基于传递函数分析的R-EPS颠簸路噪声分析及优化

刘金轩　王俊　张全景　丁李龙　莫睿

（博世华域转向系统（武汉）有限公司，武汉 430208）

【摘要】针对平行轴式电动助力转向器（R-EPS）在颠簸路面条件下产生的振动噪声问题，从振动传递函数角度出发，分析结构的整体振动传递特性，确认了异响的主要振动频带，同时结合模态分析确定了系统特征频率与固有频率、振型之间的关联性，确认了由拉杆内球头到滚珠丝杠结构处的传递函数在噪声频带内存在显著特征频率。为改善噪声表现，以传递路径优化思路为基础，在转向器与副车架的安装孔位置增加了橡胶衬套，改变结构振动传递路径的刚性与阻尼，并通过CAE分析与试验验证了该措施对振动传递路径优化的有效性。

关键词：平行轴式电动助力转向器　颠簸路　噪声　传递函数　优化

中图分类号：U466　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20240404

Noise Analysis and Optimization of R-EPS Steering System Based on Transfer Function Analysis

Liu Jinxuan, Wang Jun, Zhang Quanjin, Ding Lilong, Mo Rui

(Bosch Hua Yu Steering System (Wuhan) Co., LTD, Wuhan 430208)

【Abstract】For the vibration and noise issues generated by the Rack-parallel Electric Power Steering (R-EPS) system under bumpy road conditions, this study analyzes the overall vibration transfer characteristics of the structure from the perspective of vibration transfer functions, identifying the primary frequency band of the abnormal noise. Meanwhile, modal analysis is employed to determine the correlation between the system's characteristic frequencies and its natural frequencies and mode shapes, confirming that the transfer function from the inner ball joint of the tie rod to the ball screw structure exhibits significant characteristic frequencies within the noise frequency band. To improve noise performance, based on the concept of transfer path optimization, rubber bushings were added to the mounting holes between the steering gear and the subframe to alter the stiffness and damping of the structural vibration transfer path. The effectiveness of this measure in optimizing the vibration transfer path was validated through CAE analysis and testing.

Key words: Rack-parallel Electric Power Steering (R-EPS), Bumpy road, Noise, Transfer function, Optimized

【引用格式】刘金轩，王俊，张全景，等. 基于传递函数分析的R-EPS颠簸路噪声分析及优化[J]. 汽车工程师，2026(4): 35-40.

LIU J X, WANG J, ZHANG Q J, et al. Noise Analysis and Optimization of R-EPS Steering System Based on Transfer Function Analysis[J]. Automotive Engineer, 2026(4): 35-40.

1　前言

平行轴式电动助力转向器（Rack-parallel Electric Power Steering，R-EPS）主要由传感器单元、齿轮齿条、滚珠丝杠、电子伺服单元等组成，其工作原理为：电控单元（Electric Control Unit, ECU）接收扭矩信号，计算电机所需的输出扭矩，电机扭矩通过作用在齿条上的循环球减速传动机构传递到转向器的齿条上，与手力端共同带动两端的拉杆运动，进而带动车轮转向。电动助力管柱式转向器（Column Electric Power Steering，C-EPS）与电动助力齿轮式转向器（Pinion Electric Power Steering，P-

通信作者：刘金轩（1995—），硕士，中级工程师，主要研究方向为汽车噪声，Jinxuan.liu@boschhuayu-steering.com。

EPS）相比，转向系统整体刚度较大，可以提供更大的助力，能够满足大齿条力车型的需求[1]。

随着新能源汽车的发展，车辆对EPS的静谧性要求逐渐提高，但关于R-EPS的振动噪声研究较少。李建强等[2]对R-EPS的工艺展开研究，详细描述了其工艺参数及过程，包括与颤簸路异响关联的滚珠丝杠结构间隙控制过程，但并未对该参数对噪声的影响进行分析；章雨祺等[3]对电动助力转向器的模态进行分析，解析了其振动特性；郑勇等对齿轮式转向器的结构和噪声进行了综合描述[4]；张铁山等[5]对齿轮式转向器的颤簸路噪声进行了分析，解析了该结构转向器的坏路振动特性。现有针对颤簸路电动助力转向器噪声的研究没有结合传递函数分析方法，本文针对R-EPS的颤簸路噪声特性展开研究，并基于结构传递函数进行分析。

