

高速客车蛇行运动稳定性与分岔研究*

高学军^{1,2} 李映辉¹ 高庆¹

(1. 西南交通大学应用力学与工程系, 成都 610031) (2. 安徽建筑工业学院土木工程学院, 合肥 230022)

摘要 以动力系统的稳定性与分岔理论为基础, 导出四轴客车 17 个自由度的横向振动微分方程, 利用 Kalker 线性蠕滑理论计算轮轨滚动接触蠕滑力, 对这一客车系统的蛇行运动稳定性与超高速情况下分岔问题进行了研究. 数值结果表明该方法可以得出客车系统蛇行失稳的临界速度, 为进一步改善客车横向稳定性性能及设计高速客车走行部提供了理论依据.

关键词 高速客车, 蛇行, 稳定性, 分岔, 临界速度

引言

随着车辆运行速度的提高, 车辆动力学的研究变得相当重要. 如何提高机车车辆的三大指标: 运动稳定性、运行平稳性、曲线通过性能, 是研制高速机车车辆的关键, 其中稳定性是车辆系统动力学性能非常重要的一个方面, 它决定了列车运行的最高速度^[1-4]. 在正常运行速度范围内, 车辆系统不能发生失稳现象, 否则, 将出现剧烈的蛇行运动, 影响到其运行平稳性和旅客的乘坐舒适性, 甚至会引起脱轨安全事故. 对于车辆非线性系统稳定性和分岔的研究, 国内外近年来开展了一些研究工作, 甚至涉及到混沌运动^[5-7]. 由于车辆系统在轨道上的运行可用常微分方程系统来描述, 因此研究该系统非线性稳定性的最直观的办法是对描述系统的非线性微分方程直接进行数值积分, 根据积分曲线的衰减与否来判断系统的稳定性. 但是这种方法不但要耗费大量的机时, 并且不易找到系统的临界失稳状态, 因此直接数值积分方法的应用很有限. 文献[8]提出的将车辆速度视为时间慢变参数的做法, 应该可以说是该方法的一个很好扩展.

动力系统的稳定性与分岔理论是描述当系统参数发生变化时, 微分方程的解发生定性、突变的理论, 该理论以其理论上的深奥性和工程应用上的实用性成为非线性动力学研究中最活跃、最前沿的方向之一. 通过对车辆系统进行稳定性和分岔分析发现, 车辆系统的稳定性通常具有图 1 所示的两种

形式, 图中实线为稳定的极限环, 虚线为不稳定的极限环. B 点对应的是 Hopf 分岔点, 可通过求解并判断线性化系统 Jacobi 矩阵特征值的正负而得到,

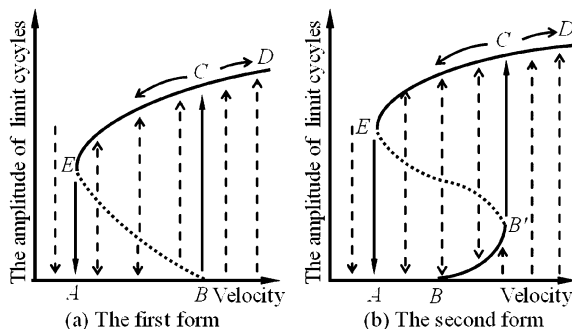


图 1 车辆系统分岔图

Fig. 1 The bifurcation diagram of vehicle system

因此, B 点对应的速度定义为线性临界速度. E 点为系统的鞍结分岔点, 对应的速度为首次由零平衡位置到出现极限环的速度, 因而称为非线性临界速度, 通常, 线性临界速度高于非线性临界速度. 系统是趋于极限环振动还是趋于平衡位置, 与初始扰动有关. 在小的扰动作用下, 逐渐提高车速, 系统的振动将会按 ABCD (或 ABB' CD) 路线进行, 从平衡点 B (或极限环 B') 跃变到极限环 C; 紧接着逐渐降低车速时, 系统的振动将沿 DCEA 路线进行, 从极限环 E 跃变到平衡点 A. 在大的扰动下, 系统可能会首先出现 E 点的极限环振动, 因此将此速度值作为车辆的最终限速值. 本文以一高速客车蛇行运动稳定性问题[9, 10]为研究对象, 利用 Kalker 线性蠕滑理论计算轮轨滚动接触蠕滑力, 应用该方法进行

了分析计算,这一方法可以分析客车系统蛇行运动稳定性与超高速情况下的分岔问题.

