

动力吸振器应用于车辆悬架系统的 NVH 控制*

刘霏霏^{1,2}, 孙永宽^{1,2}, 刘文杰^{3,4}, 秦武^{1,2}

(1. 华东交通大学机电与车辆工程学院 南昌, 330013)

(2. 华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室 南昌, 330013)

(3. 江西省汽车噪声与振动重点实验室 南昌, 330052)

(4. 江铃汽车股份有限公司 南昌, 330052)

摘要 为了降低汽车室内噪声,提高乘坐舒适性,进行了利用动力吸振器降低车内噪声的方法研究。针对某款 SUV 车型在开发过程中后排噪声超出乘客接受范围的问题,经噪声测试、主观评价并结合工作振型(operational deflection shape,简称 ODS)分析,确定副车架在 200~300 Hz 频段下与车身产生了较大共振耦合。提出在副车架上增加有阻尼动力吸振器的方案,建立吸振器数学模型,通过测试吸振器固有频率以选用合适的吸振器。同时,对副车架进行振动传递函数(vibration transfer function,简称 VTF)测试,以确定吸振器的安装位置,并通过试验验证了该方案的有效性。研究结果表明,副车架在增加吸振器优化后,能够将后排 212 Hz 的峰值噪声降低 4 dB,在 232 Hz 降低 6 dB,同时在 200~250 Hz 频带内平均降低了 3 dB,能够起到良好的降噪效果。该方案为汽车振动噪声控制提供了一种工程化解决思路。

关键词 车内噪声;悬架系统;工作振型;动力吸振器;振动传递函数;降噪

中图分类号 TH113.1;U463.33

引言

随着汽车产业的发展,乘客对车辆噪声、振动和舒适性(noise, vibration & harshness,简称 NVH)的要求不断提高。振动噪声问题是用户最容易发现和感知的车辆品质的问题,也是各大车企和零部件加工企业密切关注的问题之一^[1]。通常情况下,车辆后排的噪声问题更为突出,而悬架系统的零部件共振问题是产生噪声的一个重要原因。吸振器可以在某个频率范围内有效地衰减振动,而不需要改变车辆本身的结构,已成为汽车在 NVH 优化中重要的减振手段之一。

Shen 等^[2]提出了一种具有放大机构和接地刚度的动态减振器。Liu 等^[3]开发一种动态吸振器和主动悬架的 1/4 车辆数学模型,提出一种两级优化控制方法,以提高耦合动态吸振器-悬架性能。邹钰等^[4]建立了一种包含钢轨复合吸振器的车辆-轨道垂向耦合振动模型,通过对复合吸振器的参数设计确定主要影响参数,利用遗传算法得到吸振器的最佳设计频率。Zhi 等^[5]建立了车辆传动系统模型,在

驱动系统模型中增加了动态减振器,有效降低了一定频率下的扭转共振。Martins 等^[6]提出了一种将动态吸收器的效率提高到适当频带的方法,应用鲁棒优化方法对吸振器进行不确定性和灵敏度分析。Zhu 等^[7]开发了一种低频隔振轨道,研究了带有多动力吸振器的低频隔振轨道的隔振性能。以上研究都是基于系统模型或仿真来分析吸振器减振效果,而在工程化应用中更侧重于问题的诊断排查与吸振器和部件的匹配。

笔者针对某 SUV 车型在开发过程中存在的后排噪声偏高问题,对其室内噪声以及悬架系统的工作振型进行测试分析,确定问题部件。提出了增加吸振器的优化方案,建立吸振器理论模型,并给出适用于副车架的有阻尼动力吸振器的设计方法,将吸振器安装在副车架上,使该问题得到较好解决。

1 试验车存在问题

1.1 车内噪声试验分析

当试验车辆以时速为 60 km/h 进行道路测试

* 国家自然科学基金资助项目(51806066);江西省自然科学基金资助项目(20181BAB216023);江西省教育厅科技资助项目(GJJ210630)

