実大三次元震動破壊実験装置における振動台と試験体の連成*

(線形モデルを用いたシミュレーションによる検討)

光 田 真 旅^{*1}, 梶 原 浩 一^{*2}田 川 泰 敬^{*3}, 佐 藤 栄 児^{*2}

Shaking Table-Test Model Coupled Dynamics in E-Defense

(Simulation Using Linear Model)

Matabi MITSUTA, Kouichi KAJIWARA,
Yasutaka TAGAWA^{*4} and Eiji SATO^{*4} Department of Mechanical Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Naka-cho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

The National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention (NIED) is now conducting for constructing a three-dimensional full-scale earthquake testing facility (E-Defense). This facility has 24 actuators to supply enough power to the shaking table, and will be equipped basic controller that is designed by Three Variable Control (TVC) Technique. However, since the table was designed lighter than the capacity of max weight of a test model on the shaking table, it is supposed to have not a little interaction between the shaking table and the test model. Therefore, to equip a more highly developed controller, we should understand well on the property of the coupled system that consists of E-defense with TVC and the test model on the shaking table. This study first derives the analytical model of above coupled system, then show some simulation results of the coupled system.

Key Words: Three Variable Control, E-defense, Shaking Table, Vibration Control, Control Method

1. 序 論

現在、兵庫県三木市において実大三次元震動破壊実験装置(以下E-Defense)の本格的な稼動へ向けての最終調整が進められている。このE-Defenseは、世界最大規模の振動台であり、強震動による構造物の破壊過程を解明するため、様々な実物大の建造物の搭載が可能である。振動台の質量は750ton、搭載面積は20m×15m、6階建ての実建造物を想定した最大1200tonを搭載可能であり、これまでの振動台に比べて搭載物のテーブルに対する質量比が大きいことが特徴である⁽¹⁾(図1)。

このE-Defenseは、振動台テーブルを鉛直方向14本、水平方向10本の計24本の油圧加振機で加振する構造をとっており⁽²⁾、油圧制御系としては油圧加振機のシリンドラ内における油圧をフィードバックする差圧フィードバック補償に加えて、変位・速度・加速度をフィードバックする3変数制御手法(Three Variable Controller; 以下TVC)による基本制御器が実装される。さらに今後、高度な制御アルゴリズムの開発、適用も検討されている⁽¹⁾。TVCの設計手法については、制御対象の低

Fig.1 E-Defense

次元化モデルを用いた極配置法に基づく手法⁽³⁾が提案されており、本研究ではこのTVCによる基本制御系を用いたE-Defense全体の数学モデルを導出する。またこのモデルを用いることによってE-Defenseを動作させた際の制御特性についてシミュレーションにより検討する。特に試験体を搭載した場合の試験体反力による振動台のピッチング発生と、E-Defenseの波形再現性能について検討した結果について報告する。はじめに2章において試験体を含めた振動台のモデル化手法について説明し、続いて3章ではTVCの設計手法、4章においてはモデル化手法の確証のため中型振動台での加振実験、5章ではE-Defenseモデルを用いたシミュレーション結果について述べる。

2. 振動台のモデル化

2・1 油圧加振機 図2は、振動台の油圧制御系全体のブロック線図を説明の便宜上、1軸振動台を例に

* 原稿受付 2005年2月4日。

^{*1} 東京農工大学生物システム応用科学研究科(☎ 184-8588 小金井市中町2-24-16)。^{*2} 正員、防災科学技術研究所総合防災研究部門(☎ 305-0006 つくば市天王台3-1)。^{*3} 正員、東京農工大学大学院共生科学技術研究部。

E-mail: tagawa@cc.tuat.ac.jp

Fig.2 Block diagram of a shaking table (1 DOF system)

