

技術報告

無響室負荷試験機による低騒音歯車の開発

Low Noise Gear Units Developed by Loading Test Rig in the Anechoic Chamber

木村 誠*
Makoto KIMURA南 秀樹
Hideki MINAMI近藤 祥一
Shoichi KONDO

抄 録

鉄道車両の電車用駆動装置には、はすば歯車を用いた一段減速歯車装置が使用されており、その静粛性や振動特性の評価は、実車を用いた現車走行試験で行っていたが、歯車装置の騒音を他の騒音から分離することが難しかった。そのため負荷状態で騒音評価が可能な無響室構造ベンチ試験機を開発し、その試験機を用いて負荷時の騒音発生要因を特定し、歯面形状を見直した騒音低減可能な歯車装置を開発した。

Abstract

Since the noise of the gear unit of the railway vehicle is usually measured by a field test in running situation, it is difficult to separate the noise of a gear unit itself. On the other hand, a bench tester of gear units generally has no loading system. The testing rig at Osaka Steel Works is developed in order to analyze the noise spectrum from gear unit itself under loading condition. It is installed in an anechoic chamber to eliminate the background noise. So we have developed a low noise type gear unit which is changed the tooth profile by using this testing rig.

1. 緒 言

近年、鉄道車両の高速化に伴い、低騒音、低振動化のニーズが高まっている。駆動装置の静粛性や振動特性を評価する場合、従来は、車両完成後、実際の営業路線を使った現車走行試験を行う以外に方法がなく、駆動装置の騒音を他の騒音から分離して評価を行うことが難しかった。一方、従来のベンチ試験機では、負荷をかけることができなかった。そこで、負荷をかけた状態で駆動装置から発生する騒音を分析できる無響室負荷回転試験機を開発した。

本試験機を用いて、騒音を解析した結果、最も支配的な騒音は、歯面どうしの接触によるものであることが判明したため、歯面形状の改善による騒音の低減に取り組み、成果をあげることができた。本報では、新しい歯面を採用した低騒音駆動装置について紹介する。

2. 負荷回転試験機の開発¹⁾

2.1 試験機の概要

表1に無響室負荷回転試験機的主要仕様を、図1に試験機の外観写真を示す。新幹線高速化の技術開発に対応するため、最高速度500km/h相当での評価試験が可能である。

また、実車トルクを負荷できる機能を付加し、最高速度走行時における実際の負荷条件下での各種特性を評価することができる。これにより、設計の段階で実車による走行試験に先行して、設計開発の段階で、力行時、回生ブレーキ時、および、だ行時などのあらゆる運転条件下での温度特性、振動、騒音特性ならびに強度を、効率良く、総合的に、評価することが可能となった。

更に、従来の現車走行試験では評価が難しかった駆動装

表1 無響室高速負荷回転試験機的主要仕様
Specification of the test rig installed in an anechoic chamber

Dimension	W 8.49 m × L 8.39 m × H 7.10 m	
Floor space	71.23 m ²	
Rotating speed	Pinion shaft	Max 10000 rpm
	Axle	Max 3000 rpm (eq. 500 km/h)
Motor capacity (continuous)	400 kW	
Dynamo capacity (continuous)	400 kW	
Noise level	Under 40 dB (A) at not operating condition	

* 交通産機品事業部 製鋼所 輪軸製造部 駆動装置技術室 主査 大阪府大阪市此花区島屋 5-1-109 〒554-0024

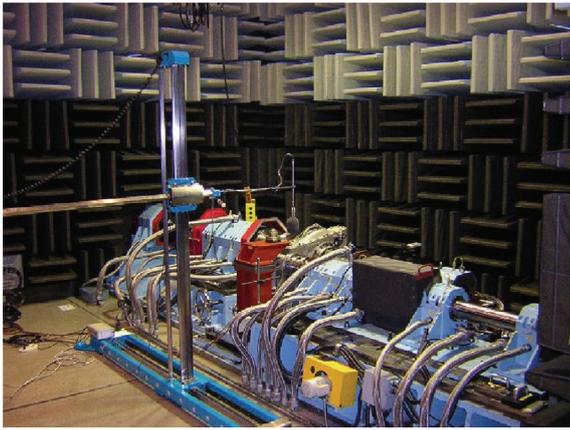


図1 無響室高速負荷試験機
Test rig installed in an anechoic chamber

置本体からの発生騒音を正確に評価するため、試験室を無響室構造とした。これにより、十分に低い暗騒音空間において、駆動装置本体からの音源、音響特性を高精度で調査することが可能となった。

