

高速列车多目标约束横向半主动控制算法研究

陈春俊^{1,2}, 陈仁涛¹

(1. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031;

2. 轨道交通运维技术与装备四川省重点实验室, 成都 610031)

摘要: 传统的高速列车横向半主动控制研究, 主要以提高车体横向运行平稳性为目的; 但车体与各部件之间通过二系悬挂与一系悬挂连接传递相互耦合振动作用, 因此半主动控制在改善车体横向平稳性的同时, 将导致构架横向振动和轮轨横向作用加剧, 从而使得列车脱轨系数增大, 列车运行安全性能变差; 针对这一问题, 提出在虚拟惯性阻尼半主动控制和脱轨安全半主动控制的基础上, 设计两个控制回路的混合半主动控制算法, 在实现列车横向半主动控制提高平稳性的同时, 控制脱轨系数的恶化, 从而同时提高列车平稳性和脱轨安全性能; 并利用 Simpack 建立了某型高速列车多刚体动力学模型, 联合 Matlab/Simulink 建立了联合仿真分析系统对车体横向半主动控制进行研究; 结果表明: 采用多目标约束半主动控制算法后, 车体横向振动加速度峰值和均方根值分别降低了 36% 和 34%, 平稳性改善了 15%, 脱轨系数减小了 17%; 可见采用多目标约束半主动控制算法不仅能够有效抑制车体横向振动, 改善列车运行平稳性, 而且还能减小列车脱轨系数, 提高列车运行安全性。

关键词: 高速列车; 横向平稳性; 脱轨系数; 半主动控制; 多目标约束

Research on Multi-objective Constrained Transverse Semi-active Control Algorithm for High-speed Trains

Chen Chunjun^{1,2}, Chen Rentao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China; 2. Technology and Equipment of Rail Transit Operation and Maintenance Key Laboratory of Sichuan Province, Chengdu 610031, China)

Abstract: The research on the lateral semi-active control of high-speed train is mainly aimed at improving the lateral running stability of the train body. However, the coupling vibration between the vehicle body and other components is transmitted through the connection between the two suspension systems and the first suspension system. Therefore, semi-active control, while improving the lateral stability of the vehicle body, will lead to the intensified transverse vibration of the frame and the transverse action of the wheel and rail, thus increasing the derailment coefficient of the train and making the train operation safety performance worse. To solve this problem, put forward in the virtual inertial damping semi-active control and derailment semi-active control, on the basis of the design constraints of the two control loops multi-objective hybrid semi-active control algorithm, in the realization of train transverse semi-active control at the same time, improve smoothness of control the deterioration of derailment coefficient, in order to improve stationarity and train derailment safety performance at the same time. In addition, Simpack was used to establish the multi-rigid body dynamics model of a high-speed train, and Matlab/Simulink was used to establish the co-simulation analysis system to study the lateral semi-active control of the vehicle body. The results show that the peak and root mean square values of lateral vibration acceleration of the vehicle body are reduced by 36% and 34% respectively, the stability is improved by 15%, and the derailment coefficient is reduced by 17%. It can be seen that the multi-objective constrained semi-active control algorithm can not only effectively restrain the lateral vibration of the vehicle body, but also improve the train running stability. It can also reduce the derailment coefficient and improve the safety of train operation.

Keywords: high-speed trains; lateral stationarity; derailment coefficient; semi-active control; multiple objective constraint

0 引言

近年来, 随着我国轨道交通设计和制造技术水平的不断提高, 大量轻质高强度材料的使用, 使得我国高速列车速度不断提升。然而轻量化与高速化使得列车轮轨耦合, 流固耦合作用加大, 致使列车车体振动加剧, 并引起高频

振动^[1-2], 导致列车横向运行平稳性恶化。为了改善列车的横向运行平稳性, 国内外学者针对高速列车悬挂系统, 做了大量半主动控制方面的研究^[3-7], 研究表明半主动悬挂控制能够有效地改善列车横向运行平稳性。然而半主动控制在改善列车的车体横向运行平稳性的同时, 车体与构架及轮对之间通过悬挂件的相互耦合作用, 车体振动激励通过

收稿日期: 2020-05-29; 修回日期: 2020-06-08。

基金项目: 国家自然科学基金(51975487)。

作者简介: 陈春俊(1967-), 男, 四川蒲江人, 教授, 博士生导师, 主要从事高速列车性能测试、诊断与控制方向的研究。

引用格式: 陈春俊, 陈仁涛. 高速列车多目标约束横向半主动控制算法研究[J]. 计算机测量与控制, 2021, 29(1): 120-125.

