

生成軌道不整形形状を用いた振動乗り心地の予測* (シミュレーションによる鉄道車両の左右振動評価法)

谷藤克也^{*1}, 吉岡 博^{*2}, 宮下 智^{*3}

A Prediction of Riding Comfort with an Artificial Generation of Track Irregularity

(An Estimation Method for the Lateral Vibration of Railway Vehicles by Means of the Numerical Simulation)

Katsuya TANIFUJI, Hiroshi YOSHIOKA, and Satoshi MIYASHITA

The numerical simulation is a suitable method to get the practical riding comfort of railway vehicles by calculation. Since the running simulation of the vehicle needs realistic track irregularity shapes, artificial generation of them makes the simulation method more efficient tool for improvement of suspension and running gear systems. This paper sums up the artificial generation from track irregularity PSD by the inverse Fourier transform and describes the process for prediction of the riding comfort taking an example of the lateral vibration of a Shinkansen electric car caused by alignment irregularities. In this process, the simulation is executed by the Runge-Kutta-Gill method, the acceleration PSDs of the car body are analyzed from simulation results by the Fourier transform and the Riding Quality Level L_T is calculated as the index for quantitative estimation of the riding comfort.

Key Words: Railway, Vibration, Simulation, Fast Fourier Transform, Riding Comfort, Track Irregularity PSD

1. まえがき

交通機関の競合裏にあって、鉄道としても高速化のみならず快適な乗り心地を提供することがより重要な課題となっている。鉄道車両の乗り心地向上のため、種々の振動性能計算が行われると同時に多くの現車試験が進められてきた。この現車試験は長い日時と多額の費用を必要とするため、最小限にとどめることが望まれる。しかし、実態にあった振動乗り心地を計算によって定量的に求めるのは容易ではない。特に、乗り心地向上がより必要とされる左右方向の車両運動は、多くの非線形特性を包含するため、計算による乗り心地の定量的把握を困難にしている。かかる左右方向の運動解析には時系列シミュレーションが通しており、その際に必要となるのが実態に近い軌道不整形状である。このような軌道不整形状を手軽に生成でき、そこを走行するときの振動が乗り心地として定量的に評価できるならば、乗り心地のよい車両のための効率的な開発手法の一つとなろう。

本報は、定式化された軌道不整パワースペクトル密度からシミュレーションの軌道入力に適合する不整形状を生成し、シミュレーション結果の走行振動をスペクトル分析することにより、乗り心地評価の指標として用いられている乗り心地レベルを求めるまで過程をまとめ、手法としての有効性を示すものである。

2. 不整形状の生成

2・1 軌道不整のパワースペクトル密度 軌道不整実形状データのスペクトル分析により求められるパワースペクトル密度(PSD)は、空間周波数 F [m⁻¹] または $\Omega (= 2\pi F)$ [rad/m] に対する統計的平均量として不整量の波長特性を表す。実データから得られる PSD は分析区間ごとに異なるが、軌道状態なり線路等級を代表するものとして定式化が行われている。左右方向の軌道不整である通り狂いについて定式化された PSD をまとめたのが図 1 である。図 1(a) はフランス国鉄の例⁽¹⁾であり、 e^2 と F_0 を定数としてよい軌道と悪い軌道を定式化している。

図1(b)はアメリカにおける6級線の例⁽²⁾で、 A と Ω_c を定数としている。

$$G(\Omega) = A\Omega_c^2 / (\Omega^2 + \Omega_c^2)\Omega^2 \dots \dots \dots \quad (2)$$

* 平成元年10月28日 山梨地方講演会において講演、原稿受付 平成元年5月1日。

*1 正員、新潟大学工学部(950-21 新潟市五十嵐2の町8050).

*2 正員、鉄道総合技術研究所(185 国分寺市光町2-3-38)。

*3 準員、JR 東日本(株) (■100 東京都千代田区丸の内 1-6-5).

図1(c)は日本の旧国鉄在来線の例⁽³⁾で、 A と n を定数として波長 $\lambda (=1/F)$ が7.5~23mおよび27~51mの範囲で定式化されたものを $\lambda=25\text{m}$ を境にそれぞれの範囲で拡張している。

$$G(F) = AF^{-n} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

いずれも F が小さく(波長 λ が大きく)なるほど不整量が増大する傾向を示している。このような定式化された不整量の PSD を用いることにより、検討する軌道条件に合った不整の不規則形状を生成することができます。

2・2 生成の方法

ースペクトル密度からフーリエ逆変換を用いて復元することができる。文献(4)によれば、一次元の不規則形状(y_n)_nは有限フーリエ近似として次式により求められ、その計算に高速フーリエ変換(FFT)を適用することができる。

$$(y_R)_r = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{S_k} \exp[j(\theta_k + 2\pi kr/N)]$$

