機械構造物の応力履歴推定 (シミュレーションと応答曲面による応力推定式の導出方法)

小野里 尚^{*1}, 柄川 索^{*1}, 高橋 毅^{*2}, 下平 貴之^{*3}, 長縄 尚^{*3}

Stress history estimation of machine structure (A procedure for generating stress estimation equation using simulation and response surface)

Takashi ONOZATO^{*1}, Saku EGAWA^{*1}, Takeshi TAKAHASHI^{*2},
Takayuki SHIMODAIRA^{*3} and Takashi NAGANAWA^{*3}

^{*1} Hitachi, Ltd., Research & Development Group

832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034, Japan

^{*2,*3} Hitachi Construction Machinery Co., Ltd., Technical Research Center

650 Kandatsu-machi, Tsuchiura-shi, Ibaraki 300-0013, Japan

Received 28 March 2016

Abstract

In this paper, we propose the method of estimating the stress history from the measured state quantity data from operating machine by creating a stress estimation equation for each evaluation point. We also report how to create the stress estimation equation. We are able to estimate the stress history throughout the machine structure. To accurately verify the stress estimation equation, we performed excavation with actual machine and measured the quantity of state and the stress. We calculated the estimated stress history by using the measured data. As a result of comparing the estimated value with the measured value, the accuracy of estimation was good in the defined region of stress estimation equation.

Key words : Stress history, Response surface, Structural health monitoring, Construction machine

1. 緒 言

信頼性が重要視される機械構造物の分野では、点検・保守の効率化や稼働率向上の観点から、リアルタイムに健全性や異常を評価する構造ヘルスモニタリングへの期待が高まっている(轟, 2003)(福永, 跡部, 2010). 機械構造物をリアルタイムにモニタリングするにはひずみゲージなどのセンサを広範囲に設置する必要があるが、機械構造物が動作する場合には、センサを設置する場所には制限がある. そこで少数のセンサで、機械構造物全体の健全性や異常を評価する手法が求められている. 構造物にき裂が発生した場合などの損傷評価技術としては、固有振動数の変化からき裂の位置や大きさを同定する研究(東, 水口, 2004)や非線形波動変調現象を応用した損傷評価(山内他, 2014)が検討されている. 一方、余寿命評価としては、構造物内に組み込んだ疲労センサによって構造物の疲労余寿命を推定することが実施されている(小林, 仁瓶, 2007). しかしながら、これらの手法は、破壊起点を予想できる場合に対しては極めて有効であるが、建設機械のように稼働履歴により破壊起点が複数考えられる場合や、き裂が入った段階で稼働を止めなければならない場合に対して適用することは難しい. したがって、き裂などの致命的な損傷が発生する以前の健全性を機械構造物全体にわたって評価できる手法が必要である. そのためには、稼働開始からの応力履歴に基づく評価が必要である. そこで、本報では機械構造物に設置した少数のセンサから応力を推定するためのデータを取得し、それらのデータを、評価点ごとに導出した応力推定式に代入して応力履歴を推定する手法を提案する. また、建設機械に適用した事例について報告する.

No.16-00125 [DOI: 10.1299/transjsme.16-00125], J-STAGE Advance Publication date : 7 November, 2016

^{*1} 正員, (株)日立製作所 研究開発グループ (〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口832-2)

^{*2} 日立建機(株)技術開発センタ (〒300-0013 茨城県土浦市神立町650)

^{*3} 正員, 日立建機(株)技術開発センタ

E-mail of corresponding author: takashi.onozato.nf@hitachi.com

2. 応力推定式の導出方法

動作している機械構造物（以下、稼働機械と称する）に生じる応力は、外力の大きさ・方向・作用点などの荷重状態、支持点・重心位置などの姿勢状態、および並進・回転などの運動状態によって特徴づけられることから、それらの状態量を変数にもつ応力推定式(1)を導出する。

$$\sigma = f(s) \quad (1)$$

ここで、 σ は稼働機械のある1点の応力、 s は状態量を成分にもつベクトル（以下、状態量ベクトルと称する）、 f は応力と状態量ベクトルを結び付ける関数である。応力推定式の導出手順を以下に示す。

