

高速列车车轮踏面外形优化设计

钟晓波, 沈 钢

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 为了对高速轮对踏面外形进行优化改进, 提出了一种基于轮径差相对于轮对横移量的函数为设计目标来反推铁道车辆车轮踏面外形的优化方法, 并研制了相应的计算程序. 对 LMa, S1002G 和 XP55 型踏面的优化结果表明, 优化后的轮对踏面外形具有良好的几何接触特性和动态特性. 提出了高速踏面选型的优化流程.

关键词: 铁道车辆; 踏面优化; 轮径差; 高速列车

中图分类号: U 266.4

文献标识码: A

Optimization for High-speed Wheel Profiles

ZHONG Xiaobo, SHEN Gang

(Urban Mass Transit Railway Research Institute, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: A target-oriented method for the design of railway wheel profiles is presented. The target chosen is the rolling radii difference function which plays an important role in the dynamics of railway vehicles especially for high speed performances. A computer program based on this method is also developed and validated by examples in which wheel profiles LMa, S1002G and XP55 are investigated. An optimization process for selecting a suitable profile for high-speed vehicle is put forward.

Key words: railway vehicles; wheel profiles optimization; rolling radii difference function; high-speed train

在高速列车中, 作为车辆—轨道系统动力学基本问题之一的轮轨关系显得尤为重要. 合理的轮轨型面匹配对于改善车辆运行平稳性、提高曲线形通过能力、降低轮轨接触力和轮轨摩擦、提高轮轨疲劳寿命和保证行车安全等具有重要意义^[1-3]. 轮轨关系中的一个很重要的参数是车轮在接触点的左右两车轮滚动半径差(RRD)随横移量 y 的变化(称为左

右滚动圆半径差, 简记为 $y-\Delta r$ 曲线). 针对给定车轮、钢轨外形、轮距、轮轨和轨底坡, 确定接触几何特性是一个早已解决的问题. Wickens 等^[4] 和 de Pater^[5] 均对这些特性进行过调查研究. 然而其反问题——即根据几何接触特性和钢轨外形来设计车轮踏面外形, 却一直没有得到很好的解决. 早期的车轮踏面外形设计主要依靠设计人员的经验和反复试验进行设计. 这种反复试验的方法花费时间多, 且效果不佳. 近年来, 各种优化设计的方法被用来设计车轮踏面外形. Shevtsov 等以轮径差函数为设计目标, 利用基于表面响应拟合的多点近似法对踏面外形进行了优化^[6]. 文献^[7] 采用相同的方法对轮对滚动接触疲劳和磨损指数进行了优化. Jahed 等^[8] 利用三次样条函数将文献中的设计变量减少为 5 个, 显著提高了计算速度. 这些方法都没能给出一种直接的方法, 且随着设计变量的增加, 计算量较大, 减少设计变量, 又会造成较大的误差. 沈钢等^[9] 给出了一种以接触角曲线为目标函数的直接方法, 但对于高速踏面外形的设计, 接触角曲线并不能给出直接的设计目标, 因为影响临界速度的关键参数是等效斜度, 即左右轮轨接触点的轮径差. Persson I 等^[10] 提出了一种遗传算法对踏面外形进行优化设计的方法. 本文通过对 LMa, S1002G 和 XP55 同 CHN60 钢轨配合的轮径差曲线的优化方法, 对 LMa, S1002G 和 XP55 踏面外形进行了优化. 在这一方法中, 以优化后的轮径差曲线作为目标函数来反推出轮对踏面外形. 优化结果表明, 优化后的轮对踏面外形同钢轨配合的轮径差函数能达到预期要求, 轮轨几何关系具有良好的几何接触特性.

