

鉄道車両用車輪板部の許容応力線図

Railway Wheel Web Allowable Stress Diagram

加藤 孝憲* 山本 三幸 牧野 泰三
Takanori KATO Miyuki YAMAMOTO Taizo MAKINO
山村 佳成 小塚 千尋
Yoshinari YAMAMURA Chihiro KOZUKA

抄 録

鉄道車輪板部の疲労設計法として JRIS J 0405 規格があるが、踏面ブレーキによる熱応力を考慮した評価方法は規定されていない。熱応力は耐久限度線図における平均応力とみなせるため、高応力比での評価が必要であり、かつ安全性確保のためには、板部の疲労特性と量産品のばらつきを考慮して許容応力を設定する必要がある。本研究では、車輪切断品の平面曲げ疲労試験を行うとともに、量産品の諸特性のばらつきを統計的に評価した。疲労試験で得られた疲労限度は σ_a - σ_T 線図と $\sigma_{max} = \sigma_T$ 線図を組合わせた曲線で精度良く近似できた。各特性のばらつきから合成標準偏差を求め、車輪板部の許容応力線図を破壊確率が 10^{-6} 未満となるように決定した。

Abstract

JRIS J 0405 standard is the fatigue design method of the railway wheel web; however, this standard does not specify any evaluation method considering the thermal stress due to tread braking. Since thermal stress can be regarded as the average stress in the endurance limit diagram, it is necessary to evaluate the fatigue strength at a high stress ratio. In order to ensure safety, it is necessary to specify the allowable stress considering the variation of the fatigue properties and the mass-produced wheels. In this study, plane bending fatigue tests were conducted on cut wheel specimens, and the variation of various properties of mass-produced wheels was statistically evaluated. The fatigue limits obtained from the fatigue tests were accurately approximated by a curve combining the σ_a - σ_T diagram and the $\sigma_{max} = \sigma_T$ diagram. The equivalent standard deviation was obtained from the variation of each property, and the allowable stress diagram of the wheel web was determined so that the fracture probability was less than 10^{-6} .

1. 緒 言

鉄道車両用車輪（以下、単に車輪と呼ぶ）は、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。リムにはレールと接触する踏面およびフランジがあり、国内在来線用の車輪では踏面にブレーキシューを押し当てて制動する踏面ブレーキ方式が採用される場合が多い。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。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。

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)²⁾がある。ただし本規格では、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。海外の車輪板部の設計法としては、欧州規格 (EN 13979-1)³⁾がある。本規格においても、板部の疲労設計において踏面ブレーキの影響は、上記の JRIS J 0405 と同様に、考慮されていない。

近年、国内の鉄道車両分野でもグローバル化が進められ

* 関西技術研究部 交通産機品研究室長 博士(工学) 兵庫県尼崎市扶桑町 1-8 〒660-0891

ており、海外車輪が試験的に使用され始めている⁴⁾。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。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1つの課題となる適切な許容応力線図を提案することを目標としている。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⁵⁾。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、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。また、疲労強度データの統計的なばらつきは必ずしも明確ではなく、例えば既存の疲労設計法で求めた車輪板部の安全率が破壊確率いくらに相当するのかが不明である。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、応力比を変更した条件で疲労試験を行い、疲労特性自体の統計的なばらつきを評価した。さらに、量産車輪における板部の各種特性を調査し、これらを疲労強度に換算することにより量産品の疲労特性の統計的なばらつきを評価した。そして、これらの統計的なばらつきから破壊確率が 10^{-6} 未満となる許容応力線図を耐久限度線図に準じた形式で提案した。なお本報告の記述は、著者らによる文献⁶⁾を基にまとめたものである。

2. 車輪板部疲労強度評価

2.1 供試材

表1に、供試材の化学成分範囲を、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。また車輪板部のミクロ組織は、パーライト組織である。

表1 供試車輪の化学成分範囲⁶⁾
Chemical composition ranges for the tested wheel⁶⁾

	(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	-	-	-	-	-	-	-

表2 供試車輪板部の機械的性質の代表例⁶⁾
Example of mechanical properties of the tested wheel web⁶⁾

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

2.2 試験方法および試験条件

疲労試験は、実車輪から30°扇型に切出した試験体を用いて行った。図1に試験体の外観写真を、図2に平面曲げ疲労試験の模式図をそれぞれ示す。図に示す通り、試験では横圧に相当する荷重を与えている。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貼付し、測定した。試験は、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で、応力比 R を-1, 0.1, 0.5, 0.7とした。試験周波数は2~6Hzであり、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。

