



振动谱与 ODS 分析在内燃机车降噪研究中的应用

伍川辉, 周 灿, 靳 行
(西南交通大学机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘 要: 为解决某地铁调度用的内燃机车司机室噪声过大的问题, 设计噪声与振动测试系统进行研究。通过振动谱与工作变形分析 (operational deflection shape, ODS) 技术定位到司机室结构噪声重要声源, 并结合声频谱筛选出空气噪声能量聚集的重要频带。试验结果表明, 对结构噪声的改造使司机室在发动机转速 2 100 r/min 时噪声平均下降 4 dB(A), 联合空气声改造后司机室综合降噪效果为 10.5 dB(A)。结构噪声改造后的降噪效果证实用振动分析来确定结构噪声源的可靠性, 在此基础上辅以空气声降噪可以达到良好的综合降噪效果。现场测试中应用该降噪思路以较少的分析时间和成本, 带来较好降噪效果。

关键词: 内燃机车; 降噪; 谱分析; 工作变形分析

中图分类号: U262.0

文献标志码: A

文章编号: 1674-5124(2019)06-0131-07

Vibration spectrum and ODS for studying noise reduction of diesel railcar

WU Chuanhui, ZHOU Can, JIN Hang

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: In order to reduce the noise level in cab of the diesel railcar, an experiment was designed to test and study the noise and vibration inside the vehicle. Vibration spectrum and operational deflection shape were applied to locate the source of structural noise inside the cab, and noise spectrum was applied to find those key frequency band where air-borne sound energy was gathered. The test results showed that the noise inside the cab was reduced of 4 dB(A) average by reforming of the structural noise at the engine speed of 2 100 r/min, and 10.5 dB(A) after a joint reconstruction with weakening the air-borne sound. The effect of noise reduction from structural noise reconstruction confirmed that it was reliable to apply vibration analysis to find the source of structural noise. And then with the addition of air-borne noise reduction good effect was resulted. In field test, this thought of noise reduction spent little time and cost and achieved a good result.

Keywords: diesel railcar; noise reduction; spectrum analysis; ODS

0 引 言

内燃机车持续不断的高强度噪声会给司机身体

带来疲劳感, 并压迫听觉神经而造成身体器官损伤^[1-2], 因此降低内燃机车的车内噪声需求迫切。

收稿日期: 2018-01-03; 收到修改稿日期: 2018-03-18

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51475387)

作者简介: 伍川辉 (1964-), 男, 湖南长沙市人, 副教授, 硕士, 研究方向为检测技术, 故障诊断。

刘金伟^[3]利用 Hypermesh 对内燃机车几何模型进行网格划分,然后在 LMS Virtual.Lab 里面进行声场响应仿真分析,有效地对噪声进行了预测;陈吉超^[4]等利用 VA-One 对某型号内燃机车进行了统计能量分析,提出降噪方案,并试验验证了降噪方案的有效性。有限元、边界元以及统计能量分析是比较主流的噪声预测方法,可以在设计阶段为降噪提供有效的指导。但实际上,内燃机车在装配完成后依然可能出现噪声偏大的问题,这些问题在设计和仿真阶段无法得到细致模拟,也没有一套系统的方法适合该情形下故障诊断。

针对装配完成的内燃机车降噪问题,本文以某型号地铁调车为研究对象,该车为由柴油机驱动的内燃机车,型式试验中司机室噪声平均值超标准值约 12 dB(A),该车已在关键设备和部分结构处做了一些减振降噪的处理,但车辆总装完成后主动力室端司机室的噪声仍超标严重。基于此,本文设计噪声与振动试验对车辆进行研究,通过振动谱和 ODS 技术定位结构噪声源,提出改造方案,并针对重点空气噪声频段提出隔声与吸声的措施,经实验验证二者的综合降噪效果良好。

1 试验设计

1.1 诊断试验

本文诊断试验为静态试验,按照发动机转速设计 6 个工况,分别为 750, 1 000, 1 200, 1 500, 1 800, 2 100 r/min。噪声测点共 16 个,在车内布置情况如图 1 所示。

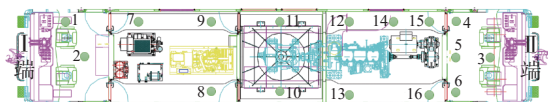


图 1 噪声测点布置

测点 1~6 在两端司机室,距地板 1.5 m 高;测点 7~16 在动力室,距地板 0.5 m 高。靠近 I 端的动力室为辅动力室,有 7~9 共 3 个测点。其中测点 7 在空压机旁,测点 8 和 9 分布在柴油机辅助设备两侧。靠近 II 端的动力室是主动力室,有 12~16 共 5 个测点。测点 12 和 13 分布在柴油机两侧,测点 15 和 16 分布在变速箱两侧,测点 14 在测点 12 与 15 之间,靠近牵引电机。测点 10 和 11 在冷却室,其中测点 10 在排气口一侧。

