

# 振動台－試験体連成系の動特性の解析

## Dynamic Analysis of "Vibration Testing Device - Test Model" Coupled System

田川泰敬<sup>1</sup>・橋本慎一<sup>1</sup>・鈴木拓<sup>1</sup>・佐藤栄児<sup>2</sup>・梶原浩一<sup>2</sup>・高井茂光<sup>3</sup>

<sup>1</sup>東京農工大学 生物システム応用科学研究科 (〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16)

<sup>2</sup>防災科学技術研究所 総合防災研究部門 (〒305-0006 茨城県つくば市天王台3-1)

<sup>3</sup>西松建設(株)技術研究所 建築技術研究課 (〒243-0303 神奈川県 愛甲郡 愛川町中津 4054)

The 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility (E-Defense) is now under construction in Miki City near Kobe. The test model considered for this facility has a mass of 1200 tons compared to the shaking table mass of 750 tons, i.e., 1.6 times as heavy as the shaking table. For this reason, it is considered that the reaction force from the test model to the shaking table is considerably large, and this degrades vibration re-create performance of E-Defence. In this study, first, the analytical model that expresses coupled dynamics of the shaking table and the test model is derived based on experimental data using the middle class shaking table. Then, parameter study is conducted in various situation using the analytical model, and finally the control design problem of this kind of coupled system is discussed.

**Key Words** :E-Defence, Coupled dynamics, Control

### 1. 緒言

現在、防災科学技術研究所が三木市郊外に建設中の実大3次元震動破壊実験装置(E-ディフェンス)は、従来の振動試験装置と比較して振動台に対する試験体の質量比が大きく、振動台の制御に際して、試験体の動特性の影響を強く受けることが予想される<sup>1)</sup>。したがって、より良い制御性能の実現のためには、制御手法のみに着目したアプローチよりは、むしろ振動台と試験体、さらには制御システムを含めた系をひとつの連成系とみなし、その動特性を解析することによって制御対象の特徴を十分に把握した上で、より良い制御手法の開発を目指すといったアプローチが重要であると思われる。

そこで、本研究では、中型振動台に振動台とほぼ同等の質量を有する試験体を載せた加振実験を実施し、この実験結果に基づいて試験体、振動台、および制御系の動特性を考慮し、できるだけシンプルでありながら実験結果と良く一致する線形解析モデルの導出を試みる。次に、このモデルを用い実際の実験では実施できなかったケースについて、種々の角度から試験体の制御性能(地震波再現性能)に与える影響を検討する。また、これらのシミュレーション結果に基づき、制御系設計における留意点および問題点などについて議論する。

### 2. 中型振動台による加振実験

#### 2.1 実験装置

本実験で用いた中型振動台(西松建設(株)所有)のスペックを表1に示す。本振動台は、大きさ5.5[m]×5.5[m]×1.5[m]、質量40tonの加振テーブルを水平4本、鉛直4本の計8本の電気・油圧サーボ型アクチュエータで駆動する構成となっており、

表1 振動台仕様

項目	緒元
振動台	5.5[m]×5.5[m]×1.5[m], 40ton
駆動方式	電気・油圧サーボ方式
試験体搭載質量	最大65ton, 定格30ton
最大変位	X: ±200[mm] Y: ±500[mm] Z: ±200[mm]
最大速度	X: ±100[cm/s] Y: ±150[cm/s] Z: ±100[cm/s]
最大加速度	X: ±2.0[G] Y: ±2.0[G] Z: ±2.0[G]
加振周波数	DC~50[Hz]
製作メーカー	三菱重工業

