

某商用车高速行驶方向盘振动问题优化

李里, 姜建中, 王悦, 么晶晶, 孙佳伟

(北汽福田汽车股份有限公司 北京, 102206)

摘要 针对某中型商用车高速行驶工况下方向盘出现的剧烈振动现象,从仿真分析和试验分析两方面着手,分别对激励源和传递路径进行了研究。首先,采用阶次、模态和工作变形分析方法,确定高速行驶方向盘振动问题主要为传动轴动不平衡量在高转速下的激励频率与转向系统 1 阶垂向弯曲固有模态耦合所导致;其次,从系统和激励方面分别提出并实施了改进优化方案,使方向盘高速行驶振动问题得到有效的控制。对此问题的优化整改研究结果可为车辆转向系统的设计研发和关键零部件的质量控制提供参考思路,有效缩短整车的开发周期。

关键词 方向盘振动;阶次分析;耦合;动不平衡;传递路径

中图分类号 TH139;U463.21

引言

方向盘作为驾驶员暴露接触端,评估其振动影响需重点考虑振动强度和频率因素。根据暴露界限、疲劳-功效降低界限及舒适性降低界限判断标准,特定频率下的异常振动不仅降低人的工作效能,而且损害人体健康^[1-2]。目前,国内外学者多采用传递路径分析(transfer path analysis,简称 TPA)方法排查影响振动的关键因素^[3-5],通过优化转向管柱、横梁以及方向盘自身的固有频率以改善方向盘异常振动^[6-9],并通过轮胎的非均匀性、轮胎气压及制动扭矩波动等手段来降低轮胎传递激励,从而减小工况下方向盘的振动^[10-11]。

笔者借鉴上述文献的整改经验,首先,采用阶次分析和工作变形分析等手段,排查并确认传动轴激励对行驶工况方向盘的振动影响;其次,通过多轮对比验证,提出了关键零部件的质量控制需求,从而为类似问题的改善和优化提供一定的借鉴。

1 问题背景及相关测试

某型商用试验样车经主观驾评反馈,当行驶至 85 km/h 及以上车速时出现方向盘剧烈振动现象,打手感严重,且该现象伴随高速行驶工况一直存在,而其余速度行驶过程中方向盘振动表现良好。由于该现象的发生与高车速密切相关,因此通过相关测

试查找该问题的关键原因和提出解决方案十分必要。

方向盘振动测点布置如图 1 所示。由于方向盘手握位置多集中在 3 点和 9 点处,因此选取 9 点位置振动信息进行特征分析和对比验证。样车共有 8 个前进挡,7 和 8 挡均可行驶至 85 km/h,为了获取更多振动信号的动态特征,选用第 7,8 这 2 挡进行加速工况测试,并增加定置空挡缓加速工况测试。

笔者采用频带总量级(Overall)和阶次分析法进行振动量级评估和对比。通常将发动机工作时内部曲轴的旋转作为基准阶次(1 阶次激励),通过确定系统各旋转部件与曲轴转速之间的速比关系,可快速排查激励主要由哪个部件贡献。此外,将 color-map 彩图中的阶次激励曲线作切片处理,将原来的三维图变成二维图,便于辨别各阶次在不同转速下对信号贡献量的大小。



图 1 振动测点布置图

Fig.1 Vibration test point arrangement

定置空挡及7,8挡加速行驶方向盘振动对比如图2所示。由图2(a)可知:样车分别使用7,8挡加速行驶达到85 km/h附近时(7,8加速挡工况下对应发动机转速分别在2 350和1 750 r/min附近),方向盘振动值分别达5.4和6.48 m/s²,且振动曲线呈急剧上升趋势,与主观感受一致,但在其余转速下方向盘振动水平无异常表现;样车原地空挡缓加速工况,发动机在高转速1.8 kr/min~2.5 kr/min范围内也无异常振动。

