

氏名	かがみ 鏡 じゅうじろう 重次郎
授与学位	工学博士
学位授与年月日	昭和51年2月4日
学位授与の根拠法規	学位規則第5条第2項
最終学歴	昭和40年3月 東北大学大学院工学研究科精密工学専攻修士課程修了
学位論文題目	固体の摩擦・摩耗に関する研究
論文審査委員	東北大学教授 佐藤 健児      東北大学教授 横堀 武夫 東北大学教授 萱場 孝雄      東北大学教授 槌川 武男

## 論文内容要旨

### 1. 緒言

近年の著しい工業界の発達にともない、機械、器具などについても、より性能のすぐれたものが要求されるようになってきている。すぐれた機械、器具であるためには、当初の精度、性能が長期間維持されるものでなければならない。これらのうちでも、すべり面を有するものの寿命は、多くの場合すべり面の摩耗による精度、性能の低下によって決定されると言われている。摩擦、摩耗が、機械などの稼動している間の性能のみならず、その寿命をも左右することから、これらの低減対策がますます強く求められるようになってきている。

そこで、本研究ではまず第一に、相接する二つの面が十分なじみ運転され、マイルドな摩擦条件下における定常摩耗のなかでも、さらに接触面の各突起が弾性変形するような摩耗形態を主体とし、これについて理論的解析ならびに実験的検討を行なった。なお、その過程において、接触

面形状，接触ならびに摩擦機構について理論的解析および実験的検討を行なった。ここで，このような摩耗形態を主体として取り扱ったのは，数多い摩耗形態のなかでも最も主要なものであると考えられるからである。

また，初期摩耗あるいは運転条件の選定の仕方によっては，定常摩耗の領域でも，相接する面が互いに塑性的に接触することも考えられる。そこで第二に，本研究では突起が塑性接触する場合の摩擦，摩耗現象について，理論的，実験的考察を試みた。

なお，この概要の構成は，もとの本論文のものと異なっております。

## 2. 接触面形状に関する理論的解析

あらさに方向性がない場合，各突起先端部を一樣な半径を有する球形とし，これらが接触面上に分布する突起面密度  $n_0$ ，さらにこれらの頂点の高さの分布  $f(z)$  (以下これを真実突起頂点分布と定義する) をもって，接触面形状を表わす主なものとした。なお，あらさに方向性がある場合は，各突起先端部を回転だ円体よりなるものとし，さらにこれを等価な球形突起に置き換えることを考えた。

### 2.1 あらさに方向性がない場合

あらさ計触針の走査距離  $l_s$  内に含まれる突起頂点の数を  $N$  とするとき，突起面密度  $n_0$  は，

$$n_0 = \frac{N}{2\bar{a}_e l_s} \quad (2.1)$$

となる。ここで， $\bar{a}_e$  は突起底面の有効平均半径を表わし， $N$  とともにあらさ曲線より求められる。

次に，触針は必ずしも突起頂点を走査するとは限らないことから，あらさ曲線上に現われる突起頂点分布  $g(z)$  と  $f(z)$  は異なったものになる。そこで，突起頂点の最大高さ位置を原点とし，接触面と直角な方向に  $z$  座標を定め，突起頂点の位置を  $z = z'$ ，触針の走査位置を  $z = z$  とするとき，真実突起頂点分布  $f(z)$  は，

$$g(z) \cdot q(z) = c_0 \int_0^z \left\{ f(z') \int_{z-z'}^{\infty} H(h_e) dh_e \right\} dz' \quad (2.2)$$

$$q(z) = \bar{a}_e \frac{z(2R-z)}{R-z}$$

を解くことによって求められる。ここで， $R$  は突起先端部半径であり， $c_0$  は定数である。また， $h_e$  は突起の有効高さであり， $H(h_e)$  は  $h_e$  の大きさの分布の確率密度関数を表わす。

### 2.2 あらさに方向性がある場合

あらさに方向性がある面については，まずその突起先端部をすべり方向に長軸  $2a$ ，これと直角方向に短軸  $2b$  なる長軸中心の回転だ円体よりなるものとし，次にこれを等価な球形突起に置

き換え，2.1の場合と同じ手法により $n_0, f(z)$ を求めることを考えた。そのとき，すべり方向と，

$$u_e = \tan^{-1} k_0^{1/2} \quad (2.3)$$

なる角度の方向にあらさ曲線を求め，これを等価な球形突起を与えるあらさ曲線とし，これより $n_0, f(z)$ を求めることを考えた。ただし， $k_0 = b/a$ とする。

### 3. 固体表面間の弾性接触および摩擦機構に関する理論的解析ならびに実験的考察

#### 3.1 理論的解析

##### 3.1.1 平面とあらい面の接触

突起先端部が半径 $R$ なる球形をなし，さらにそれらの頂点分布が $f(z)$ であるあらい面と，平面 $L, L'$ が図3.1に示すように，食い込み量 $z_a$ で接触しているものとする。突起の変形がHertz<sup>1)</sup>の弾性接触理論に従うものとするとき，種々の

