DOI: 10.3901/JME.2020.12.184

双重钢轨吸振器对轨道系统的振动抑制研究*

文永蓬 纪忠辉 翁琳 邹钰 孙倩
(上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海 201620)

摘要: 城市轨道交通线路在小半径曲线、加减速区段等特殊地段, 具有较高的减振性能需求, 附加钢轨吸振器是一种有效抑制轨道系统振动的方法。以抑制地铁特殊地段的钢轨振动为目的, 建立含附加钢轨吸振器的轨道垂向动力学模型, 求解钢轨的振动响应, 以分析钢轨的振动形式为基础, 建立评价振动大小的 Pinned-Pinned 振动突变量化指标与分级标准。提出了单个钢轨吸振器抑制钢轨振动的设计方法并拟合优化设计频率表达式, 指出附加单个钢轨吸振器带来的不利影响, 进而提出双重钢轨吸振器的设计方法。结果表明, 钢轨的动柔度在 900~1 300 Hz 发生体现为尖峰与低谷的突变现象, 建立的突变指标可以用于评价钢轨的 Pinned-Pinned 振动的大小; 单个钢轨吸振器可以有效地抑制钢轨振动, 但附加的吸振器会给轨道系统带来不利影响, 导致轮轨作用力的加剧; 双重钢轨吸振器因存在两个减振频率的特点, 不仅可以有效地抑制钢轨振动, 而且对钢轨的不利影响较小, 使钢轨的振动响应更平缓。对钢轨 Pinned-Pinned 振动的量化评价以及钢轨吸振器的理论参数设计具有重要的参考价值。

关键词: Pinned-Pinned 振动; 突变指标; 双重吸振器; 振动抑制; 振动衰减率

中图分类号: U211

Study on Vibration Suppression of Track System via Double Rail Vibration Absorber

WEN Yongpeng JI Zhonghui WENG Lin ZOU Yu SUN Qian

(School of Urban Railway Transportation, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620)

Abstract: Urban rail transit lines have high requirements for vibration reduction performance in special sections such as small radius curves and acceleration and deceleration. Additional rail vibration absorbers are an effective method to suppress track system vibration. For the purpose of suppressing the vibration of the rail in special sections of the subway, the vertical dynamic model of the rail with additional rail vibration absorber is established and the vibration response of the rail is solved. Based on the analysis of the vibration form of the rail, a Pinned-Pinned vibration mutation index and grading standards for evaluating its vibration are presented. The design method for suppressing rail vibration by a single rail vibration absorber is proposed and the optimized design frequency expression is fitted. The adverse effects of the additional rail vibration absorber are pointed out. Furthermore, the design method of the double rail vibration absorber is proposed. The results show that the rail receptance occurs a mutation phenomenon which expressed as peaks and valleys between 900-1 300 Hz. The established mutation index can be used to evaluate the Pinned-Pinned vibration of the rail. The single rail absorber can effectively restrain the rail vibration. However, the additional vibration absorber will adversely affect the track system, resulting in an increase in the force of the wheel rail. The double rail vibration absorber has the characteristics of two damping frequencies, which can not only effectively suppress the rail vibration, but also the adverse effects on the rails are small, making the vibration response of the rails more gradual. The work of the study has important reference value for the quantitative evaluation of the Pinned-Pinned vibration of the rail and the theoretical parameter design of the rail absorber.

Key words: Pinned-Pinned vibration; mutation index; double vibration absorber; vibration suppression; vibration decay rate

* 国家自然科学基金(11472176, 51701118)和上海市自然科学基金(15ZR1419200)资助项目。20190806 收到初稿, 20191115 收到修改稿

0 前言

轨道车辆运行过程中, 由轨道离散支撑特点产生的钢轨 Pinned-Pinned 振动容易辐射大量噪声、恶化轮轨接触关系, 对乘坐舒适性与行车安全性造成一定影响^[1-4]。城市轨道交通线路的小半径曲线、加减速区段较多, 这些特殊地段对轨道系统的减振性能要求较高, 亟须有效的减振措施。由质量体与弹性阻尼材料组成的附加吸振器具有结构与安装简单、减振性能好的优点, 已逐渐成为降低城市轨道交通环境振动的有效手段之一^[5-10]。

近年来, 国内外学者对于轨道系统的振动抑制方法进行了大量的研究。WU 等^[2]基于轨道振动与声振耦合分析软件 SYSNOISE 求解了钢轨的噪声辐射, 发现钢轨在 Pinned-Pinned 振动形式下辐射的噪声占主导地位。谷永磊等^[4]对高速铁路的典型波磨情况进行测试与仿真, 发现现场主波长的波磨频率和轨道系统垂向 Pinned-Pinned 振动频率相谐调, 钢轨 Pinned-Pinned 振动可能是引起钢轨波磨的重要因素之一。CETTOUR 等^[11]建立了基于半解析法有限元的轨道振动模型, 更准确地预测了 Pinned-Pinned 振动并为轮轨滚动噪声提供了振动基础。钢轨吸振器是利用动力吸振原理, 由振动质量块及阻尼材料组合构成的调谐质量阻尼器, 粘贴在钢轨轨腰两侧, 可以用于降低钢轨振动。刘卫丰等^[12-13]经过现场调查和测试, 发现安装调频式钢轨减振器使钢轨竖向与横向频响曲线均变得比较“平滑”, 大大提高了钢轨振动衰减率, 有效地抑制了此频段内钢轨的振动和 DTVI2 扣件钢轨波磨的发展。TAM 等^[14]通过现场测量与有限元分析发现, 在钢轨上附加弹簧-质量系统有望用于抑制轨道中的横向与垂向的双向 Pinned-Pinned 共振模式。高亮等^[15]通过有限元模型研究无砟轨道系统参数对 Pinned-Pinned 振动的影响, 得到了在钢轨上添加约束阻尼不会影响 Pinned-Pinned 振动频率, 但会显著降低其振幅的结论。赵悦等^[16]建立了高速铁路轨道-吸振器系统的理论模型, 讨论了钢轨吸振器各项参数的影响, 发现适当的参数优化组合可以产生较好的吸振效果。金浩等^[17]建立了基于谱单元法的钢轨元胞模型, 在多组减振器参数的情况下分析钢轨的振动特性及剪切型减振器的调谐机理, 发现合理选择钢轨阻尼器参数可以有效抑制钢轨振动, 提高钢轨振动衰减率。NOORI 等^[18]研究了吸振器在双层圆形铁路隧道中的应用, 利用遗传算法对吸振器参数进行了优化, 起到了减少系统振动能量的作用。KOUROUSSIS

