鉄道車両用車輪板部の疲労設計曲線

加藤 孝憲^{*1}, 山本 三幸^{*2}, 牧野 泰三^{*3}, 山村 佳成^{*4}, 小塚 千尋^{*4}

Railway wheel web fatigue design diagram

Takanori KATO^{*1}, Miyuki YAMAMOTO^{*2}, Taizo MAKINO^{*3}, Yoshinari YAMAMURA^{*4}
and Chihiro KOZUKA^{*4}^{*1, *3} R & D Laboratories, Nippon Steel Corporation

1-8 Fuso-cho, Amagasaki-shi, Hyogo 660-0891, Japan

^{*2} Nippon Steel Fundamental Materials Research Alliance Laboratories, Osaka University

2-1 Yamadaoka, Suita-shi, Osaka 565-0871, Japan

^{*4} Kansai Works, Nippon Steel Corporation

5-1-109 Shimaya, Konohana-ku, Osaka 554-0024, Japan

Received: 20 August 2020; Revised: 14 November 2020; Accepted: 9 February 2021

Abstract

Fatigue design of the railway wheel web is carried out in compliance with the JRIS J 0405 standard. However, this standard does not specify any evaluation method considering the thermal stress on the wheel web owing to tread braking. The thermal stress in fatigue design should be evaluated as the average stress in the endurance limit diagrams. In addition, it is necessary to evaluate it considering the variations in the actual mass productions and the fatigue strength in the design of actual wheels. In this study, plane bending fatigue tests using the cut wheels were conducted, and various properties of the actual mass productions were measured to evaluate the variations in them statistically. These tests clarified the fatigue limits and the standard deviation at stress ratios of -1 and 0.7. It was found that a curve, which was a combination of $\sigma_a - \sigma_T$ and $\sigma_{\max} = \sigma_f$ diagrams, corresponded well to the test results. The equivalent standard deviation in the fatigue limit was obtained from the variations in the fatigue properties and the properties of the actual mass production wheels. The fatigue design curve of the wheel web, based on the proposed endurance limit diagram, was determined so that the fracture probability at all the stress ratios was less than 10^{-6} by using the equivalent standard deviation.

Keywords : Fatigue design, Railway wheel web, Tread brake, Endurance limit diagram, Fracture probability

1. 緒 言

鉄道車両用車輪（以下、単に車輪と呼ぶ）は、レールの上を転がりながら進むことで、車両を目的地に移動させる役割を担っており、十分な耐久性・安全性が求められる重要保安部品である。車輪の構成と作用する主な外力を図1に示す。車輪は大きく3つの部分から成り、それぞれ外周側からリム、板部、ボスと呼んでいる（高速車両用輪軸研究委員会，2008）。リムにはレールと接触する踏面およびフランジがあり、これらの部位では耐摩耗性、耐転動疲労性が必要とされ、さらに踏面ブレーキが作用する場合は、ブレーキ熱に対する耐熱き裂性が要求される（山本，2002，Ekberg et al., 2014，Orringer and Gray, 1995）。ボスは車軸がはめ合わされる部位であり、十分な把握力を確保するための剛性が必要である。一方、板部においては直接的に外力が作用することがないこともあり、車輪の軽量化のため可能な範囲で板厚が薄くなるように形状設計されている。設計において考慮すべき強度特性は高サイクル疲労特性であり、板部ではレールからの反力によって生じる応力が車輪の回転に伴い繰返し作用するため、疲労限度設計が実施されている。

No.20-00298 [DOI:10.1299/transjsme.20-00298], J-STAGE Advance Publication date : 22 February, 2021

^{*1} 正員，日本製鉄（株）技術開発本部（〒660-0891 兵庫県尼崎市扶桑町1-8）

^{*2} 正員，大阪大学 日本製鉄材料基礎協働研究所（〒565-0871 大阪府吹田市山田丘2-1）

^{*3} 正員，フェロー，日本製鉄（株）技術開発本部

^{*4} 日本製鉄（株）関西製鉄所（〒554-0024 大阪府大阪市此花区島屋5-1-109）

E-mail of corresponding author: kato.x7g.takanori@jp.nipponsteel.com

日本国内における板部の疲労設計に関する規格として、日本鉄道車輛工業会規格 (JRIS J 0405, 2010) がある。本規格では、FEM 解析で得られる板部の応力変動 (設計応力) と耐久限度線図に準じた設計曲線 (許容応力) とを比較し、必要な強度安全率を満足していることが規定されている。しかしながら、設計応力の計算に踏面ブレーキの影響が考慮されていない規程である。このため、実際の設計では長年の経験と実績に基づいて、踏面ブレーキによる熱応力を個別に加算して評価することなどが行われている。ここで熱応力とは、踏面ブレーキの入熱によりリムが熱膨張することで板部に生じる応力であり、高い引張応力となる場合がある。なおブレーキシューの押付力による応力は、レール反力による応力に対し十分小さく、車軸とのはめ合いによる応力も熱応力に比べると十分小さいため、それぞれ設計においては無視できるものである。一方、海外の車輪板部の設計法としては、欧州規格 (EN 13979-1, 2017) がある。本規格ではリムの変形の観点から過酷な踏面ブレーキに対する評価が規定されているが、板部の疲労設計に関しては踏面ブレーキの影響は、上記の JRIS と同様に、考慮されていない。また北米規格 (AAR S-660, 2016) においては、踏面ブレーキが作用したときの板部の熱応力を FEM 解析により評価することが規定されているが、それに適用する許容応力は明確には決められていない。さらにレール反力による応力との重畳についても、特に考慮されていない。なお規格以外でも、板部を対象とした疲労強度評価に関する研究はいくつかあるものの (Yamamoto, 2020, Roux et al., 2013, Okagata et al., 2007), 踏面ブレーキによる熱応力を考慮したものはほとんどみられない。

