

鉄道総研報告

▶ 特集：騒音と空気力学的問題 ◀

第36巻 第9号

2022年9月

展望解説

- 鉄道における空気力学に関する最近の研究開発
..... 齊藤実俊 (1)

特集論文

- 走行風を利用した新幹線台車周りの着雪対策
..... 高見創, 新木悠斗, 室谷浩平, 石井秀憲, 鎌田慈 (5)
- 線形音響理論に基づく微気圧波低減のための列車先頭部形状最適化
..... 宮地徳蔵, 大久保秀彦, 菊地勝浩 (11)
- 圧力変動の非定常性を考慮したトンネル内設置物への空気力算出法
..... 齊藤実俊 (19)
- 台上試験と実車走行試験によるきしり音の特性評価
..... 末木健之, 川口二俊, 清水康博, 北川敏樹, 金元啓幸, 葛田理仁 (25)
- 列車走行時に発生する低周波圧力変動の発生源の解明
..... 宇田東樹, 小方幸恵 (33)
- 音場情報を用いたマイクロホンアレイによる新幹線台車部空力音の推定手法
..... 山崎展博, 中山雅人, 西浦敬信 (39)

一般論文

- 多点同時測定による構造物・地盤の振動特性と地盤振動分布との関係性の評価
..... 野寄真徳, 横山秀史, 津野靖士 (47)

調査報告

- 防風柵設置による空気力低減量に関する風洞試験結果
..... 野口雄平, 鈴木実, 乙部達志 (55)



特集：騒音と空気力学的問題

鉄道における空気力学に関する最近の研究開発

齊藤 実俊*

Recent Studies on Railway Aerodynamics

Sanetoshi SAITO

This paper presents an outline of recent studies on railway aerodynamics conducted in the Railway Technical Research Institute. Train aerodynamic effects increase significantly with the speed of train, and they cause various issues on railways. Since these issues closely affect the safety, convenience, and comfort for train, it is important to investigate the aerodynamic characteristics. The typical studies, such as the effects of cross winds, aerodynamic devices of train vehicle and the effect of flow fields around trains in open section and tunnel, are introduced in this paper.

キーワード：空気力学，横風，空力ブレーキ，着雪，バラスト飛散，列車風，トンネル内圧力変動

1. はじめに

鉄道における空気力学的な現象は多岐にわたり、高速鉄道に限らず多くの問題を引き起こす。車両に関するものとしては、強風による車両の転覆、空気抵抗、変動空気力による車両揺動、パンタグラフの揚力変動、台車部への着雪現象などがあり、これらはいずれも車両の走行安定性や快適性に直接影響を及ぼす重要な事象である。一方、走行する車両によって地上側にも様々な影響が及ぶ。たとえば線路に近接する構造物（防音壁など）や各種設備、あるいは、保守作業員、ホーム上の旅客などに及ぼす事象として、列車通過時の圧力変動、列車風、バラスト飛散などがある。また、空力音やトンネル微気圧波など沿線環境に影響を及ぼす問題も空気力学的な現象に起因する問題といえる。さらに、トンネル内における火災時の熱気流や、トンネル本坑あるいは地下駅の換気など、温熱環境問題も列車走行に伴う流れの影響を受ける。

このようにさまざまな問題を引き起こす鉄道の空気力学的現象のうち、本稿では車両に関するものとして、横風、台車への着雪、空力ブレーキについて、また、地上における空力現象としてバラスト飛散、列車風、トンネル内圧力変動について、鉄道総研で実施している最近の研究開発事例を紹介する。

2. 車両に関する空力現象

2.1 横風に対する車両の空力特性

強風時における車両の安全性確保のために防風柵の設置、車両諸元の変更、運転規制など様々な対策が実施されている。これらの対策効果の評価を行うためには強風

の特性、車両の運動力学的特性、車両の強風に対する空気力学的特性を把握する必要がある。鉄道総研ではそれぞれの特性について総合的に研究開発を行っているが、ここでは空気力学的特性に関する研究開発事例について紹介する。

強風時に作用する空気力については風洞実験や数値シミュレーションによる研究が多くなされている。風洞実験では平地だけでなく、橋梁や盛り土などの地上構造物を模擬し、さらに車両模型に作用する気流についても自然風の平均風速や乱れ度の分布を模擬した乱流境界層を用いるなど、実際の状況に近い条件において、代表的な車両に対する実験を実施している^{1)~4)}。最近では、空気力と車両断面形状との関係を調べるために、複数の車両断面形状を模擬した車両模型に対する風洞実験を実施している。さらに、防風柵を設置した複線高架橋など、地上構造物の影響や防風柵の効果についても評価・検討を行っている（図1）。

数値シミュレーションでは車両に作用する空気力の発生原因となる流れ場について、地上構造物や風向角が与

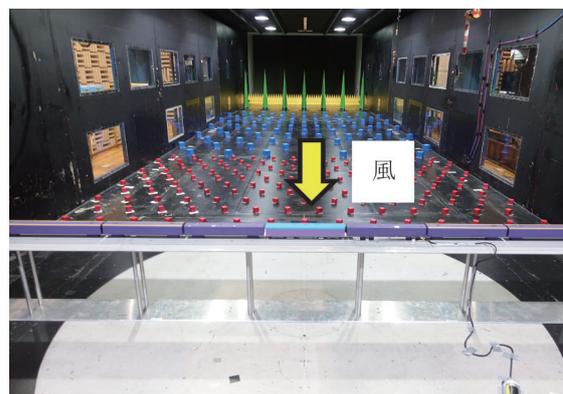


図1 横風に関する風洞実験

* 環境工学研究部長

える影響を系統的に調べるため、形状を簡略化した車両および地上構造物を組み合わせ、一様流条件下での計算を実施した。その計算結果をもとに、地上構造物による空気力の変化の要因を流れ場の観点から明らかにした⁵⁾。

2.2 空力ブレーキ

新幹線の高速化においては安全性能の確保が最重要課題となる。その中でも最も重要な項目のひとつに地震発生時など緊急時における制動性能がある。緊急時の制動方法として、通常の減速に用いる電気ブレーキ以外に車輪の回転を摩擦力で機械的に止めるディスクブレーキがある。ディスクブレーキは速度向上に伴う吸収熱量の増加に加え、利用できるブレーキ力の上限が電気ブレーキと同様、車輪・レール間の粘着力の制約を受ける。そこで、高速域での制動性能を補完する装置として、走行中の車両に作用する空気抵抗を増加させて制動力を得る鉄道車両用空気抵抗ブレーキ（以下、空力ブレーキ）の開発に取り組んでいる⁶⁾⁷⁾。

開発した空力ブレーキは、車内空間や旅客定員の確保と高速域における十分な減速性能の確保を両立させるべく、車体の屋根上に薄型・小型の空力ブレーキを、車両全体に分散させて配置する方式である（図2）。空力ブレーキ装置は2枚1組の抵抗板にかかる空気力の差を利用して走行風で作動する仕組みで、厚さ65mm、質量36kgと小型・軽量化を実現している（図2）。

製作した試作機を用いた風洞実験によって、ブレーキ力や動作時間などの性能確認を行うとともに、抵抗板の格納状態で沿線騒音に悪影響を及ぼさないことを風洞実験等で確認した。また、風洞実験と数値シミュレーションを併用することで、装置を複数台搭載する際の配置方法について検討し、左右方向に交互配置とするのが有効であることを示した。さらに、装置の強度や耐久性、耐低温性能、鳥などの異物衝突時の飛散防止性能、屋外での長期使用にともなう装置各部の汚損や劣化、日射によ

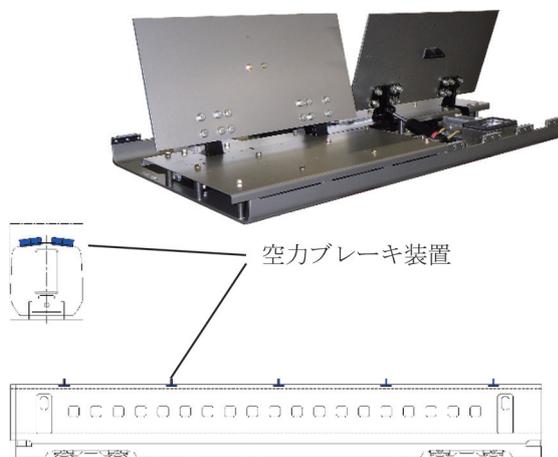


図2 分散配置型空力ブレーキ装置

るヒートサイクルの影響などを各種試験により検証し、それぞれ問題がないことを確認した。

2.3 台車部への着雪対策

車両が降雪地帯を走行すると、線路上の雪が舞い上がり、車両の床下や台車に雪が付着・成長する。この雪の塊が気温の上昇や走行時の振動、分岐器を通過するときの衝撃などで落下すると、線路のバラストが飛び散り、車両や設備、沿線家屋などに被害が発生する可能性がある。また、分岐器のレールの隙間に挟まると、進路の転換を行うことができなくなることもある。そこで、走行風を使用した台車部の着雪抑制対策の開発に取り組んでいる。具体的には台車端部フサギ板の着雪量抑制を目的に、台車内の流れを制御するための空力デバイスについて、模型実験や数値計算による検討を行っている⁸⁾⁹⁾。着雪状況を再現するために縮尺1/11の車両模型（3.5両編成）を最高速度100km/hで走行させる実験装置を開発し、粒子運動が雪と相似であるクルミ殻を模擬雪として使用した実験を行い、台車部への着雪状況の把握、空力デバイスの仕様決定を行った（図3）。

3. 地上における空力現象

3.1 バラスト飛散

高速鉄道の有道床軌道における安全問題のひとつにバラスト飛散現象がある。その主な要因は前章で述べた冬季降積雪時における車両から着氷と、車体下部における列車風である。飛散したバラストは線路上のみならず駅ホーム上や沿線にまで到達する可能性があり、安全上重要な課題のひとつである。新幹線などにおけるバラスト軌道では、道床表面を被覆するバラストスクリーンやバラストネットの設置、合成樹脂散布によるバラスト固着などの飛散対策が取られる場合がある¹⁰⁾。

これら飛散対策物を設置する場合には対策物自体が列車風や、台風などの強風によって飛ばされないようにすることが必要になる。これら対策物やバラストに対する空気力の評価について、風洞実験による研究を実施して



図3 模擬雪による車両模型走行実験

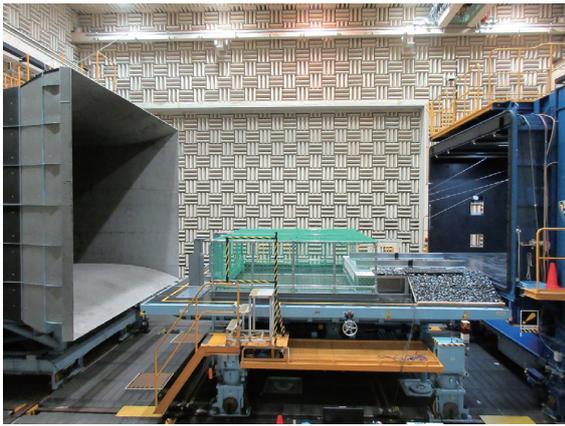


図4 物体の飛散が可能な風洞実験

いる¹¹⁾¹²⁾が、風洞実験によって現象解明を行うためには供試体であるバラストや対策品が実際に飛散する状況を再現することが必要となる。そこで、実物大のバラストや対策品の供試体を使用した、物体の飛散が可能な風洞実験方法の開発を行い（図4）、飛散現象の解明のための基礎実験を行った。

3.2 列車風

列車が走行すると周囲の空気は列車によって引きずられ、風（列車風）が発生する。列車通過時のホーム上での列車風は旅客の安全に直結している。そのため、ホーム上での待避幅や安全柵の検討のために、主に新幹線のホーム上における風速測定によって、列車風の特徴把握の研究が行われてきた¹³⁾¹⁴⁾¹⁵⁾。また、閉鎖空間であるトンネル内で発生する列車風の特徴は明かり区間とは異なり、列車の通過時だけでなくトンネル内に発生する圧力波の影響も受ける。トンネル内列車風は保守作業員やトンネル内設備に作用するので、明かり区間同様、安全上非常に重要な課題である。トンネル内列車風についても現地測定¹²⁾¹³⁾や予測手法に関する研究¹⁶⁾¹⁷⁾、作業員に与える影響に関する研究¹⁸⁾など数多く実施されている。

明かり区間、トンネル区間とも列車周りの流れ場は非常に複雑である。特に列車後尾通過直後の後流領域は後尾車の車両動揺の原因となる変動空気力に大きな影響を及ぼし、また、列車風の最大値も後流位置で発生することから、その現象解明は非常に重要である。現在、模型発射装置による実験や数値シミュレーションによって高速列車における後流の現象解明に関する研究を行っており、車両表面の圧力分布や明かり区間における列車風の基本特性の把握を行った（図5）。

3.3 トンネル内圧力変動

列車先頭部がトンネルに突入・退出するとトンネル内に圧縮波（後尾部の場合は膨脹波）が形成される。これ

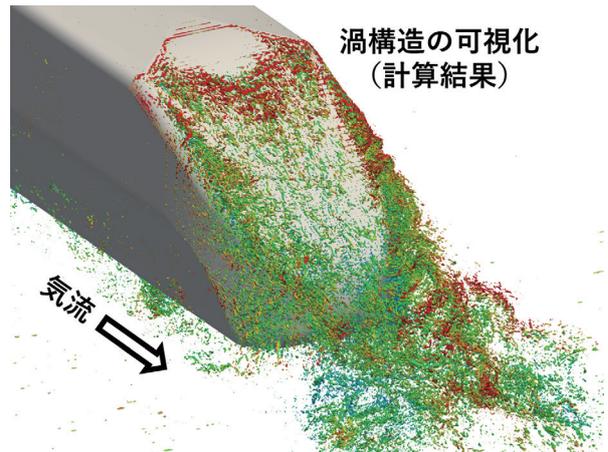


図5 最後尾車両周りの流れの数値シミュレーション

らの圧縮波・膨脹波はほぼ音速でトンネル内を伝播し、トンネル坑口やトンネル内を走行する列車端部において反射する。このため、列車のトンネル内走行時には多数の圧力波がトンネル内を往復することになる。圧縮波が通過すると圧力は上昇し膨脹波が通過すると圧力は降下する。このため、トンネル内の設備や覆工、さらには走行中の列車には圧力変動が作用することになり、トンネル内設備や車体構体の強度設計にはこれらの大きさを予測することが必要となる。トンネル内圧力変動の予測については、3.2節で述べたトンネル内での列車風の予測と同様、数値シミュレーションを用いた予測手法に関する研究が行われている¹⁶⁾¹⁷⁾。

現在ではトンネルに付随した構造物であるトンネル入口緩衝工や隣接トンネルを接続するスノーシェルターの強度検討のために両者に作用する圧力変動を評価する研究を進めている。これらについては過去にも研究事例がある¹⁹⁾²⁰⁾²¹⁾が、近年の新幹線の速度向上に対応すべく、予測精度の向上を目的に列車先頭部形状の影響を考慮した数値シミュレーションの開発や、緩衝工の開閉部やスノーシェルターのスリットの影響を詳細に評価するための模型実験（図6）を実施している。



図6 スノーシェルターに関する模型実験

5. おわりに

鉄道における空気力学的な現象は多岐にわたっており、本稿で紹介した研究事例はその一部である。これらの現象はいずれも列車走行が高速になるにつれ顕著になるため、鉄道の速度向上のためにはますます重要な課題となる。課題解決のためには、模型実験や数値シミュレーション、理論解析を効果的に組み合わせて研究を進める必要があるが、最終的には現地での測定が非常に重要である。また、対策の実用化に向けては施工性やコスト、他への悪影響の有無など、様々な検討が必要である。今後とも関係各所の皆様と議論を重ねながら効果的な対策技術の実用化を目指して研究開発を進めていきたいと考えている。これまでと同様、ご支援、ご協力をお願いしたい。

文献

- 1) 鈴木実, 種本勝二, 斎藤寛之, 今井俊昭: 自然風を模擬した車両に働く空気力に関する風洞試験法, 鉄道総研報告, Vol.17, No.11, pp.47-52, 2003
- 2) 種本勝二, 鈴木実, 斎藤寛之, 井門敦志: 在来線車両の空気力係数に関する風洞試験結果, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp.47-50, 2013
- 3) 乙部達志, 立松智敏, 井澤信明, 鈴木実, 野口雄平: 片切り盛地形上の鉄道車両に作用する空気力の評価, 鉄道総研報告, Vol.32, No.11, pp.5-10, 2018
- 4) 乙部達志, 鈴木実, 野口雄平: 強風時の車両に対する高欄等による遮風効果, 鉄道総研報告, Vol.31, No.9, pp.5-10, 2017
- 5) 野口雄平, 鈴木実, 菊地勝浩: 数値解析による横風下の車両空気力特性に関する研究, 鉄道総研報告, Vol.35, No.6, pp.29-34, 2021
- 6) 高見創: 新幹線速度向上に向けた空力ブレーキ装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.34, No.3, pp.5-10, 2020
- 7) 高見創: 小型分散方式による新幹線用空気抵抗ブレーキ装置の開発, 日本機械学会論文集B編, Vol.79, No.803, pp.1254-1263, 2013
- 8) 室谷浩平, 中出孝次, 鎌田慈: 降雪地帯を走行する鉄道車両への着雪を再現する着雪シミュレータの開発, 鉄道総研報告, Vol.36, No.7, pp.59-68, 2022
- 9) 高見創, 新木悠斗, 室谷浩平, 石井秀憲, 鎌田慈: 走行風を利用した新幹線台車周りの着雪対策, 鉄道総研報告, Vol.36, No.9, pp.5-10, 2022
- 10) 吉田真, 内田雅夫, 矢口直幸, 御船直人: 高速走行時のバラスト飛散防止対策, 鉄道総研報告, Vol.6, No.6, pp.27-36, 1992
- 11) Nakano, T., Sakuma, Y., Inoue, T., "Risk assessment of flying of rubber screens installed on railway ballast," STECH2021, 2021.
- 12) 中野高志, 佐久間豊, 井上達哉, 湊卓也, 小林祐太郎, 小俣茂: 軌道面付近に敷設された平板状設置物の風洞試験による風荷重評価, 鉄道総研報告, Vol.35, No.6, pp.35-40, 2021
- 13) 土屋侑, 広田和義: 列車風に関する現地試験, 鉄道技術研究所速報, No.81-68, 1981
- 14) 堀江篤, 杉山友康: 東北新幹線における列車風に関する現地試験, 鉄道技術研究所速報, NO.A-86-155, 1986
- 15) 種本勝二, 梶山博司: 列車通過時のホーム上の列車風と圧力変動, 鉄道総研報告, Vol.17, No.11, pp.53-56, 2003
- 16) 山本彬也: 新幹線トンネルの圧力変動・空気抵抗・トンネル換気, 鉄道技術研究報告, NO.871, 1973
- 17) 梶山博司, 飯田雅宣, 前田達夫: 大深度地下鉄道の空気流動シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.7, No.7, pp.51-58, 1993
- 18) 遠藤広晴, 小美濃幸司, 白戸宏明, 澤貢, 種本勝二, 武居泰: 列車風が保守作業員に及ぼす影響の推定, 鉄道総研報告, Vol.23, No.9, pp.29-34, 2009
- 19) 小沢智, 前田達夫, 種本勝二, 木下真二, 梶山博司: 東北新幹線福島トンネル南口緩衝工, 鉄道技術研究所速報, NO.A-87-52, 1987
- 20) 福田傑, 齊藤実俊, 飯田雅宣, 栗田健, 小澤智: 隣接したトンネルを接続するシェルターのスリットから放射される微気圧波, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, 1117, 2013
- 21) Fukuda, T. Saito, S., Iida, M., Kurita, T. and Ozawa, S., "Countermeasure against the micro-pressure wave by a shelter linking neighboring tunnels," Proceedings of the 15th International Symposium on Aerodynamics, Ventilation & Fire in Tunnels, pp.539-552, 2013.

走行風を利用した新幹線台車周りの着雪対策

高見 創* 新木 悠斗* 室谷 浩平** 石井 秀憲** 鎌田 慈***

Countermeasures against Snow Accretion Around Shinkansen Bogies Using Running Wind

Hajime TAKAMI Yuto ARAKI Kohei MUROTANI Hidenori ISHII Yasushi KAMATA

In this study, we investigated a countermeasure against snow accretion on bogies of high-speed train by utilizing high-speed air flow through inlets on sides of train. The effectiveness of this method was confirmed through model experiments and numerical analysis. The results showed that this method is expected to reduce snow accumulation onto the body panel behind the bogie by about half.

キーワード：着雪，流体力学，走行風，空気取り入れ口，模型実験，数値解析

1. はじめに

積雪地域を走行する新幹線車両への着雪は、付着している間は特に問題とならないが、気温の高い地域やトンネル内を走行中に車両から落雪すると、その高速性ゆえにバラストの跳ね上げや地上・車両への衝突による設備被害を発生させる問題がある。この対策として、一定以上の車両着雪が生じた場合は、途中駅で車両の融雪作業を行い、過大な着雪の成長を防ぐことが行われている。しかし、この雪落とし作業には多くの時間と人手が掛かる運用面の課題に加え、走行中に着雪が短時間で成長する場合は必ずしも十分な対策とならない。

現在、積雪地域の北海道新幹線や北陸新幹線の延伸が進められており、走行中の着雪そのものを抑制する対策が望まれる。既に様々な対策が軌道側・車両側の双方で検討・実施されているが、本研究では車両側対策の新たな試みとして、着雪の成長しやすい台車後方の端部塞ぎ板を対象に、高速車両周りの空気の流れを利用して着雪を抑制する手法を検討した。その効果と空力音への影響を模型実験と数値解析により検証した。

2. 走行風を利用した着雪対策

2.1 着雪表面の雪粒子運動

着雪表面の雪粒子の運動を図1に示す¹⁾。流体に比べて質量の大きい雪粒子が流れの中で浮遊運動しているとき、流線が急峻に曲がる衝突面付近では、慣性効果の大きい粒子は流れに追従できなくなり壁面に衝突する。このとき雪粒子を壁面に着雪させないためには、雪粒子の衝突速度 v 、衝突角度 θ とするとき、雪粒子の接線速

度 $v \sin \theta$ による慣性力が雪の付着力 F_s を上回る必要がある。

雪の付着力の大きさは気温や雪質、付着面状態により変化するが、雪粒子の接線速度が十分に高ければ着雪を防ぐことができる。したがって、対象とする着雪面（ここでは台車端部塞ぎ板）を流れ方向に傾斜させて雪粒子の衝突角度を緩やかにし、雪粒子の接線速度を着雪の閾値以上に上げることが一般的な対策となる（雪国で家の屋根に急傾斜をつけて雪の重力が付着力を上回るようにするのと似ている）。一方、機器の構成や保守等の制約から衝突面に傾斜を付けることが難しい場合は、外力により雪粒子の接線速度を強制的に変える必要がある。

2.2 インテークとノズルの適用

雪粒子の接線速度を変える方法として、本研究では送風ファンなどの駆動源は用いずに、走行風を利用した対策を検討した（図2）。この対策は、台車側面から走行風を取り込むインテークと、インテークから取り込んだ風を車輪下流の台車端部塞ぎ板へ吹き出すノズル、およびノズルを覆うカバー（ノズルカバー）から構成される。

本構成により、台車端部塞ぎ板に衝突する雪粒子の衝突角度を変化させ、雪粒子の接線速度を着雪閾値以上とすることで着雪の抑制を図る。

3. 模型実験による着雪対策の検証

着雪対策を検討するため、模型車両の走行が可能な実験装置を新たに開発した。本実験装置を用いることで、列車走行にともない軌道面から積雪が舞い上がり、列車周りの流れによって雪粒子が浮遊運動し、台車内の衝突面に付着するまでの現象を模擬した。また、着雪抑制効果の見込まれた形状については、降雪風洞実験を実施して対策効果を推定した。

* 環境工学研究部 車両空力特性研究室
** 鉄道力学研究部 計算力学研究室
*** 防災技術研究部 気象防災研究室

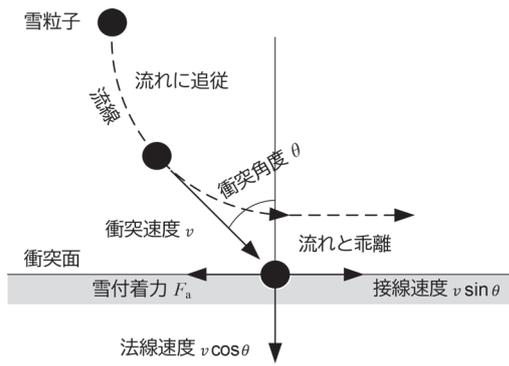


図1 着雪表面の雪粒子運動

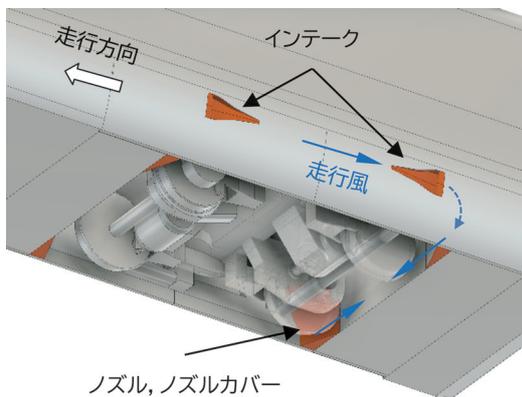
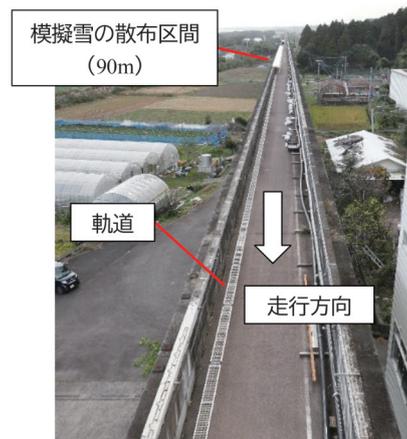


図2 走行風を利用した着雪対策

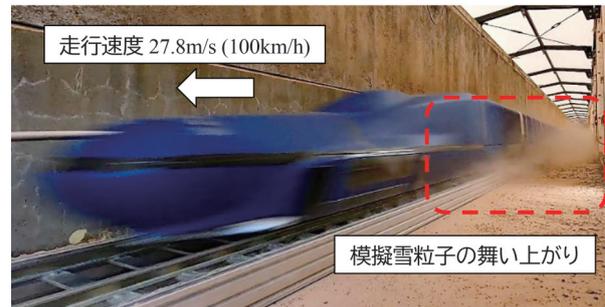


図3 模型走行装置

3.1 模型走行装置による検討

3.1.1 実験装置の概略

模型走行装置は、縮尺約 1/11 の模型軌道を屋外（高架橋上）に直線約 400m 敷設したものである（図 3）。模型列車の最大長さは 13.2m（6 両）、最高速度は 27.8m/s（100km/h）である。模型列車の加減速は、先頭車と後尾車に接続したロープを牽引装置で制御することにより行う。

本実験は、列車周りの流れを調べる際に一般的な風洞実験と異なり、実際に列車が軌道上を走行することで車両床下のクエット流れや車輪の回転風が再現できることに加え、軌道側の積雪面に作用する列車風や圧力変動も再現できる特長がある。また、積雪を模擬した粒子（模擬雪）を軌道上へあらかじめ散布することで、列車走行にともなう雪の舞い上がり現象と台車内への浮遊運動を再現することができる。ただし、着雪現象は再現が難しく、模擬雪を使った実験では付着範囲の相対的な比較で評価する。

3.1.2 模型走行実験の相似則

建築物の着雪を対象にした風洞実験では、模擬雪として活性白土（粘土のモンモリロン石を熱処理して得られる微細な粉末）を用いるのが近年は一般的である²⁾。これは、雪粒子の運動と相似性が比較的高いことに加え、

白色の見た目が雪の再現に適当なためである。しかし、活性白土は吸湿性が高く、湿度の影響を受けやすいことから、本実験のような屋外での使用には不相当である。このため、本実験では活性白土と物性の近いクルミ殻の粉末を使用した。

実車と模型の相似則を表 1 に示す。この表から、流れの慣性力と粘性力の比を表すレイノルズ数は実車より二桁小さいが、台車部流れが乱流状態にあれば粘性の影響は二次的となり、この相似則は緩和される。雪面上の雪粒子の転動に関わる移動臨界摩擦速度比、雪面から雪粒子の舞い上がりに関わるフルード数、雪面から離れた雪粒子の沈降・浮遊運動に関わる終末沈降速度比、流れに対する雪粒子の追従性を表すストークスパラメータ³⁾は、模擬雪粒子を用いることでいずれも実車と模型でほぼ等しくなる。ここで、実車と模型のストークスパラメータは共に 1 を超えることから、台車内の雪粒子と流体の動きは一致せず、複雑な動きが推定される。

次に、着雪現象の再現について述べる。自然の着雪現象は、雪と固体表面との間には雪粒子の機械的な絡み合いや雪粒子の表面自由エネルギー（表面張力）で生じ、雪同士の着雪はこれに加えて氷粒子同士の焼結作用で生じる⁴⁾。これに対し、乾燥した粉末状の模擬雪は、粒子と固体表面および粒子同士の間にくるり力（静電気力）で主に付着する。すなわち、粒子が固体表面や周囲の粒子と接触や衝突を繰り返すことで帯電し、電位差が

表 1 模型走行実験の相似則

	実車(自然雪)	模型(模擬雪)
代表速度: 車両床下流速 U_b	36.1 m/s	14.0 m/s
代表長さ: 台車キャビティ高さ L_b	1.0 m	0.09 m
: 粒子径 L_p	1.1 mm	0.125 mm
粒子の真密度	920 kg/m ³	1400 kg/m ³
粒子の応答時間	0.2 s	0.05 s
レイノルズ数	2.4×10^6	8.5×10^4
移動臨界摩擦速度比	7.6×10^{-3}	9.3×10^{-3}
フルード数	1.6×10^2	1.4×10^2
終末沈降速度比	2.8×10^{-2}	3.4×10^{-2}
ストークスパラメータ	2.0	2.6

列車速度は整備新幹線相当。床下流速 U_b は文献から列車速度 $\times 0.5$

生じて付着する。この際のクーロン力は雪の付着力に比べて二桁以上小さいため、そのままでは付着範囲が過少に評価される。このため、評価面にパイル生地を貼り付け、粒子の付着力を増加させて実験を行った。このような着雪模擬方法は、自然雪とは付着メカニズムが異なることから、必ずしも実車の着雪状況を再現できないことが欠点となる。一方、気象条件や雪質によって様々な着雪性状を示す実雪と異なり、条件を揃えた比較検証ができることは利点となる。

3.1.3 模型走行による模擬雪舞い上がり

図4に、模型走行による模擬雪の飛散粒子量を示す。ここで飛散粒子量は、軌道横に設置した粒子カウンタで気流に含まれる直径0.05mm以上の粒子数を計測した値である。本図および別途行った高速度撮影動画から、模型車両の走行にともない軌道面から模擬雪が舞い上がり、列車周りの流れによって粒子が浮遊運動して、飛散する状況が確認できる。また、車輪を除く台車部の底面を実験的に塞ぐと、模擬雪の飛散量は大幅に小さくなったことから、車両底面にある台車部の窪みが雪粒子舞い上げの主要因と推測される。

図5は、同じ粒子カウンタで計測した飛散量を列車の通過時間で積算した値である。近似線は、各走行速度のデータから最小二乗法で求めた。この図から、走行速度が1.3倍(≒21.6/16.2)へ増加すると、模擬雪の飛散量は2~3倍へ増加する傾向が見られる。このことから、雪の飛散量は走行速度への依存性が高く、高速列車ほど台車部への雪の流入量も増加すると推測される。一方、軌道面から上方へ離れると模擬雪粒子の飛散量は急激に低下することから、雪粒子の少ない $h/L_b > 0.5$ の高さインテークを設置して高速な走行風を取り込むことができれば、有効な着雪対策になると考えられる。

3.1.4 模型走行による着雪対策の検証

既存の台車側カバーにインテークを設け、そこから取り込んだ風を台車内へ吹き出すノズルおよびノズルカバーで構成した対策形状(図2参照)について、模型走行実験

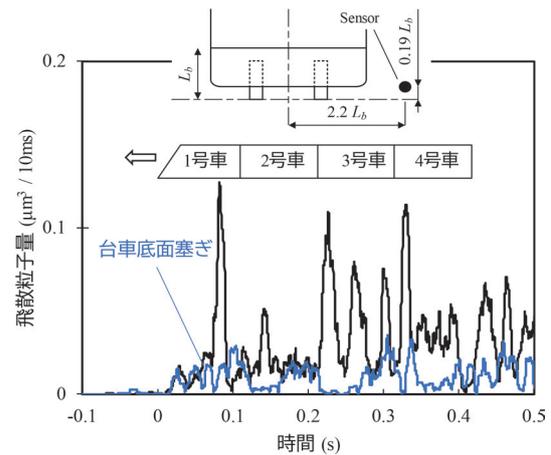


図4 模擬雪の飛散量

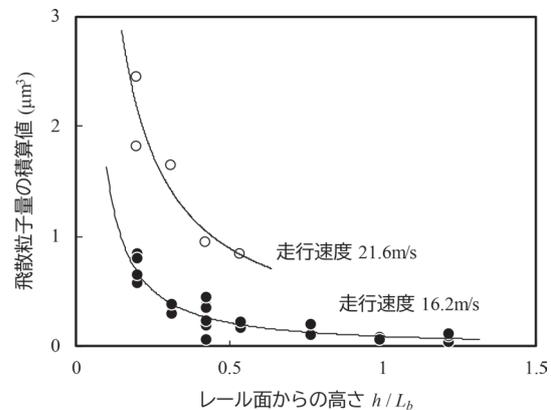


図5 飛散量の鉛直方向分布

から模擬雪の付着状況を調べた。走行速度は27.8m/s(100km/h)である。

図6に、台車下流の端部塞ぎ板における模擬雪の付着状況を示す。撮影画像からパイル生地色を除いたRGB信号の輝度平均値をグレースケールに変換したもので、白色が模擬雪の付着を示す。対策を行わない基本形状の場合、台車内に流入した模擬雪が衝突しやすい端部塞ぎ板の下方付近(図6(a)のA)のほか、流れの淀む横隅付近B、上隅付近Cに付着しやすい傾向が見られる。

