

銅円盤と鉄系焼結合金すり板の摩擦熱に起因する接点温度上昇解析

Analysis of Contact Temperature Rise Caused by Frictional Heat between Copper Disk and Iron-based Sintered Alloy Contact Strip

鉄道総研（正）*根本 公紀 ，（正）山下 主税

Koki Nemoto*, Chikara Yamashita*

*Railway Technical Research Institute

1. はじめに

電気鉄道では、架空電線であるトロリ線と車両設備であるパンタグラフのすり板を接触・しゅう動させることで、車両へ電力供給（集電）を行っている。トロリ線やすり板は集電材料とよばれ、集電時にしゅう動することで摩耗し、その摩耗率によって交換頻度が決定されている。そのため、メンテナンスコスト削減のため集電材料の摩耗抑制が望まれている。

従来、集電材料の摩耗について、離線時のアーク放電が主要因とされる電氣的摩耗と、凝着摩耗が主要因とされる機械的摩耗に大別されてきた^{1)・4)}。しかし現場の摩耗現象は、パンタグラフの押し上げ力、列車速度や通電電流などの変化によって複雑に摩耗しており、従来の考え方では説明できていない現象も残されている。そのため、集電材料の摩耗に関する研究の深度化が求められている。

近年、集電材料の摩耗について、摩耗形態の関係に着目し、摩耗メカニズムの深度化を進める研究が行われている。山下らは、電氣的摩耗について、電氣的摩耗形態は3種類存在することを明らかにし、ジュール熱による接点の温度解析をすることで、電氣的摩耗形態は材料の熔融により遷移することを明らかにした⁵⁾。さらに、接点の温度上昇を定式化し、電氣的摩耗形態のマップ化を行った⁶⁾。

機械的摩耗について、筆者らは、しゅう動中の接点温度を測定可能な試験機を用いて、銅円盤と鉄系焼結合金すり板との摩耗実験をした結果、機械的摩耗形態は4種類存在し、摩擦熱起因の接点温度上昇による材料の軟化によって機械的摩耗形態が遷移することを明らかにした⁷⁾。しかし、一部摩耗形態の遷移現象は材料の軟化では説明できないという課題があった。軟化では説明できなかった現象は、凝着摩耗と焼付きの間の遷移であり、いずれの摩耗形態においてもトロリ線およびすり板ともに軟化しない条件であった。焼付きの発生メカニズムとして、片当たりや摩耗粉の噛みこみなどによる接点数の減少が一つの要因だと報告されている⁸⁾。しかし、しゅう動中の接点数を正確に測定・推定することは非常に困難なため、前報告⁷⁾の焼付きと凝着摩耗の遷移現象が接点数の減少によるものかは不明であった。

そこで、本論文では、回転摩耗試験機で測定された接点温度を活かし、接点数を考慮した接点温度上昇解析を構築し、実際に測定された接点温度と解析上の接点温度を比較することで、しゅう動中の接点数を間接的に推定した。そして、凝着摩耗と焼付きの遷移条件について検討したので報告する。

2. 接点温度上昇の解析手法

2.1 解析モデル

本論文で用いる解析モデルについて検討する。

従来の摩擦熱による接点温度上昇を解析した報告^{9)・11)}では、接点を円柱と仮定した解析モデルが用いられている。本論文もこれらにならない円柱接点モデルとした。

2つのしゅう動材料への摩擦熱の分配について、摩擦熱を半々に分配した報告¹⁰⁾や熱伝導率などの物性値によって分配率を決定し分配した報告^{9)・12)}など一意に定まてはいない。そこで本論文では、銅円盤とすり板の接触境界に、銅円盤とすり板の混合物を接触境界層として作成し、摩擦熱を接触境界層に入力することで、銅円盤とすり板の熱分配を考慮しなくてよいモデルとした。

Figure 1 に本論文で使用するモデルの概略図を示す。ここで、銅円盤接点を模擬した円柱 (Fig. 1 中オレンジ部) およびすり板接点を模擬した円柱 (Fig. 1 中灰色部) の接触境界層ではない部分を、以降バルクと表現する。