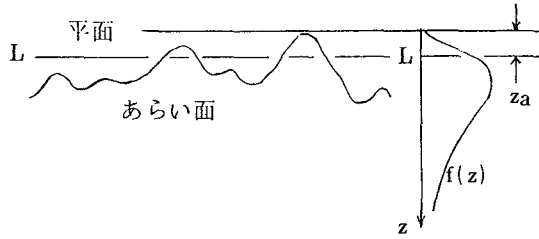


図3.1 平面とあらい面の接触

無次元接触量 $F_n(z_a^*)$ は，J.A. Greenwoodら<sup>2)</sup>によると次のようになる。

$$F_n(z_a^*) = \int_0^{z_a^*} (z_a^* - z^*)^n f(z^*) dz^* \quad (3.1)$$

ただし， $f(z)$ の標準偏差を $\sigma$ とするととき， $z_a^* = z_a/\sigma$ ， $z^* = z/\sigma$ なるものとする。上式において， $n = 0, 1, 3/2$ の各場合が，それぞれ接触点の数の無次元量 $n_c^*$ ，真実接触面積の無次元量 $A_r^*$ ，荷重の無次元量 $W^*$ に対応する。

##### 3.1.2 あらい面どうしの接触

図3.2に示すように，面1，面2が $z_a$ なる食い込み量で互いに接触するものとする。また， $z_1, z_2$ なる座標を図示するように定めるとき，種々の無次元接触量 $F_n(z_a^*; \lambda)$ は，

$$F_n(z_a^*; \lambda) = \int_0^{z_a^*} \int_0^{z_a^* - z_1^*} (z_a^* - z_1^* - z_2^*)^n f_1(z_1^*) f_2(z_2^*; \lambda) dz_2^* dz_1^* \quad (3.2)$$

のようになる。ここで，添字1，2は相接触するものとする。また，上式において， $f_1(z_1)$ の標準偏差を $\sigma_1$ とするととき， $z_a^* = z_a/\sigma_1$ ， $z_1^* = z_1/\sigma_1$ ， $z_2^* = z_2/\sigma_1$ ， $\lambda = \sigma_2/\sigma_1$ ，なるものとする。

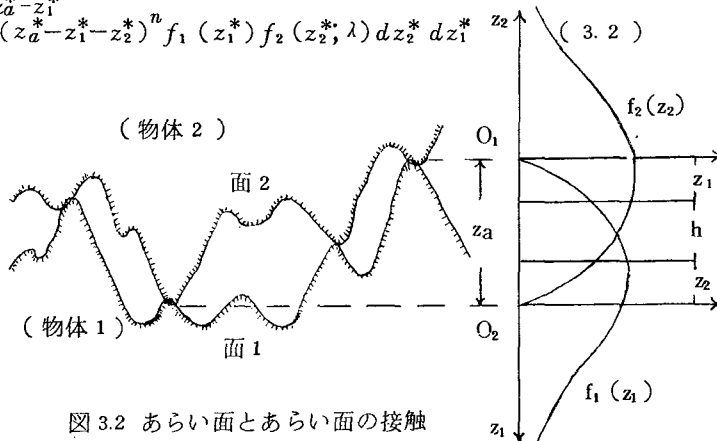


図3.2 あらい面とあらい面の接触

さらに，同式において，

$n = 1, 2, 5/2$  の各場合がそれぞれ  $n_c^*$ ,  $A_r^*$ ,  $W^*$  に対応する。また、摩擦力  $F$  は  $S$  を接触部のせん断強さとして、

$$F = A_r \cdot S = C_3 \cdot F_2(z_a^*; \lambda) \cdot S \quad (3.3)$$

となる。ただし、

$$C_3 = \frac{16}{15} \pi E' A_a n_{o_1} n_{o_2} (R_1 R_2 R_t)^{1/2} \sigma_1^{5/2}, \quad \frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

とし、さらに  $\nu$  はポアソン比、 $E$  は縦弾性係数、 $A_a$  は見かけの接触面積、 $A_r$  は真実接触面積および  $R_t = R_1 + R_2$  とする。

### 3.2 実験的考察

図 3.3 に示すような装置を用い、パイレックスガラスを試料として、ピン (5φ × 10 mm) 対リング (50φ × 40φ × 10 mm) 形式の摩擦、摩耗実験を行なった。荷重  $W$  は 0.94, 1.29, 1.49 Kg の 3 種類を用い、それぞれの荷重条件について、定常摩耗の状態において接触面のあらさ曲線を求め、さらに摩擦力  $F$  を測定した。

接触面のあらさについて、ピン、リング試料間の相違はほとんどなく、しかも両者の場合とも方向性が認められ、式 (2.3)

