

基于改善整车加速噪声的试验及仿真方法*

姜 骏^{1,2}, 刘雪莱¹, 孙建喜²

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510641)

(2. 上海汽车集团股份有限公司技术中心 上海, 201804)

摘要 为了解决车辆在加速时发动机激励引起的车内噪声问题,进行了整车试验,得到噪声问题的主要频率特征。通过车辆加速时悬置被动侧振动加速度以及整车各个部件模态、振动灵敏度等数据确认了引起车内噪声的关键部件。首先,建立了整车有限元模型,仿真得到了关键部件模态;其次,通过试验验证了模型的有效性;然后,利用所建的整车模型对各部件进行改进,有效降低了各传递路径对车内噪声的灵敏度;最后,根据仿真结果提出了改进方案并进行装车验证。结果表明:车内的加速噪声主要由下拉杆悬置、副车架及前围板等部件与整车声腔模态耦合引起;改进后车内噪声明显改善,声压降低了 8~9 dB。

关键词 加速噪声;模态;有限元模型;声传递函数

中图分类号 TH113.1;U463.1

引 言

动力总成作为传统燃油车的重要激励源,在车辆加速行驶过程中会引起车内噪声^[1]。动力总成通过悬置与副车架及车身连接,这些部件是动力总成振动传递到车内的重要路径。当动力总成主要激励阶次的频率(20~300 Hz)与这些路径上的部件模态以及整车声腔模态出现耦合会导致振动能量的放大,产生让车内人员不适的轰鸣声^[2]。为了解决这类问题,需要分析发动机到车内的各条传递路径,找到对噪声贡献量较大的路径和部件进行改进,以降低车内噪声^[3]。

文献[1,4]从控制动力总成激励输出的角度出发,建立了动力总成内部的动力学模型,在考虑了多级扭转非线性元件基础上进行研究,提出了基于优化扭转减振器、传动齿轮等部件控制车内噪声的方案。文献[2]研究了汽车驾驶舱内声腔模态的测试和仿真方法,并对和车身各板件对模态的贡献量,以达到降低车内噪声的目的。文献[5-6]对包含悬置系统的整车动力学建模开展了研究,利用所建模型分析了不同悬置的刚度、布置形式和液压系统设计对动力总成振动的控制及对车内噪声的影响。文献[7-8]研究了车身结构,提出了引入特征频率计权系数和场点权重系数来确定多特征频率下对车内

综合声场声学贡献量最大的位置,以降低车内噪声为目标对车身结构进行优化。谢旭等^[9]建立了副车架-悬置系统有限元模型,利用所建模型进行振动响应仿真,通过仿真结果发现,副车架安装点动刚度低,模态与悬置系统模态耦合都会导致悬置隔振能力下降,引起车内噪声。

上述研究分别以动力总成内部元件、悬置、车身及副车架等部件为目标,找寻降低车内噪声的方法,但都仅针对某一部件。笔者针对车内加速噪声开展研究,以整车系统为对象,最终达到降低加速过程中驾驶员侧声压的目标。

1 加速噪声源排查

1.1 理论分析

动力总成通过悬置与车身和副车架相连接,在车辆行驶过程中,动力总成由于扭矩波动产生振动,通过悬置将激励载荷传递到副车架和车身,最终在车内引起噪声。动力总成噪声传递路径见图 1。

动力总成在工作时,质心的受力由两部分组成:①发动机本身的工作扭矩;②各个悬置点与动力总成连接的支反力对质心的作用力。动力总成质心坐标系定义如下: x 轴水平向整车行驶后方; z 轴垂直向上; y 轴根据右手定则确认。动力总成的力平衡

