

転てつ付属装置の摩耗現象解明のための有限要素法解析

Finite Element Analysis for Wearing Mechanism on Attachment Device of Railroad Switch

酒井 信介, 泉 聡志, 近藤 祐樹 (東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻)

1. 緒言

一般に、鉄道においては分岐器によって列車の進行方向を変更している。分岐器における転換不能は列車の運行を妨げてしまうため、それを防ぐために定期的な転てつ付属装置の交換などのメンテナンスが行われている。しかし、その最適な交換周期は定まっていない。

転換不能につながるものとして様々な要因が考えられるが、今回はフロントロッドとよばれる付属装置の軸受摩耗を考える。軸受摩耗によるフロントロッドの位置不備が分岐装置の転換不能につながってしまうという問題があり、鉄道車両が分岐器を通過する際に振動が発生し、この軸受摩耗を引き起こす<sup>1)</sup>と考えられている。

しかし、鉄道車両の通過による振動がどのようにフロントロッド軸受の摩耗に影響を与えるかは明らかになっていない。そこで、振動現象を把握し軸受摩耗予測へつなげる有限要素モデルを構築する。本文では分岐器モデルに対して振動解析を行い、軸受部力学特性を把握するまでについて述べる。最終的には、このモデルを用いることで振動の大きさや分岐器形状などの条件を容易に変更し現地測定をすることなく摩耗予測を行う事を目指す。

2. 実際に分岐器と波形測定

2.1 分岐器の転換と位置不備要因

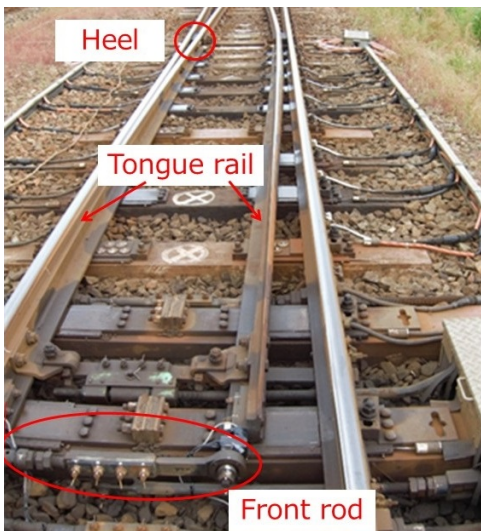


Fig.1 Railroad switch



Fig.2 Front rod

転換機構としては電気転てつ機と呼ばれる電動装置がトングレールと呼ばれる可動レールを動かし、その結果としてトングレール先端に付属するフロントロッドが移動する。(Fig.1 参照)

Fig.2 から分かるように、フロントロッドはボルトや軸受など多くの機械要素を有している。中でも中央部で接続かんを繋ぐ軸受の摩耗が最も位置不備に影響すると考えられている。接続かんは鎖錠かんに繋がっており、電気転てつ機内のロックピースが鎖錠かんの切欠きに正常に収まることにより転換完了とみなされる。このとき軌間内外方向に移動するが、その位置に不備があり切欠きの 1.5mm ほどの許容値に収まらなかった場合は転換不能となる。

2.2 振動の発生と位置不備要因



Fig.3 The heel of tongue rail

Fig.3 に示すトングレール後端部の継目を鉄道車両が通過することにより衝撃振動が発生する。この振動がトングレールを伝わり先端に付属するフロントロッドの軸受摩耗を引き起こす<sup>1)</sup>と考えられている。そして、この衝撃の大きさは継目の段違い量や車両重量・速度に強く影響される<sup>2)</sup>。一般に軸受の摩耗量はホルムの摩耗式(1)に従う。

$$M = \lambda \cdot \int_0^{t_i} PVdt \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $M$  は時刻  $t_i$  までの摩耗量、 $\lambda$  は比摩耗量、 $P$  は面圧、 $V$  は滑り速度である。したがって、軸受摩耗の定量化のためには、軸受部の力学特性として面圧や滑り速度の算

