

鋼のフレッチング摩耗の機構に関する研究

—小振幅における比摩耗量の低下機構を中心に—

平成4年6月

志摩 政幸

①

鋼のフレッチング摩耗の機構に関する研究

—小振幅における比摩耗量の低下機構を中心に—

平成4年6月

志摩 政幸

目 次

第1章 序論	1
1.1 緒言	2
1.2 本研究の目的	3
1.3 本論文の構成	3
1.4 本研究に関連して発表した研究報告	6
引用文献	8
第2章 本研究に関連する従来の研究	9
2.1 はじめに	10
2.2 凝着と摩擦	10
2.3 摩耗粉の性状と作用	13
2.4 接触の機構	16
2.5 摩耗に及ぼす諸因子の影響	17
2.6 摩擦面温度	21
2.7 フレッチング摩耗の機構	23
2.8 フレッチング摩耗の防止に関する研究	26
2.9 小結	29
引用文献	36
第3章 フレッチング摩耗試験機の開発	43
3.1 はじめに	44
3.2 従来試験機とその問題点	44
3.3 フレッチング摩耗試験機の開発	45
引用文献	55
第4章 接触の機構	56
4.1 はじめに	57
4.2 Mindlinの理論とその結果	58
4.3 Mindlin理論の適用不可能な接触問題に対する解析方法	60
4.4 計算の手順と解析方法の検討	68
4.4.1 計算の手順	68
4.4.2 解析方法の検討	68
4.5 隅に円弧上の丸みを付けた角柱と平面の接触	69
4.5.1 計算条件	69
4.5.2 隅角部の曲率半径の影響	70

4.5.3 平坦部の長さの影響	71
4.6 小結	74
引用文献	92
第5章 現象の直接観察	94
5.1 はじめに	95
5.2 実験	95
5.3 実験結果と考察	96
5.3.1 無潤滑下における結果	96
5.3.2 潤滑下における結果	102
5.4 小結	104
引用文献	116
第6章 摩擦面および摩耗粉の観察	117
6.1 はじめに	118
6.2 実験条件など	119
6.3 観察結果	121
6.3.1 摩擦面への摩耗粉の堆積	121
6.3.2 摩擦面内に存在する摩耗粉	123
6.3.3 摩擦面外に排除された摩耗粉	125
6.3.4 摩擦面の様子	126
6.3.5 摩擦面の酸化物被覆率	129
6.3.6 酸化物の厚さ	130
6.3.7 摩擦面間に介在する摩耗粉の作用	132
6.4 小結	134
引用文献	153
第7章 破壊力学的考察	155
7.1 はじめに	156
7.2 摩擦面下のき裂の応力解析	158
7.3 き裂の進展に関するモデル試験	164
7.4 フレッチング摩耗面と疲労き裂面の比較	167
7.5 小結	169
引用文献	186
第8章 フレッチング摩耗における摩耗量の諸特性	188
8.1 はじめに	189
8.2 実験	190

8.2.1 試験片および実験条件	190
8.2.2 摩耗量の測定法について	191
8.3 試験機の剛性と摩擦挙動	193
8.4 摩耗量の振幅特性	196
8.5 諸因子の影響	199
8.5.1 接触荷重の影響	199
8.5.2 繰返し数の影響	200
8.5.3 湿度の影響	203
8.6 硬さおよび雰囲気の影響	203
8.6.1 硬さと摩擦係数の関係	203
8.6.2 摩耗に及ぼす硬さの影響	205
8.6.3 摩擦面の硬さ	208
8.7 小結	209
引用文献	239
付録 フレッチングにおける摩擦面温度	242
第9章 フレッチング摩耗機構に関する考察とまとめ	256
9.1 はじめに	257
9.2 フレッチング摩耗の機構	258
9.2.1 摩耗の振幅特性に関係するパラメータのまとめ	258
9.2.2 摩擦面の接触状態	259
9.2.3 摩耗粉発生の機構	261
9.2.4 摩耗粉排出の機構	266
9.2.5 摩耗粉の作用	268
9.2.6 臨界振幅を定める要因	270
9.2.7 フレッチング摩耗の上限振幅について	272
9.2.8 フレッチング摩耗に及ぼす材料の硬さの影響	273
9.2.9 フレッチング摩耗機構のまとめ	277
9.3 フレッチング摩耗機構の検証	279
9.4 フレッチング摩耗防止の指針	282
引用文献	297
第10章 結論	299
謝辞	304

第 1 章 序論

1.1 緒言

1.2 本研究の目的

1.3 本論文の構成

1.4 本研究に関連して発表した研究報告

第 1 章 引用文献

第1章 序論

1.1 緒言

「接触する2固体間に微小な接線方向の振動が与えられたときに生ずる表面損傷」と定義されているフレッチング^{1) 1)}は、工業上重要な問題の一つである。

フレッチングは軸の圧入部、各種継手など本来相対運動を拘束することを目的とした接触面や、運転されていない軸受、歯車あるいは安全弁などの、本来相対運動を予想していない摩擦面が外部振動を受ける場合にしばしば発生する。

この損傷が機械要素に及ぼす影響としては、局部的摩耗によるガタの発生、振動、騒音の発生、摩耗粉の離脱による締付け力の低下、逆に摩耗粉が排出されにくい場合には接触圧の増加による焼付き、摩耗粉の混入による潤滑剤の劣化と他の摺動部への障害などがある。情報機器では、摩耗粉などの生成物が接触面に堆積することによる電気抵抗の変化とノイズの発生が問題となっている。また、変動荷重を受ける機械部品ではフレッチングは、疲労破壊の起点となる微小き裂を発生させ、疲労強度を著しく低下させることが多い^{1) 2)}。

上記の、主に摩耗が問題となる損傷をフレッチング摩耗といい、一方疲労強度の低下が問題となる損傷をフレッチング疲れといて、両者を区別して呼ぶのが一般的である^{1) 3)}。本論文では、前者のフレッチング摩耗を対象とし、それはどのような現象であるのか、またその機構はど

のようなものなのかを研究する。

1.2 本研究の目的

前節で述べたように、フレッチング摩耗は発生の程度から言えばそれほど特殊な現象ではなく、本来相対運動を拘束することを目的とした接触面、あるいは本来相対運動を予想していない摩擦面にしばしば発生するものである。そのため、第2章で述べるようにこれまでに数多くの研究がなされ、フレッチング摩耗の特徴、支配的な諸因子の影響などはかなり明らかになっている。しかし、多くの因子が相互に関連し合って発生する現象であるため、いまだ不明な点あるいは矛盾する点などが数多く残されている。また、フレッチング摩耗の機構についても、様々な説があり、定説を得るに至っていない。フレッチング摩耗の機構が明確になれば、それに基づく抜本的な損傷防止対策が可能となるが、現状は試行錯誤的に対策が講じられている段階である。

このような状況をふまえ、本研究では工業上問題となることがもっとも多い鉄系材料（主に軸受鋼）のフレッチング摩耗に限定して各種因子の影響を調べるとともに、接触の機構、現象の直接観察、摩擦面および摩耗粉の観察、摩耗粉発生の破壊力学的考察を行い、フレッチング摩耗現象の把握とその機構を調べることにした。

1.3 本論文の構成

本論文は、10章からなっている。以下にその構成を示す。

第1章「序論」では、フレッチング摩耗の定義と機械要素に及ぼす影響を述べるとともに、本研究の目的、本論文の構成などを述べている。

第2章「本研究に関連する従来の研究」では、過去の研究において明らかにされた点、今だ不明な点あるいは矛盾する点を示し、フレッチング摩耗に対する基本的認識を深め、本研究を行う上での指針を示す。

第3章「フレッチング摩耗試験機の開発」では、フレッチング摩耗試験機が備えるべき特性を述べるとともに、本研究のために開発したフレッチング摩耗試験機の特徴、性能などについて説明している。

第4章「接触の機構」では、広範囲の接触問題に適用可能な解析方法を提示し、一般にみられる面接触を取り上げて接触部の応力状態、すべり域の大きさ、相対すべり量などを調べ、従来からフレッチング摩耗の研究に用いられている点接触理論の結果と比較検討する。これから、本実験で用いた点接触の実験結果が、接触圧力を把握しておくことにより、一般の摩擦面におけるフレッチング摩耗の検討に利用できる可能性を示す。

第5章「現象の直接観察」では、鋼球と板ガラスの接触部に生じるフレッチング摩耗現象を、板ガラスを通して光学顕微鏡により直接観察し、空気中および潤滑油中でフレッチング摩耗が進行していく様子を、振動振幅を種々変えて調べている。

第6章「摩擦面および摩耗粉の観察」では、軸受鋼同士(SUJ2/SUJ2)、ステンレス鋼同士(SUS304/SUS440C)、炭素鋼(S25C)と軸受鋼(SUJ2)、アルミニウム合金(2017-T4)と軸受鋼(SUJ2)の組み合わせで生じる摩耗粉

を、摩擦面から排除された摩耗粉と摩擦面に介在している摩耗粉に分けて、その大きさ、形状などを観察し、またこれと対比して摩擦面の観察を行っている。これらの結果に基づき、摩擦面内に存在する摩耗粉と摩擦面外に排除された摩耗粉の性状の相違を明らかにするとともに、摩擦面内の摩耗粉のフレッチング摩耗過程に及ぼす作用について検討している。

第7章「破壊力学的考察」では、第6章の結果をふまえ、薄片状摩耗粉の発生機構を、ヘルツ接触により生じる応力場に置かれたクラックのモードIおよびモードIIの応力拡大係数の変動幅 ΔK_I 、 ΔK_{II} を計算して検討している。

第8章「フレッチング摩耗における摩耗量の諸特性」では、現象を定性的に把握した第5章および6章の結果に基づき、フレッチング摩耗に対する諸因子（振動振幅、接触荷重、繰返し数などの運動形態因子、接触要素の材質、硬さなどの物理的因子、雰囲気、潤滑剤などの化学的因子）の影響を定量的に調べている。これらの因子の中でも、振動振幅、試験システムの接線方向剛性、接触荷重などの因子から定まる試験片間の相対振幅が、フレッチング摩耗にきわめて重要な役割を果たすこと、その他の因子の影響も相対振幅により変化することを示す。なお、摩耗量の諸特性とは直接関係ないが、本章の末尾には付録として、フレッチングにおける摩擦面温度を測定した結果も載せてある。

第9章「フレッチング摩耗機構に関する考察とまとめ」では、第4章～第8章で得られた結果を相互に関連づけて、フレッチング摩耗におけ

る摩擦面の接触状態，摩耗粉発生の機構，摩耗粉の摩擦面外への排出の機構，摩擦面間に存在する摩耗粉の作用を検討するとともに，摩耗が急増する臨界振幅を定める要因，フレッチング摩耗の上限振幅について考察している．また，フレッチング摩耗の諸過程を明らかにすることにより，一般の摩耗との相違点を示すとともに，フレッチング摩耗における連鎖プロセスを導き，操作変数，接触要素，雰囲気などがその諸過程に及ぼす影響を体系化している．最後に，本論文で得られた知見により，従来フレッチング摩耗に関して一般に認められている現象が矛盾なく説明できることを示すとともに，フレッチング摩耗を抑止ないし防止するための指針を述べている．

第10章「結論」では，本研究で得られた結論を項目ごとに示している．

1.4 本研究に関連して発表した研究報告

本研究に直接関連して発表した研究報告は，以下の通りである．なおこれらの研究は，本論文中で引用文献番号をつけずにその内容を引用している．

- (1)佐藤準一・志摩政幸 他3名：フレッチング摩耗の研究（第1報）
—現象の直接観察—，潤滑，第26巻，第8号(1981)555.
- (2)J. Sato, M. Shima & T. Sugawara: A Fundamental Study of Fretting Damage to Glass Using an Improved Apparatus, Wear, vol. 106, no. 1 (1985)53.

- (3) 佐藤準一・志摩政幸：フレッチングの研究（第2報）—フレッチング接触における接線応力と微小すべりの解析について—，潤滑，第28巻，第6号（1983）442.
- (4) 志摩政幸・佐藤準一：フレッチングの研究（第3報）—摩耗粉の観察—潤滑，第30巻，第3号（1985）201.
- (5) J. Sato, M. Shima & M. Takeuchi: Fretting Wear in Seawater, Wear, 110(1986)227.
- (6) 志摩政幸・佐藤準一：フレッチングの研究（第4報）—弾性支持された接触面の摩耗量評価の一試み—，潤滑，第31巻，第7号（1986）507.
- (7) 志摩政幸・地引達弘 他2名：フレッチングにおける摩擦面の温度上昇，トライボロジスト，第34巻，第12号（1989）908.
- (8) 志摩政幸・竹内正明・佐藤準一：種々の雰囲気におけるフレッチング摩耗に及ぼす鋼の硬さの影響（第1報）—大気中における結果を中心として—，トライボロジスト，第36巻，第5号（1991）388.

第1章 引用文献

- 1.1) 日本潤滑学会編：潤滑用語解説集，朝倉書店(1970)82.
- 1.2) R. B. Waterhouse著（佐藤準一訳）：フレッチング損傷とその防止法，養賢堂(1984)6.
- 1.3) 佐藤準一：機械の研究，34,1(1982)71.

第2章 本研究に関連する従来の研究

- 2.1 はじめに
- 2.2 凝着と摩擦
- 2.3 摩耗粉の性状と作用
- 2.4 接触の機構
- 2.5 摩耗に及ぼす諸因子の影響
- 2.6 摩擦面温度
- 2.7 フレッチング摩耗の機構
- 2.8 フレッチング摩耗の防止に関する研究
- 2.9 小結

第2章 引用文献

第2章 本研究に関連する従来の研究

2.1 はじめに

本章の目的は、本研究に関連する従来の研究を展望し、フレッチング摩耗に関する認識を深めるとともに、本研究を行う上での指針を得ることにある。ここではフレッチング摩耗に関する基本的事項、すなわち(i)凝着と摩擦、(ii)摩耗粉の性状、(iii)接触の機構、(iv)摩耗に及ぼす諸因子の影響、(v)摩擦面温度、(vi)フレッチング摩耗の機構、及び(vii)摩耗防止に関する研究を中心に、これまで得られている知見、いまだ不明ないし矛盾する点などを述べる。

2.2 凝着と摩擦

フレッチングにおける摩擦面の劣化、摩耗などの損傷を検討する際には、摩擦面の相互干渉の激しさを示す目安となる、凝着と摩擦を把握しておくことが重要である。固体表面間の凝着に関する研究は、これまで McFarlane & Tabor^{2.1)}を始めとして多くの研究者によって発展されてきた^{2.2)~2.5)}が、フレッチング作用を受ける金属面間の凝着についても若干の研究がなされている^{2.6)~2.9)}。Bethune & Waterhouseは、軟鋼同士のフレッチングにおける凝着力を測定し、凝着力と摩擦回数との関係は種々の実験条件に対し、定性的に図2.1に示すようになることを示し、次の説明を加えている^{2.6)}。凝着力は摩擦初期に急増するが、これは表面酸化膜が接線力の繰り返しによって破断し、強固な凝着部が

生じるためである。この初期の凝着部は、引き続くフレッチング作用により疲労破壊を生じて消滅するため、凝着力の急激な低下を生じる。この過程で摩擦面は粗くなり、突起部が再び強固な凝着部を生じて凝着力の増大が起こるが、フレッチング作用の繰り返しの酸化物の堆積でしだいに凝着力は小さくなる。Bethuneらは、また、凝着と振幅の関係および凝着に対する雰囲気の影響についても調べている²⁻⁷⁾。その結果、ある振幅以下では凝着係数（引離力/接触荷重）は非常に小さいが、それ以上の振幅では急増すること、および凝着係数は不活性ガス（N₂ガス）中の方が空気中よりも大きいことを示している。大前・築添らも炭素鋼（S25C）同士のフレッチングにおける凝着力を測定し、振幅が75 μ m以下では凝着係数は高々0.002程度であるが、130 μ m以上では摩擦初期の凝着係数はその数倍となる結果を得ている²⁻⁸⁾。また、振幅によらず凝着係数は摩擦回数の増加によりしだいに低下し、10⁵回程度でほぼ0となり、これは発生した酸化摩耗粉が摩擦面間に堆積するためであるとしている²⁻⁸⁾。de Geeらは、垂直振動荷重下およびそこにねじり振動が付加されたときの焼結アルミニウム合金同士の凝着と損傷を調べ、後者の方がはるかに激しい凝着と損傷が生じることを報告している²⁻⁹⁾。

これらの結果から、凝着はフレッチング作用により激しくなること、しかしある振幅以下では酸化膜が破壊されにくいために激しい凝着は生じないこと、酸化摩耗粉の堆積は凝着を妨げる作用をもつことなどがわかる。

表2.1に、鉄系材料同士のフレッチングにおける摩擦係数（大気中、無

潤滑)の例を示す。これらの例においては、一般に摩擦係数は摩擦開始時には低い、摩擦の繰り返により急増し、その後変動しながら摩擦初期のそれよりやや低い値となり、ほぼ安定する²⁻¹⁰⁷~²⁻¹⁶¹。

Milestoneらは、摩擦開始時の摩擦係数は酸化膜同士の摩擦挙動に、摩擦係数の最大値はフレッチング作用による酸化膜の破断の挙動に、また定常状態の摩擦係数は、摩擦面に介在する酸化摩耗粉の挙動に支配されるとしている²⁻¹¹¹。Hallidayらは、軟鋼同士の定常状態における摩擦係数として、0.05かそれ以下の非常に低い値を得、これは介在する摩耗粉が微小なローラとしての作用をなすためであると推定した²⁻¹⁰⁷。しかし、表2.1からも明らかなように、大半の研究²⁻¹¹¹~²⁻¹⁶¹は定常状態の摩擦係数として0.5~0.8を与えており、Hallidayらの結果より1桁高い。従って、摩耗粉の挙動についてはさらに検討する必要がある。

鉄系材料以外のフレッチングにおける材料の摩擦挙動を調べた研究は少ないが、銅同士の摩擦^{2-121, 2-171}、アルミニウム合金同士の摩擦²⁻¹⁸¹においても、摩擦係数の経時変化は鉄系材料同士のそれと類似の挙動をとることが示されている。

フレッチングの摩擦挙動に対する雰囲気、特に湿度および潤滑油の影響についても若干の研究がなされている。Gotoらは乾燥空気中と湿り空気中でアルミニウム合金同士の摩擦を測定し、後者における定常状態の摩擦係数は前者のその約0.7となることを見だし、これは水分が摩擦面に吸着して潤滑作用をするためであると報告している²⁻¹⁸¹。Stowersらは合成タービン油中で銅同士の摩擦係数を調べ、潤滑下の摩擦係数は

一般のすべり摩擦における値よりも若干高く、潤滑油の欠乏が生じやすいことを示している^{2.12)}。ただし、この結果は特定の条件下(荷重44.4N, 振幅250 μ m, 振動数150Hz)におけるものであり、一般性のあるデータを得るには系統的な実験が必要であろう。

以上の研究結果から、フレッチングにおける摩擦係数の挙動は概して凝着係数のそれに類似している^{2.19)}こと、発生した摩耗粉が摩擦挙動に影響を及ぼすこと、摩耗粉の挙動についてはさらに検討する必要があることがわかる。

2.3 摩耗粉の性状と作用

フレッチングにより生じる摩耗粉については、摩耗機構の研究と関連し、多くの報告がなされている。その結果によれば、大気中の鉄系材料同士の組み合わせで生じる摩耗粉は、そのほとんどが微細な茶かつ色の粒子であり、この粒子の組成は、主に酸化第二鉄の高温形態である α - Fe_2O_3 と同定されている^{2.10), 2.20)~2.25)}。酸化摩耗粉の粒径は1 μ m以下と見なされており^{2.10), 2.26)~2.28)}、非常に微細化されていることがわかっている。また酸化摩耗粉に比べればかなり大きな金属粉もわずかに混在することが認められている^{2.10), 2.21), 2.22), 2.29)~2.34)}。

酸化摩耗粉 α - Fe_2O_3 の発生メカニズムについては二つの考え方があ
る。一つは温度上昇による酸化、いま一つは機械的な変形による酸化である。Waterhouseは、 γ - Fe_2O_3 (大気中、室温で鋼に生じる酸化膜)が摩擦面の温度上昇により α - Fe_2O_3 に変化するメカニズムを考え、こ

の反応が生じるために必要な温度上昇は753Kであるとした^{2, 22)}。また、Quinnは、Hallidayら^{2, 10)}他の摩耗試験の条件から閃光温度を推定してその温度で静的な酸化試験を行い、鋼の表面には $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ が生成することを示している^{2, 23)}。しかし後述するように、摩擦面が $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ を生ずるのに十分な程加熱されるか否かについては未だに不明である。一方、Feng & Rightmireは機械的変形による酸化、すなわち金属粉が摩擦面間で粉碎、研磨作用を受け、活性化した新生面が急速に酸化されて非常に細かい酸化物が生成すると結論づけた^{2, 26)}。曾田と木村は、これらの中間のメカニズムを考えている^{2, 23)}。すなわち、摩擦面の温度上昇はそれほど高くはないが、摩耗粉は熱容量が小さく、また摩擦面から逃れにくいことから473K程度($\text{Fe}_3\text{O}_4 \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3$ の反応が進むのに必要な温度)の温度上昇はあり得て、この高温下で激しい塑性変形ないしは破壊を生じ、 $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ の生成がなされるものと考えている^{2, 23)}。

本研究では、Crを1.5%前後含む軸受鋼を主に用いている。そこで、Fe-Cr合金の酸化物について触れておく。Fe-Cr合金が高温の空気にさらされる(摩擦を受けずに)と、酸素との親和力が大きいCrが選択的に酸化される。Cr添加量が約20%以上では、保護性酸化皮膜の Cr_2O_3 皮膜を生成し、合金の酸化を防止すること、またその添加量が少なければ(15%以下)、スピネル型酸化物の FeCr_2O_4 をスケール内層に生成するものの、Feも多量に酸化されることが知られている^{2, 27)}。これに対し、摩擦により生じるFe-Cr合金の酸化物を調べた報告は少ないが、摩擦面の温度上昇が4K以下の往復摩擦、一方向摩擦で生じるFe-5%

Cr合金の摩耗粉を調べたBarnesらの結果によると、1 atmの酸素分圧中では金属粉に加え、 $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ 、 Cr_2O_3 、 FeCr_2O_4 が発生する²⁻³⁷⁾。この結果は、Fe-Cr合金が摩擦を受けると高温中でなくとも、Fe酸化物およびCr酸化物などが発生することを示している。Mullerらは0.3%炭素鋼のCr添加量の影響を調べ、2~12%のCrを添加したとき、Cr添加量の摩耗率への影響は荷重により変わるものの、発生する金属粉、鉄酸化物の相対量への影響はほとんどないことを報告している²⁻³⁸⁾。高温中(650℃)におけるオーステナイト系ステンレス鋼のフレッチング摩耗を調べたTaylorらの結果では、最初に生じている Cr_2O_3 皮膜は摩擦作用により容易に破壊され、その後は保護作用の低いスピネル型酸化物が摩擦面に生じる²⁻³⁹⁾。

金属粒子の発生についてもいくつかの考え方がある。Uhligは相手突起による引っかき作用により、酸化物とともに金属粒子が取り去られると考え²⁻³⁰⁾、またGodfrey²⁻³¹⁾・²⁻³²⁾、Fengら²⁻²⁸⁾は凝着、凹凸の噛み合いがその主要因であるとしている。一方、Waterhouseら²⁻⁴⁰⁾及びSprolesら²⁻³³⁾は、Suhらの提唱したデラミネーション理論²⁻⁴¹⁾をフレッチング摩耗に適用し、その説明を試みている。

摩擦面間に介在する酸化摩耗粉が摩耗量に及ぼす影響として、次のような様々な考え方がなされている。一つは、酸化摩耗粉が微小なローラとして作用して損傷を軽減するという説²⁻¹⁰⁾・²⁻⁴²⁾、二つは酸化摩耗粉がアブレイブ作用²⁻³⁰⁾・²⁻⁴³⁾、あるいはポリッシング作用²⁻¹²⁾・²⁻¹⁷⁾をするという説、三つは摩擦面に付着した酸化摩耗粉が摩擦面を保護し

て摩耗を減少させるという説^{2.44)~2.46)}、四つは酸化摩耗粉は引っかき作用をするものの、摩耗量にはほとんど影響を及ぼさないという説^{2.47), 2.47)}である。

このようにフレッチングにより生じる摩耗粉については、鉄系材料を中心として多くの研究があり、その性状はかなり明らかになっているものの、酸化摩耗粉や金属摩耗粉の発生メカニズム、摩擦面間に介在する摩耗粉の作用などについては様々な考え方がなされているのが現状である。

2.4 接触の機構

ボルト結合部や圧入部などのように、本来相対運動を拘束することを目的とした接触面に生じるフレッチング摩耗の研究では、巨視的なすべりを生じる前の接触面の変形挙動を把握しておくことが重要である。この理論的研究は、最初Mindlinにより行なわれ^{2.48)}、球面で近似した接触する弾性体間に接線力が作用すると、どんなに小さな接線力であっても接触面間には必ず円環状の微小すべり（部分すべり）が生じること、巨視的なすべりを生じる振幅は接触荷重の $2/3$ 乗に比例することなどが明らかにされている。Mindlinらはその後、この理論をもとに接触面で消散される1サイクル当りのエネルギー損失を解析している^{2.49)}。また、円筒接触（線接触）に対する変形挙動は、Poritsky^{2.50)}、穂坂^{2.51)}により解析されている。これらの結果は点接触あるいは線接触形態のフレッチング摩耗試験にしばしば利用されている。しかし二次曲面以外の接

触、下地と異質の表面膜が存在する場合の解析はほとんどないのが現状である。接触部が塑性変形を伴う場合の理論としては、Taborの接触点成長理論^{2.52)}があるが、この理論は、定量的な意味をもつとは言いがたく^{2.53)}、接触面の正確な変形解析への適用は困難である。最近、Bryggmanらはフレッチングにおける摩擦波形の解析から、巨視的すべりを生じる振幅は、接触部に塑性変形が生じる場合にはMindlinの理論から予測されるそれよりかなり大きくなること、またこの振幅は接触荷重に比例することを示している^{2.54)}。

表面凹凸をもつ接触面の接線方向変位については、これまでに船橋ら^{2.55)~2.56)}を始め、多くの研究がなされているが、それらはいずれも接線方向の剛性に関する研究を目的としており、フレッチング摩擦との関係については言及していない。

2.5 摩擦に及ぼす諸因子の影響

フレッチング摩擦に影響を及ぼす諸因子は、一般に次の三つのグループに分けることができる^{2.57)}。一つは振幅、接触荷重、繰返し数、振動数などの運動形態に関連する因子、二つは接触要素の材質、硬さなどの物理的因子、三つは雰囲気組成、湿度、潤滑剤など、化学的過程に影響する因子である。

これらの因子の中でも、振幅はフレッチング摩擦を定義ないしは特徴付けるものであるため、多くの研究者によりその影響が調べられている。その結果によると、摩擦量は振幅に比例する^{2.58)}、あるいはフレッチ

ング摩耗は、大きな振幅をもつ往復摩擦による摩耗となんら変わらないという報告^{2.12)}はあるものの、Hallidayら^{2.10)}を始めとする多くの研究者は、摩耗が急増する振幅（以下臨界振幅という）が存在することを認めている^{2.13), 2.18), 2.50) ~ 2.62)}。ただし、臨界振幅の大きさ自体は表2.2に示したように実験条件等により異なっている。臨界振幅を定める要因に関しては、巨視的すべりを生じる振幅が臨界振幅となるという考え方^{2.10), 2.18), 2.61)}と、この振幅を境にして酸化摩耗からアブレシブ摩耗、凝着摩耗などへの摩耗形態の変化が生じるという考え方^{2.18), 2.62)}があり、十分には明らかにされていない。フレッチング摩耗が発生する最小振幅に関して、若干の研究がなされている^{2.63) ~ 2.65)}。Tomlinsonは損傷が生じる最小振幅として $0.002 \mu\text{m}$ ^{2.63)}を、また最近Kennedyらは $0.06 \mu\text{m}$ ^{2.64), 2.65)}をあげている。

接触荷重の影響を調べた報告では、摩耗は荷重に比例して増加するという結果が多い^{2.21), 2.58), 2.61)}。しかし、振幅が大きい場合には接触荷重の0.7乗に比例するという結果^{2.66)}、材料の硬さが低い場合には放物線的に増加するという結果^{2.60)}も報告されている。また、接触荷重の増加がすべり振幅の減少を招くような系においては、接触荷重の影響は複雑となる^{2.67)}。

繰返し数の影響に関しては、大半の研究が鋼の大気中においては摩耗率は初期に高く、繰返し数の増加とともにしだいに減少し、その後ほぼ一定となる傾向を示すことを認めている^{2.10), 2.18), 2.26), 2.58), 2.61), 2.68), 2.69)}。一方、大振幅の場合 ($300 \sim 425 \mu\text{m}$ ^{2.10)}, $500 \mu\text{m}$ ^{2.68)})

あるいは湿度が高い場合 (72% RH) ^{2, 61)} には、 摩耗量は繰返し数にほぼ比例して増加するという結果もある。このような挙動に対する十分な検討はなされていない。

振動数の影響を調べた実験では、 いずれも振動数が増すに従って摩耗は減少するというデータが得られている ^{2, 58), 2, 60), 2, 62)}。Waterhouseはこの結果を、酸化を含む腐食には時間依存性があり、振動数の高いほど1サイクルの周期が短く、また全時間も短いので腐食効果が減少するためと説明している ^{2, 57)}。なお、振動数が高いほど、摩擦係数が低下するという結果が遠藤らによって得られている ^{2, 70)}。

物理的因子のうち、材料の硬さは真実接触面積、材料の強度、アプレシブ抵抗などに直接関係するものであり、重要な影響因子の一つである。一般のすべり摩擦に伴う摩耗では、 Archardの式 ^{2, 71)} にみられるように、摩耗は硬さに反比例するという結果がどちらかといえば一般的である。ところがフレッチング摩耗に関しては、鉄系材料に限っても摩耗は硬さの対数 ^{2, 72)}、硬さの2.5乗 ^{2, 74)} に反比例するという報告がある一方、硬さの影響はみられない ^{2, 73)}、硬さは一義的には影響を及ぼさず酸化物の作用が重要 ^{2, 25)}、あるいは硬さの影響は雰囲気により異なる ^{2, 70)} などという多様な結果が示されており、定性的傾向すら明らかにはなっていない。

表面仕上げの影響に関しても若干の研究がなされている。Calhounは、異なる表面仕上げ (Rrms 0.25~0.38 μm および 2.5~2.75 μm) を施した鋼では、摩耗は表面仕上げの程度の良い試験片が悪い試験片の約2倍大

きいことを示し^{2, 77)}, また Reedらも R_{rms} が大きくなるに従って摩擦は減少することを報告している^{2, 59)}. Reedらはこの現象を, R_{rms} が大きくなると接線方向の剛性が低下して振幅の一部を弾性変形により吸収し, また発生した摩擦粉がくぼみにたまるためと考えている. 表面仕上げの影響は, 高温中では逆転することが Hurricksらの研究により示されている^{2, 78)}. すなわち, 粗い面では酸化膜の付着が弱くなるため, 損傷は仕上げ程度のよい面よりも大きくなる.

化学的過程に影響する因子の一つである湿度は, 酸素の存在により摩擦に大きな影響を及ぼす^{2, 57)}. 曾田らは大気中における鋼のフレッチング摩擦を湿度を変えて調べ, 摩擦は相対湿度が増すに従って増加し, 30~40%で最大となった後急減する結果を得ている^{2, 66)}. また, 摩擦がこの特定の湿度で最大となる理由を, 湿度の増加に伴う腐食摩擦の増加と機械的摩擦の減少という, 湿度の摩擦に対する相反する二つの作用から説明している^{2, 66)}. 類似の傾向は, Godfreyによっても報告されており^{2, 79)}, また純金属のフレッチングに対しても認められている^{2, 80) ~ 2, 82)}. 一方, Fengらは相対湿度の増加に伴い, 摩擦は直線的に減少する結果を得ている^{2, 58)}. Gotoらはアルミニウム合金のフレッチングに対する湿度の影響を調べ, 乾燥空気中の方が摩擦は少ないこと, 酸素の影響は少なく, 水分が摩擦過程に重要な役割を果たすことを報告している^{2, 10)}. この結果は, 材質によっては湿度の影響が異なることを意味している.

温度の影響に関して, Hurricksは軟鋼の空気中およびアルゴンガス中

での試験を行い、空気中での摩擦は高温になるに従って減少し、773Kでは293Kの約1/10となること、アルゴンガス中では逆に高温になると室温中よりも摩擦は増大することを示した^{2, 24), 2, 78), 2, 82)}。このような挙動の主要メカニズムとして、Hurricksは、高温空気中では摩擦面に生じた酸化膜が一種の固体潤滑剤として作用するのに対し、アルゴンガス中では酸化膜の形成はなく、高温で著しい凝着が生じることをあげている^{2, 78)}。また、萱場らも炭素鋼、ステンレス鋼、りん青銅に対する空気中の高温試験を行い、Hurricksらと同様の結果を得ている^{2, 84)}。

窒素、ヘリウム、アルゴンガスのような不活性雰囲気中および真空中における鋼のフレッチング摩擦は、大気中に比べて少なくなることが知られている^{2, 85), 2, 78), 2, 85)}。このような雰囲気中では、酸化による腐食生成物が生じないこと、また材料の相互移着が生じやすいために摩擦粉として摩擦面外へ排出されにくいことがその原因と考えられる^{2, 57)}。本節で述べた各種因子の影響をまとめた結果を表2.3に示す。

以上に述べたように、フレッチング摩擦に及ぼす諸因子の影響については多くの研究がなされ、かなり明らかとなっているが、臨界振幅の大きさとそれを定める要因、荷重と振幅の複合作用、摩擦進行過程に関与する因子、材料の硬さの影響等は未だに明らかとはなっていない。

2.6 摩擦面温度

摩擦面温度は、表面の酸化速度、材料の組織および機械的性質の変化に大きく影響すると考えられ、この把握は摩擦機構を調べる上でも、ま

た潤滑剤の効果を検討する上にも重要な情報を与える。

フレッチングにおける摩擦面温度は、直接的な方法^{2) 80) ~ 2) 80)}と間接的な方法^{2) 21), 2) 22), 2) 57), 2) 58), 2) 87)}による測定 ないしは推定が報告されている。接触部をクロメル-アルメル熱電対と炭素鋼で構成して、直接温度を測定したAlyabevらの結果^{2) 80)}では、1050Kという高温が得られている。また、Waterhouseは、軟鋼の冷間引抜材のフレッチング損傷部を調べ、フェライトの再結晶が表層に生じることを間接的証拠として、表面は723K~773Kの高温を受けているものと推定している^{2) 22)}。一方、Sprolesらは、炭素鋼とコンスタントンの接触部を熱接点として摩擦面温度を測定し、シビアなフレッチング摩耗を生じる条件下であっても、18Kを越す温度上昇は生じないことを示すとともに、温度測定に加えて焼入炭素鋼のフレッチング損傷部の断面観察を行い、表層には焼もどし組織や再結晶組織がみられないことから、摩擦面には高温は発生しないことを報告している^{2) 87)}。また、Wrightは353K付近に軟化温度をもつメタクリル樹脂 (PMMA) と鋼でフレッチングを行い、PMMAを軟化することなく鋼に摩耗が生じることから、摩擦面には高温は発生しないとしている^{2) 21)}。摩擦面温度に関する計算も若干なされている。Hiranoらは一方向摩擦と往復摩擦における摩擦面温度の推定式を導き、同一熱量の発生の下では一方向摩擦より往復摩擦の方が摩擦面温度は上昇することを示した^{2) 80)}。また、Colombieらの計算では、3W程度の発熱率のフレッチング条件下では温度上昇は2K程度であり、計算モデルを修正しても100Kを越す温度上昇は生じないとしている^{2) 49)}。最近、Attiaらも摩

擦面温度推定式を導き、同一発熱量があった場合、フレッチングによる温度上昇は一方向摩擦で生じる閃光温度の1.5~2倍だけ高くなることを示している²⁻²¹⁾。

このようにフレッチングにおける摩擦面の温度上昇に関しては、高温が発生するのか否かは不明であり、未解明な問題となっている。

2.7 フレッチング摩耗の機構

フレッチング摩耗に関する基礎的研究は、多かれ少なかれ摩耗機構の研究に関連している。ここでは、鉄系材料の空気中におけるフレッチング摩耗の機構に限定して、これまでに提案されている主な説について述べることにする。

Uhligは、突起が半サイクルごとに酸化膜をはぎ取ると同時に、金属面を掘り起こすことにより摩耗が進行すると考え、摩耗量を腐食因子と機械的因子の二つの項の和として定式化している²⁻²⁰⁾。この摩耗式は、荷重に対しては放物線的、繰返し数に対しては直線的、また振動数に対しては双曲線的であり、Uhligの実験値と比較的良く合っているが、往復運動という特殊性が考慮されておらず、また一般的にみられる摩耗率が繰返し数により変化するという現象が説明できていない。

Feng & Rightmireは、凝着、移着による摩耗粉の発生と酸化した摩耗粉のアプレシブ作用を考えている²⁻²⁰⁾。すなわち、振動により酸化膜が破断して凝着と移着が起こり、金属摩耗粉が発生する。金属摩耗粉は摩擦面間で粉碎作用を受けて微細化し、酸化される。酸化摩耗粉はア

プレシブとして作用し、引き続く摩耗過程に影響し、この状態で定常状態となるとしている。Wright, Hurricksも同様な機構を提唱しているが、Fengらとの主な相違は、前者では酸化摩耗粉はアプレシブ作用をするものの、単純なアプレシブ作用ではなく、表面疲労現象が絡んでいるという点にあり^{2-731, 2-831}、また後者では酸化摩耗粉のアプレシブ作用は重要なファクターではなく、定常状態では疲労破壊により摩耗が生じるという点にある²⁻²⁴¹。

HallidayとHirstは、初期段階では摩擦面の塑性流動と緊密な金属接触部が生じて金属粉が生成され、金属粉の酸化と表面酸化膜の破断によって微細な酸化摩耗粉が発生する機構を考えている。また微細化された酸化摩耗粉は、摩擦面間で転がることにより摩耗過程に影響するとしている²⁻¹⁰¹。

Waterhouseは、大気中におけるフレッチング摩耗は基本的には化学的なものであり、力学的作用は酸化物を取り去ることにある²⁻²⁹¹としている。このとき、摩擦面の温度上昇が酸化を促進する。Waterhouseはその後、摩擦面および摩耗粉の観察から、定常状態においてはSuhのデラミネーション理論にしたがって酸化物で覆われた金属粉が生成し、それが接触面間で粉碎された後、酸化摩耗粉となる機構を考えている²⁻⁴⁰¹。雰囲気（特に湿度）は、摩耗粉の酸化過程で重要な役割をなすとしている。Sprolesらも、金属摩耗粉の発生機構はデラミネーション理論により説明できるが、酸化摩耗粉の発生機構は突起による酸化膜のはぎとりが支配的機構であるとしている²⁻³³¹。

大前と築添は、振幅による摩耗形態の変化を考えている^{2-81, 2-101, 2-102, 2-103}。すなわち、ある振幅(約70 μ m)を境に、酸化摩耗から機械的摩耗(凝着摩耗, アブレシブ摩耗)が混在する状態となって、摩耗が急増するとしている。また、酸化摩耗粉はアブレシブとして作用し、摩耗を促進すると考えている。萱場と岩淵も、臨界振幅以上では機械的摩耗が支配的な機構であるとしている²⁻⁸¹。しかし、臨界振幅以下での機構が大前らのいう酸化摩耗であるとするれば、湿度の増加により摩耗は増加するはずであるが、小振幅では湿度の影響がほとんどないことから酸化摩耗とは別の機構であると推定している²⁻⁸¹。一方、StowersとRabinowiczは、臨界振幅の存在を認めず、フレッチング摩耗は一方向摩擦における凝着摩耗と本質的には変わらないとしている²⁻¹²。

Pendleburyらは、フレッチング摩耗が三つのステージを経て進行する機構を提案している^{2-104, 2-105, 2-106}。すなわち、材料の塑性変形と凝着、移着が生じるものの、表面の酸化および摩耗粉は発生しない初期ステージ、金属粉と酸化粉が発生する中間ステージ、多量の酸化粉が堆積して摩耗率が著しく低下する定常状態ステージが存在するとしている。また振幅が5 μ m以下では最初の二つのステージは早く終了すること、および定常状態においても、摩耗は金属粉の生成により進行するとしている。

以上述べたように、フレッチング摩耗の機構に関しては多くの説があるが、主な相違点は次の四点であろう。すなわち、(i)酸化摩耗粉の発生過程、換言すれば表面酸化膜が力学的作用により取り去られるのが支

配的か、金属粉が粉碎作用などにより酸化されるのが支配的か、(ii)摩擦面間に介在する摩耗粉の摩耗過程への影響、(iii)振幅の大きさにより(i)、(ii)の過程または影響が変化するの否か、(iv)金属摩耗粉はアブレシブ作用により発生するのが支配的か、疲労破壊によるのが支配的か。

非鉄金属については、摩耗の機構に関する研究は少なく、ケースバイケースでその機構が検討されているのが現状である。しかし、発生する摩耗粉の形状・寸法、各種因子の影響には鉄系材料の場合と類似する点が多く^{2-18)・2-21)}、Waterhouse は、鉄系材料と区別せずに酸化を伴う非鉄金属の摩耗の機構を論じている²⁻⁵⁷⁾。

2.8 フレッチング摩耗の防止に関する研究

フレッチング摩耗は、第1章で述べたように種々の形態の損傷を生じさせるため、“万能的かつ単一的な防止法”はない²⁻⁵⁷⁾。従って、これまで特定の損傷形態に応じた損傷の防止あるいは軽減法に関する研究が多いが、ここでは本論文に関連する基礎的研究のみを展望する。

(i) 相対すべりの低減

継手や圧入部のように、本来すべりを拘束することを目的とした接触部に生じる損傷は、一般に荷重あるいは接触面圧を大きくし、相対すべりを減少ないし抑止することにより、軽減することが可能である^{2-58)・2-62)～2-64)}。しかし、接触面の形状によっては荷重の増加が激しい応力集中を招き、疲労寿命を低下させることがある。従ってこの方法を

用いる場合には、荷重に対する接触圧力分布、接線応力分布、相対すべりの生じる範囲とその大きさ等を考慮しておく必要がある。

(ii) 摩擦面材料

摩擦面材料の選び方に関しては基準が得られていないが、Waterhouse は一般的には凝着が生じにくく、熱伝導率が大きく、また耐食性のよい材料をあげている²⁻⁵⁷⁾。佐藤は、これに加えて母材とその酸化物の硬さの差が小さい材料の方が概して良いとしている²⁻⁹²⁾。硬さについては、鋳鉄同士の組み合わせでは硬さの増加により著しく耐摩耗性が向上する²⁻⁷⁰⁾が、2.3節でも述べたように、鋼では硬さを上げることが必ずしも耐摩耗性の改善にはつながらない。材料の組み合わせに関する研究は比較的少ないが、McDowellは多くの材料の組み合わせで耐フレッチング摩耗性を調べている²⁻⁹⁵⁾。

最近、酸化物、窒化物、炭化物などのセラミックスの耐摩耗性が若干調べられている^{2-96), 2-97)}。佐藤らは、SCM415浸炭焼入鋼と Al_2O_3 , ZrO_2 , Si_3N_4 , SiCセラミックスとの組み合わせにおける点接触形態の実験を行い、 ZrO_2 との組み合わせを除き、軸受鋼同士の組み合わせに比べれば一桁小さい、 $(1\sim 3) \times 10^{-9} mm^2/N$ の比摩耗量を得ている²⁻⁹⁸⁾。なお、 ZrO_2 との組み合わせにおけるそれは $8.6 \times 10^{-9} mm^2/N$ となっている。また、Klaffkeも軸受鋼(球)を相手材として、同様のセラミックス(平板)の摩耗試験を行い、摩耗量を球と平板それぞれについて求めている。その結果によると、 Al_2O_3 と軸受鋼球の組み合わせでは摩耗はほぼ球側のみ生じ、一方 Si_3N_4 との組み合わせでは Si_3N_4 側の摩耗量が球側のそれ

の約4倍大きいという結果を得ている。また ZrO_2 との組み合わせでは、ともに摩耗量は非常に小さくなっている²⁻⁹⁷⁾。Billはチタン合金に種々のコーティングを施し、点接触形態でその耐摩耗性を調べ、硬質被膜の中ではプラズマ溶射された13%の TiO_2 を含む Al_2O_3 が最も良い耐摩耗性をもつことを示した²⁻⁹⁸⁾。これらセラミックスの研究は、フレッチングに関しては未だ緒についたと言うべき段階にある。

(iii) 潤滑剤

潤滑剤は、摩擦面の凝着を軽減する作用、空気中の酸素が摩擦面へ侵入するのを抑制する作用、また、酸化摩耗粉を容易に排出させる作用の三つの作用により、フレッチング摩耗を軽減する効果をもつと考えられている^{2-57), 2-99)}。これによる潤滑上の問題としては、振動振幅が小さいために摩擦面間への潤滑油の供給が難しく、かつ相対速度が低いために流体潤滑油膜の生成が難しいことがあげられる²⁻⁹⁷⁾。従って、潤滑油により摩耗軽減をするには、摩擦面間に潤滑油が欠乏しないことと、境界潤滑性の優れた潤滑油を用いることが必要である。潤滑油の影響に関しては、潤滑油量、油種および粘度、添加剤などの影響が調べられている^{2-101), 2-121), 2-281), 2-321), 2-691), 2-731), 2-991) ~ 2-103)}。Godfreyらは鉱油潤滑における油量の影響を調べ、油量が少ないと摩耗粉が潤滑油に混入してペースト状となって摩擦面外に排除されるため、ある繰返し数後無潤滑状態に達すること。このときの繰返し数は油量にほぼ比例することを示した²⁻³²¹⁾。Pittroffは油種および粘度の影響を調べ、油種による損傷の差は少ないが、高粘度の油ほど損傷が小さいことを示し

た²⁻¹⁰⁰¹。一方、Hallidayらは、 $1000\text{mm}^2/\text{s}$ 以上では油が接触域から押し出されるために、かえって損傷は大きくなることを報告している²⁻¹⁰¹。

Weatherfordは添加剤の影響を調べ、りん酸トレクレジル(TCP)を添加した油が良好な潤滑効果を示すこと、またジアミルジチオカルバミン酸亜鉛やフェニル- α -ナフチルアミンのような酸化防止剤も同様な効果をもつことを報告している²⁻⁹⁹¹。またMullerは、TCPと二硫化モリブデン(MoS_2)の併用が最良であるとし²⁻¹⁰²、森口は極圧剤の効果を調べ、極圧成分としてSのみを含む極圧剤よりも、SとPを同時に含む極圧剤の方が良好であることを示した²⁻¹⁰³。添加剤の影響は、一般の摩耗についても必ずしも明らかにはなっていないが、今述べた結果は少なくともそれと矛盾してはいない。一方、振動的に表面が叩かれる場合には、潤滑油の使用は逆効果となるという結果も報告されている²⁻¹⁰¹。

これらの研究のほとんどは、特定の振幅に対する耐摩耗効果を調べたものであるが、摩擦面間への潤滑油の供給しやすさは、振幅によって変化することが推定される。従って潤滑油の耐摩耗効果の検討には、振幅を変数として扱うことが必要であろう。以上の液体潤滑剤の他に、グリースについても、グリースを構成する潤滑油、増ちょう剤、混合ちょう度、添加剤などの影響が若干調べられている^{2-781, 2-991, 2-1031~2-10}
81が、ここではその詳細は述べない。

2.9 小結

本章では、本研究に関係する従来の研究について説明した。ここでわ

かったことは次のようにまとめることができる。

- (1)凝着はフレッチング作用により激しくなる。しかし、ある振幅以下では酸化膜が破壊されにくいために激しい凝着は生じない。酸化摩耗粉の堆積は凝着を妨げる作用を持つ。
- (2)フレッチングにおける摩擦係数の挙動は、概して凝着係数のそれに類似している。発生した摩耗粉が摩擦挙動に影響を及ぼす。摩耗粉の挙動についてはさらに検討する必要がある。
- (3)摩耗粉の大きさ、組成などは、鉄系材料を中心として多くの研究があり、かなり明らかにされている。しかし、酸化摩耗粉や金属摩耗粉の発生メカニズム、摩擦面間に介在する摩耗粉の作用については様々な考え方がなされており、定説はない。
- (4)二次曲面の弾性接触に対しては、接触応力、微小すべり域の大きさと相対すべり量、エネルギー損失などを推定する理論式があり、フレッチングの研究に利用されているが、これに対応する二次曲面以外の接触、下地と異質の表面膜が存在する場合の解析はほとんど行われていない。
- (5)諸因子の影響については多くの研究があり、かなり明らかにされているが、臨界振幅の大きさとそれを定める要因、荷重と振幅の複合作用、摩耗進行過程に関与する因子、材料の硬さの影響等はいまだに明らかとはなっていない。
- (6)摩擦面の温度上昇に関しては、高温が発生するのか否かは不明であり、未解明な問題となっている。

(7)フレッチング摩耗の機構については多くの説が提案されているが、定説はない。それらの主な相違点は次の四点である。

(i)酸化摩耗粉の発生過程。

(ii)摩擦面間に介在する摩耗粉の摩耗過程への影響。

(iii)振幅により(i),(ii)の過程または影響が変化するか否か。

(iv)金属摩耗粉はアブレイブ作用により発生するのが支配的か、疲労破壊によるのが支配的か。

(8)フレッチング摩耗を軽減するための摩擦面材料の選択に関しては、基準が得られていない。

(9)潤滑油による摩耗軽減効果が検討され、極圧剤の添加が有効との報告があるが、フレッチング摩耗における特徴として摩擦部における潤滑油の欠乏があり、この研究には振幅を種々変えた実験が必要である。

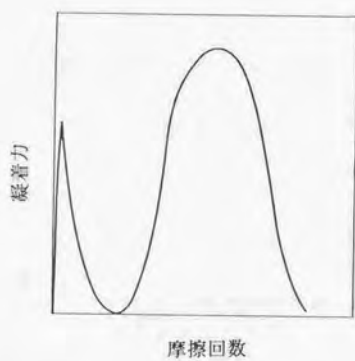


図2. 1 軟鋼の凝着力の経時変化
を示す略図^{2. 6)}

表2. 1 鉄系材料のフレッチングにおける摩擦係数の例

材料の組合わせ	荷重又は面圧	振幅	振動数	摩擦係数			文献
				最初	最大	定常状態	
軟鋼/軟鋼	882 N	420 μm	50 Hz	0.16	0.7	0.05	Halliday & Hirst 2.10)
	6.86 MPa	100 μm	1/3 cpm→30 Hz	0.25	0.78	0.6	Milestone & Janeczko 2.11)
	17.25 MPa	100 μm	1/3 cpm→30 Hz	0.29	0.87	0.52	
	200 N	38 μm	50 Hz	—	0.84~1.2	0.6~0.7	Aldham ら 2.16)
軟鋼/硬鋼	44.4 N	250 μm	150 Hz	—	—	0.75	Stowers & Rabinowicz 2.12)
	44.4 N	250 μm	150 Hz	—	—	0.7	
	44.4 N	250 μm	150 Hz	—	—	0.85	
	235.2 N	19 μm	30 Hz	0.43	0.65	0.62	
炭素鋼/炭素鋼	235.2 N	19 μm	7.7 Hz	0.49	0.7	0.675	Endo & Goto 2.15)
	117.6 N	30 μm	30 Hz	0.46	0.7	0.62	
	19.6 N	80 μm	6 Hz	—	0.8	0.65	
	19.6 N	40 μm	6 Hz	—	0.72	0.61	
軸受鋼/軸受鋼	19.6 N	23 μm	6 Hz	—	0.65	0.57	佐藤・志摩 2.14)
	147 N	200 μm	10 Hz	—	—	0.8	
純鉄/純鉄							Ohmae & Tsukizoe 2.13)

表2.2 摩耗が急増する臨界振幅の大きさ (大気中, 無潤滑)

材料の組合わせ	振幅形態	荷重又は面圧	振動数	臨界振幅	文献
軟鋼/軟鋼	面接触	186.2 N	50 Hz	100 μm	Halliday & Hirst 2. (10)
	面接触	4.4~57.3 MPa	0.01~40 Hz	25 μm	Toth 2. (57)
炭素鋼/炭素鋼	不明	78.4 N	25 Hz	30 μm	Lewis & Didsbury 2. (53)
	点接触	8.5 N	11 Hz	10 μm	
	点接触	40.6 N	11 Hz	30 μm	
	点接触	99.5 N	11 Hz	40 μm	
	点接触	8.4 N	11 Hz	15 μm	萱場・岩洞 2. (68)
銅/銅	点接触	41.2 N	11 Hz	35 μm	
	点接触	99.5 N	11 Hz	80 μm	
純鉄/純鉄	面接触	147 N	10 Hz	70 μm	Ohmae & Tsukizoe 2. (13)
	線接触	58.8 N	20 Hz	71~100 μm	Goto 他 2. (18)

表2.3 フレッチング摩耗に及ぼす諸因子の影響（鉄系材料）

影響因子		従来の知見
運動形態因子	振幅	<ul style="list-style-type: none"> ・ 摩耗が急増する臨界振幅を認めた研究が大半。 ・ 臨界振幅の大きさはそれぞれを規定する要因については未説明。
	接触荷重	<ul style="list-style-type: none"> ・ 摩耗が荷重に比例するという結果が多い。振幅大、または材料の硬さ小では比例しない。 ・ 接触荷重の増加が滑り振幅の減少を招く系では、接触荷重の影響は複雑。
	繰返し数	<ul style="list-style-type: none"> ・ 初期摩耗と定常摩耗が存在するという報告が大半。 ・ 大振幅、高過度中では摩耗が、直線的に増加するという報告もある。
	振動数	<ul style="list-style-type: none"> ・ 振動数の増加にともなって摩耗は減少。
	硬さ	<ul style="list-style-type: none"> ・ 実験条件の設定の仕方により硬さの影響が異なり、定性的傾向すら不明。
物理的因子	表面あらさ	<ul style="list-style-type: none"> ・ 表面あらさ (Rms) の高い方が摩耗小。高温中では逆の結果（ただし、研究報告数は少ない）。
	湿度	<ul style="list-style-type: none"> ・ 酸素の存在により摩耗に大きく影響。 ・ 相对湿度30~40%で摩耗最大、それ以上で急減という結果が多い。
化学的因子	温度	<ul style="list-style-type: none"> ・ 空気中では、高温になるに従って摩耗は減少。アルゴンガス中では逆の結果となる。
	雰囲気	<ul style="list-style-type: none"> ・ 常温の不活性ガス、真空中では、大気中より摩耗は少なくなる。
	潤滑剤	(2.8節)

第2章 引用文献

- 2.1) J. S. McFarlane & D. Tabor: Proc. Roy. Soc., A202(1950)224.
- 2.2) F. P. Bowden & G. W. Rowe: Proc. Roy. Soc., A233(1961)429.
- 2.3) A. I. Bailey: J. Appl. Phys., 32(1961)1407.
- 2.4) M. Sikorski: Trans. ASME, D85(1963)279.
- 2.5) D. H. Buckley: NASA TN D-5689(1970).
- 2.6) B. Bethune & R. B. Waterhouse: Wear, 8(1965)22.
- 2.7) B. Bethune & R. B. Waterhouse: Wear, 12(1968)289, 369.
- 2.8) 大前伸夫・築添 正: 精密機械, 40, 8(1974).
- 2.9) A. W. J. de Gee, C. P. L. Commissaris & J. H. Zaat: Wear, 7(1964)535.
- 2.10) J. S. Halliday & W. Hirst: Proc. Roy. Soc. A236(1956)411.
- 2.11) W. D. Milestone & J. T. Janeczko: Wear, 18(1971)29.
- 2.12) I. F. Stowers & E. Rabinowicz: Trans. ASME, J. Lubric. Tech., 95
(1973)65.
- 2.13) N. Ohmae & T. Tsukizoe: Wear, 27(1974)281.
- 2.14) 佐藤準一・志摩政幸: 日本潤滑学会研究発表会予稿集(1981-5)
117.
- 2.15) K. Endo & H. Goto: Wear, 38(1976)311.
- 2.16) D. Aldham, J. Warburton & R. E. Pendlebury: Wear, 106(1985)177.
- 2.17) D. Godfrey & J. M. Bailey: NACA Tech. Note 3011(1953).
- 2.18) H. Goto, M. Ashida & K. Endo: Wear, 116(1987)141.
- 2.19) 佐藤準一: 潤滑, 22, 10(1977)622.

