

# 非对称车轮磨耗下的车辆服役性能分析

韩帅<sup>1,2</sup>, 张旭<sup>1,2</sup>, 曾毅<sup>1,2\*</sup>

<sup>1</sup>大连交通大学詹天佑学院(中车学院), 辽宁 大连

<sup>2</sup>大连交通大学高速铁路服役安全关键技术铁路行业重点实验室, 辽宁 大连

收稿日期: 2026年3月30日; 录用日期: 2026年5月19日; 发布日期: 2026年5月28日

## 摘要

为研究车轮非对称磨耗对车辆运行的影响, 建立并求解轮轨接触有限元模型以考虑车轮踏面不对称磨耗对车轮型面的影响。结合实测车轮踏面数据并基于Archard磨耗模型的车轮磨耗仿真模型, 研究车轮非对称磨耗下轮轨接触关系、车轮踏面磨耗的分布及等效锥度。研究结果发现非对称磨耗下两侧轮轨接触点位置变化明显, 非对称磨耗下对应的等效锥度增加明显, 且当轮对横移量超过8.5 mm时, 非对称磨耗呈明显上升趋势。之后进行动力学仿真, 结果发现车轮处于非对称磨耗下会导致一侧受到相对较大的应力, 加剧车轮两侧的非对称磨耗, 导致轮轨接触关系变化, 从而降低了列车的动力学性能。

## 关键词

非对称磨耗, 轮轨接触关系, 等效锥度, 动力学性能

# Analysis of Vehicle Performance under Asymmetric Wheel Wear

Shuai Han<sup>1,2</sup>, Xu Zhang<sup>1,2</sup>, Yi Zeng<sup>1,2\*</sup>

<sup>1</sup>Zhan Tianyou College (CRRC College), Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

<sup>2</sup>Key Laboratory of Railway Industry on Safety Service Key Technologies for High-Speed Train, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

Received: March 30, 2026; accepted: May 19, 2026; published: May 28, 2026

## Abstract

To investigate the impact of asymmetric wheel wear on vehicle operation, a finite element model of wheel-rail contact was established and solved to account for the influence of asymmetric tread wear

\*通讯作者。

on the wheel profile. Integrating measured wheel tread data with a wheel wear simulation model based on the Archard wear model, this study examined the wheel-rail contact relationship, tread wear distribution, and equivalent conicity under asymmetric wheel wear conditions. Research findings reveal significant changes in the positions of wheel-rail contact points on both sides under asymmetric wear conditions. Correspondingly, the equivalent taper increases markedly under asymmetric wear. Furthermore, when the lateral displacement of the wheelset exceeds 8.5 mm, asymmetric wear exhibits a pronounced upward trend. Subsequent dynamic simulations revealed that asymmetric wheel wear induces relatively higher stresses on one side, exacerbating uneven wear across both sides. This alters the wheel-rail contact relationship, thereby degrading train dynamic performance.

## Keywords

Asymmetric Wear, Wheel-Rail Contact, Equivalent Conicity, Dynamic Performance

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

轨道交通的快速发展带来出行便利,但轨道车辆长期运行中,因曲线通过、线路不平顺或载荷不均,轮对相对轨道中心线横移,导致两侧轮轨作用力与接触关系不同,从而引发车轮不对称磨耗(Wheel Asymmetric Wear)。该问题会降低车辆动力学性能、缩短车轮寿命,影响运行经济性[1]。目前尚无有效解决办法,需进一步研究其机理并提出优化方案。

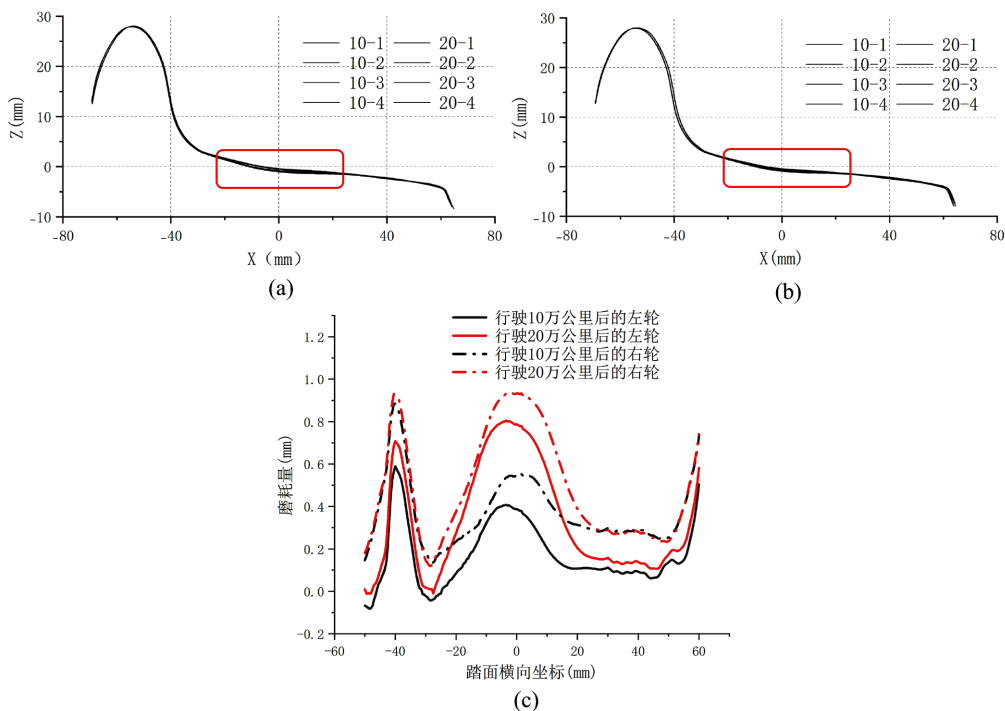
国内外研究人员探索了车轮磨耗对车辆动力学的影响。曾元辰等[2]通过对踏面廓形进行长期跟踪测试,分析了车轮廓形对车辆动力学的影响。Ye 等人[3]采用车轮廓形和悬挂参数优化抑制了重载货车的车轮磨损,证明了车轮廓形优化可有效减少车轮磨损。MAGEL 等[4]对比研究磨耗前后车轮对车辆动力学性能的影响。Sui 等人[5]建立动力学模型,分析了非对称磨耗对重载货车轴承震动的影响,分析了非对称磨耗对轮轨相互作用的影响,结果表明,非对称磨耗会明显地改变轮轨接触处斑块的位置。冯帅[6]针对地铁车辆,研究了轮径差类型与幅值对车轮磨耗量的影响规律,同时指出车轮质量偏心会产生周期性动力学激励。Silva 等[7]则着重研究车轮踏面磨耗,系统探究了其对车辆动力学性能的影响机制。唐旭[8]以动车组为研究对象,分析了车轮尺寸参数与磨耗的关联,结果表明踏面磨耗量随轮径变化显著,而轮缘厚度对踏面磨耗的影响相对较小。WANGL [9]基于实测数据开展实证分析,进一步证实轮缘厚度与踏面磨耗速率之间的相关性较低;Muhamedsalih 等[10]通过对比不同轮缘厚度车轮的磨耗演化过程,也得出了不同轮缘厚度下车轮踏面磨耗速率大致相近的结论。综上,现有研究已充分证实车轮踏面参数对车轮磨耗特性及车辆运行性能的重要影响,但针对车轮不对称磨耗这一磨耗形式的研究仍有待深化。本文对车轮廓面数据进行分析,并以此数据为基础建立轮轨接触有限元模型,研究了车轮非对称磨耗下轮轨接触特性,之后建立基于 Archard 磨耗模型的车轮磨耗动力学模型,研究非对称下轮轨接触关系和动力学性能,最后为了降低非对称磨耗对动车性能的影响,考虑对动力学参数进行优化。

## 2. 车轮不对称磨耗实测数据分析

本研究以采用 LMB10 型踏面的某型动车组为对象,结合实际运营线路开展轮对踏面磨耗长期跟踪,采集了 4 组轮对在 10 万、20 万公里运营里程下的踏面轮廓、磨耗深度等参数如图 1(a)、图 1(b)所示。结果表明,车轮磨耗主要集中于踏面(-20 mm, 20 mm)区域。对同一转向架 4 组轮对的平均磨耗数据如图