1 客车系统横向稳定性模型

以一个四轴客车横向稳定性模型^[2,8]为应用实例,建立其力学模型如图 2 所示.

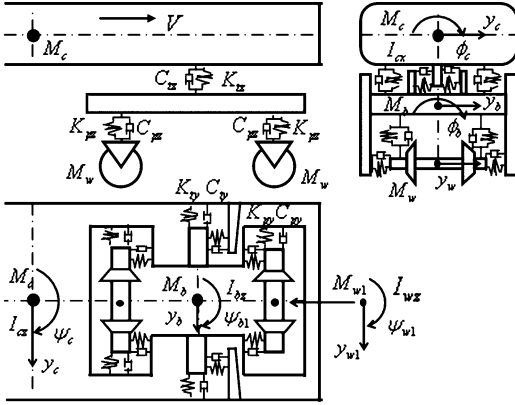


图 2 四轴客车横向稳定性模型

Fig. 2 Model of four-axis lateral stability vehicle

客车系统考虑为一多刚体系统,由车体、前后构架、4 位轮对及一系和二系悬挂构成,假设系统的垂向和横

$$m_c \ddot{y}_c - 2K_{sy} [y_{b1} + y_{b2} - h_{bs} \phi_{b1} - h_{bs} \phi_{b2} - 2h_{cs} \phi_c - 2y_c] - 2C_{sy} [\dot{y}_{b1} + \dot{y}_{b2} - h_{bs} \dot{\phi}_{b1} - h_{bs} \dot{\phi}_{b2} - 2h_{cs} \dot{\phi}_c - 2\dot{y}_c] = 0 \quad (1)$$

$$I_{cx} \ddot{\phi}_c - 2h_{cs} K_{sy} [y_{b1} + y_{b2} - h_{bs} \phi_{b1} - h_{bs} \phi_{b2} - 2h_{cs} \phi_c - 2y_c] - 2h_{cs} C_{sy} [\dot{y}_{b1} + \dot{y}_{b2} - h_{bs} \dot{\phi}_{b1} - h_{bs} \dot{\phi}_{b2} - 2h_{cs} \dot{\phi}_c - 2\dot{y}_c] - 2d_s^2 K_{sz} [\phi_{b1} + \phi_{b2} - 2\phi_c] - 2d_s^2 C_{sz} [\dot{\phi}_{b1} + \dot{\phi}_{b2} - 2\dot{\phi}_c] = 0 \quad (2)$$

$$I_{cx} \ddot{\psi}_c - 2L_s K_{sy} [y_{b1} - y_{b2} - h_{bs} \phi_{b1} + h_{bs} \phi_{b2} - 2L_s \psi_c] - 2L_s C_{sy} [\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2} - h_{bs} \dot{\phi}_{b1} + h_{bs} \dot{\phi}_{b2} - 2L_s \dot{\psi}_c] - 2d_s^2 K_{sx} [\psi_{b1} + \psi_{b2} - 2\psi_c] - 2d_s^2 C_{sx} [\dot{\psi}_{b1} + \dot{\psi}_{b2} - 2\dot{\psi}_c] = 0 \quad (3)$$

