



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20180058

## 某混动 SUV 排气系统向车身的振动传递研究

弓 剑<sup>1,2</sup>, 夏洪兵<sup>2</sup>, 徐元利<sup>1</sup>, 刘 伟<sup>2</sup>, 赵 鹏<sup>1,2</sup>

(1. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 2. 中国汽车技术研究中心汽车工程研究院, 天津 300300)

**摘 要:** 通过动态特性试验,分析了某插电式混合动力 SUV 排气系统模态以及被动侧吊钩的动刚度. 建立该排气系统有限元模型,对其自由模态进行仿真计算并与试验模态对比,最大误差小于 5%,模型可靠. 为减小排气系统向车身的振动传递,提高整车 NVH 性能,引入平均驱动自由度位移法进行吊钩位置优化. 对优化后的吊钩进行主动侧模态分析并与目标值 350 Hz 对标;对优化后的排气系统进行约束模态及频率响应分析,其固有频率、峰值频率均避开了发动机常用转速激励频率范围 93 ~ 107 Hz,证明优化方案可行,可用于工程实践.

**关键词:** 排气系统; 吊钩位置优化; 动刚度分析; 模态分析

中图分类号: TK402 文献标志码: A 文章编号: 1672-6510(2019)02-0060-05

## Vibration Transmission of a Hybrid SUV Exhaust System

GONG Jian<sup>1,2</sup>, XIA Hongbing<sup>2</sup>, XU Yuanli<sup>1</sup>, LIU Wei<sup>2</sup>, ZHAO Peng<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;

2. Automotive Engineering Research Institute, China Automotive Technology & Research Center, Tianjin 300300, China)

**Abstract:** Through some dynamic characteristics tests, the modalities of a plug-in hybrid SUV exhaust system and the dynamic stiffness of the hook were studied. The finite element model of the exhaust system was build, and the free mode was simulated and then compared with the experimental mode. The maximum error is less than 5% and the model is reliable. In order to reduce the vibration between the exhaust system and the vehicle body and improve the NVH performance of the whole vehicle, an average driving degree of freedom displacement method is introduced to optimize the position of the Hanger. The active side modal of the optimized hangers was analyzed and benchmarked with the target value of 350 Hz. At the same time, the constrained mode and frequency response analysis of the optimized exhaust system were done. The results show that both the natural frequency and the peak frequency can avoid the common engine speed excitation frequency range of 93 ~ 107 Hz, which proved that the optimization program is feasible and can be used for engineering practice.

**Key words:** exhaust system; hanger position optimization; dynamic stiffness analysis; modal analysis

随着人们对美好生活的追求,汽车 NVH 性能愈发受到重视. 对传统燃料汽车以及混合动力汽车而言,排气系统性能的优劣直接影响整车 NVH 性能. 吊钩作为排气系统与车身的连接部件,直接向车身传递着发动机的机械振动、气动冲击、声波激励等,其动刚度值的高低将会影响结构的疲劳寿命以及振动传递效果,其位置的选取对车身接收能量的大小也有着重要的影响<sup>[1]</sup>,对整车 NVH 性能起着不可忽视的作用,科研人员对此进行了深入研究.

刘名等<sup>[2]</sup>根据系统自由模态振型节点(MSN)分布,优化了某轿车排气系统吊钩位置,使得两个吊挂传递到车体的力整体明显下降. Noorazizi 等<sup>[3]</sup>对某轿车排气系统的振动进行了有限元建模和模态分析,并利用平均驱动自由度位移(ADDOFD)法对排气系统吊耳悬挂点位置进行了优化. 廖芳等<sup>[4]</sup>以某混合动力轿车为例,使用振动传递函数(VTF)法对排气系统悬挂点位置进行了优化,并验证了优化方法的可行性. Moe 等<sup>[5]</sup>根据仿真结果,生成不同节点的平均激

收稿日期: 2018-03-07; 修回日期: 2018-06-15

基金项目: 天津市科技特派员资助项目(16JCTPJC48700); 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室开放基金资助项目(k2013-6)

作者简介: 弓 剑(1993—),男,山西吕梁人,硕士研究生;通信作者: 徐元利,副教授, xuyuanli2006@126.com

励负载响应,计算这些响应的均方根(RMS)值,在RMS值相对较小的点处确认了合适的吊挂位置.但是,上述研究都是以轿车为研究对象,且没有对优化后的吊钩进行主动侧模态分析验证,不能保证优化后的吊钩满足振动特性要求.

