

# 近接はめ合い部を有する中ぐり車軸のき裂進展性評価

佐藤 康夫\* 山本 勝太\* 牧野 一成\*  
坂本 博\* 石塚 弘道\*\*

## Evaluation of Crack Propagation Property on the Wheelseat of Hollow Axles with Adjoining Fitting Seats

Yasuo SATO Masataka YAMAMOTO Kazunari MAKINO  
Hiroshi SAKAMOTO Hiromichi ISHIDUKA

Most of the axles for railway rolling stocks have various fitting parts such as wheelseat, a gear seat and a brake disc seat. When the axle has other fittings adjacent to a wheel, the fatigue strength of the wheelseat may decrease comparing with the case of a single fitting. This paper describes the results of evaluation for the crack propagation property on the wheelseat that has the adjacent fitting part on the non-induction hardening hollow axle. The possibility of ultrasonic testing is also clarified.

キーワード：近接はめ合い，中ぐり車軸，き裂進展性，超音波探傷

### 1. はじめに

筆者らはこれまで、大多数の在来線車両に使用されている非高周波焼入車軸の車輪座を対象として、き裂進展性について検討を行ってきた。

しかし、車軸には車輪の他に、歯車やブレーキディスクなど各種のはめ合い物が嵌合されている。車輪座に近接した位置に別のはめ合い物を有する場合、単独のはめ合いと比較して疲労強度が低下する可能性がある<sup>1)</sup>。

そこで、近接はめ合い部を有する非高周波焼入中ぐり車軸を用いて、車輪座のき裂進展性の評価を行うとともに、超音波探傷試験を実施したので以下に報告する。

### 2. はめ合い疲労試験

近接した二つのはめ合い部を有する車軸と単独はめ合い車軸の組立構造の違いによる疲労強度の差異について検討するため、直径が56mmの模擬車輪座一つを有する単独はめ合い構造の試験軸（以下、通常はめ合い軸と称す）と、直径56mmの模擬車輪座と56.5mmの近接はめ合い座の二つのはめ合い部を有する近接はめ合い構造の試験軸（以下、近接はめ合い軸と称す）を用いて、回転曲げ疲労試験を行った。

### 2.1 はめ合い試験軸形状

はめ合い試験軸の材質は、在来線車両用車軸材料の焼入焼戻し処理を施したJIS E4502-1（鉄道車両用車軸一品質要求）に規定されたSFA65Aである。その機械的性質ならびに化学成分を表1および表2に示す。

表1 機械的性質

	降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	絞り (%)
試験車軸	495	769	25.4	59.3
JIS規格 SFA65A	≧ 345	≧ 640	≧ 23	≧ 45

表2 化学成分 (質量%)

	C	Si	Mn	P	S	Cu
試験車軸	0.39	0.27	0.76	0.010	0.008	0.02
JIS規格 SFA65A	—	—	—	≦ 0.045	≦ 0.045	

模擬車輪および近接はめ合い物は、それぞれと同程度の硬さを有する材料より作製した。供したはめ合い試験軸の形状を図1に、はめ合い部の断面を図2に示す。はめ合い面圧は、模擬車輪では70MPa、近接はめ合い物では100MPaとした。比較対象として作製した通常はめ合い軸の車輪座と平行部との段差形状は、一般的な従軸相当とし、模擬車輪のオーバハング量は1mmとした。

近接はめ合い軸においては、近接はめ合い物および模擬車輪のオーバハング量は1mmとし、近接はめ合い座と模擬車輪座の間隔は、はめ合い物のオーバハング量、実

\* 車両構造技術研究部（車両強度）

\*\* 車両構造技術研究部

特集：鉄道車両技術

物車軸の形状等を考慮し、4mmとした。また、はめ合い部間フィレット部の最小直径（以下、フィレット部直径と称す）は55.9mmとした。これは、新製時の形状の模擬ではなく、車輪座の手入れにより軸径が減少した状態を模擬するためである。

