

# 某牵引车驾驶室噪声分析及优化

董福祥<sup>1,2</sup>, 丁保安<sup>1,2</sup>, 张新众<sup>1,2</sup>, 刘春燕<sup>1,2</sup>, 薛厚强<sup>1,2</sup>

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

**摘要:**为解决某牵引车发动机转速为1 600~1 900 r/min时驾驶室轰鸣问题,通过声振测试和有限元仿真对轰鸣现象进行研究,并对噪声传递路径进行优化。结果表明:受空压机2.34阶次进气气体激励影响,进气管振动经进气管软垫传递到驾驶室,进气管振动频率66.41 Hz与驾驶室声腔模态频率68.78 Hz耦合,引起共振,造成驾驶室轰鸣。采用刚度较低的进气管软垫,进气管固有频率由66.4 Hz降为53.0 Hz,避开了驾驶室声腔模态耦合频率,降低进气管传递到驾驶室的振动,改善驾驶室轰鸣问题。

**关键词:**驾驶室;声腔模态;轰鸣噪声;阶次分析;空压机

**中图分类号:**TK421<sup>+</sup>.6

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)03-0079-06

**引用格式:**董福祥,丁保安,张新众,等.某牵引车驾驶室噪声分析及优化[J].内燃机与动力装置,2023,40(3):79-84.

DONG Fuxiang, DING Baoan, ZHANG Xinzhong, et al. Analysis of a tractor's cabin noise and its optimization[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(3): 79-84.

## 0 引言

随着商用车行业的快速发展,对商用车噪声、振动、声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能要求逐渐提高<sup>[1]</sup>。若驾驶室内噪声轰鸣,会使驾驶员感觉不适,导致恶心头晕,加速驾驶疲劳,存在安全问题<sup>[2]</sup>。驾驶室内噪声源主要为发动机噪声、进气噪声、路噪、风噪,通常采用传递路径分析、模态分析、相关性分析、仿真边界法等<sup>[3-5]</sup>研究解决驾驶室轰鸣问题。杨年炯等<sup>[6]</sup>通过在进气管中并联谐振腔,降低了进气噪声和进气管振动,有效改善进气工况下驾驶室内轰鸣。谭延峥等<sup>[7]</sup>设计了一种多腔型的共振消声器消除宽频带噪声,通过有限元软件仿真计算及整车试验验证,结果表明,这种多腔型共振消声器对进气系统降噪效果明显,消声量达到15 dB。丁保安等<sup>[8]</sup>采用声振测试和仿真方法,通过优化传动轴的剩余不平衡量,改善了传动轴激励导致的驾驶室轰鸣问题。杨仕祥等<sup>[9]</sup>利用阶次分析和模态分析,研究发动机振动经悬置软垫传递到驾驶室引起的轰鸣噪声,并基于遗传算法优化动力总成悬置系统,改善驾驶室轰鸣。

本文中针对某牵引车驾驶室轰鸣问题,结合声振测试和有限元仿真计算,从噪声源、传递路径、频率响应等方面进行分析,优化噪声传递路径,有效解决驾驶室轰鸣问题。

## 1 驾驶室轰鸣分析

### 1.1 主观感受

某牵引车装配6缸直列4冲程发动机,进气管位于驾驶室的右后侧,整车怠速转速为600 r/min,最高转速为2 200 r/min。发动机缓升工况(缓慢踩下油门踏板,60 s内发动机转速从600 r/min匀速上升

收稿日期:2023-01-06

第一作者简介:董福祥(1994—),男,山东烟台人,工学硕士,工程师,主要研究方向为整车及发动机NVH, E-mail: dongfuxiang@weichai.com。

到 2 200 r/min)更容易使车辆产生激励异响或异常振动,采用原地缓升速工况主观评价驾驶室轰鸣现象。结果表明:在发动机转速为 1 600~1 900 r/min 时,轰鸣噪声明显,压耳感强烈,副驾驶位置轰鸣比主驾驶位置突出。

