

振動台加振手法開発のための 中型三次元振動台の同定実験

篠原 雄一郎¹・清水 信行²・佐藤 栄児³・梶原 浩一⁴・小川 信行⁴
浅沼 裕之⁵・高井 茂光⁵

¹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)

²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)

³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)

⁴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)

⁵工修 西松建設株式会社 愛川衝撃振動研究所 (〒243-0303 神奈川県愛甲郡愛川町中津4054)

Under the construction of a full scale earthquake testing facility conducted by the Japanese government, it is strongly required to establish a useful operation and control method for the large scale shaking table aiming the dynamical fracturing tests. In order to develop a useful operation and control method for the large scale shaking table, we at first propose a operation and control method for a small scale shaking table and the method is tested by the small shaking table, and then the research moves on to a larger shaking table. Following this plan, the operation and control method was developed for the small scale shaking table last year, and the next step is for the method to be tested by using a medium scale shaking table. Two-year-term project was conducted for the medium scale shaking table. This paper deals with the first year study of the project which identifies the kinematical and dynamical properties of the medium scale shaking table owned by Nishimatsu Construction Co. which will be used by the theoretical and experimental study in the second year term.

Key Words : *Medium scale shaking table, Identification tests, Cross talk, Ttransfer function*

1. 緒言

過去の地震被害の教訓から、我国では建築・土木構造物や機械プラントに対して厳しい耐震安全基準が課せられている。この耐震強度の安全性確証のため、模型や実物による耐震実験が広く行われてきた。耐震実験では、電気-油圧式アクチュエータにより駆動される加振台上に構造物模型や実大構造物を設置し、過去に観測された地震波や人工地震波を模擬した加振実験を行い、対象構造物の強度検証を目的としている。このような実験装置は「振動台」と呼ばれ、古くから研究開発され²⁾、さらに振動台の要求に応えるべく大型化³⁾、多自由度化⁴⁾などが実現してきた。このように振動台技術が高度化する中、1995年1月17日に兵庫県南部で強地震動による甚大な被害が発生し、世間一般にも耐震研究の重要性が再認識されるようになった。耐震研究においても、今までの耐震実験法などの見直しが各方面でおこなわれ、これに伴い、実大構造物の動的破壊を実験的に行うことが再び注目された。このような振動台実験施設に対する強い要求より、日本政府は実大三次元震動破壊実験施設(E-defense)の建設を決定した。この施設の建設は現在、独立行政法人 防災科学技術研究所のもと進められている¹⁾。この振動台のように、動的破壊実験を設計目標として建設された大型の振

動台は過去に例がないため、様々な課題が山積している。課題の一つは、動的破壊を伴う実験では試験体の特性が時間とともに変化するため、それに対応する振動台制御技術を開発することである。そこで著者らは、小型振動台の加振手法に適用制御を適用し、従来手法に比べて目標波形に良く追従することを実験で確認してきた^{11), 12)}。今回、中型三次元振動台に本手法および新たに開発する手法を適用することを考えている。そのための第一段階の作業が、振動台の特性を精度良く同定することである。そこで本論文では、この特性把握のための同定実験を実施した結果について速報という形で報告する。まず、動的試験により得られたデータよりノンパラメトリック同定をおこない、その周波数応答を把握する。次にこの特性を説明する数学モデルの検討を行った。

