図 7

いると考える。

(d), (e) 等の実験結果から研磨剤の量、質が仕上能力に大きな影響を持ち、こゝでは質の変化（研磨剤粒子の磨滅等）よりも、量の方に大きな原因があると考えられる。

(f) 温度の影響

温度の影響をしらべる為ピッチ皿 A, 試料及び硝子円板 B, 研磨剤等を所定温度にしてから, 300回転（加工距離 105m）毎の加工能力をしらべた。前加工 AO-面, 研磨剤濃度は 12g/100cc。

図 8

図 8 は温度の上昇（10°～30°C）につれ加工能力は増大する事を示す。これはピッチ面が研磨剤粒

られないが、これ等は S の $1/1$ に比し加工圧力が大きい程仕上能力は増大する。

$S=2/3$ で研磨剤は充分貯存され、 $S=1/1$ は不足して

子を握持する力の増加によると考えられる。

〔4〕考 察

硝子の表面仕上は 第一段階で砂目の凸部が削り取られる、即ちラッピングの 1 種であると考え研磨剤に酸化セリウムを用い、砂目ぬきの特に影響の大きい点について実験を行った。

回転速度の影響、ピッチ材質の影響及び仕上面の性質についてはこれを度外視し、また詳細な仕上の機構についてもふれていない。

本実験が実際現場の硝子仕上と異なる点は、試料間隔の大なる事であつて、これは研磨剤が加工面とピッチ面との間に介在する条件が異なる。

本実験では、研磨剤の濃度、供給法及び加工圧力が室温 20°C で、砂目抜き段階では

1. 研磨剤（酸化セリウム）濃度は 10g/100cc（水）
2. 加工圧力は 10g/cm²
3. 研磨剤の供給は上の条件で 1 乃至 2 回

が適当である。

また研磨剤の濃度および、ピッチ面に研磨剤を如何に保持させるかが重要である事を確めた。

加工能力は研磨剤の供給が充分であれば圧力が大きい程良いが、実際の研磨剤の供給法を考慮し、また仕上面の状態（だれ、すぢ等）を考えれば余り大きいことは希ましくない。

（1956、8 月 14 日 受付）

ダイヤルゲージの摩擦力について*

正 会 員 鈴 木 幸 雄**

On the Friction Force of Dial Gauges

Yukio SUZUKI

The standard for contact pressure of dial gauges was established, but as to the standard for the effect of the friction force we have not yet.

We performed a few experiments and theoretical investigations to measure the representative value of the friction, and we showed a simple method to suggest that value. According to these results, it must be noted that there is not always the one-to-one relation between the reading and the contact pressure when the dial gauge is used to find the displacement of a body having comparatively small spring coefficient, and furthermore that these cumbersome facts are also produced by the friction represented in the form of a "Stick-Slip Motion".

1. 緒言

ダイヤルゲージの内部機構の多くの処に 摩擦力が働いているのは当然であり、事実その影響の重要な 2, 3 のものについては既に知られている。JIS, B 7503 において測定圧をその品質規格の 1 項目としその大きさを 50~140g とし、この決定方法として上皿自動秤を用いると規格化しているが この程度に変位する物体と組合わされたときの摩擦力の影響は無視出来ないと思われる。これを減小する研究の第一歩として その影響と大きさについて行つた考察の結果を報告する。

2. 静 摩 擦

測定圧力を普通の方法で測定するときに、ダイヤルゲージを或る読みへ定位するには、これを静かに動かして測定棒を内部へ入れつつ、或る読みへ持つて来るのと外へ出るように動かす場合があり、両方の場合に圧力が異なることは既によく知られ、その原因が摩擦であることもよく判つている²⁾。筆者はさしたる問題なく実用されている 2 個の試料 K, T について普通の方法で測定圧力を測定してみたが結果は図 1 の・印の曲線に示すようになり

図 1

大きい差を示している。此の差は若し同一の読みに対応する測定圧がその方向に独立に一意的に定るならば、その各々の方向に動かすときの 静摩擦の和にはほぼ近いことは Bartz の論文³⁾からも考えられる。併し筆者はこの圧力の指示量の差の中には摩擦を受ける 振動系の中の物体を動かすときの “Stick-Slip” 運動の影響が入つて来ているので、これによつて静摩擦の大ききとすると過大評価の恐れがあると思う。