[Step1] 状態量ベクトルの決定

状態量ベクトルの各成分は応力の特徴づける量とし、種類および個数を決める。

[Step2] 標本データの取得

有限要素法などのシミュレーションを用いて、状態量ベクトルと応力のデータを取得する。

[Step3] 応力推定式の導出

取得した標本データに応答曲面を用いて、状態量ベクトルと応力を関係付ける関数 f を求める。

図1に応力推定式を用いた稼働機械の応力履歴推定フローチャートを示す。処理が開始されたら、サンプリング時間 Δt で取得された所定時間帯のデータ（状態量）を抽出する。 Δt ごとの状態量データを応力推定式に代入して応力を推定する。推定した応力を時刻と関連付けて記憶装置に記憶する。応力の推定処理を継続するか否かを判定する。応力の推定処理を継続する場合には、再度、所定時間帯のデータを抽出し処理を繰り返す。一方、処理を終了すると判定した場合には一連の処理を終了する。例えば、稼働機械の停止時に処理を終了することで、記憶装置のストレージ容量を節約する。

Fig. 1 Flow chart to estimate the stress history of operating machine.

2・1 状態量ベクトルの決定

本手法では応力を状態量から推定するため、状態量ベクトルの各成分については応力を特徴づける量とする。式(2)に状態量ベクトル $\mathbf{s}_i$ を示す。

$$\mathbf{s}_i = (x_{i1}, \dots, x_{ij}, \dots, x_{iK}) \quad (2)$$

ここで x_{ij} は状態量ベクトルの成分、 i は $1 \sim N$ の値をとり、 N は状態量ベクトルと応力の対応関係の個数であり、 j は $1 \sim K$ の値をとり、 K は状態量ベクトルの成分の個数である。また、状態量ベクトルの各成分の値は、それぞれ稼働状態により変動するため、状態量ベクトルは K 次元空間内を変動するデータとなる。図2に状態量ベクトルと応力の対応関係を示す。図2中の $\mathbf{S}$ は式(2)に示した状態量ベクトルを要素にもつ集合であり、 Σ は状態量ベクトルに対応した応力を要素にもつ集合である。また、 f は状態量ベクトルの集合と応力の集合を結び付ける関数である。ここで、図2に示した状態量ベクトルの集合 $\mathbf{S}$ と応力の集合 Σ の対応関係について説明する。

(a) 一対一対応

集合 $\mathbf{S}$ の各要素が、集合 Σ の異なる要素に対応する場合である。この対応関係を得るには状態量ベクトルの成分の種類・個数を過不足無く揃える必要がある。

(b) 多対一対応

集合 $\mathbf{S}$ の2つ以上の要素が、集合 Σ の同じ要素に対応する関係を含む場合である。例えば、集合 $\mathbf{S}$ の要素である $\mathbf{s}_1$ と $\mathbf{s}_2$ が、集合 Σ の要素である σ_1 に対応する場合である。この対応関係は状態量ベクトルに応力を特徴づけない成分が含まれる場合に生じる。

(c) 一対多対応

集合 $\mathbf{S}$ のある要素が、集合 Σ の2つ以上の要素に対応する関係を含む場合である。例えば、集合 $\mathbf{S}$ の要素である $\mathbf{s}_2$ が、集合 Σ の要素である σ_2 と σ_3 に対応する場合である。この対応関係は状態量ベクトルに応力を特徴づける成分を含めなかった場合に生じる。

Fig. 2 Correspondence between the state vector and the stress. (a)Each element of the set $\mathbf{S}$ corresponds to the different elements of the set Σ . (b)Two or more elements of the set $\mathbf{S}$ comprise a relation to corresponding to one element of the set Σ . (c)Certain element of the set $\mathbf{S}$ comprises a relation to corresponding to two or more elements of the set Σ .