1 高速踏面的轮轨接触几何分析

图 1 为 3 种用于高速列车的踏面外形, 我国的

收稿日期: 2010-01-05

第一作者: 钟晓波(1983—), 男, 博士生, 主要研究方向为车辆动力学. E-mail: yaanzhb@163.com

通讯作者: 沈 钢(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆动力学. E-mail: elsg@sh163.net

LMA 型、法国的 XP55 型和在德国 S1002 型上改进的 S1002G 型。

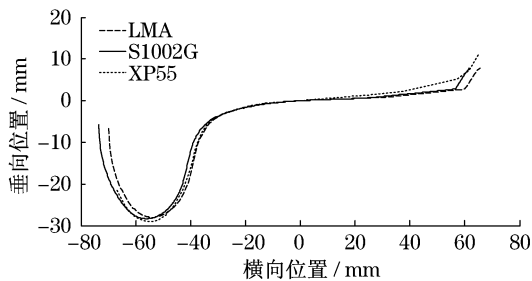


图1 3种高速轮对踏面外形

Fig.1 Three types of high-speed wheel profiles

假定车轮滚动圆半径都为 445 mm, 轨距为 1 435 mm, 轮对内侧距为 1 353 mm, 轨底坡为 1/40, 钢轨为 $60 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ 型钢轨, 左右轮轨外形对称, 不考虑轮对摇头角对几何接触特性的影响. 上述 3 种踏面外形的轮对与轨道的几何接触特性计算结果见图 2—4, 分别为 LMA, S1002G 和 XP55 与钢轨轨头的单侧接触点分布图和轮径差曲线。

分析以上各图可得其轮轨接触几何特性存在以下问题:

对于 LMA 型踏面外形, 轮对横移 $-8 \sim 2 \text{ mm}$, 车轮接触点分布范围较窄, 而钢轨接触点位置分布更为集中. 可见轮轨接触分布不均匀, 会导致踏面和钢轨的不均匀凹形磨耗, 对磨耗状态下的车辆直线稳定性不利。