本文通过动态特性试验分析了一款插电式混合动力SUV的排气系统模态及被动侧吊钩的动刚度,并建立有限元模型,对排气系统进行计算模态分析.在此基础上采用ADDOFD法对其排气系统吊钩位置进行优化,并应用吊钩主动侧模态分析、排气系统约束模态分析以及频率响应分析对优化后的有限元模型进行验证,为该车型后期开发提供数据支持.

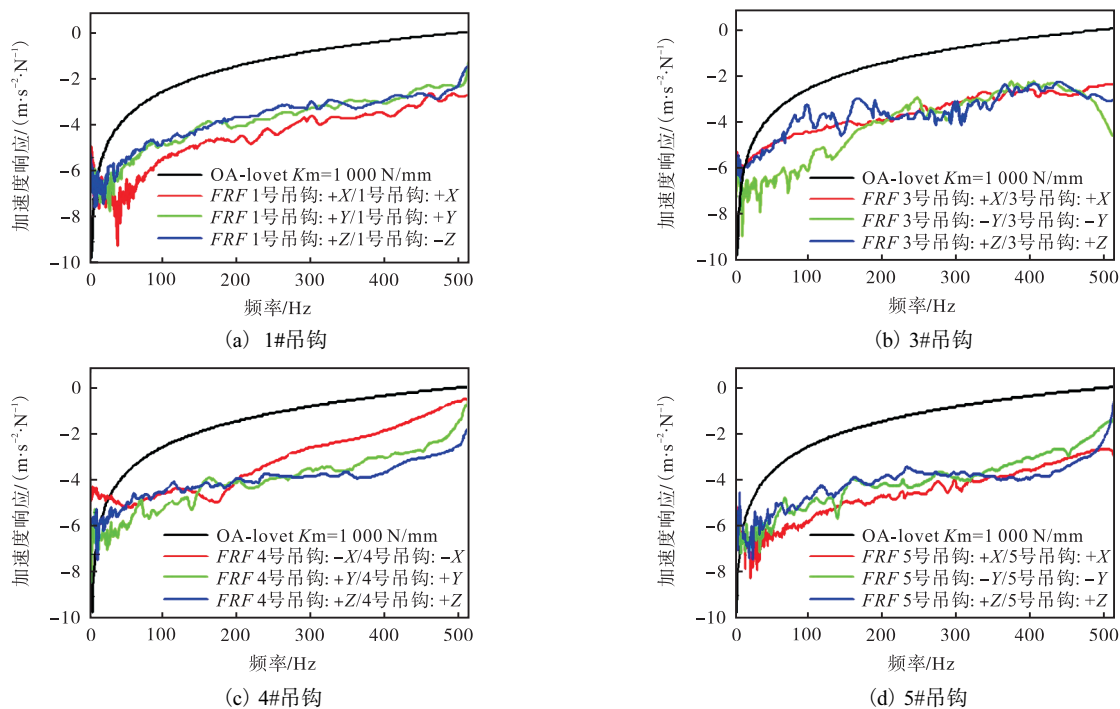


图1 吊钩动刚度测试结果

Fig. 1 Hanger test results of dynamic stiffness

由1#、3#、4#、5#吊钩动刚度测试结果(图1)可知,其X、Y、Z三个方向的等效动刚度值均大于1000 N/mm.在工程实践中,通常认为排气吊钩动刚度值大于1000 N/mm即可保证车身不受被动侧吊钩本体振动的影响.