振动测点共 23 个,其中 21 个测点分布在车体结构上,2 个测点在设备上。测点 1~13 位于车体底

板结构上;测点 14~21 分布在两端司机室墙壁的 4 个角落,括号内的测点为隔壁下方测点;测点 22 在变速箱盖上,测点 23 在柴油机机盖上。在测量车体底板结构的测点时,取下地板上的盖板,将传感器置于盖板下与车体联结的刚性结构上,这样测得的数据能够较真实地反映结构的振动响应。所有振动测点的平面位置如图 2 所示。

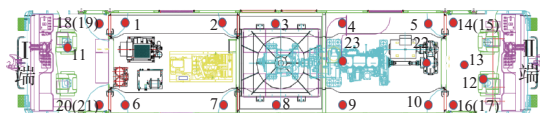


图 2 振动测点布置

噪声测试采用 B&K 的 4189 型传声器和 BBM 声学分析仪器,保证了噪声测试的精度。振动测试采用朗斯的 ZW9611A 加速度传感器和团队自开发的信号放大器与采集卡^[5]采集。

1.2 验证性试验

验证性试验测点为诊断试验中主动力室和 II 端司机室的相关测点。试验共分为两次,第一次是在对原车结构噪声源改造后,验证其效果。第二次是在第一次基础上添加隔声与吸声的措施,验证二者的综合效果。

2 声学分析

2.1 声压级分布情况

根据 ISO 3095-2013 的定义,A 计权等效连续声压级公式为

$$L_{pAeq,T} = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T \frac{P_A^2(t)}{P_0^2} dt \right) \quad (1)$$

本测试中,故障出现在图中 II 端司机室,表 1

表 1 诊断试验相关噪声测点的声压级 dB(A)

测点	工况/(r·min ⁻¹)					
	750	1 000	1 200	1 500	1 800	2 100
3	77.0	75.7	77.0	82.5	86.0	89.4
4	79.1	78.4	80.1	83.2	87.6	92.0
5	78.4	76.1	77.7	82.0	85.4	90.4
6	78.6	77.3	78.5	83.0	87.3	90.9
12	101.1	101.2	102.2	106.7	109.1	113.6
13	101.2	100.8	102.2	105.7	109.4	113.6
14	101.8	101.7	103.2	106.3	109.8	113.5
15	100.8	100.6	102.3	107.5	109.1	113.4
16	101.0	101.0	102.0	105.8	109.3	113.0

列出了诊断试验中主动力室和Ⅱ端司机室的噪声测点声压级。

在 ISO 标准中, 有轨车辆车内司机室噪声的限值为 78 dB(A)。由表中数据可以看到, 当发动机转速高于 1 200 r/min 时, Ⅱ端司机室内测点 3、4、5、6 的噪声均不达标。测点 4、5、6 均匀地分布在Ⅱ端司机室间壁后, 但测点 4 的噪声值一般比测点 5、6 略大, 推断噪声源离测点 4 更近。在发动机转速 2 100 r/min 时, 司机室各测点的平均噪声超出了限值约 12.6 dB(A)。主动力室测点的噪声值在同一工况下的声压级非常接近, 初步判定在主动力室这个密闭的空间内, 形成了混响场。

2.2 频谱分析

对主动力室的测点 12~16 作频谱分析, 选取 750 r/min 和 2 100 r/min 下的频谱, 如图 3 所示。

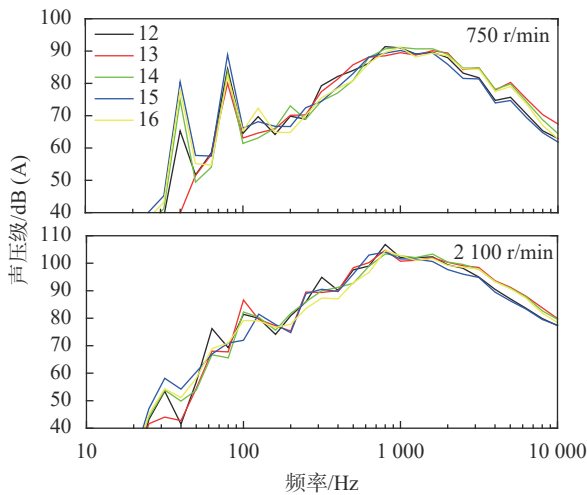


图 3 750 r/min 和 2 100 r/min 下的动力室噪声测点频谱

各测点位置不同, 但趋于同一谱结构, 证实主动力室存在混响场的推断。混响效应随着转速的增大而增强, 可以看到 2 100 r/min 时, 各测点的谱值极其相似, 变为宽带随机信号。混响场内测点的频谱有着很强的一致性, 很难定位声源位置。