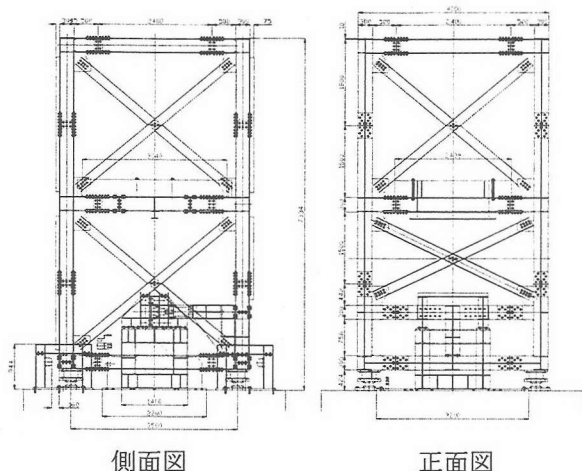


図1 試験体平面図



図2 実験装置全景

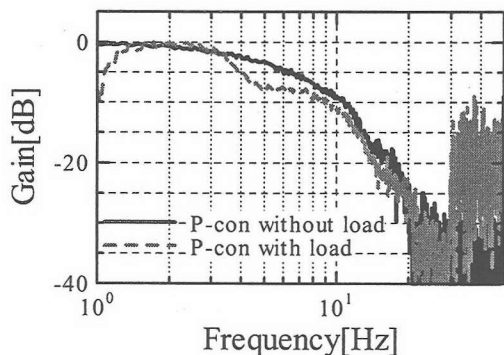


図3 周波数応答特性 (変移比例制御)

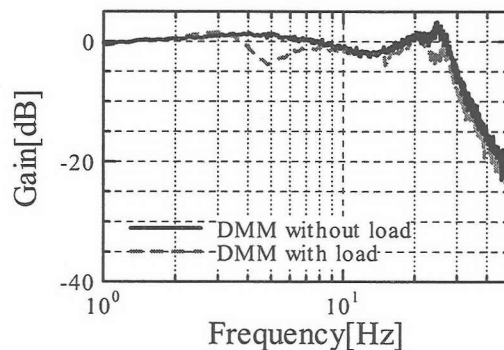


図4 周波数応答特性 (DMM制御)

搭載試験体最大質量は 60ton であり、発生できる最大変位、最大速度、および最大加速度は、それぞれ表 1 に示す通りである。図 1 に、本実験で使用した試験体の平面図を示す。試験体は、総質量が 41ton、高さ 7.3 m で 3 層の鉄骨フレームからなっており、第 1 層部の 4 隅が積層ゴムを介して振動台に結合されている。また、1 層目から高さ約 1.5m の部分に弾塑性部材を取付け、この弾塑性部材を介して試験体と振動台が力をやりとりする構造をとることにより、試験体に非線形特性を持たせている。図 2 は、振動台に試験体を載せたときの装置の全景を示す。

## 2.2 実験結果

本節では、前節の振動台および試験体を用いて水平 1 軸方向 ( $y$  方向) 加振を行ったときの実験結果を検討する。図 3 は、既存の比例制御系において  $y$  方向目標変位として 1~20Hz のスイープサイン波を与えたときの、目標変位と実際の振動台変位との間の周波数応答特性 (ゲイン特性) を示したものである。図 3 の実線は試験体を搭載していない状態、破線は試験体を搭載した状態の実験結果を示している。両者は概ね一致しているが、地

震波に多く含まれる 2Hz から 10Hz の周波数帯域において大きな差異が認められる。また、図 4 は、デュアル・モデルマッチング (DMM)<sup>2)</sup> を用い、より高い周波数まで目標値追従特性を向上させた場合の目標値-制御量間の周波数応答特性 (ゲイン特性) の実験結果である。図において、実線は試験体を搭載していない状態、破線は試験体を搭載した状態の実験結果を示している。図 4 から、試験体なしでは見られない 3Hz 近傍でのゲインの盛り上がり、5Hz 近傍でのゲインのへこみが見られ、試験体の搭載により、目標値追従特性 (地震波再現特性) が劣化していることがわかる。これらの実験結果より、試験体が振動台の制御系に重大な悪影響を及ぼす可能性のあることが予想でき、様々な角度から検討をしておく必要があることが分かる。