等^[19]通过建立三维土体有限元模型, 研究了动力吸振器安装在车辆或轨道上用于抑制地面振动波的传播, 为减轻城市地面振动提供了全新的思路。综上, 目前对于钢轨 Pinned-Pinned 振动的研究都是以观察频响曲线为主, 采用钢轨吸振器对振动进行抑制, 多数以现场试验与参数影响对比, 尚缺少一种对钢轨 Pinned-Pinned 振动量化与分级的评价指标, 用于钢轨吸振器抑振设计。

有鉴于此, 论文针对地铁特殊地段的轨道系统, 对钢轨振动特性进行分析, 提出新颖的评价钢轨 Pinned-Pinned 振动情况的突变量化指标与分级标准, 基于此评价指标进一步设计钢轨吸振器的优化参数, 形成双重吸振器的设计方法, 从而有效地抑制钢轨 Pinned-Pinned 振动, 并降低附加钢轨吸振器带来的不利影响。

1 轨道垂向动力学模型

轨道垂向动力学模型如图 1 所示。模型考虑轨下两层, 包含钢轨、轨枕、路基以及钢轨吸振器, 全部简化为质量体用弹簧连接, 阻尼因素用材料的损失因子表示, 钢轨吸振器是安装在钢轨同一纵向位置的左右双振子结构, 称为“双重吸振器”。钢轨被视为无限长的 Timoshenko 梁, 轨枕与钢轨吸振器沿轨道纵向周期性地离散分布, 为“离散轨枕支撑”的钢轨。钢轨吸振器安装在每两个轨枕跨度的中间^[20], 将车轮对钢轨的力简化为单位简谐力, 求钢轨的振动响应。模型具体参数如表 1 所示。

图 1 轨道垂向动力学模型

根据图 1 所建立的轨道垂向动力学模型, 经傅里叶变换, 可得轨道系统内各部分在频域内的运动方程。其中根据 Timoshenko 梁性质, 可得钢轨在频域上垂向振动微分方程

$$-\rho A \omega^2 u + G A \kappa (\phi' - u'') + \sum_{m=1}^M (k_1 u_1 + k_2 u_2) \delta(z - z_m^a) + \sum_{n=1}^N k_p (u - u_s) \delta(z - z_n^b) = F \delta(z) \quad (1)$$

表 1 某地铁轨道系统垂向动力学模型的参数

参数	数值
钢轨弹性模量 $E/(N/m^2)$	2.1×10^{11}
钢轨截面惯性矩 I/m^4	30.55×10^{-6}
钢轨剪切模量 $G/(N/m^2)$	7.7×10^{10}
钢轨截面面积 A/m^2	7.7×10^{-3}
钢轨剪切系数 κ	0.34
钢轨密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	7 850
钢轨损失因子 η_r	0.01
轨下垫片刚度 $k_p/(N/m)$	3.5×10^8
轨下垫片损失因子 η_p	0.2
轨枕质量 m_s/kg	162
轨枕下垫片刚度 $k_b/(N/m)$	5×10^7
轨枕间距 D/m	0.6
轨枕下垫片损失因子 η_b	1
钢轨左部吸振器质量 m_1/kg	6
钢轨右部吸振器质量 m_2/kg	6
吸振器材料损失因子 η_a	0.3
钢轨左部吸振器刚度 $k_1/(N/m)$	—
钢轨右部吸振器刚度 $k_2/(N/m)$	—

$$-\rho I \omega^2 \phi + G A \kappa (\phi - u') - E I \phi'' = 0 \quad (2)$$

式中, u 为钢轨沿垂向的位移, ϕ 为钢轨截面转角; $\phi - u'$ 表示钢轨截面的剪切变形, $'$ 表示关于钢轨纵向坐标 z 的导数; F 表示施加在钢轨上的单位简谐载荷幅值; ω 为时间角频率; z 为钢轨的位置, z_m^a 为第 m 个钢轨吸振器的位置, z_n^b 为第 n 个轨枕的位置; M 为钢轨吸振器数目, N 为轨枕数目; δ 为狄拉克函数。各个刚度为复刚度, 考虑阻尼因素, 乘以对应的损失因子 $(1 + \eta i)$ 。

对于轨枕和钢轨吸振器, 则有

$$-m_s \omega^2 u_s - k_p u + (k_p + k_b) u_s = 0 \quad (3)$$

$$-m_1 \omega^2 u_1 - k_1 u + k_1 u_1 = 0 \quad (4)$$

$$-m_2 \omega^2 u_2 - k_2 u + k_2 u_2 = 0 \quad (5)$$

式中, u_s 、 u_1 和 u_2 为轨枕和钢轨左右部吸振器振子的垂向振动位移。

可将轨枕与钢轨吸振器振动的位移由该位置的钢轨振动位移 u 来表示, 则有

$$u_s = \frac{k_p}{k_p + k_b - m_s \omega^2} u \quad (6)$$

$$u_1 = \frac{k_1}{k_1 - m_1 \omega^2} u \quad (7)$$

$$u_2 = \frac{k_2}{k_2 - m_2 \omega^2} u \quad (8)$$

将式(6)~(8)代入式(1), 根据动柔度的概念和线性叠加原理^[20], 钢轨位移可以表示为激励力和所有钢轨垫片中弹性恢复力, 二者引起的位移量之和, 于是钢轨任意位置处的位移可表示为

$$u(z) = F \beta(z, 0) - \sum_{m=1}^M K_d u(z_m^a) \beta(z, z_m^a) - \sum_{n=1}^N K_s u(z_n^b) \beta(z, z_n^b) \quad (9)$$

式中, $u(z_m^a)$ 为第 m 个吸振器的位移; $u(z_n^b)$ 为第 n 个轨枕的位移; $\beta(z_2, z_1)$ 为钢轨无支撑时的动柔度, 物理含义为在一段无轨下支撑的钢轨上 $z = z_1$ 位置处施加单位简谐力, $z = z_2$ 位置处的受到激励的位移响应; K_d 为钢轨吸振器连接钢轨的复合刚度; K_s 为轨枕连接钢轨的复合刚度。推导详见文献[20]。

$$K_d = k_1 \left(1 - \frac{k_1}{k_1 - m_1 \omega^2} \right) + k_2 \left(1 - \frac{k_2}{k_2 - m_2 \omega^2} \right) \quad (10)$$

$$K_s = k_p \left(1 - \frac{k_p}{k_p + k_b - m_s \omega^2} \right) \quad (11)$$

由式(9)可知, 钢轨任意处的振动响应, 可由钢轨无轨枕支撑、无钢轨吸振器减振时的振动位移, 与每个轨枕与钢轨吸振器进行减振作用时分担的振动位移之差求得。因此, 已知每个轨枕与钢轨吸振器的位移, 是求解钢轨任意位置的振动位移响应的前提。

