

適応制御手法による中型振動台の 制御実験とその動的解析

篠原 雄一郎¹・矢吹 秀人²・清水 信行³・佐藤 栄児⁴・梶原 浩一⁵・高井 茂光⁶

¹工修 いわき明星大学 理工学部 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

²大学院生 いわき明星大学大学院 理工学研究科 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

³工博 いわき明星大学教授 理工学部 機械工学科 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

⁴工修 独立行政法人 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)

⁵工博 独立行政法人 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)

⁶工修 西松建設株式会社 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字4054)

The Full-Scale Earthquake Testing Facility (E-defense), which is now being constructed by the Japanese government, requires stable and precise control. We had ended the experimental study of enhancing control by using medium-scale shaking table in the research project. This paper reports the simulation studies by using the analytical model of the medium-scale shaking table with the bi-linear structure. Performance improvement by Minimal Control Synthesis procedure is discussed.

Key Words : Shaking Table, Simulation Study, Adaptive Control, Minimal Control Synthesis

1. 緒言

現在、防災科学技術研究所により建設が進められている実大三次元震動破壊実験施設(E-ディフェンス)では、構造物(以下、試験体)の動的破壊実験を確実にを行うために有効で、実用的な制御手法の高度化が望まれている¹⁾。これらの要求に応えるためには、試験体の破壊・崩壊による動的特性の変化にも対応できる制御手法^{2),3)}を新たに選定し、大規模、中小規模の振動台を用いて制御手法の有効性を実験および数値シミュレーションにより、実証することが重要である。これらの背景のもとに著者らは制御手法として、適応制御の一つである Minimal Control Synthesis(以下、MCS)手法⁴⁾に着目し、非弾性試験体を上載した振動台の制御へ応用してきた。そして、平成12~14年度にバイリニア型の復元力特性を持つ非弾性試験体を上載した小・中型振動台の制御実験を実施した^{5),6)}。

そこで本論文では、先の中型振動台実験の結果を踏まえた試験体-振動台連成系の解析モデル⁷⁾を作成し、試験体と振動台との相互作用の影響を把握する。そして、この影響を低減できる制御手法としてMCS手法によるシミュレーション解析を行い、その有効性を示す。

2. 中型振動台制御の実証実験

(1) 振動台制御高度化のための方策

図-1は、振動台制御の高度化のための方策を説明したものである。既存の振動台制御システム(Conventional Control system, CCシステムと呼ぶことにする)は点線部分のように、サーボ弁、アクチュエータ、テーブル、加振機-テーブル間の変換行列

$[\tilde{S}]$, $[\tilde{W}]$ を含むクロストークコントローラからなる。振動台の制御において、多くの振動台で用いられているサーボ制御は、試験体の影響を十分に補償できないため、高度化のためには新たな制御手法の開発が必要となる。

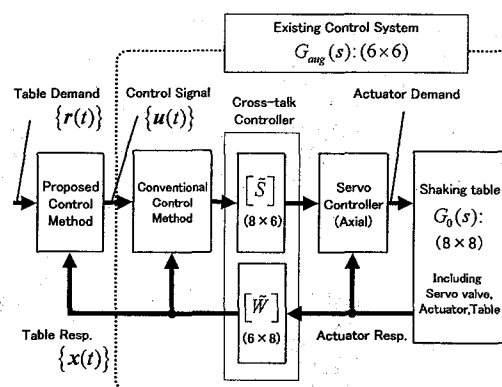


図-1 外側ループ方策

振動台制御の高度化を実現するに当たり二つの方策が考えられる。第一は、既存のサーボコントローラの代わりに新たなコントローラを配置する方策である。第二は、既存の制御系(図-1の点線部分)の外側に新たなコントローラを配置する方策である。本研究では、後者の方策を採用する(ここでは、外側ループと呼ぶ)。振動台制御高度化のためのコントローラ設計に当たって制御プラントを定義する。図-1の点線部分は既存の制御システムであり、これが制御プラントである。制御プラントが線形系とみなせるとき、その入出力間は36個の要素を持つ伝達

