

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2105697

汽车排气系统动态特性仿真及实验验证*

方彦奎 李长玉

(华南理工大学广州学院 汽车与交通工程学院 广州 510800)

摘要: 为了分析汽车排气系统全转速范围(0~6 000 r/min)的动态特性,设计动态特性实验台架,建立排气系统有限元数值模型。通过仿真及实验,得到对应转速频率范围内的排气系统约束边界条件下固有频率和振型。仿真与实验结果的固有频率误差小于10%,振型基本一致,说明动态特性分析有限元数值模型建立准确。然后,建立包含动力总成有限元数值模型计算动力总成启动至怠速稳定运转,排气系统传递至车身的动态力,对比理论计算的动态力激励频率与系统固有频率。结果表明,动力总成启动至怠速后,吊耳向车身传递的动态力小于5 N,系统固有频率与动力总成激励频率错开,避免共振,满足设计要求。

关键词: 排气系统;模态实验;动态特性分析;吊耳动态力

中图分类号: U463.5 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.1520

Simulation and experimental verification of dynamic characteristics of automobile exhaust system

Fang Yankui Li Changyu

(College of Automotive and Traffic Engineering, Guangzhou College of South China University of Technology, Guangzhou 510800, China)

Abstract: In order to analyze the dynamic characteristics of the exhaust system in the whole speed range (0~6 000 r/min), a dynamic characteristics test-bed was designed and a finite element numerical model of the exhaust system was established. Through simulation and experiment, the natural frequency and mode shape of exhaust system in the corresponding speed and frequency range are obtained. The natural frequency error of simulation and experiment results is less than 10%, and the vibration mode is basically the same, which shows that the finite element model of dynamic characteristic analysis is accurate. Then, the finite element numerical model including the power train is established to calculate the dynamic force of the power train from starting to idling and stable operation, and the exhaust system to the vehicle body. The results show that after the power train starts to idle, the dynamic force transmitted by the rubber hanger to the body is less than 5 N, and the natural frequency of the system is staggered with the power train excitation frequency to avoid resonance and meet the design requirements.

Keywords: exhaust system; modal experiment; dynamic characteristics analysis; dynamic force of rubber hanger

0 引言

消费者对汽车的舒适性要求越来越高,厂家对汽车的NVH性能越来越重视,而汽车排气系统的振动对汽车的NVH性能影响较大。排气系统通过法兰与动力总成排气歧管连接,通过吊耳悬挂于车架。动力总成的振动会通过排气系统冷端挂钩传递至车身,并最终递给乘客^[1]。排气系统振动对汽车舒适性和结构部件耐久性能影响较大。对排气系统动态特性进行分析,可有效提高汽车的NVH性能^[2]。

目前国内学者对汽车排气系统的动态特性进行深入的研究。王文竹等^[3]建立排气系统有限元模型,通过模态实验验证有限元模型的有效性,悬挂位置优化采用平均驱动自由度法,并进行仿真计算验证。吴杰等^[4]对排气系统进行静、动力学分析以及吊耳位置选择进行评估,使用多目标优化的方法,提高系统的动态特性。战申等^[5]根据自由模态分析的结果评估了挂钩位置的合理性,对挂钩与波纹管位置进行优化,从而避免了排气系统与动力总成产生共振的问题。刘凯等^[6]通过道路实验发现排气系统振动较为明

收稿日期:2021-01-14

*基金项目:广东省特色创新类项目(自然科学)(2020KTSCX204)资助

显,使用平均驱动自由度法进行吊耳位置选择,并提出挂钩位置和刚度优化的方案。詹斌等^[7]采用仿真的方法对获得某客车排气系统动态特性参数,然后采用平均驱动自由度法对悬挂位置进行确定,研究方法对排气系统悬挂点选择提供参考。鲍恩涛等^[8]采用自由模态分析的方法获得系统动态特性参数,通过比对仿真与实验发现系统在动力总成某转速区域发生共振的原因,从而提出系统结构优化方法。

