

平行カルダン方式歯車装置の振動放射音の解析

笹倉 実* 佐藤 潔*

Study on Noise Radiated from Gear Case of Parallel Cardan Driving Device

Minoru SASAKURA Kiyoshi SATO

In recent years, a drive-system noise generating from motor vehicles on meter-gauged railways is decreased by employing low noise traction motors. However, the sound level of a gear noise is still remained high relatively. The purpose of this paper is to investigate the fundamental noise characteristics of the vehicle gear systems. Therefore, we carried out mechanical dynamic behavior analysis to a parallel cardan driving gear device, which consists of a helical pinion and gear systems. Furthermore, we carried out FEM and BEM analysis to predict the sound power reductions of the gear systems under the condition where ductile iron is applied to the device as damping factor obtained from simple damping tests. Consequently, we found that the gear case using the iron ductile has decreased by 2 dB of sound power approximately compared to the current one.

キーワード：構造/音場解析，モード解析，音響パワー，歯車騒音，鋳造黒鉛鋳鉄

1. はじめに

駆動装置から発生する振動および騒音の近年の傾向として、密閉型主電動機が実用化され、その低騒音化は進んでいるが、相対的に歯車装置からの騒音の寄与度が大きくなる傾向にある。歯車装置からの騒音の発生メカニズムの一つとして、小歯車と大歯車回転時の噛合い状態の変化による歯車軸のトルク変動やそれに伴うスラスト力変動（以下、噛合い変動力と記す）、および主電動機からのトルク脈動などによるねじり振動により発生する変動力が、歯車軸から各軸受を介し、歯車箱に伝播して、歯車箱振動を発生し、その表面より外部へ音響放射することが考えられる。

本報告では、最も普及している平行カルダン方式の歯車装置を対象とした歯車噛合い解析および歯車箱の構造/音場解析を実施し、上記メカニズム解明を進める中で、これまでに得られた歯車装置の基礎的な振動・音響特性を評価した結果について報告する。

2. 電動車の床下騒音の特性

図1は、密閉型主電動機を搭載した電動車の力行時における音源分離予測手法¹⁾に基づく走行速度と床下騒音の関係である。速度90km/h以上の高速域においては、歯車騒音の割合が転動音に比べて大きくなる。速度

120km/h時の主電動機と転動音の騒音レベルはほぼ等しいが、歯車装置の騒音レベルは、これらより約2dB高い。図2は、速度100km/hで力行中の密閉型主電動機を用いた電動車の駆動系振動と台車近傍の床下騒音の周波数特性である。台車近傍の床下騒音は、そのピーク周波数帯域（1.5k～2kHz）を見ると、主電動機よりも歯車装置からの振動成分のスペクトルの傾向が近く、台車近傍の床下騒音は歯車箱の振動に起因する放射音（振動放射音）による影響が大きいことが分かる。

