

鉄道車両用車軸の強度設計及び疲労損傷評価について

Strength Design and Fatigue Damage Evaluation Method of Railway Axles for Rolling Stock

小塚 千尋*
Chihiro KOZUKA
牧野 泰三
Taizo MAKINO

山村 佳成
Yoshinari YAMAMURA
加藤 孝憲
Takanori KATO
酒井 宏樹
Hiroki SAKAI

抄 録

鉄道車両用車軸は車両の安全を確保するうえで重要な部品である。車軸の現行設計手法の見直しとさらなる合理的な設計手法を開発するため、鉄道車軸の強度設計方法と疲労損傷評価方法に関する2つの日本鉄道車輛工業会規格 (JRIS) が2016年9月1日に制定された。強度設計法の制定により高速車両用車軸の軸径の減少が可能となり、疲労損傷評価方法の制定により、最高設計速度の向上に対し必要以上の軸径増加を回避することに対する合理的判断が可能となった。本報では、両規格の特徴を事例をもとに紹介する。

Abstract

Railway axles are an important component in ensuring train safety. In order to review the current design methods of axles and develop more reasonable design methods, two standards on strength evaluation methods and fatigue damage evaluation methods for railway axles were established on September 1, 2016. The establishment of the strength design method enables the reduction of axle diameter for high-speed train axles, and the establishment of the fatigue damage evaluation method led to the creation of reasonable criteria to prevent an increase in diameter beyond what is necessary to achieve the maximum design speed. This paper reports the features of both standards with case studies.

1. 緒 言

鉄道車両用車軸は車両の安全を確保するうえで重要な部品である (図1参照)。その車軸の強度に関する設計方法としては“JIS E 4501:1995 鉄道車両-車軸強度設計方法” (以下“JIS E 4501”) と JIS を補完する規格として“JRIS D1201-1:2016 鉄道車両-車軸強度-第1部:強度設計法” (以下 JRIS D1201-1) がある。また、より合理的な疲労損傷に基づいた車軸設計法を開発する目的として車軸の疲労損傷評

価方法を規定した規格“JRIS D1201-2:2016 鉄道車両-車軸強度-第2部:疲労損傷評価法” (以下 JRIS D1201-2) がある。JRIS D1201-1 及び JRIS D1201-2 は、日本製鉄(株)発議により“高速車両用輪軸に関する研究委員会”において基礎検討を2010年8月から開始した。その後、当委員会の下部組織として、有識者による規格作成委員会を構成して、2012年5月から2015年3月まで議論を進め、それぞれ日本鉄道車輛工業会規格 (JRIS) として2016年9月1日に発効された。本報では、現在の車軸強度設計及び疲労損傷評価に関する考え方について、JRIS D1201-1 及び JRIS D1201-2 をもとに紹介する。

2. 車軸強度設計法規格 (JRIS D1201-1) について

車軸設計規格 JIS E 4501 は1972年に制定されたが、基本的な事項しか規定していないため、JRIS D1201-1 が制定されるまでの設計法 (以下従来設計法) は、JIS E 4501 に対し詳細な部分を補完し実施していた。

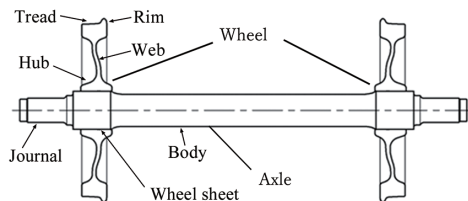


図1 輪軸
Wheel and axle

しかし、従来設計法は公的な規格として規定されたものではなく、また、制動及び駆動に伴う荷重が過大計算されている恐れがあるなどの課題があった。そこで、その課題の解決に取り組み、従来設計法を改良したうえ公的規格化を行った。

2.1 従来設計法に基づいた規定

JRIS D1201-1 制定において、JIS E 4501 に対し従来設計法で補完していた次の事項を反映した。

- (1) JIS E 4501 では、応力評価の対象部位が、車輪が圧入される車輪座に限定されているのに対し、はめあい部の端点や段付部の形状変化開始点を含む車軸全体を設計できる手順を詳細に規定した。
- (2) JIS E 4501 ではブレーキによる制動力は考慮せず、駆動力は応力付加割合として評価を行うのに対し、制動及び駆動に伴う荷重計算方法を詳細に規定した。すなわち、制動力や駆動力によって装置の取り付け部から車軸にかかる力や、モータ電機子軸の作動反力によって台車枠を介してジャーナルにかかる力などを考慮できるようにした。
- (3) JIS E 4501 が曲げ応力のみでの評価であるのに対し、次式の永島-中村の式⁴⁾を基礎とした曲げ応力 σ とねじり応力 τ の組み合わせを考慮した設計法とした。

$$S_{D,N} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{s,N}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_N}{\tau_{s,N}}\right)^2}} \quad (1)$$

