

内軌波状摩耗の波高の周期的変化に関する検討

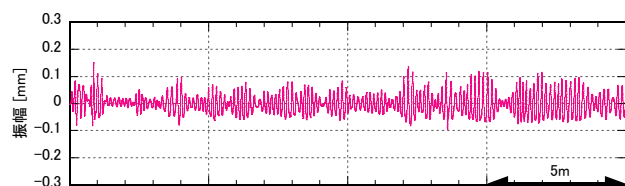
鉄道総合技術研究所 正会員 ○田中 博文

1. はじめに

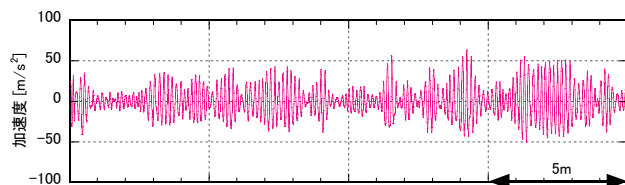
主に急曲線内軌に発生する波状摩耗は、騒音・振動の観点から大きな問題となっている。その波状摩耗の管理は、線路巡回時の目視検査や、任意の数か所における凹凸測定器の測定値から求めた波高を用いて行われることが多い。しかし、この度、波状摩耗の凹凸を連続的に測定した結果、同一曲線内であっても波状摩耗の波高にばらつきが見られ、それが「うなり (Beat)」のように周期的に変化している例が見られた。本報告では、その波状摩耗の波高の周期的な変化を車両一軌道間の振動のうなりによるものと仮定してその周波数を特定し、検討を行った結果について述べる。

2. 波状摩耗の波高の周期的な変化

図 1(a)に、CAT (Corrugation Analysis Trolley) と呼ばれる波状摩耗の凹凸をレール長手方向に連続的に測定可能な装置¹⁾を用いて測定した内軌波状摩耗の波形例を示す。なお、波形は、50～250mm でバンドパスフィルタ処理をして、内軌波状摩耗に起因する凹凸のみを抽出している。同図より、波状摩耗の波高が波長 1～2m 程度の間隔で周期的に変化していることがわかる。図 1(b)に、同じ区間を走行した列車で測定された軸箱加速度の波形を示す。なお、波形は、CAT と同様に 50～250mm でバンドパスフィルタ処理をしている。同図より、測定方法を変えても、波状摩耗の波高が周期的に変化していることがわかる。なお、周波数分析の結果、波状摩耗の波長は CAT、軸箱加速度ともに 140mm 程度であった。



(a) CAT による直接測定結果



(b) 軸箱加速度による間接測定結果

図 1 内軌波状摩耗の波高の周期的な変化の一例

このような波状摩耗の波高の周期的な変化は、複数線区において実施した CAT あるいは軸箱加速度の測定によって、ほぼ全ての波状摩耗発生区間において確認されており、線区や区間に特有の現象ではないと考えられる。

3. うなり

うなりとは、周波数がわずかに異なる振動 (波) が重なったときに生じる現象である。例えば、式(1)および(2)に示す周波数 f_1 と f_2 の 2 つの単振動を仮定する。

$$y_1 = \sin(2\pi f_1 t) \quad (1)$$

$$y_2 = \sin(2\pi f_2 t) \quad (2)$$

この 2 つの単振動を合成した振動は、数学的に式(3)で示される。

$$\begin{aligned} Y &= \sin(2\pi f_1 t) + \sin(2\pi f_2 t) \\ &= 2 \cos 2\pi \frac{f_1 - f_2}{2} \times \sin 2\pi \frac{f_1 + f_2}{2} \\ &= 2 \cos 2\pi f_a \times \sin 2\pi f_b \end{aligned} \quad (3)$$

この関係を波状摩耗に適用する場合、波状摩耗はレール上に生じる波長 λ の空間軸 (空間周波数) 上の波であり、列車はその上を速度 V で移動するので、時間軸 (時間周波数) 上の振動 f が発生し、さらには列車速度によって発生する振動の周波数が異なることに注意が必要である。すなわち、式(4)の関係を利用する必要がある。

$$f [\text{Hz}] = \frac{1}{\lambda [\text{m}]} \times \frac{V [\text{km/h}]}{3.6} \quad (4)$$

4. 車両一軌道間で発生する振動に基づく波状摩耗のうなりの発生原因の検討

うなりが生じるには、周波数の近い最低 2 つの振動が必要となる。そのおおよその周波数は、内軌波状摩耗の波長と列車の走行速度から求めることができる。

図 1 の例では、波状摩耗の波長は約 14cm 程度、列車の走行速度は約 60km/h であることから、式(4)の関係から式(5)のように求めることができる。

$$f = \frac{1}{0.14} \times \frac{60}{3.6} = 119 [\text{Hz}] \quad (5)$$

このことから、急曲線の軌道において、車両一軌道間の相互作用によって発生する 119Hz 前後の振動が 2 つあれば、式(3)の関係から、波状摩耗にうなりが生じる可能性がある。

キーワード：波状摩耗，うなり，周波数，輪重変動，軸箱上下加速度，軌道振動

連絡先：〒185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38 (財)鉄道総合技術研究所 軌道管理 TEL042-573-7278