- 2.20) D. Godfrey: NACA Rept., No 1009(1951).
- 2.21) K. H. R. Wright: Proc. Inst. Mech. Engrs. Lond., 1B(1952/3)556.
- 2.22) R. B. Waterhouse: J. Iron Steel Inst., 197(1961)301.
- 2.23) 曾田範宗・木村好次: 日本機械学会論文集, 35, 276(1969)1772.
- 2.24) P. L. Hurricks: Wear, 15(1970)389.
- 2.25) 萱場孝雄・岩渕明: 潤滑, 24, 9(1979)598.
- 2.26) I-Ming Feng & B. G. Rightmire: Proc. Instn. Mech. Engrs., 170
(1956)1055.
- 2.27) A. J. Fenner, K. H. R. Wright & J. Y. Mann: Proc. Intl. Conf. Fatigue
of Metals, (1956)386.
- 2.28) 笹田直: 潤滑, 4, 3(1959)127.
- 2.29) R. B. Waterhouse: Proc. Inst. Mech. Engrs. London., 169(1955)
1157.
- 2.30) H. H. Uhlig: J. Appl. Mech., 21(1954)401.
- 2.31) D. Godfrey & E. E. Bisson: Lubr. Eng., 8(1952)241.
- 2.32) D. Godfrey & J. M. Bailey: Lubr. Eng., 10(1954)155.
- 2.33) E. S. Sproles, Jr. & D. J. Duquette: Wear, 49(1978)339.
- 2.34) R. E. Pendlebury: Wear, 118(1987)341.
- 2.35) T. F. J. Quinn: Brit. J. Appl. Phys., 13, 1(1962)33.
- 2.36) 腐食防食協会編: 金属材料の高温酸化と高温腐食, 丸善(1982)60.
- 2.37) D. J. Barnes, J. E. Wilson, F. H. Stott & G. C. Wood: Wear, 45(1977)
161.

- 2.38) H. Muller & T. F. J. Quinn: *Wear*, 17(1971)482.
- 2.39) D. E. Taylor, F. B. Hardisty, R. B. Waterhouse & A. Y. Nehru: *Wear*, 56
(1979)9.
- 2.40) R. B. Waterhouse & D. E. Taylor: *Wear*, 29(1974)337.
- 2.41) N. P. Suh: *Wear*, 44(1977)1.
- 2.42) R. B. Waterhouse & M. Allery: *Trans. ASLE*, 9(1966)179.
- 2.43) 大前伸夫・築添 正: *精密機械*, 39.2(1973)219.
- 2.44) 佐藤準一・佐藤宗男: *潤滑*, 22,1(1977)53.
- 2.45) C. Colombie, Y. Berthier, A. Floquet, L. Vincent & M. Godet: *Trans.*
ASME, 106(1984)194.
- 2.46) R. E. Pendlebury: *Wear*, 125(1988)3.
- 2.47) P. L. Hurricks: *Wear*, 19(1972)207.
- 2.48) R. D. Mindlin: *J. Appl. Mech.*, *Trans. ASME*, 16(1949)259.
- 2.49) R. D. Mindlin & H. Deresiewicz: *J. Appl. Mech.*, *Trans. ASME*, 20
(1953)327.
- 2.50) H. Poritsky: *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 72(1950)191.
- 2.51) 穂坂 衛: *日本機械学会論文集*, 17,61(1951)161.
- 2.52) D. Taber: *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A251, 1266(1959)378.
- 2.53) 木村好次・岡部平八郎共著: *トライボロジー概論*, 養賢堂(1982)
46.
- 2.54) U. Bryggman & S. Soderberg: *Wear*, 110(1986)1.
- 2.55) 船橋鈺一・高間俊秀: *潤滑*, 18,12(1973)894.

- 2.56) 船橋 鈺一・高間 俊秀：潤滑，19,3(1974)191.
- 2.57) R. B. Waterhouse 著(佐藤 準一訳)：フレッチング損傷とその防止法，
養賢堂(1984)82,106,114,123,124,231,239
- 2.58) I-Ming Feng & H. H. Uhlig: J. Appl. Mech., 21(1954)395.
- 2.59) F. E. Reed & J. F. Batter: Trans. ASLE, 2(1960)159.
- 2.60) L. Toth: Wear, 20(1972)277.
- 2.61) 萱場 孝雄・岩 渕 明：日本機械学会論文集(第3部)，44,378
(1978)692.
- 2.62) M. J. Lewis & P. B. Didsbury cited in R. B. Waterhouse: Treatise
Mater. Sci. Technol., 13(1979)267.
- 2.63) G. A. Tomlinson: Proc. Roy. Soc. London, Ser. A, 115(1927)472.
- 2.64) P. J. Kennedy, M. B. Perterson & L. Stallings: Trans. ASLE, 27, 4
(1984)305.
- 2.65) P. J. Kennedy, S. J. Calarese & M. B. Perterson: Wear, 121(1988)
223.
- 2.66) 曾田 範宗・青木 朗：日本機械学会論文集(第4部)，25,158
(1959)995.
- 2.67) H. H. Uhlig, W. D. Tierney & A. McClellan: ASTM Spec. Tech. Publ.,
141(1953)71.
- 2.68) R. E. Pendlebury: Wear, 125(1988)3.
- 2.69) 築 添 正・大前 伸夫：精密機械，38,12(1972)1024.
- 2.70) 遠藤 吉郎・後藤 穂積・中村 拓夫：日本機械学会論文集(第1部)，

- 35, 271(1969)498.
- 2.71) J. F. Archard: J. Appl. Phys., 24, 8(1953)981.
- 2.72) W. A. Graham: M. Sc. Thesis, University of Oklahoma, (1963).
- 2.73) K. H. R. Wright: Proc. Conf. on Lubrication and Wear, I. M. E.
(1957)628.
- 2.74) H. Pittoroff: Trans. ASME., 87(1965)713.
- 2.75) 遠藤吉郎: 表面工学, 養賢堂(1976)170.
- 2.76) 佐藤準一・竹内正明: 日本潤滑学会研究発表会予稿集(1986-5)33.
- 2.77) S. F. Calhoun: U. S. Dept of Commerce Report AD 610561(1964).
- 2.78) P. L. Hurricks & K. S. Ashford: Proc. Instn. Mech. Engrs., 184, PtL
(1969-70)165.
- 2.79) D. Godfrey: Lubr. Eng., 12, 1(1956)37.
- 2.80) R. C. Bill: NASA Rep. TM-78972(1978).
- 2.81) H. Goto & D. H. Buckley: NASA Rep. TP-2403(1984).
- 2.82) H. Goto & D. H. Buckley: Tribol. Int., 18, 4(1985)237.
- 2.83) P. L. Hurricks: Wear, 30(1974)189.
- 2.84) 萱場孝雄・岩瀨明: 潤滑, 27, 1(1982)31.
- 2.85) A. J. Fenner, K. H. R. Wright & J. Y. Mann: Proc. Intl. Conf. Fatigue
of Metals(1956)386.
- 2.86) A. Alyabev, Yu. Kazimirchik & V. Onoprienko: Fiz. Khim. Mater.,
6(1970)12.
- 2.87) E. S. Sproles, Jr. & D. J. Duquette: Wear, 47(1978)387.

- 2.88) M.H. Attia & P.L. Ko:Wear, 111(1986)363.
- 2.89) D. Xianglin:Wear, 123(1988)77.
- 2.90) F. Hirano & S. Yosida:Proc. 3rd. Int. Heat Transf. Conf., 4(1966)
127.
- 2.91) M.H. Attia & N.S.D. Silva:Wear, 106(1985)203.
- 2.92) 佐藤準一:機械の研究, 34, 1(1982)71.
- 2.93) W.P. Mason & S.D. White:Bell. Syst. Tech. J., 31(1952)469.
- 2.94) 日本潤滑学会編:潤滑ハンドブック, 養賢堂(1980)89.
- 2.95) J.R. McDowell:ASTM Spec. Tech. Publ., 144(1953)24.
- 2.96) 佐藤準一・山本治利・望月善一・川口直孝:潤滑, 29, 10(1984)
775.
- 2.97) D. Klaffke:Wear, 104(1985)337.
- 2.98) R.C. Bill:Wear, 106(1985)283.
- 2.99) W.D. Weatherford, M.L. Valtierra & P.M. Ku:J. Lubric. Tech., 90
(1968)42.
- 2.100) H. Pittroff:Trans. ASME, 87(1965)713.
- 2.101) R.A. Burton & J.A. Russel:Trans. ASME, 88(1966)573.
- 2.102) K. Muller:Tribology, 8, 2(1975)57.
- 2.103) 森内昭夫:潤滑, 25, 4(1980)209.
- 2.104) 伊藤制儀:日本機械学会誌, 62(1959)410.
- 2.105) E.W. Herbek & R.F. Strohecker:ASTM Spec. Tech. Publ., 144
(1953).

2.106) R. T. Schlobohm: NLGI Spokesman, (1982) 334.

第3章 フレッチング摩耗試験機の開発

3.1 はじめに

3.2 従来の試験機とその問題点

3.3 フレッチング摩耗試験機の開発

第3章 引用文献

第3章 フレッチング摩耗試験機の開発

3.1 はじめに

本章では、従来開発されているフレッチング摩耗試験機とその問題点、フレッチング摩耗試験機が具備すべき条件を述べるとともに、本研究のために開発した試験機について述べる。

3.2 従来の試験機とその問題点

従来開発されている試験機としては、試験片の一方を加振し、固定試験片を接触させて、フレッチング摩耗を生じさせる方式のものが多い。加振装置としては偏心機構とリンク機構を併用した機械式のもの^{3.11)~3.21)}、油圧式のもの^{3.41)~3.51)}、電磁式のもの^{3.61)~3.71)}、不平衡による振動を利用したもの^{3.81)~3.91)}などがある。これらの方式による試験機は、一般に、広範囲の振動振幅を発生できる利点はあるものの、数 μm 程度の振幅での実験を行う場合にはやや難がある。また、フレッチング疲労試験機として開発されたものも摩耗試験に利用されているが^{3.101)~3.121)}、この場合には疲労試験片の弾性変形を利用して振動振幅を発生させるため、微小振動下の実験には適しているが、大きな振幅での実験には不適である。また、母材の繰返し応力の影響が、摩耗に影響を及ぼす恐れもある。従って、両者の特徴を兼ね備えた試験機の開発が、基礎的研究を目的とする場合には必要である。

前章の議論からも明らかのように、フレッチング摩耗試験機に要求さ

れる第1の条件は、接触面間に数 μm ~数百 μm の範囲の接線方向の振動振幅を与え得る機構を備えていることである。また、一般に駆動側試験片に生じる制御可能な振動振幅の一部は、試験機の変形により吸収され、摩擦に直接関与する接触面間の相対振幅はそれより小さくなる。この相対振幅の減少は、微小振動を扱う場合には無視し得ない。従って、相対振幅を正確に計測できる装置を兼ね備えたものが必要となる。

摩擦力（摩擦係数）の測定は、接触面間の相互干渉の激しさや潤滑剤の効果などを調べる上で、重要な情報を与える。このため、基礎研究を目的とした試験では、摩擦力検出装置を備えたものが必要である。

第2章で述べたように、湿度は摩擦に大きな影響を及ぼすことがわかっている。このため、湿度の影響を調べる実験でなくとも、湿度をある程度制御することが必要である。

3.3 フレッチング摩擦試験機の開発

図3.1に、開発した試験機の概観 および試験片取付け部付近の写真を示す。また、図3.2(a)~(d)にその主要部の略図を示す。この試験機は、振動振幅を片持ちはりの弾性変形を利用して発生させる機構をとっている。すなわち、はりの一端を圧入により片持ちはり固定装置⑥に固定し、他端を偏心機構とリンク機構を併用した機械式加振装置により、はりに取付けた下試験片側を水平に強制振動させる方式を用いている。振動振幅は、偏心量調節ねじ②とダイヤルゲージ⑦により設定され、最大1mm程度までの振幅を任意に設定できる。

試験片は、下試験片⑩として球を、上試験片⑨に平板または丸棒を用いている。点接触形態を利用したのは、片当りの問題に悩まされず、データの再現性が比較的良好なこと、及び摩耗量の量的評価が容易なこと等のためである。

球⑩は、はりに取付けた下試験片ホルダ⑪に固定し、丸棒⑨は試験片固定ボルト(M8) 25で上試験片ホルダ⑫に固定する。上試験片に平板を用いる場合には、平板試験片固定板 26 が用いられ、また、25 はギャップセンサー固定用ボルトとなる。上試験片ホルダは、支点の遊びを防ぐために、潤滑されたφ5軸受鋼球を介して、左右から支持ブロック⑬にかしめる方法で取付けられている。その様子を図3.2(c)に示す。接触荷重は重錘による死荷重方式で負荷され、最大78.4Nまで負荷できる。

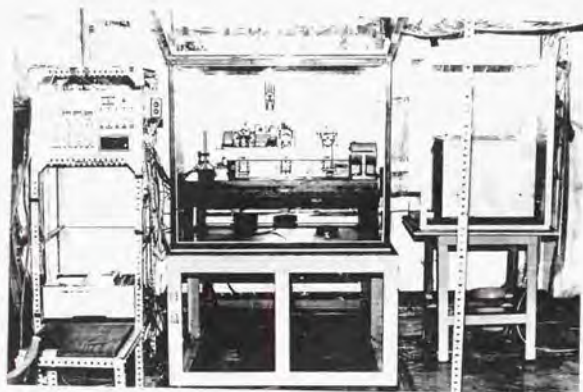
摩擦力は、上試験片ホルダ側の板ばね⑭にはり付けた、4枚のストレーンゲージ⑮により検出される。なお、板ばねの使用は試験機の剛性を低下させるため、摩耗量の測定のみを目的とした試験では、上試験片ホルダの支持ブロック側と試験片取付け側の間に補強板を宛がい、剛性を高めている。相対振幅はギャップセンサー⑯と対極板を、図3.2(b)または(d)に示すように配置し、試験機の変形が入らないようにして検出する。摩擦力と相対振幅の信号は、それぞれ動ひずみ計と変位計を通して、記録計あるいはマイクロコンピュータに取り込まれる。

振動数は、可変速モータ⑰により、0.5~7.14Hzの範囲で変えることができる。繰返し数は、加振装置のプーリの回転数を、電磁式の回転計ピックアップ⑱で計測することにより求めている。回転計にはプリセット

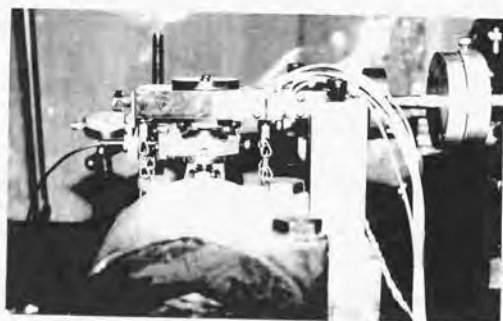
カウンタが付いており、所定の繰返し数で実験を停止することができる。

試験機の主要部はアクリル製の箱で囲われ、除湿器との併用によりある程度湿度の制御が可能である。

試験機には、目的に応じて光学顕微鏡を取付けることができる。その様子を図3.3に示す。上試験片に透明材料を用いることにより、摩擦面を数百倍の倍率で観察することが可能である。この装置は、おもに摩耗の進行していく様子、潤滑油の挙動などをリアルタイムで調べることを目的に取付けたものである。



(a) 試験機の概観



(b) 試験片取付部付近

図3.1 フレッチング摩耗試験機

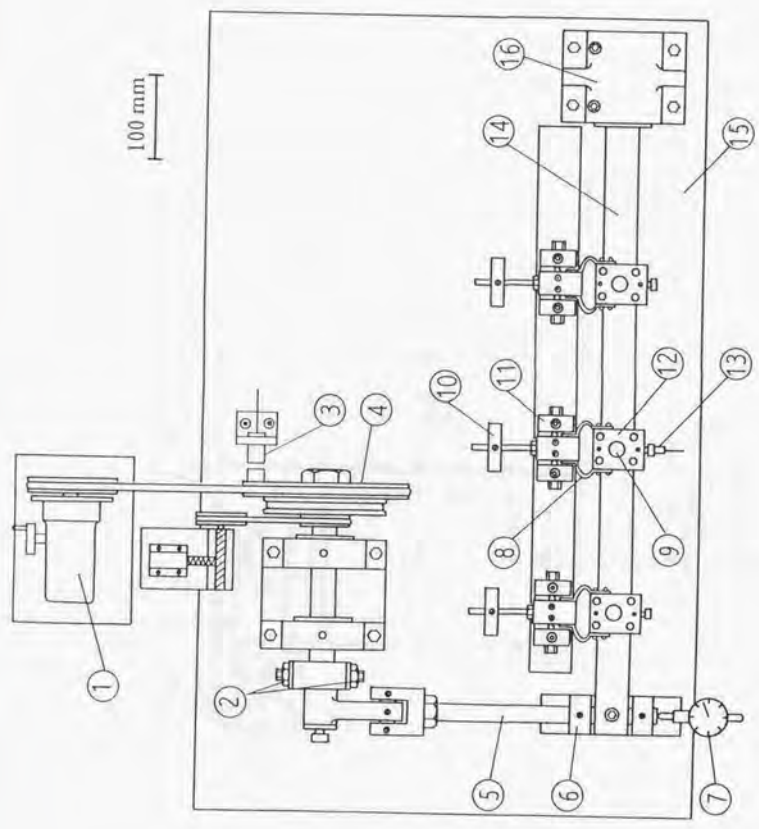


図3.2(a) 試験機の主要部の略図

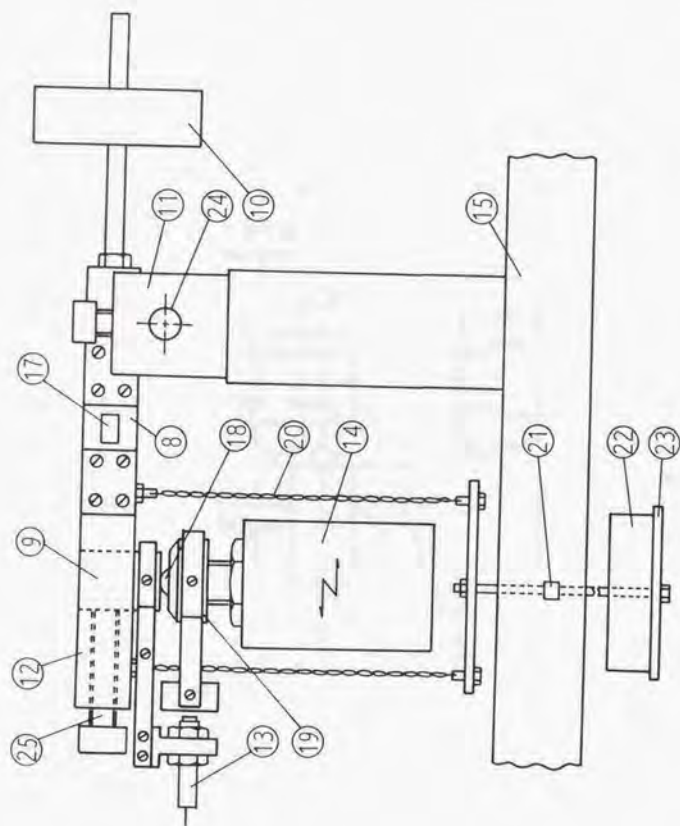


図3.2(b) 試験片取付部付近の略図

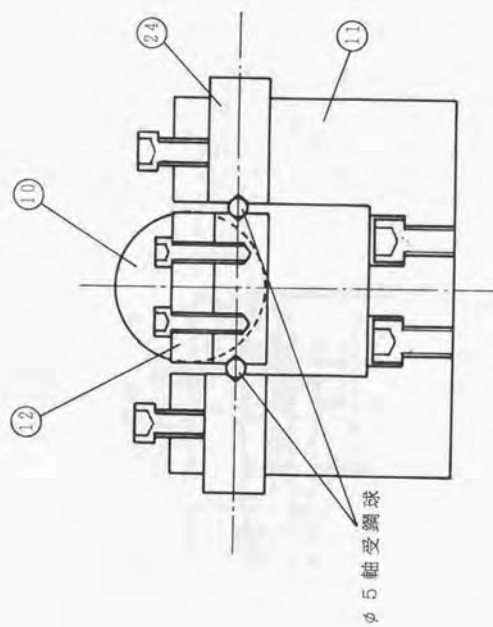


図3.2(c) 上試験片ホルダの支持方法 (断面図)

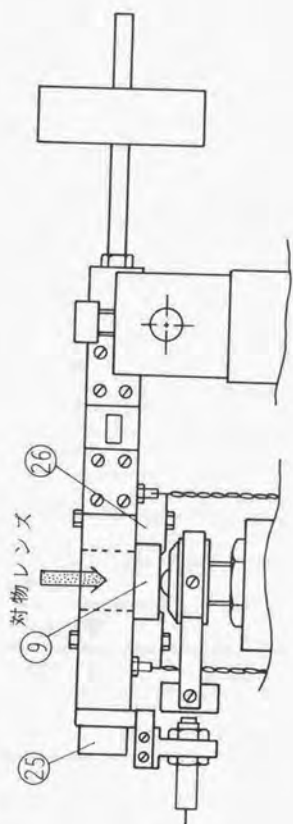


図3.2(d) 平板試験片取付け時の様子

番号	名 称
①	可変速モータ
②	偏心量調節ねじ
③	回転計ピックアップ
④	加振装置側プーリ
⑤	プッシュ・プルロッド
⑥	ボールプッシュ軸受
⑦	ダイヤルゲージ
⑧	板ばね
⑨	上試験片
⑩	バランス用重錐
⑪	上試験片ホルダ支持ブロック
⑫	上試験片ホルダ
⑬	ギャップセンサー
⑭	片持はり
⑮	試験機支持台
⑯	片持はり固定装置
⑰	ストレインゲージ
⑱	下試験片
⑲	下試験片ホルダ
⑳	負荷用鎖
㉑	自在継手
㉒	負荷用重錐
㉓	重錐受皿
㉔	支点
㉕	丸棒試験片(ギャップセンサー)固定ボルト
㉖	平板試験片固定板



図3.3 直接視察装置

第3章 引用文献

- 3.1) I-Ming Feng & H.H.Uhlig: *J. Appl. Mech.*, 21(1954)395.
- 3.2) 曾田範宗・青木朗: 日本機械学会論文集, 25,158(1959)995.
- 3.3) 荻場孝雄・岩淵明: 日本機械学会論文集, 44,378(1978)692.
- 3.4) L.Toth: *Wear*, 20(1972)277.
- 3.5) D.Aldham & J.Warburton: *Wear*, 106(1985)117.
- 3.6) 笹田直: 潤滑, 4,3(1959)127.
- 3.7) U.Bryggman & S.Soderberg: *Wear*, 110(1986)1.
- 3.8) B.Bethune & R.B.Waterhouse: *Wear*, 12(1968)289.
- 3.9) 後藤末弘・平野富士夫: 潤滑, 20,2(1975)90.
- 3.10) W.D.Milestone & J.T.Janeczko: *Wear*, 18(1971)29.
- 3.11) E.S.Sproles, Jr. & D.J.Duquette: *Wear*, 47(1987)387.
- 3.12) K.Endo & H.Goto: *Wear*, 38(1976)311.

第4章 接触の機構

4.1 はじめに

4.2 Mindlinの理論とその結果

4.3 Mindlin理論の適用不可能な接触問題に対する解析方法

4.4 計算の手順と解析方法の検討

4.4.1 計算の手順

4.4.2 解析方法の検討

4.5 隅に円弧上の丸みを付けた角柱と平面の接触

4.5.1 計算条件

4.5.2 隅角部の曲率半径の影響

4.5.3 平坦部の長さの影響

4.6 小結

第4章 引用文献

第4章 接触の機構

4.1 はじめに

本章の目的は、フレッチング摩耗に対する力学的因子、すなわち接触圧力、接触面のせん断応力、すべり域の大きさと相対すべり量などを解析することにある。

第1章で述べたように、フレッチング摩耗はさまざまな形状の摩擦面に発生する現象である。しかしながらそれを研究する場合には、短時間に測定可能な摩耗を生じさせること、摩擦面の状態が容易に把握できること等を必要とするため、本研究で用いた点接触のように、比較的単純な形状を用いるのがふつうである。そこで、このような実験で得られた結果を一般の摩擦面におけるフレッチング摩耗に利用するためには、上述した解析によつて、その摩擦状態を明確にしておかなければならない。

そこで本章では、まず二次曲面の点接触形態を仮定したMindlinの理論¹⁾から得られる結果について述べ、次にこの理論が適用できない場合の解析手法を提示し、以下に示す接触モデルを解析した結果をMindlinの結果と対比して検討する。

一般に、摩擦面はconformalな面接触形態をとる場合が多く、また摩擦初期に点接触形態であっても、フレッチング摩耗の進行により面接触形態へと移行する場合が多い。そこで接触モデルとして、図4.1に示すように、隅に円弧状の丸みをつけた角柱が平面と接触するモデルを取り上げた。この接触モデルでは、曲率半径 R の円弧部の接線が $X = \pm t$ で平

坦部と一致する形状となっている。隅に円弧状の丸みをつけたのは、これが隅角部の応力集中を緩和するためにしばしば用いられる設計手法であること、また摩耗により、点あるいは線接触から面接触へ移行する際にも生じる形状であることなどによる。

面接触の場合には、接触状態を2次元で近似できることが多い。そこで以下では、このモデルを平面ひずみ問題として解析する。

4.2 Mindlin の理論とその結果

半径 R の球が接触荷重 P で平面と弾性接触し、その後、接線力 T が作用するものとする。いま、 $T < \mu_0 P$ (μ_0 : 静摩擦係数) とすると、接触面間には巨視的なすべりは生じないものの、環状に微小すべり域が生じる(図4.2)。接線力係数 ($T / \mu_0 P$) を Φ と置くと、固着域半径 a' と接触円半径 a の比は次式で与えられる^(4.1)。

$$a' / a = (1 - \Phi)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

なお、 a はヘルツの理論より、次式で与えられる^(4.2)。

$$a = \left(\frac{3}{4} PR \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.1')$$

ここに、 ν_1 、 ν_2 はそれぞれ上下物体のポアソン比、 E_1 、 E_2 はそれらのヤング率である。また、すべり域に作用する接線力作用方向 (x 方向)

のせん断応力 τ_x は、次式で与えられる^(4.1)。

$$\frac{2\pi a^2 \tau_x}{3T} = \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}; \quad \frac{a'}{a} \leq \frac{r}{a} \leq 1 \quad (4.2a)$$

ここに、 r は接触円の中心からの距離である。また、固着域に作用するせん断応力は、

$$\frac{2\pi a^2 \tau_x}{3T} = \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} - \frac{a'}{a} \left(1 - \frac{r^2}{a'^2}\right)^{\frac{1}{2}}; \quad \frac{r}{a} \leq \frac{a'}{a} \quad (4.2b)$$

なお、 y 方向のせん断応力 τ_y は接触域全域で 0 である。そこで以下 τ_x を単に τ と置くことにする。すべり域に生じる相対すべり量 δ は次式となる^(4.2)。

$$\begin{aligned} \delta / \left\{ \frac{3\mu_0 P}{16a} \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right) \right\} \\ = \left\{ 1 - \frac{2}{\pi} \sin^{-1} \left(\frac{a'}{r} \right) \right\} \left\{ 1 - 2 \frac{a'^2}{r^2} \right\} + \left\{ \frac{2a'}{\pi r} \left(1 - \frac{a'^2}{r^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (4.3) \end{aligned}$$

ここに、 G_1 、 G_2 はそれぞれ上下物体の横弾性係数である。なお、振動方向と直角な方向には相対すべりは生じない^(4.3)。以上の理論式は平面と球面の接触を対象としたものであるが、球面同士（半径 R_1 と R_2 ）の接触の場合には、上式の R を相当曲率半径 $R' = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ で置き換えるのみでよい。

図4.3に 接触面に作用するせん断応力分布を示す。せん断応力は、接触圧力の高い内部では低く、固着域とすべり域の境界に近づくに従って急増し、その境界で最大となっている。すべり域におけるせん断応力が $\mu_0 \cdot p$ (p : 接触圧力) となるのは言うまでもない。図4.4に相対すべり量の分布を示す。相対すべり量は接触境界に近づくに従って漸増し、その境界で最大となっている。この最大値 δ_{max} を接線力係数 Φ で整理した結果を図4.5に示す。 δ_{max} は接線力係数とともに急増することがわかる。

Mindlinの理論に対応する円筒と平面の接触に対する解もあるが、これについては後述する。

4.3 Mindlin理論の適用不可能な接触問題に対する解析方法

接線力を受ける弾性接触部の解析については、球と平面の接触に対する解^{4-11, 4-12, 4-13}、円筒と平面の接触に対する解⁴⁻⁷ などがあり、点接触あるいは線接触形態のフレッチングの研究に用いられている。しかし、二次曲面以外の形状に対しては、まだあまり解析は行われていない。弾性体の接触圧力を求める方法として、これまで有限要素法、弾性体の重ね合わせの原理にその基礎を置くポイントマッチング法などの数値計算が試みられ、ヘルツの理論の前提となっている仮定を修正あるいは緩和した問題がいくつか解かれている^{4-8, 4-9, 4-14}。本研究では、後者の方法を接線力が作用する場合に応用して、上述の力学的因子を簡便に計算する方法を提示する。

図4.6に示すように、滑らかな曲面をもつ等質等方性の弾性体が両物体間に外力が存在しないとき、点Oで共通接線と法線をもつように接触する状態を考える。共通接線方向に物体1, 2に共通な軸 x を、それと直角な方向に軸 z_1, z_2 をとることとする。荷重 P (単位厚さ当たり) が軸 z_1, z_2 方向に作用するとき、接触面内では次式が成立する。

$$\alpha - (w_1 + w_2) = z_1 + z_2, \quad (4.4)$$

ここで、 α は2物体の相対接近量であり、また $z_1 + z_2$ は物体間の初期すきまである。また w_1, w_2 はそれぞれ物体1および2の z_1, z_2 方向の表面変位であり、物体を直線状の境界をもつ半無限体として平面ひずみ状態を仮定すると、次式^(4.5)で表わされる。

$$w_m = \frac{2(1-\nu_m^2)}{\pi E_m} \int_s p \cdot \ln \frac{d}{|x-x'|} \cdot dx' - \frac{1+\nu_m}{\pi E_m} P, \quad (m=1, 2), \quad (4.5)$$

ここで E_m, ν_m はそれぞれ物体 m の縦弾性係数とポアソン比、 p は接触圧力である。また、 d は半無限体の境界に垂直な集中力が作用したとき、境界の垂直な変位が無視できる点までの荷重作用点からの距離を意味する。式(4.5)の積分範囲 s は接触面全域を示す。なお、 P のみの作用下では、2物体間の摩擦力は十分に小さいものとして、ここではその影響を無視している。これは、接触による変形がそれ程大きくなり、また接触2物体の弾性係数 E_m, ν_m が大きく異ならなければ、荷重 P による摩擦力を無視しても実用上は差し支えないことによる。式(4.5)を式(4.4)に代入すると次式となる。

$$\alpha - \left(C \int_s p \cdot \ln \frac{d}{|x-x'|} \cdot dx' - C' \cdot P \right) = z_1 + z_2 \quad (4.6)$$

ここで

$$C = \frac{2(1-\nu_1^2)}{\pi E_1} + \frac{2(1-\nu_2^2)}{\pi E_2}, \quad C' = \frac{1+\nu_1}{\pi E_1} + \frac{1+\nu_2}{\pi E_2} \quad (4.7) \quad (4.8)$$

式(4.6)を力のつり合い式,

$$\int_s p dx' = P \quad (4.9)$$

および接触面内で

$$p \geq 0 \quad (4.10)$$

の二つの条件を考慮して解くことができれば、接触圧力 p 、接触領域 s 、相対接近量 α が定まる。しかしこれを解析的に解くのは一般に困難であり、次の方法^{4, 12), 4, 13)}で数値解析する。

予想される接触域を含む領域を r 個の微小領域に分割し、各領域内では接触圧力は一定とする。各領域の中央で式(4.6)が満足されるものとして離散化を行えば、

$$\alpha - \sum_{j=1}^r p_j D_{1j}^N = z_{1,i} + z_{2,i} \quad (i=1, 2, \dots, r) \quad (4.11)$$

となる。また式(4.9)および(4.10)はそれぞれ

$$\sum_{j=1}^r 2a_j p_j = P \quad (4.12)$$

$$p_i \geq 0 \quad (i=1, 2, \dots, r) \quad (4.13)$$

ここで i, j は各微小領域を示す添字であり、 $2a_j$ および p_j はそれぞれ微小領域 j の分割幅と接触圧力を意味する。また、 $z_{1,i} + z_{2,i}$ は微小領域 i の中央における物体間の初期すきまである。式(4.11)の D_{ij}^N は、図4.7に示すように領域 j に一様に分布する圧力により、物体1および2の領域 i の中央に生じる z_1 方向の表面変位 $w_{1,i}^1$ と z_2 方向の表面変位 $w_{1,i}^2$ の和の影響係数であり、次式で与えられる。

$$D_{ij}^N = C'' + C [2a_j - (x_i - x_j) \times \ln |(x_i - x_j + a_j)/(x_i - x_j - a_j)| - a_j \ln |(x_i - x_j + a_j)(x_i - x_j - a_j)|] \quad (4.14)$$

ここで C'' は

$$C'' = 2a_j(C \ln d - C') \quad (4.15)$$

また、 x_i, x_j はそれぞれ領域 i および j の中央の座標値である。

式(4.14)の D_{ij}^N には、一義的に定めるのが困難な定数 d が含まれているが、式(4.11)の α の代りに

$$\alpha' = \alpha - \sum_{j=1}^r C'' b_j = \alpha - (C \ln d - C') P \quad (4.16)$$

を新しい未知数として上式を解けることから、 d は圧力分布には影響しない。一方、 α は式(4.16)より、 d の影響を受ける。

以上の議論では、表面凹凸を考慮していないが、これを表面凹凸を有する曲面の接触変形の解析に応用するのは、比較的容易である^(4.10)。

次に本章の主題である、静摩擦力より小さな接線力が作用するときの接触面のせん断応力、すべり域の大きさ、相対すべり量などを求める方

法について述べる。解析を簡単にするために、まず次の仮定を置く。

- (i) 静摩擦係数 μ_0 は、接触面全域で一定であり、圧力 p によらない。
- (ii) 接触面積および圧力分布は、荷重 P により定まり、接線力が付加されてもこれらに変化は生じない。

これらはいずれも、Mindlinの理論^{4, 11)}の前提となっている仮定である。仮定(i)については、接触面に人工的な処理、たとえば金属の薄膜を用いた場合等を除いては、境界潤滑面を含めて広範囲の条件下で成立する^{4, 11)}ことが知られている。接触面のすべり域にフレッチング摩耗が生じると、その部分の静摩擦係数は、摩擦初期のそれと異なってくる可能性もあるが、ここではそれは考えないことにする。

一方、仮定(ii)については、次のように考えることができる。接線力 T によっても z 方向の変位 w^T が生じるが、同種材質の接触では、 w^T は $x-y$ 面 (y 軸は x , z 軸に直角な方向の軸とする) に関し反対称な変位であることを考慮すれば、これを式(4.5)へ付け加えても、式(4.5)を式(4.4)へ代入すれば消えてしまい、 P によって定まる接触圧力分布を変えようような変位ではない。一方、異種材質の接触では、 w^T は接触物体1, 2で異なり、そのため接触圧力分布はその影響を受けることになる。仮定(ii)はこれを無視しており、本法は異種材質間の接触に対しては誤差を含む計算法である。しかし、その誤差はヘルツの理論において摩擦力を無視した程度のもと考えられる。

これらを仮定すると、接線力が付加されたときの問題は以下のように定式化される。図4.8に示すように、単位厚さ当り T なる接線力が作用

すると、接触部付近の局所変形と微小すべりにより、物体1および2にはそれぞれ β_1 , β_2 の“剛体変位”が生じる。いま接触面内の点 i の横方向変位を、物体1側に含まれる点と2側に含まれる点について考えると、前者では β_1 から弾性変形による変位 u_1 を引いた変位 $(\beta_1 - u_1)$ が x の負の方向に生じ、また後者には $(\beta_2 - u_2)$ の変位が x 方向に生じる。これらの和が0となる接触域では固着が生じ、 $\beta = \beta_1 + \beta_2$ とすると次式が成り立つ。

$$\beta - (u_1 + u_2) = 0. \quad (4.17)$$

一方、

$$\beta - (u_1 + u_2) \neq 0 \quad (4.18)$$

となる接触域ではすべりを生じる。以後、この β を接触2物体の相対変位量と言うことにする。

表面の横方向の弾性変位 $u_m (m=1, 2)$ は、次式^{4.15)}により与えられる。

$$u_m = \frac{2(1-\nu_m^2)}{\pi E_m} \int_s \tau \ln \frac{d'}{|x-x'|} \cdot dx'. \quad (4.19)$$

ここで、 τ はせん断応力であり、座標 x' および接触圧力 p の関数である。また、 d' は半無限体の直線状の境界に、接線方向の集中力が作用したときに、その方向の表面変位が無視できるような荷重作用点からの距離である。なお、接触圧力 p によっても横方向の変位が生じ、接触物体1, 2の E_m , ν_m が異なれば、横方向の変位の相違により摩擦力が発生する。しかし、 E_m , ν_m が大きく異ならない限り、この摩擦力は十分

小さく、かつ静的な力であるので、横方向の振動によるフレッチングにはほとんど影響しないものと考えられ、ここではその変位は除いてある。しかし z 方向の振動（垂直振動）によるフレッチングでは、それが動的な性質をもってくるため、無視し得ないものと考えられる。

式(4.19)を(4.17)に代入すれば

$$\beta - C \int_s \tau \ln \frac{d'}{|x-x'|} \cdot dx' = 0 \quad (4.20)$$

となる。式(4.20)を横方向の力のつり合い式、

$$\int_s \tau dx' = T \quad (4.21)$$

および接触面の全域で

$$\tau \leq \mu_0 p \quad (4.22)$$

の二つの条件を考慮して解けば、せん断応力 τ 、すべり域の大きさ、相対すべり量、接触2物体の相対変位量 β が定まる。

これらの式を数値解析するために、前述の方法で定めた接触面に含まれる各微小領域内ではせん断応力は一定とし、各領域の中央で式(4.20)が満足されるものとして離散化すると、次式となる。

$$\beta - \sum_{j=1}^{r'} \tau_j D_{1j}^T = 0 \quad (j=1, 2, \dots, r') \quad (4.23)$$

また、式(4.21)および(4.22)はそれぞれ

$$\sum_{j=1}^{r'} 2a_j \tau_j = T, \quad (4.24)$$

$$\tau_i \leq \mu_0 p_i \quad (i=1, 2, \dots, r')$$
(4.25)

となる。ここで、 r' は前述の方法で得られた接触域内に含まれる微小要素の総数である。式(4.23)の D_{ij}^T は、領域 j に一様に分布するせん断応力により、物体 1 および 2 の領域 i の中央に生じる x 方向の表面変位 u_{ij}^1 と、その反対方向の表面変位 u_{ij}^2 の和の影響係数であり、次式で与えられる。

$$D_{ij}^T = 2a_j C \ln d' + C \{ 2a_j - (x_i - x_j) \\ \times \ln |(x_i - x_j + a_j)/(x_i - x_j - a_j)| \\ - a_j \ln |(x_i - x_j + a_j)(x_i - x_j - a_j)| \}.$$
(4.26)

式(4.23)、(4.24)、(4.25)から β および τ_i が定まれば、相対すべり量 δ_i は

$$\delta_i = \beta - \sum_{j=1}^{r'} \tau_j D_{ij}^T$$
(4.27)

で与えられる。ここで、式(4.23)の β の代りに

$$\beta' = \beta - \sum_{j=1}^{r'} (C \ln d' \cdot 2a_j \tau_j) = \beta - CT \ln d'$$
(4.28)

を新しい未知数として上式を解くことができるので、 d' は τ_i には影響しない。一方、 β および δ_i は式(4.28)より d' の取り方により異なる。なお、以上の力学的因子が定まれば、物体内部の応力状態を求めることは容易である。また、以上の解析方法を母材と異質の表面薄膜が存在する場合に拡張するのは比較的容易である(4.18)、(4.19)。

4.4 計算の手順と解析方法の検討

4.4.1 計算の手順

計算の手順を図4.9に示す。まず、予想される接触域を含む領域 s_0 を設定し、これを微小領域 Δs_i に分割する。接触域付近の形状に対称性がある場合には、 s_0 の半分のみを考えればよい。領域 s_0 の分割方法として、接触圧力の変化が激しい部分は微細に、そうでない部分は粗く分割する。

次に、 p_i 、 α を計算し、 $p_i < 0$ の領域を取り除き、 $p_i \geq 0$ の領域を新しい接触域として同様の計算を行う。このような作業をすべての領域で $p_i \geq 0$ となるまで繰り返すことにより p_i 、 α が定まる。

このようにして得られた接触域が、接線力の作用の下で固着状態にあるとして τ_i 、 β を計算すると、 $\tau_i > \mu_0 p_i$ の領域が現われる。そこではすべりを生じるものとして、 $\tau_i = \mu_0 p_i$ とする。すべり域に対応する方程式を取り除き、同様の計算をすべての領域で $\tau_i \leq \mu_0 p_i$ となるまで繰り返せば、 τ_i 、 β が定まる。次に、 $\tau_i = \mu_0 p_i$ の領域に対して、式(4.27)により相対すべり量 δ_i を計算する。

4.4.2 解析方法の検討

解析方法を検討するために、理論値が得られている円筒と平面の接触を取り上げた。分割個数のとり方により計算精度が変わるため、 s_0 を固定し、 r を種々変えて計算した。その結果、図4.10(a)に示すように、 $r' = 12$ 程度でも接触圧力はヘルツの理論値とよく一致している。接線

力が作用する場合には、固着域とすべり域の境界でせん断応力が急激に変化するために、若干大きな r' を必要とする。図4.10(b)に $r' = 57$ で計算されたせん断応力分布を示す。なお、この結果は接触圧力を各分割領域の中央（表面変位のマッチング点）に対してプロットしたものである。この場合にも、計算値は次式で示される理論値^{4,7)}とよく一致している。

$$\tau/(\mu_0 p_{\max}) = [1 - (x/a)^2]^{1/2} - [1 - T/(\mu P)]^{1/2} \cdot [1 - (x/a')^2]^{1/2}, \quad |x| \leq a'. \quad (4.29-a)$$

$$\tau/(\mu_0 p_{\max}) = [1 - (x/a)^2]^{1/2}, \quad a' \leq |x| \leq a. \quad (4.29-b)$$

ここで、 τ はせん断応力、 p_{\max} は最大ヘルツ圧、また a' は固着域の幅の半分であり、次式で与えられる。

$$a/a' = [1 - T/(\mu P)]^{1/2}. \quad (4.29-c)$$

これらの結果から、接触域の分割に注意すれば、理論値が得られていない問題に対してもこの方法が適用できるものと考えられる。

4.5 隅に円弧状の丸みを付けた角柱と平面の接触

4.5.1 計算条件

4.3, 4.4節で論じた方法により、隅に円弧状の丸みを付けた角柱が平面と接触する問題を計算した。解析は、図4.1に示した接触モデルに対して、[I] 隅角部の曲率半径 R の影響、[II] 平坦部の長さ $2t$ の影響

について行った。表4.1に用いた数値を示す。材料としては鋼を対象とした。〔I〕の計算では、接触荷重 P 、静摩擦係数 μ_0 、平坦部の長さ $2t$ を一定とし、隅角部の曲率半径 R を1~40mmの範囲で種々変えた。

〔II〕の計算では、荷重は見かけの平均接触圧力 $p_{max}=196\text{MPa}$ 一定となるようにし、 t を1~50mmの範囲で変えた。なお、 $P=980\text{N/mm}$ 一定の場合についても計算した。接線力係数 Φ は3通りとした。なお、 $P=980\text{N/mm}$ および 3820N/mm の場合($p_{max}=196\text{MPa}$)について、接線力 T を等しくとった計算も行った。これらの計算は、 $R=10\text{mm}$ 一定の下で行った。

Z_1 (Z_2) 軸に関して対称な接触形状を考慮して、仮想接触幅の半分のみを考え、接触圧力の変化が激しい隅角部付近を $0.001t$ 以下に分割し、収束後に接触域に含まれる分割個数 r' が148~600(t の大きさにより異なる)となるようにして計算した。なお、代表的な形状に対し、3~4通りの分割方法で計算し、この方法による解の妥当性を確かめた。

4.5.2 隅角部の曲率半径の影響

図4.11に接触圧力分布の例を示す。中央部付近には R の影響はほとんどみられない。一方、どの場合にも接触境界より少し内部に入ったところで圧力は最大となっており、その最大値 p_{max} には曲率半径 R の影響が顕著に現われている。最大値 p_{max} を、 R に対してプロットすると図4.12になり、これから、 p_{max} は R の増加とともに急激に低下し、 $R=10\text{mm}$ 付近からはその低下割合はしだいに小さくなるのがわかる。

図4.13にせん断応力分布の例を示す。接触圧力と同様に、曲率半径 R

のいかんにかかわらず、中央部付近ではほぼ同じ大きさのせん断応力が生じているが、接触域の境界付近では、 R によって著しい相違がみられる。図中の○および●は、それぞれ $T/\mu_0 P$ が0.999と0.6におけるすべり域と固着域の境界を示し、それより内側が固着域であり、外側がすべり域である。せん断応力の最大値 τ_{max} を R に対してプロットしたのが図4.14である。静摩擦力に比べて接線力が小さいときには、 R の影響は比較的少ないが、 T が $\mu_0 P$ に近づくと、 R が減少するとともに τ_{max} は急激に増加している。

図4.15に相対すべり量の分布を示す。すべり域は、 R が大きくなるに従って大きくなり、それに伴って相対すべり量も増加しているが、ここで計算した例では相対すべり量自体は $1\mu m$ 以下である。これらの結果と図4.11の接触圧力分布の対比から、接線力の増加に伴って、すべり域は接触境界から高接触面圧部をへて内部へと広がるのがわかる。

4.5.3 平坦部の長さの影響

図4.16に、 $t=10mm$ 、 $R=10mm$ の場合の接触圧力分布の例を2種類の荷重に対して示す。この結果を、同一の R で $t=2.5mm$ の結果(図4.11)と比較すると、接触圧力分布の形は良く似ているのがわかる。ただし、見かけの平均接触圧力 p_{mean} が等しい図4.16の $P=3920N/mm$ と図4.11の結果を比較すると、前者の方が接触圧力は若干高い。 $p_{mean}=196MPa$ 一定として、接触域の中心($X=0$)における接触圧力 p_c 、および接触圧力の最大値 p_{max} を平坦部の長さ $2t$ に対してまとめた結果を、図4.17に示す。

この結果から、まず p_c には t の影響はほとんど現われていないことがわかる。一方、 p_{max} は t とともに増加する傾向を示している。これは、図4.12の結果と合わせて考えると、 t そのものの影響というよりも、 t の増加に伴う R と t の比 (R/t) の低下による応力集中の増加と解釈すべきであろう。なお、 t の影響はその増加とともに低下している。 $P=980N/mm$ 一定として p_{max} をまとめた結果が図4.18である。この場合には、 p_{max} は t とともに減少するが、これは t の増加に伴う p_{mean} の低下によるものである。

図4.19(a),(b)に、図4.16に対応するせん断応力分布を示す。これらの分布形も同じ R をもつ $t=2.5mm$ のそれ (図4.13(b)) と良く似ている。図4.20に、 $p_{mean}=196MPa$ における最大せん断応力 τ_{max} と t の関係を示す。 τ_{max} は t とともに漸増するが、しだいにその増加率は減少すること、また接線力係数 Φ が小さくなるに従って t の影響は小さいことがわかる。一方、図4.21に示すように接触荷重一定の下では、 τ_{max} は t とともに減少する。これらの挙動は、上述の最大接触圧力の挙動と類似している。

図4.22に、図4.19(a)のせん断応力分布に対応する相対すべり量の分布を示す。分布形は同一の R をもつ $t=2.5mm$ のそれ (図4.15(b)) と良く似ている。ただし、相対すべり量は $t=10mm$ の方が大きい。平均接触圧力および接線力係数を同一としたとき、 t の増加は接線力の増加を意味しており、これが相対すべり量の増加をもたらしたものと考えられる。そこで p_{mean} 同一の下 ($t=10mm$ では $P=3920N/mm$ が $p_{mean}=196MPa$ とな

る)で、接線力 T を等しくとり、 $t=2.5\text{mm}$ の場合と比較した。その結果を図4.23に示す。図中の T の数字は図4.15(b)の T に等しい。これより、 $t=10\text{mm}$ のほうが相対すべり量は小さい。図4.23には $P=980\text{N/mm}$ の場合の結果も示してある。この結果は、同一接触形状、同一接線力の作用の下では、荷重の増加が相対すべりを減少させることを意味している。また、荷重の増加はすべり域の大きさをも著しく減少させることがわかる。図4.24, 4.25に、相対すべり量の最大値 δ_{max} に及ぼす t の影響を示す。

見かけの平均接触圧力が一定の下では、 δ_{max} は t とともに増加し、一方、接触荷重一定の場合には t とともに減少する。その影響は、 t の増加とともに低下すること、および Φ が小さくなるに従って低下している。

以上の結果をMindlinの理論から得られた結果と比べると、まずせん断応力分布は、図4.3と図4.13または図4.19から明らかなように、接触圧力分布が大きく異なるにも関わらず良く似ていることがわかる。次に、接触圧力分布が半楕円状でなくとも、接線力が作用すれば必ずすべり域が存在し、またすべり域は接線力の増加に伴って、接触境界から内部へと広がる点も類似している(図4.4と図4.15または図4.22, 23)。従って、このような面接触形態の接触部に、静摩擦力よりも小さな力が振動的に作用するときには、第5章で述べるように、接触境界付近にフレッチング摩耗が発生することになる。

先にふれたように、多量の摩耗粉が排出される条件下の、点接触形態のフレッチング摩耗試験では、定常状態における接触形態はむしろ本章で取り上げた接触形態に近いものと考えられる。従って、その場合の力

学的環境を把握するには、Mindlinの理論を用いるよりも本章による解法の方が妥当である。

4.6 小結

フレッチング摩耗に対する力学的因子を求めるための、汎用性のある解析方法を提示し、実用上重要な隅に円弧状の丸みをつけた角柱が平面と接触するモデルを解析した。その結果をまとめると次のようになる。

- (1) 本章で提示した解析方法は、二次曲面の接触問題に限らず広範囲の接触問題に適用可能であり、簡単なアルゴリズムによりフレッチング摩耗に及ぼす力学的因子を精度良く解析できる。
- (2) 点接触と面接触の間には、せん断応力分布、すべり域の挙動に類似点が存在する。従って、接触圧力を把握しておくことにより、点接触の試験結果を一般の摩擦面におけるフレッチング摩耗の検討に利用できる。

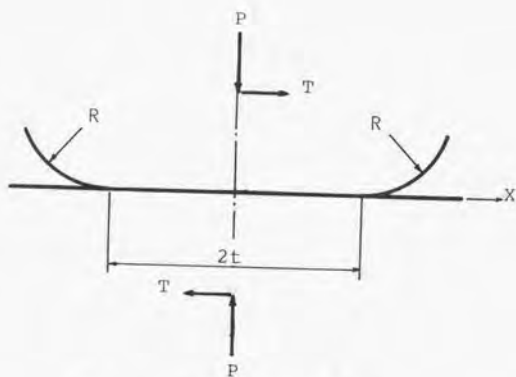


図 4.1 解析モデルと座標

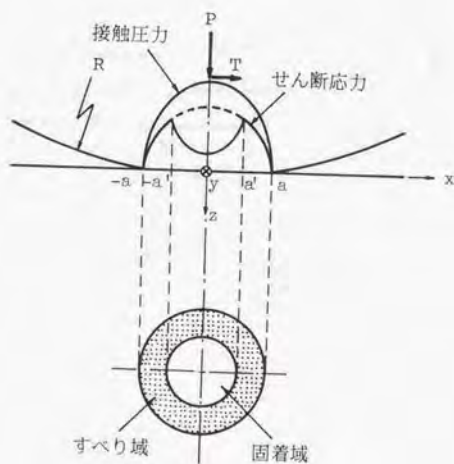


図 4.2 Mindlinの解析モデルと座標

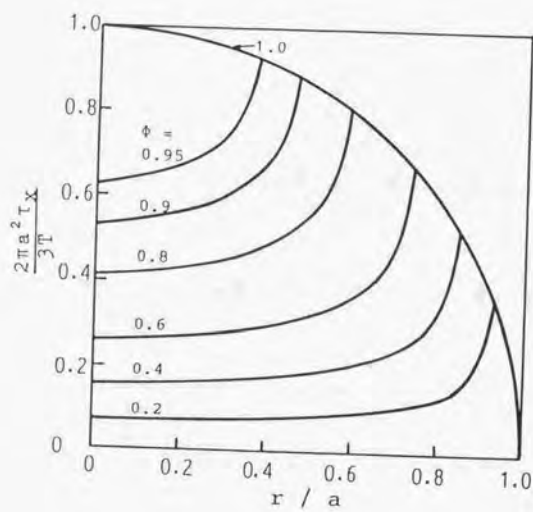


図4.3 点接触におけるせん断応力分布

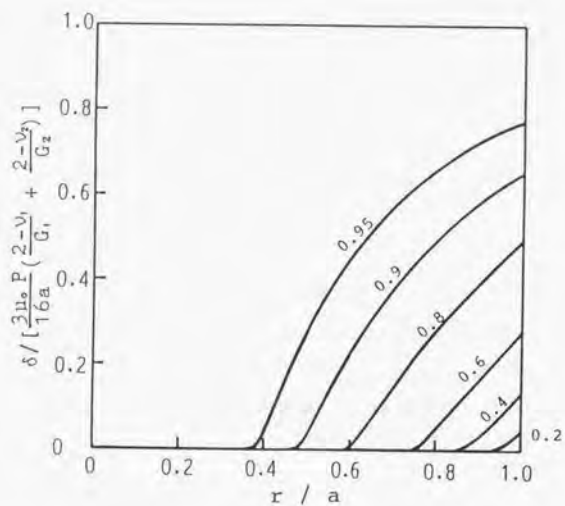


図4.4 点接触における相対すべり量の分布

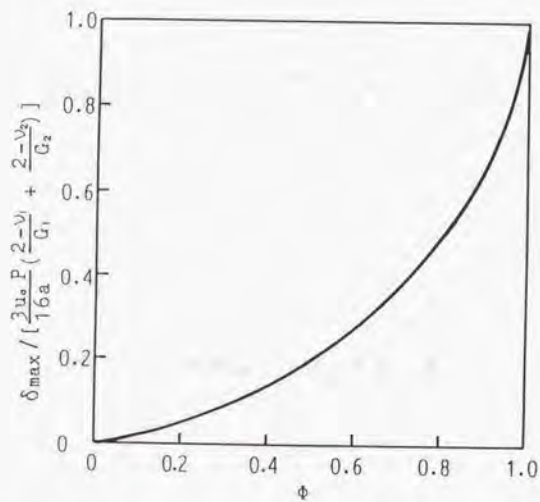


図4.5 点接触における最大相対すべり量と接線力係数の関係

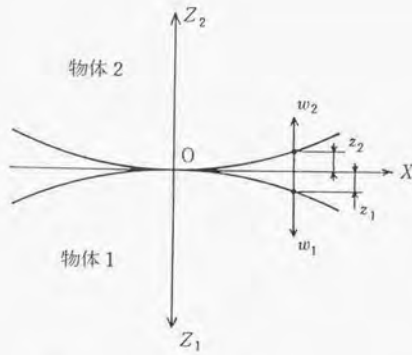


図 4.6 2 物体の接触と座標系

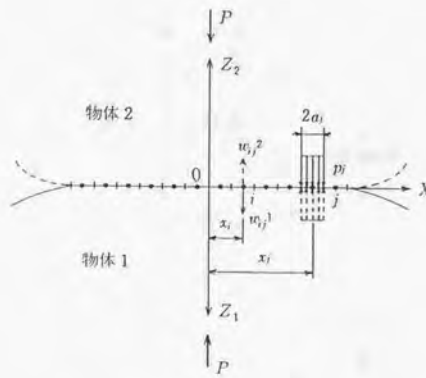


図 4.7 接触域の分割と影響係数

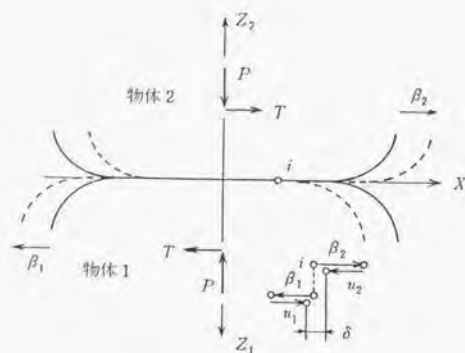


図4.8 接線力による接触面の横方向の変形

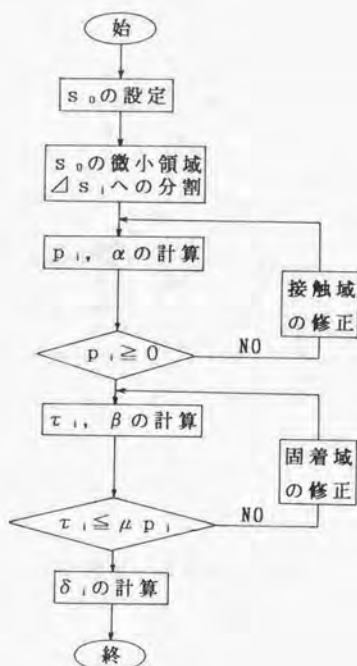
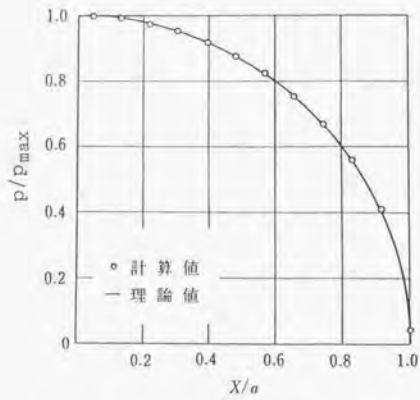
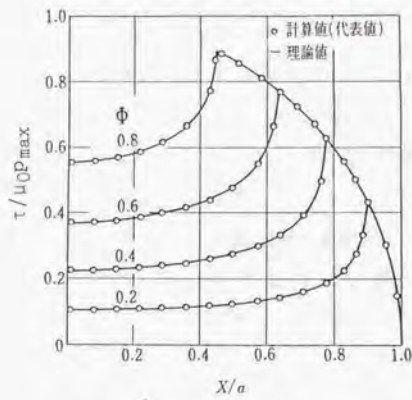


