

# ころがり—すべり接触における摩耗の基礎的研究(Ⅱ)

大 國 博 昭\*

Hiroaki OGUNI

## Fundamental Studies on the Wear of Metals in Rolling-Sliding Contacts (II)

### 1. 緒 言

ころがり—すべり接触下の摩耗は、ころがり軸受、歯車やカム、その他多くの機構部に共通の重要な問題である。歯車の歯面やローラなどの摩耗は、その現象が多様多様で、また多くの因子が複雑に影響し、現象のは握をいっそうむずかしくしている。

摩耗の発生や摩耗量を支配する因子、たとえば材料の機械的性質、表面あらさ、摩擦力及び潤滑油などの関係については、これまでにいろいろの条件のもとで研究が行なわれ、数多くの報告がなされているが、一般的な理論や法則は、いまだ明確でない点が多い。

先に筆者は、歯車の摩耗機構を検討する目的で、脆性材料の鋳鉄のローラ試験片を用いて、ころがり—すべり接触下における摩耗が、すべり率の変化により、いかに影響されるかについて検討を加えてきた。すべりを伴う

ころがり接触の場合には、すべり摩擦力が接線力として作用し、接触面および接触面下近傍の応力分布を変え、接触部の応力は一般に大きくなる。このことに関連して、摩耗と材料の機械的性質との関係を検討する必要があると考えられる。

そこで本報告では、延性材料である軟鋼のローラ試験片を用いて、すべりを与えた場合と、すべりを与えない純粋ころがり接触状態の場合の摩耗の現象や発生機構を検討するために、摩耗試験を行ない、接触面の変化および塑性変形の及ぶ範囲の観察と考察を行なった。

### 2. 試験機、試験片および実験条件

#### 2.1 試験機

本実験に使用した摩耗試験機は、前報のものと<sup>(1)</sup>同じで、その主要部の基本構造を図1に示す。

実験は、すべりを伴うころがり接触状態と純粋ころがり接触状態とで行なわれたため、それぞれの接触状態での実験条件に適応しうるように、軸IV、軸Vの偏心歯車が円歯車対に交換された。

#### 2.2 試験片

ローラ試験片の材質として軟鋼を使用し、ローラは焼なましした後円筒研削をした。試験片の軸方向での表面あらさは、表2に示すように約  $3.0\sim 4.5 \mu\text{m} H_{\text{max}}$  である。表1に試験片材料の化学成分および硬さ  $H_B$  を、また顕微鏡組織を図2に示す。実験に使用した試験片の形状と寸法は前報におけるものと<sup>(1)</sup>同じで、直径 60 mm、幅 16mm (有効接触幅は 10mm) である。

表1 試験片材料の化学成分及び硬度

鋼種	含有化学成分					硬度 $H_B$	
	成分	C	$S_i$	$M_n$	P		S
S15C	含有量	0.14	0.28	0.52	0.015	0.026	118

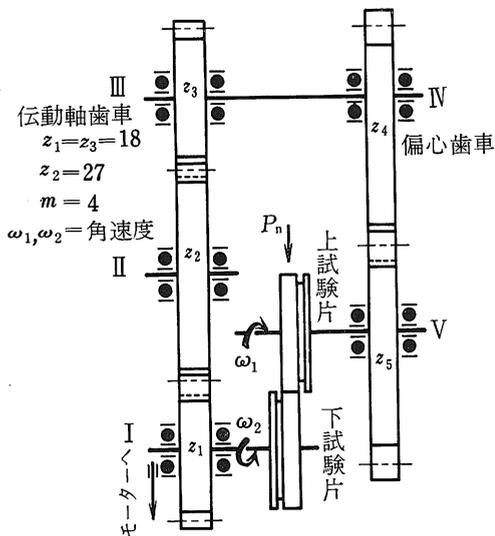


図1 円筒摩耗試験機概要

\* 島根大学教育学部技術研究室

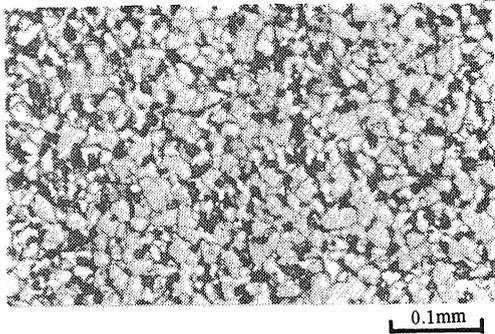


図2 試験片の顕微鏡組織

### 2.3 実験条件

実験条件は、既報および継続実験中の平歯車の摩耗試験結果と比較検討しやすいように、ほぼ同じ条件で対応させた。本実験では、歯車試験において比較的高い摩耗率で摩耗が進行している歯面のすべり速度およびすべり率を選定した。与えたすべり速度およびすべり率は表2に示す。

荷重は、過負荷状態での影響をみるために、垂直荷重  $P_n = 17.67 \text{ kg/mm}$  (最大ヘルツ応力  $p_0 = 65.77 \text{ kg/mm}^2 \approx 0.6H_B$ ) をかけた。これはかなりか酷な負荷状態にある。

潤滑油はスピンドル油を使用し、油温は  $60 \pm 1^\circ \text{C}$  に制御した。なお、潤滑方法は上、下試験片の接触部に油量  $2.0 \text{ l/min}$  の割合で給油する強制潤滑である。

本実験条件における理論油膜厚さ  $h_0$  を弾性流体潤滑理論に基づく D. DOWSON の式から計算すれば、純粋ころがり接触状態での実験〔1〕および〔7〕で約  $h_0 = 0.07 \mu\text{m}$ 、また、ころがり一すべり接触状態での実験〔8〕および実験〔9〕でそれぞれ  $h_0 = 0.081 \mu\text{m}$ 、 $h_0 = 0.089 \mu\text{m}$  となる。一方、円筒の軸方向の表面あらさは表2および図9、10に示されている。このことから、試

表2 主要な実験につけた番号と条件など

実験番号	試験片番号 上、下の別	あらさ $\mu\text{m}R_{max}$	円周速度 cm/s	すべり率
〔1〕	No.1 上試験片	3.1	$V_1 = 77$	$\alpha_1 = 0$
	下 "	3.4	$V_2 = 77$	$\alpha_2 = 0$
〔7〕	No.7 上試験片	4.45	$V_1 = 84.8$	$\alpha_1 = 0$
	下 "	4.32	$V_2 = 84.8$	$\alpha_2 = 0$
〔8〕	No.8 上試験片	3.02	$V_1 = 148.6$	$\alpha_1 = 0.408$
	下 "	4.39	$V_2 = 88$	$\alpha_2 = -0.689$
〔9〕	No.9 上試験片	4.35	$V_1 = 121.9$	$\alpha_1 = 0.304$
	下 "	3.0	$V_2 = 84.8$	$\alpha_2 = -0.438$

験運転初期の段階では円筒表面の微小突起部は金属接触をしており、その後の運転でも部分的に境界潤滑状態となっていると考えられる。

## 3. 試験方法

すべりが摩耗にどのような影響を及ぼすのか、つまり、すべりを伴うころがり接触状態での摩耗と純粋ころがり接触状態での摩耗との関係について検討する目的で、先の実験条件の節で示したように上、下2つの円筒試験片の相対すべり率を選定して、摩耗試験を行なった。そして、摩耗の状態を調べるために、各繰返し数ごとに、表面あらさおよび摩耗量を測定し、接触面の変形の過程を顕微鏡観察によって検討した。さらに、試験運転の最終段階で、ローラの軸直角断面の表面層の硬度  $H_V$  (秤量 200g) を微小硬度計により測定し、また断面層の組織の顕微鏡観察によって、塑性変形の状態を調べた。

