

DOI: 10.3901/JME.2008.08.169

运动副间隙对汽车摆振系统非线性动力学行为影响分析*

卢剑伟 顾 隼 王其东

(合肥工业大学机械与汽车工程学院 合肥 230009)

摘要: 在前期研究中发现运动副间隙对机构的动力学响应影响显著,因此做出转向系统中的间隙也会对转向摆振系统的响应产生重要影响的推断。为此,将转向梯形机构简化为一个连杆机构,并就机构中运动副间隙对转向系统摆振的影响进行了分析。借助拉格朗日方程建立考虑转向机构运动副间隙的 6 自由度转向系统摆振动力学模型,基于该摆振模型,应用四阶龙格-库塔法对间隙参数发生变化时摆振系统的响应进行仿真分析。通过仿真分析结果发现:转向机构运动副间隙是诱发转向轮摆振系统混沌运动的重要因素,在摆振系统建模过程中应予以充分考虑;随着运动副间隙增大,转向摆振系统会由周期运动状态经过拟周期运动状态逐渐进入混沌状态,造成摆振运动加剧。相关结论可为转向系统摆振的有效控制奠定理论基础。

关键词: 间隙 非线性 转向轮摆振 转向机构

中图分类号: TH112.1 U463.42

Influence Analysis of Movement Pair Clearance on Nonlinear Dynamic Behavior of Vehicle Shimmy System

LU Jianwei GU Jue WANG Qidong

(School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: Previous research showed that the clearance of the movement pair can considerably influence the dynamic response of the mechanism. As a result, it can be deduced that the clearance of the steering mechanism also can have great influences on the steering wheel shimmy system. Therefore, the steering trapezium is simplified as a linkage mechanism, and the influences of the clearance on the steering wheel shimmy system are discussed. The 6-DOF dynamic model of steering wheel shimmy with consideration of movement pair clearance of steering mechanism is established with Lagrange equations. Based on this model, examples with different clearance of the movement pair are analyzed with 4-order Runge-Kutta method in order to evaluate the effect of the clearance on the dynamic behavior of the vehicle shimmy system. Simulation results show that the clearance is an important factor in inducing the chaotic motion of the vehicle shimmy system, so it should be considered adequately in the modeling process of shimmy system. With the increase of the clearance, the system experiences the variations from periodic motion, to quasi-periodic motion, and further to chaos state. The correlative conclusions can provide theoretical basis for effective control of the steering wheel shimmy.

Key words: Clearance Nonlinear Steering wheel shimmy Steering mechanism

0 前言

前轮摆振问题是目前国内外汽车设计开发过程普遍存在的问题之一。部分车型由于设计问题,出厂时就存在这一缺陷,而在汽车改装中由于结构参

数的改变以及车辆使用过程中因零件磨损、变形、老化等原因而引起的汽车前轮摆振现象更为常见。其中,转向机构运动副之间存在的间隙,随着汽车使用时间的增长必然会加大,累积到一定程度,也会引起汽车前轮摆振。由于前轮摆振对汽车动力性、燃油经济性、操纵稳定性、行驶平顺性以及安全性都有极大的负面影响,因此过去一段时间里国内外相关学者对摆振机理及控制进行了多个方面的探讨,取得了一些具有理论和实际意义的成果^[1-3]。

* 国家自然科学基金(50605017)和安徽省高校青年教师科研资助项目。
20070805 收到初稿, 20080526 收到修改稿

尤其近 20 年来,对于摆振的研究不断深入,并开始应用于工程实践。国外学者 KIMURA 利用试验和数值仿真的方法研究了轻载卡车的自激摆振问题^[2]; DEMIC^[3]基于转向系统和悬架系统的耦合研究了转向系统参数对重载汽车摆振的影响; STEPAN 等^[4]指出系统参数发生变化时,可通过 Hopf 分岔导致前轮摆振失去控制,同时,利用分岔理论和数值仿真研究转向轮的摆振时发现可产生瞬态的混沌运动。在国内,郭孔辉院士从能量反馈和负阻尼效应研究了轮胎动态侧偏特性对汽车前轮摆振的影响;长春汽车研究所与清华大学合作,采用郭孔辉院士的轮胎半经验模型^[5],成功地解释了蛇行运动频率对汽车摆振的影响;吉林大学研究了粘性阻尼与转向系统匹配的问题,解决了 JH1010H 微型车的前轮摆振问题^[2-5]。

