

曲線中のレールの疲労破壊に関する安全性の照査方法

細田 充* 弟子丸 将*

Verification Method for Safety of Railway Rails Against Fatigue Failure Considering Application to Curved Tracks

Mitsuru HOSODA Tadashi DESHIMARU

This study examines the development of a safety verification method for rail fatigue failure in curved tracks. Specifically, we estimate rail stress using an FEM model simulating both rails on railway tracks and develop a method for estimating response values. In addition, we measure rail stress generated when a vehicle travels on a curve on an operating line and analyze the effect of lateral pressure on rail stress. We compare the measured results with the estimated rail stress to verify the validity of the estimation method.

キーワード：レール，安全性，疲労破壊，性能照査，横圧，曲線

1. はじめに

鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造（以下，設計標準）¹⁾によるレールの設計において，疲労破壊に関する安全性の照査（以下，疲労破壊の照査）を実施している。レールの疲労破壊の照査を行う際には，設計条件に応じた設計作用を定め，作用に対して発生するレール底部曲げ応力（以下，レール応力）から，設計耐用期間中の疲労破壊の有無を判断する。曲線では，車両重量を主とする鉛直方向の荷重である輪重とともに，車両走行時の遠心力等で水平方向（線路横断面方向）の荷重である横圧も併せてレールに作用する（図1）。このうち，横圧の影響によるレール頭側面の摩耗に起因して，レールが疲労破壊に至る前に摩耗量を指標としてレール交換が実施されることから，これまで曲線中のレールの疲労破壊の照査方法は確立されていなかった。

一方，近年低コストの軌道構造の構築を目的に，まくらぎ間隔を拡大し（図2），レール締結装置（以下，締結装置）やまくらぎ等の軌道を構成する部材の数量を削減する施策が実施されている^{2) 3)}が，レールの支持間隔の拡大に伴いレールの曲げ応力が増大する。特に，前述した通り曲線では横圧の影響でさらにレール応力が大きくなることが想定され，疲労破壊の発生に対する影響を検討する必要がある。

本研究では，曲線中のレールの疲労破壊の照査方法の構築の一環として，左右両側レールを模擬したFEMモデルによってレール応力を推定し，応答値の推定方法を確立した。また，車両が曲線を走行した際に発生するレール応力を営業線で測定し，レール応力に対する横圧の影響を分析するとともに，レール応力の推定結果と比較し，推定手法の妥当性を検証した。

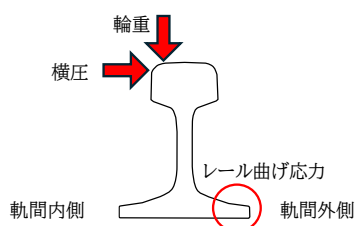
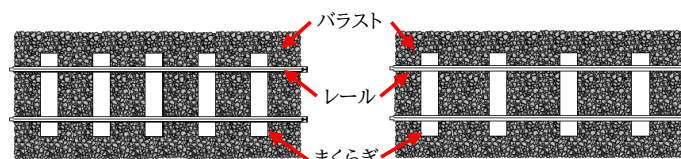


図1 輪重，横圧とレール応力



(a) 間隔拡大前

(b) 拡大後

図2 まくらぎ間隔拡大の概念

* 軌道技術研究部 レールメンテナンス研究室

2. レールの設計作用の検討

2.1 曲線における変動横圧係数の検討

直線におけるレールの疲労破壊の照査に用いる作用については、軌道が一定レベルの状態に整備されている前提のもと、車両走行速度をパラメータとして算定する輪重変動分の割り増しを考慮している。在来線の直線および緩曲線の場合、ロングレール区間および中間部における輪重の作用では、車両速度 V (km/h) による衝撃率 γ_{vw} として以下の割り増しを見込んでいる¹⁾。

$$\gamma_{vw} = 1 + 0.5 \times 0.3V/100 \tag{1}$$

例えば、車両速度が 130 km/h の場合、約 1.2 となる。

一方、曲線中のレールの疲労破壊の照査方法は確立しておらず、設計作用の設定方法も定まっていなかった。ここで、輪重と同様に標準偏差程度の発生確率の横圧の変動を考慮するとした場合、締結装置の設計作用が参考となる。締結装置の設計作用である輪重および横圧は、静的輪重と変動輪重係数および変動横圧係数との積で算定され、変動輪重係数および変動横圧係数はさらに発生確率に応じて A 荷重と B 荷重の二種類に分類される。このうち、B 荷重の横圧は標準偏差程度の発生確率を考慮し設定され、表 1 のように曲線半径に対して、3 区分に分類される。なお、稀に発生する極大な作用は A 荷重として設定され、その場合の変動横圧係数は、各曲線区分において、B 荷重の 2 倍の値となっている。

レールの設計作用うち横圧についても締結装置と同様に、曲線区分に応じて変動横圧係数を設定すると、近接して使用される軌道部材について同じルール・考え方で設計作用を算定できるため合理的である。輪重・横圧が作用した場合のレールの応答は、レールと直接接触している締結装置の挙動と合わせて検討することも多く、レールの作用に関しても締結装置と同様の方法で設定するのが妥当であると考えられる。しかし、締結装置の変動横圧係数の設定に関する文献は少なく、レールに対して同じ値を適用するためには力学的な検証が必要であると考えられた。