将钢轨吸振器的位置 z_i^a 与轨枕的位置 z_j^b 代入式(9), 可以得到单个吸振器与轨枕的位移。

$$u(z_i^a) = F \beta(z_i^a, 0) - \sum_{m=1}^M K_d u(z_m^a) \beta(z_i^a, z_m^a) - \sum_{n=1}^N K_s u(z_n^b) \beta(z_i^a, z_n^b) \quad i = 1, 2, \dots, M \quad (12)$$

$$u(z_j^b) = F \beta(z_j^b, 0) - \sum_{m=1}^M K_d u(z_m^a) \beta(z_j^b, z_m^a) - \sum_{n=1}^N K_s u(z_n^b) \beta(z_j^b, z_n^b) \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (13)$$

将式(12)与式(13)以矩阵形式表示

$$V_{(M \times 1)} = F \times C_{1(M \times 1)} - (K_d \times B_{1(M \times M)} \times V_{(M \times 1)}) - (K_s \times A_{1(M \times N)} \times U_{(N \times 1)}) \quad (14)$$

$$\begin{pmatrix} u(z_1^a) \\ u(z_2^a) \\ \vdots \\ u(z_M^a) \end{pmatrix} = F \begin{pmatrix} \beta(z_1^a, 0) \\ \beta(z_2^a, 0) \\ \vdots \\ \beta(z_M^a, 0) \end{pmatrix} - K_d \begin{pmatrix} \beta(z_1^a, z_1^a) & \beta(z_1^a, z_2^a) & \cdots & \beta(z_1^a, z_M^a) \\ \beta(z_2^a, z_1^a) & \beta(z_2^a, z_2^a) & \cdots & \beta(z_2^a, z_M^a) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \beta(z_M^a, z_1^a) & \beta(z_M^a, z_2^a) & \cdots & \beta(z_M^a, z_M^a) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(z_1^a) \\ u(z_2^a) \\ \vdots \\ u(z_M^a) \end{pmatrix} -$$

$$K_s \begin{pmatrix} \beta(z_1^a, z_1^b) & \beta(z_1^a, z_2^b) & \cdots & \beta(z_1^a, z_N^b) \\ \beta(z_2^a, z_1^b) & \beta(z_2^a, z_2^b) & \cdots & \beta(z_2^a, z_N^b) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \beta(z_M^a, z_1^b) & \beta(z_M^a, z_2^b) & \cdots & \beta(z_M^a, z_N^b) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(z_1^b) \\ u(z_2^b) \\ \vdots \\ u(z_N^b) \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$U_{(N \times 1)} = F \times C_{2(N \times 1)} - (K_d \times B_{2(N \times M)} \times V_{(M \times 1)}) - (K_s \times A_{2(N \times N)} \times U_{(N \times 1)}) \quad (16)$$

$$\begin{pmatrix} u(z_1^b) \\ u(z_2^b) \\ \vdots \\ u(z_N^b) \end{pmatrix} = F \begin{pmatrix} \beta(z_1^b, 0) \\ \beta(z_2^b, 0) \\ \vdots \\ \beta(z_N^b, 0) \end{pmatrix} - K_d \begin{pmatrix} \beta(z_1^b, z_1^a) & \beta(z_1^b, z_2^a) & \cdots & \beta(z_1^b, z_M^a) \\ \beta(z_2^b, z_1^a) & \beta(z_2^b, z_2^a) & \cdots & \beta(z_2^b, z_M^a) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \beta(z_N^b, z_1^a) & \beta(z_N^b, z_2^a) & \cdots & \beta(z_N^b, z_M^a) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(z_1^a) \\ u(z_2^a) \\ \vdots \\ u(z_M^a) \end{pmatrix} -$$

$$K_s \begin{pmatrix} \beta(z_1^b, z_1^b) & \beta(z_1^b, z_2^b) & \cdots & \beta(z_1^b, z_N^b) \\ \beta(z_2^b, z_1^b) & \beta(z_2^b, z_2^b) & \cdots & \beta(z_2^b, z_N^b) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \beta(z_N^b, z_1^b) & \beta(z_N^b, z_2^b) & \cdots & \beta(z_N^b, z_N^b) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(z_1^b) \\ u(z_2^b) \\ \vdots \\ u(z_N^b) \end{pmatrix} \quad (17)$$

式中, V 、 U 分别是所有钢轨吸振器、所有轨枕的位移响应组成的矩阵。式(15)、(17)为式(14)、(16)的矩阵具体展开。

通过求解式(14)与(16)组成的矩阵方程组, 可求得 U 与 V 。求得 U 与 V 后, 获得所有轨枕与钢轨吸振器的振动位移, 然后代入式(9), 即可得到钢轨任意处的振动位移响应

$$u(z) = F\beta(z, 0) - K_d \times D_{1(1 \times M)} \times V_{(M \times 1)} - K_s \times D_{2(1 \times N)} \times U_{(N \times 1)} \quad (18)$$

$$u(z) = F\beta(z, 0) -$$

$$K_d (\beta(z_1^a, 0) \ \beta(z_2^a, 0) \ \cdots \ \beta(z_M^a, 0)) \begin{pmatrix} u(z_1^a) \\ u(z_2^a) \\ \vdots \\ u(z_M^a) \end{pmatrix} -$$

$$K_s (\beta(z_1^b, 0) \ \beta(z_2^b, 0) \ \cdots \ \beta(z_M^b, 0)) \begin{pmatrix} u(z_1^b) \\ u(z_2^b) \\ \vdots \\ u(z_N^b) \end{pmatrix} \quad (19)$$

这里, 式(19)为式(18)的矩阵具体展开。

当 $z = 0$ 时, $u(0)$ 即为钢轨受力点处的振动响应位移幅值, 则有

$$\alpha^R = u(0) / F \quad (20)$$

式中, α^R 为单位简谐力激励下的钢轨动柔度, 为轨道系统固有的振动特性。

根据轮轨间的相对位移激励理论^[2], 轮轨耦合

时的轮轨间动作用力

$$F_c = -\frac{R_r}{\alpha^w + \alpha^c + \alpha^R} \quad (21)$$

式中, R_r 是轨道不平顺激励的幅值; α^w 是轮轨接触点位置车轮的动柔度, $\alpha^w = -(m_w \omega^2)^{-1}$; m_w 为钢轨受到的簧下车轮质量, 其值为 600 kg; α^c 为轮轨接触柔度, $\alpha^c = 1/k_h$; k_h 为轮轨接触刚度, 其值为 1.436 MN/mm。

