

数値シミュレーションを用いた 空力騒音の発生メカニズムに 関する基礎研究



宇田 東樹*



水島 文夫**



栗田 健*

新幹線の空力騒音は、列車速度の6~8乗に比例して増大するため、列車速度の向上を図るうえで大きな課題になっている。そこで、新幹線における代表的な空力音源の一つである車間部とパンタグラフについて、地球シミュレータを用いた大規模数値計算を実施した。その結果、新幹線の車間部における広帯域空力騒音の発生メカニズムが明らかとなり、騒音の発生原理にもとづいた低騒音形状の開発を進めていく一連の手法の有効性を確認することができた。また、より複雑な形状を有するパンタグラフ全体の数値シミュレーションから、パンタグラフ騒音の一部が中間ヒンジカバーと主枠との空気力学的な流れの相互作用や、舟体と頂点カバーの流れの相互作用によって発生していることなどを示した。

●キーワード：数値シミュレーション、地球シミュレータ、空力騒音、車間部、パンタグラフ

1. はじめに

東北新幹線は、2012年度末以降に宇都宮～盛岡間で320km/hの営業運転を予定している。当社では、さらなる高速化を目指した技術的検討を進めているが、騒音・振動・圧力変動などといった沿線環境問題が大きな課題の一つとなっている。

沿線における環境問題のうち、騒音問題に対しては1975年に当時の環境庁が「新幹線鉄道騒音に係わる環境基準について」とする告示で住宅用地域において70dB、商工業地域において75dBという、国際的にみても厳しい環境基準を定めている。新幹線の騒音は、大きく分けると車輪とレールとの接触による転動音や構造物音と、列車の通過に伴って空気が乱されることで生じる空力騒音とに分けられるが、後者の空力騒音は、列車速度の6~8乗に比例して増大する性質をもつ¹⁾ため、速度向上の大きな障壁となっている。

空力騒音に対しては、走行試験・風洞試験・数値シミュレーションなどをベースとして技術開発を進めている。本稿では、高い計算性能を有し、大規模数値計算が可能となるスーパーコンピュータ（地球シミュレータ）を用いて、新幹線の代表的な空力音源である車間部およびパンタグラフ全体に対する空力騒音シミュレーションを実施し^{2) 3)}、空力騒音の解析を行った結果について述べる。

2. 数値計算手法

2.1 空力騒音の数値計算

空力騒音問題を難しくしているのは、①音源の特定が容易でないこと、②発生メカニズムが複雑であること、と考えられる。①の音源位置の特定については、近年の音響計測機器の開発や解析技術の進歩により、実験的に音源を高精度に同定することができるようになっている。一方、②に関しては、多角的に現象を分析する必要があり、実験的な研究開発だけでは不十分であることが多い。このため、実験のみでは得られない詳細な現象解析の可能な数値シミュレーションが非常に有効となる。

最近の新幹線では、各音源に対する低騒音化策が十分に進められた結果、突出した空力音源が局所的に存在するのではなく、同程度の強さを持った複数の空力音源が分布する傾向を示している⁴⁾（図1）。今後、さらなる空力騒音の低減を達成するには、試行錯誤的に騒音対策を試していく方法だけでなく、それぞれの音源の発生機構を把握し、その知見にもとづいた騒音低減手法を打ち出していくことが重要と考えられる。

以上を踏まえ、著者らは空力騒音発生メカニズムの解明と、その結果にもとづいた形状変更を進めていく開発手法を確立することを目的に、研究開発を実施した。はじめに比較的簡単な形状の新幹線の車間部を対象とした基礎検討を行い、その後、複雑な形状を有するパンタグラフ全体の計算に取り組み、空力騒音発生メカニズムの解明の手がかりとした。

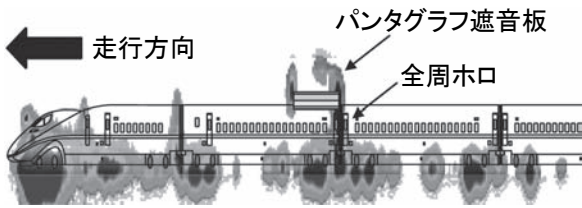


図1 340km/hにおけるFASTECH360Sの車両音源分布測定結果（先頭車両側の一部のみ表示）

2.2 計算手法の選択

流れから発生する空力騒音の数値計算手法は、大きく分けると二通りある。一つは、流体の支配方程式をそのまま数値的に解く直接数値計算（Direct Numerical Simulation、DNS）に基づく手法であり、もう一つは流れの計算と音の計算を別々に解く分離解法である。音波の本質は、空気密度の微小変動（圧力変動）であり、前者の直接数値計算による方法は、こうした圧力変動も含めて厳密に数値解析する手法である。このため、計算量は分離解法に比べると膨大なるものの、発生した音波が流れに影響を与え、再び流れから音にフィードバックする現象を解析対象とする場合には、直接数値計算が適している。一方、分離解法では、発生した音波が流れに影響を与えないとの仮定のもと、時系列の流れ場計算結果をLighthill方程式⁵⁾やCurlの式⁶⁾、Powell/Howeの渦音理論式^{7) 8)}などに代表される空力音の解析手法に適用し、空力音を計算する。このため、直接数値計算に比べ、計算コストは低く抑えられる。

