

鉄道車両用車軸の疲労特性評価と疲労損傷評価法規格への適用

Evaluation of Fatigue Property of Full-scale Axles for Railway Vehicles and Its Application to Fatigue Damage Evaluation Standard

牧野 泰三*
Taizo MAKINO

酒井 宏樹
Hiroki SAKAI

小塚 千尋
Chihiro KOZUKA

山崎 陽介
Yosuke YAMAZAKI

山本 三幸
Miyuki YAMAMOTO

箕島 弘二
Kohji MINOSHIMA

抄 録

鉄道車軸では、日本国内において長年にわたって疲労限度設計がなされてきた。より合理的な設計を行うため、新たな強度設計・損傷評価法が開発され、2016年に規格として制定された。強度設計法では設計手順が詳細に規定され、一方、損傷評価法では、実働条件の変化にともなう疲労損傷、すなわち等価応力を見積もる方法が規定された。さらにこの等価応力を、過去の安全使用実績から得られた基準値と相対比較することで安全性が評価される。本評価法では、等価応力の計算に車軸の $S-N$ 曲線の傾きが必要になる。このため、日本国内で使われる焼入焼戻車軸および高周波焼入車軸の実物大疲労試験を行い、はめ合い部および非はめ合い部の $S-N$ 曲線の評価した。

Abstract

Fatigue-limit-based designs were employed for railway axles in Japan, and new strength design and evaluation standards were developed to achieve more practical designs. The design standard for strength was introduced to describe the detailed processes, whereas the evaluation standard for damage was introduced to propose a method for the estimation of the fatigue damage caused by variations in in-service conditions. Further, safety assessments were implemented by comparing the equivalent stress with the reference values obtained from past safe-operation records. In the proposed method, slopes of $S-N$ curves are crucial for the calculation of the equivalent stress. Thus, full-scale fatigue tests were performed on quench-tempered and induction hardened axles used in Japan and $S-N$ curves of fitted and non-fitted parts were examined.

1. 緒 言

鉄道車軸は、その両側に2枚の車輪がはめ合い(圧入)締結された輪軸と呼ばれる形態で使われる。輪軸は、図1に示すように、車両の重量とその振動に起因した上下方向の力、曲線通過時の水平方向の遠心力、およびレールからの反力等を受けながら回転するので、車軸には実働下で回転曲げが作用する^{1,2)}。このため、疲労損傷に対する強度設計が不可欠である。

日本国内において、車軸には、長年にわたって疲労限度設計がなされてきた。しかしながら、より合理的な設計を行うため、新たに強度設計・損傷評価法が検討され、日本鉄道車輛工業会にて2016年9月に以下の規格が制定され

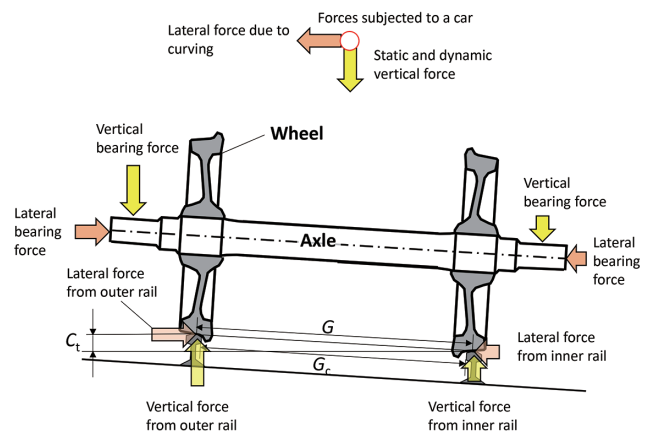


図1 輪軸の構成と作用する力の模式図
Schematic illustration of configuration of wheelset and forces acting on it

* 鉄鋼研究所 リーディングリサーチャー 博士(工学) 兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891

た。

JRIS D1201-1 鉄道車両－車軸強度－第1部：強度設計法³⁾

JRIS D1201-2 鉄道車両－車軸強度－第2部：疲労損傷評価法⁴⁾

第1部の強度設計法では、軌道条件や設計速度に応じて車軸に発生しうる最大応力を見積もり、疲労限度に対して特定の安全率を確保できるように形状設計がなされる。この方法は、日本国内の従来の設計法に類似している。しかしながら、第1部では、従来設計法に対し駆動・制動にともなう荷重の計算式を見直し、車両速度の適用範囲をより高速の領域に拡張した上で、設計手順を詳細に規定した。よって、第1部の設計法を用いれば安全上の懸念はない。しかしながら、実働応力はその振幅や頻度が使用条件によって変化することから、同じ安全率であっても蓄積される疲労損傷が異なることが予想される。

欧州では、合理的な検査周期の提案のため、ESIS TC24 (European Structural Integrity Society, Technical Committee 24) メンバーが共同プロジェクトを立ち上げ、推進し、車軸の疲労損傷評価に関して顕著な成果を挙げた⁵⁻¹²⁾。Zerbstら⁵⁾は、車軸の損傷許容の観点から検査間隔設定の根拠となる余寿命に及ぼす各種パラメータの影響を明らかにした。各種パラメータとは応力拡大係数範囲に対する疲労き裂進展速度のばらつき、下限界応力拡大係数範囲、破壊じん性といった材料特性や、はめ合い、回転曲げ、荷重履歴、混合モードといった車軸への荷重に影響するパラメータなどである。Berettaら⁶⁾は、疲労破損に対する損傷値計算に確率論的アプローチを適用し、設定した走行距離と破損確率に対応した安全率を、最大許容応力と変動係数を考慮してモンテカルロシミュレーションに基づいて求める方法を提案した。Traupeら⁷⁾は破壊力学計算と実体車軸のき裂進展試験に基づく、NDT (Non-Destructive Testing) 検査間隔設定の現実的な方法を示した。

