

# 車輪板部の形状変更による応力と騒音の低減手法

赤間 誠\* 笹倉 実\*\* 古野 一裕\*\*\*

## Method for Decreasing Stress and Noise by Modifying Shape of Wheel Plate

Makoto AKAMA Minoru SASAKURA Kazuhiro FURUNO

Finite element method and boundary element method were applied to develop the low-stress and low-noise lightweight wheel. A design methodology was developed and applied, leading to the development of new plate shapes of wheel whose stresses generated were lower than those of conventional corrugated wheels. Candidate plate shapes were selected based on the analyses. Next, transient dynamic analyses were carried out for the wheels. At the same time, to verify the analytical results, these wheels were manufactured and experiments were implemented. Finally, sound analyses were performed and the results were compared with those obtained by field measurements. From this study, a new plate shape of lightweight railway wheel was obtained that reduces the radiated noise as well as the maximum stresses generated in the plate region.

キーワード：有限要素法，境界要素法，車輪，応力，騒音

### 1. はじめに

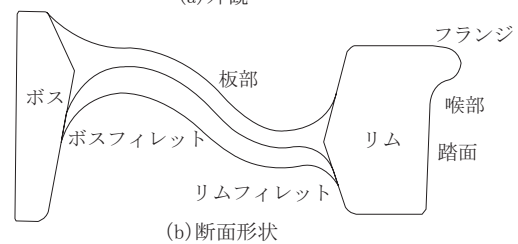
鉄道車両用の波打車輪は、圧延車輪の板部を円周方向に波打たせて剛性を高めたもので、その分板厚を薄くでき、通常車輪と比較して約10%の軽量化が可能であるとされている。鉄道車輪には付随台車用のA形一体車輪（以下A形車輪とする）、駆動台車用のB形一体車輪（B形車輪）があり、それぞれに対応した軽量車輪としてA形波打車輪（AC車輪）、B形波打車輪（BC車輪）がある。また図1に示すようなAC車輪に踏面ブレーキによる熱応力対策を施した新A形波打車輪（NAC車輪）もある。このうち、NAC車輪の転動騒音は大きくなる傾向があることが分かっている<sup>1)</sup>。騒音問題は交通輸送機関にとって重要な課題であり、鉄道においても沿線に及ぼす影響に配慮し、その低減を図ることが社会から求められている。同時に列車速度の向上と省エネルギー対策も重要であり、今後はより耐ブレーキ熱性能に優れた軽量車輪の開発も必要である。

本研究では、有限要素法（FEM）を用いて応力解析及び振動解析を行い、さらに得られた構造振動を境界条件とした境界要素法（BEM）による騒音解析を行った。その結果、質量及び剛性はNAC車輪と同等で、板部に発生する応力を低減でき、同時に騒音も低減できる板部形状が得られた。それぞれの解析結果について、実際に試作した車輪を用いた実験及び既存車輪の現地測定結果と比較し、検証を行った。

\* 車両構造技術研究部（車両強度）  
\*\* 車両構造技術研究部（動力システム）  
\*\*\* 元アドバンスソフト（技術第5部）



(a) 外観



(b) 断面形状

図1 新A形波打車輪（NAC車輪）

### 2. 数値解析

#### 2.1 板部形状の設計手法

本研究は、NAC車輪よりも板部に発生する応力が小さく、かつ転動騒音が小さい板部形状を開発することを目的とする。既存車輪の応力解析結果を考慮し、車輪板部の効率的な形状設計手法を確立する。基準は以下の通りである。

- 踏面ブレーキによる熱負荷及び軌道からの反力により、板部に発生する応力が小さいこと。
- 板部の振動によって発生する騒音が小さいこと。
- 剛性が波打車輪と同程度であること。

特集：鉄道車両技術

- 質量が波打車輪と同程度であること。

過去の研究<sup>2)</sup>によって、板部の形状が発生応力に及ぼす、以下のような基本的な知見が得られている。

(a) 踏面ブレーキによる熱応力及び軌道からの反力による機械的応力は、板部をS型の曲線形状にすることで大幅に減少することができる。

(b) 板部の傾斜を大きくするか板厚を小さくすれば、発生する熱応力は小さくなる。

(c) リム部及びボス部のフィレット半径を大きくすれば、発生応力が小さくなる。

(d) 車輪の直径を大きくすれば、板部に発生する熱応力及び機械的応力を減少することができる。

他方、車輪の転動騒音は板部の振動が大きく寄与し、特に周波数が1000Hz以上で著しいことが分かっている<sup>3)</sup>。過去の研究<sup>4)</sup>によって得られた板部の形状が発生騒音に及ぼす知見は以下の通りである。