摩耗量の測定は、 $0.1\text{mg}$  の精度で天秤により、重量減少量を秤量する方法によった。重量法による測定での試験片の前処理は、前報<sup>(1)</sup>による方法と同じである。

接触面のあらさの測定は、触針式あらさ計により、軸方向の表面あらさ曲線を、ローラの円周上の任意の一点を基準に、 $90^\circ$ ごとの4箇所について記録させ、読み取った。なお、各繰返し数後の計測では、同一箇所を測定するように心がけた。この方法は、接触面の顕微鏡観察の際にも採られた。

接触面の観察は、先ず肉眼によるマクロ的な観察を行ない、更にミクロ的には顕微鏡による観察を行なった。

## 4. 実験結果と考察

### 4.1 摩耗曲線

ころがり一すべり接触および純粋ころがり接触状態での各ローラの摩耗量と繰返し数との関係をそれぞれ図3、図4に示す。図3は実験〔8〕のすべりを伴うころがり接触の場合の一例で、上、下試験片で摩耗の量、比摩耗にあまり差がなく、よく一致した摩耗を示している。

上、下試験片の摩耗曲線から明らかなように、上試験片では繰返し数  $\Sigma N_3 = 3.7 \times 10^5 \sim \Sigma N_4 = 6.7 \times 10^5$ 、下試験片では繰返し数  $\Sigma N_4 = 3.9 \times 10^5 \sim \Sigma N_5 = 7.1 \times 10^5$  の繰返し期間を中にはさんで、摩耗曲線の傾斜に変化がみられる。これは、いわゆる初期摩耗域から定常摩耗域への移行期とみることができ、このように、別の摩耗こう配の摩耗域を置いて移行していることがわかる。

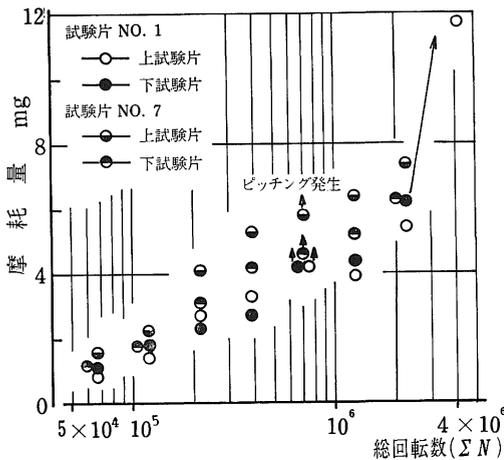
図4は、すべりを伴わない純粋ころがり接触状態での摩耗量と繰返し数との関係を示したものである。図4中の両摩耗曲線は、ほぼ同じ摩耗特性を示している。ま

た、繰返し数  $\Sigma N_1 = 3.9 \times 10^5$  で、初期摩耗域から定常摩耗域への変曲点が見われている。

ピットの発生状況は、両実験での上、下試験片ともに、繰返し数  $\Sigma N = 7.1 \times 10^5$  でピッチングの発生が認められた。ピッチング発生後の実験〔1〕の摩耗曲線上で、繰返し数  $\Sigma N_0 = 1.3 \times 10^6$  の摩耗量が、その後の運転によるピットの成長や増加にともなって進行するものと考えられるのに、逆に重量増や摩耗率がにぶる傾向を示している。これは一方の試験片のピッチングによる摩耗粉が、互いに相手試験片の接触面間で微細化され、そ

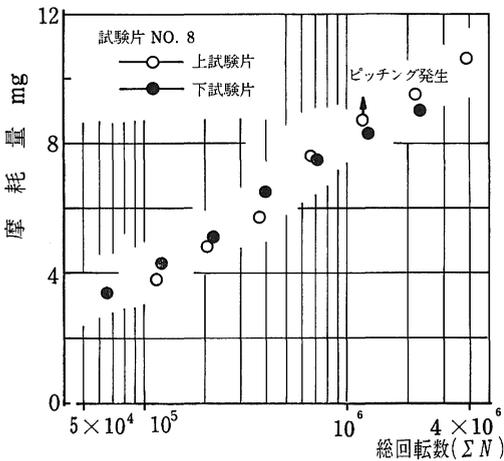
れが一定期間、不安定な状態で移着し、また逆に移着されたことによるものと考えられる。摩耗面で観察された状態の一例を図5に示す。

つぎに図3と図4の摩耗曲線とを比較してみると、すべりを伴うころがりすべり接触での比摩耗が、純粹ころがり接触での比摩耗に比べて大きく、すべりによる影響が現われている。この傾向は、鋳鉄製ローラでの試験結果とよく一致する。



試験片 No. 1 ( $V_1 = V_2 = 77.4 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ )  
 試験片 No. 7 ( $V_1 = V_2 = 85.8 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ )

図3 純粹ころがり接触状態での摩耗量と総回転数との関係



上試験片 ( $V_1 = 148.6 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha_1 = 0.408$ )  
 下試験片 ( $V_2 = 88 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha_2 = -0.689$ )

図4 ころがりすべり接触状態での摩耗量と総回転数との関係

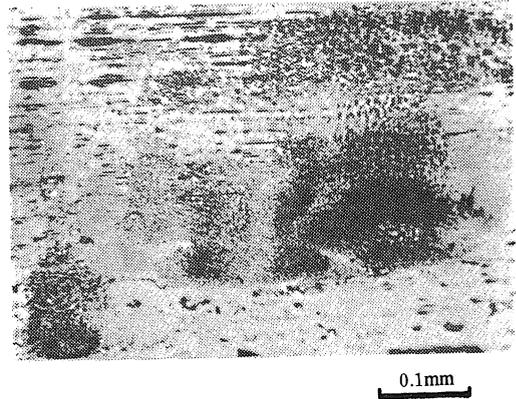


図5 ピット周辺の状態

#### 4.2 表面層の流れ

図6は試験運転後のローラ中央の軸直角断面の組織写真の一例を示している。図6(a)は、実験〔7〕の純粹ころがり接触状態で、繰返し数  $\Sigma N_7 = 2.3 \times 10^6$  後の下試験片の組織写真である。一方、実験〔8〕のころがりすべり接触状態で、繰返し数  $\Sigma N_7 = 2.3 \times 10^6$  後の下試験片の組織写真を図6(b)に示す。本実験条件下では、いずれの接触状態においても、ピッチングがまだ発生していない接触面上では、はっきりとした組織の流動は観察されないが、塑性変形によって生ずるとみられる表層の結晶の微細化、さらには損傷の蓄積と、組織の変形が観察される。この塑性変形がさらに進んで、ピッチングが発生した周辺の組織は、相手高速側ローラのすべり方向に流動している。その一例を図6(c)に示す。