## 3. 解析モデル

### 3.1 解析モデルの導出

#### 3.1.1 油圧システムモデルと振動台運動方程式<sup>3)</sup>

中型振動台では 8 本の加振機が取り付けられ

ているが、それぞれの数式モデルはすべて同じ形で表現できる。そこで、油圧システムの基本であるサーボアンプ、サーボ弁、加振機を含む1軸油圧システムモデルの導出を行う。まず、サーボアンプに入力される操作電圧  $u_a$  からサーボ弁出力流量  $Q_{sv}$  までの伝達関数は、一般的には2次で近似されているが、中型振動台では、位相がより遅れているため、次式のように7次遅れ系で近似する。

$$Q_{sv} = \frac{K_s \omega_s^7 K_{ac}}{(s + \omega_s)(s^2 + 2\zeta_s \omega_s + \omega_s^2)^3} u_a \quad (1)$$

ただし、 $K_s$  はサーボアンプゲイン、 $K_{ac}$  はスプール変移-サーボ弁出力流量変換係数、 $\zeta_s$  は、サーボ弁減衰係数、 $\omega_s$  は、サーボ弁固有振動数である。

加振機の流量と圧力との関係式は(2)式のように表せる。ただし、 $Q_a$ 、 $Q_{sv}$  は加振機流量、 $C_{al}$  は流量損失係数、 $P_{am}$  は差圧、 $A_a$  はピストン受圧面積、 $x_a$  は、ピストン変移、 $k_a$  は駆動系の剛性を表す定数で片側シリンダ容積を油の体積弾性係数で除したものである。

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{sv} - C_{al} P_{am} \\ Q_a &= A_a \dot{x}_a + k_a P_{am} \end{aligned} \quad (2)$$

(2)式より、加振機シリンダ内の差圧は、(3)式のようになる。

$$P_{am} = \frac{1}{k_a s + C_{al}} Q_{sv} - \frac{A_a s}{k_a s + C_{al}} x_a \quad (3)$$

加振機より発生される力  $F$  は、ピストン受圧面積を  $A_a$ 、加振機シリンダ内の油の粘性を  $c_a$  とすると、(4)式のように表せる。

$$F = A_a p_{am} - c_a \dot{x}_a \quad (4)$$

中型振動台は、 $x$ 、 $y$ 、 $z$  軸に取り付けられた8本の加振機により3次元6自由度の加振が可能であるが、今回用いた解析モデルでは、 $yz$  平面による2次元3自由度としてモデル化を行った。並進  $y$ 、 $z$  軸に関しては、それぞれの軸に取り付けられている加振機から発生した力が振動台重心に加わるとし、回転  $\theta_x$  軸には加振機の取り付け位置から求ま

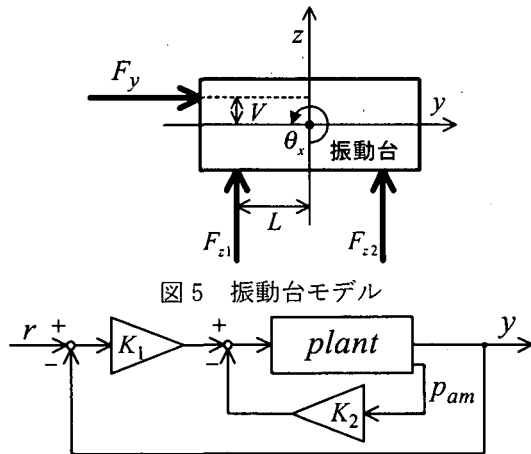


図5 振動台モデル

図7 制御系概略図

る定数(図5参照)と力を掛けたモーメントが加わるとしている。振動台重心の運動方程式は、(5)式となる。

$$[M]\{\ddot{x}\} = [H_f]\{F\} \quad (5)$$

$\{x\} = \{y \ z \ \theta_x\}^T$  : 振動台重心変移ベクトル

$[M] = [M_y \ M_z \ I_x]^T$  : 質量マトリクス

$\{F\} = \{F_y \ F_{z1} \ F_{z2}\}^T$  : 加振機力ベクトル

$[H_f] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ -V & -L & L \end{bmatrix}$  : 加振機配置マトリクス

以上の式をまとめると(6)式のように表せる。ただし、 $[H_{ga}]$  は振動台重心変移を加振機ピストンの変移に変換するマトリクスで、 $[H]$  の転置行列である。また、(1)式を  $G_{sv}(s)$ 、 $1/(k_{as} + C_{al})$  を  $G_{ac}(s)$  と置く。  $[G_{sv}(s)]$ 、 $[G_{ac}(s)]$  は対角行列である。

