貨物自動車の積載荷重を測定する方法について*

石坂 昭夫^{*1}, 植林 達雄^{*1}, 尾崎 晃一^{*2}

A Measurement Method of Carrying Load on a Truck

Akio ISHIZAKA^{*3}, Tatsuo NARABAYASHI and Kouichi OZAKI^{*2}^{*1} Precision Engineering, Tokai University,
1117 Kitakaname, Hiratsuka shi, Kanagawa, 259-1292 Japan

The carrying load on a truck is usually measured by a truck scale or a portable measuring device of carrying load. These are the method of measuring the sum of the weight of the truck itself and the carrying load. On the other hand it is also thinkable that the value of the carrying load is given by using the elastic deformation that the carrying load produces on a truck body. The proposed method here is one using the strains of front and rear axle induced by the load. In this paper it is proved that this method properly gives the value of the carrying load. If the above method would be realized and the value of load is visually indicated, it is greatly expected that this method effectively prevents carrying the over load.

Key Words: Truck, Carrying load, Measurement

1. は じ め に

貨物自動車の積載重量はトラックスケールやポータブル車両重量測定装置によって測定される場合が多い。いずれも自動車と貨物の合算重量を測定する方法である。これに対して、積載される前後の車体の変形の差を利用して積載荷重を測定する方法が考えられる。

これまでに、車体のフレームの変形を利用した方法も提案されたが、ここで提案する方法は積載したときに生じる前車軸と後車軸の歪を検出することによって積載荷重を求める方法である。この方法によれば荷台のどこに貨物が置かれても正しく重量を測定できる。

以下、この方法の有効性を貨物自動車のモデルで定量的に証明し、さらにこの結果をモデルと同じものを製作して実験で確認した。

この提案が実用化されれば車の停止時に常に積載重量が表示することができ、過積載防止に大いなる効果を発揮するものと期待できる。

本文では、はじめに、後車軸のみ取り上げ荷重の軸方向の位置の相違に関わらず車軸中央の歪が同じになることを示し(2次元モデル)、ついで、前車軸と後車軸の中央の歪を同時に取り出すこと(3次元モデル)によって積載荷重の大きさを測定することができることを示す。2次元モデルと異なり3次元モデルの解析の

際には軸の撓みを考慮する必要がある。したがって、解析は2次元モデルに比べ煩雑になるができるだけ単純なモデルを用いて検討する。

2. 解 析

2.1 2次元モデル 貨物自動車の後車軸の中心軸を含む垂直な面で切った断面の模式図を図1(a)に示す。これを図1(b)に示すように、フレームを剛体と仮定し、懸架装置である板ばねをコイルばね状に描き、車軸および車軸管を含めた部分を弾性軸でモデル化し、解析する。このモデルをここでは2次元モデルとよぶ。

Fig.1 2-dimensional model of of a truck

* 原稿受付 2004 年 9 月 10 日。

^{*1} 正員、東海大学工学部精密工学科(〒259-1292 平塚市北金目1117)。^{*2} 正員、東海大学工学部動力機械工学科。

E-mail: ishizaka@keyaki.cc.tokai.ac.jp

フレームの $x = x_p$ の位置に集中荷重 W が作用する場合 (図 1(b) 参照), 軸 MN の右端 N が車輪から受ける荷重 r_L および板ばねを介して N' から軸 MN に与えられる力 f_L は, フレームおよび軸を剛体としたときの力の釣合条件から

$$r_L = \frac{b - x_p}{2b} W, \quad f_L = \frac{b - d - x_p}{2(b - d)} W \quad (1)$$

と得られる. 軸 MN の $-(b - d) < x < b - d$ の範囲で $x = x$ に作用する曲げモーメント M は

$$M = r_L(b + x) - f_L(b - d + x)$$

で与えられるから, この式に式 (1) を代入することによって

$$M = \frac{(b^2 - bd + x_p x)d}{2(b - d)b} W \quad (2)$$

を得る. 車軸中央, すなわち $x = 0$ に作用する曲げモーメントは上式から $Wd/2$ であり, 荷重の位置 x_p に無関係になることがわかる. こういった関係が前後輪を含めた 3 次元モデルに拡張した場合についても成立することを次節で証明する.