图 4 为测点 4 在不同工况下的频谱。转速对谱结构的影响不大, 这说明司机室的隔声频带设计是较好的。100 Hz 以下的峰值位置一般与转速存在对应关系, 由于该车的 CAT C18 发动机是 6 缸 4 冲程, 根据其所在频率位置, 推断是发动机排气噪声^[6-7]。此外, 图中约在 125 Hz、200 Hz、630 Hz、2 000 Hz 这 4 处频率附近, 谱峰位置基本没有随转速变化, 这说明谱峰代表的不是发动机或传动机构噪声, 需

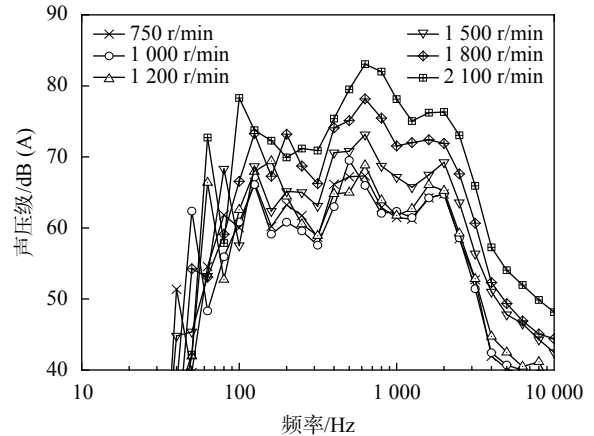


图 4 诊断实验噪声测点 4 在各工况下的频谱

要进一步分析来找到这些谱峰的关联因素。

3 振动分析

3.1 频谱分析

离噪声测点 4 最近的振动测点为司机室底板振动测点 13 和间壁振动测点 14。图 5 为底板上振动测点 13 的频谱, 在 125 Hz 处有明显峰值, 且位置不随转速变化, 这说明 125 Hz 的振动是测点 4 在 125 Hz 噪声的直接源头之一。

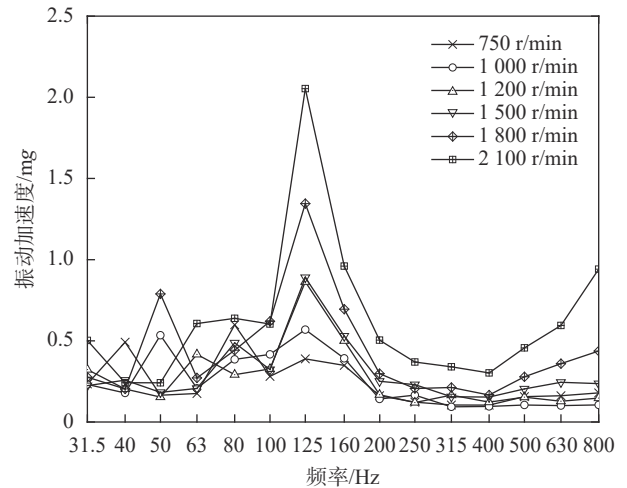


图 5 振动测点 13 各工况下的振动频谱

间壁上测点 14 的振动频谱如图 6 所示。

2 100 r/min 时, 振动最异常峰值在 63 Hz, 很可能是被激发了局部结构模态。在 125 Hz 处有小的峰值, 且位置不随转速变化, 这也是测点 4 在 125 Hz 噪声峰值的直接源头之一。在 200 Hz 处的振动峰值明显, 且在各工况下位置不变, 这是测点 4 在 200 Hz 噪声峰值的直接源头之一。

