

高速列车转向架的主动稳定性研究^{*}

姚远^{1†} 宋亚东¹ 李广¹ Sun Jianqiao²

(1.西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,成都 610031)

(2.School of Engineering, University of California, Merced, CA 95343, USA)

摘要 提出了基于构架横向振动的高速列车稳定性主动控制方法,讨论了采用惯性作动器控制构架横向振动,以及对动力转向架驱动系统采用主动弹性悬挂这两种实施方式.以车辆蛇行稳定性指标和控制力作为两个目标函数,利用遗传算法(NSGA-II)来优化控制参数和驱动系统悬挂参数.研究表明构架横向振动控制可以有效地提高转向架蛇行稳定性.同时发现当直接反馈构架状态实现构架振动控制时,控制系统时滞易导致系统失稳,因此提出一种通过反馈附加振子状态的方法来减小时滞的影响,合理的附加振子悬挂参数有利于提高车辆系统稳定性.较硬的附加振子可提高转向架控制系统的蛇行临界速度裕度,但会导致控制系统在一定的时滞内出现不稳定的现象.因此,在优化附加振子悬挂参数时,必须同时兼顾转向架蛇行稳定性和控制系统稳定性.本文对于涉及的 350 km/h 高速列车转向架,得出了附加振子的最佳固有频率和阻尼比.

关键词 高速列车转向架, 蛇行稳定性, 主动控制, 时滞, 多目标优化

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-022

引言

近年来,铁路车辆主动控制受到了广泛关注.文献[1]研究了铁路车辆的乘坐舒适性,及摆式列车控制和二次悬挂半主动或主动控制,以提高车辆的横向和垂向平稳性,及减轻车身的高频弹性振动.文献[2,3]提出了通过转向架一系主动悬挂来提高列车的横向稳定性,文献[4]提出了通过一系半主动悬挂来提高列车的横向稳定性.文献[5]将转向架主动稳定性分为直接和间接两种反馈控制方法.其中直接控制包括将作动器作用于轮对或具有独立车轮的轴上;而间接控制的一个可行方案是用作动器取代传统的抗蛇行减振器,以便在不重新设计转向架的情况下引入主动控制^[6].

在列车主动控制设计中,高速动车组的横向蛇行稳定性是最为关注的动力学问题之一.当车辆在不良的轨道或工作环境下行驶时,由于踏面磨损和部件故障,运行中的悬挂性能可能会发生变化,失去横向稳定性会导致乘车舒适性变差,甚至发生脱轨事故.高速列车中的主动控制具有灵活性,因此

是被动控制的重要替代.文献[7]提出了在轮对或独立车轮上使用主动控制来提高转向架或轮对的稳定性,同时主动控制方案还提高了列车的曲线通过性能.将主动控制直接应用到轮对上来提高轮对的运行稳定性,在实践中仍有许多挑战.

本文提出了一种间接的控制方法,通过控制构架横向振动来提高转向架蛇行稳定性^[8].这种控制方法具有结构可行和风险低的优点.针对三种控制方式进行研究,对相应的转向架动力学性能进行了比较.转向架不是一个完全可控可观测的系统,因此将构架和电机组成的部分子系统作为控制模型来实现振动控制,需要检测构架和电机的振动状态,而不是轮对的振动状态.针对系统相对稳定性与控制能量之间的矛盾,采用多目标优化方法进行控制设计.研究了转向架控制系统在不同运行速度下的线性和非线性稳定性.此外,控制系统的时滞稳定性问题不能忽视^[9,10],因此讨论了控制系统中的时滞对转向架系统性能的影响.

1 构架横向振动主动控制

建立了一个可以描述转向架横向运动的单转

2019-07-22 收到第 1 稿,2020-03-16 收到修改稿.

