

振動台・試験体連成系における 加振制御と性能について

梶原浩一¹・佐藤栄児¹・光田真旅²・田川泰敬²

¹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)

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

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 the table was designed lighter than the capacity of max weight of test structure, it is supposed to have interaction between the test structure and the shaking table. Therefore, to equip a more highly developed controller, we should understand the property of table-structure coupled system with this basic controller. This study shows a simulation result of the structure-table coupled system with TVC.

Key Words: shaking table, variable control, control performance

1. はじめに

現在、兵庫県三木市に実大三次元震動破壊実験装置⁽¹⁾（以下「E-ディフェンス」）が建設中である。このE-ディフェンスは、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を搭載することを目的としており、世界最大規模の振動台として2005年度に完成する。震動台の質量は750ton、搭載面積は20m×15m、最大搭載質量は1200tonであり、これまでの振動台に比べて搭載物とテーブルの質量比が大きいことが特徴である⁽¹⁾。

このE-ディフェンスでは、アクチュエータのシリンダ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制御器、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。今後、さらに高度な制御アルゴリズムの開発、適用の必要性が述べられており⁽²⁾、それらの検討を行うためには、これらの制御手法の性能を十分に把握する必要がある。TVCの設計手法については、制御対象の低次元化モデルを用いた極配置を応用する手法⁽³⁾が提案されている。本研究ではこの制御器設計手法によるTVCを用いて基本制御系を含めたE-ディフェンスの数学モデルを導出した。またこのモデルを用いることによってE-ディフェンスを動作させた際に生じる諸問題、特に試験体を搭載した場合に、その反力による振動台のピッチング発生と、E-ディフェンスの波形再現性能について報告する。

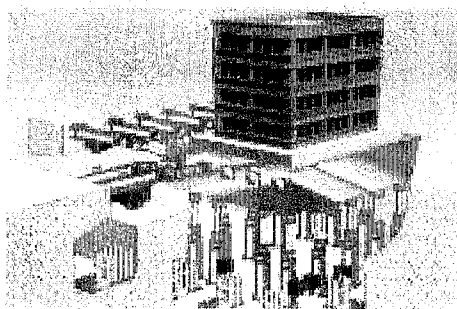


Fig. 1 実大三次元震動破壊実験装置

2. TVC制御手法

E-ディフェンスに実装されるTVCとは、図2に示すように目標値と制御対象の状態量（変位、速度、加速度）の偏差にフィードバックゲインを乗算して制御対象に戻すフィードバック部と、目標値の変位、速度、加速度それぞれにフィードフォワードゲインを乗算し制御対象に入力するフィードフォワード部により構成される。

設定するゲインはフィードバックゲイン3つ、フィードフォワードゲイン3つの合計6つであり、これらはE-ディフェンスの平面内に限定した運動のモデルを低次元化したモデルを用いて、極配置法によって決定される。実際にE-ディフェンスで適用されるTVCは図3とは異なり、変位信号と加速度信号の併用により速度を算出しフィードバックする機構が採られる。この場合、変位と加速度の異なるセン

