

論文/技術報告

鉄道車両用台車枠の強度設計規格ならびに有限要素解析と強度に基づくアプローチ

General Rules for Design of Railway Bogie Frame Strength and Approach based on Finite Element Analysis and Strength Evaluation

亀 甲 智*
Satoshi KIKKO

抄 録

鉄道車両用の台車は、モータや車輪・車軸、歯車装置などの機器を配置し、乗客が乗る車体荷重を支持している。機器配置と荷重伝達のためのメインフレームが台車枠であり、この台車枠の強度設計法の規格として、強度設計通則と静荷重試験がある。これらの規格に沿って設計段階で、FE解析により全視野安全率計算による外表面応力や、複合K値法による内部の溶接ルート部を評価している。FE解析により外表面の応力の評価精度は向上し、設計段階だけではなく、運用中の重要部検査時の非破壊検査の深度化、効率化、検査漏れの防止等への活用が期待できる。内部の溶接ルート部については、疲労試験や現車評価等を通じさらなる精度向上を目指していく。

Abstract

Bogies for railway vehicles are equipped with motors, wheels, axles, driving gears, and other equipment and support the car body load on which passengers ride. The bogie frame such as the main frame for equipment placement and load transfer has general rules for strength design and static load test as standards for the strength design method. In accordance with these standards, at the design stage, the outer surface stress by calculating the safety factor of the entire field of view by FE analysis and the weld roots by the composite stress intensity factors method are evaluated. FE analysis improves the accuracy of evaluation of stress on the outer surface, and is expected to be used not only at the design stage, but also at the time of inspection of important parts during operation, to improve the depth and efficiency of non-destructive testing, and to prevent inspection omissions. We aim to further improve the accuracy of the weld roots through fatigue tests and evaluation of the actual vehicle.

1. はじめに

鉄道車両用の台車は、モータ (Main motor) や車輪 (Wheel)・車軸 (Axle)、歯車装置 (Driving gear) などの機器を配置し、乗客が乗る車体を空気ばね (Air spring) を介し車体を支持している (図 1)。機器配置と荷重伝達のためのメインフレームが台車枠であり、この台車枠の強度を確保することが重要となる。

台車枠の概要と設計フロー、強度設計法の規格については日本材料学会編「初心者のための疲労設計法」に紹介されている。本報では、文献 1) を引用したうえで、2019 年に強度設計法および 2021 年に試験方法の JIS 規格が改訂

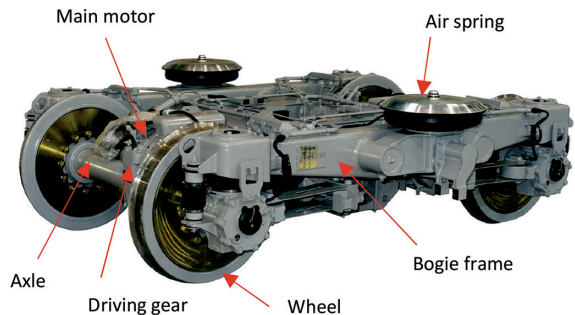


図 1 鉄道車両用台車の例
Example of railway bogie

された内容を追加して報告する。それら規格に沿った有限要素解析 (finite element analysis, FEA: 以下 FE 解析と略す)

* 関西製鉄所 品質管理部 鉄道車両品管理室 鉄道車両品仕様管理課 主幹 大阪府大阪市此花区島屋 5-1-109 〒554-0024

とこれを活用した強度評価技術について述べる。

2. 台車枠の概要と設計フロー

2.1 台車枠の概要

鉄道車両用台車枠の一例を図2に示す。台車枠は前後方向の側ばり(Side beam)、左右方向の横ばり(Cross beam)、およびモータや歯車装置等の部品を取り付ける付加構造物(Bracket)から構成されている。これらの構成要素には鋳鋼製(材料と形状が同時に製造される)のものもあるが、最近では構造用鋼板の溶接組立物が多い。さらに、これら構成要素全体が溶接により台車枠として一体化されている。したがって、台車枠は機械分野における溶接構造物の典型の一つといえる。なお、溶接部にはグラインダー等で溶接ビード形状を滑らかに仕上げる箇所(以下 Gr 仕上げ部と略す)と、仕上げずに溶接ままとする箇所(以下 As-weld 部と略す)の両方がある。

2.2 台車枠の強度設計

台車枠の一般的な強度設計から量産までの流れを図3に示す。強度設計は、1) 負荷荷重条件の決定、2) 構案の作成、3) 応力計算、4) 強度評価の手順で、JIS E 4207²⁾に準じて行われる。その詳細については後述するが、基本的な考え方は負荷荷重を静荷重と動荷重に分け、それぞれに対して応力を算出して合成した後、修正グッドマン線図に準じた応力限界図に参照させるものである。

