文章编号：1006-1355(2021)02-0261-06

某纯电动汽车空调振动分析与优化

金 明，刘伟宏，曹兢哲，王亚琦

（大运汽车股份有限公司，山西 运城 044000）

摘 要：针对某纯电动乘用车在怠速、开空调时车内振动较大的问题，通过振动传递特性测试及模态分析，确定空调压缩机在转速为2 300 r/min时振动较大是由于空调压缩机自身激励与冷却风扇产生拍振所导致，在转速为5 000 r/min时振动较大是由于压缩机工作基频与其自身刚体模态耦合所导致。最终，通过调整空调压缩机转速，将原2 300 r/min档位对应调整至2 000 r/min，避开冷却风扇转速，方向盘振动幅值由0.049 g优化至0.015 g；同时，通过增加空调压缩机支架的衬套刚度来提高空调压缩机的刚体模态频率，避开空调压缩机在转速为5 000 r/min时的工作基频，方向盘振动幅值由0.178 g优化至0.029 g，座椅振动幅值由0.013 g优化至0.006 g。该控制策略不仅有效解决了该车型在怠速、开空调时车内振动较大的问题，也可为电动汽车空调系统的模态和频率设定提供指导。

关键词：振动与波；纯电动；空调压缩机；车内振动；拍振；刚体模态；转速控制

中图分类号：U467.3 **文献标志码：**A **DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2021.02.044

Analysis and Optimization of Air Conditioner Vibration of a Pure Electric Vehicle

JIN Ming, LIU Weihong, CAO Jingzhe, WANG Yaqi

(Dayun Automobile Co., Ltd., Yuncheng 044000, Shanxi, China)

Abstract : The problem that the interior vibration of a pure electric vehicle is very large when the air conditioner operates at idle speed is studied. Several vibration transmission tests and modal analysis are carried out and the reason of the obvious vibration is found. It is confirmed that when the air conditioning compressor works at the speed of 2 300 r/min, there is a beat vibration between the air conditioning compressor and the cooling fan; while at the speed of 5 000 r/min, the basic frequency of the compressor is coupled with its own rigid modal. Both reasons above cause the large internal vibration of the vehicle. Eventually, by changing the speed of the air conditioning compressor from 2 300 r/min to 2 000 r/min to avoid from the rotation frequency of the cooling fan, the magnitude of the steering wheel vibration is reduced from 0.049 g to 0.015 g. At the same time, by increasing the bushing stiffness of the bracket structure to raise the rigid modal frequency, the basic frequency of 5 000 r/min of the air conditioning compressor can be avoided so that the magnitude of steering wheel vibration is reduced from 0.178 g to 0.029 g and the magnitude of seat rail vibration is reduced from 0.013 g to 0.006 g. This control strategy has solved the problem of obvious vibration of the vehicle in the idling and air-conditioning condition, and has provided a guideline for setting the modal and frequency of the air conditioner systems.

Key words : vibration and wave; pure electric; air conditioning compressor; interior vibration; beat vibration; rigid modal; speed control

随着我国汽车行业的不断发展，人们对汽车NVH性能的要求也越来越高[1]。近几年来，传统燃油车NVH性能的研究已经取得了重大突破，但对于目前处于快速发展中的纯电动汽车而言，由于没有了传统内燃机本底噪声振动的掩盖效应，各系统的噪声与振动会更为突出[2]。空调作为汽车中重要的舒适调节系统，不仅要满足基本的制冷性能，还需要有对其本身产生的噪声和振动加以控制的功能，避免对驾乘舒适性产生重大的影响。

近些年，国内对空调系统的振动和噪声问题研究比较多。谭雨点等和何吕昌等[3-4]对纯电动汽车空调压缩机运行时的振动特性进行研究，通过优化空调压缩机支架改变其模态频率，从避免产生共振角度提高了车内舒适性。邱琳[5]通过优化空调压缩机转速控制策略，从控制振动源角度改善了车内乘客的舒适性。孙强等[6]通过优化空调管路隔振性能，使压缩机到车内的振动传递得到了一定程度的

