

ホワイトメタル軸受の二段二重摺動摩耗下の累積損傷則*

田村 清^{*1}, 石原 外美^{*2}
館 ゆかり^{*3}, 五嶋 孝仁^{*2}

Cumulative Damage Rule under Two-Step Sliding Wear of White Metal

Kiyoshi TAMURA, Sotomi ISHIHARA^{*4}
Yukari TACHI and Takahito GOSHIMA^{*4} Department of Mechanical and Intellectual System Engineering, Toyama University,
3190 Gofuku, Toyoma-shi, Toyama, 930-8555 Japan

Sliding wear experiments were performed under two-step compressive loading in order to clarify the effect of load fluctuation on the wear life of the white metal bearing. Cumulative damage under two-step wear experiment cannot be predicted by a linear damage rule, since it is affected by the load sequence. The value of cumulative damage is less than unity in the high-low test, on the other hand in the low-high test the reverse is true. The constitutive equation for the wear test was proposed. The equation is capable to predict wear lives under constant loading as well as wear damages in the two-step sliding wear experiment.

Key Words: Wear, Friction, Bearing, Slider Bearing, White Metal, Cumulative Damage, Two-Step Loading

1. 緒 言

ホワイトメタルは、油潤滑式すべり軸受の摺動材として一般産業用、船用、自動車用等に現在広く使用されている。軸とホワイトメタル摺動面の間に適正な厚さの油膜が形成される条件下においては、比較的安定した摺動特性を示すが、高荷重下、軸の低回転数域および軸系より決定される危険回転数域、不適当な潤滑油の使用条件下ではしばしば損傷に至る⁽¹⁾。

著者らは、ホワイトメタル軸受の摩耗寿命に及ぼす各種因子の影響を明らかにすることを目的として、これまでに繰返し荷重下、並びに種々の軸回転速度のもとでホワイトメタル軸受の摩耗寿命について研究し、摩耗寿命は圧縮応力ではなく摩擦応力によって一義的に規定できることを報告⁽²⁾してきた。

本研究は、船舶の推進軸を支持する船尾管軸受の後端部に加わる変動を伴った大きな荷重が、軸受摩耗寿命にどのような影響を及ぼすかを明らかにすることを目的として行ったものである。まず二段二重変動荷重実験を行い、荷重の負荷順序が累積損傷則に及ぼす影響を明らかにした。ついで摺動摩耗過程の摩耗量もしくは試験片幅の増加量を摩耗損傷と考えることによって、二段二重変動摩耗実験の累積損傷則が導けることを示した。また摩耗構成則を新たに提案し、これにより一定圧縮応力下の摩耗寿命並びに二段二重摩耗実験における損傷値を理論的に予測できることを示した。

2. 試験片及び実験方法

2.1 試験片 本実験に使用した試験片は、JIS FCD400 製台金にホワイトメタル JIS WJ2 を遠心鑄造法によりライニングしたすべり軸受から製作した。使用したホワイトメタル WJ2 の化学成分及び機械的性質をそれぞれ表 1 及び 2 に示す。本実験では、すべり軸受試験片と摺動する相手方の回転軸として、一般的軸材としてよく使用されている炭素鋼 JIS S45C を用いた。

試験片と回転軸の摺動部における接触面積を以下の方法で決定した。まず、試験片に予定荷重の約 1/3 の荷重を負荷しながらしばらく試験片と軸を摺動させた。負荷荷重を 1/3 にした理由は、荷重による圧縮応力が降伏応力以下で、且つ明確に摺動痕跡がわかる荷重として選定したためである。その後ホワイトメタル表面に残された擦過痕を観察することによって、接触面積を決定した。このようにして決定された摺動部の面積は 10mm×10mm であり、負荷荷重の大きさによる影響は認められず、ほぼ一定であった。その後、回転軸と接触している部分のみを残し、他の非接触部分を切除することにより、図 1 に示す形状の軸受試験片 (以後試験片と略称) を作成した。試験開始前の回転軸の表面粗さは $R_a=0.35 \mu\text{m}$ 、ホワイトメタル試験片の表面粗さは $R_a=1.4 \mu\text{m}$ であった。

Table.1 Chemical compositions of specimen

Sb (%)	Cu (%)	Sn (%)
8-10	5-6	Bal.