二系和一系悬挂部件由上至下传递到构架和轮对上, 从而使得构架振动和轮轨作用加剧, 造成脱轨系数增大, 列车安全性能变差^[8]。因此, 提出一种能够抑制列车车体横向振动以改善其横向运行平稳性, 同时减小列车脱轨系数以提高列车运行安全性的半主动控制算法具有一定的工程实用价值。

基于此, 提出基于一种可以改善列车横向运行平稳性的虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法以及一种可以减小列车脱轨系数, 提高列车运行安全性的脱轨安全半主动控制算法, 提出了一种多目标半主动控制算法。并利用 Simpack 和 Matlab/Simulink 建立了联合仿真分析系统, 在速度为 350 km/h 下进行车体横向半主动控制仿真分析, 对比采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制和多目标半主动控制相对于被动控制下的车体横向振动改善效果差异和对脱轨系数的影响。验证本文提出的多目标半主动控制算法的可行性。

1 多目标半主动控制算法

1.1 动力学性能评价指标

稳定性和平稳性的好坏关系着高速列车的运行品质, 决定了乘坐人员的舒适性与列车运行安全性。国内外常用加速度均方根值 (RMS 值)、UIC513 舒适度标准和 Sperling 平稳性指标等指标对列车平稳性进行评价。采用脱轨系数、轮重减载率和轮轨横向力等指标对列车运行安全性进行评价。本文选择 Sperling 平稳性值作为列车横向平稳性评价指标, 脱轨系数作为列车运行安全性能评价指标。其计算公式如下所示。

Sperling 平稳性指标计算公式为:

$$\begin{cases} W = 7.08 \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{a_i^3}{f_i} F(f_i)} \\ F(f) = \begin{cases} 0.8f^2 & 0.5 \leq f \leq 5.4 \text{ Hz} \\ 650/f^2 & 0.5 \leq f \leq 5.4 \text{ Hz} \\ 1 & f > 26 \text{ Hz} \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

式中, W 为平稳性指标; a 为车体横向振动加速度; f 为振动频率; $F(f)$ 为频率修正系数; 《GBT5599—1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》中规定: $W < 2.5$ 时, 评价等级为优; $2.5 < W < 2.75$ 时评价等级为良; $2.75 < W < 3.0$ 时, 评价等级为合格。

脱轨系数计算公式为:

$$N = \frac{Q}{P} \quad (2)$$

式中, Q 为轮轨横向力, P 为轮轨垂向力。《GBT5599—1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》中规定: 脱轨系数安全值和容许值不超过 1.0 和 1.2。

1.2 虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法

由式 (1) 可知, 高速列车车体横向运行平稳性是由车体横向振动加速度的不同频率段加权值的算法求得, 因此要想改善列车车体横向运行平稳性, 需要很好地抑制车体横向振动加速度。然而传统的天棚阻尼控制算法是以车体横向振动速度为反馈, 二系横向减振器提供的阻尼力虽然

能够很好地抑制车体横向振动速度, 但是在抑制车体横向振动加速度上存在不足。主要原因为当车体横向振动速度和加速度相反时, 减振器提供的阻尼力虽然能够抑制车体横向振动速度, 但会使得车体横向振动加速度值增大^[9]。

为了有效抑制列车车体横向振动加速度, 改善列车横向运行平稳性, 在控制可调减振器阻尼值时, 应满足以下要求: 当可控阻尼力方向与车体绝对振动加速度方向相同时, 可控阻尼力应尽可能小, 此时可调减振器阻尼值应当设置为最小; 当可控阻尼力方向与车体绝对振动加速度方向相反时, 可控阻尼力应尽可能大, 此时应当增大可调减振器阻尼值; 当可调减振器阻尼值超过最大可调范围时, 阻尼值设置为最大值。则虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法控制规律^[10]如下:

$$C_{sk_m} = \begin{cases} C_{\max}, & a_y \Delta V > 0 \wedge \frac{C_{sy} a_y}{\Delta V} \geq C_{\max} \\ C_{sy} \frac{a_y}{\Delta V}, & a_y \Delta V > 0 \wedge C_{\min} < \frac{C_{sy} a_y}{\Delta V} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, & a_y \Delta V \leq 0 \vee \frac{C_{sy} a_y}{\Delta V} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (3)$$

式中, \tilde{C}_{sk_m} 为控制系统阻尼值; C_{sy} 为二系横向理想天棚悬挂阻尼最佳阻尼值; C_{\max} 和 C_{\min} 分别为二系横向减振器的最大和最小阻尼值, $C_{\max} = 60 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $C_{\min} = 0$; a_y 为车体横向振动加速度; ΔV 为二系横向减振器在车体和构架连接点间的横向相对速度。虚拟惯性阻尼天棚半主动控制原理如图 1 所示。

