

文章编号:1005-0523(2001)02-0006-07

车辆—轨道耦合系统随机振动分析

毛利军¹, 雷晓燕²

(1. 华东交通大学 土木工程学院, 江西 南昌 330013; 2. 华东交通大学 校办, 江西 南昌 330013)

摘要: 将轨道高低不平顺视为平稳各态历经随机过程^[6], 利用车辆-轨道耦合动力有限元计算模型, 对车辆-轨道系统垂向随机振动做了计算, 在时域和频域内对系统响应作了分析¹⁹.

关键词: 铁道车辆; 轨道; 耦合动力学; 随机振动; 轨道不平顺

中图分类号: U 213.13

文献标识码: A

0 引言

众所周知, 轨道轨面不平顺是机车车辆与轨道结构产生振动的重要因素之一, 随着列车运行速度和列车重量的不断提高, 车辆-轨道耦合系统的振动越来越强烈, 机车车辆运行平稳性降低, 轨道结构承受的动荷载增大^[13]其反复作用的结果必将导致轨道结构部件疲劳破坏更加突出, 可靠性下降, 并加快残余累积变形, 这反过来又加剧了机车车辆的振动^[13]所有这些严重影响了机车车辆的运行平稳性, 降低了铁路运营品质和轨道结构的寿命^[13]因此, 在我国铁路全面提速的今天, 对机车车辆和轨道结构系统的随机振动特性进行深入的研究是非常必要的^[13]

国外对该问题已进行了许多研究工作, 并取得了一定的成果, 相对而言, 我国在这方面所做的工作还远远不够, 至今尚未形成自己具有代表意义的轨道谱^[13]不过近些年来, 我国的铁路科研人员对此也做了一些研究^[4], 填补了我国在这一领域的空白^[13]本文根据作者自己开发的程序, 讨论了轨道高低随机不平顺对车辆-轨道耦合系统的影响^[13]

1 车辆-轨道有限元动力计算模型

1.1 基本假设与计算模型

为了保证精度的前提下简化计算, 在模型中采用下列假设^{[1][2]}:

- 1) 仅考虑轮轨竖向动力效应和纵向动力效应;
- 2) 轨道和上部结构沿线方向左右对称, 可取其半结构研究;

3) 上部结构为附有二系弹簧系统的整车模型, 车体和转向架考虑沉浮振动和点头振动;

- 4) 轮轨间的接触弹簧系数由赫兹分工得出;

5) 钢轨被视为支承在弹性支座上的 Euler 梁, 轨下垫层和枕下道床的支承弹性及阻分别用等效的弹性系数 K_{x1} , K_{y1} 和阻尼系数 C_{x1} , C_{y1} 表示;

- 6) 轨枕的质量作为集中质量处理, 施加于各支座

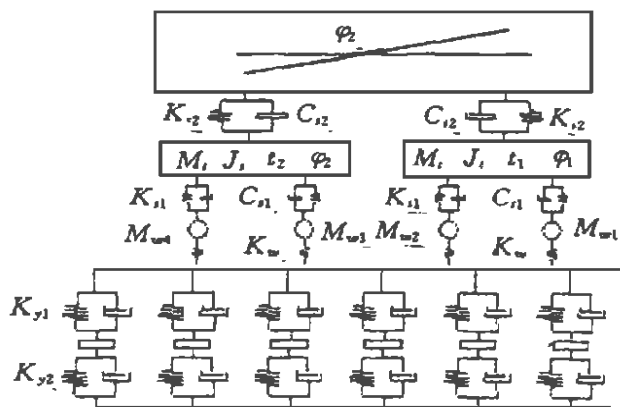


图1 整车附有二系弹簧质量轨道模型

收稿日期:2000-12-25

作者简介:毛利军(1975-),男,山东省泗水人,华东交通大学在读研究生^[13]

结点上;

7) 道碴的质量简化为集中质量并仅考虑竖向振动效应;道碴下路基的支承弹性系数和阻尼系数分别用 K_{y2} 和 C_{y2} 表示^[13]

1.2 上部车辆结构模型

在附有二系弹簧的整车模型中^[1],考虑车体和转向架的沉浮振动和点头振动,一辆车有十个自由度,如图 1^[13]车辆单元的结点位移和结点力记为

$$\{a\}_u = \{v \ \varphi \ \psi \ \vartheta \ \varphi \ \varphi \ \psi_1 \ \psi_2 \ \psi_3 \ \psi_4\}^T$$

$$\{Q\}_u = \{-M_cg \ 0 \ -M_{tg} \ -M_{tg} \ 0 \ 0 \ F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4\}^T$$

