振機の動きの方向を変えるとき, すなわち速度が0になるとき油の流の方向が換わる. この方向変換は, サーボ弁スプールがポートを切り換えることに

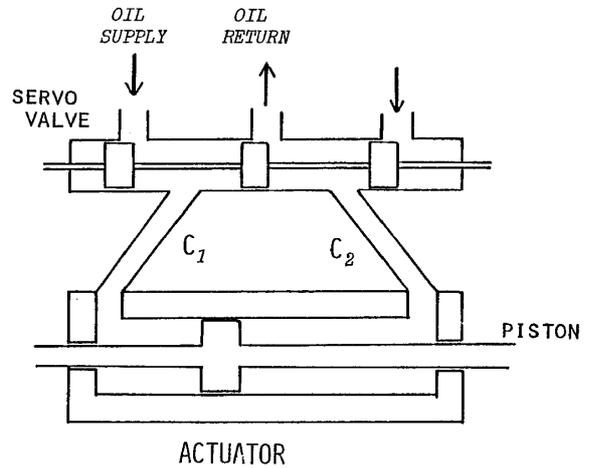


図1-12 サーボ弁概略

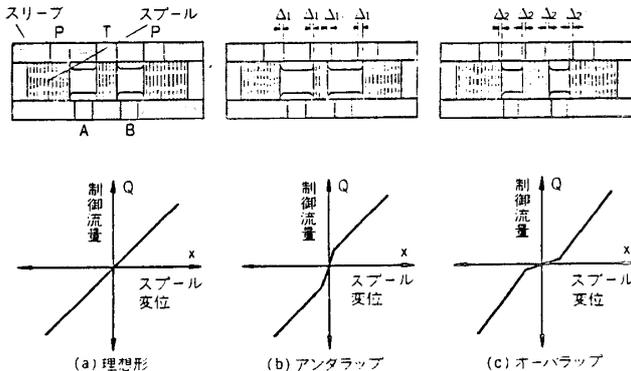


図1-13 サーボ弁非線形性

(不二越油圧研究グループ, 新版知りたい油圧
 応用編 257頁より)

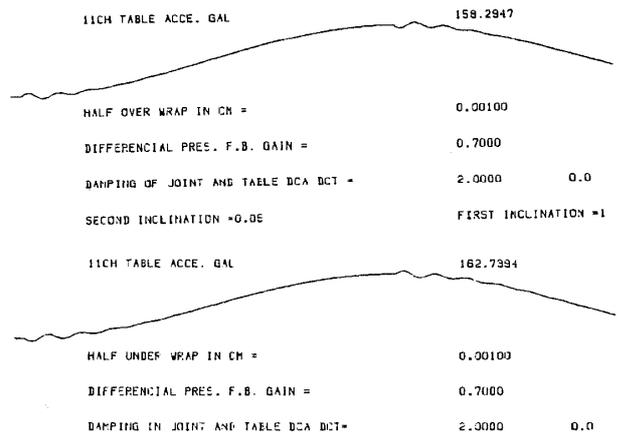


図1-14 オーバーラップとアンダ
 ーラップ計算波形(加速度)

大型耐震実験装置の改造に関するフィージビリティスタディー

よりなされる。このポート切り換えがスムーズに行われれば、 $f(x_s) = A_p x_s$ となる。

A_p はポート断面積である。しかし、実際は図1-13のようにオーバーラップまたはアンダーラップが生じ、 $f(x_s) = A_p (x_s \pm \Delta_s)$ となり、非線型性が含まれる。このポート切り換えのときにパルスが発生し、加速度波形歪の原因となる。図1-14はオーバーラップとアンダーラップの計算波形である。

振動台方程式にフィードバックを加え、制御する。フィードバック量としては、 $x, \dot{x}, \ddot{x}, P_0$ を、入力としては $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ を取ると次のように書くことができる。

$$\frac{M V}{2 \beta A} (\ddot{x} + \frac{2 \beta}{V} k_L \dot{x} + \frac{2 \beta A^2}{M V} x) = k_{si} (k_D (x_i - x) + k_v (\dot{x}_i - \dot{x}) + k_A (\ddot{x}_i - \ddot{x}) - k_P P_0)$$

$k_{si} \sim k_P$ は定数である。この式を整理して、次のように書く。

$$\frac{M V}{2 \beta A} (\ddot{x} + (\frac{2 \beta}{V} k_L + \frac{2 \beta A}{M V} k_{si} (k_A - k_P \frac{M}{A})) \dot{x} + (\frac{2 \beta A^2}{M V} + \frac{2 \beta A}{M V} k_{si} k_v) \ddot{x}) + k_{si} k_D x = k_{si} (k_D x_i + k_v \dot{x}_i + k_A \ddot{x}_i)$$

この式から判断すると、加速度と差圧のフィードバックは系の減衰を増し、速度フィードバックは系の剛性を上げる。変位フィードバックは系に安定性を与える（すなわち、定置性を与える。変位フィードバックが無いと、ラプラス変換で極 $s = 0$ の項が現れ、暴走の恐れが生じる。これは動電式振動台でも言えることで、このために、動電式振動台では加振台と支持台の間にバネを入れている）。

フィードバック系は定数の設定を大きくすると、すなわち目標との差が生じたとき油を多く流すようにすると、不安定になり発振する。図1-15は一般の変位フィードバックのときのループゲインの変化による安定性を見たものである。この図は固有値問題としてダブルQR法により減衰を求め、安定性を判断したものである。

振動台系の固有振動数の1/3の振動数付近で加振すると振動台波形（特に加速度）に系の固有振動波形が乗っている場合がある。この現象がサーボ弁スプールのオーバーラップに起因するとして検討を試みる。サーボ弁を流れる流量 Q_0 は時間を横軸にとると図1-16の Q_0 のように描ける。この微分波形は \dot{Q}_0 である。 \dot{Q}_0 を \dot{Q}_1 と \dot{Q}_2 に分けて考える。前

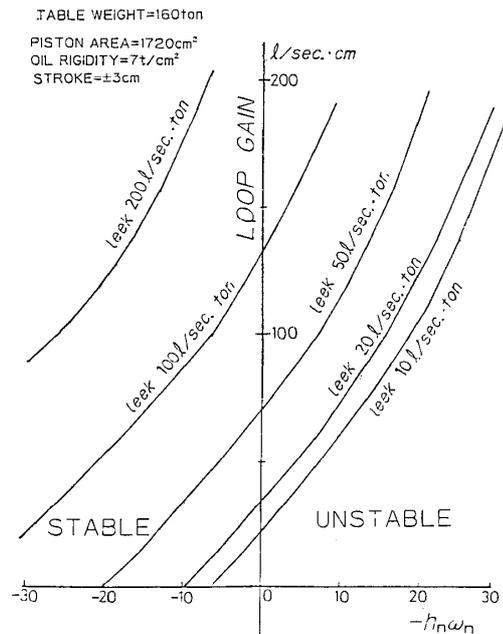


図1-15 電気油圧振動台安定性

に述べた振動台方程式を1回微分し $x = u$ で表すと、

$$\frac{M V}{2 \beta A} (\ddot{u} + 2 h_0 \omega_0 \dot{u} + \omega_0^2 u) = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

$\dot{Q}_1 = q_1 \cos \omega t$ で表す。 \dot{Q}_2 をフーリエ級数で表すと次のように書ける。

$$\dot{Q}_2 = \sum_{n=1,3} \frac{H}{n \pi} \sin n \omega \alpha \cdot \cos n \omega t$$



\dot{Q}_2 を見ると分かるように ω の奇数倍の振動数成分が振動台方程式の入力項に現れる。この奇数倍の振動数の付近に振動台系の固有振動があると、それが励起される。

これが国立防災科学技術センターの大型耐震実験装置で 3~4 Hz, 5~7 Hz で波形歪が、系の固有振動が 18~25 Hz にあるため、大きくなる理由の一つである。このことは、アンダーラップが起こすノイズについても、加振機内のピストンとシリンダーの接触面に作用する動摩擦が起こすノイズについても、同様のアナロジーから奇数倍の振動が発生することが推定できる。

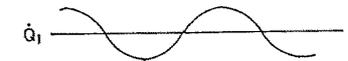
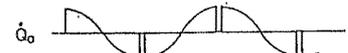


図1-16 サーボ弁流量モデル波形

振動台波形歪を生じさせるノイズ波形は系の固有振動である。従って、この振動を押さえることが考えられ、前述のような差圧フィードバック方式、あるいはダンピングレギュレーター方式、加速度制御方式が制御に取り入れられている。

ダンピングレギュレーター方式では供給流量 Q_0 を次のように表し

$$Q_0 = k_i I_s - k_p P_0 - (k_i P_0 / 2 P_s) |I_s|$$

$(k_i P_0 / 2 P_s) |I_s|$ の項が消えるようにフィードバックを掛け、波形改善を図る方式である。

加速度制御方式は図1-17のように入力側で加速度、速度、変位の各信号を与え、フィードバック側でも加速度、速度、変位をサーボアンプに帰す。伝達関数は出力加速度に着目しラプラス変換で表し、

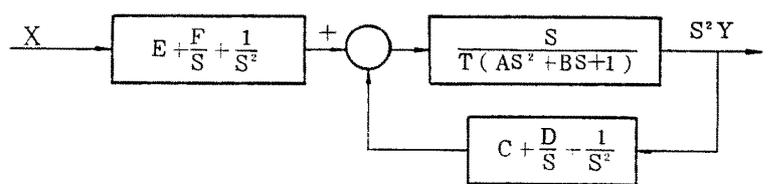


図1-17 加速度制御図 (日立製作所 高精度三次元振動実験装置基本設計書 6-29 より)

$$\frac{S^2 Y(S)}{X(S)} = \frac{E S^2 + F S + 1}{A T S^3 + (B T + C) S^2 + (T + D) S + 1}$$

ここで任意定数 λ を導入し、この伝達関数が固有振動を有しないように C, D, E, F を選ぶと、次のようになる。

$$\frac{S^2 Y(S)}{X(S)} = \frac{1}{\lambda S + 1}$$

A, D, E, F は、 $A T = E \lambda$, $B T + C = E + F \lambda$, $T + D = F + \lambda$ のように定められる。

(6) 試験体の振動台に与える影響.

弾性負荷が振動台に載った場合の加振特性について検討する. 1 質点の弾性負荷とすると加振台のゲイン特性は図 1-18~20 のように, 加振台の位相特性は図 1-21~23 のようになる. 弾性試験体の入力変位信号に対する増幅特性を図 1-24~26 に示す. 加振台振幅で弾性

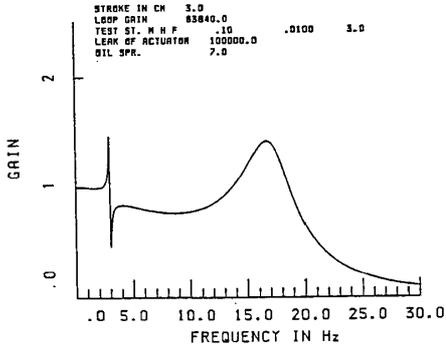


図 1-18 ゲイン 1

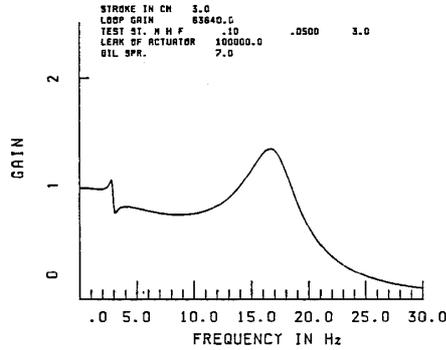


図 1-19 ゲイン 2

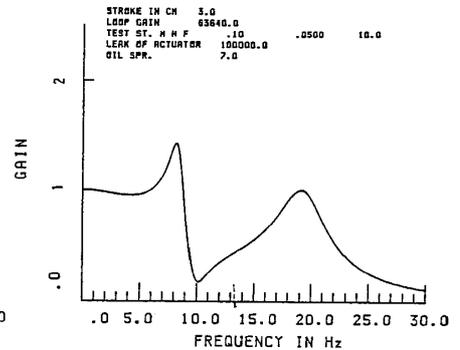


図 1-20 ゲイン 3

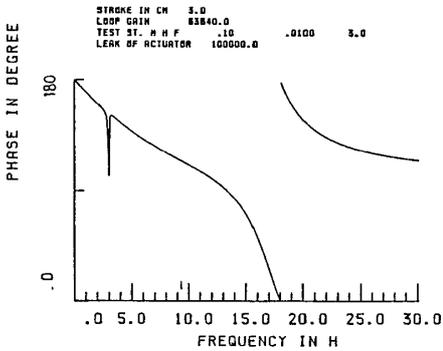


図 1-21 位相特性 1

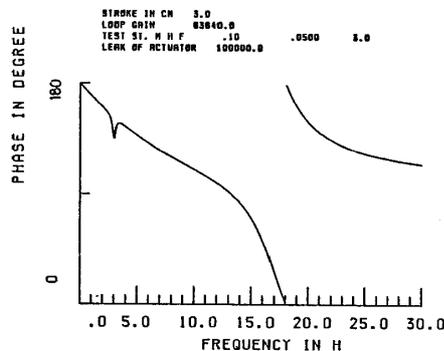


図 1-22 位相特性 2

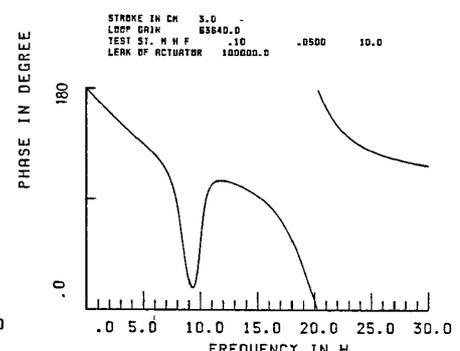


図 1-23 位相特性 3

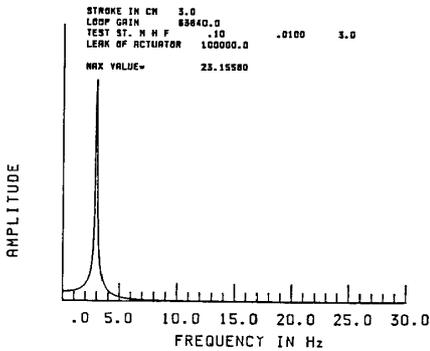


図 1-24 試験体応答 1

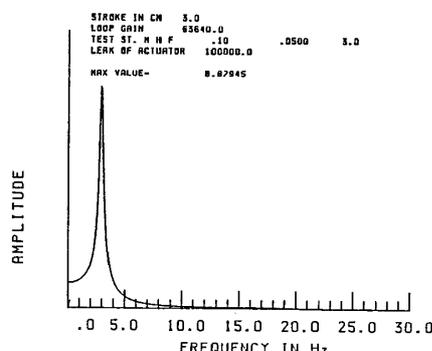


図 1-25 試験体応答 2

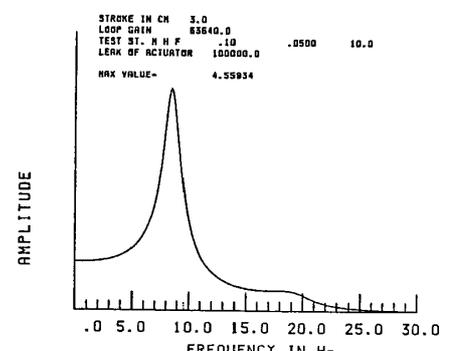


図 1-26 試験体応答 3

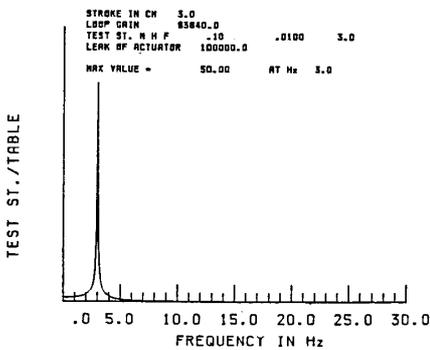


図 1-27 振幅比 1

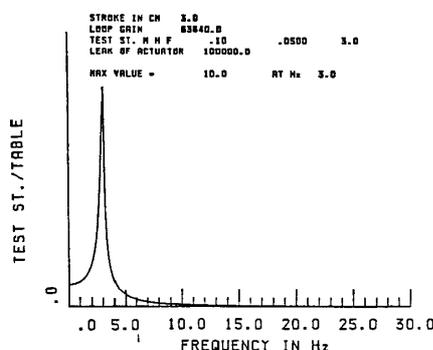


図 1-28 振幅比 2

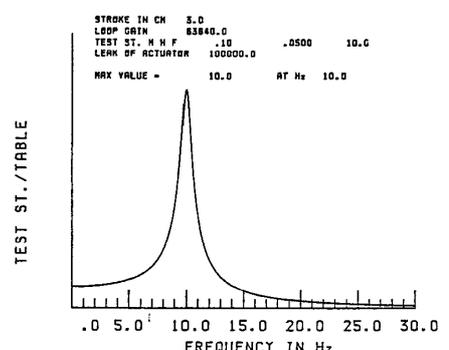


図 1-29 振幅比 3

試験体振幅を割ったものを図1-27~29に示す。これらの図は現在の大型耐震実験装置を想定し、1質点弾性試験体の重量は100 tonで、固有振動数3 Hzで減衰1%と5%を想定し、固有振動数10 Hzでは5%だけを想定している。既に、指摘されているように弾性試験体の固有振動数のところで加振台の振幅は大きな谷になっている。試験体の固有振動数が高く、減衰が小さいほど、その谷は深くなる。振動台と弾性試験体の連成系の固有振動数は、分離した場合とは異なるが、加振台振幅で弾性試験体振幅を割った比の曲線のピークは弾性試験体の性質を正しく示している。

図1-30は1質点弾性試験体の固有振動数を変えて行った場合、振動台と試験体の連成固有振動数が変わる状況を、試験体重量をパラメータにとり、減衰を0とし、計算したものである。この連成系の固有振動数は振動台にショックを与えたときに現れる振動であり、この振動から試験体の特性を推定する場合、試験体が柔らかく且つ軽いものほど試験体本来の性質を現し、固く重い試験体の性質は少しづれて現れることに注意すべきである。図1-31は振動台と1質点弾性試験体の振幅比がピークを示す振動数を図1-30と同様じように示したものである。この場合、試験体の剛性および重量に関係なく試験体の性質と正しく現している。従って、振幅比から試験体の性質を推定すれば、推定誤差は小さくなる。

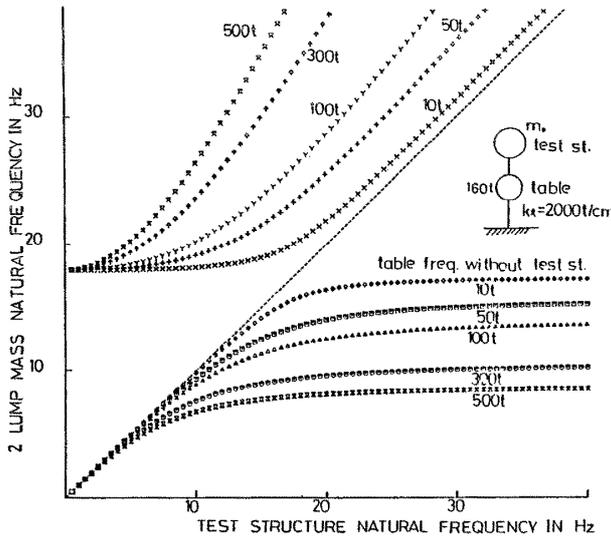


図1-30 振動台と1質点弾性試験体の固有振動数の変化

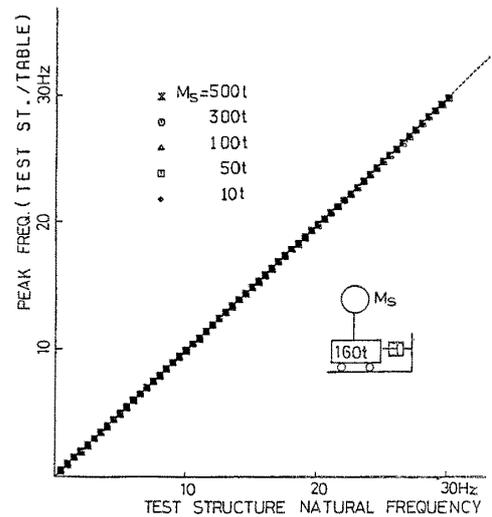


図1-31 振動台と1質点弾性試験体の最大振幅比振動数

(7) 振動台基礎

振動台で加振すると、その反作用で基礎にも同じ力が加わり、基礎は揺れる。基礎の振動は小さいことが望ましい。基礎の振動は次の2つの点から問題となる。まず第1に振動台試験に与える影響である。振動計は絶対的な振動を測定するため、試験体に付けた加速度計は基礎の振動も含んでいる。従って、基礎の振動が大きいと、計測精度および制御精度が落ちることになる。第2に振動台基礎振動が周辺に及ぼす影響である。当然のことながら、周辺に人家あるいは精密機械があると問題になる。

振動台基礎の応答計算には、簡単な場合、次の式が用いられる。

$$m_B \ddot{x}_B + c_B \dot{x}_B + k_B x_B = F$$

x_B : 基礎変位, m_B : 付加質量を含めた基礎質量, c_B : 地盤減衰

大型耐震実験装置の改造に関するフィージビリティスタディー

k_B : 地盤剛性, F : 加振力 m_T : 加振台質量, x_T : 加振台変位

正弦波加振を想定し, $x_B = X_B e^{i\omega t}$, $F = F_0 e^{i\omega t}$, 固有円振動数 ω_B , 減衰定数 h_B を用いると,

$$X_B = \frac{F_0}{m_B \{ (\omega_B^2 - \omega^2) + 2 h_B \omega_B \omega i \}}$$

当然のことで有るが, c_B , k_B は基礎底面積が大きければ大きくなる. かつ, 埋め込み深さが深ければ深いほど, さらに, 大きくなる. 従って, 底面積が広く, 深く潜った重い基礎ほど, 基礎の揺れは小さくなる. この c_B , k_B および付加質量としての m_B を求めるために「地盤と構造物の動的相互作用」の研究があると言っても過言では無い.

