文章编号：1006-1355(2019)02-0202-04

压缩机吸气消声器的声学和阻力特性研究

韩宝坤，王 鹏，魏 国，纪 瑶

（山东科技大学 机械电子工程学院，山东 青岛 266590）

摘 要：吸气消声器主要用于减弱制冷剂吸入压缩部分时产生的进气噪声。针对目前用于往复式压缩机吸气消声器消声频带窄、中高频消声效果不佳的特点，设计出一种多腔室组合的消声器，可综合考虑消声器的声学性能和流体性能。在Pro/E中建模完成后，将模型导入ANSYS ICEM CFD中划分网格，在声学仿真软件中分别对最初的和新设计后的消声器进行声学仿真。比较两种消声器的传递损失，数值仿真结果显示，新设计的消声器低频消声效果有所降低，中高频消声效果良好，整体消声量提高。最后在Fluent中对消声器的流体性能进行仿真，以压力损失作为衡量流体性能的标准，得出在设计消声器时不能为了提高声学性能设计过多腔室的结论。

关键词：声学；吸气消声器；声学性能；流体特性；传递损失；压力损失

中图分类号：TK413.4+7 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2019.02.038

Research on Acoustic and Resistance Characteristics of Compressor Suction Mufflers

HAN Baokun, *WANG Peng*, *WEI Guo*, *JI Yao*

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, Shandong China)

Abstract : Suction muffler is mainly used to attenuate the intake noise generated when the refrigerant is sucked into the compressive part. Aiming at the characteristics of narrow muffler band and poor sound elimination effect in low and mid frequency ranges of the reciprocating compressor suction muffler, a multi-chamber combined muffler is designed which can consider the acoustic performance and fluid characteristics of muffler simultaneously. After the modeling in Pro / E is completed, the model is imported into the ANSYS ICEM CFD for meshing, and acoustic simulations of the original and newly designed mufflers are performed respectively in LMS. Virtual. Lab. The transmission losses of the two mufflers are compared. The numerical simulation results show that the newly designed muffler has a lower muffler effect in low frequency range, but has better muffler effects in middle and high frequency ranges and an overall muffler volume increase. Finally, the fluid performance of the muffler is simulated in Fluent code. Using the pressure loss as an index for fluid performance evaluation, it is concluded that using multi-cavity may not be suitable in the mufflers design to improve the acoustic performance.

Keywords : acoustics; suction muffler; acoustic properties; fluid performance; transmission loss; pressure loss

往复式压缩机是诸如冰箱、空调等家电设备的重要组成部分，压缩机的性能决定着这些家电设备的效率。制冷压缩机的噪声问题，也是衡量其综合性能的一个重要指标。压缩机的进气噪声是由气流在进气管内的压力脉动导致的[1]。进气噪声的基频与进气管里的气体脉动频率相同，与压缩机的转速有关。通常在往复式压缩机的进气端设置吸气消声器来减弱噪声，当前，在往复式压缩机进气端设置吸气消声器的主要结构包括壳体、挡板、导流管。利用管道截面变化，使沿管道传播的某些频率的声波不能通过消声器；共振腔引起声阻抗改变，反射或消耗声能，或利用声程差，使声波相位相差180度来抵消消声器内的噪声[2]。低频消声效果良好，中高频噪声消声效果较差，并且消声频带有限。

针对上述问题，设计出一种多腔室组合的吸气消声器，基于有限元法，对新设计的压缩机吸气消声器在声学仿真软件中进行声学性能仿真，对比分析两种消声器传递损失曲线；并利用Fluent仿真消声器的流体性能。最后通过实验验证，新设计的多腔

收稿日期：2018-05-11

基金项目：山东省重点研发计划资助项目(2017GGX40120)

作者简介：韩宝坤(1971−)，男，山东省莱芜市人，教授，研究方向为振动与噪声控制。

E-mail: bk_han@163.com

室组合的消声器在整机噪声测试中有更好的降噪效果，这为消声器的设计提供依据和理论基础。

1　消声器的数学模型

1.1　消声器的设计

在往复式压缩机吸气端设置的吸气消声器内部结构如图1所示，消声器的合成材料为聚对苯二甲酸丁二醇酯。进气口、内部导流管、出气口的直径 $d=7$ mm，消声器的宽度为22 mm，高度为 $L_2=40$ mm，长度方向为不规则形状，L_{a1} 和 L_{b2} 分别是横向挡板和纵向挡板中心距出气口和底面的位置参数，其中：$L_{a1}=L_a/L_1$，$L_{b2}=L_b/L_2$，L_a 和 L_b 为消声器挡板距离侧边的位置。

