

基于轮轨蠕滑机理的货车车轮磨耗寿命预测

丁军君^{1,2*}, 孙树磊¹, 戚 壮¹, 黄运华¹, 李 蒂¹

(1. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031;

2. 西南交通大学 土木工程博士后流动站, 四川 成都 610031)

摘 要: 为对货车车轮磨耗寿命进行预测, 在 SIMPACK 中建立车辆-轨道多体动力学模型, 基于轮轨半赫兹接触理论和 Zobory 车轮磨耗模型编制车轮磨耗数值仿真程序. 对 C80 型货车等在环形线和大秦线上运行时的车轮磨耗行为进行仿真, 并根据实测结果和仿真结果对 Zobory 车轮磨耗模型进行修正, 最后利用修正后的 Zobory 模型对 C80 型货车在国内某重载线路上运行时的车轮磨耗寿命进行预测. 结果表明: 车辆在环形线和大秦线上运行时, 仿真得到的车轮磨耗分布范围以及圆周磨耗深度和轮缘厚度随运行里程的变化趋势均与现场实测结果较为接近, 但车轮圆周磨耗率分别为实测结果的 1.394 ~ 1.842 倍和 2.172 ~ 3.658 倍, 主要原因是仿真中采用了轮轨半赫兹接触理论, 考虑了弹性剪切变形对滑动速度的影响, 并且国内货车采用的 CL60 钢的硬度大于国外 BS11 钢的硬度; C80 型货车在国内某重载线路上运行时, 利用修正后的 Zobory 模型仿真得到的车轮段修磨耗寿命为 39×10^5 km, 运用磨耗寿命为 65×10^5 km, 与现场统计结果较为吻合.

关键词: 铁路货车; 车轮磨耗; 磨耗寿命预测; 半赫兹接触; 磨耗模型

中图分类号: U211.5

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2013)03-0236-09

Wheel Wear Prediction of Railway Freight Car Based on Wheel/rail Creep Mechanism

DING Jun-jun^{1,2*}, SUN Shu-lei¹, QI Zhuang¹, HUANG Yun-hua¹, LI Fu¹

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

2. Post-doctoral Station of Civil Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: In order to predict the wheel wear of railway freight car, the vehicle-track multi-body dynamical models were built in SIMPACK software, and the wheel wear numerical simulation program were developed based on semi-Hertzian contact theory and Zobory's wear model. Wheel wear of C80 and other types of railway freight car which running on Ring-line and Da-Qin railway line were simulated, and the Zobory's wear model was corrected by the results from simulation and field measurement, at last the wheel wear life of C80 freight car which running on the heavy haul railway was predicted by the corrected Zobory's wear model. The results indicate that both the wear distribution range in wheel profile and the trend of wear depth and wheel flange thickness by simulation were in good agreement with the field measurement, but the tread of wear rates from simulation were 1.394 ~ 1.842 times and 2.172 ~ 3.658 times larger than field measurement separately. The first reason was that the semi-Hertzian contact theory was used in wear simulation, meanwhile the influence of elastic shear deformation on slid velocity was considered in wear simulation. The second reason was that the CL60 wheel steel used in China had higher hardness than that of BS11 steel used in Zobory's experiment. For the C80

Received 7 August 2012, revised 18 December 2012, accepted 27 February 2013, available online 28 May 2013.

* Corresponding author. E-mail: dingjunjun@swjtu.edu.cn, Tel: +86-28-87601321.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (50821063) and National High-Tech Research and Development Program of China (2008AA030706) and Fundamental Research Funds for the Central Universities (SWJTU12CX041). 国家自然科学基金(50821063)、863 计划项目(2008AA030706)和中央高校基本科研业务费专项资金(SWJTU12CX041)资助.

freight car running on heavy haul railway, the simulated wheel depot repair life by corrected Zobory's wear model was 390,000 km and the application life was 650,000 km. Both the depot repair life and wheel application life from simulation were in good agreement with the field statistical results.

Key words: railway freight car, wheel wear, wear life prediction, semi-hertzian contact, wear model

重载运输是中国铁路的一个主要发展方向,而发展重载运输主要是以增加货车车辆轴重的方式来实现.货车轴重的增加会使轮轨磨耗越加严重,以大秦重载铁路为例,货车轴重由23 t增至25 t后,车轮圆周磨耗增加了70%^[1],而未来国内货车的轴重将增至30 t甚至更大,因此重载铁路轮轨磨耗引起了铁路运营单位和车辆制造单位的关注.国外对轮轨磨耗的系统研究始于20世纪70年代,主要利用摩擦试验机研究轮轨材料的磨耗行为,并用轮轨之间的摩擦功衡量磨耗量的大小^[2].随着计算机技术的发展,为了对车轮磨耗行为进行仿真,Zobory^[3]基于接触斑能量耗散原理建立了车轮磨耗模型;Jendel^[4]基于Archard理论研究了车轮磨耗,Enblom等^[5]在Jendel工作的基础上,考虑了弹性剪切变形和制动对车轮磨耗的影响;Braghin等^[6]根据全尺寸轮轨滚动接触装置提出了快速计算车轮踏面磨耗深度的模型;Vuong等^[7]通过试验确定了在摩擦条件改变时的磨耗系数,并考虑了局部高温条件下的材料软化特征;Gordana等^[8]分析了在部分滑动和全滑动条件下的牵引方向和牵引系数对磨耗的影响;Pombo等^[9]分析了轮轨接触斑整体接触和局部接触对磨耗深度的影响,认为没有必要采用局部接触计算磨耗;国内常崇义等^[10]利用ABAQUS软件建立了轮轨三维动态有限元模型,并基于Archard理论对车轮磨耗进行了数值模拟;李霞等^[11]利用车辆-轨道耦合动力学模型、CONTACT程序和Archard磨耗模型分析了曲线上车轮的磨耗情况;王彩芸等^[12]利用模拟试验研究了曲线半径对钢轨试样磨损特性的

影响;罗仁等^[13]对高速列车车轮磨耗进行分析,研究各种因素对踏面磨耗深度和磨耗分布的影响;钟雯等^[14]利用摩擦试验机研究了高速和重载条件下钢轨的疲劳和磨损机理.