ここで、 $S_{D,N}$ は設計安全率、添え字の N は評価断面の区分、s は許容応力を示す。なお、許容応力については従来設計法及び JIS E 4501 から変更していない。

2.2 従来設計法を見直した規定

従来設計法において、課題とされていた項目について次の事項を見直した。

- (1) 制動力及び駆動力の算定に際し、車輪円周方向接線力を求めるための垂直方向荷重を、速度依存性のある動的荷重から、速度依存性のない静的荷重へ見直した。
- (2) 基準安全率について、制動力、駆動力の評価方法を見直したことに対応して、従来設計法と同等の安全性を確保できるように安全率を換算して新たに制定した。
- (3) 高速度鉄道システム（システム 1 区分 SA*¹⁾）の適用速度の上限を、現行 JIS 規格の 350 km/h から 370 km/h にまで拡大した。

上記の 3 項目については、後の 2.4 ~ 2.6 節にて詳述する。

2.3 強度設計の手順

ここでは、2.1 及び 2.2 節で述べた規定に基づいた本強

度設計法について、その手順を示す。

- (1) 車軸形状案及び強度設計断面位置の設定。各部の寸法を仮決めする。
- (2) 車軸にかかる荷重による作用応力の計算。
- (3) 曲げモーメント及び曲げ応力の計算。
- (4) ねじりモーメント及びねじり応力の計算（2.4 節参照）。
- (5) 設計安全率の計算。上記 (3), (4) による曲げ、ねじり応力を式 (1) に適用する。
- (6) 評価。上記 (5) の設計安全率が基準安全率以上であることを確認する（2.5 節参照）。

2.4 車輪円周方向接線力の速度依存性見直し

従来設計法では、制動トルク、駆動トルクの算定に用いる車輪円周方向接線力 F_t は、以下の式 (2) から式 (4) を用いて計算していた。すなわち、 F_t は、設計最高速度に依存するものと考えた。

$$F_t = \mu \times 2W_0 \quad (2)$$

ここで

W_0 : 1 軸負担荷重及び動的付加荷重によるジャーナル上下荷重

μ : レールと車輪との間の摩擦係数

$$W_0 = (1 + \alpha_v) \times \frac{W_A}{2} \quad (3)$$

ここで、

α_v : 上下動的付加係数

W_A : 1 軸上の質量による静的荷重

α_v は、高速車の場合次式で求める。 V は設計最高速度 (km/h) である。

$$\alpha_v = 0.0027V \quad (4)$$

この計算式の妥当性を評価するために、実走行時に発生するねじり応力を調査した。図 2、図 3 は、制動前、加速前の速度（同図中“初速度”）とねじり応力変化量の関係を示しており、ねじり応力には速度依存性は認められないことが分かった。この結果に基づき、JRIS D1201-1 では、速度依存性がない式、すなわち、静的荷重を用いた次式に見直した。

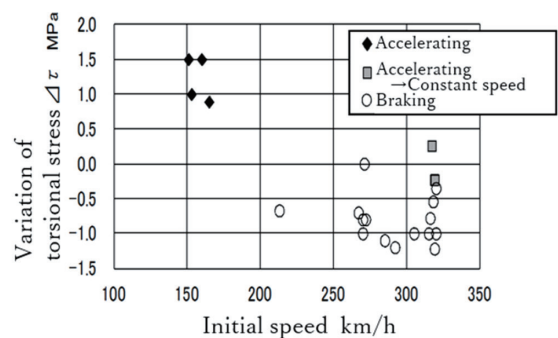


図 2 初速度 - ねじり応力の変化量 (M 軸)
Initial speed- variation of torsional stress (Motor car)

*1 車両及び軌道及びこれらの保守・管理に応じた分類であり、高速走行に対応した車両及び軌道をもつ高速度鉄道システム（システム 1）とそれ以外の在来鉄道システム（システム 2）があり、区分は設計速度に対応している。

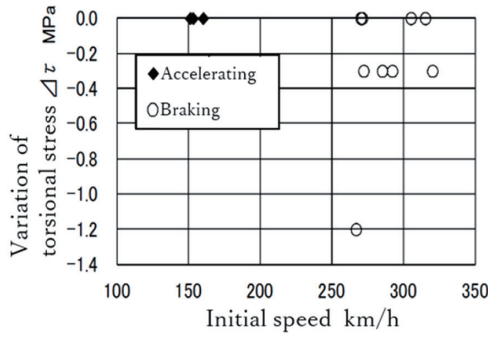


図3 初速度 - ねじり応力の変化量 (T 軸)
Initial speed- variation of torsional stress (Trailer car)

$$F_t = \mu \times W_A \quad (5)$$

2.5 新基準安全率の制定

前節の見直しによって、JRIS D1201-1 では設計負荷が低減されるが、これによって、実際の安全性が低下しないように、基準安全率を換算して見直すこととした。具体的には、以下の手順で、従来設計法の基準安全率を読み替えて、新基準安全率を規定した。