中国では、Wuらが、第1段階のセーフライフと第2段階の損傷許容を含んだ段階的疲労評価手法を提案した¹³⁻¹⁶⁾。セーフライフでは、FKMガイドライン¹⁷⁾に基づき2直線のS-N曲線を用いて損傷値を評価した。その結果より損傷値が臨界値に達する走行距離を寿命として予測した。

一方、著者らは、圧入軸の変動荷重下の疲労試験を行ない、寿命予測への線形損傷則の適用性を考察した^{18,19)}。この研究によると、限界損傷値は変動荷重条件や車軸寸法に応じて変化した。この結果はある特定の限界損傷値に基づく絶対評価は現実的ではないことを示唆している。そこで、相対評価の適用性を探索し、本研究をベースに、第2部の損傷評価法が導入された。これは実働条件下の疲労損傷を見積もり、基準車軸のそれと比較することで安全性を評価する方法である。この方法は、使用実績のある車軸との等価応力の相対比較によって安全性を評価するため、欧州や中国の車軸に関する先行研究に対し、安全上のリスク低減の点で優れる。

本論文では、上記規格の第2部の概要を説明するとともに、規格化の過程において検討した、評価に用いる車軸のS-N曲線について報告する。なお、本論文は、著作権者の許諾の下、内容の大部分を著者らによる文献²⁰⁾から引用・転載するものである。

2. 疲労損傷評価法規格 (JRIS D1201第2部) の概要

2.1 損傷評価法の基本的枠組み

第2部は、第1部を基に設計した形状の修正、実働条件の変化に対する再設計評価、そして将来のより合理的な設計手法の確立に役立つことが期待される。図2に損傷評価法の流れを示す。まず、実働応力頻度分布を推定する。次に、応力頻度分布と、応力と破損繰返し数との関係 (S-N) 曲線とを比較して、修正マイナー則に基づき等価応力を計算する。この時、S-N曲線は次式で表される。

$$N = A^* \cdot \sigma^{-m} \quad (1)$$

ここで、 N は破損繰返し数、 A^* はS-N曲線の係数、 σ は応力振幅 [MPa]、 m はS-N曲線の指数である。修正マイナー則による損傷値 D_M は次式で表される。

$$D_M = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (2)$$

ここで、 n_i は*i*番目の応力の繰返し数、 N_i は式(1)から求められる*i*番目の応力に対する寿命である。上記した D_M は、図2中右上部に示したように、疲労限度より低い応力レベ

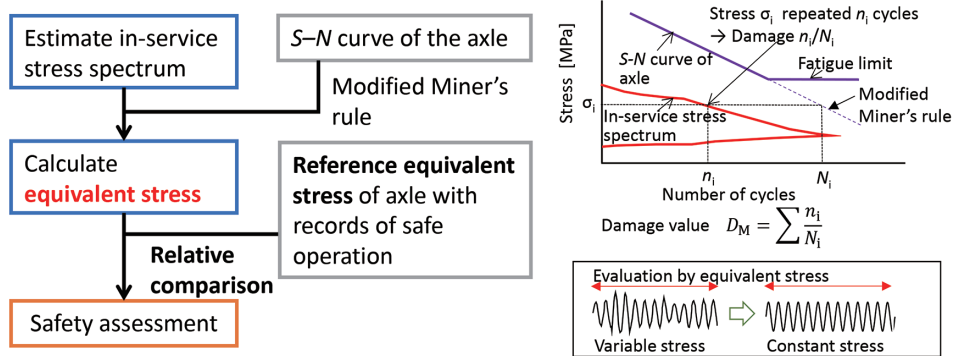


図2 鉄道車軸の疲労損傷評価法の流れ²⁰⁾
Flow diagram of the evaluation method for the fatigue damage of railway axles²⁰⁾

ルにおいても同じ式(1)および式(2)を用いて計算される。

等価応力 σ_{eq} は、変動応力振幅条件下で総繰返し数が同じ場合に、同じ損傷値を与える一定振幅の応力と定義され、次式で表される。

$$\sigma_{eq} = \sqrt[m]{\frac{\sum_i \sigma_i^m \times n_i}{\sum_i n_i}} \quad (3)$$

ここで、 σ_i は i 番目の応力レベルの振幅である。

過去に十分な安全使用実績のある車軸についても、上記と同様な手法で等価応力を事前に計算しておく。この等価応力を“基準等価応力”と呼ぶ。

最後に、次式の等価応力比 R_s を用いて、等価応力と基準等価応力を比較することで安全性評価が行われる。

$$R_s = \frac{\sigma_{eq,R}}{\sigma_{eq}^*} \quad (4)$$

ここで、 $\sigma_{eq,R}$ は基準等価応力、 σ_{eq}^* は疲労損傷評価対象の車軸に作用する等価応力である。 R_s は 1.0 以上であれば十分な安全裕度を確保できると判断される。 R_s が 1.0 未満であっても、第 1 部の強度設計法の基準を満たしていれば使用することは可能であるが、慎重な運用が望まれる。

2.2 損傷評価法の特徴

- (1) 損傷評価指標として、修正マイナー則に基づく等価応力を用いている。 $S-N$ 曲線の傾きは等価応力の計算に必須であり、疲労試験結果を基に決定された。
- (2) 安全性評価に用いられる基準等価応力は過去の安全使用実績を基に設定された。
- (3) 新設軌道、もしくは新設計車両の車軸に作用する応力は、設計段階では測定されていない。このため、実働応力頻度分布の推定手順が定式化された。なお、得られた応力頻度分布が高い推定精度を確保していることが事前に確認された。