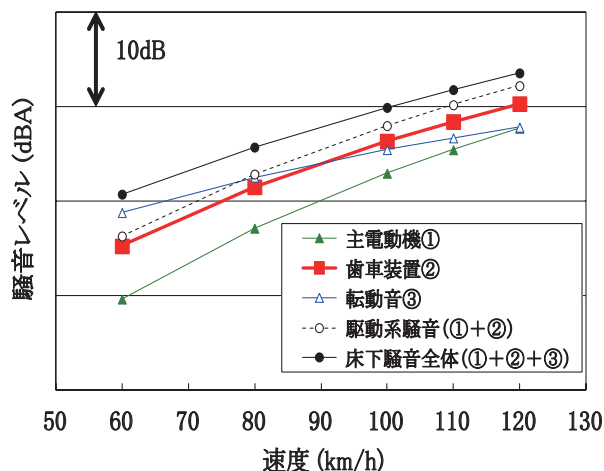


図1 電動車の床下騒音（密閉型主電動機：力行時）

* 車両制御技術研究部 動力システム研究室

特集：車両技術

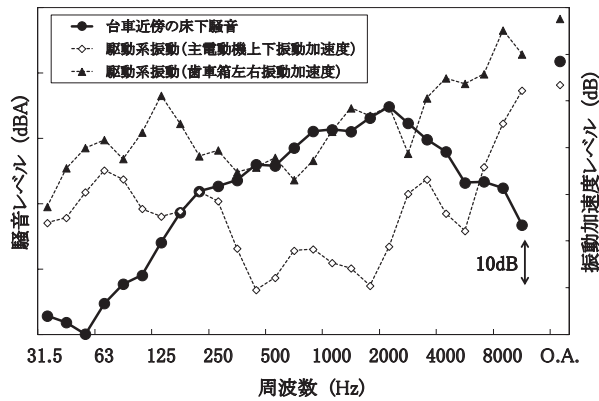


図2 密閉型主電動機を用いた電動車の駆動系振動と台車近傍の床下騒音の周波数特性
(速度 100km/h, 力行)

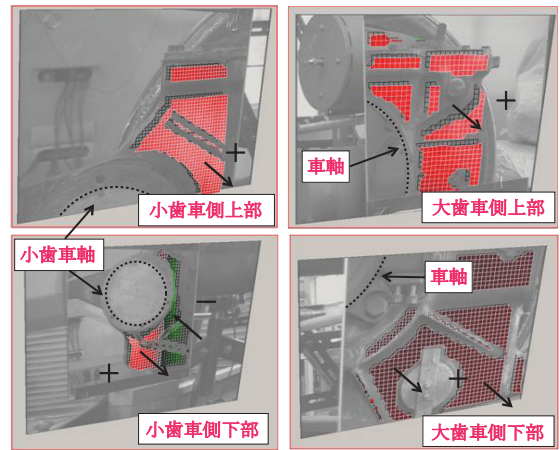


図4 歯車箱表面の主な振動モード (232Hz)

3. 歯車装置の実験モード解析

実機歯車箱の振動モードの解明および後述する構造/音場解析が必要となる減衰パラメータ(減衰比)の参考値取得を目的として、図3に示すように動電型加振器を用いて20N(p-p)程度の加振力を与え、1kHz程度までの範囲における実験モード解析を実施した。主電動機および継手は取外し、歯車箱の固有モードを励起するため、大歯車上部および小歯車上部の左右方向に加振棒により加振力を与えた。スキャニング型レーザー振動計により小歯車軸、車軸およびリブ部を除く、歯車箱表面の振動速度を計測した。測定エリアは図中に示す小歯車(ピニオンギア)近傍2カ所と、大歯車近傍2カ所の計4カ所である。

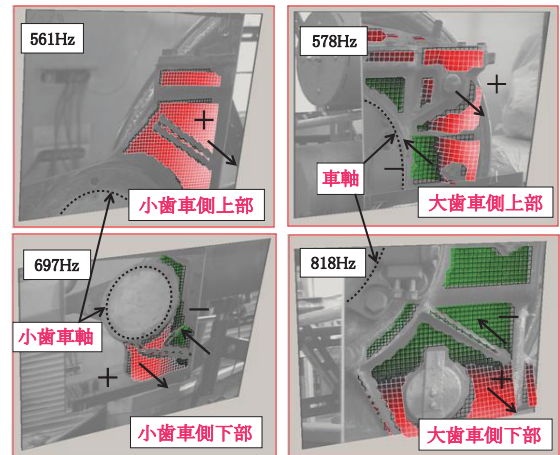


図5 歯車箱表面の主な振動モード (561～818Hz)

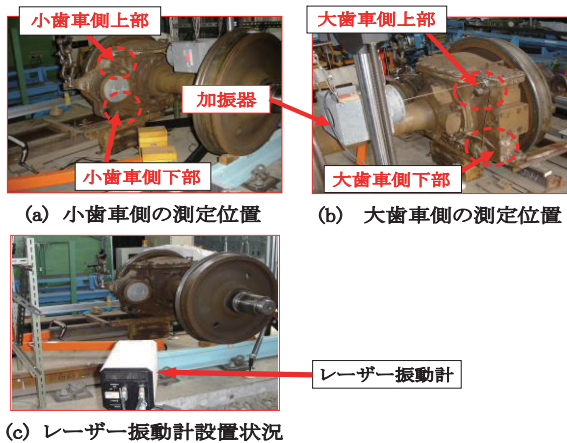


図3 歯車箱の加振試験

図4および図5に歯車箱表面の主な振動モードと変形方向(矢印)を示す。加振周波数232Hzでは、歯車箱全体で車軸方向への剛体的な振動モードになるが、500Hz以上では各エリア毎の局所的な弾性的なモードとなった。例えば561Hzで小歯車軸と車軸の中間付近、578Hzで車軸の後部付近、818Hzで歯車箱底部を中心とした振

