

超音波を用いた車輪・レール接触位置の動的測定手法

深貝 晋也*

Dynamic Measurement Method for Wheel-Rail Contact Position Using Ultrasonic Waves

Shinya FUKAGAI

Information on the contact positions between train wheels and rails when travelling through curves is essential for evaluating new wheel and rail profiles, investigating wear and damage, and analyzing the sources and mechanisms of wheel-rail noise. The objective of this study is to dynamically measure wheel-rail contact positions using surface waves. Measurement tests were conducted using a full-scale test machine, a test track, and a train. The reflection position of the surface waves corresponded to the edge of the wheel-rail contact area. This result indicates the usefulness of surface waves as a method for measuring wheel-rail contact positions. Additionally, the study showed that the characteristic differences in contact positions between the leading and trailing axles of a bogie, as well as the two-point contact near the gauge corner of a high rail, can be evaluated using real measurements.

キーワード：車輪・レール，接触位置，超音波，表面波，レイリー波，二点接触

1. はじめに

鉄道車両の輪軸は、車軸とその両端に固定された車輪から構成されており、左右の車輪は一体となって回転する。車輪踏面（レール頭頂面と接触する部位）にはテーパが設けられており、円錐形状をなしている。そのため、車両が曲線を通過する際、内軌（曲線内側のレール）側の車輪接触部の半径は、外軌（曲線外側のレール）側のそれよりも小さくなる。この半径の差が、内軌と外軌の走行距離の差を補償し、その結果、車両は滑らかに曲線を通過することができる。

一般的に、鉄道車両は1台車当たり2軸の輪軸を備え、車体1両には2台車が配置されている。輪軸は、左右の軸箱を介して台車に懸架されており、その変位は制限されている。車両が急曲線を通過する場合、台車のヨー角姿勢により、前側輪軸（以降、前軸と称する）は外軌側に寄る一方、後側輪軸（以降、後軸と称する）は軌道中央付近にとどまる。こうした条件下では、前軸において車輪とレールの間の相対ヨー角（アタック角）が大きくなり、横方向（車軸方向）の接線力が発生し、後軸では左右車輪間の半径差が不足するため、縦方向（車輪回転方向）の接線力が生じる¹⁾²⁾³⁾。こうした接線力は、車輪およびレールに繰り返し作用することにより、その接触部を局所的に摩耗させるほか、損傷を生じる要因となる場合がある⁴⁾⁵⁾⁶⁾。しかしながら、車輪・レール接触位置は、車輪とレールの幾何学形状、車両の運動特性、軌道構造等の様々な要因により変動し、車輪踏面およびレール頭頂面における接線力の負荷履歴は一樣ではない。したがって、車輪・レール接触位置が車輪踏面およびレール面上でどのように変動するかを把握することは、摩耗や損傷の評価において重要である。また、急曲線におけるレール頭頂面の波状摩耗や摩擦音の発生を抑制するために、微量の潤滑材が地上設置型の散布装置によりレール面上に塗布される場合がある。塗布された潤滑材は車輪とレールの間での付着の繰り返しによって、レールの長手方向に展延されていく。したがって、潤滑材の展延挙動も、車輪・レール接触位置の変動の影響を受けると考えられ⁷⁾⁸⁾、その傾向を評価することにより、散布装置の設置位置や数の適正化につながる可能性がある。その他、車輪・レール接触位置

* 材料技術研究部 摩擦材料研究室

は、脱線⁹⁾¹⁰⁾や車輪・レール摩擦音¹¹⁾の発生メカニズムや車輪およびレールの新しい断面形状¹²⁾に関する調査や研究開発においても基本的な情報となるため、その実軌道条件下における分布特性を定量的に把握することは、鉄道システムの安全性および信頼性の向上に寄与するものと考えられる。

車輪・レール接触位置の推定には、数値解析が一般的に用いられている^{13)~20)}。しかしながら、高精度な数値解析に必要となる幾何形状や変位量の計測には多大なコストと労力を要し、車両や軌道のわずかな動的变化であっても、接触条件が大きく変化する可能性がある。一方、車輪・レール接触状態を実測により評価する手法は限られているが、次のようにいくつかの方法が報告されている。Andrews²¹⁾は、車輪とレールの間にカーボンシートや普通紙を挿入した上で、静的に接触させることで接触面形状、接触面積を評価した。車輪径や条件による接触面形状の変化を示したほか、車輪表面に残る加工痕（削正痕）が接触面積に与える影響を調査した。Kumar および Rajkumar²²⁾は、走査型電子顕微鏡で一般的に使用されるレプリカテープを用いて同様の評価を行った。彼らは、荷重負荷の繰り返しによって生じる塑性変形や摩耗により、接触面積および接触圧が変化することを示した。また、測定された面積を実際の接触面積に換算するために、テープ厚さごとに異なる補正係数を適用した。Poole²³⁾は、実物大の車輪・レール試験機において、レール頭頂面に多数の孔を配置し、各孔に圧縮空気を供給し、車輪が孔の上を通過する際の圧力変化を監視するという独自の手法により、転がり接触中の車輪とレールの接触面積を評価した。しかしながら、これらの手法はレールに対する複雑な改造や静的な接触等の制約を要し、室内評価への適用に限定される。

現地、現車による測定に関しては、走行車両に赤外線サーモグラフィカメラを搭載し、車輪・レール接触部を撮影する手法が報告されている²⁴⁾²⁵⁾。この方法では、車輪・レール間の摩擦熱による踏面温度の局所的な上昇から接触位置を推定する。また別の手法としては、接触位置の変化にともなって車輪に生じるひずみ分布の違いに着目した例もある²⁶⁾。これらの手法はいずれも、曲線全体にわたって連続的な計測が可能であるという利点を有するものの、測定対象は計測用機器を構成した車輪に限定される。また試験車両の準備や専用機器の仮設が必要であり、手続きや事前準備に多大な労力を要すると考えられる。より簡便な方法として、著者らはフィルム式圧力測定システムを用い、実軌道を走行する車両の各車輪とレールとの接触形状および接触位置の可視化を行った²⁷⁾。しかしながら、フィルムセンサは車輪・レール間に作用する高い接触圧に対して十分な耐久性を有しておらず、長編成列車への適用や繰り返しの測定には制約がある。さらに、外軌ゲージコーナー（GC）では車輪フランジ部との間でせん断力も作用するため適用が困難である。

超音波計測は、車輪・レール接触状態をその場で評価する手法として、有望な方法の一つとして考えられる。この手法では、レールまたは車輪内部に超音波のバルク波を伝播させ、接触部から反射して戻ってくる波の強度（振幅）を測定する。接触部では非接触部に比べて反射強度が低下するなどの現象を利用することで、接触剛性や接触圧分布への換算評価が行われた^{28)~36)}。この手法は、もともと小型の実験室試験を通じて検討され^{37)~39)}、その後、実物大の車輪・レール試験機に適用された^{40)~43)}。しかしながら、接触部に正対する位置に超音波の発振・受振用センサを配置する必要があること、あるいは入射角と反射角が等しくなる位置に、発振および受振用のセンサをそれぞれ配置する必要があるなどの制約が残されている⁴³⁾。これらの制約は、特に接触位置がGCにある場合に問題となり、反射波を捉えることが困難になる。

一方で、表面を伝搬する超音波（以降、表面波とする）が接点において反射する挙動を利用して接触の状態を評価する手法が報告されている⁴⁴⁾。バルク波とは異なり、表面波は物体表面に沿って伝播し、角部を回り込んで進む特性を有する。そこで本研究では、表面波のこうした特性を活用し、実軌道を走行する車両の車輪・レール接触位置を動的に計測する新しい手法の適用を検討した。レール側面に設置したセンサによって、車輪とレールの接触部から反射される表面波を捉えることで、接触位置の計測を可能とした。