ここに、 $S_k = (2\pi/N\Delta)S(\Omega_k)$ は複素フーリエ係数の絶対値の二乗に相当するものであり、 $S(\Omega_k)$ は考慮する軌道条件に対応する不整量の PSD、 Ω_k は空間周波数 ($= 2\pi k/N\Delta [\text{rad}/\text{m}]$)、 Δ は不整形形状生成の距離間隔、 θ_k は $0 \sim 2\pi$ の間で一様に分布する位相角を表す。

軌道不整量の PSD が m^{-1} を単位とする空間周波数 F_k で与えられる場合には、 $S_k = S(F_k)/N\Delta$ である。また、一般に軌道不整の PSD は片側 PSD により表されているので、これを $G(F_k)$ とする場合

$$S(F_k) = G(F_k)/2 \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

になる

式(4)により軌道不整形状を生成するための留意事項を以下に述べる。そこでは m^{-1} を単位とする空間周波数 F を用い、単に周波数ともいう。

2.2.1 生成長さと生成波

2・2・1 生成長さと生成波長 式(4)では、最小周波数である基本周波数 $F_0=1/N\Delta$ に対して長さ $L=N\Delta$ の不整形形状が生成される。そこに含まれる不整形成分は、

で表される波長成分であり、その最大波長は $\lambda_{\max} = L (= N\Delta)$ 、最小波長は $\lambda_{\min} = 2\Delta$ である。生成数 N には FFT の使用を前提として 2 の累乗値を用いる。生成間隔 Δ を 1 m とすれば、生成長さは $L = N[\text{m}]$ となる。

2・2・2 空間周波数の範囲

2・2・2 空間周波数の範囲 図1に示すように、定式化された軌道不整PSDの周波数域は約 10^{-2}m^{-1} 以上(不整の波長 λ が約100m以下)である。式(6)によれば、 $\lambda_{\max}=N\Delta$ に統いて生成される波長成分は長波長側の成分ほど波長間隔が開いており、 $\lambda_{\max}=100\text{m}$ とすると、統いて生成される波長成分は $\lambda=50, 33.3, 25\text{m}\dots$ となる。したがって、検討上重要な波長範囲の成分を粗くしないためには、 λ_{\max} を大きくとることが必要である。例えば、波長50m付近で約5mの間隔をとるためには、 λ_{\max} をおよそ500mにしなければならない。その場合、 10^{-2}m^{-1} 以下の周波数域におけるPSDの仮定が必要になるが、図2に示すように定式化の形によってはそのまま外挿するか、または定式化の最小周波数での大きさにより一定値として拡張するなどの方法が考えられる。

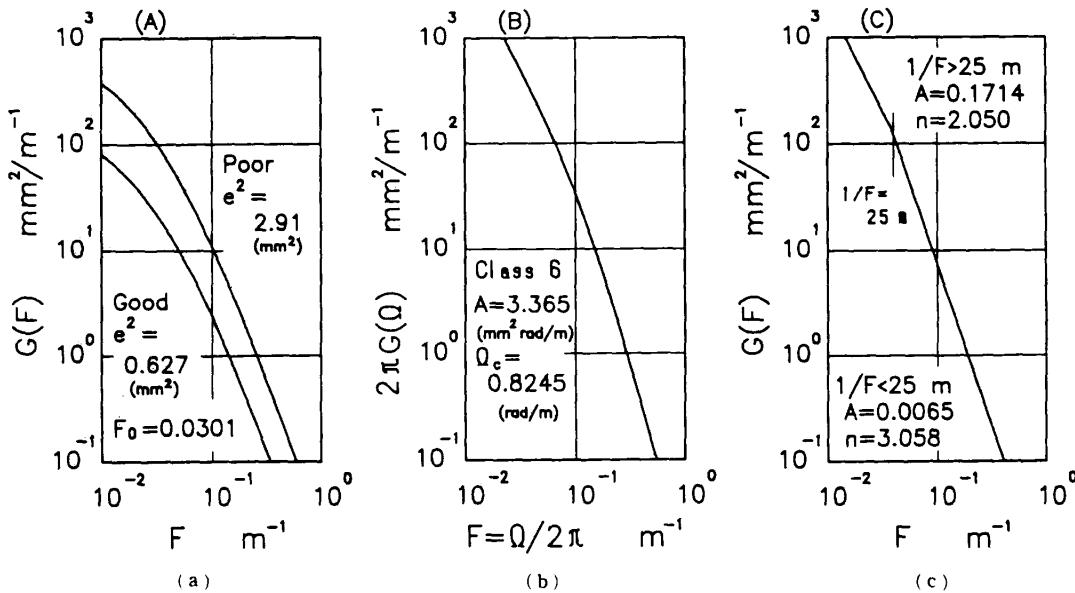


図 1 通り狂い PSD の定式化例

2・2・3 空間周波数成分の位相角 有限フーリエ近似の逆変換に必要な複素フーリエ係数 C_k を得るために、各周波数成分に零から 2π の範囲で一様に分布する位相角 θ_k を与えなければならない。 θ_k は一様分布乱数を用いて決定する。

