

鉄道一般
車両
軌道
構造物
防災
電力
信号通信 情報
材料
環境
人間科学
浮上式鉄道

車輪とのはめ合い部の形を変えて 車軸の疲労強度を高める

車軸には走行中に繰り返しの曲げ応力が発生し、さらに駆動・制動時には、ねじり応力も加わる典型的な疲労部材です。また構造上、フェイルセーフ構造にすることができないため鉄道車両の安全を支える最重要部品の一つと位置づけられています。そのため、疲労強度を高めて信頼性を向上するとともに長寿命化を図ることが求められています。ここでは車軸の疲労強度向上に関して、これまでの経緯などを振り返るとともに、疲労強度を大幅に向上させた車輪はめ合い端部形状を紹介します。

鉄道車両用の車軸

鉄道車両用の車軸に車輪を圧入した組立品を輪軸といい、輪軸は軸箱・台車枠などを介して車両を支持し、レール上を回転しながら車両を確実に案内する役目を果たしています(図1(a))。輪軸には動輪軸と従輪軸の2種類があり、動輪軸には動力源から駆動力を伝えるための歯車装置が取り付けられ、一部の従輪軸では制動力を伝える軸マウントディスクなどが車軸に圧入されています。そのため車軸には回転曲げ応力とねじり応力が作用し、特にはめ合い端部にはフレットング・コロージョン(☞参照)という損傷が発生します。はめ合った部品を取り外し、その車軸表面を磁粉探傷で検査するのは概ね40~100万km走行毎であり、車軸の回転数は 4×10^8 回を越える領域となります。また、構造上、その損傷が

直ちに重大な事故に結びつく可能性がある最重要部品の一つであるため、車軸には高い信頼性が求められています。

車軸の材質

鉄道院鉄道用品仕様書(貨車軸仕様書、制定年不明)、鉄道省客貨車軸仕様書(昭和3年制定)および電車用車軸標準規格(電気協会関西支部、大正13年制定)によれば、在来線車両用車軸の材質は、概ね50~60kgf/mm²以上の強度を持ち、りんと硫黄の化学成分の含有量を規定した炭素鋼であり、鍛造を行い成形するものとされてきました。現在、在来線車両用車軸はJIS規格では材質の強度区分が540~640MPa(55~65kgf/mm²)と若干強度が向上しましたが、その材料は一貫して合金鋼ではなく炭素鋼を鍛錬して作られています。



佐藤 康夫
Yasuo Sato
車両構造技術研究部
車両強度研究室
主任研究員
【専門分野】 損傷調査、破壊試験、フラクトグラフィ、鉄鋼材料



山本 勝太
Masataka Yamamoto
車両構造技術研究部
車両強度研究室
副主任研究員
【専門分野】 材料調査、応力測定、疲労強度



高垣 昌和
Masakazu Takagaki
鉄道力学研究部
計算力学研究室
室長
【専門分野】 構造解析、損傷評価、車両の強度評価



石塚 弘道
Hiromichi Ishiduka
車両構造技術研究部
主管研究員
【専門分野】 疲労強度、金属材料

☞ フレットング・コロージョン (フレ・コロ)

接触した2面間に微小な相対運動が周期的に繰り返された時に生じる表面損傷で、摩耗粉や摩擦面が雰囲気により酸化し、摩耗を増大させることがあり、これをフレットング・コロージョン(フレ・コロ)と呼びます。このような損傷は車輪の場合、車輪、歯車および軸受などがはめ合っている端部に発生します。き裂発生時にはフレ・コロによる損傷が支配的で、き裂進展時にはフレ・コロの影響よりき裂先端に作用する応力が支配的となります。