收稿日期：2020-06-28

作者简介：金明（1989-），男，山西省朔州市人，学士，助理工程师，主要研究方向为整车NVH性能开发。

E-mail: 174192727@qq.com

衰减。

目前对于空调系统NVH性能的研究大多是基于传统燃油车型开展，对于纯电动汽车空调NVH性能的研究较少；同时，纯电动汽车空调压缩机自身作为激励源，大多数模态和激励频率的分布优化，主要是为了规避空调压缩机支架以及车内关键部件的固有频率，很少考虑去规避压缩机自身的安装模态，即空调压缩机自身的刚体模态。

本文通过路径分离对振动传递路径进行识别，并结合模态分析手段，确定了空调压缩机在问题转速下车内振动较大的原因，提出了调整转速策略和同时提高空调压缩机自身刚体模态频率的优化思路，并在此基础上进行了实车验证，取得了良好效果。

1 整车振动测试

1.1 试验工况及测点布置

该纯电动汽车在怠速开空调时，空调压缩机的工作转速是由车内温度$T_{车内}$和空调面板设定温度$T_{设定}$的差值$T_{差}$决定，同时为了使鼓风机噪声能够完全掩盖压缩机的工作噪声，控制策略中对鼓风机各档位下的最高压缩机转速加以限制，具体控制策略见表1。试验时，为了便于数据能够被稳定采集，通过标定软件来控制压缩机的工作转速，依次测试控制策略中的转速工况。测试时，空调选择制冷模式，温度设置为最低，鼓风机档位置于1档且出风口为吹头模式。

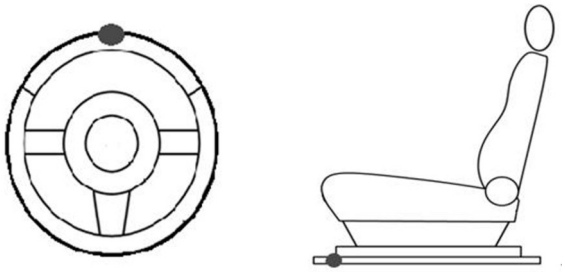
表1 怠速开空调时空调压缩机转速控制策略

鼓风机档位	$T_{差}$（$T_{车内}$-$T_{设定}$）	压缩机转速/(r·m^{-1})
1档	\	1 500
2、3档	$T_{差}$＜1℃	1 500
	$T_{差}$≥1℃	2 300
4、5档	$T_{差}$＜1℃	1 500
	3℃＞$T_{差}$≥1℃	2 300
	5℃＞$T_{差}$≥3℃	3 100
6、7档	$T_{差}$＜1℃	1 500
	3℃＞$T_{差}$≥1℃	2 300
	5℃＞$T_{差}$≥3℃	3 100
	$T_{差}$≥5℃	3 900
8档	$T_{差}$＜1℃	1 500
	3℃＞$T_{差}$≥1℃	2 300
	5℃＞T$_{差}$≥3℃	3 100
	7℃＞$T_{差}$≥5℃	3 900
	$T_{差}$≥7℃	5 000

试验时采用LMS数据采集系统，配合两个三向加速度传感器，对方向盘12点位置和驾驶员座椅导轨外侧分别进行振动测试，具体测点位置如图1所示。

1.2 试验结果

根据设定工况，测得怠速开空调时压缩机各工作转速下的车内振动响应见表2。



（a）方向盘测点 （b）驾驶员座椅导轨测点

图1 车内振动测点示意图

表2 空调压缩机各工作转速下的车内振动幅值

序号	转速/(r·min^{-1})	方向盘/g	座椅导轨/g
1	1 500	0.022	0.005
2	2 300	0.049	0.005
3	3 100	0.022	0.007
4	3 900	0.021	0.005
5	5 000	0.178	0.013

结合主观评价发现，当空调压缩机转速在2 300 r/min时，方向盘振动明显，且存在明显的拍振感；当空调压缩机转速在5 000 r/min时，车内无论是方向盘还是地板均存在明显振动，与测试数据趋势表现一致。因此，需要对空调压缩机在2 300 r/min和5 000 r/min工作时的振动特性分别进行测试与分析。

2 振动特性分析

2.1 拍振机理[7-8]