## 1.2 噪声测试

在发动机进气口、副驾驶左耳旁和主驾驶右耳旁 3 个测点(记为测点 1、2、3)位置上安装噪声传感器,进行噪声测试,测点位置如图 1 所示。试验设备有数据采集前端、三向加速度传感器、麦克风、麦克风标定器及相应的连接线束。其中,振动传感器灵敏度为 24.5 mV/g( $g$  为自由落体加速度)。



图 1 噪声测点位置

整车原地缓升速工况时,驾驶室测点 2、3 的噪声曲线如图 2 所示。

由图 2 可知:噪声声压级(以 A 计权)在发动机转速为 650~820、1 600~1 900 r/min 时存在较大波动;转速为 1 600~1 900 r/min 时测点 2 处噪声声压级大于测点 3 处。

对测点 2 的振动噪声进行阶次分析,如图 3 所示。由图 3 可知:发动机转速为 650~820 r/min 时,驾驶室内轰鸣噪声受发动机 3.00 阶次激励影响较大,由于该牵引车为 6 缸发动机,3.00 阶次为发动机的燃烧激励;转速为 1 000~1 400、1 600~1 900 r/min 时,驾驶室内轰鸣噪声受发动机 2.34 阶次激励影响较大。由于发动机转速 650~820 r/min 为不常用转速,对驾驶室内噪声影响较小,应重点分析发动机 2.34 阶次激励。

原地缓升速工况时,测点 1、2、3 的噪声频谱图如图 4 所示,由图 4 可知:测点 1、2、3 均在发动机 2.34 阶次和 3.00 阶次的声压级较高,驾驶室在振动频率 67 Hz 左右存在共振;在转速为 1 600~1 900 r/min 时,测点 2 处 2.34 阶次声压级明显高于测点 3。