由于国内对车轮磨耗仿真的研究起步较晚,在车轮磨耗仿真中均采用国外学者建立的磨耗模型,并未对其进行修正,同时国内外对轮轨磨耗的仿真主要集中在高速列车和地铁车辆上^[11-12],对货车尤其是重载货车车轮磨耗的研究较少.本文基于轮轨蠕滑机理对货车车轮磨耗行为进行仿真,并在实测结果的基础上对车轮磨耗模型进行修正,使其能更为准确预测国内货车车轮的磨耗寿命,为今后更大轴重货车的优化设计提供理论依据.

1 车轮磨耗仿真模型

1.1 车轮磨耗仿真流程

车轮磨耗仿真主要由4部分组成,包括车辆-轨道系统的动力学仿真、轮轨滚动接触分析、车轮磨耗计算和车轮踏面更新,各部分之间的关系如图1所示.

车轮磨耗具体仿真过程如下:首先利用车辆-轨道系统动力学模型得到车辆的轮轨动力学行为,然后对轮轨空间几何接触关系进行计算,得到轮轨接触点在踏面上的位置,并采用轮轨滚动接触理论对接触斑形状、蠕滑力分布、黏滑区分布进行计算;其次根据踏面磨耗模型和轮轨滚动接触计算结果得到踏面上的磨耗深度分布,并根据磨耗深度平滑方式和踏面更新策略得到磨耗后的车轮踏面形状;最

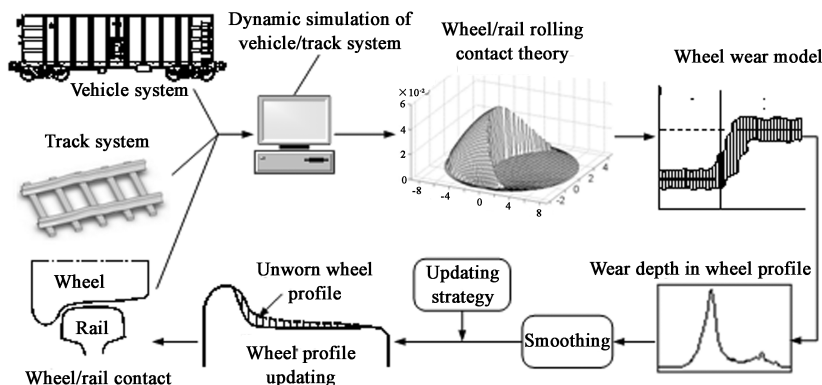


Fig. 1 Scheme of wheel wear simulation

图1 车轮磨耗仿真流程图

后将计算得到的车轮踏面形状返回到车辆-轨道系统动力学模型中进行计算,再次计算得到磨耗后的车轮踏面形状,反复迭代直到满足要求为止。

1.2 车辆-轨道系统动力学模型

为分析车辆在线路上运行时的动力学行为,在 SIMPACK 多体动力学软件中建立了货车-轨道系统动力学模型,如图 2 所示。在该模型中,车体、轮对

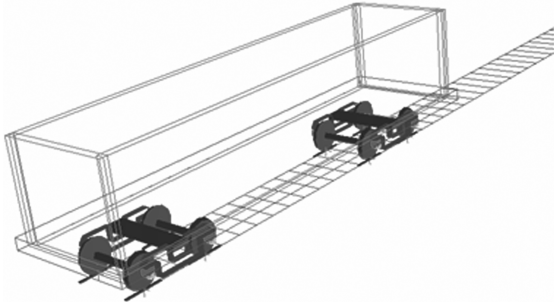


Fig. 2 Vehicle-Track multi-body dynamical model
图 2 车辆-轨道多体动力学模型

和侧架等部件均考虑为刚体,同时根据货车转向架的特点,考虑悬挂减振装置中摩擦阻尼等非线性因素,同时考虑轨道不平顺和曲线超高等对车辆动力学行为的影响。

1.3 轮轨滚动接触理论

在分析轮轨法向接触问题时,通常采用赫兹接触理论,其基于弹性半空间假设,且认为接触斑内两物体曲率是常数,接触斑的形状为椭圆,物体之间的法向间隙表达式为式(1)。

$$z(x, y) = Ax^2 + By^2 \quad (1)$$

式中: A 、 B 为相对曲率; x 、 y 分别为纵向坐标和横向坐标。

当轮轨磨耗后或发生轮缘接触时,接触斑内车轮和钢轨的曲率不是常数,因此轮轨接触不再满足赫兹接触条件。Ayasse 等^[15]在赫兹接触理论的基础上发展了 1 种半赫兹接触理论,这里所谓的半赫兹接触是指在轮轨滚动方向仍然采用赫兹接触理论,而在横向不再采用赫兹接触理论。半赫兹接触模型的原理如下:将可能的接触区域沿 x 轴方向划分为 K 个等宽的条带,且用 y_i 表示第 i 个条带的中心横坐标($i=1, 2 \dots K$), Δy 为每个条带的宽度,如图 3 所示。对于每一个条带,分别计算相对曲率 A_i 和 B_i ,采用和赫兹理论相同的方法计算出每个条带上的接触参数 m_i 、 n_i 和 r_i ,并根据式(2)对 A_i 和 B_i 进行修正,修正后的相对曲率 A_{ci} 和 B_{ci} 分别为式(2)。

