構造物の実験による直接感度同定法とそれに基づく最適設計の研究*

山 川 宏*¹, 坪 倉 義 明*²

A Study on Direct Sensitivity Identification of Structures by Experimental Data and Optimum Designs Based on the Sensitivities

Hiroshi YAMAKAWA and Yoshiaki TUBOKURA

Recent advances in experimental modal analysis have afforded powerful tools for practical mechanical designs. The machines or those idealized models are subjected to impulsive or sinusoidal loads in the test and the obtained experimental data combined with the finite-element analysis can provide modal properties or property matrices. The optimum design methods have been of interest among practical designers since the optimizers for optimum designs were added to new versions of general computer programs for structural analysis and many programs were released. However, most of the optimum design methods were based on analytical models, for example, the finite-element models, and there are few papers by which to study an optimum design method utilizing experimental data. Thus, this report aims at presenting a new method of direct sensitivity identification of property matrices by utilizing experimental data, and a new approximate optimum design method based on the sensitivities. Fundamental examinations of the proposed methods were made through simple examples.

Key Words: Design Engineering, Sensitivity Identification, Optimum Design, Direct Identification, Transfer Function

1. 緒言

機械構造物の動的な解析方法の一つに、実機もしくはモデルに対して打撃あるいは加振実験を行い、得られるデータと有限要素法などの解析手法と統合させて解析を行う“実験モード解析”とよばれる方法があり、現在では多くの実用的な設計に用いられている。⁽¹⁾

また設計で与えられるいくつかの制約条件の下で特定の目的関数の最適値(最大値もしくは最小値)を与えるような設計変数(設計パラメータ)を決定する“最適設計”とよばれる方法が最近実用的見地からも注目を集めている。大きな汎用性のある構造解析のコンピュータプログラムからパソコンレベルの構造解析のプログラムにいたるまで最近では最適設計を可能とする最適化機能を有したものが多く市販されはじめ、実用に供しはじめている。これらの最適設計は有限要素法などの構造解析手法に基づき、理論的に感度(sensitivity)などを計算して最適化計算を行っているものが多い。しかしながら幾何学的にあるいは材料的に複雑な構造の解析や理論的に不明の点が多い減衰の評価などに対しては前述の実験データに基づく方法が有効かつ効率的と考えられる。最適設計も理論的な方法だけではなく実

験モード解析等の実験データに基づく方法が示されれば、その実用的価値はさらに増大すると考えられる。実験モード解析と最適設計を統合する方法として、最適化に特性行列や応答の感度解析を活用する立場に立てば、

- (1) 実験モード解析等を行い、特性行列等の理論的なモデルを構築して、それに基づいて理論的に特性行列等の感度解析を行い、最適設計を行う方法
 - (2) 実験モード解析等から特性行列等の感度を直接的に求め、それを活用して最適設計を行う方法
- の2通りの方法が考えられよう。⁽²⁾いずれもまだ研究数が乏しく、今後の研究が期待されるところである。

本研究では上記(2)の立場に立つ手法の開発とその妥当性、有効性の検討を目的としている。すなわち、機械構造あるいはそのモデルに打撃試験や加振試験を行い、その伝達関数や時刻歴応答結果を用いて特性行列や応答の感度計算を直接的に行う方法を提案し、それに基づく近似的な最適設計法を開発し、簡単な構造部材、構造への適用を通じてその妥当性や有効性を確認することを目的としている。特に実験データによる特性行列や応答の直接感度同定法と最適設計の方法論の提示とその精度の基礎的な検討に重点が置かれている。