設計完了後は実際に台車枠を試作し、ベンチ評価として静荷重試験が実施される。静荷重試験は新設計の台車枠すべてに対して JIS E 4208-1³⁾に準拠して行われ、設計での応力計算結果の確認とそれに基づく強度の再評価がその主たる目的となる。このため、静荷重試験は上記の強度設計に対する実験的補完の役割を担うものである。

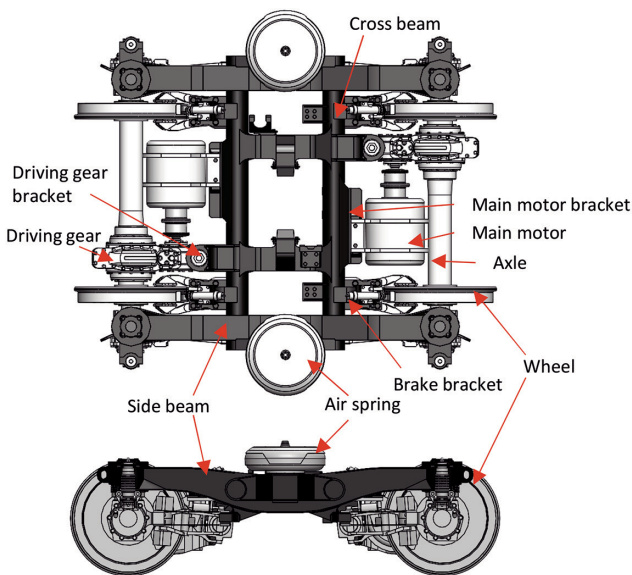


図2 鉄道車両用台車枠の例(図中の灰色部分)
Example of railway bogie frame (gray in the figure)

実機試験となる現車走行試験は2021年に JIS E 4208-2⁴⁾として規格化された。現車走行試験は、設計で考慮した荷重値の妥当性も含めた総合的な強度信頼性の検証を目的として実施されている。具体的には、走行にともなう台車枠・台車枠部品の振動加速度や先の静荷重試験での高応力部の実応力を測定し、得られた測定データを用いて動荷重の妥当性を確認する。測定結果の表示方法として、ピーク応力を用いた応力限界図による評価や、線形累積損傷則(修正マイナー則)から累積損傷度を算出し疲労寿命評価がなされる。

以下では JIS E 4207 と JIS E 4208-1 を中心に台車枠の強度設計、静荷重試験の詳細を説明する。なお、試作台車枠の強度検証を目的として疲労試験を実施することもある。しかしながら、疲労試験は従来設計品からとくに大幅な変更があった場合などに限定して実施されており、静荷重試験が新設計の台車枠すべてに対して実施されることは異なる。疲労試験については欧州規格 EN13749 には疲労試験方法が規格化されているが、JIS では今後の検討事項となっている。

3. JISによる台車枠設計と強度評価

3.1 台車枠の設計 (JIS E 4207)

3.1.1 負荷荷重条件

鉄道車両の走行に伴い、台車枠には極めて多種類の荷重が複合して作用する。JIS ではまずこれらの荷重を静荷重と動荷重に分けて取り扱う。

(1) 静荷重

静荷重は車両が停止した状態で台車枠にかかる荷重であり、車両仕様として自重と積載量が個別に指定される場合が多いこと、また設計者にとって車両の特徴を明確化するのが便利であることから、次式で与えられている。

