

高精度自動振動数推定システムによる構造物損傷の検知に関する実験的研究

Experimental study on structural damage detection using the high accurate structural vibration-estimation system

岡林隆敏*, 奥松俊博**, 中宮義貴***

Takatoshi OKABAYASHI, Toshihiro OKUMATSU and Yoshitaka NAKAMIYA

* 工博, 長崎大学教授, 工学部社会開発工学科 (〒852-8521 長崎市文教町 1-14)

** 工修, 長崎大学助手, 工学部社会開発工学科 (〒852-8521 長崎市文教町 1-14)

*** 工修, 株式会社エヌデーデー (〒300-0034 茨城県土浦市港町 1-7-23 ホープビル 8F)

The difference of the natural frequency, which was caused by the change of structural condition such as deterioration or damage, is expected extremely small. The authors focused on this point and set an objective for establishing an automated vibration-estimation system, which consists of structural identification engine using AR model and automated measurement apparatus. By using the system, we conducted the series of test against a 5 story-1.5 meter tall building model with brace-cutting function for simulating causing damage. Consequently, we had a conclusion that the system can estimate the structural frequency with accuracy of 1/100 Hz. Meanwhile, we realized to evaluate the structural damage by the ratio of the difference of frequency and a standard deviation of estimated structural frequencies.

Key Words: health monitoring, structural identification, ambient vibration, AR model, structural deterioration

キーワード: 健全度評価, 構造同定, 常時微動, AR モデル, 構造劣化

1. はじめに

道路橋の維持管理において、損傷は従来主に目視点検により検出されてきた。戦後建設された大量の橋梁が老朽化を迎えつつある現在において、経費のより少ない効果的な損傷検出技術を確立することが緊急の課題になっている。橋梁の損傷を予測する方法として、供用中橋梁のバイタルサイン (Vital Signs) と考えられる供用中橋梁の静的あるいは動的挙動を検出器で変換し、その信号より損傷を予測することが試みられている。機械要素¹⁾やプラント施設²⁾の故障診断の分野では、部材の損傷や劣化による振動性状の変化や、発生する音の変化に関する知識が蓄積されてきた。また、これらの変化が人間の感覚に認識できるものであるために、振動や異常音による損傷・障害診断技術³⁾が確立している。効果的に大量の橋梁を維持管理するためには、橋梁の振動性状の変化より橋梁の劣化と損傷を予測することが必要になる。しかし、橋梁部材の劣化や損傷が橋梁の振動に及ぼす影響は微細であるために、この技術を確立するためには、高精度の振動数を自動計測する計測システムを確立する必要がある。

土木構造物に関して、振動による構造物の劣化や損傷の検出に関する研究に関して、すでにいくつかの事例^{4), 5), 6), 7), 8)}がある。しかし、近年の構造同定問題あるいは逆問題などの理論的進歩と、他方、検出器やパーソナルコンピュータ

の高精度化により、新しい局面から構造物の損傷検出に関する研究が進められている。実験あるいは地震被災前後の構造物を対象とした計測記録から、構造物が損傷したときの振動数の変化は微小であることが中村ら⁹⁾、関ら¹⁰⁾の研究から明らかにされている。このような微小な振動数の変化を高精度に検知するためには、システム同定理論に基づく構造同定理論の確立が必要となる。システム同定理論に基づき振動特性を推定する研究として、例えば、カルマンフィルタを基本とする手法^{11), 12)}がある。また補助係数法やサブスペース法¹³⁾、適応フィルタ理論¹⁴⁾、さらにニューラルネットワーク法¹⁵⁾を用いて振動特性を推定する方法により、最適な構造同定を行うための研究が継続的に行われている。しかし、これらの研究の多くは、数値シミュレーションによる解析的検討を対象としたもので、実験的に推定精度を検証した事例は少ない。Peetersら¹⁶⁾は、道路橋の長期モニタリングから、振動数の変化を指標とした損傷と影響因子について評価しているが、得られた構造物振動数の精度検証は行っていない。

道路橋の損傷を考える場合、交通荷重や風荷重による常時微動によれば、低次振動から比較的高次振動まで励起されており、振動数、減衰定数、振動モードが推定できることが分かっている。これらの構造物の維持管理を行うためには、超高精度の振動数を自動的に長期間計測する計測システムの開発が必要になり、本論文ではその要素技術の実

証的検討を行なったものである。本システムの概要は既報論文¹⁷⁾で発表した。本論文は、構造物の微細な損傷を仮定した場合、どの程度の振動数の変化が検出可能であるかを、数値シミュレーションと実測により検証したものである。実際の構造物は様々な外乱の中で、実験室における実験より高いSN比があることを考える必要がある。

本論文は、人為的に損傷を加えることのできる5層骨組構造物を対象にして、数値シミュレーションと対応する模型実験を行い、すでに提案した高精度振動数検出システムにより、損傷検出の可能性を検証したものである。構造物の損傷モデルは、5層骨組構造物の各層間にばねで剛性を持たせたブレースを取り付け、それを瞬間的に切断することにより構成した。模型実験のために、アルミニウム製5層構造物模型を製作した。構造物からの信号は常時微動を想定している。そのために、数値シミュレーションでは白色雑音で加振された構造物を考えた。一方、模型実験では、白色雑音で加振した振動台の上に構造物を設置した構造物を考え、常時微動として加速度記録を用いた。構造物に取り付けたブレースを切断することにより、1~5%程度の固有振動数の変化を生じさせるようにした。この振動数の変化を高精度振動数検出システムで検知して、構造物の損傷検出の有効性を検証した。

2. 高精度振動数自動推定法

2.1 運動方程式の離散表示

構造物の損傷を常時微動から推測された構造物の振動数の変化から検出するためには、高精度な自動振動数検出システムを構成する必要がある。常時微動から振動数を推定する問題にシステム同定理論を適用した場合、外力を評価できないので、出力(常時微動)のみから系(システム)のパラメータを同定する必要がある。著者らは、既報¹⁷⁾において、常時微動から構造物の振動数を高精度に自動推定する手法を提案し、その有効性の確認を行っている。ここでは、本研究において損傷検知の基本となる構造物の振動数を自動推定する高精度構造同定アルゴリズムの概要を説明する。

有限要素法でモデル化された構造物の運動方程式は、

$$M\ddot{y}(t) + C\dot{y}(t) + Ky(t) = f(t) \quad (1)$$

で表される。この式において $y(t)$ と $f(t)$ は、

$$y(t) = \{y_1(t) \cdots y_m(t)\} \quad (2)$$

$$f(t) = \{f_1(t) \cdots f_m(t)\} \quad (3)$$

で定義される変位ベクトルと外力ベクトルである。(1)式において、 M 、 C および K は、 $(m \times m)$ 行列であり、それぞれ質量行列、減衰行列および剛性行列である。

構造系を比例減衰系と仮定すると、固有値解析より求めた固有モード行列 $\Phi(m \times m)$ により、 M 、 C および K は対角化されて次のように表される。

$$\Phi^T M \Phi = I \quad (4)$$

$$\Phi^T C \Phi = H = [2h_k \omega_k] \quad (5)$$

$$\Phi^T K \Phi = \Omega = [\omega_k^2] \quad (6)$$

ここで、および ω_k は k 次の固有円振動数、 h_k は k 次の減衰定数である。

m 次振動次数まで考えた場合、基準座標ベクトルは

$$q(t) = \{q_1(t) \cdots q_m(t)\}^T \quad (7)$$

で与えられる。状態変数を

$$x(t) = \begin{bmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{bmatrix} \quad (8)$$

で定義すると、運動方程式は、次のような状態方程式で表すことができる。状態変数の次元は $n=2m$ となる。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bf(t) \quad (9)$$

$$y(t) = Cx(t) \quad (10)$$

ここに、

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -H & -\Omega \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi^T \end{bmatrix}, \quad C = [\Phi \quad 0] \quad (11)$$

