

実応力と応力勾配を用いた腐食レールの疲労強度予測手法

水谷 淳* 高山 大陸* 弟子丸 将*
細田 充* 寺下 善弘* 山本 隆一**

Prediction Method for Fatigue Strength of Corroded Rails Using Actual Stress and Stress Gradient

Jun MIZUTANI Riku TAKAYAMA Tadashi DESHIMARU
Mitsuru HOSODA Yoshihiro TERASHITA Ryuichi YAMAMOTO

Rail corrosion, especially in humid environments, accounts for around 20% of rail breaks in Japan. However, traditional methods for predicting the fatigue strength of corroded rails, such as using corrosion thickness and S-N curves, have limitations. The study involved collecting corroded rails, scanning their surface profiles, and applying finite element analysis to evaluate stress at breaking points. A new method using stress and stress gradients was proposed to predict the number of load cycles required for corroded rails to break in bending fatigue tests, with an estimated range of 0.5 to 2 times.

キーワード：レール，腐食，曲げ疲労試験，疲労強度，有限要素法（FEM）

1. はじめに

レールは軌道を構成する重要な部材であり，レール損傷を防止し，列車の走行安全を確保するための保守管理が重要である．レール損傷の原因の一つに主にトンネルや踏切といった湿潤環境下で生じるレール腐食がある¹⁾．腐食が進行すると，図1に示すようにレール底面や底側部に孔食や減肉が生じる．なお，以降の議論では，レールの腐食形態について，図1(a)のようにレール底面においてレール内部に向かって孔状に腐食が進行したことを「孔食」，図1(b)のように軌道パッドとの接触部分においてレール底部の厚さが減少したことを「底部腐食」，図1(c)のように板ばね型レール締結装置と接触するレール底部上面が減少したことを「締結凹み」という．レールに列車荷重が作用すると，腐食箇所での応力集中により，き裂が発生

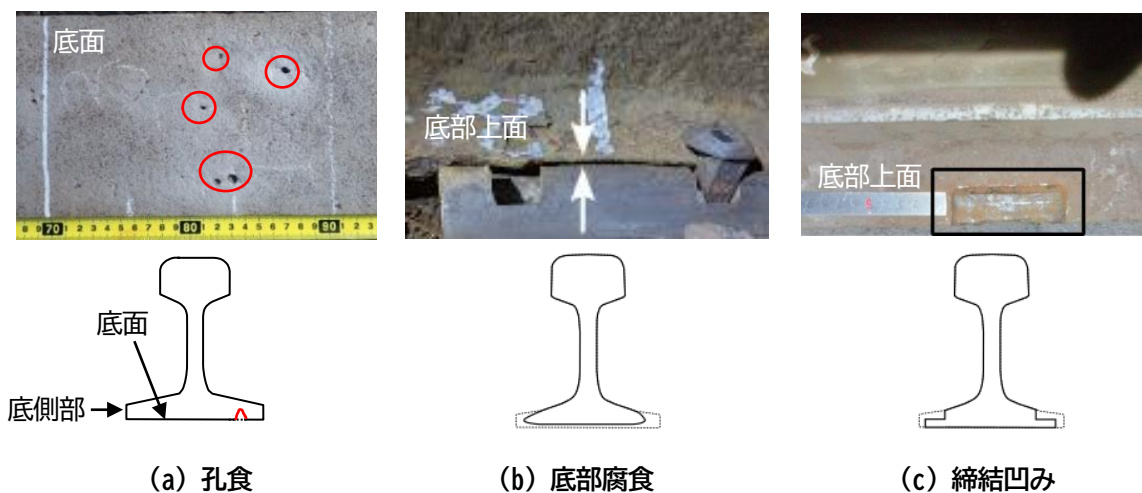


図1 レールの腐食例

* 軌道技術研究部 レールメンテナンス研究室
** 軌道技術研究部 レールメンテナンス研究室（現 鉄道国際規格センター）

して進展し、最終的にレールが破断に至る可能性がある。また、腐食したレールは一般的な明かり区間に敷設されたレールに比べ疲労強度が低下し、腐食によるレールの減肉量が大きいほど一定の荷重において破壊に至るまでの载荷繰返し数が小さくなる傾向があることが知られている¹⁾。さらに、明かり区間のレールには疲労破壊を生じない発生応力の下限値（疲労限度）がある一方で、腐食の程度によっては腐食レールに疲労限度が存在せず、低応力条件下においても疲労破壊が発生することが知られている¹⁾。そのため、腐食したレールの疲労強度、さらにはレール余寿命の詳細な評価が求められている。

これまで、レール底面および底側部の減肉量¹⁾やレール腹部のさび厚²⁾を用いてレールの腐食の度合いを分類し、その分類ごとに発生応力と繰返し回数との関係を表す S-N 曲線を作成し、腐食したレールの疲労寿命の推定に利用してきた。しかしながら、これらの腐食レールの疲労強度評価法は疲労試験結果のばらつきの影響が排除できず、改良の余地があった。

