文章编号：1006-1355(2022)01-0260-05

家用中央空调室外机结构噪声分析与控制

夏 凯[1,2]，刘 煜[1,2]，门群英[3]，康玉勋[3]，张亚国[3]

（1. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室，广东 珠海 519070；
2. 广东省制冷设备节能环保技术企业重点实验室，广东 珠海 519070；
3. 珠海格力电器股份有限公司，广东 珠海 519070）

摘 要：开发阶段中的某型家用中央空调室外机在压缩机以4 200 r/min～4 500 r/min转速运行时存在明显嗡嗡声异响，声品质体验的接受度差。针对该问题，通过噪声频谱特性分析、管路系统结构模态试验和仿真分析等手段，确定吸气管共振是产生室外机嗡嗡声异响的原因。基于模态仿真分析对吸气管进行调频设计，使其固有频率避开压缩机四倍频激励，同时配合阻尼块的减振作用，达到有效降噪的目的。实验结果表明，吸气管改进后整机噪声总值最大降幅达8 dB，嗡嗡声异响消失。所提供的分析方法和分析模型对家用中央空调室外机结构噪声的控制具有一定的参考价值。

关键词：声学；空调；固有频率；模态仿真；共振

中图分类号：TB532；TB657.2 **文献标志码**：A **DOI**编码：10.3969/j.issn.1006-1355.2022.01.043

Analysis and Control of Structural Noise of Outdoor Unit of Household Central Air-conditioning

XIA Kai[1,2], *LIU Yu*[1,2], *MEN Qunying*[3], *KANG Yuxun*[3], *ZHANG Yaguo*[3]

(1. State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, Zhuhai 519070, Guangdong, China;
2. Guangdong Key Laboratory of Refrigeration Equipment and Energy Conservation Technology, Zhuhai 519070, Guangdong, China;
3. Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Zhuhai 519070, Guangdong, China)

Abstract: There was obvious unacceptable buzzing noise of the outdoor unit of household central air-conditioning in development stage when the compressor ran at 4200 ~ 4500 rpm. To reduce the buzzing noise, the spectrum characteristics of the noise were analyzed, modal simulation analysis and natural frequency test of the pipeline structure were carried out. It was determined that the suction pipe resonance was the cause of buzzing noise of the outdoor unit. By means of modal simulation, the optimal design of the suction pipe was carried out to avoid structural resonance excited by the compressor's quadruple frequency. Meanwhile, damping block was also used to the effective noise reduction. Experimental results show that after the improvement of the suction pipe, the total noise value of the outdoor unit is reduced by 8 dB, and the abnormal buzzing sound disappears. The analysis method and results provided in this paper have some reference value for noise control of outdoor units of household central air-conditioning.

Key words: acoustics; air-conditioning; natural frequency; modal simulation; resonance

近年来随着空调产品的广泛应用，消费者在低噪声方面对空调提出了更高的要求。家用中央空调因其具有控制灵活、舒适度高、美观紧凑等优点，被越来越多的消费者所接受。相比普通家用空调室外机，家用中央空调室外机容量大，噪声更高，对消费者的影响更大，这对家用中央空调室外机的噪声控制提出了更大挑战。

空调室外机噪声包括压缩机本体噪声、风机系统噪声、压缩机或风机电机引起的整机结构振动噪声、管内冷媒引起的气体动力性噪声或结构振动噪声等多个方面。当前，关于空调室外机噪声的研究以压缩机噪声[1–5]为主，对空调整机结构振动噪声[6]、管内气体动力性噪声[7]的研究较少，而直接针对家用中央空调室外机整机噪声的研究更是缺乏。本文针

收稿日期：2020－12－25

作者简介：夏凯（1989－）男，河南省永城市人，博士，工程师，研究方向为结构振动与噪声控制。
E-mail: xiakai0324@126.com

对某型家用中央空调室外机嗡嗡声异响问题，通过对整机进行噪声测试分析，对管路系统结构进行模态试验和仿真分析，确定引起嗡嗡声异响的原因，通过仿真分析制定噪声控制方案，并开展有效性验证实验。

1　噪声测试及分析

某型家用中央空调室外机结构示意图如图1所示。包括双风机、压缩机、换热器等核心零部件，压缩机及其配管组成的管路系统置于前侧板、右侧板、中隔板和上盖板组成的空间内。管路系统三维模型如图2所示。压缩机采用滚动转子式压缩机，大汽分挂在中隔板上。半消声室内整机噪声测点布置如图3所示。4个测点距离地面的高度保持一致，按照相对整机的方位分别命名为风机正前方、压缩机侧、压缩机45°和风机侧。

