研究論文

台形ねじの摩耗シミュレーションに関する研究 (第2報)*

——実機シミュレーションモデル間の対応についての実験的検討——

深 田 茂 生** 大 塚 二 郎**

Studies on Wear Simulation of Trapezoidal Screw (2nd Report)

—Experimental Discussion on Similarity between Practical System and Simulation Model—

Shigeo Fukada and Jiro Otsuka

A simulation criterion of wear simulation is discussed experimentally. In order to evaluate the similarity between the wear simulation model and the practical trapezoidal leadscrew, some experiments were performed on the practical screw and two types of cylindrical models which differ in the conditions of surface division. And their characteristic of wear and friction are compared and discussed. The effect of hydrodynamic lubrication can not be neglected, and, when simulation models are designed, not only all the local conditions of the simulation model must be identical with those of the practical system, but also it is important to certificate as simulation criteria that the appearance of wear debris and wearing surfaces of the simulation model are similar to those of the practical system, and that the characteristic of coefficient of friction concerned with load and speed are equivalent between the simulation model and the practical system.

Key words: leadscrew wear, trapezoidal screw, wear simulation, simulation criterion, wear debris, mixed lubrication

1. 結 言

機械の構成要素の摩耗を、ピン-ディスク方式のような実験室レベルにおける標準的な摩耗試験によって評価することは従来よりよく行われてきている。DIN規格では、摩耗試験方法、摩耗データの表示方法についていち早く規格化を行っているが¹⁾、実機の摩耗と標準的な摩耗試験とを対応づける統一的な手法が確立されているわけではなく、むしろそうした標準摩耗試験データの実機への転用を疑問視する見方も根強く、最終的には実機による摩耗試験を行うのが最も確実であるとされがちである。一方、例えば機械の構成部材の強度を評価する場合には、標準化された材料試験片による実験データを、断面積、断面二次モーメント等の幾何学的なパラメータを考慮して実機に適用するのが最も一般的な方法として確立されていると言える。材料の摩耗と強度の両分野におけるこのような事情の違

いは、強度という性質が、ある材料単体の特性に主として依存するのに対して、摩耗現象は、一對の材料の組合せと、潤滑剤、雰囲気をも含むトライボロジカルなシステム全体の特性に依存するためと考えられる²⁾。しかし、材料の強度評価の場合を例にとるまでもなく、実機の現象をより単純化したモデルと対応づけることは、工学上重要であるとともに、実際の応用においても高い有用性を期待できる。

筆者らは既報³⁾と前報(第1報)⁴⁾において、摩耗による精度劣化がその機能上重要な要因となる台形送りねじの摩耗評価のために一對の円筒状のモデルを提案し、台形ねじの摩耗シミュレーションシステムの概念構成について検討を行った。第1報で検討した摩耗シミュレーションは、実機の現象に対する視野の限定、すなわち局所化であり、“摩耗現象は局所的領域における条件によって現象が決定される”という仮定(以下これを仮定1とする)を前提としている。ここで、局所的条件とは、幾何学的因子を考慮して巨視的領域における条件から算出される条件(例えば、ナットに加わる軸荷重、ねじ軸外径、ナット内径、ねじ山数より算出される平均接触面圧等)であり、見かけ上の局所的条件を意味しているが、この仮定1は自明ではな

* 原稿受付 昭和62年4月20日。昭和58年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和58年10月16日)にて発表

** 正会員 東京工業大学精密工学研究所(横浜市緑区長津田町4259)

い。例えば、円筒モデルでは実機での接触面積比を再現するためにナットモデル摩擦面に切欠きを施すが、油潤滑の場合、見かけ上の局所的な条件が同一であっても、このような巨視的形狀操作によって潤滑油の流体潤滑効果が変化し、摩擦・摩耗特性にも影響を及ぼすことが予想される。従って、シミュレーションモデルの設定にあたっては、実機とシミュレーションモデル各々の接触界面におけるトライボロジカルな現象の対応関係を確認するために、実機-シミュレーションモデル間の相似性判定基準が必要となることは第1報でも述べた。

そこで本報では、第1報で検討したシミュレーションシステムの構成に従って、実機台形ねじの摩耗試験と円筒モデルによるシミュレーション試験を行い、両者の対応関係について検討するとともに、実機-シミュレーションモデルの相似性判定基準を探索することを目的とする。

