

621.9-22:531.44:534.1

# 工作機械案内面のしゅう動特性について\*

(第1報, スティックスリップ現象における静摩擦特性)

加藤 仁\*\*, 松林 恒雄\*\*

## 1. ま え が き

工作機械案内面を基準としてしゅう動する工具あるいは被加工物のしゅう動挙動は, 加工精度を決定する最も重要な要素の一つと考えられる. 一般に, 機械加工における仕上過程においては, 低いしゅう動速度で作業が行なわれる場合が多く, スティックスリップ現象

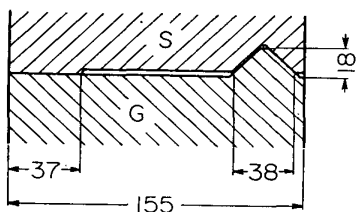


図 1

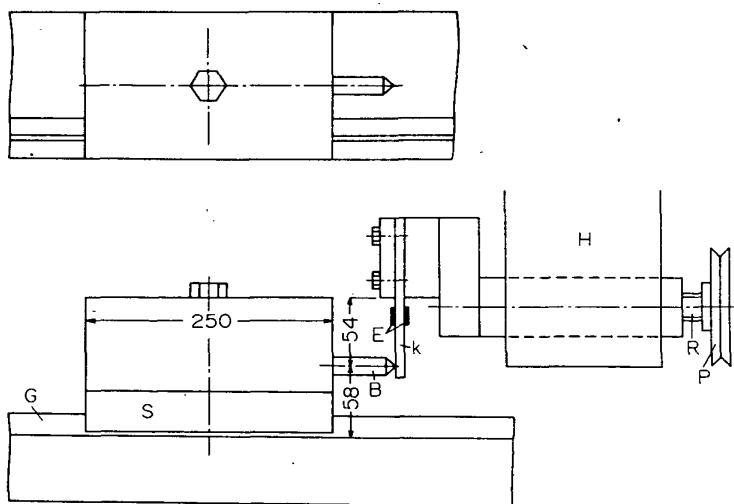


図 2

表 1

|                           |                   |             |             |
|---------------------------|-------------------|-------------|-------------|
| しゅう動体の重量 kg               | $W_1=11.3$        | $W_2=36.0$  | $W_3=53.2$  |
| しゅう動体のすべり面積 $\text{cm}^2$ | $A=167.5$         |             |             |
| 案内面圧力 $\text{kg/cm}^2$    | $w_1=0.067$       | $w_2=0.215$ | $w_3=0.318$ |
| 送り機構のばね定数 $\text{kg/mm}$  | $k_1=27.3$        | $k_2=86.9$  | $k_3=128.5$ |
| しゅう動速度 $\text{mm/min}$    | $v=0.0022\sim 92$ |             |             |

表 2

| 潤滑油          | 粘度 $20^\circ\text{C}$ cSt | 備考        |
|--------------|---------------------------|-----------|
| A コーレイ 50    | 195.4                     | ナフテン系鉱油   |
| B フェービス K-53 | 214.0                     | 市販案内面用潤滑油 |
| C ひまし油       | 1010.5                    | 不乾性植物油    |
| D 鯨油         | 62.8                      | 動物質油脂     |

象などの不安定なしゅう動挙動がしばしばみられ, 加工精度を低下させる原因となる. このような不安定挙動については, たとえば, Bowden<sup>(1)</sup>, Rabinowicz<sup>(2)</sup>, Sampson<sup>(3)</sup>, 松崎<sup>(4)</sup>など数多くの成果が報告されているが, これらの報告は主として潤滑の見地からなされたもの, あるいは振動学的な視野から研究対象にされたものなどが多く, 現実の案内面の摩擦特性と不安定現象との関連性を実際的かつ総合的にはあくするためには, なおかなりの問題点を残していると考えられる.

本研究は, 実用工作機械案内面について, しゅう動機素の動的挙動をはあくし, 案内面の性状およびその形状, 潤滑方法などを案内面の使用条件に応じていかに選定すべきかを検討するための基礎的資料を得んとするものである.

本文は, 主としてしゅう動体の送り機構の振動特性ならびに使用潤滑油の種類を変えて実験を行ない, まずスティックスリップ振動の基礎的諸特性を明らかにし, その発生機構について検討するとともに, 振動発生に対して大きな影響をもつ案内面の摩擦力特性について検討を加えたものである.

## 2. 実験装置および実験方法

本実験に使用した案内面は, 図1に示すように, 逆Vおよび平形案内面を組合わせたものである. この案内面Gおよびしゅう動体Sはともに鋳鉄製で, 表面はきざげ仕上げされている.

実験に使用した装置の概要を図2に示す.

\* 昭和41年10月13日 東海支部講演会において講演, 原稿受付 昭和43年8月14日.

\*\* 正員, 名古屋大学工学部 (名古屋市千種区不老町).

しゅう動体 S の動的挙動を基礎的に検討するため、駆動速度が正確でしかもその力学的特性が明確な送り機構を用いた。すなわち所定の剛性をもった板ばね  $k$  を正確なねじ送り棒の先端に取付け、この板ばねを介してしゅう動体に設けられた突起部 B を押すことによって送り運動を与えた。板ばね  $k$  の寸法を変えることによって送り機構の剛性を変化させ、またプーリ P および歯車変速装置を介してしゅう動速度を種々に変えた。またしゅう動体 S 上に適当な大きさのおもりを固定することによってしゅう動体重量を変化させた。潤滑油は案内面およびしゅう動体のしゅう動面に十分塗布し、数回のしゅう動を行ない、余剰の潤滑油を流し出して後実験を行ない。つねに同一条件下で測定が行なわれるよう配慮した。実験は表 1 に示す条件下で、表 2 に示すようにその性質の異なる 4 種の潤滑油を用いて行なった。