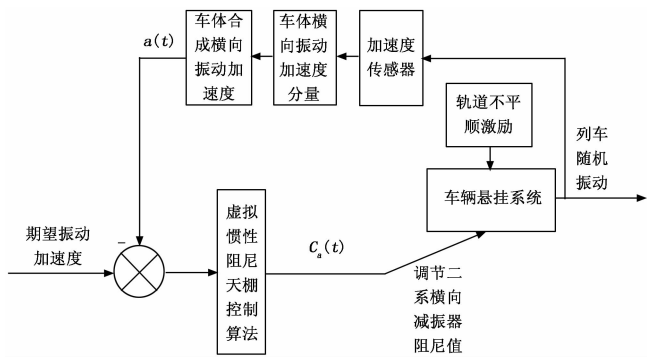


图 1 虚拟惯性阻尼天棚半主动控制原理框图

1.3 脱轨安全半主动控制算法

现有研究表明采用半主动悬挂控制策略调节二系横向减振器阻尼值, 虽然能够有效地改善列车横向运行平稳性, 但是在改善列车车体横向运行平稳性的同时, 车体与构架及轮对之间通过悬挂件的相互耦合作用, 车体振动激励通过二系和一系悬挂部件由上至下传递到构架和轮对上, 从而使得构架振动和轮轨作用加剧, 造成脱轨系数增大, 列车安全性能变差。因此为了保证列车车体横向平稳性改善后, 列车运行安全性不会变差, 需要设计一种半主动控制策略通过调节二系横向减振器, 从而减小列车脱轨系数,

提高列车安全性。

由于二系横向减振器阻尼值与脱轨系数之间难以得到一个精确的数学模型，并且其他控制理论的技术也难以采用，二者之间的结构和参数需要利用经验来进行确定。这一特点刚好符合 PID 控制的原理，因此本文采用 PID 控制策略来建立二者之间的数学关系。PID 控制具有结构简单、调整方便、稳定性好等优点。为了减小列车脱轨系数，提高列车运行安全性。本文基于 PID 控制原理，以列车脱轨系数和期望脱轨系数之间的误差为反馈，二系横向减振器阻尼值为输出。设计了一种脱轨安全控制算法，其数学模型^[11]为：

$$C(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4)$$

式中， $C(t)$ 为 t 时刻的二系横向减振器阻尼值； $e(t)$ 为期望脱轨系数与实际脱轨系数之间的误差，本文期望脱轨系数取为 0； K_P 、 K_I 和 K_D 分别为比例系数、积分系数和微分系数。

PID 参数的整定是设计控制系统的关键内容，整定的目的就是设法使控制器的特性和被控对象配合，以便得到最佳控制效果。在参数整定时，根据高速列车悬挂系统的振动特性来分别调整 K_P 、 K_I 和 K_D 的参数，常用的参数整定方法有理论计算整定法和工程应用整定法。理论计算整定法依据高速列车悬挂系统的数学模型，经过计算确定控制器的参数，但是这种计算方法得到的数据未必可以直接使用。因此本文选择工程应用整定法来调节 PID 控制的参数，设定高速列车运行周期为 20 s，给予比例系数一个经验初值，将积分系数和微分系数都设置为 0，正向或者负向寻优，直到系统出现临界振荡为止。记下此时的比例系数，用相同的方法寻找积分系数和微分系数。经过不断的参数调整，得到本文的比例系数、积分系数和微分系数分别为 100、30 和 0。脱轨安全半主动控制原理如图 2 所示

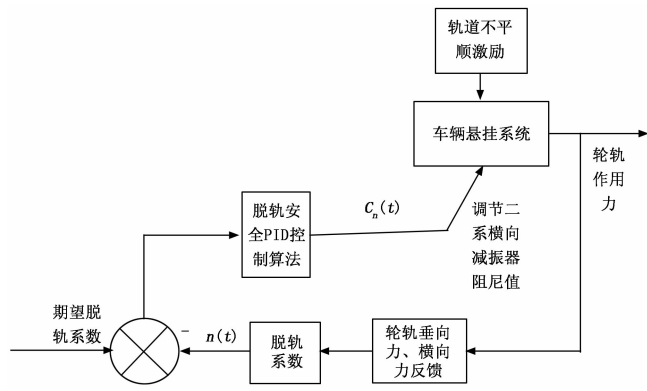


图 2 脱轨安全半主动控制原理框图

1.4 多目标约束半主动控制算法

由于高速列车是一个非线性、强耦合的复杂系统，车体横向振动加速度与脱轨系数之间存在相互矛盾关系。在半主动控制时，由虚拟惯性阻尼天棚算法求得的二系横向减振器阻尼值虽然能够有效地抑制车体横向振动，但会造成列车脱轨系数增大。由脱轨安全控制算法求出的二系横