示したものである。本研究では振動台を加速度フィードバックで制御するため、ここでは操作量 u から振動台加速度 $\ddot{x}$ までの解析モデルを導く。加振機への操作電圧 u はサーボ弁内のサーボアンプに入力され、作動油 Q_{sa} がサーボ弁から油圧加振機へ流入する。これによって与えられるピストン内の差圧 P_{am} が振動台へ加わる力 f となる。なお、ピストン内の差圧は、差圧フィードバックとしてゲイン K_{PB} によって増幅され、操作電圧に印加される。本節では、このブロック図における信号の流れに沿ってモデル化の説明をする。

2・1・1 サーボ弁 操作量 u は電圧で与えられ、電圧はサーボアンプを経て電流 i に変換される。

$$i = K_s u \quad \cdots(1)$$

K_s : サーボアンプゲイン

サーボアンプによって変換された電流はサーボ弁内のスプールを動作させ、スプールの変位 x_s により油圧源から作動油が出力される。電流からスプール変位までの動特性は二次遅れ系で近似する。

$$\ddot{x}_s + 2\xi_s \omega_s \dot{x}_s + \omega_s^2 x_s = K_{sd} \omega_s^2 i \quad \cdots(2)$$

x_s : サーボ弁スプール変位

K_{sd} : スプール変位ゲイン

ω_s : サーボ弁固有角振動数

ξ_s : サーボ弁減衰比

スプールの動作 x_s から油の流量 Q_{sa} までは変位-流量変換係数 K_{ac} を用いることにより、次式のような線形近似を行う。

$$Q_{sa} = K_{ac} x_s \quad \cdots(3)$$

式(1)から式(3)を整理すると、サーボアンプへの操作量 u とサーボ弁の出力流量 Q_{sa} の関係は次の微分方程式で表される。

$$\ddot{Q}_{sa} + 2\xi_s \omega_s \dot{Q}_{sa} + \omega_s^2 Q_{sa} = K_{sd} K_{ac} \omega_s^2 u \quad \cdots(4)$$

2・1・2 加振機 サーボ弁から出力された作動油は油圧加振機のピストンに流入し、シリンダ内に差圧 P_{am} が発生する。シリンダからの作動油流出量を Q_a とす

ると、次の関係が得られる。

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{sa} - C_{al} P_{am} \\ Q_a &= A_a \dot{x}_a + k_a P_{am} \end{aligned} \quad \cdots(5)$$

x_a : ピストン変位

C_{al} : 加振機流量損失係数

A_a : 加振機受圧面積

k_a : 駆動系剛性係数

また、式(5)中の k_a は次式で与えられる。

$$k_a = \frac{V'_a}{K} \quad \cdots(6)$$

ただし、

$$\frac{1}{V'_a} = \frac{1}{V_{Aa} + A_a x_0} + \frac{1}{V_{Ba} - A_a x_0} \quad \cdots(7)$$

V_{Aa} : ピストン作動油流入側体積

V_{Ba} : ピストン作動油流出側体積

x_0 : ピストン初期位置

K : 油の体積弾性係数

なお、E-Defenseにおいて、 k_a は水平方向と垂直方向の加振機とではその値が異なる。

最終的に油圧加振機の発生力 f は、シリンダ内の差圧とピストン速度を用い、次式により表される。

$$f = P_{am} A_a - c \dot{x}_a \quad \cdots(8)$$

c : 粘性減衰係数

となる。式(4)、(5)、(8)より伝達関数を求め整理することにより、図2のブロック線図が得られる。

2・2 振動台・試験体の運動方程式

2・2・1 加振機配置行列 E-Defenseでは、750tの振動台テーブルを鉛直(Z方向)14本、水平方向10本(X方向5本、Y方向5本)の計24本の油圧加振機で支持する構造をとっている。各加振機の出力する力を以下に定義する。

f_i ($i = 1 \sim 5$): 水平加振機発生力(X方向)

f_i ($i = 6 \sim 10$): 水平加振機発生力(Y方向)

f_i ($i = 11 \sim 24$): 鉛直加振機発生力(Z方向)