しゅう動体の送り方向の動的挙動は、板ばねのたわみ量変化を検出するひずみゲージ E によって電磁オシログラフを用いて測定した。実験に用いた 3 種の送り用板ばねに静荷重を加え、荷重試験を行なった結果を図 3 に示す。いずれの板ばねも良好な直線性をもつことが明らかである。なおこれらの板ばねの固有振動数は、最も低いもので約 800/s であり、本実験において観察されるスティックスリップ振動の振動数に比し十分大きく、板ばねはしゅう動体の運動によく追従し、精

確にしゅう動体の動的挙動を測定できるものである。

図 4 は、しゅう動体および送り機構から成る振動系を模型的に表わしたもので、同時に駆動速度  $v$ 、送り機構のばね定数  $k$ 、そのたわみ  $x$ 、しゅう動体 M の変位  $y$ 、しゅう動体に作用する摩擦力  $F$  を表示した説明図である。

また図 5 は、スティックスリップ振動をわかりやすく示したもので、(a) は板ばねのたわみ  $x$  を表わす。(b) は駆動点の変位を示し、したがって直線 (b) の傾きは駆動速度  $v$  を表わす。(c) はしゅう動体の変位  $y$ 、(d) はしゅう動体のすべり速度  $\dot{y}$  を表わす。曲線 (a) において、ABC が振動 1 サイクルを表わし、AB 間がいわゆるスティック期間で ( $T_1$  はスティック時間)、この間曲線 (c) に示すようにしゅう動体 M は案内面上に静止し、曲線 (d) に示すようにしゅう動体のすべり速度  $\dot{y}=0$ 、また  $F=kx$  である。また BC 間がいわゆるスリップ期間で ( $T_2$  はスリップ時間)、この間 (c) に示すように M は案内面上を運動し、 $\dot{y} \geq v$  であり、スリップの前期においては  $kx > F$ 、後期では  $kx < F$  である。なお厳密には、B 点の直前 S においてしゅう動体がわずかにすべり始め、B 点においては  $\dot{y}=v$  となり、また C 点でふたたび  $\dot{y}=v$  となり、C 点をわずかに過ぎた R 点において  $\dot{y}=0$  となりしゅう動体は静止する。したがってこの意味では RS がスティック期間、SR がスリップ期間である。

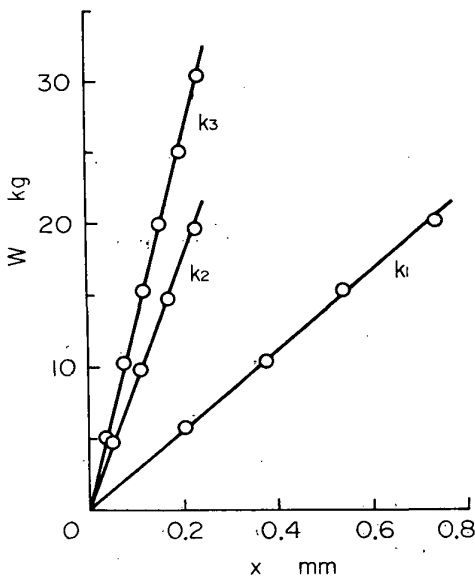


図 3

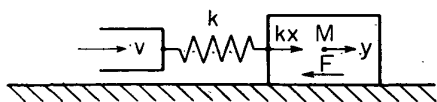


図 4

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 スティックスリップ振動特性 図 6 は、駆動

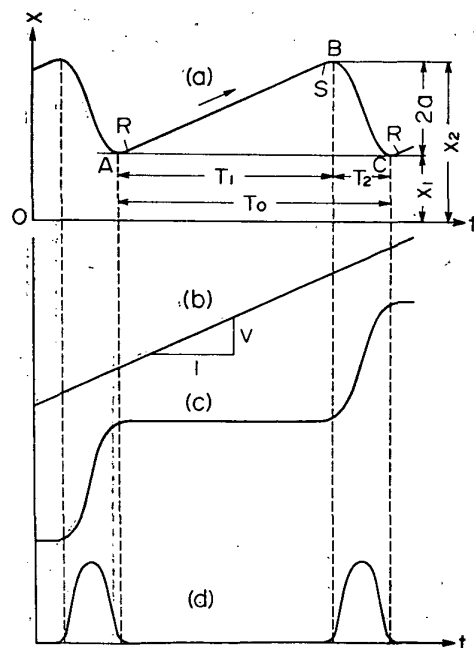
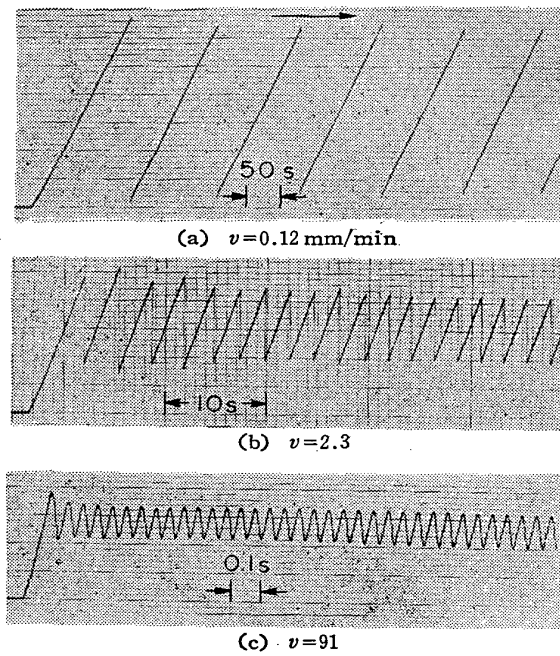


図 5

速度  $v$  を種々に変えた場合のしゅう動体に発生するスティックスリップ振動の測定写真の一例である。いずれも顕著なスティックスリップ振動の発生がみられるが、駆動速度によって振動のようすがかなり異なることがわかる。

