DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.01.007

车轮多边形磨耗参数对地铁车辆动力学性能影响分析

杨鹏军1,李雪1,蒲高2,关红艳1

(1. 兰州交通大学 机电工程学院,甘肃 兰州 730070; 2. 成都地铁运营有限公司,四川 成都 610066)

摘 要:针对车轮多边形磨耗不同状态下对车辆动力学影响展开研究,建立轮轨柔性某地铁 B 型车辆刚柔耦合动力学 模型,计算车轮多边形阶数和谐波幅值变化对轮轨垂向力、轮轨振动、运行平稳性等车辆动力学性能的影响。结果表 明:阶数和谐波幅值在速度增大时轮轨垂向力逐渐增大;阶数 14 阶、18 阶是轮对和轴箱振动加速度随谐波幅值变化产 生振动的主要诱因;动力学指标中轮重减载率在 18 阶、0.04 mm 时对其影响最大;车轮多边形使钢轨垂向动位移和振动 加速度增大,谐波幅值对钢轨振动特性更有影响。建议考虑制造轮轨柔性, 18 阶、0.04 mm 时对轮轨璇修打磨,以提高 动力学性能和行车安全性。

关键词:车轮多边形;刚柔耦合;动力学性能;磨耗参数;振动
 中图分类号: U270.1⁺1
 文献标志码:A
 文章编号:1671-5276(2024)01-0033-07

Influence Analysis of Wheel Polygon Wear Parameters on Dynamic Performance of Subway Vehicle

YANG Pengjun¹, LI Xue¹, PU Gao², GUAN Hongyan¹

(1. School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;

2. Chengdu Metro Operation Co., Ltd., Chengdu 610066, China)

Abstract: The influence of wheel polygon wear on vehicle dynamics in different states was studied. The rigid-flexible coupling dynamics model of a metro B-type vehicle with wheel-rail flexibility was established, and the influence of the harmonic wave amplitude of wheel polygon order on the vehicle dynamics performance such as wheel-rail vertical force, wheel-rail vibration and running stability was calculated. The results show that the vertical force of the wheel and rail increases gradually with the increase of the amplitude of order harmony wave. The order 14 and 18 is the main cause of vibration of wheelset and axle box with harmonic amplitude change. Among the kinetic indexes, the load shedding ratio of wheel weight displays the greatest effect at 18 order and 0.04 mm. The wheel polygon increases the vertical dynamic displacement and vibration acceleration of rail, and the harmonic amplitude has more influence on the vibration characteristics of rail. It is suggested that flexible wheel and rail be manufactured and the wheel and rail at 18 steps and 0.04 mm be repaired and polished so as to improve the dynamic performance and traffic safety.

Keywords: wheel polygon; rigid-flexible coupling; dynamic performance; wear parameters; vibration

0 引言

随着铁道车辆大量运营,多边形车轮磨耗包 括地铁车辆在内的许多轨道车辆中都可观测到。 翟婉明等^[1]指出,在轨道交通预防轮轨侧磨和剥 离中,轮轨关系和高负荷轮轨匹配问题仍是首要 问题。黄桢国等^[2]从测力轮对和加速度传感器分 析中发现,影响地铁动车和拖车运行平稳性的因 素是速度和载重。王伟等^[3]研究轮轨接触发生周 期性脱落,提出延缓车轮不圆顺策略是采用柔性 轮对和小刚度轨道。李伟等^[4]在车辆各零部件研 究中发现地铁车轮多边形发生主要是轮对弯曲共 振引起,通过加粗轮轴可有效减少多边形发生。 PENG 等^[5] 认为,在小半径曲线和牵引力矩大的 轨道上轮轨接触黏着振动可激发轮对扭转模态, 导致接触参数波动,影响车轮原始磨耗和车辆动 力学性能。温士明等^[6]研究地铁车轮多边形对浮 置板轨道影响,表明多边形磨耗使浮置板轨道减 振效果变差。张茉颜等^[7]研究地铁小半径曲线车 轮多边形对列车安全影响,表明轮重减载率为安 全限值评判更符合实际。宋小林等^[8]研究地铁线 路钢轨波磨对轮对振动加速度影响,提出波深时 变率钢轨打磨标准和轮轨力极值。宋志坤等^[9]研 究了轮轨非均匀磨耗与轮轨力、速度的相近关系,