2 R-EPS颤簸路异响机理分析

转向器在整车装配后，需经过路试测试其噪声性能，试验路面通常包含鹅卵石路面、比利时路面、绳索路面、搓衣板路面等，统称颤簸路面。

汽车在颤簸路面行驶时，会受到来自地面的冲击，激励传递路径为车轮-悬架-转向节臂-拉杆-转向器，滚珠丝杠结构受到激励产生振动，而滚珠与丝杠、滚珠螺母之间存在间隙，进而相互碰撞产生噪声，噪声通过结构和空气传入驾驶舱内，滚珠丝杠结构如图1所示。

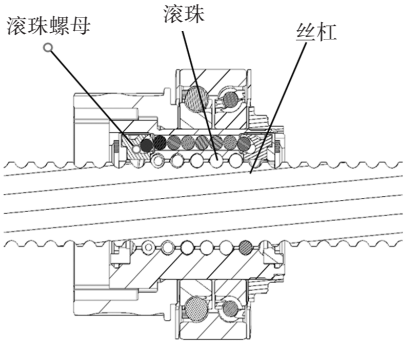


图1 滚珠丝杠结构

根据整车结构、输入轴接口、转向器整车硬点坐标、齿条力等信息设计和布置R-EPS总成，模型如图2所示。

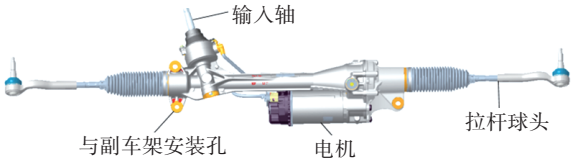


图2 R-EPS总成模型

3 R-EPS振动加速度测试

3.1 理论分析

3.1.1 振动分析理论

振动分析的对象通常为噪声传递模型“源-路径-接受者”中的“路径”，旨在获得结构的动态特性。系统模态和传递函数是描述其振动特性的重要内容。其中，模态分析包含系统的固有频率及振型，能够得到结构可能的关键频带和主要振动位置；传递函数能够获取从激励输入点到关注位置之间的振动传递频域特性。结合两者分析R-EPS的振动特性，得到颤簸路面工况下需关注的频带和主要零部件。

3.1.2 传递函数分析理论

传递路径分析（Transfer Path Analysis，TPA）是基于试验的分析方法，通过输入点到接受点间的传递函数来描述系统的振动特性。若传递函数是基于力（力锤或激振器）和振动传感器（位移、速度或加速度等类型传感器）测量得到的，这些频响函数在TPA中也称为力振传函（Vibration to Force Transfer Function，VTF）。

描述系统传递函数的理论公式为：

$$G(s)=Y(s)/X(s) \tag{1}$$

式中：$G(s)$为传递函数，$X(s)$为输入信号的拉普拉斯变换，$Y(s)$为输出信号的拉普拉斯变换。

在一个振动系统中，分析其结构、参数与自身动态性能指标之间的定量关系，有助于全面反映该系统的振动特性。

对于任意时间τ，若相对系统的输入信号$x(t+\tau)$的系统经过系统$h(t)$输出信号始终为$y(t+\tau)$，则称$h(t)$为线性时不变系统，如图3所示。

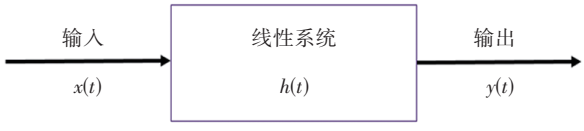


图3 线性系统示意

在颤簸路面条件下，路面与轮胎的激励力传递到R-EPS两侧拉杆，进而传递至R-EPS内部各零部件，产生振动与异响，且整个系统宏观上为线性时不变系统，可用力振传函进行描述。