* 原稿受付 2003 年 5 月 12 日。

^{*1} 正員, 日本マリンテクノ(株) (☎ 930-0916 富山市向新庄町 7-14-37)。^{*2} 正員, 富山大学工学部 (☎ 930-0887 富山市五福 3190)。^{*3} 学生員, 富山大学工学部。

E-mail: ishi@eng.toyama-u.ac.jp

Table.2 Mechanical properties of specimen

Tensile Strength (MPa)	Compressive Proof Strength (MPa)	Proportional Limit (MPa)	Young's Modulus (GPa)
81.4	42.2	22.8	53.9

2.2 実験方法

2.2.1 実験装置 実験には図2に示す摺動摩擦試験機を用いた。同試験機は、試験片に種々の圧縮応力を負荷しながら、試験片と回転軸との摺動摩擦実験を行うもので、本研究のために製作したものである。圧縮応力 σ の定義として、 $\sigma = P/BL$ を用いた。ここで、 P : 負荷された荷重、 B : 試験片の接触部の幅、 L : 試験片の接触部の長さである。また軸回転速度 N_{rev} を、種々変化させて実験を行った。なお、回転軸の直径は200mmである。

試験片摺動部への潤滑油の供給法として、軸下部を油槽に浸漬させ、軸の回転によって、潤滑油が試験片と軸の摺動部に掻き上げられる機構を採用した。使用した潤滑油はMOBIL DTE VG100heavy (粘度 $95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 313 K) である。

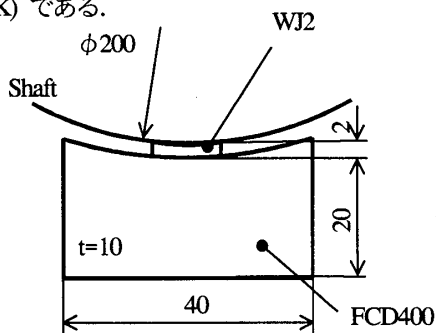


Fig.1 Shape and dimensions of specimen

2.2.2 摩擦力の測定方法 アルミニウム合金製の試験片支持棒にひずみゲージを貼り付けることにより、摺動過程中の摩擦力 F を連続的に計測した。ひずみの測定には、曲げひずみ除去のために2ゲージ法を用い、動ひずみ計とパーソナルコンピュータを用いて、自動計測を行った。

2.2.3 摺動部幅の測定法 摺動摩擦過程の試験片摺動部幅の変化はデジタルノギス (精度 1/100) を用いて、試験機を停止させず連続的に測定した。軸の累積回転数の増加に伴い、摺動部は温度上昇により軟化し、変形能を増す。その結果、摺動部幅の増加を生じる。

試験打ち切り寿命 N_f は、試験片の摺動部幅が試験前の初期寸法 ($t=10\text{mm}$) から5%だけ増加するまでの軸回転数と定義した。この理由は、5%前後を境として試験片の急激な温度増加が生じ、試験片は急速に焼きつき破

損に至ったためである。従って本研究で定義する打ち切り寿命は焼付き寿命と同義である。

2.2.4 摩耗量の測定法 摺動摩擦過程の摩耗量は、任意の回転数毎に実験を中断し、試験片を超音波洗浄機で洗浄後、質量の測定を行うことで算出した。

3.実験結果

3.1 垂直応力と寿命の関係 負荷応力 σ と寿命 N_f の関係を回転速度別に両対数グラフにプロットした結果を図3に示す。図より、負荷応力の増加に伴って軸受けの寿命が短くなっていることがわかる。

さらに回転速度の上昇により寿命が減少しており、特に200rpmと287rpm以上との間で大きな差異が生じていることがわかる。これは潤滑油の供給量変化が影響しているためと考えられる。なお、図中の右方向の矢印は、損傷寿命に至らず試験を打ち切ったことを示している。

