

境界潤滑状態下における車輪・レール間摩擦係数の 実験的同定

陳 樺* 山本 大輔** 名村 明*

Experimental Identification of Wheel/Rail Friction Coefficient in Boundary Lubrication State

Hua CHEN Daisuke YAMAMOTO Akira NAMURA

When calculating the adhesion coefficient between wheel and rail during rainfall by applying the Mixed Lubrication Theory, the friction coefficient (referred to as boundary friction coefficient) of the contacts between asperities of wheel and rail is one of important parameters. However, its value has been assumed arbitrarily in theoretical calculation so far, therefore, the precision of adhesion coefficient obtained by numerical analysis has been unsatisfied. In order to resolve this problem, this study carries out experiments for estimating the boundary friction coefficient by means of a rolling-sliding friction machine under wet conditions, and find out the boundary friction coefficient is in an average value of 0.5.

キーワード：車輪，レール，転がり接触，水，境界潤滑，境界摩擦係数

1. はじめに

鉄道車両の力行，制動に関して，レール面が乾燥状態の場合には，粘着力は特に問題視されないが，雨や雪などで表面が濡れると，車輪とレール間に介在する水膜の潤滑作用により粘着力が低下することが多く，力行時の空転や制動時の滑走現象などが発生する事例が見受けられる。このようなトラブルは，列車の遅延によるダイヤの乱れやブレーキ距離の延伸などにつながるだけでなく，空転によるレール頭頂面の傷，または滑走による車輪踏面の傷が形成されて車両走行時の騒音や振動が大きくなったり，乗り心地が悪化する恐れがある。そのため，湿潤時の粘着力の低下メカニズムを解明し，有効な対策を講じることは重要である。

これまで，湿潤条件下の粘着力特性を把握するために，実車走行試験や室内模型試験などを実施し，粘着挙動および粘着係数（粘着力の最大値／輪重）への影響因子について調べた^{1) 2) 3)}。また，流体潤滑理論と粗さ接触理論を適用し，数値シミュレーションにより粘着係数に影響を及ぼす各因子の影響度合いを評価したうえ，湿潤条件下の粘着係数を推定⁴⁾した。シミュレーションによる推定においては，表面粗さ突起が水膜を破って接触している部分の境界摩擦係数(境界潤滑状態下の摩擦係数，

つまり二つの物体の接触面が，薄膜などに覆われていたり，液体の吸着分子層があったりする場合の摩擦係数)と表面粗さ谷部に存在する水膜のせん断係数を用いて粘着係数を算出する。しかし，表面粗さ突起接触部の境界摩擦係数は，シミュレーションによる粘着係数を決める重要なパラメーターのひとつであるにもかかわらず，過去の実車走行試験や室内模型試験の結果をもとに，経験的に判断した仮定値を用いていた。シミュレーションによる粘着係数の推定精度を向上させるためには，境界摩擦係数として仮定値を用いるのではなく，より合理的な値を用いる必要があると考えられる。通常，境界摩擦係数は理論的に求められるものではなく，ストライベック (Stribeck) 曲線⁵⁾を利用して実験的に求める方法が一般的である。本研究では，2円筒転がり一すべり摩擦試験機を用いて散水条件下の車輪とレールの接触模擬試験を実施し，境界潤滑状態下における車輪・レールの摩擦係数を同定した。

以下，実験方法および得られた結果について紹介する。

2. 粘着係数の推定法と境界摩擦係数の同定法

2.1 粘着係数の推定法

車輪とレールの間に水膜が介在する場合の粘着係数を，数値シミュレーションによって推定する計算モデルを図1に示す。二つの物体（車輪とレール）の表面粗さ突起部が水膜を破って接触している部分と表面粗さ谷部

* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

** 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：軌道技術

に水膜が介在している部分が混在しているため、通常は「混合潤滑状態」と呼ばれている。図中、 W_c は粗さ突起部接触によって支持する荷重、 W_h は水膜で支持する荷重である。粘着係数 μ は、以下の式から求められる。

$$\mu = \frac{\mu_c W_c + \mu_h W_h}{W} \quad (1)$$

ここで、 μ_c は二つの物体（車輪とレール）の表面粗さ突起部接触時の境界摩擦係数、 μ_h は水膜のせん断係数、 W は輪重である。

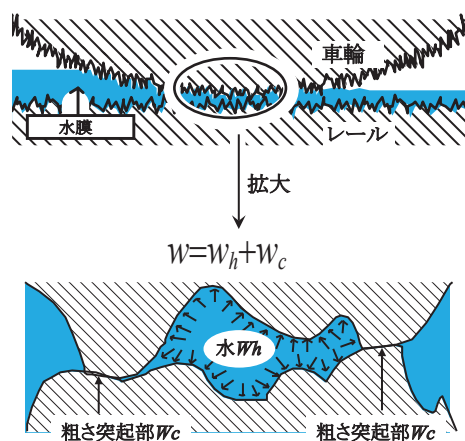


図1 水膜が介在する場合の接触状態

従来の研究では、図1に示す混合潤滑モデルに基づき、弾性流体潤滑理論と粗さ接触理論を適用して湿潤条件下の車輪とレール間の粘着係数を推定してきた。その際に必要となる境界摩擦係数 μ_c の値は、実車や室内模擬試験の結果から速度ゼロ時の最大トラクション係数を参照して、約0.14～0.27の範囲の数値を仮定して用いていた。

数値シミュレーションに関しては、弾性流体潤滑理論とGreenwood-Williamson (G-W)の粗さ面接触モデル(粗さ突起部の高さはガウス分布と仮定される)を適用し、既報⁴⁾で示した支配方程式を用いてニュートン・ラプソン反復法により数値計算を行った。計算の流れは、以下の通りである。

- ①初期条件を入力する。
- ②車輪とレール間に介在する水膜の厚さを求める。
- ③粗さ突起部同士の接触によって支持する荷重 W_c と水膜で支持する荷重 W_h をそれぞれ求める。
- ④輪重 W と $W_c + W_h$ が一致すれば、水膜のせん断係数 μ_h を求めて、⑤へ進む。一致しない場合は、水膜の厚さを調整し、③に戻って反復計算を行う。
- ⑤境界摩擦係数 μ_c を入力する。
- ⑥式(1)により粘着係数を求める。

上記の計算において、水膜のせん断係数 μ_h は、境界摩擦係数 μ_c に比べて極めて小さいため、粘着係数は主

に境界摩擦係数に支配されると言っても過言ではない。そのため、境界摩擦係数 μ_c として仮定値を用いるのではなく、実車輪とレールの接触状況をより合理的に表わす値を数値シミュレーションに取り入れることにより、粘着係数の推定精度を高めることができると考えられる。

2.2 境界摩擦係数の同定法

まず、境界摩擦係数を同定するために用いるストライバック曲線について説明する。この曲線は、図2に示す通り、潤滑条件下の摩擦係数の特性を示すものである。摩擦係数 f と潤滑剤の粘度 η 、荷重 F_N および速度 u との関係によって、潤滑の主な形態は三つの領域、すなわち、[I]流体潤滑領域($h \geq \sigma$)、[II]混合潤滑領域($h \approx \sigma$)、[III]境界潤滑領域($h \rightarrow 0$)に区分することができる。ただし、 h は流体膜の厚さ、 σ は接触面の表面粗さを表わす記号である。

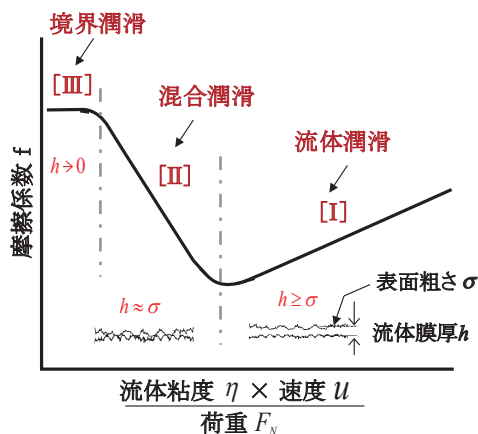


図2 ストライバック曲線⁵⁾

[I] 流体潤滑領域 ($h \geq \sigma$) では、固体同士が連続した流体膜で隔てられていて、その厚さは表面粗さに比べてかなり大きい。摩擦抵抗は流体の内部摩擦によるもので、流体力学的方法による計算で推定できる。摩擦係数は流体せん断係数にはほぼ等しく、非常に小さいものと考えられる。