以上工作对解决汽车前轮摆振问题奠定了良好的基础,但是相关研究结果距离工程实际仍有较大偏差。其中,转向机构中运动副间隙对摆振的影响在上述研究中没有得到足够重视,而前期针对含间隙机构的动力学研究表明,机构运动副间隙对系统动力学响应有显著影响。因此,本文针对转向机构中运动副间隙对转向轮摆振的影响进行分析,以明确间隙因素对转向摆振系统动力学行为的影响,为转向轮摆振的控制奠定理论基础。

1 考虑运动副间隙的摆振动力学模型

建立合理的动力学模型是研究汽车转向轮摆振问题的关键,在吸取前述相关研究结果的基础上,本文更加突出间隙对汽车转向轮摆振的影响。设汽车在平坦路面上以速度 v 直线行驶, $Oxyz$ 为模型坐标系,其中 x 轴沿路面指向汽车行驶方向, z 轴垂直向上, y 轴指向汽车右侧。

将汽车的转向梯形机构看作四杆机构,如图 1 所示。为简化分析过程,仅考虑左转向梯形臂和横拉杆连接处有间隙,杆件视为刚体。假定前桥侧摆中心、悬架以上结构侧倾中心均与各自质心重合。将悬架简化成具有垂直刚度和垂直阻尼的阻尼器,如图 2 所示。左、右前轮通过各自的主销连接在前桥上,左、右前轮的非旋转部分(包括转向节、制动底板和制动蹄等)除了伴随前轴的移动和转动外,还存在绕各自主销的转动。转向梯形臂与主销固结,随左、右前轮绕主销转动而转动。对于前轮定位参数,只考虑对摆振影响较大的主销后倾角,这样得到的转向轮摆振系统有如下 6 自由度:左轮绕主销转动自由度 θ_1 ,右轮绕主销转动自由度 θ_2 ,前桥侧

摆自由度 ϕ ,悬架以上结构侧倾自由度 ψ ,整车侧向自由度 y ,横拉杆横摆自由度 ϕ 。

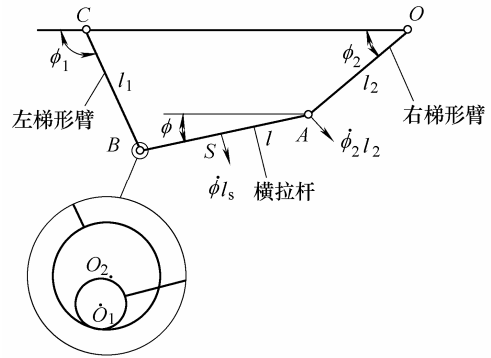


图 1 转向梯形简化示意图

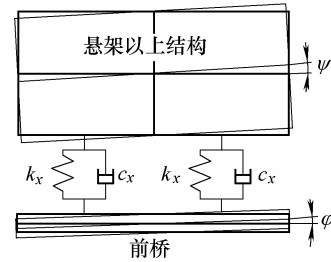


图 2 悬架简化示意图

同时,基于以下假设建立考虑转向机构运动副间隙的 6 自由度转向轮摆振动力学模型。

- (1) 忽略风阻、纵拉杆及转向器质量对汽车摆振的影响,假定转向盘固定不动,转向纵拉杆到转向盘简化为一弹簧阻尼器。
- (2) 认为转向梯形机构平面与车辆模型 Oxy 平面平行,无夹角。
- (3) 轮胎无侧向滑移和纵向滑移,前后轮侧向力相等。
- (4) 汽车行驶方向及车速不变。

汽车直线行驶时令 $\theta_1 = \theta_2 = \phi = 0$,此时 $\phi_1 = \pi - \Phi + \theta_1$, $\phi_2 = \Phi + \theta_2$, Φ 为常数,由转向梯形几何结构决定。