$$m_c \ddot{y}_{bi} + 2K_{sy} [y_{bi} - h_{bs} \phi_{bi} \mp L_s \psi_c - h_{cs} \phi_c - y_c] + 2C_{sy} [\dot{y}_{bi} - h_{bs} \dot{\phi}_{bi} \mp L_s \dot{\psi}_c - h_{cs} \dot{\phi}_c - \dot{y}_c] - 2K_{py} [y_{wj} + y_{w(j+1)} - 2y_{bi} - 2h_{bp} \phi_{bi}] - 2C_{py} [\dot{y}_{wj} + \dot{y}_{w(j+1)} - 2\dot{y}_{bi} - 2h_{bp} \dot{\phi}_{bi}] = 0 \quad (4)$$

$$I_{bx} \ddot{\phi}_{bi} - 2h_{bs} K_{sy} [y_{bi} - h_{bs} \phi_{bi} \mp L_s \psi_c - h_{cs} \phi_c - y_c] - 2h_{bs} C_{sy} [\dot{y}_{bi} - h_{bs} \dot{\phi}_{bi} \mp L_s \dot{\psi}_c - h_{cs} \dot{\phi}_c - \dot{y}_c] -$$

$$2h_{bp} K_{py} [y_{wj} + y_{w(j+1)} - 2y_{bi} - 2h_{bp} \phi_{bi}] - 2C_{py} [\dot{y}_{wj} + \dot{y}_{w(j+1)} - 2\dot{y}_{bi} - 2h_{bp} \dot{\phi}_{bi}] + 4d_p^2 (K_{pz} \phi_{bi} + C_{pz} \dot{\phi}_{bi}) - 2d_s^2 K_{sz} (\phi_c - \phi_{bi}) - 2d_s^2 C_{sz} (\dot{\phi}_c - \dot{\phi}_{bi}) = 0 \quad (5)$$

$$I_{bz} \ddot{\psi}_{bi} - 2bK_{py} [y_{wj} - y_{w(j+1)} - 2b\psi_{bi}] - 2bC_{py} [\dot{y}_{wj} - \dot{y}_{w(j+1)} - 2b\dot{\psi}_{bi}] + 2d_s^2 K_{sx} (\psi_{bi} - \psi_c) + 2d_s^2 C_{sx} (\dot{\psi}_{bi} - \dot{\psi}_c) - 2d_p^2 K_{px} [\psi_{wj} + \psi_{w(j+1)} - 2\psi_{bi}] - 2d_p^2 C_{px} [\dot{\psi}_{wj} + \dot{\psi}_{w(j+1)} - 2\dot{\psi}_{bi}] = 0 \quad (6)$$

$$m_w \ddot{y}_{wi} - 2K_{py} [y_{bi} - y_{ws} \mp b\psi_{bj} + h_{bp} \phi_{bj}] - 2C_{py} [\dot{y}_{bi} - \dot{y}_{wi} \mp b\dot{\psi}_{bj} + h_{bp} \dot{\phi}_{bj}] + F_{T(y_{wi})} = -k_g y_{wi} - 2f_{22} [\frac{\dot{y}_{wi}}{v} - \psi_{wi}] - \frac{2f_{23} \dot{\psi}_{wi}}{v} \quad (7)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_{wi} - 2d_p^2 K_{px} (\psi_{bj} - \psi_{wi}) - 2d_p^2 C_{px} (\dot{\psi}_{bj} - \dot{\psi}_{wi}) = c_g \psi_{wi} - 2af_{11} [\frac{\lambda y_{wi}}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_{wi}}{v}] + \frac{2f_{23} \dot{y}_{wi}}{v} - 2f_{33} [\frac{\dot{\psi}_{wi}}{v} - \frac{\varepsilon y_{wi}}{ar_0}] \quad (8)$$

向振动是解耦的,则整个系统横向振动共有 17 个自由度,车辆系统的运动微分式方程组如式 (1) ~ (8) 所示.