の  $U_e$  の値は  $U_e \approx 35^\circ$  となった。この方向

のあらさ曲線を求めたところ、 $R \approx 35 \mu m$ ,  $N(l_s = 3.2 mm) \approx 90$ ,  $\bar{a}_e \approx 7 \mu m$  となり、これらの値と式 (2.1) により  $n_o$  を求めたところ、 $n_o \approx 2000/mm^2$  となった。また、 $g(z), H(h_e)$  などをあらさ曲線より求め、これらがそれぞれガンマ分布、レイリー分布に従うものとして、式 (2.2) より  $f(z)$  を求めたところ、 $\sigma \approx 4 \mu m$  となり、さらに式の単純なことと適合性の点から、 $f(z)$  としてはレイリー分布が最も妥当のようである。

次に、これらの摩耗面と同材質の平板ガラスを互いに押し付け、光学顕微鏡により接触点の数  $n_c$  および真実接触面積  $A_r$  などを実測した。 $W^*$  と  $n_c^*$  の関係を例にとり、これを図 3.4 に示す。黒丸印が実測値であり、実線、破線および一点鎖線はそれぞれ  $f(z)$  としてレイリー分布、正規分布および一様分布を用いて、式 (3.1) によって計算したものを表わす。全般的な傾向は、 $f(z)$  としてレイリー分布を用いたものが、実測値とほぼ合致するようである。

また、摩擦、摩耗実験を行なったピンとリング試料を組みにして、任意の荷重  $W$  で押し付ける

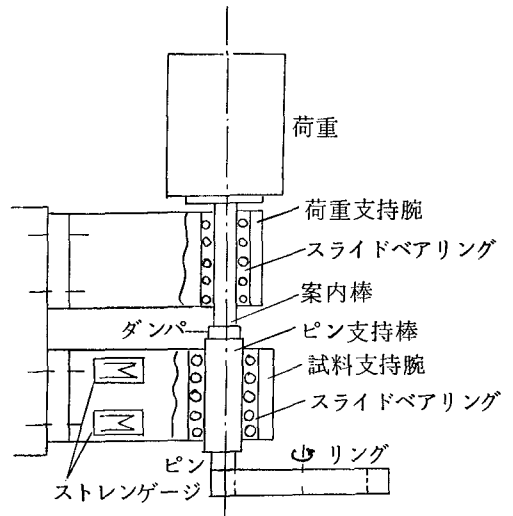


図 3.3 摩擦・摩耗実験装置

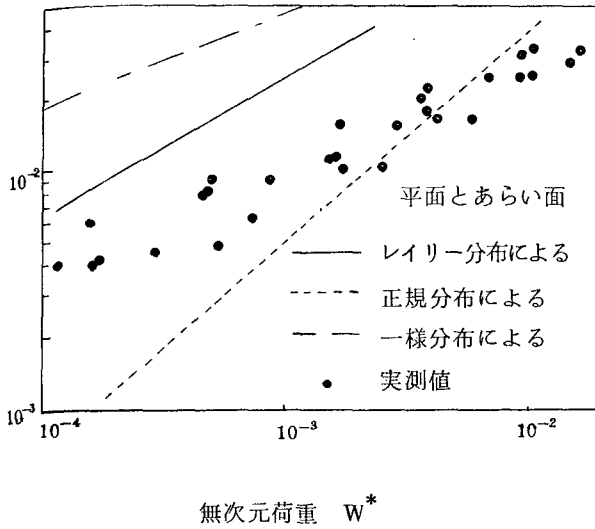


図 3.4 無次元荷重と接触点の数の関係

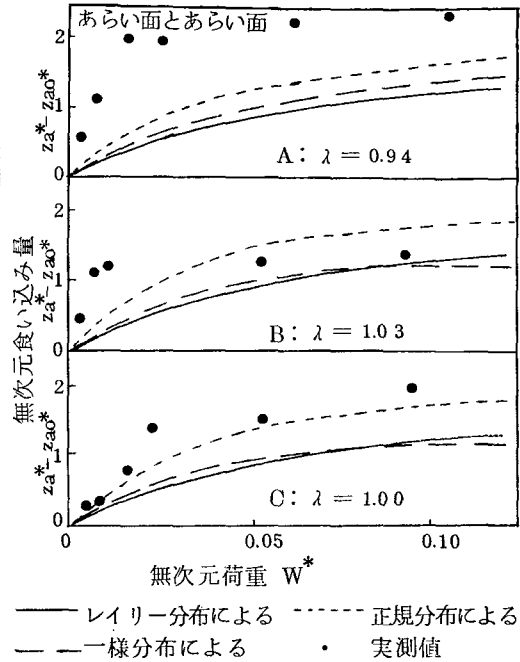


図 3.5 無次元荷重と食い込み量の関係

とき、両面の食い込み量  $z_a$  を顕微鏡により測定し、これらの関係をそれぞれ無次元量で図 3.5 に示す。ただし、 $z_{a0}^*$  は  $W = 0.065 \text{ Kg}$  の場合の  $z_a$  の無次元量である。なお、実線、破線および一点鎖線は、 $f(z)$  としてレイリー分布、正規分布および一様分布を用い、式 (3.2) によって計算したものを表わす。これより、実測値は計算値より大であるが、全般的な傾向はほぼ合致するようである。

