

連携記事

鉄道レールの疲労と摩耗に関する研究開発

Research and Development on Fatigue and Wear of Railway Rail

石田 誠
Makoto Ishida

(財)鉄道総合技術研究所
軌道技術研究部 部長

1 はじめに

レールは、車両を支え安全かつ滑らかに案内する重要な役割を担う、鉄道を構成する最も基本となる材料の一つである。そもそも鉄道を英語でRailway (英国)あるいはRailroad (米国)と呼び、レールは鉄道を象徴する名称である。また、レールにとって最も重要である金属疲労の問題は、産業革命における鉄道の誕生とともに生じたと言われている。これに関しては、金属疲労を代表するS-N曲線(「ヴェーラーカーブ」とも呼ばれる)で有名なヴェーラーによる車軸折損の研究が金属疲労研究の先駆けと言われている。また、航空機事故等のニュースにおいても、その原因である金属疲労を説明する例として、レールの疲労が紹介されるなど、レールの疲労が金属疲労の代表例であることは広く知られている。

レールはその役割が極めて重要であることから、十分な信頼性が求められている。その信頼性を確保しつつ如何に効率よく経済的に保守管理するか、言い換えれば、如何に手をかけずに長持ちさせるかは鉄道経営の上でも重要な課題である。

一方、我が国の鉄道は1872年(明治5年)に新橋-横浜間で営業運転が開始されたが、開業当初からしばらくの間、レールは海外から輸入された。その後、1901年に官営八幡製鐵所で初めて国産レールが製造され、今日まで品質および性能の向上が図られてきた。本稿では、レールの疲労と摩耗に関するこれまでの研究開発について紹介する。

2 レール継目部の損傷

レール継目(ここでは、継目板を用いる普通継目と溶接による溶接継目を主な対象とする)は、その車輪走行面の欠損部や凹凸により車輪通過時の輪重(車輪からレールに作用する荷重)変動等の原因となり、その結果軌道の長手方向の道

床沈下等の違いによって軌道変位(狂い)が生じるなど、軌道保守上の弱点箇所である。また、その際にレールには輪重変動等の大きな荷重が作用し、道床沈下に伴うまくらぎと道床との間の隙間(浮きまくらぎ)に起因する大きな曲げ変形が生じる。道床沈下のメカニズムについては、まだ十分に解明されていない点が残されているが、レールの疲労寿命については、普通継目部のボルト穴周りからのき裂や溶接部の何らかの欠陥に起因するき裂による疲労寿命算定手法が構築され、研削による平滑化や継目落ち対策の効果が評価可能になった¹⁻⁵⁾。

2.1 普通継目部の破端

普通継目部とは継目板を用いて25mを基本とするレール(一般的に「定尺レール」と呼ばれる)を繋ぐ構造であるが、その構造の疲労損傷として、破端と呼ばれる損傷が最も代表的な損傷形態である。この破端は、かつては端面またはその周辺からの腹部き裂が3割程度、継目部のボルト穴周辺からのき裂が5割程度を占めていた⁶⁾が、現在では図1に示す後者のき裂がそのほとんどを占めている⁵⁾。

これまでレールの疲労寿命は、さび肌を考慮したレールの曲げ疲労等が基礎的に検討されてきたが⁷⁾、50kgTレール(1961年に国鉄規(JRS)に制定された東海道新幹線用の

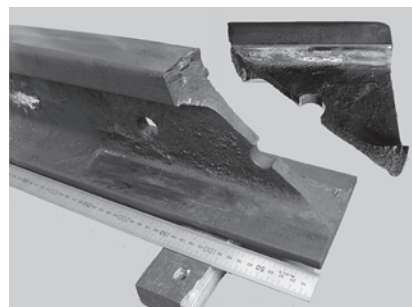


図1 レール破端の例

53.3kg/mのレール)を対象として実施されたレール上首部の応力に着目した検討結果を基に、50kgNレール(1961年にJRSに制定された約50.5kg/mのレール)と60kgレール(1967年にJRSに制定された山陽新幹線用の60.8kg/mのレール)についてもレール交換基準が定められた⁸⁾。その後、ロングレール(定尺レールを溶接して長尺化したレールで、一般的には50m以上200m未満のものを長尺レール、200m以上のものをロングレールと呼んでいる)の疲労寿命に関しては、溶接部を対象として、その凹凸に起因した動的輪重によって発生する応力を実軌道における測定試験と動的応答モデルにより評価し、その応力と溶接部の曲げ疲労試験により求めたS-N曲線を用いて累積疲労被害則に基づいた疲労寿命算定手法が構築された¹⁻³⁾。最近、その溶接部に適用される疲労寿命算定手法を普通継目部のボルト穴周辺のき裂に適用するために、上記手法が拡張された。具体的には、図2に示す継目板とレールをボルト締結する欠線部を有する継目部の構造を考慮した動的応答モデルを構築し、継目部のボルト穴周辺の応力に着目した疲労試験により求めたS-N曲線を用いて、経年レールを含めて疲労寿命を評価した⁹⁾。図3に、この手法による普通継目部の疲労寿命の推定例を示す。図より、推定した条件では、摩耗継目板を用いた場合の方が標準的な継目板を用いた場合より余寿命が小さいことが確認された。この