基金项目:甘肃省自然科学基金项目(21JR7RA302)

第一作者简介:杨鹏军(1997—),男,甘肃定西人,硕士研究生,研究方向为轨道交通系统动力学,330023808@qq.com。

发现钢轨波磨波长和多边形幅值对振动特性影响 较大并呈现周期性变化。另外,有建立旋转轮对 来分析车轮多边形演化,并有等频可分的规律且 来源于轮轨接触振动^[10-11]。有砟轨道相比无砟 轨道引起车轮多边形磨耗更加剧烈,减缓车轮多 边形磨耗可从扣件和阻尼着手^[12]。本文通过 CAD软件建立车轮、钢轨三维模型,用 ABAQUS 有限元模型联合 SIMPACK 建立轮轨柔性某地铁 B型车辆刚柔耦合动力学模型,研究多边形不同 阶数、谐波幅值对动力学的影响。

1 计算分析理论

1.1 轮轨接触计算模型

在刚柔耦合动力学模型中,轮轨滚动接触主要计算轮轨接触区中法向力和切向力。赫兹理论可确定椭圆接触面形状和接触区半空间压力分布状态,而轮轨接触近似椭圆接触,故用赫兹理论求解轮轨法向力。Kalker理论^[13]考虑车轮滚动中的蠕滑和自旋,所提的 FASTSIM 算法求解速度快,故切向力采用 Kalker 的 FASTSIM 算法计算, 其中轮轨赫兹接触计算数学模型为

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

式中:F₂为接触斑垂向载荷; a 为接触斑网格的半 长轴;b 为接触斑网格的半短轴; x 为接触斑单元 网格节点横坐标; y 为接触斑单元网格节点纵 坐标。

1.2 车轮多边形数学模型

针对车轮多边形磨耗,通过输入简谐调和函数对车轮施加不同谐波幅值(以下简称幅值)和 阶数来模拟车轮多边形,阶数为车轮转动1圈内 波长个数,通常车轮偏心、椭圆化由1阶、2阶多 边形引起,当列车速度为v时,引起轮轨系统振动 频率为f_a,其计算数学公式如下:

$$\lambda_n = \frac{2\pi r}{n} \tag{2}$$

$$f_n = \frac{v}{3.6\lambda_n} = \frac{nv}{7.2\pi r} \tag{3}$$

$$\Delta R(\alpha) = T \sin[n(\alpha + \alpha_0)]$$
(4)

$$r = R - \Delta R \tag{5}$$

式中:n 为阶次; λ_n 为谐波幅值; α 和 α_0 是车轮转 动角和初始相位角,rad; ΔR 为车轮轮径差、R 为 车轮名义滚动圆半径、r 为车轮实际滚动圆半径, m;T 为不圆度波深幅值,m。

1.3 刚柔耦合动力学理论

轨道车辆系统建模分上部、下部、外部,建立 轮对、钢轨柔性能更真实地反映轮轨力及动力学 性能,故轨道车辆系统动力学方程为

$$Mx + Cx + Kx = F \tag{6}$$

在无约束情况下车辆刚柔耦合动力学方程 为^[11]:

$$\begin{bmatrix} \overline{M}_{rr} & \overline{M}_{rf} \\ \overline{M}_{fr} & \overline{M}_{ff} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & K_{ff} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_r \\ x_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\overline{\boldsymbol{Q}}_e)_r \\ (\overline{\boldsymbol{Q}}_e)_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (\overline{\boldsymbol{Q}}_v)_r \\ (\overline{\boldsymbol{Q}}_v)_f \end{bmatrix}$$
(7)

