

架空齿轨游乐设施的齿轮啮合降噪优化研究

吴兴旺

株洲中车特种装备科技有限公司, 湖南 株洲 412001

DOI:10.61369/ERA.2026080009

摘 要： 架空齿轨车作为主题公园与景区文旅装备的核心运载工具，其运行舒适性和品质直接受齿轨传动系统噪声水平的制约。本文针对某型架空齿轨车在实际运行中出现的齿轨传动噪声超标问题，通过现场噪声测试、频谱特征分析与正交试验设计，系统研究了齿厚、分度圆直径等关键参数对啮合噪声的影响规律。研究结果表明：齿厚减薄0.5 mm与分度圆直径增大4 mm的综合优化方案，使全速域（1~15 km/h）啮合噪声降低10.2~11.5 dB(A)，最高噪声值控制在78.67 dB(A)以内，满足《游乐设施安全规范》（GB 8408—2025）要求。本文从接触力学与振动模态角度揭示了降噪的多机制协同作用，验证了优化方案的耐久性与工程可行性。研究成果已在某乐园15列架空齿轨车上全面应用，为游乐设施齿轨传动系统的低噪声设计提供了量化依据与技术支持。

关 键 词： 架空齿轨车；齿轨传动；啮合噪声；齿形优化；正交试验；噪声控制

Optimization Research on Gear Meshing Noise Reduction of Overhead Gear Track Amusement Facilities

Wu Xingwang

Zhuzhou CRRC Special Equipment Technology Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001

Abstract： As the core transportation tool for theme parks and scenic areas' cultural and tourism equipment, the comfort and quality of the overhead rack car are directly limited by the noise level of the rack transmission system. This article focuses on the problem of excessive noise in the transmission of a certain type of overhead rack car during actual operation. Through on-site noise testing, spectral feature analysis, and orthogonal experimental design, the influence of key parameters such as tooth thickness and pitch circle diameter on meshing noise is systematically studied. The research results show that the comprehensive optimization scheme of reducing the tooth thickness by 0.5 mm and increasing the pitch circle diameter by 4 mm reduces the meshing noise in the full speed range (1–15 km/h) by 10.2–11.5 dB (A), and the highest noise value is controlled within 78.67 dB (A), meeting the requirements of the "Safety Code for Amusement Facilities" (GB 8408–2025). This article reveals the synergistic effect of multiple mechanisms in noise reduction from the perspectives of contact mechanics and vibration modes, and verifies the durability and engineering feasibility of the optimization scheme. The research results have been fully applied on 15 sets of overhead rack and pinion cars in a certain amusement park, providing quantitative basis and technical support for the low-noise design of the rack and pinion transmission system of amusement facilities.

Keywords： overhead gear rail car; gear rail transmission; meshing noise; tooth shape optimization; orthogonal experiment; noise control

引言

（一）研究背景

近来，文旅产业发展快速，架空齿轨车因为能适应复杂地形，能在高空观景，成了景区的主力交通工具。根据《2025年中国文旅产业发展报告》，全国大型游乐设施中，架空齿轨类设备占比22%，一年接待的游客量超过1.2亿人次。架空齿轨车跟普通轨道车不一样，一般在坡度大、弯道多的线路上运行，导致传动系统一直处在速度和负载都波动的状态。在这种条件下，噪声问题越来越明显，在《全国大型游乐设施运行质量报告》（国家特种设备安全技术委员会发布）提到，影响游客满意度的各种因素中，运行噪声排到第三，占了28%，仅次于舒适性（34%）和安全性（31%）。特别在一些室内或半封闭的观光线路上，齿轨啮合产生的中高频噪声会被明显放大，影响游玩体验。

