

## ころがり—すべり接触における摩耗の基礎的研究（I）

大 国 博 昭

Hiroaki OGUNI : Fundamental Studies on the Wear of  
Metals in Rolling-Sliding Contacts (I)

**ABSTRACT :** Many studies on the wear of cylindrical rolling elements with the two-disk machine have been reported by several groups of workers in recent years. However, most of them are researches under the constant condition of specific sliding.

The present investigation was undertaken to determine the influence of the specific sliding or the tangential force upon the wear and the surface roughness of disks in “pure rolling contact” and “rolling-sliding contacts” in which the specific sliding vary continuously with the angle of rotation at every point on circumference. The results were obtained as follows :

(1) It was found that the surface roughness was dependent upon the amount of cycles, and its value increased with the passing of time. The relative specific sliding influenced fairly the surface roughness. That is, the form of the relationship curves between the relative specific sliding and the surface roughness was dependent on the absolute value of the relative specific sliding ; the roughness at a larger absolute value tended to increase compared with that at a smaller absolute value.

(2) In the case of pure rolling contact, the transition from the initial wear period to the constant wear period was clearly recognized, and the specific wear decreased after the initial wear period. On the contrary, in the case of rolling-sliding contacts, the constant wear period practically disappeared and the wear slope was considerably steeper. In view of the sliding effect, the rolling endurance limit was obviously reduced compared with that in the absence of sliding.

(3) The volume of wear was nearly similar at each relative specific sliding, but it was seen that the specific wear showed somewhat large values with the increasing of the absolute value of relative specific sliding. These tendencies resembled the results obtained in the case of spur gears. However, the difference of the value of relative specific sliding had little influence over the wear under this experimental conditions (and when the direction of sliding was not taken into consideration with regard to the value of specific sliding).

## 1. 緒 言

摩擦によっておこる個体の表面損傷を摩耗と呼んでおり、金属の摩耗はその現象が多様多様で、かつ複雑であり、またそれに影響をおよぼす因子も多く、摩耗の発生機構や摩耗量を支配する因子との関係など、一般的な理論や法則は、いまだ明確でない点が多い。

ころがりすべり接触下の摩耗は、ころがり軸受や歯車の場合などに共通の重要な問題であり、すべりを伴う場合には、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、一般に接触部の応力は大きくなる。

先に筆者は、鋳鉄材の平歯車を試験片に、動力循環式歯車試験機を用いて歯車の摩耗試験を行ない、歯車の摩耗特性および摩耗が歯形および歯元応力をどのように変化させるのか、それらの相互関係<sup>(1)</sup>についての研究結果を報告した。

本報では、それに関連させて実験を進め、先の歯車の摩耗試験の結果と比較して、歯車の摩耗機構をさらに具体的に検討する目的で、円筒（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しらべた。摩耗量、表面あらさ、および表面の測定・観察を行ない、一つの実験結果を得たのでここに報告する。

## 2. 試験機、試験片および実験条件

金属材料の機械的な摩耗については、実験条件や試験目的によって、多くの摩耗試験機が使用され、実験が行なわれて、その結果が報告されている。

二つのローラを用いて、純粹ころがりや、一定のすべりを伴うころがり接触での摩耗試験には、従来からアムスラー式摩耗試験機などが用いられている。

本実験で使用した摩耗試験機は、二つのローラの相対すべり率を、接触面上で連続的に変化させて、実験の目的に適するように試作したアムスラー式の摩耗試験機である。その主要部の概要を図1に示す。

図1において、互に接する二つの円筒試験片は、それぞれ回転軸 I, V に固定されている。下試験片はモーターから変速機を介して、軸 I によって一定の所要回転数が与え

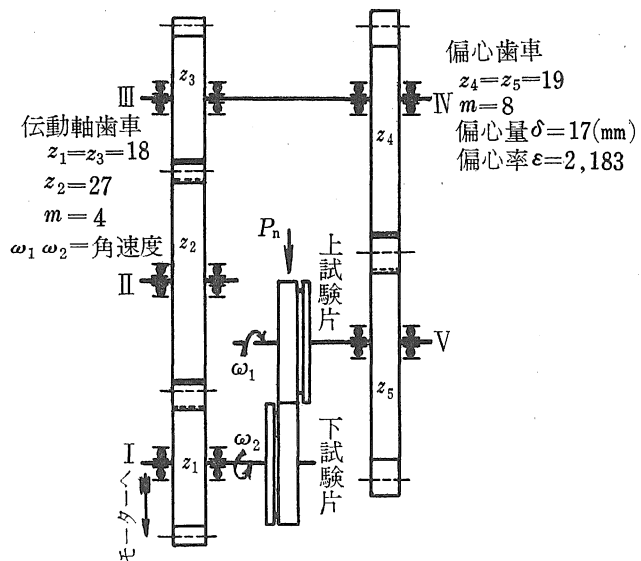


図1 円筒摩耗試験機概要

られ、同時にこの回転は、同一軸上の歯車  $z_1$  から中間歯車  $z_2$  を経て、 $z_1$  と同歯数の歯車  $z_3$  に伝えられる。一方の上試験片は、軸Ⅲから偏心歯車対に伝えられる回転によって、下試験片と同じ回転数で回転する。

偏心歯車対には、偏心量  $\delta = 17mm$ 、偏心率  $\epsilon = 2.183$  が設定されており、回転角  $\theta$  に対して、上試験片と下試験片の相対すべり率が、 $-0.576$  から  $+0.366$  まで連続的に得られる。いま  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  をそれぞれ上試験片と下試験片の角速度、 $\Sigma_1$ 、 $\Sigma_2$  滑り率とすると、図 2 は二つの円筒試験片の各回転角と角速度比  $\omega_2/\omega_1$  および滑り率、 $\Sigma_1$ 、 $\Sigma_2$  との関係を示したものである。なお、偏心歯車を同歯数の円歯車対に交換して、純粹ころがり接触での摩耗試験もできる。