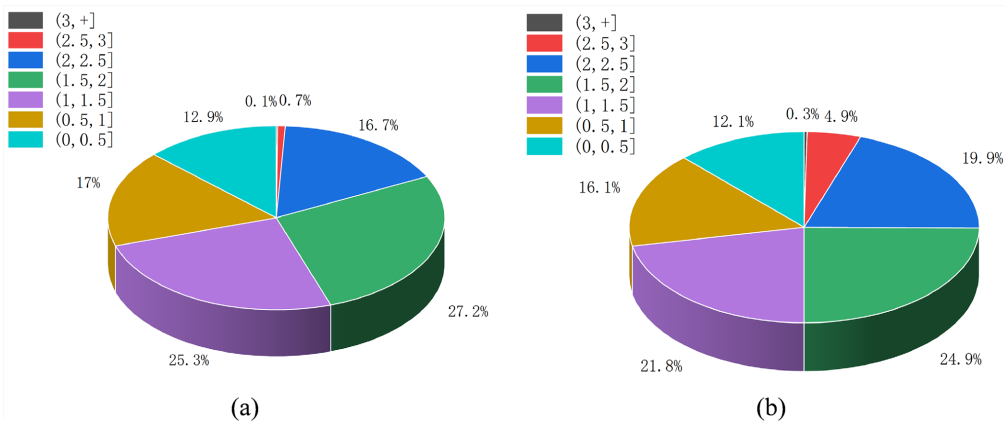
1(c)可以得到 10 万公里时左右轮已出现明显非对称磨耗, 右轮磨耗程度显著高于左轮, 随运营里程增至 20 万公里, 左右轮磨耗差异进一步扩大, 非对称特征愈发显著。

根据动车组轮对检修技术规范, 车轮滚动圆直径指车轮踏面与钢轨顶面接触点所构成的同心圆直径, 两侧直径的差值为轮径差。轮径差统计如图 2(a)、图 2(b)所示, 轮径差大部分集中在 0~2 mm 之间, 0~1 mm 大概占总数据库的三分之一, 大于 3 mm 的轮径差占极少数。



**Figure 1.** Tread wear data: (a) Actual tread profiles of the left wheel at 100,000 and 200,000 kilometers; (b) Actual tread profiles of the right wheel at 100,000 and 200,000 kilometers; (c) Average tread wear of the wheels at 100,000 and 200,000 kilometers

**图 1.** 车轮踏面磨耗数据: (a) 左侧车轮 10 万、20 万公里下实测踏面廓形; (b) 右侧车轮 10 万、20 万公里下实测踏面廓形; (c) 10、20 万公里下车轮踏面平均磨耗量



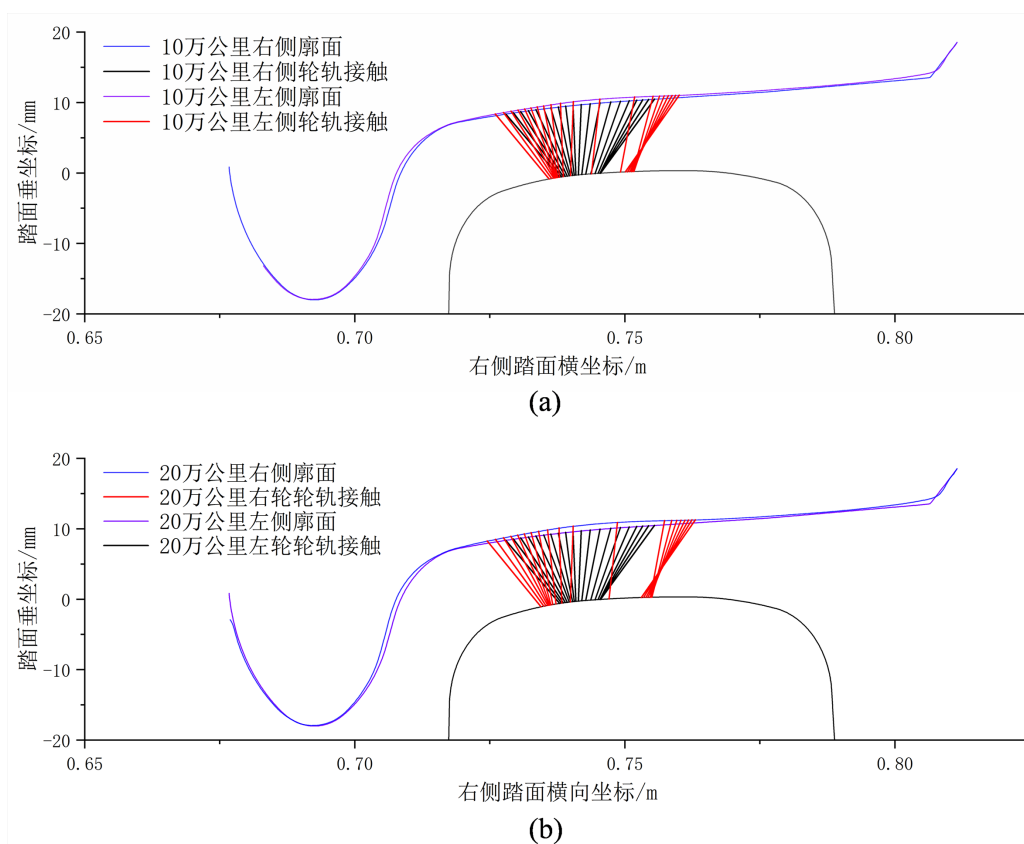
**Figure 2.** Wheel diameter difference data: (a) distribution of diameter differences for asymmetric wear on different wheels at 100,000 km; (b) distribution of diameter differences for asymmetric wear on different wheels at 200,000 km

**图 2.** 车轮轮径差数据: (a) 10 万公里下不同车轮非对称磨耗的轮径差分布; (b) 20 万公里下不同车轮非对称磨耗的轮径差分布

### 3. 车轮不对称磨耗对轮轨接触关系的影响

#### 3.1. 接触点分析

车轮踏面与钢轨的曲面共同决定轮轨接触的几何关系，在动车运行 10 万、20 万公里下对两侧轮轨接触几何关系进行分析，使用轨迹法[11] [12]计算轮轨接触几何关系，研究轮对横移范围在 $\pm 10$  mm 范围内的轮轨接触点。如图 3(a)同一转向架轮对运行 10 万公里后，左右踏面轮廓出现轻微差异，接触线的分布范围、密集程度已出现不对称。如图 3(b)所示，当动车运行至 20 万公里时左右车轮踏面轮廓面的形态差异显著扩大，轮轨接触线分布更分散，接触线的错位程度更明显。可见，运行一定公里数时车轮两侧轮轨接触关系呈现明显差异，非对称磨耗发生时，接触点更加集中，影响轮轨接触关系，且随公里数的增加车轮两侧非对称磨耗进一步加剧。



**Figure 3.** Distribution of contact points between the wheel and rail on both sides of the wheel: (a) wear profile after 100,000 km; (b) wear profile after 200,000 km

**图 3.** 车轮两侧轮轨接触点分布: (a) 10 万公里磨耗型面; (b) 20 万公里磨耗型面

#### 3.2. 等效锥度分析

轮轨接触点确定后计算其他接触几何参数评定轮轨接触关系，其中等效锥度是最常用的轮轨接触几何参数，列车车轮踏面的磨耗与等效锥度密切相关，等效锥度较大时可能会导致列车运行的失稳，当等效锥度较小时有利于磨耗，因此，等效锥度是评估车辆运行性能的重要指标[13]。

根据国际联盟铁路标准 UIC519，轮对横向位移 3 mm 处的等效锥度用来表示轮轨接触几何特性，对于锥度为角的锥形踏面，踏面锥度为，轮对在轨道上的微分方程[14]为：

