

可動ダイヤモンドクロッシングの固定端における軌間縮小に関する一考察

東日本旅客鉄道株式会社 ○正会員 堀 雄一郎

東日本旅客鉄道株式会社 正会員 島田 和則

1. はじめに

可動ダイヤモンドクロッシング (DC) のうち可動レールを弾性転換させるタイプ (以下, 弾性可動 DC と呼ぶ) において, 固定端で 5mm 以上の軌間縮小が発生することがある¹⁾. 一方, 普通分岐器の弾性ポイントではあまり見られない事象であることから, 弾性可動 DC の可動レールを対象に軌間縮小の発生要因, 並びに発生させないための保守管理上の留意点について検討した.

2. 検討対象

今回検討にあたり, 実際に軌間縮小が発生した可動 DC¹⁾の軌道変位データを元に検討を行った.

2.1 対象とした可動 DC の概要 (図 1)

- ・種別: DC60 可 16-102 の可動 DC 部 (80S レール使用, 弾性転換方式, オイレス床板, 合成まくらぎ使用)
- ・転てつ機種別: NS-BM 形電気転てつ機 (最大転換力 3.92kN, 最終定格負荷 4.90kN)²⁾

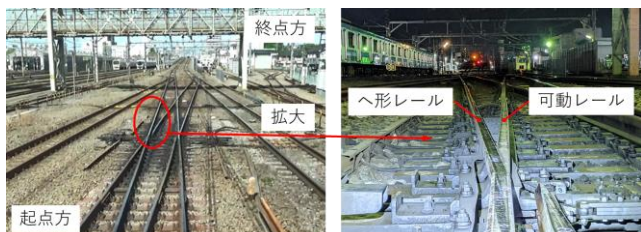


図 1 対象とした可動 DC (DC60 可 16-102)

2.2 可動レール転換力 (負荷) の計算

可動レールの転換力は, 一般的な弾性計算³⁾により求めた. 計算に使用した諸数値を表 1 に示す. 計算の結果, 転換力 $Q=2.56\text{kN}$ (内, たわみ力 $P=1.63\text{kN}$, レール自重による摩擦力 $W=0.93\text{kN}$) となった.

表 1 可動 DC の転換力計算に使用した諸数値

(1)レール各部の長さ(mm): 弾性部 $a=1,000$, 全断面部 $b=3,226$, 削正部 $c_1=716, c_2=408$, 先端まで $d=550$
(2)レール各部の断面2次モーメント(mm^4): $I_1=3.73 \times 10^6, I_2=6.85 \times 10^6, I_3=4.72 \times 10^6, I_4=4.07 \times 10^6$
(3)ヤング率: $E=2.1 \times 10^6 (\text{N}/\text{mm}^2)$, (4)転てつ棒行程: $y_c=80(\text{mm})$
(5)可動レール単位重量 $w=0.8(\text{kN}/\text{m})$, 床板との摩擦係数 $\mu=0.2$, 可動レール重量率 0.9
注) 各数値の符号は文献 ³⁾ による. DC60可16-102の諸元はDC60可16-101(改)と同じ.

2.3 軌道変位の状態

当該可動 DC における固定端付近の軌間, 軌間線寸法 I' (へ形・可動間) 及び通り変位の測定値を図 2 に示す. 第 1, 第 2 固定端で, 軌間-5mm, -2mm, 軌間線寸法 I' +7mm, +4.5mm であった. また, 両エンドクロッシング交点間を基準線とした半絶対線形の通り変位は, 固定端付近で+9mm, DC 中心付近で+19mm であった.

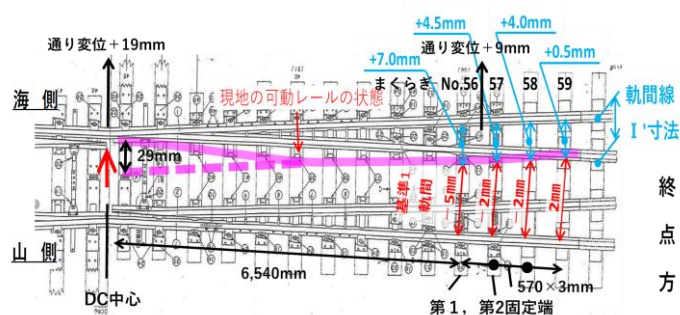


図 2 軌間, 軌間線寸法 I', 通り変位の測定値

3. 軌間・通り変位による増加転換力 (負荷) の検討

3.1 固定端における軌間変化の影響

図 2 より, 第 2 固定端と第 1 固定端の軌間及び軌間線寸法 I' の差から, 可動レールが先端に向かって軌道中心方向に角度がつく. この角度による可動レール先端付近におけるへ形レールとの間隔を計算すると, 約 29mm ($\simeq (7.0-4.5) \times (6,540/570)$) となる. すなわち, 固定端における軌間縮小により, 海側へ転換時, 29mm 分可動レールをたわませる力が増加する (図 2 桃色線).

3.2 通り変位の影響

図 2 より, 通り変位量は固定端付近の+9mm に対して可動レール先端付近では+19mm であるから, その差 10mm 分可動レールをたわませる力がさらに増加する.