ところで、鋼構造物の分野では、腐食した鋼部材表面の応力分布を有限要素法（Finite Element Method, 以下、「FEM」という）による応力解析によって求め、解析によって求めた最大応力振幅で疲労強度を整理した研究がある³⁾。また、機械の分野では、様々な形状の機械要素に適用できる曲げ疲労強度評価法として、FEM による応力解析にて算出した実応力と応力勾配を用いた手法が提案されている⁴⁾。そのため、レールに関しても破断位置における実応力や応力勾配を評価することで、既往の手法よりも精度良くレールの疲労強度を評価できる可能性がある。

以上を踏まえて、本研究では、腐食したレールに対して疲労試験および FEM による応力解析を実施し、レールに曲げ荷重をかけた際に腐食欠陥の近傍で発生する応力と応力勾配に着目して疲労強度を評価する手法を試みた。

2. 腐食レールの収集

本研究では、トンネル内に敷設されていたレールを収集して各種試験を実施した。収集したレールは JIS E 1101 で規定された 60kg レール 15 本と 50kgN レール 10 本の計 25 本とした。表 1 に収集したレールの諸元を示す。試験体 No.1～15 は同じトンネル内から 1.5m に切断したレールを収集し、図 1 で示した孔食が見られる場合があった。なお、本論文で「孔食」とは、最大深さ位置とそこからの距離が 5mm 離れた箇所との深さとの差が 1mm 以上となった箇所のことをいうこととする。その他の試験体は底部腐食、または締結凹みが見られ、それらがレール長さ方向の中央部となるように長さ 1.5m に切断した。試験を実施する前にサンドブラスト処理を施すことでレールに付着したさびを図 2 のように除去した。研磨剤はアルミナを使用した。また、ブラスト作業時の吐出圧は 0.4MPa、ノズルから試験体までの距離は 200～300mm 程度、単位時間当たりの研削材使用量は 10kg/h とした。

表 1 収集したレールの諸元

試験体 No.	レール種別	腐食形態
1～15	60kg レール	孔食
16～20	50kgN レール	底部腐食
21～25	50kgN レール	締結凹み



図 2 サンドブラスト処理後のレール表面

3. 各種試験および応力解析の方法

3.1 レールの形状測定

腐食により変化したレールの形状測定について、孔食を有するレールは図3(a)に示すハンディ型3Dスキャナ(3DSL Rhino-01, セイコーウェーブ製), 底部腐食または締結凹みを有するレールは図3(b)に示すアーム型3Dスキャナ(Quantum X FaroArm, FARO製)を用いて実施した。なお, 以降の議論のため, 座標系を図4のように定義した。レール直角方向をX方向, レール長さ方向をY方向, レール鉛直方向をZ方向とした。また, 原点は収集したレールを新品形状と仮定した場合のXおよびY方向の中心位置となるようにした。レールの形状測定を行う範囲は, レール曲げ疲労試験の荷重点直下の領域を包含するように, 孔食を有するレールは $-100\text{mm} \leq Y \leq 100\text{mm}$ とし, 底部腐食または締結凹みを有するレールは $-250\text{mm} \leq Y \leq 250\text{mm}$ とした。試験体No.1~15は, レール底面に孔食が存在する場合があったが, それ以外の領域は新品形状とほとんど変わらず, 底部腐食や締結凹みはみられなかった。そのため, レール底面のみ形状を測定した。一方, 試験体No.16~25は, 底部腐食または締結凹みがみられ, レール底部が全体的に減肉していたことから, レール全周の形状を測定した。



(a) ハンディ型 (b) アーム型

図3 使用した3Dスキャナ

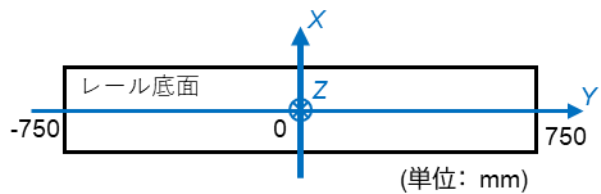


図4 座標系の設定

3.2 レール曲げ疲労試験

図5に示すような4点曲げ疲労試験を実施した。荷重条件はレールが新品形状であるときにレール底面に発生する最大荷重荷重時の応力と最小荷重荷重時の応力の差分(以下, 「公称応力変動範囲 σ_d 」という)が220, 250, 280, 370MPaとなるように, 表2に示すような正弦波荷重とした。なお, 一般的な明かり区間に敷設された実レールの200万回時間強度は公称応力変動範囲で232MPa⁵⁾とされており, かつ腐食レールは一般的な明かり区間のレールに比べ疲労強度が低下するとされている¹⁾。そのため, 荷重条件のうちのひとつは232MPaよりも小さい応力変動範囲220MPaでの試験とした。また, 荷重点および支点でのフレッチング疲労破壊を防止するため, 各接点はローラーとした。荷重周波数は3.0Hz, 最大荷重回数は200万回とし, 200万回を超えても破断しない場合は「未破断」と分類した。