收稿日期:2022-01-18;修回日期:2022-04-03

时,室内噪声偏高,超出乘客接受范围。为进一步确定车内噪声偏高的问题点,笔者采用LMS Test.lab软件、麦克风与采集器设备对车内前后排乘客的内耳声压进行数据采集。车内前后排噪声测试结果如图1所示。测试结果表明,前排约在200~300 Hz、后排约在200~250 Hz频段噪声明显,在210 Hz时存在峰值噪声,后排噪声明显高于前排。根据上述分析,在排除胎噪影响的基础上初步判断问题存在点为后悬架系统。

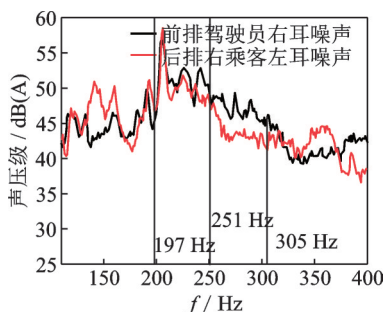


图1 车内前后排噪声测试结果

Fig.1 Test results of the front and rear noise in the vehicle

1.2 后悬架系统 ODS 分析

ODS分析是指被测结构在某一特定频率、特定转速或特定时间的实际工作变形,描述的是被测结构在实际工作激励下的受迫振动变形^[8]。ODS分析可以直观地揭示振动源并显示悬架系统在特定频率下的动态行为、结构的振动模式和强度^[9]。

根据路噪测试的分析结果,对后悬架系统的ODS进行试验测试。ODS振型结果可用于对可能引起路噪峰值的悬架部件做进一步诊断。后悬架系统振动激励传递路线如图2所示。后悬架系统中,由转向节传递至车身的激励很大部分通过上下拉杆和下摆臂传递至副车架,经副车架传递至车身。

200~300 Hz 频段后悬架系统 ODS 如图3所示,可知副车架为产生较大振型的部件。

副车架在特定频率下的ODS如图4所示。根据测试结果,在238 Hz时,副车架后横梁两侧与车身连接点(如图2(b)中A,B处及后横梁中间C处)的变形较明显,振型为z方向扭动。在257 Hz时,副车架后横梁有较大的振型且表现为A,B,C处沿z方向扭动。综合图3分析,确定副车架的后横梁影响最为突出。