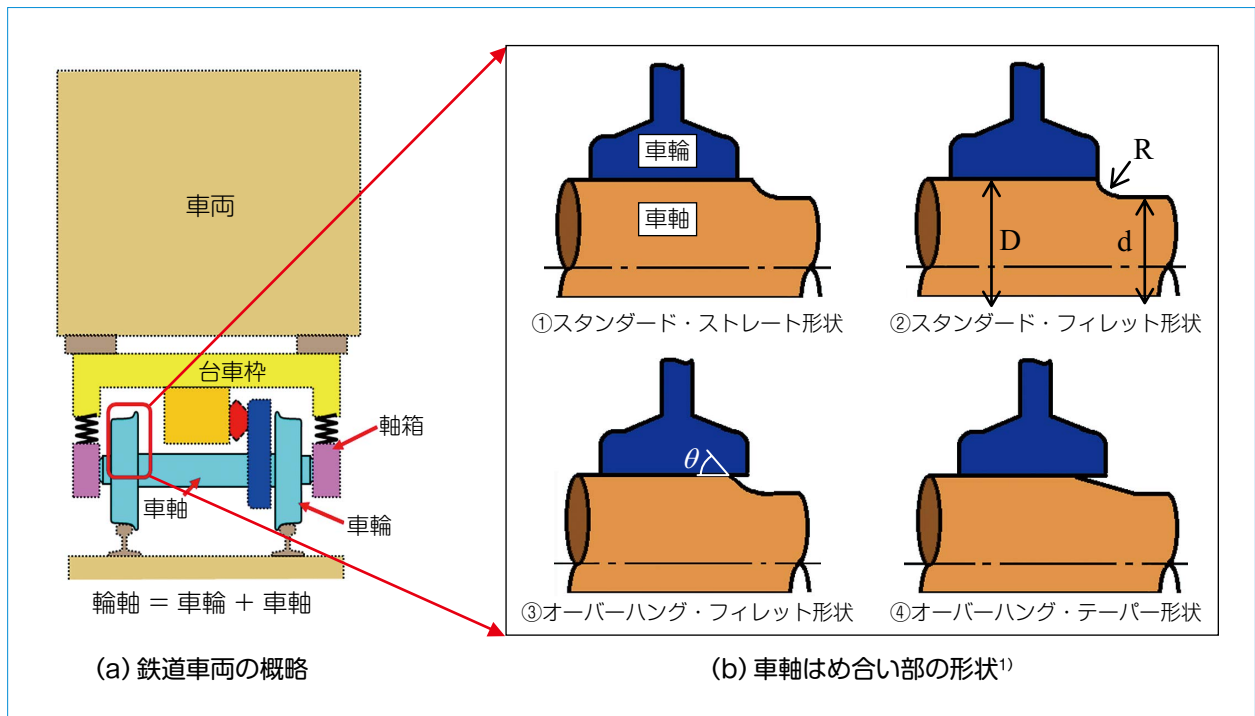


図1 鉄道車両の概略と車軸はめ合い部の形状¹⁾

車軸のはめ合い部形状

現在使用されている車軸のはめ合い部の形状は、図1 (b) に示すようにスタンダード・ストレート形状、スタンダード・フィレット形状、オーバーハング・フィレット形状など多彩です。また、はめ合い部直径(D)と平行部直径(d)の径差、はめ合い部と平行部をつなぐフィレットの曲率(R)は、車両毎に、また車軸毎に、さらに歯車が付いている側(歯車側)と反対側(反歯車側)でも異なっています。

疲労強度

車両の部品や部材を設計する場合に

寸法効果

同じ材質の部材で、その部材の形状が幾何学的に相似であっても、その寸法が大きいほど疲労強度が低下する現象を言います。部材に応力勾配が生じる繰返し曲げ試験やねじり試験などでは、特にその効果が現れやすいと言われています。

は、部品や部材に発生する応力、使用状況、使用環境、材料の持つ疲労強度や寿命などを比較検討して、強度的にもコスト的にも最適な材料を選択しています。しかしながら、部材に生じる疲労現象は複雑で、部材の大きさ(寸法効果²⁾参照)、形状(応力集中³⁾参照)、表面の粗さ、はめ合い形状などにより、部材の疲労強度が著しく変わります。

そのため、材質、形状などの全ての条件を組み合わせることで実物大の疲労試験を実施することは現実的ではありません。

応力集中

部材の形状が一樣であり、均一の荷重が負荷された場合、発生する応力は一樣となります。しかし均一の荷重を負荷しても部材の形状が一樣でない場合、急に細くなったり、太くなったりするような形状の変化する近傍では応力が不均一となり、形状によっては通常の数倍の大きな応力が発生する場合があります。この現象を応力集中と言います。車軸の場合、段付き部、はめ合い部などで応力集中が起きます。

