

三次元振動台の紹介(その1 反力補償)

勝俣英雄 Hideo Katsumata

Tri-Axial Shaking Table (Part 1 Reaction Force Compensation)

1. はじめに

振動台実験は構造物の地震時挙動を直接的に把握できる点で慣用の静的加力実験より優れている。しかし、振動台実験において目標とする加振波形を精度よく台上で再現することは、特に試験体の弾塑性実験の場合、難しく、静的加力実験の精度に及ばない。したがって、振動台実験の精度に関して次の2つの方針が考えられる。

1) 加振波形精度の向上はある程度のところまで断念し、振動台で実現された波形を基に解析を行うことで実験結果の妥当性を確認する。

2) 加振精度の向上にできるかぎり努める。

大林組は振動台導入に当たって後者の立場からハード・ソフトの両面対策を講じることにし、「反力補償」とよぶ新しい制御技術を導入した。ここではその背景・方法・検証実験の概要について述べる。

2. 試験体反力の影響

2.1 試験体反力による波形の乱れ

振動台加振波形の乱れの一因は試験体反力 R である。ここでは簡単に一軸振動台を例にとり示す。

試験体搭載時の振動台 (Fig. 1) の運動方程式を以下に示す。

$$m_t \cdot a = P - R$$

ここで、 m_t : 振動台質量 (可動部全体)、 a : 振動台加速度、 P : 振動台を駆動するアクチュエータの加振力。

試験体反力 R による波形の乱れは次式となる。

$$\Delta a = R / m_t$$

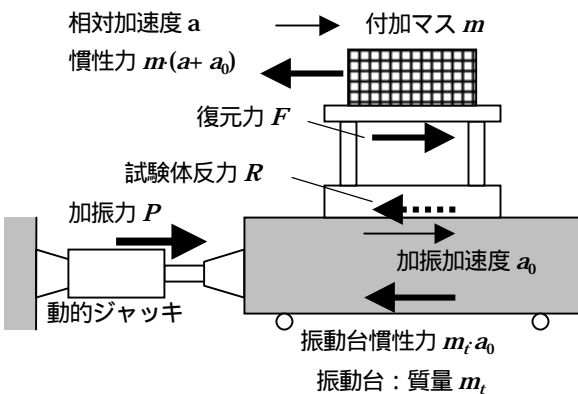


Fig.1 振動台実験
Shaking Table Test

試験体が大きく振動して反力 R が加振力 P に比べて大きいときはその影響は無視できない。一般に加速度は試験体反力の影響で減る方向にあるが、位相によっては P と R が逆符号になり、加速度を増大させることもある。

なお、一般に加振力 P は反力 R の影響を受けにくい。一般の振動台 (Fig. 2 (a)) は主として振動台変位 d が目標値となるようにフィードバック制御される (変位制御)。加速度 a を目標とするとき (加速度制御) も、内部で2階積分を行い変位指令としてから振動台を駆動する。加速度の乱れがあっても2階積分した量である変位はほとんど変化せず、加振力 P も同様である。

2.2 振動数領域における検討

視点を変えて振動数領域で検討する。振動台に Fig. 3 (a) のホワイトノイズが入力されるとする。振動台上で一般的に観測される波形のスペクトル (これは振動台の伝達関数 G を示す) は Fig. 3 (b) に示すようになる。模式的にはある帯域で一定の大きさ (ゲイン) を持ち、その両側の振動数領域で小さくなる。

振動台に試験体を搭載して加振すると、試験体は自分自身の固有振動数 f_0 で振動しようとする。すなわち、試験体反力 R は f_0 近傍で大きく、振動台への影響も大きい (Fig. 3 (c))。

一般に振動台上の加速度のスペクトル、すなわち試験体を搭載したときの (試験体 - 振動台連成系の) 伝達関数は f_0 近傍で落ち込む。試験体は一種の制震装置 (マスダンパー) として、自分自身の固有振動数 f_0 近傍で振動台のエネルギーを吸収している、と解釈してよい。

試験体が塑性化すると、一般に「等価固有振動数 f_0' 」 (試験体振動周期に対してある程度長い時間における平均的振動数) は弾性固有振動数より小さくなる。試験体 - 振動台連成系の伝達関数 (Fig. 3 (d)) のゲインが落ち込むのは f_0' 近傍であり、落ち込みの深さは弾性時より浅くなる。