2.3 応力頻度分布と等価応力の見積もり方法

ここでは、第2部で規定された応力頻度分布と等価応力の見積もり方法を紹介する。図3にその基本的な流れを示す。応力頻度分布の見積もり方法については、既に Braghimin ら²¹⁾ や Watson ら²²⁾ によって提案されているが、著者らは独自の方法を確立した。まず、評価路線全体を分析し、複数の評価区間に分け、さらに直線区間と曲線区間の線路要素に分類する。そして線路要素の運行条件(運行本数、積載率、地点毎の運転速度等)を確認する。実車による計測データ(以降、“ベースデータ”と呼ぶ)が存在し、これをそのまま使える場合は、直接頻度処理して頻度分布を作成する。運行条件が異なるためにベースデータをそのまま使えない場合、線路要素毎に応力が正規分布に従うと仮定して、曲線半径と通過速度より、応力の平均値 σ_{av} と標準偏差 σ_{dv} を決定する。 σ_{av} の算出については、マルチボディシミュレーション²³⁾によって曲線通過時の σ_{av} と曲線半径 R

との関係がゴンペルツの成長曲線²⁴⁾に従うことを見出した結果に基づき、以下の式(5)を導出した。 σ_{dv} の算出については、実測データを分析して σ_{dv} が R との相関が認められたことから、 R の逆数に対する単調増加関数として以下の式(6)を決定した。

$$\frac{\sigma_{av}}{\sigma_{st}} = A \times \alpha_y + B \times C e^{-E \times \log(\frac{E}{R})} \quad (5)$$

$$\frac{\sigma_{dv}}{\sigma_{st}} = a \times \left(\frac{1}{R}\right)^b + c \quad (6)$$

ここで、 σ_{st} は静的曲げ応力、 R は曲線半径[m]、 A 、 B 、 C 、 E 、 a 、 b 、 c は未定定数であり、ベースデータを適用した近似によって得られる。ただし、 $0 < C < 1$ である。 α_y は超過遠心加速度で次式で表される。

$$\alpha_y = \frac{1}{3.6^2} \times \frac{V^2}{g \times R} - \frac{C_1}{G_c} \quad (7)$$

ここで、 V は走行速度、 g は重力加速度、 C_1 はカント量、 G_c は軌間である。定数 F は次式で得られる。

$$F = \frac{G \times (r_1 + r_2)}{2000 \times (r_1 - r_2)} \quad (8)$$

ここで、 G は車輪・レール接触点間距離[m]、 r_1 は遷移点での外軌側車輪の回転半径、 r_2 は遷移点での内軌側車輪の回転半径である。 G 、 G_c 、 C_1 については図1にそれぞれの定義を示している。遷移点とは、輪軸の左右変位によって車輪とレールの接触位置が変化し、外軌側車輪の接触位置が踏面からフランジに遷移する点を意味する。 r_1 と r_2 は、車輪とレールの断面プロファイルを用いた接触幾何解析によって求められる。

こうして得られた式(5)および式(6)に運行条件を適用することで、各線路要素における応力頻度分布を求めることができる。これを、評価区間において積算して応力頻度分布を求める。このように作成した応力頻度分布から等価応力を求める方法には、以下の二つの方法がある。

- (1) 評価対象路線全体において応力とその頻度を合計し、その応力頻度分布を求め、等価応力を得る。

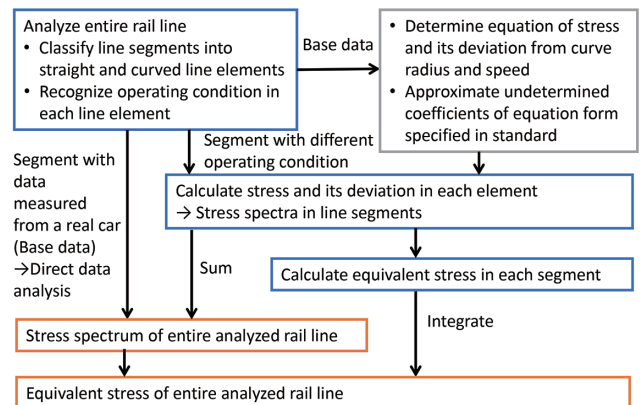


図3 鉄道車軸の実働応力頻度分布と等価応力の見積もり²⁰⁾
Estimation of in-service stress spectrum and equivalent stress of railway axle²⁰⁾

(2) 評価区間毎にその応力頻度分布から等価応力を求め、最後に評価対象路線全体の等価応力を得る。

3. 実物大鉄道車軸の疲労試験

3.1 試験車軸と試験方法

本研究では、日本で広く使用されている2種類の車軸、すなわち在来鉄道車両用に使われる焼入焼戻車軸 SFA 640 と高速車両用の高周波焼入車軸 S38C-QA の実物大疲労試験を行った。両車軸は類似した化学組成であり、例えば、SFA640 では 0.39% C, 0.28% Si, 0.78% Mn, 0.0010% P, 0.007% S である。素材車軸はまず粗い形状に鍛造されてから焼入れ焼戻しされる。この後、焼入焼戻車軸では、最終形状まで機械加工され製品となる。一方、高周波焼入車軸では、粗機械加工、高周波焼入れ、低温焼戻し後、最終形状まで仕上げ加工され製品となる。供試した焼入焼戻車軸は 640MPa 以上の引張強さを有していた。焼入焼戻車軸、および高周波焼入車軸の母材部はフェライト・パーライトの微細組織を呈し、高周波焼入車軸の表面硬化層は高硬さの焼戻マルテンサイトの微細組織を呈していた。さらに高周波焼入車軸の表面硬化層を含む表層部には大きな圧縮残留応力が生じている。

車軸にはフレットング損傷が生じるおそれのあるはめ合い部があるため、はめ合い部と非はめ合い部とを分けて評価する必要がある。ここでは、ドイツの SincoTec Test & Engineering GmbH が開発した共振型輪軸疲労試験機を使用した。この試験機は、片側の車輪とのはめ合い部(車輪座)が車輪治具に圧入された車軸に回転曲げと同様な変形モードを作用させることができる。