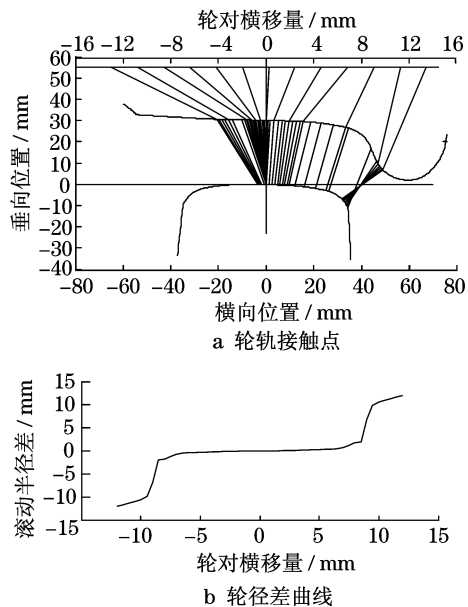


图2 LMA 型面轮轨几何接触关系

Fig.2 Matching relationship of LMA wheel and rail

对于 S1002G 型踏面外形, 轮对横移时, 车轮、钢

轨上的接触点会产生跳跃, 接触点跳跃会引起轮轨之间的不连续的接触特性, 这种不连续性对车辆的动力学性能尚未知; 其等效斜度较 LMA 的大, 对直线稳定性不利。

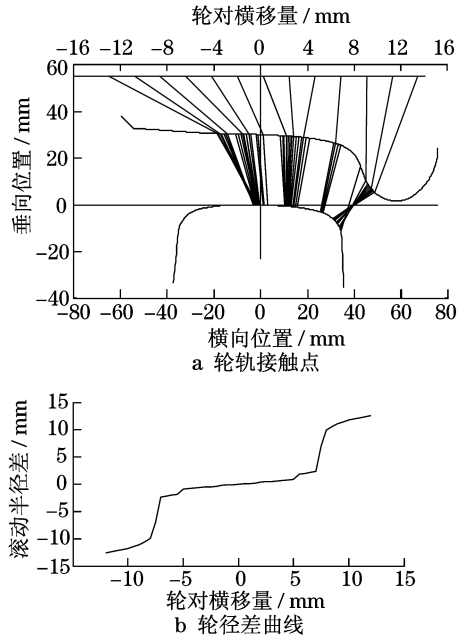


图3 S1002G 型面轮轨几何接触关系

Fig.3 Matching relationship of S1002G wheel and rail

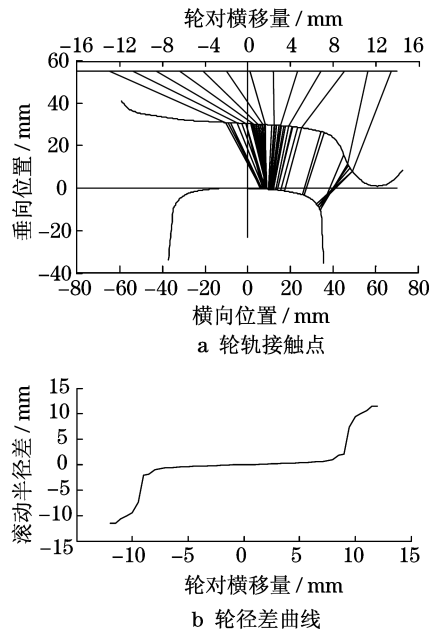


图4 XP55 型面轮轨几何接触关系

Fig.4 Matching relationship of XP55 wheel and rail

对于 XP55 型踏面外形, 其接触分布范围也较小, 易导致车轮踏面凹槽形磨耗和接触疲劳. 且其轮径差与 LMA 相比显得不足, 对曲线通过性能不利, 易造成轮缘磨耗。

当然最后的轮轨接触特性还要考虑转向架的综合悬挂参数,这里仅从几何接触方面加以评论.

2 方法描述

首先给定钢轨外形、一“种子”踏面外形和基本的参数,求出它们之间的左右轮径差曲线.然后根据车辆的运行要求将轮径差曲线优化成一理想轮径差曲线,即满足车辆直线运行稳定性、曲线通过性、小接触应力和稳定的磨耗.将这一优化后的轮径差曲线作为设计目标函数,则可以根据优化后轮径差曲线反推踏面外形,即可求得接触区段的踏面外形.通过拼接原踏面曲线求得整个外形,根据需要调整如轮缘厚度、踏面宽度、轮缘高度等尺寸.然后再对设计好的踏面外形进行触应力、磨耗等指标核算,若不符合要求,返回修改参数后重新反推踏面外形,直到满足要求.

假定以下条件成立:①轮轨均刚性,即接触时的弹性变形量相对于外形的尺寸可以忽略;②轨头外形呈上凸形,即各点的切线斜率单调变化;③轨头外形和欲设计出的轮踏面外形左右对称;④给定的轮缘厚度、高度和踏面宽度不变.

给定轨道外形为 $Z_r(Y_r)$, 待求踏面外形设为 $Z_w(Y_w)$. 目标左右滚动圆半径差 ($y-\Delta r$ 曲线), 记为 $D(y)$. 当轮对的横移量为 y 和轮对的侧滚角为 $\theta(y)$ 时, 左右轮轨接触面上的相互接触点分别为 $(y_{wl}(y), z_{wl}(y))$, $(y_{rl}(y), z_{rl}(y))$ 以及 $(y_{wr}(y), z_{wr}(y))$, $(y_{rr}(y), z_{rr}(y))$. 它们均是关于横移量 y 的函数. 可得轮对侧滚角为

$$\theta = \arctan \frac{D(y) - (z_{rl}(y) - z_{rr}(y))}{|y_{rl}(y)| + |y_{rr}(y)|} \quad (1)$$

由于轮轨在接触点相切, 则有

$$\frac{dz_{wl}(y)}{dy_{wl}(y)} = \tan \left(\arctan \left(\frac{dz_{rl}(y)}{dr_{rl}(y)} \right) - \theta(y) \right) \quad (2)$$

$$\frac{dz_{wr}(y)}{dy_{wr}(y)} = \tan \left(\arctan \left(\frac{dz_{rr}(y)}{dr_{rr}(y)} \right) - \theta(y) \right) \quad (3)$$

根据坐标变换关系可得

$$y_{wl}(y) = (y_{rl}(y) + y) \cos \theta(y) - z_{wl}(y) \sin \theta(y) \quad (4)$$

$$y_{wr}(y) = (y_{rr}(y) + y) \cos \theta(y) - z_{wr}(y) \sin \theta(y) \quad (5)$$

由目标轮径差可得

$$z_{wl}(y) - z_{wr}(y) = D(y) \quad (6)$$

求解上述微分方程组便可确定踏面外形 $Z_w(Y_w)$.