前報告⁷⁾で測定された接点温度は、真実接点の平均温度が算出されたものであるため、本論文で解析結果として算出する接点温度は、接触境界層の平均温度とした。

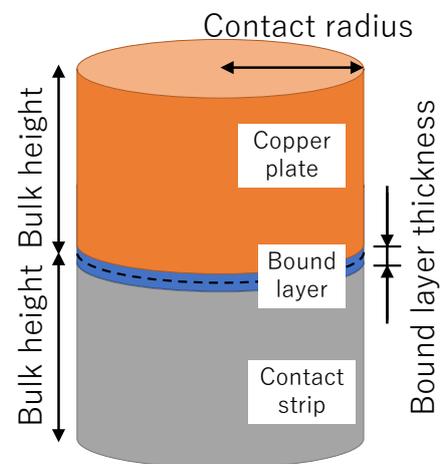


Fig. 1 Schematic diagram of the analysis model

2.2 解析条件

境界層に発生させる摩擦熱 Q は式(1)で求めた。

$$Q = \eta \frac{\mu N v}{n} \quad (1)$$

ここで、 μ は摩擦係数、 N は接触力[N]、 v はしゅう動速度であり[m/s]、前報告⁷⁾の実験値 (Fig. 2) を用いた。図中の色分けされた摩擦形態については、前報告で分類した機械的摩擦形態であり 3.1 節で説明する。 η は係数である。 n は接点数であり、接点数は Rim, Ashby によって提唱されている式(2)⁹⁾を用いて推定を行った。

$$n = \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 \left(\frac{N}{A_0 H_0}\right) \left(1 - \frac{N}{A_n H_0}\right) + 1 \quad (2)$$

ここで、 r_a は真実接触点の半径、 r_0 は見掛けの接触半径、 A_0 は見掛けの接触面積、 N は接触力、 H_0 は軟らかい方の材料の硬さである。 r_a は模擬トルリ線の表面粗さの凹凸波長から算出し、 r_0 はすり板試験片の見掛けの接触面積 $A_0 = 100 \text{ mm}^2$ を円と仮定した場合の半径として算出している。

解析時間は接点同士の接触時間とし、式(3)のように算出した。

$$t = \frac{2r_a}{v} \quad (3)$$

境界条件は、バルクの上端および下端の温度を外気温である 25°C とし、その他の面は断熱とした。解析パラメータをまとめたものを Table 1 に、解析に用いた銅円盤、すり板および接触境界層の物性値を Table 2 に示す。接触境界層の物性値は銅円盤とすり板の平均値を用いた。上記の解析を解析ソフト (Femtet) の熱伝導過渡解析を用いて行った。

Table 1 Analysis conditions

Frictional heat Q	Formula(1)
Friction coefficient μ	Experimental value
Normal load N	Experimental value
Sliding speed v	Experimental value
Number of contact point n	Formula(2)
Real contact radius r_a , μm	64
Apparent contact area A_0 , mm^2	100
Apparent contact radius r_0 , mm	5.6
Hardness H_0 , MPa	980
Analysis time t	Formula(3)

Table 2 Physical properties

	Copper plate	Contact strip	Bound layer
Density, kg/m^3	8910	6910	7925
Thermal conductivity, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	373(25°C), 322(300°C), 307(600°C), 295(900°C)	20.0(25°C), 19.5(200°C), 19.1(400°C), 19.3(600°C), 17.9(800°C)	37.9(25°C), 36.5(300°C), 34.9(600°C), 33.3(900°C)
Specific heat, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	0.381 (25°C), 0.416(300°C), 0.435(600°C), 0.461(900°C)	0.496(25°C), 0.547(200°C), 0.617(400°C), 0.790(600°C), 0.745(800°C)	0.443(25°C), 0.496(300°C), 0.553(600°C), 0.610(900°C)

