摩耗試験機の試作と予備試験結果*

中村文俊** 斎藤省三*** 岡林邦夫****

Fumitoshi Nakamura, Seizo Saito and Kunio Okabayashi : Trial Production of Wear Tester and Results of Preliminary Test. Various theories, such as those of Bowden-Tabor (theory of adhesive wear), Kerridge (theory of metal transfer), Feng (plastic roughening theory) having been presented, wear phenomena have been made clear to some extent. The details of wear phenomena, however, are still unknown on account of their complexity. The purpose of this study is to show the reason why those theories cannot well explain the experimental results, and also to find out the factor on dry wear. Special wear tester was made for this study and in this report, the outline of the wear tester and the results of preliminary test are described. Preliminary tests showed the satisfactory results, and it is pointed out that the working accuracies of wear tester and specimen have an effect on the reproducibility of experimental results.

(Received February 20, 1963)

I. 結 言

摩耗については Bowden, Tabor の凝着説⁽¹⁾, Kerridge の金属移転説⁽²⁾ および Feng の塑性粗面説⁽³⁾⁽⁴⁾ などいろいろの説が提出され、摩擦機構の解明とともに基礎的現象についてはある程度明らかにされてきた。

しかし Holm の法則⁽⁵⁾ および内容的には同じであるが、粒状摩耗粉を仮定し巨視的立場から展開した Rabinowicz⁽⁶⁾ や Archard⁽⁷⁾, さらにこれらを一般化した曾田⁽⁸⁾ の摩耗理論に従う比較的単純な場合は別として、一般に摩耗現象はきわめて複雑で不明の点が非常に多く、とくに実際使用条件においては上記の諸理論だけでは説明できないのが普通である。

本研究は鋼同志の摩擦により乾性摩耗を初期摩耗と定常摩耗に区別し、それぞれ別個の立場から理論と実際の不一致の原因の一部およびすでに常識化されている摩耗に影響を及ぼす主要因子⁽⁹⁾ 以外の因子を実験的に二、三解明するために行なったものである。

摩耗試験機の形式の相違が試験結果に著しい影響を与える場合があるので⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾, 本研究のためにとくに試作した

摩耗試験機の構造と性能の概要および各種予備試験結果の一部を述べることにする。

II. 摩耗試験機の概要と試験片

1. 試験機主要部の構造

試験機主要部の写真を Photo.1 に、構造の概略を Fig. 1 に示す。

Fig. 1 Skeleton diagram of wear tester.

(1) は真空中あるいは各種のガス雰囲気中で試験する場合に使用されるガラス製またはのぞき窓のある鋼板溶接製のベルジャーである。(2)は支柱で、(3)は球軸受に支持され自由に回転できる軸であり、上端には滑車(4)が固定されている。(5)は支柱(2)に摩擦力測定るとき適宜装着される滑車である。(6)は検定済みのつりはかりで、(7)は棒試験片(12)と円盤試験片(13)の接触と離脱を操作する操作棒で、これはハンドル(8)により操作される。そして(4),(5),(6)および(7)は可とう性ワイヤーにより連結され、

** 関西大学工学部 (Faculty of Engineering, Kansai University, Osaka)

*** 近畿大学理工学部 (Department of Science and Technology, Kinki University, Osaka)

**** 大阪府立大学工学部 (Faculty of Engineering, University of Osaka Prefecture, Sakai)

* 初期摩耗と定常摩耗に関する研究 (第1報)

(1) F.P. Bowden & D. Tabor : The Friction and Lubrication of Solids, (1954), 78.

(2) M. Kerridge : Proc. Phys. Soc., **B 68** (1955), 400.

(3) I-Ming Feng : J. Appl. Phys., **23** (1952), 1011.

(4) I-Ming Feng : J. Appl. Phys., **26** (1955), 24.

(5) R. Holm : Mechanical Wear, (1950), 309.

(6) E. Rabinowicz : Proc. Phys. Soc., **B 66** (1953), 929.

(7) J.F. Archard : J. Appl. Phys., **24** (1953), 981.

(8) 曾田, 青木 : 日本機械学会論文集, **25** (1959), 1005.