(α) 板部の曲線形状は軌道からの反力によって大きく変形するため、半径方向の振動モードが軸方向の運動と連成し、振動が大きくなるので、垂直な直線にすべきである。  
 (β) 板厚を大きくすれば剛性が高まり、車輪の固有振動数は高くなる。加振振動数は低いいため、共振が発生しにくくなる。

(γ) 車輪の直径を小さくすれば、騒音を放射する板部の面積が小さくなり、固有振動数も高くなるため、騒音は小さくなる。

以上のように、複雑で二律背反ともなる事柄を考慮し、設計及び解析は次のような手法で行うことにする。

(i) 解析は‘試行錯誤’法で行った。これは設計パラメータを変更して得られた形状でFEM解析を行い、結果を比較するという意味である。

(ii) 板部の形状は、円周方向には波を打たせない。過去の研究によって、円周方向に波を打たせなくても、質量を増大させずに現用の波打車輪程度の剛性は確保できることが分かっている。これによって板部の形状は軸対称となり、設計パラメータと解析時間の増大を回避できる。

(iii) 車輪の転動騒音は板部の振動が主に寄与することから、板部の振動を減少させることに主眼を置く。

具体的には、第一段階で設計パラメータを変更して得られた形状で、同じ解析条件でFEMによる熱応力及び機械的応力解析を行い、応力及び各部の変位をNAC車輪と比較する。この比較によって、有望な候補形状を選定する。この段階では応力解析のみを行う。時刻歴応答解析や騒音解析は、一般に長時間を要するためである。対象とするNAC車輪の範疇であるA形車輪の一般的な断面形状を図2に示す。図に示す主要な寸法のうち、四角で囲んだ寸法は不変とする。他の寸法を設計パラメータとし、妥当な限界内で変更することによって、性能を向上させる。それらはリム近傍の板厚(D1)、ボス近傍

の板厚(D2)、板部のオフセット量(D3)及びS型形状の変曲点位置(D4)である。この位置は、リム部及びボス部のフィレット半径に影響を及ぼす。また板部の質量が一定となるように考慮して、板部の厚さを変更した。第二段階では、NAC車輪とともに板部の候補形状を持つ車輪について動的解析を行う。車輪の回転を模擬した時間変動荷重下での時刻歴応答解析を行い、走行状態における車輪振動の実変位が求まる。第三段階において、時刻歴応答解析の結果を用い、BEMによる騒音解析を行う。

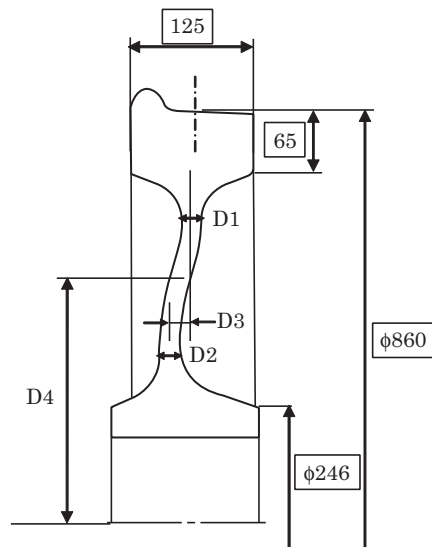


図2 A形車輪の断面形状と設計パラメータ (mm)