该发动机采用双缸空压机,空压机气体激励频率

$$f = (n_1/60)n_2k, \quad (1)$$

式中: $n_1$  为发动机转速,r/min; $n_2$  为空压机曲轴相对于发动机曲轴的速比, $n_2 = 1.17$ ;  $k$  为空压机缸数。

根据以上分析可得,2.34 阶次为空压机气体激励。经以上分析可得:发动机转速在 1 600~

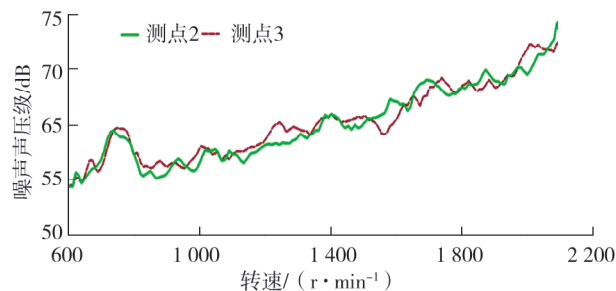


图 2 原地缓升速工况驾驶室测点噪声曲线

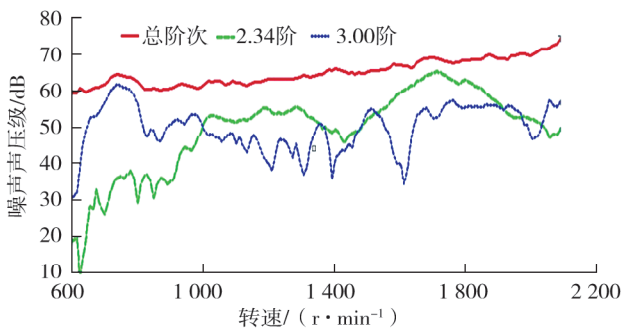


图 3 原地缓升速工况测点 2 噪声曲线阶次分析

1 900 r/min 时,空压机 2.34 阶次激励是驾驶室轰鸣的主要激励源;驾驶室振动频率为 67.74 Hz 时,空压机激励引起共振,导致轰鸣。

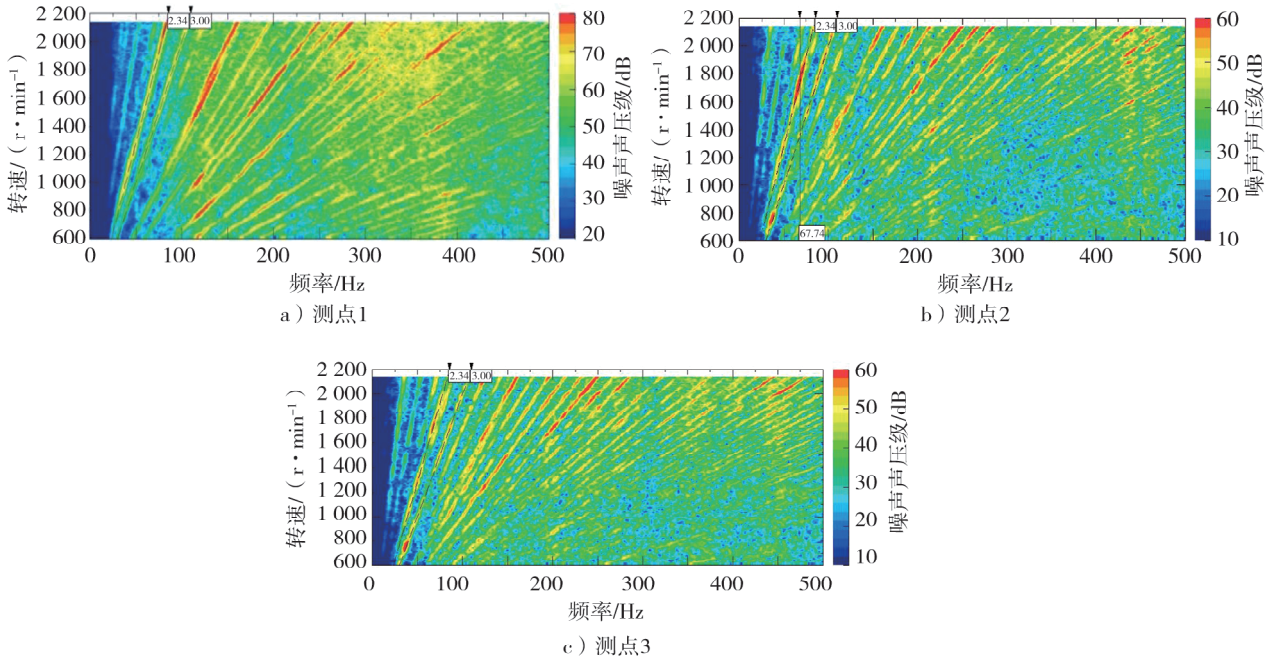


图4 原地缓升速工况各测点的噪声频谱图

## 2 驾驶室声腔模态分析

关闭驾驶室门窗时,驾驶室为一个封闭的空腔,空腔内部封闭空气作为一个弹性体产生声腔模态,该声腔模态存在模态频率和模态形状,以具体的声压分布为特征,当封闭的空气受到压缩时,体积变化,产生阻抗,与车身结构振动模态耦合。当声腔模态在低频耦合响应过大时,在车内产生很高的压力脉动,导致驾驶室轰鸣,引起人体不适,甚至出现头晕、恶心等症状,影响车辆的舒适性。