図4.9 計算の手順



(a) 接触圧力



(b) せん断応力

図 4.10 計算値と理論値の比較

表 4.1 計算パラメータ

材料定数	E_1, E_2	206GPa
	ν_1, ν_2	0.3
計算 [I]	P	980N/mm
	μ_0	0.6
	Φ	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 0.9, 0.999
	t	2.5mm
	R	1, 5, 10, 20, 30, 40mm
計算 [II]	P	$P_{max}=196\text{MPa}$, 980N/mm
	μ_0	0.6
	Φ	0.2, 0.6, 0.999
	t	1, 2.5, 5, 10, 25, 50mm
	R	10mm

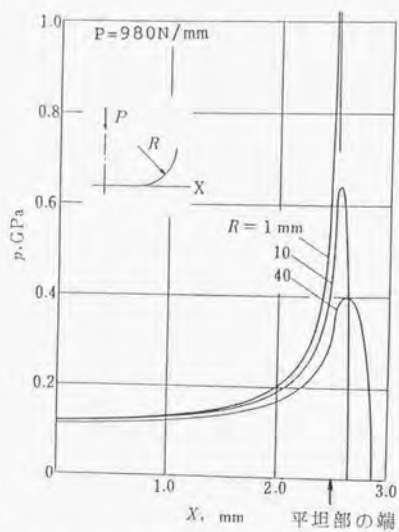


図 4.1.1 接触圧力分布 (曲率半径の影響)

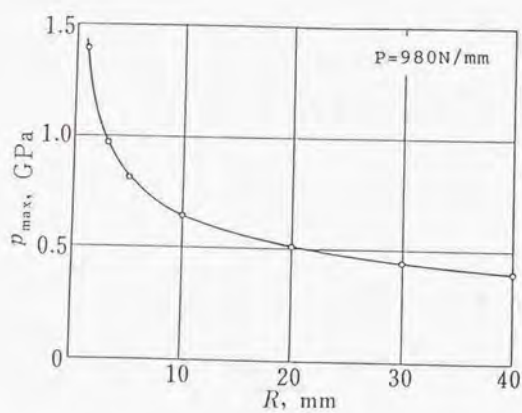


図 4.1.2 最大接触圧力に及ぼす曲率半径の影響

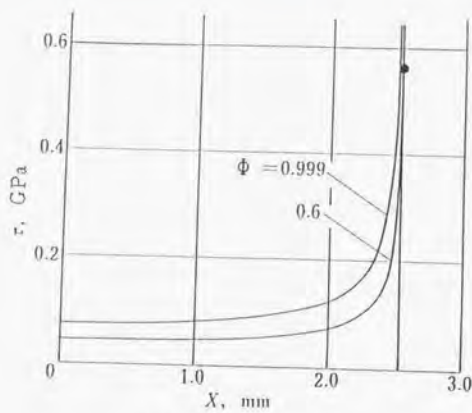
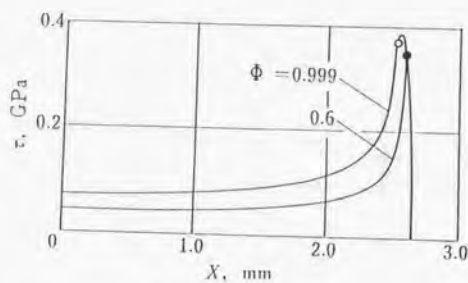
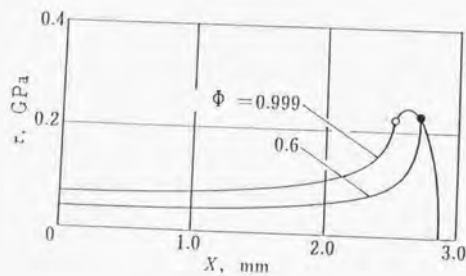
(a) $R = 1 \text{ mm}$ (b) $R = 10 \text{ mm}$ (c) $R = 40 \text{ mm}$

図 4.13 せん断応力分布の例 (曲率半径の影響)

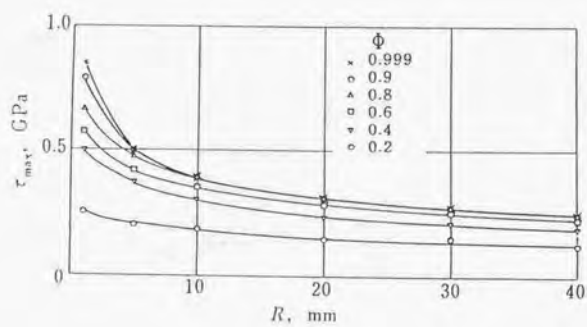


図 4.14 最大せん断応力に及ぼす曲率半径の影響

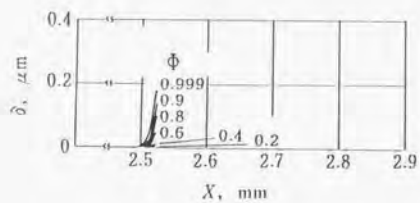
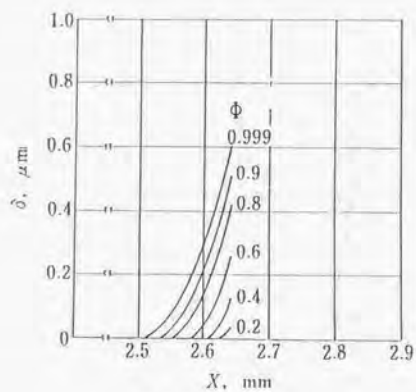
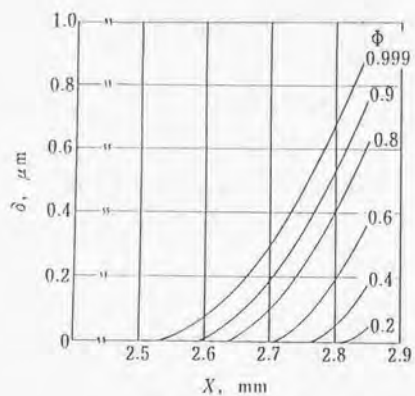
(a) $R = 1 \text{ mm}$ (b) $R = 10 \text{ mm}$ (c) $R = 40 \text{ mm}$

図 4.15 相対すべり量の分布 (曲率半径の影響)

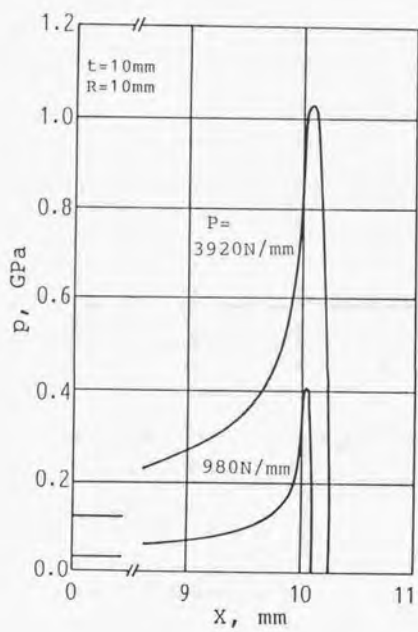


図 4.16 接触圧力分布の例 ($t = 10 \text{ mm}$)

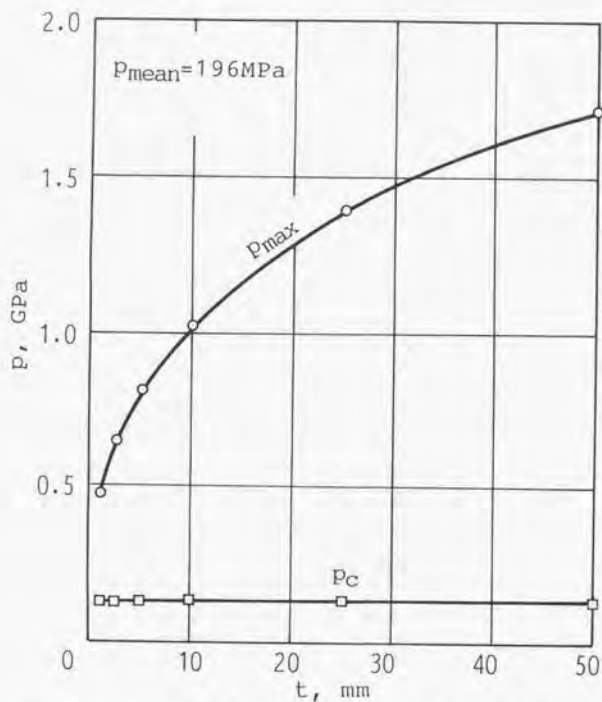


図 4.17 最大接触圧力に及ぼす平坦部長さの影響
($P_{\text{mean}} = 196 \text{ MPa}$ 一定)

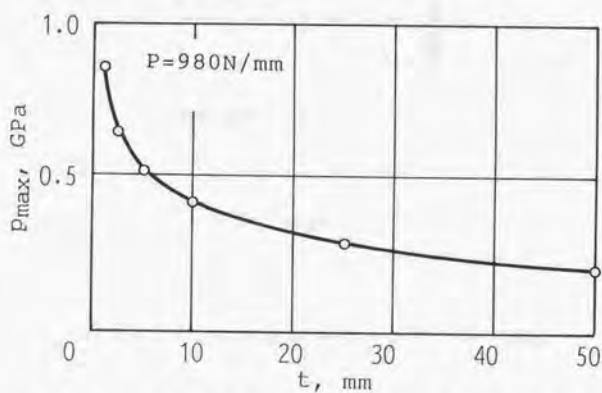
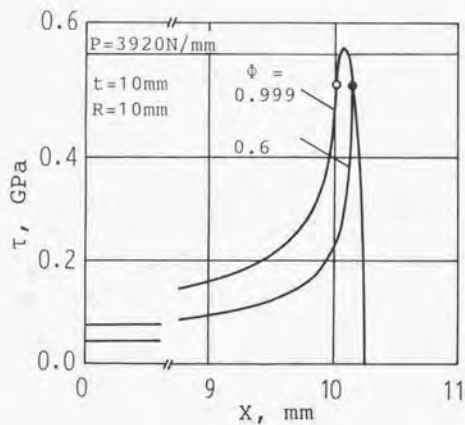
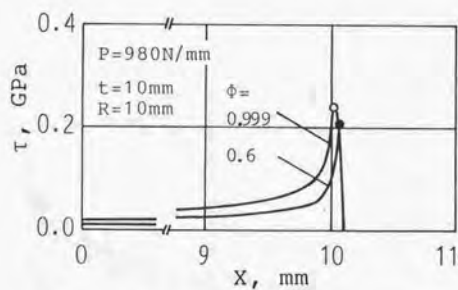


図 4.18 最大接触圧力に及ぼす平坦部長さの影響
($P = 980 \text{ N}$ 一定)

(a) $p_{\text{max}} = 196 \text{ MPa}$ ($P = 3920 \text{ N}$)(b) $P = 980 \text{ N}$ 図 4.19 せん断応力分布の例 ($t = 10 \text{ mm}$)

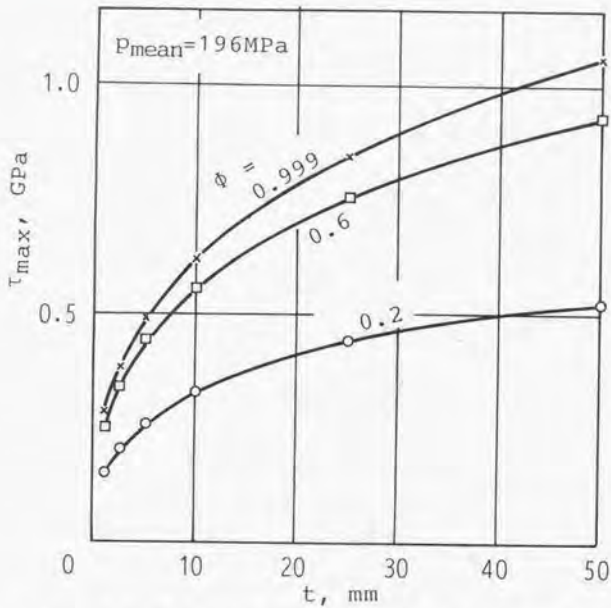


図 4.20 最大せん断応力に及ぼす平坦部長さの影響
($P_{mean} = 196 \text{ MPa}$)

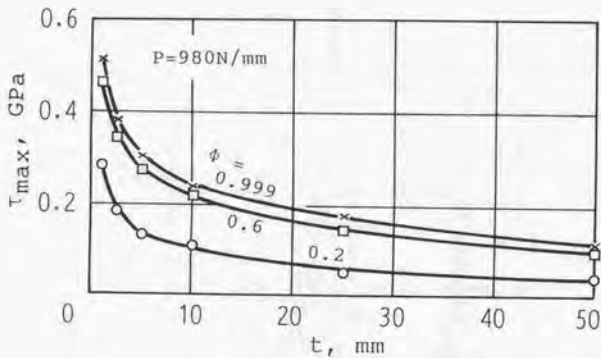


図 4.21 最大せん断応力に及ぼす平坦部長さの影響
($P = 980 \text{ N}$)

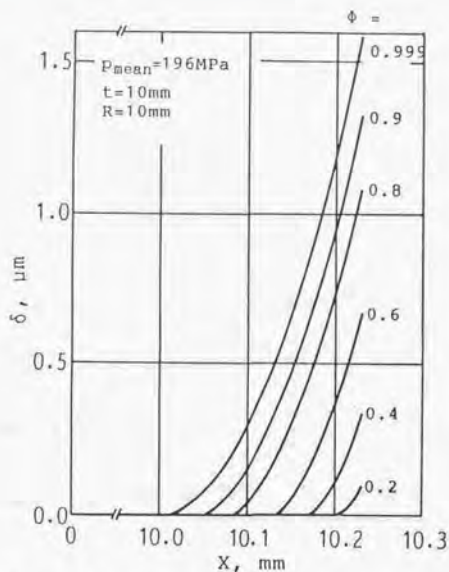


図 4.22 相対すべり量の分布の例

($P_{\text{mean}} = 196 \text{ MPa}$, $t = 10 \text{ mm}$)

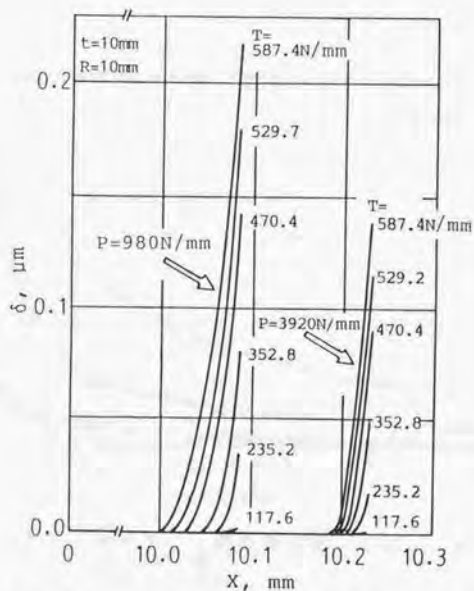


図 4.23 相対すべり量に及ぼす荷重の影響

(T : 一定)

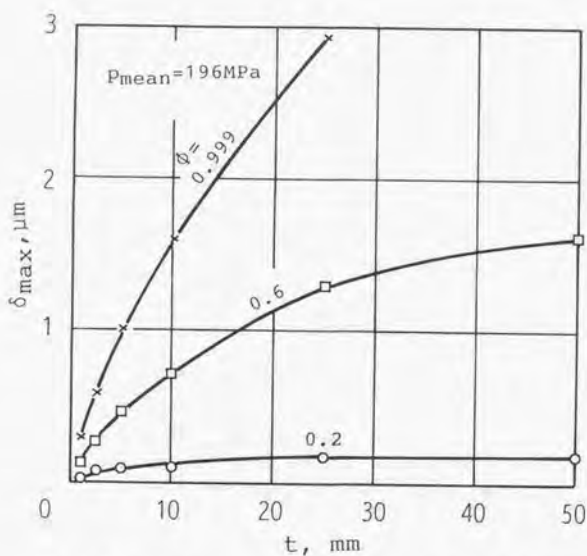


図 4.24 相対すべり量の最大値に及ぼす平坦部長さの影響
($P_{mean} = 196\text{MPa}$)

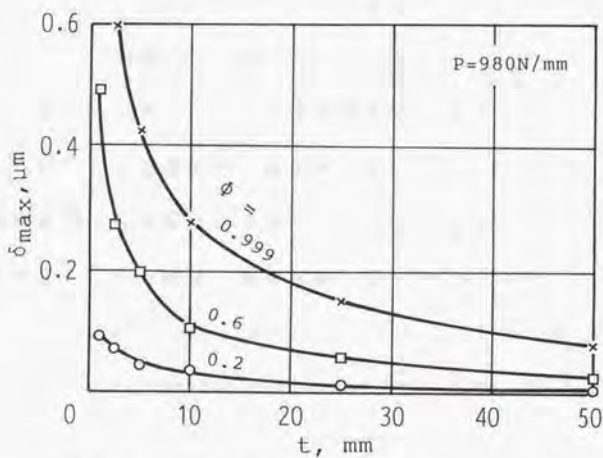


図 4.25 相対すべり量の最大値に及ぼす平坦部長さの影響
($P = 980\text{N}$)

第4章 引用文献

- 4.1) R.D.Mindlin: J. Appl. Mech, 71, 3(1949)259.
- 4.2) S.P.Timoshenko & J.N.Goodier: Theory of Elasticity, McGraw-Hill(1970)412.
- 4.3) K.L.Johnson: Contact Mechanics, Cambridge University Press (1985)219.
- 4.4) R.D.Mindlin & H. Deresiewicz: Trans. ASME, Series E, J. Appl. Mech., 20(1953)327.
- 4.5) G.M.Hamilton & L.E.Goodman: Trans. ASME, J. App. Mech., 33 (1966)371.
- 4.6) K.L.Johnson: Contact Mechanics, Cambridge University Press (1985)202.
- 4.7) H.Poritsky: Trans. ASME, J. Appl. Mech., 17(1950)191.
- 4.8) 山田嘉昭: 潤滑, 15, 1(1970)21.
- 4.9) 蔦 紀夫・山地成一: 日本機械学会誌, 76, 651(1973)348.
- 4.10) 岡本紀明: 日本機械学会論文集, 43, 374(1977)3716.
- 4.11) 浅野直輝: 日本機械学会論文集, 46, 402(1980)180.
- 4.12) 尾田十八: 日本機械学会論文集, 40, 329(1974)70.
- 4.13) M.J.Hartnett: Trans. ASME, J. Lubric. Tech., 101(1979)105.
- 4.14) B.Paul & J. Hashemi: Trans. ASME, J. Appl. Mech., 48(1981) 543.
- 4.15) S.P.Timoshenko & J.N.Goodier: Theory of Elasticity, McGraw-

Hill(1970)77,98.

- 4.16) 佐藤準一・志摩政幸：東京商船大学研究報告（自然科学），
31(1981)25.
- 4.17) バウデン・テイバー著，曾田範宗訳：固体の摩擦と潤滑，丸善
(1961)89.
- 4.18) 志摩政幸・佐藤準一・古口日出男：日本機械学会論文集（A編）
51,468(1985)1983.
- 4.19) 志摩政幸・佐藤準一・菅原隆志：潤滑，32,7(1987)511.

第5章 現象の直接観察

5.1 はじめに

5.2 実験

5.3 実験結果と考察

5.3.1 無潤滑下における結果

5.3.2 潤滑下における結果

5.4 小結

第5章 引用文献

第5章 現象の直接観察

5.1 はじめに

本章の目的は、フレッチング摩耗現象を光学顕微鏡で継続的に直接観察することにより、摩耗粉の発生、摩擦面から排除される過程などを定性的に把握することにある。

直接観察には、接触要素の一方に透明体を用いる必要があり、この接触要素間に生じるフレッチング摩耗が、実用金属材料に生じるそれを十分に一般性をもってシミュレートするとは言えない。しかし、予備実験及び過去の研究^{5.1), 5.2)}において、本実験で用いる板ガラスと鋼の材料組み合わせにおいても、微細な酸化摩耗粉の発生がみられていることから、定性的にはシミュレーション試験が可能と考えられる。

このような観点から本章では、第8章の定量的実験に先立ち、無潤滑及び潤滑中で進行するフレッチング摩耗現象の直接観察を行う。

5.2 実験

実験には、上試験片にJIS3210窓用透明板ガラス（ソーダ・ガラス、厚さ5mm、20mm正方形、HV約620）を、下試験片に市販の軸受用SUJ2鋼球（直径5mm、HV約760）を用いた。フレッチングの進行状況は、摩擦面を上試験片の裏面から光学顕微鏡により観察し、必要に応じて写真撮影あるいは16mmフィルム撮影を行った。

全実験を通し、接触荷重は9.8N、振動数は6Hz一定とし、鋼球の振幅

と繰返し数は種々変えた。接触荷重9.8Nでは、最大ヘルツ圧は0.956GPaであり、この荷重下では、接触状態にある表面凹凸は部分的に塑性変形しているとしても、母材は弾性変形状態にあるとみなせる。雰囲気条件は、大気中無潤滑（温度 $20 \pm 2^\circ\text{C}$ 、湿度 $27 \pm 3\% \text{RH}$ ）および無添加鉱油（動粘度 $32.17 \text{mm}^2/\text{s}$ @ 40°C 、 $5.59 \text{mm}^2/\text{s}$ @ 100°C 、粘度指数112、いおう分0.05%）による潤滑下とした。潤滑油は、上下試験片に塗布して供試し、接触部の周囲は常に油で満たされている状態（油のメニスカスが存在する状態）で実験を行った。

5.3 実験結果と考察

5.3.1 無潤滑下における結果

(i) 摩擦面の観察

図5.1に、接触荷重を静的に負荷したときの接触部付近の状態を示す。内側の灰色をした部分が接触部であり、きれいな円形となっている。また、その外側のすきまの小さい部分に同心円のニュートン環がみられる。接触円の直径 $2a$ を測定すると、ヘルツの理論値（式(4.1'））とよく一致し、 $2a=140 \mu\text{m}$ となる。

振幅が微小で、接触面に作用する接線力 T が静摩擦力 $\mu_0 P$ （ μ_0 : 静摩擦係数、 P : 接触荷重）よりも小さい場合、接触面には相対すべりを生じない領域と相対すべりを伴う領域（以下これらの領域をそれぞれ固着域およびすべり域という）が存在する。このような場合のフレッチング摩耗の直接観察結果の代表例（2物体間の相対全振幅 $\Delta re=1 \mu\text{m}$ ）を、

図5.2(a)~(c)に示す、微小振動を与えると、百数十サイクル付近から接触円の円周に沿って黒い斑点が発生し始め、繰返し数を増すに従ってこの斑点は数を増し、数百~千サイクルで接触面の外周部に帯状(環状)に広がる(同図(a),(b))。以下この黒い斑点が生じている領域を環状損傷部と呼ぶことにする。鋼の酸化物⁹⁻¹¹と考えられるこの生成物は極めて微細であり、400倍程度の倍率では粒子としては観察できない。また、環状損傷部には摺動痕は認められず、酸化摩耗の形態を示している。さらに繰返し数を増すと、損傷部はわずかに内側に広がっていくが、生成物は接触面外にはほとんど排出されない。千~数千サイクル後には、接触円の円周に接してガラス側にき裂が発生する。このき裂は、接線力の作用方向が異なるたびに開閉を繰り返す。き裂の発生により、き裂に沿って鋼球とガラスとの接触が生じ、そこにあらたな損傷が生じる(同図(c))。なお、この条件下で発生する摩耗粉は、極く微量であり、その分析は困難である。そこで、やや大きな振幅で発生した摩耗粉および摩耗面のEPMA分析を行ってみた。その結果を図5.3(a)~(d)に示す。摩耗粉および摩耗面は、処女面に比べて酸化が著しく進んでいることがわかる。これから推定して、上述したような微小振幅下で生じる環状損傷部においても同様のことが言える。この酸化物は過去の研究(2.3節)から、鉄酸化物(α -Fe₂O₃)、Cr酸化物(Cr₂O₃, FeCr₂O₄)の混合物と考えられる。ただし、軸受鋼のCr含有量は1.5%程度であるため、量的には α -Fe₂O₃がCr酸化物よりもはるかに多いものと考えられる。

摩擦面に鋼の酸化物が発生するまでには、ある繰返し数を要する。そ

ここで、酸化物発生サイクルNsを、相対振幅を変えて調べてみた。ここでは、光学顕微鏡観察で黒い斑点、ないしは相対振幅が大きい場合には赤褐色の遊離粉が観察される時期を酸化物発生サイクルNsと定義した。その結果を図5.4に示す。なお、前述のように、光学顕微鏡では黒い斑点の部分は粒子としては観察できないが、SEMによる数千倍の倍率での観察からそこには $1\mu\text{m}$ 以下の粒子が存在している。酸化物発生サイクルNsは、相対振幅が小さいほど大きく、相対振幅が大きくなるに従って小さくなる。相対振幅 $8\mu\text{m}$ 以上では、ただか20サイクル(時間にして3.3秒)付近から酸化物の発生がみられる。この結果は、振動数120Hzで行われたGodfreyの観察結果⁵⁻¹¹⁾ともほぼ一致しており、大気中の鋼のフレッチングでは、きわめて短時間で酸化摩耗粉が発生することを示している。

次に、相対振幅 Δre が $4\sim 30\mu\text{m}$ の代表例として、 $\Delta re=9\mu\text{m}$ における摩耗の進行状況を図5.5(a)~(e)に示す。数十サイクル後、摩擦面は薄く着色され(同図(a))、数百~千サイクルでGodfreyの報告した“褐色のねばねばした半流体状の酸化物”⁵⁻¹¹⁾が発生する(同図(b))。この時点で運転を止め、摩擦面を光学顕微鏡で観察しながら接触荷重の除荷荷重を行うと、この生成物は流動性を帯びていることがわかる。 $\alpha\text{-FeOOH}$ と考えられる⁵⁻¹¹⁾この生成物はガラス面に強く付着しており、実験後ガーゼで拭き取っても容易に除去できない。数千サイクル後、赤褐色の微細な摩耗粉が、接触円の振動方向と直角な円周部付近から摩擦面外に排出されはじめる(同図(c),(d))。さらに繰返し数を増すことにより、同図

(e)に示すように、接触端部全域から振動方向に赤褐色摩耗粉が排出されてくる。これに伴い、損傷域はしだいに円形状になってくる。なお、直接観察ではニュートン環のみられる同図(b)付近までは、摩耗粉の存在する部分と損傷域とを正確に見分けることはできないが、ニュートン環が消失する同図(d)、(e)では、円形状をした内部はほぼその全面に損傷が生じている。これは実験終了後、ガラス側と鋼球側を別々に観察した結果からも明らかである、これらの現象は相対振幅が大きいほど速く進行する。

相対振幅が $35\mu\text{m}$ 以上では、上述の図5.5(c)、(d)の過程を経ずに、数百サイクル後に振動方向に赤褐色摩耗粉が排出される。これは相対振幅が大きいために、常時接触し合っている部分が少なくなり、大気中の酸素、水蒸気が接触面に侵入し易くなること、および発生した遊離粉を接触面から押し出す駆動力が増すことなどによるものと考えられる。なおこのような相対振幅は、接触荷重、鋼球の径などにより変わるものと考えられる。

(ii) Mindlinの理論による実験結果の検討

前章で述べたように、接触する球/平面間に接線力が作用するとき、接触円の周囲には接線力が0でない限り、同心円状のすべり域が存在することが、Mindlinの弾性解析^{5, 11}から明らかとなっている。ここで、Mindlinの理論を用いて実験結果を検討する。

以下の計算では鋼球とガラスのヤング率 E_i ($i=1, 2$)をそれぞれ 206 GPa, 65GPa, またポアソン比 ν_i ($i=1, 2$)をそれぞれ0.3と0.24とし、

$P=9.8\text{N}$, $\mu_0=0.43$, $T=1.568\text{N}$ を用いた。なお、これらの横弾性係数 $G_i (i=1,2)$ は $G_i = E_i / \{2(1+\nu_i)\}$ の関係を用いて推定した。

式(4.1)で与えられる固着域の直径 $2a'$ を、上述の環状損傷部を円環とみなして求めた平均内径と比較した。その結果を図5.6に示す。なお、この実験値は接触状態がそれほど変化しないと考えられる繰返し数、500~2000サイクルにおける結果である。図中の●は、酸化物が接触面の外周付近に帯状に広がる前にき裂が発生した場合である。接線力係数 $\phi (=T/\mu_0 P)$ が0.6以上では、ガラスに生じるき裂のため、データがかなりばらつくので省略した。この結果から、 ϕ が小さい場合には、実験値はMindlinの理論値とほぼ一致している。このような微小振動下では、酸化物が短時間のうちに発生点から移動するのが困難であることを合わせて考えると、酸化物はすべり域に生じることがわかる。同様の現象は鋼平面/鋼球のフレッチングにおいても認められており^{5.5)}~^{5.6)}、すべり域の大きさがフレッチング損傷域の大きさを推定する目安になることがわかる。すべり域に生じる相対すべり量を、前述の図5.2の場合について式(4.3)から推定すると、その最大値 s_{max} は $0.288\mu\text{m}$ となる。この結果は、非常にわずかな相対すべりが接触面間に生じてても、フレッチング損傷は容易に起こり得ることを示している。

同心円状のすべり域が存在するときの接触2物体の相対変位量 β は、Mindlinの理論に基づいて次式で与えられる^{5.0)}。

$$\beta = \frac{3\mu_0 P}{16a} \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right) \left\{ 1 - \left(1 - \frac{T}{\mu_0 P} \right)^{\frac{2}{3}} \right\} \quad (5.1)$$

式(5.1)の計算結果と、第3章で示した方法により接触2物体の相対変位量 β および接線力 T を測定した結果を図5.7に示す。これから、この実験条件下では固着域が消失し、接触2面が巨視的にすべり出す相対変位量は $1.5\mu\text{m}$ 付近にある。換言すれば、接触2物体の相対変位量 β の2倍である相対振幅 Δre が $3\mu\text{m}$ 付近となると、全面すべりを生じる。両者に $0.5\mu\text{m}$ 程の差がみられるが、この主な原因としては、式(5.1)では考慮されていない微小突起の接線方向への弾塑性変形の影響が考えられる。

(iii) 摩耗粉の摩擦面外への排除の挙動

摩耗粉の摩擦面外への排除されやすさおよび摩耗粉の量を調べるために、いろいろな相対振幅で行った実験の、 10^4 サイクル後の状態を図5.8に比較する。これから、固着域の存在する $\Delta re=1.3\mu\text{m}$ および $2.5\mu\text{m}$ では、摩耗粉の摩擦面外への排出はほとんどみられない。一方、巨視的すべりを生じはじめる $\Delta re=3\mu\text{m}$ ではわずかにその排出がみられ、 $\Delta re=3.5\mu\text{m}$ 以上では多量の摩耗粉が排出される。これらの特徴は、繰返し数を 3.2×10^5 サイクルとしても、定性的には変わらない。これらの特徴を量的にとらえるために、摩耗による鋼球とガラス試験片との相対接近量を非接触式変位計で測定した。繰返し数 5×10^4 サイクル後の結果を図5.9に示す。これより、相対振幅 $3\mu\text{m}$ 以上で相対接近量は著しく増加しており、図5.8の結果と良い対応関係がみられる。接触面に固着域が存在する場合には、接近量が負になっているが、これは接触面への酸化摩耗粉の介在、および表面粗さの増加などによるものと考えられる。

5.3.2 潤滑下における結果

図5.10に示すように、潤滑下においても巨視的すべりが生じない小振幅では、Mindlinの示した固着/すべり域ができ、接触円の周囲に沿って鋼の酸化物と考えられる灰色の帯が認められる。ただし、この損傷発生サイクルは無潤滑下のそれより1桁大きい。接触部の周囲に油のメニスカスが存在することにより、空気中の酸素、水蒸気などの侵入が制限され、鋼の酸化物の生成速度が減じられること、および潤滑による接触面の相互干渉の緩和がその主な理由として考えられる。繰返し数を増すと、灰色の帯は黒色を呈してくるが、摩擦面外への顕著な摩耗粉の排出はやはり認められない。

巨視的すべりを生じる振幅においても、酸化物と考えられる茶色ないしは黒色の物質の発生サイクルは、無潤滑下のそれより1桁以上大きい。潤滑下では、激しい損傷は振幅の大きさにもよるが、一般に摩擦面の中央付近に生じる。この原因については後述する。図5.11(a)~(c)に巨視的すべりを生じる振幅の一例として、相対振幅 $\Delta re = 48 \mu m$ におけるフレッチング摩耗の進行状況を示す。この場合には、数百サイクルで摩擦面全面が薄い茶色を帯び、1000サイクル前後で面圧の高い中央部付近に引っかき痕が生じる(同図(a))。それとともに、気泡とみられる泡が1サイクルごとに発生する。その後、引っかき痕部は黒みを増しながらしだいに拡がってくる(同図(b))。中央部は真黒で、損傷状態は明らかではないが、実験後SEMで観察すると、ガラス板にマイクロクラックが多数生じ、また穴ぼこ(ピット)も見られる。鋼球側にも引っかき痕や

ピットが認められる。5000サイクル付近から微細な黒色摩耗粉が潤滑油中に排出され始め、損傷域はさらに拡がる。なお、摩耗痕の周囲への摩耗粉の堆積はみられない(同図(c))。2~3万サイクル付近からは、中央部を除く摩擦面はしだいに金属状光沢を回復してくる。

図5.12(a)~(c)に、3種類の振幅に対する 5×10^4 サイクル後の摩擦面の状況を示す。この結果から、 $\Delta re = 48 \mu m$ 以下では、接触面圧の高い中央部付近に、直接観察では黒く見える上述の激しい損傷が生じるのに対し、 $\Delta re = 80 \mu m$ ではそのような損傷は生じず、マイルドな損傷状態となっている。これは、振幅が小さい場合には図5.13に模式的に示すように、ガラス板側の摩擦面の一部が常に球と接触しているため、そこには潤滑油が十分に供給されないことが考えられる。従って、 $\Delta re < 2a$ となる振幅においては、このような現象が生じることが予測される。1サイクルごとに潤滑油が供給される領域には、引っかき痕はみられるものの、摩耗粉はほとんど存在しない。これから、この部分の摩耗粉は潤滑作用によって洗い流されたものと考えられる。

表5.1に、図5.12の条件における摩擦係数を示す。摩擦係数の挙動は、摩擦面の損傷状態と良く対応している。すなわち、激しい損傷が生じる $\Delta re = 16 \mu m$ と $48 \mu m$ の摩擦係数は、摩擦初期に $\Delta re = 80 \mu m$ のそれよりかなり高い。一方、クラック、ピットのような激しい損傷を生じない $\Delta re = 80 \mu m$ の場合には、摩擦係数は常に0.12の低い値をとっている。なお、10000サイクル以上で振幅による差異がみられなくなるのは、損傷の発生により表面粗さが増加することにより、上述の見かけ上常に接

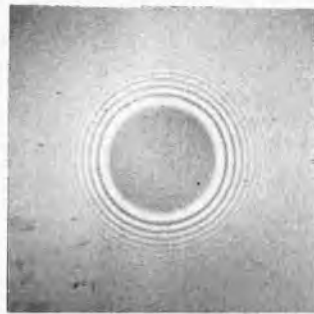
触している領域にも潤滑油が容易に侵入するためと考えられる。

5.4 小結

無潤滑下および潤滑下で振幅を種々変えて、鋼球とガラス板の間に生じるフレッチングの進行状況を直接観察した結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 無潤滑下では、接触面に静摩擦力よりも小さな接線力が作用すると、固着域とすべり域がみられる。すべり域と固着域の関係は、Mindlinの理論式と大略一致する。
- (2) フレッチング摩耗は、すべり域に生じる。固着域には損傷は認められない。
- (3) 鋼の酸化物の発生に要するサイクル数 N_s は、相対振幅の影響を大きく受ける。 N_s は振幅が小さいほど大きい。が、 $6\mu\text{m}$ 以上では20サイクル程度である。
- (4) 摩耗粉の排除過程も相対振幅の影響を大きく受ける。接触面に固着域が存在する場合には、摩耗粉は摩擦面外にはほとんど排出されない。相対振幅が $4\sim 30\mu\text{m}$ では、摩耗粉は数百～数千サイクル後、振動方向と直角な接触端から排出されはじめ、その後接触端全域から排出される。一方、それが $35\mu\text{m}$ 以上では、数百サイクル後に振動方向の接触端より直接排出される。
- (5) 潤滑油中でも固着域/すべり域がみられ、すべり域にフレッチングが生じる。

- (6) 潤滑下では、 N_s は無潤滑下に比べ、10倍以上大きい。
- (7) 潤滑油の効果は、相対振幅の大きさにより異なる。摩擦面の一部に常に接触している領域が存在する場合、摩擦初期は潤滑油の侵入が困難でその付近に激しい損傷を生じる。
- (8) 潤滑油は、摩擦面で発生する摩耗粉を容易に系外に排除する作用をもつ。



$100\ \mu\text{m}$

図5.1 静的負荷による接触面の様子

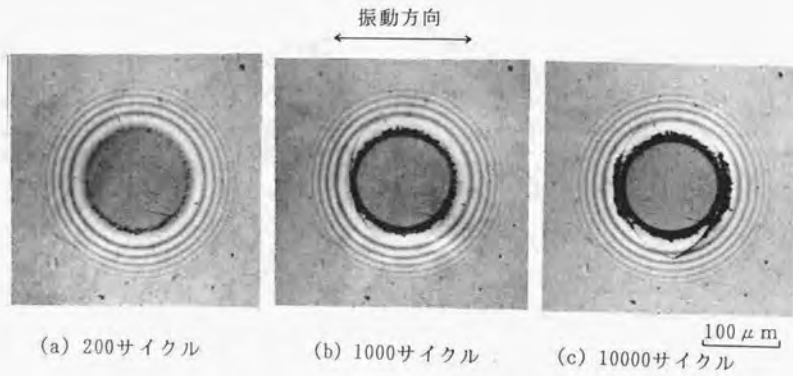


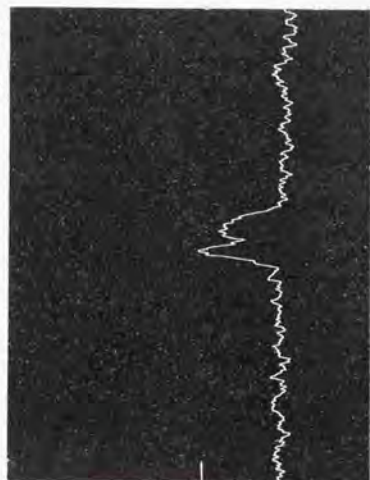
図5.2 固着域が存在する場合のフレッチングの進行状況 ($\Delta r_{re}=1\ \mu\text{m}$)



(a) 摩耗痕 SEM 像

100 μ m

(c) 排除された摩耗粉の SEM 像

10 μ m(b) 摩耗痕 O K α 像(d) 排除された摩耗粉の O K α 線分析図 5.3 摩耗痕及び摩耗粉の O K α 分析 (Δ re=35 μ m)

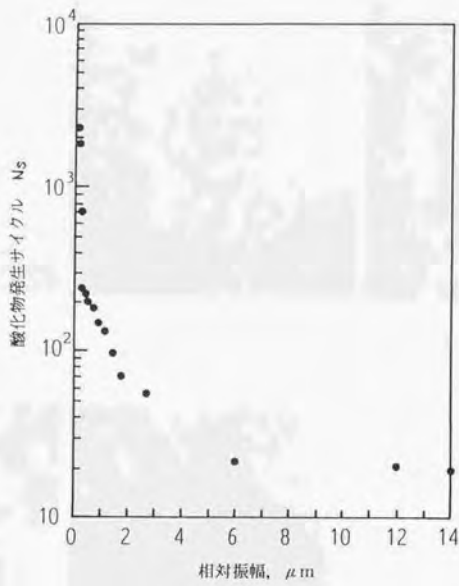


図 5.4 酸化物発生に要するフレッチングサイクル数

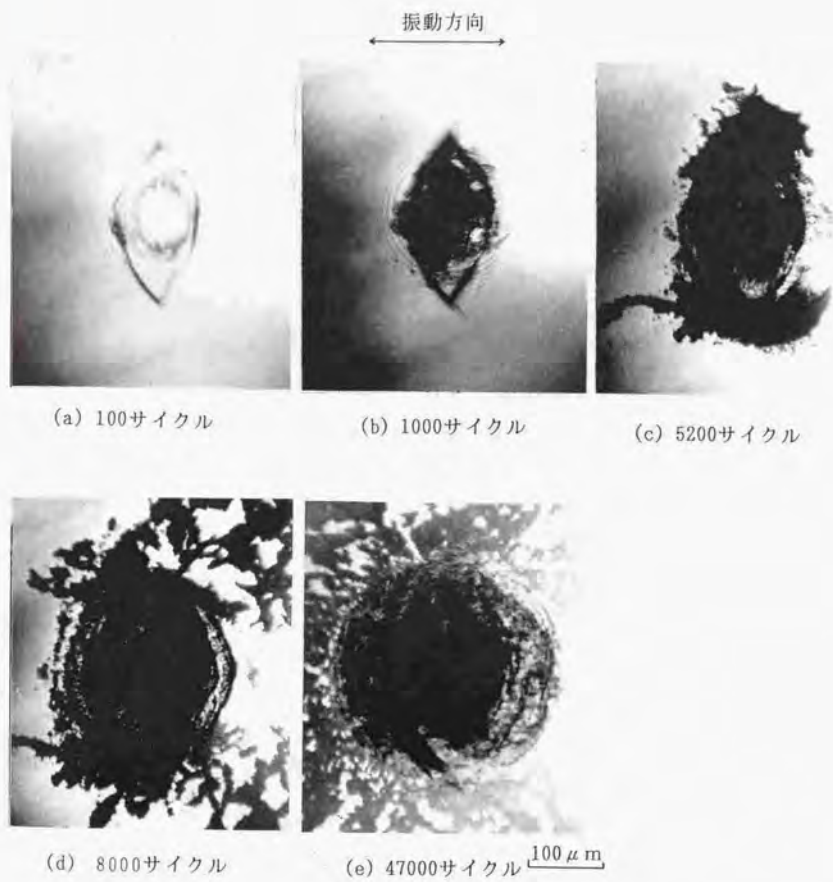


図5.5 巨視的すべりを生じる場合のフレッチングの進行状況 ($\Delta re = 9 \mu\text{m}$)

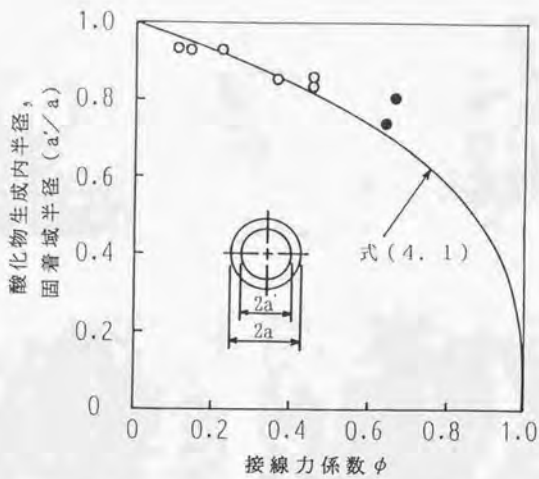


図5.6 固着域半径と酸化物生成内半径の比較

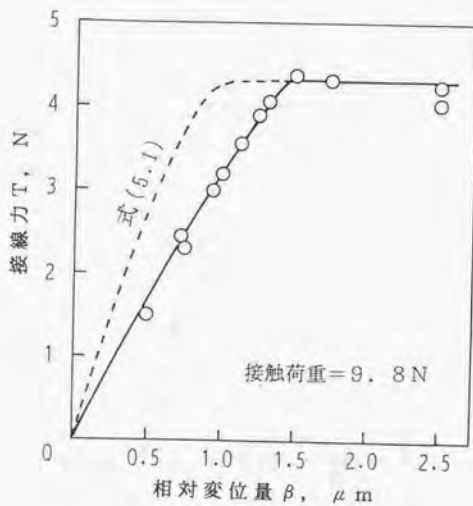


図5.7 相対変位量と接線力の関係

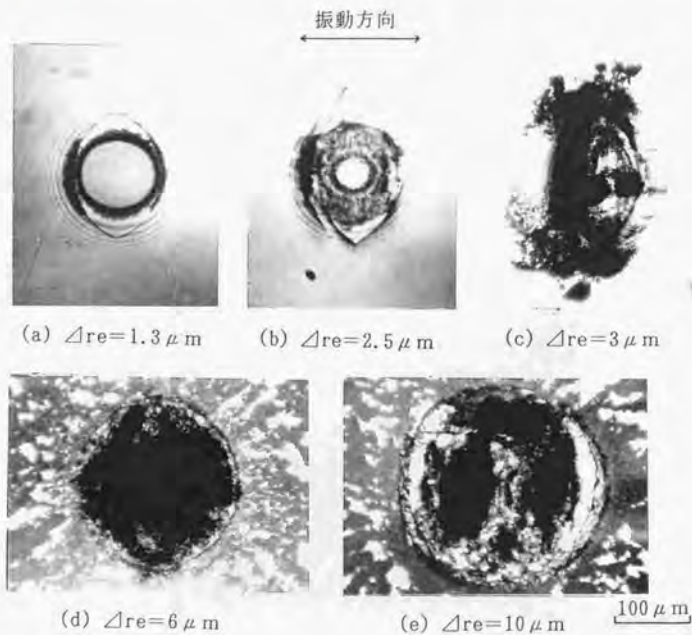


図 5.8 摩耗粉の排除され易さに対する振幅の影響 (10000サイクル)

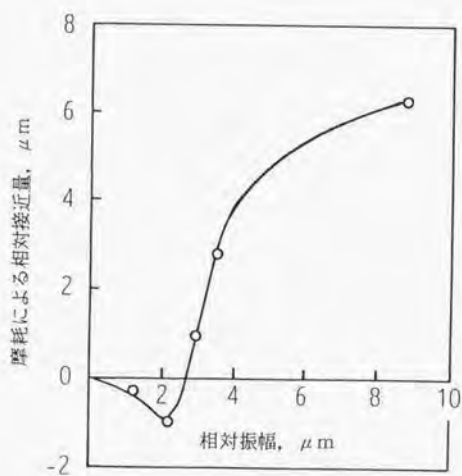


図 5.9 摩耗による相対接近量 (5×10^4 サイクル)

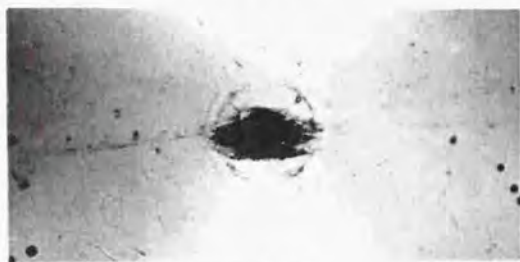


100 μ m

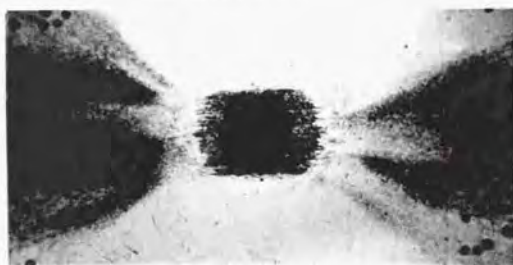
図5.10 潤滑下における固着/すべり域
(20000サイクル, $\Delta re = 0.8 \mu$ m)



(a) 100サイクル



(b) 3000サイクル



(c) 10000サイクル

100 μ m

図5.11 潤滑下のフレッチングの進行状況
($\Delta re = 48 \mu\text{m}$)

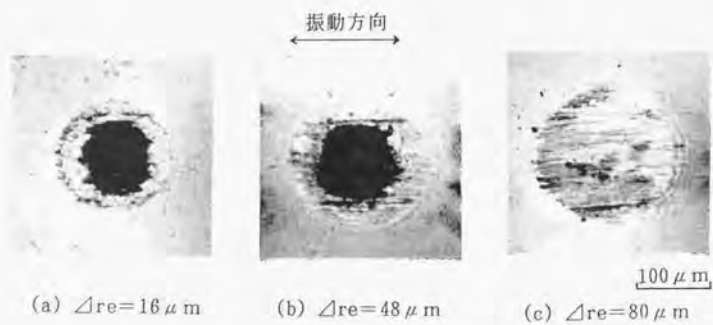


図 5.12 潤滑下の損傷状態における振幅の影響 (5×10^4 サイクル)

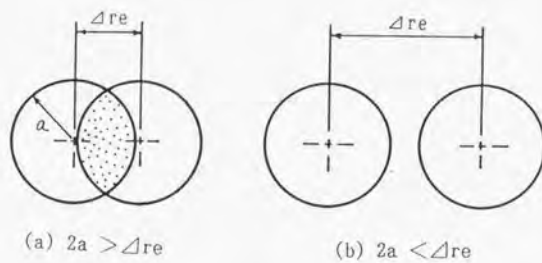


図 5.13 固定側試験片に形成される常時接触部

表5.1 潤滑下の摩擦係数 μ

Δre	3000回	5000回	10000回	50000回
16 μm	0.30	0.30	0.26	0.10
48 μm	0.20	0.15	0.12	0.12
80 μm	0.12	0.12	0.12	0.12

第5章 引用文献

- 5.1) D. Godfrey: NACA Report 1009.
- 5.2) 大前伸夫・築添 正: 精密機械, 39.2(1973)219.
- 5.3) R. B. Waterhouse著 (佐藤準一訳): フレッチング損傷とその防止法, 養賢堂 (1984) 84, 126
- 5.4) R. D. Mindlin: J. Appl. Mech., 71, 3(1949)259.
- 5.5) 笹田直: 潤滑, 4, 3(1959)127.
- 5.6) K. L. Johnson: Proc. Roy. Soc., A, 230(1955)531.
- 5.7) P. J. Kennedy, M. B. Peterson & L. Stallings: ASLE Trans., 27. 4 (1984)305.
- 5.8) P. J. Kennedy, S. J. Calabrese & M. B. Peterson: WEAR, 121(1988) 223.
- 5.9) K. L. Johnson: Contact Mechanics, Cambridge University Press (1985)219.