関数 $G_{aug}(s)$ で記述される。設計ではプラントの対角項のみを取り出して独立プラントとみなした。

(2) 実験装置

本研究で用いる振動台は、西松建設株式会社所有の中型三次元振動台である。テーブルサイズが $5.5[m] \times 5.5[m]$ 、テーブル質量が $40[ton]$ 、駆動方式が電気油圧サーボとなっている。テーブルに上載する試験体は、全高 $7.3[m]$ 、総質量 $41[ton]$ の3層フレーム構造であり、積層ゴム、非弾性部材から構成される。試験体の特徴は、テーブル上面から $1.5[m]$ の位置に非弾性部材が取り付けられており、これにより構造物の一般的な特性であるバイリニア型の復元力特性を実現している点、テーブル上の試験体の転倒モーメントの影響が顕著となるように、試験体重心位置を高い位置に配置している点である。なお、試験体 - 振動台の重心間距離は約 $5.0[m]$ である。

(3) 実験結果

平成14年度に実施した実験結果の一例を示す。詳細な内容については文献⁹⁾を参照頂きたい。目標波はテーブル Y 方向への人工地震波の変位波形とした。なお、テーブル ϕ 方向の目標値は零としている。制御実験では、非弾性試験体を上載した振動台の制御を行い、そのときのテーブル Y 方向の目標値追従性とテーブル ϕ 方向の回転抑止性能を調べた。採用するMCS手法はテーブル Y 方向のみに適用した場合(MCS(Y))とテーブル二方向独立に適用した場合(MCS($Y + \phi$))のコントローラを用いている。

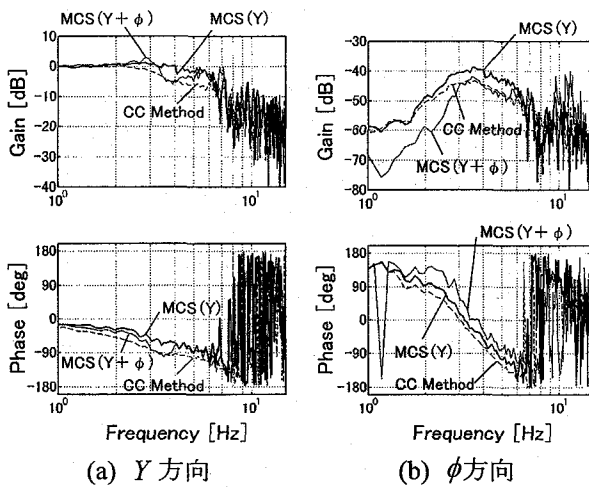


図-2 周波数応答の実験結果

図-2は、テーブル Y 方向の目標変位からテーブル応答変位/角度までの周波数応答である。図中、点線はCC手法、太実線はMCS(Y)、細実線はMCS($Y + \phi$)である。図-3(a)の Y 方向の結果より、MCS(Y)では $7[Hz]$ 付近までCC手法に比べて、ゲインがフラットになっている。また図-3(b)の ϕ 方向の結果より、MCS($Y + \phi$)では $1 \sim 3[Hz]$ 付近においてCC手法に比べてゲインの低下が見られる。この実験結果から、非弾性試験体を上載した振動台の制御に

MCS手法が有効であることがわかる。次章以降では、実験を実施できなかったケースについてもMCS手法が有効であるか否かを調べるために、解析モデルを作成し、シミュレーション解析を行う。

3. 解析モデルとその整合性

解析モデルの概要を記述する。解析モデル中の記号説明、振動台パラメータの同定方法など詳細な内容については、著者らの文献⁷⁾を参照頂きたい。

(1) 解析モデル

図-3に試験体と振動台との相互作用を表す解析モデルを示す。このモデルは、試験体 - テーブルの水平方向、鉛直方向、回転方向を表す平面3自由度(Y 方向、 Z 方向、 ϕ 方向)モデルである。モデル化にあたって、アクチュエータからの力はテーブルの姿勢によらず、常に水平および鉛直方向に加わるものとする。また試験体とテーブルの重心間距離 H_m は、積層ゴムおよび非弾性部材が鉛直方向に変形しないとして、一定とみなす。非弾性部材の特性はばね定数 $K_m(y_m)$ と等価な粘性減衰定数 C_{eq} とする。さらに、テーブルの回転量 ϕ_g は微小であると仮定している。