表 1 には試験車軸の寸法を示す。図 4 に、試験車軸の形状の一例を示す。寿命は、表の右側に示した事象の検知によって決定した。焼入焼戻車軸のはめ合い部について、実運用における検修作業と同様に、磁粉探傷検査によってきず(以降、“MT きず”と呼ぶ)を検出した。同車軸の非はめ合い部については、疲労試験を破損まで継続した。なお、“破損”には、破断だけでなく、巨視的なき裂形成も含む。これは、許容応力が、車軸の設計思想ならびに第 1 部

の強度設計法によると、破損の有無に対応した疲労限度から決定されるためである。高周波焼入車軸のはめ合い部については、微細き裂発生を、光学顕微鏡による観察を通じて検出した。MT きずについては、疲労試験で負荷可能な応力では発生しなかった。

損傷評価には、特に S-N 曲線の傾きが必要である。S-N 曲線の回帰には、日本機械学会の基準²⁵⁾に従い、両対数グラフ上での寿命の残差を最小化する最小二乗法を採用した。実物大車軸の疲労試験結果を基に、S-N 曲線として式(1)を近似して得た。式中の応力振幅 σ は、はめ合い部の評価においては車輪座の公称応力であり、非はめ合い部の評価においてはフィレット表面上の最大応力である。

3.2 焼入焼戻車軸

はめ合い部および非はめ合い部の疲労強度をそれぞれ評価するための車軸を用意した。表 1 には、評価部位の直径としてはめ合い部(輪座)の直径 D と非はめ合い部(中央平行部)の直径 d ならびに両者による直径比 D/d を示している。これらについては、評価部位にて破損を引き起こすことを意図して決定した。

はめ合い部の疲労試験については、試験途中で数回中断した。そして、毎回、車輪治具から軸方向に 30mm ほど車軸を抜き、磁粉探傷検査を行った。MT きずが検出されなかった場合、車軸を再び車輪治具に圧入し、試験を再開した。この作業を、MT きずが検出されるまで繰り返した。

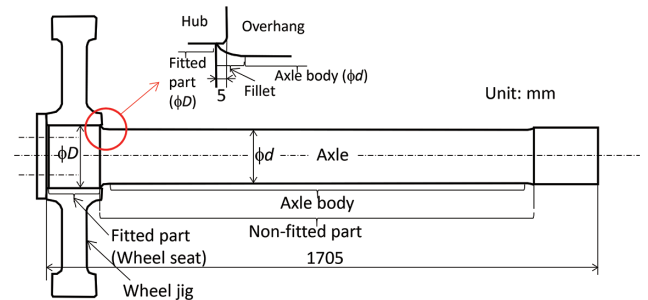


図 4 試験車軸の形状の一例²⁰⁾
Example of tested axle configuration²⁰⁾

表 1 試験車軸の寸法と破損形態
Size of the tested axles and features of the failures

Class	Evaluation part	Diameter of fitted part D [mm]	Diameter of axle body d [mm]	Diameter ratio D/d^*	Detected failure for life evaluation
Quench-tempered axle SFA640	Fitted part	191	194	0.98 (1.00)*	MT flaw (Breakage**)
	(Wheel seat)	192	195	0.98 (1.00)*	
	Non-fitted part (Axle body)	191	166	1.15	Breakage
Induction hardened axle S38C-QA	Fitted part	209	207	1.01	Micro crack
	(Wheel seat)	209	190	1.10	
	Non-fitted part (Axle body)	195	150	1.30	Breakage***

* D/d can be considered 1.00 for simplicity. **Additionally tested. ***Not broken in experiment.

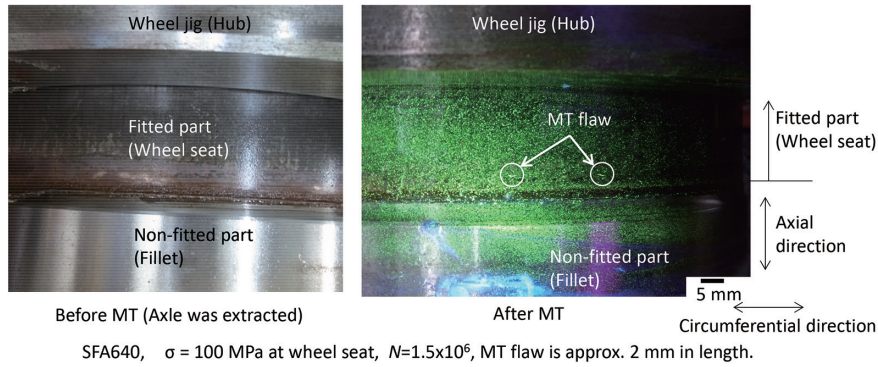


写真 1 焼入焼戻車軸の疲労試験後の輪座の MT 検査前後の外観と MT きず (○ : MT きず)²⁰⁾

Outer view of the wheel seat before/after MT and MT flaw of a quench-tempered axle after fatigue test (Circles indicate MT flaws)²⁰⁾

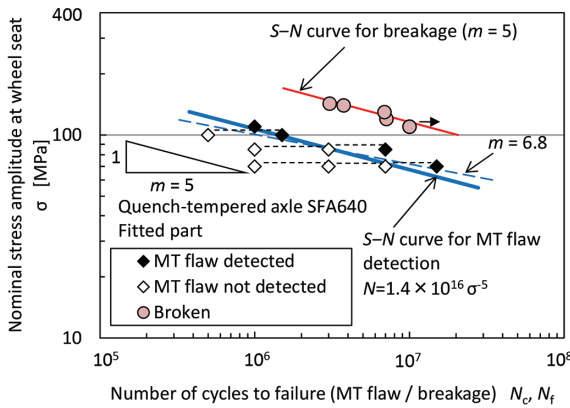


図 5 焼入焼戻車軸はめ合い部の S-N 線図²⁰⁾

S-N diagram for fitted part of the quench-tempered axle²⁰⁾

写真 1 に、疲労試験後の車輪座に認められた MT きずを示す。MT きずの長さは約 2mm であった。さらに、別の車軸を使用して、破損もしくは巨視的なき裂形成の寿命を評価した。