其中转向架运动微分方程 (4) ~ (6) 的取值为 $i(j) = 1(1), 2(3)$, 轮对运动微分方程 (7) (8) 的取值为 $i(j) = 1(1), 2(1), 3(2), 4(2)$. 轮对运动方程中或符号上部的运算符用于前导轮对的运动方程 ($i = 1$ 或 3), 而下部的运算符则是用于跟随轮对 ($i = 2$ 或 4), 这对于前构架 ($i = 1$) 和后构架 ($i = 2$) 都一样. 模型中各参数的含义及取值如表 1 所示.

令系统的广义坐标为:

$X = \{y_c, \phi_c, \psi_c, y_{b1}, y_{b2}, \phi_{b1}, \phi_{b2}, \psi_{b1}, \psi_{b2}, y_{w1}, y_{w2}, y_{w3}, y_{w4}, \psi_{w1}, \psi_{w2}, \psi_{w3}, \psi_{w4}\}$, 则微分方程的矩阵形式为:

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = \{P\} \quad (9)$$

其中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 、 $\{P\}$ 分别是耦合系统的质量、阻尼、刚度矩阵、载荷向量.

利用文献 [1] 提出的新型显式积分法或预测 - 校正积分法可对式 (1) ~ (8) 的方程组进行逐步求解,进而可得到某一运行速度下系统的位移、速度、加速度随时间的变化情况. 也就是说,系统的位移可以表示为

$$X = X(t, V) \quad (10)$$

表1 模型中各参数的含义及取值

Table 1 The description and the values of the parameters in the model

parameter	description	value
m_c	Mass of car body/kg	34000
m_b	Mass of bogie frame/kg	3000
m_w	Mass of wheelset/kg	1400
I_{wz}	Yaw moment of inertia of wheelset/(kg, m ²)	915
I_{cx}	Roll moment of inertia of car body/(kg, m ²)	7.506e ⁴
I_{cz}	Yaw moment of inertia of car body/(kg, m ²)	2.086e ⁶
I_{bx}	Roll moment of inertia of bogie frame/(kg, m ²)	2260
I_{bz}	Yaw moment of inertia of bogie frame/(kg, m ²)	3160
K_{px}	Primary longitudinal stiffness(per axle box)/(N, m ⁻¹)	1e ⁷
C_{px}	Primary longitudinal damper(per axle box)/(N, s, m ⁻¹)	0
K_{py}	Primary lateral stiffness(per axle box)/(N, m ⁻¹)	5e ⁶
C_{py}	Primary lateral damper(per axle box)/(N, s, m ⁻¹)	0
K_{pz}	Primary vertical stiffness(per axle box)/(N, m ⁻¹)	5.5e ⁵
C_{pz}	Primary vertical damper(per axle box)/(N, s, m ⁻¹)	6e ³
K_{sx}	Secondary longitudinal stiffness(per side of bogie)/(N, m ⁻¹)	1.5e ⁵
C_{sx}	Secondary longitudinal damper(per side of bogie)/(N, s, m ⁻¹)	0
K_{sy}	Secondary lateral stiffness(per side of bogie)/(N, m ⁻¹)	1.5e ⁵
C_{sy}	Secondary lateral damper(per side of bogie)/(N, s, m ⁻¹)	6e ⁴
K_{sz}	Secondary vertical stiffness(per side of bogie)/(N, m ⁻¹)	4e ⁵
C_{sz}	Secondary vertical damper(per side of bogie)/(N, s, m ⁻¹)	8e ⁴
L_s	Semi spacing between bogie pivot centers/m	9.0
b	Half of the axle distance/m	1.2
a	Half of track gauge/m	0.7465
r_0	Centered wheel rolling radius/m	0.4575
d_p	Semi spacing of primary suspension/m	0.978
d_s	Semi spacing of secondary suspension /m	1.21
h_{bp}	Primary - bogie frame C. G. height/m	0.14
h_{bs}	Secondary - bogie frame C. G. height/m	-0.081
h_{cs}	Secondary - car body C. G. height/m	1.145
v	Forward velocity of vehicle/(m, s ⁻¹)	
λ	Effective conicity of wheel	0.05
ε	Contact geometric parameters of wheel/rail	0.05