ように、現在では定尺レールの破端に関し、様々な車両と軌道の条件に応じて、ある程度の精度で評価可能になった。

2.2 溶接部の折損

溶接部の疲労損傷は、図4に示す主に溶接部の欠陥を起点としたき裂が溶接部あるいはその付近のレール凹凸上を車輪が通過する際に励起される大きな動的輪重が繰り返し作用することにより進展し、折損に至ることが少なくない。既に述べたが、ロングレールの寿命延伸に対する要請が強かったことと、溶接部の動的応答モデルが普通継目部のモデルより容易に取り組めたこと等の理由から、普通継目部に先行して溶接部の疲労寿命算定手法が構築された¹⁻³⁾。図5に疲労寿命推定システムのフローチャートを示す。図のフローチャートに従い、図6の軌道動的応答モデルとテルミット溶接部等のS-N曲線を用いて、溶接部の疲労寿命が評価された。図7に、溶接部を含むその付近のレール凹凸を研削により平滑化して、動的輪重を抑制することにより、溶接部の疲労寿命を延伸する効果を示す²⁾。図より、研削量を大きくして凹凸をより平滑化することによって、溶接部の疲労寿命の延伸が可能になることが理解できる。

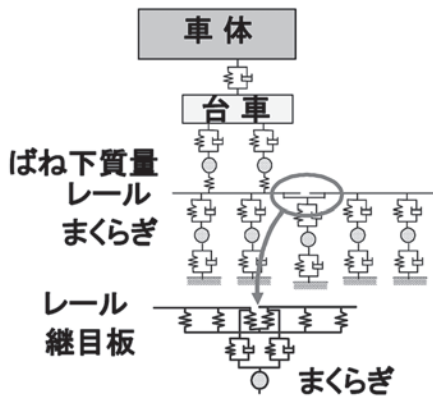


図2 普通継目部の動的応答モデル

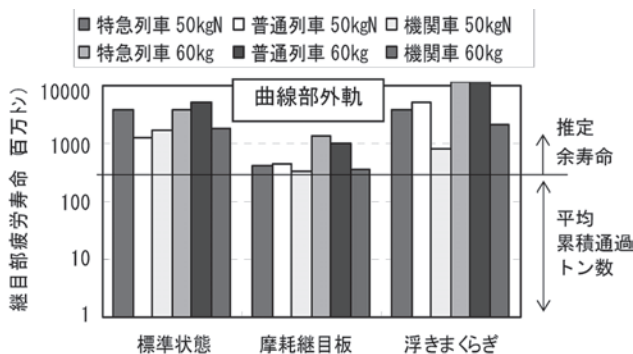


図3 経年レールの寿命推定結果例

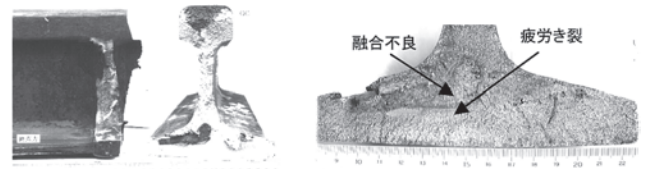


図4 溶接部損傷例(底部横裂)