表1は従来設計法の基準安全率であり、従来設計法の考え方をういて基準安全率となる車軸径を決定し、次に、JRIS D1201-1の考え方をういて決定した車軸径の安全率を逆算して、得られた安全率を基準安全率候補値とした。ここで、従来設計法では、設計速度が高速になるほど制動力及び駆動力が大きくなるが、JRIS D1201-1では速度依存性はないため、基準安全率候補値は設計最高速度とともに増大する。一般的には、基準安全率が速度に依存して変化することは不自然であるため、同一適用区分で安全な使用実績が確認できる最も低速の車両の設計速度における安全率を“部位別基準安全率”として規定した。

ただし、本来、安全率が部位^{*2}によって異なるのは論理的と言えない。そこで、できる限り部位別の基準安全率を用いた設計と同等の結果が得られるように検討を行い、結論として、表2の統一基準安全率を決定した。

なお、システム2については、速度依存性を考慮しない式(5)と、新安全率を用い設計した場合、実設計よりも軸径が太くなる場合があるため、従来設計法を用いることも認められている。

新幹線については、従来設計法では、歴史的経緯によって基準安全率がユーザーごとに異なる実態があったが、本規格化に際して統一化を図り、システム1の区分SA、Aともに、実績のある0系新幹線の210km/hの値を基準値として採用することとした。そのことにより、従来設計よりも、車軸径は細くすることが可能となった。その設計例を2.7節で説明する。

^{*2} 各種部品のはめ合いに対応したそれぞれの部位や部品がはまらない部位で構成されている。

表1 従来設計法の基準安全率
Standard safety factor defined in conventional design method

| Railway system | Applied division | Design speed V (km/h) | Standard safety factor |
|----------------|------------------|-----------------------------------|---|
| System1 | SA | 200 < V ≤ 350 | Consultation with each customer for each part |
| | A | 150 < V ≤ 280 | |
| System2 | A | Limited express (inter-city) type | 1.6 |
| | | Commuter type | 1.2 |

表2 新設計法の基準安全率
Standard safety factor defined in new design method (JRIS D1201-1)

| Railway system | Applied division | Design speed V (km/h) | Standard safety factor S _R | |
|----------------|------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|-----------------|
| | | | Fitted part | Non-fitted part |
| System1 | SA | 200 < V ≤ 370 | 1.99 | 1.97 |
| | A | 150 < V ≤ 280 | 2.00 | 1.95 |
| System2 | SA | Limited express (inter-city) type | 2.08 | 2.04 |
| | | Commuter type | 1.56 | 1.52 |
| | A | V ≤ 120 | 1.35 | 1.26 |

2.6 高速度鉄道システム (システム1 区分SA) の適用速度域の拡大

車両の高速化に対応し、高速度鉄道システム (システム1 区分SA) の適用速度範囲を350km/h から370km/hに拡大した。

区分SAの適用速度範囲は、JIS E 4501では350km/hまでであるが、今後、これを超える設計速度の高速度車両が計画されているため、350km/hを超える新幹線車両の走行試験データを追加し、走行速度と最大応力の関係を整理した。結果を図4に示しており、350km/h以上の領域でも、1995年に動的付加係数の見直しを行ったJIS E 4501:1995の応力-速度関係式(図中の直線)を下回っており、速度に対する応力増加の勾配も、350km/h以下の領域とほぼ同等であることが分かった。これによって、システム1 区分SAの動的付加係数は変更せずに、適用範囲を測定データの最高速度である370km/hまで延長することとした。

なお、在来線については、速度120km/hで分割し、120km/h以下は、JIS E 4501:1986の上下動的付加係数0.4、水平動的付加係数0.3を、120km/h ~ 160km/hは、JIS E 4501:1995のシステム2 区分Aを採用し、システム2 区分Bは廃止した。これらの規定は、従来設計法を踏襲したものである。すなわち、在来線120km/h以下については、従来設計法でも速度依存性は考慮していない。

表3が、上記の検討によってJRIS D1201-1で規定された動的付加係数の一覧である。表中のシステム1 区分SAの動的付加係数の式は、図4中の曲げ応力-速度関係式を