### 2.1 有限元理论

基于声学理论对声腔模态进行分析时,主要分析声腔的模态振型和模态频率,其中,空气刚度和空气质量是重要输入参数,无阻尼、无外在载荷下,声腔模态波动方程<sup>[10-12]</sup>为:

$$m_a \ddot{p} + K_a p = 0, \tag{2}$$

式中: $m_a$  为流体等效质量矩阵, $K_a$  为流体等效刚度矩阵, $p$  为声腔节点声压向量。

声腔模态波动方程的有限元矩阵特征方程为:

$$(-\omega^2 m_a + K_a) p = 0, \tag{3}$$

式中: $\omega$  为声腔模态频率,Hz。

### 2.2 有限元分析

采用 Hypermesh 软件,导入驾驶室声腔模型,进行有限元分析前处理,并对模型进行网格划分,驾驶室有限元模型如图 5 所示。

结合 LMS Virtual. Lab 软件计算驾驶室各阶声腔模态,第一阶声腔模态频率为 0 Hz,声压无变化;第 2、3、4 阶声腔模态振型如图 6 所示。仿真计算驾驶室 2、3、4 阶声腔模态频率分别为 68.78、85.02、107.32 Hz,驾驶室 2 阶声腔模态频率与驾驶室共振频率(67.74 Hz)接近。



图5 驾驶室有限元模型



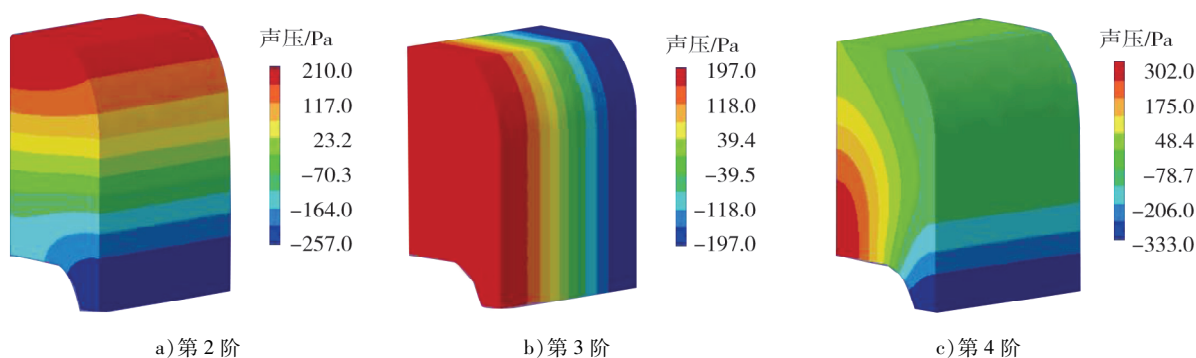


图6 第2、3、4阶声腔模态振型

### 2.3 明确激励源

将10 m的软管连接到空压机的进气口上,引走空压机的进气气体噪声,排除进气管对进气气体噪声辐射的干扰。整车原地缓升速工况时,测点1的噪声频谱图如图7所示,驾驶室测点2引走空压机进气气体噪声前、后的噪声曲线如图8所示。

