

# 基于车轮多边形激励下的轮轨振噪特性研究

张恕辽<sup>1</sup>, 杨思远<sup>1</sup>, 李帅辉<sup>1</sup>, 辛超<sup>1</sup>, 林玉森<sup>1,2</sup>

(1. 石家庄铁道大学 土木工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学 道路与铁道工程安全保障省部共建教育部重点实验室, 河北 石家庄 050043)

**摘要:**随着高速列车磨耗的不断增加,会出现车轮圆周方向的多边形磨耗。为研究车轮多边形对轮轨结构的振噪特性影响,以某列车为例,基于刚柔耦合动力学理论,建立了精准的车辆-轨道刚柔耦合模型,将高阶车轮多边形作为激励输入,分析了高频下轮轨结构的振动特性,将轮轨响应作为声学边界条件,运用瞬态边界元法分析出轮轨各子系统的声辐射特性。研究表明,轮轨垂向力幅值和钢轨轨头振动加速度幅值随多边形阶数、幅值和运行速度中单一变量的增加而增加;扣件力幅值随多边形阶数增加变化不明显;高速下的轮轨垂向力幅值和钢轨振动加速度幅值随阶数的增加增速更快。多边形阶数、幅值和运行速度对轮轨声辐射效率的影响不明显,对轮轨声辐射功率影响较为显著。

**关键词:**车轮多边形;耦合模型;动力学;频率

**中图分类号:** U231.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2025)01-0050-09

列车会随里程数的增加出现多边形磨耗现象,车轮多边形分为周期性不圆顺和非周期性不圆顺,一般表述为车轮谐波磨耗和谐波不圆顺<sup>[1]</sup>。车轮多边形的出现会叠加其他不平顺因素,进一步恶化轮轨关系。迄今为止,国内外相关学者针对此类问题展开了一系列研究并得出相关的结论。NIELSEN et al<sup>[2]</sup>阐述了车轮不圆顺产生的原因和低阶多边形(长波)对车辆和轨道结构的振动影响,并提出控制车轮不圆顺发展的措施。PALLGEN<sup>[3]</sup>对德国 ICE 高速列车进行车轮周向非圆化的研究,发现钢质材料车轮以三阶车轮多边形为主,弹性橡胶材料车轮以二阶车轮多边形为主,并且在实测车轮周向非周期性非圆化中并没有分清楚哪些阶数的车轮多边形占主导。JENKINS et al<sup>[4]</sup>建立了刚性的轮轨结构,分析了不同车轮型面缺陷引起的轮轨垂向冲击荷载,进一步优化了车轮。李伟等<sup>[5]</sup>发现激振频率引发的轮对一阶弯曲共振是车轮多边形磨耗的主要原因,并通过加粗轮轴的方式来延缓磨耗速率。罗仁等<sup>[6]</sup>建立了车辆-轨道耦合系统动力学模型,轨道模型基于 Euler 梁和刚性轨枕,分析了低阶车轮多边形对轮轨垂向力的影响。马卫华等<sup>[7]</sup>分析了车轮多边形的形成原因,提出车轮多边形化是由车轮滚动多周形成的。

本文建立了精准的车辆-轨道刚柔耦合动力学模型,以高阶理想车轮多边形作为激励输入到模型中,分析不同多边形阶数、幅值和运行速度对车辆-轨道结构的振动特性影响以及对轮轨声辐射特性的影响。

## 1 车辆-轨道刚柔耦合模型的建立与验证

### 1.1 车辆-轨道刚柔耦合模型的建立

根据文献[8]建立轮对模型,轴长为2 110 mm,详细参数见文献[8]。在 ANSYS 中建立柔性轮对和柔性轨道有限元模型。采用扫掠旋转方式划分单元,约束方式采用轴肩式约束,如图 1 所示。柔性轨道包括 CRTS II 型无砟轨道板、CA 砂浆垫层和底座板,采用 Timoshenko 梁单元进行钢轨模型的建立,然后通过固定界面模态综合法,将柔性轨道和柔性轮对与车体和构架形成刚柔耦合动力学系统。

收稿日期:2024-09-12 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxzb.20240232

作者简介:张恕辽(2001—),男,硕士研究生,研究方向为结构工程。E-mail:zsl20011103@163.com

张恕辽,杨思远,李帅辉,等.基于车轮多边形激励下的轮轨振噪特性研究[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2025,38(1):50-58.