3 轮径差曲线的优化

理想的高速轮对目标轮径差曲线应该具备以下特点:①如果轮对横向位移较小,则目标轮径差函数应有小的滚动半径差,以便轮对在直线轨道上保持稳定;②如果轮对横向位移大,则目标轮径差函数应有大的滚动半径差,以改善通过曲线性能,减少磨耗;③目标轮径差函数应尽可能平滑.④目标轮径差函数应能保证优化后的踏面具有较高的脱轨系数,以保证安全性.

3.1 目标轮径差函数的构造

基于以上所述理想高速轮对轮径差函数的特点,可以在轮径差曲线上选取3个控制点,在两点之间进行插值,如图5.第3个控制点为不动点,其后的一段轮径差曲线不作调整,并采用参考轮径差曲线形状,以保证优化后的高速轮对踏面外形具有同参考踏面外形相同的轮缘形状,从而保证新优化后的踏面同钢轨的配合具有较高的安全性.将其横坐标固定,通过调整纵坐标来改变曲线形状.调整第1个控制点可以改变等效斜率,以满足高速轮对的直线稳定性;调整第2个控制点可以优化列车的曲线通过性能,减少轮缘磨耗.

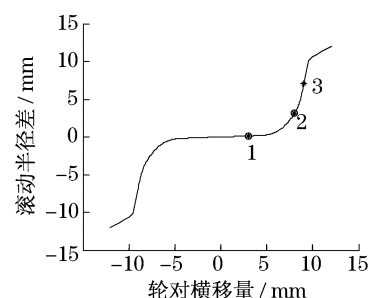


图5 轮径差曲线控制点

Fig. 5 Control point of rolling radius difference

3.2 控制点横坐标的确定

第1个控制点的作用是控制轮对的等效斜率,以满足直线运行稳定性.因此其横坐标的取值应综合考虑车辆—轨道耦合动力学行为、路面不平顺性、临界速度等确定.第3个控制点横坐标定在接触角差为最大值处,以保证优化后的高速轮对踏面外形具有同参考踏面外形相同的轮缘形状,从而保证新优化后的踏面同钢轨的配合具有较高的安全性.第2个控制点横坐标应根据轨距、轮对内侧距以及轮缘厚度综合确定,使其在轮缘接触点之前,从而通过调整该点轮径差可以避免轮缘同钢轨接触,减少磨耗.

3.3 计算程序的实现

图6为踏面优化流程,其优化过程为输入原始的踏面外形和对应的轨头外形后,进行轮轨几何匹配计算,求得轮径差曲线.然后对轮径差曲线进行优化,以满足特定的要求.针对优化后的轮径差曲线,计算出部分踏面外形.确认该新外形后,可以让程序继续完整整个踏面外形,以便使新产生的踏面与原始踏面有相同的轮缘高度和厚度等参数.最后核算接触应力的大小、磨损等指标,如不符合要求返回修改设计参数,重新设计踏面直到满足要求.基于上述过程研制了采用 Matlab 语言的计算机软件:DesWheel.该软件集成了几何匹配计算、轮径差曲线修正、外形设计、外形曲线后处理等功能.能够一次性完成整个踏面外形设计验证过程.程序界面如图7所示.

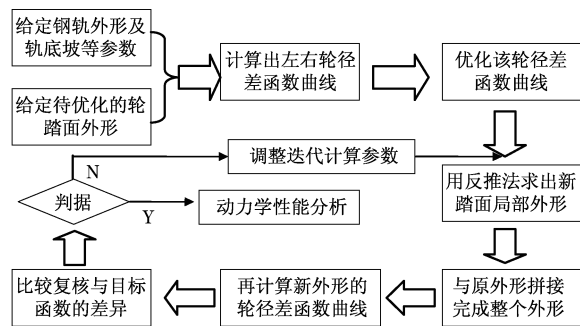


图6 踏面优化流程图

Fig.6 Flow chart of wheel profiles optimization

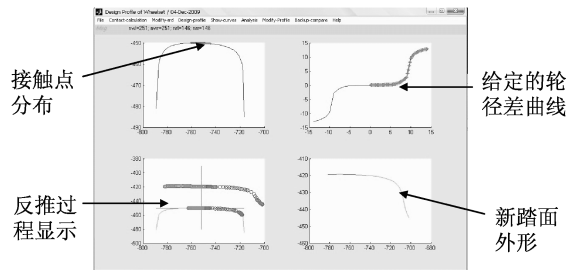


图7 软件设计界面

Fig.7 Software interface

4 优化实例

针对以上3个高速踏面,通过修正其轮径差曲线,验证该新的设计方法及其软件的可行性,并获得了期望的结果.