该平衡解与时间 t 和车辆运行速度 V 有关, 对一个确定的行车速度, 即可得出其时间响应曲线, 根据曲线的衰减与否可以来判断系统的稳定性, 这是最直观的方法, 但这种方法需要不断调整行车速度去试算, 不容易找到系统的临界失稳点. 而动力系统的稳定性与分岔理论则是将时间按周期来取值, 也就是确定了时间 t , 因此可以得到系统位移随行车速度的变化关系, 即通常所说的分岔图. 一般情况下, 行车速度较小时, 系统稳态振动趋于零点 (即平衡位置), 此时分岔图上为一个零位移点值, 若在某个速度下出现单个非零位移点值, 表明系统的响应不再衰减到平衡位置而是趋于稳定的极限

环时, 此时的速度即为车辆系统非线性临界速度. 若在某一速度下出现了多个位移点值, 则表明系统解的拓扑结构开始发生改变, 系统开始出现分岔, 可能会出现准周期, 概周期甚至混沌等运动形式. 分岔方法避免了人为给定不同速度求响应的大量试算工作, 而且可以直观判断系统失稳的临界速度和失稳后的振动形态, 具有准确、方便和直观的优点.

2 轮轨力的计算

式(7)和式(8)中等号右边需要计算横移力及力矩, 有简化公式^[2]得横移重力刚度和摇头重力刚度分别为:

$$k_g = W_A [0.5(\delta_L - \delta_R) + \phi] \quad (11)$$

$$c_g = -a\psi W_A [0.5(\delta_L + \delta_R)] \quad (12)$$

式中 W_A 为平衡时的轮对重量, a 为轨距之半, ϕ 和 ψ 是轮对的侧滚角位移和摇头角位移, δ_L, δ_R 是左右接触角. 一般来说, δ_L, δ_R 及 ϕ 都是轮对横移 y 的非线性函数, 主要视轮轨型面和接触点位置而定. 对于锥形踏面和刀口状轨面来说, 设 λ 为车轮有效锥度, 则有

$$0.5(\delta_L - \delta_R) = 0, 0.5(\delta_L + \delta_R) = \lambda \quad (13ab)$$

$$\phi = (\lambda/a)y \quad (13c)$$

式(7)(8)中, $f_{11}, f_{22}, f_{23}, f_{33}$ 分别为纵向, 横向, 横向/旋转, 自旋蠕滑系数. 近似计算中可按 Kalker 线性蠕滑理论进行计算, 有

$$f_{11} = G(ab)C_{11}, f_{22} = G(ab)C_{22} \quad (14ab)$$

$$f_{23} = G(ab)^{3/2}C_{22}, f_{33} = G(ab)^2C_{12} \quad (14cd)$$

式中 G 是轮轨材料的合成剪切模量, a, b 则是接触椭圆的长半轴和短半轴, C_{ij} 是 Kalker 系数, 可由 Kalker 所给的数表查出.

Kalker 线性蠕滑理论只适用于小蠕滑和小自旋的情形, 即轮轨接触面主要是由粘着区控制的情形, 对于轮轨接触面可能存在大蠕滑、大自旋甚至完全滑动的情况, 可采用沈氏理论^[11]进行非线性修正, 使蠕滑力的计算可以广泛适用于任意蠕滑率值和小自旋的情形, 从而适应轮轨相互作用实际工

况仿真计算.

式(7)中的轮缘力对车辆系统的振动影响很大,因此要加以考虑. 轮缘力一般用有死区的刚性弹簧来模拟,即可表达为下面分段线性函数形式^[5,7]

$$F_{T(u)} = \begin{cases} k_0(u - \delta) & u > \delta \\ 0 & |u| < \delta \\ k_0(u + \delta) & u < -\delta \end{cases} \quad (15)$$

式中 δ 为轮轨间隙.

