

破壊現象を考慮した 小型振動台での加振制御手法について

○佐藤 栄児¹・小川 信行²・村 達也³・篠原 雄一郎⁴・清水 信行⁵

¹工修 文部科学省 防災科学技術研究所 (〒305-0006 茨城県筑波市天王台 3-1)

²工博 文部科学省 防災科学技術研究所 (" ")

³工学 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)

⁴工修 いわき明星大学大学院理工学研究科 (" ")

⁵工博 いわき明星大学教授 理工学部機械工学科 (" ")

Aiming the completion in 2005, 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility (E-Defense) is now under construction. The most notable feature is that this facility aims to conduct collapse tests, while most existing shaking tables aim to conduct elastic tests. Therefore, a new method for operation and control must be developed. We researched an effect of dynamic behavior of test structures on shaking table motion. In order to examine the performance of Model Reference Adaptive Control, which is considered to be able to minimize effect, we conducted simulations and tests of a small model with non-elastic bilinear characteristics, using a small shaking table.

This paper reports the results of the simulations and the experiments.

Key Words: 3-D Full Scale Earthquake Testing Facility, Fracturing Test, Adaptive control, MRAC, MCS

1. 緒言

1997年の阪神・淡路大震災では、死者6400人余り、家屋を失った人数十万人という規模の人的・物的被害が発生した。さらに高速道路の倒壊、高層建築物の中間層の圧壊などといった予想を越えた形態の被害が多く発生し、構造物をその破壊にまで踏み込んで耐震設計することの重要性が改めて認識された。この震災を契機に、実大の構造物を試験体とした振動破壊実験が可能な施設として、実大三次元震動破壊実験施設(E-Defense)の建設が開始された。本施設は、地震動(現在建設中の施設は地震動を発生させるという事から震動施設という用法が用いられている。これに対し振動を試験体与える台という意味では振動台という用語を用いることにする)による振動実験で構造物の破壊現象を再現することにより、構造物の破壊機構の解明、耐震性技術の向上、耐震補強技術の確立等に役立つものである。このような振動台を用いた振動実験では、振動台上での波形の再現精度が要求される。

破壊実験を主目的とした大型の振動台は過去に例がなく、試験体の特性が時間とともに変化していく中で波形を精度よく再現するための有効な加振制御技術は明確になっていない。本研究では、大型振動台での加振制御手法を検討する手始めとして、破壊を模擬できる試験体を積載した小型振動台を用いて、試験体の破壊が振動台加振波形に及ぼす影響を

調査した。そして、その影響を低減させるのに有効と思われる制御手法について、シミュレーション及び小型振動台を用いた実証実験を行った。今回の報告では、試験体の動特性が変化する場合に有効と思われる制御手法の中で適応制御に着目し、その代表的な手法の1つであるモデル規範型適応制御を検討した。具体的にはモデル規範型適応制御としてブリュッセル大学 D.P.Stoten らが提唱する MCS (Minimal Control Synthesis) の制御手法を用いた。

2. 振動台の制御手法と設計指針

現在多くの振動台で用いられている加振制御手法は、基本となるサーボ制御を用い、更に入力波形を加工して振動台上で計測される波形を目標とする波形に近づける手法が多い。それらの代表的なものを特徴とあわせて表1、2に示す。また、実大三次元震動破壊実験装置に用いる加振機構の性能を確認するために行われている要素技術開発確証試験で用いた主な制御手法を表3に示す。

振動台に設置搭載される試験体は建築構造物やその一部分、せん断土層、液体タンク、機械構造物等様々である。試験体が破壊を伴わない弾性体域の実験では試加振を繰り返す事により搭載物の特性を把握し、目標波に補正を加えることで極めて良好な波形再現が可能である²⁾。しかし、上載の構造物が破壊を伴い非弾性化する場合においては加振入力の時

