

高強度球状黒鉛鑄鉄の適用による歯車装置の騒音対策

車両制御技術研究部 動力システム研究室
主任研究員 笹倉 実

1. はじめに

駆動系から発生する騒音を更に低下させるには、主電動機のほかに歯車装置の対策が重要となる。材料の減衰性が高く、歯車に適用した場合は歯面なじみ性にも優れている球状黒鉛鑄鉄 (Ferrum Casting Ductile 以下、FCD と記す) は、かみ合い変動力を低下させ、歯車装置からの音響放射の低減が期待できる。そこで、歯車装置の騒音低減策として FCD に着目した。これまで鑄鉄を鉄道歯車に適用することは強度面で難しいと考えられてきたが、FCD は、切欠感度がにぶく鑄造性や耐摩耗性にも優れ鋼に匹敵する性能を示す。ここでは FCD のうち、鉄道歯車にも適用可能性のある高強度タイプの新材料である FCD900 を用いた縮尺歯車の騒音測定および実車相当の歯車モデルに置換えた、かみ合い解析と音響解析の計算結果について紹介する。

2. 歯車かみ合い振動と騒音発生

歯車装置から発生する振動及び騒音のメカニズム (図 1) は、歯車回転により、歯車間にかみ合い変動力 (2) が発生し、起振源になると考えられる。ほぼ歯車は原理的にスラスト力を発生し、車軸方向の振動成分も大きい。これら振動成分は、小歯車や大歯車 (3) から各軸受 (4) を介し、歯車箱に伝播して歯車箱振動を発生し、その表面 (5) より外部へ音響放射 (6) することが考えられる。歯車騒音を効果的に低下させるには、かみ合い変動力を低減することが重要となる。

図 2 は、新幹線走行時の歯車箱振動及び近傍騒音の解析結果である。力行及び減速の特定速度 (240km/h 付近) でかみ合い 1 次に相当する振動及び騒音が大きくなることわかる。さらに高速域 (300km/h では) かみ合い 2 次成分が大きくなることわかった。

