

3511 走行試験から求めた車体振動特性に基づく軌道管理

Track Irregularity Control based on Experimental Response of Vehicle Body Vibration

正 [土] ○小野 重亮 (JR 東日本)

峰岸 大介 (JR 東日本)

Shigeaki ONO, East Japan Railway Co, 2-0 Nisshin, Kita-ku, Saitama City
Daisuke MINIGISHI

To develop a tool for effective track irregularity control, especially track straightening plans, upon ride quality of high-speed trains, the authors estimated an experimental vehicle vertical acceleration response relative to track irregularity from a full-scale sunning test. Next, it was expressed as the sum of analytical functions vibration response corresponding to 2-DOF model of the vehicle dynamics. Finally, the authors showed a procedure to estimate the effect of track straightening policies upon ride quality. Specifically, the effects of a 20m-chord and a 40m-chord straightening policies were estimated and discussed.

Keyword: ride quality, vehicle body acceleration response, track irregularity, track straightening, human response to vibration, FFT, PSD, 20m-/40m- chord, cumulative vibration power

1. はじめに

軌道変位管理の主な目的は車体振動(動揺)乗り心地の確保であり、車両の振動特性と人体の感覚特性を考慮して、新幹線においては 40m 弦管理が実施されている。さらに最近では、区間(200m)における乗り心地レベルを指標とした軌道状態評価も施行例がある。本論文は、新幹線スラブ軌道を想定して、乗り心地改善に効果的な軌道変位整備計画の策定、すなわち移動量の算定とその対象区間の選定のために、実際の車両の振動特性を把握し、これをもとに車両振動を模擬し、軌道整備の効果を予測する手法を提案する。

2. 車両の振動特性

走行試験から得られた車体振動加速度の PSD(Power Spectral Density)を軌道変位の PSD で除したものの(以下、応答特性という)を Fig.1 に示す。走行速度は 360km/h 前後、測定位置は先頭車の後側台車上である。解析条件は、1m 間隔 4km(1,024 データ、7 フレーム オーバーラップ 512 データ)である。軌道変位は 10m 弦から検出倍率を補正して復元変位に対応する PSD とした。

Fig.1 では 10Hz より高い周波数で応答特性が大きくなっているが、左右方向に関する既発表の車両応答特性²⁾ではこのような特徴は認められない。これは、今回解析した上下振動については、車体曲げ振動など高次の振動モードの寄与が大きいことによるものと推定される。また、これまでよく引用されてきた上下応答特性³⁾にもこのような特徴はないが、これも車体を剛体としてモデル化し、弾性振動を考慮していないことによるものと考えられる。

軌道変位から車体振動加速度および乗り心地レベルを推定するためには、PSD にのみ着目するのでこの応答特性で十分であるが、現象の理解のため時間応答を求める際は、位相特性も必要である。今回の測定では、地上と車上を同期して収録していないことから、理論的な応答関数をあてはめた。すなわち、車両を 2

自由度系として、各モードの応答関数(減衰振動)の和としてあらわした。各モードは、振幅、固有振動数、減衰係数をパラメータとして持つ。これらの関数を実測の応答特性と比較しながら、エクセル画面上でパラメータを合わせた。文末補足より、第 1 モードと第 2 モードは逆位相とした。式を(1)に、各モードごとの応答関数を Fig.2 に、これらを重み付けして加えたものと、実測の応答特性との比較を Fig.3 に示す。10Hz より高い周波数では応答特性が大きくなっているが、今回は 2 次までのモードを模擬しているため、高次のモードの周波数(3.66Hz)より高い周波数帯域は減衰させることを目的として、分子の ω の次数を 2 とした。