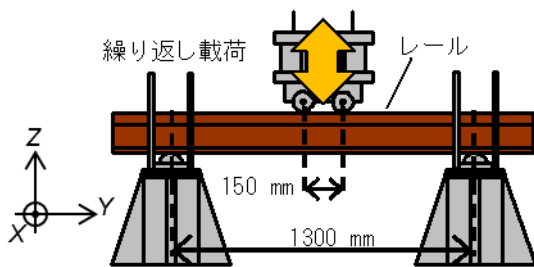


図5 レール曲げ疲労試験

表2 レール曲げ疲労試験の荷重条件

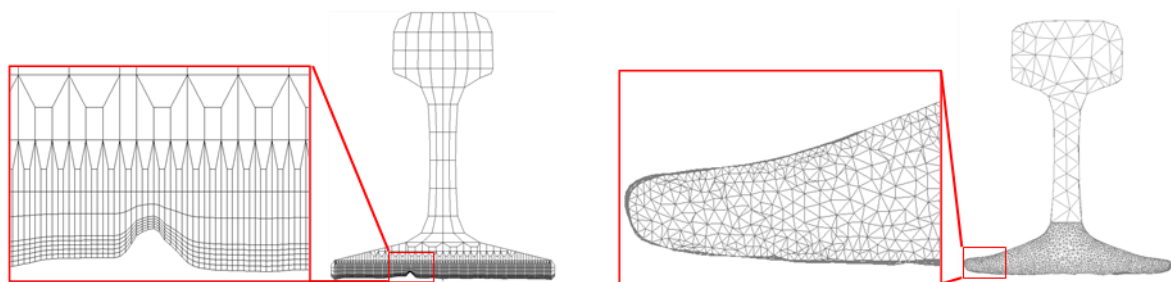
公称応力 変動範囲 σ_d [MPa]	60kg レール		50kgN レール	
	最大荷重 [kN]	最小荷重 [kN]	最大荷重 [kN]	最小荷重 [kN]
220	344	42	239	29
250	-	-	268	28
280	427	41	297	29
370	551	42	-	-

3.3 腐食による形状変化を考慮した疲労試験の応力解析

レールが腐食した形状を考慮したモデルを 25 ケース分作成し、それぞれに対してレール曲げ疲労試験を模擬した FEM による応力解析を実施した。応力解析には NX Nastran V10.0 を用いた。本解析は弾性解析とし、ヤング率 E を $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ 、ポアソン比 ν を 0.3 とした。モデルの全長は 1300mm とした。荷重条件はレール曲げ疲労試験と同様に荷点間隔を 150mm、荷重荷重は表 2 と同様とした。拘束条件は、レールの両下端部において X 方向と Z 方向を拘束し、レール端頭部の片側 1 点を Y 方向に拘束した。

要素分割は、形状測定に用いた 3D スキャナの種別によって変化させた。孔食を有するレールおよび底部腐食を有するレールのモデル例を図 6 に示す。孔食を有するレールの場合、レール底面以外の形状は新品とほとんど変化しておらず押し出しによる六面体要素の作成が容易であったため、構成要素には六面体 1 次要素を用いた。また、腐食形状を再現する範囲は、レール曲げ疲労試験の荷点直下の領域を包含するようにレール底面の $-100\text{mm} \leq Y \leq 100\text{mm}$ の範囲について 3D スキャナによる測定結果に応じてレール底面の Z 座標を 0.01mm ピッチで移動させた。メッシュサイズは、腐食深さを設定する前の基本モデルにおけるレール底面のメッシュサイズを 0.5mm とした。

底部腐食または締結凹みを有するレールの場合、レール底部の XZ 断面の形状が Y の位置によって大きく異なるため、構成要素には四面体 2 次要素を用いた。また、腐食形状を再現する範囲は、レール底部の $-250\text{mm} \leq Y \leq 250\text{mm}$ 、 $0\text{mm} \leq Z \leq 30\text{mm}$ とした。それ以外の領域は、3D スキャナの測定データの端部における形状をそのまま押し出し、各領域の境界は要素が固着するように設定した。メッシュサイズは腐食を再現した領域は 1mm、それ以外は 10mm とした。



(a) 孔食を有するレール

(b) 底部腐食を有するレール

図 6 要素分割例

4. 試験結果と考察

4.1 レール曲げ疲労試験結果

疲労試験の結果を表 3 に示す。試験体 No.5 と No.18 が未破断で、残りの 23 本は破断に至った。未破断であった 2 本のレールの減肉量はわずかであり、著しい腐食がみられなかったため、破断に至らなかったと考える。また、破断に至った 23 本のうち No.2 と No.7 の 2 本は、レール底面の形状測定範囲 ($-100\text{mm} \leq Y \leq 100\text{mm}$) の外側で破断した。そのため、今後の議論から除外する。図 7 に試験後のレールの破断面の例を示す。拡大図中における黄色点線の内側領域の平滑な破面が疲労破壊領域である。また、その外側領域は、疲労破壊領域と比較して粗い破面となっており、急速にき裂が進展した脆性破壊領域である。疲労破壊の起点となった位置を観察すると、No.25 のみ底側部であり、それ以外はレール底面であった。