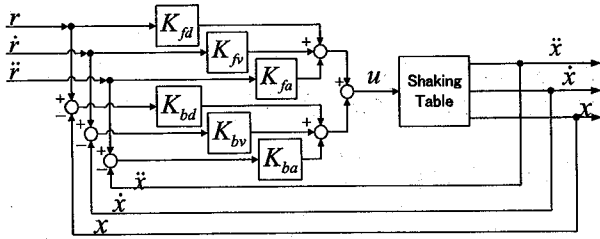


Fig.2 TVC 概要

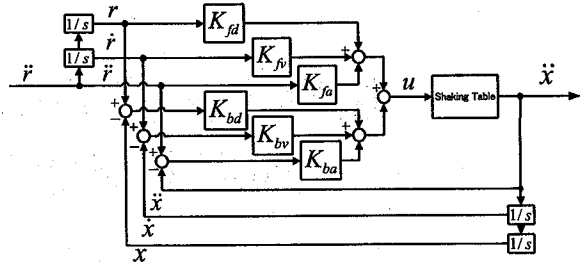


Fig.3 E-ディフュズにおける加速度フィードバックによる TVC

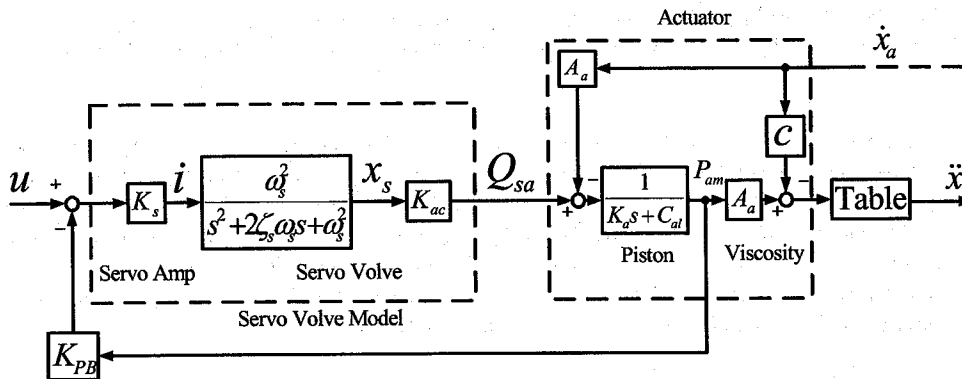


Fig.4 加振器と振動台の線形モデル概略図

サを用いるため、センサ間での位相ズレ他、多くの検討、調整を必要とすると考えられるが、本研究では加速度信号のフィードバックに特化した検討を行った⁽⁴⁾。

3. 振動台モデル

モデルの全体像を図4に示す。振動台を加速度フィードバックで操作するため、ここでは操作量から振動台加速度までを数学的モデル^{(4),(5)}の対象とする。操作量は電圧で与えられ、電圧はサーボアンプを経て電流に変換される。

$$i = K_s u \quad (3-1)$$

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、スプールの変位がサーボ弁の動作へと伝わる。電流からサーボ弁までは伝達関数で二次遅れ系に近似する。ここで s はラプラス演算子である。

$$x_s = \frac{\omega_s^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} i \quad (3-2)$$

$$\begin{cases} x_s: \text{サーボ弁スプール変位} \\ \omega: \text{サーボ弁固有振動数} \\ \zeta_s: \text{サーボ弁減衰係数} \end{cases}$$

サーボ弁の動作から油の流量までは線形近似で

求め、変位-流量変換係数によって代表する。

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

$$\begin{cases} Q_{sa}: \text{サーボ弁出力流量} \\ K_{ac}: \text{変位-流量変換係数} \end{cases}$$

式(3-1)から式(3-3)までをまとめ、サーボアンプへの操作量 u からサーボ弁の出力流量 Q_{sa} までの伝達関数を整理すると、

$$Q_{sa} s^2 = -2\zeta_s \omega_s Q_{sa} s - \omega_s^2 Q_{sa} + K_{ac} K_s \omega_s^2 u \quad (3-4)$$

となる。

得られた式(3-4)を24個のサーボバルブについて同様に式を立て、マトリクスで整理すると以下の様になる。

$$\{\ddot{Q}_{sa}\} = [C_\omega] \{\dot{Q}_{sa}\} + [K_\omega] \{Q_{sa}\} + [F_u] \{u\} \quad (3-5)$$

$\{Q_{sa}\}, \{u\}$ は状態量を表す24行1列のマトリクスであり、 $[C_\omega], [K_\omega], [F_u]$ はそれぞれ式の係数を対角成分に持つ24行24列のマトリクスである。

サーボ弁出力流量は油圧アクチュエータのピストン室内の差圧に変換される。シリンダへの作動油の流入量を Q_{sa} として、ピストンの変位とサーボ弁からの出力流量との関係を以下のように表す。

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{sa} - C_{al} P_{am} \\ Q_a &= A_a \dot{x} + k_a \dot{P}_{am} \end{aligned} \quad (3-6)$$

得られた式をラプラス演算子を用いて整理すると、

$$P_{am} = \frac{1}{k_a s + C_{al}} (Q_{sa} - A_a x_a s) \quad (3-7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{am}: \text{差圧} \\ x_a: \text{ピストン変位} \\ C_{al}: \text{加振機流量損失係数} \\ A_a: \text{加振機受圧面積} \\ k_a: \text{駆動系の剛性を表す係数} \end{array} \right\}$$

また k_a に関しては、

$$k_a = \frac{V'_a}{K}$$

$$\frac{1}{V'_a} = \frac{1}{V_{Aa} + A_a x_0} + \frac{1}{V_{Ba} - A_a x_0}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{Aa}: \text{ピストン油流入側体積} \\ V_{Ba}: \text{ピストン油流出側体積} \\ x_0: \text{ピストン初期位置} \\ K: \text{油の体積弾性係数} \end{array} \right\}$$