为了进一步控制主动侧吊钩及与其相连的排气管道、消音器等对车身传递的振动,本文建立有限元模型,对主动侧吊钩位置进行优化.

## 2 有限元模型构建及验证

### 2.1 建立有限元模型

本文研究的排气系统为排气歧管总成连接法兰

## 1 排气系统被动侧吊钩动刚度分析

以整车坐标系为基准,在整车状态下测试排气系统被动侧吊钩动刚度,在吊钩上布置加速度传感器以采集结构的加速度响应,并使用力锤进行激励,X、Y、Z方向各激励5次,测试信号取平均.测试时的分析频率为512 Hz,频率分辨率为1 Hz.由于1#和2#吊钩对称分布,仅取1#吊钩进行试验,测试结果见图1(a),其中OA-level为标准线,Km为等效动刚度(其值与对应曲线的积分面积成反比),FRF为频率响应函数.

后端的部分,如图2所示,包括连接法兰、连接管道、波纹管、前催化器、后催化器、前消音器、后消音器等.

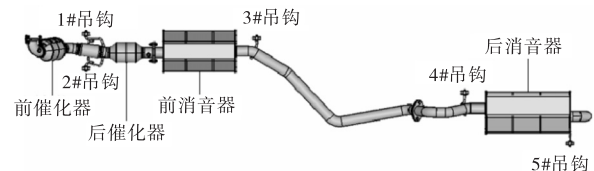


图2 排气系统几何模型

Fig. 2 Geometry model of the exhaust system

对于排气系统的管壁零件,使用二维SHELL单元进行网格划分,尺寸为5 mm,共计113 050个;吊钩使用二阶四面体单元进行模拟,共计25 968个;法兰之间的螺栓连接使用RBE2单元代替,焊点使用

CWELD 单元进行模拟; 催化器由于结构材料复杂, 使用 mass 单元进行模拟, 并赋予其集中质量、转动惯量等信息; 波纹管使用 CBUSH 弹簧单元代替, 有限元模型如图 3 所示。



图 3 排气系统有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the exhaust system

在有限元模型中, 法兰的材料为铸铁, 其余部件的材料均为钢, 材料参数见表 1。

表 1 材料参数表

Tab. 1 Material parameter table

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )
铸铁	200 000	0.3	7 200
钢	210 000	0.3	7 850

## 2.2 计算模态分析

排气系统的模态分析在无约束状态下进行, 其多自由度无阻尼自由振动系统微分方程<sup>[6]</sup>为

$$M_e U_e + K_e U_e = 0 \quad (1)$$

式中:  $K_e$ 、 $M_e$  分别为质量矩阵和刚度矩阵;  $U_e$  为系统的位移响应向量。由式(1)可解得振动系统的固有频率和振型。根据振动理论可知, 系统的自由振动可以分解为一系列简谐振动的叠加, 因此令

$$U_e = \alpha \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

式中:  $\alpha$  为各点的振动幅值向量;  $\omega$  为振型对应的圆频率;  $\varphi$  为相位角, 代入式(1)得

$$(K_e - \omega^2 M_e) \alpha = 0 \quad (3)$$

当系统发生自由振动时, 必然存在位移, 故式(3)存在非零解, 系数行列式应等于零, 即

$$|K_e - \omega^2 M_e| = 0 \quad (4)$$

若该系统为  $n$  阶振动系统, 则可求解式(4)得到  $n$  个特征值(频率)及特征向量(振型)。

排气系统的振动频率与发动机的激励频率密切相关, 式(5)所示为发动机激励频率的计算公式。

$$f = 2kn/60T \quad (5)$$

式中:  $k$  代表气缸数;  $n$  代表转速;  $T$  代表冲程数。本文研究的 SUV 发动机为四缸四冲程汽油机, 极限转速范围 6 000 r/min, 由式(5)可计算出发动机频率为 200 Hz, 所以对排气系统而言只需计算其 200 Hz 以内的模态。利用 Lanczos 算法提取结构模态, 由于刚体模态频率极小, 在排气系统振动特性分析中往往只