[II] 混合潤滑領域 ($h \approx \sigma$) では、荷重は一部流体膜により、また一部は固体突起部接触により支えられる。従って、摩擦抵抗の一部は流体膜のせん断に、残りは表面粗さの作用によるものである。水や油潤滑状態下の鉄道における車輪とレールの接触状態は、この領域に当てはまると考えられる。

[III] 境界潤滑領域 ($h \rightarrow 0$) では、より頻繁な固体接触が起こり、流体膜により支えられている荷重は極端に少なくなっている。摩擦抵抗は主に固体接触面材質の性質や表面状態によるものである。

境界潤滑領域の摩擦係数が式(1)における“境界摩擦係数”に相当すると考えられるため、ストライバック曲

線を利用して以下の方法により境界摩擦係数を求めることができる。まず、ストライバック曲線の横軸に示している三つのパラメーター、流体粘度、速度と荷重を実験条件として幾つかの組み合わせを設定し、実験を通じて得られた摩擦係数と実験条件の関係を整理する。それから、縦軸に摩擦係数、横軸に無次元パラメーター（流体粘度・速度／荷重）の関係を表わすストライバック曲線を描いて境界潤滑領域に該当する摩擦係数を境界摩擦係数と見なす。

3. 実験による境界摩擦係数の同定

本実験では、表面粗さとすべり率が同一である条件における、水温、荷重、試験片の回転速度と回転方向のトラクション係数の関係を求める。水温は、ストライバック曲線図の中の流体粘度に置き換えることができる。

3.1 試験機と試験片

2円筒転がりすべり摩擦力試験機の外観を図3に示す。試験機の駆動側と制動側には、それぞれ2.5kW サーボモーターが装備されており、試験片接触部のすべり率を回転速度の差により設定することができる。試験片への荷重は、コイルばねによって駆動側の試験片を制動

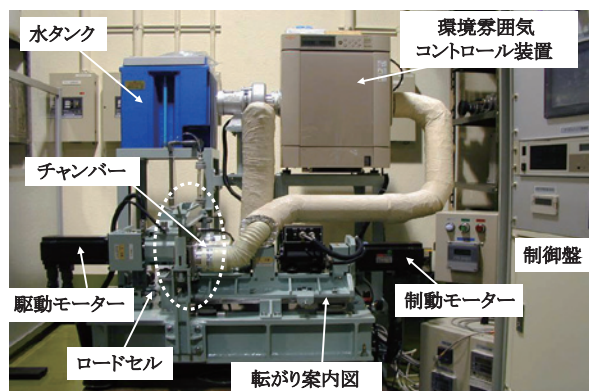


図3 2円筒転がりすべり摩擦力試験機外観

側の試験片に押し当てて与える。また、試験片接触部における軸方向と回転方向のトラクションは、それぞれのロードセルを用いて測定できるようになっている。試験機には環境雰囲気制御装置も備えており、密閉したチャンバー内の試験片周辺の温度および湿度を制御できる。

一方、湿潤条件下の実験は、水タンクから給水ノズルにより試験片の接触部に水を供給して実施することになる。試験片の断面形状と接触状況を図4に示す。駆動側の試験片（φ30）は実車輪、制動側の試験片（φ30）は普通レールから、それぞれ切り出して作製したものを使用する。

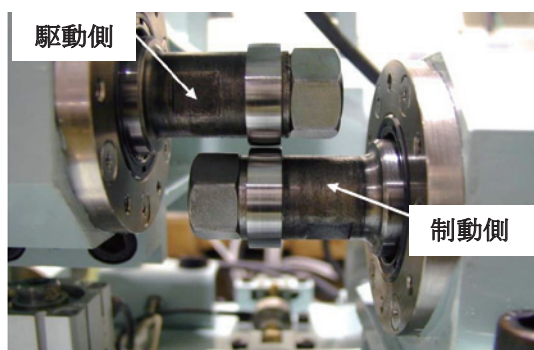
3.2 実験方法と実験条件

実験前に石油エーテルを用いて超音波洗浄した試験片を試験機に装着し、水タンク内の水温を調整して設定値に達した後、接触荷重、回転速度、すべり率を制御盤に入力して実験を開始した。実験中はロードセルにより試験片接触面に作用する回転方向のトラクションを測定し、それを接触荷重で除したトラクション係数をPCに出力した。実験時間は、まず予備実験においてトラクション係数の挙動を観察し、その変化がほぼなくなった30分程度とした。