假设系统中存在两个频率接近且做简谐运动的振动源，每一个振动源单独作用时的系统响应为

$$x_1 = A_1\cos(\omega_1 t + \varphi_1)$$
$$x_2 = A_2\cos(\omega_2 t + \varphi_2) \quad (1)$$

式中：A_1、A_2分别为两个简谐振动的振幅，ω_1、ω_2分别为两个简谐振动的角频率，且$\omega_1<\omega_2$；φ_1、φ_2分别为两个简谐振动的初相位。

那么系统的实际振动响应为两个振动单独作用响应的叠加，即：

$$x = x_1 + x_2 \quad (2)$$

由式(1)和式(2)，可得：

$$x = A\cos\left(\frac{(\omega_1+\omega_2)t+\varphi_1+\varphi_2}{2}\right) \quad (3)$$

式中：

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2\cos(\omega_2+\omega_1)t+\varphi_2+\varphi_1} \quad (4)$$

系统经x_1和x_2两个简谐运动叠加后的振动波形如图2所示，可以看出合成后的振动仍为简谐振动，其振幅随时间呈周期性缓慢变化，即为“拍振现象”。拍振的幅值和频率取决于A，由式(4)可以得出，A的变化频率为$\omega_1-\omega_2$，A的幅值在最大值$|A_1+A_2|$和最小值$|A_1-A_2|$之间变化。

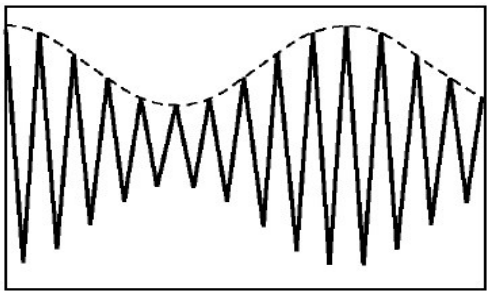
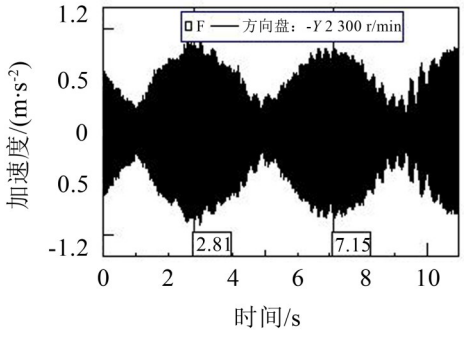


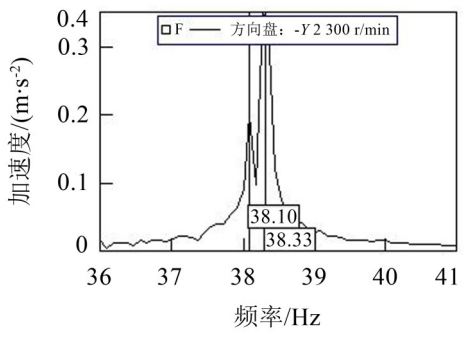
图2 拍振信号波形

2.2 拍振测试与分析

从采集到的方向盘振动信号中，提取空调压缩机在2 300 r/min工作时的方向盘时域图谱和频域线性谱，如图3所示。



(a) 时域图谱



(b) 频域线性谱

图3 方向盘振动信号

以上测试数据表明，方向盘拍振是由于受38.10 Hz和38.33 Hz两个频率的振动激励所导致，拍振频率为两个频率之差0.23 Hz，与时域的振幅变化周期4.34 s对应。激励基频与转速的关系为

$$f = \frac{n}{60} \quad (5)$$

式中：n为转速。

当压缩机在2 300 r/min工作时的激励基频为38.33 Hz，同时测得压缩机未工作时，冷却风扇本体振动频率为38.10 Hz，对应冷却风扇转速为2 286 r/min，如图4所示。