上記の式は単純モデルに関するものであるが, 基礎を弾性体として扱い, 地盤 h 半無限性も表した多くの解析プログラムがあり, これで振動台基礎を解析し測定データと比較した例がある. 図 1 - 32, 33 に単純モデルで計算した大型耐震実験装置基礎応答 (対振動台振幅比と対加振力比) を示す. 図のなかで GROUND MASS, GROUND SPRING, GROUND VISCOUS とあるのは基礎が大きな土塊に設置されているとし, その定数を示すものである. このような土塊を導入したのは, 大型振動台の基礎の揺れを測定したとき, 単純モデルでは表せない, ピークが共振曲線のなかに現れるからで, これは波動論に基づく解析プログラムから地盤の卓越振動の影響と推定される.

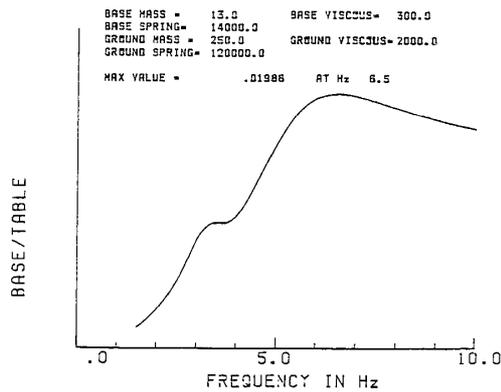


図 1 - 32 振動台基礎振幅比

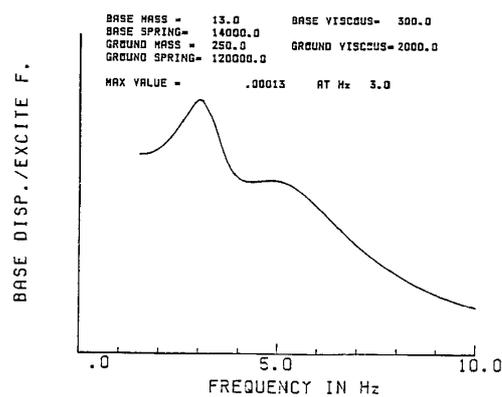


図 1 - 33 加振力 - 基礎変位

周辺地盤への振動影響を更に小さくするために, 浮き基礎を使うことがある. 図 1 - 34 に示すように基礎が 2 重になっており, 2 つの基礎の間に空気バネなどの柔らかく, かつ減衰性の高いバネを組み, 基礎系の固有振動数より高い振動数の揺れが周辺に伝わるのを抑止している. 図 1 - 35 は大型耐震実験装置基礎の下のさらに大きな基礎を打ったとし, 2 の基礎間に柔らかいバネを入れたとして, 計算したものであり, 高い振動数で効果が期待できるのが分かる. しかし, このような工事が基礎が設置されている現在, 実施するのは不可能

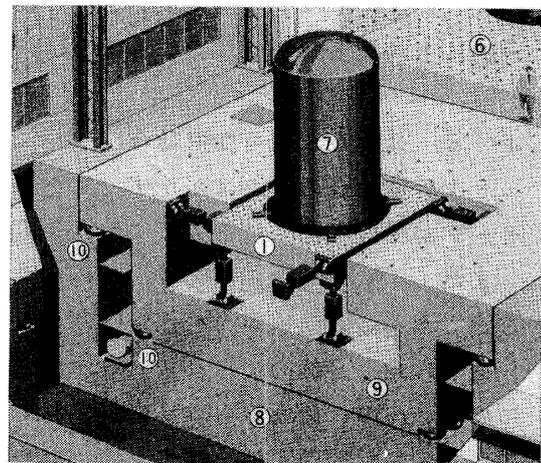


図 1 - 34 浮き基礎概略図 (石川島播磨重工耐震実験場パンフレットより)

と見られる。

振動遮断のために地盤に溝を掘ることが考えられる。しかし、この方法は振動台についてはあまり用いられていない。耐震試験用の振動台は1 Hz~10 Hz程度の振動数で加振を主に行う。その波長は表面波の伝播速度を250m/sec.程度とすれば、250m~25mで、溝が遮断効果を発揮するためには(振動を半分にするを考える)波長の1/4の深さ(10Hzで7.5 m)を掘る必要がある。基礎が潜っている場合、さらにその分、掘らなければならない。溝の建設ならびに維持の点からも、大型振動台の基礎振動伝播防止には不相当と考える。

以上のように基礎振動を小さくし、周辺への振動伝播を低減するには、基礎質量を増加させるのが、最も、信頼の於ける方法である。エネルギーの観点から、基礎質量を増加させて振動を低減させることに、説明を試みる。まず、振動台が出すエネルギー E_0 は一定で、それを加振台と基礎で分かち合っているとす。

$$E_0 = \frac{1}{2} m_T \dot{x}_T^2 + \frac{1}{2} m_B \dot{x}_B^2 + \frac{1}{2} k_B x_B^2$$

であり、基礎質量を増やすとは、 $m_B + \Delta m_B$ にすることである。

$$E_0 = \frac{1}{2} m_T \dot{x}_T^2 + \frac{1}{2} (m_B + \Delta m_B) \dot{x}_{B1}^2 + \frac{1}{2} k_B x_{B1}^2$$

両式は等しく、両式第1項は同一であるとし、運動エネルギーだけを2式で比較すると、

$$\dot{x}_{B1} = (m_B / (m_B + \Delta m_B))^{1/2} \dot{x}_B$$

となる。これは運動方程式から導かれる関係

$$\dot{x}_{B1} = (m_B / (m_B + \Delta m_B)) \dot{x}_B$$

より大きい。これは、2つの場合のエネルギーが等しいとしたことに原因があり、基礎質量が大きいとエネルギー損失が小さいことを示すものであり、基礎質量を増やすと、エネルギー的にも基礎振動が小さくなることが確認される。

1-6 3次元6自由度振動台

3次元振動台の要求はユウザー側から生じ、水平2方向・垂直方向の3次元振動をクロストークが出ないように正確に発生させるために平面静圧軸受継手が開発された。

また、クロストークを逃れるためパワーロスを承知のうえで振動台の上に振動台を載せた方式で水平2方向振動台を作った例もある。スウィングアクチュエーター方式ならびにリンク継手方式は必然的にクロストークが生じる。このクロストークを抑止するための式は簡単に導け、その電気回路も容易に組まれている。しかし、ローリング、ピッチング、ヨーイングなどの回転振動を抑止するためにどうしても各加振機に別々の信号を入力して動かす必要が生じた。回転を抑止し、加振機の同期を取るアナログ回転制御方式があるが、位相遅れの

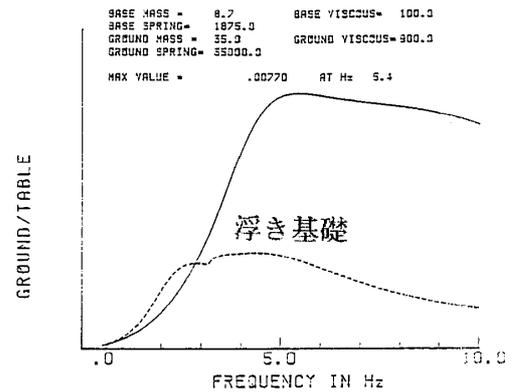


図1-35 浮き基礎効果

ためほとんど効果がなく、悪影響が生じることもある。このため、入力信号で回転振動を抑止することが編み出され、6自由度制御方式が出来た。この振動台が3次元6自由度振動台と名付けられた。従って、回転振動を目的として作られた振動台ではない。

回転を起こせる振動台が出来れば、その振動台をユーザーが求めるのは当然であり、現在では平面静圧軸受継手方式の振動台も回転を起こせるようになっている。

地震時の地盤振動に回転が含まれている可能性については明らかではない。構造物について回転振動が生じるのは、地震応答解析で基礎のロッキング振動が扱われていることから明らかである。建物等の水平面内の揺れ振動、垂直平面内の全体曲げとロッキングにより回転振動が生じている。従って、構造物内の機器等を試験する場合、回転振動加振も行うべきである。この指摘を最近、耳にすることがある。従来、構造物の回転振動を起こそうとの試みがなされなかったのは、地震時の回転振動を計る振動計が作られていなかったことに一つの原因がある（数台の地震計記録を解析すれば回転振動を求めることは簡単である。しかし、建物等に付けられている強震計は3成分しかなく回転動をもとめることは出来ない）。回転を計測できる地震計が開発されれば3次元6自由度振動台の再現すべき波形が与えられる。このような回転も計れる地震計は変換器を6個、図1-36のように組立、電気回路で対になった変換器の加算、引算を行えば軸方向成分と回転成分が取り出せる。

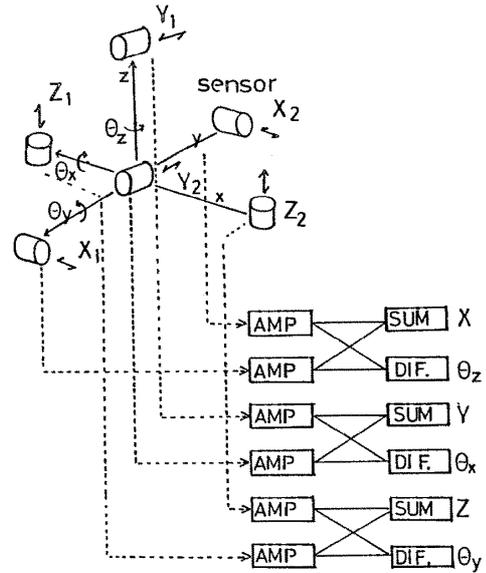


図1-36 6自由度振動計概略

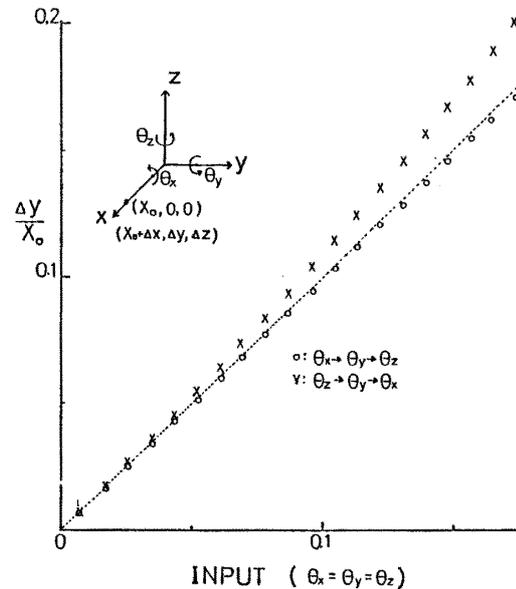


図1-37 回転順による相違

ここで、3次元6自由度の運動を考えてみる。飛行シミュレーターではすでに3次元6自由度の運動を使っている。図1-37の説明図のように3軸回りの回転 θ_x 、 θ_y 、 θ_z とし、任意点 (X, Y, Z) が各軸方向に x, y, z 移動し、さらに $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ の順に回転したとすると、 (X, Y, Z) は (X_1, Y_1, Z_1) に移動する。オイラーの公式により

$$\begin{vmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \theta_y \cos \theta_z, \sin \theta_x \sin \theta_y \cos \theta_z - \cos \theta_x \sin \theta_z, \cos \theta_x \sin \theta_y \cos \theta_z + \sin \theta_x \sin \theta_z \\ \cos \theta_y \sin \theta_z, \cos \theta_x \cos \theta_z + \sin \theta_x \sin \theta_y \sin \theta_z, \cos \theta_x \sin \theta_y \sin \theta_z - \sin \theta_x \cos \theta_z \\ -\sin \theta_y, \sin \theta_x \cos \theta_y, \cos \theta_x \cos \theta_y \end{vmatrix} \begin{vmatrix} X+x \\ Y+y \\ Z+z \end{vmatrix}$$

回転の順を変えるとマトリックスの要素の式は変わってしまう。即ち、回転の順により最終変位の値が変化する。 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ の値が微小である場合は次のように書ける。

$$\begin{vmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y \\ \theta_z & 1 & -\theta_x \\ -\theta_y & \theta_x & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} X+x \\ Y+y \\ Z+z \end{vmatrix}$$

この線型式は回転の順により変わることはない。図1-37から分かるように回転の順に関係なく X_1, Y_1, Z_1 を計算できるのは2%程度の変動を許すなら、回転角1度程度と考えられる。

変換器の出力は加速度で与えられるので、上の式を時間で2回微分して、加速度を求めると、

$$\begin{vmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{Y}_1 \\ \ddot{Z}_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & -\ddot{\theta}_z & \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_z & 0 & -\ddot{\theta}_x \\ -\ddot{\theta}_y & \ddot{\theta}_x & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} X+x \\ Y+y \\ Z+z \end{vmatrix} + 2 \begin{vmatrix} 0 & -\dot{\theta}_z & \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z & 0 & -\dot{\theta}_x \\ -\dot{\theta}_y & \dot{\theta}_x & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y \\ \theta_z & 1 & -\theta_x \\ -\theta_y & \theta_x & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix}$$

変動の2乗項を無視すると

$$\begin{vmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{Y}_1 \\ \ddot{Z}_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & -\ddot{\theta}_z & \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_z & 0 & -\ddot{\theta}_x \\ -\ddot{\theta}_y & \ddot{\theta}_x & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} X \\ Y \\ Z \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 1 & & \\ & 1 & \\ & & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{vmatrix}$$

この式が6自由度地震計の基礎式であり、適用範囲は当然、微小変形領域である。

第2章 大型耐震実験装置の大型3次元6自由度振動台への改造に関する技術的検討

大型耐震実験装置を大型3次元6自由度振動台に改造するには振動台基礎が3次元6自由度加振に対し強度を有していることが前提である。検討の結果、既設基礎を包む形ちに増設基礎を打ち込み、基礎形状を大幅に変容させることにより強度を確保できるとの判断を得た。

また、継手方式については、リンク継手方式でも静圧継手方式でも大型耐震実験装置を3次元6自由度化することが可能である。

2-1 改造大型3次元6自由度振動台主要緒元。

この計画を立てるに当たり、表2-1の主要緒元を定めた。加振力については、使用頻度の高い、水平方向加振は、振動台基礎の振動ならびに周辺地盤の振動を考慮し、現状とほとんど変わらない400tonfとした。垂直方向加振機は、水平方向加振時に生じるピッチングおよびローリングに対抗するため高い剛性が求められる。加振機剛性はストロークを短くし、かつ加振機ピストン断面積を増やすことにより増加する。加振機ピストン断面積を増やすことは加振力を増加させることであり、このため垂直方向加振力は水平方向の2倍である800tonfとした。振動台搭載重量は現状と同じ最大500tonfを確保している。

水平2方向のストロークは、両方向とも±20cmとした。垂直方向のストロークは加振機剛性確保のため±5cmとした。

加振機サーボ弁の能力を定める最大速度は水平方向について100 cm/sec.、垂直方向について50cm/secを出せるものとする。連続加振速度は油圧ポンプの容量できまるが、油圧ポンプは現状のまま使用するのが原則とし、不足分はアキュムレーターで補うこととした(ただし、現状油圧ポンプで出せる水平1方向連続加振速度50cm/sec.を確保する)。アキュムレーターの容量は3次元加振で油圧ポンプと併せて水平2方向とも100 cm/sec. 垂直方向50cm/sec. で20秒加振できるものとする。

現在の大型耐震実験装置の水平加振機の設置は対向型のPUSH-PULL方式であるが、不均一な熱変形を逃げるため加振機を片側の壁に集めた片側加振方式を採用する。

各軸回りの最大回転角は対の加振機が逆方向に最大ストローク動いたとき生ずる角度である。

系の固有振動数の推定値は次のようになる。

水平 X 方向	無負荷時	10.6Hz	500ton 搭載時	5.2Hz
水平 Y 方向	無負荷時	10.6Hz	500ton 搭載時	5.2Hz
垂直 Z 方向	無負荷時	17.0Hz	500ton 搭載時	8.3Hz
ヨーイング	無負荷時	12.1Hz	500ton 搭載時	6.0Hz
ローリング	無負荷時	19.0Hz	500ton 搭載時	9.3Hz
ピッチング	無負荷時	19.0Hz	500ton 搭載時	9.3Hz

なお、全体剛性を算出するに当たり用いた継手剛性1590ton/cm、加振台取付部剛性2200ton/cmは現在の大型耐震実験装置に使われている値である。加振機油柱剛性は中立点の値を用いた。これらの値を基に描いた限界性能図を図2-1に示す。