2. 試験片および実験方法

実験に使用した実機、円筒モデル両試験片の形状を表1に示す。実機台形ねじ-ナットは既報³⁾と同様である。円筒モデルでは、ナットモデルの摩擦面に、ねじ軸モデルと組み合わせた場合の接触面積比 $\varepsilon=0.25$ となるように深さ2 mmの切欠きを設けたが、切欠きの分配が6等配のもの（以下6等配円筒モデルと呼ぶ）と3等配のもの（以下3等配円筒モデルと呼ぶ）の2通りの試験片を用意した。

材質はねじ軸およびねじ軸モデルがS45C、ナットおよびナットモデルがPBC2Aであり、実機、円筒モデルともに摩擦面は旋削仕上げされている。それぞれの試験片の表面状態（内部条件）を表2に示す。潤滑油は実機、シミュレーションモデルともに無添加マシン油VG10を使用した。給油方法は、実機ではナット注油口およびナット前後に滴下（約8 ml/h）、円筒モデルでは摩擦面近傍1か所に滴下した（約3 ml/h）。

実機ねじ摩耗試験機、円筒摩耗試験機は既報³⁾と同様である。摩耗量の測定は寸法測定によって行い、実機ねじ軸では三針法による有効径測定、ナットでは鋼球によるナット外径基準からの有効径変化の測定、円筒モデルでは円筒端面の摩耗深さ測定を行った。なお、実機ねじ摩耗試験機では、摩擦トルク測定のために新たにカンチレバー式のトルクセンサを取り付けている。

シミュレーション試験における機械的駆動条件は、第1報で述べたように実機の局所的条件とシミュレーションモデルの局所的条件とが等しくなるように設定

Table 1 Specifications of specimens

Practical screw-nut		Cylindrical model	
Thread profile	30° trapezoid	Screw model	
Number of start	1		
Pitch	mm 5		
Major diameter of screw	mm 50	6-divided nut model	
Minor diameter of nut	mm 45		
Length of nut	mm 100		
Length of screw	mm 1080	3-divided nut model	
Stroke of nut	mm 400		

Table 2 Inside conditions

	No	Specimen (Material)	Hardness HV	Surface roughness R_{max} μm	
				Before the test	After the test
Practical screw-nut	1	Screw S45C	241	4.6	3.3
		Nut PBC2A	178	6.5	3.0
Cylindrical model 6-divided	2	Screw model S45C	240	5.0	4.0
		Nut model PBC2A	163	6.2	2.5
Cylindrical model 3-divided	3	Screw model S45C	241	4.3	3.5
		Nut model PBC2A	175	1.5	1.1
Cylindrical model 6-divided	4	Screw model S45C	244	4.8	3.3
		Nut model PBC2A	187	7.5	1.1
Cylindrical model 3-divided	5	Screw model S45C	235	4.5	3.1
		Nut model PBC2A	117	1.7	1.0
Cylindrical model 6-divided	6	Screw model S45C	240	4.5	3.7
		Nut model PBC2A	152	1.8	1.1
Lubricant			Machine oil VG10 (without additives)		

する。また外部条件としては温度条件に着目するが、実機試験の雰囲気温度 $20 \pm 0.5^\circ\text{C}$ に対してシミュレーション試験では $15 \sim 25^\circ\text{C}$ となっている。

3. 摩擦・摩耗特性の経時変化

図1は、実機台形ねじ-ナットおよび6等配円筒モデル、3等配円筒モデルの摩耗試験結果を摩擦距離と比摩耗量*および摩擦係数の関係で示したものである。ここでの機械的駆動条件は実機、円筒モデルともに見かけの接触面圧 98 kPa、摩擦速度 9 cm/s で、両者の局所的な条件は第1報の表1で検討した範囲内ではほぼ同一となっている。また実験の再現性を確認するため、それぞれの形状の試験片で2組ずつ同条件で試験した結果を示している。

いずれの試験結果についても、初期の段階で、摩擦係数、比摩耗量ともに急激に減少し、その後次第に横ばいの状態に移行していく。これは一般の摩耗試験にみられる初期摩耗から定常摩耗への状態の移行に対応

* 比摩耗量の定義については既報³⁾を参照。

Fig.1 Coefficient of friction and specific wear as a function of sliding distance

しているものと考えられ、実機とシミュレーションモデルの経時変化の傾向は定性的には類似しているとみることができる。しかしこれらのデータを何らかの定量的な摩耗予測に参照しようとする場合を想定すると、図1は局所的には同条件で行った実験結果であるにもかかわらず、かなりのばらつきを含んでいるといえる。その原因として次のことが考えられる。