初期計測は実験室環境で実施され、その後、実軌道における試験へと適用された。なお、本稿は、ASME の許可を得て、文献 45 を和訳し、論旨を変えずに再構成したものである。

2. 表面波を用いた測定手法

本研究では、従来報告されているバルク波を用いた車輪・レール接触面形状等の測定手法とは異なり、表面波を用いた車輪・レール接触位置の測定を検討した。図 1 に、バルク波および表面波を用いた測定手法の概念的な違いを示す。バルク波とは、材料内部を伝搬する超音波を指す。車輪またはレール内部を伝搬するバルク波の接触界面における反射波の強度を測定することで、接触状態を評価することができる（図 1(a)）。バルク波法を用いて車輪・レール接触面の形状や圧力分布を評価するための室内試験は数多く実施されている³⁸⁾³⁹⁾⁴¹⁾。しかしながら、これらの手法では、接触面に対して超音波を垂直に入射させる必要があり、そのためにはレールに切欠き等の加工を施す必要がある。加工を施さずに測定を行うため、2つのセンサを用いる構成（ピッチキャッチ法）を適用した例も報告されている⁴³⁾。しかしこの方法では、入射角と反射角が等しくなるようにレール頭部下部の位置にセンサを設置する必要があり、測定可能な範囲はレール頭頂面の中央付近に限定される。さらに、レールが摩耗すると測定が困難になる可能性がある。したがって、これらの手法を実軌道へ適用するには依然として課題が残されている。

一方、Ooi および Dwyer-Joyce⁴⁴⁾は、材料表面に沿って伝搬する超音波表面波を用い、接触点からの反射波の強度を測定することで接触状態を評価する手法を報告している。この手法では接触面の詳細な形状や内部状態を評価することはできないが、超音波が表面に沿って伝搬するため、バルク波のような入射角に関する制約を受けない（図 1(b)）。また、表面波が伝搬する範囲がそのまま測定可能領域となるため、レール頭頂面のみならず、車輪フランジ部と接触する GC においても測定可能と考えられる。

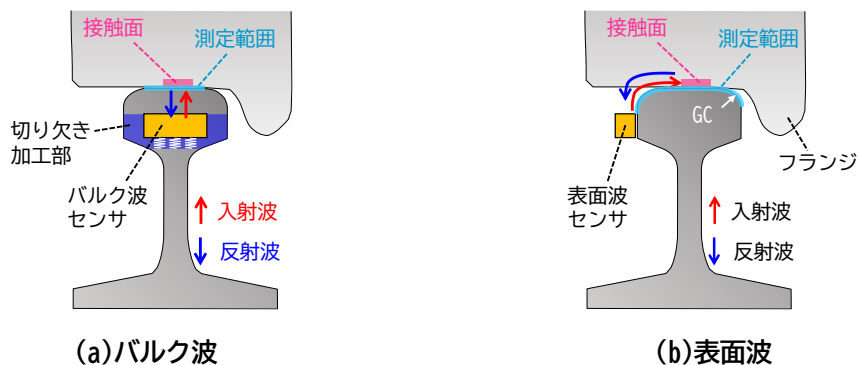


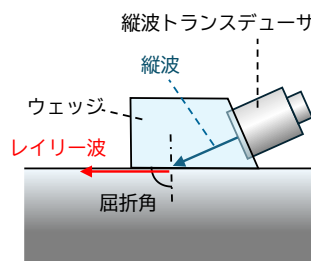
図1 測定手法の概念的な違い：表面波を用いた測定では、レールへの切欠き加工などの機械的処理を必要とせず、広い測定範囲を得ることができる。

図2に表面波センサの外観および表面波の伝搬イメージ、表1に表面波センサの仕様をそれぞれ示す。表面波には、レイリー波、表面せん断波、ラブ波、ラム波など、さまざまな種類がある。また一般に、センサの周波数が高いほど信号の減衰が大きくなる。さらに、測定にはより高いサンプリング周波数が必要となり、データ取得システムへの負荷が増大する。一方で、周波数が低い場合にはセンサのサイズが大きくなり、レールへの取り付けが困難となる。これらの要因および既往研究⁴⁴⁾⁴⁶⁾の知見を踏まえ、適用する表面波を2.25 MHzのレイリー波とし、縦波用トランスデューサおよびウェッジを選定した。本トランスデューサには、短パルスの発生を特徴とする減衰材付き圧電コンポジット振動子(MSWQC-BMC 3.5X.25, Baker Hughes Japan Co., Ltd.)を用いた。縦波のモード変換によりレイリー波を励起するため、スネルの法則に基づいて

屈折角が90度となるよう設計したウェッジにトランスデューサを取り付ける構成とした。また、レール頭部側面への設置を可能とするため、接触面積が比較的小さいウェッジを採用した。ウェッジとレールとの密着性を確保して表面波の伝搬を促進するため、レール表面はサンドペーパーで研磨した。さらに、ウェッジとレール間、およびトランスデューサとウェッジ間には、油性カプラント（SH-L, Inspection Technologies and Solution Co., Ltd.）を塗布した。



(a) センサ外観



(b) 表面波（レイリー波）の励起イメージ

図2 表面波センサの構成

表1 表面波センサの仕様

周波数（縦波）	2.25MHz
トランスデューサ外径	6mm
ウェッジの接地面積	11mm×19mm
屈折角	90°

図3に測定に用いた装置構成を示す。カウンタ（PXIe-6612, National Instruments）は、一定間隔で開始信号（パルス信号）を生成・出力し、パルサレシーバの測定を開始させる。この信号の間隔は測定におけるパルス繰返し周波数（PRF）を規定する。パルサレシーバ（JPR-600C 2CH, Japan Probe）は、カウンタから受信した開始信号に同期して測定を開始する。測定開始後、パルサレシーバは表面波センサに励起パルスを出力するとともに、センサからのアナログ信号を受信し、内部アンプで増幅し、バンドパスフィルタを通して必要な周波数帯域の信号を出力端子から出力する。オシロスコープ（PXIe-5114, National Instruments）は、パルサレシーバから出力される開始信号に同期し、パルサレシーバの出力端子からのアナログ信号を所定のサンプリング周波数で8ビットのデジタルデータ（-128～127）に変換する。変換されたデジタルデータはオシロスコープの内部メモリに保存される。保存されたデータは一定間隔でPCに転送され、画面表示やファイル保存などの各種処理が行われる。

3. 測定条件

3.1 実物大試験装置を用いた試験

実軌道における測定に先立ち、実物大車輪・レール接触試験装置を用いて接触位置の室内評価を行った。本試験装置は、実際の車輪およびレールを上下反転させた状態で配置し、油圧により接触・荷重負荷できる構造となっている。レールを長手方向に移動させることで車輪が従動回転し、極低速ではあるが転動状態の車輪とレールの接触位置を評価することができる。装置の詳細性能については既発表文献⁴⁰⁾に示されている。

図4に実物大車輪・レール接触試験装置を用いた試験時の状況を示す。修正円弧踏面⁴⁷⁾形状の車輪およびJIS E 1101 50N形状のレールを使用した。表面波センサは、車輪フランジとの接触を回避するため、レー