(9) 小川 : 軸受, 潤滑便覧, (1961), 55.

(10) 朝倉 : 金属の摩耗, (1948), 7.

(11) 斎藤, 山本 : 摩耗試験, (1943), 9.

軸(3)と一体になつて回転しうる可動アーム(9)(固定することもできる)に保持されている棒試験片(12)が、円盤試

Photo. 1 Principal part of wear tester.

験片(13)との摩擦力により同心円上を摩擦方向に回転しようとするのをハンドル(8)の操作によりつりはかり(6)の張力で平衡させ真空中や各種ガス雰囲気中の試験でも大気中と同様に摩擦力を測定することができる。荷重はスプリング(10)(試験荷重に応じて高, 中, 低荷重用の3種類を適当に使い分けた)を圧縮ネジ(11)により圧縮し1~15 kgに変化できる。(14)は真空装置に連結されている排気管であ

を維持したいときには粗抜用バルブと拡散ポンプのメインバルブ(高真空度の場合)の開閉および開閉度を調節し, たとえば $3 \sim 5 \times 10^{-5}$ mmHgの真空度を試験中維持できる。

Photo.1 および Fig.1 から本摩耗試験機は大気中と同様に真空中や各種ガス雰囲気中でも摩耗試験, 摩擦力の測定および説明は省略したが棒試験片の温度測定, 3 元摩耗試験なども実施でき, この点は本摩耗試験機の特長である。

2. 試験片の形状および寸法

棒試験片と円盤試験片の標準形状と寸法をそれぞれ Fig.2 の (a) および (b) に示しておく。形状と寸法は目的により適当に変化できる。

(a) Rod specimen (b) Ring specimen

Fig. 2 Shape and dimension of specimen.

3. 試験片の化学組成および顕微鏡組織

Table 1 に試験片化学組成その他を示す。円盤試験片は記号 Ring 0.6 で表わされ, 棒試験片はこれと同質材 Rod 0.6 および Rod 0.4 の記号で表わされている2種類である。

Photo.2 は試験片顕微鏡組織を示す。(a), (b) いずれも

Table 1 Chemical composition of specimens.

Mark of specimen	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Heat treatment	Hardness
Rod 0.4	0.42	0.25	0.63	0.012	0.012	0.16	0.08	850°C×3 hr Furnace cooling	$H_{RC}=15$
Rod 0.6	0.61	0.24	0.63	0.026	0.018	0.15	0.10	〃	$H_{RC}=21$
Ring 0.6	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃

り, 摩耗粉の吸入される恐れのある場合には布製フィルターをかぶせた。(15)は環状のゴム製パッキングである。円盤試験片(13)が装着されている主軸は気密保持のためウィルソンシールが使用され, 下端にはV溝プーリーが固定されており, 1馬力モーターから無段変速機を介してVベルトにより伝導される。変速範囲は100~1800 rpmであり, 主軸側の回転計でしばしば検定した。なおウィルソンシールの摩耗試験中の過熱を防止するため, 主軸を中空にして水道水を絶えず一定の割合で送水して冷却した(水温の影響は後述されている)。

真空装置は排気速度240 L/minのキニー型ロータリーポンプおよび排気速度260 L/minの金属製油分流拡散ポンプと試験機本体との間にコールドトラップを挿入し, 標準配管によりセットした。最高到達真空度は 1.5×10^{-5} mmHg 前後で真空度の測定はゲイスラー管と電離真空計(10^{-3} mmHg 以上の場合)を使用した。所要の一定真空度

標準組織であるが, (a) Rod 0.4 はやや繊維状組織を呈している。

III. 各種予備試験

1. 試験結果の再現性について

同一摩耗試験機を使用しても試験結果のばらつきやすいことは周知の事実であるが, これを調べる再現性試験には実的に二つの方法が考えられる。

一つは少数の一定の試験条件の各々について多数回試験し, 結果を統計的に処理する方法ともう一つは多数の試験条件の各々について少数回試験し大略の見当をつける方法である。前者は狭い範囲においては密着であるが, わずかの試験条件の変化でも結果がかなり変化する恐れのある摩耗試験では危険性が多分にある。後者では広範囲にはば保証はされるが非理論的であり, 単に傾向をつかみうるに過

ぎない。両者の併用は最良の方法であるが非実用的で実施困難である。

ばらつきの大きさを十分考慮し、異常な注意が必要であるが、定常摩耗に関してはほぼ満足すべき結果であると思われる。

(a) Rod 0.4 (b) Ring 0.6, Rod 0.6 ($\times 120$)
Photo.2 Microscopic photographs of specimens.