なお、塑性変形の及ぶ範囲は、他の顕微鏡写真なども含め、接触面からの深さがおよそ  $0.3 \sim 0.4 \text{ mm}$  と判断される。

#### 4.3 表面層のかたさ

純粹ころがり接触(実験〔1])およびすべりを伴うころがり接触状態(実験〔8])で試験運転を行ない、それぞれのローラが表面破壊したとき、すなわち、繰返し数  $\Sigma N_8 = 4.1 \times 10^6$  後および  $\Sigma N_7 = 2.3 \times 10^6$ ,  $\Sigma N_7 = 3.9 \times 10^5$  後のローラ中央の軸直角断面の表面層のビッカース硬度  $H_V$  (秤量  $200 \text{ g}$ ) を図7と図8に示す。

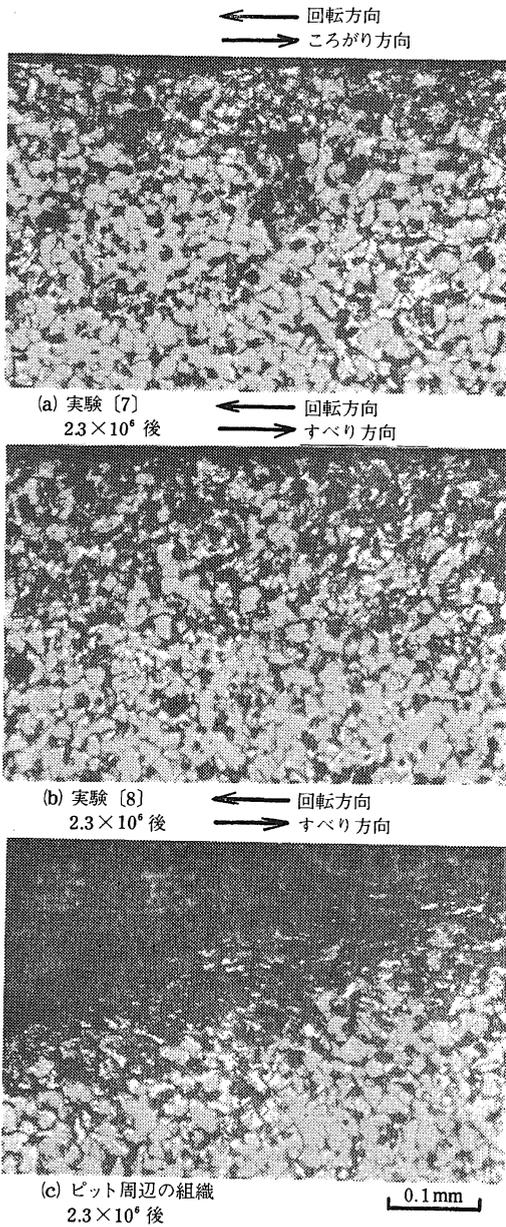
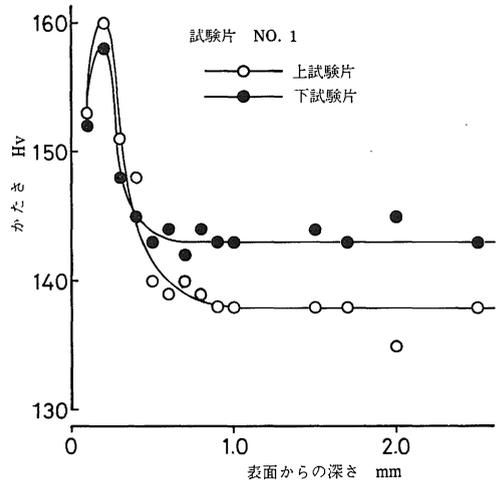


図6 円筒断面の組織

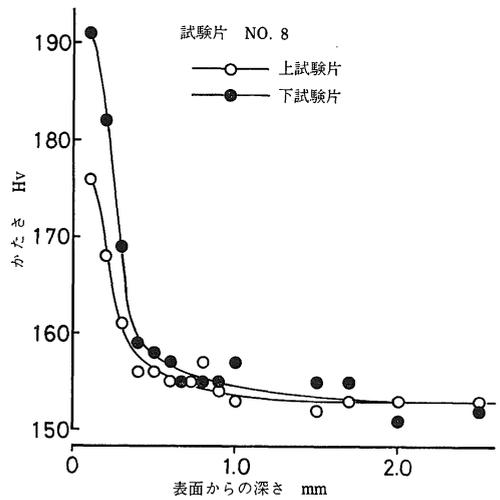
図7に示す純粋ころがり接触の場合には、硬度は加工硬化のため、表面からの深さがおよそ0.2mm付近で最大値を示している。また、加工硬化の及ぶ範囲は、表面からおよそ0.3~0.4mmぐらいとなっている。

図8は、すべりを伴うころがり接触の場合で、加工硬化による硬さの上昇は、表面からの深さがおよそ0.1mm付近で最も大きい。このように、すべりを伴う場合には、硬度の最大値をとる点が接触面近くへ移動している。また、この場合にも加工硬化層は、表面からおよ



(純粋ころがり接触)

図7 試験ローラの硬さ分布



(ころがり-すべり接触)

図8 試験ローラの硬さ分布

そ0.3~0.4mmぐらいとなっている。これらの値は、前節で軸直角断面の組織写真などから求めた、塑性変形による組織の変化層の深さにほぼ一致している。

4.4 接触面の形状

各繰返し数  $\Delta N$  に対するローラ軸方向の表面あらし曲線および顕微鏡写真による接触面の変化を図9と図10に示す。図9は実験〔7〕、図10は実験〔9〕の場合の変化である。また図11に、実験〔9〕での表面あらし  $R_{max}$  の変化の傾向を一例として示す。本実験では、ローラの円周上の任意の一点を基準として、ころがり方向に90°ごとの4箇所測定・観察を行なった。図9と