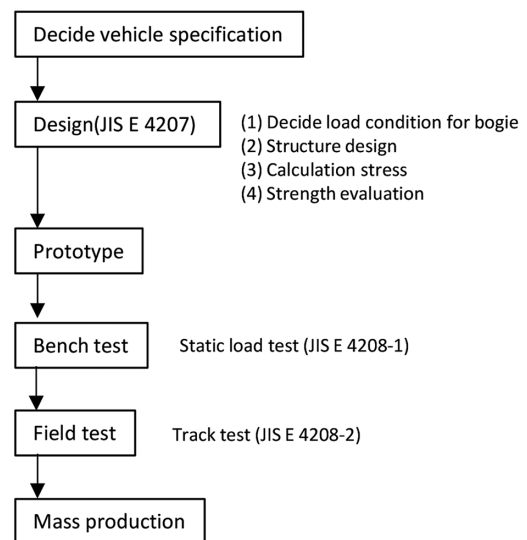


図3 台車枠の強度設計と量産までの流れ¹⁾
Design and production process for railway bogie frames¹⁾

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (1)$$

ここで、

W ：台車枠にかかる静荷重

W_1 ：1台車が負担する車体質量による荷重

W_2 ：1台車が負担する積載質量による荷重

W_3 ：台車枠および台車枠部品（モータ、駆動装置などの台車枠に取付けられる部品）質量による荷重

(2) 動荷重

動荷重は車両が走行している状態で台車枠にかかる荷重であり、表1のように規定されている。すなわち、走行中の車両振動等による荷重の方向が3次元的となるとともに車体のみならず多くの台車枠部品が影響するため、荷重の種類が極めて多い。また、それぞれの荷重値は、静荷重に対する付加分（割合）として定められているが、軌道条件、速度条件、荷重発生機構などに依存して異なるため、通常考えられる範囲が示されている。実際の設計ではこれらの条件を考慮して付加係数を定めることになるが、たとえば速度100km/hで走行する電車用台車では上下荷重の係数を0.3とする例がある。

さらに、動荷重の中には振動による上下荷重のように両振り荷重となるものが多いが、左右動ストッパに作用する荷重のように片振りとなる荷重もある。

3.1.2 応力計算

台車枠に静荷重と動荷重を作用させることにより、台車枠各部に発生する応力は、荷重の種類ごとにそれぞれ計算される。JISでは計算手法に関する記述はないが、近年では有限要素解析による数値計算が一般的に行われている。これらの具体的な日本製鉄(株)の技術を4章に示す。

そして、それぞれの荷重における発生応力を次式により合成し、平均応力 σ_m と変動応力（応力振幅） σ_a を算出する。

$$\sigma_m = \sigma_{Sta} + \sum_{j=1}^k \frac{1}{2} \sigma_{Dyn2,j} \quad (2)$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-k} (\sigma_{Dyn1,i})^2 + \sum_{j=1}^k \left(\frac{1}{2} \sigma_{Dyn2,j}\right)^2} \quad (3)$$

ここで、

σ_{Sta} ：静荷重による応力

$\sigma_{Dyn1,i}$ ：両振り動荷重*i*による応力

$\sigma_{Dyn2,j}$ ：片振り動荷重*j*による応力

n ：動荷重の総数

k ：片振り動荷重の数

すなわち、平均応力 σ_m は静荷重による応力と片振り動荷重による応力の1/2の代数和として算出する。一方、変動応力 σ_a は両振り動荷重による応力と片振り動荷重による応力の1/2の二乗和の平方根として算出する。このとき、駆動に関わる応力と制動に関わる応力は同時に発生することがないため、変動応力の合成は駆動時と制動時を別々に計算し、値が大きい方を次で述べる強度評価に使用するのが一般的である。

このような算出方法が採用されている背景には、1) 両振り疲労限度と片振り疲労限度をそれぞれ個別に適用して強度評価することが難しいこと、2) 多種類の動荷重すべてが同時に台車枠にかかることは実際の現象として考え難く、仮にそのような場合が生じるとしてもその発生頻度が極めて少なく、疲労に及ぼす影響が小さいこと、3) 合成式で算出された変動応力は過去の現車走行試験で測定された応力とほぼ対応していること、が指摘されている。

3.1.3 強度評価

式(2)、(3)で算出された平均応力、変動応力を図4に示

表1 動荷重条件²⁾より抜粋
Dynamic load conditions^{Excerpt from 2)}

Classification	Type	Load	
Vertical direction	Load by bouncing of burden mass	$(0.2 \text{ to } 0.5) \times W^a)$	
	Load by bouncing of mass of mounting component	Side beam mounting component	$(1 \text{ to } 2) \times L_p^b)$
		Cross beam mounting component	$(3 \text{ to } 10) \times L_p^b)$
		End beam mounting component	$(5 \text{ to } 10) \times L_p^b)$
	Load acting on driving unit bracket by driving force	$(0.2 \text{ to } 0.4) \times L_a^c)$	
Load acting on brake equipment bracket by brake force	$p^d) \times f^e)$		
Lateral direction	Load by oscillation of burden mass and load by centrifugal force	$(0.2 \text{ to } 0.4) \times W^a)$	
	Load by oscillation of mass of mounting component	$(2 \text{ to } 4) \times L_p^b)$	
Longitudinal direction	Load by tractive force	$(0.2 \text{ to } 0.4) \times L_a^c)$	
	Load by oscillation of mass of mounting component	$(1 \text{ to } 3) \times L_p^b)$	
	Load by brake	$p^d)$	
Torsion	Torsional displacement due to e.g. a gradual decrease in the superelevation of an outer rail mm	Lateral displacement is given at a diagonal wheel position of one bogie.: 10 to 15	

Notes

^{a)} Static load applied to a bogie frame as given in Formula (1).