3 数值模拟

车轮为锥形踏面,车轮与钢轨均视为同种材料,弹性模量 $E = 2.0e11\text{Pa}$,泊松比 $\gamma = 0.3$,接触椭圆的长半轴和短半轴分别为 $a = 6.578\text{mm}$, $b = 3.934\text{mm}$,轮缘力中刚度系数 $k_0 = 1.46e7\text{N/m}$,轮缘间隙 $\delta = 9.1\text{mm}$. 利用新型显式积分法进行求解. 基于文献[8]的研究结果,即车辆系统出现蛇形失稳后各刚体的运动具有相同形状的分岔和极限环曲线,也就是说,在同一速度下各刚体的运动同时出现 Hopf 分岔和鞍结分岔,因此下面仅通过振动系统某一个刚体(主要以第一位轮对为研究对象)的分岔图、相轨线对车辆系统进行稳定性分析和判定.

图 3 给出了 1 轮对最大横向位移分岔图,也就是车辆运行速度与 1 轮对最大横向位移的关系曲线. 从图中可看出,当车辆运行速度小于 $V_B = 109.4\text{m/s}$ 时,整个系统的振动最终衰减到平衡位置,系统是全局渐近稳定的,鞍结分岔点 B 是车辆系统首次出现极限环的位置,其所对应的速度即为车辆系统的非线性临界速度. 亚临界 Hopf 分岔点 A ($V_A = 109.6\text{m/s}$) 处系统有一对纯虚特征根存在,而其余特征根实部为负,此速度即为车辆系统的线性临界速度且稍稍大于 V_B . 此后 1 轮对最大横向位移随运行速度的增加而逐渐增大,直到在点 C ($V_C = 358\text{m/s}$) 后发生非极限环振动(可能是准周期、概周期或者混沌运动). 由于车辆系统的稳定性是指平稳点的稳定性,一般不包括极限环的稳定性,因此,非线性临界速度 V_B 即为车辆系统的最高限速值.

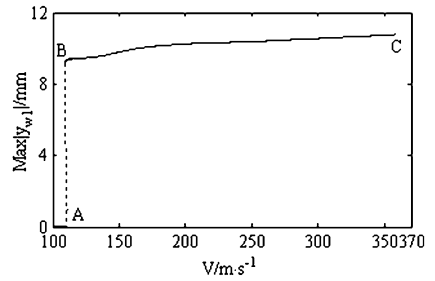


图 3 1 轮对最大横向位移分岔图

Fig. 3 Bifurcation diagram of the largest amplitude of 1-wheel set

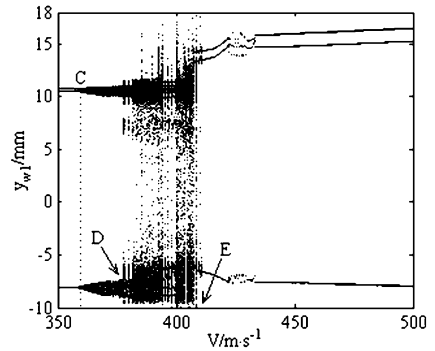


图 4 1 轮对分岔图

Fig. 4 The bifurcation diagram of 1-wheel set

为了更为详细的了解速度超过 V_C 后系统的振动情况,图 4 给出了 1 轮对在速度 $350 \sim 500\text{m/s}$ 范围内的分岔图. 从图中可清晰的看出,当速度小于 V_C 时,1 轮对作周期 -3 运动,这从图 5(a) 中行车速度为 358m/s 时 1 轮对横向振动周期 -3 的相轨线中也可反映出来. 图 5 中三个图横坐标单位都为 mm ,纵坐标都为 m/s . 当速度大于 V_C 而又小于 V_E 时,从分岔图上不能确切区分出系统作准周期运动还是混沌运动. 因此有必要辅以其它图形进行分析.