2. 実験概要

(1) 実験装置

実験は、西松建設株式会社所有の中型三次元振動台を用いて行った。振動台の全景を図-1に、使仕様を表-1に示す。

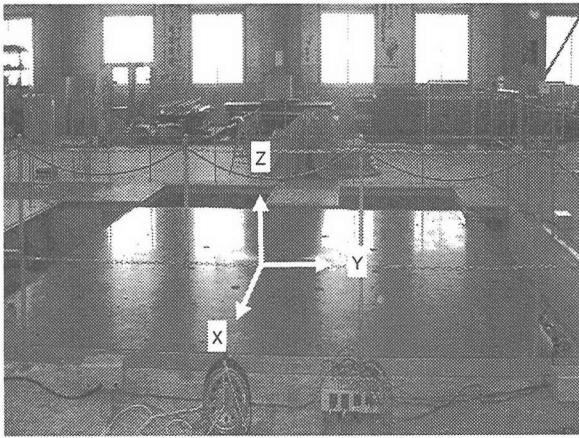


図-1 振動台全景

表-1 振動台の仕様

テーブルサイズ	5.5[m]×5.5[m]×1.5[m]
試験体搭載重量	最大:65 [tonf], 定格30 [tonf]
最大変位	X, Z: ±200[mm], Y: ±500[mm]
最大速度	X, Z: ±100[cm/s], Y: ±150[cm/s]
最大加速度	X, Y, Z: ±2.0[G]
駆動方式	電気油圧式サーボ

(2) 三次元振動台システム

振動台システムの信号線図の概略を図-2(a)に示す。図のように、本振動台システムはテーブルの目標変位 r_t と応答変位 d_t からなる。その内側に加振機目標変位 r_a と加振機応答変位 d_a があり、この目標変位を入力としてサーボコントローラが駆動され、応答変位が出力される。テーブル変位6自由度の6つの信号と8本の加振機変位の8つの信号の関係は、テーブルと加振機の幾何学的関係より $[\tilde{S}]$, $[\tilde{W}]$ のように行列表記できる。ここで $[\tilde{S}]$ はテーブル目標変位と加振機目標変位の交換行列であり式(1)のように表される。また、 $[\tilde{W}]$ は加振機応答変位とテーブル応答変位の交換行列であり式(2)のように表される。これについての詳細は省略する。

$$\{r_a\} = [\tilde{S}] \cdot \{r_t\} \quad (1)$$

$$\{d_t\} = [\tilde{W}] \cdot \{d_a\} \quad (2)$$

さらに、詳細に記載した振動台システムの信号線図を図-2(b)に示す。定義した各変数については、こちらを参照にされたい。また、振動台の要求性能の一つである目標波形追従性において、三次元振動台では表-2の課題がある。本論文では、中でも各加振機軸間の干渉と周波数特性に着目して、実験を実施し、データの解析を行った。

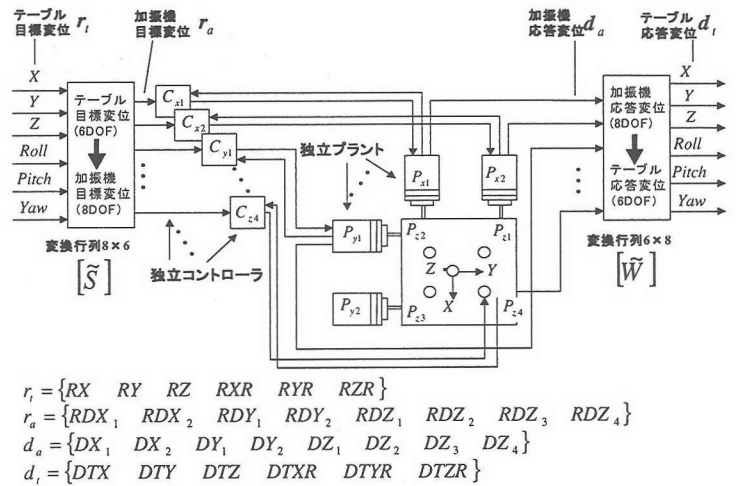


図-2(a) 振動台システムの信号線図(概略)

