

文章编号:1671-1637(2018)02-0082-08

## 基于能量法的轮对蛇行运动稳定性

孙建锋,池茂儒,吴兴文,梁树林,李 伟

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

**摘 要:**为了分析轮对蛇行运动的形成机理与能量传递机制,基于车辆系统动力学理论推导了轮对蛇行运动的能量表达式;借助轮对运动参数的相位关系和能量表达式,确定了轮对蛇行运动过程中各部分所做的功及其对应的能量传递路线;通过数值仿真计算不同参数条件下的输入能量,对比了踏面等效锥度、轮对质量、一系悬挂刚度与重力刚度等参数对轮对稳定性的影响规律。研究表明:蠕滑力和锥形踏面的协同作用是轮对产生蛇行运动的根本原因,蠕滑力中的刚度项通过调节纵、横向蠕滑率向轮对系统横向运动输入能量,蠕滑力中的阻尼项耗散轮对系统的能量;当输入能量大于耗散能量时,轮对蛇行运动发散,当输入能量小于耗散能量时,蛇行运动收敛,当输入能量等于耗散能量时,轮对做等幅周期运动;增大轮对质量和车轮踏面等效锥度不利于轮对的稳定性,增大一系悬挂纵、横向刚度对轮对稳定性有利;踏面等效锥度对轮对稳定性的影响最大,当锥度由0.15增大到0.20时,输入能量增大了约9.5倍;一系悬挂刚度的影响次之,刚度由 $75\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ 增大到 $100\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ 时,输入能量减小了约60%;轮对质量影响最小,轮对质量由1 000 kg增大到2 100 kg时,输入能量增长了约1.1倍;在锥形踏面下,重力刚度对轮对稳定性的影响可以忽略。

**关键词:**车辆工程;轮对;能量法;蛇行运动;稳定性;蠕滑力

**中图分类号:**U270.11

**文献标志码:**A

## Hunting motion stability of wheelset based on energy method

SUN Jian-feng, CHI Mao-ru, WU Xing-wen, LIANG Shu-lin, LI Wei

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China)

**Abstract:** In order to analyze the formation mechanism and energy transfer mechanism of wheelset hunting motion, the energy expression in the process of hunting motion was established based on the theory of vehicle system dynamics. According to the phase relationship of wheelset movement parameters and energy expression, the work of each part and energy transfer route during the hunting motion were determined. Input energy values under different parameters were calculated through numerical simulation, thus the influences of tread equivalent conicity, mass of wheelset, primary suspension stiffness and gravity stiffness on the stability of wheelset were compared. Research result shows that the synergy of creep force and cone tread is the fundamental cause of hunting motion. The stiffness force contained in creep force inputs energy into the wheelset lateral movement through the regulating action of wheel/rail longitudinal and lateral creep rate, and the damping term in creep force consumes the energy of wheelset system. When the input

收稿日期:2017-11-11

基金项目:国家自然科学基金项目(51475390, U1434201)

作者简介:孙建锋(1991-),男,浙江绍兴人,西南交通大学工学博士研究生,从事车辆系统动力学研究。

导师简介:池茂儒(1973-),男,四川通江人,西南交通大学研究员,工学博士。

energy is larger than the dissipated energy in a cycle, the hunting motion diverges. When the input energy is less than the dissipated energy in a cycle, the hunting motion converges. When the input energy is equal to the dissipated energy in a cycle, the wheelset performs periodic motion with a constant amplitude. The enlargement of inertia term and conicity is harmful to the stability of wheelset, while the enlargement of primary stiffness is in favor of the stability of wheelset. Tread equivalent conicity has the biggest influence on the stability of hunting motion of wheelset. When conicity increases from 0.15 to 0.20, the input energy increases nearly by 9.5 times. Primary suspension stiffness comes the second. When the stiffness increases from  $75 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$  to  $100 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ , the input energy decreases nearly by 60%. The mass of wheelset is the smallest one. When the mass of wheelset increases from 1 000 kg to 2 100 kg, the input energy increases nearly by 1.1 times. Under the condition of conical tread, the effect of gravity stiffness has little influence on the stability, which can be ignored. 1 tab, 8 figs, 27 refs.

**Key words:** vehicle engineering; wheelset; energy method; hunting motion; stability; creep force

**Author resumes:** SUN Jian-feng (1991-), male, doctoral student, sjf20103889@163.com; CHI Mao-ru(1973-), male, researcher, PhD, cmr2000@163.com.