2.3 試験結果

図3に、破断した試験体の外観写真の一例を示す。破断は、ほぼゲージ貼付位置で起こっており、表面を起点に

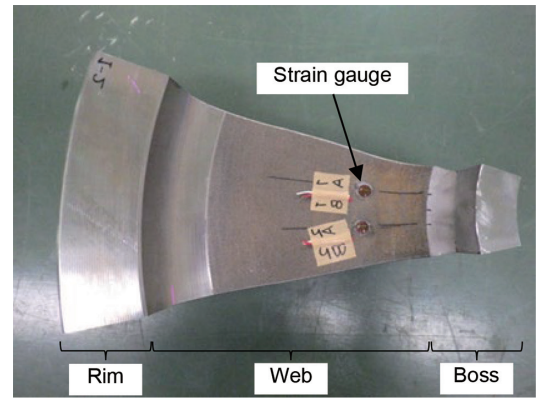


図1 疲労試験用車輪切断品の例⁶⁾
Example of photo of cut wheel for fatigue test⁶⁾

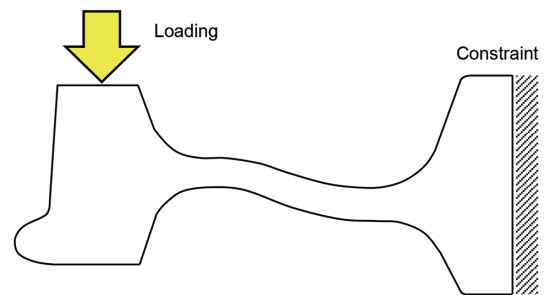


図2 平面曲げ疲労試験の模式図
Schematic illustration of plane bending fatigue test

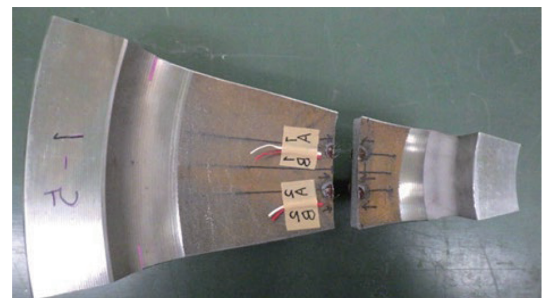


図3 破断した車輪切断品の例⁶⁾
Examples of photos of fractured cut wheel⁶⁾

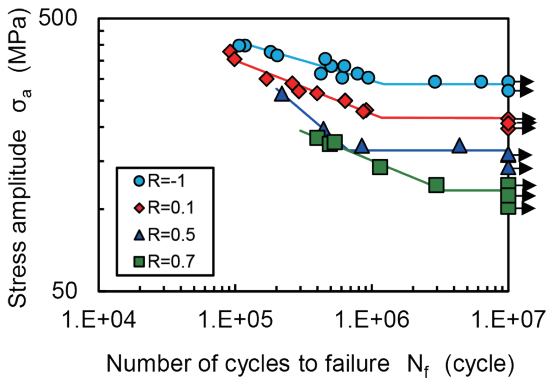


図4 疲労試験で得られたS-Nデータ
S-N data obtained from fatigue tests

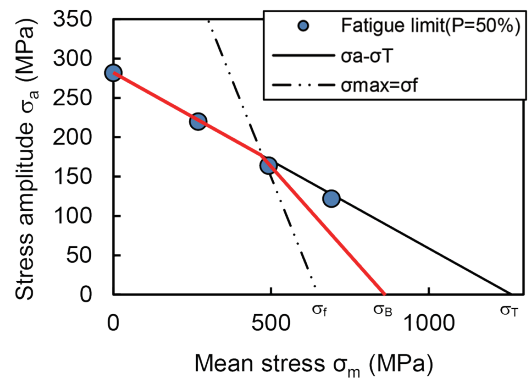


図6 車輪板部の耐久限度線図⁶⁾
Endurance limit diagrams of wheel web⁶⁾

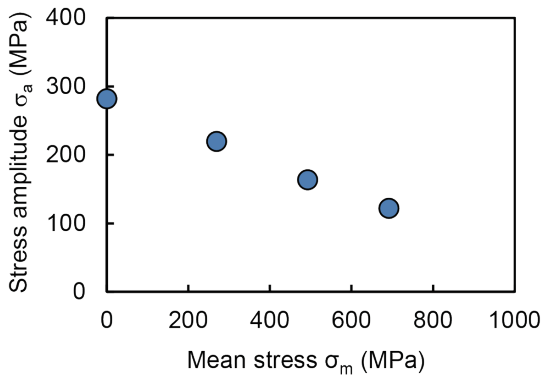


図5 車輪板部の疲労限度と平均応力の関係
Relationship between fatigue limits and mean stress of wheel web

疲労き裂が発生していた。

図4に、最大主応力の振幅で整理した車輪板部のS-Nデータを応力比Rごとに示す。本報告では日本機械学会基準⁷⁾を参考にして、P-S-N線を求めた。破壊確率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。図5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。

3. 設計曲線の決定方法