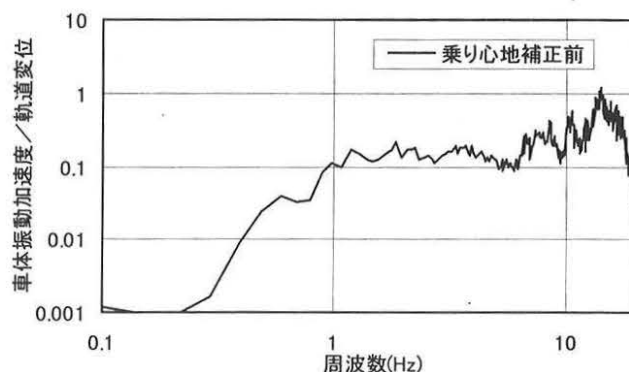


Fig.1 Vehicle Body Acceleration Response

$$H(\omega) = \frac{a_1(\omega/\omega_1)^2}{1 + 2h_1(\omega/\omega_1)j - (\omega/\omega_1)^2} + \frac{a_2(\omega/\omega_2)^2}{1 + 2h_2(\omega/\omega_2)j - (\omega/\omega_2)^2}$$
$$a_1 = -1.2, a_2 = 0.24,$$
$$\omega_1 = 2\pi \times 1.29, \omega_2 = 2\pi \times 3.66, h_1 = 0.3, h_2 = 0.45 \quad \cdots (1)$$

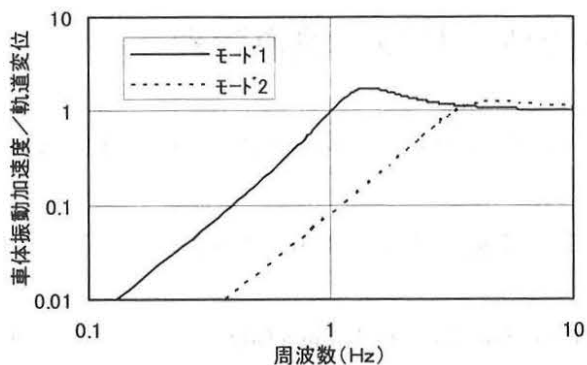


Fig.2 Theoretical Vehicle Body Acceleration Response for Each Eigenmode

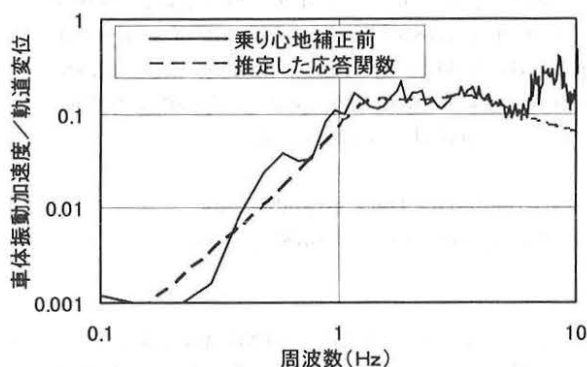


Fig.3 Vehicle Body Acceleration Response (Model vs. Measured)

これをもとに軌道変位から車体振動加速度を算出した結果を Fig.4 に示す。軌道変位をフーリエ解析し(4096 データ、1m 間隔、矩形窓)、応答特性(複素数)を乗じて、逆フーリエ変換して求めた。1 次のモードだけでなくより高次のモードもあらわされており、高周波域を除く特性が再現できていると考える。

3. 検測特性に関する考察

乗り心地補正(Fig.5)後の応答特性と、40m 弦、20m 弦の検測倍率を比較したものを Fig.6 に示す。走行速度は 360km/h とし、横軸の 1Hz は波長 100m に、10Hz は波長 10m に対応する。乗り心地補正曲線の周波数の下限は 0.5Hz であることから、360km/h でこれに対応する 200m より短い波長については応答特性が定義されていない。

