船上ばかり†

— 2 本 単 て こ 方 式 —

西 山 卓*・増 尾 龍 一*・前 田 親 良*・篠 崎 順 一 郎*

Shipboard Scale — With Two Simple Levers —

Taku NISHIYAMA*, Ryūichi MASUO*, Chikayoshi MAEDA* and Junichiro SHINOZAKI*

There are many papers on scales, but they all assume that the scale is lying on the horizontal plane at rest, and existing scales are all designed on that assumption.

Because of the increasing number of large fishing vessels containing plants for dressing fish, the demand for shipboard scales which can be used on a moving base is increasing.

The authors intended to make a shipboard scale and have found two ways to make it. One is the way in which

(1) one reads the difference of the two angles of deviation of two independent levers which swing in the same way when the base swings.

The other is the way in which

(2) one constructs compound levers which are connected so as to cancel the influence of the motion of the base.

A product based on case (1) will be manufactured shortly. The authors explain the theory of the simple lever which is fixed on a moving base, introduce experimental data, and show the usefulness of the first way in this paper. They will be publishing the details for case (2) following this explanation of case (1).

1. ま え が き

てこ式のはかりについては多数の研究がなされているが、それらはいずれも、はかりが静止した水平な基礎の上に固定されていることを前提としており、現在実用に供されているはかりも、その前提のもとに設計・製作されているので、それをそのまま、動揺する基礎の上で使用することは、種々の問題を生じる。ところが、最近、船内に魚体処理工場をもつ大形漁船が

増加し、それらは工程中に質量測定を必要としている。そこで、やむなく陸上用のはかりをそのまま動揺する船体に固定し、精度も不明で、読み取りも困難なまま無理に使っているのが現状である。

筆者らは、動揺する基礎の上でも測定できる、いわゆる“船上ばかり”の製作を企図し、まず航行中の船の運動を調査し、それがてこ式はかりに及ぼす影響を分析し、陸上で同じ影響を与えるシーソーを作成し研究を進めている。その結果、大体二つの方法により船上ばかりの作製が可能であることを発見した。

(1) 船の動揺の影響を受ける量が等しい二つの単てこを併置し、測定端で動揺の影響のみを相殺する方法、(2) いくつかのてこを適当に組合わせて、てこ系が船の動揺の影響を受けないようにする方法、がそれである。本論文は、(1)の方法に関するもので、この方法によれば比較的容易に船上ばかりを製作できる見通しもついたので、陸上のシーソー上での実験データを添えて発表する。

2. 船 上 実 験

航行中の船の運動およびそのときのてこの振舞を調べる目的で、基礎の静的な傾斜に対して零点が変化しない単てこ式はかりを試作し、これを日本水産(株)所属のトロール船“鞍馬丸”(2,500 t)に積載し玄界灘で種々の測定を行なった。Fig. 1 は上記のはかりをモデル的に示したもので、その主要寸法は、Table 1, 2 にあげた。Fig. 1 においてFは支点、B重点はであり、いずれも機構的がたを避けるためV形板ばね支点を使用した。支点Fの取付け部としてこのふれ角 θ を検出する差動変圧器のコイル部分(はかりの目盛部に相当する)は船に固定されている。はかり皿はロバール機構とし、被測定物はこの皿上で分銅とさしかえて零位法で測定される。上記の零点変化を避けるために、重点Bの荷重も含めててこ全体の重心Gを支点Fに一致させ、必要な復元力は、支点Fと重点Bならば

† 第12回計測自動制御学会学術講演会で発表(昭48・8)

第16回自動制御連合講演会で発表(昭48・10)

* 大阪工業大学 大阪市旭区大宮 5-16-1

* Faculty of Engineering, Osaka Institute of Technology, Osaka

(Received June 7, 1974)