これに対し、対策形状の場合、インテークから走行風が取り込まれて台車内の車輪付近まで到達し、接線速度の増加した範囲(図6(b)の赤枠部分)は、模擬雪の付着低減が確認できる。

3.2 降雪風洞実験による着雪対策の検証

模型走行実験から着雪抑制の効果が見られた対策形状について、防災科学技術研究所・雪氷防災研究センターの降雪風洞装置⁵⁾を用いて着雪実験を行った。実験状況を図7に示す。

風洞スケールの制約から、模型車両は3.1節で用いた先頭車1両の床下部分のみを使用し、着雪量の評価は後

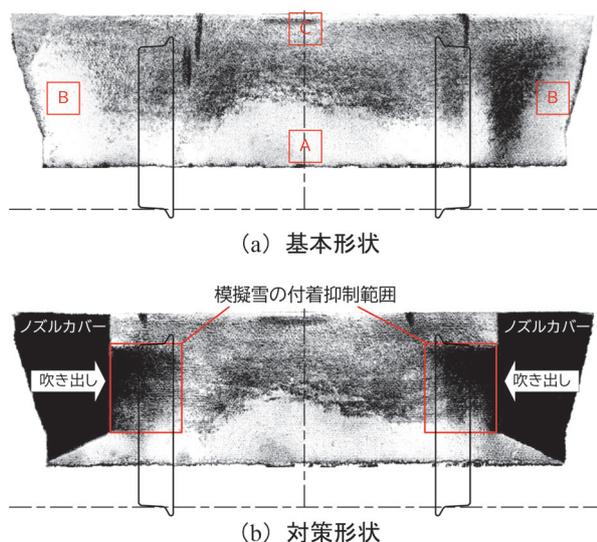


図6 模型走行実験の模擬雪付着状況

位台車でを行った。台車端部塞ぎ板の表面には着雪を促進するためのフェルト布を貼り付けた。主流速度は20m/s、気流温度は -2°C 、上流側からの雪の供給は10分間行った。雪は人工降雪装置で作った樹枝状の乾雪を使用し、風洞床面から主流内へ供給した。

図8に、台車端部塞ぎ板の着雪状況を示す。着雪範囲は前節の模型走行実験と同様の傾向を示し、対策を行わない基本形状の場合は下方[A]、横隅[B]、上隅[C]に着雪しやすい傾向が見られる。これに対して対策形状の場合、ノズルの吹き出し口から中央付近までの広い範囲で着雪の抑制効果が確認できる。

各条件について2回の実験を行い、それぞれの着雪質量を計測して平均した結果を図9に示す。この図から、対策形状により台車端部塞ぎ板の着雪量は約半分に抑制される効果が推定される。

4. 数値シミュレーションによる検証

模型実験から着雪抑制の効果が見られた対策形状について、気流計算と着雪計算を連成した数値シミュレーションを実施し、対策効果の検証を行った。

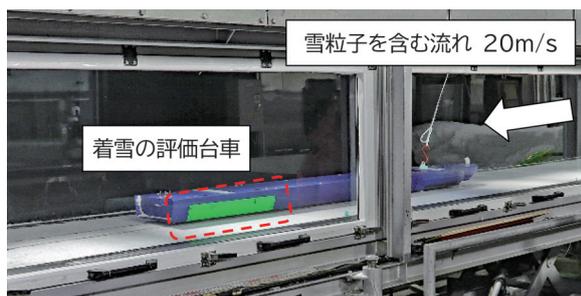


図7 降雪風洞実験

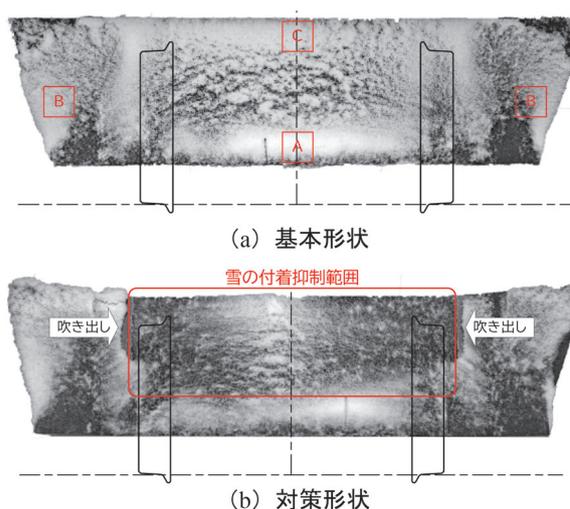


図8 降雪風洞の着雪状況

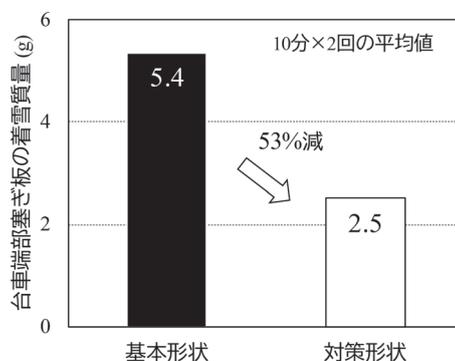
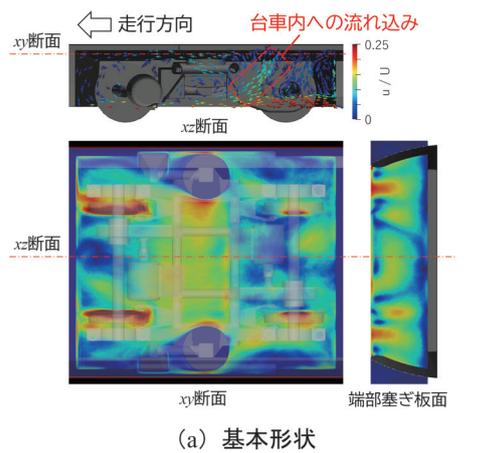


図9 着雪質量の比較

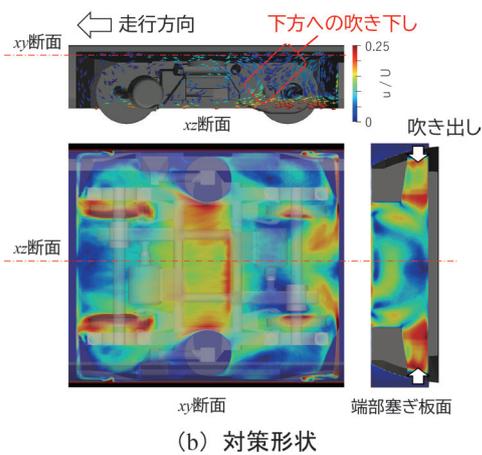
4.1 気流計算

気流計算には鉄道総研で開発した「空気流シミュレーター⁶⁾」を使用し、模型車両周りの非定常非圧縮流解析をLES (Large Eddy Simulation) により行った。車両モデルは先頭車1両の車体と2台車で構成し、後位台車を評価部位として対策形状を設置した。計算格子はx方向(レール方向)606格子、y方向(マクラギ方向)740格子、z方向(鉛直方向)214格子の合計約1億の不等間隔直交格子を使用した。境界条件は、流入境界と軌道面を走行速度 $U=20\text{m/s}$ に固定し、流出境界に対流流出条件を適用した。走行を模擬するため、車輪境界は走行速度に応じた接線速度を付与した。

図10に、台車内の平均流速分布(ベクトル絶対値)を示す。図10(b)の対策形状では、インテークから取り込まれた走行風が台車内へ吹き出し、車輪下流付近の流れを加速させることが示される。また、xz断面の図から、基本形状の場合は台車中央の底面から後方車輪の上方に向かって流れが台車内へ入り込むのに対し、対策形状ではノズルからの吹き出しがこの流れを阻害する方向へ作用する様子も見られる。



(a) 基本形状



(b) 対策形状

図 10 対策形状の気流計算

4.2 着雪計算

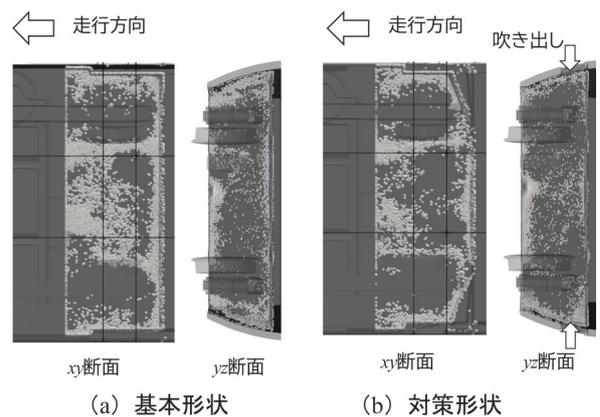
着雪計算には鉄道総研で開発した着雪シミュレータ⁷⁾を使用した。流れの初期値として、前節の気流計算における 1.0×10^6 ステップ時の計算結果を与えた。雪粒子は直径 0.5mm の球形として、列車前方のレール面付近の yz 断面から一様に流入させた。時間刻みは $\Delta t U/L_0 = 2.2 \times 10^{-3}$ として、 1.0×10^6 ステップまで計算を行った。着雪判定は台車端部塞ぎ板と台車上面の下流部分のみとし、それ以外の部分は着雪しない条件とした。

図 11 に雪粒子の付着状況を示す。基本形状と対策形状の比較から、台車端部塞ぎ板の吹き出し口付近と台車上面で着雪の抑制効果が見られ、それらの着雪抑制範囲は図 10 の気流計算から、吹き出しによって流れが加速した範囲、および台車中央から上方に向かう流れ込みを阻害した範囲にそれぞれ対応すると思われる。

図 12 に、着雪判定領域における着雪体積の推移を示す。この図から、対策を行わない基本形状と比較して、対策形状は着雪体積が 44% 低減する効果が推定される。

5. 大型風洞実験による空力騒音の検証

対策形状のインテークは台車カバーの表面に設置する



(a) 基本形状

(b) 対策形状

図 11 対策形状の着雪計算

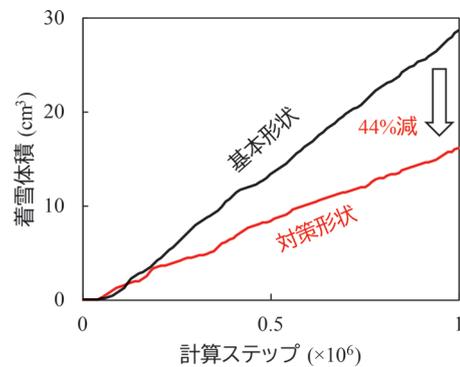


図 12 着雪体積の推移

ことから、車外騒音への影響が懸念される。このため、風洞実験により空力音への影響を検討した。

5.1 実験方法

鉄道総研・大型低騒音風洞を用いて、模型車両の空力音測定を行った⁸⁾。供試体は縮尺 1/7 の模型車両 1.5 両を使用し、先頭車の後位台車を評価部位とした。評価部位の台車は、台車機器の形状を再現した騒音測定用の精密台車を使用した。双方向への走行を想定して、対策形状は台車の上流・下流の両側に設置した(図 2 の状態)。空力音測定は、無指向性マイクロホンと直径 1m のビームフォーミング式マイクロホンアレイで行った。ノズル吹き出し口の流速測定は、小型の熱線式風速計を模型車両内に組み込んで行った。

5.2 実験結果

台車の側方 3.5m (実車換算 25m) で計測した騒音レベルについて、基本形状に対する増加幅を図 13 に示す。主流速度は 260km/h、騒音レベルは模型縮尺による実車換算後周波数に A 特性補正を掛けた値である。ノズル吹き出し口の流速を測定した条件は、基本形状に対する流速比(対策形状の流速/基本形状の流速)を第 2 軸に併

記した。

ここで、インテーク形状は一般的な NACA 形状を基にしているが、種別 A は開口部上面を簡略化した形状、種別 B は前節までの実験および数値解析で使用した形状、種別 C と種別 D は種別 B の外形を小さくした形状である。また、種別 E はインテークの無いハーフカバー形状である。

この図から、形状を簡略化したインテーク A は基本形状から 2.2dB の増加を示した。これに対してインテーク B は、基本形状から 0.9dB の増加に抑えられており、その増加幅はハーフカバー E よりも小さい。外形を小さくしたインテーク C と D は騒音の増加幅は縮小しているが、それにとまって得られる流速比も小さくなり、着雪抑制の有効性が低くなる。

台車の上流と下流に設置したインテークのうち、どちらが空力音の発生源になっているかを調べるため、インテーク B の音源分布解析を図 14 に示す。主流速度は 330km/h、実車換算後の 1/3 オクターブバンド中心周波数は 400Hz である。この図から、下流側インテークの開口部が音源と推定され、吸入方向時の開口形状が低騒音化には重要であることが示される。

以上の結果から、対策形状を実車へ適用する際は種別 B のインテーク形状が適していると考えられるが、他の台車騒音や防音壁の効果等を含む沿線騒音への影響については、現車試験により検証する必要がある。

6. まとめ

本研究では、着雪の成長しやすい台車後方の端部塞ぎ板を対象に、高速車両周りの空気の流れを利用して着雪を抑制する手法を検討した。その効果を模型実験と数値解析で検証した結果、台車端部塞ぎ板の着雪を約半減する効果が見込まれた。

ただし、気象条件や雪質によって様々な着雪性状を示す実車環境において十分な効果を得られるかは不明な点が多く、今後、現車試験での検証を行う予定である。

文献

1) 鎌田慈, 室谷浩平, 中出孝次, 高橋大介, 佐藤研吾, 根本 征: 鉄道車両に用いる着雪シミュレータの開発 (その 1), 雪氷, Vol.83, No.1, pp.79-95, 2021

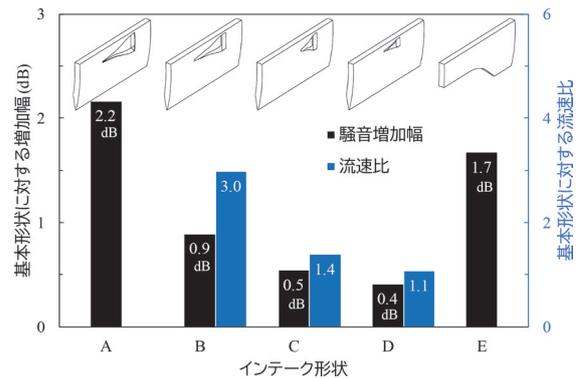


図 13 インテークの空力音と流速比

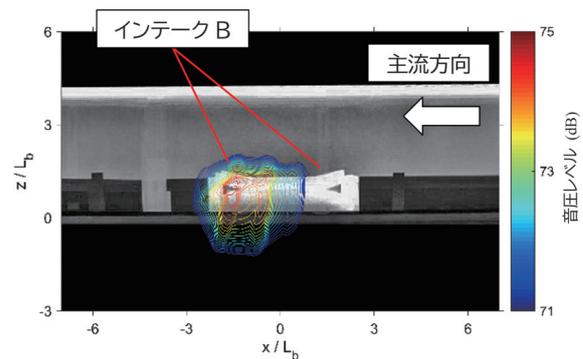


図 14 インテーク付き台車カバーの音源分布

2) 三橋博巳: 建築物の雪の吹きだまりと吹雪風洞実験, 雪氷, Vol.65, No.3, pp.287-295, 2003

3) 老川進, 苦米地司, 石原孟: 建物近傍の雪吹きだまりの風洞相似則に関する考察, 日本雪工学会誌, Vol.23, No.2, pp.133-152, 2007

4) 前野紀一: 氷の付着と摩擦, 雪氷, Vol.68, No.5, pp.449-455, 2006

5) 堤拓哉: 風洞装置を用いた雪氷の実大実験について, 日本風工学会誌, Vol.43, No.2, pp.155-158, 2018

6) 中出孝次: 鉄道車両床下流れの LES, 第 30 回数値流体力学シンポジウム, 2016

7) 室谷浩平, 中出孝次, 鎌田慈: 鉄道車両に用いる着雪シミュレータの開発 (その 2), 雪氷, Vol.83, No.5, pp.465-487, 2021

8) 山崎展博, 長倉清, 北川敏樹, 宇田東樹, 若林雄介: 風洞試験を用いた新幹線車両下部から発生する空力音の評価手法, 鉄道総研報告, Vol.29, No.5, pp.17-22, 2015

線形音響理論に基づく微気圧波低減のための 列車先頭部形状最適化

宮地 徳蔵* 大久保 秀彦* 菊地 勝浩**

Train Nose Optimization Based on Linear Acoustic Theory for Reducing Micro-pressure Waves

Tokuzo MIYACHI Hidehiko OKUBO Katsuhiro KIKUCHI

Shapes of train noses have been optimized for reducing the peak value of a micro-pressure wave radiating from tunnel portals of high-speed railways. In this study, the shapes of multistep noses were optimized using three transfer functions based on the linear acoustic theory (W_T), experimental results (W_E), and their average (W_M). Model experiments were undertaken to measure values of the maximum pressure gradients of compression waves generated by each train nose entering a tunnel for an offset running. For optimized train noses based on W_T or W_E , the values of the maximum pressure gradient were not sufficiently reduced, and the pressure gradient waveforms were not trapezoidal shapes. Although optimized noses based on W_M well reduced the maximum pressure gradients, the values of the maximum pressure gradient were larger than those for optimized noses based on the computational fluid dynamics.

キーワード：最適化, 先頭部形状, 音響理論, コンパクトグリーン関数, 模型発射装置

1. はじめに

高速列車がトンネルに突入する際、トンネル入口付近の空気が列車先頭部に圧縮されることでトンネル内に圧縮波が生じる。この圧縮波がトンネル出口に到達したとき、トンネル外部に微気圧波¹⁾とよばれる圧力波が放射される。微気圧波はトンネル坑口周りでの環境問題の原因となることがあるため、高速鉄道では、微気圧波対策が重要となる。

微気圧波の大きさ（ピーク値）は、トンネル出口に到達した圧縮波の圧力勾配最大値にほぼ比例する。このため、微気圧波対策ではトンネル内圧縮波の圧力勾配最大値を低減することが効果的である。現在の新幹線において積極的に実用化されている対策は、トンネル入口において圧力勾配最大値を低減する“列車先頭部”と“トンネル緩衝工¹⁾”の最適化である。

鉄道総研では、微気圧波対策に有効な列車先頭部形状について、梶山ら²⁾が1990年以前より研究を始めており、1990年初頭頃からMaedaら³⁾、飯田ら⁴⁾によるまとまった成果が報告されている。現在の新幹線車両の先頭部はこれらの成果をもとにして設計されている。

従来の微気圧波対策に有効な列車先頭部形状は、「先端と後端を除き、列車先頭部の断面積変化率を一定とする」というものである³⁾⁴⁾。このため、高速列車の先頭

部では、運転席による断面積変化率の変化を緩和するため、側方の膨らみ方を抑える工夫がなされている。

Maedaら³⁾、飯田ら⁴⁾の研究のほかにも、先頭部の最適化に関する研究成果^{5)~12)}が多数報告されており、極端に断面積変化率が変化する形状も提案されている⁶⁾⁸⁾¹³⁾。近年、Miyachiら¹⁴⁾¹⁵⁾¹⁶⁾は、列車先頭部形状を多段型とすることで、微気圧波を有効に低減できることを示した。Miyachiら¹⁴⁾¹⁵⁾の研究では、線形音響理論の伝達関数（コンパクトグリーン関数¹⁷⁾¹⁸⁾）の半波長程度を周期とした多段型先頭部では、各段から生じた微気圧波が重畳しないように形状を最適化することで、微気圧波が効果的に低減されることが示されている。ただし、線形音響理論では流れの剥離の影響を考慮していないため、線形音響理論のみを用いて得られる最適先頭部は各段において断面積が不連続に変化する形状で、このような先頭部では剥離渦のため微気圧波が増大してしまう¹⁹⁾。このため、多段型先頭部の最適化においては、数値流体解析（以下CFD）を用いて流れの剥離および非線形性を考慮した先頭部の性能評価を行う必要がある。Miyachiら¹⁵⁾の研究では、CFDの計算時間を節約するため、軸対称流れ場を仮定し、トンネルの中心を走行する列車の条件について最適化が行われている。

実際の新幹線の場合、列車は複線トンネル内を偏心して走行する。偏心条件を考慮するためには、CFDにおいて三次元流れを考慮する必要があるため、先頭部評価に要する時間が増大する。また、多段型先頭部では最適化パラメータが多くなるため、最適化の収束に必要な先頭部

* 環境工学研究部 熱・空気流動研究室

** 環境工学研究部 車両空力特性研究室

評価回数（試行回数）が増加する。例えば、長さ15m程度の列車先頭部の場合、従来の形状³⁾⁴⁾では設計パラメータが2個であるが、多段型先頭部の場合には設計パラメータが7個以上必要となる。列車先頭部が高速化に対応してさらに長くなれば、多段型先頭部の必要段数が増えるため、必要な設計パラメータはさらに増加する。

したがって、偏心条件を考慮した多段型先頭部の最適化においては、最適化に膨大な計算時間（＝先頭部の評価時間）×（先頭部の評価回数）を要することが予想されるため、先頭部の評価時間あるいは先頭部の評価回数のいずれかを低減する必要がある。

線形音響理論では、先頭部の断面積変化率と伝達関数の畳み込み積分で先頭部の性能を評価することができ、評価に要する時間は1秒以下である。列車偏心走行の影響も考慮することができる。線形音響理論では、流れの剥離を考慮できないことが問題となるが、剥離の影響が問題となるような形状をあらかじめ排除した最適化を行うことで、線形音響理論を用いて偏心走行の影響を考慮した微気圧波低減効果の高い先頭部形状を短時間で開発することができる可能性がある。

本研究では、線形音響理論の伝達関数、実験結果に基づく伝達関数、両者の平均をとった伝達関数の三種類の伝達関数を用いて偏心走行する列車の先頭部形状を最適化し、得られた先頭部の微気圧波低減性能を模型実験で評価した。

2. 線形音響理論

2.1 Howeの音響理論

列車がトンネルに突入すると、トンネル内に圧縮波が形成される。微気圧波のピーク値はトンネル内に形成された圧縮波の圧力勾配最大値に比例するため、列車先頭部の微気圧波低減性能は、その先頭部による圧縮波の圧力勾配最大値によって評価することができる。Howeの音響理論¹⁷⁾¹⁸⁾に非線形効果の補正を適用すると、低マッハ数・線形近似の圧縮波の圧力勾配波形は以下のように表される²⁰⁾²¹⁾。

$$\frac{\partial p}{\partial t}(x, t) = \frac{\Delta p_H}{r_0/U} \int_0^{L_n} \frac{dA^*}{dX}(\theta) W_T([T] - \theta) d\theta \quad (1)$$

$$\Delta p_H = \frac{1}{2} \rho U^2 \frac{1 - (1-R)^2}{(1-M)(M + (1-R)^2)} \quad (2)$$

ここで、 U は列車突入速度、 $X=x/r_0$ 、 $T=t/(r_0/U)$ 、 $[T]=T-M(X-\ell/r_0)$ 、 $\ell \sim 0.61r_0$ は開口端補正量、 $M=U/c$ は列車突入マッハ数、 c は静止大気の音速、 $L_n=\ell_n/r_0$ 、 ℓ_n は列車先頭部長さ、 $A^*=A/A_1$ 、 A は列車の断面積分布、 A_1 は列車最大断面積、 W_T は伝達関数、 R はブロックage比($R=A_1/A_0$)、 ρ は大気の密度、である。馬蹄形状トン

ネルの半径 r_0 は、トンネルの鏡像を考慮した等価半径であり、 $r_0=\sqrt{2A_0/\pi}$ で定義される(A_0 はトンネルの断面積)。 Δp_H は空気力学的解析から得られるトンネル内圧縮波の圧力上昇量²²⁾である。

式(2)で表されるように、流れの剥離がない場合、圧力上昇量は先頭部形状に依存しないため、最適先頭部形状による圧力勾配波形はほぼ左右対称な台形型（横軸時間、縦軸圧力勾配）になることが知られている⁴⁾。

2.2 多段型先頭部

伝達関数 W_T は、矩形型先頭部（通勤型車両のような先頭部）がトンネルに突入した際に生じるトンネル内圧縮波の圧力勾配波形であり、図1に示されるようなガウス関数型の単一ピークの波形となる（単位入力 $dA^*/dX=\delta(X)$ に対する応答を意味する）。列車の中心走行、偏心走行の影響は W_T に含まれ、 W_T は偏心量の関数でもある。

Miyachiら¹⁴⁾は、伝達関数 W_T を三角パルス波（幅 2λ ）で近似した場合について、圧力勾配最大値を最小化する先頭部形状を以下のように求めた。

$$\ell_n/\lambda = k \quad (3)$$

$$\frac{dA^*}{dX} = \frac{1}{k+1} \sum_{i=0}^k \delta(X - i\lambda/r_0) \quad (4)$$

$$A^* = \frac{1}{k+1} \sum_{i=0}^k H(X - i\lambda/r_0) \quad (5)$$

ここで、 k :自然数である。すなわち、最適先頭部形状は幅 λ ごとに断面積が $A_1/(k+1)$ ずつ不連続に変化する $(k+1)$ 段の多段型先頭部である。

上記の理想的な条件（伝達関数 W_T を三角パルス波で近似、 $\ell_n/\lambda=k$ 自然数）を満たす場合、多段型先頭部による圧力勾配波形は台形型になる。 $\ell_n/\lambda=k=3$ の場合について、多段型先頭部による圧力勾配波形を図2に示す。各段から生じる三角パルス波型の単位応答の

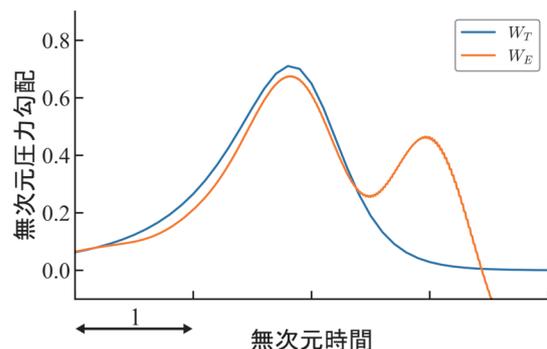


図1 伝達関数

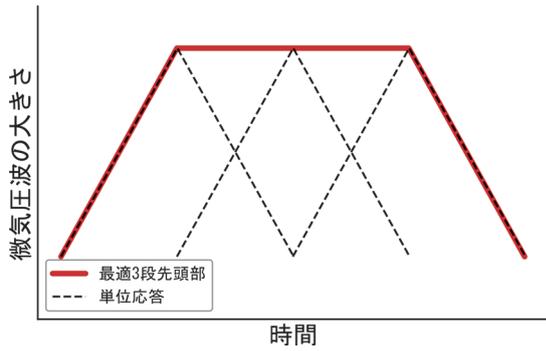


図2 最適3段型先頭部による微気圧波概念図

ピークが重なり合わずかつ隙間なく並ぶようになるため、これらを足し合わせた圧力勾配波形は台形型となる。

2.3 最適化問題

2.2節の結果¹⁴⁾をもとに、Miyachiら¹⁵⁾は、流れの剥離（粘性）および非線形の影響を考慮した軸対称CFDを用いて列車先頭部形状を最適化し、中心走行の条件に関して、得られた多段型先頭部の微気圧波低減効果が従来の先頭部形状のものよりも高いことを示している。

本研究では、偏心走行の条件に関して、三次元CFDに比べて解析時間の大幅な削減が可能な線形音響理論に基づいて最適化された先頭部を実験的に評価する。断面積変化率分布 dA^*/dX を複数の設計パラメータで表し、目的関数 $(\partial p/\partial t)_{\max}^*$ （無次元圧力勾配波形の最大値）を最小化するようパラメータを最適化する問題を考える。制約条件として、 $dA^*/dX > 0$, $0 \leq \int_0^X dA^* = A^*(X) \leq 1$ を与える。すなわち、列車断面積は常に増加するが、断面積の一部が最大断面積 A_t を超えることはない。解くべき問題は以下のようにまとめられる。

Min:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_{\max}^* = \int_0^{L_n} \frac{dA^*}{dX}(\theta) W([T] - \theta) d\theta \quad (6)$$

Subject to:

$$\frac{dA^*}{dX}(\theta) > 0 \quad (7)$$

$$0 \leq \int_0^X dA^* = A^*(X) \leq 1 \quad (8)$$

ここで $(\partial p/\partial t)_{\max}^*$ は、 Δp_H と $2r_0/U$ で正規化されており、列車速度やブロッケージ比は最適化の結果に影響しない。

本研究では、滑らかな先頭部形状として、Miyachiら¹⁵⁾と同様、断面積変化率 dA^*/dX がガウス関数型分布の組み合わせで表わされる三段型先頭部形状を考える。先頭部の断面積変化率分布として以下を与える。

$$\frac{dA^*}{dX} = \sum_{i=0}^{m-1} f \frac{c_i}{\sqrt{\pi}} \exp\left[-\frac{(X-b_i)^2}{\sigma_i^2}\right] \quad (9)$$

$$\frac{L_n-d}{m} ((i-1) + 0.001) \leq b_i < \frac{L_n-d}{m} \times i \quad (10)$$

$$0 \leq i < m-1 \quad (11)$$

ここで、 b_i はガウス分布の中心（断面積変化の中心）、 c_i は局所的な断面積変化率のピークの大きさを表す。 σ_i はガウス分布の幅であり、列車先頭部形状の断面積変化の滑らかさを表す。 σ_i が小さいほど鋭い変化を意味し、 $\sigma_i \rightarrow 0$ のときはデルタ関数に対応する。 m は断面積変化の点数（段数）を表し、ここでは $m=3$ である。 d は最終段の断面積変化率の中心の先頭部後端からのずれを表し、後端部と断面積一定部の断面積変化率の不連続を緩和する効果を与える。 f は重み関数である。

式(9)-(11)において、設計パラメータの総数は $3m-2$ になる。本研究では、これらのパラメータの最適化に基本的な遺伝的アルゴリズムである単純GA (Simple Genetic Algorithm) を用いた。

Miyachiら¹⁵⁾が示しているように、線形音響理論では σ_i の最適値は0であるが、実際には不連続な断面積変化部では流れが剥離し、圧力勾配は増大する¹⁹⁾。本研究の目的は有限の滑らかさをもつ列車先頭部形状を考えることであるから、 σ_i の探索範囲を以下のように制限した。

$$\sigma_{\min} < \sigma_i < \sigma_{\min} + 0.4 \quad (12)$$

本研究では、以下の5つのタイプ先頭部形状、N02, W02, W02B, S02, W01 について検討した。各先頭部の特徴を表1に示す。

表1 先頭部諸元

番号	タイプ	f	d	σ_{\min}
1	N02	1	0	0.2
2	W02	式(13)(14)	σ_{\min}	0.2
3	W02B	式(13)(14)	$2\sigma_{\min}$	0.2
4	S02	1	σ_{\min}	0.2
5	W01	式(13)(14)	σ_{\min}	0.1

ここで、W02, W02B, およびW01では、先頭部終端部の実スケール2m分の区間において、以下の重み関数に乗じて断面積変化率が先頭部終端で0となるようにしている。

$$X > L_n - \frac{2}{r_0} \text{ のとき}$$

$$f = \frac{1}{2} \left[1 + \cos \left(\frac{X - \left(L_n - \frac{2}{r_0} \right)}{\frac{2}{r_0}} \pi \right) \right] \quad (13)$$

$X \leq L_n - \frac{2}{r_0}$ のとき

$$f = 1 \quad (14)$$

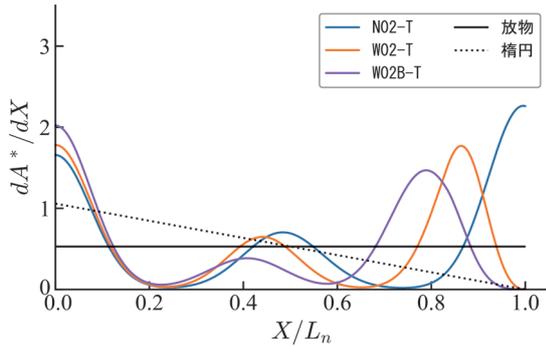


図3 W_T を用いて最適化した先頭部形状の断面積変化率分布 (実スケール 12m 先頭部)

伝達関数 W_T を用いて最適化した先頭部のタイプを末尾に“-T”を付けて表す。実スケールトンネル断面積 63.4m^2 、実スケール先頭部長さ 12m 、実スケール偏心量 2.2m を想定して、先頭部 1~3 に関して得られた最適先頭部形状の断面積変化率を図3に示す。これらの先頭部の形状は、先頭部先端と終端のピークが大きく、中央部のピークは裾野が広い。

3. 模型実験

3.1 模型実験概要

2.3 節で得られた列車先頭部の性能を調べるため、模型発射装置²³⁾を用いた模型実験を実施した。模型実験の概要を図4および図5、諸元を表2に示す。実スケール 63.4m^2 の新幹線トンネルを想定し、 $1/127$ スケール、列車速度 360km/h 、ブロックage比 (列車・トンネル断面積比) 0.17 とした。直径 100mm の円形トンネル模型坑口から 1m の位置に設置した2台の圧力計 (Kulite XCS-190-5G) によりトンネル内圧縮波の波形を計測した。 4m 間隔で設置したコイルを列車模型に内蔵した磁石が通過する時間差から列車速度を算出した。得られた

圧力変換器 P

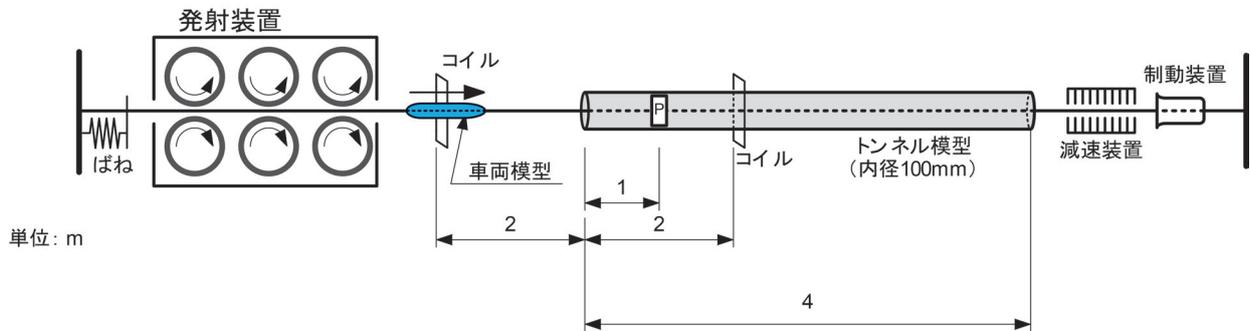


図4 模型実験概要



図5 模型実験の様子

表2 模型実験 諸元

ブロック比 R	0.17
速度 U (km/h)	360
トンネル内径 (mm)	100
先頭部長さ (mm)	94.5
列車全長 (mm)	1190
スケール	1/127
後尾部形状	回転楕円
先頭部実スケール長さ (m)	12
偏心量 (mm)	17