α^R 是轨道与车轮接触位置钢轨的动柔度, 在已知车轮柔度与轮轨接触柔度的情况下, 通过式(20)求解的钢轨动柔度, 即可求解轮轨间动作用力。在车轮柔度与轮轨接触柔度不变的情况下, 优化钢轨动柔度则会对轮轨间动作用力产生积极影响, 实现降低轮轨动力的目的。

距离受力点 z 位置远的钢轨振动衰减率

$$r = \frac{20 \lg |u(0)/u(z)|}{z} \quad (22)$$

钢轨的振动衰减率在频域上表示了振动沿钢轨衰减的能力。如果在某一频段内钢轨振动衰减率较大, 说明此频段内振动沿钢轨的消散能力较强。目前已在多种试验测试与理论研究中广泛应用^[12, 16-17]。

2 Pinned-Pinned 振动评价指标确立

基于表 1 中典型地铁轨道参数, 可以估算出轨枕与轨枕下垫片组成系统的固有频率 f_{s1} 、轨枕与扣

件组成系统的固有频率 f_{s2} 以及钢轨与扣件组成系统的固有频率 f_r ，分别为

$$f_{s1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_b}{m_s}} \quad (23)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_p}{m_s}} \quad (24)$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_p}{\rho AD}} \quad (25)$$

代入数值，可得 f_{s1} 约为 87 Hz、 f_{s2} 约为 234 Hz。 f_r 约为 494 Hz。

以垂向单位简谐力为激励输入，计算出当力作用在各个位置处的钢轨振动响应情况。若把轨枕简化为单个长质量体，称为“连续轨枕支撑”；若把轨枕离散化，形成“离散轨枕支撑”。选取离散轨枕支撑的轨道上的典型位置，即轨枕支撑处与轨枕跨度中间的位置的钢轨动柔度，与连续轨枕支撑的情况相对比，如图2所示。

图2 离散支撑钢轨典型位置与连续支撑钢轨动柔度对比

由图2可知，钢轨的动柔度在80 Hz左右出现一处峰值，这是因为钢轨受到轨下系统振动的反激作用，使得动柔度产生一处较小峰值，该峰值频率和轨枕与轨枕下垫片组成系统的固有频率 f_{s1} 基本一致。钢轨的动柔度在240 Hz左右产生一处谷值，这是因为钢轨通过扣件与轨枕连接，造成钢轨与轨枕在该频率产生共振，钢轨通过共振将振动能量传递给轨枕，导致动柔度在该频率产生低谷，该谷值频率和轨枕与扣件组成系统的固有频率 f_{s2} 基本一致。

同时，钢轨动柔度在500 Hz左右产生一处较大峰值，这是因为钢轨在该频率激发了整体垂向刚性振动的一个固有振型，因此动柔度产生一处较大峰值，峰值频率和钢轨与扣件组成系统的固有频率 f_r 基本一致。

由于以上三种振动都属于钢轨整体发生的垂向

刚性振动，与轨下支撑的类型无关，因此，钢轨动柔度的特性在连续轨枕支撑轨道、离散支撑轨道上产生同样现象，没有明显差异。

但是，相较连续轨枕支撑的情况，离散轨枕支撑的钢轨振动响应即动柔度在900 Hz到1300 Hz间的频段内发生“突变”现象，即在轨枕支撑位置处产生一处谷值，振动位移响应最小；在轨枕跨度中间的位置处产生一处峰值，振动响应位移最大。这是受到轨枕离散支撑的影响，使钢轨产生特殊的Pinned-Pinned振动，振动形式体现为以轨枕支撑处为波形驻节点的钢轨多段弯曲弹性振动。此振动是与轨下支撑位置有关的弹性振动，因此只发生在离散轨枕支撑结构的轨道中，峰值与谷值对应的频率 f_{pp} 约为1080 Hz。900 Hz到1300 Hz左右这个区域，离散轨枕支撑的钢轨动柔度既存在峰值又存在谷值，因此可以称为“Pinned-Pinned 振动频段”。

当研究离散轨枕支撑的轨道上非典型位置处的钢轨振动情况时，以两轨枕跨度间1/8处、1/4处、3/8处为例(图3)，这三处位置轨道的动柔度如图4所示。由图4可知，当激励力的位置从轨枕支撑处向轨枕跨度中间处移动时，Pinned-Pinned 振动频段的谷值所在曲线逐渐平缓，峰值逐渐增大。其余频段上钢轨动柔度无较大变化。由此可知，钢轨Pinned-Pinned振动的体现形式是由轨枕支撑处的动柔度低谷逐渐转变为轨枕跨度中间处的动柔度尖峰。特别是，钢轨Pinned-Pinned振动在轨枕跨度

图3 离散轨枕支撑钢轨各位置说明

图4 离散支撑钢轨非典型位置动柔度对比

间 1/4 处的体现形式既存在明显峰值, 也存在明显谷值, 且在对数坐标下的突变程度相当。因此, 选取轨枕跨度间 1/4 位置处的钢轨动柔度为研究对象, 可以综合代表多处位置的钢轨振动响应情况。

观察 5 个完整轨枕间距长的钢轨上所有位置的动柔度, 情况如图 5 所示。

图 5 5 个完整轨枕间距上的钢轨动柔度

由图 5 可知, 随着轨道纵向位置 z 的变化, 钢轨的动柔度在 Pinned-Pinned 振动频段也发生变化, 体现为尖峰与低谷的重复交替。而在其余频段上, 没有出现较大的变化。同时结合图 2 与图 4 可知, 钢轨的 Pinned-Pinned 振动是钢轨的动柔度在该振动频段内产生突变现象。而理想的、不存在 Pinned-Pinned 振动的钢轨动柔度应如简化的连续轨枕支撑一般, 在对数坐标下应有一段平滑曲线, 不存在突变现象。

因此, 选取两轨枕跨度间 1/4 处钢轨在 Pinned-Pinned 振动频段内的动柔度取对数, 再对频率求偏导数后的统计标准差作为评价钢轨 Pinned-Pinned 振动大小的指标, 命名为 Pinned-Pinned 振动突变指标 (Mutation of vibration response, MVR), 则有

$$MVR = \sigma \left(\frac{\partial(\lg(\alpha^R))}{\partial f} \right) \quad (26)$$

