

车轮多边形对地铁车辆车体低频振动的影响*

徐祖翰¹, 文永蓬^{1,2,3}, 宗志祥⁴, 程瑞平^{1,3}, 周慧^{1,3}

(1. 上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

(2. 西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室 成都, 610031)

(3. 上海市轨道交通振动与噪声控制技术工程研究中心 上海, 201620)

(4. 上海地铁维护保障有限公司车辆分公司 上海, 200235)

摘要 为了研究地铁车轮多边形对车体低频振动的影响, 首先, 调研了某地铁线路车轮多边形磨耗情况, 在掌握地铁线路车轮多边形分布特征的基础之上, 建立了考虑车轮多边形的弹性车体垂向动力学模型; 其次, 基于时域积分求解方法, 研究了车轮多边形激励频率与车体低频振动的关系; 最后, 通过对比不同阶次的车轮多边形对车体低频振动的结果, 讨论了服役条件下地铁车辆运行速度及车轮磨耗半径的变化对车轮多边形作用车体的影响规律。结果表明: 1~3 阶次的车轮多边形产生 0~20 Hz 的低频激励频率, 当激励频率接近于车体 1 阶垂弯频率 10.2 Hz 时会发生共振, 致使车体加速度响应增大; 服役初期 2 阶车轮多边形对车体低频振动影响最大; 随着服役过程中车轮半径的磨耗, 前 3 阶车轮多边形影响车体振动规律均发生改变。

关键词 车轮多边形; 径向跳动量; 低频振动; 车轮磨耗; 同频共振

中图分类号 TH113

引言

车轮在制造过程中会因为切削加工工艺及材料分布不均等原因出现车轮初始非圆化现象^[1]。随着车轮进入服役状态, 经过长期运行后车轮初始非圆化进一步发展, 形成车轮多边形磨耗并引起车辆性能劣化, 不仅造成轮轨强烈的冲击振动和噪声污染, 而且导致车辆与轨道动态相互作用日益突出^[2], 严重时甚至引起关键零部件疲劳断裂, 危及地铁车辆运营安全^[3]。

车轮多边形是车轮在经过一定的运行里程发生磨耗后, 沿着周向呈现出周期性不圆的现象。多边形以一定的波长延伸至整个圆周表面, 相应的波数称为多边形阶数, 多边形的峰与谷半径差称为波深^[4]。针对车轮多边形产生的机理及影响, 学者们开展了大量系统而深入的研究^[5-16]。陶功权等^[5]将车轮非圆化磨耗的形成机理进行分类, 认为车轮产生的初始缺陷和车辆运行时的固有振动, 以及制动时的热弹性失稳问题均可能是形成车轮多边形的原因。Tao 等^[6]通过现场试验研究了地铁车轮的多边形磨耗机理, 发现 5~8 阶谐波车轮失圆的波长固定

机制为 P2 共振。赵新利等^[7]根据理论研究和试验分析, 发现轮轨表面不平顺会加剧系统固有模态频率的模态共振, 诱发车轮多边形磨耗的产生。车轮多边形在车辆运行过程中会逐渐加剧车轮损伤, 并发展为不可忽视的轮轨激励。丁军君等^[8]对高速列车车轮多边形磨耗的演变过程进行数值模拟, 结果表明, 车轮初始 3 阶多边形会演变成以 3 的整数倍阶为主的多阶混合多边形, 其中初始的 3 阶多边形占主导地位。

国内外学者针对车轮多边形磨耗建立了不同的仿真模型。Peng 等^[9]从车轮磨耗的角度出发对代表性磨耗模型进行综合比较, 讨论了现有磨耗模型在铁路车轮多边形化模拟中的适用性。刘孟奇等^[10]考虑轮对和轨道的不同建模方法, 探讨了中高频车轮多边形磨耗激励下不同模型轮轨动态作用的差异。车轮多边形的阶次直接影响其激励频率范围。当研究 10 阶以下低阶车轮多边形时, 其激励频率在 100 Hz 以下, 采用传统车辆模型是适用的; 当研究 10 阶以上的高阶车轮多边形时, 其激励频率在 100 Hz 以上, 则要建立车辆-轨道耦合模型。车轮多边形主要影响车辆系统的垂向振动。Lan 等^[11]计算

* 西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室开放课题资助项目(TPL2103); 上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室开放基金资助项目(R202204)

收稿日期: 2023-01-10; 修回日期: 2023-02-27

了失圆缺陷主导轮轨界面处的法向接触力,对比了车轮有无多边形磨损的动态响应。由于车辆与轨道是一体的,车轮的损伤必然也会影响到钢轨。Ma等^[12]建立了考虑轮轨变摩擦特性的多车辆-轨道耦合动力学模型,提出了用于评价多边形磨损程度的失圆增长率,并解释了夏季频繁降水与高温环境带来的湿摩擦条件会加剧摩擦功率共振现象。雷晓燕等^[13]基于有限元法建立了“车体-多边形化车轮-轨道”模型,拟合实测数据获得锯齿波函数,可有效识别实际线路中的车轮多边形分布情况。车轮多边形作用于轮轨产生的不平顺,严重时影响到车辆运行的平稳性和安全性。尹振坤等^[14]计算了不同速度下1~23阶车轮多边形对应幅值的最大轮轨作用力,给出了不同阶次车轮多边形的镟修幅值,为地铁运营维保提出镟轮建议。Mu等^[15]发现低阶车轮多边形可激发轮对的1阶弯曲模态和P2共振,从而在相应速度下产生较大的轮轨接触力,影响行车安全。韩光旭等^[16]对运营中的高速列车进行车内噪声测试,结果表明,车轮径跳幅值及多边形阶次均可导致高速列车车内振动和噪声偏大。

现有研究往往针对中高频的车辆振动,并将车体考虑为刚体,对车体的低频弹性振动重视不足。为此,笔者根据地铁车辆低频振动的实际情况,基于某地铁的车轮多边形及车轮磨损特征,建立含车轮多边形的车辆低频垂向振动模型,获取该地铁车轮多边形的主要阶次与幅值分布,分析了车轮多边形激励频率与车体低频垂向振动频率的关系,研究了车轮多边形作用下车轮半径的磨损对车体振动加速度以及对车辆低频垂向振动的影响规律。

1 地铁车轮现场跟踪调研

1.1 车轮不圆度测试及表征

笔者对某地铁线路的车轮不圆度进行了跟踪测量。车轮多边形测量现场如图1所示。

地铁车辆段一般采用车轮径跳量作为车轮镟修的指标,车轮径跳量为车轮最大半径与最小半径之差^[17]。对车轮不圆度测试仪获取的车轮数据进行径跳量统计,给出编号为14、08、29、27的测试车辆的48个车轮在0~33×10⁴ km内不同运行里程车辆车轮径跳量,如图2所示。由图可知,车轮的径跳量随着车辆运行里程的增大成正相关变化。在地铁运行初期车轮径跳量发展缓慢,当车辆运行里程达到20×10⁴ km以后车轮的径跳量出现大幅增长,且主要