2.2 解析結果

第一段階の応力解析は、設計パラメータD1～D4を実用的な許容範囲内で変更した8種類の板部形状を持つ車輪について行った。まずD1及びD2については、いずれの場合もその値が大きいかほど熱応力及び機械的応力ともに低下する傾向となった。D1を大きくした場合は熱応力が低下し、D2を大きくした場合は機械的応力が低下した。しかし、D1及びD2を大きくすると質量が増大するため、質量一定の条件からの制約があった。よってD3またはD4を変更した場合、質量一定となるようにD1及びD2を決定した。D3を大きくした場合、熱応力及び機械的応力ともに低下し、前述の基本的知見(a)が確認された。D4を大きくした場合は、熱応力は低下したが、機械的応力については、D4がリム部とボス部の中央に位置するように設定する場合が最も低下した。NAC車輪と比較して同程度もしくは大きな応力が発生する板部形状は除外した。解析の結果、二種類の候補車輪形状を選定し、それぞれをA1形車輪、A2形車輪とした。A1形車輪は板部に発生する応力はA2形車輪よりは大きいNAC車輪よりは小さく、かつ前述の低騒音特性(α)及び(β)を考慮した板部形状を持つ。A1形車輪の設計変数は、D1 = 15 mm, D2 = 19 mm, D3 = 53 mm, D4 = 256 mmである。

A2形車輪は、解析した車輪の中で板部に発生する応力が最も小さな車輪である。A2形車輪の設計変数は、D1 = 13 mm, D2 = 17 mm, D3 = 72 mm, D4 = 256 mmである。

踏面ブレーキについては、停止ブレーキよりも過酷な条件となる連続抑速ブレーキを考慮した。解析条件はブレーキトルク約0.8kNm, 速度75km/h, ブレーキ負荷時間600秒とし、汎用FEMソフトMARCを用いて温度場-応力場非連成熱応力解析を行った。また軌道からの反力については、1車輪当たりの垂直方向の荷重である輪重を98kNとして車輪幅中心に負荷し、1車輪当たりの水平方向の荷重である横圧を59kNとして車輪フランジの喉部付近に負荷した機械的応力解析を行った。抑速ブレーキによる熱応力は、NAC車輪と比較した場合、A1形車輪の板部においては最大応力が33%減少し、A2形車輪は42%減少した。また軌道からの反力による機械的応力は、A1形車輪の板部においては最大応力が10%減少し、A2形車輪は15%減少した。候補車輪とNAC車輪の最大変位はほぼ同じであったため、剛性は同等と考えられる。

FEM解析結果を実験で検証するため、候補車輪を自由鍛造後、精密機械加工を施して製作した。実験は抑速ブレーキ試験、輪重及び横圧負荷試験を行った。抑速ブレーキ試験では、実験条件はブレーキトルク約1kNm, 速度75km/hとし、熱電対を車輪幅中心の踏面下10mmの位置に埋め込んで温度を測定しながら、FEM解析で最大半径方向応力が発生することが予測された板部の位置にひずみゲージを貼り付け、半径方向ひずみを測定した。図3に、候補車輪及びAC車輪について、実験結果をFEM解析結果とともに比較して示す。実際の試験では、ブレーキ制輪子が摩耗によって車輪踏面に一様に接触しない場合がたびたびあるが、この図に示した試験は一様に接触した場合であり、その場合には試験結果とFEM解析結果はほぼ一致した。輪重及び横圧負荷試験では、49kNの垂直荷重を踏面中心に負荷するか、49kNの水平荷重をリム部中心に負荷して、最大半径方向応力の発生予測位置にひずみゲージを貼り付け、半径方向ひずみを測定した。この場合も、試験結果とFEM解析結果はほぼ一致した。

次に候補車輪とNAC車輪について、FEMによる動的解析を行った。最初に固有値解析を行った。NAC車輪は30°ごとに鏡面对称であるが、リム部の回転を正確に解析するため、車輪全体をモデル化した。候補車輪は軸対称形状であるが、NAC車輪と比較するため、これらも全体をモデル化した。ボス部内側の節点を全方向拘束することによって車軸は省略した。このモデル化は、転動騒音の発生に関して重要な節直径が2以上のモードについては、十分な近似である<sup>5)</sup>。固有値及び固有ベクトルの抽出には、Lanczos法を用いた。図4に、A1形車輪について得られた固有モードの例を示す。モード変位ベクトルは、正規化してある。示したモードは、2節直径、1節