2.2 3次元モデル モデル化する貨物自動車を図 2 に示す. この自動車を図 3(a) のようにモデル化する. 荷台のモデルである矩形板 $ABCD$ は質量零の剛体で, $\overline{AI}$, $\overline{BJ}$, $\overline{DK}$ および $\overline{L}$ のばねを介してそれぞれ弾性軸 $\overline{EF}$, $\overline{GH}$ で支えられる.

Fig.2 Truck to model

Fig.3 Analytical model of the truck

図 3(b) に荷台および前車軸と後車軸の自由物体図を示す. 荷台には $x = x_p$, $y = y_p$ の位置に集中荷重 W が作用し, ばね定数 k_F をもつばね $\overline{AI}$, $\overline{BJ}$ にはそれぞれ f_{FR} , f_{FL} が, $\overline{DK}$, $\overline{L}$ にはそれぞれ f_{RR} , f_{RL} が作用する. 荷台の z 方向の力と x 軸周りと y 軸周りのモーメントの釣り合い条件から, 荷台について

$$\begin{aligned} f_{FR} + f_{FL} + f_{RR} + f_{RL} &= W, \\ W y_p - (f_{RL} + f_{RR}) \ell &= 0, \\ -W x_p + f_{FR} a_F + f_{RR} b_R - f_{FL} a_F - f_{RL} b_R &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

が成立する. ここで, ℓ, a_F, b_R は図 3(a) に示す寸法である. 荷台の変位を図 (b) の O 点の垂下量 z と, x 軸周りおよび y 軸周りの角変位 θ_x と θ_y で表し, ばねの力を受ける軸の I, J, K および L 点の変位をそれぞれ z_{FR}, z_{FL}, z_{RR} および z_{RL} とすれば, ばねが軸に与える力は次式で与えられる.

$$\begin{aligned} f_{FR} &= k_F(z - a_F \theta_y - z_{FR}), \\ f_{FL} &= k_F(z + a_F \theta_y - z_{FL}), \\ f_{RR} &= k_R(z + \ell \theta_x - b_R - \theta_y - z_{RR}), \\ f_{RL} &= k_R(z + \ell \theta_x + b_R - \theta_y - z_{RL}). \end{aligned} \quad (4)$$

前車軸と後車軸の剛体としての釣り合い条件はタイヤを介して路面から受ける力を図示のように r_{FR} , r_{FL} , r_{RR} および r_{RL} とすれば

$$\begin{aligned} r_{FR} + r_{FL} - f_{FR} - f_{FL} &= 0, \\ r_{RR} + r_{RL} - f_{RR} - f_{RL} &= 0, \\ f_{FL} a_F - f_{FR} a_F + r_{FR} a - r_{FL} a &= 0, \\ f_{RL} b_R - f_{RR} b_R + r_{RR} b - r_{RL} b &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

ただし, $a = a_F + a_D$, $b = b_R + b_D$ と置いた.

一方、前車軸の撓みを下の式で示すように x の範囲によって z_{F1} , z_{F2} , z_{F3} と置き、 x に関する微分をダッシュ記号で示し、前車軸の曲げ剛性を B_F とすれば

$$\begin{aligned} a_F < x < a : -B_F z_{F1}'' &= r_{FR}(a-x), \\ -a_F < x < a_F : -B_F z_{F2}'' &= r_{FR}(a-x) - f_{FR}(a_F-x), \\ -a < x < -a_F : -B_F z_{F3}'' &= r_{FL}(a+x). \end{aligned}$$