圧力波形から中心差分で圧力勾配波形を求めた。先頭部形状は N02-T, W02-T, W02B-T, 回転楕円体, 回転放物体の5種類である。回転楕円体は先頭部周りでの剥離の可能性が低いため、剥離の有無を判断する指標となる。回転放物体は単純形状ながら性能が良いため、最適先頭部の性能評価では圧力勾配最大値の比較指標となる。

3.2 実験結果

模型実験で得られた圧力波形を図6、圧力勾配波形を図7に示す。これらの図において、圧力は Δp_H で、時間スケールは $2r_0/U$ で無次元化している。列車先頭部先端は無次元時間0にトンネル坑口を通過する。線形音響

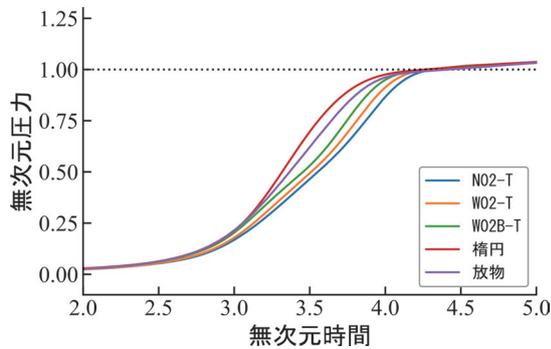


図6 W_T を用いて最適化した先頭部形状の無次元圧力波形 (実験結果：速度 360km/h)

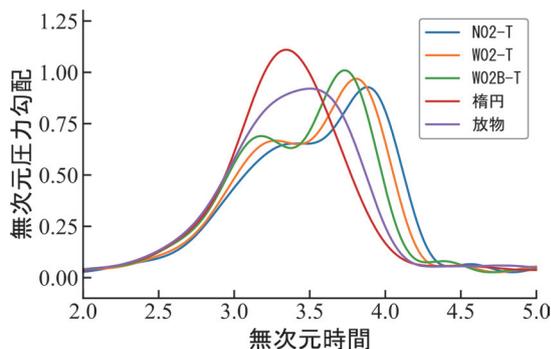


図7 W_T を用いて最適化した先頭部形状の無次元圧力勾配波形 (実験結果：速度 360km/h)

理論で最適化した3種類の先頭部 (N02-T, W02-T, W02B-T) による無次元圧力上昇量は、剥離のない回転楕円体先頭部によるものと等しく、ほぼ1となる。したがって、これらの先頭部周りの流れに大規模な剥離は無いといえ、角の丸みに制約を与えて剥離抑制を試みた式(12)の目的は達せられている。図7より、N02-T, W02-T, W02B-T および回転放物体先頭部の圧力勾配波形は右上がりとなっており、左右対称な台形型とはいえない。N02-T, W02-T, W02B-T の圧力勾配最大値は比較指標である回転放物体の圧力勾配最大値よりも大きく、最適化は不十分である。

4. ウィナー・フィルタを用いた最適化

4.1 実験結果に基づく伝達関数 W_E

線形音響理論において非線形の効果をも補正するため、圧力勾配波形の実験結果 (出力) と先頭部断面面積分布 (入力) からウィナー・フィルタを求め、実験結果に基づく伝達関数を算出した。ここでは、最も性能の悪い先頭部形状 W02B-T について得られた実験結果を用いた。得られた伝達関数 (以下 W_E) を図1に示す。

W_E はピークを2つ持つ波形となっており、第1ピークのほうが第2ピークよりも大きい。 W_T と W_E を用いた回転放物体先頭部による圧力勾配波形の計算例を図8に示す。 W_T を用いた場合、 $L_n = \ell_n/r_0 \leq 2$ では圧力勾配波形は単一ピークであり、 $L_n=3$ では、やや左上がりの波形となっている。一方、 W_E を用いた計算例では、 $L_n \leq 1$ では第1ピークのほうが第2ピークより大きい左上がりの波形となるが、 $L_n \geq 2$ では右上がりとなっている。図7より、 $L_n=1.89$ (12m先頭部相当) の回転放物体の波形は、右上がりとなっており、 W_E を用いた $L_n=2$ の計算結果の傾向と一致する。

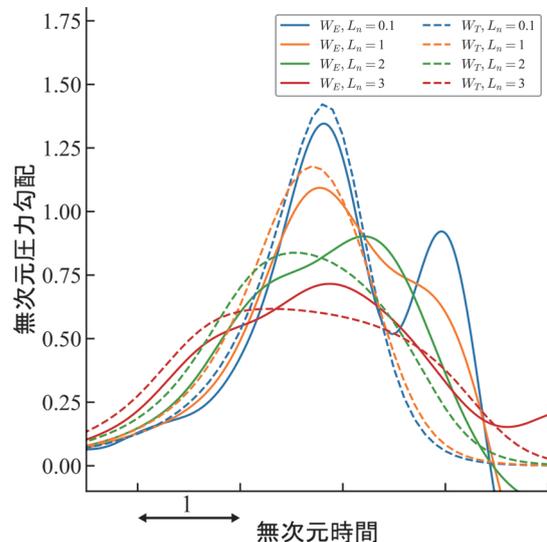


図8 回転放物体先頭部による圧力勾配波形計算例

4.2 W_E に基づく最適化

伝達関数 W_E に基づいて先頭部形状を最適化することを考える。本来、非線形の効果は線形の畳み込み積分で表すことはできないため、実験的に得られた伝達関数を用いても、あらゆる入力に対して非線形の影響を完全に表現することはできない。ここでは、最適化に使用する伝達関数を次のように定義する。

$$W(a) = (1 - a)W_T + aW_E \quad (15)$$

ここで、 a は伝達関数の修正係数で、

$$W_T = W(0) \quad (16)$$

$$W_E = W(1) \quad (17)$$

であり、両者の「中間」となる伝達関数を以下のように定義する。

$$W_M = W\left(\frac{1}{2}\right) = \frac{1}{2}(W_T + W_E) \quad (18)$$

W_E , W_M を用いて最適化を行った先頭部を末尾に“-E”および“-M”を付けて表す。N02-T, N02-E, N02-M の比較を図9に示す。N02-Tに比べてN02-Eは先頭部終端部の断面積変化率が小さくなっており、また先頭部中央部のピークの位置が列車前方（図9では左側）にシフトしている。これは、N02-Tによる圧力勾配波形が右上がりであることを修正するよう W_E がウィナー・フィルタにより更新されているためであり、N02-Eでは、N02-Tより断面積変化率分布が左上がりになるよう最適化されている。

表1の先頭部N02, W02, S02, W01の4種類のタイプについて、同様の最適化を行った。得られた先頭部形状一覧を表3に、断面積変化率分布を図10に示す。先頭部W01-Mの模型を図11に示す。模型実験でこれら7種類の最適先頭部の性能評価を行った。

表3 先頭部形状一覧

タイプ	W_M	W_E
N02	N02-M	N02-E
W02	-	W02-E
S02	S02-M	S02-E
W01	W01-M	W01-E

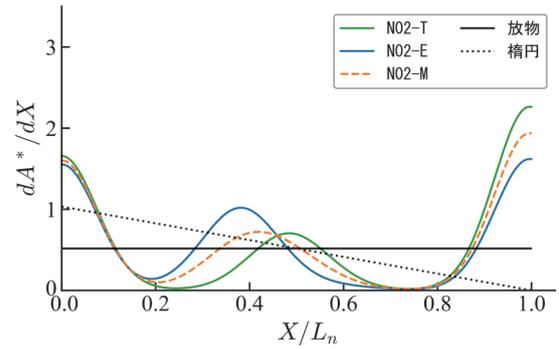


図9 異なる伝達関数に基づいて最適化された先頭部形状の比較 (N02)

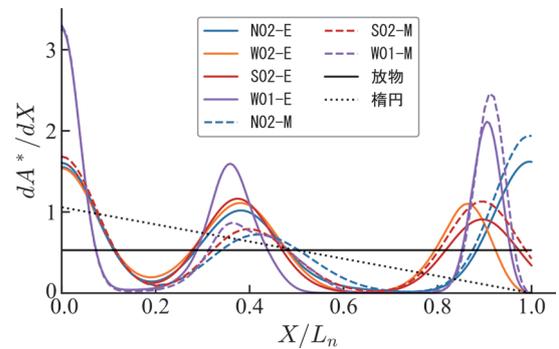


図10 W_E , W_M を用いて最適化した先頭部形状の断面積変化率分布 (実スケール 12m 先頭部)



図11 先頭部W01-Mの模型

4.3 実験結果

得られた圧力波形を図12、圧力勾配波形を図13に示す。先頭部末尾“-E”は、圧力勾配波形が“左上がり”となっており、修正が「行き過ぎ」になっている。これらの実験結果では無次元圧力上昇量が1となっているので、流れの剥離の影響がないことから、最適化が不十分である理由是非線形性の影響であるといえる。ウィナー・フィルタによる補正は線形性を仮定しており、非線形性の影響を完全に除去できない。先頭部“-M”による圧力勾配波形は2つのピークがそろっており、また、回転放物体より圧力勾配最大値が小さくなっていることから、最適化が進んでいることがわかる。

実験を行った全先頭部の性能を図 14 に示す。実験を行った先頭部の中で最も性能が良い先頭部は W01-M であり、回転放物体との圧力勾配最大値比は 0.87 である。一方、中心走行の条件ではあるが、CFD を用いて最適化した Miyachi ら¹⁵⁾の最適先頭部に関する実験結果では、3 段先頭部と回転放物体による圧力勾配最大値比は 0.78、従来型先頭部では 0.82 の程度である。したがって、本研究で得られた最適先頭部は、改良の余地を残している。

今後は剥離しない条件を精査し、式 (12) のような剥離回避のための人為的な制約を緩和する必要がある。また、本研究では伝達関数の更新は 1 回のみであるが、同様の操作を繰り返せば、最適化の精度が向上すると考えられる。さらに、伝達関数の更新には CFD の結果を利用することも考えられる。Miyachi ら¹⁵⁾は CFD による評価回数低減のため、応答曲面法を用いた最適化を行っている。グローバルな探索には応答曲面法などを用い、局所的な探索には本研究を適用して、試行回数の低減を試みる応用例も考えられる。

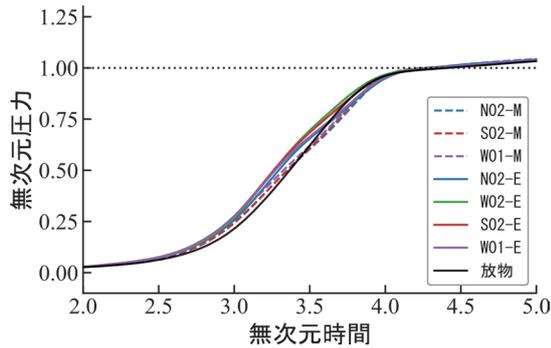


図 12 W_E , W_M を用いて最適化した先頭部形状の無次元圧力波形 (実験結果：速度 360km/h)

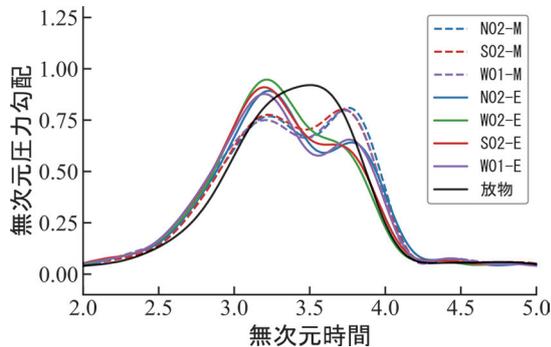


図 13 W_E , W_M を用いて最適化した先頭部形状の無次元圧力勾配波形 (実験結果：速度 360km/h)

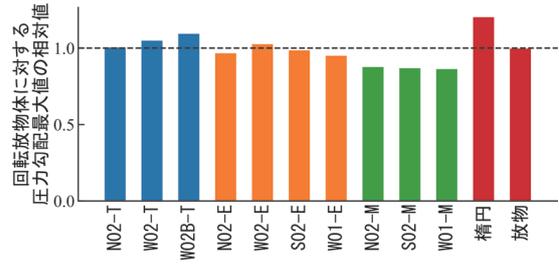


図 14 全先頭部性能比較

5. まとめ

本研究では、複線トンネル内での列車の偏心走行を考慮した微気圧波低減のための先頭部形状最適化に関して、線形音響理論に基づく多段型先頭部の形状最適化を行った。線形音響理論の伝達関数、実験結果に基づく伝達関数、両者の平均をとった伝達関数の三種類の伝達関数を用いて得られる最適先頭部形状の性能を模型実験で比較した。得られた結果は以下の通りである。

- (1) 線形音響理論の理論的な W_T に基づく最適先頭部形状による圧力勾配波形は非線形効果のため右上がりであり、圧力勾配最大値は回転放物体のものよりも大きかった。伝達関数 W_T による先頭部形状最適化は誤差が大きいため、定量的な予測には補正が必要である。
- (2) 模型実験結果にウィナー・フィルタを適用して得られる伝達関数 W_E を用いた最適先頭部形状による圧力勾配波形は左上がりになり、修正が過大になった。
- (3) W_T と W_E を算術平均して得られる伝達関数 W_M を用いた最適先頭部形状による圧力勾配波形は 2 つのピークの高さがそろった台形型になった。得られた最適先頭部形状と回転放物体の圧力勾配最大値比は 0.87 の程度になった。中心走行の場合、CFD に基づいて得られた最適先頭部の回転放物体の圧力勾配最大値比は 0.78 であると報告されており、さらなる最適化の余地がある。

文献

- 1) 小沢智：トンネル出口微気圧波の研究，鉄道技術研究報告，No.1121, 1979
- 2) 梶山博司，木下真夫，前田達夫，種本勝二：列車先頭部形状の延長によるトンネル微気圧波低減効果に関する模型実験，鉄道技術研究所速報，No.A-87-119, 1987
- 3) Maeda, T., Matsumura, T., Iida, M., Nakatani, K., Uchida, K., "Effect of Shape of Train Nose on Compression Wave

- Generated by Train Entering Tunnel,” Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, pp.315-319, 1993.
- 4) 飯田雅宣, 松村豪, 福田傑, 中谷浩二, 前田達夫: トンネル微気圧波低減のための列車先頭部形状の最適化, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.62, No.596, pp.1428-1435, 1996
 - 5) Ogawa, T., Fujii, K., “Numerical Simulation of Compressible Flow Induced by a Train Moving in a Tunnel,” Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.3, pp.63-82, 1994.
 - 6) 小川隆申, 藤井孝蔵: 微気圧波軽減のための理論的列車先頭形状設計法, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.62, No.599, pp.2679-2686, 1996
 - 7) Kwon, H., Jang, K., Kim, Y., Yee, K., Lee, D., “Nose Shape Optimization of High-speed Train for Minimization of Tunnel Sonic Boom,” JSME International Journal Series C, Vol.44, pp.890-899, 2001.
 - 8) Lee, J., Kim, J., “Kriging-based Approximate Optimization of High-speed train Nose Shape for Reducing Micropressure Wave,” Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.221, pp.263-270, 2007.
 - 9) Lee, J., Kim, J., “Approximate Optimization of High-speed Train Nose Shape for Reducing Micropressure Wave,” Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.35, pp.79-87, 2008.
 - 10) Ku, Y.-C., Rho, J.-H., Yun, S.-H., Kwak, M.-H., Kim, K.-H., Kwon, H.-B., Lee, D.-H., “Optimal Cross-sectional Area Distribution of a High-speed Train Nose to Minimize the Tunnel Micro-pressure Wave,” Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.42, pp.965-976, 2010.
 - 11) Kikuchi, K., Iida, M., Fukuda, T., “Optimization of Train Nose Shape for Reducing Micro-pressure Wave Radiated from Tunnel Exit,” Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol.30, pp.1-19, 2011.
 - 12) Muñoz-Paniagua, J., García, J., Crespo, A., “Genetically Aerodynamic Optimization of the Nose Shape of a High-speed Train Entering a Tunnel,” Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.130, pp.48-61, 2014.
 - 13) 小澤雄太, 浅野兼人, 野々村拓, 大山聖, 藤井孝蔵, 山本誠, 守裕也: 微気圧波を軽減する列車先頭形状の特性, 第 29 回数値流体力学シンポジウム講演論文集, D09-4, 2015
 - 14) Miyachi, T., Iida, M., Fukuda, T., Arai, T., “Nondimensional Maximum Pressure Gradient of Tunnel Compression Waves Generated by Offset Running Axisymmetric Trains,” Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.157, pp.23-35, 2016.
 - 15) Miyachi, T., Kikuchi K., Hieke M., “Multistep Train Nose for Reducing Micro-pressure Waves,” Journal of Sound and Vibration Vol.520, 116665, 2022.
 - 16) 宮地徳蔵, 菊地勝浩, 大久保秀彦: 高速列車の先頭形状を多段化してトンネル微気圧波を低減する, RRR, Vol.78, No.11, pp.4-7, 2021
 - 17) Howe, M.S., “The compression wave produced by a high-speed train entering a tunnel,” Proceedings of The Royal Society of London A, Vol.454, pp.1523-1534, 1998.
 - 18) Howe, M.S., Iida, M., Fukuda, T., Maeda, T., “Theoretical and Experimental Investigation of the Compression Wave Generated by a Train Entering a Tunnel with a Flared Portal,” Journal of Fluid Mechanics, Vol.425, pp.111-132, 2000.
 - 19) 佐久間豊, 宮地徳蔵, 福田傑, 鷹崎徹: 切妻型車両のトンネル突入時に発生する圧縮波 (第 1 報, 圧縮波の性状と地上側低減対策法), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.770, pp.2472-2479, 2010
 - 20) 宮地徳蔵, 小澤智, 新井隆景: 列車のトンネル突入により生じる圧縮波の波形予測に関する理論解析: 高プロジェクタ比問題への音響理論の適用, ながれ, 31, pp.45-59, 2012.
 - 21) Miyachi T., “Non-linear Acoustic Analysis of the Pressure Rise of the Compression Wave Generated by a Train Entering a Tunnel,” Journal of Sound and Vibration, Vol.458, pp.365-375, 2019.
 - 22) 原朝茂: 高速でトンネルに突入する場合に列車に作用する空気力, 日本機械学会論文集, Vol.26, No.171, pp.1581-1586, 1960
 - 23) 福田傑, 飯田雅宣: 列車・トンネル系の空気力学に関する模型実験, 日本音響学会誌, Vol.63, No.9, pp.543-548, 2007

圧力変動の非定常性を考慮したトンネル内設置物への 空気力算出法

齊藤 実俊*

Estimation Method of Aerodynamic Load on Equipment in Tunnel Considering the Unsteady of Pressure Variation

Sanetoshi SAITO

When a train travels through a tunnel at high speed, large pressure variations are generated in the tunnel. Because they act on equipment inside tunnel as aerodynamic force, it is necessary to estimate their magnitude for the design of equipment. The pressure variations mainly occur during train passage and pressure wave propagation. The pressure variations during the train passage includes high frequency components whose length is shorter than that of equipment. In this paper, a estimation method taking account of the influence of high frequency components of the pressure variations on the aerodynamic force is proposed.

キーワード：トンネル内圧力変動，トンネル内列車風，圧力波，高速鉄道

1. はじめに

列車がトンネル内を走行するとトンネル内の圧力，流速は大きく変動する（以降，圧力変動，風速変動¹⁾）。そのためトンネル内のさまざまな設備（常設の機器収納箱や仮設の器具箱，各種標識，側溝の蓋など）には空気力による変動荷重が作用する。設置強度以上の空気力が作用すると構造物は移動し，場合によっては大きく飛散する可能性がある。また，箱状の設備（機器箱や器具箱）の場合，内外差圧に起因する圧縮，膨張荷重が作用し，設計強度以上の荷重が作用すると塑性変形の発生や破損の可能性がある。したがって，トンネル内設備の設置強度や本体強度を検討するために，トンネル内圧力変動・風速変動による空気力を正確に見積もる必要がある。

トンネル内圧力変動の代表的な波長は数十 m オーダーであり，一般的なトンネル内設備の長さ比べて十分に長く，これまでは圧力変動が設備の外面に一様に，すなわち等分布荷重として作用すると仮定して，設備表面の代表点における圧力最大値（正圧最大値，負圧最大値）をもとに空気力を算出していた。しかし，列車通過中の流れには乱れ成分が含まれており，測定される圧力変動には高周波成分（短い波長成分）を含むことがある。高い周波数で変動する，すなわち空間波長の短い成分を含む圧力変動に上記の仮定を適用する場合，高周波成分による瞬間的な値を圧力最大値として用いることになる。しかし，高周波成分の波長は設備の代表長さより短く，前述した仮定のように一様に設備に作用することはないため，瞬間的な圧力最大値によって空気力を算出す

ることは過大評価となる。列車速度が低い場合には作用荷重も小さく，過大評価を行っても安全側評価であることから実用上問題はなかったが，現在のように列車速度が300km/hを超えるようになると，設備に要求される強度も大きくなり，過大評価による予測では必要とされる強度が非現実的な数値となる可能性がある。

そこで，本報告では，トンネル内設備に作用する空気力について整理するとともに，圧力変動の非定常性，すなわち高周波成分の影響を適切に考慮した簡便な空気力の算出方法を提示する。

2. トンネル内圧力・風速変動

列車がトンネル内を走行するときに発生する圧力変動の主要因を図1に示す。圧力変動の要因には列車先頭部または後尾部がトンネルに突入あるいは退出したときに発生し，トンネル坑口や列車端で反射することでトンネル内を往復する圧力波によるもの（図1(a)），走行する列車先頭部・後尾部によるトンネル内流れの流路縮小・拡大にともなう圧力降下・上昇（図1(b)），走行する列車先頭部・後尾部周りの圧力場の移動（図1(c)）によるものがある。

平面波である圧力波や，流路縮小効果による圧力変動はトンネル断面内で一様であるが，図1(c)に示した先頭部周りの圧力場の移動に伴う圧力変動は列車からの距離に依存する三次元的な現象である。これらの圧力変動の波長は一般的なトンネル内設備より大きく，空気力は設備に一様に作用すると考えられる。

列車がトンネル内を走行中に発生する列車風の概略図を図2に示す¹⁾²⁾。図2に示した実線矢印はトンネル断面内の平均風速の方向を示している。列車の前後ではビ

* 環境工学研究部

ストン効果により列車進行方向に流れるが、列車側面では先頭部から後尾部に向けて流れが回り込むため、進行方向と逆方向の流れとなる。実際には列車表面付近では列車進行方向に流れ、また、地面やトンネル壁面付近では流速は0であるためトンネル断面内の風速分布は複雑であるが、平均風速としては列車進行方向と逆向きになる。

トンネル内風速の最大値は通常、列車後尾部通過直後に発生する。その大きさは列車からの距離に依存し、列車に近いほど流速は大きくなる。実トンネルにおける測定結果では、中央通路付近やトンネル壁側の地面付近でも列車速度の60～70%程度に達している²⁾³⁾。列車通過中の流れは十分に発達した乱流であり、多くの乱れ成分を含んでいることから、列車通過中にトンネル内設備に作用する圧力も高周波成分を多く含むことになる。

このように、列車がトンネル内を走行すると圧力および風速が大きく変動し、トンネル内設備にはそれぞれに起因する空気力が作用することになる。

3. トンネル内設備に作用する空気力

3.1 圧力変動に起因するもの

圧力変動によって作用する空気力は設備の設置方法に

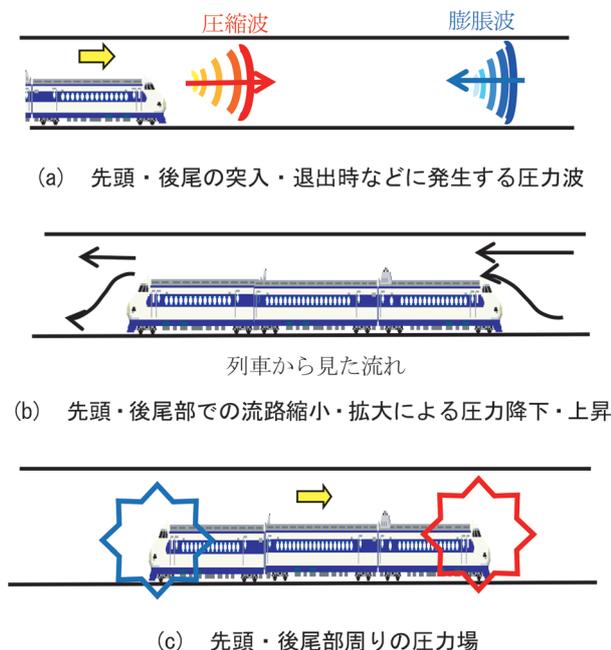


図1 トンネル内圧力変動の主要因

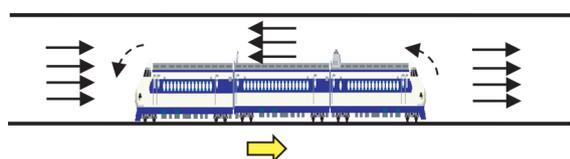


図2 トンネル内列車風（断面内平均風速）

よって異なり、大別するとトンネルの地面や壁面に直接置かれている場合と地面・壁面から浮いた状態で設置されている場合とに分けられる。図3にそれぞれの状況における圧力変動と空気力の作用状況を示す。図3における圧力変動（赤両矢印）は大気圧との差であるゲージ圧を示しており、正負に変化する。前述のようにトンネル内圧力変動の主要因は圧力波と列車先頭部・後尾部周りの圧力場であるが、それらの波長のオーダーは $10^0 \sim 10^1$ m程度と一般的なトンネル内設備の代表長さ（ 10^0 m程度）か、あるいはそれ以上であり、一般には設備外表面全体に同じ圧力が同時に作用すると考えて良い。

図3左図のように地面から浮いて設置されている設備、たとえば、機器箱などの場合、対向する外表面に作用する圧力変動が互いに相殺されるため、支持部材には空気力は作用しない（圧力変動に起因するもの。3.2節で述べる流速変動に起因する空気力は作用する）。一方、図3右図のように地面に直置きされた機器箱や、トンネル壁面に貼り付けた板状、シート状設備など、地面・壁面に接触して設置されている設備の場合、接触面には圧力変動が作用しない（大気圧で一定の圧力）。このため、設備全体としては上面に作用する圧力変動によって接触面に垂直な方向に空気力が作用し、正圧が作用するときには地面（または壁面）に押しつける力が、負圧が作用するときには地面や壁から引き離す力が支持部材に作用する。なお、実際には設備下部の微小な隙間に圧力が回り込むため、圧力変動は設備下面にも作用すると考えられるが、隙間は微小であり、圧力損失が大きく変動量が小さくなること、回り込みの時間遅れのために上面の圧力変動に追従できないことなどから、下面に作用する圧力は大気圧で一定と仮定して差し支えない。

3.2 風速変動に起因するもの

図2に示したように列車がトンネル内を走行すると、トンネル内には長手方向（レール方向）の風（列車風）が発生する。列車先頭部および後尾部が通過する際にはトンネル長手方向だけでなく上下、左右（マクラギ）方向にも流れが発生し三次元的な流れ場となるが、主要な

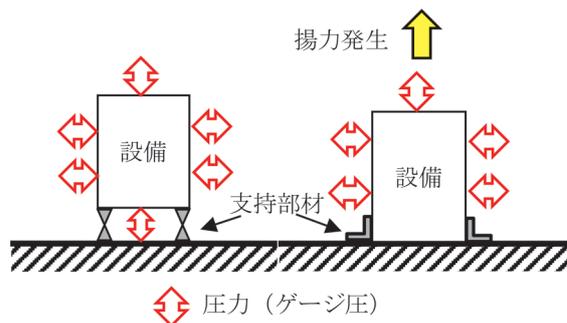


図3 トンネル内設備に作用する圧力変動

流れはトンネル長手方向である。列車風がトンネル内設備に作用した状況の模式図を図4に示す。図4のように、列車風によって設備上流側と下流側には動圧差による前後力が作用する。また、厚み（高さ）のある設備の場合、図4の青線のように流れが変化することで設備上面側に負圧領域が生じ、揚力が発生する。すなわち、壁面に平行に設置された薄い設備（トンネル壁面に貼り付けた板やシート状の設備など）を除いた全てのトンネル内設備には列車風により前後力と揚力が作用し、その大きさは風速のほかに設備の形状に強く依存する。

4. 空気力の算出

4.1 圧力変動に起因するもの

本節では圧力変動に起因する空気力について、圧力波や先頭・後尾部による圧力変動だけでなく、列車通過中の高周波成分を含んだ圧力変動の影響を考慮した空気力の算出方法について述べる。

4.1.1 圧力波によるもの

図3に示したように、圧力波のような波長の長い変動による揚力は、地面や壁に接触して設置された設備で発生する。前述のとおり、実際には地面との間には凹凸によるわずかな隙間が存在し、圧力変動が多少回り込む可能性があるが、揚力を低減させる方向に作用するので、ここでは安全側評価として、設備下面には圧力変動が作用せず、大気圧で一定であると仮定する。

図5(a)のように設備が地面や壁面に接触して設置されている場合、設備下面には圧力変動が作用しないため、上面に作用する圧力変動が揚力の要因となる。この揚力が自重より大きい場合（支持部材等で地面に固定されている場合はその取り付け強度が加味される）、設備は浮き上がることになる。設備が浮き上がり、設備下面～地面・壁面間に隙間ができると、図5(b)のように瞬間的に（正確には音速で）設備下側に圧力が回り込み、設備上面と同じ大きさの圧力変動が下面にも作用する。その結果、地面から浮いた状態で設置された設備（図3左）と同様、上下面の圧力が相殺されて揚力はなくなり、地面（水平面）に設置されている設備の場合、重力によって再着地する（地面以外の壁や天井面に接触して設置された設備については後述）。

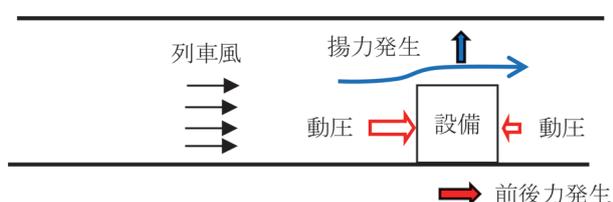


図4 列車風による空気力

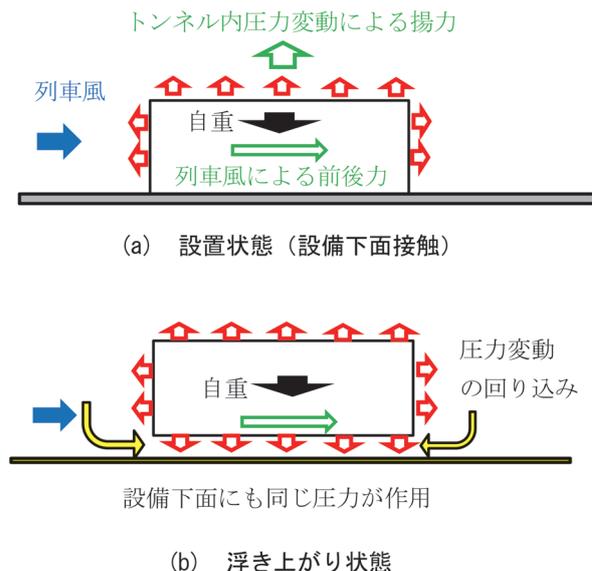


図5 地面に接した設備に作用する空気力

設備が浮き上がっている間は地面と設備間の摩擦力がなくなるため、作用時間が長い場合、列車風による前後力（4.2.1項）によって前後方向に大きく移動（飛散）する可能性がある。本節では揚力が作用している間（すなわち、圧力が回り込むまでの間）の浮き上がり量と前後力による移動量の算出方法を示す。

圧力の回り込みに要する時間（揚力の作用時間）のオーダー Δt_L は設備の下面寸法の短い方を音速で除した程度、すなわち $\Delta t_L \sim \min(w, l)/c$ 程度と考えられる（ w ：設備の幅、 l ：設備の長さ、 c ：音速）。一般的な設備の幅や長さのオーダーは 10^0 m 程度であり、圧力変動の波面幅はこれより十分長く、設備上面に作用する圧力変動の大きさは一定であると仮定できる。また、揚力作用時間 Δt_L は ms オーダーであり非常に短いことから、圧力変動は時間的にも一定であると仮定する。よって、設備上面に作用する圧力変動による揚力 F_L (N) は、圧力変動負圧最大値に設備上面の表面積を乗じることで求まる。一般に、測定結果から求めた圧力変動負圧最大値はばらつきが大きいため、標準偏差を考慮した評価値（たとえば、評価値 = 平均値 + 3 × 標準偏差など）を負圧最大値とすることが多い。

時間 $t = \Delta t_L$ までは揚力が作用するが、その後、 $t > \Delta t_L$ においては自重による重力のみが作用するので、設備はしばらくの間は慣性によって上昇を続けるがその後下降到転じ、最終的には地面に再着地する。このときの最大浮き上がり量 h (m)（上昇速度がゼロになるまでの地面からの鉛直距離）は以下の式で示される。

$$h = \frac{1}{2} \frac{F_L - mg}{m} \Delta t_L^2 + \frac{1}{2g} \left(\frac{F_L - mg}{m} \Delta t_L \right)^2 \quad (1)$$

ここで、 m ：設備の質量 (kg)、 g ：重力加速度 (m/s^2) である。

浮上中の時間を $\Delta t_h (> \Delta t_L)$ とすると、流速に起因する前後力 F_D (4.2.1 節) によって移動する距離 x は以下の式で求まる。

$$x = \frac{1}{2} \frac{F_D}{m} \Delta t_h^2 = \frac{1}{2} \frac{F_D}{m} \left(1 + \frac{\alpha}{g} + \sqrt{\frac{\alpha}{g} + \left(\frac{\alpha}{g}\right)^2} \right)^2 \Delta t_L^2$$

$$\alpha = \frac{F_L - mg}{m} \quad (2)$$

以上をまとめると、実験などから得られた圧力変動の負圧最大値に設備の上面の面積を乗じることで揚力 F_L を求め、式 (1) を用いることで設備の浮き上がり量が求まる。また、後述の式 (10) によって前後力 F_D を求め、式 (2) を用いることで、その際の前後方向の移動量を求めることができる。