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51675443, 51735012),四川省科技计划项目(2018JY0209),牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2019TPL_Q07, 2018TPL_T05)

[†] 通讯作者 E-mail: yyuan@swjtu.edu.cn

转向架简化动力学模型如图1所示,该模型假设车身的横向位置固定不动,转向架构架通过二系悬挂与固定坐标系相连.转向架有两个实心轴轮对,通过纵向和横向弹簧悬挂连接到转向架构架上.部分高速铁路转向架采用驱动系统弹性悬挂的方法,以提高高速铁路的横向稳定性^[11],这意味着电机可以相对于构架横向运动,其中电机通过弹性和阻尼元件与构架相连^[12].模型中的构架和轮对具有横向和摇头自由度,电机只有横向自由度.该模型由5个刚体组成,共有8个自由度,转向架的横向运动表示为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Q + Eu \quad (1)$$

式中, M 、 C 和 K 分别是系统的质量、阻尼和刚度矩阵.矩阵 Q 是外力矢量,如由轨道不平顺或曲线通过时离心力引起的激励.在本文中,我们主要研究

转向架线性稳定性,因此 Q 是一个零向量. x 是转向架系统的状态反馈量, u 是施加在构架上或构架与电机之间的作动力, E 是描述控制对车辆系统动力学影响的向量,系统参数见文献[10].为了突出本文提出的主动控制方法对提高转向架蛇行稳定性的效果,对转向架故障状态进行了分析,抗蛇行减振器阻尼为设计值的四分之一.

设计了三种构架横向振动控制方式并进行研究.方案(1)和方案(2)均采用安装在构架横梁上的惯性作动器提供作动力来控制构架横向振动,区别是前者反馈的是构架的横向振动状态,后者反馈的是弹性悬挂电机的横向振动状态;方案(3)采用安装在构架与弹性悬挂电机之间的可伸缩作动器来实现电机的横向主动弹性悬挂,从而达到减小构架横向振动的目的^[13,14].

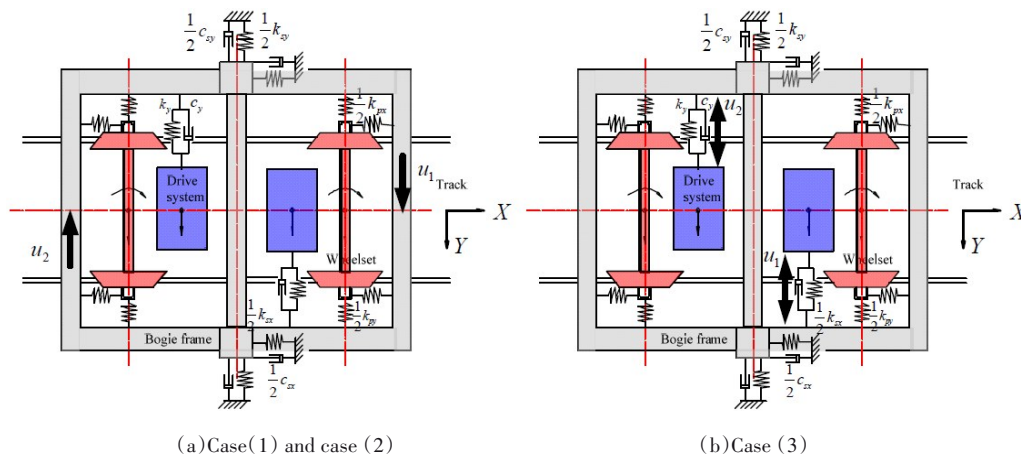


图1 三种控制方式下的转向架动力学模型

Fig.1 Dynamics model of the bogie with three control cases

本文设计的是一个部分线性状态反馈控制,其控制力 $u = -K_c x_c$, 其中 K_c 代表控制增益矩阵, x_c 是不同控制方式下的状态反馈量,将增益 $K_c = [k_1, \dots, k_n]$ 作为设计参数来完成系统的多目标优化设计.假设构架两端的两个作动器的控制增益相同,该多目标优化设计问题可表述为:

$$\min \{ \zeta_{\max}, K_c^T K_c \} \quad (2)$$

式中, $\zeta_{\max}$ 表示系统蛇行运动阻尼比,即转向架线性稳定裕度,其值越大表示系统越稳定,为了进行最小值优化,文中取其负值. $K_c^T K_c$ 表示控制增益矩阵 K_c 的 Frobenius 范数,通过将该范数值最小化,即可实现控制力最小化.