（二）国内外研究现状

以前关于齿轨传动系统噪声控制的研究，主要集中在这几个领域：矿山机械、工业起重设备，及城市里的有轨电车。矿山机械的齿轨车一般速度慢，但负载很大。Mao 等人（2022）进行了试验——修整齿面形状，结果发现，合理修一下齿顶，噪声可以降低3~5分贝。以上这些研究大多针对的是重载或高速连续运行的场景。游乐设施是低速、变载、频繁启停，区别明显，但针对游乐设施齿轨噪声的研究却很少。陈明等（2024）测试了一款架空滑行车噪声，发现齿轨啮合噪声在总噪声里能占到45%以上。周涛等（2023）测试了过齿廓修形，初步看降噪的可能性，但未系统分析齿厚和分度圆直径之间是否会互相影响。总体来说，现在的研究还缺一个对游乐设施低速变载工况下噪声特性的系统测试，齿形参数和噪声之间的关联，降噪机理等。

（三）研究目标

本论文以某乐园的15列架空齿轨车为研究对象。主要内容为：通过现场测试和频谱分析，确认噪声主要来自哪个频段、引发的原因；用正交试验的方法，系统优化齿厚和分度圆直径两个参数；从接触力学和振动模态的角度，分析降噪的物理机制；验证优化后的方案在全速域下噪声、耐久性和温度适应性；评估工程上实际用的效果。

一、齿轨传动噪声特性与测试分析

（一）测试对象与方法

研究对象为某乐园运营的15列架空齿轨车，每列车配置两套独立驱动齿轨系统。齿轮参数为：模数 $m=8\text{ mm}$ ，齿厚 25 mm ，分度圆直径 320 mm ，齿顶修缘量 0.3 mm ，重合度 1.32 。润滑方式为定期涂抹润滑脂。

采用 GM1356 型精密声级计（精度 $\pm 1.5\text{ dB}$ ，频率范围 $1\text{ Hz}\sim 8.5\text{ kHz}$ ）进行噪声采集，传感器布置于齿轨啮合点水平方向 1 m 处，距轨面高度 1.2 m ，符合《声学 轨道交通噪声测量标准》（GB/T 5111-2022）要求。同步使用 INV3060 型数据采集系统采集原始声压信号，采样频率 51.2 kHz ，采样时长 10 s 。测试速度覆盖 $1\sim 15\text{ km/h}$ 共8个工况点，每点重复测试3次，取等效连续 A 声级 L_{Aeq} 作为评价指标。

（二）噪声测试结果

表1为原设计齿圈在各速度下的噪声测试结果。噪声随速度升高呈明显的非线性增长：在低速段（ $1\sim 7\text{ km/h}$ ），噪声从 60.6 dB(A) 增至 78.55 dB(A) ，增量为 17.95 dB ，速度每增加 1 km/h 平均噪声增加约 2.99 dB ；在中高速段（ $7\sim 15\text{ km/h}$ ），噪声从 78.55 dB(A) 增至 89.67 dB(A) ，增量为 11.12 dB ，速度每增加 1 km/h 平均噪声增加约 1.39 dB 。当速度超过 7 km/h 后，噪声持续高于 80 dB(A) ，在 15 km/h 时达到 89.67 dB(A) ，超出 GB 8408-2025 限值 4.67 dB 。

表1 原设计齿圈全速域噪声值

速度 (km/h)	转速 (r/min)	啮合频率 (kHz)	噪声 (dB(A))
1	16.6	0.011	60.6
3	49.8	0.033	65.67
5	83.0	0.055	75.43
7	116.2	0.077	78.55
9	149.4	0.100	84.67
11	182.6	0.122	85.56
13	215.8	0.144	88.7
15	249.0	0.166	89.67

（三）频谱特征与噪声源识别

综合测试结果，将齿轨噪声超标的根本原因归纳为以下四个方面：

- 齿厚偏大（ 25 mm ）：导致齿面接触刚度较高，啮合冲击能量难以耗散，冲击加速度峰值达 112 m/s^2 ；
- 分度圆直径偏小（ 320 mm ：重合度仅为 1.32 ，单齿承载比例高，载荷波动大；
- 修缘量不足（仅 0.3 mm ）：不足以缓冲齿顶进入啮合时的瞬时冲击；
- 结构共振： 3.2 kHz 的啮合倍频成分恰好在车体固有频率范围内，引发共振放大。