(a)～(c)より、応力推定式の関数 f を導出するためには、状態量ベクトルと応力の対応が一対一対応、もしくは多対一対応となるように成分の種類・個数を決定する必要がある。精度を向上させるためには一対一対応とすることが望まれるが、異なる状態であっても応力は同じ値になりえるため、必ずしも一対一対応でなくとも良い。

2・2 標本データの取得

有限要素法などのシミュレーションを用いて、集合 $\mathbf{S}$ と集合 Σ の要素を取得する。図3に機構-構造連成解析を用いた標本データ収集フローチャートを示す。まず、状態量ベクトルの集合 $\mathbf{S}$ とそれに対応する応力の集合 Σ は共に空集合 ϕ である。前節で示したように i は状態量ベクトルと応力の対応関係の個数であり、 $i=1$ として対応関係の取得を開始する。シミュレーションでは、稼働機械の制約条件を加味して運動、荷重、境界条件などを入力する。シミュレーション結果から得られた状態量ベクトル $\mathbf{s}_1$ を集合 $\mathbf{S}$ の要素、応力 σ_1 を集合 Σ の要素とす

る．次に，集合 S と集合 W （ここで，集合 W は実機における状態量ベクトルの集合であるとする）の包含関係が $S \supset W$ と見なせれば収集を終了し，異なる場合は $i = i + 1$ とし，シミュレーションの入力条件を変更して収集を繰り返す．また W においては，予め実験するか，あるいは稼働中の実機を測定して，状態量ベクトルの各成分の取り得る範囲から求める．

Fig. 3 Flow chart to collect the sample data using the multi flexible body dynamics analysis.

2・3 応力推定式の導出

取得した標本データに応答曲面を適用して，状態量ベクトルの集合 S と応力の集合 Σ を結び付ける関数 f を線形重回帰モデルにより導出する．表 1 に線形重回帰モデルのためのデータを示す (Raymond et al., 2009)．ここで x_j は状態量ベクトルの成分の種類であり， x_{ij} は状態量ベクトルの成分の値である． j は $1 \sim K$ の値をとり， K は状態量ベクトルの成分の個数であり， i は $1 \sim N$ の値をとり， N は状態量ベクトルと応力の対応関係の個数である．

Table 1 Data for multiple linear regression.

σ	x_1	x_2	...	x_j	...	x_K
σ_1	x_{11}	x_{12}	...	x_{1j}	...	x_{1K}
σ_2	x_{21}	x_{22}	...	x_{2j}	...	x_{2K}
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$		$\vdots$		$\vdots$
σ_i	x_{i1}	x_{i2}	...	x_{ij}	...	x_{iK}
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$		$\vdots$		$\vdots$
σ_N	x_{N1}	x_{N2}	...	x_{Nj}	...	x_{NK}

線形重回帰モデルによる近似式は式 (3) で表される．

$$\sigma_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \cdots + \beta_K x_{iK} + \varepsilon_i = \beta_0 + \sum_{j=1}^K \beta_j x_{ij} + \varepsilon_i, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (3)$$

ここで， β_0 は定数項， $\beta_1, \dots, \beta_K$ は回帰係数を示す．また， ε_i は誤差項である．この誤差項を最小にする近似式を求めるために最小二乗法を用いる．誤差 2 乗和 L は式 (4) で表され， σ_i と x_{ij} は標本データとして取得されるため， L は回帰係数 β の関数となる．

$$L = \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^N \left(\sigma_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^K \beta_j x_{ij} \right)^2 \quad (4)$$

L を最小にする $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_K$ は $\partial L / \partial \beta = 0$ が必要十分条件であるため、式(5)と式(6)により求められる。

$$\frac{\partial L}{\partial \beta_0} = -2 \sum_{i=1}^N \left(\sigma_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^K \beta_j x_{ij} \right) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \beta_j} = -2 \sum_{i=1}^N \left(\sigma_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^K \beta_j x_{ij} \right) x_{ij} = 0 \quad (6)$$