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{x}\} + [c_a]\{\dot{x}\} + [H_f][A_a]^2[G_{ac}(s)][H_{ga}]\{\dot{x}\} \\ = [H_f][A_a][G_{ac}(s)][G_{sv}(s)]\{u_a\} \end{aligned} \quad (6)$$

### 3.1.2 試験体搭載時の振動台運動方程式

図6に振動台-試験体モデルを示す。試験体搭載時の運動方程式は、振動台重心、試験体重心における  $y$ 、 $z$ 、 $\theta_x$  軸方向の運動方程式をたてると、6本の式が導出できるが、 $z$ 、 $\theta_x$  に関しては振動台と試験体は同じ運動をするとみなすことで、6自由度から4自由度のモデルを得る。また微小な項を無視することで、線形化モデルを導いた。シミュレーションで使用した、振動台-試験体運動方程式を(7)式に示す。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 = F_y - f_y \\ (m_1 + m_2) \ddot{z} = F_{z1} + F_{z2} \\ m_2 \ddot{y}_2 = f_y \\ (I_1 + I_2) \ddot{\theta}_x = -F_y V - (F_{z1} - F_{z2}) L + f_y (h_1 + h_2) \end{cases} \quad (7)$$

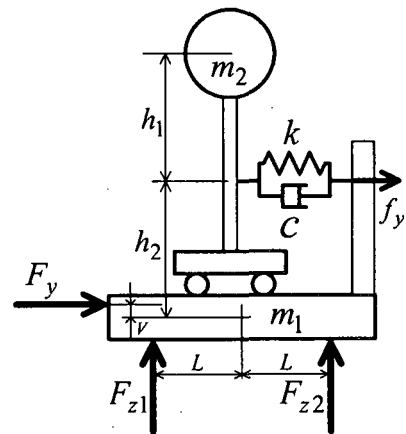


図6 振動台-試験体モデル

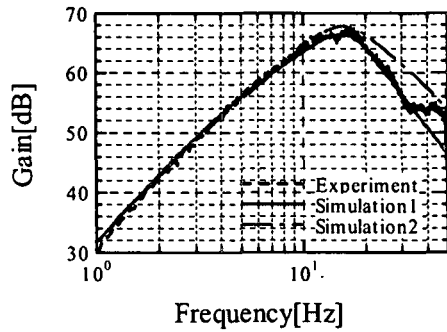


図8 周波数応答—搭載物なし

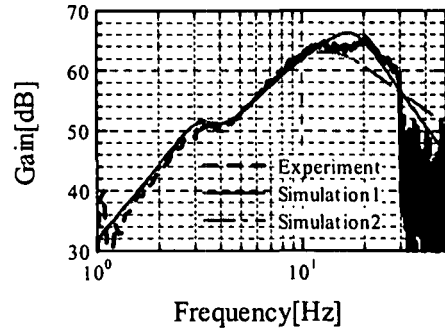


図9 周波数応答—試験体搭載時

### 3.2 制御系

中型振動台に用いられている制御器として、図7に示すように振動台の変移フィードバックによる変移比例制御に加振機の差圧のフィードバックを併用していると仮定したものをを用いる。図中  $K_2$  は加振機の差圧  $p_{am}$  にかかるフィードバックゲインを表す。

### 3.3 解析モデルの精度検証

図8, 9にそれぞれ試験体を載せた場合と載せてない場合の  $y$  軸方向加振時の変移目標値—振動台重心加速度出力間の周波数応答のシミュレーション結果を示す。図中、Simulation1はサーボ弁を7次、Simulation2は2次で近似したモデルを用いた。7次で近似したモデルのほうがより実機を正確に表せていることが分かる。

## 4. 振動台—試験体連成系の特性

ここでは、3章で導いた解析モデルを用い、実際の実験では困難であった種々のケースについてシミュレーションを行い、試験体の制御性能に及ぼす影響について検討する。シミュレーションにおいても、実験と同様に  $y$  軸方向加振を行う場合を考える。以下のシミュレーションでは、振動台に関するパラメータは3.3で求めたものを用いている。また、簡単のためサーボ弁は2次で近似したものをを用いる。