これに対して筆者はこの “Stick-Slip” の影響を排除する方法として図 1 (a) の如き方法に従つた。A は上皿自

動秤の上皿、 W_B は秤のばね力、 W_g はダイヤルゲージのばね力とし、A の上面及び下面にねじマイクロの円錐の先端を当て仮の平衡位置 A から上方 O 及び下方 U の位置に静かに送りつつ一度或る処で停めた後逆転しても A が一緒に戻らぬ様な位置 O 或は U を定める。何処にも摩擦がないときは O と U は A と一致すべきである。実際に先ずダイヤルゲージを組合わす前に、その自体の変位の間には殆んど摩擦のない蔓巻ばねを上皿の上にのせてその上端を固定し O と U の位置の差を取つた処、両位置における秤の読み W_{BO} と W_{BU} の差はほぼ $1/2g$ に過ぎない。従つてダイヤルゲージを用いた場合の両者の差が $1/2g$ に比較して充分大きければ此の差をダイヤルゲージに存在する摩擦によると考えて良い。この操作では A を強制的に O, U の位置へ持つて行くので “Stick-Slip” の影響が入り込む余地がない。 F_O, F_U を両位置におけるダイヤルゲージの摩擦、両位置におけるダイヤルゲージのばね力を W_{gO}, W_{gU} 、秤のばね力を W_{BO}, W_{BU} とすると、これはそのまま O, U 位置における秤量となり

$$W_{BO} + F_O = W_{gO}; W_{BU} - F_U = W_{gU} \quad \dots\dots\dots (1)$$

両位置におけるダイヤルゲージのばね力の差は、そのばね係数の差が秤のそれと比較して小さければ $W_{gO} \cong W_{gU}$ と仮定される故に $F_O \sim F_U \cong 0$ とすれば

$$W_{BU} - W_{BO} \cong 2 F_O \cong 2 F_U \quad \dots\dots\dots (2)$$

前述の試料について此の方法*** で測定圧の幅を取つたのが図 1 の O 点で示された曲線で単なる主軸出入による差を示す・点の曲線と比較してほぼ平滑になること、範囲の減小が多小でも認め得られる。

3. 動 摩 擦

測定圧力を定めるとき自動秤のばね係数、或いは測定物のばね係数がダイヤルゲージの固有ばね係数に比較して非常に大きくはないとき例えば自動秤で測定圧を測るとき、測定中に触子との分離がなければ一つの振動系を作る。この系の或る平衡位置から初変位を与えて離れたときの測定子の振動後の静止位置は摩擦があれば、或る読み位置へ定位するとき前述の “Stick-Slip” の影響まで考えると多小の疑問が残る。併し、定位をし直せば上述の如く初変位によつて静止後の読みが變つて来る。此の事実に対する実験のために筆者は図 2 の如き装置を作つた。摩擦はダイヤルゲージのみに止めるために 1 個の蔓巻ばね C そのものをゲージ G と組合わせて B の固定円盤上に固定し他端に円盤 W をのせて下端の強い木

* 昭和31年4月22日、精機学会春期講演会において講演

** 岐阜大学工学部

*** この方法を仮に振分秤量法と称する。主軸出入による従来のものを往復秤量法と仮命する。

図 2

綿糸で初変位 x_0 を与えた。糸Sの鉛直を調整するために位置調整が出来る滑車Eを通り他端の針Nをばね突子Pで押えた。ゲージ内部のばねを考慮した振動系は図2(b)に示される。ゲージのばね係数 kg , Cのばね係数 kc , 運動体の重量 W_r とし摩擦を F とすると

$$W_r/g \cdot \ddot{x} + Kx = F \quad (3)$$

$Kg/W_r = \omega^2$, $F/K = a$, $K = k_g + k_c$, $[x]_{t=0} = x_0$ 及び $[\dot{x}]_{t=0} = 0$ として周知の解を得る。

$$x - a = (x_0 - a) \cos \omega t \quad (4)$$

これはその反転位置が $x=0$ を中心にして $(x_0 - 2a)$, $(x_0 - 4a)$, $\dots$ と $2a$ ずつ減少する運動である⁴⁾。運動体の位置が $x=0$ の位置から a の内部に入っているときにはそこでそのまま止まるので x_0 によって最後の読みが異なる。但し x_0 は大きくなつても反転度数が増すだけでその偏りは勿論 a より大きくはならない。運動体の反転回数を n とすると $x=0$ の平衡位置へ正しく戻るのは次の関係のときに限る。