表1 基本的な振動台制御手法

制御手法	特徴
変位制御	加振機の変位でフィードバック制御を行う 目標変位と加振機変位が一致するように制御
変位・速度・加速度制御	振動台の変位・速度・加速度をフィードバック 目標波形の変位、速度、加速度が一致するように制御
差圧フィードバック制御	加振機の差圧をフィードバック 変位制御等のマイナーフィードバックとして追加 主に油柱共振の減衰を行う

表2 振動台制御手法

制御手法	特徴
反復入力補償	・試加振により系全体の特性を同定全系の逆伝達特性を用いて目標波形と一致させる ・線形モデルの試験体で有効 ・オフライン
H _∞ 制御	・H _∞ 制御理論による加振制御手法試験体の変動に対し、安定性を継続しつつ、周波数特性を最大限に伸ばす ・試験体が非線形の場合に有効
適応制御手法	・系全体の特性変化にともない制御系のパラメータを更新 ・試験体が非線形の場合に有効 ・オンライン

表3 実大3次元震動破壊実験施設制御方式

制御手法	特徴
三変数制御 (TVC)	振動台の変位、速度、加速度に着目 フィードバック及びフィードフォワード制御を行う
ノッチフィルタ補償	油柱共振の減衰 ノッチフィルタを用いた手法

刻歴に応じた、これら試験体の特性変動を事前に予測する事は困難であり、振動台はこれらの変動に対し十分にロバストでなければならない。しかし従来の固定ゲインによるロバストな制御手法では、試験体の振動特性の変動に十分に対応しきれない。そこでここではまず手始めとして試験体の振動特性が、初期状態からある程度変動したときにも十分に制御可能な制御手法の開発を目指すことを設計指針とした。

3. MCS制御手法の適用検証

2章で述べた制御系の設計を考えると、適応制御の適用の必要性が浮かび上がってくる。ここでは研究初期として前述のMCS制御手法を本問題に適用して、小型試験体を上載した小型振動台に対してその有効性を明らかにする。

表4 振動台主要仕様

Table size	1m×1m×0.4m
Table mass	740kg
Max. actuator force	20kN (Horizon)
Max. displacement	±50 [mm]
Max. Acc	1G. (1ton)
Driving method	Electro -Hydraulic servo

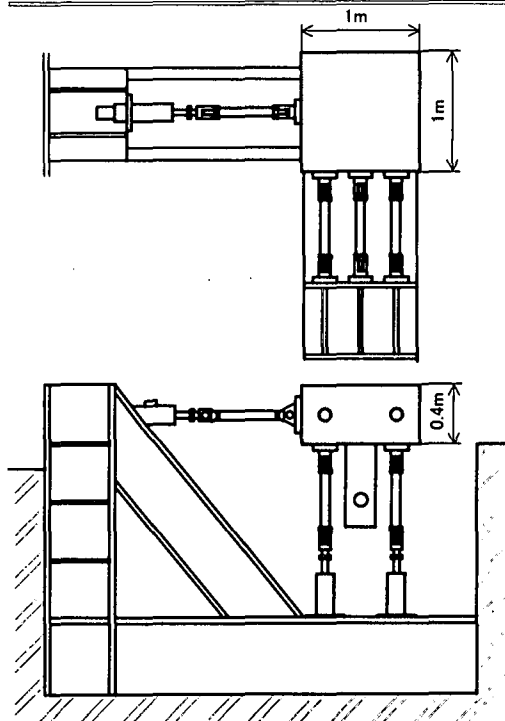


図1 2次元継手式振動試験機

3.1 実験装置

3.1.1 振動台

本研究で使用する振動台の主要仕様と概観を表4及び図1に示す。今回実験に用いた振動台は文部科学省防災科学技術研究所所有の2次元継手式振動試験機である³⁾。この振動台は製作から既に20年以上が経過しており、制御装置を含め加振機等の老朽化は否めない。そこで本年度水平加振機の更新が行われ、旧式の加振機と比較しサーボ弁容量の増大や、加振機摺動部に静圧軸受を用いるなどの基本性能の向上が図られている。

