固有振動特性と周波数応答関数を用いた SISOデータからの損傷同定手法について

古川愛子[1]・大塚久哲[2]・清野純史[3]

[1]九州大学大学院助手　（〒812-8581福岡市東区箱崎6-10-1）
E-mail:furukawa@doc.kyushu-u.ac.jp
[2]九州大学大学院教授　（〒812-8581福岡市東区箱崎6-10-1）
E-mail: otsuka@doc.kyushu-u.ac.jp
[3]京都大学大学院助教授（〒606-8501京都市左京区吉田本町）
E-mail:kiyono@quake.kuciv.kyoto-u.ac.jp

構造物の損傷前後における固有振動特性と周波数応答関数の変化から各要素の剛性低下率・減衰増加率を同定する手法について述べる．逆計算の際に解が発散する問題を解決する為，新たに学習係数を導入した．提案手法は1個の起振器と1個の計測器による1入力1出力データからの同定を目的とするものである．計器の配置換えの手間を省いて計測を簡易にする為，簡易に計測可能な固有振動特性を利用し，計器を1箇所に固定したままで様々な起振振動数を用いることを考えた．数値計算を通して，両データを単独で用いた場合の手法の有用性を検証し，片方のデータが不十分な場合でも，もう片方のデータを組合せることで同定が可能となることを検証した．

Key Words : *structural damage, damage identification, natural frequency, damping ratio, frequency response function, single input, single output*

1．はじめに

人命は代用できない貴重なものであり，住居や社会資本は我々が健全な社会生活を営む上で重要な物的資源である．1995年兵庫県南部地震では，両者ともに甚大な被害が発生した．どんなに頑丈な構造物であっても，設計耐力を上回る地震動を受ければ破壊は免れないが，耐震補強が十分に施されておれば，破壊の程度を最小限に抑えることができたと思われる．兵庫県南部地震以降，研究は大きく進歩し，社会的に重要度の高いインフラ施設の耐震化はかなりのペースで進んでいると言える．しかし，個人の所有する住宅や一般構造物については，耐震化が十分に進んだとは言い難い．その原因として，金銭的な問題の他に，現状では確固たる耐震診断法が確立されていないことが挙げられる．また，できるだけ多くの構造物に対して耐震診断を行うには，簡易でかつ経済的な手法であることが望まれる．

目視による診断方法は最も古くから行われている方法であるが，物理的な危険尺度と結びついておらず，発見された亀裂がどれほどの危険因子を含んでいるかを推定することは困難であると言える．

また，近年の測定機器および計測技術の進歩により，計測や実験を通して損傷を検出する研究も行われるようになってきた．非破壊検査は構造物を傷付けたりせずに間接的に内部欠陥を調べる検査手法である[1)]が，局所的な損傷の検出には適しているものの，構造物全体の損傷を捉えることはできないという難点がある．

構造物全体の損傷を捉えることのできる手法として，振動特性の変化を利用する手法がある．これは，構造物の損傷を剛性の低下および減衰の増加とみなし，結果として振動特性に変化が見られるという事実に基づくものである．

損傷同定に用いられる振動データとしては，自由振動応答から抽出したモードデータと，強制振動における周波数応答関数[2),3),4)]などが代表的である．モードデータの中では，固有振動数[5),6)]とモードシェープ[7),8)]が代表的である．固有振動数は比較的容易かつ正確に計測することができるが，空間的な構造特性を捉えることには適していないとされている．モードシェープは空間的な特性を捉えることができるが，計測が困難で，かつモード・エクスパンジョンに起因する誤差の影響が大きい．完全なモードシェープを得るには高精度な計測器を高密度に配置しなければならない．一方，周波数応答関数は，計測波形を直接用いる為，モード・エクスパンジョン等の大きな誤差の生じる処理が必要でないこと，および現実的な周波数範囲における情報を用いることができること等の点で優れている．

筆者ら[9]は，広く一般に用いられる簡易かつ的確な損傷同定手法の開発を目指して，持ち運びの容易な小型の起振器の利用を想定した構造物の損傷同定手法に関する研究を行っている．この手法は，小型の起振器を用いて構造物を調和外力で起振し，計測された応答の周波数応答関数と，損傷前の解析モデルから得られる周波数応答関数とを比較することにより，損傷部位の特定と損傷の程度を評価する手法である．起振箇所と計測箇所の組合せを様々に変えることにより空間的に解像度の高い豊富なデータの蓄積が可能となり，精度の高い同定結果が期待されることを数値解析を通して証明済である．従来は，起振器と計測器は最低 1 台ずつあれば計器の配置換えにより豊富なデータが蓄積できるとしていた．しかしながら，大型で複雑な構造物ほどより多くの計測点数が必要となり，計器の配置換えに非常に多くの労と時間を要し，簡便な手法とは言えなかった．

上記を踏まえ，本研究では，計器の配置換えを出来るだけ行わないで 1 台の起振器と 1 台の計測器による，1 入力 1 出力(SISO; single input single output)データから損傷箇所及び損傷レベルを同定することを考えた．具体的には，様々な共振振動数における固有振動数・減衰定数（固有振動特性）と，様々な非共振振動数における周波数応答関数から，損傷箇所およびそのレベルを評価するというものである．

本研究ではまず初めに，固有振動特性から剛性低下率・減衰増加率を同定する手法を述べ，次に周波数応答関数から同定する手法について述べる．さらに，繰り返し計算において学習係数を導入することで精度の向上が可能となること，固有振動特性を用いた同定手法では学習係数の導入なくしては解の収束が難しいことについて述べた．片持ち梁を用いた数値解析により，固有振動特性を用いた手法の検証を行い，さらに，周波数応答関数を用いる場合は起振振動数を適切に選ぶことで配置換えをしなくても同定が可能となること，固有振動特性・周波数応答関数の両方を用いることでそれぞれを単独で用いるときよりも少ないデータ数で同定が可能となることについて述べた．また，3層ラーメンを用いた数値解析により，対称性を有する構造物に手法を適用する際に必要となるデータ数について検討を行った．

２．損傷同定手法

(1) 損傷のモデル化

構造物の損傷は，剛性の減少および減衰の増加とみなすことができる．本研究では，剛性が低下した要素および減衰が増加した要素を損傷箇所とみなし，その減少および増加割合を損傷の指標として用いる．また，構造物の質量は損傷前後で不変と仮定する．

構造物全体系の剛性マトリクス K および減衰マトリクス C は，各要素の剛性・減衰マトリクスの集合体として次式のようにモデル化できる．

$$K = \sum_{e=1}^{n} K^e \qquad C = \sum_{e=1}^{n} C^e \tag{1}$$

ここで，n は梁要素の総数であり，K^e, C^e はそれぞれ e 番目の梁要素の剛性・減衰マトリクスである．損傷により e 番目の梁要素の剛性マトリクスがdk_e (無次元)の割合で減少し，減衰マトリクスがdc_e (無次元)の割合で増加したとすると，e 番目の梁要素の剛性マトリクスの減少分dK^e および減衰マトリクスの増分dC^e は,

$$dK^e = dk_e K^e \qquad dC^e = dc_e C^e \tag{2}$$

と表される．よって，全体剛性マトリクスおよび全体減衰マトリクスの変分は,

$$dK = \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e \qquad dC = \sum_{e=1}^{n} dc_e C^e \tag{3}$$