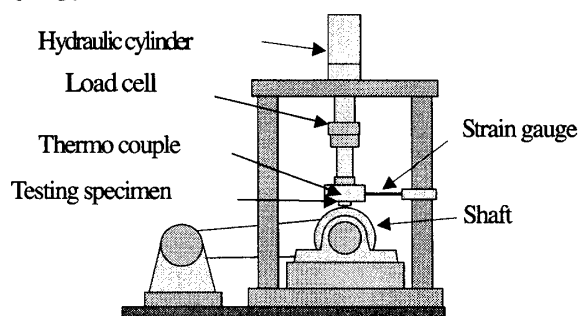
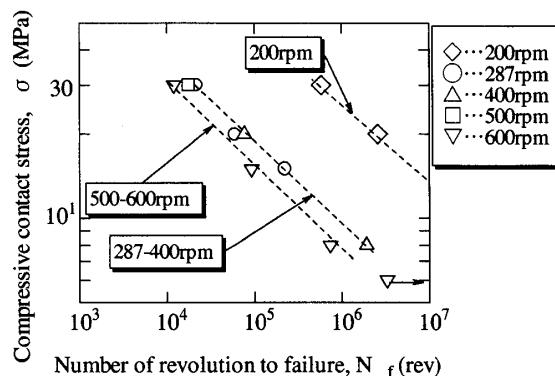


Fig.2 Schematic illustration of test machine

Fig.3 Relationship between N_f and σ

3.2 軸回転速度と摩擦係数の関係 摺動過程中の摩擦力の変化を、種々の圧縮応力、軸回転速度のもとで測定した。摩擦係数 μ は $\mu = F/P$ の関係より算出した。ここで、 P : 圧縮荷重、 F : 摩擦力である。

図4は種々の圧縮応力及び軸回転速度 N_{rev} による摩擦係数 μ の変化を示したものである。摩擦係数 μ は摺動摩擦過程で変動するので、ここでは、試験打ち切り寿命 N_f の20~80%の期間における比較的安定した値を平均摩擦係数として採用した。図より、軸回転速度

N_{rev} の増加に伴い、摩擦係数 μ は増加するが、圧縮応力の違いによる摩擦係数 μ の差異はほとんど見られない。なお287rpm付近での急激な摩擦係数の増加は、用いた試験機の性質上、軸の回転による遠心力の増加によって潤滑油が飛散し、回転軸と試験片の摺動部への潤滑油の供給量が減少するためである。この事実は同試験機において、潤滑油の供給量と回転速度の関係の調査より、確認されている⁽⁴⁾。

3.3 軸受寿命に及ぼす摩擦応力の影響 図5は、摩擦応力 τ と試験打ち切り寿命 N_f の関係を示したものである。ここで摩擦応力の関係式 $\tau = \mu\sigma$ より評価したものである。図より分るように、 $\tau - N_f$ 関係における試験打ち切り寿命 N_f は、軸回転速度 N_{rev} に依存せず、摩擦応力 τ により一義的に決定される。このような結果は、材料に依存せず共通して観察できることが以前の研究にて報告されている⁽⁴⁾。

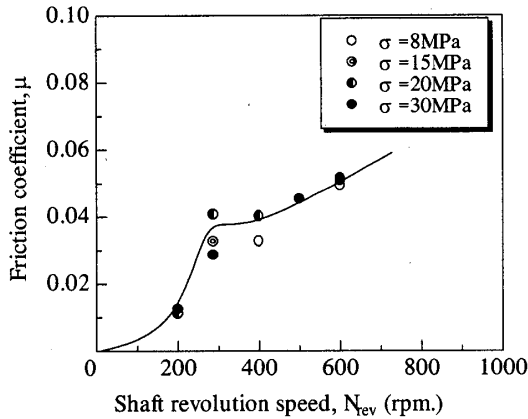


Fig.4 Variation of friction coefficient, μ as a function of revolution speed, N_{rev}

従って、種々の軸回転速度のもとでの摺動摩耗寿命を決定する重要な因子として、摩擦応力が考えられる。図中の曲線については後述する。

また摩擦応力 $\tau = 0.2 \sim 0.3 \text{MPa}$ 以下では、 10^7 の軸回転数でも打ち切り寿命は得られない⁽⁴⁾。従って、摺動摩耗過程では、疲労破壊におけると同様に限界摩擦応力 τ_{th} が存在し⁽⁷⁾、この摩擦応力以下では、摺動摩耗による損傷が発生、進展しないものと考えられる。

3.4 一定荷重下の損傷の発生と成長 打ち切り寿命に至るまでの試験片幅の増加傾向を、 $N_{rev} = 287 \text{rpm}$ 、 $\sigma = 10, 15, 30, 40 \text{MPa}$ について図6に示す。横軸は寿命比 N/N_f をとっている。図より、低応力 $\sigma = 10, 15 \text{MPa}$ では打ち切り寿命の2割ほどまでは単調に幅が増加し、その後幅の増加速度がゆるやかな定常域を経て、急速に試験片幅が増加し打ち切り寿命に至ることがわかる。一方、高応力域、 $\sigma = 30, 40 \text{MPa}$ では、低応力域 $\sigma = 10, 15 \text{MPa}$ でみられたような定常域はほとんどなく、ほぼ直線的に試験片幅が増加する傾向がわかる。