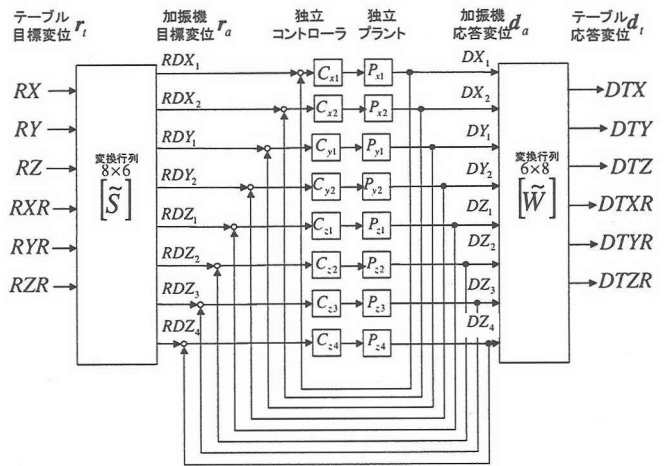


図-2(b) 振動台システムの信号線図(詳細)

表-2 中型・大型三次元振動台の課題

問題点	現象
加速度波形ひずみ	振動台構造系 - 制御系に内在する非線形性による高調波ひずみ
周波数特性	振動台の周波数特性が平坦でないことによる周波数のひずみ
供試体干渉	・ 供試体と振動台の連成による周波数特性の変化 ・ 大振幅加振時には供試体の非線形性の影響を受け、制御系全体の周波数特性が変化
軸間干渉	加振軸間の干渉により、余分な運動が供試体に印加される

(3) 三次元振動台システム

中型三次元振動台同定のための実験を表-3の項目に対して行った。実験は、各加振機軸間の干渉を把握するために行った静的加振と周波数特性を把握するために行ったランダム波加振を選定した。なお、この実験条件のほかにも、地震波加振、正弦波加振、矩形波加振、正弦波掃引加振も行ったが、実験結果については紙面の都合で省略する。

表-3 実験項目

条件	内容
静的加振 (X,Y,Z,Roll,Pitch,Yaw)	変位 $\pm 50, \pm 100, \pm 150, \pm 200$ [mm] 角度 $\pm 0.5, \pm 1.0, \pm 1.5, \pm 2.0$ [deg]
ランダム波加振 (X,Y,Z,Roll,Pitch,Yaw)	変位 1, 3 [mm], DC ~ 50 [Hz] 角度 0.02, 0.12 [deg], DC ~ 40 [Hz]

3. 加振機の静的特性

(1) クロストークの原理

本振動台は、振動台と加振機の間継手を設けている。この継手方式には、リンク方式、スイング式、静圧式がある。実験に使用した振動台はX軸、Z軸にスイング式、Y軸にリンク式の継手方式を取っている。たとえばリンク継手方式は、多方向加振機にも適用でき、加振機に横荷重が掛からない利点がある。欠点として、各加振機軸リンク間の幾何学的干渉(これをクロストークと表現する)を生じ、これを許容値以下にしなければならないことがある。図-3はクロストークの原理の説明図である。この図のように加振機間で生じる干渉を把握するため、静的加振を行った。

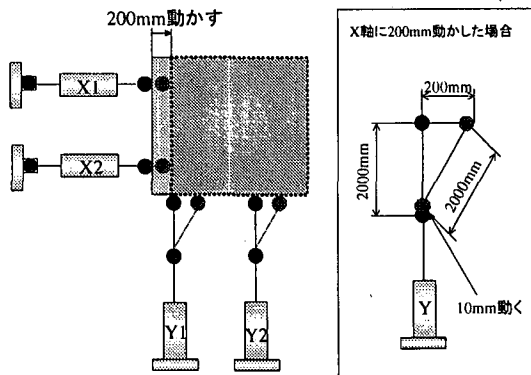


図-3 クロストークの原理図

(2) 実験結果

上述の目的のもと、おこなった静的加振の結果を示す。図-4はX軸に加振機の目標変位を200[mm]までとした場合の各入力レベルでの加振機の各レベルの応答変位を表したものである。図より、加振機の目標変位に応じて応答変位の関係は直線となり、加振機特性の線形性が確認できる。