其中 F_i 为 $-M_{wi}g + P_{wi}$, $M_{w1} = M_{w2} = M_{w3} = M_{w4}$, P_{wi} 为车辆第 i 轮与钢轨接触处相互作用力,以向上为正^[13]

由 Hamilton 原理得上部结构振动方程

$$[M]_u \ddot{\{a\}}_u + [C]_u \dot{\{a\}}_u + [K]_u \{a\}_u = \{Q\}_u \quad (1)$$

式中

$$[M]_u = \text{diag} \{M_c \ J_c \ M_T \ M_T \ J_T \ J_T \ M_{w1} \ M_{w2} \ M_{w3} \ M_{w4}\} \quad (2)$$

$$[K]_u = \begin{bmatrix} 2K_{\varphi} & 0 & -K_{\varphi} & -K_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2L_2^2 K_{\varphi} & -L_2 K_{\varphi} & L_2 K_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2K_{s1} + K_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & 2K_{s1} + K_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} & 0 \\ & & 2K_{s1}^2 K_{s2} & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 2L_1^2 K_{s2} & 0 & 0 & -K_{s1} L & K_{s1} L & 0 & 0 \\ & \text{对} & & & K_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & K_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 \\ & & & & & & & & K_{s1} & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[C]_u = \begin{bmatrix} 2C_{\varphi} & 0 & C_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2L_2^2 C_{\varphi} & -L_2 C_{\varphi} & L_2 C_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2C_{s1} + C_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s1} & -C_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & 2C_{s1} + C_{\varphi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s1} & -C_{s1} & 0 \\ & & 2L_1^2 C_{\varphi} & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 2L_1^2 C_{\varphi} & 0 & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L & 0 & 0 \\ & \text{对} & & & C_{s1} & C_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & C_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & C_{s1} & 0 & 0 \\ & & & & & & & & C_{s1} & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

矩阵中 $2L_1$ 为转向架上两悬挂系中心之间的距离; $2L_2$ 为车体上两转向架中心之间的距离^[13]

1.3 下部结构广义梁单元

为了便于计算程序的设计和减小总刚度矩阵的带宽,本文拓用雷晓东轨道结构广义梁单元理论^{[1][2]},即将道碴竖向自由度紧凑到梁单元结点自由度中,使原来 3 结点自由度梁单元变为 4 结点自由度广义梁单元^[13]这时,单元结点位移和结点力记为

$$\{a\}_l = \{u_1 \ v \ \theta \ \psi \ u_2 \ v \ \theta \ \psi\}^T$$

$$\{F\}_l = \{U_1 \ V_1 \ M_1 \ V_1^* \ U_2 \ V_2 \ M_2 \ V_2^*\}^T$$

由 Hamilton 原理可得动力问题有限元方程为

$$[M]_l \ddot{\{a\}} + [C]_l \dot{\{a\}} + [K]_l \{a\} = \{Q\}$$

式中 $[M]_l = \sum_e [M]^e [C]_l = \sum_e [C]^e [K]_l = \sum_e [K]^e \{Q\} = \sum_e \{Q\}$

分别是下部结构质量矩阵、下部结构阻尼矩阵、下部结构刚度矩阵，下部结构等效荷载向量^[13]

轨道结构广义梁单元中，单元质量矩阵、单元刚度矩阵、单元阻尼矩阵及单元等效荷载矩阵参阅文献^{[11][13]}

2 轨道轨面高低随机不平顺的数学模拟

除道岔区、道床病害严重段、接头养护不良等地段，轨道高低不平顺可以认为是平稳高斯过程^{[5][13]}对平均值为 0，功率谱密度函数为 $S_x(\omega)$ 的平稳高斯过程 $\eta(t)$ ，其抽样函数可以利用三角级模型近似地模拟^{[6][13]}

$$\eta(t) = \sum_{k=1}^N a_k \sin(\omega_k t + \varphi)$$

(6)