図6などの測定写真から、駆動速度  $v$  とスティックスリップ振動の振幅  $a$  との関係性を求めた一例を図7, 8に示す。図7は、使用潤滑油を変えた場合の結果で、一般に振幅  $a$  は駆動速度  $v$  の増加とともに減少する傾向を示しているが、振幅の大きさおよびその減少傾向は潤滑油の種類によって著しく異なることがわかる。すなわちA油の場合には、図に示した  $A_1$  点以下の速度範囲では、振幅  $a$  はほとんど一定値を示し、 $A_1A_2$  間の速度で  $a$  の急減する傾向が認められる。これに対



A コーレイ 50,  $k=86.9 \text{ kg/mm}$ ,  $W=36.0 \text{ kg}$

図 6

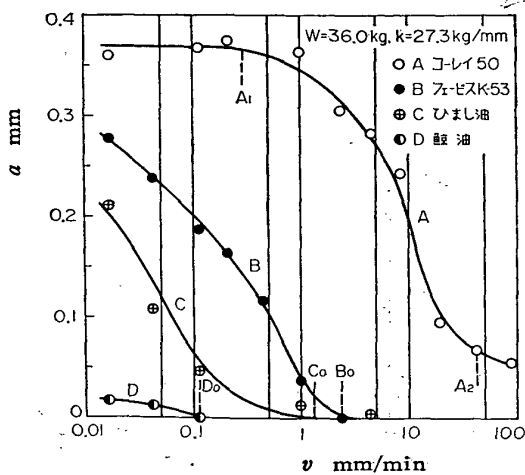


図 7

して、B, C, D 油の場合には、A 油に比し  $a$  の値がかなり小さく、また本実験の速度範囲では振幅  $a$  がほとんど一定となる領域は認められず、 $a$  は  $v$  の増加とともに急減し、それぞれ  $B_0, C_0, D_0$  点の速度で振動は消滅し、一様なすべり運動を行なうことがわかる。