根据现有文献,在排气系统开发前期进行动态特性分析,基本上是采用自由边界条件模型并在经济转速范围(2 000 r/min)以下加以验证,设计模拟排气系统样车边界条件实验系统,进行动力总成全转速范围(0~6 000 r/min)进行验证的较为少见。本文采用 HyperMesh 建立排气系统约束边界条件数值模型进行系统动态特性参数求解。然后,依据排气系统吊耳位置设计实验系统模拟排气系统边界条件,采用 LMS Test. Lab 系统 Impact Testing 模块建立实验模型,获得排气系统固有频率与振型动态特性参数。通过比对,实验与仿真两种方法所得系统各阶固有频率和振型,以证明系统数值模型的有效性。并检验动力总成怠速运转激励频率是否与排气系统固有频率发生耦合。然后利用验证的有限元模型进行吊耳动态力分析,获得排气系统在动力总成启动至怠速运转吊耳传递至车身的动态力大小,并分析是否符合设计标准。

1 排气系统动态特性分析

1.1 动态特性分析理论

振动理论是系统动态特性分析的基础,动态特性分析主要是为了获得系统动态特性参数。通过动态特性分析,能够获得所关心的频率范围内,系统每一阶模态的固有频率及振型,即可得知系统在实际工作过程中受到外界激励时产生的响应特性。通过分析获得系统每一阶动态特性参数,可用于系统结构特性分析及优化。振动系统运动的微分方程为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t) \quad (1)$$

式中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; x 为系统的位移响应; $f(t)$ 为系统的激励力。

据式(1)得无阻尼自由振动的运动微分方程:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

设无阻尼自由振动的解为:

$$x = \phi \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

得特征方程:

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (4)$$

将固有频率 ω_i 代入式(4),可得一组振幅向量为 φ 的相对值,用 ϕ_i 表示。 ϕ_i 即为 ω_i 的特征向量,也是系统的第 i 阶模态振型。 ϕ_i 描述结构的各离散质量在该固有频率下的振动形态,即各物理坐标上振幅的相对比值^[9]。

1.2 有限元模型建立

采用 HyperMesh 有限元软件对排气系统进行几何清

理,去除倒角、小孔等非必要特征,进行网格划分。排气系统约束边界条件有限数值模型,如图 1 所示。法兰采用 Solid 单元,管道、消声器及三元催化器外壳内板采用 Shell 单元进行模拟,使用 Rbe2 单元进行模型连接装配,将所有零件赋予相应的材料及属性,将排气系统与动力总成连接法兰螺栓孔、吊耳与车身连接端对地完全约束,加载动态特性求解载荷(EIGRL)及约束(SPC),设置载荷步(Load Step)等。

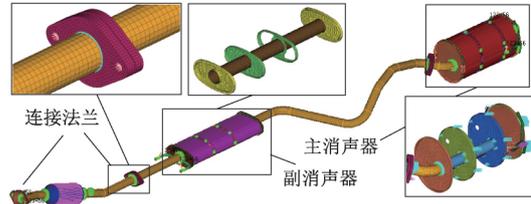


图 1 约束边界条件有限数值模型(内部局部放大)

2 约束边界条件动态特性实验

2.1 实验系统的建立

在排气系统开发前期因无法在配套车型上进行实验,首先定制两个钢架,并根据排气系统挂钩的位置,在钢架上焊接相应的挂钩用于悬挂排气系统,前法兰与钢管连接,并将钢管,钢架使用膨胀螺栓与地面连接。为了不遗漏排气系统动态特性参数,测点布置应均匀合理,以确保实验数据可靠,在排气系统上每 10 cm 均匀布置一个实验点,共布置 27 个实验点^[10]。本次实验采用 5 个三向加速度传感器,安装时应保证传感器 x 、 y 、 z 3 个方向与车辆坐标系平行。传感器安装方法,建立动态特性实验系统^[11],如图 2 所示。

