

S3-2-1 鉄道車両の主電動機と歯車装置の音源分離に関する考察

[機] ○清水 康弘 (財団法人 鉄道総合技術研究所)

Examination on the Separation of Noise Source between Traction Motor and Gear Device of Railway Rolling Stock

Yasuhiro SHIMIZU (Railway Technical Research Institute)

By combining a stationary test result of noise source generated from traction motor and noise measurement of gear device adjacent to bogies equipped under vehicle floors under running conditions, we have examined a method on the separation of noise source generated from the traction motor and gear devices.

In a high-speed region of the noise measurement for traction motor under the stationary test, aerodynamics noise by the sixth power rule becomes dominant among the noise from the traction motor. Taking advantage of the measurement results, we made a trial calculation of the speed dependability of the noise from gear device as measured at a speed of approximately 50 km/h or higher speeds.

Consequently, it was evident that the noise generated from the gear device varied nearly by the fifth power of the speed.

キーワード：騒音，主電動機，電磁音，空力騒音，歯車装置，定置試験

Keywords: Noise, Traction motor, Electromagnetic noise, Aerodynamic noise, Gear device, Stationary test

1. はじめに

これまで、鉄道車両において電動車（M車）の騒音低減のために主な音源である主電動機や歯車装置の騒音を分離することを試みてきた。しかし、走行状態において主電動機や歯車装置の騒音は、近傍で別々に騒音を測定した結果においてオーバーオール値がほぼ同じ値を示すことが多く、その場合に 1/3 オクターブバンドスペクトルで僅かな違いを区別できる程度であった。

歯車装置から発生する騒音を単体試験として測定するには、大がかりな設備が必要であり、負荷を加えて試験することを前提に考える必要がある。

そこで、インバータ駆動による無負荷の主電動機定置騒音試験結果や電磁加振試験による電磁音発生の特徴を生かして、単体試験の難しい歯車装置騒音の特徴を求めることを試みた。そして、主電動機定置騒音測定結果と車上床下騒音測定を組み合わせることで走行状態における主電動機と歯車装置の音源分離に関する方法を考察した。すなわち、主電動機定置騒音測定の結果から、高速域では主電動機騒音は空力騒音（6乗則）が支配的になることを利用して速度約 50km/h 以上での車上測定歯車装置騒音の速度依存性を試算した。

本論文ではその分離方法と分離結果について述べる。

2. 主電動機騒音の特徴

はじめに、歯車装置に比べれば騒音測定が簡単にできるインバータ駆動による無負荷の主電動機定置騒音試験を実施し、主電動機の特徴を明らかにした。

2.1 試験概要

主電動機単体の騒音測定位置は、JIS E 6102 に従い主電動機端面から 1m 離れの水平方向 4 力所に鉛直方向も加え 5 力所である。また、主電動機筐体の振動加速度は、負荷側の端面の 3 軸の加速度センサから取り込んだ。

なお、測定は主電動機測定用無響室を使用し、床を含め吸音処理をした空間で行った。測定点の配置を図 1 に示す。

2.2 空力騒音に関する測定結果例

無負荷の主電動機定置騒音試験の結果から、騒音レベルの回転速度依存性を測定点別に図 2 に示す。測定した回転速度は、1800,2000,2940,3000,4000,5000,5815/min である。この主電動機（主電動機 A とする）は、定格回転速度 2940/min、最高回転速度 5815/min である。

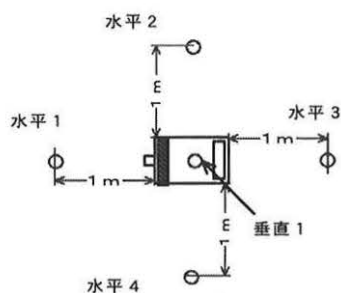


図1 主電動機の騒音レベル測定点配置 (平面図)
振動加速計は筐体上部 (鉛直方向)