$$A_{ci} = \frac{B_i n_i}{m_i} \quad (2)$$

$$B_{ci} = B_i$$

由于接触区内轮轨型面的曲率非常数,故轮轨间法向间隙表达式应改为式(3)。

$$z(x, y) = z_w(y_i) - z_r(y_i) + A_{ci} x^2 \quad (3)$$

式中: $z(x, y_i)$ 为第 i 个条带处的法向间隙; $z_w(y_i)$ 和 $z_r(y_i)$ 分别为车轮和钢轨表面在法向的位置。

当 $z(x=0, y_i)$ 最小时,该条带被称为母带,此时法向间隙为 0。各条带满足接触条件的边界条件见式(4)。

$$h_i = h_0 - z(x=0, y_i) \geq 0 \quad (4)$$

式中: h_i 为各个条带处两接触物体的渗入量; h_0 为母带处的渗入量。

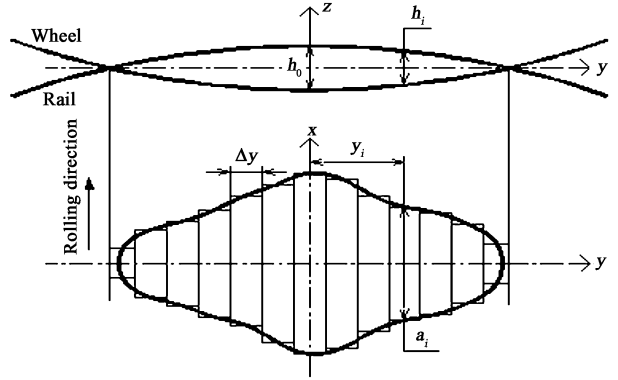


Fig. 3 Parameters definition of Semi-Hertzian model
图 3 半赫兹接触模型示意图

每个条带上纵向半轴长 a_i 为式(5)。

$$a_i = \sqrt{\frac{h_i}{A_{ci}}} \quad (5)$$

各个条带上的法向力 N_i 为式(6)。

$$N_i = \frac{1}{2} \frac{1}{n_i r_i} \frac{E}{1-v^2} \frac{1}{\varepsilon_i} h_i \Delta y \quad (6)$$

式中: E 为材料弹性模量; v 为材料泊松比; $\varepsilon_i = \frac{n_i^2 B_i}{r_i (B_i + A_i)}$ 。

在条带上切向应力的计算中,采用了 Kalker 的 FASTSIM 算法^[16]。根据 FASTSIM 算法推导出接触斑上每个条带内的法向和切向接触应力为式(7~8)^[15]。

$$\sigma_{z,i}(x) = \frac{4}{3\pi} \frac{1}{n_i r_i} \frac{E}{1-v^2} \left[1 - \left(\frac{x}{a_i} \right)^2 \right] \frac{h_i}{a_i} \frac{a_i}{a} \frac{1}{\varepsilon_i} \quad (7)$$

$$\sigma_{x,i} = -\frac{3}{8}GC_{11,i}\xi_{x,i}\left(1 - \frac{x}{a_i}\right)\frac{a_i}{a} \quad (8)$$

$$\sigma_{y,i} = -\left[\frac{3}{8}GC_{22,i}\xi_{y,i} + \frac{2}{\pi}\sqrt{\frac{n_i}{m_i}}GC_{23,i}\xi_{z,i}(a_i + x)\right]\left(1 - \frac{x}{a_i}\right)\frac{a_i}{a} \quad (9)$$

式中: $\sigma_{z,i}$ 为法向接触应力; $\sigma_{x,i}$ 和 $\sigma_{y,i}$ 为切向接触应力; a 为母带处的纵向半轴长; G 为弹性剪切模量; $\xi_{x,i}$ 、 $\xi_{y,i}$ 和 $\xi_{z,i}$ 分别为每个条带上的纵向、横向和自旋蠕滑率; $C_{11,i}$ 、 $C_{22,i}$ 和 $C_{23,i}$ 分别为每个条带上的蠕滑系数。

文献[17]中基于半赫兹接触、赫兹接触和Kalker精确理论程序CONTACT分别计算轮轨接触应力和接触斑形状,结果表明半赫兹接触的接触斑形状和接触应力均较赫兹接触更接近于CONTACT的计算结果,同时采用半赫兹接触时去计算速度远大于CONTACT,满足工程运用要求,因此本文在磨损仿真中选用基于半赫兹接触的FASTSIM算法对轮轨滚动接触进行分析。

1.4 车轮磨损模型

国外学者在轮轨试验的基础上建立了一些经典的车轮磨损模型,而国内研究起步较晚,目前尚未建立车轮磨损模型。Zobory^[3]在接触斑能量耗散理论的基础上建立了车轮磨损模型,该模型将接触斑分为滑动区 A_s 和黏着区 A_a ,并认为磨损仅仅发生在滑动区内,如图4所示。接触斑内单元格 (i,j) 处的磨

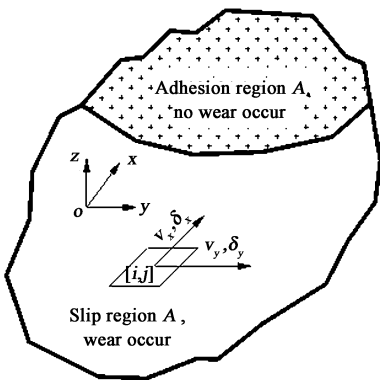


Fig. 4 Adhesion - slip region in contact patch
图4 接触斑内黏滑区的分布

耗能量流密度描述为式(11)。

$$E_d(i,j) = \begin{cases} \sigma_x(i,j)v_x(i,j) + \sigma_y(i,j)v_y(i,j) & (i,j) \in A_s(t) \\ 0 & (i,j) \notin A_s(t) \end{cases} \quad (10)$$

式中: E_d 为能量流密度; σ_x 和 σ_y 分别为该单元格的纵向和横向剪切应力; v_x 和 v_y 分别为纵向和横向滑动速度; $i = 1, 2 \dots n_x$; $j = 1, 2 \dots n_y$; n_x 和 n_y 分别为接触斑纵向和横向单元格份数。

