

某纯电动商用车起步异响诊断与改进

孔令安^{1,2}, 吴洪亭¹, 张忠东^{1,2}, 孟国庆¹, 位 华^{1,2}

(1. 中通客车股份有限公司, 山东 聊城 252000; 2. 山东省新能源客车安全与节能重点实验室, 山东 聊城 252000)

摘 要:针对某纯电动轻型商用车起步异响的问题,对起步过程中的车内噪声及传动系统振动进行测试和分析,排查原因并确定异响源,然后通过改进结构解决该问题。

关键词:纯电动商用车; 起步异响; 测试诊断

中图分类号:U469.72; U463.218

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2023)04-0026-05

Diagnosis and Improvement of Abnormal Starting Noise of a Pure Electric Commercial Vehicle

KONG Ling'an^{1,2}, WU Hongting¹, ZHANG Zhongdong^{1,2}, MENG Guoqing¹, WEI Hua^{1,2}

(1. Zhongtong Bus Holding Co., Ltd., Liaocheng 252000, China;

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Safety and Energy Conservation of New Energy Buses, Liaocheng 252000, China)

Abstract: Aiming at the problem of abnormal starting noise of a pure electric light commercial vehicle, this paper tests and analyzes the internal noise and transmission system vibration during the starting process, investigates the causes and determines the abnormal source, and then solve the problem by improving the structure.

Key words: pure electric commercial vehicle; abnormal starting noise; testing and diagnosis

车辆在使用过程中的各种异常噪声已成为消费者购车时的主要关注点之一^[1]。某款纯电动轻型商用车在可靠性试验^[2]中发现,该车辆在行驶 400 km 后,车辆起步阶段出现“咯噔咯噔”短暂异响,影响驾乘人员体验。本文针对该问题进行测试分析,对各测点振动信号进行优先级排序^[3-4],从而确定最高级的振动点,并提出相应的解决方案。经试验验证,有效解决了该车型出现的起步异响问题。

1 主观感受

某车试验时,主观感受结果如下:车辆起步阶段后桥位置发生异响,表现为短暂“咯噔”声,发生在长时间驻车后前进或倒车起步、前进制动后倒车起步及倒车制动后前进起步工况。前进制动后前进起步、倒

车制动后倒车起步时无异响。故怀疑异响与齿轮啮合面切换相关。

2 问题诊断

本车异响为短暂异响,无法从主观感受和阶次、加速度幅值、振动频率等客观数据方面直接确定异响源,因此采用振动传递优先级排序的方法确定异响源位置。

2.1 振动传递路径分析基本理论

在异响源排查过程中,需要对各点振动信号的优先级进行排序,从而确定最高级的振动点和传递路径。希尔伯特变换法在确定测点之间的优先级排序上效果较好,因此本文采用此方法来判断振源和传递路径,在优先级最高的节点或部件上着手改进^[5]。

收稿日期:2023-05-09。

第一作者:孔令安(1974—),男,工程师;主要从事车辆综合性能研究与提升、主观评价及疑难问题攻关工作。E-mail:kongla@zhongtong.com。

通讯作者:张忠东(1991—),男,硕士;主要从事车辆 NVH 研究与性能提升工作。E-mail:zzdong1105@163.com。

基于2016年的研究成果^[5], 对于连续时间实信号 $x(t)$, 其希尔伯特变换 $H[x(t)]$ 定义为

$$H[x(t)] = x(t) \cdot \frac{1}{\pi t} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (1)$$

对于实信号 $x(t)$, 经希尔伯特变换后为 $v(t)$, 则定义解析信号 $z(t)$ 为

$$z(t) = x(t) + jv(t) \quad (2)$$

对于解析信号 $z(t)$, 其实部 $x(t)$ 和虚部 $v(t)$ 互为希尔伯特变换对:

$$x(t_0) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{v(t)}{t - t_0} dt \quad (3)$$

$$v(t_0) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(t)}{t - t_0} dt \quad (4)$$