考虑弹性体模态, 其计算分析结果见表 2。

表 2 计算模态

Tab. 2 Computational modal

阶次	频率/Hz	振型
1 阶	14.3	Z 向一阶弯曲
2 阶	15.3	Y 向一阶弯曲
3 阶	37.1	前半部分 Y 向一阶弯曲, 后半部分 Z 向一阶弯曲
4 阶	47.5	Y 向二阶弯曲
5 阶	50.9	前半部分 Z 向一阶弯曲, 后半部分 Y 向一阶弯曲
6 阶	74.6	绕 X 二阶扭转

## 2.3 试验模态验证

为保证后续分析及优化工作准确可靠, 本文对该混动 SUV 排气系统进行了试验模态分析。采用多点激振、多点响应的方法进行自由状态下排气系统模态试验, 使用 LMS 测试系统对模态参数进行识别。计算模态与试验模态结果的对比见表 3。

表 3 计算模态与试验模态对比

Tab. 3 Contrast of computational modal and test modal

阶次	计算模态/Hz	试验模态/Hz	误差/%
1	14.3	15.1	-2.6
2	15.3	—	—
3	37.1	38.4	-3.4
4	47.5	48.7	-2.5
5	50.9	—	—
6	74.6	71.9	+3.8

注: “—” 表示试验时模态识别没有得出结果。

根据表 3 可知, 计算模态与可测得的试验模态误差绝对值均低于 5%, 说明有限元计算模型可靠, 可以用于后续研究。

## 3 吊钩位置分析及优化

发动机的激励会通过排气系统侧吊钩、吊耳、车身侧吊钩传递到车身, 如果吊钩位置不合理, 处于振幅较大的位置, 那么将会有更多能量传递到车身, 从而影响整车的 NVH 性能, 进而影响乘坐的舒适性<sup>[7]</sup>。出于工程需要, 吊钩应该布置于振幅较小的位置, 但是同一位置在不同模态下的振幅不同, 使用平均驱动自由度位移法<sup>[8-9]</sup>可以很好解决这一问题。

### 3.1 吊钩位置分析

由于波纹管为柔性部件, 在仿真中简化为弹簧阻尼单元, 简化后该排气系统的长度为 3 509 mm, 吊钩位于波纹管之后的 460 ~ 3 509 mm 范围内。在该范围的排气系统上以 5 mm 为间隔选点 610 个, 计算得出该 SUV 排气系统 0 ~ 200 Hz 内的 Z 向 ADDOFD 曲线如图 4 所示。

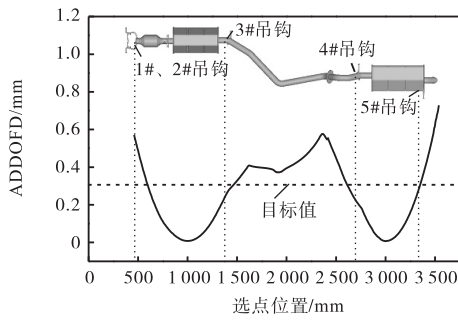


图4 优化前吊钩的Z向ADDOFD曲线

Fig. 4 ADDOFD curve in Z direction of the hanger without optimization

根据工程经验,合理吊钩位置的 ADDOFD 数值应低于 0.3 mm,并尽可能靠近曲线波谷位置.分析图 4 可知,1#、2#吊钩 ADDOFD 值为 0.58 mm,远不达标;3#、4#、5#吊钩 ADDOFD 值分别为 0.23、0.21、0.29 mm,达到目标值.