式中， a_k 是平均值为 0、标准差为 σ 的高斯随机变数，对于 $k=1, 2 \cdots N$ 来说，是互相独立的^[13] φ 是与 a_k 独立的， $0 \sim 2\pi$ 范围内的同一随机变数， φ 本身对于 $k=1, 2 \cdots N$ 来说也是独立的^[13] σ 用下列方法给出^[13]在 $\eta(t)$ 的功率谱密度函数 $S_x(\omega)$ 的正域内，把上限值 ω 和下限值 ω 之间 N 等分，设

$$\Delta\omega = (\omega - \omega) / N$$

(7)

$$\omega_k = \omega + (k - \frac{1}{2}) \Delta\omega \quad k = 1, 2, \dots, N$$

(8)

时

$$\sigma^2 = 4S_x(\omega) \Delta\omega \quad k = 1, 2, \dots, N$$

(9)

即，认为 $S_x(\omega)$ 的有效功率在 ω, ω 的范围内；以外的值可视为 0 时^[13] 设 N 为充分大的整数^[13]

鉴于我国目前尚无轨道谱这一事实，本文采用通常的做法，借用美国 AAR 标准的 6 级线路轨道谱作为激励输入^{[1][13]}功率谱密度函数为式(10)

$$S(\omega) = \frac{KA_v \bar{\omega}^2}{(\omega^2 + \bar{\omega}^2) \bar{\omega}^2}$$

(10)

式中 $A_v, \bar{\omega}$ 与线路等级有关，详见表 5-1, $k=1, k$ 一般取 0.25^[13]

表 5-1 美国铁路线路等级不平顺常数^[4]

线路等级	$A_v(\text{cm}^2/\text{rad/m})$	$\omega(\text{rad/m})$
1	1.2107	0.8245
2	1.0181	0.8245
3	0.6816	0.8245
4	0.5376	0.8245
5	0.2095	0.8245
6	0.0339	0.8245

3 轨道-车辆耦合系统有限元方程数值解的实现

本文将耦合系统分解为上部车辆系统和下部轨道系统^{[3][7]}，对两系统分别单独求解，两系统间通过几何相容条件和相互作用力的平衡来联系^[13]轮轨间的接触弹簧系数，不仅与轮轨间的接触力、相对位移、材质的弹性系数有关，还与轮轨踏面的形状有关，为此本文中轮轨间接触弹簧系数采用著名的赫兹非线性接触公式求得^[3]，在考虑几何相容条件时，加入轨道轨面不平顺，轨道不平顺谱的加入参阅文献^{[3][13]}

在上下两子系统中要解如下的二阶常微分方程组^[13]

$$[M] \ddot{\{X\}} + [C] \dot{\{X\}} + [K] \{X\} = \{Q\}$$

(11)

利用 Newmark 数值积分法^[6]，系统由 t_0 时刻到 $t=t_0 + \Delta t$ 时刻的运动方程，由下列各式得：解(12) 式得 t 时刻位移 $\{X\}$ ，将 $\{X\}, \dot{\{X\}}, \ddot{\{X\}}$ 代入(13)(14)，得 t 时刻速度 $\dot{\{X\}}$ 、加速度 $\ddot{\{X\}}$ ^[13]

$$(K + a_1 M + a_2 C) \{X\} = \{P\} + M(a_3^0 \{X\} + a_4^0 \dot{\{X\}} + a_5^0 \ddot{\{X\}}) + C(a_6^0 \{X\} + a_7^0 \dot{\{X\}} + a_8^0 \ddot{\{X\}})$$

(12)

$$\dot{\{X\}} = a_2(\{X\} - \{X\}_0) - a_5^0 \dot{\{X\}} - a_6^0 \ddot{\{X\}}$$

(13)

$$\ddot{X}a = a_1(\dot{X} - {}^0X) - a_3\dot{X} - a_4\ddot{X} \quad (14)$$

式中

$$\alpha = \frac{1}{\alpha\Delta t^2}, \alpha = \frac{\delta}{\alpha\Delta t}, \alpha = \frac{1}{\alpha\Delta t}, \alpha = \frac{1}{2\alpha} - 1, \alpha = \frac{\delta}{\alpha} - 1, \alpha = (\frac{\delta}{2\alpha} - 1) \Delta t, \alpha, \delta \text{ 为 Newmark 参数, 可取 } \alpha = 0.25, \delta = 0.5$$

左上标 0 和 t 分别表示 t_0, t 时刻相应向量

4 轨道-车辆耦合系统随机响应分析

本文以法国 TGV 动车为例, 仿真计算了列车以 80、160 及 250 km/h 通过不同等级线路时耦合系统的动力响应, 并对其进行频域和时域分析, 试图从不同方面探讨随机不平顺对系统的影响。轨道参数则采用了我国高速线路轨道的设计参数。