 $\overline{M}_{f_r} x_r + \overline{M}_{ff} x_f + \overline{K}_{ff} x_f = (\overline{Q}_e)_r + (\overline{Q}_e)_f$ (8) 式中: *M* 为系统的质量矩阵; *C*、*K* 分别为悬挂系 统形成的阻尼矩阵和刚度矩阵; *F* 为系统的外力 矢量; *x*、*x*、*x* 为系统的加速度、速度、位移矢量; *r* 为与刚性关联的量; *f* 为与柔性关联的量; \overline{Q}_r 为二 次速度矢量; \overline{Q}_e 为广义外力矢量。

2 计算分析仿真模型

2.1 刚柔耦合动力学仿真模型

本文为研究车轮多边形磨耗参数对动力学性 能的影响,用 CAD 软件建立 LM 型车轮和 CHN60 轨三维模型,车轮材料密度 7.85×10⁻³ kg/m³,弹性 模量 2.1×10⁵ MPa,泊松比 0.3;钢轨材料密度 7.85× 10⁻³ kg/m³,弹性模量 2.06×10⁵ MPa,泊松比 0.3。利 用 ABAQUS 建立有限元模型,用 Lanczos 算法进行 模态求解,省略前 6 阶自由模态,部分结果见表 1。

表1 轮、轨缩减前后模态频率对比

阶数	轮对缩减			钢轨缩减		
	前/Hz	后/Hz	$\Delta / \%$	前/Hz	后/Hz	$\Delta / \%$
7	82.275	81.339	1.14	1.070	1.070	0
8	82.287	84.853	3.02	2.652	2.646	0.23
9	82.499	84.963	2.90	2.950	2.948	0.07
10	118.100	120.950	2.36	5.775	5.777	0.04
11	118.110	121.430	2.73	7.30	7.284	0.22
12	207.660	204.750	1.42	9.548	9.543	0.05
13	213.780	224.39	4.73	14.252	14.245	0.05
14	213.790	224.76	4.88	14.284	14.253	0.22
15	294.950	291.39	1.22	19.887	19.879	0.04
16	445.640	446.23	0.13	23.552	23.501	0.22

表1中,轮、轨缩减前后模态频率变化率最大 在4.88%、0.22%以内^[14],根据刚柔耦合理论,变 化率在10%以内说明子结构模态缩减正确,故该 缩减模型可用于计算,且具有较好的准确性。

根据某 B 型地铁车辆建模参数,利用 SIMPACK 建立拖车车辆多体动力学模型^[15],参 数如表2所示。该模型由4个轮对、2个转向架、1个 车体、8个轴箱组成。轮对、构架、车体有伸缩、横移、 沉浮、侧滚、点头、摇头6个自由度,包括牵引拉杆、 止挡、减震器等,考虑止挡非线性,模型如图1所示。

参数名称	参数值
车体质量/kg	23 960
车体纵向转动惯量/(kg・m ²)	74 824.6
车体横向转动惯量/(kg・m ²)	651 182
车体垂向转动惯量/(kg・m ²)	613 532
构架质量/kg	1 722
构架纵向转动惯量/(kg・m ²)	1 160
构架横向转动惯量/(kg・m ²)	700
构架垂向转动惯量/(kg・m ²)	1 770
轮对质量/kg	1 320
轮对纵向转动惯量/(kg・m ²)	800
轮对横向转动惯量/(kg・m ²)	85
轮对垂向转动惯量/(kg・m ²)	800
轴距/m	2.3
车辆定距/m	12.6





图 1 车辆刚柔耦合动力学模型

2.2 模型的对比与验证

柔性轮对动力学模型主要考虑轮对柔性变 形。时域中,让车辆以速度70km/h通过一段理 想轨道工况,对比一位轮对右翼车轮轮轨垂向力 和纵向蠕滑力。刚性轮轨垂向力与纵向蠕滑力几 乎平稳,没有上下波动,柔性轮轨垂向力与纵向蠕 滑力有上下波动,轮对旋转引起固有频率增大波 动,故用柔性轮对能更精细模拟动力学变化,其对 比如图2、图3所示(本刊黑白印刷,相关疑问请 咨询作者)。