图1 车轮多边形测量现场图

Fig.1 Wheel polygon measurement site diagram

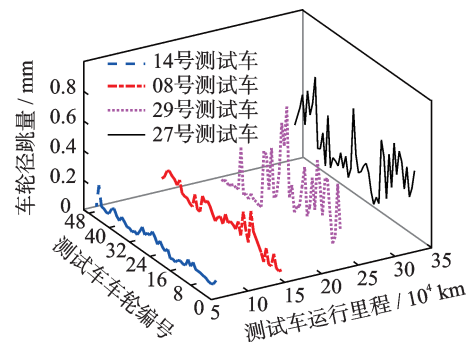


图2 不同运行里程车辆车轮径跳量

Fig.2 Wheel diameter jump of vehicles with different running mileage

分布在0.2~0.6 mm之间,个别车轮径跳量甚至超过了0.6 mm,说明该线路车辆普遍存在较为严重的车轮失圆现象。

目前,国内对车轮径跳量标准没有明确规定。根据上海地铁维保部门维修经验,车轮径向跳动量标准不应超过0.6 mm。因此,针对27号测试车辆48个车轮运行33×10⁴ km时的实测结果,选取径跳量超过0.6 mm的3个严重不圆车轮以及正常磨损车轮进行车轮不圆度磨损测试和对比分析,获得严重不圆车轮极坐标表现形式,如图3所示。

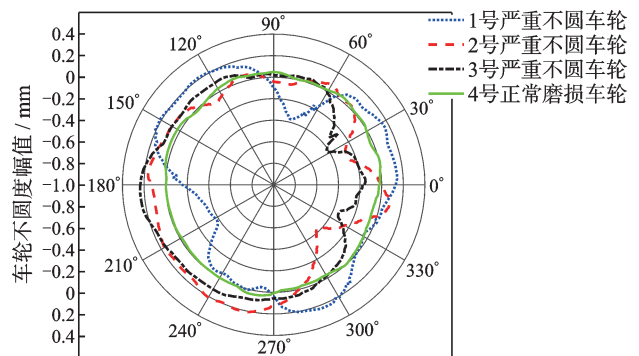


图3 严重不圆车轮极坐标表现形式

Fig.3 Severely out-of-round wheel polar coordinate representation

图 3 中,相较于正常磨损车轮,1号严重不圆车轮总体表现为心形,即明显的 3 阶多边形现象,而 2 号和 3 号不圆车轮则表现为偏心和椭圆现象。为了解该线路车轮多边形的阶次构成及对应的不平顺水平分布,需对车轮进行不圆度幅值与不平顺水平换算^[18]。将典型严重失圆车轮的周向磨损数据进行傅里叶级数拟合,得到前 M 阶车轮不圆度幅值为

$$Z_{\text{oor}}(x) = \sum_{k=1}^M [a_k \sin(k\omega x) + b_k \cos(k\omega x)] \quad (1)$$

其中: k 为傅里叶级数的阶数,即车轮多边形的阶数; M 为最大阶数(地铁车辆车轮多边形波长一般大于 66 mm,通常令 $M=40$ 即可满足计算要求); a_k 、 b_k 分别为第 k 阶展开式对应的正弦波和余弦波的幅值; ω 为车轮半径的倒数; x 为车轮周向位置。

根据同名三角函数公式,式(1)可表示为仅含正弦波的表达式,即

$$Z_{\text{oor}}(x) = \sum_{k=1}^M \left[A_k \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_k} x + \varphi_k\right) \right] \quad (2)$$

其中: A_k 为第 k 阶谐波的幅值, $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$; λ_k 为第 k 阶谐波的波长, $\lambda_k = 2\pi/k\omega$; φ_k 为第 k 阶谐波的相位, $\varphi_k = \arcsin(b_k/A_k)$ 。

实测的车轮周向不圆顺可由幅值为 A_k 、波长为 λ_k 的 M 阶正弦函数叠加组成,进一步进行车轮不平顺水平转换,即

$$L_k = 20 \lg \left(\frac{A_k}{\sqrt{2} A_{\text{ref}}} \right) \quad (k=1, 2, \dots, M) \quad (3)$$

其中: L_k 为车轮不平顺水平; A_{ref} 为参考值,取 $1 \mu\text{m}$ 。

利用式(3)得到车轮不平顺水平随多边形阶次分布图,如图 4 所示。由图可知,实测地铁车辆车轮的非圆化磨耗以低阶为主,且不平顺水平较大的阶次主要分布在 1~3 阶,不同阶次车轮多边形表现的不平顺水平整体上随着阶次的增大而减小。3 个严

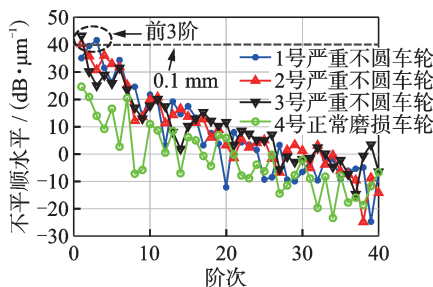


图 4 车轮不平顺水平随多边形阶次分布图

Fig.4 Distribution diagram of wheel irregularity level with polygon order

重失圆车轮的前 3 阶车轮多边形不平顺水平平均达到 $40 \text{ dB}/\mu\text{m}$ (即 0.1 mm 的车轮不圆度幅值有效值)。当车轮多边形阶次为 10 阶时,不平顺水平级多分布于 $20 \text{ dB}/\mu\text{m}$ 附近,此时的车轮不圆度有效幅值为 0.01 mm ,磨损程度已远小于前 3 阶车轮多边形。4 号正常磨损车轮的各阶次不平顺水平普遍小于前 3 个严重失圆车轮,说明这 3 个典型车轮存在较为严重的低阶车轮多边形问题。

车轮多边形作为一种外源激励,低阶车轮多边形表现为偏心、椭圆和心形特征,1~3 阶车轮多边形所对应的激励波长范围为 $880 \sim 2639 \text{ mm}$,属于轨道长波不平顺。根据波长频率计算公式,当地铁车辆以 80 km/h 的速度运行时,将给车辆带来 $0 \sim 20 \text{ Hz}$ 的低频激励。因此,需要进一步对 1~3 阶车轮多边形引起的车辆 $0 \sim 20 \text{ Hz}$ 低频垂向振动进行研究。