2 考虑间隙的摆振系统运动微分方程

考虑间隙的转向摆振系统的动能为

$$E_k = \frac{1}{2} I_t (\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) + \frac{1}{2} I_f \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} I_u \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} m_w \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m v_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}^2 \quad (1)$$

式中, I_t 为前轮换算到主销的转动惯量; I_f 为前桥侧偏绕其侧偏轴的转动惯量; I_u 为悬架以上结构绕其侧倾轴转动惯量; m_w 为整车质量; m 为整车质量; J_1 为横拉杆绕质心的转动惯量。

考虑间隙的转向摆振系统的势能为

$$E_p = \frac{1}{2}k_{tv} \left(L\theta_1\alpha + \varphi \frac{B}{2} \right)^2 + \frac{1}{2}k_{tv} \left(L\theta_2\alpha + \varphi \frac{B}{2} \right)^2 + 4 \left(\frac{1}{2}k_s Y^2 \right) + \frac{1}{2}k_v \theta_1^2 + 2 \left\{ \frac{1}{2}k_x \left[(\varphi - \psi) \frac{A}{2} \right]^2 \right\} \quad (2)$$

式中, k_{tv} 为轮胎垂直刚度; k_s 为轮胎侧向刚度; k_v 为换算到绕主销的转向机角刚度; k_x 为悬架刚度; L 为主销延长线与地面交点至车轮对称平面的距离; α 为主销后倾角; A 为前悬架簧距; B 为前轮距。

考虑间隙的转向摆振系统的耗散能为

$$E = \frac{1}{2}c_t (\dot{\theta}_1 + \dot{\varphi}\alpha)^2 + \frac{1}{2}c_t (\dot{\theta}_2 + \dot{\varphi}\alpha)^2 + \frac{1}{2}c_v \dot{\theta}_1^2 + 2 \left\{ \frac{1}{2}c_x \left[(\dot{\varphi} - \dot{\psi}) \frac{A}{2} \right]^2 \right\} \quad (3)$$

式中, c_t 为车轮绕主销转动的当量阻尼系数; c_v 为换算到绕主销的转向机当量阻尼系数; c_x 为悬架阻尼系数。

对应于系统的 6 个坐标, 系统受到的广义力分别为:

$$F'_1 = -m_t \alpha \dot{\varphi} \frac{B}{2} L - I_x \dot{\varphi} \alpha + i \dot{\varphi} \frac{v}{R} + F_1 (R\alpha + n) + [F_x \sin(\Phi - \theta_1) + F_y \cos(\Phi - \theta_1)] l_1 + F_x (R_1 \sin \beta + e_x) - F_y (R_1 \cos \beta + e_y) \quad (4)$$

$$F'_2 = -m_t \left(\dot{\varphi} \frac{B}{2} \right) L \alpha - I_x \dot{\varphi} \alpha + i \dot{\varphi} \frac{v}{R} + F_2 (R\alpha + n) + F_{Ax} l_2 \sin(\Phi + \theta_2) - F_{Ay} l_2 \cos(\Phi + \theta_2) \quad (5)$$

$$F'_3 = -m_t (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \frac{B}{2} L \alpha - I_x (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \alpha - i (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \frac{v}{R} - (F_1 + F_2) R \quad (6)$$

$$F'_4 = 0 \quad (7)$$

$$F'_5 = 2(F_1 + F_2) \quad (8)$$

$$F'_6 = (F_y \cos \phi - F_x \sin \phi) l - F_x R_1 \sin \beta + F_y R_1 \cos \beta \quad (9)$$

式中, m_t 为车轮质量; I_x 为前轮绕与其旋转轴垂直的质心主轴的转动惯量; R 为轮胎滚动半径; n 为轮胎拖距; F_x 为间隙处碰撞力 x 方向分量; F_y 为间隙处碰撞力 y 方向分量; β 为运动副间隙处接触角; l_1 为左转向梯形臂长度; l_2 为右转向梯形臂长度; l 为横拉杆长度; F_{Ax} 为左梯形臂对横拉杆反力 x 方向分量; F_{Ay} 为左梯形臂对横拉杆反力 y 方向分量; R_1 为轴销半径; e_x 为间隙处偏心距 x 方向分量; e_y 为间隙处偏心距 y 方向分量; F_1 为左轮侧向力; F_2 为右轮侧向力。