これまでの研究

車軸はめ合い部形状の研究では、田中ら¹⁾は数種類のはめ合い形状について実物車軸の疲労試験を行い、フレッキング損傷と密接な関係があるはめ合い部の相対すべりとき裂の発生について評価を行いました。また、西岡ら^{2),3)}は、直径φ50mm程度の中型疲労試験により、はめ合い部直径と平行部直径の径差と疲労強度の関係ならびに疲労強度を最大にする径差と曲率半径の関係を評価し、はめ合い形状が車軸の疲労強度に密接な関係があることを明らかにしました。しかしながら、いずれの研究でも形状のパラメーターが多く、実物車軸の最適のはめ合い部形状の提案までには至りませんでした。また、現在、鉄道車両用車軸材として最も多く使用されているSFA65という強度の高い材料についてのデータが少なく、車軸としての実力を十分に把握できていませんでした。

実験結果と数値解析のマッチング

近年、構造解析(☞参照)手法の進歩は著しく、その解析精度も高まってきました。そこで、小型の模擬輪軸疲労試験を実施するとともに、FEM解析を行い、はめ合い部の応力を精査することにより、はめ合い部形状と疲労強度の関係を定量的に評価しました⁴⁾。

小型の模擬輪軸疲労試験

在来線車両で使用されている車軸直径の1/3程度の小型の模擬輪軸を製作し、車軸は実際の車両で使用されているのと同等の材料を使用しました。また、はめ合い部の形状は、在来線車両用車軸で一般的なオーバーハング(☞参照)形状としました。このような模擬輪軸(図2)を用い、両端の軸受で模擬試験輪軸を支え、中央側に配置した軸受に荷重を加えることによって、模擬車輪のはめ合った部分に所定の負荷を与えました。試験軸はモーターで駆動し回転させました。回転曲げ疲労試験の様子を図3に示します。

疲労試験の結果、はめ合い部の疲労強度は試験軸の接線角度(θ) (図1(b)③参照)や直径比が大きくなるに従って高くなり、材質やオーバーハング量などが同等であっても、はめ合い部形状によっては最大で5割程度の差が生じることがわかりました。

☞ 構造解析

外力や内力による部材や構造物の変形や応力の状態を計算により定量的に把握し分析することです。計算方法としては、単純形状の要素の集合体として部材や構造物を表現(近似)する有限要素法(FEM解析)が最もよく用いられます。コンピューターを用いた大規模な計算により、計測困難なフィレット部の応力集中部、実測不能なはめ合い部内部の応力や接線力などの評価が可能となるので、多くの設計案を横並びに評価することが容易となります。

☞ オーバーハング

車軸においては、図1(b)③、④に示すように、車軸のはめ合い端部より圧入物のはめ合い端部を突き出して組み立てることを言います。在来線車両用車軸では、車輪が車輪座より5mm突き出しています。