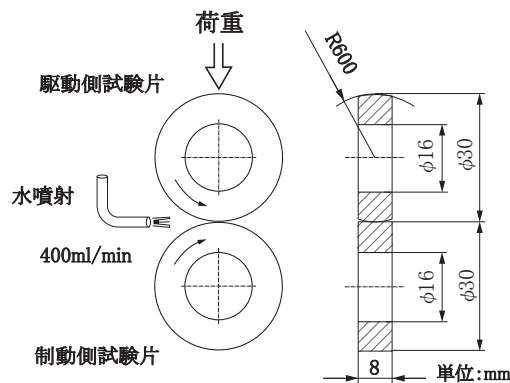
表1に実験条件を示す。すべり率は1.5%に固定し、営業線で測定した実車輪と実レールの表面粗さに近い粗さ（中心線平均粗さ Ra：0.1～0.3μm）を試験片の接触面に付与した。一方、湿潤条件に関して、水タンク内の水温を管理しながら、給水装置の供給能力の最大量で

表1 実験条件

回転速度, rpm	100, 300, 500, 1500, 3500
荷重 (面圧), N (MPa)	57 (450), 214 (700), 535 (950)
表面粗さ Ra, μm	0.1 ~ 0.3
すべり率, %	1.5
散水量, l/min	0.4
水温 (平均値), °C	3.9, 22, 50



(a) 接触状況



(b) 断面形状

図4 試験片の接触状況と断面形状

特集：軌道技術

ある 400ml/min を車輪とレール輪の接触部に供給した。表中の水温は、各実験条件の平均値を表わしている。

3.3 実験結果

実験結果の一例を図5に示す。縦軸が回転方向のトラクション係数（トラクション/荷重）、横軸が時間で、青線が試験片の回転速度が3500rpmの場合、灰色線が同じく100rpmの場合を示している。いずれも実験開始直後にトラクション係数が時間とともに次第に増加する傾向がある。回転速度3500rpmの場合は、1～2分で最大値に達し、その後、若干低下して一定値に収束する傾向が見られる。一方、回転速度100rpmの場合には、時間の経過とともにトラクション係数は徐々に増加し、実験時間が約30分経過後に最大値に達した。最大値に至るまでの試験片の接触回数は、両速度条件ではほぼ同じであるため、トラクション特性の違いは、回転速度による試験片の接触部に介在する水膜厚さや表面粗さの変化、表面酸化状態などによるものと考えられる。これについては次節で考察する。図中の矢印は、それぞれの実験条件における最大トラクション係数を示す。本研究では、この最大値を用いて境界摩擦係数を評価する。

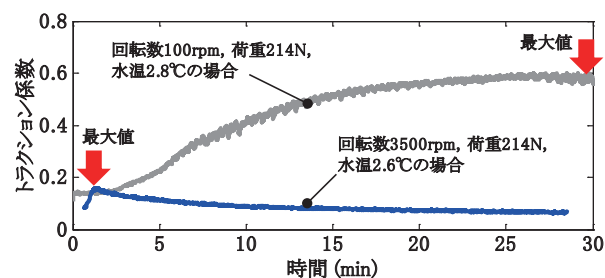
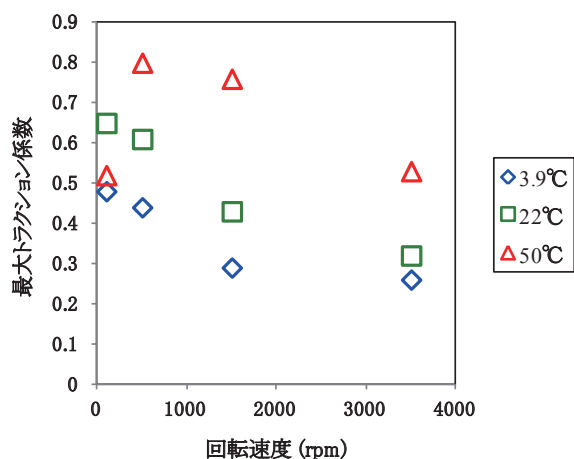