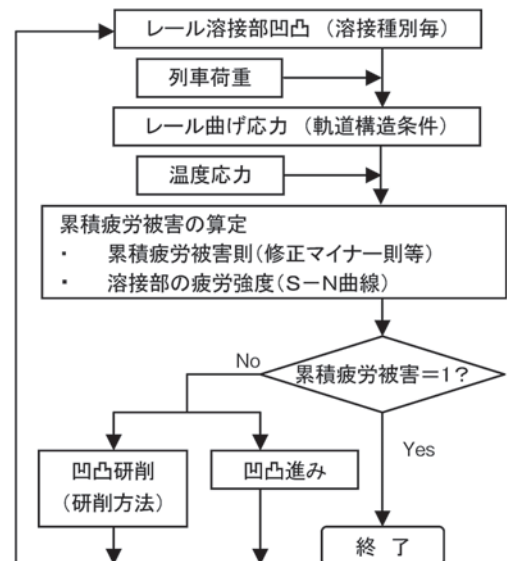


図5 溶接部寿命推定システムのフローチャート

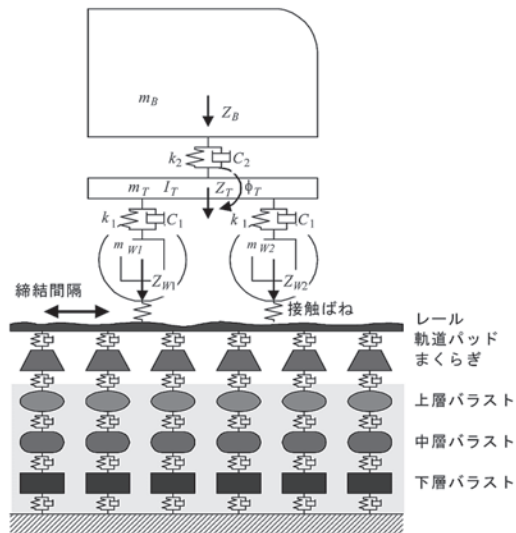


図6 車両/軌道動的応答モデル

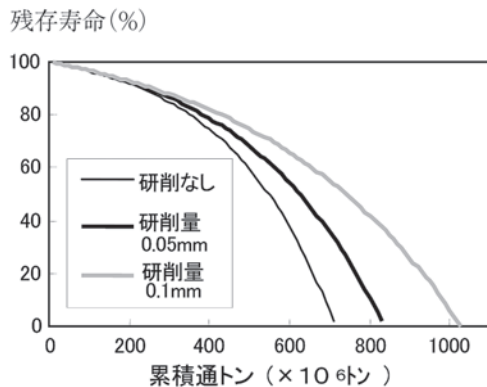


図7 レール凹凸研削による溶接部の寿命延伸効果

3 転がり接触疲労損傷

車輪とレールの転がり接触疲労の一つであるレールシェリング (以下、「シェリング」と略称する) を図8に示す。また、シェリングと同様な転がり接触疲労損傷の一つである、ゲージコーナ (軌間側の頭側部) 近傍に生じるきしみ割れを図9に示す。このような転がり接触疲労損傷は、鉄道の誕生とともに発生したと考えられるが、その発生機構についてはまだ解明されていない点が多く残されており、いつ、どこにき裂が発生し、いつ折損に至るのかなどを十分な精度で予測することは困難である。一方、海外の鉄道においてもシェリングは我が国と同様に大きな問題である。ただし、名称に関しては、特に英国ではスクウオットと呼ばれている。シェリングは破断面の疲労パターンが貝殻状 (shell) に見えることに由来しているが、スクウオットはき裂発生後にレール頭頂面が黒ずんで落ち込む形状が、例えばしゃがんでしりもちをついてできるくぼみ (squat) に見えることに由来している。余談ではあるが、損傷の名称も目の付けどころによって異なる点

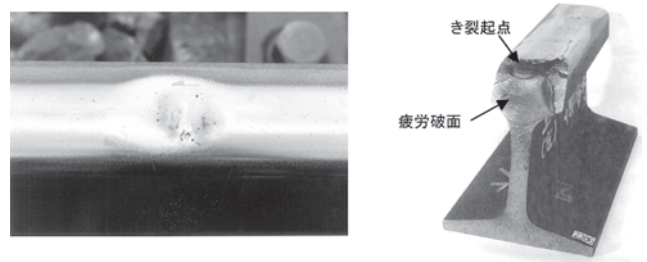


図8 シェリングの外観と破断面の例



図9 きしみ割れの例

が大変興味深い。

また、きしみ割れに関しては、2000年に英国ハットフィールドの曲線外側レール (以下、「外軌」と称する) で発生した転がり疲労が原因と考えられるレール折損による脱線事故を契機に、ゲージコーナの損傷への関心が大いに高まり、きしみ割れの発生を抑制する研究が進められた¹⁰⁾。

3.1 レールシェリング

図8に示すシェリングは、古くは昭和26年頃の国鉄山陽本線の曲線部においてきしみ割れと併発する疲労き裂を、黒裂 (“black spot” と訳されることがある) と呼んで、その現象解明に向けた研究が進められてきた。しかし、十分な原因究明に至る前に、曲線レールの摩耗抑制のために行われていた蒸気機関車による散水が中止され、さらに電化 (蒸気機関車の廃止) が進められたことによって、黒裂の発生が減少したため、問題解決までの取り組みがなされなかった。その後、1964年10月に開業した東海道新幹線において、開業後約10年間におけるレール損傷は主として溶接部を中心として発生したが、1973年頃から溶接部以外のレール中間部に生じるシェリングの発生が顕著になった。しかしながら、1977年頃から始まった軌道保守量を低減するための50Tレールから60レールへの交換により、レール溶接部および中間部の損傷部分も交換され、見かけ上問題が消滅した。これは黒裂と同様、原因究明に基づく対策が講じられた結果ではなかったため、1972年10月に開業した山陽新幹線大阪・岡山間でも累積通過トン数 (通過トン数 (通トン) : 列車荷重による軌道へのダメージを評価する指数で「軸重 (左右車輪からなる車軸1本当たりが負担する車両重量) ×通過軸数」で表現する) 1.5