式中, $\lg(\alpha^R)$ 是对两轨枕跨度间 1/4 位置处的钢轨动柔度取对数; $\frac{\partial}{\partial f}$ 是指对取对数后的数据求频率的偏导数; σ 是求整组数据的标准差。此外, 论文给出了基于此振动突变指标的 Pinned-Pinned 振动情况的评定标准以供参考, 如表 2 所示。

式(26)及表 2 中的 MVR 指标反映了钢轨的动柔度在 Pinned-Pinned 振动频段内突变的大小。其值越大, 代表钢轨的动柔度在该振动频段的突变越大, 说明振动越大越激烈; 反之, 则突变越小, 振动越小越平缓。因此, 下面利用该指标对 Pinned-Pinned 振动大小进行评价, 形成对钢轨吸振器的参数设计的方法。

表 2 Pinned-Pinned 振动情况评定标准

MVR 指标	Pinned-Pinned 振动情况
0~0.001	几乎消失
0.001~0.004	较轻
0.004~0.007	正常程度
0.007~0.010	较为剧烈
0.010 以上	剧烈

3 单个钢轨吸振器的局限性

论文首先采用在钢轨单侧安装单个动力吸振器的方法抑制 Pinned-Pinned 振动。文献[16]已经研究过钢轨吸振器的单个参数变化对于钢轨振动响应的影响。为了简化计算, 论文直接利用其结论确定钢轨吸振器的部分参数, 选取 $m_d=12$ kg, $\eta_d=0.3$, 则 $\mu=m_d/\rho A=0.33$ 。

设计单个钢轨吸振器的关键是确定其设计频率。在 1~1 600 Hz 上以 1 Hz 为间隔遍历吸振器振子的设计频率 f_{design} , 共 1 600 种单个钢轨吸振器的设计方案。用 MVR 指标观察吸振器对钢轨 Pinned-Pinned 振动的抑制效果, 如图 6 所示。

图 6 单个钢轨吸振器设计频率对 Pinned-Pinned 振动的影响

由图 6 可知, 当单个钢轨吸振器的设计频率 f_{design} 由 0 逐渐增大到 740 Hz 时, 钢轨的 MVR 指标由 1.346×10^{-2} 逐渐降低至最小值 9.266×10^{-4} , 使 Pinned-Pinned 振动程度由剧烈转为几乎消失, 抑制效果达到 93%。这说明钢轨设计频率 f_{design} 此范围内增大对钢轨 Pinned-Pinned 振动的抑制效果越好; 当设计频率 f_{design} 高于 740 Hz 时, 钢轨的 MVR 指标又逐渐增大, 这说明在单个钢轨吸振器的设计频率远离最佳设计频率 $f_{\text{opt}}=740$ Hz 时, 吸振器的抑振效果变差。

选取图 6 中单个钢轨吸振器的优化设计频率 ($f_{\text{opt}}=740$ Hz) 分别与小于和大于优化频率的情况进行对比, 结果如图 7 所示。

图7 单个钢轨吸振器设计频率对钢轨动柔度的影响

由图7a可知,当单个钢轨吸振器设计频率 f_{design} 为优化频率 $f_{\text{opt}}=740$ Hz时,钢轨的动柔度在Pinned-Pinned振动频段上的突变达到最小,使该形式的振动近乎消失。这说明按照上述突变指标MVR可以准确地评价Pinned-Pinned振动,用其进行钢轨吸振器参数设计具有一定合理性。当单个钢轨吸振器设计频率 f_{design} 小于优化频率 f_{opt} 时,吸振器对钢轨的振动产生部分抑制效果且越靠近优化频率抑制效果越好。由图7b可知,当单个钢轨吸振器的设计频率 f_{design} 大于优化频率 $f_{\text{opt}}=740$ Hz时,钢轨动柔度在Pinned-Pinned振动频段上的突变又逐渐增大。这是因为当钢轨吸振器的设计频率大于优化设计频率且继续增大时,由于附加钢轨吸振器的引入,使得钢轨逐渐产生了一种新的Pinned-Pinned振动,新的振动模式以钢轨吸振器的安装位置(轨枕跨度中间)为振动波的驻节点,新旧Pinned-Pinned振动在同一频段上的重叠使得该频段钢轨动柔度突变增大。

综合图7可知,多种设计方案的单个钢轨吸振器会对Pinned-Pinned振动产生不同程度的抑制效果;但均使钢轨动柔度在吸振器的设计频率附近产生一处谷值。这是轨道系统加入钢轨吸振器后,钢

轨与吸振器共振产生的影响,与钢轨和轨枕共振在240 Hz处产生的影响类似。此处谷值会影响轮轨耦合后的动作用力,从而可能加剧轮轨动作用力。

综上所述,当 $\mu = m_d / \rho A = 0.33$ 时单个钢轨吸振器的优化设计频率 f_{opt} 为740 Hz,此时对钢轨Pinned-Pinned振动的抑制效果最好。根据动力吸振器最优同调条件^[21],动力吸振器与主振系统固有频率比 $\gamma = f_{\text{design}} / f_{\text{pp}} = (1 + \mu)^{-1}$ 。此处并不适用,需要对设计频率进行修正。于是,改变 μ 的取值,得到不同取值下的单个钢轨吸振器优化设计频率 f_{opt} ,如表3所示。

表3 不同质量比单个钢轨吸振器的优化设计频率

质量比 μ	优化设计频率 $f_{\text{opt}} / \text{Hz}$	质量比 μ	优化设计频率 $f_{\text{opt}} / \text{Hz}$
0.22	805	0.32	745
0.24	790	0.34	735
0.26	780	0.36	725
0.28	770	0.38	720
0.30	760	0.40	710

在已知传统动力吸振器设计频率公式的条件下,对表3中的数据进行自定义公式拟合,得到修正后的单个钢轨吸振器的优化设计频率表达式

$$f_{\text{design}} = \frac{1}{1.004\mu + 1.12} f_{\text{pp}} \quad (27)$$

由于附加单个钢轨吸振器的存在,虽然会对钢轨Pinned-Pinned振动具有较好的抑制效果。但是,附加吸振器自身会对钢轨的动柔度在其余频段产生附加较大影响,可能造成该频段上轮轨动作用力加剧。于是,保持钢轨吸振器对钢轨Pinned-Pinned振动的抑制效果的同时,迫切需要降低附加钢轨吸振器之后的不利因素,这就是论文下面进一步研究双重钢轨吸振器的动机。