* 上海汽车技术中心研发资助项目

收稿日期:2021-01-18;修回日期:2021-03-07

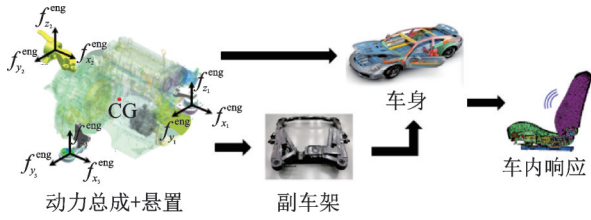


图1 动力总成噪声传递路径
Fig.1 Noise transmission path of powertrain

方程^[10]为

$$MA^e = \sum_{i=1}^n E_i F_i^m + F^e \quad (1)$$

其中： M 为动力总成在其自身坐标系下的质量矩阵； A^e 为动力总成质心处的振动加速度； $F_i^m = \{f_{x_i}^m \ f_{y_i}^m \ f_{z_i}^m\}^T$ ， $f_{x_i}^m, f_{y_i}^m, f_{z_i}^m$ 分别为第*i*点悬置弹性中心点在发动机侧所受的3个方向支反力； $F^e = \{f_x^o \ f_y^o \ f_z^o \ T_x^o \ T_y^o \ T_z^o\}^T$ 为动力总成本体上的工作三向载荷和三向扭矩； E_i 为第*i*点悬置的空间坐标转换矩阵^[6]。

$$E_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & r_{z_i} & -r_{y_i} \\ 0 & 1 & 0 & -r_{z_i} & 0 & r_{x_i} \\ 0 & 0 & 1 & r_{y_i} & -r_{x_i} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

其中： $r_{x_i}, r_{y_i}, r_{z_i}$ 分别为第*i*点悬置*x, y, z*向坐标。

动力总成悬置是由橡胶构成的弹性元件，简化为线性系统后忽略悬置阻尼特性。根据胡克定律可知

$$F_i^m = - \begin{bmatrix} k_{x_i} & 0 & 0 \\ 0 & k_{y_i} & 0 \\ 0 & 0 & k_{z_i} \end{bmatrix} (A_i^m - A_i^b) / \omega^2 \quad (3)$$

其中： $k_{x_i}, k_{y_i}, k_{z_i}$ 分别为第*i*点悬置的三向刚度； $A_i^m = \{a_{x_i}^m \ a_{y_i}^m \ a_{z_i}^m\}^T$ 和 $A_i^b = \{a_{x_i}^b \ a_{y_i}^b \ a_{z_i}^b\}^T$ 分别为第*i*点悬置主动侧、被动侧的三向振动加速度； ω 为动力总成的激励圆频率。

动力总成的主阶次激励频率较低(20~300 Hz)，动力总成系统可视为刚体，则第*i*点悬置的悬上加速度与动力总成质心加速度关系满足

$$A_i^b = E_i^{-1} A^e \quad (4)$$

假设车身系统为线性时不变系统，认为悬置的车身侧安装点动刚度为固有属性，不随激励幅值和激励频率的变化而变化。悬置车身侧振动加速度与悬置弹性中心点在车身侧所受的支反力满足

$$A_i^m = G_i F_i^m \quad (5)$$

其中： G_i 为第*i*点悬置被动侧频响函数矩阵^[12]。

声传递函数^[2](noise transfer function, 简称

NTF)表示的是某一条振动传递路径在单位激励载荷条件下引起的车内目标点的噪声，反映的是部件或者系统的振动灵敏度。

由发动机激励通过结构传递到车内的噪声 P_i 为所有悬置传递的能量总和，即

$$P_i = \sum_{i=1}^n P_{t_i} = \sum_{i=1}^n 20 \log(\text{NTF}_i F_i^m) = \sum_{i=1}^n 20 \log(\text{NTF}_i) + \sum_{i=1}^n 20 \log(F_i^m) \quad (6)$$

其中： P_{t_i}, NTF_i 分别为第*i*点悬置传递到车内的噪声和悬置安装点到车内的NTF。

由式(1)~(6)可以得出，影响由发动机激励引起的车内噪声的主要因素是悬置刚度、安装点动刚度、路径上部件的模态分布及其自身结构刚度特性。

1.2 噪声频率特征

解决车内噪声问题，首先要通过车内噪声以及各个悬置振动确认问题频率点。在驾驶员右耳处布置麦克风，在所有悬置的主动侧和被动侧布置加速度传感器。试验传感器布置如图2所示，采集整车加速过程中的声压信号和加速度信号(车辆动力总成为1.5T发动机+6DCT变速箱)。