図5 実験結果

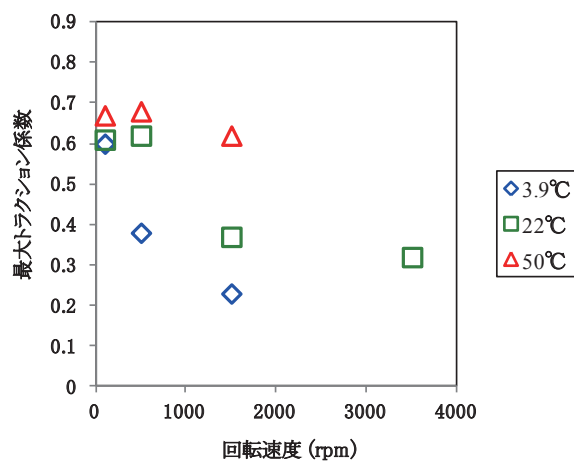
図6は、荷重条件ごとに最大トラクション係数と水温、回転速度の関係を整理したものである。凡例内の数値は水温を示し、それぞれの実験の平均値を表わしている。図から、全ての荷重条件において、水温が低いほど、または、試験片の回転速度が大きいほど、最大トラクション係数は小さくなる傾向がわかる。荷重の影響については、ばらつきはあるが、低速域（100rpm）を除き、荷重の増加に従って最大トラクション係数は小さくなる傾向が見られる。

3.4 考察

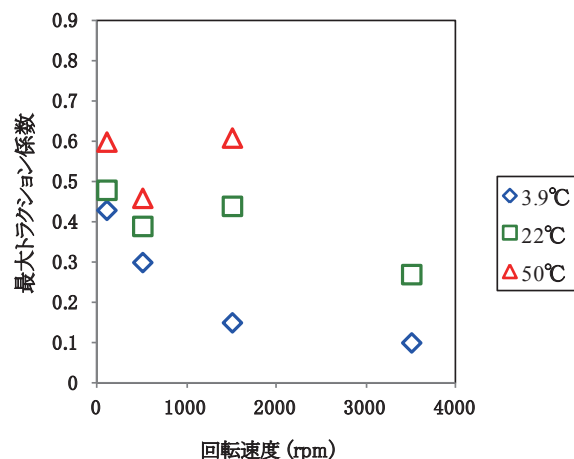
まず、水温と最大トラクション係数の関係について考察する。通常、散水条件では、表面粗さの突起部の高さが水膜厚さより大きい条件ほど、最大トラクション係数は大きくなると言われている。また、既報³⁾によると、同じ散水条件でも、水温が低いほど水膜が厚くなるので、表面粗さの突起部が接触し難くなり、最大トラクション



(a) 荷重57N(450MPa)の場合



(b) 荷重214N(700MPa)の場合



(c) 荷重535N(950MPa)の場合

図6 各荷重条件下の水温、回転速度と最大トラクション係数の関係

係数は小さくなる。図6の結果は、これらの知見を再現しており、従来の研究成果の妥当性を裏付けていると考えられる。

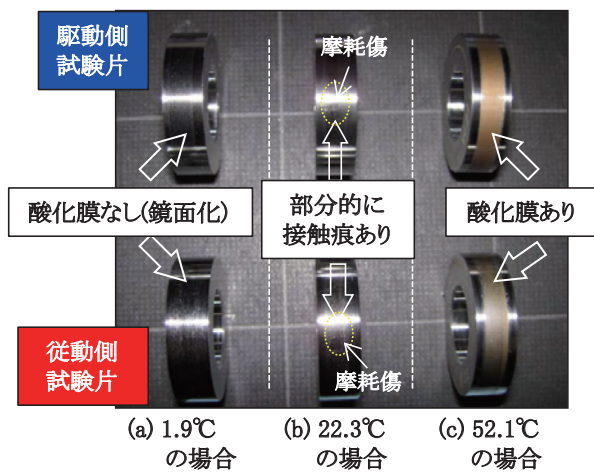
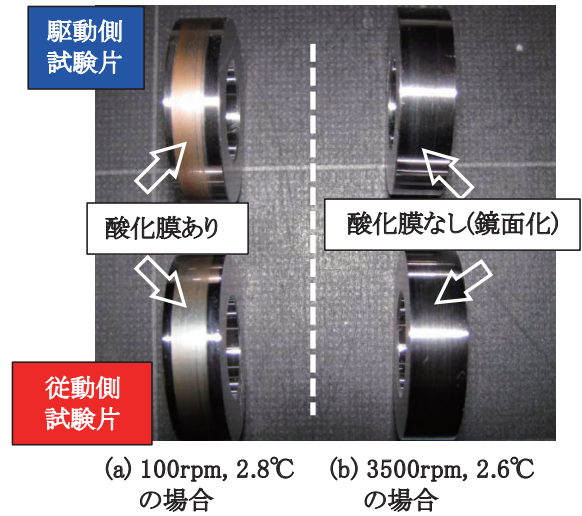