3.1.2 試験体模型

振動台に設置搭載される試験体は昨年度製作された構造物の破壊挙動を模擬した可変剛性型試験体模型である⁴⁾。試験体仕様及び構成を表5、図2にそれぞれ示す。本試験体模型は質量部とそれを支えるフレーム、リニアガイド、MRダンパ、そしてコイルスプリング内蔵のシリンダユニットから構成されており、MRダンパの特性により構造物破壊挙動の最も基本的なバイリニア型の弾塑性履歴特性を実現できる。またMRダンパの印加電圧を選ぶことに

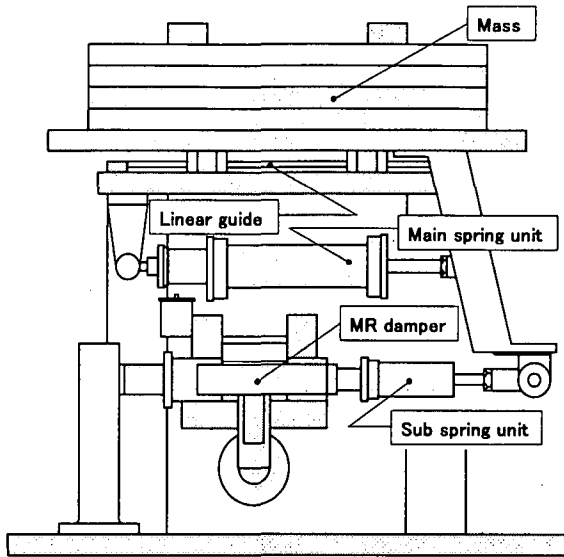


図2 可変剛性型試験体模型

表5 可変剛性型試験体模型仕様

固有振動数	2~3 [Hz]
可動部変位振幅	±50 [mm]
剛性切替変位	±(5~20) [mm]
可動部質量	300 [kg]
試験体総質量	500 [kg]
剛性低下率	0.5
初期剛性	106.6 [N/mm]
2次剛性	53.3 [N/mm]

より2次剛性切り替え点を変更する事が可能である。なお製作当初、ばね剛性を得るために板ばねを使用していたが、連結方法等に若干問題があり履歴に歪みを生じさせる事から板ばねを廃止し、コイルスプリングに変更されている。これにより履歴特性の改善がなされている。

3.2 振動台制御システムの構成

図3に振動台制御システムの構成を示す。振動台の基本となる制御は現状特別な補償は施しておらず、デジタル制御装置(DSP)を使用した変位フィードバックによるP制御としている。振動台を構成する要素はサーボアンプ、サーボ弁、油圧シリンダ、テーブルの各要素から構成される。一般にサーボ弁の応性はアクチュエータと負荷接続系の応答に比べ極めて速い。システムの制御系設計においてはサーボ弁の伝達特性は2次遅れ系(または近似の程度に応じて1次遅れ系や定数)として扱う事ができ、油圧シリンダの特性も2次遅れ系として表す事ができる。以上より、入力電圧変換要素 $G_R(s)$ と検出要素 $G_I(s)$ のゲインは同じ値 K_c に設定し、サーボアンプ内の補償回路を用いずに