- (i) 同形状、同条件で行った結果のばらつき、すなわち実験そのものの再現性の問題。
- (ii) 実機ねじ軸・ナット、6等配円筒モデル、3等配円筒モデルという巨視的の形状が異なることによる差異。

ここで (i) の摩耗試験結果の再現性については、特に潤滑下の摩耗試験ではしばしば問題とされる点であり、今回の実験を行うにあたっては表2に示した試験片の内部条件のばらつきが現象に対して支配的であったという可能性や、管理の対象とした条件項目以外の因子の影響も考えられるが、摩耗を予測するための実用的な摩耗試験では、むやみに実験因子を増やすことは現実的でなく、むしろ限られた条件のもとでの実験結果のばらつきを多量のデータをもとに統計的に処理してゆく方向が今後考えられる。

一方(ii)の形状による差異については、本研究の摩耗シミュレーションの基本的な考え方である現象の局所化によるモデル設定が許容されるか否かの本質的問題を含んでいる。同形状、同条件での実験結果の再現性を考慮すれば、6等配円筒モデルについては実機と比較的よく類似した傾向と値が得られ、第1報で構成したシミュレーションシステムの有効性を示していると言える。しかし3等配円筒モデル No.5 の試料については、摩擦係数、ナット比摩耗量ともに他との隔たりが大きく現れており、このことは、外面上、局所的条件を同一としたにもかかわらず、切欠きを施すという巨視的な形状操作による流体潤滑効果の介入により摩擦界面の潤滑状態が異なっていたことを予想させる。

本研究の摩耗シミュレーションは、摩耗現象が局所的条件によって決定されるという仮定1を前提としている。しかし No.5 の試験結果の逸脱は、見かけ上の局所的条件のみによっては現象が律しきれない場合があることを例証しており、先の仮定1による摩耗シミュレーション概念の適用範囲には制限があることを示している。従って、摩耗シミュレーションモデルの設定にあたっては、仮定1に基づいて局所的な内部条件機械的駆動条件等を実機とシミュレーションモデルで同一とするとともに、最終的に摩擦界面における現象が実機とシミュレーションモデルとの間で対応していることを確認するための相似性判定基準が必要となる

4. 実機・シミュレーションモデルの相似性判定基準の探索

4.1 摩耗面および摩耗粉の観察

一般に摩耗現象はその機構上、固体間の凝着による摩耗と固体表面上の突起あるいは異物粒子の切削作用によるアブレシブ摩耗に大きく分けることができ、さらに凝着摩耗ではシビア摩耗とマイルド摩耗という摩耗率の大きく異なる領域があることが知られている⁵⁾。実際の摩耗現象においていずれの摩耗機構が支配的であるかを判別するには、摩耗面あるいは摩耗粉を観察して、摩耗面の定性的な特徴と摩耗粉の大きさを見分ける方法が一般的である。

今回摩耗試験を行ったものの中で、実機ねじ軸・ナット系 (No.2) と6等配円筒モデル (No.4) の摩耗試験終了時の摩耗粉および摩耗面の光学顕微鏡写真を図2に示す。摩耗粉は、実機、シミュレーションモデルともに、数 μm の微細な摩耗粉を生じ、個々の形状も丸みを帯びた形となっている。このことは、今回の実験では、発生した摩耗が実機、シミュレーションモデルと

Fig.2 Wear debris and wearing surface

もに主として凝着摩耗によるものであり、しかも比較的マイルドな摩耗であったことを示している⁶⁾。摩耗面については、肉眼による観察では、個々の試験による相違は認められず、ねじ軸およびねじ軸モデルでは摩耗面全域に若干の変色が認められ、ナットおよびナットモデルでは比較的的光沢を持った面が得られていた。顕微鏡観察によっても、実機とシミュレーションモデルの摩耗面のきわだった相違を断定することはできない。ただし、今回の実験では、実機試験がナットの往復とともに正逆転を繰り返す試験であるのに対して、円筒モデルでは一方向回転のみの試験であり、円筒モデルの摩耗面の方が、摩擦方向の方向性が強く現れていると見ることはできる⁷⁾。

図2ではNo.2とNo.4の結果のみを示したが、他の試験でも結果は同様であり、光学顕微鏡による観察の範囲内では実機とシミュレーションモデルの現象はほぼ同等であったとみなしうる。現象にさらに立ち入るためには、電子顕微鏡などによる観察を行わなければならないが、いずれにしても、このレベルの定性的判断では、先の図1におけるNo.5の試験結果の逸脱程度を見分けることは困難と思われる。むしろこのよう