次に図8は、しゅう動体の重量  $W$  を変えた場合の結果を示したもので、A, C 両潤滑油の場合とも  $W$  が大

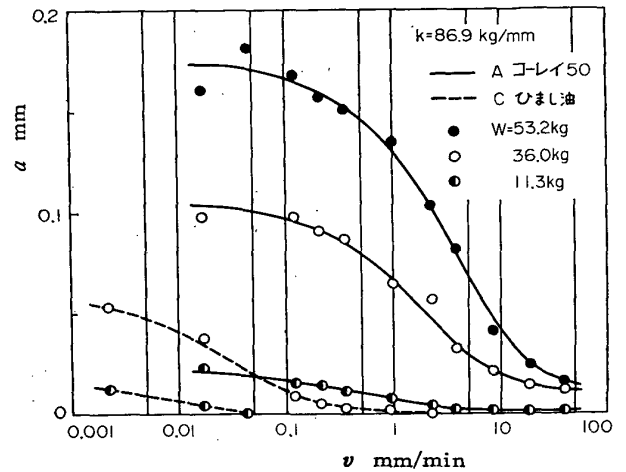


図 8

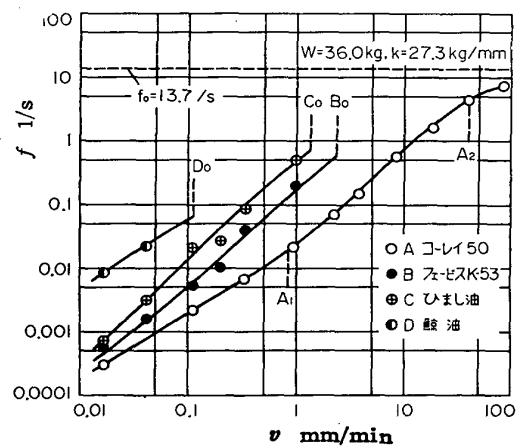


図 9

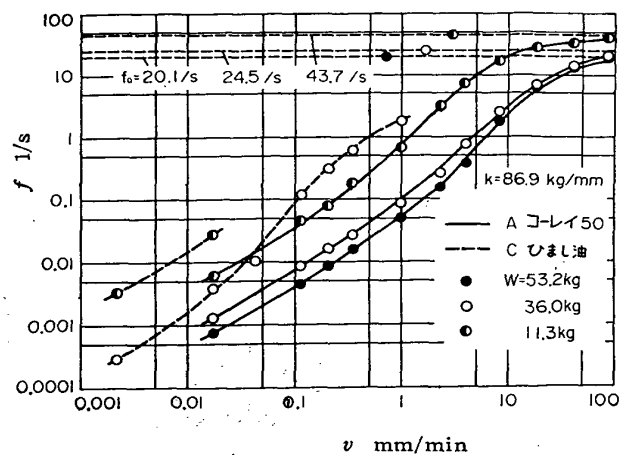


図 10

きいほど  $a$  の値が大きく、また一般に  $W$  が大きいほど振動が消滅する駆動速度が大きく、この傾向はとくに C 油において著しいことがわかる。

次に図 9, 10 は、駆動速度  $v$  とスティックスリップ振動の振動数  $f$  との関係を求めたもので、それぞれ図 7, 8 に対応するものである。両図に破線で示した直線は、板ばねの剛性  $k$  およびしゅう動体の重量  $W$  から系の固有振動数に相当する量  $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gk}{W}}$  を求めたものである。図 9 をみると、スティックスリップの振動数  $f$  は、一般に駆動速度  $v$  とともに増大し、A 油の場合には  $f$  は  $f_0$  に収束する傾向が認められ、一方 B, C, D 油の場合には図 7 について述べたように、 $B_0, C_0, D_0$  点の速度で振動は消滅するが、そのときの各振動数は  $f_0$  に比しかなり小さいことがわかる。さらに A 油について図 7 と対照すると、振動数増加の傾向は、 $A_1$  以下の駆動速度と、 $A_1A_2$  間および  $A_2$  以上の三つの速度領域でかなりその趣を異にすることがわかる。すなわち  $v$  が比較的小さい場合は、スティック時間  $T_1$  がスリップ時間  $T_2$  に比しかなり大きいので、近似的に  $f \approx \frac{v}{2a}$  ( $f \approx \frac{1}{T_1}$ ,  $T_1 = \frac{2a}{v}$ ) で表わされる。 $A_1$  以下の  $v$  においては、図 7 にみられるように振幅  $a$  はほぼ一定であるため、 $f$  はほぼ  $v$  に比例すると考えられる。また  $A_1A_2$  間においては、 $a$  が  $v$  の増加ともない急減するため、 $f$  の増加の割合は  $A_1$  以下の場合に比し大きくなる。さらに  $A_2$  付近以上においては、 $T_1$  は  $T_2$  と同程度の大きさに近づき、図 6 にみられるようにその系の固有振動数に近い振動数で正弦波に近い波形の自励振動を行なうようになり、その振動数は  $f_0$  に収束するものと考えられる。

以上のように、しゅう動体の振動特性はとくに使用潤滑油の種類によって著しく相違することがわかる。この相違は案内面における摩擦力特性すなわちスティック時における静摩擦特性ならびにスリップ時における動摩擦特性が潤滑油の種類に大きく支配されるためと考えられる。

そこで本文では、まずスティック時における静摩擦特性について検討する。

**3.2 静摩擦特性およびその表示式** 案内面上に静止したしゅう動体のスリップ運動はしゅう動体に作用する駆動力が摩擦力を越える瞬間に起こり、図 5 を参照すると、この最大摩擦力  $F_0$  はスリップを生ずる瞬間のばね力すなわち B 点におけるばね力  $kx_2$  に等しいとみなしうる。

図 11 は、 $kx_2$  すなわち最大摩擦力  $F_0$  から最大摩擦係数  $\mu_0 = \frac{F_0}{W}$  を求め、スティック時間  $T_1$  との関

係を示したものである。図において、A, C 両潤滑油についてはしゅう動体の重量  $W$  および送り機構の剛性  $k$  を種々に変化させた場合をも含めて示している。図をみると、一般に  $\mu_0$  は  $T_1$  とともに増大するが、その増加の割合は  $T_1$  が大きくなるにつれて減少し、一定値に飽和する傾向を示している。また  $\mu_0$  の相対的な大きさ、 $\mu_0$  が飽和に達するまでの時間、 $\mu_0$  の飽和値の大きさなどは潤滑油の種類によって著しく異なることがわかる。すなわち A 油は、スティック時間  $T_1$  による  $\mu_0$  の値の変化が大きく、しかも比較的小さい  $T_1$  において  $\mu_0$  の飽和現象が起こり、 $\mu_0$  の飽和値も大きい。さらに A, C 両潤滑油について、 $\mu_0$  に対するしゅう動体の重量  $W$ 、送り機構の剛性  $k$  の影響をみると、本実験条件下では、 $\mu_0$  は  $W, k$  にはほとんど関係なく、 $T_1$  のみの関数で表わしうると考えられる。この  $\mu_0$  が  $W$  に無関係な傾向は Bowden ら<sup>(1)</sup>によって示されたものと一致するものであるが、一方窪田ら<sup>(5)</sup>は案内面における  $\mu$  は  $W$  の増加にともなって減少し、 $W$  が大きくなると  $\mu$  の荷重依存性がしだいに認められなくなることを報告している。

本実験におけるしゅう動面の摩擦状態は、しゅう動速度が比較的低いこと、案内面の表面あらさが大きいこと、測定された摩擦係数の値がかなり大きいことなどの諸点から判断すると、いわゆる境界潤滑状態にあるものと考えられる。したがって図 11 の  $T_1 - \mu_0$  の関係は、しゅう動面における潤滑油の作用状態すなわち境界潤滑状態の時間的変化と直接関連をもつものと考えられる。

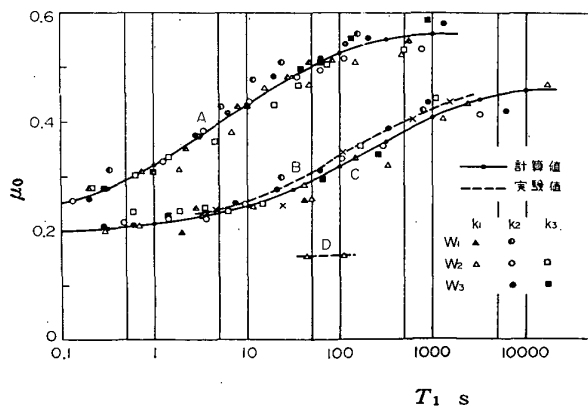


図 11

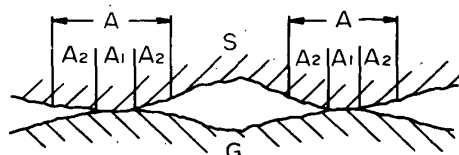


図 12

図12は、Bowdenらによって示された境界潤滑機構を示した模型図である。潤滑された表面S、Gが接触し、垂直荷重が加えられると、表面の微視的な凸部において接触圧のため面は変形し、潤滑油膜は2面間にはさまれて荷重を支持する。この油膜は非常に高圧をうけるために局部的に破断し金属凝着を生じ、荷重の一部はこの部分でささえられる。図において、全荷重支持部をA、そのうちの金属凝着部をA<sub>1</sub>、油膜部をA<sub>2</sub>で示しているが、このA部の面積は金属の降伏圧力、接触圧力、潤滑油の性質、表面の微視的断面形状などによって影響されるものである。いま、みかけの接触面積A<sub>0</sub>に対するA<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>の割合をそれぞれα、β、両部の平均圧力をp<sub>m</sub>、pとすれば案内面の全荷重Wは、

$$W = A_0(\alpha p_m + \beta p) \dots \dots \dots (1)$$

しゅう動面の摩擦力Fは、A<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>部のせん断強さをそれぞれS<sub>m</sub>、Sとすれば、

$$F = A_0(\alpha S_m + \beta S) \dots \dots \dots (2)$$

したがって摩擦係数は、

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{\alpha S_m + \beta S}{\alpha p_m + \beta p} \dots \dots \dots (3)$$