なお、壁面や天井面など地面 (水平面) 以外に接触して設置された設備の場合、揚力 (ここでは設置面に垂直な方向の力と定義) によって一旦壁面や天井面から離れると、自重が鉛直下向きに作用しているため、元の壁面や天井面に戻ることはなく自由落下する。したがって、壁面や天井面に設置されている設備については揚力 (設置面鉛直方向) と自重による垂直抗力との差、 $F_L - mg \cos \theta$ (θ ：取り付け面と地面のなす角) より大きな取り付け強度が必要となる。

4.1.2 列車通過中の圧力変動によるもの

列車通過中の圧力変動を図 6 に示す。列車先頭部・後尾部通過時 (図 6 点線間) には図 1 に示したように流路縮小効果による圧力変動と、先頭部・後尾部の断面形状変化による流れの偏位によって形成される圧力場の移動による圧力変動が生じる (図 6 下の黒線)。

列車中間車の通過中や後尾部通過直後の伴流領域では列車速度程度の非常に速い流れが生じる。これらの流れは十分に発達した乱流で多くの乱れ成分を含んでいることから、圧力変動には高周波成分が重畳することになる (図 6 下の赤線)。

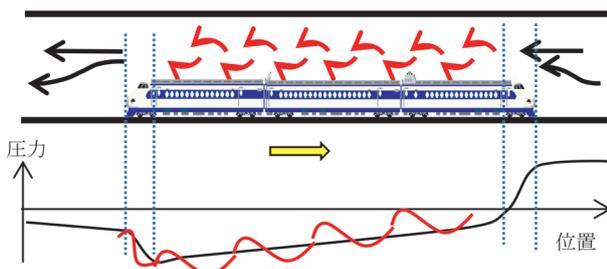


図 6 列車通過中の圧力分布模式図

図 1 に示したようにアングル材や支持部材によって地面や壁から浮いて設置され、設備下面に隙間がある場合、列車先頭部・後尾部による低周波な圧力変動は上下両面に同時に逆方向に作用するので揚力は発生しない。しかし、設備の下の隙間は一般に 10cm 程度以下と狭く、その流れは遅いために乱れは小さいと考えられる。そのため、列車通過中に発生する高周波圧力変動は設備下面にはほとんど作用せず、上面に作用する圧力の高周波成分によって揚力が発生することになる。4.1.1 項で示した圧力波に起因する揚力算出の際は、圧力最大値 (正圧最大値, 負圧最大値) が一定であると仮定していたが、ここでは揚力を時間の関数として、以下の式から求める。

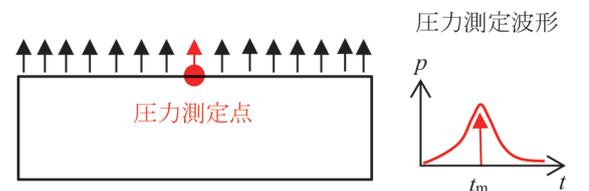
$$F_L(t) = blp(t) \quad (3)$$

ここで、 b ：設備の幅 (m)、 l ：設備の長さ (m)、 p ：設備上面に作用する圧力 (Pa)、 t ：時間 (s) である。

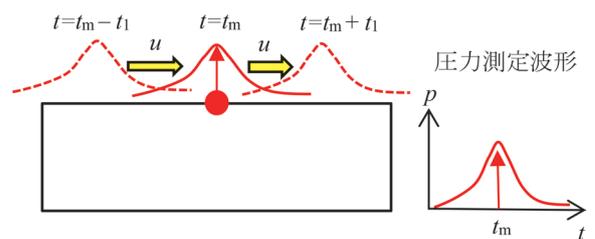
これまで用いてきた算出方法では圧力が設備全体に一樣に作用すると仮定していた (図 7(a))。しかし、圧力変動の高周波成分の要因である大小様々な渦は流れに乗って移動しているため⁴⁾、設備表面に一樣に作用するわけではない (図 7(b))。したがって、一樣に圧力が作用するとの仮定から算出される揚力は実際より大きくなり、過大評価となる。

設備長さ l の中央点で得られた圧力測定波形を $p_0(t)$ とする。圧力変動の要因となる乱れ (渦) が流速 u に乗って移流していると仮定すると、設備上面における位置 x (長手方向中央からの距離で $-l/2 \leq x \leq l/2$) における圧力値 $p(t, x)$ は以下の式で求まる。

$$p(t, x) = p_0(t - x/u) \quad (4)$$



(a) 圧力変動が一樣に作用すると仮定した場合



(b) 高周波の圧力変動の移流を考慮した場合

図 7 圧力高周波成分による作用力

圧力は設備の幅方向（まくらぎ方向）には一様であると仮定すると、設備上面全体の揚力 $F_L(t)$ は以下のように示される。

$$F_L(t) = b \int_{-l/2}^{l/2} p(t, x) dx \quad (5)$$

$$= b \int_{-l/2}^{l/2} p_0(t - x/u) dx$$

よって、サンプリング間隔 Δt で収録された圧力波形 p_i (i : データ番号) から揚力波形 $F_{L,i}$ は以下の式で求まる。

$$F_{L,i} = bu\Delta t \sum_{m=-N/2}^{N/2} p_{i-m} = \frac{bl}{N+1} \sum_{m=-N/2}^{N/2} p_{i-m} \quad (6)$$

$$= \frac{A}{N+1} \sum_{m=-N/2}^{N/2} p_{i-m}$$

ここで、 A : 設備上面の面積 (m^2) ($=bl$)、 N : 分割数で偶数、 $l=(N+1)u\Delta t$ である。式 (6) より、時刻 t (データ番号 i) の揚力は圧力測定データを前後 $N+1$ 点の移動平均を行い、それに設備面積を乗じることで求まることがわかる。さらに、式 (6) によって求めた揚力 $F_{L,i}$ から以下の式を用いて変位量（浮き上がり量） h_i の時間変化が求まる。

$$h_i = h_{i-1} + v_{i-1}\Delta t + \frac{1}{2} \frac{F'_{L,i-1}}{m} \Delta t^2 \quad (7)$$

ただし、 $h_i < 0$ なら $h_i = 0$

$$v_i = v_{i-1} + \frac{F'_{L,i-1}}{m} \Delta t \quad (8)$$

ただし、 $h_{i-1} = 0$ かつ $v_{i-1} < 0$ なら $v_i = 0$

$$F'_{L,i} = F_{L,i} - mg \quad (9)$$

ここで、 h_i : 変位量 (m)、 v_i : 変位速度 (m/s) である。本方法では揚力の算出に圧力変動の移流速度 u が必要となる。流速データがある場合や複数点での圧力測定データがある場合など、設備付近の u が推定できる場合は問題ないが、流速データがない場合や圧力データから移流速度が推定できない場合は安全側評価として列車速度を用いる (4.2.3 項参照)。

前節で示した地面や壁面に接した設備に対しても高周波成分が大きい場合には、本節の算出方法を元に、前節の圧力回り込みの考え方を導入することで揚力や浮き上

がり量、変位量を求めることができる。

複線トンネルにおけるすれ違い時の最大揚力を求めるためには、両列車によって発生する最大負圧を測定する必要があるが、列車や圧力波の通過のタイミングの影響で、実際に最大負圧を測定することは困難である。一般にすれ違い時の最大負圧は単独列車走行時の2倍程度と近似できるので¹⁾、簡便な方法としては発生揚力を単独列車走行時の2倍程度として見積もる。

4.2 流速変動による揚力

4.2.1 前後力

設備前後の圧力を測定することで前後力を求めることができるが、ここではトンネル内列車風から前後力を算出する方法について述べる。風速変動による前後力 F_D (N) は以下の式で示される。

$$F_D = C_D A' \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (10)$$

ここで、 C_D : 抗力係数、 A' : 設備の上流側端面の投影面積 (m^2)、 ρ : 空気密度 (kg/m^3)、 u : トンネル内風速 (m/s) である。

C_D 値は物体形状に依存するがトンネル内設備の一般的な形状は直方体や薄板であり、概ね $C_D = 1.0 \sim 1.3$ 程度である⁵⁾。 C_D 値の代表例を表1に示す。

4.2.2 揚力

地面や壁面に平滑に設置されている板状設備（側溝の蓋やコンクリート防護シートなど）では風速による揚力は問題とならないが、箱状設備など地面や壁面から一定の高さを有する設置物の場合には風速変動によって揚力が作用する (図4)。二次元角柱の単位幅当たりの揚力 P_L (N/m) は以下の式で示される⁶⁾。

$$P_L = C_L l \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (11)$$

ここで、 C_L : 揚力係数、 l : 設備の長さ (m) である。実際の箱状設備に対する揚力 F_L は式 (11) の P_L に設備の幅 b を乗じることで近似的に求めることができる。

式 (11) に示した C_L 値は地面との隙間や、設備の高さと長さの比に依存する。地面との隙間がない場合は

表1 代表的な C_D 値⁵⁾

形状	C_D 値
正方形薄板	1.05
長方形薄板；縦横比1.0～8.0	1.10～1.20
直方体 ($d \times d \times l$) ; $l/d = 0 \sim 5.0$	1.25～0.95

$C_L=0.6$ 程度であり、物体下面の隙間が大きくなるにしたがって揚力係数は急激に減少し、隙間が物体高さの0.2~0.3倍より大きくなると揚力係数は負となり設備にはダウンフォースが発生する⁶⁾。よって、最大の揚力が発生するのは隙間がない場合である。

4.2.3 トンネル内風速

トンネル内風速はトンネル壁面や地面付近では境界層のために小さいが、ある程度離れると大きくなる。そのため、トンネル内設備に作用する風速は地面やトンネル壁面からの距離によって異なる。したがって理想的には設備設置位置における風速を測定することが望ましいが、設備ごとに現地で測定することはコストがかかり、また、場所によっては流速計を設置することが困難な場合もある。

過去の実測例によると、列車速度300km/hに対し、トンネル壁側の地面付近で最大60m/s以上(列車速度の70%以上)の流速が計測されている(風速計の測定レンジオーバー)³⁾。トンネル地面付近であるにもかかわらず列車速度の70%以上の風速が発生していることから、実際に設備が設置されているトンネル壁面など列車に近い位置や地面・トンネル壁面から離れた場所ではさらに高速であると考えられる。したがって、空気力を算出する際に、測定値やシミュレーションによる計算値がない場合は、 u として列車速度を用いることが妥当である。本手法を用いることで、圧力や風速を測定しなくてもおおよその空気力を推定することが可能となる。

トンネル内列車風の最大値が発生する列車後尾付近の流れ場については未解明な部分も多く、風速最大値の定量的評価については今後の課題である。

なお、トンネル内ですれ違いがある場合、上下両列車の列車風は相殺されることから、最大でも単独列車通過時を超えることはないと考えられる。したがって、複線トンネルにおいても単独列車走行について評価すればよい。

5. まとめ

列車のトンネル内通過時に発生する圧力変動・風速変動によってトンネル内設備に作用する空気力の簡便な算出方法を示した。結果を以下にまとめる。

- (1) 地面や壁に接触した設備に作用する、圧力波に起因する揚力については、圧力変動が設備上面に一樣に作用すると仮定し、負圧最大値と設備上面の面積を乗じた値から自重を差し引くことで求めた揚力最大値と、音速と設備の代表寸法から求めた設備下面に圧力が回り込む時間から浮き上がり量と移動量を算出する(式(1)(2))。なお、揚力最大値として、測定の際ばらつきを考慮し、標準偏差を用いて決定することが多い(たとえば、評価値=平均値+3×標準偏差)。

表2 トンネル内の主な設備と考慮すべき空気力

設備		空気力
設置状況	代表例	
板状設備で地面・壁面に平行なもの	壁面パネル 剥落防止板 側溝の蓋	圧力変動 4.1.1, 4.1.2
板状設備で地面・壁面に垂直なもの	標識 信号	列車風 (前後力のみ) 4.2.1
箱状設備	器具箱 保安器箱 消火器箱	圧力変動 4.1.1, 4.1.2 列車風 4.2.1, 4.2.2

準備差)。

- (2) 列車通過中の高周波成分を多く含んだ圧力変動によって作用する揚力は、設備上面と下面の差圧波形に対して設備代表長さと同代表流速から決まる点数によって移動平均処理を行った揚力波形を数値積分することで浮き上がり量が求まる(式(6)-(9))。
- (3) 物体に作用する前後力は、トンネル内風速を列車速度と想定し、物体の抗力係数を用いることで概算することができる。同様に揚力係数を用いることで上下力を概算することができる(式(10)(11))。

なお、箱状の構造物については本報告で示した取り付強度に対する検討だけでなく、圧力変動(図3)によって発生する箱の内外差圧に起因する箱本体の変形についても評価する必要がある。

参考としてトンネル内における主な設備について考慮すべき空気力を表2にまとめておく。

文献

- 1) 山本彬也：新幹線トンネルの圧力変動・空気抵抗・トンネル換気，鉄道技術研究報告，No.871，1973
- 2) 土屋恂，広田和樹：列車風に関する現地試験，鉄道技術研究所速報，No.81-68，1981
- 3) 斎藤英俊，小村啓太，齊藤実俊，斎藤寛之：高速列車通過時におけるトンネル内部の側溝蓋等に作用する圧力，第20回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集，pp.199-202，2013
- 4) 大熊武司，神田順，田村幸雄：建築物の耐風設計，鹿島出版会，p.83，1996
- 5) Robert D. Blevins, "Applied Fluid Dynamics Handbook," Krieger Publishing Company, p.335, 1992.
- 6) 谷口清一，宮越勝美，堂田誠治：平面壁と二次元角柱との干渉，日本機械学会論文集(B編)，Vol.49，No.447，pp.2522-2529，1983

台上試験と実車走行試験によるきしり音の特性評価

末木 健之* 川口 二俊* 清水 康博*
北川 敏樹* 金元 啓幸** 葛田 理仁**

Evaluation of Railway Curve Squeal Noise Using Roller Rig and Running Tests

Takeshi SUEKI Tsugutoshi KAWAGUCHI Yasuhiro SHIMIZU
Toshiki KITAGAWA Hiroyuki KANEMOTO Masahito KUZUTA

Roller rig tests were performed to investigate the characteristics of curve squeal. Running tests with an actual train were also carried out to validate the results of the rig tests. Curve squeal noises and related wheel vibrations were observed in both the roller rig and the running tests. The tonal peak frequencies due to curve squeals coincided with each other in both tests. However, the magnitude of the noises and vibrations in the rig tests was much larger than those in the running tests. The vibration characteristic of the rollers of the rig may be the reason for the disagreement of the magnitude.

キーワード：きしり音, 台上試験, 実車走行試験, 車輪振動, レール振動

1. はじめに

鉄道車両が急曲線を通過する際に発生するきしり音は、沿線騒音に対する苦情の原因のひとつであり、その低減が求められる。きしり音の特性を調べる場合には、実車を用いた走行試験が確実なデータを得られる方法であるが、実施に伴う費用や時間の観点から、他の方法による評価も求められる。その一つとして実物車輪を用いた台上試験が考えられるが、実車試験との整合性は確認されていない。

そこで、本研究では軌条輪上に設置された実物輪軸を用いた台上試験を行い、転動速度やヨー角（アタック角）によるきしり音や関連する車輪振動の特性を評価する。さらに台上試験結果と実車走行試験で得られた結果の比較を行い、その整合性について検証を行う。

2. 台上試験および実車試験の概要

2.1 台上試験概要および試験条件

本研究で行った台上試験の状況を図1に示す。この台上試験機では、2つの軌条輪上に実物の輪軸を設置し、軌条輪を回転させることで走行状態を模擬することが可能である¹⁾。軌条輪の車輪と接触する部分の形状は、60kg レールの頭頂部と同形状である。なお、この試験機は車輪・レール間に作用するクリープ力の測定を目的に製作されたものであるが、きしり音も発生することか

ら、台上試験の試験機として使用することとした。

台上試験では、図1に示すように輪軸にヨー角を設定することが可能であり、輪軸のアタック角を再現することが出来る。ヨー角が正の場合は、図1の左側車輪が外軌側相当となり、右側車輪が内軌側相当となる（ヨー角が負の場合は、それが入れ替わる）。本研究では、常に図1の左側車輪を測定対象とし、ヨー角の正負を切り替えることで外軌側相当と内軌側相当を模擬した。

車輪はC形平板車輪を使用し、軸重として60kNを載荷した。軌条輪の頭頂面は乾燥状態とした。試験条件として、ヨー角を5条件（-1, -0.5, 0, +0.5, +1°）、転動速度を3条件（5, 15, 30km/h）設定した。これらのヨー角と転動速度は、次節で述べる実車走行試験に概ね対応する値である。

2.2 実車走行試験概要および試験条件

実車走行試験は、鉄道総研の構内試験線において行った²⁾。図2に示すように、通勤型の試験車両1両（付随車）を機関車でけん引した。本試験における最高速度は33km/hである。機関車から発生する騒音の影響を避けるため、進行方向後ろ側の第2台車（前軸がC形平板車輪、後軸がNA形波打車輪）を対象とした。

試験条件として、列車の速度を6条件（約5, 10, 15, 20, 25, 30km/h）とし、きしり音が発生する曲線（曲線半径160m, バラスト軌道, 50Nレール, 木まくらぎ）を通過した際の車輪振動と放射音を収録した。試験時の軸重は約54kN, レール頭頂面は乾燥状態であった。また、比較として直線区間（バラスト軌道, 50Nレール, PCまくらぎ）を通過した際の車輪振動と放射音も収録

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

** 鉄道力学研究部 車両力学研究室

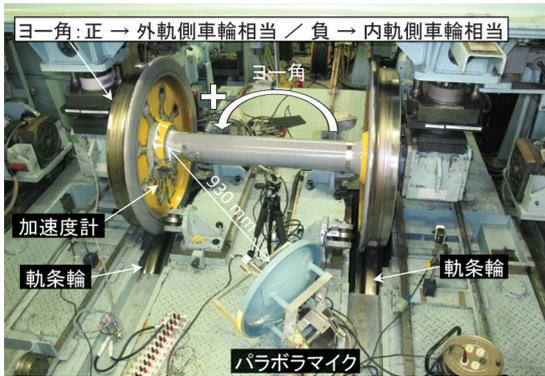


図1 台上試験



図2 実車走行試験

した。

なお、当該曲線の通過の際には、対象台車の前軸からきしり音が強く発生し、後軸ではほとんど発生しなかった²⁾。そのため、本研究では前軸の車輪を対象とする。

2.3 センサ設置位置

本研究では、車輪の加速度と車輪から発生する放射音を測定した。

2.3.1 車輪振動

車輪振動は、車輪板部に加速度センサを設置することで得た。各試験における加速度センサの設置位置を図1～図3に示す。

台上試験においては、図1の左側車輪を対象としたため、加速度センサは片側車輪のみに設置した。実車試験においては、図2に示すように第2台車の前軸の左右車輪に設置した。図3に示すように、両者の試験において車軸中心から加速度センサまでの距離がやや異なるが、きしり音の主な周波数域である8kHz付近までは両者の振動特性が概ね一致することを衝撃加振試験により確認している（1k～5kHzの結果については後述の図9(a)を参照されたい）。

2.3.2 車輪の放射音

車輪放射音については、実車試験と台上試験とで設置

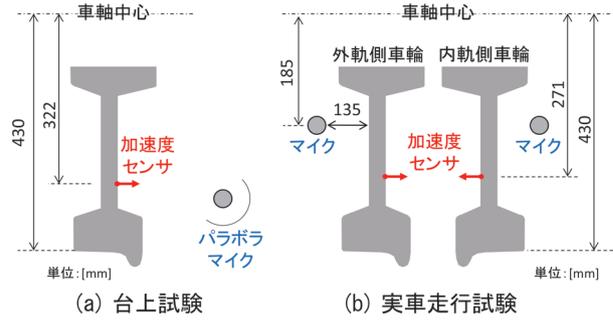


図3 センサ類の取り付け位置

方法や使用するマイクロホンの特性が異なる。

台上試験においては、図1および図3(a)に示す様に反射板を有するマイクロホン（以下、パラボラマイク）³⁾を設置した。台上試験機が設置されている場所は反響が大きい空間であり、また軌条輪から発生する音も存在する。そのため、指向性の高いパラボラマイクを用いて車輪の放射音を可能な限り抽出した。実車試験においては図2および図3(b)に示す様に、車輪近傍に設置した無指向性マイクロホンにより測定を行った。

このように台上試験と実車走行試験ではマイクロホンの設置位置も異なり、さらに指向特性の違いもある。そのため、音圧レベルの大きさについては両試験間で直接的な比較ができない。また、パラボラマイクはその特性上、異なる周波数間での音圧レベルの比較も不可能である。このことを踏まえ、第3章で述べる車輪放射音の結果については、周波数や条件変化による変化量にて検討を行う。

3. 試験結果

3.1 車輪振動の周波数分析結果

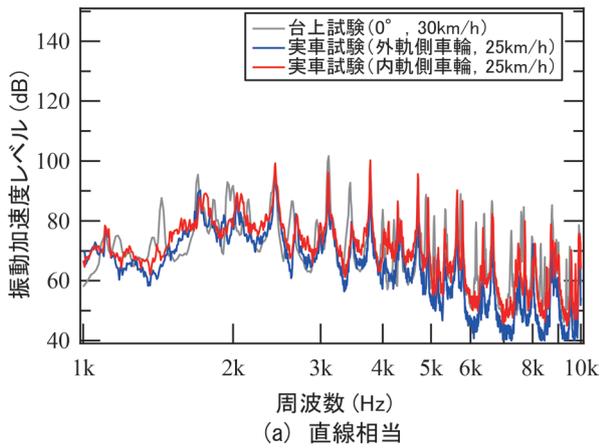
図4に外軌側車輪と内軌側車輪それぞれの車輪振動の周波数分析結果を示す。また、図4では直線区間に対応する結果についても示した。直線区間での結果は、きしり音ではなく転動音に関連する振動に相当する。転動速度・列車速度は約30km/hである。

両試験ともサンプリング周波数51.2kHzでデータの収録を行い、台上試験については4096点ずつのFFT分析結果を約30秒間分算術平均した結果、実車走行試験については1列車がきしり音の発生する箇所を通過した時のデータ（5m程度相当）を8192点ずつFFT分析した後にパワー平均し、さらに5列車分で算術平均した結果である。両試験で周波数の分解幅が異なるためパワースペクトル密度で算出した。

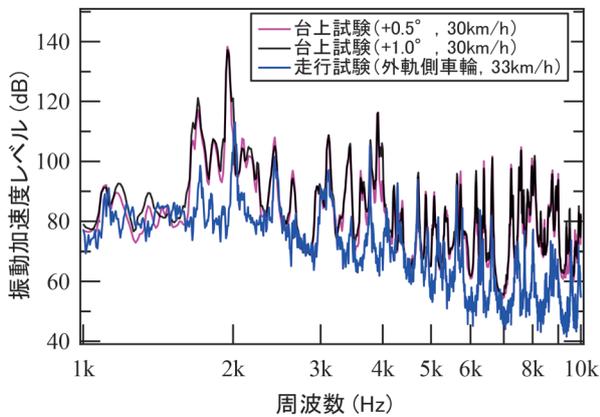
図4(a)の直線区間に相当する結果では、実車試験と台上試験の車輪振動は、ピークが観測される周波数や振動加速度レベルが良く一致することがわかる。したがっ

て、車輪に起因する転動音成分について、台上試験により実際の状態を再現できるものと考えられる。なお、転動音は車輪踏面とレール頭頂面の凹凸の状態に起因することから、今回の結果では台上試験と実車試験とで凹凸の状態が同程度であったと考えられる。

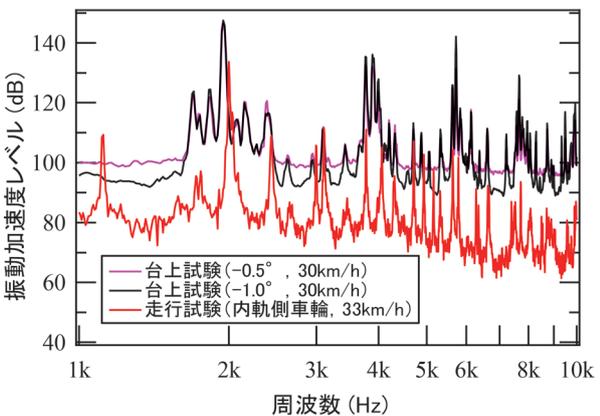
次に、図4(b) および図4(c) の曲線区間に相当する結果では、台上試験の振動加速度レベルが実車試験よりも著しく大きいことがわかる。また、内軌側・外軌側に関係なく多くのピークが観測される。このピークは、台上試験では特に2kHz付近や4kHz付近が大きく、実車



(a) 直線相当



(b) 曲線・外軌相当



(c) 曲線・内軌相当

図4 車輪振動の周波数分析結果 (約30km/h)

試験では2kHz付近が大きい。また、例えば1.8kHz付近や2.1kHz付近のように、実車試験では観測されない（もしくは極めて小さい）ピークが、台上試験では観測されるのが特徴である。

台上試験結果については、ヨー角を0.5°から1°（または-0.5°から-1°）へ変更しても、ピークの周波数やその大きさの変化が少ない。3.4節においても述べるが、0.5°の時点で著大な振動となっており、振動の大きさは飽和するような結果となっている。

内軌側車輪と外軌側車輪について、主要な周波数である2kHzのピークの大きさを比較すると、台上試験の内軌側車輪は外軌側車輪よりも10dB程度大きい。実車試験についても同様の結果が得られており、内軌側車輪は外軌側車輪より10~15dB程度大きい結果が得られた。

3.2 車輪放射音の周波数分析結果

図5に外軌側車輪と内軌側車輪それぞれの車輪放射音の周波数分析結果を示す。3.1節の車輪振動の結果と同様に、図5では直線区間に対応する結果についても示し、これは転動音に相当する。転動速度・列車速度も図5の車輪振動と同様に約30km/hである。

解析方法については、3.1節にて述べた車輪振動と同じ方法とした。

図5(a)の直線区間に相当する結果では、台上試験と実車試験で観測されるピークの周波数はほぼ一致している。音圧レベルについては、2.3.2項で述べたように単純比較できないが、図4(a)の車輪振動の結果を考慮すると台上試験と実車試験で同程度であると推定される。

図5(b)および図5(c)の曲線区間に相当する結果では、台上試験の音圧レベルが直線相当よりも著しく大きくなる。ピークが観測される周波数も図4(b)および(c)の車輪振動と同一であり、車輪振動に起因してきしり音が発生することがわかる。

放射音についても車輪振動の結果と共通する傾向が得られており、多くのピークが観測される点や、実車試験では観測されない（もしくは極めて小さい）ピークが台上試験では観測される点が挙げられる。また、台上試験においてヨー角によるピークの周波数やその大きさの変化は少ない点や、主要な周波数である2kHzのピークの大きさは内軌側車輪が外軌側車輪よりも10dB程度大きいという点も車輪振動と共通する点として挙げられる。

3.3 主要な周波数における速度依存性

3.1節および3.2節では転動速度・走行速度約30km/hの周波数分析結果について述べた。本節では図4と図5において主要と考えられるピークの周波数成分について、転動速度・走行速度に対する依存性を調べる。

図6および図7は、2kHz付近と4kHz付近の振動加

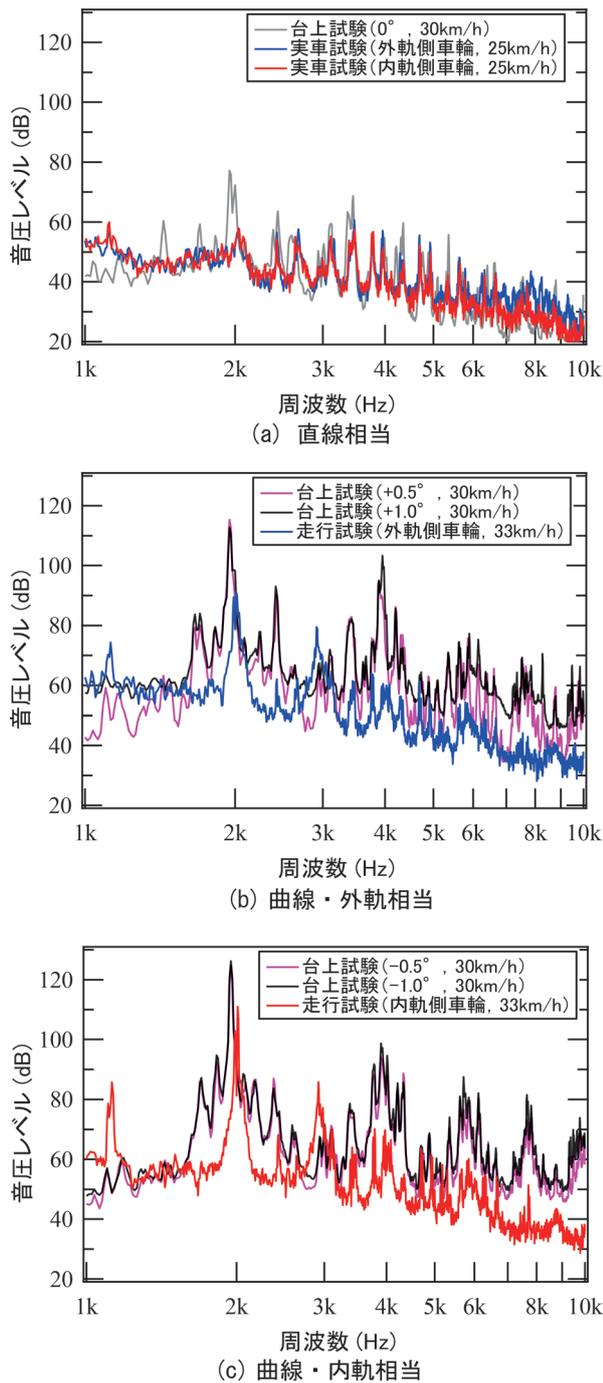


図5 車輪放射音の周波数分析結果 (約 30km/h)

速度レベルと音圧レベルについて、速度による変化を示した結果である。これらの結果は、2kHz付近は1950～2050Hz、4kHz付近は3950～4050Hzのパワー和を周波数の分解幅も考慮して算出した結果である。なお、図6(c)の台上試験における5km/hと15km/hの測定結果は欠測である。

図6(a)および図7(a)より、直線相当の場合は台上試験も実車走行試験も速度の増加に従って振動加速レベルや音圧レベルが増加する。図7(a)の音圧レベルで考えると速度乗則は約3乗(速度2倍で9dB増加)とな

り、転動音の速度乗則と合致する。

一方、図6(b)および(c)と図7(b)および(c)より、曲線相当の場合は直線相当とは様相が大きく異なる。台上試験では、低速の5km/hの時点で大きな車輪振動や車輪放射音が発生しており、実車試験よりも著しく大きいことがわかる。また、台上試験では、速度の増加に対して車輪振動や車輪放射音が飽和する場合や減少する場合も見られる。実車走行試験では、速度の増加に対して車輪振動や車輪放射音が増加する傾向にあり、車輪振動の2kHzの結果であれば15km/h以上で台上試験と実車走行試験の結果が同程度の大きさとなる場合がある。

3.4 主要な周波数におけるヨー角依存性

図8は図6の結果を基に台上試験の車輪振動についてヨー角で整理した結果である。

この結果より、角度がわずかに付くだけでも車輪振動が著しく増大することがわかる。内軌相当か外軌相当かに関係なく、0°→0.5°の変化よりも0.5°→1°の変化の方が増加量が小さく、特に2kHzでは振動加速度レベルが飽和する結果となっている。

4. 台上試験と実車走行試験の差異について

第3章で得られた結果を踏まえると、台上試験ではきしり音が発現する周波数を再現することは可能と考えられるが、車輪振動や振動に起因する放射音の大きさは速度帯や周波数により過大評価となる可能性がある。

ここで、図9(a)に台上試験と実車試験で使用した車輪の振動特性を示す。この結果は衝撃加振試験により得られた結果である。図9(a)より、両者の振動特性はほぼ一致しており、車輪が異なることによる差異ではないことがわかる。

したがって、この差異は車輪・レール間に作用する力が異なることに起因すると考えられる。その要因として、①台上試験と実車試験でヨー角(アタック角)が異なる可能性があること、②摩擦係数が異なる可能性があること、③台上試験は軌条輪を使用していること、が挙げられる。

①のヨー角(アタック角)については、実車試験の当該曲線では30km/h以下であれば0.5°～1°程度であることがわかっており、図8に示すヨー角による差を考えると、その影響は小さいと考えられる。

②の摩擦係数については、乾燥と湿潤のような違いであれば摩擦係数も大きく異なり、きしり音は劇的に変化する²⁾。台上試験は5月に室内で実施し、実車走行試験は7月に屋外で実施したという差はあるが、両試験とも気温25～30℃、湿度70～100%で共に乾燥状態である。そのため、摩擦係数に大きな違いは無いものと考えられる。