## 0 引言

铁道车辆的车轮类似一个圆锥,当左右车轮组成一个轮对沿平直钢轨滚动时,在一定初始条件下,轮对会一边横移一边摇头向前振荡运动,轮对的这种横移与摇头的耦合运动类似于蛇的运动状态,所以称之为轮对蛇行运动<sup>[1]</sup>。一方面,轮对蛇行运动可引导轮对围绕轨道中心线波动前进,使轮对具有自导向功能;另一方面,轮对蛇行运动是一种自激振动,具有失稳风险,一旦失稳将导致轮缘打击钢轨,产生轮轨啸叫噪声,损害车辆,破坏线路,甚至发生脱轨,对行车安全构成巨大威胁<sup>[2-5]</sup>。

在车辆系统稳定性方面,国内外很多学者展开了大量研究,对铁道车辆技术进步作出了重要贡献。王勇等利用数值分岔理论分析了车辆系统的非线性稳定性,研究了各导向机构和交叉支撑机构对三大件转向架货车运动稳定性的影响<sup>[6]</sup>;王开云等基于车辆-轨道耦合动力学理论系统分析了机车抗蛇行减振器、一系悬挂刚度、转向架轴距和车轮踏面锥度对临界速度的影响<sup>[7]</sup>;池茂儒等结合频域计算中车体与转向架蛇形模态参数及时域计算中车辆不同速度下的平稳性指标,研究了转向架蛇行运动对铁道车辆运行平稳性的影响<sup>[8]</sup>;Dukkipati等基于滚振试验台分析了滚轮半径、初始踏面锥度以及滚轮倾角对轮对稳定性的影响,并给出了参数平面上的稳定性边界,借此分析了不同锥度下纵向悬挂刚度对轮对稳定性的影响<sup>[9]</sup>;Lieh等利用Floquet理论研究

对轮对稳定性的影响<sup>[10-11]</sup>;Yabuno等利用中心流形定理和范式方法研究了一系横向刚度对单轮对蛇形运动非线性特性的影响<sup>[12]</sup>;True等通过引入轮轨接触非线性特性和蠕滑力非线性特性,研究了车辆系统的分岔特性(其主要表现为超临界分岔和亚临界分岔),并对车辆系统中可能发生的混沌现象展开了深入研究<sup>[13-16]</sup>;Ahmadian等在True的研究基础上引入了抗蛇行减振器的非线性特性,并通过Bogoliubov平均法解析了减振器非线性特性和轮缘力非线性特性对临界速度和分岔特性的影响<sup>[17-18]</sup>;Polach对比了车辆系统稳定性的线性方法和非线性方法,并着重分析了等效锥度在研究过程中的有效性和可能存在的问题,指出线性计算可为车辆设计参数的初步选取提供依据<sup>[19-21]</sup>;Wu等利用延续算法分析了踏面等效锥度、车轮质量、车轮转动惯量及轴重对分岔类型的影响,并研究了多参数对分岔特性的联合影响<sup>[22]</sup>。

综上,现有文献主要从线性和非线性临界速度的角度研究铁道车辆参数对蛇行运动稳定性的影响,而对蛇行运动的形成机理涉及较少。蛇行运动作为一种自激振动,只有在轮轨表面接触过程中具有足够大的能量增益时才会导致蛇行运动发散,这个能量增益与传递的过程是一个值得研究的问题,且能量法已广泛应用于动力学研究中<sup>[23-26]</sup>,但在轮对稳定性方面的应用很少。鉴于此,本文以单轮对为研究对象,首先根据轮对运动微分方程组推导出轮对蛇行运动能量表达式;然后从能量角度借助轮对运动的相位关系,对轮对横向自激振动机理展开

分析;最后通过输入能量的比较分析踏面等效锥度、一系悬挂刚度、惯性项及重力刚度效应对轮对蛇行运动稳定性的影响。

## 1 车辆系统单轮对动力学模型

### 1.1 轮对运动方程

研究对象为一系悬挂定位的单轮对横向模型,因此只考虑轮对横移、摇头 2 个自由度。假设轮对沿平直轨道以速度  $v$  运行,轮对在一定初始位移下做振动,轮轨蠕滑较小,蠕滑力和蠕滑率为线性关系,采用 Kalker 线性蠕滑理论,不考虑自旋蠕滑,踏面视为锥形踏面,轮轨接触几何关系为线性,建立图 1 的轮对几何模型,其中: $O$  为轮对系统质心; $k_x$ 、 $k_y$  分别为轮对纵( $x$ )、横( $y$ )向定位刚度; $\varphi$  为轮对摇头角; $b_1$  为 1/2 一系悬挂间距; $\delta$  为轮缘和钢轨的横向

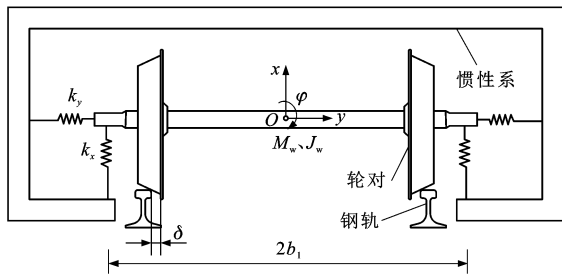


图 1 线性轮对系统几何模型

Fig. 1 Geometric model of linear wheelset system

间隙; $M_w$ 、 $J_w$  分别为轮对质量和摇头转动惯量。轮缘接触钢轨时,轮缘与钢轨间的非线性接触力  $F_r(y)$  为

$$F_r(y) = \begin{cases} k_r(y - \delta) & y > \delta \\ 0 & -\delta \leq y \leq \delta \\ k_r(y + \delta) & y < -\delta \end{cases} \quad (1)$$

