走行車両の軸重計測†

福田 謙 吾*・鳥 取 久 治**・亀 岡 紘 一***
小 野 敏 郎****・吉 田 浩 治*****

Axle Weighing of In-motion Vehicles†

Kengo FUKUDA*, Hisaji TOTTORI**, Koichi KAMEOKA***
Toshiro ONO****, Kouji YOSHIDA*****

Each axle weight of in-motion vehicles is measured with an axle weighing system, by processing the output signal from the load sensor. Since the output is contaminated with the noise due to the vibration of the vehicle and the data length is extremely short, the signal processing technique is the key to achieve an accurate measurement. In this paper, an equation for estimating axle weights is derived from a normal equation on the assumptions: 1) The output is stationary process described by a constant and the superposition of sin-functions when the vehicle tires are completely on the weighbridge. 2) The solution of a difference equation concerning the output corresponds to the constant and superposition mentioned above. The feasibility test results of the method using a cab-over-engine dump truck under different experimental conditions are also described.

Key Words: axle weighing, in-motion vehicle, difference equation, regression analysis

1. はじめに

過積載車両の運転は、重大事故を誘発する危険な行為である。また、過積載車両の走行は路面、高架施設に深刻な悪影響を与え、かつ道路周辺に騒音・振動公害をもたらす。さらに、高負荷によりディーゼルエンジンの排気ガスは黒煙化し、大気汚染を助長する。

過積載車両の排除は警察による取締りによってのみ可能である。取締りには、トラックスケールとよばれる車両全体を載せる重量計測装置が用いられる。その場合、車両はトラックスケール上で停止した状態で計測される。車両を誘導する手間も含めると、この手段は能率が悪く、効果的取締りは不可能で

ある。

過積載車両を選別し、警告を与える目的で走行車両の軸重を計測する装置として軸重計がある¹⁾。軸重の計測が目的であるから、2軸が同時に載らないように、計量台の幅(車両進行方向)はタイヤの直径にほぼ等しく設計されており、本研究で用いたものでは76 cmとなっている(Fig. 1)。ほとんどは、料金徴収ゲートの直前に設置され、過積載車両に警告を与える目的に使用される。

軸重計における信号処理システムの構成は、一般的な台秤と同じで、Fig. 2 のようになる^{2),3)}。しかし、軸重計では車両の走行中に計測を行なうので、車両振動の影響を受け、トラックスケールほどの高精度測定値は得られない。そこで、その使用は警告に留まっているのが現状である¹⁾。軸重計の

Fig. 1 Axle weighing system

† 第10回 SICE 中国支部学術講演会で発表(2001・12)

* 応用計測工業(株) 吹田市広芝町 10-14

** 阪神高速道路公団 大阪市中央区久太郎町 4-1-3

*** 姫路工業大学 姫路市書写 2167

**** 岡山理科大学 岡山市理大町 1-1

***** 岡山県立大学 総社市窪木 111

* Oyo Measurement Co., Ltd., 10-14 Hiroshiba-cho, Suita

** Hanshin Expressway Public Corporation, 4-1-3 Kyutaro-machi, Chuo-ku, Osaka

*** Himeji Institute of Technology, 2167 Shosha, Himeji

**** Okayama University of Science, 1-1 Ridai-cho, Okayama

***** Okayama Prefectural University, 111 Kuboki, Soja

(Received February 8, 2002)

(Revised May 31, 2002)

Fig. 2 Configuration of a signal processing system of axle weighing system

測定精度が向上すれば、通過車両の全数計測による過積載車両の排除が可能となる。

走行車両質量を計測する場合、車両振動の影響対策は不可避である。走行車両とスケールの両方のダイナミクスを考慮して、車両全体の質量を計測する手法が、「動的質量計測法」として、すでに提案されている^{3),4)}。しかし、その研究ではトラックスケールが用いられており、その計測法をそのまま軸重計に適用することはできない。筆者らは、軸重計を対象として、その本体のダイナミクスは無視し、車両振動を定常振動と仮定し、その周波数と位相の推定から、軸重値を推定する手法を研究してきた^{5)~8)}。本論文では、さらに推定手順を整理し、周波数のみを推定することにより、軸重値を得る推定法を提案する。そして、実際の軸重計におけるセンサ出力信号を、提案する手法で処理したときの精度特性を考察し、その手法の実用性を検討する。