2 优化方案

针对本试验车,考虑到改变副车架的固有模态

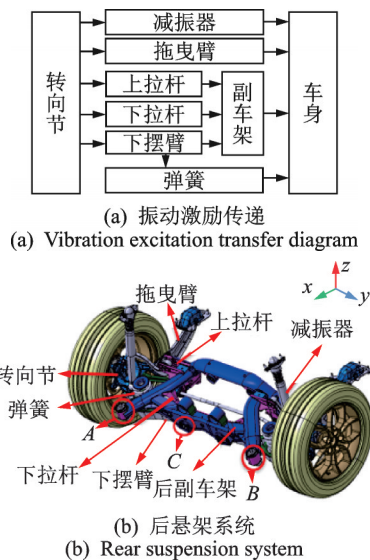


图2 后悬架系统振动激励传递路线

Fig.2 Vibration excitation transmission route of rear suspension

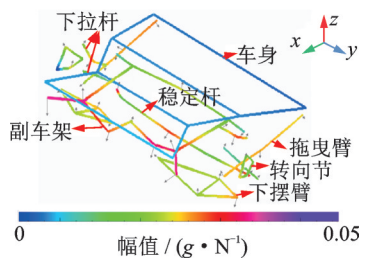


图3 200~300 Hz 频段后悬架系统 ODS

Fig.3 ODS of the rear suspension system at 200~300 Hz

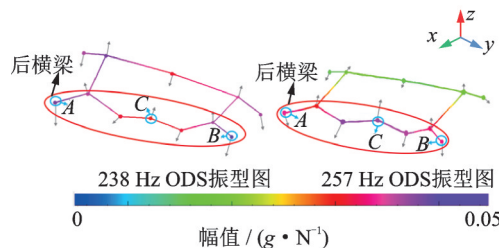


图4 副车架在特定频率下的 ODS

Fig.4 ODS of the subframe at specific frequency

的可行性较差,设计并安装了一种适用于副车架的有阻尼动力吸振器。该吸振器由质量块、橡胶块和固定件3部分组成^[10]。将其设计为单自由度的振动系统,建立吸振器数学模型并进行参数设计。

2.1 吸振器原理及数学模型

图5为有阻尼动力吸振器模型。其基本原理是在目标振动系统上附加一个子系统,即弹簧-质量的共振系统,通过改变2个振动系统的参数或关系来抑制期望频率场中的振动,从而衰减系统的振

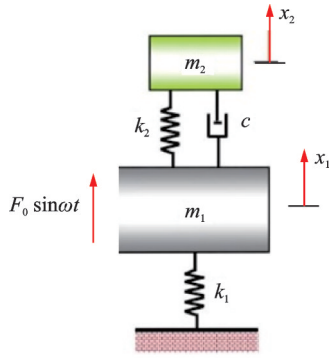


图5 有阻尼动力吸振器模型

Fig.5 Model of the damped dynamic vibration absorber

动^[11]。有阻尼的动力吸振器系统的强迫振动方程为

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中： m_1 为主系统质量； m_2 为动力吸振器质量； k_1 为主系统刚度系数； k_2 为动力吸振器刚度系数；

$$A(r) = \frac{\bar{x}_1}{\delta_{st}} = \sqrt{\frac{(r^2 - \alpha^2)^2 + (2\xi r)^2}{[\mu r^2 \alpha^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \alpha^2)]^2 + (2\xi r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2}} \quad (4)$$

对于某一质量比 μ ，存在最优调谐比为

$$r_{opt} = \frac{\omega_a}{\omega_0} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (5)$$

最优阻尼比为

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + 3\mu)^3}} \quad (6)$$

最小动力放大系数为

$$A(r) = \frac{\bar{x}_1}{\delta_{st}} = \sqrt{\left(1 + \frac{2}{\mu}\right)} \quad (7)$$

2.2 有阻尼动力吸振器设计

基于副车架与车身激励频率吻合产生共振现象，导致车内振感强烈并伴随轰鸣声，笔者采用有阻尼动力吸振器进行设计。首先，根据吸振器安装位置和吸振器尺寸，选择合适的质量比 μ ，确定有阻尼动力吸振器的质量 m 。由式(7)可知， μ 越大，对副车架的减振效果就越明显。考虑到结构的可行性及布置空间，选取 $m_2 = (0.1 \sim 0.3)m_1$ ，副车架 m_1 质量为10.53 kg。根据文献[12]，考虑副车架的质量并不高，选取 $\mu = 0.1$ 。

然后，根据最佳调谐比确定吸振器的固有频率 f_a 和动态刚度 k 。由于主系统固有频率 f_0 在200~

$F_0 \sin \omega t$ 为简谐外部激励。

主系统在强迫振动时受到简谐激励的作用为

$$\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{x}_2 \end{bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2)$$

稳态响应振幅为

$$\begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_1 \omega^2 & -(k_2 + ic\omega) \\ -(k_2 + ic\omega) & k_2 - m_2 \omega^2 + ic\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{F_0}{\Delta(\omega)} \begin{bmatrix} k_2 - m_2 \omega^2 + ic\omega \\ k_2 + ic\omega \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中： $\Delta(\omega) = (k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 + ic\omega) \times$

$$(k_2 - m_2 \omega^2 + ic\omega) - (k_2 + ic\omega)^2。$$

引入主质量系统的静位移 $\delta_{st} = F_0/k_1$ ，主系统固有圆频率 $\omega_0 = \sqrt{k_1/m_1}$ ，吸振器固有圆频率 $\omega_a = \sqrt{k_2/m_2}$ ，质量比 $\mu = m_2/m_1$ ，激励频率与主系统固有圆频率之比 $\alpha = \omega_a/\omega_0$ ，调谐比 $r = \omega/\omega_0$ ，吸振器阻尼比 $\xi = c/2m_2\omega_0$ ，将主系统的振幅与静位移之比称为动力放大系数，即