なお、 k_a は水平方向のアクチュエータと垂直方向のアクチュエータとはその値が異なる。

(3-7)式を整理して、

$$P_{am} s = -\frac{C_{al}}{k_a} P_{am} + \frac{1}{k_a} Q_{sa} - \frac{A_a}{k_a} x_a s \quad (3-8)$$

得られた式を 24 本のアクチュエータそれぞれについて式を立て、マトリクスでまとめる。

$$\{\dot{P}_{am}\} = [K_c]\{P_{am}\} + [K_v]\{Q_{sa}\} + [K_d]\{\dot{x}_a\} \quad (3-9)$$

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 列の対角マトリクスである。

アクチュエータの出力は、シリンダ内の差圧とピストン変位より、

$$f = P_{am} A_a - c x s \quad (3-10)$$

$\{c\}$: 粘性減衰係数

となる。

マトリクスを用いて整理して、

$$\{f\} = [A_a]\{P_{am}\} - [c]\{\dot{x}_a\} \quad (3-11)$$

となる。係数のマトリクスは 24 行 24 列の対角マトリクスである。

アクチュエータの出力から、震動台重心位置の加速度までは外力分配マトリクスを用いて表現される。外力分配マトリクスとは、各々のアクチュエータが振動台テーブルに対してどのような力とモーメントを及ぼすかを示すマトリクスである。

今、振動台テーブルの重心位置が座標の原点にあると定義する。このとき、 x 軸上にある i 本目のアクチュエータが接合された場所を座標 (x_i, y_i, z_i) とすると、アクチュエータが出力する力 (f_i) は振動台テーブルの重心位置 $(x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z)$ に対して、以下のような運動を与える。

$$\begin{aligned} M_x \ddot{x}_G &= f_i \\ I_y \ddot{\theta}_y &= f_i \cdot z_i \\ I_z \ddot{\theta}_z &= -f_i \cdot y_i \end{aligned} \quad (3-12)$$

この場合、 i 本目のアクチュエータに関する外力分配マトリクスは、以下のように表される。

$$\left\{ \begin{array}{l} M_x \ddot{x}_G \\ M_y \ddot{y}_G \\ M_z \ddot{z}_G \\ I_x \ddot{\theta}_x \\ I_y \ddot{\theta}_y \\ I_z \ddot{\theta}_z \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ z_i \\ -y_i \end{array} \right\} \{f_i\} \quad (3-13)$$

同様に 24 本のアクチュエータ全てについての外力分配マトリクスは、

$$\left\{ \begin{array}{l} M_x \ddot{x}_G \\ M_y \ddot{y}_G \\ M_z \ddot{z}_G \\ I_x \ddot{\theta}_x \\ I_y \ddot{\theta}_y \\ I_z \ddot{\theta}_z \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{lll} 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 \\ 0 \cdots 0 & -z_6 \cdots -z_{10} & y_{11} \cdots y_{24} \\ z_1 \cdots z_5 & 0 \cdots 0 & -x_{11} \cdots -x_{24} \\ -y_1 \cdots -y_5 & x_6 \cdots x_{10} & 0 \cdots 0 \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} f_1 \\ \vdots \\ f_{24} \end{array} \right\} \quad (3-14)$$

となる。ただし、各アクチュエータは設置された軸方向にのみ力を発生させるものとする。24 本のアクチュエータによる外力分配マトリクスを H_f

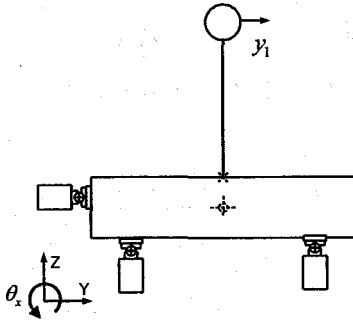


Fig. 5 試験体モデル

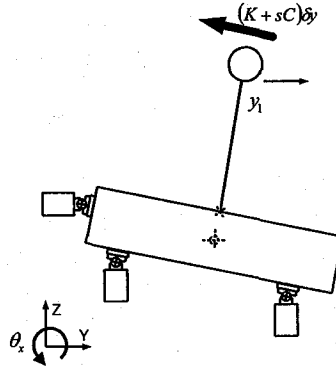


Fig. 6 試験体モデル
(振動台傾斜時)