图2(b)为colormap阶次标识,colormap图用颜色来区分振动信号的强弱,更亮、更暖的颜色表示更高的振动幅值。图中最明显的激励阶次分别为0.74和1.00,为更清楚辨别信号特征,作激励阶次切片处

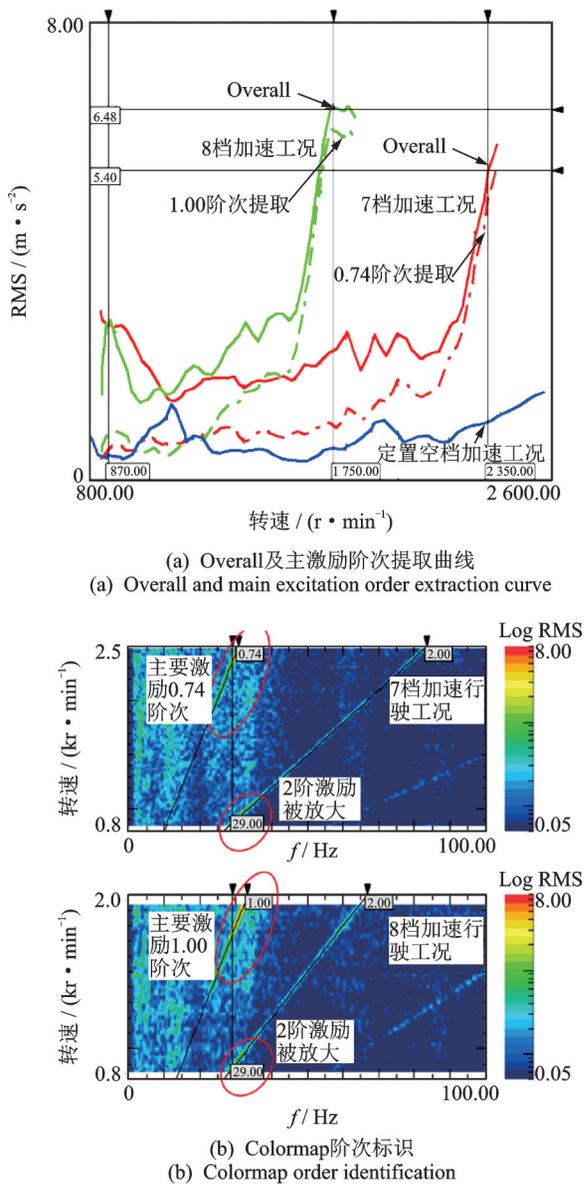


图2 定置空挡及7,8挡加速行驶方向盘振动对比
Fig.2 Steering wheel vibration comparison under neutral and acceleration at 7th and 8th gear

理并放置 Overall 曲线中进行对比,从图2(a)中可以看出,高转速区该2个阶次与总量级幅值基本相当,是高速行驶方向盘剧烈振动的绝对贡献。此外,在28~30 Hz范围存在共振带,将频率范围内的激励阶次放大。

综合上述分析可知:不同挡位加速工况问题发生车速和激励阶次不同,但频率一致;原地空挡缓加速工况高转速区间无异常振动。因此,可确定排查对象为行驶系统和转向系统。

2 原因分析与问题排查

2.1 转向系统排查

对样车转向系统进行评估,因整车状态下转向系统布局紧促,采用常规模态试验等手段获取的信号信噪比较差。通过对样车转向系统(含转向管柱、管梁和方向盘)进行CAE仿真分析以获取优化方向,转向系统模态仿真结果如图3所示。转向系统在28.93 Hz存在模态固有频率,其振型为1阶垂向弯曲。

