

# 高強度球状黒鉛鑄鉄の適用による歯車の振動騒音低減

笹倉 実\*

## Reduction of the Vibration and Noise of the Railway Pinion and Gear using High Strength Ductile Cast Iron

Minoru SASAKURA

In these years, drive-system noise generated from motor vehicles of meter-gauged railways is decreased by employing traction motors of a fully enclosed type. However, the sound level of the gear noise still remains relatively high. Our purpose is to develop a low noise gear system by changing gear materials. In this paper, to predict the vibration and sound power reductions of the gear system we are carried out a running test and the following three kinds of analyses of a low noise gear made of ductile cast iron (FCD900); mechanical dynamic behavior analysis, FEM analysis and BEM analysis. Consequently, we have found that the gear made of this material has a low sound level owing to the improvement of the gear contact surface, compared to the conventional one.

キーワード：かみ合い解析，音場解析，音響パワー，歯車騒音，球状黒鉛鑄鉄

### 1. はじめに

電動車駆動系の低騒音化を図るため、密閉形（全閉式）主電動機の普及が今後進むと考えられる。さらなる低騒音化，すなわち電動車を付随車並の騒音レベルに近づけるには歯車装置の騒音も低下させる必要がある。

歯車騒音の主な原因として歯車かみ合い振動があり，その低減策として，球状黒鉛鑄鉄（Ferrum Casting Ductile 以下，FCD と記す）の強度タイプである FCD900 鑄放し材を候補に縮尺歯車対の回転試験を実施した。

さらに回転試験により得られた歯面形状をもとに，歯車かみ合い変動力解析や構造・音場解析を行い，歯車に FCD を適用した場合の軸受作用力の低減や歯車箱からの騒音低減がみられた結果について述べる。

### 2. FCD 歯車の特長

FCD は従来の歯車材料（以下，従来鋼）に比較すると振動減衰性能（材料減衰性能）に優れるほか，歯面のなじみ性能にも優れる点が挙げられる。なじみとは，初期摩耗により歯面の粗さが均一化されることである。これにより，スムーズなかみ合いが得られるようになり，歯車かみ合い変動力が変化し，振動および騒音が低下することが考えられる。FCD を印刷機械や精密減速機へ適用することで歯車騒音が大幅に低下した例がある。

鉄道車両では低騒音化の目的で歯車箱に FCD を適用

した例が過去にみられる<sup>1)</sup>が，歯車に FCD を適用した事例はこれまでにみられない。FCD 歯車は初期の歯面仕上げは粗くて良く，歯切り（ホブ切り）状態での使用が可能である。歯車製作コストの多くを占める研削工程を省略できることから従来の歯車よりコスト削減につながることも期待できる。さらに，黒鉛の潤滑作用で同じ硬度の鋼製歯車に比べ耐摩耗性が向上する利点も挙げられる。

表 1 は FCD900 と従来鋼歯車の材料比較（メーカー規格）であり，FCD900 の括弧の値は実測平均値である。FCD900 鑄放し材は伸びがやや劣るものの，引張強さや硬さでは鉄道車両の従来鋼歯車（小歯車 SNCM420，大歯車 S40C）と同等あるいは，それ以上の機械的性質を持つことがわかる。なお，FCD900 に焼入れおよび焼戻し処理（QT 処理）を行った場合はさらにこれらの性質を向上させることが可能である。

表 1 FCD900 と鉄道用従来鋼歯車の材質比較

材質名	引張強さ (MPa)	耐力 (MPa)	伸び (%)	硬さ (HB)	備考
FCD900	900 ~	600 ~	2 ~	270 ~ 350	鑄放し
	(940)	(650)	(4)	(320)	
	[1010]	[875]	[8]	[320]	QT 処理
S40C	610 ~	440 ~	20 ~	179 ~ 255	QT 処理
SNCM420	980 ~	-	15 ~	293 ~ 375	QT 処理