動モードになった。

表1は、歯車箱の主なモード周波数での減衰比である。1kHz程度までの範囲では、 $0.49 \times 10^{-2} \sim 3.14 \times 10^{-2}$ となり、周波数が高くなると減衰比は、概ね低下する傾向にある。平均値は約 1.4×10^{-2} であることがわかった。

表1 歯車箱の主なモード周波数での減衰比

周波数 Hz	210.0	232.1	314.3	448.8	659.2	697.4	729.7	817.8	954.4	1010.5	1117.2	平均値
モード減衰比 ($\times 10^{-2}$)	1.09	3.14	2.48	1.45	1.88	0.49	0.98	0.81	1.48	0.97	0.69	1.44

4. 歯車装置からの振動放射音解析

歯車装置の振動要因は、歯車噛合いによる振動や歯車箱の共振、さらには主電動機からのトルク変動などが考えられる。これらの振動が軸受を介し、歯車箱に伝搬して音響放射すると推定される。本章では、歯車の噛合い振動の解析と、単位トルク条件下で歯車箱からの音響放

射特性と、歯車装置の材料変更を行った場合の音響パワー低減予測を行ったシミュレーション事例について個別に報告する。

4.1 歯車噛合い解析

小歯車軸に主電動機側からの回転成分を与え、歯車の回転数変動、歯車および軸受部等に発生する荷重や、軸トルク等を求めた。このうち歯車振動に起因する放射音の原因に関連の深い回転数変動や、軸受部に発生するスラスト力について示す。

4.1.1 歯車噛合い解析モデルの概要および計算条件

図6は、歯車噛合い解析モデルの概要である。六面体ソリッド要素と五面体ソリッド要素により車軸および歯車をモデル化した。小歯車および大歯車は、歯直角方向の基礎断面形状をもとに、基準ピッチ円上におけるねじれ角が20°になるようにモデル化して、実車のはずば歯車形状を表現した。なお、モデルの節点数は約71万、要素数は約66万、計算質量は1087kgである。歯先部のメッシュサイズは、噛合い接触の表現上1.5mmと十分密にし、その他の部位は5～10mmと簡略化した。小歯車および小歯車軸はニッケルクロムモリブデン鋼(SNCM420)、大歯車は構造用炭素鋼(S40C)、車軸は構造用炭素鋼(S38C)とした。歯車の接触面摩擦係数は0.16と仮定し、表2に示す車輪相当の慣性モーメントを車輪圧入部の軸受中心節点に定義した。小歯車軸および車軸の拘束条件は、車輪および歯車箱の軸受中心節点では回転方向のみ自由とし、その他の併進方向および回転方向を固定とした。走行条件等は表3であり、VPS (Virtual Performance Solution) Explicitソルバー(PAM-MEDYSA)により時刻歴解析を実施した。最小タイムステップは 0.15×10^{-6} secである。なお、機構解析の性格上、歯車の回転速度が速いほど、計算に要する時間は少なくなる。今回はソルバーの負荷を考慮し、走行速度300km/h(定常時)の条件で解析した。この条件下で回転開始から時刻0.1sまでの解析に約45時間の計算時間

表2 車輪の負荷条件

車輪質量 [kg]	車輪慣性モーメント [kgm ²]		
	Ix	Iy	Iz
322	38.0	19.3	19.3

表3 走行条件および歯車回転数等

走行速度	300 km/h
車輪径	860 mm
大歯車 歯数	68
小歯車 歯数	23
ギヤ比	2.96
大歯車回転数 (定常時)	1851 rpm
小歯車回転数 (定常時)	5471 rpm

を要した。小歯車軸端への入力トルクの値は、解析対象となる主電動機の諸元値(定格回転トルク)をもとに、速度とトルクの特性を300km/h相当の値に換算した。なお、実車で歯車伝達効率 $0.92 \sim 0.995$ 程度であるが、ここでは1.0と単純化した。