Fig.3 Test model on the inclined shaking table

Fig.4 Relative story displacement

各加振機の出力 f_i ($i = 1 \sim 24$)から、振動台テーブルの重心位置に加わる力とモーメント $\{F_x, F_y, F_z, M_{\alpha}, M_{\beta}, M_{\gamma}\}$ までは加振機配置行列 H_f を用いて表現される。加振機配置行列とは、各々の加振機が振動台テーブル重心に対してどの様な力とモーメントを及ぼすかを示す行列である。いま、振動台テーブルの重心位置を原点とし、加振機の接合点の相対位置を考える。X軸加振機の一つ、 i 本目の加振機が接合された相対位置を (x_i, y_i, z_i) とすると、加振機が出力する力 f_i は振動台テーブルの重心変位 $(x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z)$ に対して、以下のような力とモーメントを与える。

$$\begin{aligned} F_x &= f_i \\ M_{\theta_y} &= z_i \cdot f_i \\ M_{\theta_z} &= -y_i \cdot f_i \end{aligned} \quad \dots\dots(9)$$

この場合、加振機の出力 f_i に関する加振機配置行列は、以下のように表される。

$$\{F_x \ F_y \ F_z \ M_{\alpha} \ M_{\beta} \ M_{\gamma}\}^T = \{1 \ 0 \ 0 \ 0 \ z_i \ -y_i\}^T f_i \quad \dots\dots(10)$$

24本の加振機全てについて同様の式を導き整理すると、振動台テーブルの重心位置に加わる力は加振機配置行列 H_f を用いて次式で表される。

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_{\alpha} \\ M_{\beta} \\ M_{\gamma} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 \\ 0 \cdots 0 & -z_6 \cdots -z_{10} & y_{11} \cdots y_{24} \\ z_1 \cdots z_5 & 0 \cdots 0 & -x_{11} \cdots -x_{24} \\ -y_1 \cdots -y_5 & x_6 \cdots x_{10} & 0 \cdots 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_{24} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots(11)$$

式(11)の右辺における行列が H_f である。本研究では、リンク部の幾何学的特性に起因する非線形特性は、リンク部の回転が他の部分の運動と比較して相対的に小さいものとして無視する。

2・2・2 テーブル・試験体の運動方程式 振動台テーブルにおける質量と慣性モーメントは、各加振軸ごとに $\{M_x, M_y, M_z, I_x, I_y, I_z\}$ と設定する。軸ごとに異なる質量を設定する理由は油圧加振機とテーブルを繋ぐリンク機構の有効質量を考慮するためである。それ

ぞれ加振軸方向に直列に配置されているリンクは有効質量としてリンクの質量を、また加振軸方向と垂直に設置されているリンクには有効質量としてリンクの質量の1/3をテーブル質量に加算している。

本研究ではE-Defenseにおける振動台とこれに搭載する試験体の連成に関わる基本特性をシミュレーションによって検討する。このため試験体として図3に示すような1質点モデルを採用する。試験体の質量を M_1 とし、バネ定数と減衰係数はそれぞれ K 、 C とする。 K にはテーブルと試験体の相対変位 $(y_1 - y_G + l_1 \theta_x)$ を掛け、 C には相対速度 $(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x)$ を掛ける。相対変位を表す模式図を図4に示す。ここで θ_x の時計回りは負の値であることに留意されたい。Y軸におけるテーブルと試験体の運動方程式、および両者の θ_x 回転運動の運動方程式は、以下の式となる。

$$\begin{aligned} M_y \ddot{y}_G - C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) - K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) &= F_y \\ M_1 \ddot{y}_1 + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) &= 0 \\ I_x \ddot{\theta}_x + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) l_1 + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) l_1 &= M_{\alpha} \end{aligned} \quad \dots\dots(12)$$