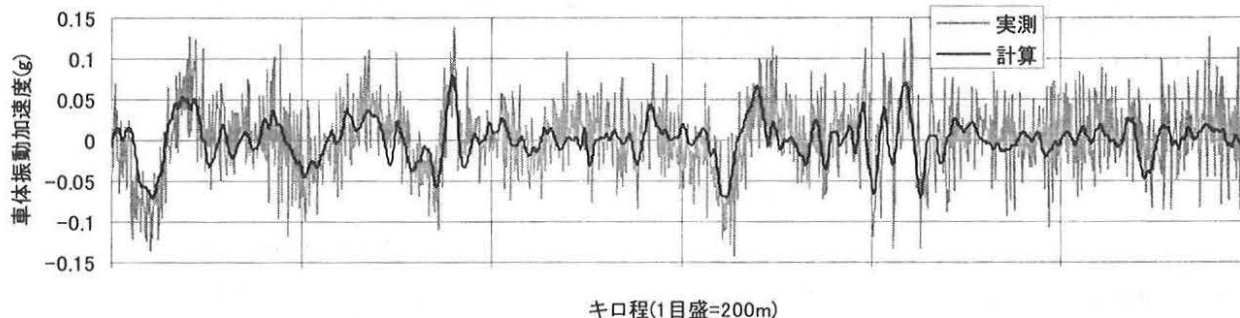


Fig.4 Vehicle Body Acceleration (Model vs. Measured)

今回考慮した周波数の範囲においては、固有振動数 3.66Hz までは考慮していることから、短波長側においては、20m 弦が対応する。これは、20m 弦測定の適応は波長 20m 以上であり、これは 360km/h で 5Hz に相当することによる。

一方で 40m 弦の検測倍率のピーク(波長 40m)より長波長側では、波長が長いほど応答関数が減少し、検測倍率の形と一致する。1Hz 付近より低い周波数域では、周波数→0 で車体が軌道と同じ変位をするため、車体振動加速度は加振周波数の 2 乗に比例し、軌道変位の波長の 2 乗に反比例するが、これが弦の検測特性と一致している、と説明される。

車体振動 $\propto \lambda^{-2}$ λ : 軌道変位の波長

検測倍率 $1 \cdot \cos(L\pi/\lambda) \approx 2(L\pi/\lambda)^2 (\lambda \gg L)$ L : 弦長(40m)
1 Hz 以上については、応答特性は周波数に対してフラットであるが、乗り心地の補正曲線によって、1~4Hz で低周波ほど小さくなり、40m 弦の検測特性に類似した形状となったものと推測される。これによって、車両振動からみたこの波長域の軌道変位は、40m 弦管理で整備できると考えられる。

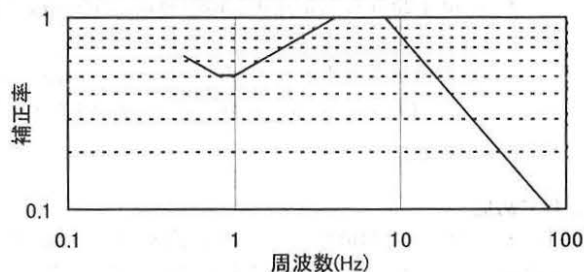


Fig.5 Human Response to Vertical Acceleration

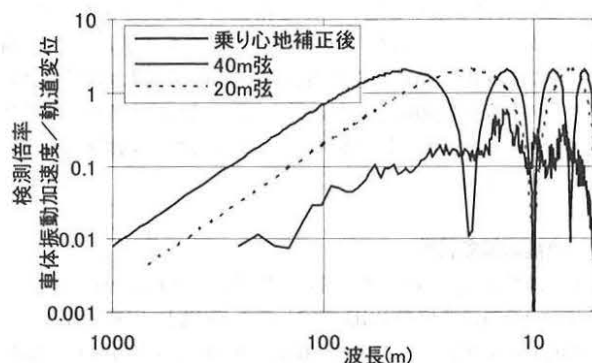


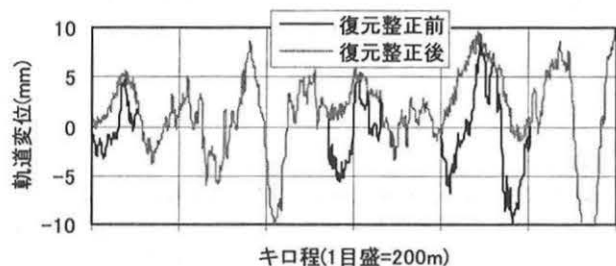
Fig.6 Vehicle Body Acceleration Response vs. Track Measurement Gains (40m-/20m- chord)