根据模态仿真结果,样车7,8挡85 km/h行驶工况下传动轴激励频率(28~30 Hz附近)与转向系统1阶垂向弯曲模态耦合,进而导致转向系统振动加剧。

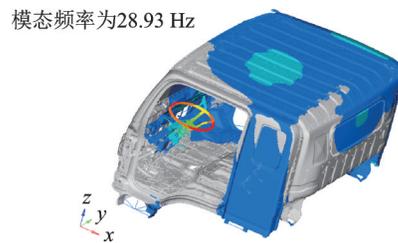


图3 转向系统模态仿真结果
Fig.3 Modal simulation results of steering system

2.2 行驶传动系统排查

不同挡位加速行驶下方向盘激励阶次不同,且原地空挡缓加速工况无异常振动现象,因此将底盘传动和行驶系统为主要排查方向。

采用阶次分析法进行问题诊断,样车发动机为四缸形式,发动机点火激励阶次为2阶,曲轴激励阶次为1阶,传动轴和轮胎的激励阶次计算公式分别为

$$S_o = 1/i_t \quad (1)$$

$$S_i = 1/i_i i_m \quad (2)$$

其中: S_o 和 S_l 分别为传动轴和轮胎的激励阶次; i_l 为变速箱对应挡位速比; i_m 为后桥主减齿轮速比。

试验样车变速箱7,8挡速比分别为1.35和1.00,后桥主减齿轮速比为5.876。根据式(1)、式(2)计算:7,8挡加速行驶工况下基于基频的传动轴激励阶次分别为0.74和1.00;轮胎激励阶次分别为0.12和0.17。传动轴激励阶次与实际测试的阶次特征一致,因此可初步判断异常振动现象主要由传动系统所导致。为了准确排查问题产生原因并对理论分析进行验证,布置如图4所示的传动轴吊挂和前桥振动测点,进行7,8挡加速行驶工况测试。



图4 传动轴吊挂和前桥振动测点

Fig.4 Transmission shaft suspension and front axle vibration test point

测得7,8挡加速行驶工况前后桥和传动轴前后吊挂振动 colormap 图分别如图5,6所示。由图可见:前后桥在7,8挡加速行驶工况下存在对应0.74和1.00的激励阶次,但由于振幅较低,应为振动传递导致而非主要振源;传动轴前后吊挂在工况下的传动轴阶次激励明显,振动振幅明显高于底盘系统其余各测点,且与理论分析特征基本一致,因此说明传动轴为异常振动现象的主要贡献。

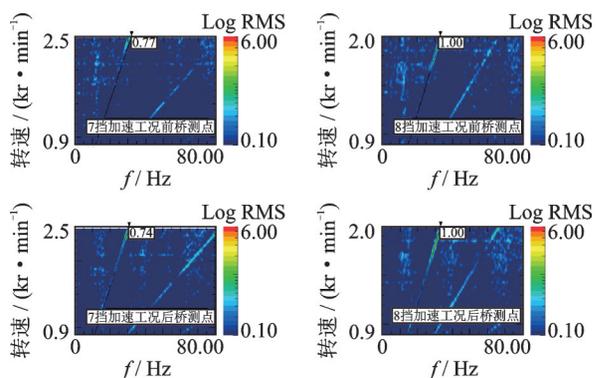


图5 7,8挡加速行驶工况前后桥振动 colormap 图

Fig.5 Vibration colormap of front and rear axle at 7th and 8th gear acceleration

为更直接了解振动特点,采用工作变形分析方法 (operational deflection shape, 简称 ODS) 对振动现象进行复现。该分析方法为各阶模式的线性叠加

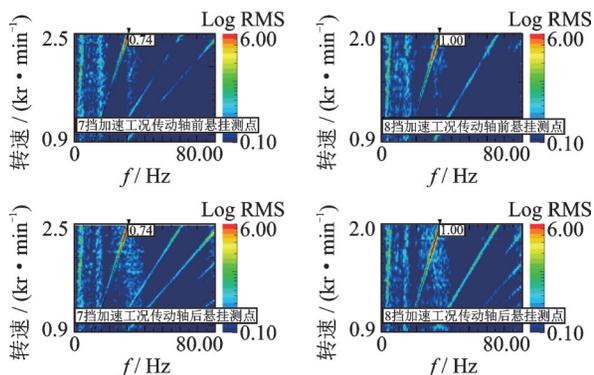


图6 7,8挡加速行驶工况传动轴前后吊挂振动 colormap 图
Fig.6 Vibration colormap of front and rear drive shaft suspension at 7th and 8th gear acceleration