な摩耗粉と摩耗面の観察結果の一致は、実機とシミュレーションモデルの摩耗を支配する機構が同じであることの目安として当然確認されなければならない判定基準であると言える。

4.2 摩擦係数の速度・面圧特性

図1において、摩擦係数と比摩耗量の経時変化は、その傾向が類似している。ここで図1の摩擦係数と比摩耗量との相関を図3に示してみる。比摩耗量は摩擦係数の変化に対して非常に敏感であり、 $\mu = 0.1 \sim 0.3$ の間に比摩耗量は3けた程度変化するが、両者の間には比較的良い相関関係が認められる。そこで、摩耗シミュレーションモデルの相似性判定基準の一つとして摩擦係数の値を利用することが考えられる。同時に、前章でも触れたようにねじのモデル化に際しては、潤滑油の流体潤滑効果の介入が最も問題となりうる点であり、以下に、実機、シミュレーションモデル双方の摩擦特性を比較してみる。

図4は、図1のNo.1,3,5の各試料について、摩耗試験終了後の状態での摩擦係数の速度・面圧特性を示したものであり、図中上段は ηN （ η ：潤滑油粘度、 N ：回転数）によって、また下段は軸受定数 $\eta N/p$

(a) Specific wear of nut

(b) Specific wear of screw

Fig.3 Relation between specific wear and coefficient of friction

(p : 接触面圧) によってそれぞれ整理したものである。これらの曲線は、いずれも右下がり傾向を持ち、ここでの潤滑状態がいわゆる混合潤滑状態にあると考えられるが、摩擦係数は面圧にはあまり依存しておらず、 μ - ηN 線図では 1 本の曲線付近にプロットが集中する。このことは、一定の ηN のもとでは摩擦力と垂直荷重が比例関係にあることを意味しており、境界摩擦に近い特性を示していると言える。一方 μ - $\eta N/p$ 線図は、荷重条件によって分岐しているが、これよりさらに $\eta N/p$ の値を増せば、次第に右上がりの 1 本の線で表される純粋な流体潤滑状態へと近づくことが予想される。各試料のこれらの曲線を互いに比較してみると、実機 (No. 1) と 6 等配円筒モデル (No. 3) では、曲線の傾向と値がよく類似しており、先の図 1 において、実機と 6 等配円筒モデルの摩擦・磨耗特性が類似していたこととも符合する。これに対して、図 4 で 3 等配円筒モデル (No. 5) の曲線は他の二つと異なった傾向を持ち、 μ - $\eta N/p$ 線図では右下がり傾向が強く現れていると共に μ の最小値は 0.05 以下にまで達している。このことは、No. 5 の試料では流体潤滑効果が他よりも顕著に作用していることを示しており図 1 において No. 5 の試料の摩擦・磨耗特性が他と隔たっていたことの原因としてまず挙げられる。

4.3 考 察

Fig.4 Characteristics of coefficient of friction concerned with pressure and speed

過去、油潤滑軸受のシミュレーション試験において、 $\eta N/p$ を減少させてゆくと、摩擦係数が $\eta N/p$ に対して独立に一定値を示す範囲が現れ、実機とシミュレーションモデルの相似性はこの範囲内で確保されたとした報告がある⁸⁾。この考え方は、摩擦界面における流体潤滑効果が完全に無くなった領域、すなわち、いわゆる純粋な境界潤滑状態に的を絞ってシミュレーションを行うというものであるが、筆者らの先の実験では摩擦係数が $\eta N/p$ に対して独立となるような領域は確認できず、10 rpm以下の低速においてもなお流体潤滑効果の影響は無くならなかった。本研究ではシミュレーションの適用範囲を境界潤滑域から混合潤滑域に拡大しなければならない。

混合潤滑下における摩擦・摩耗特性の解釈には種々の議論があるが、ここで曾田による負荷分担の考え方によれば次のことが言える⁹⁾。

混合潤滑下では、流体摩擦と固体摩擦が混在しており、垂直方向の力のバランス

$$\boxed{\text{全荷重}} = \boxed{\text{流体動圧}} + \boxed{\text{塑性流動圧}} \quad (1)$$

と、接線方向の全摩擦力

$$\boxed{\text{全摩擦力}} = \boxed{\text{流体摩擦}} + \boxed{\text{固体摩擦}} \quad (2)$$

との比によって混合潤滑下の摩擦係数が決まると考えられる。ここで直接摩耗に関与する成分は固体摩擦に関する項であることは言うまでもない。従って、一定荷重下であっても流体動圧の高低による固体接触部の荷重分担比の大小は、その対偶の摩耗特性に大きく影響することになる。