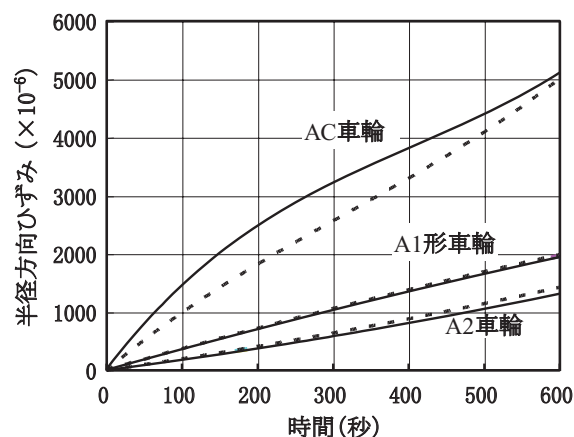


図3 抑速ブレーキによる半径方向ひずみ (実線; FEM解析, 点線; 実験)

円軸方向モードである。同図には、加振器による加振試験で測定した固有振動数及びそれに対応する固有振動モードも示しており、ほぼ一致していることが分かる。

次に走行中の車輪の実変位を求めるため、時刻歴応答解析を行った。本研究では、解析が長時間に及ぶことが予測されたため、階層型領域分割法 (DDM) に基づく並列アルゴリズムを有する動的陽解法 FEM コード Nexst-Impact を用いた。各物理量の入力値及び簡単化のための仮定を説明するため、基礎式を記述する。動弾性問題のための重み付き残差形式は次式で与えられる。

$$[M]\{a\} + [C]\{v\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (1)$$

$\{a\}$ ,  $\{v\}$ ,  $\{u\}$  及び  $\{f\}$  は加速度, 速度, 変位及び外力ベクトルであり,  $[M]$ ,  $[C]$  及び  $[K]$  は質量, 減衰及び剛性マトリックスである。式(1)を, 中心差分を用いて時間領域に関して離散化する。

$$\left( \frac{1}{(\Delta t)^2} [M] + \frac{1}{2(\Delta t)} [C] \right) \{u\}_{n+1} = \{f\}_n - \left( [K] - \frac{2}{(\Delta t)^2} [M] \right) \{u\}_n - \left( \frac{1}{(\Delta t)^2} [M] - \frac{1}{2(\Delta t)} [C] \right) \{u\}_{n-1} \quad (2)$$

$\Delta t$  は時間ステップ幅であり,  $\{u\}_{n+1}$ ,  $\{u\}_n$ ,  $\{u\}_{n-1}$  は各時間ステップにおける変位である。Rayleigh減衰を仮定すれば, 減衰マトリックスは次式で表すことができる。

$$[C] = c_k [K] + c_M [M] \quad (3)$$

$c_k$  及び  $c_M$  は, それぞれ剛性減衰係数及び質量減衰係数である。集中質量マトリックスを用い,  $c_k = 0$  とした質量比例減衰モデルを用いることによって, 動的陽解法において粘性減衰を導入することができる。この解法の収束と安定性のため,  $\Delta t$  は次式のCourant条件を満足する必要がある。

$$\Delta t < l_{\min} / c \quad (4)$$

$l_{\min}$  は要素の代表長さの最小値,  $c$  は要素中を伝播する応

特集：鉄道車両技術

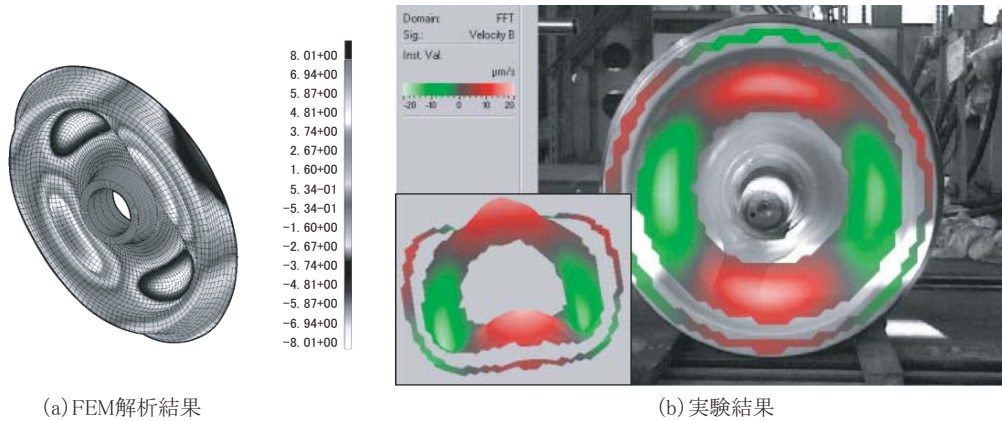


図4 A1形車輪の振動モード（2節直径，1節円軸方向モード）

力波の速度であり，次式で与えられる。

$$c = \sqrt{E(1-\nu)/\rho(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (5)$$