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{2 \tan \gamma}{b_r r_0} y = 0 \tag{1}$$

式中  $y$  为轮对横向位移,  $b_r$  为左右轮对接触斑之间的距离,  $r_0$  为轮对处于对中位置时车轮滚动圆半径。采用线性化法, 正弦波波长  $L_w = 2\pi\sqrt{\frac{b_r r_0}{2 \tan \gamma}}$ , 以等效踏面锥度  $\tan \gamma_e$  等效替代公式中踏面锥度  $\tan \gamma$ , 得到公式如下:

$$\lambda = \tan \gamma_e = \left(\frac{\pi}{L_w}\right)^2 2b_r r_0 \tag{2}$$

等效锥度能够反映车辆运行的稳定性及曲线通过能力, 动车运行 10 万与 20 万公里时轮对横移  $\pm 10$  mm 内的等效锥度如图 4 所示。

如图 4 所示横移量集中在 3 mm 左右时, 此时 20 万公里磨损型面等效锥度最大, 当轮对横移量小于 8.5 mm 时整体变化趋势稳定, 在横移量大于 8.5 mm 后非对称磨损的等效锥度明显呈上升趋势, 非对称磨损与初始型面的差距更加明显。由此可以得到随车轮非对称磨损程度增加, 等效锥度变大, 当等效锥度过大时会导致车辆蛇形运动稳定性不足, 不利于车辆运行的稳定。

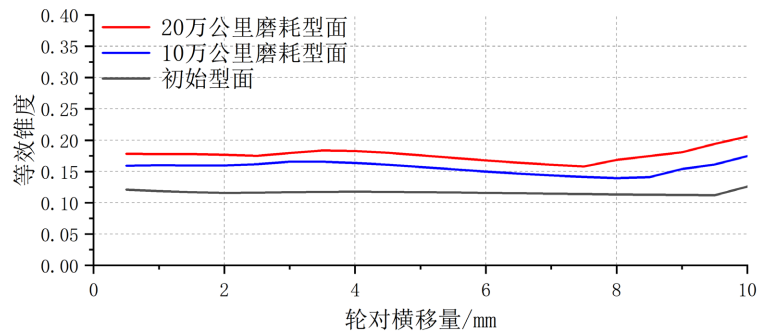


Figure 4. Equivalent cone angle of wheel-rail interface under symmetrical and asymmetrical wear

图 4. 对称磨损与非对称磨损下的轮轨等效锥度

### 3.3. 轮轨接触有限元模型

本节为了研究不对称磨损的影响, 建立轮轨接触的有限元模型如图 5, 研究采用 LMB10 型面车轮, 轨道轮廓为 CHN60 型面, 标准侧车轮直径为 920 mm, 磨损严重侧车轮直径分别减少 1 mm、2 mm、3 mm, 轨距为 1435 mm, 轨底坡为 1:40, 研究单元采用 Solid185 实体网格, 轮轨材料属性相同, 弹性模量为  $2.1E5$  Pa, 密度为  $7.85E-9$  t/mm<sup>3</sup>, 为提高计算精度, 细化轮轨接触位置网格大小, 绘制 1 mm 网格尺寸, 设置泊松比为 0.3, 轮轨接触位置设置面一面接触, 模型约束条件设置为钢轨底面全约束、钢轨端面纵向约束、车轮侧面及轮轴端面纵向约束。

根据图 6 中的有限元模型进行分析, 根据我国目前服役的高速动车车辆标准轴重 15 t, 设置施加载荷为 91875 N, 两侧名义滚动圆发生设置不同的磨损程度, 经有限元求解计算, 将计算结果放大 50 倍。在应力结果云图中发现: 二者的应力集中区均位于车轮踏面的轮轨接触部位, 但应力峰值、高应力区的覆盖范围存在一定差异, 这种应力分布的差异可能导致两侧车轮轮轨接触状态不同, 进而引发局部受力不对称。从图 6(a)、图 6(b)可以看出磨损程度高的一侧应力 601.9 N, 初始型面应力 599.5 N, 磨损程度高的一侧受力更大这可能会加剧车轮两侧的非对称磨损。因此基于上述车轮不对称磨损引发的轮轨接触状

态变化、局部应力非均匀性等特征，下文将聚焦于车轮两侧不对称的磨损程度及轮对横移一定范围时对列车运行的影响。

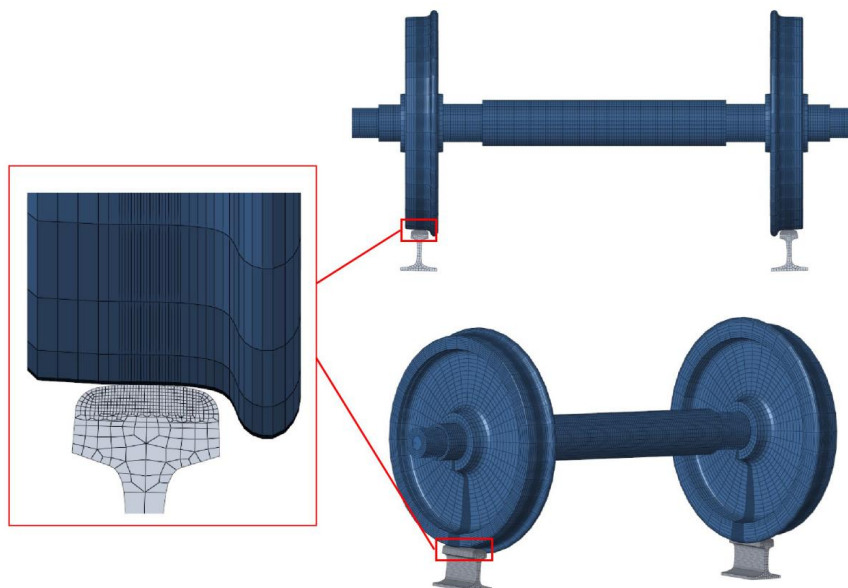


Figure 5. Finite element model of wheel-rail contact  
图 5. 轮轨接触有限元模型

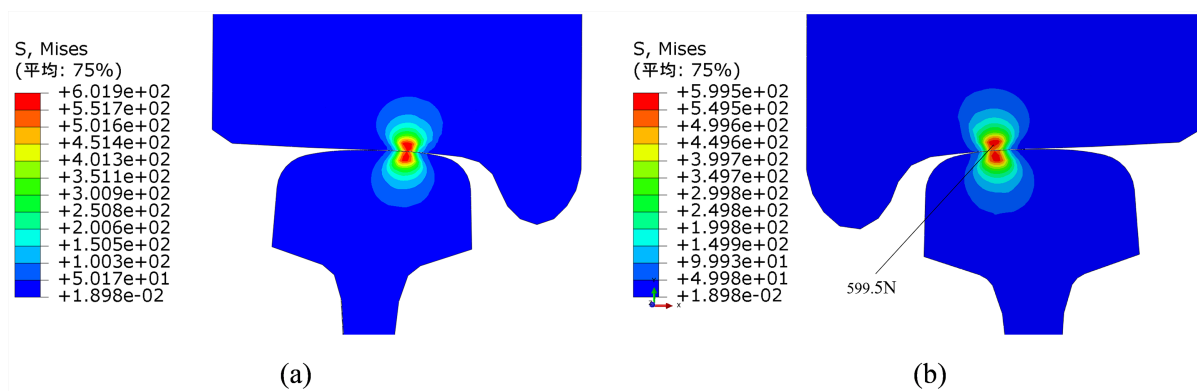


Figure 6. Stress contour map of vehicle finite element model: (a) Side with higher wear level; (b) Initial surface profile  
图 6. 车辆有限元模型应力云图: (a) 磨损程度较高一侧; (b) 初始型面

在研究轮轨接触法向问题时，常使用 Hertz 接触理论和非 Hertz 接触理论在轮轨接触分析中[15]，前文实测车轮轮廓数据中发现，轮缘磨损较小，且考虑到计算时间的问题，采用 Hertz 接触理论对轮轨接触处进行接触应力以及接触斑分析。由于接触点附近轮轨表面光滑无摩擦，只能传递法向力，且接触区域远小于轮与轨道的尺寸，Hertz 假设接触斑是椭圆形。