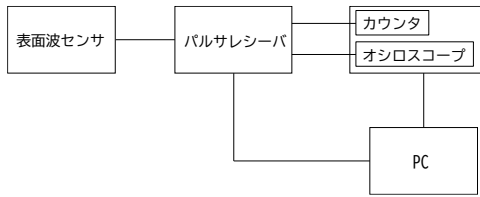


図3 測定に用いた装置構成

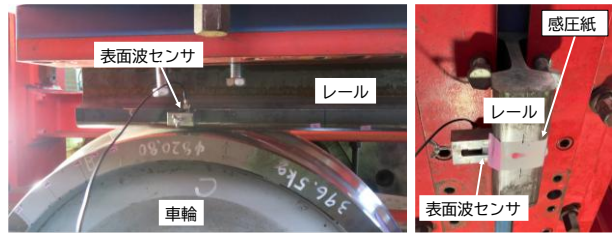


図4 実物大車輪・レール接触試験装置を用いた試験時の状況

ル頭部のフィールドコーナー（FC）側面（GCの反対側の面）に設置した。単独のセンサでの信号取得を可能とするため、超音波による接触位置測定にはパルスエコー法を採用した。垂直荷重 15kN もしくは 30kN を負荷した状態で、レールを秒速数十 mm の極低速で移動させ、車輪がセンサ設置位置上を通過する際の反射強度を測定した。比較のため、感圧紙（プレスケール 超高压用 HHS、富士フィルム）を用いた接触位置測定も実施した。感圧紙による試験では、車輪・レール接触部に感圧紙を挿入し、同じ垂直荷重を負荷した後、車輪を転動させることなく除荷した。上記の表面波および感圧紙を用いた試験を車輪とレールのまくらぎ（車軸）方向の相対位置を変えながら繰り返し行った。

3.2 実軌道での試験

実軌道試験においては、曲線内外軌の FC 側に表面波センサをそれぞれ設置し、試験列車の通過時に車輪・レール接触位置の測定を行った。測定箇所は単線の曲線区間（軌間 1067mm、曲線半径 200 m、カント 105mm、スラック 18mm）内である。レール断面形状は JIS E 1101 50N である。図 5 に測定箇所周辺の線形模式図を示す。試験列車は地点 A と地点 B の間を往復走行した。

図 6 に測定箇所の写真を示す。図 6(a)に示すように、曲線の内軌および外軌の双方に表面波センサを設置した。センサは、実物大試験装置を用いた試験と同様に、いずれもレールの FC 側に設置した。また、図 6(b)に示すように、センサは門型のマグネットホルダの脚部間に配置し、梁部からボルトで押さえつけることで固定した。パルス繰り返し周波数（PRF）は 10kHz に設定し、表面波の伝搬速度は既往研究⁴⁴⁾に基づき 2969 m/s とした。さらに、表面波によりレール上の接触位置を測定した同一箇所に、2 次元レーザセンサ（LJ-V7200, Keyence）を設置した。このレーザセンサは、車輪とレールのまくらぎ（車軸）方向の相対距離を測定するために用いたものである。相対距離は、車輪の反フランジ側リム面および外軌 FC 側面の間の距離とした（図 7）。レール上の接触位置の測定結果と、相対距離を組み合わせることで、車輪踏面上の接触位置を推定することを意図した。サンプリング周波数は 1kHz に設定し、ライン計測の測定ピッチは 0.1 mm とした。

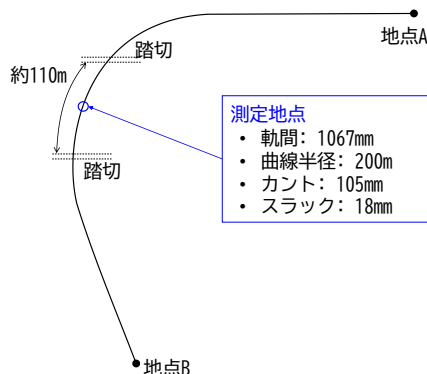


図5 測定箇所周辺の線形模式図

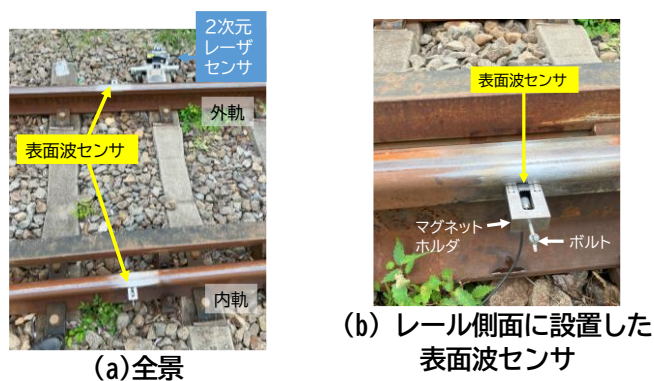


図6 測定箇所の状況

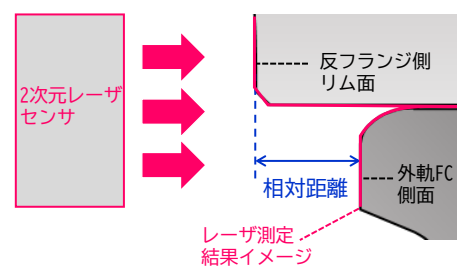
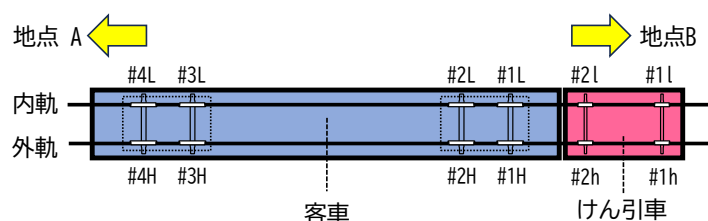


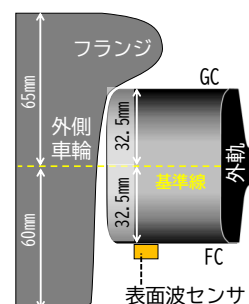
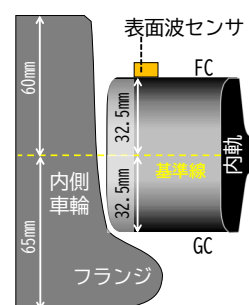
図7 車輪とレールのまくらぎ方向相対距離の測定イメージ



(a) 試験列車の外観



(b) 試験列車の車輪番号



(c) 車輪およびレール各部の名称

図8 試験列車の概要

表2 試験列車の仕様

	けん引車	客車
軸間距離	2.6m	2.1m
台車間距離	-	13.8m

図8に試験列車の概要を示し、表2にその諸元を示す。試験列車は、けん引車と客車の2両編成で構成された。車輪踏面形状は修正円弧踏面⁴⁷⁾である。試験列車の性能および試験線区の制約により、地点Aから地点Bへ走行する際の最高速度は約35 km/hとし、段階的に速度を変えた。一方、B点からA点へ走行する際の速度は約15~20km/hで一定とした。なお、「推進運転」時の速度制限は、「けん引運転」時よりも低く設定されている。