^{b)} Static load by mass of mounting components (mass \times gravitational acceleration)

^{c)} Axle load

^{d)} Brake block force

^{e)} The coefficient of friction between a brake shoe and a wheel tread, and/or a brake lining and a brake disc

す応力限界図で評価する。応力限界図は修正グッドマン線図に準じた疲労許容応力線と最大応力で考えた降伏許容応力線で規定されている。そして台車枠各部の応力が両許容応力線の範囲(図中のハッチング部分)内となるように設計する。

このとき使用する許容応力値は表2に示すように12種類の材料について与えられている。それぞれの材料ごとについて、母材、仕上げ溶接部(Gr部)、および非仕上げ溶接部(As-weld部)の疲労許容応力がそれぞれ規定されている。JIS E 4207:2004では材料の種類が4種類(SM材)だけであったが、2021年版ではSMA材、STKM材、SC材が追加された。

この疲労許容応力は、試験片、構造物部分供試片、実体など数多くの疲労試験結果より定められたものであるが、橋梁などの一般鋼構造物を対象とした一般社団法人日本鋼構造協会(JSSC)の疲労設計指針^{5,6)}に示されている値より高い。

3.2 台車枠の静荷重試験(JIS E 4208-1)

新設計の台車枠では、実際に台車枠を試作し、設計の実験的補完の目的で静荷重試験が実施される。その内容はひずみゲージによる応力測定とそれを用いた強度確認とし

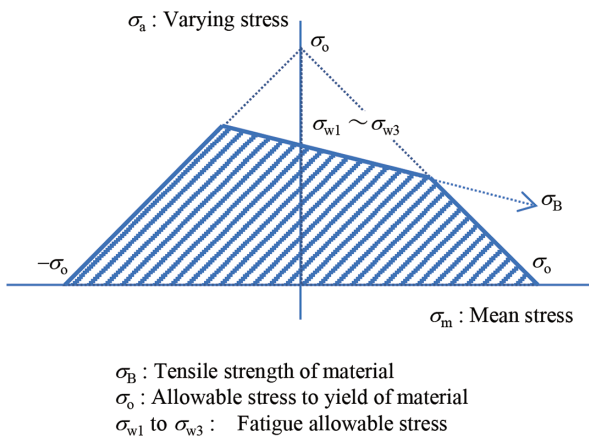


図4 強度評価に用いる応力限界図²⁾
Stress limit diagram²⁾

て、JIS E 4208-1に規定されている。ここでは測定点の選び方、ゲージの使用方法、荷重の負荷方法、強度評価につき、その詳細を説明する。

3.2.1 応力測定点の選び方

応力測定点としては、1)形状の急変化部分、断面の急変化部分、溶接ビード止端部など応力集中が予想される部分、2)設計における強度計算の結果、高い応力の発生が予想される部分、3)台車枠の製作上、溶接・加工などに注意を要する部分、が規定されている。

3.2.2 ひずみゲージの使用方法

一般に、ひずみゲージによる応力測定では使用するゲージの種類、貼付け方法に依存して、測定応力が著しく異なる場合がある。そこで、JISではこれを回避するため、以下のようなガイドラインを定めている。

まず、測定に用いるひずみゲージは原則として長さ5mmの単軸ゲージを用いる。ただし、小半径の曲面など5mmゲージが貼付け困難な場合には、これより短いゲージを用いるが、その場合には結果の評価において数値を補正して使用することが望ましい。また、連続して応力の変化を測定する場合には応力集中ゲージを用いる。ゲージの貼付け方向は主応力方向とする。ただし、主応力方向が不明の場合には、三軸ゲージを用いる。

一方、ゲージの貼付け方法については、曲面の始まりや溶接ビード止端に貼り付ける場合にはとくに注意が必要となり、その位置が図5のように規定されている。このとき、溶接ビード止端のように曲率半径が小さい個所では貼付け

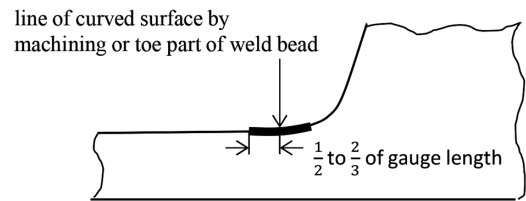


図5 ゲージの貼付け位置の例³⁾
Example of gauge bonding position³⁾

表2 主な材料の引張強さ、降伏点及び疲れ許容応力²⁾
Tensile strength, yield point, and fatigue allowable stress of main materials²⁾

(Unit: MPa)