表2-1 改造大型3次元6自由度振動台主要緒元

主要目		改造後		現状		
テーブル		15m × 15m		15m × 15m (張り出し付き)		
加振方向		3次元6自由度同時(水平2方向と垂直の3軸に関する回転)		2次元1自由度 切替 (水平または垂直)		
最大載荷重量(Ton)		500ton		500ton		
加 振 性 能	項目	水平(X, Y)	垂直(Z)	水平(X)	垂直(Z)	
	最大ストローク	±20cm	±5cm	±3cm	±3cm	
	速 度	単 軸	最大	100cm/sec (90秒)	50cm/sec (90秒)	37.5cm/sec
			連続	50cm/sec	25cm/sec	37.5cm/sec
	3軸同時最大		単軸最大速度で20秒		—	—
	最大加振力(加振機 加振力×加振機台数)		400tonf/方向 (200tonf ×2台)	800tonf (200tonf ×2台)	360tonf (90tonf ×4台)	360tonf (90tonf ×4台)
	最大加速度(500ton搭載)		0.55G	0.55G	0.55G	0.55G
最大回転角		Z軸回り 2.86°	X, Y軸回り 0.71°	—	—	
許容転倒モーメント		最大 : 3200ton m 垂直最大加振時 : 1600ton m		—		
制御方式		6自由度 アナログ・デジタル		1自由度 アナログ		

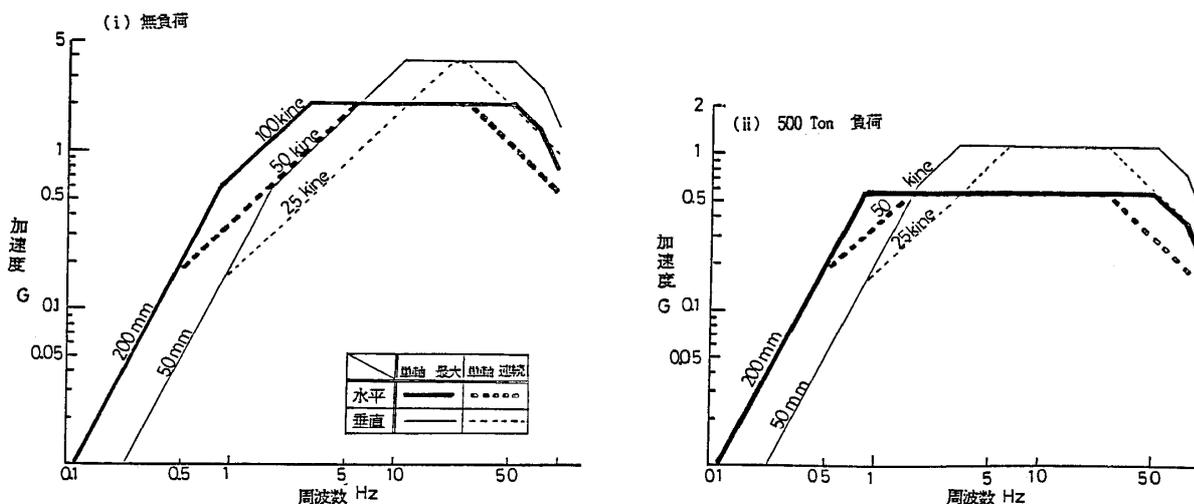


図2-1 限界性能図

2-2 加振機

(1) 水平加振機

水平加振機はピストン両側の受圧面積を同じにし、押し・引きの加振力を同じにする。このため両側ロッド式複動型を用いる。水平加振機の長さ L_a は片振幅ストロークを L とすると、 $\pm 20\text{cm}$ 程度のストロークの場合、 L の7倍から8倍以上の長さを必要とする。ピストンロッドの太さは加振機剛性を低下させない観点からより太いことが望まれる。ピストンロッドは変位計を内蔵するため中空になっている。外形 D_p 40cm、内径30cmのピストンロッドを使えば剛性は11000 ton/cmになり加振機剛性に与える影響は小さい。加振機受圧面積 A_a は加振機出力 F_a をサーボ弁有効差圧 P_e で割って求められる。シリンダの内径 D_s は加振機受圧面積 A_a から決まる。ここでは、サーボ弁有効差圧 P_e を160 kg/cm²、加振機出力 F_a を200 tonf、片振幅ストローク L はクッションを20%とり24cmとし、加振機の概略寸法を出し、加振機長さ $L_a = 215\text{cm}$ 、加振機受圧面積 $A_a = 1250\text{cm}^2$ 、シリンダの内径 $D_s = 44.4\text{cm}$ 、シリンダの外形は70cm程度とした。

加振機にはサーボ弁と加振機用アキュムレーターが付く。最大速度から求まる加振流量は7500 l/min. である。サーボ弁流量 Q_s は $Q_s = k_s (1 - P / P_s)^{1/2}$ 、ここで $P_s = 210\text{ kg/cm}^2$ は供給油圧、 P は差圧、 k_s は定数である。差圧 $P = 140\text{ kg/cm}^2$ (弁圧力降下70 kg/cm²)でサーボ弁の性能(定格流量)は表される。最大速度は $P = 0$ 付近で起こる。従って定格流量にして $7500 / 1.73 = 4336\text{ l/min.}$ 以上のサーボ弁が必要となる。本計画では定格流量3300 l/min のサーボ弁2台を1台の水平加振機に取りつける。

加振機用アキュムレーターは供給油圧および戻り油圧の脈動吸収機能と衝撃吸収機能を有すると共に、加振流量補給の機能を有している。図2-2に示すように正弦波加振を考えると、最大速度で決まる加振流量を油圧源に負担させることは、経済的でない。平均流量分(1波の正弦波加振で使用する加振流量を周期で割ったもの)だけを油圧源に負担させ、残りの分を加振機用アキュムレーターで負担する方式がとられる。加振機用アキュムレーターは加振が平均流量以下の時に蓄圧し、平均流量を越えると油を放出する。このアキュムレーターがあるため、油圧源は最大速度から算出される流量の $2/\pi$ の容量で済む。加振機用アキュムレーターが負担する流量が最大になる振動数は、限界性能図の最大変位 d_{max} と最大速度 v_{max} の交わる振動数のところであり、少なくとも $A_a \times d_{max} \times 0.44$ (この場合、11 l)の放出容量を有していなければならない。

なお、脈動吸収機能からこのアキュムレーターの容量を算出すると120 l程度になる。加振機用アキュムレーターは加振機の直ぐ側、もしくは、加振機に抱かせて設置する。(ジャパンマシニスト社: 知りたい油圧 実際編 93 頁)

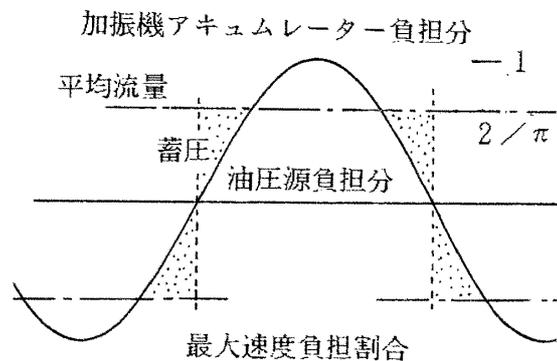


図2-2 加振機用アキュムレーター機能説明図

(2) 垂直加振機

垂直方向の最大変位は±5cmであり、クッションを2cm取り、垂直加振機の片振幅ストロークを7cmにする。水平加振機と同じ加振力200tonfを有するので、垂直加振機受圧面積は水平加振機と同じ受圧面積1250cm²とする。

垂直加振機は負荷重量を相殺するためにバランスシリンダを内蔵している。バランスシリンダの寸法は全振幅ストローク以上の長さを有し、機構上ピストンロッドの外形D_pをバランスシリンダの内径とし、バランスシリンダのロッド径は加振部ピストンロッド径D_pの半分の20cmとする。すると、バランスシリンダの受圧面積は42cm²となる。振動台の最大搭載重量は500tonであり、振動台自重を合わせると最大負荷は660tonで1台のバランスシリンダに165tonの負荷が掛かり、バランス圧力は175.2 kg/cm²となる。振動台自重だけだとバランス圧力は42.4kg/cm²となる。バランスシリンダ用のアキュムレーターのガス封入圧力は最小変動バランス圧力より小さい値の35kg/cm²とし、容量は150ℓとする。この場合、最小変動バランス圧力は39.6kg/cm²、最大変動バランス圧力は216.2 kg/cm²程度となる。(日立製作所:高精度三次元振動実験装置基本設計書第7章設計計算書を参考にした)

サーボ弁容量は最大速度が水平加振の1/2であり、加振力は水平加振機と同一であるため、水平加振機の1/2の定格流量2168ℓ/min.以上のものである。本計画では3300ℓ/min.のサーボ弁1台を垂直加振機1台に取りつける。

加振機用アキュムレーターは加振流量補給のため放出容量3.9ℓを少なくとも有していなければならない。脈動吸収機能からこのアキュムレーターの容量を算出すると40ℓ程度になる。なお、垂直加振機の長さは全体で150cmとする。

2-3 継手

継手にはスウィングアクチュエーター方式、平面静圧軸受継手方式、リンク継手方式の3種が考えられる。

これら3種のどの方式を採用したとしても、加振台の継手取付部を改造する必要が生じる。さらに、水平加振機取付ピットに加振機と継手を納めなければならない。スウィングアクチュエーター方式とリンク継手方式は納まることに心配はない。但し、平面静圧軸受継手方式の水平加振機取付ピットへの納まりについては、継手が大きいため検討を要する。

(1) 平面静圧軸受継手方式

平面静圧軸受継手は加振台に取付られるコの字形の部分と加振機に取りつけられるロの字形の部分からなる。ロの字部分の静圧軸受には加振台に回転が生じても加振機に横荷重が加わらないようにするため、球面軸受がある。この球面軸受があるため、回転加振が可能となる。

平面静圧軸受継手の寸法は加振機出力F_a、別方向加振機ストロークにより決まる。図2-3のように記号を定めると、水平加振機ピットに納めるX方向平面静圧軸受継手のロの字部分概寸は次のよう

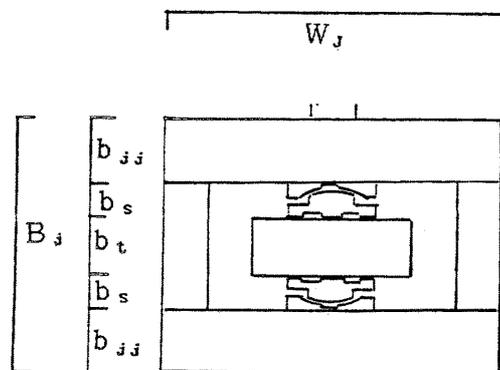


図2-3 ロの字部分説明図

になる。

$$W_j > b_j + 2 \times L_y + \Delta L_R + S_b + \Delta L_R + 2 \times L_y + b_j$$

L_y : Y方向片振幅ストローク, ΔL_R : 回転による幅ストローク

b_j : コの字部分つなぎ材の幅 S_b : 正方形とした静圧軸受大きさ,

$$S_b^2 = P_a \times 1.2 / (0.717 \times 0.86 \times 0.5 \times P_b)$$

S_b の式が示すように静圧軸受の大きさは $(F_a / P_b)^{1/2}$ に比例する。ここでは静圧軸受を小さくすることを考え、継手への供給圧力 P_b を 350 kg/cm^2 とする。すると S_b は 48 cm と算出されるが、安全を見て $S_b = 60 \text{ cm}$ とする。

なお、油膜の厚さを h_m 、油の粘性を μ_r とすると、静圧軸受1面の流量 Q_h は

$$Q_h = h_m^3 \times 0.86 \times 0.5 \times P_b \times 2.18 / \mu_r$$

$h_m = 70 \text{ ミクロン}$, $\mu_r = 4.5 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}^2$ とすると、 $Q_h = 15 \text{ l/min}$ となる。

ここで、 $b_j = 30 \text{ cm}$, $L_y = 24 \text{ cm}$, $\Delta L_R = 4 \text{ cm}$ とすると、コの字部分の幅 $W_j > 224 \text{ cm}$ となる。

次に、図2-3の B_j を求める。 $B_j > b_{jj} + b_s + b_t + b_s + b_{jj}$ である。 $b_{jj} = 45 \text{ cm}$, $b_s = 25 \text{ cm}$, $b_t = 40 \text{ cm}$ とすると、 $B_j > 180 \text{ cm}$ となる。球面軸受の直径は 80 cm とする。従って、コの字部分は幅 230 cm , 長さ 180 cm , 高さ 60 cm の大きさに設計でき、十分に水平加振機ピット (幅 250 cm) の中に納まる。コの字部分は、図2-4のように記号を定め $W_T = 110 \text{ cm}$, $b_o = 30 \text{ cm}$, $b_t = 40 \text{ cm}$, $w_o = 90 \text{ cm}$, $H_T = 150 \text{ cm}$, $B_T = 125 \text{ cm}$ とする。加振台の回転に対処するためコの字部分と加振台の間に 15 cm の隙間を取る。

垂直加振機の平面静圧軸受継手は加振力に加えて振動台重量と搭載重量を支持する。これら重量はコの字部分を通り、コの字部分には作用せず、下側の静圧軸受を介してバランスシリンダに伝えられる。最大負荷時はこれら重量の合計は加振機1台当たり 165 ton であり加振力と合計すると下側の静圧軸受に作用する荷重は 365 tonf になり S_b は 58.2 cm 必要となる。ここでは、水平方向と同じく $S_b = 60 \text{ cm}$ とする。コの字部分については滑り板の厚さ b_T を 45 cm とし、 $b_o = 40 \text{ cm}$ とする。これらを考え、コの字部分の大きさを $W_T = 120 \text{ cm}$, $H_T = 150 \text{ cm}$, $B_T = 120 \text{ cm}$ とし、回転時にコの字部分が加振台に当たらないようにするため、 5 cm の隙間をとる。

更に、油回収のためカバーを取り付けるため平面静圧軸受継手は大きくなり、設置するにはここで出したものより広い空間が必要である。この設置のために振動台基礎の加振台引き出しレール床を削り取らなければならない。

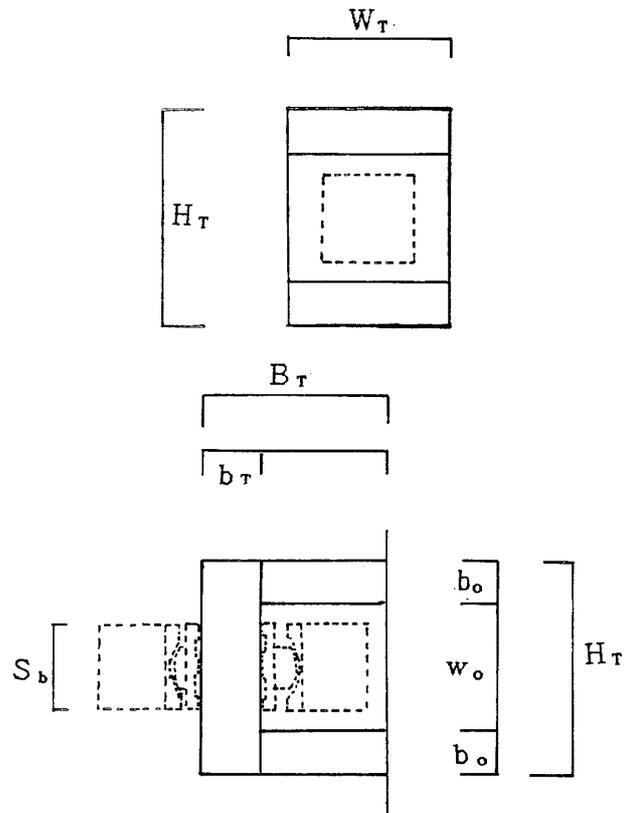


図2-4 コの字部分説明図

(2) クロストーク

リンク継手方式とスウィングアクチュエーター方式はクロストークを生じる。加振台にクロストークの影響が生じないようにするため、加振機振幅を補正する方法がある。この補正式は、加振台で起こそうとする X, Y, Z 方向の変位を x_t, y_t, z_t とし、X, Y, Z 方向のリンク継手あるいはスウィングアクチュエーターの長さを l_x, l_y, l_z とすると入力する X, Y, Z 方向の加振機変位 x_a, y_a, z_a は次の式で表される。

・リンク継手方式

$$x_a = l_x + x_t - (l_x^2 - y_t^2 - z_t^2)^{1/2}$$

$$y_a = l_y + y_t - (l_y^2 - z_t^2 - x_t^2)^{1/2}$$

$$z_a = l_z + z_t - (l_z^2 - x_t^2 - y_t^2)^{1/2}$$

・スウィングアクチュエーター方式

$$x_a = ((l_x - x_t)^2 + y_t^2 + z_t^2)^{1/2} - l_x$$

$$y_a = ((l_y - y_t)^2 + z_t^2 + x_t^2)^{1/2} - l_y$$

$$z_a = ((l_z - z_t)^2 + x_t^2 + y_t^2)^{1/2} - l_z$$

これらクロストークのことを静的クロストークと呼び、ピッチング、ローリング並びにヨーイングにより引き起こされる振動のことを動的クロストークと呼ぶ。多自由度振動台で、動的クロストークを避けることは難しく、ピッチング、ローリング、ヨーイングの固有振動数を出るだけ高くすることが対策の一つである。但し、試加振を行える弾性試験体の実験では、十分な加振力があれば、振動台が回転を起こさないように入力を調整することにより、抑止できる手法が開発されている。だが、この手法は再現性のない、破壊実験等では使えない。

多自由度の平面静圧軸受継手方式振動台を一方向振動台として使う場合、使用しない加振機を機械的にロックして使えば、動的クロストークを少なくできる（但し、ロックの機械的剛性が加振機油柱剛性に勝る場合）。

これら各方式を大型3次元6自由度振動台に取付た場合の想定図を図2-5に示す。また、継手方式を比較表にしたものを表2-2に示す。

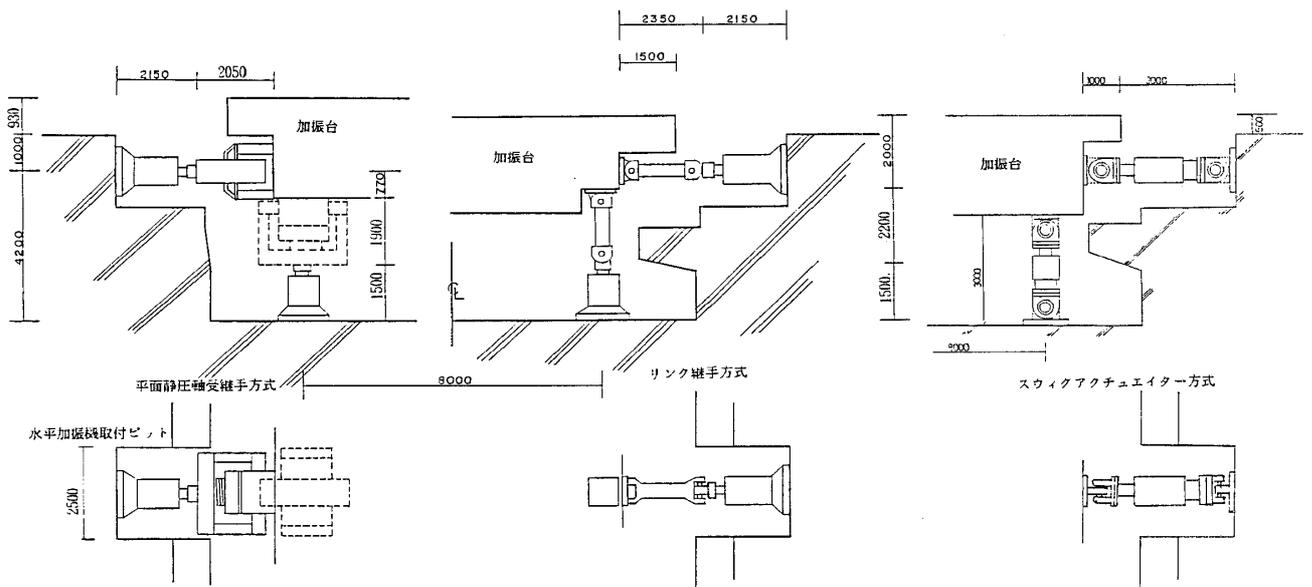
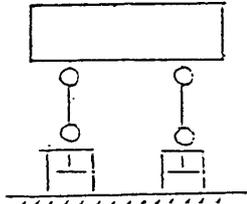
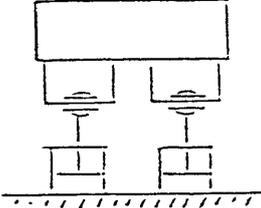
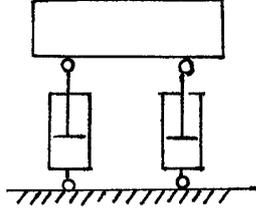


図2-5 加振機継手取付想定図

表 2 - 2 継手方式の比較

項 目	リンク継手方式	平面静圧軸受継手方式	スウィングアクチュエーター	
加 振 機 構				
振動台の経験 加振台10m 以上 加振台4m~10m	1例(2次元) 1例以上	無 3例以上	無 3例以上	
6自由度加振	適	適	適	
クロスーク	静的	有り(補償回路で除去)	無	有り(補償回路で除去)
	動的	デジタル制御により抑止	デジタル制御により抑止	デジタル制御により抑止
現基礎への取付	基礎を削る必要なし	基礎を一部削り取る必要あり	基礎を削る必要なし	
水平一方向振動台としての性能	一方向加振でも6自由度制御が必要.	休止加振機を機械的にロックできるならば完全水平一方向振動台として使える.	一方向加振でも6自由度制御が必要.	
ガタ対策	ガス強制注入	油強制循環	油強制循環	
油管理	加振1系統	加振・継手2系統	加振1系統	
備考	大型3次元6自由度振動台としては造りやすい.	工夫により水平一方向振動台として使える. しかし, 設置に多大の労力・費用を要する.	最もコンパクトに出来る.	