図7 接触面状態に及ぼす水温の影響
(荷重 214N, 回転速度 1500rpm の場合)

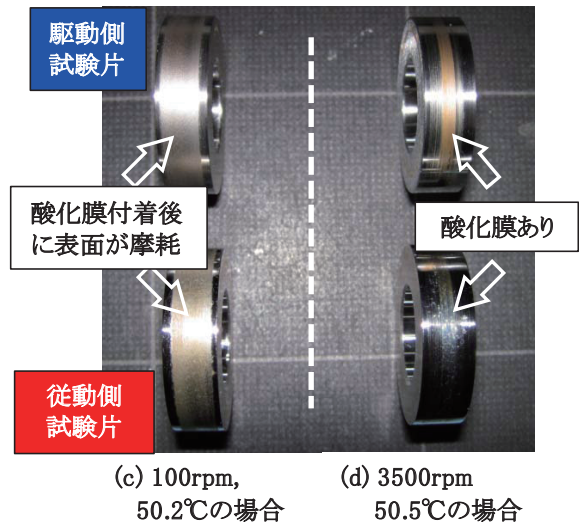
次に、実験後の駆動側と制動側の試験片の接触面状態を観察した。試験後に撮影した接触面の写真を図7に示す。実験条件は水温を除き、荷重 214N, 回転速度 1500rpm で全て同一である。図7 (a) に示す接触面は、酸化膜が生成せずに鏡面化しているのに対して、図7 (b) に示す接触面では試験片の中央部が局所的に摩耗している。さらに、図7 (c) に示す接触面では広い接触幅に茶褐色の酸化膜が生成している。接触面の酸化膜は金属同士が接触した際にトライボケミカル反応（摩擦による反応促進）により形成された境界膜であることを勘案すると、水温が高い場合は、水膜厚さが薄くなり、試験片の表面粗さ突起部同士が接触し易くなって接触面に酸化膜が生成し易くなると考えられる。

最後に、試験片の回転速度と最大トラクション係数の関係について考察する。図8は水温条件ごとに、それぞれ低い回転速度（100rpm）の場合と高い回転速度（3500rpm）の場合の試験片接触面の実験後の状況を撮影したものである。低い回転速度（100rpm）の場合、図8 (a) に示す接触面には酸化膜の生成が認められ、図8 (c) に示す接触面では酸化膜の生成後に接触部が摩耗したため接触幅が広がっている。一方、高い回転速度（3500rpm）の場合、図8 (b) に示す水温が低い条件では接触面が鏡面化しているのに対して、図8 (d) に示す水温が高い条件では、接触面に酸化膜が生成している。この差は、回転速度が大きい条件では接触面に厚い水膜が形成されることと、前述した水温の違いによる水膜厚さの変化とが重畳したことによるものと考えられる。

以上の実験結果から、試験片の回転速度が大きく、水温が低い条件ほど、最大トラクション係数は小さくなる特性があることが確認できた。



— 水温が低い場合 —



— 水温が高い場合 —

図8 水温による試験片回転速度と接触面状態の関係

4. 湿潤時車輪・レール間の境界摩擦係数

各実験条件下で得られたトラクション係数の最大値（図5）とその温度条件下の流体粘度（水温より換算⁷⁾）、回転速度および接触荷重の関係を整理した結果を図9に示す。図中の縦軸は、トラクション係数の最大値を摩擦係数として表記している。