最後に摩擦力  $F$  を実測し、これを真実接触面積  $A_r = C_3 \cdot F_2(z_a^*; \lambda)$  で除して、式 (3.3) に基づいて接触部のせん断強さ  $S$  を求めたところ、 $f(z)$  としてレイリー分布を用いた場合  $S = 110 \sim 140 \text{ Kg/mm}^2$  となり、F. P. Bowden<sup>3)</sup> によるものとはほぼ同じ値になった。

#### 4. 弾性接触下における摩耗機構の理論的解析ならびに実験的考察

##### 4.1 理論的解析

凝着摩耗のうちでもマイルドな定常摩耗機構について、突起先端部は一様な半径を有する球形とし、これらの頂点の高さはすべて等しく、さらに突起は互いに弾性的に接触するという条件のもとにこれを解析し、次のような摩耗量  $V$  の式を得た。

$$V = 1.25 m (\sigma_s) \bar{R} \frac{WL}{E'v}$$

$$= C_1 W L \cdot \frac{\Theta_0 + C_s v}{v} \cdot \exp \left\{ - \frac{\Delta f^*}{C_0 (\Theta_0 + C_s v)} \right\} \quad (4.1)$$

ここで、

$$C_1 = 1.25 \frac{Mk}{h} \exp \{ U(\sigma_s) \} \cdot \frac{\bar{R}}{E'}$$

$$C_s = C_f W^{1/6} + C_m W$$

$$C_f = \frac{\mu}{8JK} \cdot \left( \frac{E'^5}{A a n_{o_1} n_{o_2}} \right)^{1/6} \cdot \left( \frac{\sigma_1^7}{R_1 R_2 R_t} \right)^{1/12}$$

$$C_m = \frac{\mu}{2\pi J r (2\alpha_s K r)^{1/2}}$$

であり、さらに諸記号はそれぞれ、

$m(\sigma_s)$ : 応力  $\sigma_s$  のもとで単位時間あたり破壊の起こる確率<sup>4)</sup>,  $L$ : すべり距離,  $\Theta_0$ : 室温の絶対温度表示,  $\Delta f^*$ : クラック成長のため原子対を分離するのに要する単位分子あたりの活性化エネルギー,  $U(\sigma_s)$ : 活性化エネルギーのうち応力  $\sigma_s$  に依存するもの,  $\bar{R} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ ,  $C_0$ : 定数,  $M$ : 核発生源総数,  $k$ : ボルツマン定数,  $h$ : プランク定数,  $\mu$ : 摩擦係数,  $J$ : 熱の仕事当量,  $K$ : 熱伝導率,  $r$ : ピン試料半径,  $\alpha_s$ : 表面伝熱率

なるものとする。

また、 $v$  がある程度大になると接触点温度が上昇するため、 $v$  のある値において、 $V_1 = V/L$  なる摩耗率は最小値をとるような速度特性をもつ。 $V_1$  が最小となるときの臨界すべり速度  $v_c$  は式(4.1)より次のようになる。

$$v_c = \frac{C_0 \Theta_0^2}{C_s (\Delta f^* - C_0 \Theta_0)} \quad (4.2)$$

#### 4.2 実験的考察

図3.3に示す装置を用い、パイレックスガラスおよび銅を試料とし、一定荷重のもとで種々すべり速度を変えて摩耗実験を行なった。パイレックスガラスの場合、ピン、リング試料の形状は  $5\phi \times 10\text{ mm}$ ,  $5.2\phi \times 4.2\phi \times 10\text{ mm}$  である。なお、両者の熱伝導率  $K$  はそれぞれ  $0.00026$  および  $0.0934\text{ cal/mm} \cdot \text{C} \cdot \text{S}$  である。さらに、用いた荷重  $W$  はパイレックスガラスおよび銅の場合、それぞれ  $1.29$  および  $0.8\text{ Kg}$  であり、すべり速度  $v$  はそれぞれについて、 $v = 0.042 \sim 2.12$  および  $4.13 \sim 19.7\text{ cm/s}$  の範囲において実験を行なった。

なお、パイレックスガラスと銅を試料として用いた理由は、次のような点にある。まず、パイレックスガラスについては、第一に一般の金属と比べて突起間の接触は弾性的なものになりやす