上式を x で 1 回、2 回と積分すると、次式が与えられる。

$$\begin{aligned} -B_F z_{F1}' &= r_{FR} \left(ax - \frac{x^2}{2} \right) + C_{11}, \\ -B_F z_{F2}' &= r_{FR} \left(ax - \frac{x^2}{2} \right) - f_{FR} \left(a_F x - \frac{x^2}{2} \right) + C_{21}, \\ -B_F z_{F3}' &= r_{FL} \left(ax + \frac{x^2}{2} \right) + C_{31}, \\ -B_F z_{F1} &= r_{FR} \left(\frac{a}{2} x^2 - \frac{x^3}{6} \right) + C_{11}x + C_{12}, \\ -B_F z_{F2} &= r_{FR} \left(\frac{a}{2} x^2 - \frac{x^3}{6} \right) - f_{FR} \left(\frac{a_F}{2} x^2 - \frac{x^3}{6} \right) \\ &\quad + C_{21}x + C_{22}, \\ -B_F z_{F3} &= r_{FL} \left(\frac{a}{2} x^2 + \frac{x^3}{6} \right) + C_{31}x + C_{32}. \end{aligned} \quad (6)$$

上式に含まれる 6 個の積分定数 C_{11} , C_{21} , C_{31} , C_{12} , C_{22} , C_{32} は次の 6 個の境界条件

$$z_{F3}|_{x=-a} = z_{F1}|_{x=a} = 0,$$

$$z_{F3}|_{x=-a_F} = z_{F2}|_{x=-a_F}, \quad z_{F2}|_{x=a_F} = z_{F1}|_{x=a_F},$$

$$z_{F3}'|_{x=-a_F} = z_{F2}'|_{x=-a_F}, \quad z_{F2}'|_{x=a_F} = z_{F1}'|_{x=a_F}$$

に式 (6) を代入して得られる C_{11} , C_{21} , C_{31} , C_{12} , C_{22} および C_{32} に関する連立方程式から次のように求められる。

$$\begin{aligned} C_{11} &= -\frac{(3a-a_F)a_F^2}{3a} f_{FR} + \frac{a_D^3}{6a} r_{FL} \\ &\quad - \frac{a^3 - 3a^2 a_F + a_F^3}{6a} r_{FR}, \\ C_{12} &= -\frac{(3a-a_F)a_F^2}{3} f_{FR} - \frac{a_D^3}{6} r_{FL} \\ &\quad - \frac{a^3 + 3a^2 a_F - a_F^3}{6} r_{FR}, \\ C_{21} &= -\frac{(3a-2a_F)a_F^2}{6a} f_{FR} + \frac{a_D^3}{6a} r_{FL} \\ &\quad - \frac{a^3 - 3a^2 a_F + a_F^3}{6a} r_{FR}, \\ C_{22} &= -\frac{(2a-a_F)a_F^2}{2} f_{FR} - \frac{a_D^3}{6} r_{FL} \\ &\quad - \frac{a^3 + 3a^2 a_F - a_F^3}{6} r_{FR}, \\ C_{31} &= -\frac{(3a+a_F)a_F^2}{3a} f_{FR} + \frac{a^3 + 3a^2 a_F - a_F^3}{6a} r_{FL} \\ &\quad - \frac{(a+a_F)^3}{6a} r_{FR}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{32} &= -\frac{(3a+a_F)a_F^2}{3} f_{FR} - \frac{a^3 - 3a^2 a_F - a_F^3}{6} r_{FL} \\ &\quad - \frac{(a+a_F)^3}{6} r_{FR}. \end{aligned} \quad (7)$$

ここで、 z_{FR} および z_{FL} は、次式

$$z_{FR} = z_{1F}|_{x=a_F}, \quad z_{FL} = z_{3F}|_{x=-a_F}$$

であるから、式 (7) の C_{11} , C_{31} , C_{12} , C_{32} を代入した式 (6) を上式に代入すれば z_{1F} と z_{3F}

$$\begin{aligned} z_{FR} &= \frac{a_D}{6aB_F} \left\{ -2(3a-a_F)a_F^2 f_{FR} + a_D^3 r_{FL} \right. \\ &\quad \left. + (a^3 + 5a^2 a_F - aa_F^2 - a_F^3) r_{FR} \right\}, \\ z_{FL} &= \frac{a_D}{6aB_F} \left\{ -2(3a+a_F)a_F^2 f_{FR} + a_D^3 (a+a_F) r_{FL} \right. \\ &\quad \left. + (a+a_F)^3 r_{FR} \right\} \end{aligned}$$