本稿では、新幹線車間部のほか、複雑形状を有するパンタグラフ全体の大規模数値シミュレーションを実施する。この際、より広い計算領域を確保することと、物体近傍で十分な格子点数を確保することを重要視し、空力音の計算手法自体には、計算負荷の小さい分離解法を採用した。

2.3 解析手法

非定常流れの計算は、非圧縮のLarge Eddy Simulation (LES) によって行い、数値計算コードには東京大学生産技術研究所で開発されたFrontFlow/blueを用いた。ここで、LESとは、計算格子より大きい渦についてはそのまま取扱い、最小格子幅より小さいサブグリッドスケールの渦は、人工粘性によりモデル化する乱流モデルであり、非定常の流体計算でよく用いられる。サブグリッドスケールモデルには、Dynamic Smagorinsky Modelを使用し、流体の運動方程式の解法にはCrank-Nicolson法、圧力方程式の解法にはFractional Step法を採用し、時間・空間ともに二次精度での離散化を行った。

2.4 解析対象

新幹線の空力音源は、沿線における音源探査や風洞実験、数値計算などにより、主に先頭部・集電部（パンタグラフ）・車間部・台車部に分布することがわかっている。このうち、車間部は近年、全周ホロを用いた平滑化が施されるなどされているが、コストや耐久性、連結車両の切り離しが困難になることによるメンテナンス性悪化といった問題もあり、全周ホロを用いない騒音低減手法の開発が求められている。そこで、基礎検討として、車間部における広帯域音の発生メカニズムを調べた。また、新幹線の代表的な空力音源であるパンタグラフ全体に対しても大規模数値シミュレーションを実施し、詳細な音源位置の把握やパンタグラフ形状間の比較を実施した。

3. 車間部騒音の数値シミュレーション

3.1 計算格子

車間部は、車体の表面に沿ってほぼ同一形状とみなせるため、車間部全体を計算せず、一部を切り出した車間部要素の計算で現象解析には十分と考えられる。そこで、本数値シミュレーションは、図2に示すように車間の一部を切り出した要素解析として実施する。代表長さは、車間部の長さ L とし、数値計算の解析領域は、計算領域の境界で反射する非物理的な圧力波の影響が緩和されるように、上流側および下流側の双方に幅 $10L$ の計算領域を確保した。なお、実際の新幹線車両における車間部長さ $L=500\text{mm}$ である。車両表面の境界条件は滑りなしとし、流出条件は自由流出境界、流入条件は流速一定で、車両表面近傍については、厚さ約 $0.2L$ の層流境界層の流速分布を与えた。

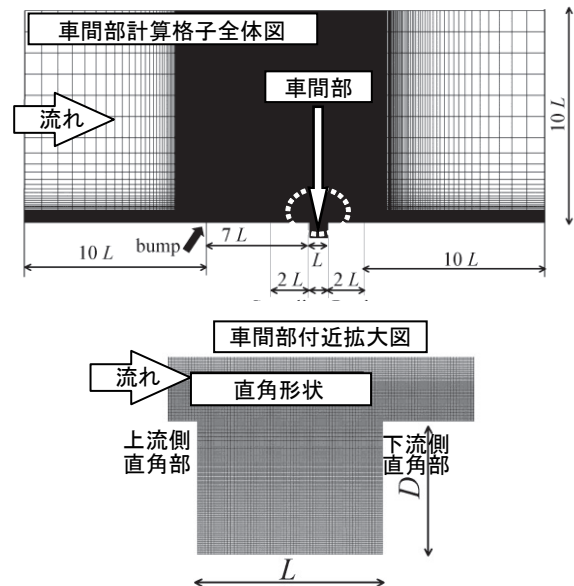


図2 車間部の計算格子

3.2 車間部騒音の発生メカニズム

まず比較的簡単な形状である車間部の要素形状に対して、大規模数値計算を実施し、車間部騒音の発生メカニズムを解明する。

図3左に示したのは、圧力変動分布の数値計算結果である。図より、直角形状のエッジ部では局所的に強い圧力変動がみられることがわかる。Curleの式によれば、低マッハ数の仮定が成り立つ新幹線においては、表面圧力変動は空力騒音の強さを表しているときみなせるため、この結果は直角のエッジ部分が最も大きな音源となることを示している。そこで、図3右では、下流側直角部に着目し、空力音源となりうる流れの渦構造を詳細に調べた。その結果、車間部の上流側直角部から移流された渦は、まず下流側直角部に衝突し、変形・分裂しながら下流へ輸送されていくプロセスが明らかとなった。広帯域の車間部騒音の原因は、こういった下流側の直角エッジ部分付近の渦変形、細かい渦への分裂および移流であると推定される。したがって、下流側直角部における渦の衝突と分裂を極力防ぐようなエッジ形状にすることが、車間部における空力騒音を小さくする指針になると考えられる。