式中: $k_r$  为轨道横向刚度; $y$  为轮对横移。

由此可以确定单轮对横向运动微分方程组为

$$\begin{cases} M_w \ddot{y} + \frac{2f_2}{v} \dot{y} + 2k_y y - 2f_2 \varphi + \\ k_1 y + F_r(y) = 0 \\ J_w \ddot{\varphi} + \frac{2f_1 b_2^2}{v} \dot{\varphi} + 2k_x b_1^2 \varphi + \\ \frac{2f_1 \lambda b_2}{r} y + k_2 \varphi = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $f_1$  为纵向蠕滑系数; $f_2$  为横向蠕滑系数; $b_2$  为 1/2 滚动圆跨距; $\lambda$  为踏面锥度; $r$  为车轮名义滚动圆半径; $k_1$  为轮对的重力刚度,锥形踏面下近似为  $W\lambda/b_2$ ; $k_2$  为轮对的重力角刚度,锥形踏面下近似为  $Wb_2\lambda$ , $W$  为轴重。

将式(2)写成矩阵形式

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku + F = 0 \quad (3)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_w & 0 \\ 0 & J_w \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 2f_2/v & 0 \\ 0 & 2f_1 b_2^2/v \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 2k_y + k_1 & -2f_2 \\ 2f_1 \lambda b_2/r & 2k_x b_1^2 + k_2 \end{bmatrix}$$

$$u = (y, \varphi)^T$$

$$F = (F_r(y), 0)^T$$

式中: $M$  为轮对系统的惯性矩阵; $C$  为蠕滑力中的阻尼矩阵; $K$  为轮对系统的刚度矩阵; $F$  为轮缘力向量; $u$  为轮对位移向量。

可将  $K$  剖分为悬挂刚度矩阵  $K_f$ 、重力刚度矩阵  $K_g$  和蠕滑力中的刚度矩阵  $K_c$ ,则有

$$K = K_f + K_g + K_c \quad (4)$$

$$K_f = \begin{bmatrix} 2k_y & 0 \\ 0 & 2k_x b_1^2 \end{bmatrix}$$

$$K_g = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix}$$

$$K_c = \begin{bmatrix} 0 & -2f_2 \\ 2f_1 \lambda b_2/r & 0 \end{bmatrix}$$

### 1.2 轮对运动相位关系

在轮缘不贴靠钢轨时,式(2)为线性微分方程组,根据车辆系统动力学理论<sup>[16]</sup>,其解的形式为

$$\begin{cases} y = y_0 e^{\alpha t} \sin(\omega t + \beta) \\ \varphi = \varphi_0 e^{\alpha t} \cos(\omega t + \beta) \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\omega$  为轮对蛇行运动频率; $\alpha$  为振动阻尼; $y_0$ 、 $\varphi_0$  分别为轮对初始横移和初始摇头角; $t$  为轮对运行时间; $\beta$  为初始条件参数。

由此可见,轮对横移和摇头的频率相同,相位上相差  $\pi/2$ 。根据式(5)可以求出横移速度  $\dot{y}$  和摇头角速度  $\dot{\varphi}$  为

$$\begin{cases} \dot{y} = y_0 e^{\alpha t} \sqrt{\alpha^2 + \omega^2} \sin(\omega t + \beta + \theta) \\ \dot{\varphi} = \varphi_0 e^{\alpha t} \sqrt{\alpha^2 + \omega^2} \cos(\omega t + \beta + \theta) \\ \theta = \arctan(\omega/\alpha) \end{cases} \quad (6)$$

由于  $\alpha \ll \omega$ ,则  $\omega/\alpha \rightarrow \infty$ ,可得  $\theta \approx \pi/2$ 。由此可知,轮对横移和横移速度的相位差约为  $\pi/2$ ,轮对摇头角和摇头角速度的相位差约为  $\pi/2$ 。进一步可知:轮对横移和摇头角速度的相位差约为  $\pi$ ;轮对横移速度和摇头角速度的相位差近似为 0,具体见图 2。