3.5節で述べるように、試験片幅の増加量は摺動摩耗過程の摩耗量と直接対応し、また試験を中断せずに連続的に測定できるので、これを摺動摩耗過程の損傷量として考えることにする。

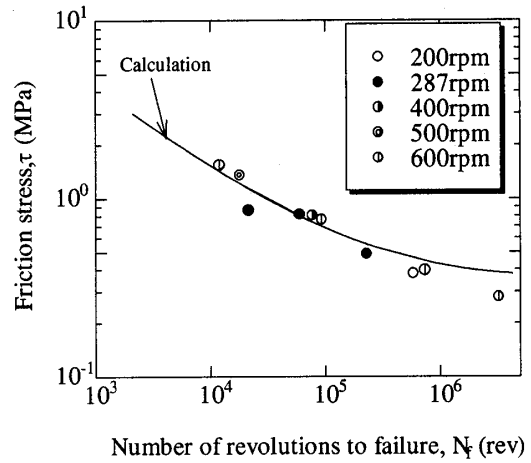


Fig.5 Relationship between N_f and τ

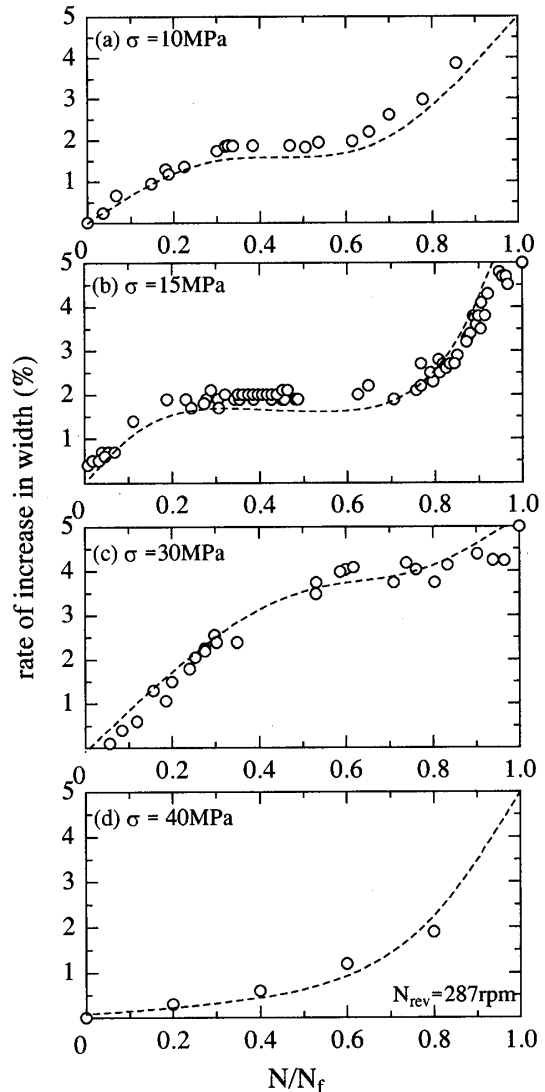


Fig.6 Relationship between N/N_f and increase in width

3.5 一定荷重下での Damage と Wear の関係 図7は、摺動摩耗過程における試験片の単位接触面積あたりの摩耗体積 $Wear$ (mm^3/mm^2) の変化を示したものである。図中には3.4節で述べた試験片幅を打ち切り寿命時のそれとわり算することによって無次元化して得られた損傷量 D の変化も併せて示してある。

図は、 $\sigma = 10, 15, 30, 40MPa$, $N_{rev} = 287rpm$ において得られた結果を示している。図より摩耗量の変化は、応力の低下に伴い、寿命中期の緩やかな増加域の占める割合が多くなっていることがわかる。また損傷量 D の変化と同様の傾向が摩耗量 $Wear$ においてもみられる。従って、試験片幅の変化から定義された損傷量 D を摺動摩耗過程の損傷としてみなすことは妥当であることがわかる。