2. 軸重計応答

軸重計の応答すなわち、ロードセルの出力 $f(t)$ の一例を Fig. 3 に実線で示す。これは、積載量 8 t の 2 軸トラックを約 7 km/h で走行させたときの結果である。また、同図に Fig. 1 の位置①、②(ばね上質量相当部)における加速度 $a_i(t)$ を点線で示している。この加速度は、車体と $f(t)$ の関連を調査する目的で測定したもので、軸重計測時に利用するものではない。

Fig. 3 中の応答 $f(t)$ の A, B 部は第 1 軸、第 2 軸それぞれが計量台上にある時間区間の応答である。すなわち、各タイヤ接地面のすべての部分が計量台の上にあるときの応答部分である。以下では、この部分を「有効部」、この有効部が得られる時間区間を「有効時間」とよぶことにする。なお、A, B の両側の傾斜部は、タイヤ接地面の一部が計量台上にあるときの応答であって、有効部には含めないものとする。

$f(t)$ の有効部と $a_i(t)$ の波形を比較すると、両者が互いに逆相であることがわかる。これは、滑らかな舗装路に設置された軸重計応答に共通して現れる特徴である^{2),5)}。このことは、軸重計応答が車体の加速度に顕著に依存し、かつ計量台の動特性が無視できることを意味する。この振動成分は、車種、積載荷重に依存するが、およそ 2.2~4.1 Hz の低周波数をもつ²⁾。したがって、この低周波成分の除去が計測精度向上には不可欠である。しかし、有効部が極めて短いデータであるため、通常のローパスフィルタでは対処できないことは明らかである。従来の軸重計では、この低周波成分の振動

Fig. 3 Response $f(t)$ and accelerations $a_i(t)$ at the locations ① and ② in Fig. 1

が充分小さいことを期待して、有効部の平均値、最大値、最小値もしくは、最大値と最小値の平均値を軸重としているため、精度のよい軸重値を得ることはできない。

Fig. 3 の $a_i(t)$ の後半部分に過渡的振動と思われる波形が生じており $f(t)$ もこの影響をうけるが、本研究では $a_i(t)$ は正弦波の重ね合わせで表現できる定常振動であると仮定して理論展開を行なう。この仮定によって、 $f(t)$ の有効部は直流成分と正弦波の和となり、定式化が簡単になる。すなわち、 K 軸車両の応答において、各軸の有効部の始まる時刻を 0 とし、サンプリング周期 T で離散化した第 i 軸有効部 $f_i(k_i)$ の数式モデルを

$$f_i(k_i) = W_i + A_{i0} \sin(\omega_0 k_i T + \phi_0) + \sum_{j=1}^{P_i} A_{ij} \sin(\omega_j k_i T + \phi_j) \quad (1)$$

$$i=1, 2, \dots, K \quad k_i=0, 1, \dots, P_i-1$$

と仮定する。ここで

W_i : 第 i 軸タイヤに作用する力の静的成分(軸重)

ω_0 : 低周波数成分の円振動数

A_{i0} : 第 i 軸における低周波数成分の振幅

ϕ_0 : 低周波数成分の位相

ω_j : ノイズ成分の円振動数

A_{ij} : 第 i 軸におけるノイズ成分の振幅

ϕ_j : ノイズ成分の位相

P_i : データ個数

とする。本研究では、上記仮定のもとで(1)式で記述された $f_i(k_i)$ の W_i を推定する方法を提案する。

3. 軸重推定法

3.1 軸重推定式の導出

第 i 軸有効部の時系列を記述する ARX モデルとして次式を仮定する。

$$b_0 f_i(k_i + N) + b_1 f_i(k_i + N - 1) + \dots + b_{N-1} f_i(k_i + 1) + b_N f_i(k_i) = C_i + \varepsilon_i(k_i) \quad (2)$$