式(5)と式(6)から、式(7)の連立方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} N\beta_0 + \beta_1 \sum_{i=1}^N x_{i1} + \beta_2 \sum_{i=1}^N x_{i2} + \dots + \beta_K \sum_{i=1}^N x_{iK} &= \sum_{i=1}^N \sigma_i \\ \beta_0 \sum_{i=1}^N x_{i1} + \beta_1 \sum_{i=1}^N x_{i1}^2 + \beta_2 \sum_{i=1}^N x_{i1}x_{i2} + \dots + \beta_K \sum_{i=1}^N x_{i1}x_{iK} &= \sum_{i=1}^N x_{i1}\sigma_i \\ \vdots & \\ \beta_0 \sum_{i=1}^N x_{iK} + \beta_1 \sum_{i=1}^N x_{iK}x_{i1} + \beta_2 \sum_{i=1}^N x_{iK}x_{i2} + \dots + \beta_K \sum_{i=1}^N x_{iK}^2 &= \sum_{i=1}^N x_{iK}\sigma_i \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

この連立方程式の解が定数項 β_0 、回帰係数 $\beta_1, \dots, \beta_K$ となる。

3. 建設機械への適用

油圧ショベルの構造を図4に示す。油圧ショベルは下部走行体、上部旋回体、および作業装置の3つの主要な装置から成り立っている。下部走行体は上部旋回体や作業装置を支え移動するための装置で、履帯等から成り立っている。上部旋回体は旋回ベアリングを介して下部走行体の上に搭載される。作業装置は上部旋回体の前方に取り付けられ、ブーム、アーム、およびバケットから構成され、土砂などの作業対象物を掘削したり持ち上げたりする装置である。本報で提案した応力履歴推定手法を油圧ショベルのブームとアームに適用した事例を示す。掘削時の応力履歴を推定し、実測値との比較を行い本手法の精度を検証する。

Fig. 4 Structure of hydraulic shovel.

3・1 作業装置の応力推定式

油圧ショベルの作業装置であるブーム、アームに生じる応力の応力推定式を、2章で示した3つのステップに沿って作成する。

[Step1] 状態量ベクトルの決定

ブーム、アームに発生する応力は荷重および境界条件により変化するため、力のつり合い式およびモーメントのつり合い式を立て、荷重と境界条件を特徴づける変数（状態量ベクトルの成分）を考察する。その結果、荷重と境界条件を特徴づける変数が、応力を特徴づける状態量ベクトルの成分となる。図5に作業装置のリンク機構を示す。図5中の点A～Hはピンジョイントになっており、各シリンダが伸縮することで、ブーム、アーム、およびバケットの位置と姿勢が決まる。ここでは、油圧ショベルのリンク機構の運動は比較的低速で行われるものと考え、ブーム、アームに生じる慣性力を無視して、静的な力学関係式のみを考慮することにする。図6にブームとアームの自由物体図を示す。ブーム、アームの重心位置をG1、G2とする。ブーム、アームの各点における力の関係を考察するために、点A～Hに作用する力のx軸成分を $P_A \sim P_H$ 、y軸成分を $Q_A \sim Q_H$ とする。また、 Q_{G1} 、 Q_{G2} はブーム、アームの重力である。ブーム、アームにおけるxおよびy軸方向の力、およびモーメントのつり合い式を以下に示す（赤木他、1986）。

ブーム（モーメントの支点は点A）

$$P_A + P_B - P_C - P_D = 0 \quad (8)$$

$$Q_A + Q_B - Q_C - Q_D - Q_{G1} = 0 \quad (9)$$

$$-P_B Y_{AB} + Q_B X_{AB} + P_C Y_{AC} - Q_C X_{AC} + P_D Y_{AD} - Q_D X_{AD} - Q_{G1} X_{AG1} = 0 \quad (10)$$

アーム（モーメントの支点は点D）

$$P_D + P_E - P_F + P_G - P_H = 0 \quad (11)$$

$$Q_D + Q_E - Q_F + Q_G - Q_H - Q_{G2} = 0 \quad (12)$$

$$-P_E Y_{DE} + Q_E X_{DE} - P_F Y_{DF} - Q_F X_{DF} + P_G Y_{DG} + Q_G X_{DG} - P_H Y_{DH} - Q_H X_{DH} - Q_{G2} X_{DG2} = 0 \quad (13)$$

Fig. 5 Link mechanism of working device.