なお、試験設備自体の騒音、振動を低減するため、駆動は軌条輪方式とはせず、車軸に直接にトルクを負荷する方式を採用し、かつ、試験機の入出力軸の軸受にすべり軸受を採用した。また、暗騒音を低減するため、モータ、ダイナモを無響室の外に設置した。

2.2 駆動装置の振動，騒音低減の考え方

図2に駆動装置の構造を、表2に騒音発生の主な要因を示す。駆動装置の振動、騒音発生源としては、駆動装置の歯車のかみ合い、軸受の転がり、軸継手の振れ回り、風切りおよび軌道からの外乱などがあげられる。各部で発生した騒音は、直接、車外や車内に伝播する。また一方で、各部で発生した振動が、軸受-歯車箱を介して、台車、車体に伝播し、間接的に、車内騒音を発生させていると考えられる。

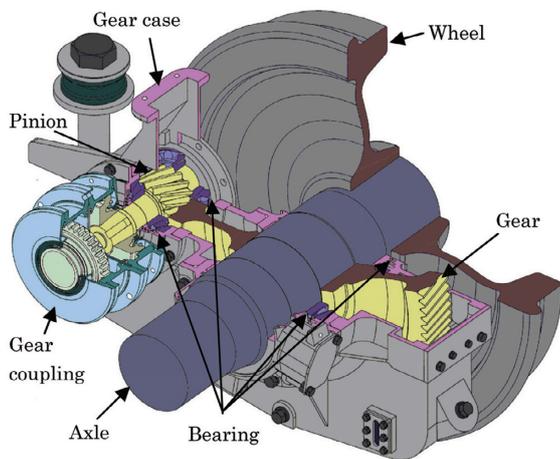


図2 駆動装置の構造
Structure of the gear unit

表2 駆動装置の騒音の主な発生要因
Main causes of noises of a gear unit

1	Meshing of gear and pinion
2	Rotating of bearings
3	Rotating of gear coupling
4	Wind noise from gear coupling
5	Resonance
6	Others

騒音、振動を効果的に低減させるためには、発生源や伝達経路を明らかにすることが重要である。更に、騒音、振動は、共振現象によって特定の周波数で大きくなるため、その低減を図るためには、発生源での大きさを抑制するだけでなく、それらが発生する共振周波数を常用車速域から外すことも有効である。

駆動装置には、多数の共振周波数が存在し、すべての回転数の領域で共振を避けることは困難であるため、対象とする周波数を絞り込んで改善することが重要である。

負荷回転試験では、多数の測定項目を繰り返し、安定した条件で測定することが可能であるため、これらに対して有効な調査、解析を実施することができる。

2.3 負荷試験結果

無響室負荷回転試験機を用いて、表3に示す諸元の駆動装置を、表4の試験条件で運転し、騒音、振動を測定した。負荷、および、無負荷状態の騒音と振動加速度の比較を図3、図4に示す。図3より、いずれの条件でも回転数と共に、騒音レベルが上昇する傾向があるが、負荷状態では、4000rpm付近でピークがあり、無負荷時との差は最大で約15dBとなっている。これと同様のピークは、実車走行でも

表3 供試駆動装置諸元
Specification of testing gear unit

Gear unit	Module	6
	Pressure angle	26
	Helix angle	20
	Gear ratio	2.7
Coupling type		Gear coupling

表4 試験条件
Testing condition

Test rig	Loading test rig in the anechoic chamber
Rotating speed at pinion	0 to 6 000 rpm (at fix acceleration)
Loading torque	No loading condition
	Loading condition (1 100 Nm at dynamo)
Measuring point of noise	1 m over the testing gear unit
Measuring point of vibration	On the surface of upper cover of case