となる．損傷率を表すdk_eおよびdc_eが同定の対象となるパラメータである．

(2) 固有振動特性からの損傷同定手法

a) 損傷前の自由振動

非比例減衰系構造物の運動方程式は,

$$\begin{bmatrix} -K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & K \\ K & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f(t) \end{Bmatrix} \tag{4}$$

で表される．ここで，マトリックス A,B を

$$A = \begin{bmatrix} -K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \qquad B = \begin{bmatrix} 0 & K \\ K & C \end{bmatrix} \tag{5}$$

とおく．M, C, K はそれぞれ，損傷前の構造物の質量・減衰・剛性マトリクスである．これらは全て対称マトリックスであるため，マトリックス A,B も対称となる．固有値問題は次式のようになる．

$$(m_i A + B) f_i = 0 \tag{6}$$

ここでm_i，f_iは i 次の固有値・固有ベクトルであ

b)損傷後の構造物の自由振動

損傷後の構造物の固有値問題は,

$$\{(m_i + dm_i)(A + dA) + (B + dB)\}(f_i + df_i) = 0 \tag{7}$$

となる．ここで，dm_i およびdf_i はそれぞれ，i 次の固有値および固有ベクトルの損傷に伴う増分である．dA とdB は損傷による A と B の増分であり，次式の通りである．

$$dA = \begin{bmatrix} dK & 0 \\ 0 & dM \end{bmatrix} \qquad dB = \begin{bmatrix} 0 & -dK \\ -dK & dC \end{bmatrix} \tag{8}$$

式(6)を式(7)に代入し，微小項を無視すると,

$$(m_i A + B) df_i + (m_i dA + dm_i A + dB) f_i = 0 \tag{9}$$

式(9)の両辺に左からf_i^Tをかけると,

$$f_i^T (m_i A + B) df_i + f_i^T (m_i dA + dm_i A + dB) f_i = 0 \tag{10}$$

となる．ここで，マトリックス A と B は対称マトリックスであるので，上式の第 1 項 は

$$\begin{aligned} f_i^T (m_i A + B) df_i &= f_i^T (m_i A^T + B^T) df_i \\ &= \{(m_i A + B) f_i\}^T df_i = 0^T df_i = 0 \end{aligned} \tag{11}$$

となる．よって，式(10)は次式のように変形できる．

$$dm_i = -\frac{m_i f_i^T dA f_i + f_i^T dB f_i}{f_i^T A f_i} \tag{12}$$

これは，マトリクス A,B の変分と固有値の変分との関係を表している．ここで，固有ベクトルを

$f_i = \{f_i^1 \quad f_i^2\}$のように２分し，式(8)を式(12)に代入すると

$$dm_i = \frac{-m_i f_i^{1^T} dK f_i^1 + 2 f_i^{1^T} dK f_i^2 - f_i^{2^T} dC f_i^2}{f_i^T A f_i} \tag{13}$$

(3)を式(13)に代入すると

$$dm_i = \sum_{e=1}^{n} \frac{-m_i f_i^{1^T} K^e f_i^1 + 2 f_i^{1^T} K^e f_i^2}{f_i^T A f_i} dk_e + \sum_{e=1}^{n} \frac{-f_i^{2^T} C^e f_i^2}{f_i^T A f_i} dc_e \tag{14}$$

となり，剛性および減衰マトリクスの変分とｉ次の固有値の変分との関係が得られた.

c)損傷同定

ｉ次の固有値m_iは，ｉ次の固有円振動数w_iおよび減衰定数h_iを用いて次のように表される.

$$m_i = -h_i w_i + i w_i \sqrt{1 - h_i^2} \tag{15}$$

計測によって m 個の固有値が得られた場合，上の関係式が m 個得られることになり，次式のような同次連立方程式が得られる.

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{S} & \boldsymbol{T} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{dk} \\ \boldsymbol{dc} \end{Bmatrix} = \{\boldsymbol{d\mu}\} \tag{16}$$

ここで，$\boldsymbol{S}$,$\boldsymbol{T}$ は既知の $m \times n$ の複素マトリクスである. dm は各モードの固有値の増分 dm_i.から構成され，計測によって得られる m 次の複素ベクトルである. $\boldsymbol{dk}$, $\boldsymbol{dc}$ は各要素の剛性低下率・減衰増加率 dk_e,dc_eから構成され同定の対象となる n 次のベクトルである.

式(16)の複素マトリクス，複素ベクトルの実数部と虚数部を分けることにより，次式のような $2m$ 個の連立方程式となる.

$$\begin{bmatrix} \mathrm{Re}\,\boldsymbol{S} & \mathrm{Re}\,\boldsymbol{T} \\ \mathrm{Im}\,\boldsymbol{S} & \mathrm{Im}\,\boldsymbol{T} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{dk} \\ \boldsymbol{dc} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathrm{Re}\,\boldsymbol{d\mu} \\ \mathrm{Im}\,\boldsymbol{d\mu} \end{Bmatrix} \tag{17}$$

このように, m 個の異なる次数の固有値が得られれば，$2n$ 個の未知数に対する$2m$ 個の方程式が得られることになる．式(17)を解くことによって各要素の剛性低下率・減衰増加率を同定することができる.

(3) 周波数応答関数からの損傷同定

a)損傷前の構造物の起振応答

損傷前の周波数領域における運動方程式は,

$$[-w^2 M + iwC + K] X(w) = F(w) \tag{18}$$

である．ここで，$X(w)$ と $F(w)$ はそれぞれ，変位と外力のフーリエ振幅である.

変位応答 $X(w)$ は次式の通りである.

$$X(w) = H(w) F(w) \tag{19}$$

ここで，$H(w)$ は伝達関数である.

$$H(w) = [-w^2 M + iwC + K]^{-1} \tag{20}$$

b)損傷後の構造物の起振応答

損傷により剛性マトリクスがdK 低下，減衰マトリクスがdC 増加し，変位が $dX(w)$ 増加すると，損傷後の運動方程式は次式のようになる.

$$[-w^2 M + iw(C + dC) + (K - dK)](X(w) + dX(w)) = F(w) \tag{21}$$

式(18)を式(21)に代入し，式(3)を用いて整理すると，変位の増分 $dX(w)$ に関する方程式となる.

$$\begin{aligned} &[-w^2 M + iw(C + \sum_{e=1}^{n} dc_e C^e) + (K - \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e)] dX(w) \\ &= \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e X(w) - \sum_{e=1}^{n} iw dc_e C^e X(w) \end{aligned} \tag{22}$$

式(19)を式(22)に代入すると，次式が得られる.

$$\begin{aligned} &[-w^2 M + iw(C + \sum_{e=1}^{n} dc_e C^e) + (K - \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e)] dX(w) \\ &= \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e H(w) F(w) - \sum_{e=1}^{n} iw dc_e C^e H(w) F(w) \end{aligned} \tag{23}$$

式(23)を応答の増分 $dX(w)$ について解くと,

$$\begin{aligned} dX(w) = &\sum_{e=1}^{n} dk_e H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) K^e H(w) F(w) \\ &- \sum_{e=1}^{n} iw dc_e H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) C^e H(w) F(w) \end{aligned} \tag{24}$$

となる．ここで，$H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w)$ は損傷後の構造物の伝達関数であり，次式で表されるようなwとdc_eおよびdk_e (e=1,⋯,n)の関数である.