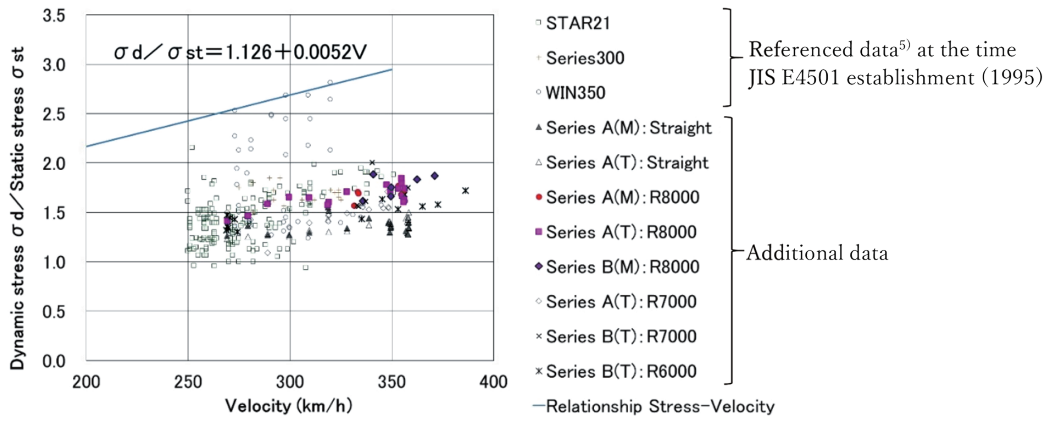


図4 曲げ応力の速度依存性
Velocity dependence of bending stress

表3 上下及び水平動的付加係数²⁾

Dynamic coefficient of vertical and horizontal additional force²⁾

| Railway System | Applied division | Design speed V (km/h) | Dynamic coefficient of vertical additional force α_v Dynamic coefficient of horizontal additional force α_L |
|----------------|------------------|-----------------------|--|
| System1 | SA | 200 < V ≤ 370 | $\alpha_v = 0.0027V$ $\alpha_L = 0.030 + 0.00060V$ |
| | A | 150 < V ≤ 280 | $\alpha_v = 0.0027V$ $\alpha_L = 0.030 + 0.00085V$ |
| System2 | SA | 120 < V ≤ 160 | $\alpha_v = 0.0027V$ $\alpha_L = 0.040 + 0.0012V$ |
| | A | V ≤ 120 | $\alpha_v = 0.4$ $\alpha_L = 0.3$ |

基にして、上下動的付加係数 α_v 、水平動的付加係数 α_L として分けたものである。

2.7 新規格適用による車軸径の変化

JRIS D1201-1 に基づく新幹線用車軸の設計では、制動力、駆動力の速度依存性を見直しと、210km/h を基準に基準安全率を見直したことによって、設計最高速度 210km/h を超える車両の基準安全率を満足するための車軸最小必要径は従来設計より細くなった。

そこで、最高速度 360km/h を想定して、従来設計法による場合と、JRIS D1201-1 による場合の車軸径を比較した。その結果得られた直径及び質量の変化量を図5に示す。これより、車輪座が6mm 小径化され、29kg の軽量化が図られている。

この他、車軸最小必要径が細くなったため、既存車両における最高速度向上や軸重増加に対して、既存車軸をそのまま使用できる可能性もある。

3. 車軸疲労損傷評価法規格 (JRIS D1201-2) について

従来設計法及び前章の JRIS D1201-1 は、疲労強度の概

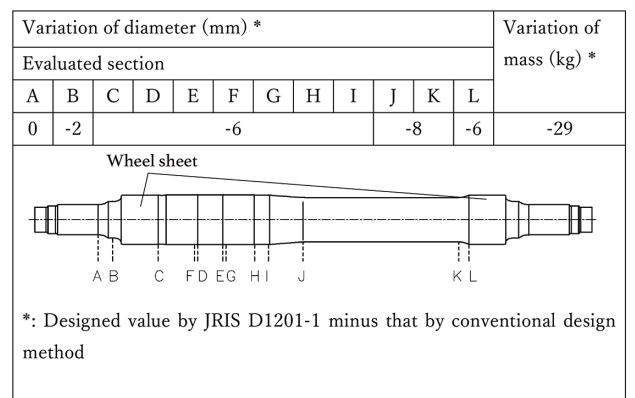


図5 従来設計法に対する JRIS D1201-1 による車軸径・質量の変化量の試算

Estimated variation of diameter and mass estimation by JRIS D1201-1 compared to conventional design method

念に基づいている。近年、国内での疲労による車軸折損事故はないことから、これらの設計方法に安全上の問題はないが、より合理的な設計法を開発するに当たっては、疲労の蓄積(疲労損傷)に注目することが有効であると考えられる。しかしながら、実働応力による車軸の疲労損傷の累積を評価する手法は国内はもとより世界的に見ても標準化されていない。

そこで、鉄道車軸の疲労損傷の評価法を標準化することにより、評価法の違いに起因する結果の相違を排除し、種々の評価結果を容易に比較・検討できるようにすることを目指して新しい規格の開発に取り組んだ。

3.1 規格のコンセプトと対象車軸材

当規格では、修正マイナー則に準じた線形累積損傷則を用いて SFA640, S38C-QA のはめあい部、非はめあい部について評価方法を規定している。なお、他の鋼種についても、この規格の考え方に準じて評価することができる。