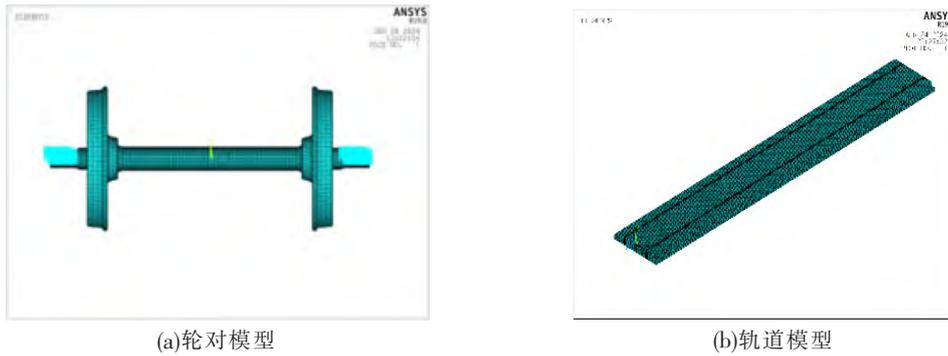


图 1 轮轨有限元模型图

1.2 车辆-轨道刚柔耦合模型的验证

车辆-轨道刚柔耦合模型的正确性对后续结构系统的振动特性分析至关重要,本文通过采用与文献[9]相同的参数和指标对模型进行验证,验证结果对比如表 1 所示。

表 1 结果对比表

计算值	速度/(km · h <sup>-1</sup> )	轮轨垂向力/kN	钢轨位移/mm	钢轨支点反力/kN	轨道板位移/mm
文献	300	114.20	0.91	37.4	0.30
	350	123.40	1.02	45.3	0.31
本文	300	120.59	0.92	36.0	0.23
	350	125.80	0.97	37.6	0.24

通过表 1 相关指标对比,文献值和本文计算值比较接近,验证了模型和计算结果的正确性。

2 轮轨相互作用

研究对车辆和轨道结构的影响。实测的车轮多边形通常呈现非常不规则的形式且是由不同幅值、相位和阶数的谐波函数叠加而成。在此多边形采用单一谐波函数来进行描述。 $\Delta R = A \sin(n\alpha + \alpha_0)$ ,其中,A 为车轮多边形的幅值;n 为车轮多边形阶次; $\alpha$  为车轮旋转角度; $\alpha_0$  为车轮初始相位角。 $r = R - \Delta R$ 。

理想和实际状态下的车轮多边形如图 2 所示。

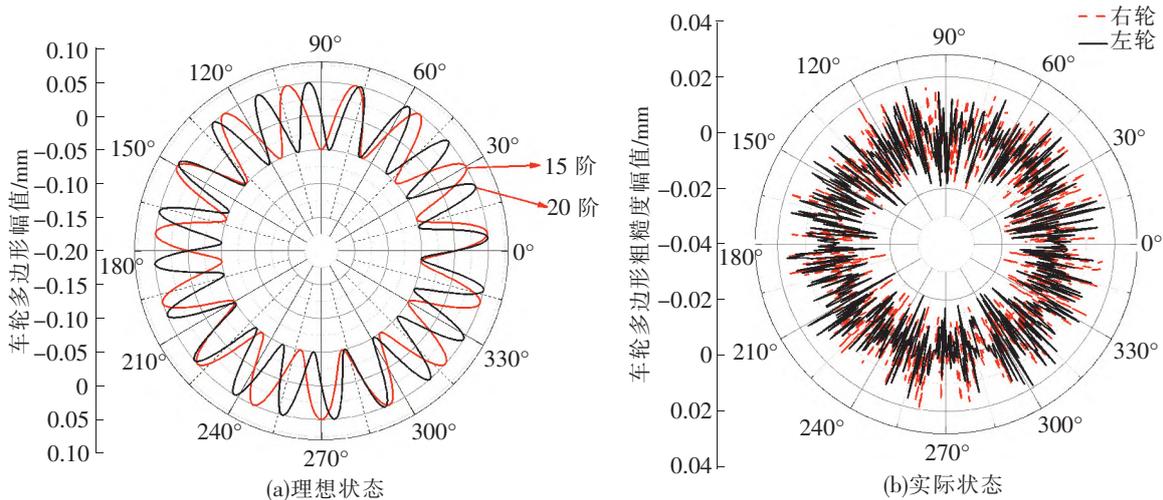


图 2 车轮多边形示意图

3 车轮多边形对轮轨系统振动特性影响

以建立的车辆-轨道刚柔耦合模型为依托,理想状态车轮多边形作为激励源,研究整体耦合系统在不同多边形阶数、幅值和运行速度下的动力响应,重点研究对象为高频段,因此取阶次为 14、16、18、20 阶,幅

值取 0.02、0.04、0.06、0.08 mm,列车速度取 100、200、300 km/h。

### 3.1 车轮多边形对轮轨垂向力影响

研究时频域内多边形阶数、幅值和运行速度对轮轨垂向力的影响。

由图 3 可知,轮轨垂向力随着单一变量多边形阶数和速度的增加而增加,且均小于规范规定轮轨安全限值 170 kN。在 300 km/h 时,随阶数增加轮轨垂向力增幅最大,200 km/h 次之,100 km/h 最小,说明轮轨垂向力对低速下固定幅值的多边形阶数不敏感,对高速下固定幅值的多边形阶数最为敏感,当幅值一定时,轮轨垂向力在不同速度下的差值随阶数的增加而增加。