$$G_R(s) = G_I(s) = K_c \quad (1)$$

$$G_o(s) = K_o \quad (2)$$

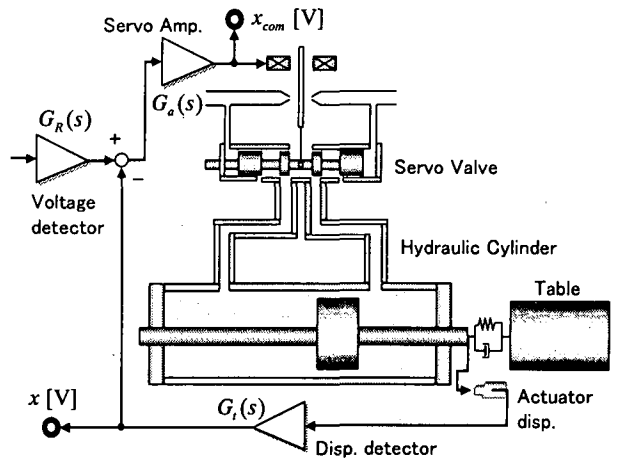


図3 振動台システム構成

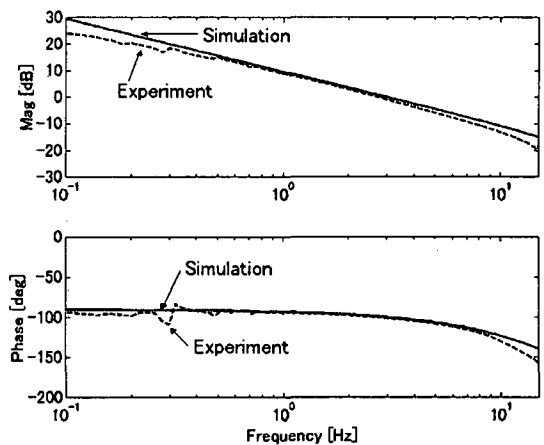


図4 同定結果

表6 振動台パラメータ

K_c	8.843×10^5
ζ_r	5.924×10^4
ω_r	2.167×10^2

と置く事により、摩擦やサーボ弁の流量特性の非線形性を無視すれば、図3におけるサーボ弁指令信号 x_{com} から加振機変位信号 x までの油圧サーボシステムの開ループ伝達特性は

$$G(s) = \frac{K_c K_o K_v K_m \omega_{nv}^2 \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta_v \omega_{nv} s + \omega_{nv}^2)(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (3)$$

のように記述できる。ここで ω_{nv} 、 ζ_v はサーボ弁の固有角周波数、減衰定数、 ω_n 、 ζ_n は油圧シリンダ-負荷系の固有角周波数、減衰定数である。

本報告書では振動台の使用帯域を15Hz程度とし、サーボ弁の伝達特性をゲイン定数に近似することにより、開ループ伝達特性を

$$G_I(s) = \frac{x}{x_{com}} = \frac{K_c}{s(s^2 + 2\zeta_r \omega_r s + \omega_r^2)} \quad (4)$$

と低次元化した。図4にこの伝達特性における同定結果と、実機との開ループ伝達特性との比較を示し、表6にこの時の式(4)におけるパラメータを示す。

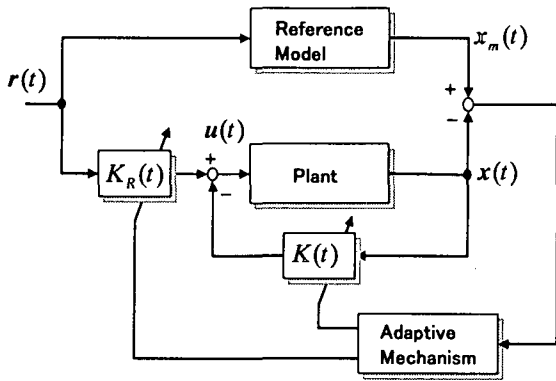


図5 モデル規範型適応制御系

3.3 モデル規範型適応制御とMCS制御手法

3.3.1 概要

振動試験機に要求される性能は目標とする地震動波形を忠実に再現する事である。モデル規範型適応制御 (Model reference adaptive control 略して MRAC) では、設計者が望む特性をあらかじめ規範モデルとして与え、制御対象の特性を規範モデルと一致させる事が目的となる。以降は MRAC と MCS の理論を簡単に述べる。

3.3.1 制御理論

緒言で述べられているが、MCS 制御手法はモデル規範型適応制御 (MRAC) の理論を基に構成されている。モデル規範型適応制御では制御対象となるプラントと、設計者が望む動作を示す規範モデルとの出力 (状態) 誤差を用いて構成される。

プラントと規範モデルをそれぞれ

$$\dot{x} = Ax(t) + Bu(t) + d(t) \quad (5)$$

$$\dot{x}_m = A_m x_m(t) + B_m r(t) \quad (6)$$

とし、 x をプラント、 x_m を規範モデルの状態ベクトル、 u をプラント操作量、目標値を r とし、 $A, A_m \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 、 $B, B_m \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ で表される 1 入力 1 出力系を例にする。