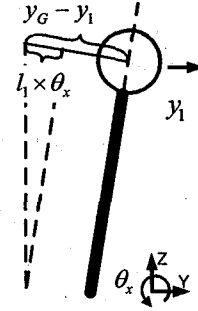


Fig. 7 層間変位の導出

とする。震動台テーブルに設置される試験体は一質点モデルを採用する。このモデルの模式図を図5に、また震動台が傾いた際の試験体との関係を図6に示す。試験体は重心位置で震動台テーブルと接続されており、その接続はバネと減衰によって成り立つ。Z軸方向に関しては試験体は剛体であるとする。試験体の質量を M_1 とし、バネと減衰はそれぞれ K , C とする。Y軸に関する運動方程式は、以下の式となる。

$$M_y \ddot{y}_G - C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) - K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) = F_y \quad (3-15)$$

$$M_1 \ddot{y}_1 + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) = 0 \quad (3-16)$$

$$I_x + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) l_1 + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) l_1 = F_{\alpha} \quad (3-17)$$

l_1 : 震動台テーブル重心位置から
試験体重心位置までの高さ
 y_1 : 試験体のY方向変位
 m_1 : 試験体の質量
 C : 試験体の減衰係数
 K : 試験体のバネ定数
 F_y : アクチュエータから振動台Tableに
加わる力のY軸成分の総和
 F_{α} : アクチュエータから振動台Tableに
わるモーメントのYZ平面成分の総和

同様にX軸方向の運動方程式についても、

$$M_y \ddot{x}_G - C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) - K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) = F_x \quad (3-18)$$

$$M_1 \ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) + K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) = 0 \quad (3-19)$$

$$I_y + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) l_1 + K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) l_1 = F_{\theta} \quad (3-20)$$

x_1 : 試験体のX方向変位
 F_x : アクチュエータから振動台Tableに
加わる力のX軸成分の総和
 F_{θ} : アクチュエータから振動台Tableに
わるモーメントのXZ平面成分の総和

となる。試験体の各々のパラメータについては今回に限りX,Y軸ともに共通とする。以上の式(3-15)から(3-20)までを整理して、振動台Tableに関する運動方程式を定める。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (3-21)$$

ただし、 $\{x\} = \{x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z, x_1, y_1\}^T$ であり、 $\{F\}$ は振動台Tableがアクチュエータから受ける力とモーメントをまとめたものとする。

以上の式をまとめ、E-ディフェンスに関する状態方程式を導く。入力は、24個のサーボバルブの各々のサーボアンプへ入力する操作量である。状態方程式を以下に示す。

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_G \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_G \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{p}_{am} \\ \ddot{Q}_{sa} \\ \ddot{Q}_{sa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}(C-c) & -M^{-1}K & M^{-1}H_f A_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_d H_f^T & 0 & 0 & K_c & 0 & K_v \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C\omega & K\omega \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_G \\ \dot{x}_m \\ \dot{x}_G \\ \dot{x}_m \\ \dot{p}_{am} \\ \dot{Q}_{sa} \\ \dot{Q}_{sa} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \{U\}$$

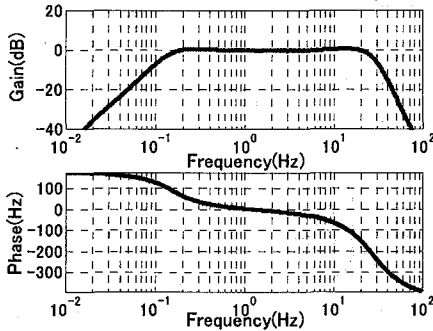
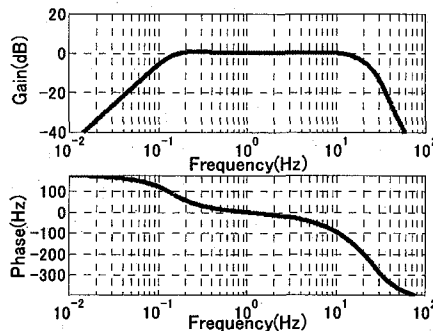
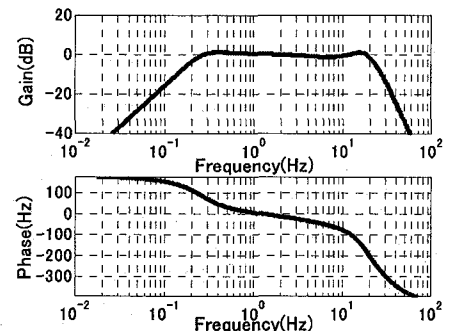
ただし、

$$\{x_G\} = \{x_G, y_G, z_G, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$$

$$\{x_m\} = \{x_1, y_1\}^T$$

Table 1 入力する加速度波形の仕様

No	種類	最大振幅	時間	周波数成分
1	JMA神戸地震波(NS成分)	817[gal]	120[sec]	およそ4Hz以下
2	Logスイープサイン波	1[G]	120[sec]	0.1~20Hz