4. 結果と考察

4.1 実物大試験装置を用いた試験

図9に、実物大試験装置を用いて得られた表面波の反射強度のカラーマップを感圧紙による接触面とと

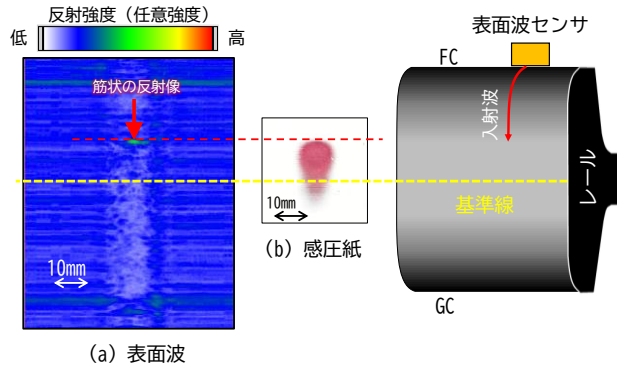


図9 車輪・レール接触位置の表面波による測定結果と感圧紙による観察結果の比較

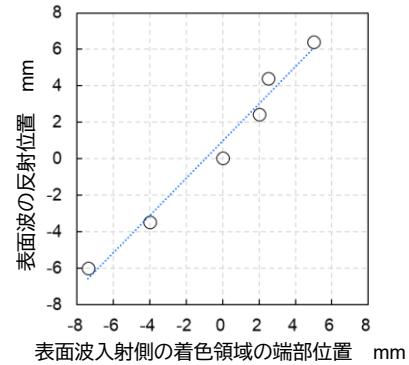


図10 車輪・レール接触位置の感圧紙による観察結果と表面波反射位置の比較

もに示す。ここで「反射強度」とは電圧として測定された信号振幅を指すが、任意に増幅させているため本研究では任意強度としており、以降も同様に扱う。表面波の反射強度を示すカラーマップの横軸は本来経過時間を表しており、図中右から左に向かってデータが取得されている。しかし、装置の移動速度を基に時間データを距離に換算した。この際、縦軸および横軸のスケールは同等となるように調整した。車輪との接触時の測定に先立ち、基準試験片をレールに押し当てることで、断面方向における基準線（レール断面方向の中心線）を決定した。さらに、L字型ゲージをレールに当て、感圧紙上にも基準線を付した。図9において、基準線は破線で示している。

図9(a)では、周囲よりも強度が高い筋状の反射像の位置を矢印で示している。一方、図9(b)では、感圧紙により車輪・レールの接触面が可視化されている。これは、車輪およびレールとの接触により感圧紙の発色層内のマイクロカプセルが破壊され、発色剤が付着することによる。レールの基準線を共通の基準として両者の結果を重ね合わせると、筋状の反射像の位置は、感圧紙における表面波入射側の着色領域の端部に対応していた。図10に、車輪とレールのまくらぎ（車軸）方向の相対位置を変えながら繰り返して得られた結果を示す。横軸は表面波入射側の着色領域の端部位置を示し、縦軸は反射強度のカラーマップから、レール長手方向において特に強度が高い領域を視覚的に抽出した後、レール断面方向距離と強度の二軸グラフからピーク近傍の位置を読み取り、反射位置とした。いずれもまくらぎ方向における基準線（レール断面中心）を0とし、GC側を正、FC側を負として表した。これより、両者の間には概ね比例関係が見られ、差は最大で約2mmであった。

以上の結果から、表面波測定の結果における高強度の反射像は、車輪とレールの接触部の表面波入射側の端部で生じていると考えられた。図11に、車輪・レール接触部からの表面波の反射挙動を推定した概念図を示す。

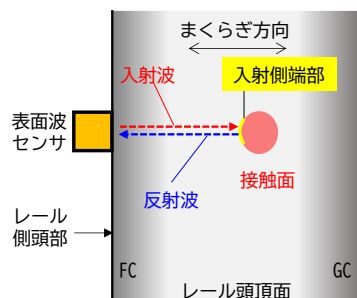
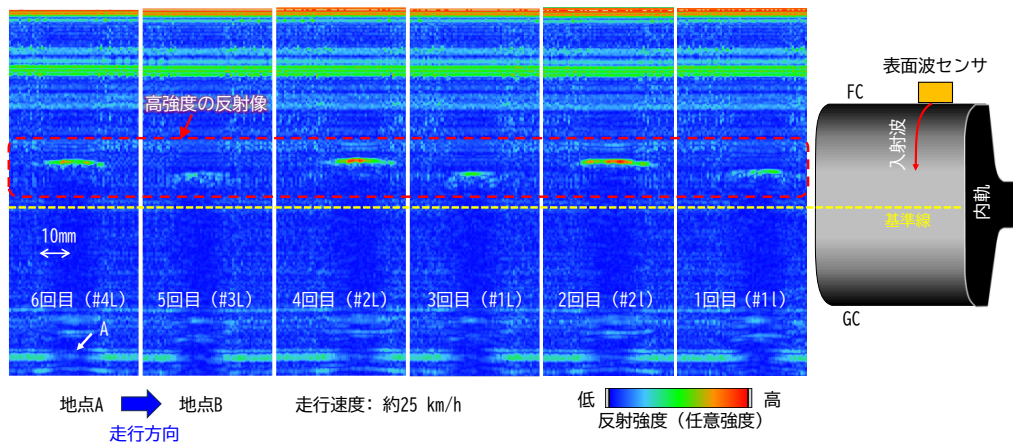


図11 車輪・レール接触部からの表面波の反射挙動を模式的に示した概念図

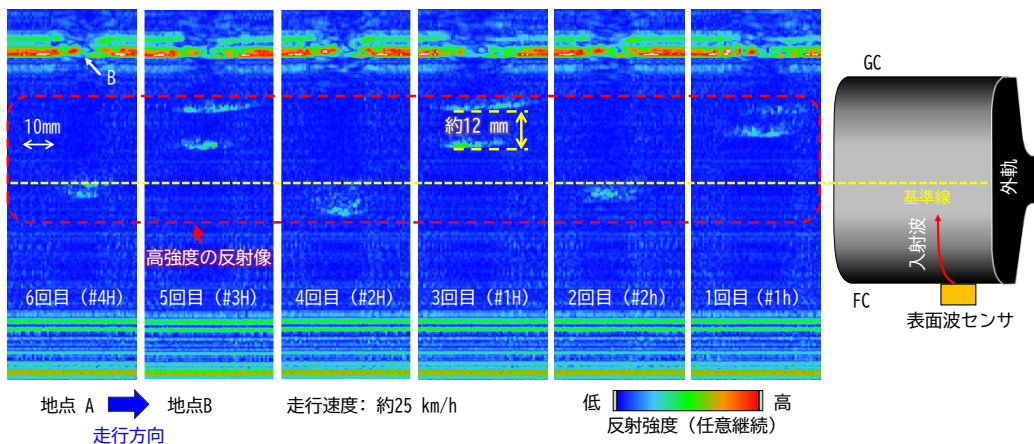
4.2 実軌道での試験

図 12 に、試験列車が地点 A から地点 B へ走行する際（約 25 km/h で走行）の表面波の反射強度のカラーマップの例を示す。カラーマップの横軸は、列車速度を考慮して距離に換算している。実物大試験と同様に、列車通過前に基準試験片を設置して求めた基準線（レール断面方向の中心線）を破線で示している。図 12(a) に示す内軌では、試験列車通過時に 6 つの高強度の反射像（破線枠で囲む）が観測された。これらの反射像が現れる時間間隔は、軸距を走行速度で除して推定される間隔と概ね一致していた。4.1 節に述べたように、表面波の反射位置は車輪とレールとの接触部の位置に対応すると考えられるため、図中の 6 つの高強度の反射像にはそれらが観測された順番とともに、対応する車輪番号を示している。

内軌および外軌のいずれにおいても、GC 近傍の表面凹凸に起因すると考えられる反射像について、6 回の反射像観測時において強度の低下（矢印 A および B で示す）を示した。さらに、内軌の 2 回目、4 回目および外軌の 3 回目、5 回目では、表面波センサが設置された FC 側に凸の緩やかな弧状形状を示し、特に内軌の 2 回目、4 回目ではその中央付近で強度が高くなる傾向が見られた。反射像はいずれも、レール基準線に対してセンサに近い FC 側に観測された。台車（またはけん引車）の進行方向前軸（奇数番号軸）に由来すると考えられる反射像は GC 側に近く、一方で同後軸（偶数番号軸）に由来するものは FC 側に近い位置に現れた。さらに、後軸の方が前軸よりも高い強度を示す傾向があった。図 12(b) に示す外軌においても、試験列車通過時に同様の 6 つの反射像（破線枠で囲む）が観測された。これらの反射像は内軌で観測され