出が必要となる。

### 2.3 現地波形測定

#### (1) 測定波形諸言

実際に鉄道車両が分岐器を通過する際に生じる波形を営業線にて測定した。測定波形はトングレール後端部加速度、フロントロッド肘金部加速度、フロントロッド軸力であり、それらの測定点を Fig. 4 に示す。サンプリング周波数は 2000Hz で測定した。

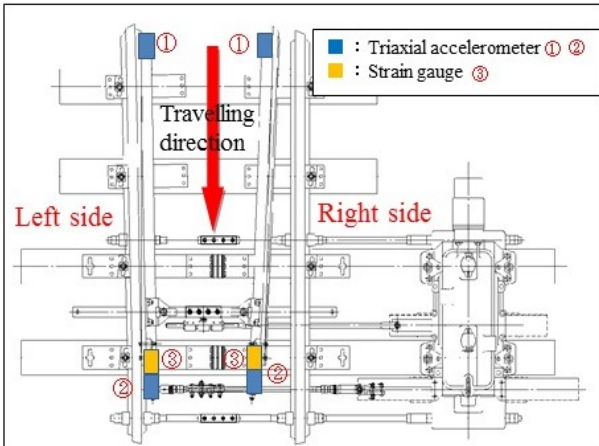


Fig.4 Sampling points on railroad switch

#### (2) 加速度波形

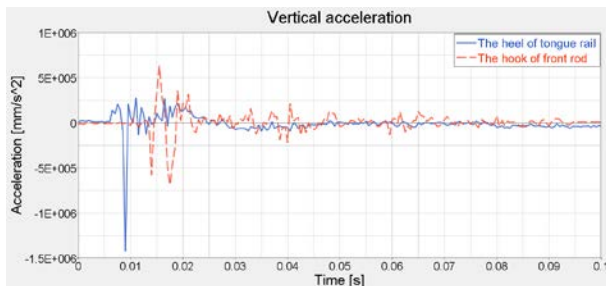


Fig.5 Vertical acceleration (Field)

各軸方向の中で鉛直方向が最も大きな波形となるため、代表的な加速度として Fig.5 に密着側 (Fig.4 左側) 後端部および肘金部の鉛直方向加速度を示す。後端部では継目通過による  $1500\text{m/s}^2$  ほどの高周波の加速度が生じ、ただちに減衰する。そして、肘金部においてはこの波形が伝わることにより、最大  $1000\text{m/s}^2$  ほどの振動が  $0.03\text{s}$  ほど続いて減衰している様子が見られる。

#### (3) フロントロッド軸力波形

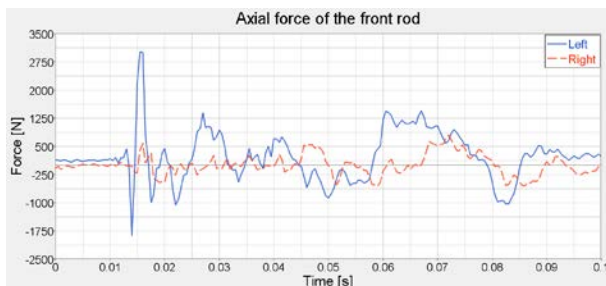


Fig.6 Axial force of the front rod (Field)

フロントロッド軸力は特に軌間内外方向摩耗へ強く影響する波形であると考えられる。Fig.6 に示されるように、この波形についても肘金加速度と同様に、後端部より伝わると思われる最大  $4\text{kN}$  ほどの高周波振動が  $0.03\text{s}$  ほど継続する。異なる点として、車輪がレール上を通過するために生じると考えられる低周波振動が継続するという点が挙げられる。