4.1 LMa型踏面优化

LMa型踏面在0~3 mm之间的等效斜度为0.1,有较好的直线运行稳定性,但其间斜率变化较小,导致其在钢轨上的接触点较为集中.因此,为了使接触点在钢轨上分布较为均匀,重构轮径差曲线

在0~3 mm之间的斜率由0线性增加到 k ,即轮径差曲线在0~3 mm之间的斜率为: $(k/3)x (0 \leq x < 3)$.为了保证其等效斜度仍为0.1以满足直线稳定性,有 $\int_0^3 (k/3)x dx = 0.1 \times 3$,由此可解出 $k = 0.2$,因此可得轮径差曲线在0~3 mm间的曲线为: $y = x^2/30$.为了提高LMa型踏面的曲线通过性,将其在横移量为8 mm时的轮径差增加至5 mm,然后插值得到优化后的轮径差曲线如图8.然后以此为目标轮径差曲线计算出新的踏面外形同钢轨的几何接触关系如图9.同优化前比较可知,优化后的轮轨接触点在钢轨上的分布更为均匀.由于增加了在横移量8 mm时的轮径差,所以其曲线通过性能亦得到了改善.

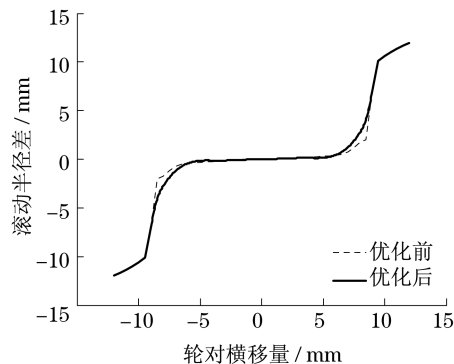


图8 轮径差曲线(LMa型踏面)

Fig.8 Rolling radius difference

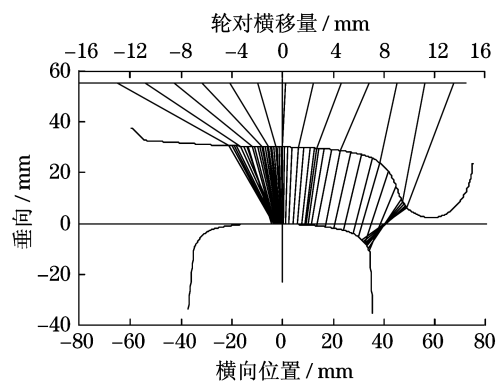


图9 优化后轮轨接触关系(LMa型踏面)

Fig.9 Contact point of optimization profile (LMa)

4.2 S1002G型踏面优化

为了改善S1002G型踏面的直线稳定性,将轮对横移量为0~3 mm时的等效斜率减小为0.2,8 mm处的轮径差增加为5 mm.拟合得优化后的轮径差曲线如图10.可见优化后的踏面具有更好的直线运行稳定性和更大的曲线通过能力.图11为优化后轮轨接触关系,同优化前比较可知,优化后的轮轨接触点分布均匀连续,克

服了其轮轨接触点随横移量跳跃的缺点.

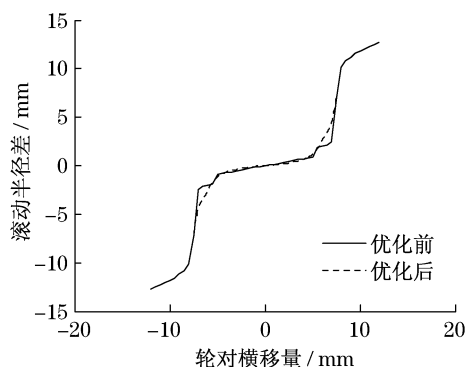


图 10 轮径差曲线(S1002 型踏面)