億通トンを超える頃から、シェリングが発生し始め、2億通トンを超える1982年頃からその増加傾向が顕著になった¹¹⁾。

つぎに、シェリングの発生メカニズムに関しては、まだ未解明な部分が多く残されているが、大まかにはある部分の塑性変形が材料の破壊限度を超えてき裂が発生し、そのき裂が応力の繰返しにより進展すると考えられている。ただし、材料強度と作用する動的荷重のばらつきのために、き裂の発生・成長を特定することは容易ではない。例えば、車輪とレールの接触圧力は極めて大きく、通常の輪重と横圧が作用した場合に平滑面を仮定するヘルツ理論(1882年のハインリッヒ・ヘルツの論文「弾性体の接触に関して」の中で著された2物体間の接触応力を求める理論)を適用しても(表面粗さを考慮する場合はより一層)、接触部には塑性変形が生じることが考えられる。しかしながら、仮に塑性変形が生じても、それが進まなければ直ちに破壊に至ることはなく、Johnsonはこれを検討するために、シェイクダウン理論を車輪とレールの接触に適用した¹²⁾。

シェイクダウン理論とは、材料が繰返し転がり荷重を受ける場合、作用している荷重により発生する応力と既に材料内部に存在する残留応力との合応力が材料の弾性限度を超えない状態では塑性変形は進まないとする理論で、この状態を(弾性)シェイクダウン(=揺すって落ち着かされた状態)と呼ぶ。

さらに、車輪もレールもその接触面は平滑ではなく粗さ(微小突起)を有し、その粗さ突起部の接触による応力は平滑面同士のものよりかなり大きく、接触面近傍の大きなダメージの原因である可能性が考えられる。そこで、2次元ではあるものの通常の平滑面同士と表面粗さを考慮した弾性理論で計算したフォン・ミーゼス応力(この値がせん断降伏応力を超えると降伏する:レール鋼の場合0.25GPa程度)の分布を図10に示す¹³⁾。図より、接触部の表面および表面下近傍の大きなダメージ(塑性変形)が表面粗さに起因する可能性が理解できる。

このシェリングの対策としては、昭和50年代からその効果

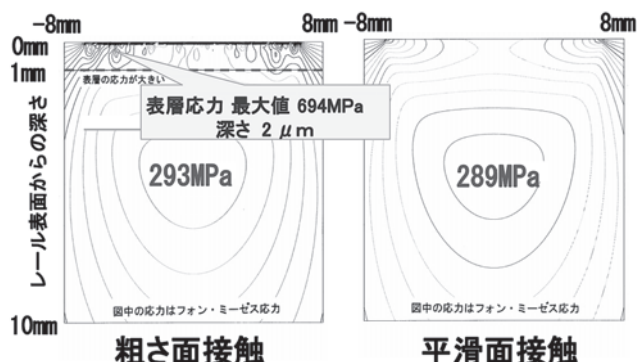
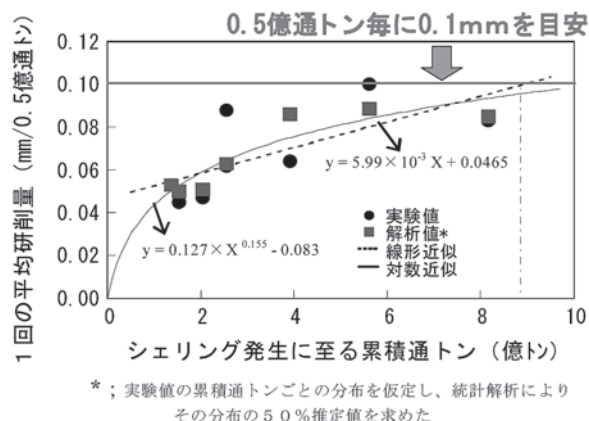


図10 車輪/レール接触(フォン・ミーゼス)応力への表面粗さの影響

は十分に明らかではなかったものの図10に示すようなレール表層のダメージを研削により除去し、シェリングの発生を予防する試みが行われてきた。特に、1980年から5年程度続けられた東海道新幹線米原地区におけるレール研削試験結果や、車輪から転がり荷重を受けてレールが塑性変形する過程で、結晶学的に特定のすべり面の方向が揃うことが明らかにされた¹⁴⁾等の成果を基にして、いつ、どの程度研削するのがシェリング抑制に効果的であるかが実験的に求められた。図11に、シェリングの発生を抑制する予防研削の効果を示す¹⁵⁾。この図は、例えば研削周期を0.5億通トンとした場合、約0.1mmの研削深さで平均的(破壊確率50%)には累積で8億通トンを超えるまでシェリングの発生を抑制できることを示す。この予防研削に関しては、東海道新幹線の調査区間において、平成7年度からレール研削車2編成により、1年間(平均0.4億通トン)に全線(軌道延長約1000km)を約0.08mm研削する体制が整ってから、レールシェリングが急激に減少していることが報告され、予防研削が効果的であることが実証されている¹⁶⁾。