前章の疲労試験結果を基に、設計曲線を決定するための基本的な考え方は、以下のとおりである。

- 疲労試験で得られた疲労限度を、耐久限度線図として従来から提案されている線図モデルで近似する。
- 実走行での安全性を確保するため、必要な破壊確率を満足するように上記の疲労限度から許容応力を求める。
- 破壊確率は、材料自体の統計的ばらつき、および量製品の機械的性質や加工状態などの統計的ばらつき、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6に疲労試験で得られた疲労限度と耐久限度線図モデ

ルを比較して示す。ここで示した $\sigma_a-\sigma_T$ 線図(図中の実線、 σ_a :応力振幅で表した疲労限度、 σ_T :真破断応力)は、本試験結果に極めて近く、線図モデルとして妥当であることがわかる。ただし、実験データの範囲よりも大きな応力比での近似精度は不明である。疲労設計便覧⁸⁾では、多くの鋼種において、応力比R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している。そのため本報告では疲労設計便覧を参考に、 $\sigma_a-\sigma_T$ 線図と同線図上で繰返し中の最大応力 σ_{max} (応力振幅と平均応力の和)が流動応力 σ_f (降伏強度と引張強度の平均)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。

次に、上記の線図モデルをベースに破壊確率を考慮した許容応力線図を作成するが、その内容を具体的に説明する。図7に、許容応力線図の全体像を模式的に示す。許容応力線図を決定する特性値は、以下の4種類である。

(1) 許容応力

各応力比(R=-1, 0.1, 0.5, 0.7)での疲労試験結果を基に、破壊確率を満足するように求めた疲労限度を許容応力とする。

(2) 真破断応力の換算値

(1)で得られた各応力比の許容応力に対して、最小二乗近似で直線を求め、その直線の横軸の切片を真破断応力の換算値とする。得られた値と量製品の平均真破断応力との比を、静的強度安全率(γ と記号付けする)とする。