### 4.1 各種パラメータの周波数応答特性への影響

#### 4.1.1 試験体質量の影響

図10は、試験体の質量(図5の  $m_2$ )を0, 10, 40, 80tonと変化させたときの周波数応答特性(ゲイン特性)を示している。図10において、(a)は  $y$  軸変位目標値— $y$  軸振動台変位間の、(b)は  $z$  軸変位目標値— $z$  軸振動台変位間、(c)は  $\theta_x$  軸角変位目標値— $\theta_x$  軸振動台角変位間のゲイン特性をあらわしており、(d)は  $y$  軸変位目標値から  $\theta_x$  軸振動台角変位間のゲイン特性(クロストーク特性)を表している。シミュレーションでは、試験体の質量を変化させても試験体自信の固有振動数が3.5Hzを保つようにばね定数などを調整している。

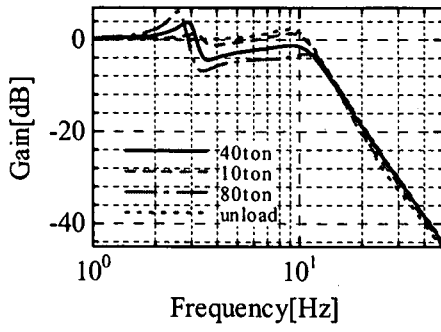
3Hz近傍において、図4の実験結果と同様の特徴が現れており、3章の解析モデルの妥当性が検証できる。図10(a)の結果からもわかるように試験体の質量を増やしていくほど、3Hz近傍の共振、反共振のピークが鋭く大きくなっており、試験体の影響で制御性能が劣化していくことがわかる。この傾向は図10(d)においても顕著であり、 $y$  軸方向の加振によって  $x$  軸まわりの回転が生じやすくなっていることが分かる。

#### 4.1.2 試験体の減衰の影響

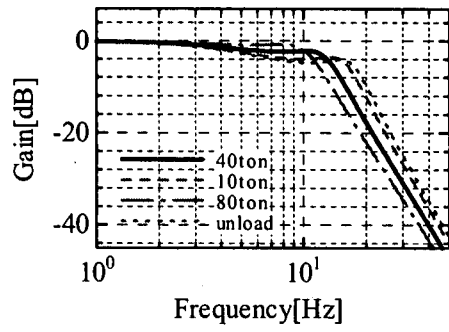
図11は、試験体の減衰(図5の支持部の減衰C)を変化させた時の制御性能への影響を見たものである。図11(a)は  $y$  軸変位目標値— $y$  軸振動台変位間の、(b)は  $y$  軸変位目標値から  $\theta_x$  軸振動台角変位間のゲイン特性(クロストーク特性)を表している。減衰が小さくなるにつれ3Hz近傍の共振、反共振のピークが非常に鋭く、大きくなっており、減衰の小さな試験体を加振するときは、注意が必要であることがわかる。

#### 4.1.3 制御器のゲインの影響

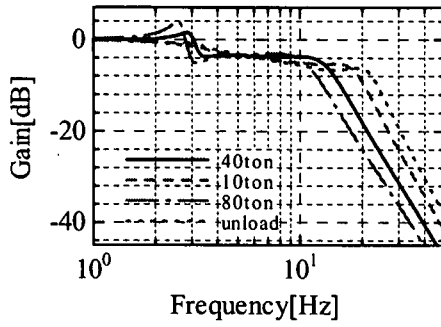
4.1.1から4.1.2では試験体のパラメータを変化させてその特性を見てきたが、ここでは  $y$  方向制御器の比例ゲインを変化させたときの制御性能の変化をみる(図12)。図12において実線は図10の実線と同様であり(試験体質量40ton)、これを標準として、このときの比例ゲインを0.5, 1.5, 2.0倍と変化させたときの周波数応答特性を示している。図12における(a)および(b)は、それぞれ図11と対応関係にある。図12より、比例ゲインが0.5倍のときは図3の実験結果と、比例ゲインが2倍のときは図4の実験結果と類似した結果が得られており、本モデルの妥当性がわかると同時に、制御器のゲインを高くすることによりカットオフ周波数近傍で共振ピークが大きくなり、制御系の目標値追従性能および安定性が損なわれていくことがわかる。また、 $y$  軸方向制御器の比例ゲインを大きくしていくことにより、3Hz近傍の試験体動特性の影響は、 $y$  方向(水平方向)では抑えられて行くが[図12(a).]、これとは反対に回転は増幅されていくことがわかる[図12(b).]