試験体塑性化の影響の範囲や程度は加振途中で変動し、またその変動も 1) 試験体そのもの、2) 加振波形や加振レベル、によって異なり、補償が難しい。

3. 試験体反力の補償

試験体の反力の影響を減らすには、試験体反力の影響を把握し、それを打ち消すように加振すればよい。つまり、補償後の加振力 P として補償前の加振力 P_0 に検知した試験体反力 R を加算した値を用いる。

$$P = P_0 + R$$

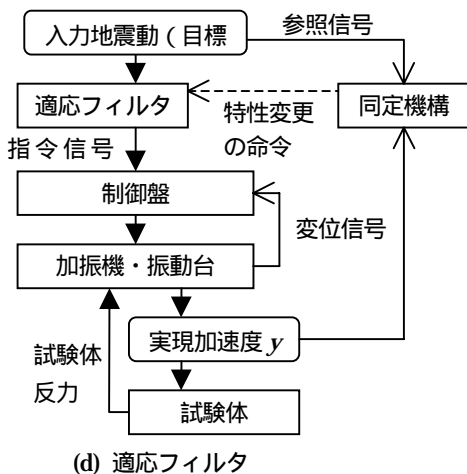
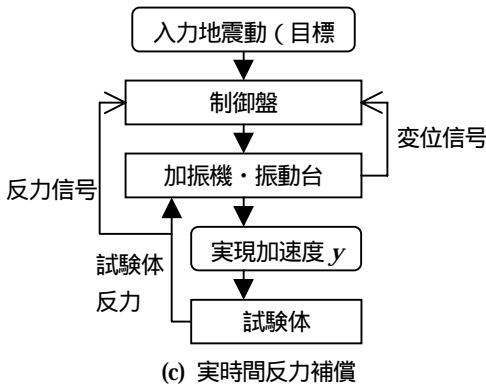
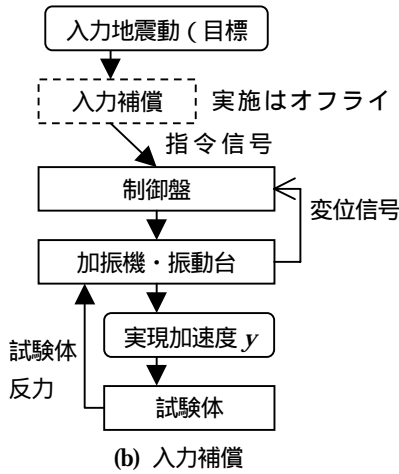
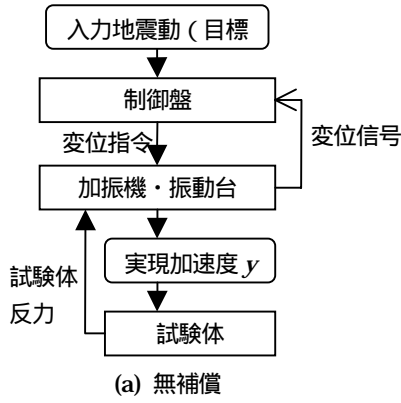