如果设两个信号之间的传递函数为 $H(\omega) = R(\omega) + jI(\omega)$, 则它可视为一个解析信号, 其实部和虚部也应互为希尔伯特变换对:

$$R(\omega_0) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{I(\omega)}{\omega - \omega_0} d\omega \quad (5)$$

$$I(\omega_0) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R(\omega)}{\omega - \omega_0} d\omega \quad (6)$$

本文在分析中借助解析信号的定义和希尔伯特变换的特点对输入信号进行因果关系检查和排序。运用优先级排序法的目的在于判断两个测点的信号之间是否存在真实的传递关系。

两个信号 $x_1(t)$ 和 $x_2(t)$ 可构成两个传递函数 $H_{12}(\omega)$ 和 $H_{21}(\omega)$ ^[6], 其中 $H_{12}(\omega)$ 表示 $x_1(t)$ 到 $x_2(t)$ 的传递函数, $H_{21}(\omega)$ 表示 $x_2(t)$ 到 $x_1(t)$ 的传递函数。它们包含实部和虚部, 均可看作一个解析信号。假如在某一频段上 $H_{12}(\omega)$ 的实部和虚部满足式(6), 则证明在此频段上 $x_1(t)$ 对 $x_2(t)$ 具有线性影响, 即信号 $x_1(t)$ 优先级高于信号 $x_2(t)$, 即可理解为信号从 $x_1(t)$ 传递至信号 $x_2(t)$ 。

以 $H[R(\omega)]$ 表示传递函数实部 $R(\omega)$ 的希尔伯特变换, 其计算公式为

$$H[R(\omega)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R(\omega)}{\omega - \omega_0} d\omega \quad (7)$$

假设 $H_{12}(\omega)$ 为真实传递函数, 则:

$$I_{12}(\omega) = H[R_{12}(\omega)] \quad (8)$$

$$I_{21}(\omega) = -H[R_{21}(\omega)] \quad (9)$$

基于上述理论, 可以得到振动优先级排序方法如

下: 为了能够快速、直观地判断, 将公式转换成图形, 以频率 ω 为自变量, 将传递函数的虚部 $I(\omega)$ 和其实部的希尔伯特变换 $H[R(\omega)]$ 作为因变量显示在一张图像上, 观察两条曲线的变化趋势和贴合程度, 可以快速检验传递函数的正确性, 判断出振动传递的优先级。变化趋势一致、贴合度高则说明传递方向正确, 变化趋势相反、贴合度差则说明传递方向错误。

2.2 方法验证

为验证该方法的可行性, 在一条型钢上分别布置两个加速度传感器, 在其中一个传感器旁边进行敲击 (如图1所示), 采集并计算两个测点间的传递函数曲线 $H_{12}(\omega)$ 及 $H_{21}(\omega)$ 。采用上述振动优先级排序方法, 用式(7)分别计算实部的希尔伯特变换 $H[R_{12}(\omega)]$ 及 $H[R_{21}(\omega)]$, 并与对应的虚部 $I_{12}(\omega)$ 及 $I_{21}(\omega)$ 进行曲线对比, 如图2和图3所示。