与强迫振动的合成,可直接使用各个测量数据查看某一频率下的实际变形。测试工况为85 km/h匀速行驶近稳态工况,布置方向盘、前后桥、车架和传动轴吊挂等测点,85 km/h匀速行驶工况传动轴前后吊挂振动频谱如图7所示。由图可见,工况下各测点中振动量级最高为传动轴前后吊挂z向,28.5 Hz处峰值明显,振幅最大可达9.68 m/s²。85 km/h匀速行驶工况28.5 Hz底盘系统工作变形如图8所示,振型信息显示传动轴前后吊挂延z向平动,且吊挂z向振幅最大,方向盘为摆动振型,其余测点均无明显异常。

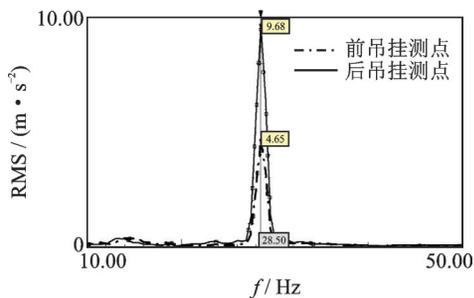


图7 85 km/h匀速行驶工况传动轴前后吊挂振动频谱
Fig.7 Vibration spectrum of front and rear shaft suspension at 85 km/h speed cruise

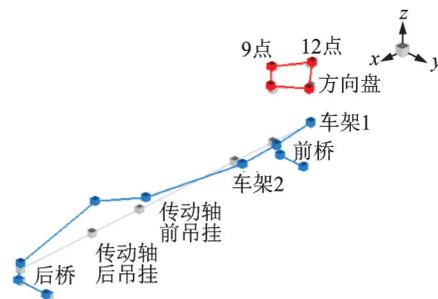


图8 85 km/h匀速行驶工况28.5 Hz底盘系统工作变形
Fig.8 28.5 Hz operational deflection shape of chassis system at 85 km/h speed cruise

3 优化方案与验证

结合工况特征、阶次分析以及工作变形分析验证,可确定高速行驶方向盘剧烈振动现象的激励源为传动轴,传递路径为转向系统,最终通过方向盘作为响应点被感知。

解决共振现象最优办法为错开结构固有频率和激励频率以及抑制激励,而提升系统固有频率最直接有效的方式为提升系统刚度或减小系统质量。为充分分析各环节的贡献程度,分别从传递路径和激励源两方面进行优化整改和验证。

3.1 转向系统优化(传递路径)

为解决因激励频率与结构固有模态频率耦合而导致的共振问题,优化工作采取优化转向系统结构以提升模态固有频率的方式,从而减轻方向盘在工况下的剧烈振动。转向系统仿真模型如图9所示,通过增加转向横梁与前围连接支架,同时更换轻量化方向盘来优化。

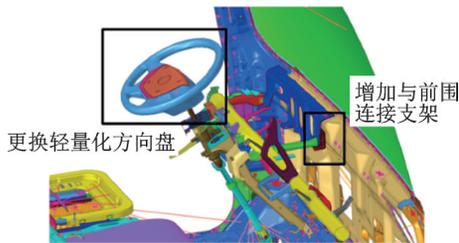


图9 转向系统仿真模型

Fig.9 Steering system simulation model

图10为转向系统模态仿真优化结果。经仿真计算,优化转向系统结构后1阶垂向弯曲模态频率从28.93 Hz提升至29.7 Hz。考虑到实车状态下转向系统内部布置紧凑,多数结构为保证其功用性难以修改调整,因此该方案较为可行,且模态频率提升已为极限。