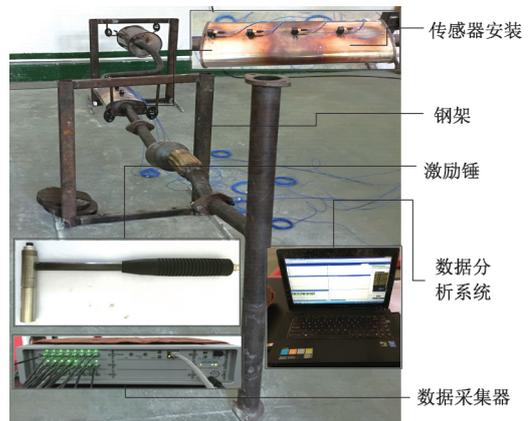


图 2 动态特性实验系统

2.2 参数拾取

排气系统约束边界动态特性各阶固有频率和振型参数拾取采用 Ploymax 算法,分别获得约束边界条件频响函数及相位,如图 3 所示,稳态图如图 4 所示。在稳态图中识别排气系统 0~200 Hz 各阶固有频率数值,如表 1 第 2 列所示,第 1 列为仿真计算结果。

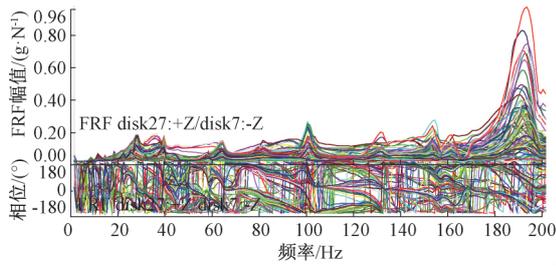


图3 模态实验频响函数

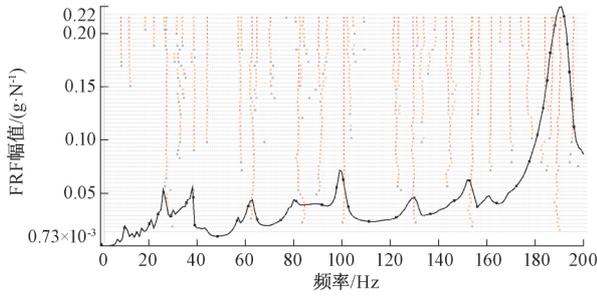


图4 模态实验稳态图

表1 仿真与实验结果对比

阶次	计算值/ Hz	实验值/ Hz	绝对差值/ Hz	误差/ %
1	6.85	7.03	0.18	2.56
2	9.16	9.36	0.20	2.14
3	13.32	13.57	0.25	1.84
4	14.91	14.77	0.14	0.95
5	21.13	21.90	0.77	3.52
6	31.10	29.91	1.19	3.98
7	38.52	37.92	0.60	1.58
8	44.45	42.68	1.77	4.15
9	59.90	56.79	3.11	5.48
10	70.11	65.17	4.94	7.58
11	109.23	100.28	8.95	8.93
12	132.88	129.96	2.92	2.25
13	138.41	152.35	13.94	9.15
14	157.62	160.32	2.70	1.68
15	172.28	188.84	16.56	8.77

3 仿真与实验结果比对

3.1 固有频率比对

排气系统 0~200 Hz 频率范围内,约束边界条件的固有频率采用仿真计算和实验的方法,结果如表 1 所示。通过比较分析,可知第 9、10、11、13、15 阶仿真与实验得到的误差大于 5%,稍微偏大,其他阶次误差均小于 5%。因受台架频率及排气系统与台架连接方式的影响,整体上排气系统仿真与实验获得的误差均小于 10%,在可接受范围

内,说明有限元模型建立准确^[12-14]。根据排气系统悬挂位置设计的动态特性实验系统可运用排气系统前期开发动态特性分析与研究。

3.2 振型比对

为进一步验证排气系统有限元约束模型与实际模型的吻合程度,对仿真与实验所得各阶振型进行比对。仿真和实验所得的排气系统约束模态振型,如图 5~19 所示。图 5~19(a)为仿真振型,线框图为初始位置,彩色图为最大变形位置。图 5~19(b)为实验振型图,粗点线图为最大变形位置,细点线图为初始位置。