4.1.2 定常回転再現までの計算プロセス

本モデルは車輪相当の慣性モーメントが大きいため、回転初期(加速時)における過渡振動の影響が大きく、安定した定常回転に至るまで計算時間が長くなり、計算メモリーが不足して計算不能になる恐れがある。そこで表4の条件および図7～図11に示すように各時刻の計算プロセスを工夫して初期擾乱を可能な限り除去することで、定常回転状態を早期に再現した。

(1) 初期トルクの付与 (t = 0 ~ 10 msec)

小歯車軸の軸中心に対しt=0(回転開始)～t=10msecまで、図7および図8に示す初期トルク(入力トルク)を与え、歯車間の噛合い接触状態を再現した。

(2) 強制回転条件の付与(加速回転)

t = 10 ~ 15 msec, 定常回転: t = 15 ~ 20 msec)

噛合い接触の再現後、小歯車軸および車軸に図7および図9に示すような走行速度300km/h(小歯車軸5471rpm, 車軸1851rpm)までの加速強制回転を加え、規定回転数に達した時点(t=15msec)で車軸側の強制回転は解除し、小歯車軸のみ定常回転の条件を続けた。なお、加速時に発生する歯車の過渡的な弾性振動の影響を除去するためにt=0～20msecでは小歯車および大歯車の歯先以外の板部中央部(図7赤塗り部分)を剛体定義とし、t=20msec以降は剛体定義を解除(弾性化)する条件とした。

(3) 負荷トルクの付与 (t = 20 ~ 100 msec)

規定回転数に達した後、車軸に発生する回転トルクと同じ値で、かつ逆回転方向の負荷トルクを車輪圧入部の車軸中心部を与え、定常回転負荷状態での歯車および軸の動的挙動再現を行った(図7, 図10)。

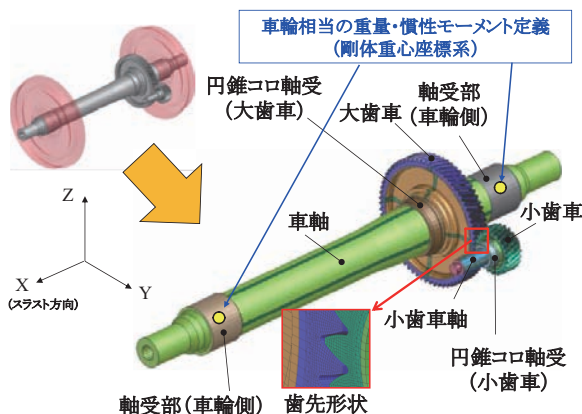


図6 歯車噛合い解析モデル

特集：車両技術

表4 定常回転までの計算プロセス一覧

時間 msec	0-10	10-15	15-20	20-100
小歯車初期トルク	あり	なし	なし	なし
小歯車強制回転	なし	あり (加速回転)	あり (定常回転)	あり (定常回転)
大歯車強制回転	なし	あり (加速回転)	なし	なし
歯車条件	剛体	剛体	剛体	弾性体
大歯車負荷トルク	なし	なし	なし	あり