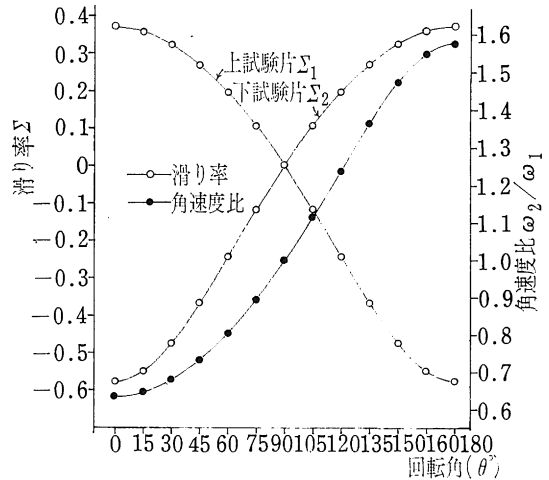


図 2 回転角と滑り率、角速度比の関係

ローラ試験片の材質として鋳鉄を使用し、ローラは焼なましした後に円筒研削をした。試験

表 1 試験片材料の化学成分及び機械的性質

含有化学成分					機械的性質		
成分	C	S <sub>i</sub>	M <sub>n</sub>	P	S	硬度 HB	圧縮強さ kg/mm <sup>2</sup>
含有量(%)	3.38	1.95	0.45	0.084	0.086	137	52.9



0.04mm  
図 3 顕微鏡組織

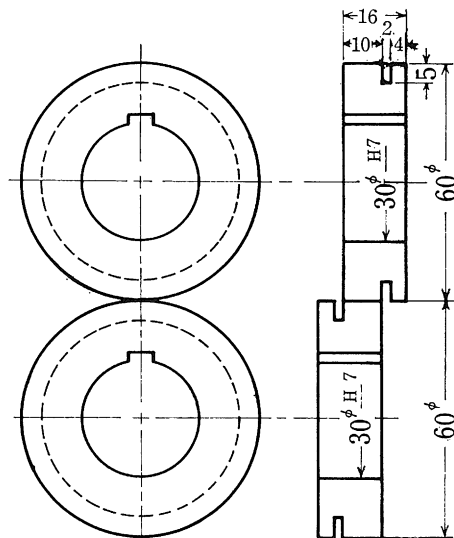


図 4 試験片の形状と寸法

片の表面アラサは、円周方向で  $1.2 \sim 5.0 \mu H_{\max}$ 、軸方向では  $2.0 \sim 4.0 \mu H_{\max}$  である。表1にローラ材の化学成分および機械的性質を、また顕微鏡組織を図3に示す。実験に使用した試験片の形状と寸法は、図4に示されている。なお、摩耗量を接触面の円周方向上の変位量で測定するために、接触に関係しない基準面を設けて、測定および変位量の読み取りの精度をよくした。また、試験運転時間の段階ごとに、摩耗量を測定するため、試験片の取付け、運転、測定の繰り返し中に、偏心歯車対の回転角に対応する上、下試験片の接触点の相対位置のずれを防ぎ、常に同一状態に取り付けることができるように、試験片をキーで固定した。

実験条件は、前報<sup>(1)</sup>での平歯車の摩耗機構を詳しく調べる目的で、歯車の摩耗試験の結果と比較検討しやすいように、歯車試験の場合に対応させて、ほぼ同じ条件とした。

荷重は、法線方向の圧縮荷重  $P_n = 17.67 \text{ kg/mm}$  (最大ヘルツ応力  $p_0 = 45 \text{ kg/mm}_2$ ) をかけた。

潤滑油は、スピンドル油を使用し、油温を温度調節器で常に  $60 \pm 1^\circ \text{C}$  に保った。なお、潤滑方法は、上、下試験片の接触部へ油量  $2.0 \text{ l/min}$  の割合で供給する強制潤滑である。

回転数は、歯車の摩耗試験での、大歯車のピッチ点における共通接線方向の分速度に相当する周速度を、ローラに与えるように、 $245 \text{ r.p.m}$  一定とし、運転時間も大歯車の累積回転数と等しくなるように、各段階での試験運転時間を決定した。それを表2に示す。

表2 試験運転の時間段階

時間段階	試験時間 $H(h_r)$	累積試験運転時間 $\Sigma H(h_r)$	試験片の累積回転数 $\Sigma N$
$h_1$	4.59	4.59	$6.75 \times 10^4$
$h_2$	3.68	8.27	$1.22 \times 10^5$
$h_3$	6.61	14.88	$2.19 \times 10^5$
$h_4$	11.94	26.82	$3.94 \times 10^5$
$h_5$	21.39	48.21	$7.09 \times 10^5$
$h_6$	38.58	86.79	$1.28 \times 10^6$

### 3. 試験方法

すべり率が摩耗にどのような影響を及ぼすのか、つまり、すべり率の変化と摩耗量の関係について調べる目的で、二つの試験片のうち的一方の上試験片を、先に述べた偏心歯車対によって駆動させ、円周上の各点での周速度が不等速になるようにして、二つの円筒試験片の相対すべり率を変えて、一对の試験片に、負の滑り率から正の滑り率までの値の幅をもたせしかもそのことによって、すべりの方向をも変化させ、歯車の噛合いに近い、ころがりすべり接触での摩耗試験を行なった。一方、偏心歯車対のかわりに、同じ歯数の円歯車対を使用して、純粹ころがり接触での摩耗試験も行なった。そして摩耗の状態を調べるために、接触表面形状を測定観察し、摩耗量を求めた。