\* 車両制御技術研究部 動力システム研究室

特集：車両技術

3. 歯車回転試験

3.1 試験歯車対の試作

歯面のなじみ過程における経時変化や、振動および騒音特性の比較を行う目的で従来鋼歯車と FCD900 歯車の実車 40% 程度の縮尺試験歯車対（小歯車：歯先円直径 78mm および大歯車：歯先円直径 222mm）を製作した（図 1 は FCD900 歯車対の例）。従来鋼歯車は、大歯車は S45C 高周波焼入れ、小歯車は SNCM420 浸炭焼入れとし、それぞれの歯面は歯車等級で 1 級程度の歯研仕上げを行った。FCD900 歯車は、歯切りのみで歯研仕上げを省略した。新幹線電車のギア比に近い 3 とし、小歯車は歯数 24、大歯車は歯数 72 とした。モジュールは 3 である。歯面形状は、材料の相対比較を目的としていることや、後述する歯面形状の測定上の制約から、実車歯車のような、はずば歯車ではなく平歯車に単純化した。また、なじみを生じやすくするため歯接触部の応力を高くする必要があり、歯厚は可能な限り薄くした。歯接触部の歯幅は小歯車 20mm、大歯車 18mm である。

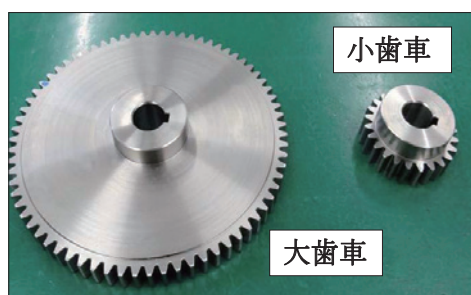


図 1 回転試験用試作歯車対（FCD900 歯車の例）

3.2 歯車回転試験の概要

歯車回転試験の概要を図 2 に示す。小歯車側の回転軸左側より駆動電動機によりトルクを与え、大歯車の回転軸右側の被動電動機の回生制御により反力を発生させ一定トルク下の歯車かみ合いを再現する。軸間距離（144mm）および交差角を調整し、光明丹を歯面に散布し、歯あたりの目視確認を行いつつ、ピッチ円直径（PCD）で歯幅方向に均等に接触するよう微調整を行った。なお取付精度（実測値）は FCD900 歯車の場合でバックラッシュは 0.04 ～ 0.06mm（大歯車 PCD 上）、大歯車の外周振れは 22 $\mu$ m、端面振れは 8 $\mu$ m 程度である。また、本試験装置の仕様は、最大回転数 3000rpm であり、最大負荷トルクは 20Nm である。大歯車の歯面上部より右側上方約 400mm の位置に、普通騒音計を取付け、騒音レベルの比較を行った。歯面なじみ変化の測定を行う試験は、これまでに実績がなく、最適な負荷条件、所要時間については未知であるが、本試験装置の負荷能力と、FEM 解析や、ハンマー打撃試験による歯車共振特性などの事前検討を踏まえ、回転数は 1950rpm（小歯車）とし、その負荷トルクは 15Nm とした。また回転時間は 48 時間とした。

クは 15Nm とした。また回転時間は 48 時間とした。

FCD900 歯車は潤滑油の歯面浸透性が良好で、黒鉛による自己潤滑効果もあること、歯面に適度な粗さが存在するため油膜が保持され、数時間毎に歯面にグリース（アルバーニア S2：昭和シェル石油製）を散布する方法で十分であったが、歯研仕上げを行った従来鋼歯車はグリースの保持性が悪く、歯面の焼付きを発生する恐れが生じたため、給油装置により、自動車用 ATF（デキシロンⅢ 米国 GM 社規格相当品：昭和シェル石油製）を連続散布し潤滑する方法に変更した。