と求めることができる。

後車軸のばね力を受ける点 K, L での撓み z_{RR} および z_{RL} も、前車軸の曲げ剛性を B_R とすれば

$$\begin{aligned} z_{RR} &= \frac{b_D}{6bB_R} \left\{ -2(3b-b_R)b_R^2 f_{RR} + b_D^3 r_{RL} \right. \\ &\quad \left. + (b^3 + 5b^2 b_R - bb_R^2 - b_R^3) r_{RR} \right\}, \\ z_{RL} &= \frac{b_D}{6bB_R} \left\{ -2(3b+b_R)b_R^2 f_{RR} + b_D^3 (b+b_R) r_{RL} \right. \\ &\quad \left. + (b+b_R)^3 r_{RR} \right\} \end{aligned}$$

と得られる。これらの値 z_{FR} , z_{FL} , z_{RR} , z_{RL} を式 (4) に代入した式と式 (3), (5) の式は 11 個の未知量 f_{FR} , f_{FL} , f_{RR} , f_{RL} , r_{FR} , r_{FL} , r_{RR} , r_{RL} , θ_x , θ_y , z に関する 11 連立方程式

$$\begin{aligned} &\frac{3aB_F - a_D(3a-a_F)a_F^2 k_F}{3aB_F} f_{FR} + \frac{a_D^4 k_F}{6aB_F} r_{FL} - k_F z \\ &\quad + \frac{a_D(a^3 + 5a^2 a_F - aa_F^2 - a_F^3) k_F}{6aB_F} r_{FR} + a_F k_F \theta_y = 0, \\ f_{FL} - \frac{a_D a_F^2 (3a+a_F) k_F}{3aB_F} r_{FR} + \frac{a_D^3 (a+a_F) k_F}{6aB_F} r_{FL} - k_F z \\ &\quad + \frac{a_D(a+a_F)^3 k_F}{6aB_F} r_{FR} - a_F k_F \theta_y = 0, \\ &\frac{3bB_R - b_D(3b-b_R)b_R^2 k_R}{3bB_R} f_{RR} + \frac{b_D^4 k_R}{6bB_R} r_{RL} - k_R z \\ &\quad + \frac{b_D(b^3 + 5b^2 b_R - bb_R^2 - b_R^3) k_R}{6bB_R} r_{RR} - k_R \theta_x + b_R k_R \theta_y = 0, \\ f_{RL} - \frac{b_D b_R^2 (3b+b_R) k_R}{3bB_R} r_{RR} + \frac{b_D^3 (b+b_R) k_R}{6bB_R} r_{RL} - k_R z \\ &\quad + \frac{b_D(b+b_R)^3 k_R}{6bB_R} r_{RR} - b_R k_R \theta_x - b_R k_R \theta_y = 0, \\ f_{FR} + f_{FL} + f_{RR} + f_{RL} &= W, \quad \ell f_{RL} + \ell f_{RR} - W y_P = 0, \\ a_F f_{FR} + b_R f_{RR} - a_F f_{FL} - b_R f_{RL} - W x_P &= 0, \\ r_{FR} + r_{FL} - f_{FR} - f_{FL} &= 0, \quad r_{RR} + r_{RL} - f_{RR} - f_{RL} = 0, \\ a_F f_{FL} - a_F f_{FR} + a r_{FR} - a r_{FL} &= 0, \\ b_R f_{RL} - b_R f_{RR} + b r_{RR} - b r_{RL} &= 0 \end{aligned}$$

を与える。この方程式を解くと、

$$\theta_x = \frac{N_x}{6D_x} W, \theta_y = \frac{N_y}{6D_y} W, z = \frac{N_z}{6D_z} W.$$

ここで、

$$\begin{aligned} N_x &= -a_D^2(a + 2a_F)k_F k_R y_L B_R + b_D^2(b + 2b_R)k_F k_R y_P B_F \\ &\quad - 3(k_R y_L - k_F y_P), \\ N_y &= -(3aB_F + a_D^2 a_F^2 k_F)(3bB_R + b_D^2 b_R^2 k_R)x_P, \\ N_z &= 3B_F + a_D^2(a + 2a_F)k_F, D_x = 6\ell^2 k_F k_R B_F B_R, \\ D_y &= 3ab(a_F^2 k_F + b_R^2 k_R)B_F B_R + a_D^2 b b_R^2 k_F k_R B_R + a a_F^2 b_R^2 k_F k_R, \\ D_z &= 6B_F k_F \ell. \end{aligned}$$