单元格内的磨损质量流密度 m_d 为式(11)。

$$m_d(i,j) = k(i,j) = k(i,j) \cdot E_d(i,j) \quad (11)$$

式中: m_d 代表单位面积内质量磨损损失速度; k 为磨损系数,其值的大小与能量流密度 E_d 有关。

$$k = \begin{cases} 7 \times 10^{-10} \text{kg}/(\text{N} \cdot \text{m}) & E_d \leq 4 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m})/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \\ 21 \times 10^{-10} \text{kg}/(\text{N} \cdot \text{m}) & E_d > 4 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m})/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \end{cases} \quad (12)$$

根据图1所示的仿真流程,利用MATLAB编制车轮磨损数值模拟程序,其中轮轨空间几何接触算法采用最小距离搜索法,磨损深度平滑方法采用小波滤波平滑方法,而车轮踏面更新策略采用控制最大磨损深度的方法。

2 环形线和大秦线上的车轮磨损研究

2.1 环形线上的车轮磨损研究

2003年12月至2007年9月在环形线上进行了两个阶段的提速货车120 km/h可靠性试验^[18],参与试验的车型有C80、C80H、C70和C70H等,其中C80和C70型货车装用转K6型转向架,而C80H和C70H型货车装用转K5型转向架,同时每一种车型都包含空车和重车两种状态。环形线包括一个大环和一个小环,大环全长9 km,曲线半径为1.432 km,小环全长8.5 km,曲线半径为1 km,如图5所示。

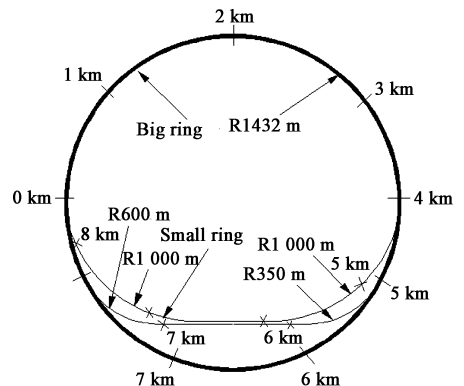


Fig. 5 Planar graph of the ring - line
图5 环形线试验线路示意图

在整个可靠性试验过程中对车轮踏面磨损进行检测和统计,其中车辆运行 18×10^5 km后C80型和

C70 型车辆所有车轮的平均踏面圆周磨耗率和磨耗深度如表 1 所示.

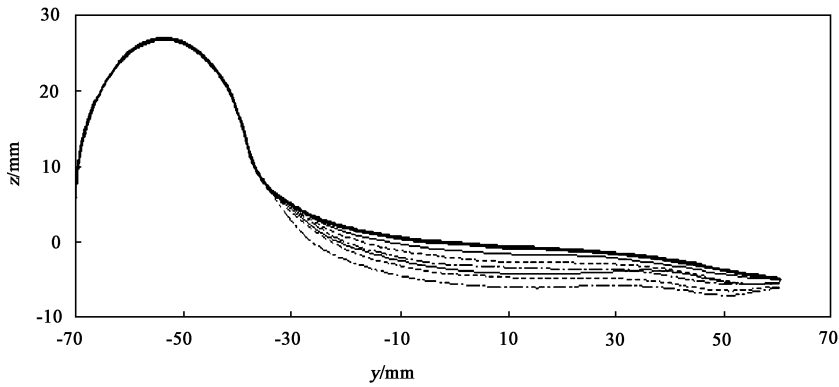
某 25 t 轴重货车在重车工况下实测得到的车轮踏面形状、踏面圆周磨耗深度和轮缘厚度随运行里

程的变化如图 6 所示. 由图 6 可以看出, 参试车辆的车轮磨耗主要表现为踏面磨耗, 轮缘上几乎没有磨耗发生, 磨耗范围为 -35 ~ 60 mm, 同时圆周磨耗深度和轮缘厚度均随着运行里程的增加而线性增大.

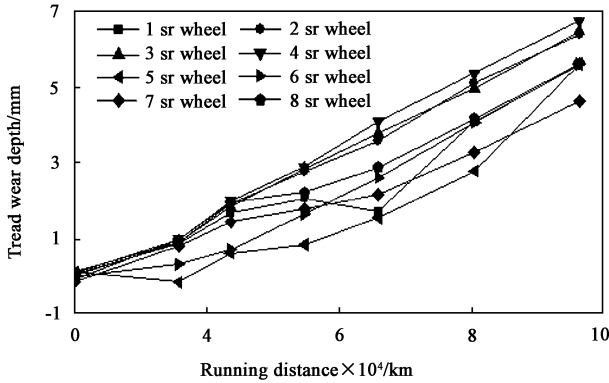
表 1 环形线上的车轮圆周磨耗率和磨耗深度

Table 1 Wheel wear rates and tread wear depths of freight cars running on Ring - line

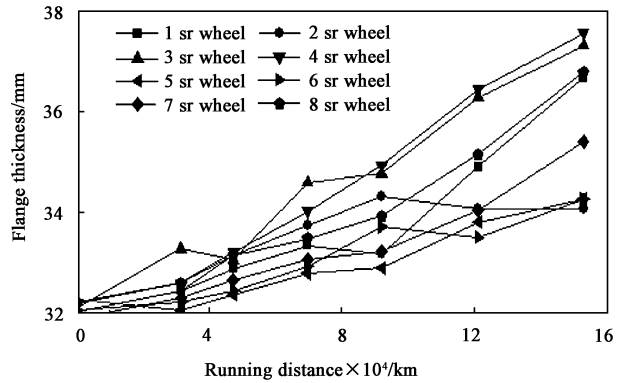
Vehicle types	Axle load	Load state	Wear rates $\times 10^4 / (\text{mm} \cdot \text{t}^{-1} \cdot \text{km}^{-1})$	Mean tread wear depths/mm
C80/C80H	25	empty	0.043 9	2.0
	25	heavy	0.020 0	4.6
C70/C70H	23	empty	0.039 4	2.1
	23	heavy	0.020 7	4.3



(a) Measured worn wheel profiles



(b) Tread wear depths



(c) Flange thicknesses

Fig. 6 Measured wheel parameters of the freight car running on ring - line

图 6 环形线上实测货车车轮参数

为与上述试验结果进行对比, 以 C80、C80H、C70 和 C70H 型车辆和环形线实际线路条件为例在 SIMPACK 软件中建立车辆 - 轨道系统动力学模型, 其中每种货车分为重车和空车工况, 轮轨关系采用 LM 型踏面和 60 kg/m 钢轨匹配, 车辆运行速度为 120 km/h. 利用车轮磨耗数值模拟程序对上述车辆在环形线上运行时车轮的磨耗行为进行仿真.