300 Hz，根据 $f_a = f_0 r_{opt}$ ， $r_{opt} = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{1}{1 + \mu} = \frac{10}{11}$ 可知，

吸振器的固有频率 f_a 在181.8~272.7 Hz。

$$k = \omega_a^2 m_2 = (2\pi f_a)^2 m_2 \quad (8)$$

综合分析可知，前排约在200~300 Hz、后排约在200~250 Hz频段噪声明显，且副车架的ODS分析是在200~300 Hz之间的一组模态振型。对后排噪声优化的同时，又能够对前排噪声起到降噪效果，故将 f_a 定为该频段的中间值(250 Hz)。

3 试验

通过调整吸振器质量块的质量和橡胶块的硬度，使吸振器系统的固有频率与副车架的共振频率相近，从而达到转移和消耗副车架的共振能量及降低整车振动和噪声的目的，同时基本不影响整车的质量和布置。有阻尼动力吸振器与后副车架匹配的试验方案如下：①对设计的有阻尼动力吸振器进行固有频率测试；②将选用的吸振器安装在后副车架的不同位置并进行VTF测试；③确定吸振器在后副车架的安装位置；④根据吸振器测试结果调整吸振器规格；⑤对安装适用的吸振器进行道路VTF测试和噪声测试，验证优化方案^[13]。

3.1 吸振器固有频率测试

固有频率的测定通常采用传递函数测试法。首先,选择不同的激励点和测量点;然后,通过信号处理分析,计算被测构件各个测点之间的传递函数,从而确定固有频率^[14]。常用方法包括采用激振器的随机加振法和力锤激励构件的脉冲加振法。由于吸振器体积小、质量较轻,采用激振器进行测试会产生较大误差,因此采用锤击法进行吸振器的固有频率测试。

吸振器锤击模态试验如图6所示。通过调整吸振器橡胶材料的配方,制作质量分别为1.505, 1.175, 0.925和0.752 kg的4种规格吸振器进行锤击模态试验,并获得其固有频率。把动力吸振器通过螺栓固定在特有工装台上,在质量块上方粘有2个三向振动传感器,用以测试其垂直z方向的振动。用力锤敲击质量块上表面,通过采集器测得吸振器的频响函数。

吸振器固有频率曲线如图7所示。试验结果表明,吸振器的质量越大,吸收的能量越大,减振效果越好。但是,安装了动力吸振器后会在其他频段激起新的峰值,吸振器的质量对新峰值的频段有很大的影响^[15]。

吸振器固有频率试验数据如表1所示。动力吸振器1号(1.505 kg)、2号(1.175 kg)、3号(0.925 kg)和4号(0.752 kg)的固有频率分别为241, 254, 259和273 Hz。可见,随着质量不同,动力吸振器的固有频率范围也随之改变,不同橡胶配方对动力吸振器固有频率范围影响较小。由于2号和3号吸振器的固有频率更接近理论设计固有频率,因此选择2