$$H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) = [-w^2 M + iw(C + \sum_{e=1}^{n} dc_e C^e) + (K - \sum_{e=1}^{n} dk_e K^e)]^{-1} \tag{25}$$

ここで，$S^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w)$ と $T^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w)$ をそれぞれ,

$$S^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) = H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) K^e H(w) \tag{26}$$

$$T^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) = -iw H_d(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) C^e H(w) \tag{27}$$

とおくと，応答の増分 $dX(w)$ は次式となる.

$$dX(w) = \sum_{e=1}^{n} dk_e S^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) F(w) + \sum_{e=1}^{n} dc_e T^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) F(w) \tag{28}$$

式(19)に示した損傷前の変位 $X(w)$ に，上式(28)で求まった損傷による変位増分 $dX(w)$ を加えることにより，損傷後の応答 $X'(w)$ が求まる.

$$\begin{aligned} X'(w) = X(w) + dX(w) = H(w) F(w) + \\ \sum_{e=1}^{n} S^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) F(w) dk_e + \sum_{e=1}^{n} T^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) F(w) dc_e \end{aligned} \tag{29}$$

c)損傷同定

本研究では，起振振動数における加速度応答のフーリエ振幅を，入力である調和外力の振幅で除したものを周波数応答関数(FRF)と定義する．計測点をノード i，起振点をノード j，起振振動数をωとしたとき，FRF $a(i, j, w)$ は次式のように表される.

$$a(i, j, w) = \frac{-w^2 X'(w)}{F(w)} = -w^2 \left(H_{ij}(w) + \sum_{e=1}^{n} S_{ij}^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) dk_e + \sum_{e=1}^{n} T_{ij}^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) dc_e \right) \tag{30}$$

上式において，FRF $a(i, j, w)$ は，計測点 i，起振点 j，および起振振動数ωの関数である．式(30)において，$H(w)$ は損傷前の構造物のパラメータ M, C, K および起振振動数wから求まる既知の値である．また，$a(i, j, w)$ は損傷後の周波数応答関数であり，計測により得られる値である．一方，$S^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w)$ と $T^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w)$ は M, C, K, w, および未知のパラメータ dc_e，dk_e ($e = 1, \cdots, n$) から決まる値である.

式(30)を整理し，左辺に未知の項，右辺に既知の項を移項すると，次式のようになる.

$$\begin{aligned} &-w^2 \sum_{e=1}^{n} S_{ij}^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) dk_e - w^2 \sum_{e=1}^{n} T_{ij}^e(\boldsymbol{dk}, \boldsymbol{dc}, w) dc_e \\ &= a(i, j, w) + w^2 H_{ij}(w) \end{aligned} \tag{31}$$

式(31)は，計測点 i，起振点 j，起振振動数wの組み合わせ毎に成り立つ方程式である．よって，i，j，wの組み合わせを様々に変え，nm 種類の計測を行うと，次式に示すような連立方程式が成立する．

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{U} & \boldsymbol{V} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{dk} \\ \boldsymbol{dc} \end{Bmatrix} = \{\boldsymbol{da}\} \tag{32}$$

ここで $\boldsymbol{U}$ と $\boldsymbol{V}$ は $nm\times n$ 次の複素マトリックスである．$\boldsymbol{dk}$，$\boldsymbol{dc}$ は各要素の剛性低下率dk_i，減衰増加率dc_i，を表す n 次のベクトルである．$\boldsymbol{da}$ は周波数応答関数の変化を表す nm 次のベクトルである．

複素マトリックスを実数部と虚数部に分けると，

$$\begin{bmatrix} \mathrm{Re}\boldsymbol{U} & \mathrm{Re}\boldsymbol{V} \\ \mathrm{Im}\boldsymbol{U} & \mathrm{Im}\boldsymbol{V} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{dk} \\ \boldsymbol{dc} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathrm{Re}\,\boldsymbol{da} \\ \mathrm{Im}\,\boldsymbol{da} \end{Bmatrix} \tag{33}$$

となり，nm 個の異なる計測値が得られれば，$2n$ 個の未知のパラメータに対する $2nm$ 個の方程式が立てられることになる．

式(33)を解くことにより，各要素の剛性低下率dk_eと減衰増加率dc_eを求めることができる．

３．損傷同定方程式への学習係数の導入

式(17)，(33)の連立 1 次方程式を解く際には，繰り返し計算が必要となる．

周波数応答関数を用いる手法では，式(33)から明らかなように，損傷同定方程式の係数行列である $\boldsymbol{U}$ と $\boldsymbol{V}$ は未知数$\boldsymbol{dk}$，$\boldsymbol{dc}$ を含んでおり，固有振動特性を用いる手法では，式(9)の時点で 2 次以上の微小項を無視しているからである．

(1)解法１

解法１は次のような手法である．

① 繰り返し計算を実施する際に，剛性低下率・減衰増加率 dk_e，dc_e の初期値を共に 0.0 として損傷同定方程式の係数行列を構築する．

② 損傷同定方程式を解いて得られた剛性低下率・減衰増加率 dk_e，dc_e を用いて損傷同定方程式の係数行列を再構築する．

$$\boldsymbol{U} \leftarrow \boldsymbol{U}(dk_e, dc_e) \tag{34}$$

$$\boldsymbol{V} \leftarrow \boldsymbol{V}(dk_e, dc_e) \tag{35}$$

③ 損傷同定方程式の解が収束すれば終了，収束しなければ②に戻る．

周波数応答関数による損傷同定方程式を例にとると，

$$\begin{Bmatrix} \boldsymbol{dk}^1 \\ \boldsymbol{dc}^1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathrm{Re}\boldsymbol{U}(\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0, w) & \mathrm{Re}\boldsymbol{V}(\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0, w) \\ \mathrm{Im}\boldsymbol{U}(\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0, w) & \mathrm{Im}\boldsymbol{V}(\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0, w) \end{bmatrix}^{-} \{\boldsymbol{da}\} \tag{36}$$

上式のように，係数行列は $\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0, w$ の関数であるとする．係数行列の中の $\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0$ の初期値として 0.0 を代入して $\boldsymbol{dk}^1, \boldsymbol{dc}^1$ を求め，得られた $\boldsymbol{dk}^1, \boldsymbol{dc}^1$ を $\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0$ に代入して係数行列を再構築し，$\boldsymbol{dk}^0, \boldsymbol{dc}^0$ と $\boldsymbol{dk}^1, \boldsymbol{dc}^1$ が一致するまで収束計算を行うというものである．損傷前後の応答の差分である $\boldsymbol{da}$ は常に一定のままである．

従来は，同定に用いるデータとして周波数応答関数を用いることだけ想定していた．周波数応答関数を用いた場合の損傷同定方程式では，起振振動数を適切に選択すればこの解法１によって精度の良い同定結果を得られていた．具体的には，起振振動数として，1 次の固有振動数より小さい値を採用したときに最も精度は高くなり，それ以外では共振振動数から大きく離れるように起振振動数を選べば精度が向上することがわかっていた．固有振動数よりわずかに小さい場合や，共振振動数を超える場合は大きく上回らないと，過大評価されたり解が発散することがあった．原因として，提案手法が 2 次以上の微小項を無視した 1 次の摂動法に基づいており，共振振動数では僅かな損傷でも損傷前後における応答の変分が大きいので，2 次以上の項は無視できるほど小さくないためであると考えられる．すなわち，共振振動数では，損傷前後における応答の差分が大きいため，2 次以上の項を無視することが，剛性低下率・減衰増加率が過大評価につながる．