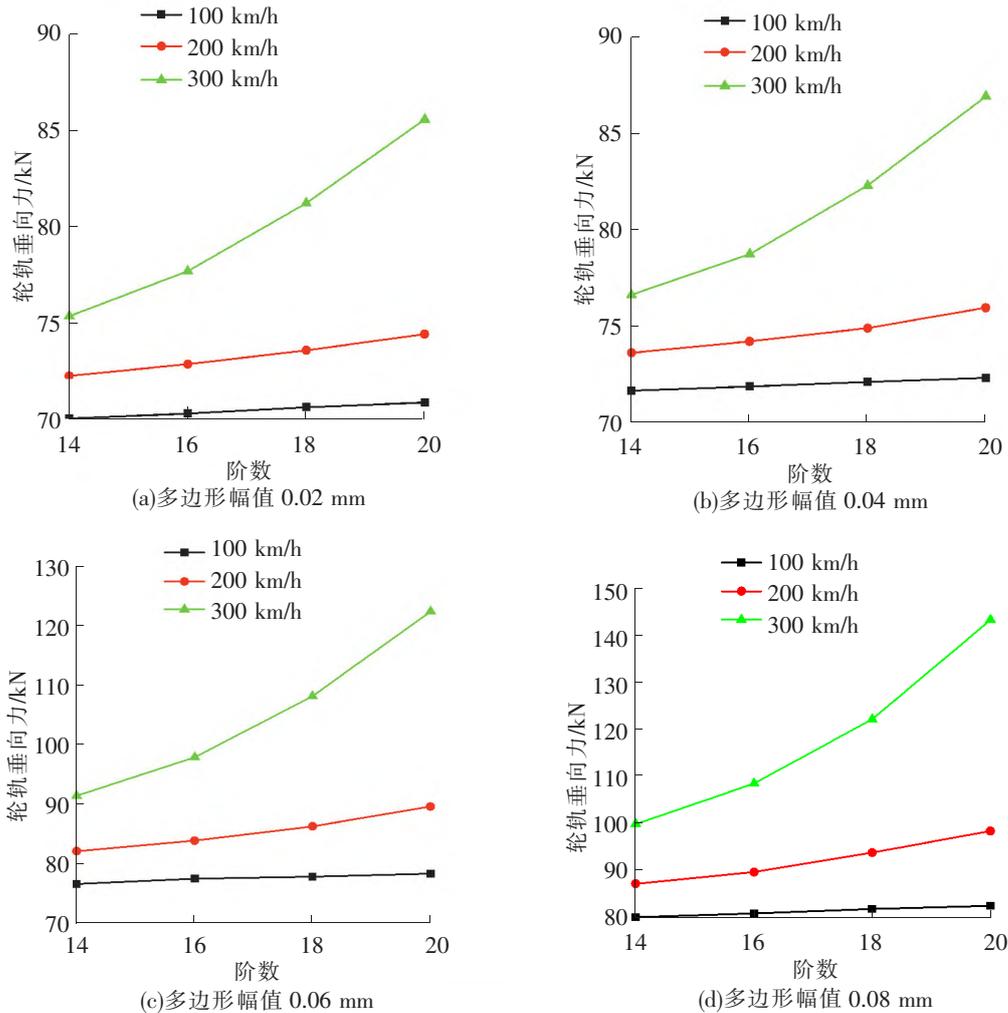


图 3 轮轨垂向力幅值变化图

从表 2 和表 3 可知,多边形幅值一定时,轮轨垂向力增幅随阶数的增加而增加,多边形阶数一定时,轮轨垂向力增幅随幅值的增加而增加。

表 2 速度从 100 km/h 到 200 km/h 轮轨垂向力增幅统计表

多边形幅值/mm	14 阶	16 阶	18 阶	20 阶	%
0.02	3.15	3.65	4.20	5.02	
0.04	5.38	6.37	7.56	9.79	
0.06	7.18	8.26	10.86	14.37	
0.08	8.90	10.94	14.78	19.40	

表 3 速度从 100 km/h 到 300 km/h 轮轨垂向力增幅统计表

多边形幅值/mm	14 阶	16 阶	18 阶	20 阶	%
0.02	7.57	10.51	14.99	20.72	
0.04	13.63	18.70	27.59	39.28	
0.06	19.31	26.38	39.03	56.32	
0.08	24.92	34.37	49.67	74.23	

### 3.2 车轮多边形对钢轨振动特性影响

车轮多边形激励会加剧轮轨振动,造成钢轨位移和加速度等相关参数增加,影响钢轨的正常使用,因此研究在车轮多边形作用下的钢轨振动特性变化<sup>[10]</sup>,首先分析跨中扣件处钢轨轨头在多变量下的振动加速度幅值对比,如图 4 所示。