$$C_k = \sqrt{S_k} \exp(j\theta_k) \dots \quad (7)$$

ここで、 C_k の絶対値は $k=N/2$ の周波数($N/2$) F_0 を軸として対称であり、対称な位置の C_k は互いに複素共役である。 θ_k を変える(一様乱数の発生開始点を変える)ことにより、同じ PSD から異なった不整形状が生成される。

2・2・4 生成形状の継合せ シミュレーションで必要とする走行区間長の不整形状は、式(4)で生成する長さ $L=N\Delta$ の不整形状を継ぎ合せることにより得られる。その場合、同じ不整を継ぎ合せると走行の際に類似の車両振動が繰り返されるために特定の振動数成分が強調され、実態に見合ったシミュレーション結果が得られない。したがって、継ぎ合せる不整形状はそれぞれ異なることが望ましい。これは、空間周波数成分の位相角 θ_k を得るのに用いる一様乱数の発生開始点を個々の形状生成ごとに変えることにより実現される。

形状を継ぎ合せる場合、継ぎ合せ部で不整の差が大きすぎると形状が不連続になり望ましくない。これを避けるため、 $0, 1, \dots, N-1$ の N 個のデータで構成される不整形状において、前の軌道の($N-2$)番めと後の軌道の 0 番めの不整量の平均を前の軌道の($N-1$)番めの不整量とするなどの平滑化の処理が必要である。また、最も振幅が大きい周波数成分(多くは基本周波数成分)の位相角 θ_k を零とすることも継ぎ合せ部の差を大きくしないための効果がある。

2・2・5 不整形状の補完 生成される不整形状は Δ 間隔の離散値である。走行シミュレーションでは、軌道の進行方向において任意位置での不整量が必要となるので、不整生成点の間を補完しなければならない。これはシミュレーション実行時に心要となるので、簡単に 2 点間の線形補完とすることが計算時間の面からも有利である。線形補完の場合は短波長成分に対する近似が低下するが、軌道不整 PSD の特徴として波長が短くなるほど減少することを考慮すれば、特に問題はないものと考える。

3. 走行シミュレーションと波形の分析

3・1 走行シミュレーション シミュレーションは車両の数学モデルから導出される運動方程式を数値

積分することにより実行される。数値積分の時間きざみごとに各運動自由度に対応する変位、速度、加速度が離散値として求められる。これは現車で測定される種々の運動データをこのきざみ時間 τ でサンプリングしたものと同じであり、時間経過に対してこの離散値をつないだものは、記録紙上の測定波形と同等である。したがって、現車データに用いる波形分析法そのまま適用することができる。現車の振動分析システムについてすでに報告⁽⁵⁾⁽⁶⁾しており、ここでの分析事項を以下に要約する。

3・2 車両振動のパワースペクトル 一般に車両振動の分析は加速度を対象としており、車体床面上で測定される加速度により振動乗り心地が評価される。シミュレーションにおいてもきざみ時刻 $t=m\tau$ [$m=0, 1, 2, \dots, n-1$] ごとに車体各自由度の加速度から車体諸元の大きさを用いて床面上の値 $x(m\tau)$ が求められる。 $x(m\tau)$ を FFT でフーリエ変換することにより振幅スペクトル $C(kf_0)$ [$k=0, 1, \dots, n-1$] を得る。

$$nC(kf_0) = \sum_{m=0}^{n-1} x(m\tau) \exp(-j2\pi kf_0 m\tau) \dots \quad (8)$$

ここに、 f_0 は基本周波数であり時系列データ $x(m\tau)$ の時間長を $T=n\tau$ として $f_0=1/T$ で与えられる。なお、FFT 実行の際にウインド処理が必要であり、ここではハニングウインドを使用する。

振動加速度のパワースペクトル密度 $G_c(f)$ は振動数を $f=kf_0$ として次式により求める。

$$G_c(f) = T |C(kf_0)|^2 \dots \quad (9)$$

$p_{xx}(f)$ で片側 PSD を表すことにすると、

$$\begin{aligned} p_{xx}(f) &= G_c(f) & : k=0, n/2 \\ &= 2G_c(f) & : k=1, 2, \dots, n/2-1 \end{aligned} \dots \quad (10)$$