向减振器阻尼值虽然能够减小列车脱轨系数，但会使得车体横向振动加剧。显然二者不可能同时达到最满意值，如何求得一个二系横向减振器阻尼值使得二者都能得到一个相对满意值是一个典型的多目标优化问题。

针对于此，利用加权误差平方和思想在虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法和脱轨安全半主动控制算法的基础上，提出了一种多目标约束半主动控制算法，其具体结构原理如图 3 所示：列车在高速运行时，在轨道不平顺激励的作用下产生轮轨作用和车体随机振动，由加速度传感器测得车体横移、侧滚和摇头振动加速度分量，经过合成后得到车体横向振动加速度 $a(t)$ ，将其作为输入反馈经由虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法求得最佳阻尼值 $C_a(t)$ 。同时，由仿真软件输出的轮轨横向力和垂向力求得列车脱轨系数 $n(t)$ ，将其作为输入反馈经由脱轨安全半主动控制算法求得最佳阻尼值 $C_n(t)$ 。然后将 $C_a(t)$ 、 $C_n(t)$ 、 $a(t)$ 和 $n(t)$ 作为输入反馈经由多目标约束控制算法即可求得最终阻尼值 $C(t)$ ，从而输入车辆悬挂系统进行下一秒运行计算。

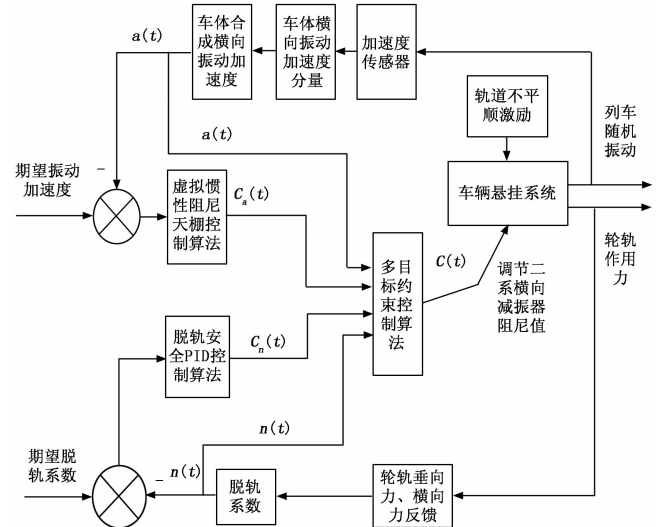


图 3 多目标约束半主动控制原理方框图

加权误差平方和的思想就是以各分目标函数值与各自的期望函数值之间的误差平方和趋于最小作为评判准则。其数学模型为：

$$J = \min \sum_{i=1}^m [k_{1i} \cdot e_a(t)^2 + k_{2i} \cdot e_n(t)^2] \quad (5)$$

式中， $e_a(t)$ 为 t 时刻归一化后的车体横向振动加速度 $\bar{a}(t)$ 和期望横向振动加速度 \bar{a}_r 之间的误差值； $e_n(t)$ 为 t 时刻归一化后的脱轨系数 $\bar{n}(t)$ 与期望脱轨系数 \bar{n}_r 之间的误差值； k_{1i} 和 k_{2i} 分别为 $e_a(t)$ 和 $e_n(t)$ 的权重向量， $i \in N$ ， N 为正整数， $1 \leq N \leq 61$ 。

$e_a(t)$ 和 $e_n(t)$ 可由式 (6) 得到：

$$\begin{cases} e_a(t) = \bar{a}_r - \bar{a}(t) \\ e_n(t) = \bar{n}_r - \bar{n}(t) \end{cases} \quad (6)$$

$\bar{a}(t)$ 、 \bar{a}_r 、 $\bar{n}(t)$ 和 \bar{n}_r 可由式 (7) 得到：

$$\begin{cases} \bar{a}(t) = \frac{a(t) - a_{\min}}{a_{\max} - a_{\min}} \\ \bar{a}_r = \frac{a_r - a_{\min}}{a_{\max} - a_{\min}} \\ \bar{n}(t) = \frac{n(t) - n_{\min}}{n_{\max} - n_{\min}} \\ \bar{n}_r = \frac{n_r - n_{\min}}{n_{\max} - n_{\min}} \end{cases} \quad (7)$$