2 多目标优化结果

图2所示为不同控制方式下,抗蛇行减振器故

障态的转向架系统在 350km/h 速度运行时的多目标优化结果的 Pareto 前沿.由图可知: $\zeta_{\max}$ 和 $K_c^T K_c$ 之间是负相关的,即随着控制力的增加,转向架线性稳定性增加,最后 $\zeta_{\max}$ 逐渐趋近于一个稳定值;不施加控制即 $K_c^T K_c$ 趋近于 0 时,抗蛇行减振器故障态的转向架系统在 350km/h 速度下是不稳定的;施加主动控制后,三种控制方式下的 $\zeta_{\max}$ 可分别降低到 -0.23、-0.18 和 -0.2,说明这三种控制方式可以有效地提高系统的稳定性.

本文选取系统稳定性控制目标 ζ_{set} 为 -0.15,从三种控制方式下的 Pareto 集中提取对应的反馈增益值,以便进行控制状态的 dynamics 分析.在方案(1)中,当 $\zeta_{\max}$ 为 -0.15 时,构架的位移反馈增益 k_p 和速度反馈增益 k_d 分别为 $1.2e4$ 和 $1.2e5$.在方案(2)中,当 $\zeta_{\max}$ 为 -0.15 时,电机的位移反馈增益 k_p 和速度反

馈增益 k_d 分别为 $-8.6e3$ 和 $8.5e4$.在方案(3)中,构架位移反馈增益 k_{pf} 和电机速度反馈增益 k_{dm} 的变化对转向架的蛇行稳定性影响不大,但构架的速度反馈增益 k_{df} 和电机的位移反馈增益 k_{pm} 对系统稳定性影

响比较明显,较大的 k_{df} 和 k_{pm} 可以增加系统的稳定裕度,当 k_{pf} 、 k_{df} 、 k_{pm} 和 k_{dm} 分别为 -660 、 $7.7e4$ 、 $2.6e4$ 和 -15 时, ζ_{max} 为 -0.15 .