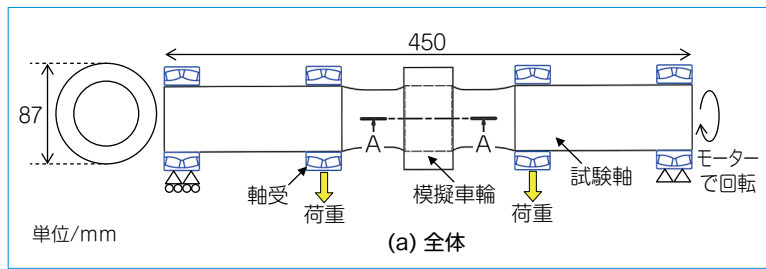


図2 小型模擬輪軸疲労試験片

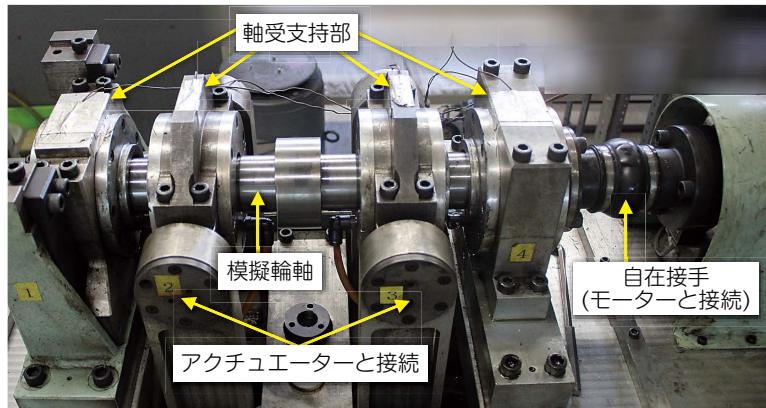


図3 小型模擬輪軸疲労試験の状況

小型試験のFEM解析

前項の小型の模擬輪軸疲労試験結果を評価するために、FEMによる弾塑性解析を実施しました。解析モデルの一例を図4に示します。その結果、曲げモーメント一定の条件下では、接線角度の増加および直径比の増加に従い、はめ合い部の最大応力は減少するため疲労限度(☞参照)は高くなります。この解析結果は実験により得られた疲労限度と良い相関があり、このモデルが前述の模擬輪軸疲労試験結果を精度

良く再現していることを示しています。

実物大車軸での検証

小型の模擬輪軸疲労試験結果および解析結果から、はめ合い部とフィレット部の接線角度および直径比を大きくとることで、はめ合い部の発生応力が低下するため、その疲労強度は高くなることが確認されました。一方で、実際の車軸では、特に歯車側車輪座においてはフィレット部の接線角度および直径比が共に小さいため、同部が強度的に最も厳しい条件になると考えられます。そこで実物大の疲労試験車軸を製作し、検証を行いました。

☞ 疲労限度

鉄鋼材料の部材に1度で破壊しない程度の荷重が繰り返し負荷されることにより、き裂が進展し破壊することを疲労破壊と言いますが、何回繰り返し(一般には 1×10^7 回以上)負荷しても、部材が破壊しない荷重を疲労限度と言います。なお、非鉄材料では明瞭な疲労限度が現れない場合があります。