$$k_i = 0, 1, \dots, P_i - N - 1$$

ここで、 C_i は定数、 $\varepsilon_i(k_i)$ は平均値 0 の正規分布にしたが

う独立な時系列とする。この式の同定問題を考察することによって、軸荷重推定値 $\hat{W}_i$ の計算式を導出する。

(2)式において N を偶数にとり、係数を $b_{N/2}$ を中心として対称に配置する。すなわち

$$b_0 = b_N = 1, \quad b_n = b_{N-n}, \quad n = 1, \dots, N/2 \quad (3)$$

とする。 b_n をこのように定めることは、本推定法の要点の1つであり、その理由については後述する。最も基本的な2軸車両について(2), (3)式から、つぎの線形回帰モデルが構成される。

$$y = X\beta + \varepsilon, \quad (4)$$

$$y = \begin{bmatrix} f_1(N) + f_1(0) \\ \vdots \\ f_1(P_1 - 1) + f_1(P_1 - N - 1) \\ \hline f_2(N) + f_2(0) \\ \vdots \\ f_2(P_2 - 1) + f_2(P_2 - N - 1) \end{bmatrix}, \quad \beta = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_{N/2} \end{bmatrix},$$

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_1(0) \\ \vdots \\ \varepsilon_1(P_1 - N - 1) \\ \hline \varepsilon_2(0) \\ \vdots \\ \varepsilon_2(P_2 - N - 1) \end{bmatrix},$$

$$X = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -f_1(N-1) - f_1(1) & \cdots & -f_1(N/2) \\ & & \vdots & & \vdots \\ 1 & 0 & -f_1(P_1-2) - f_1(P_1-N) & \cdots & -f_1(P_1-N/2-1) \\ \hline 0 & 1 & -f_2(N-1) - f_2(1) & \cdots & -f_2(N/2) \\ & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 1 & -f_2(P_2-2) - f_2(P_2-N) & \cdots & -f_2(P_2-N/2-1) \end{bmatrix} \quad (5)$$

となる。 C_1 と C_2 は各軸に依存した定数であり、 $b_1, b_2, \dots, b_{N/2}$ は各軸に共通な係数である。3軸以上の車両についても、同様に(4)式を構成することができる。(4)式の正規方程式を解いて得られるパラメータの推定値に $\hat{\cdot}$ を付し、残差を $e_i(k_i)$ で表わすと、(2)式の関係から、

$$e_i(k_i) + \hat{C}_i = f_i(k_i + N) + \hat{b}_1 f_i(k_i + N - 1) + \cdots + \hat{b}_{N/2} f_i(k_i + N/2) + \cdots + \hat{b}_1 f_i(k_i + 1) + f_i(k_i) \quad (6)$$

の形式の差分方程式が得られる。 $E\{e_i(k_i)\} = 0$ であるから⁹⁾、(6)式特解 $f_i^*(k_i)$ は

$$f_i^*(k_i) = x_i(k_i) + \frac{\hat{C}_i}{1 + \hat{b}_1 + \cdots + \hat{b}_{N/2} + \cdots + \hat{b}_1 + 1} \quad (7)$$

と書くことができる。ただし $x_i(k_i)$ は

$$e_i(k_i) = x_i(k_i + N) + \hat{b}_1 x_i(k_i + N - 1) + \cdots + \hat{b}_{N/2} x_i(k_i + N/2) + \cdots + \hat{b}_1 x_i(k_i + 1) + x_i(k_i) \quad (8)$$

を満たすものとする。また、(6)式の同次方程式の一般解は、特性方程式

$$z^N + \hat{b}_1 z^{N-1} + \cdots + \hat{b}_{N/2} z^{N/2} + \cdots + \hat{b}_1 z + 1 = 0 \quad (9)$$