加速工况车内声压如图3所示，发动机和下拉杆悬置振动加速度分别如图4,5所示。目标车辆安装的是4缸燃油机，主阶次激励为2阶。由图可以看出：在整个车辆加速过程中，驾驶员右耳处声压在3.6 kr/min和4.4~4.8 kr/min范围有明显的峰值。这些转速附近由于动力总成2阶激励引起的噪声占总声压能量超过80%，说明噪声主要是由2阶激励所引起。对应的频率分别为120 Hz和145~160 Hz。

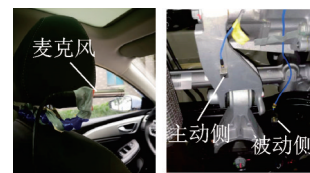


图2 试验传感器布置
Fig.2 Placement of sensor for test

发动机2阶激励频率较低(<200 Hz)，在这个频率范围内噪声基本都是通过整车结构传递到舱内，辐射噪声可以忽略。发动机悬置和下拉杆悬置的主动侧振动量随着动力总成转速上升线性增加，说明在问题频率位置，动力总成的激励并无异常。发动机悬置*x*向、*z*向被动侧振动在4.4 kr/min附近

存在峰值,下拉杆悬置 z 向在 3.6 kr/min 和 4.4~4.8 kr/min 有明显峰值,与实车噪声问题位置一致。

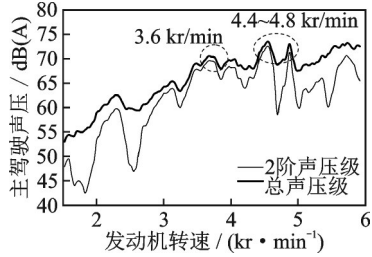


图3 加速工况车内声压

Fig.3 Sound pressure in vehicle under acceleration condition

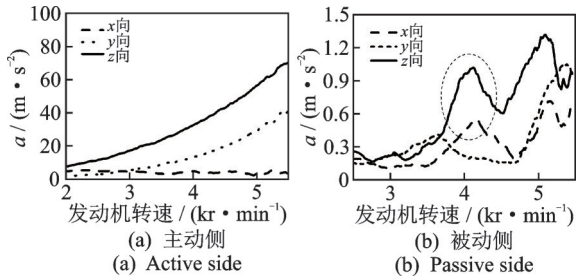


图4 发动机悬置加速度

Fig.4 Acceleration of engine mount

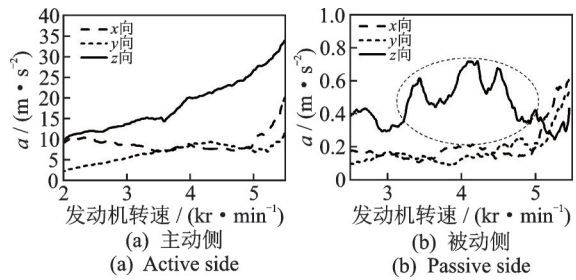


图5 下拉杆悬置加速度

Fig.5 Acceleration of lower tie bar

1.3 传递路径分析

发动机悬置 x 向、 z 向和下拉杆悬置 z 向是传动力总成振动的主要路径。对路径上主要部件的模态、车内声腔模态以及部件到车内的 NTF 进行试验测试。各项试验测试现场如图 6 所示。

在模态测试中,通过对各激励点和响应点间的频响函数进行数据计算,得到系统的模态频率和模态阵型。在进行整车声腔模态以及包含大阻尼弹性元件的测试时,频响函数的特征点识别比较困难。为了提升识别精度,需要对频响函数进行极大似然估计并进行迭代计算^[11],即

$$K(\theta) = \sum_{o=1}^{N_o} \sum_{i=1}^{N_i} \sum_{f=1}^{N_f} \frac{|H_{oi}(\omega) - \widehat{H}_{oi}(\theta, \omega)|^2}{\sigma_{H_{oi}}^2(\omega)} \quad (7)$$