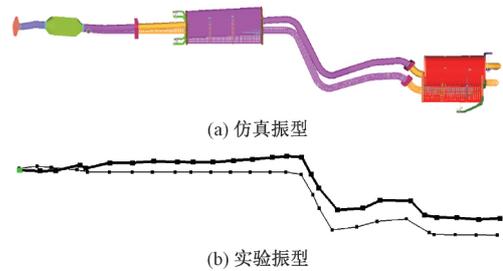


图5 第1阶仿真与实验振型

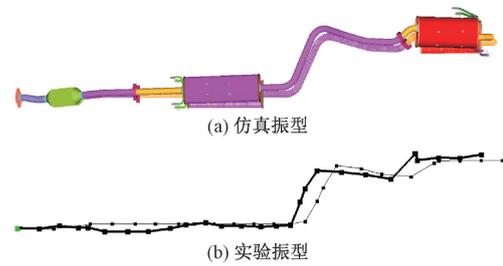


图6 第2阶仿真与实验振型

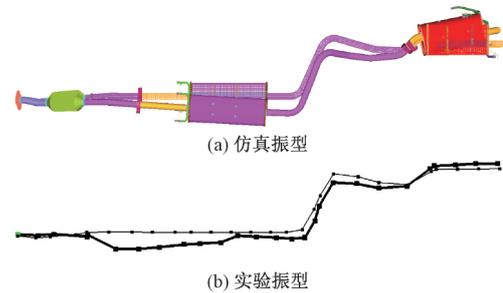


图7 第3阶仿真与实验振型

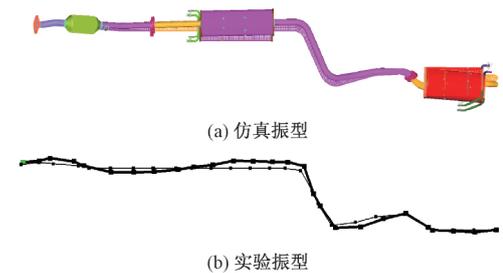


图8 第4阶仿真与实验振型

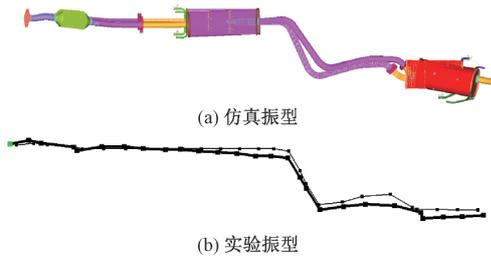


图 9 第 5 阶仿真与实验振型

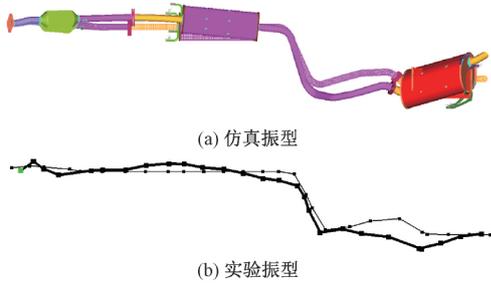


图 10 第 6 阶仿真与实验振型

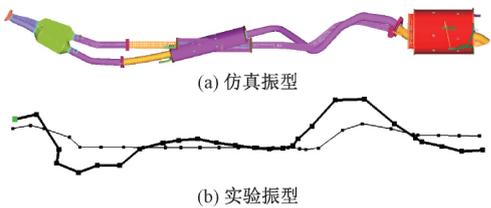


图 11 第 7 阶仿真与实验振型

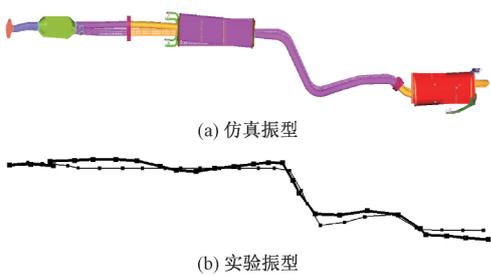


图 12 第 8 阶仿真与实验振型

