

在来線車輪の形状変更と制振材等による 振動・騒音低減対策

笹倉 実* 佐藤 潔*

Development to Reduce the Rolling Noise of Narrow-Gauge Wheels

Minoru SASAKURA Kiyoshi SATO

The noise caused by vehicle wheels rolling on conventional rails is becoming an essential problem in recent years. In this report, we introduce the results of an analysis regarding the noises as reduced and developed case studies. We carried out a model simulation to predict the sound power reductions under a condition where the thickness of wheel rim was modified, and another condition where damping materials were applied onto the wheel plates. The noise caused by corrugated narrow gauge wheels is normally intense to compare with that caused by conventional wheels. As a countermeasure therefore, we manufactured experimentally a simple soundproof cover applicable to the corrugated wheels, and examined and sought the effects of vibrations and noise levels through analysis and experiments.

キーワード：構造音場解析，車輪形状，車輪騒音，制振材，防音カバー

1. はじめに

鉄道車両から発生する騒音の主な要因の一つとして、レール・車輪系から発生する転動騒音があり、その低減対策が求められている。筆者らは、これまで定置加振試験及び構造音場解析により、各種在来線車輪について、音響パワーが大きな振動モードの特定や放射音圧分布及び形状変更計算による音響パワーの変化などの特性を明らかにした^{1)~4)}。本報告では、これまでの形状変更計算のうち、音響パワーの低減効果が大きいと考えられるリム厚をさらに段階的に変化させた場合や、制振材を板部などに貼付した場合の音響パワー低減予測シミュレーション、防音カバー取付による加振実験など、在来線車輪に対する騒音低減の諸対策を試行した事例について報告する。

2. 解析及び実験の内容

2.1 車輪形状変更（リム厚変化）による音響パワー低減対策

前報告⁴⁾では、A形車輪モデル（図1）の構造音場解析（FEM/BEM解析）により、車輪形状因子（板厚、板部オフセット及びリム厚）変更による音響パワーの低減試算を行い、これら因子のうち、リム厚を厚くした場合に音響パワーが最も低下する結果を示した。しかしなが

ら、リム厚の増加は、車輪質量増となり、レールへの加振力が増加して軌道破壊及びレールからの転動騒音の増加が予想され、いわばトレードオフの関係となる。ここでは、リム厚をさらに変化させた場合の車輪質量と音響パワーとの定性的傾向を、前報告と同じ音響解析プログラム（RAYON2006）を用いて詳細に求めた。リム厚を変更したモデルの概要を図1(b)に示す。板部がストレート形状のC形平板車輪と、リム部とボス部との間に23mmのオフセットをもつA形車輪の二種に対して、リム厚を基準（現行）より10%ずつ増加させた場合の音響パワーの変化について算出を行った。いずれも車輪径は変化させず新製時の860mmとした。

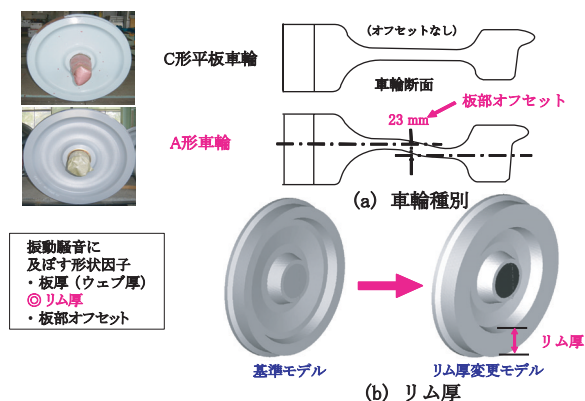


図1 転動騒音に及ぼす車輪形状因子

* 車両制御技術研究部（動力システム）

特集：環境技術

2.2 現状車輪の制振材貼付による音響パワー低減対策
 制振材を車輪板部などに貼付した場合の音響パワー低減効果を検討するため、構造音場解析を実施した。候補となる制振材は、高減衰が得られ、レール防音材⁵⁾として実績がある制振鋼板（メタラミネ AZ050）であり、実構造は、以下①～④の4層で構成される（図2）。