いこと、第二にこれも一般の金属と比べて熱伝導率が著しく小なるため、金属の場合と対比して摩耗に対する温度効果を見るのに有利であること、第三には化学的活性が小なるため、吸着ガスおよび酸化などの影響を受けにくいこと、最後に第四として、光学的手法を用いて直接接触部の観察をすることができることである。次に銅については、第一に電解研摩などの表面仕上が容易であること、第二に金属のなかでも熱伝導率が大なるため、先に述べたパイレックスガラスの場

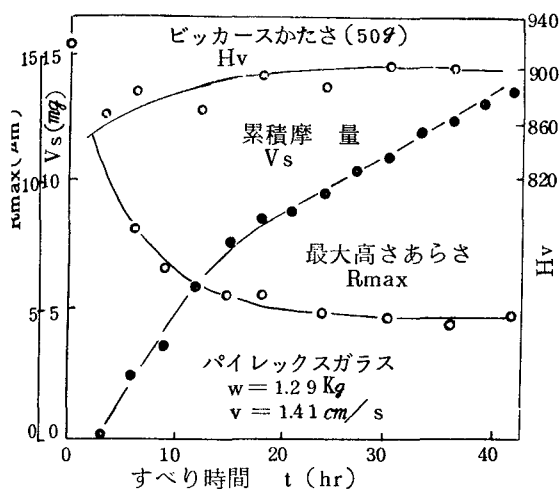


図 4.1 摩耗の進行による Vs, Hv および Rmax の変化

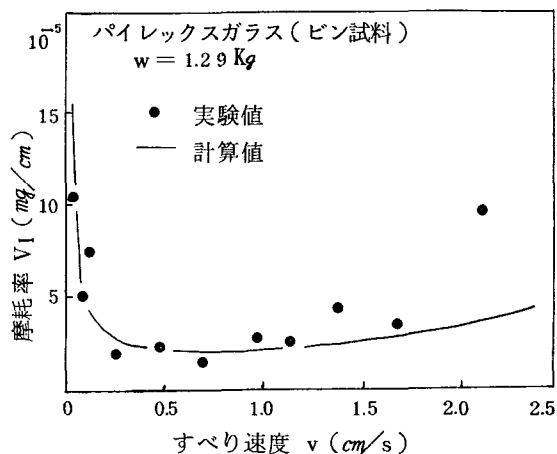


図 4.2 すべり速度  $v$  と摩耗率  $V_1$  の関係

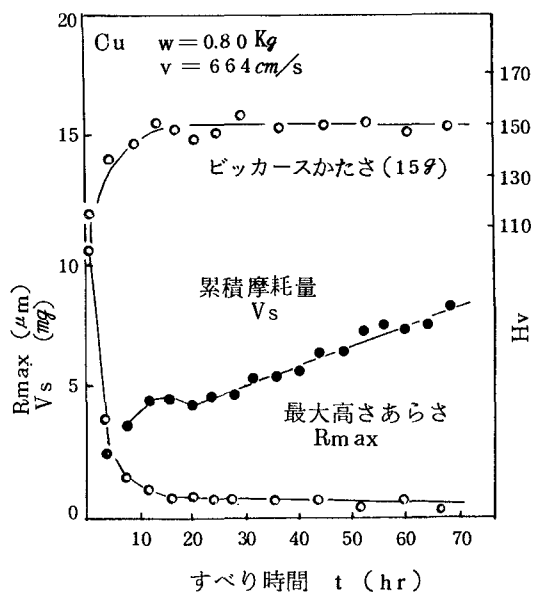


図 4.3 摩耗の進行による Vs, Hv および Rmax の変化

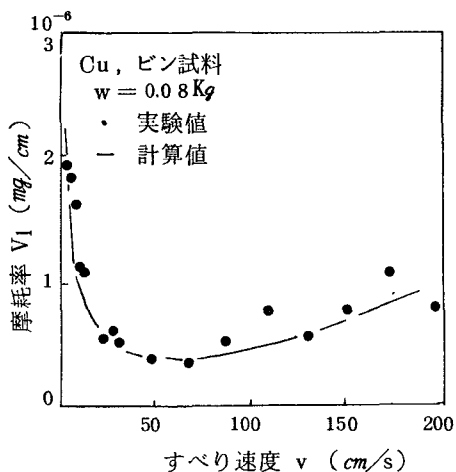


図 4.4 すべり速度による  $V_1$  の変化

合と対比することにより、摩耗に対する温度効果をとらえやすいことである。

初めに、パイレックスガラスについて、 $v = 1.41 \text{ cm/s}$  の場合を例にとり、ピン試料の摩耗の進行過程を図 4.1 に示す。これより、約 20 時間後に累積摩耗量  $V_s$  の増加する割合はほぼ一定になり、また接触面の最大高さあらさ  $R_{\max}$  もほぼ一定になって、初期摩耗から定常摩耗に移行していることがわかる。