轮对蛇行运动的这种相位关系是振动持续发生的必要条件,由相位差引起的蠕滑力的交替变化将

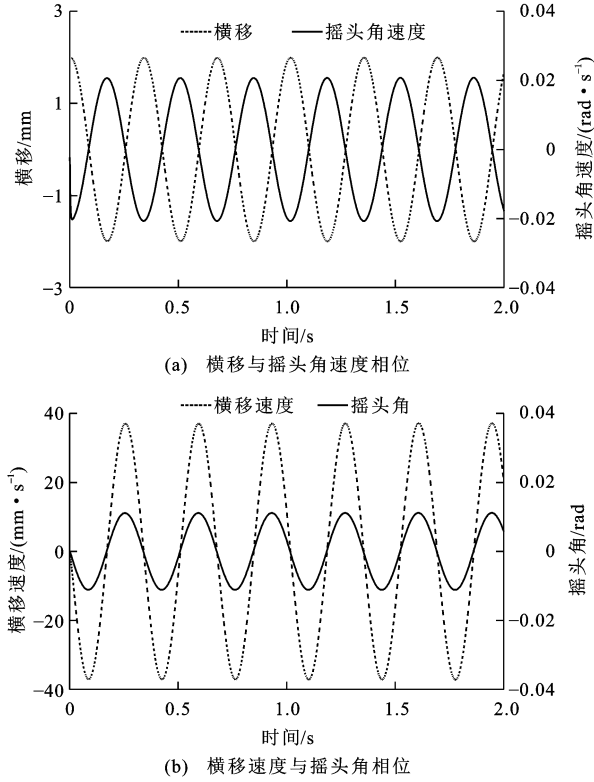


图2 轮对运动参数相位

Fig. 2 Phases of wheelset movement parameters

直接影响蠕滑力的能量输入和耗散。

## 2 轮对蛇行运动能量

### 2.1 能量表达式

为了确定各种力对轮轨系统所做的功,对式(3)两端乘以  $du^T = \dot{u}^T dt$ , 可得

$$\dot{u}^T (M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku + F) dt = 0 \quad (7)$$

由于  $M$ 、 $K_g$  和  $K_f$  为对称矩阵,则式(7)可写成

$$\frac{1}{2} d[\dot{u}^T M \dot{u} + u^T (K_f + K_g) u] + \dot{u}^T F dt + \dot{u}^T C \dot{u} dt + \dot{u}^T K_c u dt = 0 \quad (8)$$

从  $0 \sim t$  时刻对式(8)积分,可得

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \dot{u}^T M \dot{u} + \frac{1}{2} u^T (K_f + K_g) u + \int_0^t \dot{u}^T F dt + \\ & \int_0^t \dot{u}^T C \dot{u} dt + \int_0^t \dot{u}^T K_c u dt = \\ & \frac{1}{2} \dot{u}_0^T M \dot{u}_0 + \frac{1}{2} u_0^T (K_f + K_g) u_0 \end{aligned} \quad (9)$$

式中:  $u_0$  轮对初始位移向量。

由于轮缘力为回复力,只存储能量,且认为  $t = 0$  时轮缘不贴靠钢轨,从而其值即为  $t$  时刻轮缘力存储的弹性势能,则轮轨系统在  $0$ 、 $t$  时刻的机械能  $E_0$ 、 $E_t$  分别为

$$\begin{cases} E_0 = \frac{1}{2} \dot{u}_0^T M \dot{u}_0 + \frac{1}{2} u_0^T (K_f + K_g) u_0 \\ E_t = \frac{1}{2} \dot{u}^T M \dot{u} + \frac{1}{2} u^T (K_f + K_g) u + \\ \int_0^t \dot{u}^T F dt \end{cases} \quad (10)$$

$0 \sim t$  时刻轮轨系统机械能的变化量  $\Delta E$  为

$$\Delta E = E_t - E_0 = - \int_0^t \dot{u}^T C \dot{u} dt - \int_0^t \dot{u}^T K_c u dt \quad (11)$$

$E_t$  包含平动能  $E_T$  和转动能  $E_R$ , 可分别表示为

$$\begin{cases} E_T = \frac{1}{2} M_w \dot{y}^2 + \frac{1}{2} (2k_y + k_1) y^2 + \int_0^t \dot{u}^T F dt \\ E_R = \frac{1}{2} J_w \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} (2k_x b_1^2 + k_2) \varphi^2 \end{cases} \quad (12)$$

则有

$$\Delta E = \Delta E_T + \Delta E_R \quad (13)$$

式中:  $\Delta E_T$ 、 $\Delta E_R$  分别为平动能和转动能的变化量。

式(11)等号右边为  $0 \sim t$  时刻内蠕滑力所做的功,包括刚度项做的功  $W_s$  和阻尼项做的功  $W_d$ , 即

$$\begin{cases} W_s = - \int_0^t \dot{u}^T K_c u dt = 2 \int_0^t f_2 \dot{\varphi} dt - \\ 2 \int_0^t \frac{f_1 \lambda b_2}{r} y \dot{\varphi} dt = W_1 + W_3 \\ W_d = - \int_0^t \dot{u}^T C \dot{u} dt = -2 \int_0^t \frac{f_2 \dot{y}^2}{v} dt - \\ 2 \int_0^t \frac{f_1 b_2^2 \dot{\varphi}^2}{v} dt = W_2 + W_4 \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $W_1$ 、 $W_2$  分别为横向蠕滑力中摇头和横移做的功;  $W_3$ 、 $W_4$  分别为摇头蠕滑力矩中横移和摇头做的功。

则有

$$\begin{cases} \Delta E_T = W_1 + W_2 = 2 \int_0^t f_2 \dot{\varphi} (\varphi - \dot{y}/v) dt \\ \Delta E_R = W_3 + W_4 = -2 \int_0^t \dot{\varphi} (f_1 \lambda b_2 y/r + \\ f_1 b_2^2 \dot{\varphi}/v) dt \end{cases} \quad (15)$$