さらに、

$$\begin{aligned} f_{FR} &= \frac{N_{fFR}}{D} \frac{W\ell}{2}, f_{FL} = \frac{N_{fFL}}{D} \frac{W\ell}{2}, f_{RR} = \frac{N_{fRR}}{D} \frac{W\ell}{2}, \\ f_{RL} &= \frac{N_{fRL}}{D} \frac{W\ell}{2}, r_{FR} = \frac{N_{rFR}}{D} \frac{W\ell}{2}, r_{FL} = \frac{N_{rFL}}{D} \frac{W\ell}{2}, \\ r_{RR} &= \frac{N_{rRR}}{D} \frac{W\ell}{2}, r_{RL} = \frac{N_{rRL}}{D} \frac{W\ell}{2} \end{aligned} \quad (8)$$

である。ここで、

$$\begin{aligned} N_{fFR} &= 3abB_F B_R(a_F k_F \ell x_P + a_F^2 k_F y_L + b_R^2 k_R y_L) \\ &\quad + aba_F^2 a_D^2 b_R^2 k_F k_R B_R y_L \\ &\quad + aB_F a_F b_D^2 b_R^2 k_F k_R(-\ell x_P + a_F y_L), \\ N_{fFL} &= 3abB_F B_R(-a_F k_F \ell x_P + a_F^2 k_F y_L + b_R^2 k_R y_L) \\ &\quad + aba_F^2 a_D^2 b_R^2 k_F k_R B_R y_L \\ &\quad + aB_F a_F b_D^2 b_R^2 k_F k_R(\ell x_P + a_F y_L), \\ N_{fRR} &= 3abB_F B_R(b_R k_R \ell x_P + a_F^2 k_F y_P + b_R^2 k_R y_P) \\ &\quad + ba_F^2 a_D^2 b_R k_F k_R(\ell x_P + b_R y_P) + abB_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R, \\ N_{fRL} &= 3abB_F B_R(-b_R k_R \ell x_P + a_F^2 k_F y_P + b_R^2 k_R y_P) \\ &\quad + ba_F^2 a_D^2 b_R k_F k_R(-\ell x_P + b_R y_P) + abB_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R, \\ N_{rFR} &= 3bB_F B_R\{a_F^2 k_F \ell x_P + a(a_F^2 k_F + b_R^2 k_R)y_L\} \\ &\quad + ba_F^2 a_D^2 b_R k_F k_R(\ell - y_P) \\ &\quad + B_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R\{\ell x_P + a y_L\}, \\ N_{rFL} &= 3bB_F B_R\{-a_F^2 k_F \ell x_P + a(a_F^2 k_F + b_R^2 k_R)y_L\} \\ &\quad + ba_F^2 a_D^2 b_R k_F k_R(\ell - y_P) \\ &\quad - B_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R\{\ell x_P - a(\ell + y_P)\}, \\ N_{rRR} &= 3aB_F B_R\{ba_F^2 k_F y_P + b_R^2 k_R(-\ell x_P + b y_P)\} \\ &\quad + B_R a_D^2 a_F^2 b_R^2 k_F k_R(\ell x_P + b_R y_P) + abB_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R y_P, \\ N_{rRL} &= 3aB_F B_R\{ba_F^2 k_F y_P + b_R^2 k_R(-\ell x_P + b y_P)\} \\ &\quad - B_R a_D^2 a_F^2 b_R^2 k_F k_R(\ell x_P - b_R y_P) + abB_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R y_P, \\ D &= 3abB_F B_R(a_F^2 k_F + b_R^2 k_R) \\ &\quad + bB_R a_D^2 a_F^2 k_F k_R + aB_F a_F^2 b_D^2 b_R^2 k_F k_R \end{aligned}$$