2-4 油圧源

(1) 油圧ポンプユニットとアキュムレーター

油圧源は油圧ポンプユニットとアキュムレーターから構成される。受電容量ならびに契約電力量が充分であれば油圧ポンプユニットで全てまかなった方が加振時間を制限されることがないので良い。受電容量が充分にあり契約電力量が少ない場合でも、その電気量の範囲内の時間、加振することが可能であり、アキュムレーターでの加振時間と充分に比較して選択すべきである。本計画では、現状の加振台支持用の油圧ポンプユニット4台も加振に使用し、17台の油圧ポンプユニットで加振する。不足分はアキュムレーターで補充する。使用するアキュムレーターは吐出量 $\Delta V = 1 \text{ m}^3$ の気体圧縮式ピストン形で、8台使用する。アキュムレーターのガス圧 P_1 は次の式で与えられる。

$$P_1 = \frac{\Delta V \times P_2 \times (P_3 / P_2)^{1/m}}{\eta \times V_1 \times ((P_3 / P_2)^{1/n} - 1)}$$

P_2 は最低作動圧力 (180 kg/cm^2)、 P_3 は最高作動圧力 (210 kg/cm^2)、 V_1 は P_1 に於けるガス封入量 (11.8 m^3)、 m と n は蓄積時および吐出時ポリトロープ指数 (等温変化時: 1 断熱変化時: 1.4程度)、 η はアキュムレーター効率である。このアキュムレーター容量 Q_a を使用すると正弦波の場合、次の関係で定められる時間 T の間だけ加振できる。

$$T \times ((S_x \times u_x + S_y \times v_y + S_z \times w_z) \times 2/\pi - q_p) < Q_a$$

S_x , S_y , S_z は X, Y, Z 方向加振機の各方向合計受圧断面積。 u_x , v_y , w_z は X, Y, Z 方向の速度。 q_p は油圧ポンプユニットの単位時間の合計吐出量である。

平面静圧軸受継手方式を採用した場合、 350 kg/cm^2 の吐出圧で 350 l/min の流量を有する油圧ポンプユニット (250 Kw) が継手用油圧源として新たに設置される。

(2) オイルタンク

油は油圧ポンプ等で発生する気泡を取り去るため、オイルタンクに3分ほど留まる必要がある。さらにアキュムレーターから吐出される油を、普段、溜めて置く。オイルタンクはこれらの要求を満たす容量を有していなければならない。本計画では、この要求を十分に満たす 29900 l のオイルタンクを設置する。

平面静圧軸受継手方式を採用した場合は現在の副オイルタンクを継手用油圧源のタンクとして利用する。

(3) オイルクーラー

油は加振に使用する場合、粘度の関係から $40^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ の範囲で用いる。加振中に油温が 60° を越えなければ良く、本計画ではオイルクーラーは油圧ポンプユニットが発生する熱を冷却する容量を有していれば良いとした。油圧ポンプユニットが発生するエネルギー E は吐出圧 P_s (kg/cm^2) と吐出流量 Q_p (l/min) を用いて表され、次のようになる。

$$E = (P_s \times Q_p \times 860) / (0.8 \times 612) \\ = (210 \times 300 \times 17 \times 860) / (0.8 \times 612) = 1.9 \times 10^6 \text{ Kcal/hr}$$

ただし 0.8 は安全率である。

本計画ではこの容量を満たすオイルクーラーとクーリングタワーを設置する。平面静圧軸受継手方式の場合は、現在の副油圧源用の油冷却装置を継手用として使用する。

2-5 配管

配管，バルブ，フィルターには圧力損失がある．配管の圧力損失 ΔP_s は次式で表される．

$$\Delta P_s = \gamma \times \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \cdot g} \times 10^{-4}$$

γ : 油の単位体積重量 (kg/m³)
 λ : 管摩擦係数 (レイノルズ数 R_e で変わる)
 L : 管の長さ, D : 管内径, V : 流速 (m/s)
 g : 重力加速度 (m/s²)

配管の曲がり部，分岐部等は相当管長 L (m) を用いて表す． K を損失係数， ν を動粘度 (cST) Q を流量 (ℓ/min.) とすると，層流では $L_e = 0.332 K \times Q / \nu$ ，乱流 i は管内径 D を mm で表すと $L_e = 0.00332 K \times D \times R_e^{1/4}$ の関係式で得られる．

配管では加振機周り並びに油圧ポンプユニット周りでの圧力損失が大きく，主管での圧力損失は比較的少ない．本計画では加振供給用の油圧源室主管はそのままにし，実験室の加振供給主管，加振機周り並びに油圧ポンプユニット周りの配管等を改造する．油圧ポンプユニットからアキュムレーターまでの配管，アキュムレーターから加振機までの配管，および加振機からオイルタンクまでの戻り配管を新設する．新設に際して，流速は 3 m/s 程度になるように配管の内径を選ぶ．ちなみに戻り配管主管の内径は，最大 485 ℓ/s，流れるので 45cmφ 程度になる．

なお，加振機からの戻りの油圧（背圧）は 5 kg/cm² 程度を見込む．サーボ弁の有効差圧を 160 kg/cm²，油圧ポンプユニットの吐出圧を 210 kg/cm²，油圧源用アキュムレーターの吐出圧を 180 kg/cm² としているので油圧ポンプユニットから加振機までは 45kg/cm²，アキュムレーターから加振機では 15kg/cm² の圧力損失が許容できることになる．

2-6 基礎

APPENDIX 2 に示されているように現在の加振機取付部は水平・垂直とも十分な強度を有している．しかし，加振台ピット部底板は APPENDIX 1 が示すように単純計算では鉄筋不足で加振に耐えられない．APPENDIX 1 の計算ではフーチング上に土があるとしているが，実際の工事では，コンクリートになる可能性が高い．フーチング上の土がコンクリートになった場合，接地圧は 17.7ton/m² となり地耐力 20ton/m² より小さく，地盤が崩れることはない．しかし，加振台ピット部底板は下から押し上げる荷重が大きくなり，現在の鉄筋量 D19 が 4 本/m では足りない．このピットに十字梁を通せば，このピットは荷重に耐える．しかし，十字梁が通ると垂直加振機および配管の保守管理上望ましくない．この十字梁を取り去り，現在の基礎の周囲だけにコンクリートを打つ方法が考えられる．この場合，従来の計算法に従い，ピット底板を周辺固定の板とみなすと，自重に対し 1 m あたり 18cm² の鉄筋量が必要になる．現在の加振台ピット底板はこの鉄筋量を満たしていない．

だが，大局的見方をすると，自重に対し基礎は図 2-6 のように加振台ピット部底板を全断面圧縮する形の変形をする．．．この場合，図心はピット底板下から 3.3m 程度の高さにあることになり，全断面圧縮は保証されれ，コンクリート

推定自重変形

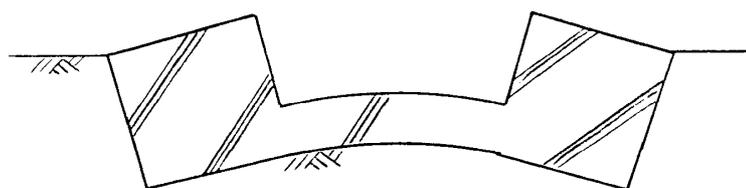


図 2-6 基礎推定自重変形

に圧縮だけが作用することになり安全が確保されることになる。

水平加振力は現在、加振台ピット底板にだけ作用している。もし、基礎が増設され、加振台ピット周囲の剛性が上がれば、力の流が変わり、図2-7に示すように主な水平加振力は加振台ピット周囲の増設された基礎に流れる。

本計画では現在の基礎周囲を包む形にコンクリートを打ち増し、加振台ピットの周りを完全にコンクリートで囲い込む。基礎質量は現在の8700tonfから40000 tonfに増加する。加振力に対する基礎質量比は垂直加振に対し50倍を確保する。また、ストローク増加に伴い加振台周辺部の当たる所を削る。加振台ピットの不要な静圧軸受用コンクリート台座および加振台移動台車用レール用コンクリート床を削り取る。なお、安全のために加振台ピット底板に十字梁を通すことについては今後の検討課題とする。

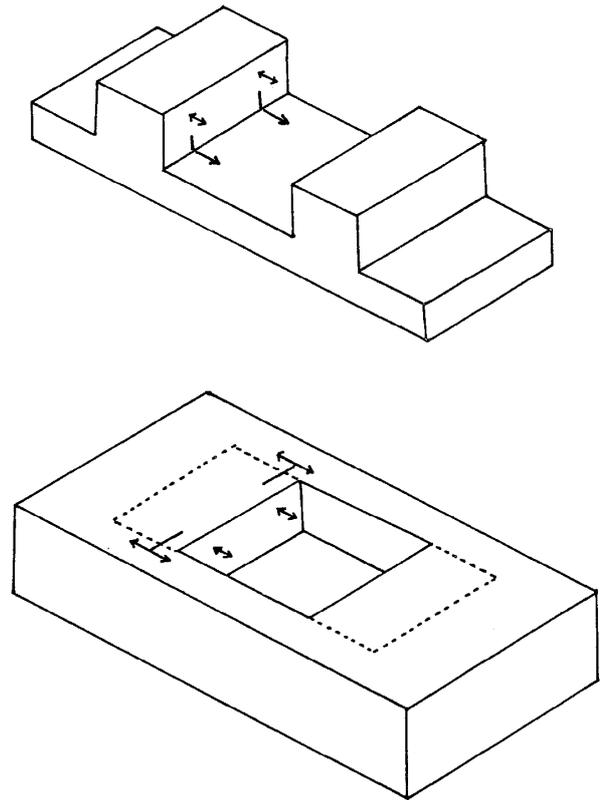


図2-7 基礎内の力の流

2-7 付帯設備

(1) 反力壁

試験体の復元力特性を調べて置くことが、振動台実験データをコンピューター解析に掛ける場合、精度の高い解析結果を得るために是非とも必要となる。本計画では高さ7m、幅5m、厚さ2.2mの反力壁を設置し、試験体の復元力を求めるために用いる。

(2) クレーン

本計画では現在の加振台引出ピットがコンクリートで埋め尽くされるため、加振台移動用のクレーンが必要となる。現在のクレーンの容量は30tonであり、加振台を持ち上げることはできない。このため容量100tonのクレーン2台を設置する。

2-8 建屋

アキュムレーター新設、100tonクレーン新設、基礎拡大、反力壁新設のために、スペースを現在の建屋は有していない。本計画では現建屋を取り去り、新たに鉄骨の建屋を造り直す。この改築建屋には広い実験準備フロアと試験体搬入用の大扉（高さ12m、幅10m）を設ける。建屋北端にアキュムレーターバンクを設け、立壁で実験準備床と仕切る。

2-9 既存加振機の利用について

現在、国立防災科学技術センターには6m×6m角の三次元振動台用に開発した加振機と継手が有る（図2-8）。この加振機は水平加振用であり、ストロークは±20.5cmで、加振機受圧面積は856cm²で、加振力は102.6 tonfで設計されている。定格流量2500ℓ/min.のサーボ弁が付

大型耐震実験装置の改造に関するフィージビリティスタディー

いている。継手は平面静圧軸受継手方式であり、上記の加振力とストロークで設計されている。内部に組込まれている球面軸受の径は58cmであり、図2-9から回転に対して配慮がなされているのが分かる。設計図から判断するe 5°程度の回転にまで対応できるようになっている。従って、この加振機と継手を大型3次元6自由度振動台に組み入れることは可能である。

この場合、次の組み込み案が考えられる。

新に作られるY方向加振を新規の200 tonf加振機2台と本102.6 tonf加振機1台の計3台で行う。この場合、加振台改造ブロックは4隅に加えて更に1ブロック増える。

リンク継手を採用した場合でもこの既存加振機を取りつけることができる。この加振機を取り付けた分の加振力をヨーイング抑止に使うことが出来る(その値は800 tonf・m)。

リンク継手と共に使う時の継手用油圧は加振用油圧を用いる。この静圧継手は加振用油圧と同じ210 kg/cm²で設計されている。

2-10 制御方式

制御方式はアナログ制御を主に用いる。試験体が弾性振動をする範囲に於いては、再現性が保証されるため、目標とする加振台波形が得られるまで、入力信号を加振毎に変えて行くプログラブル制御を行えるよにする。このために、強力なA/D, D/A 機能を有する高速コンピューターを設置する(デジタル制御部)。

試験体の破壊実験に於いてはコンピューターを入力信号発生器として使う。3次元6自

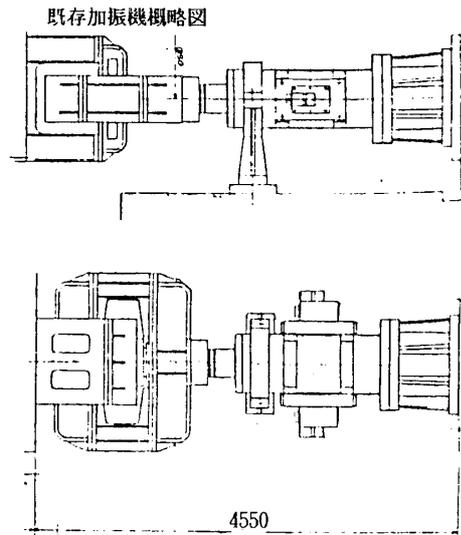


図2-8 既存加振機継手

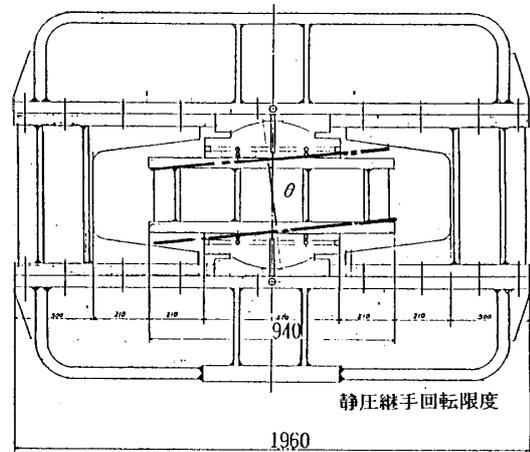


図2-9 既存継手

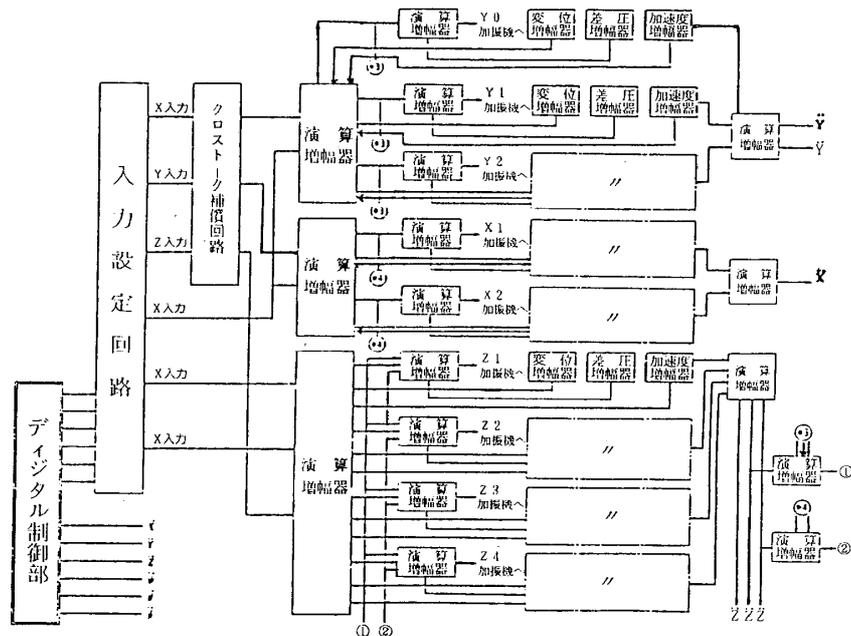


図2-10 制御系統図

由度振動台の制御系統図を図2-10に示す。

リンク継手方式ではクロストーク補償回路があるが、平面静圧軸受継手方式では要らなくなる。この点を除けば両方式の相違はほとんどない。

表2-3に本計画の一覧を示す。図2-11には全体図を示す。また図2-12に完成予想図の一例を示す。

表2-3 改造内容

構成機器	仕訳	内 容
1 加振台 (テーブル)	改造	▷15m×15m(張り出し取付部補強) ▷テーブル本体(12m×12m)の4コナと「既存加振機の取付くY方向加振面を有するブロック」の計5ブロックを解体撤去 ▷テーブルの約4m×4mブロックを工場にて新製し現地に搬入・取付
2 加振機 (1)水平加振機 (一部既存機使用)	新設	▷台数 : 4台+1台(X方向:2台, Y方向:2台+1台) ▷加振力 : 200tonf(既存機102.6tonf) ▷ストローク : ±200mm以上 ▷最大速度 : 100cm/sec以上 ▷サーボ弁 : 2個/加振機
	(2)垂直加振機 新設	▷台数 : 4台 ▷出力 : 200tonf ▷ストローク : ±50mm以上 ▷最大速度 : 50cm/sec以上 ▷サーボ弁 : 1個/加振機 ▷バランスシリンダ内臓
3 継手	新設	▷制圧継手方式、又はリンク継手方式
4 サーボ弁	新設	▷定格流量 : 3300ℓpm(ΔP=70Kg/cm ² 時) ▷定格圧力 : 210Kg/cm ² ▷応答性 : 90°位相遅れ50Hz以上
5 制御装置 (1)アナログ	改造 新設	▷改造 : 運転操作制御部一式(シーケンス系) ▷新設 : アナログ制御部一式(コントロール系) (入力制御盤, サーボ制御盤)
	(2)デジタル (コンピューター) 新設	▷デジタル制御部 一式 ▷データ集録装置 一式
6 油圧源 (1)ポンプユニット	現状	▷300ℓ/min.×17台 但し副油圧系用→主油圧系用への変更に伴う、配管の部分改造 ▷平面静圧軸受継手方式採用の場合、350kg/cm ² , 350ℓ/min.の継手用油圧ポンプユニット1台新設
	(2)アキュムレータ 新設	▷台数 : 8台 ▷吐出油量 : 1000ℓ/台 ▷ガス充填装置 : 一式
	(3)オイルタンク 更新	容量 : 29900ℓ (現状:主油圧用13000ℓ, 副油圧用4000ℓ)
	(4)オイルクーラー 更新	熱交換量 : 1.9×10 ⁶ Kcal/Hr
7 配管	現状 改造 新設	▷現状 : オイルタンク——ポンプユニット ▷改造 : ポンプユニット周辺, 加振機周辺 ▷新設 : ポンプユニット——アキュムレータ——加振機 オイルタンク——
8 基礎	改造	▷Y方向及びピット周囲の囲い増設 ▷反力壁用床増設 ▷基礎重量4000tonに増加(現状8700ton)
9 建屋	改造	▷実験棟 ・テーブル移動用クレーンの増設 ・アキュムレータ用床増設 ・反力壁増設