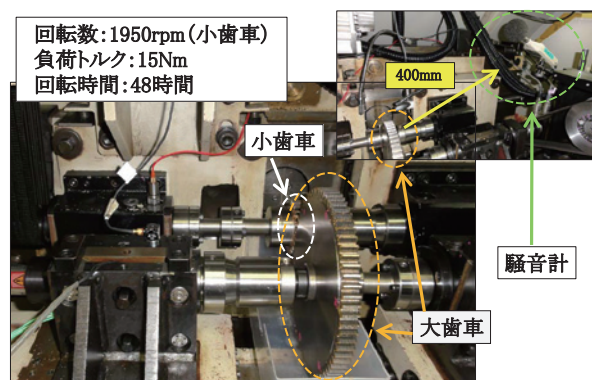


図 2 歯車回転試験の概要

3.3 歯面形状測定

歯車回転試験の前後に歯面形状の実測を行い、両材料の経時変化の比較を行った。測定部位は小歯車と大歯車のそれぞれ接触側の代表歯面（1 面）とした。図 3 左の粗さ測定器（ミツトヨ SV-2100）を用いて、歯すじおよび歯形方向の歯面粗さ測定を行った。歯面の凹凸波長にバンドパスフィルタ処理を行って粗さ曲線を算出し、その振幅を算術平均化した値を歯面粗さ（以下、Ra と記す）と定義した。フィルタの帯域は、触針形状に応じて JIS で規定されており、今回使用した触針（先端半径 2 $\mu$ m、円すい部テーパ角度 60°）の場合は波長 2.5 $\mu$ m ～ 0.8mm となった。

また、図 3 右の 3 次元形状測定器（東京精密テクニカル TTI-300）を用いて、5 章で示すかみ合い変動力解析に必要な歯面情報（点群）を実測した。測定範囲は、歯面端部でノイズ成分となる歯幅方向の両端部を約 3%

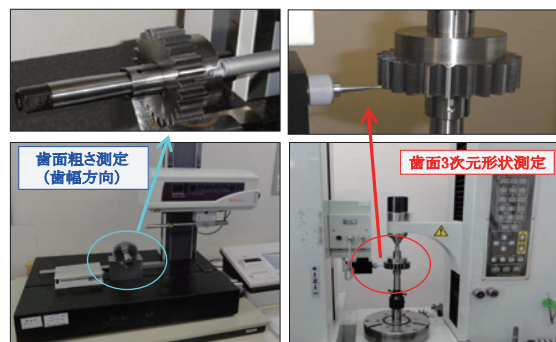


図 3 歯面粗さ測定および 3 次元形状測定の概要(小歯車)

カットした。小歯車の測定幅 18.8mm, 大歯車の測定幅 16.92mmとし、約1.0mmの等間隔格子点で点群を実測した。

#### 4. 試験結果

##### 4.1 試験歯車の騒音特性

歯車回転試験による FCD900 歯車の騒音レベルの経時変化を図 4 に示す。点線は大歯車の固有振動数（1 次～3 次）付近での値であり、実線はかみ合い次数（1 次～4 次）での値である。回転開始から 6 時間は機器調整のためデータの記載を省略した。回転開始より 40 時間の 1 次固有振動数および 2 次固有振動数と、48 時間のかみ合い 2 次（1548Hz）の値を除き、騒音レベルの減少傾向がみられた。なお、かみ合い 2 次の上昇は歯面の状態が変化することによりピークの変化した可能性が考えられる。10kHz までの O.A. の値は約 5dB (A) の減少となった。これらは歯面なじみによる効果であると考えられる。騒音レベルの最も大きな周波数成分は、かみ合い 4 次（3096Hz）であり、次に大きいのは 1 次固有振動数付近の値であるが、経時変化の傾向としては固有振動数付近の成分よりかみ合い振動数成分の減少が大きい結果を示している。

従来鋼歯車のかみ合い次数（1 次～4 次）の騒音レベルの経時変化を図 5 に示す。各次数の騒音レベルは時刻により上下がみられるものの、一様に騒音低減する傾向はみられず、O.A. の値もほとんど変化しない傾向を示した。

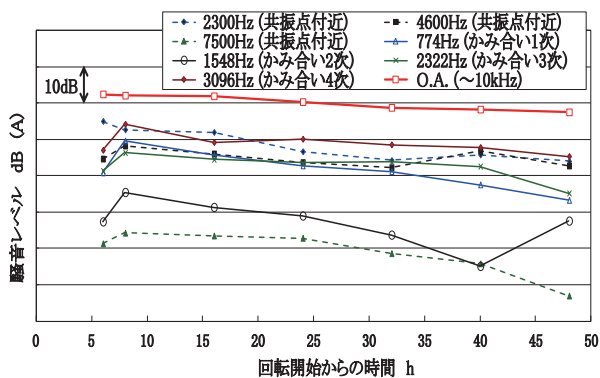


図 4 歯車回転試験による騒音レベル変化(FCD900 歯車)