在轮轨滚动接触研究中，设置钢轨与车轮的材料相同，若假定轮轨接触法向力  $P$  已知，则经过公式推导椭圆接触斑的半长轴  $a$  与半短轴  $b$  可表示为

$$a = m \left[ \frac{3p(1-\mu^2)}{2(A+B)E} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

$$b = m \left[ \frac{3p(1-\mu^2)}{2(A+B)E} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

式中  $\mu$  为泊松比,  $E$  为杨氏模量;  $m$ 、 $n$  为无量纲系数, 可通过查表直接获得;  $A$ 、 $B$  通过轮轨接触在接触点处的曲率半径获得。

接触区域内法向应力分布如式(4):

$$p_z(x, y) = \frac{3P}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (5)$$

式中  $p$  为法向合力;  $a$  椭圆接触斑的半长轴;  $b$  为椭圆接触斑的半短轴;  $x$ 、 $y$  为椭圆接触斑内纵向和横向坐标。

在解决轮轨接触法向问题时在赫兹理论上结合使用 Kalker 简化理论及对应的 FASTSIM 算法, 在对接触区域上的弹性力进行积分, 得到接触斑内纵向和横向的切向力的合力  $f_x$ 、 $f_y$

$$f_x = \int_{-b}^b \int_{-a}^a p_x(x, y) dx dy = -\frac{8a^2 b \zeta_x}{3L_x} \quad (6)$$

$$f_y = \int_{-b}^b \int_{-a}^a p_y(x, y) dx dy = -\frac{8a^2 b \zeta_y}{3L_{y1}} - \frac{\pi a^3 b \zeta_\phi}{4L_{y2}} \quad (7)$$

式中  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$ 、 $\zeta_\phi$  分别为纵向, 横向和自旋蠕滑率, 其中柔度系数表达式为

$$L_x = \frac{8a}{3GC_{11}} \quad (8)$$

$$L_{y1} = \frac{8a}{3GC_{22}} \quad (9)$$

$$L_{y2} = \frac{\pi a^2}{4G\sqrt{ab}C_{23}} \quad (10)$$

式中为  $G$  为材料的剪切模量;  $C_{ij}$  为 Kalker 常数, 其取值与接触斑半长轴与半短轴之比、泊松比有关, 可查表得到。

有限元模型主要用于获取复杂非对称磨损廓形下的轮轨接触几何关系、接触斑形状及接触应力分布, 而 Hertz 理论与 FASTSIM 算法则用于在系统级仿真中快速计算轮轨法向接触压力、切向蠕滑力及蠕滑率, 保证动力学仿真效率与数值稳定性, 二者相互补充、协同使用。

使用 Hertz 接触理论 FASTSIM 算法对轮轨接触有限元模型进行求解, 在结果中看出在轮对不发生横移时, 车轮两侧的轮径差以 1 mm 为步长分别在 -6 mm~6 mm 时对应的 Von-mises 应力结果如图 7(a)所示, 无轮径差工况下, 等效应力最大值随轮对横移量的变化相对平缓, 而车轮两侧随轮径差增大, 应力最大值的波动幅度显著提升。如图 8(b)所示, 无轮径差工况下, 接触斑面积随轮对横移量的变化相对平稳, 而车轮不对称磨损后, 接触斑面积的稳定性被显著破坏, 轮对横移量在 [-6 mm, 6 mm] 时, 接触斑面积随着不对称磨损加剧接触斑面积波动越明显。

由图 7 可知, 车轮非对称磨损会导致轮轨接触的最大应力与应力分布区域出现显著差异。图 8 显示, 应力集中区均位于踏面接触区域, 如图 8(a)~(d)所示应力大小分别为 603.5 N、581.6 N、601.9 N、618.8 N, 但对称与非对称磨损工况下的应力峰值、高应力区形态存在明显区别: 对称磨损时, 应力集中区居中、形态规则, 踏面接触应力呈类圆形均匀分布。非对称磨损时, 应力集中区发生横向偏移, 接触区呈偏斜

的不规则形态，且磨损不对称程度越高，应力峰值越大，接触点向磨损更严重侧偏移越显著。该差异本质上由非对称磨损引发的轮轨接触状态失衡所致，会打破对称磨损下的均匀应力分布，加剧应力集中与偏移。

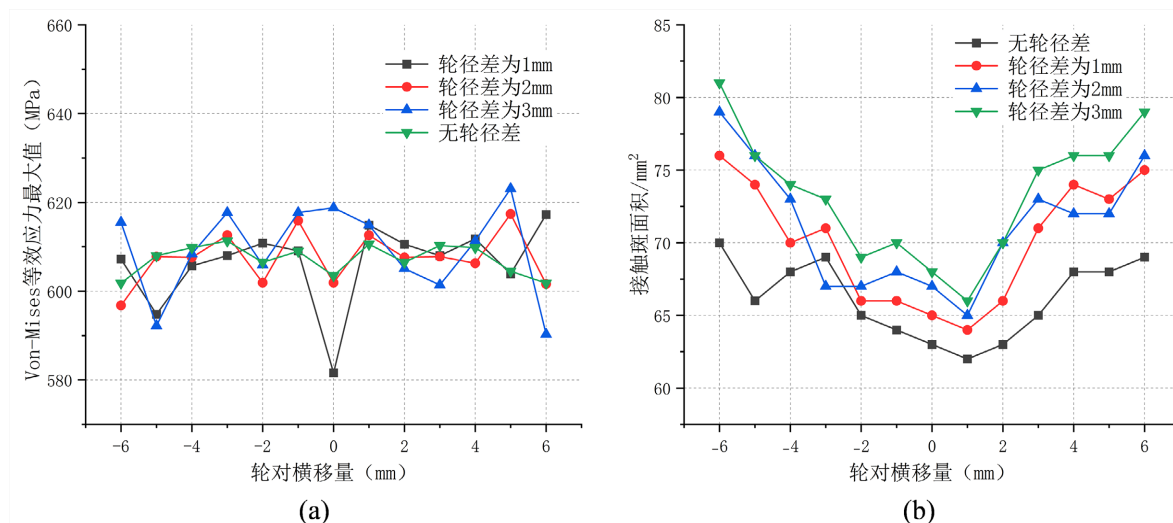


Figure 7. Normal stress at wheel-rail contact and contact patch area  
图 7. 轮轨接触法向应力及接触斑的面积