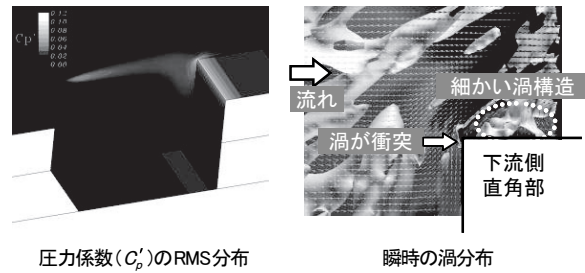


図3 直角形状の計算結果

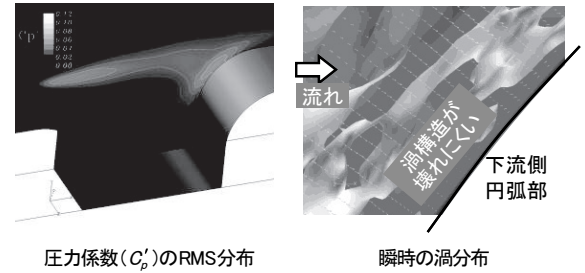


図4 円弧形状の計算結果

3.3 車間部空力騒音の低減対策

3.2節より、車間部の直角部への渦の衝突・分裂を弱める形状が空力騒音を下げると推定される。このような条件を満たす最も単純な形状は円弧形状である。そこで、車間部のエッジ部分を丸く加工した条件で計算格子を切り直し、直角形状と比較した。円弧形状の角部Rの大きさは、風洞実験との比較ができるように、現車換算で半径200mmとした。表面圧力変動を図4左に示す。表面圧力変動のRMS最大値は6%であり、直角形状に比べると小さくなっていることがわかった。また、図4右の渦構造をみると、直角形状（図3右）に比べて、渦が壊れにくく、円弧部に沿って渦が流れていく様子がわかる。

表面圧力変動をもとに計算した騒音の周波数スペクトルを図5に示す。直角形状の場合は、1kHz以上の周波数で、強い空力騒音が発生しているが、車間端部を円弧形状に変更すると、直角形状に比べて10dB程度騒音レベルが小さくなっており、車間部の丸めが車間部騒音の低減に効果的であることが確かめられる。

以上、車間部の単純な要素形状に対して、数値シミュレーションを用いた基礎検討を行った。その結果、空力騒音の発生メカニズムに関する解析を踏まえたうえで、形状変更を進めていく開発手法が、有効に機能することが確かめられた。

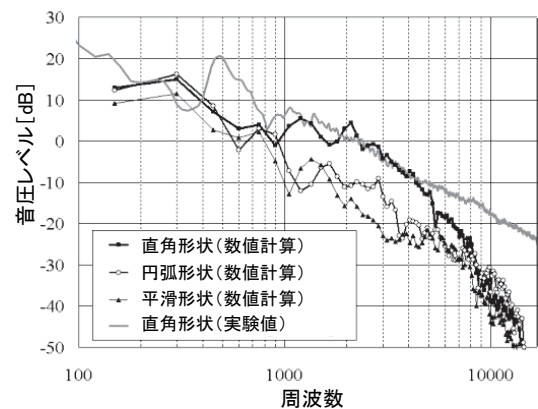


図5 車間部要素形状に対する騒音の周波数スペクトル

4. パンタグラフ騒音の数値シミュレーション

前節より、空力音の発生メカニズムにもとづいた騒音低減手法の検討が有効であることがわかった。そこで、一般的な製品形状として、複雑な部材から構成されるパンタグラフ全体に対して、地球シミュレータの計算性能を活かした大規模数値計算を実施し、詳細な音源位置の把握と騒音の発生メカニズムの推定を行った。

計算対象としたパンタグラフは、現行の営業車両（E2系1000番代）で使用しているPS207形パンタグラフ、試験車両に搭載した低騒音パンタグラフPS9037形（くの字主枠形）、およびPS9038形（一本主枠形）の三つのパンタグラフである。解析は格子要素が四面体で構成されるテトラメッシュを用い、表面近傍は約2mmの格子サイズとした。解析モデルを図6に示す。