式中, $a(t)$ 和 $n(t)$ 分别为 t 时刻的横向振动加速度和脱轨系数的绝对值; a_r 和 n_r 分别为期望振动加速度和期望脱轨系数, 期望横向振动加速度和脱轨系数皆取为 0。 a_{\min} 和 a_{\max} 分别为加速度最小值和最大值, n_{\min} 和 n_{\max} 分别为脱轨系数最小值和最大值; 为了保证归一化后的加速度值和脱轨系数值的非负性, 加速度和脱轨系数最小值均取为 0, 同时以被动控制下的加速度峰值作为加速度最大值, 脱轨系数安全值的一半作为脱轨系数最大值, 因此取最大加速度值为 1.4, 最大脱轨系数值为 0.6。

k_{1i} 和 k_{2i} 的取值关系着多目标约束半主动控制的效果, 一般情况下 k_{1i} 和 k_{2i} 的取值满足以下要求: $0 \leq k_{1i} \leq 1, 0 \leq k_{2i} \leq 1, k_{1i} + k_{2i} = 1$ 。但是对于本文而言, 当 $k_{1i} < 0.2, k_{2i} > 0.8$ 时, 控制系统对车体横向振动没有约束效果; 当 $k_{1i} > 0.8, k_{2i} < 0.2$ 时, 控制系统对列车脱轨系数没有约束效果。因此 k_{1i} 和 k_{2i} 的最终取值为:

$$(k_{1i}, k_{2i}) = [(0.80, 0.20), (0.79, 0.21), \dots, (0.20, 0.80)] \quad (8)$$

由 1.2 和 1.3 节可知, 在 t 时刻可分别得到一个对抑制车体横向振动和减小脱轨系数的最佳二系横向减振器阻尼值 $C_a(t)$ 和 $C_n(t)$, 为了综合二者性能, 使其达到相对最满意状态, 此时的最终二系横向减振器阻尼值应为:

$$C(t) = \omega_a \cdot C_a(t) + \omega_n \cdot C_n(t) \quad (9)$$

ω_a 和 ω_n 可由式 (5) 求得的 J 对应的 k_{1i} 和 k_{2i} 给出, 当 $k_{1i} > k_{2i}$ 时, 要想 J 最小, 则必有 $e_n(t) > e_a(t)$ 。说明此时的脱轨系数与期望脱轨系数之间的误差平方偏大, 应以调整脱轨系数为主, 则 $\omega_a = k_{2i}, \omega_n = k_{1i}$ 。

当 $k_{1i} < k_{2i}$ 时, 要想 J 最小, 则必有 $e_a(t) > e_n(t)$ 。说明此时横向振动加速度与期望振动加速度之间的误差平方偏大, 应以调整横向振动加速度为主, 则 $\omega_a = k_{2i}, \omega_n = k_{1i}$ 。综上所述则可求得 t 时刻的最佳阻尼值为:

$$C(t) = k_{2i} \cdot C_a(t) + k_{1i} \cdot C_n(t) \quad (10)$$

2 建模与联合仿真分析

2.1 高速列车模型

本文利用多体动力学仿真分析软件 Simpack 建立某型高速列车多刚体动力学模型, 建模过程中考虑轮轨接触几何关系、横向止挡和抗蛇形减振器的非线性特性。蠕滑力的计算采用 Kalker 非线性蠕滑理论。车轮踏面和钢轨型号分别选用 LMA 型和 60 kg 标准型钢轨。轨道激励采用德国低干扰轨道谱生成垂向和横向轨道不平顺。如图 4 所示, 除一系和二系悬挂部件外, 将车体、构架和轮对均考

虑为刚性体来进行半主动研究, 对于车体、构架和轮对均考虑 XYZ 三个方向的平移和转动自由度。单节高速列车动力学模型的自由度合计 42 个, 其主要参数如表 1 所示。得到车辆的位移向量为:

$$\mathbf{X}_v^T = \{\mathbf{X}_c^T, \mathbf{X}_{f(1,2)}^T, \mathbf{X}_{w(1-4)}^T\} \quad (11)$$

式中, 向量 \mathbf{X}_c^T 、 $\mathbf{X}_{f(1,2)}^T$ 和 $\mathbf{X}_{w(1-4)}^T$ 分别为车体、构架和轮对的位移。根据 Lagrange 原理车体系统动力学方程可表示为:

$$\mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{X}}_v + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{X}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{X}_v = \mathbf{F}e_v \quad (12)$$

式中, \mathbf{M}_v 、 \mathbf{C}_v 和 \mathbf{K}_v 分别为 42×42 的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。 $\mathbf{F}e_v$ 为由轨道不平顺引起的作用在轮对上的等效力。