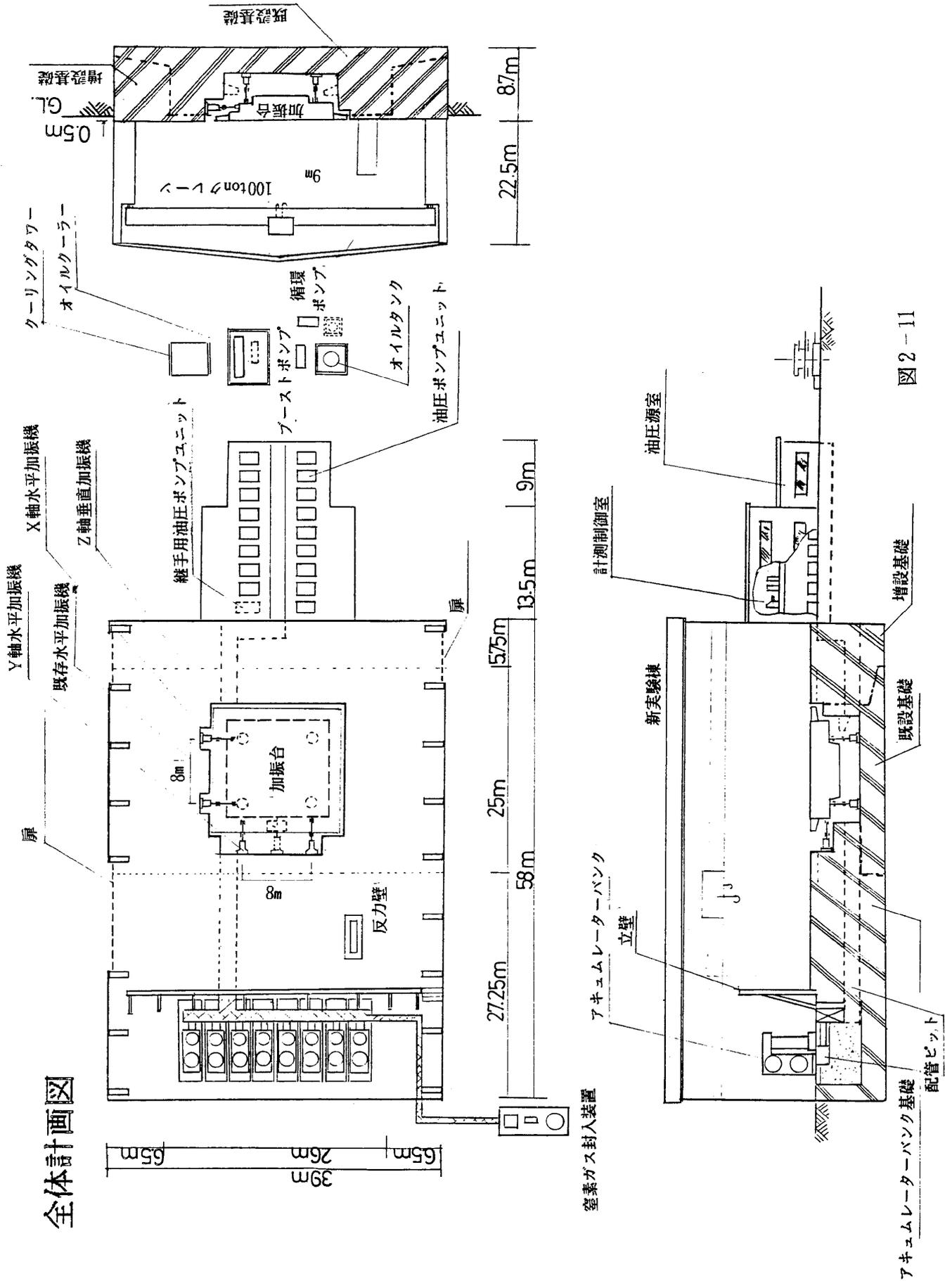
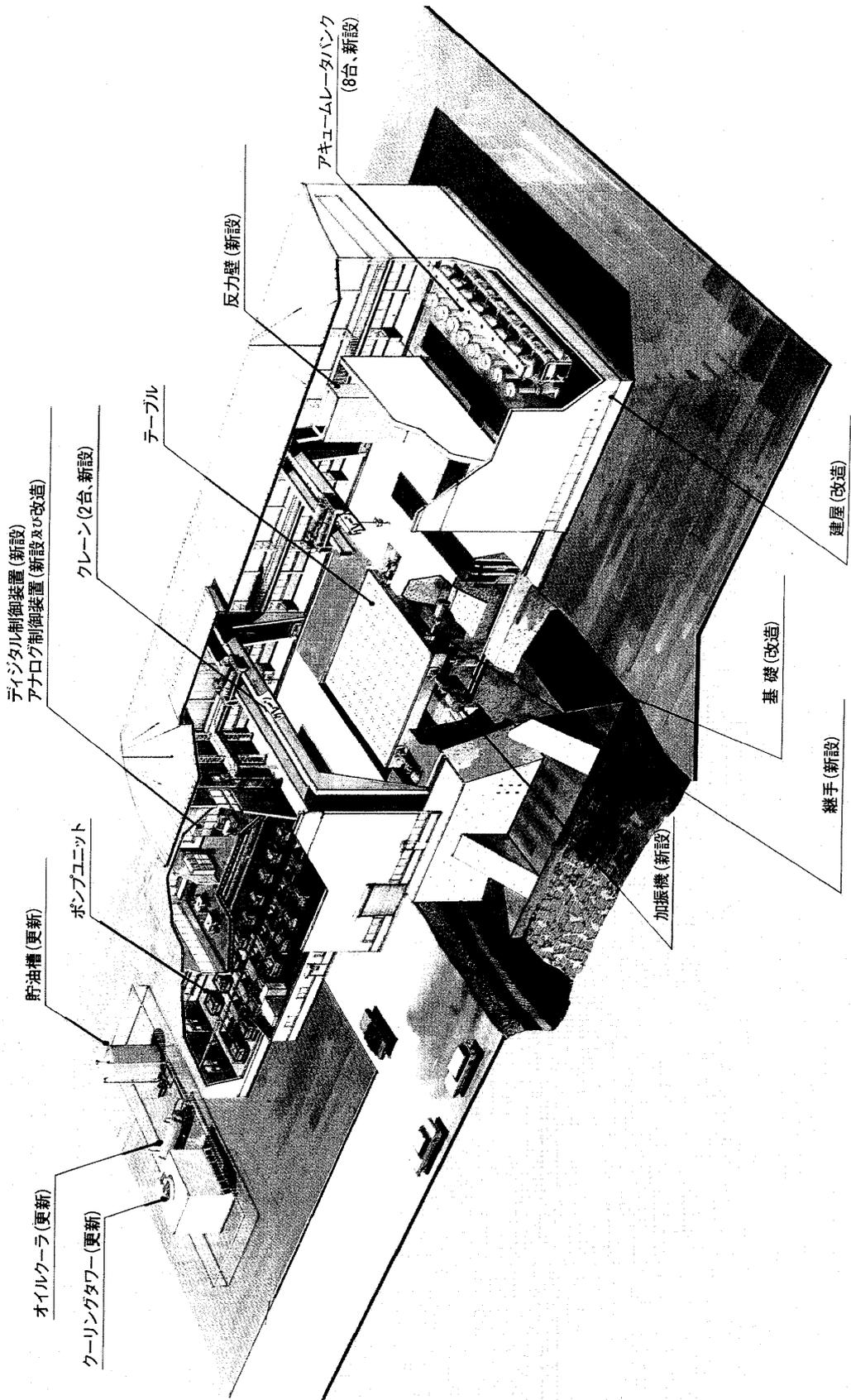


図 2-11

大型3次元6自由度耐震実験装置



第3章 大型耐震実験装置機械系更新基本性能

大型耐震実験装置機械系更新工事は老朽化した構成機器を新しいものに交換すると共に、水平方向加振性能を時代の要請に適ったもの向上させようとするものである。1984年に於ける更新基本性能はストローク±21cm以上（現在、±22cmを確保できる見とらしてである）、最大速度75cm/sec、最大加振力360 tonfである。以後、1985年の更新工事実行段階に入り、更新基本性能は具体的になってきた。本章では更新基本性能（仕様）決定に至る経緯について述べるものである。

性能概要を表3-1に示す。

表3-1 大型耐震実験装置機械系更新計画概要

項目	区別	概要
加振台	改造	<ul style="list-style-type: none"> ・12m角の本体は現状を維持し、張出の加振方向を両側25cmずつ削り、15m×14.5m(現15m×15m)の加振台に改造する。 ・加振台中央部に試験体固定ボルト孔を増設する
加振機 4台	更新	<ul style="list-style-type: none"> ・ストローク±24cm(現±3.1cm)、現加振力90tonfで製作する。 ・最大速度75cm/sec(現37.5cm/sec)に対応するため定格流量756ℓ/min.の3段式サーボ弁を使う。 ・変位計と差圧計を取りつける。
継手 4台 エネルギージョイント	更新	<ul style="list-style-type: none"> ・二重球面軸受方式 ・隙間グリス強制注入機構付き
油圧源	改造	<ul style="list-style-type: none"> ・全油圧ポンプ方式 ・加振用(主油) 吐出圧:210 kg/cm² (現210 kg/cm²) 合計吐出量7160ℓ/min(現3900ℓ/min) ・加振台支持用(副油) 吐出圧:140 kg/cm² (現70kg/cm²) 合計吐出量:800ℓ/min(現900ℓ/min) ・主油槽と主油プーアポンプを吐出量増加に伴い更新する。
配管	改造	<ul style="list-style-type: none"> ・床面上配管を撤去、加振台ピット内配管から水平加振機に油圧供給 ・加振台ピット内のスキャン装置(副油回収装置)を1ユニットから2ユニットに改め、副油配管を整理する。
静圧軸受 (加振台支持装置)	改造	<ul style="list-style-type: none"> ・ストローク増大に伴い静圧軸受パットを幅広いものに更新 ・支持油圧を140 kg/cm²に上げ、軸受本体の小型化を図り、油受部を現大きさ内に納める。
ガイド (加振台案内装置)	一部改造	<ul style="list-style-type: none"> ・ストローク増大に伴いガイドパットを幅広いものに更新
油冷却機構	一部改造	<ul style="list-style-type: none"> ・主油の戻り配管を主油槽に直接つなぐ。(現在は主熱交換器につないでいる) ・主油槽と主熱交換器の間を循環させ、主油の温度を下げる方法を用いる。

3-1 加振機ストローク

本更新工事では振動台最大変位 $\pm 21\text{cm}$ 以上を計画している。振動台最大変位を $\pm 20\text{cm}$ とした場合、加振機をそれ以上の値のストロークで作る。ちなみに、他機関の最大変位 $\pm 20\text{cm}$ 振動台の加振機はストローク $\pm 22.4\text{cm}$ で製作されている。この例にならうと、 $\pm 21\text{cm}$ の振動台最大変位では、加振機は $\pm 23.6\text{cm}$ で作ることになる。そこで、加振機を $\pm 24\text{cm}$ のストロークで製作する案が出された。この提案を受けて、図3-1に示すように3つの加振機案が提示された。第1案は加振台に回転が生じて

も球面を2つ持ったダブルジョイントで逃げ、加振機に影響を及ぼさないようにする構造で、加振機内軸受部を小さく出来、内部油漏れを少なく見込んで設計することが出来る。第2案は継手部分の小型化を考えたもので球面が一つのシングルジョイントである。この方式では加振台の回転を全て逃げられず、加振機に横荷重が作用する。このため、加振機内軸受部が大きくなり、内部油漏れを大きく見積もって設計する必要がある。

第3案はスウィングアクチュエーター方式で、加振機が僅かに振れる点を除き、性能的には球面継手が加振機の両端に入っているため、第1案と同じである。検討の結果、第1案が良いと考えられ、ダブルジョイント方式の加振機を採用することになった。

加振機および継手は、高い剛性が求められる。現在のストローク $\pm 3\text{cm}$ の振動台では加振系の固有振動数はほぼ 18Hz 近辺にある。この加振機油柱剛性は 221ton/mm であり 18Hz の固有振動数になるためには、継手等の剛性は全体で 70ton/mm となり、加振系の固有振動数を支配しているのは、現大型耐震実験装置では加振機油柱剛性よりも、むしろ継手剛性であるとの結論が導ける。今回の更新計画ではダブルジョイントの継手部剛性を 159ton/mm と見込み、継手等の剛性は全体で 80ton/mm 程度と算出されている。加振機油柱剛性はピストン中立点で 26.8ton/mm 、 $\pm 21\text{cm}$ のピストン位置で 76.6ton/mm であり、無負荷状態での固有振動数は 10.5Hz から 14.5Hz 程度と推定される。

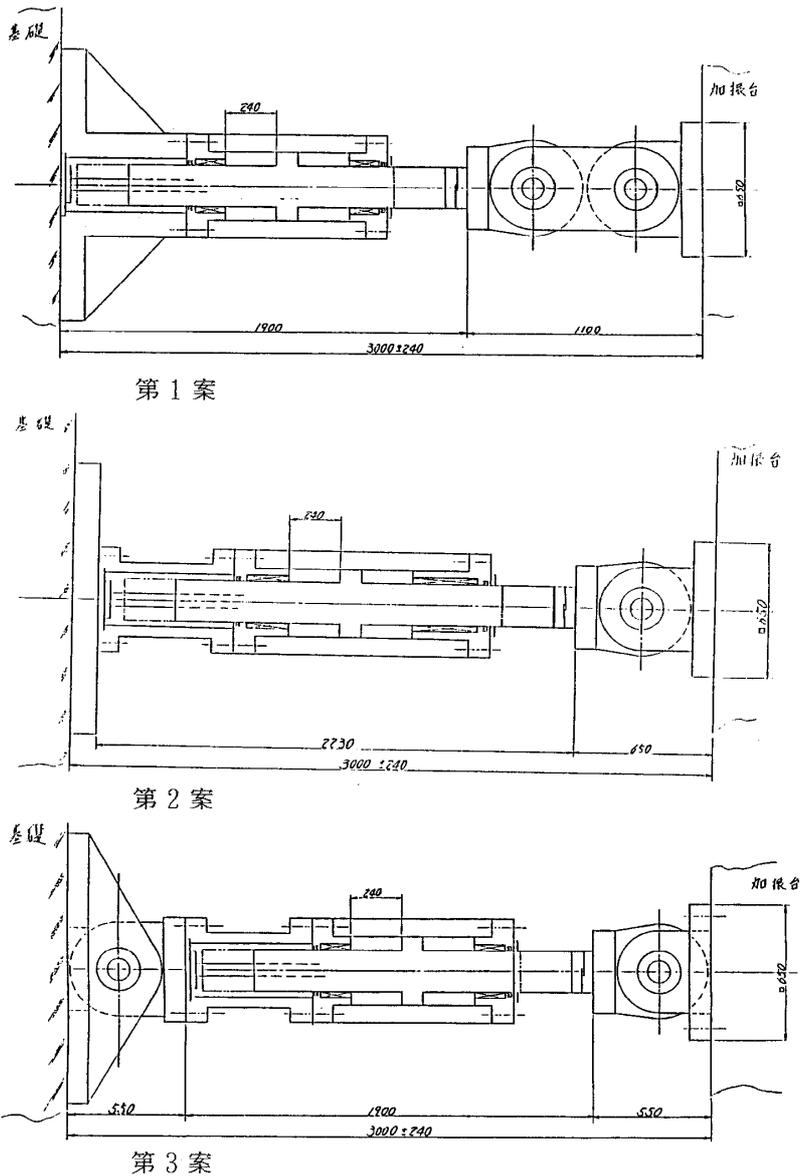


図3-1 加振機構造案

3-2 PUSH-PULL 加振方式

振動台の水平方向加振方式には、図3-2～3に示すように、片側加振方式と加振台両側で対向して加振するPUSH-PULL 加振方式の2方式がある。現在、大型耐震実験装置はPUSH-PULL 加振方式である。大型耐震実験装置以後に製作された振動台を見ると、ほとんど片側加振方式である。片側加振方式とPUSH-PULL 加振方式の性質等について次のことを挙げる事ができる。

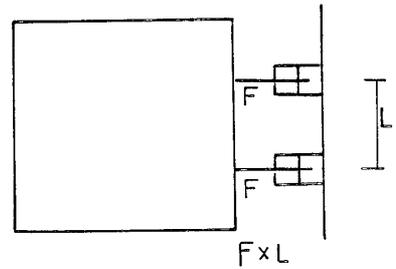


図3-2 片側加振方式

1) 大型耐震実験装置以後の振動台は多自由度が多く、かつ中規模で水平一方向に付いて2台の加振機で加振力をまかなえる。図3-2～3を見てわかるように、2台の加振機を一直線上に配置するPUSH-PULL 加振方式ではヨーイングに対する反力が生じない。

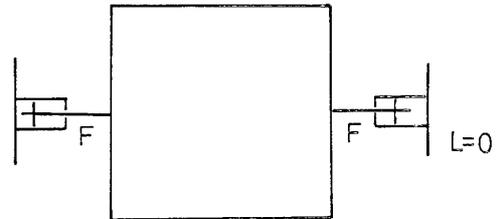


図3-3 PUSH-PULL 加振方式

2) 水平一方向振動台では加振台支持装置（静圧軸受）をバネとし、試験体の振動により励起されるピッチングと転倒モーメントによる加振台の浮き上がりを生じる恐れがある。ピッチングに対しては加振台支持装置バネ剛性を上げるにより対処し、転倒モーメントには加振台と試験体の重量と加振台支持装置間の長さで対抗している。PUSH-PULL 加振方式であると対向する加振機が突っ張り合いピッチング及び転倒モーメントを押しさえようとする。片側加振方式では対向する側に振れ止め装置を付ける場合と、小型であると静圧軸受をレール状にして対処している場合がある。多自由度振動台では垂直加振機がピッチングと転倒モーメントに対抗するため、片側加振方式で問題を生じない。（図3-4参照）