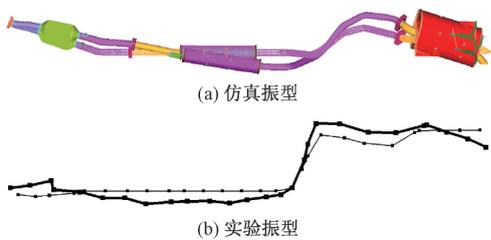


图 13 第 9 阶仿真与实验振型

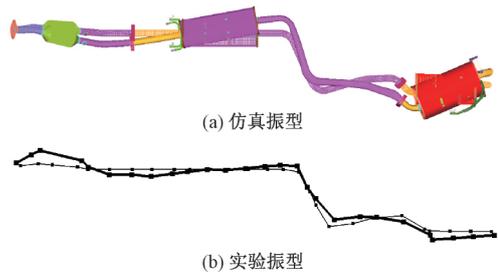


图 14 第 10 阶仿真与实验振型

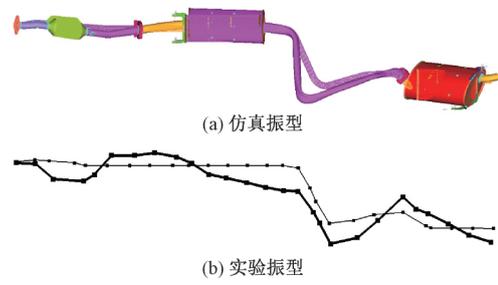


图 15 第 11 阶仿真与实验振型

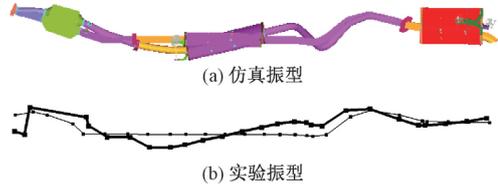


图 16 第 12 阶仿真与实验振型

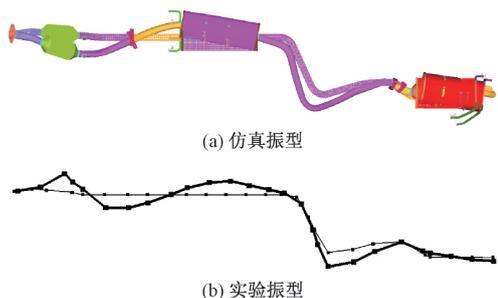


图 17 第 13 阶仿真与实验振型

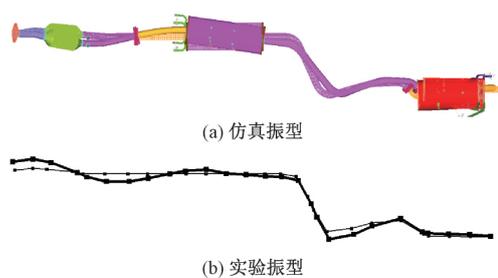


图 18 第 14 阶仿真与实验振型

从第 1、2 振型看,排气系统主要在 XY 平面内平动,第 1 阶从副消声器至主消声器向 Y 轴正方向平动,第 2 阶从副消声器至主消声器向 Y 轴负方向平动,仿真与实验振型