$E$ ， $\nu$ 及び $\rho$ はそれぞれYoung率，Poisson比及び質量密度である。

レール上を転がる車輪は，図5に示すように，輪重を表す一定の大きさの集中力 $P$ が，一定の角速度 $\Omega$ で踏面中心上を回転する静止した車輪としてモデル化した。列車の走行速度 $V$ は100km/hとし， $\Omega$ は $V$ と車輪踏面中心の寸法から求めた。また $P=59\text{kN}$ とした。実際のFEM解析では，車輪踏面における一周分の135節点に，離散的に $P$ を与えることになるため，ほぼ1400Hzの加振力となる。

解析は四面体要素を用いて，車輪全体をモデル化し，拘束条件としてはボス部の内側の節点を全方向について固定した。また各材料定数は以下の値を用いた。

$$E = 206\text{GPa}, \nu = 0.3, \rho = 7.86 \times 10^{-6}\text{kg/mm}^3$$

車輪鋼の損失係数は， $2 \times 10^{-5} \sim 3 \times 10^{-4}$ である<sup>6)</sup>。車輪とレールの接触によって起こる減衰はかなり大きいため，転動騒音を予測するために用いる，車輪鋼のこのレベルの減衰比の値は，それほど重要ではない<sup>7)</sup>。よって $c_M = 0$ とした。

車輪／レール系は，接触領域の長さと比較して非常に短い波長の粗さには応答しない‘接触フィルター効果’と呼ばれる現象のあることが知られている<sup>8)</sup>。この場合の解析条件では，接触領域は12mm×8.5mmの楕円となる。 $P$ を負荷する四面体要素の寸法は，これとほぼ同じとした。 $\Delta t$ は45 $\mu$ 秒としたが，これはCourant条件を十分満足している。集中力 $P$ は，初期の静止状態の影響を除外するため2回転させ，以下に示す結果は全て2回目の回転で得られたものである。

例として図6及び図7に，ある時点における走行中のNAC車輪及びA1形車輪の変位分布を示す。変位は次式で定義したスカラー量である。

$$d = \sqrt{d_r^2 + d_\theta^2 + d_z^2} \quad (6)$$

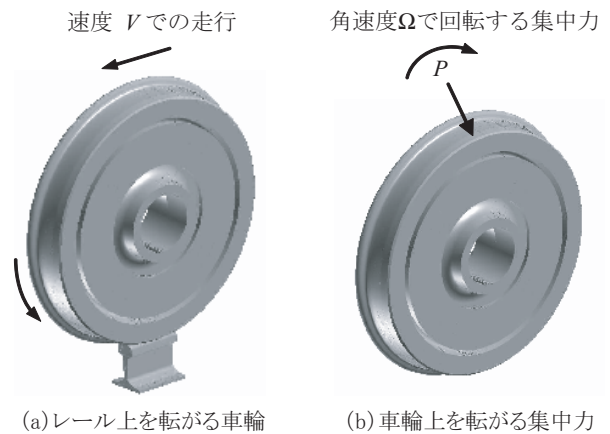


図5 回転する車輪のモデル化

$d_r$ ， $d_\theta$ 及び $d_z$ は，原点が車輪中心にある円筒座標系における半径方向 $r$ ，円周方向 $\theta$ 及び軸方向 $z$ の変位である。NAC車輪の場合，主に6節直径，1または2節円の軸振動モードが板部に見られる。A1形車輪では，変位がかなり小さいため明確ではないが，主に4節直径，1または2節円の軸振動モードが板部に見られる。A2形車輪においては，やはり4節直径，1または2節円の軸振動モードが板部に見られる。ここで，騒音に最も寄与すると思われる車輪板部の軸方向最大変位を求めた。例えば $r = 312\text{mm}$ におけるNAC車輪，A1形及びA2形車輪の最大変位は，それぞれ0.37mm，0.09mm及び0.25mmであり， $r = 174\text{mm}$ におけるそれらは，0.63mm，0.32mm及び0.64mmであった。