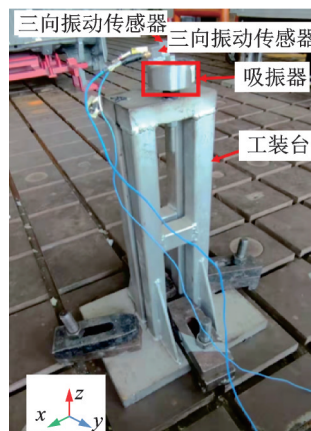


图6 吸振器锤击模态试验

Fig.6 Hammering modal test of vibration absorber

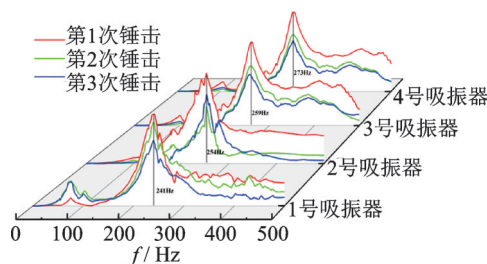


图7 吸振器固有频率曲线

Fig.7 Natural frequency curve of vibration absorber

号和3号吸振器进行试验。

3.2 吸振器安装位置确定

在动力吸振器的设计过程中,安装位置直接影响其减振效果,不同安装位置的吸振器吸振效果相差甚远^[16]。在匹配动力吸振器参数之前,首先要确定安装位置,安装在副车架振动较大的位置能够转移更大的振动能量^[17]。根据图3可知,副车架的振型明显,

表1 吸振器固有频率试验数据

Tab.1 Vibration absorber natural frequency test data

序号	质量/kg	锤击次数	最大频率点峰值/(g·N ⁻¹)	f/Hz	是否有固有频率
1	1.505	第1次	4.507	241.6	Y
		第2次	4.085	241.3	Y
		第3次	3.200	241.0	Y
2	1.175	第1次	4.704	253.6	Y
		第2次	3.588	254.2	Y
		第3次	2.980	254.0	Y
3	0.925	第1次	4.584	259.4	Y
		第2次	3.245	258.6	Y
		第3次	2.798	257.7	Y
4	0.752	第1次	4.681	272.6	Y
		第2次	3.265	273.2	Y
		第3次	2.949	272.8	Y

且图 4 表明副车架后横梁的振型较大位置为 A, B, C 点处(即后横梁的左侧、右侧、中部),故将吸振器分别安装在副车架后横梁的左侧、右侧和中部。吸振器与振动传感器的安装位置如图 8 所示。选用 2 号吸振器安装在副车架的不同位置进行 VTF 测试,并将有无吸振器测试结果进行对比。副车架后横梁左侧、右侧、中部 VTF 测试结果如图 9~11 所示。

测试结果表明,吸振器在后副车架后横梁两侧有更好的减振效果,安装在后横梁中部无明显效果。选用 2 号 254 Hz 吸振器分别安装在左右两侧,

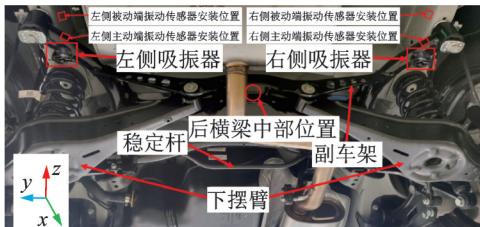


图 8 吸振器与振动传感器的安装位置
Fig.8 Installation position of vibration absorber and vibration sensor

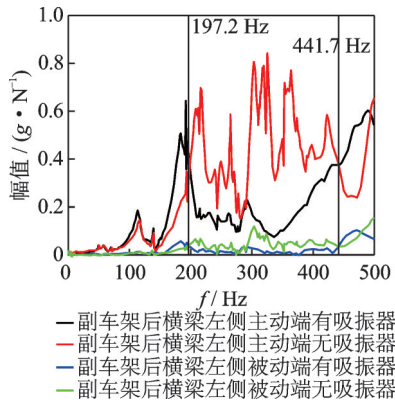


图 9 副车架后横梁左侧 VTF 测试
Fig.9 VTF test on the left side of the rear beam of the subframe

