

机车车辆动力性能的动态模拟*

张卫华 黄丽湘 马启文 周文祥 鲜 荣
(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 对实物试验、计算机仿真和混合模拟为基本形式的动态模拟技术进行分析, 并列举各种动态模拟技术在铁路机车车辆研制过程中的应用。提出用滚轮代替钢轨, 利用滚轮的上下和左右运动模拟轨道不平顺, 采用滚轮差速模拟曲线, 从而实现机车车辆运行的动态模拟。根据轨道不平顺的定义, 给出线路状态和试验台滚轮的关系, 给出机车车辆运行动态模拟试验台的设计方案。对西南交通大学牵引动力国家重点实验室的机车车辆整车滚动振动试验台的结构和功能进行系统介绍。根据机车车辆动力学性能——运动稳定性、运行平稳性和曲线通过性能的台架试验方法, 通过台架试验和线路运行的理论分析, 得到相应的试验误差, 验证了机车车辆台架试验的可行性和合理性。

关键词: 机车车辆 滚动试验台 动态模拟 动力学
中图分类号: U260

0 前言

铁路的发展在近 20 年有一个大的飞跃, 特别是以高速列车运行为代表, 高速铁路的兴起给夕阳产业的铁路带来了生机。高速铁路诞生于 20 世纪 60 年代的日本, 目前西方国家高速列车的运行速度达到 250~300 km/h, 试验速度更是创记录地达到 574.8 km/h。我国铁路自 1997 年 4 月 1 日提速以来, 实现了 6 次大提速, 列车的客运速度从原来的 60 km/h 提高到 140~160 km/h, 特别是第 6 次提速, 最高运行速度达到 250 km/h。与此同时, 高速列车的研究也已取得阶段性成果, 动力分散的高速动车组“先锋号”试验速度达到 292 km/h, 动力集中的高速动车组“中华之星”试验速度更是创我国列车运行速度纪录, 达到 321.5 km/h。回顾我国铁路的迅猛发展历程, 牵引动力国家重点实验室的机车车辆整车滚动振动试验台的建成和运行, 给提速和高速列车的发展提供了重要的保证。该试验台不仅可以模拟机车车辆运行过程, 测定机车车辆的动力学性能, 更重要的是可以用它来优化机车车辆的性能。因此, 该试验台在我国机车车辆发展中得到良好运用, 几乎所有新研制的提速和高速机车车辆均到该试验台进行动力学性能的优化试验, 累计试验超过 50 辆次。这里就该试验台的研制情况进行介绍, 对机车车辆台架试验的可行性进行分析。

1 机车车辆动态模拟方法

顾名思义, 仿真就是真实地对研究对象的活动行为进行模拟, 从中获得研究对象的动态特性和活动性能。所以, 机车车辆动态模拟就是模拟机车车辆的运行过程, 从而得到机车车辆运动过程中各检测点的动态状况, 以研究机车车辆及其相互系统的动力学特性和机车车辆运行品质。

随着计算机的发展, 模拟技术可以分成三种类型: ① 计算机模拟, 通过对研究对象的数学模型进行仿真计算, 在理论上获得研究对象的性能。② 实物模拟, 直接对实物对象进行仿真试验, 获得实物对象的性能。③ 半实物、半虚拟的混合模拟, 也就是研究对象部分是实物, 部分是理论模型, 用虚实模型构成一个完整的研究对象, 进行仿真研究。在铁路机车车辆的验证过程中, 模拟研究得到广泛采用, 贯穿全过程。图 1 显示了模拟研究在车辆开发过程中的应用情况。

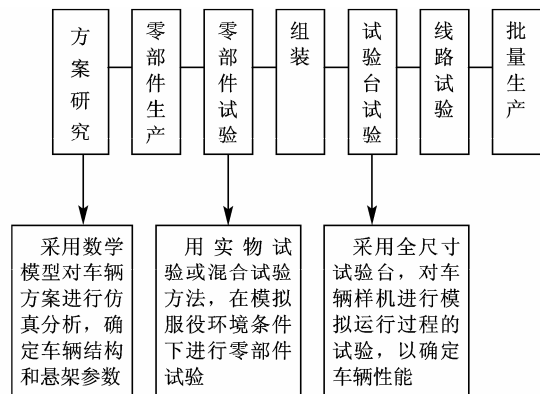


图 1 模拟研究在车辆开发过程中的应用情况

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2007CB71401)和国家杰出青年科学基金(50525518)资助项目。20061227 收到初稿, 20070619 收到修改稿