さらに、摩耗による転がり接触疲労を防ぐというコンセプトに基づき、耐シェリング鋼として従来のパーライト鋼組織ではなくベイナイト鋼組織のレールが考案され、現地敷設試験を経て本格投入に向けた検討が進められている。この耐シェリングレール開発の試みは1970年代後半より行われてきた。特に、4鋼種(低炭素クロム鋼、中炭素クロム鋼、高炭素クロム鋼、高炭素シリコン鋼)の合金鋼レールが確性試験の後に営業線に敷設されたが、溶接部の欠陥やきしみ割れからの離れなどの発生により、耐シェリング性能を十分に評価できる結果が得られなかった。また、1980年代後半には耐摩耗性能や曲げ疲労強度等に優れた高硬度の熱処理レールに着目し営業線に敷設されたが、この取り組みにおいても道床交換に伴う徐行(ブレーキ)によりレール表層に熱変態によるマルテンサイトが形成され、そのマルテンサイト(硬化



* ; 実験値の累積通トンごとの分布を仮定し、統計解析によりその分布の50%推定値を求めた

図11 予防研削によるシェリング抑制効果

層) からき裂が発生したため、試験の続行が困難となった。そこで、つぎに耐シェリング鋼として、レール研削による疲労の除去がシェリングの発生を抑制するために効果的であることが明らかになりつつある中で、適度な摩耗の促進によりシェリングの発生要因の金属疲労層を自ら除去するレール鋼が検討され、ベイナイト組織のレールが開発された¹⁷⁾。実際には現地敷設試験においていくつかの硬さを設定し、その試験結果を踏まえ、シェリングが発生しにくい適度な硬さの範囲(摩耗量を間接的に評価するパラメータ)が絞り込まれた。今後、摩耗は従来のパーライトレールより少々増加するが、十分にレール研削を行うことができない在来線への適用が期待される。

一方、レール頭頂面には、車輪の空転・滑走等に伴う車輪／レール間の大きなすべりにより摩擦熱が発生し、この摩擦熱の作用によりレール表層に図12に示す白色層と呼ばれる熱変態組織(マルテンサイト)が形成され、その白色層を起点とするき裂によってレールが折損する場合がある。上述した高硬度の熱処理レールの現地試験で、道床交換に伴う徐行(ブレーキ)によってレール表層に形成されたマルテンサイトから発生するき裂も同様のものである。このき裂は、その発生に関しては通常のシェリングとは異なるものの、その成長に関しては車輪からの転動荷重の繰り返しによることから、我が国ではシェリングに分類している。ただし、この白色層とき裂発生との関係に関しては、まだ定量的な知見は得られていない。現在、白色層の厚さと硬さ、白色層とそれを含むレール表層の残留応力、塑性流動およびき裂の発生状況との関係等の検討が進められている¹⁸⁾。

3.2 きしみ割れ

図9に示すきしみ割れは、半径400m程度以下の曲線の緩角と曲線中あるいは半径がそれ以上の円曲線中の外軌、さらに直線では分岐器あるいは伸縮継目部で励起された車両の蛇行動により、その周波数に応じた左右レールのゲージコーナにおいて、比較的時間が狭いき裂が連続して発生する場合がある。また、成長するとき裂とき裂の間の部分がはく離する場

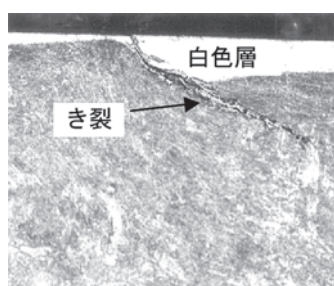


図12 白色層を起点とするき裂の例

合が多い。

このきしみ割れは、その断面方向のき裂長さを監視するとともに、その長さに応じた保守基準が定められている。一方、その保守管理に関しては、シェリングと異なり発生位置がゲージコーナであるため、レール探傷車による探傷が容易ではなく、新たな探傷法の研究開発が進められている。

また、きしみ割れはゲージコーナに発生することから、き裂進みと摩耗進みのバランスに依存し、き裂進みが優勢な場合にきしみ割れが顕在化すると考えられている。図13に、きしみ割れの発生と摩耗進みを調査した結果を示す。図において、レール側摩耗進みが0.9～1.8mm/億通トン程度できしみ割れが発生しやすく、この範囲より摩耗進みが速く(>2.1mm/億通トン程度)でも、また遅く(<0.7mm/億通トン)でも、きしみ割れは発生していない。このことは、まさにき裂進みと摩耗進みとのバランスできしみ割れが発生することを示している。このようなき裂進みと摩耗進みのバランスに着目すると、レール研削がきしみ割れの発生・成長を抑制するために有効であると考えられる¹⁹⁾。