観察されている。図4より、振動成分も騒音同様に負荷、無負荷状態でレベルに差があり、負荷をかけることで振動が増大することがわかる。

図5に、騒音の周波数分析結果を3次元表示のグラフで示す。回転の整数倍の次数成分の騒音が発生していることがわかる。特に、かみ合い1次成分が顕著である。

図6は、振動加速度の周波数分析結果を3次元表示グラフで示している。騒音と同様に、かみ合い1次成分が顕著であり、図5に示した騒音の分析結果と同傾向である。

周波数分析結果から、かみ合い成分が顕著に現れていることに着目し、かみ合い成分のオーバーオール値に占める

割合を確認するため、負荷時のオーバーオール値とかみ合い1次成分のレベル比較を行った。図7に騒音、図8に振動加速度のオーバーオール値と、かみ合い1次成分を比較した結果を示す。負荷時には、騒音、振動ともオーバーオールのうち、ほとんどをかみ合い1次成分が占めており、測定された騒音および振動の主成分は、歯車のかみ合いに起因するものと判断できる。

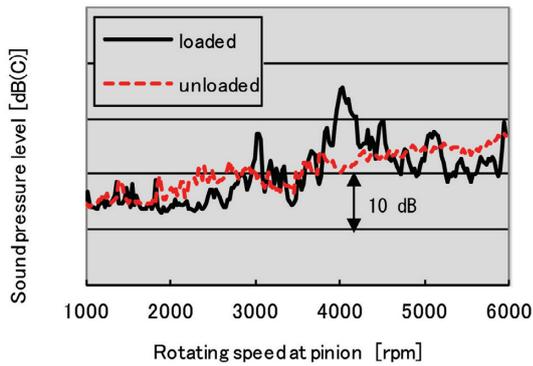


図3 騒音測定結果 (既存品)

Difference of sound pressure level in loading and unloading condition (conventional product)

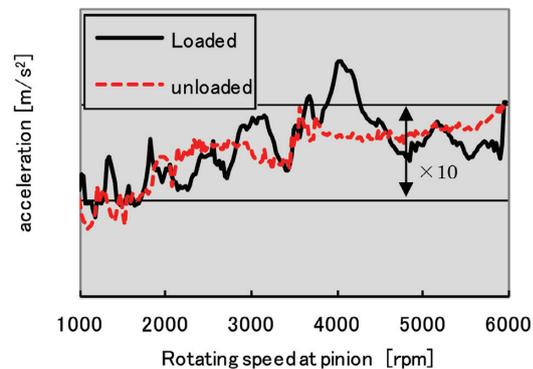


図4 振動加速度測定結果 (既存品)

Difference of acceleration in loading and unloading condition (conventional product)

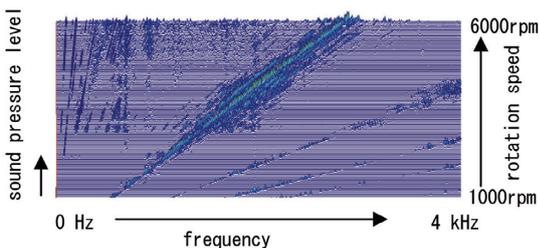


図5 騒音周波数分析結果 (従来品)

Frequency analysis of sound pressure level (conventional product)

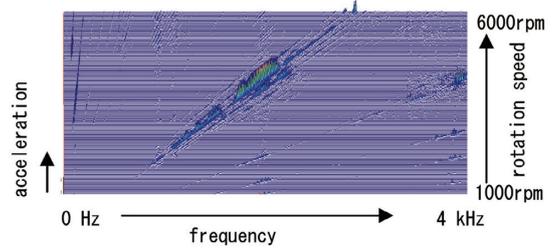


図6 振動加速度周波数分析結果 (従来品)

Frequency analysis of vibratory acceleration (conventional product)