本研究は一応現象論的研究のため後者を採用した。

(1) 試験方法

試験片の摩擦面をエメリー紙4番で一定条件により研摩仕上げし、ベンジン、アルコール、エーテルの順に洗浄し、乾燥した後、ただちに化学天びん(感量1mg)により重量測定した。摩擦間隔は1000回転一定とし、毎回試験後上記の操作により摩耗量を測定し、8000回転まで試験した。

試験条件は荷重1, 5, 10kgおよび摩擦速度100rpm (0.41 m/sec), 400rpm (1.63 m/sec), 800rpm (3.26 m/sec), 1200rpm (10.89 m/sec) に変化し、12種の各々の組合せについて5回ずつ大気中と真空中 ($4.5 \sim 5.5 \times 10^{-5}$ mmHg) で試験した。

(2) 試験結果

一例として Table 1 の Rod 0.4 と Ring 0.6 の試験片組合せにより、大気中 5 kg-400 rpm (1.63 m/sec) の場合の

2. 摩擦面の最適仕上面あらさについて

一般に仕上面あらさおよび仕上方法の摩耗への影響をとくに検討する場合は別として、これらを一定にして他の試験条件を種々変化して試験する場合が多い。この場合著者らの知る限りでは試験片の仕上面あらさと仕上方法の選定は各研究者により任意に行なわれているようであり、選定に関する実験的根拠を明示した

報告もないようであるが、同一形式の摩耗試験機でも主軸の振れ、試験片の工作精度、取扱法の相違その他の理由で試験結果が相違するものと思われる。したがって最も安定した結果を与える仕上面あらさ、すなわちここでいう最適仕上面あらさをまず実験的に決定し、統一して試験するほうが試験結果の一般性が保証され無難であろう。

(1) 円盤試験片の振れについて

円盤試験片の振れは非常に複雑であるが、近似的には各回転速度において固有的な主軸上端に固定されている円盤試験片固定台の振れと工作精度により種々相違し、また固定台との装着状態によつても変化する非固有的な振れとの和と考えられる。Fig.4 と Fig.5 から円盤試験片摩擦面のピッチ円直径78φmmの位置における上下の振れの最大値Cは他の方向の振れの上下方向への成分や仕上面の凹凸、うねりなどを無視し、かつ主軸の振れもきわめて小

(a) Rod 0.4

(b) Ring 0.6

Air atmosphere, 5 kg-400 rpm (1.63 m/sec)

Fig. 3 Reproducibility test for wear tester.

結果を全摩耗量と回転数の関係により Fig.3 に示しておく。1000回転までは初期摩耗で相当ばらついているが、以後の定常摩耗域では摩耗曲線群はほぼ傾斜の等しい直線群を形成し、その傾斜のばらつきは初期摩耗の場合に比しきわめて小さい。すなわち初期摩耗の大きさを論じるときには

さいものと仮定すると近似的に次式で与えられる。

$$C = A + B = 2R \tan \alpha \quad (1)$$

また棒試験片は近似的に円盤試験片とピッチ円上で点接触しているものと仮定し、 ω を回転している円盤試験片の角速度とすれば次式で与えられる速度 v および加速度 a を

持つことになる。

$$v = R \omega \tan \alpha \cdot \sin \theta \quad (2)$$

$$a = R \omega^2 \tan \alpha \cdot \cos \theta \quad (3)$$

Fig. 4 Vibration of ring specimen.

Fig. 5 Analytical diagram of vibration.