式(5)中左梯形臂对横拉杆反力 x, y 方向分量分别为

$$F_{Ax} = -m[\ddot{\theta}_2 \sin(\Phi + \theta_2) + \dot{\theta}_2^2 \cos(\Phi + \theta_2)] l_2 + (\dot{\phi}^2 \cos \phi + \ddot{\phi} \sin \phi) l_s - F_x \quad (10)$$

$$F_{Ay} = m\{[\ddot{\theta}_2 \cos(\Phi + \theta_2) - \dot{\theta}_2^2 \sin(\Phi + \theta_2)] l_2 + (\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) l_s\} - F_y \quad (11)$$

式中, 左梯形臂对横拉杆碰撞力 x, y 方向分量分别为

$$F_x = F^n \cos \beta - F^t \sin \beta \quad (12)$$

$$F_y = F^n \sin \beta + F^t \cos \beta \quad (13)$$

式中, F^n 、 F^t 分别为碰撞力的法向和切向分量。

$$F^n = [k(e-r) + c v_n] \sigma \quad (14)$$

$$F^t = (-\mu \delta F^n - c_t c_t) \sigma \quad (15)$$

式中, k 为轴套表面刚度系数; μ 为摩擦因数; e, r 分别为运动副轴销中心距和间隙; c_n, c_t 分别为法向阻尼系数和切向阻尼系数; v_n, v_t 轴销相对轴套的法向速度和切向速度; 符号函数 δ 为

$$\delta = \begin{cases} 1 & v_t \geq 0 \\ -1 & v_t < 0 \end{cases} \quad (16)$$

函数 σ 是用来判断运动副接触状态的, 由式(17)给出

$$\sigma = \begin{cases} 0 & e < r \\ 1 & e \geq r \end{cases} \quad (17)$$

基于以上分析, 应用拉格朗日方程可以得到系统的运动微分方程, 写成矩阵形式为

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = F \quad (18)$$

广义坐标矢量

$$q = (\theta_1 \quad \theta_2 \quad \varphi \quad \psi \quad y \quad \phi)^T$$

式中 m, c, k 分别为系统的当量质量矩阵、当量阻尼矩阵、当量刚度矩阵, F 为系统的广义力矢量, 各矩阵详细情况参见文献[2], 在此不做赘述。

3 仿真分析及结果

对于上述分析模型, 应用四阶龙格-库塔法进行数值求解, 通过仿真分析考察系统转向机构运动副间隙参数对转向轮摆振系统动力学行为的影响。为了分析方便, 假定在分析运动副间隙参数对系统的影响时, 其他参数如汽车速度、转向机刚度、阻尼等不发生变化。

图 3 为间隙 $r = 0.05 \text{ mm}$ 时系统时间历程图, 图 4 为间隙 $r = 0.05 \text{ mm}$ 时系统运行 500 个周期后的相图。由于汽车摆振系统相空间中的相轨迹为超曲线, 无法表示出来, 因此采用此超曲线在任意两个坐标系的投影来间接描述系统的相轨迹。从图 4 中可以发现, 间隙 $r = 0.05 \text{ mm}$ 时, 在经过初始过渡阶段之后, 系统呈稳定周期运动状态。