混合潤滑状態での流体動圧発生は、界面の幾何学的状態に直接依存する。ここで、流体潤滑効果に対する形状因子の影響について、

- (i) 巨視的な形状因子（故意に設けられたランド、くさび形状等）が支配的である場合。
- (ii) 表面の不規則かつ微細な形状因子が支配的である場合。

に分けて考えてみる。

一般に、平板軸受の摩擦係数の式としてレイノルズの流体潤滑式から誘導される次式が知られている。

$$\left. \begin{aligned} F &= C_p \eta v \frac{a_0}{h_0^2} \\ f &= C_f \eta v \frac{a_0}{h_0} \\ \mu &= \frac{f}{F} = \frac{C_f}{\sqrt{C_p}} \sqrt{\frac{\eta v}{F}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} &= C_\mu \sqrt{\frac{1}{a_0}} \sqrt{\frac{\eta v}{p}} \\ &\left(C_\mu = \frac{C_f}{\sqrt{C_p}} \right) \end{aligned} \right\}$$

ここで、 C_p, C_f, C_μ はそれぞれ潤滑膜の断面形状により定まる無次元定数、 a_0 は平板受圧部のすべり方向長さ、 h_0 は最小すきま、 η は粘度、 v はすべり速度、 F は単位幅あたりの荷重、 p は見かけの面圧（ $p = F/a_0$ ）、 f は単位幅あたりの摩擦力である*。

まず式(3)を巨視的に解釈してみる。式(3)における a_0 を、実機ねじ系ではナットのねじつる巻線の全長

$$a_0 = \pi m d_1 \quad (4)$$

（ d_1 ：有効径、 m ：ナットのねじ巻数）

円筒モデルでは切欠き間の接触突部の長さ

$$a_0 = \pi \varepsilon d_1 / n \quad (5)$$

（ n ：切欠き数、 ε ：接触面積比）

とする。もし摩擦界面が流体を介して完全に分離された状態にあるとすれば、 $a_0 \neq a_0$ 、 $p = p$ である限り実機とシミュレーションモデルの相似性は全く成り立たないが、このときに摩耗は生じない。一方、混合潤滑状態であっても、式(3)より a_0 が大であるほど μ は小、すなわち流体動圧発生に有利であるとの推測が成り立つ¹¹⁾。先の3等配円筒モデル（No.5）の試料で、6等配円筒モデルと比較して流体潤滑効果が顕著であったことはこのことより解釈できる。しかしここで、式(4),(5)で定義される a_0, a_0 の巨視的な形状因子が摩耗に対して影響を及ぼす状態は、摩耗現象が局所的な条件のみによって決定されたとした仮定1に反しており、本研究での摩耗シミュレーションの範囲から当然除外しなければならない。

次に式(3)を局所的に解釈し、混合潤滑下における流体動圧発生に対して、表面の微細な形状因子が支配的である場合を考えてみる。式(3)における a_0 を、摩擦面全域にわたって一様に分布する凹凸の個々の有効長さと考ええると、流体潤滑効果は摩擦面の表面粗さレベルでの局所的な条件により決定されることになる。従って表面粗さ、表面の硬さ等の内部条件が厳密に管理された摩擦対偶では、一定の面圧、摩擦速度に対して、式(1),(2)の各項は一意的に定まるとともに、摩擦特性と摩耗特性との間にも一意的な対応関係が成立すると考えられる。このような状態では、仮定1からも逸脱せず、実機-シミュレーションモデル間の、摩擦特性、摩耗特性を含むトライボロジカルな対応は十

* 式(3)は厳密には摩擦界面が流体を介して完全に分離された状態において成立する。

分とれると考えられ、本研究で提案するシミュレーション方法が妥当である。

先の実験では、局所的な条件を同一に設定したいくつかの摩擦・摩耗実験で、摩擦係数の速度・面圧特性が異なると摩耗特性も異なること、摩擦係数と比摩耗量との間に相関関係があることを見た。さらに、固体接触部と流体動圧の負荷分担に関する簡単な考察によっても、内部条件が厳密に管理されているプロセスでは、摩擦特性と摩耗特性は一意的に対応すると考えて差し支えないものと思われる。従って、以上の検討を総括して、摩耗シミュレーションモデルの設定にあたっては次の3点を確認することが重要であると考ええる。