となる。ここでは、周波数分解能である f_0 を 0.1Hz とするため、 $T=1/f_0=10\text{s}$ とする。

3・3 乗り心地レベル⁽⁷⁾ 乗り心地レベル L_T は一つの数値で広い振動数帯にわたる車両振動を包括的に評価する指標である。

$$L_T = 20 \log_{10}(\alpha_w / \alpha_{ref}) \dots \quad (11)$$

ここに、 α_w は人体の振動感覚特性 $W(f)$ により重み付けした加速度実効値、 α_{ref} はいき値 10^{-5}m/s^2 である。 $W(f)$ は左右と上下の方向別に振動数 $f=0.5 \sim 80.0\text{Hz}$ の帯域で定められており、 α_w は次式により求められる。

$$\alpha_w^2 = \int_{0.5}^{80} W^2(f) p_{xx}(f) df \dots \quad (12)$$

L_T 計算法の詳細は文献(5)に記述されている。

3・4 走行時間と平均化処理 シミュレーションは無振動の状態から開始されるので、ある程度の振動状態になるまでの走行時間を考慮することが望ましい。周波数分解能を $f_0=0.1 \text{ Hz}$ にするには、フーリエ変換する時系列データの長さは $T=10 \text{ s}$ であるが、走行当初に 1s の余裕をとり、11s 走行時点に初回の FFT 分析を実行する。シミュレーションの条件によって複数回の分析が必要となるが、2 回め以降の分析は前回の分析時点から 10s 経過ごとに実行する。その際、走行区間全体としての振動乗り心地を評価するには分析データの平均化が必要である。ここでは、 i 回目までの PSD を次式により平均化する。

$$\begin{aligned} p_{xx}(f) = & [\{p_{xx}(f)\}_1 + \{p_{xx}(f)\}_2 + \dots \\ & \dots + \{p_{xx}(f)\}_i]/i \end{aligned} \quad (13)$$

4. 不整形状生成とシミュレーションの例示

4・1 不整形状 図 2 に示す不整の PSD は図 1(a)の定式化を拡張したもので、軌道状態として「よい」と「悪い」に加えてそれらの「中間」も考慮している。また、式(1)の一定値への漸近特性を利用し、そのまま範囲を低周波数側へ延長している。これらの PSD から生成した不整形状の一例を図 3 に示す。これは生成間隔 $\Delta=1 \text{ m}$ 、生成長さ $L=N\Delta=512 \text{ m}$ により形状生成を 2 回繰り返して組み合せたもので、基本周波数は $F_0=1/512 \text{ m}^{-1}$ 、最大波長は $\lambda_{\max}=512 \text{ m}$ である。フーリエ逆変換で各周波数成分に与える位相角を 3 種の軌道状態で同一としており、同様の形状のままで不整量だけが状態に応じて増減している。

4・2 シミュレーション 用いる車両の数学モデルは文献(8)で報告した側受け支持方式のボギー車モ

デルであり、車両諸元の諸数値として新幹線車両を想定した値を用いる(付録参照)。車体と二つの台車についてそれぞれ左右動、ヨー、ロールを、4 本の各車輪軸について左右動、ヨーを運動の自由度とする十七自由度系であり、非線形特性として台車旋回モーメント、レールの拘束および車輪-レール間のクリープ力が考慮される。運動方程式の数値積分には Runge-Kutta-Gill 法を用い、 $T=10 \text{ s}$ の走行結果を FFT 分析するために計算のきざみは $\tau=10/4096 \text{ s}$ とする。

図 4 は「中間」状態の生成不整軌道を速度 210 km/h で走行するシミュレーションの一例であり、開始当時の余裕時間 1s と分析時間 10s の計 11s の結果が波形により示される。11s に走行する距離はおよそ