一般にモデル規範型適応制御では図 5 のように式 (5) で表される制御対象にフィードバック、及びフィードフォワードコントローラを配し、おのおののゲインを適応機構により決定し、規範モデル出力とプラント出力を一致させる。従って適応機構により推定されたフィードバック、フィードフォワードのゲイン δK 、 δK_R によりプラント操作量 u は

$$u(t) = -(K - \delta K(t))x(t) + (K_R + \delta K_R(t))r(t) \quad (7)$$

と表記できる。なお K 、 K_R はフィードバック、フィードフォワードゲインの初期値であり、次式

$$K = B^+(A - A_m), \quad K \in \mathbb{R}^{1 \times n} \quad (8)$$

$$K_R = B^+ B_m \quad (9)$$

により決定される事が知られている⁹⁾。 B^+ は B の擬似逆行列であり

$$B^+ = (B^T B)^{-1} B^T, \quad B^+ \in \mathbb{R}^{1 \times n} \quad (10)$$

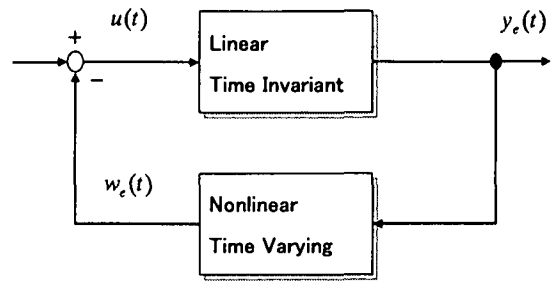


図6 等価フィードバック系

により与えられる。以上より状態誤差 x_e の方程式は

$$\dot{x}_e(t) = A_m x_e(t) - d(t) - B w_e(t) \quad (11)$$

と表すことができる。ここで

$$x_e(t) = x_m(t) - x(t) \quad (12)$$

$$w_e(t) = \delta K(t)x(t) + \delta K_R(t)r(t) \quad (13)$$

である。

モデル規範型適応制御の設計において安定な適応則を導く方法は種々存在するが、本問題においては図 6 のように式 (11) で表される線形定常ブロックと式 (13) で表される非線形時変ブロックにより構成される等価フィードバック系へ変換し、ポポフの積分不等式

$$\int_{t_0}^1 y_e(t) w_e(t) dt \geq -\gamma^2, \quad \forall t_1 \geq t_0 \quad (14)$$

を満たす問題に帰着させるポポフの超安定論に立脚した設計手法が用いられる⁷⁾。ただし

$$y_e(t) = C_e x_e(t) \quad (15)$$

式 (15) において状態誤差 $x_e(t)$ に付加される C_e は、図 6 における線形定常ブロックを強正実な伝達関数とするための線形補償要素であり、

$$C_e = B^T P, \quad C_e \in \mathbb{R}^{1 \times n} \quad (16)$$

により表される。ここで P はリアプノフ方程式

$$P A_m + A_m^T P = -Q \quad (17)$$

の解である。これにより線形定常ブロックが強正実となり、ポポフの積分不等式を満足する比例積分要素による適応則

$$\delta K(t) = \int_0^1 \alpha y_e(\tau) x^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) x^T(t) \quad (18)$$

$$\delta K_R(t) = \int_0^1 \alpha y_e(\tau) r(\tau) d\tau + \beta y_e(t) r(t) \quad (19)$$