验证如下:让车辆以一定速度行驶在包含一 段激励和无激励线路上,看轮对横移量是否收敛 到 0.01 mm 来判断模型是否达到稳定^[15],如图 4 所示;采用降速法看出刚性轮车辆非线性临界速 度较柔性轮小,大致在 173 km/h 之内,而柔性轮 车辆非线性临界速度在 209 km/h 内,故说明该车 辆模型稳定,可用于计算。



3 多边形磨耗参数对车辆动力学影响

3.1 车轮多边形磨耗参数对轮轨垂向力影响

基于柔性轮对车辆刚柔耦合动力学模型和多边 形数学模型,不考虑左右车轮相位差,取阶数 22 阶, 幅值0.03 mm,分析速度不同情况下仿真有无多边形 对轮轨垂向力的影响。如图 5 所示,随速度增加含 多边形会加快轮轨垂向力演化,上下波动较大,无多 边形轮轨垂向力增速基本在平稳状态,波动不大。



图 5 不同速度下轮轨力时域图

如图 6、图 7 所示,当车辆运行以 10 km/h 速 度从 50 km/h 增加到 80 km/h 时,有车轮多边形 轮轨垂向力最大值增幅分别为 24%、22%、29%; 无车轮多边形最大值增幅分别为 0.36%、0.12%、 0.02%;车轮多边形对应主频从 115 Hz 增加到 190 Hz,到 80 km/h 时,主频与轮对子结构计算 2 阶弯曲振动模态相近出现共振,导致轮轨垂向 力最大值急剧增大到 191 kN。与标准规定对比可 知^[16],最大轮轨垂向力已超过其限值 170 kN 的 12%,而轮轨共振引起车轮微弱跳轨,导致轮轨垂 向力最小值逐渐减小到 18.3 kN,故车轮多边形对 轮轨垂向力影响极大,这时应注意车轮璇修并降 低行驶速度。



3.2 车轮多边形磨耗参数对轮对、轴箱振动影响

取随机阶数 2、6、10、14、18,幅值 0.01~ 0.04 mm,速度 80 km/h,如图 8 所示,当幅值固 定,轴箱振动加速度随阶数增大而增大,其最大相 差 21 m/s²,到 14 阶时出现增长峰值,增长速率为 53%,幅值0.03 mm时,随阶数增大轴箱振动加速 度呈先增大后减小趋势;当阶数固定,轴箱振动加 速度随幅值增大而增大,其最大相差 19.5 m/s², 18 阶时随幅值增大轴箱振动加速度呈先减小后 猛增趋势。如图9所示,当幅值固定,轮对振动加 速度随阶数增大呈先增大后减小趋势,其最大相 差 4.4 m/s²,到 14 阶出现增长峰值,增长速率为 69%,到18阶略有下降趋势;当阶数固定,轮对振 动加速度随幅值增大而增大,其最大相差 4.6 m/s²,到14 阶时,轮对振动加速度先平缓再剧 烈增加后有下降趋势。综上对比,轮对和轴箱振 动加速度同在14阶随幅值的变化规律呈现一致 性,18 阶则波动最大,类似跳跃性激振,故主要振动诱因在14 阶和18 阶,车轮多边形对轴箱振动加速度影响略大。



图 8 轴箱振动加速度 RMS 图



图 9 轮对振动加速度 RMS 图

3.3 车轮多边形磨耗参数对动力学指标影响

研究车轮多边形对轮轨动力学有极大工程应 用价值,根据我国《GB5599—2019 机车车辆动力 学性能评定及试验鉴定规范》[16]确定脱轨系数安 全标准为 0.8,轮重减载率在实验速度小于 160 km/h 时限值为 0.65。 取随机阶数 2、6、10、 14、18,幅值 0.01~0.04 mm,速度 80 km/h,如图 10 所示,脱轨系数随阶次和幅值的增大呈先平缓后 增大,幅值0.01~0.03 mm 和阶数2~14 阶时变为 稳定状态,当幅值0.04mm、18阶时脱轨系数快速 上升到最大值 0.71,但仍小于上述脱轨系数安全 限值 0.8, 阶数和幅值变化对脱轨系数有影响, 但 不会超过安全范围;轮重减载率在阶数2、6、10 阶、幅值 0.01~0.04 mm 时影响小,在阶数 14、18 阶大幅增长,当阶数 18 阶、幅值 0.03 mm 和 0.04 mm时轮重减载率迅速增大分别为 0.87、 1.00,并超过上述轮重减载率安全限值 0.65,故车 轮多边形对轮重减载率影响最大。根据国家标 准,车辆运行品质评定等级如表 3-表 4 所示^[16]。