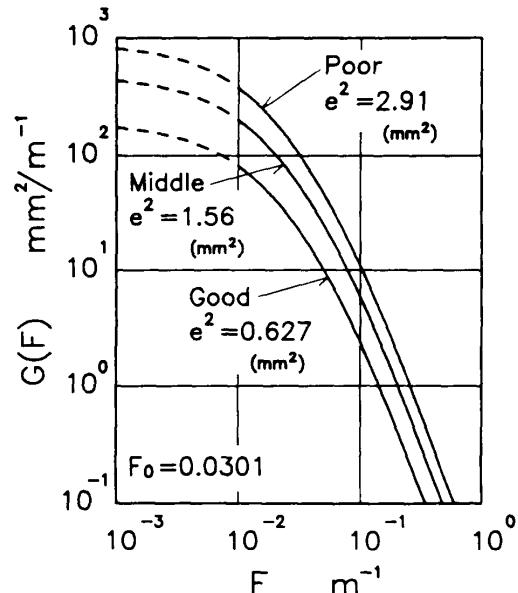


図 2 計算に用いた通り狂い PSD

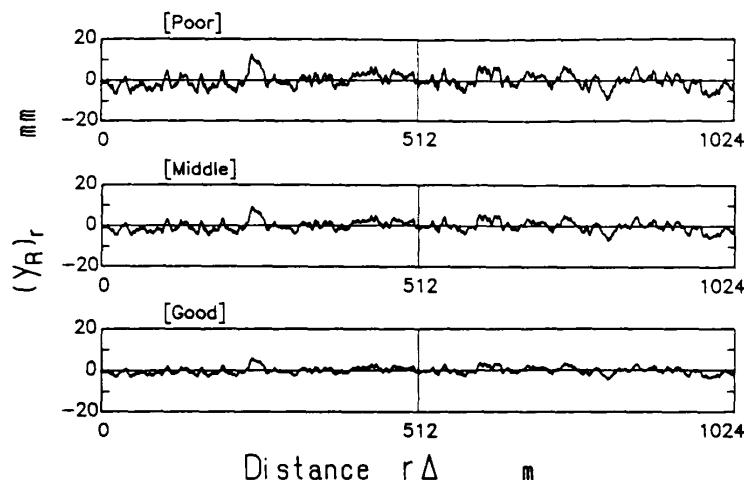


図 3 生成した通り狂い波形の一例

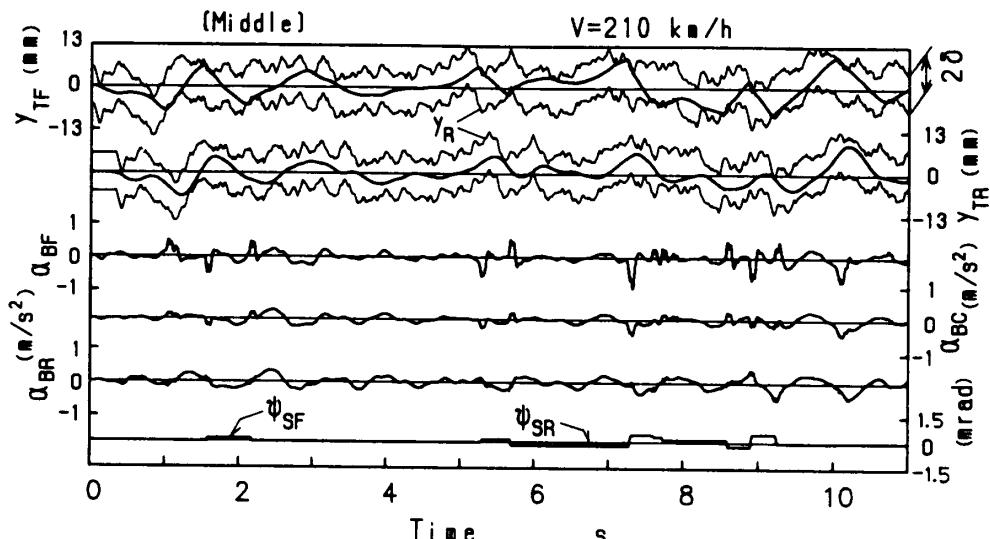


図 4 走行シミュレーションの一例

642 m になる。上から二つが前位台車および後位台車重心の左右変位 y_{TF} , y_{TR} を表す。併せて各重心位置に対応する軌道不整が示される。この不整形状は軌道中心から左右両方向に車輪フランジとレール側面のすきま δ ずつ離して描いたもので、この 2 本の不整形状波形にはさまれた幅 2δ の領域が車輪軸の可動遊間に相当する。次いで、前位台車上、中央および後位台車上における車体床面の左右加速度 a_{BF} , a_{BC} , a_{BR} であり、最下段が前後両台車の側受けすべり角 ψ_{SF} , ψ_{SR} を表す。ここで用いた「中間」の軌道不整でも、前位台車に側受けすべりを生じさせるほどの状態であることがわかる。

図 5 はシミュレーション結果を FFT 分析して得られた 10 s(約 583 m)の車体加速度のパワースペクトル密度 p_{xx} である。比較的短時間の走行データ分析に現れる特徴として PSD のピークが多いものとなっている。これはこの軌道区間固有の不整形状による影響であり、現車のデータと同様の傾向にある⁽⁹⁾。

5. 乗り心地の評価

4 章のシミュレーション結果の分析でも明らかのように、短時間の走行振動にはその走行区間固有の不整形状の影響が現れる。これは、同じ軌道不整 PSD から生成した不整形状であっても、短時間の走行であれば区間によって振動の強さが変動することを示す。この影響による車体振動の大きさの違いを乗り心地レベル L_T を求めて比較したのが図 6 である。