Item	Type of materials					
	STKM13A	STKM13B	SM400A SM400B SMA400AW SMA400BW	SM490YA SM490YB SMA490AW SMA490BW	STKM18B	SC450
Tensile strength of material (σ_B)	370	440	400	490	490	450
Yield point of material (σ_s)	215	305	235	355	315	225
Allowable stress to yield of material (σ_0)	185	260	205	305	270	190
Fatigue allowable stress	Base material (σ_{w1})	125	140	135	155	90
	Weld toe	When finishing (σ_{w2})	110			90
		When not finishing (σ_{w3})	70			

面を半径 3mm 程度の曲面に仕上げることにしている。この貼付け方法では測定結果がばらつきやすいことが最近の評価でわかっており、その対策として測定ばらつきが少ないゲージ端式での評価方法⁷⁾を開発した。

3.2.3 試験荷重

試験荷重の種類と大きさは JIS E 4207 (設計通則) に示されたものを基本としている。静荷重試験時の台車枠支持方法と試験荷重の荷重方法はできるだけ使用状態に近い方法で行うことが望ましい。そのため、台車枠の構造に合わせて荷重位置を決定することが基本となるほか、たとえば台車枠の支持には実際の軸ばねを使用するとか、主電動機受け荷重は荷重受け治具を介して主電動機の重心位置に荷重する等の工夫がされている。また、前後荷重荷重のように試験の安定性確保のため同時に上下荷重を荷重する場合もある。

3.2.4 結果の評価方法

測定結果から台車枠の強度を確認する方法は JIS E 4207 (設計通則) に示されたものと同じである。すなわち、静荷重による応力と動荷重による応力から平均応力と変動応力を式 (2), (3) により合成し、図 4 に示した応力限界図に参照させる。

このとき使用する疲労許容応力は、3.1.3 項で述べたように、日本鋼構造協会の疲労設計指針⁹⁾に示されている値より高い。これは、台車枠では局部応力、日本鋼構造協会では公称応力と応力の採り方が異なることがその一因である。台車枠では前述のように使用するひずみゲージやその貼付け方法を規定した上で局部応力を求めることにしている。さらに、許容応力はこのような規定のもとで得られた過去のデータの積重ねをベースとしている。したがって、応力集中を考慮しない公称応力を用いた日本鋼構造協会の疲労設計指針より高い許容応力が与えられている。

前述のゲージ端式を用いて、過去の疲労試験結果を再整理した結果として、As-weld 部の 200 万回強度における疲労強度は 0.1%破壊確率で 61.6MPa を得た⁹⁾。このことは、表 2 に示した JIS E 4207 で規定される As-weld 部の疲労許容応力 70MPa が危険側であることを示す。しかしながら、長年の実績により、設計通則に沿って設計するとき裂は出ないこと、設計荷重の割り増しや、応力発生頻度を合わせて考慮することで、JIS E 4207 の疲労許容応力を使用できると考える。

4. FE解析

鉄道車両用台車枠の FE 解析については、文献 8) のほか、安全運輸委員会発行の調査報告書^{9,10)}にその内容が述べられている。ここでは日本製鉄で活用している FE 解析技術について示す。

4.1 全視野安全率計算による台車枠強度評価手法^{7,11,12)} 疲労き裂の起点となりやすい外表面を対象に、JIS E 4207 で定められた応力限度図に対する安全率評価を FE 解析の結果を用いて再現する。

4.1.1 ゲージ応力

静荷重試験では、5mm の単軸ゲージを用いてひずみを測定し、ヤング率を乗じて“応力”と呼ぶ。ひずみとヤング率の積で求める応力を、本報ではその他の応力と区別するため、“ゲージ応力”とするが、物理的意味としてはひずみである。

$$\text{ゲージ応力 [MPa]} = \text{ひずみ} \times \text{ヤング率 [MPa]} \quad (4)$$

4.1.2 FE 解析の応力予測精度

静荷重試験と FE 解析の応力を、図 6 に示す台車枠の 1/4 のみの側ばり単体のモデルで比較・評価する。側ばりとはね帽との接続部 (Gr 部) についてひずみゲージと同じ位置で応力を評価する。荷重条件としては上下方向の荷重のみを付与する。FE 解析には汎用ソフト NX-Nastran を用い、四面体 2 次要素 (グローバルメッシュサイズ 12mm, 接続部のみ 2.5mm で細分化) とした。図 7 よりゲージ応力による静荷重試験結果と FE 解析結果は ±20MPa 以内の差で良く一致した。

4.1.3 FE 解析結果を用いた安全率コンタの作成

FE 解析では、節点位置での全方向の応力とひずみを求めることができる。JIS E 4207 で定められた試験荷重の種類ごとに FE 解析で全方向のゲージ応力を計算する。各荷重のゲージ応力から、平均応力と変動応力を式 (2), (3) により合成し、図 4 に示した応力限界図上にプロットすると、図 8 に示すループ状の図形が得られる。このループが節点位置での全方向のゲージ応力の平均応力と変動応力の組合せを示している。