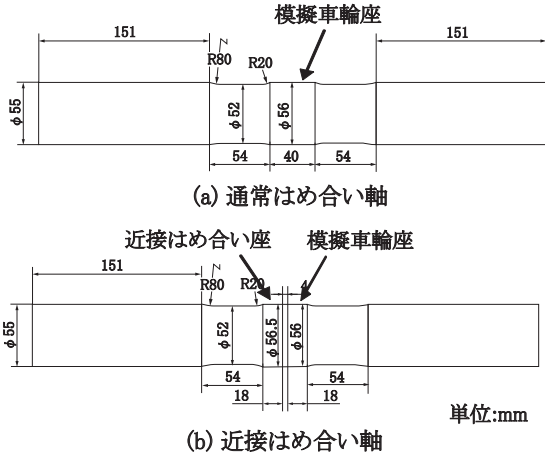


図1 はめ合い試験軸形状

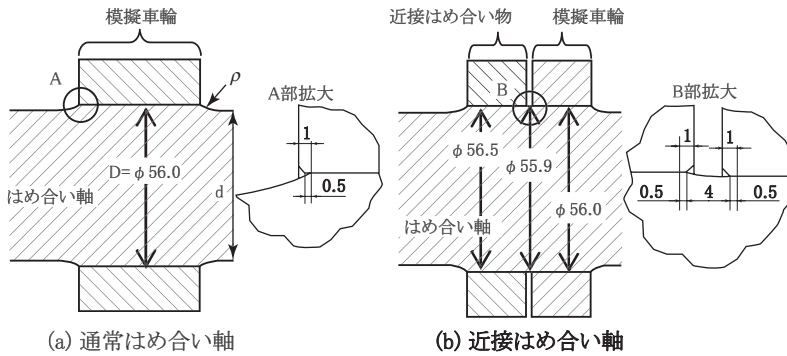


図2 はめ合い試験軸組立の断面図

2.2 試験方法

試験には回転軸疲労試験機を用いた。疲労試験の模式図を図3に示す。軸端側軸受と中央側軸受の軸受中心間距離を109mmに調整し、回転速度約600rpmにて試験を行った。試験打ち切り回数は $10^7$ 回とし、破断回数は試験機の試験軸変位に対するリミットスイッチが作動した繰返し数とした。

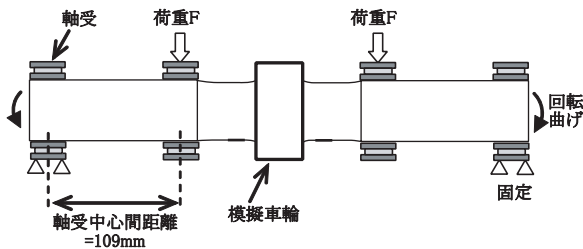


図3 疲労試験の模式図（通常はめ合い軸）

2.3 試験結果および考察

模擬車輪座の直径を用いて曲げ応力の公称値でまとめ

た疲労試験結果を図4に示す。金属材料疲労信頼性評価標準（日本材料学会編）に基き疲労限度を求めた結果、通常はめ合い軸の疲労限度は170MPa、近接はめ合い軸の疲労限度は163MPaとなった。

未破断の試験軸について、近接はめ合い物を切断し取り外した後に、磁粉探傷を実施した例を図5に示す。磁粉きずの発生位置は、通常はめ合い軸では模擬車輪座端付近、近接はめ合い軸では模擬車輪座の中央側はめ合い端付近のフレットング損傷部であった。また、破断した試験軸の破断位置もこれらと同様であった。

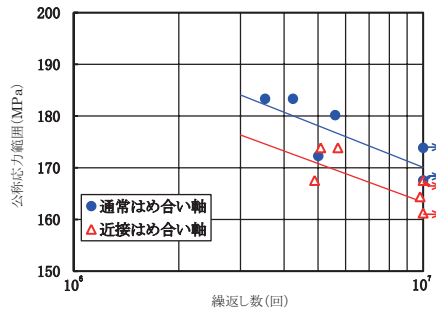


図4 はめ合い疲労試験結果

一般に、はめ合い軸のフレットング疲労強度は、はめ合い部直径D、フィレット部直径もしくは平行部直径d、フィレットの曲率半径ρに関係しており、D/dが大きい方が、限界はあるが、フレットング疲労強度は高くなる。