Fig. 1 Structure of single lever type scale

Table 1 Dimensions of major parts of scale lever

CAPACITY OF SCALE	W_1 kg	15.0
SCALE DIVISION	ΔW kg	0.1
MASS OF LEVER (INCLUDING CAPACITY WEIGHT) M_1 kg		63.0
LOAD ARM LENGTH	l_1 mm	300.
ANGULAR FREQUENCY	ω_{01} rad/sec	4.65

Table 2 Dimensions of major parts of sublever

MASS OF LEVER	M_2 kg	1.14
ANGULAR FREQUENCY	ω_{02} rad/sec	4.65

Fig. 2

にはばねEの弾力性によって与えた。なお、外乱の過渡的な影響を消すためにオイルダンパを取付けてある。

はかりを設置した場所は、最も測定環境が悪いと思われるエンジンルームの上で船のほぼ中心から左舷方向に3m、船尾方向に9m(L)、高さ0.5m(H)、離れた位置で船首尾方向にてこが平行になるように置いた。Fig. 2はその状況を示す。

てこのふれ角に影響を及ぼすと思われる船の運動としては、エンジンによる振動、上下動、傾き角の時間的変化等が考えられる。エンジンによる振動は予想外

Fig. 3

に激しく、準備した地震計はスケールアウトするし、はかりも予定した精度内で作動できなかった。両者の取付け台の部分に防振用のスポンジゴムを入れ、エンジンによる振動の影響が、なるべく小さくなるようにして測定記録した。

Fig. 3は、船上での測定結果を示したもので、この内Ⓒは地震計で記録したエンジンによる振動で、その周期は約0.05secである。

つぎに、船全体の上下動は、後の理論的考察に述べる理由で、上記単てこでは、その影響が現われない。

また船の傾き角 θ の内、はかりの支点軸線方向の傾きは、後述する実験からもわかるように、その影響が生じないので、はかりのてこに平行な船首尾方向の傾き角 θ の時間的変化を、別に設けた振子の傾き角としてポテンショメータで測定した。その記録がFig. 3Ⓐである。これより θ の変化は、周期約6secの正弦波であることがわかる。またこのときの左右舷方向の傾きは、最大では $\theta_0 = \pm 0.07$ rad 周期3~4secであったが、はかりはその影響を受けなかった。

これらの測定と同時にばかりのてこのふれ角 ϕ については、差動変圧器で測定した。その記録がFig. 3Ⓓである。Fig. 3はもとより膨大な記録の1駒にすぎないが、すべてにわたって同じ傾向がみられる。それらを列挙するとつぎのようである。

1. 防振ゴムを使用することにより、エンジンの振動の影響は、防ぐことができる。
2. 上下動の影響はみられない。
3. ϕ と θ の時間的変化は、ともに正弦関数的であって、 $\phi(t)/\theta(t)$ はほぼ一定である。すなわち、振幅は比例し、周期は一致し、位相差はほとんどみられない。

以上のことより、 $\phi(t)$ に主要な影響を与えるものは船の傾き角 $\theta(t)$ であると考えられる。そこでこれを基礎の動揺と呼ぶことにする。

$$\theta(t) = \theta_0 \cos \omega t \quad (\text{動揺}) \quad (1)$$

今後船上ばかりの研究を遂行するために、(1)式の動揺を与えることのできるシーソーを陸上に設置し

Fig. 4

た。Fig. 4 は野外用のシーソーで腕の長さ 5 m, 最大振幅角は 0.25 rad (約 15°) である。上記の単てこ式はかりをこのシーソーにのせ、船上と同じ測定を行なったところ、予想通り、Fig. 3 と同じ結果が得られた。

3. 単てこの理論的考察

基礎に静的な傾斜あるいは、動揺を与えたときの、単てこの振舞を調べる。

Fig. 5 は水平な基礎の上に水平な軸線をもつ板ばね支点 F で支えられた単てこの、上記軸線に垂直な鉛直面による断面図である。G は単てこの重心、E は復元ばねの取付け点、水平な破線は、いわゆる刃線である。E, F, G の相互位置は一応図の通りとする。単てこが図の状態で静止するためには、復元ばねの定数を k 初期のび量を δ として、

$$ak\delta = xMg \quad (2)$$

でなければならない。M は単てこの質量である。いま基礎が図に垂直な軸のまわりに θ だけ回転して傾いたとすると、Fig. 6 のように単てこは $\varphi(<0)$ だけふれて静止する。 φ は微小であるから、モーメントのつりあいの式は近似的に

$$ak(\delta - a\varphi) - K\varphi = \{x \cos(\theta + \varphi) - z \sin(\theta + \varphi)\} Mg \quad (3)$$