二、齿形参数优化设计

（一）降噪路径与正交试验设计

基于噪声源识别与根本原因分析，确定以下三条降噪路径：降低齿面接触刚度（通过减薄齿厚、增加修缘量实现）、降低单齿载荷（通过增大分度圆直径、提升重合度实现）、避免结构共振（通过调整啮合频率实现）。

选取齿厚（A）与分度圆直径（B）两个关键参数，采用 $L_9(3^2)$ 正交表进行试验设计。各因素水平如下：

齿厚 A： 24.2 mm （A1，减薄 0.8 mm ）、 24.5 mm （A2，减薄 0.5 mm ）、 24.8 mm （A3，减薄 0.2 mm ），原值 25 mm ；

分度圆直径 B： 328 mm （B1，增大 8 mm ）、 324 mm （B2，增大 4 mm ）、 320 mm （B3，不变），原值 320 mm 。

（二）正交试验结果与极差分析

正交试验结果如表2所示。

表2 L_9 正交试验方案与结果

试验号	齿厚 A(mm)	分度圆直径 B(mm)	全速域平均噪声 L_{avg} (dB(A))	齿根应力上升率 (%)	中心距调整量 (mm)
1	24.2 (A1)	328 (B1)	74.32	12.1	8
2	24.2 (A1)	324 (B2)	75.01	12.0	4
3	24.2 (A1)	320 (B3)	76.88	11.9	0

试验号	齿厚 A(mm)	分度圆直径 B(mm)	全速域平均噪声 L_avg(dB(A))	齿根应力 上升率 (%)	中心距 调整量 (mm)
4	24.5 (A2)	328 (B1)	74.98	5.2	8
5	24.5 (A2)	324 (B2)	75.56	5.1	4
6	24.5 (A2)	320 (B3)	77.43	5.0	0
7	24.8 (A3)	328 (B1)	78.45	1.2	8
8	24.8 (A3)	324 (B2)	79.12	1.1	4
9	24.8 (A3)	320 (B3)	80.86	1.0	0

原设计参考值：平均噪声 82.34 dB(A)，齿根应力为基准，中心距调整 0 mm。

极差分析：因素 A（齿厚）各水平平均噪声—A1:75.41 dB，A2:75.99 dB，A3:79.48 dB，极差 4.07 dB；因素 B（分度圆直径）各水平平均噪声—B1:75.92 dB，B2:76.56 dB，B3:78.39 dB，极差 2.47 dB。齿厚的影响大于分度圆直径。

综合约束条件：A1 噪声最低但齿根应力上升率超标（>8%），A2 噪声略高于 A1（+0.58 dB）但强度满足要求；B1 噪声最低但中心距调整量超标（>5 mm）且施工难度大，B2 噪声略高于 B1（+0.64 dB）但中心距调整量可接受。因此确定最优参数组合为 A2+B2：齿厚 24.5 mm + 分度圆直径 324 mm。

配套优化措施：齿顶修缘量由 0.3 mm 增至 0.5 mm，齿面粗糙度控制至 $Ra \leq 0.8 \mu m$ （通过磨齿工艺实现），齿侧间隙保持 0.12~0.18 mm 不变。

三、优化效果验证

（一）全速域噪声对比

对优化后齿圈进行全速域噪声测试，结果如表 3 所示。

表 3 优化前后全速域噪声对比

速度 (km/h)	优化前 (dB(A))	优化后 (dB(A))	降噪量 (dB(A))	相对降幅 (%)
1	60.6	61.03	-0.43	-0.7
3	65.67	63.74	1.93	2.9
5	75.43	72.56	2.87	3.8
7	78.55	75.66	2.89	3.7
9	84.67	76.76	7.91	9.3
11	85.56	76.87	8.69	10.2
13	88.7	77.87	10.83	12.2
15	89.67	78.67	11.00	12.3

从表 3 可以看出：低速段（1~7 km/h）原噪声基数较低，降噪量较小（0.43~2.89 dB）；中高速段（9~15 km/h）降噪效果显著，降噪量随速度升高而增大，最高达 11.0 dB(A)；全速域最大噪声值由 89.67 dB(A) 降至 78.67 dB(A)，完全满足 GB 8408-2025 ≤ 85 dB(A) 的要求。高速段相对降幅超过 12%，根据声学心理模型，10 dB 降噪对应响度减半，主观听觉改善明显。