(a) 内軌



(b) 外軌

図 12 試験列車通過時における反射強度のカラーマップの例 ((a) 内軌, (b) 外軌)

たものとほぼ同時に出現した。前軸の車輪に対応する反射像は、レール中心に対して GC 側に近い位置に現れ、一方、後軸の接触位置はレール中央付近（相対的に FC 側寄り）に位置していた。先頭軸の位置が後軸よりも GC 側に寄るという傾向は、内軌の場合と一致している。また、先頭軸の車輪（#1h, #1H, #3H）では、それぞれ 2 本の筋状反射像が観測され、例えば 3 番目の反射像（#1H）では、これら 2 本の筋の間隔は約 12 mm であった。

図 12 に示す反射強度のカラーマップから、レール長手方向において特に強度が高い領域を視覚的に抽出した。その後、レール断面方向距離と強度の二軸グラフからピーク近傍の位置を読み取り、これを反射位置とした。図 13 に、試験列車通過時におけるレールのまくらぎ（横）方向での表面波反射位置を示す。測定された反射位置は、まずレール断面に沿った曲線距離として取得され、その後、実際のレール断面形状に基づいてまくらぎ方向の直線距離に補正した。反射位置は、まくらぎ方向における基準線（レール断面中心）を 0 とし、GC 側を正、FC 側を負として表した。外軌では、進行方向の前軸に対して 2 本の筋状反射像が観測されており、そのうち GC 側のものを破線で囲って示している。

表面波の反射位置の変動傾向は、走行方向によって異なっていた。台車（またはけん引車）内の前軸の反射位置は、後軸よりも GC 側に寄る傾向があり、この傾向は内軌および外軌のいずれにおいても共通していた。その結果、まくらぎ方向における内軌と外軌の反射位置間距離は、前軸の方が後軸よりも小さくなった。一方で、後軸同士の反射位置間距離は前軸よりも大きくなる傾向が見られた。

前軸と後軸の間の変動量は、内軌では約 2.5～5.5 mm、外軌では約 12～32 mm であり、外軌の方が内軌に比べて変動が大きかった。特に、地点 B から地点 A の走行における第 2 台車の後軸に対応する車輪 #1H では、他の後軸と比較して反射位置が GC 側へ寄る傾向が見られた。また、地点 A から地点 B への走行では速度が増加する条件であり、内軌の反射位置には大きな変動は見られなかったが、外軌においては、速度の増加に伴い後軸の反射位置が GC 側へ移動する傾向が見られた。

図 14 に、試験列車通過時における 2 次元レーザセンサの測定結果から算出した、外軌側車輪の反フランジ側リム面と外軌 FC 側面の相対距離を示す。相対距離の変動傾向は走行方向によって異なり、台車（またはけん引車）内の前軸の相対距離は後軸よりも大きい傾向が見られた。特に、地点 B から地点 A 点の走行における第 2 台車の後軸に対応する車輪 #1H では、他の後軸と比較して相対距離が大きくなる傾向が見られた。さらに、地点 A から地点 B 方向の試番について、速度の増加に伴い相対距離が増加（すなわち車輪が曲線外側へ寄る）する傾向が見られた。これらの結果を図 13 と比較すると、車輪が曲線外側へ移動して相対距離が増加するにつれて、内外軌ともに表面波の反射位置が GC 側へ移動する傾向が見られた。

図 13(b) に示す値と、図 14 に示す車輪とレール間の相対距離を加算することで、車輪踏面上における反射位置を換算することができる。図 15 に、車輪踏面へ換算した反射位置を示す。なお本試験では、2 次元レーザセンサによる相対距離の測定は外軌側のみで実施したが、予備的に実施した走行試験においては外軌および内軌の双方で車輪・レール間の相対変位を測定している。その結果、外軌と内軌の相対距離の間に線形関係が得られたため、この関係を用いて内軌側の相対距離を推定した。内軌側車輪では、反射位置は外側面端部付近に位置していたのに対し、外軌側車輪では、前軸においてはフランジ喉部付近、後軸においては車輪基準線からやや外側面寄りの位置に反射位置が存在した。レール上での位置とは異なり、外軌側車輪および内軌側車輪のいずれにおいても、曲線の半径方向に対して同一方向への変位が見られた。一方で、レール上で観測された傾向と同様に、まくらぎ方向における外軌側車輪と内軌側車輪の反射位置間の距離は、後軸よりも前軸の方が小さかった。反射位置の変動範囲は、内軌側車輪で約 7～20 mm、外軌側車輪で約 23～54 mm であり、外軌側車輪の方が内軌側車輪よりも変動が大きい傾向が見られた。さらに、レール上における反射位置の変動範囲と比較すると、外軌側および内軌側のいずれにおいても、その変動

は約2倍に増大していた。また、地点Aから地点Bへ走行する試験（速度増加条件）では、速度の増加に伴い後軸の反射位置が内軌側では反フランジ側、外軌側ではフランジ側へ移動する傾向が見られた。