摩耗量の測定は、純粹ころがり接触の場合には、 $0.1 \text{ mg}$  の精度で天秤により、各試験運転段

階毎の減少量を秤量する、いわゆる重量法によった。

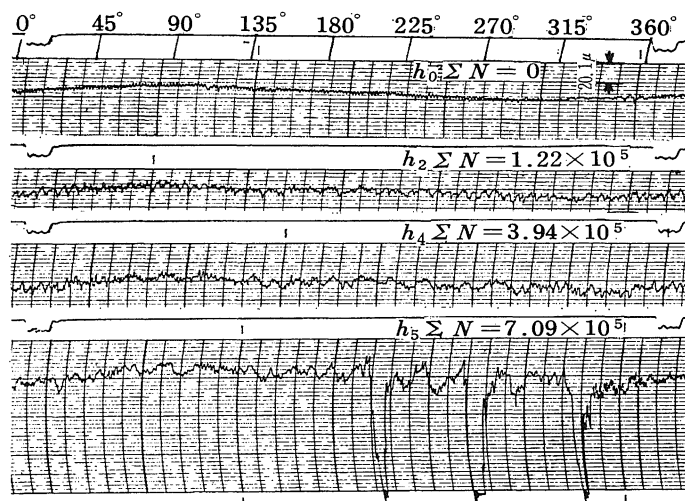
重量法による測定では、試験片に吸収される潤滑油や表面への付着物等による誤差を防ぐために、アセトンで洗浄した後、温度調節器で、60°C 一定温度で20分間乾燥させ、その後常温で秤量した。また、ころがり一すべり接触の場合には、新しく試作した変位置測定機を用いて、有効接触面の軸方向の2.5mm, 7.5mmの2個所で、円周に沿った表面の形状曲線を取り、試験運転前 ( $h_0$ ) と各時間段階ごとの形状曲線とを基準面をもとにして比較し、変位置 (摩耗の深さ) を  $\mu\text{m}$  の精度で読みとった。なお、読みとり点の位置は接触面の全円周長さを、回転角0度から15度毎の各回転角に対応させる位置の24個所の点でおこなった。なお、この場合にも重量法を併用した。

また、表面あらしの測定では、同じ表面形状曲線から摩耗深さを読みとった位置と同一の24個所で、各時間段階ごとの最大あらしを読む方法をとった。

#### 4. 結果と考察

**表面形状曲線** 負荷試験前 ( $h_0$ ) の表面形状曲線から各時間段階ごとの形状曲線の変化の様子を示したものが図5である。これは、ころがり一すべり接触の場合の、試験片 No. 4 の上試験片の基準面から軸方向に2.5mmの位置で測定むた形状曲線の一例を示したもので、これにより、接触面上の各点で、表面形状が繰返し数とともにどのように変化していくのか、その様子がよくわかる。

運転の初期では摩耗量が大きく、時間段階  $h_1$  後にはすべりを伴う領域では、ローラの表面は酸化してやや褐色に変色して微小突起がなくなり、なめらかになっているが、摩耗、表面流動によって表面層はうねっている。すべりのない回転角90°と270°付近では、まだ金属色の輝面を残している。その後の運転時間の経過とともに、摩耗が進み、表面は一層あらくなってい



ころがり一すべり接触をしている上試験片の基準面側から2.5mmの位置  
 図5 時間段階ごとの円筒の周方向のプロファイル

る。時間段階  $h_4$  後では、回転角  $20^\circ \sim 30^\circ$ 、および  $320^\circ \sim 345^\circ$  の付近にピッチングが発生しており、さらに時間段階  $h_5$  の後には、回転角  $200^\circ$ 、 $260^\circ$  および  $320^\circ$  付近で大きく破壊している。図6は時間段階  $h_4$  後においてピッチングが発生した個所の、図7は時間段階  $h_5$  後において大きく破壊した個所の円筒表面の写真の一例を示したものである。

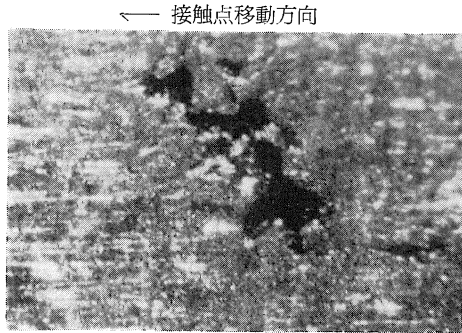


図6 円筒表面のピッチング破壊  
 $\Sigma N = 3.94 \times 10^5$   $\times 29$

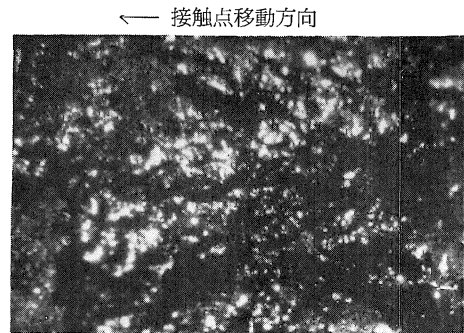


図7 円筒表面の破壊状況  
 $\Sigma N = 7.09 \times 10^5$   $\times 8$

**表面あらさの変化** 図8は接触面上の全領域を、回転角で  $15^\circ$  ごとに対応する点での表面あらさを、先に一例として示した表面形状曲線から求め、相対すべり率との関係で示したものである。回転角とすべり率との関係は図2に示されているように、回転角が  $0^\circ \sim 360^\circ$  までの全周上では、一つの試験片がすべり率が同値な2点をもつことになる。したがって、図中の表面あらさの値のように、すべりの方向を考慮に入れないで、上試験片、下試験片の平均値で表わしたものは、すべり率の等しい4点の平均の表面あらさを示している。