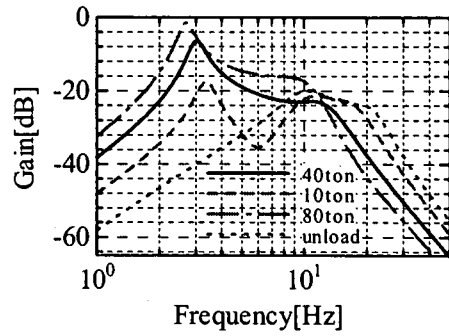
(a)



(b)

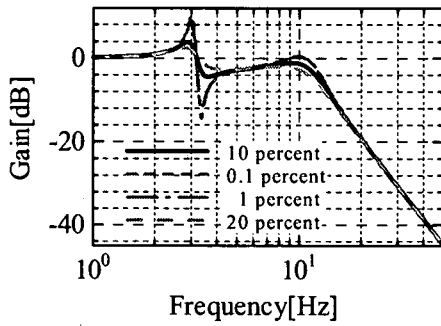


(c)

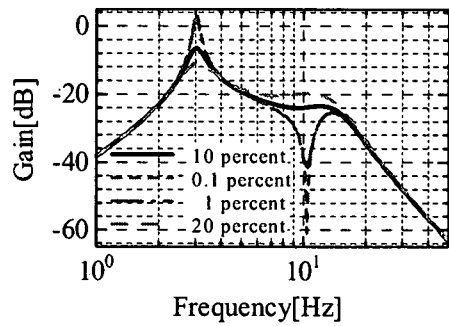


(d)

図 10 周波数応答-試験体質量変更時

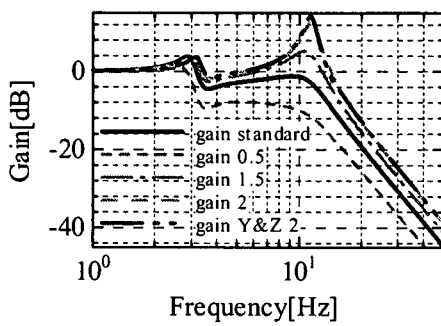


(a)

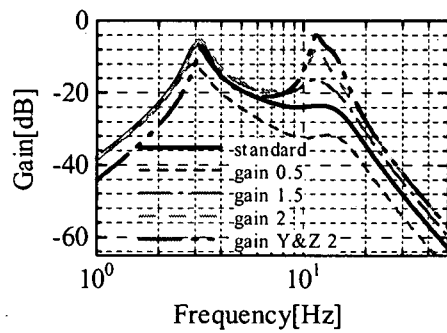


(b)

図 11 周波数応答-試験体の減衰率変更時



(a)



(b)