である。

Δt で離散化した状態方程式を考える。 $t_k = k \Delta t$ における状態変数を $x_k = x(t_k)$ で表す。外力 $f(t)$ の変化が緩やかで、 $t_k \leq t \leq t_{k+1}$ の区間において一定

$$f(t) = f_k \quad (t_k \leq t < t_{k+1}) \quad (12)$$

と考えられる場合、離散化された状態方程式は、

$$x_{k+1} = \bar{A}x_k + \bar{B}f_k \quad (13)$$

$$y_k = \bar{C}x_k \quad (14)$$

となる。ここに、係数行列は、

$$\bar{A} = e^{A\Delta t}, \quad \bar{B} = (e^{A\Delta t} - I)A^{-1}B, \quad \bar{C} = C \quad (15)$$

となる。

2.2 AR モデルと固有値

1 入力 1 出力系を考えた場合、離散化された状態方程式は、可観測行列 Q を用いて、ARMA モデルに変換¹⁷⁾することができる。ARMA モデルの標準的記述をするために、外力 $f(k)$ を $e(k)$ と表記する。

$$Q = [C \quad CA \quad \cdots \quad CA^{n-1}]^T \quad (16)$$

$$y(k) - \sum_{s=1}^n a_s y(k-s) = e(k) + \sum_{s=1}^{n-1} b_s e(k-s) \quad (17)$$

ARMA モデルは、等価な ∞ の次数を有する AR モデルで表現することができる¹⁸⁾。本論文では、振動数の推定を問題にしているので、ARMA モデルの極が問題になる。そこで、ARMA モデルを近似的に表した p 次の AR モデルと考える。

$$y(k) + \sum_{s=1}^p a_s y(k-s) = e(k) \quad (18)$$

AR モデルの係数 $a_1 \cdots a_p$ は、常時微動より最小二乗法を用いて決定し、この p 次の AR モデルの固有値は、

$$|\bar{\mathbf{A}} - \lambda \mathbf{I}| = \prod_{k=1}^{p/2} (\lambda - \lambda_k)(\lambda - \lambda_k^*) = 0 \quad (19)$$

より求めることができる。ここに*は複素共役を表すものとする。構造系が比例減衰系の場合、離散系のk次の固有値は、

$$\lambda_k = \exp[(-h_k \omega_k + i \omega_{dk}) \Delta t] \quad (20)$$

となる。k次の固有円振動数と減衰定数は、

$$h_k \omega_k = -\frac{1}{2\Delta t} \ln(\lambda_k \cdot \lambda_k^*) \quad (21)$$

$$\omega_{dk} = \frac{1}{\Delta t} \tan^{-1} \left| \frac{\lambda_k - \lambda_k^*}{\lambda_k + \lambda_k^*} \right| \quad (22)$$

より求めることができる¹⁹⁾。 ω_{dk} は減衰を考慮したk次の共振振動数であり、 $\omega_{dk} = \sqrt{1 - h_k^2} \cdot \omega_k$ の関係にある。

このような処理を行えば減衰定数 h_k を求めることができるが、減衰定数はARMAモデルの伝達関数の形状に関係するために、ARMAモデルの外力項の影響を受ける。そのために、ARモデルからの減衰定数の推定には誤差を伴うことが知られている²⁰⁾。本研究では、振動数の高精度推定を実現することにより、振動数の微小な変化より構造物の損傷検出の可能性を検討したものであるため、振動数の高精度の検出のみを考えている。

2.3 構造同定モデルと振動数自動抽出法

毎回記録した標本関数に対するARモデルにおいて、構造系に対応するものは変動が少なく、外乱および雑音に関するARモデルは変動する¹⁷⁾。そこで、ARモデルから誘導される固有値の中で、変動しない固有値を抽出することにより、構造系の振動特性を抽出することが可能になる。

離散化された構造系の固有値は(20)式より、次のように極座標表示される。

$$r_k = e^{-h_k \omega_k \Delta t} e^{i \omega_{dk} \Delta t} \quad (23)$$

固有値の絶対値は、

$$r_k = e^{-h_k \omega_k \Delta t} \quad (24)$$

偏角は

$$\theta_k = \omega_{dk} \Delta t \quad (25)$$

となる。

計測において考えられる上限の円振動数を $\omega_{\max}$ とする。これは、通常の常時微動のパワースペクトル密度の計測において、判読可能な上限の振動数と考えられる。 $\omega_{\max}$ が決まると偏角の範囲は、

$$0 \leq \theta_k \leq \omega_{\max} \Delta t \quad (26)$$

として求められる。他方、構造物が安定な場合、減衰は正となるので、固有値の絶対値は $r_k \leq 1$ となる。また橋梁上部構造を考えた場合、減衰定数は $h_k \leq 0.2$ 程度と考えることができる。そこで r_k の範囲

$$1 \geq r_k \geq r_{\min} \quad (27)$$

が求められる。このような範囲を図-1に示した。この斜線の範囲の中に含まれる固有値を構造系の固有値として考えることができる。

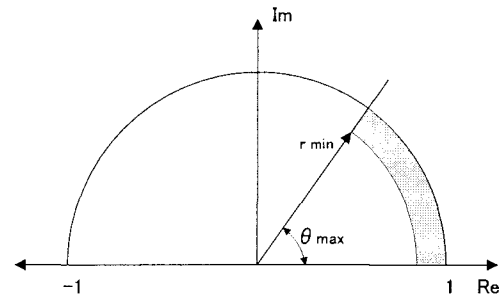


図-1 構造系固有値の許容存在範囲

3. 損傷構造物の設計

3.1 損傷構造物のモデル化

構造物の損傷を振動数の変化から検出するためには、僅かな振動数の変動を高精度に検知可能な計測法を開発する必要がある。そこで、既に著者らが提案¹⁷⁾した構造同定法に基づく構造物の健全度診断の可能性を検証するために、損傷モデル構造物による振動実験を実施する。

模型構造物の基本構造は、図-2に示す5層骨組構造物である。模型構造物寸法を図-2に、その材料諸元を表-1に示す。この対象構造物を骨組構造物にモデル化する。この模型構造物を基本形と考える。この模型構造物の層間にブレース材を取り付けた構造系を健全状態の構造モデルとする。ブレースを切断することにより、健全状態から損傷状態へと任意に遷移できる構造モデルを構成する。損傷構造モデルは、健全時と損傷時の振動数の変化が1/10Hz程度の微小値になるようにブレースの剛性を変化させて構造モデルを調整した。振動性状の変化から構造物の健全度診断を行うためには、このような微小な振動数の変化を高精度に検出することが必要であると考えられるためである。

損傷構造モデルにおいて、ブレース材はばね要素とした。その弾性係数は、基本構造系の母材（アルミニウム）の弾性係数に任意倍率 α を乗じて決定する。設定値を満足するように、 α をパラメトリックに変化させ、ブレース材を等価なばね定数 k を有するばね要素に置き換えて、実際に用いるブレース材を決定する。

3.2 損傷構造物の設計

損傷を想定した構造物モデルが図-3a),b),c)である。健全状態（ブレース数：10本）は、ブレースが全層にタスキ状に配された状態である。これに対し中間層のブレースが1本欠損したモデルを損傷1（ブレース数：9本）とし、さらに中間層のブレースが2本欠損したモデルを損傷2（ブレース数：8本）とした。ばね要素の剛性マトリクス $\mathbf{k}_e$ は、

$$\mathbf{k}_e = \frac{\alpha E A}{l} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & -1 & -1 & 0 \\ & 1 & 0 & -1 & -1 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 1 & 1 & 0 \\ \text{sym.} & & & & 1 & 0 \\ & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (28)$$