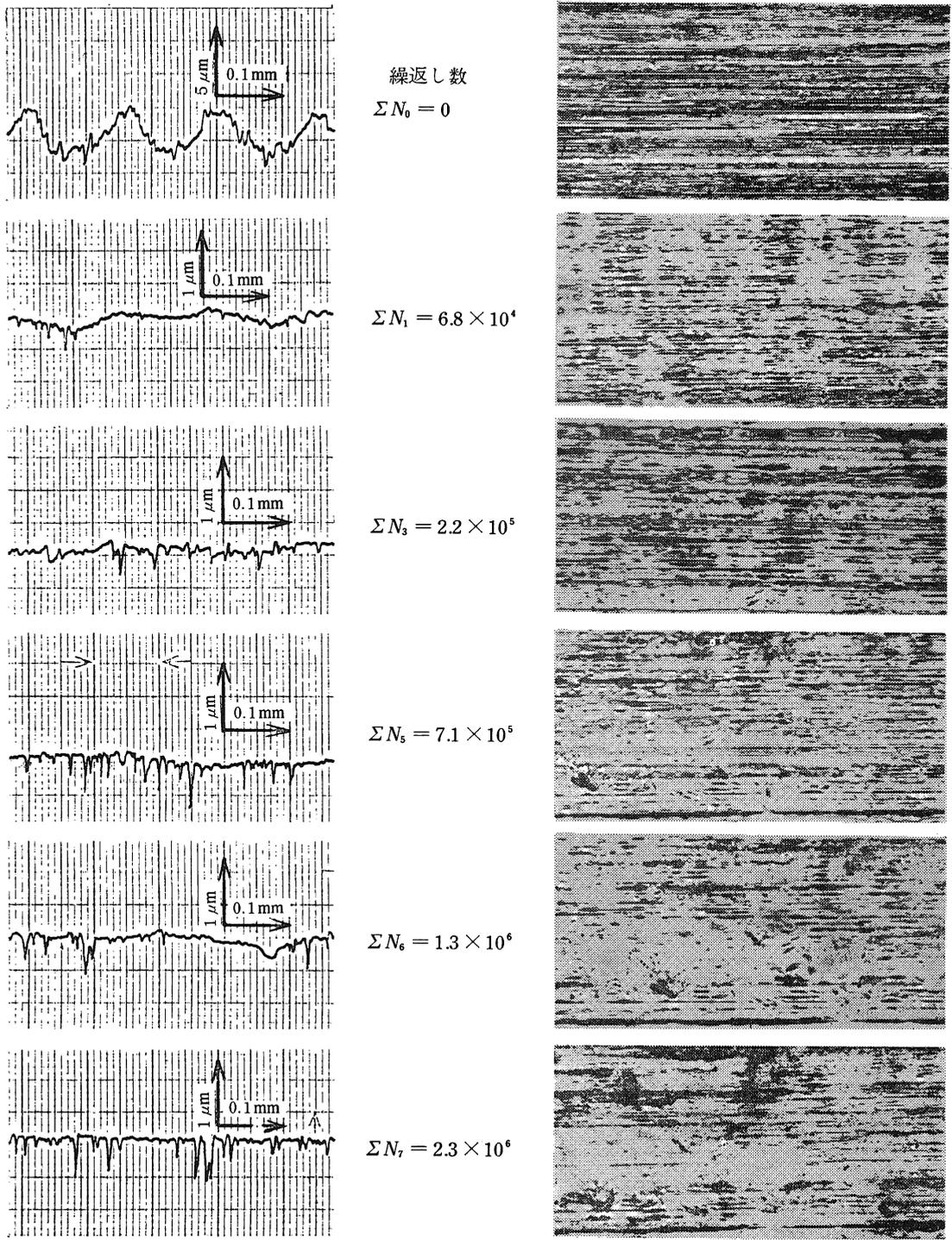
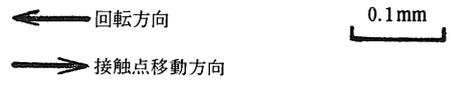


図9 純粋ころがり接触状態での繰返し数による表面形状の変化



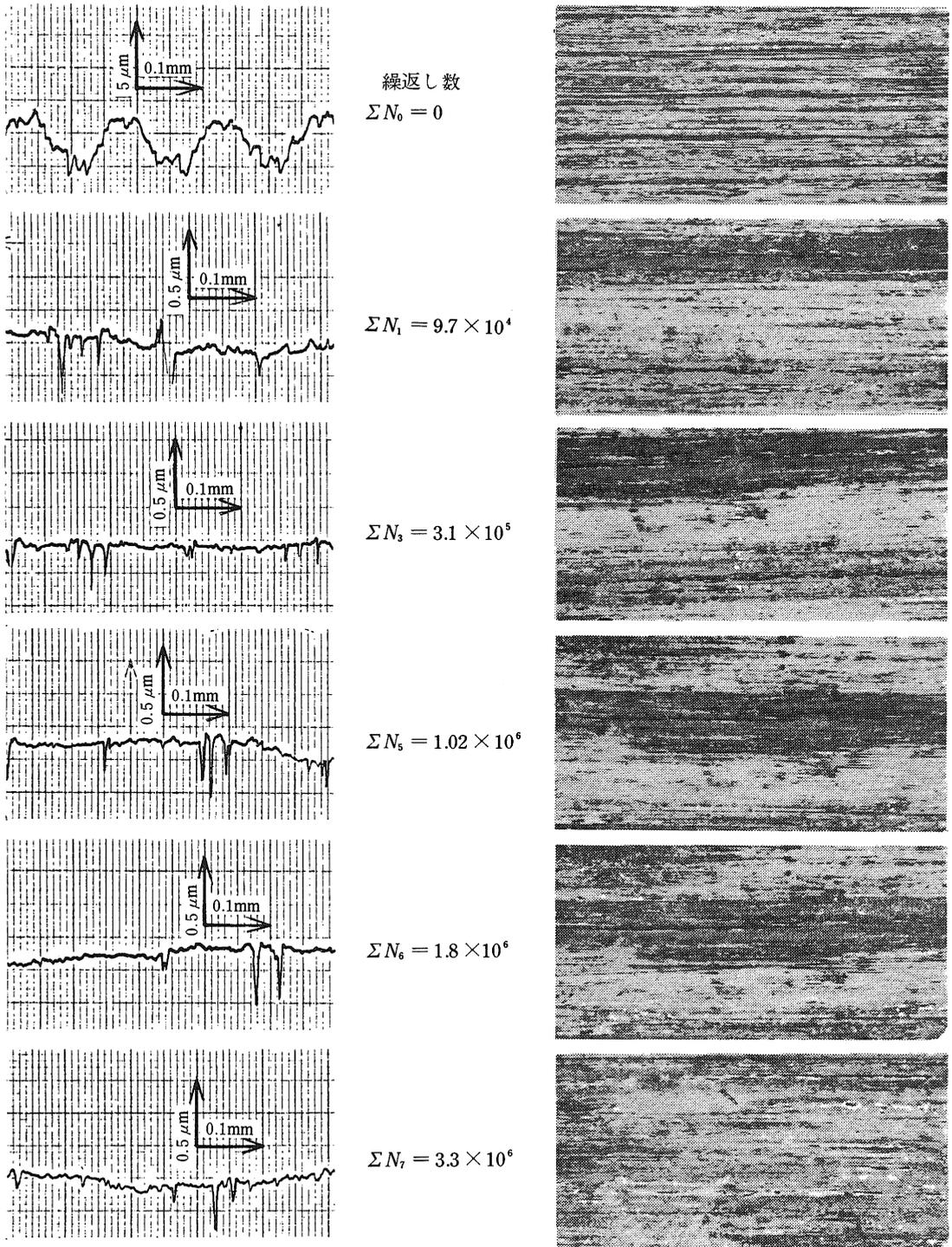


図10 ころがり-すべり接触状態での繰返し数による表面形状の変化

回転方向  
 すべり方向  
 接触点移動方向

0.1mm

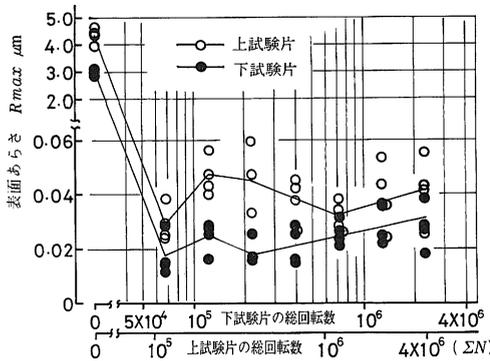


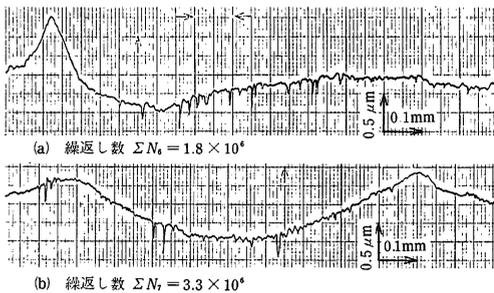
図11 ころがり一すべり接触状態でのあらしと総回転数との関係

図10はそのうちの一箇所でのローラの有効接触幅中央部に相当する位置について測定・観察したものを示す。また、図11は測定した4箇所について、さらにローラの有効接触幅を3等分する位置で読み取った値の平均値を示したものである。