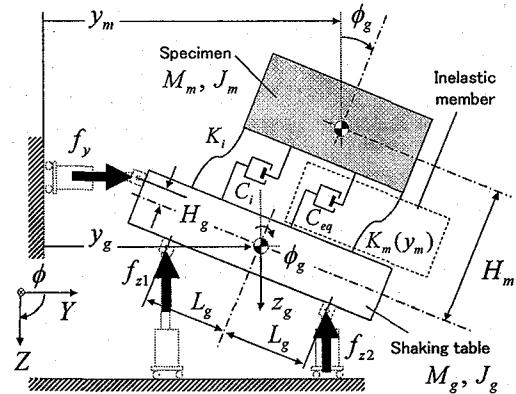


図-3 試験体 - 振動台連成系の解析モデル

a) アクチュエータの基礎方程式

解析対象の中型三次元振動台は、計8本(X 方向:2本、 Y 方向:2本、 Z 方向:4本)のアクチュエータにより加振される。図-3の平面モデルにおいては、 Y 方向の2本のアクチュエータを1体にまとめ、 Z 方向の4本のアクチュエータは、2本ずつを1体にまとめてモデル化している。各アクチュエータ(Y, Z_1, Z_2)ごとの基礎方程式を、ここでは、一例として Y 方向に関する基礎方程式として示す。他のアクチュエータについても、同様である。

サーボアンプの関係式

$$i_y(t) = K_{amy} K_{apy} K_{dy} (r_y(t) - y_g(t)) \quad (1)$$

アクチュエータの流量特性

$$q_{ay}(t) = K_{acy} i_y(t) - C_{aly} p_{amy}(t) \quad (2)$$

シリンダに流入する油の連続式

$$K_{ay} \dot{p}_{amy}(t) = q_{ay}(t) - A_{ay} \dot{y}_g(t) \quad (3)$$

アクチュエータの加振力

$$f_y(t) = A_{ay} p_{amy}(t) - C_{afy} \dot{y}_g(t) \quad (4)$$

b) 試験体とテーブルの運動方程式

テーブル水平方向の運動方程式

$$M_{ay} \ddot{y}_g(t) = f_y(t) - f_{rm}(t) \quad (5)$$

ここで、質量は $M_{ay} \equiv M_g + M_y$, $f_{rm}(t)$ は試験体から受ける反力である。

テーブル鉛直方向の運動方程式

$$M_{all} \ddot{z}_g(t) = f_{z1}(t) + f_{z2}(t) \quad (6)$$

ただし、鉛直方向の試験体とテーブルの全重量はバランスシリンダ圧力で釣り合っているとしている。

ここで、質量は $M_{all} \equiv M_g + M_m + M_z$ である。

テーブルの回転方向の運動方程式

$$J_{all} \ddot{\phi}_g(t) = (-f_{z1}(t) + f_{z2}(t)) L_g + H_g f_y(t) + H_m f_{ra}(t) \quad (7)$$

試験体の水平方向の運動方程式

$$M_m \ddot{y}_m(t) = f_{rm}(t) \quad (8)$$

ここで、試験体から受ける反力は以下となる。

$$f_{rm}(t) = -(K_i + K(y_m)) \cdot (y_m(t) - y_g(t) - H_m \phi_g(t)) - (C_i + C_{eq}) \cdot (\dot{y}_m(t) - \dot{y}_g(t) - H_m \dot{\phi}_g(t)) \quad (9)$$

c) 試験体 - 振動台連成系の方程式

a), b) の基礎方程式をまとめると、連成系の方程式は、以下のようにベクトル・行列表現できる。

$$[M] \{\ddot{y}(t)\} + [C] \{\dot{y}(t)\} + [K(y(t))]\{y(t)\} = [H] \{r(t)\} \quad (10)$$