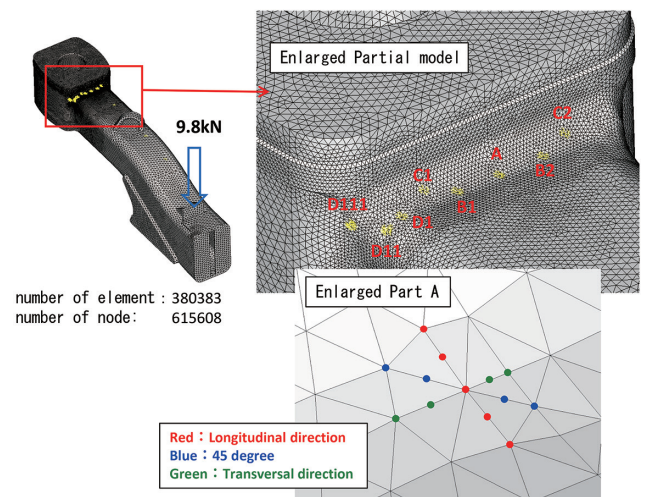


図 6 部分モデルと応力評価部位¹²⁾
Partial model and stress evaluation part¹²⁾

本報では、原点から限度値までの距離の比を安全率とし、安全率が最も小さくなる値を、測定点における安全率と定義する。

$$\text{安全率} = |OB| / |OA| \quad (5)$$

A : 安全率が最小となる向きに平均変動応力

B : 安全率が最小となる向きに許容応力

表2より許容応力は、材料の種類や溶接仕上げ有無ごとに定義されるため、FEモデルの全節点へ許容応力を定義する。図9に材料区分定義の例を示す。その定義に基づき、全節点に対し、各荷重のゲージ応力から、平均応力と変動

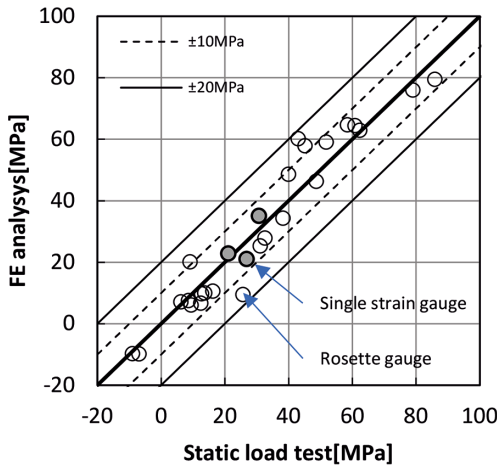


図7 部分モデルでの静荷重試験とFE解析結果比較¹²⁾
Comparison of static load test and FE analysis results for the partial model¹²⁾

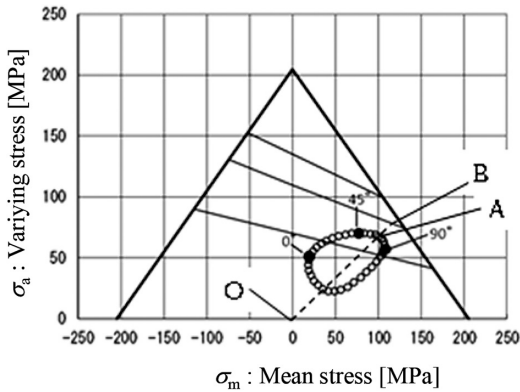


図8 応力限界図での評価結果例^{2, 11)}
Evaluation result example on stress limit diagram^{2, 11)}

応力を組合せ、応力限界図上で最も安全率が小さくなる値を算出する。得られた全節点での安全率を、コンタ表示する。図10にコンタ表示結果の一例を示す。本技術を用いれば、台車枠全体の安全率を全視野表示ができる。さらに安全率コンタ図の画像処理や、3Dプリンタへの出力、実台車へのプロジェクションマッピング等を組み合わせることで、重要部検査時の非破壊検査の深度化、効率化、検査漏れの防止等への活用が期待できる。

4.2 溶接ルート部の強度評価 (複合K値)¹³⁾

4.2.1 複合K値法の概要

溶接継手において疲労破壊の起点となり得る場所に、溶接ルート部 (いわゆる内部) がある。溶接継手構造の強度評価基準としては、溶接ルート部での未溶着をき裂とみなし、応力拡大係数で評価をしている¹⁴⁾。過去に、未溶着を有する溶接継手構造の応力拡大係数を指標とした疲労設計基準を定め、FE解析を用いた実台車枠の応力拡大係数の演算手法について報告¹⁵⁾がなされているが、台車枠設計に使用するためには、様々な荷重によって生じる応力拡大係数をどのようにして複合化するかが課題であった。ここで評価に用いる複合化した応力拡大係数を複合K値と呼ぶことにする。