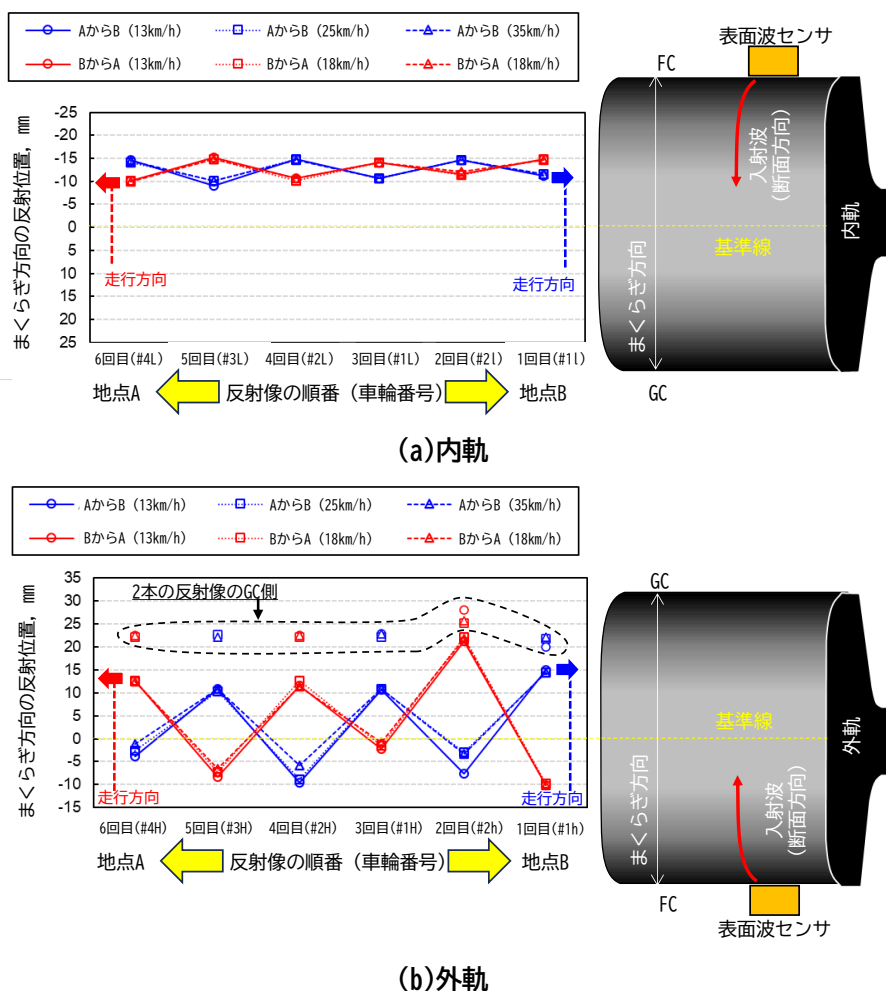


図 13 試験列車通過時におけるまくらぎ方向のレール上の反射位置，基準線を0とし，GC方向を正とした。

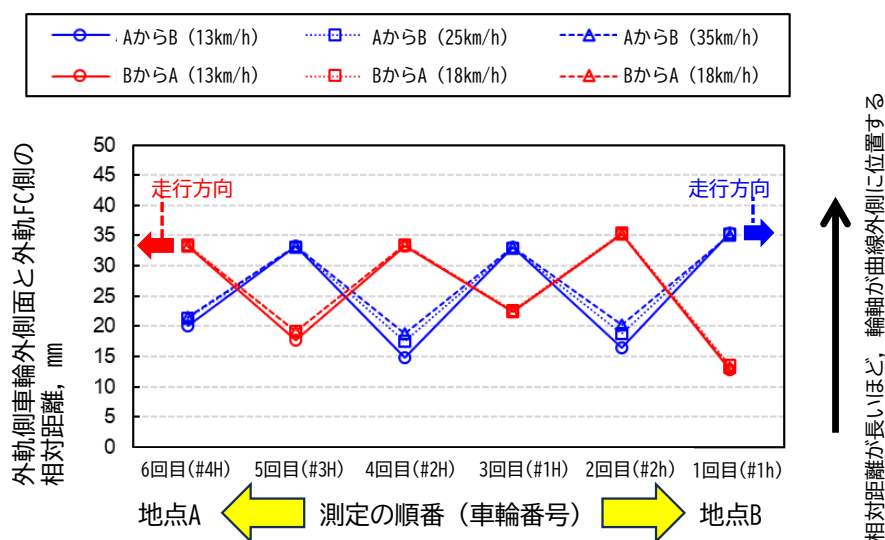


図 14 試験列車通過時における2次元レーザセンサの測定結果に基づいて算出した，外軌側車輪外側面と外軌FC側の相対距離

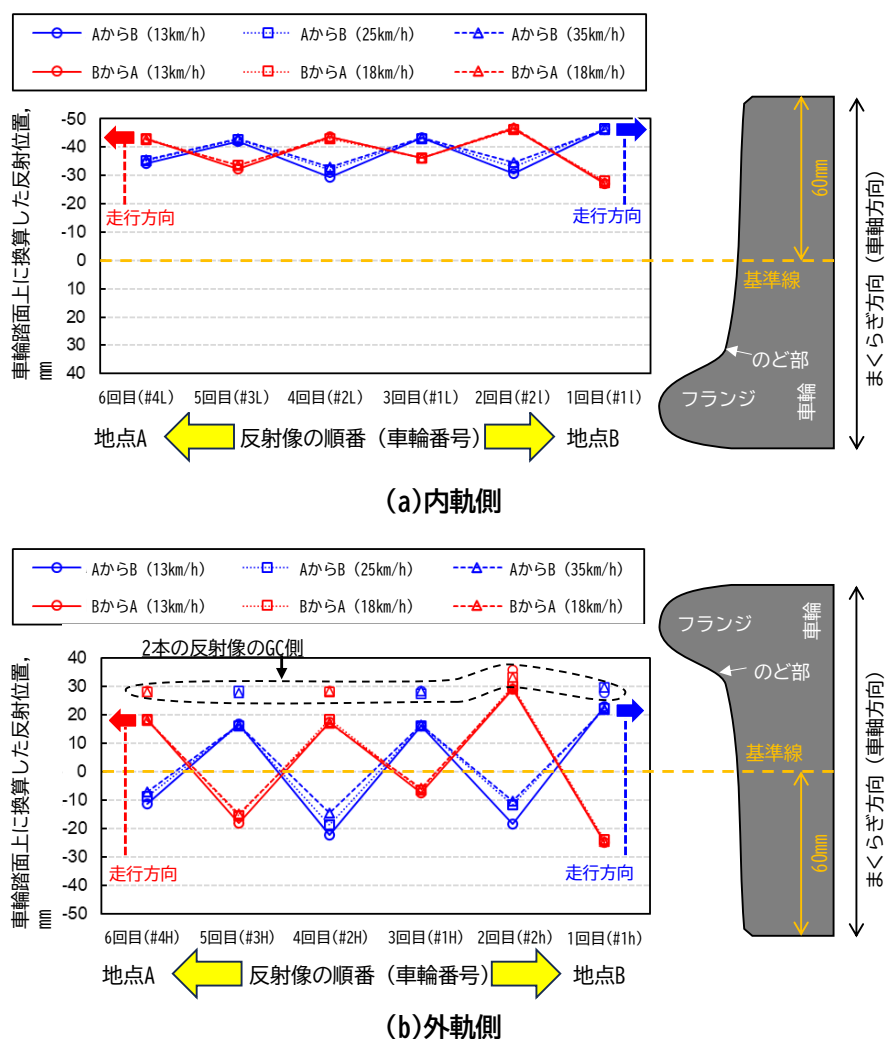


図 15 試験列車通過時における反射位置を車輪踏面上に換算した結果

車輪・レール接触部からの表面波の反射挙動を推定した概念図を図 16 に示す。車輪とレールの接触面の形状は、単純な場合には楕円形であり、より複雑な場合には複数の接触パッチからなる非楕円形状となることが知られている⁴⁸⁾。しかし、いずれの場合でも接触領域の端部は曲線で囲まれている。表面波センサがこの境界の中央付近とほぼ一致する位置にあるときに、図 16 に示すように、表面波センサが境界と正対の状態に近くなり最も高い反射強度が得られた可能性が考えられる。また、境界の中央付近では表面波が入射できる接触領域の端部延長が相対的に長くなり、強度が高くなった可能性も考えられる。レールの GC 近傍の表面凹凸に起因すると考えられる反射像が、筋状反射像が観測された 6 回のいずれにおいても反射強度の低下を示したことは、表面波が車輪・レール接触領域によって遮断されたために生じた可能性が考えられる。

内軌では、前軸よりも後軸で反射強度が高い傾向が見られた。これは、前軸と後軸で形成される車輪・レール間の隙間に起因する断面方向の角度変化や接触領域形状の違いによるものと考えられる。レイリー波の反射強度は、反射源のエッジ角度に依存して変化することが知られている⁴⁹⁾。

図 12 において、外軌の前軸では 2 本の反射像が見られた。この原因を調査するため、次のような検証を行った。試験列車を地点 A から地点 B へ走行させ、車輪#1H が測定位置直前に位置するように一時停止させた。その後、進行方向における車輪#1H の前方の外軌上面に、マーカを用いて黒色帯を記した。続いて、車輪#1H を極低速で通過させ、塗布部に残る接触痕を調査した。図 17 に、車輪#1H 通過後の外軌塗布部の