$$x_0 = 2(n+1)a \quad (5)$$

$x=0$ の位置に関して x_0 と同一側を (+), 反対側を (-) とすると最後の読み R_n はその数値を R_n' として次のような関係が存在する。但し, $n=0, 1, 2, \dots$ として,

$$(-1)^n \cdot R_n = 2(n+1)a - x_0 \quad (R_n' < a, x_0 > a) \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} 2(n+1)a < x_0 < 2(n+2)a \text{ のとき,} \\ R_n &= (-1)^n \cdot R_n' \\ (2n+3)a < x_0 < 2(n+3)a \text{ のとき,} \\ R_n &= (-1)^{n+1} \cdot R_n' \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$x < a \text{ のとき } R_n = x_0 \quad (8)$$

図2の装置によって試料ゲージKとTの $(x_0 - R_n)$ 関係を実験した結果は図3に示される。 $x_0 > a$ においては n の0, 1, 2, $\dots$ に対して $(x - R_n)$ 曲線は x_0 の増加と共に各々, 降下, 上昇, 降下, $\dots$ の傾斜を持った直線となるべきことが式(6)から推論されるが, 図3の実験結果は大体この推論とよく一致している。

反転するとき, 即ち $\dot{x}=0$ の如き位置におけるばね

変形に対応する力が静摩擦より小さいときは静止すると考えられるので領域 $a = F/K$ は動摩擦でなく静摩擦に対応するとも考えられるがこれは $\dot{x}=0$ のその瞬間だけが確実に静摩擦に変わったときの事で静止と同時に静摩擦に回復するのは難かしいので矢張り a は F/K として動摩擦に対応すると考える。

図 3

反転 n の回数は x_0 が小さく $n=0$ の程度では肉眼で判定出来るが $n=1$ 以上になつて来ると判定は困難となる。然し平均値的な摩擦 F やそれに対応する a の決定のためには矢張り少くも $n=2$ の範囲位迄は算定資料として取る必要がある。このため図2の装置で振動される試料ゲージの読み変化を16mm シネフィルムに撮影し反転回数 n と途中の変位を確かめた。撮影効果を強めるためにゲージの前面の保護ガラスを取り除き指針の尖端に重さを無視出来るハート形のフィルム切替(黒色)を付け, 照明には500Wのフラッド電球3個を用い, 露数は64/秒とした。その現像結果を座標々定器によつて指針の位置を測定し, (時間)-(読み)曲線を取つた結果の一部が図4に示される。

図 4

これらの結果から平衡位置からの測り直しによつて零位置へ復帰せしめるのは特別な初変位 x_0 以外には不可能であること, R_n は x_0 によつて変化すること, 式(7)の如き法則にはほぼ従つて R_n の値が定まるような代表的な a の値があること, 此の様な事実の原因が摩擦にあるとした仮定とよく一致することが判つた。

4. 摩擦領域 a (不定領域 a)

摩擦に対応してダイヤルゲージの読みが長さ a の範囲内で x_0 によつて変化し一定とならないので 仮に筆者はこれを「摩擦領域」又は「不定領域」と呼ぶ。勿論, $x=0$ を中央にして両側に存在しており, ゲージの最初調定位置, x_1 によつて常に多小は変化するが, 或る測定子調定位置においてはその平均的な値 $\bar{a}$ が定まればその位置におけるゲージの平均的な或いは代表的な摩擦 $\bar{F}$ も糸のばね係数 K として

$$\bar{F} \approx K \cdot \bar{a} = (k_g + k_e) \cdot \bar{a} \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(7)から,

$$a = \Sigma \{x_i + (-1)^n R_n\} / 2\Sigma(n+1) \quad \dots\dots\dots (10)$$

或は, 図4の如き $n=1$ 以上の(時間)―(変位)曲線が得られれば, 任意の隣り合った反転時の読みの数値を $|R_i|$ 及び $|R_{i+1}|$ として次の如くなる。

$$a = \{|R_i| \sim |R_{i+1}|\} / 2 \quad (i=0, 1, 2, \dots) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\bar{a} = \{R_i - |R_i|\} / 2i \quad \dots\dots\dots (12)$$