* 平成3年7月11日 機械力学・計測制御講演会において講演、原稿受付 平成3年7月23日。

*¹ 正員、早稲田大学理工学部 (〒169 東京都新宿区大久保3-4-1)。

*² (株)日立製作所 (〒101 千代田区神田駿河台4-6)。

図1 実験的感度解析

2. 実験による特性行列や応答の感度の直接同定法

ここでは図1に示すような機械構造に質量や剛性を付加して打撃もしくは加振実験を行い、その実験データから特性行列の感度を直接求める方法を考える。まず質量や剛性を付加しない場合の運動方程式として線形多自由度系の運動方程式

$$[M(b)]\{\ddot{x}(b)\} + [C(b)]\{\dot{x}(b)\} + [K(b)]\{x(b)\} = \{f\} \quad (1)$$

を考える。ここに $[M(b)]$, $[C(b)]$, $[K(b)]$ はそれぞれ質量、減衰、剛性の各行列で、設計変数 b の関数となっている。設計変数はここで単に b と示しているがベクトル $\mathbf{b}$ としても以下の議論は同一である。 $\{\dot{X}(b)\}$, $\{\ddot{X}(b)\}$, $\{X(b)\}$ は加速度、速度、変位の各ベクトルで $\{f\}$ は外力のベクトルである。ここで設計変数 b に対してある微小な変更量 Δb がなされ、かつ外力 $\{f\}$ が変化しないとすれば、

$$[M(b+\Delta b)]\{\ddot{x}(b+\Delta b)\} + [C(b+\Delta b)]\{\dot{x}(b+\Delta b)\} + [K(b+\Delta b)]\{x(b+\Delta b)\} = \{f\} \quad (2)$$

となる。式(1),(2)より

$$[M(b+\Delta b)]\{\ddot{x}(b+\Delta b)\} + [C(b+\Delta b)]\{\dot{x}(b+\Delta b)\} + [K(b+\Delta b)]\{x(b+\Delta b)\} = [M(b)]\{\ddot{x}(b)\} + [C(b)]\{\dot{x}(b)\} + [K(b)]\{x(b)\} \quad (3)$$

この式(3)の両辺から

$$[M(b)]\{\ddot{x}(b+\Delta b)\} + [C(b)]\{\dot{x}(b+\Delta b)\} + [K(b)]\{x(b+\Delta b)\}$$

を引いて、 Δb で割れば、

$$\begin{aligned} & \frac{[M(b+\Delta b)] - [M(b)]}{\Delta b} \{\ddot{x}(b+\Delta b)\} + \frac{[C(b+\Delta b)] - [C(b)]}{\Delta b} \{\dot{x}(b+\Delta b)\} \\ & + \frac{[K(b+\Delta b)] - [K(b)]}{\Delta b} \{x(b+\Delta b)\} \\ & = -[M(b)] \frac{\{\ddot{x}(b+\Delta b)\} - \{\ddot{x}(b)\}}{\Delta b} - [C(b)] \frac{\{\dot{x}(b+\Delta b)\} - \{\dot{x}(b)\}}{\Delta b} \\ & - [K(b)] \frac{\{x(b+\Delta b)\} - \{x(b)\}}{\Delta b} \end{aligned} \quad (4)$$

となる。ここで

$$\frac{\partial \{\ddot{x}(b)\}}{\partial b} = \frac{\{\ddot{x}(b+\Delta b)\} - \{\ddot{x}(b)\}}{\Delta b}, \quad \frac{\partial [M(b)]}{\partial b} = \frac{[M(b+\Delta b)] - [M(b)]}{\Delta b} \quad (5a)$$

$$\frac{\partial \{\dot{x}(b)\}}{\partial b} = \frac{\{\dot{x}(b+\Delta b)\} - \{\dot{x}(b)\}}{\Delta b}, \quad \frac{\partial [C(b)]}{\partial b} = \frac{[C(b+\Delta b)] - [C(b)]}{\Delta b} \quad (5b)$$

$$\frac{\partial \{x(b)\}}{\partial b} = \frac{\{x(b+\Delta b)\} - \{x(b)\}}{\Delta b}, \quad \frac{\partial [K(b)]}{\partial b} = \frac{[K(b+\Delta b)] - [K(b)]}{\Delta b} \quad (5c)$$