となる。ここに $K\varphi$ は支点 F、重点 B の板ばねの復元モーメントである。基礎を傾けても零点が変化しないということは(3)式において、任意の θ に対して $\varphi=0$ となることであるから、

$$\delta=0, x=0, z=0 \quad (\text{耐傾斜}) \quad (4)$$

これは重心 G を支点 F に一致させればよいことを意味する。

基礎に上下動があるときは、見掛け上重力加速度 g が変化したように振舞うのであるから(2)式のかわりに、

Fig. 5→

Fig. 6

Fig. 7

$$ak\delta = xMg' \quad (5)$$

が変化する g' に対して成立しなければならない。したがって、

$$\delta=0, x=0 \quad (\text{耐上下動}) \quad (6)$$

これは重心 G が支点 F の真下 (または真上) にあればよいことを意味する。

基礎が $\theta(t)$ の動揺をするときの単てこの振舞 $\varphi(t)$ を求める。Fig. 7 に示すように、 $\theta=0$ のとき基礎の回転中心 O と支点 F の水平距離を L、鉛直距離を H とする。 θ 傾いたときのてこのふれ角を φ とすると、図からもわかるように、O に原点をもつ静止系よりみた重心 G の座標 (ξ, ζ) は、

$$\begin{cases} \xi = L \cos \theta - H \sin \theta + x \cos(\theta + \varphi) - z \sin(\theta + \varphi) \\ \zeta = L \sin \theta + H \cos \theta + x \sin(\theta + \varphi) + z \cos(\theta + \varphi) \end{cases} \quad (7)$$

である。単てこの運動方程式は近似的に、

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} = X + k(\delta - a\varphi) \sin(\theta + \varphi) \\ M\ddot{\zeta} = Z - k(\delta - a\varphi) \cos(\theta + \varphi) - Mg \\ I_G(\ddot{\theta} + \varphi) = \{x \sin(\theta + \varphi) + z \cos(\theta + \varphi)\} X \\ \quad - \{x \cos(\theta + \varphi) - z \sin(\theta + \varphi)\} Z \\ \quad - K\varphi + (a+x)k(\delta - a\varphi) \end{cases} \quad (8)$$

となる。ここに (X, Z) は図に記入した支点 F からうける反力、 I_G は単てこの重心 G のまわりの慣性モーメントである。上式の間で X, Z を消去し、(7)式の関係を入れると

$$\begin{aligned} \ddot{I}(\theta + \varphi) &= M[(xH - zL) \cos \varphi - (xL + zH) \sin \varphi] \dot{\theta}^2 \\ &\quad + \{-(xL + zH) \cos \varphi - (xH - zL) \sin \varphi\} \ddot{\theta} \\ &\quad - (K + a^2k) \varphi + ak\delta - \{x \cos(\theta + \varphi) \\ &\quad - z \sin(\theta + \varphi)\} Mg \end{aligned} \quad (9)$$

が得られる。ここに

$$\ddot{I} = I_G + M(x^2 + z^2) = M\bar{k}^2 \quad (10)$$

は単てこの支点軸線のまわりの慣性モーメント、 $\bar{k}$ は同じく、その回転半径である。(9)式において $\varphi \ll \theta$, $\varphi \ll 1$ と近似すると、

$$\begin{aligned} \ddot{I}\varphi + (K + a^2k)\varphi &= M(xH - zL)\dot{\theta}^2 - \{M(xL + zH) + \ddot{I}\}\ddot{\theta} \\ &\quad + ak\delta - (x \cos \theta - z \sin \theta)Mg \end{aligned} \quad (11)$$