の特性根を用いて記述できる。いま特性根を

$$r_l e^{\pm j\theta_l}, \quad l = 0, 1, \dots, N/2 - 1 \quad (10)$$

とすると、同次方程式の一般解は

$$\sum_{l=0}^{N/2-1} A_{il} r_l^{k_i} \sin(\theta_l k_i + \phi_l) \quad (11)$$

となる。したがって、(6)式の一般解は、特解(7)と同次方程式の一般解(11)の和で与えられ

$$f_i(k_i) = x_i(k_i) + \frac{\hat{C}_i}{1 + \hat{b}_1 + \cdots + \hat{b}_{N/2} + \cdots + \hat{b}_1 + 1} + \sum_{l=0}^{N/2-1} A_{il} r_l^{k_i} \sin(\theta_l k_i + \phi_l) \quad (12)$$

となる。

正規方程式を解いて求められた $\hat{b}_n$ を係数とした代数方程式(9)の根はほとんどの場合、単位円上に存在する。したがって、そのような場合

$$r_0 = r_1 = \cdots = r_{N/2-1} = 1 \quad (13)$$

となって、

$$f_i(k_i) = x_i(k_i) + \frac{\hat{C}_i}{1 + \hat{b}_1 + \cdots + \hat{b}_{N/2} + \cdots + \hat{b}_1 + 1} + \sum_{l=0}^{N/2-1} A_{il} \sin(\theta_l k_i + \phi_l) \quad (14)$$

と表現できる。(8)式より、 $e_i(k_i) \cong 0$ であれば $x_i(k_i)$ の影響は無視できるので、この式は右辺は定数と正弦波の重ね合わせである数学モデル(1)の近似式となる。(14)式と(1)式を比較すると、

$$\hat{W}_i \cong \frac{\hat{C}_i}{1 + \hat{b}_1 + \cdots + \hat{b}_{N/2} + \cdots + \hat{b}_1 + 1} = \frac{\hat{C}_i}{2 \left(1 + \sum_{l=1}^{N/2-1} \hat{b}_l \right) + \hat{b}_{N/2}} \quad (15)$$

を得る。また、 $\hat{W}_i$ 相当の質量単位をもつ量を $\hat{M}_i$ で表わすと

$$\hat{M}_i = \frac{\hat{W}_i}{g} \quad (16)$$

となる。ここで、 g は重力加速度である。なお、情報量基準 $AIC(N)$ の差分値

$$\Delta AIC(N) = AIC(N+1) - AIC(N) \quad (17)$$

が最大となる次数 N を ARX モデル(2)の次数とする⁹⁾。ただし、

$$AIC(N) = m \log(2\pi) + m \log(\hat{\sigma}^2) + m + N + 2K \quad (18)$$

$$m = \sum_{i=1}^K P_i - KN \quad (19)$$

$$\hat{\sigma}^2 = e'e/m \quad (20)$$

$$e = [e_1(0) \cdots e_1(P_1 - N - 1) \cdots e_K(0) \cdots e_K(P_K - N - 1)]' \quad (21)$$

ここで、 e' は e の転置を表わす。

3.2 特性根の配置についての考察

対称係数をもつ特性方程式(9)の根が単位円周上に配置される理由を以下に考察する。

(6)式は $f_i(k_i)$ を入力、 $y_i(k_i + N) = e_i(k_i) + \hat{C}_i$ を出力とした FIR フィルタとみなすことができ、その伝達関数は

$$H(z) = 1 + \hat{b}_1 z^{-1} + \cdots + \hat{b}_{N/2} z^{-N/2} + \cdots + \hat{b}_1 z^{-N+1} + z^{-N} \quad (22)$$

となる。正規方程式は残差の2乗和 $e'e$ が最小となるように、 $\hat{b}_n$ を定めるので、残差 $e_i(k_i)$ は伝達関数 $H(z)$ で除去できなかった振動成分とみなすことができる。 $H(z)$ の零点と(9)式の特性格根は同一であるので、FIR フィルタの零点配置について述べる。

簡単のため、有効部 $f_i(k_i)$ に含まれる振動信号成分

$$s(k_i) = r_0^{k_i} \sin(\omega_0 k_i T), \quad r_0 \neq 1 \quad (23)$$

を対称な係数をもつフィルタを用いて小さくすることを考える。

この信号成分の z 変換 $S(z)$ は

$$S(z) = \frac{r_0 \sin(\omega_0 T) z^{-1}}{(1 - r_0 e^{j\omega_0 T} z^{-1})(1 - r_0 e^{-j\omega_0 T} z^{-1})} \quad (24)$$