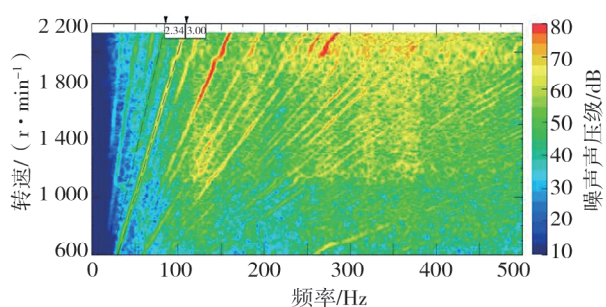


图7 测点1噪声频谱图

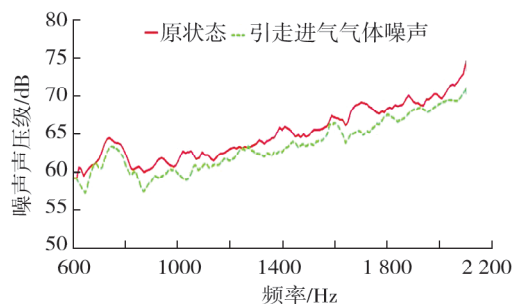


图8 测点2噪声曲线对比

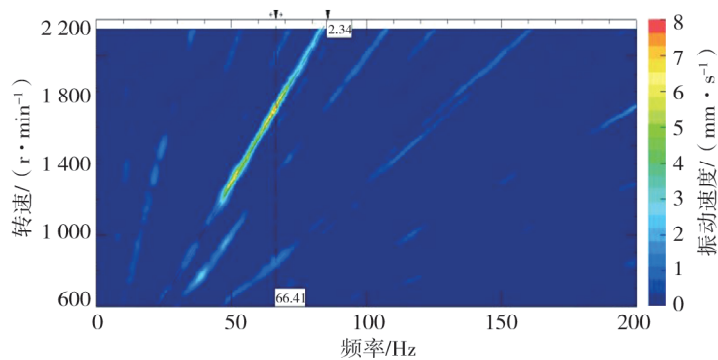
由图7可知,引走空压机进气气体噪声后,测点1噪声频谱图中2.34阶次声压级明显降低,声能量明显减弱。由图8可知,引走空压机进气气体噪声后,在转速1600~1900 r/min时,测点2噪声声压级明显降低,最大可降低5 dB,耳旁噪声明显减小,有效改善驾驶室轰鸣问题。

### 2.4 传递路径排查

振动噪声的传递路径分析可用于识别和评价能量从激励源到某个接收位置的各个结构传播和声传播的传递路径,其包括空气声传递和结构声传递,空气声传递路径为车身的吸声装置和隔声装置,结构声传递通过车身接触点将振动能量传递到车内。排查驾驶室结构声传递路径,在上支架进气管端安装传感器,记为测点4,整车原地缓升速工况时,测点4位置及振动频谱图如图9所示。



a)位置



b)振动频谱图

图9 测点4位置及振动频谱图



由图9可知:进气管受空压机2.34阶次激励影响,进气管振动经软垫传递到驾驶室,发动机转速为1 600~1 900 r/min时,进气管振动频率为66.41 Hz,与驾驶室声腔模态频率68.78 Hz耦合,产生共振。取下进气管与驾驶室间的连接软垫,断开进气管与驾驶室的传递,通过辅助支架保持进气管位置不变,取下连接软垫前、后测点2噪声频谱图和噪声曲线分别如图10、11所示。

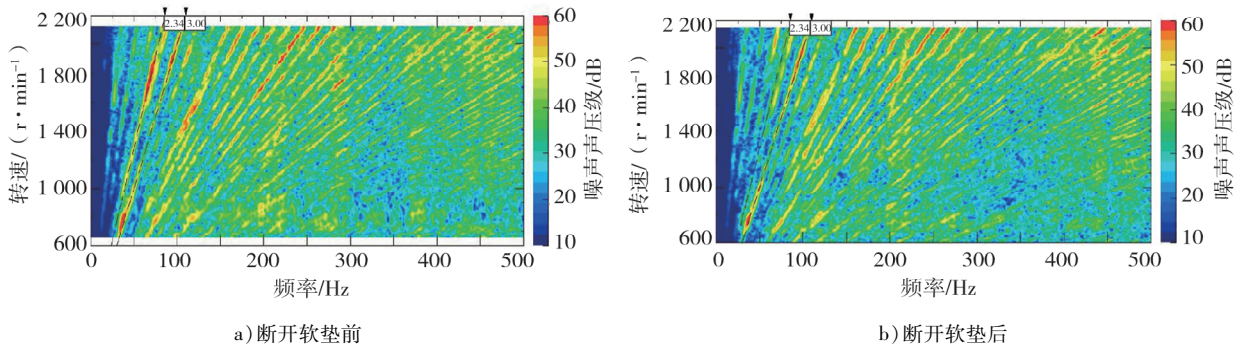


图10 测点2断开连接软垫前、后噪声频谱图

由图10可知:取下软垫后,驾驶室测点2噪声频谱图2.34阶次颜色明显变浅,噪声声压级降低,声能量减小。由图11可知:取下进气管与驾驶室连接软垫后,发动机转速为1 600~1 900 r/min时,测点2噪声声压级明显降低,最大可降低6 dB。