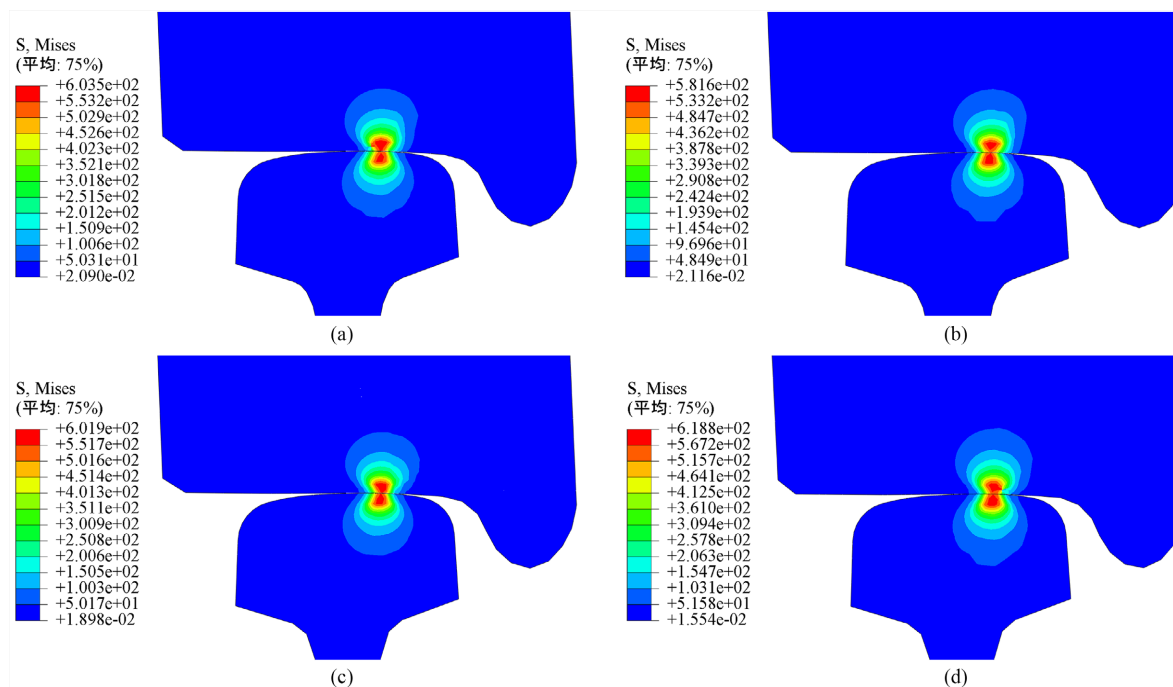


Figure 8. Von-Mises equivalent stress contour plots for wheel-rail contact: (a) initial surface; (b) 1 mm wheel diameter difference; (c) 2 mm wheel diameter difference; (d) 3 mm wheel diameter difference  
图 8. 轮轨 Von-Mises 等效应力云图：(a) 初始型面；(b) 轮径差 1 mm；(c) 轮径差 2 mm；(d) 轮径差 3 mm

综上，车轮两侧不对称磨损是引发轮轨接触应力分布非均匀性、局部应力集中加剧的核心诱因：随着不对称磨损程度的提升，车轮踏面的应力峰值会明显增大，高应力区的偏移与集中特征更突出。这不

仅会加速车轮踏面的局部损伤，还会通过接触应力的不对称传递，进一步恶化轮对的动力学响应。

## 4. 车轮磨耗仿真

### 4.1. 车轮型面磨耗量

根据表 1 车辆参数，基于 Archard 磨耗模型，在动力学软件中进行仿真研究其曲线通过性能。如图 9 所示，通过软件建立动力学模型，将拖车简化为 1 个车体、2 个转向架、4 个轮对和 8 个轴箱，车辆以运行速度为 100 km/h 通过 3 条不同线路工况，其中两条曲线为总长为 1000 m 的线路，前 200 m 和后 200 m 为直线，圆曲线长度为 400 m，轨道曲线半径为 1200 m，两段过渡曲线为 100 m，超高为 0.15 m，及一条直线为 1000 m 的直线线路。

Table 1. Key parameters of the dynamics mode

表 1. 动力学模型关键参数

参数	参数	数值(单位)	参数	参数	数值(单位)
$M_v$	车体质量	33,786 kg	$C_{PZ}$	一系垂向阻尼	19,600 N·s·m <sup>-1</sup>
$M_b$	构架质量	2056 kg	$k_{SX}$	二系悬挂弹簧纵向刚度	125,000 N·s·m <sup>-1</sup>
$M_w$	轮对质量	1627 kg	$k_{SY}$	二系悬挂弹簧横向刚度	125,000 N·s·m <sup>-1</sup>
$T$	轴箱横向跨距	2 m	$k_{SZ}$	二系悬挂弹簧垂向刚度	195,000 N·s·m <sup>-1</sup>
$k_{PX}$	一系悬挂弹簧纵向刚度	919,800 N·m <sup>-1</sup>	$C_{SX}$	二系垂向阻尼	40,000 N·s·m <sup>-1</sup>
$k_{PY}$	一系悬挂弹簧横向刚度	919,800 N·m <sup>-1</sup>	$C_{SY}$	二系横向减振器	1000 N·s·m <sup>-1</sup>
$k_{PZ}$	一系悬挂弹簧垂向刚度	886,500 N·m <sup>-1</sup>	$C_{SZ}$	二系垂向阻尼	1000 N·s·m <sup>-1</sup>

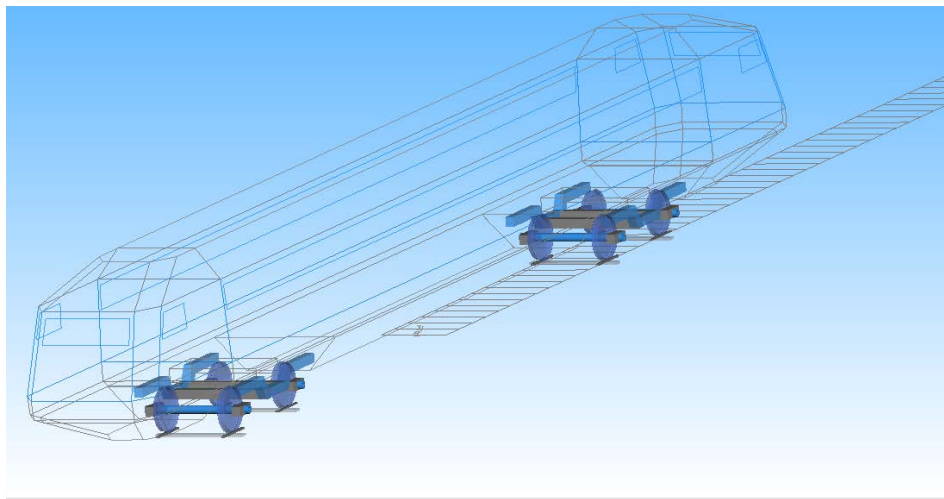


Figure 9. Vehicle dynamics model

图 9. 车辆动力学模型

为进一步研究车轮非对称磨耗对车辆运行的影响，考虑到车轮轮廓的不同状态，本节决定基于 Archard 模型进行磨耗仿真。1953 年 Archard 提出材料磨耗模型，材料的磨耗量与轮轨接触表面的压力和相对滑动距离有关[16]：

$$V = k \frac{N \cdot d}{H} \quad (11)$$

上式中  $V$  为磨耗的体积( $\text{m}^3$ );  $k$  为无量纲的磨耗系数, 通过图 10 确定;  $H$  为车轮的硬度;  $N$  为轮轨接触法向力( $\text{N}$ );  $d$  为两接触物体间的相对滑动距离( $\text{m}$ )。

应用 Archard 磨损模型, 将接触区域划分为计算单元, 单元内任一接触点的滑动距离  $\Delta d$ , 可表示为:

$$\Delta d = |v(x, y)| \Delta t = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \frac{\Delta x}{V_0} \quad (12)$$

式中  $S_x$ ,  $S_y$  为接触单元中心点处纵向和横向方向的滑动速度,  $\Delta x$  为一个计算步长内车轮滚动的距离,  $V_0$  表示车轮滚动速度。

上式中  $S_x$ ,  $S_y$ , 可分别表示为:

$$\begin{cases} s_x = V_0 \cdot \zeta_x \\ s_y = V_0 \cdot \zeta_y \end{cases} \quad (13)$$

式中  $\zeta_x$ 、 $\zeta_y$  分别为纵向和横向的蠕滑率

联合上式, 得到接触斑内每个单元中心位置磨耗深度

$$\Delta z(x, y) = \frac{3NK\Delta x}{2\pi abH} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2\right] (\zeta_x^2 + \zeta_y^2)} \quad (14)$$

Archard 磨耗模型与整车多体动力学模型采用迭代耦合方式进行计算: 首先通过动力学模型获取不同时刻轮轨接触位置的轮轨接触力、蠕滑率、接触斑等参数。将上述参数代入 Archard 模型计算车轮踏面材料磨耗深度与分布, 再根据磨耗结果更新车轮非对称磨耗型面, 将新的车轮型面反馈至动力学模型, 进行下一时刻的动力学与磨耗耦合仿真。通过上述循环迭代, 实现车轮非对称磨耗演化与车辆系统动力学行为的同步求解。