図 5 に、焼入焼戻車軸のはめ合い部を対象とした S-N 曲線を示す。図中の破損データから破損に関する S-N 曲線を直接近似し、さらに MT きずの検出前後の 2 点の繰返し数の中間点を用いて MT きず発生に関する S-N 曲線 (図中の青破線, “ $m=6.8$ ” と表記) を近似した。しかし、破損に関する近似 S-N 曲線の傾きは、MT きず発生に関するそれよりも大きくなった。つまり、破損に関する S-N 曲線の指数 m は、傾きの逆数なので、MT きず発生に関するそれよりも小さくなった。この結果は、両方の S-N 曲線は長寿命域で交差することを意味する。このような挙動は、物理的には考え難い。そこで、MT きず発生に関する S-N 曲線の近似に対しても、破損の S-N 曲線で得た m を適用して、次式を得た。

$$N = 1.4 \times 10^{16} \cdot \sigma^{-5} \quad (9)$$

非はめ合い部の評価では、長さ 20~130mm (車軸外周の 1/4 に相当) の巨視き裂形成までの繰返し数を、破損に関する寿命として決定した。写真 2 に、疲労試験後の車軸の外表面における巨視き裂の写真を示す。そして、図 6 に示す焼入焼戻車軸の非はめ合い部を対象とした S-N 線図と、次式を得た。

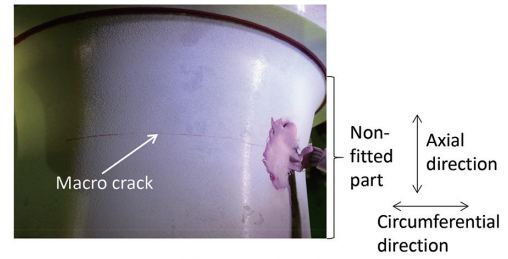


写真 2 焼入焼戻車軸の疲労試験後の非はめ合い部に認められた巨視き裂の外観²⁰⁾

Outer view of a macroscopic crack on the non-fitted part of the quench-tempered axle after fatigue test²⁰⁾

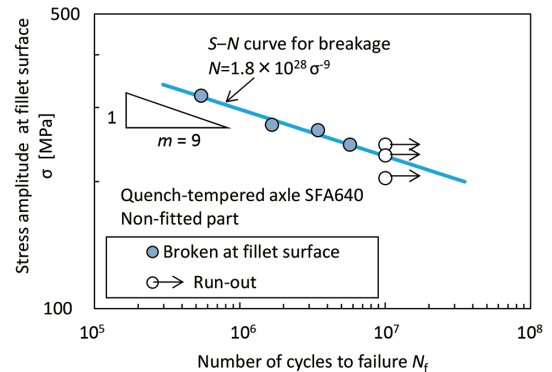


図 6 焼入焼戻車軸非はめ合い部の S-N 線図²⁰⁾

S-N diagram for non-fitted part of the quench-tempered axle²⁰⁾

$$N = 1.8 \times 10^{28} \cdot \sigma^{-9} \quad (10)$$

3.3 高周波焼入車軸

はめ合い部の疲労試験は、表 1 に示した寸法の車軸を用いて行われた^{26,27)}。この試験では、微細き裂発生に関する寿命が得られた。微細き裂とは、光学顕微鏡によって観察される長さ 30 μ m 以上のき裂のことである。図 7 に、高周波焼入車軸のはめ合い部について上記データを用いた S-N 線図を示す。これより、微細き裂の検出前後の 2 点の繰返し数の中間点を用いて S-N 曲線を近似し、次式を得た。

$$N = 1.7 \times 10^{18} \cdot \sigma^{-6} \quad (11)$$

非はめ合い部の疲労試験については、表 1 に示した寸法

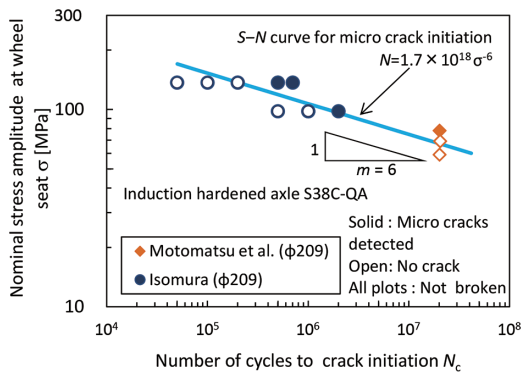


図7 高周波焼入車軸はめ合い部の S-N 線図 (一部データを文献 26), 27) から引用)²⁰⁾

S-N diagram for fitted part of the induction hardened axle (Some of the data were quoted from reference 26), 27))²⁰⁾

の車軸を用いて行った。しかしながら、フィレット表面における最大応力が 380MPa の条件で 1×10^7 回まで試験したところ、車軸は未破損であった。この車軸には MT きずさえも検出されなかった。ちなみに、より高い応力条件では、車軸表面の温度が過度に上昇するため、試験を続行することができなかった。このため、試験方法を電気油圧サーボ型疲労試験機を使用した繰返し曲げ疲労試験に変更し、上記の問題解決の目的を得た。現在、S-N データを蓄積しつつ、規格改定に向けた検討を進めている。