(1) 式における A は 1/1000 mm 精度のダイヤルゲージで測定した結果 100 rpm の場合ほぼ 0.07 mm である。なお水平方向の振れはほぼ 0.04 mm であった。これらの値は回転速度や荷重により変化するであろうが、各回転速度固有のもので各条件下ではほぼ一定と考えてよい。しかし円盤試験片摩擦面と底面の平行度は一般に各々相違しており、したがって B の値も相違している。すなわち C の値が変化する。 C の値が変化すると (2), (3) 式により v および a が変化する。

(a) Rod 0.4

(b) Ring 0.6

Air atmosphere. 1 kg-400 rpm (1.63 m/sec)

Fig. 6 Roughness of finishing surface and wear. (Amplitude $C=0.12\sim0.15$ mm)

以上述べたように円盤試験片の実際の振れは非常に複雑であり、棒試験片も針の先端のように一点で円盤試験片と接触するのではなく、きわめて複雑な接触状態になるが、

近似的には最も大きく試験結果に影響するのは上下の振動の大小である。この予備試験結果は省略する。

(2) 試験方法

(1) 式において A は任意に変化できないが、 B は各円盤試験片によりそれぞれ少しずつ相違しているの、 C の値を測定し、 $C=0.12\sim0.15$ mm と $C=0.30\sim0.35$ mm の二群を選び出し、円盤試験片と棒試験片の摩擦面をそれぞれエメリー紙 4/0, 2/0, 2, 3, 4 および 5 番により一定条件で研摩仕上げし、 C の値と仕上面あらさの値が摩耗に及ぼす影響を検討した。Table 2 にエメリー紙番号と仕上面を

Table 2 Emery paper number and maximum roughness of finishing surface ($H_{\max}$).

Emery paper (#)	Maximum roughness of finishing surface (μ)
4/0	0.42~0.65
2/0	0.82~1.08
2	1.98~2.44
3	2.63~3.32
4	3.10~4.73
5	5.30~6.11

小坂式仕上面検査機で測定した最大高さあらさ $H_{\max}$ (mm) の値を示しておく。

(3) 試験結果

Rod 0.4 と Ring 0.6 の試験片の組合せにより大気中 1 kg-400 rpm (1.63 m/sec) の一定条件で試験した結果を Fig. 6 と Fig. 7 に示す。前者は $C=0.12\sim0.15$ mm の場合、後者は $C=0.30\sim0.35$ mm の場合の仕上面あらさ、すなわちエメリー紙番号と全摩耗量および回転数の関係を示している。Fig. 6 の (a) Rod 0.4 についてはエメリー紙 4/0~2 番仕上げと 3~5 番仕上げの二群に初期摩耗が区別されるが、(b) Ring 0.6 については初期摩耗のばらつきが

大きいことを考慮すると区別することは危険である。定常摩耗については両者とも区別できないことは図から明らかである。Fig. 7 においては (a) Rod 0.4 と (b) Ring 0.6 と

もに初期摩耗も定常摩耗も仕上面あらさの影響はほとんど受けていない。

つぎに 1 kg-600 rpm (2.45 m/sec) の場合について、エメリー紙番号、 C の値と全摩耗曲線の関係を Fig. 8 に示

(a) Rod 0.4

(b) Ring 0.6

Air atmosphere. 1 kg 400 rpm (1.63 m/sec)

Fig. 7 Roughness of finishing surface and wear. (Amplitude $C=0.30\sim0.35$ mm)

(a) Rod 0.4

(b) Ring 0.6

Air atmosphere. 1 kg-600 rpm (2.45 m/sec)

Fig. 8 Roughness of finishing surface, amplitude C and wear.

しておく。明らかに C の値が小さく、仕上面あらさも小さい場合には両者またはいずれか一方が大きい場合とは初期摩耗が著しく相違している。

なお C の値が大きい場合すなわち円盤試験片の振れが大きい場合には軽荷重のとき、棒試験片は (2), (3) 式に示したようなりと a を持つので w の値がある程度以上になると棒試験片は跳躍し、非接触状態が生ずる可能性がある。この限界はたとえば荷重 1 kg のときは大気中、真空中のいかにかわらず 800 rpm (3.26 m/sec) であり、5 kg では 1200 rpm (4.89 m/sec) であった。