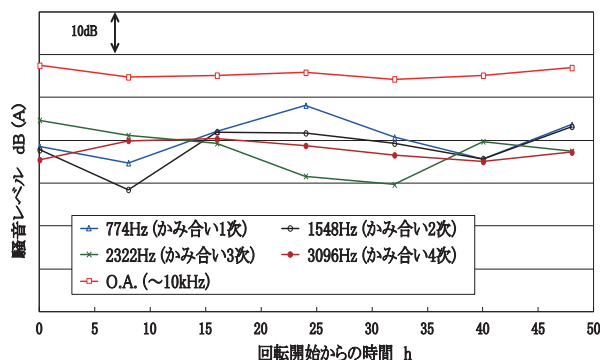


図 5 歯車回転試験による騒音レベル変化（従来鋼歯車）

##### 4.2 回転試験による歯面粗さの変化

図 6 は回転試験による FCD900 歯車の歯形方向の粗さ曲線の測定波形であり、歯面状態が大きく変化していることがわかる。図 7 は粗さ曲線の中心線平均粗さ Ra の FCD900 歯車および従来鋼歯車の値である。FCD900 歯車の回転試験前では、小歯車の Ra は 0.9 $\mu$ m 程度、大歯車は 0.5～0.7 $\mu$ m 程度であり、歯研仕上げを省略しているため値は大きい。小歯車および大歯車とも歯形方向より歯筋方向の粗さが大きい傾向がみられた。回転試験により粗さの値は大きく減少するが、歯面の接触回数が多い小歯車の値の低下が大きく、回転試験後で歯形、歯筋方向とも 0.4 $\mu$ m 以下に低下した。大歯車は歯形および歯筋方向とも回転試験前に比較し 0.1 $\mu$ m 程度値が低下する結果を示した。

一方、従来鋼歯車の Ra は、歯研仕上げのために値は小さく、小歯車および大歯車とも歯筋方向の Ra は 0.05～0.11 $\mu$ m、歯形方向の Ra は 0.19～0.26 $\mu$ m であるが、回転試験による粗さの低下はほとんどみられない傾向を示した。なお、FCD900 歯車は試験終了の 48 時間の時点においても、Ra の低下傾向が継続しており、さらに長時間の試験により Ra が従来鋼歯車と同等なレベルまで低下し、騒音レベルも大幅に低下する可能性が考えられた。

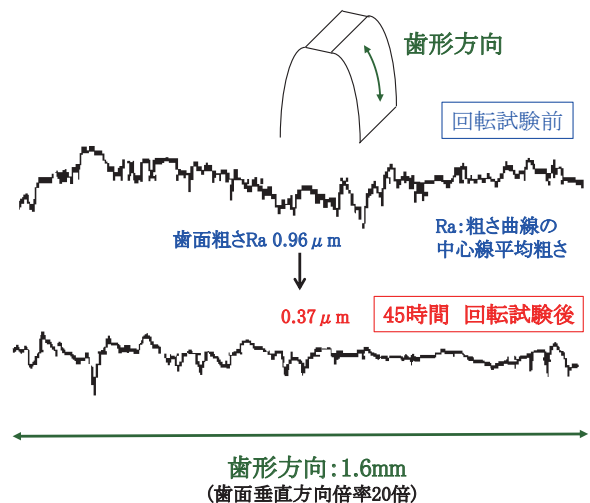


図 6 回転試験による粗さ曲線の変化（歯形方向）

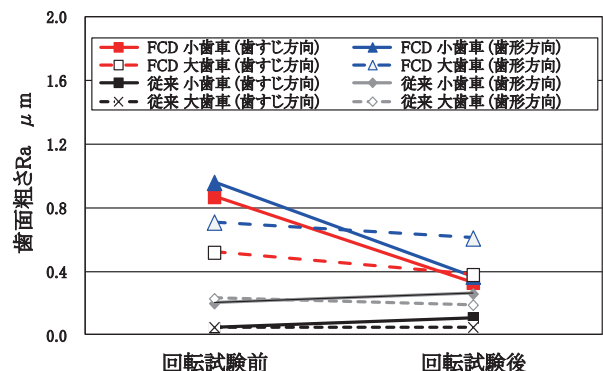


図 7 回転試験による歯面粗さ (Ra) の変化

特集：車両技術

5. 実車モデルによる FCD 歯車の振動および歯車放射音低減予測

5.1 実車歯車の振動・騒音メカニズムと解析手法

図8は歯車の振動発生と歯車箱への伝搬および音響放射のイメージである。主電動機の回転①により、小歯車と大歯車のかみ合いによる変動力②が発生する。これらは歯車振動③を発生し軸受部に伝搬して軸受部の作用力④となる。さらに軸受から歯車箱全体に振動伝播して歯車箱振動⑤となり、その表面より外部へ音響放射⑥することにより歯車騒音が発生すると考えられる。これらのメカニズムは、かみ合い変動力解析（青枠部分）と構造・音場解析（赤枠部分）の組み合わせにより解析が可能である。