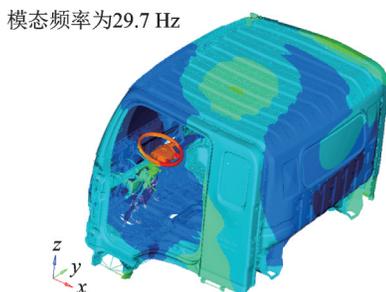


图10 转向系统模态仿真优化结果

Fig.10 Optimization results of steering system modal simulation

对优化后方案进行8挡加速工况方向盘振动测试,分别提取优化和初始状态方向盘振动测点1阶次激励曲线进行对比,8挡加速行驶工况方向盘1阶次振动对比如图11所示。转向系统优化后,加速行驶至85 km/h速度附近方向盘打手感减轻,测试表明工况下方向盘振动由初始状态的6.0 m/s²降至5.2 m/s²左右,且优化后出现振动峰值对应的发动机转速从初始状态下的1 750提升至1 810 r/min。

对转向系统作优化处理可以在一定程度上减轻高速行驶工况下方向盘剧烈振动,但该现象并未完全消除,主观感受仍较为明显。

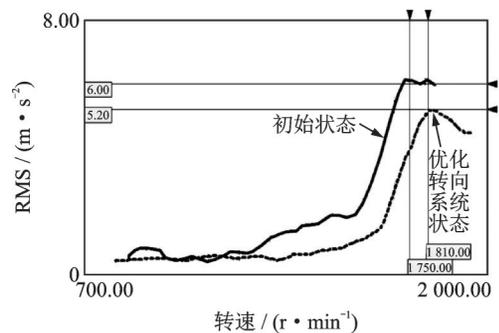


图11 8挡加速行驶工况方向盘1阶次振动对比

Fig.11 Steering wheel first order vibration comparison accelerated at 8th gear

3.2 传动轴激励抑制(激励端优化)

由于传动轴设计关键要素为动不平衡量以及节叉端和支承端的径向跳动,所以笔者对样车3节传动轴进行动平衡和径跳等参数检测。传动轴检测记录动不平衡量均为复平后结果,样车初始状态传动轴检测结果如表1所示。传动轴设计要求动不平衡量限值为100 g·cm,径跳限值为0.60 mm。检测结果表明,前2节传动轴节叉端动不平衡量超出限值达70%,第3节传动轴节叉端和支承端动不平衡量均超出限值,径跳参数均符合限值要求。

将初始状态传动轴重新进行动平衡工序,清除原有平衡片并根据检测情况焊接新平衡片,优化状态传动轴检测结果如表2所示。由表可见,3节传动轴动不平衡量和径向跳动均符合设计限值要求。

将复动平衡后的传动轴进行装车验证,测试工况及测点布置与上述一致,提取传动轴1阶次激励曲线进行对比,各状态8挡加速行驶方向盘1阶次振动对比如图12所示。经转向系统避频优

表 1 初始状态传动轴检测结果

Tab.1 Initial state drive shaft test results

| 传动轴 | 节叉端 | | 支承端 | |
|-----|------------------|-----------|------------------|-----------|
| | 动不平衡量/ (g·cm) | 径跳/ mm | 动不平衡量/ (g·cm) | 径跳/ mm |
| 1 节 | 170 | 0.50 | 80 | 0.15 |
| 2 节 | 170 | 0.40 | 90 | 0.30 |
| 3 节 | 120 | 0.43 | 130 | 0.50 |

表 2 优化状态传动轴检测结果

Tab.2 Optimized state drive shaft test results

| 传动轴 | 节叉端 | | 支承端 | |
|-----|------------------|-----------|------------------|-----------|
| | 动不平衡量/ (g·cm) | 径跳/ mm | 动不平衡量/ (g·cm) | 径跳/ mm |
| 1 节 | 70 | 0.40 | 50 | 0.13 |
| 2 节 | 30 | 0.50 | 30 | 0.30 |
| 3 节 | 80 | 0.55 | 60 | 0.45 |

化和传动轴复动平衡工序后,样车加速行驶至 85 km/h 速度工况方向盘振动值降低至 3.1 m/s² 左右,主观驾评方向盘仅有路面激励,打手感现象基本消除,且其余速度行驶过程中方向盘振动表现无新增异常。