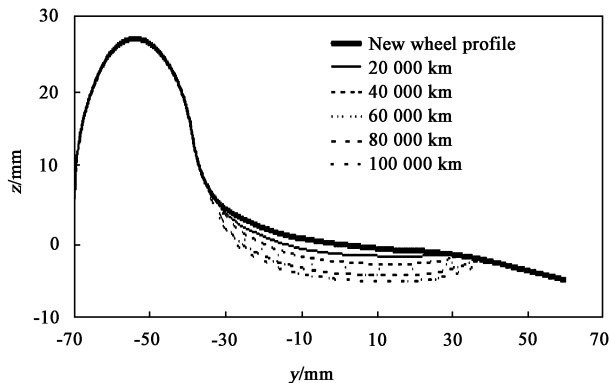
以 C80 型货车重车工况为例, 仿真得到的磨耗

后车轮踏面形状以及车轮圆周磨耗深度和轮缘厚度与运行里程的关系如图 7 所示. 由图 7 可以看出: 车轮的磨耗主要分布在 -35 ~ 40 mm 范围内, 磨耗主要发生在踏面上, 轮缘上仅有轻微的磨耗, 与实测结果一致; 仿真得到的车轮踏面形状与实测结果较为吻合, 但在仿真中 40 ~ 60 mm 范围内车轮没有磨耗发生, 发生该现象的原因是在仿真过程中没有考虑道岔对车轮磨耗的影响, 但由于轮轨接触大部分时

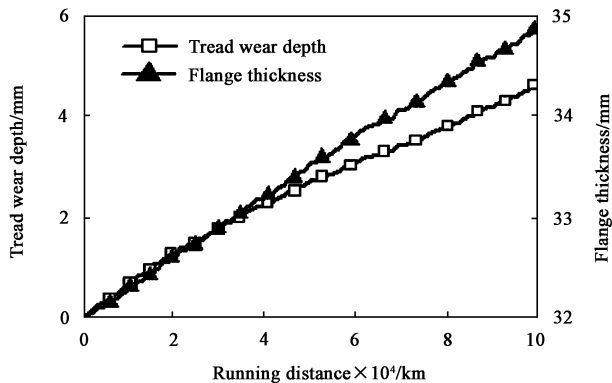
间都发生在踏面和轮缘部分,因此不考虑岔对轮缘和踏面上的磨耗的影响不大;圆周磨耗深度和轮缘厚度随着运行里程的增加而线性增大,变化趋势与现场实测结果一致.

采用 Zobory 磨耗模型进行仿真时,环形线上不同类型货车车轮磨耗仿真结果与实测结果见表 2. 由表 2 可以看出,所有工况下仿真得到的磨耗率均

大于实测结果,约为 1.394 ~ 1.842 倍. 以圆周磨耗深度为例,C80/C80H 型货车重车条件下运行 18×10^5 km 后圆周磨耗深度为 4.6 mm,而在仿真中车辆只需运行 10×10^5 km 即可使圆周磨耗达到 4.6 mm,同样,空车条件下运行 18×10^5 km 后圆周磨耗深度为 2.0 mm,而在仿真中达到同样的磨耗深度车辆只需运行 11.5×10^5 km.



(a) Worn wheel profiles



(b) Tread wear depths and flange thicknesses

Fig. 7 Simulated wheel parameters of the C80 heavy freight car running on Ring - line

图 7 环形线 C80 型货车重车条件下仿真得到的车轮参数

表 2 环形线上磨耗率仿真结果与实测结果对比

Table 2 Comparison of wear rates between simulated and measured in Ring - line

Vehicle types	Wear rate by simulation $\times 10^4 / (\text{mm}^{-1} \cdot \text{km}^{-1})$	Measured wear rate $\times 10^4 / (\text{mm}^{-1} \cdot \text{km}^{-1})$	simulation /measured
C70 (empty)	0.169 8	0.116 7	1.455
C70H (empty)	0.187 0		1.60 2
C80 (empty)	0.154 9	0.111 1	1.394
C80H (empty)	0.171 3		1.542
C70 (heavy)	0.401 2	0.238 9	1.679
C70H (heavy)	0.439 7		1.84 1
C80 (heavy)	0.460 1	0.255 6	1.800
C80H (heavy)	0.470 9		1.84 2

2.2 大秦线上的车轮磨耗研究

根据大秦线实际线路条件,利用磨耗数值模拟程序对大秦线上 23 t 和 25 t 轴重货车车轮的磨耗行为进行仿真,其中大秦线分为重车线和空车线,重车线采用 75 kg/m 钢轨,空车线采用 60 kg/m 钢轨.以 C80H 型货车为例,磨耗后的车轮型面、车轮圆周磨耗深度和轮缘厚度与运行里程的关系如图 8 所示.由图 8 可见:车轮的磨耗主要分布在踏面上 -50 ~ 42 mm 范围内,磨耗主要发生在踏面上,轮缘上有轻微的磨耗,与现场观测结果较为吻合;圆周磨耗深度随着运行里程的增加而线性增大,而轮缘厚度在运行里程超过 4×10^5 km 后变化不大.