図 8 に疲労試験の結果と既往の研究⁵⁾で得られている一般的な明かり区間に敷設された経年レール(平均累積通過トン数: 5.4 億トン)の S-N 曲線を示す。未破断であった試験体 No.5, 18 を除き、腐食したレール

ルの疲労強度は過去に報告された経年レールの疲労強度を下回ることが確認された。疲労強度の低下は腐食によるレール底部の孔食や減肉に起因していると考えられる。

表3 レール曲げ疲労試験

No.	σ_A [MPa]	[回]	破壊起点	
孔食	1	370	49,217	底面
	2	220	392,301	測定範囲外
	3	370	88,131	底面
	4	370	46,959	底面
	5	220	未破断	—
	6	280	146,649	底面
	7	280	280,758	測定範囲外
	8	220	903,620	底面
	9	220	184,637	底面
	10	280	134,530	底面
	11	370	70,554	底面
	12	220	511,719	底面
	13	220	263,311	底面
	14	370	41,490	底面
	15	280	70,252	底面
底部腐食	16	250	111,225	底面
	17	250	163,558	底面
	18	220	未破断	—
	19	280	50,155	底面
締結凹み	20	220	255,098	底面
	21	250	182,396	底面
	22	250	188,509	底面
	23	220	191,095	底面
	24	280	121,409	底面
	25	220	324,973	底側部

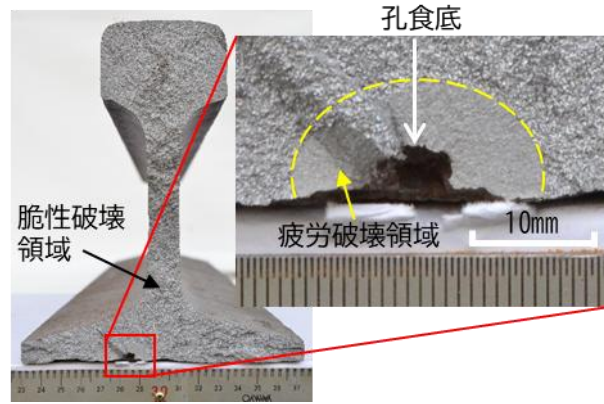


図7 破断面の例 (No.9)

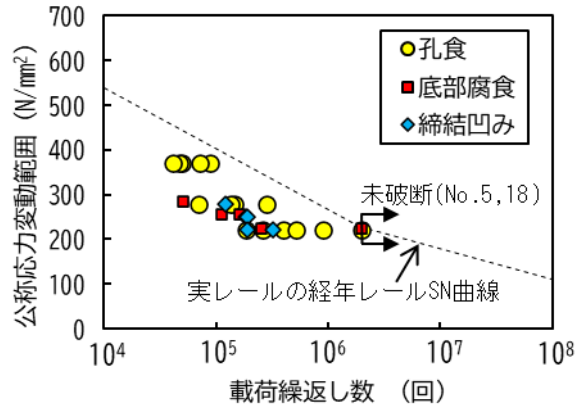


図8 疲労試験結果

4.2 応力解析結果

図9に破壊起点近傍におけるFEMで算出したY方向応力分布の例を示す。ただし、縦軸はレール底面付近の破壊起点における最大応力 σ_{ymax} で無次元化した応力である。ここで、FEMにおける破壊起点は、疲労試験後のレールの破面観察を行い、試験レールとFEMモデルの位置関係を一致させた状態で、孔食を有するレールでは疲労き裂が発生した孔食の孔食底、すなわち図7の白矢印で指し示したような孔食における最大深さ位置とし、底部腐食または締結凹みを有するレールでは疲労き裂が発生した凹部の内部で最大の応力が発生した位置とした。この結果から、式(1)を用いて破壊起点における応力勾配 χ を算出した。

$$\chi = \frac{1}{\sigma_{ymax}} \left. \frac{\partial \sigma_y}{\partial z} \right|_{z=0} \quad (1)$$

なお、破壊起点における応力勾配 χ は、図9の点線に示す σ_y の非線形回帰モデルの $z=0$ における傾きのことであり、図9の実線のようになる。非線形回帰モデルは式(2)とし、残差平方和が最も小さくなるように係数 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ を定めた。

$$\sigma_y / \sigma_{ymax} = \alpha \exp(\beta + \gamma z) + \delta \quad (2)$$

表4に破壊起点におけるFEMで算出した応力変動範囲 σ_{AFEM} と応力勾配 χ について示す。解析における公

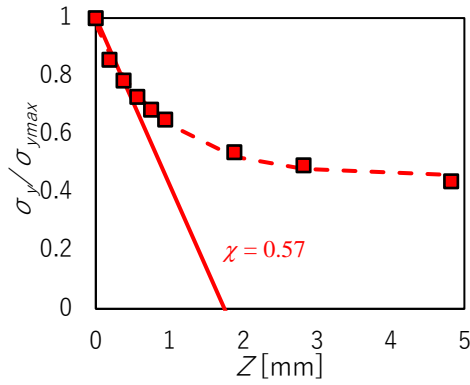


図9 破断起点近傍のY方向応力分布 (No.9)