実験〔7〕と〔9〕は全く同じ荷重条件で試験したもので、異なる実験条件は、実験〔7〕が純粋ころがり接触であるのに対して、実験〔9〕は、すべりを伴う接触であるということだけである。

図9と図10に示されるように、実験〔7〕と〔9〕のローラ材質がともに軟鋼(118 HB)であるために、負荷試験前のあらしは、負荷試験  $\Sigma N_1$  後には、最初の塑性変形によってほぼ平滑化され、表面あらしは著しい減少を示している。そして、実験〔9〕では、接線力のために突起がなくなり、なめらかになっているが、接触面は酸化して、やや褐色に変色している。一方、実験〔7〕では、垂直圧力しか作用しないため、面は突起が押しつぶされた形状になっていて、負荷運転前のあらし曲線の概形をとどめ、接触面はまだ金属色の輝面を残している。

実験〔7〕では、その後の試験運転  $\Sigma N_2 = 1.2 \times 10^6$  以後には、軸方向のうねりはほとんど消失しているが、



(実験〔9〕のころがり一すべり接触での一例)

図12 ローラ表面の軸方向のうねり現象

表面あらしは繰返し数が多くなるにつれ、軽微であるが大きくなる。また、繰返し数  $\Sigma N_6 = 7.1 \times 10^6$  の段階では、ころがり疲労による表面のあれが進み、上、下試験片に微小なピッチング現象が現われている。この段階でのピットの数は上、下試験片にそれぞれ2個発生した。

実験〔9〕では、図10、図11に示すように、最初の試験運転で突起部分がなくなり、あらしは著しく減少しているが、次の試験運転  $\Sigma N_2$  後に表面はわずかにあれ、再び  $\Sigma N_3$  後によくなっている。このように、純粋ころがり接触の場合と比較して、この段階での表面あらしの変化が一定でなく、不安定な傾向を示す。これは、ローラが軟鋼材で、高荷重の上ですべりを伴う接触であるために、初期の運転段階で、摩擦力、摩耗および表面の微小流動など、接線力による接触面の塑性変形に影響されやすいためと推察される。しかしながら、最初の試験運転後は、局部的に大きいあらしの部分を除くほとんどの表面あらしが、理論油膜厚さ  $h_0 = 0.07 \mu\text{m}$  よりも小さく、油膜の形成がされやすい状態になっており、表面硬さ上昇と表面流動は、比較的小さいものと推測される。

ピッチングは繰返し数  $\Sigma N_5 = 1.02 \times 10^6$  後に発生している。

次に繰返し数  $\Sigma N_6 = 1.8 \times 10^6$  後に上、下試験片の接触表面上で、ローラ軸方向にはっきりとしたうねりが生じている。その一例を図12に示す。この現象は、純粋ころがり接触状態での実験には現われていないが、同じころがり一すべり接触状態で行なわれた実験〔8〕でも認められた。これは、大きい荷重のもとで、すべりを伴うために、塑性流動によって押しやられた流動層が、その後の加工硬化で、その流れが接触点の前方へ移動できなくなって、軸方向の組織的に強さの小くなった微小部分へ集積されたためと推察される。

#### 4.5 ピッチングの形状

本実験において、ローラ表面に生じた破壊部の表面観察の代表例を図13に示す。ピットは図13(a)に示すように、ピッチング発生初期の、繰返し数  $\Sigma N_6 = 7.1 \times 10^6$  の段階では、小孔の円形を呈している。本実験においては、この小孔の発生したとき、ピッチングの発生と断定した。

図13(b)は、繰返し数  $\Sigma N_6 = 1.3 \times 10^6$  の段階で、さらに成長したものである。b)に示すように、ピットの周囲には、ピットの円径の幅で帯状に、摩耗粉の微細化された粒子の移着か、あるいは粒子によって押し付けられた痕跡とも思われるものが観察される。これらの図は、純粋ころがり接触状態で生じたものであるから、接触面上での位置が固定されている。

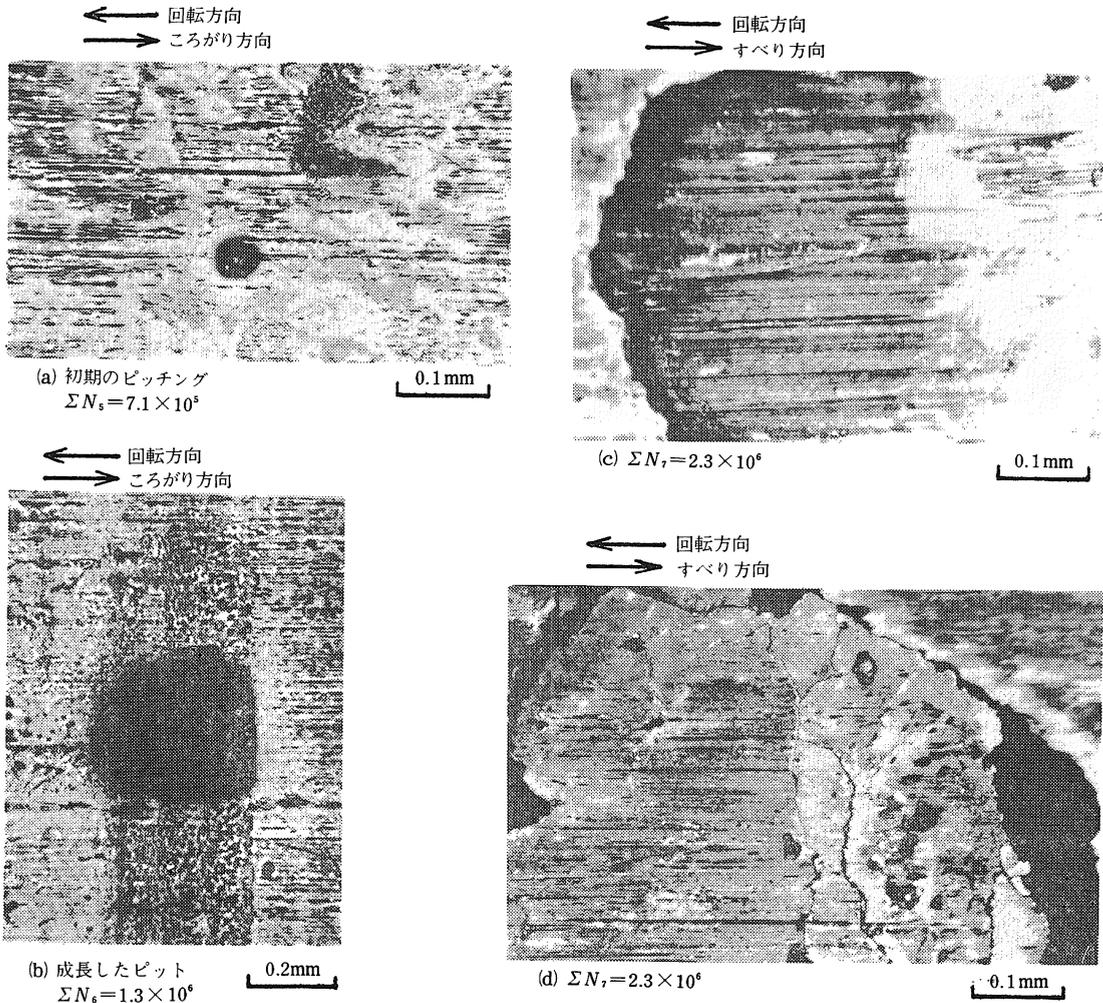


図13 破壊部の表面観察

図13(c)は、ころがり—すべり接触状態でのピットの形状で、すべり方向にU字形に引っ張られた状態を呈し、摩擦力の影響を受けているものと考えられる。また図13(d)は、ローラに生じたき裂によって、表面の一部は摩耗粉が離脱し、大きく破壊する寸前の状態を示している。