また，今回新たに損傷前後における固有振動特性（固有振動数，減衰定数）の変化量を用いて損傷同定を行う手法を考案し，解析プログラムを作成したところ，多くのケースにおいて，従来の解法１による繰り返し計算では解が発散してしまった．剛性・減衰の変化量が大きいほどこの傾向が顕著であったので，2 次以上の微小項を無視したことが大きな原因と考えられる．このように，解法 1 は解が過大評価されたり発散する傾向にあることから，新たに考案した手法が解法２である．

(2)解法２

解法 2 は，損傷前の解析モデルを損傷後の構造物に一致するように徐々にアップデートしていく手法である．「損傷前のモデル」は，繰り返し計算の 1 回目においては文字通り損傷前のモデルを表わすが，2 回目以降は損傷前のモデルからアップデーティングされた解析モデルを意味する．

① 繰り返し計算を実施する際に，剛性低下率・減衰増加率 dk_e，dc_e の初期値を共に 0.0 として損傷同定方程式の係数行列を構築する．

② 損傷同定方程式を解いて得られた剛性低下率・減衰増加率を dk_e，dc_e でなく ddk_e，ddc_e と表記する．ddk_e，ddc_e を用いて以下のように剛性低下率，減衰増加率，要素剛性・要素減衰マトリクスを更新する．ここで，h は 1.0 以下の係数であり，学習係数と呼ぶこととする．

$$dk_e \leftarrow 1-(1-dk_e)\times(1-h\times ddk_e) \tag{37}$$

$$dc_e \leftarrow -1+(1+dc_e)\times(1+h\times ddc_e) \tag{38}$$

$$K_e \leftarrow K_e \times (1-h\times ddk_e) \tag{39}$$

$$C_e \leftarrow C_e \times (1-h\times ddc_e) \tag{40}$$

③ 損傷同定方程式の解 ddk_e，ddc_e がゼロに収束すれば終了し，このときの dk_e，dc_e を最終的な解とする．収束しなければ更新された dk_e，dc_e，K_e，C_e を用いて解析モデルをアップデートし，損傷同定方程式を再構築し，②に戻る．

周波数応答関数による損傷同定方程式を例にとると，

$$\begin{Bmatrix} ddk \\ ddc \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathrm{Re}\boldsymbol{U}(0,0,w) & \mathrm{Re}\boldsymbol{V}(0,0,w) \\ \mathrm{Im}\boldsymbol{U}(0,0,w) & \mathrm{Im}\boldsymbol{V}(0,0,w) \end{bmatrix}^{-} \{da\} \quad (41)$$

上式で，係数行列の中の dk, dc には常に 0.0 を代入するが，更新された K_e，C_e を用いて U，V と da を毎回再計算する必要がある．

学習係数 h として小さい値を選ぶと，収束に至るまでの繰り返し計算回数が多くなるが，解が発散する確率が少なくなり，大きい値を選択すると，早く収束する代わりに収束しない確率が増える．発散しない範囲で大きな値を選ぶのが妥当と考えられる．

4．固有振動特性を用いた損傷同定手法の数値解析による検証

(1) 解析モデル

片持ち梁を用いて固有振動特性を用いた損傷同定手法の有用性を検証した．解析モデルの概念図を図-1 に示す．長さ 50cm，幅 2.0cm，厚さ 0.5cm であり，材質はヤング率 7200kg/mm^2，ポアソン比 0.28，単位体積重量が 2.7ton/m^3 のアルミニウムである．長さ方向に 10 分割し，節点番号を固定端側から自由端側に向かって 1～11，要素番号も同様に固定端側から 1～10 とした．

損傷前の固有振動数・減衰定数を表-1 に示す．損傷前の減衰マトリックスはレーリー減衰を採用し，1 次および 10 次モードに対する減衰定数を共に 2%とした．損傷前のモデルは比例減衰系であるが，損傷後の解析モデルは質量不変のままで，要素剛性を一律に低下させ，要素減衰を一律に増加させているので，非比例減衰系である．

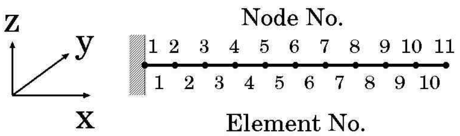


図-1 解析モデル（片持ち梁）

(2) 解析条件

損傷箇所と同定精度の関係を調べるため，要素 1,3,6,8 に対して，1 要素だけの剛性が 5%，10%減少し，減衰が 5%,10%増加した状況を想定した．逆解析に用いたモード数として，1 次～10 次までの 10 モード，1 次～15 次までの 15 モードを用いた場合の 2 通りについて解析を行った．

繰り返し計算は解法 2 を採用している．収束の判定の指標としては，

$$e = \sum_{e=1}^{n} (ddk_e^2 + ddk_e^2) < 1.0 \times 10^{-5} \quad (11)$$

を採用した．

学習係数 h が 0.1 の場合はほとんどのケースが発散に至ったため，h としては 0.01 を採用した．

(3) 同定結果

a)10 個の固有振動特性を用いた場合

10 個の固有振動特性を用いた場合の同定結果を図-2,3 に示す．図-2 は，1 要素だけの剛性低下率・減衰増加率が 5%であるときの剛性低下率の同定値を示してある．図-3 は剛性低下率・減衰増加率が 10%の場合の同定結果である．減衰増加率の結果については省略するが，同程度の精度が得られている．

自由端に近い要素 6,8 が損傷しているケースでは，実際に損傷している要素だけに絞りこまれており，非常に高い精度を示している．一方，要素 1,3 では剛性・減衰変化率が 5%のときの精度は共に悪い．10%のときは要素 1 については精度の高い結果が得られているが，要素 3 は精度が悪い．このように，実際とは大きく異なった推定値が得られているが，推定値から復元された各次の固有振動数・減衰定数は，正しい損傷モデルでの固有振動数・減衰定数とほぼ完全に一致している．

要素数が 10 個なので，10 モード分の固有振動数，減衰定数を採用すれば，未知数がデータ数に一致し，解が一律に決定されるかと考えたが，固有振動数・減衰定数は損傷の部位にそれほど敏感でないため，想定した損傷モデルとは異なる図-2(a)(b)，図-3(b)に示した損傷モデルでも，実際と非常に近い固有振動数・減衰定数となることがわかった．すなわち，損傷モデルの 10 個の固有振動数・減衰定数に一致する剛性低下率・減衰増加率の解は複数存在し，大域的最適点でなく局所的最適点に陥ってしまっているようである．

b)15 個の固有振動特性を用いた場合

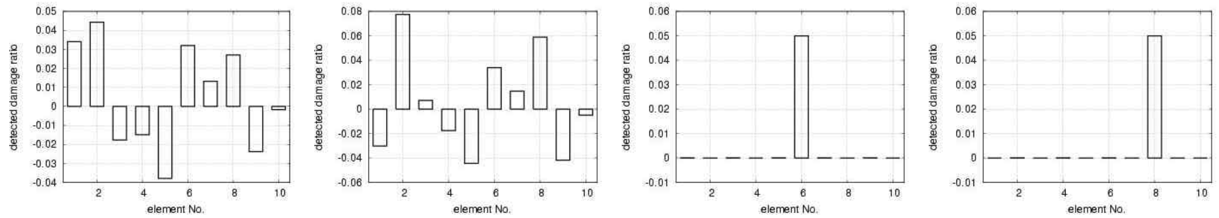
15 個の固有振動特性を用いた場合の同定結果を図-4,5 に示す．図-4 は，1 要素の剛性低下率・減衰増加率が 5%であるときの剛性低下率の同定値を示してある．図-5 は剛性低下率・減衰増加率が 10%の場合の同定結果である．減衰増加率の結果については省略するが，ほぼ同程度の精度が得られている．