Fig. 8 Y軸目標加速度から振動台
Table 重心位置加速度までFig. 9 Z軸目標化速度から振動台
Table 重心位置加速度までFig. 10 θ_x 目標角加速度から振動
台 Table 重心位置角加速度ま

4. シミュレーション

E-ディフュスの状態方程式は24個の入力を持つ。しかしながら制御器はその対象の自由度ごとに設計するので、状態方程式の入力を変更する必要がある。各アクチュエータと振動台Tableとの位置関係から、入力変換マトリクス $[H_{in}]$ を定義する。

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_{24} \end{Bmatrix} = [H_{in}] \begin{Bmatrix} x_u \\ y_y \\ z_u \\ \theta_{xu} \\ \theta_{yu} \\ \theta_{zu} \end{Bmatrix} \quad (4-1)$$

$[H_{in}]$ マトリクスによる目標値の変換方法は以下の通りである。X, Y, Z方向の目標値は、それぞれの加振軸方向のアクチュエータに同量の値を割り振る。対して、 $\theta_x \cdot \theta_y \cdot \theta_z$ 回転方向に関しては、それぞれの回転方向に対して、テーブルに加えられるモーメントが正の値を取るように、全てのアクチュエータに対し絶対値1で各々に正負の符号を付加したゲインをかけ、目標値として割り振った。回転方向・並進方向の目標値はそれぞれのアクチュエータに重ね合わせて加算した。

シミュレーションにおいては、Y軸方向への加振を加振条件と仮定した。これは振動台がY軸方向に長い形状をしているため、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多い

と想定したためである。よって制御器についてもY-Z平面内の運動に関係ある制御器を搭載の対象とした。具体的にはY軸、Z軸、 θ_x 回転方向について、それぞれ差圧フィードバックとTVC制御器を搭載してシミュレーションを行った。各軸における目標値から加速度出力までの周波数応答を図8～図10に示す。地震波を入力するY軸については20Hzまでの目標値追従を目標として、それぞれの制御器を設計した。

Y軸に入力する加速度波形について、その緒言を表1に示す。Y軸に入力する加速度波形は、JMA神戸地震波(NS成分)及び振幅1Gにて0.1Hzから20Hzまで変動する周波数掃引波である。また、試験体における固有振動数、減衰、質量、試験体重心位置から振動台Table重心位置までの高さを表2に示す。

各シミュレーションにおける条件については表3に示す。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、試験体質量1200tを搭載した際の周波数応答を図12にそれぞれ示す。振動台と試験体の連成による影響が、震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。

各入力波形、各試験体質量における層間変位を図13～図16に示す。ここでの層間変位とは、テーブル面に直行する方向の試験体変形であり、振動台重心から試験体重心位置までの相対変位から回転による影響を差し引いた量である。すなわち、E-ディフュス実験において、搭載した試験体に、振動台の回転の影響も含め、どの程度の変形量を与えられたかを表すものである。試験体が重いほど、試験体の固有振動帯域での層間変形が出にくくなる傾向が見られる。地盤上の加振による相関変形とのシミュレーション比較はここでは省略する。

Table 2 試験体仕様	
固有振動数	5Hz
減衰	0.01
質量	800t,1200t
重心間距離	10m

Table 3 シミュレーション条件		
Case	入力波形	試験体質量
Case01	神戸地震波(NS成分)	800
Case02	Log スイープサイン波	1200
Case03	神戸地震波(NS成分)	800
Case04	Log スイープサイン波	1200