近年、国内の鉄道車両分野でもグローバル化が進められており、海外車輪が試験的に使用され始めている (Ronchi and Tanabe, 2019)。上述のように、海外規格でも踏面ブレーキを考慮した板部の疲労設計法は規定されておらず、供試車輪の設計妥当性を客観的に検証することは困難である。また、今後の更なる鉄道輸送の高効率化を考えると、踏面ブレーキの負荷や頻度が増え、その影響が大きくなる可能性がある。このとき、従来の経験と実績に基づく疲労設計では、その適用に限界が生じることが危惧される。このような問題に対処するには、踏面ブレーキによる熱応力を適切に考慮した客観的な疲労設計法を明確にし、それを標準化することが望まれる。

本報告では、これを実現する上で一つの課題となる適切な設計曲線を提案することを目指している。鉄道車両の走行時に踏面ブレーキが作用する場合には、板部では熱応力とレール反力による応力が重畳した応力状態となる (加藤他, 2005)。熱応力は車輪の回転に伴う繰返し応力に比べ、持続時間が長く、頻度も少ない。このため、熱応力は平均応力として評価するのが適当であり、疲労設計においては平均応力が高い、すなわち応力比が高い条件での評価となる。著者らの FEM 解析による評価では、熱応力が重畳したときの応力比は 0.5 を超える場合が確認されているが、従来の設計曲線では、参照している疲労強度データは応力比が 0.5 程度までの試験結果であり、より高い応力比の領域における設計曲線の妥当性は確認されていない。また、疲労強度データと設計曲線との関係の詳細が必ずしも明確ではなく、例えば安全率と破壊確率の関係が不明である。そこで、本報告では、高応力比と統計的ばらつきの 2 点に注目し、過去に著者の一人が実施した疲労試験 (Okagata et al., 2007) で不足している応力比条件での実体車輪の疲労試験を実施し、疲労特性自体の統計的なばらつきを明らかにした。さらに、実際の量産製造車輪 (実態製造品と呼ぶ) における板部の各種特性を調査し、疲労特性に及ぼすこれら特性の影響を考慮することにより実態製造品の疲労特性の統計的なばらつきを明らかにした。そして、これらの統計的なばらつきから破壊確率が 10^{-6} 未満となる設計曲線を耐久限度線図に準じた形式で提案した。

Fig. 1 Schematic illustration of cross section of railway wheel and applied loadings.

2. 半実体疲労試験による車輪板部疲労強度評価

2・1 供試材

表 1 に、供試車輪の化学成分範囲を示す。表 2 に疲労試験に供試した車輪板部の機械的性質を示す。機械的性質は、試験用に準備した車輪の板部から丸棒試験片 (JIS4 号) を採取し、引張試験を行った結果より求めた (試験数 2 の平均)。なお引張試験では明確な降伏点を示さなかったため、降伏強度として 0.2%耐力を示している。図 2 に車輪板部のミクロ組織を示す。組織は、疲労試験で破断が起こるボス側付根の板厚中央で調査した。図より、板部は通常車輪鋼の組織であるパーライト組織となっていることがわかる。

Table 1 Chemical composition ranges for the tested wheel (mass%).

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V
Maximum	0.75	0.35	0.90	0.045	0.050	0.30	0.30	0.30	0.08	0.05
Minimum	0.60	0.15	0.50	–	–	–	–	–	–	–

Table 2 Mechanical properties of the tested wheel web.

0.2% proof stress (MPa)	Ultimate tensile strength (MPa)	True fracture stress (MPa)	Elongation (%)	Reduction of area (%)
446	871	1263	17.6	40.5

Fig. 2 Microstructure of wheel steel in web.