そこで、曲線半径等のパラメータを変化させ、設計標準で用いられている、車両や軌道条件から定まるパラメータを入力条件として輪重および横圧を推定する輪重横圧推定式⁴⁾で横圧を推定し、レールの設計に用いる適切な変動横圧係数を検討することとした。なお、変動輪重係数については一定レベルの軌道状態に整備された軌道条件を想定し、レール応力に影響する軌道の変状である一定値以上の浮きまくらぎ(レールとまくらぎ間に隙間が発生する現象)⁵⁾や溶接部等で発生するレール頭頂面凹凸⁶⁾を考慮せず、それ以外の要因で生じる輪重変動を想定し安全側となるよう決定するものとした。

表 1 レール締結装置の変動横圧係数

曲線区分	$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$
変動横圧係数	0.2	0.3	0.4

2.2 輪重横圧推定式による変動横圧係数の設定

ある鉄道事業者に敷設されている全線の曲線(曲線半径, カント, 車両速度, 曲線長)を曲線半径(以下, R とする)に応じて $R \geq 800m$, $800m > R \geq 600m$, $600m > R$ の 3 区分で分類し、各区分に分類された曲線長の合計を母数とし、各区分において発生する変動横圧係数の発生確率を求めた。具体的な推定方法は以下の通りである。

- ① 曲線毎に曲線半径，カント，車両速度，曲線長を得る。
- ② それらの条件を輪重横圧推定式に代入し，以下の式で表される曲線毎の輪重横圧比 FLF を求める。その曲線では，求めた変動横圧係数が一定に発生するものとする。車両条件は特急用車両（軸重 120kN）とした。

$$FLF = Q_o / (W_o / 2) \tag{2}$$

ここで， W_o ：軸重（kN）， Q_o ：外軌側横圧（kN）である。

- ③ 上記の曲線 3 区分ごとに各曲線を分類し，区分ごとの総延長を母数として，各区分に対して，②で求めた変動横圧係数と曲線の延長で確率頻度分布を求める。

曲線毎の線路延長および上記の分析によって推定した各区分の輪重横圧比の平均および標準偏差を表 2 に，輪重横圧比のヒストグラムを図 3 にそれぞれ示す。（平均値+標準偏差）の輪重横圧比を求めた場合， $R \geq 800$ m では 0.257， $800m > R \geq 600m$ では 0.301， $600m > R$ では 0.347 となり，それぞれの区分で締結装置の B 荷重算定のため設定している変動横圧係数である 0.2，0.3，0.4 と概ね等しい値となっている。なお， $R \geq 800m$ の区分には本来直線も含むが，曲線の分析のみを行っているので，直線も含めて評価すると， $R \geq 800m$ の区分における変動横圧係数 0.2 よりも低くなることを確認した。これらを踏まえると，締結装置の B 荷重と同様の変動横圧係数を適用するのが妥当であると判断される。

表 2 輪重横圧比の平均および標準偏差

線別	$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$
軌道延長 (km)	69	46	300
曲線数	452	208	1359
平均値	0.19	0.29	0.34
標準偏差	0.067	0.011	0.007
平均値+標準偏差	0.257	0.301	0.347

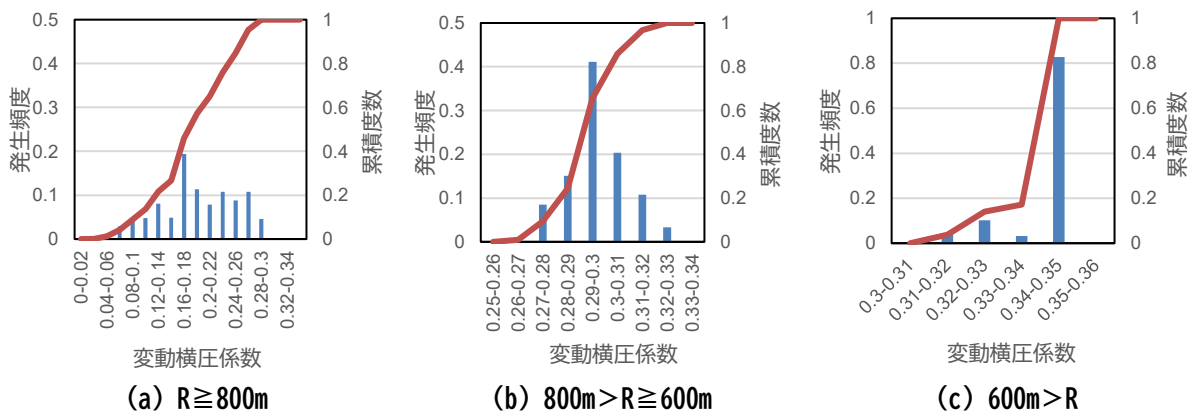


図 3 曲線半径別の輪重横圧比のヒストグラム

3. 横圧作用時に発生するレール応力

3.1 解析方法

横圧が作用した場合のレール応力や変位は連続支持の仮定で求めることができるが⁷⁾，FEMの方が精度

良く推定できる。これまでに提案された FEM の解析手法では、板ばねや軌道パッド等で構成される締結装置の鉛直ばねや水平ばねの非線形性等を考慮した片側レール 1 本の半軌きょうモデル（まくらぎの鉛直・水平支持は剛結）を構築しており⁸⁾、室内試験との結果の比較から、その妥当性が示されている。ただし、営業線におけるレール応力の再現を想定した場合、外軌と内軌で異なる横圧が作用すること、また、まくらぎの支持ばねも剛結ではないことから、それらを考慮したモデルを検討する必要があると考えられる。