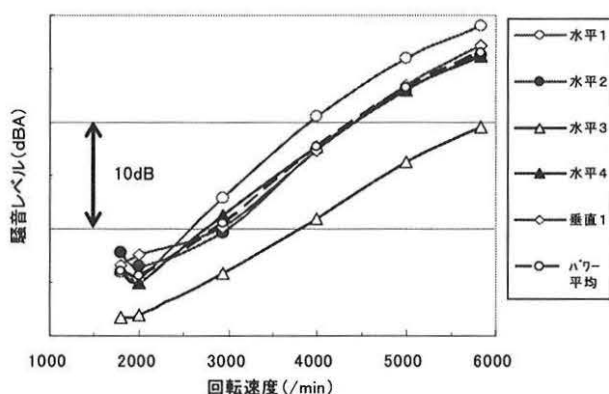


図2 騒音レベルの回転速度依存特性 (無負荷, インバータ駆動)

測定点水平3以外は、概ね水平1がやや大きいがほぼ同じ大きさで変化している。この主電動機Aは、負荷側寄りにファンの吹き出し口がある。そのため2000/min以上では、騒音が6乗則弱で大きくなるので空力的な騒音が主体となっていると思われる。ファンの吹き出し口から遠い反負荷側の測定点である水平3では、騒音は、3～5 dBほど低い値を示している。

2.3 電磁音に関する測定結果例

無負荷で回転数を一定に制御しながら円周方向に電磁力が生じる様にインバータを制御して主電動機筐体表面方向に電磁音が発生する様に測定を行った。この時生じる加振力は、筐体上部の3軸の加速度センサにより検証した。

この測定で、水平1方向の振動加速度は小さいことが分かった。そのため主電動機Aの筐体表面方向に対応した測定点水平2の騒音周波数分析結果を図3に示す。

回転速度1800/min (速度40km/h程度: 低回転) での騒音の周波数分析結果には、1250Hzバンドで10dB以上の大きな変化がみられる。一方、回転速度2940/min (速度70km/h程度: 高回転) では、各バンドの騒音レベルに大きな変化はない。また、図には示さないが負荷側の測定点水平1における周波数分析結果では、低回転、高回転共

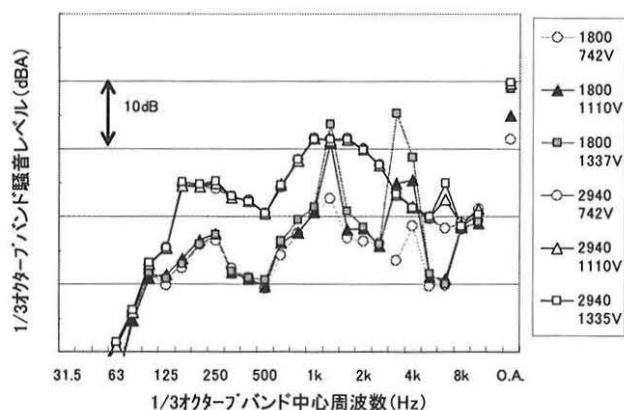


図3 主電動機側面の騒音測定点(水平2)の周波数分析結果
(回転速度1800/min, 2940/min)

に1/3オクターブバンドの騒音レベルに大きな変化は出ていない。

したがって、低回転速度では主電動機筐体表面が電磁的に加振され、それが音として放出されると推定できる。

測定で得られた振動加速度が全て音になると想定してこの音を次のような変換により求めた。

- ① 振動加速度を積分して振動速度を求める。
 - ② 騒音と比較するためにA-weightを用いる。
- 変換後の低回転の振動速度レベルを図4に示す。

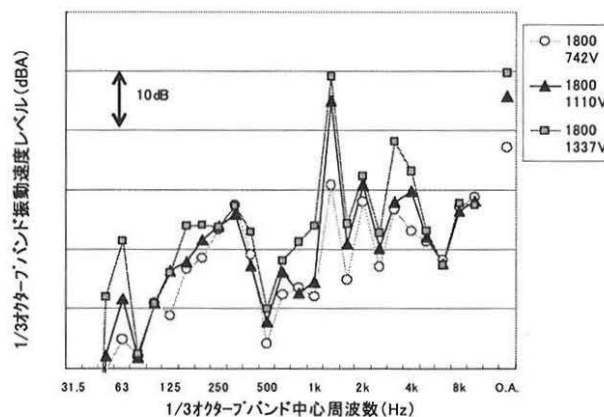


図4 主電動機筐体鉛直方向の振動速度の周波数分析結果
(回転速度1800/min)