図より，より多くのモードデータを用いることで，10 個のモードを用いた場合では精度が悪かった場合でも，精度よい結果が得られていることがわかる．モードデータが 10 個の場合は，同じ固有振動数・減衰定数を実現する損傷モデルが複数存在したのに対し，15 個とも一致する損傷モデルはないか，またはほとんどないためであると思われる．

5．固有振動特性・周波数応答関数の両方を用いた損傷同定手法の数値解析による検証

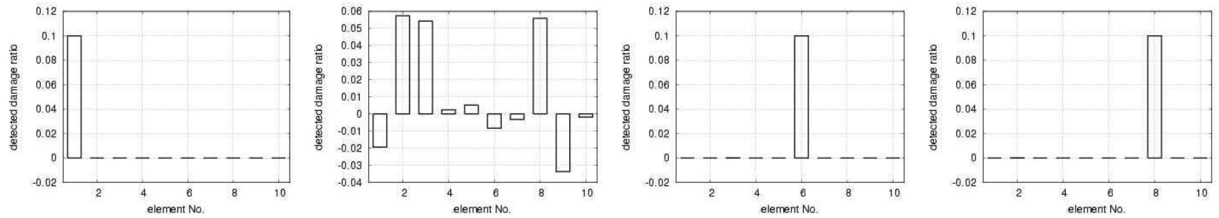
(1) 解析条件

ここでは，3 要素が損傷したモデル(要素 2,5,8 の剛性低下率・減衰増加率がそれぞれ 5%,15%,10%)を想定し，固有振動特性だけを用いた場合，周波数応答関数を用いた場合，これら両方を用いた場合の損傷同定を行った．表-1 に，損傷前後における固有振動数・減衰定数を示してある．



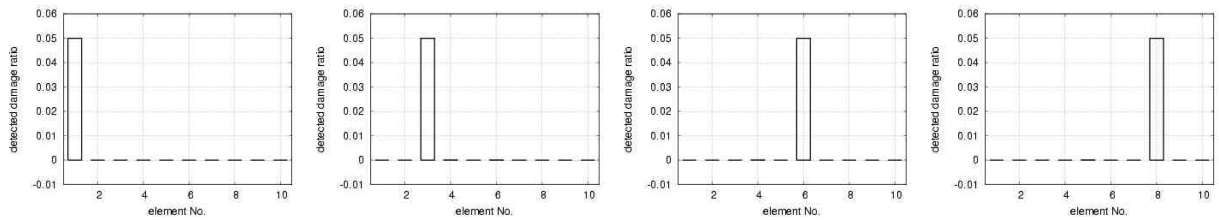
(a) 要素 1 が損傷のとき　(b) 要素 3 が損傷のとき　(c) 要素 6 が損傷のとき　(d) 要素 8 が損傷のとき

図-2 10 個の固有振動特性を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（1 要素が剛性低下率・減衰増加率 5%）



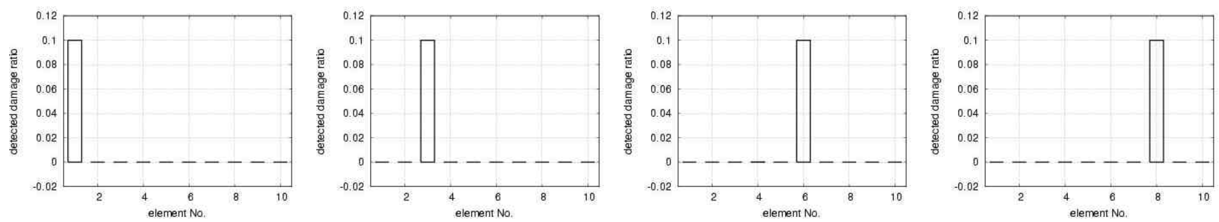
(a) 要素 1 が損傷のとき　(b) 要素 3 が損傷のとき　(c) 要素 6 が損傷のとき　(d) 要素 8 が損傷のとき

図-3 10 個の固有振動特性を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（1 要素が剛性低下率・減衰増加率 10%）



(a) 要素 1 が損傷のとき　(b) 要素 3 が損傷のとき　(c) 要素 6 が損傷のとき　(d) 要素 8 が損傷のとき

図-4 15 個の固有振動特性を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（1 要素が剛性低下率・減衰増加率 5%）



(a) 要素 1 が損傷のとき　(b) 要素 3 が損傷のとき　(c) 要素 6 が損傷のとき　(d) 要素 8 が損傷のとき

図-5 15 個の固有振動特性を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（1 要素が剛性低下率・減衰増加率 10%）

(2) 固有振動数だけを用いた場合

前章における結果から，10 次までの固有振動特性だけでは，固定端に近い要素では精度が悪いこと，15 次までの固有振動特性を用いることで固定端側の要素の損傷についても精度が向上することがわかった．3 要素が損傷したモデルについて，10 次，12 次，14 次，15 次までの固有振動特性を用いた場合の同定結果を図-6(a)～(d)に示す．

10 次，12 次までの固有振動特性を用いた場合(図-6(a)(b))は同定精度が悪く，実際に損傷している要素 5 の隣の要素 6 に大きな剛性低下率が検出されている．モード数が増えるにつれて精度は向上し，15 個のデータから同定した結果は，剛性・減衰ともに非常によい精度を示していた(図-6(d))．しかしながら，15 次モードまでの固有振動数と減衰定数が得られない場合は，1 個足りない 14 個であっても精度は劣り（図-6(c)），3 個足りない 12 個では要素 5 の剛性は逆に増えていて損傷は全く検知されず，変わりに要素 6 が誤って損傷しているとみなされ，それ以外の要素の推定値も非常に精度が悪い（図-6(b)）．5 つ足りない 10 個のデータからの推定値の精度はさらに低いものである（図-6(a)）．

(3) 周波数応答関数だけを用いた場合

筆者らは，周波数応答関数を利用した損傷同定手法について提案し，数値解析を通して手法の有用性を検証してきた．過去の検証では，起振振動数としては一定の値を用いて，起振点・計測点の組合せを様々に変える場合について検討していた．

a)解析ケースの設定

本研究では，起振点・計測点は固定したままで，

表-１　固有振動特性の損傷前後における変化
（片持ち梁，3 要素損傷モデル）

	損傷前		損傷後	
	固有振動数		固有振動数	
モード	(Hz)	減衰定数	(Hz)	減衰定数
1	1.66E+01	2.00%	1.64E+01	2.07%
2	1.04E+02	0.38%	1.02E+02	0.40%
3	2.91E+02	0.28%	2.87E+02	0.29%
4	5.70E+02	0.39%	5.57E+02	0.42%
5	9.44E+02	0.58%	9.31E+02	0.61%
6	1.41E+03	0.84%	1.39E+03	0.88%
7	1.98E+03	1.17%	1.95E+03	1.24%
8	2.57E+03	1.50%	2.53E+03	1.58%
9	2.66E+03	1.55%	2.62E+03	1.63%
10	3.44E+03	2.00%	3.38E+03	2.10%
11	4.27E+03	2.48%	4.20E+03	2.62%
12	5.69E+03	3.30%	5.60E+03	3.46%
13	6.87E+03	3.98%	6.76E+03	4.19%
14	7.77E+03	4.50%	7.64E+03	4.75%
15	8.33E+03	4.82%	8.20E+03	5.06%