そこで、本研究では、FEM による両レールの軌きょうモデルによって、レール応力を推定することとした。解析には NASTRAN の非線形静的解析を用いることとした。解析モデルを図 4 に示す。両レール、まくらぎ 15 本で構成し、締結装置はレール下面とまくらぎ上面間に①鉛直・②水平のばね要素（①を締結装置・鉛直ばね、②を締結装置・水平ばねという）、および、図 4(b)に示すように、レール底部上面と拘束点間に③鉛直のばね要素（③を締結装置・先端ばねという）を設定した。レールはソリッド要素として、レールの鉛直・水平曲げを考慮することを可能とした。まくらぎもソリッド要素として、鉛直・水平方向がばね要素で支持されている。レール長手方向に対称なモデルを想定し、モデルの片側の端部において、レール端面の長手方向の移動を拘束し、同様に長手方向の端部の位置のレール頭部に輪重・横圧を作用させた。曲線半径 600m 以下の急曲線を最高速度（許容カント量の制限内）で走行した場合の外軌・内軌の輪重・横圧を輪重横圧推定式で計算すると、内軌では外軌の 2/3 程度の横圧となるため、内軌には、外軌の 2/3 の横圧を付与することを基本の条件とした。表 3 に、設定した各パラメータを示す。締結装置の各パラメータについては、対象とする形式の締結装置のばね特性に合わせて線形または非線形で付与する。応力の観測点としては、輪重・横圧を作用させた断面におけるレール底側部の外側・内側とした（以下、それぞれレール応力-外側、レール応力-内側という）。また、まくらぎの鉛直・水平ばねおよび締結装置・先端ばねのばね要素の部材と反対側の節点は完全拘束とした。

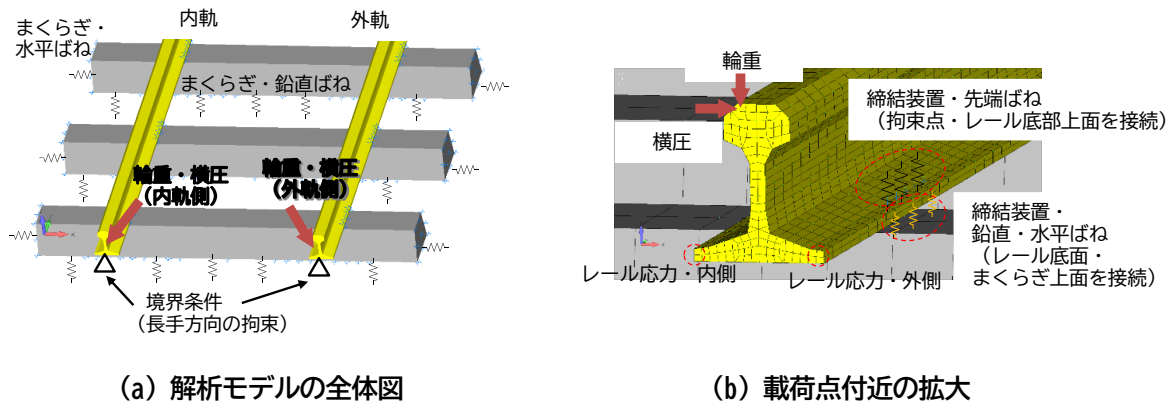


図 4 FEM 解析モデル

表 3 解析条件

項目	詳細
レール種別	JIS 50kgN レール
まくらぎ種別	6号 PC まくらぎ
まくらぎ間隔	670, 806, 1041mm
レール締結装置の鉛直方向ばね	レール締結装置の種別により 線形および非線形特性
レール締結装置の横方向ばね	
レール締結装置の先端ばね	
まくらぎの鉛直方向ばね	50MN/m
まくらぎの水平方向ばね	5MN/m

3.2 営業線における車両通過時のレール応力との比較

ある営業線の曲線で車両が通過した際のレール応力を測定して、FEM 解析結果と比較し検証することとした。軌道変位や浮きまくらぎ、頭頂面凹凸が十分に小さい箇所を選定し、車両通過時のレール応力を測定した。図 5 にひずみゲージの設置位置、表 4 に試験の軌道条件、表 5 に車両条件を示す。本試験では半径 300m の曲線外軌で、2 種類の車両走行時（速度 57~72km/h）の輪重・横圧およびレール応力を測定した。輪重・横圧は 4 つの 2 軸のひずみゲージでブリッジを組んだせん断ひずみ法により測定を行った。レール応力を測定するためのひずみゲージは外軌のまくらぎ間の中心位置の軌間外・内側のレール底部に設置した。さらに、横圧の影響を打ち消し輪重による鉛直曲げのみの影響を評価するために、軌間外・内側で発生する応力を平均して整理したものを「レール応力-平均」として整理した。一方で、横圧のみの影響を評価するために、レール応力-外側からレール応力-平均を引いたものを「レール応力-差分」として整理した。