図 6 は「よい」、「中間」および「悪い」の軌道不整 PSD からそれぞれ 6 144 m の長さの不整形状(長さ 512 m の異なる形状の軌道を 12 区間継ぎ合せたもの)

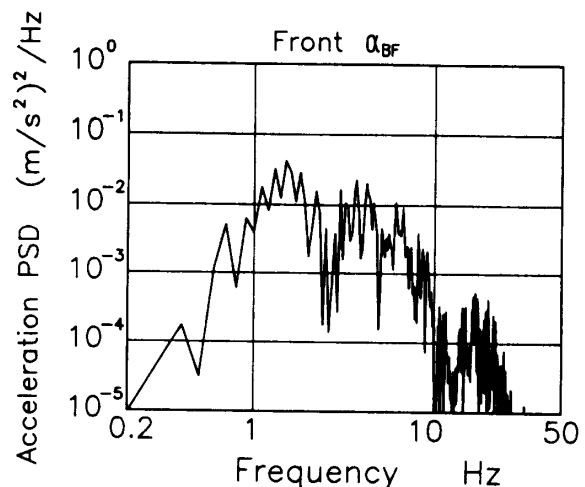
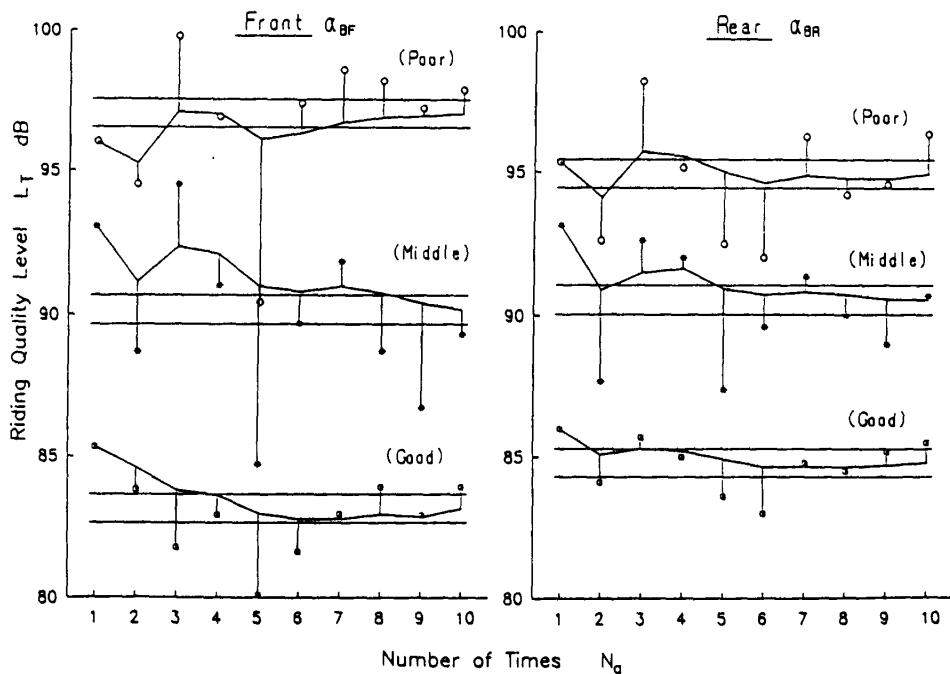


図 5 車体振動加速度の PSD 分析例

を生成し、101 s の走行(走行距離 5 892 m)をシミュレーションすることにより、1 s 以降の 100 s の走行振動を 10 s に対する FFT 分析として 10 回(回数 N_a)行った結果をまとめたものである。個々の 10 s 区間の PSD から求めた L_T を走行の順序に記号で記し、式(13)で得られるそこまでの平均化 PSD から求めた L_T の変化を実線により示す。縦の細線は個々の区間の L_T と平均化 L_T の差を表し、横の細線は最終 10 回までの平均化 L_T の値に対して $\pm 0.5 \text{dB}$ の範囲を示す。図 7 は平均化 L_T を求めるための車体加速度 PSD p_{xx} であり、分析 10 回までを平均化したものである。図 5 に比較して、区間固有の不整形状の影響が少なくなり、車両の固有振動がはっきりしたなだらかな形になっている。

図 6 では、車体部位、軌道状態によって異なるもの

図 6 乗り心地レベル L_T の区間別の値と平均化した値の比較

の、個々の区間の L_T は最大で 9~10 dB もの差があり、この大きな差は「中間」と「悪い」状態で生じている。これに対し、平均化 L_T は最大差が 3~4 dB であり、かつある程度分析回数が進むと変動が小さくなることが示される。したがって、任意の軌道状態での乗り心地をシミュレーションによって評価するためには、ある程度以上の長さのシミュレーションが必要である。計算時間などの効率面を考慮しても、平均化 L_T の変動が小さくなる分析 5 区間(走行時間 51 s)を乗り心地評価のためのシミュレーションの最低長さとし、図 6 のように分析 10 区間程度とすることが望ましい。ただし、車両諸元をパラメータとする性能比較を目的とする場合はこの限りではないと考える。