趋势基本一致。

从第 3、4 阶振型看,排气系统振动主要为第 2~3 个连

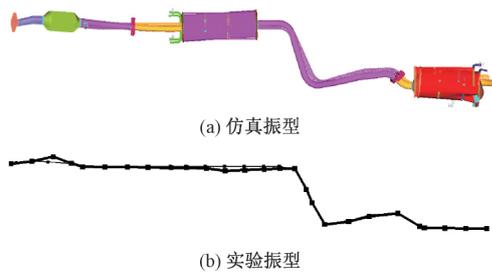


图19 第15阶仿真与实验振型

接法兰及副消声器向Y正方向弯曲,仿真与实验所得振型基本一致。

从第5阶振型上看,排气系统振动为主要XZ平面弯曲,三元催化向z轴正方向弯曲,1、2号吊耳至3、4号吊耳的连接部件均向z轴负方向弯曲。仿真与实验振型趋势基本一致。

从第6、7阶振型看,排气系统主要为XZ平面的绕X轴的扭转运动,副消声器至主消声器扭转幅度较大,仿真与实验振型基本一致。

从第8、9、10阶振型上看,排气系统主要为弯曲。第8、10阶主要在XY平面弯曲运动,且方向相反,第9阶在XZ平面弯曲。仿真与实验振型较为一致。

从第11、12阶振型看,排气系统振动主要为XZ平面的绕X轴的弯曲扭转运动。11阶三元催化器向Z轴正方向弯曲,1、2号吊耳至主消声器为绕X轴的弯扭转。12阶三元催化器至副消声器弯扭幅度较大。

从13、14、15阶振型上看,排气系统振动主要为XY平面内的弯曲运动,13、14阶相对15阶三元催化器、副消声器至第3个连接法兰处的管道,弯曲较大。

比对仿真与实验所得全转速范围(0~6 000 r/min)对应的频率(0~200 Hz)排气系统约束边界条件内的各阶振型基本一致,从而验证了有限元模型与实际物理模型一致,可运用此模型进行动态特性计算与分析,模拟样车悬挂实验方案可行。

4 排气系统动态特性分析

4.1 吊耳动态力分析

为了获得动力总成启动至怠速运转,排气系统通过挂钩传递至车身的动态力,将动力总成等效为CONM2单元,使用RBE2单元连接法兰与动力总成质心连接。采用CBUCH单元模拟动力总成悬置、吊耳参数,如表2所示。建立包含动力总成及悬置有限元模型及吊耳编号,如图20所示。在动力总成质心处施加绕Y轴幅值为100 N·m^[15],频率为0~200 Hz的简谐激励,通过仿真计算获得4个吊耳动力总成启动至怠速传递至车身的动态力,如图21所示。由图21可知,动力总成启动时,频率在13 Hz左右传递至实验达到最大,3号吊耳为90 N左右,动力总成正常启动怠速(频率25~37 Hz)运转后4个吊耳传递至车身的

动态力下降到5 N以下,满足工程设计要求。

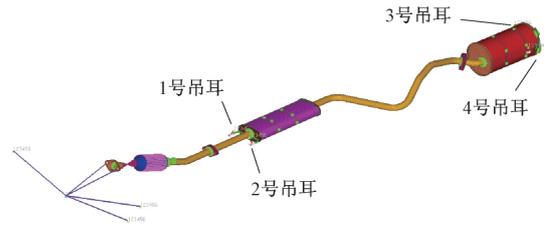


图20 包含动力总成有限元模型

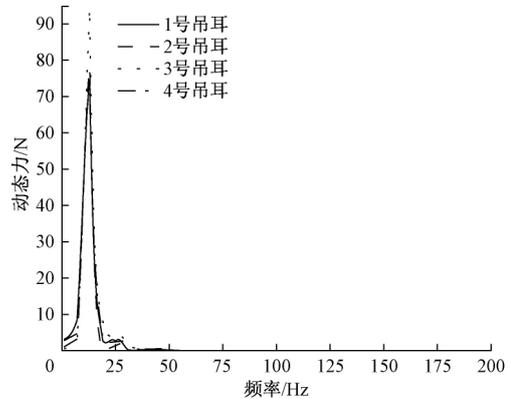


图21 4个吊耳动态力

表2 发动机悬置和吊耳动刚度参数 N/mm

名称	X	Y	Z
左悬置	255	45	100
右悬置	195	195	238
后悬置	285	23	23
吊耳	6	8	15

4.2 动力总成激励共振分析

主要考虑动力总成对排气系统的2阶激励,激励频率可用式(5)计算^[16]。

$$f = \frac{N \cdot i}{60\tau} \text{ (Hz)} \quad (5)$$

式中:N为转速(r/min);i为缸数;τ为冲程系数,二冲程τ=1,四冲程τ=2。

根据参加数据,动力总成怠速(750~800 r/min),由式(5)可得动力总成2阶激励频率为25~26.7 Hz,表1第5阶计算频率21.9 Hz,通过比对发现均与动力总成怠速激励频率错开3 Hz以上,从而避免动力总成怠速运转时排气系统与动力总成激励发生共振的现象。

