

九州大学	学生員	○藤島義久
"	正員	小坪清真
"	同	鳥野清
"	同	園田敏矢

1. 結論

構造物の振動特性の一つである減衰定数の算定には、現在起振機試験と常時微動試験とが採用されているが、後者はその簡便性に利点をもちながら現在までの諸方法では、不規則応答を処理してパワースペクトル形状より解析する為データ個数のとり方によって種々異なった結果が得られる。そこで本研究は後者の方法においても振動形は比較的精度よく解析されることを利用し多自由度系の不規則応答に対して振動形解析法を用いて各次数に分離して各次数値に1自由度系の不規則応答からの減衰定数の推定理論を適用して各次の減衰定数を精度よく求めようとするものである。

2. 解析理論

多自由度系と1自由度系に分離する方法

(1)第1法 変位モードの直交性を用いる解法

構造物を p 個の質点に置換し、質点 i の質量を m_i 、 S 次の変位モードを Y_{is} とする。いま各質点 i の不規則応答 $y_i(t)$ が同時に p 値測定されているとすれば、 $y_i(t)$ は S 次の基準座標 $Q_s(t)$ と変位モード Y_{is} を用いて、

$$y_i(t) = \sum_{s=1}^S Q_s(t) \cdot Y_{is} \quad \dots (1)$$

(1)式に順次 $m_i Y_{is}$ ($i=1, \dots, p$) をかけて両辺の総和をとれば、

$$\sum_{i=1}^p m_i Y_{is} y_i(t) = \sum_{i=1}^p Q_s(t) m_i Y_{is}^2 + \sum_{i=1}^p Q_2(t) m_i Y_{i2} Y_{is} + \dots + \sum_{i=1}^p Q_r(t) m_i Y_{ir} Y_{is} \quad \dots (2)$$

ここで変位モードの直交性 $\sum_{i=1}^p m_i Y_{is} Y_{it} = 0$ ($s=1, \dots, t$) を用いると(2)式の右辺第2項以下は全て0になる。よって直ちに基準座標 $Q_s(t)$ は次式で求められる。

$$Q_s(t) = \frac{\sum_{i=1}^p m_i Y_{is} y_i(t)}{\sum_{i=1}^p m_i Y_{is}^2} \quad \dots (3)$$

同様に(1)式に順次 $m_i Y_{is}$ ($s=1, \dots, p$) をかけてやれば、 S 次の基準座標 $Q_s(t)$ は次式となる。

$$Q_s(t) = \frac{\sum_{i=1}^p m_i Y_{is} y_i(t)}{\sum_{i=1}^p m_i Y_{is}^2} \quad \dots (4)$$

(2)第2法 構造物の質点質量が判らない場合

いま、 p 個の質点で不規則応答が同時に測定されたとすると、(1)式から $y_i(t)$ と

$$Q_s(t) \text{ の関係は } \begin{pmatrix} y_1(t) \\ \vdots \\ y_p(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \dots & Y_{1S} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ Y_{p1} & Y_{p2} & \dots & Y_{pS} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_1(t) \\ \vdots \\ Q_S(t) \end{pmatrix} \quad \dots (5)$$

(5)式が解けるには $p \leq S$ であることが必要で $p=S$ の時には連立方程式、 $p < S$ の時は最小自乗法を用いて $Q_s(t)$ を求める。以上より得られた $Q_s(t)$ が振動形解析の理論により1自由度系の不規則振動であることを用いて、各次数について自己相関関数、高橋の方法等を適用すれば自由減衰振動になるので、直ちに減衰定数が求まる。

3. 数値解析の精度の検討

本方法においては、1自由度系の不規則応答値から自己相関々数などを用いて減衰定数を求めるものであるから、その後継における誤差をまず検討する。自己相関々数を求める場合問題になるのはデータ個数 N である。そこで振動特性の分

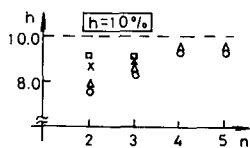
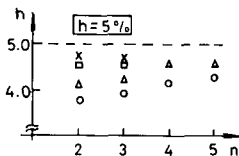
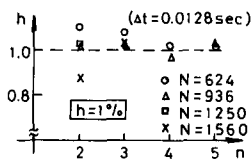