なお、車体前位および後位における分析 10 回の平均化 L_T 値は「悪い」軌道で 95~97 dB、「中間」軌道で約 91 dB、「よい」軌道で 83~85 dB となっており、これら生成軌道状態の間でおよそ 5 dB および 7 dB の差であった。乗り心地レベルは中間 83~98 dB を 5 dB で区分して評価を全体で 5 ランクに分けている⁽⁷⁾が、ここで生成した不整軌道がそれぞれ乗り心地の評価を 1 ランク強だけ変える不整量となっている。

6. あとがき

鉄道車両の振動乗り心地をシミュレーションにより予測し車両性能を評価することを目的として、考慮する軌道不整状態に対応する不整形状を生成し、走行シミュレーション結果を分析する方法をまとめた。多く

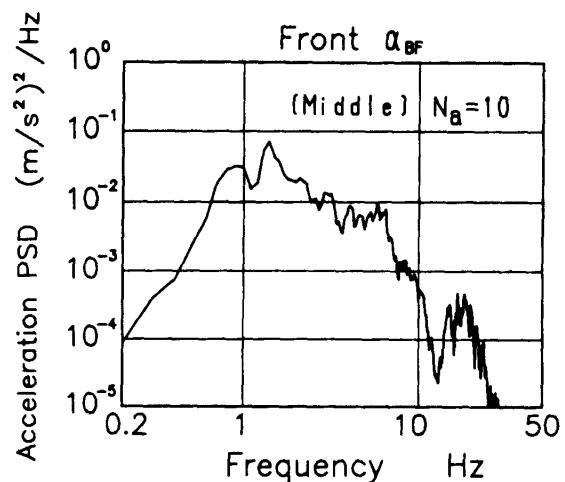


図 7 平均化した車体加速度 PSD(10 区間平均)

の非線形特性を包含するためシミュレーションの活用が考えられる左右振動系を具体例として、通り狂い形状の生成、ボギー車の走行シミュレーションと乗り心地レベルの分析結果によりその有効性を示し、乗り心地評価のための留意事項を述べた。これらの結果は新幹線電車を例としたものであるが、用いた不整形状は外国の軌道不整 PSD から生成したもので、ここでの軌道状態の「よい」、「悪い」の定義も新幹線軌道に直接対応するものではない。特定線区を対象として乗り心地を評価するためには、まず当該線区を代表する不整 PSD を定式化することが重要となろう。

付 錄

計算に使用した車両諸元の値は 200 系新幹線電車を想定した以下の値である。

質量：車体 $m_B=43.0\text{t}$, 台車枠 $m_T=5.56\text{t}$, 輪軸 $m_w=2.41\text{t}$

ヨーイング慣性半径：車体 $i_{Bz}=6.83\text{m}$, 台車枠 $i_{Tz}=1.20\text{m}$, 輪軸 $i_{wz}=0.75\text{m}$

ローリング慣性半径：車体 $i_{Bx}=1.63\text{m}$, 台車枠 $i_{Tx}=0.60\text{m}$,

剛性：軸ばね上下 $k_1=2260\text{kN/m}$ (1 軸), 軸箱前後 $k_{wx}=34300\text{kN/m}$ (1 軸), 同左右 $k_{wx}=8600\text{kN/m}$ (1 軸), 空気ばね前後 $k_{2x}=343\text{kN/m}$, 同左右 $k_{2y}=343\text{kN/m}$, 同上下 $k_2=1690\text{kN/m}$, 同有効受圧面積の変化相当 $k_3=0\text{kN/m}$, [空気ばね本体と補助空気室の容積比 $N=0.494$], ボルスタアンカ前後剛性 $k_b=9800\text{kN/m}$

減衰係数：軸ばねダンパ $c_1=39.2\text{kN}\cdot\text{s/m}$ (1 軸), 左右動ダンパ $c_{2y}=140\text{kN}\cdot\text{s/m}$, 空気ばねの絞りによる減衰 $c_2=146\text{kN}\cdot\text{s/m}$

左右間隔：車輪-レール間接触点 $2b=1.5\text{m}$, 軸ばね $2b_1=2.1\text{m}$, 空気ばね $2b_2=2.45\text{m}$, ボルスタアンカ $2b_b=2.84\text{m}$, 側受け $2b_s=1.3\text{m}$, 輪軸中心とフランジ接触点 $b_F=0.712\text{m}$