1.2 车轮磨损

随着地铁运行里程的增加,车轮磨损不断累积加剧,从而导致车轮的半径逐渐减小。根据地铁实际运营数据,得到了如图 5 所示的车轮半径磨损随行驶距离变化图。

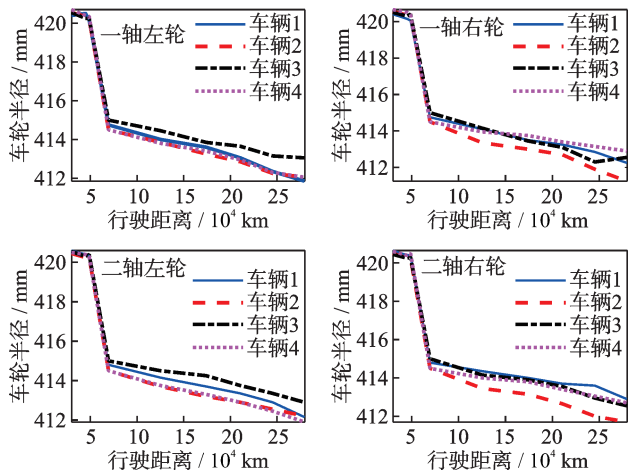


图 5 车轮半径磨损随行驶距离变化图

Fig.5 Change of wheel radius wear with the driving distance

由图 5 可知,随着运行里程的增加,车轮半径的磨损并非完全符合线性减小的趋势,所有车辆的运营前期车轮磨损相对剧烈,在新车轮运行 $5 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4 \text{ km}$ 后会出现一个拐点。这是因为新车轮与钢轨初始接触匹配时,二者相互磨损严重;随着车辆服役里程增加,车轮钢轨型面进行一定程度的磨合后,车轮的磨损速度渐趋于平缓。不同车辆的车轮

磨损略有差异,同车辆不同轴的车轮半径磨损趋势接近,同轴的左右车轮半径磨损基本一致。

综上所述,车辆长期服役过程中不仅在车轮周向产生不圆顺现象,在径向也存在不同程度的磨损。车轮周向和径向的磨损具有动态随机性和时变性,将会引起车辆性能的劣化。因此,车辆服役条件下需同时考虑车轮不圆和车轮磨耗对车辆低频垂向振动的影响。

2 考虑车轮多边形的车辆动力学模型

2.1 含车轮多边形的车辆低频垂向模型

车辆的低频垂向振动分为刚性振动和弹性振动。刚性振动包括车体浮沉和点头运动,其特征频率在 0~4 Hz 之间;弹性振动以 1 阶垂弯振动为主,其特征频率在 8~20 Hz 之间^[19]。根据车辆系统动力学理论,建立如图 6 所示的含车轮多边形的车辆低频垂向振动模型。其中: $Z(x, t)$ 为车体在 x 位置处 t 时刻的垂向位移; Z_b, Z_w 分别为转向架、轮对的垂向位移; x_1, x_2 分别为前后转向架位置; x_3 为车体中部位置。模型中所受外界激励为作用在 4 个轮对上的车轮多边形激励。

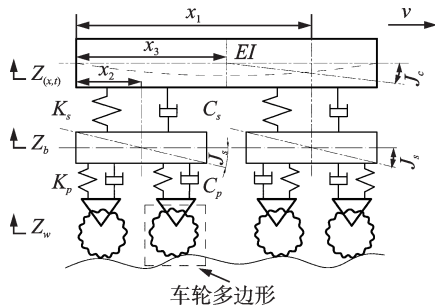


图 6 含车轮多边形的车辆低频垂向振动模型

Fig.6 Low-frequency vertical vibration model of vehicle with wheel polygons

模型考虑的自由度不仅包括 10 自由度的刚性振动,即车体和前后 2 个转向架的浮沉、点头运动及 4 个轮对的浮沉运动,而且还将车体设定为弹性均质等截面的欧拉梁,并考虑车体的前 2 阶弹性振动,车体的垂向振动为刚性振动与前 2 阶弹性振动之和。根据牛顿-欧拉法列出刚柔耦合模型各自由度的运动方程,并利用龙格库塔法对模型进行时域积分求解。模型中采用了某城市轨道交通车辆刚柔耦合模型参数,如表 1 所示。

表 1 某城市轨道交通车辆刚柔耦合模型参数

Tab.1 Parameters of rigid-flexible coupled model for an urban rail vehicle

物理参数	数值	符号
车体总长度/m	21.88	L
车辆定距之半/m	7.85	L_b
转向架轴距之半/m	1.25	L_w
车体转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	7.4346×10^5	J_c
转向架转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	2.937×10^3	J_s
一系悬挂垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	0.911×10^6	K_p
二系悬挂垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	0.3×10^6	K_s
一系悬挂垂向阻尼/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	3×10^4	C_p
二系悬挂垂向阻尼/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	4×10^4	C_s
车体质量/kg	2.0685×10^4	M_c
转向架质量/kg	3.525×10^3	M_b
轮对质量/kg	1.3×10^3	M_w
车体截面等效抗弯刚度/($\text{kN}\cdot\text{m}^2$)	1.85	EI
车体单位长度等效质量/($\text{t}\cdot\text{m}^{-1}$)	0.95	ρA

考虑车体弹性振动,车体的振动偏微分方程为

$$EI \frac{\partial^4 Z(x, t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 Z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 Z(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{j=1}^2 F_{sj} \delta(x - x_j) \quad (4)$$

其中: $F_{sj} (j=1, 2)$ 为前后转向架作用在车体上的垂向力; $x_j (j=1, 2)$ 为前后转向架位置; $\delta(x)$ 为 Dirac 函数。

根据牛顿第二定律,列出车体在 j 处 ($j=1, 2$) 转向架上的受力为

$$F_{sj} = -K_s(Z(x_j, t) - Z_{bj}) - C_s(\dot{Z}(x_j, t) - \dot{Z}_{bj}) \quad (5)$$

采用模态叠加法求解式(4)的车体振动偏微分方程,设车体的第 i 阶振型和模态坐标分别为 $Y_i(x)$ 和 $q_i(x)$,其中 $Y_i(x)$ 的数学表达式为

$$Y_i(x) = \text{ch} \beta_i x + \cos \beta_i x - \frac{\text{ch} \lambda_i - \cos \lambda_i}{\text{sh} \lambda_i - \sin \lambda_i} (\text{sh} \beta_i x + \sin \beta_i x) \quad (6)$$

当 $i=1$ 时,车体的 1 阶振型为浮沉运动,此时的振型函数 $Y_1(x)=1$;当 $i=2$ 时,车体的 2 阶振型为点头运动,振型函数为 $Y_2(x)=x_3 - x$ 。前 2 阶振型组成车体振动中的刚性振动,车体的弹性振动从第 3 阶振型开始算起。因此,车体的垂向振动位移方程在各振型叠加后可表示为

$$Z(x, t) = Z_c(t) + (x_3 - x)\theta_c(t) + \sum_{i=3}^N Y_i(x)q_i(t) \quad (7)$$

将式(7)代入式(4)并通过积分简化,利用振型的正交性和Dirac函数的性质,得到车体浮沉、点头和弹性振动方程组为

$$\begin{cases} M_c \ddot{Z}_c(t) = \sum_{j=1}^2 F_{sj} \\ I_c \ddot{\theta}_c(t) = \sum_{j=1}^2 F_{sj}(x_3 - x_j) \\ M_i [\ddot{q}_i(t) + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t)] = \\ Y_i(x_1) F_{s1} + Y_i(x_2) F_{s2} \end{cases} \quad (8)$$

