供試体反力の実時間補償による振動台制御性能の向上*

(第 1 報, 補償器設計の指針とシミュレーションによる検証)

堂 蘭 美 礼^{*1}, 堀 内 敏 彦^{*1}, 今 野 隆 雄^{*2}

Improvement of Shaking-Table Control by Real-Time Compensation of Reaction Force Caused by a Specimen

(1st Report, Scheme for Controller Design and Verification by Simulation)

Yoshihiro DOZONO^{*3}, Toshihiko HORIUCHI and Takao KONNO

^{*3} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi, Ltd.,
502 Kandatsu, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

An improved shaking-table control method that can compensate the reaction force caused by a non-linear specimen in real-time has been developed. This method measures the reaction force and generates a drive force to cancel it. The compensation signal to generate the drive force is calculated by a reaction-force compensator, which consists of the inverse transfer function of the shaking-table actuating system, a filter to reduce the noise in the measured reaction-force signal, and a proportional element to stabilize the shaking-table characteristics. The motion of a shaking table loading a non-linear specimen was simulated. This simulation shows that the compensator effectively cancels the reaction force and that increasing the SN ratio of the measured reaction force increases this effect. Moreover, two means to measure the reaction force are presented. The first means are the loadcells between the table and the specimen. The second means are the loadcells between pistons and the table.

Key Words: Hydraulic Actuator, Vibration Control, Seismic Motion, Shaking Table, Non-Linear Reaction Force, Real-Time Compensation

1. 緒言

振動台は耐震試験装置のひとつである。振動台を用いた耐震試験では、図 1 に示すように振動台のテーブル上に加振対象の構造物（供試体）を設置し、油圧加振機でテーブルを加振して地震加速度を再現し、このときの供試体の振動応答を観察する。

供試体を搭載したテーブルは加振機に加振力と供試体の振動によって発生する反力を受ける。この供試体反力は振動台制御系に対する外乱であり、振動台の波形再現性を低下させる。この問題に対し、例えば、逆伝達関数補償法⁽¹⁾が利用されている。この補償方法は振動台や供試体の特性の線形性を前提としており、非線形性が小さい供試体には有効である。

ところが、近年の大規模地震では想定されていた範囲を超える破壊現象が発生しており、この破壊現象を再現（破壊試験）してそのメカニズムを解明する必

Fig. 1 Shaking Table

要性が生じてきた⁽²⁾。破壊試験ということは供試体特性が強い非線形性を示すことになり、逆伝達関数補償法では補償しきれなくなる。このようなニーズに対し、筆者らは、比較的高い周波数範囲で効果を発揮する適応フィルタ法⁽³⁾、ならびに、比較的低い周波数範囲で効果を発揮する実時間反力補償法⁽⁴⁾を提案した。

本報告では、実時間反力補償の補償器設計の指針を示し、最大搭載質量 50 ton の振動台を想定したシミュレーションにより本手法の有効性を示す。さらに、

* 原稿受付 2002 年 3 月 22 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (〒300-0013 土浦市神立町 502)。