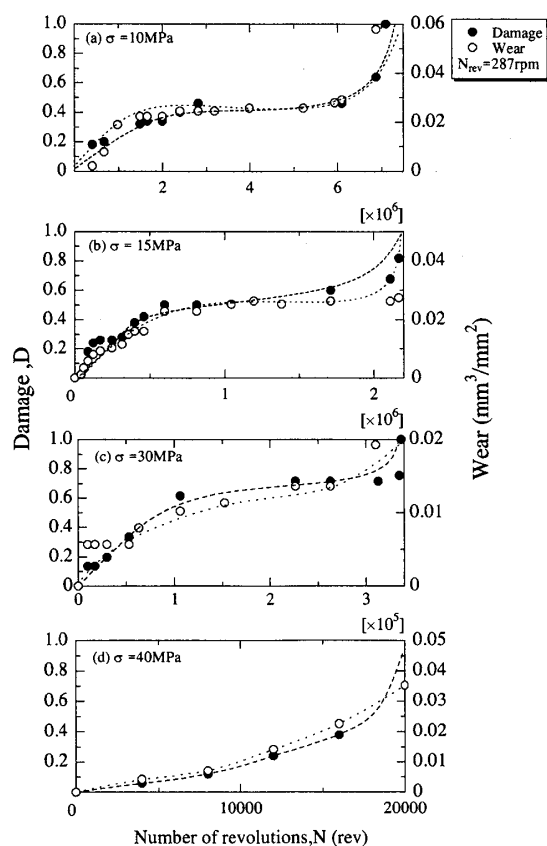


Fig.7 Relationship between Damage and Wear

3.6 二段二重摺動摩耗実験 荷重の変動が軸受損傷寿命に与える影響をみるために、圧縮荷重の大きさを二段に切り替える二段二重摺動摩耗実験を行った。荷重は高荷重から低荷重へ切り替える実験 (High→Low) と、低荷重から高荷重へ切り替える実験 (Low→High) の2種類の実験を行った。

図8は $\sigma = 15, 30MPa$ の応力組み合わせで得られた結果を示したものである。図の横軸には一次応力下における打ち切り寿命 N_{f1} と一次応力の軸回転数 N_1 の

比 $\Sigma N_1 / N_{f1}$ を、縦軸には二次応力下における打ち切り寿命 N_{f2} と二次応力の軸回転数 N_2 の比 $\Sigma N_2 / N_{f2}$ がとられている。また図中の右下がりの実線は、式(1)で表される、累積損傷値が1となるマイナー則(線形被害則)⑧を示している。

$$\Sigma N_1 / N_{f1} + \Sigma N_2 / N_{f2} = 1 \quad (1)$$

図より、High→Low, Low→High とともに累積損傷値は1とは異なる値を持ち、マイナー則から外れる結果となった。High→Low ではマイナー則に対し全体的に寿命が短くなるのに対し、Low→High ではマイナー則に対し全体的に寿命が長くなることがわかる。従って、圧縮応力が変動する実験ではマイナー則が成立しない。また、応力の負荷順序による影響も認められる。図中の破線で示される曲線については後述する。

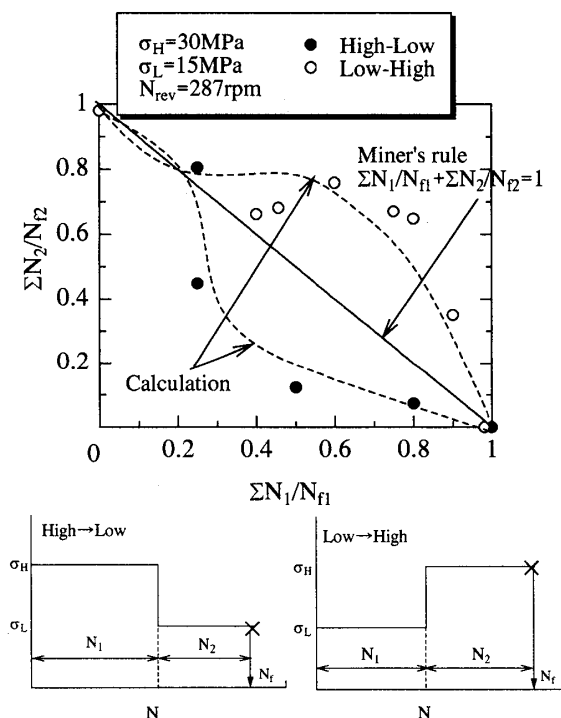


Fig.8 Two-step loading test

4 考察

4.1 摩耗構成則について 図7より軸一回転当たりの摩耗量 dw/dN を求め、 dw/dN と摩耗量 w との関係を圧縮応力 $\sigma = 10, 15, 20, 30, 35, 40MPa$ について両対数グラフ上にプロットした。その結果を図9に示す。図より、 $\sigma = 40MPa$ の高圧縮応力における結果を除く他の圧縮応力では、初期摩耗時に高い摩耗率 dw/dN を示すが、その後 dw/dN は一旦低下し再び増加している。これらの関係には明確な圧縮応力依存性が認められ、一定の w 値において σ が大きいほど dw/dN は大きな