在变速箱和柴油机盖上各有一个振动测点, 图 7 和图 8 是二者的振动频谱。

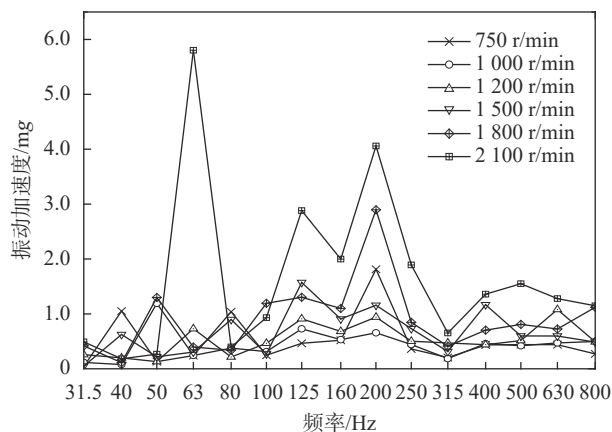


图6 振动测点14各工况下的频谱

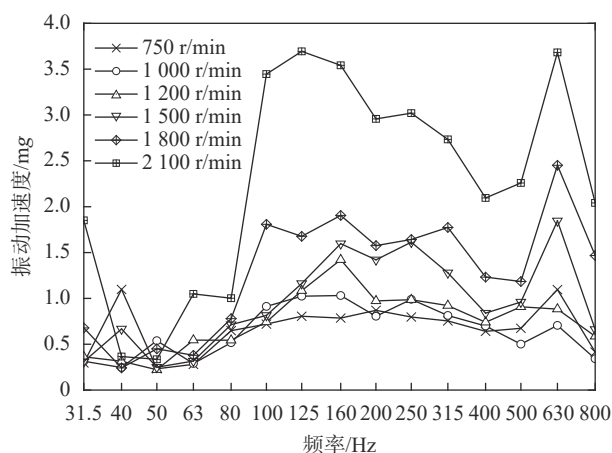


图7 振动测点22各工况下的频谱图

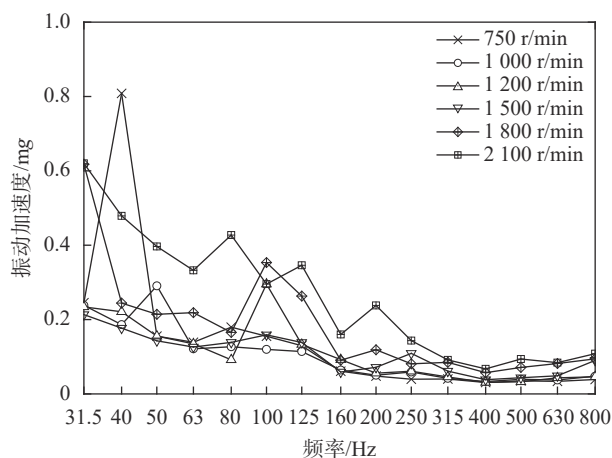


图8 振动测点23各工况下的频谱

图8 柴油机盖上的测点23 振动响应高频衰减, 只有750 r/min 下有一个异常峰值。图7 中变速箱盖上的测点22 在630 Hz 有个峰值, 位置不随转速变化, 应该是噪声测点4 的630 Hz 峰值的重要源头。当发动机转速较高时, 100~500 Hz 的宽频带内振动异常偏大, 其中以发动机转速2 100 r/min 时

125 Hz 的峰值最突出, 这一定会对附近的结构振动产生明显影响。

3.2 工作变形分析 (ODS)

3.2.1 ODS 理论

工作变形分析^[8-10](ODS) 体现的是在工作状态下某个时刻或者频率两点或多点之间的相对振动。为了获得准确的工作振型, 所有测点必须同时测量, 但限于通道数量与测量环境, 往往无法同步测量所有的响应信号; 因此, 工程上普遍使用传导函数法来测量, 并引入了复传递率的概念。

复传递率可以由响应信号与参考点信号的傅里叶谱表示, 也可以用响应信号与参考点信号的互功率谱与参考点的自功率谱之比表示, 如下式所示:

$$H_{xy}(\omega) = \frac{F_x(\omega) \cdot F_y^*(\omega)}{F_y(\omega) \cdot F_y^*(\omega)} = \frac{G_{xy}(\omega)}{G_{yy}(\omega)} \quad (2)$$

各测点的响应可由下式计算:

$$\overline{F_x(\omega)} = H_{xy}(\omega) \cdot \sqrt{G_{yy}(\omega)} \quad (3)$$

3.2.2 整车底架 ODS 分析

对于司机室噪声测点, 底架和间壁是两处最直接的结构噪声源。图9、图10 和图11 提取了1 500~2 100 r/min 发动机转速下底架在以125 Hz 为中心频率的频段内的 ODS 图(x11 和 x12 点是虚拟的测点)。

