

鉄道レールの転がり接触疲労損傷再現を目指した試験機の開発と基礎試験

Development of a Testing Machine to Reproduce Rolling Contact Fatigue on Railway Rails.

鉄道総研（正）*兼松 義一 （非）森本 文子 （非）上東 直孝

Yoshikazu Kanematsu*, Fumiko Morimoto*, Naotaka Uehigashi*

*Railway Technical Research Institute

1. はじめに

レール損傷の状態評価、劣化評価技術の深度化や開発レールの性能評価は実軌道において行われることが多いが、敷設条件や列車走行条件が異なる場合があるため系統的な評価が難しいなどの課題がある。実物大室内試験機による評価も考えられるが試験片の取替え作業が容易ではないことから、系統のかつ効率的に損傷評価を行うためには、二円筒式の小型室内試験機によって実レールと同様の損傷を再現し評価できることが望ましい。既存の二円筒式の小型室内試験機では系統的な評価が可能であるが、実敷設のレールと同等の損傷を十分に再現することが難しい。その原因のひとつとして、実際のレール／車輪とは接触面積や接触力分布が異なることが考えられる。

そこで、本研究では実車輪／レールと同等の接触面形状にすることで、実敷設のレールと同等の形態の損傷再現を目指して、試験機および試験方法を改良し、接触面形状と損傷形態の関係を把握する基礎試験を行った。

2. 実車輪・レールの接触面形状

新しい試験機では、接触面形状を実車輪／レールに合わせるため、ヘルツの弾性接触理論¹⁾により実車輪／レールの接触状態を算出した。算出条件を Table 1 に示す。レール形状は 50kgN レール、車輪踏面形状は在来線修正円弧踏面とし、輪重は 50kN とした。新しい試験機では、計算結果である離心率 0.2425 と最大接触圧力 862MPa に近い接触形状を有する試験片形状とすることとした。

Table 1 Wheel/rail contact conditions according to Hertzian theory

| Rail cross-sectional shape | | 50kgN |
|----------------------------|---|---|
| Wheel tread shape | | Conventional line modified arc wheel profile |
| Calculation conditions | Principal radius of curvature | Rail : $R_{R1}=300$ mm, $R_{R2}=\infty$ |
| | Angle between principal directions | $\theta=90^\circ$ |
| | Material constants (wheel and rail) | Elastic modulus $E=206$ GPa, Poisson ratio $\nu=0.3$ |
| | Wheel load | 50 kN |
| Result | Contact ellipse shape (a: sleeper direction, b: rail longitudinal direction) | Long radius $a=5.34$ mm Short radius $b=5.18$ mm Eccentricity $e=0.2425$ |
| | Maximum contact pressure | 862.1 MPa |

レール試験片は実レールから切り出すことを想定しているため、内輪となるレール試験片は $\phi 60$ mm で幅 25mm 程度とした。レール試験片を $\phi 60$ mm（レール試験片接触面の主曲率 $R_{R1}=30$ mm）とした場合に、接触楕円が実レール／車輪と相似形、すなわち離心率が同じとなる車輪試験片の主曲率をヘルツ理論により算出した。実車輪／レールの接触楕円の形状と離心率が一致する試験片形状は複数考えられるが、負荷する試験荷重を極力小さくすることや試験片の加工を考慮して、車輪側の主曲率 R_{W1} は 35mm、 R_{W2} は 219mm とすることとした（輪重 11.9kN のとき長半径 $a=2.6$ mm、短半径 $b=2.53$ mm、離心率 $e=0.233$ 、最大接触圧力 862MPa）。Fig.1 にレール試験片と車輪試験片の形状および接触位置を示す。

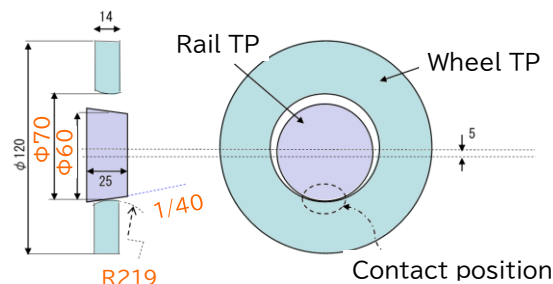


Fig.1 Specimen geometry and contact position (in mm) of the new twin disc tester

3. 新しい二円筒転がり接触疲労試験機

新しい二円筒転がり疲労試験機では、既存の二円筒試験機のメリットを活かしつつ、かつデメリットを改善できるような設計段階から検討した。その際、以下の項目を特徴とする試験機とした。

- ・ 試験片の交換を容易にするため片持ち式の試験片取り付けとする。
- ・ 試験機を小型化し、製作費用を抑えるため、動力循環式（1 モーター式）とする。
- ・ すべり率は、動力循環回路にサイクロ減速機を介在させ、すべり率調整用モーターを使用する。歯車の交換によって段階的にすべり率（最小 0.2%程度）を付与する既存の方式と比較して、無段階のすべり率の設定を可能とする。
- ・ アタック角の付与、試料のまくらぎ方向の揺動、水潤滑を可能とする。