### 3.2 吊钩位置优化

综合考虑吊钩 ADDOFD 值、排气系统静力平衡以及底盘空间布置等因素,对 1#、2#吊钩位置进行优化.最终,改变 1#、2#吊钩结构,并且向 X 方向(整车坐标系)移动 340 mm,使之分别位于主消音器前端两侧,如图 5 所示,优化后 1#、2#吊钩的 Z 向 ADDOFD 值为 0.12 mm,满足目标要求.

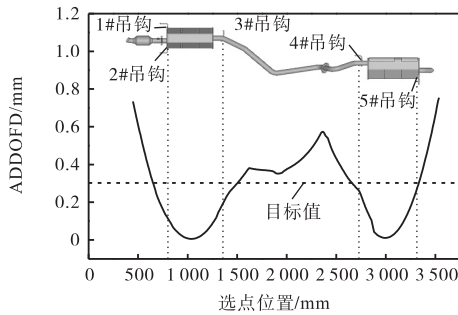


图5 优化后吊钩的Z向ADDOFD曲线

Fig. 5 ADDOFD curve in Z direction of the optimized hanger

## 4 优化方案验证

该混动 SUV 发动机经济转速为 2 800 ~ 3 200 r/min,这个转速区间为该发动机最常用的转速,由式(5)可知,其对应的发动机激励频率范围为 93 ~ 107 Hz.优化后的吊钩位置是否合理,需要进行如下判断:排气吊钩主动侧模态频率是否达到目标值;排气系统约束模态的固有频率以及频率响应峰值

频率是否避开了发动机常用转速的激励频率<sup>[10]</sup>.本文据此对优化后的排气系统进行验证.

### 4.1 吊钩主动侧模态分析

在进行吊钩位置优化后,为保证吊钩几何设计满足振动特性的要求,需要对其主动侧的模态进行分析,对模态频率不达标的吊钩进行优化.分析时要将吊钩与排气管道、消音器连接处左右两侧截断,并约束六个自由度.模态频率结果如图 6 所示.

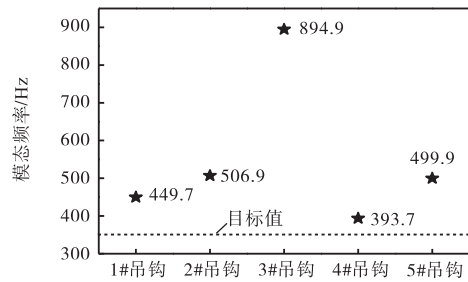


图6 优化后吊钩的主动侧模态频率

Fig. 6 Active side modal frequency of the optimized hanger

分析图 6 可知,5 个吊钩的模态频率均大于目标值 350 Hz(该值为在整车开发过程中参考对标车型及竞品车数据库的相关参数并根据工程实践经验确定的),方案可行.

### 4.2 排气系统约束模态分析

在进行约束模态分析时,对吊耳使用具有三向刚度的阻尼弹簧单元进行模拟,其刚度值及阻尼值由试验测得,计算得出的约束模态固有频率见表 4.

表 4 约束模态固有频率

Tab. 4 Natural frequency of the constraint modal

阶次	固有频率/Hz	阶次	固有频率/Hz
1	22.4	8	133.9
2	38.1	9	147.0
3	55.6	10	158.9
4	61.1	11	162.6
5	70.1	12	167.2
6	80.4	13	182.9
7	111.7	14	194.2

发动机激励频率范围为 93 ~ 107 Hz,约束模态的频率避开了该范围.为进一步验证方案的可行性,进行频率响应分析.

### 4.3 频率响应分析

本文进行频响分析的激励点位于排气歧管连接法兰的端面处,在 1#、2#吊钩的顶部设置响应点.在激励点施加一频率可变的单位力,两个响应点的频响曲线见图 7.