^{*2} (株)日立製作所電力・電機グループ社会システム事業部 (〒300-0013 土浦市神立町 603)。

E-mail: dozono@merl.hitachi.co.jp

実時間反力補償のための2種類の供試体反力計測方法を提案する。

2. 記号

A	: 加振機の伝達関数
A_a	: ピストンの受圧面積
B, B_1	: フィードバックゲインベクトル
B_2	: フィードバックゲイン
$BP[z]$	: 信号 z を入力されたバンドパスフィルタ $s(s + \omega_{bp})^{-1}(T_{bp}s + 1)^{-1}$ の出力
C	: 供試体の伝達関数
L	: 逆伝達関数補償の補正を表す伝達関数
$L[z]$	: 変数 z のラプラス変換
$LP[z]$	: 信号 z を入力されたローパスフィルタ $(T_{lp}s + 1)^{-1}$ の出力
P	: サーボ弁システムの伝達関数
Q_a	: 加振機から流出する作動油の流量
Q_s	: 加振機へ流入する作動油の流量
R	: 反力補償器の伝達関数
T	: テーブルの伝達関数
T_{bp}	: バンドパスフィルタの通過帯域上限角周波数 の逆数
T_{lp}	: ローパスフィルタの時定数
a_a	: 加振機ピストンの加速度
a_t	: テーブルの加速度
c_{af}	: ピストンの粘性抵抗係数
c_{al}	: 加振機内部漏れ流量係数
c_b	: 1自由度系供試体の粘性抵抗係数
c_j	: 静圧継手と荷重計の粘性抵抗係数
d_a	: 加振機ピストンの変位
d_c	: 変位指令
d_t	: テーブルの変位
f_d	: 加振力
f_{dp}	: 変位制御系のループゲイン
f_l	: 荷重計の計測値
f_{pd}	: 加振機差圧のフィードバックゲイン
f_r	: 供試体反力
f_{ta}	: テーブル加速度のフィードバックゲイン
f_{tv}	: テーブル速度のフィードバックゲイン
g_s	: サーボ弁システムモデルのゲイン
k_a	: 作動油の剛性を表す定数
k_b	: 1自由度系供試体の等価剛性
k_j	: 静圧継手と荷重計のばね定数
m_a	: ピストンならびにこれと剛結合された部材の 質量
m_b	: 供試体の質量

m_t : テーブルならびにこれと剛結合された部材
(供試体を除く)の質量

p_{ad}	: 加振機差圧
s	: ラプラス演算子
u	: 指令信号
v_a	: ピストンの速度
v_t	: テーブルの速度
x	: 目標信号
y	: 出力信号
z_d	: 加振信号
z_r	: 反力補償器の出力 (補償信号)
z_s	: サーボ弁指令
ω_b	: 1自由度系供試体の固有角周波数
ω_{bp}	: バンドパスフィルタの通過帯域下限角周波数
ω_s	: サーボ弁システムモデルの固有角周波数
ζ_b	: 1自由度系供試体の減衰比
ζ_s	: サーボ弁システムモデルの減衰比

3. 実時間反力補償の原理

3.1 従来の振動台制御系 振動台は、供試体を搭載するためのテーブル、テーブルを加振するための加振機、加振機への加振信号を生成するための制御装置等から構成される。

1つの加振方向に関して従来の振動台制御系の制御ブロックを模式的に表すと図2のようになる。フィードバック制御装置は指令信号 u に対して、加振機差圧 (ピストンで仕切られたシリンダ内の2つの油室間の作動油圧力の差)、加振機変位、テーブル速度、そして、テーブル加速度 a_t をフィードバックし、振動台への加振信号 z_d を生成する。この z_d に応じて加振機 A は加振力 f_d を発生し、テーブル T を加振して、テーブルを加速度 a_t で振動させる。その結果、供試体 C も振動し、供試体反力 f_r がテーブルに加わる。図2において、 u に対する出力信号 y の伝達特性 G_{uy} は式(1)で与えられる。

$$G_{uy} = \frac{TAP}{1 + B_1AP + B_2TAP + CT} \equiv \frac{TAP}{1 + BTAP + CT} \cdots \cdots (1)$$

フィードバック制御装置のみで指令信号 u と出力信号 y を一致させる (すなわち、高い波形再現性を得る) ためには、使用周波数範囲内で $G_{uy} = 1$ とすれば良い。供試体 C の特性に関わらず高い波形再現性を得るには、加振機 A 、サーボ弁システム P 、あるいは、フィードバックゲイン B のゲインを大きくして、式(1)中の CT 項を相対的に小さくすれば良い。ところが、一般に AP は2次以上の遅れ系で近似できるので、これらのゲインを過度に上げると制御系が不安定となる。

Fig. 2 Block diagram of conventional shaking-table controller

Fig. 3 Block diagram of developed shaking-table controller

したがって、 CT 項の影響が大きい、すなわち、振動台の定格加振力に対して供試体反力が大きい場合には、フィードバック制御装置の補償効果は小さくなり、使用周波数範囲内においても $G_{uy} \neq 1$ となる。

このような問題に対し、これまで行われているのは逆伝達関数補償⁽¹⁾である。逆伝達関数補償では、一般に、供試体を搭載した振動台伝達特性 G_{uy} を試加振によって同定し、振動台の加振周波数範囲内では G_{uy} の逆特性となる $\hat{G}_{uy}^{-1}$ で目標信号 x をオフラインで補正して指令信号 u を生成する。この補正を伝達関数 L で表現すると、 x に対する出力信号 y の伝達特性 G_{xy} は式(2)となる。

$$G_{xy} = L G_{uy} = \hat{G}_{uy}^{-1} G_{uy} = G_0 \quad \dots \dots \dots (2)$$