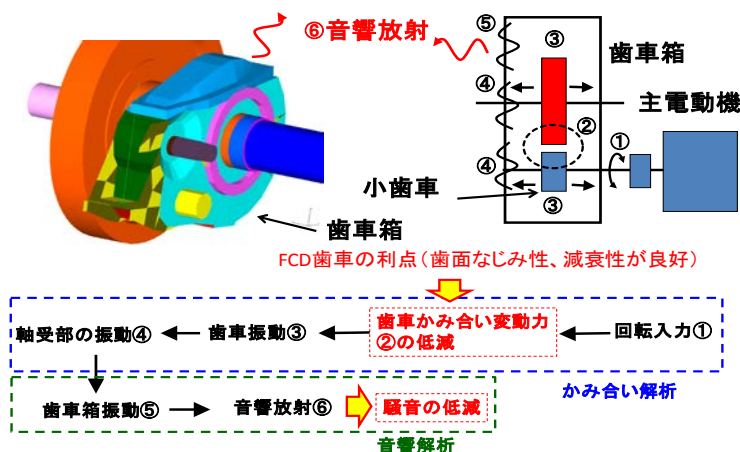


図 1 歯車振動メカニズムと FCD による低減法

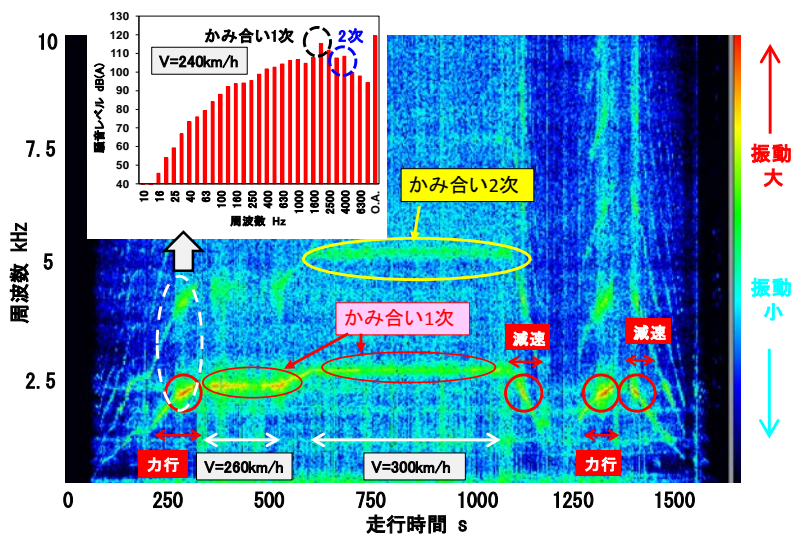


図 2 新幹線走行時の歯車箱振動及び近傍騒音

3. 高強度球状黒鉛鋳鉄（FCD900）歯車の特長

図3は、FCD900と、鉄道車両の従来鋼歯車（小歯車 SNCM420、大歯車 S40C）の材料比較（メーカー規格）である。FCD900は引張強さ、耐力及び硬さで、従来鋼歯車と同等あるいは、それ以上の機械的性質を持つことがわかる。なお、FCD900に焼入れ及び焼戻し処理（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。また、FCD900は振動減衰性（図4）や歯面なじみに優れるため、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。このため、歯車製作コストの大半を占める歯研仕上げを省略でき、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。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、スムーズな噛み合いが得られるようになり、歯車噛み合い変動力が変化し、振動及び騒音が低下することが考えられる。

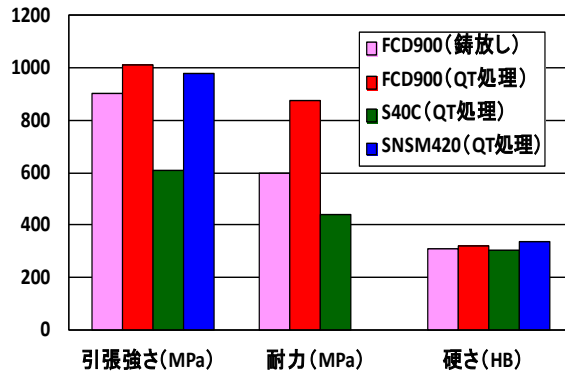


図3 FCD900の材料特性

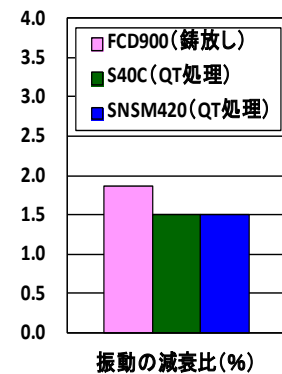


図4 FCD900の振動の減衰比

4. FCD900 歯車の騒音低下

FCD 歯車のなじみによる振動及び騒音低減効果を調べる目的でFCD900 歯車の平歯及びはすば歯車の連続回転試験を行い、大歯車近傍に普通騒音計を取付け、騒音レベルを測定した。

図5は、実車40%程度の縮尺はすば歯車の例である（小歯車：歯先円直径78mm および大歯車：歯先円直径222mm）。歯車対の材質はFCD900 鑄放し材で歯研加工を省略している。ギア比は新幹線相当の3（小歯車歯数24、大歯車歯数72）、モジュールは3である。

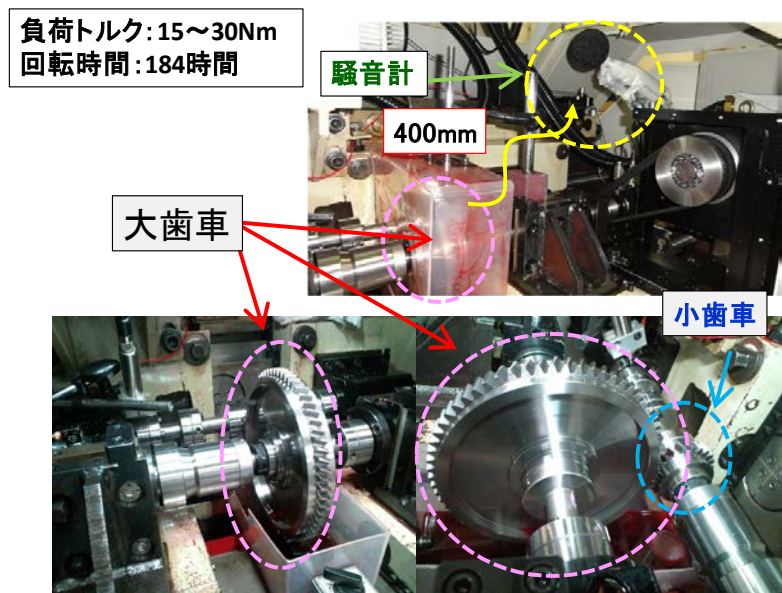


図5 FCD900 歯車 連続回転試験

図6に、FCD900はすば歯車の回転時間と騒音レベルの低下傾向を示す。80時間までの低トルク（15Nm）条件下では、騒音レベルの低下は緩やかであったが、その後のトルク増加（30Nm）により騒音レベルの低下傾向は大きくなった。回転試験前の小歯車の歯面粗さ（Ra）は、歯研仕上げ