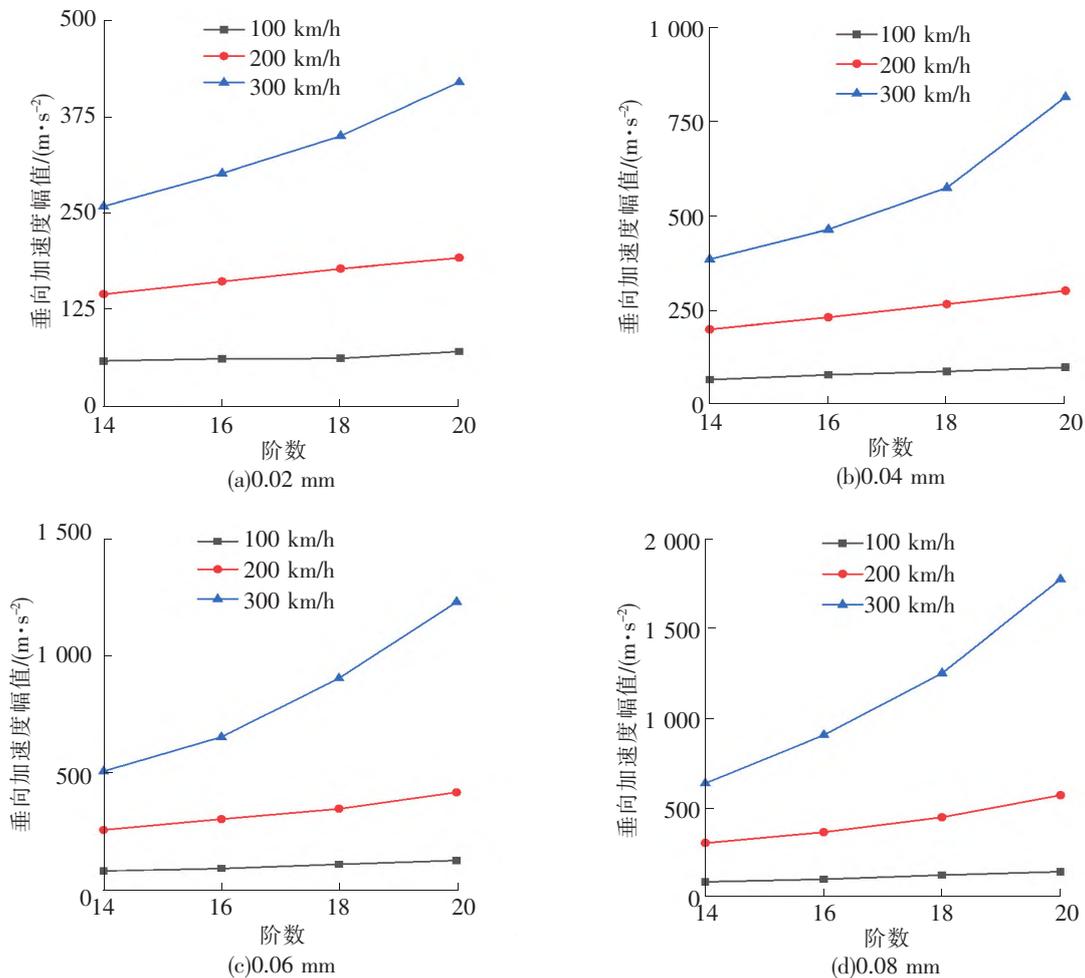


图 4 不同多边形幅值条件下钢轨轨头垂向加速度幅值对比图

由图 4 可知,当多边形幅值和运行速度一定时,钢轨垂向加速度幅值随阶数的增加而增加,且增加速率与运行速度成正比,同样当多边形幅值和阶数一定时,钢轨垂向加速度幅值随速度的增加而增加。

### 3.3 车轮多边形对扣件振动特性影响

扣件作为轨道系统的重要连接部件,对维持轨道结构的稳定性至关重要。研究在车轮多边形不同阶数、幅值以及运行速度下对扣件力的振动特性影响。扣件力测点选在跨中扣件处,分析多变量(多边形幅值、阶数和运行速度)对扣件力的影响,如图 5 所示。