4. 考察

4.1 損傷評価法規格に規定された S-N 曲線の指数

表 2 に、第 2 部に規定された m をまとめて示す。これらの m は、本研究で前節までに行った、もしくは過去に行われた疲労試験結果を整理して得られたものである。図 8 に車軸の種別と評価部位ごとの S-N 曲線を比較して示す。高周波焼入車軸の非はめ合い部の m は、実験データが得られていなかったため、焼入焼戻車軸のものと同じ値として暫定的に設定された。表において、車軸の種別によらずはめ合い部の m は非はめ合い部のそれよりも小さい。これは、はめ合い部に比べて非はめ合い部では応力集中が低く、疲労強度が高いためと考えられる。この傾向は他の製品でも確認されている。例えば溶接継手および同部品の疲労設計基準²⁸⁾ および FKM ガイドライン¹⁷⁾ によれば、溶接部の m は平滑部のそれよりも小さい。Beretta ら⁶⁾ は、実物大車

表 2 S-N 曲線の指数
Index of S-N curve

Class	Evaluation part	m^*
Quench-tempered axle SFA640	Fitted part	5
	Non-fitted part**	9
Induction hardened axle S38C-QA	Fitted part	6
	Non-fitted part**	9***

* $N = A \sigma^{-m}$, N [cycle], σ [MPa]. **Surface roughness $Ra = 3.2 \mu m$.

***Determined as the same value as that of SFA640.

軸の S-N 曲線を小型軸のデータから推定した。その際、小型軸の 10^4 回時間強度と実物大車軸の疲労限度を結んで、実物大車軸の S-N 曲線とした。これは、疲労限度が高いと m が大きく、疲労限度が低いほど m が小さくなることを意味しており、図 8 に示した本論文の傾向と定性的に対応している。

4.2 等価応力比による相対評価の優位性

将来的に、高周波焼入車軸の非はめ合い部の S-N 曲線が明らかになれば、 m の値は表 2 に示した暫定値とは異なる可能性がある。さらに、 m は車軸の形状、すなわち D/d の値やオーバーハングの有無によってわずかに変化する可能性がある。しかしながら、提案した等価応力比を使用した損傷評価法においては、評価結果は m の変化の影響を受け難い。このことを、図 9 に示す二つの仮想車両 A, B の応力頻度分布を用いて検証する。ここでは車両 A を十分な安全使用実績を有する車両、車両 B を疲労損傷評価の対象車両と仮定する。これらの応力頻度分布は、車両 A, B におけるそれぞれの最頻出応力が 28MPa および 22MPa であり、最高応力が同一の 70MPa で、総頻度が同一の 2.69×10^5 となるように生成された。式 (3) に応力値とその頻度

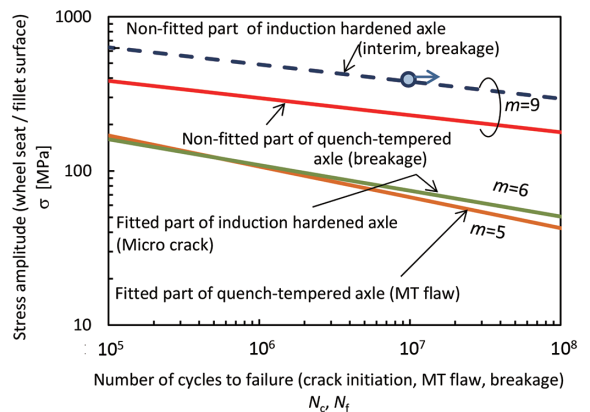


図 8 車軸種別と評価部位による S-N 曲線の比較²⁰⁾
Comparison of S-N curves between axle classes and evaluation parts²⁰⁾

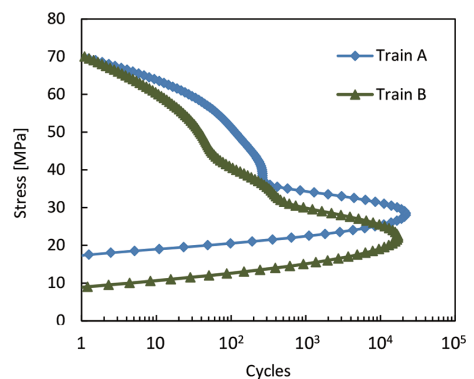


図 9 最頻出応力が異なる 2 種の仮想車両の応力頻度分布²⁰⁾
Stress spectra with the different most frequent stresses of the two virtual trains²⁰⁾

を全ての応力レベルに代入することで、 m が7から11までの範囲で等価応力を計算した。車両 A および車両 B の等価応力を、それぞれ基準値 $\sigma_{eq,R}$ と設計評価値 σ_{eq}^* とした。そして、式(4)に $\sigma_{eq,R}$ と σ_{eq}^* を適用することで等価応力比 R_s を得た。図 10 に、等価応力と等価応力比の m に対する変化を示す。 m が7から11に増加すると、車両 B の等価応力は25%増加したが、等価応力比は8%減少した。したがって、 m が変化すると、等価応力比の変化率は等価応力の変化率よりも低くなった。この結果から、等価応力比を使用する提案評価法が、評価結果の安定性の面で、等価応力を直接使用する一般的な評価方法より優れていることが示唆された。

4.3 高周波焼入車軸のはめ合い部の高応力・長寿命域の疲労強度評価

高周波焼入車軸のはめ合い部の疲労強度の評価において、第2部では過去の文献データを採用した。この評価には採用されなかったが、著者らは $D=166\text{ mm}$, $d=160\text{ mm}$, $D/d=1.04$ の高周波焼入車軸を製作し、高応力で疲労試験を行った。図 11 に、その試験結果を図 7 上にプロットして示す。図からわかるように、はめ合い部公称応力で 220 MPa を 2×10^7 回負荷しても破断はおろか MT きずさえも検出されなかった。試験後、車輪治具から車軸を抜き出し、