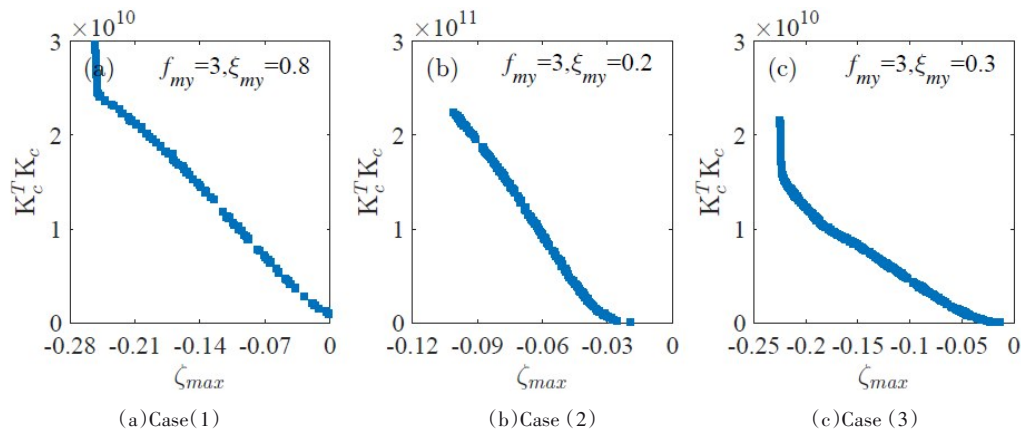


图2 不同控制方式下的 Pareto 前沿

Fig.2 The Pareto front in different control cases

3 控制系统时滞的稳定性分析

在反馈控制系统中,作动器的检测处理以及响应的延迟引起的时滞是不可避免的,时滞对系统动力学性能的影响是很明显的.在本节中,使用了扩展系统矩阵维度的CTA方法^[15],并且根据第2节中的多目标优化结果,选取了三种控制方式下对应 ζ_{max} 等于 -0.15 的反馈增益具体值,分析了控制系统中的时滞对转向架稳定性的影响.图3显示了三种控制方式下转向架系统在300、350和500km/h的速度下,最大阻尼比 ζ_{max} 与时滞 τ 的关系.图3(a)反映的是方案(1)的线性稳定性与时滞的关系,其在三种速度下的计算结果基本一致,当时滞 τ 小于7ms时,系统的稳定性会略微提高.在350km/h速度下,当时滞 τ 等于7ms时, ζ_{max} 从 -0.15 减小到 -0.19 .而当时滞 τ 大于7ms时, ζ_{max} 突然增加到0.04,系统变得不稳定.在方案(2)中,高速下时滞的增加会降低系统的稳定性,当时滞 τ 大于10ms时,系统稳定性显著降低.但在200km/h的速度下,30ms左右的时滞时会提高系统的稳定性.在方案(3)中,时滞的影响规律基本上与方案(2)一致,时滞会降低高速时系统的稳定性,但在200km/h的速度下,在一定范围内增加时滞有利于系统的稳定性.因此可以适当的使用时滞来提高系统的稳定性.

图4为考虑系统时滞时,转向架线性系统在三种控制方式下的根轨迹,其速度范围为20~500km/h,不同大小的‘+’代表不同的速度,共25组.由图可

知:时滞系统具有更多的大阻尼振动模态能,时滞会影响低频蛇行模态的阻尼比,从而影响系统的稳定性.在方案(1)中,时滞提高了小于6Hz的低频蛇行模态的稳定性.但时滞造成了与速度无关的不稳定模态,即频率约为20Hz的构架横向振动模态,该模态将使 ζ 急剧增加,导致控制系统不稳定.在方案(2)和方案(3)中,时滞增加了低速范围内的蛇行稳定性,但降低了高速范围内的蛇行稳定性.在以后的研究中,不仅要考虑控制系统的时滞,还要考虑惯性作动器和传感器的动态特性.

4 附加振子的反馈方法

由第三节分析可知,当直接反馈构架状态实现构架振动控制时,控制系统时滞易导致转向架系统失稳.因此,提出了一种通过反馈附加振子状态的方法来减小时滞的影响^[16].将图1中的电机换成小质量的附加振子,通过反馈振子的状态来控制构架的横向振动.本节讨论了在不同振子悬挂参数和运行速度下,时滞对系统稳定性的影响,其中振子质量 m_d 设置为10 kg.如图5所示,在时滞 τ 小于15ms的范围内, ζ_{max} 随着时滞 τ 的增大而增大,即系统稳定性随着时滞 τ 的增大而降低,尤其是时滞15ms时系统稳定性显著降低.其中振子悬挂越硬,系统稳定性随时滞 τ 增加而下降得越明显.但是,硬的振子悬挂可以提高转向架在500km/h等高速下的蛇行稳定性.对于350km/h列车所采用的转向架,本研究中优化的振子悬挂频率 f_0 和阻尼比 ξ_0 分别为