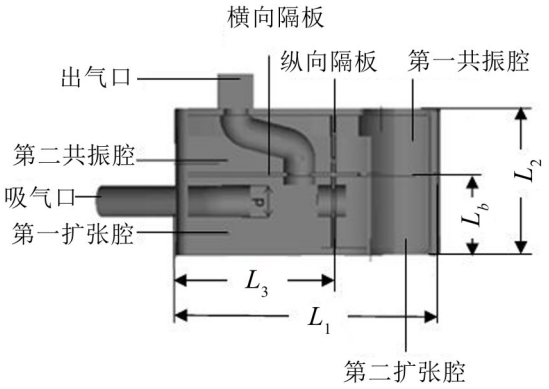


图1　消声器的内部结构图

由图1可以看出吸气消声器的内部结构，吸气消声器主要由壳体、横向挡板、纵向挡板、插入管、导流管、吸气口、出气口等几部分组成，消声器分为四个腔室，腔室之间通过插入管或者连接孔彼此连通。

对于上述新设计的消声器在Pro/E中建模，分别对消声器上壳体、插入管、下壳体和由横向挡板和纵向挡板组成的插入结构建模，装配组成消声器。

1.2　消声器的声学有限元模型

基于一维平面波理论，对消声器的分析存在着一定的局限性。消声器内部结构复杂，有限元法能够建立消声器内部声场的的有限元模型，较准确的模拟消声器内部的复杂声场。

消声器内部制冷剂声传播的频域形式[3]为

$$\nabla^2 p(x,y,z)-k^2 p(x,y,z)=-\mathrm{j}\rho w q_0(x,y,z) \quad (1)$$

将式(1)积分得到

$$\int_V \tilde{p}\,\left(p\nabla^2(x,y,z)-k^2 p(x,y,z)+\mathrm{j}\rho w q_0(x,y,z)\right)\mathrm{d}V=0 \quad (2)$$

根据高斯理论中的积分转化关系，将式(2)转化成以下关系

$$\int_V(\nabla\bar{p}\cdot\nabla P)\,\mathrm{d}V-w^2\int V\left(\frac{1}{c^2}\bar{p}\cdot p\right)\mathrm{d}V=\int V\,\mathrm{j}\bar{p}\,\rho_0 w q_0\,\mathrm{d}V-\int_s \mathrm{j}\,\rho_0 w\bar{p}\,v\cdot n\mathrm{d}S \quad (3)$$

式中：$\nabla^2=\frac{\partial}{\partial x^2}+\frac{\partial}{\partial y^2}+\frac{\partial}{\partial z^2}$，为拉普拉斯算子；$x$、$y$、$z$（m）为坐标值，$p$（Pa）为压力；j（$\mathrm{j}=\sqrt{-1}$）为虚数单位；$k$（$\mathrm{m}^{-1}$）为波数；$\rho_0$（$\mathrm{kg/m^3}$）为定常流动的密度；$w$（rad/s）为角频率；$q_0$（$\mathrm{kg/(m^3\cdot s)}$）为定常流动时外部作用于流体的质量源，$\bar{p}$ 为加权系数；V 为计算域；c（m/s）为声速；v（m/s）为流体速度；S（$\mathrm{m^2}$）表示 V 的边界。

将式(3)进行有限元网格离散，得到数值形式的方程组

$$(\boldsymbol{K}_a+\mathrm{j}w\boldsymbol{C}_a-w^2\boldsymbol{M}_a)\cdot p_i=Q_i+V_{ni}+P_i=\boldsymbol{F}_{ai} \quad (4)$$