図 12 周波数応答-制御器のゲイン変更時

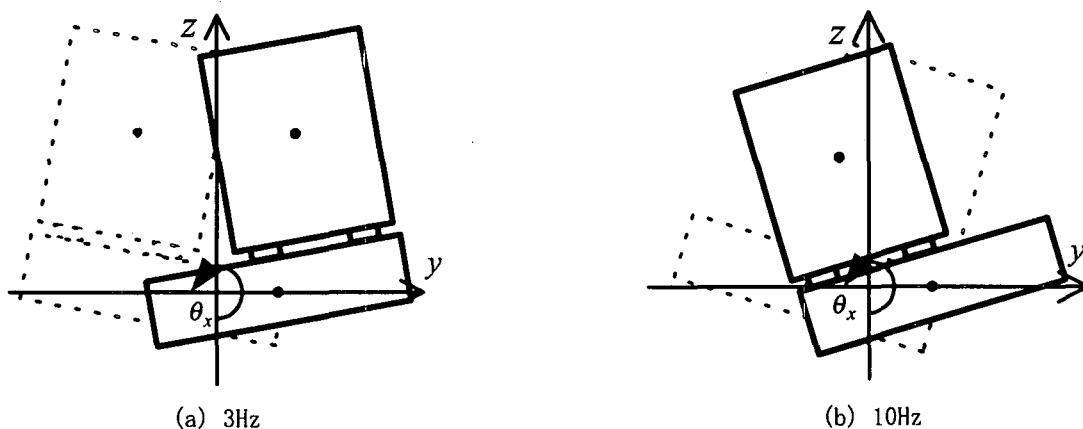


図 13 振動モード

#### 4.1.5 振動台-試験体連成モード

図 13 は、図 12 における標準の 2 倍の比例ゲインを用いたときの共振ピーク近傍 (3Hz および 10Hz) において水平加振 ( $y$  方向) を行ったときの試験体と振動台の位置関係 (振動モード) の概形を示したものである。図 13(a) は 3Hz、図 13(b) は 10Hz での加振時の状態を示す。図 13 より、3Hz では、振動台と試験体が同位相で、10Hz では逆位相で動いていることがわかる。しかし、図 12 および図 13 (b) からわかるように、ともに水平加振にもかかわらず回転が発生してしまっていることがわかる。

### 5. 制御系設計における検討課題

4 章において試験体および制御器のパラメータを変更することにより、様々なケースにおいて、試験体の影響が制御性能を劣化させることがわかり、今後これらの結果を踏まえた上で、より良い制御系を目ざす必要性が明かになった。今回の研究を通して鮮明になった“試験体と振動台の連成による制御性能劣化の問題”に関連して、今後の制御系の設計に際して解決すべき問題をまとめると以下ようになる。

- 1) 試験体の弾性特性による制御帯域内 (本研究の場合、3Hz 近傍) に現れる振動台-試験体連成系の共振および反共振の抑制
- 2) 特に試験体の減衰が小さい場合の上記の現象に対する対策 [図 11]
- 3) 試験体の重心が高い場合の振動台の回転の抑制
- 4) 制御系他軸への干渉の問題 (本研究の場合、 $y$  軸制御器により  $x$  軸まわりの回転が発生) [図 12、図 13]
- 5) カットオフ周波数近傍でのゲインの盛り上がり抑制 [図 12]

### 6. 結言

本研究では、中型振動台に振動台とほぼ同等の質量を有する試験体を載せた加振実験を実施し、この実験結果に基づいて試験体、振動台、および制御系の動特性を考慮し、できるだけシンプルでありながら実験結果と良く一致する線形解析モデルの導出を試みた。次に、このモデルを用い実際の実験では行えなかったケースについて、種々の角度から試験体の制御性能 (地震波再現性能) に与える影響を検討した。また、これらのシミュレーション結果に基づき、制御系設計における留意点および問題点などについて議論した。

謝辞：本研究は、科学技術振興調整費による総合研究「構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関する研究」の一環として行われました。記して感謝いたします。

#### 参考文献

- 1) E. Sato, T. Suzuki, Y. Tagawa, T. Kakegawa, K. Kajiwara, and S. Takai: Alternative Control Design Approach to Shaking Facilities for Re-Creating Seismic Motion, ASME PVP, 445-1, Seismic Engineering, (2002), 67.
- 2) 鈴木, 掛川, 佐藤, 梶原, 田川: 高井: 震動台の地震波再現性能の改善に関する研究, 第3回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関するシンポジウム論文集, (2002), 41.
- 3) 掛川, 鈴木, 佐藤, 梶原, 田川: 実大三次元震動破壊実験装置のモデル化と制御に関する研究, 第3回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関するシンポジウム論文集, (2002), 47.
- 4) 村上, 部谷: 流体機械, 森北出版, (1990).
- 5) 小波, 西海: 油圧制御システム, 東京電機大学出版局, (1999).
- 6) 武藤: アクチュエータの駆動と制御, コロナ社, (1992).