現在の応力拡大係数による評価基準¹⁴⁾では、設計段階での複合K値の演算方法は定められておらず、台車を製造後、現車走行試験で応力を測定し評価するため、当該台車の設計へ反映できない。設計時に複合K値を評価する

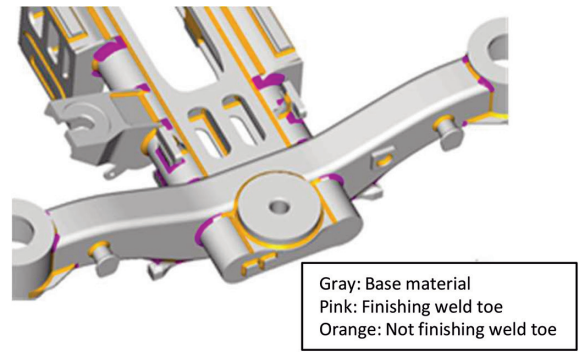


図9 材料区分定義例¹¹⁾
Example of material classification definition¹¹⁾

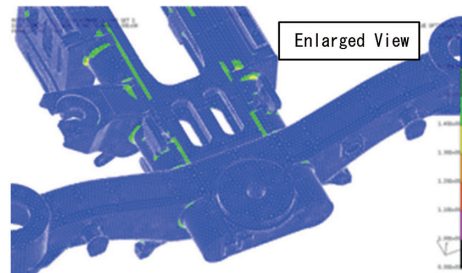
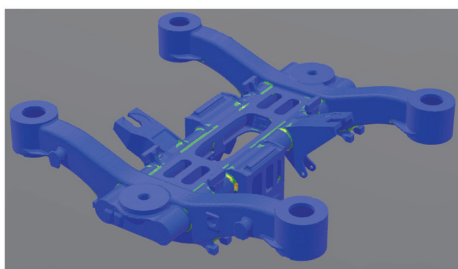


図10 安全率コンタ表示結果¹¹⁾
Safety factor calculation result with contour map¹¹⁾

場合、JIS E 4207 に示された外表面応力評価における複合応力演算法と同様の手法、すなわち式 (2)、(3) の応力を応力拡大係数に読み替えた式を適用することが考えられる。ここで応力拡大係数には混合モード条件下で一般に用いられる最大接線方向応力拡大係数 $K_{\theta_{max}}$ を用いることが考えられる¹⁶⁾。この方法を、ここでは JIS 参照手法と呼ぶ。

しかしながら、JIS 参照手法により算出した複合 K 値は最大接線方向が異なる応力拡大係数 $K_{\theta_{max}}$ を合成して求めた値となるので、き裂の進展への寄与が小さいと考えられる圧縮応力について適正な評価がなされていないおそれがある。このため、角度ごとに複合 K 値を演算し、安全率が最小となる向きの値を $K_{\theta_{max}}$ とする新たな手法を提案した。各荷重条件の応力拡大係数をき裂モードごとに合成し、き裂を中心に全周方向にわたり複合 K 値の平均・変動値を算出し、耐久限度線図上で安全率が最小となる点を求める手法を適用した。

4.2.2 計算例

図 11 に示す台車枠モデルに一般的な通勤車の荷重条件を用いて、本報にて提案した新手法を適用し、JIS 参照手法との比較評価を行った。なお評価部位は台車枠横ばり天板～横ばり縦板間の溶接ルート部とした。

図 12 に、すべての評価点における $K_{\theta_{max}}$ と応力拡大係数で評価した耐久限度線との比較を示す。新手法については圧縮方向の平均値についても評価がなされている。