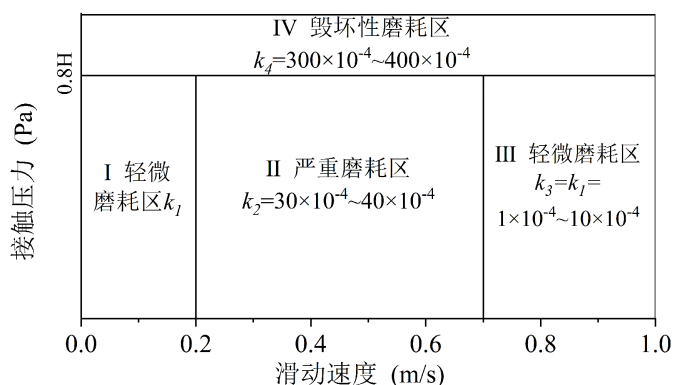
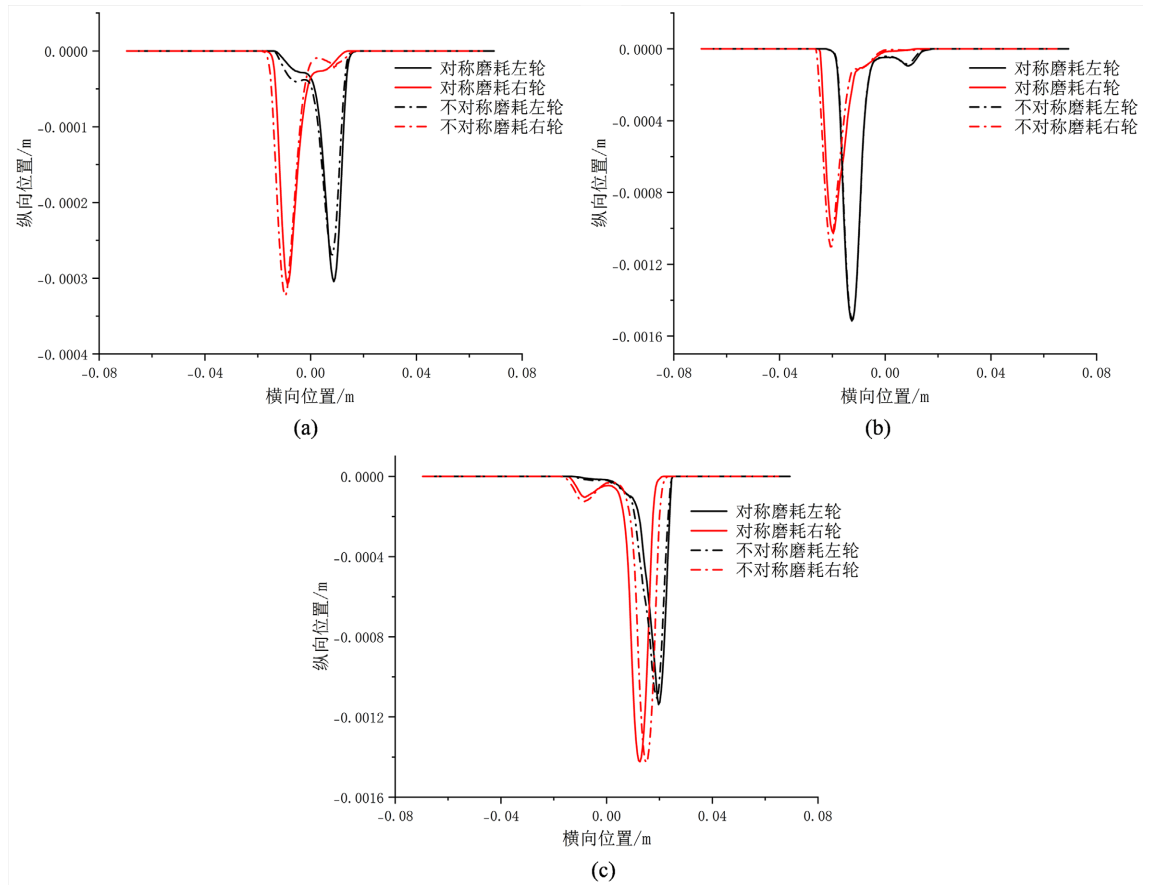


Figure 10. Values and distribution of wear coefficients in the Archard model [17]

图 10. Archard 模型中磨耗系数的取值及分布[17]

基于 10 万公里实测 LMB10 型车轮廓面开展仿真, 将运行 10 万公里后数据导出并调整, 此时磨耗量存在显著差异的廓面定义为非对称磨耗状态。结果如图 11(a)所示, 直线工况下, 车轮两侧处于对称磨耗车轮两侧磨耗差异较小, 非对称磨耗则使两侧磨耗差距显著增大。如图 11(b)所示不对称磨耗下, 作为曲线外侧的右轮磨耗量较对称工况显著加剧, 且当磨耗量大的一侧在曲线外侧时, 会使另一侧车轮磨耗量增加。如图 11(c)所示不对称磨耗下, 两侧车轮的磨耗量与对称工况虽无显著差异, 但磨耗位置明显向轮缘处偏移, 可能会增加轮缘的磨损, 进而恶化轮轨接触状态, 影响曲线运行的安全性与稳定性。



**Figure 11.** Wheel tread wear: (a) wheel wear on straight track; (b) wheel wear on left-hand curve track; (c) wheel wear on right-hand curve track

**图 11.** 车轮踏面磨耗量: (a) 直线线路下车轮磨耗量; (b) 左拐曲线线路下车轮磨耗量; (c) 右拐曲线线路下车轮磨耗量

#### 4.2. 车轮型面非对称磨耗对车辆平稳性影响

Sperling 平稳性指标是动车领域应用最广泛的平稳性评价方法，其通过横向与垂向平稳性指标来衡量车辆横向和垂向振动情况，综合反映振动对旅客舒适度的影响。文采用 Sperling 指标对机车平稳性进行评定，平稳性指标的计算公式如下：

$$W_i = 3.57 \sqrt[10]{\frac{A_i^3}{f_i}} F(f_i) \quad (15)$$

上式  $A_i$  中为车体振动加速度，单位  $m/s^2$ ； $f_i$  为振动频率，单位为  $HZ$ ； $F(f_i)$  为频率修正系数，表示人对振动的敏感程度。通过查阅国标 GB/T5599-2019 得到的动车组平稳性指标与等级，如表 2 所示[18]。

**Table 2.** Grading Table for ride comfort of EMUs

**表 2.** 动车组平稳性指标等级表

平稳性等级	平稳性指标	评定
1 级	$W \leq 2.50$	优
2 级	$2.50 \leq W \leq 2.75$	良好
3 级	$2.75 \leq W \leq 3.00$	合格

如图 12 所示, 在 80~120 km/h 的速度区间内, 车轮非对称磨耗工况下的垂向平稳性曲线与对称磨耗工况无显著差异, 表明车轮非对称磨耗对车辆垂向运行平稳性基本无影响。横向平稳性则呈现明显的速度依赖特征: 在 80~100 km/h 区间内, 对称与非对称磨耗工况下的平稳性曲线变化趋势基本一致。当速度超过 100 km/h 后, 非对称磨耗的影响开始显现, 并随速度持续增加, 在 120 km/h 时达到峰值。这一结果表明, 若车辆运行速度超过某一数值时, 当车轮存在非对称磨耗会导致横向平稳性下降。根据车辆系统动力学理论, 车轮非对称磨耗破坏了轮轨接触几何的对称性, 造成左右轮接触斑位置及蠕滑力分布不均衡。这种不均衡在低速时被系统阻尼有效抑制, 但在高速运行时, 通过轮轨相互作用激发出显著的蛇行运动失稳趋势, 直接导致车体横向振动加速度剧烈上升。相比之下, 垂向振动主要受线路不平顺性主导, 非对称磨耗引起的几何偏差对垂向舒适性的影响程度远小于横向。