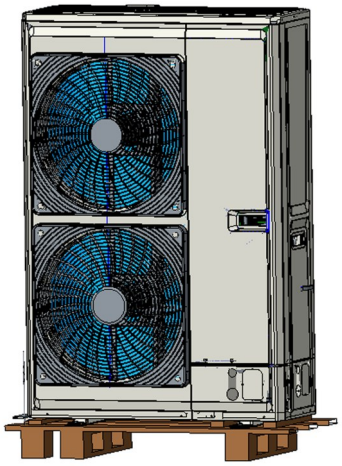


图1　整机示意图

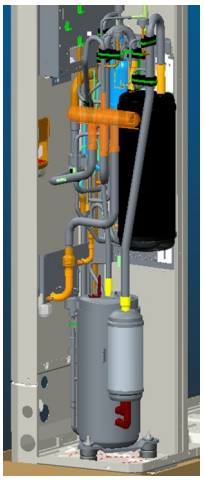


图2　管路系统三维模型

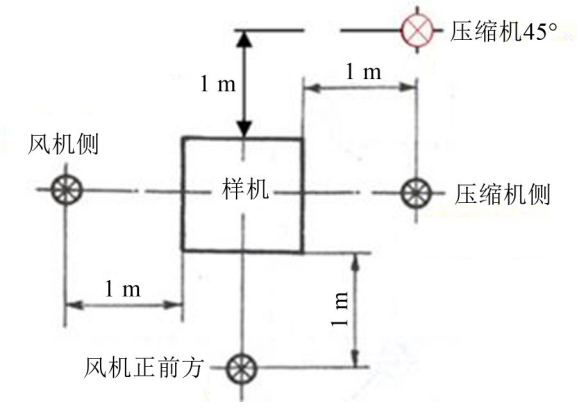


图3　噪声测点布置图

名义制冷工况下噪声体验发现，整机在压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时发出使人厌烦的嗡嗡声，靠近风机侧尤其明显，音质不可接受。压缩机4 320 r/min运行时风机侧噪声频谱如图4所示。可以看出噪声总值为58.70 dB(A)，第一峰值位于压缩机的4倍频289 Hz处，达57.7 dB(A)，总值与峰值差仅为1 dB，说明嗡嗡声异常噪声是由289 Hz处的噪声成分引起。压缩机4 200 r/min、4 260 r/min、4 380 r/min、4 500 r/min运行时风机侧噪声总值与第一峰值见表1。与压缩机4 320 r/min运行时类似，噪声第一峰值频率均表现为压缩机4倍频。并且，随着压缩机运行频率的增加，噪声第一峰值存在先增大后减小的趋势，压缩机4 320 r/min运行时在其4倍频289 Hz附近达到最大值，这说明有可能某个或某些结构在289 Hz附近存在固有频率，受压缩机振动或冷媒脉动压力激发产生共振而辐射结构声。尽管如此，由于整机结构的复杂性，仍不能锁定噪声源，但可以通过排除法进一步缩小噪声源的寻找范围。

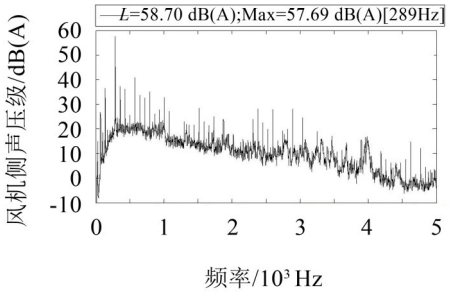


图4　压缩机4 320 r/min运行时风机侧声压级频谱

表1　风机侧噪声总值和第一峰值(声压级/dB(A))

压缩机转速/(r·min⁻¹)	总值	峰值	总值-峰值	峰值频率/Hz
4 200	54.4	49.4	5.0	281
4 260	58.5	56.9	1.6	285
4 320	58.7	57.7	1.0	289
4 380	58.5	57.2	1.3	293
4 440	56.0	54.1	2.0	297
4 500	55.4	50.4	5.0	301

依次拆去上盖板、前侧板、右侧板后，嗡嗡声有所减弱但依然很明显，音质较差，从而可排除上盖板和左右侧板的影响。嗡嗡声有所减弱的原因在于拆去部分壳体后形成了开放空间从而削弱了噪声的混响效果。