其中: ξ_i 、 ω_i 分别为第*i*阶车体的阻尼比和自振频率。

车轮多边形为轮轨间的一种不平顺且直接作用于轮对,则轮对浮沉运动方程为

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{wn} &= C_p (\dot{Z}_{bj} - \dot{Z}_{wn} - L_w \dot{\theta}_s) + \\ &K_p (Z_{bj} - Z_{wn} - L_w \theta_s) + F_n \end{aligned} \quad (9)$$

其中: $Z_{bj}(j=1,2)$ 为第*j*位转向架的垂向位移; $Z_{wn}(n=1,2,3,4)$ 为第*n*轴轮对的垂向位移(当*j*=1时, $n=1,2$;当*j*=2时, $n=3,4$); θ_s 为转向架点头运动; F_n 为第*n*轴轮对受到轮轨间不平顺产生的轮轨作用力。

根据Hertz接触线性理论, F_n 可表示为

$$F_n = K_h (Z_{wn} - Z_r - Z_{irrn} - Z_{oor}) \quad (10)$$

其中: K_h 为轮轨间接触刚度(根据表1, $K_h=1.2063 \times 10^9$ N/m); Z_r 为钢轨垂向位移; Z_{oor} 为第*n*轴轮对处的车轮多边形不圆度幅值; Z_{irrn} 为第*n*轴轮对处的美国5级谱垂直不平顺幅值。

由于钢轨的垂向振动频率多为高频^[20],而本研究针对的是车体低频振动,因此可以认为 $Z_r=0$ 。构架运动方程参见文献[21]。联立上述车辆垂向模型的振动微分方程,可将车辆系统振动方程统一表示为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (11)$$

其中: M 、 C 和 K 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; F 为含多边形激励的广义载荷矩阵。

2.2 车轮多边形表征

为了确定车轮多边形对车辆系统的影响,将车轮多边形作为模型的输入激励。国际上多采用含有1至*M*阶谐波的傅里叶级数形式的时域位移函数来描述这种激励^[21],因此式(1)可表示为

$$Z_{oor}(t) = \sum_{k=1}^M A_k \sin \left[k \left(\frac{v}{R} \right) t + \varphi_k \right] \quad (12)$$

其中: v 为车速; R 为车轮半径。

基于此函数建立的1~3阶车轮多边形激励,施加于模型的第1轴轮对上。将1~3阶的多边形车轮与理想车轮进行对比,车轮多边形示意图如图7所示。可知,理想的1~3阶车轮多边形整体分别表现为偏心、椭圆和心形,这与图1中的前3阶车轮多边形具有较好的对应性。

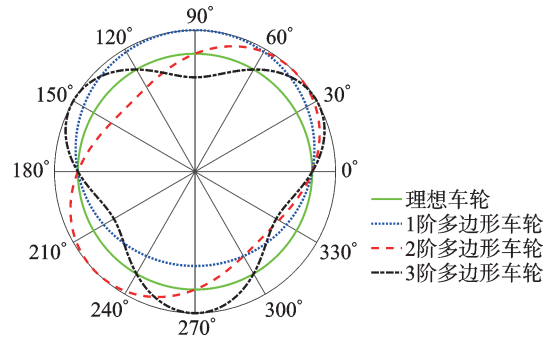


图7 车轮多边形示意图

Fig.7 Wheel polygon schematic

当出现车轮多边形现象时,会给车辆系统带来不同频率的振动激励^[22]。根据车辆运行速度及车轮多边形阶次,激励频率的计算公式为

$$f = kv / (2\pi R) \quad (13)$$

表2给出了1~3阶、半径为0.42 m的车轮在不同运行速度下,由车轮多边形引起的激励频率。对典型速度下的城市轨道交通车辆而言,1~3阶车轮多边形的激励频率属于低频振动范畴,其数值更接近于车体弹性垂弯振动频率10.2 Hz。

表2 车轮多边形引起的激励频率

Tab. 2 The excitation frequency caused by the wheel polygon Hz

不圆阶次	车速/(km·h ⁻¹)				
	40	50	60	70	80
1	4.2	5.25	6.3	7.35	8.4
2	8.4	10.50	12.6	14.70	16.8
3	12.6	15.75	18.9	22.05	25.2

2.3 验证

由于笔者主要研究考虑车轮多边形激励频率的车体低频振动,因此利用多体动力学软件Simpack对施加的车轮多边形特征频率进行验证。为简化计算,验证部分Simpack模型与仿真模拟结果均采用刚性车体进行计算,使用垂向加速度指标来分析车辆动力学性能。Simpack中添加车轮多边形的方法

为在模型上依次选取转向架-轮对-轮轨副,在对应的Untruess模块里设置添加车轮多边形的阶次及幅值等参数。

选取车轮多边形激励幅值为0.1 mm,在第1轴轮对和第2轴轮对处分别施加特征阶数为1阶、3阶的车轮多边形激励,考虑垂向美国5级谱的输入,并设置车辆运行速度为80 km/h进行模拟计算。基于Simpack的地铁车辆动力学模型如图8所示。

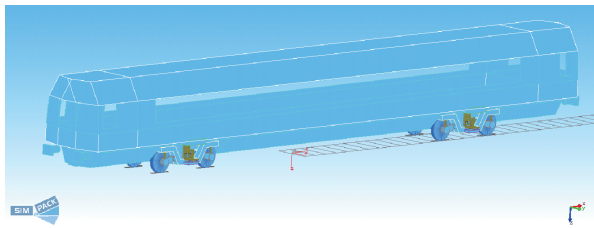


图8 基于Simpack的地铁车辆动力学模型

Fig.8 Dynamic model of the metro vehicle based on Simpack

Simpack求解加速度的方法是在指定位置添加加速度传感器,计算结束后在结果后处理中导出车体垂向加速度时域数据,添加106号频谱过滤器得到车体频域上的加速度。在研究模型中只考虑刚性车体运动部分,施加垂向美国5级谱和相同的车轮多边形激励,对模型进行数值积分求解后得到车体的浮沉运动加速度。车体振动加速度频域对比图如图9所示。

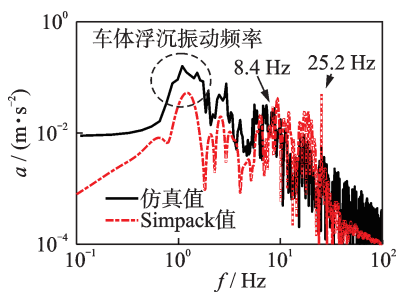


图9 车体振动加速度频域对比图

Fig.9 Comparison diagram of the vibration acceleration frequency domain of the car body

由图9可知,在施加车轮多边形和垂向美国5级谱激励后,2种模型在频域上计算得到的车体加速度值具有较好的对应性,且均出现1阶车轮多边形8.4 Hz和3阶车轮多边形25.2 Hz的激励频率峰值,说明本研究仿真与软件建模较吻合。由于Simpack模型是空间三维模型,理论模型为垂向振动模型,导致二者计算的车体浮沉振动频率有一定的误差。