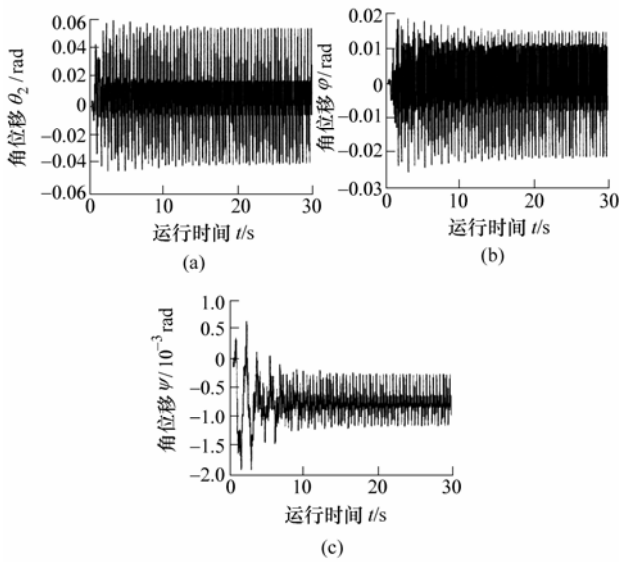


图 3 间隙 $r=0.05\text{ mm}$ 时系统时间历程图

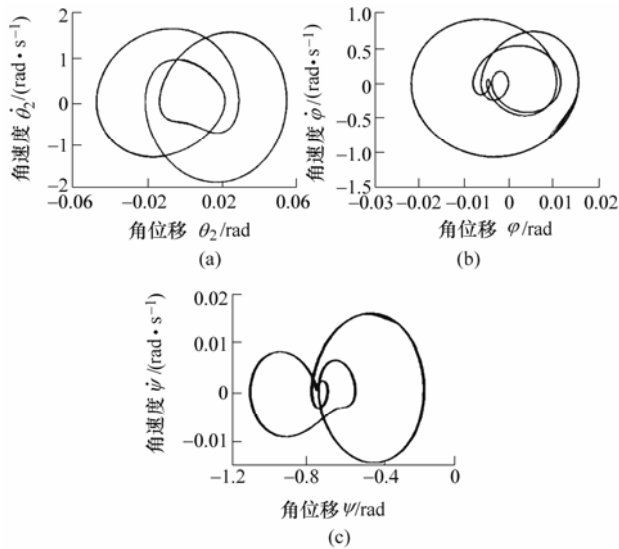


图 4 间隙 $r=0.05\text{ mm}$ 时系统运行 500 个周期后的相位图

图 5 为间隙 $r=0.5\text{ mm}$ 时系统时间历程图,图 6 为间隙 $r=0.5\text{ mm}$ 时系统运行 500 个周期后的相图。间隙 $r=0.5\text{ mm}$ 时,系统的相轨线是在原来周期 3 轨线(间隙 $r=0.05\text{ mm}$ 时系统相轨迹)附近运动而形成拟周期运动,即当间隙参数 r 由 0.05 mm 变为 0.5 mm ,系统的运动由确定的周期 3 运动转化为拟周期 3 运动。

图 7 为间隙 $r=3\text{ mm}$ 时系统时间历程图,图 8 为间隙 $r=3\text{ mm}$ 时系统运行 500 个周期后的相图。间隙 $r=3\text{ mm}$ 时,系统呈现往复的非周期性运动,处于混沌状态。当然须要说明一下,实际零部件加工装配过程中,运动副间隙不会达到这么大的数值,因此对仿真对象车型而言,不会出现混沌状态。但是从理论分析角度而言,对于给定车型参数,发生