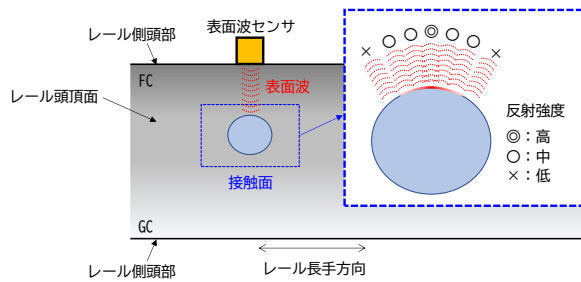


図 16 反射像内に生じる強度差に関する概念図

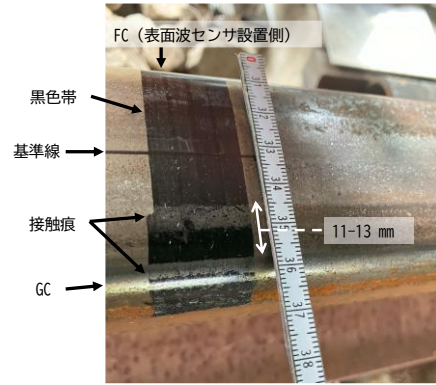


図 17 車輪#1H 通過後の外軌において記した黒色帯の状態

状態を示す。2 つに分かれた接触痕が見られ、表面波センサ設置側における接触痕端部間の距離は約 11～13 mm であった。この距離は、図 12(b)における車輪#1H の第 1 および第 2 の反射像（実線および中空プロット）の間隔と概ね一致していた。このことから、外軌の前軸で観測された 2 本の反射像は、車輪・レール接触が 2 点に分離（2 点接触）したことに起因する可能性が考えられる。

地点 A から地点 B への試験走行（この方向のみ速度が変化）では、後軸において速度の増加に伴い接触位置が GC 側へ移動する傾向が見られた。この傾向は外軌および車輪踏面の外軌側・内軌側の双方で確認された。図 14 に示すように、これらの結果は速度の増加に伴って輪軸全体が曲線外側へ移動することによって起因すると考えられる。一方、内軌で接触位置の移動が見られなかったのは、車輪とレールの幾何学的関係によるものである可能性が考えられる。また、前軸では、外軌側におけるレール GC と車輪フランジの接触によって輪軸の移動が拘束されるため、速度の増加によってもレール上および車輪踏面上の接触位置にほとんど変化が生じなかったと考えられる。

なお、表面波は表面汚染物（落葉の膜やレール上の砂の堆積など）や表面凹凸に敏感であるため、これらの影響により表面波が大きく減衰したり、信号応答が乱れたりする可能性がある。したがって、場合によっては測定箇所から汚染物や塑性流動などによる変形部を除去する必要がある。加えて、きしり音などの車輪・レール間の摩擦に起因する振動は本測定のノイズとなり得る。これに対しては測定対象箇所のレール面に微量な潤滑材を塗布するなどの対応が必要となる可能性がある。こうした対策の要否は、接触位置測定の目的に応じて判断する必要がある。

5. まとめ

表面を伝搬する超音波を用いて、実軌道上を走行する車両における車輪・レール接触位置の測定を試みた。その結果を以下に示す。

- (1) 実物大試験装置を用いた試験の結果から、表面波センサにより観測された反射像は、車輪・レール接触領域の端部からの反射に起因することが示唆され、表面波が接触位置測定手法として有効であると考えられた。
- (2) 実軌道における車両走行試験の結果から、表面波の反射像の位置が、前軸か後軸かによってまくらぎ方向に規則的に変化する傾向が見られた。
- (3) 特に外軌における前軸の測定結果では、2 本の反射像が観測された。これは、車輪・レール接触が 2 点に分離する、いわゆる「2 点接触」に起因する可能性が考えられた。

- (4) 今回実施した条件では、単一の表面波センサにより、レール頭頂面からゲージコーナーに至る範囲において、車輪・レール接触位置を測定可能であった。

文 献

- 1) A.Matsumoto, Y.Sato, H.Ohno, M.Tomeoka, K.Matsumoto, T.Ogino, M.Tanimoto, Y.Oka, M.Okano, "Improvement of Bogie Curving Performance by Using Friction Modifier to Rail/Wheel Interface Verification by Full-Scale Rolling Stand Test," *Wear*, Vol.258(7–8), pp.1201–1208, 2005.
- 2) S. L.Grassie, J.A.Elkins, "Traction and Curving Behaviour of a Railway Bogie," *Veh. Syst. Dyn.*, 44(Suppl 1), pp. 883–891, 2006.
- 3) 石田弘明, 宮本岳史, 前橋栄一, 土井久代, 飯田浩平, 古川敦: 急曲線低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性評価手法, 鉄道総研報告, Vol.18, No.8, pp.5-10, 2004
- 4) S.H.Nia, C.Casanueva, E.Stichel, "Fast Wear Calculation for Wheel Profile Optimization," The 10th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Colorado Springs, CO, Aug. 30–Sept. 3, 2015.
- 5) B.Dirks, R.Enblom, M.Berg, "Prediction of Wheel Profile Wear and Crack Growth—Comparisons with Measurements," *Wear*, 366–367, pp. 84–94, 2016.
- 6) K.Karttunen, E.Kabo, A.Ekberg, "Estimation of Gauge Corner and Flange Root Degradation from Rail, Wheel and Track Geometries," *Wear*, 366–367, pp. 294–302, 2016.
- 7) H.Rahmani, D.Gutsulyak, L.Stanlake, B.Stoeber, S.Green, Carrydown of Liquid Friction Modifier," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit*, 236(9), pp. 1124–1134, 2022.
- 8) Z.S.Lee, G.Trummer, M.Harmon, B.White, K.Six, R.Lewis, "Studying the Transfer Mechanisms of Water Based Top-of-Rail Products in a Wheel/Rail Interaction," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit*, 238(2), pp. 164–174, 2024.
- 9) A.Kataori, K.Doi, H.Iijima, S.Momosaki, K.Horioka, "Development of Continuous Measurement Equipment for Angle of Attack and Results of Measurements," *JR East Tech. Rev.*, (19), pp. 46–49, 2011.
- 10) Y.Sato, A.Matsumoto, H.Ohno, Y.Oka, H.Ogawa, "Wheel/Rail Contact Analysis of Tramways and LRVs Against Derailment," *Wear*, 265(9–10), pp. 1460–1464, 2008.
- 11) F.G.De Beer, M.H.A.Janssens, P.P.Kooijman, "Squeal Noise of Rail-Bound Vehicles Influenced by Lateral Contact Position," *J. Sound Vib.*, 267(3), pp. 497–507, 2003.
- 12) J.Gerlici, T.Lack, "Railway Wheel and Rail Head Profiles Development Based on the Geometric Characteristics Shapes," *Wear*, 271(1–2), pp. 246–258, 2011.
- 13) J.B.Ayasse, H.Chollet, "Determination of the Wheel Rail Contact Patch in Semi-Hertzian Conditions," *Veh. Syst. Dyn.*, 43(3), pp. 161–172, 2005.
- 14) O.Polach, "Characteristic Parameters of Nonlinear Wheel/Rail Contact Geometry," *Veh. Syst. Dyn.*, 48(SUPPL. 1), pp. 19–36, 2010.
- 15) Z.Ren, S.D.Iwnicki, G.Xie, "A New Method for Determining Wheel-Rail Multi-point Contact," *Veh. Syst. Dyn.*, 49(10), pp. 1533–1551, 2011.
- 16) X.Yang, S.Gu, S.Zhou, Y.Zhou, S.Lian, "A Method for Improved Accuracy in Three Dimensions for Determining Wheel/Rail Contact Points," *Veh. Syst. Dyn.*, 53(11), pp. 1620–1640, 2015.
- 17) J.Pombo, J.Ambrósio, M.Pereira, R.Lewis, R.Dwyer-Joyce, C.Ariaudo, N.Kuka, "Development of a Wear Prediction Tool for Steel Railway Wheels Using Three Alternative Wear Functions," *Wear*, 271(1–2), pp. 238–245, 2011.
- 18) A.Keck, C.Schwarz, T.Meurer, A.Heckmann, G.Grether, Estimating the Wheel Lateral Position of a Mechatronic Railway Running Gear with Nonlinear Wheel–Rail Geometry," *Mechatronics*, 73, p. 102457, 2021.
- 19) J.Lai, J.Xu, P.Wang, Z.Yan, S.Wang, R.Chen, J.Sun, Numerical Investigation of Dynamic Derailment Behavior of Railway Vehicle When Passing Through a Turnout," *Eng. Fail. Anal.*, 121, p. 105132, 2021.
- 20) M.Okita, M.Tsujie, Y.Terumichi, "A Study on Prevention Measures for Gauge Corner Cracking," *Int. J. Transp. Dev. Integr.*, 4(3), pp. 252–263, 2020.
- 21) H.I.Andrews, "The Contact Between a Locomotive Driving Wheel and the Rail," *Wear*, 2(6), pp. 468–484, 1959.
- 22) S.Kumar, B.R.Rajkumar, "Laboratory Investigation of Wheel Rail Contact Stresses for U.S. Freight Cars," *ASME J. Eng. Ind.*, 103(2), pp. 246–255, 1981.
- 23) W.Poole, "The Measurement of the Contact Area Between Opaque Objects Under Static and Dynamic Rolling Conditions," *Proceedings of Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II*, pp. 59–72, 1986.
- 24) M.Burstow, M.Podesta, J.Pearce, "Understanding Wheel/Rail Interaction With Thermographic Imaging," 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Manchester, UK, Aug. 14–19, pp. 1–6, 2011.