4 摩耗

レールにとって、疲労とともに摩耗はメンテナンスの面から重要な問題である。この摩耗の問題としては、曲線外軌ゲージコーナの摩耗である側摩耗と、頭頂面に一定間隔の凹凸が形成される波状摩耗がある。なお、波状摩耗は直線、曲線、特に曲線内側レール(以下、「内軌」と称する)に発生するいくつかの形態がある。

4.1 側摩耗

曲線外軌の側摩耗に関して、軌道の曲線半径をパラメータとして摩耗量と累積通過トン数等で整理された調査結果は多く報告されているが、摩耗量に影響する因子の定量的な分析結果はあまりない。一方、予防対策としては熱処理により硬度を大きくしたレールの採用や、外軌のゲージコーナへの塗油が一般的である。熱処理レールに関しては、現在ではレール頭部全体が均一に熱処理されるなど、品質の向上とともに

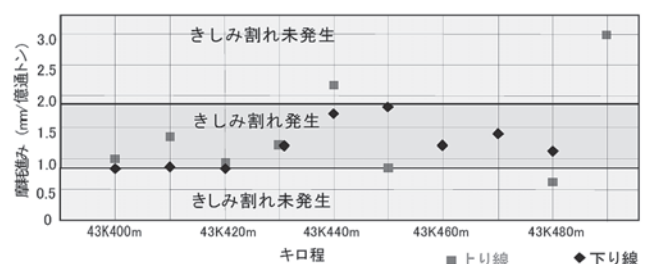


図13 きしみ割れの発生と摩耗進みの関係

性能の向上が図られており、レールの交換周期延伸への貢献は極めて大きい。

このような状況において、より一層の側摩耗に対するレール保守管理の効率化を図るために、摩耗量と影響因子の定量的な関係を求める室内試験が行われた。ここで、車両が半径の小さい曲線を通過する際に車輪とレール間に発生する作用力等を図14に示す。摩耗の影響因子としては、トライボロジーの面からは接触圧力とすべり率あるいはすべり速度が代表的であるが、ここでは巨視的かつ力学的な因子として図14に示す横圧とアタック角とした。図15に試験結果を示す²⁰⁾。図より、横圧とアタック角の側摩耗への影響が理解できる。

そこで、側摩耗を抑制するためには横圧とアタック角を低減することが重要であるが、半径が大きい曲線では超過遠心力による横圧を低減するために、適切なカント(列車が曲線を通過する際に曲線の外方に働く遠心力による悪影響を防ぐために軌道に設けられる傾斜)設定が重要である。また、半径が小さい曲線では車両の曲線旋回性能(転向性能)に依存する横圧を低減するために、特に内軌頭頂面の潤滑により摩擦係数を低減することが効果的である。この潤滑効果に関しては、走行試験と車両運動モデルによるシミュレーションにより得られた横圧低減効果を図16に示す²¹⁾。図より、内軌頭頂面潤滑により内軌側および外軌側の横圧が大幅に低減されることが理解できる。