- ①表面金属層（0.5mm）
- ②ゴム層（0.06mm）
- ③裏面金属層（0.25mm）
- ④防錆ゴム層（0.06mm）

計算上、これらは1層の構造と単純化し、弾性係数240GPa、密度6610kg/m³と、等価な値に置換えた。減衰比は、転動騒音で主要な周波数帯である1kHzでの実験値 $\zeta=0.0275$ とした。一方、車輪の弾性係数は207GPa、密度7820kg/m³、減衰比は $\zeta=0.001$ と仮定した。

図3は、A形車輪の各部に貼付した場合の計算モデルであり、CASE1は板部中央、CASE2は顎部のみ貼付、CASE3はCASE1とCASE2を合わせた領域に貼付した場合であり、CASE4はリム部を除いた全面に貼付した場合である。いずれの場合も外軌側片面の貼付とした。CASE4で車輪質量は約3kg増となる。

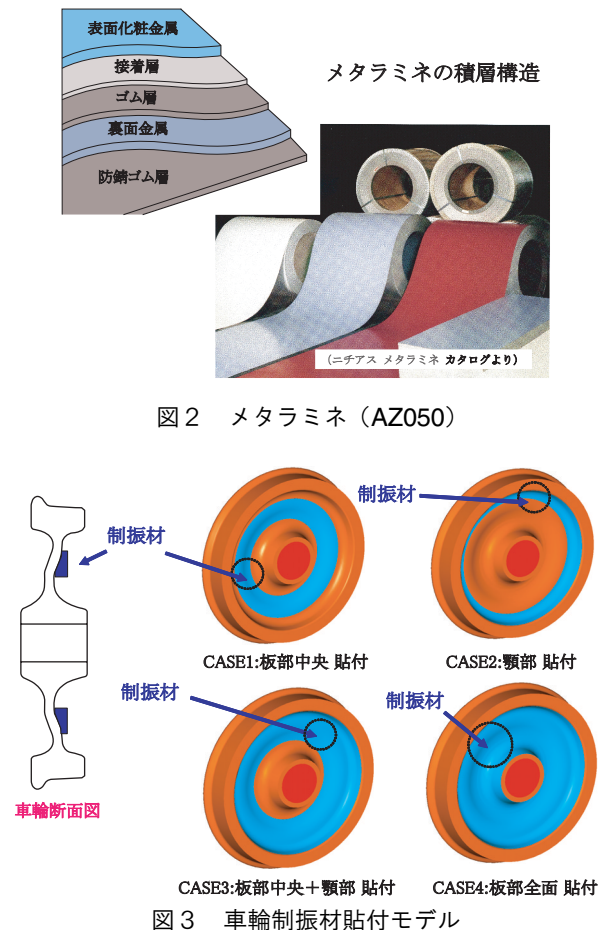


図2 メタラミネ（AZ050）

図3 車輪制振材貼付モデル

2.3 防音カバーによる現状車輪の振動・音響低減対策
 (1) 試作防音カバーの概要

既に実用化されている在来線車両の防音（制振）車輪は、曲線部を通過する際に車輪から発生するきしり音（周波数帯：2kHz～16kHz）の低減に効果はあったが、転動音（周波数帯1k～2kHz）の低減は、困難であった。また、近年使用されている防音リング車輪は、一般の車輪と比べて高価であり、コストの問題があった。今回試作した防音カバー（図4）は、車輪板部に拘束層付発泡材を用いたものであり、現状の普通車輪のほか波打車輪にも低コストで簡単に取付けが可能である。カバー質量は約5kgである。拘束層は前述の制振鋼板（メタラミネ AZ050）で、発泡層は耐熱性、耐候性に優れるエチレンプロピレンゴム（EPDM）である。発泡層が柔らかいと防音カバーを車輪にボルト締付する際に拘束層が変形する。これを防止するため、発泡層の第1層（制振鋼板への接着層）は固い発泡材（#830）を用い、第2～4層は車輪表面でのなじみを与えるために柔らかい発泡材（#930）を用いている。また、拘束層に補強板を取り付けることでも、変形を防止している。リム部まで拘束層を取付けた構造（NO.1）と、板部のみに拘束層を取付けた構造（NO.2）の2種を試作した。NO.2は中央の取付ボルトにより、発泡層と車輪板部との接触状態を変化させることが出来る。