図14は、表面破壊部のローラの軸直角断面写真の代表例を示す。図14(a), (b)は実験〔1〕の、(c)は実験〔7〕の試験片に生じたピットの断面形態を示しており、いずれも純粋ころがり接触の場合のものである。

本実験に使用されたような軟らかい材料のピッチング源となるき裂は、一般にローラ表面から発生して内部に伝ばするものと考えてよからうが、他方、本実験の場合のように、使用した材料に対して、ヘルツ応力が非常に

高い場合には、塑性変形のため内部に蓄積された損傷が、表面と内部に向かって進展しうることも考えられる。

図14(a)に示すピッチングの形状は、ローラ表面にほぼ平行に伝ばしたき裂によって、長方形をしており、図14(b)に示すような普通のくぼみ状の断面形状のピッチングとは異なっている。この種のローラ表面にほぼ平行なき裂は、たとえば石橋らの特別な条件での実験や、藤田らの S45C 鋼のずぶ焼入および調質ローラによる実験でも報告されているが、本実験の場合のように、軟らかい材料でのピッチングの形状としては注目したい。図14(c)は、ローラ表面と表面下に生じたき裂とを結びき裂が形成されようとしている状態を示している。

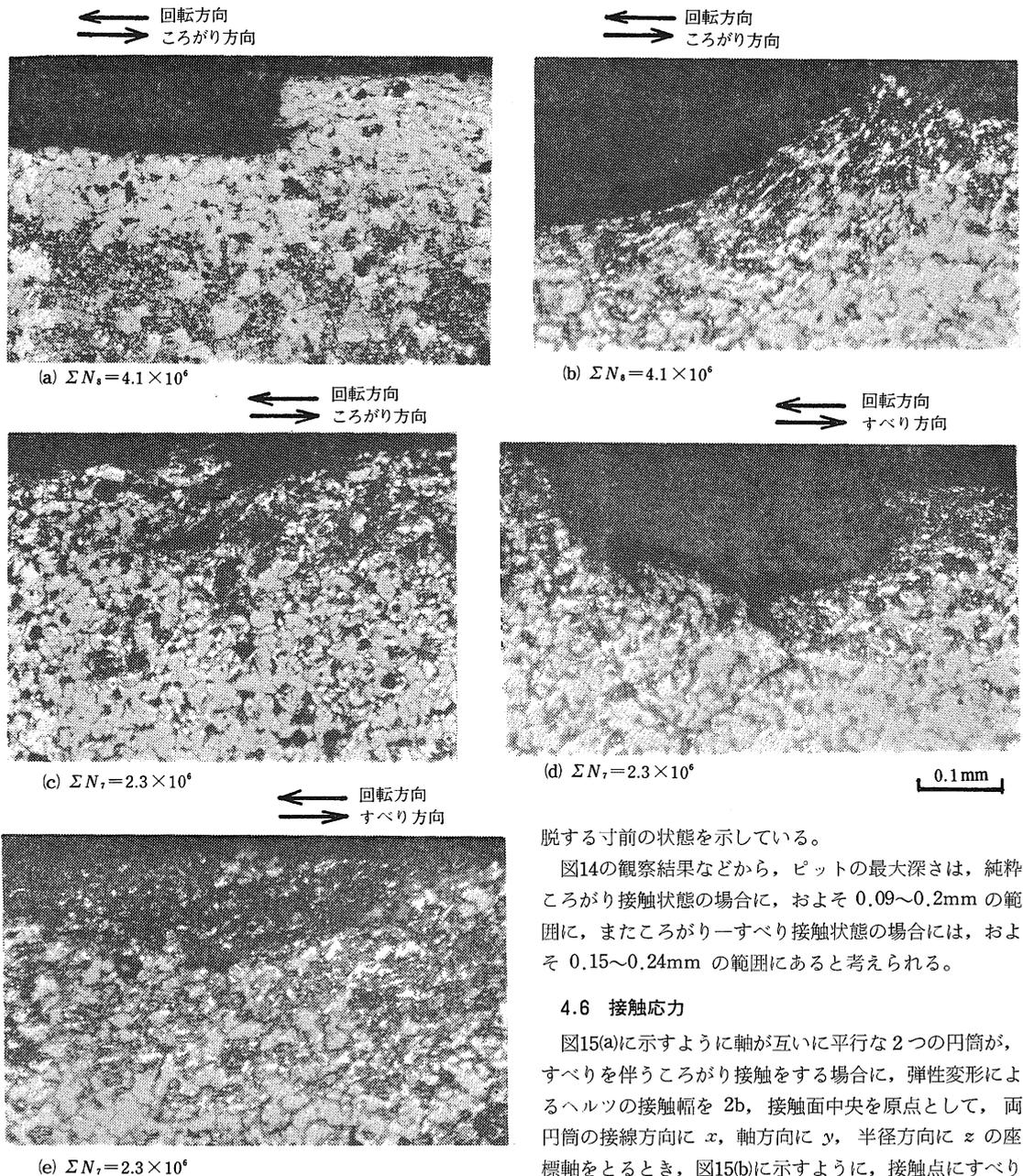


図14 表面破壊部の断面観察

一方、すべりを伴うころがり接触状態におけるものは、図14(d)に実験〔9〕の下試験片の、(e)に実験〔8〕の下試験片に生じたピットの断面形態を示している。

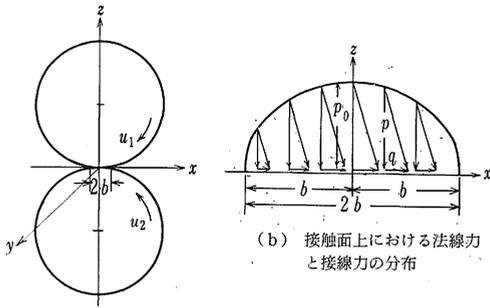
図14(d)は第1段階のピッチングの後、第2段階の離脱が始まる状態を示し、図14(e)は蓄積された損傷部分が離

脱する寸前の状態を示している。

図14の観察結果などから、ピットの最大深さは、純粋ころがり接触状態の場合に、およそ0.09~0.2mmの範囲に、またころがり-すべり接触状態の場合には、およそ0.15~0.24mmの範囲にあると考えられる。