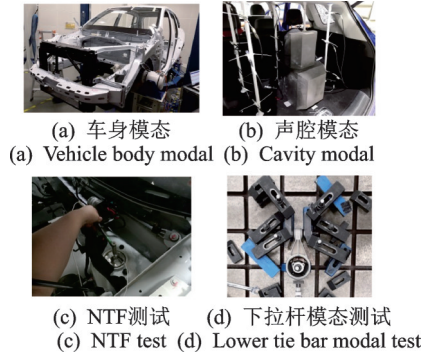


图6 各项试验测试现场

Fig.6 Various test sites

其中: N_o 为响应点; N_i 为激励点; N_f 为频率的谱线数; $H_{oi}(\omega)$ 为第 i 个激励点到第 o 个响应点的频响函数; $\widehat{H}_{oi}(\theta, \omega)$ 为 $H_{oi}(\omega)$ 的极大似然估计; $\sigma_{H_{oi}}^2(\omega)$ 为估计偏差^[13]; θ 为极大似然估计参数向量^[12]。

部件的模态可以通过估计过后的频响函数 $\widehat{H}(\theta, \omega)$ 进行求解

$$\widehat{H}(\theta, \omega) = \sum_{r=1}^m \left(\frac{\psi_r l_r}{j\omega - \lambda_r} + \frac{\psi_r^* l_r^*}{j\omega - \lambda_r^*} \right) + \frac{LR}{(j\omega)^2} + UR \quad (8)$$

其中: ψ_r, λ_r 分别为第 r 阶模态的阵型和极点; l_r 为修正系数; $(\cdot)^*$ 表示共轭函数; LR, UR 分别为上、下残差。

采用上述方法可以有效提升大阻尼系统的模态参数识别精度。

路径上各部件模态试验结果汇总见表 1, 整车声腔模态试验结果如图 7 所示。可以看出, 在 123 和 158 Hz 处存在声腔模态, 与车内噪声问题频率一致。下拉杆悬置、前围板在这 2 个频率点处分别存在模态, 而副车架在这 2 个频率点都存在模态, 上述几个部件与车内声腔模态存在严重耦合。

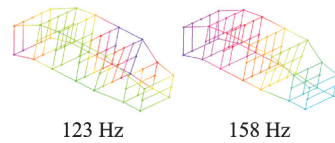


图7 整车声腔模态测试结果

Fig.7 Test result of vehicle cavity modal

表 1 各部件模态试验结果汇总

Tab.1 Summary of modal test results of each component

部件	模态频率/Hz
声腔	81, 123, 158
副车架	121, 153
前围板	156
下拉杆	122

整车各关键部件到车内NTF的部分结果如图8所示,工程中一般要求各路径到车内的NTF小于55 dB。由图可以看出:在100~200 Hz范围内落水槽到车内的NTF非常高,峰值接近70 dB;其余路径基本满足设计目标要求。落水槽的振动灵敏度较高,也会对车内噪声产生影响。

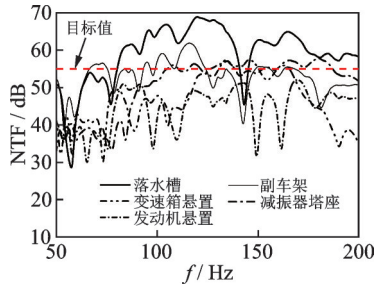


图8 整车各关键部件NTF结果

Fig.8 NTF results of vehicle important components

2 传递路径改进

2.1 有限元模型验证

建立整车结构以及声腔有限元模型,通过模型计算出整车车内声腔模态以及各部件结构模态。模型包括了白车身、四门两盖、内外饰及底盘等部件的有限元模型,平均网格尺寸为6 mm;同时还包含了四门和乘员舱内声腔模型,网格尺寸为30 mm;模型中共有约380万网格单元。整车有限元模型如图9所示,车身声腔模态仿真结果和部分部件模态阵型分别如图10,11所示。