3.3 増加するたわみ力と合計転換力 (負荷)

3.1, 3.2 より, 軌道変位により追加で必要となるたわみ量は 39mm ($=29\text{mm}+10\text{mm}$) となる. 前述のたわみ式³⁾から必要な追加たわみ力 (P_a) を計算すると, $P_a=0.8\text{kN}$ が得られ, 合計転換力 (負荷) は $3.36\text{kN} (=2.56+0.8)$ と

キーワード 可動 DC 転換力 弾性計算 軌間縮小 通り変位

〒151-8578 東京都渋谷区代々木 2 丁目 2 番 2 号 TEL 080-7683-1372 FAX 03-5334-1191

なる。すなわち、NS-BM 形電気転てつ機の最大転換力 3.92kN との余裕が小さくなり、また、これに密着力が加算される密着間際は同最終定格負荷 4.90kN を超える恐れがある。実際には定格値より高い転換能力があるため直ちに転換不能になるわけではないが、リスクは増大する(事例¹⁾の転換不能の直接原因はロック不良)。

4. 固定端における軌間縮小の発生要因と対策の検討

4.1 部分交換時における組立順序の影響(仮説)

次に、固定端における軌間縮小が弾性可動 DC で発生しやすい要因を考察する。

可動レールを部分交換する際、限られた間合いで作業を行うために、信号側が早く組立作業に着手できるように固定端の締結より先に転てつ棒を取り付けることがある。このとき、一方の可動レールがへ形レールに接着していると、他方の可動レールは大きくたわむことになるが、未締結の固定端部分までたわみが生ずる。

4.2 固定端未締結で転てつ棒を取付けた時のたわみ量

固定端が未締結時に転てつ棒を取付けると、実質的な固定端がまくらぎ 2~3 本分後方へ下がり、可動レール転換範囲が長くなる。ここでは、そのときの元第 1 固定端位置における可動レールのたわみ量を計算した。計算モデルとしては図 3 に示す通り、弾性部の後方に追加全断面部を想定してたわみ計算式を作成した。

まくらぎ間隔は各 570mm なので、たわみ計算上の可動レール長(ℓ)は $z=1,140(2 \text{ 本}) \sim 1,710\text{mm}(3 \text{ 本})$ 長くなる。計算の結果、元第 1 固定端のたわみ量は 2.9 (2 本) ~ 5.5mm (3 本) となった。この値が軌間縮小量に相当し、今回の事例の実測値と同等の値となった。

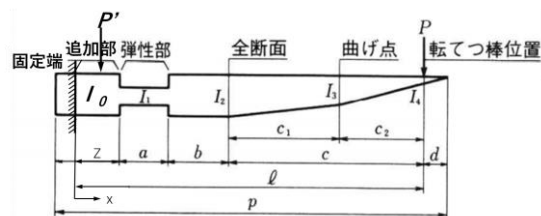


図 3 固定端未締結時のたわみ計算モデル

4.3 固定端部の軌間を調整するのに必要な力(P')

4.2 項に対して、通常、バール等でレールを押したり、締結座金のクサビを叩き込んで軌間を調整する。

そこで、元第 1 固定端で軌間を調整するのに必要となる力(図 3,4 の P')を、4.2 項で作成したたわみ計算式に載荷して求めた結果を図 4 に示す。固定端からま

くらぎ 3 本未締結時は $P'=1.62\text{kN}$ であるが、実作業で行われることのある固定端から 2, 3 本目を仮締結した状態で 1 本目(=第 1 固定端)の軌間調整を行う時の $P'=10.75\text{kN}$ となった。つまり、第 1 固定端側から直すと約 6 倍の強い力が必要になるが、3 本目から順次やれば比較的小さい力で直すことができる。

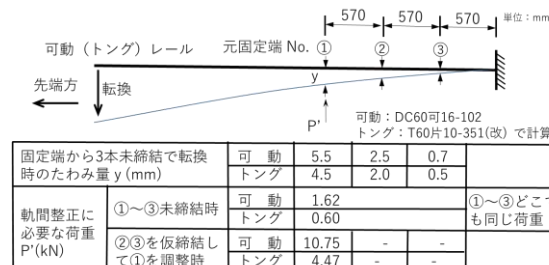


図 4 元固定端部の軌間調整時に必要な荷重計算結果

4.4 普通分岐器の弾性ポイントの場合

ここで比較のため、普通分岐器の弾性ポイントで同様の計算を行うと、例えば T60 片 10-351(改)トングレールでは $P'=4.47\text{kN}$ と 1/2 以下であった(表 4)。これは、可動レールよりトングレールの方が全長が長くかつ剛性が低いためである。

4.5 対策の検討(施工手順上の留意点)

本件実際には他にも様々な要因が競合するが、基本的な状況として可動レールをたわませた状態での軌間調整はトングレールよりも力を要すると指摘できる。

以上のことから、特に弾性可動 DC の可動レールを組み立てる際は、次のことに留意することが重要である。

- (1) 転てつ棒を取り付ける前に固定端部を正しい軌間で締結することが基本。
- (2) 先に転てつ棒を取り付けた場合、可動レールをへ形レールに接着させた状態で固定端部の座金を締結。
- (3) (2)ができなかった場合、軌間縮小量の小さい後方から前方に向かって順次座金を叩き込みながら締結。

5. まとめ

今回、弾性可動 DC の固定端部において発生する軌間縮小の発生要因と対応策について検討した。本検討については、今後実践面での検証を行っていきたい。

参考文献

- 1) 三井ら「可動ダイヤモンドクロッシングにおける不転換原因と今後の保守管理について」土木学会全国大会第 77 回年次学術講演会 2022.9
- 2) 「転てつ装置[改訂版]」(一社)日本鉄道電気技術協会 2014.9 pp.38
- 3) 佐藤, 梅原編「線路工学(第 6 版)」(一社)日本鉄道施設協会 2011.7 pp.477-482