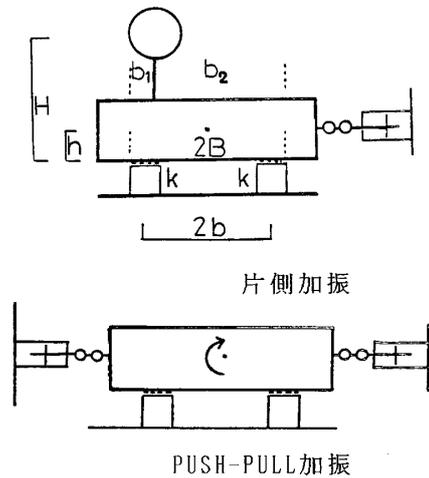
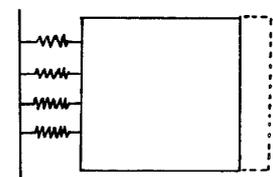


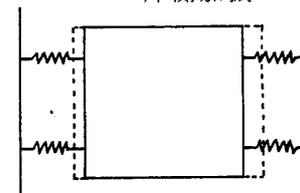
図3-4 ピッチングと転倒モーメント対策

3) 片側加振方式では、加振台が温度変形を生じてても、加振機が無い側に変形を逃がすことが出来、影響を押しさえることが出来る。PUSH-PULL 加振方式の場合、温度変形の逃げ場が無く、両側の加振機に直接加振台変形が作用し、加振機の中立点をつらし、加振機に温度抗力を発生させる。

（図3-5参照）



片側加振



PUSH-PULL 加振

図3-5 加振台熱膨張

片側加振方式が採用される理由の最たるものは、上記3)の理由によると推定される。本更新計画を進めるに当たり、同理由と将来の大型3次元6自由度振動台構想が念頭にあったので、大型耐震実験装置の片側加振方式への改造可能性について検討した（第2章に示したように大型3次元6自由度振動台では、片側加振方式を採用する）。

加振機ストロークは±24cmで計画している。90tonf加振機だと、継手と合わせて水平加振機取付ピット（長さ3m）におさまる。図3-6に示すように、水平加振機取付ピットに加振機を現在と同じよう

に取付，2台の加振機で加振すれば，1台の加振機の出力は180 tonfになり，加振機と継手の肉厚を厚くしなければならず，全体で3.8mの長さになり，加振台中立位置を80cmづらすことになる．このために，12台の静圧軸受の設置位置を変える必要が生じる．このことは加振台ピット内に機器配置を複雑にし，好ましくない．

90tonf加振機4台を片側に並べて，図3-7のように加振すれば，静圧軸受の位置を変えなくて済む．しかし，基礎加振機アンカー設置工事が追加される．現在の2台の加振機アンカー取付状況，および，新たに2台の加振機アンカーを，基礎を削り，設置する場合の精度を考慮すると，この工事を避けた方が良くと判断した．以上の理由により，大型耐震実験装置を片側加振方式に変更することを断念した．

PUSH-PULL 加振方式を採用すると上記3)の温度変形の問題が残る．大型耐震実験装置の温度変形 Δx_t を試算してみる．加振台とコンクリート基礎に20℃の温度差 Δt があるとすると，温度膨張係数 E_t は鉄とコンクリートは同じで $1/100000$ である．加振台の長さ l は12000mmである．すると， $\Delta x_t = E_t \times \Delta t \times l = 2.4\text{mm}$ となる．現在の全ストロークは62mmであり，この温度変形量は全ストロークの3.8%，片ストロークの7.7%にあたる．夏の暑い日，加振台が大きな音を発てることがあるが，この音は，温度変形によるものである．さらに，加振機中立位置（零点）表示が日によって変わる現象，静止状態の加振機差圧が4台でばらばらに大きく異なる現象（ $+100\text{kg/cm}^2 \sim -100\text{kg/cm}^2$ のレベルの差）が生じているが，これも温度変形によるものと理解できる．静止状態の加振機に差圧が生じると，サーボ弁流量が低下すると共に，加振力も低下し，最大速度性能および最大加速度性能も低下する（0.1mm 零点がずれると約 10kg/cm^2 の差圧を生じると考えられる）．

本計画では全ストロークは480mmに伸びるため，温度変形の影響は現在の1/6程度に減少すると考えられる．さらに，4台の加振機の差圧が0になるように，加振機中立位置を調整する機構を取りつける計画である．従って，PUSH-PULL 加振方式のデメリットは現在より，遙かに小さくなる．

3-3 全油圧ポンプ方式

本更新計画，当初，最大速度性能は75cm/sec，10秒間加振であった．75cm/secの性能に基づくと，加振機用アキュムレーターの効果を入れて毎秒108 lの油を必要とする．現状の17台の電動機の内，15台を加振に用いると90 l/secの油を供給でき，残り18 l/secを供給する方法を考えねばならない．アキュムレーターを使い10秒間加振すると，180 lの油を吐出する能力をアキュムレーターは有していなければならない．この場合のアキュムレーターのガス容量を他の例にならひ算出すると2000 l程度になる．これだけのアキュムレーターを納める場所を確保することが問題になる．加振台ピットに納めることはスペースが無く不可能である．そこで，加振台移動ピットを深くして，図3-8のように，アキュムレーターを設置する案が提出され

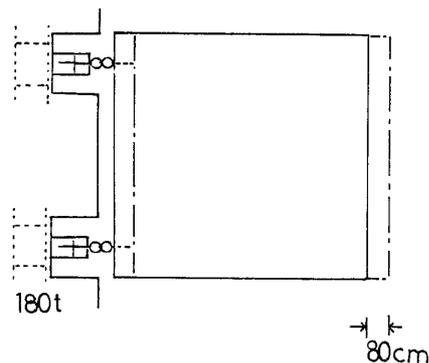


図3-6 2台片側加振概要

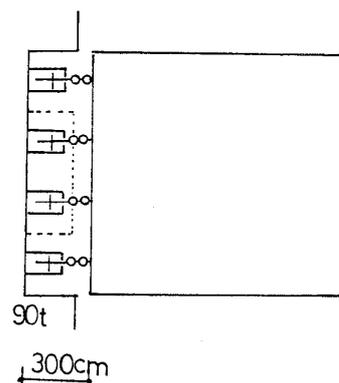


図3-7 4台片側加振概要

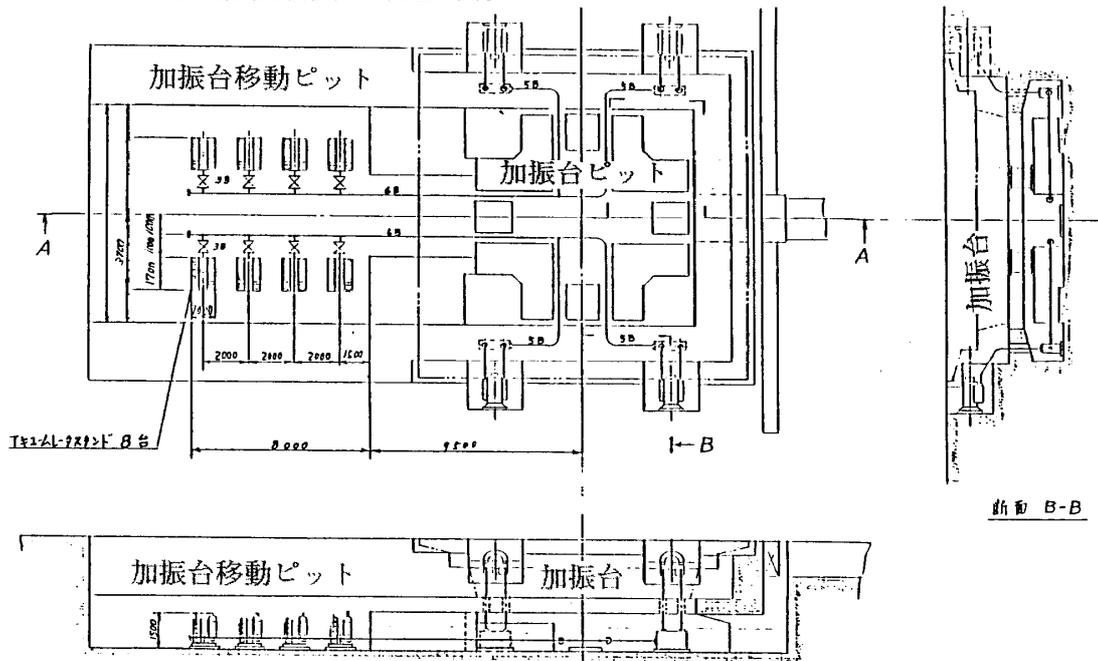


図3-8 アキュムレーター設置案

た、加振台移動ピットは、普段、試験体の製作場所あるいは試験体の仮置き場所として使われている。この機能を果たすために加振台移動ピットに蓋をして、その上を使うことが考えられる。蓋の上には1㎡あたり2ton以上の荷重を想定する必要がある。蓋のスパンは15mであり、重い試験体を載せるには加振台移動ピットにサポートを立てる必要がある。また一方、この蓋は加振台を移動する場合、取り去る必要が生じる。さらに、加振台移動ピットは杭基礎であり根切工事に困難が予想される。振動台基礎増設工事を行うとした場合にも、油圧配管と基礎梁の取り合いが複雑になる。

大型耐震実験装置機械系更新検討委員会の時期から施設課電力担当者から、電動機を大型の機種に換え、油圧ポンプの吐出量を上げて加振流量をまかなう方式（全油圧ポンプ方式）を進める発言があった。今回もその旨の発言があり、全油圧ポンプ方式を検討して見ることにした。当初、受電容量が小さく全油圧ポンプ方式を採用したら変電施設を改造する必要があるとの先入観があったが、国立防災科学技術センターの受電容量は9000KVAもあることが示され、変電施設に手を加えることなく、全油圧ポンプ方式を採用できることが分かった。ここで、アキュムレーター方式と全油圧ポンプ方式の比較を表3-2に示す。利用者の立場では、全油圧ポンプ方式は最大加振時間を機械的に制限することがないので、良いと考えられる。油冷却能力が不十分でも、油が使用限界温度に達するまでの時間、加振することができる。現在の油冷却装置のままの油の温度上昇を算出すると、加振系発熱量は $2430\text{KW} \times 860\text{Kcal}/(\text{KW} \cdot \text{hr}) = 2.1 \times 10^6 \text{Kcal/hr}$ 、現油冷却能力は $1.15 \times 10^6 \text{Kcal/hr}$ であり $0.95 \times 10^6 \text{Kcal/hr}$ の熱が油に残る、加振系の油の量は44000ℓであり、油圧ポンプの吐出量は7160ℓ/minであるから、油は $44000/7160 = 6$ 分15程度で一巡する、油冷却装置を通過した後の油温度を一巡する前と比べると $0.95 \times 10^6 \text{Kcal/hr} / (7160 \text{ℓ} \times 60\text{分} \times 0.45) = 5$ ℃程度上昇ことになる。油は40℃から60℃の間で使われるから、40℃で加振を始めたすると60℃になるまで約25分あり、その間、加振できる。この時間は試験をするに十分な時間である。

配管については流量が増加するため、全油圧ポンプ方式では供給配管と戻り配管が、アキュ

表3-2

項目	現 状	アキュムレーター方式	全油圧ポンプ方式
加振力算出圧力 p_0	144kg/cm ²	160kg/cm ²	180kg/cm ²
加振力 F	360tonf	360tonf	360tonf
加振機受圧面積 $A=F/p_0$	2500cm ²	2250cm ²	2000cm ²
電動機	156KW × 13台 加振用 156KW × 4台 副	156KW × 15台 加振用 156KW × 2台 副	156KW × 11台 加振用 355KW × 4台 加振用 156KW × 2台 副
油圧ポンプ供給量 (加振用)	300ℓ/min. × 13台 = 3900ℓ/min.	360ℓ/min. × 15台 = 5400ℓ/min.	360ℓ/min. × 11台 + 800ℓ/min. × 4台 = 7160ℓ/min.
加振流量 V_a =A×最大速度	94 × 60秒 = 5640ℓ/min.	169 × 60秒 = 10125ℓ/min.	150 × 60秒 = 9000ℓ/min.
アキュムレーター吐出量 V_0		$((10125 \times 2/\pi) - 5400) \times 10\text{秒}/60\text{秒} = 175\ell$	
アキュムレーター容量 12 × V_0		2100ℓ	
サーボ弁台数 定格756ℓ/min 効率90%	定格200ℓ/min のサーボ弁4台×4 = 16台	3台×4 = 12台	2台×4 = 8台
油圧ポンプ出力 (加振用)	210 × 3900/612 = 1340KW	210 × 5400/612 = 1860KW	210 × 7160/612 = 2430KW
全使用電力 主+副+その他	130KW×13台+ 130KW×4台+ 120KW=2230KW = 2230KW	156KW×15台+ 156KW×2台+ 160KW=2812KW	156KW×11台+ 355KW×4台+ 156KW×2台+ 200KW=3648KW
現契約電力量 (2250KW時で30 分で計算)で使用 できる時間. 500KWの別使用 をみる		1750KW×30分/2812KW = 19分	1750KW×30分/3648KW = 14分
現油冷却装置使用 での油温度上昇			40℃から60℃に上昇す のに25分要する.
最大速度加振 時間		10秒	契約電力量で決まり, 現状では立ち上がり 5分をみると, 加振時 間は7分程度.
工事内容		加振台移動ピット工事 主ブーストポンプ交換	タンク交換 主ブーストポンプ交換 油圧源室油圧ポンプユ ニット基礎工事

ムレーター方式では戻り配管が検討の対象となる。検討すべきは配管を太いものに交換する必要性である。配管を流れる油量が増え流速が上がると、第2章に示したように圧力損失が増加する。但し、圧力損失の中で主配管で発生する分は小さく、枝管とバルブおよびフィルター部で主に発生する。本計画では枝管、バルブ、フィルター等は交換され、戻り配管は圧力損失を有する熱交換器を通らないで、直接タンクに接続される。全油圧ポンプ方式で現状の主配管をそのまま使用するとともに、主配管部で生じる圧力損失は 1.2 kg/cm^2

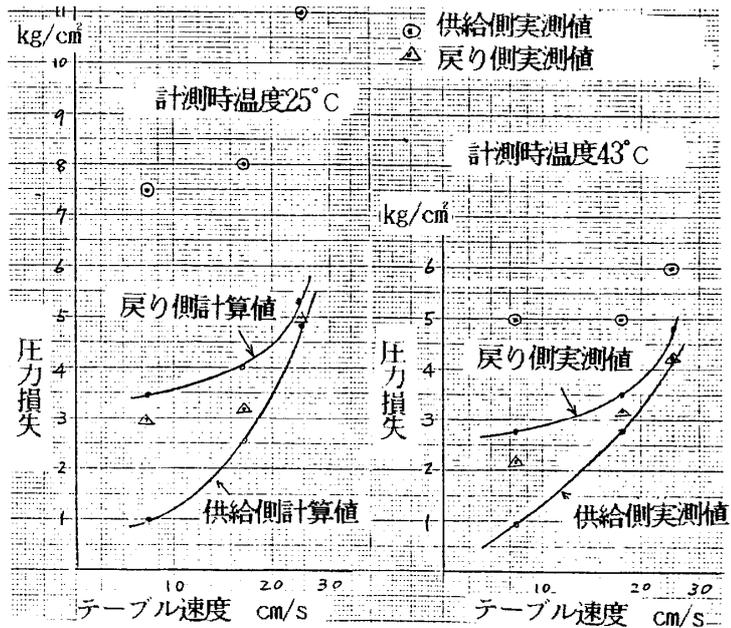


図3-9 圧力損失測定

程度と小さい。ゆえに、更新後も現

在の主配管を使えるのではないかと推測を立てる。しかし、一抹の不安が残るため加振時の圧力損失測定が行われ、図3-9の測定結果が得られた。この結果、圧力損失の速度増加による上昇が、計算と相似になることから、計算結果を適用して良いとの結論を得、現在の主配管を供給および戻りとも更新後も使用することとした。以上の理由によりアキュムレーター方式を捨て、全油圧ポンプ方式を採用することとした。

3-4 静圧軸受その他

現在、加振台を支持するために、12台の静圧軸受がある。今回の更新でストロークが $\pm 24 \text{ cm}$ に伸びるのに伴い、加振台に付くパッド、並びに油を吹き出し、その油を受ける静圧軸受本体を更新する。静圧軸受に供給する油圧は現在の 70 kg/cm^2 から 140 kg/cm^2 に上げ、軸受本体部の小型化を図り、ストローク増加で必要になる油回収部の広さを確保した。副油圧の供給圧力は現在、 70 kg/cm^2 と 140 kg/cm^2 であるが、更新後は 140 kg/cm^2 に統一される。さらに副油圧源の台数は油圧ポンプ更新による性能向上で4台から2台に減らし、残り2台を加振用の主油圧源に転用する。

現在、加振機に油圧を印加するとき大きな衝撃が生じる。本更新計画ではこの衝撃を生じないようにするため、加振機に油を送ってから油圧を徐々に上げて 210 kg/cm^2 にする方式を取る。

あとがき.