Fig. 6 Free body diagram of Boom and Arm.

ブームにおけるつり合い式 (8) ~ (10) の P_B , Q_B はブームシリンダの駆動力とストローク変位により, P_C , Q_C はアームシリンダの駆動力とストローク変位により決まる値である. 一方, アームにおけるつり合い式 (11) ~ (13) の P_E , Q_E はアームシリンダの駆動力とストローク変位により, P_F , Q_F , P_G , Q_G , P_H , Q_H はバケットシリンダの駆動力とストローク変位により決まる値である. また, 図 6 に示した寸法はブームシリンダ, アームシリンダ, およびバケットシリンダのストローク変位により決まる値である. 以上, 静的なつり合い式より応力の特徴づける状態量を考察してきたが, バケットに衝撃が負荷される場合や, 掘削対象物を把持したまま動作する場合などの動的な負荷が考慮されていない. そこで, 衝撃負荷を特徴づける状態量としてアーム先端加速度, 動作を特徴づける状態量としてシリンダ速度を追加する. 以上より, 以下の成分をもつ状態量ベクトルを定義する.

姿勢状態: バケットシリンダ変位, アームシリンダ変位, ブームシリンダ変位

運動状態: バケットシリンダ速度, アームシリンダ速度, ブームシリンダ速度

荷重状態: バケットシリンダ力, アームシリンダ力, ブームシリンダ力, アーム先端加速度

表 2 に本検討に用いた状態量ベクトルの成分の種類 x_j を示す. x_1, x_2, x_3 はシリンダ変位, x_4, x_5, x_6 はシリンダ速度, x_7, x_8, x_9 はシリンダ力である. ここで BmCyl はブームシリンダ, AmCyl はアームシリンダ, BkCyl はバケットシリンダを示している. x_{10}, x_{11} はアーム先端に生じる互いに直交した加速度である.

Table 2 Components of the state vector used in this study.

Displacement			Velocity			Force			Acceleration	
BmCyl	AmCyl	BkCyl	BmCyl	AmCyl	BkCyl	BmCyl	AmCyl	BkCyl	Am	
x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	x_{10}	x_{11}

ここで、状態量ベクトルは 11 個 ($K=11$) の成分から構成されるが、それぞれ次元が異なり、かつ値の範囲が大きく異なるので無次元化を行った。 x_j が最小値 x_j^L と最大値 x_j^U の範囲内にある場合、次の式(14)により、-1~1 の範囲にスケーリングした x'_j を計算できる (大島他, 2010)。

$$\left. \begin{aligned} & x_j \quad (x_j^L \leq x_j \leq x_j^U) \\ & x'_j = \frac{2x_j - (x_j^U + x_j^L)}{x_j^U - x_j^L} \quad (-1 \leq x'_j \leq 1) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

[Step2] 標本データの取得

図 3 で示した標本データ収集フローチャートに従い標本データを取得する。図 7 に機構・構造連成解析に用いたシミュレーションモデルを示す。作業装置のモデルをブーム、アーム、バケット、ブームシリンダ、アームシリンダ、バケットシリンダで構成した。応力を評価するブーム、アームを弾性体、シリンダとバケットを剛体とした。下部走行体、上部旋回体などは、モデル規模縮小のため、実機と同等の質量特性 (質量、慣性モーメント) を持つ質点で模擬した。土などの掘削対象物についてはモデル化せず、代わりにバケットに外力を入力した。また、外力によりショベルが滑らないように下部走行体と地面間を固定した。最後に、各シリンダに変位を入力して作業装置を駆動させた。今回は、ブーム、アームの各部位の応力履歴を推定することが可能かどうかを検証する目的で、まず、図 8 に示すブーム、アームそれぞれの上板・側板・下板から各一ヶ所ずつ無作為に評価点を選んだ。

Fig. 7 Simulation model using the multi flexible body dynamics analysis.