であるから、零点 $r_0 e^{\pm j\omega_0 T}$ によって、 $S(z)$ の分母を相殺しようとする、対称な係数をもつため、単位円に関する $r_0 e^{\pm j\omega_0 T}$ の鏡像 $(1/r_0) e^{\pm j\omega_0 T}$ が零点として必ず存在する¹⁰⁾。それらを含めた伝達関数 $H_{r_0}(z)$ を $H(z)$ から取り出すと、

$$H_{r_0}(z) = (1 - r_0 e^{j\omega_0 T} z^{-1}) \left(1 - \frac{1}{r_0} e^{j\omega_0 T} z^{-1}\right) \times (1 - r_0 e^{-j\omega_0 T} z^{-1}) \left(1 - \frac{1}{r_0} e^{-j\omega_0 T} z^{-1}\right) \quad (25)$$

となる。 $S(z)$ を入力すると、出力は

$$Y_{r_0}(z) = H_{r_0}(z) S(z) = r_0 \sin(\omega_0 T) z^{-1} \left(1 - \frac{1}{r_0} e^{j\omega_0 T} z^{-1}\right) \times \left(1 - \frac{1}{r_0} e^{-j\omega_0 T} z^{-1}\right) \quad (26)$$

となる。

一方、 $r_0 e^{\pm j\omega_0 T}$ と同じ位相をもつ絶対値1の零点 $e^{\pm j\omega_0 T}$ には鏡像が存在しないので、この零点をもつフィルタの伝達関数 $H_1(z)$ を

$$H_1(z) = (1 - e^{j\omega_0 T} z^{-1})(1 - e^{-j\omega_0 T} z^{-1}) \quad (27)$$

とし、 $S(z)$ を入力すると、出力は、

$$Y_1(z) = H_1(z) S(z) = \frac{r_0 \sin(\omega_0 T) z^{-1} (1 - e^{j\omega_0 T} z^{-1})(1 - e^{-j\omega_0 T} z^{-1})}{(1 - r_0 e^{j\omega_0 T} z^{-1})(1 - r_0 e^{-j\omega_0 T} z^{-1})} \quad (28)$$

Fig. 4 Comparison of $|H_{r_0}(z)|$ and $|H_1(z)|$ ($r_0=0.99$, $\omega_0=6\pi$, $T=1$ ms)

となる。明らかに

$$|Y_{r_0}(e^{j\omega_0 T})| > |Y_1(e^{j\omega_0 T})| = 0 \quad (29)$$

であるから、対称な係数をもつ FIR フィルタを用いて、ある特定の周波数成分を減衰させる場合、伝達関数(27)のように単位円周上に零点を配置すれば、伝達関数(25)の半分の次数で残差の2乗和 $e'e$ を小さくすることができる。

また、Fig. 4 に示すように、 ω_0 が小さいとき、高周波数域において、伝達関数(25)のゲインは伝達関数(27)のゲインよりも大きくなる。実測データには、必ず高周波数ノイズ成分が存在するので、ここでも単位円周上に零点を配置する方が $e'e$ が小さくなる。これらの要因により $e'e$ を小さくすると、零点が単位円周上またはその近傍に配置されと考えられる。

有効部は Fig. 3 に示したような持続的振動の一部であるが、データ長が短いため、係数を対称に配置しなければ低周波数成分が非振動成分(または減衰比が大きい成分)として推定され、実際と大きく異なった軸荷重値が推定されてしまう。本提案のように対称係数配置すると、短時間データの推定において、減衰比の大きな成分の推定が抑制され、低周波成分の検出が可能となった。このことは4.2において例証する。

4. 軸重計測実験

4.1 車両停止中の軸重測定

車両走行中の軸重測定実験に先立ち、実験対象車両(Fig. 5)の重量の真値を確定するため、車両を停止させた状態で各軸重値の計測を行なった。その結果、第1軸は5,983 kg、第2、3軸はそれぞれ10,332 kg、10,344 kgであった¹¹⁾。