低回転の場合は、騒音で大きな変化が現れた1250Hzバンドで電磁加振力を模擬した電圧の変化により10dB以上変化するピークが確認できた。したがって、この1250Hzバンドでは、騒音と振動の相関があることがわかる。また、高回転の場合は、図には示さないが2500Hzバンドで電磁加振力を模擬した電圧の変化により10dB程度の変化するピークが確認できた。しかし、図3に示した騒音の周波数分析結果には、電磁加振によると思われる騒音の変化は現れない。

したがって、低回転では、電磁加振による音の発生が顕

著である。一方、高回転になると空力騒音の影響が大きくなり、電磁加振で発生する騒音をマスキングするので目立たない。また、電流が流れなくなるので加振力も減少する。

なお、振動速度にあらわれた低回転で 1250Hz バンドにあらわれるピークは、主電動機が回転速度 30/s (1800/min) で回る場合に回転子スロット数 46 に対応する周波数 (1380Hz) が主な要因であるようで、高回転の場合は、2500Hz バンドにピークが現れている。

2.4 主電動機騒音の特徴のまとめ

主電動機騒音の特徴は概ね、

- ①主電動機は、回転速度が増加するに従い騒音が大きくなり、2000/min 以上になると騒音は、空力騒音が支配的になり速度の 6 乗則で大きくなる傾向を示す。
- ②インバータで駆動する主電動機から発生する騒音は、低回転速度では電磁音が主体で、回転速度が増加するにしたがいその影響が減少し、主電動機内部からの空力騒音の影響が支配的になる。

3. 音源分離方法の概要

駆動系騒音は、主電動機騒音と歯車騒音等のパワー和で構成され、転動騒音と合成されて電動車 (M車) の床下騒音として評価される。従って、主電動機だけを低騒音化しても歯車装置等の騒音が主電動機騒音より大きければ主電動機の騒音低減効果は薄れてしまう。そのため騒音の構成成分を見極めた対策が必要である。

そこで、走行試験で測定した付随車 (T車) の床下台車近傍騒音 (転動騒音)、M車の床下台車近傍騒音、定置試験で測定した主電動機騒音を基に主電動機と歯車装置の駆動系騒音への寄与を求めることを試みた。

M車の床下台車近傍騒音は、転動騒音と駆動系騒音のパワー和である。そこで、M車の床下台車近傍騒音とT車の床下台車近傍騒音、すなわち転動騒音の実測値の差を求め、M車の駆動系騒音を求めた。転動騒音は、速度の 3 乗則程度であった。次に主電動機騒音と歯車装置騒音のパワー和である駆動系騒音から主電動機定置回転試験で求めた主電動機騒音との差を求めて歯車装置騒音を予測した。主電動機騒音は、定置試験の測定結果から 3000/min 以上の回転速度では空力騒音が支配的になるので速度の 6 乗則程度を示す。

なお、この計算に用いた主電動機 A の騒音レベルには、定置回転試験の実測値より 6dB 高い値を使用した。その理由は、車上での騒音測定点の距離が主電動機から約 0.5m と定置回転試験の騒音測定点の距離 1m より近いために 3dB 加え、さらに床面の反射の影響を考慮して 3dB 加えたためである。

以上の計算結果から、歯車装置騒音は、速度の 5 乗則程

度で大きくなることがわかった。この傾向は、走行試験で得られたギアかみ合い音の 1/3 オクターブバンドで求めたピークの速度乗則 5 乗則と同じであった。走行速度と主電動機回転速度及びデータ (測定値と計算による予測値) 対応を表 1 に示し、その結果を図 5 に示す。