4. 軌道変位整備効果の算出

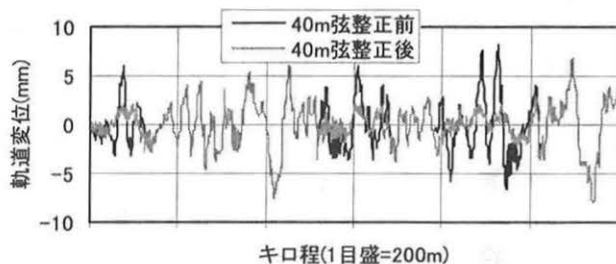
式(1)の応答特性から軌道変位整備の効果を推定する。ケーススタディとして、40m 弦および 20m 弦高低軌道変位整備を深度化した場合の例を Fig.7 および Fig.8 に示す。太線は、軌道扛上区間の整備前の値を示す。同一の 600m 区間であり、20m 弦整備の方が整備延長が短い。

整備値はそれぞれ現行の 7mm/8mm を 5mm とし、整備軌道低下は考慮せずこう上のみにより、計画上の仕上がりが 2mm 以内となるようにした。

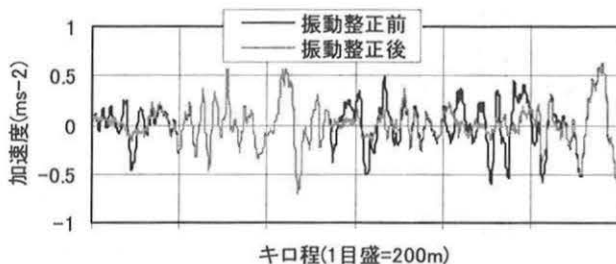
復元変位は中心線補正しない 10m 弦から求めたため縦曲線の影響も含んでおり、Fig.7(b) 中左および右端に認められるように、40m 弦で 5mm を上回っていても整備していないのは縦曲線部分である。



(a) Restored Track Irregularity



(b) 40m-chord

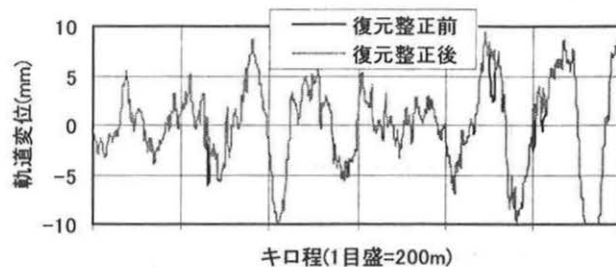


(c) Vehicle Body Acceleration

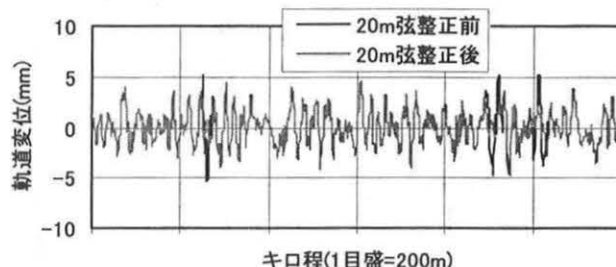
Fig.7 Example of Track Straightening (40m-chord 5mm)

乗り心地レベルは、軌道整備で対象としない波長 10m 以下すなわち周波数 10Hz 以上(360km/h)の成分もあるため、軌道整備による低減効果が全体に寄与する程度をみるために、実測された車体振動加速度のパワースペクトルを累積させたものを、乗り心地補正前/後のそれぞれについて求め、Fig.9 に示す。

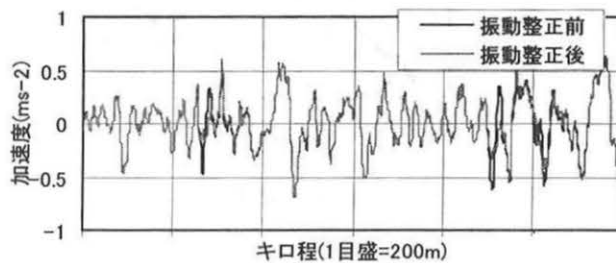
「乗り心地補正前」の場合、周波数 10Hz 以上でも累積車体振動加速度パワーが顕著に増大しており、Fig.6 の上限の 50Hz でもなお増大している。周波数 10Hz 以上は波長 10m より短い、従来の軌道管理では想定していない範囲である。