式中：$\boldsymbol{K}_a$（kg）为质量矩阵；$\boldsymbol{C}_a$（$\mathrm{m^3/(Pa\cdot s)}$）为导纳矩阵；$\boldsymbol{M}_a$（$\mathrm{m^2/N}$）为可压缩性矩阵；p_i（Pa）为求解的网格节点声压；Q_i（W）为输入的声源向量；V_{ni}（m/s）为输入的声质量的速度向量；P_i（Pa）为输入的声压向量；$\boldsymbol{F}_{ai}$（N）为激励矩阵。

2　消声器的声学特性仿真结果与分析

消声器的传递损失定义为入射声功率与透射声功率之比的对数，采用传递损失评价消声器的声学性能[4]。

消声器的传递损失计算公式为

$$\mathrm{TL}=10\lg\left(\frac{W_{\mathrm{in}}}{W_{\mathrm{out}}}\right)=10\lg\left(\frac{p_{\mathrm{in}}^2 A_{\mathrm{in}}}{p_{\mathrm{out}}^2 A_{\mathrm{out}}}\right) \quad (5)$$

式中：W_{in}（w）为入射声功率；W_{out}（W）为透射声功率；p_{in}（Pa）为入射声压；p_{out}（Pa）为透射声压；A_{in}（m）为进气口截面面积；A_{out}（m）为出气口截面面积。

在Pro/E软件中进行实体化建模，提取声腔，然后导入ANSYS ICEM CFD中划分网格，网格类型是四面体网格，腔室之间的连接孔网格作加密处理，网格如图2所示。

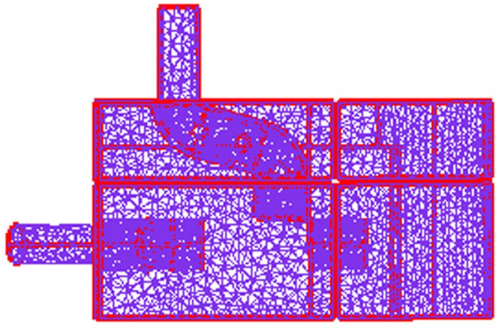


图2　新设计消声器的网格图

在导入到声学仿真软件进行声学仿真之前，需

要做出一些假设[5]：

（1）消声器中的介质为无黏性流体，声波在这种介质中传播无能量损耗，忽略壁面与外界的传热，传播的是小振幅压力波。

（2）制冷剂在无扰动时初速度为零，静态密度和压强为常量。

（3）声波的传播为绝热过程，各声学参数为一阶微量。

用AML（Auto-Matched Layer）[6]方法仿真计算初始和新设计的消声器的传递损失。在声学软仿真软件中将网格设置成声学网格，定义流体材料和流体属性，查看保证计算精度的最小计算频率，其为7 290 Hz，在出口处定义无反射边界条件，入口处定义声功率为1 W，用AML计算消声器的传递损失比较曲线如图3所示。