定常摩耗の領域での摩耗率  $V_1$  を  $V_s$  曲線のこう配より求め、 $v$  との関係を図 4.2 にこれを黒丸印で示す。各点は変動しているが、 $v = 0.4 \sim 0.7 \text{ cm/s}$  付近で  $V_1$  は最小となっている。また、摩耗面の諸量などを用い、 $\Delta f^* = 20 \text{ Kcal/mol}$  の場合について、式 (4.1) により  $V_1$  と  $v$  の関係を求めると同図の実線のようになり、実験値とはほぼその傾向が合致している。また、 $V_1$  が最小となるときの  $v_c$  の値を式 (4.2) より求めると  $v_c = 0.76 \text{ cm/s}$  となり、これも実験値とはほぼ合致する。

次に、銅について  $v = 66.4 \text{ cm/s}$  の場合の摩耗の進行過程を、一例として図 4.3 に示す。銅の場合は初期摩耗から定常摩耗に移行する時点(この場合は 20~25 時間)において、 $V_s$  曲線に変曲点が現われる。また、パイレックスガラスの場合と同じように、 $V_1$  と  $v$  の関係はこの場合  $v = 40 \sim 70 \text{ cm/s}$  付近で最小となり、図 4.4 に示すような傾向を示している。 $\Delta f^* = 25 \text{ Kcal/mol}$  として式 (4.1) により、 $V_1$  と  $v$  の関係を求めると同図に示す実線のようになり、実測値とはほぼその傾向が合致している。さらに、式 (4.2) によって  $v_c$  を求めると、 $v_c = 6.3 \text{ cm/s}$  となり、これもほぼ実験値と合致している。

以上述べたように、摩耗率  $V_1$  とすべり速度  $v$  の関係は、図 4.2 および図 4.4 のように、パイレックスガラスと銅の場合はほとんど同じものになるが、 $V_1$  が最小となる  $v_c$  の値は両者間にかなりの差異がある。これについて、式 (4.2) によって求められる  $v_c$  の値は実験値と両者の場合ともほぼ合致している。これらのことから、他の金属材料についても式 (4.1) および式 (4.2) があてはまるものとすれば、すべり面などの設計に際しては、 $v_c$  のおおよその値をこれによって推定することができるものと思われる。

## 5. 塑性接触下における静止摩擦、摩耗機構の理論的解析ならびに実験的考察

### 5.1 理論的解析

#### 5.1.1 静止摩擦機構

突起先端部が球形をなすあらい面と平面が、互いに塑性的に接触するものとし、これに対して時間  $t$  について直線的に増加する接触面に平行な接線力を加えるとき、接線負荷速度  $k_s$  と最大静止摩擦係数  $\bar{\mu}_s$  および  $\mu_{sm}$  の関係は、これを確率過程として解析を行なった結果次のようになった。



$$\bar{\mu}_s = \frac{k_s \bar{i}}{W}, \quad \mu_{sm} = \frac{k_s t_m}{W} \quad (5.1)$$

ただし、 $\bar{\mu}_s$  および  $\mu_{sm}$  はそれぞれ最大静止摩擦係数の平均値および最頻値を示す最大静止摩擦係数である。また、 $\bar{i}$  は、

$$\bar{i} = \int_0^{\infty} tq(t) dt$$

$$q(t) = - \frac{dP(t)}{dt}$$

$$P(t) = \exp \left( -A \int_0^t \exp \left( \alpha \cdot \frac{P_m}{W} \cdot \frac{k_s (t + t_c)}{[1 + \beta \left\{ \frac{k_s (t + t_c)}{W} \right\}^2]^{1/2}} \right) dt \right)$$

とする。さらに、 $t_m$  は次式を満足する  $t$  の値である。

$$\frac{\partial q(t)}{\partial t} = 0$$

以上の諸記号はそれぞれ、

A: 定数,  $\alpha$ : 定数,  $P_m$ : 降伏圧力,  $\beta$ : 定数,  $t_c$ : 接触部に応力を作用し始めてから、その部分の加工硬化などが飽和し、そのせん断現象が確率過程となるまでの時間

とする。

### 5.1.2 摩耗機構

互いに接触する面の各突起が、塑性的に接触するような摩擦条件下における摩耗機溝について、接触面の突起頂点の高さはすべて等しいものとし、突起破壊を確率過程として理論的解析を行った。その結果、摩耗量  $V$  および摩耗率  $V_l = V/L$  が最小となるときの臨界すべり速度  $v_c$  は、式(4.1)および式(4.2)と式の形はほぼ同じものになり、次のようになった。

$$V = C_{ep} W L \cdot \frac{\Theta_0 + C_s v}{v} \cdot \exp \left\{ - \frac{\Delta f^*}{C_0 (\Theta_0 + C_s v)} \right\} \quad (5.2)$$