新手法を用いて台車枠モデルの複合 K 値を評価した結

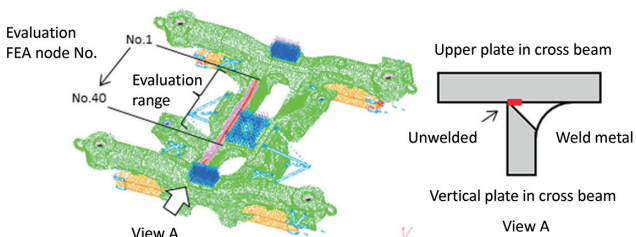


図 11 台車枠解析モデル¹³⁾
Bogie frame analysis model¹³⁾

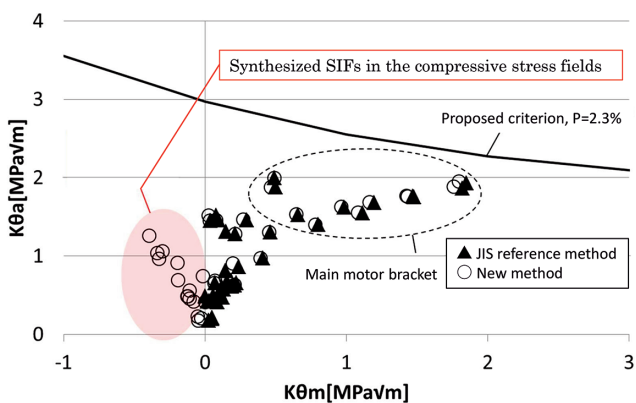


図 12 応力拡大係数で評価した耐久限度線との比較¹³⁾
Comparison with the endurance limit evaluated by the stress intensity factors¹³⁾

果、圧縮応力場に対して JIS 参照手法よりも適正な評価が可能となった。今後、台車枠設計時における他部位への適用を検討するとともに、現車評価等により手法妥当性を検証する。

5. おわりに

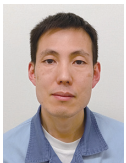
鉄道車両用台車枠を対象に JIS 規格を中心として強度設計法を紹介した。台車枠の設計法は対象部材の各部に繰り返される最大応力を許容応力以下とすることを基本とした疲労限度設計の代表例であり、多くの疲労試験結果や現車試験での応力測定結果のみならず、過去の不具合事例の解析結果に基づいて設定されている。

日本製鉄では設計段階で、全視野安全率計算による外表面応力の評価や、複合 K 値法による内部の溶接ルート部評価を、FE 解析を活用することにより実施している。FE 解析により外表面の応力の評価精度は向上し、設計段階だけではなく、運用中の重要部検査時の非破壊検査の深度化、効率化、検査漏れの防止等への活用が期待できる。内部の溶接ルート部については、疲労試験や現車評価等を通じさらなる精度向上を目指していく。

参考文献

- 1) 日本材料学会編：初心者のための疲労設計法。第 5 版。京都、2013、p.67, 72-77
- 2) JIS E 4207:2019：鉄道車両－台車－台車枠強度設計通則
- 3) JIS E 4208-1:2021：鉄道車両－台車－強度試験－第 1 部：静荷重試験方法
- 4) JIS E 4208-2:2021：鉄道車両－台車－強度試験－第 2 部：走行試験方法
- 5) 日本鋼構造協会編：鋼構造物の疲労設計指針・同解説。2012 年改正版。東京、技報堂出版。2012、p.65-72
- 6) 横関耕一 ほか：日本機械学会論文集。89 (927)、23-00184 (2023)
- 7) 加藤孝憲 ほか：日本機械学会論文集。86 (889)、20-00089 (2020)
- 8) 日本鉄道車両機械技術協会：鉄道電気車両台車―構造、機能と設計―。日本鉄道車両機械技術協会。2017、p.183-185
- 9) 運輸安全委員会：西日本旅客鉄道株式会社 東海道新幹線名古屋駅構内車両障害、鉄道重大インシデント調査報告書、RI2019-1、p.68-69, 89, 92 (2019)
- 10) 運輸安全委員会：京成電鉄株式会社 本線青砥駅構内列車脱線事故、鉄道事故調査報告書、RA2022-2、p.29-31, 36-37, 39 (2022)
- 11) 亀甲智 ほか：FEM を用いた全視野安全率計算による台車枠強度評価手法。第 27 回鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-RAIL2020) 講演論文集。S1-2-4 (2020)
- 12) 亀甲智 ほか：鉄道車両用台車枠の溶接継手を含めた一体 FE 解析。第 29 回鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-RAIL2022)

- 講演論文集, S2-6-4 (2022)
- 13) 谷峰輝彦 ほか：台車枠設計時の溶接ルート部の強度評価の提案. 第27回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2020) 講演論文集, S1-2-5 (2020)
- 14) 牧野泰三 ほか：疲労の基礎と実機疲労設計の最新動向 5. 鉄道の疲労設計における最近の動向. 材料, 59 (5), 398-405 (2010)
- 15) 近藤修 ほか：未溶着を有する溶接継手構造の強度評価と台車枠疲労設計基準への適用. 日本材料学会第10回機械・構造物の強度設計. 安全性評価に関するシンポジウム前刷集, 9-12 (2006)
- 16) Erdogan, F., Sih, G. C.: J. Basic Eng., Trans. of the ASME. 519-527 (1963)



亀甲 智 Satoshi KIKKO
関西製鉄所 品質管理部 鉄道車両品管理室
鉄道車両品仕様管理課 主幹
大阪府大阪市此花区島屋5-1-109 〒554-0024