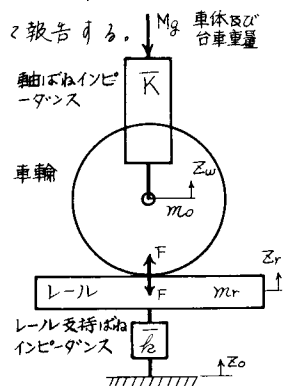


1. まとめ 鉄道車両の輪重変動は、軌道および車両走り装置の劣化に密接な関係があり、その特性を明らかにすべき重要な問題であるが、この問題に関する従来の研究は実測によるものか、理論による場合は継目路等独立した狂いに対するものか、周波数レスポンス関数を求めるにとどまり、軌道狂い、車両特性値、走行速度等の因果関係を明らかにした総合的な研究はなされてない。いままでこの研究が進められなかった理由は、従来の軌道および車両のモデルでは、輪重変動に関するフーリエ変換をとる際に、その積分が発散してしまうことによる。

この点に関し検討した結果、軌道に存在する高低狂いの特性に若干の妥当と考えられる仮定を設ければ、この困難を脱却できることが知られた。以下これらの結果について報告する。

2. 輪重変動計算のための基本モデル 輪重変動を詳細に検討するためには、前後輪軸の相関作用等についても考慮しなければならないのであるが、まず問題点と概略の特性を明らかにするためには、右図に示すような一軸モデルを用いればよい。ここでレールの長さを限定しているのは、レールにおける横波の伝播速度が通常の軌道の場合 $1200 \sim 1800 \text{ km/h}$ であり、 200 km/h 程度までの走行速度であれば、静的な場合と大きく異なることはないからである。



計算のための基本モデル

この系に高低狂いを与える場合、国鉄はこれを輪軸変位とレール変位の差 $z_w - z_r$ としている。このような与え方は波状磨耗あるいはバウチャーのように、レールの中立軸にはほとんど変位を生ぜず、その接触点においてのみ変位を生じている場合には正しいのであるが、通常の意味の高低狂いに対する場合は正しくない。というのは、高低狂いは無載荷状態でも存在しているのであるが、上記の場合にはこのような現象を説明できないからである。これらのことを考慮し、筆者は、高低狂いをレールの支点に与え、さらにレールの剛性および支持系によるフィルター効果とも考慮することとした。

以上を総合すると、この系を支配する微分方程式は、

$$m_w \frac{d^2 z_w}{dt^2} = -K z_w + F \dots\dots (a), \quad m_r \frac{d^2 z_r}{dt^2} = -\bar{K} (z_r - z_o) - F \dots\dots (b) \quad (1)$$

ただし、 m_w —車輪質量、 z_w —車輪変位、 K —軸ばねインピーダンス、 F —車輪とレールの間に働く力、 m_r —換算レール質量、 z_r —車輪直下のレールの変位、 $\bar{K}$ —レール支持ばねインピーダンス、 z_o —レール支点の変位

と表わされる。ここで、ばねインピーダンスには、ばねのほかダッシュポットおよび質量の効果も含むものとする。

この系でレールと車輪は密着しており、かつ走行中に離れることがないとすれば、この車輪とレールの間に働く力で表わした輪重変動の周波数レスポンス関数はつぎのように表わされる。

$$\Delta F = \frac{\bar{r}(\bar{K} - m_0 \omega^2)}{\bar{K} + \bar{r} - (m_0 + m_r) \omega^2} \cdot z_0 \quad (2)$$

ただし、 ω —円振動数 (sec⁻¹)

3. 軌道高低狂いによる輪重変動 以上から、高低狂いによる輪重変動率の自己相関関数を求めると、

$$Corr\left\{\frac{\Delta F}{F}\right\} = \frac{1}{(M + m_r)g} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\bar{r}(\bar{K} - m_0 \omega^2)}{\bar{K} + \bar{r} - (m_0 + m_r) \omega^2} \right] \left[\frac{\bar{r}(\bar{K} - m_0 \omega^2)}{\bar{K} + \bar{r} - (m_0 + m_r) \omega^2} \right] P_w(z_0) e^{j\omega \tau} d\omega \quad (3)$$

ただし、 M —車体および台車の質量、 g —重力加速度、 $P_w(z_0)$ —高低狂いのパワースペクトラムとなる。この式で、高低狂いについては特性が明らかでなかったため、振動数に関して一定として解析が行われた。このようにすると、軌道ばねダンパがない場合でも、振動数が高くなると $\bar{r}$ および $\bar{K}$ は一定値に近付き、(4)の積分のカッコ内に一定値が残るので、この積分は発散することとなる。

4. 高低狂いの特性 この高低狂いのパワースペクトラムについて具体的に検討すると、波長の長い領域（たとえば波長4～50m以上）においては、その管理のための検知性能から波長の4乗に比例、つまり距離振動数の4乗に逆比例して減少する可能性があるが、これ以下の通常問題となる波長の部分を含め実状としては、波長の2乗に比例、つまり距離振動数の2乗に逆比例して減少する。そこで、この高低狂いのパワースペクトラムについては、これにさらにレールの剛性によるフィルター効果を考え、次のように表わすこととする。

$$P_w(z_0) = \frac{A}{\omega^2 \left(1 + \frac{EI}{\bar{r}} \omega^2\right)} \quad (4)$$

ただし、 $P_w(z_0)$ —高低狂いのパワースペクトラム、 A —高低狂いの大きさを表わす係数、 ω —距離円振動数、 EI —レールの剛性、 $\bar{r}$ —レールの分布支持ばね係数

この式で具体的な値として $A = 0.004 \text{ cm}^2/\text{m}$ という値をとり、このときの高低狂いを10m弦の正矢で測ってみると、その標準偏差は3.4mmとなる。この値は、狂いがこの程度になれば、整正計画をどうするか、という程度の値である。

5. 輪重変動の計算例 簡単なモデルとして、コンクリート基礎に剛結されたレール上に車体が車輪に剛結されているトロツコのような車両が走行する場合を考える。この場合は $\bar{r} \rightarrow \infty$ 、 $\bar{K} = M\omega^2$ となるが、高低狂いは剛結前にレールの剛性によって(4)式の分布をもつと考えられるから、これを(3)式に代入すると、つぎのように表わされることになる。

$$Corr\left\{\frac{\Delta F}{F}\right\} = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ -(m_0 + M)(\omega \lambda V)^2 \cdot \frac{A}{\omega^2 \left(1 + \frac{EI}{\bar{r}} \omega^2\right)} \right\} e^{j2\omega \lambda V \tau} d\omega \quad (5)$$

ただし、 V —走行速度

この式を用いた輪重変動率に関する計算結果のうち、特に走行速度100km/hの場合の標準偏差を求めると、4.12となる。そこで、たとえばこの輪重変動を0.4の範囲におさめると考えると、速度は13.3km/hにとどめるか、高低狂いを上記の値の1/10とするか、あるいはその組合せによるか等の処置を必要とすることがわかる。

〔文献〕国鉄正倉「鉄道車両のばね下質量軽減の動力学的効果に関する研究」鉄業資料1-24、昭29.12