値を示す。一方高応力 $\sigma = 40\text{MPa}$ においては、摩擦過程全般に渡って dw/dN の低下がほとんどなく、この摩擦変化は後述する Archard の式⁹⁾と類似の傾向を示す。図9の結果を横軸に τw をとり再整理した結果を図10に示す。図7に示すように、摺動摩擦過程は初期摩擦、定常摩擦、最終摩擦の3つの期間に分類できるが、図中のデータには初期摩擦のデータを含めていない。この初期摩擦期間は全摩擦期間の約2割である。図10よりわかるように、 dw/dN - τw 関係には圧縮応力 σ による影響が消失し、式(2)の関係が成立する。この関係は図10中に実線にて示してある。

$$dw/dN = A\{(\tau w) - (\tau w)_{th}\}^2 \quad (2)$$

ここで、 A は材料により決定される定数であり、また $(\tau w)_{th}$ は摩擦が生じないしきい値と考えることができる。本実験ではこれらの値として、 $A=0.0025(\text{mm}^3/\text{N}^2 \cdot \text{rev})$ 、 $(\tau w)_{th}=5 \times 10^{-3}(\text{N}/\text{mm})$ なる値を得た。

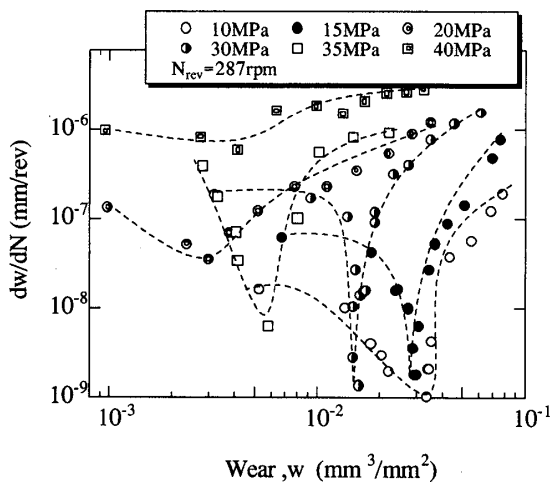


Fig.9 Relationship between Wear and dw/dN

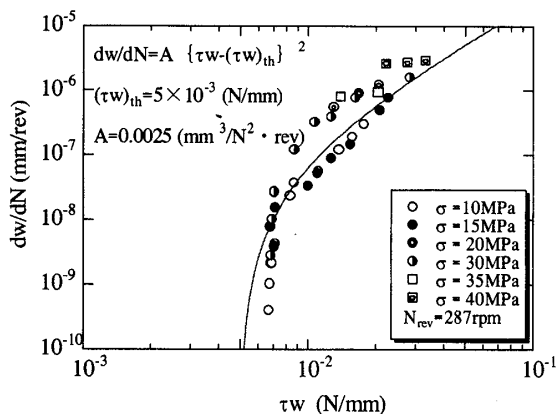


Fig.10 Relationship between τw and dw/dN

ここで、 τw の物理的意味を考える。 w は摺動部の単位面積当たりの摩擦量と定義しているから、単位面積の摺動摩擦部を想定すると w は摩擦深さと等価で

ある。従って、図11に示すように、 τw は $1 \times w$ なる微小面積に作用する水平力(摩擦力) τw が水平方向に単位長さ1だけなす摩擦仕事を表している。