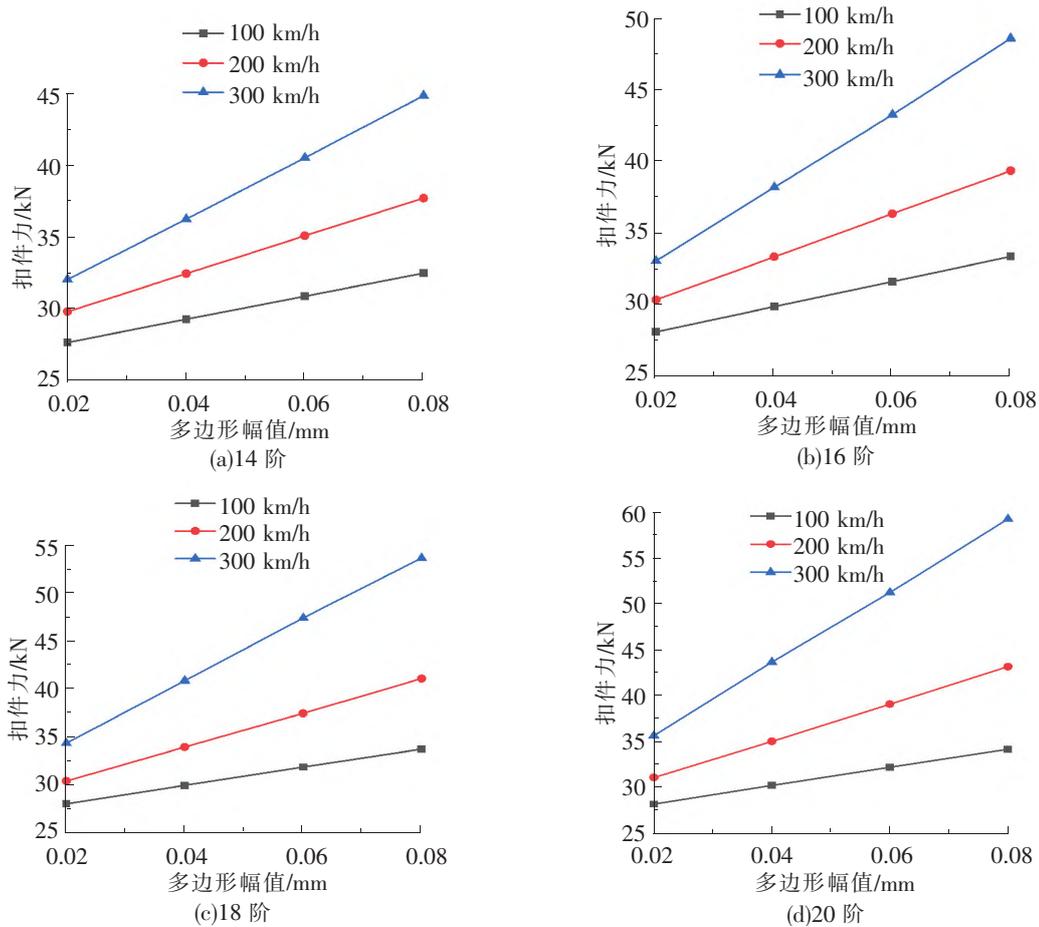


图 5 不同多边形阶数条件下扣件力幅值对比图

由图 5 可知,在多边形阶数和速度一定时,扣件力幅值随着多边形幅值的增大而增大,且增速和运行速度成正比,说明扣件力对高速更加敏感。当多边形幅值和阶数一定时,扣件力随着运行速度的增大而增大。在固定阶数下,扣件力在同一多边形幅值不同速度下的差值随多边形幅值的增加而增加,并且在阶数和幅值较大时最为明显。由表 4~表 6 可知,多边形幅值和运行速度一定时,扣件力幅值随阶数的增加变化不明显。

表 4 速度为 100 km/h 扣件力数值统计表

%

多边形幅值/mm	14 阶	16 阶	18 阶	20 阶
0.02	27.7	27.9	28.0	28.2
0.04	29.3	29.7	30.0	30.2
0.06	30.9	31.5	32.0	32.2
0.08	32.5	33.3	34.0	34.2

表 5 速度为 200 km/h 扣件力数值统计表

%

多边形幅值/mm	14 阶	16 阶	18 阶	20 阶
0.02	29.8	30.1	30.2	31.0
0.04	32.5	33.1	33.8	35.0
0.06	35.2	36.1	37.4	39.0
0.08	37.9	39.1	41.0	43.0

表 6 速度为 300 km/h 扣件力数值统计表

多边形幅值/mm	14 阶	16 阶	18 阶	20 阶
0.02	32.1	32.8	34.2	35.6
0.04	36.2	38.0	40.7	43.7
0.06	40.3	43.2	47.2	51.8
0.08	44.4	48.4	53.7	59.9

%

### 4 车轮多边形对轮轨噪声特性影响

在 ANSYS 有限元软件中将车轨软件求解到的轮轨垂向力加载到名义接触点得到整个结构表面的振动响应,然后将振动响应作为声学边界条件,求解轮轨声辐射特性(声辐射功率和声辐射效率)在多边形阶数、幅值和运行速度参数影响下的变化情况,考虑到多边形引起的激振频率,研究频率区间取 10~1 000 Hz。