3.2 数据采集及模态分析

3.2.1 整车数据采集

试验车在鹅卵石路面上，以车速20~25 km/h进行路试时，驾驶舱出现异响，进行了整车数据采集，

传感器布置如图4所示。

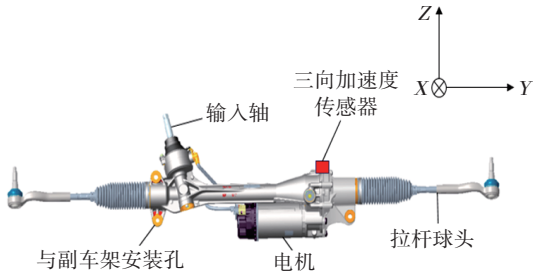


图4　传感器布置

测试中将采样频率设置为48 kHz，滤波窗函数选择汉宁窗，采样重叠度设置为60%。

测试结果如图5所示，通过对空气噪声瀑布图噪声成分分析，异响频率主要集中在200~300 Hz，时域振动加速度数据显示，整车异响发生时振动加速度平均峰值约为18 m/s²，主要振动方向为整车Z向。

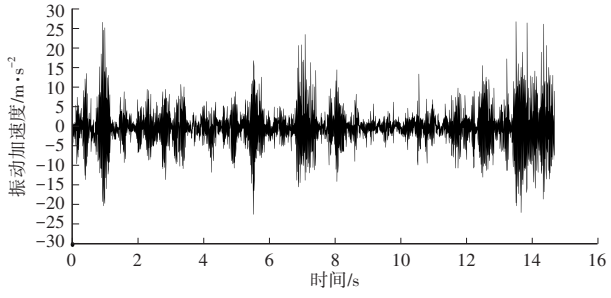


图5　加速度时域曲线

3.2.2　台架数据采集

针对在整车上产生异响的转向器样件进行台架测试。转向器采用刚性固定连接，将样件按照整车布置姿态通过螺栓锁紧在台架上，如图6所示，在驱动端向齿条施加整车录制的拉杆力谱，最大激励力为8 kN。

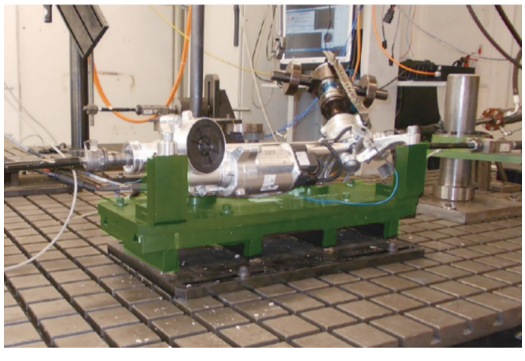
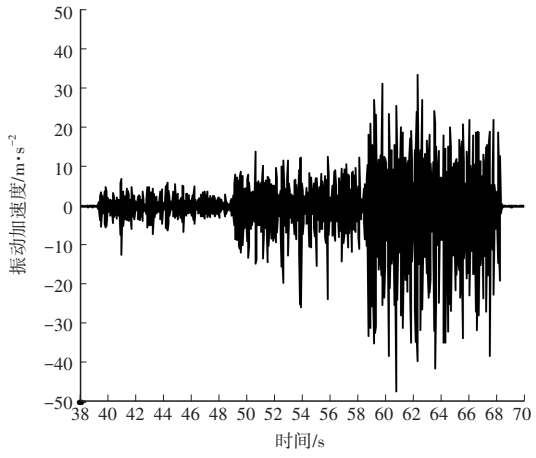
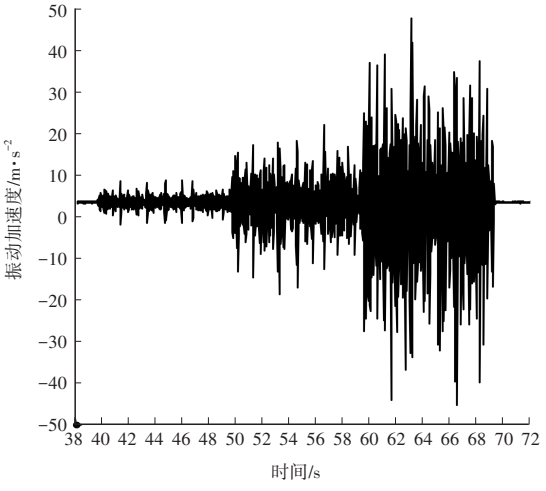