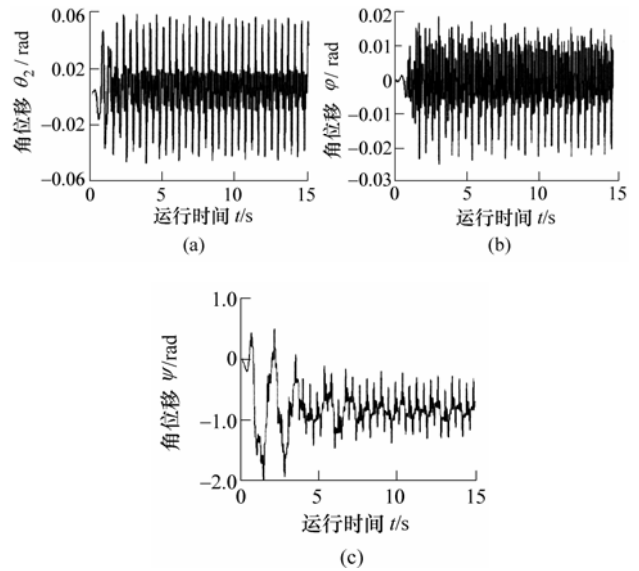


图 5 间隙 $r=0.05\text{ mm}$ 时系统时间历程图

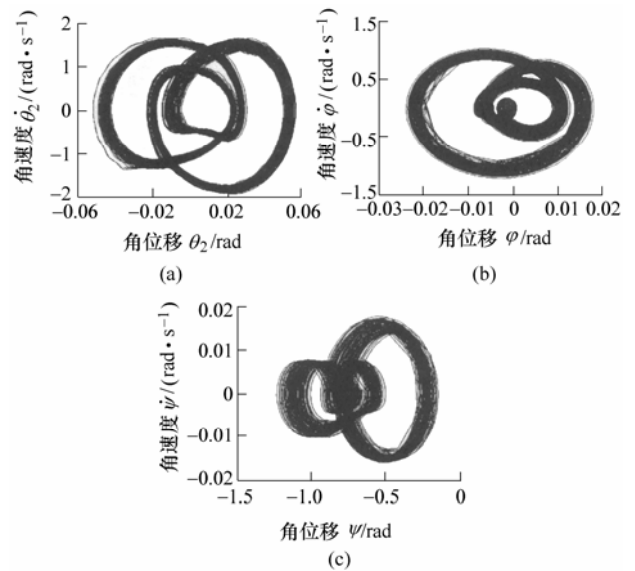


图 6 间隙 $r=0.05\text{ mm}$ 时系统运行 500 个周期后的相位图

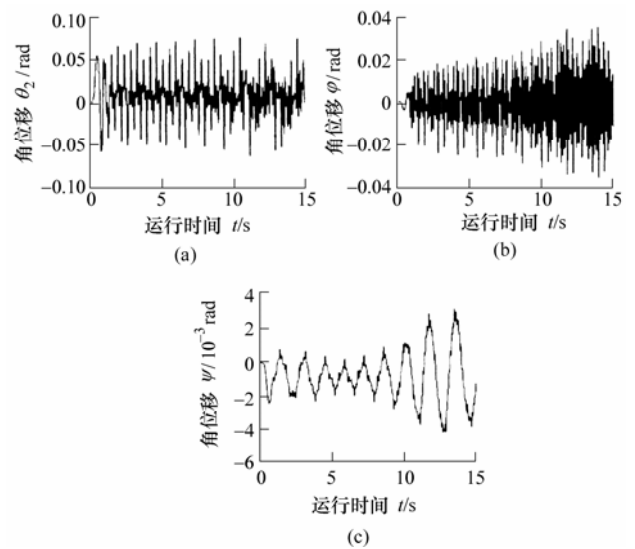


图 7 间隙 $r=3\text{ mm}$ 时系统时间历程图

混沌的临界间隙值是确实存在的, 如果分析所用的车型参数发生变化, 那么发生混沌的临界间隙值可能会变小, 处于加工装配过程可能存在的间隙范围内, 这时即会发生混沌。