2・2 試験体および試験条件

半実体疲労試験には、実体車輪から 30°扇型に切出した試験体を用いた。図 3 に試験体の外観写真を、図 4 に試験状況の模式図をそれぞれ示す。本試験では、車輪内周側のボスを拘束して外周側のリムの側面に、車輪の軸方向に繰返し荷重を与えて平面曲げの疲労試験を行った。これにより、板部のボス側付根における表面で最も応力が高くなる。図 1 に模式図で示したように、実際には車輪の半径方向にも荷重が作用するが、半径方向荷重は基本的に板部に圧縮応力を生じさせるものであるため、疲労強度に対しては軸方向の荷重の影響が大きいことから、試験では軸方向荷重のみを与えた。両振りの荷重条件の場合は、リム部を治具で上下に挟み込み、繰返しの引張・圧縮荷重を与えた。試験中の応力変動は、板部のボス側付根にひずみゲージを半径方向と周方向に貼付し、測定した。試験は、容量 100, 300 あるいは 500 kN の電気油圧式サーボ疲労試験機を用いて、室温大気中にて行った。また試験は、荷重制御にて行い、荷重比を -1, 0.7 とした。なおここでは、荷重比と板部の応力比 R は等しいとみなして評価した。過去には同様の方法で、応力比が 0.1, 0.5 の条件で試験を行っているが (Okagata et al., 2007), 本報告では高応力比での疲労限と統計的ばらつきを評価するデータを追加する目的で、上記条件の試験を行った。試験周波数は 2~6 Hz で行い、繰返し数が 10^7 cycle で破断しなかった場合は試験打ち切りとした。表 3 に、試験条件をまとめて示す。

Fig. 3 Example of photo of cut wheel for fatigue test.

Fig. 4 Schematic illustration of plane bending fatigue test.

Table 3 Fatigue test conditions.

Stress ratio R	Frequency (Hz)	Loading type	Environment	Stress measurement method
-1, 0.7	2 - 6	Plane bending	Room temperature (295 K)	Strain gauge

2・3 試験結果

図5に、破断した試験体の外観写真と破断した試験体の破面マクロ写真および電子顕微鏡写真の一例を示す。破断は、ほぼゲージ貼付位置で起こっており、破面には典型的な半楕円状疲労き裂がみられ、その起点は表面であり、特に介在物等の内部欠陥は認められない。なお扇型に切断した際に生じる4箇所の角には面取り加工を施すことで応力集中を緩和し、疲労破壊の起点が角近傍にならないようにしている。

図6に、最大主応力で整理した車輪板部のS-Nデータを示す。なお過去に行った、応力比0.1と0.5のS-N線図は付録に示す。最大主応力は、2軸ゲージで測定した半径方向と周方向のひずみより求めた半径方向応力である。本報告ではS-Nデータが両対数正規分布に従うとして評価することとし、日本機械学会標準（日本機械学会JSME S 002, 1994）を参考にして、以下のようにP-S-N線を求めた。P=50%の疲労限度は、破断応力の最小値とそれより低い未破断応力の最大値の平均として求めた。なお、応力比-1での疲労限度は6体の試験結果を用いてステアケース法によっても求めているが、上記方法の方が疲労限度が低い、すなわち安全側の評価となるため上記方法を採用した。P=50%のS-N線傾斜部は、各試験片のlogNを最小二乗近似して求め、これとP=50%の疲労限度との交点をS-N線の折曲がり点とした。以下にP=50%のS-N線傾斜部の近似式を示す。

$$\text{応力比}-1 : N_f = 1.164 \times 10^{23} \sigma_a^{-6.907} \quad (1)$$

$$\text{応力比} 0.7 : N_f = 3.199 \times 10^{16} \sigma_a^{-4.822} \quad (2)$$

ここで、 N_f : 破断繰返し数 (cycle), σ_a : 半径方向応力振幅 (MPa)である。P=0.1%のP-S-N線は、傾斜部の試験データとP=50%の近似曲線とのlog(σ_a)に対する標準偏差を求め、その標準偏差の3倍だけP=50%のS-N線を下方ヘシフトさせて得た。表4に破壊確率50%での疲労限度、S-N線の折曲がり点、標準偏差を、過去に行った応力比0.1, 0.5の半実体疲労試験結果 (Okagata et al., 2007) と合わせて示す。なお、応力比0.5の条件はS-N線傾斜部のデータ数が少なく、標準偏差を適切に求めることが困難であったため、応力比0.1と0.7の標準偏差の平均値を記載している。

図7にP=50%の疲労限度を、耐久限度線図上にプロットして示す。ここでの疲労限度は最大主応力で表している。各応力比の疲労限度は、ほぼ直線上にあることがわかる。

Fig. 5 Examples of photos of fractured cut wheel and fracture surface. Fracture occurred at strain gauge positions and a fatigue crack initiated from the surface.

Fig. 6 S-N data and P-S-N curves obtained from fatigue tests.

Table 4 Fatigue limits and standard deviations obtained from fatigue tests.

Stress ratio R	Fatigue limit (MPa)	Number of cycles of inflection point (cycle)	Standard deviation (log(fatigue limit))
-1	282	1.23×10^6	0.0191
0.1	220	1.18×10^6	0.0156
0.5	164	6.75×10^5	0.0129
0.7	122	3.38×10^6	0.0101

Fig. 7 Relationship between fatigue limits and mean stress of wheel web. The fatigue limits are almost approximated to a linear line with mean stresses.