4.1 耦合系统随机响应频域分析

1) 由图 1B、4B、7B、10B 知, 轮轨垂向作用力和主频除由车体引起的 0.5~5 Hz 共有低频段外, 还有因线路不平顺引起的中频段, 在本文中, 一级线路时速为 80 km/h 的列车, 其轮轨作用中频段为 10~40 Hz, 而车轮经过轨枕造成的周期冲击, 并因此产生的高频谐波在高等线路中比较明显。

2) 由图 2B、5B、8B、11B 可知, 车体垂向加速度在低速线路上, 其主频段主要集中于 1 Hz 车体自振频率附近, 当列车速度增加时, 由线路不平顺造成的激励对车体振动影响加大, 本文显示时速为 250 km/h 的列车, 其主频段外移至 5~8 Hz。显然车体主频率进入人体敏感频段时, 列车运营品质将显著降低。

3) 由图 3B、6B、9B、12B 可知, 下传至轨下部件 10 Hz 以下的轮轨低频力, 在钢轨振动加速度功率谱中并不明显, 由于钢轨自身刚度很大, 从功率谱图不难发现, 数百甚至上千赫兹的振动能量都很大, 在高速线路中尤为如此, 可见钢轨高频振动可能是高频噪音的重要来源之一。

4.2 耦合系统随机响应时域分析

1) 由图 1A、4A、7A、10A 可知, 轮轨垂向作用力对不平顺和列车速度都很敏感。六级线路时速为 80 km/h 的列车其最大轮轨作用力低于 100 kN, 当线路降为一级或时速升至 250 km/h 时, 其最大轮轨垂向力分别大于 120 kN 和 150 kN, 可见列车提速及线路不平顺对轨道和车轮的影响是很大的。

2) 由图 2A、5A、8A、11A 可知, 车体垂向加速度最大值对轨道不平顺和列车速度并不敏感, 在本文所示各种不同工况中, 车体垂向加速度幅值都在 2 m/s^2 以内。可见轨道不平顺和列车提速对簧上质量体的机械损坏并不大。

3) 由图 3A、6A、9A、12A 可知, 长波不平顺对钢轨加速度幅值影响不大, 图 3A 和图 6A 显示时速为 80 km/h, 一级和六级线路钢轨加速度幅值都在 20 m/s^2 内, 若存在短波不平顺则有可能产生较大加速度(鉴于有关研究还在进行中)。当列车速度较大时, 对钢轨加速度等影响较大的小于 1 m 短波不平顺, 本文简单得采取了美轨道谱公式, 仿真计算得到的钢轨加速度可能与现场有较大出入。由图可知, 行车速度对钢轨加速度有明显影响, 列车时速为 250 km/h, 六级线路钢轨可产生 40 m/s^2 的加速度。

5 结束语

本文运用车辆-轨道垂向耦合模型, 对考虑轨道轨面高低随机不平顺的线路, 在频域和时域内进行了车辆、轨道系统随机振动分析, 探讨了不同工况下系统高、低频振动特性, 并试图由此解释了一些现实中遇到的现象。

不过, 车辆轨道系统随机振动是一个大课题, 不少基础性的研究还处在初始阶段。就本文而言, 模型对实际系统做了较大的简化, 且仅考虑了轨道轨在高低不平顺, 鉴于有关研究还在进行中, 当列车速度较大时, 对轮轨作用和钢轨加速度等影响较大的小于 1 m 短波不平顺, 本文简单得采取了美国轨道谱公式, 这一切既说明了该课题的复杂性, 同时也表明我们的研究还有待进一步地深入。

6 附图

(本附图, 图 A 为动力响应时间历程, 图 B 为频谱图)