起振振動数を様々に変化させることで，計測データを蓄積し，それを用いて同定を行うことを考えた．起振方向は z 方向とした．以下のような解析ケース A～D を想定した．

・ ケース A：起振点を節点 11 に固定，起振振動数を 1Hz に固定，計測点を節点 2～11 まで移動させ，計 10 個のデータを蓄積する．
・ ケース B：起振点，計測点を節点 11 に固定，起振振動数として，1 次の固有振動数以下の 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10Hz の 10 種類を採用し，計 10 個のデータを蓄積する．
・ ケース C：起振点，計測点を節点 11 に固定，起振振動数として，各共振振動数の中間の値（共振振動数とその 1 次上の共振振動数との平均値，ただし 1 個目は 1 次の共振振動数の半分の値）を小さい方から 10 種類を採用し，計 10 個のデータを蓄積する．
・ ケース D：ケース C において，小さい方から計 9 個のデータを用いるもの．

b)同定結果

ケース A～D の同定結果を，図-7(a)～(d)に示す．

計測器の配置を様々に変えるケース A によって蓄積されるデータは，空間的解像度が高く，非常に良い精度が得られていることがわかる（図-7(a)）．固有振動特性を用いた手法では 15 個のデータが必要であったが，ケース A では 10 個のデータで精度良い解が得られている．

起振器・計測器の設置箇所が固定で，1 次の固有振動数より小さい 10 個の起振振動数を用いる場合は，非常に精度が悪いことがわかる（図-7(b)）．

起振器・計測器の設置箇所が固定で，起振振動数として各自の共振振動数の中間の値を 10 個採用したケース C の同定結果は，ケース A と同程度の非常に良い精度が得られている（図-7(c)）．

ケース C より起振振動数が 1 個少ないケース D の結果を図-7(d)に示す．ケース C に比べて精度は劣っており，損傷していない要素 6 に損傷している要素 2 よりも大きな剛性低下率が検知されている．

以上の考察から，計器を配置換えしなくても，起振振動数として，各次の共振振動数の中間の値を採用して，要素数に等しい 10 個の値を用いれば，計器を全自由節点に配置換えするケースと同程度の精度が得られることがわかった．振動数領域の解像度を上げることで，計器を固定することによる空間的な解像度の低さを補えていることがわかる．しかしながら，僅かに 1 個足りない 9 個の起振振動数では，精度が大きく劣ってしまう．

(4) 固有振動特性と周波数応答関数の両方を用いた場合

以上の解析結果より，15 個全ての固有振動特性と，10 個全ての周波数応答関数が得られない場合は精度が落ちることが分かった．このような場合に，固有振動特性と周波数応答関数を組み合わせることによって，それぞれを単独を用いた場合よりも精度の向上が可能となるかについて検討した．

起振器を用いて周波数応答関数を用いて同定する場合は，計器の配置換えによってデータ数が足りないという問題は解決されるが，計器の配置換えをする度に設定をし直す必要があること，アクセスし難いポイントに計器を設置することの手間と労力を考えると，計器の配置換えが少なくて同定ができることは非常に有意義なことであり，また同時に計測可能な固有振動数・減衰定数を用いることは起振実験の計測回数を少なくすることにつながる．

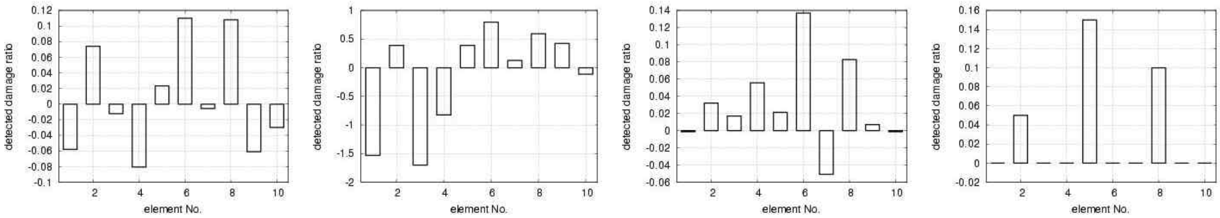
図-8 に，固有振動特性と周波数応答関数の両方を用いた場合の同定結果を示す．

図-8(a)は，9 個の周波数応答関数だけを用いたケース D（図-7(d)）の精度を向上するために，9 個の周波数応答関数に加えて，最低何個の固有振動特性を用いたら精度の良い同定が可能となるかを検討した結果であり，最低 6 個の固有振動特性を用いれば，ケース C を上回る精度が得られることがわかった．

図-8(b)は，10 個の固有振動特性だけを用いた図-6(a)の精度を向上するために，最低何個の周波数応答関数が必要となるのかを検討した結果であり，5 個の周波数応答関数（ケース C の小さい方から 5 個の起振振動数を）を用いれば，精度良い同定結果が得られることがわかった．

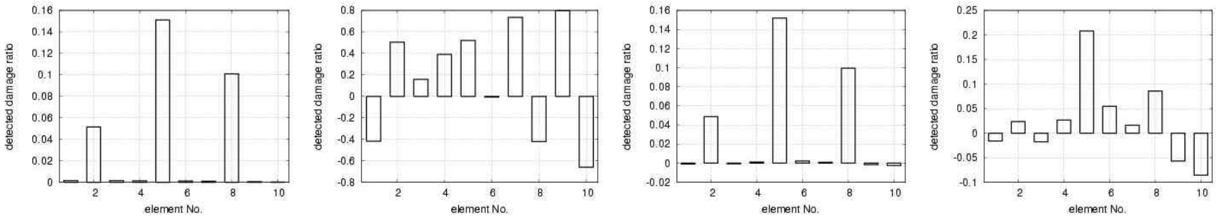
図-8(c)は，図-8(b)よりも固有振動特性を 1 次分減らしたものである．9 個の固有振動特性と 5 個の周波数応答関数からも，精度良い推定値が得られた．

このように，精度のよい同定結果を得るための固有振動特性と周波数応答関数の組合せは複数あり，それぞれを単独で用いるよりも必要な総データ数は多くなるが，固有振動特性・周波数応答関数それぞ



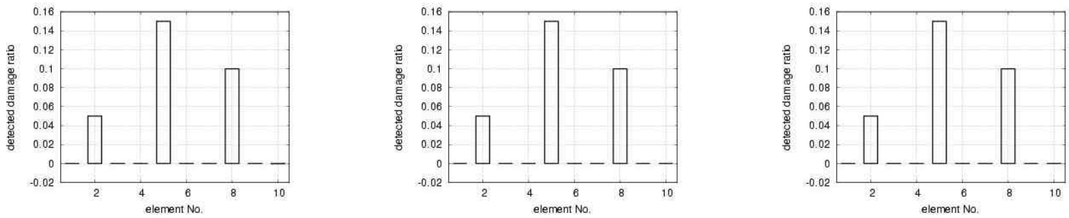
(a) 10 個の固有振動特性　(b) 12 個の固有振動特性　(c) 14 個の固有振動特性　(d) 15 個の固有振動特性