l_1 : 振動台テーブル重心位置から試験体重心位置までの距離
 y_1 : 試験体のY方向変位

同様にX軸方向の運動方程式についても、

$$\begin{aligned} M_x \ddot{x}_G - C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G - l_1 \dot{\theta}_y) - K(x_1 - x_G - l_1 \theta_y) &= F_x \\ M_1 \ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G - l_1 \dot{\theta}_y) + K(x_1 - x_G - l_1 \theta_y) &= 0 \\ I_y \ddot{\theta}_y - C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G - l_1 \dot{\theta}_y) l_1 - K(x_1 - x_G - l_1 \theta_y) l_1 &= M_{\beta} \end{aligned} \quad \dots\dots(13)$$

x_1 : 試験体のX方向変位

となる。Z軸方向の運動方程式は以下の式となる。

$$\begin{aligned} (M_z + M_1) \ddot{z}_G &= F_z \\ I_z \ddot{\theta}_z &= M_{\gamma} \end{aligned} \quad \dots\dots(14)$$

2・3 振動台の状態方程式 式(4)を24個のそれぞれのサーボ弁について同様に式を立て、行列を用いて整理すると以下の様になる。

$$\{\dot{Q}_{sa}\} = [C_w] \{\dot{Q}_{sa}\} + [K_w] \{Q_{sa}\} + [F_u] \{u\} \quad \dots\dots(15)$$

$\{Q_{sa}\}, \{u\}$ は状態量を表す24行1列のベクトルであり、 $[C_w][K_w][F_u]$ はサーボ弁の伝達関数の係数を対角成分に持つ24行24列の行列である。

続いて加振機に関しても、式(5)より Q_a を消去して24本分立て、行列でまとめる。

$$\{\dot{P}_{am}\} = [K_c] \{P_{am}\} + [K_v] \{Q_{sa}\} + [K_d] \{\dot{x}_a\} \quad \dots\dots(16)$$

状態量 $\{P_{am}\}, \{x_a\}$ はそれぞれ24行1列、係数 $[K_c], [K_v], [K_d]$ はそれぞれ24行24列の対角行列である。

ピストンのシリンダ内の差圧から加振機の加振力までは、式(8)を整理して、

Fig.5 Three variable control (TVC) system and Filters

$$\{f\} = [A_a] \{p_{am}\} - [c] \{\dot{x}_a\} \quad \dots\dots(17)$$

となる。係数行列は24行24列の対角行列である。また、テーブル・試験体に関する運動方程式は、式(12)、

(13)、(14)を整理して、

$$[M] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K] \{x\} = \{F_t\} \quad \dots\dots(18)$$

ただしこの場合は、 $\{x\} = \{x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z, x_l, y_l\}^T$ と

し、 $\{F_t\}$ はテーブルが重心位置で加振機から受ける力とモーメントをまとめた8行1列のベクトルであり、加振機の力と加振機配置行列で以下のように表される。

$$\{F_t\} = \{F_x, F_y, F_z, M_{\theta_x}, M_{\theta_y}, M_{\theta_z}, 0, 0\}^T = \begin{Bmatrix} H_f \{f_1 \dots f_{24}\}^T \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots(19)$$

以上の式をまとめるとシステム全体に関する次の88次の状態方程式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X}_G \\ \ddot{X}_m \\ \dot{X}_G \\ \dot{X}_m \\ \dot{P}_{am} \\ \dot{Q}_{sa} \\ \dot{Q}_{sa} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}(C+c') & -M^{-1}K & M^{-1} \begin{bmatrix} H_f A_a \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ K_d H_f^T & 0 & 0 & K_c \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_G \\ \dot{X}_m \\ X_G \\ X_m \\ P_{am} \\ \dot{Q}_{sa} \\ Q_{sa} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_u \\ 0 \end{Bmatrix} \{U\} \quad \dots\dots(20)$$

ただし、 $\{X_G\} = \{x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$ $\{X_m\} = \{x_l, y_l\}^T$ である。