図8に，高速Fourier変換(FFT)を用いて解析したNAC車輪及び候補車輪の変位周波数応答を示す。いずれの車輪もほぼ1920Hzにおいて最高のピークを示すが，最高値はA2形車輪がNAC車輪と同等なのに対して，A1形車輪はNAC車輪のほぼ半分であることが分かる。

最後にNAC車輪とA1形車輪について，時刻歴応答解析の結果を用い，BEMソフトAdvance/FrontNoiseにより，騒音解析を行った。解析によって得られた音圧を，現場における測定結果と比較する。

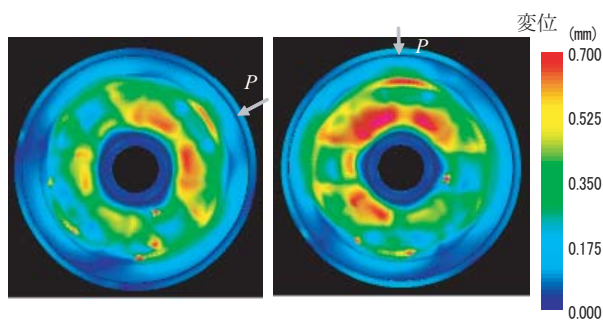


図6 NAC車輪の振動変位分布

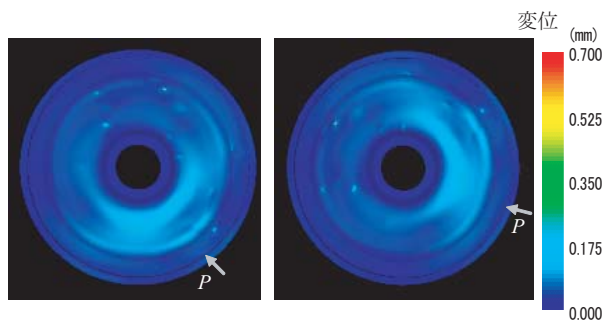


図7 A1形車輪の振動変位分布

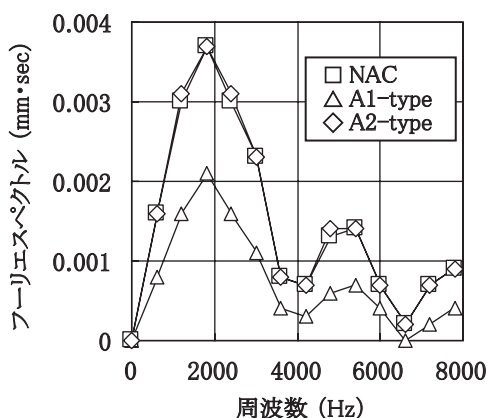


図8 FFTを用いた車輪の変位周波数応答

解析では、同一台車の測定側車輪二枚からの騒音のみを考慮した。メッシュは二枚の車輪の中心間隔を2100mmとし、節点数及び要素数はそれぞれ4260及び8160である。既存の現場測定結果と比較するため、Pは測定した車両における付随車の約35kNとした。地面についての境界条件は、完全吸収とした。前述の手法で求めた車輪板部表面の振動変位を用いて、FFTによる変位の周波数応答から、周波数1920Hzにおける変位 $d_{\omega}(x)$ 及び速度 $v_{\omega}(x)$ の分布を求め、BEM解析の境界条件として車輪板部に規定した。車輪は高速で回転しているため、車輪の円周方向の $v_{\omega}(x)$ 分布を平均して、円周方向には同位相と仮定して音源とした。リム部及びボス部の振動は、図4及び5に示すように微小であるため無視した。また半径方向の振動による騒音も無視した。車輪からの放射効率率は、高周波数である場合、ほぼ1であることが解析で得られているため<sup>5)</sup>、本解析でも1と仮定し、指向性は考慮しなかった。現場における測定結果の騒音源分布から、レール