图 4 车辆动力学模型

表 1 某型高速列车部分主要参数

名称	数值
车体长度/m	24.5
车体宽度/m	33.68
车体高度/m	2.958
车体质量/kg	34 300
构架质量/kg	2 235
轮对质量/kg	1 517
轮对侧滚转动惯量/(kg·m ²)	693
轮对点头转动惯量/(kg·m ²)	118
轮对侧摇转动惯量/(kg·m ²)	1 693
车体侧滚转动惯量/(kg·m ²)	92 500
车体点头转动惯量/(kg·m ²)	1 756 000
车体侧摇转动惯量/(kg·m ²)	1 728 000
构架侧滚转动惯量/(kg·m ²)	1 846
构架点头转动惯量/(kg·m ²)	1 205
构架侧摇转动惯量/(kg·m ²)	2 792
抗蛇行减振器阻尼/(N·s·m ⁻¹)	非线性
二系垂向阻尼/(N·s·m ⁻¹)	15 000
二系横向阻尼/(N·s·m ⁻¹)	20 000
二系垂向刚度/(N·m ⁻¹)	7 500 000
二系横向刚度/(N·m ⁻¹)	4 250 000

2.2 联合仿真分析

本文利用 Matlab/Simulink 和 Simpack 进行联合仿真分析, 对比分析采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制和多目标半主动控制相对于被动控制下的车体横向振动的抑制效果, 以及构架横向振动、轮轨横向力和脱轨系数变化情况。仿真速度设置为 350 km/h, 轨道激励采用德国低干扰轨道谱生成横向和垂向轨道不平顺。振动数据测量点按照 GBT5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》标准进行设置, 分别位于车体地板面上的前后转向架中心左右 1 000 mm 处。仿真结果如图 5~9 及表 2 所示。

由图 5 可知被动控制下车体横向振动频率主要集中在 2~8 Hz, 采用天棚半主动控制和多目标半主动控制后, 加

速度幅值得到了明显抑制。结合图 6 和表 2 可知,无论是采用天棚半主动控制,还是多目标半主动控制皆能有效抑制车体横向振动。其中车体横向振动加速度峰值由被动控制下的 1.31 m/s^2 分别降低到了 0.78 m/s^2 和 0.84 m/s^2 ,改善率分别为 40% 和 36%。车体横向振动加速度均方根值由 0.44 m/s^2 分别降低到了 0.27 m/s^2 和 0.31 m/s^2 ,改善率分别为 38% 和 29%。车体前端横向运行平稳性由 2.73 分别降低到了 2.40 和 2.43,改善率分别为 12% 和 11%,改善后平稳性等级皆由良提高到了优。车体后端横向运行平稳性由 2.75 分别降低到了 2.33 和 2.34,改善率皆为 15%,改善后平稳性等级皆由合格提高到了优。可见在抑制车体横向振动,改善列车横向运行平稳性上,采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制和多目标约束半主动控制的改善效果差别极小。

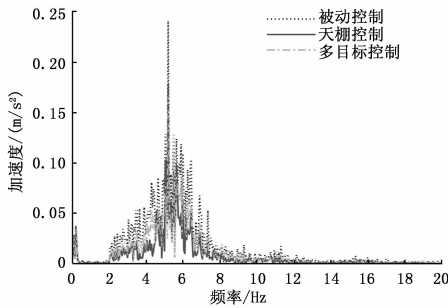


图 5 车体前端横向振动加速度频域图

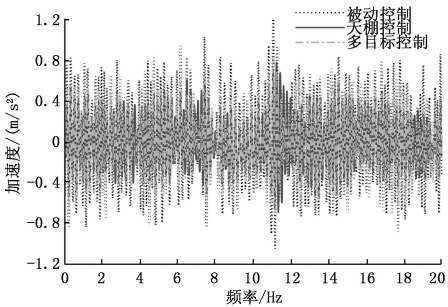


图 6 车体前端横向振动加速度时域图

表 2 三种控制方法下列车各项指标对比

评价指标	被动控制	天棚控制	改善率	多目标控制	改善率
W_f	2.73	2.40	12%	2.43	11%
W_r	2.75	2.33	15%	2.34	15%
$\max(a_f)$	1.31	0.78	40%	0.84	36%
$\max(a_r)$	1.38	0.94	32%	0.90	34%
$RMS(a_f)$	0.44	0.27	38%	0.31	29%
$RMS(a_r)$	0.47	0.27	42%	0.24	48%
$\max(a_g)$	7.31	8.30	-5%	7.55	-3%
$RMS(a_g)$	1.88	2.33	-24%	1.90	-1%
$\max(F)$	12.956	27.012	-108%	11.913	8%
$\max(N)$	0.23	0.48	-108%	0.19	17%

(表中, W_f 、 W_r 分别代表车体前后两端横向平稳性, a_f 、 a_r 和 a_g 分别代表车体前端、车体后端和构架横向振动加速度 (m/s^2), F 和 N 分别代表轮轨横向力 (kN) 和脱轨系数)