3. 制御器設計

3・1 TVC TVCとは振動台を制御する際に広く使用される応用制御器である。その構造はシンプルであり、図5で表されるように、振動台目標値(変位、速度、加速度)を入力するフィードフォワード部分の3つのゲイン K_{fa} 、 K_{fv} 、 K_{fa} と、制御量と目標値の偏差を入力するフィードバック部分の3つのゲイン K_{bd} 、 K_{bv} 、 K_{ba} から成り立つ。この制御器はそれぞれのゲインパラメータに対応する振動台の変位、速度、加速度の状態量を目標値に一致させるように働く。しかし本研究においては加速度制御を行うため、目標値と制御量にはそれぞれ加速度のみをとり、他の状態量は積分演算によって求める。そのため積分演算による状態量の発散を防止する目的で3次のハイパスフィルタを、またノイズ除去を想定して2次のローパスフィルタを付加する。TVCにはこれまで論理的に制御器のパラメータを決定する手法はなく、加振実験の現場において実験者が経験に基づき試加振を繰り返し試行錯誤的にそれぞれのゲインを

決定してきた。しかし本研究ではTVCを用いた際の加振性能を定量的に把握する必要があるため、制御対象を低次元化することで極配置法を用いてTVCのパラメータの決定を行う梶原らの設計手法⁽³⁾を採用する。

3・1・1 フィードバックパラメータの決定 線形制御における制御器・制御対象を含む全系の安定性は、系における閉ループの特性で決定する。よってTVCに関しても閉ループ回路におけるフィードバックゲインについて最初に設計する。TVCは加振軸(X,Y,Z, $\theta_x, \theta_y, \theta_z$)ごとに設計するため、式(20)の状態方程式を用いて、同方向内での目標値入力からテーブル重心の加速度出力までの周波数応答線図を求める。得られた伝達特性の周波数応答線図に式(21)の低次元化モデルをカーブフィットさせることにより式(21)のパラメータを決定する。

$$\frac{\ddot{x}_G}{u} = \frac{m_1 s^2}{s^3 + h_1 s^2 + h_2 s + h_3} \quad \dots\dots(21)$$

Fig.6 Picture of the test model in experiment

TVCにおいて、加速度目標値とテーブル加速度の偏差から加振機の操作量までの制御器は、積分演算を用いて以下の伝達関数で表される。

$$u = \frac{K_{ba}s^2 + K_{bv}s + K_{bd}}{s^2} (\ddot{r} - \ddot{x}) \quad \cdots(22)$$

目標値と制御量との偏差を入力する制御器、式(22)の分子の係数の自由度3が、制御対象の分母の次数と一致するため、極配置法によるTVCの設計が可能となる。

3・1・2 フィードフォワードパラメータの決定
偏差を入力するフィードバックゲインが決定することでシステム全体の安定性が決定する。フィードフォワードのパラメータは安定性に影響しないため、目標加速度・振動台加速度の伝達関数が目標周波数帯域でバンドパス特性を有するように設計する。

3・2 操作量分配行列 E-Defenseの状態方程式は24個の入力を持つ。しかしながら制御器は加振軸(X Y Z θ_x θ_y θ_z)ごとに設計するため、各軸制御器からの操作量をサーボ弁へ入力する操作量へと変換する必要がある。各加振機と振動台テーブルとの位置関係から、入力変換行列 $[H_{in}]$ を設定する。この入力変換行列により各加振機ごとの6個の操作量(u_x u_y u_z u_{θ_x} u_{θ_y} u_{θ_z})を各加振機ごとの24個の操作量($u_1 \sim u_{24}$)に式(24)を用いて変換する。操作量分配行列は目標となる力・モーメントをテーブルに負荷する向きに各アクチュエータに操作量を配分するよう設計する。

$$\{u_1 \cdots u_{24}\}^T = [H_{in}] \{x_u \ y_u \ z_u \ \theta_{xu} \ \theta_{yu} \ \theta_{zu}\}^T \quad \cdots(24)$$

