ひずみモードを用いたオフロード車両の
振動・強度監視システム*伊藤 博幸^{*1}, 光田 慎治^{*1}
吉岡 義晃^{*2}, 村井 秀児^{*1}Dynamic Strength Monitoring System of an Offroad-type Vehicle
by Strain Modal AnalysisHiroyuki ITOH, Shinji MITSUTA,
Yoshiaki YOSHIOKA and Shuji MURAI

For machine structures which are exposed to hard working conditions, for example, those of construction machinery, and offroad-type vehicles, maintenance schemes that allow longer operating life are becoming more important in the attempt to improve productivity and reduce maintenance cost. We propose several algorithms for a nearly real-time monitoring system on operating machines, which predicts strain responses and damage at evaluation points based on strain modal analysis without measurement of strain meters. This paper introduces applications of these methods for offroad-type dump trucks. The validity of the method, which uses four measured suspension forces for driving on uneven road and transfer functions about strain on the main frame, is demonstrated through comparison with measured strain responses.

Key Words: Modal Analysis, Strain Mode, Substructure Synthesis Method, Dynamic Strength, Monitoring System, Dump Truck, Strain Response, Damage

1. 緒 言

建設機械や産業車両のような過酷な環境下で使用される機械は、生産性の向上のために大形化、高速化する中で、適切な仕事量や、機械および使用環境の適切なメンテナンス時期を把握し、過負荷防止を目的とした監視システムへの必要性が高まりつつある⁽¹⁾⁽²⁾。

特に大規模な土木工事や鉱山においては、現場内での運搬用路面の劣化による、車両の強度的被害への影響は著しく、また路面の修復に伴う発生コストや生産の中断は大きな問題となっている。そのために、車両の強度的被害への影響を常時監視し、タイミングよく路面をメンテナンスしていく必要がある。

実稼働中の機械の負荷や強度的な被害量の状況を監視するには、ひずみゲージによる測定が一般的であるが、使用環境や構造によっては監視用として常用するには、信頼性の面から必ずしも好ましくない。また、静的な校正で得られる加力点との影響係数マトリックスを用いて、実働ひずみを予測する方法もよく利用され

るが、動特性の影響が強い現象には向かないなどの問題がある。

一方、ひずみモードを用いたモード解析によると、あらかじめ解析モデルや実機の加振実験によりひずみモードを求めておけば、使われ方や構造に変更が行われたとしても、実稼働中のひずみを比較的容易に予測することが可能である⁽³⁾⁽⁴⁾。

本報では、機械に搭載し、主要構造の実稼働中の負荷状況をひずみの時間波形および被害量の形で監視できる、ひずみモードを用いた方法を提案し、オフロードのダンプトラックへの適用により、その有効性を確認する。

2. 監視システムの原理

本監視システムの開発に当たっては、①実稼働中はひずみゲージによる応答測定は行わない、②サスペンション上部の車体の変位(速度、加速度でも可)またはサスペンション反力の実稼働中の観測データを利用、③メインフレームの評価点のひずみ応答と被害量を車載した装置によりほぼ実時間で簡易的に予測、の各前提条件を設ける。

$[M]$, $[C]$, $[K]$ をサスペンションから上部の車両分系における質量、減衰、剛性の各マトリックス, $\{X\}$,

* 平成2年7月12日 機械力学講演会において講演, 原稿受付 平成4年2月14日。

^{*1} 正員, KOMATSU 研究本部(〒254 平塚市万田 1200)。

^{*2} KOMATSU 研究本部。

$\{F\}$ を変位, 力の各ベクトルとすると, 周波数領域での運動方程式は,

$$[-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K]]\{X(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表される。 $[\Psi]$ を固有ベクトル, $\{\gamma\}$ をモード座標での変位とすると

$$\{X(\omega)\} = [\Psi]\{\gamma(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

の関係を式(1)に代入し, 左から $[\Psi]^T$ をかけて, モードの直交性を利用すると,

$$m_r(-\omega^2 + 2j\zeta_r\omega\omega_r + \omega_r^2)\gamma_r(\omega) = \{\Psi_r\}^T\{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし, r 次における固有振動数を ω_r , モード減衰を ζ_r , そして等価質量を m_r とする。これにより,

$$\{\gamma(\omega)\} = [-W_r(\omega)] [\Psi]^T \{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$W_r(\omega) = \frac{1}{m_r(-\omega^2 + 2j\zeta_r\omega\omega_r + \omega_r^2)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

を得る。

したがってひずみの応答 $\{\epsilon(\omega)\}$ は, ひずみモードを $[\Psi_\epsilon]$, ひずみ/力の伝達関数を $[G_\epsilon(\omega)]$ とすると,

$$\{\epsilon(\omega)\} = [\Psi_\epsilon]\{\gamma(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$= [\Psi_\epsilon] [-W_r(\omega)] [\Psi]^T \{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$= [G_\epsilon(\omega)] \{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