また、軸重計近傍の路面振動が軸重値に及ぼす影響を把握する目的で、路面上に加速度計を設置し、鉛直方向の加速度を記録した。Fig. 6 に第2軸の軸重計出力 $f(t)$ と路面加速度 $a(t)$ の時系列波形を示し、Fig. 7 には $f(t)$ と $a(t)$ のパワースペクトル密度 $S_f(f)$ と $S_a(f)$ を示す。この図より $f(t)$ は、およそ3.2~3.4 Hzの卓越低周波振動成分を持つが、 $a(t)$ においてはこの成分は卓越していないことがわかる。よって、この周波数成分が有効部に現れる車両の固有振動成分であると推定できる。

Fig. 5 Sketch of the test vehicle

Fig. 6 $f(t)$ and $a(t)$ of the second axle at rest Fig. 7 Power spectrums of $f(t)$ and $a(t)$

4.2 車両走行中の軸重測定

(1) 有効部の抽出方法

Fig. 8 に軸重計応答 $f(kT)$ ($k=0, 1, 2, \dots$), $f(kT)$ をフィルタで平滑化した $\bar{f}(kT)$ およびその 1 階差分 $\bar{f}'(kT)$, 2 階差分 $\bar{f}''(kT)$ を示す. すべての応答は, 絶対値の最大値により正規化されている.

有効部の開始時点または終了時点の候補として, 速度が 0 となる点 (図中 A'_i , $i=1, 2, 3, \dots$) を選ぶ. また, 加速度は必ず有効部の前後で明白な極小点 (図中 A''_i , $i=1, 2$) をとる. そこで, 加速度極小点 A''_i が現れる時点以降に存在する A'_i の中で最も A''_i に近い点を選び, その時点の有効区間開始時点とする. 同様に A''_2 以前に存在する A'_i の中で最も A''_2 に近い点を選択し, その時点の有効区間終了時点とする.

$f(kT)$: response of axle weighbridge (dashed line)
 $\bar{f}(kT)$: smoothed signal of $f(kT)$ using a FIR filter (solid line)
 $\bar{f}'(kT)$: difference of $\bar{f}(kT)$ (solid line)
 $\bar{f}''(kT)$: second difference of $\bar{f}'(kT)$ (dashed line)
 A'_i : zero point of $\bar{f}'(kT)$ (open circle), $i=1, 2, 3, \dots$
 A''_i : minimal point of $\bar{f}''(kT)$ (closed circle), $i=1, 2$

Fig. 8 Procedure of determining the effective interval

(2) 具体例に基づく推定法の詳細説明

Fig. 9 に $f(t)$ の一例を示す. この応答の各軸有効時間は, 第 1 軸については 0.076 秒, 第 2, 3 軸についてはそれぞれ 0.080 秒, 0.092 秒であった. したがって, それらを合計した総有効時間 t_e は 0.248 秒となる. サンプル周期 T は 1 ms とした.

伝達関数 (22) をもつ対称係数 FIR フィルタ (Filter-A) の振幅特性 $|H_A(f)|$ を Fig. 10 に示す. 次数は 34 とした. 比較のため, 同図には同じ次数であるが, 条件 (3) を設定しない (2) 式から得られた Filter-A と同じ次数をもつ非対称係数フィルタ (Filter-B) の特性 $|H_B(f)|$ も示している.

Filter-A は 3.15 Hz に相当する零点をもっていることが確認できる. このことは車体振動に起因する低周波数成分の検出を意味する. Filter-B は直流成分 (0 Hz) に零点を持ち, 低周波数成分の検出に失敗している. 対称係数を設定することの意義は, このように低周波数成分の検出が確実にこなえることにある.

軸重値の推定結果を Table 1 に示す. 表中の誤差とは (推定値 - 真値) のことである. Method-A は 3.1 で述べた推定式を用いた推定法による結果, Method-B は有効部の平均値を軸重の推定値とする方法で得た結果である. 本提案の Method-A による軸重値の精度が従来方法である Method-B よりも優れていることが確認できる. この例では, 1 軸の有効時間が 0.092 秒以下であるので, 周期のおよそ 1/3 のデータ長であっても, 精度のよい計測が可能であることがわかる.