2.3 解析モデルのバルク高さ・接点境界層厚さ・接点境界層メッシュサイズの検討

バルクの大きさ (高さ)、接点境界層厚さ、接点境界層メッシュサイズなどの解析モデルパラメータは、解析精度に影響するため、それぞれ変化させ解析を行った。バルク高さは $10 \sim 500 \mu\text{m}$ 、境界層厚さは $0.1 \sim 5.0 \mu\text{m}$ 、境界層メッシュサイズは $0.02 \sim 0.50 \mu\text{m}$ で変化させた。解析条件は、前報告⁷⁾の回転摩擦試験機の試験で最も接点温度が高くなる条件と考えられる、しゅう動速度 100 km/h 、荷重 80 N 、摩擦係数 0.5 、解析時間 $4.6 \times 10^{-6} \text{ s}$ で行った。それぞれの解析モデルパラメータを変化させた時の接点温度を Fig. 3 ~ Fig. 5 に示す。Fig. 3 より、バルク高さが増加するにつれて温度は上昇する傾向を示し、 $50 \mu\text{m}$ 以上の条件ではほぼ一定となった。これは、バルク高さが小さいと境界条件でバルク端の温度を外気温の 25°C で一定としているため、その影響を受けてしまうためと考えられる。Fig. 4 より、接点境界層厚さが減少するにつれて接点温度は減少する傾向を示し、 $0.3 \mu\text{m}$ 以下の条件でほぼ一定となった。これは、発熱する接点境界層厚さが増加すると、熱容量が大きくなり接点境界層がバ

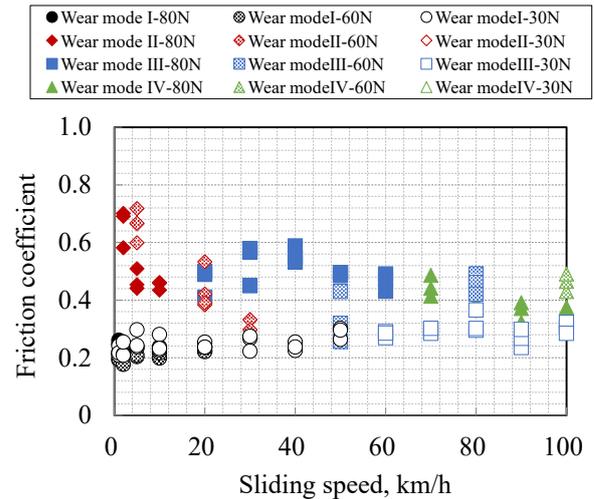


Fig. 2 Relationship between friction coefficient and sliding conditions⁷⁾

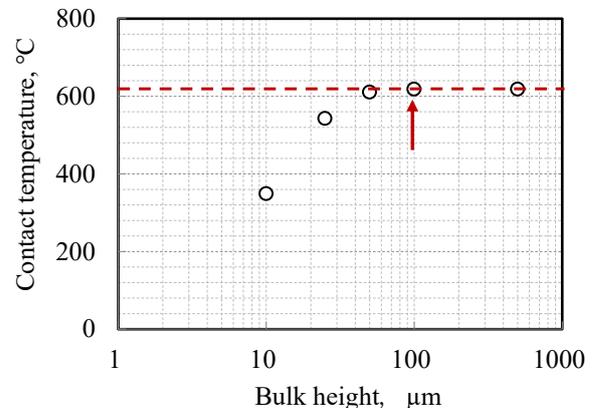


Fig. 3 Relationship between contact temperature and bulk height

ルクの温度の影響を受けづらくなるためと考えられる。Fig. 5 より、メッシュの大きさによらず接点温度は一定であった。

以上より、解析モデルパラメータの影響を排除するためには、バルク高さはなるべく大きく、接点境界層厚さは極力小さくする必要があると考えられる。しかし、バルクの大きさを不必要に大きくしたり、接点境界層厚さを薄くしたりすると、計算負荷が大きくなり解析時間が長くなってしまいます。そのため、本論文では、解析モデルの精度向上および解析時間の短縮の観点から、バルク高さを 100 μm 、境界層厚さを 0.2 μm 、境界層メッシュ長さ 0.1 μm として計算を行った。