と表せる。また, 観測自由度数 $\geq$ モード数とすると, 式(2)は,

$$\{\gamma(\omega)\} = [[\Psi]^T [\Psi]]^{-1} [\Psi]^T \{X(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

と変換されるから, 変位/力の伝達関数を $[G(\omega)]$ とすると, 式(6), (8)は,

$$\{\epsilon(\omega)\} = [\Psi_\epsilon] [[\Psi]^T [\Psi]]^{-1} [\Psi]^T \{X(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$= [G_\epsilon(\omega)] [G(\omega)]^{-1} \{X(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

とも表される。これらより, 監視したい時間領域上のひずみ応答 $\{\epsilon(t)\}$ は, 以下の方法で求められる。

<方法 A> 式(10)を逆ラプラス変換し, $\{X(t)\}$ を観測しては実働中に $\{\epsilon(t)\}$ を式(12)にて算出する。

速度, 加速度を観測する場合は, 積分の式(13), (14)となる。

$$\{\epsilon(t)\} = [\Psi_\epsilon] [[\Psi]^T [\Psi]]^{-1} [\Psi]^T \{X(t)\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$= [\Psi_\epsilon] [[\Psi]^T [\Psi]]^{-1} [\Psi]^T \int_0^t \dot{X}(\tau) d\tau \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$= [\Psi_\epsilon] [[\Psi]^T [\Psi]]^{-1} [\Psi]^T \int_0^t (t-\tau) \ddot{X}(\tau) d\tau \quad \dots\dots\dots (14)$$

<方法 B> $[G_\epsilon(\omega)][G(\omega)]^{-1}$ をオフラインであらかじめ求めて ROM 化しておく。 $\{X(t)\}$, または $\{\dot{X}(t)\}$, $\{\ddot{X}(t)\}$ をある時間領域観測し実働中に FFT にて $\{X(\omega)\}$ に変換し, 式(11)によって $\{\epsilon(\omega)\}$ を求め, その後逆 FFT により $\{\epsilon(t)\}$ とする。

<方法 C> 式(7)を逆ラプラス変換し, $\{F(t)\}$ を観測しては, 実働中に式(15)の畳み込み積分を毎時刻行う。

$$\{\epsilon(t)\} = [\Psi_\epsilon] \int_0^t [-W_r(t-\tau)] [\Psi]^T \{F(\tau)\} d\tau \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$W_r(t-\tau) = \exp\{-\zeta_r\omega_r(t-\tau)\} / m_r\omega_{or} \\ \times (\sin \omega_{or}t \cos \omega_{or}\tau - \cos \omega_{or}t \sin \omega_{or}\tau) \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\omega_{or} = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad \dots\dots\dots (17)$$

<方法 D> $[G_\epsilon(\omega)]$ をオフラインであらかじめ求めて ROM 化しておく。 $\{F(t)\}$ をある時間領域観測し実働中に FFT にて $\{F(\omega)\}$ に変換し, 式(8)によって $\{\epsilon(\omega)\}$ を求めその後逆 FFT により $\{\epsilon(t)\}$ とする。

これらの方法とその特徴を表 1 に示す。このうち, 方法 A と方法 C は演算時間が少なく完全な実時間処理が可能であるが, モード特性抽出の誤差や, モードと観測点の選択が精度へ影響すると考えられる。一方, 方法 B と方法 D は, 伝達関数を用いるため実機の加振実験が可能な場合は, モデルの同定が不要で精度が期待できる反面, FFT, 逆 FFT を伴うためデータの

表 1 方法とその特徴

method	algorithm	sensing data	memorized data	merits and demerits
A	Inverse Laplace trans. of eq.(10) (Convolved integration)	Acceleration, velocity, or displacement	Modal parameters with strain mode vectors	<ul style="list-style-type: none"> Real timely Sensitive for identification error of modal parameters Sensitive for DOF of sensing data
B	Inverse FFT of eq.(11)	FFT of acceleration, velocity, or displacement	Transfer functions about strain and displacement	<ul style="list-style-type: none"> Delayed by FFT sampling time Good assurance when using transfer functions by test Sensitive for DOF of sensing data
C	Inverse Laplace trans. of eq.(7) (Convolved integration)	Forces	Modal parameters with strain mode vectors	<ul style="list-style-type: none"> Real timely Sensitive for identification error of modal parameters
D	Inverse FFT of eq.(8)	FFT of forces	Transfer functions about strain	<ul style="list-style-type: none"> Delayed by FFT sampling time Good assurance when using transfer functions by test

取込み時間や演算時間を要し、完全な実時間処理は不可能である。また、方法 A と方法 B は、観測データとして加速度を使うことができるため、問題によっては現実的であるが、観測点の選定が難しい。