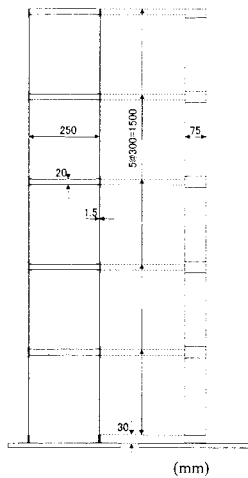


図-2 基本構造物模型

表-1 構造物模型の諸元

構造	5層ラーメン
材質	アルミニウム
単位体積質量	0.027 kg/cm ³
弾性係数	6.86 × 10 ⁶ N/cm ²

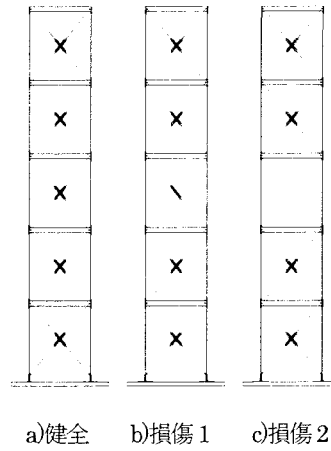


図-3 損傷を受けた構造物モデル

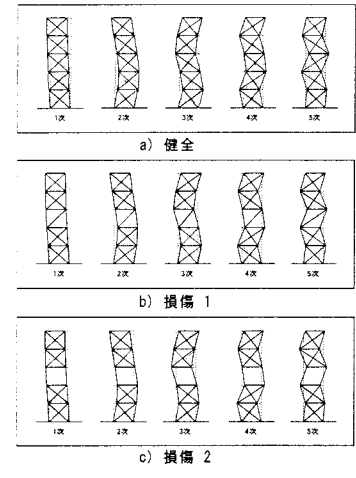


図-4 損傷構造物の固有振動モード

表-2 固有振動数 (解析)

次数	固有振動数(Hz)			健全→損傷1		損傷1→損傷2	
	健全	損傷1	損傷2	変化分 (Hz)	変化率 (%)	変化分 (Hz)	変化率 (%)
1次	1.694	1.671	1.641	0.023	1.4	0.03	1.8
2次	4.936	4.898	4.848	0.038	0.8	0.05	1.0
3次	7.758	7.611	7.438	0.147	1.9	0.173	2.3
4次	9.928	9.904	9.873	0.024	0.2	0.031	0.3
5次	11.29	11.06	10.86	0.23	2.0	0.2	1.8

表-3 固有振動数 (実験)

次数	固有振動数(Hz)			健全→損傷1		損傷1→損傷2	
	健全	損傷1	損傷2	変化分 (Hz)	変化率 (%)	変化分 (Hz)	変化率 (%)
1次	1.588	1.583	1.580	0.005	0.31	0.003	0.19
2次	4.613	4.602	4.587	0.011	0.24	0.015	0.33
3次	7.297	7.292	7.272	0.005	0.07	0.02	0.27
4次	9.813	9.756	9.727	0.057	0.58	0.029	0.30
5次	11.521	11.444	11.375	0.077	0.67	0.069	0.60

で表される。ここに E 、 A 、 I はブレース材の弾性係数、断面積、長さである。 E は構造物模型の母材の材料を使用した。 α は縮小倍率である。ブレースを切断したときの振動数の変化を $1/10\text{Hz}$ 程度にする $\alpha EA/I$ に対する等価なばね定数 k は、 $k=17.54\text{N/cm}$ となった。

構造物模型に使用するブレース材は、この k 値に近い市販のばねを使用した。計算に用いたばねのばね定数は、販売しているばねの公称値 $k=4.9\text{N/cm}$ である。このばね定数を用いて、ブレースをばね要素でモデル化して解析により求めた固有振動数が表-2 である。健全状態と損傷モデルの間で、3 次振動および 5 次振動において $0.15\sim 0.2\text{Hz}$ の振動数の変化がある。表-3 は、対応する損傷模型構造物の実験による振動数を示したものである。インパルス加振試験により求めた結果である。健全状態と損傷モデルの間で、4 次振動と 5 次振動において、約 0.06Hz の変化があることが認められる。図-4 は健全、損傷 1 および損傷 2 の固有振動モードを表したものである。振動数の変化がこのような微小である場合、それぞれの形状の差は極めて少なく、振動モードから損傷発生の有無を検知することは困難であると思われる。

4. 常時微動シミュレーションによる構造物損傷に伴う振動数変化の検出

4.1 常時微動シミュレーション

図-3a) の 5 層屑組構造物に対して、損傷を発生させるシミュレーションを行った。構造物の常時微動を発生させるために、構造物の各節点に互いに独立な不規則外力を作用させる。 $\Delta t=0.005(\text{sec})$ で発生させた、平均値 0、標準偏差

$\sigma=1(\text{cm/sec}^2)$ の正規乱数を加速度として構造物に作用させ、これを構造物の外力とする。構造物の常時微動は、Newmark β 法 ($\beta=1/4$, $\Delta t=0.005\text{sec}$) により応答計算を行って求めた。構造系の運動方程式 (1) 式において、減衰行列 C は直接計測できないパラメータであるため、系の質量行列 M 、1 次の固有円振動数 ω_1 および減衰定数 h_1 を用いて $C=2h_1\omega_1M$ で仮定した。 ω_1 は、振動解析より求めた 1 次固有円振動数 $\omega_1=2\pi f_1$ ($f_1=1.694\text{Hz}$) を適用し、また h_1 は、構造物模型の 1 次振動の自由振動加速度波形を用いて、対数減衰率により求めた減衰定数 $h_1=0.005$ を適用した。シミュレーションにおける常時微動は、応答計算において初期条件の影響がなくなり、定常状態に達したと見なされる 10 秒後以降の応答波形を用いた。一連の計算には数値演算ソフトウェア MATLAB (MathWorks 社) を使用している。図-5 は、シミュレーションより求めた 4 層目の加速度応答を示したものである。データ長は $T=30(\text{sec})$ である。この応答の自己相関関数を図-6 に示した。さらに、この応答波形のパワースペクトル密度を図-7 に示した。実線が FFT、破線が MEM によるものである。MEM の次数²¹⁾は $p=80$ としたものである。MEM の結果は FFT の結果によく一致していることが分かる。

4.2 構造物振動数の自動抽出法

常時微動シミュレーションより求められた 60 本の標本関数に対する AR モデルを構成した。それぞれの AR モデルより求められる固有値を重ね合わせて表示したものが図-8 である。各標本関数に対応する固有値の中で、変動している固有値が外乱および雑音に関するものと考えられる。対象とする模型構造物に対して、上限の振動数と減衰

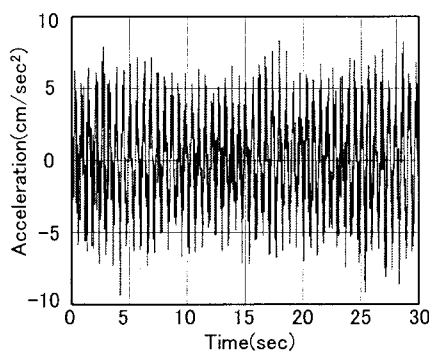


図-5 加速度応答波形

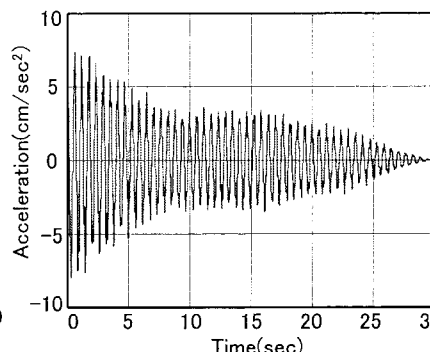


図-6 自己相関関数波形

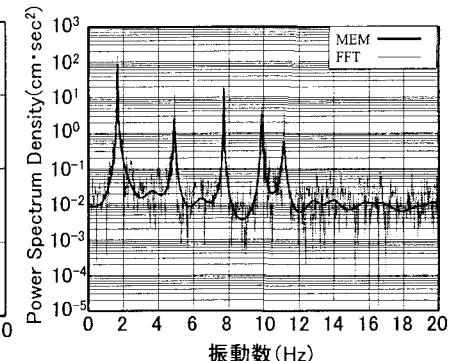


図-7 パワースペクトル波形

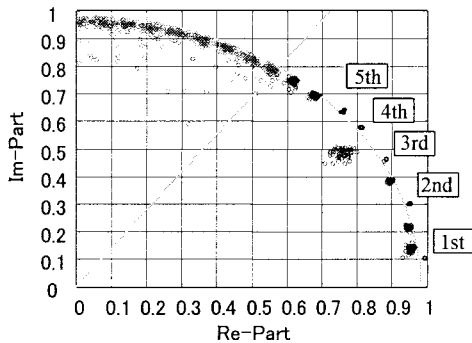


図-8 複素固有値の分布

表-4 推定振動数 (健全)