3 结果分析与讨论

3.1 多边形阶次与车体振动的关系

车轮多边形作为一种车轮损伤引起的激励,在列车运行过程中可能会与车辆系统某部件固有频率相近产生共振,从而恶化车辆运行平稳性^[23]。因此,需要明确多边形阶次与车体的振动关系。

将表1的车辆参数代入本研究所建立的垂向振动模型,模型输入采用垂向美国5级谱,设定车辆速度为80 km/h,得到车体低频垂向振动加速度功率谱,如图10所示。

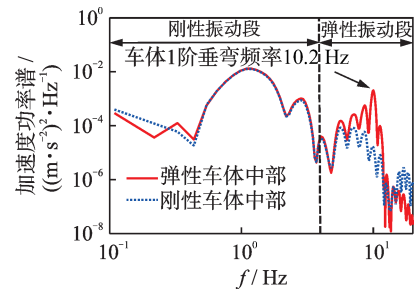


图10 车体低频垂向振动加速度功率谱

Fig.10 Low-frequency vertical vibration acceleration power spectrum of car body

由图10可知,车体低频振动包括刚性振动和弹性振动两个特征频段。在刚性振动段内,车体弹性模型与刚体模型计算的加速度功率谱基本一致;在弹性振动段内,弹性车体的振动能量要远大于刚性车体,这说明车体的弹性振动是组成车体低频振动的重要部分,且车体的1阶垂弯频率为10.2 Hz,与低阶车轮多边形激励频率比较接近,将会引起车体低频振动进一步加剧。

将车辆运行速度设为80 km/h,在模型的第1轴轮对处施加幅值为0.1 mm、阶次为1~3阶的低阶车轮多边形激励,观察1~3阶理想车轮多边形与美国5级谱耦合的车体加速度功率谱,其随阶次变化如图11所示。

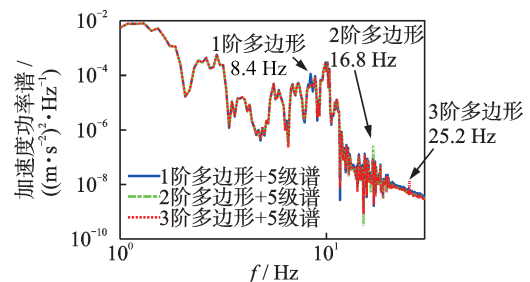


图11 车体加速度功率谱随阶次变化图

Fig.11 Diagram of car body acceleration power spectrum with order

由图 11 可知,在考虑车轮多边形作用后,车体加速度功率谱中会出现车轮多边形激励频率的峰值,且该激励频率越接近车体弹性振动频率,其对应数值处的车体加速度功率谱峰值越大。80 km/h 运行速度下 1 阶车轮多边形产生的激励频率为 8.4 Hz,相较于 2、3 阶车轮多边形的激励频率,该频率更接近车体弹性振动频率 10.2 Hz,因此 1 阶车轮多边形作用的激励频率处峰值要大于 2、3 阶。由此可见,低阶车轮多边形会加剧车体的弹性振动,其激励频率越接近车体弹性振动频率,则该阶车轮多边形引起的车体振动越剧烈。

地铁车辆在运行中同时受到线路固有轨道不平顺激励和车轮服役产生的激励作用,为了研究车轮服役前后车体的振动变化,以美国 5 级谱作为固有

轨道不平顺激励,考虑地铁车辆常用典型运行速度,分别对比车轮多边形与美国 5 级谱作用的车体功率谱,如图 12 所示。

图 12(a)~(c)为前 3 阶车轮多边形与美国 5 级谱耦合的车体加速度功率谱,(d)~(f)为车轮多边形单独作用的结果。车轮多边形作为车辆服役过程中产生的特有激励,计算常用速度下的车体功率谱上均出现了表 2 中激励频率的峰值。分别对比图(a)和(d)、图(b)和(e)、图(c)和(f)后可知,车轮多边形与美国 5 级谱耦合后,车轮多边形单独作用的峰值频率仍存在。这说明车轮多边形在车轮服役过程中一旦形成,会逐渐恶化并发展成轮轨间不可忽视的不平顺作用,此时仅考虑轨道谱是不全面的,需结合实际运营地铁的车轮多边形情况进行分析。

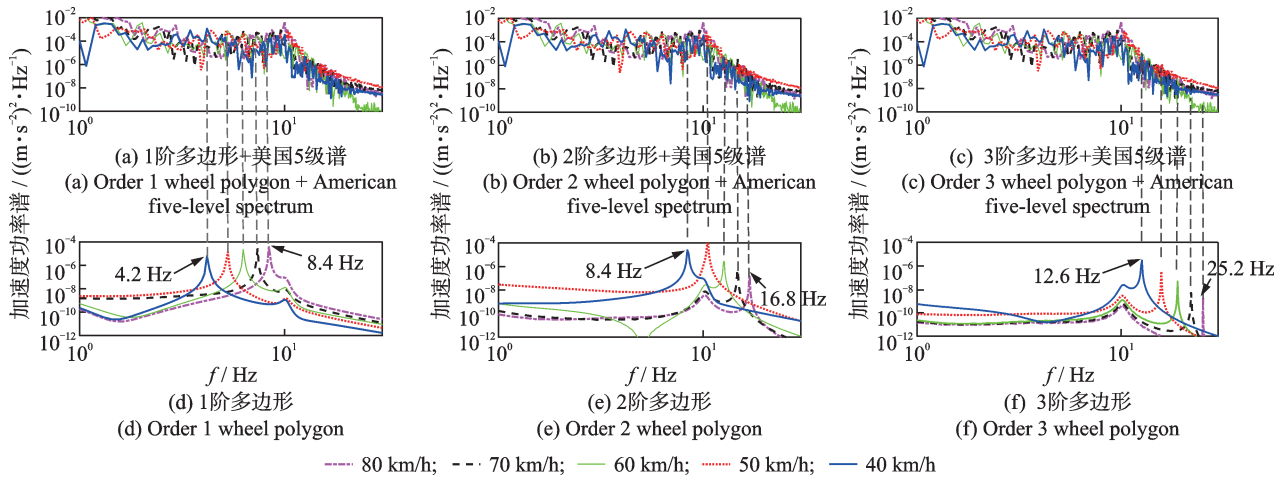


图 12 车轮多边形与美国 5 级谱作用的车体功率谱对比

Fig.12 Comparison of car body power spectrum with wheel polygon and American five-level spectrum