現大型耐震実験施設をベースにした大型3次元6自由度振動台実現の可能性について検討を行った。技術的には可能であるという基本的な結論が得られた。水平一方向の大型耐震実験装置機械系更新が実現されることになり、機械系更新工事のなかでの大型3次元6自由度改造案の扱が重要事項となったが、検討課題として残し、将来の実現を願うこととした。しかし、機械系更新工事に引き続いて計画されている振動台基礎補強工事においては、大型3次元6自由度振動台計画で検討した結果が充分活用されることであろう。

15m角規模の大型3次元6自由度振動台の耐震工学に於ける意義と必要性は本文に記した通りであるが、ゼロから出発して建設に着手するならば巨額の費用を要するであろうことは原子力工学試験センターの多度津二次元振動台の建設からも想像される。ここに既存施設活用を考えた本構想の大きな意義があると考え、またこのような最先端の施設を設置するのは、耐震工学のレベルの高さ、防災上の必要性、製作技術のいずれの面から見てもアメリカ合衆国を除けば我が国だけであると思われる。

本フィージビリティスタディーは、老朽化した大型耐震実験装置の機械系更新案の一つの素材として、3次元6自由度化の可能性を検討したものであり、将来、大型耐震実験装置を多自由度振動台に改造する必要が生じたときに参考になれば幸いである。

なお、本資料のうち第2章（大型耐震実験装置の大型3次元6自由度振動台への改造に関する技術的検討）、第3章（大型耐震実験装置機械系更新基本性能）は三菱重工㈱に行っていた検討結果をもと、第2研究部 箕輪親宏が新たに検討したものである。同社関係諸氏に謝意を表す次第である。本フィージビリティスタディーは、第2研究部（大谷圭一、小川信行、箕輪親宏）と施設課（嶋野昭）における討議をもとに担当者第2研究部 箕輪親宏が取りまとめを行った。

参考文献

- 1) 小川信行 (1976) : 二次元振動装置製作に関する報告 (第1報), 防災科学技術研究資料 第26号, 国立防災科学技術センター
- 2) 三次元振動実験施設検討委員会 (1978) : 三次元振動実験装置の技術的検討に関する報告書 (中間報告), 国立防災科学技術センター
- 3) 地震シュミレーター基本設計委員会 (1974) : 大型地震シュミレーターの基本設計, 日本産業機械工業会
- 4) 振動工学ハンドブック (1981), 養賢堂 637 ~ 674
- 5) 土木学会編 (1977) : EARTHQUAKE RESISTANT DESIGN FOR CIVIL ENGINEERING STRUCTURES, EARTH STRUCTURES AND FOUNDATION
- 6) 加藤宗明, 加藤朝朗, 花田和史, 平島新一 (1978) : 東海第二発電所原子炉建屋起振実

- 験 (その1) 実験計画と測定結果, PROCEEDINGS OF THE FIFTH JAPAN EARTHQUAKE ENGINEERING SYMPOSIUM, 1449 ~ 1456
- 7) 田中淳之, 瀧田政信, 岩屋勝司 (1984): 大鳴戸橋振動実験の報告, 本四技報 Vol. 9 No. 36 '85.12 30 ~ 37
- 8) 高梨晃一, 宇田川邦明, 田中尚 (1978): EARTHQUAKE RESPONSE ANALYSIS OF STEEL FRAMES BY COMPUTER-ACTUATOR ON-LINE SYSTEM, PROCEEDINGS OF THE FIFTH JAPAN EARTHQUAKE ENGINEERING SYMPOSIUM, 1313 ~ 1320
- 9) 田村重四郎 (1984): 東京大学生産技術研究所附属千葉実験所内の地震工学研究施設, 日本地震工学振興会ニュース, No. 76
- 10) 水野二十一 (1985): DYNAMIC TESTING OF STRUCTURAL SYSTEM, 建設省建築研究所 IISEE Lecture Note
- 11) 竹中利夫, 蒲田瑛三 (1967): 水力学例題演習, コロナ社
- 12) 菅原正巳, 勝山ヨシ子 (1967): 耐震実験装置に関する試験研究報告 (第1報), 国立防災科学技術センター研究速報 第6号
- 13) 建設省土木研究所編 (1975): 昭和49年度総合技術開発プロジェクト報告書- 埋設管路の耐震設計法- 地中管路の耐震設計法に関する調査結果詳細報告, 土木研究資料第1037号, 506 ~ 519
- 14) 井口道雄 他 (1978): 模型実験による入力地震動の測定, 昭和53年日本建築学会学術講演会梗概集, 673 ~ 674
- 15) 林聡, 荒井秀夫 (1967): 地震波形振動装置について, 運輸省港湾技術研究所研究資料 28号, 運輸省港湾技術研究所
- 16) 大橋宏, 永広武規, 鈴木正昭, 大塚忠宏 (1966): 電気油圧式振動試験機, 三菱重工技報 Vol. 3 No. 1 三菱重工業株式会社
- 17) 国枝正春, 桜井英世, 武藤満, 佐藤博之, 今井功 (1976): 高精度電気-油圧式振動試験機の開発, 石川島播磨技報 第16巻第3号
- 18) 松崎淳, 平井洋武 (1972): 振動試験機の加速度制御に関する研究, 日本機械学会講演論文集 No. 720-11 209 ~ 212
- 19) 太田外気晴, 安達憲彦, 五十嵐克哉, 内藤幸夫, 日比谷啓介 (1977): 振動台の波形の乱れの解析と補正, 鹿島建設技術研究所年報 第25号 191 ~ 196
- 20) H. Tajimi, et. (1977): DYNAMIC RESPONSE OF A LARGE-SCALE SHAKING TABLE FOUNDATION AND ITS SURROUNDING GROUND, PROCEEDINGS OF SIXTH WORLD CONFERENCE ON EARTHQUAKE ENGINEERING VOL. II 1516 ~ 1521
- 21) 石川島播磨重工株式会社: 耐震実験場パンフレット
- 22) 木村薫, 小出忠男 (1979): 地盤振動の遮断工法, 土と基礎 土質工学会誌 Vol. 27, No. 8, Ser. No. 258 9 ~ 17
- 23) 航空宇宙技術研究所 (1984): 飛行シミュレーション試験設備パンフレット
- 24) 松本慈明, 石川宏, 神本憲, 富田政常, 山本憲次 (1983): 6自由度モーションベース 日本無線技報 第19号 13 ~ 23
- 25) Penjien J., J.G. Bouwkamp, R.W. Clough and Dixon Rea (1967): "Feasibility Study Large Scale Earthquake Simulator", Earthquake Engineering Research Center Report No.

67-1, University of California, Berkery

26) 沢田健吉, 大橋宏, 中村公昭, 尾崎元昭, 早川恭平, 羽原教忠 (1971): 大型耐震実験装置, 三菱重工技報 Vol.8 No.4 三菱重工業株式会社

27) 日立製作所 (1978): 高精度三次元振動実験装置基本設計書

28) 三菱重工業 (1978): 高精度三次元振動実験装置基本設計書

29) 白木万博, 梶村元彦, 井上政雄, 米村雄吉 (1983): 三次元6自由度地震振動台の開発, 三菱重工技報, Vol.20 No.6 1~7

30) 不二越油圧研究グループ (1981): 新版 知りたい油圧/基礎編 応用編 実際編, ジャパンマシニスト社

31) 原子力工学試験センター: 多度津工学試験所パンフレット

32) 白井敏昭 (1972): 大型耐震実験装置を使用して振動測定を行う場合の注意, 国立防災科学技術センター耐震実験室内部資料

A P P E N D I X 1

大型耐震実験装置基礎改造に関する検討

1. 検討結果
2. 計算書

A 1 - 1 . 検討結果

既存基礎加振機反力部はX方向加振力 9 0 ton × 2 台の両側加振力として設計されている。今回、X方向、Y方向各々 2 0 0 ton × 2 台の片側加振力とZ方向 2 0 0 ton × 4 台の加振力とするために既存基礎の許容耐力及び補強の検討を行った。検討の結果、つぎの結論を得た。

1) 既存基礎を補強せずに使用した場合、基礎各部の許容できるX方向の水平加振機は次のようになり、本計画に使用することは不可能。

基礎加振機反力部の許容する	水平加振力	1 9 0 ton × 2 台
基礎底盤部の許容する	水平加振力	6 5 ton × 2 台

2) 既存基礎底盤部に十字梁を入れ補強した場合

X方向片側加振について、

水平加振力	2 0 0 ton × 2 台	可能
-------	-----------------	----

Y方向片側加振について、

水平加振力	2 0 0 ton × 2 台	可能
-------	-----------------	----

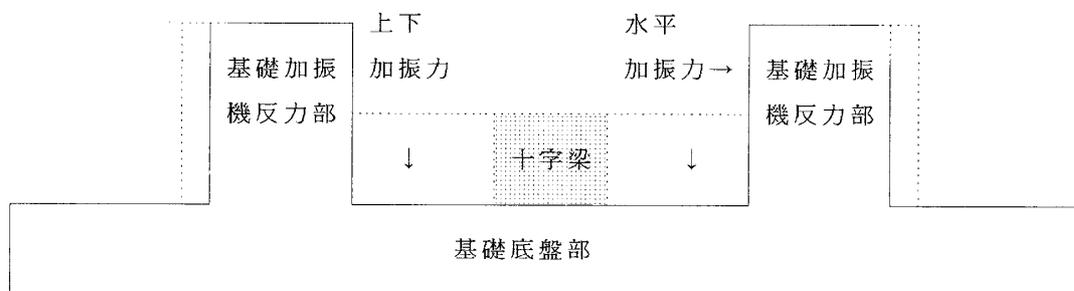
Z方向加振について、

上下加振力	2 0 0 ton × 4 台	可能
-------	-----------------	----

以上により、既存基礎を補強することにより、大型3次元6自由度振動台改造に大型耐震実験装置基礎を使用することは可能である。

尚、実施設計に際しては以下の項目についての検討が必要である。

- 1) 基礎加振機反力部の補強による立体的効果
- 2) X , Y , Z方向の同時加振の各部応力の組合せ
- 3) 変形形状
- 4) 振動性状
- 5) 既存部と新設部の一体化を実現するための材料および工法



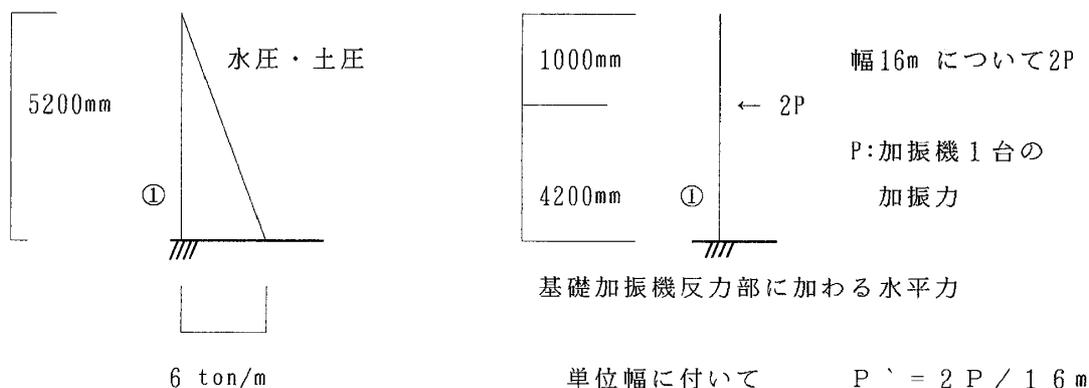
付図 1 - 1 説明図

A1-2. 計算書

A1-2-1. 既存基礎X方向の片側加振力に対する許容加振力

A. 基礎加振機反力部に加わる許容加振力

(基礎加振機反力部を幅16m, 高さ5.2mのカンチレバーとみなす)



付図1-2 説明図

a) ①部に作用するモーメント・剪断力

水圧・土圧によるモーメント $M_1 = 6.0 \text{ ton/m} \times 5.2 \text{ m}^2 / 6 = 27.0 \text{ ton} \cdot \text{m}$

水圧・土圧による剪断力 $Q_1 = 6.0 \text{ ton/m} \times 5.2 \text{ m} / 2 = 15.6 \text{ ton}$

水平加振力によるモーメント $M_p = P' \times 4.2 \text{ m} = 0.525 P$

水平加振力による剪断力 $Q_p = P'$

合計モーメント $M_2 = M_1 + M_p$

合計剪断力 $Q_2 = Q_1 + Q_p$

b) ①部配筋

カンチレバー背高 $D = 650 \text{ cm}$ 計算用カンチレバー背高 $d = 640 \text{ cm}$

配筋計算用高さ $j = d \times 7/8 = 560 \text{ cm}$

配筋 D19-@250 mm 鉄筋合計断面積 $a_t = 11.48 \text{ cm}^2 / \text{m}$

鉄筋合計表面長 $\Psi = 24.0 \text{ cm}$

鉄筋許容応力 2 ton/cm^2 コンクリート許容剪断応力 7 kg/cm^2

コンクリート許容付着応力 21 kg/cm^2

基礎加振機反力部①点許容モーメント

$M_A = 11.48 \text{ cm}^2 \times 2.0 \text{ ton/cm}^2 \times 560 \text{ cm} = 128.6 \text{ ton} \cdot \text{m}$

基礎加振機反力部①点許容剪断力 Q_A

大型耐震実験装置の改造に関するフィージビリティスタディー

コンクリート許容剪断応力から $7\text{kg/cm}^2 \times 100\text{cm} \times 560\text{cm} = 392.0\text{ ton}$

コンクリート許容付着応力から $21\text{kg/cm}^2 \times 24.0\text{cm} \times 560\text{cm} = 282.2\text{ ton}$

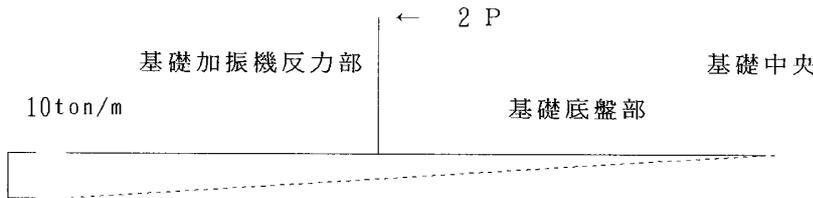
小さい方を取ると $Q_A = 282.2\text{ ton}$

従って、基礎加振機反力部に加わる許容加振力 P は

曲げモーメントから $M_2 = M_A$ とし $P = 193.5\text{ ton}$

剪断力から $Q_2 = Q_A$ とし $P = 2132.8\text{ ton}$

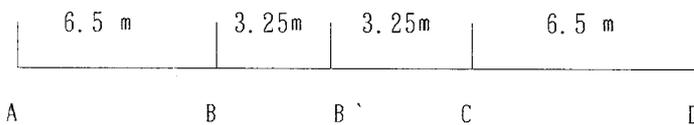
B. 基礎底盤部に加わる許容水平加振力



左図のように幅16mの線材に置き換える。

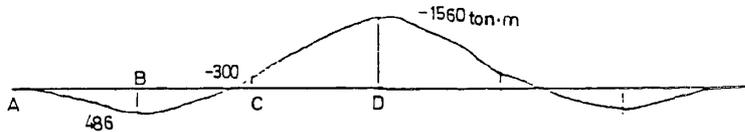
付図1-3 説明図

曲げによる地反力



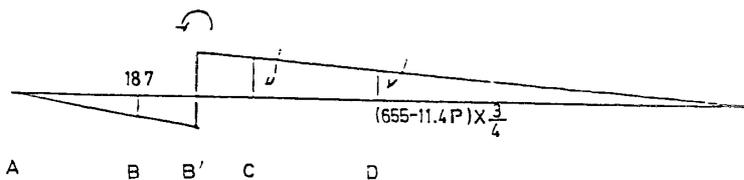
付図1-4 説明図

自重による曲げモーメント



付図1-5 説明図

水平加振力によるモーメント



付図1-6 説明図

C点の合計曲げモーメント $M_c = -300\text{ ton m} + 655\text{ ton m} - 11.4P$

D点の合計曲げモーメント $M_D = -1560\text{ ton m} + 491\text{ ton m} - 8.55P$

基礎底盤部の厚み $D = 300\text{ cm}$ 、計算用厚さ $d = 290\text{ cm}$ 、モーメント計算用厚さ $j = 253.7\text{ cm}$

基礎底盤部の配筋 $D19-\textcircled{250}\text{ mm}$ 鉄筋合計断面積 $a_t = 324.84\text{ cm}^2$

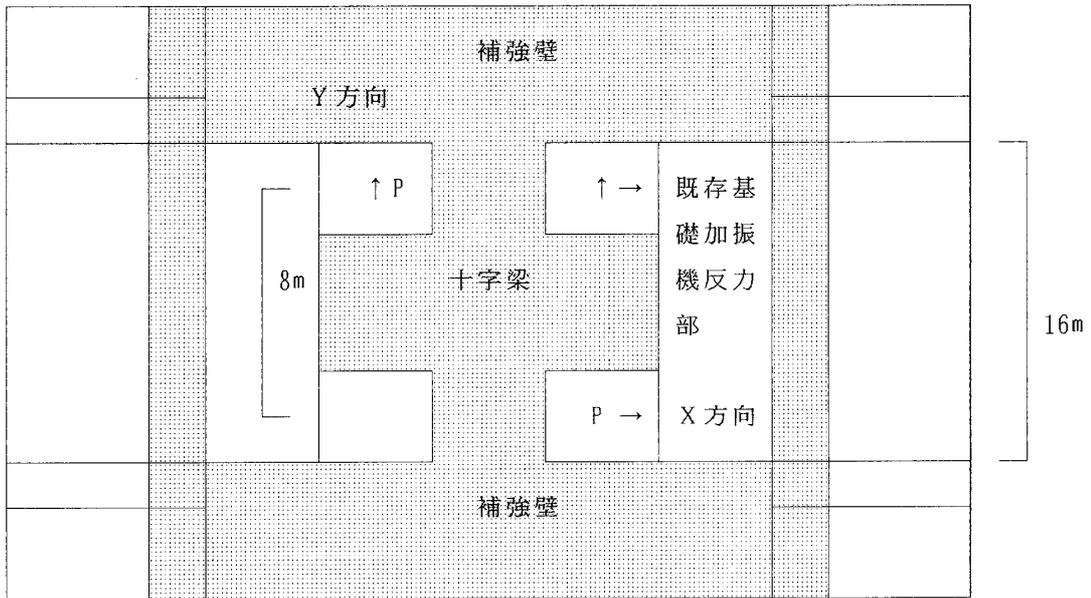
基礎底盤部許容曲げモーメント $M_o = 324.84\text{ cm}^2 \times 2.0\text{ ton/cm}^2 \times 253.7\text{ cm} = 1646.4\text{ ton m}$

$M_c = M_o$ から $P = 113.2\text{ ton} < 200\text{ ton}$

$M_D = M_o$ から $P = 67.5\text{ ton} < 200\text{ ton}$

従って、既存基礎底盤で許容曲げモーメントを越える。このため、既存基礎のままで使うことは不可能。

A1-2-2 既存基礎周囲を補強し底盤中央に十字つなぎ梁を設けた場合



付図1-7 計算概念図

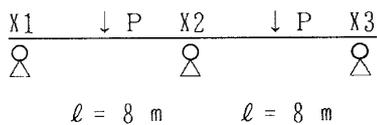
補強目的：十字つなぎ梁を設け連続梁の効果と剛性増加で基礎底盤補強を計る。
 計算に当たっては全て線材とみなす。

- ・ 既存基礎加振機反力部の水平梁としての変形

$$\text{断面2次モーメント } I = 520\text{cm} \times (650\text{cm})^3 / 12 = 1.190 \times 10^{10} \text{cm}^4$$

$$\text{コンクリートヤング率 } E = 210 \text{ ton / cm}^2$$

X2点の水平梁としてのモーメント M_0



$$M_0 = 1.5 \times P \times l / 8 = 150P \text{ ton cm}$$

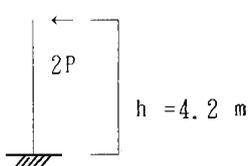
加振点の水平梁としての変形 δ_2

$$\delta_2 = Pl^3 / 48EI + M_0 l / 16EI$$

付図1-8 説明図

$$= (4.27 - 2.40) \times 10^{-6} = 1.87 \times 10^{-6} P \text{ cm}$$

- ・ 既存基礎加振機反力部のカンチレバーとしての変形



$$\text{断面2次モーメント } I = 1600\text{cm} \times (650\text{cm})^3 / 12 = 3.662 \times 10^{10} \text{cm}^4$$

加振点高さのカンチレバーとして変形 δ_1

$$\delta_1 = 2Ph^3 / 3EI = 6.42 \times 10^{-6} P \text{ cm}$$

付図1-9 説明図

- ・ 基礎加振機反力部が水平梁，カンチレバーとして負担する加振反力の分担を上記変形から決める。

$$\delta_1 : \delta_2 = 6.42 : 1.87 = 1 : 0.29$$

剛性比にすると水平梁：カンチレバー = 1:0.29となり、加振力の80%は水平梁形式で処

理される。

- ・既存基礎加振機反力部の水平梁としたときの許容加振力 P

梁背 $D = 650 \text{ cm}$ 、計算用背 $d = 640 \text{ cm}$ 、曲げモーメント計算用背 $j = 560 \text{ cm}$
鉄筋コンクリート全断面積 $a_t = 41.39 \text{ cm}^2$ 、許容応力 $\sigma_o = 2 \text{ ton/cm}^2$

許容曲げモーメント $M_A = a_t \times j \times \sigma_o = 463.5 \text{ ton m}$ と前記 M_o から
 $M_A = M_o$ とし、許容加振力 $P = 309.0 \text{ ton} > 200 \text{ ton}$ 可能