表4 FEMで算出した応力変動範囲 σ_{AFEM} と応力勾配 χ

No.	σ_{AFEM} [MPa]	χ	No.	σ_{AFEM} [MPa]	χ
1	664	0.48	14	777	0.87
3	619	0.31	15	916	0.81
4	685	0.38	16	564	0.35
6	344	0.06	17	507	0.28
8	248	0.05	19	577	0.27
9	514	0.57	20	508	0.28
10	588	0.59	21	503	0.26
11	415	0.02	22	511	0.29
12	258	0.04	23	557	0.35
13	487	0.51	24	573	0.39

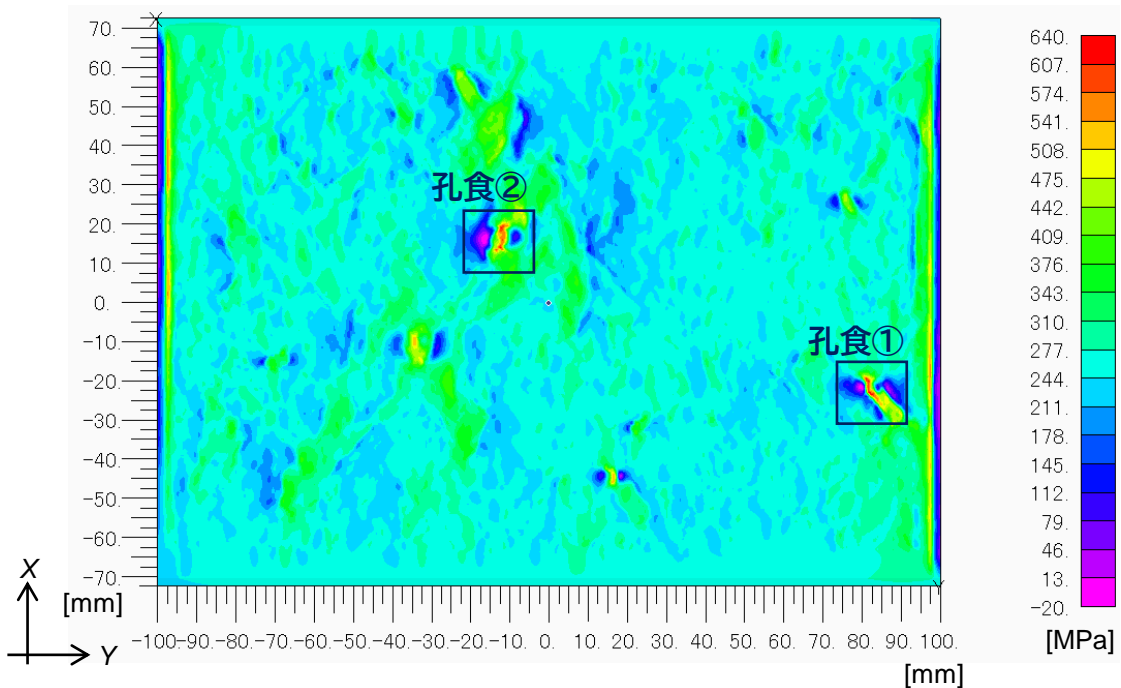


図10 レール底面におけるY方向応力分布 (No.9)

称応力変動範囲 σ_s は、前述の通り、試験と同一の荷重を載荷しているため表2と同じ値であるが、破壊起点におけるFEMで算出した応力変動範囲 σ_{AFEM} は形状変化による応力集中が加味されるため公称応力変動範囲 σ_s よりも大きくなる。これらの値を用いて、次節にて曲げ疲労試験における腐食レールの破断時載荷回数を推定していく。

なお、No.25は、前述の通り、破壊起点が底側部にあった。ここではZ方向の疲労き裂進展を前提として、Z方向の応力勾配を算出しているため、これ以降の議論ではNo.25の結果を除外する。また、No.15の破断位置における応力変動範囲 σ_{AFEM} は916MPaであり、疲労試験における最大荷重が載荷されたときの発生応力は1014MPaであった。この値は、レール鋼の引張強度(992MPa)⁶⁾よりも大きな値である。そのため、No.15の解析結果は実機の疲労現象を再現できていない可能性がある。そのため、これ以降の議論では、No.15の結果も除外する。

応力解析結果の一例として、図10に孔食を有するレール(No.9)のレール底面におけるY方向応力分布を示す。なお、ここで示すY方向応力は疲労試験における最大荷重344.3kN(公称応力250MPa)が載荷さ