若只考虑车轮多边形作用,则能清晰地反映车轮多边形与车体振动的关系。由图 12(d)~(f)可知:1 阶车轮多边形的激励频率范围为 4.2~8.4 Hz,随着速度增加车体功率谱也增大,其频率尚未达到车体 1 阶垂弯频率,不会引起车体的弹性共振;3 阶车轮多边形的激励频率范围为 12.6~25.2 Hz,已经大于车体低频振动频率,随着速度增加逐渐远离车体 1 阶弹性共振频段;当车轮出现 2 阶多边形时,产生的激励频率处于 8.4~16.8 Hz 范围内,会覆盖车体弹性共振频率,在这个速度区间内 2 阶车轮多边形引起的车体振动加速度功率谱最大,更容易激发车体的弹性共振,不利于旅客乘车舒适性。由于 2 阶车轮多边形在 50 km/h 速度下的激励频率最接近车体弹性频率,因此车体低频振动对 2 阶车轮多边形的敏感速度为 50 km/h。

为了突出车轮多边形在轮轨不平顺中的贡献,后续讨论均只考虑车轮多边形单独作用的结果。进一步考虑前 3 阶多边形车轮的车体加速度均方根随车速、车轮阶次的变化,如图 13 所示。由图可知,当只考虑车轮多边形作用时,2 阶车轮多边形作用下

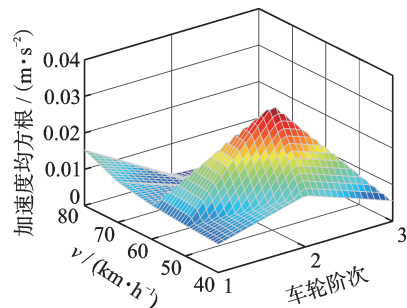


图 13 车体加速度均方根随车速、车轮阶次变化图

Fig.13 Variation diagram of car body acceleration root mean square with vehicle speed and wheel order

车体的加速度均方根出现明显的峰值,因此对于服役初期的车辆需重视2阶车轮多边形问题。

3.2 车轮磨损对车体振动的影响

随着车辆运行里程的增加,车轮磨损日益严重,车轮半径会出现不同程度的减小。为了研究含车轮多边形的磨损车轮对车辆运行平稳性的影响,设置磨损车轮半径为0.41 m,选取车轮多边形幅值为0.1 mm,以车辆运行速度为80 km/h的1阶车轮多边形和速度为50 km/h的2阶车轮多边形为研究对象,对比车轮多边形新旧车轮的车体功率谱,如图14所示。

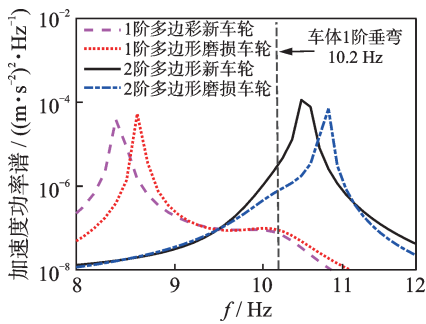
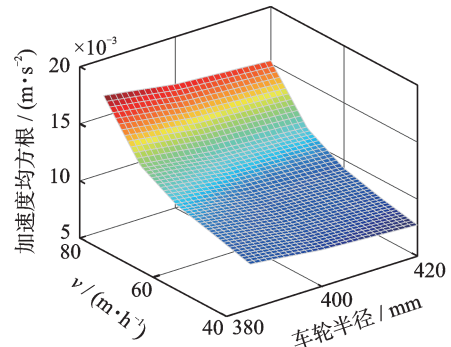


图14 含车轮多边形新旧车轮的车体功率谱

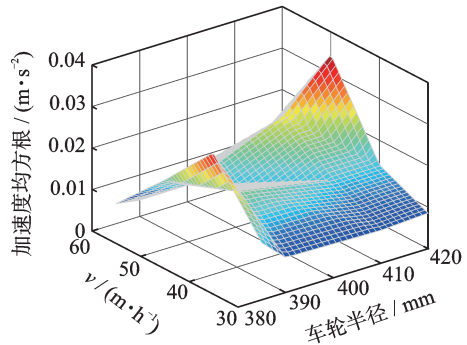
Fig.14 Car body power spectrum of old and new wheels with wheel polygons

由图14可知,车轮磨损会增大车轮多边形的激励频率,使得1、2阶车轮多边形激励接近或远离车体1阶垂弯频率10.2 Hz,进而改变车轮多边形对车体低频振动的影响。进一步研究车轮磨损与车轮多边形对车体低频振动的影响,获得了前3阶车轮多边形作用下车体加速度均方根随车速、车轮半径的变化,如图15所示。

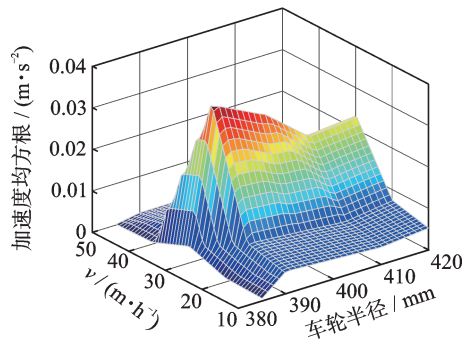
由图15(a)可知,当速度在40~80 km/h范围内,1阶车轮多边形作用的车体振动加速度均方根与车辆速度和磨损半径均成正相关,说明在高速时地铁车轮的磨损能够加剧1阶车轮多边形对车体振动的作用。由图15(b)可知,车轮服役条件下,2阶车轮多边形作用的车体加速度均方根先降后增,运行初期车体对2阶车轮多边形的敏感速度为50 km/h,随着车轮进一步磨损,车体对2阶车轮多边形的敏感速度变为40 km/h。由图15(c)可知,随着车轮半径减小,3阶车轮多边形对车体振动的影响逐渐增大,3阶车轮多边形在车轮严重磨损后出现了30 km/h的敏感速度,这使得3阶车轮多边形带来的激励频率接近车体低频振动频率,从而导致车体振动加剧。



(a) 1阶车轮多边形
(a) Order 1 wheel polygon



(a) 2阶车轮多边形
(b) Order 2 wheel polygon



(a) 3阶车轮多边形
(c) Order 3 wheel polygon

图15 车体加速度均方根随车速、车轮半径变化图

Fig.15 Variation diagram of car body acceleration root mean square with vehicle speed and wheel radius

综上所述,地铁车辆长期服役导致车轮磨损半径减小,从而改变低阶车轮多边形的激励频率。高速运行时能加剧1阶车轮多边形对车体振动的影响,低速运行时促进3阶车轮多边形对车体的作用,车轮磨损也改变了车体对2阶车轮多边形的敏感速度。

4 结论

1) 研究了某地铁车辆1~3阶车轮多边形磨损现象,在服役过程中车轮多边形影响车体系统振动特性,使地铁车辆动力学性能逐渐劣化。服役初期

2阶车轮多边形对车体低频振动影响最大,随着服役过程中车轮半径的磨损,车体对2阶车轮多边形的敏感速度由50 km/h降至40 km/h。在高速时车轮的磨损能加剧1阶车轮多边形对车体振动的作用。3阶车轮多边形在车轮严重磨损后出现较低的30 km/h敏感速度。