$$v_c = \frac{C_0 \Theta_0^2}{C_s (\Delta f^* - C_0 \Theta_0)} \quad (5.3)$$

ただし、

$$C_{lp} = \frac{2}{3} \bar{a}_i (1 + \beta \mu^2)^{1/2} \cdot \frac{Mk}{k} \cdot \exp(U(\sigma_s)) \cdot \frac{1}{P_m}$$

$$C_s = C_f + C_m W$$

$$C_f = \frac{\mu}{8 J K} \cdot \frac{\pi \bar{a}_i P_m}{(1 + \beta \cdot \mu^2)^{1/2}}$$

$$C_m = \frac{\mu}{2\pi J K (2\alpha_s K r)^{1/2}}$$

$\bar{a}_i$ : 接触部の半径,  $P_m$ : 降伏圧力,  $\mu$ : 摩擦係数

とし, その他の諸記号は 4.1 で述べたものと同じである。

## 5.2 実験的考察

### 5.2.1 静止摩擦

試料には銅を用い, その接触面の形状寸法は  $20\phi \times 14\phi$  mm であり, リング状をなすものである。表面仕上は #3200 砥粒ラッピングおよび #1200 エメリ・ペーパーの 2 種類を用い, 前者および後者の場合の接触面の最大高さあらさ  $R_{max}$  はそれぞれ, 1.4 および 0.8  $\mu m$  程度であった。ここでは, ラッピング仕上面をあらい面とし, エメリ・ペーパー仕上面を平面としてこれらを組みにして互いに押し付け, 実験を行なった。

次に, 上記二つの試料を一定荷重  $W = 0.14$  Kg で互いに押し付け, さらに一方の試料を固定して他方の試料に時間とともに直線的に増加する接線負荷を加えた。接線負荷速度  $k_s$  については, これを  $7.6 \times 10^{-4} \sim 6.0 \times 10^{-2}$  Kg/s の範囲で 12 種類えらび, それぞれの  $k_s$  について同一条件のもとで試料を換え, 20~40 回すべり出しの時間を測定した。これより, 最大静止摩擦係数の平均値  $\bar{\mu}_s$  を求め, さらにヒストグラムをつくって最頻値を示す最大静止摩擦係数  $\mu_{sm}$  を求めた。各  $k_s$  の値について, このようにして得られた  $\bar{\mu}_s$  および  $\mu_{sm}$  の値を, 図 5.1 にそれぞれ黒丸印および白丸印で示す。

また, 同図に示す実線および破線は,  $P_m = 10.3$  Kg/mm<sup>2</sup>,  $W = 0.14$  Kg,  $\beta = 3.9$ ,  $\alpha = 0.38$  mm<sup>2</sup>/Kg,  $A = 3.4 \times 10^{-8}$  /s とし, さらに  $t_c = 0.33/k_s^{0.66}$  なる実験式を用いて式 (5.1) によって計算したものを表わす。

図 5.1 の結果より, 実測した  $\bar{\mu}_s$  と  $\mu_{sm}$  の間には明白な差異は認められず, これらは 0.6 ~ 0.8 となっており, さらに全般的には  $k_s$  が大になると両摩擦

係数は大になり, 前述の計算値と定性的に合致することがわかる。

### 5.2.2 摩擦 耗

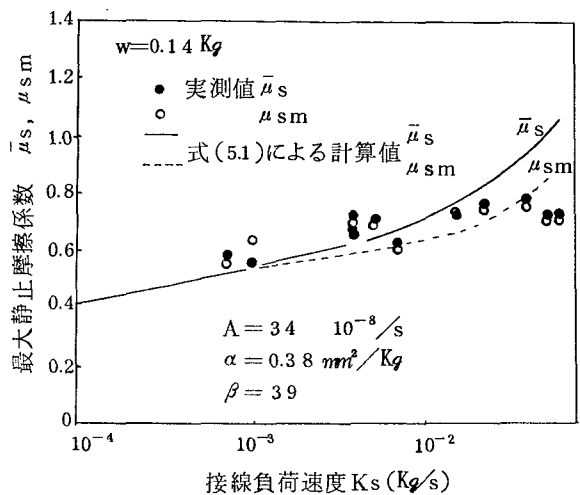


図 5.1  $k_s$  と  $\bar{\mu}_s$  および  $\mu_{sm}$  の関係

この摩耗機構の解析結果に関する実験的考察は、すべて笹田<sup>5)</sup>の摩耗実験結果を用いて行なった。笹田は、試料として10種類の純金属をえらび、それについて同種金属を組み合わせてピン対ディスク形式の摩耗実験を行なっている。筆者は、そのうちのNi, Mo, Cu, FeおよびWなる5種類の試料について、摩耗率VIが最小となる臨界すべり速度 $v_c$ を求め、これと式(5.3)を用いてそれぞれの活性化エネルギー $f^*$ を逆算した結果、ほぼ妥当な値が得られた。