ここで変数は、次のように定義している。

$$\{y(t)\} = \{y_m(t), y_g(t), z_g(t), \phi_g(t), p_{amy}(t), p_{amz1}(t), p_{amz2}(t)\}^T$$

$$\{r(t)\} = \{r_y(t), r_z(t), r_\phi(t)\}^T$$

さらに $[M]$, $[C]$, $[K(y(t))]$, $[H]$ はそれぞれ質量行列、一般粘性減衰行列、剛性行列(時変)、入力行列である。上式を用いてシミュレーションを行う。

d) 非弾性部材の基礎方程式

本論文では扱う非弾性部材の特性は、実験と同じバイリニア型モデルである(図-4を参照)。バイリニアモデルの各状態における反力 F の関係式は

状態①, ③のとき

$$F = K_1 y(t), \quad F = K_1 y(t) \pm F_a \quad (11)$$

状態②, ④のとき

$$F = K_2 y(t) \pm F_c \quad (12)$$

ここで K_1 , K_2 , F_y , F_a , F_c はそれぞれ一次剛性、二次剛性、降伏点荷重、最大荷重、切片荷重である。

(2) 解析モデルの整合性

次に、前節で作成した解析モデルと実験データの整合性を確認する。ここで、コントローラはMCS手法として、このときの解析値と実験値を比較する。なお、コントローラとして既存制御であるCC手法での解析値と実験値は、良く一致していることを既

に確認している。ここで目標波は、テーブルY方向へ図-5のような2~3[Hz]に卓越した周波数を持つ人口地震波(入力振幅6[mm]の非定常振幅波形)とした。ただしテーブル ϕ 方向の目標は零としている。

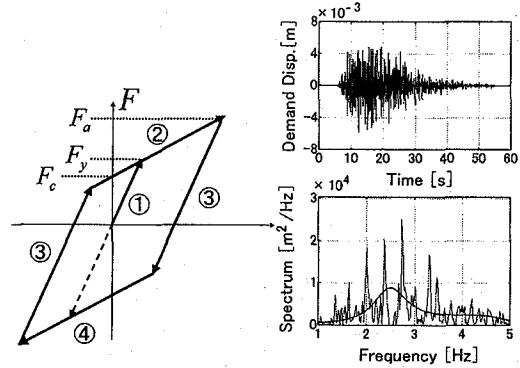


図-4 バイリニアモデル

図-5 入力波の特性

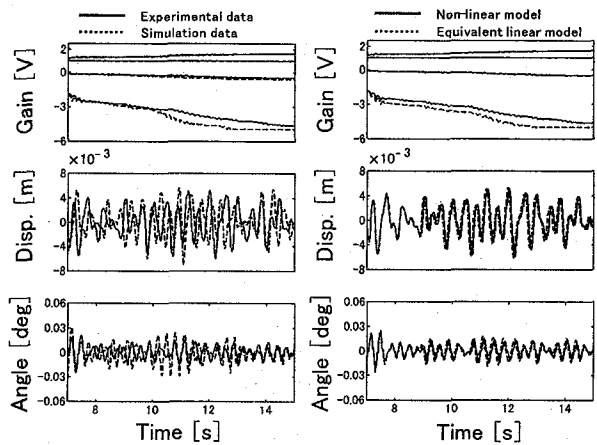
a) 実験データとの整合性

図-6(a)は、MCS手法による時刻歴応答であり、点線は実験値、実線は解析値である。図の上段から適応ゲイン、テーブル応答変位、テーブル応答角度を表している。なおこの解析では、弾塑性部材の特性をバイリニア型の復元力として扱っている非線形系である。この結果より、多少位相のずれはあるものの両者は概ね一致していることがわかる。

また図-7は、変位 - 荷重ループの比較である。(a)は実験値、(b)は解析値である。実験値では、ループの面積が解析値よりも大きくなっているが、ほぼ一致している。

b) 等価線形系モデルとの整合性

図-6(b)は、(a)と同じMCS手法による時刻歴応答である。ただし、この解析では変位 - 復元力のループより、等価線形系に近似したものである。すなわち、ここでは等価線形系と前記の非線形系の差異を調べる。図の点線は等価線形系の解析値、実線は非線形系の解析値である。この図から、このケースでは大きな差異がないことがわかる。傾向として、10[s]付近から等価線形系と非線形系の応答で位相のずれが生じることがあげられる。