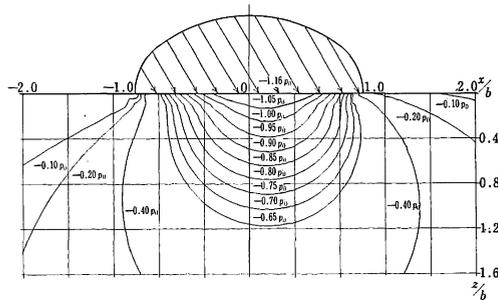
#### 4.6 接触応力

図15(a)に示すように軸が互いに平行な2つの円筒が、すべりを伴うころがり接触をする場合に、弾性変形によるヘルツの接触幅を2b、接触面中央を原点として、両円筒の接線方向にx、軸方向にy、半径方向にzの座標軸をとるとき、図15(b)に示すように、接触点にすべり摩擦力が等しい接線力が働く場合に置き換えられ、摩擦力qが最大ヘルツ応力 $p_0$ と $q = \mu p_0$  ( $\mu$ :摩擦係数)なる関係が成り立ち、そのときの接触面下近傍の各方向の応力 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ およびせん断応力 $\tau_{xz}$ はJ. O. SMITHの式より求まる。<sup>(6)</sup>さらに、各方向の応力値から最大主応力説によって主応力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ を求めることができる。いま、接触ローラ間の摩擦係数 $\mu = 0.15$ ,

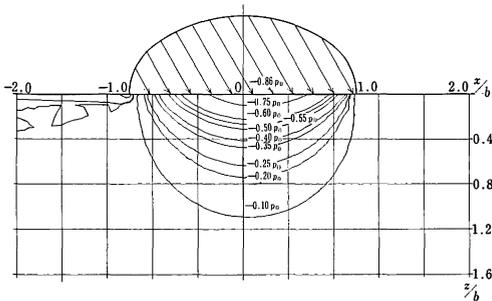


(a) 2円筒の接触における座標軸

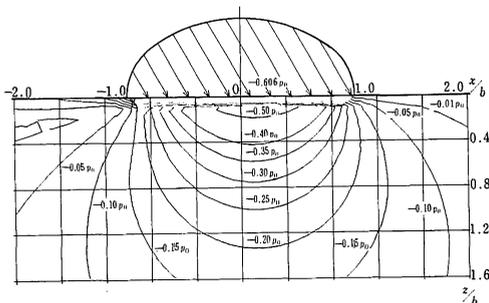
図15 2円筒の接触における荷重分布



(a) 主応力  $\sigma_1$  の分布



(b) 主応力  $\sigma_2$  の分布



(c) 主応力  $\sigma_3$  の分布

( $\mu=0.15, \nu=0.3, E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ )

図16 ころがり-すべり接触状態での主応力の分布

ポアソン比  $\nu=0.3$ , 縦弾性係数  $E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  として求めた表面および内部の主応力値の等応力曲線を図16(a)~(c)に示す。縦軸に  $z/b$ , 横軸に  $x/b$  をとっている。

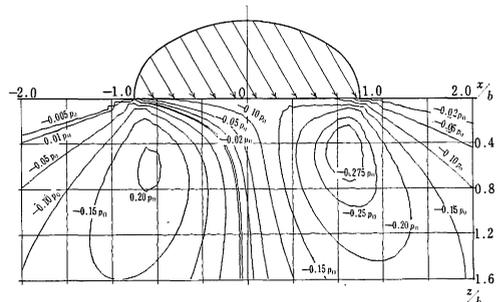
各主応力の最大値は圧縮応力, 引張応力ともに表面上に現われ, 圧縮応力は ( $z=0, x=0.1b$ ) の位置で, その値は  $\sigma_{1 \max} = -1.16 p_0, \sigma_{2 \max} = -0.86 p_0, \sigma_{3 \max} = -0.606 p_0$  となっている。一方, 引張応力は点 ( $z=0, x=-1.0b$ ) で最大値をとり,  $\sigma_{2 \max} = +0.089 p_0, \sigma_{3 \max} = +0.299 p_0$  となっている。

すべりを伴わない純粹ころがり接触での応力状態と比較するために, 純粹ころがり接触での応力分布についても求めてみる。この場合には, 法線力のみが作用するものとして, 先の応力計算式で, 摩擦係数  $\mu=0$  と仮定して計算される。

計算の結果から, 純粹ころがり接触の場合, 各主応力の最大値は, 表面上 ( $z=0, x=0$ ) の点に現われ, その値は  $\sigma_{1 \max}, \sigma_{2 \max} = -p_0, \sigma_{3 \max} = -0.6 p_0$  となる。したがって, 摩擦係数  $\mu=0.15$  によって生ずる接線力は, 最大主応力を16%増加することになる。

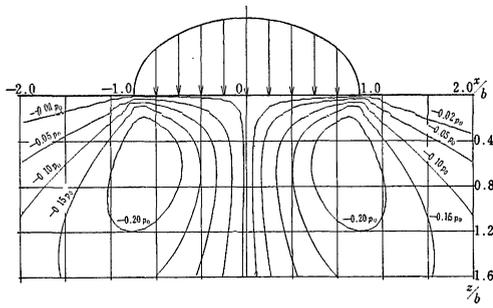
次に, 延性材料のローラのころがり接触での破壊の基準として, ここでは, せん断応力の分布状態について考えてみる。

図17は, それぞれの接触状態での共役せん断応力  $\tau_{xz}$  の分布を計算した結果の一例を示している。図17(a)のころがり-すべり接触状態での応力曲線において, せん断応力  $\tau_{xz}$  の絶対値の大きい点に着目して, その変動をみると, 表面からの深さが  $z=0.4b$  の  $x=\pm 0.9b$  の点で  $0.198 p_0$  から  $-0.295 p_0$ ,  $z=0.5b$  の点で  $0.204 p_0$  から  $-0.294 p_0$ , また深さが  $z=0.6b$  の点では  $0.206 p_0$  から  $-0.288 p_0$  まで変化する。このことから, せん断応力の最大値をとる点は,  $z=0.4b$  の点で  $-0.295 p_0$  と  $z=0.6b$  の点の  $0.206 p_0$  となる。



( $\mu=0.15, \nu=0.3, E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ )

図17 (a) ころがり-すべり接触状態でのせん断応力  $\tau_{xz}$  の分布



( $\mu=0, \nu=0.3, E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ )

図17(b) 純粋ころがり接触状態でのせん断応力  $\tau_{xz}$  の分布

一方、これを応力の最大振幅についてみると、 $z=0.5b$  の点で  $0.498 p_0$  の両振りとなり、最も大きい。

図17(b)の純粋ころがり接触状態の場合には、応力曲線において、 $\tau_{xz}$  の最大値は、( $z=0.5b, x=\pm 0.9b$ ) で ( $\tau_{xz})_{max} = \pm 0.249 p_0$  をとり、垂直荷重の軸線に対称の両振りとなり、その最大応力振幅は、 $0.5p_0$  となる。

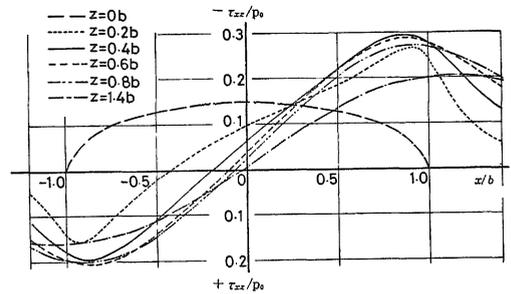
いま、 $\tau_{xz}$  の分布状態を、縦軸に  $\tau_{xz}/p_0$  をとり、横軸に接線方向の距離  $x/b$  をとって、表面からの深さの変化に対して示すと図18になる。