のない歯切り状態であり、約 0.9 と高い値を示していたが、184 時間で約 0.4 まで低下した。図 6 左側に歯研加工が良好な従来歯車 (Ra=0.2) の騒音レベルと歯面粗さを示す。FCD 歯車の騒音レベルは 184 時間で従来歯車を約 0.6dB 下回る結果を示した。なお、184 時間経過後も 80 時間経過後に比較して作用力の低下は継続しており、さらに振動や騒音低下につながることを期待できると考えられる。

図 7 は FCD 平歯車の歯面粗さ曲線の経時変化の一例である。回転試験前の歯研加工を行っていない歯車と、回転試験を開始して一定時間経過後 (45 時間) の歯面粗さ (Ra) の比較では、回転試験前の Ra=0.96 μm に対し、45 時間経過後は Ra=0.37 μm と大幅に変化した。歯面は摩滅し、粗さが均一化されていると考えられる。

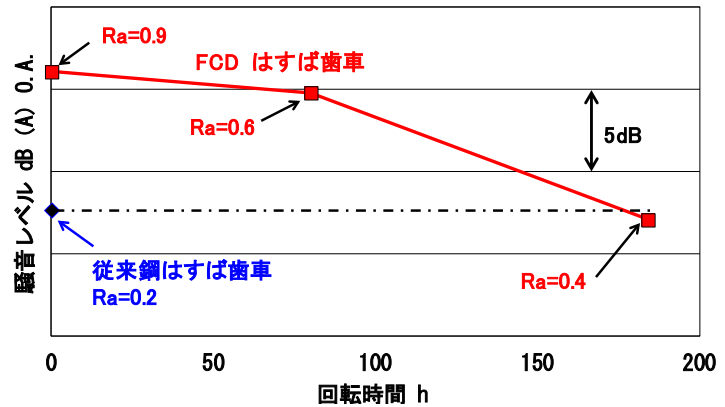


図 6 FCD900 歯車の回転と騒音レベルの比較

5. かみ合い解析と音響解析の結果

5.1 かみ合い解析による歯車軸受部作用力の低減予測

回転試験前後の実測歯面形状を実車歯車モデルに置換え、かみ合い解析を行った。図 8 は、回転試験の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。代表歯面の点群測定を歯車測定器により行った。次にその点群データをソリッド要素モデル化し、さらにねじり (平歯の場合)、や相似変換を行って歯形状を 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。円錐ころ軸受部品間全てに接触定義 (摩擦係数 0.1) とした。

図 9 は、図 1 の振動伝搬部位である歯車軸受部作用力の FCD 歯車のなじみによる低減予測である。歯研なしの条件では、かみ合い 1~3 次に相当する 2.1kHz 付近のピークとその倍数成分がみられた。回転試験前と、80 時間経過後及び 184 時間経過後を比較すると、かみ合い 1 次成分が 80

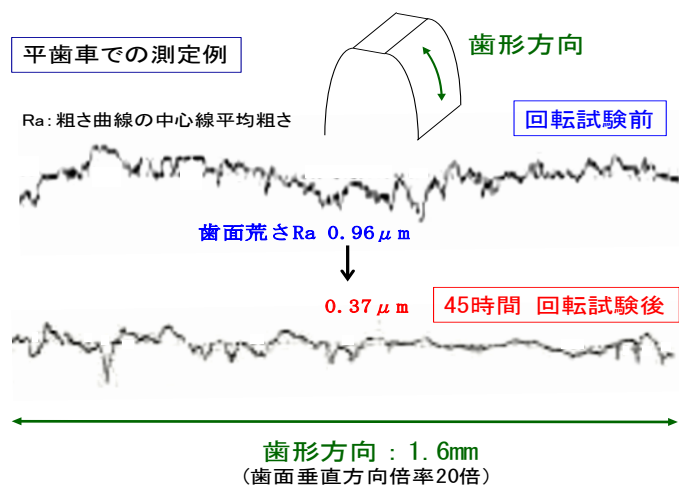


図 7 FCD 歯車の粗さ曲線の変化 (歯形方向)

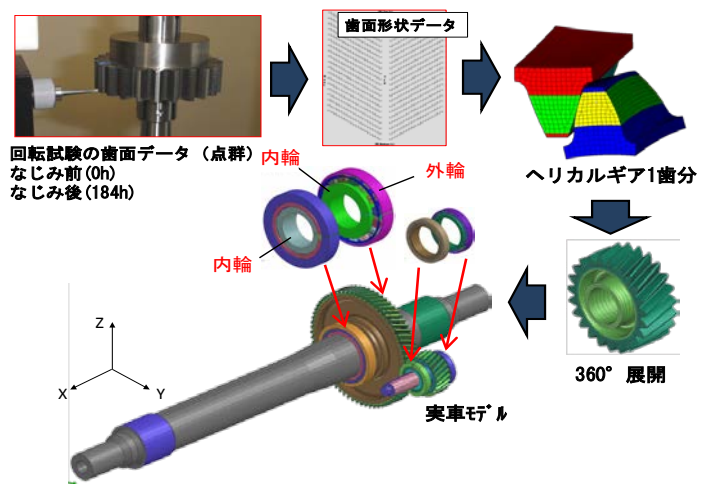


図 8 歯面測定とかみ合い解析モデル化の手順

時間経過後で一時的にピークが上がるが、かみ合い2次成分を含む3.5～4.5kHz付近のピークや、かみ合い3次成分を含む5.5～6.5kHz付近のピークの低下がみられた。