ただし、振動台の加振周波数範囲内では $G_0 = 1$ 。

ゆえに、 x と y は一致し、高い波形再現性が得られる。ここで、逆伝達関数補償は加振前に予め u の生成を行うものであり、加振中に信号処理をするものではない。そのため、周波数成分毎の振幅・位相の補償など各種の補償が可能である。

この逆伝達関数補償は G_{uy} が不変であること、すなわち、供試体特性の線形性を前提として、目標信号を補正した指令信号を加振前に生成する手法である。そ

のため、破壊試験のように供試体特性が非線形となつて、 G_{uy} が変動する場合には補償効果が小さい。また、土槽⁽⁵⁾などの試加振が困難な供試体に対しては適用が難しい。そこで、本研究で提案するような供試体反力を実時間で補償する振動台制御手法が必要となる。

3.2 反力補償器による補償 実時間反力補償の目的は供試体反力 f_r の相殺である。そこで、 f_r を計測し、これを相殺するための加振力を発生させる。実時間反力補償を施した振動台制御系の制御ブロックを模式的に表すと図3のようになる。この制御系は従来の振動台制御系(図2参照)に反力補償器 R を付加したものである。図3において、 u に対する出力信号 y の伝達特性 G_{uyR} は式(3)で与えられる。

$$G_{uy} = \frac{TAP}{1 + BTAP + CT - RCTAP} \quad \dots \dots \dots (3)$$

いま、反力補償器の特性を $R = (AP)^{-1}$ とおくと、 u に対する出力信号 y の伝達特性 G_{uyR} は式(4)のようになる。

$$G_{uyR} = \frac{TAP}{1 + BTAP + CT - (AP)^{-1} CTAP} = \frac{TAP}{1 + BTAP} \quad \dots \dots (4)$$

すなわち、反力補償器 R によって供試体反力を相殺するための加振力が生成され、振動台の伝達特性は

Fig. 4 Measuring method of reaction force:
loadcells between table and specimen

供試体の影響を受けなくなる。以上が実時間反力補償の原理である。

ここで、先述の通り、一般に AP は 2 次以上の遅れ系で近似できる。すなわち、 $(AP)^{-1}$ は高周波数域では微分器と同等の特性となり、計測した供試体反力 f_r に含まれる観測雑音の影響で振動台制御系が発散する可能性がある。また、計算機のサンプリング周波数に対して $(AP)^{-1}$ の極や零点の周波数が高いと計算が発散する可能性がある。そこで、必要に応じて $(AP)^{-1}$ を低次元化したり、proper とするためのフィルタ F を付加したりしたものを反力補償器 R とする。

このとき、フィルタ F を付加することによって反力補償器 R の位相遅れが大きくなると、供試体反力 f_r を相殺できないだけでなく、振動台制御系が不安定になる可能性もある。そこで、実時間反力補償の補償対象周波数範囲における位相遅れが極力小さくなる特性のフィルタを付加する必要がある。

3.3 供試体反力の計測方法 反力補償器 R に入力される供試体反力 f_r の計測方法として本報告では 2 種類の方法を提案する。

第 1 の方法は供試体とテーブルの間に荷重計を設置する方法である (図 4 参照)。この方法は既存の振動台に容易に適用することができ、直接供試体反力 f_r を計測できるという長所を持つ。一方、荷重計と供試体の間の治具ならびに荷重計とテーブルの間の治具の重量分だけ搭載可能な供試体重量が低減するという短所を持つ。

第 2 の方法はテーブルと加振機の間に荷重計を設置する方法である (図 5 参照)。この方法では、荷重計の計測値が f_i のとき、供試体反力 f_r は式 (5) で算出される。

$$f_r = m_i a_i - f_i \quad (5)$$

Fig. 5 Measuring method of reaction force:
loadcells between table and actuator piston

すなわち、一般的に振動台制御に用いられるテーブル加速度 a_i を利用して、テーブルなど荷重計と供試体の間に存在する部材の慣性力から f_i を差し引く必要があり、 a_i に重畳している観測雑音の影響を受ける可能性がある。しかし、振動台の最大搭載重量を維持できるという長所を持つ。