Fig. 9 Sample process of $f(t)$

Fig. 10 Amplitude characteristics of the reciprocal and the conventional FIR filters

Table 1 Results of axle weight estimation

		Method-A	Method-B	True value
1st axle	Weight	5,820	5,706	5,983
	Error	-163	-277	—
2nd axle	Weight	10,379	9,595	10,332
	Error	47	-737	—
3rd axle	Weight	9,941	8,437	10,344
	Error	-403	-1,907	—

(unit: kg)

(3) 種々の条件下での測定

走行速度を変化させ、繰り返し測定を行なった。繰り返し測定回数は22である。総有効時間 t_e と車両総重量(推定軸重値の和)の推定誤差 ΔM の関係を Fig. 11 に示す。総重量と軸重の推定誤差に関する統計量を Table 2 に示す。 t_e が0.3秒未満の場合、ばらつきが大きくなっているが明らかに Method-A が優れていることがわかる。

$f(t)$ に過渡応答が生じる場合すなわち、非定常性の影響を調べるため、軸重計通過直前にブレーキをかけたときの軸

Fig. 11 Relationship between estimation error ΔM and effective time t_e for the case of no braking before passing on the weighbridge

Table 2 Errors of axle weight estimation

(a) Method-A (unit: kg)				
	Total	1st axle	2nd axle	3rd axle
Max.	777.23	571.67	47.36	369.12
Min.	-691.89	-289.68	-299.41	-403.14
Range	1469.12	861.35	346.78	772.25
Average	-184.17	-35.00	-54.59	-94.58
S.D	300.24	173.28	73.24	185.82
(b) Method-B (unit: kg)				
	Total	1st axle	2nd axle	3rd axle
Max.	191.95	126.95	52.74	241.06
Min.	-2920.56	-406.23	-1266.44	-1906.59
Range	3112.52	533.19	1319.17	2147.65
Average	-781.59	-129.44	-305.93	-346.22
S.D	836.33	128.92	377.17	465.39

Max.: maximum value of the estimation errors

Min.: minimum value of the estimation errors

Range: range of the estimation errors

Average: average of the estimation errors

S.D: standard deviation of the estimation errors

Fig. 12 Relationship between estimation error ΔM and effective time t_e for the case of braking before passing on the weighbridge

重推定結果を、Fig. 12 に示す。繰り返し測定回数は8である。この場合、両者の明確な差異は認められず、提案法の優位は確認できない。しかし、 t_e が0.5秒程度(有効時間約0.17秒)であれば、精度が極端に悪化することではなく、ある程度の制動に対しても精度が維持されると思われる。

5. おわりに

本論文では、軸重計を用いた走行車両の軸重計測問題を考察した。本研究で得た推定法の特徴と軸重計測実験結果をまとめると、以下ようになる。

車両振動に起因する低周波数ノイズ成分を含み、かつデータ長が極めて短い軸重計の荷重センサ出力信号から、軸重を推定する信号処理方法を提案した。

1. 車両タイヤが完全に計量台上にある時間区間における荷重センサ出力信号は、定数と正弦波の重ね合わせで記述できる定常振動であるとみなすことを実測データで確認し、この仮定の下で、下記2.に示す手順を経て軸重推定式を得た。
2. 荷重センサ出力信号に関する差分方程式の解が、定数と正弦波の重ね合わせで表現できるように構成した正規方程式を用いた軸重推定式を導出し、これに基づく軸重推定法を提案した。

提案推定法の有用性を確かめるために、ダンブトラックを実験対象車両として、軸重推定を行なった。その結果、

3. 通常の走行では、1軸あたりのデータ長が0.09秒程度であっても、車体振動に起因する3 Hz近傍の低周波数成分を検出・除去が可能であった。
4. 軸重計の出力がある程度の非定常応答(過渡応答)であっても、1軸あたりのデータ長が0.17秒程度確保できれば、精度が極端に悪化しないことが確認できた。