Fig. 10 Rolling radius difference (S1002)

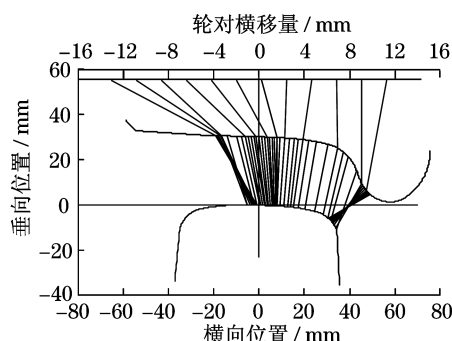


图 11 优化后轮轨接触关系(S1002 型踏面)

Fig. 11 Contact point of optimization profile (S1002)

4.3 XP55 型踏面优化

XP55 型踏面轮缘厚度较大,且其轮径差较小,容易导致轮缘贴近钢轨.因此,将横移量为 6 mm 时的轮径差值增加 5.5 mm. XP55 型踏面直线稳定性较好,因此第 1 个控制点不作调整.拟合得优化后的轮径差曲线如图 12 所示.图 13 为优化后踏面的轮轨几何接触关系,同优化前的轮轨几何接触关系(图 19)相比较,接触点分布均匀,接触范围较大,没有出现接触点跳跃.

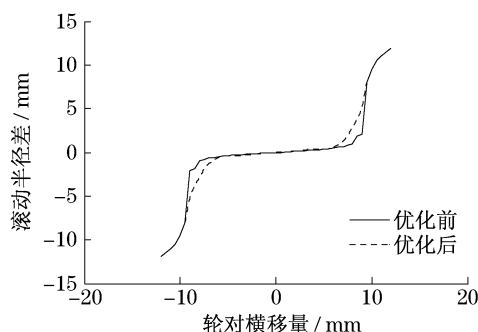


图 12 轮径差曲线(XP55 型踏面)

Fig. 12 Rolling radius difference (XP55)

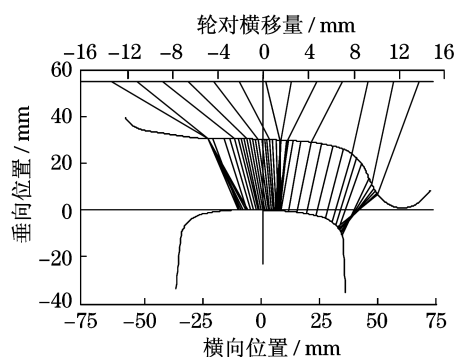


图 13 优化后轮轨接触关系(XP55 型踏面)

Fig. 13 Contact point of optimization profile (XP55)

5 高速踏面设计与选型的展望

以上所述的根据轮径差设计踏面外形的方法解决了基于轨道的几何外形和轨底坡等信息以及动力学性能相关联的曲线来合理设计踏面的计算机辅助设计途径,但轮轨外形还与轮轨的接触应力、接触疲劳等有关,虽然接触区域的设定已能够保证有利的趋向,但不能求出直接的应力数据;还有车辆的实际临界速度或磨耗性能与车辆的悬挂参数有关,需要获知理论上的临界速度值和曲线通过磨耗指标.这些问题通过图 14 的方法解决,即研制一系列对应于不同等效斜度的踏面外形,图中 WPHS 代表高速轮踏面外形, λ_e 为等效斜度.首先选定一个外形,输入实际车辆的悬挂参数,根据经过验证的动力学分析软件和接触应力校核程序进行设计评估,获得高速车辆性能的测试结果,根据预测结果确定所选踏面的合理性,若不合理,则可以返回重新选择不同等级的踏面.