## 6. 結 言

本研究において得られた主な結果は次のとおりである。

まず第一に、凝着摩耗のうちでも十分なじみ運転がなされ、いわゆるマイルドでしかも定常状態にあるような摩擦、摩耗現象について、相接する互いの突起は弾性接触するという条件のもとに理論的解析を行なった。ここにおいて、接触面形状、接触および摩擦機構さらに摩耗機構について、それぞれの相互関係を考慮に入れて、接触面形状と摩擦機構の関係、さらに摩耗の式を導入するとともに、摩耗率が最小となるときの臨界すべり速度を求めることができた。さらに、これらの解析結果について、パイレックスガラスおよび銅を試料として実験的検討を行ない、解析によって得られた結果はほぼ妥当であることが明らかになった。

第二に、接触面の各突起が塑性的に接触するという条件のもとに、すべり出しの最大静止摩擦および摩耗機構について理論的解析を行なった。最大静止摩擦については、解析結果と実験はほぼ定性的に合致することが認められた。また、摩耗機構の解析においては、前述の突起が弾性接触する場合と同じように、摩耗の式を導入するとともに、摩耗率が最小となるときの臨界すべり速度を求めることができた。これについて、笹田<sup>5)</sup>の実験結果を用いて実験的検討を行ない、解析結果がほぼ妥当であることがわかった。

最後に、本研究を遂行するにあたり、種々御指導、御鞭撻を賜わった東北大学佐藤健児教授、松井正己教授、瀬戸口良三助手ならびに宇都宮大学山田国男教授、武田信男教授、鎌田治教授に、深甚の謝意を表します。

本研究をまとめるにあたり、有益な御助言をいただいた東北大学横堀武夫教授、萱場孝雄教授に、感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) S. Timoshenko & J. N. Goodier: Theory of Elasticity, McGraw-Hill, New York (1951) 372.
- 2) J. A. Greenwood & J. B. P. Williamson: Proc. Roy. Soc., London, A 295 (1966)300.
- 3) F. P. Bowden & D. Tabor: The Friction and Lubrication of Solids, Part-2, Oxford at the Clarendon Press, (1964)126.
- 4) T. Yokobori: J. Phys. Soc., Japan, 6(1951)78.
- 5) 笹田直: 潤滑, 9, 2(1964)89.

## 審査結果の要旨

界面現象の一つである摩擦・摩耗は、負荷されている接触面の相対運動に帰因するもので、機器の寿命のみならずその機能・精度にも密接な関係を持つものである。このため古くから多くの研究がなされてきたが、動的接触問題であることと、その形態の多様性やその要因の多数性などのため、十分に現象の解明が行われたとはいいがたい。そこで、本研究では静的接触現象の解析から出発して、相対運動の加わった動的接触現象の解析へと展開し、確率論的に定常状態におけるマイルドな摩擦・摩耗を解析しており、全篇10章から成る。

第1章は緒論であり、従来の摩擦・摩耗の研究を概括するとともに、本研究の目的について述べている。第2章では摩擦・摩耗現象解析の基礎として、表面の凹凸のモデルをあらさ曲線に方向性のない場合は半球状突起とし、あらさ曲線に方向性のある場合は半だ円体突起と考え、突起頂点の分布・真実接触面積などを導いている。この場合、半だ円体は等価な半球に置換する手法を取っている。

第3章では、第2章で導いた突起頂点の分布・真実接触面積などの確率的表現をもとに、あらい面と平面、あらい面とあらい面の弾性接触条件下における接触点の数・摩擦力・全接触点に対する弾性接触点の数の割合などを求めている。

第4章は、第3章の実験的評価であり、パイレックス・ガラスを用いて、まず突起頂点の分布を求め、次に接触点の数・弾性接触の割合などを評価している。その結果、ラッピング仕上面の突起頂点の分布はレーリー分布に最も近い事を見いだしている。

第5章では摩耗現象を一つの確率過程とみなし、前章までの解析結果をもとに理論的に述べている。これにより、従来の摩耗の式にすべり速度を因子として導入する事ができた。

第6章ではパイレックス・ガラスについて、第7章では銅について、それぞれ第5章の解析を実験的に評価し、すべり速度と摩耗率との間にはU字形曲線をなす関係が存在する事を実証している。そして実際の設計に当っては、摩耗率最小の条件になるよう配慮すべき事を提案している。第8章では、これまでの解析結果を塑性接触の場合に拡張して、Junction Growthに関する定数などを求めている。第9章では、塑性接触条件下の摩耗について解析し評価している。第10章は結論である。

以上要するに本論文は、摩擦・摩耗を相対すべり運動下の動的接触における表面破壊によるものと考え、静的接触の解析から出発し、確率論的に定常状態のマイルドな摩擦・摩耗の機構を理論的に明らかにし、同時に実用上有用な摩耗対策の指針を与えたもので、精密工学ならびに精密工業の発展に寄与するところが少なくない。

よって、本論文は工学博士の学位論文として合格と認める。