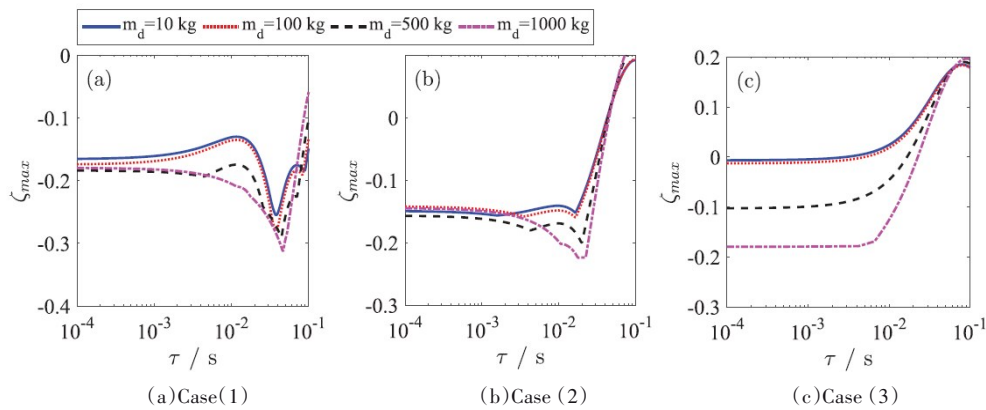
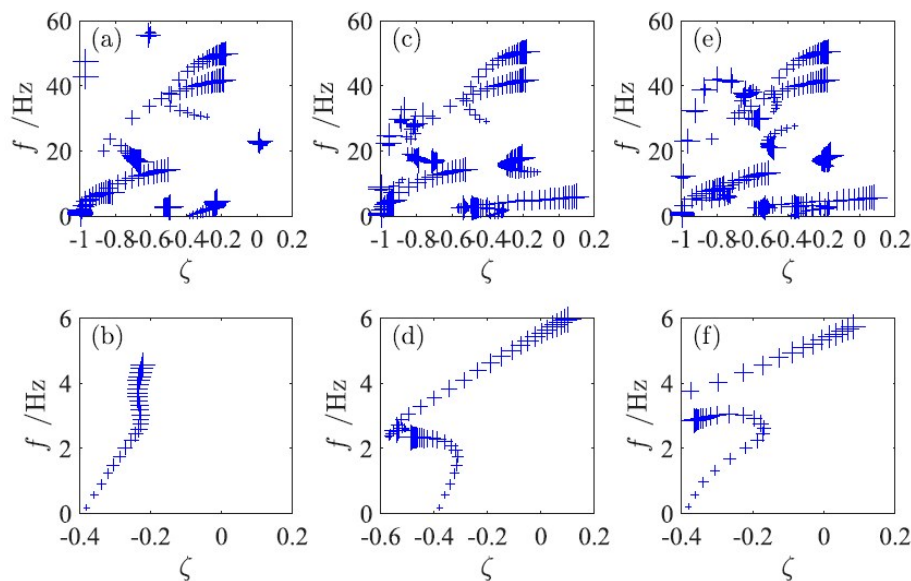


图3 时滞在不同速度下对系统稳定性的影响

Fig.3 The effect of time-delay on the system stability at different speeds



(a)Case(1) with 15ms delay ;(c)Case (2) with 30ms delay ;(e)Case (3) with 30ms delay ;

(b)Enlarged part of (a) ;(d)Enlarged part of (c) ;(f)Enlarged part of (e)

图4 时滞时转向架控制系统的根轨迹

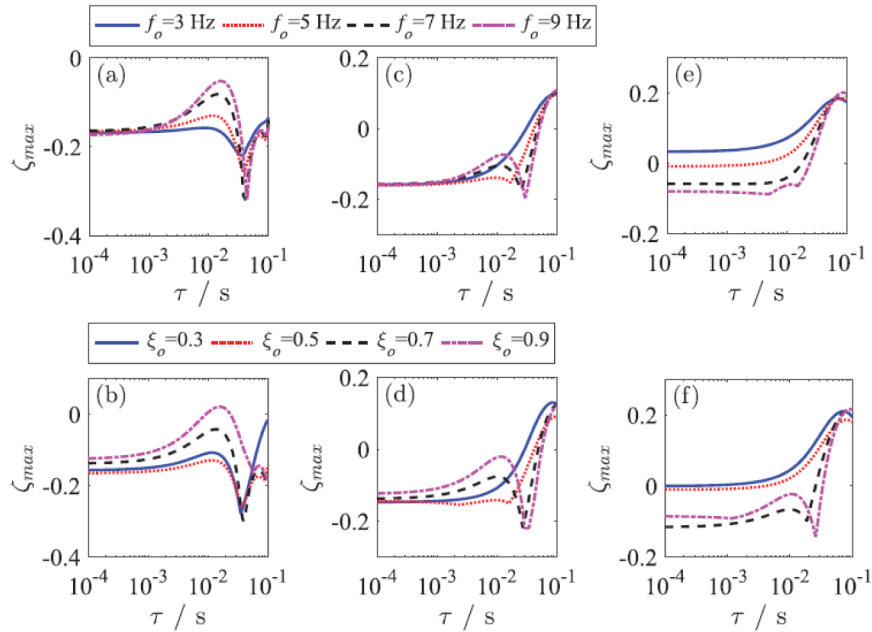
Fig.4 The root locus of the bogie control system with delay

5Hz和0.5,当系统最大阻尼比 $\zeta_{\max}$ 为-0.15时,振子的位移反馈增益和速度反馈增益分别为1858和40630.在350km/h的速度下,低于20ms的时滞对系统的稳定性基本没有影响.当速度小于350km/h时,15ms左右的时滞会降低系统的稳定性,但可以使用适当的时滞(例如20~40ms)来提高系统的稳定性.因此,可以利用时滞来抑制构架的主动振动^[17].