本章では、前章の回転試験により得られた歯面変化を実車モデルに置き換えて、これらの解析を実施し、従来鋼歯車とFCD歯車の軸受部の作用力の変化や、音響放射特性の比較を行った。

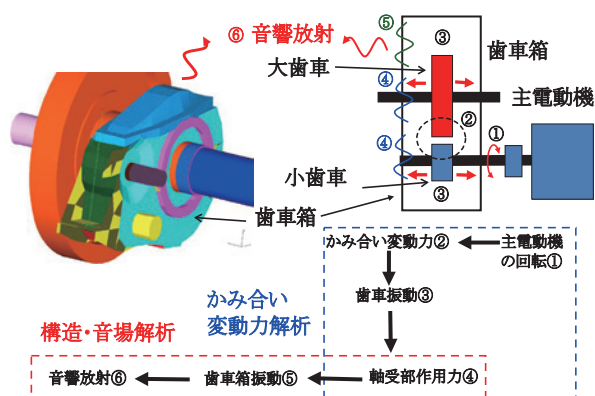


図8 歯車の振動発生と歯車箱への伝搬および音響放射

5.2 かみ合い変動力解析

5.2.1 軸受作用力の計算方法

ここでは図8の①→④の計算手順を示す。図9は、前章の試験歯車による歯面形状データを実車歯車モデルに変換する手順である。初めに歯車回転試験前および試験後のFCD900歯車および従来鋼歯車の代表歯面の歯面点群データをソリッド要素モデル化した。実車歯車は、ほぼ形状であるため基準ピッチ円上における、ねじれ角20°のモーフィングと相似変換を行い、歯形状を360°展開することにより疑似的な実車歯車モデルを作成した。車軸および軸受を含めたソリッド要素モデル（図10）の節点数は約90万、要素数は約75万、計算上の質量は1085kgである。歯面接触部のメッシュサイズは1.0mmと密であるが、その他部位は5～10mmと簡略化した。材料条件は従来鋼歯車の小歯車はSNCM420、大歯車はS40Cとし、FCD900歯車は小歯車、大歯車ともにFCD900とした。車軸は機械構造用炭素鋼（S38C）

とした。歯車かみ合い接触面の摩擦係数は0.16と仮定した。また、車輪相当の慣性モーメントを車輪圧入部の車軸中心接点に定義した。小歯車軸および車軸の拘束条件は軸箱および歯車箱の軸受中心接点において回転方向を自由とし、併進方向を固定とした。

これらモデルの小歯車軸に主電動機側からの回転トルクを与え、歯車かみ合いにより歯車箱軸受部の作用力を計算した。解析条件は表2であり、VPS (Virtual Performance Solution) Explicit ソルバ (PAM-MEDYSA) により解析を実施した。小歯車軸への回転トルクの値は、解析対象となる車種の主電動機諸元値（定格回転トルク）から、トルクは回転速度に反比例するという仮定の下で速度300km/hでの値に換算し516Nmとした。実車での歯車伝達効率率は0.92～0.995程度であると思われるが、ここでは1.0と単純化した。なお、車輪相当の慣性モーメントが大きいため、計算開始直後の加速時には初期擾乱を生じるが、可能な限り早い時刻に収束させ、定常状態になるよう初期のt=0（回転開始）～t=0.02sでは計算プロセス（初期トルク、強制回転条件、負荷トルク、および減衰トルク付与方法）を工夫した。このプロセス詳細については前報<sup>2)</sup>を参照されたい。