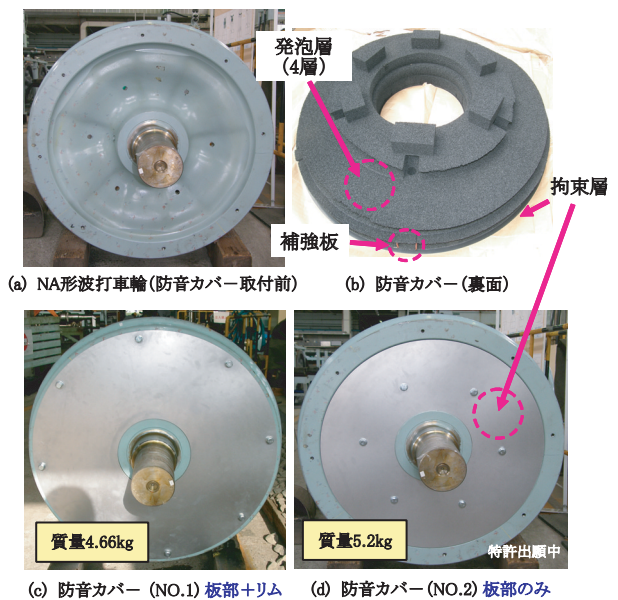


図4 波打車輪用試作防音カバー（2種）

(2) 防音カバーによる音響低減対策

防音カバー付車輪の音響特性を予測するために、図5に示すモデルで、2.1及び2.2と同様の構造音場解析を実施した。評価対象は、図4(a)に示すNA形波打車輪であり、拘束層は、図6に示す吸音率を持つ発泡層と一体としたシェル要素として単純化し、拘束層の円周部と車

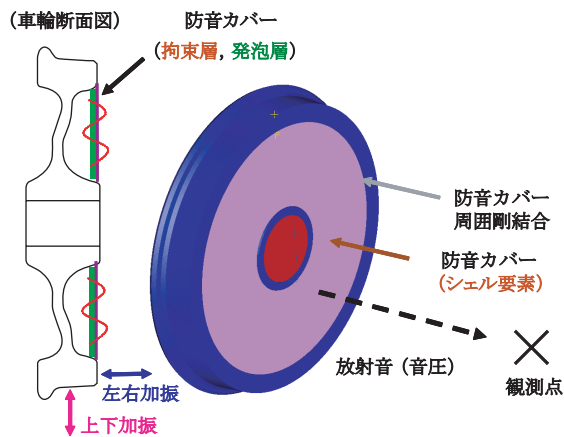


図5 防音カバー付車輪モデル

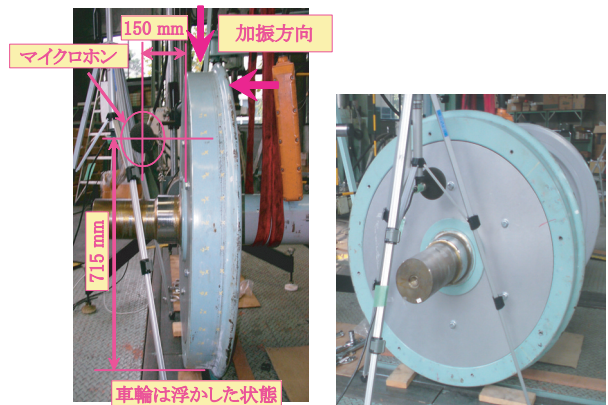


図8 防音カバー付車輪騒音測定

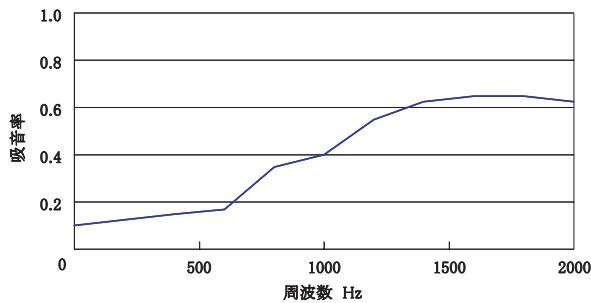


図6 防音カバーに用いた発泡層の吸音率

輪リム部は、剛結合と仮定した。吸音率は、EPDM発泡剤(#830)の2kHzまでの実験値を用いた。

(3) 試作防音カバーの波打車輪への適用(加振試験)