4. 中型振動台によるシミュレーションモデルの検証

4・1 検証実験概要 E-Defenseがまだ試験段階にあるため、本研究では、建設会社所有の中型振動台を用いた加振実験を行うことにより、前章までの振動台モデル化手法の検証を行った。テーブル面積は5.5m×5.5m。テーブルと試験体は共に40t、試験体高さは約

Fig.7 Frequency response (without test model)

Fig.8 Frequency response (with test model)

7mである。図6に試験体を搭載している状態の中型振動台の写真を示す⁽⁴⁾。

TVCの設計手法は前章で提案した手法を用い、また振動台モデルは2章で示したE-Defenseにおけるモデル構築と同様の指針によりサーボ弁、加振機、テーブルのモデル化を行い、各パラメータと加振機の本数を一致させ、同実験装置の特性を表現した。

加振実験はY方向にランダム波加速度信号(周波数: 0.1~40Hz, 最大加速度: 4m/s²)を目標値として入力し、Y, Z, θ_z の3軸方向を制御することとした。本論文では、並進Y方向の性能について述べる。

4・2 シミュレーション結果と実験結果の比較

図7に試験体無負荷の状態での、周波数応答のシミュレーション結果と実験結果を示す。シミュレーションにおいて約12Hzまで、実験結果を十分に再現出来ている。また、図8に、試験体を搭載した際の実験及びシミュレーションの周波数応答特性を示す。実験では試験体を搭載した場合もTVCで約15Hzまで目標値追従性能が得られている。また試験体負荷による影響が、約4.2Hz近傍に見られ、この影響はシミュレーションにおいても同様に観測される。両者は良い一致が見られ、提案した振動台・試験体の連成系モデルの妥当性が示された。

5. E-Defenseモデルを用いたシミュレーション

5・1 シミュレーション条件 E-Defenseは振動台がY軸方向に長い形状をしており、建造物の倒壊を目的とした加振を行う場合、Y軸方向に加振する機会が最も多いと想定される。このためシミュレーションではY軸方向加振を行った。また、制御器はY-Z平面内の運動に関係あるY軸、Z軸、 θ_x 回転方向について、TVCを用いてシミュレーションを行った。シミュレーション全体を表すブロック線図を図9に示す。試験体は、質量を800tと1200t、その重心位置がテーブルの重心位置から10mとなるよう、また固有振動数は5Hz、減衰は1%となるように設定する。水平方向目標値は図中の $r_{\dot{y}}$ より入力し、その他の軸はゼロを目標値とする。

Fig.9 Overall control system of the shaking table

Fig.10 Frequency response of the control system

Fig.11 Control performance (800t)

5・2 差圧フィードバックの調整 3章ではTVCの設計指針について提案したが、差圧フィードバック補償は各加振機に対して、ゲインが1つであるため極配置法でゲインを決定することが出来ない。加えて差圧フィードバック補償はTVCよりも回路として内側に存在するため、通常はTVCよりも先に設計することが望ましい。しかし本研究では、本来はTVCより先んじて設定すべき差圧フィードバックのゲインを、TVCの設計の後に決定する手順を採用する。この順序でゲイン決定を行うことにより、差圧フィードバック補償器で系全体の伝達特性の最終的な加振性能の調整を行うことができる。

順序として、最初にTVCでの設計は可能な限り系全体が目標とする周波数領域でフラットに、また低周波側と高周波側でゲインが低減するようバンドパス特性の制御器を設計し、次にそこで抑えることの出来なかった油圧加振機の油柱共振のピークについて差圧フィードバックのゲインの調節で抑制する。図10に制御器付加時の全系の加振性能を示す。TVCを搭載することで油柱共振を除いてはバンドパス特性を実現している（点線）。次に差圧フィードバックを付加することで、油柱共振を解消しフラットな特性を実現している（実線）。