図6に疲労損傷の評価手順を示しており、以下、順を追って述べる。

3.2 評価の指標

疲労損傷設計法の評価指標として、等価応力を規定した。これは、近年、国内車軸の折損事例が皆無であるだけでなく、実物大車軸の疲労損傷を評価したデータも極めて少ないため、車軸の折損寿命に着目した疲労損傷を議論できないためである。そこで、安全に使用されてきた既存車軸の等価応力を把握して、これとの比較によって安全性の評価を行うこととした。

“等価応力”とは、図7に示すように多様な応力振幅を有する実働応力により生じる修正マイナー則による疲労損傷を、実働応力の繰返し数と同一の回数で生じさせる一定振幅応力として求めたものであり、疲労損傷を評価できる指標である。

評価のための等価応力の基準値を設定する場合は、十分な安全実績を有する既存車両を選定し、当該車両の運行区間、運行割合、平均積載率などの運行実態を把握して、鋼種ごと、部位ごとに、等価応力を算定し、そのなかで最も大きい値を基準等価応力とする。

ただし、当規格では、基準等価応力は具体的には規定しておらず、今後、十分な安全使用実績を有する車軸の実績値の収集に努めることによって、適正な基準値を設定していく必要がある。

3.3 実測応力頻度分布（ベースデータ）の収集

等価応力を求めるためには、応力頻度分布を知る必要が

あり、その分布は、評価対象車両が評価路線を走行した場合の、往路1軸目と復路4軸目のデータを組み合わせた1往復分とする（図8参照、往復は逆でもよい）。

当規格では、実車走行時の実測応力によって作成した頻度分布と、これらを基にして推定した頻度分布の2種類を、等価応力算出の頻度分布として採用しており、前者を“ベースデータ”と定義している。後者の推定方法については3.5～3.7節で後述する。

1軸目のベースデータは必須である。4軸目のデータも、当然、測定することが望ましいが、必ずしも必須ではない。4軸目のデータがない場合の頻度分布の推定方法については、3.7節を参照。

3.4 ベースデータ分析

現車での実測応力頻度分布を分析した結果、これらは、概ね、正規分布で近似できることが分かった。図9に、ある路線の曲線での頻度データの実測値と、この分布の平均値と標準偏差を用いて得られた正規分布曲線を示しており、両者はほぼ同等である。したがって、ベースデータに

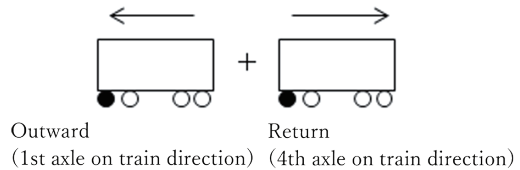


図8 データ採取軸位
Axle position of data acquisition

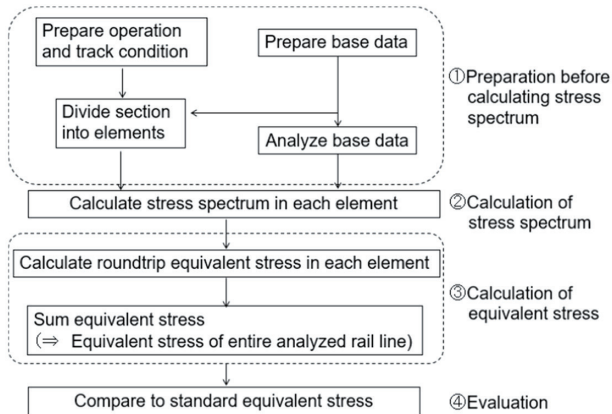


図6 疲労損傷の評価手順
Evaluation flow of fatigue damage

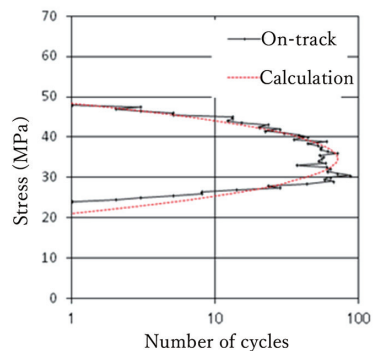


図9 曲線の実測値分布と計算分布
Spectrum of on-track stress and calculated stress (On curve)

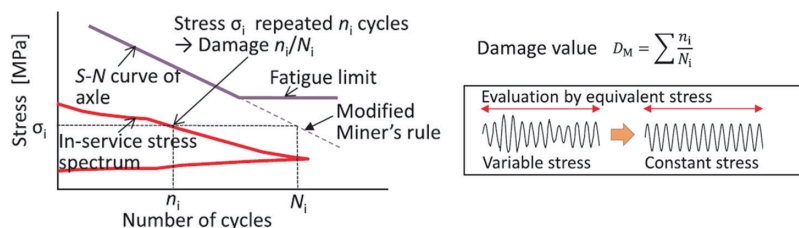


図7 修正マイナー則と等価応力⁶⁾
Modified Miner's rule and equivalent stress⁶⁾

基づいて類似条件での頻度分布を推定する場合は、すべての分布が正規分布によるものとして取り扱うこととした。そのため、得られたベースデータを正規分布とみなして平均値と標準偏差を求め、これを基準値として以降の検討を行う。