規定回転数に達した後は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

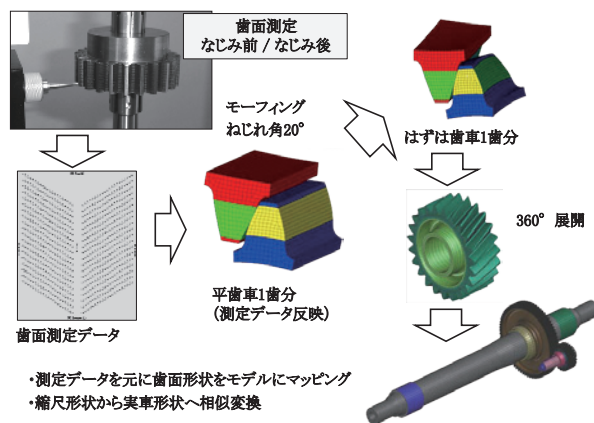


図9 歯面測定とかみ合い解析モデル化の手順

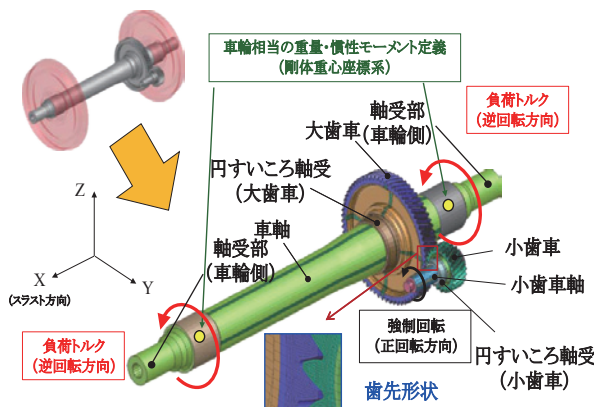


図10 歯車かみ合い解析モデル（定常回転時）

表2 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	72
小歯車 歯数	24
ギヤ比	3
大歯車回転数 (定常時)	1824 rpm
小歯車回転数 (定常時)	5471 rpm

車軸中心部に与え、定常回転とその負荷状態の挙動再現を行った。なお、回転開始から  $t=0.12s$  までの解析に約39時間の計算時間を要した。

5.2.2 軸受部作用力の計算結果

図11は、FCD900歯車の回転試験前歯面形状データをもとにした実車の定常回転域（回転開始より  $t=0.06 \sim 0.12s$ ）での小歯車軸受部の周波数解析例（500Hz～800Hz）である。Xはスラスト方向の作用力であり、Yは前後方向、Zは上下方向を示す。かみ合い1次(2200Hz付近)やかみ合い2次(4400Hz付近)にピークがみられるほか、3900Hz付近および4500Hz付近など、かみ合い次数とは異なる周波数のピークがみられた。回転試験後の歯面形状データをもとにした小歯車軸受部の作用力(図12)との比較では、かみ合い1次で約30%低下する結果を示した。図7に示したように小歯車の歯面粗さは大幅に低下しており、歯面粗さと軸受部の作用力には相関があると考えられ、FCD900歯車の歯面なじみが軸受部の作用力の低下につながる事が考えられた。

一方、従来鋼歯車は、回転試験前後で歯面粗さはほとんど変化しない結果を示しており、軸受作用力の違いはほとんどないと考えられるため、回転試験後の歯面形状データのみで解析を実施した。小歯車軸受部の作用力を図13に示す。FCD900歯車に比較して、4400Hz付近のかみ合い2次成分の値が特に大きく、3700Hz～5400Hzの比較的高い周波数域でFCD900に比較し作用力が大きくなる傾向にある結果を示した。

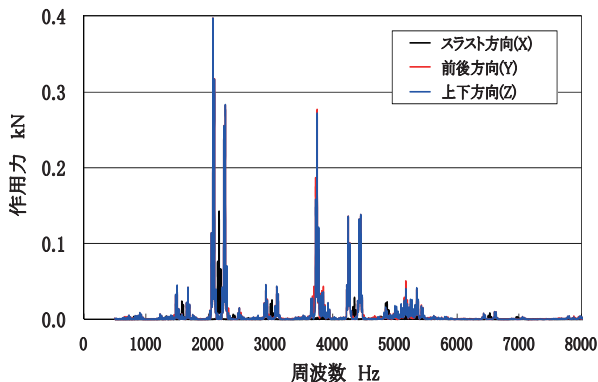


図11 かみ合い解析による小歯車軸受部の周波数特性 (回転試験前歯面形状 FCD900小歯車)