と仮定すれば式(4)は

$$\begin{aligned} & \frac{\partial [M(b)]}{\partial b} \{\ddot{x}(b+\Delta b)\} + \frac{\partial [C(b)]}{\partial b} \{\dot{x}(b+\Delta b)\} + \frac{\partial [K(b)]}{\partial b} \{x(b+\Delta b)\} \\ & = -[M(b)] \frac{\partial \{\ddot{x}(b)\}}{\partial b} - [C(b)] \frac{\partial \{\dot{x}(b)\}}{\partial b} - [K(b)] \frac{\partial \{x(b)\}}{\partial b} \end{aligned} \quad (6)$$

つまり最初の運動方程式(1)を設計変数 b で偏微分した式となる。

ところで実験モード解析ではモーダルパラメータ等を求めることは多いが、質量、減衰、剛性などの特性行列を直接的に同定する方法も研究されている。⁽¹⁾式(1)の特性行列を直接同定する典型的な手法は下記のように要約される：

励振角振動数 ω の調和励振力として次のように書く。

$$\{f\} = \{F\} e^{j\omega t} \quad (7)$$

とし、これを受ける系の定常応答を

$$\{x\} = \{X\} e^{j\omega t}$$

$$(\{\dot{x}\} = j\omega \{X\} e^{j\omega t} = j\omega \{x\}, \{\ddot{x}\} = -\omega^2 \{X\} e^{j\omega t} = -\omega^2 \{x\}) \quad (8)$$

とする。ここで $\{F\}$ と $\{X\}$ はそれぞれ励振力と応答の振幅である。式(1)に式(7),(8)を代入すれば

$$([K] - \omega^2 [M] + j\omega [C]) \{x\} = \{f\} \quad (9)$$

ω_1 から ω_N 迄の周波数範囲内の N 周波数点 ω_i ($i=1 \sim N$) について、それぞれ励振力 $\{f_i\}$ を与える時の応答を $\{x_i\}$ とすれば、各周波数点について式(9)が成立するから、それらをまとめて

$$[K] \{X\} - [M] \{\omega^2\} \{X\} + [C] \{X\} \{\omega\} = \{F\} \quad (10)$$

この式(5)において

$$\{X\} = [\{x_1\}, \{x_2\}, \dots, \{x_N\}]$$

$$\{F\} = [\{f_1\}, \{f_2\}, \dots, \{f_N\}]$$

$$\{\omega\} = \begin{bmatrix} \omega_1 & 0 & & \\ & \omega_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \omega_N \end{bmatrix}, \quad [\omega^2] = \{\omega\}^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & & \\ & \omega_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \omega_N^2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

である。行列 $[K]$, $[M]$, $[C]$ が対称行列である事を考慮し式(5)を転置すると

$$\{X\}^T [K] - [\omega^2] \{X\}^T [M] + \{\omega\} \{X\}^T [C] = \{F\}^T \quad (12)$$

式(7)の内 $\{X\}$, $\{F\}$, $\{\omega\}$, $[\omega^2]$ は振動試験の結果として与えられるので、未知数は行列 $[K]$, $[M]$, $[C]$ の要素である k_{pq} , m_{pq} , c_{pq} ($p, q=1 \sim n$) である。従って式(7)を次の様に表す。

$$\begin{bmatrix} \{X\}^T & -[\omega^2] \{X\}^T & -j \{\omega\} \{X\}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [K] \\ [M] \\ [C] \end{bmatrix} = \{F\}^T \quad (13)$$

ここで式(13)の既知複素行列 $\{X\}^T$ と $\{F\}^T$ を実部と虚部に分離して

$$\begin{aligned} \{X\}^T &= \{X_R\}^T + j \{X_I\}^T \\ \{F\}^T &= \{F_R\}^T + j \{F_I\}^T \end{aligned} \quad (14)$$