図1, 2から、通常はめ合い軸のD/dは1.08、近接はめ合い軸の車輪座中央側は

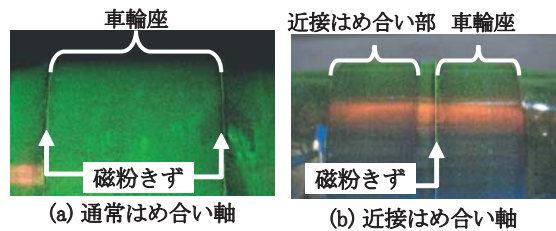


図5 磁粉探傷結果

め合い端では1.002であるが、両者のようにD/d値に大きな差を有する試験軸であっても、疲労限度の低下率は図4に示すように約4%であった。このことから、フィレット部の形状（直径比や曲率）を適切に保てば、近接はめ合い部を有することによる車軸の疲労強度低下の可能性は低いと考えられる。

また、近接はめ合い軸であっても、き裂が最も発生しやすい部位は「車輪座の内ボス端」であり、通常車軸と同様に磁粉探傷によってき裂を発見することが可能であるとされる。

### 3. 実体輪軸疲労試験

車軸では、はめ合い部の直径が大きくなるほど疲労強度が低下する寸法効果という現象が知られている。そこで車輪座および近接はめ合い座に人工きずを設けた実体輪軸を用い、き裂進展性を確認することを目的として疲労試験を行った。

#### 3.1 試験車軸

疲労試験に供した車軸の材質は、はめ合い疲労試験軸と同様、SFA65Aである。

試験車軸の形状は、輪軸疲労試験装置の制約から図6に示すように、車軸全長が0系新幹線電車と同等の2620mmで、車輪座間距離は在来線車両用車軸と同等とした。また、車軸全長にわたり直径40mmの中ぐり加工を施し、車輪座と平行部の間に近接はめ合い座を設けた(以下、φ40mm中ぐり車軸と称す)。

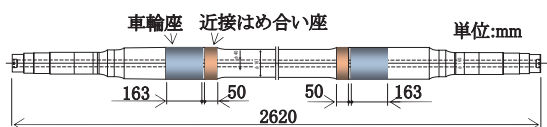


図6 疲労試験車軸の形状

#### 3.2 人工きず

車輪座内ボス端に発生することのあるフレットング疲労き裂の進展性を評価するために、図7に示す車輪座および近接はめ合い座に、図8に示す矩形の人工きずを放電加工により設けた。人工きずの位置、目標深さを表3および図9に示す。車輪座に設けた人工きずA～Dは同一形状で車輪座の円周上90度おきの4箇所の車輪座内ボス端から1, 2, 3, 4mm位置とし、近接はめ合い座に設けた人工きずE, Fは円周上180度おきの2箇所の外ボス端から1, 3mm位置とした。さらに中央平行部とフィレット部との境界にも人工きずGを設けた。

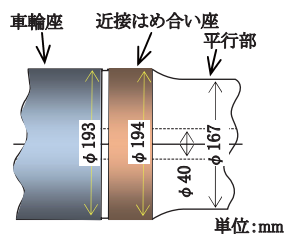


図7 各部の寸法

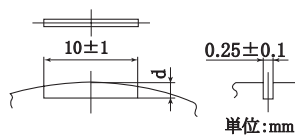


図8 人工きずの形状

#### 3.3 試験方法

人工きずを設けた試験車軸の近接はめ合い座には歯車等を模擬した円筒物(以下、模擬はめ合い物と称す)を圧入し、また車輪座にはB形一体車輪を油圧ばめして試験輪軸とした。疲労試験は輪軸疲労試験装置(図10)を用いて行った。試験車軸の中央平行部に貼付したひずみ

表3 人工きずの位置および目標深さ

記号	部位	圧入端からの距離 (mm)	円周方向位置 (度)	目標深さ (mm)
A	車輪座	4	270	3
B		3	180	
C		2	90	
D		1	0	
E	近接はめ合い座	1	45	2
F		3	225	
G	中央平行部	—	0	1