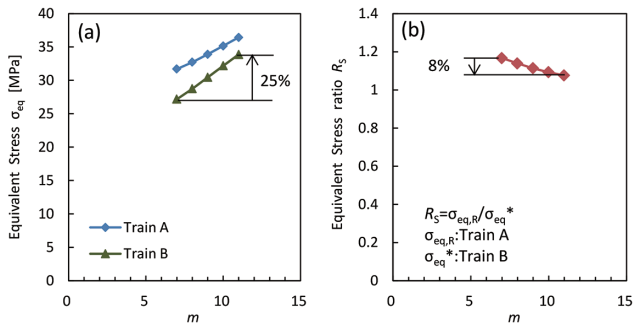


図 10 S-N 曲線の指数 m に対する等価応力と等価応力比の変化²⁰⁾ (a) 等価応力 (b) 等価応力比
Variations in the equivalent stresses and equivalent stress ratio with the index of S-N curve m ²⁰⁾
(a) Equivalent stress (b) Equivalent stress ratio

車軸のはめ合い部表面を光学顕微鏡で観察した。写真 3 に示すように、フレットング損傷、すなわちフレットング・コロージョンをともなった多数のフレットング疲労き裂が観察された。そしてき裂を含む切り出し片を液体窒素で冷却し、疲労き裂が開くように人為的に破断させた。写真 4 に、き裂破面の SEM 像を示す。破面上には多くのラチェットマークが観察された。これは複数の微細なき裂が発生し、互いに合体しながら進展したことを意味

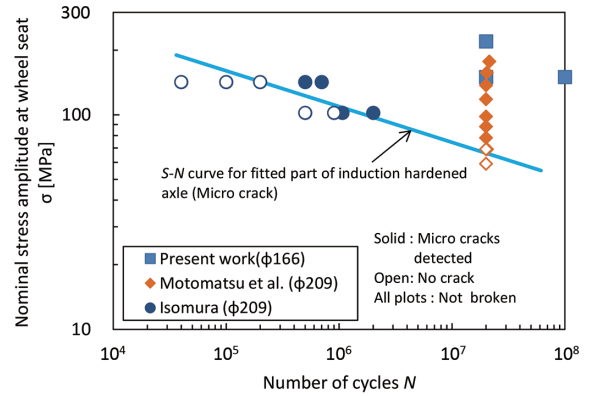


図 11 高周波焼入車軸はめ合い部の S-N 線図と追加実験結果 (一部データを文献 26), 27) から引用)²⁰⁾
S-N plot for the fitted part of an induction-hardened axle and additional fatigue test results (Some of the data were quoted from reference 26), 27)²⁰⁾

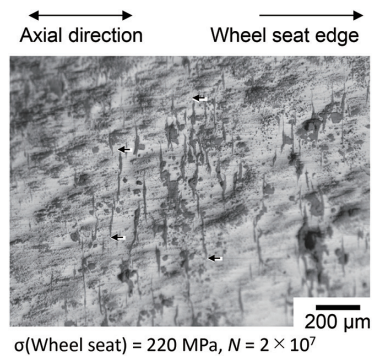


写真 3 光学顕微鏡によって高周波焼入車軸はめ合い部に観察された微細き裂 (矢印: き裂先端)
Microscopic cracks observed via an optical microscope on the fitted surface of an induction hardened axle (Arrows indicate crack tips)

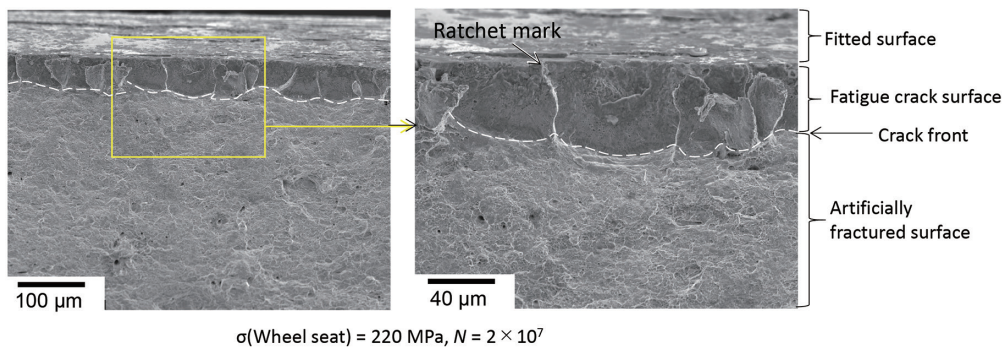


写真 4 高周波焼入車軸のはめ合い部に発生したフレットング疲労き裂のき裂破面の SEM 像
SEM images of crack surfaces with fretting fatigue cracks initiated on the fitted surface of an induction hardened axle

している。最も長いき裂は0.53mmの表面長さであったが、磁粉探傷検査では検出されなかった。したがって、MTきず発生に関する疲労限度は220MPaよりも高く、同じ車軸種別の微細き裂発生に関する疲労限度(70MPa)の3倍以上である。このような特性は、高周波焼入れによって生じた大きな圧縮残留応力によってき裂の進展が抑制されたことに起因したものと考えられる。

5. 結 言

本研究では、鉄道車軸の強度設計・損傷評価法規格の第2部を概説し、その規格制定の過程において得られた実物大車軸の疲労特性について述べた。提案した第2部の損傷評価法は、安全性評価の際に安全使用実績のある基準車軸の等価応力との相対比較を行うため、鉄道車軸に関するこれまでの研究によって提案された評価法と比較して、安全リスク低減の観点で優れている。実物大車軸の疲労試験結果から、焼入焼戻車軸のはめ合い部では $S-N$ 曲線の傾きの逆数である指数 m を5とし、焼入焼戻車軸の非はめ合い部では9、高周波焼入車軸のはめ合い部では6と規定した。高周波焼入車軸の非はめ合い部については実験データが得られていないため、焼入焼戻車軸と同じ9とする暫定値を規定した。この m の値については、新たな疲労データが得られれば変更される可能性がある。