式(14)を用いて式(15)を実部と虚部に分離し、両者を並べて書くと

$$\begin{bmatrix} [X_R]^T & -[\omega^2][X_R]^T & -[\omega][X_d]^T \\ [X_d]^T & -[\omega^2][X_d]^T & [\omega][X_R]^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [K] \\ [M] \\ [C] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [F_R]^T \\ [F_d]^T \end{bmatrix} \quad (15)$$

式(15)を構成する3つの行列の内、左辺の前半は2N行3n列、後半は3n行n列、右辺は2N行n列である。しかし未知行列である左辺後半の成分の対称性を考慮すれば、この行列の未知項の数は3n(n+1)/2であるから、それらを次の様に並べ変える。

$$[S] = [k_{11}, k_{21}, k_{22}, k_{31}, \dots, k_{nm}, m_{11}, \dots, m_{nm}, c_{11}, \dots, c_{nm}]^T \quad (16)$$

それに伴い、式(15)の既知行列も並び変えれば

$$[A][S] = [F] \quad (17)$$

式(15)の等号は、右辺行列の各項ごとに成立するから、この式を並び変えた式(17)の方程式の数は2Nnになる。通常は2Nn > 3n(n+1)/2であり、最小二乗法を適用して解を求める。

ここでは、上記の特性行列の直接的な同定方法を念頭に入れて改めて式(6)を眺めてみると、式(6)の右辺は、 $[M(b)]$, $[C(b)]$, $[K(b)]$ が実験データから上記の特性行列の直接同定法を用いれば求められ、一方付加的な質量や剛性を施す前後の応答、つまり $\{\dot{X}(b)\}$, $\{\dot{X}(b)\}$, $\{X(b)\}$ と $\{\dot{X}(b+\Delta b)\}$, $\{\dot{X}(b+\Delta b)\}$, $\{X(b+\Delta b)\}$ が実験で求められれば式(5)から応答の感度 $\partial\{\dot{X}(b)\}/\partial b$, $\partial\{\dot{X}(b)\}/\partial b$, $\partial\{X(b)\}/\partial b$ を求めることができる。つまり、この段階で式(6)の右辺はすべて実験データで既知となるので、ここで今一度特性行列の直接同定法を用いれば式(6)の特性行列の感度 $\partial[M(b)]/\partial b$, $\partial[C(b)]/\partial b$, $\partial[K(b)]/\partial b$ が直接求められることがわかる。以上がここで提示する特性行列の感度の直接同定法の原理である。図2にこの提示した特性行列の感度の直接同定法の手順をまとめておく

図2 感度行列の直接同定法

3. 同定された感度に基づく最適設計法

対応する解析モデルが明確で特性行列に設計変数bがどのように関与しているか、つまり特性行列がbの関数として既知であるならば2で同定された感度を使って最適化の計算を進めることができる。しかしながら特性行列がbの関数として未知な場合はその扱いは難しい。そこで本研究ではかなり大胆な手法とは考えられるが次に示すような同定された特性行列と感度行列から、特性行列の設計変数による二項展開近似の導出を求め、設計変更を行い最適化を図る方法を提案する。ここでは設計変更のための二項展開近似の手法として、以下に挙げる3つの方法を考える。

(a) 特性行列全要素に対して1つの導出を求め設計変更を行う方法 (以後方法(a)と呼ぶ)

設計変数bに対して、微小な設計変更 Δb が行なわれたとする。この時、剛性マトリクス $[K(b+\Delta b)]$ はテイラー展開して次のように表せる。

$$[K(b+\Delta b)] = [K(b)] + \frac{\partial[K(b)]}{\partial b} \Delta b + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2[K(b)]}{\partial b^2} \Delta b^2 + \dots \quad (18)$$

式(18)において、 Δb が微小である時には高次項は省略でき

$$[K(b+\Delta b)] = [K(b)] + \frac{\partial[K(b)]}{\partial b} \Delta b \quad (19)$$