### 2.2 蛇行运动机理

根据相位关系可知:  $W_1 > 0$ ,  $W_3 > 0$ , 则  $W_s > 0$ ;  $W_2 < 0$ ,  $W_4 < 0$ , 则  $W_d < 0$ 。即蠕滑力中的刚度项做正功,向轮轨系统输入能量;蠕滑力中的阻尼项做负功,消耗轮轨系统的能量。从能量的角度可知:轮轨系统存在持续的能量输入,是一个非保守系统;引发轮对横向自激振动的能量来自使轮对保持匀速向前运动的一部分能量,这部分能量由蠕滑力中的刚度项通过轮轨纵、横向蠕滑率的调节作用输入到系统中;在这个过程中,蠕滑力中的刚度项扮演自激力的角色,而蠕滑力中的阻尼项提供阻尼力,不断做负功

消耗能量,以抑制轮对自激振动的发生。

能量传递过程见图 3,其中:“+”、“-”分别表示做正、负功。可知:当轮对状态参数  $y, \dot{y}, \varphi, \dot{\varphi}$  发生变化时,轮对所受的纵、横向蠕滑力也随之发生改变,从而影响了蠕滑力做功对轮对输入和耗散能量的大小,继而影响了轮对的运动状态;轮对振动位移和蠕滑力之间的相互作用构成了轮轨系统的反馈机

制,在这个过程中,轮对的横移通过影响纵向蠕滑力影响了轮对的摇头角和摇头角速度;轮对的摇头角通过影响横向蠕滑力影响了轮对的横移和横移速度。正是轮对横移和摇头的这种耦合作用使得轮对蛇行前进;蠕滑力和锥形踏面的协同作用是产生这种反馈机制的根本原因,从而也是产生轮对自激振动的根源。

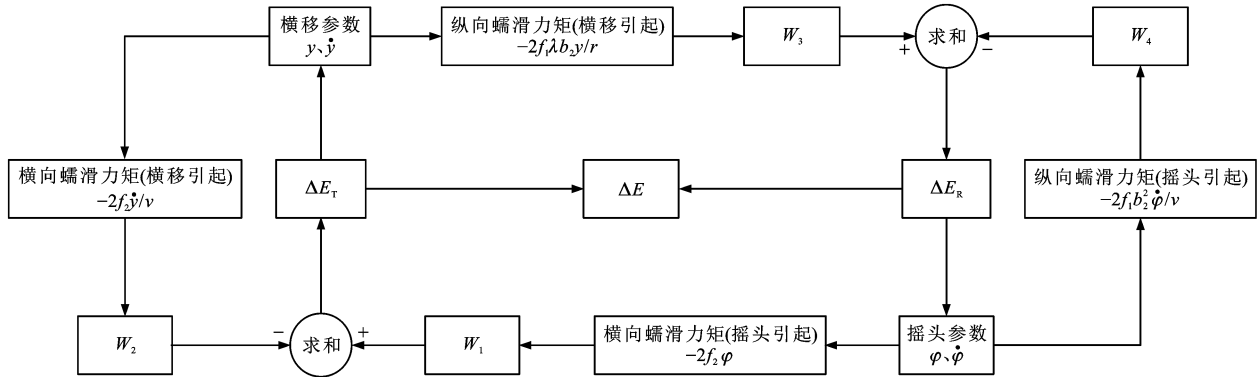


图 3 轮对蛇行运动能量传递过程

Fig. 3 Energy transfer process of wheelset hunting motion

根据式(15)和图 2 中的相位关系可知:当轮对由一侧向平衡位置运动时,  $\Delta E_T > 0, \Delta E_R > 0$ , 则  $\Delta E > 0$ , 即轮轨系统的机械能增加;当轮对由平衡位置向一侧运动时,  $\Delta E_T < 0, \Delta E_R < 0$ , 则  $\Delta E < 0$ , 即轮轨系统的机械能减少。

轮轨系统的机械能变化过程如图 4 所示,可知:轮对系统的机械能呈周期性波动变化,其变化周期为轮对 1/2 蛇行运动周期;轮对蛇行运动发散与否,取决于轮轨系统在一个蛇行周期内等效阻尼耗散的能量和蠕滑力中刚度项输入的能量,当耗散能量大于输入能量时,轮对蛇行运动收敛到平衡位置,当耗散能量小于输入能量时,轮对蛇行运动发散,直至轮缘与钢轨接触,此后,轮对在轮缘力作用下稳定在某一极限环,当耗散能量等于输入能量时,轮对做等幅蛇行运动;速度正是通过影响蠕滑力中阻尼项做功的大小来影响输入能量和耗散能量的相对关系,进而决定轮对的运动状态,而临界速度正是对应于输入能量等于耗散能量的情况。

### 3 轮对参数对蛇形运动稳定性的影响

由第 2 节分析可知,蠕滑力中的刚度项是轮对蛇行运动的自激力,其输入能量的大小直接影响轮对的运动状态。输入的能量越多,轮对运动幅值越大,稳定性越差,因此,可以通过比较不同参数值时蠕滑力中刚度项输入能量的大小来分析各参数对轮