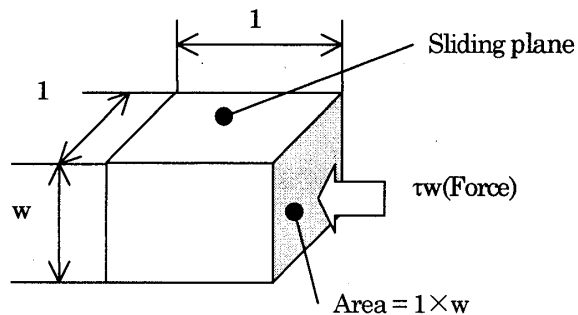


Fig.11 Expression for τw

4.2 摩擦寿命並びに二段二重磨耗寿命の予測

4.2.1 $\tau - N_f$ 関係の導出 式(2)を初期摩擦量 w_0 から w まで積分すると次式が得られる。 w_0 は応力に依存しない定数と仮定することにより、実験より決定できる。

$$\int_{w_0}^w \frac{1}{\{\tau w - (\tau w)_{th}\}^2} dw = A \int_{N_0}^N dN \quad (3)$$

式(3)を積分し次式を得る。

$$\frac{1}{\tau} \left(\frac{1}{\tau w_0 - (\tau w)_{th}} - \frac{1}{\tau w - (\tau w)_{th}} \right) = A(N - N_0) \quad (4)$$

$W = w_c$ において、 $N = N_f$ とおくことにより次式を得る。

$$\frac{1}{\tau} \left(\frac{1}{\tau w_0 - (\tau w)_{th}} - \frac{1}{\tau w_c - (\tau w)_{th}} \right) = A(N_f - N_0) \quad (5)$$

式(5)において、 $N_f - N_0 \approx 0.8N_f$ と近似することにより摩擦寿命 N_f を予測する式として次式を得る。

$$N_f = \frac{-1}{0.8A\tau} \left\{ \frac{1}{\tau w_c - (\tau w)_{th}} - \frac{1}{\tau w_0 - (\tau w)_{th}} \right\} \quad (6)$$

実験値より、 w_0 は初期摩擦量 $0.014(\text{mm}^3/\text{mm}^2)$ と得られ、また図7の実験結果より応力に依らない値として $(\tau w)_c = 0.6(\text{N}/\text{mm})$ が得られ、これより試験打ち切り時の摩擦量 w_c が決定できる。

式(6)を用いて計算によって得られた $\tau - N_f$ 関係を図5中に実線にて示す。図より計算結果は実験結果と良く一致しているおり、摩擦寿命の予測において本論文において提案した式(2)の摩擦構成則が有効であることがわかる。

4.2.2 二段二重摺動摩耗下の累積損傷 次に摩耗構成則 $dw/dN=A\{\tau w - (\tau w)_{th}\}^2$ を用いて、二段二重摩耗実験における累積損傷値の予測を行った。

式(4)と式(5)の両辺を互いに除することによって、次式の関係が得られる。

$$\frac{\left\{ \frac{1}{\tau w - (\tau w)_{th}} - \frac{1}{\tau w_0 - (\tau w)_{th}} \right\}}{\left\{ \frac{1}{\tau w_c - (\tau w)_{th}} - \frac{1}{\tau w_0 - (\tau w)_{th}} \right\}} = \frac{N - N_0}{N_f - N_0} \quad (7)$$

一例として圧縮応力 $\sigma=10, 15, 30\text{MPa}$ に対して、 $\tau = \mu\sigma$ ($\mu = 0.034$) の関係より τ を求め、 $N_0=0.2N_f$ として式(7)の関係を計算した。縦軸に損傷量 w/w_c 、横軸に寿命比 N/N_f をとり整理した結果を図12に示す。但し初期摩耗の生じる $N/N_f=0\sim 0.2$ の領域では、式(7)を用いることができないので、ここでは便宜上この区間の損傷が直線的に変化するものと仮定して線が引いてある。

式(7)には $(\tau w)_{th}$ が考慮されているので、摩耗損傷の進行に圧縮応力の差異が反映され、圧縮応力値が高いほど損傷の進展は直線的に進んでいる。高圧縮応力における摩耗損傷の直線的進行は、これまでに報告されている次式の Archard の式(8)の予測傾向と類似している。

$$V = \frac{kPL}{H} \quad (8)$$

V : volume loss P : applied load
 L : sliding distance H : hardness
 k : coefficient of wear (const)