图6　台架转向器固定方式

图7所示为存在同样颠簸路异响的2台转向器的台架数据，EPS1的台架加速度时域数据最大波峰波谷差值为78 m/s²，EPS2台架最大波峰波谷差值为85 m/s²。



(a)EPS1



(b)EPS2

图7　EPS1与EPS2台架试验振动加速度数据

如图8所示，对2台转向器台架测试数据以及整车测试数据进行傅里叶变换，台架与整车测试中转向器特征频率均集中在200~300 Hz，最高峰值频率分别为236.9 Hz、231.5 Hz、231.4 Hz，可初步推断该频率段为导致异响产生的主要频带。

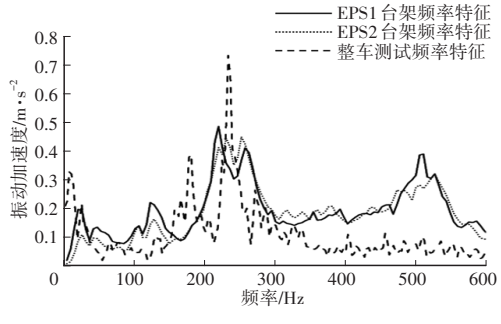


图8　台架与整车振动加速度频域曲线

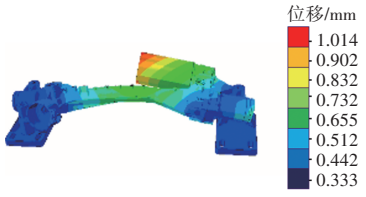
3.2.3　CAE模态分析

针对异响R-EPS进行了CAE模态分析，运用有限元法计算模态：

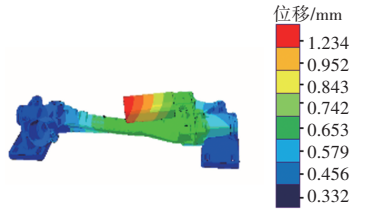
$$\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M}=0 \qquad (2)$$

式中：K为结构刚度矩阵，M为结构质量矩阵，ω为固有频率。

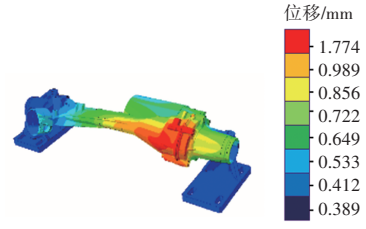
对转向器工装底板8个安装孔施加固定约束，以5 mm的网格大小进行划分，网格选择二次四面体单元，提取前8阶频率，覆盖异响振动出现的频率，模态分析模型如图9所示，模态频率计算结果如表1所示。



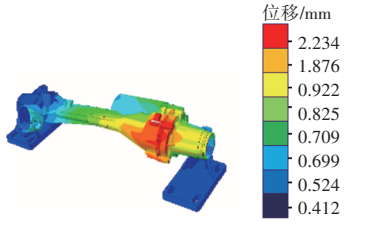
(a)1阶



(b)2阶



(c)3阶



(d)4阶

图9　模态振型

表1　模态频率计算结果

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8
频率/Hz	158.36	163.62	253.39	405.63	523.58	622.34	721.62	821.55

根据CAE分析结果，同时从对应振型能够确认第1、2阶模态是电机的摆动频率，第3阶、第4阶模态频率是以长壳体为主的组合件的固有频率。其中第3阶模态频率符合台架与整车测试的关注频率范围，且该阶模态的振动响应主要发生在滚珠丝杠结构处。