大秦线上不同类型货车车轮磨耗仿真结果与文

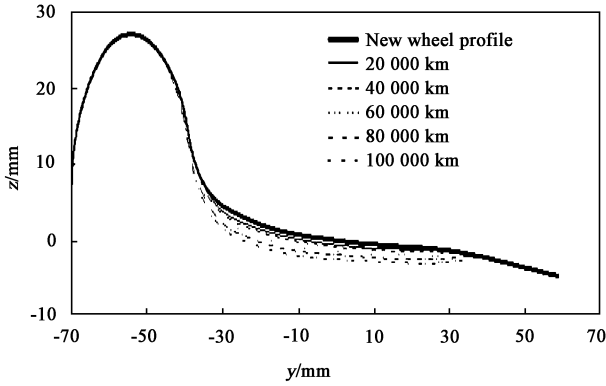
献[15]中的实测结果见表 3.可以看出,仿真得到的磨耗率均大于实测结果,以圆周磨耗深度为例,23 t 轴重货车在大秦线上运行 10×10^5 km 后实测得到的平均磨耗量为 0.639 mm,25 t 轴重为 1.126 mm,而在仿真中,23 t 轴重货车运行 10×10^5 km 后的平均磨耗量为 2.17 mm,25 t 轴重为 2.51 mm.

2.3 讨论

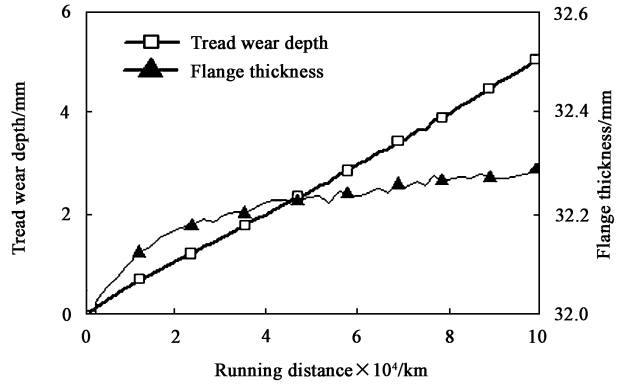
仿真中磨耗偏大的原因主要有两个:首先,Zobory 在建立磨耗模型时试验采用的车轮材料为 BS11 钢,而国内货车采用的车轮材料为 CL60 钢,两种钢的化学成分及平均硬度见表 4,可见 BS11 钢的硬度比 CL60 钢小,而材料硬度越小,磨耗率越大,因此仿真得到的磨耗率较实测结果大;其次,在过去

的轮轨滚动接触试验中通常基于赫兹接触假设,而本文磨损仿真中采用的是半赫兹接触理论,并考虑了材料弹性剪切变形对滑动速度的影响,文献[17]中的研究表明,采用赫兹接触时得到磨损量小

于半赫兹接触和 CONTACT 的结果,同时考虑材料弹性剪切变形对滑动速度的影响使磨损量大于只考虑刚性滑动速度时。综上,Zobory 模型不能准确预测国内货车的磨损寿命,有必要对其进行修正。



(a) Worn wheel profiles



(b) Trend wear depth and flange thickness

Fig. 8 Simulated wheel parameters of the C80H freight car running on Da - Qin railway line

图8 C80H型货车重车条件下仿真得到车轮参数

表3 大秦线上磨损率仿真结果与实测结果对比

Table 3 Comparison of wear rates between simulated and measured in Da - Qin railway line

Vehicle types	Wear rate by simulation $\times 10^4 / (\text{mm}^{-1} \cdot \text{km}^{-1})$	Measured wear rate $\times 10^4 / (\text{mm}^{-1} \cdot \text{km}^{-1})$	simulation/measured
C70	0.2206	0.0603	3.658
C70H	0.2223	0.0675	3.293
C80	0.2437	0.1069	2.279
C80H	0.2569	0.1183	2.172

表4 车轮材料的化学成分及平均硬度

Table 4 Chemistry composition and mean hardness of wheel materials

Materials	Composition/%					Hardness/GPa
	C	Si	Mn	S	P	
BS11	0.52	0.20	1.07	0.018	0.013	2.40
CL60	0.60	0.25	0.62	0.040	0.036	2.99

3 磨损模型的修正

根据环形线和大秦线上车轮磨损仿真结果与实测结果的对比分析可知,采用 Zobory 模型时,仿真得到的磨损率均大于实测结果,为使车轮磨损模型适用于国内的车轮材料和运用条件,需要对 Zobory 磨损模型进行修正。Kampfer^[19]总结了与 Zobory 模型类似的磨损模型,这些模型中均将磨损分为轻微磨损和严重磨损,其分界点均为磨损能量流密度为 $4 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m}) / (\text{s} \cdot \text{m}^{-2})$ 时,同时严重磨损系数与轻微磨损系数的比值均趋于3,与 Zobory 模型一致,因此对 Zobory 模型进行修正可以通过对轻微磨损区和严

重磨损区的磨损系数乘以相同的修正系数来实现。

环形线上仿真得到的磨损率是实测结果的 1.394 ~ 1.842 倍,大秦线上仿真得到的磨损率是实测结果的 2.172 ~ 3.658 倍。两种线路条件下仿真结果与实测结果比值的平均值为 2.046,取整后为 2,因此修正系数取为 0.5,修正后的 Zobory 模型中磨损系数与磨损能量流密度的关系如式(13)所示。

$$k = \begin{cases} 3.5 \times 10^{-10} \text{kg} / (\text{N} \cdot \text{m}) & E_d \leq 4 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m}) / (\text{s} \cdot \text{m}^2) \\ 10.5 \times 10^{-10} \text{kg} / (\text{N} \cdot \text{m}) & E_d > 4 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m}) / (\text{s} \cdot \text{m}^2) \end{cases} \quad (13)$$

4 货车车轮磨耗寿命预测

为对货车车轮磨耗寿命进行预测,以 C80 型货车在国内某重载线路上运用时为例,利用修正后的 Zobory 磨耗模型对其车轮磨耗寿命进行预测,其中该线路上的曲线半径及其长度如图 9 所示,运行在该线路上的 C80 型货车的车轮磨耗寿命进行预测.