#### 4.1 车轮多边形阶数对轮轨噪声特性影响

当车轮多边形幅值和运行速度固定,多边形阶数分别取 14、16、18、20 阶时,轮轨噪声特性如图 6 和图 7 所示。

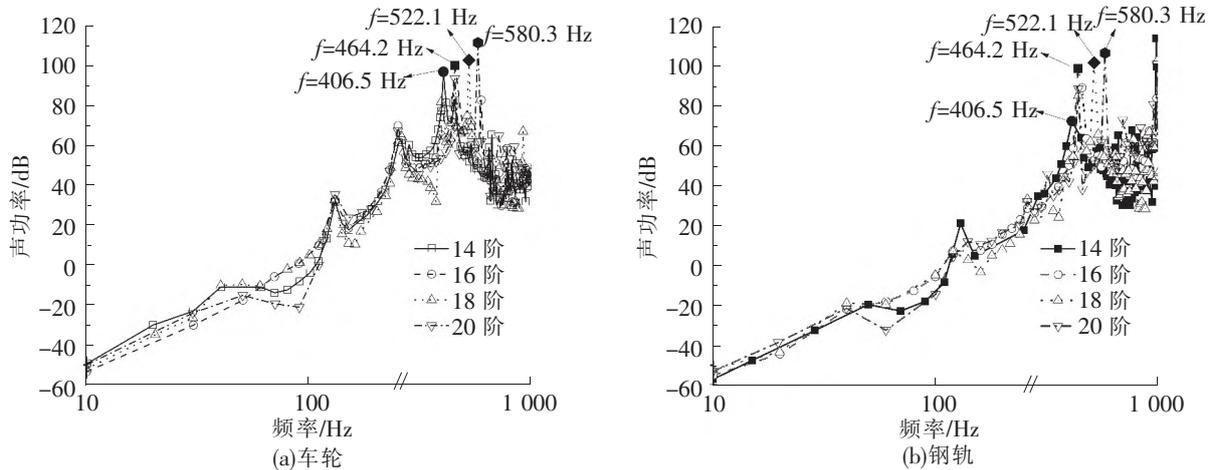


图 6 多边形阶数对轮轨声功率的影响

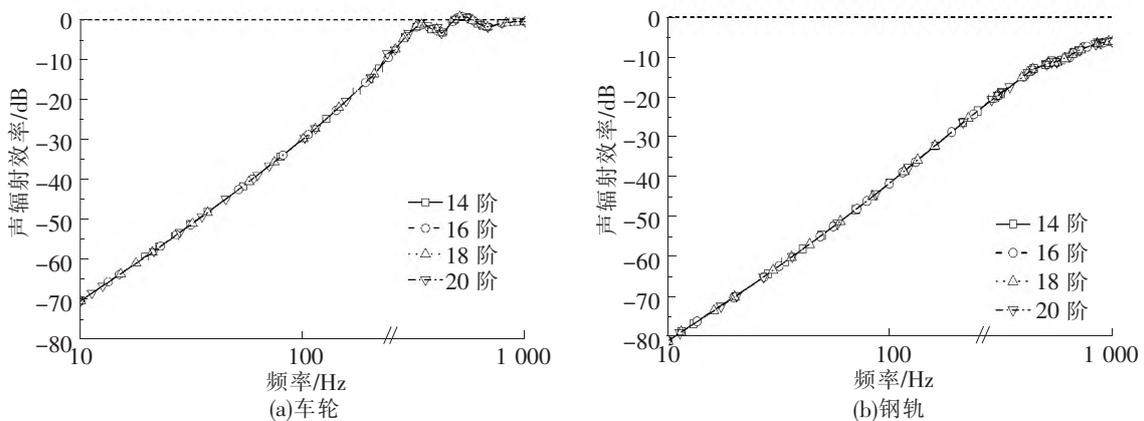


图 7 多边形阶数对轮轨声辐射效率的影响

(1)不同多边形阶数对轮轨声功率影响。由图 6 可知,车轮和钢轨声功率在不同的轮轨激振力下较为规律,整体呈上升趋势,说明能量主要集中在高频段。车轮在主频处取得声功率最大值,激振频率随着

多边形阶数的增加而增加,车轮声功率最值随着主频的增大而增大,钢轨在主频处取得声功率极大值点,并且在不同多边形阶数下,钢轨声功率均在一阶 pinned-pinned 共振处取得最大值点。

(2)不同多边形阶数对轮轨声辐射效率影响。由图 7 可知,在车轮多边形不同阶数下的车轮和钢轨声辐射效率曲线基本一致,说明车轮和钢轨声辐射效率对多边形的阶数并不敏感。车轮声辐射效率在频率较低时近似呈线性变化,钢轨在整个频段内同样近似呈线性变化。