2 机车车辆运行模拟试验台设计的基本要求

机车车辆整车动力学试验台的发展，具有从简单到复杂的过程。随着列车车速的提高，机械工业和电子工业的发展，研制的试验台日趋完善。准确模拟机车车辆运行状况，是试验台发展的必然趋势。

建造机车车辆试验台的主要目的是提供一个机车车辆运行环境。试验台应全部或部分模拟车辆运行工况：① 模拟车辆前进运动。② 模拟线路不平顺扰动。③ 模拟在荷载条件下的牵引制动过程。

如何实现轨道不平顺模拟，首先回顾一下轨道不平顺的概念，所谓轨道不平顺就是左右钢轨的误差。习惯上把轨道不平顺分为：轨距不平顺、水平不平顺、方向不平顺和垂向不平顺。严格地说，还存在钢轨型面误差。这几种轨道不平顺实际上是由左右钢轨的垂向、横向误差(z_L, y_L, z_R, y_R)所决定。

轨距不平顺时

$$y_g = y_L - y_R$$

方向不平顺时

$$y_a = (y_L + y_R)/2$$

水平不平顺时

$$z_c = z_L - z_R \quad \text{或} \quad \theta_c = (z_L - z_R)/(2l)$$

式中 l ——轮对滚动圆横向间距之半

垂向不平顺时

$$z_p = (z_L + z_R)/2$$

如何用试验台滚轮(或称轨道轮)来模拟轨道，具体线路状态和滚轮的关系如表 1 所示。理想的试验台不仅能模拟轨道的不平顺和模拟直线，同时还能模拟曲线。遗憾的是，由于机械结构的复杂性，目前世界上还没有一个这样理想的试验台，只能部分模拟表 1 中的状态。

3 机车车辆整车滚动振动试验台

由西南交通大学牵引动力国家重点实验室研制的机车车辆整车滚动振动试验台，是当今世界上世界规模最大、功能最多、唯一可以模拟曲线的机车车辆整车模拟运行试验台。试验台 1989 年开始研制，1994 年建成四轴滚动振动试验台，1995 年正式承接试验任务，经过 5 年的成功运行，于 2000 年开始进行改扩建，2002 年底新的 6 轴滚动振动试验台落成并投入运行。利用该试验台先后完成 50 个整车或转向架的台架试验，获国家科技进步一等奖。

表 1 线路状态和滚轮的关系

序号	不平顺类型	轨道状态	滚轮状态	说明
1	水平不平顺			左右滚轮在垂向相对移动
2	垂向不平顺			左右滚轮在垂向同步移动
3	方向不平顺			左右滚轮同向横向移动和摇头
4	轨距不平顺			左右滚轮相对向反横向移动和相对反向摇头
5	曲线			左右滚轮设置在曲线上，并进行差速滚动
6	曲线超高			左右滚轮同时倾斜

机车车辆整车滚动振动试验台主要由滚轮单元、驱动机械单元、液压激振系统、驱动电气系统、数据采集处理系统、监视系统和动力系统组成。其中，滚轮单元和驱动机械单元为组成完整的试验单元，被试车的每一个轮对对应有一个试验单元。滚动振动试验台系统框图如图 2 所示，铁路专用电 25 kV/50 Hz，主要用于机车或其他动力车受流，同时也可以用于驱动系统的供电，市电 380 V/50 Hz，主要用于激振系统和驱动系统及其他辅助系统供电。图 3 是 SS9 电力机车在六轴滚动振动试验台上的实体照片。