式(10)による $\bar{a}$ の値と図4の変位曲線から(12)で定められた値を比較すると表1の如くなる。

表 1

試料	$a, 1/10\text{mm}$, 式(10)による	$a, 1/10\text{mm}$, 式(12)による
K	17.1	16.8
T	17.6	18.5

何れにしても試料 T の方が摩擦が大きいくことになる。一定の摩擦に対しては糸のばね係数 K が弱くて小さいほど $\bar{a}$ は大きく定位は極めて困難, 測り直しは全く無意味となる。此等の実測結果から $k_g \approx 95\text{g/mm}$, $(k_g)_K \approx 7.5\text{g/mm}$, $(k_g)_T \approx 7.1\text{g/mm}$ とした $\bar{F}$ の値は式(2)及び図1から推定される静摩擦よりやや小さい程度でよく似ている。此の結果から2章の振分秤量の方法は摩擦に対する簡易推定法として採用し得られると思う。

5. 測定圧の実測時における不定領域の影響

JIS の規定に従う測定圧力の決定は明らかに図2と同様な振動系を作るので 当然に前述の摩擦或いは不定領域を生ずる。ホルダーに保持されたダイヤルゲージを静に自動秤の上皿に接して 適当な読みの位置に定位したとき, 消車を経て糸で吊した重味を適当に変えて 或る初変位を与えておいて 円盤をつけた糸の他端に他の重量を一定の高さから落した結果は, 或る読みに一度定位した秤とゲージの糸を測り直したことと同様になり その実験の

一部として調定位置 2 mm, 8 mm のときの結果は図5に示される。 x 軸は重量の大小によつて与えられた変位

図 5

で y 軸はゲージの読みに対応する秤量である。これによれば或る調定位置において測り直す度に (30~50)g の変動があり, 従つて一つの調定位置において JIS の範囲を出る場合もある場合もあることになるが これは測定圧力自体の問題ではなく 原因が摩擦力にあることに問題があらうと思われる。

6. 指針逆転時の指示誤差と摩擦

既にこの問題については, 摩擦が逆転時の後れとなることが知られている⁶⁾。ゲージの内部機構の歯車の軸の隙間 ϵ , とその接触面に働く摩擦角 β としたときにゲージの指針の後れに対応する角度 $\hat{v}$ は⁶⁾

$$\hat{v} = 2\epsilon \cdot \beta\pi / 360 \quad \dots\dots\dots (13)$$

摩擦が大きいのものは従つてこの後れも大きくなると考え得る。これに対し筆者が前に行つた研究に用いた処の測微器とブロックゲージによる方法⁷⁾に従つて, 指針が或る読み位置で逆転して反対の向きへ 1目盛の読みだけ動いたときの後れ $\hat{v}$ に対応する読みを取つてみた。このとき, 明らかに摩擦が多いと判定される処の更に1個の試料ゲージ C を用いてみたが, その結果は図6に示される

如く K, T 2個に比し読みの後れは最も甚しく $\pm 20\mu$ の測微器の尺度外に出たのが多い。K と T については, 摩擦の大小のみによると云う決定は少し早急過ぎるかも知れないが全般的にみて摩擦がやや大きいと思われる試料ゲージ T (図及び表1及び図4)の方が指針

図 6

の後れもやはり大きいと認められる。

7. 定位するときの“Stick-Slip”運動

静摩擦 F_0 と動摩擦 F については $F_0 < F$ とされている。ダイヤルゲージがその測定圧を定める時の如く非常に大きくはないばね係数を有するものと組み合わせられた後に、或る読み位置へ定位するために小さな速度 v で運動体を動かすときに、 F と F_0 の間に差があるとして、ばね係数、変位、速度の大小との間の或る関係からその運動が断続的になると考えられる。これを確かめるために図2の装置によつて、測微器の微動ねちにマグネチックホールダーを固定してこれにダイヤルゲージを締着けてその測定子を円盤 W(図2)に垂直に接触せしめた。速度 v は微動ねちの送りによつて与えられる。この運動系の