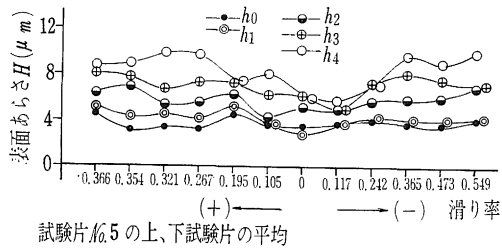


図8 すべり率と表面あらさとの関係

図8からわかるように、表面あらさはすべり率の絶対値が大きくなるにつれて大きくなり、すべり率が小さい領域では小さくなっており、すべり率が零となるころがり接触点の付近で表面あらさは最小値を示している。さらに、表面あらさを繰返し数との関係について調べてみる。図9は表面あらさと繰返し数との関係を、回転角が  $0^\circ \sim 75^\circ$  の領域（上試験片ではすべり率が  $+0.366 \sim +0.105$ 、下試験片では  $-0.576 \sim -0.117$  の領域）と、上試験片、下試験片ともにすべりがなく、完全ころがり接触をする  $90^\circ$ 、 $270^\circ$  の2点、またすべり率が、上試験片と下試験片ともに回転角  $0^\circ \sim 75^\circ$  の領域での場合と逆になる  $105^\circ \sim 180^\circ$ （上試験片ではすべり率が  $-0.117 \sim -0.576$ 、下試験片では  $+0.105 \sim +0.366$ ）の領域について示したものである。縦軸に表面あらさを、横軸には対数目盛で試験運転時間と総回転数をとって、表面あらさが繰返し数によって変化する過程が示されている。

図9(a)は、回転角が  $0^\circ$  から  $75^\circ$  までの角度に対応させて、円周上の6点で一定の負荷運転後

に測定したものと、6点の  
 あらさの平均値を示したも  
 のである。この領域内での  
 すべり率の絶対値は、上、  
 下試験片でほぼ等しいが、  
 上試験片では正の値を、下  
 試験片では負の値をとる。  
 しかし、上試験片、下試験片  
 とともに繰返し数が多くなる  
 につれて、ほぼ直線的に表  
 面あらさは劣化している。

図9(b)は、(a)で示した回  
 転角の領域の場合とくらべ  
 て、すべり率が上試験片、  
 下試験片で全く逆の値をと  
 る領域で上試験片では正の  
 値、下試験片では負の値で  
 ある。しかし、図9(a)の場合  
 と同様に、この領域でも上  
 試験片、下試験片ともに、繰  
 返し数が多くなるにつれ、  
 ほぼ直線的に表面あらさは  
 劣化している。特に回転角  
 が $0^{\circ}\sim 75^{\circ}$ の領域での上試  
 験片と、 $105^{\circ}\sim 180^{\circ}$ の領域  
 での下試験片とを比較する  
 と、すべりの方向、すべり  
 率がともに同じである両者  
 は、繰返し数とともに表  
 面あらさが劣化する傾向を  
 示す勾配もよく一致してい  
 る。また、すべりをとまな  
 わない純粋ころがり接触をし  
 ていると考えられる $90^{\circ}$ 、

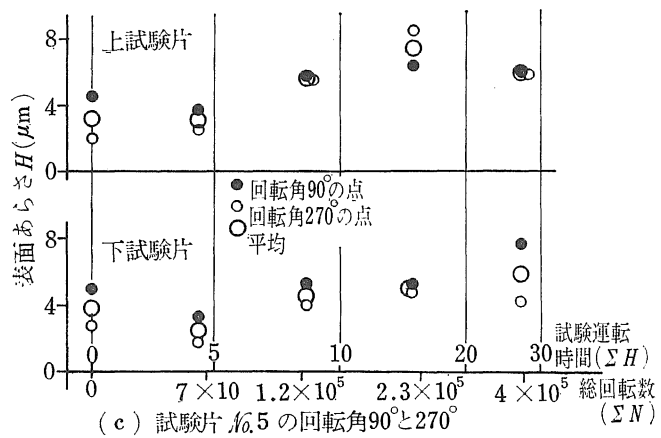
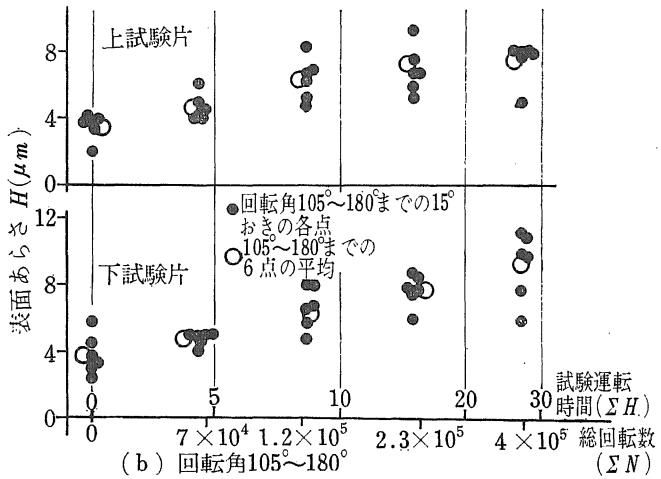
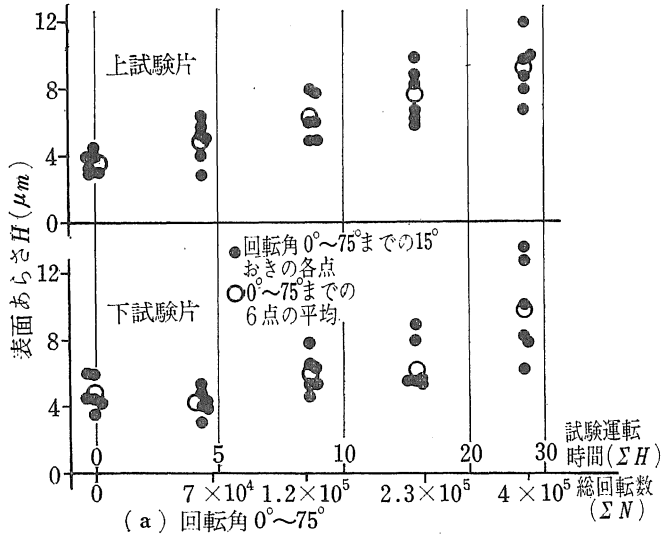