(3) 流動応力の換算値

量製品の平均流動応力と(2)で得られた静的強度安全率を用いて、流動応力の換算値を求める。

(4) 引張強度の換算値

(3)の流動応力と同様に、引張強度の換算値を求める。

4. 許容応力線図の評価結果

本章では前章に示した方法により、許容応力線図を検討した結果について示す。

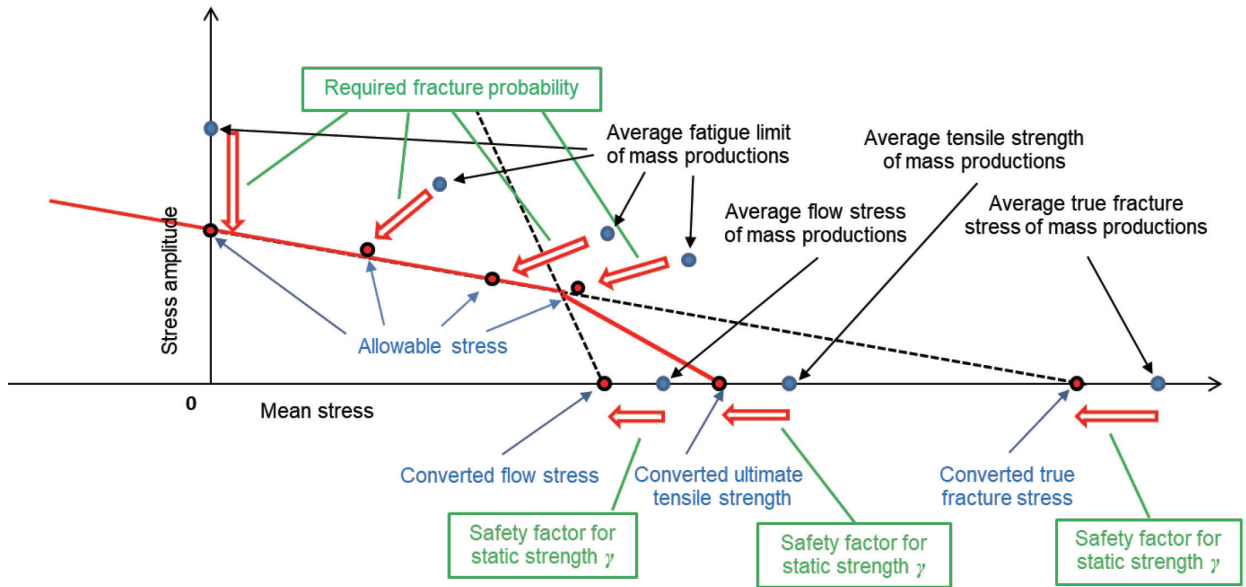


図7 車輪板部の許容応力線図の作成方法⁶⁾
Method of allowable stress curves of wheel web⁶⁾

4.1 静的強度の統計的調査

前章に示した特性値のうち、静的強度に関するもの（前章の(2)～(4)）は量産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枚である。図8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。これらの結果から各特性の最大・最小・平均強度、標準偏差をそれぞれ求めた。

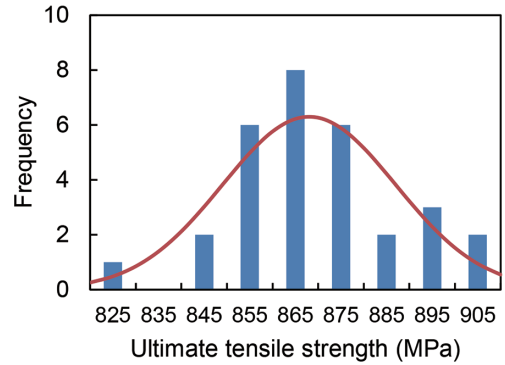


図8 量産車輪板部の引張強度の頻度分布
Frequency of ultimate tensile strength of wheel web in mass productions

4.2 疲労限度に対する影響因子の統計的評価

許容応力（前章の(1)）は疲労特性自体の統計的ばらつきと、量産品の統計的ばらつきを考慮して求める。具体的には、まず各特性の統計データから標準偏差を求め、疲労試験で得られた平均疲労限度（破壊確率50%に相当）から、標準偏差に係数をかけた値を引算し、前提とする破壊確率に相当する許容応力に換算する。例えば、標準偏差の2倍の値を引算すれば破壊確率は2.3%、3倍であれば0.1%の破壊確率となる。

疲労特性自体の統計的ばらつきは、2章に示した疲労試験結果から求められる。一方、量産品の統計的ばらつきは、数多くの量産品に対して疲労試験を行うことで評価可能であるが、それには多大な時間を要し実質困難であることから、疲労限度に影響を及ぼす各種因子の統計的ばらつきを求め、それらを疲労限度に換算することで評価した。各種影響因子は次の通りである。(1) 前項で求めた静的強度、(2) 残留応力、(3) 表面粗さである。ここでは詳細は省略するが各特性のデータは、前節の静的強度を調査した車輪と同じ車輪を対象に、各種測定を行って得た⁹⁾。

このように標準偏差としては、疲労特性自体、上記(1)

～(3)の4種類得られることになるが、これらを合成して1つの標準偏差とする必要がある。その方法としてここでは、それぞれの標準偏差の二乗和の平方根により求める方法⁹⁾を採用した。以上のようにして得られた合成標準偏差は、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となり、これらを用いることで、任意の破壊確率に対する各応力比での許容応力を求めることができる。