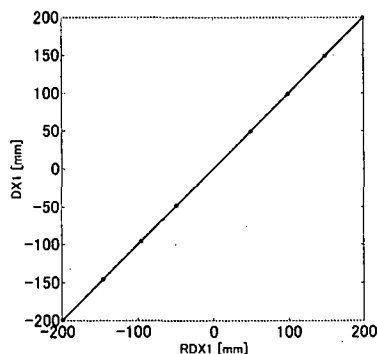


図-4 加振機の静特性

次に、目標をX軸に150[mm]変位させたときの静的加振時の各軸における加振機応答変位の値と応答/目標の割合を表-4に示した。さらに、目標をX軸に200[mm]変位させたときの同様の値を表-5に示す。表-5の結果よりX軸加振時のY軸、Z軸の加振機応答変位はそれぞれ約10[mm]、6.5[mm]となり、その値そのものは小さいが、クロストークの影響が出ていることがわかる。また表-4と表-5より、応答/目標の割合は目標変位が大きくなれば、その割合も大きくなる結果となった。今回は紙面の都合割愛するが、X軸以外の軸についても図-4、表-4、表-5の結果と同様の傾向がある。

以上のことから、本実験システムでは各加振機間の干渉を補正する方向に動作していることが確認された。

表-4 静的試験の結果(その1)

目標	加振機		加振機		応答/目標の割合
	設定変位 [mm]		応答変位 [mm]		
X 軸 150 [mm]	RDX ₁	149	DX ₁	149	1.0000
	RDX ₂	149	DX ₂	149	1.0000
	RDY ₁	-	DY ₁	5.74	0.0385
	RDY ₂	-	DY ₂	5.61	0.0376
	RDZ ₁	-	DZ ₁	3.53	0.0236
	RDZ ₂	-	DZ ₂	3.71	0.0248
	RDZ ₃	-	DZ ₃	3.73	0.0250
	RDZ ₄	-	DZ ₄	3.62	0.0242

表-5 静的試験の結果(その2)

目標	加振機		加振機		応答/目標の割合
	設定変位 [mm]		応答変位 [mm]		
X 軸 200 [mm]	RDX ₁	199	DX ₁	199	1.0000
	RDX ₂	199	DX ₂	199	1.0000
	RDY ₁	-	DY ₁	10.2	0.0512
	RDY ₂	-	DY ₂	10.0	0.0502
	RDZ ₁	-	DZ ₁	6.36	0.0319
	RDZ ₂	-	DZ ₂	6.59	0.0331
	RDZ ₃	-	DZ ₃	6.62	0.0332
	RDZ ₄	-	DZ ₄	6.48	0.0325

4. 周波数応答の推定

周波数応答を推定する多種多様な方法が開発されているが、本論文ではWelchによって開発されたノンパラメトリック法(以下、FFT法と呼ぶ)を利用する⁹⁾。データ解析は、MATLAB Signal Processing Toolbox¹⁰⁾によりプログラムを作成した。ここでは、ランダム波加振のもと、得られたデータより周波数応答の推定を行う。データより6つの入力信号(テーブル目標変位)と6つの出力信号(テーブル応答変位)の間に36個の伝達特性が得られる。各座標軸方向の入力と出力をそれぞれ r_i 、 d_i と定義する。