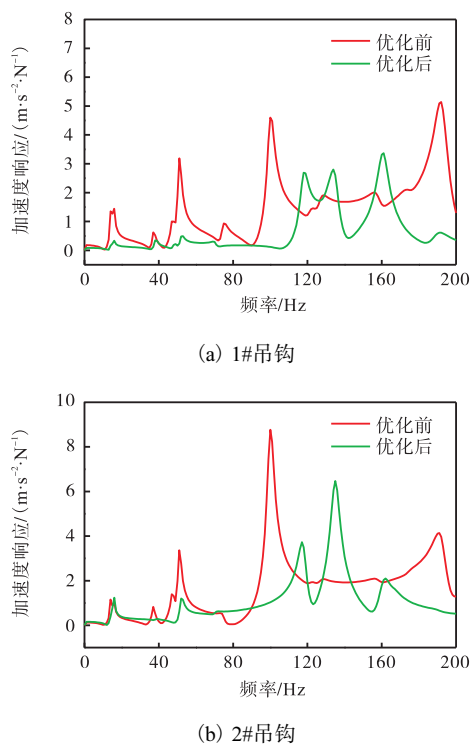


图7 1#吊钩和2#吊钩的频率响应曲线

Fig. 7 Frequency response curve of 1# and 2# hangers

分析图7可知:优化后1#吊钩频率响应峰值频率在120、130、160 Hz附近,加速度响应明显低于优化前,且在发动机常用转速激励频率93~107 Hz范围内振幅较低,说明优化方案可行.优化前2#吊钩在100 Hz附近存在峰值且响应较大;优化后2#吊钩的频率响应峰值频率在118、125 Hz附近,且响应明显降低,93~107 Hz范围内振幅明显减小,说明优化后2#吊钩位置合理.

## 5 结 语

本文研究了某插电式混合动力SUV排气系统的振动传递问题,对该排气系统吊钩进行了动刚度测试试验,结果均大于1000 N/mm,表明吊钩本体的振动不会对车身产生较大影响.在验证有限元模型可靠的基础上,使用平均驱动自由度位移(ADDOFD)法对1#、2#吊钩位置进行优化,改变其结构并向X方向

移动340 mm,使之分别位于主消音器前端两侧.对优化后的模型进行吊钩主动侧模态分析,其模态频率均高于目标值350 Hz;对优化后排气系统进行约束模态及频率响应分析,其固有频率及峰值频率均避开了发动机常用转速激励频率范围93~107 Hz.

## 参考文献:

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005: 236-263.
- [2] 刘名, 翁建生. 排气系统振动分析和悬挂点位置优化[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(5): 95-97.
- [3] Noorazizi M S, Aminudin B A, Faraziah H. Technique for hanger location of vehicle exhaust system using finite element method[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 663: 485-489.
- [4] 廖芳, 高卫民, 顾彦, 等. 基于振动传递函数的排气系统悬挂点位置优化[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2012, 40(6): 926-931.
- [5] Moe A L, Nyein O, Abu A B. Numerical analysis of vehicle exhaust system to determine hanger location using root mean square value[J]. Mjic, 2015, 10: 6209-6213.
- [6] Hung Y Y, Hung S Y, Huang Y H, et al. Hybrid holographic-numerical method for modal analysis of complex structures[J]. Optics & Laser Technology, 2010, 42(1): 237-242.
- [7] 田育耕, 刘江华, 王岩松, 等. 汽车排气系统振动模态分析及悬挂点优化[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2009, 28(6): 995-998.
- [8] Gaonkar C D. Modal analysis of exhaust system to optimize mounting hanger location[J]. International Journal of Engineering & Technical Research, 2015, 4(3): 24-29.
- [9] Zhao H, Yan G U. Optimization of vehicle exhaust system hanger location[J]. Computer Aided Engineering, 2006, 15(s1): 230-231.
- [10] 何存良, 冯金芝, 姚建明, 等. 某汽车排气系统吊钩位置优化及强度分析[J]. 内燃机工程, 2016, 37(5): 199-204.

责任编辑: 常涛, 郎婧