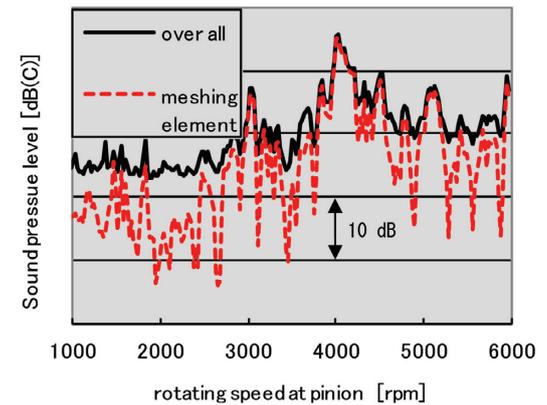


図7 騒音オーバーオール値とかみ合い1次成分比較 (既存品)
Comparing the sound pressure level of over all with meshing element (conventional product)

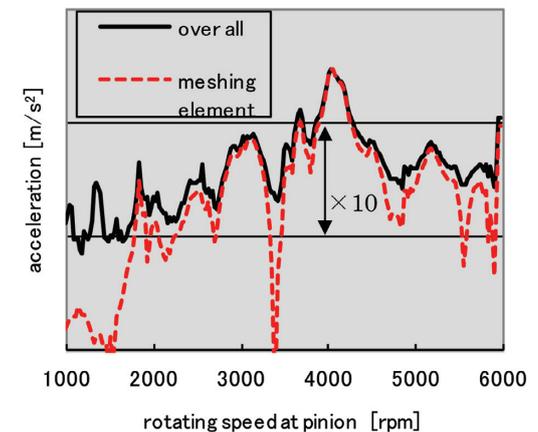


図8 振動加速度オーバーオール値とかみ合い1次成分比較 (既存品)
Comparing the acceleration of over all with meshing element (conventional product)

3. 歯面修整形状の最適化による低騒音化

3.1 開発内容

前章までの調査結果により、本駆動装置において、負荷時に発生する騒音は、歯車のかみ合いによるものが主体であることがわかった。

かみ合いによる騒音の発生源は、回転時の歯面接触によって励起される振動によるものと考えられ、大小歯車がかみ合って回転する際に発生する回転むら（伝達誤差）から生ずる歯面間に作用する力（以下、振動起振力と呼ぶ）により、その振動が発生していると考えられる。したがって、騒音レベルの低減には、振動起振力を低減することが有効であると考え、歯面修整形状の最適化による騒音レベル低減に取り組んだ。

3.2 歯面修整形状の検討

従来の歯面修整の図面指示形状は、ミスアライメントによる歯端部当りの防止を重視し、修整量を大きめに確保していた。また、歯すじ修整と歯形修整を歯たけ方向位置、歯幅方向位置にかかわらず一様に施していた。歯面接触解析により、歯面修整量および形状を最適化し、振動起振力の低減できる新歯面修整方法を開発した。

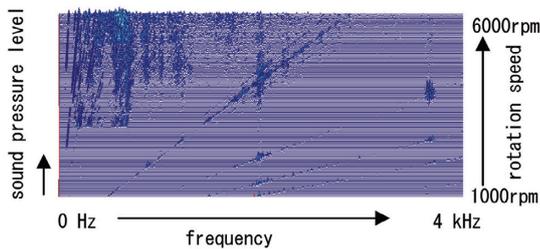


図9 新歯面修整品の騒音周波数分析結果
Frequency analysis of sound pressure level (new type tooth modification)

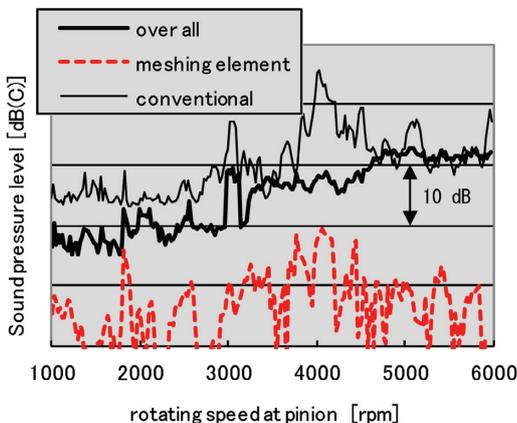


図10 新歯面修整品の騒音オーバーオール値とかみ合い1次成分比較
Comparing the sound pressure level of over all with meshing element (new type tooth modification)