5・3 試験体搭載時の加振性能 試験体質量800tを搭載した際の加振軸方向の周波数応答を図11に示す。試験体の共振点である5Hz付近に、連成系としての反共振点を表すゲインの落ち込みが見られる。また試験体質量1200tを搭載した際の周波数応答を中央の周波数帯を拡大して図12に示す。試験体質量800tから1200tへ増加したことで、振動台と試験体の連成による影響が、振動台の応答ゲインの低減として現れていることがわかる。

図13は、試験体の質量とテーブルの回転運動（ピッチング運動）の関係を調べるため、Y軸加速度目標値からテーブルの α 軸回りの角加速度までの周波数応答を示したものである。図より試験体の質量の増加に伴い、テーブルの回転運動が大きくなっていることがわかる。次に実際の地震波（神戸地震波NS成分）を目標加速度として入力した際の層間変位のシミュレーション結果を図14に示す。ここでの層間変位とは、テーブルの傾きを考慮した、テーブル重心と試験体重心との相対変位（ $y_1 - y_G + l_1 \theta_x$ ）であり（図4）、試験体の変形量を表す。層間変位がある一定の値を超えると構造物が破壊するため、層間変位は構造物の破壊のための指標として用いられる。図14から試験体が重くなるにつれ、層間変位が小さくなる傾向が見られる。図13およ

Fig.12 Control performance (1200t)

Fig.13 Test model influence on pitching motion

Fig.14 Relative story displacement (800t and 1200t)

び図14の結果は、加振機から加えられるエネルギーの一部が試験体の回転運動に費やされ、その結果として試験体の層間変位を減少させたものと考えられる。

これらのシミュレーション結果は、試験体の破壊を目的としたE-Defenseの加振実験にもかかわらず、入力信号を誤ると、試験体に十分な層間変位を与えることができず、試験体を破壊に導くことができない場合があることを示しており、事前の十分なシミュレーションの重要性を示唆している。

本論文では、震動台および搭載試験体を線形モデルにて近似し、線形制御器を適用した場合について解析を行った。もちろん、実際の震動台および試験体は非線形特性を有しているが4章の検証試験で示したように、線形シミュレーションによっても震動台、試験体、および制御系の連成特性を良好に再現できていることがわかる。また、線形シミュレーションは、非線形シミュレーションに比較して圧倒的に高速であることから、多くの試行錯誤を必要とする制御器のパラメータの調整に非常に有効であると考えられる。一方、破壊過程の正確な予測には試験体の非線形モデルの構築とシミュレータへの組み込みが重要であり、これらはE-Defenseを用いた実際の実験とともに今後の課題である。

6. 結 論

(1) E-Defenseを対象に、油圧制御系、振動台、および試験体を考慮したシステム全体のダイナミクスを表現する線形解析モデルを導いた。

(2) 差圧フィードバック補償とTVCを併用する油圧加振機制御系において、制御系の設計指針を示した。

(3) (1),(2)をもとに、1自由度の弾性構造物(試験体)が振動台に搭載された場合の水平方向加振シミュレーションを行い試験体が制御性能に与える影響を調べた結果、次のことが明らかになった。

- i) 試験体の共振周波数近傍において、振動台の制御性能が大幅に悪化する。
- ii) 試験体の質量の増加とともに、振動台の回転(ピッチング運動)が大きくなり、この影響で試験体の層間変位が減少する。

謝辞：本研究の一部は、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た。記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 掛川・鈴木・佐藤・梶原・田川,「実大三次元震動破壊実験装置の線形モデルの導出とTVCによる制御」,機論C編,Vol.69,No.678,2003
- (2) 原田・安田・他4名,「超大型三次元地震振動台の動的シミュレータの開発(試験体の破壊現象に着目したシミュレータの検証)」,機論C編,Vol.69,No.688,2003
- (3) 梶原・佐藤・他4名,「振動台加速度制御を目的とした加速度フィードバックによる3変数制御器設計手法」,第4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,53-58,2003
- (4) 渡辺・梶原・他4名,「3変数制御器及び4変数制御器を用いた中型振動台の加振制御性能について」,第4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,59-64,2003