图 10 动力学性能指标图

表 3 车辆舒适性指标评定等级

舒适度等级	舒适度指标	评定
1级	$N_{ m MV}$ <1.5	非常舒适
2级	$1.5 \le N_{\rm MV} < 2.5$	舒适
3级	$2.5 \le N_{\rm MV} < 3.5$	一般
4级	$3.5 \le N_{\rm MV} < 4.5$	不舒适
5级	$N_{\rm MV} \ge 4.5$	非常不舒适

表 4	车辆平稳性指标评定等级		
平稳性等级	平稳性指标	评定	
1级	W<2.50	优	
2级	$2.50 \le W < 2.75$	良好	
3级	$2.75 \le W < 3.00$	合格	

如图 10 所示, 阶数 2、6、10 阶、幅值 0.01~ 0.03 mm时,车轮多边形对舒适性影响很小,舒适 性值在 2.694~2.705 之间:18 阶、0.03 mm 时舒适 性出现最大值 3.087;18 阶、0.04 mm时又降到 2.782。综上全区间舒适性在 2.694~3.087之间, 与表3评定等级对比,车轮多边形对舒适性整体 影响等级为3级(一般舒适)。当阶数和幅值逐 渐增大时垂向平稳性基本平稳,总体在1.883~ 1.887之间,横向平稳性呈略微上升趋势,总体在 2.373~2.680 之间,在18 阶、0.01~0.04 mm 时横向平 稳性出现最大值 2.680。综上所述全区间平稳性在 1.883~2.680之间,与表4评定等级对比,车轮多边形 对平稳性整体影响等级为2级(良好),基本在优向 良好过渡。

3.4 车轮多边形磨耗对钢轨位移及振动影响

考虑到车轮多边形磨耗对轨道动力响应,建立 柔性轨道计算车轮多边形参数对钢轨位移与振动 的影响。为验证结果正确性,通过表2车辆参数, 计算车辆在以下速度通过柔性轨道时,前后转向架 通过钢轨过程需 0.62 s 并会使钢轨产生凹陷峰值. 对比图 11 峰值区间,车辆运行与钢轨凹陷峰值时 间区间基本一致,故提高了以下结果正确性。设车 辆速度 70 km/h,幅值 0.03 mm,车轮多边形阶数 2、 6、10、14、18,如图 11-图 13 所示,钢轨垂向动位移 随阶数增大呈先增大后减小现象,波形受阶数影响 较大,垂向动位移2阶时0.368 mm, 10阶达到最大 0.423 mm, 18 阶垂向动位移下降到 0.397 mm, 位移 出现小峰绕主峰现象,同时,阶数增大钢轨垂向振 动加速度从2阶的垂向振动加速度5.613 m/s²上升 到18阶的23.478m/s²,阶数增大使车轮多边形与 钢轨固有模态发生激振,钢轨振动加速度 PSD 值 逐渐增大,故阶数对钢轨垂向动位移和振动加速度 均有影响,10阶对钢轨垂向动位移影响最大,18阶 对钢轨振动加速度影响最大。设阶数为18,幅值 0.01 mm、0.02 mm、0.03 mm、0.04 mm,随幅值增大, 钢轨垂向动位移变化呈缓慢增长至最大 0.408 mm, 波形受幅值影响较小,同时钢轨振动加速度从 0.01 mm的8.148 m/s²增加到 0.04 mm 的 30.935 m/s²,由于多边形与柔性轨模态共振,如图 13 所 示,主频周围出现倍频现象。综上,阶数对钢轨垂 向动位移影响大于幅值的影响,幅值对钢轨振动加 速度影响大于阶数的影响,故阶数、幅值的增大使 车轮多边形与钢轨共振激烈,加快了振动速率。