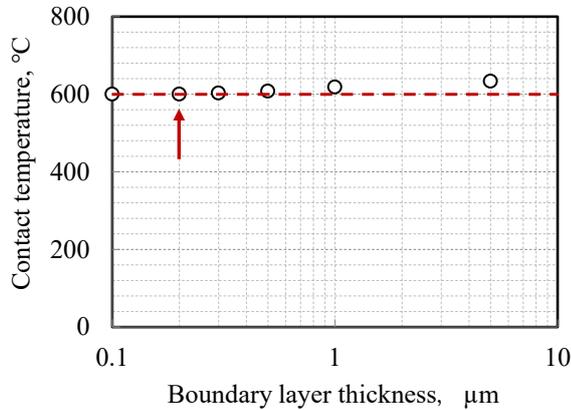


Fig. 4 Relationship between contact temperature and boundary layer thickness

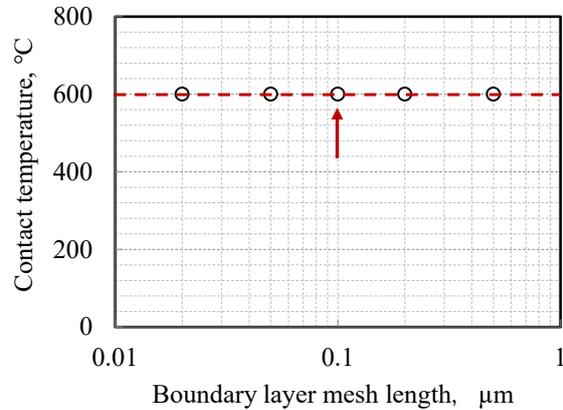


Fig. 5 Relationship between contact temperature and boundary layer mesh length

3. 解析結果および考察

3.1 解析結果

前報告⁷⁾で測定された接点温度を Fig. 6 に示す。この接点温度は、摩擦試験中に熱起電力を測定して算出したものである。また、色分けされた摩耗形態 I ~ IV は、前報告においてしゅう動面や摩耗粉観察などにより分類した機械的摩耗形態で、摩耗形態 I は凝着摩耗、摩耗形態 II は焼き付き、摩耗形態 III はアブレシブ摩耗、摩耗形態 IV は軟化流動およびデラミネーション摩耗と考察している。測定された接点温度を、接点 1 点当たりの摩擦仕事で整理したものを Fig. 7 に示す。この図より、接点 1 点当たりの摩擦仕事が大きくなると、接点温度も増加する傾向を示した。

Figure 8 に 2 章のモデルを用いた解析結果を示す。ここで、測定結果と解析結果の差が小さくなるよう係数 η を 60% とした。 η の妥当性を検証するために、しゅう動中に測定した接点温度と本論文で解析した接点温度の誤差 δ を以下の式(4)で算出した。