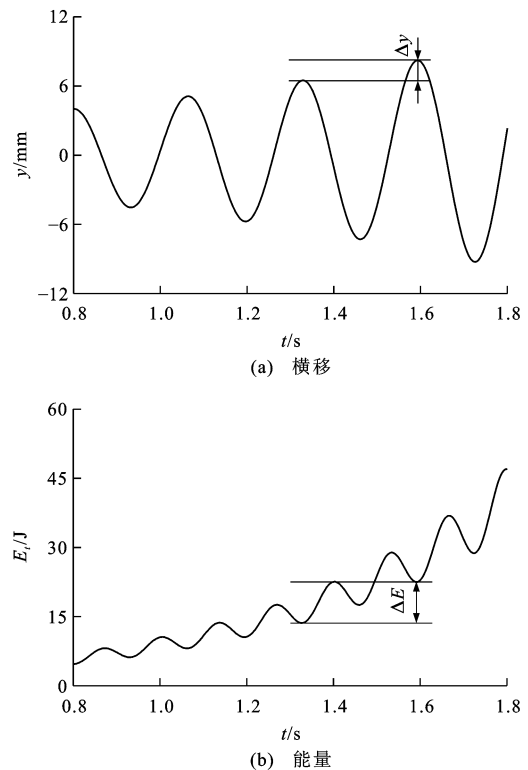


图 4 轮对横移和能量

Fig. 4 Wheelset traverse and energy

对运动稳定性的影响。针对第 1.1 节中建立的轮对模型,选取表 1 中的参数进行数值计算。

#### 3.1 踏面等效锥度的影响

结合式(2)、(14),通过 MATLAB 数值仿真得

表 1 计算参数  
Tab. 1 Calculation parameters

参数名称	$M_w/\text{kg}$	$J_w/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$b_2/\text{m}$	$\lambda$	$f_2/\text{MN}$	$f_1/\text{MN}$	$r/\text{m}$
参数值	2 000	685	0.746 5	0.1	8.80	8.90	0.43
参数名称	$b_1/\text{m}$	$W/\text{kN}$	$k_x/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_y/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_r/(\text{MN} \cdot \text{m}^{-1})$	$\delta/\text{mm}$	
参数值	1	140	200	200	20	10	

到不同踏面等效锥度和速度时,蠕滑力中刚度项输入能量  $J$  的等高线,如图 5 所示(轮对初始参数为:  $y=2\text{ mm}$ ,  $\dot{y}=0$ ,  $\varphi=\dot{\varphi}=0$ , 计算时间为  $5\text{ s}$ , 后同), 可知:在相同速度下,输入能量随踏面锥度的增大而增大,且速度越大,能量增长的幅度越大;当速度为  $100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , 锥度由  $0.15$  增大到  $0.20$  时,输入能量由  $3\ 398\text{ J}$  增大到  $35\ 543\text{ J}$ ,增长了约  $9.5$  倍;当速度为  $160\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  时,锥度为  $0.4$  时,输入能量达到最大值,约为  $1\ 000\text{ kJ}$ 。由此可见,锥度越大,轮对蛇行运动稳定性越差,且锥度变化对轮对稳定性的影响很大。

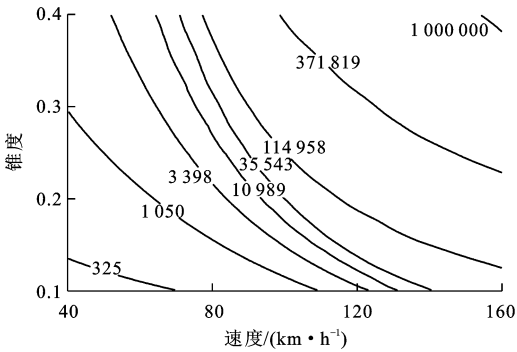


图 5 不同锥度下输入能量对比  
Fig. 5 Comparison of input energies under different conicities

3.2 一系悬挂刚度的影响

将一系纵向刚度和一系横向刚度取相同值,且变化范围为  $50\sim300\text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$  进行研究,得出不同一系悬挂刚度下蠕滑力中刚度项输入能量  $J$  的等高线,如图 6 所示,可知:在相同速度下,输入能量随一系悬挂刚度的增大不断减小,且速度越大,能量减小的幅度越大;速度为  $100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , 刚度由  $75\text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$  增大到  $100\text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$  时,输入能量由  $10\ 405\text{ J}$  减小到  $4\ 337\text{ J}$ ,减小约  $60\%$ ;速度为  $160\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , 刚度为  $50\text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$  时,输入能量达到最大值,约为  $90\text{ kJ}$ 。由此可见,增大一系悬挂刚度有利于提高轮对蛇行运动稳定性,但其影响程度小于踏面锥度。

3.3 轮对质量的影响

图 7 为不同轮对质量下蠕滑力中刚度项输入能量  $J$  的等高线(为方便比较,取  $M_w=3J_w$ ),可知:在相同速度下,输入能量随轮对质量的增大不断增大,

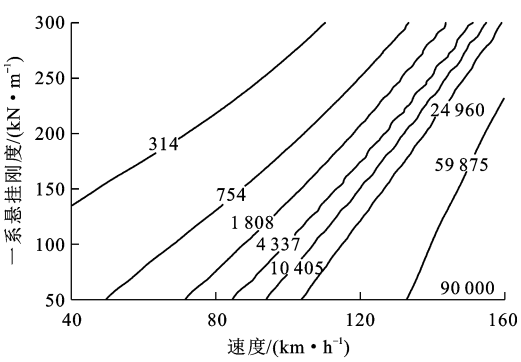


图 6 不同一系悬挂刚度下输入能量对比  
Fig. 6 Comparison of input energies under different primary suspension stiffnesses