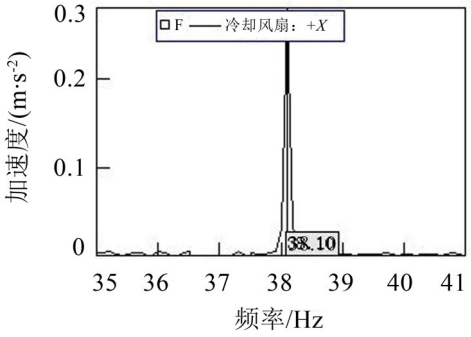


图4 冷却风扇本体振动频谱

由此可以确定，空调压缩机在2 300 r/min工作时，与冷却风扇工作转速2 286 r/min激励频率接近，导致方向盘产生明显的拍频振动。

2.3 压缩机振动机理[9]

该纯电动汽车空调系统采用电动涡旋式压缩机，其主要工作原理是利用动、静涡旋盘相对转动，引起内部密闭腔体的连续变化，从而实现气体压缩，如图5所示。当压缩机运转时，动涡旋盘由一个偏心距很小的曲柄轴驱动，来实现绕静涡旋盘旋转。

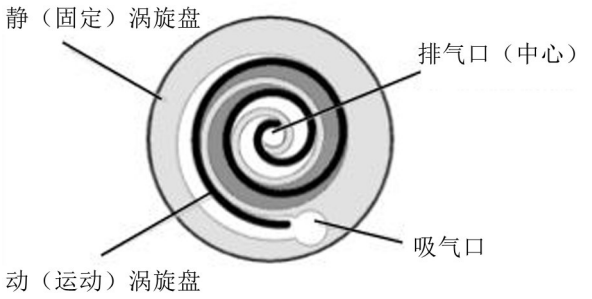


图5 涡旋压缩机动、静涡盘结构

由于这种特殊的结构设计，压缩机运转时会产生不平衡的旋转惯性力，这种周期性的不平衡力激发了压缩机的高频率振动。而如果其主要零部件的固有频率恰好等于此周期性不平衡力频率的整数倍时，就会使压缩机本体进一步产生强烈的共振。因此必须通过改善曲轴的动平衡以及改变压缩机主要零部件的固有频率，方可达到降低涡旋压缩机本体振动的目的。

2.4 振动传递路径分析

针对空调压缩机在5 000 r/min工作时的车内振动问题，根据“激励源-传递路径-接受者”模型，建立如图6所示的空调压缩机振动传递路径示意图，可以看出，空调压缩机本体振动主要由两条路径传递至车身，从而引起车内的振动响应。第一条路径，压缩机本体产生的振动由空调管路安装点传递至车身；第二条路径，压缩机本体产生的振动由空调压缩机支架传递至电机，再由电机从动力总成的3个悬置传递至车身。

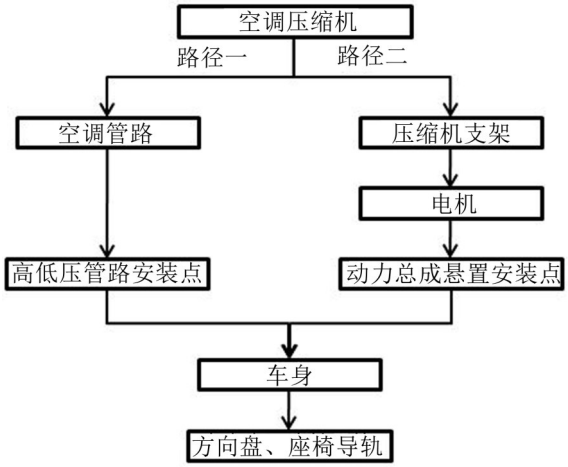


图6 空调压缩机振动传递路径示意图

针对路径一，按照图7中示意的安装点位置，断开所有的空调管路安装点，同时对比断开安装点前后方向盘、座椅导轨以及管路安装点车身端的振动加速度，以此来判断路径一对于车内振动的贡献程度，测试结果见表3。