第6章 摩擦面および摩耗粉の観察

6.1 はじめに

6.2 実験条件など

6.3 観察結果

6.3.1 摩擦面への摩耗粉の堆積

6.3.2 摩擦面内に存在する摩耗粉

6.3.3 摩擦面外に排除された摩耗粉

6.3.4 摩擦面の様子

6.3.5 摩擦面の酸化物被覆率

6.3.6 酸化物の厚さ

6.3.7 摩擦面間に介在する摩耗粉の作用

6.4 小結

第6章 引用文献

第6章 摩擦面および摩耗粉の観察

6.1 はじめに

本章の目的は、金属同士のフレッチング摩耗試験を行い、摩擦面および摩耗粉の性状を観察することにより、摩耗粉の発生、摩擦面外への排除のメカニズムを論ずる上での手がかりを得ることにある。

前章において、板ガラス／鋼球に生じるフレッチング摩耗を直接観察し、摩耗の進行状況を明らかにしたが、摩擦面および摩耗粉の性状の把握までには至らなかった。そこで本章では、主にこれらの点を実用金属材料を用いて調べることにする。摩擦面および摩耗粉の性状を観察することにより、摩耗粉の発生機構、その摩擦面外への排出機構、また従来から問題となっている摩擦面に介在する摩耗粉の役割、すなわち酸化摩耗粉が微小なローラとして作用することにより摩擦を軽減する⁽¹⁾のか、逆に、アブレンプとして働き摩耗を促進する⁽²⁾のか等も明らかとなる。

本章では、このような観点から摩擦面および摩耗粉の観察を行う。摩擦面の観察に際しては、摩耗粉が付着したままの状態と、遊離摩耗粉を除去した状態を区別して行い、摩耗粉の摩擦面への堆積状況についても検討する。摩耗粉の観察では、その形状、粒径を摩擦面内に存在する摩耗粉と、摩擦面外に排除された摩耗粉に分けて調べる。なお、ここでいう摩擦面とは図6.1に示すように、フレッチング摩耗によって生じた見かけの接触面を言い、また摩擦面外とはその外側の領域を意味している。

摩耗粉の観察については多くの報告がなされている^{8, 2) ~ 8, 15)}が、いずれも摩擦面から排除された摩耗粉を対象としているか、あるいは摩擦面間に介在する摩耗粉が混在する状態を対象としており、両者を区別して観察した例はほとんどない。摩耗粉の発生および排除の過程を調べるには、両者を区別して観察する必要がある。

摩擦面および摩耗粉の観察は、次節で述べる数種類の実用金属材料の組み合わせで行い、特に軸受鋼同士の組み合わせについては、第8章との関連で、熱処理により材料の硬さを種々変えて調べた。

これらの観察に加え、摩擦試験を行い、摩耗粉が摩擦面間に介在するときの摩擦係数と、摩耗粉を強制的に排除したときのそれを比較することにより、摩耗粉の潤滑作用についても検討した。

6.2 実験条件など

この実験では、上試験片に丸棒 ($\phi 20 \times 20$) を、下試験片に球 (直径 9.525mm) を用い、丸棒端面と球面の接触部に生じるフレッチングを調べた。以下の観察は、特に断わらない限り上試験片の丸棒端面に生じる損傷について行った。摩耗粉の観察方法などについては後述する。

主な実験条件などを表6.1に示す。材料の組み合わせは、軸受鋼同士 (SUJ2/SUS2球)、ステンレス鋼同士 (SUS304/SUS440C球)、炭素鋼 (S25C) 丸棒と軸受鋼球、アルミニウム合金 (2017-T4) 丸棒と軸受鋼球の4通りとした。以下、この順にM1, M2, M3, M4と略記する。観察はM1の場合を中心に行い、そこから得られた特徴が他の材料組み合

わせについても見られるか否かを調べるという方法をとった。なお、軸受鋼同士の組み合わせでは、この他に上試験片の硬さを熱処理によりHV260～766の範囲で変えた。この時の実験条件は、第8章で述べるフレッチング摩耗に及ぼす硬さの影響のそれと統一した。この実験条件については後述する。

荷重および繰返し数は、それぞれ主に19.6Nと 3.6×10^5 回一定とした。荷重を前章の直接観察の場合より大きくとったのは、摩耗量を増やすことにより摩擦面および摩耗粉の観察を容易にしたためである。なお、予備実験の結果から、この程度の荷重の増加では摩耗形態に変化は認められない。また、繰返し数を 3.6×10^5 回としたのは、定状摩耗域における摩擦面および摩耗粉の挙動を調べることをねらったためである。駆動側の下試験片の振幅は主に $62 \mu\text{m}$ 一定としたが、上下試験片の摩擦面間の相対振幅が摩擦力によって変化するので、表中には、 3.6×10^5 回後における相対振幅の値を示してある。これらの値は、前章で述べたように、摩耗粉が比較的容易に摩擦面外に排除される場合に相当している。摩擦係数についても 3.6×10^5 回後における結果を示してある。また、点接触形態の試験のため、平均接触圧力は摩耗の進行とともに変化する。ここでは平均接触圧力として、摩擦初期の平均ヘルツ圧と、 3.6×10^5 回後における摩耗面積を基準にした平均圧力の両方を示してある。これらの実験は、前章の場合とほぼ等しい大気中（温度 $21 \pm 2^\circ\text{C}$ 、湿度 $28 \pm 3\% \text{RH}$ ）無潤滑で行った。振動数は7.14Hz（本フレッチング摩耗試験機の最大の振動数）とした。

これらの実験に加え、第4章で述べた微小すべり域に生じる損傷、および上述の振幅に比べて1桁大きな振幅下における観察を行った。また無潤滑の結果と対比する目的で、潤滑（無添加鉱油：動粘度 $32.17\text{mm}^2/\text{s}$ @ 40°C 、 $5.59\text{mm}^2/\text{s}$ @ 100°C 、粘度指数112、いおう分0.05%）下の実験も行った。これらの実験条件については後述する。

6.3 観察結果

6.3.1 摩擦面への摩耗粉の堆積

試験機から取り外したままの、摩耗粉が付着している摩擦面（以下摩耗粉付着面という）を、摩耗粉を後述するブランクレプリカ法により除去した後の同一の摩擦面とともに、図6.2に示す。この比較から分かることは、まず、相対全振幅（以下、単に相対振幅という）がここで用いた $20\sim 40\mu\text{m}$ の場合（表6.1）には、摩耗粉付着面には遊離した薄片状摩耗粉が多数存在していることである。また、摩耗粉付着面では全面にわたり引っかき痕がみられるのに対し、摩耗粉除去面にはそれがみられない部分が存在する。下試験片についてもまったく同様のことがいえる。一方、第4章で示した μm オーダーのすべり域、および $100\mu\text{m}$ を越す大きな振幅での摩擦面には、このような多量の摩耗粉の堆積は認められない。本項では相対振幅が $20\sim 40\mu\text{m}$ の場合（この振幅条件は、第8章で述べる摩耗量の振幅特性の領域Ⅱに対応する）について述べる。

この観察結果を踏まえ、電子顕微鏡試料を作る際の前処理として行われるブランクレプリカ法を利用して、摩耗粉の堆積状況と、摩擦面に存

在する摩耗粉の大きさを調べた。すなわち、試料表面に少量の酢酸メチル液を流し、その上にアセチルセルローズ膜の小片を貼り付け、液が揮発した後、膜を剥すと遊離摩耗粉が捕捉される。この膜を転写面に上にして鏡面体上に置き、光学顕微鏡で観察した。まず第一回目のレプリカ膜の例を、もとの摩耗粉付着面とともに図6.3(a),(b)に示す。転写面で黒く見える部分が摩耗粉であり、同図(b)の摩擦面内にも摩耗粉が多量に存在している。同一の摩擦面に対して、もう一度同様のレプリカ膜をとった結果を図6.3(c)に示す。摩擦面内には、1回目のレプリカ膜に捕捉されずに残存している摩耗粉が多数みられる。このような操作を繰り返すと、摩耗粉は6~7回目のレプリカ膜にもいぜんとして認められる。一方、摩擦面外へ排除された摩耗粉は1回目のレプリカ膜にほぼ完全に捕捉され、2回目以降のレプリカ膜にはみられない。

これらの結果から、摩擦面の大半には遊離摩耗粉が多量に存在しており、しかも層状に堆積していることが分かる。これは他の組み合わせについても同様である。第9章で詳しく述べるように、これらの摩耗粉は荷重の一部を担っているものと考えられる。最近、Pendleburyは軟鋼のフレッチングにおける接触電気抵抗を測定し、酸化摩耗粉の堆積により接触電気抵抗が断続的な低下を伴いながら増大することを報告し⁹⁻¹⁶⁾、また、地引らも軸受鋼を用いて同様の結果を得ており⁹⁻¹⁷⁾、この実験結果を裏付けている。

6.3.2 摩擦面内に存在する摩耗粉

次に、摩擦面内に存在する摩耗粉の大きさを測定する。この測定も6.3.1項同様、相対振幅が20~40 μm の範囲のフレッチング摩耗を対象とする。なお、巨視的すべりが生じない場合および相対振幅が100 μm を越す場合については6.3.4項で述べる。

ここでは摩耗粉を楕円形をした薄片と仮定し、その長径と短径の算術平均を求めることにし、これを平均粒径と呼ぶ。測定には、顕微鏡写真および微小硬度計の読み取り装置を利用し、2~7回目のレプリカ膜に付着した平均粒径10 μm 以上の摩耗粉を対象とした。なお、1回目のレプリカ膜に付着した摩耗粉を除外したのは、粒子が重なっていて測定が困難なこと、およびレプリカ膜作成時に酢酸メチル液によって摩擦面外から流入する摩耗粉を測定しないようにしたためである。1回目のレプリカ膜に付着した摩耗粉の除外により、カウントされる摩耗粉の数は減少するものの、以下に示す摩耗粉の大きさ、その分布などの特徴に大きな差異はないものと考えられる。図6.4にその結果を示す。これらの結果は、それぞれ一つの摩擦面内に存在する摩耗粉を対象としたものであり、どの場合にもわずか0.6 mm^2 以下の摩擦面内に、数十 μm の大きさの粒子が多数存在していることを示している。図6.5に、上試験片側で捕捉された大型の摩耗粉の例を示す(母材の面に付着していた面を観察)。注目すべき点は、この例に限らず、母材の面に直接付着していた側の面には、引っかき痕がほとんどみられないことである。これは、前述の摩耗粉除去面の状況と対応している。従って、大型の摩耗粉は本実験で採用され

たような振幅下では、発生したのちもその位置からほとんど移動していないものと考えられる。これらの結果は、相対すべりは摩耗粉相互間でも生じる可能性が高いことを意味している。大型の摩耗粉の母材の面に付着していた面は、M1～M3の場合には一般に灰色を呈しているが、薄い褐色ないし紫色を呈していることもある。

摩擦面内に存在する摩耗粉の断面観察を、次の方法で行った。アクリル板の薄片に埋込み用樹脂を少量滴下し、そこに摩耗粉の付着したレプリカ膜を張り付け、樹脂が固まった後レプリカ膜を剥すと、摩耗粉のほとんどが樹脂側へ付着する。これをさらに樹脂に埋込み、断面カット、研磨および琢磨を行う。このようにして得られた摩耗粉断面の例を、図6.6に示す。大型の摩耗粉はどの場合にも薄片状をしており、またその断面は金属状光沢を持っている。従って、このような摩耗粉は、表面酸化膜の剥離⁶⁻¹⁸⁾により生じたものではなく、薄い酸化膜で覆われた金属粉と考えられる。

摩擦面内に存在する摩耗粉の厚さを、切断面で観察される摩耗粉の長さ l を横軸に、厚さ t を縦軸にとって示すと、図6.7となる。なお、切断は必ずしも最大断面で行ってはいないが、この結果から大型の摩耗粉の厚さは材料の組み合わせによらず、数 μm のオーダーであって、摩擦面に平行な長さに比べ著しく小さい。また、 l が大きくなるに従い、 t も大きくなる傾向が認められる。過去、フレッチング摩耗粉の厚さを調べた例は少ないが、Waterhouseらは摩擦面内のピットの深さから、その厚さを $1.3\sim 3.5\mu\text{m}$ と推定している⁶⁻¹²⁾。本研究では、大型の摩耗粉の厚さ

は $2.5\sim 6.5\mu\text{m}$ となっている。

摩耗粉の機械的性質をみるために、マイクロピッカース圧子を大型の遊離摩耗粉に打ち込んでみた。その結果、図6.8に示すように、たかだか1.96Nの荷重で粉碎が生じた。これより、摩耗粉は非常に脆化していることがわかる。この原因としては、摩擦面間で繰り返し塑性変形や研磨作用を受けることによる表面の酸化、および加工硬化と二次クラックの形成などが考えられる。

6.3.3 摩擦面外に排除された摩耗粉

図6.9に、摩擦面外へ排除された摩耗粉の観察例を示す。これは摩耗粉を溶剤中で攪拌し、シャーレにのせて光学顕微鏡で観察したものである。鉄系材料同士のフレッチング(M1, M2, M3)では、排除された摩耗粉のほとんどは微細な茶かつ色の粒子である。この粒子の組成は多くの研究者により $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ であると報告されている^{(6.3), (6.4), (6.8), (6.10), (6.11), (6.15)}。また茶かつ色の摩耗粉に比べればかなり大きな金属光沢をもつ摩耗粉^{(6.3), (6.4), (6.8), (6.11), (6.14)}、および引っかき痕をもつ灰色をした摩耗粉も若干認められた。

図6.10に、SEMで観察した例を示す。摩耗粉の大きさは、そのほとんどが最大径で $0.05\sim 1\mu\text{m}$ の範囲にあり、摩擦面内に存在するような大きな粒子は存在しない。また、 $1\sim 10\mu\text{m}$ の大きさの摩耗粉も稀にみられるが、これらの摩耗粉は薄片状をしているものが多い。鋼同士の組み合わせにおけるフレッチング摩耗粉の大きさを調べたHallidayらの研究に

よれば、フレッチング初期に発生する摩耗粉は、金属状で比較的大きく、 $0.3\sim 50\mu\text{m}$ の粒径をもつが、摩耗が進行するにしたがって微細化し、 $0.01\sim 0.1\mu\text{m}$ のオーダの酸化摩耗粉となるとしている^{6,1)}。図6.9は、 3.6×10^5 回までのフレッチングで発生した摩耗粉をみたものであり、どの段階で金属状粒子が発生したかは明らかではない。しかし、 10^5 回までに発生した摩耗粉を取り除いた後、引き続き摩耗試験で発生した摩耗粉を調べると、金属状粒子の発生も認められた。従って、このような粒子はフレッチング初期ばかりではなく、定常的に発生するものと考えられる。

相対振幅が $100\mu\text{m}$ を越す振幅においても、同様な酸化摩耗粉と金属粉が認められたが、金属粉の粒径はやや大きい傾向がみられた。

6.3.4 摩擦面の様子

ここではまず、これまで調べてきた相対振幅 $20\sim 40\mu\text{m}$ の場合について述べ、次に巨視的すべりを生じない場合、相対振幅が $100\mu\text{m}$ を越す大きな振幅の場合、潤滑した場合の順に述べることにする。

鉄系材料同士のフレッチング(M1~M3)では、ブランクレプリカ法により摩耗粉を除去した後の摩擦面の大部分は灰色を呈しており、茶かつ色をもつ領域は全体的にみればきわめてわずかである。また、金属光沢部も非常にわずかであるが、存在する。従って、上述の微細な茶かつ色の摩耗粉のほとんどは、摩擦面外に排除された後に変色したものと考えられる。

図6.11に、SEMで観察した摩擦面の代表的な例を示す。摩擦面には材料の剥離が生じたと考えられる鋭い縁をもつピットが認められ、また遊離しかかっている粒子もみられる。ピットの形状とレプリカ膜に捕らえられた大型の摩耗粉の形状は、対応している場合が多い。

アルミニウム合金では、摩耗粉が排除されたとみられるピットの内部には、図6.12に示すように、振動方向と直角な方向性をもつ縞模様がみられることが多い。この縞模様は、引張—圧縮を受けた疲労破面に生じる延性ストライエーション、あるいはタイヤ・トラック⁶⁻¹⁹⁾とは明らかに異なるが、複雑な組み合わせ応力状態でクラックが進展するときに残す模様とも考えられる。しかし、他の材料ではピットの内部は比較的なめらかな曲面となっており、そのような模様はめったにみられない。

金属粒子の発生については、Uhlig⁶⁻²¹⁾を始め、多くの研究者⁶⁻¹⁾・⁶⁻⁴⁾・⁶⁻⁵⁾・⁶⁻¹⁴⁾・⁶⁻²²⁾・⁶⁻²³⁾により認められているが、そのメカニズムはまだ十分に明らかにはされていない。Uhligは相手突起による引っかき作用⁶⁻²¹⁾が、またGodfreyら⁶⁻²²⁾・⁶⁻²³⁾、Fengら⁶⁻²⁾は凝着、凹凸のかみ合いが金属粒子生成のメカニズムであると報告している。一方、Waterhouseら⁶⁻¹³⁾、Sprolesら⁶⁻¹⁴⁾は、Suhらの提唱したデラミネーション理論⁶⁻²⁴⁾をフレッチング摩耗に適用し、その説明を試みている。また、微細な摩耗粉の移着成長と、のしつぶし作用によって生じる⁶⁻²⁰⁾という主張もある。しかし、上述の観察結果から考えると、前述の薄片状摩耗粉は、摩擦面が繰返し応力を受けて、局所的に破壊されることにより生じるものと考えられる。

巨視的なすべりを生じない場合の摩擦面を、SEMおよび光学顕微鏡(OM)で調べた。ここでは観察を容易にするために接触荷重を39.2N、繰返し数を 1.5×10^6 とし、また接線力係数(接線力/静摩擦力)は0.67とした。図6.13に、摩擦面に付着している摩耗粉をブランクレプリカ法で取り除いた後、SEMで観察した結果を示す。微小すべり域の相対すべり量は位置によって変わるが、接触円周部よりやや内側に剥離しかかっている酸化物や、剥離の跡がみられるのみであり、全域にわたり引っかき痕は認められない。

レプリカ膜に捕えられた摩耗粉は、OM観察より摩擦面内では微細な黒色粉が主であるが、接触円周部には赤みを帯びた摩耗粉も認められる。ただし、摩耗粉の量はごくわずかである。

相対振幅 $100 \mu\text{m}$ を越す大きな振幅の代表例として、 $140 \mu\text{m}$ を選び、同様な観察を行った。その結果を図6.14に示す。SEM観察の結果から、摩耗粉を除去した後の摩擦面には $20 \sim 40 \mu\text{m}$ における摩擦面同様、薄片がとれたとみられる跡および微小ピットがみられる。両者の主な相違は $140 \mu\text{m}$ の方がほぼ摩擦面全域に引っかき痕がみられることである。OM観察から、摩擦面には灰色をした酸化物層と高度に酸化した茶褐色の層^{11, 25)}に加え、振動方向に細長い金属状光沢部が認められる。このときの摩擦面にブランクレプリカ法を適用すると、微細な茶褐色の粉末と灰色の薄片状摩耗粉がわずかに捕捉されるのみで、摩耗粉の層状の堆積は認められない。これは、相対振幅が大きくなると、摩擦面間に介在する摩耗粉が摩擦面外に排除され易くなることを意味している。

以上の無潤滑における結果と対比する目的で、潤滑下で生じた摩擦面を観察した。その結果を図6.15に示す。この観察は、第8章で摩擦に及ぼす材料の硬さの影響を調べるため、上試験片の硬さがHV260の場合についても行った。図6.15より、潤滑下での摩擦面には、その全域に無潤滑下の摩擦面に比べてはるかに鮮明な引っかき痕が認められる。また、潤滑下では、前章の直接観察結果からも明らかなように、無潤滑でみられるような摩耗粉の付着、堆積は生じていない。そのため硬さによる損傷の相違が明確に現われており、HV260材のほうがHV766材に比べて激しい塑性流動を生じている。なお、無潤滑下の摩擦面には硬さによる損傷の相違は顕著には現れていない。OM観察をすると、摩擦面は金属状光沢部と紫+茶褐色部により二分されている。

6.3.5 摩擦面の酸化物被覆率

摩擦面をどの程度酸化物（ここでいう酸化物とは、表面酸化膜、摩擦面に移着または遊離している酸化摩耗粉の総称である）が被覆しているかを画像処理法^{6, 20)}を利用して定量的に求めた。測定の対象として、無潤滑における軸受鋼同士のフレッチング摩耗を取り上げた。実験は2種類の湿度（ $36 \pm 3\% \text{RH}$, $80 \pm 4\% \text{RH}$ ）で、上試験片の硬さを種々変えて行った。荷重は9.8N、相対振幅は $140 \mu\text{m}$ 一定とした。これらの実験条件は、第8章の摩擦に及ぼす硬さの影響の条件と統一した。なお、相対振幅が $20 \sim 40 \mu\text{m}$ の場合には、その他の条件によらずほぼ摩擦面全域が酸化物で覆われている。

酸化物が付着したままの試験片を光学顕微鏡でモノクロ写真にとり、摩擦面内の白く写る金属面と黒く写る酸化物被覆面の面積を計測し、金属面と酸化物被覆面の和に対する酸化物被覆面の比率（以下酸化物被覆率という）を求めた。図6.16にその結果を示す。これより、条件によらず、上試験片（平板）側、下試験片（球）側のどちらも酸化物被覆率が0.6以上となっていることがわかる。また、平板側の酸化物被覆率は湿度によらずHV360～550で低いこと、その前後の硬さでは、高湿度のほうが酸化物被覆率が高いことがわかる。一方、球側の酸化物被覆率はその逆になっている。高湿度中のHV260材／球の場合、上試験片（平板）側の酸化物被覆率は1に近く、球側のそれは0.65程度となっているが、この時の平板側の摩擦面を観察すると、図6.17(a)のように引っかき痕がほとんど無い黒色の酸化物が存在している。一方、球側の摩擦面には引っかき痕が認められる（同図(b)）。これは、黒色酸化物の発生により、平板側がそれよりはるかに高い硬さをもつ球側を引っかくことを意味している。この点も含め、酸化物被覆率とフレッチング摩耗との関係を第8章および9章で検討する。

6.3.6 酸化物の厚さ

摩擦面を覆う酸化物の厚さを次の方法により測定した。図6.18に示すように、摩耗粉を除去した後、摩擦面より数倍離れた位置にピッカース圧痕を打ち、羽布研磨を行った。羽布研磨を重ねるに従って灰色をした酸化物層は消失し、金属光沢面が現われてくる。この時の羽布研磨前後

のピッカース圧痕の対角線長 d を測定し、その差 Δd を次式に代入して酸化物の厚さ Δh を測定した。

$$\Delta h = h - h' = \frac{\Delta d}{2\sqrt{2} \cdot \tan(\theta/2)} \quad (6.1)$$

なお、 θ はピッカース圧子の対面角であり、 $\theta = 136^\circ$ である。このとき $\Delta d = 1 \mu\text{m}$ は、 $\Delta h = 0.143 \mu\text{m}$ に対応する。

従来、酸化膜の厚さは、その光沢（色）により判定されている^{0.271}が、摩擦面が引っかき痕、微小ピットなどによりかなり粗くなっていること、また酸化物の厚さが不均一であることなどを考慮してこの方法をとった。この方法による測定は不正確ではあるが、酸化物の厚さのオーダの把握は適用可能である。

図6.19に羽布研磨の途中における摩擦面の様子を、羽布研磨の前の摩擦面とともに示す。この結果からも明らかのように、酸化物の厚さは一様ではないため、摩擦面を金属光沢部が約3/4を占めるときの研磨深さを酸化物の厚さと定義した。なお、この状態では、灰色光沢部は点在するにすぎない。

図6.20に酸化物の厚さの経時変化の例を、また図6.21に繰返し数 10^5 回における酸化物の厚さと相対振幅の関係を示す。図6.20から、酸化物の厚さは、繰返し数が増すとともに厚くなるものの、次第に飽和して一定の厚さになることがわかる。図6.21から、酸化物の厚さは相対振幅の影響を強く受け、数十 μm の相対振幅で最も厚くなり、その前後では薄くなることがわかる。なお、酸化物の厚さは前述の大型の金属摩耗粉の

厚さに比べればかなり小さい。

6.3.7 摩擦面間に介在する摩耗粉の作用

摩擦面に介在する摩耗粉が、摩耗過程にどのような作用を及ぼすかを検討するために、摩耗粉を除去してその前後の摩擦力を測定した。この実験は表6.1に示す荷重および振幅で行った。

図6.22は測定の一例であり、繰返し数5万回付近で上下試験片に付着している摩耗粉を脱脂したガーゼで取り除き、摩擦係数の変化をみたものである。また、摩耗粉を除去せず、摩擦面を摩耗粉除去に要した時間（約2分間）と同じだけ放置した後に測定した例も併せて示してある。これより、摩耗粉を取り除くと摩擦係数は低下すること、しかし数十回の往復動により摩耗粉を除去する前の状態に戻ってしまうことがわかる。一方、摩耗粉を除去しない場合には、試験中断による摩擦係数の変化は認められない。図6.23は、同様の測定を4種類の材料の組み合わせについて6万回まで1万回間隔で行った結果を、摩耗粉除去直後の摩擦係数 μ 、各1万回中の μ の最大値、各1万回後に試験を停止する直前の μ についてまとめたものである。まず、摩耗粉を除去することにより摩擦係数は著しく減少することが分かる。従って、摩耗粉に潤滑効果（ μ を低下させる効果）がないことは明らかである。各1万サイクル中の μ の最大値には、M1とM3の場合に摩耗粉除去の影響が現われ、摩耗粉を除去することにより μ は0.1前後増加している。これは材料の組み合わせによっては、摩耗粉は摩擦面間の緊密な金属接触を防ぐ作用を持つこと

を示している。停止直前に摩耗粉除去の影響がみられないのは、1万サイクルのフレッチングにより摩擦面間に多量の摩耗粉が堆積し、摩耗粉を除去しない場合と変わらない状態となるためと考えられる。摩耗粉を除去した直後の μ の低下現象としては、摩耗粉の除去によるアプレシブ作用の排除、真実接触面積の減少の効果などが考えられる。Hallidayらは摩耗粉は微小なベアリングローラとして作用すると報告している⁶⁻¹¹が、摩擦係数の測定結果と前述の摩耗粉の形状、摩擦面の様子からこの作用は考えられない。むしろ摩耗粉はアプレシブ作用をすると考えられるが⁶⁻²¹、この作用は摩耗粉の硬さが下地金属より硬い場合に限られる。鋼の酸化物はHV500程度の硬さであり⁶⁻²²、M1の組み合わせでは少なくともこの作用は考えられない。M4の組み合わせにおいては、Al合金の酸化物はモース硬さ9であり⁶⁻²³、三体摩耗的に鋼表面を摩耗させる作用をもつと考えられるが、Al合金表面に生じる酸化膜によるアプレシブ作用（二体摩耗）の方がはるかに激しいものと考えられる。なお、一般のアプレシブ摩耗における比摩耗量のオーダーは $10^{-7} \sim 10^{-5} \text{mm}^2/\text{N}$ であり⁶⁻²⁰、これに比べればフレッチング摩耗のそれは、後述するように1~2桁低い。

摩耗粉は摩擦係数を低下させる効果はないものの、摩擦面間の緊密な金属接触を防ぐ作用と接触圧力を平均化する作用をもち、摩耗過程に影響すると考えられる。Colombieらは、接触面に人工的に作った Fe_2O_3 及び Fe_3O_4 を介させその耐摩耗効果を調べ、鉄酸化物には耐荷重能があることを報告している⁶⁻²⁴。摩耗粉の作用については、第9章で詳しく

検討する。

6.4 小結

摩擦面、摩耗粉の観察および摩擦係数の計測の結果から、次の結論を得た。

- (1) 摩擦面、摩耗粉およびその摩擦面内への堆積状況は振幅の影響を大きく受ける。
- (2) 相対振幅が $20\sim 40\mu\text{m}$ では、摩擦面、摩耗粉は次の特徴をもつ。
 - i) 鉄系材料では摩擦面のほとんどが灰色を呈し、また引っかき痕と微小ピットが認められる。
 - ii) 使用した材料の組み合わせによらず、摩擦面内には、平均粒径数十 μm 、厚さ数 μm (大型摩耗粉では $2.5\sim 6.5\mu\text{m}$) の薄片状摩耗粉が数多く存在する。これは材料表面が局部的に破壊されることにより生じた、酸化膜で覆われた金属粉である。
 - iii) 摩擦面外へ排除された摩耗粉は、 $1\mu\text{m}$ 以下に微細化された茶かつ色の酸化摩耗粉が主である。また、比較的大きな金属状摩耗粉も若干存在する。
 - iv) 堆積している摩耗粉の層内で相対すべりを生じることがある。摩耗粉には摩擦係数を低下させる効果はないが、母材表面の緊密な金属接触を防ぐ作用を持つ。
- (3) 巨視的すべりが生じない振幅では、摩擦面、摩耗粉は次の特徴をもつ。

- i) 接触円周部よりやや内側に、酸化物の剝離による表面の劣化がみられる。引っかき痕は摩擦面全域にわたり生じていない。
 - ii) 摩擦面内には、微細な黒色粉がわずかに存在するにすぎない。接触円周部に赤みを帯びた摩耗粉がみられる。
- (4) 100 μm を越す大きな振幅では、摩擦面、摩耗粉は次の特徴をもつ。
- i) 摩擦面には灰色をした層と茶褐色の層、および金属光沢部混在し、また微小ピットが認められる。摩擦面のほぼ全域に引っかき痕が生じる。
 - ii) 摩擦面内には、わずかに微細な茶褐色の摩耗粉と灰色の薄片状摩耗粉が存在する。
 - iii) 摩擦面の酸化物被覆率は熱処理による硬さの影響および湿度の影響を強く受ける。
- (5) 潤滑下では摩耗粉の堆積はない。また摩擦面全域に鮮明な引っかき痕がみられるとともに、硬さによる損傷の相違が明確に現われる。
- (6) 摩擦面を覆う酸化物の厚さは、繰返し数とともに厚くなるが、次第に飽和し一定となる。また酸化物の厚さは、相対振幅の影響を強く受け、それが数十 μm のとき最も厚くなる。ただし、大型の薄片状摩耗粉に比べれば薄い。
- (7) 摩耗粉には潤滑作用（摩擦係数を低下させる作用）はない。

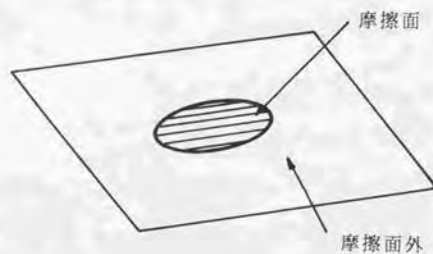


図6.1 摩擦面の定義

表6.1 主な実験条件など

実験番号	材料組合わせ	試験片硬さ Hv	荷重, N	総繰返し数	相対全振 幅, μm	摩擦係数	摩擦面積 mm^2	平均接触圧力 $\text{GPa} \rightarrow \text{MPa}$
M1	SUJ 2/SUJ 2 球	687/756	19.6	3.6×10^5	35.4	0.63	0.509	0.86 → 38.5
M2	SUS 304/SUS 440C 球	227/772	19.6	3.6×10^5	23.4	0.91	0.403	0.83 48.7
M3	S25C/SUJ 2 球	155/756	19.6	3.6×10^5	36.2	0.61	0.454	0.86 43.2
M4	2017-T4/SUJ 2 球	141/756	19.6	3.6×10^5	25.0	0.87	0.549	0.56 35.7



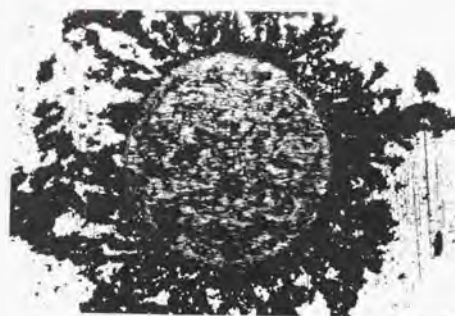
(a) 摩耗粉付着面

50 μ m

(b) 摩耗粉除去面

50 μ m

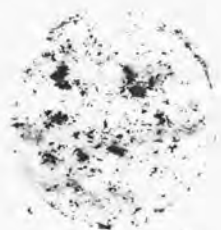
図6.2 摩耗粉除去前後の摩擦面の様子 (M1)



(a) 摩擦面

400 μm 

(b) 1回目のレプリカ膜に捕捉された摩耗粉



(c) 2回目のレプリカ膜に捕捉された摩耗粉

図6.3 摩擦面とレプリカ膜に捕捉された摩耗粉 (M1)

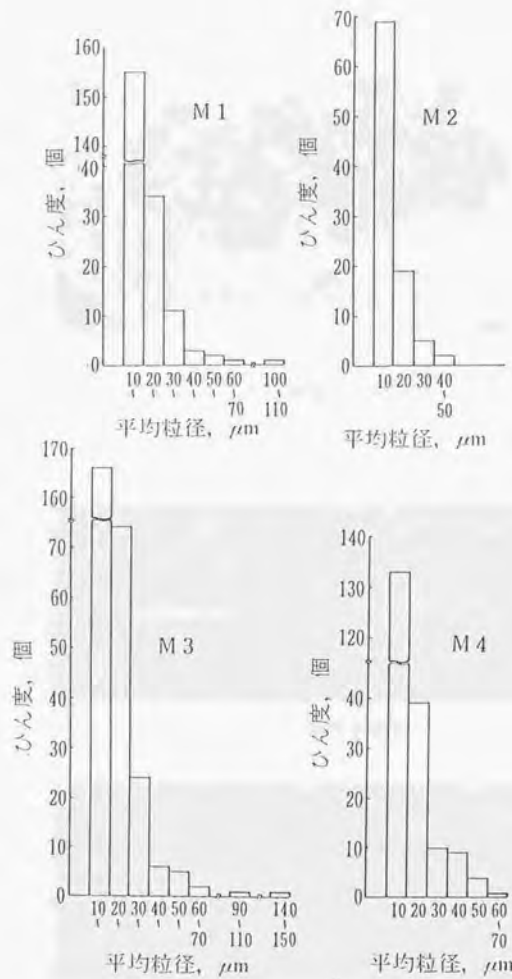


図6.4 摩擦面内に介在する大型の摩耗粉の平均粒径分布



図 6.5 大型の摩耗粉 (M1)

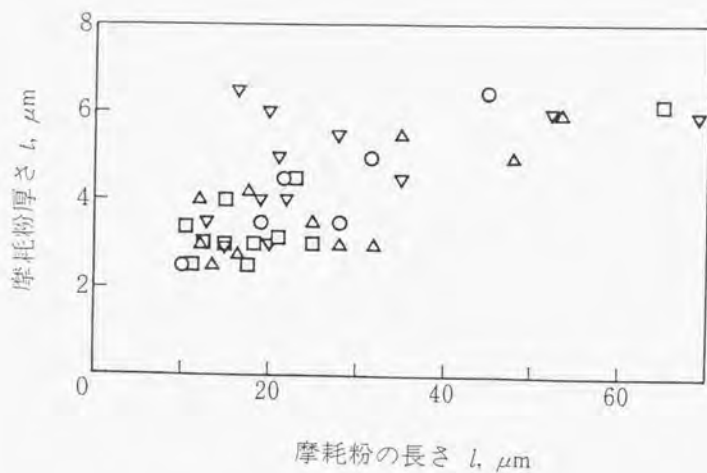


(a) M1 の摩耗粉断面



(b) M4 の摩耗粉断面

図 6.6 大型の摩耗粉の断面観察例



(○--M1; △--M3; □--M2; ▽--M4)

図6.7 大型の摩耗粉の厚さ



図6.8 摩耗粉の脆化現象

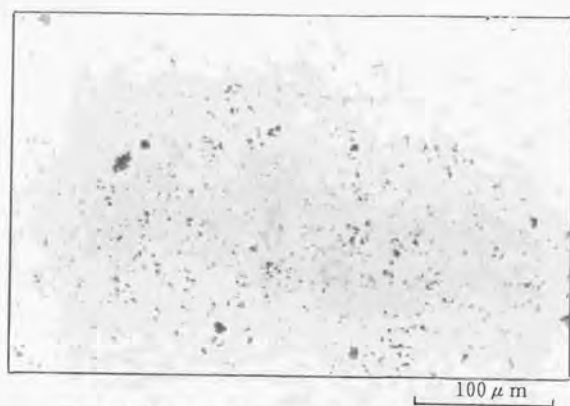


図 6.9 摩擦面外に排除された摩耗粉 (M1)



図 6.10 摩擦面外に排除された摩耗粉の形状 (M1)

 $10\mu\text{m}$

図 6.11 摩擦面にみられるピットと
遊離しかかっている粒子 (M1)

 $20\mu\text{m}$

図 6.12 A1合金のピット内にみられる繊維模様

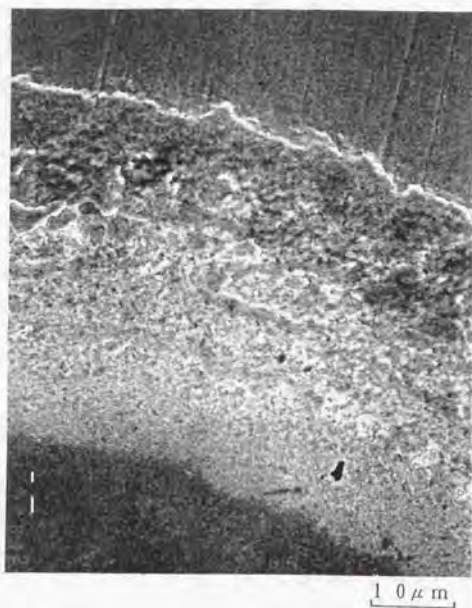
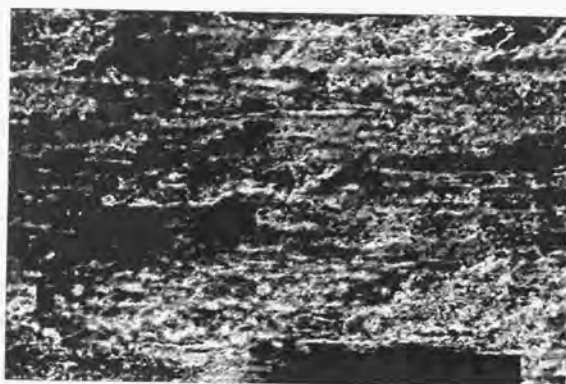


図6.13 微小すべり域に生じた損傷

（ 接触荷重： 39.2N
接線力係数： 0.67
繰返し数： 1.5×10^6 回 ）



(a) SEM写真 50 μm



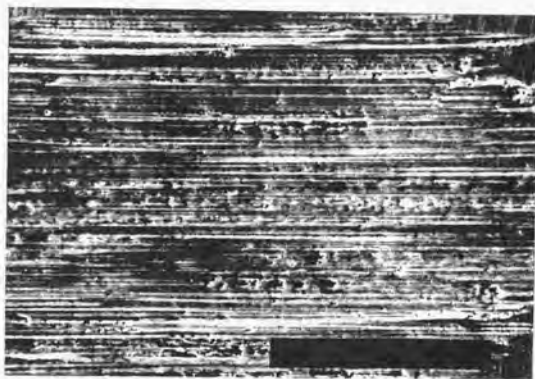
(b) 光学顕微鏡写真 100 μm

図8.14 大振幅における摩擦面の様子

(無潤滑, 湿度: 36%RH)
 $\Delta re = 140 \mu\text{m}$



(a) HV260材



(b) HV766材

図6.15 潤滑下の摩擦面の様子

 $(\Delta re = 158 \mu m)$

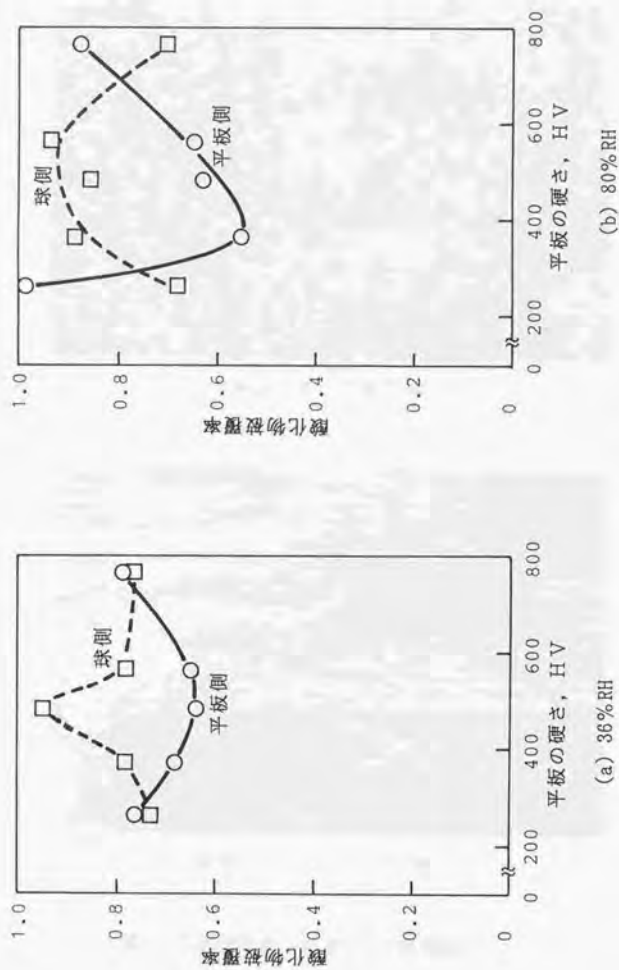
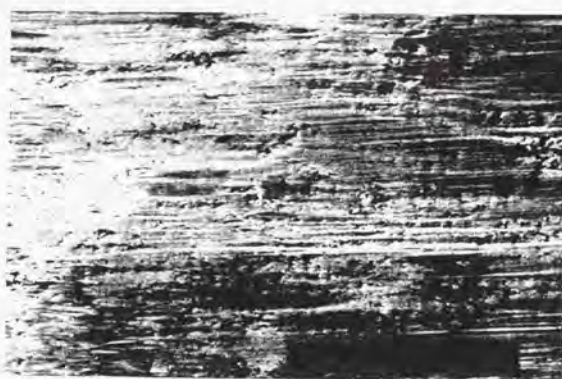


図6.16 摩擦面の酸化物被覆率
(繰返し数: 4×10^4 回)



(a) 平板側に生じた黒色酸化物 $50 \mu\text{m}$



(b) 球側に生じた引っかき痕 $50 \mu\text{m}$

図6.17 高湿度中、HV260材の摩擦面
($r_{\text{re}}=140 \mu\text{m}$)

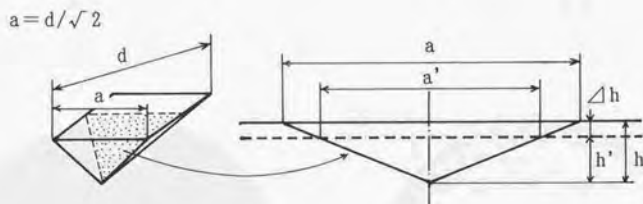


図6.18 酸化物の厚さの計測方法

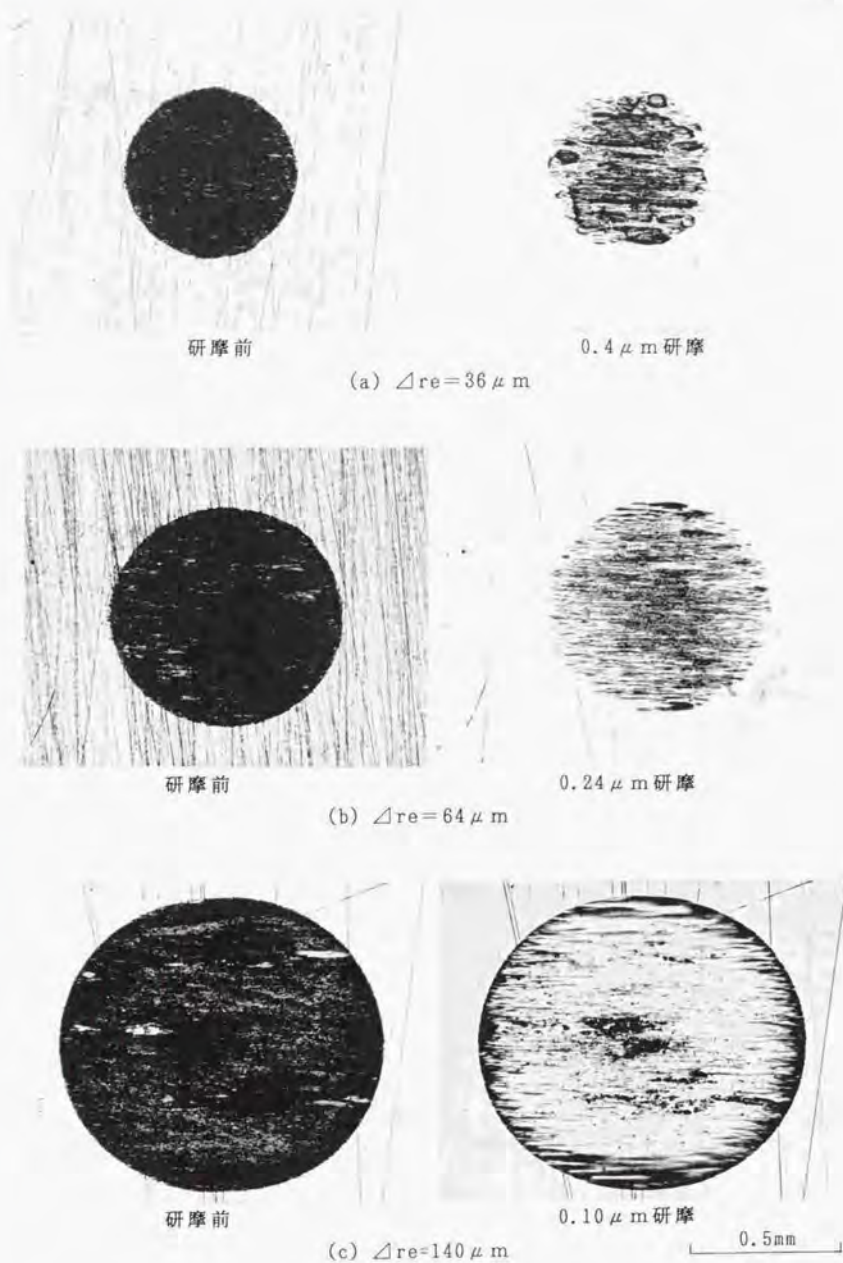


図6.19 羽布研磨による酸化物層の除去過程の例
 (荷重 19.6N, 繰返し数 10^5 回)

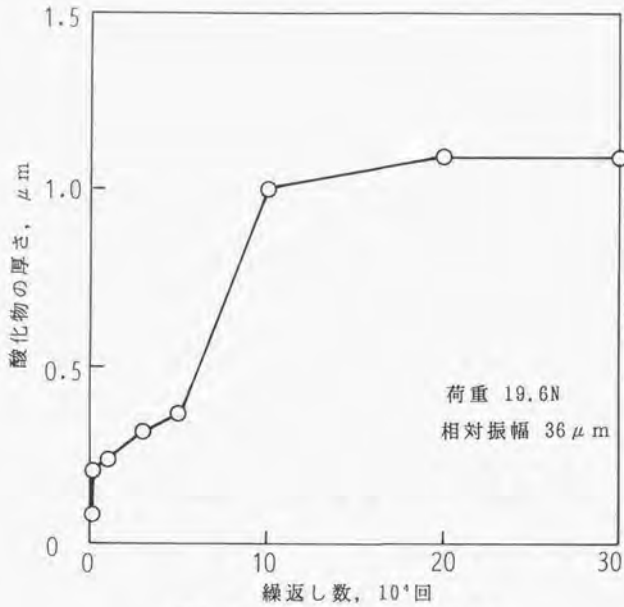


図6.20 酸化物の厚さの経時変化

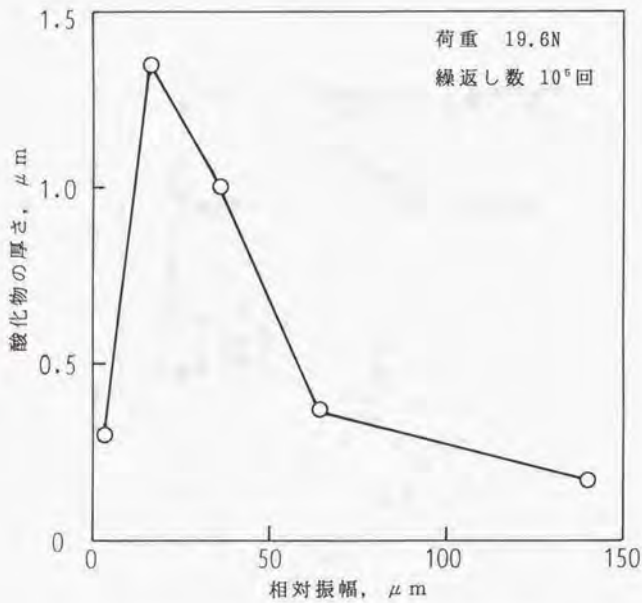


図6.21 酸化物の厚さと相对振幅の関係

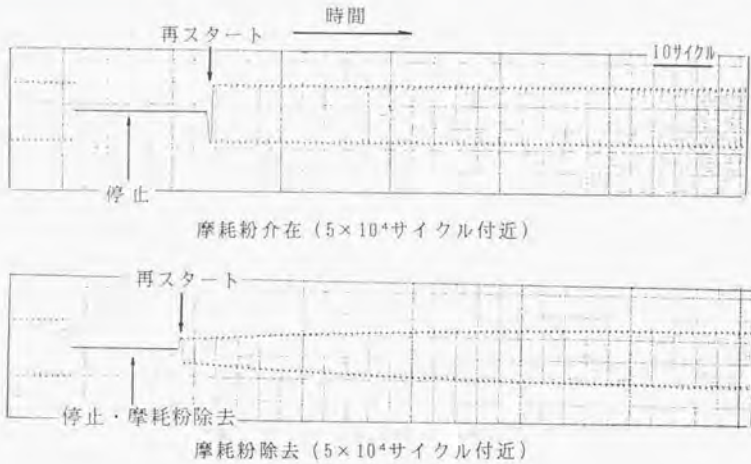


図 6.22 摩耗粉の強制排除による摩擦挙動 (M1)

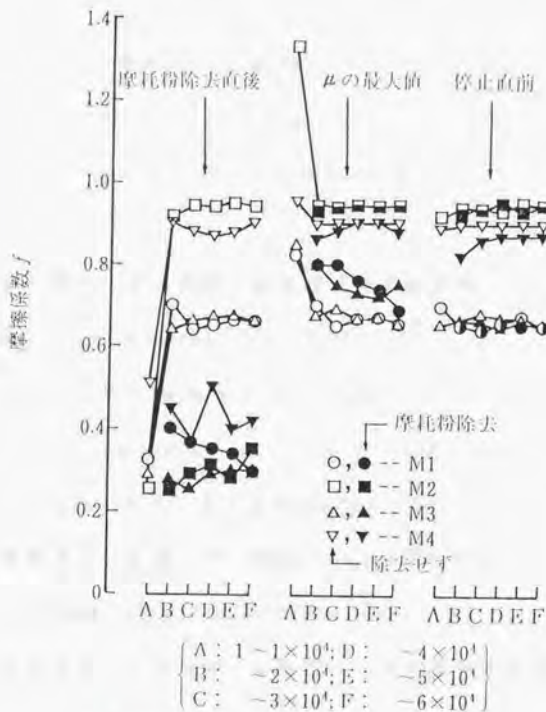


図 6.23 摩擦に及ぼす摩耗粉の効果

第6章 引用文献

- 6.1) J. S. Halliday & W. Hirst: Proc. Roc. Soc. Lond., Ser. A, 236(1956)
411.
- 6.2) I-Ming Feng & B.G. Rightmire: Proc. Inst. Mech. Engr. Lond.,
170(1956)1055.
- 6.3) D. Godfrey: NACA Rept., No1009(1951).
- 6.4) K. H. R. Wright: Proc. Inst. Mech. Engrs. Lond., IB(1952/3)556.
- 6.5) R. B. Waterhouse: Proc. Inst. Mech. Engrs. Lond., 169(1955)1157.
- 6.6) A. J. Fenner, K. H. R. Wright & J. Y. Mann: Intern. Conf. Fatigue of
Metals, Inst. Mech. Engrs. Lond. (1956)11.
- 6.7) 笹田 直: 潤滑, 4, 3(1959)127.
- 6.8) R. B. Waterhouse: J. Iron Steel Inst., 197(1961)301.
- 6.9) J. F. Andrew, P. D. Donovan & J. Stringer: Brit. Corr. J., 3(1968)
85.
- 6.10) 曾田範宗・木村好次: 日本機械学会論文集, 35, 276(1969)1772.
- 6.11) P. L. Hurricks: Wear, 15(1970)389.
- 6.12) N. Ohmae & T. Tsukizoe: Wear, 27(1974)281.
- 6.13) R. B. Waterhouse & D. E. Taylor: Wear, 29(1974)337.
- 6.14) E. S. Sproles, Jr. & D. J. Duquette: Wear, 49(1978)339.
- 6.15) 萱場孝雄・岩淵 明: 潤滑, 24, 9(1979)598.
- 6.16) R. E. Pendlebury: Wear, 118(1987)341.
- 6.17) 地引達弘・志摩政幸・佐藤準一: 日本潤滑学会第34期全国大会予

稿集(1989)513.

- 6.18) T. F. J. Quinn:Wear, 18(1971)413.
- 6.19) 北川英夫・小寺沢良一：フラクトグラフィ，培風館(1976)16, 83.
- 6.20) 笹田 直：潤滑，24, 11(1979)700.
- 6.21) H. H. Uhlig:J. Appl. Mech., 21(1954)401.
- 6.22) D. Godfrey & E. E. Bisson:Lubr. Eng., 8(1952)241.
- 6.23) D. Godfrey & J. M. Bailey:Lubr. Eng., 10(1954)155.
- 6.24) N. P. Suh:Wear, 44(1977)1.
- 6.25) C. Colombie, Y. Berthier, A. Floquet, L. Vincent & M. Godet:Trans.
ASME, 106(1984)194.
- 6.26) 谷川 健・地引達弘・志摩政幸・佐藤準一：日本潤滑学会第34
期全国大会研究発表会予稿集(1989)509.
- 6.27) U. R. Evans: The corrosion and oxidation of metals, Edward
Arnold(publishers)LTD (1960)56.
- 6.28) R. B. Waterhouse著(佐藤準一訳)：フレッチング損傷とその防止
法，養賢堂(1984)78, 119.
- 6.29) バウデン・テイバー著(曾田範宗訳)：固体の摩擦と潤滑，丸善
(1961)278.
- 6.30) 木村好次・岡部平八郎共著：トライボロジー概論，養賢堂(1982)
188.