- (1) シミュレーションモデルの局所的領域におけるすべての条件を実機と同一とする。
- (2) 発生する摩耗粉の大きさと形状および摩耗面の性状が実機とシミュレーションモデルで一致する。
- (3) シミュレーションにおいて設定する機械的駆動条件（速度・面圧条件）近傍における摩擦係数の速度・面圧特性の傾向と値が実機とシミュレーションモデルで一致する。

こうして、シミュレーションモデルの形状と適用条件の範囲が決定された後、適用範囲内での種々の駆動条件あるいは種々の材質の場合について、モデルによって簡易に多数のデータを得ることにより実機ねじ系の摩耗挙動を予測することができる。

混合潤滑下における摩擦係数と摩耗特性との関係については、その内容は実際には極めて複雑なプロセスを介していると考えられ、さらにねじにおいては、形状と誤差要因が複雑なだけに、流体潤滑効果は様々の因子に支配される¹²⁾。しかし潤滑下の摩耗をとらえようとすると、流体潤滑効果の影響は無視することができない。混合潤滑下の μ - η N/p特性を理論的に説明しようとする試みもあり^{13) 14)}、今後はむしろ対象とするシステムの実際の摩擦特性を考慮して潤滑下の摩耗試験結果を整理する方法が検討されねばならない。

5. 結 論

円筒モデルを用いた台形ねじの摩耗シミュレーションシステムと実機との対応関係を評価するため、実機台形ねじ-ナット系と、切欠き状態の異なる2通りの円筒モデルについて実験を行い、両者の摩擦・摩耗特性の経時変化、摩耗粉および摩耗面の性状、摩擦係数の速度・面圧特性を比較検討した。得られた結論は次の通りである。

- (1) 円筒モデルの摩擦・摩耗特性は、ほぼ実機台形ねじ-ナット系と同様の傾向を示す実験結果が得られ、第1報で構成したシミュレーションシステムの有効性を示すことができた。
- (2) 見かけの局所的な条件が同一であっても、切欠きの分配方法という巨視的な形状の相違により、流体潤滑効果が変化し、摩擦係数の速度・面圧特性が変化するとともに摩耗特性も異なる傾向を示すことがある。
- (3) シミュレーションモデルの設定にあたっては、局所的なすべての条件を実機と同一とするとともに、摩擦界面における摩擦・摩耗現象の相似性の判定基準として、発生する摩耗粉および摩耗面の性状と、摩擦係数の速度・面圧特性を確認することが重要である。

参 考 文 献

- 1) DIN 50281, 50320, 50321, 50322.
- 2) H. Czichos: Systems Approach to the Analysis of Wear Problem, Conf. on Lubrication, Friction and Wear in Engg., (1980) 247.
- 3) 深田茂生, 大塚二郎: 親ねじ摩耗のシミュレーションに関する基礎的研究—円筒モデルの提案と基礎実験, 精密工学会誌, 52, 1(1986)181.
- 4) 深田茂生, 大塚二郎: 台形ねじの摩耗シミュレーションに関する研究(第1報)—シミュレーションシステムの構成, 精密工学会誌, 54, 3(1988) 525.
- 5) 日本潤滑学会: 潤滑ハンドブック, 養賢堂(1970) 72.
- 6) 笹田 直: 連載講座・摩耗(9), 機械の研究, 24, 2(1972) 317.
- 7) 矢畑 昇, 葉山房夫: 潤滑下における焼なまし炭素鋼の往復摩耗と一方向摩耗との比較, 日本機械学会論文集(C), 47, 422(1981) 1354.
- 8) A.W.J. de Gee: Selection Criteria for Lubricated Journal Bearings, Wear, 36(1976)33.
- 9) 曾田範宗: 摩擦と潤滑, 岩波書店(1954) 88.
- 10) 曾田範宗: 軸受, 岩波書店(1964) 17.
- 11) 曾田範宗: 流体潤滑および混合潤滑における軸受面積および表面粗さの影響, 潤滑, 23, 9(1978) 654.
- 12) 中島克洋, 坂本正史: 流体潤滑域を含む送りねじの駆動性能, 日本機械学会論文集, 44, 380(1978) 1384.
- 13) 曾田範宗: 混合潤滑域におけるすべり軸受摩擦曲線の分岐について, 潤滑, 25, 10(1979)669.
- 14) 青木 弘, 木村好次: 流体潤滑理論による混合潤滑へのアプローチ, 潤滑, 24, 4(1979) 195.