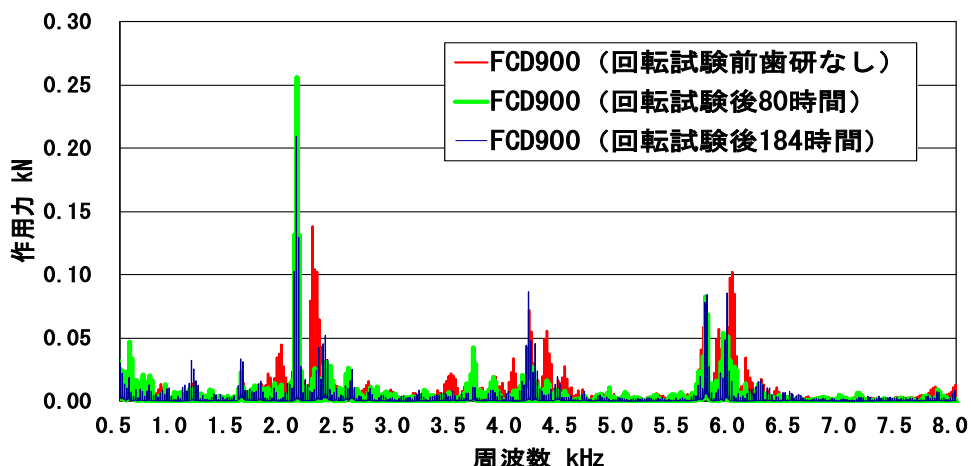


図9 歯車軸受部作用力の低減予測

5.2 音響解析による音響パワーの低減予測

図10は歯車軸受部作用力を入力とした8kHzまでの歯車箱の音響パワー解析結果(平歯車の例)である。FCD歯車の回転試験48時間経過後の値と、従来歯車を比較すると3kHz以上での高周波数域ではFCD歯車による低減傾向がみられた。特に4.3kHz付近(かみ合い2次付近)ピークがFCD歯車では大きく低下する傾向がみられた。

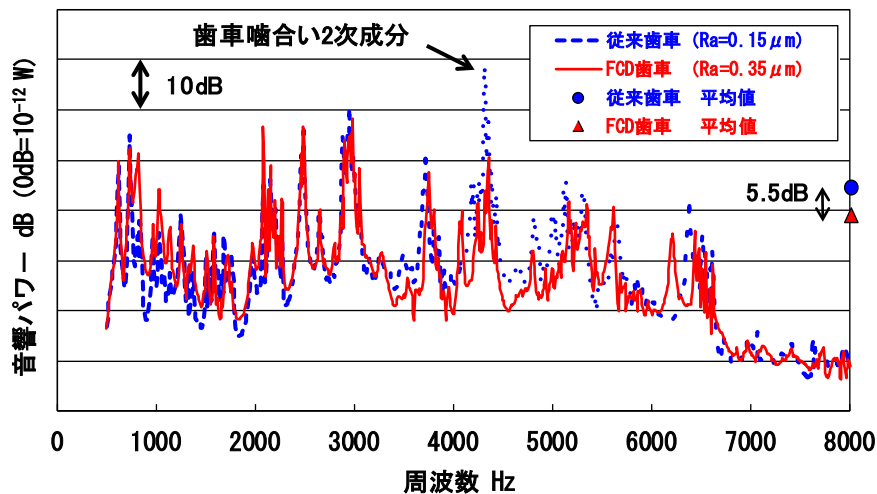


図10 歯車箱の音響パワー解析結果

6. おわりに

本実験及び解析により、FCD歯車の振動及び騒音低減効果を基礎レベルで明らかにすることが出来た。今後は、実機ベースのFCD歯車回転試験等を実施し、実用化を目指す予定である。

参考文献

- 1) 笹倉 実 他, 球状黒鉛鋳鉄を用いた鉄道用歯車装置の放射音低減対策に関する研究, D&D2012
- 2) 笹倉 実 他, 高強度球状黒鉛鋳鉄を用いた鉄道用歯車装置低騒音化の基礎研究, D&D2013