在2 100 r/min 和1 500 r/min 时, 变速箱所在的横断面发生了扭转变形, 推断与该处万向轴和变

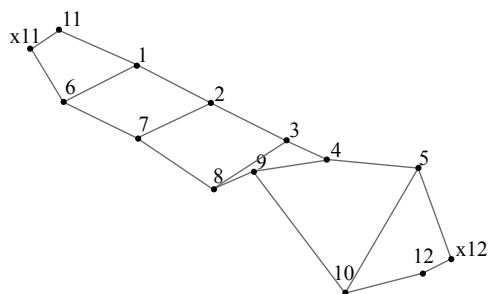


图9 2 100 r/min 下125 Hz 的底架 ODS 图

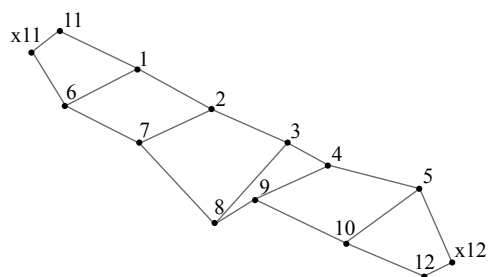


图10 1 800 r/min 下125 Hz 的底架 ODS 图

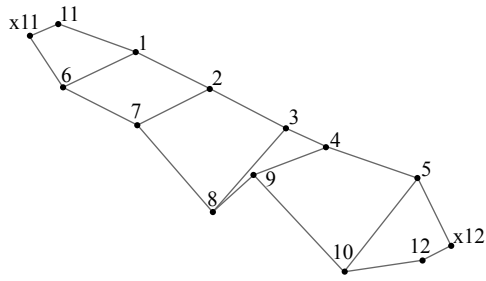


图 11 1 500 r/min 下 125 Hz 的底架 ODS 图

箱的旋转运动有关。此外, 振动测点 8 与 9 组成的部分在 3 种工况下均发生了大的纵向扭转变形, 而无排气口的另一侧均无明显变形。这说明排气口安装在车体一侧虽对两侧车内噪声能量不构成直接影响, 但它在以 125 Hz 为中心频率的频程内引发了不良的结构振动, 可能会通过结构传递间接影响到其他区域。

表 2 为发动机与变速箱转频。车体架构的前 14 阶模态分别为 10.62, 15.82, 19.03, 24.05, 25.73, 26.09, 26.83, 36.87, 38.53, 39.63, 40.44, 41.31, 41.39, 41.67 Hz。

表 2 各工况下发动机和变速箱的转频 Hz

结构	工况/(r·min ⁻¹)					
	750	1 000	1 200	1 500	1 800	2 100
发动机	12.5	16.7	20	25	30	35
变速箱	21.1	28.1	33.7	42.2	50.5	59.1

总体来讲, 这几种工况下, 发动机和变速箱激励的转频避开了车体结构的固有模态频率, 不会激发出某阶车体模态。车辆静止工况下万向轴几乎没有沿十字轴中心的任意摆动, 即在此处万向轴只有旋转运动, 转频近似于发动机转频, 也不能激发某阶车体模态。这说明整车架构设计比较合理, 125 Hz 所产生的几处大的工作变形来源于局部故障, 而非模型设计缺陷导致的整体模态响应。

3.2.3 司机室间壁 ODS 分析

2 100 r/min 时, 司机室间壁在以 63 Hz 为中心频率的频程内有异常突出的峰值, 图 12 为该工况下 63 Hz 的两侧司机室间壁 ODS 图。

Ⅱ端司机室的间壁在 63 Hz 为中心频率的频程内有明显的纵向变形, 而Ⅰ端只有轻微的变形。通过图 13 的Ⅱ端司机室间壁振动测点与噪声测点 4 相干性分析, 4 个振动测点在 59 Hz 附近与测点 4