図9 表面あらさと繰返し数との関係

270°の2点での表面あらさの傾向を示したものが図9(c)である。図8からもわかるように、すべり率が零の付近では、負荷運転前の表面あらさが、最初の負荷運転でほとんど変化していない。むしろ、すべり率が零の点では、最初の運転で表面がなめらかになっている。このことはこの2点付近がすべりを伴わないころがり接触であるために、初期の運転では摩擦力、表面流動の影響を比較的受けにくいことによって起こる現象であると考えられる。しかし、その後の各試験運転時間段階でのあらさの変化は一定でなく、不安定な傾向になっている。これは、すべり率が正から負、負から正への変曲点になっており、試験運転が進むにつれ、零点の前後で変化するすべり率により、摩擦力、表面流動などに影響されるものと推察される。こうした現象は、すべりのころがり接触への影響として興味深いものである。しかし、繰返し数の増加とともに、ゆるやかではあるが、表面のあらさは劣化している。

表面あらさは、潤滑状態に大きく影響する因子である。潤滑状態を知る一つの目安として、接触面の弾性変形を考慮した DOWSON<sup>(2)</sup> 氏の式により理論油膜厚さ  $h$  を計算してみる。理論油膜厚さ  $h$  に関係する量は、潤滑油粘度  $\eta_0$ 、ローラの軸方向単位長さ当りの法線荷重  $P_n$ 、ローラの相対曲率半径  $R$ 、平均速度  $u$ 、粘度圧力係数  $\alpha$ 、およびローラの弾性定数に関する量  $E'$  で、 $E'$  は二つのローラのヤング率とポアソン比をそれぞれ  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  とするとき、 $1/E' = (1-\sigma_1^2)/(2E_1) + (1-\sigma_2^2)/(2E_2)$  で表わされる。

いま、本実験の場合にあてはめて最小油膜厚さを求めたものが図10である。図10は縦軸に最小油膜厚さ  $h$  を、横軸にはすべり率をとっている。DOWSON 氏の式において、速度以外関係する量を一定とすれば、最小油膜厚さは平均速度

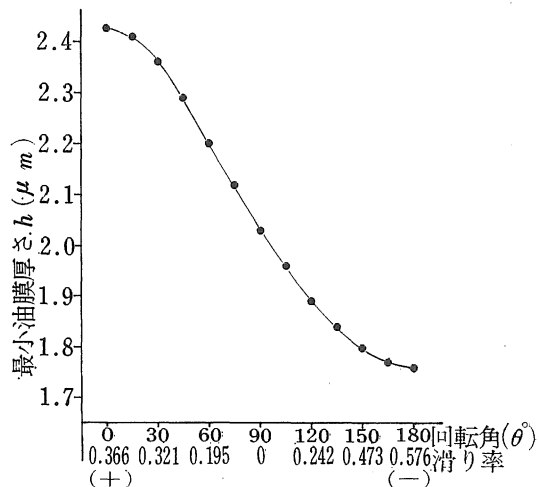


図10 すべり率と最小油膜厚さとの関係

の関数で表わされる。また上試験片、下試験片の角速度および周速度を  $\omega_1$ 、 $\omega_2$ 、 $u_1$ 、 $u_2$  とすれば、上試験片でのすべり率は  $\Sigma_1 = 1 - \omega_2/\omega_1$ 、下試験片でのすべり率は  $\Sigma_2 = 1 - \omega_1/\omega_2$  で表わされ、平均速度  $u = (u_1 + u_2)/2$  はローラの相対曲率半径が  $R$  (ここでは  $R_1 = R_2$ ) であるから  $u = R\omega_2(1 + \omega_1/\omega_2)/2$  (ここで  $\omega_2$  は一定) の関係式が成り立ち、最小油膜厚さは図2で示したすべり率の変化曲線と同じ傾向の曲線を描き、すべり率の関数として表わされる。

理論油膜厚さ  $h$  は、図10よりすべり率が +0.366 の点で最大値  $h_{\max} = 2.427\mu$ 、すべり率が -0.576 の点で最小値  $h_{\min} = 1.765\mu$  となっており、このことから先に示した表面あらさでは、上試験片、下試験片のあらさの和が油膜厚さの値を越えて、表面の突起同志はほとんど油膜を破って、苛酷な境界摩擦と固体摩擦状態になっているものと推定される。



このように、すべり率の変化は表面あらしに大きく影響し、すべり率が大きくなれば表面あらしは劣化され、繰返し数が増加するにつれてその度合は大きくなる。こうした状態での油膜厚さは、すでに潤滑の意味を失い、摩擦係数は高くなり、摩擦力の影響が一層大きく作用しているものと推定される。

**摩耗曲線** 図11にローラの摩耗曲線を示す。図中の曲線は、横軸に試験運転時間および総回転数を、縦軸には時間段階で生じた摩耗量を重量減少量の累積量でとり、繰返し数に対する摩耗の変化量を示している。試験片 No. 2は図1に示した円筒摩耗試験機で、下試験片を 245r.p.m の一定の回転数で回転し、上試験片を中間歯車を使用して回転方向を逆にし、さらに同じ歯数の円歯車機構によって下試験片と同じ回転数で駆動することによって、すべりを含まない純粹ころがり接触状態にして摩耗試験をしたものである。上、下試験片の摩耗曲線はよく一致した摩耗を示している。

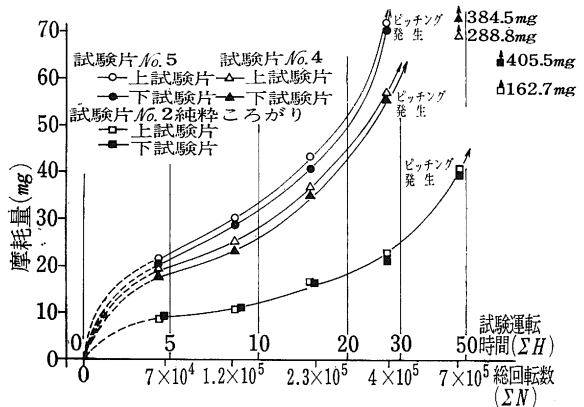
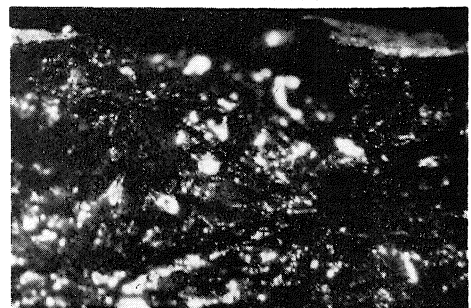