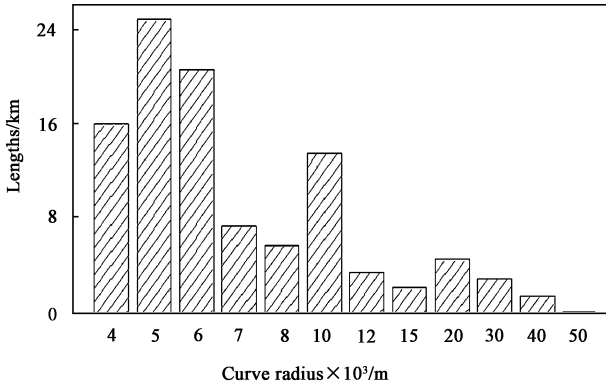


Fig.9 Curve radius and corresponding lengths of a heavy haul railway in China

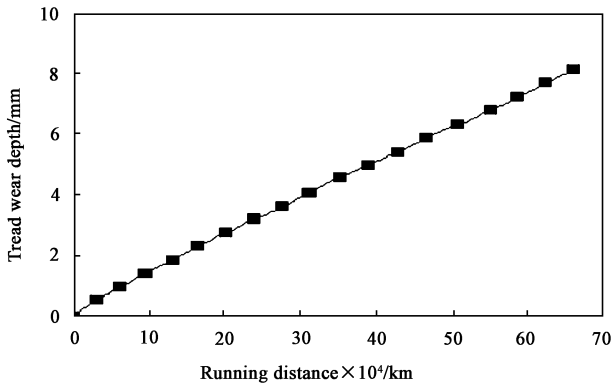
图 9 国内某重载线路上的曲线半径及其长度分布

车轮磨耗参数随运行里程的变化趋势以及磨耗后的车轮踏面形状和磨耗深度分布如图 10 所示.

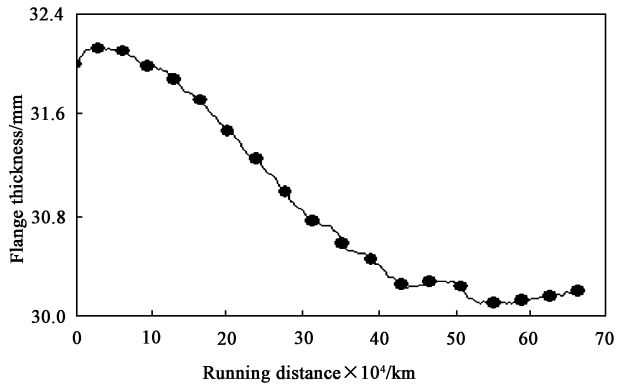
从图 10 中可以看出,车轮圆周磨耗深度和磨耗面积随运行里程的增加线性增大,轮缘厚度先线性减小,当运行里程达到 40×10^5 km 后,轮缘厚度变化不大;随着运行里程的增加,车轮上磨耗的范围变宽,运行里程为 10×10^5 km 时,磨耗主要发生在 $-48 \sim 40$ mm 范围内,运行里程达到 60×10^5 km 后,磨耗发生在 $-51 \sim 56$ mm 范围内;磨耗深度最大发生在 -29 mm 处;由于轮缘厚度在 65×10^5 km 内均大于厂修限度,因此车轮磨耗寿命由踏面磨耗决定,根据我国铁路货车车轮维修制度,车轮段修磨耗寿命为 39×10^5 km,运用磨耗寿命为 65×10^5 km,与现场统计结果比较吻合,说明对 Zobory 磨耗模型的修正是合理的.

5 结论

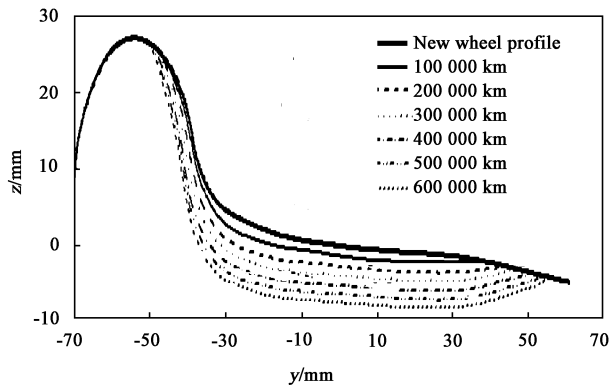
a. 基于轮轨半赫兹接触理论和 Zobory 磨耗模型,结合车辆-轨道系统动力学模型对不同货车在环形线和大秦线上的车轮磨耗行为进行仿真,仿



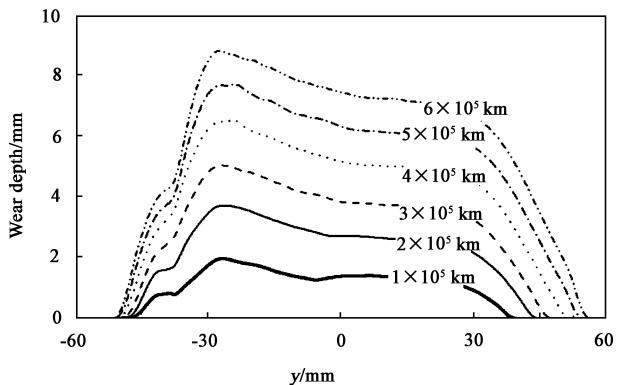
(a) Tread wear depth



(b) Flange thickness



(c) Worn wheel profile



(d) Wear depth

Fig. 10 Simulated wheel parameters of the C80 freight car running on heavy haul railway