4. シミュレーションによる検証

4.1 振動台モデルの設定 本報告では、静圧継手方式⁶⁾の振動台を想定する。静圧継手はテーブルと加振機を連結し、加振機ピストンの運動方向のみに加振機の加振力を伝達する。そのため、互いに直交する方向の間で、機構的に非干渉化されている。すなわち、各加振方向毎に独立して制御系を構築できる。また、供試体反力の計測方法としては荷重計をテーブルと加振機の間に設置する方法 (図 5 参照) を想定する。

静圧継手方式の振動台の 1 つの加振方向の加速度制御系制御ブロックを図 6 のようにモデル化する⁷⁾。このモデルは Integrator, Controller, Servo valve system, Specimen など構成される。以下に、詳細を述べる。

Integrator は折点周波数 0.1 Hz の 1 次ハイパスフィルタを二重にしたもので、指令信号 u の次元を加速度から変位に変換する。

Controller は一般の振動台に用いられているフィードバック制御器と本研究で提案する反力補償器 R を表し、その入出力関係は式 (6) で表される。

$$z_s = f_{ap}(d_c - LP[da]) - f_{pd} BP[p_{ad}] - f_{rv} BP[v_r] - f_{ia} BP[a_r] + z_r \quad (6)$$

ここで、ローパスフィルタ LP は観測雑音を抑制し、その伝達関数は $(T_{lp}s + 1)^{-1}$ で表される。バンドパスフィルタ BP は観測雑音の抑制と DC 成分の除去を行い、その伝達関数は $s(s + \omega_{bp})^{-1}(T_{bp}s + 1)^{-1}$ で表される。

なお、この振動台の加振周波数範囲を DC ~ 50 Hz と定め、最高 50 Hz の指令信号を取り扱う Controller

Fig. 6 Block diagram of simulation model

のサンプリング周波数を 1 kHz と定める。一般には、この Controller の前段に定係数のフィードフォワード補償器が設けられ、主に無負荷時の振動台伝達特性を改善するが、本報告では逆伝達関数補償にこの機能を負担させ、制御系を簡略化させる。また、反力補償器については第 4.2 節で述べる。

Servo valve system はサーボンプやサーボ弁などに相当する部分を 2 次遅れ系

$$\frac{L[Q_s]}{L[z_s]} = \frac{g_s}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} \text{ で近似したものであり、}$$

サーボ弁指令 z_s に応じて作動油流量 Q_s を出力する。

この Q_s を用いて、加振機の作動油の連続の式は式(7)のようになる。

$$Q_a = Q_s - c_{al} p_{ad} \quad (7)$$

この Q_a と差圧 p_{ad} の関係は式(8)で表せる。

$$k_a \frac{d p_{ad}}{dt} = Q_a - A_a v_a \quad (8)$$

静圧継手と荷重計をばね、ダンパで表現すると、加振機ピストンの運動方程式は式(9)で表せる。

$$m_a a_a + c_{af} v_a = A_a p_{ad} - c_j (v_a - v_t) - k_j (d_a - d_t) \quad (9)$$

そして、テーブルの運動方程式は式(10)で表せる。

$$m_t a_t + c_j (v_t - v_a) + k_j (d_t - d_a) = f_r \quad (10)$$

Specimen は供試体を表し、テーブル加速度 a_t に応じて供試体反力 f_r を出力する。なお、本報告では 1 自由度振動系の供試体を想定し、その伝達関数を式(11)で表す。

$$\frac{L[f_r]}{L[a_t]} = \frac{m_b(c_b s + k_b)}{m_b s^2 + c_b s + k_b} \quad (11)$$

式(6)~(11)の各パラメータは、最大搭載質量 50 ton, 最大加振加速度 30 m/s^2 , 最大加振速度 2 m/s , 最大変位 $\pm 0.6 \text{ m}$ の大型振動台を想定して、表 1 のように定