である。また、上式で y_L は $\ell - y_P$ である。

前車軸中央と後車軸中央のモーメントをそれぞれ M_F , M_R とすると

$$M_F = r_{FR} a - f_{FR} a_F, \quad M_R = r_{RR} b - f_{RR} b_R$$

であるから、上式に式(8)を代入して整理すると、

$$M_F = \frac{a_D W}{2} \frac{\ell - y_P}{\ell}, \quad M_R = \frac{b_D W}{2} \frac{y_P}{\ell}.$$

と簡単な式を得る。したがって、前車軸中央と後車軸中央の歪をそれぞれ ϵ_F と ϵ_R とすれば、 ϵ_F , ϵ_R は

$$\epsilon_F = \frac{W}{\eta_F} \frac{\ell - y_P}{\ell}, \quad \epsilon_R = \frac{W}{\eta_R} \frac{y_P}{\ell} \quad (9)$$

で示される。ここで

$$\eta_F = \frac{2E_F Z_F}{a_D}, \quad \eta_R = \frac{2E_R Z_R}{b_D}$$

と置いた。また、 E_F と E_R および Z_F と Z_R はそれぞれ前車軸と後車軸のヤング率および断面係数である。

次の量 Q

$$Q = \eta_F \epsilon_F + \eta_R \epsilon_R \quad (10)$$

に式(9)の ϵ_F と ϵ_R を代入すると、 $Q = W$ となる。したがって、 Q を測定することによって積載量 W を求めることができる。

上式の ϵ_F と ϵ_R は歪み測定によって、また、 η_F および η_R は式(9)を用いて、予め測定しておくことができる。

ここまで、積載荷重が1個の場合について論じたが、積載荷重 W を n 個の荷重に分割して荷台の任意の場所に置いた場合についても、上記の値 Q が積載重量 W と一致することを証明することができる。すなわち、分割された1つの荷重 W_i ($n = 1, 2, \dots, n$) が荷台の (x_{Pi}, y_{Pi}) の位置に掛けられたとすると、前後軸の歪 ϵ_{Fi} , ϵ_{Ri} は式(9)から

$$\epsilon_{Fi} = \frac{W_i}{\eta_F} \frac{\ell - y_{Pi}}{\ell}, \quad \epsilon_{Ri} = \frac{W_i}{\eta_R} \frac{y_{Pi}}{\ell}. \quad (11)$$

本モデルは線形系を仮定しているので、 n 個の分割された荷重による前車軸と後車軸のそれぞれの歪 ϵ_F , ϵ_R は

$$\epsilon_F = \sum_{i=1}^n \epsilon_{Fi}, \quad \epsilon_R = \sum_{i=1}^n \epsilon_{Ri}$$

で与えられる。上式を式(10)に代入した式に、式(11)を代入してすると、次のように演算

$$\begin{aligned} Q &= \eta_F \sum_{i=1}^n \epsilon_{Fi} + \eta_R \sum_{i=1}^n \epsilon_{Ri} \\ &= \frac{1}{\ell} \sum_{i=1}^n W_i (\ell - y_{Pi}) + \frac{1}{\ell} \sum_{i=1}^n W_i y_{Pi} \\ &= \sum_{i=1}^n W_i = W \end{aligned} \quad (12)$$

ができて、 $Q = W$ が証明される。

以上の解析から、前車軸と後車軸の中央の歪から積載された貨物が荷台のどの位置に置かれても、また、どのように分割されて置かれても積載重量の値を測定できることを明らかにすることができた。

3. 実験および結果

図 3(a) に示す解析モデルと等価な模型を作製し、解析から導いた式の検証を行う。図 4(a) に模型の図面および図 4(b) にその全景の写真を示す。荷台は縦横 20

(a)

(b)

Fig.4 Experimental setup

[cm]×35[cm]、厚さ 1[mm] の冷間圧延鋼板で、4 個のコイルばねで支持される。それらのばねは幅 26.5[mm]、厚さ 2.8[mm]、長さ 35[cm] の前車軸と後車軸に見立てた短冊状の板で受け、その板はタイヤに見立てた 4 つのエッジを持つブロックで支えられている。荷台には荷重を掛ける位置 (x_p, y_p) を示すための x - y 座標が書き込まれている。また、前車軸と後車軸の中央にはそれぞれの歪 ϵ_F と ϵ_R の検出するために歪ゲージが貼られている。