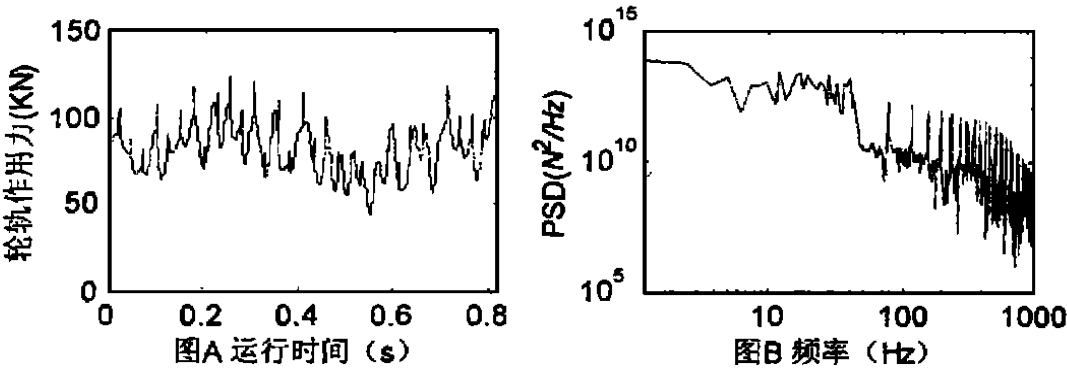


图1 $V=80km/h$ 一级线路 轮轨作用力分析图

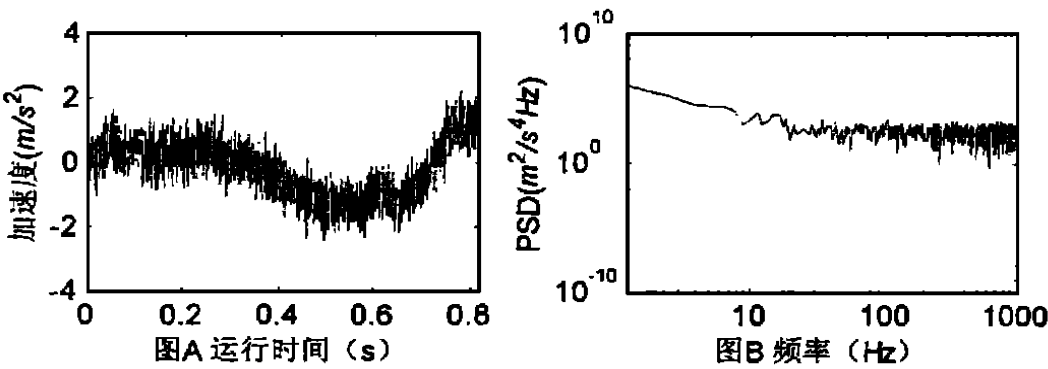


图2 $V=80km/h$ 一级线路 车体加速度分析图

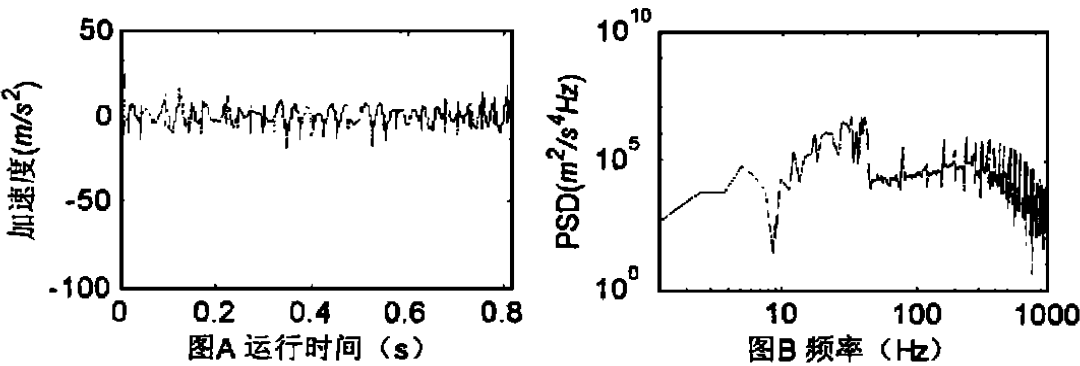


图3 $V=80km/h$ 一级线路 钢轨加速度分析图