Table 1 Parameters of simulation model

A_a	6.7×10^{-2}	$[\text{m}^2]$
c_{af}	3×10^3	$[\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$
c_{al}	2×10^{-10}	$[(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}]$
c_j	5×10^5	$[\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$
f_{dp}	4×10^1	
f_{pd}	6.8×10^{-8}	
f_{ia}	0	
f_{iv}	0	
g_s	3.5×10^{-2}	
k_a	3×10^{-11}	$[(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}]$
k_j	5×10^{10}	$[\text{N}/\text{m}]$
m_a	6×10^3	$[\text{kg}]$
m_t	2×10^4	$[\text{kg}]$
T_{bp}	$(2\pi \times 200)^{-1}$	$[\text{s}]$
T_{ip}	$(2\pi \times 200)^{-1}$	$[\text{s}]$
ω_{bp}	$2\pi \times 0.1$	$[\text{rad}/\text{s}]$
ω_s	$2\pi \times 60$	$[\text{rad}/\text{s}]$
ζ_s	0.7	

めた。ただし、1つの加振方向に同特性の加振機 2 台が設置され、これらの加振機には均等な負荷がかかる」と仮定し、本報告では 1 台の加振機について検討する。

4.2 反力補償器の設計 実時間反力補償の目的は供試体反力 f_r の相殺である。反力補償器の設計の際には、厳密には、加振機とテーブルの間の荷重計や静圧継手を表すばね、ダンパを考慮しなければならない。しかし、これらを考慮すると、テーブルとピストンの変位や速度を計測、もしくは、推定する必要があり、反力補償器の構成が複雑になる。そこで、本研究では反力補償器の構成を簡素化するために、反力補償器を設計する際には静圧継手と荷重計を剛体と考える。

図 6 より、反力補償器の出力から加振機の加振力までの伝達関数 D は式(12)で表すことができる。

$$D = g_s A_a (T_{bp} s + 1) (s + \omega_{bp}) \{ (T_{bp} s + 1) (s + \omega_{bp}) \} \dots (12) \\ (s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2) (k_a s + c_{al}) + g_s f_{pd} s \}^{-1}$$

Fig. 7 Bode diagram of reaction force compensator

よって、反力補償器 R の伝達関数を D の逆伝達関数 D^{-1} とすれば、供試体反力 f_r と同じ大きさで、かつ、逆向きの加振力を発生させることが可能となる。ここで、第2.2節で述べたように、通常は D^{-1} の低次元化やフィルタ F の付加を行う。ただし、本報告で対象とする振動台の場合、 D^{-1} の零点の周波数は最高で 198 Hz であって Controller のサンプリング周波数 (1 kHz) に比べて十分に低く、 D^{-1} を低次元化させる必要はない。そこで、本報告ではフィルタ F の付加のみを行う。

D^{-1} は 2 つの極と 5 つの零点を有するので、3 次のローパスフィルタ F を付加して、反力補償器 R を proper にする。このとき、 F のカットオフ周波数を低くすると、供試体反力に含まれる観測雑音の影響を抑制できる反面、位相遅れによる振動台制御系の不安定化を引き起こすというトレードオフの関係がある。本報告では、2 種類の反力補償器を設計し、カットオフ周波数の作用を比較する。第1の反力補償器 R_1 は、その 1~10 Hz 付近のゲインに対する高周波数域のゲインの差を 30 dB 以内に抑えて、観測雑音の影響を抑制するように、 F のカットオフ周波数を 100 Hz とした。第2の反力補償器 R_2 は、1~50 Hz 付近の遅れを約 1 ms に抑えるように、 F のカットオフ周波数を 250 Hz とした。なお、 R_1 、 R_2 とも、 F による位相遅れを極力抑制し、かつ、 F のゲインの最大値が 0 dB となるよう、 F の 3 つの極のうち 1 つは実数、2 つは位相角が $3\pi/4$ 、 $5\pi/4$ である共役複素極とした。

このとき、ローパスフィルタ F に起因する位相遅れによって、特に供試体の減衰が小さい場合には振動台制御系が不安定になる可能性がある。そこで、ローパスフィルタ F と直列にゲインが 0 dB 未満の比例要素を付加し、供試体反力から加振機の加振力に至る伝達関数の位相余裕を大きくして、振動台制御系の安定