NA形波打車輪での振動測定(実験モード解析)の概要を図7に示す。動電型加振器により踏面部を加振し、レーザ振動計のスキヤニング測定により、防音カバー取付け前後での板部及びリム部の表面速度を実測し、周波数応答関数及び振動モードを算出した。また、同様な加振方法で、図8に示すように騒音計により車輪近傍(板部表面より150mm)の放射音を測定した。

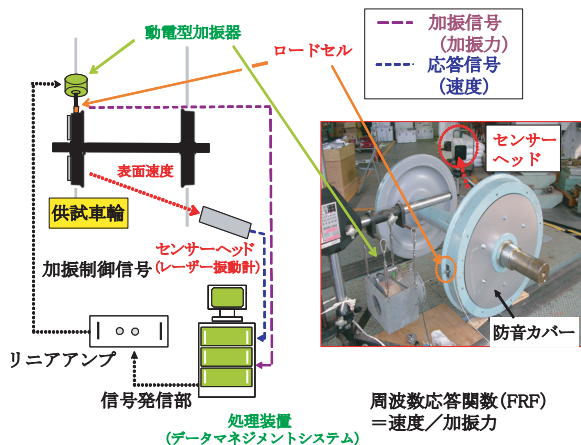


図7 防音カバー付車輪振動測定(実験モード解析)

3. 解析及び実験結果

3.1 車輪リム厚変更と音響パワーの変化予測

図9はA形車輪のリム厚を変化させた場合の踏面部上下加振力1Nあたりの音響パワーの計算結果である。減衰比は $\zeta=0.005$ である。1700Hz付近のピークより低い周波数では、リム厚を増加させても音響パワーの変化は比較的小さいが、それより高周波数域ではピーク周波数が高くなり、パワーの大きさも低下する傾向にある。同様にC形平板車輪でリム厚を増加させた場合(図10)は、2200Hzより低い周波数の3つの主要なピークの値の変化は少ない。3kHz以上では高くなる傾向も見られた。図11は、図9及び図10での5kHzまでの音響パワー平均値を縦軸に、リム厚変化による車輪質量の増加量を横軸にし、整理した結果である。A形車輪で質量が12kg増(リム厚10%増)で0.9dBの低下、24kg増(リム厚20%増)で1.9dBの低下となる。質量の大きなケースは実用性に乏しいが、質量増に伴い、音響パワーは単調に減少する傾向を示した。C形平板車輪では線形とならず、リム厚増加による音響パワーは増加する場合もあり、低減効果は少ない傾向を示した。