图 10 车轮磨耗后的踏面形状和磨耗深度分布

真结果表明车轮上磨耗分布范围、圆周磨耗深度和轮缘厚度的变化趋势与现场实测结果比较吻合,但仿真得到的磨耗率分别是实测结果的 1.394 ~ 1.842 倍和 2.172 ~ 3.658 倍,主要原因是国内货车车轮采用的 CL60 钢硬度较大,同时在仿真中采用半赫兹接触理论并考虑了材料弹性剪切变形对滑动速度的影响. 因此 Zobory 磨耗模型不适用于预测国内货车车轮磨耗寿命,应进行修正.

b. 根据货车在环形线和大秦线上车轮磨耗的实测结果和仿真结果对 Zobory 磨耗模型进行修正,磨耗系数的修正系数取为 0.5. 利用修正后的 Zobory 磨耗模型对 C80 型货车在国内某重载线路上运行时的车轮磨耗寿命进行预测,预测结果表明,该线路上 C80 型货车车轮的磨耗寿命主要由踏面圆周磨耗决定,车轮段修磨耗寿命为 39×10^5 km,运用磨耗寿命为 65×10^5 km,与现场统计结果比较吻合,证明了 Zobory 修正磨耗模型的合理性.

参考文献:

- [1] Hu H B, Lu K W, Shao W D, *et al.* Research on wheel wear of freight cars on Datong - Qinhuangdao railway line[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32 (1): 30 - 37 (in Chinese)[胡海滨,吕可维,邵文东,等. 大秦铁路货车车轮磨耗问题的调查与研究[J]. 铁道学报,2010,32(1): 30 - 37].
- [2] Beagley T M. Severe wear of rolling/sliding contact[J]. Wear, 1976, 36(3): 317 - 335.
- [3] Zobory I. Prediction of wheel/rail profile wear [J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 28(2): 221 - 259.
- [4] Jendel T. Prediction of wheel profile wear - comparisons with filed measurements[J]. Wear, 2002, 253(1): 89 - 99.
- [5] Enblom R, Berg M. Simulation of railway wheel profile development due to wear - influence of disc braking and contact environment[J]. Wear, 2005, 258(7): 1 055 - 1 063.
- [6] Braghin F, Lewis R, Dwyer R S. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear[J]. Wear, 2006, 261(11): 1 253 - 1 264.
- [7] Vuong T T, Meehan P A, Eadie D T. Investigation of a transitional wear model for wear prediction and control in rolling contact[C]. 8th International Conference on Contact Mechanical and Wear of Wheel/rail Systems, Firenze, 2009.
- [8] Gordana V, Franklin F J, Fletcher D I. Influence of partial slip and direction of traction on wear rate in wheel - rail contact[J]. Wear, 2011, 270(3 - 4): 163 - 171.
- [9] Pombo J, Ambrosio J, Pereira M, *et al.* Development of a wear prediction tool for steel railway wheels using three functions[J]. Wear, 2011, 271(1 - 2): 238 - 245.
- [10] Chang C Y, Wang C G, Jin Y. Numerical analysis of wheel/rail wear based on 3D dynamic finite element model[J]. China Rail Science, 2008, 29(4): 89 - 95 (in Chinese)[常崇义,王成国,金鹰. 基于三维动态有限元模型的轮轨磨耗数值分析[J]. 中国铁道科学,2008,29(4): 89 - 95].
- [11] Li X, Jin X S, Hu D. Theoretical model and numerical method of wheel profile wear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 193 - 200 (in Chinese)[李霞,金学松,胡东. 车轮磨耗计算模型及其数值方法[J]. 机械工程学报,2009,45(9): 193 - 200].
- [12] Luo R, Zeng J, Dai H Y, *et al.* Simulation on wheel wear prediction of high - speed train[J]. Tribology, 2009, 29(6): 551 - 558 (in Chinese)[罗仁,曾京,戴焕云,等. 高速列车车轮磨耗预测仿真[J]. 摩擦学学报,2009,29(6): 551 - 558].
- [13] Wang C Y, Wang W J, Guo J. Numerical and experiment analysis of the effect of curve radius on rail wear and rail failure [J]. Tribology, 2010, 30(6): 584 - 588 (in Chinese)[王彩芸,王文健,郭俊,等. 曲线半径对钢轨磨损影响的数值计算与试验分析[J]. 摩擦学学报,2010,30(6): 584 - 588].
- [14] Zhong W, Dong L, Wang Y, *et al.* A Comparative investigation between rolling contact fatigue and wear of high - speed and heavy - haul railway [J]. Tribology, 2012, 32(1): 96 - 101 (in Chinese)[钟雯,董霖,王宇,等. 高速与重载铁路的疲劳磨损对比研究[J]. 摩擦学学报,2012,32(1): 96 - 101].
- [15] Ayasse J B, Chollet H. Determination of the wheel rail contact patch in semi - Hertzian conditions [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(3): 161 - 172.
- [16] Kalker J J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact[J]. Vehicle System Dynamics, 1982, 11(1): 1 - 13.
- [17] Ding J J, L, Li F, Huang Y H. Calculation of wheel wear based on semi - Hertzian contact [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2011, 46(2): 195 - 199 (in Chinese)[丁军君,李芾,黄运华. 基于半赫兹接触的车轮磨耗计算[J]. 西南交通大学学报,2011,46(2): 195 - 199].
- [18] Ding Y, Wang X R, Qu J J. Research of railway wagon wheel injury and tread wear law[J]. Railway Locomotive&Car, 2011, 31(6): 32 - 36 (in Chinese)[丁勇,王新锐,曲金娟. 铁路货车车轮伤损及踏面磨耗规律的研究 [J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(6): 32 - 36].
- [19] Kampfer B. New approach for predicting wheel profile wear [C]. 7th International Conference on Contact Mechanical and Wear of Wheel/rail Systems, Brisbane, 2006: 675 - 680.