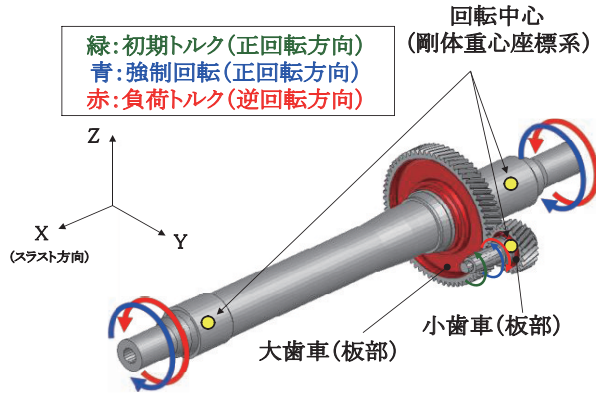


図7 小歯車軸および車軸へのトルクおよび強制回転の付与

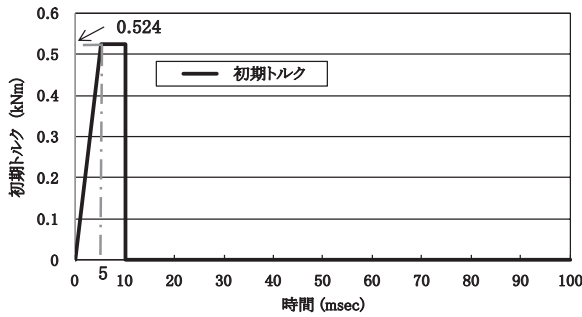


図8 計算過程で与えた小歯車の初期トルク

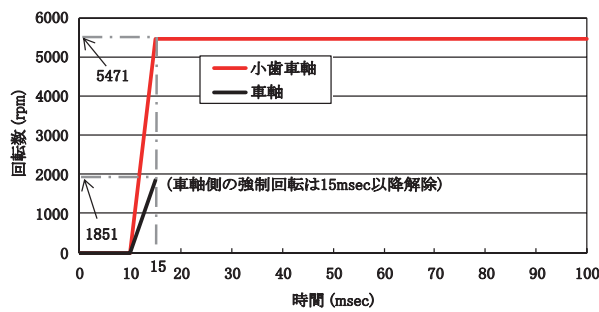


図9 計算過程で与えた強制回転数

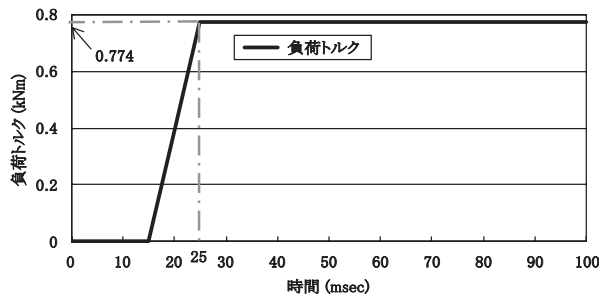


図10 計算過程で与えた負荷トルク

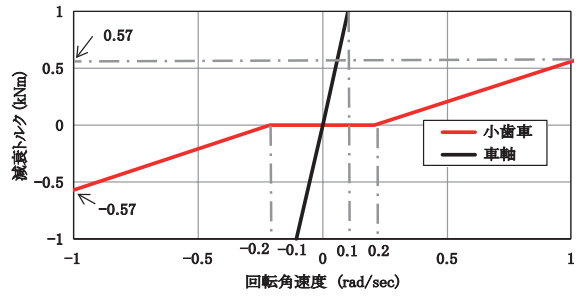


図11 計算過程で与えた減衰トルク

(4) 減衰トルクの付与 (t = 0 ~ 100 msec)

加速時から定常回転時に発生する過渡的な低周波の回転うねり振動除去のため、小歯車軸および車軸に軸回りの回転角速度 (速度変動) に応じた減衰トルク特性 (図11) を与えた。

4.1.3 歯車噛合い解析結果

回転開始からの初期擾乱を除いた t=30 ~ 100msec の時刻では、安定的に歯車の定常回転時の噛合い挙動を再現できた。図12は、小歯車および大歯車の回転数の変動履歴であり、(a) は小歯車、(b) は大歯車の定常回転域の拡大図である。小歯車は 5468 ~ 5476rpm, 大歯車は 1849 ~ 1853rpm の範囲で回転変動することがわかった。図13および図14は、歯車回転により小歯車軸受部および大歯車軸受部に作用する力の時刻歴解析結果であり、図15および図16は、それぞれの周波数解析結果である。周波数ピークは、小歯車軸は噛合い周波数付近 (2.2kHz 付近)、大歯車軸は 1.2kHz 付近で最も大きくなり、その2倍のスペクトルも見られる結果を示した。これらの成分が、さらに歯車箱へ伝搬し、歯車箱表面からの音響放射になると考えられる。小歯車、大歯車ともにスラスト方向 (軸方向 X) への力が大きいことがわかる。大歯車のスラスト方向の力は、小歯車に比較して大きい。被動側である大歯車は、車輪慣性や反力 (負荷トルク) を含めた荷重によるねじれの影響を受けやすいためと推測できる。今回の解析では、駆動入力側となる小歯車軸の先端の回転を一定として条件を簡素化したため、トルク変動の影響を受けず、小歯車軸受部に作用する力は非常に