$$r_i = [RX \ RY \ RZ \ RXR \ RYR \ RZR] \quad (3)$$

$$d_i = [DTX \ DTY \ DTZ \ DTXR \ DTYR \ DTZR] \quad (4)$$

$$\begin{pmatrix} DTX \\ DTY \\ DTZ \\ DTXR \\ DTYR \\ DTZR \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{G}_{xx} & \hat{G}_{xy} & \hat{G}_{xz} & \hat{G}_{x\theta_x} & \hat{G}_{x\theta_y} & \hat{G}_{x\theta_z} \\ \hat{G}_{yx} & \hat{G}_{yy} & \hat{G}_{yz} & \hat{G}_{y\theta_x} & \hat{G}_{y\theta_y} & \hat{G}_{y\theta_z} \\ \hat{G}_{zx} & \hat{G}_{zy} & \hat{G}_{zz} & \hat{G}_{z\theta_x} & \hat{G}_{z\theta_y} & \hat{G}_{z\theta_z} \\ \hat{G}_{\theta_x x} & \hat{G}_{\theta_x y} & \hat{G}_{\theta_x z} & \hat{G}_{\theta_x \theta_x} & \hat{G}_{\theta_x \theta_y} & \hat{G}_{\theta_x \theta_z} \\ \hat{G}_{\theta_y x} & \hat{G}_{\theta_y y} & \hat{G}_{\theta_y z} & \hat{G}_{\theta_y \theta_x} & \hat{G}_{\theta_y \theta_y} & \hat{G}_{\theta_y \theta_z} \\ \hat{G}_{\theta_z x} & \hat{G}_{\theta_z y} & \hat{G}_{\theta_z z} & \hat{G}_{\theta_z \theta_x} & \hat{G}_{\theta_z \theta_y} & \hat{G}_{\theta_z \theta_z} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} RX \\ RY \\ RZ \\ RXR \\ RYR \\ RZR \end{pmatrix} \quad (5)$$

今回データ解析には、X軸のみ変位振幅1[mm]のランダム波(DC~50[Hz])入力で加振したデータを用いた。データ解析に用いた、時刻歴応答を図-5に示す。

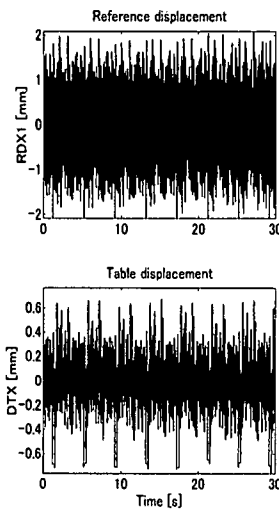


図-5 データ解析に用いた時刻歴応答

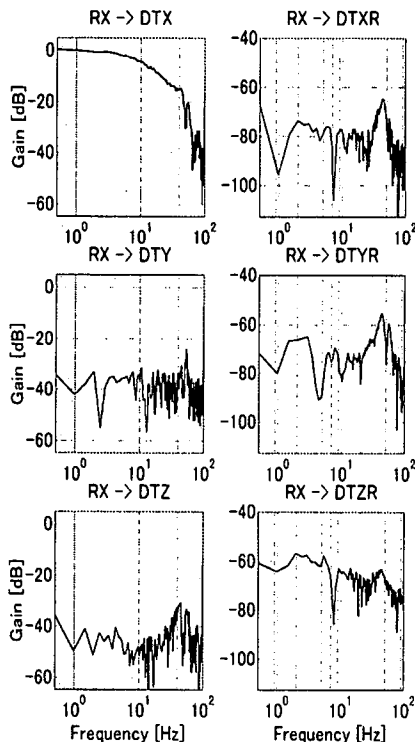


図-6 X軸加振時における各軸の周波数応答

図中、上段がX軸加振時のテーブル目標変位、下段が同じくテーブル応答変位の時刻歴応答である。

次に、解析データより周波数応答を推定した結果を示す。周波数応答の推定には前述のFFT法を用いた。ここでFFT法の平滑条件は、ウィンドウタイプとしてHanningウィンドウを使用し、ウィンドウの幅を2048点、オーバーラップ量を1024点とした。このとき、システムの周波数応答関数は

$$\hat{G}(f) = \frac{\hat{S}_{yx}(f)}{\hat{S}_x(f)} \quad (6)$$

より推定できる。ただし $\hat{S}_{yx}(f)$ は入力信号 $x(t)$ と出力信号 $y(t)$ の相互スペクトル密度の推定値、 $\hat{S}_x(f)$ は $x(t)$ のパワースペクトル密度関数の推定値である。