第7章 破壊力学的考察

7.1 はじめに

7.2 摩擦面下のき裂の応力解析

7.3 き裂の進展に関するモデル試験

7.4 フレッチング摩耗面と疲労き裂面の比較

7.5 小結

第7章 引用文献

第7章 破壊力学的考察

7.1 はじめに

前章において、摩擦面および摩耗粉の詳細な観察を行い、摩擦面内には平均粒径数十 μm 、厚さ数 μm (2.5~6.5 μm)の薄片状摩耗粉が多数存在し、これは摩擦面が局部的に破壊されることにより生じる、酸化膜で覆われた金属粉であることを述べた。このような摩耗粉の発生は摩耗量に影響するとともに、接触部の変質、あるいは変動荷重を受ける機械要素では、疲労き裂の発生過程とも密接な関係をもつものと考えられる⁷⁻¹⁾。

一般の摩耗における薄片状摩耗粉の発生機構については、Suhのデラミネーション理論⁷⁻²⁾、山本らの有限要素法による一連の解析^{7-3)~7-7)}がなされている。そこで本章では、フレッチング摩耗に限定して、定常状態における薄片状摩耗粉の発生機構を破壊力学の手法を用いて検討する。

破壊力学の手法を摩耗の問題に適用しようとする場合、次の3点が特に問題となる⁷⁻⁸⁾。一つは、一般に摩耗粉は高度に変形した材料内に発生、伝播したき裂により生じるが、その材料の機械的特性が良くわかっていないこと、二つは、き裂は摩擦面のごく近くに生じるため、局所的な応力が正確に定まらないことである。いま一つは、き裂のサイズは材料の微細組織と同程度のオーダーであり、破壊力学の前提条件の一つである連続体の仮定が成立しないことである。これらに加えて、線形破壊力

学を摩耗の問題に適用する場合には、き裂長さ a と塑性域の寸法の比が問題となる。ただし、摩耗き裂と一般の構造材に存在するき裂との大きな相違点として、摩耗き裂は、摩擦により生じる表面下数十 μm の、非晶質あるいは結晶が微細化された加工変質層（加工硬化層）の中に存在することがあげられる。このため、上述の三番目および四番目の問題は、一般の構造材のき裂の場合を基準にしては考えられない。Suhらの研究^{7,8)}以来、多くの研究者により摩耗き裂への破壊力学的アプローチが試みられているが、摩耗き裂に破壊力学が適用できるか否かは、現在でも結論がでていない。本章では、フレッチング摩耗における薄片状摩耗粉の発生機構の検討に、order estimationとして線形破壊力学を適用してみた。

定常状態における摩耗では、摩擦面とその表層にはいろいろな損傷とともに微小なき裂が多数存在しており、き裂の進展挙動が摩耗粉の発生に重要と考えられている^{7,9)}。従って、ここではき裂の進展しやすい深さを線形破壊力学を適用して調べるとともに、き裂進展方向に関するシミュレーション試験を行った。

き裂の進展については、Fleming, Suhにより接触応力場の引張応力域に存在するモードIの応力拡大係数 K_I が調べられている^{7,10)}が、その後、Rosenfieldは圧縮域に存在するき裂に注目し、モードIIの応力拡大係数 K_{II} を求めている^{7,8)}。また尾田らは、接触応力場にあるき裂の挙動を光弾性試験により調べ、き裂のほとんどは閉じており、モードIIの応力拡大係数のみが重要であることを指摘している^{7,11)}。また、最近

兼田らはフレッチング応力場における表面き裂、内部き裂の解析を行い、最も伝播しやすいき裂位置は接触端付近に存在すること、また伝播速度はき裂の成長とともに低くなることを報告している^{7-12)~7-18)}。これらの過去の研究結果をふまえ、ここでは摩擦面下に存在するき裂に対し、荷重が往復動するときのモードIおよびIIの応力拡大係数の変動幅 ΔK_I 、 ΔK_{II} の両方について計算した。

組み合わせ応力下のき裂進展方向に関する研究は数多いが、そのほとんどは引張応力とせん断応力を受けるき裂を対象としている⁷⁻¹⁷⁾。しかし、接触応力場はSmith, Liuの計算⁷⁻¹⁸⁾が示すように、ほとんどの領域で圧縮応力とせん断応力の組み合わせ応力状態となっている。従って、圧縮-せん断応力場にあるき裂の進展挙動を検討する必要がある。

本章では、上述の解析に加え、き裂の進展方向に関する試験を行い、これらの計算および実験結果に基づいて、フレッチングにおける薄片状摩耗粉の発生機構に関して考察を試みる。

7.2 摩擦面下のき裂の応力解析

摩擦面下に存在するき裂は、き裂先端の応力拡大係数が大きなものほど成長しやすいと考えられる。ここでは、これまでに報告されていると同様、単純なモデル化を行い、き裂先端の K_I および K_{II} を求めることにする。

まず、接触応力場に置かれた平面ひずみ状態にある1個の二次元き裂を考え、摩擦面に半楕円状分布をした垂直力と摩擦力の作用を仮定する。

き裂が摩擦面から十分深い位置にある（き裂が摩擦面近傍にある場については後述する）として、まずき裂が存在しないときのき裂挿入位置における応力を計算する。次に、き裂面に、いま求めた応力と大きさが等しく、方向が反対の応力を境界条件として用い、次式によってき裂先端の応力拡大係数を求める。図7.1の記号に従えば、 $+c$ 、 $-c$ 点のモードIの応力拡大係数 $(K_I)_{\pm c}$ は^{7.10)}、

$$(K_I)_{\pm c} = \frac{1}{\sqrt{\pi c}} \int_{-c}^{+c} \sqrt{\frac{c \pm x}{c \mp x}} \sigma(x) dx \quad (7.1)$$

ここに $\sigma(x)$ は、き裂内面に作用する垂直応力である。モードIIの応力拡大係数 $(K_{II})_{\pm c}$ は、式(7.1)の $\sigma(x)$ をき裂面に平行に作用するせん断応力 $\tau(x)$ で置き換えれば得られる。

圧縮応力場に存在するき裂は閉口していると考えられ、 $K_I=0$ とみなせる。その場合においても K_{II} は、次の条件が満足されるならば考慮する必要がある。すなわち、 μ_c をき裂面間の摩擦係数としたとき、き裂内面に作用する摩擦力 $\mu_c |\sigma|$ が $|\tau|$ より小さいならば、き裂の進展に寄与するせん断応力 $\tau_{eff} (= |\tau| - \mu_c |\sigma|)$ が存在することになる。このようなき裂に対しては、 $\tau = \tau_{eff}$ として K_{II} を求める。

以上の計算方法は、無限体中に存在するき裂に対する解を利用したものであり、摩擦面近傍に存在するき裂に対しては、近似値を与えるに過ぎない。この点を克服する方法の一つに、Hillの逐次近似法^{7.20)}があ

る。その概要は、き裂面に加えた応力に伴って、摩擦面に境界条件を満足しない応力が生じるが、その応力がなくなるまで上述の計算を繰り返す。その過程で得られる応力拡大係数を重ね合わせるという方法である。ここでは、これら2通りの方法で応力拡大係数を計算したが、以後前述の計算を近似計算、Hillの逐次近似を用いた計算を繰り返し計算と呼ぶことにする。

計算は、後述のき裂進展方向に関する実験との関係で、アルミニウム合金/SUJ2のフレッチング摩耗を対象とした。平均直径数百 μm というごく微小な領域の摩擦面に生じる真実接触点の大きさや数を計測することは困難であり、計算条件を一義的に決めることはできないが、以下の条件を用いた。比較的厳しい接触状態を考え、全荷重19.6Nを3個の真実接触点が平等に受けもつものとし、アルミニウム合金の摩耗面の硬さがHV約280であることを考慮して、各接触点の面積を 0.0023mm^2 と置く。正方形の接触点を仮定し、これを平面ひずみモデルで近似すると、接触領域の半幅 a は $24\mu\text{m}$ 、荷重 W は $0.136\text{MN}/\text{m}$ となる。荷重 W は半楕円形に分布するものとし、この分布に摩擦係数 $\mu = 0.87$ を掛けた摩擦力を境界条件とする。き裂の長さ $2c$ は、代表値として $5\mu\text{m}$ とした。

図7.2(a),(b)に摩擦面に平行なき裂と、摩擦面となす角 θ が 10° となる斜めき裂に対し、 K_{II} 、 K_{III} の存在する領域を示す。この結果は近似計算によるものであり、またき裂面間の摩擦係数 $\mu_c = 1$ に対するものである。 K_{II} は接触部後方の引張応力場に存在するのみであるが、 K_{III} は前方の圧縮応力場にも存在している。さらに、斜めき裂では接触部直下にも K_{III}

が存在することがわかる。図7.3に接触部後方、深さ $5\mu\text{m}$ に存在するき裂の K_{1+c} とクラック（中心）位置 x の関係を示す。以下、応力拡大係数は図7.1に示す $+c$ 点についてのみを考えることとし、 K_{1+c} 、 K_{11+c} を単に K_1 、 K_{11} と表示する。図中、実線は近似計算結果を、破線は繰り返し計算結果を意味する。この場合には K_{11} は K_1 より数倍大きい、それらが最大となる位置はほぼ等しい。近似計算の精度をみると、 K_1 では近似値の方が低めにでており、かなりの誤差がある。一方、 K_{11} では誤差はわずかである。図7.4に、 K_1 、 K_{11} がピークをとる付近の $x = -32\mu\text{m}$ の位置における、深さ方向に存在するき裂の K_1 、 K_{11} の様子を示す。深さによらず、 K_{11} は K_1 より数倍大きい。また、どちらも表面下 $5\sim 8\mu\text{m}$ にピークが存在している。実線で示される近似計算と破線の繰り返し計算の結果を比べると、 K_1 では予想されるように、き裂が摩擦面に近くなるほど誤差は増加している。しかし、 K_1 がピークをとる深さには差はほとんどみられない。一方、 K_{11} では近似計算による結果の方が若干大きめにでているものの、差はわずかである。

以上は、荷重作用位置を固定し、き裂の相対位置を変えた場合の結果であるが、次に図7.5に示すように、固定された表面下のき裂に対して荷重が往復動するときの応力拡大係数の変化状況を調べる。ここでは、き裂の長さ $2c$ に対して、振幅 2δ が十分に大きい場合を考える。図中の x' は、クラック中心位置と荷重中心位置の距離を意味し（従って、前述の x とは $x = -x'$ の関係がある）、以下これを荷重作用位置と言う。なお、この問題に繰り返し計算を用いるとかなりの計算時間を要するた

め、近似計算を利用した。前述の議論から、 K_{II} には若干誤差を含むことが予想されるが、そのピーク深さについては誤差は小さいものと考えられる。

図7.6(a), (b), 7.7(a), (b)にそれぞれ K_{II} および K_{III} の変化状況を、 $z = 5, 10, 15 \mu\text{m}$ に置かれたき裂に対して示す。実線は荷重が左から右へ移動する場合を、破線はその逆の場合を意味する。 K_{III} の符号は、き裂が時計回りのせん断を受ける場合を正、その逆の場合を負としてある。図7.6より、 K_{II} はき裂深さ z によらず、荷重作用域の後端がき裂先端+cよりわずかに前方にあるときにピークをとること、斜めき裂は摩擦面に平行なき裂よりも大きな K_{II} 値をもっていることなどがわかる。なお、同図(a)の $z = 5 \mu\text{m}$ の結果は、図7.3の K_{II} の結果に対応している。図7.7より、 $\theta = 0^\circ$ の平行き裂の K_{III} は、荷重作用域の前端がき裂先端+cより後方にあるとき、換言すればき裂が圧縮域にあるときピークをとる。一方、 $\theta = 10^\circ$ の斜めき裂ではき裂の深さによりその関係は異なる。このような図から、荷重が1往復した時の応力拡大係数の変動幅 ΔK_{II} 、 ΔK_{III} を求めると、図7.8, 7.9となる。図7.8より、 ΔK_{II} は θ とともに増加すること、および ΔK_{II} がピークをとる深さは、 $\theta = 0^\circ$ の $8 \sim 9 \mu\text{m}$ から $\theta = 10^\circ$ の $2 \sim 3 \mu\text{m}$ へとしだいに浅くなることがわかる。図7.9より実線で示される摩擦面と平行なき裂では、き裂内面の摩擦係数 μ_c が大きくなるにしたがって ΔK_{III} は低下し、 μ_c が2以上となると一定となる。この一定値は、引張応力場にあるき裂のみを考えたときの値と同じである。 ΔK_{III} は表面下に鋭いピークをもっており、その深さは摩擦面の摩

擦係数 μ が低下するにしたがって若干深くなる傾向があるものの、ほぼ $4\sim 6\mu\text{m}$ となっている。 ΔK_{II} のピーク値は、 $\mu_c \geq 2$ の場合でも ΔK_I のそれよりもはるかに大きい。次にクラックの角度の影響についてみると θ が大きくなるに従って ΔK_{II} のピークは増大する。また、 ΔK_{II} がピークをとる深さは、 $\theta = 5^\circ$ のき裂では約 $2\mu\text{m}$ となり、 $\theta = 10^\circ$ のき裂の場合には、表面下にピークが存在するか否かは明らかではない。

以上の結果は、前述のように荷重作用幅とき裂の長さを固定した特定の条件下のものである。そこで $\theta = 0^\circ$ 、 $\mu_c = 1$ 、平均接触圧力 $p_{\text{max}} = 2.84\text{GPa}$ は固定し、荷重作用幅 $2a = 10, 20, 48\mu\text{m}$ ($10\mu\text{m}$ は ΔK_{II} の計算のみ) に対し、き裂の長さ $2c$ を変えて同様の計算を行った。その結果を、図7.10~7.12に示す。図7.10は、 ΔK_I 、 ΔK_{II} のピーク値 $\Delta K_{I, \text{max}}$ 、 $\Delta K_{II, \text{max}}$ をき裂長さに対してプロットしたものである。 ΔK_{II} の最大値は ΔK_I の最大値より1桁大きいことがわかる。アルミニウム合金のモードI形疲労き裂の下限界値 $\Delta K_{I, \text{th}}$ は $3.1\sim 9.3\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ であり^{7.21)}、モードII形疲労き裂の下限界値 $\Delta K_{II, \text{th}}$ は $\Delta K_{I, \text{th}}$ の半分程度^{7.22)} とされている。 $\Delta K_{II, \text{max}}$ は $1\mu\text{m}$ 以上のき裂ではこの下限界値以上となっており、モードII形でき裂が進展する可能性が高い。一方、 $\Delta K_{I, \text{max}}$ はこの下限界値よりもはるかに低く、近似計算による誤差を考慮してもモードI単独でのき裂進展の可能性はない。図7.11、7.12はそれぞれ $\Delta K_{I, \text{max}}$ 、 $\Delta K_{II, \text{max}}$ の生じる深さをき裂長さに対してプロットしたものである。これらの結果から、応力拡大係数の変動幅のピーク値は条件によって大きく異なるが、ピーク深さには大きな変化はみら

れず、 ΔK_I では $3\sim 9\mu\text{m}$ に、 ΔK_{II} では $2\sim 6\mu\text{m}$ にピークがある。

以上の解析結果は、接触点間の相互干渉、隣接するき裂の相互干渉などを考慮したものではないが、現象の第一近似としてこの結果を利用するのは妥当と考えられる。摩擦面下のき裂がどのようなモードで進展するのは明らかではないが、モードIで進展すると考えれば、表面下 $3\sim 9\mu\text{m}$ にあるき裂がもつとも進展しやすく、モードIIで進展するならば、

$2\sim 6\mu\text{m}$ にあるき裂がもつとも進展しやすいことになる。本計算条件とほぼ対応する条件における、アルミニウム合金/SUJ2のフレッチングで生じる大型の薄片状摩耗粉の厚さは $2.5\sim 6.5\mu\text{m}$ であり、どちらのモードでき裂が進展すると考えても、この計算結果から摩耗粉の厚さをほぼ説明できる。しかし、摩擦面に平行なき裂の $\Delta K_{I, \text{max}}$ は、上述したように値自体も、また $\Delta K_{II, \text{max}}$ に比べてもかなり小さいことから、モードIのみで進展するとは考え難い。

7.3 き裂の進展に関するモデル試験

一般に、引張応力とせん断応力を同時に受けるアルミニウム合金のき裂の進展方向は、最大主応力に垂直である^{7, 29)}と言われている。しかし、圧縮応力とせん断応力を同時に受けるようなき裂の挙動に関しては、必ずしも明らかではない。前節で述べたように、圧縮応力場に存在するき裂に $\Delta K_{I, \text{crit}}$ を越す K_{II} が見られることから、そのようなき裂の挙動を調べることは重要である。そこで、以下のような疲労き裂の進展挙動に関する実験を行った。

使用材料は、試験装置の容量を考慮して第6章の試験に用いたものと同一のアルミニウム合金とし、図7.13に示す3種類の形状の試験片を用いた。タイプIの試験片は、円孔部から発生、進展するき裂の挙動を調べるためのものであり、タイプIIおよびIIIの試験片は、潜在き裂が圧縮-繰返しせん断応力下でどのような挙動をとるかを調べるためのものである。これらの予き裂は、引張圧縮により入れた疲労き裂であり、特にタイプIIIには、放電加工によるスタータノッチを含めて0.5~0.75mmの長さのき裂を入れてある。

図7.14にこの試験に用いた試験機の主要部、および試験片取り付け部付近の概略図を示す。所定の圧縮力は円筒形ばね①により負荷され、繰返しせん断応力は油圧式引張-圧縮試験機で負荷される。試験片②は、軸受③を介して試験機のロードセル側主軸に取り付けられた試験片ホルダ④と、油圧ピストン側主軸に取り付けられた試験片ホルダ⑤にセットされている。

図7.15に、タイプIの試験片に圧縮応力 $\sigma = -40.9\text{MPa}$ 、せん断応力 $\tau = \pm 122.6\text{MPa}$ 、繰返し数 4×10^4 回の条件で孔縁部から入ったき裂の例を示す。このき裂はジグザグパターンをしているが、巨視的な進展方向は最大主応力方向と直角な方向にほぼ一致している。タイプIIの試験片(予き裂長さ1.55mm)に、同様な負荷および繰返し数を与えたときのき裂進展の様子を図7.16に示す。この場合には、き裂はせん断力作用方向に約0.6mm程が進展しているが、比較的なめらかに進展しており、ジグザグパターンを示すタイプIのき裂とは明らかに様相が異なる。ここで興

味深い点は、予き裂に沿って黒色摩耗粉がみられ、き裂面にフレッチング摩耗が発生していることである。

次にタイプⅢの試験片を用いて、圧縮応力がき裂進展にどのような影響を及ぼすのか調べた。図7.17に $\sigma=0$ 、 $\tau=\pm 92\text{MPa}$ 、振動数10Hz、繰返し数 $N=5.8\times 10^5$ の条件下で進展したき裂を示す。せん断力が予き裂に平行に繰返し負荷されると、その方向へのき裂進展はほとんどないまま、それと約 45° をなす方向へ進展している。この方向は、最大主応力にほぼ直角である。なお、この場合にはき裂が向きを変えるのに約 10^5 サイクルを要した。図7.18に $\sigma=-15.3\text{MPa}$ 、 $\tau=\pm 92\text{MPa}$ 、振動数10Hz、 $N=2.5\times 10^5$ の条件下で進展したき裂を示す。圧縮応力の負荷により、き裂は予き裂に対してわずかに傾斜して進展し、またジグザグパターンを示さない。これは主にモードⅡで進展したためであろう。圧縮応力を増し、 $\sigma=-30.6\text{MPa}$ 、その他は図7.18と同一条件で同様の実験を行うと、 $N=5.7\times 10^5$ を過ぎてもき裂の進展はみられない。これはき裂面に作用する圧縮応力が大きいためであろう。

以上の実験は、摩擦面に平行に存在するき裂の挙動、換言すれば薄片状摩耗粉発生機構に関し、いくつかの示唆を与える。図7.16、7.18より、圧縮力を受けて閉じているき裂も、せん断力の繰返しによりモードⅡで進展し得ること、この時の進展方向は摩擦面にほぼ平行となることがわかる。図7.10に示したように、摩擦面に平行に存在するき裂の $\angle K_{II}$ は $\angle K_{II,III}$ 値を越す値をとり得るので、モードⅡによる薄片状摩耗粉の代表的長さである数十 μm 程度の進展は十分に考えられるのである。

ただし、き裂を進展させるせん断応力に比べてき裂面に作用する圧縮応力が大きければき裂の進展は不可能となる。一方、圧縮応力が小さいか作用しなければ、図7.17に示すようにき裂はその進展方向を変え、摩擦面とある角度をもって進展し、摩擦面へぬけることが予測される。

き裂面間の相互干渉によるフレッチングの発生も興味深い現象である(図7.16)。摩擦面から入ったき裂、あるいは一端が摩擦面にぬけたき裂は、大気にさらされており、き裂面間の相対すべり量が大きければ多量に酸化摩耗粉が発生し、小さくともき裂面は著しく酸化して、酸化物からなる遊離摩耗粉がき裂面に介在するようになる。後者の場合、ピリングーベッドワース比(PB比)、すなわち酸化物の体積と酸化の時に費やされた金属の体積との比が大きな材料では、き裂先端は押し広げられることになる。ちなみにAl/Al₂O₃のPB比は1.28である^{7,24)}。これらの結果が、き裂の進展速度に影響を及ぼすことは十分に考えられる。

7.4 フレッチング摩耗面と疲労き裂面の比較

定常摩耗域における摩擦面と、前述の疲労破面のSEM観察を行い、両者を比較した。

図7.19に、アルミニウム合金/SUJ2のフレッチング摩耗における、繰返し数と摩耗量の関係を示す。この結果から、繰返し数が約10万回を過ぎれば、摩耗は定常状態となると考えてよい。ここでは繰返し数36万回後におけるアルミニウム合金側の摩耗面を、遊離摩耗粉を除去して

から観察した。

図7.20は、摩耗痕内のピット内にしばしば見られる、フレッチング方向にほぼ垂直な波状模様である。このような模様が前述の実験におけるき裂内にみられれば、薄片状摩耗粉がどの様にして発生するのかを推定できるものと考えられる。図7.21(a)~(d)にアルミニウム合金の各種破面の様子を示す。同図(a)は、単純引張による破面であり、典型的な等軸デインブル模様をしている。同図(b)は、単純せん断による破面であり、伸長デインブル模様が認められる。また同図(c)は、引張-圧縮荷重で疲労破壊した破面を見たものであるが、典型的な延性ストライエーションがみられる。フレッチング摩耗面にはこれらの模様はみられない。もともと、摩耗面の一部分は引っかき痕で乱されていることから、それらの情報が消し去られている可能性も否定できない。同図(d)は、圧縮-繰り返しせん断により進展した疲労き裂の先端付近を見たものである。き裂先端付近には、フレッチング摩耗面にみられたと類似の模様が明瞭に認められる。き裂先端からやや予き裂側に寄った部分をみると、同図(d')に示すようにき裂面間の微小すべりにより、激しい相互干渉を受けた部分がみられる。またその付近には、SmishらがモードIIの疲労き裂面で見いだしたと同様の微小な球状粒子^{7, 25)}が多数存在している。

これらの結果から、アルミニウム合金のフレッチング摩耗面にしばしばみられた模様は、き裂が圧縮-繰り返しせん断力の下でフレッチングを伴いながら進展するときに残す模様、あるいは母材と薄片状摩耗粉の間でフレッチングを生じ、その結果できた模様のどちらかと考えられる。

しかし後者の場合には前者より相対すべりが大きく、そのため引っかき痕を残すものと考えられるが、そのような引っかき痕はほとんどないことから、後者による模様の可能性は小さい。これらのことから薄片状摩耗粉の発生には、モードⅡを主体としたき裂の進展が大きく関与しているものと考えられる。

7.5 小結

大型の薄片状摩耗粉の発生機構を検討するために、接触応力場にある微小き裂の応力解析と、き裂進展方向に関するシミュレーション試験および破面観察を行った。その結果、次の結論を得た。

- (1) モードⅠ、モードⅡの応力拡大係数範囲 $\Delta K_{I,II}$ がピークをとる深さは、大型の薄片状摩耗粉の厚さにほぼ対応している。
- (2) ΔK_I は ΔK_{II} より1桁小さく、モードⅠ形疲労き裂の下限界値 $\Delta K_{I,lim}$ 以下である。これに対し、 ΔK_{II} は接触条件によってはモードⅡ形疲労き裂の下限界値 $\Delta K_{II,lim}$ 以上となり得る。
- (3) 疲労試験において、圧縮-繰り返しせん断力を受けるき裂は、繰り返しせん断応力に比べて圧縮応力が小さい場合には、最大主応力方向とほぼ直角な方向に進展するが、それが比較的大きくなればせん断応力の作用方向(予き裂の方向)に進展する。
- (4) フレッチング摩耗面のピット内にみられる振動方向とほぼ直角な方向性をもつ波状の模様が、圧縮-繰り返しせん断により生じた破面にも生じる。従って、摩擦面またはその表層に存在するき裂は、

同様の荷重条件下でフレッチングを伴いながら進展する と考えられる。

- (5) 大型の薄片状摩耗粉の発生には、モードⅡ を主体としたき裂進展が大きく関与しているものと推定される。

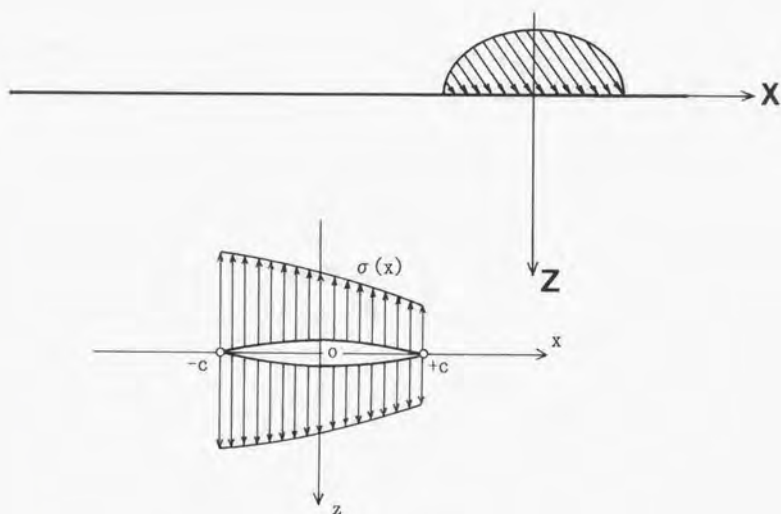
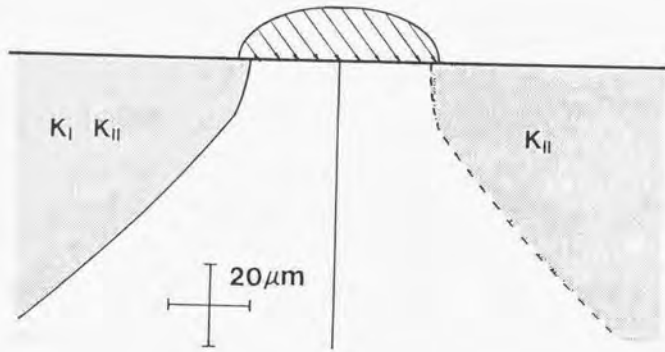
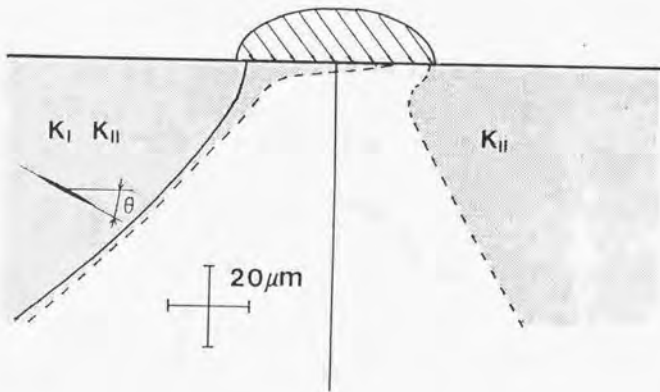
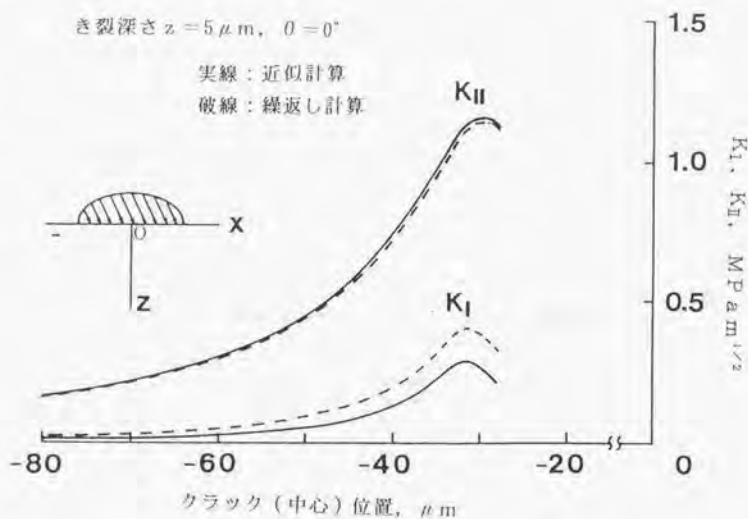
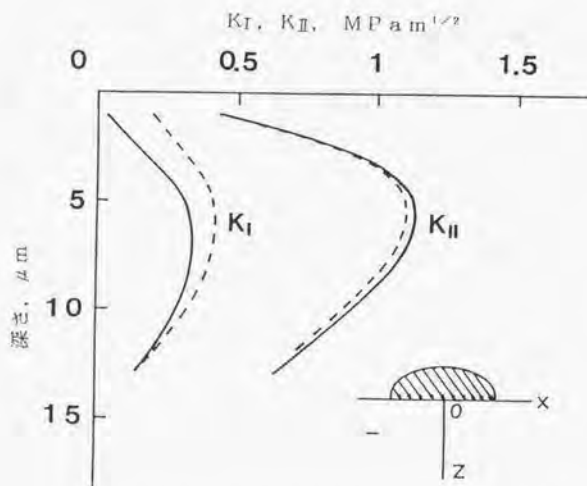


図7.1 座標と記号

(a) $\theta = 0^\circ$ (b) $\theta = 10^\circ$ 図7.2 応力拡大係数 K_I , K_{II} の存在する領域実線： K_I の存在する領域の境界破線： K_{II} の

図7.3 接触部後方に存在するき裂の K_I , K_{II} の計算例図7.4 接触部後方に存在するき裂の K_I , K_{II} の計算例(き裂位置 $x = -32 \mu\text{m}$, $\theta = 0^\circ$)

実線：近似計算；破線：繰返し計算)

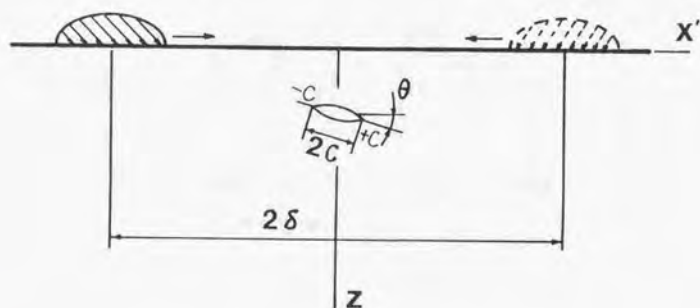


図7.5 接触部が往復動するときの K_I , K_n の変動を調べる計算モデル

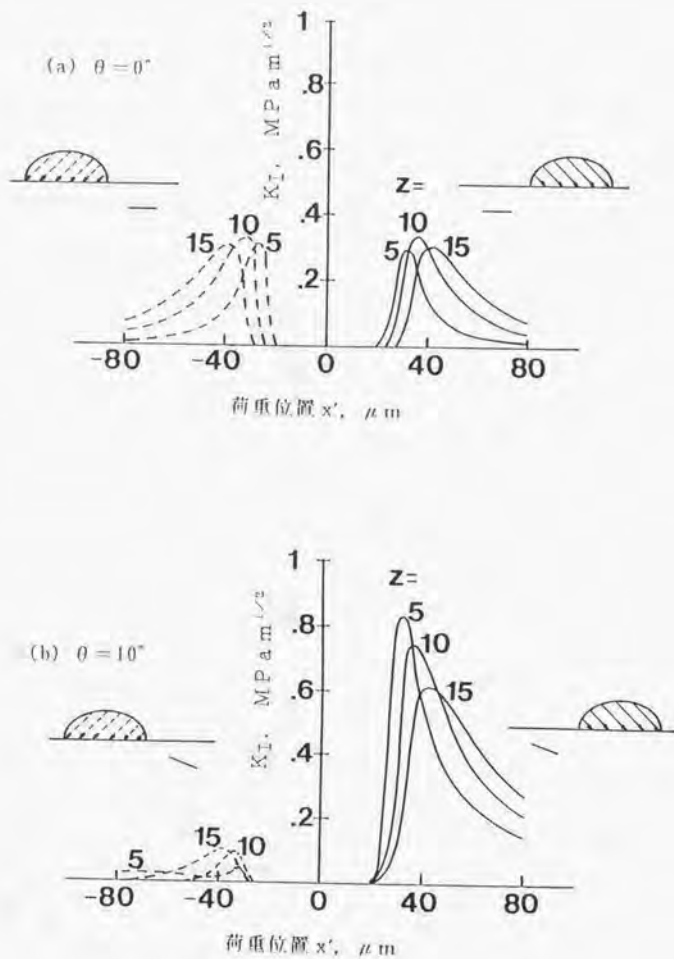


図7.6 荷重点の移動に伴う K_I の変化の様子

(図中の z の単位は μm)

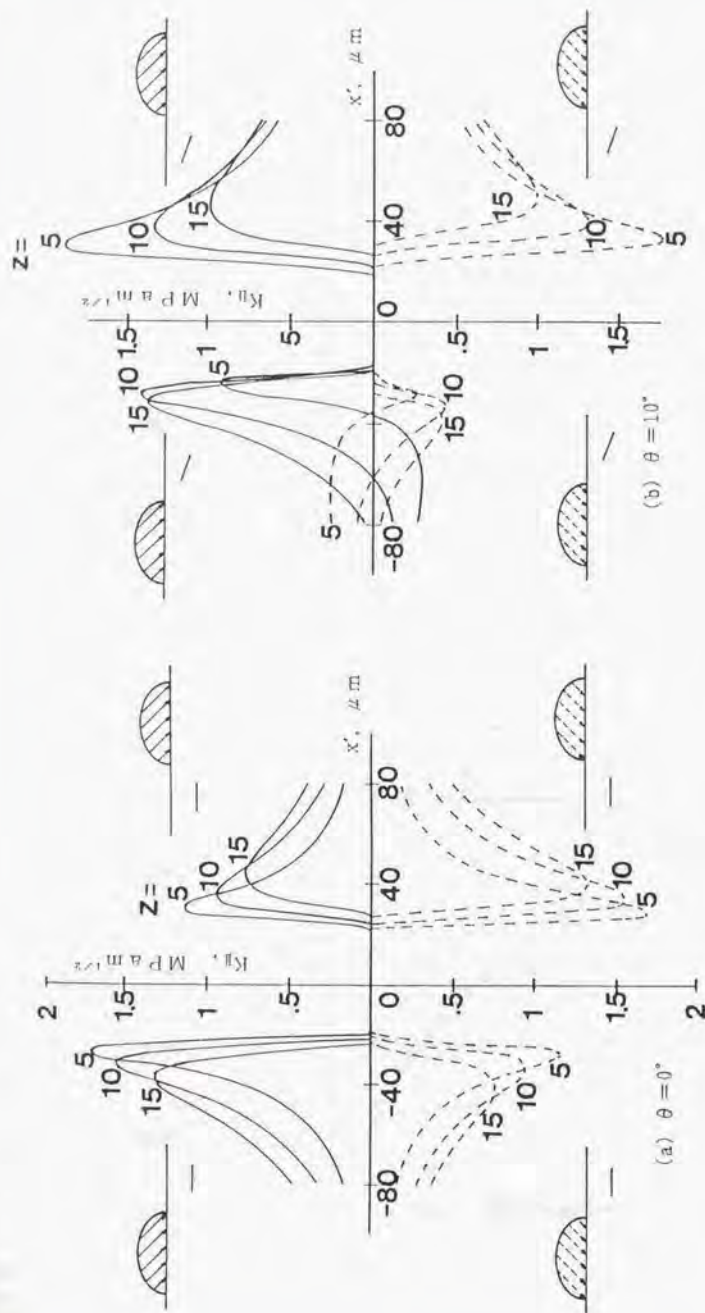
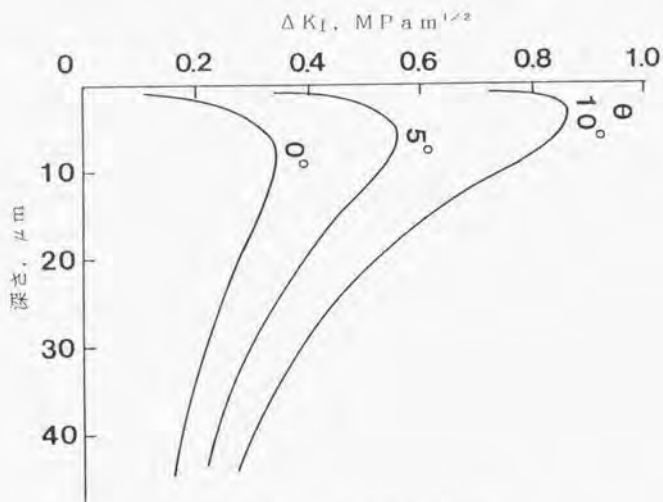
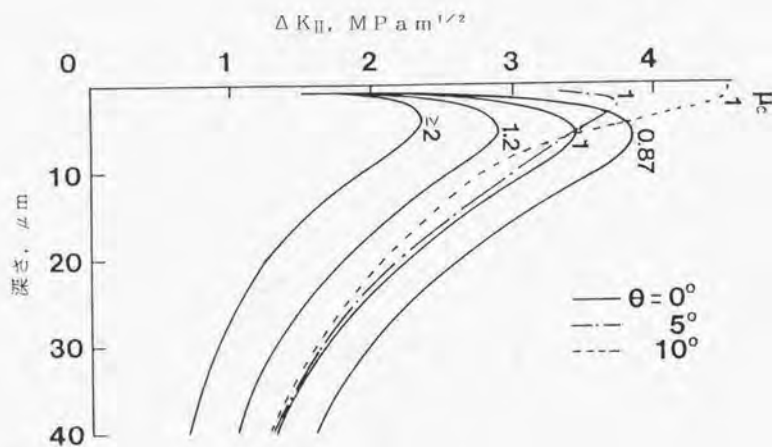


図7.7 荷重点の移動に伴う K_I の変化の様子
 ($\mu\text{c} = 1$, 図中の z の単位は μm)

図7.8 ΔK_I とき裂深さの関係図7.9 ΔK_{II} とき裂深さの関係

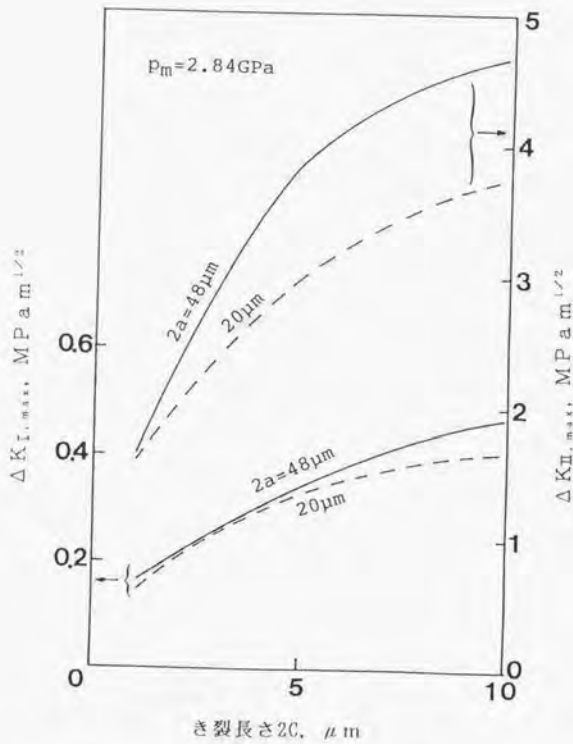


図7.10 ΔK_I 、 ΔK_{II} の最大値とき裂長さの関係

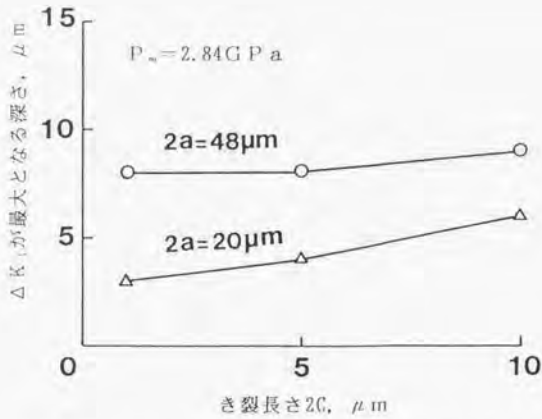


図7.11 ΔK_I がピークをとる深さとき裂長さの関係

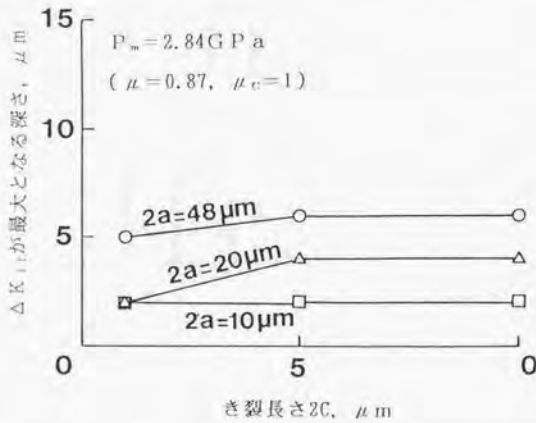


図7.12 ΔK_{II} がピークをとる深さとき裂長さの関係

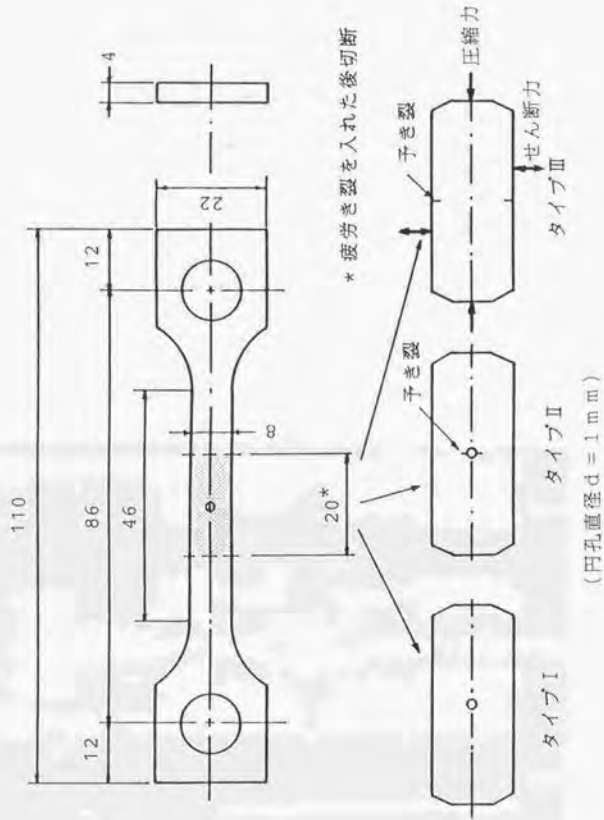
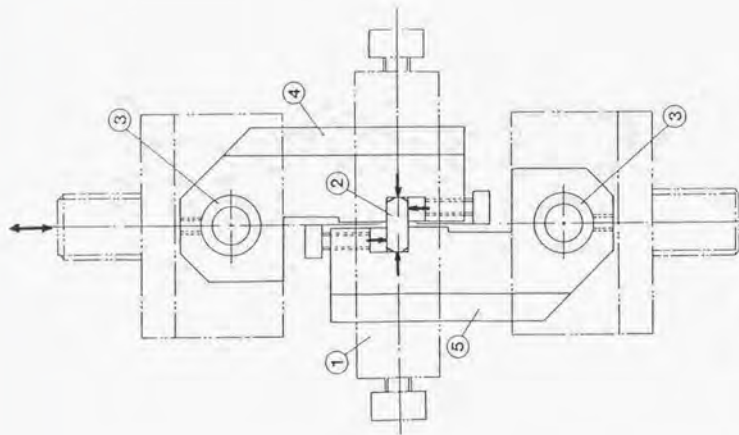
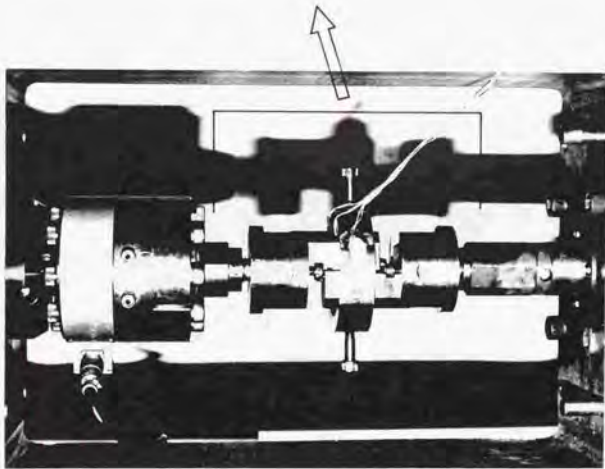


図7.13 試験片形状、寸法と作用する力



(b) 試験片取付け部付近の概略図



(a) 試験機の主要部

図7.14 試験機

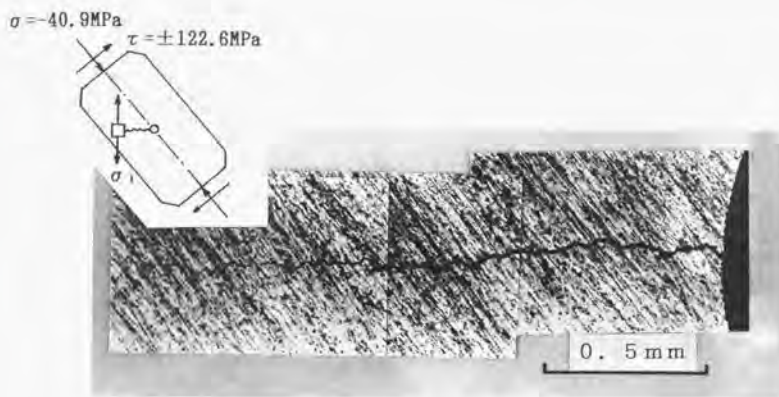


図7.15 孔縁部から入ったき裂
 (圧縮力負荷方向は研磨傷方向)

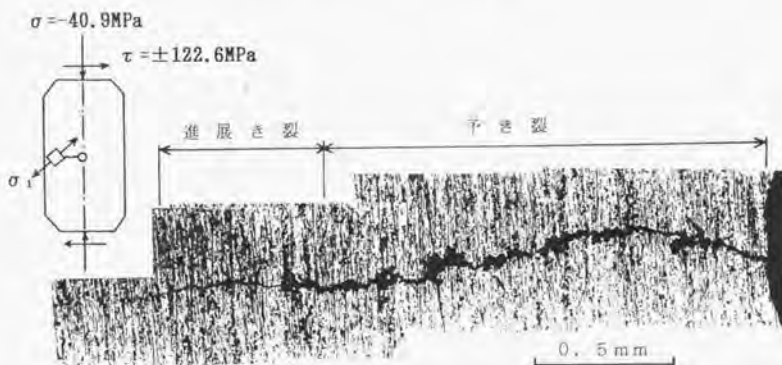


図7.16 孔縁部の予き裂から進展したき裂
 (圧縮力負荷方向は研磨傷方向)

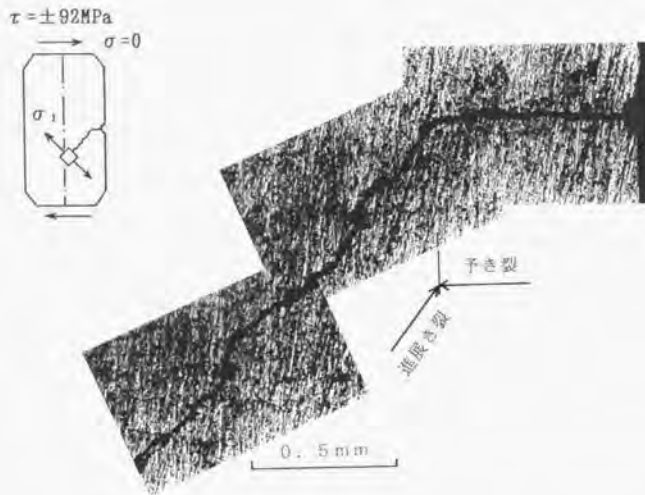


図7.17 試験片側面の予き裂から進展したき裂
 (圧縮応力 0)

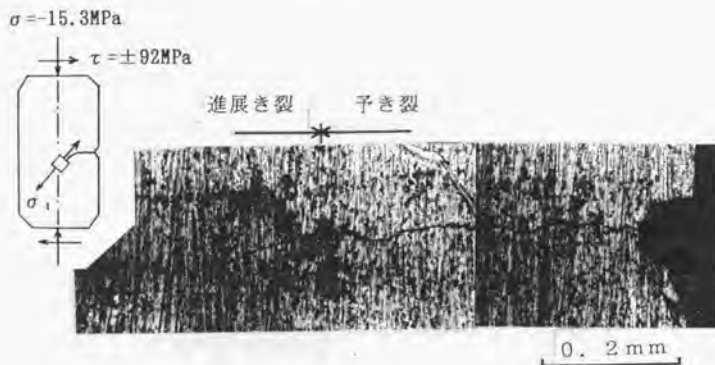


図7.18 試験片側面の予き裂から進展したき裂
 (圧縮応力=15.3 MPa)

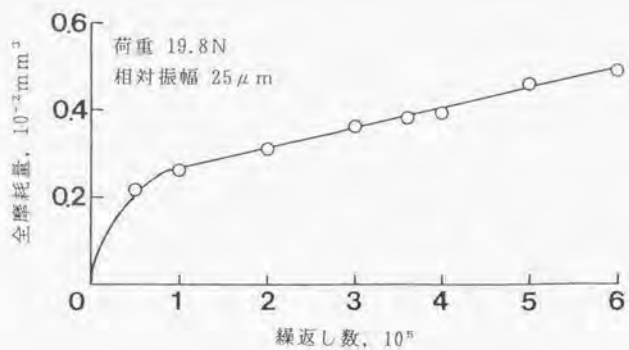
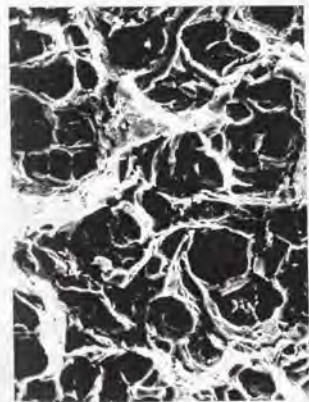


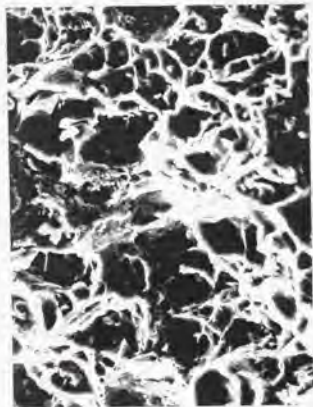
図7.19 アルミニウム合金/SUJ2の摩耗進行曲線



図7.20 摩耗痕のピット内にみられる波状模様の例



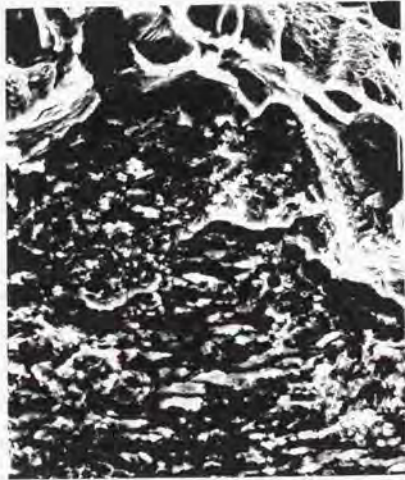
(a) 単純引張りによる破面 $20\mu\text{m}$



(b) 単純せん断による破面 $20\mu\text{m}$



(c) 引張-圧縮による疲労破面 $10\mu\text{m}$



(d) 圧縮-繰返しせん断により進展した破面 $10\mu\text{m}$



(d') クラック面間に見られる球状摩耗粉 $10\mu\text{m}$

図7.21 アルミニウム合金の各種破面の様子

第7章 引用文献

- 7.1) E. S. Sproles, Jr. & D. J. Duquette: Wear, 49(1978)339.
- 7.2) N. P. Suh, Wear, 44(1977)1.
- 7.3) 山本英二・阪倉 明・大前伸夫・築添 正: 潤滑, 26, 4(1981)
269.
- 7.4) 山本英二・阪倉 明・大前伸夫・築添 正: 潤滑, 26, 6(1981)
410.
- 7.5) 山本英二・河野幹夫・大前伸夫・築添 正: 潤滑, 27, 11(1982)
853.
- 7.6) 山本英二・河野幹夫・大前伸夫・築添 正: 潤滑, 27, 11(1982)
860.
- 7.7) N. Ohmae & T. Tsukizoe: Wear, 61(1980)333.
- 7.8) A. R. Rosenfield: Wear, 61(1980)125.
- 7.9) 木村好次: 潤滑, 28, 10(1983)709.
- 7.10) J. R. Fleming & N. P. Suh: Wear, 44(1977)39.
- 7.11) 尾田十八・西河雅宏・日本機械学会論文集 (A編), 49, 444
(昭58)911.
- 7.12) 兼田楨宏・田村洋生・村上敬宜: 日本潤滑学会研究発表会予稿集
(1985-10)317.
- 7.13) 兼田楨宏・田村洋生・村上敬宜: 日本潤滑学会研究発表会予稿集
(1986-5)41.
- 7.14) 兼田楨宏・田村洋生・村上敬宜: 日本潤滑学会研究発表会予稿集

- (1986-10)117.
- 7.15) 兼田 慎宏・田村洋生・村上敬宜：日本潤滑学会研究発表会予稿集
(1987-5)137.
- 7.16) 兼田 慎宏・三好明宏・村上敬宜：日本潤滑学会研究発表会予稿集
(1988-10)161.
- 7.17) たとえば, G.C.Sih:Engineering Fracture Mechanics,13(1980)
439.
- 7.18) J.O.Smith & C.K.Liu:J.Appl. Mech.,20,2(1953)157.
- 7.19) 岡村弘之：線形破壊力学入門, 培風館(1975)213.
- 7.20) D.A.Hills & O.W.Ashelby: Engineering Fracture Mechanics,13
(1980)69.
- 7.21) S.コサタ*著, 横堀武夫監修：金属疲労の解析と応用, 現代工学社
(1981)234.
- 7.22) 大塚・森・富田・山本：日本機械学会論文集, 42,357(1976)
1313.
- 7.23) 日本金属学会強度委員会編：金属材料の強度と破壊, 丸善(1964)
309.
- 7.24) 腐食防食協会編：金属材料の高温酸化と高温腐食, 丸善(1982)
50.
- 7.25) M.C.Smith & R.A.Smith:Wear,76(1982)105.