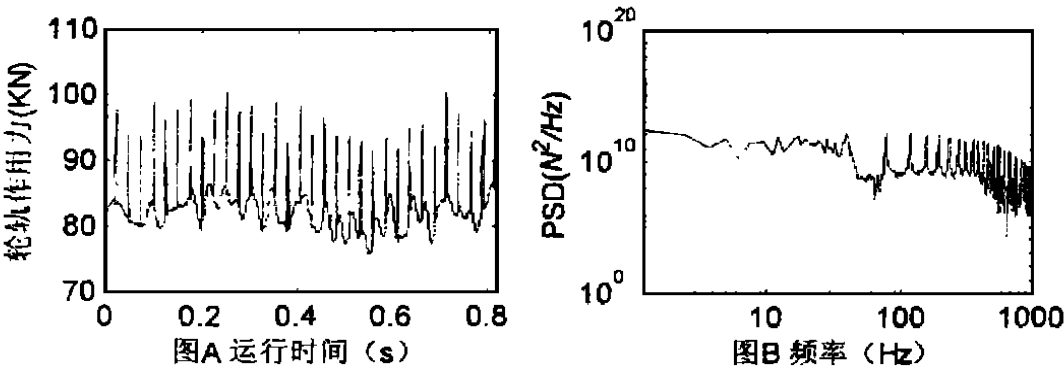
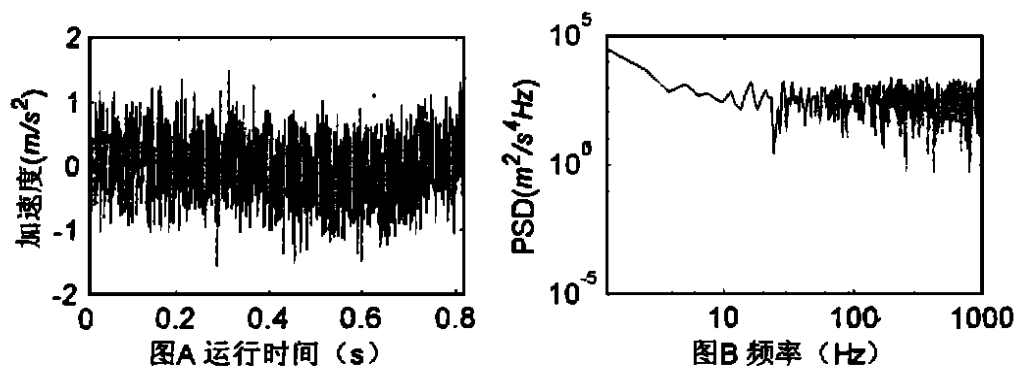
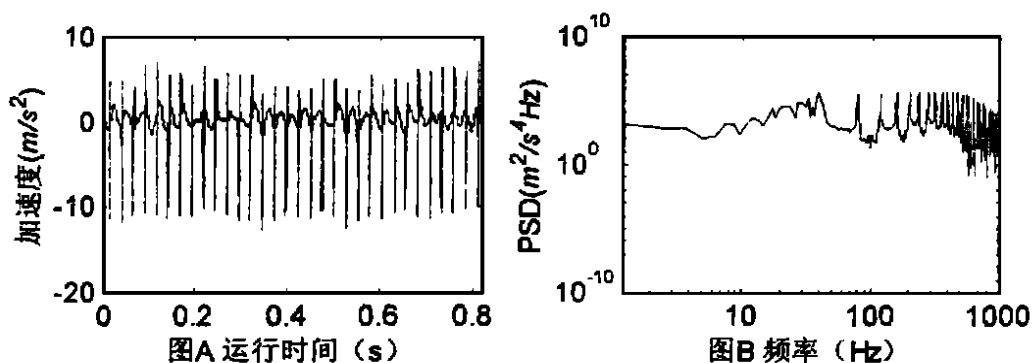
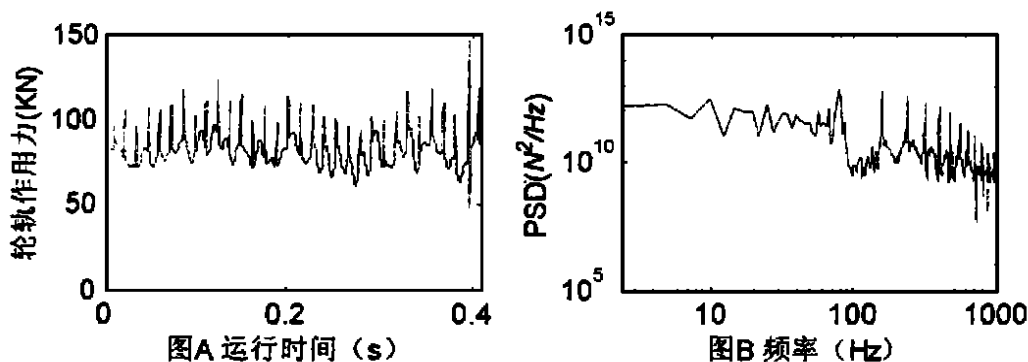
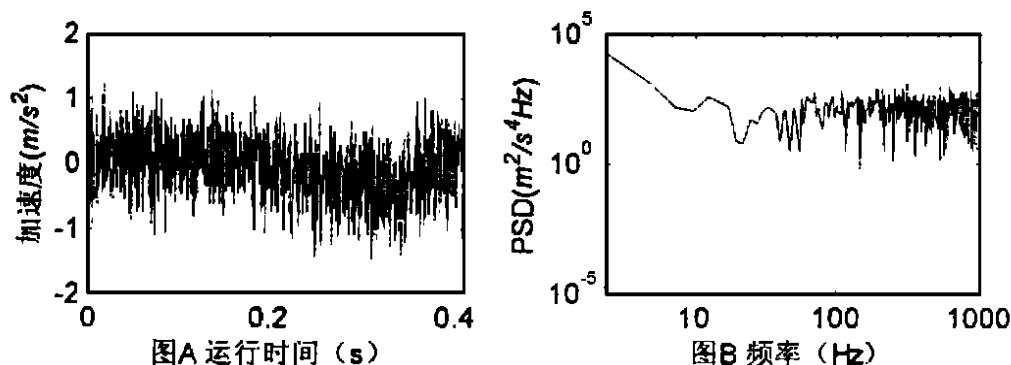