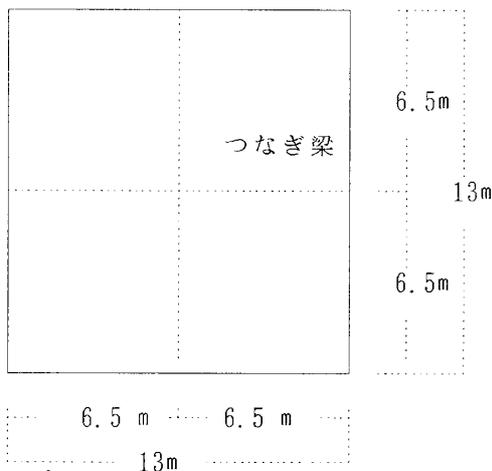
尚、基礎底盤部については、境界条件が変わり、カンチレバー形式の基礎加振機反力部に20%程度の加振力しか作用しないため、計算の必要もなく、水平加振力に対し安全であることが分かる。

A1-2-3. Z方向加振時の基礎底盤部の検討

供試体重量 $500 \text{ ton} \times 1.2 \text{ (安全率)} = 600 \text{ ton}$
振動台重量 $160 \text{ ton} \times 1.2 \text{ (安全率)} = 200 \text{ ton}$ 合計重量 800 ton

- ・底盤部単位面積重量 $2.4 \text{ ton/m}^3 \times 3 \text{ m} = 7.2 \text{ ton/m}^2$ 、地盤反力 15 ton/m^2
 - ・加振時最大上下加速度 $0.55G$ とすると加振時上下力 $F = 800 \times (1 + 0.55) = 1240 \text{ ton}$
 - ・底盤内での応力の広がりを見ると、ほぼ等分布になるので、地盤に加わる上下加振力は $w = 1240 \text{ ton} / 13 \text{ m} \times 13 \text{ m} = 7.34 \text{ ton/m}^2$ 、
 - ・尚、加振時の地盤反力の増加は $\sigma = 800 \text{ ton} \times 0.55G / 39 \text{ m} \times 25 \text{ m} = 0.45 \text{ ton/m}^2$
 - ・底盤部にかかる応力は $\omega = 15 + 0.45 - 7.2 \text{ (自重)} - 7.34 = 0.91 \text{ ton/m}^2$
- 以上、Z方向加振に対しては底盤部の問題はない。

A1-2-4. 十字つなぎ梁



- ・つなぎ梁に加わる荷重 w
地盤反力 15 ton/m^2
 $w = 15 - 7.2 \text{ (自重)} = 7.8 \text{ ton/m}^2$
- ・つなぎ梁 幅 = 200cm 背 = 260cm
- ・曲げモーメント M_E
 $M_E = 7.8 \times 6.5 \times 13^2 / 8$
 $= 380 \text{ ton m}$
- ・剪断力 $Q = 7.8 \times 6.5 \times 13 / 4$
 $= 165 \text{ ton}$
- ・剪断応力 $\tau = 165 / (200 \times 250 \times 7/8)$
 $= 3.8 \text{ kg/cm}^2$

付図1-10 基礎底盤部概略図

- ・鉄筋量 $a_t = 38000 / (2.0 \times 250 \times 7/8) = 87 \text{ cm}^2$ (異形鉄筋D29を15本)

- ・基礎加振機反力部の加振時の引張または圧縮力 $137.5\text{ton} \times 2 = 275\text{ton}$
 マルチワイヤー (12-8φ) $0.85 P_y = 71.9\text{ton}$ 各軸につき6本程度入れる

A1-2-5. 加振機アンカープレートのパンチング・支長応力度の検討

(パンチング) 断面積 $89\text{cm} \times 160\text{cm} \times 4 = 56960\text{cm}^2$

剪断応力 $\tau = 200\text{ton} / 56960\text{cm}^2 = 3.5\text{kg/cm}^2 < 7\text{kg/cm}^2$

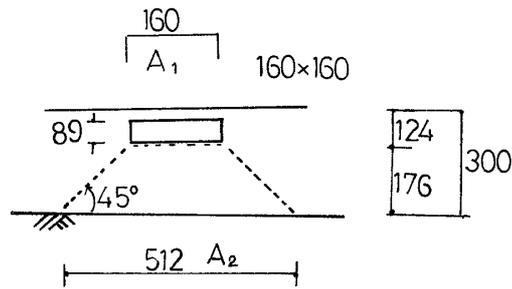
- ・支持圧

$A_1 = 160\text{cm} \times 160\text{cm} = 25600\text{cm}^2$

$A_2 = 512\text{cm} \times 512\text{cm} = 262144\text{cm}^2$

圧縮許容応力 $f_c = 70\text{kg/cm}^2$ $A_2 / A_1 = 224$ $\rightarrow 140\text{kg/cm}^2$

許容圧縮力 $F = A_1 \times f_c = 3584\text{ton} > 200\text{ton}$ 可能



付図1-11 説明図

A P P E N D I X 2

大型耐震実験装置加振機取付部の強度計算書

A2-1. 目的

大型耐震実験装置の加振機を90ton から200 ton に変更したときに現状の取付部が耐えられる構造にあるかアンカーボルト及び基礎コンクリートの強度計算を行い応力を確認する。

A2-2. 結果

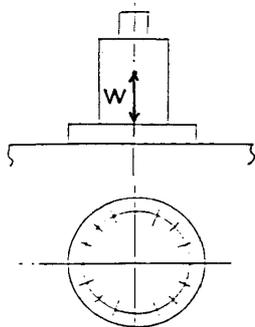
アンカーボルト及び基礎コンクリートに発生する応力及び許容値を次表にまとめる。ただし、ボルトの初期締結力を18ton / 1 本 (16本で288 ton) とする。

付表 2 - 1 検討結果

		発生応力		許容応力
ボルト (SS41)	応力振幅	σ_a	0.2kg/mm ²	2.0kg/mm ²
	最大応力	σ_{max}	8.3kg/mm ²	13.8kg/mm ²
基礎 コンクリート	Punching shear	τ	1.1kg/cm ²	4.5kg/cm ²
	支圧応力	σ_t'	27.7kg/cm ²	83.0kg/cm ²

A2-3. 計算

(1) 加振機の外力条件



(2) 1本のボルトにかかる力
w (ton)

$$W = \pm 200 \text{ ton}$$

$$w = W / 16 = 200 \text{ ton} / 16$$

ボルト

$$= 12.5 \text{ ton}$$

M60 P5.5 × 141.5 ℓ

有効長 (L)

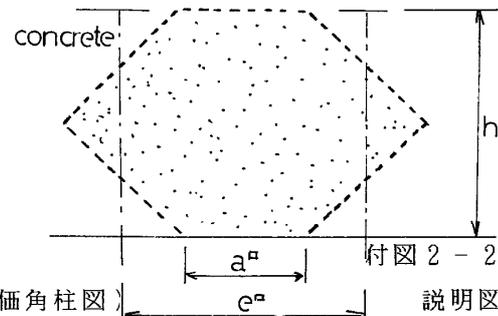
付図 2 - 1 説明図

(3) ボルト初期締結力: F_i (ton)

(1) の外力が作用しても16本のボルトが緩まないためにはボルトに初期締結力 F_i を与えていかなる時にもコンクリートが圧縮されていなければ成らない。即ち、コンクリートに作用する力: F_c (圧縮力) > 0

$$F_c = F_i - w \times K_c / (K_t + K_c) > 0$$

ここに K_c : コンクリートの圧縮剛性でアンカープレート周縁からでる45度の角錐で囲まれるゾーンを有効圧縮域と考えこれを等価角柱で置き換える。



$$a = 160 \text{ cm}, e = 275.5 \text{ cm}, h = 115.5 \text{ cm}$$

$$K_c = (a + h / 2)^2 \times E / h \quad E : \text{コンクリートヤング率 } 2.1 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 8.62 \times 10^7 \text{ kg/cm}$$

同様に K_t : ボルトの引張剛性で16本全体として

$$K_t = 16 \text{ 本} \times (\pi \times D^2 / 4) \times E / L \quad D : \text{ボルト直径 } 6 \text{ cm}$$

$$= 0.67 \times 10^7 \text{ kg/cm} \quad E : \text{ボルトヤング率 } 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

従って $F_i > w \times K_c / (K_t + K_c) = 11.6 \text{ ton}$

$$1.5 \text{ 倍のマージンをとって, } F_i = 1.5 \times 11.6 \text{ ton} = 18.0 \text{ ton}$$

(4) ボルトの応力: σ (kg/cm²)

$$F_t = F_i + w \times K_t / (K_t + K_c) \quad : \text{1本に加わる力}$$

$$= 18.9 \text{ ton}$$

ボルト谷径 (M60P5.5) = $\phi 54$ (mm)

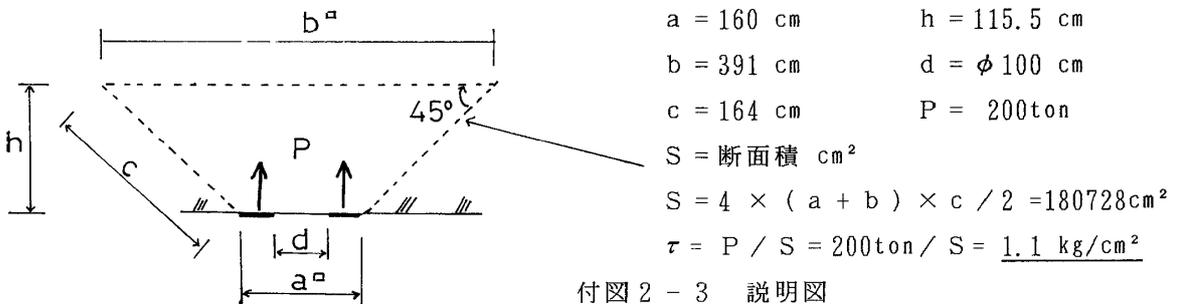
ボルト断面積 $A = 22.9 \text{ cm}^2$

最大ボルト応力 $\sigma_{\max} = F_t / A = 825 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow 8.3 \text{ kg/mm}^2$

ボルト応力振幅 $\sigma_a = 0.5 \times (F_t - F_i) / A = 19.7 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow 0.2 \text{ kg/mm}^2$

(5) コンクリートのpunching shear: τ (kg/cm²)

アンカープレートにPなる引き抜き外力が作用した時プレート周縁からでる45度の角錐での平均剪断応力: τ をも求める.



*アンカープレートの大きさ (底盤部) 160cm角 中央部 $\phi 100$ cm抜き穴

*h = 基礎取付面からアンカープレート上面までの高さ

* $b = a + 2 h \tan \pi / 4$ $c = h / \sin \pi / 4$

(6) コンクリートのアンカープレート部支圧応力: σ_t' (kg/cm²)

初期締結力によって生じるコンクリートのアンカープレート部の支圧応力 σ_t' は

$$\sigma_t' = 16 \text{ 本} \times F_i / (a^2 - \pi \times d^2 / 4) = 16.2 \text{ kg/cm}^2$$

動的荷重として(5)と同様の力も考えれば

$$\sigma_t' = 16.2 + P / (a^2 - \pi \times d^2 / 4) = 27.5 \text{ kg/cm}^2$$

A P P E N D I X 3

油圧サーボ加振機油柱剛性式

A3-1. 概要

油圧サーボ加振機油柱剛性が振動台性能に深く影響すると、昔から言われている。しかし、油圧サーボ加振機油柱剛性式が如何にして導かれたか、振動台ユウザーに明示されていない。

ここでは、油圧サーボ加振機油柱剛性式を流体の連続式と圧力と体積変化の式を使い導くことを試みる。

付図3-1の振動台系を想定する。サーボ弁のOIL SUPPLY 並びにOIL RETURN のポートには共に無限大の容量のアキュムレーターがあるとする。

ここで、次のように記号《さだめる。

- | | |
|-----------------------------|------------------------|
| P_s : OIL SUPPLY側の圧力 | P_r : OIL RETURN側の圧力 |
| P_i : C_i 室の圧力 | P_o : C_o 室の圧力 |
| P_d : $P_i - P_o = P_d$ | Q_i : C_i に流入する油量 |
| Q_o : C_o から流出する油量 | A : サーボ弁の開き面積 |
| ρ : 油の単位体積重量 | β : 油の体積弾性率 |
| u, v, w : x, y, z 方向の速度 | P : 圧力 |
| u_p : ピストン変位 | S : ピストン受圧面積 |
| V_i : C_i 室の体積 | V_o : C_o 室の体積 |
| k_l : ピストンランドの漏れ係数 | Q_l : 油漏れ量 |
| x_a : サーボ弁スプール変位 | k_a : 対スプール変位流量係数 |

なお、アクチュエーターは両側ロッド式複動シリンダ形とする。サーボ弁およびアクチュエーター内での油について、次の式が成り立つ。流体の連続式から

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad \dots \dots \dots 1 \text{ 式}$$

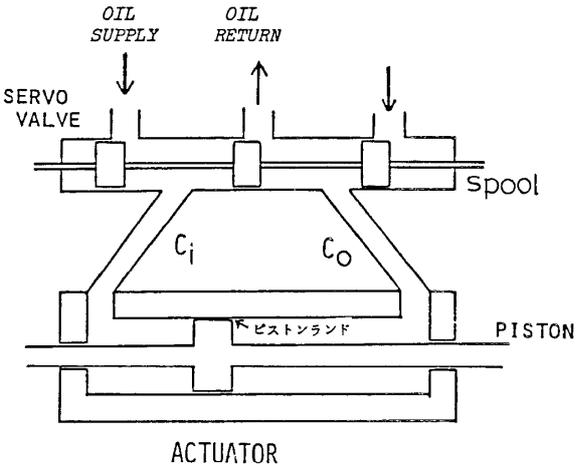
圧力と体積変化の関係から

$$\delta P = \beta \frac{\delta \rho}{\rho} \quad \dots \dots \dots 2 \text{ 式}$$

ρ は場所によって変わることはないとする。ここで、

$$\delta \rho = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta t \quad \dots \dots \dots 3 \text{ 式}$$

$$\delta P = \frac{\partial P}{\partial t} \delta t + \frac{\partial P}{\partial x} \delta x + \frac{\partial P}{\partial y} \delta y + \frac{\partial P}{\partial z} \delta z \quad \dots \dots 4 \text{ 式}$$



付図3-1

2式に3式と4式を代入すると

$$\frac{\beta}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta t = \frac{\partial P}{\partial t} \delta t + \frac{\partial P}{\partial x} \delta x + \frac{\partial P}{\partial y} \delta y + \frac{\partial P}{\partial z} \delta z \quad \dots \dots \dots 5式$$

従って

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} \frac{\delta x}{\delta t} + \frac{\partial P}{\partial y} \frac{\delta y}{\delta t} + \frac{\partial P}{\partial z} \frac{\delta z}{\delta t} \right) \frac{\rho}{\beta} \quad \dots \dots 6式$$

アクチュエーター室内で圧力が一定とすると、6式右辺第2項以降は0となり

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\rho}{\beta} \frac{\partial P}{\partial t} \quad \dots \dots \dots 7式$$

7式を1式に代入すると

$$\frac{\rho}{\beta} \frac{\partial P}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial y} + \rho \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \dots \dots \dots 8式$$

8式のρを取り、C_i、C_o室に分けて書くと

$$\frac{1}{\beta} \frac{\partial P_i}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \dots \dots \dots 9式$$

$$\frac{1}{\beta} \frac{\partial P_o}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \dots \dots \dots 10式$$

次に、9式をC_i室のサーボ弁口からピストン受圧面まで体積積分する。ガウスの発散定理から、

$$\int_v \left(\frac{1}{\beta} \frac{\partial P_i}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) d v = \frac{1}{\beta} \frac{\partial P_i}{\partial t} V_i + \dot{u}_p S - Q_i = 0 \quad \dots \dots 11式$$

同様に、10式をC_o室のサーボ弁口からピストン受圧面まで体積積分すると、

$$\int_v \left(\frac{1}{\beta} \frac{\partial P_o}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) d v = \frac{1}{\beta} \frac{\partial P_o}{\partial t} V_o + \dot{u}_p S - Q_o = 0 \quad \dots \dots 12式$$

すると、11、12式は次のように書ける。

$$\dot{u}_p S = Q_i - \frac{V_i}{\beta} \frac{\partial P_i}{\partial t} \quad \dots \dots \dots 13式$$

$$\dot{u}_p S = Q_o - \frac{V_o}{\beta} \frac{\partial P_o}{\partial t} \quad \dots \dots \dots 14式$$

13式にV_oを乗じ、および14式にV_iを乗じ、それらを加えると

$$(V_i + V_o) \dot{u}_p S = V_o Q_i + V_i Q_o - \frac{V_i V_o}{\beta} \left(\frac{\partial P_i}{\partial t} - \frac{\partial P_o}{\partial t} \right) \quad \dots \dots \dots 15式$$

ここで、ピストンランドからの油漏れ Q_l を15式に加え、さらに差圧 P_d を用いると、15式は次のように書ける。

$$(V_i + V_o) \dot{u}_p S = V_o Q_i + V_i Q_o - (V_i + V_o) Q_l - \frac{V_i V_o}{\beta} \frac{\partial P_d}{\partial t} \dots\dots\dots 16式$$

次に、サーボ弁の流量式を考える。便宜上、油圧ポンプの先はサーボ弁とする。Bernuolli の式よりOIL SUPPLY側では、 g を重力加速度とすると

$$P_s = P_i + \frac{\rho}{2g} \left(\frac{Q_i}{A} \right)^2 \dots\dots\dots 17式$$

OIL RETURN側では

$$P_o = P_r + \frac{\rho}{2g} \left(\frac{Q_o}{A} \right)^2 \dots\dots\dots 18式$$

17式と18式を加えると

$$P_s - P_r = P_i - P_o + \frac{\rho}{2g A^2} (Q_i^2 + Q_o^2) \dots\dots 19式$$

ここで $Q_i = Q_o = Q$ と仮定する。すると、

$$(P_s - P_r) - (P_i - P_o) = \frac{\rho}{g A^2} Q^2 \dots\dots\dots 20式$$

ここで、 $k_a = A (g / \rho)^{1/2}$ とすると

$$Q = k_a x_a ((P_s - P_r) - P_d)^{1/2}$$

一方、 $Q_i = Q_o = Q$ の仮定により、16式は次のように書ける。

$$(V_i + V_o) \dot{u}_p S = (V_o + V_i) Q - (V_i + V_o) Q_l - \frac{V_i V_o}{\beta} \frac{\partial P_d}{\partial t} \dots\dots\dots 21式$$

ここで、 Q_l が差圧 P_d に比例するとし、 $P_s - P_r = P_e$ で表すと、21式は次のように書ける。

$$(V_i + V_o) u_p S = k_a x_a (V_o + V_i) (P_e - P_d)^{1/2} - k_l (V_i + V_o) P_d - \frac{V_i V_o}{\beta} \frac{\partial P_d}{\partial t} \dots\dots\dots 22式$$

次に、振動台の質量を m とし、差圧を $P_d = m \ddot{u}_p / S$ で表すと、22式は

$$m \frac{V_i V_o}{\beta S} \ddot{u}_p + m \frac{k_l}{S} (V_i + V_o) \ddot{u}_p + S (V_i + V_o) \dot{u}_p = k_a x_a (V_o + V_i) (P_e - \frac{m \ddot{u}_p}{S})^{1/2} \dots\dots\dots 23式$$

故に、油圧サーボ加振機油柱剛性 K は次のようになる。

$$K = \frac{\beta (V_o + V_i) S^2}{V_i V_o} \dots\dots\dots 25式$$