まず、式 (9) は荷重 W の作用点の x 座標の値 x_p に無

関係に、 ϵ_F および ϵ_R が一定になることを示している。図 5(a)~(d) に y_p を固定して、 x_p を変えたときの ϵ_F および ϵ_R の変化を種々の W の値に対して採った測定結果を○で示す。図の実線は各 W の大きさ毎の ϵ_F (図 (a)(b)) および ϵ_R (図 (c)(d)) の平均値である。 ϵ_F および ϵ_R は x_p に無関係に一定であることがわかる。

Fig.5 Strain of a front axle ϵ_F and a rear axle ϵ_R to the load position (x_p, y_p) when changing the load W

Fig.6 ϵ_F and ϵ_R to the W

さらに、式 (9) の y_p と ϵ_F 、 ϵ_R の関係を確認する。そのためにまず式 (9) に含まれる η_F と η_R を求めるための実験を行った。その結果を図 6 に示す。図 (a) には $x_p=0$ 、 $y_p=0$ としたときの W と ϵ_F の関係を、図 (b) には $x_p=0$ 、 $y_p=25$ [cm] としたときの ϵ_R と W の測定結果

を示す。式(9)から図(a)および(b)の直線の勾配がそれぞれ η_F と η_R を与えることがわかる。その結果は

$$\eta_F = 14.32 \times 10^3 [\text{N}], \quad \eta_R = 33.6 \times 10^3 [\text{N}] \quad (13)$$

であった。式(9)から図6の場合のように W を必ずしも車軸の真上に置かなくても ϵ_F と ϵ_R を求めることができることは明らかである。図7は、 ϵ_F と ϵ_R を y_p に対して積載荷重 W 別に実験値 ($x_p=0$ の場合) をプロットした図である。図には式(13)の値を式(9)に代入した式が表す直線も書き込まれている。実験値がよく直線に載っていることがわかる。

Fig.7 ϵ_F and ϵ_R to the y_p when changing W

つぎに、 $x_p=0$ の場合の実験結果を用いて式(10)を確認する。式中の η_F と η_R には式(13)の値、そして、測定結果の ϵ_F および ϵ_R を用いて式(10)の右辺を計算した結果をプロットした図に、 $Q = W$ の実線を書き込んだものを図9に示す。実線から少し離れた測定結果が1部あるが、式(10)の正しいことがわかる。

Fig.8 Value of eq.(10) Q to the y_p when changing W

最後に、荷台に積載された一定の荷重が分割されて置かれても式(10)が成立することを確認する。そのために、5.9[N]の積載物を2等分して図9の(1)(2)に示すような位置に置いた場合と、5.9[N]の積載物を3

等分して図9の(3)~(6)に示すような位置に置いた場合の6通りについて実験を行った。その結果得られた ϵ_F および ϵ_R を式(10)に代入して計算した Q の値をプロットし、さらに、積載荷重の総量 5.9[N] の実線を記入したものが図10である。いずれの場合も 5.9[N] と測定できることが確かめられる。

Fig.9 Patterns of the load distribution

Fig.10 Q by the patterns showed in Fig.9

4. お わ り に

貨物自動車の前後車軸の中央から歪を検出すれば荷台に積載された貨物の重量を測定できるということを述べた。しかしながら、荷台に相当させた鋼板の剛性を一層低下させた場合についても上記のことが成立するかどうか検討の余地が十分残されている。さらに実車に適用した場合についての検討も必須であり、また、貨物自動車の構造は多岐に亘っているため、構造ごとの対応が必要となるものと思われる。

文 献

- (1) 佐藤武 監修, トラッカー自動車工学全書 14 バスの車体構造, 山海堂, (1996)
- (2) 斉藤猛 監修, 自動車用語辞典, 山海堂, (1992)
- (3) 矢崎総業 (株), デジタル積載表示計 (カタログ), (1996)
- (4) 千野, 石坂, 貨物自動車の積載重量を測定する方法について, “日本機械学会講演論文集”, No.015-1('01-3, 中国四国支部 第39期総会・講演会), pp.281-282