図-6 固有振動特性を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（3 要素損傷）



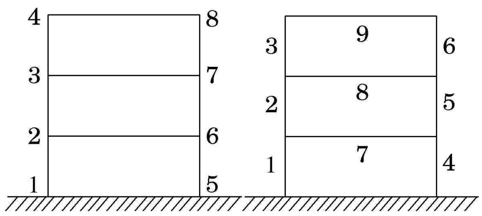
(a) caseA　(b) caseB　(c) caseC　(d) caseD

図-7 周波数応答関数を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（3 要素損傷）



(a) 6 個の固有振動特性と 9 個の周波数応答関数　(b) 10 個の固有振動特性と 5 個の周波数応答関数　(c) 9 個の固有振動特性 5 個の周波数応答関数

図-8 固有振動特性と周波数応答関数の両方を利用した片持ち梁の剛性低下率の同定結果（3 要素損傷）



(a)節点番号　(b)要素番号

図-9 3 層フレームモデル

れについては単独で用いるよりも少ないデータ数で同定ができている．量データはお互いを補い合い，単独では同定が不可能なケースでも精度を向上できることがわかった．

6．3層ラーメンを用いた損傷同定手法の検証

(1) 解析モデル

解析に用いた構造物は3層ラーメンであり，概念図を図-9に示す．高さ9m（各層高さ3m），幅7.5mである．材質はヤング率21500kg/mm^2，ポアソン比0.28，単位体積重量が7.1ton/m^{3}の鉄である．節点数は8であり，左下から右上に向かって1～8とした．要素数は9であり，1～6は柱，7～9は梁を表す．損傷前の固有振動数・減衰定数を表-2に示す．損傷前の減衰マトリックスはレーリー減衰を採用し，1次および9次モードに対する減衰定数を共に2%とした．

(2) 固有振動特性だけを用いた場合

ここでは，損傷箇所と同定精度の関係を調べるため，要素1,2,3,7,8,9に対して，1要素だけの剛性低下率・減衰増加率が10%となる状況を想定した．

1次～9次までの固有振動特性を用いた場合の同定結果を図-10(a)-(f)に示す．1層目の柱である要素１と，各層の梁の損傷はどれも精度良く出来ている．しかし，2層目の柱である要素2が損傷したケースでは，同じ2層目の柱である要素5に10%の損傷が表れている．3層ラーメンは左右対称であるため，要素2が損傷しても要素5が損傷しても，損傷の割合が同じであれば，固有振動数･減衰定数の変化量は全く同じであるためである．3層目の柱である要素3が損傷したケースでは同じ3層目の柱である要素6にも大きな損傷が検出されている．1層目の柱である要素4には大きな剛性低下が，反対側の1層目の要素1に同程度の剛性増加が検出されており，これらでバランスを取っているものと思われる．このように，左右対称な構造物であるため，9個のモードデータからでは十分な精度が得られないことがわかった．

そこで，同定に用いる固有振動特性を 9 から順に増やしていったところ，要素 2 の損傷では 10 個

表-2　固有振動特性の損傷前後における変化
（3 層ラーメン，3 要素損傷モデル）

	損傷前		損傷後	
モード	固有振動数 (Hz)	減衰定数	固有振動数 (Hz)	減衰定数
1	2.31E+00	2.00%	2.27E+00	2.10%
2	7.31E+00	0.90%	7.16E+00	0.95%
3	1.10E+01	0.85%	1.08E+01	0.90%
4	1.25E+01	0.87%	1.23E+01	0.92%
5	1.41E+01	0.89%	1.38E+01	0.95%
6	1.61E+01	0.93%	1.58E+01	0.97%
7	3.63E+01	1.61%	3.58E+01	1.67%
8	4.22E+01	1.84%	4.09E+01	2.02%
9	4.63E+01	2.00%	4.61E+01	2.03%
10	8.07E+01	3.37%	7.98E+01	3.50%
11	1.18E+02	4.88%	1.16E+02	5.14%
12	1.87E+02	7.69%	1.79E-01	8.88%

（図-10(g)），要素 3 が損傷の場合は 11 個の固有振動数・減衰定数(図-10(h))から精度よい同定が可能となることがわかった．

(3) 固有振動特性と周波数応答関数の両方を用いる場合

前節における解析から，2 層目の柱(要素 2 と 5)の同定には 10 個，3 層目の柱(柱 3 と 6)の同定には 11 個の固有振動特性が必要となることがわかった．

ここでは，要素 2,6,8 の剛性がそれぞれ 5%,15%,10%低下し，減衰がそれぞれ 5%,15%,10%増加した損傷モデルを想定した．周波数応答関数を用いる場合は，節点 4 で起振し，節点 4 で計測することを想定している．節点 8 で起振し，節点 8 で計測した場合についても検討を行っている．起振・計測方向はいずれも水平方向とした．起振振動数は，1 次の固有振動数の半分の値と，1 次以上の共振振動数と 1 次上の共振振動数の中間の値を，小さい順から採用していくこととした．

図-11(a)は，9 個の固有振動特性に加えて，最低何個の周波数応答関数を用いれば同定が可能となるのかを検討した結果であり，1 個の周波数応答関数で可能となることがわかった．

図-11(b)は，6 個の固有振動特性に加えて，最低何個の周波数応答関数が必要かを検討した結果でり，節点 4 のみで求めた周波数応答関数の場合は 12 個を要することがわかった．

図-11(c)は，周波数応答関数だけを同定に用いた結果である．節点 4 だけの周波数応答関数を用いた場合は，18 個の周波数応答関数を用いても精度良い同定結果は得られなかった．しかし，2 節点（節点 4 と 8）における周波数応答関数を用いた場合は，それぞれ 5 個ずつ，計 10 個のデータで精度良い同定が可能となることがわかった．

図-12(d)は，3 個の固有振動特性に加えて，最低何個の周波数応答関数が必要であるかを調べた結果であり，節点 4 だけの周波数応答関数を用いる場合は，18 個の周波数応答関数を用いても精度良い同定結果は得られなかった．しかし，2 節点(節点 4 と 8)における周波数応答関数を用いた場合は，それぞれ 3 つずつ，計 6 個のデータがあれば，精度の良い同定が可能となることがわかった．

実際，高次の固有振動特性を計測するのは困難であり，図-11(d)に示した 3 次までの固有振動数と，節点 4 と 8 における 3 個ずつの周波数応答関数なら容易に計測できると考えられる．高精度のセンサーを用いて高振動数領域でのデータが豊富に得られるのならば，それを利用することで配置換えや起振実験の手間が省くことができ，高い振動数でのデータが得られない場合は，適切に起振振動数を組み合わせることで，配置換えの回数を抑えることができる．