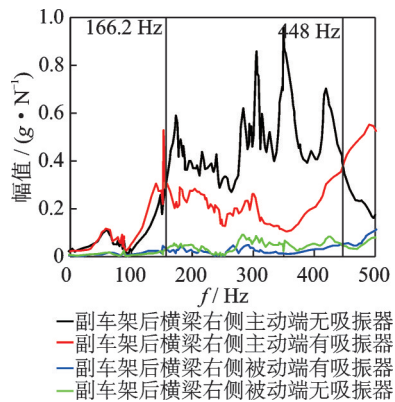


图 10 副车架后横梁右侧 VTF 测试
Fig.10 VTF test on the right side of the rear beam of the subframe

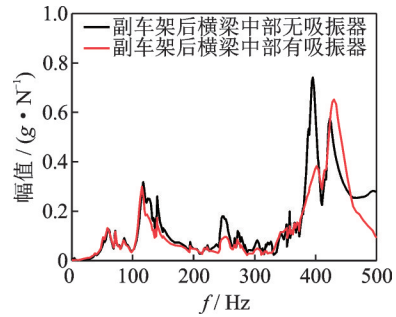


图 11 副车架后横梁中部 VTF 测试
Fig.11 VTF test on the middle of the rear beam of the subframe

后横梁有明显的减振效果,且左侧吸振效果强于右侧,考虑到副车架左右侧后横梁在制造上存在差异,所以将吸振器频率提升 5 Hz,选用 259 Hz 的 3 号吸振器安装在右侧。

3.3 道路测试验证

为了验证动力吸振器的降噪效果,将 2 号 254 Hz 和 3 号 259 Hz 吸振器分别装在后副车架后横梁左、右侧。采用问题排查时的试验方案,以 60 km/h 的速度在同一路段对同一车辆进行副车架边点 VTF 测试。图 12 为车内噪声测试环境。

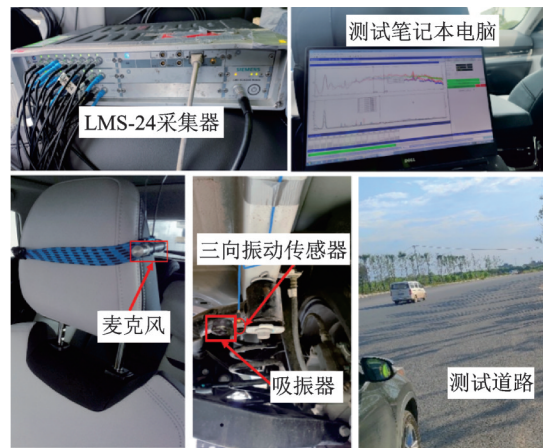


图 12 车内噪声测试环境
Fig.12 In-vehicle noise test environment

测试副车架在有无吸振器情况下车身连接点的振动优化情况,选用 254 Hz 吸振器和 259 Hz 吸振器分别安装在副车架后横梁的左右侧。副车架后横梁优化前后振幅对比如图 13 所示。

可见,选用 254 Hz 吸振器可以将副车架后横梁左侧 200~300 Hz 频段的 VTF 振幅下降约 50%;选用 259 Hz 吸振器可以将副车架后横梁右侧 200~330 Hz 频段的 VTF 振幅下降 50%,有利于车辆后排降噪。