PS207形パンタグラフの変動流速分布と表面圧力変動分布を図7に示す。解析の結果、乱れの大きい領域が、舟体付近、中間ヒンジカバー付近、および主樑の付け根部分と風防カバーの後ろ側に存在し、強い音源となりうるということがわかった。これらの音源箇所のうち、舟体付近については頂点カバー付近の流れとの相互作用、中間ヒンジカバー付近については、主樑に沿う流れとの相互作用がそれぞれ騒音発生の原因の一つとなっており、こういった空気力学的な流れの相互作用を弱める製品形状を検討していくことが重要と考えられる。

図8は、パンタグラフの表面圧力変動分布を形式ごとに比較したものである。PS207形パンタグラフは、風防カバーの後ろ側に圧力変動の大きい部分が存在するが、PS9037・PS9038形パンタグラフでは、風防カバーの形状が変更されており、圧力変動が緩和されている。また、一本主樑形のPS9038形パンタグラフは、主樑部の音源が解消できていることも確認できた。



図6 各パンタグラフの解析モデル

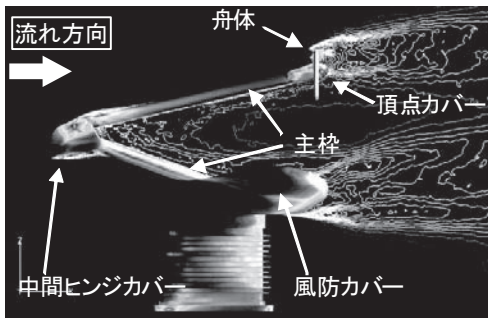


図7 PS207パンタグラフ全体の流れの様子と表面圧力変動分布

5. おわりに

本稿では、はじめに比較的単純な形状である車間部要素を対象とし、数値シミュレーションを用いた空力音の発生メカニズムの解明とそれにもとづいた形状変更を加えていく開発手法の有効性を確認した。つぎに、より複雑な形状を有するパンタグラフ全体の大規模数値計算を実施した。その結果、パンタグラフ騒音の一部が中間ヒンジカバーと主樑との流れの相互作用や、舟体と頂点カバー間の流れの相互作用によって発生していることなどがわかった。

空力騒音問題は、重点的に研究開発が進められているが、新幹線の速度向上に向けて、さらなるブレークスルーが必要とされている。今後は、パンタグラフをはじめとする新幹線の主要な空力音源を対象とし、空力騒音の発生メカニズムに関する詳細な解析を進めながら、形状の最適化を図り、新幹線車両の騒音低減に役立てていく予定である。

参考文献

- 1) Goldstein, M. E.; *Aeroacoustics*, McGraw-Hill, 1976.
- 2) 水島文夫、栗田健、山出吉伸、加藤千幸、上原均、廣川雄一; 新幹線車両の空力騒音シミュレーション、「地球シミュレータ産業戦略利用プログラム」利用成果報告書, pp.15-22, 2008.
- 3) 水島文夫、栗田健、横山博史、加藤千幸、上原均、廣川雄一; 数値シミュレーションによる次世代高速新幹線用低騒音パンタグラフの開発、「地球シミュレータ産業戦略利用プログラム」利用成果報告書, pp.37-47, 2009.
- 4) 栗田健、水島文夫; 新幹線高速試験電車FASTECH360における沿線環境対策, JR EAST Technical Review, No.31, pp.47-55, 2010.
- 5) Lighthill, M.J.; On sound generated aerodynamically II. Turbulence as a Source of Sound, *Proceedings of the Royal Society A*, Vol.222, pp.1-32, 1954.
- 6) Curle, N.; The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, *Proceedings of the Royal Society A*, Vol.231, pp.505-514, 1955.
- 7) Powell, A.; Theory of vortex sound, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.293, pp.547-556, 2006.
- 8) Howe, M.S.; *Acoustics of fluid-structure interactions*, Cambridge University Press, 1988.

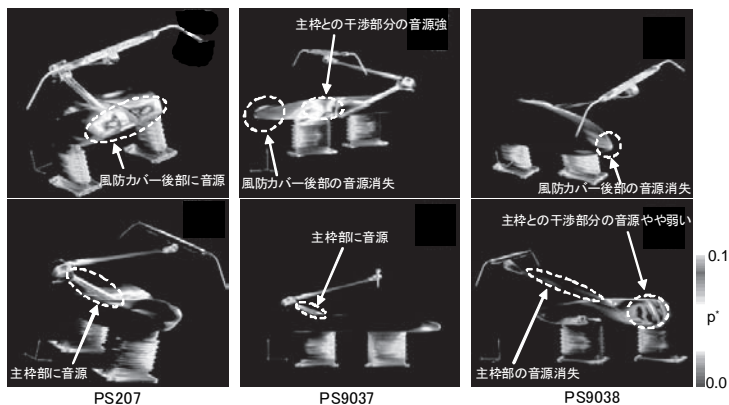


図8 各パンタグラフの表面圧力変動分布の比較 (なびき)