3. 設計曲線の決定方法

本報告で設計曲線を決定する基本的な考え方は以下のとおりである。

- ・疲労試験で得られた種々の応力比における疲労限度を参照として、耐久限度線図に準じた線図モデルを設定する。
- ・疲労試験に供した車輪は、実態製造品の一つのサンプルであることから、得られた結果を基に実態製造品の平均の疲労特性に修正する。
- ・許容応力は上記の疲労特性に対して、必要な破壊確率を満足するように設定する。
- ・破壊確率は、材料自体の疲労特性に存在する統計的ばらつき、および実体製造における製品の機械的性質や加工状態などの変動に起因する疲労特性の統計的ばらつき、両方を考慮して設定する。

まず、設計曲線に適用する線図モデルを検討するため、図8に半実体疲労試験で得られた疲労限度と各種耐久限度線図を比較して示す。修正 Goodman 線図（図中の破線）は安全側に過ぎること、また Gerber 線図（図中の一点鎖線）は危険側となるのに対し、 $\sigma_a - \sigma_T$ 線図（図中の実線、 σ_T : 真破断応力）は、本試験結果に極めて近く、本試験の応力比の範囲では線図モデルとして妥当であることがわかる。しかしながら、線図モデルとして設定するにはより大きな応力比の場合も含める必要がある。疲労設計便覧（日本材料学会、1995）では、多くの鋼種において応力比が低い場合、 $\sigma_a - \sigma_T$ 線図が実験結果とよく一致し、応力比が高い場合、疲労限度は引張強度 σ_B に向かって低下する傾向を示すこと、最大応力 σ_{max} が流動応力 σ_f （降伏強度と引張強度の平均）を超えるあたりで、疲労限度が $\sigma_a - \sigma_T$ 線図から離れることが示されている。本試験結果では、 $\sigma_{max} = \sigma_f$ 線図（図中の二点鎖線）を超えても $\sigma_a - \sigma_T$ 線図に沿った疲労限度が得られているが、高応力比における線図モデルとして、多少安全側となるものの、疲労設計便覧に準じた線を考慮することにした。以上の検討から、本報告では $\sigma_a - \sigma_T$ 線図と同線図上で σ_{max} が σ_f となる点と σ_B を結ぶ直線の組合せ（図中の赤線）を設計曲線の線図モデルとして採用することにした。なお、本試験結果では σ_{max} が σ_f を超える状態でも疲労限度が得られているが、これは弾性シェークダウンによる効果であり、降伏強度と引張強度の差が大きい（すなわち、加工硬化が大きい）車輪材では特に顕著に現れている。

Fig. 8 Endurance limit diagrams of wheel web. The curve combined with $\sigma_a - \sigma_T$ and $\sigma_{\max} = \sigma_f$ diagrams corresponds well to fatigue test results and the curve shows the fatigue strength in safety side.

次に、上記の線図モデルに沿った設計曲線について具体的に説明する。図9に、設計曲線の全体像を模式的に示す。設計曲線を決定する特性値は、以下の4種類である。

(1) 設計疲労強度 (Design fatigue strength)

各応力比 $-1, 0.1, 0.5, 0.7$ での半実体疲労試験結果を基に、試験体と実態製造品の相違を考慮して、試験体の平均疲労強度から実態製造品の平均疲労強度を求め、得られた疲労強度を基に必要な破壊確率を満足するように設定したもの。

(2) 設計真破断応力 (Design true fracture stress)

(1)で得られた各応力比の設計疲労強度に対して、最小二乗近似で直線を求め、その直線の横軸の切片を設計真破断応力とする。得られた値と実態製造品の特性調査結果を比較して、真破断応力に関する静的強度安全率 (γ と記号付けする)を求める。

(3) 設計流動応力 (Design flow stress)

実態製造品の特性調査結果と(2)で得られた静的強度安全率を用いて、設計流動応力を求める。

(4) 設計引張強度 (Design ultimate tensile strength)

(3)の流動応力と同様に、設計引張強度を求める。

Fig. 9 Proposed method of fatigue design curves of wheel web.

4. 設計曲線の評価結果

本章では前章に示した方法により，設計曲線を検討した結果について示す．なお踏面ブレーキ中の車輪板部の温度は，国内の使用条件において平均で 100℃程度であることが，ブレーキ試験や FEM 解析により確認されている．この温度であれば，残留応力，静的強度，疲労強度がそれぞれ常温と変わらないことが確認できているため，設計曲線に対する温度の影響は考慮せずに評価した．

4・1 静的強度の統計的調査

前章に示した特性値の内，静的強度に関するものは実態製造品の強度の統計的ばらつきを求めて決定する．そこで量産製造車輪の板部から試験片を採取し，引張試験を行って統計的ばらつきを評価した．ここで対象としたのは異なる 3 ロットの車輪 15 枚であり，板部ボス付根位置から 1 枚あたり 2 箇所試験片を採取した．試験片の採取方向は，長手方向が半径方向となるようにし，試験片形状は JIS4 号に準拠した．図 10 に引張試験で得られた引張強度の頻度分布を例として示す．表 5 に，対数で評価した各特性の最大・最小・平均強度，標準偏差をまとめて示す．なお，表中の括弧内の数値は，最大・最小値では対数に換算する前の真数値 (MPa) であり，平均値では対数を真数に換算した値 (MPa) である．標準偏差については対数で求められるが，真数との関係が一義的でないため，真数値を表記していない．後述の表 6，7 についても同様に要領で表記した．

Fig. 10 Frequency of ultimate tensile strength of wheel web in mass productions.

Table 5 Statistics of material strength of wheel web in mass productions.