次数	推定振動数 平均値 (Hz)	標準偏差 (Hz)	変動係数 (%)	解析値 (Hz)
1次	1.690	0.0103	0.609	1.694
2次	4.904	0.0153	0.312	4.936
3次	7.711	0.0129	0.167	7.758
4次	9.862	0.0142	0.144	9.928
5次	11.138	0.0236	0.212	11.29

表-5 推定振動数 (損傷 1)

次数	推定振動数 平均値 (Hz)	標準偏差 (Hz)	変動係数 (%)	解析値 (Hz)
1次	1.671	0.0070	0.419	1.671
2次	4.866	0.0190	0.390	4.898
3次	7.576	0.0121	0.160	7.611
4次	9.828	0.0111	0.113	9.904
5次	10.942	0.0161	0.147	11.06

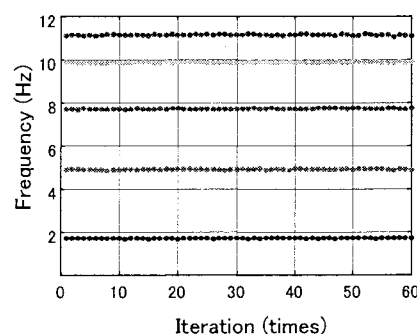


図-9 推定振動数軌跡 (健全)

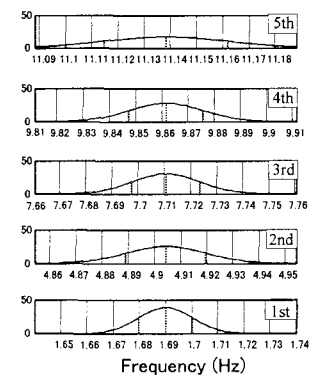


図-11 Gauss 分布 (健全)

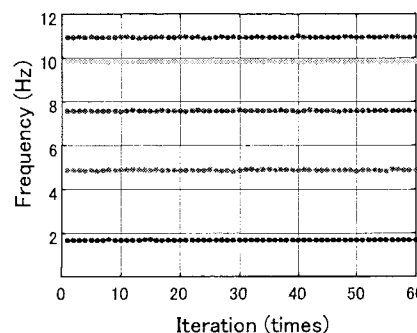


図-10 推定振動数軌跡 (損傷 1)

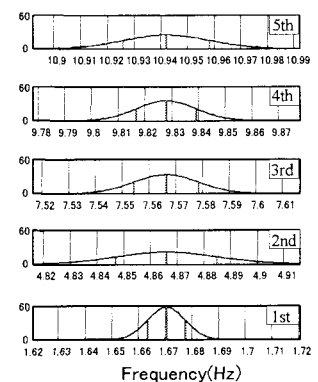


図-12 Gauss 分布 (損傷 1)

定数 $f_{\max}=15(\text{Hz})$, $h_{\max}=0.02$ と考えた。図-8 の固有値の分布から、設定した構造系固有値の存在領域により、変動する外乱および雑音の固有値と変動の少ない構造系の固有値が明確に分離できていることが分かる。

健全な構造物において、常時微動の標本関数 60 本に対して、各標本に対応する AR モデルの固有値より求めた振動数を示したものが図-9 である。縦軸は振動数、横軸は標本関数の番号である。本手法では、標本関数に対して逐次各次振動数を自動的に抽出することができるので、このように各推定振動数の時系列を得ることができる。したがって、多回数常時微動を観測することにより、推定された振動数の精度をさらに向上させることができる。同じく図

-10 は、ブレース 1 本を切断した損傷 1 の場合の 60 回の観測に対する、1 次から 5 次振動までの逐次推定された振動数である。

4.3 推定精度の検討

図-11 は、健全状態の 60 回の観測から求められた 1 次振動から 5 次振動までの推定振動数の変動を、正規分布で表したものである。また、表-4 は、推定された振動数の平均値、標準偏差および変動係数をまとめたものである。推定振動数の変動係数の中で、最も大きいものは、1 次振動において約 0.6% で、極めて高精度な推定が実現していることが分かる。k 次振動の円振動数の平均値を μ_{ok} 、標準偏

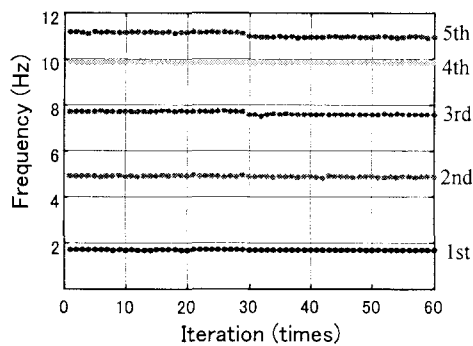


図-13 推定振動数軌跡 (健全→ 損傷 1)

表-6 推定振動数 (健全→ 損傷 1)

次数	推定振動数平均値(Hz)		変化分 (Hz)	変化率 (%)
	健全	損傷 1		
1次	1.691	1.671	0.020	1.183
2次	4.898	4.852	0.046	0.939
3次	7.710	7.569	0.141	1.829
4次	9.855	9.830	0.025	0.253
5次	11.147	10.938	0.209	1.875

差を σ_{ω_k} とした場合、健全な構造物の信頼区間 ($\mu_{\omega_k} + \sigma_{\omega_k}$) を構成することができる。損傷により構造物の円振動数 ω_k^* が健全時の標準偏差の s 倍変化した場合、この構造物に損傷が発生したと考えることができる。

$$\mu_{\omega_k} - \omega_k^* \geq s\sigma_{\omega_k} \quad (29)$$

図-12 はブレース 1 本を切断した損傷 1 の場合、60 回の観測により求めた推定振動数を正規分布で示したものである。表-5 は、この場合の推定振動数の平均値、標準偏差および変動係数である。1 次振動から 5 次振動の中で、変動が最も大きいものは、1 次振動の約 0.4% である。

健全状態と損傷 1 の状態を比較すると、3 次振動と 5 次振動の振動数の変化が、他の振動次数と比べると大きく、3 次振動の変化は 0.135Hz、5 次振動の変化は 0.196Hz である。変化の割合は、健全状態の振動数を基準にすると、いずれも 1.75% である。この変化は健全状態の推定振動の変動に比べて大きく変化しており、このことから、構造系の変状の検出が可能であると考えられる。

5. 常時微動シミュレーションによる損傷過程の検出

5.1 構造物の損傷シミュレーション

構造物の損傷モデルは、図-3 に示したように、5 層構造物モデルの 3 層目のブレースを切断することにより実現する。健全状態からブレースを 1 本切断した損傷 1 モデルへ移行させるシミュレーションを行った。シミュレーションは次のような手順で行う。

I. Newmark β 法により 1 観測 $T=30$ 秒 ($\Delta t=0.005 \times 6000$ 点) の計算を行う。

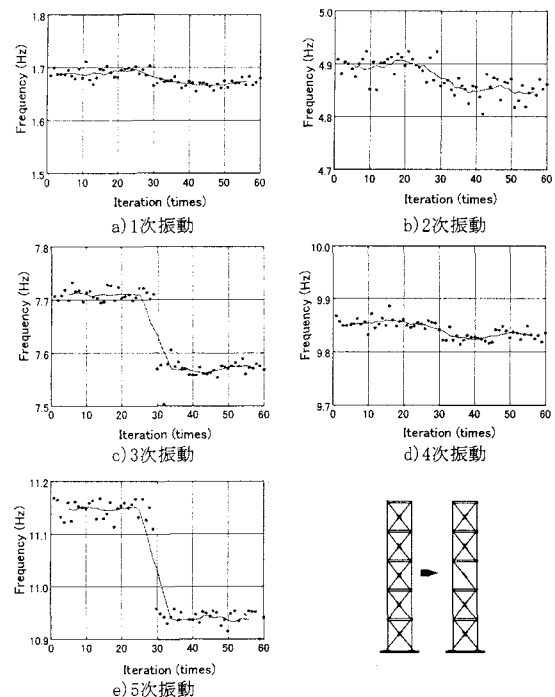


図-14 各次推定振動数履歴 (健全→ 損傷 1)