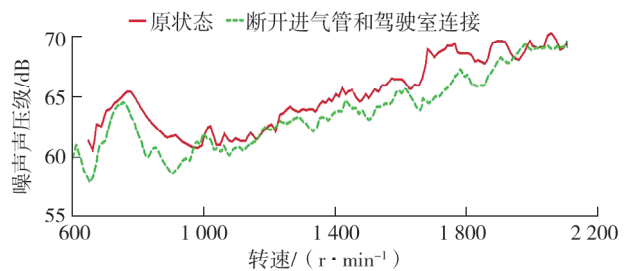


图11 测点2断开软垫前、后噪声曲线

### 3 改善方案验证

经以上分析可知,进气管和进气管软垫将空压机2.34阶次进气气体激励传递到驾驶室时,由于进气管固有频率与驾驶室声腔模态频率耦合,产生共振,导致驾驶室轰鸣。可从以下方面进行优化:1)从激励源出发,优化空压机本体或增加波长管进行降噪,但成本高且周期长;2)从响应频率出发,改变驾驶室结构,优化驾驶室的声腔模态,难度大且成本高;3)从传递路径出发,通过更改进气管约束改变进气管的局部模态,降低进气管振动能量,成本低且效率高。以上3种优化方案都可以有效地解决驾驶室轰鸣问题,基于成本和效率的角度,选用优化传递路径方案<sup>[12]</sup>。更换进气管软垫,降低软垫刚度,采集整车原地缓升速工况下,更换进气管软垫后测点2的噪声频谱图及测点4的振动频谱图如图12所示,更换进气管软垫前、后测点2的噪声曲线如图13所示。