Fig. 8 Configuration of boom and arm. In order to verify whether it is possible to estimate the stress history, we chose evaluation points σ_{BT} , σ_{BS} , σ_{BB} , σ_{AT} , σ_{AS} , σ_{AB} randomly from each plate of boom and arm.

本検討では状態量ベクトルとそれに対応する応力との対応関係を 2117 個 ($N=2117$) 取得した. 後述の 3.2 節で検証データとして実測した状態量ベクトルの集合 W をもとに, 標本データである状態量ベクトルの集合 S を $S \subset W$ となるようにシミュレーションの入力条件を変更して収集した. 表 3 にシミュレーションにより取得した状態量ベクトルの各成分の値を示す. また, それぞれの値は式 (14) を用いてスケーリングした値である. 表 4 に同シミュレーションにより取得した各評価点における応力値を示す. ブーム上板の長手方向応力 σ_{BT} , ブーム側板の長手方向応力 σ_{BS} , ブーム下板の長手方向応力 σ_{BB} , アーム上板の長手方向応力 σ_{AT} , アーム側板の長手方向応力 σ_{AS} , アーム下板の長手方向応力 σ_{AB} の値であり, 応力値においても式 (14) を用いてスケーリングした値を示している. 今回取得した標本データにおいては, 集合 S と集合 Σ の対応関係は多対一対応の関係となった. 例えば, 表 3 に示した s_1 と s_2 は異なる状態量ベクトルであるが, 表 4 に示した σ_{BB} の σ_1 と σ_2 は等しい値である. これは, シミュレーションの入力条件が異なった場合でも, 機械構造物に生じる応力は同じ値になりえるためである.

Table 3 Values of the state quantity vector component.

S	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	x_{10}	x_{11}
s_1	1.00	1.00	0.89	0.07	-0.27	-0.01	-0.13	-0.62	-0.54	0.00	-0.34
s_2	0.97	0.98	0.87	0.07	-0.27	-0.01	-0.18	-0.65	-0.56	0.08	-0.25
$\vdots$						$\vdots$					
s_{2117}	-0.84	-0.76	-0.42	0.66	0.54	0.35	-0.92	0.50	-0.28	0.18	-0.47

Table 4 Values of the stress at the evaluation point.

Σ	σ_{BT}	σ_{BS}	σ_{BB}	σ_{AT}	σ_{AS}	σ_{AB}
σ_1	0.40	-0.54	-0.55	0.72	0.62	-0.64
σ_2	0.36	-0.51	-0.55	0.72	0.62	-0.67
$\vdots$				$\vdots$		
σ_{2117}	-0.72	0.92	0.74	-0.82	-0.85	0.90

[Step3] 応力推定式の導出

応答曲面を用いて状態量ベクトルの集合 S と応力の集合 Σ を結び付ける関数 f を導出する. 表 3 に示した各状態量 $x_1 \sim x_{11}$ を成分に持つ状態量ベクトル $s_1 \sim s_{2117}$ からなる集合 S と表 4 に示した応力 $\sigma_1 \sim \sigma_{2117}$ からなる集合 Σ に対して応答曲面を適用し式 (15) の回帰係数を導出した.

$$\sigma = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_5 + \beta_6 x_6 + \beta_7 x_7 + \beta_8 x_8 + \beta_9 x_9 + \beta_{10} x_{10} + \beta_{11} x_{11} \quad (15)$$

表 5 に各応力評価点 σ_{BT} , σ_{BS} , σ_{BB} , σ_{AT} , σ_{AS} , σ_{AB} における応力推定式 of 回帰係数値, カッコ内に t 検定値を示す.

Table 5 Regression coefficient value of stress estimation equation, and the T-test level.