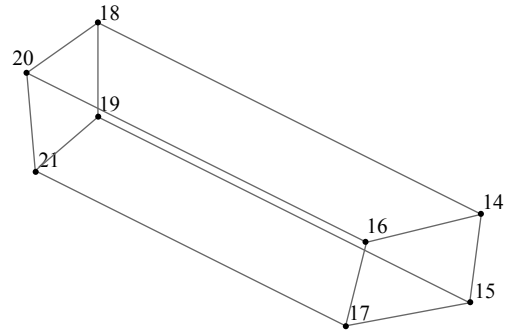


图 12 2 100 r/min 工况下 63 Hz 的司机室间壁 ODS 图

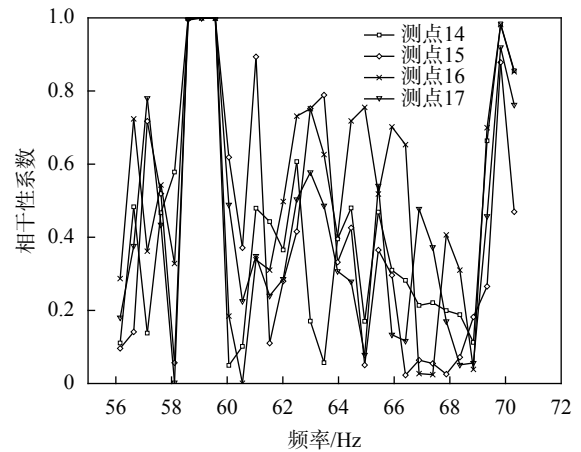


图 13 2 100 r/min 下 63 Hz 的频程内间壁振动测点与噪声测点 4 的相干分析图

相干性都非常接近 1, 而该工况下变速箱的转频为 59.1 Hz, 这说明变速箱是以 63 Hz 为中心频率的频程内间壁工作变形的源头, 同时也是噪声测点 4 在 63 Hz 处峰值的间接源头。

根据振动谱的分析, 1 800 r/min 和 2 100 r/min 的工况下 200 Hz 的峰值突出, 图 14 和图 15 分别为两种工况下以 200 Hz 为中心频率的频程内两端司机室间壁的 ODS 图。

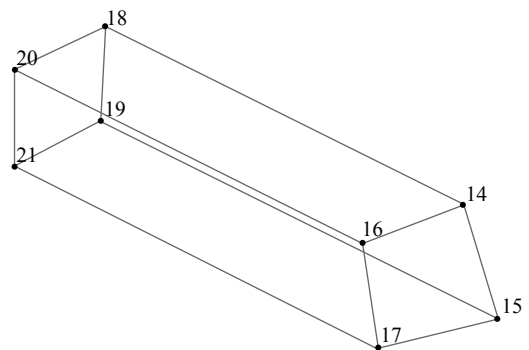


图 14 1 800 r/min 下 200 Hz 的司机室间壁 ODS 图

在 1 800 r/min 时 200 Hz 的频程内, Ⅰ端司机室间壁无明显变形, Ⅱ端司机室间壁测点 15 和

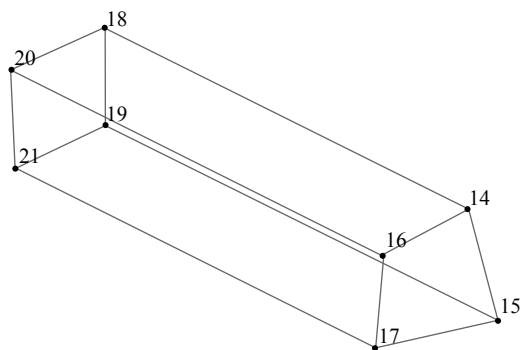


图 15 2 100 r/min 下 200 Hz 的司机室间壁 ODS 图

17 变形比较突出。在 2 100 r/min 时 200 Hz 频程内, I 端司机室间壁无明显变形, 而 II 端司机室间壁测点 15 与 1 800 r/min 时有一个相似的变形, 但测点 17 只发生了轻微变形。由于 I 端司机室间壁没有发生明显的变形, 推断应该是局部模态引起。限于纵向测点数量, 局部模态源头暂时未知。

4 改造方案与验证

通过以上分析, 确立了司机室噪声测点 4 在各工况下 125 Hz、200 Hz 和 630 Hz 峰值的重要来源以及在 2 100 r/min 时独有的 63 Hz 的异常峰值来源, 各源头与路径情况如表 3 所示。

表 3 司机室结构噪声源头与路径

频率(噪声)	工况	源头(振动)	路径(振动)	噪声响应点
63 Hz	2100 r/min	变速箱	间壁	司机室噪声 测点4
125 Hz	全工况	变速箱、万向轴与排气口	地板	
		未知	间壁	
200 Hz	全工况	未知	间壁	
630 Hz	全工况	变速箱	未知	

4.1 传动方案改造与试验验证

在噪声的已知源中, 源头都与传动机构有关, 但凭借目前的测点数量, 只能追踪到传动机构。若改造传动机构周围结构, 需要布置更多测点来评估传动机构本体以及与周围结构所形成的系统模态, 并在模态分析结果的指导下进行结构改造, 工作量大。若继续对传动机构的故障进行定位, 也需更多测点, 且若故障并不在传动机构本体, 可能造成工作量浪费。考虑到改造措施实施的灵活性, 选择更改传动方案, 将万向轴驱动变速箱的方式改为皮带驱动活塞式空压机, 并进行第一次试验验证。