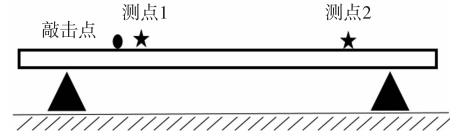


图1 验证试验示意图

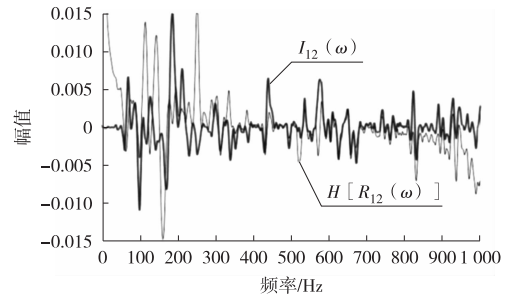


图2 测点1至测点2传函变换对比图

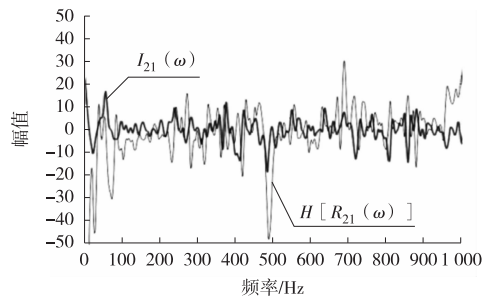


图3 测点2至测点1传函变换对比图

图2中两条曲线趋势相同, 说明传递方向正确, 图3中两条曲线趋势相反, 说明传递方向错误。依据振动优先级排序方法理论可判定振动由测点1传至

测点 2,与图 1 测试情况的理论判断一致,说明该方法有效。在实际测量中,由于随机信号的干扰,两条曲线不可能完全重合或相反,只需趋势大致相同或相反即可。

2.3 实际问题的测试与计算

该车采用的是电机横置、直连减速器的布置方式,传动系统相对简单。基于该问题现象关注重点放在减速器与轮端两处位置,主观上无法分辨异响源位置。基于 LMS 测试系统^[7],采集后轮附近和变速器上的振动数据,通过对数据特征进行分析找出异响问题发生的具体位置。

主要测点定为:轮心、主减速器、电机。取右侧轮心、主减速器和电机 3 个测点之间的传递函数 $H(\omega)$,用式(7)分别求得各 $H(\omega)$ 实部的希尔伯特变换 $H[R(\omega)]$ 并与对应的虚部 $I(\omega)$ 进行曲线趋势对比,结果如图 4~9 所示。图 4 中两条曲线趋势大致相反,图 5 中两条曲线趋势大致相同,可判断振动传递优先级排序为轮心位置高于电机位置。同理,可以判断振动优先级排序为轮心位置高于主减速器位置,主减速器高于电机位置。综上,在优先级排序中,轮心位置的振动优先级最高。