で表わされる。

α、βの大きさは、式(1)に示すようにp<sub>m</sub>、およびpと関連を有し、接触両金属の機械的性質、表面の仕上程度、および潤滑油の性質などによって影響されることが推察される。さらにスティックスリップ現象をともしなう場合には、α、βの大きさはしゅう動体の静止接触時間すなわちスティック時間の長短によっても影響されることが考えられる。つまり式(1)において、pの値がスティック時間の経過によって変化し、その結果α、βが時間の影響をうけるものとする。油膜部の平均圧力pは油膜の荷重支持能の大きさを表わすものと考えられるが、油膜が荷重支持能を示す機構として主として次の二つの因子が考えられる。(i)金属表面に接している潤滑油分子は、化学反応あるいは吸着により表面上に分子が規則的に配列した一種の固体状態の層を形成し、荷重支持能を示す。(ii)油膜部分において、表面から比較的にはなれた場所にある潤滑油分子は、高圧を受けるため周辺のより低圧の部分へ流出する傾向を示すが、この流出が生じている過渡的状态においては、微視的ないわゆるスキーズ効果によって荷重支持能を示す。この効果は接触開始時において最も著しく、接触時間の増加とともにしだいに減少し、ついにはほとんど認められなくなるものと考えられる。すなわち油膜の荷重支持能pは主として(i)および(ii)で示した効果の組合せによってきまる

ものとする。

スティック時における摩擦力は、主として(ii)の効果によるpの減少のため、αの値がスティック時間とともに増大し、μ<sub>0</sub>に時間効果を生ずるものと考えられる。図13は、以上に述べた境界潤滑機構の考察に基づき、α、βの値がスティック時間T<sub>1</sub>によって変化するようにすを想定し、それに対応する摩擦係数を示したものである。αの変化は前述のようにpが減少する傾向と対応してスティック時間とともに増加し、その増加の割合はスティック開始時において最も大きい。T<sub>1</sub>の増加とともにしだいに減少し、αはほぼ一定値に落ち着くことを表わしている。これに対応する最大摩擦係数μ<sub>0</sub>は、式(3)によって求められるが、一般にS<sub>m</sub> ≫ Sと考えられるから、μ<sub>0</sub>の変化の傾向はαの変化の傾向と定性的には一致し、破線で示したような変化をするものと考えられる。

以上の考察によって図11に示したT<sub>1</sub>-μ<sub>0</sub>の関係がよく了解される。すなわち図11において、A油は表面との反応性に乏しいため配列分子層が生じ難く、したがってpの値が小さくαは大となり、μ<sub>0</sub>は全般に比較的大きい。また低い反応性とともに粘度が低いために潤滑油分子が荷重支持部からすみやかに流出し、したがって時間効果を生ずる期間が短く、比較的小さいT<sub>1</sub>においてμ<sub>0</sub>が飽和に達するものと考えられる。これに対してB、C、D油は脂肪酸、不飽和炭化水素などの反応性に富んだ物質を含む潤滑油であり、配列分子層を生ずる傾向が著しく、したがってpの値が大きくμ<sub>0</sub>は全般にかなり小さい。また反応性の強い潤滑油分子は配列分子層の外にあってもなお表面力の影響を著しく受け、潤滑油分子の流出が妨げられ一種の粘度増加の効果を示し、時間効果が長時間におよぶものと考えられる。

ここで、μ<sub>0</sub>に対する時間効果の一つの表示式で表わし定量的にはあくすることを試みる。従来、静摩擦係数に対する時間効果の表示式として、たとえば Howe

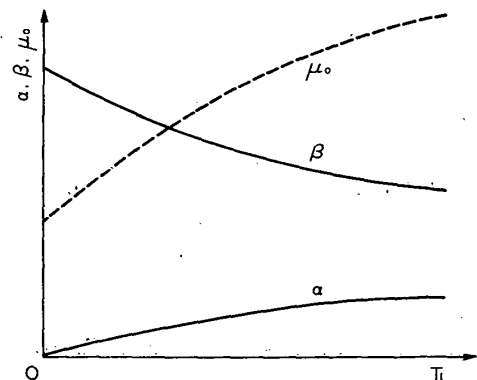


図13

ら<sup>(6)</sup>による

$\mu_0 = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)(1 - e^{-CT})$ , Derjagin ら<sup>(7)</sup> による  $\mu_0 = \mu_k + C_1 T / (C_2 + T)$ , Rabinowicz<sup>(8)</sup>, あるいは Brockley ら<sup>(9)</sup> による  $\mu_0 - \mu_k = \gamma T^\beta$  などの式が示されている。ここで  $\mu_s$  は静止時間  $T \rightarrow \infty$  で  $\mu_0$  が漸近する値,  $\mu_k$  は動摩擦係数,  $C, C_1, C_2, \gamma, \beta$  は定数である。これらの式は乾燥摩擦を対象とし, また  $\mu_k$  は摩擦速度に関係なく一定値をとるものとして取扱ったものである。さらに潤滑状態に対しては岡村ら<sup>(10)</sup> によって  $\mu_0 = \mu_s / \{(\mu_s / \mu_k - 1) / \sqrt{CT} + 1\}$  の式が示されている。ここで  $C$  は  $\mu_s, \mu_k$ , 案内面の形状, 潤滑油の粘度などによってきまる定数である。この式においてはしゅう動面の微視的な接触機構に対する検討が必ずしも十分とはいえない。これらの表示式を用いて図 11 の  $T_1 - \mu_0$  関係を表示しようと試みたところ, 適用しうる  $T$  の範囲に限られることがわかり, いずれの表示式にもこの意味で難点があることが明らかになった。そこで上記諸式のうちで比較的良好に  $\mu_0$  の変化の傾向を表わすものと思われる Howe らの式と類似の形で, さらに広範囲の  $T$  に対して適用しうるようにパラメータの種類を考慮した次のような実験式を提示したい。