本研究では、ストライベック曲線における境界潤滑領域に相当する摩擦係数を境界摩擦係数と見なす。図9に示した摩擦係数と無次元パラメータ（粘度・回転速度/荷重）の関係から、境界潤滑領域下の摩擦係数はばらつきがあるものの、実験条件によって、例えば水温が高く、回転速度が低い条件では、試験片表面にトライボケミカル反応により酸化膜が形成される影響を含めて、境界摩擦係数は平均値として約 0.5 であると推定できることが

わかる。

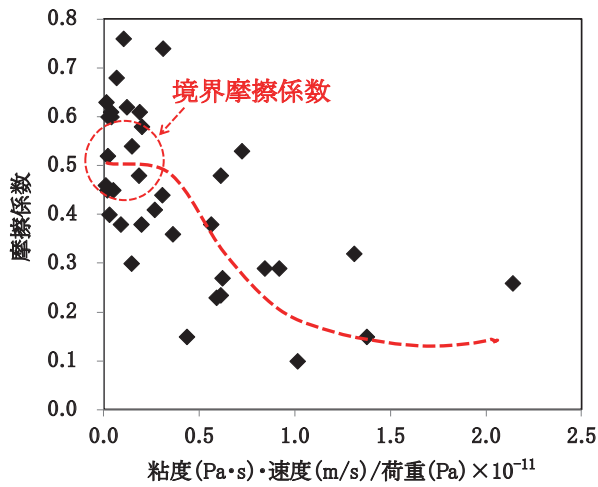


図9 実験値によるストライバック曲線

従来の数値シミュレーションでは、粗さ突起接触部の境界摩擦係数 μ_c を0.14～0.27の範囲と仮定していたが、今後、湿潤条件下の車輪・レール間の粘着係数を推定する際に、粗さ突起接触部の境界摩擦係数 μ_c として約0.5と与えれば、粘着係数の推定精度を向上できると期待される。

5. まとめ

境界潤滑条件下の車輪・レール間の摩擦係数を同定するために、2円筒転がりすべり摩擦力試験機を用いて、幾つかの回転速度、水温、荷重条件下で実験を行った。得られた結果により以下のことが明らかになった。

- (1) 本実験で認められた、回転速度や水温、荷重が最大トラクション係数に及ぼす影響は、従来の研究結果と傾向が一致し、本試験で得られた実験結果は妥当なものであると判断される。
- (2) 境界潤滑領域下の摩擦係数はばらつきがあるもの

の、試験片表面にトライボケミカル反応により形成される酸化膜の影響を含めて、境界摩擦係数は平均値として約0.5であると推定される。

今後は、酸化膜の種類や厚さを表面分析により調査し、実験条件と酸化膜の関係を明らかにしたうえで、境界摩擦係数の推定精度を向上させたい。

謝辞

本研究で得られた結果を考察するにあたり、東京工業大学名誉教授中原綱光先生のご指導を賜ったことに深く感謝の意を表す。

文献

- 1) 内田清五, 小原孝則: 粘着力有効利用による新幹線高速化のためのブレーキ制御, 鉄道総研報告, Vol.7, No.3, pp.41-48, 1993
- 2) 大山忠夫: 高速鉄道車両の車輪とレール間の粘着力におよぼす接触条件の影響と粘着力向上に関する研究, 鉄道総研報告, Vol.1, No.2, 1987
- 3) H. Chen, T. Ban, M. Ishida, T. Nakahara: "Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions", Wear, 265, pp.1504-1511, 2008.
- 4) 陳樺, 伴巧: "レール/車輪間の粘着力に及ぼす水膜の影響解析", 鉄道総研報告, Vol.13, No.5, pp.39-44, 1999
- 5) H. チコス (桜井俊男 監訳): "トライボロジー", 講談社サイエンティフィック出版, pp.102-103, 1980
- 6) 陳樺, 伴巧, 石田誠, 中原綱光: "湿潤条件下の車輪とレール間の粘着係数に影響を及ぼす因子", 鉄道総研報告, Vol.26, No.2, pp.45-50, 2012
- 7) D. Eisenberg, W. Kauzmann: "The Structure and properties of Water", OXFORD University 出版, p.224, 1969.