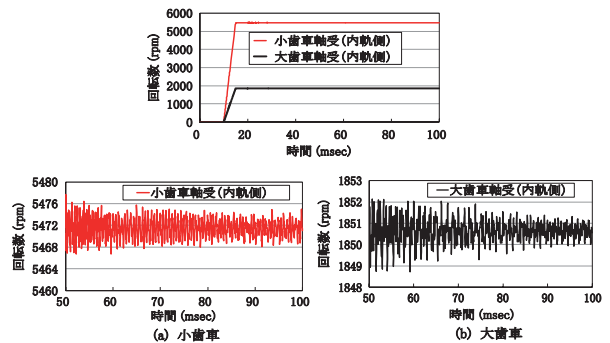


図12 歯車の回転数変動

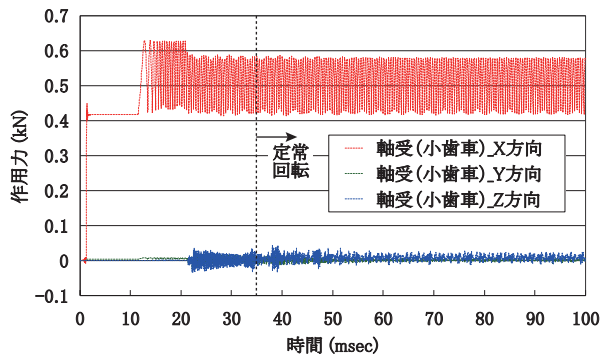


図 13 噛合い解析による歯車箱軸受部の作用力 (小歯車)

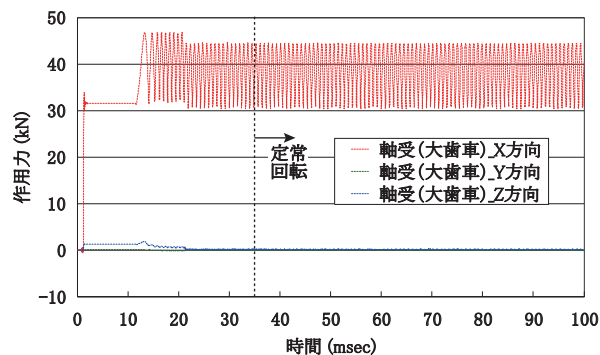


図 14 噛合い解析による歯車箱軸受部の作用力 (大歯車)

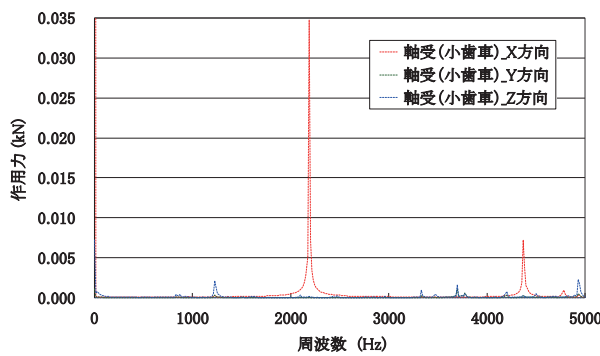


図 15 噛合い解析による歯車箱軸受部の周波数特性 (小歯車)

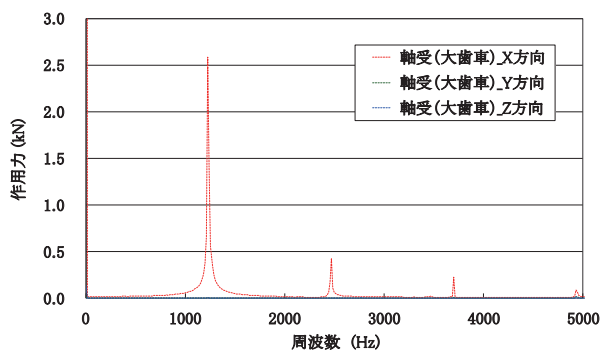


図 16 噛合い解析による歯車箱軸受部の周波数特性 (大歯車)

小さくなった可能性もある。なお、走行試験における歯車箱小歯車近傍の振動測定では、大歯車同様にスラスト方向への加速度が上下方向に比較して大きな値を示すことが多い²⁾が、主電動機側からのトルク変動成分や歯車継手の挙動把握等とともに総合的な説明を進める必要がある。