各部件模态频率仿真试验对比见表2,可以看出,各部件仿真计算出的模态频率与试验结果误差都在5%以内,验证了模型的准确性。

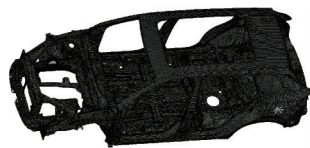


图9 整车有限元模型

Fig.9 Vehicle finite element model

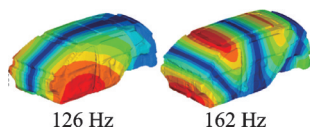


图10 车身声腔模态仿真结果

Fig.10 Simulation results of body cavity modal

表2 各部件模态频率仿真试验对比

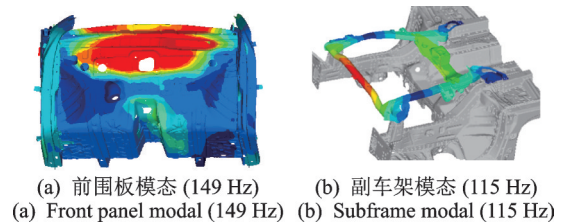
Tab.2 Simulation results are compared with the experimental results for each components modal frequency

部件	试验频率/Hz	仿真频率/Hz	误差/%
声腔	123	126	2.5
	158	162	2.6
副车架	121	115	5.0
	152	147	3.3
前围板	156	149	4.5
下拉杆	122	124	1.6

2.2 改进方案分析

在有限元模型中对关键部件进行加强。改善方案如图12所示。在前围板增加2块加强板,落水槽处增加1块加强板,以达到降低部件振动灵敏度的目的。副车架上增加4条加强梁,在降低振动灵敏度的同时大幅提高下拉杆悬置的安装点动刚度。

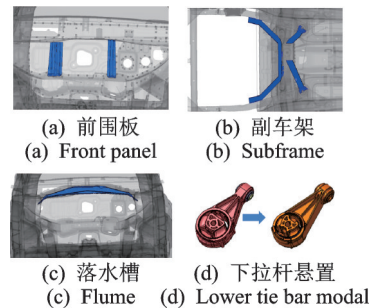
对下拉杆悬置进行了如下更改: x 向动刚度从240 N/mm提升到310 N/mm; y 向尺寸减少30%;整体质量降低0.4 kg;模态频率从124 Hz提升到170 Hz。所有改进方案共计增加整车质量8.6 kg,对整车动力性、燃油经济性几乎无影响。



(a) 前围板模态 (149 Hz) (b) 副车架模态 (115 Hz)
(a) Front panel modal (149 Hz) (b) Subframe modal (115 Hz)

图11 部分部件模态阵型

Fig.11 Modal formation of partly components



(c) 落水槽 (d) 下拉杆悬置
(c) Flume (d) Lower tie bar modal

图12 关键部件改善方案

Fig.12 Improvement plan of important components

改善前后整车关键部件的振动灵敏度对比如图13所示。由图可以看出:在特征频率范围内,前

围板到车内的 NTF 从 40 dB 降低到 30 dB 附近；落水槽到车内的 NTF 从 67 dB 降低到 50 dB；副车架加强后，在 120 和 150 Hz 这 2 个频率点到车内的 NTF 降低了约 7 dB；下拉杆悬置的安装点位置的动刚度分别从 1.3 和 10 kN/mm 提升到 2.9 和 22 kN/mm，改进效果明显。