为了对传动轴动平衡过程能力进行评估,采用正态 Capability Sixpack 分析展示方法,该方法可将控制图、正态概率图、能力直方图等质量工具合并到一个图中展示,以便于对全局过程能力进行评估。制造现场抽取一批传动轴进行动平衡检查,传动轴动平衡过程能力评估如图 13 所示。由图可以得出以下结论。

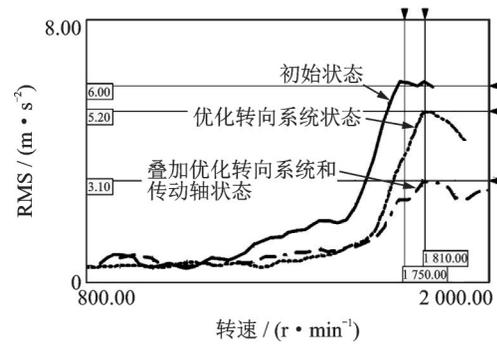


图 12 各状态 8 挡加速行驶方向盘 1 阶次振动对比
Fig.12 First order vibration comparison of steering wheel accelerated at 8th gear in each state

1) I 控制图和移动极差控制图表明:数据点均在控制限之内围绕数据中心线随机变化,且未显示出任何趋势或模式,动平衡过程在 40 个子组之间都是稳定的,均落于 ULC(控制上限)与 LCL(控制下限)之间。

2) 正态概率图表明:数据点几乎落在沿拟合(中间)线的一条直线上,且 P 值为 0.873,远大于 0.05,因此可满足正态分析的假设,可对动平衡过程的能力进行分析。

3) 能力直方图表明:样本数据较为符合正态分布,整体实曲线与组内虚线对齐紧密,即说明生产过程稳定,子组件无明显变异情况。

4) 能力图表明:过程绩效指数 Ppk 值为 1.77,高于要求限值 1.67,即试生产或小批量生产过程中上下线控制与现场控制能力较强;过程能力指数 Cpk 值为 1.63,高于要求限值 1.33,即工程能力充足,生产制造过程状态良好可维持现状,大批量生产