(a) Restored Track Irregularity



(b) 20m-chord



(c) Vehicle Body Acceleration

Fig.8 Example of Track Straightening (20m-chord 5mm)

Fig.5 に示した乗り心地補正曲線は 0.5Hz 以上について定義されているので、「乗り心地補正後」は 0.5Hz 以下カットオフされている。10Hz より上ではほぼ収束し、これ以上の周波数は考慮しなくて良いことが示唆される。この値をレベル変換したものが乗り心地レベルである。ただし今回は FFT 解析において矩形窓を使用しているため、通常のカニング窓による計算結果と必ずしも対応しないことに注意する必要がある。これは、窓関数を用いると、軌道整備箇所と FFT のフレームの位置関係によって軌道整備効果が変わるといふ、あいまいさが発生することによる。

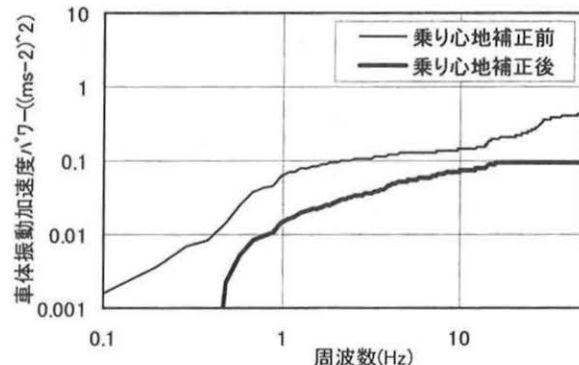
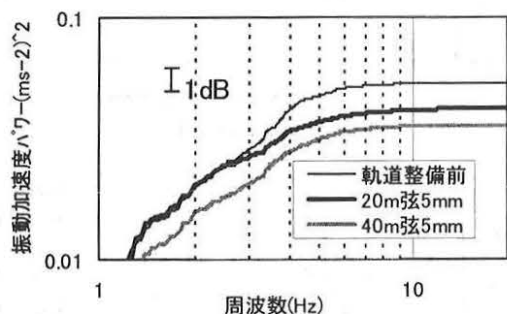


Fig.9 Measured Vehicle Body Acceleration Power (Accumulated)

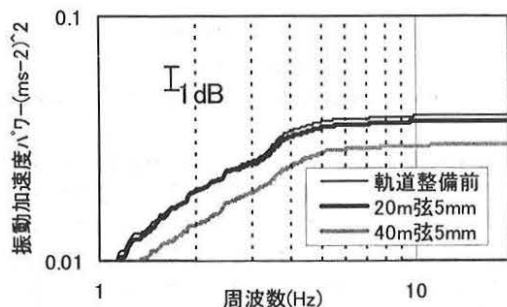
2 区間(各 4096m)について Fig.7 および Fig.8 に示す軌道整備を想定し、FFT により周波数分析した後 Fig.3 に示す車両の応答特性を乗じて、車体振動加速度の周波数分布を求め、乗り心地を算出した。整備値超過箇所数と整備延長を Table1 に、振動加速度パワー(乗り心地補正あり)の累積を Fig.10 に示す。FFT は 4096 データ、1 m サンプル、1 フレームで計算している。

Table 1 Summary of Track Straightening

Section	Criteria	# of Excesses	Straightening Length (m)
(a)	40m・5mm	19	815
	20m・5mm	18	254
(b)	40m・5mm	16	515
	20m・5mm	2	41



(a) Section1



(b) Section2

Fig10 Effect of Track Straightening

Fig.10(a)(b)とも、40m 弦軌道整備の効果は周波数 1Hz から認められるのに対し、20m弦軌道整備の効果は周波数 3Hz 以上であらわれている。区間(a)(b)とも軌道整備前は 3 ~ 4 Hz で振動加速度パワーが増大しており、この周波数域の 20m 弦軌道整備は効果的であると考えられる。たとえば、区間(a)で、20m 弦整備は延長 254m で 1dB 程度の効果、40m 弦整備は延長 815m で 1.5dB 程度の効果となっている。