一方、低応力値における損傷量の進行は非線形的に増加している。このような実験傾向は図7の実験傾向を良く模擬している。

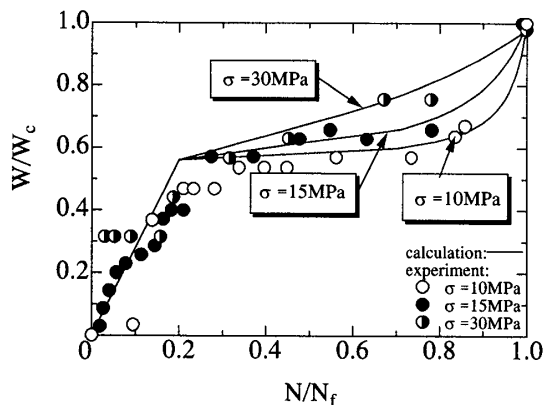


Fig.12 Relationship between N/N_f and Wear

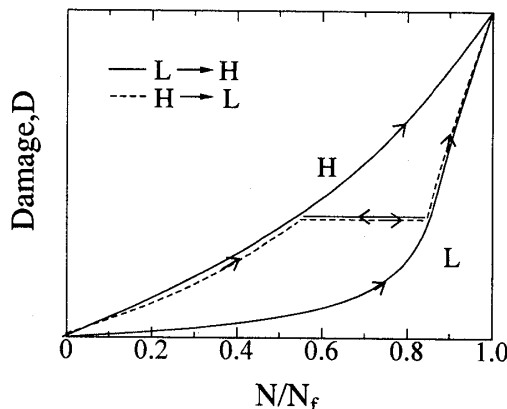


Fig.13 Prediction of damage evolution during the two-step sliding-wear-test

次に、図13の模式図に示す方法を用いて、二段二重摺動摩耗下の累積損傷の進行過程を予測する。式(7)を用いて損傷を予測した結果を図8中に破線で示す。図から、予測結果は実験結果と良く一致していることが分かる。

もし式(8)の Archard の摩耗構成則を用いた場合には、損傷が線形に進行し、進行過程に圧縮応力による差異が表れない。このため、二段二重摩耗実験については、式(1)の線形損傷則を予測するのみで、図8の実験結果を予測できない。

5. 結言

- (1)摩耗過程における摩耗量と試験片幅で定義された損傷量の変化はほぼ一致しており、後者を損傷量として定義することは妥当である。
- (2)二段二重摩耗実験の累積損傷値はマイナー則から外れ、応力の負荷順序効果が存在する。High→Low 実験では損傷値は1以下に、Low→High 実験では損傷値は1以上となる。
- (3)摩耗の構成則 $dw/dN=A\{\tau w - (\tau w)_{th}\}^2$ を用いることによって、一定応力下の $\tau - N_f$ 曲線、並びに二段二重摩耗実験の累積損傷値を予測できることを示した。

謝辞

日本マリンテクノ(株)取締役工場長 関森 繁氏、及び技師長 吉田久志氏には本研究遂行に当って多くの便宜を図っていただいた。記して謝意を表す次第である。

参 考 文 献

- (1)日本舶用機関学会軸系研究委員会, 軸系からみた最低回転数の限界, 日本舶用機関学会誌, 23-8(1988), 42-49.
- (2)朝鍋定夫, 船尾管軸受, 日本舶用機関学会誌, 27-9(1992), 645-652.
- (3)田村 清, 石原外美, 五嶋孝仁, 吉田久志, ホワイトメタルをライニングした軸受材の摺動疲労寿命, 日本舶用機関学会誌, 35-3(2000), 198-204.
- (4)田村 清, 石原外美, 五嶋孝仁, 吉田久志, ホワイトメタル軸受の打切り寿命に及ぼす摺動速度と摩擦応力の影響, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 37-8(2002), 131-37.
- (5)田村 清, 館ゆかり, 石原外美, 五嶋孝仁, ホワイトメタル軸受の変動荷重下の摺動摩耗特性, 機講論(北陸信越支部), 037-1(2003), 15-16.
- (6)田村 清, 石原外美, 五嶋孝仁, 館 ゆかり, 板川 巧, WJ2 およびWJ7 ホワイトメタル軸受の損傷機構と寿命, 機論集, 69-686(2003)
- (7)S. Ishihara and A. J. McEvily, Analysis of Small Fatigue-Crack Growth under Two-Step Loading Conditions, Small Fatigue Cracks : Mechanics, Mechanisms and Applications, (1999), 389-401.
- (8)材料強度学, 日本材料学会, (1998), 120-121.
- (9)Gencaga Purcek, Dry sliding friction and wear properties of zinc-based alloy, WEAR 252 (2002), 894-901.