今後は、高周波焼入車軸の非はめ合い部における $S-N$ 曲線を明確にし、この評価法を適用して運用中の車軸損傷データを蓄積する予定である。そして、これらの結果を用いて、車軸の設計法のさらなる改良を目指していく。

謝 辞

著者らは、JRIS D1201-1/2の原案作成委員会ならびに規格審査会のメンバー、特に手塚和彦氏((株)テス)、石塚弘道氏(元(公財)鉄道総合技術研究所)、牧野一成氏((公財)鉄道総合技術研究所)、山本勝太氏(同)に、規格原案作成とその審査において有益な議論ができたことに謝意を表す。仲田摩智氏(産業技術短期大学、元新日鐵住金(株))に規格の概念を検討する際に重要な助言をいただいたことに感謝する。

参考文献

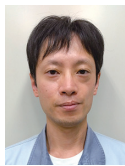
- 1) JIS E 4501: 1995 : 鉄道車両-車軸強度設計方法
- 2) Tezuka, K., Tanaka, S.: 9th Int. Wheelset Congress, Montreal, 3-4-1-8, 1988
- 3) JRIS D1201-1:2016 : 鉄道車両-車軸強度-第1部:強度設計法
- 4) JRIS D1201-2:2016 : 鉄道車両-車軸強度-第2部:疲労損傷評価法
- 5) Zerbst, U., Schödel, M., Beier, H. Th.: Engineering Fracture Mechanics. 78, 793 (2011)
- 6) Beretta, S., Regazzi, D.: International Journal of Fatigue. 86, 13 (2016)
- 7) Traupe, M., Jenne, S., Lütkepohl, K., Varfolomeev, I.: International Journal of Fatigue. 86, 44 (2016)
- 8) Regazzi, D., Beretta, S., Carboni, M.: Engineering Fracture Mechanics. 131, 587 (2014)
- 9) Ganser, H.P., Maierhofer, J., Tichy, R., Zivkovic, I., Pippan, R., Luke, M., Varfolomeev, I.: International Journal of Fatigue. 86, 52 (2016)
- 10) Cervello, S.: International Journal of Fatigue. 86, 2 (2016)
- 11) Sander, M., Richard, H.A.: Engineering Fracture Mechanics. 78, 754 (2011)
- 12) Luke, M., Varfolomeev, I., Lutkepohl, K., Esderts, A.: Engineering Failure Analysis. 17, 617 (2010)
- 13) Wu, S.C., Liu, Y.X., Li, C.H., Kang, G.Z., Liang, S.L.: Engineering Fracture Mechanics. 197, 176 (2018)
- 14) Wu, S.C., Zhang, S.Q., Xu, Z.W., Kang, G.Z., Cai, L.X.: International Journal of Fatigue. 93, 64 (2016)
- 15) Wu, S.C., Xu, Z.W., Kang, G.Z., He, W.F.: International Journal of Fatigue. 117, 90 (2018)
- 16) Xu, Z.W., Wu, S.C., Wang, X.S.: International Journal of Fatigue. 123, 79 (2019)
- 17) Rennert, R. et al.: FKM Guideline: Analytical strength assessment of components-Made of Steel, Cast Iron and Aluminum Materials in Mechanical Engineering, 6th revised edition, Frankfurt: FKM, 2012
- 18) 牧野泰三, 山本三幸, 平川賢爾: 材料. 46 (10), 1178 (1997)
- 19) Makino, T., Yamamoto, M., Hirakawa, K.: 12th International Wheelset Congress, Qingdao, 147 (1998)
- 20) Makino, T., Sakai, H., Kozuka, C., Yamazaki, Y., Yamamoto, M., Minoshima, K.: International Journal of Fatigue. 132, 105361 (2020)
- 21) Braghin, F., Bruni, S., Cervello, S., Chiudinelli, M.: 16th International Wheelset Congress, Cape Town, Session 1.2 (2010)
- 22) Watson, A.S., Timmis, K.: Engineering Fracture Mechanics. 78, 836 (2011)
- 23) Shabana, A.A., Zaazaa, K.E., Sugiyama, H.: Railroad Vehicle Dynamics-A Computational Approach. CRC press, 2007
- 24) Kaufmann, K. W.: Oecologia (Berl). 49, 293 (1981)
- 25) JSME S 002-1994 : 統計的疲労試験方法 (改訂版)
- 26) 磯村修二郎: JREA. 38 (12), 23563 (1995)
- 27) 本松啓美, 手塚和彦, 前橋栄一: 鉄道総研報告. 6 (3), 29 (1992)
- 28) The International Institute of Welding (IIW): Fatigue design of welded joints and components. Abington publishing, 1996, p.34-56



牧野泰三 Taizo MAKINO
鉄鋼研究所
リーディングリサーチャー 博士(工学)
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



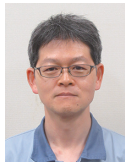
山崎陽介 Yosuke YAMAZAKI
鉄鋼研究所 材料信頼性研究部
応用力学研究室 研究第二課
主幹研究員 博士(工学)



酒井宏樹 Hiroki SAKAI
関西製鉄所 鉄道車両品製造部
輪軸技術室長



山本三幸 Miyuki YAMAMOTO
大阪大学大学院 工学研究科
特任教授 博士(工学)



小塚千尋 Chihiro KOZUKA
関西製鉄所 品質管理部
鉄道車両品管理室 輪軸仕様調整課
主幹



箕島弘二 Kohji MINOSHIMA
阿南工業高等専門学校
校長 工学博士