图4 $V=80km/h$ 六级线路 轮轨作用力分析图

图5 $V=80\text{Km/H}$ 六级线路 车体加速度分析图图6 $V=80\text{Km/H}$ 六级线路 钢轨加速度分析图图7 $V=160\text{Km/H}$ 六级线路 轮轨作用力分析图图8 $V=160\text{Km/H}$ 六级线路 车体加速度分析图

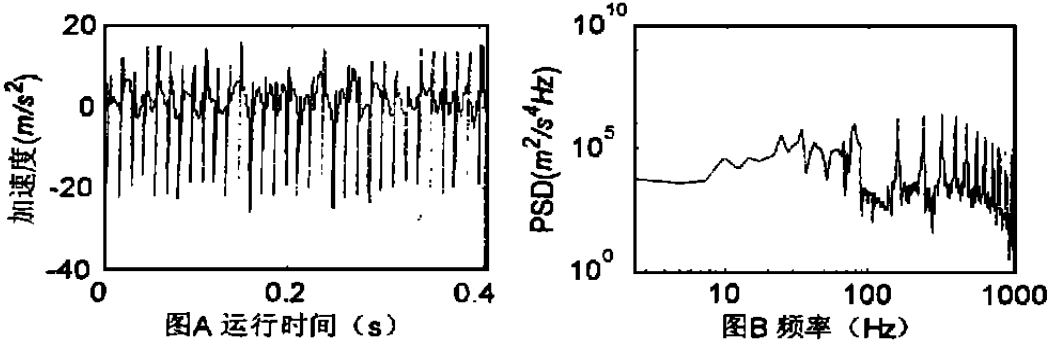


图9 $V=160\text{Km/H}$ 六级线路 钢轨加速度分析图

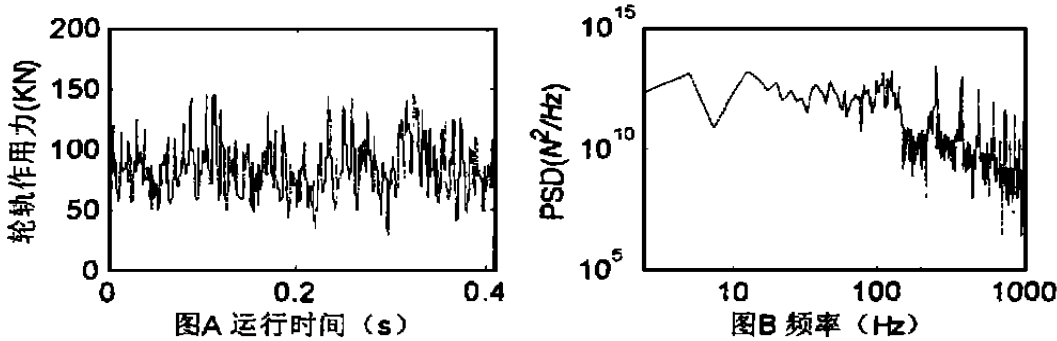


图10 $V=250\text{Km/H}$ 六级线路 轮轨作用力分析图

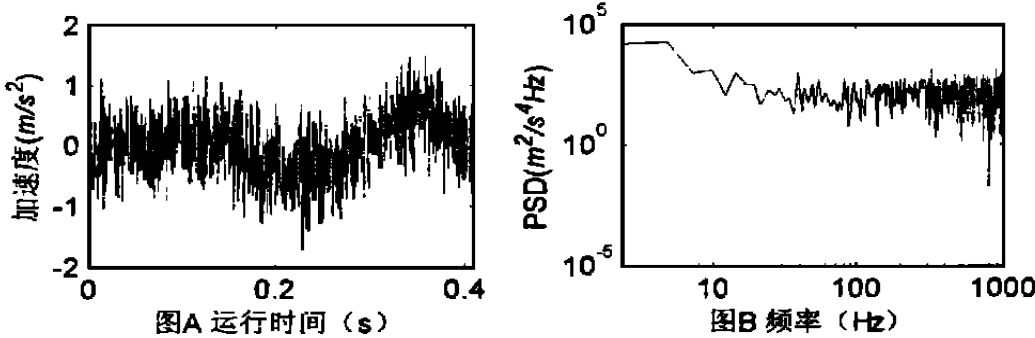


图11 $V=250\text{Km/H}$ 六级线路 车体加速度分析图

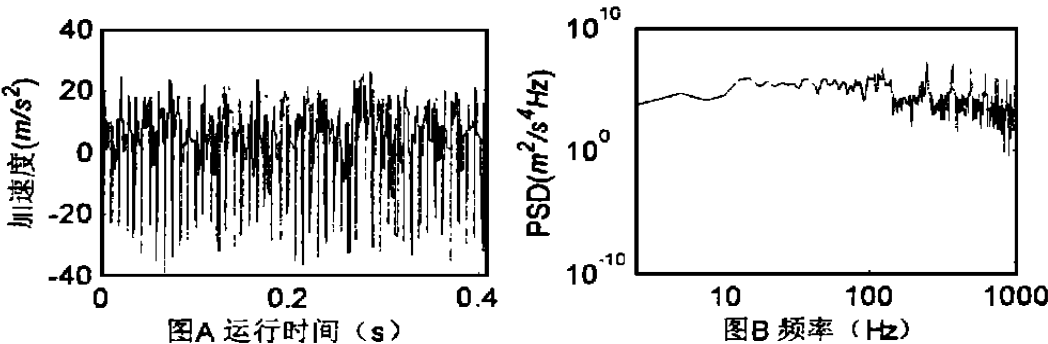


图12 $V=250\text{Km/H}$ 六级线路 钢轨加速度分析图

(下转第 19 页)

Gear Fault Diagnosis Base on Wavelet and Fuzzy Pattern Recognition

YANG Wei-feng YANG Shu-jin, SONG Jin-wei

(School of Mechanical Engineering, East China Jiaotong Univ., Nanchang 330013, China)

Abstract: Gear signal was decomposed into independent frequency band, giving diagnosis information without slipping and redundancy. The power of every frequency band was used as the signal characteristic value, then the signal characteristic value was identified by fuzzy pattern recognition, thus the fault was decided. Results showed that the signal characteristic value was effective and the fault was well identified.