	Ultimate tensile strength	True fracture stress	Flow stress
Maximum	2.958 (908)	3.132 (1354)	2.837 (687)
Minimum	2.914 (821)	3.094 (1243)	2.796 (626)
Average	2.938 (868)	3.110 (1288)	2.814 (652)
Standard deviation	0.0095 (-)	0.0097 (-)	0.0103 (-)

Common logarithm (Antilogarithm (MPa))

4・2 疲労限度に対する影響因子の統計的評価

設計疲労強度は疲労特性自体の統計的ばらつきと実態製造品の統計的ばらつきを考慮して設定する．疲労特性自体の統計的ばらつきは疲労試験結果から，実態製造品の統計的ばらつきは，前項で求めた静的強度の統計的ばらつきに加え，残留応力と表面粗さの統計的ばらつきも考慮して求める．なお，実態製造品の統計的ばらつきの影響は応力比によらず一定と仮定して，ここでは標準偏差が最も大きく安全側となる応力比-1 の疲労試験結果を用いて評価することとした．

4・2・1 静的強度の影響

疲労限度と引張強度には相関があることから、半実体疲労試験で得られた耐久比 282/871 を一定として、実態製造品の引張強度を疲労限度に換算した。換算した疲労限度の対数値を用いて標準偏差 0.0095 を得た。これが、実態製造品の静的強度の統計的ばらつきに起因した疲労限度の統計的ばらつきを表す。結果を表 6 にまとめて示す。

Table 6 Statistics of converted fatigue limit from ultimate tensile strength.

		Ultimate tensile strength (MPa)	Converted fatigue limit (MPa)
Mass productions	Maximum	2.958 (908)	2.476 (294)
	Minimum	2.914 (821)	2.432 (266)
	Average	2.938 (868)	2.456 (281)
	Standard deviation	0.0095 (-)	0.0095 (-)
Fatigue test wheel	Average	2.940 (871)	2.458 (282)

4・2・2 残留応力の影響

静的強度を調査した同じ車輪を対象に、引張試験片を採取した位置近傍での半径方向残留応力を X 線回折により測定した。図 12 に測定例を示す。評価した車輪は板部表面にショットブラスト処理が施されており、残留応力は圧縮である。表 7 に調査結果をまとめて示す。表では、圧縮残留応力を絶対値で表記している。なお残留応力の評価には、深さ 0.1 mm までの測定値を平均化して行った。残留応力は、疲労限度に対して平均応力として影響するため、別途疲労試験した残留応力の影響がない機械加工車輪の耐久限度線図の傾き -0.075 を用いて、式(3)のように疲労限度に換算し、統計的ばらつきを求めた。なお、応力比が -1 以外の片振りの条件では、疲労限度での最大応力が降伏強度を超えるため残留応力が減衰する。この残留応力の減衰を確認するため、応力比 0.7 で疲労試験した試験体の中で、 10^7 cycle で未破断であったものに対して、X 線回折により残留応力を測定した。その結果、試験前に比べ圧縮残留応力が 0.7 倍に減少しているデータが得られたため、片振り条件では残留応力の減衰がある程度生じていると推定される。そこで、片振り条件に対する標準偏差は、圧縮残留応力が半分に減衰するとして、式(3)中の残留応力に測定値の 1/2 の値を代入して評価した。得られた標準偏差は、表 7 に示すように 0.0036 (応力比 -1), 0.0023 (応力比 0.1), 0.0031 (応力比 0.5), 0.0042 (応力比 0.7) となる。

$$\sigma_{W,res} = \sigma_{W,ft} - 0.075(\sigma_{res,mp} - \sigma_{res,ft}) \quad (3)$$

ここで、 $\sigma_{W,res}$: 残留応力を考慮した実態製造品の換算疲労限度 (MPa), $\sigma_{W,ft}$: 疲労試験した車輪の疲労限度 (応力比 -1 では 282 MPa, 応力比 0.1 では 220 MPa, 応力比 0.5 では 164 MPa, 応力比 0.7 では 122 MPa), $\sigma_{res,ft}$: 疲労試験した車輪板部の残留応力 (MPa), $\sigma_{res,mp}$: 実態製造品の車輪板部の残留応力 (MPa) (片振り条件の場合, $\sigma_{res,ft}$ と $\sigma_{res,mp}$ には実測の 1/2 の値を使用) である。

Fig. 12 Example of residual stress distribution of wheel web in mass productions.

Table 7 Statistics of converted fatigue limit using compressive residual stress.