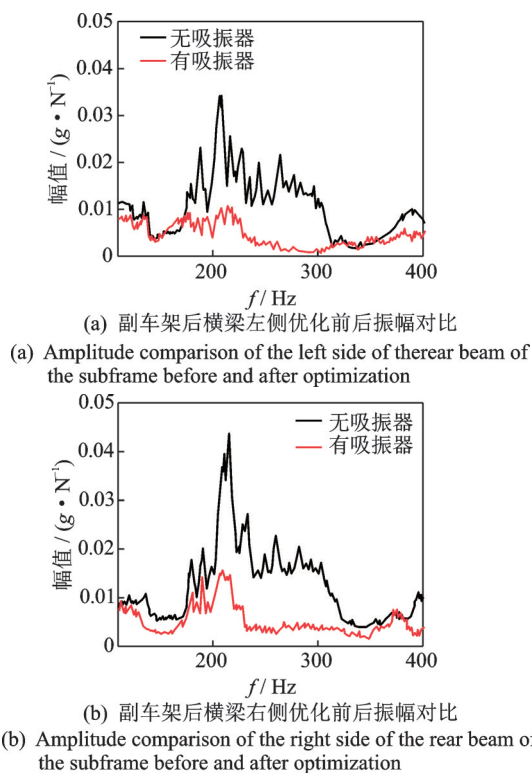


图 13 副车架后横梁优化前后振幅对比

Fig.13 Amplitude comparison of the rear beam of the subframe before and after optimization

3.4 车内噪声测试

测试车辆室内噪声优化前后对比如图 14 所

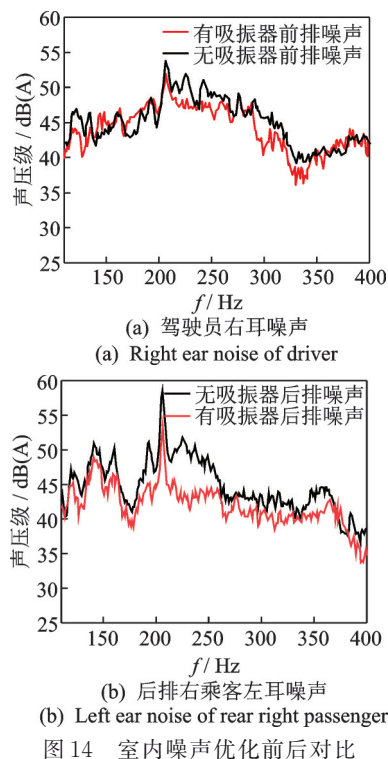


图 14 室内噪声优化前后对比

Fig.14 Comparison of interior noise before and after optimization

示。后排在 200~250 Hz 频段,噪声平均降低了 3 dB,在 212 Hz 降低了 4 dB,在 232 Hz 降低了 6 dB,后排主观能感受到噪声降低。前排在 200~300 Hz 频段,噪声平均降低了 2 Hz,车内舒适性有所提高。

4 结 论

1) 针对某 SUV 车型开发过程中出现的后排噪声超出乘客接受范围的问题,运用试验测试的方法,得到车内噪声及车辆后悬架系统的 ODS,经诊断后得出引起车内后排噪声的原因为后副车架与车身产生了共振耦合。

2) 提出在后副车架增加吸振器的解决方案,对有阻尼动力吸振器建立数学模型进行理论分析,设计参数合理的动力吸振器来抑制后副车架的共振问题。试验结果表明,吸振器可有效改善后排噪声问题,在后排 212 Hz 的峰值噪声降低 4 dB,在 232 Hz 降低了 6 dB,在 200~250 Hz 频带内平均降低了 3 dB。

3) 提出了吸振器在悬架系统 NVH 控制应用方案,能够高效、方便地解决汽车研发后期振动噪声优化问题,对存在此问题的车辆其他部件提供了一种工程化解决思路。

参 考 文 献

[1] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京:机械工业出版社,2015:35-39.

[2] SHEN Y, XING Z, YANG S, et al. Parameters optimization for a novel dynamic vibration absorber[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 133: 106282.

[3] LIU M, ZHANG Y, HUANG J, et al. Optimization control for dynamic vibration absorbers and active suspensions of in-wheel-motor-driven electric vehicles [J]. Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(9): 2377-2392.

[4] 邹钰,文永蓬,纪忠辉. 车轨耦合下钢轨复合吸振器的减振方法[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(5): 888-896.