を選ぶ事により等価フィードバック系の漸近超安定性が保証される⁵⁾。ここで α 、 β は積分、比例要素の重みであり

$$\alpha > 0, \quad \beta \geq 0 \quad (20)$$

となる。以上により安定な MRAC が構成されるが、式 (16) から明らかなように、線形定常ブロックを強正実とする線形補償要素 C_e は、プラントのパラメータ B を必要とする。一方 MCS では式 (16) を用いず、

$$C_e^1 = P \quad (21)$$

とし、適応則における重みをそれぞれ

$$\alpha = [0_n, \dots, 0_{n-1}, \alpha], \quad \alpha > 0$$

$$\beta = [0_n, \dots, 0_{n-1}, \beta], \quad \beta \geq 0$$

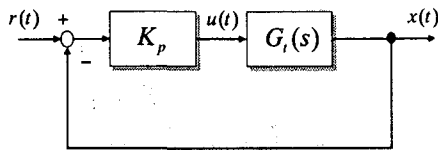


図7 P制御ブロック線図

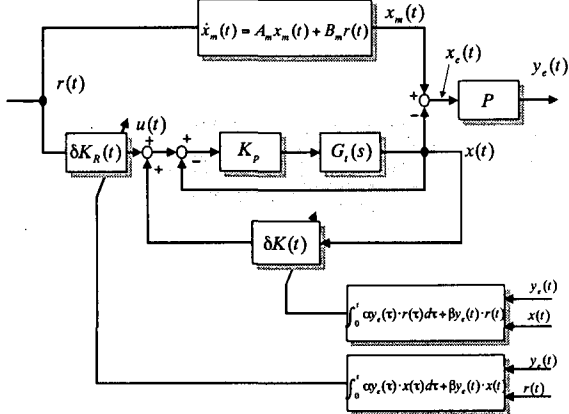


図8 振動台 MCS 制御の構成

とする事でこの問題を回避している。安定性の証明は文献1)を参照されたい。またMCS制御手法では、(8)、(9)により求められるフィードバック、フィードフォワードゲインの初期値は、いずれも0とすることにより、操作量 u は

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta K_R(t)r(t) \quad (22)$$

により決定される。

3.3.3 制御系の構成

本研究における振動台の基本となる制御であるP制御と、MCS制御手法による制御系のブロック線図を図7、8に示す。MCS制御手法は前項で述べられるように、プラントのパラメータがある程度未知であっても安定した適応制御系を構成することが出来る。この事からMCSは、全系を規範モデルにマッチング(exact model matching)させる事を目指している訳ではなく、あくまで各パラメータを逐次更新することで、プラント出力を、規範モデルの出力と一致させることを目的としている。従ってMCS制御器を図8のように配置する事で、基本制御を含めた振動台の特性を改善することができる。今回は振動台の特性を、使用帯域内においてローパス特性に制限する事を理想とし、規範モデルを

$$G_m(s) = \frac{\omega_m}{s + \omega_m} \quad (23)$$

のように与え、適応制御系をMATLAB/SIMULINKにより構成し、制御器はMATLAB/Real-Time Workshopを用いてDSPにより実装した。図9は入力を正弦波とした時のシミュレーション結果であり、 ω_m は

$$f_m = \frac{\omega_m}{2\pi}, f_m = 10 \text{ [Hz]} \quad (24)$$

としている。

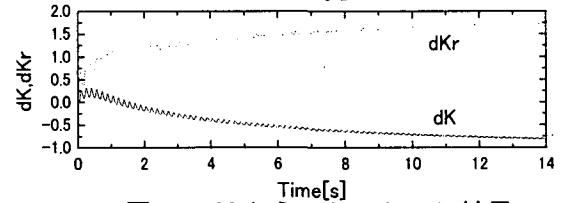
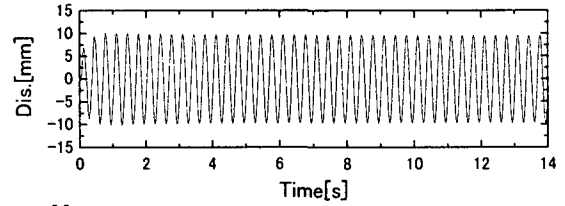


図9 MCSシミュレーション結果

表7 MCS制御パラメータ

Adaptive Gain			
α, β	$\alpha=300, \beta=30$		
Q	10		
Reference model			
A_m	$-\omega_M$	ω_M	$\omega_M = 2\pi f_M$
B_m	ω_M	f_M	7, 10 [Hz]