車両 A および車両 B のそれぞれ計 10 列車の各輪軸（計 100 軸）が通過した際のピーク値を集計し、輪重や横圧等の各項目で平均化して評価した。なお、ピーク値の集計については、軌間外側向きを正とした場合に正方向に凸形状となる最大値を用いた。図 6 に各項目のピーク値の平均を示す。輪重、横圧、レール応力-平均、レール応力-差分の各項目で、車両別、前・後軸に分類した結果を示している。

図 7 に各輪軸通過時の輪重とレール応力-平均のピーク値の関係を、回帰直線と併せて示す。ここでは、同一軌道条件において FEM 解析で求めた輪重とレール応力-平均の関係も示している。輪重とレール応力-平均はほぼ線形関係を示しており、急曲線の横圧作用下においても、横圧の影響を無視し、レール応力-平均を輪重によって発生する鉛直曲げによるレール応力として表すことができる。また、FEM 解析結果は、測定結果より得られた輪重とレール応力の関係と同様な傾向を示しており、同じ輪重の場合に最大 10%程度の違いであることがわかる。

図 8 に各輪軸通過時の横圧とレール応力-差分の関係について、測定結果と FEM 解析結果を合わせて示す。横圧とレール応力-差分の関係もほぼ線形関係を示している。レール応力-差分とすることによって、輪重による鉛直曲げの影響がほぼなくなり、横圧のみが強く影響したものとなっている。また、FEM 解析結果は、測定結果と良好に一致していることから、この手法によって横圧作用時のレール応力の応答を推定

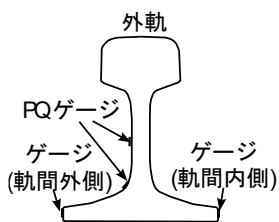


図 5 ひずみゲージ設置位置

表 4 軌道条件

項目	詳細
レール種別	JIS 50kgN
まくらぎ種別	6号 PC
まくらぎ間隔	670mm
軌道パッドばね	110MN/m
曲線半径	300m
カント	80mm

表 5 車両条件

項目	条件	
走行速度	57~72km/h	
測定輪重	42~79kN	
車両種別	A	B
静的輪重	39.3kN	52.8kN

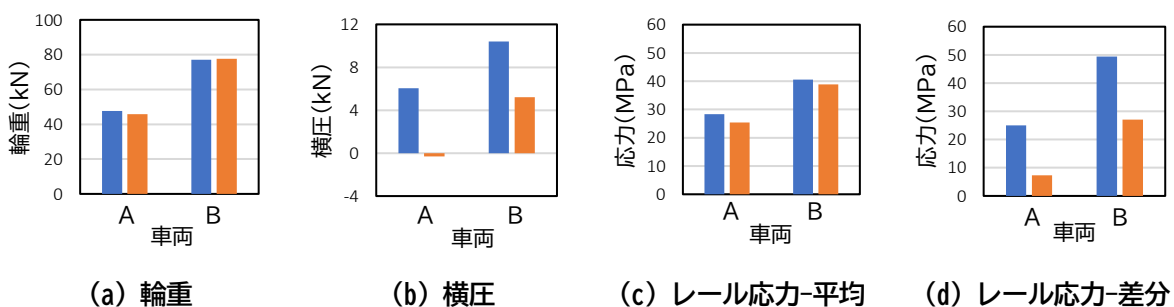


図 6 測定結果のピーク値の平均（青：前軸、橙：後軸）

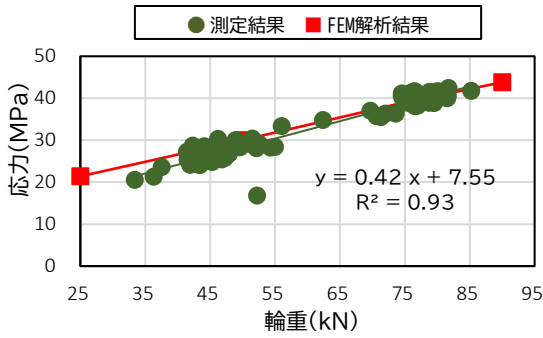


図7 輪重とレール応力-平均のピーク値の関係

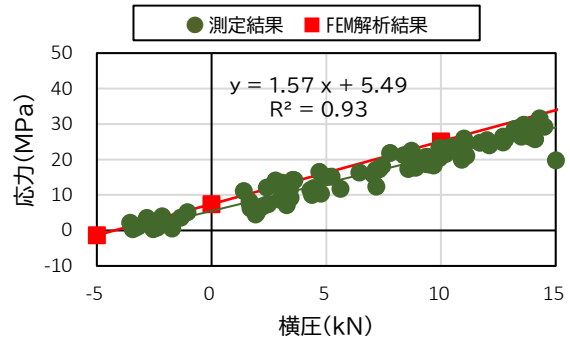


図8 横圧とレール応力-差分の関係

できると考えられる。一方で、回帰直線の切片が0にならないのは車輪とレールの接触位置がレール中心から偏心しているため、モーメントが生じていることによるものと考えられる。