(a) 実験データとの比較 (b) 等価線形系との比較

図-6 解析モデルの整合性

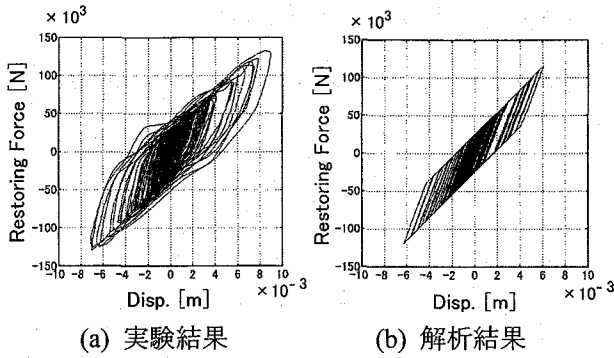


図-7 変位・荷重ループ特性

4. 試験体 - 振動台等価線形系の特性

本章では3. (2) b) で用いた等価線形系モデルにより、実験を実施できなかったケースについてシミュレーション解析を行う。ここでは、試験体 - 振動台連成系が与える影響を周波数伝達関数で議論する。

a) 試験体重心高さの影響

図-8は、試験体重心高さを2.5[m], 5.0[m](基準値), 10[m]と変化させた場合の周波数伝達関数である。(a)はテーブルY方向入力変位 - テーブルY方向応答変位, (b)はテーブルY方向入力変位 - テーブル ϕ 方向応答角度, (c)はテーブル ϕ 方向入力角度 - テーブル ϕ 方向応答角度, (d)はテーブルZ方向入力変位 - テーブルZ方向応答変位のゲイン特性である。重心高さが高くなると、図-8(a)より試験体の共振・反共振の影響が小さくなるのがわかる。図-8(b)では、試験体が高重心となることでテーブルの回転による影響を受けやすくなること、ピーク周波数が3[Hz]付近から1.5[Hz]付近に移動していることが図よりわかる。図-8(c)では重心高さが高い場合、共振・反共振の影響が大きくなっており、これにより回転方向の著しい制御性能の劣化がみられる。

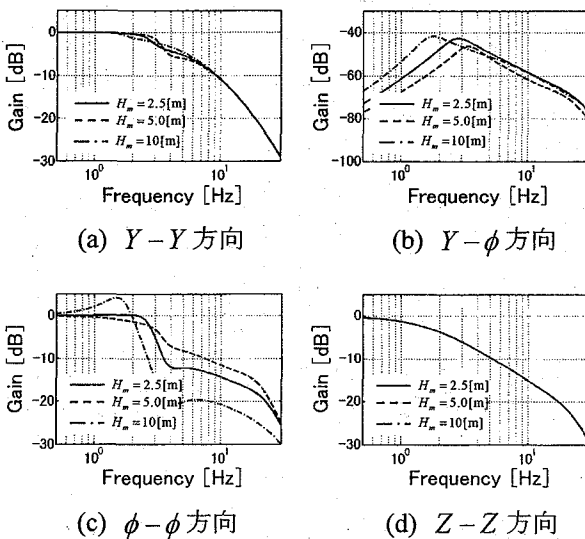


図-8 周波数伝達関数(重心高さ変更)

b) 比例ゲインの影響

図-9は、Y方向とZ方向のアクチュエータの比例ゲインを1.0, 2.0, 10と変化させた場合の周波数伝

達関数である。このケースでは試験体重心高さを2.5[m]としている。(a)~(d)の各図の線図は図-8と同じである。比例ゲインを大きくしていくと、図-9(a)~(d)のいずれにおいても25[Hz]近傍の共振ピークが現れる。この共振ピークは、中型振動台の油の圧縮性による油柱共振であり、この周波数帯域で加振するときには注意が必要である。比例ゲインが $K_{amy} = K_{amz} = 10$ のケースでは、図-9(c) 回転特性のゲインが約20[dB]にも達しており、回転による不安定化が生じている。

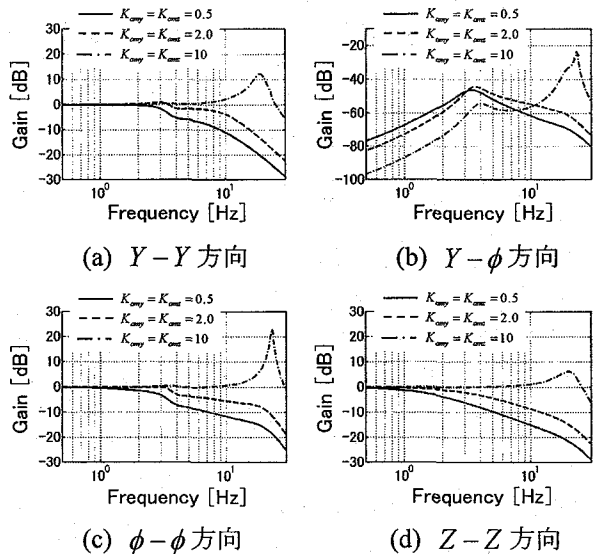


図-9 周波数伝達関数(比例ゲイン変更, $H_m = 2.5$ [m])