3.5 ベースデータのない区間の補正用パラメータの算出

新型車両用の車軸などでは、既存のベースデータとは、路線条件や運転条件が同一とは限らないため、そのままでは等価応力を求めることはできない。このような場合には、類似条件で得られたベースデータに補正を加えて新たに頻度分布を作成する。前述したように、これらの分布については正規分布とみなす。

そこでまず、車両が路線を走行する場合に車軸に生じる曲げ応力を、マルチボディシミュレーションで検討した。その結果を図10中にプロットしており、各曲線における分布の平均値は、図中の曲線で概ね近似することができる。この曲線は式(6)によるもので、超過遠心加速度 α_y と曲線半径 R 、及び、車軸の静的曲げ応力 σ_{st} を入力することによって、車軸曲げ応力の平均値 σ_{av} を求めることができる。このようにして計算で得られた平均値(近似式)と実測値との相関を図11に示しており、両者は良く一致している。

また、各曲線における曲げ応力分布を正規分布として考える場合の標準偏差 σ_{dv} は式(7)で求められる。

$$\frac{\sigma_{av}}{\sigma_{st}} = A \times \alpha_y + B \times C e^{-D \times \log\left(\frac{E}{R}\right)} + 1 \quad (6)$$

$$\frac{\sigma_{dv}}{\sigma_{st}} = a \times \left(\frac{1}{R}\right)^b + c \quad (7)$$

ここで、両式中の A, B, C, D, E, a, b 及び c は未定定数であり、当規格ではこれら未定定数を求める手法の例としてニュートン・ラフソン法^{7,8)}を紹介している。この定数を代入した式(6)、(7)を用いることによって、評価対象区間の静的曲げ応力、超過遠心加速度、及び、曲線半径が、ベースデータと異なる場合でも、正規分布に基づく応力頻度分布を計算によって求めることができる。

3.6 評価区間の分割

評価路線を、線路情報、運行諸元とベースデータの測定有無、運転条件などが変化する地点を境界にして、いくつかの区間に分割し、それぞれを1つの評価区間として取り扱う。

3.7 各評価区間の応力頻度分布の作成

分割した評価対象区間ごとの応力頻度分布を作成する。ここで作成する応力頻度分布は、区間ごとの1往復分(往路:1軸目, 復路:4軸目)をベースとする。なお、車両所内では高応力が生じる傾向があるが、本線走行だけの場合と、車両所での走行も加算した場合とを比較した結果、両者に

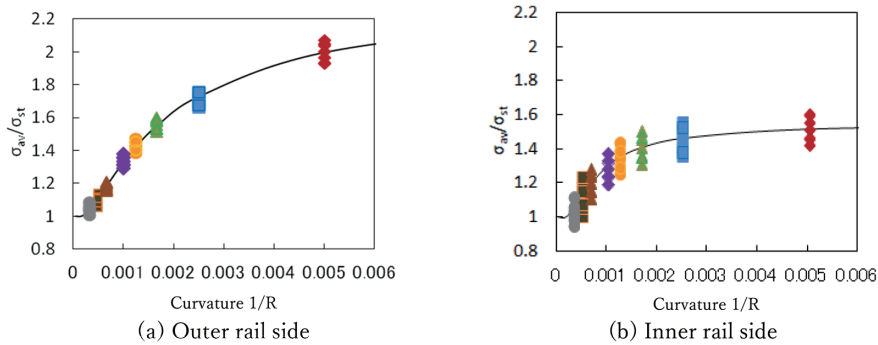


図10 曲率と曲げ応力の関係(計算)
Simulated relationship between curvature and bending stress

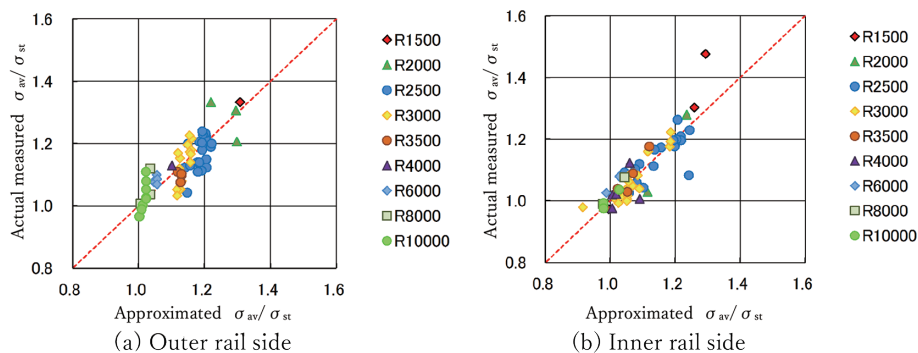


図11 曲げ応力近似値と実測値の相関
Correlation of bending stress between approximated and actual measured