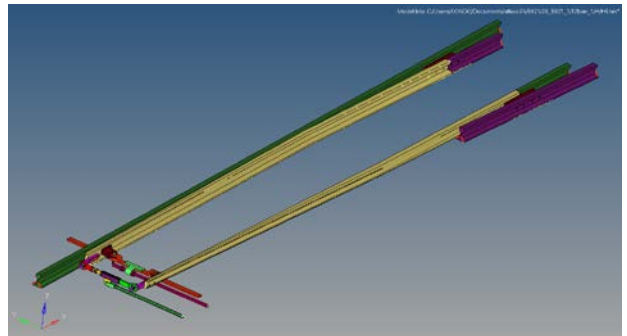
#### (4) 実測波形の考察

これらの波形と有限要素法解析の結果を比較し、モデルの妥当性を確認する。なお、以下のような特性も実測波形において確認された。同一分岐器での測定であれば列車の種類によらず波形特性に変化がなく、特に同じ車両であれば毎回の波形はほとんど同じ形状となる。これは段違いなど現場調整状態に大きく左右されるということが考えられる。そして、非密着側では後端部振動は生じないため密着側からの振動がわずかに伝わるのみである。

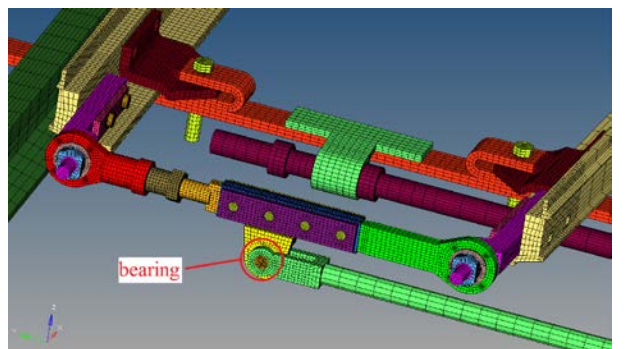
### 3. モデリング手法

#### 3.1 モデル範囲

実測を行った営業線の普通分岐器を対象とした分岐器モデルを作成した。(Fig.6 参照) 軸受摩耗の主な要因はトングレール後端部分で発生する衝撃振動であると考え、モデリングすべき分岐器の範囲をトングレール後端部分よりフロントロッドまでの範囲と定めた。



(1) Railroad switch (FE model)



(2) Front rod (FE model)

Fig.7 FE model

#### 3.2 要素の選定

計算負荷を考慮し、振動伝達に直接関わるトングレールやフロントロッドなどは三次元形状を作成した一方で、枕木など境界にあたる部分に関しては輪重変動解析など<sup>3)</sup>を

参考にはばね要素を用いて代替するなど区別を行った。特にトングレールは枕木に置かれた状態となっているため、枕木を押し込む方向に変位が生じた時のみ反力が生じるといった非線形的なばね要素を用いた。

### 3.3 解析条件

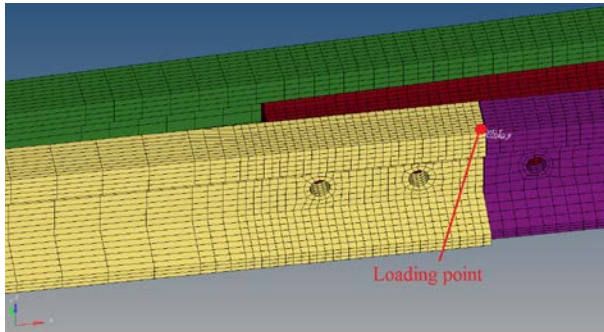


Fig.8 heel of tongue rail (FE model)

まず拘束条件について述べる。拘束箇所は大きく2つに分かれ、レールと枕木との接続部分および、接続かん・動作かんと電気転てつ機との接続部分がばね要素を介して拘束されている。特にトングレールは枕木とは接しているため、枕木を押し込む方向に変位するときのみ反力が生じるような非線形ばねを用いて拘束している。

次に荷重条件について述べる。入力箇所は Fig.8 に示した後端部継目の位置であり、入力方向は鉛直下方向である。入力波形の形状は正弦波形とし、Fig.5 のトングレール後端部波形を参考にした 800Hz という高周波の衝撃荷重と、車輪レール上移動により生じる 60Hz ほどの輪重を重ね合わせた波形とする。衝撃荷重の最大値は列車速度と継目段違いにより推定された値<sup>2)</sup>として 220kN を用いて、輪重は 80kN とした。Table.1 にそれぞれの解析条件を示す。本研究では Altair 社の HyperWorks を用いており、メッシュや拘束条件などは HyperMesh で構築し、ソルバーとしては Radioss Block120 を用いて陽解法で解析を行った。