3.3 試験結果

前節の検討を行った振動起振力が低減できる歯面修整を施工した小歯車軸を試作した。表3の駆動装置を用いて小歯車軸のみを交換し、無響室負荷回転試験機で、負荷回転試験を実施した。

3.3.1 騒音測定結果（最適歯面修整）

図9に、騒音の周波数分析結果を3次元表示で示す。図5と比較して、かみ合い1次成分が大きく減少していることがわかる。

図10に、騒音オーバーオール値とかみ合い1次成分の比較を示す。グラフ中の細線は、従来形状のオーバーオール値（図7参照）である。かみ合い1次成分が大きく低減したことで、オーバーオール値も大きく低減し、従来形状と比較して最大で約15dBの低騒音化が実現できている。

3.3.2 振動測定結果（最適歯面修整）

図11に振動加速度の周波数分析結果を3次元表示のグラフで示す。図6と比較して、かみ合い1次成分が大きく減少し、オーバーオール値も大きく低減している。この傾向は、騒音と同様であり、振動起振力の図12に振動オーバーオール値とかみ合い1次成分の比較を示す。グラフ中

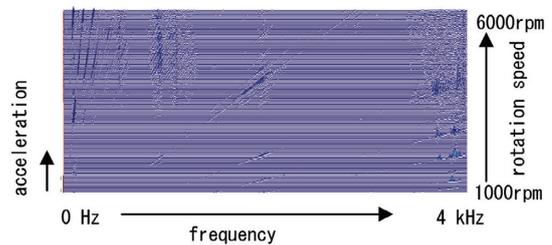


図11 新歯面修整品の振動周波数分析結果
Comparing the acceleration of over all with meshing element (new type tooth modification)

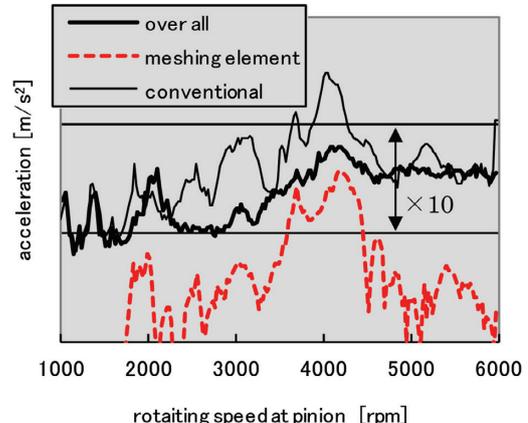


図12 新歯面修整品の振動オーバーオール値とかみ合い1次成分比較
Comparing the acceleration of over all with meshing element (new type tooth modification)

の細線は、従来形状のオーバーオール値(図8参照)である。かみ合い1次成分が大きく減少している。測定結果より最適歯面修整品は騒音、振動低減に有効であることが実証できた。

4. 結 言

無響室負荷回転試験機を用いて、駆動装置の騒音、振動を調査し、これに基づいて、低騒音化対策を検討した結果、下記の成果をあげることができた。

- 1) 検討した鉄道車両用駆動装置の負荷時の騒音、振動の主成分は、かみ合い1次成分であることがわかった。
- 2) 歯面接触解析により、歯面修整量の低減、修整位置の見

直しにより、かみ合い1次成分の騒音、振動の発生原因である振動起振力を低減できることがわかった。

- 3) 振動起振力の解析結果をもとに選定した最適歯面修整形状を採用して小歯車軸を試作し評価した結果、かみ合い1次成分の騒音、振動が大幅に低減し、オーバーオール値も大幅に低減できた。これにより、最適な歯面修整を施すことが、低騒音、低振動化に有効な手段であることが確認できた。

参考文献

- 1) 乾利一, 南秀樹: 2004年 J-Rail. 鉄道車両用駆動装置の高速負荷回転試験機の開発. 2004



木村 誠 Makoto KIMURA
交通産機品事業部 製鋼所 輪軸製造部
駆動装置技術室 主査
大阪府大阪市此花区島屋5-1-109 〒554-0024



近藤祥一 Shoichi KONDO
交通産機品事業部 製鋼所 輪軸製造部
駆動装置技術室 主幹



南 秀樹 Hideki MINAMI
交通産機品事業部 製鋼所 輪軸製造部
シニアスタッフ