X軸加振時の各軸の伝達特性(ゲイン線図)を図-6に示す。図中、上段左より \hat{G}_{xx} (X軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)、 $\hat{G}_{\theta_{xx}}$ (Roll軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)、中段左より \hat{G}_{yx} (Y軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)、 $\hat{G}_{\theta_{yx}}$ (Pitch軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)、下段左より \hat{G}_{zx} (Z軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)、 $\hat{G}_{\theta_{zx}}$ (Yaw軸テーブル応答変位/X軸テーブル目標変位)である。図-6より、X軸の周波数応答は折点周波数8[Hz]の特性となることがわかる。また、それ以外の軸に対して、ゲインのdB値がX軸方向に比べて非常に小さい。このことから、テーブル6自由度の軸間干渉は少ないものと考えられる。したがって、式(5)の伝達特性は次のように

$$\begin{pmatrix} DTX \\ DTY \\ DTZ \\ DTXR \\ DTYR \\ DTZR \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{G}_{xx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \hat{G}_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \hat{G}_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \hat{G}_{\theta_{xx}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{G}_{\theta_{yy}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{G}_{\theta_{zz}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} RX \\ RY \\ RZ \\ RXR \\ RYR \\ RZR \end{pmatrix} \quad (7)$$

対角成分のみの伝達特性に簡略化できる。そこで次章では、振動台システムをSISO(Single Input-Single Output)として扱い、例として \hat{G}_{xx} 要素のモデル化を行う。

上の手法は、ノンパラメトリック同定法と呼ばれるモデルに基づかない同定手法である。そこで、本論文の目的である三次元振動台のモデル化には、このままでは使うことはできない。次の章では、振動台システムの基礎方程式から伝達関数を導き、その伝達関数をもとに振動台のモデル化を行う。

5. 振動台のモデル化

(1) 基礎方程式

本節では、SISOシステムの振動台を扱う。振動台は加振機として電気-油圧式サーボを採用している。この加振機を含めた振動台全体の構成は図-7のようになる。

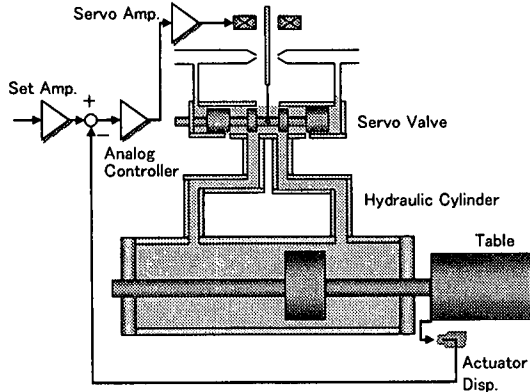


図-7 振動台の構成要素

入力信号は電圧信号として与えられ、振動台の変位を検出器によって電圧信号に変換されたものと比較される。そして制御偏差は、サーボ増幅器により電流が増幅され、この信号がサーボ弁へ送られる。この入力電流により振動台は制御偏差が小さくなるよう駆動される。ここでは、変位信号のみをフィードバックしている。図-7の振動台システムの基礎方程式は、サーボ弁および油圧シリンダの摩擦特性などの非線形性を無視すると、次のように表される。

a) 各検出器の特性

$$e_y = K_y y \quad (8)$$

b) サーボ増幅器の特性

$$i = K_{amp} (r - e_y) \quad (9)$$

c) サーボ弁の圧力流量特性

$$q_m = k_i i - k_p p_m \quad (10)$$

d) シリンダに流入する油の連続の式

$$q_m = A_p \dot{y} - c \dot{p}_m \quad (11)$$

e) テーブルの運動方程式

$$m\ddot{y} + b\dot{y} = A_p p_m \quad (12)$$

以上の基礎式をラプラス変換し、目標入力からテーブル変位までの伝達関数をまとめると

$$G(s) = \frac{1}{(\tau_i s + 1) \cdot (T^2 s^2 + 2\zeta_i T s + 1)} \quad (13)$$