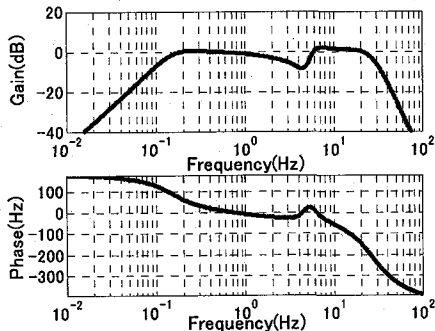


Fig. 11 試験体質量 800t

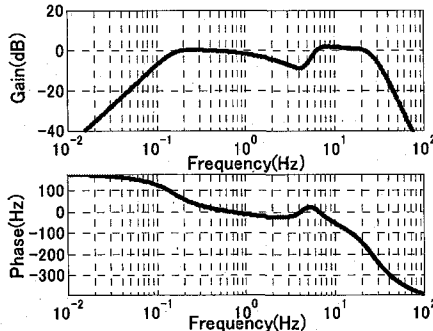


Fig. 12 試験体質量 1200t

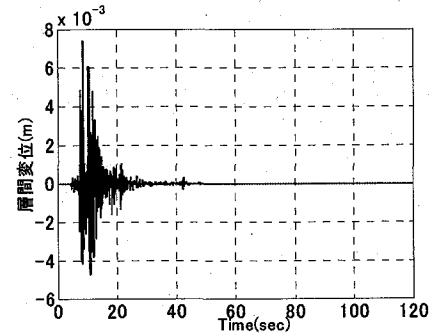


Fig. 13 試験体 800t 搭載時における層間変位

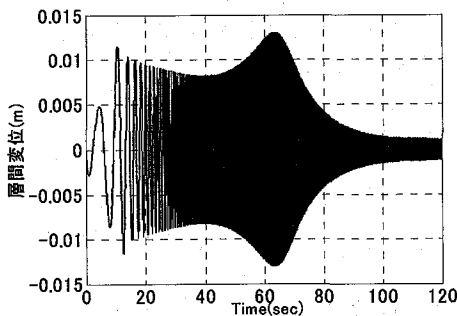


Fig. 14 試験体 800t 搭載時における層間変位

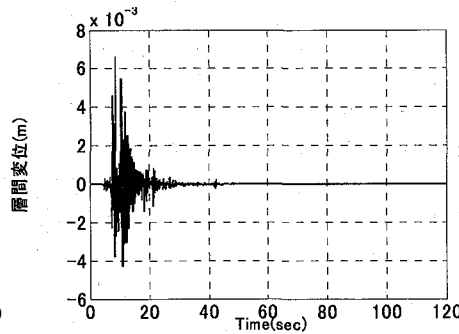


Fig. 15 試験体 1200t 搭載時における層間変位

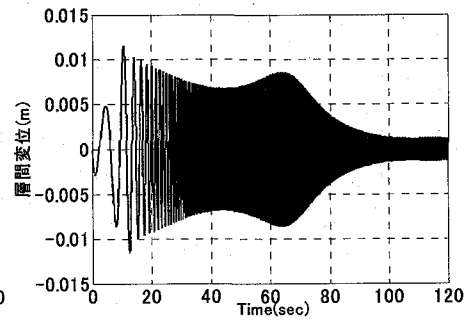


Fig. 16 試験体 1200t 搭載時における層間変位

5. 結論

本研究では、振動台応答の基本的な推定モデルを作製し、幾つかの応答解析を実施することで、振動台に生ずる回転が試験体との相関変形に与える影響について推定できた。本研究のモデルの是非については、E-ディフェンス完成後の実試験結果を待つものとする。ただし、同じ構築法によるモデルの妥当性については、特に既存の振動台に試験体を搭載した際の挙動と比較することで示されたものとして、建設会社研究所が保有する中型振動台にTVCを適用した加振性能の評価を行った渡辺らの研究⁽⁶⁾に詳しい。

また、本研究では6自由度モデルを低次元化して検討したが、今後は他軸への試験体積載による影響等を含め検討を加えていく。

謝辞：本研究は、科学技術振興調整費による総合研究「建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ものである。

主査のいわき明星大学・清水信行教授にはお忙しい中、適切なご指導、ご助言を頂いた。また、いわき明星大学清水研究室の篠原氏および同研究室の矢吹氏には、振動台のモデル構築、本制御器設計方法と他手法を含む研究会にて、ご討議、ご意見をいただき、本研究を成果あるものに導けた。ここに厚くお礼申し上げる。

参考文献：

- (1) T.Katayama, K.Ohtani, et al., 第10回地震工学シンポジウム論文集, (1998), 2221.
- (2) 松崎・平井, 機論, 42-353, (1976), 135.
- (3) 梶原浩一・佐藤栄児・他, 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 (2003), 53-58.
- (4) 掛川智義, 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, (2002).
- (5) 鈴木拓・田川泰敬・他, 震動台の地震波再現性能の改善に関する研究 (2002), 41-46.
- (6) 渡辺紗綾香・梶原浩一・他, 振動台-試験体練成系の動特性の解析 (2003), 59-64.