本報では以下に、方法 A と方法 D について実車に適用し、その実用性を検討した。

3. 解析的手法の実車への適用

3.1 解析モデルの作成 オフロード用ダンプトラック(図 1)の走行時における、サスペンション上部の加速度や変位またはサスペンション反力を観測し、メインフレームの強度評価点のひずみ応答 $\{\epsilon(t)\}$ を予測して、車体への負荷状況、強度的な被害量状況を提示するとともに、走行路面の荒れ具合を監視するシステムへの適用性を、方法 A と方法 D について解析モデルにより検討する。

方法 A ではサスペンションから上部の車両分系でのモード特性、方法 D では同分系でのひずみ/力の伝達関数を、それぞれ演算に用いるため、まずひずみモードを含む車両の固有振動特性を、部分構造合成法により算出する。

対象とする車両は、各部分構造がゴムなどのばね要素によって結合されることが多いこと、問題になる周波数が比較的限られた領域であることから、部分構造の定式化は拘束モードによるばね結合の式(18)を用いた⁽⁵⁾。

図 1 ダンプトラックの評価点と観測点

$$\begin{bmatrix} [-m-] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{r} \\ \dot{X}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [-c-] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{r} \\ \dot{X}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [-K-] + [\Psi_b]^T [K_{bb}] [\Psi_b] & -[\Psi_b]^T [K_{bc}] \\ -[K_{cb}] [\Psi_b] & [K_{cc}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_c \end{Bmatrix} \quad (18)$$

ここで、 $\{X_c\}$ をばね結合先の自由度(図 2)、 $[\Psi_b]$ を結合点の固有ベクトル、 $[K_{bb}]$ 、 $[K_{bc}]$ 、 $[K_{cb}]$ 、 $[K_{cc}]$ を b-c 点間のばね剛性とする。部分構造の分割状況と、メインフレーム単体の固有振動モードの例をそれぞれ図 3、4 に示す。

モデル化の妥当性を検証するために、車両全系での固有振動特性を求め、強度上重要なメインフレームのねじれおよび曲げに関するモードについて、実験値と比較した結果を図 5、表 2 に示す。伝達関数は、後輪左側のアクスル部を入力点、メインフレーム後部を出力点とする上下方向自由度の値を示し、対象としている周波数領域においては固有振動数、伝達関数のレベルとも、おおむね一致をみていることがわかる。

次に、サスペンションから上部の車両分系におけるモード特性、およびメインフレーム評価点でのひずみモード $[\Psi_c]$ を式(19)により求めた。

$$[\Psi_c] = [\tilde{\Psi}_c][\tilde{\Psi}_r] \quad (19)$$

図 2 部分構造の自由度

図 3 部分構造の分割状況

ここで $[\tilde{\psi}_e]$ をメインフレームの部分構造単体としてのひずみモード, $[\tilde{\psi}_r]$ を同車両分系の部分構造合成法による固有値解析から得られるメインフレームのモード座標に対する固有ベクトルとする。

3・2 方法 A の適用性検討 突起を乗越え走行した場合の, メインフレーム評価点におけるひずみ応答を, サスペンション取付け部の変位や速度, 加速度の応答を用いて予測する方法 A について, その適用性を検討する。

車両全系の固有振動特性を用いて, 突起乗越え走行

表 2 車両全系の主な固有振動数

mode	analytical value	experimental value
Twist of main frame	5.32	5.1
Twist of main frame + Roll of rear axle	6.78	6.8
Twist of main frame + Roll of cab	13.23	13.7
Vertical bend of main frame + Lateral bend	14.77	15.2

図 4 メインフレームの FEM モデルと振動モード

図 5 車両全系の伝達関数

の過渡応答解析により, メインフレームのサスペンション取付部 4 箇所の上下方向変位, 速度, 加速度の各応答を求めた。これを観測データとして, 表 2 に示す上部車両分系での四つの固有振動モードを用いて, 式 (12)~(14) により評価点でのひずみ応答を算出した。図 6 に, 車両全系の過渡応答解析によって求めたひずみ応答と, 変位応答から方法 A によって求めたひずみ応答を示す。

これによると, 時刻歴波形は良い一致を示しているものの, 絶対値は方法 A によるほうが低めに得られている。これは, 観測自由度の場所の選定や, 自由度数の少なさに問題があると考えられ, 観測のためのセンサの数を現実的には数個以内にしたいこと, 計測上より現実的な加速度応答を観測データとして用いた場合は, 波形の乱れがさらに加わってくることなどから, 方法 A の実用性は今後の改良が必要である。

3・3 方法 D の適用性検討 ひずみ/力の伝達関数と四つのサスペンション反力を用いて, 悪路走行時におけるメインフレーム評価点でのひずみ応答と被害量を予測する現実的な方法として, 方法 D についてその適用性を検討する。