结合图 7~9 和表 2 可知,采用天棚半主动控制后,构架横向振动加速度峰值和均方根值、轮轨横向力峰值和脱轨系数峰值都出现了不同程度的恶化。恶化率分别为 5%、24%、108% 和 108%,严重影响了列车运行安全。而采用多目标半主动控制后,轮轨横向力和脱轨系数不仅没有恶化,而且还分别提升了 8% 和 17%。并且构架横向振动加速度峰值和均方根值与被动控制相比差别极小,其中峰值相差了 0.24 m/s^2 ,均方根值只相差了 0.02 m/s^2 。可见在减小脱轨系数,提高列车运行安全性方面,采用多目标约束半主动控制算法明显优于采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法。

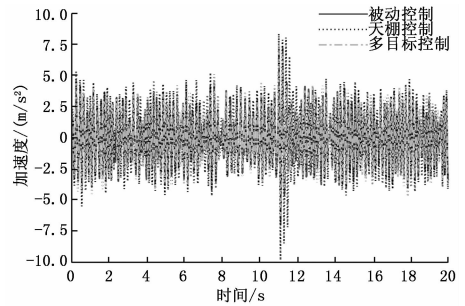


图 7 构架横向振动加速度时域图

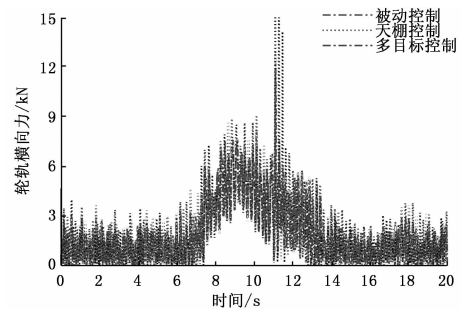


图 8 一位轮对右轮轨横向力绝对值时域图

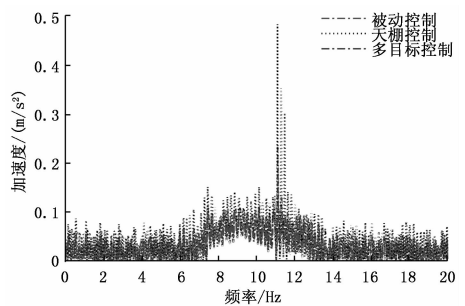


图 9 一位轮对右脱轨系数绝对值时域图

3 结束语

为了解决高速列车在采用半主动控制策略改善车体横向运行平稳性后,列车脱轨系数增大,安全性能降低这一问题。本文在虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法的基础上,结合本文设计的脱轨安全半主动控制算法,提出了一种多目标约束半主动控制算法。并利用 Simpack 建立了某型高速列车多刚体动力学模型,联合 Matlab/Simulink 进行了仿

真对比分析。结果表明:

1) 采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制后, 车体横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性最大改善率分别为 40%、42% 和 15%, 但是构架横向振动加速度均方根值、轮轨横向力峰值和脱轨系数分别恶化了 24%、108% 和 108%。可见采用虚拟惯性阻尼天棚半主动控制算法虽然能够有效抑制车体横向振动, 改善列车横向运行平稳性, 提高平稳性等级。但是会造成构架横向振动加速度、轮轨横向力和脱轨系数严重恶化, 降低了列车运行安全性。

2) 采用多目标约束半主动控制后, 车体横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性最大改善率分别为 36%、48% 和 15%, 轮轨横向力峰值和脱轨系数也分别改善了 8% 和 17%。可见采用多目标约束半主动控制算法, 不仅能够有效抑制车体横向振动, 改善列车横向运行平稳性, 提高平稳性等级。而且减小了轮轨横向力和脱轨系数, 提高了列车运行安全性。

参考文献:

[1] 彭 飞. 高速列车柔性车体系统动力学研究 [D]. 兰州: 兰州交通大学, 2017.
 [2] 李 明, 王 进, 刘为亚. 横风条件下高速列车不同速度下空气动力性能数值仿真 [J]. 装备制造技术, 2013 (3): 55-57.