2) 地铁车辆服役过程中车轮周向和径向都会产生不同程度的磨损,周向磨损表现为车轮多边形现象,径向磨损表现为车轮半径减小,而车轮半径减小会增大车轮多边形的激励频率。这两种磨损具有动态随机性和时变性,因此在研究车轮多边形问题时,新车轮主要考虑2阶车轮多边形可能引起的10.2 Hz车体弹性共振问题,车轮半径磨损过程增加了共振的可能性,应重视磨损车轮的前3阶车轮多边形。

3) 随着地铁车辆运行速度的改变,低阶车轮多边形会产生0~20 Hz的低频激励。当该激励频率接近于车体1阶垂弯频率10.2 Hz时会产生共振现象,致使车体垂向振动加剧,影响乘客乘坐舒适性。因此,应通过及时镟轮、变速行驶等手段避免低阶多边形的激励频率与车体频率产生同频共振。

参 考 文 献

- [1] 苏建,李立,崔大宾.不落轮旋修工艺对初始车轮多边形的影响研究[J].铁道学报,2017,39(5):57-61.
SU Jian, LI Li, CUI Dabin. Study on influence of turning repair operations on wheels with initial polygonal state[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(5): 57-61.(in Chinese)
- [2] 翟婉明.车辆-轨道耦合动力学理论的发展与工程实践[J].科学通报,2022,67(32):3793-3807.
ZHAI Wanming. Development of vehicle-track coupled dynamics theory and engineering practice[J]. Chinese Science Bulletin, 2022, 67(32): 3793-3807.(in Chinese)
- [3] 金学松,吴越,梁树林,等.高速列车车轮多边形磨损、机理、影响和对策分析[J].机械工程学报,2020,56(16):118-136.
JIN Xuesong, WU Yue, LIANG Shulin, et al. Characteristics, mechanism, influences and countermeasures of polygonal wear of high-speed train wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16): 118-136.(in Chinese)
- [4] 朱海燕,胡华涛,尹必超,等.轨道车辆车轮多边形研究进展[J].交通运输工程学报,2020,20(1):102-119.
ZHU Haiyan, HU Huatao, YIN Bichao, et al. Research progress on wheel polygons of rail vehicles[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2020, 20(1): 102-119.(in Chinese)
- [5] 陶功权,温泽峰,金学松.铁道车辆车轮非圆化磨损形成机理及控制措施研究进展[J].机械工程学报,2021,57(6):106-120.
TAO Gongquan, WEN Zefeng, JIN Xuesong. Advances in formation mechanism and mitigation measures of out-of-round railway vehicle wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(6): 106-120.(in Chinese)
- [6] TAO G Q, WEN Z F, LIANG X, et al. An investigation into the mechanism of the out-of-round wheels of the metro train and its mitigation measures[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 57(6): 106-120.
- [7] 赵新利,吴越,郭涛,等.车轮多边形磨损统计规律及关键影响因素分析[J].振动、测试与诊断,2020,40(1):48-53.
ZHAO Xinli, WU Yue, GUO Tao, et al. Statistical law of wheel polygon wear and analysis of key influencing factors[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1): 48-53.(in Chinese)
- [8] 丁军君,杨九河,胡静涛,等.高速列车车轮多边形磨损演变行为[J].机械工程学报,2020,56(22):184-189.
DING Junjun, YANG Jiuhé, HU Jingtao, et al. Evolution of the polygonal wear of high-speed train wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(22): 184-189.(in Chinese)
- [9] PENG B, IWICKI S, SHACKLETON P, et al. Comparison of wear models for simulation of railway wheel polygonization[J]. Wear, 2019(436/437): 203010.
- [10] 刘孟奇,陶功权,肖国放,等.中高频激励下轮轨不同建模方法对轮轨动态相互作用的影响[J].振动与冲击,2021,40(10):150-158.
LIU Mengqi, TAO Gongquan, XIAO Guofang, et al. Influence of wheelset and track modelling approaches on wheel-rail dynamic interaction under the excitation of medium-high frequency[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(10): 150-158.(in Chinese)
- [11] LAN Q, DHANASEKAR M, HANDOKO Y A. Wear damage of out-of-round wheels in rail wagons under braking[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 102(2): 170-186.
- [12] MA C Z, GAO L, CUI R X, et al. The initiation mechanism and distribution rule of wheel high-order polygonal wear on high-speed railway[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 119: 104937.

- [13] 雷晓燕, 杨天, 刘庆杰. “车体-多边形化车轮-轨道”耦合系统动力分析及多边形车轮识别[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(2): 1-6.
LEI Xiaoyan, YANG Tian, LIU Qingjie. Dynamic analysis and out-of-round wheel recognition of "body-out-of-round wheel-rail" coupling system[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(2): 1-6.(in Chinese)
- [14] 尹振坤, 吴越, 韩健. 高速列车车轮多边形磨耗对轮轨垂向力的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(10): 26-32.
YIN Zhenkun, WU Yue, HAN Jian. Effect of polygonal wear of high-speed train wheels on vertical force between wheel and rail[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(10): 26-32.(in Chinese)
- [15] MU J, ZENG J, WANG Q, et al. Determination of mapping relation between wheel flat and wheel/rail contact force for railway freight wagon using dynamic simulation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (Part F): Journal of Rail and Rapid Transit, 2022, 236(5): 095440972110303.
- [16] 韩光旭, 温泽峰, 张捷, 等. 车轮非圆化对高速列车振动噪声的影响[J]. 噪声与振动控制, 2014(4): 10-13, 23.
HAN Guangxu, WEN Zefeng, ZHANG Jie, et al. Influence of out-of-roundness of wheels of high-speed trains on interior vibration and noise[J]. Noise and Vibration Control, 2014(4): 10-13, 23.(in Chinese)
- [17] 陶功权, 周小江, 周业明, 等. B型地铁车轮失圆问题分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(14): 152-160.
TAO Gongquan, ZHOU Xiaojiang, ZHOU Yeming, et al. Analysis of the wheel out-of-roundness of type B metro train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(14): 152-160.(in Chinese)
- [18] TAO G Q, WANG L F, WEN Z F, et al. Measurement and assessment of out-of-round electric locomotive wheels[J]. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(1): 1-13.
- [19] 郭林生, 文永蓬, 尚慧琳, 等. 考虑车下设备的城轨车辆弹性车体垂向振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(21): 97-103, 125.
GUO Linsheng, WEN Yongpeng, SHANG Huilin, et al. Vertical vibration characteristics of urban rail elastic vehicle body with under-vehicle equipment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(21): 97-103, 125. (in Chinese)
- [20] 纪忠辉, 文永蓬, 翁琳, 等. 钢轨横垂双向 Pinned-pinned 振动抑制研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2020, 17(8): 1935-1942.
JI Zhonghui, WEN Yongpeng, WENG Lin, et al. Study on the lateral and vertical two-direction Pinned-pinned vibration suppression of rails[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2020, 17(8): 1935-1942. (in Chinese)
- [21] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2015: 26-28.
- [22] 郭欣茹, 杨云帆, 王超, 等. 制动工况下多边形车轮对轮轨动态相互作用影响研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(8): 196-203.
GUO Xinru, YANG Yunfan, WANG Chao, et al. Influence of wheel/rail dynamic interaction induced by polygonal wheels under braking condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(8): 196-203. (in Chinese)
- [23] 毛冉成, 曾京, 石怀龙, 等. 车轮多边形激励下高速转向架构架振动特性分析[J]. 铁道学报, 2022, 44(9): 26-32.
MAO Rancheng, ZENG Jing, SHI Huailong, et al. Vibration behavior analysis of high-speed bogie frame under wheel polygonal excitations[J]. Journal of the China Railway Society, 2022, 44(9): 26-32. (in Chinese)