ZOU Yu, WEN Yongpeng, JI Zhonghui, et al. Vibration reduction method of rail composite shock absorber with vehicle-track coupling [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(5): 888-896. (in Chinese)

[5] ZHI H, CHEN S, YANG L. Application of dynamic vibration absorber in torsional vibration optimization of

- transmission system [C] //2018 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA). Changchun, China:IEEE Press, 2018: 335-340.
- [6] MARTINS L A, LARA-MOLINA F A, KOROISHI E H, et al. Optimal design of a dynamic vibration absorber with uncertainties [J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2020, 8(1): 133-140.
- [7] ZHU S, YANG J, CAI C, et al. Application of dynamic vibration absorbers in designing a vibration isolation track at low-frequency domain [J]. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 2017, 231(5): 546-557.
- [8] GANERIWALA S, SCHWARZ B, RICHARDSON M. Operating deflection shapes detect unbalance in rotating equipment [J]. *Sound and Vibration*, 2009, 43: 11-13.
- [9] ZENG M Y, TAN B H, DING F, et al. An experimental investigation of resonance sources and vibration transmission for a pure electric bus [J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2020, 234(4): 950-962.
- [10] 沈伟, 易斌, 陆伟领. 动力吸振器在降低车内路噪中的应用 [J]. *汽车工程*, 2010, 32(8): 690-692, 718. SHEN Wei, YI Bin, LU Weiling. The application of dynamic vibration absorber to the reduction of in-vehicle road noise [J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(8): 690-692, 718. (in Chinese)
- [11] SHEN Y, CHEN L, YANG X, et al. Improved design of dynamic vibration absorber by using the inerter and its application in vehicle suspension [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 361: 148-158.
- [12] 谷玉川, 樊帆, 龙书成. 应用动力吸振器降低车内轰鸣噪声 [J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(2): 181-184. GU Yuchuan, FAN Fan, LONG Shucheng. Application of tuned mass damper to cabin booming noise reduction [J]. *Noise and Vibration Control*, 2014, 34(2): 181-184. (in Chinese)
- [13] 刘彬彬, 陈果, 赵正大, 等. 一种新型动力吸振器的液压管道减振试验研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(1): 152-157, 187. LIU Binbin, CHEN Guo, ZHAO Zhengda, et al. Experimental study on a new dynamic vibration absorber with adjustable frequency for vibration reduction of hydraulic pipelines [J]. *Noise and Vibration Control*, 2017, 37(1): 152-157, 187. (in Chinese)
- [14] 沈希忠, 孙陈影. 振动信号经验模态分析和固有频率检测 [J]. *噪声与振动控制*, 2018, 38(S2): 406-410. SHEN Xizhong, SUN Chenying. Empirical mode analysis of vibrating signals and measurement of natural frequencies [J]. *Noise and Vibration Control*, 2018, 38(S2): 406-410. (in Chinese)
- [15] 王小龙, 陆静, 年猛. 吸振器在汽车振动噪声控制中的应用和实验测试研究 [J]. *科学技术与工程*, 2015, 15(8): 233-237. WANG Xiaolong, LU Jing, NIAN Meng. Application and experimentation of vibration absorber in automotive vibration noise control [J]. *Science Technology and Engineering*, 2015, 15(8): 233-237. (in Chinese)
- [16] 何山. 动力吸振器的设计方法研究及其在汽车减振降噪中的应用 [D]. 广州: 华南理工大学, 2014.
- [17] 白世鹏, 侯之超. 动力吸振器对车辆垂向振动能量及悬架性能的影响 [J]. *振动与冲击*, 2020, 39(22): 169-174. BAI Shipeng, HOU Zhichao. Impact of dynamic vibration absorbers on vehicle vertical vibration energy and suspension performances [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(22): 169-174. (in Chinese)



第一作者简介:刘霏霏,女,1983年11月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为电动汽车热管理及环境适应性研究、汽车安全结构设计及优化。曾发表《Dynamic thermal characteristics of heat pipe via segmented thermal resistance model for electric vehicle battery cooling》(《Journal of Power Sources》2016, Vol.321)等论文。
E-mail:daisy-lff@163.com