表5 No.9の孔食における各種数値

孔食	孔食底深さ [mm]	孔食底応力変動範囲 σ_{FEM} [MPa]	χ
①	5.39	563	0.62
②	5.18	514	0.57

れたときの分布である。No.9 レールには、孔食底の深さが5mm以上の孔食が2箇所あった。表5にこれら2つの孔食の孔食底における深さ、応力変動範囲、応力勾配をまとめた。No.9 レールの破壊起点は図10中の孔食②の内部にあった。孔食②は孔食①と比べ、応力は10%程度小さく、応力勾配も小さい値であった。応力がほぼ同じであるとき、応力勾配が小さいほど、破断位置近傍での応力低下の度合いが小さくなる。そのため、応力勾配が小さいほど材料に対して厳しい応力状態になり、疲労限度が低下する⁷⁾。このことからNo.9は最大応力発生位置との応力の差が10%程度以内、かつ応力勾配が小さいことによって、破断位置が決まったと考えられる。つまり、孔食が発生したレールの破断位置は最大応力と応力勾配の影響によって定まるといえる。

4.3 実応力と応力勾配を用いたレール疲労強度評価

Siebelらは「応力集中箇所の最大応力 σ_{max} 」と「平滑材の疲労限度 σ_{w0} 」の比(σ_{max}/σ_{w0})が応力勾配で決まることを見出している⁸⁾。ここで、このSiebelらの考え方を基に、「腐食レールが载荷回数 N 回で破断した時の破断位置における最大応力 σ_{max} 」と「载荷回数 N 回で破断した時の新品レールの時間強度 σ_{t0} 」の関係を以下の式(3)で表す。なお、時間強度とは、指定した载荷回数で疲労破壊が起こらない上限の負荷応力のことをいう。

$$q = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{t0}} = \frac{K_t \sigma_t}{\sigma_{t0}} = \frac{K_t}{K_f} \tag{3}$$

ここで、 K_t ：応力集中係数、 K_f ：切欠き係数、 σ_t ：腐食レールの時間強度である。また、ここでいう「新品レール」とは、レール製造後、軌道への敷設履歴がない圧延黒皮つきのレールのことをいう。

この式(3)を言い換えると、「破断時载荷回数 N における腐食レールの見かけの時間強度/破断時载荷回数 N における新品レールの時間強度」となる。つまり、式(3)で表される係数 q は、腐食レールの見かけの時間強度を新品レールの時間強度で補正するための係数である（以下、係数 q のことを「時間強度補正係数」という）。これは前述したSiebelらが示した応力集中箇所の最大応力 σ_{max} と平滑材の疲労限度 σ_{w0} の比と同様のものと考えられることとする。ところで、構造部材において断面形状が急激に変化する部分を「切欠き」と呼ぶ。本試験において図7で示したような破壊起点になった孔食や凹部は、切欠きと見なすことができる。これらの切欠きが極めて小さい場合や浅い場合には、切欠きの寸法（深さ）と切欠きの最深部である「切欠き底」の破壊に関係する領域の寸法（き裂発生に対しては結晶粒ないし副結晶粒程度の大きさ、き裂伝ぱに対しては停留き裂の長さ）が同程度になるために、式(3)で示した関係は成り立たなくなる⁹⁾。切欠きをき裂とみなすか否かを判断する分かれ目として、「分岐点」という概念がある¹⁰⁾。分岐点における切欠き半径（切欠き底の曲率半径）を ρ_0 とすると、それを前後にして疲労限度が疲労強さによって決まる場合（ $\rho > \rho_0$ ）と、停留き裂が発生し疲労限度がき裂強さによって決まる場合（ $\rho < \rho_0$ ）がある。 ρ_0 は材質だけでほぼ決まる値である。ここで、レール鋼の ρ_0 は不明であるが、引張強度が同程度の炭素鋼の ρ_0 は0.1～0.25mm程度である¹¹⁾。今回、破壊起点の切欠き半径を形状測定結果から作成したFEMモデル、または、疲労試験の破面観察結果を用いて導出すると表6のようになる。FEMモデルから破断起点の切欠き半径を導出する際には、図11のように、破壊起点を含むYZ平面における断面形状と一致するように断面形状上

の3点を通る二次曲線を導出し、その二次曲線の頂点の曲率半径を破壊起点の切欠き半径とした。ここで、No.12の破面を図12に示す。拡大図中における黄色点線の内側領域の平滑な破面が疲労破壊領域である。破面観察より、破壊起点の凹凸が1mm以下であることがわかり、切欠き半径が極めて小さい状態だといえる。これと同様の破面を示したNo.6, 8, 11については、切欠き半径が1mm以下と判断した。それ以外のレールは、炭素鋼の ρ_0 に対して切欠き半径が十分大きいいため、今回提案した最大応力と応力勾配を用いた手法を適用できると考える。

表6 破壊起点の切欠き半径

No.	切欠き半径 [mm]	No.	切欠き半径 [mm]
1	2.34	14	1.64
3	6.10	16	1.53
4	2.01	17	4.61
6	1mm以下	19	3.44
8	1mm以下	20	6.09
9	2.94	21	2.27
10	3.51	22	10.77
11	1mm以下	23	1.43
12	1mm以下	24	2.93
13	2.34		