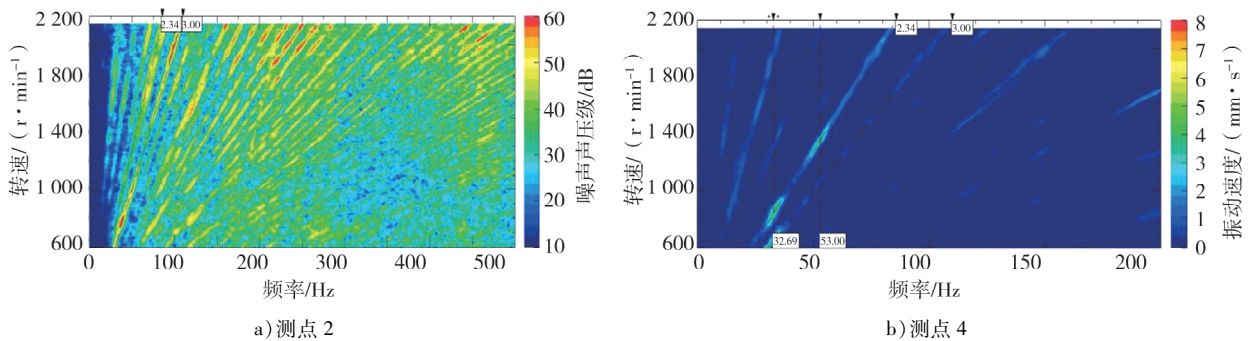


图12 更换进气管软垫后测点2的噪声频谱图及测点4的振动频谱图

由图12可知:采用刚度较低的进气管软垫,进气管固有频率由66.41 Hz降低为53.00 Hz,有效避开

驾驶室声腔模态频率,防止共振发生;软垫刚度降低,提高了软垫的隔振率,减小了进气管传递到驾驶室的振动。

由图 13 可知:更换进气管软垫后,发动机转速为 1 600~1 900 r/min 时,测点 2 噪声声压级最大可降低 6 dB,明显改善驾驶室轰鸣问题。

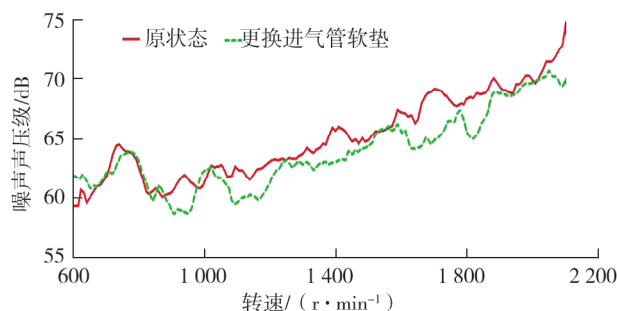


图 13 测点 2 更换进气管软垫前、后的噪声曲线

## 4 结论

1) 针对某牵引车在发动机转速为 1 600~1 900 r/min 时驾驶室轰鸣问题,采用声振测试及有限元仿真,确定进气管受空压机 2.34 阶次进气气体激励作用,产生的振动经进气管软垫传递到驾驶室,在发动机转速为 1 600~1 900 r/min 时,进气管固有频率为 66.41 Hz,与驾驶室的声腔模态频率 68.78 Hz 耦合,产生共振,导致驾驶室轰鸣。

2) 针对异常振动噪声问题,从激励源、传递路径、频率响应 3 个方面进行仿真分析及试验测试,可以高效、准确地确定问题原因。考虑成本和快速解决问题,从传递路径上进行优化,采用低刚度进气管连接软垫,减少进气管传递到驾驶室的振动,噪声声压级最高可降低 6 dB,改善驾驶室轰鸣问题。

### 参考文献:

- [1] 李洪亮,丁渭平,王务林. 汽车噪声控制技术的最新进展与发展趋势[J]. 汽车技术,2007(4):1-4.
- [2] KIM S J, LEE S K. Prediction of interior noise by excitation force of the power-train based on hybrid transfer path analysis [J]. International Journal of Automotive Technology, 2008,9(5):577-583.
- [3] 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,2006:311-312.
- [4] KARL J, PETER G, CHARLES C, et al. A novel transfer path analysis method delivering a fast and accurate noise contribution assessment[C]//Proceedings of SAE Brasil International Noise and Vibration Congress. Santa Catarina, Brazil: SAE International,2010:23707-23716.
- [5] 刘显臣. 汽车 NVH 综合技术[M]. 北京:机械工业出版社,2014:156-163.
- [6] 杨年炯,陈果,石胜文. 某商用车驾驶室轰鸣声控制[J]. 科学技术与工程,2019,19(34):376-381.
- [7] 谭延峰,李舜酩,程春,等. 一种进气消声器设计及其在拖拉机中的应用[J]. 噪声与振动控制,2017,37(3):189-192.
- [8] 丁保安,鄢忠永,李秀山,等. 车内轰鸣现象研究及优化[J]. 内燃机与动力装置,2017,34(6):39-43.
- [9] 杨仕祥,史文库,陈志勇,等. 某商用车轰鸣问题的分析与控制[J]. 汽车工程,2018,40(2):214-220.
- [10] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京:机械工业出版社,2015:201-207.
- [11] 王登峰,李未,陈书明,等. 动力总成振动对整车行驶平顺性的传递路径分析[J]. 吉林大学学报(工学版),2011,41(增刊 2):92-97.
- [12] 颜伏伍,郑灏,卢焯华,等. 微型客车轰鸣噪声源的识别与控制[J]. 汽车工程,2015,37(4):446-450.

## Analysis of a tractor's cabin noise and its optimization

DONG Fuxiang<sup>1,2</sup>, DING Baoan<sup>1,2</sup>, ZHANG Xinzong<sup>1,2</sup>,  
LIU Chunyan<sup>1,2</sup>, XUE Houqiang<sup>1,2</sup>

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** In order to solve the problem of cabin roaring when the engine speed of a certain tractor is 1 600~

(下转第 89 页)