$$\mu_0 = \mu_s - (\mu_s - \mu_d) e^{-\gamma T_1^m} \dots \dots \dots (4)$$

上式においては,  $\mu_s$  は  $T_1 \rightarrow \infty$  で  $\mu_0$  が漸近する値を表わし, 荷重支持部からの潤滑油分子の流出がほとんど認められなくなった定常状態における静摩擦係数と考えられ, 表面上の配列分子層自体の耐圧力の大きさと直接関連をもつ量である。 $\mu_d$  は  $T_1 \rightarrow 0$  における  $\mu_0$  の値を表わし, 動的状態における摩擦係数と関連するもので, スクィーズ効果による荷重支持能が最も大きい場合の  $\mu$  の値を示すものと考えられる。 $\gamma$  および  $m$  は時間効果の程度を示す量で, 潤滑油分子が荷重支持部から流出する傾向の強さと密接な関係をもつものである。このようにこれらのパラメータはいずれも潤滑油の配列分子層の強さおよび荷重支持部からの流出の傾向によって定まるもので, 潤滑油と金属表面との反応性, もしくは吸着性, 潤滑油の粘度, しゅう動面表面の微視的断面形状などによって影響されることが考えられる。

図 11 の A, C 油の場合について示した実曲線は, 実験結果をもとにして各パラメータを表 3 のように定

表 3

| 潤滑油       | $\mu_s$ | $\mu_d$ | $\gamma$ | $m$  |
|-----------|---------|---------|----------|------|
| A コーレイ 50 | 0.56    | 0.21    | 0.38     | 0.40 |
| C ひまし油    | 0.46    | 0.20    | 0.067    | 0.45 |

め,  $\mu_0$  の表示式 (4) によって計算した結果である。この計算値は両潤滑油とも実験値をよく表示し,  $\mu_0$  の時間効果は式 (4) によってよく表わしうるようになる。

**3.3 接触電気抵抗試験** 前節で述べた案内面の潤滑機構に関する考察の妥当性を確かめるため, 潤滑表面における金属凝着部の大きさと密接な関係をもつと考えられる接触電気抵抗変化を測定した。

実験はスティックスリップ振動におけるスティック時間の大小による静摩擦力の変化と容易に関連のつくような方法で行なった。

図 14 はその測定方法を示したものである。図 (a) に示す試片  $S_1, S_2$  間の接触面に潤滑油を十分に塗布し, ロードセルを介して垂直荷重を加えた。この荷重は短時間 (ここでは 10 秒間) で 0 から一定値まで直線的に増加させ, そのまま長時間保ち,  $S_1, S_2$  間の接触抵抗の時間的変化を測定した。この間の接触抵抗  $R$  は, (b) に示すように交流ブリッジを用いて  $R \ll R_0$  の場合には出力電圧  $E$  が  $R$  に比例することを利用して測定した。この接触抵抗の逆数  $1/R$  の変化は, 定性的には金属凝着部の面積の変化を示すものと考えられる。

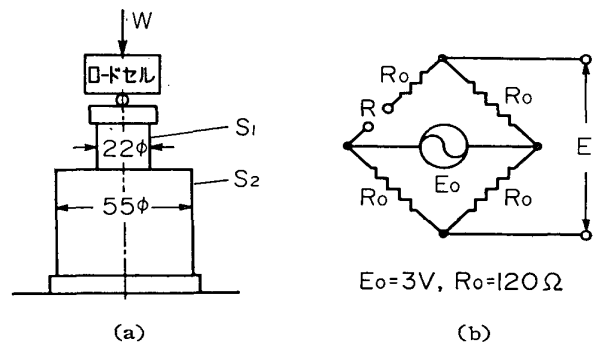


図 14

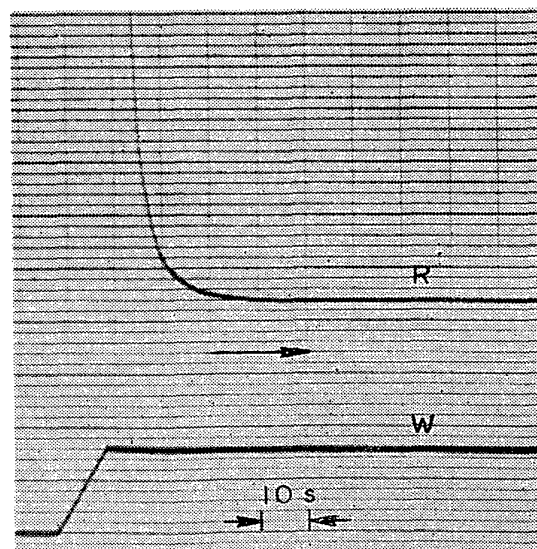


図 15

試片  $S_1, S_2$  はともに焼入れ鋼製で、まず平坦な鏡面を作成したのち紙やすりで研磨して所定の表面あらさとした。実験は A, C 2種の潤滑油を使用し、垂直荷重および表面あらさを変えて行なった。

図 15 は測定結果の一例を示したもので、 $W, R$  はそれぞれ荷重および接触抵抗の変化を示す。

図 16 は、図 15 などの測定写真に基づき、接触時間  $T$  と接触抵抗の逆数  $1/R$  との関係性を求めた一例で、垂直荷重の変化を破線で併記した。一般に  $1/R$  は  $T$  の小さい領域で  $T$  とともに急激に増加し、その増加の割合は  $T$  の経過とともにしだいに減少し、 $T_c$  で示した点以後では一定値  $1/R_c$  に落ち着く傾向が認められ、図 13 に示した静止時間の大小による  $\alpha$  の変化の傾向と定性的にはよく一致することがわかる。