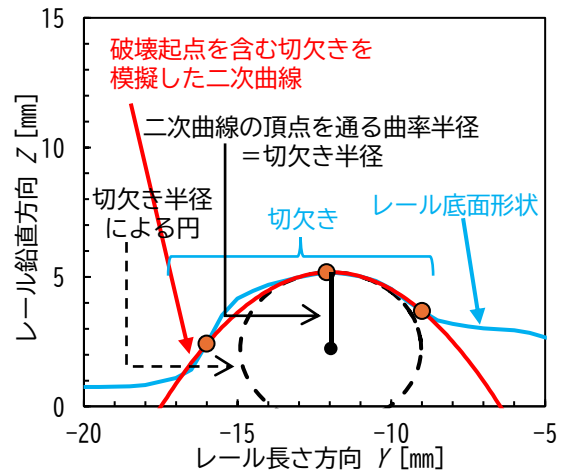


図11 切欠き半径の導出例 (No.9)

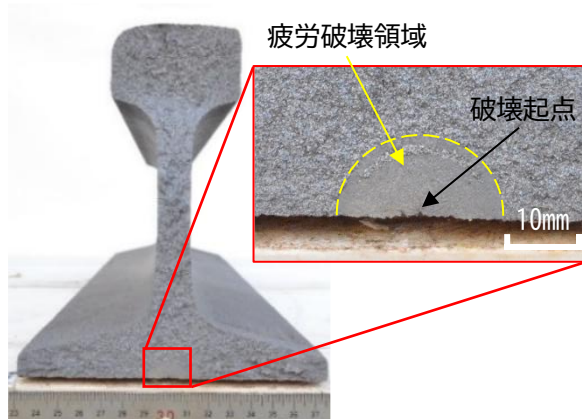


図12 破断面(No.12)

今回試験したレールのうち、形状測定範囲内において破断し、破壊起点がレール底面にあり、その切欠き半径が1mm以上であった15本のレールについて、時間強度補正係数 q と応力勾配 χ の関係を図13に示す。破線は切片を1とした回帰直線である。このときの相関係数 R は0.70であり、強い正の相関がみられた。

時間強度補正係数 q と応力勾配 χ の関係を用了腐食レールの破断時载荷回数 N の予測精度を検証した。ここで、試験レールの破断位置と破断位置の応力 σ_{max} 、応力勾配 χ が既知であるとして、時間強度補正係数 q から新品レールの時間強度 σ_0 を算出する。この新品レールの時間強度 σ_0 と新品レールのS-N曲線を用いて、腐食レールの推定破断時载荷回数 N_E を算出した。疲労試験結果の具体的な推定方法を以下に示す。

- (1) 腐食レールの形状を取得しFEM解析を行うことで、破壊起点のY方向応力 σ_{max} 、応力勾配 χ を算出する。
- (2) 図12から求めた時間強度補正係数 q と応力勾配 χ の関係式より、破断位置における応力勾配 χ から時間強度係数 q を算出する。

- (3) 破壊起点における最大荷重載荷時と最小荷重載荷時の Y 方向応力の差である応力変動範囲 σ_A を求める。
- (4) 式(3)を用いて、応力変動範囲 σ_A を q で除すことにより、腐食レールを新品レールと考えた時の時間強度 σ_{t0} を算出する
- (5) 新品レールの S-N 曲線より、 σ_{t0} のときの推定破断時載荷回数 N_E を算出する。なお、新品レールの S-N 曲線は過去に実施された新品レールの曲げ疲労試験結果¹²⁾ から最小二乗法により、以下の式(4)のように算出した。

$$S = -167 \log_{10} N + 1362 \tag{4}$$

今回試験したレールのうち、時間強度補正係数 q と応力勾配 χ の関係式を導出する際に用いた 15 本のレールについて、本手法を用いて推定破断時載荷回数 N_E と実際の破断時載荷回数 N を比較した結果を図 14 に示す。なお、図中の破線は推定値と実験値の比が 0.5 から 2 の範囲を示している。今回の推定破断時載荷回数 N_E は、破線の範囲内にプロットされた。以上より、時間強度補正係数 q と応力勾配 χ の関係を用いて破断位置の応力 σ_{max} と応力勾配 χ を評価することで、腐食によって生じた様々な形状において、時間強度を 0.5~2 倍の精度で推定できることがわかった。実軌道に敷設されたレールについても、腐食レールを撤去、あるいは持ち上げてレール底面形状を取得できれば、本手法を用いることで疲労試験をすることなくレールの疲労寿命を推定できる可能性がある。なお、予測値を基にしたレール交換等を検討する場合には、2 倍程度の安全率を見込む必要がある。さらに、ここまでの議論では破壊確率が 50% の S-N 曲線を用いており、破壊確率が小さい S-N 曲線を用いることで、より安全側の評価もできる。

なお、現時点では実軌道に敷設された状態でレール底面を含めたレール底部全体の形状を精緻に取得する手法は実用化されていない。本手法を実軌道に敷設された状態のレールに適用するためにはレール底部の形状を取得する手法や破断位置の推定する手法等の更なる検討が必要である。また、実際に敷設されたレールの場合、疲労き裂が進展する間にもレールの腐食が進むことが考えられる。現在の疲労試験ではこの点を考慮することができない。そのため、今後の課題として、腐食の進行も考慮した実物大レールにおける疲労試験の実施がある。