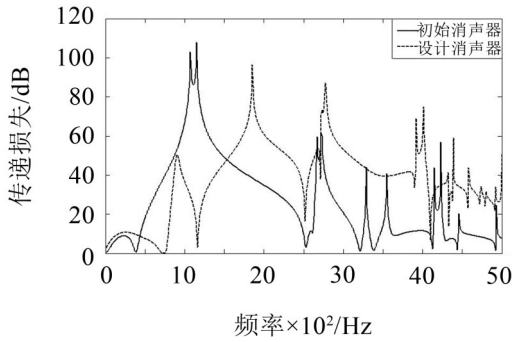


图3 消声器的传递损失比较图

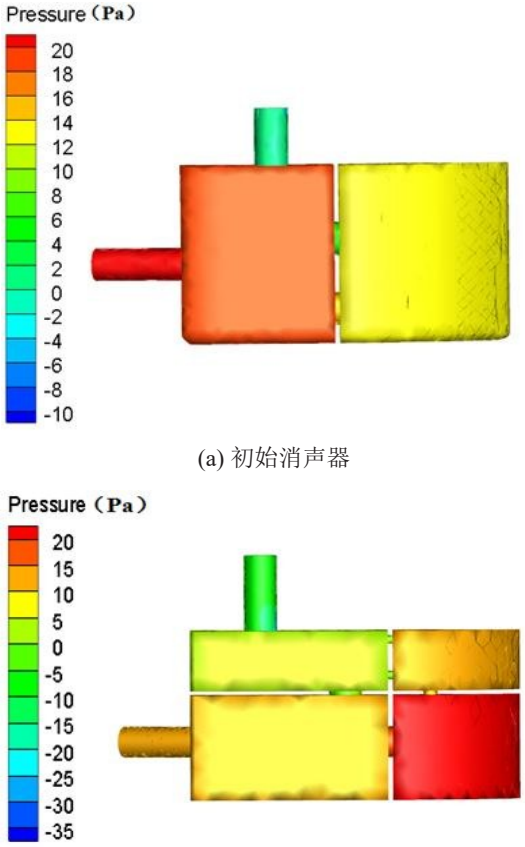
根据图3可以看出在低、中频段，即在400 Hz～1 500 Hz频段，新设计的消声器的传递损失低于初始消声器，这是因为在初始消声器中，两个腔体都为共振腔，针对低频设计。初始消声器传递损失的峰值在1 100 Hz附近，新设计消声器的传递损失峰值在1 850 Hz附近。在1 500 Hz～4 100 Hz频段以及4 150 Hz～5 000 Hz频段，新设计的消声器传递损失值明显优于初始消声器，且频带较宽，无明显的低谷，消声器分为四个腔体，腔体之间通过连接孔和导流管彼此连通，不同腔体针对不同频率的声波起到消声作用，因此在中高频段传递损失较高。

3 消声器的阻力特性仿真结果与分析

流体阻力会影响冰箱压缩机的吸气效率，当吸气效率降低时会影响压缩机的工作性能。因此新设计的消声器在提高声学性能的同时，应避免压力损失过大，避免较大的涡流。腔体结构对流体阻力的大小用压力损失来评价，它是评价消声器特性的重要指标[7]。

流经消声器的制冷介质为R600a，密度为ρ = 1.63 kg/m^3，声速c = 218.5 m/s，将消声器内部的流动视为不可压缩流体的流动，忽略制冷介质与外界和壁面的传热作用。控制方程的求解采用simplec算法，采用$k-\varepsilon$湍流模型来进行数值模拟。进气口边界条件设置成速度边界条件，出气口边界条件设置成压力边界条件，壁面边界条件设置成绝热无滑移壁面[8]。

在Fluent中得到的压力分布云图如图4所示。



(a) 初始消声器

(b) 新设计消声器

图4 初始和新设计消声器的压力分布云图

在图4所示的消声器的压力云图中，初始消声器第一腔室中压力较高，新设计后的消声器第二个腔室中压力较高，因为气流经导流管直接进入第二腔室，新设计后的吸气声器有四个腔室，共振腔压力小于扩张腔的压力。在Fluent中计算消声器的压力损失，初始设计的消声器的压力损失是15.8 Pa，新设计后的消声器的压力损失是17.1 Pa。改进后压力损失变化1.3 Pa。改变内腔结构对吸气消声器的压力损失影响较小。

4 实验对比

选取某一型号性能稳定的4台压缩机进行整机测试，按照国标测试的要求：吸气压力为0.028±0.01 MPa、排气压力为0.586±0.05 MPa、吸气温度为32 °C，维持环境温度在20±5 °C[9]。测试设备包括24通道数据采集器、PCB数据线、10个麦克风传声器、

数据分析计算机、朗德ArtemiS Suite6. 0数据分析软件。在测量噪声之前，需要对传声器进行声压级校准以及背景噪声测试，校准时使用1 000 Hz、94 dB标准校准器，对10个通道的麦克风依次校准两次，校准结果误差应小于0.5 dB；关闭测试仪器，不改变半消声室的室内环境，进行背景噪声测试，测试完成后统计声压级数据，背景噪声的频带声压级或A声压级相比每个测试点的频带声压级或A声压级应低于10 dB，若高于10 dB则需要进行修正。现场噪声测试实验如图5所示。