第8章 フレッチング摩耗における摩耗量の諸特性

8.1 はじめに

8.2 実験

8.2.1 試験片および実験条件

8.2.2 摩耗量の測定法について

8.3 試験機の剛性と摩擦挙動

8.4 摩耗量の振幅特性

8.5 諸因子の影響

8.5.1 接触荷重の影響

8.5.2 繰返し数の影響

8.5.3 湿度の影響

8.6 硬さおよび雰囲気の影響

8.6.1 硬さと摩擦係数の関係

8.6.2 摩耗に及ぼす硬さの影響

(i) 大気中無潤滑における硬さの影響

(ii) アルゴンガス中における硬さの影響

(iii) 潤滑下における硬さの影響

8.6.3 摩擦面の硬さ

8.7 小結

第8章 引用文献

付録 フレッチングにおける摩擦面温度

第8章 フレッチング摩耗における摩耗量の諸特性

8.1 はじめに

第5章および6章において、それぞれフレッチング摩耗の進行状況、および摩擦面と摩耗粉の性状を観察することにより、現象の定性的な把握を行った。本章ではこれらの結果に基づき、フレッチング摩耗に対する諸因子の影響を定量的に調べ、その諸特性を明らかにする。

影響因子としては、振動振幅、接触荷重、繰返し数、振動数などの運動形態因子、接触要素の材質、その硬さなどの物理的因子、雰囲気組成、温度、潤滑剤などの化学的過程に影響する因子があげられる^{8, 11}。第2章で述べたように、これらの因子の影響に関しては多くの研究がなされ、しだいに明らかになってきているものの、未だ不明な点あるいは矛盾する点が数多く残されているのが現状である。

図8.1は、Czichosによるトライボ試験に関連する特性とパラメータの図^{8, 21}を、フレッチング摩耗試験に適用したものである^{8, 22}。左側の操作変数が試験システムに作用し、その応答として右側のフレッチング特性が得られる様子を示している。ここで一般のすべり摩擦による摩耗と特に異なる点は、第6章で示したようにシステムの一部を摩耗粉が構成していること、一般に、試験片間の実際の相対振幅を操作変数として扱えないこと、および雰囲気、潤滑剤の摩擦面への侵入し易さが振幅により異なることである。

本章では、第2章で述べた過去の研究結果をふまえ、まず、運動形態

因子である振動振幅，接触荷重，繰返し数が，フレッチング特性の一つである摩耗量にどのような影響を及ぼすのかを調べた。これらの因子の中でも，次章で詳述するように振動振幅（正確には試験片間の相対振幅）がフレッチング摩耗を特徴づける主要な因子であるため，その特性を中心に置いて調べ，その他の因子の影響が振動振幅によりどのように変化するかを調べた。これから，臨界振幅の存在の有無を含む摩耗量の振幅特性，荷重の増加が相対振幅の減少を招く系に対する荷重の影響，および摩耗の進行過程がいかなる要因に左右されるのか等を検討した。次に，材料の硬さ（以下，単に硬さという）の影響を，熱処理により硬さを変化させて無潤滑下（低湿度中と高湿度中），鉱油潤滑下および不活性ガス中で調べ，その影響が雰囲気により異なることを示し，検討を加えた。

なお，本章で得られた結果を第9章で考察するために，フレッチングにおける摩擦面温度を測定した結果を，本章の末尾に付録として載せた。

8.2 実験

8.2.1 試験片および実験条件

この実験には，第3章で述べた試験機を用いた。試験片，相対振幅を測定するためのギャップセンサーおよびその対極板の取付けは，図3.2(b)に示した通りである。

試験片として，上下試験片とも表8.1に示す化学成分をもつ軸受鋼（SUJ2）を用いた。下試験片（駆動側）は市販の鏡面仕上の施された直

径9.525mm, 硬さHV約760の軸受用鋼球とした。また上試験片(固定側)は直径20mmの丸棒とし, これを硬さHV760~780に調質した後, その断面を摩擦面とした。なお, 硬さの影響を調べる実験では, 表8.2に示すように, 上試験片側を熱処理によりHV260~766の範囲で変えた。上試験片は, 熱処理後湿式研磨を行い, R_{max} 約 $0.2\mu\text{m}$ の表面粗さに仕上げた。試験片はアセトンで十分に洗滌し, 温風で乾燥させた後実験に供した。

接触荷重は9.8N~49Nとし, 振動振幅を調節することにより相対振幅を数 μm ~210 μm の範囲で種々変えて実験した。繰返し数は, 主に 2×10^5 回としたが, 繰返し数の影響を調べる実験では最大 6×10^5 回までとした。振動数は全実験を通し, 7.14Hz一定とした。なお, 硬さの影響と湿度の影響を調べる実験を除き, 雰囲気は大気中無潤滑(主に温度 $24\pm 3^\circ\text{C}$, 湿度 $36\pm 3\% \text{RH}$)とした。硬さの影響を調べる実験では, 無潤滑低湿度(温度 $24\pm 3^\circ\text{C}$, 湿度 $36\pm 3\% \text{RH}$), 無潤滑高湿度(温度 $26\pm 3^\circ\text{C}$, 湿度 $80\pm 4\% \text{RH}$), 第5章で述べた無添加鉱油(動粘度 $32.17\text{mm}^2/\text{s}$ @40 $^\circ\text{C}$, $5.59\text{mm}^2/\text{s}$ @100 $^\circ\text{C}$, 粘度指数112, いおう分0.05%), アルゴンガスの4種類の雰囲気を用いた。潤滑油の供給方法は塗布としたが, 摩擦面の周囲には常に油のメニスカスができていた状態で実験を行った。湿度の影響を調べる実験では, 湿度を20~80%RHの範囲で変えたとともに, 蒸留水中でも実験を行った。その他の条件については後述する。

8.2.2 摩耗量の測定法について

本実験条件では摩耗量がごくわずかなため, 重量減を直接精度よく測

定することは困難である。そこで点接触形態で生じる摩耗痕の幾何学的形状を考慮し、以下のようにして摩耗体積を測定した^{8.4)~8.6)}。

摩耗により、図8.2に示すような接触状態が生じたものとする、ハッチングを施した部分の体積が平面側の摩耗体積 V_f （ここでは上試験片の体積減）、網をかぶせた部分の体積が球面側の摩耗体積 V_s （下試験片の体積減）、その境界をなす摩耗痕が一定の半径 R を持つ球面であるとすれば、 V_f と V_s は幾何学的関係から次式で与えられる。

$$V_f \cong \frac{\pi}{4} \cdot \frac{a^4}{R} \quad (8.1)$$

$$V_s \cong \frac{\pi a^4}{4} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right) \quad (8.2)$$

ここに、 r は球面の曲率半径、 $2a$ は摩耗痕径（≒球面の摩耗痕径）であり、測微顕微鏡により $0.5 \mu\text{m}$ 単位で読み取った。また、摩耗痕の曲率半径 R は、平面側摩耗痕深さ d を計測することにより、 $R = (a^2 + d^2) / (2d)$ で近似することができる。摩耗痕深さは、触針式粗さ計で計測した。上、下試験片の合計の摩耗量（以下、全摩耗量という） V_t は、

$$V_t = V_f + V_s \cong \frac{\pi}{4} \cdot \frac{a^4}{r} \quad (8.3)$$

で与えられる。以下の実験では、接触要素の材質が同じで、等しい摩耗

量が予想される場合、および摩耗痕径が非常に小さく、摩耗痕深さを正確に計測するのが困難な場合には、式(8.3)により全摩耗量のみを求めた。なお、振幅が大きくなるに従って、平面側に生じる摩耗痕の振動方向の径が、それに垂直な方向の径に比べて大きくなるため、式(8.1)～(8.3)から計算される摩耗量には誤差が入ってくるが、本実験におけるその比の最大値は1.1で、そのとき V_r に含まれる誤差は9%程度である。また、材料の移着が激しい場合には、 R の算出に恣意性が入り、 V_r 、 V_s には誤差が入ってくるが、この場合にも全摩耗量に対する誤差は無視した。

8.3 試験機の剛性と摩擦挙動

図8.1に示したように、試験片間の相対振幅は、一般に制御できないパラメータであり、振動振幅を一定に保持しても試験機のフレッチング方向の剛性(以下接線方向剛性という)、摩擦力などにより変化する。数百 μm の振幅での実験を対象とする場合には、試験機の接線方向剛性を大きくとることにより、振動振幅と相対振幅の差を無視できるが、数十 μm のオーダの実験ではその差は無視できない。そのため、振動振幅と相対振幅を区別して考える必要がある。本節では、摩耗量の諸特性を述べる前にこの点を調べ、またフレッチングにおける摩擦挙動すなわち摩擦係数と相対振幅の関係、摩擦力-変位曲線、1サイクルあたりのエネルギー損失などを調べた。

試験機の試験片取付部付近をばね系で置き換えると、図8.3の様に置

ける。上試験片を支えるばねは、摩擦測定用板ばね部を含む上試験片ホルダ、支点および支点保持部材などを一つのばねに置きかえたものであり、これをばね定数 k_u の線形ばねと考える。また下試験片を支えるばねは、下試験片ホルダ部を一つのばね定数 k_l の線形ばねとしたものである。このとき、試験片間の相対振幅 Δre と荷重 P の関係は次式となる。

$$\Delta re = \Delta a - 2(1/k_u + 1/k_l)\mu P \quad (8.4)$$

ここに、 μ は摩擦係数、 Δa は片持はりの水平な振動によって与えられる、任意に設定可能な往復動の全振幅であり、これが無負荷時の下試験片の全振幅になる。以下この振幅を振動源の振幅という。この場合、 $k_u = 1.449\text{N}/\mu\text{m}$ 、 $k_l = 3.565\text{N}/\mu\text{m}$ であり、接触部は合成コンプライアンス $C_M = 1/k_u + 1/k_l = 0.971\mu\text{m}/\text{N}$ の弾性ばねで支えられていることになる。式(8.4)より、相対振幅は荷重あるいは摩擦力の増加にともなって直線的に減少する。なお、摩擦に直接関与するすべり振幅は、相対振幅から接触部の弾塑性変形などによる振幅を差し引いたものである。すべり振幅の把握には、摩擦粉の介在する接触部の接線方向剛性の検討を要するが、ここではふれないことにする。

式(8.4)を検討するために、接線力と相対振幅の関係を調べた。図8.4にその結果を示す。この結果から、式(8.4)は測定値をほぼ近似しており、弾性系で支持された接触部の振動挙動をよく表わしている。

図8.5に、約3サイクル中に100点の摩擦力と相対変位を計測することにより得られた摩擦力波形及び変位波形の一部と、これらの波形から描かれた摩擦力-変位曲線の例を示す。なお、図中の数字は各曲線の対応

する点を示している。このような摩擦力-変位曲線において、相対振幅 Δre は、図8.6に示すように変位の最大値と最小値の差として表わされる。相対振幅は、摩擦面が巨視的すべりを生じる直前の部分すべりを含む、弾塑性変形による変位 $\Delta slip$ (以下これを巨視的すべりを生じる振幅という) と巨視的なすべり量 Δgs からなっている。このような図から Δgs の開始点を厳密に特定することは困難であるが、実用上は曲線の傾きがほぼ一定となる点を Δgs の開始点と見なすことができる。摩擦係数は、符号を考慮した摩擦力の最大値と最小値の差の半分を荷重で除した値として求められる。また、摩擦力-変位曲線で囲まれた面積が、フレッチングの1サイクル当たりに消費されるエネルギー損失 E となる。なお、以下に示すエネルギー損失は、データ点を直線で結び、それによって囲まれた面積を数値積分して求めている。

図8.7に、振動源の振幅 $\Delta a = 90 \mu m$ 、繰返し数 $= 10^5$ 回における摩擦力-変位曲線の荷重依存性について調べた結果を示す。曲線の形はどの場合にもほぼ平行四辺形に近いが、式(8.4)から予測されるように、接触荷重が増すに従って摩擦力が大きくなり、相対振幅が減少する傾向がよく現われている。

図8.8(a),(b)に、摩擦の繰返しに伴う摩擦係数、相対振幅および1サイクル当りのエネルギー損失の変化を示す。同図(a)は、巨視的すべりを生じてはいるが、 Δgs が比較的小さい場合にみられる典型的な例である。このような場合には摩擦係数、相対振幅、エネルギー損失はほぼ一定している。同図(b)は、相対振幅が比較的大きな場合の典型的な例

である。エネルギー損失は摩擦係数の挙動と対応しており、 2×10^3 サイクル付近で極大値をとっている。これは一般的にみられる特徴である。

8.4 摩耗量の振幅特性

図8.9(a)に、相対振幅 $\Delta re = 200 \mu\text{m}$ 付近までの摩耗量の振幅特性を、また同図(b)に、 $\Delta re = 25 \mu\text{m}$ 付近までを詳細に調べた同様の結果を示す。これらの結果から、摩耗量の振幅特性は相対振幅により大きく異なることがわかる。すなわち相対振幅の大きさにより、摩耗がほとんど生じない領域Ⅰ、摩耗量が相対振幅とともに加速されながら増加する領域Ⅱ、および、それがほぼ直線的に急増する領域Ⅲが存在している。以下、図8.10に示すように、領域ⅠとⅡの境界の相対振幅を摩耗が生じ始める振幅 Δw 、領域ⅡとⅢの境界である、摩耗が急増し始める相対振幅を臨界振幅 Δth と定義する。この場合 Δw は $2 \sim 3 \mu\text{m}$ 付近に、また Δth は $40 \mu\text{m}$ 付近にある。

図8.11は、接触荷重 9.8N における、 $\Delta re = 800 \mu\text{m}$ までの摩耗量の振幅特性を、比摩耗量（単位荷重、単位すべり距離当たりの摩耗量）で整理した結果である。これより、領域ⅠおよびⅡにおける比摩耗量は、相対振幅とともに激しく変化すること、一方領域Ⅲにおけるそれは臨界振幅付近を除いて相対振幅依存性がほとんどなく、 Δth の数倍以上では一定となることがわかる。この時の比摩耗量は、領域Ⅰ、Ⅱのそれより1～2桁大きい。

領域Ⅰの上限である振幅 Δw が如何なる因子により定まるかを検討す

るために、この付近の振幅では摩擦がごくわずかで摩擦前の接触状態が保たれていると仮定し、Mindlinの理論¹⁷⁾により、本実験条件下で巨視的すべりを生じる振幅 $\Delta slip$ を求めた。その結果を図8.12に示す。これを図8.9(b)と比較すると、摩擦が生じ始める振幅 Δw は、 $\Delta slip$ よりやや大きいことがわかる。しかし、フレッチング作用による表面粗さの増加、摩擦面間に介在する摩耗粉(第6章)による接線方向剛性の低下等を考慮すれば、 Δw は第1近似として $\Delta slip$ に等しいと考えてよからう。これは、第5章の現象の直接観察結果とも定性的に一致する。この結果と第4章～6章の結果を考慮すれば、領域Iは次のように特徴付けられる。第4章で示したように、巨視的すべりを生じる振幅 $\Delta slip$ 以下であっても、接触面には接線力が0でない限り μm オーダーの相対すべり(マイクロスリップ)がその一部に生じる。そこには、引っかき痕は認められず、また摩耗粉は微細な黒色粉が主であることから、この領域の損傷形態は酸化摩耗が主体であり、しかも摩耗粉が摩擦面外に排除されにくい(第5、6章)ため、計測にかかるほどの摩耗が生じない。

領域IIでは、摩擦面の一部に引っかき痕がみられるとともに、摩擦面から薄片が取れた跡および微小ビットがみられ、また摩耗粉には微細な酸化摩耗粉に加え、平均粒径数十 μm の薄片状金属粉が存在している(第6章)。従って、この領域は、酸化摩耗に加え、アブレシブ摩耗、凝着摩耗などの機械的摩耗が混在し、相対振幅の増加とともに次第に後者の摩耗形態が支配的となって、摩耗率(単位すべり距離あたりの摩耗量)が増加する過渡期として特徴付けられる。

領域Ⅲでは、摩擦面のほぼ全面に引っかき痕がみられ、また領域Ⅱと同様の薄片がとれた跡、微小ピットがみられる。ただし、摩擦面内には領域Ⅱでみられるような層状の摩耗粉の堆積はない(第6章)。これらのことから、領域Ⅲは、機械的摩耗が支配的な摩耗形態となるとともに、摩擦面を保護する作用をもつ摩耗粉が容易に摩擦面外に排除されてしまうため、摩耗が急増するのがその特徴である。摩耗が急増し始める臨界振幅 Δth の存在は、多くの研究者により認められており、 Δth の大きさは、広範囲の操作変数(荷重、振動数、繰返し数)および試験システム(材質、接触形態)に対して、 $10\mu\text{m}\sim 100\mu\text{m}$ の範囲にある^{8), 9), 10)}。なお、臨界振幅 Δth を定める要因については第9章で考察する。

各領域における摩擦係数を測定した結果を図8.13に示す。なお、領域Ⅲについては、比摩耗量の相対振幅依存性がみられる臨界振幅よりやや大きい振幅と、その依存性がほとんど見られない振幅の2つの場合について示してある。これから摩擦係数は、領域Ⅰではほぼ一定しているのに対し、領域ⅡおよびⅢでは数千回までの摩擦初期に激しく変動を生じることがわかる。また、その変動幅、最大の摩擦係数および定常状態における摩擦係数は、振幅が大きくなるに従って増加している。このような摩擦挙動は、第9章で詳述するように、相対振幅の変化に伴う摩擦面の接触状態の変化を通して摩耗量の振幅特性と密接に関係している。

さて、本論文では点接触形態で実験を行っているが、第4章で述べたように、点接触形態と面接触形態の接触の間にフレッチング摩耗に影響する力学的因子に類似性があることから、面接触形態の接触でも同様な

摩耗量の振幅特性が存在するものと考えられる。ただし、接触部の接線方向剛性の相違、見かけの接触面積の増加に伴う摩耗粉の排除過程の相違などにより、 Δw および Δth の大きさ自体は変わるものと考えられる。

一般の摩耗では乾燥摩擦に伴う摩耗は、すべり距離に比例することが多いことが知られている^{6, 17)}が、以上に示したようにフレッチング摩耗では振幅により摩耗特性が異なる。この点が両者の大きな相違点の一つである。

8.5 諸因子の影響

8.5.1 接触荷重の影響

図8.14に接触荷重と摩耗量の関係を、4種類の駆動源の振幅 Δa について示す。この結果から Δa が大きい場合には、摩耗量は荷重とともに単調に増加するが、それが小さくなると、荷重の増加は摩耗をかえって減少させることがわかる。これは、荷重の増加が摩擦力を増大させ、摩耗に直接関与するすべり振幅を低下させるためである。図中、摩耗量にピークがみられるが、これは荷重の増加が摩耗量を増大させる一方、すべり振幅を低下し摩耗を抑制させる相反する二つの作用を持つために生じた現象である。このような複合効果は、試験システムの接線方向剛性により異なる。図8.14では、 Δa が小さいところでこの複合効果が顕著に現われている。接線方向剛性を本試験システムよりも小さくとした場合、複合効果はより小さな振幅 Δa で顕著となるものと考えられる。合成コンプライアンスが0の試験システムを用いれば複合効果を除くこと

ができるが、そのような試験システムは実際には実現できない。しかし、摩耗量を Δa の代わりに相対振幅 Δre で整理すれば、合成コンプライアンスが 0 の試験システムと同じデータが得られるはずである。

図 8.14 を、荷重をパラメータにして相対振幅 Δre と摩耗量の関係に整理しなおし、相対振幅 40, 80, 120 μm における外挿値を求めてその影響をみた。その結果を図 8.15 に示す。これより、相対振幅をパラメータにとると、多くの報告が示している^{8-11), 8-13), 8-18), 8-19)} ように、摩耗量は荷重にほぼ比例する。

前説で述べた領域 I, II および III の振幅に分けて摩擦面を観察すると、摩擦面は荷重によらず、第 6 章で述べたと同様な状態となっており (図 6.2, 6.13, 6.14), 荷重による損傷形態の変化はみられない。

実際の機械や構造物においても、振動を受ける接触部は合成コンプライアンスに相違はあっても、本試験システムと同様な状態となっているのが普通である。特に、継手、圧入部など本来相対運動を拘束することを目的とした接触面では、第 4 章で示したように、荷重 (面圧) を増加させることによって接触面間のマイクロスリップを抑えることができるため (図 4.23), 面圧を増加させる方法がフレッチング摩耗防止対策の一つに上げられている^{8-11), 8-20), 8-21), 8-22)}。

フレッチング摩耗の荷重特性は、相対振幅をパラメータにとれば一般の摩耗の通説⁸⁻²³⁾と同様、摩耗量は荷重に比例する。

8.5.2 繰返し数の影響

図8.16(a)~(c)に、摩耗に及ぼす繰返し数の影響を示す。これより振幅によらず、摩耗率は初期に高く、繰返し数の増加とともにしだいに減少し、ある繰返し数以上ではほぼ一定となる傾向を示す。すなわち、初期摩耗と定常摩耗が存在している。ただし、初期摩耗から定常摩耗への移行時期は、相対振幅および相対湿度の影響を受け、相対振幅が大きい程、また相対湿度が低い方がその移行時期が遅くなっている。このような挙動は、鋼の大気中でのフレッチング摩耗では、接触形態を問わず、多くの研究者により認められている^{8.8), 8.12), 8.13), 8.18), 8.24)~8.25)}。

初期摩耗から定常摩耗への遷移現象が生じる要因としては、二つのことが考えられる。一つは、第8章で述べたように、摩擦面間へ酸化摩耗粉が堆積してそれが摩擦面間の緊密な接触を妨げて摩耗率を低下させる作用である。図8.16の低湿度(36%RH)中では、相対振幅が大きい程この遷移が生じる時期は遅くなっているが、これは第5章および6章で述べたように、振幅が大きい程摩耗粉が排除されやすく、摩耗粉の堆積に多くの繰返し数を要するためと考えられる。若干の研究者は、振幅 $300 \sim 425 \mu\text{m}^{8.10)}$ と $500 \mu\text{m}^{8.27)}$ での実験条件を用い、摩耗量と繰返し数の間に原点を通る直線関係を得ているが、この例外的なデータも、相対振幅が大きいために摩耗粉が堆積しにくいことから説明づけられる。従って、フレッチング摩耗の進行過程は摩耗粉の排除に影響するあらゆる因子、たとえば試験片の形状、雰囲気などにも強く影響されるものと考えられる^{8.28)}。

考え得るもう一つの要因として、フレッチング作用の繰り返しで、摩擦面の酸化物被覆率が增大する⁸⁻²⁸⁾ことによる金属間接触の減少があげられる。図8.16(c)において、高湿度(80%RH)中では低湿度中よりも早期(10⁵サイクル付近)に明瞭な遷移が認められる。このときの摩擦面間には、第6章で述べたように、ブランクレプリカ法で捕捉できる程度の力で付着している摩耗粉はほとんどみられない。従って、酸化摩耗粉の堆積のみから遷移現象を説明することはできない。一般の大気腐食では、Feの腐食速度が相対湿度60%以上で急増する⁸⁻²⁹⁾ことが知られているが、フレッチング摩耗においても、相対湿度の増加が摩擦面の酸化速度を加速し、金属間接触の比率を低下させると考えるのは妥当であろう。なお、一方向すべりの鋼の腐食摩耗においても、酸化速度が遷移現象に強く関与していることがわかっている⁸⁻³⁰⁾。

以上の考察から、初期摩耗から定状摩耗への遷移現象が生じる要因としては、フレッチング作用の繰り返しによる摩擦面間への酸化摩耗粉の堆積と摩擦面の酸化物被覆率の増加の2つが考えられる。これらはいずれも金属間接触を減少させる作用を持っている。

一般の摩耗においても、酸化摩耗粉が発生する条件下、あるいは腐食摩耗が主要なメカニズムとなる条件下では、初期摩耗から定状摩耗への遷移現象がみられるのが一般的であり⁸⁻³¹⁾、この点ではフレッチング摩耗も一般の摩耗と類似している。

8.5.3 湿度の影響

図8.17に、相対湿度と摩耗量の関係を示す。この結果は、過去多くの研究が認めているように^{8-271, 8-282) ~ 8-301)}、摩耗量がピークをとる湿度が存在することを示している。鋼の大気腐食では、相対湿度60%以上で腐食速度が急増する⁸⁻²⁹⁹⁾といわれているが、摩耗量はその湿度の範囲で低い。曾田らは、この現象を湿度の増加による腐食摩耗の増大と潤滑作用による機械的摩耗の減少の総合効果⁸⁻²⁷¹⁾による結果としている。

図8.17には、蒸留水中の結果(図中の●)も示してあるが、腐食摩耗が最も増大する条件で摩耗量は非常に小さい。この結果は、増湿による腐食摩耗の増加よりも機械的摩耗の減少効果の方が大きいことを意味している。湿度の影響に関しては次節でさらに検討する。

8.6 硬さおよび雰囲気の影響

8.6.1 硬さと摩擦係数の関係

摩耗試験に先立ち、硬さにより摩擦係数がどのように変化するかを調べてみた。フレッチングにおける摩擦係数を、第8章においては摩擦面に介在する摩耗粉の作用を調べる目的で、また本章8.3節、8.4節ではそれぞれ試験機の剛性との関係および相対振幅との関係で求めたが、ここでは材料の硬さにより、摩擦面間の相互干渉の激しさの目安となる摩擦係数がどのように変化するかを雰囲気を変えて調べた。図8.18に摩擦係数の経時変化の例を示す。この結果から摩擦係数の挙動は、材料の硬さにより異なること、また湿度の影響を大きく受け、繰返し数を増す

に従って高湿度による摩擦低減効果が顕著となることがわかる。このような結果をもとに、 2×10^4 サイクル後における摩擦係数を平板の硬さに対して整理してみた。無潤滑における結果を図8.19(a), (b)に、潤滑下における結果を図8.20(a), (b)に示す。

無潤滑では、硬さの影響は相対振幅、湿度により異なる。すなわち、小振幅 ($\Delta re = 34 \mu m$) では、硬さの影響はわずかであるのに対し、大振幅 ($\Delta re = 140 \mu m$) では低湿度の場合、摩擦係数は硬さとともに増加する傾向を示し、高湿度では400℃で焼もどしを施したHV480材で最小となっている。また、増湿による潤滑効果が現われている。相対振幅による挙動の差異は、次のように説明できる。小振幅において硬さの影響が顕著でないのは、摩擦面間に摩擦粉が堆積しやすく、母材同士の直接接触の比率が小さいために、摩擦粉相互のすべりが摩擦係数を支配しているためと考えられる。なお、第6章で述べたように鋼の酸化物はHV500程度の硬さであり、酸化した摩擦粉は母材によらずこれと同程度の硬さをもっているものと考えられる。逆に、大振幅ではその比率が大きくなるため、母材の硬さの影響が現われやすくなるものと推定される。いずれにしても、無潤滑下における硬さと摩擦係数との間の関係が他の因子によって左右されるというこの実験結果は、フレッチング摩擦のメカニズムには硬さという機械的性質だけでなく、材料の組織と雰囲気との相互作用が関与していることを示唆している。

一方、潤滑下では摩擦係数は相対振幅によらず、硬さの増加とともに低下する傾向を示し、その影響は大振幅 ($\Delta re = 158 \mu m$) で顕著に現わ

れている。

8.6.2 摩耗に及ぼす硬さの影響

i) 大気中無潤滑における硬さの影響

図8.21および図8.22(a),(b)に、無潤滑における結果を示す。なお、これらの結果は、同一条件の3～4回の実験の平均値をとったものである。小振幅では(図8.21)、硬さの影響は湿度によらず、400℃で焼もどしを施したHV480材でピークをとる傾向がみられるものの、それほど顕著ではない。なお、この実験条件では摩耗痕直径 $2a$ は最大でも0.62mmであり、触針式粗さ計による摩耗痕深さ d の正確な測定が困難なため、式(8.3)により全摩耗量のみを求めた。

大振幅、低湿度中においても(図8.22(a))、平板側摩耗量はHV480材でピークをとる。一方、相手の球側摩耗量は平板の硬さが低下するに従って小さくなっている。全摩耗量は平板側の摩耗量の傾向と類似している。高湿度中(同図(b))でも、平板側の摩耗量には低湿度中のそれと同様の傾向がみられる。球側摩耗量は、平板の硬さが低下するに従って小さくなるものの、HV260材との摩擦ではかえって増大している。HV260材との接触を除けば、大振幅の場合にも硬さの影響は湿度によらず定性的に似ている。そして、全体的に高湿度中の方が摩耗量が少なくなっている。

これらの結果は、硬さと摩耗量の間に関係がないことを示している。一方、第6章で述べた酸化物被覆率(図6.16)と摩耗量の間にはよい相

関がみられ、酸化物被覆率が小さいところで摩耗量は大きくなっている。この結果は大気中無潤滑における鋼のフレッチング摩耗では、硬さそのものよりも焼きもどしに伴う酸化し易さ、および酸化物の移着しやすさの相違が、摩耗に大きな影響を及ぼすことを意味している。

図8.22(b)の、大振幅、高湿度中の球側の摩耗に特異な挙動が認められた。これは、第6章で述べたように、平板側には摺動痕がほとんど見られない黒色の酸化物が存在し、一方、球側の摩擦面は平板よりはるかに高い硬さをもつにも関わらず激しい摺動痕が認められることから、黒色の酸化物の影響が考えられる。すなわち、この酸化物は壺場・岩湖が指摘しているように相手面を引っかくと同時にそれを生じた面自身に対しては保護作用をもつものと考えられる^{8) 5)}。なお、この酸化物は摩擦面に生成したものか、摩耗粉の移着によるものかは確認していない。図8.22(b)の低摩耗を示す球側は、ほぼ全面がこの物質で覆われている。

図8.23は摩耗痕を触針式粗さ計により、振動方向と直角な方向にトレースした結果である。高湿度中では材質にもよるが痕内は粗れており、一方、低湿度中ではなめらかに摩耗が進んでいる。

ii) アルゴンガス中における硬さの影響

この実験は、試験片取付部付近をビニールでシールし、十分にガス交換した後、空気が流入しないように約200 Paの内圧をかけた状態で行った。図8.24(a), (b)にその結果を示す。アルゴンガス中における硬さの影響は、大気中と異なり、平板の摩耗量は硬さの増加とともに単調に減少していて、摩耗量と硬さの間により相関がみられる。この結果は、

摩擦面および摩耗粉の酸化を抑止すれば、硬さおよびその変化に伴う材料強度的側面が摩耗に強く影響することを示している。

iii) 潤滑下における硬さの影響

図8.25(a), (b)に潤滑下における結果を示す。鉱油潤滑下における硬さの影響は、アルゴンガス中における結果と良く似ており、摩耗量は硬さの増加とともに減少している。これは、潤滑油の存在により摩耗粉が摩擦面外に排出されやすくなること、また潤滑油がメニスカスを作って摩擦面への酸素の侵入を抑えて酸化を抑制することなどにより、材料強度的側面の影響が摩耗に顕著に現われるためと考えられる。第6章において鉱油潤滑下の摩擦面を観察した(図6.15)が、そこには硬さによる損傷の相違が明確に現われ、HV260材のほうがHV766材に比べて激しい塑性流動を生じている。また、無潤滑でみられるような酸化物の堆積は認められない。これらの観察結果は、図8.25の結果を良く説明している。なお、同図においてHV480以上で硬さの影響が緩慢になる現象については後述する。

アルゴンガス中及び鉱油潤滑下の結果を考慮すると、大気中無潤滑において硬さと摩耗量の間に関係がみられないのは、焼きもどしにともなう鋼の組織の変化が、フレッチング摩耗の化学的過程に強く影響してくるためと考えられる。また、平板の400℃焼きもどし材で摩耗量が最大となるのは、保護的作用をもつ摩耗粉の再移着が生じにくくなることなどがその主因と推定される。いずれにしても、大気中のような酸化性雰囲気においては、熱処理硬さの材料強度的側面よりも化学的側面の方が

摩耗に支配的役割を果たすため、硬さと摩耗量の間に相関がみられなくなるものと考えられる。この点についてはさらに第9章で考察する。

8.6.3 摩擦面の硬さ

図8.26(a),(b)に、無潤滑における摩擦面の硬さを示す。なお、この測定に用いた押し込み荷重は0.49Nであり、圧子の侵入深さは1.4~2.7 μm である。この結果から、小振幅では母材の硬さが高いところで硬さの低下がみられ、一方、大振幅では顕著な変化は生じていない。摩擦面の硬さを変化させる要因としては、(i)摩擦面の温度上昇に伴う焼きもどし効果、(ii)加工効果、(iii)酸化膜あるいは酸化摩耗粉の再移着による変化等が考えられるが、これについても第9章で検討する。

図8.27(a),(b)に、潤滑下における結果を示す。潤滑下の摩擦面の硬さは、ばらつきはあるものの上昇している。母材の硬さがHV480以上では、HV800以上となっている部分が存在する。図8.25の摩耗試験結果は、この摩擦面の硬さとよく対応している。

摩耗痕部をわずかに羽布研磨した後、5%ピクリン酸溶液でエッチングすると、図8.28に一例を示すように、潤滑下におけるHV360以上の材料の摩擦面には、腐食されない変質層の発生が認められる。図8.27で見られる潤滑下の摩擦面の硬さの上昇は、このような摩耗変質層の一種である白色層^{5, 6)}の生成により、生じたものと考えられる。なお、無潤滑では摩擦面のほぼ全面が腐食され、このような白色層の生成は認められない。

8.7 小結

フレッチング摩耗における摩耗量の諸特性を、振幅、接触荷重、繰返し数、熱処理による硬さおよび湿度を変えて調べた。その結果をまとめると、以下のようなになる。

[I] 試験機の剛性と摩擦挙動に関するまとめ

- (1) 相对振幅は、試験機の接線方向剛性、接触荷重の影響を受ける。
- (2) 摩擦力-変位曲線を求めることにより、巨視的すべりを生じ始める振幅、1 サイクル当たりのエネルギー損失を求めることができる。

[II] 摩耗量の振幅特性に関するまとめ

- (1) 摩耗量の振幅特性は、次の3つの領域Ⅰ、Ⅱ、およびⅢに分けることができる。
- (2) 領域Ⅰは、摩耗がほとんど生じない領域で、その上限の振幅は巨視的すべりの生じる振幅にほぼ等しい。酸化摩耗が支配的な領域で、摩耗粉は摩擦面外にほとんど排出されないのがその特徴である。
- (3) 領域Ⅱは、摩耗量が相对振幅とともに加速されながら増加する領域で、酸化摩耗に加え、機械的摩耗が混在する。領域Ⅰから領域Ⅲへの過渡期として位置づけられる。
- (4) 領域Ⅲは、機械的摩耗が支配的となり、摩耗粉が容易に排除されて、摩耗量が直線的に急増する領域である。この領域の下限の振幅が臨界振幅となる。

〔Ⅲ〕接触荷重の影響に関するまとめ

- (1) 接触荷重の増加は摩擦力を増大させるため、試験システムの接線方向剛性に応じてすべり振幅を減少させる。このため、駆動源の振幅が小さい場合には、両者の複合効果が顕著に現われる。
- (2) 接触要素間の相対振幅をパラメータにとると、一般の摩擦の通説と同様、摩耗量は接触荷重にほぼ比例する。

〔Ⅳ〕繰返し数の影響に関するまとめ

- (1) 繰返し数の増加により、摩耗率はしだいに低下し、その後ほぼ一定となる。
- (2) この遷移現象は振幅、湿度の影響を強く受ける。

〔Ⅴ〕熱処理による硬さの影響に関するまとめ

- (1) 鋼の熱処理による硬さの影響は、雰囲気により異なる。
- (2) 大気中、無潤滑では、その硬さと摩耗量の間に関連はなく、摩耗量のピークは、焼きもどしによる中間組織からなる接触要素に生じる。相手の HV766材の摩耗は、相手材の硬さが低下するに従って減少するが、高湿度中では黒色摩耗粉の作用によりかえって増加することがある。
- (3) 酸化物被覆率と摩耗量の間には良い相関がある。
- (4) アルゴンガス中、鉱油潤滑下では、摩耗量は硬さと良い相関があり、硬さの増加とともに減少する。

〔Ⅵ〕湿度の影響に関するまとめ

- (1) 摩耗量がピークをとる湿度が存在する。これは、湿度が潤滑性と

腐食性の二つの面から影響するためである。

(2) 増湿による腐食摩耗の増加よりも、機械的摩耗の減少効果の方が大きい。

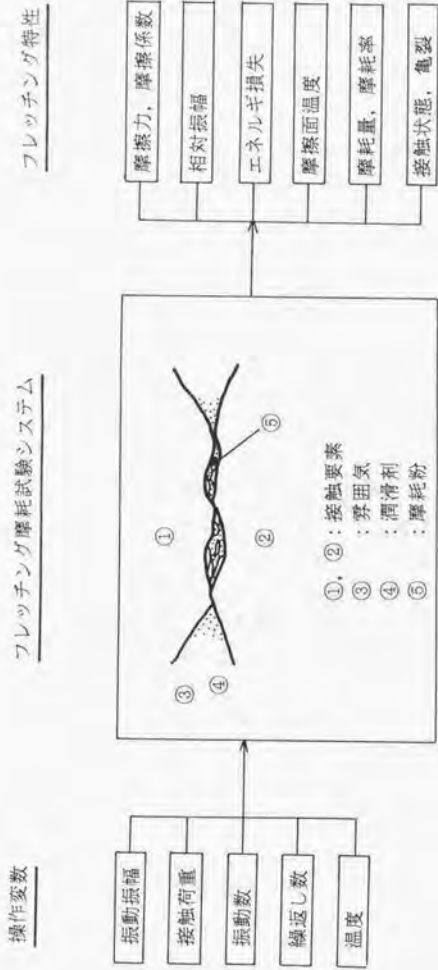


図8. 1 フレッチング摩耗試験システムに対する操作変数と特性

表8.1 軸受鋼の化学成分

化学成分 wt%						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.95 ~1.10	0.15 ~0.35	0.50 以下	0.025 以下	0.025 以下	1.30 ~1.60	0.08 以下

表8.2 上試験片熱処理条件と硬さ

焼入れ	焼もどし	硬さ (50gf)
840℃ 1 h 加熱後 油冷却	150℃	HV766
	300℃	HV550
	400℃	HV480
	500℃	HV360
	640℃	HV260

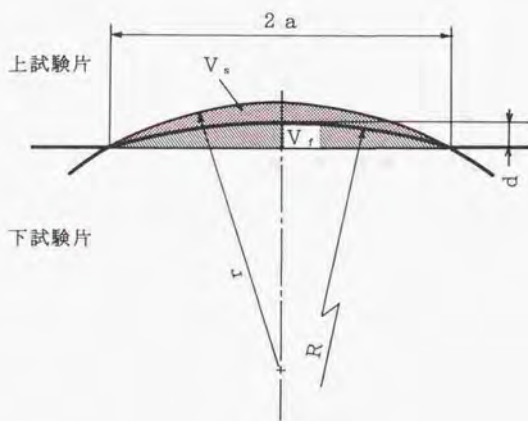


図8.2 摩耗痕の形状と摩耗体積

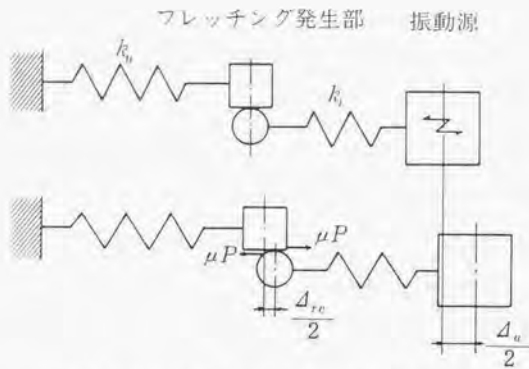


図8.3 フレッチング発生部を支持するばね系

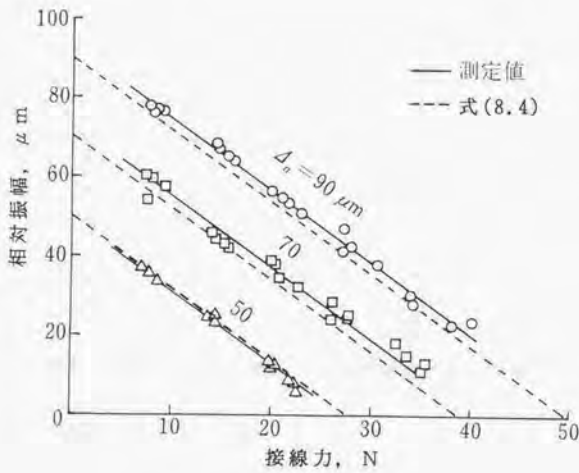


図8.4 式(8.4)の検討

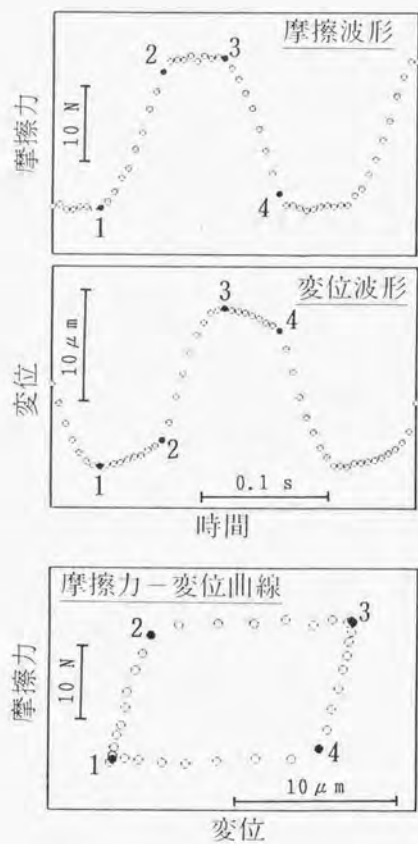


図8.5 摩擦力，変位波形および摩擦力-変位曲線の例

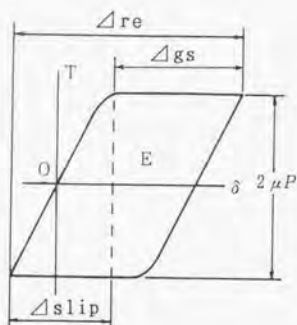


図8.6 摩擦力-変位曲線から定まる μ , Δre , $\Delta slip$

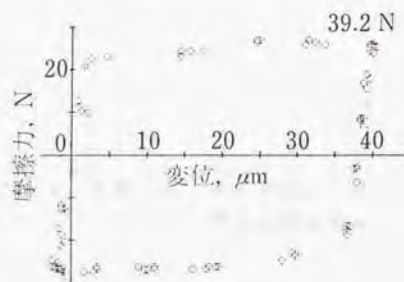
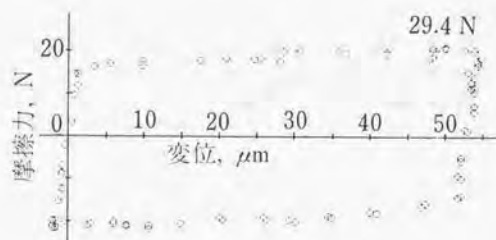
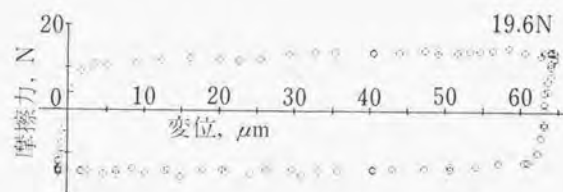


図8.7 摩擦力-変位曲線に対する荷重の影響 ($\Delta a = 90 \mu m$, 10^5 サイクル)

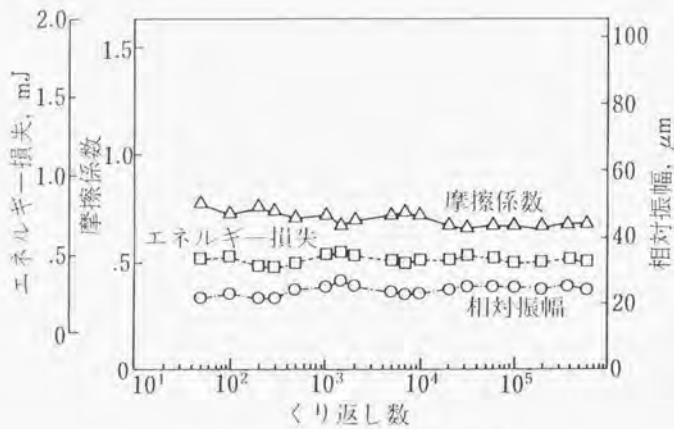
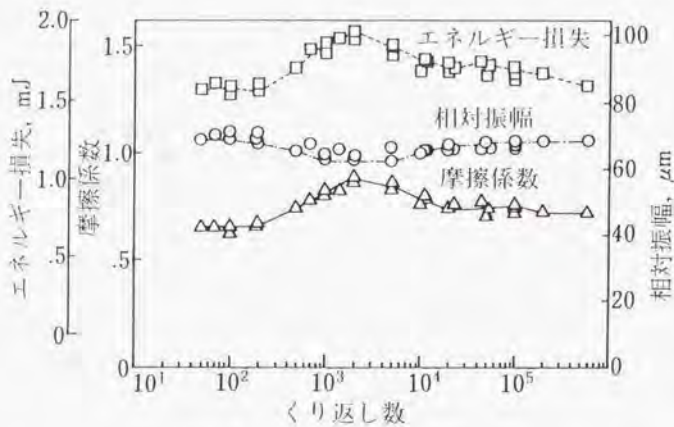
(a) $P = 19.6 \text{ N}$, $\Delta a = 50 \mu\text{m}$ (b) $P = 19.6 \text{ N}$, $\Delta a = 90 \mu\text{m}$

図8.8 摩擦係数, 相対振幅, 1サイクル当たりのエネルギー損失の経時変化

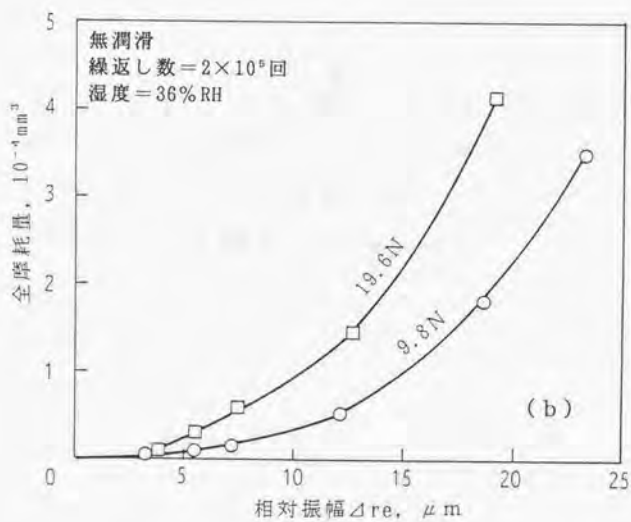
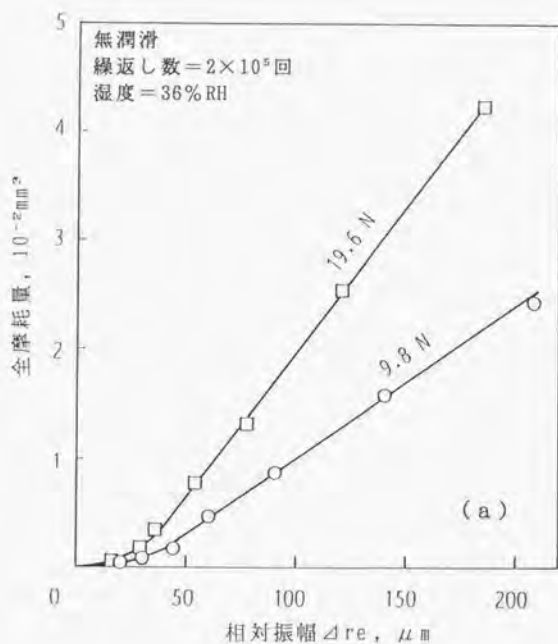


図8.9 摩耗に及ぼす振幅の影響

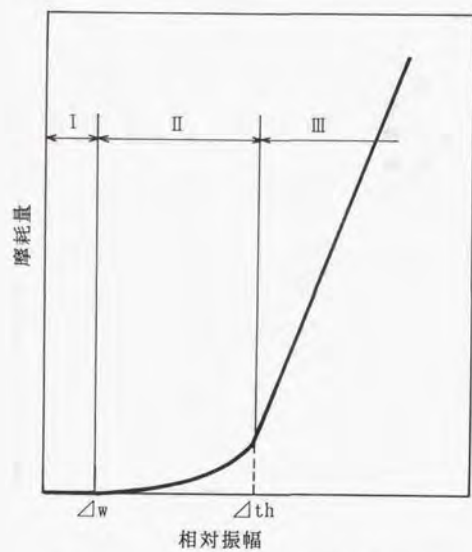


図8.10 摩擦量の振幅特性と3領域

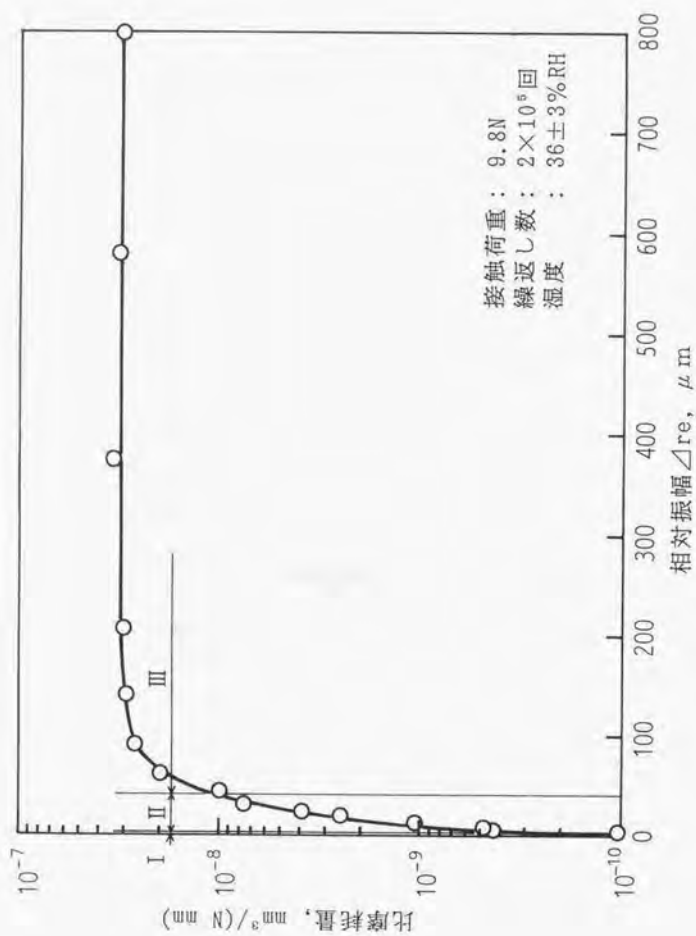


図 8.11 比摩擦耗量の振幅特性

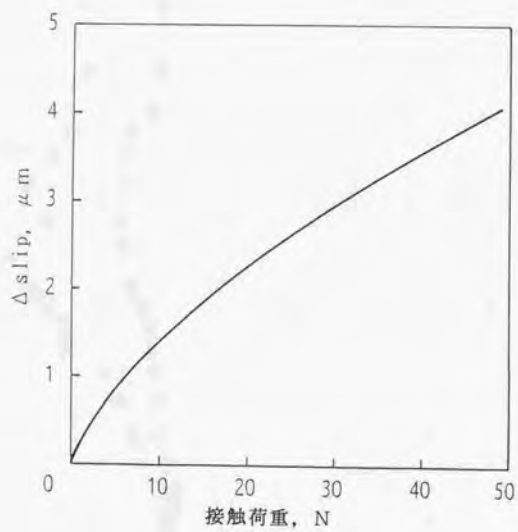


図8.12 巨視的すべりを生じる振幅

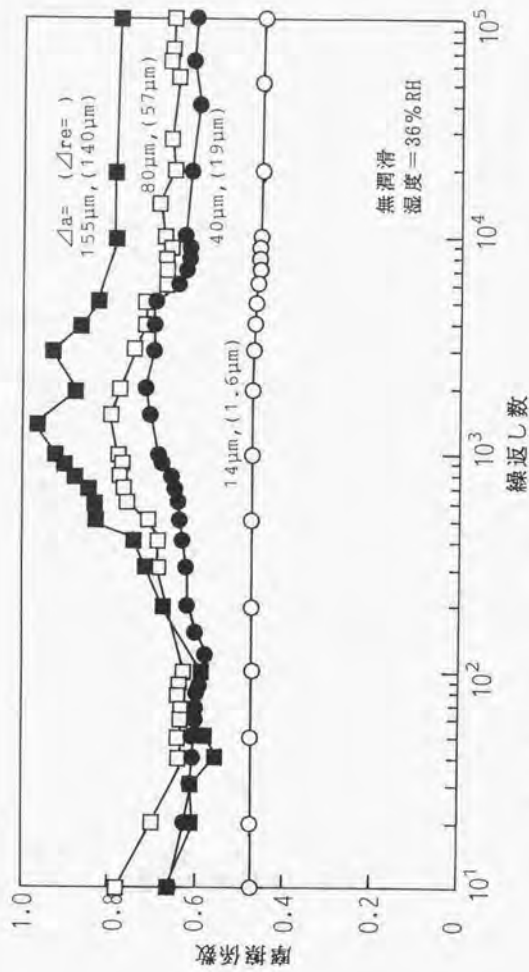


図8.13 摩擦係数に及ぼす振幅の影響
(接触荷重: 19.6N, $\Delta a = 155 \mu\text{m}$ の場合は9.8N)

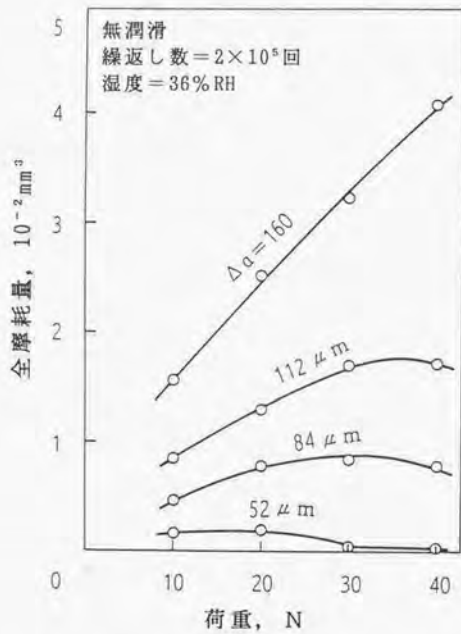


図8.14 Δa をパラメータとしたときの荷重と摩耗量の関係

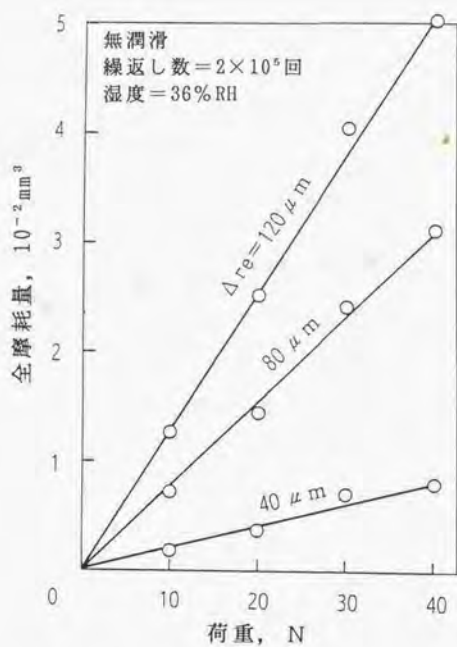


図8.15 Δre をパラメータとしたときの荷重と摩耗量の関係

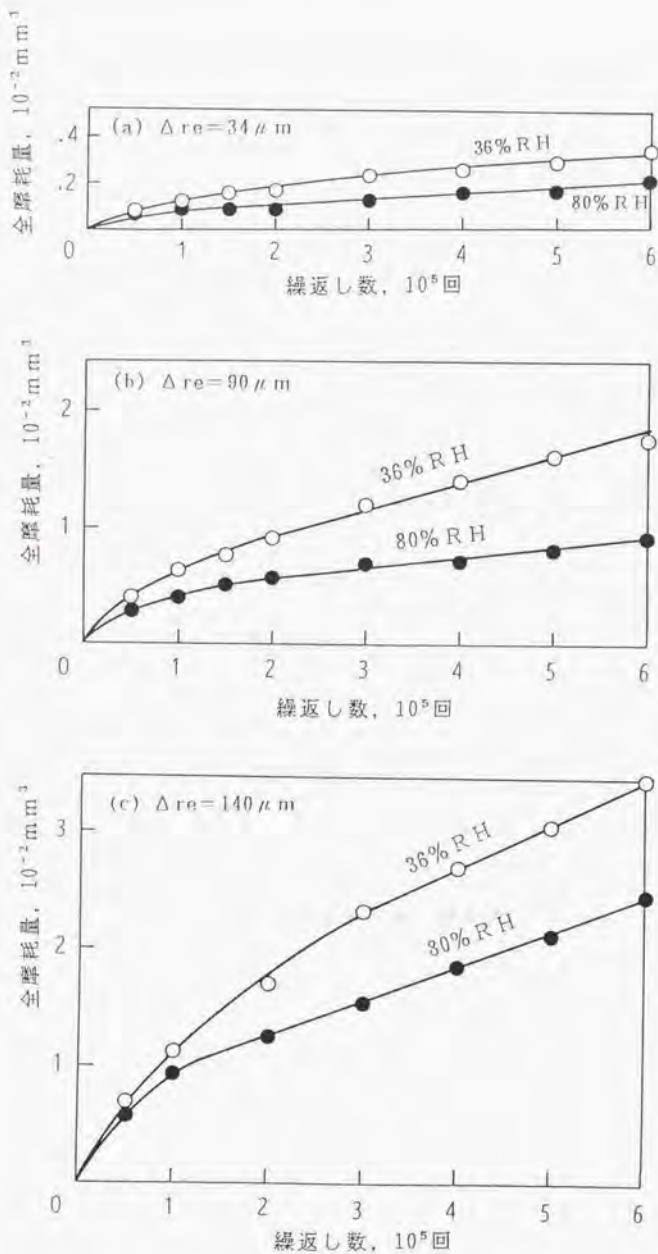


図8.16 摩耗に及ぼす繰返し数の影響
(荷重=9.8N, 無潤滑)

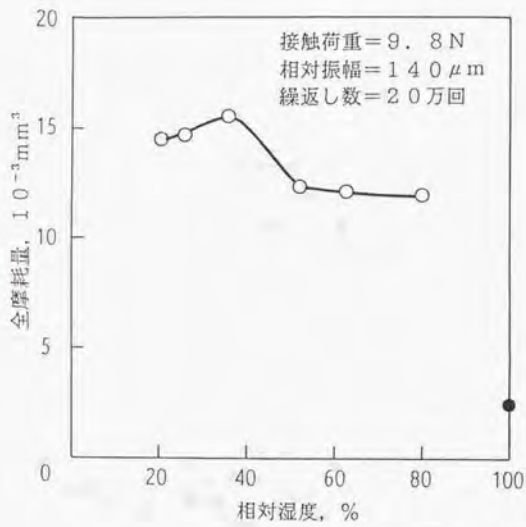
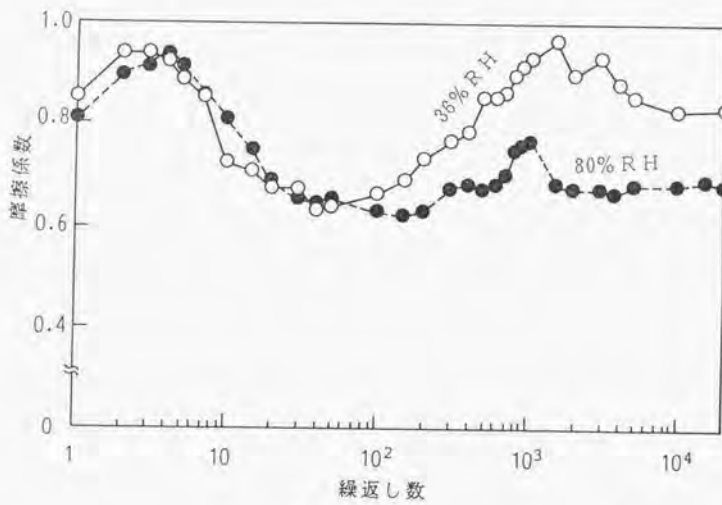
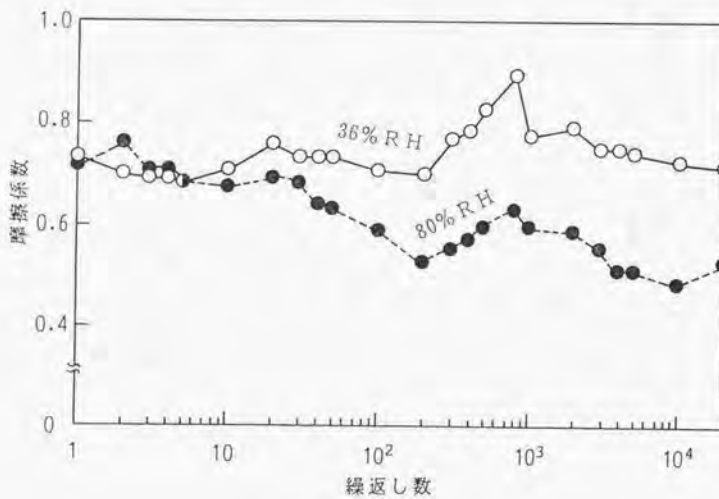


図8.17 湿度と摩耗量の関係



(a) HV766材



(b) HV480材

図8.18 摩擦係数の経時変化の例

(荷重=9.8N, 相対振幅=140 μ m, 無潤滑)

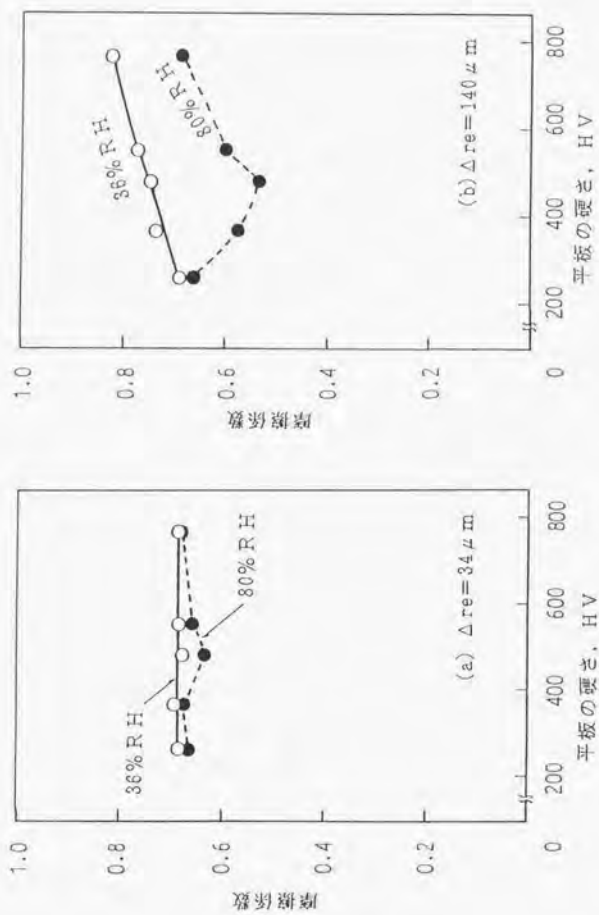


図8.19 無潤滑における平板の硬さと摩擦係数の関係
(荷重=9.8N, 無潤滑)