触摸吸气管、大汽分、中隔板等结构件，主观感受振感强烈。在吸气管中部贴两块共400 g左右的阻尼块，音质改善明显，但仍不能接受。贴阻尼块后压缩机4 320 r/min运行时风机侧噪声频谱如图5所示。噪声总值下降5.9 dB，289 Hz峰值噪声下降15.64 dB。阻尼块的改善作用体现在两个方面，一是本身作为一个质量体加在吸气管上，可能改变了吸气管振动模态及响应，这一点需要借助模态仿真或测试手段作进一步判断；二是阻尼吸收了部分振动能量从而起到减振降噪的作用。此外，吸气管为竖直走向，加之空间的限制，在吸气管中部设置阻尼块的方案存在生产不可控风险，不能作为最终整改

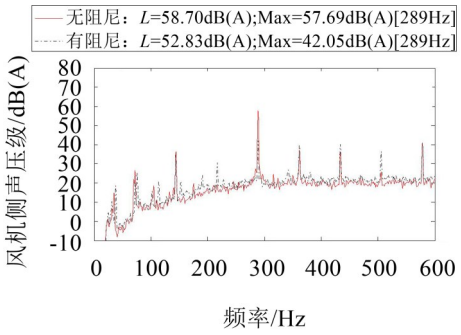


图 5 压缩机4 320 r/min运行时阻尼对风机侧噪频谱的影响

方案。

通过以上分析，初步判断空调管路结构系统在289 Hz附近存在固有频率，受到压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时转动频率的4倍频激励而发生共振，进而辐射出嗡嗡声异常噪声。

2 管路模态分析

为了锁定管路系统中的共振噪声源，以便有针对性地提供整改措施，本节利用有限元分析软件ANSYS Workbench对管路模态进行分析，利用LMS Test. Lab设备开展管路模态试验以及中隔板固有频率测试，对模态仿真结果进行有效性验证，并锁定噪声源。

2.1 仿真模型建立

由上一节分析可知，噪声源可能位于吸气管或中隔板上。考虑到其它连接结构对吸气管和中隔板模态的影响，选取各管件、罐体、阀件、压缩机和中隔板组成的结构系统为研究对象，建立其有限元模型，如图6所示。

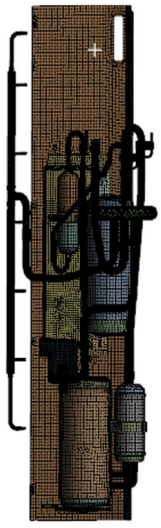


图 6 有限元分析模型

模型处理包括：

（1）将换热器视为刚性部件，仅保留与之连接的集气管组件分管，并固定分管根部；压缩机底脚、阀门支架均看作刚性端，将其安装孔固定；此外，中隔板安装孔也作固定约束处理。

（2）管件材料为铜，压缩机、大汽分、油分、等罐体以及中隔板、阀门支架等结构的材料为钢，管固定块的材料为橡胶，本文所用材料属性见表2。

表 2 材料属性

材料	弹性模量/MPa	泊松比/1	密度/(kg·m^{-3})
铜	1.15×10^5	0.34	8 940
钢	2.10×10^5	0.30	7 850
橡胶	40	0.49	3 000

（3）为保证建模质量和计算效率，对复杂缸体结构如压缩机、大汽分、油分以及阀体结构如电磁阀，将其内部结构等效为集中质量附加到外壳上，均采用壳单元建模；管固定块、大小阀门件均采用实体单元建模，且省去其上的细小结构特征如螺纹、倒角等；壳单元数量87 854，实体单元数量6 841；不同零部件之间的连接部位采用绑定接触方式进行建模，选择MPC算法。

2.2 仿真结果与测试结果对比分析

分别通过模态仿真分析、锤击法模态试验分析，获取吸气管在100 Hz～400 Hz频段内的仿真模态和试验模态。试验模态频响函数如图7所示。各阶次模态频率仿真值与实测值对比见表3。振型对比如图8所示。仿真模态与实测模态基本一致，说明仿真模型准确。