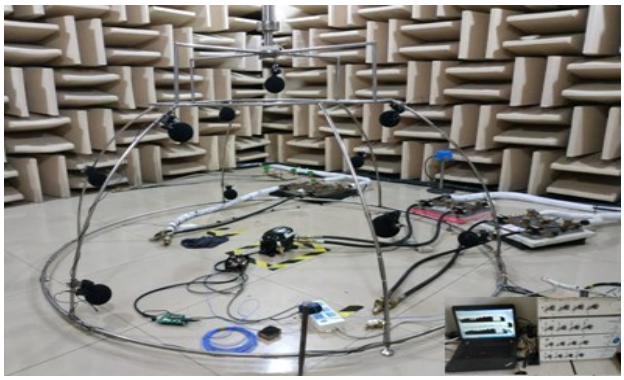


图5 半消声室内十点法噪声测试实验

4台压缩机分为两组。对装有不同消声器的压缩机采用十点法测整机噪声，2组压缩机检测多次，检测数据取平均值。缩机转速一定，检测数据进行1/3倍频程频谱分析，如图6所示。

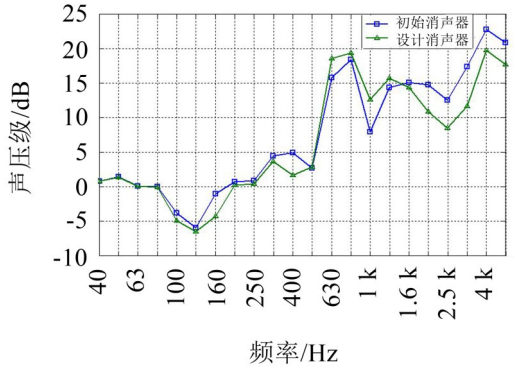


图6 压缩机整机噪声频谱

在400 Hz～1 500 Hz频率段，设计消声器的平均A声压级上升，在1 000 Hz处差值最大，其它频段平均A声级降低，验证了仿真结果的准确性。新设计吸气消声器整机噪声降低2.5 dB。

5 结 语

为了拓宽消声器的频带，提高高频段的消声量，设计出一种多腔室组合的消声器。分别研究消声器的声学性能和阻力特性，通过仿真结果和实验数据的对比得到以下结论。

（1）声学仿真结果显示，新设计的消声器整体消声频带变宽，腔室增加，能够增加消声量，整机噪声频谱有效验证了新设计消声器声学性能的提高。由于传递损失是在理想环境条件下计算的，忽略流速、密度和温度的影响，且压缩机内部噪声源较多，传播路径复杂，仿真结果与实验有一定误差。

（2）流体特性仿真结果显示，随着腔室的增多，消声器的压力损失增加。腔室结构越复杂，压力损失越大。因此设计消声器时，应利用挡板，合理布置腔室，保证内部管路顺畅，降低消声器的压力损失。

参考文献：

[1] 李伟男. 往复式冰箱压缩机结构噪声分析以及降噪研究[D]. 杭州：浙江大学，2017：2-7.

[2] 方丹群，张斌，孙家麒，等. 噪声控制工程学[M]. 北京：科学出版社，2013：675-756.

[3] KIM SANGHYEON, CHEONG CHEOLUNG, PARK JAESEONG, et al. Investigation of flow and acoustic performances of suction mufflers in hermetic reciprocatingcompressor[J]. **International Journal of Refrigerations,** 2016 (69): 74-84.

[4] 孔祥强，陈丽娟，李瑛. 制冷压缩机排气管消声器声学及阻力特性仿真分析[J]. **农业工程学报**, 2015，31（5）：59-62.

[5] 韩宝坤，牛家鹏，阎成稳，等. 冰箱压缩机吸气消声器声学特性分析[J]. **噪声与振动控制**. 2016，36（6）：178-181.

[6] 郭军丽，吴亚锋，徐俊伟，等. 基于管道声模态的消声器传递损失计算[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(5)：179-183.

[7] NAGARJUNA K, SREENIVAS K. Noise reduction in a reciprocating compressor by optimizing the suction muffler [J]. **International Journal of Engineering Trends & Technology,** 2014, 16(6): 276-281.

[8] KEE SEUNG，JIN WOO LEE. Two-step design process for optimal suction muffler in reciprocating compressor[J]. **Journal of Mechnical Science and Technology,** 2015, 29（1）: 269-278.

[9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 9098-2008 电冰箱用全封闭型电动机-压缩机[S]. 北京：中国标准出版社，2008：2-16.