#### 4.2 车轮多边形幅值对轮轨噪声特性影响

当车轮多边形阶数和运行速度固定,多边形幅值取 0.02、0.04、0.06、0.08 mm 时,轮轨噪声特性如图 8、图 9 所示。

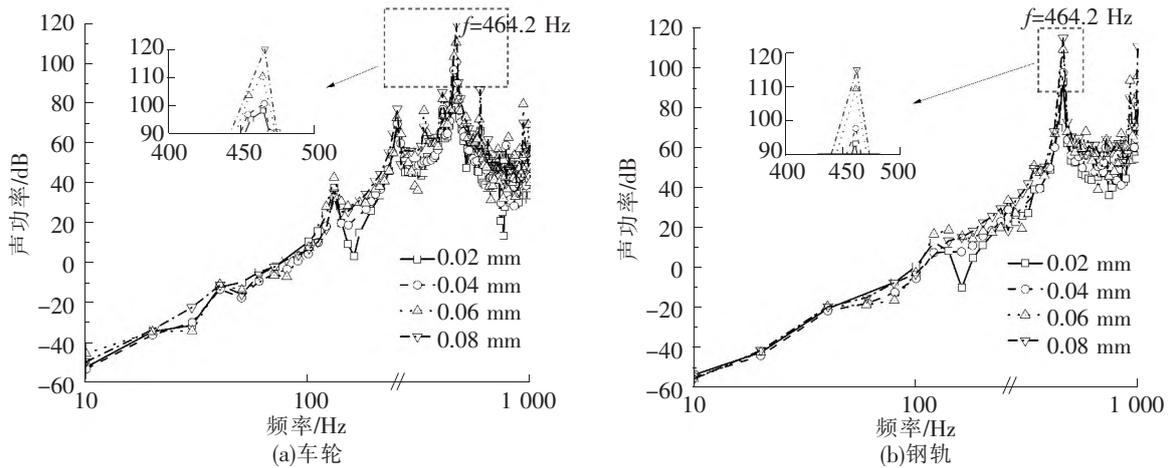


图 8 多边形幅值对轮轨声功率的影响

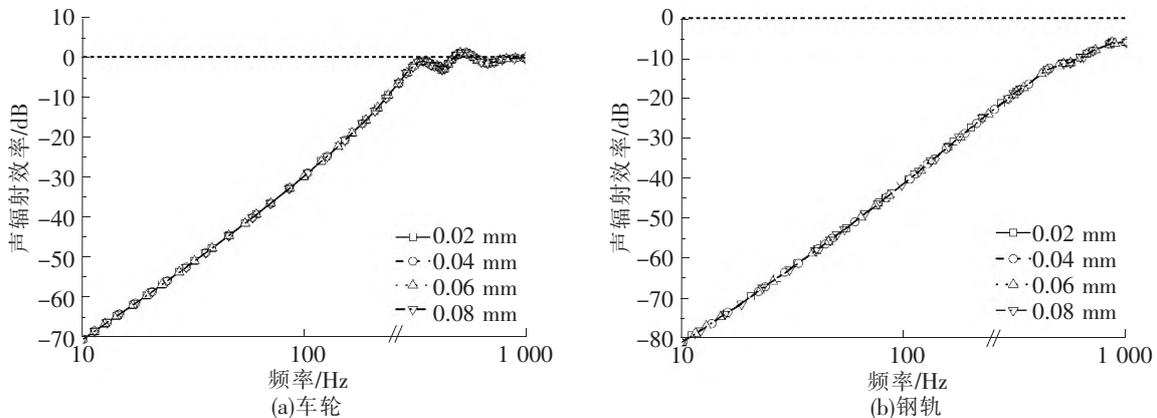


图 9 多边形幅值对轮轨声辐射效率的影响

(1)不同多边形幅值对轮轨声功率影响。由图 8 可知,车轮和钢轨声功率在不同幅值多边形的激励下曲线走向基本一致。不同幅值下的车轮声功率均在主频处取到最大值。钢轨声功率出现 2 个极值点,主频处和一阶 pinned-pinned 共振处。轮轨主频处声功率极大值随多边形幅值的增加而增加。

(2)不同多边形幅值对轮轨声辐射效率影响。由图 9 可知,车轮和钢轨的声辐射效率曲线在不同多边形幅值影响下较为一致,说明车轮和钢轨声辐射效率受多边形幅值的影响较小。车轮声辐射效率在低频段近似呈线性增加。钢轨声辐射效率在整个频段上同样近似呈线性增加。

#### 4.3 运行速度对轮轨噪声特性影响

当车轮多边形阶数和幅值固定,运行速度取 100、200、300 km/h 时,轮轨噪声特性如图 10、图 11 所示。

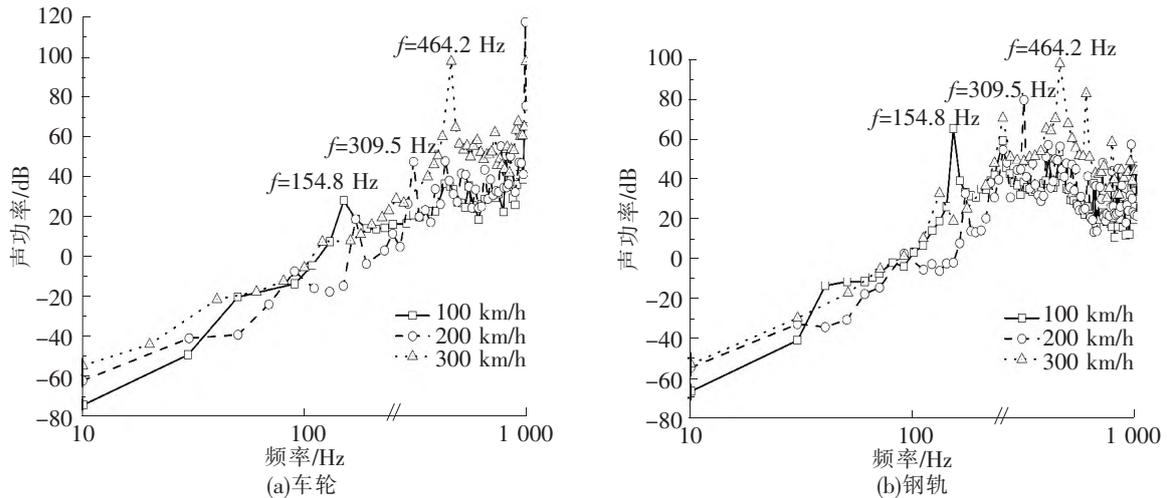


图 10 运行速度对轮轨声功率的影响

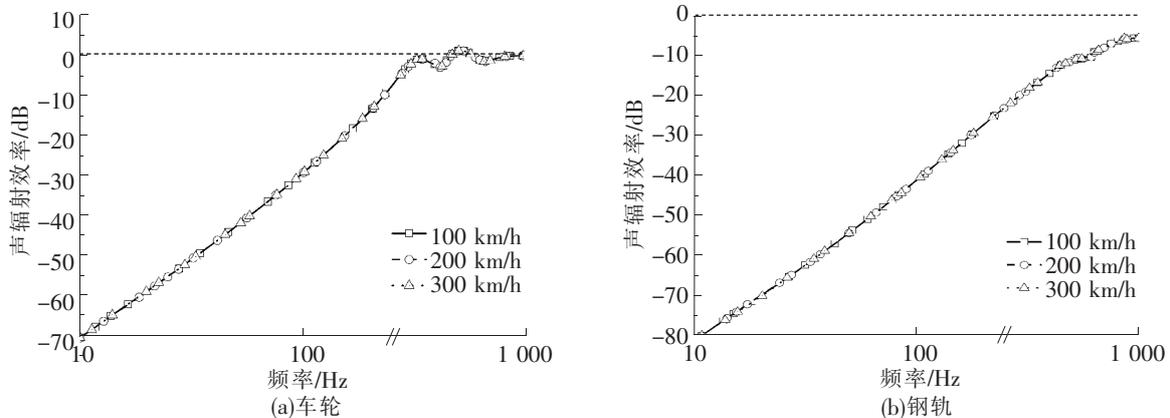


图 11 运行速度对轮轨声辐射效率的影响

(1) 运行速度对轮轨声功率影响。由图 10 可知,在整个频段上,不同速度下的车轮和钢轨的声功率曲线不一致,声功率整体呈上升趋势,且能量集中在中高频段。在低频时不同速度下的轮轨声功率出现交替上升,在中高频段时,声功率值基本上同速度呈正比,声功率极值点均在不同速度下的主频处出现。