ここで設計変更後の剛性マトリクスを、次式(20)の様な二項展開で近似することを考える。

$$[K'(b+\Delta b)] = \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^\alpha [K(b)] \\ = \left\{1 + \alpha \frac{\Delta b}{b} + \frac{\alpha(\alpha-1)}{2!} \left(\frac{\Delta b}{b}\right)^2 + \dots\right\} [K(b)] \quad (20)$$

式(20)で導出 α は任意の実数である。式(18)と同様に Δb が微小である時には高次項は省略でき

$$[K'(b+\Delta b)] = \left(1 + \alpha \frac{\Delta b}{b}\right) [K(b)] \quad (21)$$

と表せる。今、 α を適当に定めて式(21)の値が式(18)に等しくなるようにできれば、

$$[K(b+\Delta b)] = \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^\alpha [K(b)] \quad (22)$$

の様に、微小設計変更後の剛性マトリクスを二項展開によって近似する事が可能となる。このような α は、次式を満たす α として求められる。

$$\frac{\partial[K(b)]}{\partial b} \Delta b = \alpha \frac{\Delta b}{b} [K(b)] \quad (23)$$

これを満足する α は、設計変数bが $[K(b)]$ に対して何乗で効いて来るかを示す値となる。つまり

$$[K(b)] = b^\alpha [K'] \quad (24)$$

を満足する α を考える.式(24)を b で偏微分すると

$$\frac{\partial [K(b)]}{\partial b} = \alpha b^{\alpha-1} [K'] = \frac{\alpha}{b} [K'] [K(b)] \quad (25)$$

となり,両辺に Δb を乗ずれば式(23)と等しい式となる.式(22)二項展開による剛性マトリクスの近似が可能である事が判る.

また,質量マトリクス $[M(b)]$ についても同様に,上記の剛性マトリクスに対して行った手法を適用して

$$\frac{\partial M(b)}{\partial b} \Delta b = \beta \frac{\Delta b}{b} [M(b)] \quad (26)$$

を満たす実数を β とすると

$$[M(b+\Delta b)] = \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\beta} [M(b)] \quad (27)$$

という二項展開による近似が可能である.この α, β の値を実験結果から決定する.

- (b)特性行列各要素毎にそれぞれ冪数を求め設計変更を行う方法 (以後方法(b)と呼ぶ)

この方法は(a)で述べた手法を,マトリクス各要素毎に行う物である.つまり設計変更後の剛性マトリクス $[K(b+\Delta b)]$ の要素 $k_{ij}(b+\Delta b)$ 毎に,以下の様な二項展開近似を行う.

$$\frac{\partial k_{ij}(b)}{\partial b} \Delta b = \alpha_{ij} \frac{\Delta b}{b} k_{ij}(b) \quad (28)$$

を満たす α_{ij} に対して

$$k_{ij}(b+\Delta b) = \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\alpha_{ij}} k_{ij}(b) \quad (29)$$

質量マトリクス $[M(b+\Delta b)]$ の要素 $m_{ij}(b+\Delta b)$ に対しても同様に

$$\frac{\partial m_{ij}(b)}{\partial b} \Delta b = \beta_{ij} \frac{\Delta b}{b} m_{ij}(b) \quad (30)$$

を満たす β_{ij} に対して

$$m_{ij}(b+\Delta b) = \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\beta_{ij}} m_{ij}(b) \quad (31)$$

である.

- (c)特性行列全要素に対する冪数と各要素毎の冪数に重みを付け重ね合わせて設計変更を行う方法 (以後方法(c)と呼ぶ)

方法(a)と方法(b)の二項展開近似に,以下の様にそれぞれ重み ζ, η を付けて重ね合わせる.

$$k_{ij}(b+\Delta b) = \frac{\zeta \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\alpha_{ij}} + \eta \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\alpha}}{\zeta + \eta} k_{ij}(b) \quad (32)$$

$$m_{ij}(b+\Delta b) = \frac{\zeta \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\beta_{ij}} + \eta \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right)^{\beta}}{\zeta + \eta} m_{ij}(b) \quad (33)$$

以上の3つの方法について感度を用いた最適化手法,例

えば傾斜投影法などを用いて最適設計を行う.