表8 実験内容

入力	正弦掃引波 (1~5Hz) 振幅 ± 5 [mm]	
	試験内容	帯域拡張試験
制御方式	P制御	P制御
	MCS制御 ($f_m=10\text{Hz}$)	MCS制御 ($f_m=7\text{Hz}$)
試験体	可変剛性試験体 MR=30V(800相当)	

3.4 実装検証

3.4.1 試験内容とパラメータ

MCS制御の効果検証を行う事を目的とし、振動台無負荷および試験体を搭載した場合の加振実験を実施した。実施内容は表8の通りであり、表7は制御系の設計パラメータである。試験内容による規範モデルパラメータ f_m の違いは、P制御のゲイン折点周波数が約7Hz程度であることから、 $f_m=10$ [Hz]を用いて帯域の拡張性の検証を行った。また、試験体の影響低減効果の検証では、影響低減性のみの効果を検証するために、 $f_m=7$ [Hz]を用いた。なお影響低減効果の検証では、試験体MRダンパの発生抵抗力を最大(印加30V)とし、共振による影響を極力高く設定した。

3.4.2 帯域拡張

図10に無負荷時の正弦波掃引応答波形を示す。実験は制御開始後の応答波形は掃引時間が経過しても振幅の落ち込みが見られず、良好な目標波追従特性を示している。

3.4.3 試験体による影響

図11は試験体搭載時の正弦波掃引応答波形である。

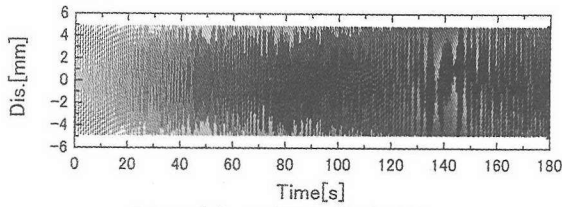


図 10(a) 目標波(無負荷)

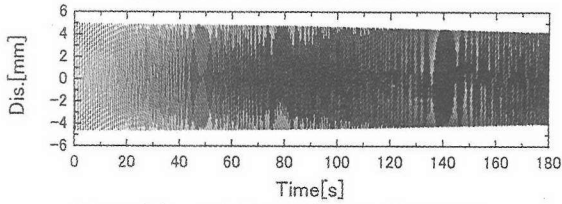


図 10(b) P 制御変位出力(無負荷)

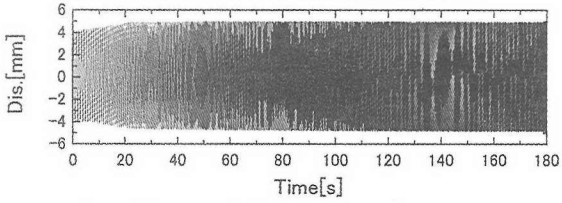


図 10(c) MCS 制御変位出力(無負荷)

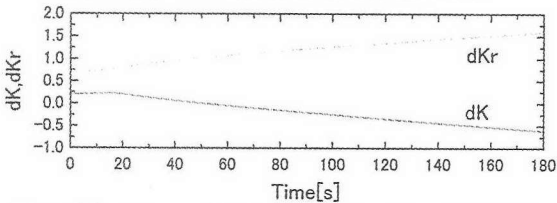


図 10(d) フィードバック・フォワードゲイン

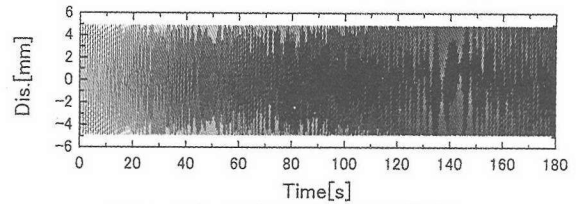


図 11(a) 目標波(試験体搭載)

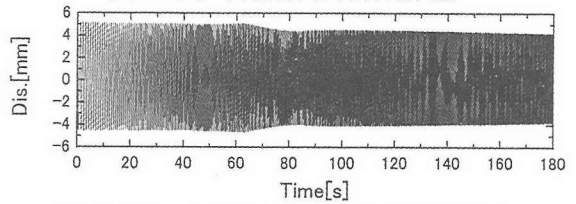


図 11(b) P 制御変位出力(試験体搭載)