ほとんど有意差が認められなかったため、車両所内のデータは対象外とした。

評価対象区間の条件が、ベースデータの実測条件と同一の場合は、ベースデータ自体を評価すべき頻度分布とする。

評価対象区間の条件が、ベースデータとは異なる場合は、式(6)、(7)に、ベースデータを用いて導いた定数と、評価区間における超過遠心加速度、曲線半径、及び、車軸の静的曲げ応力を入力して、車軸曲げ応力の平均値と標準偏差を計算し、得られる正規分布を当該区間の頻度分布とする。

なお、4軸目に限り、ベースデータが全く存在しない場合でも、静的曲げ応力 σ_{st} に対して、平均値 $=1.0\sigma_{st}$ 、標準偏差 $=0.1\sigma_{st}$ の正規分布を以って頻度分布とする。これは、調査の結果、4軸目の応力には走行速度の影響が明確には認められず、曲線通過時の応力変化も小さいためである。

なお、曲げ応力は車軸の評価部位ごとに計算する必要がある、はめあい部では公称応力、非はめあい部では応力集中係数を考慮した正味応力とした。

3.8 各区間の等価応力の計算

車軸強度を疲労損傷の観点から検討する場合には、評価対象とする部位のS-N線を知る必要がある。S-N線は、一般に、式(8)で表される。当規定では、評価部位は、はめあい部と非はめあい部に大別して、疲労損傷計算に必要な m の値をそれぞれ表4に示す値に規定した。これらの値は、Makino et al.⁶⁾による実物大車軸の疲労強度の評価結果に基づいている。

なお、JRIS D1201-2では、高速車両で使用されているS38C-QAの非はめあい部のS-N線図の指数 m については、十分なデータがないため、SFA640と同一としているが、現在疲労試験により新規データを採取し、規格改定に向けた検討を進めている。

次に、疲労損傷の評価に当たっては、線形累積損傷則(修正マイナー則)の考え方を採用した。

等価応力 σ_{eq} は、頻度分布構成要素、すなわち、往路1軸目、及び、復路4軸目のそれぞれについて、修正マイナー則に基づく式(9)を用いて計算する。

$$N = A^* \times \sigma^{-m} \tag{8}$$

ここで、

N : 繰返し数

表4 S-N線の指数³⁾
Index of S-N curve³⁾

| Mark | Part | m |
|---------|---|-----------------|
| SFA640 | Fitted | 5 |
| | Non-fitted (Surface roughness: Ra = 3.2 μ m) | 9 |
| S38C-QA | Fitted | 6 |
| | Non-fitted (Surface roughness: Ra = 3.2 μ m) | 9 ^{a)} |

Note ^{a)} Determined as the same value as that of SFA640

σ : 車軸の曲げ応力

A^* : S-N線の係数

m : S-N線の指数

$$\sigma_{eq} = \sqrt[m]{\frac{\sum_i \sigma_i^m \times n_i}{\sum_i n_i}} \tag{9}$$

ここで、

σ_i : 応力頻度分布における i 番目の階級の代表応力

n_i : 応力頻度分布における i 番目の階級の頻度(繰返し数)

3.9 等価応力の合算

各評価区間の等価応力を、走行距離に基づいて重みづけして、評価区間全体の等価応力を求める。

3.10 評価

得られた評価区間全体の等価応力を、評価部位に対応した基準等価応力と比較する。基準等価応力を評価区間全体の等価応力で除した値が1以上であれば、安全であると判断する。

3.11 本規格の今後の活用

3.11.1 適用対象

当規格は、今後、以下のような場合に活用できる。

- (1) 前章で述べたJRIS D1201-1で設計した車軸の安全性を検証する。特に、高速車両用車軸は、JRIS D1201-1では車軸径が従来設計より細くなるため、疲労損傷評価を適用して安全性を確認する。
- (2) 従来設計法で設計した既存車軸について、疲労強度設計上は増径が必要となるような速度向上を行う場合、疲労損傷評価によって要否を判定する。
- (3) 路線延伸などで予想される路線条件の変更や運行条件の変化に対して、疲労損傷評価によって、安全性を評価する。