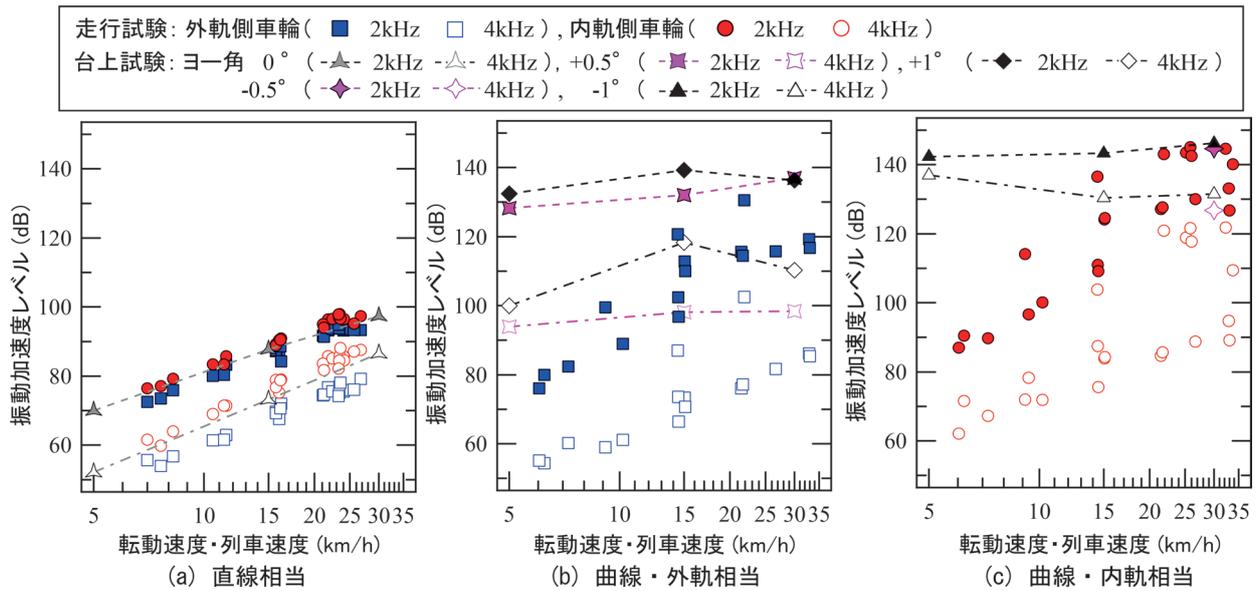


図6 主要な周波数の車輪振動の速度依存性

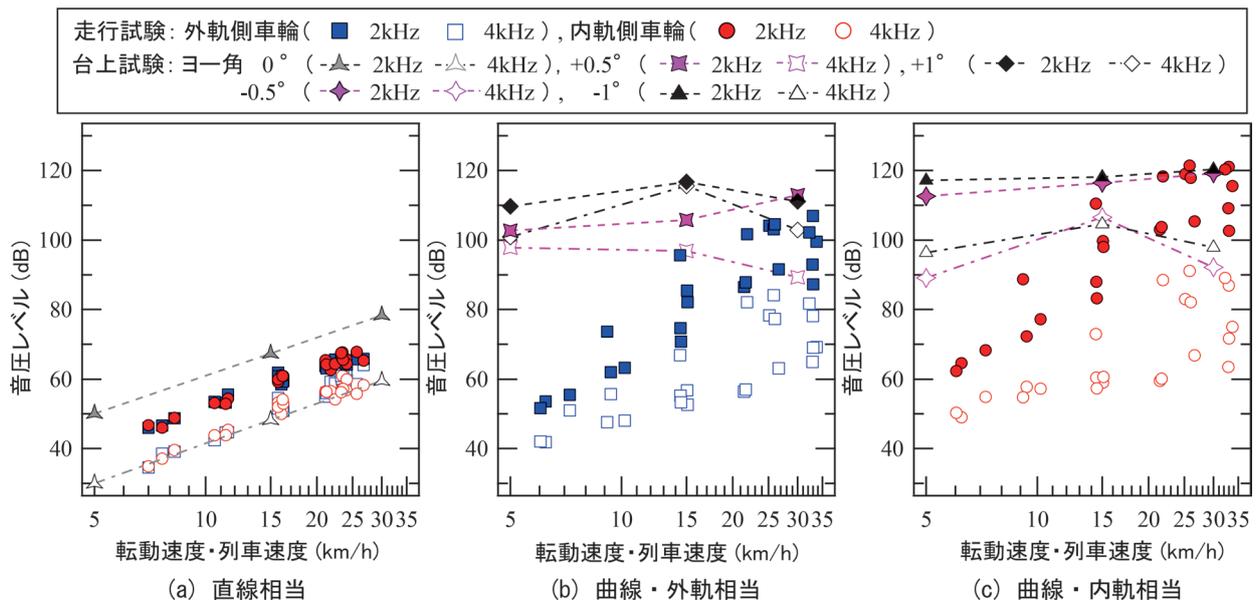


図7 主要な周波数の車輪放射音の速度依存性

③については、図10に示すように、軌条輪とレールとで構造自体が大きく異なる。図9(b)および(c)に示す振動特性をみると、レールには明確なピークが存在しない一方で、軌条輪には明確で大きなピークが存在する。

図9(a)および(c)に示す車輪と軌条輪の振動特性をみると、例えば2kHz周辺では、車輪と軌条輪は極めて近い周波数においてピークを持つ(すなわち、近い固有振動数を持つ)ことがわかる。3.1節で述べた台上試験の車輪振動の測定結果(図4)を見ると、2kHz周辺で軌条輪の固有振動数に起因すると考えられる周波数においてピークが観測される。一方で、実車走行試験の2kHz周辺では、2kHzを除きピークはほとんど観測さ

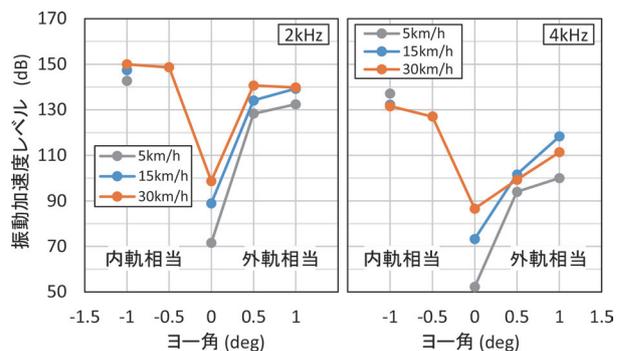
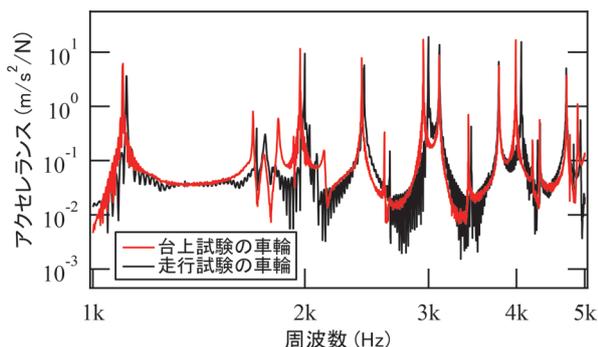
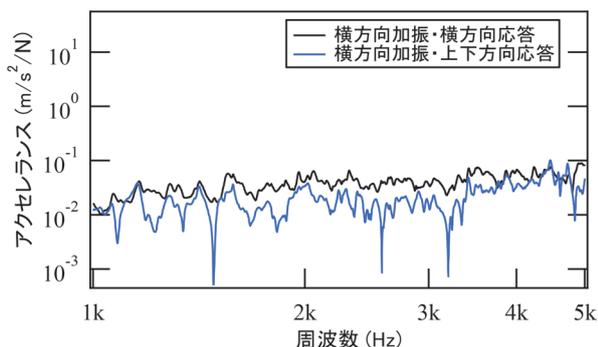


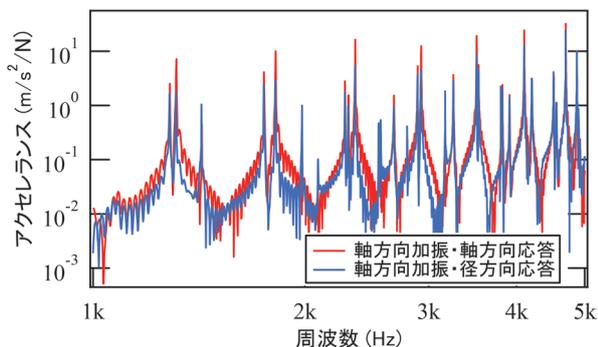
図8 車輪振動のヨ一 角の依存性



(a) 車輪のタイヤ部を軸方向に加振した場合の各車輪の加速度センサの応答



(b) レール頭頂面付近を加振した場合の応答



(c) 軌条輪のレール頭頂面相当付近を加振した場合の応答

図9 車輪・レール・軌条輪の振動特性

れない。

ここで、鉄道総研が研究を進めているきしり音に係る解析モデルの概略図⁴⁾を図11に示す。このモデルでは、車輪とレールの振動が相互に影響する。そのため、車輪振動に対してレール（あるいは軌条輪）の振動特性が影響する可能性を示している。なお、本解析モデルの妥当性については、縮尺模型での検証により解析モデルと実験結果が概ね一致する結果が得られている⁴⁾。また、縮尺模型実験の結果であるが、レールに相当する側の振動特性を変更することで、車輪に相当する側の振動が変化することを確認している⁵⁾。

以上のことから、台上試験と実車走行試験の差異は、レール側の振動特性に起因する可能性がある。現在、台上試験におけるパラメータをこの解析モデルに導入し、



(a) 台上試験

(b) 実車走行試験

図10 レール側の構造の違い

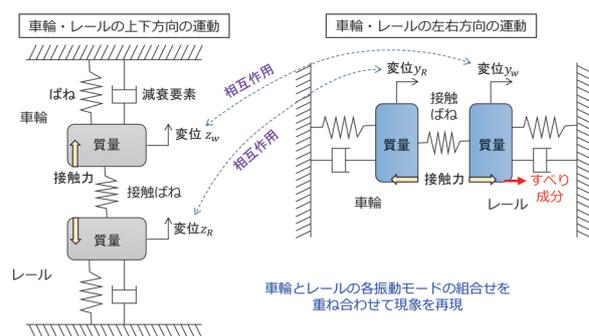


図11 きしり音の解析モデルの概略図

きしり音に係わる車輪振動の大きさや周波数の整合性について検討を進めている。

5. まとめ

実物輪軸を用いて軌条輪上での台上試験を行い、きしり音と関連する車輪振動の評価を行った。また、実車走行試験との整合性について検証を行った。以下に得られた知見を示す。

- ・台上試験ではきしり音が発生し、2kHz付近や4kHz付近等で大きいことや、内軌側車輪が大きい傾向を確認した。これらの特徴は、実車試験でも観測された。
- ・台上試験では、速度やヨー角（アタック角）の増加に対してきしり音や車輪振動は一樣に増加せず、飽和する傾向や減少する傾向も見られた。
- ・車輪振動や車輪放射音に関して、実車走行試験では観測されない周波数のピークが台上試験で確認された。これは、軌条輪の振動特性が影響した可能性がある。
- ・実車走行時のきしり音に関する評価は、台上試験により可能であると考えられる。ただし、発生する周波数は一致するが、車輪振動や車輪放射音の大きさは過大評価となる可能性がある。

文 献

- 1) 土井久代：車輪とレール間のクリープ力, RRR, Vol.65, No.8, pp.6-9, 2008
- 2) 清水康博, 末木健之, 川口二俊, 北川敏樹, 金元啓幸, 葛田理仁：実車を用いたきしり音の特性に関する実験的検討, 鉄道総研報告, Vol.35, No.6, pp.6-17, 2021
- 3) 川口二俊, 末木健之, 北川敏樹：高速鉄道の曲線区間で発生する高周波音の音源別寄与度評価, 鉄道総研報告, Vol.34, No.3, pp.41-46, 2020
- 4) 末木健之, 清水康博, 北川敏樹：回転二円板装置を用いた鉄道のきしり音に関する検討（物理モデル編）, Dynamics and Design Conference 2021 (D&D2021) 講演論文集, No.316, 2021
- 5) 清水康博, 末木健之, 北川敏樹：回転二円板装置を用いた鉄道のきしり音に関する検討（実験編）, Dynamics and Design Conference 2021 (D&D2021) 講演論文集, No.317, 2021

列車走行時に発生する低周波圧力変動の発生源の解明

宇田 東樹* 小方 幸恵*

Identification of Aerodynamic Pressure Fluctuation Generated from Trains

Toki UDA Yukie OGATA

It is known that pressure fluctuations including infrasound are radiated from intermediate vehicles of Shinkansen trains. Previous studies have shown that infrasound consists of the aerodynamic and structure-borne components, and the aerodynamic component is originated in high-speed airflow around vehicles. The mechanism of generating the aerodynamic component, however, has been remained unclear. In this paper, a new methodology applicable to railway field tests is proposed to evaluate low-frequency aerodynamic sound less than 100 Hz. More than 100 trains were measured and ensemble-averaged, and it was shown that low-frequency aerodynamic sound was locally distributed along each whole section between two adjacent bogies and pantograph sections.

キーワード：空力音，低周波圧力変動，現地試験，リニアアレイ，台車部

1. はじめに

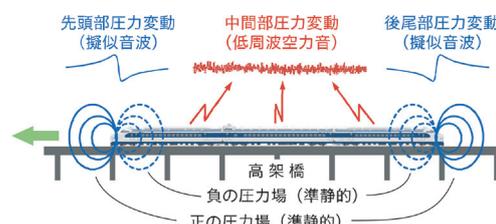
1.1 研究背景および先行研究

トンネルのない明かり区間を列車が高速走行すると、100Hz以下の低周波の成分を含んだ圧力変動が放射される¹⁾²⁾。この圧力変動は、振幅・持続時間あるいは周波数等の条件によっては周辺家屋の窓や建具のガタツキを生じることがあり、特に5~20Hzの周波数では顕在化しやすい³⁾。また、圧力変動の波長は数m~数十mに達し、防音壁のかさ上げなど地上側の対策を行っても十分な低減効果は期待できない。このため、圧力変動の発生源である車両側の対策が必要である。

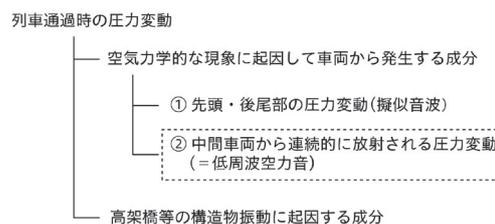
鉄道沿線で観測される100Hz以下の圧力変動は、車両まわりの高速気流によって生じる空気力学的な現象に起因する成分と高架橋等の構造物振動によって生じる成分が複合したものと考えられるが、両者の発生メカニズムは大きく異なる。はじめに、前者の空気力学的な成分について説明する。先行研究¹⁾²⁾によれば、この成分を現象面から切り分けると、①先頭・後尾部の圧力変動、②中間車両から連続的に放射される圧力変動、の2つで構成されることがわかっている(図1)。①は、先頭・後尾部に形成される準静的な圧力場が列車とともに移動することで発生する擬似音であり、地上に固定された観測点ではパルス状の圧力波として観測される。このパルス状の圧力波は、先頭・後尾部の断面積変化率および列車断面積によって決まり、低減対策を講じることは容易ではないが、圧力波の振幅は距離の2乗に反比例してすみやかに減衰する性質をもつ⁴⁾⁵⁾。②の中間車両から連

続的に放射される圧力変動については、鉄道沿線の現地試験にもとづく周波数特性や距離減衰特性の分析により、30Hz前後に極大をもつこと、遠方まで伝わりやすい線音源状の音波の性質を有していることが明らかになっている¹⁾。しかし、対象とする音波の波長が10m以上に及ぶため、発生源を明確に特定することはできていない。

一方、列車が高架橋等の構造物上を高速走行する際に発生する成分については、車輪とレール間で生じた加振力によって構造物が振動して発生することがわかっている⁶⁾。また、空気力学的な圧力変動と構造物音の寄与度については、31.5Hz帯以上の周波数帯は構造物音が大きく、25Hz帯以下では空気力学的な圧力変動の寄与が大きいとの示唆が現地試験により得られている²⁾。



(a) 車両から発生する低周波圧力変動の模式図



(b) 列車通過時の圧力変動の構成

図1 列車通過時の圧力変動

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

1.2 本研究の対象と目的

先行研究をふまえ、列車が高速走行する際に発生する圧力変動に関して、車両まわりの高速気流に起因して中間車両から放射される圧力変動を本論文の研究対象と定める。この圧力変動は、列車が観測点を通過する際に連続的に放射され、音波の性質を有していることから以下では低周波空力音と呼ぶ。

本研究では、100Hz以下の低周波空力音の計測評価法を提案し、実車両を対象とした現地測定により、発生源の特定を試みた。また、鉄道の沿線環境では窓や建具のガタツキやすい5~20Hzの周波数帯を評価対象とすることがあるため、この帯域に着目した考察も行う。

2. 現地試験による低周波空力音の測定

2.1 試験概要

本研究では、低周波空力音を対象とするため、構造物音の無視できる条件が望ましい。そこで、新幹線沿線の土工区間（高架橋等の構造物がない平地構造の明かり区間）を測定箇所を選定した。軌道構造はスラブ軌道である。測定点の周囲に音場を乱すような大きな構造物はなく、測定点付近の約30mに限っては部分的に防音壁のない区間である。

2.2 低周波空力音の音源探査

本研究では数Hz程度の超低周波音域を計測することのできるマイクロホン（超低周波音圧レベル計、リオン製 XN-1J）をレール方向に多点配列してアレイ（以下、リニアアレイと呼ぶ）を構成し、低周波空力音の音源探査を試みた。リニアアレイの最大展開領域は測定地点の制約からレール方向に28mとした。マイクロホンをレール方向に配列することで車両の進行方向に沿った音源分布が得られる。ただし、本リニアアレイはレール方向のみに展開しているため、鉛直方向には分解能はもたず、車両の上部と下部の音源識別はできない点に注意する。

2.3 列車速度と列車位置の検知方法

低周波空力音の音源探査においては、移動する列車の位置・速度とマイクロホンのデータを正確に同期させる必要がある。通常は、車輪の通過を検知する車軸検知装置をレールに取り付けることが多い。しかし、本研究における現地測定は測定期間が長期にわたると予想されたため、保安上の点から軌道内に立ち入る必要のない方法をとる必要がある。そこで、さく外から光電センサを用いた列車位置検知を行った。

使用した光電センサ（オムロン E3Z-LT66）は、送信側から照射するLEDダイオードによる赤色光を受信側のセンサで受け取る遮断・透過型である。最大反応距離

は60mであるため、上下線の軌道を挟んで光が十分に届く性能を有している。また、光電センサの遮断時応答速度は1ms以下であり、応答速度の遅れによる列車位置のずれは無視できる。光軸はレールレベルから1m程度の高さに設定したため、車両の最先端のノーズ点とは一致しない。そこで、列車位置の決定に際しては、車両によって光が遮断された時間の中心点を列車編成中心の基準点とし、列車速度から列車の最先端ノーズ位置を決定した。また、列車速度は地盤振動計（リオン製 VM-53A）による列車通過時の鉛直方向振動レベルを自己相関解析⁷⁾により求めた。

2.4 測定機器配置

図2に測定箇所付近の様子、図3に現地の測定機器配置図を示す。測定項目は以下の2つである。

(1) 低周波音

リニアアレイを構成する音源探査用の超低周波音圧レベル計は、図3のSS1~SS15に示すように、上り線の近接側軌道中心から12.5m離れ、レール方向に2mピッチで15本（全長28m）設置した。低周波音の測定は自然風の影響を受けやすい点を考慮し、いずれのマイクロホンも全天候型ウィンドスクリーンを装着した状態ではほぼ平坦な稲田の地面上に直置きした。

(2) 光電センサおよび地盤振動計

光電センサは送信側を下り線側フェンス付近、受信側を上り線側フェンス付近に設置した。光軸のずれや外乱による測定不良に備えて光電センサは2組セットした。地盤振動計も受信側光電センサの近傍に設置した。



図2 低周波空力音の測定地点

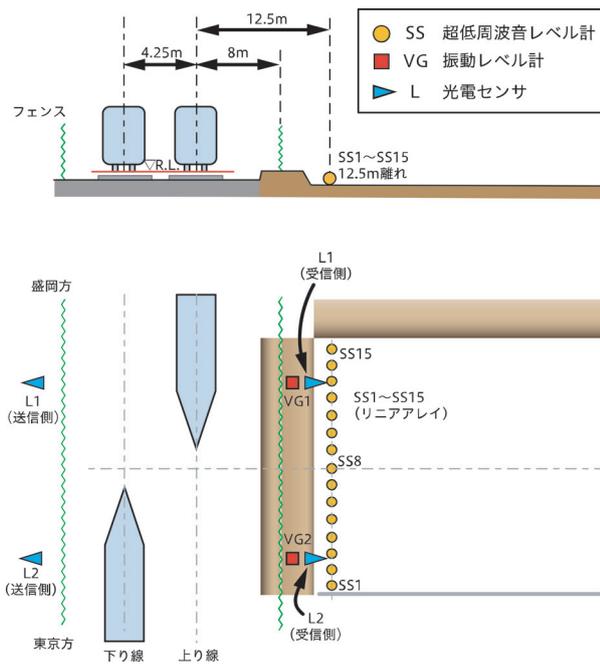


図3 低周波空力音の測定機器配置図

2.5 データの分析方法

リニアアレイによって測定した音圧を用いて、式(1)にもとづいた移動音源に対するビームフォーミング処理により音圧変動を計算した。

$$b_j(t) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M r_{mj}(t) p_m \left(t + \frac{r_{mj}(t)}{c} \right) \quad (1)$$

$$B_j(t) = b_j(t) / r_0$$

ここで、 $b_j(t)$: 照準点 j による遅延と処理後の音圧変動、 M : マイクロホン数、 $r_{mj}(t)$: 照準点 j とマイクロホン m との距離、 p_m : マイクロホン m で観測された音圧、 c : 音速、 $B_j(t)$: リニアアレイの設置位置に換算した遅延と処理後の音圧変動、 r_0 : アレイ中心と音源面との距離 (12.5m) である。照準点の位置は、高さ方向がレールレベル、レール方向は列車の走行速度によらず 0.4m 刻みに設定し、離れ方向は上下線の軌道中心に設定した。

各列車に対して求めた音圧 $b_j(t)$ をもとに 1/1 オクターブバンドで周波数分析し、音圧レベルを算出した後、同一の車両型式、同程度の列車速度で算術平均し、各車両型式の音源探査結果とした。

2.6 リニアアレイマイクロホンの指向特性

式(1)にもとづき、本試験で用いたリニアアレイの指向特性 (片側 -3dB 分解幅) は、8Hz 帯 : 22m, 12.5Hz 帯 : 10m, 16Hz 帯 : 7.4m, 20Hz 帯 : 5.8m, 25Hz 帯 : 4.5m, 31.5Hz 帯 : 3.6m である。一車両の長さが 25m,

隣接 2 台車の中心間距離が 7.5m であることを考慮すると、8Hz 帯については一車両長さ程度の音源分解能である。16Hz 帯以上については、車両間に存在する音源を互いに分離する性能は有しているが、隣接 2 台車の音源を分離できる性能はない点に注意する。

3. 低周波空力音の発生源

3.1 音源の特定に必要な列車本数

移動音源に対する音源探査を行う際、列車の進来に合わせて音源探査の照準点を移動させて周波数分析の平均回数を確保することが多い。しかし、低周波音を分析対象とする場合、分析したい周波数の音波の周期が長いために、このような平均化を施すことは難しい。例えば、リニアアレイを用いて 320km/h で通過する音源を見通し角 45 度の範囲で追尾すると、追尾できる時間は $(2 \times 12.5 \times \tan(45^\circ/2)) / (320/3.6) = 0.116$ 秒となる。これは、1kHz の音源であれば音波の 100 波分となるが、20Hz の音源では高々 2 波分にしかならず、列車のような移動音源の低周波数域を対象とした音源探査の測定精度を落とす大きな要因となる。したがって、移動音源に対する低周波数域の分析では、平均回数を確保して周波数分析のばらつきを抑える必要がある。一般に、平均回数の平方根に反比例して標準偏差が低減する。仮に 1 列車あたり 4dB の偏差をもつ車両について、音源の同定精度を 1dB 以内に収めるためには少なくとも 16 列車以上の平均が必要と見積もられる。以上の検討をもとに、本研究では実際の列車を対象に、同一形式・同一速度の列車測定本数を変化させて音源位置の同定精度のばらつきを把握した。

図 4 は 2.5 節に示した手法で求めた列車通過時の音圧レベル変動について、1/1 オクターブバンドの 16Hz 帯を例にとって平均列車本数に対する依存性を示したものである。図中の細線は測定した列車それぞれに対応する音圧レベル変動、太線はそれらを算術平均した音圧レベル変動である。車両は 10 両編成、平均列車速度は約 310km/h である。同図より、4 本程度の平均列車本数では音圧レベルのばらつきが大きく、音の発生源を明確に特定することができないが、平均本数を増加させるとばらつきが徐々に抑えられ、64 列車の算術平均をとると、車両長 25m おきに周期的なレベル変動のピークが明確に認められるようになる。これは、列車通過時の低周波空力音を精度よく評価するには数本程度の平均本数では不十分であることを例証している。当該測定場所における列車通過時の音圧レベル変動は標準偏差で 4dB 以下に収まることが確認されているため、16 列車以上の平均本数を確保するとリニアアレイの音圧レベルが 1dB 以内の推定誤差に収まると考えられる。

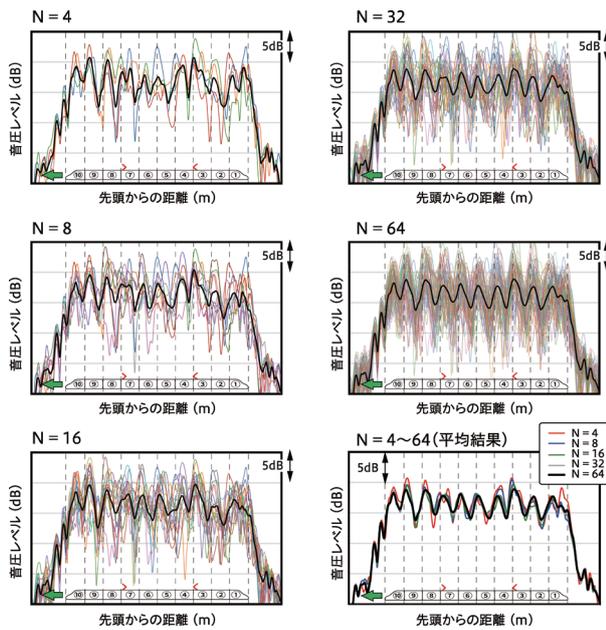


図4 平均列車本数（図中のN）による列車通過時の音圧レベル変動の違い（16Hz帯）

表1 分析列車の条件

図番号	上下	平均列車速度	平均列車本数
図5	下り列車	312 km/h	133 列車
図6	下り列車	270 km/h	45 列車 (A系) 19 列車 (B系)

3.2 低周波空力音の発生源

低周波空力音のレベル変動について、代表的な車両形式を対象に、(1) 63Hz帯に関する考察、(2) 16Hz帯（5～20Hzの高周波側）に関する考察、(3) 8Hz帯（5～20Hzの低周波側）に関する考察、(4) 異なる車両形式の比較、の順にそれぞれ説明する。図5および図6における分析列車の詳細は表1に示す。なお、列車本数の制約により図5は312km/h、図6は270km/hの結果となっているが、いずれも車両まわりの流れは十分に発達した乱流となっており、両者の知見は一般性を失わないと考えられる。

3.2.1 63Hz帯における特性

定性的な理解のため、図5に示したレベル変動図の63Hz帯を参照する。平均列車本数は133本、平均通過速度は312km/hである。顕著なピークは、列車先頭部と併結部付近、3号車・7号車および12号車・16号車の集電装置（同図中の車両屋根部の赤折れ線部分、パンタグラフ本体および遮音板）付近に認められる。また、編成全体にわたって、列車先頭から後尾に向かうほど音圧レベルが小さくなる傾向がある。この傾向は上り線の場合にも同様であった。これは、車両床下と地面の間に

形成される乱流境界層が1～2両目にかけて急速に成長し、それ以降もわずかながら発達を続けるため、乱流境界層の発達状況に対応して台車部付近の流入流速も減少することによると考えられる。なお、先行研究^{8) 9)}によれば、車両側から観測した車両床下の流速は2～3両目でほぼ一定になる車両形式も存在するが、4両目以降の流速がわずかに低下し続ける車両形式もあることがわかっている。また、これらの基本特性は31.5Hz帯についても同様である

3.2.2 16Hz帯における特性

建具のガタツキやすい周波数である5～20Hzのうち、高い周波数に対応する1/1オクターブバンド16Hz帯（下限周波数11.3Hz、上限周波数22.6Hz）に着目する。

図5の16Hz帯の結果を参照すると、ピークが観測される低周波空力音の発生源は、いずれも車両と車両の間に存在することがわかる。したがって、車両間隙部を含め、台車部付近が発生源であると考えられる。さらに詳しくみれば、発生源が各車両の前位側台車部付近に位置する傾向もわかるが、この原因については現時点では判明していない。また、集電装置位置（同図中の車両屋根部の赤折れ線部分、パンタグラフ本体および遮音板）においても音圧レベルのピークは増大しており、16Hz帯の低周波空力音は集電装置からも発生していると考えられる。他の台車部付近のピークレベルに対する増分は3dB程度であることから、台車部付近で発生する低周波空力音と集電装置から発生する低周波空力音は同程度の大きさと推定される。一方、図6の16Hz帯を参照すると、集電装置部の音源は、他の台車部付近とほぼ同等であるとわかる。このような併結編成と単独編成にみられる違いは、集電装置から発生する低周波空力音の大きさが異なるためではなく、編成長の長い方が車両床下の乱流境界層が発達し、台車部付近の低周波空力音が低下するためと考えられる。

3.2.3 8Hz帯における特性

8Hz帯（下限周波数5.66Hz、上限周波数11.3Hz）を参照する。発生源は先頭・後尾部および併結部であり、この周波数帯においては、列車の断面積変化が生じるこれらの部位に起因する圧力変動が支配的であることがわかる。

3.2.4 車両形式別の比較

A系編成とB系編成の車両別比較結果を図6に示す。走行速度はいずれも約270km/hであるが、台車側面のカバー形状、車両間隙部（隙間：500mm）のフサギ状況やパンタグラフ部の形状が異なる。A系編成の台車側面のカバーは車両側面の下部まで完全に覆われたフルカバー形状であり、車両間隙部のフサギについても車両上面・側面・側面下部ともに平滑化されている。一方、B系編成の台車側面のカバー高さはA系編成と比べて

400mm程度短く、車輪の下半分が見通せる形状である。車両間の間隙部も側面を除き、開放された形状となっている。

同図より、63Hz帯の結果では、車両全体にわたってB系編成に比べてA系編成の音圧レベルが小さいことがわかる。この傾向は16Hz帯や31.5Hz帯でも同様で

あり、低周波空力音はA系編成の方が小さい。また、建具のガタツキやすい周波数5~20Hzに対応する16Hz帯は先頭・後尾・台車部のいずれもA系編成の方が音圧レベルは小さいことがわかる。これらの違いを詳細に議論するには台車部・車両間隙部付近の詳細な要素試験や車両全体の床下流れに関する数値解析が必要と考え

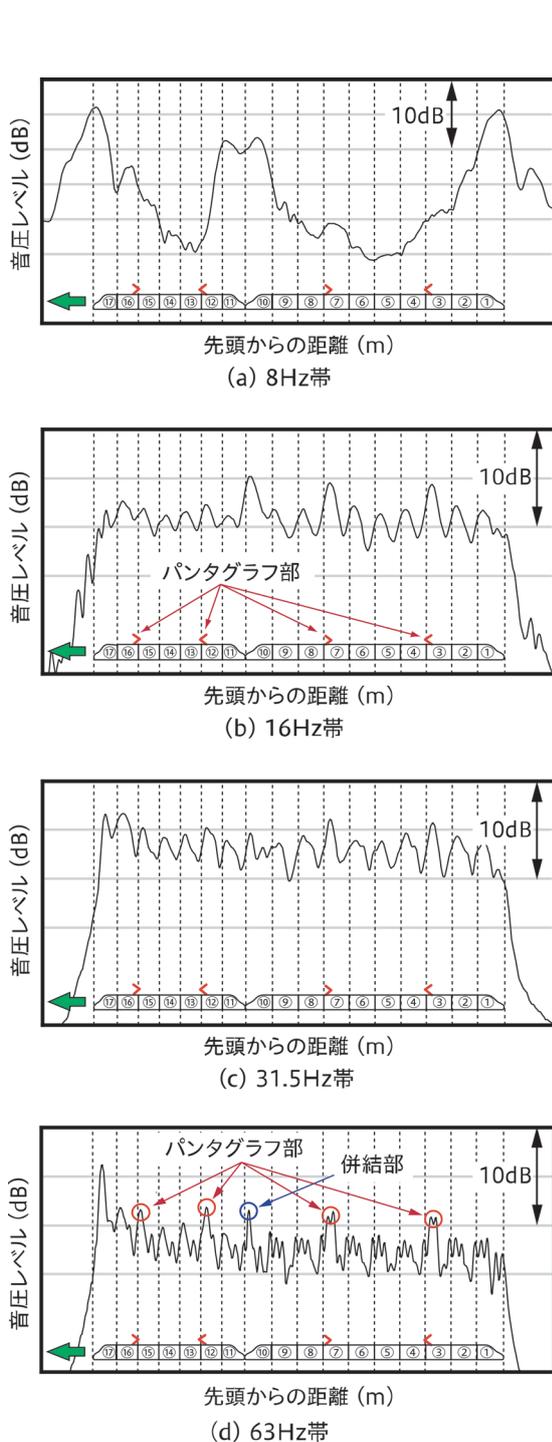


図5 列車通過時の圧力変動
(列車速度 300km/h 以上, 133 列車平均)

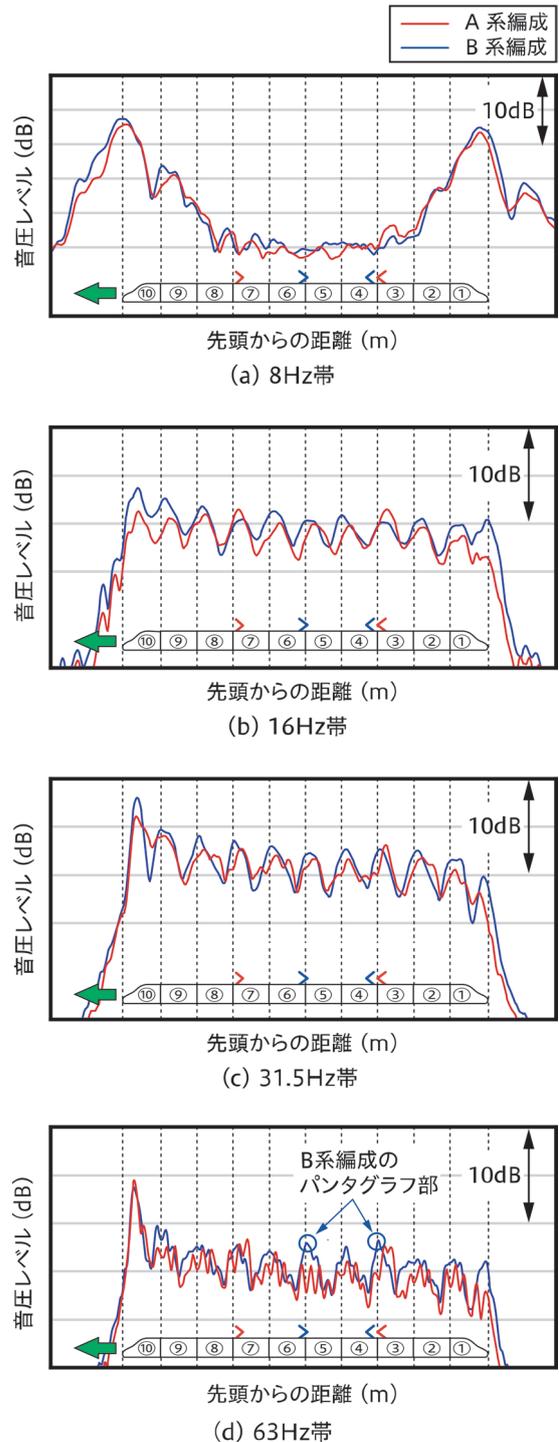


図6 270km/hで走行する2つの車両の圧力変動の比較
(パンタグラフ位置はA系編成が3号車と7号車、B系編成が4号車と6号車)