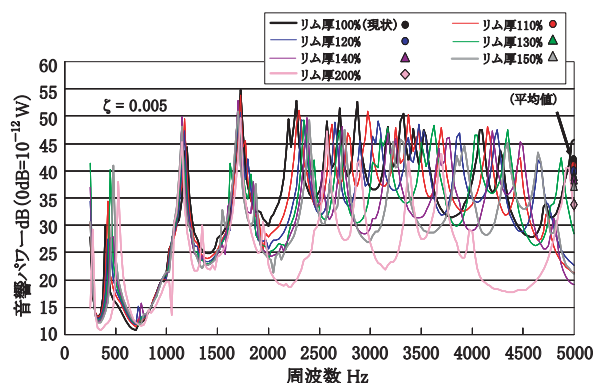


図9 A形車輪の音響パワー(リム厚変化)計算結果

特集：環境技術

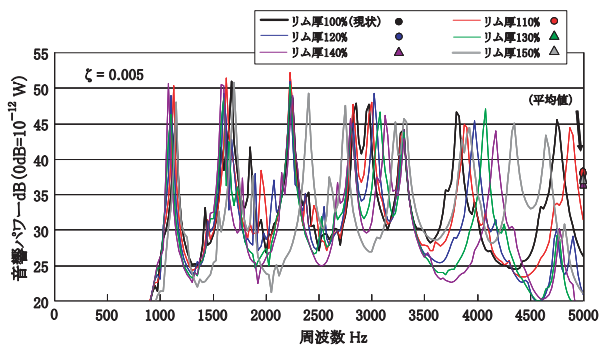


図10 C形平板車輪の音響パワー（リム厚変化）計算結果

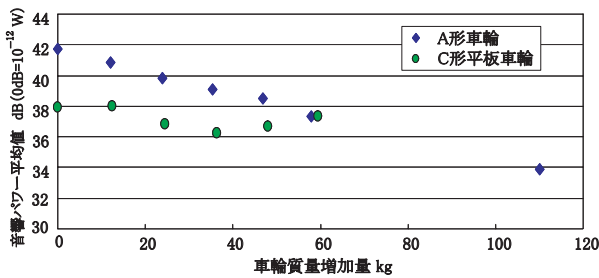


図11 リム厚変化による車輪質量増加量と音響パワー平均値の計算結果

3.2 制振材貼付による音響パワーの変化

図12は、図3の各CASEでの踏面部上下加振力1Nあたりの音響パワーの計算結果である。各CASEを比較すると2500Hz以下では、ピーク周波数の変化は少ないが、2500Hz以上の高い周波数ではピーク周波数が変化した。ピーク値は、各CASEを制振材なしの場合と、平均値（パワー平均）で比較すると、板部中央のみに貼付した場合（CASE1）は5.4dB、顎部のみに貼付した場合（CASE2）は、4.6dB低下する。顎部+板部中央（CASE3）では、7.3dBの低下となり、低減効果は大きい。さらにボス部付近を含めて全面貼付（CASE4）としても7.6dBの低下となり、CASE3と差は少なかった。

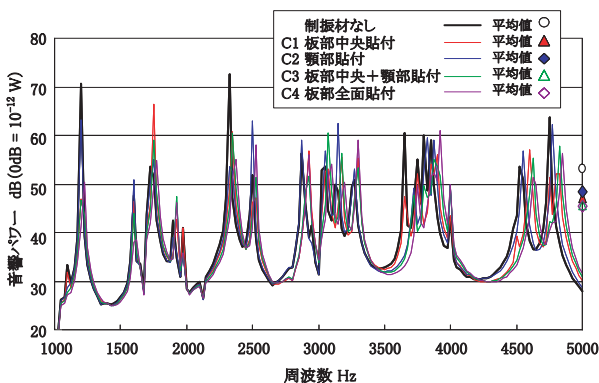


図12 制振材貼付による音響パワーの変化 計算結果

3.3 防音カバーによる音響パワー及び音圧変化

防音カバー有無による加振力1Nあたりの音響パワーの計算結果を図13及び図14に示す。上下加振では、走行時²⁾に顕著である1250Hz付近のピークのほか、875Hz及び1780Hz付近などにも主要なピークが見られるが、防音カバーにより1kHz以上で低減効果が期待でき、特に1780Hzは大きく低下する結果となった。左右加振では、低減効果が上下方向より大きい結果となった。図15及び図16は、車輪近傍点（車軸中心より水平2m、高さ1.2m）での音圧計算結果である。2kHzまでのパワー平均は、上下加振で約2dB、左右加振で9dBの低下を示した。