4. 提示した直接感度同定法と最適設計法の例題による基本的検討

ここでは図3,4に示すような簡単なはり,トラス構造に対して有限要素法でモデル化して動的計算を行い,まず伝達関数を求めた.この伝達関数を基に提示した直接感度同定法と最適化手法を用いて感度を求め,最適設計を行った.その結果と理論的な計算結果を比較し主として精度面の検討を行う.各対象は,はりでは図3に示すような小板を付加構造として張り付けることを,トラスでは一部の部材の断面積を大きくすることを考え,特性行列や応答等の板厚や断面積に関する感度を考えている.なお,材料定数は全て表1のように与えるものとする.

4.1 直接同定結果と検討

(a)はり

[1]特性行列 図3のモデルの点①を打撃し4点の応答を測定する打撃試験を行ったとして伝達関数を作成し,直接同定法によりまず特性行列を同定した.このとき,伝達関数の精度が,特性行列の再現精度に及ぼす影響を調べるため,伝達関数の桁数を16桁から7,6,5,4,3桁に変えて同定する.図6に特性行列の同定結果の誤差を示す.

表1 材料定数

contents	values
Young's Modulus [Pa]	2.07E+11
Density [kg/m ³]	7.60E+3

図3 梁モデル

図4 トラスモデル

図6 有効数字と誤差率

図7 変更率と誤差率(付加質量②)

図8 有効数字と誤差率

[2]感度の同定 次に同じモデルに対して、付加要素を1つずつ付加し、特性行列の感度を同定する。このとき、初期変更量による影響を調べるために、伝達関数の有効桁数をまず16桁とし、初期変更量を1,5,10,20%として同定する。図7に同定結果の誤差の一例を示す。これらの結果から特性行列に10%位の誤差を許容する場合は有効桁数は3桁くらいを必要とし、他の付加位置でも図7と同様の傾向が見られたので感度同定の場合は初期変更量の大きさに誤差はほぼ比例していることがわかる。

(b)トラス構造

[1]特性行列 はりのモデルと同様に図6のモデルの点①をX軸方向に打撃し、5点のX軸方向の応答を測定する打撃試験を行ったとして伝達関数を作成し、直接同定法により特性行列を同定した。はりの場合と同じ条件で伝達関数の桁数と精度の関係を求めると図8のようになった。

[2]感度の同定 前記のモデルに対して部材断面積を1つずつ変化させ、提示した手法にしたがって感度を

表2 最適設計結果(理論値)

contents	Design Variables
element1	1.12E-04
element2	4.99E-05
element3	2.18E-04
element4	8.39E-05
element5	4.99E-05
element6	1.00E-04
element7	4.99E-05
element8	2.00E-04
element9	8.66E-05
element10	4.99E-05

図9 変更率と誤差率(付加質量8)

同定した。やはり、はりの場合と同じような条件で初期変更量との関係を求めると図9のようになった。

この場合もはりの場合と同様、同定の誤差は変更量にほぼ比例していることが確認された。

4.2 最適設計結果と検討 本研究では、はりとトラスについて最適設計を行った。しかしながら、紙面の都合上ここではトラスの場合についてのみ紹介する。前節で同定した特性行列と感度行列を用いて最適設計を行う。最適設計問題としては図4に示した10部材トラスの先端に2.00Kgの荷重を加えたモデルを考える。このとき、トラスの断面積を設計変数とし、トラスの重量が初期値を超えない条件の下で、1次の固有振動数の最大化をはかる問題を考える。理論解析として、モデルを有限要素法で近似し、傾斜投影法を用いて最適設計を行ったものを用いる。実験値に基づく最適設計手法は、特性行列、感度行列から2項展開近似による3種類の近似法を用いそれぞれ傾斜投影法により最適設計を行った。手法の有効性を検討するために、伝達関数の有効数字16桁、初期変更量1%で同定された各行列のデータを用いた場合と実際の実験に適用したときの有効性を検討するために有効数字3桁、初期変更量10%で同定された各行列のデータを用いた場合についてシミュレーションを行った。最適点への収束時の繰り返し回数を数えるためにステップ幅を一定にしている。