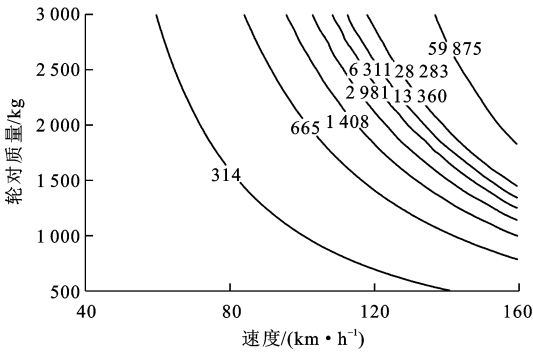


图 7 不同轮对质量下输入能量对比  
Fig. 7 Comparison of input energies under different wheelset masses

且速度越大,能量增幅越大;在低速下( $80\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  以下),随着轮对质量的增大,输入能量增加很缓慢;当速度为  $100\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , 轮对质量由  $1\ 000\text{ kg}$  增大到  $2\ 100\text{ kg}$  时,输入能量由  $314\text{ J}$  增大到  $665\text{ J}$ ,增长了约  $1.1$  倍;当速度为  $160\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , 轮对质量为  $3\ 000\text{ kg}$  时,输入能量达到最大值。由此可见,轮对质量越大,轮对蛇行运动稳定性越差,但其影响程度小于一系悬挂刚度和踏面锥度。

3.4 重力刚度的影响

重力刚度由轮对横移产生的重力分量提供的横向回复力引起,和重力角刚度一起作用在轮对上。事实上,重力刚度有利于轮对向平衡位置对中,而重力角刚度产生的力矩将使轮对偏离平衡位置<sup>[27]</sup>。通过对比考虑重力刚度效应和不考虑重力刚度效应时,蠕滑力中刚度项的输入能量来分析重力刚度效

应对轮对运动稳定性的影响,结果如图 8 所示(速度取  $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ),可知:是否考虑重力刚度效应几乎不影响输入能量的大小,考虑重力刚度效应时输入能量略小于不考虑重力刚度效应时,两者仅相差  $0.004 \text{ J}$  左右,可以忽略不计。由此可见,重力刚度效应有利于提高轮对蛇行运动稳定性,但提高幅度很小,可以忽略。

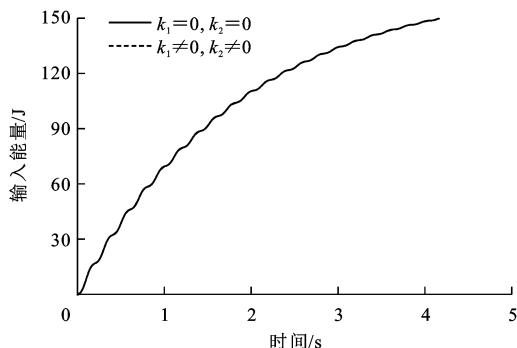


图 8 重力刚度对输入能量的影响

Fig. 8 Influence of gravity stiffness on input energy

## 4 结 语

(1)蠕滑力和锥形踏面的协同作用是产生轮对蛇行运动的根本原因,蠕滑力中的刚度项通过纵、横向蠕滑率的调节作用将轮对向前运动的一部分能量输送到轮对的横向运动中。

(2)轮对蛇行运动的稳定性取决于轮轨系统等阻尼耗散的能量和蠕滑力中刚度项输入的能量。当耗散能量占优时,蛇行运动收敛;当输入能量占优时,蛇行运动发散。

(3)增大轮对质量和踏面锥度不利于轮对稳定性,增大一系悬挂刚度有利于提高轮对稳定性;在对稳定性的影响程度上,踏面锥度最大,一系悬挂刚度次之,惯性项最小。

(4)锥形踏面下,重力刚度对稳定性的正效应大于重力角刚度的负效应,两者的综合效应只能略微提高轮对蛇行运动稳定性,可以忽略不计。

(5)本文主要从线性角度研究轮对系统稳定性,后续研究可加入非线性项并分析非线性项是如何影响能量分配从而影响轮对蛇行运动的稳定性。

### 参 考 文 献 :

### References :

[1] KNOTHE K, BÖHM F. History of stability of railway and road vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 31(5/6): 283-323.

[2] ELKINS J A, CARTER A. Testing and analysis techniques

for safety assessment of rail vehicles: the state-of-the-art[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1993, 22(3/4): 185-208.