Fig. 8 Load-displacement characteristics of spring element of specimen

化を図る。具体的には、質量 1~25 ton (1 ton 刻み)、固有周波数 1~50 Hz (1 Hz 刻み)、減衰比 0.1 % の $50 \times 25 = 1250$ 種類の特性の 1 自由度系供試体を想定し、各々の供試体に対して図6の制御ブロックを s 空間 (s はラプラス演算子) の伝達関数で表現したとき、その極すべての実部を負とするための比例要素のゲインを求める。なお、想定した供試体は、振動台の加振周波数範囲内に固有値があり、最大搭載量以下の重量であり、事実上無限小の減衰比を持った供試体である。

この解析の結果、振動台制御系が安定となる比例要素のゲインの上限値は、反力補償器 R_1 に対しては 0.93、反力補償器 R_2 に対しては 0.97 と算出された。このようにして設計された反力補償器 R_1 、 R_2 の伝達関数を式(13)に示す。また、その周波数特性を図7に示す。

$$R_n = k_n D^{-1} \frac{\omega_n}{s + \omega_n} \frac{\omega_n^2}{s^2 + \sqrt{2}\omega_n s + \omega_n^2} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし、 $n = 1, 2$

$$k_1 = 0.93, \quad \omega_1 = 2\pi \times 100$$

$$k_2 = 0.97, \quad \omega_2 = 2\pi \times 250$$

4.3 補償効果の検証 振動台に搭載する供試体として質量 $m_b = 25$ ton の錘とこれを支持する柱から構成される一層フレーム構造物を想定する。この構造物は非線形ばね-質量-ダッシュポット系でモデル化できるとし、非線形ばねの荷重-変位特性は図8に示すようなバイリニア型とする。供試体特性が線形範囲の場合、その固有周波数は 5 Hz とし、減衰比は 3% とする。

図6の制御ブロックに対する目標信号 x として図9に示す加速度波形を用いる。このとき、実時間反力補償を施した場合と施さない場合それぞれについて、 x の振幅を 10 % に縮小して供試体特性が線形となる条件で試加振を行い、逆伝達関数補償によって指令信号 u を生成した。この指令信号 u を図6の制御ブロックに入力して得られた供試体の荷重-変位履歴を図10

Fig. 9 Desired signal

(a) Target

(b) Without compensation

(c) Compensated by R_1 (d) Compensated by R_2

Fig. 10 Load-displacement history

(a) Without compensation

(b) Compensated by R_1 (c) Compensated by R_2

Fig. 11 Power spectrum of output signal

に示す。なお、この荷重は非線形ばねとダッシュポットの合力である。また、目標信号 x が実現された場合に得られる荷重-変位履歴も示す。さらに、図 11 に出力信号 y のパワースペクトルを示す。

図 10 より、実時間反力補償を施した場合、施さない場合とも柱は降伏荷重に達していることが確認でき、供試体特性は非線形になっていることが分かる。

図 11 (a) より、実時間反力補償を施さない場合、出力信号 y の 5 Hz 付近の成分は目標の約 2.5 倍に達している。この理由は以下の通りである。逆伝達関数補償は、供試体の共振で吸収されるテーブルの運動エネルギーを補うために、目標信号 x の供試体共振周波数付近の周波数成分を増幅して指令信号 u を生成する。ただし、この補正は目標信号 x の振幅を縮小して供試体特性が線形範囲に収まる条件の下で行われる。したがって、大きな加速度で加振して供試体特性が非線形になると、供試体の共振周波数が変動し、逆伝達関数補償による増幅が過剰となる。その結果、本シミュ

レーションの場合、5 Hz 付近のパワースペクトルは目標の約 2.5 倍に達している。このような過大な y によって、図 10 (b) から分かるように、供試体は +2 mm から -22 mm へ一気に変位しており、 x が実現された場合の応答 (図 10 (a) 参照) と異なる応答をしている。

一方、反力補償器 R_1 を用いた場合 (図 11 (b) 参照) には 5 Hz 付近のパワースペクトルは目標の 1.5 倍に抑えられ、反力補償器 R_2 を用いた場合 (図 11 (c) 参照) には目標の 1.3 倍に抑えられている。これらの結果より、供試体特性の線形、非線形に関わらず、反力補償器によって供試体反力が相殺され、目標とほぼ一致する波形で供試体を加振できることが分かる。供試体の荷重-変位履歴 (図 10 参照) を比較すると、負方向の塑性変形量が目標の応答と一致しないものの、+10 mm 付近の履歴は非常によく一致している。