3.3 FEM解析によるパラメータスタディ

現地試験結果との比較により FEM 解析結果の妥当性が得られたことから、本解析手法を用いて外軌のレール応力に対する内軌側の横圧やまくらぎ水平ばね、まくらぎ間隔の影響に関するパラメータスタディを実施した。

3.1.1 外軌のレール応力に対する内軌側の横圧の影響

内軌に作用する横圧を変化させた場合の外軌のレール応力を評価するため、外軌の横圧は一定とし、内軌の横圧のみを変化させた。図9に内軌の横圧とレール応力-差分、平均の関係を示す。内軌横圧が変化した場合の外軌レール応力への影響に着目する目的で、内・外軌の輪重は75kN、外軌の横圧は20kNの一定とした。内軌の横圧を小さくすると、レール応力-差分は大きくなるのがわかる。これは、軌間中心を対称に軌間外側へ作用する内・外軌の横圧がまくらぎを介して打ち消しあうため、内軌の横圧が小さくなると、外軌の横圧の影響がレール応力-差分に対して支配的になるためと考えられる。一方で、レール応力-平均に影響を及ぼさないことがわかる。

3.3.2 まくらぎの水平ばねの影響

図10にまくらぎの水平ばねとレール応力-差分の関係を示す。内・外軌の輪重は75kN、内・外軌の横圧はそれぞれ5kNと10kNである。設計標準¹⁾によるとバラスト軌道上でまくらぎ1本を水平に引いた場合の道床横ばね係数は数MN/m～10MN/mと知られており、この範囲におけるレール応力への変化は小さい。ただし、剛の状態を仮定し、1000MN/mとした値と比較すると、10～20%程度レール応力が大きくなる。まくらぎの水平ばねを剛とした軌間中心の対称モデルとした場合は、レール応力の横圧に対する影響を数10%過少に見積もる可能性があることから、バラスト軌道のモデル化にあたっては実際のばね値を使用することが望ましい。

3.3.3 まくらぎ間隔の影響

まくらぎ間隔を670, 806, 1041 mm、輪重を60, 75, 90 kNの3通り、横圧を10, 15, 20 kNの3通りに変化させて、レール応力-平均と差分に及ぼす影響を評価した。図11に輪重、横圧、まくらぎ間隔とレール応力の関係を示す。まくらぎ間隔を670 mmから1041 mmとした場合、いずれの輪重に対して1.23～1.25倍程度、横圧に対して1.30～1.36倍程度、応力が増加することがわかる。曲線の場合、輪重に加えて横圧の影響を考慮するため、まくらぎ間隔を大きくすると、応力の増加量が大きくなることに留意するべきである。

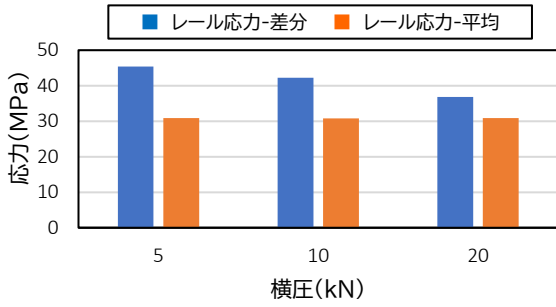


図9 内軌横圧とレール応力-差分, 平均

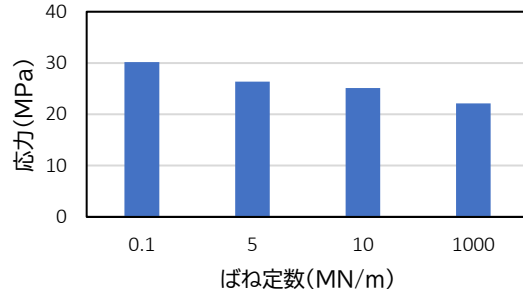
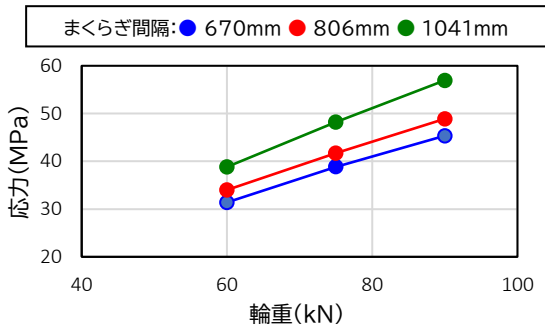
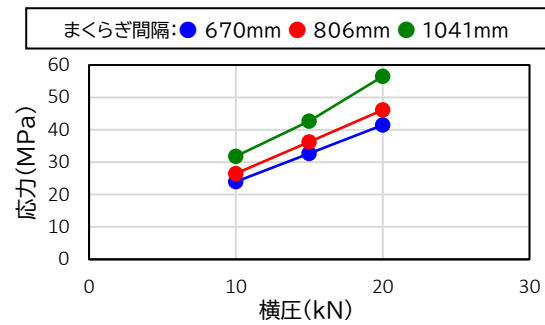


図10 まくらぎ水平ばねとレール応力-差分



(a) 輪重とレール応力-平均



(b) 横圧とレール応力-差分

図11 輪重, 横圧, まくらぎ間隔とレール応力の関係

4. 曲線におけるレールの疲労破壊の照査方法の提案と試算

ここまで述べてきた方法により, 曲線におけるレールの疲労破壊に関する作用と応答の推定が可能となった. この推定手法を実際の設計に適用するためのフローの検討とそれによる試算結果を示す.