4.2 歯車箱の構造 / 音場解析

図 17 に示す歯車装置と車軸および車輪から構成される駆動系モデルの構造解析 (振動解析) と、その結果得られる歯車箱表面からの振動を境界条件とした音場解析を組み合わせた、構造 / 音場解析を行った。

主電動機のトルク脈動を想定したねじり振動入力の小歯車軸に与え、現状歯車箱の音響放射特性の把握を行った。また、低騒音化対策の一つとして大歯車、小歯車および、歯車箱に高強度球状黒鉛鋳鉄 (FCD900) を適用した場合の音響低減予測を行った。これらの計算には、NX I-DEAS 系システムを用いた。

4.2.1 解析モデルおよび条件

小歯車、大歯車、車軸および各軸受部をソリッド要素とし、歯車箱をシェル要素とした。なお、軸受モデルは、軸表面および歯車箱の軸受内面から軸中心へそれぞれ剛体要素を張り、軸中心で重複する 2 つの節点間に軸受剛性を模擬したバネ要素を定義して結合状態を表現した。コロ軸受は、軸曲げ方向の回転を拘束する回転バネ成分は影響が少ないと考えられるため省略し、軸直角方向の並進バネのみと簡略化した。なお、本モデルは 4.1 に示した歯車噛合いは考慮しておらず、歯車接触部の表現は、歯接触法線方向のスプリングモデルとして単純化し、解析上、十分剛な値 ($1.0 \times 10^{10} \text{N/m}$) とした。トルクの変動は小歯車軸中心に与えた。固有値解析は大規模計算で比較的安定した解が得られるランチョス法により行った。減衰の値は、先述の歯車装置の加振試験結果を目安に、従来鋼は 0.015 とし、FCD900 は別途実施した材料試験片での基礎試験³⁾で従来鋼に比較して減衰比が 25% 大きい結果が得られたため、0.015 の 25% 増である 0.01875 と仮定した。

音場解析は、小歯車軸、車軸および各軸の受押え蓋は

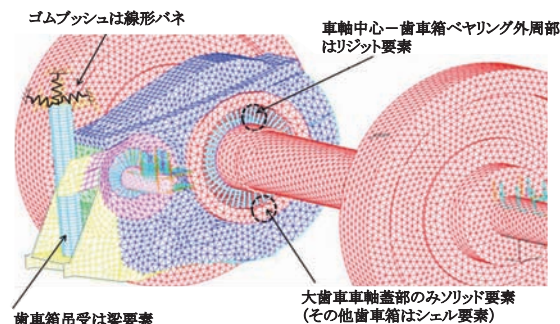


図 17 構造解析 (振動解析) モデル

特集：車両技術

放射部位に含めない条件とした。歯車箱の全表面のほか、前部、後部、上部（蓋）、底部、側部（内軌側）および側部（外軌側）の6面ごとの評価も行い、各面の放射割合を求めた。小歯車軸への入力は、単位トルク（1N・m）とし、周波数は、歯車騒音の主要な帯域を考慮して100Hz～2kHzとした。音響パワーおよび音圧の計算は10Hz刻みの等間隔のほか、各振動モード周波数でも行った。

4.2.2 構造/音場解析の解析結果

図18は、現行の歯車での6面ごとの音響パワー解析結果である。歯車箱の側部（内軌側、外軌側）からの放射割合が最も大きい。1.4kHz付近では、上部（蓋部）からの放射割合が高くなる。また、1.6kHz以上の周波域では、底部からの放射割合も高くなる傾向を示した。2kHzまでの範囲では、側部が全体の約45%を占め、上部が30%、その他の部位が25%となる結果を示した。

図19は、歯車装置の小歯車、大歯車および歯車箱にFCD900を適用した場合の歯車箱全体での現状との音響パワーの比較である。小歯車および大歯車にFCD900を適用した場合は、1.75kHz付近で、僅かに低下する程度で低減効果は少ないが、歯車箱に適用した場合は、1.33kHzと1.72kHz付近の主要ピーク周波数で低下する結果を示した。2kHzまでの音響パワー平均値は、従来鋼に比較して、1.9dB低下する結果となった。図20は、現行の歯車装置で音響パワーが最も大きな値を示す1327Hzでの周囲音圧の計算結果の例である。この場合は、側部下方からの放射が大きいことが分かった。