图 13 振动加速度功率谱密度(PSD)图

4 结语

1)不同速度级下随速度增大含车轮多边形磨 耗对轮轨垂向力影响由小增大,由于车轮多边形 振动频率与轮对子结构二阶弯曲模态产生共振, 在 80 km/h 时轮轨垂向力最大值超过限值 170 kN 的 12%,这时要注意璇修车轮,限制轮轨垂向力 增长。

2)轮对和轴箱振动特性随阶数和幅值增大、 逐渐增大。在14阶随幅值的变化规律呈现一致 性,18阶则波动最大,类似跳跃性激振,形成主要 振动诱因,车轮多边形对轴箱振动加速度影响 略大。

3)随阶数和幅值增加脱轨系数逐渐增加但在 安全限值之内,轮重减载率受其影响最大,在18 阶增长剧烈超过安全限值0.65,增长速率最高,故 可用轮重减载率为评判安全标准。车轮多边形对 舒适性整体影响等级为3级(一般舒适),对平稳 性整体影响等级为2级,基本在优向良好过渡。

4) 车轮多边形磨耗参数中阶数相比幅值对钢 轨垂向动位移更有影响, 幅值相比阶数对钢轨振 动加速度更有影响, 当阶数一定, 幅值增大时, 车 轮多边形与钢轨出现明显拍振现象。

参考文献:

- [1] 翟婉明,赵春发. 现代轨道交通工程科技前沿与挑战[J]. 西南交通大学学报,2016,51(2):209-226.
- [2] 黄桢国,李子嘉,邬平波. 某型地铁车辆运行稳定性 研究[J]. 机械制造与自动化,2022,51(4):178-181.
- [3] 王伟,曾京,罗仁,等.列车车轮不圆顺的研究现 状[J].国外铁道车辆,2009,46(1):39-43.
- [4] 李伟, 李言义, 张雄飞, 等. 地铁车辆车轮多边形的 机理分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 17-22.
- [5] PENG B, IWNICKI S, SHACKLETON P, et al. The influence of wheelset flexibility on polygonal wear of locomotive wheels[J]. Wear, 2019, 432/433:102917.
- [6] 温士明,李伟,朱强强,等. 地铁车轮多边形磨损对浮置板轨道振动特性的影响[J]. 噪声与振动控制, 2018,38(4):116-122.
- [7]张茉颜,肖宏,赵越.小半径曲线地段车轮多边形对
 地铁安全性影响[J].中国安全科学学报,2019,29
 (增刊1):27-31.
- [8] 宋小林,翟婉明,王开云. 波磨对轮轨系统动力特性 的影响分析[J]. 中国铁道科学,2018,39(5):42-50.
- [9] 宋志坤,侯银庆,胡晓依,等.柔性轮轨下轮轨波磨 综合作用的振动特性研究[J].铁道学报,2018, 40(11):33-40..
- [10] DONG Y H, CAO S Q. Generation and evolution conditions of polygonal wear of high-speed wheel [J]. Shock and Vibration, 2021(1):1-10.
- [11] 崔潇,姚建伟,孙丽霞.基于柔性旋转轮对的车轮
 多边形磨耗对轮轨力的影响分析 [J].铁道建筑, 2019,59(6):140-145.
- [12] JIN X S, WU L, FANG J Y, et al. An investigation into the mechanism of the polygonal wear of metro train wheels and its effect on the dynamic behaviour of a wheel/rail system [J]. Vehicle System Dynamics, 2012,50(12):1817-1834.
- [13] KALKER J J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact[J]. Vehicle System Dynamics, 1982, 11(1):1-13.
- [14] 刘欢, 陶功权, 蔡晶, 等. 车轮多边形态下机车轮轨 动态响应研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(16): 16-22.
- [15] 周素霞. Simpack9 入门教程与铁路应用仿真 [M]. 北京:中国铁道出版社, 2016.
- [16] GB/T 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验 鉴定规范[S].

收稿日期:2022-08-15