られるが、車両床下の流速分布の違い以外で推察できることとして、①台車カバー形状の違い、②車両間隙部のフサギ状況の違いが挙げられる。①については、A系編成とB系編成は台車カバーの形状が異なり、A系編成の台車カバーの方がB系編成より台車部を覆う面積が大きく、広範な周波数帯にわたって低周波空力音の発生が抑制された可能性がある。②についても、車両間隙部がほとんど平滑化されているA系編成の方が車両間隙部から発生する空力音が小さく、低周波空力音が小さくなったと考えられる。

以上の一連の考察から、車両の中間部から放射される低周波空力音の発生源は台車部付近（車間部含む）および集電装置であることがわかった。台車部付近の発生源のさらなる絞り込みは今後、詳細な模型実験等を通じて明らかにするべき課題であるが、台車部付近が音源とすれば、台車キャビティ空間によって誘起される圧力変動が要因となっている可能性が考えられる。

4. まとめ

車両まわりの高速気流に起因して中間車両から放射される圧力変動（低周波空力音）に関して、実車両を対象とした現地測定により、100Hz以下の低周波空力音の計測評価法を提案した。この手法を用いて、発生源の特定を試みた結果、以下の知見を得た。

- (1) 現地測定において、100Hz以下の低周波数域を対象とする場合、レール方向28m程度の広範な範囲にリニアアレイを展開したうえで、16列車以上の平均本数を確保すると標準偏差1dB以内の推定誤差に収まると考えられる。また、現行列車では4本程度の平均列車本数では音圧レベルのばらつきが大きく、低周波数域の発生源を明確に特定することができないことも確認した。
- (2) 1/1オクターブバンド8Hz帯（5～20Hzの低い側の周波数に対応）の要因は、先頭・後尾部および併結部における列車の断面積変化に起因して発生する圧力変動であると考えられる。
- (3) 1/1オクターブバンド16Hz帯（5～20Hzの高い側の周波数に対応）の低周波空力音は台車部付近（車間部含む）が発生源であると考えられる。車両まわりで乱流境界層が発達する影響により、列車先頭から遠ざかるほど音圧レベルは小さくなる。また、16Hz帯の低周波空力音は集電装置（パンタグラフ本体および遮音板含む）からも発生し

ていると推定される。

- (4) 1/1オクターブバンド31.5～63Hz帯の低周波空力音は、車両床下と地面の間に形成される乱流境界層の影響を受け、列車先頭から後尾に向かうほど音圧レベルが小さくなる傾向が認められた。

謝辞

本研究における走行試験の実施にあたり、東日本旅客鉄道株式会社の栗田氏、若林氏をはじめ関係者には多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げます。

文献

- 1) 高見創, 菊地勝浩, 前川博, 栗田健, 若林雄介: 高速列車が明かり区間を走行する際に生じる低周波音, 日本機械学会論文集B編, Vol.73, No.735, pp.2275-2282, 2007
- 2) 高見創, 菊地勝浩: 明かり区間走行時に生じる高速列車の低周波音分析, 鉄道総研報告, Vol.23, No.7, pp.5-10, 2009
- 3) 中野有朋: 超低音（聞えない音）—基礎・測定・評価・低減対策, 技術書院, 1994
- 4) 菊地勝浩, 内田一男, 中谷浩二, 吉田康夫, 前田達夫, 柳澤三憲: 三次元境界要素法による列車通過時の圧力変動解析, 鉄道総研報告, Vol.10, No.2, pp.47-52, 1996
- 5) 土肥哲也, 小川隆申: 列車まわりの近傍圧力場に関する理論的考察, 日本機械学会論文集B編, Vol.70, No.700, pp.3082-3089, 2004
- 6) 渡辺勉, 曾我部正道, 徳永宗正: 車両/軌道/構造物の各種パラメータが鉄道RCラーメン高架橋の部材振動特性に及ぼす影響に関する数値解析的検討, 土木学会論文集A2(応用力学), Vol.69, No.2(応用力学論文集Vol.16), pp.I_821-I_832, 2013
- 7) 太田達也, 後藤賢光, 福島昭則: 新幹線走行時の地盤振動波形を用いた走行速度の測定, 日本騒音制御工学会研究発表会講演論文集, 秋季, pp.297-300, 2012
- 8) 井門敦志: 車上側および地上側からの計測による車両床下流れの評価, 鉄道総研報告, Vol.23, No.7, pp.39-44, 2009
- 9) 宇田東樹, 若林雄介, 栗田健, 岩崎誠, 山崎展博, 井門敦志: スラブ軌道区間における新幹線車両下部の流速分布, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.830, DOI:10.1299/transjsme.15-00161, 2015

特集：騒音と空気力学的問題

音場情報を用いたマイクロホンアレイによる 新幹線台車部空力音の推定手法

山崎 展博* 中山 雅人** 西浦 敬信***

A Method to Evaluate Aeroacoustic Bogie Noise of Shinkansen High-speed Trains
by Considering Acoustic Field

Nobuhiro YAMAZAKI Masato NAKAYAMA Takanobu NISHIURA

Using a spatial distribution of the sound pressure level (SPL) obtained by a two-dimensional microphone array in a wind tunnel test, aeroacoustic bogie noise can be quantitatively estimated at measuring points. In such cases, it is necessary to appropriately consider noise generation and sound field with respect to various acoustic properties such as ground reflection and insertion loss of a bogie side cover. In this study, the transfer function between the integrated spatial distribution of SPL and results obtained by an omnidirectional microphone is calculated by a numerical method. The SPL of aeroacoustic bogie noise of Shinkansen trains can be estimated using this transfer function and compared with the results obtained in field tests.

キーワード：鉄道騒音，マイクロホンアレイ，伝達関数，音響数値計算，風洞試験

1. はじめに

高速で走行する新幹線車両から発生する空力音は大きな環境問題である。特に車両下部から発生する騒音（以下、車両下部音）は主たる騒音源の一つであり、長年その低減に関する研究が数多くおこなわれている¹⁾。既報²⁾では、風洞試験でマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の定量評価を行い、300km/hを超える高速域において台車部空力音の寄与が500Hz帯以下で大きくなるとの試算を行っている。今後更なる台車部空力音の低減対策を開発する際には、側カバーや地面が存在することによる音場状況を把握する必要がある。台車装置を格納する車体下部の凹部領域（以下、台車部キャビティ）と地面が存在するような状況では、台車部と観測点周りにおいて以下のような音場が形成されているものと推定される。

- (1) 地面による反射
- (2) 台車部キャビティ内壁における反射
- (3) 側カバーによる遮へい

(1) や (2) の影響については、音波が同位相に近い状態で重ね合わされた場合、観測点における音圧レベルが増幅する要因となる。一方 (3) の側カバーによる遮へい効果は観測点での音圧レベルの低減をもたらすものであるが、その遮へいの度合いは周波数に依存し、低周

波数域では効果が小さくなる。つまり、台車部キャビティ内部からの放射音は、反射による音圧レベルの増幅効果と側カバーによる遮へい効果の両方の影響を受けている。

既報²⁾で示した台車部空力音の推定法（以下、従来の推定法）では、マイクロホンアレイによって得られた音圧レベル分布（指向性音圧レベル分布）の積分値から無指向性マイクロホンでの測定結果に相当するスペクトルを算出する際の伝達関数について、無指向性マイクロホンで信号対雑音比が確保できるよう、先頭車両での台車部流入箇所におけるまくらぎ方向流速分布を模擬し、台車部側カバーを取り外した条件での風洞試験の測定値から求めている。この場合、台車部空力音の発生状況（音源、音波の伝播経路）は本来の側カバー設置時とは異なっており、台車部まわりの音場が正確に反映されない問題がある。そこで本報告では、キャビティ内で発生した音波が観測点に伝播する際の地面やキャビティの影響について音響実験による調査を行ったうえで、音場情報が指向性音圧レベルに与える影響を反映した伝達関数を用い、台車部空力音を定量的に推定する手法を提案する（以下、提案手法）。これにより推定手法のプロセスにある伝達関数の物理的意味（ここでは地面とキャビティによる反射、側カバーによる遮へい効果）を明示できるようにすることを目的とする。この提案手法の妥当性を示すため、推定された台車部空力音をもとに新幹線の車両下部音を算出し、現地試験結果との比較を行う。

* 環境工学研究部 騒音解析研究室
** 大阪産業大学
*** 立命館大学

2. 台車部まわりの音響特性調査試験

台車部キャビティ内部から車両側方の観測点へ伝播する音波の音圧レベルを調査するため、大型低騒音風洞の無響室において1/7縮尺車両模型を用いた評価実験を行った。台車部キャビティ内部のマイクロホンとスピーカーの位置関係を図1に示す。車両模型下部に新幹線車両の台車が収納されている台車部キャビティを模擬し、台車部キャビティの側カバーならびに地面の有無を変化させた場合の影響を調べた。Setup 0は無響室内に車両模型および地面を設置しない自由空間を模擬した条件である。Setup 1は車両模型を上下反転設置して地面のない状況を模擬した設置条件である。Setup 2は長さ7000mm、幅5500mmのステージ上に車両模型を通常の状態を設置した条件である。測定対象となる台車部キャビティの模型寸法は、1/7縮尺でレール方向長さ571mm、まくらぎ方向幅476mm（台車部キャビティ上面）、400mm（車体底面）である。

台車部キャビティ内部に存在する音源位置から車体側方の観測点へ伝播する音波を実験で再現するにあたり、台車部キャビティ内の音場を極力乱さないため、また十分なS/Nを確保するため相反定理を適用することとし、台車部キャビティ内の音源位置にマイクロホン、車両模型側方の観測点位置にスピーカー音源を設置した。座標系については、レール方向をx、地面から鉛直上方をz、台車部から観測点に向かう方向をyとする。x、y方向の原点は台車部キャビティ中心、z方向の原点は地面高さとする。音源の鉛直方向位置による影響を調べるため、台車部キャビティ内にマイクロホン（B&K社製 Type 4935、1/4インチ、受圧部直径約7mm、長さ65mm）をz=41, 71, 101mmの位置に配置した。マイクロホンで測定した時系列波形をデータレコーダー（TEAC社製 WX-7000）で記録し、スピーカーから放射した広帯域音（ホワイトノイズ）を対象として、m番目のマイクロホンでの受信音圧レベルL_mに対し、式(1)により音圧レベル差G_m[dB]を算出した。

$$G_m(f, z) = L_m(f, z) - L_{m,0}(f, z) \quad (1)$$

ここでL_{m,0}は自由空間（Setup 0）での無指向性マイクロホンにより測定した音圧レベル、fは現車換算後の1/3オクターブバンド周波数である。

台車部キャビティ内音源位置から風洞観測点までの音圧レベル変化について、地面ならびに側カバーの影響を図2に示す。地面が無い状態では、図2(a)と(b)の比較から、側カバーの遮へい効果によってほとんどの周波数帯で台車部キャビティ内から放射された音波が減衰することがわかる。一方、地面が存在し側カバーを設置

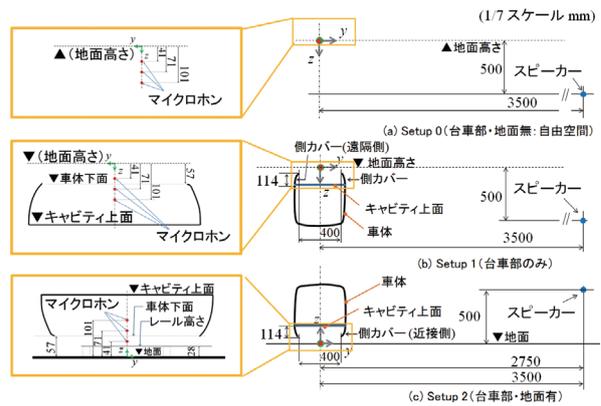


図1 台車部キャビティ内部のマイクロホンとスピーカーの位置関係

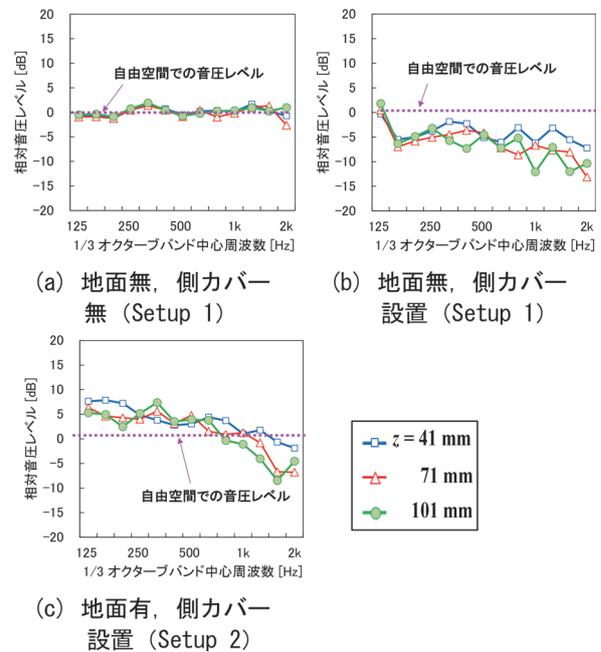


図2 台車部キャビティ内音源位置から風洞観測点までの音圧レベル変化

した場合（図2(c)）には、500Hz帯以下の低周波数域において、側カバーが無い条件よりも音圧レベルが増加する傾向がみられる。これは、側カバーの内壁を含む台車部キャビティ内壁と地面との間での多重反射が生じるためである。

3. 音場情報を反映した台車部空力音の推定法

3.1 推定手法の概要

本研究で提案する音場情報を反映した伝達関数を適用した台車部空力音の推定手法について説明する。車両模型、マイクロホンアレイ（風洞観測領域）ならびに現地観測点の位置関係を図3に示す。台車部キャビティ内に

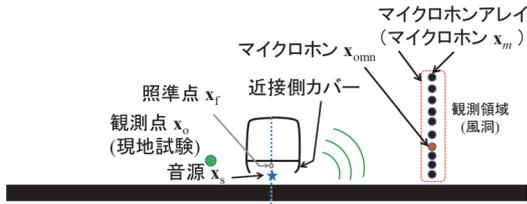


図3 車両模型、マイクロホンアレイ（風洞観測領域）ならびに現地観測点の位置関係

存在する音源、マイクロホンアレイの m 番目のマイクロホンおよびビームフォーミング解析時の照準点の位置ベクトルをそれぞれ \mathbf{x}_s , \mathbf{x}_m , \mathbf{x}_f とする。

本推定手法と従来の推定手法との相違点を以下に示す。従来の推定手法では、風洞試験でビームフォーミング解析³⁾により台車部周りの二次元的な指向性音圧レベル分布を計算し (Step 1)、次に台車部周りの一定領域内で指向性音圧レベルの積分値 (指向性積分音圧レベル) を算出する (Step 2)。実験的に取得した伝達関数を適用し、風洞観測領域内の位置 \mathbf{x}_{omn} における無指向性マイクロホンでの音圧レベルを算出する (Step 3)。位置 \mathbf{x}_{omn} については、車体のまくらぎ方向 (y 方向) 中心における下面高さを音源と仮定し、この音源位置から現地観測点 (レール近傍騒音測定点) を結ぶ延長線上とマイクロホンアレイ平面との交差点に近い位置とする。最後に点音源に対する距離の逆二乗則に従い現地観測点での音圧レベルを算出し (Step 4)、最終的に台車部空力音を推定する (Step 5)。

ここで Step 3 で求める伝達関数は、風洞試験において無指向性マイクロホンで S/N が十分確保できる台車部条件、具体的には新幹線の先頭車両における台車部流入箇所での流速分布を模擬し、台車の両側の側カバーを取り外した状態での実測値として求めている。このため、騒音の発生個所ならびに音響特性 (地面の反射や側カバーによる遮へいによる影響等) が側カバーを設置した条件とは異なるものと想定され、求めた伝達関数は実態に即していない可能性がある。また Step 4 では、無指向性マイクロホン位置 \mathbf{x}_{omn} と現地観測点間の模型縮尺比を考慮した距離の点音源に対する逆二乗特性を考慮しているのみであり、同じく地面や台車部キャビティの影響が考慮されていない。

そこで提案手法では、Step 3 で指向性積分音圧レベルに適用する伝達関数について、台車部周りの音響特性を反映した伝達関数を求め、音源の音響パワーレベルを推定する。つまり従来の推定手法では風洞観測領域上での音圧レベルを推定していたのに対し、提案手法では音源自体の音響パワーレベルを求めることとなる。さらにこの音響パワーレベルに対し同じく台車部の音場情報を反映した伝達関数を適用することで、現地観測点の音圧レ

ベルを推定する。これにより、地面反射や側カバーの遮へい効果が指向性積分音圧レベルに与える影響が明らかとなり、推定精度に対する信頼性が向上することが期待できる。

図3に示す台車部キャビティ内の音源位置 \mathbf{x}_s に音響パワーレベル L_w^c の無指向性点音源 (以下、仮想音源) が存在し、ここから放射される音波を車両側方の風洞観測領域に設置したマイクロホンアレイで観測する状況を考える。ここで L_w^c は台車部キャビティや地面での反射、遮へいの影響が無い空間 (以下、自由空間) において仮想音源から 1m 離れの位置で 0dB となる値に設定する。仮想音源から放射された音波は、台車部キャビティの内壁や地面の反射、風洞観測領域側に設置された側カバー (以下、近接側カバー) による遮へいの影響を受けた上で各マイクロホンに到達するものとする。台車部まわりの音場情報を考慮して求めた m 番目のマイクロホンでの受信音圧の複素フーリエスペクトルを $s_m^c(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m)$ とし、Delay and Sum 法³⁾により照準点 \mathbf{x}_f における指向性音圧レベル $L_d^c(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)$ を算出する。

$$s_m^c(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m, f) = s_m^c(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, f) e^{ikr_m^f(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m)} r_m^f(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m) \quad (2)$$

$$L_d^c(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f, f) = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{M^2 - M} \sum_{m \neq m'} s_m^c |s_{m'}^c|^* \right] + 94 \quad (3)$$

ここで f は周波数、 k は波数、 M はマイクロホンの総数、 r_m^f は照準点から各マイクロホン位置までの直線距離であり、地面や車両が存在しない自由空間での音波の伝播距離に相当する。また $*$ は複素共役を表す。この指向性音圧レベルは、位置 \mathbf{x}_s で音響パワーレベル L_w^c を持つ仮想音源から放射された音波に対して、マイクロホンアレイの指向特性 (照準点 \mathbf{x}_f) の影響を受けた状態での音圧レベルとなる。解析格子点上の一定領域 R に含まれる指向性音圧レベルのパワー和 L_1^c を算出する。風洞実験で得られた台車部空力音についても同様の考え方から指向性音圧レベルのパワー和 L_1^p を算出する。フーリエスペクトル s_m^c で想定している仮想音源の位置ならびに指向特性が風洞試験での空力音源と同一とみなせる場合、式 (3) で求めた仮想音源に対する指向性音圧レベル L_d^c のパワーと風洞試験の測定結果から得られる指向性音圧レベルのパワーは各格子点で比例関係となる。よって、音圧レベル分布内の指向性音圧レベルを積分した L_1^c , L_1^p についてもそのパワーは比例関係となる。なお、実際の空力騒音は台車部キャビティ内で空間的に分布していると考えられる。そこで台車部から放射される全音響パワーが仮想音源を 1 個と仮定した場合と変わらないとしたうえで、音響パワーが同一で複数の無相関な仮想音源が N 個

分布している状況を考える。この場合、複数の仮想音源を対象とした指向性音圧レベルの伝達関数 $L_1^{CT_{sd}}(f_{oct})$ は式 (4) で表される。

$$L_1^{CT_{sd}}(f_{oct}) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N 10^{\left\{ \frac{L_i^C(f_{oct}, \mathbf{x}_s^n)}{10} \right\}} \right) \quad (4)$$

ここで \mathbf{x}_s^n は、 n 番目の仮想音源の位置ベクトル、 T_{sd} は仮想音源の配列パターンを表す。同じく複数の仮想音源を対象とした現地観測点への伝達関数 $L^{\beta T_{sd}}(f_{oct}, \mathbf{x}_o)$ は式 (5) で表される。

$$L^{\beta T_{sd}}(f_{oct}, \mathbf{x}_o) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N 10^{\left\{ L^{\beta}(f_{oct}, \mathbf{x}_s^n, \mathbf{x}_o) / 10 \right\}} \right) \quad (5)$$

ここで $L^{\beta}(f_{oct}, \mathbf{x}_s^n, \mathbf{x}_o)$ は \mathbf{x}_s^n に仮想音源が位置する場合の観測点 \mathbf{x}_o における音圧レベルを表す。最終的な現地観測点 \mathbf{x}_o における音圧レベル P_{fin} は、式 (6) の通り推定できる。

$$P_{fin}(f_{oct}, \mathbf{x}_o) = L_1^B(f_{oct}) - L_1^{CT_{sd}}(f_{oct}) + L^{\beta T_{sd}}(f_{oct}, \mathbf{x}_o) + A(f_{oct}) + 10 \log_{10}(2) \quad (6)$$

ここで $A(f_{oct})$ は周波数重み付け特性 A に関する補正值、最終項は車間部通過時の騒音に 2 台車分の寄与が含まれることを考慮したものである。

3.2 数値計算による伝達関数の算出

3.1 節で述べた $s_m^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m)$ または L_d^C に適用する振幅及び位相情報については、仮想音源位置ならびに構成マイクロホンの位置に依存するため、これらの条件を網羅する多数のデータを実験的に得るのは困難である。一方数値計算による音場解析では多数の音源・マイクロホ位置の条件に対応した振幅及び位相情報を得ることが可能であり、解析手法としては境界条件の離散化による境界要素法 (Boundary Element Method, BEM) が有効である。提案手法では式 (2) に適用する音場情報を反映した複素フーリエスペクトル s_m^C を算出するにあたり、汎用計算ソフト SYSNOISE を用いて BEM による三次元解析を行った。数値解析時の台車部のモデル (メッシュ) を図 4 に示す。座標系として、風洞試験での主流方向、鉛直上方およびこれらに直交し車両から風洞観測領域に向かう方向をそれぞれ x , z , y の正と定義する。風洞試験で用いた 1/7 縮尺車両模型をベースとして、台車部中心から x 方向に $\pm 500\text{mm}$ の範囲を数値計算用にモデル化した。側カバー形状は実際に使用した湾曲形状を模擬した。ただし台車装置は模擬していない。

なお、本報告で記載する周波数はいずれも現車換算後

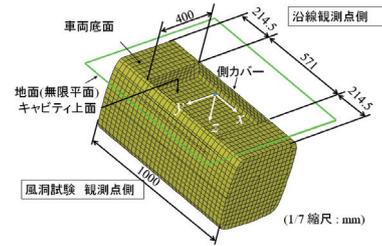


図4 台車部の計算モデル

の値で表したものである。メッシュ間隔は解析対象周波数の波長の 1/6 以下となるように設定した。音速は 340m/s に設定した。伝達関数 L_1^{CT} については、1/3 オクターブバンド周波数に対して 1 バンド内を常用対数で等間隔に分割した離散周波数での指向性積分音圧レベルのパワー平均により求めた。地面の影響については SYS-NOISE による計算の際、 $z=0\text{mm}$ に剛体平面を設定することにより考慮した。予備検討の結果を踏まえ全壁面の垂直入射反射率を 97% (音響特性インピーダンスを $27350\text{kg/m}^2\text{s}$ に設定) とする。なお、風洞試験における移流効果については、ノズル周りの自由せん断層による屈折の影響について、主流方向に平行なせん断層を仮定した補正を行っている⁴⁾。また、台車部とマイクロホンアレイの位置関係について、風洞試験では音波の移流をふまえてアレイの x 方向設置位置を台車中心から 0.5m 下流としている。よって数値計算においても風洞試験での状況に合わせてマイクロホンアレイ中心が $x=0.5\text{m}$ となる条件で計算を行った。現地測定点の位置 \mathbf{x}_o は現車スケールで $y=2.716\text{m}$, $z=0.6\text{m}$ であり、数値計算モデルにおける 1/7 スケールでの位置は $x=0\text{m}$, $y=-0.388\text{m}$, $z=0.0857\text{m}$ とした。また列車が現地観測点前を移動することを考慮し、現地観測点の伝達関数 $L^{\beta T_{sd}}$ の算出時には $x_o = -0.2, -0.1, 0, 0.1, 0.2\text{m}$ の条件で算出した結果のパワー平均値を算出した。式 (4), (5) に示す仮想音源の配置パターン \mathbf{x}_{sd} については、車両下面高さ付近で台車機器の位置する範囲、ならびに間隔が解析最大周波数である 400Hz の音波の波長の 1/7 の距離より小さくなることを考慮し、図 5 に示す通り $x_s = -0.25 \sim 0.25\text{m}$ (0.05m ピッチ), $y_s = -0.15 \sim 0.15\text{m}$ (0.05m ピッチ), $z_s = 0.032 \sim 0.107\text{m}$ (0.0125m ピッチ) の範囲に配置する。指向性音圧レベルの積分値を算出する際の積分領域 R については、 $x = -0.5 \sim 0.5\text{m}$, $z = -0.5 \sim 0.5\text{m}$ (0.1m ピッチ) の格子点領域とした。

3.3 伝達関数の空間分布特性

伝達関数 L_1^C 及び L^{β} の空間分布について、図 6 に示す解析領域において z 方向のパワー平均化を行った後の x - y 平面における周波数特性の比較を図 7, 図 8 に示す。図中の台車部キャビティ寸法は 1/7 スケールで表記した

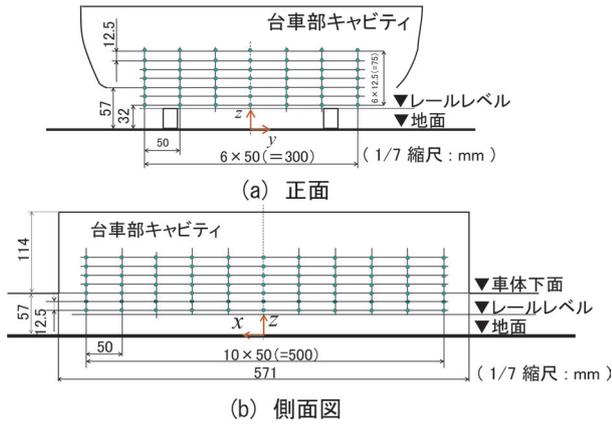


図5 台車部キャビティ内における仮想音源の配置

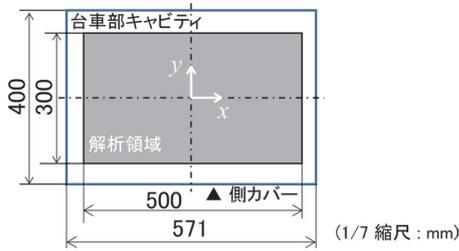


図6 伝達関数 L_1^C 及び L^β の空間分布の解析領域

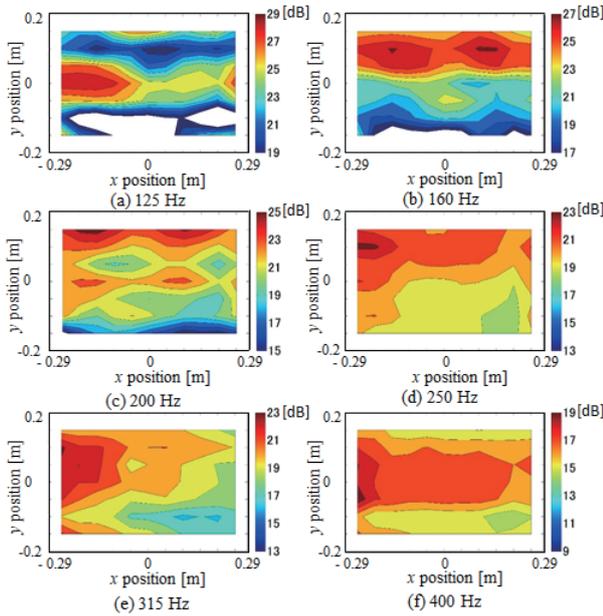


図7 伝達関数 L_1^C の空間分布 (鉛直方向での平均化処理後)

ものである。白で描画されている領域は、カラーバーで示す最大音圧レベルと比べて 10dB 以上小さいことを表す。250Hz 帯～400Hz 帯では空間的な変化が最大でも 10dB 以下となる一方で、125Hz 帯～200Hz 帯では y 方向に対して伝達関数の変化が大きくなる。このうち 125Hz 帯ではいずれの伝達関数でも y 方向中心で音圧

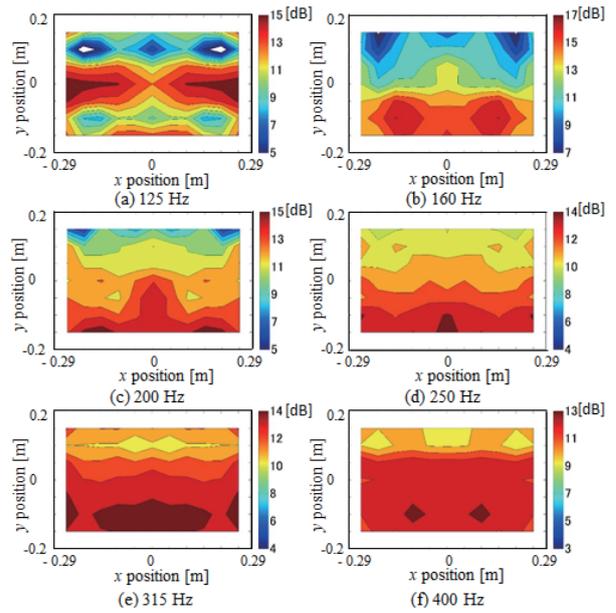


図8 伝達関数 L^β の空間分布 (鉛直方向での平均化処理後)

レベルが最大となる。一方 160Hz 帯では伝達関数 L_1^C では風洞観測領域側、伝達関数 L^β では現地観測点側で音圧レベルが最大となるなど、 y 方向に対して非対称性がみられる。これは台車部キャビティ内の仮想音源から風洞観測領域までの (近接側カバー下端部を回折する) 直接音と、地面あるいは台車部キャビティ内壁での反射音との音響的な干渉の影響を受けているものと考えられる。以上の結果から、伝達関数 L_1^C および L^β で低周波数域にみられる y 方向の空間分布は、地面、遠隔側カバーならびに台車部キャビティ上部壁面での反射波が影響しているといえる。

式 (4), (5) に従い空間積分を行って得られた伝達関数 $L_1^{CT_{sd}}$ および $L^{\beta T_{sd}}$ について、台車部周りの音場を考慮した場合と自由空間を想定した場合の周波数特性比較を図 9 に示す。自由空間を想定した場合の伝達関数 $L_1^{CT_{sd}}$ は周波数に対して単調減少し、 $L^{\beta T_{sd}}$ は周波数に依存せずほぼ一定となるため、伝達関数 $(-L_1^{CT_{sd}} + L^{\beta T_{sd}})$ は周波数に対して単調増加となる。なお自由空間における伝達関数 $L^{\beta T_{sd}}$ は、台車部キャビティ内における仮想音源の位置から現地観測点までの点音源に対する直線距離の逆二乗特性により約 8dB となる。これに対し台車部を考慮した場合、各伝達関数の周波数特性は台車部キャビティ周りの音場の影響を受けており、自由空間の場合とは異なり単調とはならない。また台車部まわりの音場を考慮した提案手法の伝達関数 $L_1^{CT_{sd}}$ および $L^{\beta T_{sd}}$ は自由空間の場合と比べて、いずれも 125Hz 帯～400Hz 帯の範囲で増加する。つまり、伝達関数 $L_1^{CT_{sd}}$ が示す台車部キャビティ内の音源の音響パワーに対応する指向性積分音圧レベル

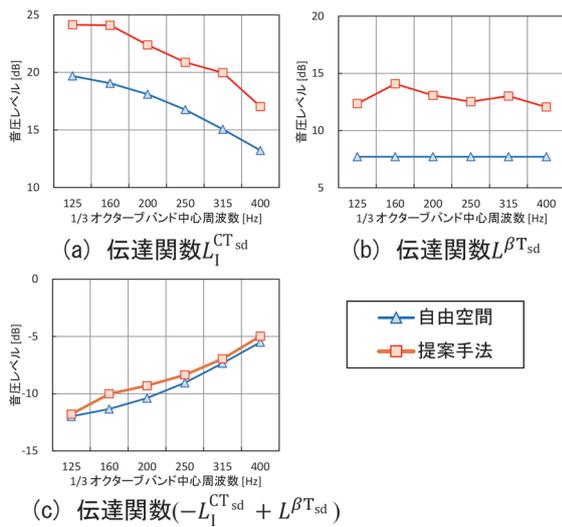


図9 各伝達関数の周波数特性

が地面や側カバーによる反射の影響により増加すること、また伝達関数 $L^{\beta T_{sd}}$ が示す台車部キャビティ内の音源の音響パワーに対応する現地観測点での音圧レベルが同じく地面や側カバーにより増加することがそれぞれ示されている。ただし、伝達関数 $(-L_1^{CT_{sd}} + L^{\beta T_{sd}})$ については両者の傾向がキャンセルされるため、沿線観測点での推定結果には大きく影響しない。