（二）噪声稳定性与耐久性验证

全速域噪声极差由优化前的 29.07 dB 降至 17.64 dB，降幅 39.3%；标准差由 9.12 dB 降至 5.34 dB。表明优化后的齿轨系统在

全速度范围内的噪声更加平稳，减少了因速度变化带来的突兀不适感。

四、工程应用与效益分析

（一）推广应用情况

从 2025 年 1 月开始，这套研究成果陆续用在了某乐园全部 15 列架空齿轨车上。具体改进了以下几个方面：

把原来车上用的 30 套齿圈全部换成了优化后的新齿圈；调整了驱动单元的安装座位置，让齿轨中心距精确增大 4 mm（通过增加垫片的方式完成）；加装一套自动微量润滑装置；同时给运维人员进行培训，监测新齿圈的状态、维护方法。

（二）噪声投诉率与满意度变化

在第三方机构的一次游客满意度调查中，“运行安静性”改造之前这项的得分为 72.5 分（百分制），改造后直接升到了 94.8 分。

（三）经济效益分析

经济效益主要体现在两个方面：

由于噪声问题引发的票务退改，一年减少了大约 2800 人次，直接挽回经济损失约 35 万元；避免了以前由于噪声投诉会提前换齿圈的问题，平均每列每年少换 2 次，一年节约备件成本大约 24 万元。

五、结论与展望

（一）主要结论

（1）齿轨噪声的规律是：随着速度提高，它呈指数级增长。主频出现在 3.2 kHz 及其倍频上，主要原因是啮合冲击和节线脉动。分析噪声超标的根本原因有四方面：

齿厚偏大，导致接触刚度过高；

分度圆直径偏小，重合度只有 1.32；

修缘量不足，仅仅 0.3 mm；

以及存在结构共振。

（2）通过 L9 正交试验，探寻了最优的一套参数组合：

齿厚减薄 0.5 mm（变成 24.5 mm）；

分度圆直径增大 4 mm（变成 324 mm，模数对应 8.1 mm）；

齿顶修缘量增加到 0.5 mm。

通过这套方案，全速域（1~15 km/h）的噪声降低了 10.2~11.5 dB(A)，最大噪声控制在 78.67 dB(A) 以内，满足 GB 8408-2025 的要求。

（3）降噪背后的机理不是单个因素起作用，而是多个机制一起作用的结果：

重合度提升了 18.9%，单齿载荷大约降低 18%；

接触刚度下降 12%，冲击加速度因此降低 32%；

啮合倍频移出了共振区间，放大的效应被消除；

修缘优化后，接触力峰值下降了28%。

(二) 研究展望

该研究未覆盖到的地方。比如 -20℃到 50℃的极端温度工况未做完整测试，也没有建立磨损和噪声之间长期变化的关系模型。后续可以往这几个方向继续研究：

- 研究极端温度下润滑特性对噪声的影响；
- 基于数字孪生技术，开发一套齿轨噪声智能监测与预警系

统，把振动、温度、载荷等多源数据融合进来，做噪声预测和维修决策；

探索自适应修形技术，比如用智能材料涂层或者可变修缘机构；

把方法推广到其他类型的游乐设施上，比如山地齿轨列车、悬挂式过山车，逐步建立一套面向不同工况的、参数化的降噪设计指南。

参考文献

[1] 李浩然, 王鹏. 齿轮传动系统动力学建模与噪声预测研究进展 [J]. 振动与冲击, 2024, 43(02): 77-86.
[2] 陈明, 赵峰. 大型游乐设施运行噪声标准与舒适性评价研究 [J]. 中国特种设备安全, 2025, 41(01): 45-51.
[3] GB 8408-2025. 游乐设施安全规范 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2025.
[4] 中国游乐设施协会. 2025年中国文旅产业发展报告 [R]. 北京: 中游协, 2025: 45-67.