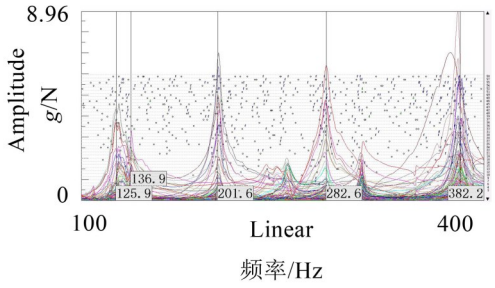
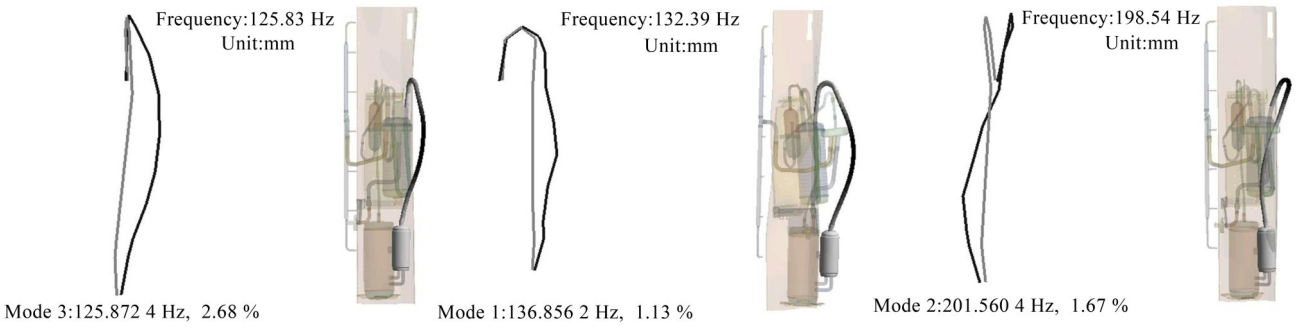


图 7 模态试验获取的吸气管频响函数

表 3 吸气管模态

模态频率/Hz				振型
阶次	仿真值	实测值	相对误差/(%)	
1	125.8	125.9	0.07	1阶前后弯曲
2	132.4	136.9	3.29	1阶左右弯曲
3	198.5	201.6	1.54	2阶左右弯曲
4	275.8	282.6	2.41	2阶前后弯曲
5	408.5	382.2	6.88	3阶左右弯曲

此外，中隔板的固有频率测试结果中含有287 Hz频率成分。从4阶仿真模态振型可以看出，4阶振型表现为吸气管与中隔板的耦合振动。如图9所示。并且试验模态频率282.6 Hz接近压缩机4 200

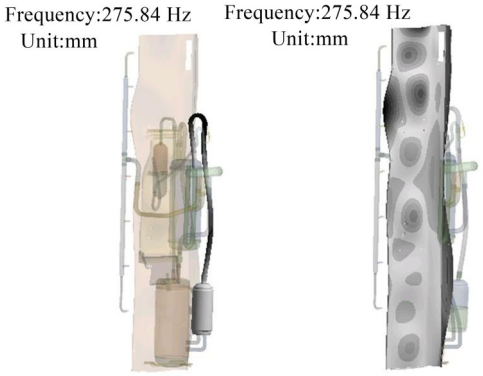


(a) 吸气管125.9 Hz模态振型　(b) 吸气管136.9 Hz模态振型　(c) 吸气管201.6 Hz模态振型



(d) 吸气管282.6 Hz模态振型　(e) 吸气管382.2 Hz模态振型

图8 吸气管实测模态(左)与仿真模态(右)对比



(a) 吸气管振型　(b) 中隔板振型

图9 4阶模态振型

r/min～4 500 r/min运行时转动频率的4倍频，这是导致机组存在嗡嗡声的主要原因：压缩机振动的4倍频成分激发了吸气管共振，吸气管辐射部分噪声的用时将其振动传递给中隔板，引起中隔板的振动并辐射出噪声。

3　管路优化设计及效果验证

3.1　吸气管仿真优化设计

基于前文分析，锁定了噪声源在吸气管和中隔板。中隔板作为借用结构件，结构改动限制大，因此，本文通过优化吸气管的结构来改善机组的嗡嗡声噪声问题。主要优化思路是改变吸气管结构，使其模态频率避开压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时转动频率的4倍频，避免共振，阻断压缩机振动向大面积中隔板的传递。

通常滚动转子式压缩机切向振动比径向、轴向振动剧烈，因而吸气管出管走向应尽量贴近压缩机刚体中心线与自带小气分中心线组成的平面，以减弱压缩机切向振动向吸气管的传递。为此，综合考虑管路空间特点，将吸气管的纯U弯优化设计为两个直角弯，同时拉长直角弯的高度100 mm，以起到更好的减振效果。此外，在吸气管两个直角弯之间的水平管段增加400 g阻尼块，以达到减振降噪的目的，新方案在水平段加阻尼更加可靠，生产更可控。吸气管方案优化前后对比如图10所示。



图10 吸气管优化前(左)与优化后(右)结构

吸气管优化前后仿真模态频率对比见表4。需要关注的4阶振型对比如图11所示。可以看出，优化后各阶模态频率变化明显，模态频率避开了压缩

表 4 吸气管优化前后模态频率对比

阶次	优化前/Hz	优化后/Hz	相对变化/(%)
1	125.8	95.6	－24
2	132.4	105.4	－20
3	198.5	221.9	12
4	275.8	320.1	16