$$\delta = \sum (|T_A - T_T|/T_T) / D * 100 \quad (4)$$

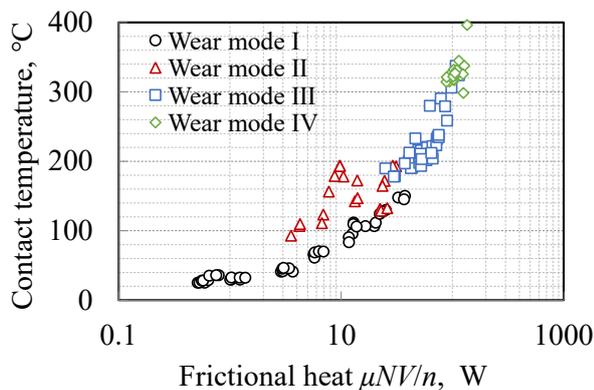


Fig. 7 Relationship between contact temperature and frictional work⁷⁾

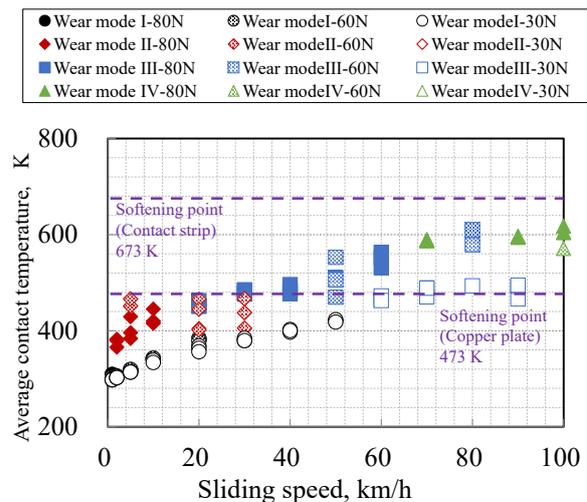


Fig. 6 Relationship between average contact temperature and sliding conditions⁷⁾

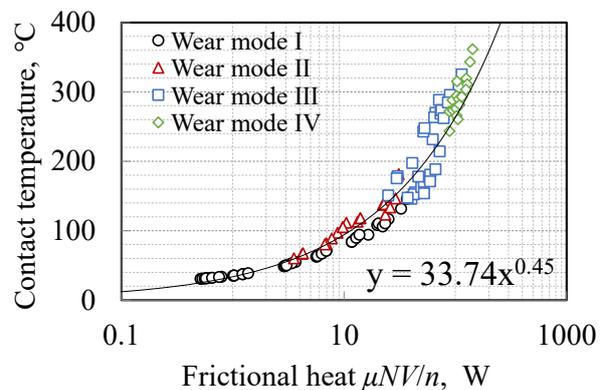


Fig. 8 Analysis results

ここで、 T_A は解析による接点温度[°C]、 T_r は実験による接点温度[°C]、 D はデータ数である。 $\eta=60\%$ で解析値の誤差を算出した結果、摩耗形態Iで11.7%、摩耗形態IIで27.17%、摩耗形態IIIで16.1%、摩耗形態IVで12.9%となり、 η の値は概ね妥当であると考えられる。 η は式(1)において摩擦仕事と摩擦熱の関係で用いられる係数であり、摩擦仕事は摩擦熱に変換される効率といえる。また、Fig. 8の結果より、接点数や摩擦条件によらず一律 $\eta=60\%$ で解析値が測定値と概ね整合したことからも、 η は摩擦仕事は摩擦熱に変換される効率として働いたと考えられる。従来、熱変換率は100%と仮定して解析されることもあるが、本論文では60%となり、摩擦仕事は摩擦熱以外にも接点の破壊や音などにも消費されたものと考えられる。

摩耗形態I、IIIおよびIVでは誤差が約15%程度の精度で接点温度を推定することができた。一方、摩耗形態IIについて誤差が大きくなっており、Fig. 7とFig. 8を比較すると、測定された接点温度の方が高い温度になっている。その理由として考えられる原因として、摩耗形態IIにおいても $\eta=60\%$ と仮定すると、実際の接点数が式(2)で推定した数よりも少なくなり、接点1点当たりの摩擦熱が解析より大きくなったものと考えられる。

3.2 摩耗形態Iおよび摩耗形態IIの接点数の推定

作成した解析モデルを用いて接点数を推定し、摩耗形態Iと摩耗形態IIの遷移条件について考察する。Figure 8のように、解析による接点温度と一点当たりの摩擦仕事の関係を累乗の形で最小二乗法を用いて近似した。近似の結果、式(5)と近似され、決定係数は0.95であった。

$$T_A = 33.74 \times \left(\frac{\mu N v}{n} \right)^{0.45} \quad (5)$$

熱変換率 η を一律60%とし、式(5)が妥当であるとすれば、実験から測定された摩擦仕事と温度に対して、実際の接点数は式(6)で求められる。

$$n = \mu N v / \left(\frac{T_A}{33.74} \right)^{\frac{1}{0.45}} \quad (6)$$

解析結果と実験値をもとに式(6)で改めて推定した接点数をFig. 9に示す。なお、推定対象とする摩耗形態は、摩耗形態IとIIとした。また、計算された接点数を用いて接点1点当たりの面圧を算出したものをFig. 10に示す。この図より、面圧約1000 MPaを境に、摩耗形態Iと摩耗形態IIがわけられることがわかる。Goddardらの報告¹³⁾では、焼付き摩耗形態の発生条件を、式(7)で示している。

$$\frac{N}{n A_r} = H \quad (7)$$

ここで、 A_r は真実接触面積、 H は材料の硬さであり、真実接触点の面圧が材料の硬さを超えた時に塑性流動し焼付きが発生することを意味する。

本実験で用いた銅円盤の硬さは980 MPaであり、Fig. 10で摩耗形態Iと摩耗形態IIの境界となる面圧1000 MPaとほぼ一致する。以上より、摩耗形態IIの遷移条件は、接点数の減少に起因して面圧が材料の硬さを超えることであり、摩耗形態IIのメカニズムは接点の焼付きであると考えられる。

4. まとめ

本論文では、前報告で未解明であった、摩耗形態Iと摩耗形態IIの遷移条件を明らかにするため、接点数を考慮した接点温度解析モデルを作成し、解析結果と測定結果を比較した。その結果を以下に示す。