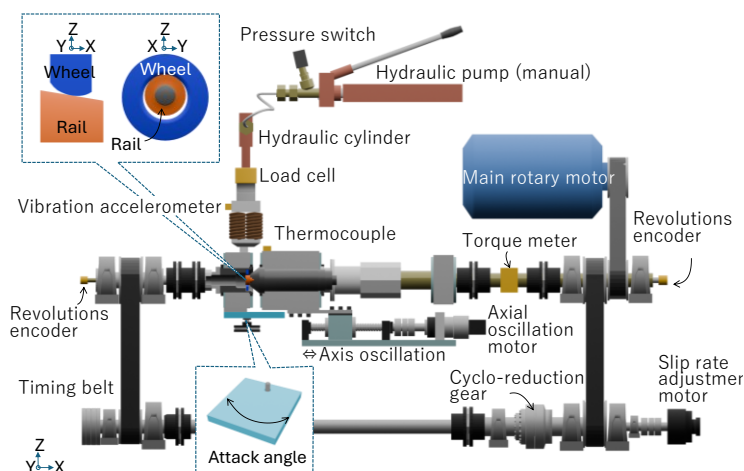


Fig.2 Diagram of new two-cylinder rolling fatigue tester

Table 2 Specification of new two-cylinder rolling fatigue tester

| | |
|------------------------------|---|
| Maximum test speed | 1,450rpm |
| Maximum radial load | 50 kN |
| Maximum slip rate | ±1% *Can be set to an accuracy of about 0.1% |
| Attack angle | -0.5~0.5° *0.5° corresponds to a curve radius of 400 m |
| Maximum specimen oscillation | ±5 mm |
| Lubrication conditions | Dry, water* *Drop volume, time and interval adjustable |

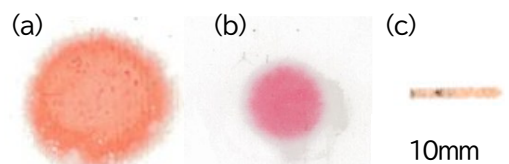


Fig.3 Transfer of contact surfaces with pressure-sensitive paper. (a) Actual wheels-rail, (b) New tester, (c) Existing tester.

4. 基礎試験

実車輪／レールの接触楕円内において、接線力は一様ではなくスピン（接触面内の法線軸回りの回転すべり）が生じている²⁾。新しい試験機を使用した基礎的な試験として、接触面内の接線力の状況を調査する試験を行った。試験条件は、面圧 860MPa（在来線の接触面圧相当）、回転速度 840rpm、アタック角ゼロ、潤滑条件は乾燥、すべり率は 0% とした。回転数は既存の二円筒試験機ですべりを付与した際に塑性流動が形成された例³⁾がある 5 万回転とした。金属組織の観察断面は、回転方向と同じ断面（L 断面とする）とまくらぎ方向の断面（T 断面）とした。L 断面の観察位置は転走面を三分割した位置の 3 断面とし、T 断面は L 断面の直近位置とした。

Fig.4 にレール試験片の金属組織観察結果を示す。すべり率 0% の試験条件であっても、L 断面では 3 断面とも回転方向と同じ方向の塑性流動が形成されていた。また、塑性流動層の深さは一様ではなかった。T 断面では回転軸方向に塑性流動が形成されており、塑性流動の向きはどの観察断面でも同じであった。

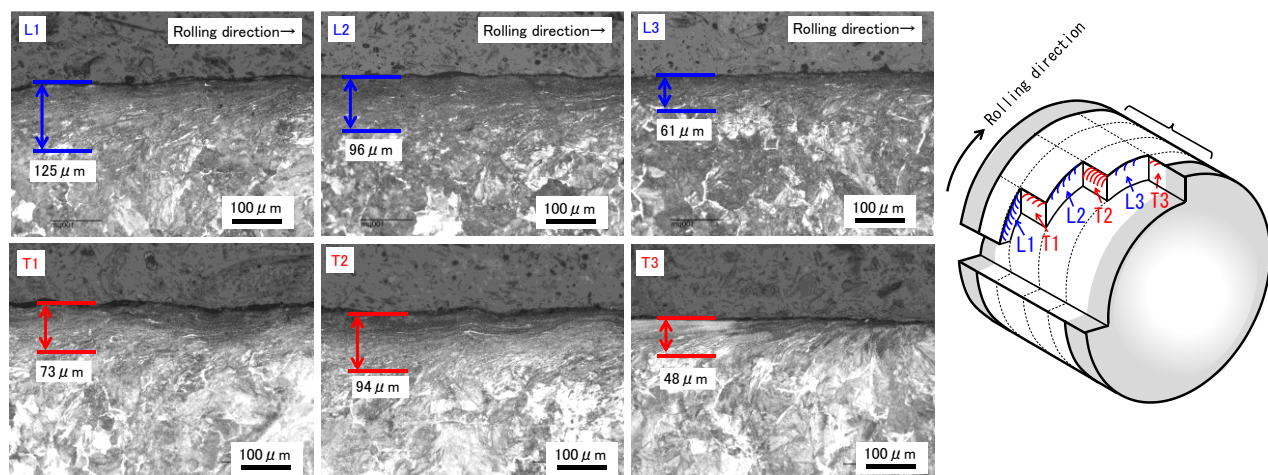


Fig.4 Example of post-test metallographic observation

5. おわりに

実物に近い接触楕円を再現する新しい二円筒転がり疲労試験機を製作した。基礎試験の結果、既存試験機のような回転方向のみの塑性流動に加えて、回転軸方向の塑性流動が形成されていた。これには接触楕円内の接線力が影響している可能性が考えられる。今後試験条件を変えてレールに形成される転がり疲労損傷の再現に取り組む計画である。

文献

- 1) K.L.Johnson, "Contact Mechanics," Cambridge University Press, 1985.
- 2) 石田誠：鉄道のトライボロジーとそれを取り巻く最近の技術動向，トライボロジスト，vol.45，7 号（2000）503.
- 3) 兼松・松井・野口：X 線回折ラインプロファイル解析によるレール鋼の転がり疲労き裂定量評価の検討，トライボロジスト，vol.68，1 号（2023）44.