c) 制御系設計における留意点

振動台の制御においては、

- ①加振方向では、制御帯域でフラットなゲイン特性を持つこと(図-8(a)を参照)
- ②非加振方向では、可能な限りゲインを抑圧できること(図-8(b)を参照)
- ③コントローラによる不安定化は避けること(図-9を参照)
- ④非線形系の場合でも、制御性能が極端に劣化しないこと

などが性能として要求される。コントローラ的设计においては、これらの要求をできるだけ満足するような制御系が望まれる。

上記留意点において、①~③は、現状の振動台制御手法でも対応可能と思われる。そこで本研究では、④の非線形系への対応を期待し、これを実現可能な手法として適応制御に注目している。

5. MCS手法による制御シミュレーション

前章の制御系設計における留意点を踏まえ、振動台制御の高度化を検討する。高度化のための制御手法として、著者らが提案するMCS手法を中型振動台に適用する。そして、その有効性をシミュレーション解析により示す。

(1) 制御系設計

振動台の制御を実施するにあたり、本制御システムはMCSコントローラを外側に配置する方式とした。また本ケースでは、試験体の転倒モーメントによる影響が顕著であることから、テーブルY方向(水平)と ϕ 方向(回転)の二方向を独立に制御する。

図-10に、プラントとコントローラからなる制御系を示す。MCS手法による制御系設計において、(a) 規範モデルの選定と(b) 重み係数 α 、 β の選定が重要となる。今回は、著者らが検討してきた設計手順に基づき規範モデルとして1次の低域通過フィルタ、重み係数の比 $\alpha/\beta=10$ を保ちながらシミュレーションにより設計パラメータを決定した。なおMCS手法のアルゴリズム、具体的設計方法は紙面の都合上割愛する。詳細は文献^{5),6)}を参照頂きたい。

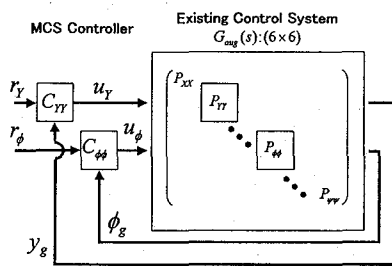


図-10 独立プラントと分散型コントローラ

(2) シミュレーション条件

制御手法の有効性を示すために、以下のケースのシミュレーション解析を行う。

Case 1: 入力波による振幅依存性の影響を見るための解析ケース(入力振幅を6[mm], 12[mm], 24[mm], 48[mm]と変更, 重心高さは2.5[m]とする)

Case 2: 重心高さの影響を見るための解析ケース(重心高さを2.5[m], 5.0[m], 10[m]と変更, 入力振幅は24[mm]とする)

これら解析ケースごとに、設計したMCSコントローラのパラメータは以下の表-1のとおりである。Case1では、入力振幅に応じて設計パラメータの一つである重み係数 α を変更している。Case2では重心高さの違いによらず、24[mm]入力時のMCSコントローラと同一の設計パラメータとした。

表-1 設計パラメータ

	Input amp.	α_{y1}	$\alpha_{\phi1}$
Case1	6 [mm]	2000	300
	12 [mm]	700	300
	24 [mm]	400	300
	48 [mm]	400	300
Case2	24 [mm]	400	300