第一作者简介:徐祖翰,男,1998年7月生,硕士。主要研究方向为城市轨道交通车辆车轮多边形磨耗。
E-mail:1623258409@qq.com

通信作者简介:文永蓬,男,1979年10月生,博士,副教授。主要研究方向为城市轨道交通车辆系统动力学轨道结构服役性能演化、轮轨系统智能运维等。
E-mail:yp_wen@163.com

Prediction Models of Airflow Resistivity of Kapok Felt Having Two Fiber Cross-Sectional Shapes

XIE Xinxing¹, LI Min¹, SHANGGUAN Wenbin¹, YANG Shanmiao², ZHANG Qu²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology Guangzhou, 510641, China)

(2. Ningbo Tuopu Group Co., Ltd. Ningbo, 315800, China)

Abstract To address the inadequacy of existing models for predicting the flow resistivity of kapok felt, the airflow resistivity of kapok felt with different bulk densities is tested. Initially, the airflow resistivity of kapok felt is calculated using empirical and theoretical models commonly used in fibrous materials. Subsequently, a new empirical model suitable for predicting the flow resistivity of kapok felt is developed by fitting the experimental data. Finally, considering the cross-sectional geometries and arrangement of kapok fibers at different bulk densities, theoretical models for the flow resistivity of kapok felt are derived by determining the average velocity and frictional force within micro-units, for both circular and flattened fiber cross-sections, based on the Tarnow model and the Hagen-Poiseuille flow assumption. The models are further modified using a flattening ratio parameter. Results demonstrate that compared to the measured values, the prediction accuracy of existing models for kapok felt flow resistivity is low. The modified model is applicable to transitional states between the two cross-sectional geometries. Within the bulk density range of 20 to 180 kg/m³, the modified model exhibits high prediction accuracy.

Keywords kapok felt; fiber cross-sectional shape; theoretical models; modified model; airflow resistivity prediction

Influence of Wheel Polygon on Low-Frequency Vibration of Subway Vehicle Body

XU Zuhan¹, WEN Yongpeng^{1,2,3}, ZONG Zhixiang⁴, CHENG Ruiping^{1,3}, ZHOU Hui^{1,3}

(1. School of Urban Railway Transportation, Shanghai University of Engineering Science Shanghai, 201620, China)

(2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

(3. Shanghai Engineering Research Centre for Vibration and Noise Control Technologies in Railway Transportation Shanghai, 201620, China)

(4. Vehicle Branch of Shanghai Metro Maintenance and Guarantee Co., Ltd. Shanghai, 200235, China)

Abstract To study the influence of subway wheel polygons on low-frequency vibration of the car body, the polygon wear of wheels of a subway line is investigated, on the basis of grasping the distribution characteristics of wheel polygons of subway lines. A vertical dynamic model of elastic car body considering wheel polygons is established, by the time-domain integral solution method. The relationship between wheel polygon excitation frequency and low frequency vibration of vehicle body is studied. By comparing the low-frequency vibration of wheel polygons of different orders, the effect of changes in the operating speed of metro vehicles under service conditions and changes in the radius of wheel wear on the polygonal action of the wheel body is discussed separately. It is shown that a wheel polygon of order 1—3 at common operating speeds generate a low-frequency excitation frequency of 0—20 Hz, and when the excitation frequency is close to the first-order droop frequency of 10.2 Hz resonance will occur. At the beginning of service, the influence of the second order wheel polygon becomes severe on the low frequency vibration of the car body. With the wear of the wheel radius during service,

the influence of the first three order wheel polygon changes on the vibration law of the car body. This paper provides a good reference value for service subway operation and wheel maintenance.

Keywords wheel polygon; radial runout; low-frequency vibration; wheel wear; co-frequency resonance

Detection of Planetary Gearbox Weak Fault Based on Sparsity-Guided IEWT-MOMEDA

WANG Zibo, LI Hongkun, ZHANG Kongliang, CAO Shunxin, SUN Fubiao

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology Dalian, 116024, China)

Abstract When early failures occur in planetary gearboxes, the weak fault features are difficult to extract and identify due to the interference of background noise in industrial environments and the attenuation of fault impacts in complex transmission paths. To address this issue, a sparse-guided improved empirical wavelet transform (IEWT) is proposed combined with multipoint optimal minimum entropy deconvolution adjusted (MOMEDA) method for weak fault feature extraction. Firstly, a new fault composite index (FCI) is introduced, and the original signal is adaptively decomposed into a set of IEWT components based on the amplitude envelope of the signal spectrum. Secondly, the sensitive components, selected through the sparse-guided method, are used as the sparse representation of the original weak fault signal. Finally, the MOMEDA technique is applied to the sensitive component signals to reduce signal noise and extract the weak fault feature frequencies for identification. The effectiveness of the proposed method is validated through simulations and experiments, successfully extracting and identifying the weak fault features of planetary gearboxes. This demonstrates that the method has good diagnostic performance for noisy, non-stationary, and non-linear fault signals in planetary gearboxes, providing a new approach for the diagnosis and identification of weak faults in engineering practice.

Keywords planetary gearbox; empirical wavelet transform; multipoint optimal minimum entropy deconvolution adjusted; sparse-guided; weak fault diagnosis

Study on Transient Vibration Suppression Method of Vertical Axis Washing Machine

YUAN Xunting^{1,2}, CHEN Haiwei^{1,2}, ZHU Jing^{1,2}, SHI Yacheng³, ZHANG Xinjie³

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University Wuxi, 214122, China)

(2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology Wuxi, 214122, China)

(3. Wuxi Little Swan Electric Appliance Co., Ltd. Wuxi, 214028, China)

Abstract The transient vibration of a vertical axis washing machine is strong in the dehydration process, so a new planar variable damping structure is proposed to reduce the transient vibration. Firstly, the kinetic energy and potential energy of various rigid bodies of the washer are deduced, the generalized forces of the suspension structure are described, the force of the liquid balancer is analyzed, and the vibration model of the vertical axis washing machine is established using Lagrange's equation. The working principle of the planar damping structure is explored, its damping force is described and its suppression effect on transient vibration of the washer is verified. Secondly, the influence of the planar damping structure on dynamic characteristics of the washer is evaluated, the bifurcation theory is employed to analyze stability of the system. Furthermore, the distributions