

3702 軌道の動的特性が前後軸の輪重変動の差に与える影響について

正 [土] ○川崎 祐征 (JR東海)

Influence of Track Stiffness on the Difference in Wheel Load Variation between Front and Rear Axle

Yoshiyuki KAWASAKI, Central Japan Railway Company 1545-33, Ohyama, Komaki City, Aichi

It has been pointed out by previous research that there is a need to consider the pitching motion of a bogie in order to discuss the characteristic and the mechanism of wheel load variation. However, there are only a handful of researches of wheel load variation, which includes the bogie motion. In this research, in order to clarify the influence of track stiffness on the difference in wheel load variation between front and rear axle, I have conducted the theoretical analysis of vehicle/track interaction which considers the bogie motion. As a result, it has been clarified that the difference in wheel load variation between front and rear axle will become large if track spring constants and track dumping constants are small.

Keywords : vehicle/track interaction, wheel load variation, track stiffness, frequency response function

1. はじめに

台車の前軸と後軸で輪重変動の大きさが異なる現象について、筆者らは既往の研究¹⁾において台車のピッチング運動を考慮した車両/軌道の相互作用の理論計算を行い、低周波領域における前軸と後軸の輪重変動の大小関係には車両の動的応答特性が、高周波領域では軌道の梁としての動的応答特性が影響していることを指摘した。

この既往の研究における理論計算では、軌道は剛体モデルおよび連続弾性支持された1層の梁モデルの2種類を用いており、両者の軌道モデルにおける計算結果を比較することによって輪重変動の前軸と後軸の大小関係について考察している。しかし、この理論計算において、軌道を連続弾性支持の梁モデルとした場合に用いた軌道の諸元は1種類のみであり、軌道の諸元が前軸と後軸の輪重変動の大小関係に与える影響については特に検討していない。軌道の諸元が異なる場合、例えば軌道の支持ばね係数が小さい場合においては輪重変動の共振周波数が低周波側にシフトするため、軌道の支持ばね係数が前軸と後軸の輪重変動の大小関係に影響することが考えられる。

そこで本研究では、軌道の支持ばね係数などの軌道の諸元が前軸と後軸の輪重変動の差に与える影響について、既往の研究で使用したものと同一解析モデルを用いて検討するとともに、輪軸変位および輪軸直下のレール変位の前軸と後軸での挙動の違いについても考察する。

2. 解析モデルおよび計算方法

本研究で用いる車両/軌道の上下系の相互作用の解析モデルを図1に、主な記号を表1に示す。なお、添字 i については、 $i=1$ は前軸、 $i=2$ は後軸を表す。

車両モデルは台車、輪軸、軸ばねおよび軸ダンパーで構成され、台車および輪軸は剛体としてモデル化している。一方、軌道についてはレールを連続弾性支持された無限長のオイラー梁としてモデル化することにより、梁としての軌道の動的応答を考慮したモデルとしている。また、車輪とレールは接触ばねを介して接続されているものとする。なお、車体質量はモデル化していないが、これは東海道新幹線を想定した車両/軌道の動的相互作用の数値シミュレーション²⁾を行った結果、2 Hz 以上では車体上下動のパワースペクトル密度は小さく、車体上下動が2 Hz 以上の輪重変動に与える影響は小さいと推測されるためである。

図1に示すモデルによる周波数関数の算出方法については文献¹⁾に詳細に記載しているので、そちらを参照願いたい。概略を述べると、はじめに車両モデルに関して輪重変動 p_1 および p_2 を入力とした場合の輪軸変位 y_{w1} および y_{w2} の周波数応答関数を求める。次に軌道モデルについて、周期的な加振力 $p \cdot e^{j\omega t}$ が一定速度 v で軌道上を移動する場合のレール変位の周波数応答関数を求める。最後に車輪/レールの接触維持に関する輪軸変位 y_{w1} 、レール変位 y_{r1} 、高低狂い $y_{\Delta 1}$ の関係式を求め、これらを連立して解くことにより高低狂いを入力とした場合の周波数応答関数を求めることができる。なお、高低狂い $y_{\Delta 1}$ と $y_{\Delta 2}$ の間には、