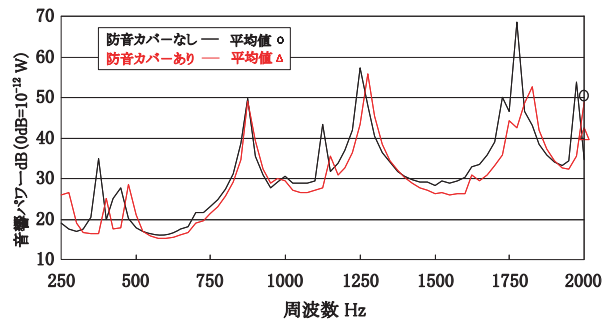


図13 NA形波打車輪の音響パワー計算結果（上下加振）

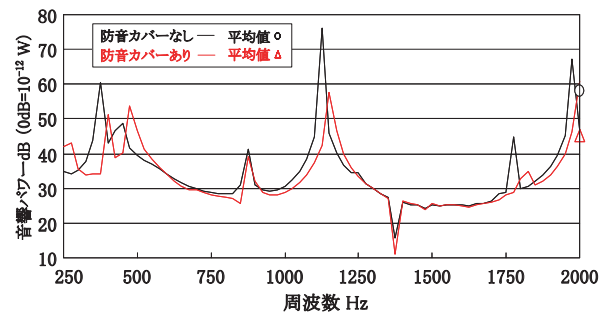


図14 NA形波打車輪の音響パワー計算結果（左右加振）

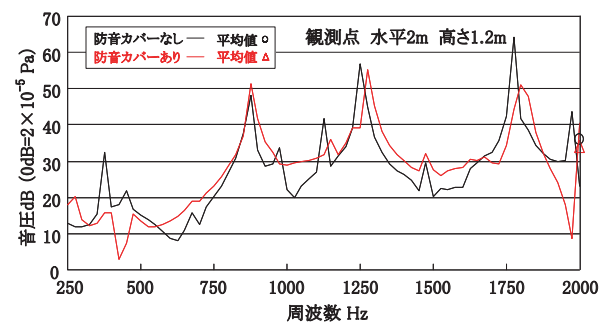


図15 NA形波打車輪の音圧計算結果（上下加振）

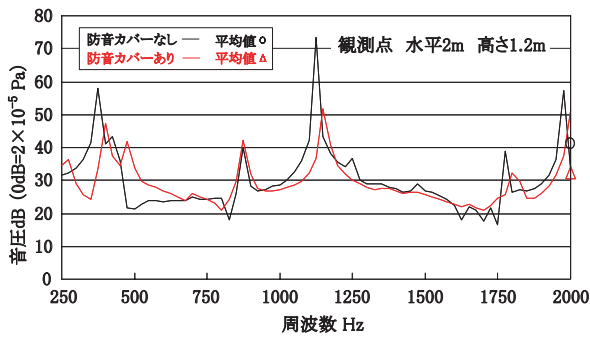


図 16 NA 形波打車輪の音圧計算結果（左右加振）

3.4 試作防音カバーの振動及び騒音低減効果

図17は、実験モード解析で求められた主な振動モードである。防音カバー取付けによる振動モード変化は少ない。図18は、板部中央での周波数応答関数の比較であり、ピークの変化をみると、1280Hzピークについては、防音カバーNO.1は、防音カバーなしの約40%の大きさに、防音カバーNO.2は、約20%の大きさとなる。また、1900Hz付近のピークでは、NO.1は、カバーなしの約70%の大きさ、NO.2は、約40%の大きさとなり、それぞれ振動低減効果がみられた。ピーク値のデシベル平均値（0dB = 0.001m/s/N）では、防音カバーなしで-18.7dB、防音カバーNO.1で-19.8dB（ $\Delta 1.1\text{dB}$ ）、防音カバーNO.2で-19.9dB（ $\Delta 1.2\text{dB}$ ）となり、NO.1、NO.2とも効果はほぼ同じと考えられる。NO.2の値が、やや低いのは、板部の締付力（押付力）がNO.1より大きいためであると考えられる。図19は同様に、リム部での周波数応答関数の比較であり、1278Hzや1894Hzなどではリム部に接触する制振鋼板の影響により値が大きく減少していることも分かった。図20は、1kHz以上での主要ピークでのモード減衰比の計算結果である。減衰は、加振条件等に大きく依存し、正確な実測は困難である。1250Hz付近の約1.0%の値は、特異な結果であるが、概ね0.2～0.6%の範囲に分布し、4kHzまでの平均値では、防音カバーなしで0.27%、防音カバーNO.1で0.40%、防音カバーNO.2で0.42%となった。図21及び図22に、上下加振と左右加振の車輪より150mm離れた車輪近傍の音圧を示す。両図とも防音カバーなしと比べて、防音カバーNO.1、NO.2はほぼ全周波数帯で低減しており、車輪から発生する転動音やきしり音の防音カバーによる低減効果が期待できる。リム部まで防音カバーがあるNO.1の場合は、リム部が制振鋼板によって制振されるため、リム部の寄与の大きい周波数の音圧は低減しているが、板部の低減割合はNO.2の板部より少ない。板部だけの防音カバーNO.2は、板部の寄与の大きい周波数の音圧は、大幅に低減しているが、リム部は制振されていないため、リム部の寄与の大きい周波数の音圧は低減