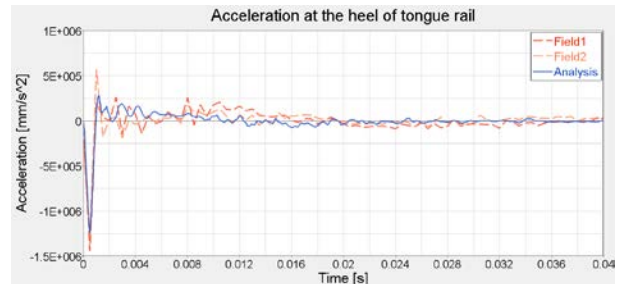
Table.1 Analysis condition

| Analysis Software              | Hyper Works Radioss Block 120 |                 |              |
|--------------------------------|-------------------------------|-----------------|--------------|
|                                | Vibration Analysis            | Explicit method |              |
| Dimension                      | [ton] [mm] [MPa]              |                 |              |
| Element                        | 3D-Solid, Spring              |                 |              |
| Load Impact/Wheel              | Max                           | 220 kN/80 kN    |              |
|                                | Wave                          | Shape           | Sine wave    |
|                                |                               | Period          | 800 Hz/60 Hz |
| Crosstie to tongue rail spring | Stiffness                     | 2.0 kN/mm       |              |
|                                | Viscosity                     | 2.0 N · s/mm    |              |
| Crosstie to rail spring        | Stiffness                     | 10 kN/mm        |              |
|                                | Viscosity                     | 100 N · s/mm    |              |

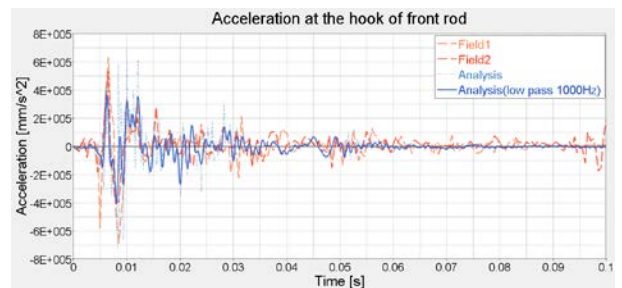
## 4. 解析結果

### 4.1 加速度波形・軸力波形の比較

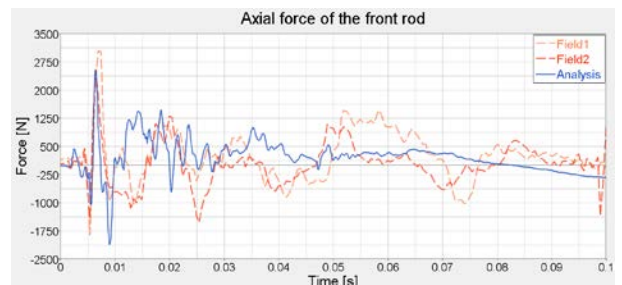
まず後端部分加速度についての比較を行う。この波形について合わせこみを行い、フロントロッド部の加速度や軸力より、モデルの妥当性を確かめる。Fig.9(1)より初めの衝撃における加速度や周波数は一致している事がわかる。その後の減衰傾向に関して少し差があるが荷重条件などの妥当性があるといえる。



(1) Vertical acceleration at the heel of tongue rail



(2) Vertical acceleration at the hook of front rod



(3) Axial force of the front rod

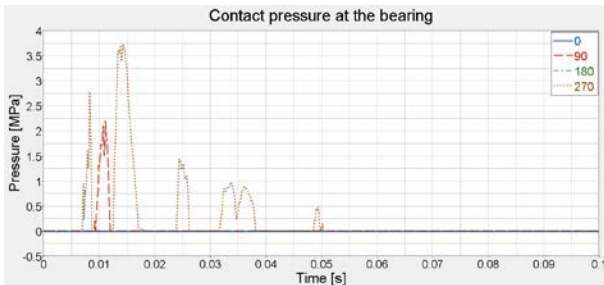
Fig.9 Analysis data compared with field data