表3 最適設計結果(方法 (a))

significant figure	16	3
modification ratio %	1	10
iteration	157	157
element1	9.56E-05	9.58E-05
element2	4.35E-05	4.42E-05
element3	1.93E-04	1.92E-04
element4	7.11E-05	7.00E-05
element5 m^2	1.00E-04	9.98E-05
element6	8.37E-05	8.59E-05
element7	8.63E-05	8.45E-05
element8	1.55E-04	1.57E-04
element9	7.19E-05	7.15E-05
element10	1.00E-04	9.98E-05

表4 最適設計結果(方法 (b))

significant figure	16	3
modification ratio %	1	10
iteration	192	226
element1	1.05E-04	7.58E-05
element2	6.65E-05	6.18E-05
element3	1.94E-04	2.28E-04
element4	5.68E-05	6.28E-05
element5 m^2	6.65E-05	6.18E-05
element6	1.11E-04	1.05E-04
element7	7.20E-05	6.90E-05
element8	1.74E-04	1.97E-04
element9	8.71E-05	7.76E-05
element10	6.65E-05	6.18E-05

表5 最適設計結果(方法 (c))

significant figure	16	3
modification ratio %	1	10
iteration	127	338
element1	7.12E-05	8.08E-05
element2	1.00E-04	4.01E-05
element3	1.90E-04	2.76E-04
element4	4.08E-05	4.78E-05
element5 m^2	1.00E-04	4.52E-05
element6	7.51E-05	9.65E-05
element7	1.00E-04	5.57E-05
element8	1.43E-04	2.40E-04
element9	7.98E-05	7.35E-05
element10	1.00E-04	4.52E-05

これらの表の結果から有効数字が3桁程度でも提示した方法である程度の最適設計が可能であることがわかった。

5 結 言

機械構造物やそのモデルに打撃あるいは加振試験を行い、その結果を基に特性行列や応答の感度を直接同

定する手法とその結果を用いた最適設計方法を新たに提示し、簡単なはりやトラス構造などを対象にその精度等を検討した結果、次の結論を得た。

- (1)特性行列、感度行列の同定に用いる伝達関数の有効桁数が、梁及びトラス構造物では3桁程度であれば精度良く同定を行える事がわかった。
- (2)初期形状からの設計変更量が少なければ、感度行列の同定は精度良く行える事がわかった。
- (3)最適設計の設計変更に用いた2項展開近似において、冪数に対する重み付けを変えることにより、理論的に求めた値により近付ける事が出来ると考えられる。
- (4)有効数字、初期変更量、手法などの差により、最適化を行った後の形状に幾らかの相異が存在するが、実際の構造物を最適化する過程において、ある程度の目安になると思われる。

今後の課題

- (1)本研究においては、実験のシミュレーションのみを行っているが、実際の実験においては伝達関数の精度に問題があると思われるので、誤差に強い同定法の確立が必要であると思われる。
- (2)同定された特性行列、感度行列を用いた最適設計において、本研究では二項展開近似を用いているが、それに用いる冪数の重み付けについても、基礎的研究が必要であると思われる。また、他の近似方法についても検討を加える余地があると思われる。

謝 辞

本研究は平成2年度文部省科学研究費(一般研究C)の該当研究の一環としてなされた。また当研究室の池田充君(現鉄道総研)、和田秀雄君(現東京ガス)の修士論文の継続、発展させた研究であることも付記しておく。

参考文献

- [1]長松昭男,モード解析,培風館,1985
- [2]山川 宏,やさしい感度解析と最適設計,日本機械学会第685回講習会教材,1985
- [3]長松昭男,吉村卓也,すぐに役立つモード解析,日本機械学会講習会教材,1990