R_1 、 R_2 の結果が目標と完全には一致しないのは次の 2 つの理由による。第 1 の理由は、反力補償器を構成するローパスフィルタ F による位相遅れ、ならびに、比例要素による減衰である。第 2 の理由は、加振機とテーブルの間の荷重計や静圧継手を剛体として反力補償器を簡素化したことである。これらの理由によって、供試体反力と同振幅、逆位相の加振力を反力補償器が発生させられないため、上述のような結果となった。

ここで、 R_2 に付加された F は折点周波数が高く、振動台の加振周波数範囲での位相遅れが R_1 に比べて小さい。そのため、想定し得る範囲内のすべての特性の供試体が搭載されても振動台制御系を安定とするための比例要素の減衰は小さく、補償効果が大きくなっている。ゆえに、 R_1 に比べて R_2 の方が目標に近い結果となっている。したがって、供試体反力の SN 比を大きくすれば、より高い補償効果を得られることが分かる。

以上の結果より、実時間反力補償は非線形な特性の供試体に対しても、供試体反力を相殺し、出力信号 y を目標信号 x とほぼ一致させ得ることが確認された。さらに、供試体反力の SN 比が大きくなることができれば、ローパスフィルタ F のカットオフ周波数を高くし、比例要素の減衰を小さくして、より高い補償効果を得られることが分かった。

5. 結言

本報告では、供試体反力を相殺する加振力を発生させる実時間反力補償、ならびに、供試体反力の計測方法を提案した。そして実時間反力補償の原理を説明し、その補償器設計の指針を示した。さらに、最大搭載質量 50 ton の大型振動台を想定したシミュレシ

ョンを行った。得られた結果を以下に示す。

- (1) 供試体反力の計測方法として、テーブル上に反力計測装置を付加する方法とテーブルと加振機の間に荷重計を付加する方法を提案した。
- (2) 反力補償器は、制御装置の出力段から加振機に加振力までの逆伝達関数もしくはこれを低次元化した伝達関数のフィルタ、供試体反力に含まれる観測雑音を抑制するフィルタ、振動台制御系を安定にするための比例要素から構成される。
- (3) 供試体反力の SN 比を大きくできれば、観測雑音抑制のためのフィルタによる位相遅れを小さくできるので、より高い補償効果が得られる。
- (4) バイリニア型剛性のように非線形な特性を持つ供試体が搭載された場合でも、目標とほぼ一致する波形で供試体を加振できる。

謝辞

本研究を進めるにあたり、(株)大林組技術研究所の方々より貴重なご意見を頂いた。ここに深く謝意を表す。

参考文献

- (1) Nowak, R. F., Kusner, D. A., Larson, R. L. and Thoen, B. K., Utilizing Modern Digital Signal Processing for Improvement of Large Scale Shaking Table Performance, 12th World Conference on Earthquake Engineering, (2000), No.2035
- (2) Ogawa, N., Ohtani, K., Nakamura, I., Sato, E. and Nagasaki, T., Development of Core Technology for 3-D 1200 Tonne Large Shaking Table, 12th World Conference on Earthquake Engineering, (2000), No.2156
- (3) 堂園美礼・堀内敏彦・今野隆雄, 適応フィルタによる振動台制御性能の向上 (第1報: 補償原理と制御器設計の指針), 日本機械学会論文集, 67-664, C(2001), 3801-3807
- (4) 堂園美礼・堀内敏彦・井上雅彦・桃井康行・今野隆雄・南部洋平, 振動台の実時間反力補償, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference '99 講演論文集, Vol. B, (1999), 467-470
- (5) 毛利栄征・榊原淳一・吉村公孝・山本督男, セン断土槽地盤の作成方法と均一性, 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), 83-88
- (6) 森健次・中島功・松崎淳・浜野新, 二次元振動試験機用静圧継手の検討 (二次元振動試験機に関する研究, 第1報), 日本機械学会講演論文集, 760-14, (1976), 148-150
- (7) 松崎淳・平井洋武, 電気油圧式振動試験機に関する研究 (第1報, 積載荷重の影響とその補償方法) 日本機械学会論文集, 42-353, (1976), 135-145