は騒音が大きな溶接部を除き、中間部において測定している。よってレールからの騒音は車輪からの騒音よりも小さいと考え、無視した。特にNAC車輪の場合、ほぼ2000Hz帯では車輪からの騒音より約10dB(A)小さかった<sup>1)</sup>。

図9に各車輪について、台車中心における軌道に対して直角方向の音圧分布及び軌道中心から6.25m離れた位置における音圧分布を示す。音圧レベルは次式で定義される。二つの車輪から発生する騒音の干渉と考えられる、ほぼ0.5m間隔の縞模様が観察されるが、音圧レベルはNAC車輪からの方がかなり大きい。

図10に、音圧レベルについて、BEM解析結果と現場における音圧レベルの測定結果を比較して示す。測定は、NAC車輪とA形車輪を装着した車両を両端に配置した列車について、軌道中心から6.25m離れた、地上から高さ1.2mの位置に設置したアレイ装置を用いて行われた<sup>1)</sup>。騒音レベルの値は、それぞれの車輪を装着した台車間の平均値であると考えられるため、BEM解析の結果も列車走行方向長さと同幅について平均し、次式で示す等価A特性音圧レベルで示した。

$$L = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{m_p} \sum_{j=1}^{m_p} 10^{\frac{L_{Aj}}{10}} \right) \quad (7)$$

$m_p$ は当該部分にある計算点の数で、 $L_{Aj}$ は点jにおける音圧レベルである。この図より、NAC車輪についての解析結果と対応する測定結果はほぼ一致していることが分かる。若干解析結果の方が音圧レベルが高いのは、解析では構造減衰、車輪とレールの接触による減衰などを考慮していないためと考えられる。またA1形車輪の解析による予測では、NAC車輪と比較して8dB(A)程度音圧が低下しており、A形車輪程度の値となることが期待できる。

### 3. 考察

候補車輪であるA1形及びA2形車輪は、NAC車輪と比較して、質量の増大や剛性の低下なしに、板部に発生する最大熱応力はそれぞれ33%及び42%減少し、機械的応力は、A1形車輪は最大応力が10%減少し、A2形車輪は15%減少した。NAC車輪の場合、板部において円周方向に波が打たれているため、形状の急変部分に応力集中が起こる。この応力集中を回避するため、候補車輪では、板部形状は軸対称とした。軸対称形状にすれば、円周方向の「長さ」を波打形状よりも短縮できるため、質量が同じ条件で板厚を増大できる。よって候補車輪の質量及び剛性はNAC車輪と同等にできた。

A1形車輪の板部における振動振幅は、NAC車輪と比較して、リム近傍ではほぼ1/4、ボス近傍ではほぼ1/2となった。NAC車輪の場合、踏面ブレーキによる熱応力対策のため、板部のオフセット量を大きくしている。よって円