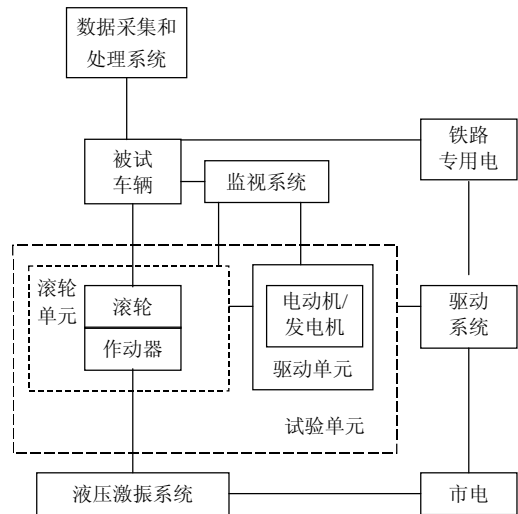


图 2 滚动振动试验台系统框图



图 3 SS9 电力机车在六轴滚动振动试验台上的实体照片

试验台的主要技术指标如表 2 所示。本试验台能满足米轨、准轨和宽轨，六轴以下所有机车车辆的动力学性能和牵引制动功能试验要求。利用该试验台，具体可开展的试验研究工作包括基础研究和应用研究^[1]：① 轮轨接触蠕滑理论验证和蠕滑系数研究。② 脱轨机理研究及脱轨准则确定。③ 机车车辆蛇行稳定性试验研究。④ 机车车辆运行平稳性及乘坐舒适性试验研究。⑤ 机车车辆系统、零部件振动模态及动强度试验研究。⑥ 运行安全性及物品装载安全性试验研究。⑦ 牵引制动功率试验及操作方法优化的研究。⑧ 轮轨粘着利用、控制及踏面磨损的研究。⑨ 轮轨相互作用力及机车车辆运行受力分析。⑩ 噪声源分析及降噪。

表 2 牵引动力国家重点实验室滚动振动试验台的主要技术指标

技术参数	数值	
垂向 激振	最高频率 f_{vmax}/Hz	30
	最大振幅 A_{vmax}/mm	± 10
	最大加速度 a_{vmax}/g	± 4
单轴最大纵向牵引质量 m_o/t	10	
最大牵引/制动轴功率 P/kW	900/1 500	
最大超高角 $\phi_{max}/(^{\circ})$	7	
转向架轴距 l/mm	1 680~2 800	
最小曲线半径 R/m	200	
横向 激振	最高频率 f_{hmax}/Hz	30
	最大振幅 A_{hmax}/mm	± 10
	最大加速度 a_{hmax}/g	± 5
最大轴质量 m_w/t	25	
最高运行速度 $v/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	450	
机车车辆定距 L/m	4~22	
轨道轨距 A_0/mm	1 000~1 676	
最大轴数 N	6	

4 滚动振动试验台运行动态模拟试验的可行性分析

纵观世界各国机车车辆试验台，它们在各国的铁路发展中均发挥了重要作用，特别是功能相对齐

全的试验台，都得到了很好的应用。例如，日本国铁研究所的滚动振动试验台，在防止货车脱轮、电力再生制动和无摇枕转向架等很多研究开发项目中起到了重要作用^[2-3]；德国慕尼黑的滚动振动试验台在德国 ICE 高速列车的研制过程中发挥重要作用^[4]，最忙的时候，年试验项目达到 10 项；牵引动力国家重点实验室的滚动振动试验台在我国的提速和高速机车车辆研制过程中同样也起到不可替代的作用。

机车车辆台架试验用滚轮代替钢轨，其试验方法是否合理，试验结果是否可信，一直是广大试验用户和学术界关注的问题。下面就机车车辆动力学稳定性、平稳性和曲线通过性能台架试验，结合笔者的研究成果作一些说明。