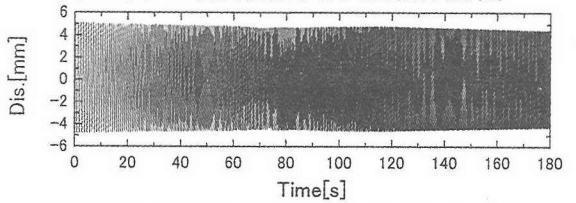


図 11(c) MCS 制御変位出力(試験体搭載)

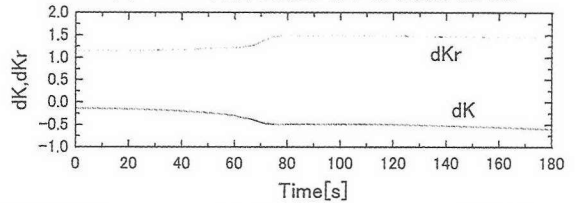


図 11(d) フィードバック・フォワードゲイン

P 制御変位出力の図 11 (b) では開始後 60 秒付近から試験体共振通過による影響が顕著に表れているが、MCS 制御においては P 制御ほど顕著な影響は見られず、比較的良好的な追従特性を示している。

4. 考察

図 11 において約 60 秒から 90 秒付近において最も試験体による影響が現れており、この時の加振周波数は 2.2~3Hz 程度である。図 11 (d) から明らかであるように、同一時間帯で δK 、 δK_r が他の時刻と比較し活発に変化している。このことから本制御器は、試験体による影響を軽減する為に、パラメータ調整が行われている事が確認できる。従って本件のような、加振中に動特性が変化する試験体でも、MCS は加振波形に与える影響を低減させる事が確認された。しかし式 (18)、(19) および、適応重み α 、 β のなどから、適応速度は入出力の大きさや、設計者による重みの選定に依存される傾向にあり、最適な重みの選定方法などが課題となる。

5. 結言及び今後の予定

試験体による加振波形への影響を低減させるのに有効と思われる適応制御に着目し、モデル規範型適応制御に属する MCS 制御手法の有効性を小型振動試験機と、可変剛性型試験体模型を用いて検証した。その結

果振動実験において使用頻度の高い正弦掃引波での有効性が確認された。今後地震波等での有効性の確認を行うと共に、垂直方向も含めた多軸化と、拡張や最適な重みの選定法などが挙げられる。

謝辞: 本研究は科学技術振興調整費総合研究「構造物の破壊課程解明に基づく生活基盤の地震防災向上に関する研究」の研究費により行われたものである。

本報告書作成にあたり文部科学省防災科学技術研究所三次元震動破壊研究室主任研究官 梶原浩一氏の御協力を得た。ここに感謝いたします。

参考文献

- 1) D. P. Stoten & H. Benchoubane : Empirical studies of an MRAC algorithm with minimal controller synthesis, INT. J. CONTROL, Vol. 51, No. 4, pp. 823-849, 1989.
- 2) 井出和成, 他 : 電気油圧式地震振動台の波形制御-Adaptive Inverse Control の適用-, 機講論, Vol. B, pp. 15-18, 1999.
- 3) 小川信行 : 2 次元振動装置製作に関する報告(第 1 報)-二次元小型接手試験装置の試作-, 防災科学技術研究資料, 第 26 号, pp. 1-16, 1976
- 4) 村 達也他: 振動台加振制御手法研究用の非弾性挙動実現模型の製作とモデル化, 機構論アブストラクト集, pp. 305, 2000.
- 5) Yoan D. Landau : Adaptive Control The model Reference Approach, MARCEL DEKKER, INC.
- 6) D. P. Stoten & H. Benchoubane : Robustness of a Minimal Controller Synthesis Algorithm, INT. J. CONTROL, Vol. 51, No. 4, pp. 851-861, 1990.