図 17 は、面圧力  $w$  と  $1/R_c$  との関係性を求めた結果の一例である。 $1/R_c$  は  $w$  の増加にともない直線的に増加し、本実験条件下では金属凝着部の面積は面圧にほぼ比例することを示すもので、図 11 について述べた  $\mu_0$  は  $W$  とほとんど無関係な事実と対応するものと考えられる。さらに潤滑油の種類によって  $1/R_c$  の大きさがかなり異なり、A油はC油に比し  $1/R_c$  が大きく金属凝着部の面積が大きいことを示すもので、図 11 における飽和した  $\mu_0$  の値の大小関係とよく一致する。

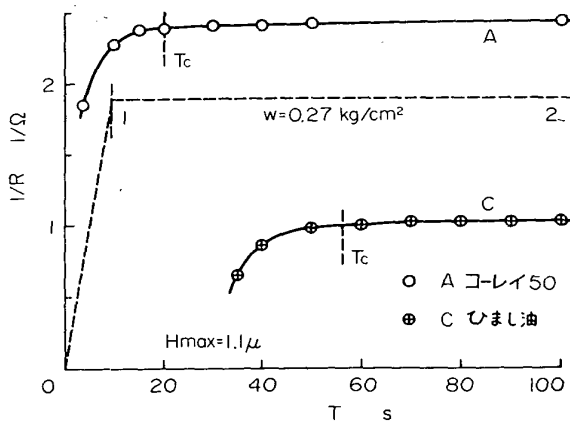


図 16

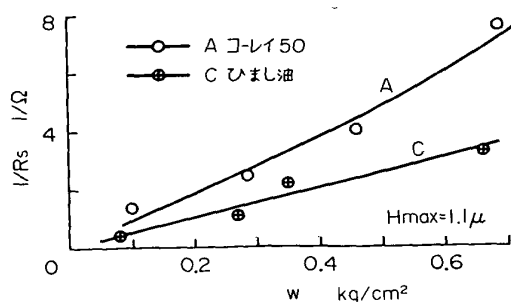


図 17

図 18 は、表面あらさ  $H_{max}$  と  $1/R_c$  および  $T_c$  との関係性を求めた結果である。一般に  $1/R_c$  は  $H_{max}$  の増加とともに急激に増大し、一方  $T_c$  は減少することがわかる。さらに潤滑油の種類が異なる場合には、 $1/R_c$  の値については図 17 で述べた事実と全く同様に A油はC油に比し  $1/R_c$  が大きいことがわかる。また  $T_c$  の値はC油がA油に比して大きく、図 11 における  $\mu_0$  に対する時間効果の現われる期間がC油においてより長時間におよぶ事実と対応し、前節で述べた荷重支持部における潤滑油のスクィーズ効果に対する潤滑油の性質の影響についての考察をよく裏づけるものと考えられる。

$1/R_c$  に対する  $H_{max}$  の影響については、表面上に配列した分子層の接触圧力は  $H_{max}$  が小さいほど平均化されるため油膜の破断を生じ難く、したがって  $1/R_c$  が小さくなるものと考えられる。また  $T_c$  に対する影響については、 $H_{max}$  が小さいほど油膜の破断が生じ難いため油膜部の面積が大きく、したがってスクィーズ効果が長時間におよび、 $H_{max}$  が小さいほど  $T_c$  が大きくなるものと考えられる。

以上に示した接触電気抵抗の測定結果から、案内面における潤滑油分子の挙動に関する前節の考察の妥当性が確かめられた。

**3.4 四球式潤滑油試験** 3.2 節において、スティックスリップ振動特性は使用する潤滑油の種類によって著しく影響されることが明らかにされたが潤滑油の性能試験として広く行なわれている四球式試験による結果とスティックスリップ振動特性との関連について次に検討する。

四球式試験における摩擦係数とスティックスリップ振動特性との関係については三井ら<sup>(11)</sup>の報告があるが、両者の相関関係は必ずしも明確ではない。スティックスリップ振動特性は油膜の破断の傾向すなわち

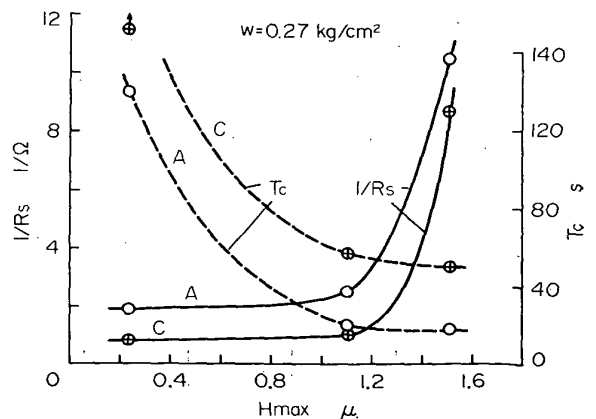


図 18

いわゆる油膜強さと密接な関連を有すると思われるので、ここでは一般にこの油膜強さの判定に用いられる四球式試験における焼付荷重について吟味する。

図 19 は、4 種の潤滑油について行なった四球式試験の結果である。図は一定速度で摩擦し荷重を一定の割合で増加させた場合の摩擦力の変化のようすを示したもので、図で上向きの矢印で示した荷重において焼付きが生じ摩擦力が急増することを表わしている。この焼付荷重の値は、A, B, C, D 油の順に高く、図 7 における振幅  $a$ 、図 11 における  $\mu_0$  の値の大きさの順序とは一致するが、焼付荷重と振幅  $a$  あるいは  $\mu_0$  との間には必ずしも一義的な関係は存在しない。さらに四球式試験によってえられた摩擦係数とスティックスリップ現象における  $\mu_0$  の値とは著しく異なることがわかる。四球式試験における焼付荷重は、接触部全域において油膜は破断し、すべて金属凝着となる場合の荷重を表わすものと考えられ、その潤滑状態は案内面に比し極端にきびしい条件にあること、および四球式試験は動的な潤滑状態にあるのに対してスティックスリップにおいては静摩擦力の影響が大きいことなどの潤滑条件の相違によるものと考えられる。これらの事実から、四球式潤滑油試験法により案内面における潤滑性能を判断することはかならずしも適当とは考えられない。