4.1 运动稳定性试验

机车车辆运动稳定性试验是台架试验最主要的试验项目，这也是线路试验无法替代的项目。先介绍运动稳定性试验方法和临界速度定义。

机车车辆稳定性试验就是测定临界速度，往往通过对被试验机车车辆在试验台上的蛇行运动极限环图进行分析，得到各种含义的临界速度。典型的蛇形运动极限环图如图 4 所示。当机车车辆在理想平直轨道上运行时，也就是试验台滚轮作无扰动的纯滚动，当试验运行速度达到 v_{C0} 时，机车车辆系统出现稳定的周期运动，即蛇行运动，蛇行运动的振幅随速度的提高而增大， v_{C0} 称之为线性临界速度；当速度大于 v_{C1} 时，周期运动发生跳跃，振动加剧，出现撞击轮缘现象的蛇行运动，这时为无条件失稳， v_{C1} 称之为非线性失稳速度。图 4 中虚线为不稳定周期运动极限环振幅值。当速度大于 v_{C2} 而小于 v_{C1} 时，当初始扰动幅值大于图 4 中虚线时，同样也可出现极限环振幅较大的蛇行运动，这时称为有条件失稳，失稳速度 v_C 应位于 v_{C2} 和 v_{C1} 之间；当速度小于 v_{C2} 时系统则稳定，所以 v_{C2} 被称之为非线性稳定速度。

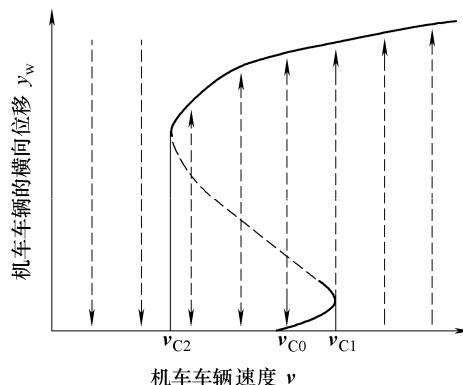


图 4 典型的蛇形运动极限环图

机车车辆台架试验和线路运行的差别有两点^[1]，一是在台架上的轮轨接触蠕滑系数比线路轮轨接触蠕滑系数小(接触斑不同所致)，二是当轮对有冲角 φ 时，轮轨接触时的重力角刚度 $k_{s\varphi}$ 是一个绝对值较轮轨接触时大的负值。为了说明台架稳定性试验和线路运行的区别，建立具有一系悬架的单轮对运动方程^[1,5]

$$\begin{cases} m_w \ddot{y}_w + \frac{2f_{22}}{v} \dot{y}_w + \left(k_{py} - \frac{2f_{23}\varepsilon}{R_0 b} + \frac{W\varepsilon}{b} \right) y_w + \\ \frac{2f_{23}}{v} \dot{\varphi}_w - 2f_{22}\varphi_w = 0 \\ I_{wz} \ddot{\varphi}_w - \frac{2f_{23}}{v} \dot{y}_w + \left(\frac{2f_{11}\lambda_e b}{R_0} - 2f_{33} \frac{\varepsilon}{R_0 b} \right) y_w + \\ \left(\frac{2f_{11}b^2}{v} + 2f_{33} \right) \dot{\varphi}_w + (k_{px}b_1^2 + k_{s\varphi} + 2f_{23})\varphi_w = 0 \end{cases} \quad (1)$$

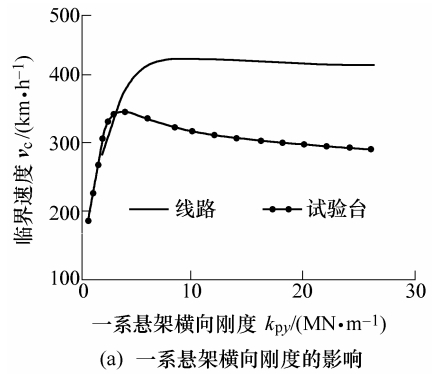
式中 y_w, φ_w —— 轮对位移和冲角
 m_w, I_w —— 轮对质量和转动惯量
 k_{px}, k_{py} —— 一系悬架纵、横向刚度
 R_0 —— 滚动圆半径
 b —— 左右滚动圆距离的一半
 b_1 —— 一系悬架间距之半
 W —— 轴重
 v —— 运行速度
 f_{ij} —— 蠕滑系数
 λ_e, ε —— 等效锥度和等效接触角