4.3 許容応力線図の提案

許容応力を決定するために必要な破壊確率は、次のように設定した。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。破壊確率 10^{-6} の疲労強度、すなわち許容応力を最小二乗近似して、3章に示した考え方に従って許容応力線図を求めると、図9のようになる。得られた線図を式で表すと、以下のようになる。

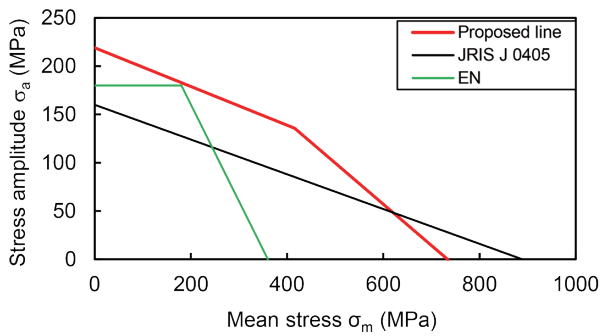


図9 提案した許容応力線図と他の設計曲線⁶⁾
Proposed allowable stress line for wheel web and other existing design curves⁶⁾

$$\sigma_{al} = -0.202 \sigma_m + 220 \quad (\text{応力比 } R \leq 0.51) \quad (1)$$

$$\sigma_{al} = -0.426 \sigma_m + 313 \quad (\text{応力比 } R > 0.51) \quad (2)$$

ここで、 σ_{al} は応力振幅で表した許容応力 (MPa)、 σ_m は平均応力 (MPa) である。

図中の赤線が許容応力線図であり、比較として、既存規格 (JRIS J 0405) の許容応力線図 (黒実線)、欧州規格の許容応力線図 (緑線) も示している。これより、既存の規格は過度に安全側であること、欧州規格は応力比が高い条件での使用が想定されておらず、踏面ブレーキが作用したときの安全性は評価できないことがわかる。これに対して本報告で得られた許容応力線図を用いれば、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。例えば本許容応力線図を用いることで、高負荷の踏面ブレーキに対して、安全性は確保しながら軽量の車輪の形状を検討することができる。

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、車輪板部の疲労設計方法を確立するため、疲労試験と量産品の特性調査を行い、それらの結果から許容応力線図を検討した。疲労試験の結果、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なった。

疲労強度の統計的ばらつきと量産品の統計的ばらつきを考慮した許容応力線図を検討した。疲労限度に影響を及ぼす各因子の統計データから、疲労限度の統計データへ換算し、そこから標準偏差を求めた。得られた標準偏差は各因子個別の標準偏差であることから、それらを合成するため二乗和の平方根をとり合成標準偏差とした。

破壊確率 10^{-6} 未満となる疲労強度を許容応力とし、各応力比についてこれを満足するよう許容応力線図を求めた。提案した許容応力線図と比較すると、既存の規格は過度に安全側であり、欧州規格は応力比が高い条件では安全性が評価できないことが確認された。

以上のように、提案した許容応力線図を用いることで、

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。

参照文献

- 1) 高速車両用輪軸研究委員会：鉄道輪軸. 丸善プラネット, 2008
- 2) 日本鉄道車輛工業会 JRIS J 0405：鉄道車両一体車輪板部の疲労強度評価方法. 2010
- 3) EN 13979-1: Railway applications. Wheelsets and bogies. Monobloc wheels. Design assessment procedure. Part 1. Forged and rolled wheels. 2017
- 4) Ronchi, A. et al.: Application of EN-based design for non-European scenarios the case of Lucchini RS and JR WEST. Proceedings of the XIX International Wheelset Congress, 2019
- 5) 加藤孝憲 ほか：材料. 54 (12), 1275 (2005)
- 6) 加藤孝憲 ほか：日本機械学会論文集. 87 (895), 20 (2021)
- 7) 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
- 8) 日本材料学会：疲労設計便覧. 養賢堂, 1995
- 9) 和栗雄太郎 ほか：日本機械学会論文集 C 編. 61 (583), 1123 (1995)



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)
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



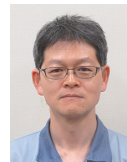
山本三幸 Miyuki YAMAMOTO
大阪大学大学院 工学研究科 特任教授
博士(工学)



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)



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



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