3.2.4　传递函数测试

将振动加速度传感器贴放在驱动端壳体处，用力锤敲击齿条末端球头处进行力振传函测试，传递函数测试布置如图10所示。

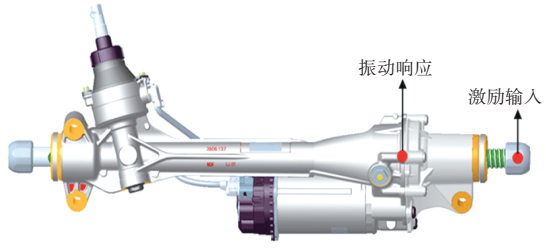


图10　传递函数测试布置

对R-EPS1进行传递函数测试，结果如图11所示。

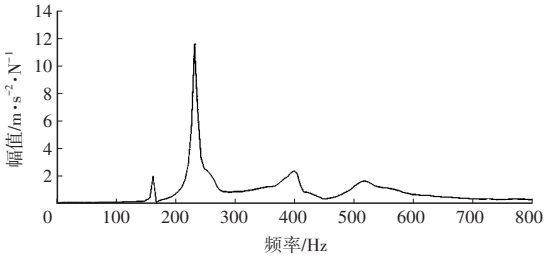


图11　EPS1传递函数曲线

传递函数分析结果显示，在231 Hz处样件存在1处共振频率，且幅值达到12 m/(s²·N)，该传函峰值频率与台架/整车测试结果吻合，证明异响产生原因为转向器驱动端200~300 Hz间产生了以壳体侧振动为主的共振现象。

4　振动传递路径优化

4.1　优化机理

固有频率理论公式为：

$$\omega = \sqrt{k/m} \tag{3}$$

式中：k为结构刚度，m为结构质量。

当前转向器与副车架的安装为刚性连接，为改善由共振导致的噪声问题，提出在转向器与整车副车架安装孔处增加橡胶衬套的优化措施，将此处连接由刚性改为柔性，同时增加阻尼，避开共振频率。

4.2　CAE 频响分析

在优化颠簸路段噪声的同时，为避免产生新的噪声，将转向器与副车架连接进行整体刚度与模态分析，确定橡胶衬套的轴向刚度为2 750 N/mm、径向刚度为3 500 N/mm。对优化后的转向器进行基于模态的频响分析，频率段取0~300 Hz。以添加连接单元的方式模拟橡胶衬套，连接单元轴向刚度为2 750 N/mm、径向刚度为3 500 N/mm，在驱动端齿条端部施加竖直方向大小为150 N的集中力，对转向器工装底板8个安装孔施加固定约束，以5 mm的网

格大小进行划分，网格选择二次四面体单元。按照前文方法对比原始状态与装配橡胶衬套两种工况下传感器处的加速度，频率范围选择包含关注频带在内的10~280 Hz，结果如图12所示。

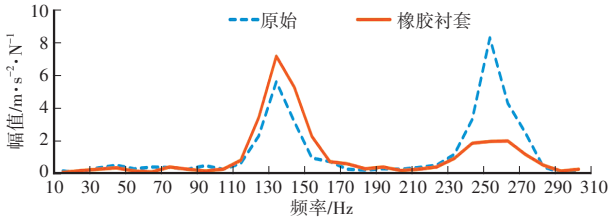


图12　增加橡胶衬套前、后关注频带频响曲线对比

由图12可以看出，优化后230 Hz频率附近有所改善，而150 Hz频率附近出现了力振传函幅值，参考模态分析结论，该频率下主要响应点为电机，结构上并不会导致颠簸路工况下噪声的出现，故推测可通过增加橡胶衬套避开共振频率。

4.3　优化措施验证

对安装点增加橡胶衬套的R-EPS进行台架试验验证，橡胶衬套的实际安装位置如图13所示，加装衬套前、后振动加速度时域和频域对比如图14所示。

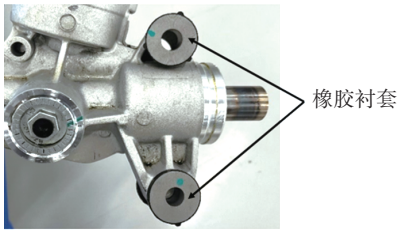
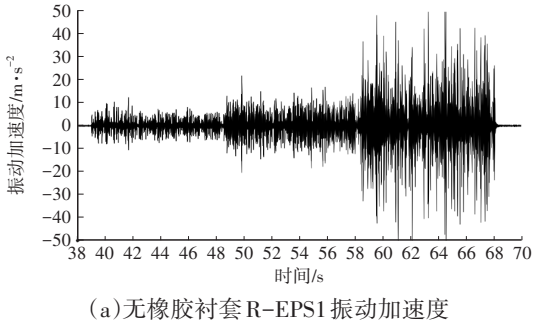
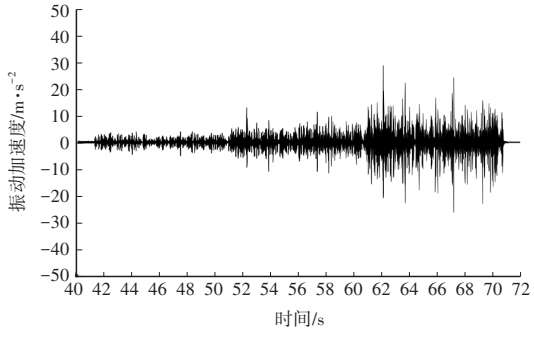