II. この計算を 60 回分を行い、29 回目から 30 回に移行する時点でブレースを切断する。ブレースの切断は、連続した計算を実行するために、ブレース材の剛性と減衰定数の値を 0 に近い微小な値に低下させることにより表現した。

このような連続したシミュレーションによる常時微動波形より、振動数の微小変化の検出の可能性を検討した。シミュレーションにより、健全状態から 3 層目のブレースを 1 本切断することによる、損傷モデル移行の検出性能を明らかにする。

5.2 損傷による振動数変化の検出とその精度

健全状態から損傷 1 へ移行した場合の振動数の時系列を図-13 に示した。前章と同じく、観測点は第 4 層目であり、観測量は加速度である。この図より、推定回数 30 回目において、3 次振動と 5 次振動において、振動数の微小な低下が認められる。そこで、1 次振動から 5 次振動までの振動数を拡大して示したものが図-14 である。それぞれの図において、振動数のスケールを 0.1Hz とし、振動数の表示範囲を 0.3Hz とした。振動数の推定精度は、推定誤差の変動 (ゆらぎ) のレベルに達している。そこで、推定振動数間の変化を見るために、測定点に 5 点の移動平均をかけて、5 点の平均値を 3 点目の値として表した。推定された振動数の時系列に対して、平滑化を行ったものが図-14 の実線である。損傷発生前後の各次振動数の平均値と変化分およびその変化率を表-6 に示した。ここで、変化率とは、損傷前後の振動数の変化分を健全状態の推定振動数の平均値で除した値である。損傷前後の推定振動数は、前章で示した定常状態におけるシミュレーションの結果とほぼ

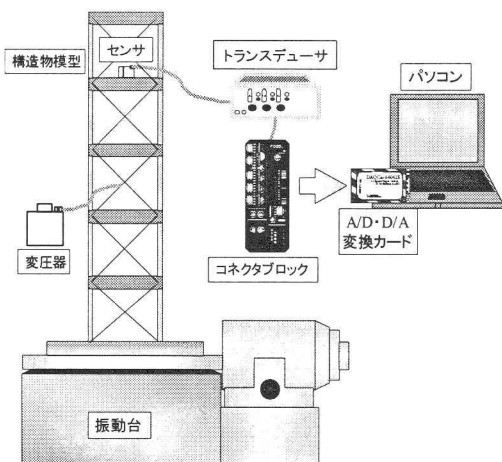
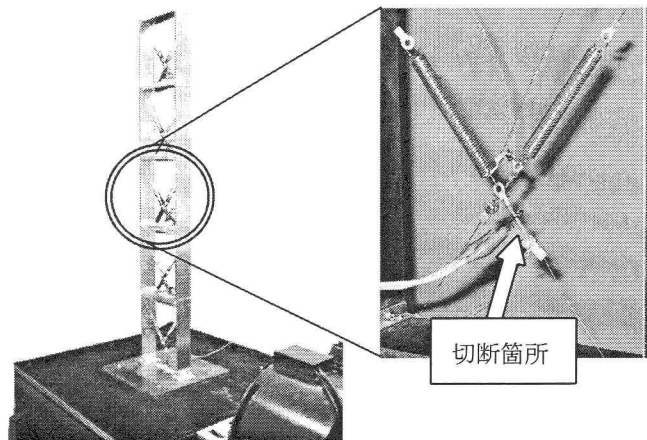


図-15 振動実験システムの概要



a) 構造物模型 b) 切断前のブレース状況

図-17 プレース材設置状況

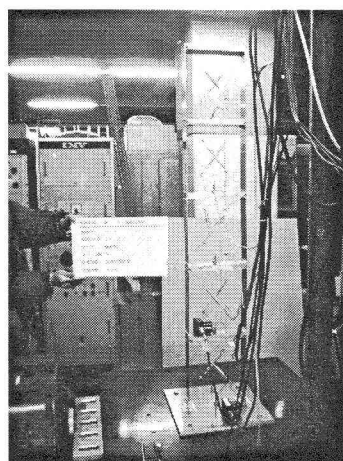


図-16 構造物設置状況

表-7 高精度振動数推定システムの構成

装置名	製品名	型名(製造メーカ)
制御装置	携帯型PC	CF-07A85W2S (Panasonic社)
	数値解析用ソフトウェア	MATLAB 6.5 (The Mathworks, Inc.)
A/D変換器	A/D変換カード	DAQ Card-6062E (National Instruments社)
検出装置	加速度計	AS-2GB (共和電業)
	アンプ	DPM-711B (共和電業)
その他	コネクタブロック	BNC-2110 (National Instruments社)

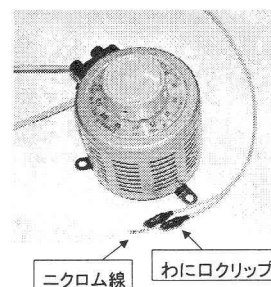


図-18 変圧器

一致しており、振動数の推定が精度よく行われていることを示している。図-14 c),e)より、3次振動および5次振動の低下が著しいことが分かる。それでも変化分はそれぞれ、0.141Hz および 0.209Hz と微小であり、変化率においても両者とも約 1.8%程度である。他方、1次、2次および4次振動においては、図-14 a),b)および d)より、振動数の低下は認められるが、振動数が低下していることの判定は困難である。同じく表-6 から、0.02~0.04Hz と、1/100Hz オーダの極めて少ない振動数の変化を認めることができる。

このように、構造物の損傷を振動数の低下より検出することは可能であることが予想される。損傷に対する振動数の低下は微小であるために、このような検出法を確立するためには、1/100Hz 程度の分解能を有する高精度の振動数推定を実現することが必要である。

6. 高精度構造物振動推定システムによる構造物損傷検出実験

6.1 構造物損傷実験システムの概要

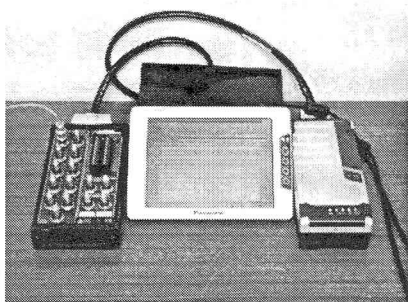
構造物のブレースを切断する構造物の損傷シミュレーションを、模型実験により実現する。常時微動モデルとし

て模型構造物を振動台上に設置して、白色雑音で加振する。構造物の損傷をブレースを切断することによりモデル化する。構造物の加振の途中で、ブレースを切断して構造物に損傷を与え、これを加速度記録から検出する。構造物は、図-2 と図-3 より構成する。ブレース材には、市販のばね公称値 ($k=4.9\text{N/cm}$) を用いた。振動実験システムの概要を図-15 に示した。振動台は電磁加振機で駆動する。白色雑音はパーソナルコンピュータで発生させた白色雑音を D/A 変換して加振機の電力増幅器へ加えた。検出する構造物の記録は、4 層の加速度である。加速度は、圧電型の加速度計を用いて、A/D 変換してパーソナルコンピュータで処理した。振動台の加振およびデータ処理に用いた計測器、パーソナルコンピュータ、計測器および処理装置を表-7 にまとめた。振動台に構造物を設置した状況を図-16 に示した。

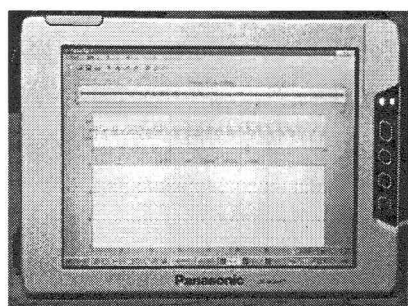
6.2 実験における構造物損傷モデル

(1) 模型構造物とブレースの構造

損傷を表現するためのブレース材を市販のばねで構成し、基本構造物の各層間にタスキ状に取り付ける。ブレースの一部を瞬間的に切断させることにより、構造物の剛性



a) 高精度振動数推定システム



b) 振動数推定画面

図-19 高精度振動数推定システムと計測画面

を低下させて、構造系の振動数を微小に変化させる。健全状態から損傷状態に移行する際の振動数の微小な変化を、高精度構造物振動推定システムを用いて検出する。ブレース材は、ばね ($k=4.9\text{N/cm}$)、ピアノ線および切断部であるプラスチックストリングから構成する。このブレースを構造物模型の各層の前面と後面にそれぞれ1本ずつ、タスキ状に設置する。5層模型構造物を図-17a)に、ブレースの設置状況を図-17b)に示す。