	σ_{BT}	σ_{BS}	σ_{BB}	σ_{AT}	σ_{AS}	σ_{AB}
β_0	-7 (-7)	69 (47)	65 (94)	-113 (-63)	-167 (-67)	275 (76)
β_1	-6 (-7)	-11 (-8)	4 (6)	-15 (-9)	-19 (-8)	41 (12)
β_2	17 (16)	-36 (-21)	-19 (-22)	38 (17)	54 (18)	-100 (-23)
β_3	-3 (-4)	3 (3)	2 (4)	-16 (-13)	-12 (-7)	22 (9)
β_4	2 (2)	-2 (-1)	-1 (-1)	15 (8)	13 (5)	-20 (-5)
β_5	-5 (-4)	-3 (-2)	0 (0)	-7 (-3)	-11 (-4)	17 (4)
β_6	-1 (-2)	2 (2)	3 (5)	0 (0)	3 (2)	-2 (-1)
β_7	183 (156)	-188 (-102)	-35 (-40)	-41 (-18)	-84 (-27)	109 (24)
β_8	-149 (-167)	259 (184)	154 (231)	-516 (-298)	-324 (-135)	577 (165)
β_9	23 (14)	-14 (-5)	-18 (-14)	372 (112)	91 (20)	-218 (-32)
β_{10}	5 (3)	21 (10)	2 (2)	-18 (-7)	-42 (-12)	36 (7)
β_{11}	-1 (-1)	-8 (-4)	-3 (-3)	2 (1)	10 (3)	-4 (-1)

3・2 推定値と実測値による比較検証

各応力評価点 σ_{BT} , σ_{BS} , σ_{BB} , σ_{AT} , σ_{AS} , σ_{AB} における応力履歴の検証として, 実機を用いて土で締め固められた地面の溝掘削を行い, 各種センサにより, 所定時間帯 0 s~40 s ($\Delta t=0.1$ s) の各状態量と評価点の応力を実測した. 図 9 に溝掘削の実測データ (状態量) を示す. 無次元化においては表 3 の各成分の最大値・最小値を用いた. また, 図 10 に集合 S と集合 W の包含関係を示した. ここでは, 応力推定に与える影響が他の変数に比べて大きい (t 検定値の絶対値が大きい) x_7 , x_8 の分布を示しており, ほぼ $S \supset W$ の関係になっている.

Fig. 9 Components of the state vector obtained by the measured data. Using the maximum and minimum values of the respective components of Table 3, we got dimensionless value of the each state quantity data by equation (14).

Fig. 10 Part of the inclusion relation of the set S and W . It shows the distribution of x_7 and x_8 to a large contribution to the stress estimation.

図 9 に示した実測データを各応力推定式に代入して応力履歴を推定した。応力の無次元化においては実測値の最大値・最小値を用いた。図 11, 図 12 はブーム, アームの実測値と推定値の応力履歴を示しており, 横軸は時刻, 縦軸は応力である。図 13, 図 14 はブーム, アームの実測値と推定値の散布図を示しており, 横軸は実測値, 縦軸は推定値である。また, 散布図には線形近似 (切片 = 0) の近似曲線と, 標本データから求めた応力推定式のあてはまりの良さを表す決定係数 R^2 の値を示した。ブーム, アームともに応力履歴波形は実測値と解析値でほぼ同形状 (R^2 が 0.9 以上) であり, 応力の絶対値は最大で約 20% 以内の推定誤差であった。絶対値については, 図 10 に示したように, 集合 W の要素が集合 S に含まれない領域が一部あり, その領域の精度が低かった。よって, 推定精度向上のためには, $S \supset W$ の関係が必要であると考ええる。

Fig. 11 Comparison of the measured value and the estimated value in the boom. Using the maximum and minimum values of the each measured stress, we got dimensionless value of the each stress data by equation (14).

Fig. 12 Comparison of the measured value and the estimated value in the arm. Using the maximum and minimum values of the each measured stress, we got dimensionless value of the each stress data by equation (14).

Fig. 13 Scatter plot between the measured and the estimated value in the boom. Within the scatter diagram we show the linear approximate curve (intercept term is 0) and the coefficient of determination R^2 .

Fig. 14 Scatter plot between the measured and the estimated value in the arm. Within the scatter diagram we show the linear approximate curve (intercept term is 0) and the coefficient of determination R^2 .