- 25) 山本大輔：サーモグラフィカメラを用いた車輪とレールの接触位置の特定，鉄道総研報告，Vol.32，No.6，pp.23-28，2018
- 26) T.Hondo, T.Tanaka, S.Kuniyuki, M.Suzuki, “Numerical and Experimental Investigations on Cross-Sensitivity Characteristics of Instrumented Wheelset Associated With Longitudinal Force and Lateral Contact Position,” *ASME J. Comput. Nonlinear Dyn.*, 17(5), p. 051011, 2022.
- 27) S.Fukagai, T.Toyama, T.Tanaka, M.Kuzuta, H.Doi, Visualization of Wheel-Rail Contact Area of Running Vehicle Using Film Sensor,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit*, 236(7), pp. 745–755, 2021.
- 28) K.Kendall, D.Tabor, “An Ultrasonic Study of the Area of Contact Between Stationary and Sliding Surfaces,” *Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, 323(1554), pp. 321–340, 1971.
- 29) H. G.Tattersall, “The Ultrasonic Pulse-Echo Technique as Applied to Adhesion Testing,” *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 6(7), pp. 819–832, 1973.
- 30) M.Schoenberg, “Elastic Wave Behavior Across Linear Slip Interfaces,” *J. Acoust. Soc. Am.*, 68(5), pp. 1516–1521, 1980.
- 31) J.Królikowski, J.Szczepiek, “Prediction of Contact Parameters Using Ultrasonic Method,” *Wear*, 148(1), pp. 181–195, 1991.
- 32) B.W.Drinkwater, R.S.Dwyer-Joyce, P.Cawley, “A Study of the Interaction Between Ultrasound and a Partially Contacting Solid—Solid Interface,” *Proc. R. Soc. London. Ser. A Math. Phys. Eng. Sci.*, 452(1955), pp. 2613–2628, 1996.
- 33) R.S.Dwyer-Joyce, B.W.Drinkwater, A.M.Quinn, “The Use of Ultrasound in the Investigation of Rough Surface Interfaces,” *ASME J. Tribol.*, 123(1), pp. 8–16, 2001.
- 34) S.Biwa, A.Suzuki, N.Ohno, “Evaluation of Interface Wave Velocity, Reflection Coefficients and Interfacial Stiffnesses of Contacting Surfaces,” *Ultrasonics*, 43(6), pp. 495–502, 2005.
- 35) S.Fukagai, M.Watson, H.P.Brunskill, A.K.Hunter, M.B.Marshall, R.Lewis, “In Situ Evaluation of Contact Stiffness in a Slip Interface With Different Roughness Conditions Using Ultrasound Reflectometry,” *Proc. R. Soc. A: Math. Phys. Eng. Sci.*, 477(2255), p. 20210442, 2021.
- 36) S.Fukagai, M.B.Marshall, R.Lewis, “Transition of the Friction Behaviour and Contact Stiffness Due to Repeated High-Pressure Contact and Slip,” *Tribol. Int.*, 170(Feb.), pp. 107487, 2022.
- 37) R.S.Dwyer-Joyce, C.Yao, R.Lewis, H.Brunskill, “An Ultrasonic Sensor for Monitoring Wheel Flange/Rail Gauge Corner Contact,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit*, 227(2), pp. 188–195, 2013.
- 38) M.B.Marshall, R.Lewis, R.S.Dwyer-Joyce, U.Olofsson, S.Björklund, “Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution,” *ASME J. Tribol.*, 128(3), pp. 493–503, 2006.
- 39) M.Pau, “Ultrasonic Waves for Effective Assessment of Wheel-Rail Contact Anomalies,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit*, 219(2), pp. 79–90, 2005.
- 40) S.Fukagai, T.Ban, K.Makino, M.Kuzuta, H.Chen, H.Brunskill, R.S.Dwyer-Joyce, “Using Active Ultrasonics to Measure Wheel-Rail Contact During a Running-in Period,” *Int. J. Railw. Technol.*, 7(3), pp. 1–20, 2018.
- 41) S.Fukagai, H.P.Brunskill, A.K.Hunter, R.S.Dwyer-Joyce, R.Lewis, “Transitions in Rolling-Sliding Wheel/Rail Contact Condition During Running-In,” *Tribol. Int.*, 149, pp. 105679, 2020.
- 42) L.Zhou, H.Brunskill, R.Lewis, M.Pletz, W.Daves, S.Scheriau, Real Time Measurement of Dynamic Wheel-Rail Contacts Using Ultrasonic Reflectometry,” *ASME J. Tribol.*, 141(6), p. 061401, 2019.
- 43) L.Zhou, H.P.Brunskill, R.Lewis, “Real-Time Non-Invasive Measurement and Monitoring of Wheel–Rail Contact Using Ultrasonic Reflectometry,” *Struct. Health Monit.*, 18(5–6), pp. 1953–1965, 2019.
- 44) E.S.Ooi, R.S.Dwyer-Joyce, “The Use of Reflected Rayleigh Waves to Study Rough Contact Interfaces,” *Proc. Inst. Mech. Eng., Part J: J. Eng. Tribol.*, 230(3), pp. 266–280, 2016.
- 45) S.Fukagai, “Dynamic Measurement of Contact Positions Between Wheels and Rails Using Surface Waves,” *Journal of Tribology*, Vol.147, pp.121501-1-12, 2025.
- 46) J.Chmela, K.Petr, P.Mossoczy, V.Dynybyl, “Experimental Study of Lubrication Film Monitoring in a Roller Bearing by Utilization of Surface Acoustic Waves,” *Tribol. Int.*, 141, p. 105908, 2020.
- 47) S.Koizumi, “Advance in Railway Vehicle Technology and Future Prospects Mainly in Relation to Bogie,” *Nippon Steel Sumitomo Met. Tech. Rep.*, 105, pp. 11–18, 2013.
- 48) J.Piotrowski, H.Chollet, “Wheel-Rail Contact Models for Vehicle System Dynamics Including Multi-Point Contact,” *Veh. Syst. Dyn.*, 43(6–7), pp. 455–483, 2005.
- 49) I.A.Viktorov, Rayleigh and Lamb Waves; Physical Theory and Applications, Springer, New York, 1967.
- 50) H.Brunskill, H.Shackleton, R.Rhodes, A.Hunter, “A Novel Wheel Mounted Sensor Technology for VTI Measurements & Monitoring,” 20th International Wheelset Congress 2023 Proceedings, Chicago, IL, pp. 136–140, 2023.