(2) 解析結果

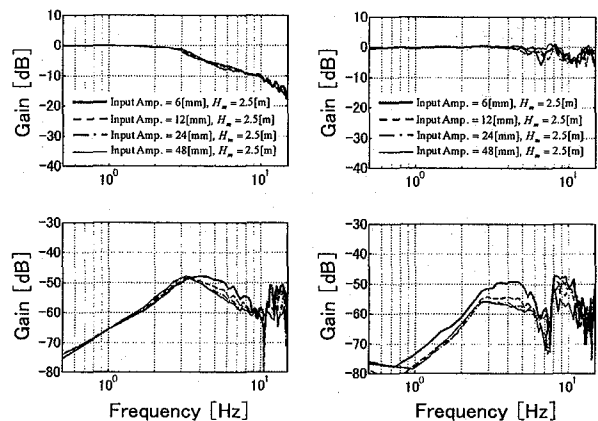
上記解析条件にもとづき、シミュレーション解析を行う。目標波は、テーブルY方向に図-5の人工地

震波を用い、回転 ϕ 方向の目標値は零としている。

また解析では、バイリニア型の非弾性試験体を上載した振動台の制御を行い、そのときのテーブルY方向の目標値追従性と ϕ 方向の回転抑止性能を調べる。以下では、制御性能の比較を行うため、従来型の制御であるCC手法と提案するMCS手法の2手法を制御として採用した。

a) Case1の解析結果

ここでは、振幅依存性の影響を見るためシミュレーション解析を行う。図-11は、テーブルY方向の目標変位からテーブル応答変位/角度までのシミュレーション波形に対するFFT処理による周波数応答の解析結果である。(a)はCC手法、(b)はMCS手法であり、上段がY方向(水平)、下段が ϕ 方向(回転)のゲイン特性となっている。線の種別は、図の注釈の通りである。図より入力振幅の依存性による影響は、水平方向のゲイン特性からは差異がないが回転方向において2~10[Hz]付近で差が現れる。一方、水平方向の制御性能については(b)のMCS手法によりフラットな周波数帯域が拡大していることがわかる。しかし、回転方向の性能については、CC手法と比べて3~5[Hz]で抑圧性能が劣化するケースがある。さらに8~10[Hz]付近では、CC手法では見られないゲインの持ち上がりがみられる。



(a) CC手法 (b) MCS手法

図-11 周波数応答の解析結果(Case1)

b) Case2の解析結果

ここでは、試験体重心高さの影響を見るためシミュレーション解析を行う。図-12は、図-11と同様にテーブルY方向の目標変位からテーブル応答変位/角度までのシミュレーション波形に対するFFT処理による周波数応答の解析結果である。重心高さの影響は、回転方向のゲイン特性においてのゲインの持ち上がり、ピーク周波数が低域側へと移動に現れている。MCS手法による水平と回転方向の制御性能の特徴に関しては、Case1と同様の傾向を示している。

以上は、周波数応答における議論である。非弾性系の解析において、時間領域での評価も重要である。以下に、時刻歴応答(図-13)と変位-荷重ループ特性(図-14)の解析結果を示す。

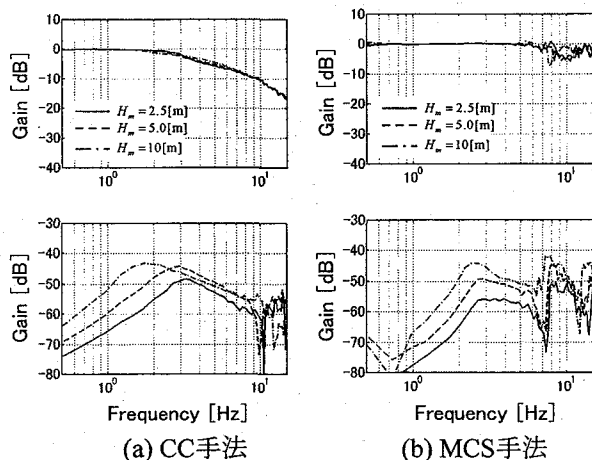


図-12 周波数応答の解析結果 (Case2)

図-13 は、人工地震波 24[mm]加振に対する時刻歴応答であり、試験体重心高さは 10[m]のケースである。図-13(a)の上段より CC 手法に対するテーブル目標変位、応答変位、応答角度、トラッキングエラーである。ここで、トラッキングエラーは、テーブル目標変位と応答変位の差である。図-13(b)は MCS 手法に対するもので、最上段は適応ゲインである。トラッキングエラーに注目すると、MCS 手法によりエラーが大幅に低減できていることがわかる。