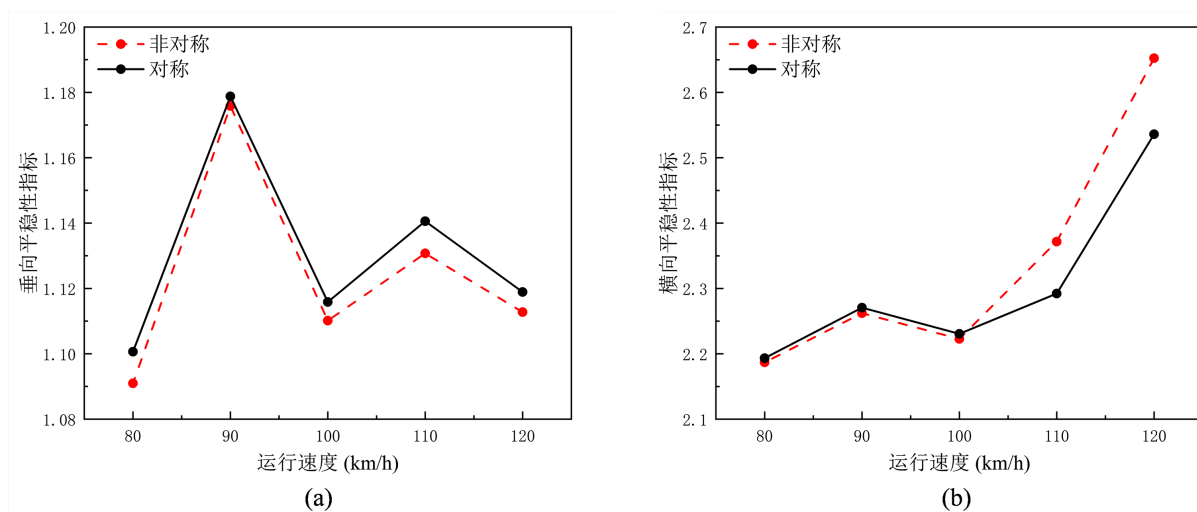


Figure 12. Vertical and lateral stability indices at different operating speeds

图 12. 不同运行速度下的纵向和横向稳定性指标

### 4.3. 车轮型面非对称磨耗对车辆安全性影响

根据列车动力学模型以及 LMB10 型踏面数据, 研究车轮非对称磨耗在不同线路工况下的脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力等列车运行安全性指标[18]。设置线路工况为左拐曲线线路以及右拐曲线线路工况下。具体限值计算如下:

脱轨系数限值:

$$\frac{Q}{P} \leq 1.0 \quad (16)$$

轮重减载率限值

$$\frac{\Delta P}{P} \leq 0.65 \quad (17)$$

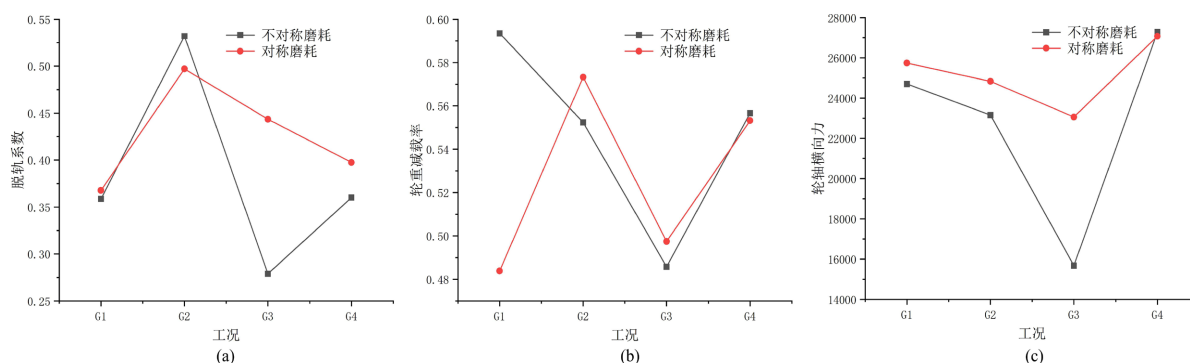
轮轴横向力:

$$H \leq 15 + P_0/3 \quad (18)$$

如图 13(a)所示, 在车轮两侧为非对称的磨耗程度时, 在直线线路行驶时, 发现脱轨系数均小于 0.6, 远小于限值 1.0, 根据(TB/T2360-93)铁道机车动力学性能试验鉴定方法及评定标准规定的车辆脱轨系数安全指标为优, 轮重减载率限值 0.65, 满足我国轮重减载率安全指标, 如图 13(c)轮轴横向力结果所示,

横向力最大值均小于 51 KN，满足 GB/T 5599-2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》设定的横向力规定值。

为了探究车轮不对称磨耗对车辆运行安全性的影响设置四个工况 G1、G2、G3、G4，分对应表左拐曲线右轮、左拐曲线左轮、右拐曲线右轮、右拐曲线左轮。车轮非对称磨耗对车辆运行安全性的影响并非全局一致，而是与曲线转向、车轮位置密切相关，在图 13(a)中脱轨系数受影响较大的是通过曲线时内侧轮，而图 13(b)中轮重减载率受影响较大的是通过曲线时外侧轮，由此得到非对称磨耗会同时加剧内侧轮的脱轨风险与外侧轮的轮重分布不均风险。这一现象表明，非对称磨耗引起的轮轨接触点偏移，在特定载荷下极大地降低了单侧轮轨的法向垂向压力，引发严重的轮重减载。根据车辆动力学稳定性判据，当轮重减载率超过一定阈值时，极易诱发车轮爬轨，导致脱轨事故。如图 13(c)中非对称磨耗并未全局恶化轮轴横向力，而是在不同曲线转向和车轮位置下呈现相对对称下降低的特征。结合轮轨接触力学原理，这种剧烈的横向力波动意味着轮对在横向方向处于极不稳定的临界状态，轮缘极易与轨头产生高强度冲击，造成轮轨磨耗进一步恶化甚至脱轨。



**Figure 13.** Comparison of safety indicators: (a) derailment coefficient; (b) wheel load reduction rate; (c) axle lateral force  
**图 13.** 安全性指标比较: (a) 脱轨系数; (b) 轮重减载率; (c) 轮轴横向力

结合 GB/T 5599-2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》对上述结果进行量化评估:

中低风险区(G1 工况): 在初始磨耗状态下, 非对称磨耗指标虽略高于对称磨耗, 但仍处于标准规定的合格范围, 对行车安全影响可控。

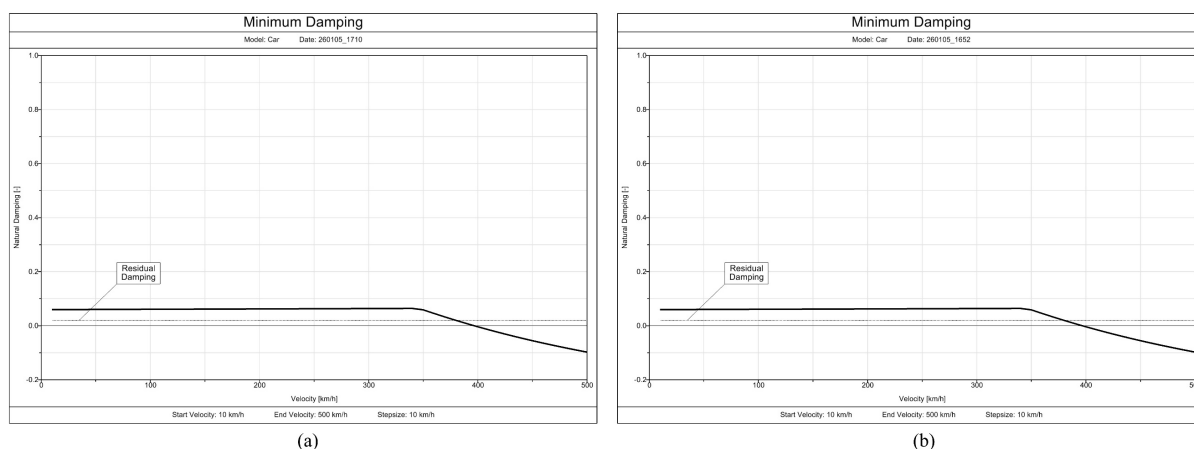
高风险区(G2-G3 工况): 非对称磨耗导致的轮重减载率与脱轨系数逼近临界限值。虽然未直接超出红线, 但此时的系统阻尼处于临界状态, 任何微小的线路激扰或磨耗加深, 都可能导致性能突破阈值, 将运行状态推向危险等级。