前後間隔：台車中心間 $2l_T=17.5\text{m}$, 台車内輪軸間 $2a$

$=2.5\text{m}$

上下の高さ：車軸中心から台車枠重心 $h_T=0.2\text{m}$, 台車枠重心から空気ばね中心 $h_A=0.42\text{m}$, 台車枠重心から左右動ダンパ中心 $h_D=0.42\text{m}$, 空気ばね中心から車体重心 $h_{AB}=0.75\text{m}$, 左右動ダンパ中心から車体重心 $h_{DB}=0.75\text{m}$, 車体床面から車体重心 $h_C=0.43\text{m}$

車輪：転動半径 $r=0.455\text{m}$, 踏面こう配 $\gamma=0.025$

車輪-レールの関係：線形クリープ係数 $f_{k1}=15500\text{kN}$, $f_{k2}=13800\text{kN}$, フランジ遊間 $\delta=5.5\text{mm}$, 摩擦係数 $\mu=0.25$, レール有効横剛性 $k_R=19600\text{kN/m}$

側受け：摩擦係数 $\mu_s=0.15$

文 献

- (1) ORE C 116 Committee, *Ques. C 116 Rep.*, No1(1971), 15. ORE.
- (2) Garg, V. K. and Dukkipati, R. V., *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, (1984), 86. Academic Press.
- (3) 軌道研究室, 鉄研速報, 80-183(1980), 35.
- (4) Cebon, D. and Newland, D. E., *Proc. 8th IAVSD Symp.*, (1983), 29.
- (5) 谷藤, 機論, 52-481, C(1986), 2405.
- (6) 谷藤, 機論, 53-485, C(1987), 92.
- (7) 三芳, 鉄研資料, 38-3(1981), 127.
- (8) 谷藤, 機論, 55-512, C(1989), ページ.
- (9) 谷藤, 鉄研速報, A-83-127(1983), 24.

討 論

[質問] 下郷 太郎 (慶應大学理工学部)

車両の振動シミュレーションのご研究として非常に明確な手法をお示しいただき、敬意を表する次第である。

以下の点についてご教示いただければ幸いである。

(1) レールの通り狂いは図 4 にも示されているように、左右のレールが同じ波形で左右にずれている場合をさすのかもしれないが、左右のレールが独立にずれている場合は考えられないのか。

(2) 車体のロールも考慮されているが、左右レールの水準狂いが及ぼす影響が考えられないか。この場合も左右レールが独立な水準狂いをもつとした場合のロールに及ぼす影響のことである。

(3) 図 4 に示されている前位台車上の車体床面の左右加速度と後位台車上のそれとは波形の性質（たとえばスペクトル）が異なるように見えるが、もし異なるとすればどのような理由によるものか。

[回答] (1) 厳密には左右のレールで不整の形状が異なるため、これを同一形状とした場合、車両の振動として無視できない違いを生ずることもありうる。ただし、レールの締結が強固なコンクリートまくら木などを使用する軌道では、左右のレールがほぼ同じ形状で横方向にずれるものと考えられる。また、車両振動として卓越する 1~2 Hz の動揺部分に関連する長波長の不整については、左右のレールを同様の形状とみなすことができる。

なお、不整の実態にあわせて左右のレールを異なる形状とするには、左右のレール間の不整量に相互関係を与える必要がある。しかし、ここでの定式化は単独で与えられているので、これから生成した異なる形状をそのまま左右のレールの不整とすることは適切ではない。そのため、本報では左右のレールを同一形状のままとしたが、これは軌間狂いと呼ばれる左右のレール間隔のずれだけを無視したことに対応する。

(2) 水準狂いに関連してはシミュレーションによる検討をまだ行っていないが、本報の生成手法では左右のレールのずれが上下方向に反対なだけで対称な同一の形状となる。不整の実態としては、左右のレールが上下方向に対称なだけの同一の形状とは限らないが、これはレール中心の高低狂いが含まれることによるものである。高低狂いが左右方向の車両運動に影響しないことを考慮すれば、水準狂いの影響としては、左右のレールで形状を同一にしても車両の振動に大きな違いは生じないものと考えられる。

前項の通り狂いの場合と同じく、左右のレールを異

なる形状とするには、それらが不整の実態にあうものでなければならない。そのためには、異なる形状間の相互関係を考慮した二元的な形状生成法を適用する必要があり、異なる種類の軌道狂いを組合せる場合も含め、今後の研究課題とした。

(3) 車体前位と車体後位で振動波形が大きく異なるのは、車輪フランジとレールの衝突によって前位台車で側受けにすべり ψ_{SF} を生じた場合であり、ここでは加速度波形がするどく変化する。これに対し、側受けにすべりを生じていない後位台車上では固有振動を主体とするなだらかな波形となっている。