4. 結 言

稼働機械の健全性や異常をリアルタイムに評価するために、少数のセンサで機械構造物全体の応力履歴を推定する手法を構築した。本手法では予め導出しておいた応力推定式に、実機をセンシングして得られた状態量を代入することでリアルタイムに応力を推定する。また、標本データの取得に有限要素法などのシミュレーションを用いることで、評価点ごとの応力推定式を導出できるため、構造物全体の評価が可能である。本手法を油圧ショベルのブーム、アームに適用し妥当性を検証した。実機を用いて土で締め固められた地面の掘削を行い、各種センサにより、各状態量と応力を実測した。実測データから所定時間帯の各状態量を抽出し各応力推定式に代入して応力履歴を推定し、実測値と比較したところ、応力履歴の決定係数 R^2 は 0.9 以上、絶対値は約 20% 以内の誤差で推定可能であることが分かり、本手法の有用性を確認した。また、本報では実験計画法を用いた標本データ収集については論じなかったが、応力推定式の精度を向上させる手段として、今後の検討課題としたい。

文 献

- 赤木新介, 伊東弘一, 沢田裕之, パワー・ショベル用リンク機構の最適形状設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 483 (1986), pp.2982–2988.
- 福永久雄, 跡部哲士, 構造物に内蔵したセンサによる構造健全性診断技術, REAJ 誌, Vol. 32, No. 5 (2010), pp.299–306.
- 東明彦, 水口文洋, 固有振動数による薄板の損傷同定に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 695 (2004), pp.71–76.
- 小林朋平, 仁瓶寛太, 疲労センサによる溶接構造物の疲労寿命診断, 溶接学会誌, Vol. 76, No. 4 (2007), pp.21–25.
- 大島裕子, 小泉孝之, 辻内伸好, 足立渡, 応答曲面による最適設計のための関数近似と実験計画法, 日本機械学会第 9 回最適化シンポジウム講演論文集 (2010), pp."201-1"-"201-6".
- Raymond, H. M., Douglas, C. M. and Christine, M. A., Response surface methodology (2009), p.13–17, Wiley.
- 轟章, 構造ヘルスモニタリングの実用化, 日本機械学会 2003 年度年次大会講演資料集 (VIII) (2003), pp.124–125.
- 山内康弘, 増田新, 曾根彰, 非線形波動変調現象を用いたはり構造物の損傷部位推定法, 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812 (2014), DOI:10.1299/transjsme.2014trans0078.

References

- Akagi, S., Ito, K. and Sawada, H., The optimal shape design of a linkage mechanism used for power shovel, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.52, No.483 (1986), pp.2982–2988 (in Japanese).
- Fukunaga, H. and Atohe, S., Structural integrity assessment technology by built-in sensors, Journal of Reliability Engineers Association of Japan, Vol. 32, No. 5 (2010), pp.299–306 (in Japanese).
- Higashi, A. and Mizuguchi, F., A study on identification of crack by using natural frequency, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.70, No.695 (2004), pp.71–76 (in Japanese).
- Kobayashi, T. and Nihei, K., Fatigue life estimation of welded structures with fatigue damage sensor, Journal of Japan welding society, Vol. 76, No. 4 (2007), pp.21–25 (in Japanese).
- Oshima, H., Koizumi, T., Tsujiuchi, N. and Adachi, W., Approximation and DOE for optimal design by response surface, The 9th optimization symposium (OPTIS2010), pp."201-1"-"201-6" (in Japanese).
- Raymond, H. M., Douglas, C. M. and Christine, M. A., Response surface methodology (2009), p.13–17, Wiley.
- Todoroki, A., Structural health monitoring for practical use, Mechanical Engineering Congress 2003 Japan (MECJ-03), Vol. VIII, pp.124–125 (in Japanese).
- Yamauchi, Y., Masuda, A. and Sone, A., Estimation of damaged part in a beam structure based on nonlinear wave modulation, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 80, No. 812 (2014), DOI:10.1299/transjsme.2014trans0078.