- (1) トロリ線とすり板への熱分配を考慮しなくてよいモデルとして、接触面境界に銅円盤とすり板の混合物である接触境界層を作製したモデルを構築した。また、摩擦仕事の熱変換率を60%としたときの解析結果は、摩耗形態II以外の摩耗形態での誤差は15%程度と実験での測定結果とおおむね一致する結果となった。
- (2) 実験で測定した接点温度と解析による接点温度が整合するように接点数を改めて推定すると、摩耗形態IIの発現時において接点数が減少していることが明らかになった。また、摩耗形態IIへの遷移条件は、1点当たりの面圧が銅円盤の硬さを超えることであり、摩耗形態IIのメカニズムは接点の焼付きであることを明らかにした。

文献

- 1) 岩瀬：パンタグラフ集電と摩耗（Ⅲ），鉄道技術研究報告，217（1961）。

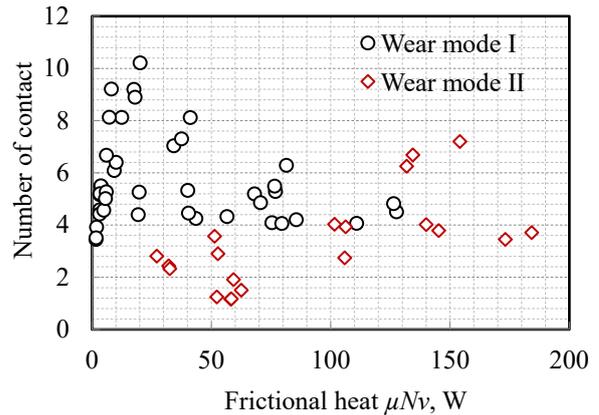


Fig. 9 Estimated number of contact (Formula(6))

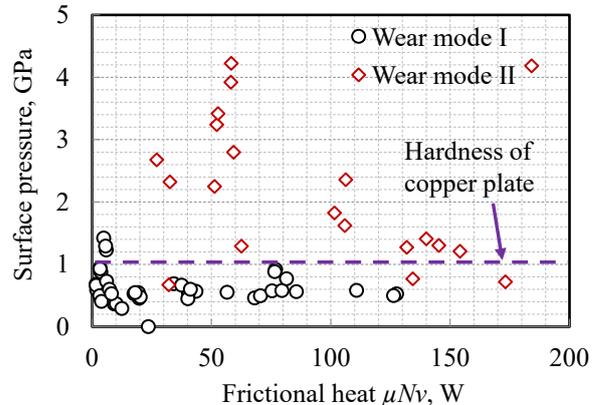


Fig. 10 Estimated surface pressure

- 2) 河野ら：集電用材料の摩耗に及ぼす離線アークの影響（第1報），潤滑，27，4(1982) 283~287.
- 3) 河野ら：集電用材料の摩耗に及ぼす離線アークの影響（第2報），潤滑，27，7(1982) 527~532.
- 4) S.G.Jia, et. al. : Sliding wear behavior of copper alloy contact wire against copper-based strip for high-speed electrified railways, *Wear*, 262, 7-8 (2007) 772-777.
- 5) 山下・足立：集電材料の摩耗形態および遷移条件に及ぼす通電電流の影響，トライボロジスト，58，7(2013) 496~503.
- 6) 山下・足立：集電材料の摩耗形態マップ，トライボロジスト，62，2(2017) 129~136.
- 7) 根本・山下：集電材料の摩擦熱による摩耗形態の分類，トライボロジー会議 2021 秋 松江 予稿集，(2021) 224~230
- 8) 笹田：摩耗，養賢堂，(2008).
- 9) S.C.Lim, M.F.Ashby : Wear Mechanism Maps, *Acta Metallurgica*, 35, 1 (1987) 1~24.
- 10) 織田・藤井：しゅう動速度がトロリ線の摩耗に及ぼす影響についての若干の試験結果と考察，潤滑，29，1(1984) 66~71.
- 11) 岡林ら：耐熱性アルミニウム合金の摩擦面温度について，軽金属，26，3(1976) 116-123.
- 12) 山本：摩擦面の温度上昇，潤滑，27，11(1982) 789~793.
- 13) J. Goddard, and H. Wilman : A theory of friction and wear during the abrasion of metals, *Wear*, 5, 2 (1962): 114-135.