表 1 走行速度と主電動機回転速度及びデータの対応

走行速度	50	80	100	120	130	km/h	歯車比 6.5
主電動機回転速度	2005	3208	4010	4812	5213	/min	車速対応値
主電動機	定置試験						6乗則
歯車装置	予測値						(5)乗則
駆動系騒音	演算値						—
転動音	実測値						3乗則
床下騒音全体	実測値						—

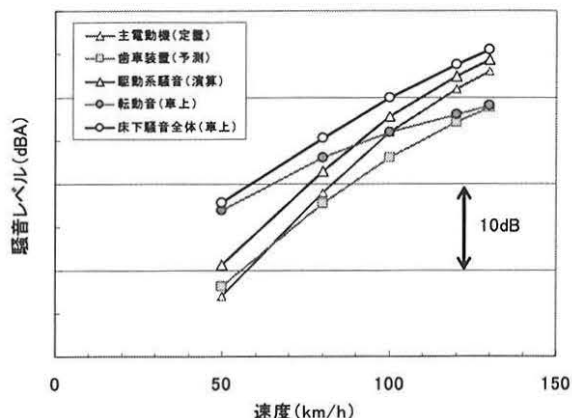


図 5 音源別に見た騒音の速度依存性

主電動機の騒音レベルを対応する速度毎に決めたことにより、歯車装置の騒音レベルを計算することが可能となった。そのため、図 5 のようにそれぞれの音源の速度依存性のグラフを書くことができる。まだ、検証例が少ないのでどの程度精度があるか不確定な要素があるが、以降この考え方を利用し音源別に対策ができた場合の予測例と他の主電動機を採用している車両の音源別寄与の検討例を示す。

3.1 音源分離結果の応用例 1

前述のようにして求めた各騒音源のうち主電動機 A の回転子周りから発生する空力騒音が 5dB 低減した場合の M車の床下台車近傍騒音レベルを演算値として求めた結果を図 6 に示す。図 5 では、駆動系騒音が時速 80km/h 付近で転動騒音とほぼ同じレベルであるが、図 6 では、時速 100km/h で転動騒音と同じレベルになる。この例で主電動機騒音低減対策前後を比較すると、M車の床下台車近傍騒音の低減量は、時速 100km/h で 1dB、130km/h で 2dB 程度である。この条件では、主電動機以外の歯車装置、転動騒音などの騒音源からの影響があるため、これらの騒音源の発生も低減する必要がある。

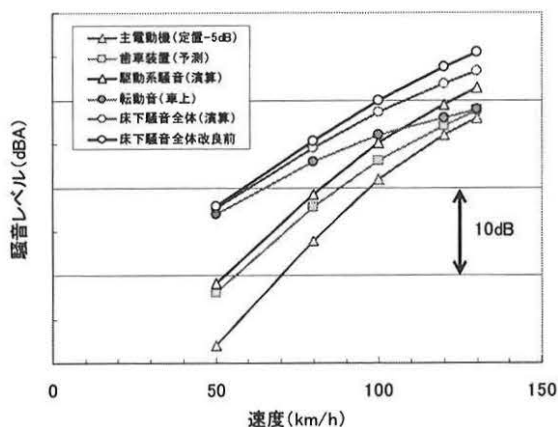


図6 音源別に見た騒音の速度依存性(主電動機改良)

3.2 音源分離結果の応用例2

3.1の例は、同じ形式の車両で、主電動機を変えた場合の予測結果である。ここで、別の形式の車両で主電動機の改良と及びギヤ比を変えた場合の例を以下に示す。

図7は、この形式の初期型の編成に対して行った車上測定によるT車とM車の床下騒音のデータと車載している主電動機B1の定置試験結果からそれぞれ音源寄与を求めたものである。ただし、この車上測定の実測値は、速度60km/hと100km/hの2点でその他は速度乗則の予想値から値を求めたものである。