(2) ブレースの切断方法

構造物の損傷は、構造物を加振中にブレースを切断することにより実現する。ブレースを切断するために、人為的な力が構造物に作用することは望ましくない。そこで、図-17b)のように、ブレース材として、ばねとピアノ線の間にプラスチックの部材を取り付ける。このプラスチック部材にニクロム線を巻きつけて、変圧器を用いて高電流を流して、瞬間的にプラスチック部材を溶かして、これを切断する。変圧器とニクロム線を図-18に示した。

6.3 高精度構造物振動推定システム

損傷による構造物の振動数の低下を高精度に推定する手法を2章で示した。これを現場で利用するために、このアルゴリズムを数値解析ソフトウェア MATLAB (MathWorks 社) でプログラミングし、これを可搬型のパーソナルコンピュータ (パナソニック社 CF-07A85W2S) に移植した。この高精度振動数推定システムが図-19a)である。データを取り込むコネクタブロック、A/D 変換カード、パーソナルコンピュータ、小型の無線モニターで構成されている。図-19b)は振動数推定画面である。

7. 高精度振動推定による構造物損傷の検出

7.1 構造物損傷実験

パーソナルコンピュータから白色雑音を発生させ、振動台を加振させる。電力増幅器、加振器および振動台等によりフィルターの効果が生じ、構造物には厳密な白色雑音が作用しないが、本実験では、このような加振を白色雑音による加振とする。白色雑音により振動台を加振したときの構造物の不規則振動を常時微動のモデルと考える。構造物の第4層目に設置した加速度計から振動加速度を検出する。振動台制御用と加速度検出のための、D/A 変換および A/D 変換のための時間刻み $\Delta t=0.01$ 秒 (1/100Hz) とした。定常状態の常時微動実験では、1 データブロック 30 秒 ($\Delta t=0.01 \times 3000$ 個) として、これを 30 ブロック (15 分間) あるいは 60 ブロック (30 分間) 実施する。

構造物の損傷は、構造物の加振中にブレースを切断することにより表現する。前述の数値シミュレーションと対応させて、次の実験を行った。

- ①健全状態と損傷1 (ブレース1本切断) の振動計測とその精度の検討
- ②健全状態から損傷1 への移行の検出
- ③損傷1 から損傷2 (ブレース2本切断) への移行の検出

7.2 構造系固有値の抽出

健全状態構造物の常時微動の加速度記録を図-20 に示した。サンプリング時間 $\Delta t=0.01$ 秒とした場合の 30 秒間の記録である。この記録の自己相関関数を図-21 に示した。FFT と MEM によるパワースペクトル密度を示したものが図-22 である。ここで、破線が FFT、実線が MEM である。MEM は、AR モデルで構成し、モデル次数は $p=80$ とした。両者がよく一致していることが分かる。次に、30 回のデータを取得して、それぞれの AR モデルの固有値を複素平面に重ねて表示したものが図-23 である。図において、固有値の存在範囲は、 $f_{\max}=15(\text{Hz})$ 、 $h_{\max}=0.02$ とした場合である。この範囲が図の中の斜線と弧で描かれている。図からも分かるように、構造系の固有値は変動が少なく、ほぼ同じ点に重なっている。これに対して、外乱および雑音を表した固有値は変動していることが分かる。1 次振動から 5 次振動の固有値が明確に表現できていることが確認できる。

7.3 推定振動数の変動とその精度

実測記録に基づいて、構造物の自動推定を行った。模型構造物が健全状態の場合、連続した 30 回の計測に対して、自動計測した結果を図-24 に示した。1 次振動から 5 次振動までが自動的に計測されていることが分かる。これらの振動数の時系列の変動を正規分布と見なして表示したものが図-25 である。変動する振動数の目盛をそれぞれ 0.01Hz で表示している。また表-8 には推定した振動数の平均値、変動の標準偏差および変動係数を示した。計測による振動数の変動は、最大のもので 1 次振動における約 0.4% であり、精度の高い振動数の予測が実現できている。

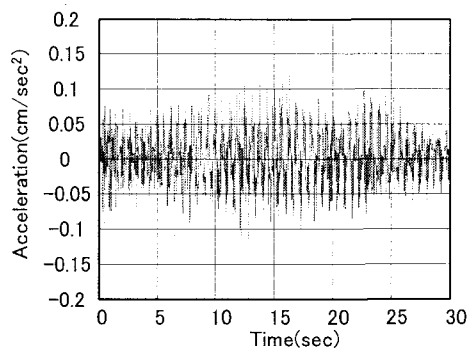


図-20 加速度応答波形 (健全)

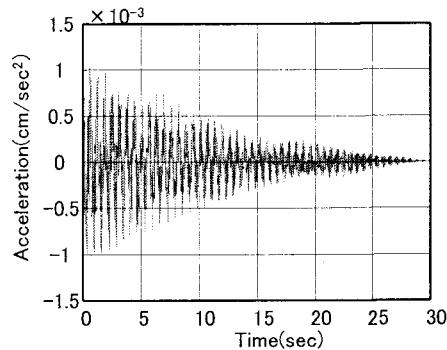


図-21 自己相関関数波形 (健全)

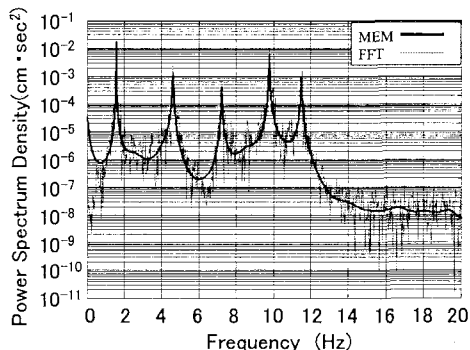


図-22 パワースペクトル波形 (健全)

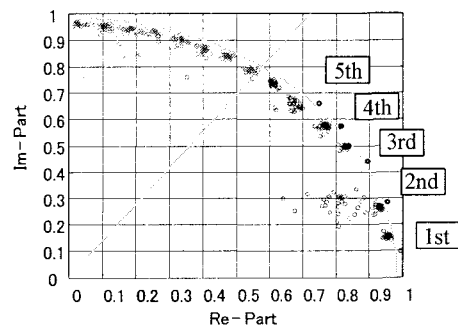


図-23 複素固有値の分布 (健全)

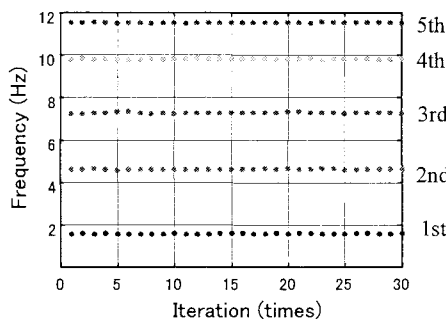


図-24 推定振動数軌跡 (健全)

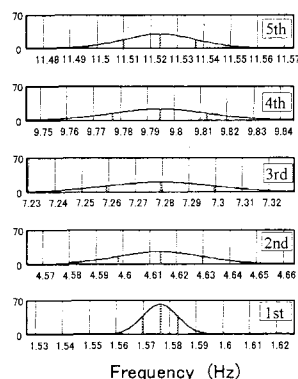


図-25 Gauss 分布 (健全)

表-8 推定振動数 (健全)

次数	推定振動数 平均値(Hz)	標準偏差 (Hz)	変動係数 (%)	解析値 (Hz)
1次	1.577	0.0065	0.412	1.694
2次	4.614	0.0159	0.345	4.936
3次	7.280	0.0202	0.277	7.758
4次	9.795	0.0175	0.179	9.928
5次	11.524	0.0134	0.116	11.29

数値シミュレーションの結果である表4 と比べても、同程度の安定した精度が保証できていることが分かる。

7.4 健全状態から損傷1への移行 (Case1)

健全状態からブレース1本切断し、損傷1への移行を振動数の変化より検出する。サンプリング時間 $\Delta t=0.01$ 秒で3000点、すなわち30秒間のデータを1ブロックのデータとする。これを逐次60回連続して計測して振動数の推定を行った。ブレースの切断は、29回から30回の計測において実施されるように図面を表示した。図-26は、60回の各次振動数の自動推定結果を示したものである。4次振動と5次振動において、29回と30回の間に僅かな変化が見られる。この部分を明確にするために、振動数0.05Hz刻みで、各振動次数の振動数付近を拡大したものが図-27で