图 5(b)(c) 分别给出了行车速度为 365m/s 和 380m/s 时 1 轮对横向振动相轨线图. 从图中可看出(b)图是准周期相轨线图,表明当行车速度大于 V_C 而又小于 V_D ($V_D = 378\text{m/s}$) 时,1 轮对作准周期运动. 图(c)是混沌相轨线图,为了确定系统是否处于混沌运动状态,图 6 还给出了速度为 380m/s 时三个最大 Lyapunov 指数图,从图中可看出,最大的 Lyapunov 指数是 0.00898018 且大于 0,说明当速度大于 V_D 而又小于 V_E ($V_E = 410.5\text{m/s}$) 时,1 轮

对确实处于混沌运动状态. 当速度大于 V_E 后, 1 轮对横向振动位移则以更高的振幅重新开始作周期-3 运动, 系统处于新的稳定运行状态, 如果行车速度继续增加, 后面极有可能观察到新的周期-准周期-混沌运动状态, 这里就不再过多描述.

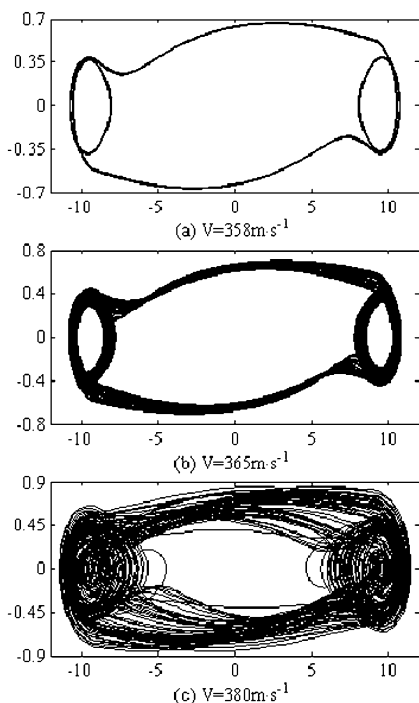


图5 三种不同速度下 1 轮对相轨线

Fig. 5 The trajectory of 1-wheel set at three different velocities

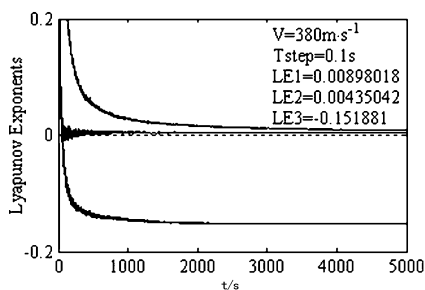


图6 三个最大的 Lyapunov 指数

Fig. 6 The three largest Lyapunov exponents

4 结论

本文应用动力系统的稳定性与分岔理论, 以一高速客车系统的横向稳定性问题为研究对象, 对该模型的横向稳定性与分岔进行了研究. 数值结果表明, 当车辆运行速度较小时, 整个系统处于稳定运行状态, 各刚体的相轨线是一个奇点, 在分岔图上

是一个零位移点值. 当车辆运行速度达到临界速度时, 系统开始作等幅周期振动, 各刚体的相轨线均为一从奇点分岔出来的孤立闭曲线(极限环, 代表一种由系统本身决定的, 与初始条件无关的周期运动, 这种周期运动是由系统本身决定的, 初始条件的变化, 或者初始条件在一定范围内的变化并不影响系统最后趋近于这种周期运动), 不同的刚体有着不同的极限环幅值和相位. 如果车辆运行速度继续增加, 则各刚体的振动位移变得越来越大而最终开始出现分岔并伴有混沌运动状态, 这对车辆系统的操纵和控制是极为不利的, 车辆因此极有可能发生安全事故, 因此在设计车辆走行部时, 必须使车辆非线性临界速度高出车辆的构造速度, 并且有足够的裕度.