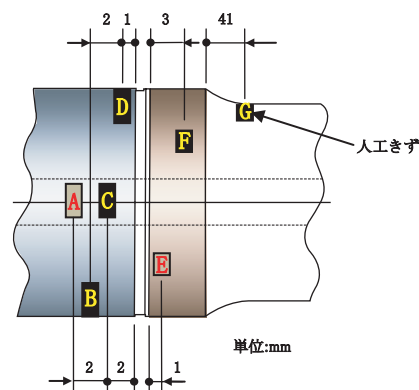


図9 人工きずの位置



図10 輪軸疲労試験装置の外観

ゲージにより応力検定を行い、人工きずを設けた車輪座が所定の応力になるように、垂直荷重(台車心皿に負荷する荷重)を設定した。車輪座における公称曲げ応力(以下、試験応力と称す)を約40MPaとし、繰返し数 $5 \times 10^7$ 回(約13.5万km走行相当)まで試験を行った後、試験応力を60MPaに増加し、繰返し数 $3 \times 10^7$ 回(約8.1万km走行相当)まで試験を行い終了した。輪軸の回転速度は100km/h走行相当の約617rpmを基本とした。なお、試験応力60MPaは、輪重100kN、横圧60kNが作用した場合の車輪座に発生する公称応力に相当する。

#### 3.4 試験結果および考察

試験車軸は所定の繰返し数まで破断しなかったため、疲労試験を終了した。終了後、試験車軸の車輪座および

特集：鉄道車両技術

近接はめ合い座から車輪および模擬はめ合い物を抜いて、各はめ合い端部に発生したフレット・コロージョンを観察した結果、フレット・コロージョンの発生は軽微であった。さらに#400のサンドペーパーを用いて錆を除去した後、蛍光磁粉探傷を行った結果、フレット・コロージョン発生部に磁粉きずは認められなかった。

また、人工きずを強制的に開口し、人工きずからのき裂進展量を測定した。測定結果を表4に、人工きずAからのき裂進展の例を図11に示す。人工きずAでは円周方向に人工きずを挟んで左側に0.229mm、右側に0.109mm、人工きずの深さ方向に0.097mmのき裂が進展していた。

また、近接はめ合い座に設けた人工きずからのき裂進展量は、車輪座のそれと比べ小さかった。

表4 人工きずからのき裂進展量

記号	人工きず 幅×深さ (mm)	き裂進展量 (mm)		人工きず +き裂進展量 幅×深さ (mm)
		円周方向	深さ方向	
A	10.043 × 3.009	左: 0.229 右: 0.109	0.097	10.381 × 3.106
B	10.055 × 2.973	左: 0.240 右: 0.232	0.155	10.527 × 3.128
C	10.066 × 3.013	左: 0.298 右: 0.510	0.174	10.874 × 3.187
D	10.072 × 3.024	左: 0.368 右: 0.426	0.155	10.866 × 3.179
E	10.072 × 2.027	左: 0.000 右: 0.000	0.000	10.072 × 2.027
F	9.984 × 1.990	左: 0.000 右: 0.000	0.136	9.984 × 2.126
G	9.973 × 0.981	左: 0.115 右: 0.119	0.174	10.207 × 1.155

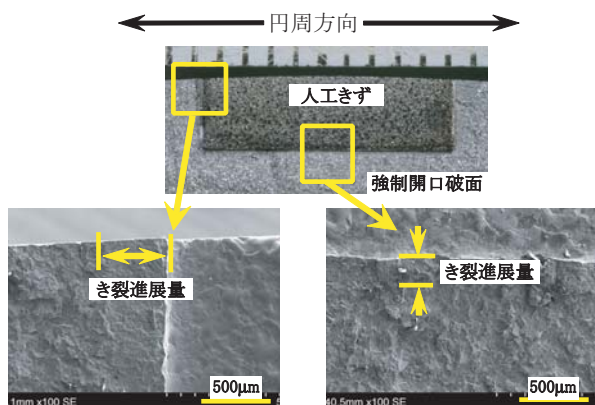


図11 人工きずAからのき裂進展状況

4. 試験輪軸における超音波探傷試験

疲労試験中における、試験輪軸のき裂進展有無を監視するため、超音波探傷試験を実施した。

4.1 試験方法

φ40mm中ぐり車軸用超音波自動探傷装置を用いて、人工きずを設けた側の車軸端面から車軸中央までの範囲の探傷試験を実施した。探傷試験は、疲労試験の途中で

試験機を一時的に停止させた状態で行った。

台車組込み状態での探傷試験の状況を図12(a)に、探傷試験を実施した時期を表5にそれぞれ示す。

φ40mm中ぐり車軸用の探傷ヘッドを図12(b)に示す。探傷ヘッドには2個の探触子を取り付けることができ、それぞれ、前方向および後方向に超音波を発振する。探傷ヘッドを自動探傷装置の先端に取り付け、車軸端面から中ぐり孔内へ挿入して探傷する。