ある。明確な変化が見られるのは、4次振動と5次振動である。4次振動で、約0.05Hz、5次振動で約0.08Hz、それぞれ振動次数の低下が見られる。

切断前の20回、切断時を含めて20回、切断後の20回のそれぞれの推定振動数の変動を正規分布と考えると、図に表したものが図-28a),b),c)である。損傷により、振動数が変化しない場合、それぞれの状況において分布の形状は変化していない。4次振動、5次振動では、損傷により振動数が低下するので、図-28b)では、健全状態と損傷状態の振動数を考えるために、変動は大きくなっている。図-28c)では、損傷後の分布の形は元に戻り、平均値が低い方向へ移動している。

4次振動と5次振動の図を見ると、健全状態の推定振動数の変動を評価する標準偏差に対して、4次振動では約4.5

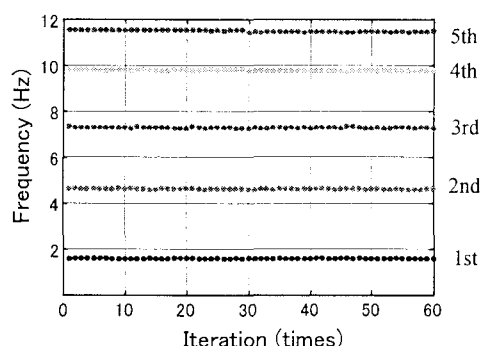


図-26 推定振動数軌跡 (Case1: 健全→ 損傷1)

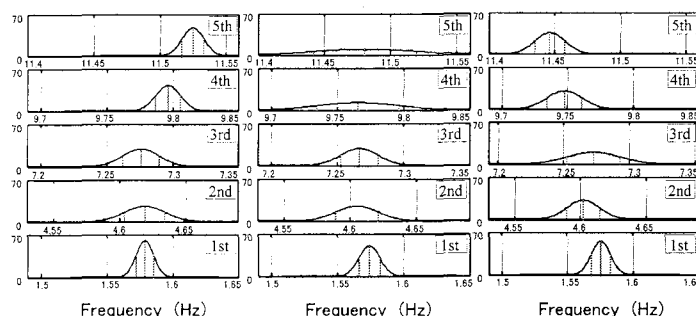


図-28 Gauss 分布 (Case1: 健全→ 損傷1)

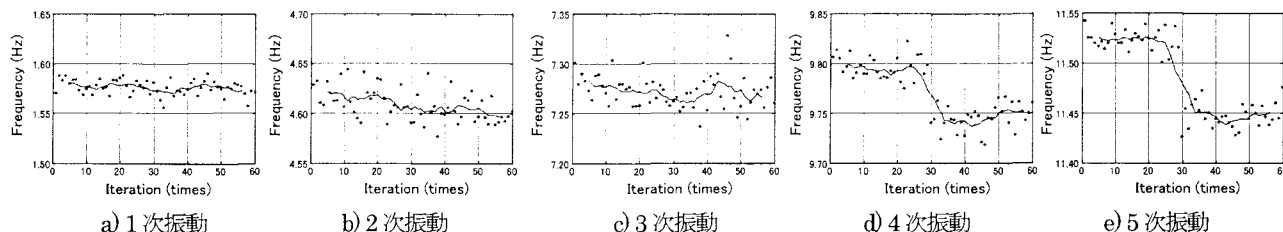


図-27 各次推定振動数軌跡 (Case1: 健全→ 損傷1)

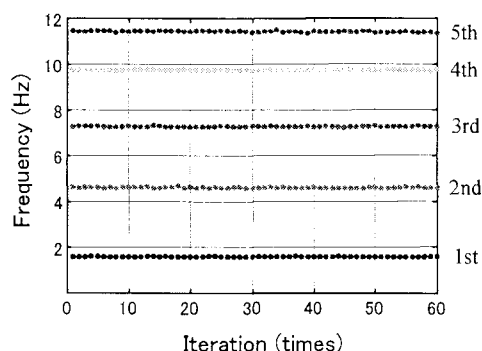


図-29 推定振動数軌跡 (Case2: 損傷1→ 損傷2)

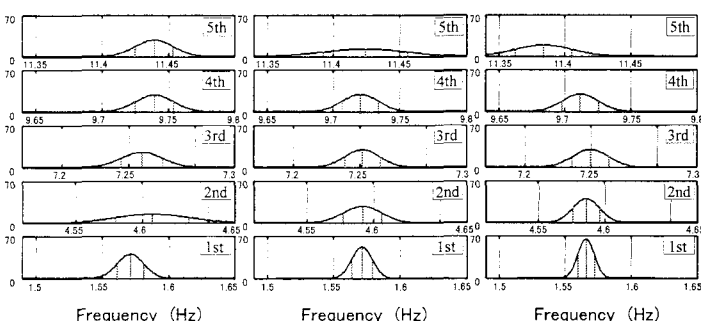


図-31 Gauss 分布 (Case2: 損傷1→ 損傷2)

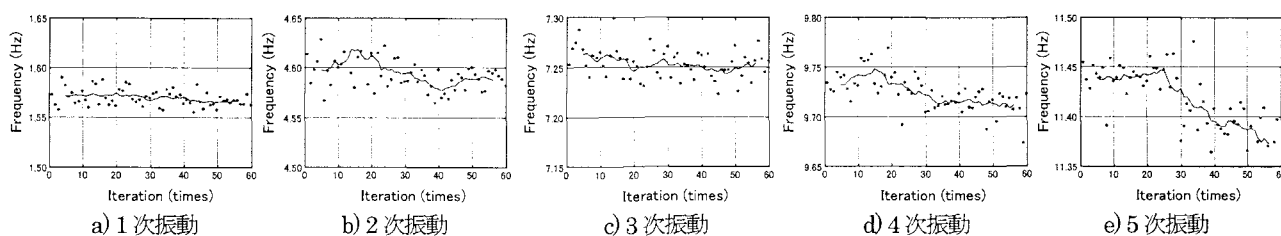


図-30 各次推定振動数軌跡 (Case2: 損傷1→ 損傷2)

σ_4 , 5 次振動では約 $7.4\sigma_5$ だけ振動数が低下している。このように、高精度の振動数の検出が可能であれば、損傷に伴う微小な振動数の変化を検出することが可能になる。

7.5 損傷1 から損傷2 への移行 (Case2)

次に、Case2 として、ブレース 1 本切断から、さらに 1 本切断 (合計 2 本) した状態へ移した場合を考えた。実験は、ブレースを 1 本切断した状態において、連続した 60 回の計測を行った。Case1 と同じく、29 回目と 30 回目の計測の間にブレースを切断した。図-29 は、各次振動を自動記録した結果である。この場合は、図で見られる変化は

認められない。各振動数の推定値付近を拡大して示したものが図-30 である。1 次振動から 3 次振動に比べて、4 次振動と 5 次振動において振動数の低下が見られる。しかし、Case1 ほど顕著ではない。振動数の低下は Case1 と比べて、4 次振動の変化は少なく、5 次振動の変化は同程度である。図-31 は振動数の推定値の変動を、1~20 回、20~40 回、40~60 回に分けて表示したものである。図-31b) の 5 次振動の分布の変化は、Case1 と同じく損傷を起こす範囲において、変動が大きくなる。損傷状態になると、分布形状は健全状態と同じようになって、平均値が低い方へ移動している。4 次振動の場合は、損傷中における振動数の分布の

表-9 推定振動数 (Case1: 健全→ 損傷1)

次数	推定振動数平均値 (Hz)		変化分 (Hz)	変化率 (%)	標準偏差(Hz)	
	健全	損傷1			健全	損傷1
1次	1.578	1.574	0.004	0.253	0.0067	0.0076
2次	4.616	4.602	0.014	0.303	0.0151	0.0140
3次	7.275	7.269	0.006	0.082	0.0136	0.0185
4次	9.796	9.745	0.051	0.521	0.0114	0.0129
5次	11.524	11.447	0.077	0.668	0.0104	0.0120