割合が少なく、逆に2960Hzの周波数は防音カバーなしよりも音圧が高くなっている。また、車輪の板部とリム部に加速度センサーを取り付けて測定し、車輪近傍の音圧と比較した結果、板部の振動減少割合が少ないことから、防音カバーは、制振よりも遮蔽効果が大きいことが確認された。しかし、発泡材の量（厚さ）やカバーの押え方（押付け力）によって、制振割合も変化すると考えられる。今後は、実用化においては、加振力の大きい回転状態での騒音低減効果等を確認するため、実車による検証が必要である。

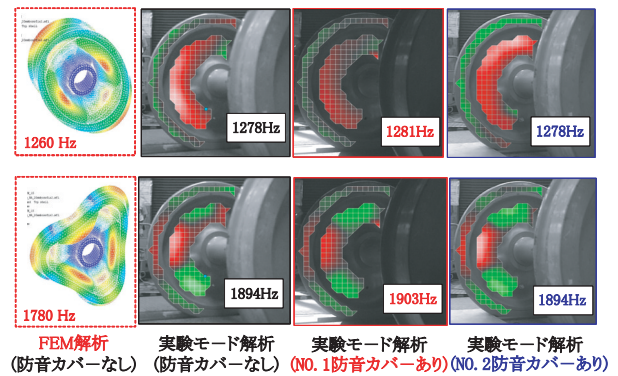


図 17 NA 形波打車輪の主な振動モード

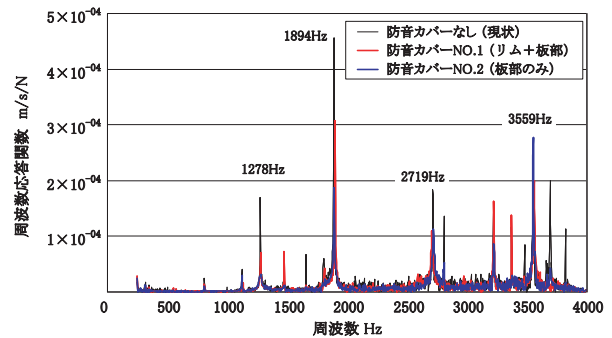


図 18 試作防音カバーによるNA形波打車輪の振動低減効果（実験結果、板部）

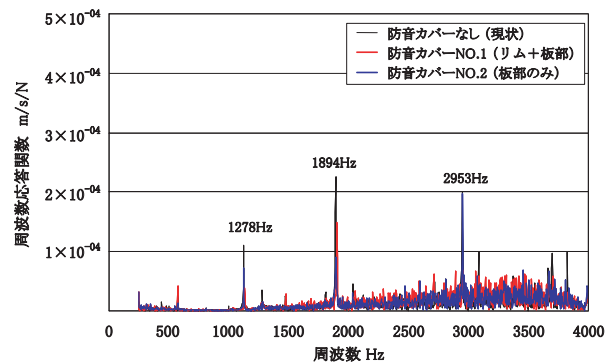


図 19 試作防音カバーによるNA形波打車輪の振動低減効果（実験結果、リム部）

特集：環境技術

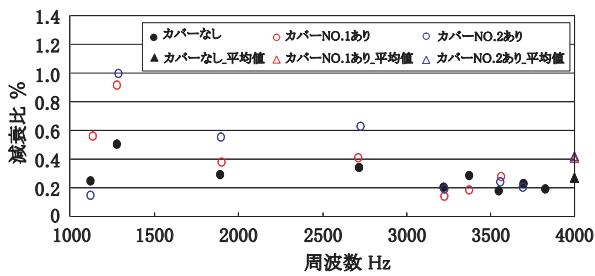


図20 NA形波打車輪の防音カバー取付によるモード減衰比の変化(実験結果)