探傷に用いた探触子は、公称周波数5MHz、公称屈折角45度および50度の斜角探触子である。各回の探傷時に、各人工きずのエコー高さを画面表示上80%に合わせた時の探傷器ゲインを記録し、エコー高さを比較した。

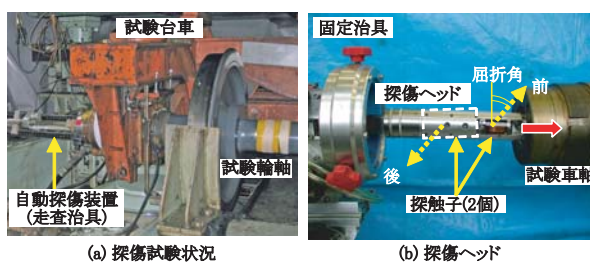


図12 台車組込み状態での探傷試験とφ40mm中ぐり探傷ヘッド

表5 超音波探傷回数と試験軸の状態

探傷履歴	試験軸の状態	車輪座公称応力 (MPa)	繰返し数 N
①	輪軸単体	—	(疲労試験前)
②	台車組込み状態	40	0
③			2 × 10 <sup>7</sup>
④			5 × 10 <sup>7</sup>
⑤	台車組込み状態	60	0 (+ 5 × 10 <sup>7</sup> )
⑥			5 × 10 <sup>6</sup> (+ 5 × 10 <sup>7</sup> )
⑦			1 × 10 <sup>7</sup> (+ 5 × 10 <sup>7</sup> )
⑧			2 × 10 <sup>7</sup> (+ 5 × 10 <sup>7</sup> )
⑨			3 × 10 <sup>7</sup> (+ 5 × 10 <sup>7</sup> )
⑩	輪軸単体	—	(疲労試験後)

4.2 試験結果および考察

各状態において、屈折角：45度/50度、およびビーム方向：前/後の4パターンで、疲労試験中の人工きずA～Gのエコー高さを追跡した結果を図13に示す。

縦軸は、エコー高さを80%に合わせるために必要な探傷器ゲインであり、数値が低いほどきずエコーが高いことを表している。表5に示した各探傷時期のうち、代表として、探傷履歴②、④、⑤、⑨でのきずエコーの高さを比較した。いずれも、試験輪軸は台車に組み込まれ荷重が作用した状態で、中央平行部の人工きずGがほぼ真上になる位置で輪軸を停止させ、車軸を探傷した結果である。なお、②④などは表5中の探傷履歴を表す。