- [3] WU Xing-wen, CHI Mao-ru, GAO Hao, et al. Post-derailment dynamic behavior of railway vehicles travelling on a railway bridge during an earthquake[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2016, 230(2): 418-439.
- [4] BRUNI S, GOODALL R, MEI T X, et al. Control and monitoring for railway vehicle dynamics[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(7/8): 743-779.
- [5] WEINSTOCK H. Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety[R]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1984.
- [6] 王 勇,曾 京,张卫华. 铁道货车非线性稳定性[J]. *交通运输工程学报*, 2002, 2(2): 36-40.  
WANG Yong, ZENG Jing, ZHANG Wei-hua. Nonlinear stability of railway freight cars[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2002, 2(2): 36-40. (in Chinese)
- [7] 王开云,翟婉明,蔡成标. 轮轨结构参数对列车运动稳定性的影响[J]. *中国铁道科学*, 2003, 24(1): 43-48.  
WANG Kai-yun, ZHAI Wan-ming, CAI Cheng-biao. Effect of wheel rail structure parameter on stability of train movement[J]. *China Railway Science*, 2003, 24(1): 43-48. (in Chinese)
- [8] 池茂儒,张卫华,曾 京,等. 蛇行运动对铁道车辆平稳性的影响[J]. *振动工程学报*, 2008, 21(6): 639-643.  
CHI Mao-ru, ZHANG Wei-hua, ZENG Jing, et al. Influence of hunting motion on ride quality of railway vehicle[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2008, 21(6): 639-643. (in Chinese)
- [9] DUKKIPATI R V. A parametric study of the lateral stability of a rail bogie on a roller rig[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 1999, 213(1): 39-47.
- [10] LIEH J, HAQUE I. Parametrically excited behavior of a railway wheelset[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1988, 110(1): 8-17.
- [11] LIEH J, YIN J. Stability of a flexible wheelset for high speed rail vehicles with constant and varying parameters[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1998, 120(4): 997-1002.
- [12] YABUNO H, OKAMOTO T, AOSHIMA N. Effect of lateral linear stiffness on nonlinear characteristics of hunting motion of a railway wheelset[J]. *Meccanica*, 2002, 37(6): 555-568.
- [13] TRUE H. Railway vehicle chaos and asymmetric hunting[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1992, 20(S1): 625-637.
- [14] TRUE H. Dynamics of a rolling wheelset[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 1993, 46(7): 438-444.
- [15] TRUE H, JENSEN J C. Parameter study of hunting and chaos in railway vehicle dynamics[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1994, 23(S1): 508-521.
- [16] TRUE H. Dynamics of railway vehicles and rail/wheel contact[M]//SCHIEHLEN W. *Dynamical Analysis of Vehicle Systems*. Berlin: Springer, 2009: 75-128.

- [17] AHMADIAN M, YANG S P. Hopf bifurcation and hunting behavior in a rail wheelset with flange contact[J]. Nonlinear Dynamics, 1998, 15(1): 15-30.
- [18] AHMADIAN M, YANG S P. Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(6): 365-384.
- [19] POLACH O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2006, 220(1): 13-27.
- [20] POLACH O. Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(S1): 129-138.
- [21] POLACH O. Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(S1): 19-36.
- [22] WU Xing-wen, CHI Mao-ru. Parameters study of hopf bifurcation in railway vehicle system[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2015, 10(3): 031012-1-10.
- [23] POLIZZOTTO C. An energy approach to the boundary element method. Part I: elastic solids[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1988, 69(2): 167-184.
- [24] MUSTAFA B A J, ALI R. An energy method for free vibration analysis of stiffened circular cylindrical shells[J]. Computers and Structures, 1989, 32(2): 355-363.
- [25] SMITH M J. A hybrid energy method for predicting high frequency vibrational response of point-loaded plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 202(3): 375-394.
- [26] YANG X, SWAMIDAS A, SESHADRI R. Crack identification in vibrating beams using the energy method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 244(2): 339-357.
- [27] 王开文, 严隽毫. 机车车辆广义轮轨重力效应分析[J]. 铁道学报, 1996, 18(3): 37-43.
- WANG Kai-wen, YAN Jun-mao. The generalized wheel/rail gravitational effects of railway vehicles[J]. Journal of the China Railway Society, 1996, 18(3): 37-43. (in Chinese)

## 《交通运输工程学报》2018 年征订通知

《交通运输工程学报》是由国家教育部主管, 长安大学主办, 国务院学位委员会交通运输工程学科评议组、东南大学与西南交通大学共同协办的交通运输领域的学术理论刊物, 两院院士沈志云教授任名誉主任委员; 主要刊载道路与铁道工程、载运工具运用工程、交通运输规划与管理、交通信息工程与控制等领域高水平的学术论文和重大工程实践项目产生的论文; 主要读者对象为国内外交通运输领域的科研人员、工程技术人员及大专院校相关专业的师生。

《交通运输工程学报》为双月刊, 大 16 开本, 160 个页码, 每期定价 100.00 元, 全年共 600.00 元。可到当地邮局订阅, 邮发代号为 52-195, 也可直接汇款至《交通运输工程学报》编辑部订阅。

开户银行: 中国银行西安翠华路支行

账 号: 102407337258

账 户: 长安大学杂志社

邮政编码: 710064

联 系 人: 胡广平

电 话: 029-82334382

地 址: 陕西省西安市南二环路中段长安大学杂志社

E-mail: jygc@chd.edu.cn