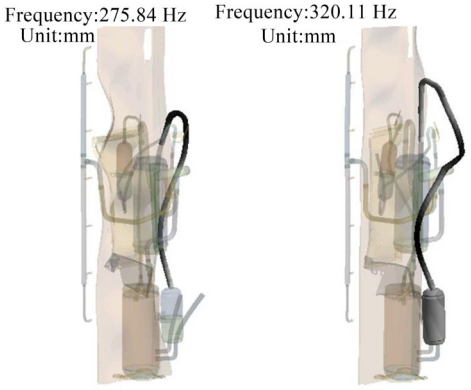


图 11 吸气管优化前(左)与优化后(右)4阶模态振型

机4 200 r/min～4 500 r/min运行时转动频率的4倍频，满足设计要求。

3.2 效果验证

与原方案相同测试工况下，对采用优化方案的样机进行噪声实验，音质体验明显改善，原嗡嗡声异常噪声消失，压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时噪声测试结果如表5。

表 5 优化后风机侧噪声总值和第一峰值(声压级/dB(A))

压缩机转速/(r·min^{-1})	总值	峰值	总值-峰值	峰值频率/Hz
4 200	51.0	40.6	10.4	422
4 260	50.5	36.8	13.8	499
4 320	51.1	40.0	11.1	506
4 380	51.4	39.5	11.9	513
4 440	51.4	40.7	10.8	446
4 500	51.5	40.2	11.3	527

与原方案测试结果(见表1)比较可以看出，该频段内噪声总值明显下降，最大降幅达8 dB，发生在压缩机4 260 r/min运行时；优化方案噪声第一峰值对应频率由原方案的压缩机运行频率的4倍频转移到6倍频至7倍频区间，第一峰值噪声显著降低，最大降幅达20.1 dB，发生在压缩机4 260 r/min运行时；噪声总值与第一峰值之差明显拉大，均在10.4 dB以上。优化方案验证有效，解决了嗡嗡声异响问题。

为了进一步说明优化方案对原方案289 Hz附近噪声峰值的降噪效果，图12给出了压缩机4 320 r/min运行时优化前后噪声频谱。优化方案在289 Hz处的峰值较原方案降幅高达28.7 dB，优化效果显著。

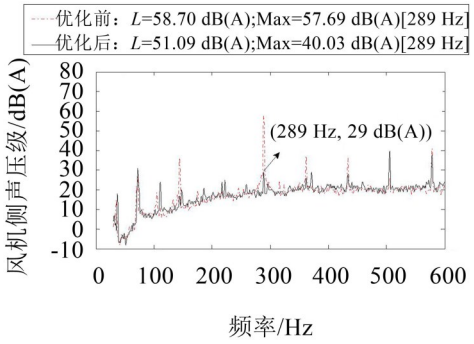


图 12 压缩机4 320 r/min运行时吸气管优化前后噪声频谱

4 结 语

针对某家用中央空调室外机在压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时存在的嗡嗡声异响问题开展噪声控制研究。通过噪声特性测试发现噪声源第一峰值频率成分集中在压缩机的4倍频，进一步通过结构模态仿真和模态试验分析确定噪声源的位置为吸气管及中隔板，锁定吸气管共振是引起嗡嗡声异响的原因。借助模态仿真手段提出吸气管优化方案，并进行有效性验证。优化后噪声实验的结果表明，压缩机4 200 r/min～4 500 r/min运行时整机噪声总值最大降幅达8 dB，4倍频处噪声峰值降幅达20 dB以上，优化方案有效解决了嗡嗡声异响问题。

参考文献：

[1] 黄磊，夏博雯，谭亮红，等. 商用空调压缩机的噪声特性测试与控制[J]. 噪声与振动控制，2015，35(1)：191-194.

[2] 李鹤，于敏，邵美玲，等. 滚动转子压缩机四倍频异常振动控制[J]. 动力学与控制学报，2016，14(4)：364-370.

[3] 张荣婷，胡余生，文智明. 双缸压缩机异常噪声诊断及控制[J]. 压缩机技术，2016，3：50-53.

[4] 黄辉. 滚动转子式制冷压缩机噪声与振动[M]. 北京：科学出版社，2018.

[5] 傅亮，夏博雯，黄磊，等. 空调压缩机噪声控制研究[J]. 噪声与振动控制，2017，37(2)：217-220.

[6] 张筱璐，黄其柏，许智生，等. 空调机异常噪声源的实验分析与诊断研究[J]. 噪声与振动控制，2009，3：136-139.

[7] 朱晓涵，刘益才，林汝茗，等. 抗性消声器在空调系统中的应用研究[J]. 制冷技术，2018，46(9)：72-76.