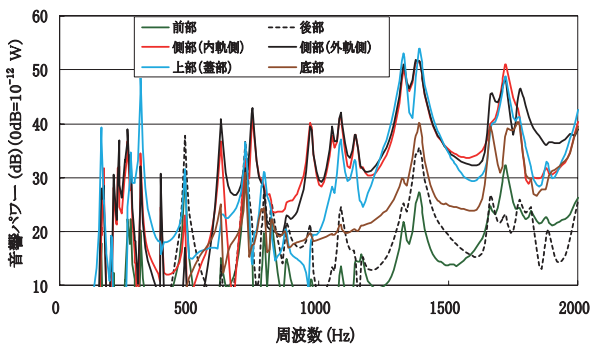


図18 歯車箱の部位別音響パワー

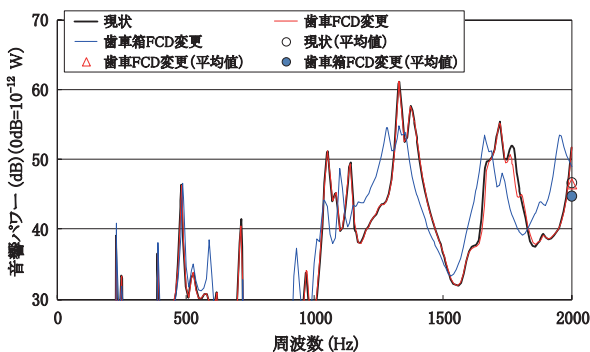


図19 歯車装置にFCDを適用した音響パワーの比較

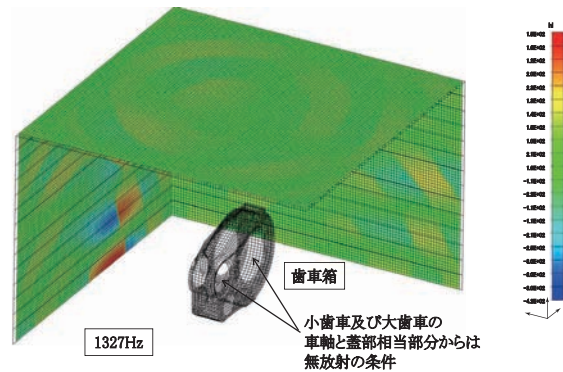


図20 歯車箱の音場解析モデルと歯車箱周囲の音圧分布（地上反射有）

5. まとめ

平行カルダン方式歯車装置を対象に、実機の実験モード解析、歯車噛合い解析、構造解析で得られた歯車箱の振動成分を境界条件に音場解析を実施し、以下の成果を得ることができた。

- (1) 実機歯車箱の振動モードを明らかにした。
- (2) 歯車噛合いに起因する歯車軸の回転数変動や、軸受部作用力をシミュレーション上で求めた。
- (3) 小歯車軸を一定回転とする条件下で、大歯車の軸受部のスラスト方向の力は小歯車に比較して大きくなる。
- (4) 小歯車軸の単位トルク（1N・m）加振下で歯車箱にFCD900を適用した場合、現行の歯車箱に比べて約1.9dB音響パワーの低下となる。

6. 今後の取組み

歯車噛合い解析により得られた軸受加振力をもとに、構造/音場解析を実施し、歯車噛合いに起因する歯車箱からの放射音特性を明らかにする。

謝辞

FCD900の試験片製作に協力頂いた青梅鋳造(株)殿に厚く御礼申し上げます。

文献

- 1) 清水康弘, 近藤稔, 川村淳也: 主電動機騒音の音源と対策, 鉄道総研報告, Vol.19, No.5, pp. 27-32, 2005
- 2) 笹倉実 他: 車両の高周波振動特性解析法, 鉄道総研報告, Vol.11, No.4, pp. 31-36, 1997
- 3) 笹倉実 他: 鉄道車両の歯車系放射音に関する基礎的研究, Dynamics and Design Conference 2011 CD-ROM論文集, 日本機械学会, 2011