由式(1)，根据 Hurwitz 稳定性定理，求得失稳速度为

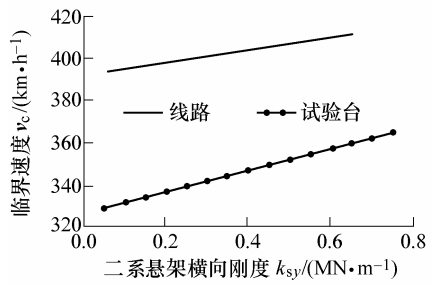
$$v_c^2 = \left[2f_{11}b^2 \left(k_{py} + \frac{W\varepsilon}{b} \right) + 2f_{22}(k_{px}b^2 + k_{s\varphi}) \right] \times \frac{(2f_{22}I_{wz} + 2f_{11}b^2m_w)}{\left\{ \frac{\lambda_e}{R_0 b} (2f_{22}I_{wz} + 2f_{11}b^2m_w)^2 - \left[m_w(k_{px}b_1^2 + k_{s\varphi}) - I_{wz} \left(k_{py} + \frac{W\varepsilon}{b} \right) \right]^2 \right\}} \quad (2)$$

当机车车辆在台架上，重力角刚度 $k_{s\varphi}$ 的绝对值较轮轨接触时大，且为负值，这使得式(2)的分子变小而分母变大，这样临界失稳速度 v_c 减小，也就是在试验台上得到的失稳临界速度比线路低。这一结论也可以从图5所示的装206WP转向架的准高速客车蛇行临界速度的分析结果中看出，台架试验时得到的临界失稳速度明显比线路运行工况低。另外从图5中可以看到，悬架参数不同时机车车辆稳定性和试验台与线路结果的差异是不一致的。显然，对一系横向刚度来说，刚度较小时，车辆稳定性差，

试验台试验和线路运行结果也比较一致，但随着刚度变大，车辆稳定性变好，而试验台试验和线路运行结果明显有了差异。对二系横向刚度而言，这种差异变化比较小。



(a) 一系悬架横向刚度的影响



(b) 二系悬架横向刚度的影响

图5 机车车辆台架试验台和线路试验临界速度比较

从上面的分析可以看到，机车车辆在试验台试验确有误差，但是可以预知的，而且台架试验的结果偏向安全。应该说，用滚动振动试验台进行机车车辆稳定性试验是可行的。

4.2 运行平稳性试验

运行平稳性试验是通过滚振相结合的试验方法来模拟被试机车车辆在路不平顺激励下的运行状态，测定车体振动响应的平稳性。试验时，首先确定试验台第一轴的激振信号，后面的2~6轴的激振信号通过第一轴的激振信号延时得到。

为了进行平稳性试验可行性分析，建立具有一系悬架的单轮对运动方程

$$\begin{aligned} m_w \ddot{y}_w + \frac{2f_{22}}{v} \dot{y}_w + \left(k_{py} - \frac{2f_{23}\varepsilon}{R_0 b} + \frac{W\varepsilon}{b} \right) y_w + \\ \frac{2f_{23}}{v} \dot{\varphi}_w - 2f_{22}\varphi_w = f_{22} \left(\frac{\dot{y}_l}{v} + \frac{\dot{y}_r}{v} \right) \\ I_{wz} \ddot{\varphi}_w - \frac{2f_{23}}{v} \dot{y}_w + \left(\frac{2f_{11}\lambda_e b}{R_0} - 2f_{33} \frac{\varepsilon}{R_0 b} \right) y_w + \\ \left(\frac{2f_{11}b^2}{v} + 2f_{33} \right) \dot{\varphi}_w + (k_{px}b_1^2 + k_{s\varphi} + 2f_{23})\varphi_w = \\ \frac{f_{33}}{v} (\dot{\varphi}_l + \dot{\varphi}_r) \end{aligned} \quad (3)$$

式中 \dot{y}_l, \dot{y}_r ——左右钢轨的横向位移速度
 $\dot{\phi}_l, \dot{\phi}_r$ ——左右钢轨弯曲摇头运动速度