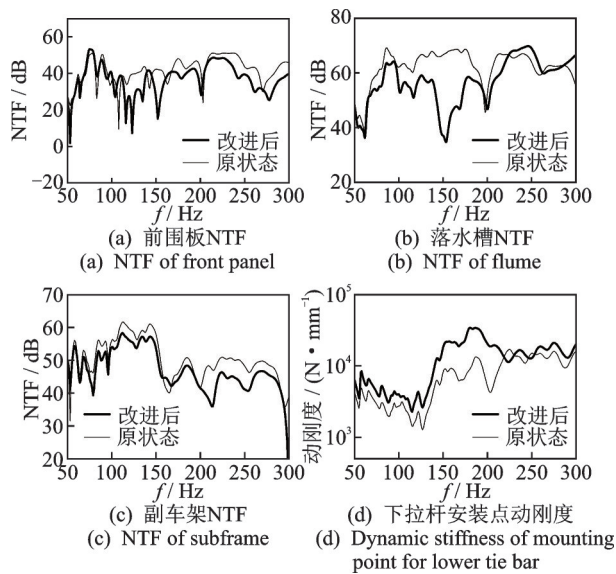


图 13 改善前后关键部件的振动灵敏度对比

Fig.13 Vibration sensitivity of important components before and after improvement

3 实车验证

为了验证仿真分析的结果，将各部件改制方案进行装车验证。

按照模态测试方案在各部件安装传感器，在 3 个悬置安装点位置用激振器进行激励，模拟动力总成激励。改进前后前舱振动灵敏度对比如图 14 所示。由于存在模态耦合的部件加强，模态频率增高，远离了发动机工作转速的激励频率范围。结构的加强也会降低零件在模态频率处的振动响应，因此不会引起其他频率点的噪声问题。在 120~160 Hz 频率段，整车前舱的振动响应灵敏度下降了约 60%，动刚度得到明显提升。

改进前后车内声压对比见图 15。与改善前相比，3.6 kr/min 附近声压降低 8 dB，4.4~4.8 kr/min 范围内声压降低 9 dB，驾驶员主观分析无抱怨，改善效果明显。整个加速范围内(2~6 kr/min)驾驶员侧声压基本满足目标值，较好解决了加速噪声问题。

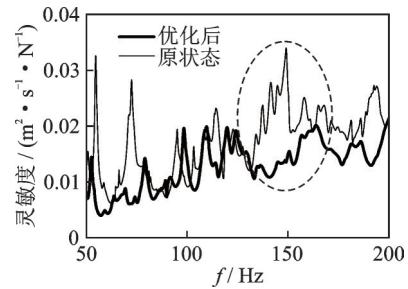


图 14 改进前后前舱振动灵敏度对比

Fig.14 Vibration sensitivity of front cabin before and after improvement

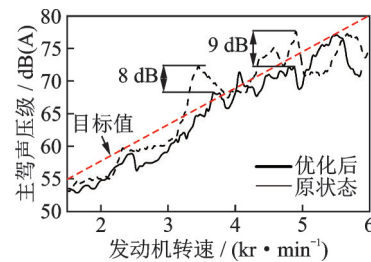


图 15 改进前后车内声压对比

Fig.15 Sound pressure in vehicle before and after improvement

4 结论

1) 建立了动力总成到车内的噪声传递路径理论模型，分析了传递路径上影响车内噪声的主要因素。通过分析整车加速过程中车内声压以及悬置振动数据，确定了噪声的频率特征。

2) 对整车传递路径各部件进行模态及 NTF 测试，试验结果表明：整车在 123 和 158 Hz 处存在声腔模态，与车内噪声问题频率一致；下拉杆悬置、副车架及前围板等部件在这些频率附近都有模态，整车存在严重的模态耦合；落水槽到车内响应灵敏度较高。上述部件对车内噪声存在影响。

3) 建立了整车的结构及声腔有限元模型，仿真得到了整车各部件的模态。与实车试验结果进行对比发现，各部件模态仿真与试验误差均在 5% 以内。利用有限元模型对各部件进行改进，结果表明：在特征频率范围内，前围板、副车架到车内 NTF 下降约 7~10 dB；落水槽到车内 NTF 下降约 15 dB；下拉杆安装点动刚度明显提升。