$$y_{\Delta 2}(t) = y_{\Delta 1}(t - 2l/v) \quad (1)$$

の関係式が成立していることに注意する必要がある。

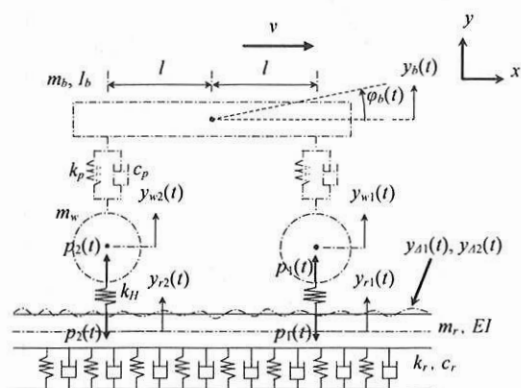


Fig. 1 Analysis Model

Table 1 List of Symbols

記号	項目	単位
m_b	台車質量	kg
I_b	台車の慣性モーメント	kg·m ²
m_w	輪軸質量	kg
k_p	軸ばねのばね定数	N/m
c_p	軸ダンパーの減衰係数	N·s/m
l	軸距の1/2	m
y_b	台車中心の上下変位	m
φ_b	台車のピッチング角	rad
y_{wi}	輪軸の変位	m
EI	レールの曲げ剛性	N·m ²
m_r	レール質量	kg/m
k_r	軌道支持ばね係数 (単位長あたり)	N/m ²
c_r	軌道減衰係数 (単位長あたり)	N·s/m ²
y_{ri}	輪軸直下のレール変位	m
y_{di}	輪軸直下の高低狂い	m
k_{Hl}	車輪/レール間の接触ばね係数	N/m
v	走行速度	m/s
t	時間	s
p_i	輪重変動	N
ω	角周波数	rad/s
j	虚数単位	

Table 2 Calculation Conditions

項目	記号	単位	数値	
			条件 1	条件 2
台車質量	m_b	kg	1,570	(同左)
台車の慣性 モーメント	I_b	kg·m ²	459.5	(同左)
輪軸質量	m_w	kg	891.5	(同左)
軸距の 1/2	l	m	1.25	(同左)
軸ばね定数	k_p	N/m	$1,180 \times 10^3$	(同左)
軸ダンパー 減衰係数	c_p	N·s/m	39.2×10^3	(同左)
レール質量	m_r	kg/m	60.8	(同左)
軌道支持ばね係数	k_r	N/m ²	83.3×10^6	83.3×10^5
軌道減衰係数	c_r	N·s/m ²	166.7×10^3	166.7×10^2
レール曲げ剛性	EI	N·m ²	6.359×10^6	(同左)
車輪/レール間の 接触ばね係数	k_{Hl}	N/m	1.5×10^9	(同左)
走行速度	v	m/s	75	(同左)

3. 計算条件

本研究における計算条件を表 2 に示す。計算条件は 2 種類設定し、条件 1 はレール 1 締結あたりの軌道支持ばね係数を 50 MN/m、減衰係数を 100 kN·s/m とし、これらを締結間隔 0.6 m で除した値とする。一方、条件 2 は道床バラストの突き固め状態が不十分な場合を想定し、軌道支持ばね係数および減衰係数を条件 1 の 1/10 とする。これらの計算条件における計算結果を比較することにより、軌道の諸元が前軸と後軸の輪重変動の大小関係に与える影響について調べることをとする。

なお、条件 1, 2 とも、車両については東海道新幹線において使用している台車に相当する諸元を、レールについては JIS 60kg レールに相当する諸元を用いる。また、車輪/レール間の接触ばね係数は線形化したヘルツの接触ばねとして 1.5 GN/m の値を用い、走行速度は東海道新幹線の営業速度である 270 km/h (75 m/s) とする。

4. 輪重変動の周波数応答関数

高低狂いを入力とした場合の輪重変動の周波数応答関数の振幅および振幅の比 (前軸/後軸) について、条件 1 に

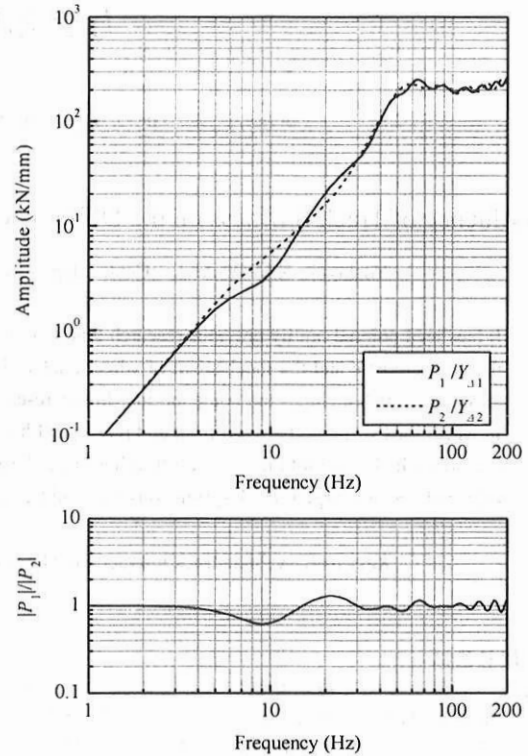


Fig. 2 Frequency Response Function of Wheel Load Variation (Condition No.1)