再次对主动力室和 II 端司机室测点进行噪声测

量, 结果见表 4。主动力室的噪声没有明显变化, 而 II 端司机室的噪声一般下降 1~5 dB(A), 且在 2 100 r/min 的额定转速时平均下降 4 dB(A)。更改传动方案虽然没有改变主动力室的声压级, 但是对司机室的降噪效果明显。该现象说明动力室声压级的主要贡献者是发动机, 但原传动机构组合确实对司机室的噪声有较大影响。

表 4 第一次验证试验相关噪声测点的声压级 dB(A)

测点	工况/(r·min ⁻¹)					
	750	1 000	1 200	1 500	1 800	2 100
3	74.9	73.7	77.0	81.0	83.8	85.9
4	76.1	75.4	78.4	82.2	84.4	87.0
5	76.6	75.0	76.7	80.4	83.0	86.0
6	75.8	75.0	78.0	80.2	84.3	87.7
12	100.7	100.2	102.3	106.8	109.5	113.7
13	101.1	100.5	101.6	106.0	109.4	113.2
14	102.2	101.5	102.3	106.7	109.8	114.2
15	100.7	100.4	101.1	107.1	108.8	112.8
16	101.5	101.2	102.1	108.1	109.8	114.1

图 16 为更改传动方案后噪声测点 4 在不同工况下的频谱, 图 17 为改动前后各工况下 63, 125, 200, 630, 2 000 Hz 的噪声对比图。

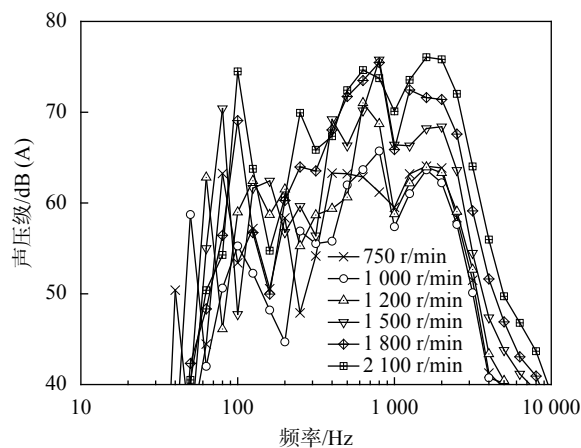


图 16 第一次验证试验噪声测点 4 在各工况下的频谱

可见除 2 000 Hz 的峰值没有受到明显影响, 其他几个峰值改动后都明显低于改动前。这证实了本文的推断正确, 改造合理。此外, 从 200 Hz 噪声的降噪效果来看, 其对应的未知源也是传动机构。

4.2 隔音与吸声改造与试验验证

为了减弱动力室的混响场, 动力室两侧墙安装

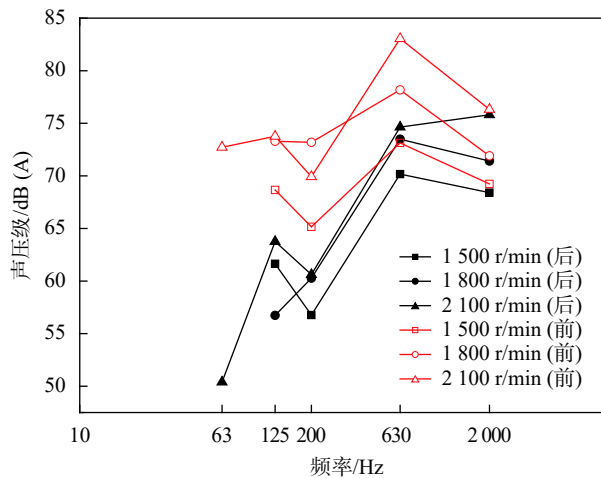


图 17 改动前后的噪声对比

冷却装置处内侧采用多孔板结构^[11]。动力室顶盖、侧墙喷有 5~8 mm 阻尼浆^[12], 在其上部安装有 50 mm 厚吸声隔热块, 并用 2 mm 的多孔板进行固定。