综合风险: 非对称磨耗使得车辆动力学性能裕量大幅缩减, 不仅加速了轮轨材料的疲劳损伤, 还将车辆运行安全的冗余度降低了约 15%~20%。

#### 4.4. 车辆运行稳定性评定

如图 14 根轨迹法对机车动力学模型中各构件的运动微分方程进行求解, 当任意一条根轨迹的阻尼小于 0 时, 则代表整个车辆系统失稳。在实际应用时一般会留安全余量, 取自然阻尼值为 0.05, 即曲线与 Residual Damping 的交点即为该车辆系统的线性临界速度, 而此时非对称磨耗的机车运行速度约为 370 km/h 为临界速度, 对称磨耗的机车运行速度约为 380 km/h。本文中最大运行速度为 100 km/h, 我国一般保持最大运行速度 40% 的余量, 因此临界速度不应低于 140 km/h, 显然满足上述要求, 机车不会因车轮磨耗而发生蛇行运动失稳等现象, 但是通过比较对称与非对称磨耗的临界速度可以看出, 非对称下对列

车运行稳定性造成影响。



**Figure 14.** Critical speed calculations: (a) linear critical speed under symmetrical wheel wear; (b) linear critical speed under asymmetrical wheel wear

**图 14.** 临界速度计算：(a) 车轮对称磨耗下线性临界速度；(b) 车轮不对称磨耗下线性临界速度

#### 4.5. 研究局限性与未来展望

本研究系统分析了车轮非对称磨耗对轮轨接触及车辆动力学性能的影响，取得阶段性成果，同时存在研究局限：

- 1) 研究车型参数单一，仅以 LMB10 踏面列车为对象，结论普适性不足。
- 2) 仿真线路与运营条件偏理想化，未涵盖复杂线路、环境干扰及变速行驶等实际工况。

后续将拓宽研究范畴，选取多类型车辆开展对比分析，纳入钢轨廓形变化、轮径偏差等要素优化轮轨模型；搭建复杂线路仿真场景，模拟变速行驶与各类环境工况，探究极端条件下车轮磨耗的作用规律，提升研究成果的工程参考价值。

### 5. 结论

对实测车轮轮廓进行统计分析，分析了车轮运行一定公里时轮轨接触特性。之后，建立车辆动力学模型与基于 Archard 的车轮磨耗模型，研究车轮磨耗的机理及对车辆运行平稳性、安全性及稳定性的影响。得到以下结论：

(1) 根据实测数据分析，发现动车车轮两侧的轮径差主要分布在 0~3 mm 范围。经过轮轨接触关系分析可以得到，运行一定公里数时车轮两侧轮轨接触关系存在明显差异。车轮轮径差分别为 0 mm、1 mm、2 mm、3 mm 时应力大小分别为 603.5 N、581.6 N、601.9 N、618.8 N，车轮发生横移时车轮不对称磨耗下应力峰值较对称磨耗下变化剧烈，且随着不对称磨耗程度的提升，车轮踏面的应力峰值会明显增大，且高应力区的偏移与集中特征更突出。

(2) 基于 Archard 磨耗模型研究车轮磨耗发现运行 10 万公里时车轮两侧存在较小的磨耗差，在通过复杂线路工况时导致车轮两侧不对称磨耗加剧及磨耗位置明显向轮缘处偏移。在进行动力学性能研究发现车辆运行速度超过某一数值时，当车轮存在非对称磨耗会导致横向平稳性下降，同时加剧内侧轮的脱轨风险与外侧轮的轮重分布不均风险，影响车辆运行动力学性能。

### 基金项目

本研究得到了大连市科技创新基金应用基础研究项目(2022JJ12GX029)，基于大数据分析的城轨车辆

车轮异常磨耗抑制技术研究；辽宁省教育厅高校基本科研项目(LJ212410150058)，基于中熵合金陶瓷复合粉末激光熔覆的地铁车轮抗磨耗技术研究；辽宁省交通运输行业科技项目(2023-46)的资助，基于激光熔覆技术的地铁车轮踏面磨耗抑制技术研究。

## 参考文献

- [1] Qi, Y., Li, S., Zhang, L., Jiang, R., Liu, H. and Ao, P. (2024) Study on the Mechanism of Wheel Asymmetric Wear of Heavy-Haul Freight Vehicles. *Tribology Transactions*, **67**, 294-310. <https://doi.org/10.1080/10402004.2024.2312244>
- [2] 曾元辰, 张卫华, 宋冬利. 高速列车踏面凹形磨耗及其动力学影响规律[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(4): 5-9, 17.
- [3] Ye, Y., Sun, Y., Dongfang, S., Shi, D. and Hecht, M. (2020) Optimizing Wheel Profiles and Suspensions for Railway Vehicles Operating on Specific Lines to Reduce Wheel Wear: A Case Study. *Multibody System Dynamics*, **51**, 91-122. <https://doi.org/10.1007/s11044-020-09722-4>
- [4] Magel, E., Kalousek, J. and Caldwell, R. (2005) A Numerical Simulation of Wheel Wear. *Wear*, **258**, 1245-1254. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.033>
- [5] Sui, S., Wang, K., Ling, L. and Chen, Z. (2021) Effect of Wheel Diameter Difference on Tread Wear of Freight Wagons. *Engineering Failure Analysis*, **127**, Article ID: 105501. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105501>
- [6] 冯帅. 非理想状态车轮对地铁车辆动力学性能影响研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2014.
- [7] Silva e Silva, J.V.R., Antonioli, F.A., Endlich, C.S., Pires, A.C., Scandian, C. and dos Santos, G.F.M. (2023) Influence of Wheel Tread Wear on Rolling Contact Fatigue and on the Dynamics of Railway Vehicles. *Wear*, **523**, Article ID: 204735. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2023.204735>
- [8] 唐旭. 动车组车轮尺寸对车轮磨耗及动力学性能的影响规律研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2021.
- [9] Wang, L., Xu, H., Yuan, H., Zhao, W. and Chen, X. (2015) Optimizing the Re-Profiling Strategy of Metro Wheels Based on a Data-Driven Wear Model. *European Journal of Operational Research*, **242**, 975-986. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2014.10.033>
- [10] Muhamedsalih, Y., Stow, J. and Bevan, A. (2018) Use of Railway Wheel Wear and Damage Prediction Tools to Improve Maintenance Efficiency through the Use of Economic Tyre Turning. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **233**, 103-117. <https://doi.org/10.1177/0954409718781127>
- [11] 张海, 林凤涛, 王成国, 等. 基于多项式拟合的轮轨滚动接触几何计算方法[J]. 铁道车辆, 2014, 52(8): 1-5.
- [12] 吕小勇, 王勇, 寸冬冬, 等. 不同高速动车组车轮踏面的轮轨接触关系对比[J]. 铁道车辆, 2024, 62(2): 26-33.
- [13] 许自强. 基于动车组横向稳定性的等效锥度限值研究[J]. 中国铁路, 2017(12): 29-34.
- [14] 牛江. 轮轨接触模型优选及车轮磨耗预测研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2023.
- [15] 牛江, 池茂儒, 李大柱, 等. 基于半赫兹接触的车轮磨耗预测分析[J]. 中国机械工程, 2023, 34(7): 859-865, 874.
- [16] Archard, J.F. (1953) Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, **24**, 981-988. <https://doi.org/10.1063/1.1721448>
- [17] 姚永明, 李国芳, 丁旺才. 基于 Archard 模型的车轮磨耗对车辆动力学性能的影响[J]. 中国机械工程, 2017, 28(19): 2311-2317, 2324.
- [18] 姚治锋, 胡洪涛, 陈颖璞, 等. GB/T5599-1985 与 GB/T5599-2019 的对比分析[J]. 内燃机与配件, 2023(5): 108-110.