図 7

の線図は図7に示される。ダイヤルゲージの送り v によつてその測定子に押され運動体 W_r は x だけ動き、ばね g の変位 x_g 、ばね S の変形 x_s とする。その各々のばね係数は k_g 及び k_s とする。動き出すまでに静摩擦 F_0 に克つた

$$k_g(vt - x) - k_s x + F_0 = k_g x_g - k_s x_s \quad (13)$$

W_r の運動の式は動摩擦 F が逆向きに働くものとして

$$W_r/g \cdot \ddot{x} = (k_g x_g - k_s x_s) - F \quad (14)$$

運動を始める時に式(13)、(14)を結合すると $K = k_g + k_s$ として

$$W_r/g \cdot \ddot{x} + Kx = k_g vt + (F_0 - F) \quad (15)$$

$[x]_{t=0} = 0$, $[\dot{x}]_{t=0} = 0$ として、

$$x = -(k_g/K)(v/\omega) \sin \omega t - (F_0 - F)/K \cdot \cos \omega t - (F_0 - F)/K + k_g/K \cdot vt \quad (16)$$

$$(F_0 - F)/K \cdot K\omega/k_g v = \tan \phi,$$

$$R = \sqrt{k_g^2/K^2 \cdot v^2/\omega^2 + (F_0 - F)^2/K^2} \quad (17)$$

とおくと

$$x = -R \sin(\omega t + \phi) + (F_0 - F)/K + k_g/K \cdot vt \quad (18)$$

$$\dot{x} = -\omega R \cos(\omega t + \phi) + k_g/K \cdot v \quad (19)$$

$\dot{x}$ は式の形では正負の場合があるがその境の $\dot{x} = 0$, 即ち $\omega t = 2(\pi - \phi)$ のときに

$$k_g x_g - k_s x_s < F_0 \quad (20)$$

ならばその点では W_r は戻り得ない。既述の如く $\dot{x} = 0$ のとき F が直ちに F_0 に変り得ないことは考えられるがゲージが v の速さで動き逆転のエネルギーを v が補うので系は(20)のときに逆に戻らずに停止を続けると思われる。 $\dot{x} = 0$, 即ち $\omega t = 2(\pi - \phi)$ として(17), (19)から式

(20)は次の如く書かれる。

$$(F_0 - F) + KR \sin \phi > 0 \quad (21)$$

式(17)から $\phi > 0$ 故に $\sin \phi > 0$, 及び $F_0 - F > 0$ であるから式(21)は満足され、従つて $\dot{x} = 0$ のときは式(20)が成立して W_r は逆向きに動かない。 W_r が停止してから式(18), (19)は適用されず、式(13)の状態になつて動き出す。即ち、 $t = 0$ から $t = 2(\pi - \phi)/\omega$ 迄動いた後に $x_{\max}$ の位置で止まり、 $\dot{x} = 0$ 且つ

$$k_g x_g - k_s x_s = F_0; k_g vt - K x_{\max} = 0 \quad (22)$$

で再び動く。実際の定位方法としてゲージ自体の速度 v を ω に比較して小さくすれば上述の諸量は、

$$\phi \cong 90^\circ, R \cong (F_0 - F)/K \quad (23)$$

$$x = -(F_0 - F)/K \cdot \cos \omega t + (F_0 - F)/K \quad (24)$$

$$\dot{x} = \omega(F_0 - F)/K \cdot \sin \omega t \quad (25)$$

$$[x]_{\dot{x}=0} = x_{\max} \cong 2(F_0 - F)/K \quad (26)$$

故に膠着期間を $\bar{t}$ とすると

$$k_s v \bar{t} = K \cdot x_{\max} \therefore \bar{t} \cong 2(F_0 - F)/k_s v \quad (27)$$

数値例：試料ゲージ K, 定位 1mm → 2mm, $(F_0)_{\text{mean}} \cong 19.1g$ (図1), $F \cong 17.7g$ (図3), $v \cong 0.13\text{mm/sec}$, $\bar{t} \cong 3.1$ 秒を得た。又、試料ゲージ T, 定位 7mm → 8mm, $F_1(\text{mean}) \cong 23.0g$, $F \cong 19.4g$, $v \cong 0.13\text{mm/sec}$, $\bar{t} \cong 5.2$ 秒となつた。これを実測するために上述の測定位置及び v (手動)を与えて指針の動きを 16mm フィルムに撮影し同一の読みを示す駒数を以つて $\bar{t}$ を示した結果は図8に示される。送り