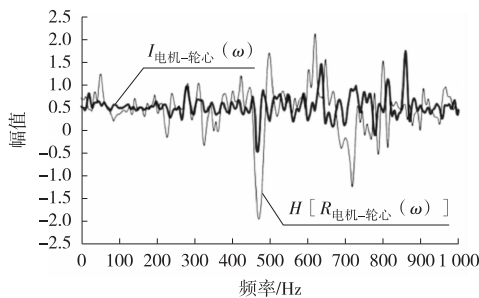


图 4 电机至轮心传函变换对比图

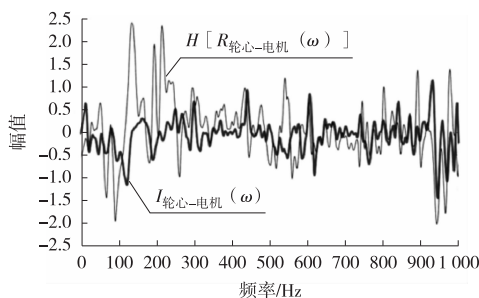


图 5 轮心至电机传函变换对比图

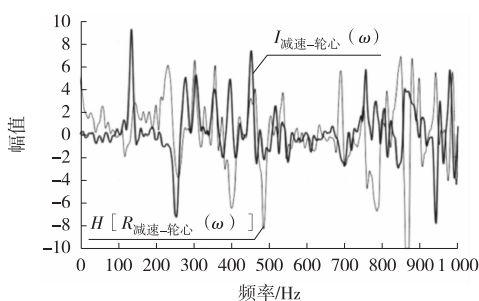


图 6 主减速器至轮心传函变换对比图

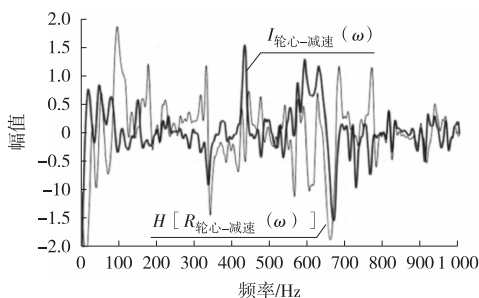


图 7 轮心至主减速器传函变换对比图

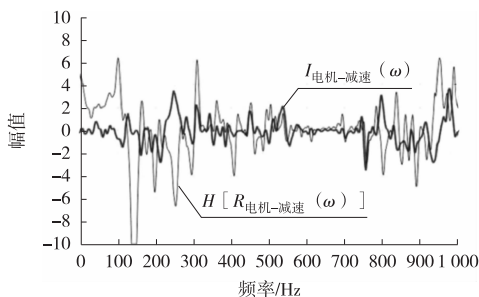


图 8 电机至主减速器传函变换对比图

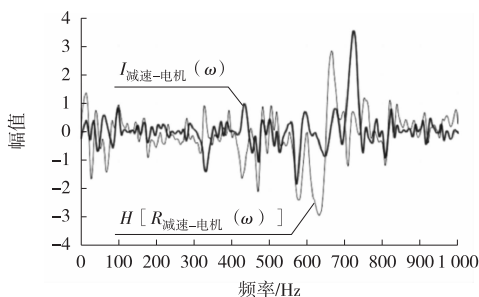


图 9 主减速器至电机传函变换对比图

2.4 结构诊断

考虑到轮心区域主要为半轴端与轮毂轴配合,因此以半轴和轮毂轴的配合位置作为结构对象进一步分析。由于半轴与轮毂轴间是靠花键传递扭矩,花键配合必然存在间隙^[8-9],车辆前进和后退时切换啮合齿面,半轴与轮毂轴间必然存在小范围的相对转动。

本车轮端半轴与轮毂轴连接结构如图 10 所示。由于紧固螺栓的轴向拉力, 会造成半轴与轮毂轴存在轴肩位置的直接接触面及垫片与轮毂轴间的间接接触面, 这两处位置存在较大静摩擦力, 轮毂轴与半轴间无相对转动。这与花键连接结构存在的齿轮间隙存在矛盾。因此, 该半轴与轮毂轴紧固方式存在设计缺陷是造成该异响的直接原因。松动图 10 中紧固螺栓, 使垫片与轮毂轴间出现间隙(摩擦力为 0), 进行车辆起步试验, 发现该异响消失, 确认该异响问题确为此设计缺陷造成。

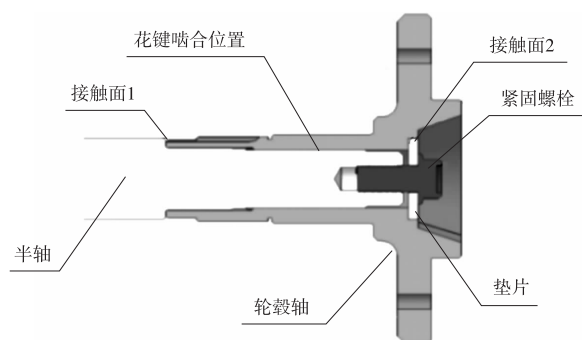


图 10 半轴与轮毂轴连接结构示意图

因此推测该起步异响起因如下: 当驱动扭矩大于最大静摩擦力矩时, 半轴与轮毂轴发生相对转动, 可能是齿轮啮合面相互敲击产生异响, 也可能是摩擦面应力释放造成异响。为确定异响发生的具体原因, 对轮端结构进行拆卸排查。

2.5 问题诊断

将问题车辆轮毂轴及半轴进行拆卸发现: 图 10 中的花键啮合位置无碰撞痕迹; 图 10 中的垫片与轮毂轴接触侧表面存在划痕。基于此可判定该异响是由于半轴与轮毂轴发生相对转动时, 摩擦面的应力释放造成。