（上接第 114 页）

由图 7 (c) 可知, 使用 3 种系统伸缩关节位置跟踪结果与标准值相差较小, 当时时间为 8 s 时, 采集人体表面肌电信号控制系统与标准值相差 6 mm, 使用基于力/位置传感器控制系统、基于力阻抗模型系统与标准值相差

采用传统两种系统受到奇异位形影响, 导致位置跟踪结果并不精准, 而使用基于力阻抗模型设计的系统实现对机器人位置跟踪, 同时根据力阻抗模型将机器人从手的力信号引入到奇迹人控制系统之中, 进而保证力信号能够对机器人运动位置修正补偿。使用该系统可以实现患者对自己上肢康复训练目的, 有利于保护患者安全。

4 结束语

分析了上肢康复训练机器人的应用进展及科研成果, 并对其关键技术进行了深入研究, 研制了一套适合病人上肢训练的手臂康复训练机器人系统。根据病人的病理特征, 设计了机器人的主从式控制结构, 使病人能够通过操纵主手控制机器人完成上肢运动训练, 实验结果表明, 所设计系统能够实现直线运动、旋转关节及伸缩关节位置的精准跟踪, 能够有效应用于上肢康复训练中。

参考文献:

[1] 孟巧玲, 汪晓铭, 郑金钰, 等. 基于上肢康复机器人的人机交互软件系统设计与实现 [J]. 中华物理医学与康复杂志, 2019, 41 (5): 388-391.

[3] Gu T. A New Type of Hybrid Semi-Active Control Strategy in the Application of the High-speed Railway Vehicle Vibration Control [A]. International Conference on Mechatronics [C]. 2016.
 [4] Sim K S, Park T W, Kim W H, et al. A Study on Ride Improvement of a High Speed Train using Skyhook Control [A]. International Conference on Mechatronics [C]. 2013.
 [5] 丁建明, 陈春俊, 林建辉, 等. 高速列车横向半主动悬挂系统模糊控制 [J]. 交通运输工程学报, 2009, 9 (2): 74-78.
 [6] 朱 明. 高速列车车辆悬架半主动控制系统研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2016.
 [7] 杨建伟. 高速车辆横向振动半主动控制系统研究 [D]. 北京: 铁道部科学研究院, 2006.
 [8] 高 浩. 车辆系统刚柔耦合动力学仿真方法及仿真平台研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
 [9] 陈春俊, 高速列车主动与半主动控制研究 [M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2015.
 [10] 陈春俊, 何洪阳, 闫中奎. 气动载荷作用下高速列车横向振动虚拟惯性阻尼半主动控制研究 [J]. 振动与冲击, 2016 (20): 60-64.
 [11] 唐 伟. 基于 GPC-PID 的高速列车半主动悬挂控制 [D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
 [12] 卜 贺. 规范化加权平方和法多目标优化设计 [J]. 哈尔滨科学技术大学学报, 1995, 19 (5): 76-81.

[2] 王 峰, 喻洪流, 李新伟, 等. 一种轮椅平台的上肢外骨骼康复机器人的研究 [J]. 中国康复医学杂志, 2019, 34 (7): 819-823.
 [3] 张蔚然, 鲁守银, 吴林彦, 等. 基于模糊补偿的主从式上肢外骨骼康复机器人训练控制方法 [J]. 机器人, 2019, 41 (1): 104-111.
 [4] 谢光辉, 金救娜, 王光建, 等. 矢量场逐次逼近的康复机器人柔顺交互控制 [J]. 自动化学报, 2018, 44 (10): 1896-1906.
 [5] 杜义浩, 邱 石, 谢 平, 等. 下肢康复机器人的自适应人机交互控制策略 [J]. 自动化学报, 2018, 44 (4): 743-750.
 [6] 张 楠, 牛宝山, 王洪波, 等. 自抗扰手指康复机器人结构及控制系统设计 [J]. 科学技术与工程, 2019, 19 (6): 166-173.
 [7] 陈争一, 龚剑秋, 孙逸庭, 等. 重复经颅磁刺激治疗对卒中后偏瘫肩痛患者上肢运动功能及日常活动能力的影响 [J]. 中国医师杂志, 2019, 21 (1): 141-143.
 [8] 李 建, 龚发云, 汤 亮, 等. 具有关节力矩反馈的上肢康复机器人设计 [J]. 机械设计与制造, 2018, 327 (5): 245-248.
 [9] 吴艳琼, 吕睿杰, 吴五洲. 加速康复外科理念下精准实施连续隐神经阻滞在全膝关节置换术后康复中的应用 [J]. 湖北医药学院学报, 2019, 38 (5): 475-478.
 [10] 马高远, 林明星, 吴筱坚, 等. 基于人体动作反馈的上肢康复机器人主动感知系统 [J]. 机器人, 2018 (4): 491-499.
 [11] 付胜男. 基于视觉与触觉双信息的上肢康复训练机器人运维系统设计 [J]. 机械设计与制造工程, 2020, 49 (4): 38-41.
 [12] 孙定阳, 沈 浩, 郭 朝, 等. 绳驱动柔性上肢外骨骼机器人设计与控制 [J]. 机器人, 2019, 41 (6): 834-841.