ところで、接触面下の主応力を  $\sigma_1, \sigma_3$  とするとき、最大せん断応力は、 $\tau = (\sigma_3 - \sigma_1)/2$  で与えられ、接触面と  $45^\circ$  の方向に作用する。この応力の最大値  $\tau_{max}$  は、ころがり一すべり接触の場合には、 $\tau_{max} \doteq 0.28 p_0$  で、表面上の  $x=0.1b$  の位置に現われることになる。また、法線力のみが作用するとした純粋ころがり接触の場合には、 $\tau_{max} \doteq 0.26 p_0$  で、( $z=0.5b, x=0$ ) の位置に現われ、これは共役せん断応力  $\tau_{xz}$  が最大値をとるときの表面からの深さと一致する。したがって、摩擦係数  $\mu$  を  $0.15$  として計算したとき、 $\tau_{max}$  は約  $7\%$  増加し、最大せん断応力の生ずる位置は、接線力の作用する方向へかたより、表面下  $0.5b$  の位置から表面上へ移動する。

ここで、これらの計算結果に、本実験条件での  $b \doteq 0.171 \text{ mm}$ 、 $p_0 \doteq 65.77 \text{ kg/mm}^2$  の値を入れて計算例を示す。

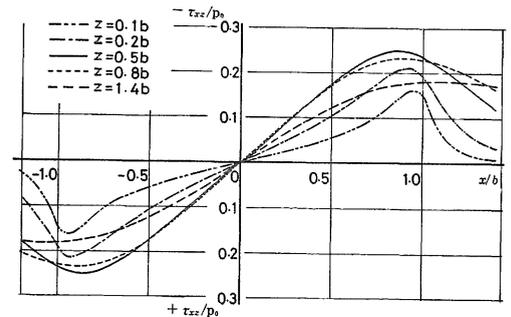
ころがり一すべり接触の場合、共役せん断応力  $\tau_{xz}$  の最大値とその位置は、 $x = \pm 0.9b \doteq \pm 0.154 \text{ mm}$  の  $z = 0.4b \doteq 0.068 \text{ mm}$  の点で  $-19.4 \text{ kg/mm}^2$ 、 $z = 0.6b \doteq 0.1 \text{ mm}$  の点で  $13.5 \text{ kg/mm}^2$  となる。また、せん断応力の最大応力振幅は、 $32.8 \text{ kg/mm}^2$  で、その位置はローラ表面下の  $0.086 \text{ mm}$  となる。

なお、表面上の位置に現われる最大せん断応力は



( $\mu=0.15, \nu=0.3, E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ )

図18(a) ころがり一すべり接触状態でのせん断応力の変化



( $\mu=0, \nu=0.3, E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ )

図18(b) 純粋ころがり接触状態でのせん断応力の変化

$\tau_{max} = 18.4 \text{ kg/mm}^2$  となる。

一方、純粋ころがり接触状態の場合には、共役せん断応力  $\tau_{xz}$  の最大値は、( $z=0.5b \doteq 0.086 \text{ mm}$ 、 $x = \pm 0.9b \doteq \pm 0.154 \text{ mm}$ ) の点で、( $\tau_{xz})_{max} = \pm 16.4 \text{ kg/mm}^2$  で、応力振幅は  $32.8 \text{ kg/mm}^2$  となり、その位置はローラ表面下の  $0.086 \text{ mm}$  である。また、最大せん断応力  $\tau_{max} \doteq 17 \text{ kg/mm}^2$  となり、その位置は同じくローラ表面下の  $0.086 \text{ mm}$  となる。

今、実験結果のいくつかを、これらの計算値と比較検討してみる。

表面層の加工硬化による硬さの上昇では、純粋ころがり接触の場合に、かたさが最大値を示すときの表面からの深さ  $0.2 \text{ mm}$  は、応力および振幅が最大値をとる表面下深さよりやや深い。ころがり一すべり接触の場合には、かたさが最大値を示すときの表面層からの深さ  $0.1 \text{ mm}$  は、せん断応力および振幅が最大値をとる表面下深さ  $0.1 \sim 0.086 \text{ mm}$  の値とほぼ一致する。

また、ころがり接触の場合のピットの最大深さ  $0.09 \sim 0.2 \text{ mm}$  は、応力および振幅が最大値をとる表面下深さにやや近い値を示すが、ころがり一すべり接触の場合

の 0.15~0.24mm は、応力値に対する表面下深さよりやや深い。

ピットの最大深さは、たとえば図14(d)で観察されたように、第1段階のピッチングの後に、第2段階、3段階の離脱が行なわれ、最初に発生するき裂による深さから変動しやすい状態にあることを考慮する必要がある。

## 5. 結 言

延性材料の摩耗の現象や発生機構を検討するために、S15C (118  $H_B$ ) のローラ試験片を用い、最大ヘルツ応力  $p_0=65.77 \text{ kg/mm}^2=0.6 H_B$  のかなりか酷な負荷状態で、純粋ころがり接触およびころがり-すべり接触での摩耗試験を行ない、接触面の変化および塑性変形などについて検討を行なった。えられた結果を要約すると次のようになる。

(1) 純粋ころがり接触での摩耗は、初期摩耗域から定常摩耗域への変曲点がはっきり現われ、ころがり-すべり接触では、移行域で不安定な摩耗を示すが、比摩耗は大きい。しかし、純粋ころがり接触でも、かなり大きい摩耗を示した。

(2) いずれの接触状態の場合にも、上、下試験片ともに、繰返し数  $7.1 \times 10^6$  でピッチングの発生が認められた。

(3) 表面層の組織の流動は、本実験条件範囲内では、明りょうに観察されないが、塑性変形が観察され、加工硬化層は組織の変化層の深さにほぼ一致していた。また、かたさの上昇では、ころがり-すべり接触の場合には、かたさが最大値を示すときの表面層からの深さが、せん断応力および振幅が最大となる表面下深さの値とほぼ一致した。

(4) 試験運転前のあらさは、最初の塑性変形によってほぼ平滑化され、表面あらさは著しい減少を示した。ころがり-すべり接触の場合、繰返し数  $1.8 \times 10^6$  後に、上、下試験片の接触面で、ローラ軸方向にはっきりとしたうねり現象が生じた。

(5) 純粋ころがり接触でのピッチングで、ローラ表面にはほぼ平行に伝ばしたき裂による破壊形状が観察された。ころがり接触の場合のピットの最大深さは、せん断応力および振幅が最大値をとる表面下深さにやや近い値を示した。

本研究は、広島大学工学部寺内喜男教授のご指導をいただいで行なったものであり、呉高等工業専門学校、灘野宏正氏からも適切なお助言をいただいた。また、三菱農機株式会社からは種々のご援助をいただき、多くの方々のご協力をいただいた。ここに記して、深く感謝の意を表わす。

## 文 献

- (1) 大國博昭：島根大学教育学部紀要（自然科学），6（1972）57.
- (2) 大國博昭：島根大学教育学部紀要（自然科学），5（1971）31.
- (3) D. DOWSON & G. R. HIGGINSON : *Elasto-hydrodynamic Lubrication*, Pergamon Press (1966) 96.
- (4) 石橋 彰・横手 孝：日本機械学会 論文集，36，285（1972）852.
- (5) 藤田公明・吉田 彰・中瀬和夫：潤滑，24，6（1979）377.
- (6) J. O. SMITH & C. K. LIU : *J. Appl. Mech.*，20，2（1953）157.