5 结论

本文采用仿真计算与实验的方法进行排气系统动态特性对比分析,并验证所建有限元数值模型的准确性,后进行动力总成启动至怠速运转排气系统传递至车上的动态力计算,得到以下结论:仿真计算与实验所得排气系统约束边界条件各阶固有频率相对误差小于10%,全转速频率(0~

200 Hz)范围内 1~15 阶振型基本一致,说明有限模型建立准确;根据悬挂位置设计模拟排气系统实车边界条件进行动态特性参数拾取实验方法可行,可用于排气系统前期开发动态特性分析,可缩短开发周期;动力总成启动至怠速稳定运转后 4 个吊耳传递至车身的动态力低于 10 N,满足工程设计需求;排气系统固有频率与动力总成怠速激励频率错开 3 Hz,不会发生共振,系统结构性能可靠。未来,可进行排气系统装车测试,测试发动机启动至怠速运转后排气系统通过吊耳传递至车身的动态力,以进一步验证计算结果、评价排气系统的 NVH 性能。

参考文献

- [1] 王军,邓兆祥.基于层次分析法的排气系统悬挂点位置优化[J].科学技术与工程,2016(25):149-156.
- [2] 张慧芳,石岩,范永恒,等.某 SUV 排气系统振动引起车内低频轰鸣问题研究[J].汽车技术,2015(5):32-34.
- [3] 王文竹,刘刚,程勉宏,等.某汽车排气系统悬挂点位置的确定与振动分析[J].科学技术与工程,2015(7):254-258.
- [4] 吴杰,胡浩,罗玉涛.汽车排气系统振动和吊耳疲劳性能的稳健优化[J].振动与冲击,2016(23):222-227.
- [5] 战申,宋晓琳,杨迪新,等.汽车排气系统振动分析与优化[J].机械设计,2016(1):16-20.
- [6] 刘凯,林建平,王根,等.客车排气系统振动特性优化及试验验证[J].噪声与振动控制,2014(4):169-173,17.
- [7] 詹斌,马龙山,李振.客车排气系统振动特性分析及悬挂位置优化[J].噪声与振动控制,2015(5):73-76.
- [8] 鲍恩涛,陆益民.某汽车排气系统振动特性[J].噪声与振动控制,2012(5):101-103.
- [9] 陆益民,李书晓,朱峰,等.某汽车排气系统悬挂位置设计[J].机械设计,2014,31(7):105-109.
- [10] 董旭峰.商用车排气系统的振动特性研究[J].内燃机工程,2014(5):30-32.
- [11] 李帅永,夏传强,杨丽丽.不同方向的气体管道泄漏声发射信号模态特性分析[J].仪器仪表学报,2018,39(5):195-204.
- [12] 朱梦,张方,秦远田,等.RV 减速器的模态仿真及实验[J].国外电子测量技术,2017,36(12):5-9.
- [13] 张红,张方,蒋祺,等.RV 减速机关键件及整机固有模态分析[J].电子测量技术,2018,41(21):54-58.
- [14] 王慧丽,杨海忠.基于系统辨识的车辆动力学建模方法[J].仪器仪表学报,2015,36(6):1275-1282.
- [15] 上官文斌,黄志,贺良勇,等.汽车排气系统吊耳刚度优化方法的研究[J].振动与冲击,2010(1):100-102,15.
- [16] 李长玉,章乐一,李细霞,等.某车辆排气系统动态特性计算,测量及分析[J].电子测量与仪器学报,2017,31(4):510-515.

作者简介

方彦奎,工程硕士,实验师,主要研究方向为汽车零部件测试与仿真分析。

E-mail:xiakeno@126.com

李长玉(通信作者),博士,副教授,主要研究方向为振动与噪声控制等。

E-mail:644968790@qq.com