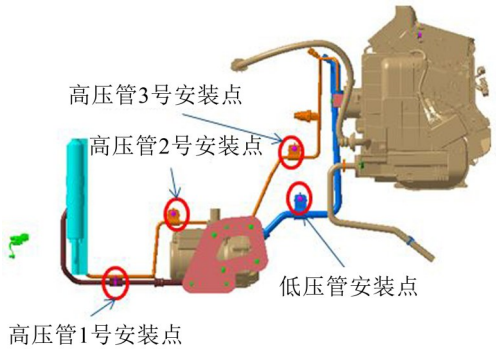


图7 空调压缩机管路安装点示意图

表3 断开管路安装点前后振动对比/g

序号	测点	断开前	断开后
1	方向盘	0.178	0.172
2	座椅导轨	0.013	0.012
3	高压管1号安装点	0.073	0.066
4	高压管2号安装点	0.031	0.012
5	高压管3号安装点	0.035	0.014
6	低压管安装点	0.124	0.010

由表3中数据分析可得，断开空调管路安装点后，各安装点车身端振动均明显减小，但车内方向盘和座椅导轨处振动无明显变化，因此可以判断，空调管路不是空调压缩机振动传递至车内的主要路径。

针对路径二，在断开空调各管路路径的基础上，在图8所示的位置将压缩机从安装支架下拆除，使得压缩机与电机分离，同时对比空调压缩机与电机分离前后方向盘、座椅导轨、压缩机本体以及3个动力总成悬置车身端的振动加速度，以此来判断路径二对于车内振动的贡献程度，测试结果见表4。

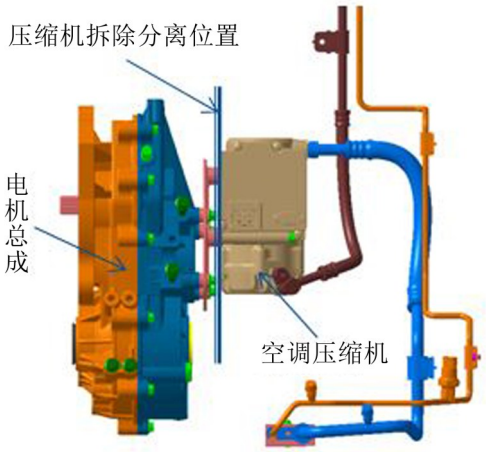


图8 空调压缩机与电机分离示意图

表4 空调压缩机与电机分离前后振动对比/g

序号	测点	断开前	断开后
1	方向盘	0.172	0.020
2	座椅导轨	0.012	0.005
3	空调压缩机本体	1.457	0.783
4	左悬置车身端	0.016	0.015
5	右悬置车身端	0.014	0.014
6	后悬置车身端	0.035	0.004

分析表4中数据可得，将空调压缩机与电机分离后，车内方向盘和座椅导轨振动明显减小，同时监测到后悬置车身端振动明显减小，因此可以判断，空调压缩机本体振动是由空调压缩机支架传递至电机，然后由动力总成悬置传递至车身，从而导致车内振动较大。由于压缩机与电机分离后，压缩机本体振动明显减小，因此需要对压缩机安装状态下的模态进行测试，以作进一步分析。

2.5 模态测试与分析

该纯电动汽车的空调压缩机通过其支架上的4个衬套安装于电机总成上。进行模态测试时，布置4个加速度传感器以反映压缩机整体轮廓，如图9所示。经过模态识别与筛选，发现空调压缩机存在82.3 Hz的沿Y轴绕动模态（刚体模态），模态振型如

图10所示，此频率与压缩机在5 000 r/min工作时的激励基频83.3 Hz接近，两者耦合导致压缩机本体振动变大，从而导致传递至车内的振动较大。

3　优化与验证

3.1　确认优化方向

通过以上振动特性的测试与分析，结合“激励源-传递路径-接受者”模型，可以从削弱激励源基频激励的角度来改善车内振动，也可以从传递路径解耦的角度来彻底消除共振。由于优化压缩机本体振动水平需要消耗大量的时间和经济成本，因此，从工程应用角度出发，同时为了遵循模态分离的避频原则，本文从传递路径解耦的角度来解决该共振问题。