3 改进方案及效果

综上, 制定了 3 个改进方案, 可任选其一。

1) 方案一: 在半轴与轮毂轴间摩擦面(图 10 中的接触面 1)加高分子耐磨垫片, 使车辆起步时允许半轴与轮毂轴间有小范围的相对转动。

2) 方案二: 螺栓拉紧垫片增加限位凸台, 保证垫

片与轮毂轴原接触面留有 0.5 mm 间隙用于相对运动, 如图 11 所示。

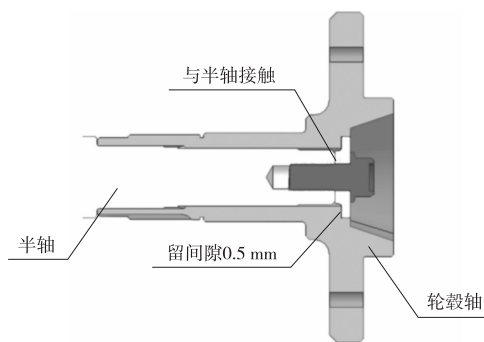


图 11 轮端固定螺栓垫片优化结构

3) 方案三: 延长半轴花键段长度, 将原螺栓固定改为防松螺母^[10]固定, 如图 12 所示。螺母紧固后, 敲击螺母翻边使其变形后卡入半轴卡槽以起到防松效果。

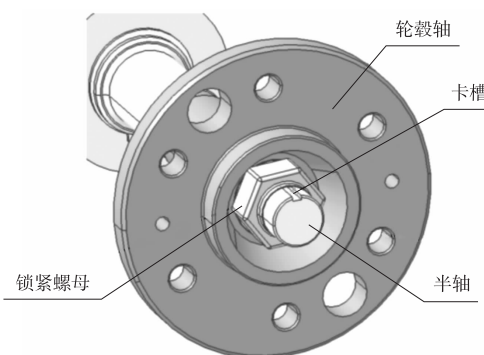


图 12 改进方案三示意图

将上述 3 个方案进行实车验证, 3 个方案均可解决问题。其中方案一耐久性欠佳, 200 km 后问题复现, 拆车检查发现垫片磨损严重; 方案二中螺栓紧固垫片与轮毂轴间存有间隙, 导致螺栓有脱落风险, 经评审后放弃; 方案三虽然需要更改半轴结构, 但是耐久性及安全性均可满足需求。故最终确定采用方案三处理该问题。

4 结束语

针对某轻型商用车起步异响的问题, 本文对该噪声产生的原因进行了排查、分析, 基于 LMS Test. Lab 及西门子数据采集前端对起步过程中的车内噪声及传动系统振动进行测试和分析, 确定了异响源, 通过

设计连接件,优化装配结构,解决了该问题。

参考文献:

- [1] 王志亮. 汽车 NVH 性能设计与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2021:321-322.
- [2] 庄明惠. 汽车产品可靠性工程及其构建[J]. 中国汽车制造,2007(2):30-32.
- [3] 颜天晓,杨勋雷,陈展宏. 乘用车转向异响问题研究[J]. 时代汽车,2020(10):187-189.
- [4] 张廷雷,鲁志远,赵乃博,等. 乘用车起动异响的分析及研究[J]. 小型内燃机与车辆技术,2020,49(2):65-67.
- [5] 杨诚,胡美龙. 基于希尔伯特变换的信号优先级排序法在车内异响源识别中的应用[J]. 噪声与振动控制,2016,36(3):115-121.
- [6] 刘习军,贾启芬,张文德. 工程振动与测试技术[M]. 天津:天津大学出版社,1999:253-260.
- [7] 张忠东,王珂,刘鑫明. 客车外后视镜振动研究与改进[J]. 客车技术与研究,2022,44(6):38-40.
- [8] 李占江. 纯电动汽车传动系统冲击抑制控制[D]. 长春:吉林大学,2016.
- [9] 谭祥军. 从这里学 NVH—旋转机械 NVH 分析与 TPA 分析[M]. 北京:机械工业出版社,2021:167-170.
- [10] 刘力,袁英强. 螺纹连接防松技术研究综述[J]. 现代城市轨道交通,2022(1):114-120.

◆ 广告目次

招商局检测车辆技术研究院有限公司	(封面)	厦门金龙联合汽车工业有限公司	(前插三)
中车时代电动汽车股份有限公司	(封二)	成都客车股份有限公司	(前插四)
《客车技术与研究》理事会名录	(封三)	公益广告	(后插一)
期刊信息	(封底)	宇通客车股份有限公司	(后插二)
比亚迪汽车工业有限公司	(前插一)	中通客车股份有限公司	(后插三)
北京福田欧辉新能源汽车有限公司	(前插二)	厦门金龙旅行车有限公司	(后插四)