3.4 現地試験結果との比較

本推定手法により得られた台車部空力音と転動音とのパワー和により推定した推定車両下部音を、実際の軌道のレール近傍測定点で得られた新幹線の車両下部音（平均列車速度 310km/h）と比較した結果を図 10 に示す。図中 (A), (B) はそれぞれ本提案手法で台車部の条件を考慮した伝達関数により求めた台車部空力音、ならびにレール振動等の実測結果から TWINS モデル⁵⁾ により推定した転動音と車両機器音の成分である。また (a) は従来の提案手法に基づく台車部空力音²⁾ である。解析対象とした列車は、車体長約 25m、車体幅約 3.4m の車両が 8 両編成で運行されている車両である。レール近

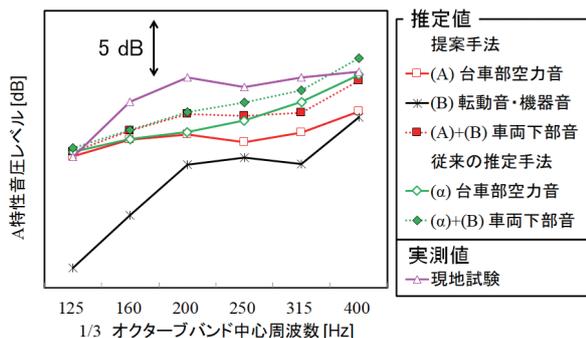


図 10 車両下部音に対する推定値と実測値との比較

傍騒音レベルの算出に際しては、レール近傍測定点（防音壁が設置されたスラブ軌道上で、観測点から車両の台車部が直接見通せる位置）において車両通過時に観測された時間重み付け特性 F での音圧レベルの時間波形に対し、先頭から 5-6 両目に位置する車両間隙部付近が通過する際の 150ms 間（列車速度 310km/h 時の走行距離約 13m）の平均音圧レベルを求めたうえで、4 列車分のパワー平均値を算出した⁶⁾。式 (6) で使用する風洞試験で得られる台車部空力音の指向性音圧レベル L^{β} については、台車の形状を精密に模擬したモデルを設置した状態で台車部の両側に側カバーを設置した条件で測定した結果を用いる。

従来手法では 160Hz 帯、200Hz 帯での実測値と推定値の差が 250Hz 帯以上での差に比べて大きく、400Hz 帯では過大評価となっているのに対し、提案手法では 160Hz 帯～400Hz 帯にかけて実測値と推定値との差がほぼ変化せず、スペクトルの形状がより実測値と一致している。なお、提案手法による推定結果が過小評価となる点については、現地測定点に設けられている防音壁による反射音の影響が風洞実験では考慮されていないことが要因の一つとして考えられる。以上のことから、提案手法による台車部空力音の推定結果は、現地試験結果と比較して妥当であると考えられる。

4. まとめ

風洞試験でマイクロホンアレイを活用して得られた新幹線台車部空力音の音圧レベル分布に対し、台車部から放射された音波の音場情報を考慮した伝達関数を適用したうえで、現地観測点における台車部空力音の音圧レベルを推定する手法を提案した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 500Hz 帯以下では側カバーの内壁を含む台車部キャビティ内壁と地面との間での多重反射が生じるため、台車部キャビティ内から発生する音波が車両側方に伝播する際の音圧レベルが自由空間の場合と比べて増加する。
- (2) ビームフォーミング解析に適用するための伝達関数について、250Hz 帯以上の比較的高周波の帯域ではまくらぎ方向の音源位置による影響が小さいのに対し、125Hz 帯～160Hz 帯の比較的低周波の帯域では変化が大きくなる。特に 160Hz 帯では伝達関数がまくらぎ方向に対して非対称となる傾向を示す。
- (3) 台車部キャビティや地面による反射の影響を考慮したうえで、提案手法によって得られた推定台車部空力音をもとに車両下部音を推定し、現地試験のレール近傍測定点で得られた車両下部音と比較

した。その結果、従来手法では160Hz帯、200Hz帯での実測値と推定値の差が250Hz帯以上での差に比べて大きく、400Hz帯では過大評価となっているのに対し、提案手法では160Hz帯～400Hz帯にかけて実測値と推定値との差がほぼ変化せず、スペクトルの形状がより実測値と一致することを示した。

文献

- 1) 山田晴夫, 井門敦志, 栗田健, 堀内雅彦: 車体下部吸音対策の評価試験, JR EAST Technical Review, No.22, pp.21-26, 2008
- 2) 山崎展博, 北川敏樹, 宇田東樹, 栗田健, 若林雄介, 西浦敬信: 新幹線の台車部から発生する空力音の実験的推定法, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.851, DOI: 10.1299/transjsme.17-00146, 2017
- 3) Flanagan, J.L., Johnston, J.D., Zahn, R. and Elko, G.W., "Computer-steered microphone arrays for sound transduction in large rooms," Journal of the Acoustical Society of America, Vol.78, No.5, pp.1508-1518, 1985.
- 4) Amiet, R.K., "Correction of open jet wind tunnel measurements for shear layer refraction," 2nd AIAA Aeroacoustics Conference, Paper No.75-532, 1975.
- 5) 北川敏樹, 長倉清, 栗田健: 高速走行時における車両下部音の音源別寄与度, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp.23-28, 2013
- 6) 山崎展博, 中山雅人, 西浦敬信: 音場情報を用いたマイクロホンアレイによる新幹線台車部空力音の推定手法, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.869, DOI: 10.1299/transjsme.18-00316, 2019

多点同時測定による構造物・地盤の振動特性と 地盤振動分布との関係性の評価

野寄 真徳* 横山 秀史* 津野 靖士**

Evaluation of Vibration Characteristics of Viaducts and the Ground with Relation between Those Characteristics and Distribution of Ground Vibration Using Simultaneous Multipoint Measurement

Masanori NOYORI Hidefumi YOKOYAMA Seiji TSUNO

Elucidating the mechanism of ground vibration is an important issue. In particular, there are many unsolved issues related to ground vibrations caused by trains, including interfere from multiple waves propagating through viaducts and the ground. Therefore, using simultaneous multipoint measurement data, we evaluated the vibration characteristics of the viaducts and the ground and the relation between those structural characteristics and distribution of ground vibration. The result of the evaluations of the vibration characteristics of the viaducts and the ground showed that variation of the vibration of the viaducts and the ground depends on the locations for measurement. It showed that the phase differences of the ground near pillars and the interference fringes of the ground vibration are related.

キーワード：地盤振動, 多点同時測定, 高架橋, 地盤, 干渉, 位相差

1. はじめに

構造物や地盤等の振動の伝播メカニズムの解明や、振動性状の詳細な把握を目的として、測定対象物に設置した多数の振動計を同期させて構造物や地盤の振動測定（以下、多点同時測定）が行われることがある。

鉄道においても、高架橋近傍地盤で多点同時測定を行い地盤振動の波動伝播特性を検討した例¹⁾や、鉄筋コンクリート（以下、RC）鉄道高架橋で多点同時測定を行い構造物音に関わる振動特性を把握した例²⁾等が報告されている。これらの列車走行に伴う構造物及び地盤の振動（以下、鉄道振動）の多点同時測定の既往の事例では、鉄道構造物または地盤のいずれかに特化した測定が行われた。しかし、鉄道振動の現象解明のためには、鉄道構造物と沿線地盤の同時測定により、鉄道構造物と地盤の振動特性の相互的な関係性を含む鉄道振動の伝播性状を把握する必要がある。

鉄道振動の振動源となる列車はほぼ同一の車両が複数連結されて走行しており、加振の規則性が高い。また、列車長は仮に4両編成であっても80m程度で、通常的环境振動評価点までの距離（軌道中心から10~25m程度）や一般的な高架橋のセット長（20~30m程度）よりも十分に長く、鉄道振動の評価点に対して列車荷重は線振源に近い状態で作用すると考えられる。このため、

構造物を伝播する波動間の干渉や、構造物の複数の基礎から地盤に伝播する波動の干渉等が生じる可能性があり、構造物や地盤での振動の伝播メカニズム解明にあたっては、これらの現象を把握できるように測定する必要がある。

このような考えに基づき、鉄道構造物と地盤における鉄道振動や常時微動の多点同時測定を実施した。本稿では、多点同時測定結果を用いた構造物・地盤の振動特性およびそれら振動特性と鉄道沿線地盤における振動分布の関係性の評価結果について報告する^{3)~6)}。

2. 鉄道構造物と地盤における多点同時測定の概要³⁾

測定箇所は複線の2柱3径間の張出式RCラーメン高架橋である。軌道はバラスト軌道である。測定は、図1および図2に示す測定器配置で2回に分けて実施した。測定器は、高架橋の保守用通路と高架橋の近傍地盤に最大60点配置した。

測定パターン1（図1）では、高架橋及び柱下部近傍の地盤の振動測定として、柱上部近傍の保守用通路で8点、下り線の高架橋中央部の保守用通路で1点、高架橋の柱面から0.2mの地盤で8点に振動レベル計（リオンVM-52, VM-53, VM-55）を用い測定した。

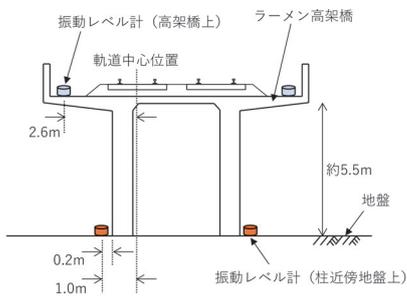
測定パターン2（図2）では、柱面より線路直交方向に0.2m離れた位置を基準線とし、線路方向に18m、線路直交方向に12mの範囲の地盤上に測定器を展開した。3mごとの各位置には、振動レベル計あるいは地震計

* 防災技術研究部 地質研究室

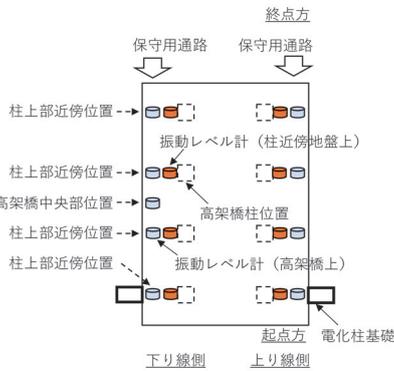
** 鉄道地震工学研究センター 地震解析研究室

(航空電子 JAE-JA3, ミットヨ JEP6A3, 白山工業 JU410) を設置した。3m グリッドの中心には地震探査装置 (Geospace GS-11D) を設置した。また、線路直交方向に 12m の地点に、振動レベル計、地震計、地震探査装置を 1 台ずつ並べて設置し、それぞれの機器の特性の違いを確認するためのリファレンス点とした。なお、振動レベル計と地震計は鉛直 1 成分と水平 2 成分の計 3 成分、地震探査装置は鉛直 1 成分を測定した。

振動レベル計と地震探査装置の測定データはそれぞれ 1 台のデータレコーダにまとめて収録し、地震計の測定データは 1 台または 2 台の地震計に対し 1 台のデータレコーダを用い収録した。時刻は、地震計の測定記録に



(a) 高架橋上と地盤の測定器配置 (立面図)



(b) 高架橋上と地盤の測定器配置 (平面図)

図 1 測定パターン 1 (高架橋と地盤の同時測定)

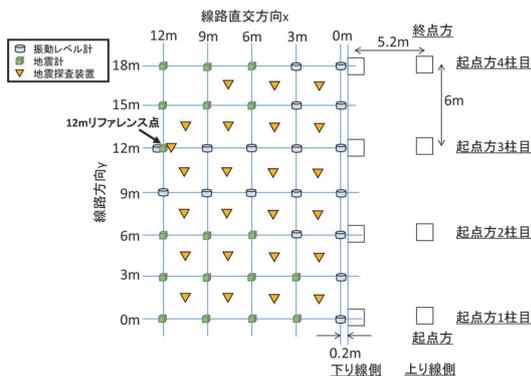


図 2 測定パターン 2 (地盤上の測定)³⁾

は GPS による絶対時刻が収録されるが、振動レベル計と地震探査装置の測定データには絶対時刻が収録されないため、リファレンス点で機器ごとの相互相関を取り、時刻を合わせた (図 3)。

3. 測定結果

3.1 建造物の振動特性

測定パターン 1 の同時測定時の、柱上部近傍の保守用通路と柱下部近傍の地盤のフーリエ振幅スペクトルを図 4 に示す。図 4 には、鉄道振動と常時微動の結果を併せて示す。ここでは、起点方から 1 柱目の下り線側の柱の上下の測定記録を用いた。使用した鉄道振動記録は下り通過列車のものである。なお、本節で示す鉄道振動のフーリエ振幅スペクトルは列車通過中の平均値である。これをみると、全周波数域で鉄道振動が常時微動よりも大きくなっていることがわかる。常時微動の結果をみると、保守用通路の結果では 6.5Hz と 18Hz が卓越しており、高架橋柱下部近傍の地盤の結果ではその周波数に明瞭なピークがみられないため、高架橋の固有振動数の可能性

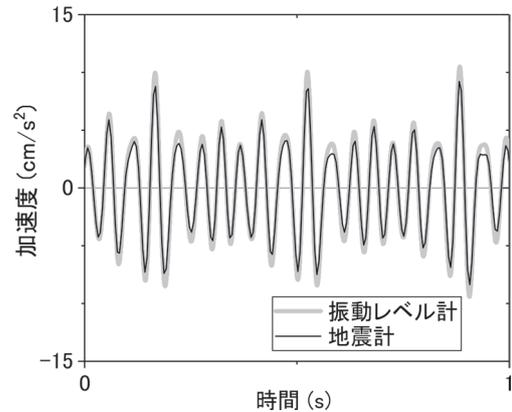


図 3 振動レベル計の記録と地震計の記録の比較³⁾ (時刻合わせ後、鉄道振動)

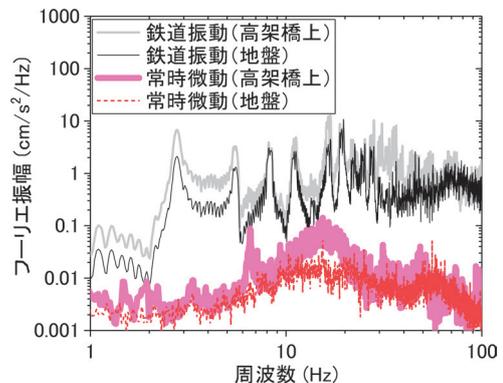


図 4 鉄道振動と常時微動のフーリエ振幅スペクトルの比較³⁾

がある。一方、鉄道振動の結果をみると、保守用通路の結果と柱下部近傍の地盤の結果の両方で車軸の繰り返し荷重に起因するスペクトル⁷⁾による複数の明瞭なピークが2Hz以上の周波数域にあり、構造物の振動特性に依存すると考えられるピークは不明瞭である。

図5に鉄道振動と常時微動の結果の構造物上下でのフーリエ振幅スペクトルの比を示す。測定記録には、図4と同一の起点方から1柱目の下り線側の柱の上下のものを用いた。スペクトル比は構造物上部（保守用通路位置）の記録を構造物下部の地盤（柱下部近傍の地盤位置）の記録で除して求めた。常時微動の結果をみると、図4で示した6.5Hzと18Hzにピークがある。鉄道振動の結果においても、6.5Hzと18Hzにピークがあるため、構造物の固有振動数である可能性が高い。一方、2Hzから6Hzの周波数帯域と30Hz以上の周波数帯域では、鉄道振動のスペクトル比が常時微動のそれより大きい。この原因は現時点で不明であるが、加振方法の違いや振動の大きさの違いの影響などが要因として考えられる。

下り線通過列車による高架橋上の振動加速度レベルの1/3オクターブバンドスペクトルを図6に示す。図6より、一部の周波数帯域を除き各測定点の振動加速度レベルの差は概ね5dB以内であるとわかる。測定点による相違が大きい帯域は8Hzおよび20Hz帯域と63~80Hz帯域で、いずれも起点側から1柱目の位置の振動が他の箇所よりも5~10dB程度小さい。同様の結果が今回対象としたいずれの列車データにも見られたことから、測定位置に固有の要因があると考えられる。この要因としては測定点近傍の局所的な剛性の影響や、位置による加振力の変動等が考えられる。1柱目の測定点脇には、図1(b)に示すとおり電化柱があり、測定点下部には電化柱を支持するための横梁があるため、他の箇所よりも相対的に剛性が高い。一方、各柱近傍の地盤での1/3オクターブバンドスペクトル（図7）をみると、いずれの帯

域も1柱目下部近傍の地盤振動は他の柱の位置と同程度以上の値であり、この帯域の加振力が1柱目近傍で顕著に小さいとは考えがたい。このことから高架橋上の振動が小さかった要因は測定位置近傍の局所的な剛性の違いの影響と考えられる。従来振動源近傍の代表点として振動測定点を選定する際には、経験的判断として電化柱基礎近傍など標準的な構造でない箇所を避ける場合が多い。図6の結果は、このような経験的な振動測定点の選定法の妥当性を改めて示すと考えられる。

次に高架橋の各柱について、測定点に近接する側の線路を列車が通過した際の構造物上下の振動加速度レベル差により、構造物上下の振動伝達特性を検討した。図1に示すとおり構造物上の測定点は高架橋の線路直交方向の端部の保守用通路に設置されており、得られた振動特性は高架橋の柱上下の振動伝達特性と線路直交方向の張出しスラブ自体の振動の影響の双方が含まれたみかけの伝達特性である。

柱下部近傍の地盤振動の振動加速度レベルと、構造物上の測定点における振動加速度レベルの差を図8に示す。図8より、構造物上下の振動加速度レベル差は、起点方から1柱目の位置を除き2~31.5Hz帯域でほぼ一様に-10dB程度である。一方、起点方1柱目は8~

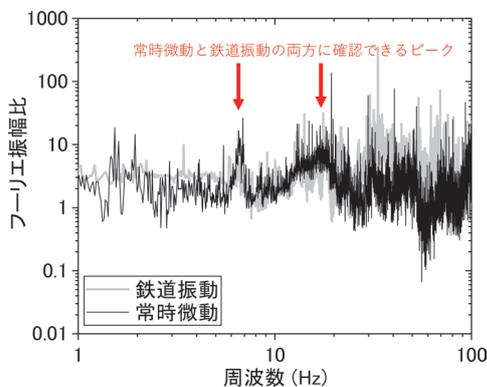


図5 鉄道振動と常時微動のフーリエ振幅スペクトル比の比較（保守用通路位置 / 柱下部近傍の地盤位置）³⁾

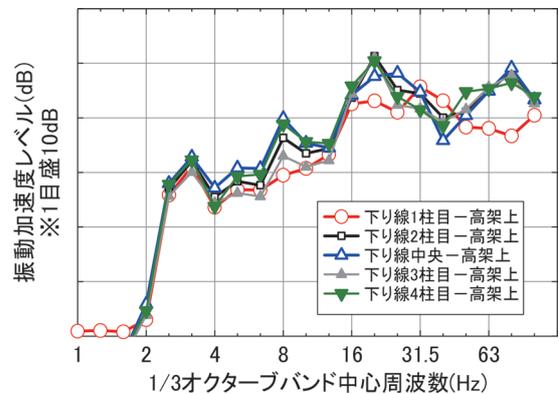


図6 振動源近傍測定点の1/3オクターブバンドスペクトル

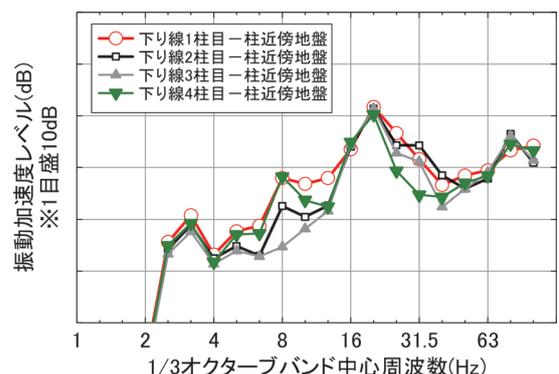


図7 柱近傍の地盤振動の振動加速度レベル

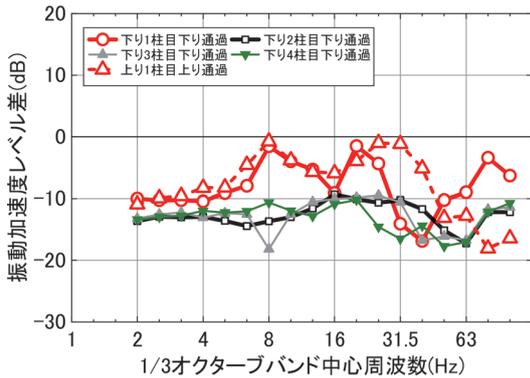


図8 各柱上下の振動加速度レベルの差（柱下部近傍の地盤位置—保守用通路位置）

25Hz帯域の振動加速度レベル差が他の柱よりも小さく、8Hzおよび20Hzでは-1.4~-1.5dB程度である。起点方1柱目について、上り列車通過時の上り線側測定点で検討したところ、下り線側と同様の傾向が確認された。

図7より、柱近傍の地盤振動については、8Hzと20Hzのいずれの帯域も起点方1柱目と4柱目の振動はほぼ同程度の大きさであり、特に20Hz帯域については1柱目~4柱目の全ての柱近傍ではほぼ同程度である。各柱の剛性等には大きな差がないことを考えると、起点側1柱目位置と2~4柱目位置の構造物上下の振動レベル差の相違は上述した構造物上の測定点近傍の局所的な剛性の違いによるみかけの差と考えられる。

3.2 地盤の振動特性

図9に測定パターン2で下り通過列車の鉄道振動の測定を行った際の最大振幅の平面分布を示す。これは、一般的に環境振動評価点位置（軌道中心から10~25m程度）で主要帯域となる5~30Hzのバンドパスフィルターを測定波形に施した結果である。測定点間の値は線形補間で求めた。

この結果をみると、柱近傍で最大振幅が大きく、遠方で小さくなるという大まかな傾向はあるが、例えば線路直交方向が同じ12mの位置でも、線路方向が15m付近の位置では最大振幅が大きく、6m付近では小さい等のばらつきがある。このばらつきの要因としては、構造物の振動特性または局所的な地盤物性の影響が考えられる。

今回の測定パターン2の範囲では別途微動アレイ探査^{例えは8)}を実施しており、平面アレイの範囲を6つの小アレイに分けて測定範囲内の地盤物性のばらつきを評価している⁴⁾。その結果、6つの小アレイにおいて表層の地盤物性にばらつきが殆ど見られなかったことから、図9において線路直交方向の位置が同じであっても線路方向の位置が異なる箇所でも最大振幅にばらつきがある理由は局所的な地盤物性の影響でないと考えられる。

環境振動評価点位置（軌道中心から10~25m程度）に該当する本測定箇所のリファレンス点（測定パターン2（図2）において、地盤振動が卓越していた20Hzおよび25Hz帯域の1/3オクターブバンド振動加速度レベルの平面分布を図10に示す。この結果をみると、20Hz帯域（図10(a)）では多少の差はあるが、基本的に軌道からの距離が遠くなるに従ってレベル値は小さくなる。一方、25Hz帯域（図10(b)）では柱直近でレベル値が大きく遠方で小さいという傾向はあるが、同じ線路直交方向の位置であっても振動加速度レベルが線路方向に10dB程度ばらつくような複雑な分布であることがわかる。

点加振源から生じた地盤内の振動の距離減衰量の推定式として、環境振動の分野で広く使用されている式(1)および式(2)がある⁹⁾。

$$\Delta L = 20 \log_{10} (r/r_0)^n + 8.68\alpha(r-r_0) \quad (1)$$

$$\alpha = \omega h / 2v_R \quad (2)$$

ここで、 ΔL は基準点から評価点までの各周波数の振動加速度レベルの距離減衰量（dB）、 r_0 は加振点から基準点までの距離、 r は加振点から振動評価点までの距離、 n は幾何減衰係数（表面波： $n=0.5$ ）、 α は内部減衰係数、 ω は角振動数（ $=2\pi f$ ）、 h は減衰定数（0.02~0.05程度）、 v_R はレイリー波の位相速度（ポアソン比により値は変化するが、S波速度のおよそ9割程度）、 f は振動数を示す。

S波速度が不明な場合、比較的に入手が容易なN値からの推定式として式(3)が提案されている¹⁰⁾。

$$v_s = 89.8N^{0.341} \quad (3)$$

ここで、 v_s はS波速度（m/s）、 N はN値を表す。

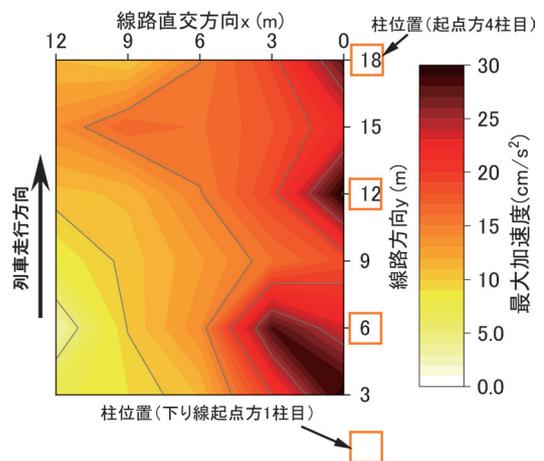


図9 最大加速度振幅分布（バンドパス：5~30Hz）

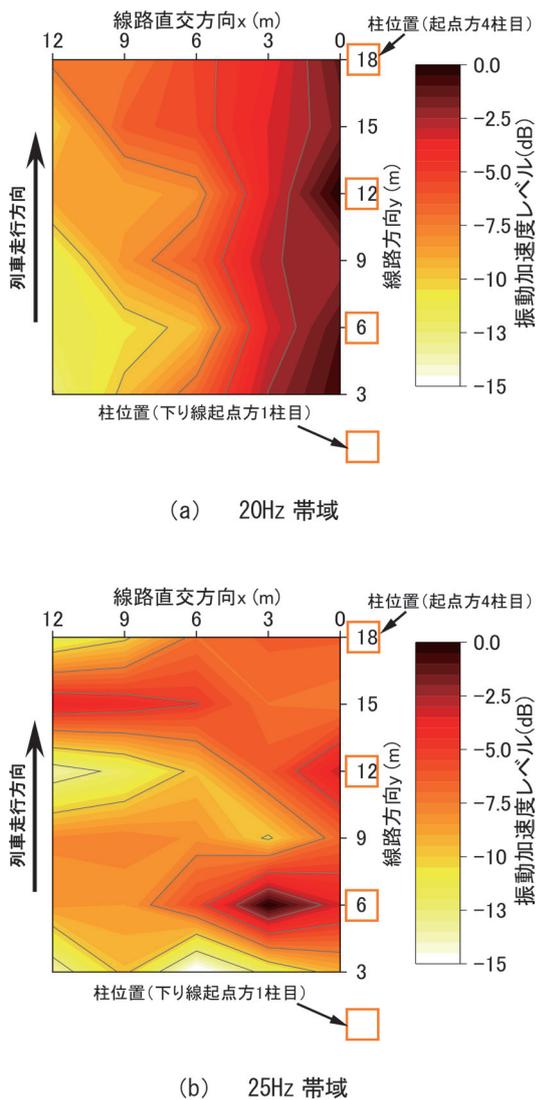


図10 1/3オクターブバンド振動加速度レベルの平面分布

線路方向の振動加速度レベルのばらつきが小さかった20Hz帯域について、対象箇所のN値の平均値34.2から式(1)、式(2)および式(3)を用いて求めた距離減衰量を図11に示す。ここで、加振点位置は1本の柱中心位置とし、基準点位置は線路直交方向に3m位置とした⁵⁾。また、図11には図10(a)に示した測定記録から算出した平均値および標準偏差を併せて示す。これをみると、線路方向の振動加速度レベルのばらつきが小さければ既往の式で距離減衰量を概ね推定できることがわかる。測定記録は複数の柱から生じた振動の重ね合わせと考えられ、1つの点加振源に対する距離減衰式が適用可能な範囲などは今後の検討が必要と考える。一方、25Hz帯域の様に(図10(b))線路方向の振動加速度レベルのばらつきが大きい場合、式(1)で仮定されている様な1つの点加振源からの様な距離減衰が必ずしも成り立たないと考えられ、上記の式を用いて推定することで予測誤差

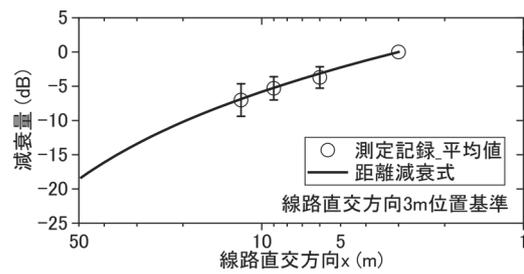


図11 測定記録と推定式による距離減衰量の比較(エラーバーは標準偏差)

が大きくなる可能性があると考えられる。

今回の測定箇所において地盤物性には局所的なばらつきが殆ど見られなかった⁴⁾ことから、同じ線路直交方向の位置で振動加速度レベルがばらつく原因は構造物の振動特性にあると考えられる。そこで次章では、地盤振動の平面分布と構造物の振動特性の関係性について検討を行った。地盤振動の平面分布に直接関係する構造物の振動特性としては柱同士の位相差があり、またそれを生み出す原因として構造物の振動モードがあると考えられるため、次章ではその2つについて検討を行った。

4. 地盤振動の平面分布と構造物の振動特性の関係性についての検討⁶⁾

1/3オクターブバンドレベルにおいて、地盤振動が複雑な分布を示した25Hz帯域(22.4~28Hz)内で最も振幅が大きい27Hzの柱近傍地盤位置での鉄道振動波形を例として図12に示す。これは中心周波数を27Hzとしたガウス関数型のフィルターにてバンドパス処理を行った下り通過列車の測定結果である。ガウス関数の σ は0.1Hzである。

図12をみると、振幅に差は見られるが、起点方1柱目と3柱目および4柱目の位相差が小さいことが分かる。また、起点方1柱目、3柱目および4柱目と2柱目は逆位相に近い状態になっている。図10(b)では、線路直交方向の位置が9m以遠の範囲において、線路方向が15mの位置で値が大きくなっている。線路方向が15mの位置は起点方3柱目と4柱目の中央に位置しており、柱を振動源と考えれば同位相の振動源による干渉現象として説明できる。一方、線路方向が3mの位置では値が小さくなっている位置があるが、これは逆位相の振動源による干渉現象として説明できる。したがって、図12に示す柱同士の位相差が沿線地盤の振動分布に影響を及ぼしていると考えられる。

次に、27Hzにおける下り線側列車通過時の高架スラブの振動モード形を図13に示す。これは高架橋上に設置した9箇所の測定点のデータを用いて、実験モード解

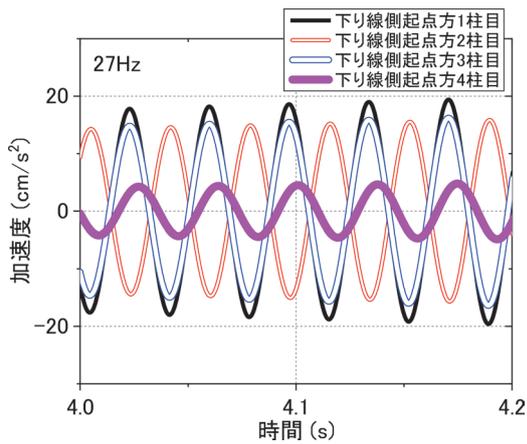


図 12 柱近傍の地盤の鉄道振動波形（27Hz を中心としたガウス関数型のバンドパスフィルター処理後）

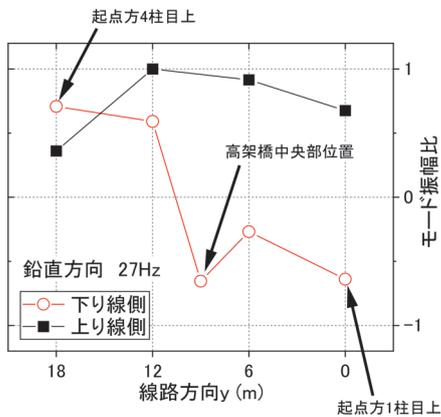


図 13 下り線側列車通過時の高架スラブの振動モード形（27Hz）

析¹¹⁾により振動モード形を求めたものである。これを見ると下り線側の測定点では起点方2柱目と3柱目は逆位相、3柱目と4柱目は同位相となっており、図12の柱近傍地盤の位相関係と対応している。一方、1柱目と2柱目は同位相となっており、柱近傍地盤の位相関係とは異なる。1柱目の測定位置下にある電化柱基礎等の影響も考えられるが、この理由は現時点で不明であるため、今後数値モデルによるモード解析等により検討する。

以上より、鉄道沿線の地盤振動の平面分布と高架橋の柱近傍地盤の振動特性が対応していることが明らかとなった。この知見より、高架橋の柱近傍地盤の測定結果と地盤物性値を用いて、各柱から入力される振動の重ね合わせにより鉄道沿線の地盤振動の平面分布を予測できる可能性があるため今後検討していきたいと考えている。

5. まとめ

本稿では、構造物を伝播する波動間の干渉や、構造物の複数の基礎から地盤に伝播する波動の干渉等を含む構

造物や地盤での振動の伝播メカニズム解明のために、鉄道構造物と地盤における鉄道振動や常時微動の多点同時測定を実施し、評価結果について報告した。

得られた結果を以下にまとめる。

- ・柱下部近傍地盤位置と保守用通路位置での振動加速度レベルの差は、電化柱基礎がある柱以外では2~31.5Hz帯域ではほぼ一様に-10dB程度となった。一方、柱下部近傍の地盤位置の振動は電化柱基礎の有無によらずほぼ同程度であった。各柱の剛性等には大きな差がないこと等を考えると、振動加速度レベルの差の違いは、測定点近傍の局所的な剛性の影響や、電化柱を支持するための横梁による剛性の差の影響と考えられる。
- ・鉄道沿線の地盤上に測定器を平面的に配置し鉄道振動測定を実施した結果、線路から等距離の位置で振動加速度レベルがばらつく周波数があることがわかった。今回の測定箇所において地盤物性には局所的なばらつきがほとんど見られなかったことから、ばらつきの原因は構造物の振動特性にあると考えられる。
- ・沿線地盤の振動の平面分布と構造物の振動特性の関係性について検討した結果、高架橋の柱同士の位相差が沿線地盤の振動分布に影響を及ぼしていると考えられる。今後は今回得られた知見を用いて、鉄道沿線の地盤振動の平面分布の予測手法の検討を行いたいと考えている。

文 献

- 1) 三塚隆, 森田明, 吉岡修, 芦谷公稔: 新幹線の高架橋近傍における地盤振動の波動特性, 物理探査学会第91回学術講演会論文集, Vol.91, pp.252-256, 1994
- 2) 松岡弘大, 貝戸清之, 渡辺勉, 曾我部正道: 走行列車荷重を利用したRC鉄道高架橋の部材振動の同定と動的挙動の把握, 土木学会論文集A1(構造・地震工学), Vol.67, No.3, pp.545-564, 2011
- 3) 野寄真徳, 津野靖士, 横山秀史: 高架橋と近傍地盤における鉄道振動の多点同時測定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学I (2017), pp.371-372, 2017
- 4) 野寄真徳, 津野靖士, 横山秀史: 高架橋と近傍地盤における鉄道振動の多点同時測定(その2) 近傍地盤の地下構造調査, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学I (2018), pp.429-430, 2018
- 5) 野寄真徳, 津野靖士, 横山秀史: 高架橋と近傍地盤における鉄道振動の多点同時測定(その3) 現地測定データを用いた鉄道振動予測手法, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学I (2019), pp.457-458, 2019
- 6) 津野靖士, 野寄真徳, 横山秀史: 高架橋と近傍地盤における鉄道振動の多点同時測定(その4) 鉄道振動による波動の干渉効果に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 環境工学I (2019), pp.459-460, 2019

特集：騒音と空気力学的問題

- 7) 吉岡修, 芦谷公稔: 軸重・軸配置が地盤振動に与える影響, 鉄道総研報告, Vol.3, No.8, pp.33-40, 1989
- 8) 津野靖士, 工藤一嘉: 微動を用いた空間自己相関法による S 波速度構造の実務利用への評価, 日本建築学会構造系論文集, Vol.70, No.596, pp.17-24, 2005
- 9) 社団法人日本騒音制御工学会: 地域の環境振動, 技報堂出版, pp.106-115, 2001
- 10) 今井常雄, 麓秀夫, 横田耕一郎: 日本の地盤における弾性波速度と力学的性質, 第5回日本工学シンポジウムプロシーディングス, 1975
- 11) 長松昭夫: モード解析入門, コロナ社, 1993

特集：騒音と空気力学的問題

防風柵設置による空気力低減量に関する風洞試験結果

野口 雄平* 鈴木 実* 乙部 達志*

Results of Wind Tunnel Tests on Effect of Reducing Aerodynamic Forces by Wind Fences

Yuhei NOGUCHI Minoru SUZUKI Tatsushi OTOBE

Combining trains (commuter, double-decker and freight trains) and infrastructures (double-track viaduct, single-track bridge and single-track embankment), we systematically conducted wind tunnel tests to investigate the effect of reducing aerodynamic forces by wind fences. Model scale is 1:40, and the airflow is atmospheric boundary layer flow. The specifications of wind fence are as follows: the height from rail level is 2 m, the solidity ratio is 60%, and the distance from center of train is 3 m. In this report, we summarize the results of the aerodynamic force coefficients in the cases with wind fences installed.