Fig.2 振動台の制御手法と補償方法
Reaction Force Compensation Techniques

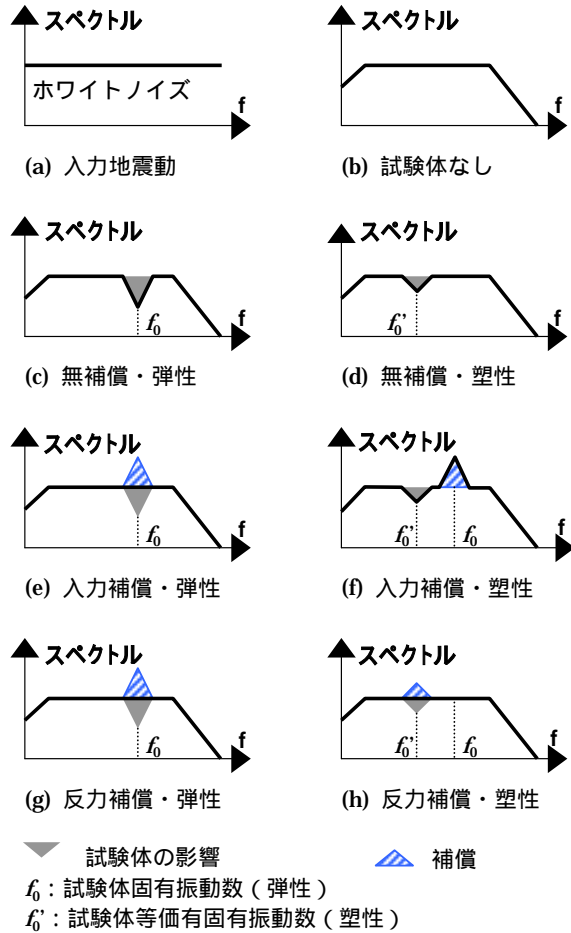


Fig.3 補償の効果

Spectrum of Compensated Shaking Wave

3.1 入力補償

まず、試験体反力 R を把握するための「試加振」を行ってオフラインでデータを検討し、次の加振の際は入力波形を修正して、結果として補償された加振力 P を得る方法が考えられる。一般には反力を直接把握のではなく、それによって影響された試験体 - 振動台連成系の伝達関数 G に着目する。すなわち、次式のように振動台への指令波形 u を作ると振動台で再現される波形 y は目標波形 x と一致する (Fig. 3 (e))。

$$Y = G \cdot U = G \cdot (G^{-1} \cdot X) = (G \cdot G^{-1}) \cdot X = X$$

ここで、 G^{-1} : 逆伝達関数, X, Y, U : それぞれ, x, y, u のフーリエ変換 (Fig.2 (b))。なお、実際の手順は上式から誤差があっても安定するように改良され、「入力補償」¹⁾として現在では広く使われている。

入力補償は加振の際に試験体の特性が変わらない範囲ならば加振レベルが変わってよい。加振レベルを大きくすると (α 倍にする: 「本加振」) 試験体反力も比例して大きくなると期待でき、本加振では試加振の波形を α 倍すればよい。

$$P = \alpha \cdot P_i + R = \alpha \cdot P_i + \alpha \cdot R_i = \alpha \cdot (P_i + R_i)$$

ここで、 P_t 、 R_t ：試加振時の加振力と試験体反力、 P 、 R ：本加振時の加振力と試験体反力。

試験体が塑性化する場合、加振中に試験体特性が不変という前提に立つ入力補償は精度を落とす。振動数領域で考えると、試験体の等価固有振動数が低くなるので、次のような悪影響がある (Fig. 3 (f))

- 1) 試験体の弾性固有振動数 f_0 近傍：入力補償で持ち上げた指令波形が直接、実現波形に反映され、目標波形より振幅が大きくなる。
- 2) 試験体の非線形振動時等価固有振動数 f_0^* 近傍：入力補償時も指令波形 = 目標波形とするので、塑性化した試験体の影響を受けて実現波形は目標波形の振幅より小さい。

3.2 実時間反力補償

試験体の反力を計測するハードウェアを組み込み、計測反力をフィードバックし、3章冒頭の式をそのまま適用する制御方法が考えられる(「実時間反力補償」, Fig. 2 (c))。この方法は適切にフィードバックの量と周波数特性を調整・設定すれば、安定かつ有効に動作することがわかっている²⁾。本振動台では駆動アクチュエータ先端にロードセルを設置して加振力を計測し、振動台可動部質量(既知)と振動台加速度(計測)の積である振動台慣性力(計算)を差し引いて試験体反力としている。

振動数領域で示せば、塑性化によって試験体反力 R の内、 f_0 近傍の成分が減り、等価固有振動数 f_0^* 近傍の成分が増える。この変化が加振力 P に反映され、目標波形と実現波形が一致する (Fig. 3 (g, h))

ただし、振動台は指令信号を受け取ってから、実際に動き出すまでわずかながら時間がかかる。フィードバック制御には一般に少し過去の現象に対応して動作するという限界があり、速い変化には追従できない。この振動台では 10Hz 以下の低振動数領域に対して実時間反力補償を適用している。

3.3 適応フィルタ

一般規模の振動台で建造物の弾塑性挙動を調べるには縮小模型を用いるが、その弾性固有周期は 30Hz になることも珍しくない。高振動数領域の反力補償はフィードフォワード型の補償(過去の傾向から将来を予測して望ましい方向へ入力を修正しておく)が必要になる。