となる。この右辺が φ に対する強制力である。船上ばかりとして使用できるのは $\theta_0 < 0.25 \text{ rad}$ 程度であるから、右辺において $\cos \theta \doteq 1$, $\sin \theta \doteq \theta$ とさらに近似し、(2)式の関係を利用し、(1)式を使うと

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi &= \frac{xH - zL}{\bar{k}^2} \theta_0^2 \omega^2 \sin^2 \omega t \\ &\quad - \left\{ \frac{(xL + zH) + \frac{g z}{\omega^2}}{\bar{k}^2} + 1 \right\} \\ &\quad \times \theta_0 \omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (12)$$

となる。ここに

$$\omega_0 = \left(\frac{K + a^2k}{\ddot{I}} \right)^{1/2} \quad (13)$$

は単てこの固有振動の角振動数である。(12)式の右辺第1項は角振動数 2ω の強制力、第2項は ω のそれである。これらの強制力による φ の強制振動を消すためには、 2ω のものについては

$$xH = zL \quad (2\omega \text{ の耐動揺}) \quad (14)$$

でなければならない。 ω の強制振動を消すには

$$\bar{k}^2 + (xH + zL) + \frac{gz}{\omega^2} = 0 \quad (\omega \text{ の耐動揺}) \quad (15)$$

でなければならない。

上の検討から(4), (6), (14), (15)式の四つを同時に満足するような (x, z) を求めればよいのだが、その解は存在しないので、単てこでそのようなばかりを作ることはできない。船上実験に使用したばかりは $x=0, z=0$, であったから、(15)式の条件だけが満足されていなかったもので、Fig. 3, ⑧のような振舞をしたのであった。また、オイルダンパの影響は位相差が僅かであることから無視できると思われる。(12)式において、 $x=0, z=0$ として、 $\varphi = \varphi_{0.0} \cos \omega t$ とおくと、

$$\varphi_{0.0} = \frac{\omega^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \theta_0 \quad (16)$$

である。これで船上実験の結果は理論的に説明できた。

4. 2本の単てこ式船上ばかり(理論)

前節に説明したように単てこでは、ばかりのてこが必ずふれるので、船上ばかりとして使用できない。そこで考えたのが2本のまったく同じ振舞をする単てこを併置し、両者のふれ角の差を読み取る方式である。測定てこに関する量は添字の1を、補助てこの方は添字の2をつけて区別する。両者をまったく同一に作ることはコストの上からも不利であるので、

$$\varphi_2(t) = \varphi_1(t) \quad (17)$$

を満足する小形の補助てこを作り、 $\varphi_1 - \varphi_2$ を読み取る。(17)式をてこの相似条件と呼ぶことにする。

[I] $x=0, z=0$ のとき

このときは $\varphi_{0.0}$ だけを等しくすればよい。それには(16)式から明らかなように、

$$\omega_{01} = \omega_{02} \quad (18)$$

であればよい。すなわち、てこ、1, 2の固有周期を等しくしてやればよい。この周期は調子玉によって $\ddot{I}$ を調整しても、ばねの巻数を変えて k を調整しても、変えることは容易である。

[II] $x=0, z \neq 0$ のとき、

[I]の方法であるとしてこれは絶えず ω の角振動数でふれており、支点の板ばねの疲労等を考えると得策とはいえない。むしろ、(15)式を満足するように z を定め、 ω の強制振動を消し、 2ω のものを残す方が有利である。それは $L \approx 3 \text{ m}$, $\omega \approx 1 \text{ sec}^{-1}$, $\theta_0 \approx 0.25 \text{ rad}$, としても残る 2ω の強制振動の振幅 $\varphi_{0.2\omega}$ は $z=0$ のときの $\varphi_{0.0}$ の10%程度にしか過ぎないからである。なお、(15)式を満足する z は2根であるが、その