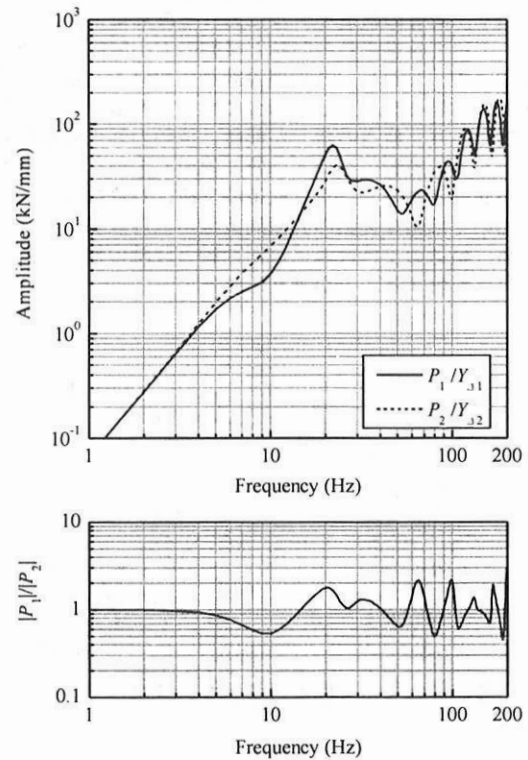


Fig. 3 Frequency Response Function of Wheel Load Variation (Condition No.2)

おける計算結果を図2に、条件2における計算結果を図3にそれぞれ示す。なお、図中の P_i ($i=1, 2$) は輪重変動の複素振幅を、 $Y_{\Delta i}$ ($i=1, 2$) は輪軸直下の高低狂いの複素振幅を表わす。

図2を見ると、条件1では輪重変動の共振周波数は60 Hz付近に存在する。一方、図3に示す条件2では、条件1よりも軌道支持ばね係数が小さいため、輪重変動の共振周波数が20 Hz付近となっていることが分かる。

前軸と後軸の輪重変動の大小関係について、条件1では15 Hzより低い周波数では後軸のほうが前軸よりも大きく、15~30 Hzでは前軸のほうが後軸よりも大きい。そして、30~60 Hzでは再び後軸のほうが前軸よりも大きくなっていく。一方、条件2では15 Hzより低い周波数では条件1と同様に後軸の方が前軸よりも大きい、15~40 Hzの間で前軸のほうが後軸よりも大きくなっており、条件1とは大小関係が異なっている。

前軸と後軸の輪重変動の振幅の比について、条件1では0.6~1.3の間で変化している一方、条件2では0.4~3.0の間で変化しており、条件2の方が前軸と後軸の輪重変動の振幅の差が大きいことがわかる。

このように、軌道支持ばね係数および減衰係数が変化すると前軸と後軸の輪重変動の大小関係が変化し、条件2のように軌道支持ばね係数および減衰係数が小さい場合、すなわち道床バラストの突き固め状態が良くない場合には前軸と後軸の輪重変動の差が大きくなる。

4. 輪軸変位およびレール変位の周波数応答関数

軌道支持ばね係数および減衰係数が変化することによって前軸と後軸の輪重変動の大小関係が変化するということは、輪軸変位や輪軸直下のレール変位についても前軸と後軸の間の大小関係が変化すると考えられる。そこで本章では、輪軸変位および輪軸直下のレール変位の動的応答特性について考えることとする。

4.1 輪軸変位の周波数応答関数

高低狂いを入力とした場合の輪軸変位の周波数応答関数の振幅および振幅の比（前軸／後軸）について、条件1における計算結果を図4に、条件2における計算結果を図5にそれぞれ示す。なお、図中の Y_{wi} ($i=1, 2$) は輪軸変位の複素振幅を表わす。

図4を見ると、条件1における輪軸変位の周波数応答関数は、10 Hz以下の低い周波数ではほぼ1であるが、周波数が高くなるに従って徐々に1より大きくなり、輪重変動の共振周波数である60 Hz付近でピークとなった後は徐々に小さくなって1を下回る。これは、長い波長の高低狂いに対しては高低狂いに追従して輪軸が走行するが、短い波長の高低狂いに対しては輪軸はほとんど追従しないことを意味している。また、前軸と後軸の輪軸変位の比は、50 Hz以上では輪重変動の比と同じ傾向にあるが、50 Hz以下では前軸と後軸の間に輪軸変位の振幅の差がほとんど無い。