(1) ②疲労試験前(●)と他のデータ(④▲, ⑤■)を

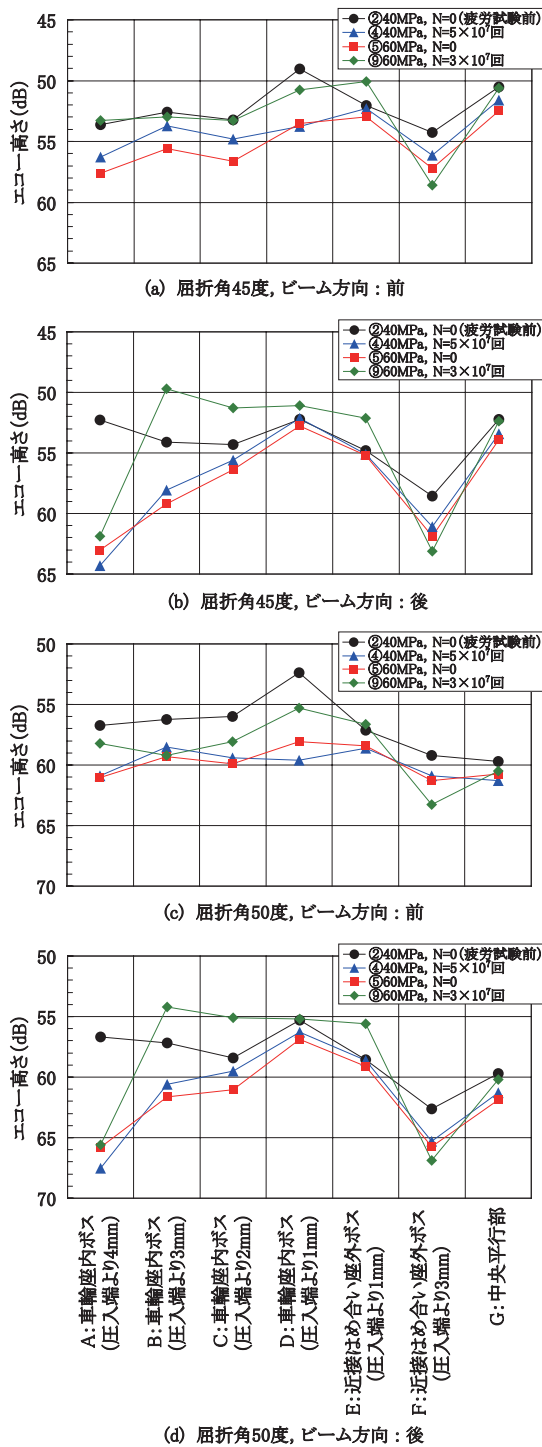


図13 疲労試験中の人工きずのエコー高さ変化

比較すると、屈折角、ビーム方向に関わらず、車輪座の人工きずA～Dのエコー高さが、疲労試験の開始後にいったん低下している。疲労試験中に車輪と車軸（車輪座）の接触面の粗さがなじみ、圧入状態が変化したためと考えられる。

(2) ⑨N=3×10<sup>7</sup>回(◆)にて、特にビーム方向が後(図13中(b),(d))での探傷時に、車輪座の人工きずB,Cのエコー高さが最大で約9dB増加した。この変動は、状態⑦(N=1×10<sup>7</sup>回)以降に生じたものである。疲労

試験中の車輪-車軸間のフレッティング摩耗によって両者の圧入端付近に微小すきまが生じ、圧入端から3mmの位置に存在する人工きずB付近にまで真の接触端位置が移動したためと推定される。

(3) 近接はめ合い座の人工きずE, F, および中央平行部の人工きずGは、疲労試験中のエコー高さの変動が車輪座の人工きずA～Dと比較して小さい。中央平行部は非はめ合い部であり、はめ合いの影響は受けない。また、本試験軸の近接はめ合い座における縮め代比の目標値は約1.01であり、車輪座のそれ(1.3～1.5)と比較して小さく、はめ合いの影響が小さいためと考えられる。

疲労試験中の近接はめ合い座を有する車軸を用いて、きずエコーの高さを追跡した結果、前章で述べたように人工きずからほとんどき裂進展が無かったにも関わらず、人工きずの圧入端からの距離に応じて、車輪等のはめ合い端で発生するフレッティングの影響を受けてエコー高さが変動することが確認された。

なお、いずれの探傷時においても、図14に一例を示すように、超音波自動探傷によって全てのきずが十分なSN比で検出されている。圧入状態に関わらず、少なくとも車輪座においては深さ3mm、近接はめ合い座においては深さ2mmのきずについて、超音波探傷での検出性能に問題は無いと考えられる。

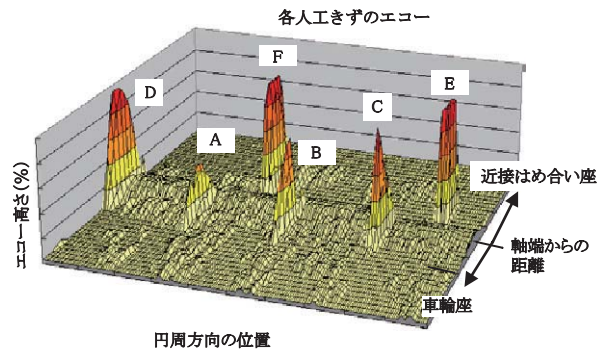


図14 車輪座および近接はめ合い座の超音波探傷結果(状態③, 屈折角45度, ビーム方向: 前)