		Residual stress (MPa)	Converted fatigue limit (MPa)			
			Stress ratio -1	Stress ratio 0.1	Stress ratio 0.5	Stress ratio 0.7
Mass productions	Maximum	2.534 (342)	2.462 (290)	2.358 (228)	2.236 (172)	2.114 (130)
	Minimum	2.265 (184)	2.444 (278)	2.334 (216)	2.204 (160)	2.072 (118)
	Average	2.446 (281)	2.455 (285)	2.348 (223)	2.223 (167)	2.097 (125)
	Standard deviation	0.0517 (-)	0.0036 (-)	0.0023 (-)	0.0031 (-)	0.0042 (-)
Fatigue test wheel	Average	2.378 (239)	2.450 (282)	2.342 (220)	2.215 (164)	2.079 (122)

4・2・3 表面粗さの影響

残留応力同様、静的強度を調査した車輪について、半径方向の表面粗さを接触式粗さ計により測定した。図 13 に測定例を示す。ここで、統計的ばらつきの評価には最大粗さ R_z を用いた。表 8 に調査結果をまとめて示す。板部表面はショットブラスト処理のため、表面粗さは比較的粗い。 $\sqrt{\text{area}}$ モデル (村上他, 1997) では、疲労限度は R_z の $-1/6$ 乗に比例すると考えられることから、式(4)を用いて、測定した表面粗さから統計的ばらつきを考慮した疲労限度を求めた。得られた標準偏差は、表 8 の通り 0.0078 であり、残留応力の標準偏差よりも大きい。

$$\sigma_{W,r} = \left(\frac{R_{z,ft}}{R_{z,mp}} \right)^{1/6} \times \sigma_{W,ft} \quad (4)$$

ここで、 $\sigma_{W,r}$ ：表面粗さの統計的ばらつきを考慮した実態製造品の換算疲労限度 (MPa)、 $R_{z,ft}$ ：疲労試験した車輪板部の最大粗さ 108 (μm)、 $R_{z,mp}$ ：実態製造品の車輪板部の最大粗さ (μm)、 $\sigma_{W,ft}$ ：疲労試験した車輪の疲労限度 (MPa)である。

Fig. 13 Example of surface roughness at wheel web in mass productions.

Table 8 Statistics of converted fatigue limit using surface roughness.

		$R_{z,ft} / R_{z,mp}$	Converted fatigue limit (MPa)
Mass productions	Maximum	0.056 (1.14)	2.460 (288)
	Minimum	-0.097 (0.80)	2.434 (272)
	Average	-0.020 (0.96)	2.447 (280)
	Standard deviation	0.0468 (-)	0.0078 (-)
Fatigue test wheel	Average	0.000 (1.00)	2.450 (282)

4・3 実態製造品の平均疲労限度

静的強度、残留応力、表面粗さはそれぞれ独立して疲労限度に影響すると仮定し、実態製造品の平均疲労限度は、式(5)に示すように換算した平均疲労限度と疲労試験車輪の平均疲労限度との比を掛け合わせて求めた。各応力比の平均疲労限度を表9に示す。

$$\sigma_{W,ave} = \frac{\sigma_{W,B}}{\sigma_{W,ft}} \times \frac{\sigma_{W,res}}{\sigma_{W,ft}} \times \frac{\sigma_{W,r}}{\sigma_{W,ft}} \times \sigma_{W,ft} \quad (5)$$

ここで、 $\sigma_{W,ave}$ ：実態製造品の平均疲労限度 (MPa)、 $\sigma_{W,B}$ ：引張強度から換算した平均疲労限度 (MPa)、 $\sigma_{W,res}$ ：残留応力から換算した平均疲労限度 (MPa)、 $\sigma_{W,r}$ ：表面粗さから換算した平均疲労限度 (MPa)、 $\sigma_{W,ft}$ ：疲労試験した車輪の疲労限度 (MPa)である。

Table 9 Estimated average fatigue limits of wheel web in mass productions at each stress ratio.

Stress ratio	Ratio of fatigue limit (MPa / MPa)			Average fatigue limit (MPa)	
	$\sigma_{W,B} / \sigma_{W,ft}$	$\sigma_{W,res} / \sigma_{W,ft}$	$\sigma_{W,r} / \sigma_{W,ft}$	Mass productions	Fatigue test wheels
-1	281 / 282	285 / 282	280 / 282	282	282
0.1		223 / 220		221	220
0.5		167 / 164		165	164
0.7		125 / 122		124	122

4・4 設計曲線の提案

疲労特性自体の統計的ばらつきと実態製造品の統計的ばらつきを考慮して破壊確率を求めるため、各特性値から換算した疲労限度の標準偏差を合成して1つの標準偏差として評価した。合成した標準偏差は式(6)に示すように、それぞれの標準偏差の二乗和の平方根により求めた (和栗他, 1995)。

$$s_{all} = \sqrt{s_B^2 + s_{res}^2 + s_r^2 + s_{ft}^2} \quad (6)$$

ここで、 s_{all} ：合成した疲労限度の標準偏差、 s_B ：引張強度を換算した疲労限度の標準偏差、 s_{res} ：残留応力を換算した疲労限度の標準偏差、 s_r ：表面粗さを換算した疲労限度の標準偏差、 s_{ft} ：半実体疲労試験で得られた疲労限度の標準偏差である。