形状の変化はなく、損傷状態において僅かに振動数が低下している。

7.6 実測による振動数推定精度の検討

健全状態から損傷1 (Case1) と損傷1 から損傷2 (Case2) の場合の振動数の平均値の変化と変動を、表-9 と表-10 にまとめた。表-9 の健全状態と損傷1 の値は、前節のCase1 における損傷前後のデータブロックである 1~20 回の測定および 41~60 回の測定に基づいて評価されたものである。同じく、Case2 である表-10 の場合の値も、2 本目のブレースの損傷前後におけるデータブロックにより評価されたものである。Case1 について考える。損傷により振動数が変化したことを判定するためには、振動数推定における変動より有意な振動数の推移が認められれば良い。表-9 において、損傷による振動数の変化と測定値の変動を表す標準偏差を比較すると、4 次振動と 5 次振動において、健全状態の標準偏差と比べて平均値の変化分は約 4.5 倍および約 7.5 倍程度となっており、明確な低下が認められる。

同じことを Case2 について考える。健全状態の標準偏差に対して、2 本目のブレース切断による損傷による振動数の変化を調べる。1 次振動から 3 次振動までは明確な変化は認められない。4 次振動と 5 次振動について見ると、4 次振動および 5 次振動の振動数の変化分はそれぞれ健全時の標準偏差の 1.5 倍および 3.5 倍となっており、振動数の低下が認められる。

ブレースを切断することによる損傷モデルに対して、実測では数値シミュレーションとほぼ同じ結果を得ることができた。振動により損傷を検出するためには、高い精度の振動を検出するアルゴリズムの開発にかかっている。

8. まとめ

本論文は、構造物の損傷を振動数の低下から評価するために、数値シミュレーションと模型実験を行い、著者らが開発した高精度振動数推定システムの有効性を検証したものである。研究の主な目的は次の 2 点である。第 1 に、比較的現実的な損傷モデルを構成して、構造物の振動数の低下を指標にして、構造物の損傷を評価することの有効性を数値シミュレーションと模型実験により確認することである。第 2 に、構造物の振動数の変化による損傷評価のためには、高い精度の振動数検出システムが必要となり、著者らの開発した高精度振動推定システムの有効性を検証することである。本論文で得られた結果を要約すると次

表-10 推定振動数 (Case2: 損傷1→ 損傷2)

次数	推定振動数平均値 (Hz)		変化分 (Hz)	変化率 (%)	標準偏差(Hz)	
	損傷1	損傷2			損傷1	損傷2
1次	1.572	1.568	0.004	0.254	0.0094	0.0069
2次	4.604	4.587	0.017	0.369	0.0251	0.0105
3次	7.257	7.251	0.006	0.083	0.0160	0.0131
4次	9.736	9.713	0.023	0.236	0.0155	0.0117
5次	11.442	11.392	0.050	0.437	0.0143	0.0264

のようになる。

(1) 5 層骨組構造物の各層に 2 本のばねとプラスチックストリングを用いたブレースを取り付け、このブレースを切断することにより、構造物の損傷を表現するモデルを構成した。数値シミュレーションおよび模型実験により、損傷による振動数の変化を 0.01Hz のオーダーで変更できることを確認した。

(2) 5 層構造物に取り付けたブレースに熱を加えて瞬間的に切断可能な損傷模型構造物を製作した。白色雑音で駆動する振動台に模型構造物を設置して、常時微動する構造物加速度記録より損傷評価できる実験を行った。

(3) 著者らが提案している高精度振動数推定法を現場実験に適用するために、数値解析ソフトウェア MATLAB (MathWorks 社) でプログラミングし、高精度振動数推定システムを構成した。本システムを模型実験に適用し、1/100Hz の精度で振動数計測が自動計測可能なことを確認した。

(4) 5 層構造物のブレースを切断する損傷モデルに基づいて、常時微動より求められる加速度記録より、損傷による微小な振動数の変化を検出することができた。高精度な振動数検出システムを用いることにより、振動数の低下より構造系の損傷が予測可能なことが確認できた。

(5) 損傷に伴う振動数の低下は、極めて小さいため、損傷の判定は、振動数の検出精度 (測定誤差) と振動数の変化分との関係で評価される。損傷判定指標として、(振動数の変化分: Δf) / (振動数の検出精度: σ) を、損傷判定の指標と考え、構造物の損傷の評価を行うことができた。本研究の結果は、人為的に損傷を加えた模型実験に基づく限界を持っている。本研究の手法を現実の構造物に適用するためには、高精度振動数検出システムを実橋に設置して、現実の損傷と関係づけた実証実験を行う必要があると考えている。

参考文献

- 1) 豊田利夫: 機械システム診断の進め方, (社)プラントメンテナンス協会, 1998.
- 2) 牧修市: 振動法による設備診断の実際, (社)プラントメンテナンス協会, 1988.
- 3) 小林健二: 音・振動による診断工学, コロナ社, 2000.
- 4) 加藤雅史, 高宮進, 田中信治, 二宮公紀: 橋梁下部工補強に伴う振動特性の変化の検討, 土木学会論文集, No.428/I-15, pp.57-66, 1991.

- 5) 岡林隆敏, 原忠彦: 道路橋振動特性測定における衝撃加振法の適用, 構造工学論文集, Vol.34A, pp731-738, 1988.
- 6) 山崎 智之, 大島 俊之, 三上 修一, 太田 雅二: 損傷 RC 柱の打撃法による損傷評価に関する研究, 構造工学論文集, Vol. 45A, pp.337-345, 1999.
- 7) Fujino, Y., Abe, M.: Vibration-based Monitoring of Infrastructures -R&D of sensors and analysis at University of Tokyo-, Proceeding of the International Workshop on Structural Health Monitoring of Bridges / Colloquium on Bridge Vibration '03, pp.37-54, 2003.
- 8) 阿部雅人, 藤野陽三, 長山智則, 池田憲二: 常時微動計測に基づく非比例減衰系の構造同定と長大吊橋への適用例, 土木学会論文集, No.689/ I -57, pp.261-274, 2001.
- 9) 中村充, 安井譲: 微動測定に基づく地震被災鉄骨建物の層損傷評価, 日本建築学会論文集第 517 号, pp.61-68, 1999.
- 10) 関雅樹, 西村昭彦, 佐野弘幸, 中野聡: RC ラーメン高架橋の地震時損傷レベルの評価に関する研究, 土木学会論文集, No.731/I-63, pp.51-64, 2003.
- 11) 星谷勝, 斉藤悦郎: 線形多自由度系の動特性の推定, 土木学会論文集, No.344/ I -1, pp.261-274, 1984.
- 12) 佐藤忠信, 竹井賢二: 適応型カルマンフィルタの構築とその応用, 土木学会論文集, No.584/ I -42, pp.163-173, 1998.
- 13) C.S. Huang and H.L. Lin: Model identification of structures from ambient vibration, free vibration, and seismic response data via a subspace approach, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, vol.30, pp.1857-1878, 2001.
- 14) 飯國洋二: 適応信号処理アルゴリズム, 培風館, 2000.
- 15) S.F. Masri, M. Nakamura, A.G. Chassiakos, T.K. Caughey: Neural Network Approach to Detection of Changes in Structural Parameters, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, vol.122, No.4, pp.350-360, April, 1996.
- 16) Peeters, B, De Roeck G.: One-year monitoring of the Z24-Bridge: Environmental effects versus damage events, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol.30, pp.149-171, 2001.
- 17) 岡林隆敏, 奥松俊博, 中宮義貴: 常時微動に基づく AR モデルによる構造物振動数の高精度自動推定法, 土木学会論文集, No.759/ I -67, pp.271-282, 2004.
- 18) 中溝高好: 信号解析とシステム同定, コロナ社, 1988.
- 19) 星谷勝・斉藤悦郎: データ解析と応用・カルマンフィルタを中心として, 鹿島出版会, 1991.
- 20) K.Yamada: Real-time prediction of near-future seismic excitation adapting AR model to preceding information, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 28, pp.1587-1599, 1999.
- 21) 日野幹雄: スペクトル解析, 朝倉書店, 1977.

(2004 年 9 月 17 日受付)