4 双重钢轨吸振器的优点

4.1 参数设计

为了在单个钢轨吸振器抑制钢轨振动的同时,降低给轨道系统带来的不利影响,论文采用双重钢轨吸振器。这是因为双重钢轨吸振器有两个振子的设计频率,两个设计频率的振子都对钢轨Pinned-Pinned振动产生抑制效果,且两振子对动柔度的附加影响在频段上分开,可以有效降低整体双重钢轨吸振器带来的不利影响。

为了保持可比性,令钢轨左右部两个吸振器振子的总质量与单个吸振器的质量相同。因此,这里设定 m_1 和 m_2 均为6 kg, $\mu = (m_1 + m_2) / \rho A = 0.33$ 。

当钢轨吸振器的设计频率过大或是过小都无法对 Pinned-Pinned 振动产生良好抑制效果, 因此为了简化计算, 以 10 Hz 为间隔在 400 Hz 到 1200 Hz 的范围内分别遍历双重钢轨吸振器两个振子的设计频率, 用 MVR 指标观察吸振器对钢轨 Pinned-Pinned 振动的抑制情况, 获得所有钢轨吸振器设计方案共 $80 \times 80 = 6400$ 种, 总体计算情况如图 8 所示。

图 8 双重钢轨吸振器的两振子频率的选取

由图 8 可知, 双重钢轨吸振器两个振子的设计频率都对钢轨 Pinned-Pinned 振动突变指标有重要的影响。钢轨吸振器左右两振子设计频率 f_{design1} 、 f_{design2} 对于 MVR 指标的影响走势与单个钢轨吸振器相同, 在 400~1200 Hz 上增大使得 MVR 先降低后增加, 对钢轨 Pinned-Pinned 振动的抑制效果由好变差。其中抑制较好的设计方案集中在 600~900 Hz 的区域内。

为了降低钢轨吸振器对于钢轨动柔度产生的不利影响, 找出在抑制钢轨 Pinned-Pinned 振动的同时, 对动柔度产生不利影响最小的一组吸振器设计方案。将图 8 中总体设计 6400 种方案, 满足约束条件 ($MVR < 7 \times 10^{-4}$) 的, 对钢轨 Pinned-Pinned 振动抑制情况较好的设计方案提取出来, 共 115 组。在钢轨动柔度 400~800 Hz 上遍历每组设计方案的参数对比, 每一组参数得出一个因钢轨吸振器影响, 动柔度在吸振器设计频段上产生的谷值。

$$NE = \min(\alpha^R \in (400 - 800 \text{ Hz})) \quad (28)$$

式(28)的目的是求得双重钢轨吸振器对钢轨不利影响最小的参数, 物理意义为钢轨的动柔度在吸振器设计频段上(400~800 Hz)的谷值, 即最小值。其值越小, 代表钢轨吸振器设计频率对钢轨的不利影响越大; 反之, 对钢轨的不利影响越小。总体 115 种设计方案对应的 NE 值如图 9 所示。

由图 9 可知, 第 10 组和第 84 组的双重钢轨吸振器设计方案 ($f_{\text{design1}} = 760 \text{ Hz}$, $f_{\text{design2}} = 610 \text{ Hz}$ 和

$f_{\text{design1}} = 610 \text{ Hz}$, $f_{\text{design2}} = 760 \text{ Hz}$) 使得吸振器造成钢轨动柔度的最小值较大。这是因为双重钢轨吸振器左右振子具有互换性, 后取 $f_{\text{design1}} > f_{\text{design2}}$ 。说明这两组参数设计的吸振器对钢轨产生的不利影响最小, 使钢轨的振动响应起伏更小, 更平缓。

图 9 115 种设计方案的钢轨动柔度最小值

为获得双重吸振器两振子优化设计频率的表达式, 在合理范围内选取不同的吸振器总质量 μ , 运用相同方法, 获得了相对应的两振子优化设计频率数值, 如表 4 所示。

表 4 不同质量参数下双重吸振器的优化设计频率

质量比 μ	优化设计频率 $f_{\text{design1}}/\text{Hz}$	优化设计频率 $f_{\text{design2}}/\text{Hz}$
0.20	830	690
0.22	820	680
0.24	810	670
0.26	800	650
0.28	790	640
0.30	780	630
0.33	760	610
0.35	740	600
0.38	720	590
0.40	710	580

由表 4 可知, 双重钢轨吸振器两振子的优化设计频率的数值为一大一小。两个振子可以同时作用于 Pinned-Pinned 振动的抑制, 使得双重钢轨吸振器对 Pinned-Pinned 振动的抑制达到较优。这样的设计有利于将吸振器振子的附加影响在频段上分开, 从而降低轮轨作用力。

利用表 4 中的统计结果, 对数据进行自定义公式拟合, 得出双重钢轨吸振器两振子在一定范围内的优化频率设计公式近似为

$$f_{\text{design1}} = \frac{1}{1.097\mu + 1.071} f_{\text{pp}} \quad (29)$$

$$f_{\text{design2}} = \frac{1}{1.536\mu + 1.255} f_{\text{pp}} \quad (30)$$

4.2 减振效果

为了进一步阐述双重吸振器的减振特性,考察钢轨两轨枕跨度间 1/4 的位置的动柔度,将 $\mu = 0.33$ 时双重钢轨吸振器的优化设计方案与单个钢轨吸振器优化设计方案进行对比,如图 10 所示。

图 10 单、双重吸振器优化设计对钢轨动柔度的影响对比

从图 10 可知,两种钢轨吸振器都可以减少 Pinned-Pinned 振动在动柔度曲线上产生的突变。但是,钢轨吸振器也会带来不利影响,即单个钢轨吸振器使钢轨动柔度在 740 Hz 左右产生一处深谷,谷值为 7.669×10^{-10} m/N,双重吸振器使钢轨动柔度在 610 Hz 与 760 Hz 即两振子的设计频率附近产生两处浅谷,谷值约为 1.15×10^{-9} m/N。此外,注意到双重钢轨吸振器较单个钢轨吸振器而言有一定优势,可以在对应吸振器设计频率附近,使钢轨动柔度低谷变高。

在假设钢轨不平顺幅度为 $1 \mu\text{m}$ 的情况下,代入车轮动柔度与轮轨接触柔度,轮轨耦合情况下单个吸振器与双重吸振器对于轮轨动作用力的抑制作用如图 11 所示。