参 考 文 献

- 1 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学. 北京: 中国铁道出版社 1997: 1 ~ 106 (Zhai Wanning. Vehicle-Track Coupling Dynamics. Beijing: China Railway Publishing House, 1997: 1 ~ 106 (in chinese))
- 2 Vijay K. Garg, Rao V. Dukkipati. Dynamics of railway vehicle system. Academic Press (沈利人翻译, 沈志云校对. 铁道车辆系统动力学. 成都: 西南交通大学出版社, 1998, 102 ~ 267)
- 3 郭京波, 杨绍普, 高国生. 高速铁路接触网-受电弓系统受流稳定性. 动力学与控制学报, 2004, 2(3): 60 ~ 63 (Guo Jingbo, Yang Shaopu, Gao Guosheng. Analysis on stable current-collecting of pantograph-catenary system. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(3): 60 ~ 63 (in Chinese))
- 4 Zhai W M, True H. Vehicle-track dynamics on a ramp and on the bridge: Simulation and measurements. *Vehicle system dynamics*, Supplement, 1999, 33: 604 ~ 615
- 5 Chr. Kaas-Petersen. Chaos in railway bogie. *Acta Mechanica*, 1986, 61: 393 ~ 421
- 6 Hans True. Railway vehicle chaos and asymmetric hunting. *Proceeding of 12th IAVSD symposium*. France, 1992: 625 ~

- 637
- 7 Isaksen P, and True H. On the ultimate transition to chaos in the dynamics of cooperrider's bogie. *Chaos, Solution & Fractals*, 1997, 8(4): 559 ~ 581
- 8 郭平波, 曾京. 确定车辆系统线性和非线性临界速度的新方法. 铁道车辆, 2000, 38(5): 1 ~ 4 (Wu Pingbo, Zeng Jing. A new method to determine linear and nonlinear critical speed of the vehicle system. *Rolling Stock*, 2000, 38(5): 1 ~ 4 (in Chinese))
- 9 沈志云, 詹斐生, 卢孝棣. 两轴转向架式机车的数学模型及参数研究. 西南交通大学学报, 1981, 3: 1 ~ 10 (Shen Zhiyun, Zhan Feisheng, Lu Xiaodi. Mathematical model of dynamic system of two-axle bogie locomotive and study of its parameters. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 1981, 3: 1 ~ 10 (in Chinese))
- 10 曾京. 车辆系统的蛇形运动分岔及极限环的数值计算. 铁道学报, 1996, 18(3): 13 ~ 18 (Zeng Jing. Numerical computation of the hunting bifurcation on limit cycles for railway vehicle system. *Journal of the China Railway Society*, 1996, 18(3): 13 ~ 18 (in Chinese))
- 11 Shen Z Y, Hedrick J K, Elkins J A. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. *Proceeding of 8th IAVSD Symposium, MIT, Cambridge*, 1983: 591 ~ 605

HUNTING STABILITY AND BIFURCATION OF HIGH - SPEED PASSENGER COACH *

Gao Xuejun^{1,2} Li Yinghui¹ Gao Qing¹

(1. Department of Applied Mechanics and Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

(2. College of Civil Engineering, Anhui Institute of Architecture & Industry, Hefei 230022, China)

Abstract Based on the stability and bifurcation theory of dynamical system, the lateral vibration differential equations of four-axis passenger coach, which have 17 degrees of freedom, were derived. The creep forces of wheel/rail in rolling contact were approximated by the linear creep theory of Kalker. The hunting stability and the bifurcation problems at superhigh speed of the passenger coach system were analyzed. The numerical results show that the method can obtain the critical speed of hunting instability, which gives the academic basis to bettering dynamic performance of lateral vibration and designing many parts of high-speed passenger coach.

Key words high-speed passenger coach, hunting, stability, bifurcation, critical speed