Key words: wavelet; fuzzy pattern recognition; fault diagnosis

(上接第 12 页)

参考文献:

- [1] 雷晓燕. 铁路轨道结构数值分析方法[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
- [2] 雷晓燕. 高速列车对道碴的动力响应[J]. 铁道学报, 1997, 19(1) .
- [3] 毛利军, 雷晓燕. 提速线路轨道过渡段动力响应分析[J]. 华东交通大学学报, 2001, (1) : 35~40.
- [4] 陈 果. 车辆-轨道耦合系统随机振动分析[M]. 成都: 西南交通大学博士学位论文, 2000.
- [5] 罗 林. 轨道随机干扰函数[M]. 北京: 中国铁道科学, 1982, 13(1) : 74~110.
- [6] 星谷胜. 随机振动分析[M]. 北京: 地震出版社, 1980.
- [7] Euheng Yang, Ghislain. An Iterative Solution Method for Dynamic Response of Bridge-vehcecles Systems[J]. A Fonder Earthquake Engineering and Strucural Dynamics Vol. 25, 195~215, 1996.

An Analysis of Random Vibration of Vehicle/Trach Coupling System

MAO Li-jun¹, LEI Xiao-yan²

(School of Civil Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: The track vertical profile irregularity is regarded as stationary ergodic Gaussian random processes. The vertical radom vibration of vehicle and track is computed on the basis of vehicle/track coupling dynamic FEM model. The analysis of system response is made in the time and frequency field.

Key words: railway vehicles; track; coupling dynamics; random vibration; track irregularity