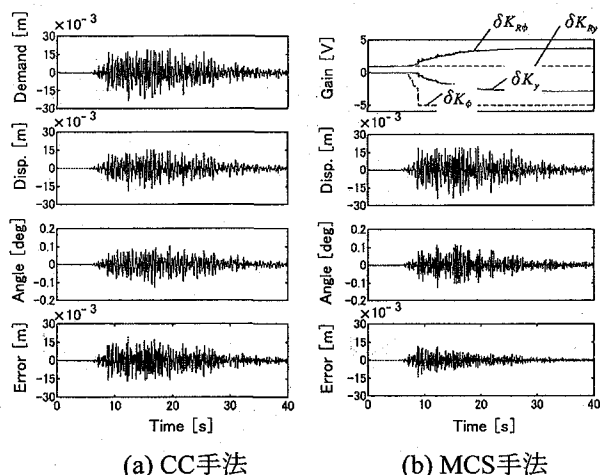


図-13 時刻歴応答の解析結果

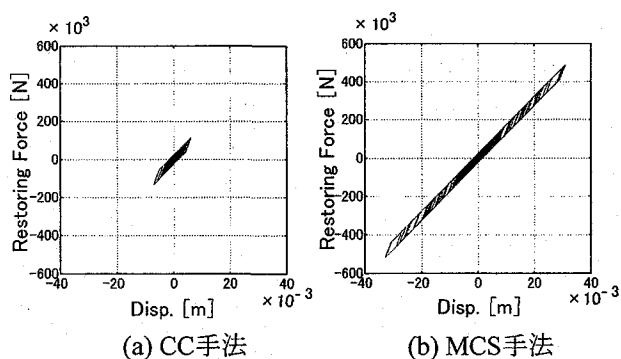


図-14 変位 - 荷重ループ特性

図-14 は、図-13 と同一条件における変位 - 荷重ループ特性である。図-14 より(a)の CC 手法ではル

ープの面積が(b)の MCS 手法によるそれに比べて小さい。これは、テーブル水平方向の目標値追従性能が悪いために試験体が十分に非弾性域まで応答が成長していないことを物語っている。一方(b)の MCS 手法では、水平方向の目標値追従性能が向上しているため、試験体を非弾性域まで十分に加振できていることを示している。

(3) 制御における検討課題

上の解析結果より、検討課題を以下に記す。検討した MCS 手法は Case1, Case2 においても CC 手法に比べて良好な目標値追従性を示している。ただし、回転抑圧性能に関しては、高周波数域(8~10[Hz]近傍)において MCS 手法の結果は必ずしも十分ではない。原因として、共振周波数付近において制御系の減衰が十分でないことが挙げられるが、詳細については今後明らかにしていく予定である。

6. 結言

本研究では、既報の中型三次元振動台の制御実験を踏まえ、実験と良く整合する解析モデルによりシミュレーションを行い、以下の結論を得た。

- (1) 試験体 - 振動台連成系が与える影響を、等価線形系に置き換え議論し、制御系設計における留意点をまとめた
- (2) 設計の留意点をもとに、著者らが採用してきた MCS 手法によるシミュレーション解析を行い、その有効性と検討課題を示した。

今後はより実用的な振動台制御手法として、加速度波形に追従可能な MCS 手法の開発を行っていきたいと考えている。

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たものである。制御器の設計において Bristol 大学 D.P. Stoten 教授に適切なご助言頂いた。研究全般において防災科学技術研究所 小川信行総括主任研究員、東京農工大学 田川泰敬助教授にはご助言を頂いた。また試験体の設計において東京工業大学 山田哲助教授、本実験およびデータ解析において いわき明星大学 根本裕介君(当時学生)にご協力頂いた。ここにお礼申し上げます。

参考文献

- 1) Ogawa, N., et al.: 12th WCEE, No.2156, 2000.
- 2) Dozono, Y., et al.: ASME PVP, 428-1, p.247, 2001.
- 3) Okuda, Y., et al.: ASME PVP, 428-1, p.227, 2001.
- 4) Stoten, D. P.: Model Reference Adaptive Control of Manipulators, Research Studies, 1990.
- 5) 篠原, 清水ほか: 機論, C, 69-686, p.2610, 2003.
- 6) 篠原ほか: 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論文集, 2002, p.41.
- 7) 矢吹, 清水, 篠原ほか: 本シンポジウム論文集, 2004.