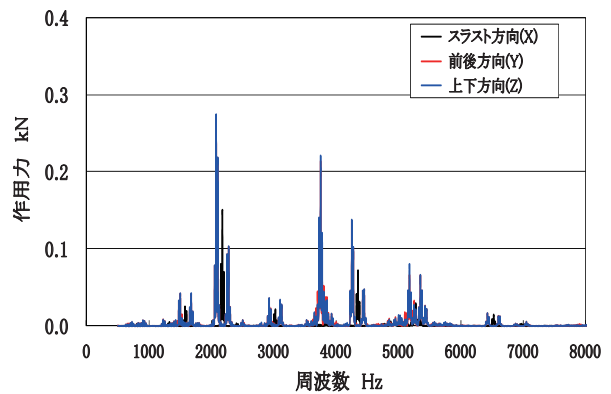


図12 かみ合い解析による小歯車軸受部の周波数特性 (回転試験後歯面形状 FCD900小歯車)

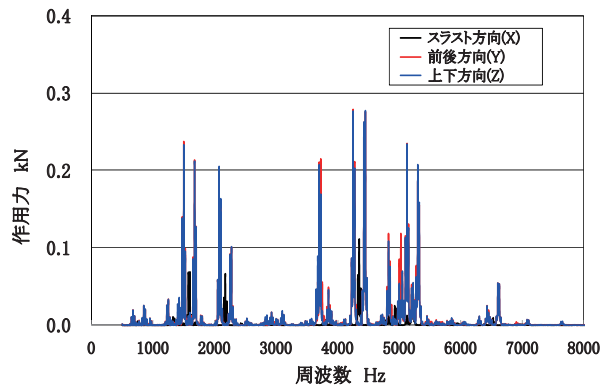


図13 かみ合い解析による小歯車軸受部の周波数特性 (回転試験後歯面形状 従来鋼小歯車)

5.3 歯車箱の構造・音場解析

5.3.1 歯車箱からの音響放射解析方法

ここでは図8の④→⑥の計算手順を示す。かみ合い変動力解析により得られたFCD900歯車および従来鋼歯車の軸受部の作用力を入力とした歯車箱の構造・音場解析を行ない、歯車箱の振動モード、歯車箱から放射する音響パワーおよび騒音レベルなどを計算した。歯車箱の構造・音場モデルは図14中央に示される黒色のメッシュである。小歯車および大歯車軸受部をソリッド要素とし、歯車箱板部をシェル要素とした。軸受部の作用力は歯車軸中心の接点に与え、軸受外輪へ剛体要素を張り、歯車箱へ力を伝達した。歯車箱の材質は鋳鋼とし、減衰比は0.015とした。歯車箱表面からの構造振動を音響放射の境界条件とし、小歯車軸、車軸および各軸受押え蓋は放射部位に含めない条件とした。解析周波数は500Hz～8000Hzとし、音響パワーおよび騒音レベルは10Hz刻みの等間隔のほか、歯車箱の各振動モード周波数でも行った。

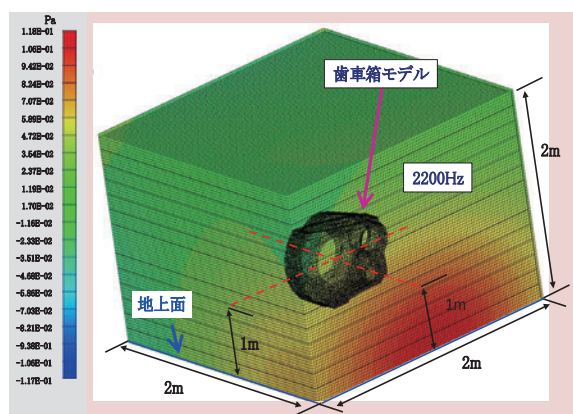


図 14 歯車箱周囲の音圧分布 (FCD900 歯車の場合)

### 5.3.2 歯車箱からの音響放射解析結果

図 14 の歯車箱モデル周囲の立方体は、歯車箱近傍 (約 1m 離れ) のかみ合い 1 次付近 (2200Hz) の音圧分布の例であり、歯車箱の内軌側面の下部より放射した音が近傍の地上付近で高くなる様子がわかる。