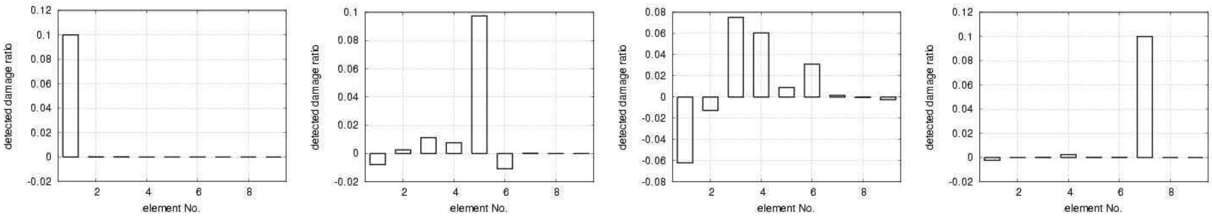
7．まとめ

本研究では，構造物の損傷前後における固有振動特性（固有振動数・減衰定数）と周波数応答関数の変化から各構造要素の剛性低下率・減衰増加率を同定する手法について述べた．逆計算の際に解が発散する問題を解決する為，従来の解法を改良し新たに学習係数を導入した．提案手法は1個の起振器と1個の計測器による1入力1出力(SISO; single input single output)データからの同定を目的とするものであり，計器の配置換えにより計器の台数を増やすことなくデータを蓄積することを想定している．計器の配置換えの手間を省いて計測を簡易にする為，簡易に計測可能な固有振動特性を利用し，計器を1箇所に固定したままで様々な起振振動数を用いることを考えた．数値計算を通して，両データを単独で用いた場合の手法の有用性を検証し，片方のデータが不十分な場合でも，もう片方のデータを組み合せることで同定が可能となることを検証した．

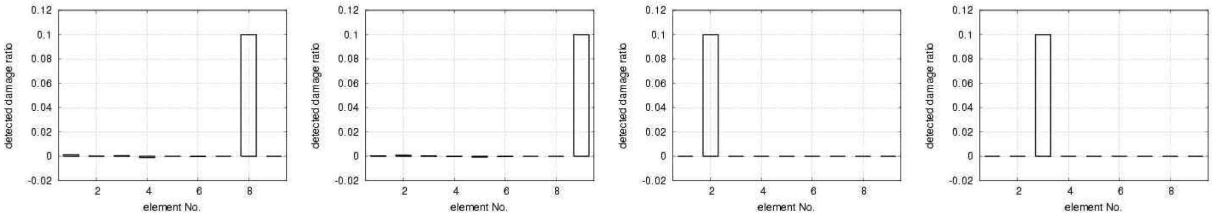
実際のところ，高次の固有振動特性を計測するのは困難であるので，本研究で数値解析で想定したような，15次，11次までの固有振動特性が利用できることはまれである．その場合は，計測出来ているモードだけを用いて，足りないデータは小型起振器を用いた起振実験で集めることを考える．また実験の際に，計器を何度も配置換えすることは多くの労力と時間がかかるので，実現可能な範囲で起振振動数を様々に変えてデータを蓄積し，それでも足りない場合は最低限の計器の配置換えを行うことによって集めることとする．3層ラーメンの例で言えば，3個の固有振動特性と，節点4と8で3個ずつ計測した計6個の周波数応答関数が，容易に実現可能な計測数だと思われる．固有振動特性を最大限利用し，起振振動数を適切に選ぶことで，配置換えを極力控えた計測データからの同定が可能となると期待される．

参考文献

1) Ohtsu M., Shigeishi M., Sakata Y. Nondestructive evaluation of defects in concrete by quantitative acoustic emission and ultrasonics. Ultrasonics, 36:187-195. 1998

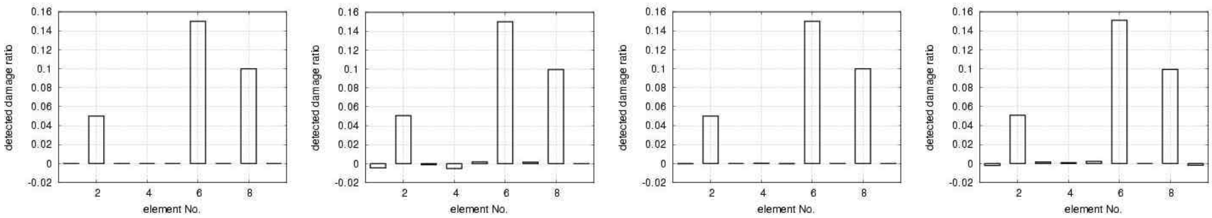


(a) 要素 1 が損傷のとき　(b) 要素 2 が損傷のとき　(c) 要素 3 が損傷のとき　(d) 要素 7 が損傷のとき



(e) 要素 8 が損傷のとき　(f) 要素 9 が損傷のとき　(g) 要素 2 が損傷のとき (10 モード)　(h) 要素 3 が損傷のとき (11 モード)

図-10 固有振動特性を利用した 3 層ラーメンの剛性低下率の同定結果（1 要素が剛性低下率・減衰増加率 10%）



(a) 9 個の固有振動特性 1 個の周波数応答関数　(b) 6 個の固有振動特性と 12 個の周波数応答関数　(c)10 個の固有振動特性 (2 節点×3 個)　(d) 3 個の固有振動特性と 6 個 (2 節点×3 個)の周波数応答関数

図-11 固有振動特性と周波数応答関数の両方を利用した 3 層ラーメンの剛性低下率の同定結果（3 要素損傷）

2) Wang Z, Lin RM, Lim MK. Structural damage detection using measured FRF data. *Computer methods in applied mechanics and engineering* 147: 187-197. 1997.
3) Thyagarajan SK, Schulz MJ, Pai PF. Detecting structural damage using frequency response functions. *Journal of Sound and Vibration* 210(1): 162-170. 1998.
4) Lee U, Shin J. A frequency response function-based structural damage identification method. *Computers and Structures* 80: 117-132. 2002.
5) Hearn G, Testa GR. Modal analysis for damage detection in structures. *Journal of Structural Engineering, ASCE* 117: 3042-3063. 1991.
6) Hassiotis S, Jeong GD. Identification of stiffness reduction using natural frequencies. *Journal of Engineering Mechanics, ASCE* 121: 1106-1113. 1995.
7) Kaouk M, Zimmerman DC. Structural damage assessment using generalized minimum rank perturbation theory. *AIAA Journal* 32: 836-842.1994.
8) Ricles JM, Kosmatka JB. Damage detection from changes in curvature mode shapes. *AIAA Journal* 30: 2310-2316. 1992.
9) Furukawa, A. and Kiyono, J.: Structural damage identification based on harmonic excitation force, SHMII, Vol.1, pp.535-542, 2003

(2005. 3. 15 受付)

DAMAGE IDENTIFICATION TECHNIQUE USING SISO DATA BASED ON CHANGE IN BOTH MODAL DATA AND FREQUENCY RESPONSE FUNCTIONS

Aiko FURUKAWA, Hisanori OTSUKA and Junji KIYONO

Two damage identification techniques for structures based on change in modal data and frequency response functions (FRFs) are presented. A learning coefficient was introduced to prevent the solution from divergence. The technique aims to identify damage only from single input and single output (SISO) data using single sensor and single actuator. To save time and labor of experiments, we present an idea of using modal data easily measurable, and changing the excitation frequencies at wide range instead of changing the position of devices. Through numerical simulations, two techniques were both verified. It is confirmed that combining both data improves the identification accuracy even if measured modal data.