となる。ただし、次の関係が成り立つ。

$$\tau_i T^2 = \frac{mc}{K_{amp} k_i A_a K_y}, \quad 2\zeta_i \tau_i T + T^2 = \frac{bc + mk_p}{K_{amp} k_i A_a K_y}$$

$$\tau_i + 2\zeta_i T = \frac{bk_p + A_a^2}{K_{amp} k_i A_a K_y}$$

したがって、振動台システムは3次遅れ系で記述できる。

(2) 伝達関数によるモデル化

前章で求めた周波数応答はノンパラメトリック同定法であるため、モデルの構築ができなかった。ここでは、推定された周波数応答の結果をもとに、その特性に合うように伝達関数のパラメータ $\omega_i = 2\pi f_i$ ($i=0,1,2$) と ζ_i ($i=1,2$) を調整し、振動台のモデルを導出する。前節で記述したように、振動台システムの特性は3次遅れ系に近くなる。そこで、次式のような3次遅れの伝達関数を同定モデルとして定義する。

$$G_1(s) = \frac{\omega_0}{s + \omega_0} \cdot \frac{\omega_1^2}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} \quad (14)$$

ここで、調整パラメータは表-6の値を用いた。

表-6 3次遅れ伝達関数のパラメータ

	$i=0$	$i=1$
f_i [Hz]	8	25
ζ_i [-]	-	0.8

この調整された伝達関数とFFT法を用いて推定した周波数応答を比較する。図-8はテーブル目標変位からテーブル応答変位までの伝達特性のボード線図である。上段がゲイン、下段が位相線図である。図中、点線がFFT法により推定された周波数応答、実線が式(14)の伝達関数である。振動台の目標はランダム波の成分が50[Hz]までであるため、それより高い周波数では、同定の精度が落ちる。図-8よりゲイン、位相線図とも20[Hz]程度まではほぼ一致していることがわかる。ただし、40[Hz]付近におけるゲインの盛り上がりがあるため、この伝達関数の次数では一致することは難しい。ちなみに、このゲインの盛り上がりは油圧加振機特有の油の圧縮性における共振であり、油柱共振と呼ばれている。油圧加振機が大きくなると、油柱共振の周波数が低くなるため、振動台使用帯域(一般に、構造物の耐震実験の場合は0.1~20[Hz]程度)に油柱共振が現れる場合は加振の際に注意が必要となる。

以上のことから、油柱共振までモデルに含める場合には3次遅れ以上の次数が必要になる。そこで、振動台の特性である3次遅れ系に、さらに油柱共振の特性として2次遅れ系を付加した次式の5次遅れ系の伝達関数を考える。

$$G_2(s) = \frac{\omega_0}{s + \omega_0} \cdot \frac{\omega_1^2}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} \cdot \frac{\omega_2^2}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \quad (15)$$

ここで、調整パラメータは表-7の値を用いた。

表-7 5次遅れ伝達関数のパラメータ

	$i=0$	$i=1$	$i=2$
f_i [Hz]	10	36	42
ζ_i [-]	-	1.6	0.2

3次遅れ系の場合と同様に、推定した周波数応答と比較する。図-9は5次遅れ系で伝達関数を定義した時の伝達特性のボード線図である。上段がゲイン、下段が位相線図である。図中、点線がFFT法により推定された周波数応答、実線が式(15)の伝達関数である。図-9のゲイン線図より、油柱共振付近におけるゲインの盛り上がりも表現できている。したがって、振動台固有の現象である油柱共振までモデルに含める場合は、伝達関数として5次遅れ系で記述できる。