由于在台架上, 蠕滑系数 f_{ii} 和重力角刚度 $k_{s\phi}$ 变小, 所以轮对摇头运动 ϕ_w 的定位刚度减小, 这样就导致轮对在台架上的运动比线路上大, 从而导致车辆振动加剧。

同样以 206WP 转向架的准高速客车为例, 计算得到的车体横向加速度的频谱图如图 6 所示^[6]。显然在低频段, 在台架上的车体振动加速度在低频段略比在线路上大, 和理论分析结果一致。从图 6 的比较结果看, 机车车辆台架试验与线路运行相比, 其加速度响应误差较小, 说明用台架试验进行机车车辆平稳性测定是可行的。

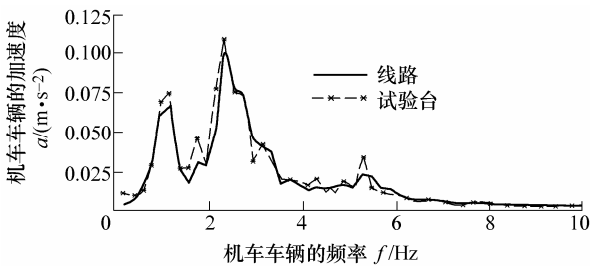


图 6 试验台和线路振动加速度比较情况

4.3 曲线通过试验

在试验台上进行机车车辆曲线通过试验是一件异常困难的事, 至今还没有一个试验台可以完全模拟曲线通过, 要模拟机车车辆曲线通过性能, 试验台必须具有以下能力。

- (1) 根据曲线半径, 把滚轮设置在曲线切线方向, 模拟被试车在相应曲线上。
- (2) 根据曲线半径, 调整左右滚轮的速差, 模拟曲线上内外轨的长度差。
- (3) 根据运行速度和超高, 设置同一轴滚轮对的未平衡超高。
- (4) 根据运行速度和曲线半径, 在车体和转向架上设置过曲线时的回转力矩(过缓和曲线时)。

为了模拟曲线, 实现内外轨的速差, 牵引动力国家重点实验室的滚动振动试验台在扩建时, 增加了左右滚轮的差速功能。差速是通过复杂机械系统实现的, 滚动振动试验台的差速机构框图见图 7, 图 7 中锥齿轮箱用于运动方向的改变, 真正的差速是通过差速齿轮箱实现的, 差速的速度用一台调速电机来驱动控制。

在模拟曲线时, 对于对超高的模拟是模拟过超高或欠超高, 即模拟超(欠)高角为

$$\theta_d = \frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2d} \quad (4)$$

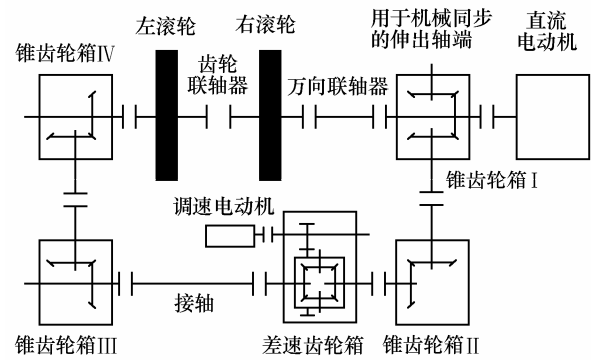


图 7 滚动振动试验台的差速机构框图

式中 v ——机车的速度

$R, h, 2d$ ——曲线半径、超高以及轨距

以试验车 SY97846 为算例^[7], 用 SIMPACK 软件为计算工具, 线路条件为 $R=300 \text{ m}$ 、 $h=90 \text{ mm}$, 不考虑轨道不平顺, 在不同速度下试验台工况和线路工况脱轨系数、轮重减载率的比较情况如图 8 所示。可以看到, 在试验台上得到相应值都偏小, 但误差较小, 仅 10% 左右。这足以说明用台架试验进行机车车辆曲线通过试验是可行的。