キーワード：空気力係数，風洞試験，防風柵，車両形状，線路構造物，風向角

1. はじめに

強風に対する安全対策の一つとして，防風柵を鉄道沿線に導入することが効果的である。強風下における車両の走行安全性を評価する指標として，総研詳細式から計算される転覆限界風速¹⁾があり，防風柵導入前後の転覆限界風速を計算することにより，防風柵導入の効果を定量的に評価することが可能である。

転覆限界風速の評価にあたり，空気力係数と呼ばれる，風から車両が受ける空気力の無次元量が必要となる。空気力係数は，一般的に縮尺模型を用いた風洞試験によって求められ，過去に実施された風洞試験により，空気力係数は，車両形状や線路構造物の種類，形状によって変化することが知られている²⁾。防風柵がない条件では，5車種7線路構造物を対象とした網羅的な風洞試験が実施され，空気力係数の一覧表が整備されている²⁾。転覆限界風速を評価する線区における車両，線路構造物と類似条件を一覧表から選択することで，防風柵がない場合には，転覆限界風速の概略評価が可能である。一方，防風柵がある場合には，限られた条件で風洞試験が行われているもの^{3) 4)}，系統的に実施された試験結果は存在せず，防風柵がある場合の転覆限界風速の概略評価は難しい状況であった。

本研究では，防風柵を設置した際の転覆限界風速の概略評価に資するよう，3車種と線路構造物を組み合わせた系統的な風洞試験を新たに実施した。本稿では風洞試験結果を説明すると共に，標準的な防風柵が設置された条件での空気力係数を，防風柵がない条件に対する比の形で一覧表として示した。

2. 風洞試験方法

防風柵の有無を除き，試験方法は基本的には文献2を踏襲した。本章では試験方法の概略を述べる。

2.1 風洞設備

風洞試験は，鉄道総研の大型低騒音風洞で行い，測定部は密閉型（高さ3m，幅5m，長さ20m）を使用した。測定部入口から下流16.8mの床面に位置するターンテーブル上に模型を設置した。自然風を模擬するために，ターンテーブル上流側にバリア，スパイア，ラフネスブロックを設置し，乱流境界層を生成した。気流の風速分布を表すべき指数は1/4である。また，模型の縮尺は1/40である。

2.2 供試模型

横風下の車両空力特性に対して，車体断面形状，特に屋根形状の影響が大きい。文献2では，車両形状が大きく異なる5車種として，103系（通勤型），485系（特急型），コキ50000（貨車），24系（客車），285系（二階建て）が対象とされた。本研究では，この中から103系，コキ50000，285系を対象として，空気力係数一覧表の拡張を行った。図1に車体断面形状を，表1に車両諸元を示す。各車両で，先頭・中間（編成中程に存在する）車両の両条件で試験を行った。なお，コキ50000先頭車両に対する試験とは，コンテナの歯抜け（空気力の測定車両に対して進行方向側にコンテナがない条件）を想定した試験であり，103系や285系の先頭車両と同様に，測定車両の進行方向側に他の車両がない状態で試験を実施した。

線路構造物は，単線および複線の橋りょうと単線盛土である。本稿では，文献2の表記に合わせて，単線の無

* 環境工学研究部 車両空力特性研究室

表1 車両諸元 (模型寸法, 縮尺 1/40)

模型寸法	103系		285系	
	先頭・中間	先頭・中間	先頭	中間
車体高さ h [m]	0.066	0.072	0.097	0.097
車体側面積 A_0 [m ²]	0.032	0.034	0.052	0.051
車体長さ l [m]	0.488	0.473	0.531	0.520
RL車体中心高さ h_2 [m]	0.059	0.058	0.053	0.053

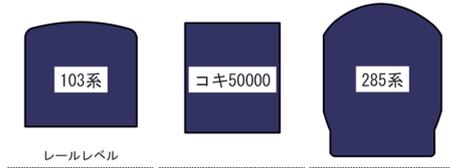


図1 車体断面形状

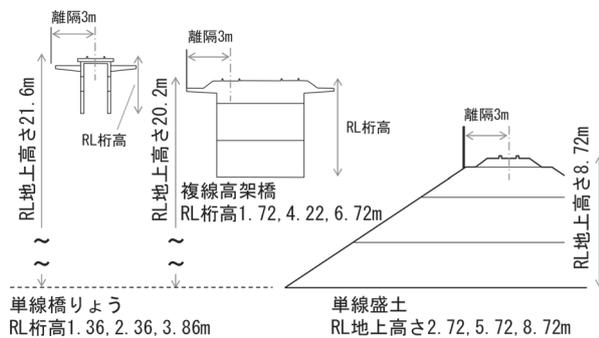


図2 線路構造物模型の形状 (寸法は実物大で記載)

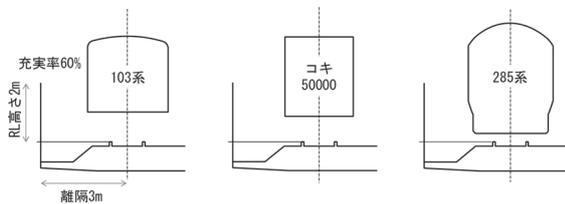


図3 防風柵基本条件

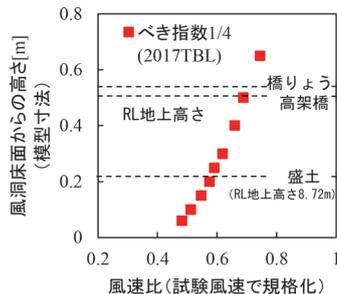


図4 乱流境界層の速度分布 (ベギ指数 1/4)

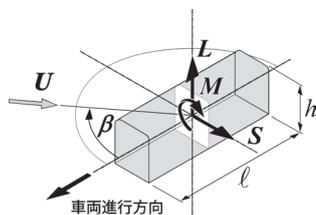


図5 風向角と各分力の向き

道床橋りょうを「単線橋りょう」と、複線の有道床橋りょうを「複線高架橋」と呼称する (図2)。単線盛土のレールレベル (以降RLと記載) から地上までの高さは8.72m (模型寸法 218mm) を基本とし、103系でのみRLから地上までの高さを5.72m, 2.72mとした試験も行った。空気力係数に対する影響が大きいRL桁高 (RLから桁底面までの距離) について、単線橋りょうでは1.36, 2.36, 3.86m (模型寸法 34, 59, 96.5mm), 複線高架橋では1.72, 4.22, 6.72m (模型寸法 43, 105.5, 168mm) とした。なお、上記のRL桁高は、文献2における“桁高”では、それぞれ1, 2, 3.5m (単線橋りょう), 1, 3.5, 6m (複線高架橋) に相当する。また、複線高架橋の場合、車両は風上側に位置する。

空気力係数一覧表の拡張にあたり、RLからの高さ2m (模型寸法 50mm) の防風柵模型 (充実率 60%) を、軌道中心からの離隔 3m (模型寸法 75mm) に設置した (図3)。この条件を防風柵基本条件と呼ぶ。また、基本条件以外にも、風向角 90 度 (真横からの風) については、防風柵の高さ、充実率、離隔を変化させた試験も実施した。

2.3 空気力の測定

空気力の測定は6分力スティング型天秤 (日章電機 LMC-6522-38・Z80) により行い、線路構造物模型にスティング型天秤を固定し、天秤により測定車両模型を片持ちで支持した。測定車両は密閉型測定部の幅方向中央に位置し、中間車両の場合には、先頭、後尾両方向にダミー車両を、先頭車両の場合には、後尾方向にダミー車両を線路構造物上に設置した。

空気力係数 (横力係数 C_S , 揚力係数 C_L , ローリングモーメント係数 C_M) は、6分力天秤で得られた横力、揚力、ローリングモーメントの時間平均値と、制御ピトー管で得られた風速の時間平均値を用いて式 (1) により算出した。

$$\begin{aligned}
 C_S &= S / \{0.5 \rho (R(Z_v) U_0)^2 A_0\} \\
 C_L &= L / \{0.5 \rho (R(Z_v) U_0)^2 A_0\} \\
 C_M &= M / \{0.5 \rho (R(Z_v) U_0)^2 A_0 h\}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

S, L, M は、それぞれ横力 [N], 揚力 [N], ローリングモーメント [Nm] の平均値、 ρ は空気密度 [kg/m³], U_0 は制御ピトー管により得られた風速 [m/s] の平均値 (試験風速), A_0 は車体側面積 [m²], h は車体高さ [m] である。なお車体側面積は、車体高さ h と車体長さ l の積である。 $R(Z_v)$ は、風洞床面 (地面に相当) からの車体中心高さ Z_v における風速比であり、図4に示した乱流境界層の風速比のプロットデータを線形補間して求める。即ち、 $R(Z_v) U_0$ は模型が無い状態での車体

中心位置に相当する高さでの風速となり、この風速を基準として空気力係数を算出した。従って、図4から分かるように、風洞床面から車体中心までの高さに応じて $R(Z_v)U_0$ は異なる。なお、本稿でも文献2に倣い $U_0=30\text{m/s}$ の結果を示した。図5に風向角 β の定義および各分力の正方向を示す。空気力の座標軸は、車体に固定した軸である。また、上記の C_S 、 C_L 、 C_M に加えて、車両転覆の観点から総合的に評価できる指標として、風下レール周りのローリングモーメント係数 C_{M_lee} を式(2)により算出した。

$$C_{M_lee} = C_S h_2 / h + C_L l_c / (2h) + C_M \quad (2)$$

h_2 はRL車体中心高さ [m]、 l_c は車輪レール接触点間距離 (=1.12m, 模型寸法 28mm) である。

本稿では、防風柵による空気力係数低減効果を表す指標として空気力係数比(主に C_{M_lee} 比)を導入した。空気力係数比は、同一条件(車両、線路構造物、風向角)における「防風柵あり」の空気力係数を「防風柵なし」の空気力係数により除した値であり、 C_{M_lee} 比が小さくなるほど防風柵の効果が大きい。

3. 風洞試験結果

3.1 防風柵基本条件の結果

本節では、防風柵基本条件(充実率60%, RL高さ

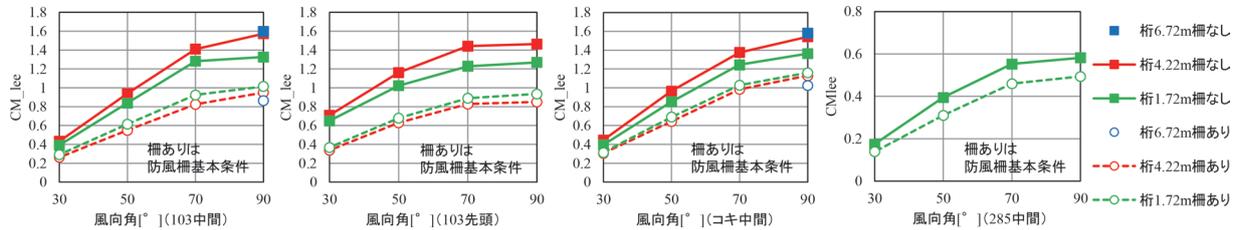


図6 複線高架橋の C_{M_lee} (左から 103 系中間車, 103 系先頭車, コキ 50000 中間車, 285 系中間車)

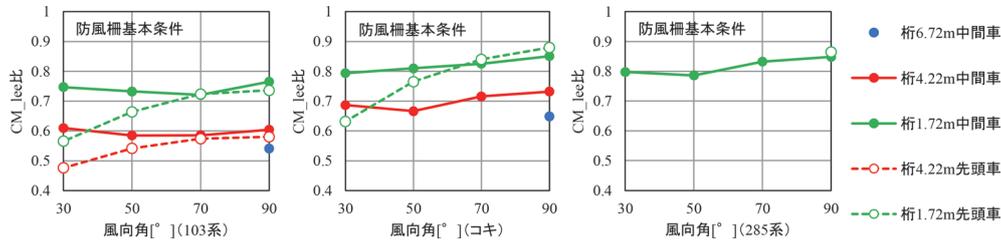


図7 複線高架橋の C_{M_lee} 比 (左から 103 系, コキ 50000, 285 系)

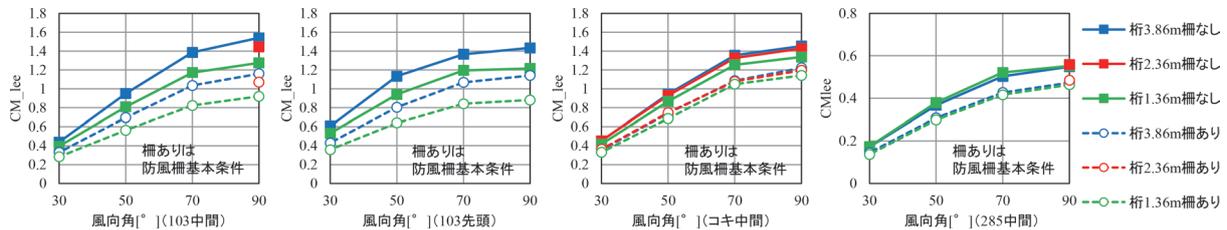


図8 単線橋りよりの C_{M_lee} (左から 103 系中間車, 103 系先頭車, コキ 50000 中間車, 285 系中間車)

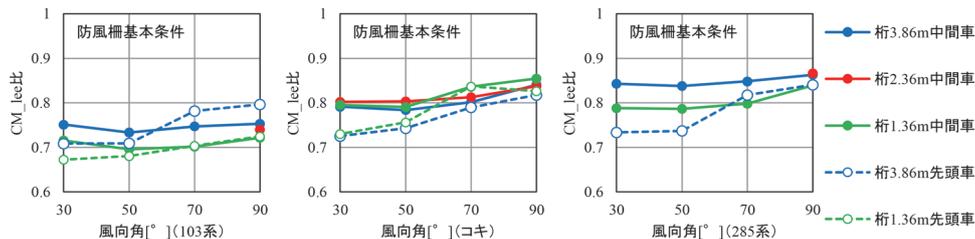


図9 単線橋りよりの C_{M_lee} 比 (左から 103 系, コキ 50000, 285 系)

2m, 軌道中心からの離隔 3m) の結果を示す。

図 6 に複線高架橋, 103 系中間車両, 103 系先頭車両, コキ 50000 中間車両, 285 系中間車両における「防風柵なし」および「防風柵基本条件」での C_{M_lee} を示す。過去に実施した風洞試験²⁾でも得られているように「防風柵なし」では RL 桁高が大きくなると C_{M_lee} が増加する。一方, 「防風柵基本条件」では逆に RL 桁高が大きくなると C_{M_lee} が減少した。図 7 に複線高架橋, 103 系, コキ 50000, 285 系の C_{M_lee} 比を示す。上述した理由により, C_{M_lee} 比は RL 桁高が大きくなると顕著に減少する。また, 先頭車両では中間車両と比べ, 風向角による C_{M_lee} 比の変化が大きく, 風向角が小さくなるほど C_{M_lee} 比が減少する。車種間で比較すると, C_{M_lee} 比は概ね 103 系 < コキ 50000 = 285 系となり, 103 系に対して防風柵の効果が大きい。

図 8 に単線橋りょう, 103 系中間車両, 103 系先頭車両, コキ 50000 中間車両, 285 系中間車両における「防風柵なし」および「防風柵基本条件」での C_{M_lee} を示す。単線橋りょうの場合には, 複線高架橋とは異なり, 「防風柵なし」「防風柵基本条件」ともに, RL 桁高が大きくなると C_{M_lee} が増加した。図 9 に単線橋りょう, 103 系, コキ 50000, 285 系の C_{M_lee} 比を示す。 C_{M_lee} 比は RL 桁高が大きくなっても減少せず, RL 桁高によらず同程度か (コキ 50000), RL 桁高が大きい条件で若干増加した (103 系, 285 系)。

図 10 に単線盛土, 103 系, コキ 50000, 285 系の C_{M_lee} 比を示す。なお, 103 系でのみ盛土高さを変えた試験を行った。図示はしないが, 「防風柵なし」の C_{M_lee} は盛土高さによらず同程度であったが, 「防風柵基本条件」では盛土高さ 2.72m の場合に C_{M_lee} が若干増加した

ため, 盛土高さ 2.72m では, 盛土高さ 8.72m と比べ C_{M_lee} 比がやや増加した。また, データは限られているが, 盛土高さ 5.72m と 8.72m では C_{M_lee} 比は概ね同程度である。なお, 2.3 節で述べたように, 盛土高さが異なる場合には, 空気力係数を算出する際の基準風速 $R(Z_v)U_0$ は異なることに留意されたい。

3.2 防風柵基本条件以外の結果

中間車両, 風向角 90 度において防風柵基本条件以外で試験を行った。その結果を図 11 に示す。試験した範囲では, 防風柵の充実率, 高さ, 離隔が増加するほど, C_{M_lee} 比は減少し, 防風柵の効果は大きくなる。また, その傾向は車両や線路構造物によらず共通である。

3.3 防風柵基本条件での空気力係数比一覧表

表 2 に本試験で得られた「防風柵基本条件」での空気力係数比の一覧を示す。表中の黒字の数値は, 本研究で実施した風洞試験により得られた値であり, 「防風柵なし」での空気力係数一覧表²⁾に示された C_s, C_L, C_M に各々の空気力係数比を乗じることで「防風柵基本条件」での空気力係数が得られる。

表中の青字, 赤字の箇所では風洞試験は実施しておらず, 以下に述べる実験則により, 防風柵基本条件での空気力係数比または空気力係数を推定した箇所である。赤字で示した複線高架橋の場合には, 図 6 に示したように RL 桁高が大きくなるほど, 防風柵基本条件での C_{M_lee} は低下する。従って, 推定箇所における RL 桁高より小さい RL 桁高での「空気力係数」(比ではない)を用いれば安全側の評価となることに加え, 空気力係数比を用いるより精度が良い。

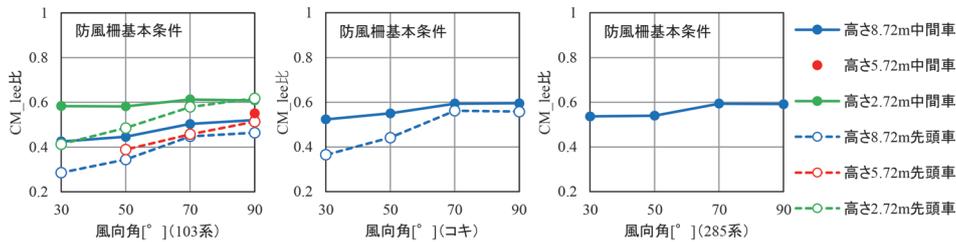


図 10 単線盛土の C_{M_lee} 比 (左から 103 系, コキ 50000, 285 系)

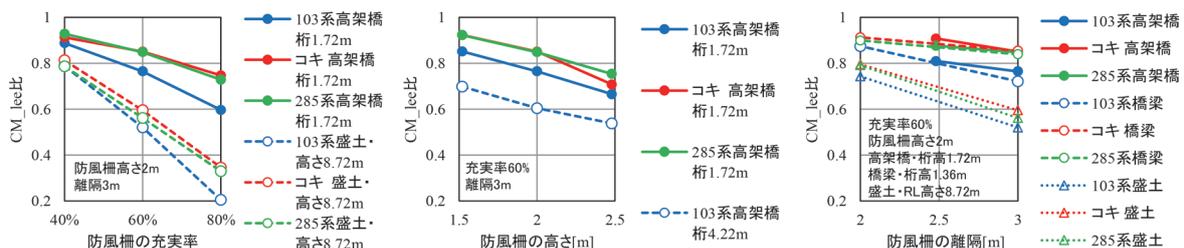


図 11 防風柵基本条件以外での C_{M_lee} 比 (中間車両, 風向角 90 度, 左から防風柵の充実率変化, 高さ変化, 離隔変化)

表2 空気力係数比 (防風柵基本条件)

線路構造物	RL桁高 or RL地上高さ	風向角 [°]	285系先頭車			CM _{lee}	285系中間車			CM _{lee}		
			CS比	CL比	CM比	比	CS比	CL比	CM比	比		
単線 橋りょう	1.36m	90	RL桁高3.86mの	0.84	0.77	0.76	0.26	0.84				
		70	CM _{lee} 比を適用	0.82	0.72	0.75	0.21	0.80				
		50	〃	0.74	0.70	0.75	0.15	0.79				
	2.36m	90	RL桁高3.86mの	0.84	0.82	0.82	0.53	0.87				
		70	CM _{lee} 比を適用	0.82	RL桁高3.86mの	0.85						
		50	〃	0.74	CM _{lee} 比を適用	0.84						
	3.86m	90	0.79	0.92	0.65	0.84	0.82	0.91	0.67	0.86		
		70	0.77	0.88	0.62	0.82	0.81	0.88	0.65	0.85		
		50	0.69	0.82	0.52	0.74	0.79	0.83	0.58	0.84		
	複線 高架橋	1.72m	90	0.83	0.78	0.51	0.86	0.83	0.77	0.60	0.85	
			70	コキのCM _{lee} 比	0.84	0.81	0.75	0.51	0.83			
			50	を適用	0.77	0.75	0.70	0.43	0.79			
4.22m		90	RL1.72mの空気力係数を適用		RL1.72mの空気力係数を適用							
		70	〃		〃							
		50	〃		〃							
6.72m		90	RL1.72mの空気力係数を適用		RL1.72mの空気力係数を適用							
		70	〃		〃							
		50	〃		〃							
8.72m		90	コキのCM _{lee} 比	0.56	0.57	0.61	0.47	0.59				
		70	を適用	0.56	0.57	0.63	0.48	0.59				
		50	〃	0.44	0.52	0.60	0.47	0.54				
単線 盛土	8.72m	90	〃	0.36	0.49	0.58	0.39	0.54				
		70	〃	0.36	0.49	0.58	0.39	0.54				
		50	〃	0.36	0.49	0.58	0.39	0.54				
	線路構造物	RL桁高 or RL地上高さ	風向角 [°]	103系先頭車			CM _{lee}	103系中間車			CM _{lee}	
				CS比	CL比	CM比	比	CS比	CL比	CM比	比	
		単線 橋りょう	1.36m	90	0.63	0.77	0.22	0.72	0.64	0.78	0.29	0.72
				70	0.62	0.70	0.23	0.70	0.63	0.72	0.28	0.70
				50	0.60	0.68	0.22	0.68	0.60	0.74	0.23	0.70
			2.36m	90	RL桁高3.86mの	0.80	0.67	0.89	0.47	0.74		
				70	CM _{lee} 比を適用	0.78	RL桁高3.86mの	0.75				
				50	〃	0.71	CM _{lee} 比を適用	0.73				
			3.86m	90	0.72	1.03	0.51	0.80	0.69	0.98	0.57	0.75
70				0.71	0.95	0.49	0.78	0.70	0.84	0.55	0.75	
50				0.66	0.79	0.46	0.71	0.69	0.75	0.50	0.73	
複線 高架橋			1.72m	90	0.65	0.75	0.42	0.71	0.68	0.76	0.44	0.75
	70			0.70	0.77	0.52	0.74	0.71	0.80	0.45	0.76	
	50			0.67	0.73	0.35	0.72	0.67	0.71	0.42	0.72	
	4.22m	90	0.61	0.67	0.31	0.66	0.66	0.75	0.35	0.73		
		70	0.54	0.50	0.32	0.57	0.68	0.70	0.36	0.75		
		50	0.51	0.77	0.32	0.58	0.54	0.85	0.38	0.60		
	6.72m	90	0.50	0.70	0.27	0.57	0.53	0.68	0.34	0.59		
		70	0.49	0.59	0.23	0.54	0.53	0.61	0.29	0.58		
		50	0.43	0.47	0.08	0.48	0.54	0.59	0.23	0.61		
	8.72m	90	RL4.22mの空気力係数を適用		0.47	0.82	0.31	0.54				
		70	〃		RL4.22mの空気力係数を適用							
		50	〃		〃							
単線 盛土	8.72m	90	0.44	0.52	0.35	0.46	0.48	0.67	0.39	0.52		
		70	0.41	0.58	0.32	0.45	0.48	0.58	0.41	0.50		
		50	0.32	0.44	0.26	0.34	0.42	0.48	0.36	0.45		
線路構造物	RL桁高 or RL地上高さ	風向角 [°]	コキ50000先頭車			CM _{lee}	コキ50000中間車			CM _{lee}		
			CS比	CL比	CM比	比	CS比	CL比	CM比	比		
	単線 橋りょう	1.36m	90	0.74	0.85	0.27	0.83	0.78	0.85	0.32	0.85	
			70	0.75	0.90	0.22	0.84	0.75	0.80	0.20	0.84	
			50	0.65	0.78	-0.08	0.76	0.68	0.77	-0.15	0.79	
		2.36m	90	0.63	0.66	-0.16	0.73	0.68	0.76	-0.43	0.80	
			70	RL桁高1.36mの	0.83	0.78	0.91	0.52	0.84			
			50	CM _{lee} 比を適用	0.84	0.75	0.90	0.44	0.81			
		3.86m	90	〃	0.76	0.73	0.79	0.27	0.80			
			70	〃	0.73	0.73	0.76	0.10	0.80			
			50	〃	0.73	0.79	0.27	0.80				
		複線 高架橋	1.72m	90	0.77	1.18	0.63	0.82	0.79	1.12	0.65	0.84
70				0.74	1.16	0.60	0.79	0.76	1.00	0.61	0.80	
50				0.68	0.93	0.45	0.74	0.74	0.82	0.54	0.78	
4.22m	90		0.66	0.80	0.33	0.73	0.74	0.81	0.41	0.79		
	70		0.83	0.81	0.54	0.88	0.81	0.78	0.55	0.85		
	50		0.78	0.82	0.42	0.84	0.78	0.77	0.44	0.83		
6.72m	90		0.69	0.74	0.16	0.77	0.75	0.74	0.20	0.81		
	70		0.58	0.56	0.05	0.63	0.73	0.71	0.04	0.79		
	50		RL1.72mの空気力係数を適用		0.69	0.71	0.46	0.73				
8.72m	90		〃		0.66	0.71	0.39	0.72				
	70		〃		0.61	0.63	0.20	0.67				
	50		〃		0.62	0.63	-0.01	0.69				
単線 盛土	8.72m	90	RL1.72mの空気力係数を適用		0.61	0.61	0.40	0.65				
		70	〃		RL4.22mの空気力係数を適用							
		50	〃		〃							

青字で示した単線橋りょうの場合には、図9に示したようにC_{M,lee}比は、RL桁高が大きい条件で若干増加(103系, 285系), ないしRL桁高によらず同程度である(コキ50000)。従って、安全側の評価となるRL桁高のC_{M,lee}比を、他のRL桁高にも適用すれば良い。その場合、防風柵基本条件での空気力係数は、防風柵なしでのC_S, C_L, C_MにC_{M,lee}比を乗じることで得られる。黒字で示した風洞試験のデータがある箇所では、C_S, C_L, C_Mに各々の空気力係数比を乗じたが、青字で示した推定箇所では、三分力で共通のC_{M,lee}比を乗じることとした。この理由は、C_L比やC_M比に対するRL桁高の影響が大きく、防風柵なしでのC_L, C_Mに、異なるRL桁高で得られたC_L比, C_M比を乗じることは妥当性に欠けると考えたためである。

285系先頭車両に関しては、複線高架橋、単線盛土の場合に風洞試験結果がない。複線高架橋、単線盛土の中間車両条件や単線橋りょうの先頭車両条件で得られたC_{M,lee}比がコキ50000と285系で同程度であることから、風洞試験結果がない285系先頭車両条件には、コキ50000で得られたC_{M,lee}比を適用することとした。この場合にも上記と同様に、防風柵なしでのC_S, C_L, C_MにC_{M,lee}比を乗じることで、防風柵基本条件での空気力係数が得られる。

4. まとめ

本稿では、防風柵が設置された場合の転覆限界風速の概略評価に資するよう、防風柵基本条件(充実率60%, RL高さ2m, 軌道中心からの離隔3m)での空気力係数比の一覧表を示した。また、一覧表において直接の試験結果がない箇所においては、空気力係数の推定方法を示した。

なお、これまで防風柵がある場合の空気力係数を求めるためには、風洞試験を行う他なかったが、別の手法として、数値流体シミュレーションを空気力係数の評価に適用する研究も行っている⁵⁾。

文献

- 1) 日比野有, 石田弘明: 車両の転覆限界風速に関する静的解析法, 鉄道総研報告, Vol.17, No.4, pp.39-44, 2003
- 2) 種本勝二, 鈴木実, 斎藤寛之, 井門敦志: 在来線車両の空気力係数に関する風洞試験結果, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp.47-50, 2013
- 3) 種本勝二, 鈴木実, 斎藤寛之, 今井俊昭: 強風下での車両に働く空気力と低減対策に関する風洞試験,

- 鉄道総研報告, Vol.18, No.9, pp.17-22, 2004
- 4) 乙部達志, 鈴木実, 野口雄平: 強風時の車両に対する高欄等による遮風効果, 鉄道総研報告, Vol.31, No.9, pp.5-10, 2017
- 5) Noguchi, Y., Suzuki, M., "Computational Fluid Dynamics Analysis on the Mitigation of the Aerodynamic Force by Wind Fences," Proceedings of World Congress on Railway Research (WCRR) 2022, 2022.

鉄道総研報告 監修スタッフ

■監修責任者

芦谷公稔

■編集責任者

谷村幸裕 齊藤実俊

■企画・監修

鈴木浩明 川崎邦弘 長倉 清 日比野有

伊積康彦 石毛 真 神田政幸 重枝秀紀

桃谷尚嗣 布川 修 新井英樹 福田光芳

上田 洋 上半文昭 齊藤実俊 水上直樹

富田 優 小島謙一

鉄道総研報告 第36巻 第9号

2022年9月1日 発行

監修・発行所：公益財団法人 鉄道総合技術研究所

〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38

©2022 Railway Technical Research Institute

本誌に関するお問い合わせ先
総務部広報 電話 042-573-7219

RTRI REPORT

► Special Features: Acoustics and Aerodynamics ◀

Vol. 36 No. 9

Sep. 2022

PERSPECTIVE

- Recent Studies on Railway Aerodynamics
..... ·S.SAITO (1)

PAPERS

- Countermeasures against Snow Accretion Around Shinkansen Bogies Using Running Wind
..... ·H.TAKAMI, Y.ARAKI, K.MUROTANI, H.ISHII, Y.KAMATA (5)
- Train Nose Optimization Based on Linear Acoustic Theory for Reducing Micro-pressure Waves
..... ·T.MIYACHI, H.OKUBO, K.KIKUCHI (11)
- Estimation Method of Aerodynamic Load on Equipment in Tunnel Considering the Unsteady of Pressure Variation
..... ·S.SAITO (19)
- Evaluation of Railway Curve Squeal Noise Using Roller Rig and Running Tests
..... ·T.SUEKI, T.KAWAGUCHI, Y.SHIMIZU, T.KITAGAWA, H.KANEMOTO, M.KUZUTA (25)
- Identification of Aerodynamic Pressure Fluctuation Generated from Trains
..... ·T.UDA, Y.OGATA (33)
- A Method to Evaluate Aeroacoustic Bogie Noise of Shinkansen High-speed Trains by Considering Acoustic Field
..... ·N.YAMAZAKI, M.NAKAYAMA, T.NISHIURA (39)

OTHER PAPER

- Evaluation of Vibration Characteristics of Viaducts and the Ground with Relation between Those Characteristics and Distribution of Ground Vibration Using Simultaneous Multipoint Measurement
..... ·M.NOYORI, H.YOKOYAMA, S.TSUNO (47)

RESEARCH REPORT

- Results of Wind Tunnel Tests on Effect of Reducing Aerodynamic Forces by Wind Fences
..... ·Y.NOGUCHI, M.SUZUKI, T.TOUBE (55)