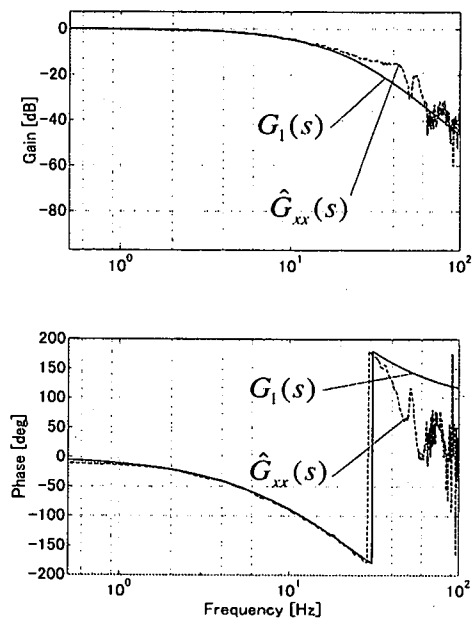


図-8 3次遅れ近似時のボード線図

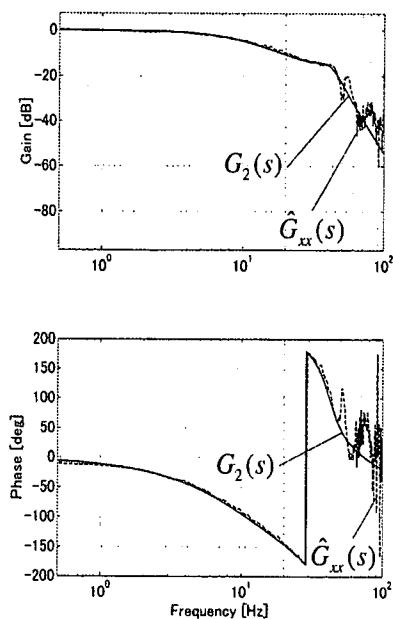


図-9 5次遅れ近似時のボード線図

6. 結言

本研究では、中型三次元振動台の加振手法開発のために、第一段階の作業として振動台の特性を同定実験により把握し、以下の結論を得た。

- (1) 振動台の加振手法の開発を目的に、中型三次元振動台の同定実験を行い、データを取得した。データは、振動台を利用する際に使用される。
- (2) 静的加振のデータより、加振機間にクロストークが生じていることを確認した。このことから、本実験システムでは加振機間の干渉を補正する機能が働いていることがわかる。
- (3) 動的加振のデータより、周波数応答の推定を行った。さらに、この特性に近い数学モデルの構築を行った。その結果、3次遅れ系で表現できた。油柱共振までを考慮に入れると、5次遅れ系で表現する必要がある。

今回得られた伝達関数をもとに、物理パラメータを用いた伝達関数表現と実測伝達関数の対応から直接実測不可能なパラメータの決定を行い、数学モデルを完成させていく予定である。さらに、これをもとにして、試験体の影響を低減できる制御手法の開発を進めていく。それらについては今後報告する予定である。

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。本実験およびデータ解析においてご協力頂いた、いわき明星大学 坂上 圭一郎君にお礼申し上げる。

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) 沢田, 大橋ほか, 三菱重工技報, 8-4, (1971), 557.
- (3) 山口, 白木ほか, 三菱重工技報, 11-3, (1974), 384.
- (4) 白木, 梶村ほか, 三菱重工技報, 20-6, (1983), 698.
- (5) 小川, 箕輪, 大谷, 片山, 第10回地震工学シンポジウム論文集, (1998), 2231.
- (6) 川野, 上田, 町田ほか, 日本建築学会学術講演概要集, (1989), 403.
- (7) 板尾, 芳賀, 石橋ほか, 日本建築学会学術講演概要集, (1989), 405.
- (8) P. D. Welch, IEEE Trans. Audio Electroacoust., AU-15, (1967), 70.
- (9) The MathWorks, Inc., Signal Processing Toolbox User's Guide, (1997).
- (10) E. Sato, N. Ogawa, T. Mura, N. Shimizu, ASME PVP, 428-1, Seismic Engineering, (2001), 265.
- (11) 佐藤, 小川, 篠原, 村, 清水, 第2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, (2001), 41.