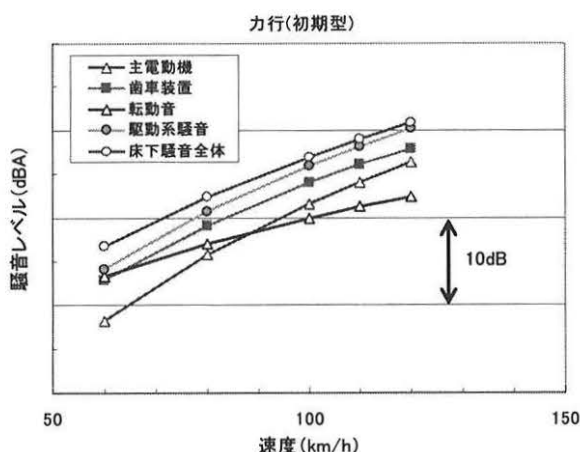


図7 主電動機B1による音源別の速度依存性(初期)

この車両の床下騒音は、歯車装置の騒音が主電動機よりやや大きく速度の増加によって主電動機騒音の影響も大きくなる傾向が分かる。

初期型の車両では、主電動機による騒音の一部が車内まで聞こえることが判明したため、主電動機B1の改良及びギヤ比(7.0→6.5)の改良を加えた。その編成による結果が図8である。これによると主電動機B2は、騒音がかなり減少し、歯車装置の騒音が少し下がった結果が得られて

いる。詳細については検討中である。

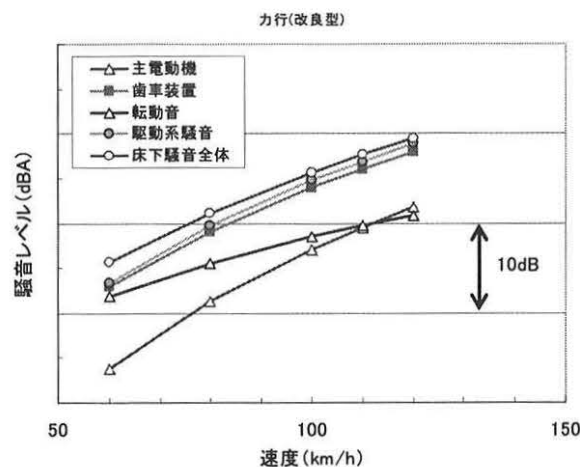


図8 主電動機B2による音源別の速度依存性(改良後)

4. まとめ

主電動機定置騒音測定結果と車上床下騒音測定を組み合わせ、走行状態における主電動機と歯車装置の音源分離に関する方法を検討して以下の結果が得られた。

- (1) 主電動機は、回転速度が増加するにしたがい騒音が大きくなり、2000/min以上になると騒音は、空力騒音が支配的になり速度の6乗則で大きくなる傾向を示す。
- (2) インバータで駆動する主電動機から発生する騒音は、低回転速度で電磁音が主体で、回転速度が増加するにしたがいその影響が減少し、主電動機内部からの空力騒音の影響が支配的になる。
- (3) 電動車(M車)と付随車(T車)の床下台車近傍騒音(転動騒音)の差から駆動系騒音を評価し、さらに主電動機の定置騒音試験結果を用い3000/min以上の主電動機騒音を空力騒音とみなすことによって、歯車装置騒音を評価した結果、歯車装置騒音は、速度の5乗則程度で大きくなることがわかった。

以上の結果を基に今後、分離が難しい歯車装置および主電動機騒音を含めた駆動系騒音の大きさを有る程度予測することが可能となった。

謝辞

測定や解析に御協力頂いた関係各社・各位に感謝致します。

参考文献

- 1) 清水康弘, 近藤稔, 佐藤潔, 松岡孝一: 鉄道用主電動機定置騒音測定に関する考察, 総研報告, 2002年5月
- 2) 清水康弘, 近藤稔, 川村淳也: 主電動機騒音の音源と対策, 総研報告, 2005年5月