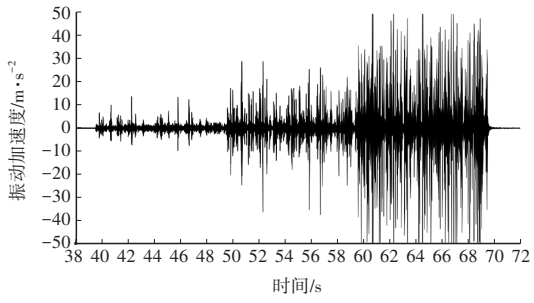
图13　安装点增加橡胶衬套示意



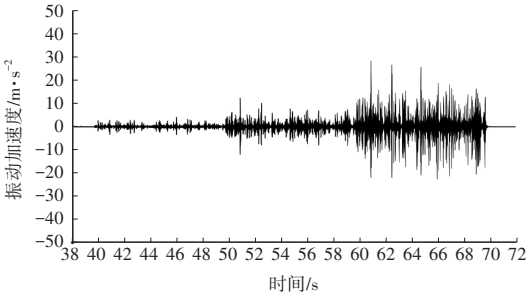
(a)无橡胶衬套R-EPS1振动加速度



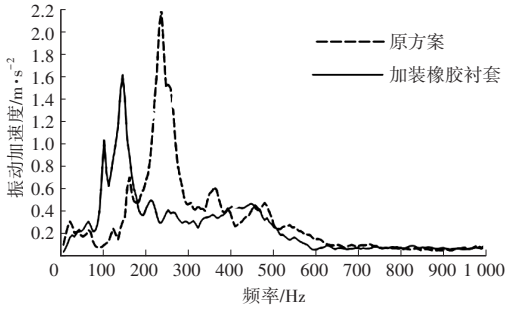
(b)加装橡胶衬套R-EPS1振动加速度



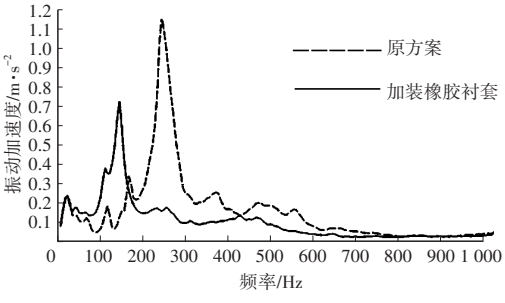
(c)无橡胶衬套R-EPS2振动加速度



(d)加装橡胶衬套R-EPS2振动加速度



(e)优化前、后R-EPS1频域数据



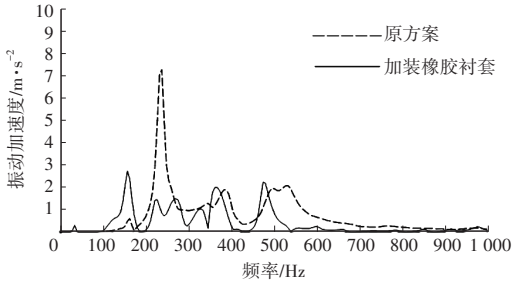
(f)优化前、后R-EPS2频域数据

图14　优化前、后时域和频域曲线

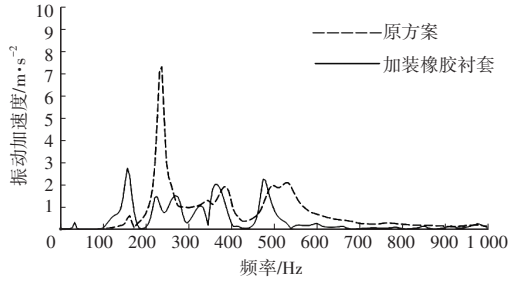
从时域曲线可以看出，增加橡胶衬套后减振效果显著，两个存在噪声的转向器在更换橡胶衬套后的振动加速度降至原始状态的约50%。从频域曲线上看，最为显著的特征变化为：原250 Hz处的峰值被转移至150 Hz处，原有的关注频带峰值消除，而150 Hz处所对应的电机模态理论上不会导致噪声恶化；基于试验结果，增加橡胶衬套对R-EPS振动噪声呈现了较好的抑制效果。