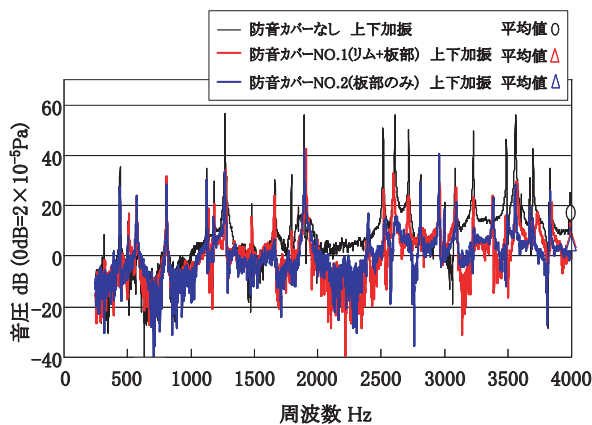


図21 試作防音カバーによるNA形波打車輪の音圧低減効果(実験結果, 上下加振)

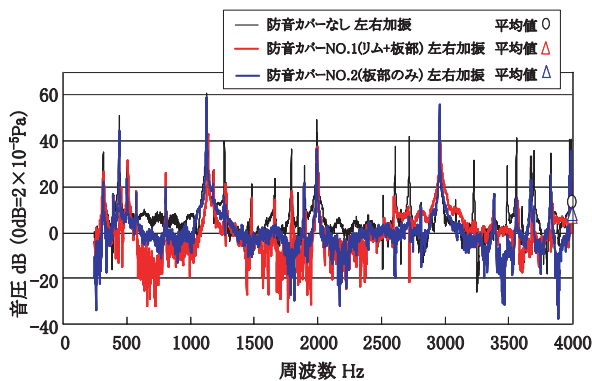


図22 試作防音カバーによるNA形波打車輪の音圧低減効果(実験結果, 左右加振)

4. まとめ

在来線車輪の騒音低減の諸対策について、計算と加振実験により、以下の点が明らかになった。

- (1) 構造音場解析の結果から、リム部とボス部との間にオフセットをもつA形車輪でリム厚を変化させた場合に高周波数域(1700Hz以上)で音響パワーが低減する傾向がみられた。ストレート形状のC形平板車

輪での低減効果は少ない。

- (2) 構造音場解析の結果から、制振材貼付により2500Hz以上の高い周波数ではピーク周波数のシフトが大きくなる。5kHzまでのパワー平均は、顎部+板部中央に貼付した場合、7.3dBの低下となり、低減効果は大きい、さらに全面貼付としても7.6dBの低下となり、差は少ない。
- (3) 防音カバーの場合の計算では、1kHz以上で低減効果が見られ、2kHzまでのパワー平均は、上下加振で約2dB、左右加振では約9dBの低下を示した。
- (4) 試作防音カバーによる振動及び音響低減効果を実験により確認し、防音カバーNO.1, NO.2はほぼ全周波数帯で低減しており、車輪から発生する転動音やきしり音の防音カバーによる低減効果が期待できる。
- (5) 試作防音カバーは、振動抑制効果より遮蔽効果による騒音低減が大きいことが確認された。

5. 今後の取組み

車輪防音カバーの騒音の計算については、取付条件のモデル検討や、今回得られた減衰の実験値(モード減衰)を参照しつつ、精度の向上をはかる。また、車輪防音カバーの試作については、今回は振動・音響的な側面での低減効果を予測、確認することを目的としており、実走行時の車輪強度や熱応力等を考慮していない。しかしながら、振動及び音響的な低減効果の見通しが得られたことから、実用化に向けた設計及び走行試験を進める予定である。

謝辞

本研究を進めるにあたり、防音カバー材料及び特性データを提供頂いた(株)ニチアス殿に感謝の意を表する。

文献

- 1) 笹倉 実, 佐藤 潔, 阿久津勝則: 定置加振試験による車輪の振動放射音の解析, 鉄道総研報告, Vol.18, No.11, 2004
- 2) 佐藤 潔, 笹倉 実他: 板部形状の異なる車輪の音響特性, 鉄道総研報告, Vol.19, No.5, 2005
- 3) 笹倉 実, 佐藤 潔: 3次元構造/音場解析によるレール及び車輪振動放射音の評価, 鉄道総研報告, Vol.21, No.3, 2007
- 4) 笹倉 実, 佐藤 潔: 在来線車輪の形状因子による振動騒音特性評価, 鉄道総研報告, Vol.22, No.5, 2008
- 5) 間々田 祥吾他: 遮音機能を有するレール防音材の開発, 鉄道総研報告, Vol.21, No.2, 2007