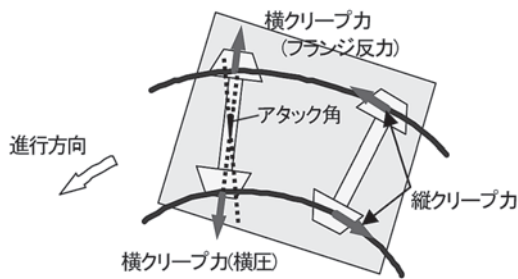


図14 台車曲線通過時に車輪からレールへの作用力

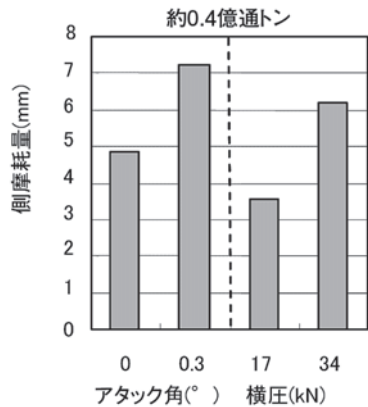


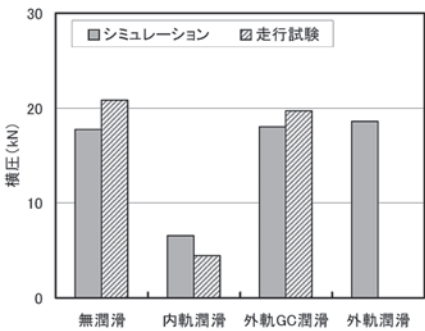
図15 レール側摩耗量と影響因子の関係

4.2 波状摩耗

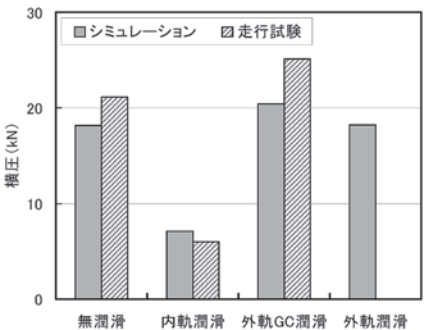
我が国の鉄道で発生する波状摩耗は、大きく分けて(1) 曲線内軌に発生するタイプ、(2) 曲線外軌に発生するタイプ、(3) 直線に発生する波長の違う2タイプの、計4タイプである。

4.2.1 曲線内軌に発生するタイプ

地下鉄を中心に半径が比較的小さい曲線(一般的に「急曲線」と称する)の内軌に、波長が50～150mmのものが発生する。図17にJR線の発生例を示す。なお、このタイプのものが、我が国の軌道において最も多く発生している。このタイプが発生する曲線の半径(以後「R」と称する)は100～



(a) 内軌側横圧



(b) 外軌側横圧

図16 潤滑による横圧低減効果



図17 曲線内軌波状摩耗

400m 程度と幅があることと、車両と軌道の条件も地下鉄、JR 線等で異なるため、その発生周波数においても 150 ～ 250Hz と幅がある。また、発生機構に関してはつぎのような一連のプロセスが考えられている。まず、図 14 に示した前軸内軌側の横クリープ力（横圧）によってレールが左右方向にねじり変形する。その変形に応じた反力とその時の限界摩擦力（輪重×動摩擦係数）の釣り合いが、レール継目を車輪が通過する際に励起される輪重変動に応じて崩れる。それによってレールのねじり振動に起因するスティック・スリップあるいはロール・スリップと呼ばれる摩擦振動が生じることで、車輪転動によってレール長手方向に凹凸が形成される。したがって、このタイプの波状摩耗の発生を抑制するためには、側摩耗を抑制する場合と同様に、内軌側の横クリープ力を低減する潤滑が極めて有効であり、内軌頭頂面を塗油する継続試験が行われ、通トンで約 2 億通トン、車両の通過軸数で約 2.3×10^7 軸まで波状摩耗が発生しないことが確認された²²⁾。一方、海外では同様の効果に着目した摩擦調整材が既に開発され、我が国においてさらに研究が進められている²³⁾。ただし、内軌頭頂面を潤滑することは、車輪の滑走・空転を引き起こす可能性が考えられるため、通常の走行状態ですべり率が比較的小さい場合は車輪とレール間に作用する粘着力を小さくし、制動状態ですべり率が大きい場合は粘着力を大きくする潤滑剤が望まれる。そこで鉄道総研では、この望ましい性能に着目し、カーボンを中心とする直径 2mm の粒状体の摩擦緩和材とそれを車輪とレール間に確実に効率よく噴射する装置を組み合わせた摩擦緩和システムを開発した²⁴⁾。図 18 に、車両に搭載した摩擦緩和システムを示す。

4.2.2 曲線外軌に発生するタイプ

R800m 程度以下の曲線外軌に発生し、波長 400 ～ 600mm でレール頭側部の摩耗（「側摩耗」と称する）を伴う場合も多い。図 19 に、JR 線の発生例を示す。このタイプの発生周波数は、60 ～ 80Hz であり、車両のばね下質量（通常は車輪 2

個と車軸 1 本を組み合わせた輪軸質量にほぼ等しい）と、軌道のばねの組み合わせによる振動系の共振周波数に概ね等しい。したがって、このタイプの発生を抑制するためには、継目落ち等による輪重変動の発生を抑制することが重要である²⁵⁾。

4.2.3 直線に発生するタイプ

直線においては、波長の非常に短い 30 ～ 50mm のものと、車両の走行速度で異なる波長の比較的長い 0.3 ～ 0.5m の JR 在来線と、1.2m 程度の新幹線に発生するものがある。図 20 に、JR 在来線の波長の非常に短いものと比較的長いものの発生例を示す。このうち、波長の長いものの発生周波数は、曲線外軌と同様の 60 ～ 80Hz であり、曲線外軌に発生するものと同様に車両ばね下質量の共振周波数に概ね等しい。また、波長の短いものの発生周波数は約 800Hz であり、レールのまくらぎ位置を節とする上下方向の振動モードの共振周波数、あるいはレールの有効質量（車輪からの荷重によるレールの曲げ変形の影響する長さに相当する質量）と車輪とレールの接触部のばね（一般的には Hertz の接触ばねが用いられ