まず, サスペンション上部の車両分系モデルに対して, 4 箇所の各サスペンション取付位置からの力入力に対するメインフレーム評価点でのひずみの伝達関数を, 式 (7), (8) より求め, その例を図 7 に示す。次に図 8 に示すような, 実車の悪路走行時におけるサスペンション反力を, 10 秒窓ごとに観測し, FFT にて周

By method A using sensing data of displacement

By transient response analysis with whole model

図 6 方法 A によるひずみ応答の予測

波数領域での力 $\{F(\omega)\}$ に変換する。そして、式(8)により周波数領域でのひずみ応答 $\{\varepsilon(\omega)\}$ を求め、それを逆FFTすることにより時刻歴でのひずみ応答 $\{\varepsilon(t)\}$ を得る。

図9は、メインフレーム評価点での時刻歴応答と周波数応答を、方法Dによる解析値と実測値と比較したものである。これによると、FFT、逆FFTを伴うために、解析値の波形を各時間ステップごとに、実測値と一致させることは困難であるものの、絶対値レベルや波形の周波数については、全体的に良好と考えられる。

さらに、これらのひずみ応答からメインフレームの負荷状況を評価するために、ヒステリシスループ法に

図7 ひずみ/力の伝達関数(解析的手法)

図8 サスペンション反力の観測データ

図9 解析的手法によるひずみ応答の実測値との比較

よる被害量を算出した。図10は、各種路面走行時の10秒窓ごとの被害量を、方法Dで得られるひずみ応答により算出したものと、ひずみの実測値により算出したもので比較したものである。方法Dの解析的手法に基づく被害量には、解析モデルの誤差がみられるが、両者の相関はおおむね良好であり、本監視システムの目的からすれば、実用上有効と考えられる。

4. 実験的手法の実車への適用

方法Dの場合、ひずみ/力の伝達関数は実車の加振実験からも容易に求めることができる。しかし、サスペンションから上部の車両分系での加振実験は、一般には困難であるため、サスペンション、アクスル、タイヤなどを含めた車両全系における、サスペンション下部のアクスルを加振点とする加振実験に頼らざるを得ない。そこで、境界条件の不一致による誤差は免れ

図10 解析的手法による被害量と実測ひずみに基づく被害量の比較

図11 ひずみ/力の伝達関数(実験値)

図 12 実験的手法によるひずみ応答の実測値との比較

ないものの、より現実的な方法として、モデル化誤差への懸念の必要ない、方法 D の実験的手法について、その適用性を検討する。

まず、車両全系状態において 4 箇所のサスペンション下部から、それぞれ油圧アクチュエータにより、サイン波形の掃引加振を行い、メインフレーム評価点でのひずみの伝達関数(図 11)を測定した。そして、方法 D の解析的手法と同様に、車両の悪路走行時におけるサスペンション反力を用いて、メインフレーム評価点でのひずみの応答、および被害量を求めた。その結果を図 12, 13 に示すが、これによると、サスペンションおよびその下部構造の特性の影響が入込んでいるにもかかわらず、ひずみ応答、被害量ともに実測値との相関はおおむね良好であり、本監視システムの目的からすれば、本実験的手法についても、実用上有効であると考えられる。

5. 結 論

(1) 機械に搭載して、実稼働中の主要構造における負荷状況を、ほぼ実時間でひずみの応答および被害量として監視できる、ひずみモードを用いた方法を提案し、それぞれの手法の得失を明らかにした。

(2) これらのうち、加速度や変位の観測データとモード特性を用いて時間領域で解析する方法 A と、力の観測データとひずみ/力の伝達関数を用いて周波数領域で解析する方法 D について、オフロードダンブ

図 13 実験的手法による被害量と実測ひずみに基づく被害量の比較

トラックの解析モデルに適用した。その結果、方法 D については、車両の悪路走行時における、ひずみの応答、被害量ともに実測値と良い相関を示し、本監視システムの目的から実用上有効であることが確認された。

(3) さらに、より現実的な方法として、車両全系の加振実験から得られるひずみ/力の伝達関数を用いた方法 D について、実車に適用した結果、境界条件の不一致からサスペンションおよび足回り特性の影響が入込んでいるものの、実測値と比較的良好な相関を示し、本監視システムとしての実用性は確認された。

終りに、本研究の遂行に当たり種々ご助言をいただいた、東京工業大学の長松昭男教授に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) Kondoh, S., ほか 1 名, SAE-A, 86017, (1986).
- (2) Hagenbuch, L. G., SAE, 870817, (1987).
- (3) 村井・ほか 3 名, 小松技報, 25-2(1979), 73.
- (4) 日本機械学会, モード解析の基礎と応用, (1986), 186, 丸善.
- (5) 伊藤・ほか 3 名, 機論, 58-549, C(1992), 1609.