図11 純粹ころがり，ころがり—すべり接触での摩耗量と累積回転数の関係

図11中の No. 4, No. 5 試験片は、上試験片を偏心歯車対によって駆動して、二つのローラをころがり—すべり接触状態にして、全く同じ条件で摩耗試験を行なったもので、いずれの場合も同じ摩耗特性を示し、上、下試験片の摩耗曲線はよく一致した摩耗を示している。

いま、完全ころがり接触でのころがり摩耗と、すべりを伴うころがり—すべり接触下での摩耗とを比較してみると、摩耗曲線から明らかなように、完全ころがり接触の場合は、初期摩耗から定常摩耗への過渡現象がはっきり現われ、定常摩耗の状態に達してからの摩耗率がいくぶん減って、総回転数  $\Sigma N = 3.94 \times 10^5$  まで定常摩耗域が伸び、その後大きな摩耗量を示している。またこの場合は、総回転数  $\Sigma N = 7.09 \times 10^5$  後にピッチングが発生し、その後の運転により、総回転数  $\Sigma N = 1.28 \times 10^6$  で表面の一部が大きく脱落し、破壊している。この時間段階での重量減少量は、上試験片で 162.7 mg、下試験片で 405.5 mg を計量している。図12に、総回転数  $\Sigma N = 1.28 \times 10^6$  後の下試験片の大きく破壊した個所の状態を示す。

ころがり—すべり接触の場合は、初期摩耗後の定常摩耗域でも高い摩耗率で摩耗が進行し、いずれの実験でも総回転数  $\Sigma N = 3.94 \times$



$\Sigma N = 1.276 \times 10^6$  × 8  
図12 円筒表面の破壊状況

10° でピッチングが発生している。試験片 No. 4 では、上試験片の回転角が20°, 30°の各点の接触幅の中央の位置と320°の7.5mm付近および345°の中央から7.5mm近くにピッチングが発生している。その後も継続運転して、総回転数  $\Sigma N = 709 \times 10^6$  後の摩耗量の計量で、上試験片で288.8mg, 下試験片で384.5mgといずれも大きな破壊摩耗が起きており、上試験片では、回転角200°, 260°および320°近くで破壊し、下試験片では回転角210°, 280°の近くで破壊している。このことから一方の表面の脱落が、互に相手試験片の対応する接触点上の破壊に影響しあっていることがわかる。試験片 No. 5 の場合も、No. 4 の場合とほとんど同じ経過で、摩耗、破壊しており、この場合は、 $\Sigma N = 3.94 \times 10^5$  で上試験片の回転角4°, 30°, 320° および350°付近に、下試験片では150°, 200°, 220° および255°付近でピッチングが発生している。

このように、すべりを伴うころがりすべり接触状態での比摩耗が純粋ころがり接触における比摩耗に比べて大きく、滑り効果ははっきり現われ、ころがり耐久限度を低下させている。しかし、純粋ころがり接触の場合にも、かなりの摩耗が示されている。また、ピッチングは本実験のような条件では、上、下試験片ともに正の滑り率側の、比較的滑り率の大きい点で早く発生している。

次に、摩耗の傾向を摩耗深さとすべり率の大きさとの関係で示したものが図13である。図中に示す曲線は、試験片 No. 4, No. 5 の上試験片と下試験片の摩耗深さを、表面形状曲線から読みとり、各々のすべり率が等しい点で平均した時間段階ごとの累積摩耗深さである。図からわ

かるように、各々のすべり率に対して、ほぼ様な摩耗をしているが、いくらかすべり率の絶対値の大きいところでの摩耗が大きく、歯車の摩耗試験結果と比較して、摩耗の傾向が似ている。また、この図からも、すべり率が零の点での摩耗は、初期摩耗域では少ないが、

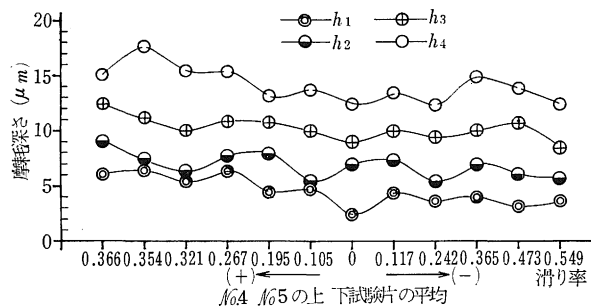


図13 すべり率と摩耗量との関係

定常摩耗域後での摩耗がかなり進んでおり、純粋ころがり接触での摩耗特性に傾向が似ている。

しかしながら、一定荷重を受ける各接触点上での摩耗を、ここで示したようにすべり率の大きさのみで対応させて平均して示した場合には、本実験で与えたすべり率範囲でのすべり率の大きさによる影響はあまりないようである。摩耗量をすべり率について比較する場合、むしろすべりの方向を考慮に入れた場合に、すべり率の違いによる有意差が認められている。

**接触応力** 図14(a)に示すように軸が互に平行な二つの円筒が法線力で押し付けられて、すべりを伴うころがり接触をする場合には、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、それと直角な接触線方向を $y$ 軸、 $xy$ 面に垂直な半径方向に $z$ 軸の座標軸をとるとき、図14(b)に示すように、接触点にすべり摩擦力に等しい接線力

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、したがって荷重の接線方向成分が接線力に等しいような傾斜荷重が加わる場合と等価となり、そのときの接触面下近傍の応力  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  および  $\tau_y$  が求まる。<sup>(3)</sup> また  $\tau_x = \tau_z = 0$  とし、先に求めた各方向の応力値から最大主応力説