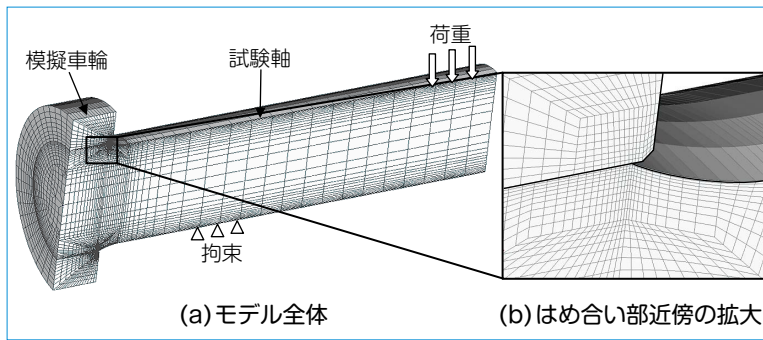


図4 小型輪軸試験片の解析モデルの一例

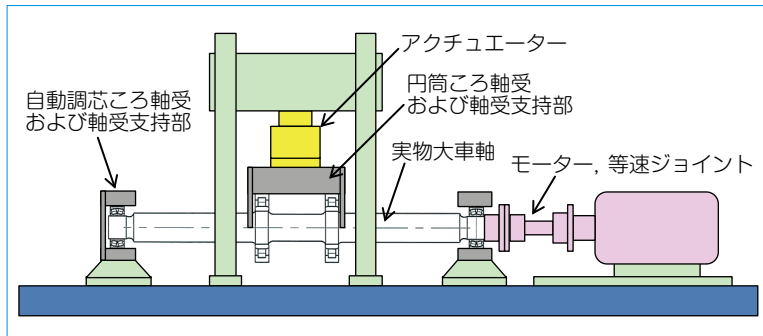


図6 実物大車軸疲労試験装置

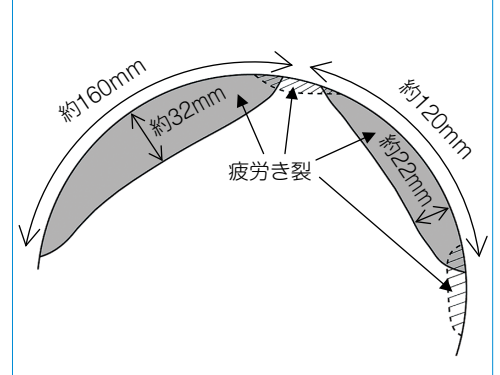
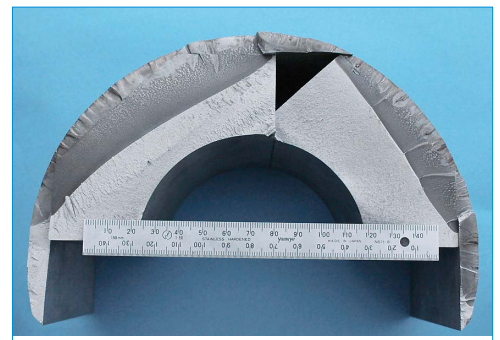


図5 従来形状の実物大車軸試験片に発生したき裂

実物大車軸疲労試験

疲労試験用として2本の実物大車軸を製作しました。実物大車軸は、1本は現在使用されている在来線車両用車軸の歯車側のはめ合い形状を模した従来形状の車軸とし、他の1本は、現状の車軸の大歯車および駆動装置支え軸受のはめ合い位置を変えないこと、寸法の小規模な変更で対応でき、さらに小型模擬輪軸試験結果を適用した新形状の車軸としました。実働応力の疲労試験では、高繰返し数(1×10^8 回)においても、はめ合い部の損傷の差を評価するのは難しいと考えられたため、試験応力を通常より増やした加速試験

(☞参照)を行いました。試験応力のはめ合い部の許容応力(☞参照)程度の100MPaで繰返し数1千万回の疲労試験を行いました。この条件では2本とも破断しなかったため、車輪座に許容応力の1.2倍の130MPaにおいて、さらに繰返し数1千万回の疲労試験を行いました。疲労試験後、模擬車輪を外し、はめ合い面の状態観察を行いました。その結果、従来形状の車軸ではほぼ破断に近い状態(図5)になったのに対し、提案した新形状の車軸では最大でも深さ5mm程度のき裂が数本発生したのにとどまり、形状変更の効果が実験的にも確認されました。

おわりに

車軸のはめ合い部については、本手法を用いることにより、車軸直径が異なっても、はめ合い部とフィレット部の疲労強度のバランスが良い形状が提案できることを示しました。

昨年度末に実物大車軸疲労試験装置を製作しました(図6)。今後は、車軸のき裂進展評価の研究を行い、車軸設計に、またメンテナンスに寄与していきたいと考えています。[RRR]

文献

- 1) 田中, 他: 鉄道車両用車軸の疲れ寿命に関する研究, 鉄道技術研究所報告, No.987, p.58-60, 1976
- 2) 西岡, 他: 軸圧入部の疲れ強さ向上に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.33, No.248, pp.503-511, 1967
- 3) 西岡, 他: 軸圧入部の疲れ強さ向上に関する研究(第4報), 日本機械学会論文集, Vol.38, No.305, pp.27-35, 1972
- 4) 佐藤, 他: 車輪座はめ合い端部形状変更による車軸の疲労強度の向上, 鉄道総研報告, Vol.26, No.10, pp.29-34, 2012

☞ 加速試験

部材や構造物の劣化評価を行う場合、実際の使用に供して評価するのが最も確実ですが、実物の寿命と同じ時間がかかってしまい、部材を評価する上で現実的ではありません。そこで、部材や構造物を過酷な条件の下において劣化を促進させ、現実的な時間内での試験で部材の劣化の評価に代えることを言います。

☞ 許容応力

部材や構造物に荷重を負荷した場合に実際に不具合が生じたり破壊する応力を経験的な安全率で除した値を言います。