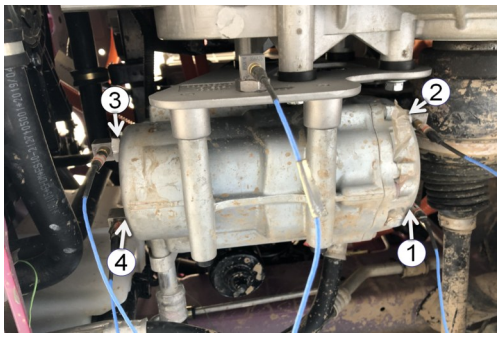


图9　空调压缩机安装模态测点示意

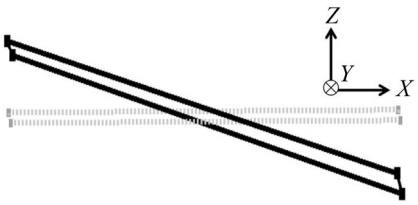


图10　压缩机沿Y轴绕动模态（82.3 Hz）振型图

3.2　转速策略优化

针对空调压缩机在2 300 r/min时的拍振现象，须通过调整压缩机转速策略，加大压缩机与冷却风扇的转速差来避免拍振的产生。为了使对应鼓风机档位下（2、3档）鼓风机噪声仍然能够完全掩盖压缩机的工作噪声，选择将空调压缩机的工作转速由2 300 r/min降低至2 000 r/min。

3.3　支架衬套结构优化

针对空调压缩机在5 000 r/min时的共振耦合，可通过改变空调压缩机整体的安装模态来解决。单自由度无阻尼自由振动系统的固有频率计算公式为

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{6}$$

式中：ω为系统的固有频率，k和m分别为系统的刚度和质量。

可以看出，为了使压缩机的安装模态频率提高到常用转速区间（1 500 r/min～5 000 r/min）以外，须提高空调压缩机支架的安装衬套刚度。为了进一步确定衬套结构的优化方向，将该支架使用的圆形衬套模型简化为两个不等半径圆形衬套的串联形式，如图11所示。

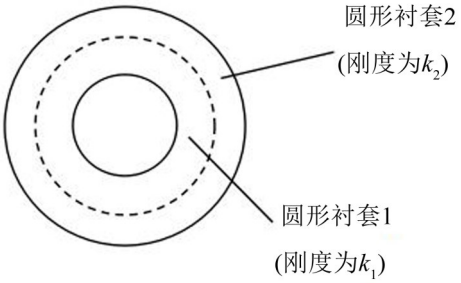


图11　圆形衬套结构简化模型

弹性元件串联时，其总刚度与各串联元件刚度的关系为

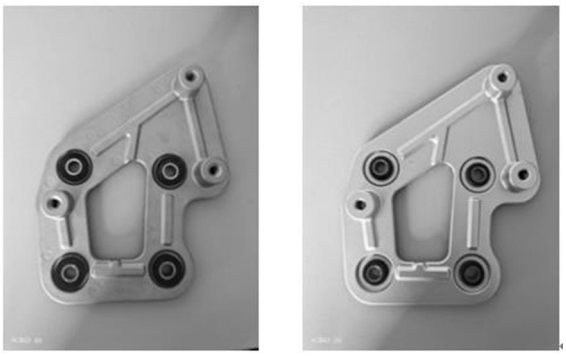
$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \tag{7}$$

式中：K_1和K_2分别为两个串联圆形衬套的刚度，K为其串联后的总刚度，因此K小于K_1以及K_2。

由此可知，可通过减小衬套尺寸来提高其安装刚度，具体尺寸优化见表5，其安装支架的结构变化如图12所示。

表5 衬套优化前后关键尺寸对比/mm

序号	部件	优化前	优化后
1	减震垫	5.5	3.5
2	钢圈	2.0	1.0



（a）优化前支架　（b）优化后支架

图12　空调压缩机支架优化前后结构对比

对优化支架衬套后的空调压缩机安装模态进行测试验证，发现沿Y轴绕动的模态频率由优化前的82.3 Hz提高到125.6 Hz，模态振型如图13所示。

3.4　整车综合优化验证

将转速策略和支架衬套同时优化后，对整车开空调工况进行振动测试，车内振动结果见表6。



图 13 压缩机沿 Y 轴绕动模态（125.6 Hz）振型图

表 6 优化后空调压缩机各转速下的车内振动幅值

序号	转速/(r·min^{-1})	方向盘/g	座椅导轨/g
1	1 500	0.023	0.004
2	2 000	0.015	0.005
3	3 100	0.024	0.006
4	3 900	0.016	0.006
5	5 000	0.029	0.006