まず, 直線におけるレールの設計のための疲労破壊の照査フローは図12の通りである¹⁾. 特に, 赤線で囲んだ「輪重による変動応力の計算」を曲線に対応させるため, ここまで検討した内容を反映させる. なお, レール締結装置と同様にレールについても, 静的輪重に変動横圧係数を乗じたものを, 照査に使用する横圧を設計横圧と称する. また, 式(1)等の設計で考慮する輪重の変動分の係数を変動輪重係数と定義し, 静的輪重に乘じ, 照査に使用する輪重を設計輪重と称する. まず作用の設定として,

- ① 対象とする各曲線区分に応じて, 変動輪重・横圧係数を設定し, 静的輪重に対して乗じた値を設計輪重・横圧とする.
- ② 輪重横圧推定式や車両走行シミュレーション等で各種曲線の条件に応じて任意に作用を設定する. という2つの方法が考えられる. ②については, 曲線の設計をする場合には, 2章で記載した輪重横圧推定式等で, 曲線や車両の条件等を使って任意に設定すればよい. ここでは, ①の方法を検討する.

4.1 設計輪重および設計横圧の検討

曲線中で生じる輪重(外軌輪重 P_o)は, 曲線の条件に応じて以下の式のように変化する.

$$P_o = \frac{W_o}{2} \left\{ \left(1 + \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{C}{G} \right) + \frac{H_G^*}{G/2} \cdot \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{C}{G} \right) \right\} \quad (3)$$

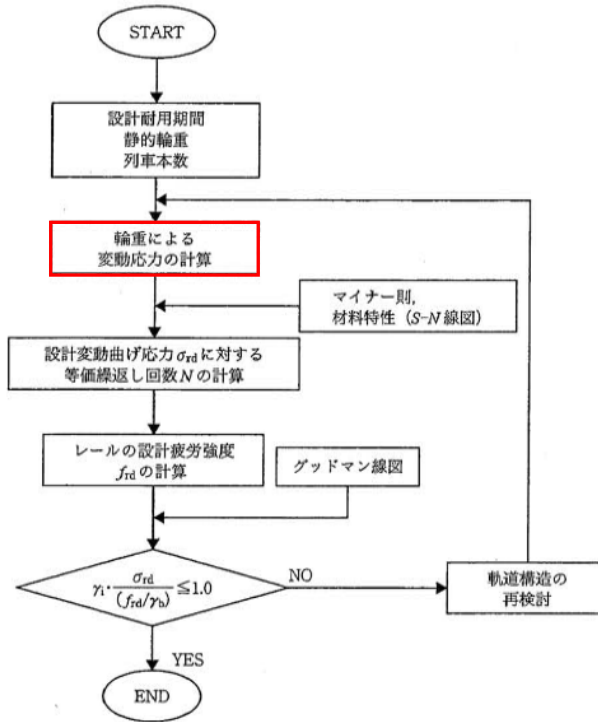


図 12 レールの疲労破壊の照査フロー

ここで、 W_0 ：軸重 (kN)， v ：走行速度 (km/h)， g ：重力加速度 (m/s^2)， R ：曲線半径 (m)， C ：カント (mm)， G ：軌間 (mm)， H_G^* ：レール面から車両重心までの高さ (mm) である。

2章の表2を求めたように、ある鉄道事業者に敷設されている全線の曲線を $R \geq 800m$ ， $800m > R \geq 600m$ ， $600m > R$ の3種類の曲線区分で分類し、各区分に分類された曲線長の合計を母数とし、各曲線条件を式(3)に入力することによって、変動横圧係数と同様に、各曲線区分の輪重横圧比（外軌輪重 P_o / 静的輪重 $W_0/2$ ）の平均および標準偏差を求めた。なお、算定条件は表2と同様に特急車両の条件としている。

表6に算定結果を示す。横圧同様、曲線半径が小さいほど大きな係数となっているが、曲線区分で大きな差はなく、3区分で平均+標準偏差の値は1.212~1.267となっている。直線の場合、速度衝撃率を考慮して式(1)を用いていたが、今回計算した特急の最高車両速度130km/hを入力した場合、1.20となり $R \geq 800m$ の区分の平均+標準偏差と近い値となっている。そこで、安全側の値を参照して以下では曲線半径によらず1.3を変動輪重係数として設定することとした。

次に設計横圧は、図3の結果から、 $R \geq 800m$ の区分では締結装置のB荷重の値よりも大きな値が発生しているものの、実際は直線を含むとより値は小さくなるため、それぞれの区分で値を小数点以下2桁で切り上げて表7のように設定するものとした。

表6 変動輪重係数の平均・標準偏差

曲線区分	$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$
軌道延長 (km)	69	46	300
曲線数	452	208	1359
平均	1.15	1.25	1.26
標準偏差	0.062	0.007	0.007
平均+標準偏差	1.212	1.257	1.267