C の値が小さいときには 1 kg でも 1200 rpm で試験可能であるが、これ以上の高速では無視できない棒試験片の跳躍現象が認められた。

IV. 考 察

Fig. 3 の再現性試験結果は摩擦、摩耗の根本問題である接触が統計現象⁽¹²⁾であり、さらに摩擦が広義の破壊現象の一環たる統計現象⁽¹³⁾であることが明らかにされている

が、試験回数がわずか 5 回ではもちろん統計的にはばらつきを論じえない。したがって多くの疑念はあるが、傾向としてはほぼ初期摩耗は定常摩耗よりもばらつきが大きいと考え、これは初期摩耗の段階では大なり小なり切削現象が介入して摩耗の規模が大きく、定常摩耗への一種の過渡現象で不安定な状態変化が含まれている。しかし定常摩耗は一種の平衡状態であり、多少の変化が生じてその条件に応じた平衡状態に回復する可能性があるためと思われる。

Fig. 6, 7 および 8 の結果は、つぎの説明がその原因の一つと考えられる。Fig. 9 は仕上面の最大高さあらさ $H_{\max}$ と C の値の関係にもとづく接触状況を模式的に図示したものであるが、 $H_{\max}$ の小さい場合は C が大きいと (a) のよ

(12) 曾田, 深谷: 日本機械学会論文集, 90(1954), 98.

(13) 曾田: 摩擦と潤滑, (1954), 246.

うに片当りして、同質材同志ならば棒試験片端部による切削作用が主体となる場合が生じ、 C の小さい (b) の場合よ

Fig. 9 Model of contact.

りも初期摩耗は大になるであろう。一方 $H_{\max}$ が大なれば C の大小の影響は前者の場合よりも小さくなることは (c) および (d) から明らかである。したがって試験片の寸法誤差や取付け誤差その他が必然的に避けられない限り $H_{\max}$ はある程度大きく、 C はできるだけ小さいほうが安定した試験結果を得られやすい。また $H_{\max}$ と C がともに小さい (b) の場合には最初から切削現象や摩耗の規模は小さく押さえられやすく、したがって酸化粉が容易に発生し、摩擦面に象眼され初期摩耗が著しく少なくなり、他の場合と摩耗機構も相違する場合が考えられるが、この一例は Fig. 8 に示したとおりである。

結果としては本研究では最適仕上面あらさとしてエメリー紙 4 番で研摩仕上げた場合を選定し、 $C=0.12\sim0.15$ mm に統一することにした。以上のことから試験結果のばらつきの原因の一つは試験機の製作精度と試験片の製作精度、試験方法などにあることは疑いない。

なお主軸が中空で内部から水冷されているが、送水量の多少と水温の高低は種々試験の結果ほとんど摩耗に無関係であった。また試験片洗浄法についても種々試験したが摩耗にはほとんど無影響であった。これらの詳細は省略する。

V. 結 言

既述のように新しく製作した摩耗試験機につき鋼同志で各種予備試験を実施した結果、およそつぎのことが明らかになった。

(1) 初期摩耗のばらつきはかなり大きいが定常摩耗のばらつきは小さく、本摩耗試験機の試験結果再現性は後者に関する限りは十分保証されたものと考えられる。

(2) 円盤試験片の振れはできるだけ小さいほうがよいが摩擦面の仕上面あらさはある程度大きいほうが小さい場合よりもかえって安定した試験結果が得られた。

(3) 試験片摩擦面の最適仕上面あらさとしてエメリー紙 4 番で一定条件により仕上げた場合に決定した。また円盤試験片の上下方向の最大の振れは $C < 0.15$ mm に統一した。

(4) 従来不明確のまま残されていた摩耗試験結果のばらつきの原因の一つは試験機の製作精度と試験片の製作精度の相互関係にあることは明らかである。

(5) 主軸冷却用送水量と水温および試験片洗浄法の相違は、本摩耗試験範囲内では試験結果にほとんど無影響であった。

終りに、試験片について種々御援助を賜わった住友金属工業 K K の御厚意に対し厚く御礼申上げるとともに、本実験の遂行にあたり、終始熱心に協力された柳沢 修、杉浦重道、秦 康裕の三工学士の方々に深謝する次第である。なお本研究の一部は文部省科学研究費によつたものであることを附記して感謝の意を表する。