通过直接积分一组初始值变化的非线性模型获得转向架蛇行分岔的近似周期解,图6显示了不同情况下轮对横移量与运行速度的分岔曲线.图中的蓝点表示稳定的极限环,红点表示不稳定的极限环.对于新的轮轨接触,转向架蛇行在所有情况下都具有典型的亚临界分岔.当一点的纵坐标等于0

时,其相应的速度称为线性临界速度,不稳定极限环的最小速度称为非线性临界速度.

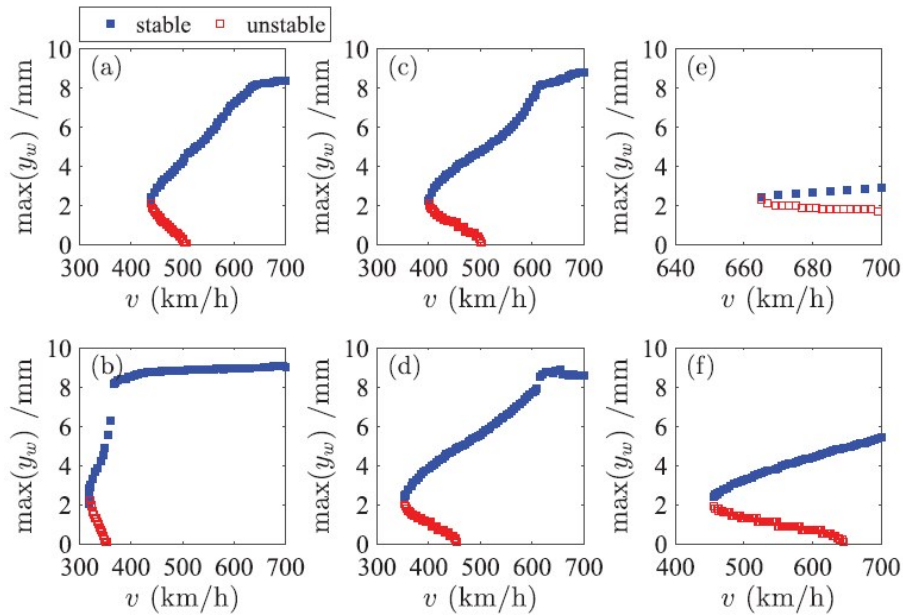
图6(a)和(b)是未采用主动控制时,转向架系统在无故障时和抗蛇行减振器发生故障时的分岔结果.在这两种情况下,非线性临界速度分别为420和310km/h,由于抗蛇行减振器发生故障,转向架不能满足运行速度350km/h的要求.图6(c)和(d)分别是在时滞0和15ms下实施主动控制后得到的结果,其中振子悬挂参数 f_0 设置为5Hz, ξ_0 设置为0.5,其非线性临界速度分别为400和360km/h.图6(e)和(f)分别是在时滞0和15ms下实施主动控制后得到的结果,其中振子悬挂参数 f_0 设置为9Hz, ξ_0 设置为0.5,其非线性临界速度分别为663和450km/h.可以看出,当使用较硬的振



(a) $v=200\text{km/h}$, $\xi_o=0.5$ (c) $v=350\text{km/h}$, $\xi_o=0.5$ (e) $v=500\text{km/h}$, $\xi_o=0.5$ (b) $v=200\text{km/h}$, $f_o=5\text{Hz}$ (d) $v=350\text{km/h}$, $f_o=5\text{Hz}$ (f) $v=500\text{km/h}$, $f_o=5\text{Hz}$

图5 不同振子悬挂参数下时滞对系统稳定性的影响

Fig.5 The effect of time-delay on the system stability with different oscillator suspension parameters



(a) Without control and no fails (c) $f_o=5\text{Hz}$, $\xi_o=0.5$, $\tau=0\text{ms}$ (e) $f_o=7\text{Hz}$, $\xi_o=0.5$, $\tau=0\text{ms}$ (b) Without control and yaw damper fails (d) $f_o=5\text{Hz}$, $\xi_o=0.5$, $\tau=15\text{ms}$ (f) $f_o=7\text{Hz}$, $\xi_o=0.5$, $\tau=15\text{ms}$