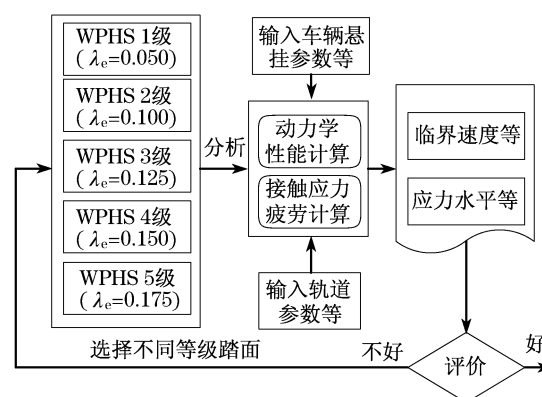


图 14 踏面选型流程图

Fig. 14 Flow chart of wheel tread selection

6 结论

本文介绍了一种基于轮径差函数为目标函数的

车轮外形优化改进方法. 利用开发的计算机程序对几种目前在高速列车上采用的踏面: LMa, S1002G 及 XP55 型踏面作了优化改进设计. 结果表明, 优化后的车轮能够达到预期接触特性, 能够改善轮轨接触特性, 降低车轮踏面凹槽形磨耗和接触疲劳, 提高车辆平稳性和舒适性. 该方法突破了传统外形设计方法所带来的种种限制, 使踏面外形的优化不再局限于圆曲线和直线的简单组合, 而可以拓宽为任意曲线, 也容易实现计算机辅助设计, 从而提高了设计效率和精度. 目标轮径差函数可以根据车辆的期望临界速度、曲线通过能力、稳定性等指标进行调整. 给定的钢轨外形也可以根据实际钢轨外形随意调整, 如可以采用现场实际测量的、磨耗后较为稳定的钢轨外形. 因此通过该方法设计出的轮对能够满足不同期望的动力学性能. 通过调整设计参数, 可以在保证车辆动力学性能的前提下, 对接触应力, 磨耗指数等指标进行优化, 以设计出性能优良的适用于高速列车的系列踏面外形. 同时提出了根据实际车辆悬挂参数和轨道参数进行动力学性能和轮轨接触应力水平校核的优化流程, 满足综合性能的要求.

参考文献:

[1] Souza A F D. Influence of the wheel and rail treads profile on

the hunting of the vehicle[J]. Transact of the ASME, 1985, 107 (1): 167 - 174.

[2] Heller R, Law E H. Optimizing the wheel profile to improve rail vehicle dynamic performance [C]//Proceedings of the 6th IAVSD - Symposium Technical, Berlin: University Berlin, 1979: 179 - 195.

[3] Wu H M. Investigations of wheel/rail interaction on wheel flange climb derailment and wheel/rail profile compatibility [D]. Chicago: The Graduate College of the Illinois Institute of Technology, 2000: 99 - 140.

[4] A H Wickens. The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels[J]. International Journal of Solids Structures, 1965, 1: 319.

[5] A D de Pater. The geometrical contact between track and wheelset[J]. Vehicle System Dynamics, 1988, 17: 127.

[6] Shevtsov I Y, Markine V L, Esveld C. Optimal design of wheel profile for railway vehicles[J]. Wear, 2005, 258(7/8): 1022.

[7] I Y Shevtsov, V L Markine, C Esveld. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear[J]. Wear, 2008, 265(9/10): 1273.

[8] Hamid Jahed, Behrooz Farshi, Mohammad A Eshraghi. A numerical optimization technique for design of wheel profiles [J]. Wear, 2008(264): 1.

[9] SHEN G, Ayasse J B, Chollet H, et al. A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2003(217): 25 - 30.

[10] Persson I, Iwnicki S D. Optimisation of railway profiles using a genetic algorithm [J]. Vehicle System Dynamics, 2004 (41): 517 - 527.

• 下期文章摘要预报 •

1 : 5 滚动实验台轮轨力连续测量系统

任利惠, 黄 磊, 周劲松, 潘建壮

轮轨作用力是评价铁道车辆安全性的主要指标. 针对 1 : 5 小比例滚动实验台, 开发了轮轨力连续测量系统. 首先使用有限元分析和应变实验, 得到小比例轮对的最佳测点位置. 根据测点的应变输出特性, 提出小比例滚动台的轮轨力连续测量方案: 轮轨横向力采用轮测法测量, 再结合轴测法测量轮轨垂向力. 在横向力测量中, 一侧车轮采用简易余弦桥, 另一侧车轮采用直流桥. 研制了小比例测力轮对, 静态试验结果说明简易余弦桥的测试精度较高. 论文最后给出了 1 : 5 滚动实验台轮轨力的测量结果.