前述のように、片振りの条件では残留応力の減衰を考慮するため、応力比-1とそれ以外の条件で s_{res} には異なる値を用いる。得られた合成標準偏差 s_{all} を用いて、必要な破壊確率を満足するように、設計疲労強度を決定する。必要な破壊確率は、日本国内の車輪の年間製造枚数を約10万枚、使用年数を約10年として、 $1/(10万枚 \times 10年) = 10^{-6}$ とした。表10に各応力比において破壊確率 10^{-6} 未満となる疲労強度を示す。ここで、半実体疲労試験で得られた標準偏差 s_{ft} のうち、応力比0.5の条件については、表4に示したように応力比0.1と0.7の s_{ft} の平均値を用いた。表10に示した破壊確率 10^{-6} の疲労強度を最小二乗近似して、3章に示した考え方に従って設計曲線を求めると、図14の線図が得られる。得られた線図を式で表すと、以下のようになる。

$$\sigma_W = -0.202 \sigma_m + 220 \quad (\text{応力比 } R \leq 0.51) \quad (7)$$

$$\sigma_W = -0.426 \sigma_m + 313 \quad (\text{応力比 } R > 0.51) \quad (8)$$

図中の赤線が提案する設計曲線であり、横軸の切片を決定する静的強度安全率 γ は1.188となる。この値と真破断応力の標準偏差から計算した破壊確率は 4.35×10^{-15} となり、十分に安全側の値となっていることがわかる。式(7)中の比例定数は破壊確率 10^{-6} の疲労強度を最小二乗近似して得られた直線の傾きを表しており、式(8)中の比例定数は、式(7)の直線と同線上で σ_{max} が σ_f/γ となる点と σ_B/γ を結ぶ直線の傾きとして表される。また図には比較として、JRIS規格の設計線（黒実線）、EN規格の設計線（青線）も示している。これより、JRIS規格は過度に安全側であること、EN規格は応力比が高い条件に対応できないことがわかる。このため、いずれの規格も踏面ブレーキによる熱応力の影響が大きい場合の車輪板部の設計に対して、そのまま用いるのは困難と考えられる。これに対して提案した設計曲線を用いれば、比較的高負荷の踏面ブレーキが作用する場合の車輪板部の疲労強度設計を、十分な安全性を確保したうえで合理的に行うことが可能となる。例えば本設計曲線を用いることで、高負荷の踏面ブレーキに対して、より安全性の高い車輪の形状を検討することができる。

Table 10 Estimated fatigue limits of wheel web in mass productions at each stress ratio.

Stress ratio	Standard deviation					Fatigue strength (MPa)	
	s_B	s_{res}	s_r	s_{ft}	s_{all}	Fracture probability 10^{-6}	Fracture probability 0.5
-1	0.0095	0.0036	0.0078	0.0191	0.0230	220	282
0.1		0.0023		0.0156	0.0200	178	221
0.5		0.0031		0.0129	0.0181	135	165
0.7		0.0042		0.0101	0.0165	103	124

Fig. 14 Proposed fatigue design line for wheel web and other existed design curves. The JRIS curve indicates the underestimated fatigue strength and the EN curve cannot correspond to the fatigue strength in higher stress ratio.

5. 結 言

鉄道車両用車輪において特に踏面ブレーキが作用したときの、熱応力を考慮した車輪板部の疲労設計方法を確立するため、半実体疲労試験と実態製造品の特性調査を行い、それらの結果から適正な設計曲線を検討した。半実体疲労試験の結果、応力比-1では疲労限度は282 MPa、疲労限度の対数値の標準偏差は0.0191であり、応力比0.7では疲労限度は122 MPa、標準偏差は0.0101であり、応力比が高い方が標準偏差は小さくなった。また過去に行った、応力比0.1、0.5の疲労試験結果と合わせると、疲労限度は応力比が高いほど低くなり、平均応力に対してほぼ線形関係にあった。

疲労強度の統計的ばらつきと実態製造品の統計的ばらつきを考慮した設計曲線を検討した。実態製造品の統計的ばらつきは量産車輪15枚を対象に、静的強度、残留応力、表面粗さについてそれぞれ評価した。この中で片振り条件下の残留応力は、繰返し負荷により減衰することを考慮し、実測値の1/2とした。各因子を疲労限度に換算して得られた標準偏差に対して、二乗和の平方根をとり合成標準偏差を求めたところ、応力比-1では0.0230、応力比0.1では0.0200、応力比0.5では0.0181、応力比0.7では0.0165となった。

破壊確率 10^{-6} 未満となる疲労強度を設計疲労強度とし、各応力比についてこれを満足するよう設計曲線を求めた。提案した設計曲線と比較すると、既存のJRIS規格は過度に安全側であり、EN規格は応力比が高い条件には対応していないことが確認された。

以上のように、提案した設計曲線を用いることで、比較的高負荷の踏面ブレーキが作用する場合の車輪板部の疲労強度設計を、十分な安全性を確保したうえで合理的に行うことが可能となる。

文 献

- Association of American Railroads, Procedure for the analytic evaluation of locomotive and freight car wheel designs, AAR manual of standards and recommended practices, wheels and axles S-660 (2016).
- Ekberg, A., Åkesson, B. and Kabo, E., Wheel/rail rolling contact fatigue – Probe, predict, prevent, Wear, Vol. 314, No. 1-2 (2014), pp.2-12.
- EN 13979-1, Railway applications. Wheelsets and bogies. Monobloc wheels. Design assessment procedure. Part 1. Forged and rolled wheels (2017).
- 日本鉄道車輛工業会, 鉄道車両—一体車輪板部の疲労強度評価方法 JRIS J 0405 (2010).
- 加藤孝憲, 山本三幸, 山村佳成, 2軸応力下における疲労強度評価手法の検討, 材料, Vol. 54, No. 12 (2005), pp.1275-1280.
- 村上敬宜, 高橋宏治, 山下晃生, 疲労強度に及ぼす表面粗さの影響の定量的評価 (粗さの深さとピッチの影響), 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 63, No. 612 (1997), pp.1612-1619.
- Okagata, Y., Kiriya, K. and Kato, T., Fatigue strength evaluation of the Japanese railway wheel, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 30, No. 4 (2007), pp.356-371.
- Orringer, O. and Gray, D.E., Thermal cracking in railroad vehicle wheels subjected to high performance stop braking,

Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol. 23, No. 1 (1995), pp.55-65.