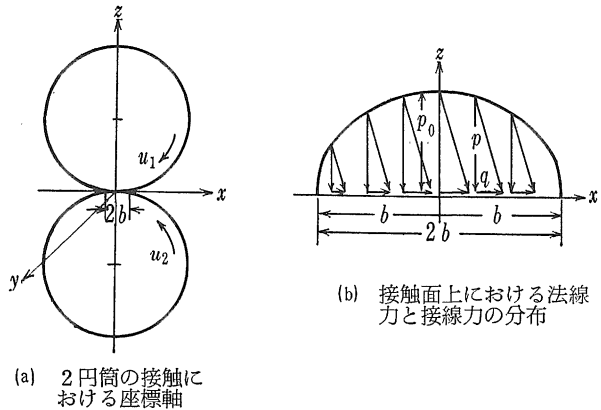


図14 2円筒の接触における荷重分布

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、ポアソン比、 $1/m = 0.25$ 、摩擦係数  $\mu = 0.12$  (実際には繰返し数とともにもっと大きい値をとるものと推察される)、および縦弾性係数  $E = 1.0 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  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15(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  $\sigma_{1\text{max}} = -1.16p_0, \sigma_{2\text{max}} = -0.86p_0, \sigma_{3\text{max}} = -0.505p_0$  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、 $\sigma_{2\text{max}} = +0.075p_0, \sigma_{3\text{max}} = +0.299p_0$  となっている。

いま、図15(a)~(c)の主応力の値から、ころがり一すべり接触の場合の最大剪断応力  $\tau_{\text{max}}$  を計算すれば、 $\tau_{\text{max}} = (\sigma_3 - \sigma_1)/2 \doteq 0.328p_0$  で、表面上の  $x = 0.1b$  の位置に現われることになる。

このように、純粋ころがり接触に比べて、すべりを伴うころがり接触の場合には、接触面に法線圧力のほかに接線力が作用するので、ローラの摩耗を疲れ破壊によるものとみて、最大剪断応力のみについて考えた場合でも、その極大値が大きくなり、また極大値を生ずる位置が表面上にくることになり、全般的に純粋ころがり接触下における摩耗に比べて比摩耗が大きく、また、初期摩耗域から定常摩耗域にかけての摩耗率を高くし、このことが、ころがり耐久限を低下させるものと考えられる。これに対して、純粋ころがり接触の場合には、接触圧力によって生ずる内部剪断応力の繰返しによって材料が疲れをおこし、それによりき裂が発生し、そのき裂が成長拡大されて表面の一部が脱落してはく離を生ずるものとすれば、純粋ころ

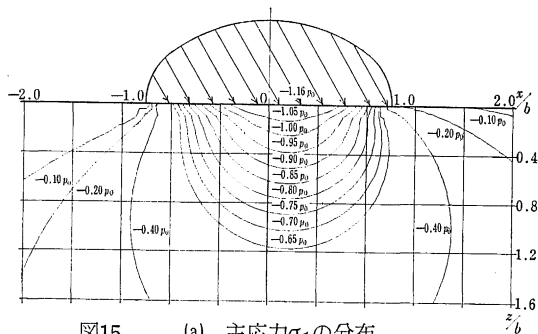


図15 (a) 主応力  $\sigma_1$  の分布

がり接触の場合には剪断応力の分布は、最大剪断応力が一般に表面から或る深さのところに発生し、その極大値が、ころがり—すべり接触に比べて小さいので、定常摩耗域での摩耗率が比較的小さく疲労破壊にいたるまでの繰返し数が伸び、ころがり寿命が長くなるものと推察される。このことは、実験結果からも明らかなように、純粋ころがり接触の場合の摩耗特性が運転初期よりも、繰返し数が多くなるにつれて、ころがり—すべり接触の場合に近づいていることから一応いえる。

しかし、いずれの接触の場合でも、摩耗が単に最大剪断応力の繰返しによる材料の疲れのみから進むものではなく、表面層の塑性流動や変形、塑性加工層の発達などの組合わされた原因による摩耗の進行も当然考えられる。こうした接触面の塑性流動や変形の原因となる応力が、 $x$  軸、 $y$  軸方向などの各方向の垂直応力である。

いま一例として、円筒の表面上の任意の点を通る  $x$  方向の応力  $\sigma_x$  の等応力曲線を図16に示す。圧縮応力の最大値は、

$z = 0$  (平面上),  $x = 0.36b$  の点に発生し,  $\sigma_{x\max} = -1.044p_0$ , 一方, 引張応力は ( $z = 0, x = 1.0b$ ) で最大値をとり,  $\sigma_{x\max} = +0.299$  で圧縮応力, 引張応力ともに平面上に発生する。いま  $\sigma_x$  の分布状態を, 縦軸に  $x$  軸方向の応力と最大ヘルツ応力との比  $\sigma_x/p_0$  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をパラメーターにして示すと図17になる。

そこで, 図14 (a) に示したように二つのローラがころがり—すべり接触をしているとき,  $u_1 > u_2$  とすれば, 上試験片のかみこみ側の接触面付近は圧縮応力を, 出口側は引張応力を受け, 逆に下試験片のかみこみ側の接触面付近は引張応力を, 出口側は圧縮応力を受ける。この状態で繰返し垂直応力を受ければ, 図17に示すように  $\sigma_x$  は表面上で最大応力振幅  $1.34p_0$  の引張—圧縮の両振り疲れ破壊となる。いま, この疲れはく離の考え方を先に示した, ころがり