图6 轮对横移量分叉曲线与运行速度的关系

Fig.6 The wheelset lateral displacement bifurcation curves versus the running speed

子悬挂时,转向架蛇行稳定性显著提高.图7(a)为不施加控制时,转向架系统在无故障时和故障时轮对横向位移曲线;图7(b)为反馈振子悬挂较软时轮对横向位移曲线,当考虑15ms的时滞时,轮对横向位移收敛速度变慢但系统仍稳定;当反馈振子悬挂较硬时,时滞将导致系统不稳定,如图7(c)所示.

根据线性系统分析,最佳的振子悬挂频率 f_o 应接近转向架的蛇行频率,以提高主动控制的效果,其中转向架的蛇行频率随着运行速度的增加而增大.因此,为了提高转向架控制系统的蛇行临界速度裕度,应采用较硬的振子悬挂.这就要求振子悬挂应具有可变刚度,因为列车是在一个速度范围内运行的.

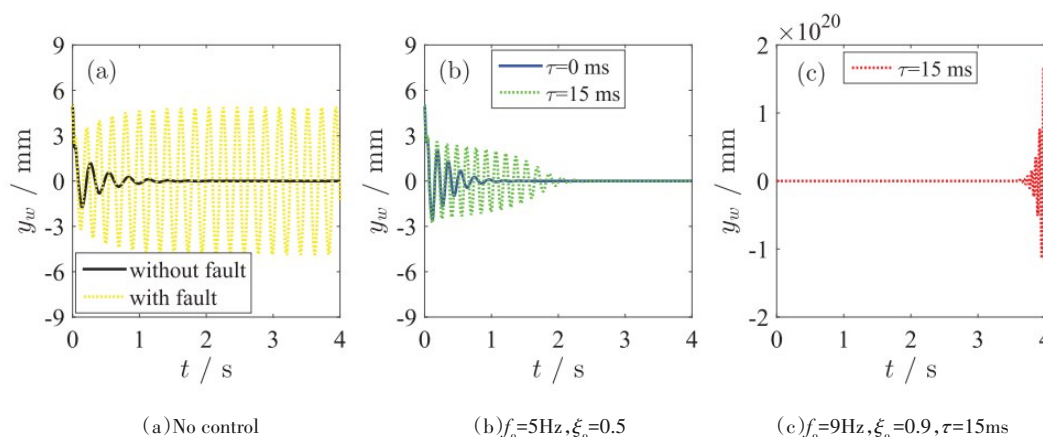


图7 不同振子悬挂参数下轮对横向位移的时域分析

Fig.7 Wheelset lateral displacements in time domain with different oscillator suspension

5 结论

本文提出了三种关于构架横向振动的控制方式,采用NSGA-II算法以系统稳定性指标和控制力为目标函数进行多目标优化分析,得到最优的反馈参数.考虑了抗蛇行减振器故障态和控制系统时滞的影响,对该转向架控制系统的线性稳定性进行分析.

分析结果表明:三种控制方式能有效地提高转向架的横向蛇行稳定性,超过10ms的时滞会明显降低转向架控制系统的稳定性.从而提出一种通过反馈附加振子的方法减小时滞的影响,最佳的振子悬挂频率应接近转向架的蛇行频率,以提高主动控制的效果.较硬的附加振子可提高转向架控制系统的蛇行临界速度裕度,但会导致控制系统在一定的时滞内出现不稳定的现象,较软的附加振子悬挂刚度有利于减小时滞的影响.