図 19 曲線外軌波状摩耗

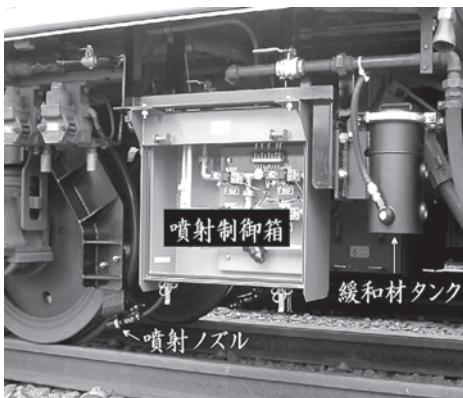


図 18 車両に搭載した摩擦緩和材噴射システム



図 20 直線波状摩耗（左：短波長、右：長波長）

る)の組み合わせによる振動系の共振周波数に等しいと考えられている。したがって、波長の長いタイプは、輪重変動を抑制することが重要であるが、一方でレールの摩擦係数が低い場所や上り勾配で大きな駆動力が作用する場所で発生しているため、摩擦係数を大きくする方策が考えられる²⁶⁾。

5 おわりに

鉄道レールの疲労と摩耗に関する研究開発と題して、我が国のレール損傷に関わるこれまでの研究開発の取り組みについて紹介するとともに、今後のレールの研究開発においては、車輪／レールの接触と相互作用の面から潤滑と研削の効果を評価し、疲労と摩耗のバランスを十分に考慮することが重要であることを指摘した。なお、レールに関しては疲労と摩耗の他に、ロングレールの温度伸縮、腐食、電食、軌道短絡さらには摩擦(係数)等の問題があるが、別の機会に紹介することとしたい。

参考文献

- 1) 石田誠, 阿部則次: 鉄道総研報告, 4 (1990) 7, 8-15.
- 2) 石田誠, 河野昭子, 本卓也: 鉄道総研報告, 12 (1998) 3, 47-52.
- 3) 石田誠, 本卓也, 河野昭子, 金鷹: 鉄道総研報告, 13 (1999) 5, 33-38.
- 4) 鈴木貴洋, 石田誠, 阿部和久, 紅露一寛: 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, 電気学会, (2004), 183-186.
- 5) 片岡宏夫, 阿部則次, 若月修, 及川祐也: 鉄道総研報告, 19 (2005) 2, 5-10.
- 6) 栗原利喜雄: 鉄道技術研究報告, 施設編, 1188 (1981), 517.
- 7) 佐藤裕, 佐藤嘉晃: 鉄道技術研究報告, (1965), 476.
- 8) 徳岡研三: 鉄道線路, 33 (1985) 8 & 9, 28-30, 24-28.
- 9) 片岡宏夫, 阿部則次, 若月修, 及川祐也: RRR, 61 (2004) 12, 24-27.
- 10) Smith, R.A.: Proc. of 6th Int. Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Gothenburg, (2003), 423-428.
- 11) 石田誠: RRR, 65 (2008) 4, 18-21.
- 12) Johnson, K. L.: Contact Mechanics, Cambridge University Press, (1985), 286.
- 13) 石田誠, 陳樺, フランシス フランクリン: 日本鉄道施設協会誌, 38 (2000) 2, 49-52.
- 14) 井上靖男: 日本鉄道施設協会誌, (1994), 430-433.
- 15) 石田誠: 日本鉄道施設協会誌, 38 (2000) 12, 35-38.
- 16) 多田嘉典: 新線路, 53 (1999) 8, 4-7.
- 17) 佐藤幸雄, 辰巳光正, 上田正治, 三田尾眞司: 鉄道総研報告, 22 (2008) 4, 29-34.
- 18) 金鷹, 石田誠: 鉄道総研報告, 19 (2006) 9, 17-21.
- 19) 金鷹, 石田誠, 青木宣頼: 鉄道総研報告, 20 (2006) 11, 29-34.
- 20) 石田誠, 金鷹: 新線路, 60 (2006) 11, 30-33.
- 21) 石田誠, 青木宣頼, 飯田浩平, 石田弘明: 鉄道総研報告, 20 (2006) 4, 59-64.
- 22) 石田誠: トライボロジスト, 48 (2003) 1, 23-29.
- 23) Eadie, D.T., Kalousek, J. and Chiddick, K.C., Wear, 253 (2002), 185-192.
- 24) 緒方正照, 伴巧, 深貝晋也, 石田誠, 名村明: 鉄道総研報告, 21 (2007) 6, 51-56.
- 25) 西本正人: 新線路, 49 (1995) 5, 22-24.
- 26) 石田誠, 青木宣頼, 曾根康友, 伴巧, 白水健介: 鉄道総研報告, 19 (2005) 9, 11-16.

(2008年5月14日受付)