りは 10駒/秒

とした。 F_0

と F の差が

巨視的な値で

あること、 v

が手動のため

厳密を欠いて

いるので式(27)及び上の数値例を正しく裏付けていないが“Stick-Slip”の現象は確かに存在する事が判つた。

8. 結 言

ダイヤルゲージの品質規格に測定圧力が採用されているが、これが影響するのはホルダーの構造が弱いとき、測定物の変形が容易であるときだが、そうでない多くの実際の場合にも逆転時の指針の後れ、圧力決定時の往復力誤差、Stick-Slip 運動による定位の不確定等、摩擦力の影響を無視し得ない。JIS 規格において折角圧力範囲を決めたならば本論の2に述べた如き方法で巨視的な摩擦力を推定し得るから振分秤量による圧力差或いは往復による圧力差範囲をも制定するか、或いは上皿自動秤に

図 8

よる圧力決定時の定位のし直しによる秤量差の指示幅を
定めて規格化すべきではないかと思われる。

(1956, 8月29日 受付)

文 献

- 1) 武田：精密機械，21巻，13号，p.503：筆者：岐阜県立大学工学部紀要，第2号，p.23.
- 2) 前掲，1)

- 3) E. Bartz : Feimech. u. Präz., Nr. 23, Juli, 1938
- 4) S. Timoshenko : "Vibration Problems in Engineering" 2nd Ed., p. 25.
- 5) J. B. Sampson, F. Morgan, D. W. Reed & M. Muskat : Jour. of Appl. Phy., Vol. 14, 1943, p. 689.
- 6) 前掲，3)
- 7) 筆者：機械学会論文集，17巻，59号，p. 149.
- 8) 前掲：5)

電解研磨工業化に関する研究（第4報）*

—— ギムネ最終仕上として ——

正 会 員 谷 口 清 水** 鷲 尾 寛 一**

Research on Electrolytic Polishing Applied to Industry (IV)

——As the Final Finish of Gimlet——

Kiyomi TANIGUCHI, Kanichi WASHIO

The faults of present finishing method for carpenters' gimlet (screw auger) are the deformation of spiral edge by grinding, the formation of scale on induction screw and the colouring on edge parts by quenching, etc. After the preliminary experiment, we succeed in eliminating the above faults as well as in increasing the anti-corrosivity and sharpness by applying electrolytic polishing as final finishing.

This report states about (1) trial manufacture of apparatus for mass production (2) various data of experiments (3) producing quantity and cost, for the purpose of industrialization of this method and clarifies that electrolytic polishing is industrially a proper method.

I. 緒 言

電解研磨は大そう特殊性のある工作法なので，その特殊性を充分発揮することのできる場合に用いられなければならない。従つて工業上電解研磨が有効適切に用いられる場合は比較的少いのであるが，本報はまず適当に用いられた一例といえよう。

さて現在ギムネ¹⁾の工作は，素材である丸棒を回転しながら型鍛造しあるいはミールリングにより機械切削してらせん状部を形成し，プレス作業または旋盤作業により刃先尖端部を形成し，のち各種研磨作業を経て，刃先部にガスバーナーで焼入をして仕上げている(写真1参照)。

従つて研磨作業によるらせん状部稜線のくづれや焼入による誘導ねじ部のスケールじんあい附着および刃先部の着色などの欠点がある。そこで研磨工程の全部または最終部分に電解研磨を適用すれば，これらの諸欠点を除去または減少できると同時に耐蝕性および切味の向上も可能ではないかと予想し，実物について予備実験を行つた結果は上述すべての点について良好であつた。これを工業化するため量産装置を試作し工業化実験さらに一部実生産²⁾を行つた結果も満足であつたので，以下主として電解研磨実施上の問題 すなわち量産装置およびその実験結果について記述する。

II. 被研磨物および電解研磨液

a. 被研磨物，ギムネ

- 2) 電解研磨ギムネは特に輸出用として好評をえている。

* 昭和28年10月25日 精機学会秋期講演会で講演

** 兵庫県中央工業試験所

1) ギムネとは木工用の孔明工具の一種であつて，Gimlet，錐に由来している。