参考文献

- Goodall R M, Kortüm W. Mechatronic developments for railway vehicles of the future. *Control Engineering Practice*, 2002, 10(8): 887 ~ 898
- Mei T X, Goodall R M. Recent development in active steering of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2003, 39(6): 415 ~ 436
- Pérez J, Busturia J M, Goodall R M. Control strategies for active steering of bogie-based railway vehicles. *Control Engineering Practice*, 2002, 10(9): 1005 ~ 1012
- Ahmadian M, Mohan A. Semiactive control of hunting stability in rail vehicles. In: ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. 2005
- Bruni S, Goodall R, Mei T X, et al. Control and monitoring for railway vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(7-8): 743 ~ 779
- Alonso A, Giménez J G, Gomez E. Yaw damper modelling and its influence on railway dynamic stability. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(8): 1367 ~ 1387
- Mei T X, Goodall R M. Stability control of railway bogies using absolute stiffness: sky-hook spring approach. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44(1): 83 ~ 92
- Yao Y, Wu G S, Sardahi Y, et al. Hunting stability analysis of high-speed train bogie under the frame lateral vibration active control. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(2): 297 ~ 318
- 王贵元, 杨卓琴. 非线性时滞奇异系统的严格实用稳定性研究. *动力学与控制学报*, 2018, 16(4): 317~323 (Wang G Y, Yang Z Q. Study on the strict practical stability of nonlinear singular systems with time delay. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(4): 317~323 (in Chinese))
- 茅晓晨. 时滞耦合系统动力学的研究进展. *动力学与控制学报*, 2017, 15(4): 295 ~ 306 (Mao X C. Research progress on dynamics of time-delay coupled systems. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(4): 295~306 (in Chinese))
- Yao Y, Zhang H J, Luo S H. The mechanism of drive system flexible suspension and its application in locomotives. *Transport*, 2015, 30(1): 69 ~ 79
- Zhang X X, Wu G S, Li G, et al. Actuator optimal placement studies of high-speed power bogie for active hunting stability. *Vehicle System Dynamics*, 2019: 1 ~ 15
- Yao Y, Yan Y, Hu Z, et al. The motor active flexible suspension and its dynamic effect on the high-speed train bogie. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2017, 140(6): 064501
- Yao Y, Zhang X, Liu X. The active control of the lateral

- movement of a motor suspended under a high-speed locomotive. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2016, 230(6):1509~1520
- 15 Sun J Q. A method of continuous time approximation of delayed dynamical systems. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2009, 14(4):998 ~ 1007
- 16 Yao Y, Li G, Sardahi Y, et al. Stability enhancement of a high-speed train bogie using active mass inertial actuators. *Vehicle System Dynamics*, 2018(5):389 ~ 407
- 17 Sipahi R, Olgac N. Active vibration suppression with time delayed feedback. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2003, 125(3):384

RESEARCH ON ACTIVE STABILITY OF HIGH-SPEED TRAIN BOGIES *

Yao Yuan^{1†} Song Yadong¹ Li Guang¹ Sun Jianqiao²

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

(2.School of Engineering, University of California, Merced, CA 95343, USA)

Abstract An active control method for the stability of a high-speed train was proposed based on the lateral vibration of the bogie frame. Two implementation schemes, namely the lateral vibration control of the frame by the inertial actuator and the active elastic suspension of the power bogie drive system, were carried out. The vehicle hunting stability index and control force were utilized as two objective functions, and the genetic algorithm (NSGA-II) was used to optimize the control parameters and suspension parameters of the drive system. The results showed that the lateral vibration control of the frame can effectively improve the stability of the bogie, and the time delay of the control system can easily cause system instability, when the direct state feedback of the frame is realized to control the frame vibration. Subsequently, state feedback of additional oscillator was proposed to reduce the influence of time delay. The results showed that reasonable parameters of the additional oscillator can improve the vehicle system stability. A stiffer additional oscillator can increase the critical speed margin of the vehicle system, but it can cause system instability for a certain time delay. Therefore, it is necessary to take into account both the hunting stability of the bogie and the stability of the control system for optimizing the parameters of the additional oscillator. Finally, for the 350 km/h high-speed train bogie, the optimum natural frequency and damping ratio of the additional oscillator were obtained.

Key words high-speed train, hunting stability, active control, time-delay, multi-objective optimization

Received 22 July 2019, revised 16 March 2020.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51675443, 51735012), the Sichuan Science and Technology Program grant (2018JY0209), and the Traction Power State Key Laboratory Grant (No.2019TPL_Q07, No.2018TPL_T05) of the Independent Research and Development Projects.

† Corresponding author E-mail: yyuan@swjtu.edu.cn