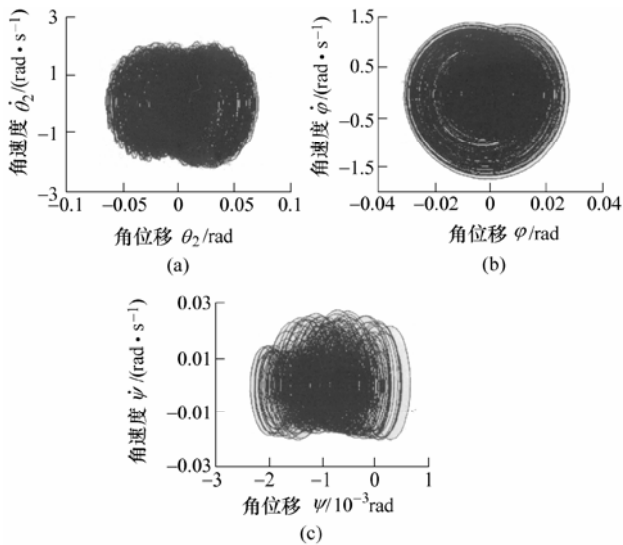


图8 间隙 $r=3$ mm 时系统运行 500 个周期后的相位图

图9为间隙变化时系统 Poincaré 映射图。图9显示了在以右轮绕主销转角 θ_2 及角速度 $\dot{\theta}_2$ 为坐标轴的坐标平面上的二维投影, 其中图9a~9c分别为间隙 $r=0.05, 0.5, 3$ mm 时的 Poincaré 映射图。从中进一步验证了间隙在上述变化过程中, 系统由稳定的周期3运动过渡为拟周期3运动, 再进一步转化为混沌运动的变迁过程。

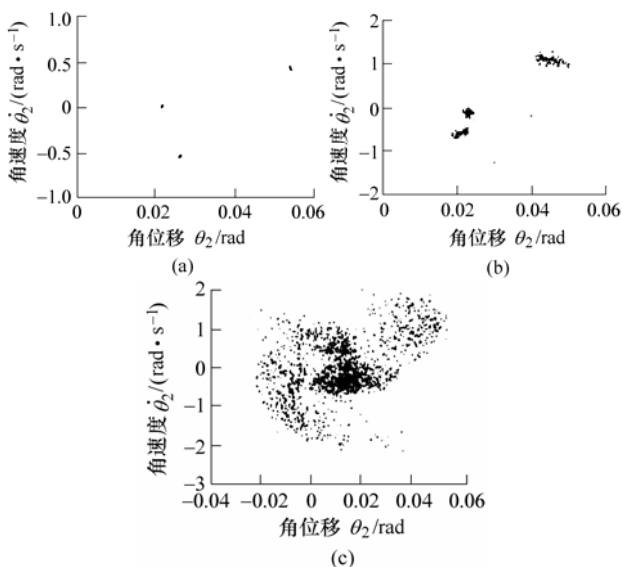


图9 间隙变化时系统 Poincaré 映射图

4 结论

(1) 文中摆振系统动力学模型中考虑了转向机构运动副间隙, 仿真分析结果表明间隙是诱发转向

摆振系统混沌运动的重要因素, 在摆振系统建模过程中应予以充分考虑。

(2) 转向机构运动副间隙在一定范围内, 对摆振系统的影响主要体现在过渡状态。

(3) 随着机构运动副间隙增大, 转向轮摆振系统会逐渐进入混沌状态, 这时摆振运动加剧。因此应该对转向机构运动副间隙进行控制, 使摆振系统始终保持周期运动状态, 减少碰撞而造成的磨损及不稳定性。

参 考 文 献

- [1] 李胜, 林逸. 汽车转向轮摆振分岔特性的数值分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2005, 35(1): 7-11.
LI SHENG, LIN Yi. Numerical analysis of bifurcation character of steering wheel shimmy[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2005, 35(1): 7-11.
- [2] 顾歆. 考虑转向系间隙的汽车前轮摆振系统研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007.
GU Jue. Study on steering wheel shimmy system with consideration of clearance of the steering system[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2007.
- [3] DEMIC M. Analysis of influence of design parameters on steered wheels shimmy of heavy vehicle[J]. Vehicle System Dynamic, 1996, 26 (5): 343-362.
- [4] STEPAN G, GOODWINE B. Feedback linearization of shimmy[J]. Proceedings of the Mini Conference on Vehicle System Dynamic, 1998: 429-436.
- [5] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
GUO Konghui. Handling dynamics of vehicle[M]. Changchun: Jilin Science and Technology Press. Changchun, 1991.
- [6] 靳春梅. 含间隙机构非线性动态特性、控制及实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2001.
JIN Chunmei. Nonlinear dynamic behaviors and control and experimental researches on the mechanism with clearance connections[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2001.
- [7] 刘延柱, 陈立群. 非线性振动[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
LIU Yanzhu, CHEN Liqun. Nonlinear vibration[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001.

作者简介: 卢剑伟, 男, 1975年生, 博士, 副教授。主要研究方向机构动力学、机械振动及噪声控制。

E-mail: jwlu75@yahoo.com.cn