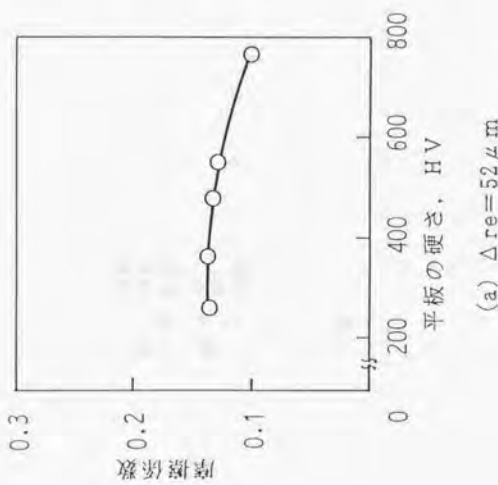
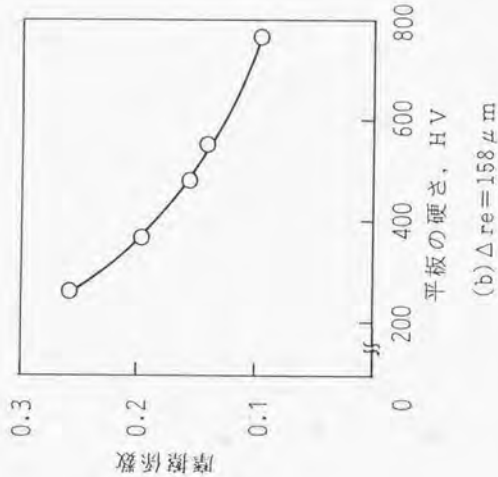


図8.20 潤滑下の平板の硬さと摩擦係数の関係
(荷重=9.8N)

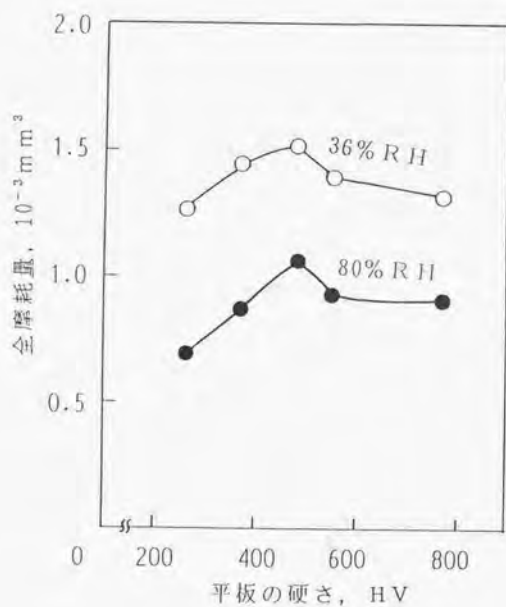
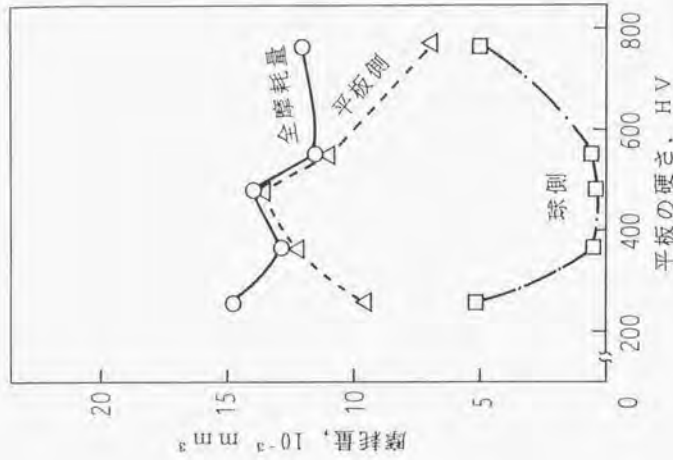
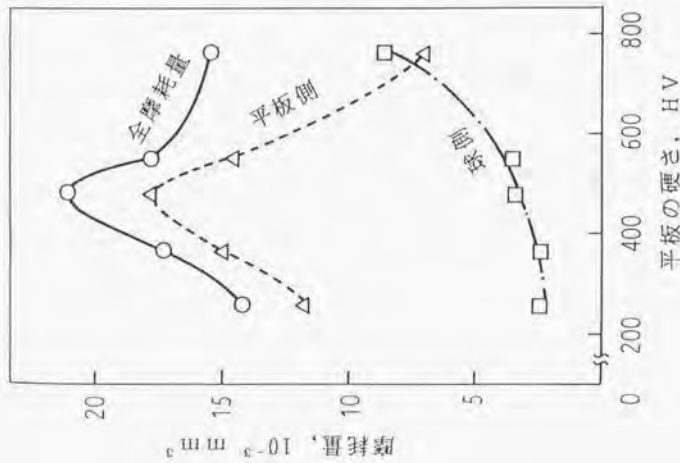


図8.21 無潤滑, 小振幅における平板の硬さと摩耗量の関係

(荷重=9.8N, 相対振幅=34 μm ,
繰返し数=2 $\times 10^5$ 回)



(a) 湿度36%RH



(b) 湿度80%RH

図8.22 無潤滑、大振幅における平板の硬さと摩耗量の関係
 (荷重=9.8N, 相対振幅=140 μ m, 繰返し数=2 \times 10⁵回)

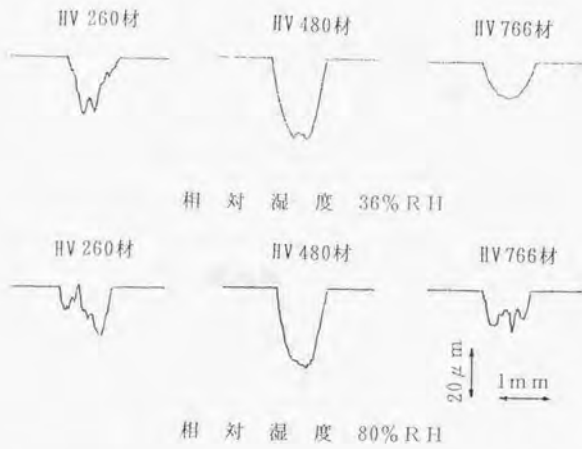


図8.23 摩耗痕の形状 (トレースはフレッチング方向と直角方向)
 (荷重=9.8N, 相対振幅=140 μm , 繰返し数=2 \times 10⁵回)

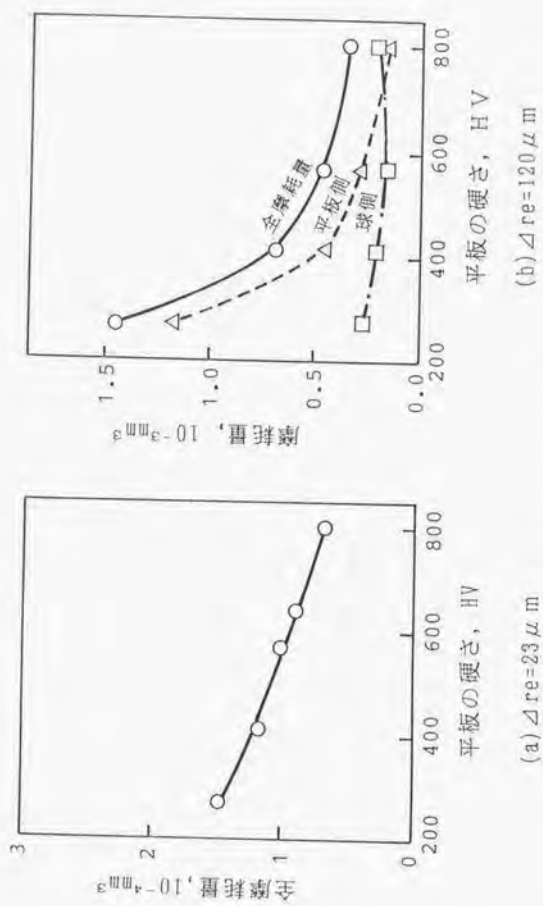


図 8.24 アルゴンガス中における硬さの影響
(荷重=9.8N, 繰返し数=10⁵回)

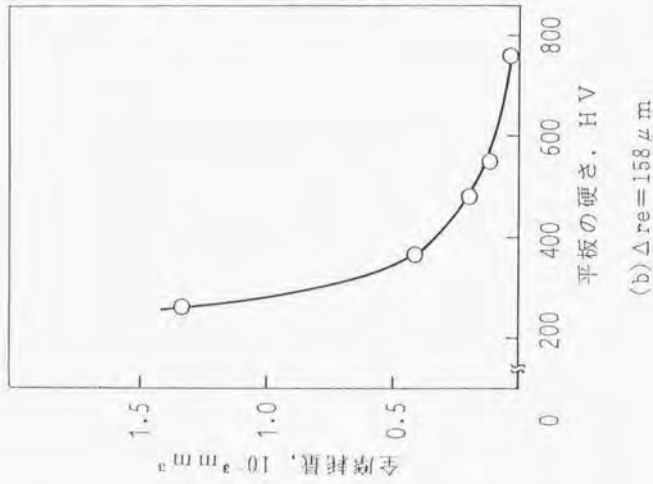
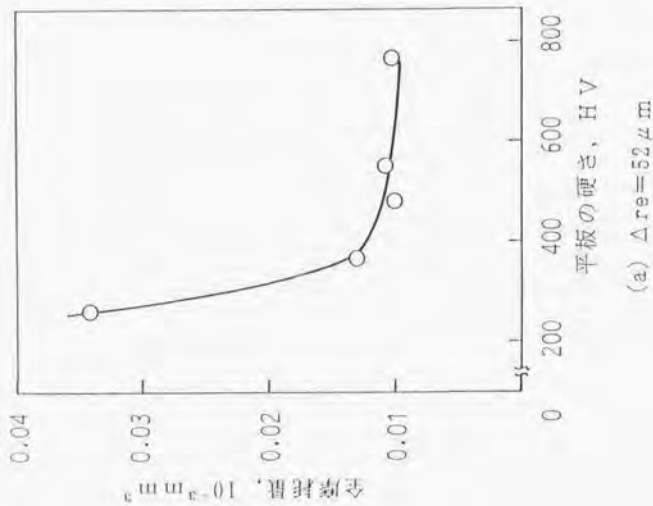


図8.25 潤滑下における平板の硬さと摩耗量の関係
(荷重=9.8N, 繰返し数=2×10⁵回)

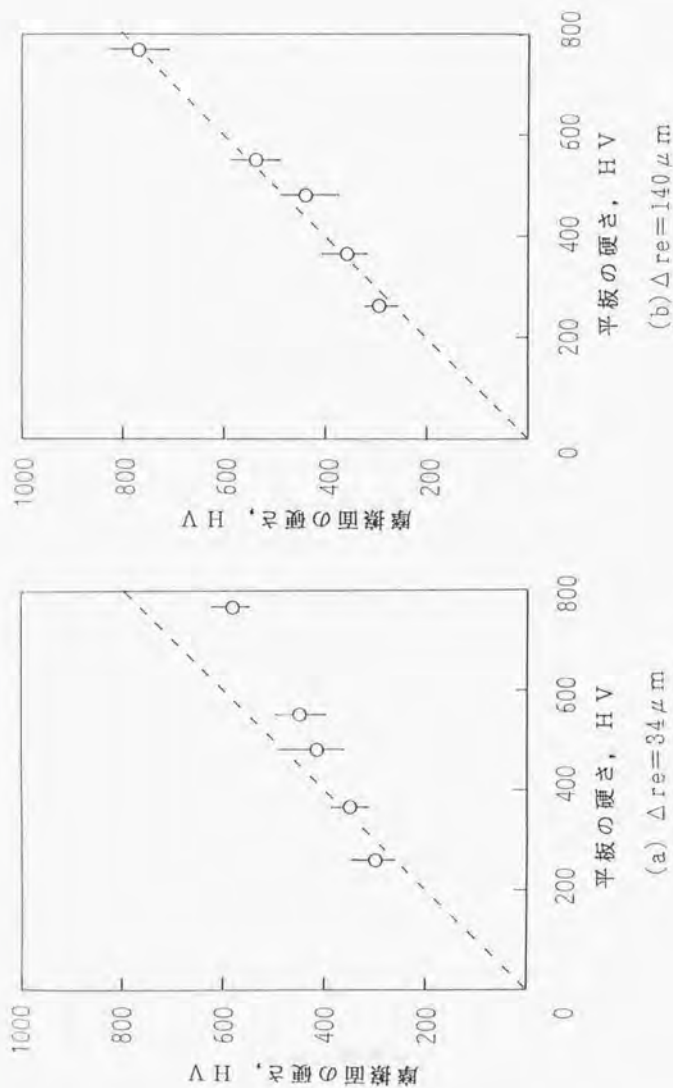


図8.26 無潤滑における摩擦面の硬さ

(荷重=9.8N, 繰返し数= 2×10^5 回, 湿度=36%RH)

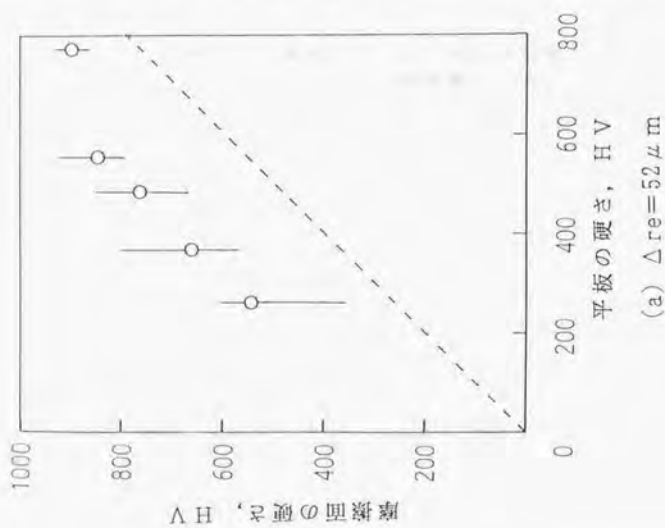
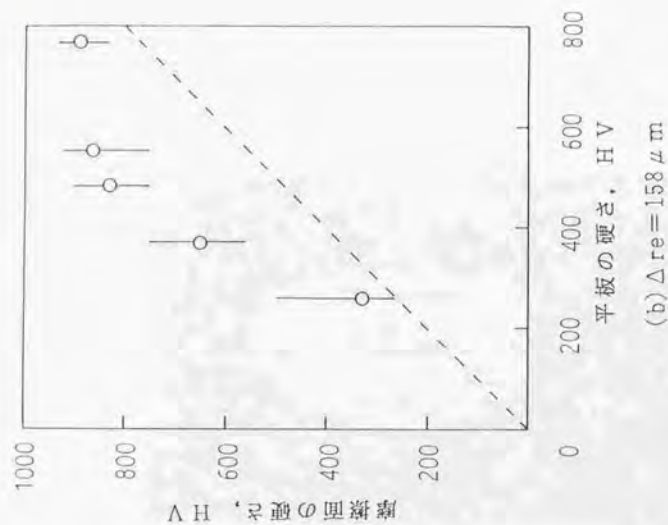


図 8.27 潤滑下の摩擦面の硬さ
(荷重=9.8N, 繰返し数=2×10⁵回)

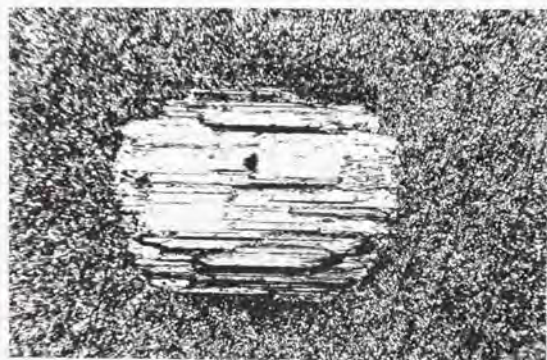


図8.28 潤滑下で生じた摩耗変質層
(5%ピクリン酸溶液にて30s
エッチング, $r_{re}=52\mu m$, HV480材)

第8章 引用文献

- 8.1) R. B. Waterhouse 著 (佐藤準一訳) : フレッチング損傷とその防止法, 養賢堂 (1984) 106, 119.
- 8.2) H. Czichos 著 (桜井俊男訳) : トライボロジー, 講談社サイエンスイフィク (1980) 198.
- 8.3) 志摩政幸 : 潤滑, 34, 5 (1989) 364.
- 8.4) 笹田 直 : 潤滑, 4, 3 (1959) 127.
- 8.5) 萱場孝雄・岩渕 明 : 潤滑, 24, 9 (1979) 598.
- 8.6) 志摩政幸 : 高機能性無機材料の先端的技術開発の現状と将来, (1987) 101.
- 8.7) R. D. Mindlin : J. Appl. Mech., 16 (1949) 259.
- 8.8) J. S. Halliday & W. Hirst : Proc. Roy. Soc. Lond., Ser. A, 236 (1956) 411.
- 8.9) F. E. Reed & J. F. Batter : Trans. Am. Soc. Lubric. Engrs., 2 (1960) 159.
- 8.10) J. S. Halliday : Proc. Conf. on lubrication and Wear, I. M. E., Lond. (1957) 640.
- 8.11) L. Toth : Wear, 20 (1972) 277.
- 8.12) N. Ohmae & T. Tsukizoe : Wear, 27 (1974) 281.
- 8.13) 萱場孝雄・岩渕 明 : 日本機械学会論文集 (第3部), 44, 378 (1978) 692.
- 8.14) M. J. Lewis and P. B. Didsbury, cited in R. B. Waterhouse :

- Treatise Mater. Sci. Technol.,13(1979)267.
- 8.15) H.Goto, M. Ashida & K. Endo:Wear,116(1987)141.
- 8.16) D. Aldham, J. Warburton & R. E. Pendlebury:Wear,106(1985)177.
- 8.17) 木村好次・岡部平八郎：トライボロジー概論，養賢堂(1988)182.
- 8.18) I-Ming Feng & H. H. Uhlig:J. Appl. Mech.,21(1954)395.
- 8.19) K. H. R. Wright:Proc. Instn. Mech. Engrs.,1B(1952-3)556.
- 8.18) C. Colombie, Y. Berthier, A. Floquet, L. Vincent & M. Godet:
Trans. ASME,106(1984)194.
- 8.20) 日本潤滑学会編：潤滑ハンドブック，養賢堂(1980)87.
- 8.21) 佐藤準一：金属，6(1984)35.
- 8.22) E. Rabinowicz:Friction and Wear of Materials, John Wiley
and Sons, (1964)118.
- 8.23) J. F. Archard:J. Appl. Phys.,24,8(1953)981.
- 8.24) I-Ming Feng & B. G. Rightmire:Proc. Instn. Mech. Engrs.,
170(1956)1055.
- 8.25) 築添 正・大前伸夫：精密機械，38,12(1972)1024.
- 8.26) R. E. Pendlebury:Wear,125(1988)3.
- 8.27) 曾田範宗・青木 朗：日本機械学会論文集（第4部），25,158
(1959)995.
- 8.28) 大前伸夫・築添 正：精密機械，39,2(1973)219.
- 8.29) 伊藤伍郎：腐食科学と防食技術，コロナ社(1969)158,341.
- 8.30) 後藤穂積・芦田 実：日本潤滑学会 第33期全国大会研究発表

会予稿集(1988)465.

8.31) 遠藤吉郎:表面工学, 養賢堂(1976)92.

8.32) D. Godfrey: Lubr. Eng., 12, 1(1956)37.

8.33) R. C. Bill: NASA Rep. TM-78972(1978)

8.34) H. Goto & D. H. Buckley: NASA Rep. TP-2403(1984).

8.35) H. Goto & D. H. Buckley: Tribol. Int., 18, 4(1985)237.

8.36) 木川武彦: 潤滑, 32, 10(1987)748.

付録

フレッチングにおける摩擦面温度

摩擦面温度は、表面の酸化速度、材料の組織および機械的性質の変化に大きく影響すると考えられ、フレッチング摩耗機構を検討するにはこの因子を把握する必要がある。

本論文では、主に鋼同士のフレッチング摩耗を対象としているが、この組み合わせにおける摩擦面（界面）の温度を直接測定することは困難である。そこで、熱電対の材料としてしばしば用いられている銅とコンスタンタンの組み合わせでフレッチング試験を行い、その摩擦面温度の測定結果から鋼同士の場合の摩擦面温度を推定した。以下、この結果の概要を述べる。

摩擦面温度測定法

接触要素として、直径0.65mmの銅線およびコンスタンタン線を用いた。この組み合わせを選んだのは、熱起電力の感度が比較的良いこと¹⁾、および予備試験からフレッチング前後の接触抵抗の変化が無視し得る事などによる。これらの素線をU溝を付けたエポキシ板（15×15×5t）に、板表面から約0.2mmの高さの突起となるように接着した後、コンスタンタン線（固定側）と銅線（駆動側）を交差円筒状に接触するように試験機に取り付けた。その様子を図A1に、また温度測定用回路図を図A2に示す。電位差計からの信号は増幅の後、アナログ的に記録した。温度計測

と同時に、摩擦波形と相対変位波形も計測し、これから1サイクル当りのエネルギー損失を求めた。

測定結果

図A3に摩擦面温度を測定した例を示す。摩擦面温度は摩擦開始直後に急上昇し、その後しだいに上昇率は減少する。各サイクル中の温度の変動は、平均温度上昇に比べれば非常に小さい。ただし、振幅が大きい場合には1サイクルごとにわずかな変動が認められた。以下に示すデータは、1000サイクル後の最高温度をとったものである。実験終了後、試験片をセットしたままの状態で放置しておく、摩擦面は冷やされて数分後には実験前の温度を示すようになる。

図A4に、無潤滑下で温度上昇 ΔT に対する相対振幅 Δre の影響を調べた結果を示す。この実験条件では、8Kを越す温度上昇は認められない。また、データのばらつきはあるものの、 ΔT は Δre にほぼ比例している。図A5は荷重の影響をみた結果である。摩擦面温度は荷重とともに増加するが、比例はしていない。この傾向は、Sprolesらの温度測定においても認められており²⁾、また摩擦速度の低い、一方向摩擦における温度上昇の場合にも認められている³⁾。なお、この結果は ΔT と Δre の関係をもとにした $\Delta re=100, 200, 300 \mu m$ における外挿値である。図A6は、温度上昇に対する振動数の影響を調べた結果である。摩擦面温度は、Altiaらのフレッチングにおける摩擦面温度の推定式⁴⁾同様、振動数に比例して上昇することがわかる。図A7は、種々の条件に対する温度上昇

を1秒間当りの摩擦損失 E_s で整理した結果である。ばらつきはあるものの、温度上昇は荷重、相対振幅、振動数によらず E_s にほぼ比例している。

無潤滑の場合には、繰返し数を多くすると熱電対が破断、あるいは接触状態が著しく変化するため1000回までとしたが、潤滑下で 2×10^4 回までの実験を行い、温度上昇の限界を調べてみた。その結果を図A8に示す。これより温度上昇は2000回付近で飽和し、それ以後はほとんど上昇しないことがわかる。以下のデータは、無潤滑における結果と比較するため、1000回後の温度上昇値をとっている。図A9は、温度上昇に対する相対振幅の影響を調べたものであり、無潤滑下同様比例関係が認められる。ただし、潤滑下での温度上昇は各荷重に対し、無潤滑下のその1/3以下となっている。図A10は、相対振幅を固定して温度上昇と荷重の関係をみたものである。両者の間には比例関係がみられる。図A11に温度上昇と1秒間当りの摩擦損失との関係を示す。無潤滑下同様比例関係が認められるが、摩擦損失に対する温度上昇率は潤滑下の方がやや低い。

測定値と一方向すべりに対する閃光温度推定式の比較

一方向すべりに対する閃光温度を予測する計算式を、フレッチングを受ける摩擦面に適用して測定値と比較した。すべり面に比べて非常に小さい円形接触部が、比較的低速で一方向に移動するときの閃光温度 ΔT は、次式で与えられる⁵⁾。

$$\Delta T = \frac{\mu P v}{4Jr(k_1 + k_2)} \quad (A1)$$

ここに、 P は接触荷重、 μ は摩擦係数、 v はすべり速度、 r は接触点の半径、 J は仕事の熱当量、 k_1 および k_2 は銅およびコンスタンタンの熱伝導率である。上式中の $(\mu P v / J)$ は、前述の1秒間当りの摩擦損失 E_s と置くことができる。この式で r は不確定因子であるが、銅の摩擦面の硬さ p_s ($=Hv$ 約242) をもとに1個の円形接触点が全荷重を担うものとして、

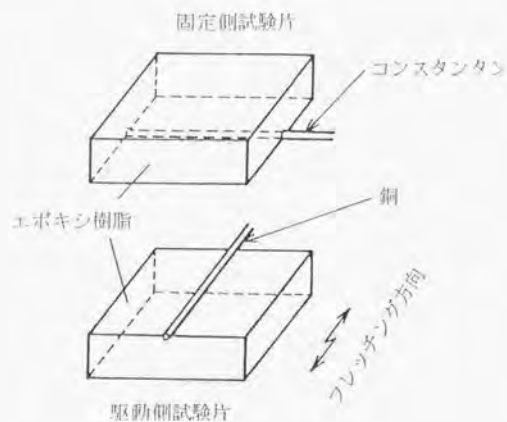
$$r = \sqrt{\frac{P}{\pi p_s}} \quad (A2)$$

より第1近似として r を推定する。銅の熱伝導率 k_1 を $386.116W/(m \cdot K)$ 、コンスタンタンのそれ k_2 を $22.097W/(m \cdot K)$ として式(A1)から ΔT を求めると、図A12に示すように、予測値は測定値よりも低い。なお n 個の接触点が平等に荷重を担い、また各接触点で (E_s/n) のエネルギー損失があるものとする ΔT は \sqrt{n} に逆比例し、さらに ΔT は低下することになる。図A12における差異は接触状態のモデル化に起因する誤差の他に、往復動と一方向すべりの運動形態の違いが入っているものと考えられる。先に Hiranoら⁴¹⁾、Attiaら⁴²⁾ は同一の熱量が与えられると、一方向すべり摩擦より繰返し摩擦の方が摩擦面温度は上昇することを示している。

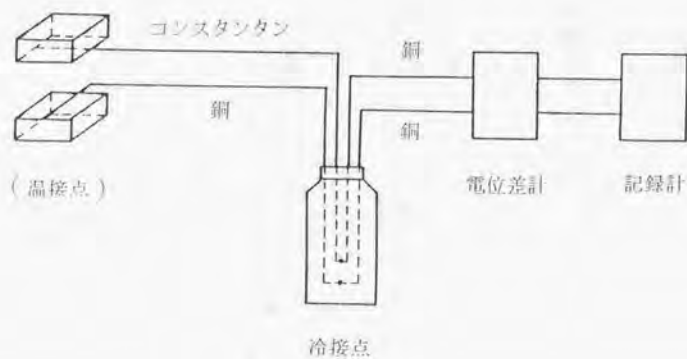
本研究では温度測定の制約上、銅とコンスタンタンのフレッチングにおける摩擦面温度の計測に限ったが、この結果を用いることにより、前章までに扱った鋼(SUJ-2)同士のフレッチングにおける摩擦面温度を推定することができる。すなわち、図A12より、フレッチングと一方向すべり摩擦では、同一の熱量のもとでは前者の温度上昇の方が、後者のそ

れより1.69倍たかくなることから、鋼に関する条件を式(A1)に代入して得られた温度に1.69を修正係数として掛けることにより、摩擦面温度の推定が可能である。なお、Attiaらの摩擦面温度推定式⁴⁾は、修正係数として1.5~2の数値を与えている。

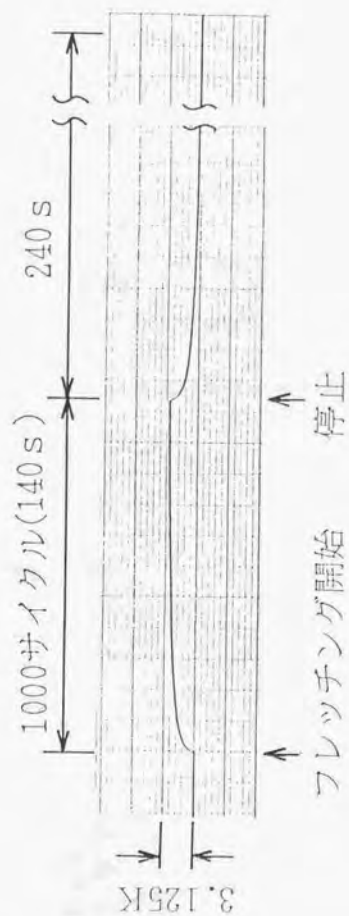
以上の方法により、3種類の硬さの鋼に対してフレッチングにおける摩擦面の温度上昇を推定してみた。計算条件は代表値として荷重 $P=9.8\text{N}$ 、1秒間当りの摩擦損失 $E_s=0.1\text{W}$ を用いた。その結果を表A1に示す。なお表中には参考までに鋼/鋼の結果も示してある。この結果から、典型的な鋼のフレッチング条件においても100Kを越すような温度上昇は生じないことがわかる。



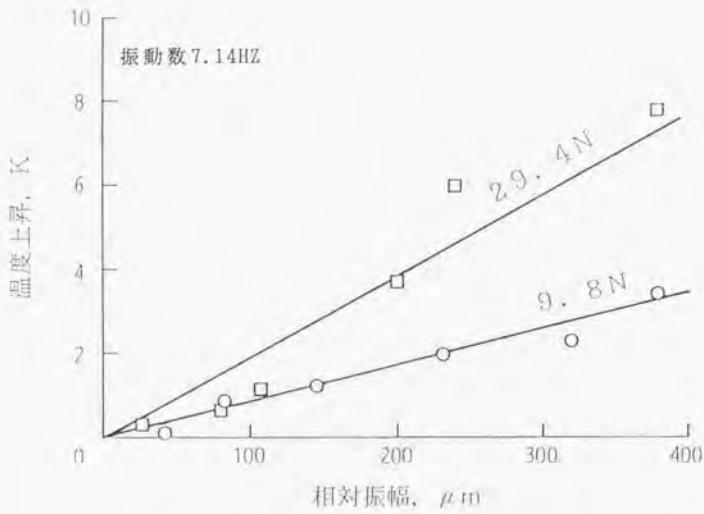
図A1 試験片の形状



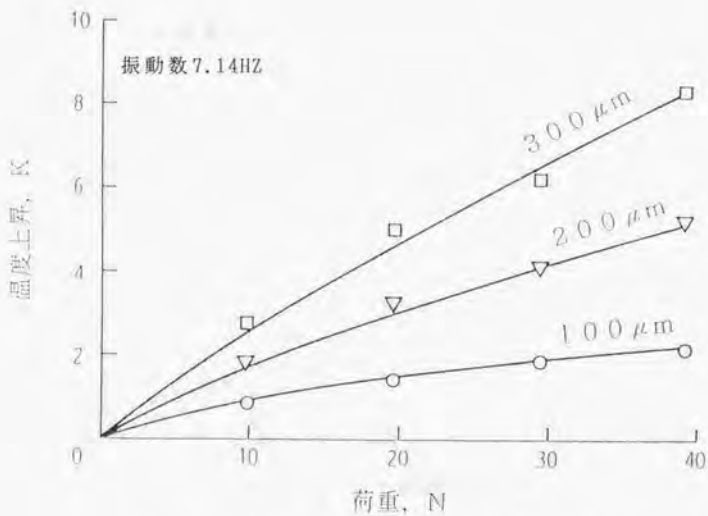
図A2 摩擦面温度測定用回路



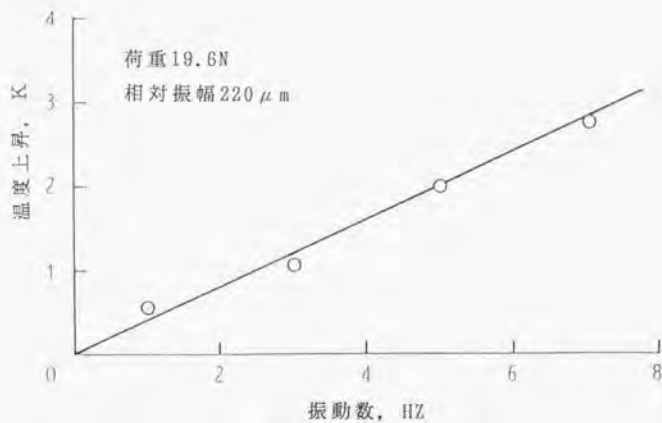
図A3 摩擦面温度測定例(無潤滑)



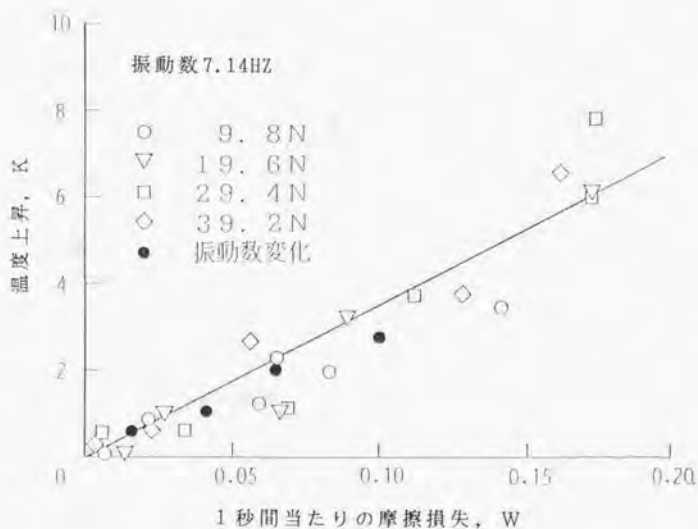
図A4 相対振幅と摩擦面温度上昇の関係（無潤滑）



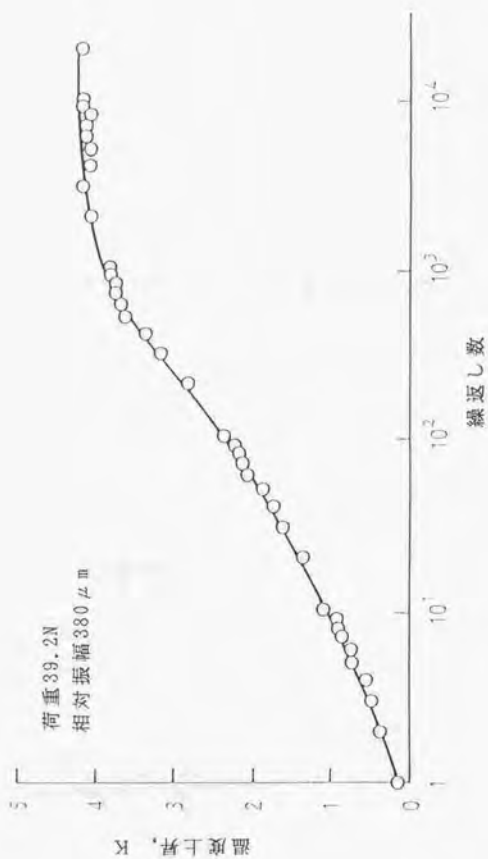
図A5 荷重と摩擦面温度上昇の関係（無潤滑）



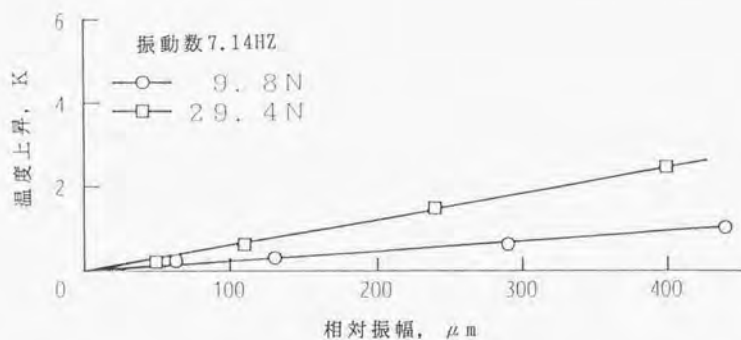
図A6 振動数と摩擦面温度上昇の関係（無潤滑）



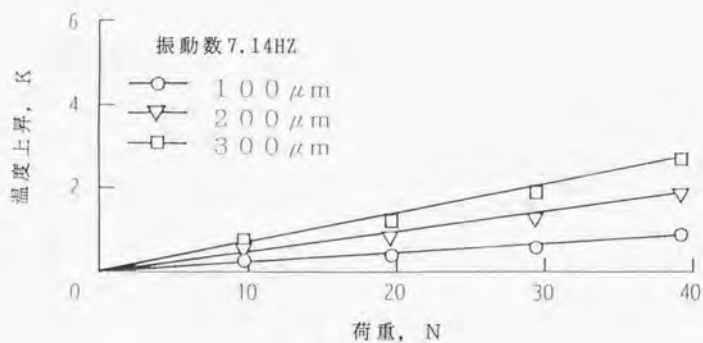
図A7 1秒間当たりの摩擦損失と摩擦面温度上昇の関係（無潤滑）



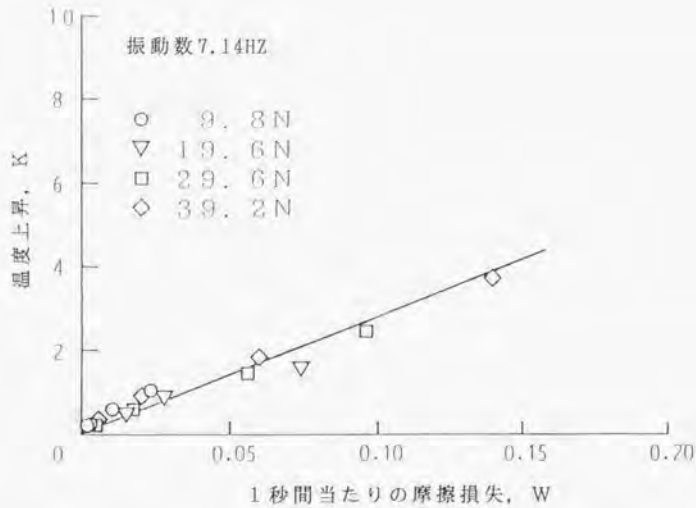
図A8 繰返し数と摩擦面温度上昇の関係 (酒滑下)



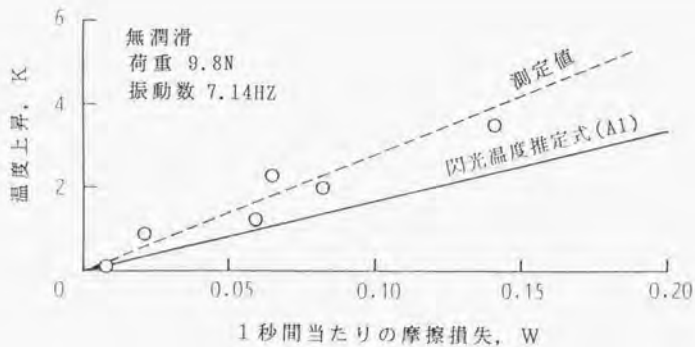
図A9 相对振幅と摩擦面温度上昇の関係(潤滑下)



図A10 荷重と摩擦面温度上昇の関係(潤滑下)



図A11 1秒間当たりの摩擦損失と摩擦面温度上昇の関係（潤滑下）



図A12 測定値と一方向すべり摩擦の閃光温度推定式との比較

表A1 鋼の摩擦面温度の推定

試	験	片	硬 さ	熱伝導率 k_1, k_2	ΔT
駆動側(1)	固定側(2)		Kgf/mm ²	W/(m·K)	K
軸受鋼A	軸受鋼A		800	49	21.6
軸受鋼A	軸受鋼B		480	49	16.7
軸受鋼A	軸受鋼C		266	49	12.4
銅	銅		242	386	1.5

($P=9.8N$, $E_s=0.1W$, 硬さは柔らかい材料の硬さ)

付録 引用文献

- 1) 日本機械学会編：機械工学便覧，改訂第5版(1968)6-34.
- 2) E. S. Sproles, Jr. & D. J. Duquette:Wear, 47(1978)387.
- 3) パウデン・テイバー著，曾田範宗訳：固体の摩擦と潤滑，第4版，丸善(1975)47.
- 4) M. H. Attia & N. S. D' Silva:Wear, 106(1985)203.
- 5) E. Rabinowicz:Friction and Wear of Materials, Wiley, New York, (1965)88.
- 6) F. Hirano & S. Yosida:Proc. 3rd. Int. Heat Transf. Conf., 4(1966)127.

第9章 フレッチング摩耗機構に関する考察とまとめ

9.1 はじめに

9.2 フレッチング摩耗の機構

9.2.1 摩耗の振幅特性に関するパラメータのまとめ

9.2.2 摩擦面の接触状態

9.2.3 摩耗粉発生の機構

9.2.4 摩耗粉排出の機構

9.2.5 摩耗粉の作用

9.2.6 臨界振幅を定める要因

9.2.7 フレッチング摩耗の上限振幅について

9.2.8 フレッチング摩耗に及ぼす材料の硬さの影響

9.2.9 フレッチング摩耗機構のまとめ

9.3 フレッチング摩耗機構の検証

9.4 フレッチング摩耗防止の指針

第9章 引用文献

第9章 フレッチング摩耗機構に関する考察とまとめ

9.1 はじめに

本章では、第4章～第8章で得られた結果を相互に関連づけて検討し、フレッチング摩耗とはどのような現象であるのか、また、その機構はどのようなものなのかについてまとめることにする。

すなわち、これまでに得られた知見に基づいて、まず、摩擦面の接触状態、摩耗粉発生の機構、および摩耗粉の摩擦面外への排出の機構を検討し、あわせて摩耗粉の作用について述べる。次に、摩耗が急増する臨界振幅（以下単に臨界振幅という）を定める要因、およびフレッチング摩耗の上限振幅について検討する。また、フレッチング摩耗に及ぼす材料の硬さの影響を検討し、接触要素の材質と雰囲気との相互作用がフレッチング摩耗現象に重要な役割を果たすことを示す。これらの検討結果に基づいて、フレッチング摩耗の諸過程を明らかにし、またフレッチング摩耗における連鎖プロセスを導き、操作変数、接触要素、雰囲気などがその諸過程に及ぼす影響を体系化する。

最後に、本論文で得られたフレッチング摩耗機構に関する知見により、従来フレッチング摩耗に関して一般に認められている現象が矛盾なく説明できることを示すとともに、フレッチング摩耗を抑制ないしは防止するための指針について述べる。

なお、以下の議論では、材質として鋼（主に軸受鋼）を、その接触形態として平面/球の点接触形態を、雰囲気として大気中無潤滑の条件を

直接の対象としている。また、相対振幅、荷重、振動数は、それぞれ $0 \sim 800 \mu\text{m}$ 、 $9.8 \sim 49\text{N}$ （初期の最大ヘルツ圧 $1 \sim 1.8\text{GPa}$ ）、 7.14Hz を直接の対象としている。

9.2 フレッチング摩耗の機構

9.2.1 摩耗の振幅特性に関するパラメータのまとめ

フレッチング摩耗の機構を検討する前に、まず、前章までに現われた摩耗の振幅特性に関するパラメータをまとめておく。

付図A9.1は、摩耗量の振幅特性を示した図8.10に、若干手を加えたものである。ここで、領域Ⅰは、摩耗がほとんど生じない振幅領域、領域Ⅱは、摩耗量が上下試験片間の相対振幅 Δre （以下相対振幅という）とともに加速されながら増加する振幅領域、領域Ⅲは、摩耗量が直線的に急増する振幅領域をそれぞれ示している。また、 Δw は、領域Ⅰの上限の相対振幅であり、これは、付図A9.2(図8.6)に示す、摩擦面が巨視的すべりを生じる直前の部分すべりを含む、弾塑性変形による変位 $\Delta slip$ に近似的に等しい。この振幅が、材質（材料定数、機械的性質）、接触部付近の形状、荷重、摩擦係数などの影響を受けることは言うまでもない。 Δth は、領域Ⅲの下限の相対振幅で、この振幅を境に摩耗量が急増する。これを、以下臨界振幅と言うことにする。臨界振幅については、9.2.6項で詳述する。

9.2.2 摩擦面の接触状態

第6章「摩擦面および摩耗粉の観察」から、条件によっては摩擦面間に微細な酸化粉や酸化膜で覆われた薄片状金属粉が多量に堆積することを示した。この結果は、荷重を担う真実接触部として、金属接触部、表面酸化膜を介した接触部の他に、金属粉を介して接触している部分と、微細な酸化粉+金属粉からなる層を介して接触している部分が存在することを示唆している。図9.1は、その様子を模式的に示したものである。これらの接触部のフレッチング摩耗への寄与については後ほど述べることとし、ここでは相対振幅、繰返し数などによりこれらの接触部が荷重を担う比率がどのように変化するのかを検討する。

摩擦開始時には、自然酸化膜を介した接触部が主であるが、振動による応力の繰返しによりたちまちこの酸化膜は破断し、金属接触部(a)が生じる。しかし、このようにして生じた金属接触部は、第5章「現象の直接観察」の結果から推定すると、相対振幅 $6\mu\text{m}$ 以上(図5.4)では数十回の摩擦の繰返しにより、再び酸化膜を介した接触部(b)に変わるものと考えられる。摩擦初期にはこの過程が繰返され、摩耗粉が発生しはじめるとともに、表面下にも損傷が蓄積される。繰返し数の増加に伴って摩擦面間には摩耗粉が堆積し、金属粉を介した接触部(c)および微細な酸化粉+金属粉からなる層を介した接触部(d)が生じるようになる。これらの接触部が荷重を担う比率は、次に述べるように、相対振幅の大きさにより大きく異なる。

第4章「接触の機構」で示したように、作用する接線力が静摩擦力以

下の場合には、摩擦面は固着域とすべり域が混在する状態となる。この振幅領域は、領域Ⅰに対応し、すべり域に生じる相対すべり量は、臨界振幅 Δth に比べてきわめて微小（典型的には $1\mu m$ 以下）であるため、発生する摩耗粉は微量である。また、すべり域内には微細な黒色粉がわずかに存在するに過ぎない（第6章）。従って、すべり域の接触状態としては、主に(b)を考えるのが妥当である。ただし、すべり域内の酸化膜の厚さは、微小すべりに伴う表面の機械的活性化作用により、自然酸化膜の厚さよりもはるかに厚くなっている（図6.21）。また、長期間後には(d)の接触状態も部分的に生じるものと考えられる。なお、8章付録「フレッチングにおける摩擦面温度」で示したように、軸受鋼/軸受鋼の典型的な条件におけるフレッチングでは、摩擦面の温度上昇は22K程度であり、高温の発生による酸化膜の成長は考えられない。

領域Ⅱでは、摩擦面間に酸化粉と金属粉が多量に堆積することから、接触部(c)と(d)が荷重を担う比率が高いものと考えられる。また、この領域の摩擦面は、そのほとんどが摩耗粉除去後にも灰色をした酸化膜で覆われていることから（第6章）、接触部(a)が荷重を担う比率は低く、この接触部は断続的に生じる程度のものと考えられる。従って、接触部(b)が、接触部(c),(d)の担う荷重以外の荷重のほとんどを担っているものと考えられる。

臨界振幅 Δth よりも大きな振幅（領域Ⅲ）では、摩擦面内には遊離粉の層状の堆積はなく、また第6章で述べたように摩擦面に金属状光沢部が占める比率が、領域Ⅱに比べて高いことから、相対振幅が増加するこ

とにより、接触部(c),(d)が荷重を担う比率が相対的に減少し、(a),(b)のそれが増加するものと考えられる。なおこの場合にも、金属摩耗粉が発生するたびに(c)の接触部が生じるものと考えられる。

以上の考察に基づいて各振幅領域ごとに摩擦初期（摩擦係数の変動が激しい期間、相対振幅にもよるが1～2万サイクルまでの期間（図8.13））および定常状態における主要な接触部をまとめた結果を 図9.2に示す。このような接触状態の変化が、以下に述べるようにフレッチング摩耗挙動に大きく影響する。

9.2.3 摩耗粉発生の機構

ここでは材料が母材から取り去られ、摩擦面間に介在する摩耗粉となるまでの機構を検討する。

摩耗粉の発生過程は、摩擦面の接触状態と密接に関係し、相対振幅に大きく左右されるものと考えられる。巨視的すべりが生じないような微小振幅（領域Ⅰ）では、すべり域に遊離しかかっている酸化物と酸化物の剥離によると考えられる跡がみられるものの、そこには引っかき痕は存在しない（第6章）。この時の摩擦面の接触状態は、上述したように酸化膜を介した接触が主体となっている。従って、領域Ⅰにおける摩耗粉は酸化粉であり、酸化粉発生の主要な機構は、摩擦に伴う表面の酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊と考えることができる。なお、摩擦面には大きな繰返し応力が作用するにもかかわらず、領域Ⅱ、Ⅲでみられるような薄片状金属粉が発生しないのは、たとえば表面から疲労き裂が入

ったとしても、き裂進展方向が見かけの接触面から斜め下方となる¹¹⁾こと、および真実接触部の移動が小さいことにより、薄片状金属粉を発生させるようなき裂進展およびき裂の合体が生じにくいためと考えられる。

第5章で、摩擦面に鋼の酸化物が発生するのに要する摩擦回数 N_s を調べ、 N_s は相対振幅が小さいほど大きくなること、特に相対振幅 $2 \mu\text{m}$ 以下ではその振幅依存性が顕著となることを示した(図5.4)。この理由として、相対振幅が小さくなるに従って摩擦面の受ける応力・ひずみの振幅が小さくなるため摩擦面の機械的活性化作用が減少すること、および真実接触部の移動量が減少するために雰囲気気体の吸着する表面積が減少することなどが考えられる。酸化粉の発生頻度も、摩擦面の酸化に關与するこれら因子の影響を受け、相対振幅が小さくなるほどその発生頻度は減少するものと考えられる。従って、領域Iにおける摩耗粉の発生は、摩擦面の酸化に律速される過程と考えることができる。

領域IIでは、酸化粉と薄片状金属粉が発生する(第6章)。この領域では、前項で述べたように、表面酸化膜を介した接触部、微細な酸化粉+金属粉を介した接触部とともに、金属粉を介した接触部、また断続的に金属接触部が生じる。後二者の接触状態は、摩擦係数を増加させ(図8.13)、後ほど詳しく述べるように、表面酸化膜の破壊を含む母材の局部的破壊を生じ易くさせる。

この領域の酸化粉の発生機構も、領域Iと同様、表面の酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊と考えられる。ただし領域Iに比べ、摩擦面の

機械的活性化作用が著しく、また雰囲気気体の吸着面積が増すため、酸化膜の生成速度は増加するものと考えられる。相対振幅の増加は、後程詳しく述べるように、き裂進展速度およびき裂合体頻度を増加させるため、酸化膜の破壊をも容易にする。このため、領域Ⅱにおける酸化粉の発生頻度は領域Ⅰのそれよりも増すものと考えられる。領域Ⅱ内においても、相対振幅とともにその頻度に変化するのと言うまでもない。なお、本実験条件下では摩擦面には高温は発生しないことから、系外に排出された酸化粉の粒径(0.05~1 μ m)程度(第6章)の厚さをもつ酸化膜の生成には、多くの摩擦の繰り返しを要する(図6.20)。従って、相手突起が半サイクル毎に生成した酸化膜を引っかき取るという Uhligの摩耗機構²⁾は、特殊な条件を除けば現実的ではない。

次に薄片状金属粉の発生機構について検討する。第7章「破壊力学的考察」において、摩擦面下に存在するき裂の解析を行い、モードⅡの応力拡大係数の変動幅 ΔK_{II} は、Al合金の疲労き裂の下限界値 $\Delta K_{II,th}$ 以上になる場合があること、また ΔK_{II} が最小となる深さは表面下2~6 μ mとなることを示した。この深さは、第6章で述べた摩擦面間に介在する大型の薄片状金属粉の厚さ2.5~6.5 μ mとよく対応している。また、薄片がとれた跡(ピット)の底にしばしばみられる、振動方向とはほぼ直角な方向性をもつ波状模様が、圧縮-繰返しせん断による疲労破面にも生じる。従って、このような金属粉の発生には、モードⅡを主体としたき裂進展による摩擦面表層の疲労破壊現象が強く関与しているものと考えられる。なお、第7章では内部き裂のみを解析したが、内部き裂が摩

摩擦面に抜けるのか、摩擦面から発生したき裂が摩擦面と平行に内部に進展あるいは内部き裂と合体するのかは不明である。この点については、一般の摩耗についても明らかとはなっていない。

領域Ⅲにおいても酸化粉、薄片状金属粉が発生し、その機構は領域Ⅱのそれと基本的には同じと考えられる。ただし領域Ⅲでは、次の理由により薄片状金属粉の発生量の方が支配的となる。

一つは、この領域では第6章および接触の機構の考察から明らかなように、金属接触部が形成される頻度が高いことである。緊密な金属接触部が生じると、そこには局所的な摩擦係数の上昇が生じる。FEMによる三次元き裂の解析によると、摩擦係数の上昇が応力拡大係数を著しく増加させることがわかっている^{9, 3)}。二つは、同一の接触圧力と接線応力が作用している真実接触部がき裂の上を移動する場合であっても、往復動する距離により応力拡大係数の変動幅が変化し、その距離が大きいほど応力拡大係数の変動幅が大きくなることである。これは第7章で示した荷重点の移動に伴う応力拡大係数の変化の様子からも明らかである(図7.6, 7.7)。なお、真実接触部が往復動する距離は、後述するように必ずしも相対振幅とは一致しないが、金属接触部では両者はほぼ等しいと考えられる。三つは、摩擦面の真実接触部の形状に関するものである。領域Ⅲでは、摩擦面のほぼ全域に引っかき痕が認められた(第6章)。引っかき痕の発生は、9.2.2で述べた(a), (b)の接触部を振動方向に細長くする作用を持つ。このような接触部は、同一の面積をもつそうでない接触部より大きな応力拡大係数を発生させる^{9, 4)}。

以上の3つはいずれもき裂進展速度に関するものであるが、相対振幅はき裂の合体頻度にも関係する。摩擦面および摩擦面下には多くのき裂が存在すると考えられるが、相対振幅が大きくなるに従って、1つの接触部が1往復する間に進展させるき裂の数が増加する。これは、き裂同士が合体する頻度が増加することを意味する。き裂進展速度とき裂合体頻度の増加は、金属粉の発生頻度を増加させる。金属粉の発生頻度の増加は、酸化膜がある程度の厚さまで成長し、破壊される頻度を相対的に低下させる。

次項で詳述するように、摩耗粉の発生がただちに摩耗減量にはつながらないが、定常状態においては摩耗粉の発生量と摩擦面外に排除される量とはほぼ等しくなるはずである。従って、摩耗粉の発生量が多くなるほど摩耗量は増加することになる。

以上の考察に基づき、発生する摩耗粉とその主要機構をまとめた結果を表9.1に、また相対振幅が酸化粉と金属粉の発生にどのように関わっているかを図9.3に示す。

最後に、摩耗粉の発生過程に対する相対振幅以外の因子の影響について検討しておく。荷重は真実接触部（前述の接触部(a)～(d)）の大きさ、数、面圧に関係し、摩擦面およびその表層の応力場に影響を与えることにより、酸化粉および金属粉の発生頻度に影響する。繰返し数は、前述したような摩擦面の接触状態の変化、それに伴う摩擦係数の変化（第8章）に関係し、金属接触部が荷重を担う比率の高い摩擦初期には、金属粉の発生頻度が高く、その比率が低くなる定常状態では、酸化粉の発生

頻度が高くなるものと考えられる。温度の増加は、酸化速度を増加させ、酸化膜の生成を容易にする一方、潤滑作用をもつ（第8章）ため、金属粉の発生頻度を低下させる効果をもつものと考えられる。潤滑油の存在は摩擦面の酸化を抑制するとともに、摩擦係数を低下させる効果をもつ（第5章、第8章）ため、酸化粉及び金属粉の発生頻度を低下させる作用をもつ。