由表6可以发现，压缩机工作转速由2 300 r/min切换至2 000 r/min后，对应的方向盘振动幅值由0.049 g减小至0.015 g；压缩机刚体模态提升后，5 000 r/min时的方向盘振动幅值由0.178 g减小至0.029 g，座椅导轨振动幅值由0.013 g减小至0.006 g，且其他各转速下的车内振动无明显变化，主观评价都在可接受范围内。

4 结 语

（1）通过对开空调时激励源的振动特性和传递路径进行分析，结合拍振机理以及模态分析手段，确认压缩机在2 300 r/min工作时车内振动较大是由于压缩机和冷却风扇拍振引起；5 000 r/min时车内振动较大是由于压缩机安装状态下的刚体模态与自身激励频率耦合所导致。

（2）试验研究结果表明：对于纯电动汽车所使用的电动压缩机，自身作为激励源，其激励频率不仅要避开其他旋转部件的转频，还需要充分避开自身的各阶刚体模态。文中通过优化激励频率和相关模态的分布，有效解决了各转速下的共振耦合问题。

参考文献：

[1] 李直腾，胡桂金，欧阳军. 车身结构及阻尼材料对汽车NVH性能影响研究[J]. 噪声与振动控制，2017，37(3)：131-134.

[2] 张静，王洪强，张继鑫，等. 汽车空调箱鼓风机噪声源识别的实验研究[J]. 噪声与振动控制，2019，39(5)：73-77.

[3] 谭雨点，汪跃中，丁润江，等. 某纯电动乘用车的空调压缩机振动噪声优化分析[J]. 汽车实用技术，2019(5)：99-102.

[4] 何吕昌，左曙光，李林，等. 燃料电池车空调压缩机声振特性分析[J]. 声学技术，2019，29(3)：309-314.

[5] 邱琳. 某EV车电动空调压缩机开启过程中噪声优化改善研究[J]. 汽车电器，2017(8)：1-8.

[6] 孙强，陈昌瑞，杜士云. 汽车空调压缩机支架性能分析[J]. 汽车实用技术，2017，(18)：167-169.

[7] 伍聪，王红英，李宏成，等. 汽车方向盘怠速拍振分析研究与优化[C]. 2013汽车工程学会年会论文集，2013：1323-1327.

[8] 姚运仕，冯忠绪，马芳武，等. 冷却风扇“拍振"对转向盘抖动影响的研究[J]. 广西大学学报（自然科学版），2011，36(2)：211-215.

[9] 林江波，孟兆华. 涡旋压缩机振动噪声分析[J]. 制冷与空调，2018，18(7)：65-68.

（上接第236页）

[5] 梁李斯，郭文龙，张宇，等. 新型吸声材料及吸声模型研究进展[J]. 功能材料，2020，51(5)：5013-5019.

[6] SOLTANI P, TABAN E, FARIDAN M, et al. Experimental and computational investigation of sound absorption performance of sustainable porous material: Yucca Gloriosa fiber[J]. Applied Acoustics, 2020, 157(1): 106999.

[7] TABAN E, TAJPOOR A, FARIDAN M, et al. Acoustic absorption characterization and prediction of natural coir fibers[J]. Acoustics Australia, 2019, 47(1): 67-77.

[8] BANSOD P V, MOHANTY A R. Inverse acoustical characterization of natural jute sound absorbing material by the particle swarm optimization method[J]. Applied Acoustics, 2016, 112: 41-52.

[9] FATIMA S, MOHANTY A R. Acoustical and fire-retardant properties of jute composite materials[J]. Applied Acoustics, 2011, 72(2-3): 108-114.

[10] 姚丹，杜几平，张捷，等. 多孔材料声学参数辨识及其在城轨列车顶板隔声中的应用[J]. 中南大学学报(自然科学版)，2018(1)：253-260.

[11] 邢拓，李贤徽，盖晓玲，等. 微穿孔板结构吸声仿真技术研究[J]. 噪声与振动控制，2019，39(5)：8-11.