参考文献

- 1) 小野敏郎：走行車両の重量計測—軸重計測の現状と課題—、計測と制御、37-2, 123/128(1998)
- 2) 阪神高速道路公団：軸重計測装置の精度技術に関する調査研究業務報告書、(財)阪神高速道路管理技術センター(1985)
- 3) 池田、小野、青木：走行車両の動的質量計測、計測自動制御学会論文集、28-1, 50/58(1992)
- 4) 池田、青木、羽室、後藤：過渡データを用いた高速重量計測、計測自動制御学会論文集、24-6, 563/568(1988)
- 5) 阪神高速道路公団：動荷重計測精度向上に関する調査研究委員会報告書、(財)阪神高速道路管理技術センター(1997)
- 6) T. Ono, K. Fukuda, K. Yoshida and H. Tottori: A Mass-Estimation Method with Linear Regression Models for In-motion Vehicles Using Axle Weighing System, Proc. of IMEKO TC 3/APMF '98, Sep. 14-18, 1998, 321/328 (1998)
- 7) T. Ono, K. Fukuda, K. Yoshida, H. Uozumi and H. Tottori: Mass-Estimation Methods for In-motion Vehicles Using Axle Weighing System, Proc. of IMEKO-XV, Jun. 13-18, 1999, III, 51/58 (1999)
- 8) K. Fukuda, K. Kameoka, T. Ono and K. Yoshida: Evaluation of a New Mass-estimation Method for Axle Weights of In-motion Vehicles Using Vehicle Models, Proc. of the 17th International Conference on Force, Mass, Torque and Pressure Measurements, IMEKO TC 3, Sept. 17-21, 2001, 219/229 (2001)
- 9) 佐和隆光：回帰分析, 朝倉書店(1979)
- 10) 有本 卓：信号・画像のデジタル処理, 産業図書(1980)

- 11) 阪神高速道路公団：セミトレラ、ダンブトラックの実車走行試験に伴う解析業務(平成9年度)報告書, 応用計測工業(株)(1998)

[著者紹介]

福田 謙 吾 (正会員)

1983年、大阪府立大学工学部機械工学科卒業、大和製衡(株)を経て、95年応用計測工業(株)入社。はかりの設計、研究開発、振動データの現場計測、解析などに従事。現在、姫路工業大学大学院工学研究科機械系工学専攻博士後期課程に在学中。

鳥 取 久 治

1973年、阪神高速道路公団入社。軸重計測装置を含む機械システムの設計、据付および保全に関する業務に従事。阪神高速道路公団軸重計測装置技術検討委員会(86~87年)および同公団動荷重計測精度向上に関する調査研究委員会(93~96年)主催。

亀 岡 紘 一 (正会員)

1965年、姫路工業大学機械工学科卒業。同年大和製衡(株)入社。69年姫路工業大学助手、現在同大学工学部機械知能工学科教授。質量・力計測に関する研究に従事(工学博士)。76年精機学会論文賞受賞。

小 野 敏 郎 (正会員)

1965年、京都大学大学院航空工学専攻博士課程終了、京都大学工学部数理工学科助手、講師を経て、68年大阪府立大学工学部機械工学科助教授、83年同学科教授。00年岡山理科大学工学部機械工学科教授、現在、同大学工学部福祉システム工学科教授(工学博士)。質量動的測定システム、宇宙はかり、ロボット、福祉システム、制御理論の応用研究などに従事。日本機械学会、システム制御情報学会、日本ロボット学会などの会員。

吉 田 浩 治 (正会員)

1993年、大阪大学大学院基礎工学研究科博士後期課程退学。同年大阪府立大学工学部助手。97年岡山県立大学情報工学部講師、98年同学部助教授(工学博士)。98~99年Institut de Recherche en Communication et Cybernetique de Nantes (Ecole Centrale de Nantes (France))客員研究員。多体系の動特性と制御に関する研究、メカトロニックシステムにおけるモデリングの研究などに従事。日本ロボット学会、日本機械学会、IEEEの会員。