検討した車体振動加速度成分は、10Hz 付近で頭打ちとなっているので、実測の Fig.9 と比較すると、半分(3dB)強の寄与である。Fig.10 における軌道整備効果は 0 ~ 2dB であることから、全体に対する低減量は最大でも 2dB となる。

区間(a)における 20m 弦整備の効果は区間(b)より大きかった。区間(b)では 20m 弦 5mm を上回る箇所がわずか 2 箇所であり、軌道状態が良好であったといえる。

軌道整備延長に対する乗り心地改善効果は、区間(a)の 20m 弦 5mm 整備と、区間(b)の 40m 弦 7mm 整備が、図からはほぼ同等である。軌道整備延長は、Table1 からそれぞれ

254m と 515m であり、20m 弦整備の方が効果的と考えられる。ただし、さきに考察した通り、あくまでも 20m 弦軌道変位が残存している場合に限られると理解される。

5. 今後の方向性

- ・実車両の走行試験から求めた応答特性を、車両台上試験結果等と合わせ、精度を向上する。
- ・実車両における車体振動と軌道変位の位置合わせの精度を向上し、位相特性を評価する。
- ・軌道整備手法を提案し評価する。

6. まとめ

- ・実測データから車体上下振動加速度と軌道高低変位の PSD を求め、車体振動応答特性を 2 自由度の減衰振動の和で近似し、実測波形の低周波部分を再現した。
- ・軌道整備の効果を乗り心地レベルで評価する手順を提案した。

謝辞

本研究において、車両振動応答関数の乗り心地重み付けなどについて、(財)鉄道総合技術研究所の矢澤副主任研究員にアドバイスをいただきました。ここに御礼申し上げます。

補足

車体モデルの 2 自由度系で、軌道からの変位入力に関する車体の応答は、減衰のない場合、1 次モードと 2 次モードは互いに逆相となる。

運動方程式は

$$\begin{aligned}
 & \begin{array}{c} m_1 \\ \uparrow u_1 \\ k_1 \\ m_2 \\ \uparrow u_2 \\ k_2 \\ \uparrow v \end{array} \quad \begin{array}{l} m_1 \ddot{u}_1 + k_1 u_1 - k_1 u_2 = 0 \\ m_2 \ddot{u}_2 - k_1 u_1 + (k_1 + k_2) u_2 = k_2 v \\ u_1 \leftarrow u_1 e^{j\omega t}, u_2 \leftarrow u_2 e^{j\omega t} \text{ とする。} \end{array} \\
 & (k_1 - m_1 \omega^2) u_1 - k_1 u_2 = 0 \\
 & -k_1 u_1 + (k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) u_2 = k_2 v
 \end{aligned}$$

$$u_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & -k_1 \\ k_2 & k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} k_1 - m_1 \omega^2 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}} v$$

右辺の分母の固有振動を ω_1, ω_2 ($\omega_1 < \omega_2$) とすると、

$$\begin{aligned}
 \frac{u_1}{v} &= \frac{k_1 k_2 / m_1 m_2}{(\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2)} \\
 &= \left(\frac{1}{\omega^2 - \omega_1^2} - \frac{1}{\omega^2 - \omega_2^2} \right) \frac{k_1 k_2 / m_1 m_2}{\omega_2^2 - \omega_1^2}
 \end{aligned}$$

で、車体変位は低次の ω_1 、高次の ω_2 に対してそれぞれ同相、逆相の応答となる。加速度応答はその逆となる。

参考文献

- 1) 窪野代男：T4 導入後の乗り心地管理、新線路、pp. 28-31、平成 14 年 8 月
- 2) 永沼泰州：正矢法から脱却した東海道新幹線の乗り心地管理、新線路、pp. 26-18、平成 11 年 9 月
- 3) 佐藤吉彦、梅原利之編：線路工学、p. 60、1987 など