4) 将各部件的改制方案进行装车验证。改进后整车前舱的振动响应灵敏度下降了约 50%，车内噪声明显改善，驾驶员右耳处噪声特征频率位置的声压降低了 8~9 dB。

参 考 文 献

- [1] LIU X L, SHANGGUAN W B, JING X J, et al. Vibration isolation analysis of clutches based on trouble shooting of vehicle accelerating noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016,382:84-99.
- [2] 侯献军,郭金,杜松泽,等. 基于声模态和板件贡献分析的车身降噪研究[J]. 汽车技术,2018(5):41-45.
HOU Xianjun, GUO Jin, DU Songze, et al. Research on noise reduction of vehicle body based on panel contribution analysis and acoustic cavity mode[J]. Automobile Technology, 2018(5):41-45.(in Chinese)
- [3] SEIJS M, KLERK D, RIXEN D. General framework for transfer path analysis: history, theory and classification of techniques [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2016(68/69):217-244.
- [4] BAUMANN A, BERTSCHE B. Experimental study on transmission rattle noise behavior with particular regard to lubricating oil[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015,341:195-205.
- [5] SHANGGUAN W B, LIU X A, LÜ Z P, et al. Design method of automotive powertrain mounting system based on vibration and noise limitation of vehicle level [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2016(76/77):677-695.
- [6] 刘小昂,吕兆平,殷志红,等. 基于车内NVH控制的悬置刚度与阻尼的设计方法[J]. 振动、测试与诊断, 2016,36(1):145-151.
LIU Xiaoang, LÜ Zhaoping, YIN Zhihong, et al. Determination of dynamic stiffness and damping of mounts in a powertrain mounting system based on the requirement of NVH in vehicle level[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1): 145-151. (in Chinese)
- [7] 赵宇伟,周铤. 客车车身板件声学贡献分析[J]. 汽车技术,2012(12):30-33.
ZHAO Yuwei, ZHOU Hong. Bus body panel acoustic contribution analysis[J]. Automobile Technology, 2012(12):30-33.(in Chinese)
- [8] 靳畅,周铤. 基于车内综合声场贡献分析的车身板件声振优化[J]. 汽车工程, 2015, 37(12): 1438-1444, 1432.
JIN Chang, ZHOU Hong. Vibro-acoustic optimization of vehicle body panels based on overall interior noise contribution analysis[J]. Automobile Engineering, 2015,37(12):1438-1444,1432. (in Chinese)
- [9] 谢旭,何森东,吕兆平,等. 某MPV加速声品质优化[J]. 噪声振动与控制, 2020(1):111-115.
XIE Xu, HE Sendong, LÜ Zhaoping, et al. Optimization of the acceleration sound quality of an MPV [J]. Noise and Vibration Control, 2020 (1):111-115. (in Chinese)
- [10] 罗国海,上官文斌,秦武,等. 动力总成悬置系统隔振率的计算方法[J]. 振动与冲击,2019(38):202-209.
LUO Guohai, SHANGGUAN Wenbin, QIN Wu, et al. Calculating method for the isolation rate of mounts in a powertrain mounting system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019(38):202-209.(in Chinese)
- [11] EL-KAFIFY M, TROYER T, PEETERS B, et al. Fast maximum-likelihood identification of modal parameters with uncertainty intervals: a modal model-based formulation [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2013(37): 422-439.
- [12] EL-KAFIFY M, TROYER T, GUILLAUME P. Fast maximum-likelihood identification of modal parameters with uncertainty intervals: a modal model formulation with enhanced residual term [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2014(48): 49-66.



第一作者简介:姜骏,男,1978年11月生,高级工程师。主要研究方向为整车与部件耐久性能试验、整车NVH性能试验与仿真。曾发表《动力吸振器在方向盘抖动优化中的应用研究》(《上海汽车》2020年第8期)等论文。

E-mail:jiangjun@saicmotor.com

通信作者简介:刘雪莱,男,1988年11月生,博士、高级工程师。主要研究方向为非线性材料动态特性建模、整车及零部件NVH性能试验与仿真。

E-mail:liuxuelaiaaaa@126.com