为了减弱动力室混响场对司机室噪声的影响, 需要提高间壁在中高频噪声上的隔声能力, 尤其是以 2 000 Hz 为中心频率的噪声。此外, 为了削弱排气口单侧安装对司机室噪声的影响, 间壁在排气口一侧的隔声能力要强于另一侧。原车辆间壁采用单隔墙, 墙壁厚度 130 mm, 左右两侧各有一道钢隔门。改造后的车辆间壁采用双层墙^[13], 主动力室侧墙壁厚度为 88 mm, II 端司机室侧的墙壁厚度为 130 mm, 两墙壁间的空气层厚度为 50 mm; 并取消了排气口一侧隔门, 在另一侧采用双隔门, 分别为主动力室侧钢隔门, II 端司机室侧铝合金隔门。

进一步改造完成后在发动机转速 2 100 r/min 时进行验证性测试。测试结果如图 18 所示。

新的测点 A 和 B 与原噪声测点 12 和 13 对应, 分布在发动机两侧; C 和 D 与原噪声测点 15 和 16 对应, 分布在传动机构两侧; E、F、G 与原噪声测点 4、5、6 对应, 在司机室内靠近隔墙; H 与原噪声测点 3 对应, 位于司机室司机座椅上方。在改进的车型中, 动力室噪声平均值降到了 104.8 dB(A), 司机室噪声平均值下降 6.5 dB(A) 至 80.05 dB(A)。

5 结束语

根据振动谱分析和 ODS 分析的结果, 对结构声主要源提出了改造方案, 使司机室在发动机额定转速 2 100 r/min 时噪声下降 4 dB(A)。在前者基础上,

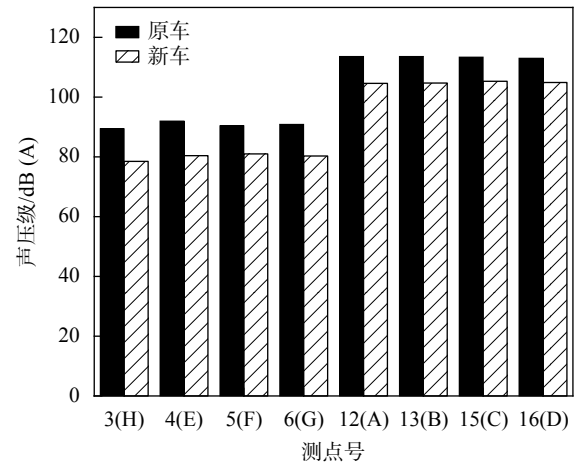


图 18 第二次验证性试验车辆噪声与原车噪声对比图

对间壁在中高频隔声性能的改造以及动力室的吸声措施使额定工况下司机室的噪声再下降 6.5 dB(A), 综合降噪效果为 10.5 dB(A), 可以作为后续车型改造的主体部分。但该研究由于试验条件受限, 未能找出 2 000 Hz 噪声峰值源头, 导致无法对源头直接采取控制, 略微地增大了空气声改造成本。

参考文献

- [1] 孙强, 姜旭东, 陈士斌. 高速列车司机室异常噪声分析与控制研究 [J]. 电声技术, 2017, 41(1): 31-36.
- [2] 张秀文, 刘岩, 杨冰, 等. 内燃机车司机室内部噪声特性分析 [J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(6): 120-123.
- [3] 刘金伟, 刘岩, 张晓排. 内燃机车司机室低频声-固耦合振动仿真 [J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(5): 78-81.
- [4] 陈吉超, 宓烁娅. CKD0A 型内燃机车噪声分析与降噪设计 [J]. 铁道机车与动车, 2017(10): 19-26.
- [5] 李文昊, 王利, 高建东. 结构振动信号测试技术研究 [J]. 水电能源科学, 2010, 28(7): 141-143.
- [6] 舒宏超, 陈剑, 黄文兵, 等. 基于瞬时频率转速提取算法的汽车排气噪声分析 [J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(3): 122-125.
- [7] 张铁蔚. 阶次跟踪及发动机排气非稳态噪声分析 [J]. 机械设计与制造, 2014(4): 108-110.
- [8] RICHARDSON M H. Is it a mode shape, or an operating deflection shape? [J]. Sound & Vibration, 1997, 31(1): 54-61.
- [9] SCHWARZ B J, RICHARDSON M H. Introduction to operating deflection shapes [M]. Csi Reliability Week, 1999.
- [10] SCHWARZ B, RICHARDSON M. Measurements required for displaying operating deflection shapes [C]//Proceedings of Imac XXII, 2004.
- [11] 李耀中, 李东升. 噪声控制技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 35-42.
- [12] 邓锐, 李华丽, 曾要争. 阻尼浆对地铁车体铝型材地板减振降噪影响测试研究 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2015(3): 37-39.
- [13] 马大猷. 声学手册 [M]. 北京: 科学出版社, 1983: 592-624.

(编辑:莫婕)