为验证系统传递函数是否发生了改变，对原方

案和增加橡胶衬套后的R-EPS进行力-振动传递函数测试，结果如图15所示。



(a)R-EPS1



(b)R-EPS2

图15　优化前、后传递函数曲线

传递函数的主要特征表现与实测数据的频域特征一致，并且与CAE频响分析结果基本吻合，说明增加橡胶衬套使样件的振动特性发生了改变，从而抑制了噪声的产生，该措施有效优化了转向器在颠簸路面上产生异响的问题。

5　结束语

本文采用传递函数分析方法，针对R-EPS在颠簸路面条件下的噪声问题，进行了CAE模态分析、台架加速度测试以及力振传函测试，结合试验与仿真结果分析，发现转向器在200~300 Hz频率间产生了以壳体侧振动为主的共振，因当前转向器与整车副车架的安装为刚性连接，故在该处增加橡胶衬套，由刚性连接改为柔性连接，以增大阻尼，避开共振频率。对增加橡胶衬套后的样件进行CAE分析、台架加速度测试以及传递函数测试，结果表明：增加橡胶衬套结构后，转向器传递函数发生改变，200~300 Hz的共振点消失，台架时域振动响应降低约50%，且整车颠簸路噪声消失，验证了增加橡胶衬套的措施对于R-EPS在颠簸路上的噪声有明显优化效果，以及基于传递函数进行振动噪声优化的有效性。

参　考　文　献

[1] 陈灿奇. 某乘用车REPS系统助力曲线设计及其性能评价分析[D]. 广州: 广东工业大学, 2022.
CHEN C Q. REPS Assist Curve Design and Performance Evaluation Analysis of A Passenger Car REPS System[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2022.

[2] 李建强. REPS转向器齿条滚珠丝杠滚道加工工艺研究[C]// 第十八届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集. 鹤壁：河南省汽车工程学会, 2021: 168-169.
LI J Q. Research on Raceway Processing Technology of REPS Steering Gear Rack Ball Screw[C]// Proceedings of the 18th Henan Provincial Automotive Engineering Science and Technology Symposium. Hebi: Society of Automotive Engineers of Henan, 2021.

[3] 章雨祺. 考虑振动模态的电动助力转向系统多学科优化设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
ZHANG Y Q. Multidisciplinary Optimization Design of Electric Power Steering System considering Vibration Modes[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2019.

[4] 郑勇, 方滨. 双小齿轮式电动助力转向机(DP-EPS)的结构原理及噪音分析[J]. 汽车实用技术, 2016, 12(2): 31-33.
ZHENG Y, FANG B. Structure Principle and Noise Analysis of Double Pinion Electric Power Steering (DP-EPS) [J]. Automotive Application Technology, 2016, 12(2): 31-33.

[5] 张铁山, 孙宁, 刘科阳, 等. 齿轮齿条调整体rattle噪音分析与研究[C]// 第十届河南省汽车工程科学技术研讨会论文集. 郑州：河南省汽车工程学会, 2013: 172-173.
ZHANG T S, SUN N, LIU K Y, et al. Analysis and Research on Rattle Noise of Rack and Pinion Tuning[J]. Proceedings of the 10th Henan Automotive Engineering Science and Technology Seminar. Zhengzhou: Society of Automotive Engineers of Henan, 2013: 172-173.

[6] 邹文红, 王佳良. 电动助力转向机的噪音分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(7): 54-56.
ZOU W H, WANG J L. Noise Analysis of Electric Power Steering[J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2020, 58(7): 54 -56.

（责任编辑　王　一）
修改稿收到日期为2025年1月24日。