图 11 考虑轮轨耦合条件下的轮轨动作用力

由图 11 可知,单个钢轨吸振器与双重钢轨吸振器都可以使轮轨动作用力在 Pinned-Pinned 振动频

段内的尖峰骤减,由 6 540 N 降为 1 423 N,降低约 78%,这说明两种吸振器都对钢轨 Pinned-Pinned 振动有良好的抑制作用。但是,单个钢轨吸振器使轮轨动作用力在 670 Hz 处产生一处峰值为 1 031 N;双重钢轨吸振器使轮轨动作用力在 610 Hz 与 730 Hz 产生两处较小峰值为 715 N 且起伏更小,轮轨动作用力峰值降低约 31%。可见,附加吸振器后,会引起在吸振器设计频率的轮轨动作用力增加的不利影响,采用双重钢轨吸振器,相比单个钢轨吸振器,能够有效降低对轨道系统的不利影响。

5 验证

目前,国内外学者多采用钢轨典型位置(轨枕支撑处与轨枕跨度中间)的动柔度以及振动衰减率,研究钢轨振动。论文提出的钢轨 Pinned-Pinned 振动突变量化指标以及相应的设计过程与结果评价,都是基于钢轨非典型位置(两轨枕跨度间 1/4 处)的钢轨动柔度。为了验证钢轨吸振器对 Pinned-Pinned 振动的抑制效果,以及单个钢轨吸振器与双重钢轨吸振器分散在动柔度各个频段上的优缺点,论文采用钢轨典型位置的动柔度以及振动衰减率对钢轨吸振器的有效性进行验证。

当力作用在轨枕支撑处与轨枕跨度中间时,考察该位置处钢轨的动柔度与振动衰减率,分别在无吸振器、单个吸振器和双重吸振器情况下的对比,如图 12、13 所示。这里,振动衰减率中观测点选取距离激励点 2.1 m 处的钢轨上(3.5 倍轨枕间距)。

由图 12 可知,无论是在轨枕支撑处,还是在轨枕跨度中间位置的动柔度,与非典型位置处的钢轨动柔度类似,单个与双重的钢轨吸振器都可以有效地抑制钢轨的 Pinned-Pinned 振动,使该频段内钢轨动柔度的突变大幅降低;而在对应的吸振器设计频段,双重钢轨吸振器对钢轨动柔度的影响更低,使钢轨的动柔度更平缓。

图12 力作用在典型位置处的钢轨动柔度

由图13可知, 单个与双重的钢轨吸振器都可以有效地提高钢轨 Pinned-Pinned 振动频段的振动衰减率, 使原本该振动频段内接近 0 dB/m 的振动衰减率有所提高; 而且, 在 500 Hz 左右, 因附加吸振器而产生的谷值, 双重钢轨吸振器会使钢轨振动衰减率的谷值更高, 这种结果更加有利于该频段上钢轨振动的衰减。

图13 力作用在典型位置处的钢轨振动衰减率

6 结论

(1) 提出了评价钢轨 Pinned-Pinned 振动大小的突变量化指标与对应的振动程度评定标准。钢轨动柔度在 900~1300 Hz 频段上发生突变, 体现为尖峰与低谷, 基于突变现象建立的振动突变指标, 可以准确地评价钢轨 Pinned-Pinned 振动的大小。因此, 建议利用该振动突变指标来对钢轨吸振器进行减振效果评价。

(2) 采用单个钢轨吸振器的方法抑制钢轨振动存在一定局限性。基于论文提出的评价指标, 采用单个钢轨吸振器后的 Pinned-Pinned 振动虽然能够降低了 93%, 甚至可以使振动程度由剧烈转为近乎消失, 但是会对轨道系统带来不利影响, 导致轮轨动作用力的加剧。

(3) 双重钢轨吸振器可以在保持对钢轨振动良好抑制效果的基础上, 降低单个吸振器带给轨道系统的不利影响。双重钢轨吸振器具有两个设计频率, 两个设计频率的振子都对钢轨 Pinned-Pinned 振动产生抑制效果, 较单个钢轨吸振器降低了约 31% 轮轨动作用力。因此, 针对城市轨道交通线路的小半径曲线、加减速区段等特殊地段, 采用钢轨吸振器抑制钢轨振动时, 建议优先选用双重钢轨吸振器。

参考文献

- [1] 于淼, 王卫东, 刘金朝. 钢轨波磨区段高速轮轨瞬态滚动接触高频动态特性[J]. 中国铁道科学, 2018, 39(5): 58-66.
YU Miao, WANG Weidong, LIU Jinzhao. High frequency dynamic characteristics of high-speed wheel-rail transient rolling contact in rail corrugation section[J]. China Railway Science, 2018, 39(5): 58-66.
- [2] WU T X, LIU H P. Reducing the rail component of rolling noise by vibration absorber: Theoretical prediction[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(5): 473-483.
- [3] 李伟, 温泽峰, 王衡禹, 等. 地铁钢轨波磨演化过程中的特性分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 70-78.
LI Wei, WEN Zefeng, WANG Hengyu, et al. Analysis on the evolution characteristics of rail corrugation on a metro[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 70-78.
- [4] 谷永磊, 赵国堂, 王衡禹, 等. 轨道振动特性对高速铁路钢轨波磨的影响[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(4): 42-47.