(2) 运行速度对轮轨声辐射效率影响。由图 11 可知,在整个频段上,不同速度下轮轨声辐射效率基本一致,说明声辐射效率对运行速度这一参数并不敏感。在低频段,车轮声辐射效率同频率呈近似线性关系,在中高频段,车轮声辐射效率在 0 dB 附近上下浮动,在整个频段上,钢轨声辐射效率同频率呈近似线性关系。

## 5 结论

(1) 主频下的轮轨垂向力和钢轨轨头振动加速度幅值随多边形阶数、幅值和运行速度中任一变量的增加而增加。在速度为 100 km/h 时,轮轨垂向力增加缓慢,说明轮轨垂向力对低速下固定幅值的多边形阶数不敏感。当速度为 300 km/h 时,轮轨垂向力增加迅速,说明对高速下固定幅值的多边形阶数最为敏感。

(2) 随着多边形阶数增加,扣件力幅值增幅缓慢,说明多边形阶数对扣件力幅值几乎无影响。而扣件力幅值随着多边形幅值和运行速度中任一变量的增大而增大。在固定阶数下,扣件力在同一多边形幅值不同速度下的差值随多边形幅值的增加而增加,并且在阶数和幅值较大时最显著。

(3) 轮轨声功率在激励频率处均出现峰值,且随多边形阶数、幅值和运行速度中任一变量的增加而增加。而轮轨声辐射效率受多边形阶数、幅值和运行速度的影响并不明显。车轮声辐射效率在低频段呈近似线性增加。钢轨声辐射效率在整个频段上同样呈近似线性增加。

## 参 考 文 献

- [1]王忆佳. 车轮踏面伤损对高速列车动力学行为的影响[D]. 成都:西南交通大学,2014.
- [2]NIELSEN J C O, JOHANSSON A. Out-of-round railway wheels-a literature survey[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2000, 214(2): 79-91.
- [3]PALGEN G. UnrundeRäder an Eisenbahnfahrzeugen[J]. Der Eisenbahningenieur, 1998, 49(1): 56-60.
- [4]JENKINS H H, STEPHENSON J E, CLAYTON G A, et al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces[J]. Railway Engineering Journal, 1974, 3(1): 2-16.
- [5]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.
- [6]罗仁,曾京,邬平波,等. 高速列车车轮不圆顺磨损仿真及分析[J]. 铁道学报,2010,32(5):30-35.
- [7]马卫华,罗世辉,宋荣荣. 地铁车辆车轮多边形化形成原因分析[J]. 机械工程学报,2012,48(24):106-111.
- [8]中车青岛四方车辆研究所. 铁道车辆轮对及轴承形式与基本参数:TB/T 1010—2016[S]. 北京:中国铁道出版社,2016.
- [9]徐鹏,蔡成标. 路面上纵连板式无砟轨道动力特性分析[J]. 西南交通大学学报,2011,46(2):189-194.
- [10]李大地,戴焕云. 基于钢轨模态振动的车轮高阶多边形频率特性研究[J]. 铁道机车车辆,2017,37(4):6-11.

## Study on the Vibration and Noise Characteristics of Wheel-rail System Based on Wheel Polygon Excitation

ZHANG Shuliao<sup>1</sup>, YANG Siyuan<sup>1</sup>, LI Shuaihui<sup>1</sup>, XIN Chao<sup>1</sup>, LIN Yusen<sup>1,2</sup>

(1. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Key Laboratory of the Ministry of Education for Road and Railway Engineering Safety Assurance, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China )

**Abstract:** With the increasing wear of high-speed trains, polygonal wear in the circumferential direction of the wheel will occur. In order to study the influence of wheel polygons on the vibration and noise characteristics of wheel-rail structures, taking a train as an example, based on the rigid-flexible coupling dynamics theory, an accurate vehicle-track rigid-flexible coupling model was established. The high-order wheel polygon was used as the excitation input to analyze the vibration characteristics of the wheel-rail structure at high frequencies. The wheel-rail response was taken as the acoustic boundary condition, and the transient boundary element method was used to analyze the acoustic radiation characteristics of each wheel-rail subsystem. The research shows that the amplitude of wheel-rail vertical force and the amplitude of rail head vibration acceleration increase with the increase of single variable in polygon order, amplitude and running speed. The fastener force amplitude does not change significantly with the increase of polygon order. The amplitude of wheel-rail vertical force and rail vibration acceleration at high speed increase faster with the increase of order. The influence of polygon order, amplitude and running speed on wheel-rail acoustic radiation efficiency is not obvious, and the influence on wheel-rail acoustic radiation power is more significant.

**Key words:** wheel polygon; coupling model; dynamics; frequency