表7 寿命推定のための変動輪重・横圧係数

曲線区分	$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$
変動輪重係数	1.3		
変動横圧係数	0.2	0.3	0.4

表 8 設計条件

車両・軌道条件	項目	数値
車両条件	静的輪重	51.6kN
	最大走行速度	130km/h
	年間通過トン数	200, 400 万トン
	設計耐用年数	50 年
	累積通過トン数	1, 2 億トン
軌道条件	レール種別	JIS 50kgN レール
	レール締結装置の鉛直ばね	100MN/m
	レール締結装置の横方向ばね	70MN/m
	レール締結装置の先端ばね	1MN/m
	まくらぎ間隔	694, 806, 1041mm
	まくらぎの鉛直ばね	30MN/m
	まくらぎの水平方向ばね	5MN/m

表 9 レール締結装置の変動横圧係数

曲線区分	R ≥ 800m	800m > R ≥ 600m	600m > R
変動横圧係数	0.2	0.3	0.4

表 10 設計変動曲げ応力 (単位: MPa)

まくらぎ間隔 (mm)	曲線半径		
	R ≥ 800m	800m > R ≥ 600m	600m > R
694	58.9	67.8	76.3
806	64.2	74.1	83.8
1041	75.3	88.0	100.3

4.2 疲労寿命の試算

検討の手順は図 12 のフローに従い、以下のとおりとした。

- ① 軌道の構造条件や車両速度、設計輪重・横圧等に対する設計変動曲げ応力 σ_{rd} を推定し、これを設計応答値とする。
- ② レールの疲労設計曲線 (S-N 線図) を用いて、設計耐用年数に対応する設計疲労強度 f_{rd} を推定し、これを設計限界値とする。

また、設計条件として、締結装置の各種ばね係数やまくらぎ間隔等を設定する。設定項目の一覧を表 8 に示す。

4.2.1 設計輪重・横圧

設計輪重・横圧は、静的輪重に変動輪重・横圧係数を乗じて算出する。各曲線区分の設計輪重・設計横圧は表 9 に示す通りである。

4.2.2 設計変動曲げ応力 σ_{rd}

レール応力は、前述の通り、FEM モデルを用いて求める。各曲線区分およびまくらぎ間隔から求められる設計変動曲げ応力 σ_{rd} は表 10 に示す通りである。

4.2.3 設計疲労強度 f_{rd}

設計疲労強度 f_{rd} はレール鋼の S-N 曲線で求められる式(4)を用いて算出する。

$$f_{rd} = \frac{(\alpha_r \cdot \log_{10} N + k) \left(1 - \frac{\sigma_{\min}}{f_{ruk}}\right)}{\gamma_s} \quad (4)$$

ここに、 N ：繰返し数（回）（耐用期間中の総通過軸数）， α_r ：疲労設計曲線の傾き（ $N \leq 2.13 \times 10^6$ の場合：-125， $N > 2.13 \times 10^6$ の場合：-63）， k ：疲労設計曲線の切片（ $N \leq 2.13 \times 10^6$ の場合：977， $N > 2.13 \times 10^6$ の場合：585）， f_{ruk} ：レールの真破断強度（MPa，1500 MPa とする）， σ_{min} ：最小応力（MPa，温度応力を見込む。定尺レールで 30 MPa）， γ_s ：材料係数（1.05）である。

4.2.4 レールの耐用累積通過トン数および設計疲労強度 f_{rd}

年間通過トン数 200 万トンまたは 400 万トン，耐用年数 50 年とすると，レールの耐用累積通過トン数はそれぞれ 1 億トンおよび 2 億トンとなる。このとき，静止輪重 P_{st} を 51.5kN とすると，総通過軸数 N はいずれの耐用累積通過トン数の場合でも 2.13×10^6 回を超えることから， α_r および k の値が定まり，式(4)に各種パラメータを代入し整理すると，式(5)を得る。

$$f_{rd} = -58.8 \log_{10} N \left(\frac{5 \times 10^8}{P_{st}} \right) + 546 \tag{5}$$

4.2.5 性能照査

以下の式により検討した軌道構造の可否を判定する。

$$\gamma_i \cdot \frac{I_{Rd}}{I_{Ld}} \leq 1.0 \tag{6}$$

ここに， I_{Rd} ：設計応答値， I_{Ld} ：設計限界値， γ_i ：軌道構造係数である。軌道構造係数は，設計標準において，軌道構造の重要度，限界状態に達した時の社会的影響，経済性を考慮して設定される安全係数であり，直線におけるレールの疲労破壊の照査で用いられている 1.1 とする¹⁾。

4.2.6 照査結果と考察

表 11 にレールの耐用累積通過トン数 1 億トンおよび 2 億トンの場合のレールの疲労破壊の照査結果を示す。曲線半径が小さく，かつ，まくらぎ間隔が大きくなるほど，発生する応力が大きくなり，式(6)に示した照査式で算定した結果も大きくなり判定値 1.0 に対する余裕が小さくなる。その結果，累積通過トン数 1 億トンの場合，いずれのまくらぎ間隔，曲線半径の条件でも要求性能を満足した一方で，累積通過トン数 2 億トンの場合，最も厳しい急曲線の $600m > R$ 以下の条件では性能を満足しなかった。