特集：鉄道車両技術

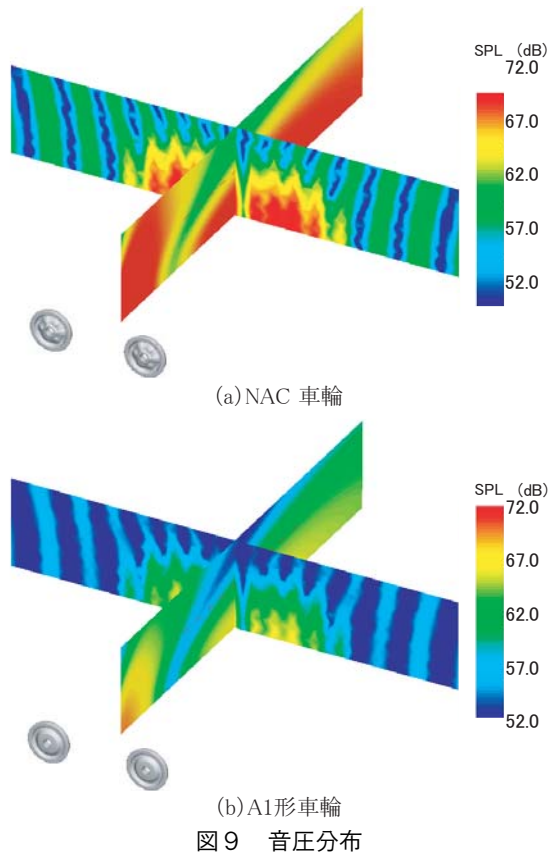


図9 音圧分布

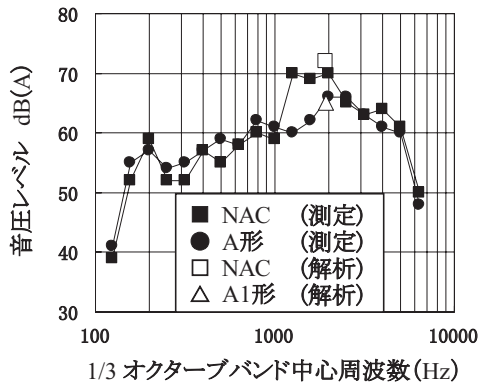


図10 騒音スペクトルの比較

周方向の‘長さ’が増大し、板厚を薄くして質量増大を回避している。それゆえ剛性が低下し、振動振幅が増大したものと考えられる。また円周方向に波打たせているため、その方向の剛性は変化しており、走行時の車輪回転による板部の変位は、輪重及び横圧の負荷位置が不変の場合でも変動する。これは変位加振力になり得る。さらにNAC車輪は円周方向の形状を $\sin^{1/2} 6\theta$ 曲線とし、半径方向はS型形状としている。この形状は円盤における6節直径、1または2節円の軸振動モードに酷似しており、それゆえこのモードが発生しやすく、振動振幅が大きくなったと考えられる。A1形車輪の板部形状は軸対称で、オフセット量もそれほど小さくなく、NAC車輪と比較して振動振幅も小さくなったと考えられる。これに対

し、A2形車輪は踏面ブレーキによって板部に発生する熱応力をさらに小さくするため、オフセット量を大きくしている。よって前述の考察のように剛性が低下し、振動振幅が大きくなったと考えられる。

このように車輪板部の円周方向に波を打たせなければ、現用のNAC車輪と比較して質量の増大や剛性の低下なしに、板部に発生する応力を大幅に低減させることが可能であるが、図8に示すように、設計パラメータの取り方によっては騒音が増大する可能性もあることが分かった。よって鉄道車輪の設計においては、応力解析だけでなく、振動・騒音解析も同時に行い、検討する必要がある。

4. 結論

本研究では、最初にFEMを用いて、板部に発生する応力をNAC車輪よりも低減できる板部形状を検討した。次に二種類の候補形状について、NAC車輪とともにFEMによる時刻歴応答解析を実施し、板部の振動振幅、振動周波数をそれぞれ求めた。最後にその結果からBEMによる騒音解析を実施し、質量及び剛性はNAC車輪と同等で、板部に発生する応力を低減でき、同時に騒音も低減できる板部形状を得た。

文献

- 1) Zenda, Y. et al., "Characteristics of rolling noise on narrow-gauge lines in Japan". In Proceedings of the 33<sup>rd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Prague, Czech Republic, 22-25, August, 2004.
- 2) Hirakawa, K. and Sakamoto, H., "Effect of Design Variation on Railroad Wheel Fracture," *ASME Paper*, 91-WA/RT-41, 1981.
- 3) Thompson, D. J., "Wheel-Rail Noise Generation, Part I: Introduction and Interaction Model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.161, No.3, pp.387-400, 1993.
- 4) Fodiman, P. et al., "Validation d'une roue de remorque de TGV-A," *de forme optimisee du point de vue acoustique, Revue Générale des Chemins de Fer.*, Vol.115, No.3, pp.9-12, 1996.
- 5) Thompson, D. J. and Jones, C. J. C., "Sound Radiation from a Vibrating Railway Wheel", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.253, No.2, pp.401-419, 2002.
- 6) Cremer, L. et al., *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag, 1988.
- 7) Thompson, D. J., "Wheel-Rail Noise Generation, Part V: Inclusion of wheel rotation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.161, No.3, pp.467-482, 1993.
- 8) Remington, P. J., *Wheel/Rail Noise - Part IV: Rolling Noise*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.46, No.3, pp.419-436, 1976.