Ronchi, A. and Tanabe, N., Application of EN-based design for non-European scenarios the case of LucchiniRS and JR WEST, Proceedings of the XIX International wheelset congress (2019).

Roux, C., Lorang, X., Maitournam, H., Tajan, M. L. N. and Quesson, B., Multi-parameter fatigue equivalence loadings for specification applications, Procedia Engineering, Vol. 66 (2013), pp.393-402.

高速車両用輪軸研究委員会, 鉄道輪軸, 丸善プラネット (2008).

日本機械学会, 統計的疲労試験方法 日本機械学会基準: JSME S 002 (1994).

日本材料学会, 疲労設計便覧, 養賢堂 (1995), pp.82-83.

和栗雄太郎, 浜武俊朗, 副島光洋, 北原辰巳, 往復動形内燃機関ピストンリングの混合潤滑に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 583 (1995), pp.1123-1128.

Yamamoto, M., Non-parametric optimization of railway wheel web shape based on fatigue design criteria, International Journal of Fatigue, Vol. 134 (2020).

山本三幸, 鉄道車両用車輪の踏面損傷とその評価, 日本鉄鋼協会 九州支部 平成 14 年度秋季講演会論文集 (2002).

References

Association of American Railroads, Procedure for the analytic evaluation of locomotive and freight car wheel designs, AAR manual of standards and recommended practices, wheels and axles S-660 (2016).

Ekberg, A., Åkesson, B. and Kabo, E., Wheel/rail rolling contact fatigue – Probe, predict, prevent, Wear, Vol. 314, No. 1-2 (2014), pp.2-12.

EN 13979-1, Railway applications. Wheelsets and bogies. Monobloc wheels. Design assessment procedure. Part 1. Forged and rolled wheels (2017).

Japan Association of Rolling Stock Industries, Rolling stock - Verification of the fatigue strength of the solid wheel web, JRIS J 0405 (2010) (in Japanese).

Kato, T., Yamamoto, M. and Yamamura, Y., Investigation of fatigue strength method in biaxial stress state, Journal of the society of materials science, Vol. 54, No. 12 (2005), pp.1275-1280 (in Japanese).

Murakami, T., Takahashi, K. and Yamashita, K., Quantitative evaluation of the effect of surface roughness on fatigue strength (Effect of depth and pitch of roughness), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol. 63, No. 612 (1997), pp.1612-1619 (in Japanese).

Okagata, Y., Kiriyama, K. and Kato, T., Fatigue strength evaluation of the Japanese railway wheel, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 30, No. 4 (2007), pp.356-371.

Orringer, O. and Gray, D.E., Thermal cracking in railroad vehicle wheels subjected to high performance stop braking, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol. 23, No. 1 (1995), pp.55-65.

Ronchi, A. and Tanabe N., Application of EN-based design for non-European scenarios the case of LucchiniRS and JR WEST, Proceedings of the XIX International wheelset congress (2019).

Roux, C., Lorang, X., Maitournam, H., Tajan, M. L. N. and Quesson, B., Multi-parameter fatigue equivalence loadings for specification applications, Procedia Engineering, Vol. 66 (2013), pp.393-402.

The committee of railway wheelset for high speed train, Railway wheelset, Maruzen planet (2004) (in Japanese).

The Japan Society of Mechanical Engineers, Standard method of statistical fatigue testing, JSME S 002 (1994) (in Japanese).

The Society of Materials Science, Japan, Fatigue design handbook, Yokendo (1995), pp.82-83 (in Japanese).

Wakuri, Y., Hamatake, T., Soejima, M. and Kitahara, T., Study on the mixed lubrication of piston rings in internal combustion engine, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 61, No. 583 (1995), pp.1123-1128 (in Japanese).

Yamamoto, M., Non-parametric optimization of railway wheel web shape based on fatigue design criteria, International Journal of Fatigue, Vol. 134 (2020).

Yamamoto, M., Tread damage and evaluation of railway wheel, Report of the autumn meeting in Kyusyu of the Iron and Steel Institute of Japan in 2002 (2002) (in Japanese).

付録. 半実体疲労試験の応力比 0.1, 0.5 での S-N 線図

文献 (Okagata et al., 2007) では半実体疲労試験によって、応力比 0.1, 0.5 での疲労強度を評価している。以下ではその S-N 線図を参考に示す。

Fig. A1 S-N data and S-N curves obtained from fatigue tests.