**3.5 静摩擦特性とスティックスリップ振動との関係** 3.2 節で述べた静摩擦特性に関する考察ならびに図 11 の摩擦力特性によって、図 7~10 に示したスティックスリップ振動の特性がよく了解される。すなわち、スティックスリップ振動の振幅は静摩擦力と動摩擦力との差によって決まると考えられるが、いま平

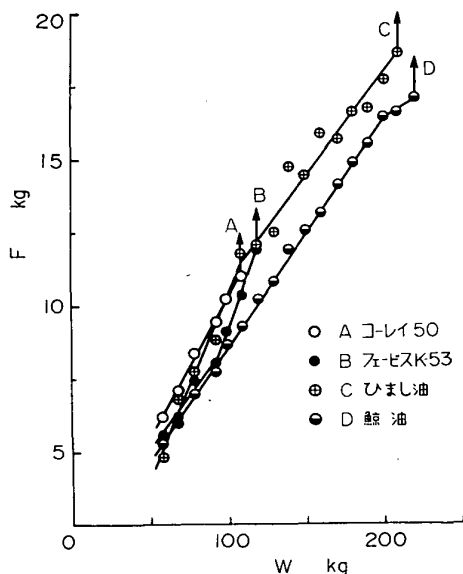


図 19

均的な動摩擦力は潤滑油に固有のほぼ一定の値を示すものと仮定すれば、図 7, 8 にみられる  $v$ - $a$  の関係は、駆動速度  $v$  の増加にともなってスティックスリップの振動周期が小さくなり、したがってスティック時間  $T_1$  が減少するため静摩擦係数が低下し、その結果として振幅  $a$  の減少傾向を示すものと考えられる。この場合、 $T_1$  は  $a/v$  と近似的には比例関係にあり、 $v$  の増加にともなう  $a$  の減少そのものも  $T_1$  を減少させるように働き、 $a$  の急激な減少がみられるものと考えられる。また図 7 において、 $v$  が小さい場合に  $a$  がほぼ一定値を示す A 油の傾向は、 $T_1$  が非常に大きい場合の  $\mu_0$  の値が  $T_1$  とは無関係な一定値に飽和する傾向と対応するものである。A, B, C, D に示す種々の潤滑油を用いた場合の振幅  $a$  の値は  $\mu_0$  の大きさによってほぼきまり、 $\mu_0$  の値が大きいほど  $a$  が大きいことがわかる。また  $a$  が急減して振動が消滅する速度範囲は  $\mu_0$  に対する時間効果の著しい部分と対応し、たとえば C 油において、比較的低速で  $a$  が急減し、振動が消滅するのは、 $\mu_0$  に対する時間効果を生ずるためには長時間を要する結果と考えられる。

このようにスティックスリップ振動特性は、定性的には案内面の静摩擦特性によってよく説明されうるが、振動現象を定量的にはあくするためには、スリップ時における動摩擦力特性についても詳細に吟味する必要があると考えられ、この点については引続き次報で検討する。

#### 4. むすび

実用工作機械案内面について、使用する潤滑油の種類、しゅう動体の重量、送り機構の剛性、駆動速度などを広範囲に変えて、しゅう動機素に発生するスティックスリップ振動現象を精確に測定し、スティックスリップ振動の基礎的諸特性を明らかにするとともに、前記の諸条件と振動諸特性との関連を確かめた。これらの実験結果をもとにして、スティックスリップ振動の発生機構について詳細に検討するため、まずスティック期間におけるいわゆる静摩擦力特性について吟味した結果、スティック期間の最大摩擦係数は一般にスティック時間の増加にともなって増大し、摩擦係数の値およびその増大の傾向は潤滑油の種類によって著しく異なるが、しゅう動体の重量、送り機構の剛性などにはほとんど無関係であることを明らかにし、一般的な静摩擦特性の表示式を導いた。さらに、静摩擦特性に関する実験結果をもとにして、案内面の境界潤滑状態の時間的推移機構について考察するとともに、潤滑された金属表面の接触電気抵抗の時間的変化特性を測



定し, この考察の妥当性を確かめた.

最後に, 本研究は一部文部省科学試験研究費の援助によるものであることを記し感謝の意を表す.

#### 文 献

- (1) F.P. Bowden & D. Tabor, *The Friction and Lubrication of Solids*, (1958), Clarendon Press.
- (2) E. Rabinowicz, *Proc. Phys. Soc. Lond.*, **71** (1958), 668.
- (3) J.B. Sampson・ほか, *J. Appl. Phys.*, **14** (1943), 689.
- (4) 松崎, 機械学会論文集, **29-206** (昭 38-10), 1615.
- (5) 窪田・ほか3名, 機械試験所報告, 第 34 号 (昭 35), 80.
- (6) P.G. Howe・ほか, *Canadian J. Chem.*, **33** (1955), 1375.
- (7) B.V. Derjagin・ほか, *Proc. Conf. Lubrication and Wear, London*, (1957-10), 265.
- (8) E. Rabinowicz, *Friction and Wear of Materials*, (1955), 60.
- (9) C.A. Brockley & H.R. Davis, *Trans. ASME, Ser. F*, **90-1** (1968-1), 35.
- (10) 岡村・ほか2名, 精密機械, **34-11** (昭 43), 731.
- (11) 三井・ほか2名, 機械試験所所報, **18-3** (昭 39), 79.