## 5. 考察

### 5.1 き裂の進展性評価

はめ合い試験軸における疲労試験結果から、近接はめ合い軸の疲労限度は通常はめ合い軸の疲労限度と比較して、低下率がわずかであること、また、近接はめ合い部と比較して直径の小さい車輪座内ボス部にき裂が発生することがわかった。

一方、実体輪軸疲労試験結果から、近接はめ合い座に設けた人工きずからのき裂進展はほとんど無く、車輪座に設けた人工きずからのき裂進展もわずかであり、停留していることが推定される。そこで、在来線車両用車軸

## 特集：鉄道車両技術

の車輪座におけるき裂進展性に関する評価結果<sup>2)</sup>を基に、近接はめ合い座を有する車軸の車輪座を対象にき裂の進展性について検討した。

はめ合い疲労試験および実体輪軸疲労試験の結果から、車輪座内ボス端から1mmの位置に設けた深さ3mmの人工きずDを対象としてき裂の進展性を評価することとした。近接はめ合い座を有する車軸の車輪座における応力分布および人工きずにおける応力拡大係数は、0系新幹線電車車軸の歯車側車輪座の応力分布と同じと仮定し、人工きずDについて、き裂開口に有効な応力拡大係数範囲 $\Delta K$ を計算した結果、 $\Delta K = 3.63 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$ となり、き裂進展下限界応力拡大係数範囲 $\Delta K_{th} = 5.5 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$ より小さくなった。したがって、このき裂は進展することなく停留すると考えられる。

以上より、車輪座の公称応力60MPaにおいては、車輪座内ボス端から1mmの位置にある深さ3mmのき裂は、それ以上進展しないことが、実体輪軸を用いた疲労試験と破壊力学を用いた計算から確かめられた。

## 5.2 探傷精度

超音波探傷試験の結果、車輪座ならびに近接はめ合い座に設けた人工きずは、全て十分なSN比で検出されていることから、非高周波焼入れ中ぐり車軸の車輪座や近接はめ合い座において、圧入状態での超音波探傷によるきず検出性能については問題がないと考えられる。

## 6. まとめ

近接した二つのはめ合い部を有する非高周波焼入れ中ぐり車軸を対象として、はめ合い疲労試験ならびに実体輪

軸疲労試験を行い、車輪座におけるき裂の進展性を評価した。また、超音波探傷試験も併せて実施した。その結果、以下のことがわかった。

- (1) はめ合い疲労試験の結果、通常はめ合い軸と比較して、近接はめ合い軸の疲労限度は約4%低下した。
- (2) 近接はめ合い座と比較して直径の小さい車輪座内ボス側端部のほうに、フレット疲労き裂が発生し易いことが、認められた。
- (3) 実体輪軸疲労試験の結果、近接はめ合い座に設けた人工きずからのき裂進展はほとんど認められず、車輪座に設けた人工きずからのき裂進展もわずかであった。
- (4) 車輪座における公称応力が60MPa、車輪座内ボス端から1mmの位置にある深さ3mmのき裂はそれ以上進展しないことを、実体輪軸を用いた疲労試験と破壊力学を用いた計算結果から確認した。
- (5) 車輪座ならびに近接はめ合い座に設けた人工きずは、超音波探傷により、全て十分なSN比で検出されていることから、非高周波焼入れ中ぐり車軸の車輪座や近接はめ合い座における圧入状態での超音波探傷によるきず検出の可能性が示された。

## 文献

- 1) M.B.Coyle, S.J.Watson, Wh.Sch, "Fatigue strength of turbine shafts with shrunk-on discs," Proc Instn Mech Engrs, 1963-64, Vol. 178 Pt1 No.6, pp147-160.
- 2) 石塚, 佐藤, 牧野他: 在来線車両用焼入れ車軸の車輪座における疲労き裂進展性評価, 材料, Vol.55, No.6, pp550-557, 2006