- GU Yonglei, ZHAO Guotang, WANG Hengyu, et al. Effect of track vibration characteristics on rail corrugation of high speed railway[J]. China Railway Science, 2016, 37(4): 42-47.
- [5] LI Q, THOMPSON D J, TOWARD M G R. Estimation of track parameters and wheel-rail combined roughness from rail vibration[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(4): 1149-1167.
- [6] WEN Yongpeng, SUN Qian, YU Zou, et al. Study on the vibration suppression of a flexible carbody for urban railway vehicles with a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, doi: 10.1177/0954409719865370.
- [7] 孙煜, 宫岛, 周劲松, 等. 铁道车辆车下设备新型减振器设计研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(4): 73-79.
- SUN Yu, GONG Dao, ZHOU Jinsong, et al. Study on design of new kind of absorber for up-chassis-equipment of rail vehicles[J]. Journal of The China Railway Society, 2019, 41(4): 73-79.
- [8] BASILI M, CASINI P, MORELLI L, et al. A hysteretic absorber to mitigate vibrations of rail noise barriers[C]// Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2019, 1264(1): 012033.
- [9] 文永蓬, 孙倩, 周伟浩, 等. 轨道车辆车体磁流变弹性体吸振器的建模与仿真[J]. 机械工程学报, 2018, 54(18): 60-65.
- WEN Yongpeng, SUN Qian, ZHOU Weihao, et al. Modeling and simulation of vibration absorber for the carbody utilizing magnetorheological elastomers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(18): 60-65.
- [10] SUN S, YANG J, YILDIRIM T, et al. A magnetorheological elastomer rail damper for wideband attenuation of rail noise and vibration[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2019: 1045389X19873406.
- [11] CETTOUR J R, BARBARULO A, LETOURNEAUX F, et al. An Arnoldi reduction strategy applied to the semi-analytical finite element method to model railway track vibrations[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 116: 997-1016.
- [12] 刘卫丰, 张厚贵, 孟磊, 等. 北京地铁采用调频式钢轨减振器抑制钢轨振动的试验研究[J]. 振动工程学报, 2016, 29(1): 105-111.
- LIU Weifeng, ZHANG Hougui, MENG Lei, et al. A test of suppressing rail vibration by tuned rail damper for Beijing metro[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(1): 105-111.
- [13] 陈嘉梁, 刘维宁, 刘卫丰, 等. 北京地铁 DTVI_2 扣件钢轨波磨整治措施的试验研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 64-69.
- CHEN Jialiang, LIU Weining, LIU Weifeng, et al. Demonstration test on treatment solution against rail corrugation occurs at DTVI_2 fastener track sections in Beijing metro[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 64-69.
- [14] TAM P, LEUNG C, MAK C, et al. Development of orthogonal resilient materials for tuned mass dampers[M]. Berlin: Springer, 2018.
- [15] 高亮, 崔日新, 侯博文, 等. 板式无砟轨道钢轨共振特性影响参数敏感性分析[J]. 湖南大学学报, 2018, 45(3): 115-121.
- GAO Liang, CUI Rixin, HOU Bowen, et al. Sensitivity analysis of influence parameter on resonance characteristics of ballastless track rail[J]. Journal of Hunan University, 2018, 45(3): 115-121.
- [16] 赵悦, 肖新标, 韩健, 等. 高速有砟轨道钢轨动力吸振器垂向吸振特性及其参数影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 17-25.
- ZHAO Yue, XIAO Xinbiao, HAN Jian, et al. Vertical characteristic and its parameter effect of rail vibration absorber used in high-speed ballasted track[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16): 17-25.
- [17] 金浩, 周新, 杨龙才. 剪切型减振器下钢轨振动衰减率及阻尼器调谐分析[J]. 同济大学学报, 2019, 47(2): 193-200, 260.
- JIN Hao, ZHOU Xin, YANG Longcai. Analysis of decay rate of rail using egg fastening system and tuning mechanism of tuning rail damper[J]. Journal of Tongji University, 2019, 47(2): 193-200, 260.
- [18] NOORI B, CLOT A, ARCOS R, et al. Application of dynamic vibration absorbers on a double-deck circular railway tunnel to minimize the radiated vibration energy flow induced by a moving load[C/CD]// INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. August 27-30, 2017, Hongkong. 2017: 6035-6043.
- [19] KOUROUSSIS G, ZHU S, OLIVIER B, et al. Urban railway ground vibrations induced by localized defects:

Using dynamic vibration absorbers as a mitigation solution[J].
Journal of Zhejiang University, 2019, 20(2): 83-97.

KAZUTO S. Dynamic vibration absorber and its application[M]. Beijing: China Machine Press, 2013.

[20] WU T X. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(3-5): 739-755.

[21] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.

作者简介: 文永蓬(通信作者), 男, 1979 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为城市轨道交通车辆振动与控制、城市轨道交通车辆轮轨磨损、城市轨道交通车辆关键结构优化设计。

E-mail: yp_wen@163.com

纪忠辉, 男, 1995 年出生。主要研究方向为城市轨道交通钢轨振动与波磨抑制。

第 9 届上银优秀机械博士论文奖——特别奖

机器人腿部液压驱动系统主动柔顺复合控制研究

作 者: 巴凯先

毕业学校: 燕山大学

指导教师: 孔祥东 俞 滨

液压驱动型足式机器人各关节主动自由度一般均安装一个高集成性的液压驱动单元, 液压驱动单元可大幅提升机器人各关节的功重比, 有助于提升机器人整机的运动性能和负重能力。特别是其与柔顺控制相结合, 可有效缓解外界刚性冲击, 又有助于保证机器人机身结构和附带的电气设备不受破坏。但液压驱动单元引入的同时, 带来了强非线性、参数时变性和负载复杂多变性等一系列液压系统的共性问题, 这些问题使各关节的高精度高响应和机器人柔顺控制难度加大。若能从根本上解决机器人腿部液压驱动系统的柔顺控制问题, 将有助于促进液压驱动型足式机器人加快走出实验室, 加速其产业化发展进程。

文章旨在解决足式机器人腿部液压驱动系统的主动柔顺控制问题, 重点开展以下研究工作。

(1) 研究腿部液压驱动系统基于位置及力的阻抗控制实现方法。建立足式机器人腿部液压驱动系统数学模型; 研究适用于腿部液压驱动系统的基于位置及力的阻抗控制方法; 在多工况下试验测试两种阻抗控制方法控制性能, 分析控制效果。

(2) 研究腿部液压驱动系统基于位置及力阻抗控制参数灵敏度特性。推导精度较高的二阶矩阵灵敏度分析方法, 在多工况下进行基于位置及力阻抗控制的灵敏度动态分析; 利用正交试验方差分析方法, 研究不同工况下各参数灵敏度变化规律; 进行灵敏度分析试验验证。

(3) 研究腿部液压驱动系统动态柔顺性控制原理。当系统分别采用基于位置和基于力的阻抗控制方法时, 进行液压驱动单元的动态柔顺性分析, 研究两种阻抗控制内外环所具备的动态刚度串并联构成; 将其延伸应用到腿部液压驱动系统; 试验验证两种阻抗控制方法对腿部液压驱动系统动态柔顺性控制的效果。

(4) 研究液压驱动单元基于位置及力的阻抗内环复合控制方法。研究基于位置及力的阻抗控制的内环动态刚度补偿控制方法; 研究位置及力控制系统输入误差补偿控制方法, 并与内环动态刚度补偿相结合, 形成基于位置及力的阻抗内环复合控制方法; 试验验证控制方法的控制效果。

(5) 研究腿部液压驱动系统的最佳阻抗复合控制方法。分析各关节液压驱动单元不同阻抗控制的控制效果, 匹配各关节阻抗控制; 在多工况下试验研究不同方案时腿部液压驱动系统柔顺控制性能, 最终给出一种腿部液压驱动系统的最佳阻抗复合控制方法。