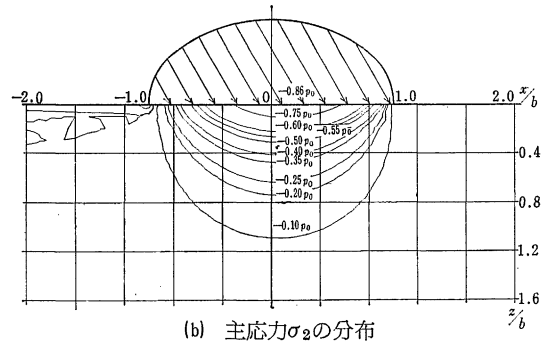
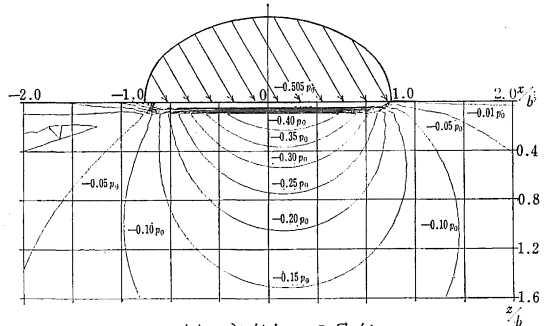
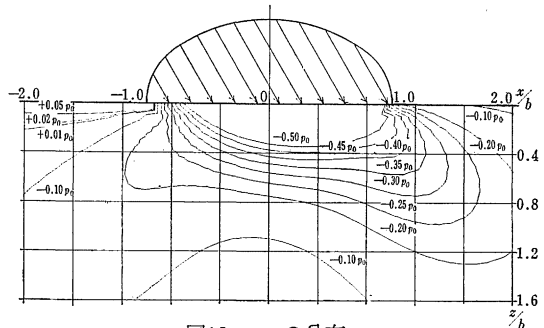
(b) 主応力 $\sigma_z$ の分布(c) 主応力 $\sigma_y$ の分布

図15 主応力の分布

図16  $\sigma_x$  の分布

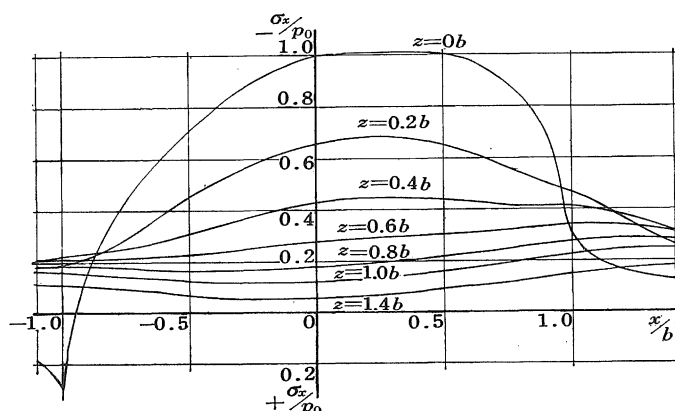


図17 x軸方向の応力 $\sigma_x$ の分布

一すべり接触でのローラ No. 4, No. 5 の試験結果に適用して考察してみると、 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$  では  $u_1 > u_2$  となり上試験片のかみこみ側で圧縮域、 $90^\circ < \theta < 270^\circ$  では  $u_1 < u_2$  となり下試験片のかみこみ側で圧縮域、また  $270^\circ < \theta < 360^\circ$  では  $u_1 > u_2$  となり上試験片のかみこみ側で圧縮域となっている。先に示した実験結果でピッチングが発生している個所がいずれの場合も、上,下試験片ともに圧縮応力を受ける側になっていることからむしろ、この場合の疲れはく離は、片振り圧縮疲れ破壊と考えることができる。このように、結果的には上の考え方で一応説明が付き、またピッチング破壊が滑り率の正の比較的大きい位置で生じている事実も、その傾向が先の歯車の摩耗試験で、ほぼ完全一歯噛合いの低歯の大歯車で、ピッチ点より歯末寄りで摩耗が大きく進み、ピッチング破壊が生じていた結果とほぼ一致する。

以上のことから、純粋ころがり接触における摩耗に比べて、すべりを伴うころがり一すべり接触での摩耗が大きく、すべり率のころがり耐久限への影響やその機構についての説明が大体できる。しかし、これらの点については今後もさらに検討する必要がある。

## 5. 結 び

ころがり一すべり接触における滑り率の摩耗におよぼす影響について明らかにする目的で、純粋ころがり接触の場合と、ローラの周速度を連続的に変えて、すべりを伴うころがり接触下での摩耗量、表面あらさの変化を測定し、表面状態の観察をした。また理論接触応力を求めて疲労破壊の機構を検討した。

その結果を要約すると、次のようになる。

(1) 表面あらさは、繰返し数が進むにつれて劣化し、その傾向はすべり率の絶対値が大きくなるほど大きいが、各すべり率領域で平均したあらさ勾配はほぼ同じで、特にすべりの方向を考慮した場合にはよく一致する。しかし、すべり率が零付近での表面あらさは、他のすべり率領域に比べてあらさ勾配がゆるやかで、しかも不安定である。上試験片、下試験片での差異は特にない。

(2) 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過渡現象がはっきり現われ、定常摩耗域での比摩耗が減少しているが、ころがり—すべり接触では定常摩耗域がめいりように現われず、比較的高い比摩耗を示しており、滑り効果がはっきり現われ、ころがり耐久限を低下させている。

(3) すべり率の大きさと摩耗深さ（摩耗量）との関係では、各々のすべり率に対してほぼ一様な摩耗をしているが、いくらかすべり率の絶対値の大きいところでの摩耗が大きく、歯車の摩耗試験結果と傾向が似ているが、本実験のすべり率範囲でのすべり率の大小の違いは、摩耗量に大きな影響を与えていない。

本研究は広島大学工学部寺内喜男教授、宮尾義治先生のご懇切なご指導をいただいて行なったものであり、呉高等工業専門学校の灘野宏正氏からも適切なお助言をいただいた。また、佐藤造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。

#### 〔参 考 文 献〕

- (1) 大国博昭：島根大学教育学部紀要（自然科学）第5巻 p31～p47（1971）
- (2) D. DOWSON, G. R. HIGGINSON: *Elasto-hydro dynamic Lubrication*. (1966) 96, Pergamon Press.
- (3) J. O. Smith, Ch. K. Liu: *Stresses due to tangential and normal loads on an elastic solid with application*