そこで、フィルタを振動台入力部に設置し、Fig. 3 (g), (h)のように、時々刻々変動する試験体の影響を打ち消すように、フィルタの特性を加振途中で変える手法を考案した(「適応フィルタ」：種々の機器の制御に取り入れ始められている技術である)。適応フィルタは次の2つのブロックからなる (Fig. 2 (d))。詳細は文献3による。

- 1) 同定部：振動台の実現波形と目標波形 (= 参照信号) を比較して試験体の影響を把握する
- 2) フィルタ部：同定結果に合わせて特性を変える

同定に関して、誤差の混入に強く(安定性がある)、試験体の変動をすばやく検知する必要があるが、両立困難である。この振動台では安定性を重視して時間を少しかけて(約 0.1s)同定が行われる。試験体の特性が変化して振動台の実現波形が目標波形から離れる状態が続くと(波の数がある程度、必要)、フィルタが適応動作して振動台波形を目標に近づけようとする。低振動数領域の同定には時間がかかる欠点があるが、その領域では実時間反力補償が適用可能である。この振動台では 10 ~ 35Hz を適応フィルタの適用範囲としている。

4. 実証実験⁵⁾

この振動台の反力補償機構の動作を1層の鉄骨造フレーム試験体によって確認した。2つの反力補償機構は動作する振動数領域が異なるので、剛性を変えた2種の試験体を用意した (Fig. 4 (a)(b), Photo 1)

実時間反力補償：純フレーム構造

適応フィルタ：ブレースまたは間柱付き鉄骨フレーム。

なお、ブレースおよび間柱にはプレーキダンパー⁴⁾(摩擦型の制震装置の一種)を挿入し、復元力特性が安定したバイリニア型になるようにした。

なお、振動台は試験体の転倒モーメントによって回転運動も引き起こされるが、その影響を把握するため試験体高さも変えている。

これらの試験体を模擬地震動(ここではある振動数範囲内で速度応答スペクトル = 一定のものを用いた)で加振した。スペクトル一定帯域の高域側端の振動数が試験体の弾性固有振動数よりやや大きくなるように時間軸を調整した。入力地震動のスペクトルの概形は Fig. 3(b)に示すものに近くなる。徐々に振幅を増大させ、非線形性状を進行させて波形の補償程度を確認した。比較のため、在来の入力補償のみ用いて加振した実験も実施した。

加振結果の例として、加振波形の疑似速度応答スペクトルを Fig. 4 (c)と(d)に示す。入力補償では弾性固有振動数近傍でスペクトルが盛り上がるのに対して、実時間反



Photo 1 試験体 (全高が高いものを示す)
Test Specimen (Large Height Type)