図-1

った1自由度に不規則外力を作用させて応答を計算し、その応答値より種々のデータ個数に対して自己相関関数を求め、これより減衰定数を求めた。なお、同じデータ個数から求めた減衰定数を数回平均した。図-1は固有振動数5Hz、減衰定数1%、5%、10%の1自由度に対して $\Delta t=0.0128$ 秒にとり、 N および平均回数 n を種々変えて求めた減衰定数実験値である。これより明らかなように、 N を多くとるほど、また平均回数 n を大きくとるほど真の値に近づくことがわかる。パワースペクトルの山の形状から求める方法では N の大小によって真の値より却ってはなれた値が得られ、 N の増大に対しても一定値に収束しない。

4. 模型実験

つぎに今回の解析理論を模型に適用してみた。模型は図-2に示すように5層ラーメンで、これを振動台にとりつけた。測点は振動台および各層を選び、加速度計をとりつけた。振動台の不規則加振による各層の応答加速度を記録し、これをスペクトル解析して変位モードと固有振動数を求め、前述の2方法によって減衰定数を求めた。一方、振動台の正弦波加振から共振曲線を描き、減衰定数を求めた。さらに各次共振振動数において振動台を急停止し、自由減衰振動から減衰定数を求めた。解析には記録をローパスフィルターで56Hz以上をカットし、サンプリング間隔 $\Delta t=1/500$ 秒でAD変換して、 $N=8192$ とした。また従来のパワースペクトルの山の形状から減衰定数を求めた。図-3は3層の不規則応答加速度のパワースペクトルの一例である。図-4は得られた振動変位モードである。実験結果は図-5に前記第2法による基準座標を、図-6はこの各次数に分離された基準座標に対する自己相関関数を、さらに図-7には自由減衰振動を各々、3次まで示した。以上の各解法により得られた減衰定数を表-1に示す。

5. 考察

表-1から、信頼性の高い自由減衰振動より得られる減衰定数がみれば、著者等の提案した方法で求められた減衰定数は明らかに、従来のパワースペクトルから推定される減衰定数に比較して、かなり精度よく求められていると言える。ただ、今回の解析手法の適用に当たっては、モードが各次数について十分正確であることが要求される。

参考文献 土木振動学 小坪真真(森北出版)

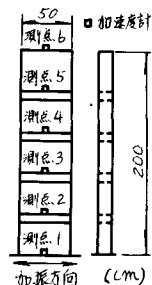


図-2

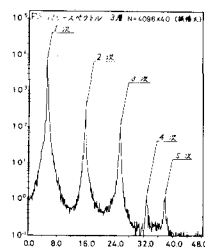


図-3

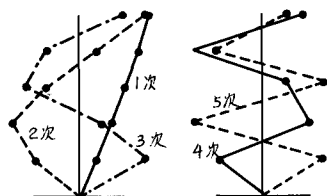


図-4

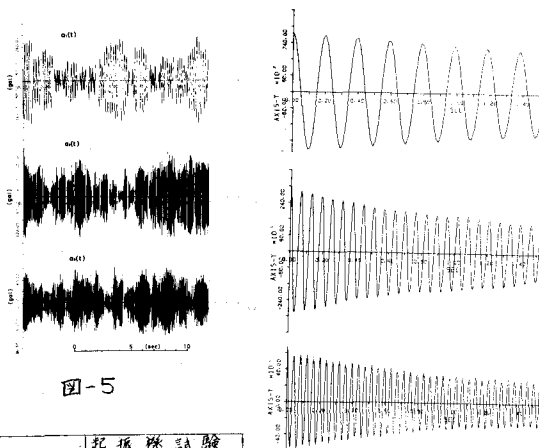


図-5

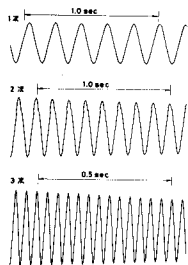


図-7

	実時微動試験				起振機試験	
	パワースペクトル		基準座標の自己相関		自由減衰振動	共振曲線
	N=4096	N=8192	第一法	第二法		
1次	1.24	1.16	0.71	0.66	0.72	0.83
2次	0.50	0.51	0.69	0.48	0.32	0.56
3次	0.66	0.40	0.43	0.35	0.21	0.19
4次	0.60	0.31	0.14	0.37	0.36	0.14
5次	0.46	0.28	—	0.12	0.32	0.08

表-1

(%)

図-6