図5を見ると、条件2においても条件1と同様に、輪重変動の共振周波数である20 Hz付近で輪軸変位の周波数応答関数はピークとなり、これより周波数が低くなると1に近づき、周波数が高くなると徐々に小さくなって1を下回る傾向にある。また、前軸と後軸の輪軸変位の比は、50 Hz以上では輪重変動の比と同じ傾向にあるが、50 Hz以下では輪重変動の比と異なる傾向にある。

以上より、輪軸変位に関する前軸と後軸の大小関係は、共振周波数よりも高い周波数では輪重変動の大小関係と同じ傾向にあることが言える。

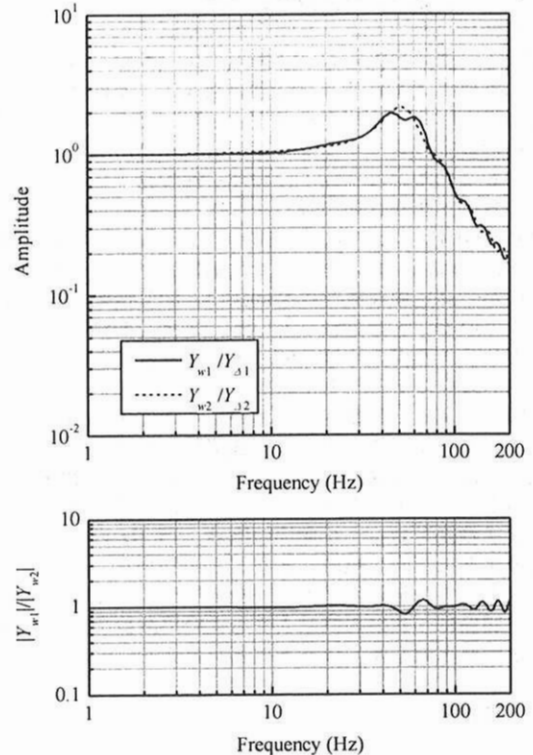


Fig. 4 Frequency Response Function of Wheelset Displacement (Condition No.1)

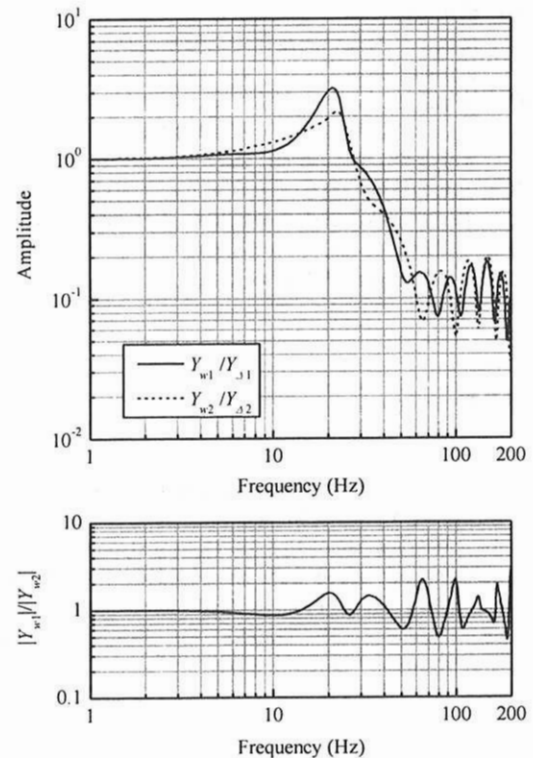


Fig. 5 Frequency Response Function of Wheelset Displacement (Condition No.2)

4.2 レール変位の周波数応答関数

高低狂いを入力とした場合の輪軸直下のレール変位の周波数応答関数の振幅および振幅の比（前軸／後軸）について、条件1における計算結果を図6に、条件2における計算結果を図7にそれぞれ示す。なお、図中の Y_{ri} ($i=1, 2$) は輪軸直下のレール変位の複素振幅を表す。

図6を見ると、条件1における輪軸直下のレール変位の周波数応答関数は周波数が高くなるに従って徐々に大きくなり、60 Hz 以上になると徐々に1に近づいていく傾向にある。これは、低い周波数では輪軸直下のレールは振動しないが、高い周波数では高低狂いと同じ振幅でレールが振動していることを意味している。また、前軸直下と後軸直下のレール変位の比は、60 Hz 以下では輪重変動の比とほぼ同じ傾向にあることがわかる。