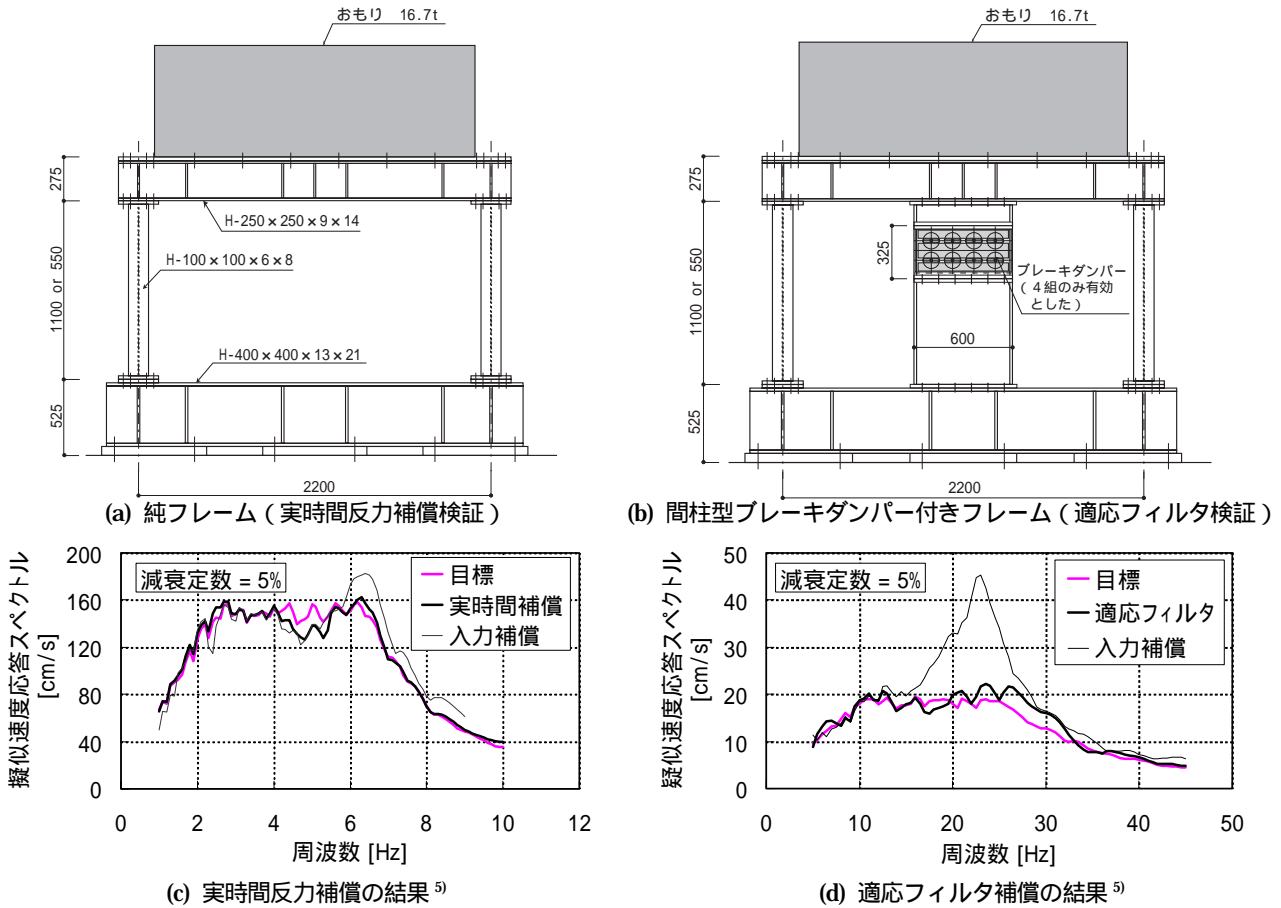


Fig. 4 実証実験の試験体と結果

Specimen and Result of Verification Test

力補償ではほぼ目標通りのスペクトルになっている。適応フィルタ（Fig. 4 (d)）では在来の入力補償に比べ、その効果が顕著に分かる。塑性化した場合の振動数領域に対して、実時間反力補償では入力補償と同程度のスペクトルの落ち込みが認められるが、適応フィルタではほぼ目標通りとなっている。

以上から、実時間反力補償および適応フィルタともに試験体の影響を軽減させる効果を持つことが分かった。

5. まとめ

振動台に試験体を搭載して加振すると試験体の振動数近傍で試験体反力の影響によって加振波形が乱れる。これを軽減させるため、この振動台には実時間反力補償（～10Hz）および適応フィルタ（10Hz～35Hz）を採用した。両者の基本原理を述べ、検証実験では試験体の影響を軽減させる効果を持つことを確認した。

謝辞

反力補償機構の一部は日立製作所殿と大林組が共同で開発した。実証実験は日立製作所殿と共同で実施した。

同社機械研究所堂園美礼氏，土浦工場小池英樹氏に感謝する。

参考文献

- 1) Nowak, R. F., etc.: Utilizing Modern Digital Signal Processing for Improvement of Large Scale Shaking Table Performance, 12WCEE, No. 2035, (2000)
- 2) 堂園・堀内他：振動台の実時間反力補償，日本機械学会，D&D '99 講演論文集，Vol. B，pp.467-470，(1999)
- 3) 堂園・堀内他：適応フィルタによる振動台制御性能の向上（第1報），日本機械学会論文集C，Vol. 67，No. 664，pp.125-131，(2001)
- 4) 日野，中村他：高力ボルト摩擦接合滑りダンパーの開発と実建物への適合，鋼構造年次論文報告集，第8巻，pp.133～140，2000.11
- 5) 堂園・堀内・勝俣他：非線形供試体反力の実時間補償による振動台制御，第2回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性に関するシンポジウム論文集，2001