3.11.2 想定活用事例の紹介

前項中、3.11.1項(1)の適用例を想定して、以下に適用の手順を例示する(図12参照)。

- (1) 既存の車両形式(車両Aとする)用に、従来設計法で設計した車軸が既に実用に供されている。また、この車軸の曲げ応力の実績を図13中に実線で示す。
- (2) これに対し、車両A用の設計仕様に基づいて、第2章で述べたJRIS D1201-1で車軸を設計した。既存軸に対して、はめあい部で2mm、非はめあい部(中央部)で7mm小さくなった。
- (3) 決定した車軸径に基づいて、図12の既存軸の頻度分布を修正した結果を同図中に破線で示す。この頻度分布に基づいて上述した疲労損傷評価を行った結果、等価応力 $\sigma_{eqA} = 33.24$ MPaであった。
- (4) これとは別に、十分な安全使用実績をもつ車両(車両B

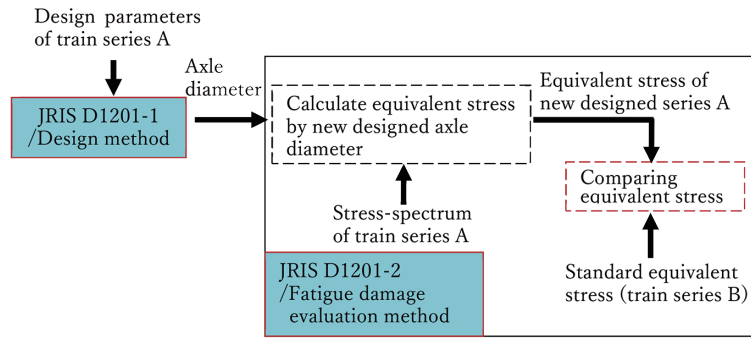


図 12 設計形状の評価の流れ
Evaluation flow of design shape

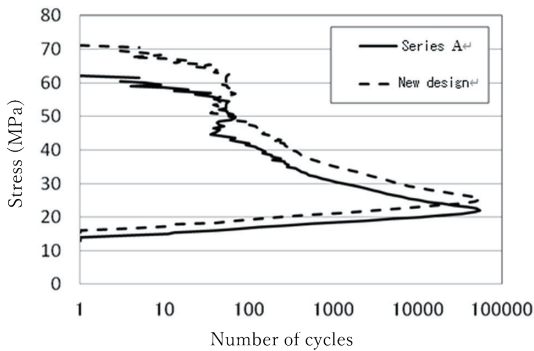


図 13 応力頻度分布の修正
Modifying stress spectrum

とする) の等価応力を上述した方法で求めた結果, 上記 (3) と同じ評価位置にて $\sigma_{eqB} = 35.50 \text{ MPa}$ が得られた。

(5) 車両 B の等価応力を車両 A の等価応力で除した値は 1 以上であるため, この新設計車軸は, 安全に使用できると判断できる。

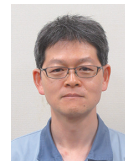
4. 結 言

- (1) 車軸強度設計規格 JRIS D1201-1 により高速車両については, 設計における駆動力, 制動力の評価の軽減, 評価基準を 0 系 (設計最高速度 210km/h) とすることにより, 既存車軸は許容設計速度及び許容軸重の向上が可能となり, 新設計では, 従来設計より軸径の減少, すなわち軽量化が可能となる。
- (2) 車軸疲労損傷評価規格 JRIS D1201-2 により, 疲労損傷の観点から車軸強度の評価が可能となり, 最高速度向上などに対し, 実働応力をもとに合理的に評価できるため, 必要以上の軸径の増加を回避することが可能と考えられる。疲労損傷評価方法については, 将来的には, より合理的な車軸設計手法としての規格化が望まれる。

参考文献

- 1) 日本規格協会: JIS E 4501 (鉄道車両-車軸強度設計方法), 1995
- 2) 日本鉄道車輛工業会: JRIS D1201-1 (鉄道車両-車軸強度-

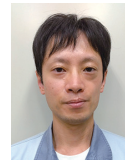
- 第 1 部: 強度設計法), 2016 表については英訳記載
- 3) 日本鉄道車輛工業会: JRIS D1201-2 (鉄道車両-車軸強度-第 2 部: 疲労損傷評価法), 2016 表については英訳記載
- 4) 永島, 中村: 電車用車軸の強度について. 機械学会論文集. 17 (63), (1951)
- 5) 手塚, 上林, 田島, 吉江, 仲田: 鉄道車両用車軸の強度設計法. 車両技術. (207), (1995)
- 6) Makino, T. et al.: Int. J. Fatigue. 132, 105361 (2020)
- 7) 篠崎, 松下: 工学のための応用数値計算法入門(上). 1976
- 8) 森: 朝倉現代物理学講座 7 数値解析法. 1984



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
大阪府大阪市此花区島屋5-1-109 〒554-0024



山村佳成 Yoshinari YAMAMURA
関西製鉄所 鉄道車両品製造部 輪軸設計室
輪軸設計開発課 シニアスタッフ



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



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)



加藤孝憲 Takanori KATO
関西技術研究部 交通産機品研究室長
博士(工学)