ここで、図 2 に波状摩耗の発生していない直線区間を異なる速度で列車が走行した場合の軸箱上下加速度のパワースペクトルの例を示す。速度によらず、55Hz 付近に最大ピークが見られる、さらに 110Hz および 165Hz にその高調波のピークが見られる。なお、列車の走行速度が高速になるにつれ 55Hz 付近のピークが顕著になる一方で、低速の方が 110Hz 付近のピークは明瞭になり、前後の周波数帯域のパワーと比較して相対的に大きくなることがわかる。なお、55Hz 付近のピークは、車両のばね下質量と軌道の連成振動の固有振動数と考えられる。

次に、図 3 に有道床軌道の曲線区間において内軌の頭頂面を上下方向にインパルスハンマーによって衝撃加振した場合のレールのアクセランスの例を示す。同図より、120Hz 付近にゆるやかなピークがあり、特に左右振動において顕著であることがわかる。なお、この左右振動、すなわちレールの小返り振動は、内軌波状摩耗の発生要因の一因であるとの知見が既に得られている^{2),3)}。

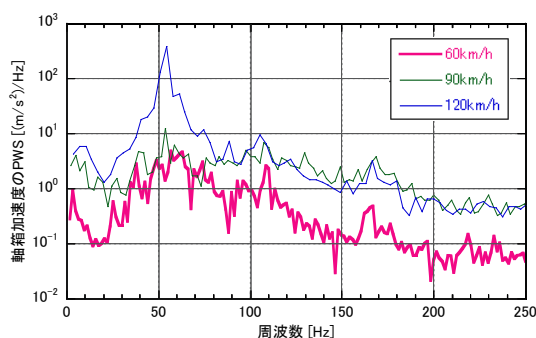


図 2 軸箱上下加速度のパワースペクトルの一例

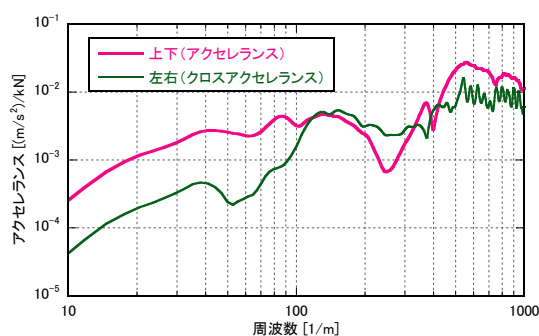


図 3 有道床軌道の衝撃加振試験の一例
(内軌上下加振時のレールのアクセランス)

ここまでの検討で、軌道への加振力としては 110Hz が卓越しており、また軌道は 120Hz で振動し易いという結果が得られた。そこで、この 2 つの周波数の振動のうなりについて検討する。図 4 は、 $f_1=110\text{Hz}$ 、 $f_2=120\text{Hz}$ として、式(3)によって、2 つの振動を合成した結果である。なお、列車は 60km/h で走行するものとし、横軸は距離軸に変換している。同図より、約

1.8m (式(3)の f_b の項) のうなりが生じていることがわかる。また、その中に波長 0.15m (式(3)の f_a の項) の振動があることもわかる。

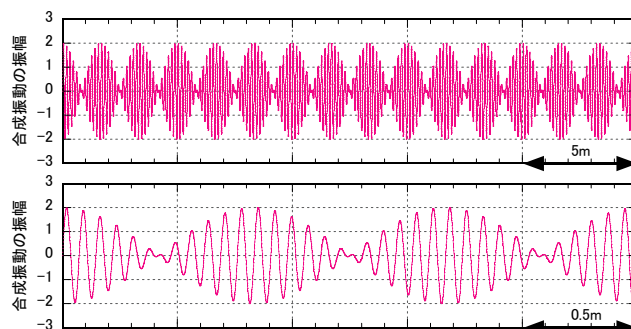


図 4 2 つの周波数の合成振動によるうなりの計算例

このように、車両ー軌道間に生じる振動に着目した結果、その相互作用によってうなりが生じる可能性を示すことができた。したがって、レール/車輪間の接触力にうなりのような変動が生じ、波状摩耗の波高の周期的な変化が引き起こされると考えられる。なお、図 1 に示したように、実際の波状摩耗の波高の変化は図 4 ほど規則的ではない。これは、複雑なばねー質点系である車両ー軌道の振動系は、ここで示した以外にも複数の振動モードを有していると考えられること、また、実際の列車の走行速度のばらつきや軌道変位による影響があること等があり、これらが複雑に影響し合った結果であると考えられる。

5. おわりに

波状摩耗の波高が周期的に変化していることを踏まえると、曲線中の任意の数か所で波状摩耗の波高測定を行った場合、その波高を過小評価する可能性がある。波状摩耗は、騒音・振動の観点から管理すべきものであり、その波高はレール削正やレール交換等、軌道の保守作業にかかわる対策を行う上での重要な管理項目の一つである。今回の結果を踏まえると、今後は、レール長手方向の連続的な凹凸測定を実施する、あるいは軸箱加速度等を用いて間接的に波高の大きな箇所を推定し、その箇所の波高を直接測定する等の対応が必要であると考えられる。

参考文献

- 1) Stuart L. Grassie : Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment, Wear, No.258, pp.1224-1234, 2005.
- 2) M. Ishida, T. Moto, M. Takikawa : The effect of lateral creepage force on rail corrugation on low rail at sharp curves, Wear, No.253, pp.172-177, 2002.
- 3) 松浦章夫, 内田忠之, 福田拓也 : 急曲線における内軌波状摩耗の発生メカニズムに関する研究, 土木学会論文集, No.773, I-69, pp.125-135, 2004.