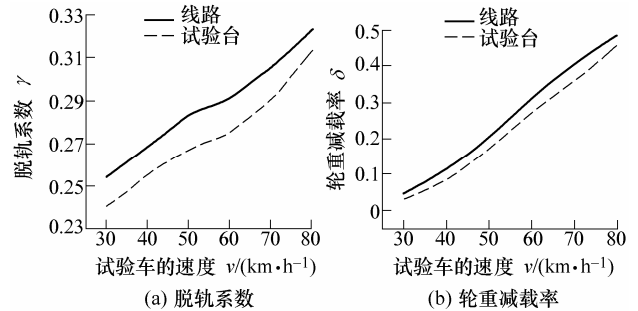


图 8 试验台和线路工况曲线通过仿真计算结果比较情况

5 结论

随着我国铁路跨越式发展, 建立以设计平台和试验平台为一体的铁道机车车辆研究开发平台十分迫切, 以形成“设计—分析—试验”为闭环关系的研究体系, 满足我国机车车辆研发需要。

(1) 本文采用滚轮代替钢轨, 利用滚轮的上下和左右运动模拟轨道不平顺, 采用滚轮差速模拟曲线, 从而实现了机车车辆运行的动态模拟。

(2) 针对机车车辆动力学性能三大要素——运动稳定性、运行平稳性和曲线通过安全性的台架试验, 对试验误差进行了初步分析, 这不仅掌握了试验误差的影响趋势, 同时验证了机车车辆台架试验的可行性。

(3) 本文的研究结果给机车车辆滚动振动试验台的设计提供了参考, 为机车车辆台架试验运用提供了依据。

参 考 文 献

- [1] 张卫华. 铁路机车车辆运行动态模拟研究[D]. 成都: 西南交通大学, 1996.
- [2] HOSHIYA Shunji. Rolling stock testing plant capable of testing at a speed of 450 km/h [J]. Japanese Railway Engineering, 1987, 102: 12-15.
- [3] MIYAMOTO Masayuki. JR rolling stock testing plant capable of testing at a speed of 500 km/h [J]. QR of RTRI, 1991, 32(4): 211-212.
- [4] JASCHINSKI A, CHOLLET H, IWICKI S, et al. The application of roller rigs to railway vehicle dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 31: 345-392.
- [5] 詹斐生. 机车动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1990.
- [6] 张卫华. 车辆运动稳定性试验台试验及与线路试验间误差分析[J]. 铁道学报, 1997, 19(1): 32-36.
- [7] 鲜荣. 滚动振动试验台曲线通过试验方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2004.

**DYNAMIC SIMULATION ON
DYNAMIC CHARACTERISTICS OF
RAILWAY VEHICLE**

*ZHANG Weihua HUANG Lixiang
MA Qiwen ZHOU Wenxiang XIAN Rong
(Traction Power State Key Laboratory,
Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)*

full-scale test, computer simulation and hybrid simulation are analyzed, and their application in the development of railway vehicles is enumerated. By using rollers instead of rails, the track irregularity is simulated via roller motion in vertical and lateral direction, and the track curve is simulated via the different rotation of rollers. Therefore the railway vehicle running simulation is achieved by using roller test rig. The difference and relationship between rail and roller of test rig are given, and the design scheme of the roller rig is put forward according to the definition of the track irregularity. The structure and function of the railway vehicle testing roller rig, which locates in Traction Power State Key Laboratory of Southwest Jiaotong University, are introduced. Based upon the railway vehicle test method using roller rig for hunting stability, running response and curve negotiation, the test errors between railway vehicle on roller rig and on track are obtained via theory analysis. The feasibility and rationality of the railway vehicle test using roller rig are validated.

Key words: Railway vehicle Roller rig Dynamic simulation
Dynamics

作者简介: 张卫华, 男, 1961年出生, 博士, 博士研究生导师, “长江学者”特聘教授。主要从事机车车辆设计、动力学及强度可靠性研究工作。

E-mail: tpl@home.swjtu.edu.cn

Abstract: The basic dynamic simulation techniques such as