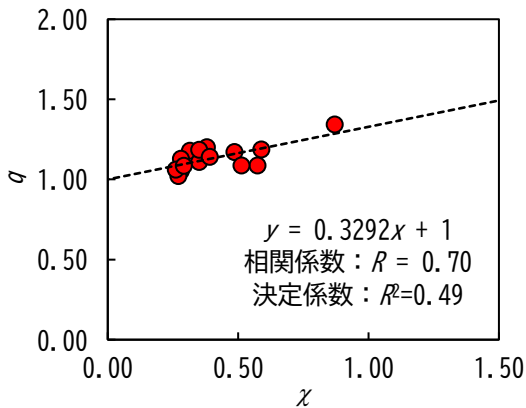


図 13 時間強度補正係数と応力勾配の関係

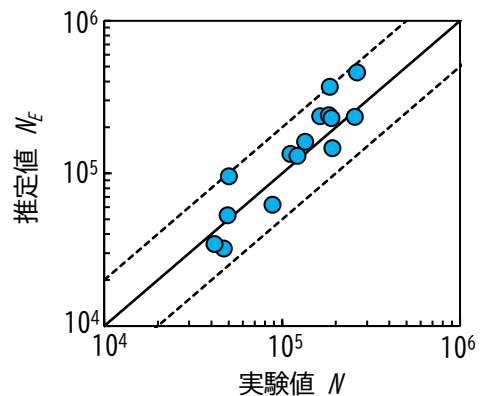


図 14 破断時載荷回数の推定値と実験値の比較

5. まとめ

本研究では、腐食したレールに対して疲労試験および FEM による応力解析を実施し、レールに曲げ荷重

を作用させた際に腐食欠陥の近傍で発生する応力と応力勾配に着目して疲労強度を評価する手法を試みた。

- (1) 今回試験を実施したレールのうち、腐食による減肉がみられたレールの疲労強度は、過去に報告された一般的な明かり区間に敷設された経年レールのそれを下回ることが確認された。
- (2) 腐食によって孔食が発生したレールの破断位置は最大応力と応力勾配によって定まる。
- (3) 提案した疲労強度の評価手法は、新品レールの疲労強度と腐食レールの見かけ上の疲労強度の関係を示すパラメータである時間強度補正係数と応力勾配を用いることで、腐食レールの時間強度を 0.5～2 倍の範囲で推定できることがわかった。

文 献

- 1) 細田充, 片岡宏夫, 高須豊, 弟子丸将: 腐食・電食環境下におけるレールの余寿命評価, 鉄道総研報告, Vol.27, No.4, pp.5-10, 2013
- 2) 水谷淳, 細田充, 山本隆一: 極値統計法による腐食レールの最大さび厚の推定および腐食程度毎のレールの疲労強度の解明, 保全学, Vol. 20, No. 1, pp. 87-92, 2021
- 3) 細見直史, 貝沼重信: コンクリート境界部で腐食した鋼構造部材の疲労挙動に関する基礎的検討, 土木学会論文集 A, Vol.64, No.2, pp.333-349, 2008
- 4) 吉川秀典, 石丸滉大, 鄧鋼, 古池仁暢, 朱世杰: 実応力を用いた曲げ疲労強度評価法の検討 (見かけの曲げ疲労強度と危険点における深さ方向の応力勾配との関係), 日本機械学会九州支部講演論文集, Vol.72, 2019, DOI: 10.1299/jsmekyushu.2019.72.H22
- 5) Deshimaru, T. Kataoka, H. and Abe, N.: Estimation of Ser-vice Life of Aged Continuous Welded Rail, Quarterly Re-port of RTRI, Vol. 47, No. 4, pp. 211-215, 2006.
- 6) 越智保雄, McEvily, A J.: 数種のレール鋼における疲労き裂伝ば特性および破壊靱性特性の評価, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.53, No.491, pp.1273-1280, 1987, DOI: 10.1299/kikaia.53.1273
- 7) 中村孝: 金属疲労の基礎知識, 鑄造工学, Vol.79, No.2, pp.58-69, 2007
- 8) Siebel, E. and Stieler, M., Ungleichformige Spannung-sverteilung bei Schwingender Beanspruchung, VDI Z, Vol. 97, No.5, pp.121-126, 1955 (in Germany).
- 9) 村上敬直: 金属疲労微小欠陥と介在物の影響, 養賢堂, pp.33-35,63-64, 2004
- 10) 陳玳珩: 金属疲労強度学疲労き裂の発生と伝ば, 内田老鶴圃, pp.53-70, 2015
- 11) 西谷弘信: 停留き裂 (切欠き), 材料, Vol.26, No.282, pp.296-306, 1977
- 12) 山崎立良: 自然暴露による腐食実物レールの曲げ疲労特性, 鉄道技術研究所速報, No.80-24, pp.1-28, 1980