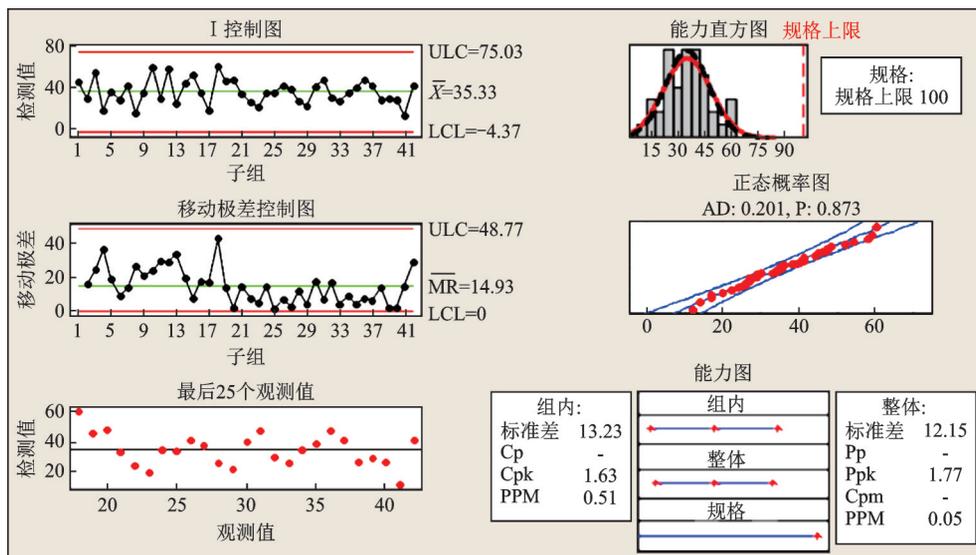


图 13 传动轴动平衡过程能力评估

Fig.13 Capability evaluation for dynamic balancing process of drive shaft

过程控制能力较强。

综上所述,传动轴生产与动平衡过程可满足设计要求。

4 结束语

对某商用车高速行驶方向盘剧烈振动问题进行分析与研究,结合阶次分析和工作变形分析手段排查出关键影响因素,采取仿真分析手段确定结构优化方向。通过传递路径的优化和对传动轴动不平衡量的控制,85 km/h速度及以上的剧烈振动问题大幅改善,传动轴激励阶次最大振动幅值可从6.0降至 3.1 m/s^2 ,主观驾评方向盘仅有路面激励,打手感现象基本消除,且其余速度行驶过程中方向盘振动表现无新增异常。剖析了传动轴动不平衡量的关键影响,并对实际工作中传动轴动平衡过程能力评估即控制图、正态概率图和能力指数在零部件生产控制中的应用做出阐述,为后续整车开发、问题整改以及零部件管控工作提供借鉴经验。

参 考 文 献

- [1] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005:165-170.
- [2] 刘显臣. 汽车NVH综合技术[M]. 北京:机械工业出版社,2014:17-18.
- [3] YE S G, HOU L, ZHANG P D, et al. Transfer path analysis and its application in low-frequency vibration reduction of steering wheel of a passenger vehicle [J]. Applied Acoustics, 2020, 157:107021.
- [4] HU Z H, DUAN D L. Research for the steering wheel shake during high-speed based transfer functions [C]// Proceedings of 2015 International Conference on Automation. Phuket, Thailand:[s.n.],2015.
- [5] XIE R, LIU Z F, LONG S C, et al. Test and simulation integrated transfer path analysis and optimization of the steering wheel vibration in idle [C]// Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress: Noise, Vibration and Harshness (NVH). Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2012: 391-401.
- [6] SHEN Y, CHU B, LIU D C, et al. Optimization of steering system of forklift vehicle for idle performance [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 2015:1150-1159.
- [7] 胡朝辉,邵慧,何智成,等. 基于底盘激励的汽车高速行驶方向盘抖动研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(19):2686-2691.
- HU Zhaohui, SHAO Hui, HE Zhicheng, et al. Research on steering wheel shake of vehicle during high-speed driving based on chassis incentive [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(19):2686-2691. (in Chinese)
- [8] 刘士士,刘立刚,冯向敏,等. 汽车平滑路面高速行驶时方向盘抖动的研究[J]. 上海汽车,2019(3):47-50.
- LIU Shishi, LIU Ligang, FENG Xiangmin, et al. Research on vehicle steering wheel shake on smooth road at high speed [J]. Shanghai Auto, 2019(3):47-50. (in Chinese)
- [9] 陆曙光. 皮卡高速行驶方向盘抖动问题的处理[J]. 汽车实用技术,2018(24):95-96.
- LU Shuguang. Disposal of steering wheel shimmy in pickup truck driving at high speed [J]. Automobile Applied Technology, 2018(24):95-96. (in Chinese)
- [10] 张永利,许翔,吴云. 高速行驶时汽车方向盘摆振的控制[J]. 噪声与振动控制,2011,31(2):56-58.
- ZHANG Yongli, XU Xiang, WU Yun. Control on steering wheel shimmy of the car at high speed [J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(2):56-58. (in Chinese)
- [11] LI S, GUO Q, ZONG L Y, et al. Application of multiple-references transfer path analysis on the vibration at steering wheel under road excitation [C]// 2014 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo Asia-Pacific. [S. l.]: ITEC Asia-Pacific, 2014.



第一作者简介:李里,男,1990年11月生,硕士。主要研究方向为商用车振动与噪声性能开发与控制。

E-mail:lee18811366733@163.com

通信作者简介:姜建中,男,1963年5月生,高级工程师。主要研究方向为汽车NVH技术、汽车NVH测试与故障诊断。

E-mail:jjz-1963@163.com