図 15 は、歯車箱の FEM 解析による振動モード例であり、これら歯車箱の変形が周囲への音響放射の原因となることが考えられる。図 16 は、8000Hz までの音響パワーの解析結果であり、FCD900 歯車と従来鋼歯車を比較すると 3000Hz、3750Hz および 4300Hz 付近 (かみ合い 2 次付近) のピークが FCD900 歯車では低下する傾向がみられた。2000Hz ~ 2500Hz 付近では両者の差はみられないが 3500Hz 以上での高周波数域では FCD900

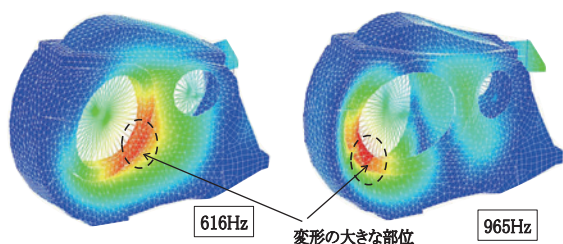


図 15 歯車箱の主な振動モードとその周波数

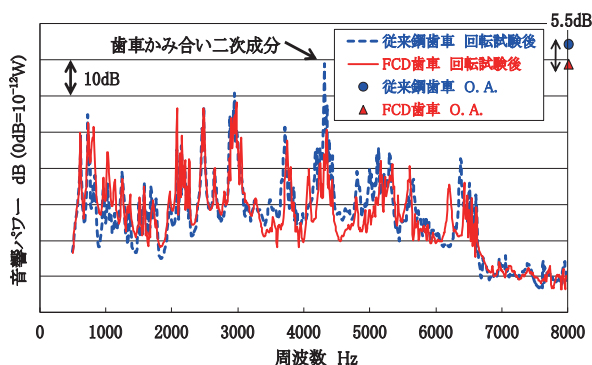


図 16 歯車に FCD900 を適用した音響パワーの比較

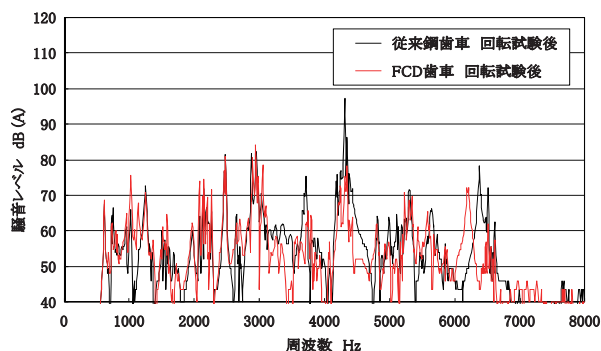


図 17 歯車に FCD900 を適用した騒音レベルの比較 (歯車中心から 6.25m)

歯車による低減効果が大きくなる傾向がみられた。また、図 17 は大歯車中心から 6.25m 離れ点での騒音レベル解析例である。従来鋼歯車の 4400Hz 付近のピークは約 97dB (A) と高いが FCD900 歯車は 78dB (A) と大幅に低い結果を示した。

## 6. まとめ

FCD900 を鉄道用歯車に適用するための回転試験およびその試験結果を用いたシミュレーションを行い、以下の成果を得ることができた。

- (1) 回転試験後の FCD900 歯車の歯面粗さ (Ra) は  $0.9\mu\text{m}$  から  $0.4\mu\text{m}$  に低下した。また騒音レベルは O.A. で約 5dB (A) 低下した。
- (2) 回転試験後の歯面形状をもとに実施したかみ合い変動力解析で FCD900 歯車の軸受作用力は、かみ合い 1 次で約 30% 低下する結果が得られた。
- (3) FCD900 歯車は従来鋼歯車に比較して 3500Hz 以上の高周波数域で騒音低減効果のあることを構造・音場解析により確認した。

## 7. 今後の取組み

FCD900 歯車の基礎レベルでの振動および騒音低減効果を確認できたことから、今後は実車はすば形状歯車の製作と回転試験および解析を行い、実用化にむけて開発を進める予定である。

## 文献

- 1) 東洋電機製造：東洋電機技報，第 117 号，pp.29-30，2008
- 2) 笹倉実，佐藤潔：平行カルダン方式歯車装置の振動放射音の解析，鉄道総研報告，Vol.26，No.3，pp.41-46，2012