次に Fig.9(2), (3)より肘金部加速度とフロントロッド軸力の比較を行う。なお、加速度に関しては実測波形に合わせて 1000Hz のローパスフィルタをかけたものも示してあり、その波形は応答振幅や周波数特性といった点で良く一致している様子が見られ、ばね要素など分岐器モデリング手法の妥当性が確認できる。フロントロッド軸力についても 0.02s あたりまでは加速度同様に波形傾向は良く一致しているが、それ以降の低周波振動が解析では見られないという点で異なっている。これは、荷重入力の後端部分に一度のみであり、トングレール上を車輪が転がるということを考慮していないためであると推測されるため、その再現性の向上も必要と考えられる。

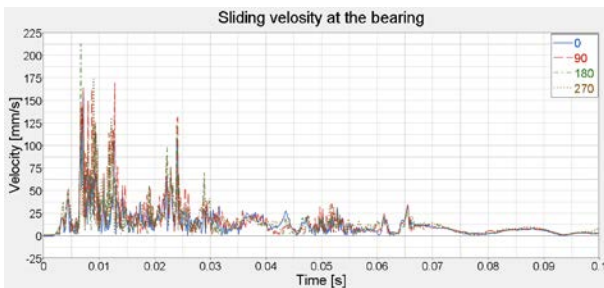
- 1) 安原碩人, 伊東周二, 鹿間政男: フロントロッドの改良 (第1報), 鉄道技術研究所速報, 1982.
- 2) 西本正人, 山口剛志: 列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討, 第20回鉄道技術連合シンポジウム論文集, pp.5-8, 2013.
- 3) 鈴木貴洋, 名村明, 石田誠: 軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討, 土木学会第59回年次学術講演会, pp49-50, 2004.

#### 4.2 軸受部力学特性

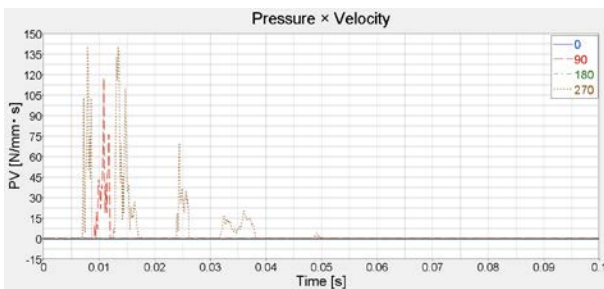
次に, Fig.10 より軸受の摩耗に影響されると考えられる力学特性を考える. 軸受球について,  $0^\circ$  が鉛直上側のラジアル頂点で  $180^\circ$  がその反対側,  $90^\circ$  が軌間内外方向レール密着側のラジアル頂点で  $270^\circ$  がその反対側の測定点である. 面圧については最大  $4\text{MPa}$  ほどの波形が確認され  $0.05\text{s}$  までにはほとんど生じなくなる. その方向は軌間内外方向に大きい. 次に, 滑り速度は各点ではほぼ同じ傾向が見られ, 最大  $200\text{mm/s}$  から  $0.03\text{s}$  までにはほとんど減衰する様子が見られた. そして, 面圧と滑り速度の積  $PV$  は  $0.04\text{s}$  までに集中していることが分かり, この時刻以降は摩耗に影響しないということがわかる. さらに, その方向は面圧と同じく軌間内外方向で最大値をとり, 転換不能につながるやすい方向に摩耗しやすいという傾向が導き出せた.



(1) Contact pressure



(2) Sliding velocity



(3) Pressure  $\times$  Velocity

Fig.10 Dynamical characteristic at the bearing

#### 5. 結言

軸受部摩耗予測につなげるための分岐器の有限要素法モデルを構築し, 解析結果と現地測定結果とを比較することで, モデリング手法の妥当性が確認できた. トングレール後端部で発生する振動による軸受部の力学特性を把握し, 軌間内外方向に摩耗しやすいといった特性を確認できた.