図7を見ると、条件2においても条件1と同様に、輪軸直下のレール変位の周波数応答関数は周波数が高くなるに従って徐々に大きくなり、共振周波数である20 Hz 以上になると徐々に1に近づいていく傾向にある。また、前軸直下と後軸直下のレール変位の比は、15 Hz 以下では輪重変動の比とほぼ同じ傾向にあることがわかる。

以上より、輪軸直下のレール変位に関する前軸と後軸の大小関係は、共振周波数よりも低い周波数では輪重変動の大小関係と同じ傾向にあることが言える。

5. まとめ

本研究において得られた知見をまとめると、以下のとおりである。

- (1) 軌道支持ばね係数および減衰係数が変化すると前軸と後軸の輪重変動の大小関係が変化し、軌道支持ばね係数および減衰係数が小さい場合では前軸と後軸の輪重変動の差が大きくなる。
- (2) 輪軸変位に関する前軸と後軸の大小関係は、共振周波数よりも高い周波数では輪重変動の大小関係と同じ傾向にある。
- (3) 輪軸直下のレール変位に関する前軸と後軸の大小関係は、共振周波数よりも低い周波数では輪重変動の大小関係と同じ傾向にある。

輪重変動の特性や発生メカニズムなどを明らかにすることは、走行安全性の確保や軌道保守量の低減などを図る上で重要な課題であるので、今後も輪重変動の特性や発生メカニズムに関する研究を深めていきたい。

参考文献

- 1) 川崎祐征, 三輪昌弘: 台車のピッチングを考慮した車両／軌道の動的相互作用の理論解析, 鉄道工学シンポジウム論文集, 第16号, pp.149-156, 2012年7月
- 2) Kawasaki, Y., Miwa, M. and Yoshimura, A.: Novel method for numerical simulation of vertical dynamic interaction between high-speed train composed of multiple vehicles and railway track, Proc. of 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2011), CD-ROM, 2011.

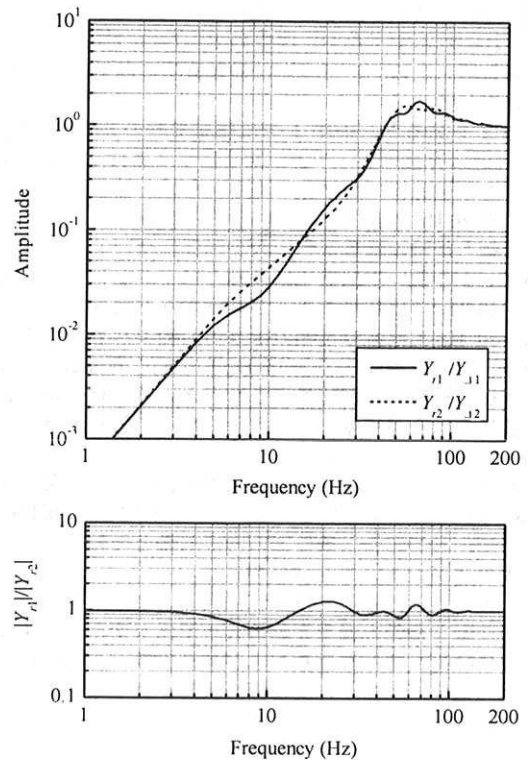


Fig. 6 Frequency Response Function of Rail Displacement (Condition No.1)

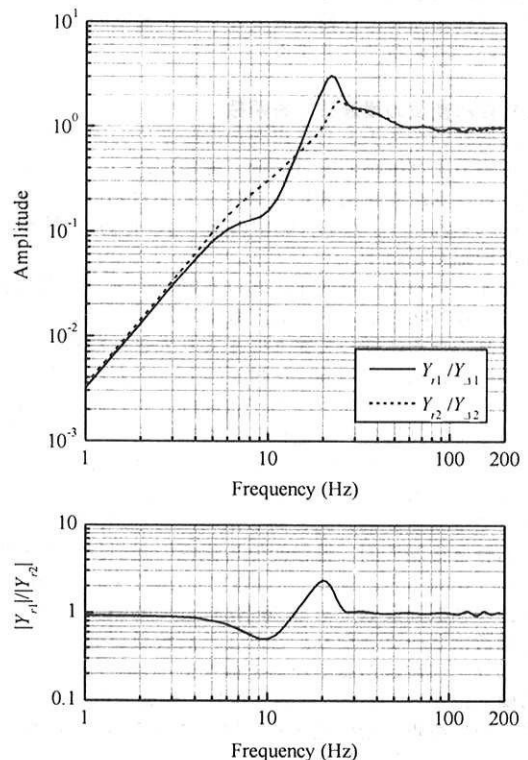


Fig. 7 Frequency Response Function of Rail Displacement (Condition No.2)