なお，発生するレール応力が疲労限度以下であれば，疲労破壊が発生しない結果⁹⁾も得られており，今回検討した 1 億もしくは 2 億トンの累積通過トン数の実際の営業線での使用されるレールでの妥当性については，実際の使用状況，すなわち，軌道の管理状況を考慮して検討する必要がある。具体的には，営業線の急曲線区間において累積通過トン数 2 億トン以上に達してさらに使用されている事例があるが，このよう

表 11 レールの疲労破壊の照査結果

(a) 累積通過トン数 1 億トン				(b) 累積通過トン数 2 億トン			
まくらぎ間隔 (mm)	曲線半径			まくらぎ間隔 (mm)	曲線半径		
	$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$		$R \geq 800m$	$800m > R \geq 600m$	$600m > R$
694	0.57	0.66	0.74	694	0.66	0.75	0.84
806	0.62	0.72	0.81	806	0.71	0.82	0.93
1041	0.73	0.85	0.96	1041	0.83	0.98	1.11

な箇所について疲労限度の観点から十分余裕をみて管理すれば、疲労破壊の発生を抑えることができる。また、今回検討したまくらぎ間隔を拡大した条件で、レールが経験した累積通過トン数が1億トンに迫り、さらに継続して使用可能か検討する場合、レール探傷の結果やレール応力に影響を及ぼす、レール頭頂面凹凸や浮きまくらぎ等の発生状況を鑑みて判断すればよいものと考えられる。

5. まとめ

本研究では、軌道構造の設計方法を構築する一環として、曲線におけるレールの疲労破壊の照査方法を検討した。その結果は以下の通りである。

- (1) 曲線におけるレールの疲労破壊に関する安全性の照査に用いる設計作用を決めるために、車両走行時の横圧を曲線半径等の各種パラメータを変化させて輪重横圧推定式で推定し、横圧の発生確率を考慮して曲線半径に応じた横圧の変動横圧係数の設定方法を検討した。
- (2) ある鉄道事業者に敷設されている全線の曲線を $R \geq 800\text{m}$, $800\text{m} > R \geq 600\text{m}$, $600\text{m} > R$ の曲線3区分で分類し、各区分に分類された曲線長の合計を母数とし、各区分において発生する確率頻度分布の発生確率を求めた。その結果に平均値+標準偏差の輪重横圧比を求めた場合、 $R \geq 800\text{m}$ で 0.25, $800\text{m} > R \geq 600\text{m}$ で 0.30, $600\text{m} > R$ で 0.35 となった。
- (3) 応答値である横圧作用時のレール底部の曲げ応力の推定方法を検討した。鉛直・水平方向の曲げおよび反りねじりの曲げ、締結装置の非線形性、外軌・内軌の横圧等を考慮した FEM による両レールの軌きょうモデルを構築した。本モデルによる解析結果は、営業線における車両通過時のレール底部の曲げ応力と 10%以内の精度で推定できることを確認した。また、本モデルを用いてパラメータスタディを実施し、内軌側の横圧やまくらぎ水平ばね、まくらぎ間隔の影響を明らかにした。
- (4) 提案した曲線におけるレールの疲労破壊に関する作用と応答の推定方法を用いて、疲労寿命の試計算を実施した。軌道条件や車両条件に対する設計応答値と、S-N 線図に基づき求まる設計限界値を用いて照査式により性能照査を実施した結果、曲線半径が小さく、かつ、まくらぎ間隔が大きくなるほど、発生する応力が大きくなり照査式の判定値に対する余裕が減少する傾向を確認した。

文 献

- 1) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造，pp.9-40，2011
- 2) 上浦正樹，三枝長生，茂木重六，白井幸彦：鉄まくらぎ分岐器のまくらぎ間隔拡大に関する研究，土木学会論文集，Vol.2001，No.667，pp.157-164，2001
- 3) 弟子丸将，山岡大樹，伊藤孝記，清水紗希：まくらぎ間隔拡大に対応したバラスト軌道の設計法，鉄道総研報告，Vol.36，No.3，pp.23-28，2022
- 4) 高井秀之：鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応用，東京大学博士論文，pp.33-41，2013
- 5) 楠田将之，田中博文，片岡宏夫：浮きまくらぎ検出に対する各種軌道諸元の影響確認と実務適用に向けた計算手法の構築，構造工学論文集，Vol.65A，pp.52-62，2019
- 6) 弟子丸将，片岡宏夫，阿部則次，大野宗伸，経年ロングレールの疲労寿命推定，鉄道総研報告，Vol.20，No.4，pp.5-10，2006
- 7) 佐藤裕：横圧に対する軌道強度の研究，鉄道技術研究報告，Vol.41，No.110，1960
- 8) 玉川新悟，片岡宏夫，弟子丸将：レールの小返り解析モデルの提案とレール締結装置の性能評価試験への応用，土木学会論文集 A1 (構造・地震工学)，Vol.73，No.2，pp.330-343，2017
- 9) 細田充，水谷淳，岩崎幹大，山本隆一：鉄道の経年レールの底部の表面粗さによる疲労限度の予測手法と疲労試験方法の違いによる影響，日本機械学会論文集，Vol.86，No.888，2020