9.2.4 摩耗粉排出の機構

ここでは、摩擦面間に存在する摩耗粉が摩擦面外に離脱する過程、および摩耗粉がその過程でいかなる作用をもつのかを検討する。

摩擦面間および摩擦面外に排除された摩耗粉の性状（第6章）から、前項で述べた機構により発生した摩耗粉が、そのまま摩擦面外に離脱することはまず考えられない。図9.1(c)に示した状態にある金属粉は、振動作用により塑性変形を繰り返し受けて脆化が進み（図6.8）、二次き裂が多数発生して、破碎される（第6章）。このような破碎現象により、新生面が増加するとともに、微細な摩耗粉は熱容量が小さいために、おそらく摩擦面平均温度よりも高い温度上昇が発生して^{9, 51}、激しい酸化が生じる。金属粉はこのような過程を経て微細な酸化粉となったのち、摩擦面外へと排出されるものと考えられる。その様子を図9.4に示す。なお、第6章で観察された摩擦面外の比較的大きな金属粉は、十分に金属粉の酸化が進行しないまま排出された摩耗粉とみなすことができる。酸化膜の破壊により生じた酸化粉も、そのまま摩擦面外に離脱するこ

とはなく、金属粉同様、二次き裂の発生および粉碎の過程を経て排出されるものと考えられる。

摩耗粉の摩擦面外への排除過程は、相対振幅、摩擦面の形状、雰囲気の影響を強く受ける。摩耗粉が排除される状況を光学顕微鏡で観察した結果（第5章）によれば、相対振幅 $4\sim 30\mu\text{m}$ では摩耗粉は数百～数千サイクル後、振動方向と直角な接触端付近から排出され始め、その後接触端全域から排出されるのに対し、 $35\mu\text{m}$ 以上では数百サイクル後に振動方向の接触域より直接排出される。また第6章において、レプリカ膜による摩擦面内の摩耗粉の堆積状況を調べた結果では、 $23\sim 36\mu\text{m}$ では多量の摩耗粉が捕捉されるのに対し、 $140\mu\text{m}$ 付近ではわずかな捕捉がみられるに過ぎないことを示した。これらの結果は、摩擦面間に介在する摩耗粉の排出過程が相対振幅の影響を受け、相対振幅が大きくなるに従って、摩耗粉は摩擦面外に排出され易くなることを示している。これがフレッチング摩耗の1つの特徴である。一般のすべり摩擦による摩耗では、多量の摩耗粉の堆積は一般に生じない。

本研究では、短時間のうちに摩擦面の状態を容易に把握し、また測定可能な摩耗を生じさせるために点接触形態の実験のみを行っているが、接触形態の相違が摩耗粉の排出過程に影響することは容易に推定できる。相対振幅が領域I内にある場合には、第4章「接触の機構」で示したように点接触と面接触の間には力学的因子に類似性があり、摩耗粉の排出過程への接触形態の影響は小さいが、領域II、IIIでは、接触面積の大きい面接触の方が摩耗粉の排出に多くの摩擦の繰り返しを要するものと考え

えられる。そのため、摩擦面外に排出される摩耗粉のなかに金属粉が含まれる比率は、面接触形態の方が少ないものと推定される。ただし、面接触形態においては、Pendleburyら^{9, 10)}が報告しているように、見かけの接触面積全域に損傷が生じることはまれであり、そのような場合には摩擦面の形状、すなわち表面粗さやうねりの状態、特にうねりの曲率が摩耗粉の排出過程に強く影響するものと考えられる。

雰囲気も摩耗粉の排出過程に影響する。第5章および6章で示したように、潤滑油は遊離粉を容易に摩擦面外に排除する作用を持つ。一方、真空中や不活性ガス中では酸化が生じないため、摩耗粉の摩擦面への再移着が生じ易くなり、摩耗粉は排出されにくくなるものと考えられる。

9.2.5 摩耗粉の作用

摩擦面間に介在する摩耗粉が、フレッチング摩耗過程に及ぼす影響を、金属粉、微細な酸化粉+金属粉の順に検討する。

図9.1(c)の接触部を形成している金属粉（一般に酸化膜で覆われている）は、酸化膜を介した接触部（同図(b)）と同程度の接触圧力および接線応力を摩擦面に及ぼしているものと考えられ、表面、表面下の損傷の蓄積に対する寄与に両接触部間の差はそれほどないものと考えられる。しかし、図9.5(a)に示すように、金属粉が2個以上重なっている場合には母材と金属粉および金属粉間に速度差を生じ、相対すべりが母材/金属粉、金属粉/金属粉の界面の両方に生じる可能性がある。そのような場合には、摩耗に直接関与する相対振幅の一部は、金属粉/金属粉の界

面で吸収されることになる。これは金属粉が母材の保護的作用をもつことを意味する。母材/金属粉の界面におけるすべりは、金属粉のアブレイブ作用を引き起こすが、第6章で示したように、母材に付着していた側の金属粉表面には引っかき痕が見られないことから、臨界振幅以下ではこの界面におけるすべりはそれほど大きくなく、金属粉のアブレイブ作用は二義的なものと考えられる。

図9.1(d)の接触部を形成している微細な酸化粉+金属粉の作用として次の4点が考えられる。一つは、接触圧力を平均化させることにより、局所的な接触圧力の増大を防ぐ作用、二つは、第6章で示したように、緊密な金属接触を防ぐことにより局所的な摩擦係数の増大を防ぐ作用である。三つは、図9.5(b)に示すように、微細な酸化粉+金属粉の間ですべりを生じることによる母材の保護作用である。これらの後2者が摩擦低減作用をもつことはすでに述べた通りである。また、最初の接触圧力の平均化が摩擦低減作用をもつことは、一般の摩擦現象において良く知られている⁹⁻⁷¹。

摩擦粉間の摩擦係数よりも、摩擦粉と母材表面との摩擦係数の方が低い場合には、その界面で相対すべりが生じる。この場合、母材表面より酸化粉あるいは金属粉の方が硬ければ、摩擦粉は4つめの作用としてポリッシング作用あるいはアブレイブ作用をする可能性がある。この作用がフレッチング摩擦に及ぼす影響は、摩擦粉の粒径、摩擦粉と母材の界面における相対すべりの大きさにより異なる。摩擦粉はその粒径が小さければポリッシング作用を、両者が大きければアブレイブ作用をするも

のと考えられる。第6章で示した摩耗粉の観察では、アブレジブ摩耗特有の切削状の摩耗粉は認められないことから、後者の作用が生じる可能性は鉄系材料同士では低い。

以上の、摩擦面間の摩耗粉の作用に関する考察をまとめた結果を、図9.6に示す。このように摩擦面間の摩耗粉は、摩耗低減効果と摩耗加速効果の二面性を合わせもっているが、前者の効果の方がはるかに顕著に現われるものと考えられる。

9.2.6 臨界振幅を定める要因

第8章でフレッチング摩耗の振幅特性を調べ、臨界振幅 Δth が存在することを示した。ここでは、臨界振幅を定める要因について検討する。

過去、臨界振幅を定める要因に関して、二つの考え方がなされている。一つは、巨視的すべりを生じる振幅が、臨界振幅となるという説^{9.10)~9.11)}であり、巨視的なすべりが起これば摩耗が急増するという考え方である。いま一つは、臨界振幅を境にして酸化摩耗からアブレジブ摩耗、凝着摩耗などの機械的摩耗への摩耗形態の変化が生じるという説^{9.11)~9.12)}であり、軽摩耗から重摩耗への転移が摩耗の急増をもたらすという考え方である。

まず、第一の説を検討する。第8章において、巨視的すべりを生じる振幅 $\Delta slip$ を求め、この振幅は摩耗が生じ始める振幅 Δw にほぼ等しいことを示したが、これらの値は臨界振幅 Δth より1桁小さい。また、 $\Delta w \sim \Delta th$ の範囲の振幅(領域II)では、図8.3に示したように、摩耗量

は相対振幅とともに加速されながら増加するものの、摩耗率は Δlh 以上（領域Ⅲ）の振幅に比べれば1桁～2桁低い。従って、巨視的すべりを生じる振幅をもって、臨界振幅を規定する要因とすることはできず、第一の説は否定できる。

次に、摩耗形態の変化が主因であるという第二の説について検討する。第6章で摩擦面と摩耗粉の観察を行い、領域Ⅰでは酸化摩耗、また領域Ⅲではアブレシブ摩耗や凝着摩耗などの機械的摩耗が支配的であり、領域Ⅱではそれらが混在することを示した。酸化摩耗は軽摩耗であって、重摩耗である機械的摩耗より摩耗率は低い^{9) (10)}ことを考え合わせると、相対振幅による摩耗形態の変化が要因の1つとして関与しているのは明らかである。

考え得るいま1つの要因として、前項で詳述したように、保護作用を持つ摩擦面間に介在する摩耗粉の排除され易さが、相対振幅の影響を受けることがあげられる。摩耗粉が堆積し易い Δlh 以下の振幅では、摩耗粉による摩耗低減作用が顕著に現われるものと考えられる。

以上のことから、臨界振幅は、振幅とともに摩耗形態が変化し、摩耗粉による摩耗低減作用が減少していく過渡期が終了したときの振幅と解釈される。

臨界振幅には、操作変数、システムの横方向剛性、接触要素の材質、形状、雰囲気などが関係する。これらは、いずれも摩耗粉の排除過程に直接あるいは間接的に関与する因子でもある。第8章では、これらの因子の特定の組み合わせで実験を行い Δlh を求めたが、接触荷重 P と接触

部付近の曲率半径（球の半径） R が Δth にどのように影響するのかを調べた結果を、 Δw とともに図9.7に示す。なお、第8章で示したように相対振幅は一般に操作変数とはならないため、ここでは振幅として振動源の振幅を用いて整理してある。 Δth および Δw は P とともにほぼ直線的に大きくなる。また、 R の影響はそれが小さいところで顕著に現われ、 Δth および Δw は R が小さくなることにより共に大きくなる。

9.2.7 フレッチング摩耗の上限振幅について

フレッチング摩耗の上限振幅はどの程度であろうか、換言すれば、一般の往復すべりによる摩耗との境界の振幅をどのように考えるべきか、この点について検討する。

一般に、フレッチング摩耗は微小な振幅をもつ往復すべりによる損傷と定義されている⁹⁻¹⁴⁾が、微小な振幅の概念は研究者により様々である。フレッチング摩耗の特徴の1つである微細な酸化粉は、1 mmのオーダの振幅であっても発生する⁹⁻¹⁵⁾が、Waterhouse、大前らは、摩耗率または比摩耗量（単位荷重、単位すべり距離あたりの摩耗量）が振幅とともにしだいに増加し、ある振幅以上では一定となつて、普通の往復すべり摩耗と変わらなくなる点を取り上げ、それぞれ $100 \mu m^{9-16)}$ 、 $300 \mu m^{9-17)}$ 以下の振幅で発生する損傷をフレッチング摩耗と考えている。また、菅場らは接触面積の大きさに相当する振幅の範囲を考えるのが妥当⁹⁻¹⁸⁾とし、佐藤は Δth 付近かそれ以下の振幅でフレッチングの特徴が現われることを指摘している⁹⁻¹⁷⁾。

フレッチング摩耗は、一般の摩耗に比べて雰囲気の影響が顕著な摩耗現象であることがわかっている^{19, 18)}。この理由としては、比摩耗量が小さければ、摩擦面の同一部分および介在する摩耗粉が長期間、摩擦の繰り返しを受けること、そのため雰囲気の影響が比摩耗量の大きい一般の摩耗よりも顕著となることがあげられる。

ところで、図9.8に示すように、領域Ⅰにおける比摩耗量（比摩耗量を求める際の距離は、相対振幅の2倍に繰返し数をかけた値を用いている）は $10^{-10} \text{mm}^3/(\text{Nmm})$ 以下、領域Ⅱのそれは $10^{-10} \sim 10^{-9} \text{mm}^3/(\text{Nmm})$ のオーダーであって、大きな振幅における一定の比摩耗量 w 。に比べてはるかに小さい。領域Ⅲにおいても、臨界振幅の3～4倍の振幅 Δu 内では比摩耗量は w 。より小さくなっている。この傾向は、巨視的すべりが生じる直前の振幅 Δslip を、相対振幅から差し引いてすべり距離を求めて比摩耗量を算出しても変わらない（図9.8中の実線）。

以上のことからフレッチング摩耗の上限振幅 Δu としては、比摩耗量が相対振幅の影響を受けなくなる振幅を考えるのが妥当である。この振幅は、臨界振幅の3～4倍である。

9.2.8 フレッチング摩耗に及ぼす材料の硬さの影響

フレッチング摩耗に影響する物理的因子のうち、材料の硬さは真実接触面積、材料の強度、アプレシブ摩耗抵抗などに直接関係するものであり、重要な影響因子の一つである。そのため、これまでに多くの研究が材料の硬さの影響に関して行われている。しかし、これについては第2

章で述べたように、多様な結果が示されており、定性的傾向すら明らかとはなっていない。

第8章で、無潤滑における軸受鋼の熱処理による硬さの影響を調べ、またその結果を検討する目的で潤滑油中およびアルゴンガス中で同様の実験を行った。その結果、潤滑油中とアルゴンガス中では硬さの増加とともに摩耗量が減少するのに対し、無潤滑中ではその傾向はみられず、400℃で焼きもどしを施したHV480材の摩耗量をもっとも大きくなること、および摩耗に湿度が大きく影響し、湿度が高い方が摩耗が全体的に少なくなることを示した。

この結果は、無潤滑では、硬さすなわち材料の塑性変形抵抗がフレッチング摩耗を支配する主因子とはならないことを示している。従って、この実験結果を説明するには、硬さの変化が代表する材料強度の側面だけでなく、化学的側面すなわち材料の組織の変化に伴う腐食性の問題、および摩擦面間に介在する摩耗粉の作用などを考慮に入れて検討する必要がある。

大気中における鋼の腐食は、熱処理条件の影響をほとんど受けないとされているが^{9)・10)}、 H_2 を発生する酸腐食では1%前後のCを含む鋼の場合、約400℃で焼きもどしを施した組織の腐食減量が最大となる^{9)・10)・11)・12)}ことが知られている。図8.12, 13に示したように、熱処理により硬さを変化させた平板側摩耗量の曲線は、酸腐食による腐食減量曲線^{9)・10)・11)・12)}と類似している。従って、摩擦の繰り返しにより常に摩擦面が活性化されるフレッチング摩耗では、組織の変化が酸化腐食速

度や、発生する摩耗粉の性状に影響することが十分予測される。なお、軸受鋼(SUJ2)の200℃以下の焼もどし組織は、基地を低炭素マルテンサイトとし、球状セメンタイトが分散した組織であり、焼鈍組織はフェライト基地に球状セメンタイトが分散した組織である^{11, 21)}。この実験の300~500℃での焼もどし組織は、その中間組織となっている。

第6章で示した摩擦面の酸化物被覆率(図6.16)を、図8.12, 13の摩耗試験結果と対比すると、酸化物被覆率と摩耗量の間には良い相関があり、酸化物被覆率が高いところで摩耗量が多くなることがわかった。この結果は、熱処理に伴う組織の変化が摩擦面の酸化に影響するのみでなく、保護的作用をもつ遊離摩耗粉の母材表面への付着し易さにも影響することを示している。

熱処理に伴う鋼の組織の変化は、無潤滑における摩擦挙動にも影響する。ただし、図8.10から明らかなように、その組織の影響は湿度により異なる。高湿度中では、特に大振幅において組織の影響が摩擦挙動にはっきりと現われ、HV480材付近に摩擦係数 μ の極小値がみられるのに対し、低湿度中では平板の硬さの増加とともに μ が増加している。一方、潤滑油中では平板の硬さの増加とともに μ は小さくなっている。

以上の考察から、従来言われているように、フレッチング摩耗は接触要素の材質と雰囲気との相互作用、すなわちトライボシステム間の相互作用が顕著な摩耗であると言える。なお、組織の腐食性が同程度であれば、硬さの増加は摩耗量を減少させる効果をもつものと考えられる。この点に関する過去の研究はほとんど無いが、Wrightらは鋳鉄の硬さをHB100

~250の範囲で変えて実験を行い、大気中において本研究のアルゴンガス中および潤滑油中の結果(図8.24,25)と同様の結果を得ている^{9,22)}。

摩耗に及ぼす硬さの影響に関連し、摩擦面の硬さを調べた(図8.16,17)が、ここで摩擦面の硬さを変化させる要因について検討する。

無潤滑では、小振幅($\Delta re=34\mu m$)の場合母材の硬さが高いところで摩擦面の硬さの低下がみられ、一方、大振幅($\Delta re=140\mu m$)では顕著な変化は生じていない結果を得た。摩擦面の硬さを変化させる要因としては、(i)摩擦面の温度上昇に伴う焼きもどし効果、(ii)加工硬化、(iii)HV500前後の硬さをもつ $\alpha-Fe_2O_3$ ^{9,22)}を主体とした酸化膜あるいは酸化摩耗粉が摩擦面に凝着してできた層による変化等が考えられる。この実験条件のもっとも激しい摩擦条件(荷重9.8N, 相対振幅140 μm , 振動数7.14Hz, 無潤滑)に対して、一方向すべりに対する閃光温度推定式^{9,22)}を用いて温度上昇を求め、これに第8章付録で述べた繰返し摩擦への修正係数1.69を掛けてフレッチングにおける温度上昇を推定すると、その値は高々3.4Kである。従って、(i)の摩擦面の温度上昇による硬さの低下は考えられない。(ii)と(iii)の影響はともに考えられる。小振幅における母材の硬さがHV500を越す領域においてみられる摩擦面の硬さの低下は、摩耗の進行が遅いために酸化膜が成長しやすく(図6.21)、また酸化摩耗粉の排出が困難で摩擦面への再移着が生じやすいことがその原因である。また、母材の硬さが低いところで摩擦面の硬さの上昇がみられるのは、(ii)と(iii)の複合効果と考えられる。一方、大振幅で摩擦面の硬さの変化が少ないのは、逆に酸化摩耗粉の排出が容易で摩擦面

への再移着が生じにくいこと、また、摩耗率が比較的高いために、酸化膜が $1.4\sim 2.7\mu\text{m}$ の圧子侵入深さの試験で得られる硬さの数値に影響するほどには厚くならない(図6.21)ことなどがその理由としてあげられる。

潤滑下では、図8.17に示したように摩擦面の硬さは著しく上昇し、HV480以上ではHV800以上となる部分も存在する。これは白色層の発生によるものである。マルテンサイト変態の一種である白色層⁹⁻²⁴⁾が、高温の発生を伴わずになぜ発生するのかは不明である。

9.2.9 フレッチング摩耗機構のまとめ

前項までに得られたフレッチング摩耗機構をもとに、その体系図をつくりまとめとする。

図9.9に、摩耗粉が摩擦面外に排出されるまでの過程をまとめた結果を示す。操作変数、接触要素などの巨視的摩擦条件が与えられると、摩擦面の接触状態が決まる。真実接触部に作用する垂直力、摩擦力は、表面および表面下の応力・ひずみ分布を決定する。応力・ひずみの繰り返しは、摩擦面表層に加工硬化、き裂の発生、伝播とその合体など様々な損傷を蓄積させ、金属粉を発生させる。ここまでの過程(図中の破線内)は、基本的には破壊論にもとづく凝着摩耗の機構⁹⁻⁷⁾と同じである。一方、応力・ひずみの繰り返しは、摩擦面に機械的活性化作用をもたらし、酸化膜を成長させる。この酸化膜は、摩擦面表層の損傷の蓄積に伴って破壊され、酸化粉が発生する。

摩擦面間の金属粉は、脆化、二次き裂の発生により破碎され、その一部は摩擦面外に排出され、残りのほとんどは摩擦粉間での相対すべりにより、酸化がさらに進んでから排出される。酸化粉も破碎され、微細化した後排出される。これらの過程（図中の実線内）は、摩擦面の接触状態に影響し、閉ループを形成する。

以上に述べた諸過程には多くの因子が関与するとともに、各因子と諸過程、諸過程間同士には複雑な相互作用が存在する。この連鎖プロセスを図9.10に示す。

相対振幅には、振動源の振幅のほかにシステムの横方向剛性と摩擦力が関与し、また臨界振幅以下の振幅を対象とする場合には、摩擦面の形状と材料の機械的性質が無視できない。

摩擦力（摩擦係数）には、多くの因子が関与する。操作変数と接触要素および雰囲気のみでなく、摩擦面の接触状態の変化が関与する。相対振幅もその変化を通して間接的に摩擦力に関係する（図8.13）。

表面、表面下への損傷の蓄積には、振動源の振幅を除く操作変数、摩擦力、接触要素の機械的性質が直接関係する。また9.2.3項および9.2.5項でそれぞれ述べた理由で相対振幅と摩擦面の接触状態の変化が表面、表面下への損傷の蓄積に関与する。

摩擦面の酸化（速度）には、同様な操作変数、接触要素の物理・化学的性質と雰囲気との相互作用が関与すると共に、摩擦力と相対振幅が影響する。

金属粉の発生量は、表面、表面下の損傷の蓄積に左右される。また、

酸化粉の発生量は、摩擦面の酸化速度と酸化膜の破壊に関係する、表面、表面下の損傷の蓄積に左右される。これらの摩耗粉の比率は、相対振幅の影響を強く受ける。摩耗粉の摩擦面外への排除の難易さ、および摩耗粉の破碎・酸化の過程は、相対振幅、摩擦面の形状と雰囲気の影響を強く受ける。これらの摩擦面間の摩耗粉の挙動が摩擦面の接触状態の変化をもたらす。

以上に示したように、摩擦力、相対振幅および諸過程間には複雑な閉ループが存在する。中でも相対振幅は、すべての過程に直接間接的に関与していることがわかる。

9.3 フレッチング摩耗機構の検証

ここでは、鉄系材料のフレッチング摩耗において一般に認められている特徴が、本研究で得られた摩耗機構の知見により矛盾なく説明できることを示す。

第2章で述べたように、一般に認められているフレッチング摩耗の特徴とは、次のようなものであろう。すなわち、

- (1) 大気中では摩耗粉のほとんどは、 $1\ \mu\text{m}$ 以下の微細な鉄酸化物である。
- (2) 摩耗が急増する臨界振幅が存在する。
- (3) 相対振幅を一定とすれば、摩耗は荷重とともに単調に増加する。
- (4) 摩耗率は繰返し数を増すに従ってしだいに減少し、その後ほぼ一定となる。

- (5) 所定の繰返し数では、高振動数より低振動数の方が摩耗は激しい。
- (6) 大気中に比べて、真空中、不活性ガス中では摩耗は少ない。
- (7) 湿度は摩耗に大きな影響を及ぼし、ある湿度で摩耗はピークをとる。

特徴(1)については、9.2.4項「摩耗粉の排出の機構」で述べたように、発生した遊離粉は長期間摩擦面に介在し、遊離金属粉の酸化と粉砕が進むこと、および微細な酸化粉+金属粉の層内でのせん断による二次的フレッチング作用の結果と考えることができる。

特徴(2)については、9.2.6項「臨界振幅を定める要因」で述べたように、相対振幅とともに摩耗形態が酸化摩耗から機械的な摩耗へと変化し、また摩耗粉による摩耗率の低減作用が減少していく過渡的な状態が存在し、その過渡的な状態が終了すると摩耗量が急増することから説明できる。

荷重は、真実接触部の大きさ、数、面圧に関係し、荷重が大きくなるに従って酸化物及び金属粉の発生量は増加する。一方、第8章で述べたように、I、II、IIIの振幅領域ごとに摩擦面を観察すると、荷重による摩耗形態の変化はみられない。これから、特徴(3)は説明できよう。

特徴(4)は、9.2.2項「摩擦面の接触状態」で述べたように、繰返し数が増すに従って、摩擦面の接触状態が変化し、保護的作用をもつ微細な酸化粉+金属粉の層が荷重を担う比率が増加し、金属接触部が少なくなるためと考えることができる。また、相対振幅が小さいほど早期に定常摩耗に移行する現象は、このような遊離粉が排除されにくいことによる。なお、大きな振幅では摩耗率は変化しないという結果が報告されている。

が、これは、逆に摩耗粉が容易に排除され、このような接触状態の変化が生じにくいためと考えられる。

9.2.9項「フレッチング摩耗機構のまとめ」で述べたように、振動数は摩擦面の酸化に関与し、酸化粉の発生量を左右する。繰返し数を一定とすれば、低振動数ほど酸化膜が成長する時間が長くなる。特徴(5)はこれから説明できる。

9.2.7項「フレッチング摩耗の上限振幅について」で述べたように、フレッチング摩耗は、比摩耗量が小さいために雰囲気の影響が顕著であることが特徴である。図9.10に示したように、雰囲気は摩擦面の酸化、摩耗粉の排除の難易さ、摩耗粉の破碎・酸化、摩擦力への影響を介して表面下への損傷の蓄積に関係する。真空中あるいは不活性ガス中では、摩擦力が増加して摩耗粉が発生しても、摩擦面および摩耗粉が酸化しないために、摩耗粉が母材へ付着するのが酸化雰囲気中よりも顕著となり、摩擦面外に排出されにくくなる。これから、特徴(6)が説明される。

9.2.9項で述べたように、湿度は遊離粉の発生過程と排除過程の両方に関係する。湿度の増加は、酸化を促進し、酸化粉の生成を容易にする一方、摩擦低減効果をもち(図8.9,10)、金属粉の発生を抑制するとともに、摩耗粉の離脱を容易にする。この相反する両者の複合作用により、摩耗がピークをとる湿度が存在する可以考虑することができる。すなわち、湿度が30%RH付近までは、酸化腐食の方が支配的であり、50~60%RH以上では、摩擦低減による金属粉抑制効果の方が支配的となるため、摩耗が減少すると考えられる。これらの効果により、特徴(7)の説明がつく。

9.4 フレッチング摩耗防止の指針

本研究で得られたフレッチング摩耗機構に関する知見に基づき、フレッチング摩耗防止（低減）の指針を示す。

フレッチング摩耗防止（低減）対策は、次の3つに分けてとられるべきである。すなわち、軸圧入部などのように本来相対すべりの拘束を目的とする要素、運転されていない転がり軸受に外部振動が作用する場合の軌道輪と転動体の接触部のように相対すべりが避けられない要素、および積極的に微小な相対すべりを受け持つ要素である。

まず、本来相対すべりの拘束を目的とする要素に対する指針を述べる。この場合には、相対すべりの生じる面積とその相対すべり量を、できるだけ小さくすることが基本となる。そのためには接触面圧を増加させること、摩擦係数を上げることなどが考えられる。また、このような接触部の相対すべり量は、一般に μ mオーダーであり、相対振幅は領域IまたはIIの前半にある。従って、その摩耗形態は酸化摩耗であり、接触面の酸化の防止が対策の1つとなる。この簡便な方法としては、潤滑油を接触面に塗布して大気中の酸素の侵入を抑制することが考えられる。この場合、潤滑油としては摩擦係数を低下させないものを使用すべきである。

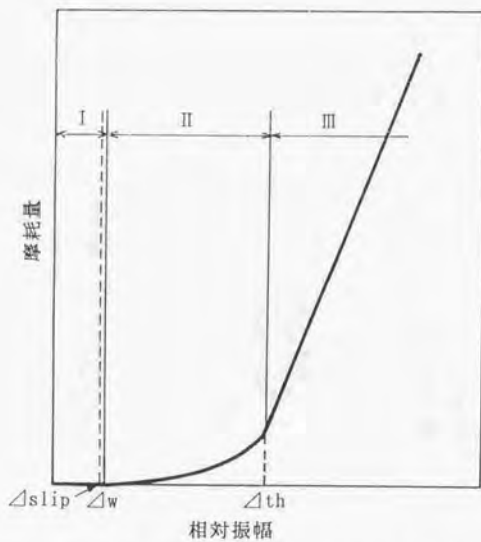
次に、相対すべりが避けられない要素に対する指針を述べる。この基本は、金属粉と酸化粉の発生を防止あるいは抑えることである。そのためには、9.2.9項で示したようにこれらの摩耗粉の発生量に関する因子を制御する必要がある。金属粉の発生量を低下させるには、まず相対

振幅を臨界振幅以下に抑えることである。そのためには振動源の振幅を、システムの横方向剛性を設計上許される範囲で低下させることにより吸収させることが1つの方法である。また、摩擦力（摩擦係数）をできるだけ小さくし、き裂の発生と伝播およびき裂の合体を抑えることが必要である。鋼/鋼のフレッチングでは、ZDDP添加鉱油が摩擦係数を著しく低下させ、耐摩耗効果をもつことがわかっている^{9, 25), 9, 26)}。また、MoS₂添加油も摩擦係数をZDDP添加鉱油以上に低下させるが、相対振幅が小さくなると摩擦面へのMoS₂粒子の侵入が困難となるため、あらかじめ摩擦面に存在するMoS₂粒子が排除されれば、その効果はなくなる^{9, 27)}。酸化粉の発生量に関しても相対振幅と摩擦力が関与し、これらを小さくすることは酸化粉の発生量を減少させる。

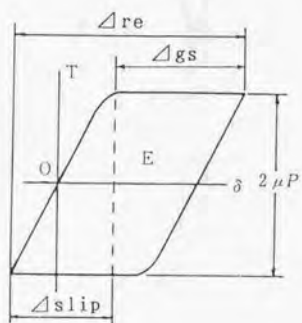
接触要素にはできるだけ $\Delta K_{I, II}$ が高く、また酸化しにくい材料を選ぶべきである。Al₂O₃セラミックスは、大気中無潤滑において、ある荷重以下で優れた耐フレッチング摩耗特性を持つ^{9, 28), 9, 29)}。これは母材そのものが比較的強度の高い酸化物であるためと摩擦係数が比較的低いために、表層の破壊が生じにくいことによる。一方、Si₃N₄, Sialonは、Al₂O₃よりも高い破壊靱性を持つにも関わらず、大気中無潤滑においてはSUJ2同士に匹敵する比摩耗量を示す^{9, 28), 9, 29)}。これは、摩擦係数が約0.8と高いこと、および酸化膜の破壊が生じ易いためと考えられる。しかし、ZDDP添加鉱油中では、Si₃N₄, Sialonの摩擦係数は0.1前後となり、また酸化が抑制されるために、 10^{-10} mm³/Nmm以下のオーダのきわめて低い比摩耗量を示す^{9, 29)}。

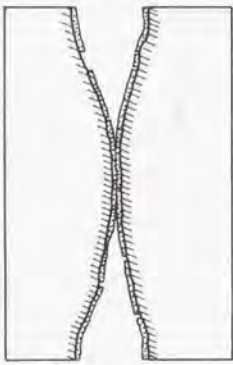
最後に、積極的に微小すべりを受け持つ要素に対するフレッチング摩耗防止の指針を述べる。臨界振幅 Δ_{th} 以下の相対振幅に対しては、上述の相対すべりの避けられない要素に対する対策がそのまま適用できる。また、 Δ_{th} 以上の相対振幅では、前節で述べた議論から明らかのように一般の摩耗に関してとられている、無潤滑下および境界潤滑下の対策が適用できる。

以上のフレッチング摩耗防止（低減）の基本的指針をまとめた結果を表9.2に示す。

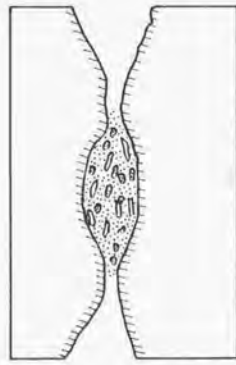


A9.1 摩擦の振幅特性を定めるパラメータ

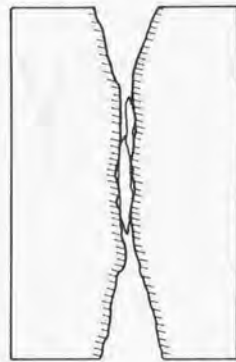
A9.2 Δre , $\Delta slip$, Δgs の定義



(a) 金属接触部



(b) 酸化膜を介した接触部



(c) 金属粉を介した接触部

(d) 酸化粉+金属粉を介した接触部

図9.1 荷重を担う接触部の種類

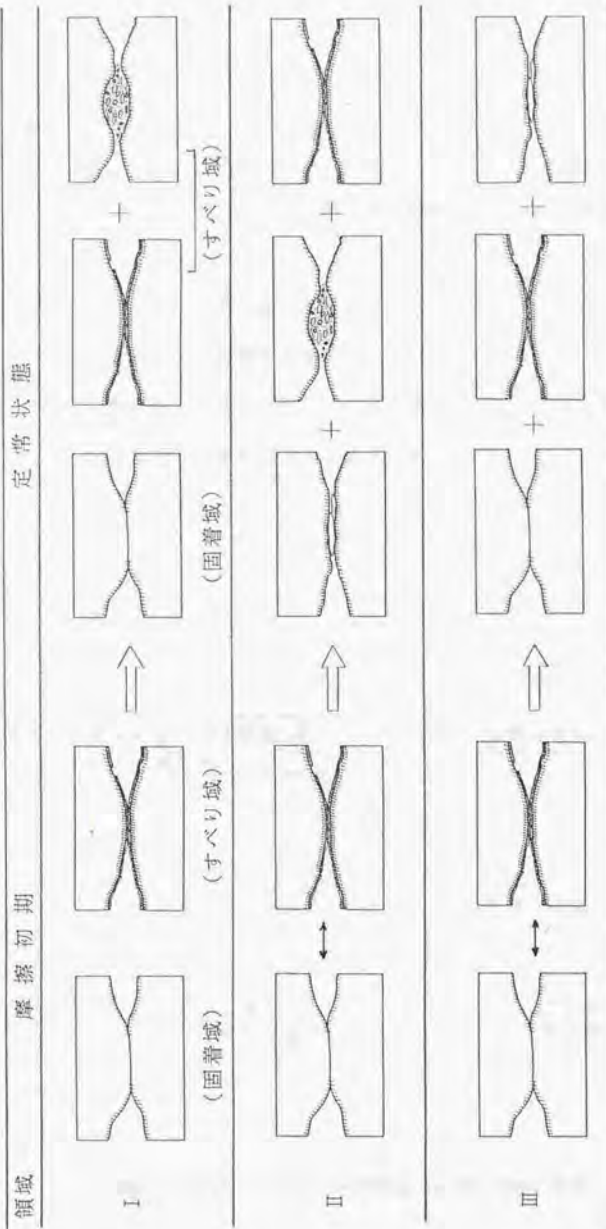


図9.2 相対振幅，繰返し数による真実接触部の変化

表9.1 発生する摩耗粉とその主要機構

領域	摩耗粉	主要機構
I	酸化粉	表面酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊
II	酸化粉 金属粉	表面酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊 摩擦面表層の疲労破壊
III	酸化粉 金属粉	表面酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊 摩擦面表層の疲労破壊

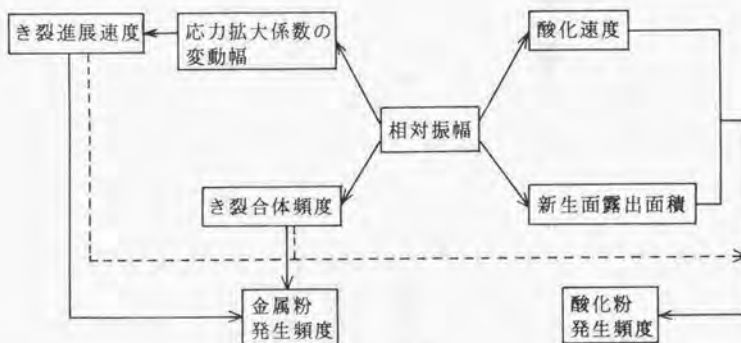
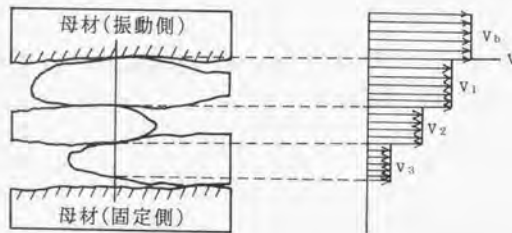


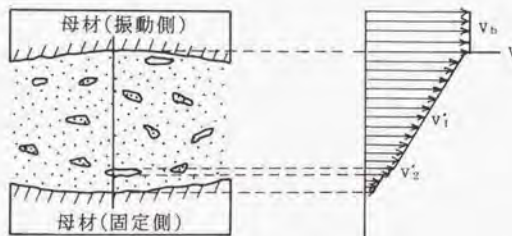
図9.3 酸化粉、金属粉の発生頻度への相対振幅の役割



図9.4 金属粉の排出過程



(a) 金属粉を介した接触部



(b) 酸化粉・金属粉を介した接触部

図9.5 摩耗粉が介在するときの相対すべりを生じる部分
 (上部摩擦面が右方向へ運動しているときの一瞬)

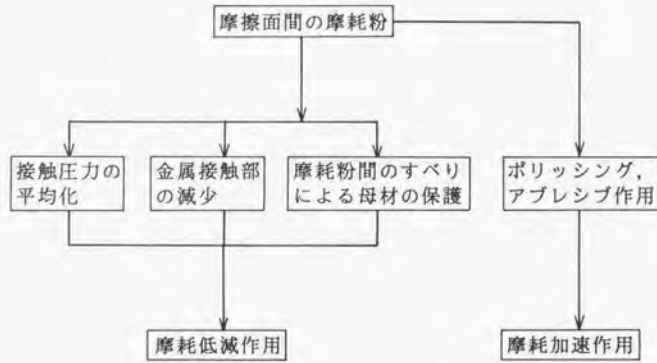
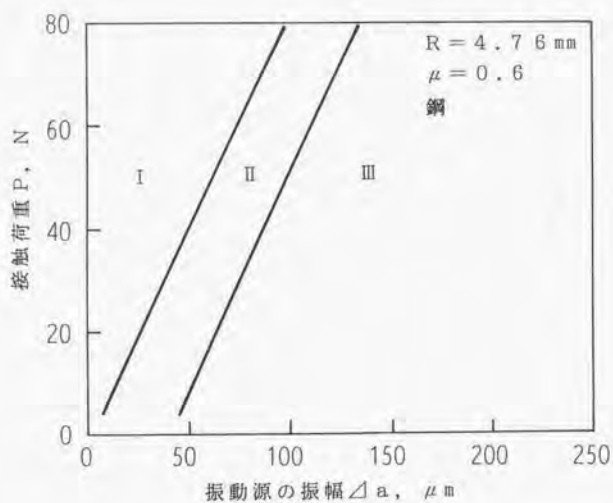
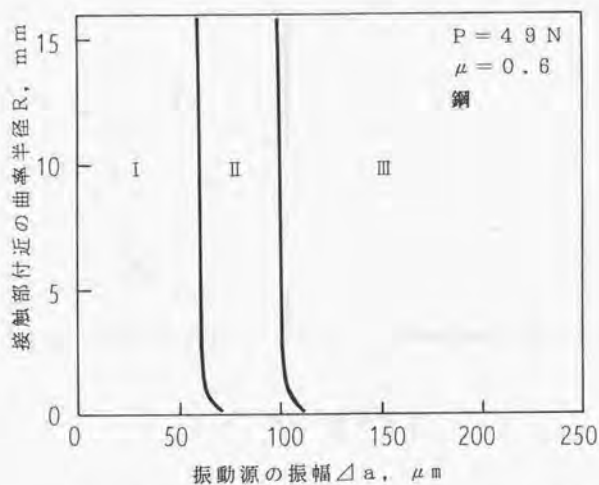


図9.6 摩擦面間に存在する摩耗粉の作用



(a) 接触荷重, 振動源の振幅と各領域の関係



(b) 振動源の振幅, 接触部付近の曲率半径と各領域の関係

図9.7 接触荷重, 振動源の振幅, 接触部付近の曲率半径と各領域の関係

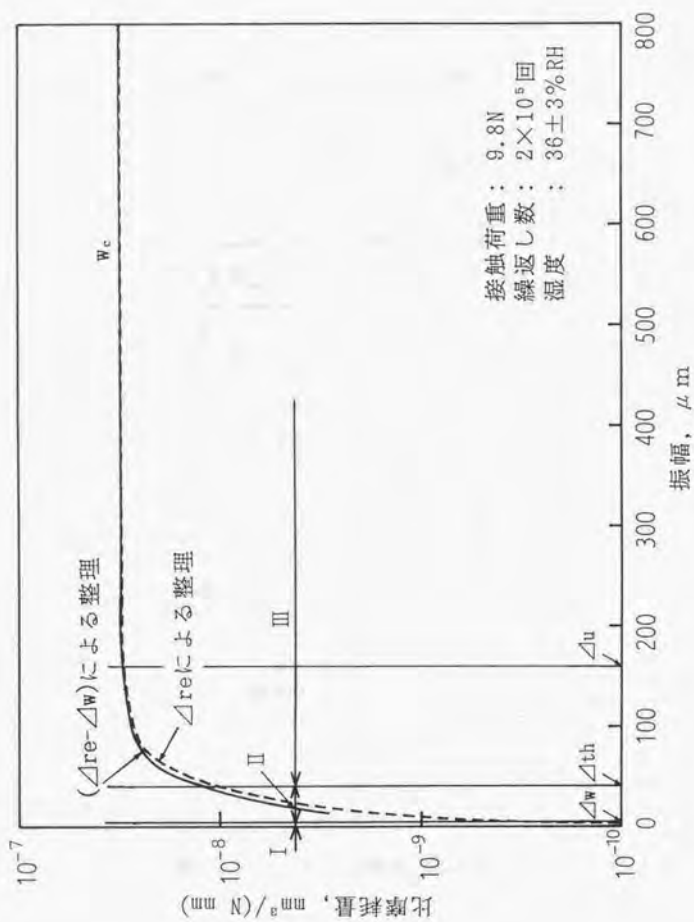


図9.8 各領域の比摩耗量

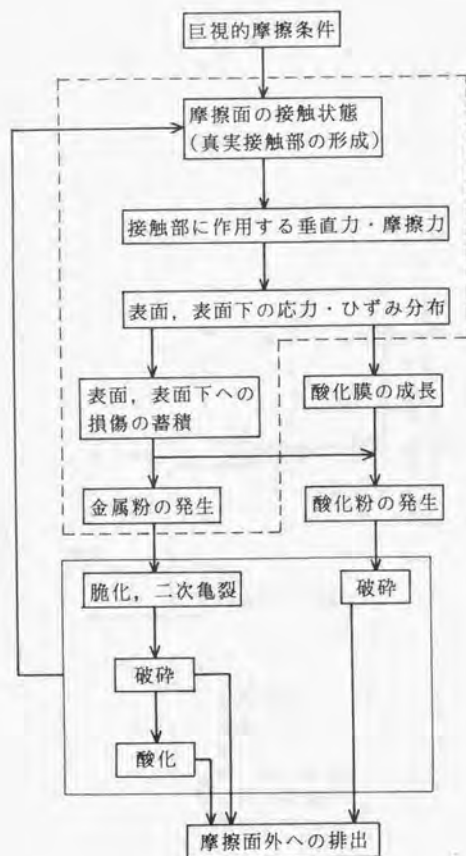


図9.9 フレツチング摩耗の諸過程

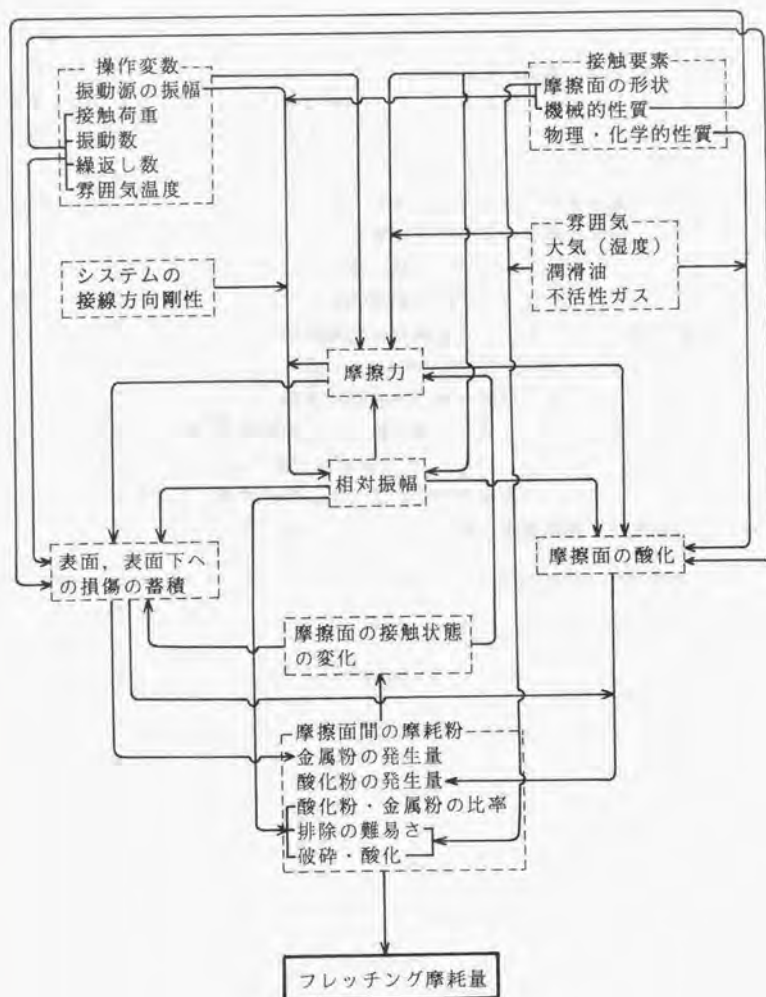


図9.10 フレッチング摩耗の連鎖プロセス

表 9.2 フレッチング摩耗防止の指針

要素	指 針
(a)本来相対すべりの拘束を目的とする要素	相対すべりの生じる面積とその相対すべり量を小さくする <ul style="list-style-type: none"> ・ 接触面圧の増加 ・ 摩擦係数の増大 摩擦面の酸化の防止 <ul style="list-style-type: none"> ・ 潤滑油を塗布し、大気中の酸素の侵入を抑制 (摩擦係数の低下させない潤滑油使用)
(b)相対すべりが避けられない要素	金属粉、酸化粉の発生防止 <ul style="list-style-type: none"> ・ 相対振幅を臨界振幅以下に抑える ・ 摩擦係数の低減を計る (適正な潤滑油の使用) ・ $\Delta K_{I,II}$の高い材質を選定 ・ 耐酸化摩耗性の高い材質を選定
(c)微小な相対すべりを受けもつ要素	臨界振幅以下の相対振幅の場合： (b)の指針が適用可 臨界振幅以上の相対振幅の場合： 一般の摩耗に関する無潤滑、境界潤滑下の摩耗防止対策が適用可

第9章 引用文献

- 9.1) 後藤末弘・平野富士夫：潤滑, 20, 2(1975)90.
- 9.2) H. H. Uhlig: *J. Appl. Mech.*, 21(1954)401.
- 9.3) Y. Kimura & M. Shima: *Proc. Jpn. Int. Trib. Conf., Nagoya, 1990*
(1990)433.
- 9.4) Y. Kimura & M. Shima: *Wear*, 141, 2(1991)335.
- 9.5) 曾田範宗・木村好次：日本機械学会論文集（第3部）, 33, 276
(1969)1772.
- 9.6) R. E. Pendlebury: *Wear*, 125(1988)3.
- 9.7) 木村好次：潤滑, 28, 10(1983)709.
- 9.8) J. S. Halliday & W. Hirst: *Proc. Roy. Soc. Lond., Ser. A*, 236
(1956)411.
- 9.9) 萱場孝雄・岩渕明：日本機械学会論文集（第3部）, 44, 378
(1978)692.
- 9.10) H. Goto, M. Ashida & K. Endo: *Wear*, 116(1987)141.
- 9.11) N. Ohmae & T. Tsukizoe: *Wear*, 27(1974)281.
- 9.12) M. J. Lewis and P. B. Didsbury, cited in R. B. Waterhouse:
Treatise Mater. Sci Technol., 13(1979)267.
- 9.13) 木村好次・岡部平八郎共著：トライボロジー概論, 養賢堂(1982)
215.
- 9.14) 日本潤滑学会編：潤滑用語集, 養賢堂(1981)83.
- 9.15) 曾田範宗・青木朗：日本機械学会論文集（第4部）, 25, 158

(1959)995.

- 9.16) R. B. Waterhouse: *Wear*, 106(1985)1.
- 9.17) 佐藤準一: *潤滑*, 22, 10(1977)622.
- 9.18) 後藤穂積: *潤滑*, 33, 3(1988)174.
- 9.19) 日本鉄鋼協会編: *鋼の熱処理*, 改訂5版, 丸善(1969)181.
- 9.20) 伊東伍郎: *腐食科学と防食技術*, コロナ社(1969)158, 341.
- 9.21) 佐藤知雄 編: *鉄鋼の顕微鏡写真と解説*, 丸善(1963)142.
- 9.22) R. B. Waterhouse 著 (佐藤準一訳): *フレッチング損傷とその防止法*, 養賢堂(1984)106, 119, 121.
- 9.23) E. Rabinowicz: *Friction and Wear of Materials*, Wiley, New York(1965)88.
- 9.24) 木川武彦: *潤滑*, 32, 10(1987)748.
- 9.25) 志摩政幸・佐藤準一・菅原隆志: *日本潤滑学会研究発表会予稿集* (1986)37.
- 9.26) J. Sato, M. Shima, T. Sugawara & A. Tahara: *Wear*, 125(1988)83.
- 9.27) 志摩政幸・佐藤準一・菅原隆志: *潤滑*, 33, 9(1988)685.
- 9.28) 志摩政幸・佐藤準一: *日本潤滑学会研究発表会予稿集*(1984)277.
- 9.29) 志摩政幸・佐藤準一他4名: *日本潤滑学会トライボロジー会議予稿集*(1991)621.

第 10 章 結論

（一）本報告之研究目的在於探討我國企業之經營管理現況及其改善之方向。

（二）本報告之研究範圍包括我國企業之經營管理現況及其改善之方向。

（三）本報告之研究方法採用問卷調查法及深度訪談法。

（四）本報告之研究結果顯示我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（五）本報告之研究結論為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（六）本報告之研究建議為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（七）本報告之研究結論為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（八）本報告之研究建議為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（九）本報告之研究結論為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（十）本報告之研究建議為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（十一）本報告之研究結論為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（十二）本報告之研究建議為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（十三）本報告之研究結論為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

（十四）本報告之研究建議為我國企業之經營管理現況尚有待改善之處，其改善之方向應著重於加強企業之經營管理，提高企業之競爭力。

第10章 結論

鉄系材料（主に軸受鋼）のフレッチング摩耗の機構に関して、接触の機構、現象の直接観察、摩擦面および摩耗粉の観察、摩耗粉発生の破壊力学的考察、および摩耗量の諸特性を調べ、これらを相互に関連づけて検討した結果、次の結論を得た。

[1] フレッチング摩耗機構の特徴

フレッチング摩耗における金属粉の発生までの過程は、破壊現象に起因する一般の凝着摩耗の機構と基本的には同じであること、一般の摩耗との主な相違は、酸化粉の発生過程と、金属粉、酸化粉のその後の挙動にあることが分かった。

[2] フレッチング摩耗における連鎖プロセス

フレッチング摩耗には、多くの因子が関与するとともに、諸過程間に複雑な連鎖プロセスが存在する。観察結果をもとに主要な因子の連鎖関係を明らかにし、中でも相対振幅がすべての過程に直接、間接的に関与することを示した。

[3] 摩耗量の振幅特性

フレッチング摩耗は相対振幅によって、摩耗がほとんど生じない領域Ⅰ、摩耗量が相対振幅とともに加速されながら増加する領域Ⅱ、および摩耗量が直線的に急増する領域Ⅲの3領域に区別されることを示し、領

域ⅠとⅡの境界の振幅は、接触面間に巨視的すべりが生じる振幅にはほぼ等しいことを明らかにした。

[4] 摩耗の臨界振幅を定める要因

領域ⅡとⅢの境界の振幅（摩耗の臨界振幅）を定める要因は、相対振幅による摩耗形態の変化と保護的作用をもつ摩耗粉の排出の挙動の変化の2つであり、相対振幅とともに、摩耗形態が酸化摩耗から凝着摩耗へと変化し、また摩耗粉による摩耗率の低減作用が減少していく過渡的な状態が存在し、この状態が終了するときの振幅が摩耗の臨界振幅を定めることを示した。

[5] 摩擦面の接触状態

定常状態における摩擦面は、相対振幅によって特徴的な接触状態になることを示した。すなわち、領域Ⅰのすべり域では酸化膜を介した接触部が荷重を担う比率が高く、領域Ⅱでは酸化粉＋金属粉を介した接触部と金属粉を介した接触部が、また、領域Ⅲでは金属接触部と酸化膜を介した接触部が荷重を担う比率が高い。前述した摩耗量の振幅特性は、このような接触状態と良く対応する。

[6] 摩耗粉の作用

摩擦面間に介在する摩耗粉は、接触圧力の平均化、緊密な金属接触を防ぐことによる局所的摩擦係数の増大の防止、および摩耗粉間のすべりによる実質的な相対振幅の減少などの摩耗低減作用と、ポリッシング、

アブレシブ作用などの摩耗加速作用の二面性をもつが、前者の摩耗低減作用の方がはるかに強いことを示した。

[7] 摩耗粉発生の機構

領域Ⅰ、Ⅱ、Ⅲのそれぞれにおける、摩耗粉の特徴的な発生機構を同定した。領域Ⅰでは、表面の酸化と酸化膜の繰返し応力による破壊により、酸化粉が発生する。領域Ⅱでは、領域Ⅰと同様の機構で発生する酸化粉とともに、摩擦面表層のモードⅡのき裂伝播を主体とした疲労破壊により薄片状金属粉が発生する。領域Ⅲにおいても、同様な機構により酸化粉、薄片状金属粉が発生するが、薄片状金属粉の発生量の方が支配的である。

[8] 摩耗粉排出の機構

フレッチング摩耗の特徴の一つは摩耗粉の介在にあるが、摩擦面間に存在する金属粉は、そのままの形で摩擦面外に排出されることはほとんどなく、塑性変形を繰返し受けて脆化、二次き裂が発生して破碎され、激しい酸化を生じて微細な酸化粉となった後排出されること、酸化膜の破壊により生じた酸化粉も、破碎作用を受けた後排出されることを示した。

[9] 材料の硬さの影響

大気中無潤滑では、材料の硬さ（塑性変形抵抗）がフレッチング摩耗を支配する主要因とはならないが、不活性ガス中、潤滑油中では摩擦面

の硬さが高いほど摩耗量は減少することを示し、大気中無潤滑におけるフレッチング摩耗に対しては、材料強度的側面だけでなく、化学的側面（材料の組織の変化に伴う腐食性の問題）および摩擦面の酸化物被覆率が重要な役割を果たすことを指摘した。

[10] 接触の機構

接線力の作用する接触問題の解析により、巨視的すべりが生じない範囲の振幅では、点接触と面接触の間にせん断応力分布、すべり域の挙動に共通点が認められることを示し、これから、接触圧力を把握しておくことにより、点接触の試験結果を、一般の摩擦面におけるフレッチング摩耗に適用できる可能性、すなわちすべり域に生じる酸化摩耗量、表面の劣化の把握などに適用できる可能性を示した。

謝 辞

本研究は1980年以来、東京商船大学において続けてきた研究のフレックシング摩耗の機構に関する部分をまとめたものである。その間、ご指導いただきました著者の上司、東京商船大学 教授 佐藤準一先生に心よりお礼申し上げます。

本研究をまとめるにあたり、貴重な時間を割いてきびしく、また懇切丁寧なご指導をいただきました東京大学生産技術研究所 教授 木村好次先生に深甚なる謝意を表します。先生のご指導なくしてこの研究をまとめることは到底できませんでした。

また、本研究をまとめるにあたり、貴重な御意見、御教示を賜りました 東京大学工学部航空学科 塩谷 義 教授、同 産業機械工学科 田中正人 教授、東京大学生産技術研究所第一部 中桐 滋 教授、同第四部 林 宏爾 教授の各先生に厚くお礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり、多大のご援助をいただきました関係各位、特に摩擦面の観察でご指導、ご協力いただきました 東京商船大学 教授 鈴木揚之助先生、試験機の製作、データ整理等に惜しみないご協力をいただいたきました東京商船大学助手 山尾元春、技官 菅原隆志の両氏および多くの卒論学生、大学院生に厚くお礼申し上げます。また、潤滑油を提供していただきました三菱石油研究所に厚くお礼申し上げます。

最後に、本研究に対し終始激励していただきました大学、大学院時代の恩師 宮入武夫先生、佐々木三郎先生に厚くお礼申し上げます。

平成4年6月5日