中の0に近いほうを採用する。この z の値は試作の測定でこで約1mm程度である。このように z を選ぶと、はかりの要求される精度内に ω , 2ω の強制振動を抑えることができた。ただ、傾斜に対する零点変化は残るので、これを二つのこで等しく調整する必要がある。そのためには、 $\delta=0$, $x=0$ を考慮して(3)式より

$$\frac{M_1 z_1}{a_1^2 k_1 + K_1} = \frac{M_2 z_2}{a_2^2 k_2 + K_2} \quad (19)$$

となるよう選べばよい。

このことは、

$$\frac{\bar{I}_1}{\bar{I}_2} = \frac{M_1 z_1}{M_2 z_2} = \frac{a_1^2 k_1 + K_1}{a_2^2 k_2 + K_2} \quad (20)$$

を満足するように調整することで、第1項は調子玉で $\bar{I}$ を、第2項は重心玉で z を、第3項はコイルばねの巻き数で k を独立に調整できる。

5. 2本の単てこ式船上ばかり (実験)

前節の理論的考察に基づき、前記単てこ補助てこを併置することによって2本単てこ式に改造し、Fig. 4のシーソー ($L_1=5$ m, $H_1=0.65$ m, $L_2=4.9$ m, $H_2=0.25$ m) にのせて実験した。Fig. 8はそれをモデル的に描いたもので、Table 2は補助てこ部分の主要寸法を示す。実験結果はFig. 9, 10に示した。 φ_1 が測定てこのふれ角、 φ_2 が補助てこのそれ、 $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ が演算器を通しての読み取り値である。Fig. 9の三つは、 $z=0$ とした場合、Fig. 10の四つは z を(15)式を満足するように選んだ場合である。船の回転軸とはかりの支点軸線は必ずしも平行ではないので、そのなす角を α とし、 α について 0° , 45° , 90° の三つの場合について実験を行なった。なお、これに関する理論的考察は今回は割愛した。また、 $z \neq 0$ のときは静的な傾斜に対して φ_1, φ_2 に零点変化が生じ、その差 φ では0にしておく必要があり、その調整が

Fig. 8 Structure of two simple levers type shipboard scale

Fig. 9

完了していることを示すのが Fig. 10の一番上のものである。またこのはかりはひょう量15kgで、 $z=0$, $z \neq 0$ いずれの場合も、はかり皿上にチェック分銅0.1kgをのせた値から、はかりの精度を比較すると、 θ_0 が約0.25 radの場合で、1本の単てこ方式のものである、精度1/100程度のてこのふれがみられるが、これに補助てこを併用した2本の単てこ式のふれ、 $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ は、精度をほぼ1桁向上させることができた。

6. 結 論

船上ばかりの開発を企図して研究を進めたところ、単てこ方式については一応次の結論を得た。

(1) てこの重心を支点に一致させた単てこ式実験装置を防振ゴム上に据つけ、船上実験した結果、基礎の複雑な運動の内、取付け平面の傾き角 θ の時間的変化、 $\theta = \theta_0 \cos \omega t$ によるもの以外は除くことができることが明らかになった。

(2) 単てこの運動を理論的に解明し、耐傾斜、耐上下動、 2ω の耐動揺、 ω の耐動揺の条件を見出し、単てこ方式では、これらの諸条件を同時に満足できないことを明らかにした。

(3) 2本の単てこを併置して、各てこのふれ角の差 $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ を読み取る方式を考案し、単てこ方式によるものより、測定精度を約1桁向上できることを明らかにした。実験したひょう量15kgのもので、

Fig. 10

ゆれ角 $\theta_0=0.25 \text{ rad}$ (約 15°) 程度のときでもほぼ $1/1000$ の精度が期待できることを確かめた。

おわりに、本研究を遂行するにあたり、船上での基礎的資料を提供され、船上実験に協力された日本水産

(株)と、はかりの試作に協力されたタクボ工業(株)に深謝する。また、この実験の一部については、大阪工業大学の三船講師の協力を得た。ここにそのことを記して感謝する。