

IV-319

波状摩耗区間の軌道弾性が輪重変動特性に与える効果の研究

九州大学工学部 ○学生員 箱田 厚 九州大学工学部 正 員 角 知恵
九州大学工学部 正 員 大枝 良直 宮 崎 県 正 員 井崎 博史

1. はじめに

レールの波状摩耗とは、レールの頭部頂面が数cmから数十cmの波長をもって正弦波状に磨耗するもので、早急な軌道破壊や列車の通過時に騒音を発し乗り心地を害するものである。これは、車輪の内軌と外軌のすべり率の差のために、車輪が固有振動数125Hz帯域のねじり振動を起こしているために発生するという説がある。このねじり振動は輪重変動（特に輪重抜け）に大きく左右される。

そこで、本研究では軌道を弾性化させ軌道の振動特性が輪重変動の周波数特性に与える影響を考察しようとするものである。

2. 輪重変動の計算方法

輪重変動の周波数特性を求めるために、図-1のような状態を考えて接触点内力（輪重）を考える。ここで次の式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \text{レールに加わる接触点内力：} F1 &= -m\omega^2 Y1 \\ F2 &= K(\omega) Y2 \end{aligned}$$

$$\text{作用・反作用：} F1 = -F2$$

$$\text{車輪とレール間の凸凹：} Y = Y1 - Y2$$

ここで、 $K(\omega)$ はレール踏面の動的剛性である。

以上の4式から輪重変動 W は次式で表される。

$$W = \frac{-m\omega^2 K(\omega)}{-m\omega^2 + K(\omega)} Y$$

$$\parallel$$

$$H(\omega) \text{ とする}$$

$H(\omega)$ に特有の卓越した周波数成分があれば、この周波数の接触点内力が強調される。 $K(\omega)$ は、枕木と道床をばねと質点で表した図-2のモデルで計算されることが多い。

3. 測定概要

図-2のモデルの妥当性を確かめるために、レールと枕木の間にあるレールパッドを25t/c

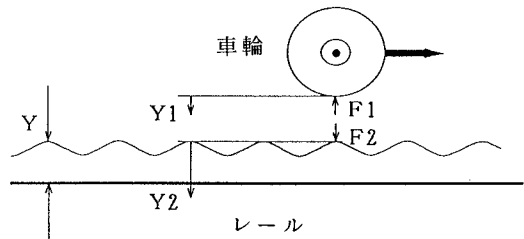


図-1 レール車輪間の接触点内力

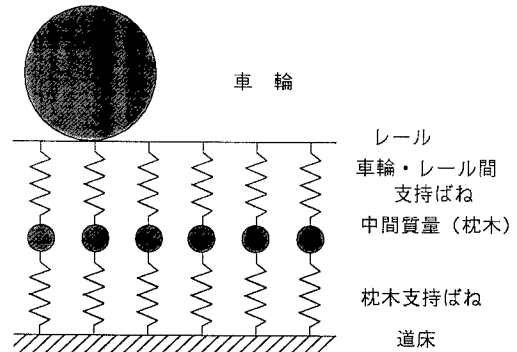


図-2 振動加速度解析モデル

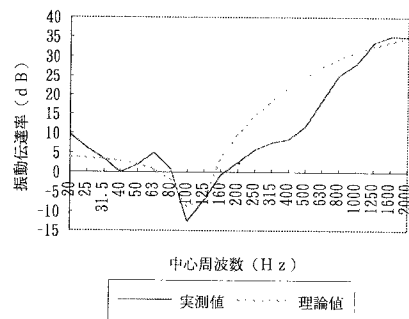


図-3 25t/c地点の振動伝達率

m, 50 t/cm, 110 t/cmと変化させてレールと枕木の振動加速度の測定を行った。

測定場所はJR長崎本線の肥前大浦－土井崎信号所間（R=300M, 鳥栖起点より77K675M付近）で、平成7年8月26日に行った。

測定は、軌道パッドのバネ定数を変化させた3カ所で、それぞれ内軌側と外軌側のレール底部と枕木上面に加速度計を取り付けを行った。加速度計は、レール底部に圧電式加速度計を、枕木上面にはひずみ式加速度計を用い、それぞれチャージアンプと動ひずみ計を通してデータレコーダーに記録した。加速度計は、レールの継ぎ目の影響の少ないレールの中央部に設置した。

4. 測定結果の分析

データレコーダーで記録したレール底部と枕木の加速度データを、1/3オクターブバンドパスフィルターを用いて周波数分析を行った。それにより加速度レベルの実測値と振動伝達率を求めた。

各測定点における振動伝達率の実測値と理論値は、図-3, 4, 5のようであって、大局的には一致しており、モデルの妥当性は得られたと考えられる。

5. 考察

レールパッドを変更した各々について、輪重変動特性を求めた。これを図-6に示す。

レールパッドを25 t/cmや50 t/cmとして軌道を弾性化すると、車輪のねじり振動と輪重変動が共振しやすく、軌道の弾性化による波状摩耗の低減効果はさほど大きくならないと可能性がある。

また、振動伝達率の比較において理論値と実測値が一致しないところがあったが、これは今回用いた2次元モデルでは枕木の曲げ振動などを十分に考慮できなかったためであると考えられ、今後枕木を梁として扱う3次元モデルが必要であると考えられる。

最後に、本測定・研究を行うに当たって御協力・御助言をいただいたJR九州施設部保線課の皆様に御礼申し上げます。

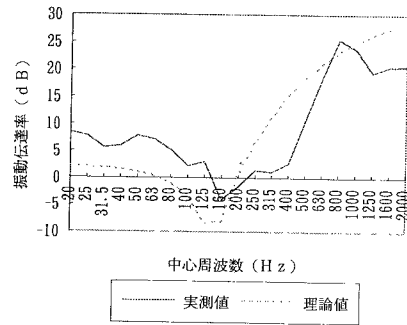


図-4 50 t/cm地点の振動伝達率

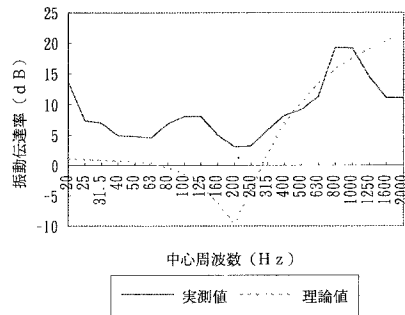


図-5 110 t/cm地点の振動伝達率

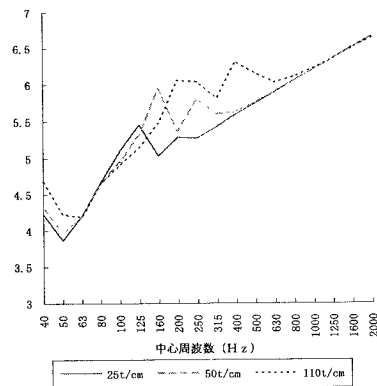


図-6 輪重変動特性

（参考文献）

- 1) 佐藤 吉彦 他, 軌道高周波振動の理論解析
No. 1013, 1976
- 2) 角 知憲 他, 急曲線区間における波状摩耗の生成機構について

土木学会論文集第425号IV-14, 1991