

制冷压缩机排气管消声器声学及阻力特性仿真分析

孔祥强, 陈丽娟, 李 瑛

(山东科技大学机械电子工程学院, 青岛 266590)

摘要: 为了降低空调运行过程中制冷压缩机所产生的噪声, 采用在制冷压缩机排气管设置消声器的方法。建立了消声器内部制冷剂的有限元模型, 利用声学分析软件 Virtual Lab Acoustics 和计算流体力学软件 Fluent 分别对消声器的声学性能和阻力特性进行数值模拟, 分析了消声器内部的扩张腔长度、孔板位置、孔板内径等结构参数对排气管消声器传递损失和压力损失的影响。模拟结果表明: 随着扩张腔长度的不断减小, 消声器的传递损失曲线逐渐向高频方向移动, 消声器的有效消声频率范围不断拓宽, 而扩张腔长度对消声器压力损失的影响较小, 合理选择扩张腔长度能够有效降低压缩机噪声; 孔板位置对中高频噪声的降噪效果影响较大, 随着孔板位置由扩张腔中心处向其进口端面不断移动, 2 000~2 400 Hz 附近频率的消声性能逐渐得到改善, 并且消声器内部压力损失不断减小, 且其减小幅度越来越大, 因此孔板在允许的范围内应尽可能靠近消声器进口端面; 随着孔板内径的不断减小, 消声器的降噪效果不断增强, 但消声器内部压力损失也随之逐渐增大, 且增大幅度越来越大, 因此孔板内径不宜太小。

关键词: 制冷; 声学特性; 噪声污染控制; 压缩机; 排气管; 消声器; 传递损失; 压力损失; 数值模拟

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2015.05.009

中图分类号: TB535

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)05-0059-06

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数值研究[J]. 农业工程学报, 2015, 31(5): 59-64.

Kong Xiangqiang, Chen Lijuan, Li Ying. Numerical analysis of acoustic and resistance performance of muffler in refrigeration compressor's discharge pipe[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(5): 59-64. (in Chinese with English abstract)

0 引言

家用空调器噪声是影响其舒适性指标的重要因素, 压缩机及其配管振动是空调室外机振动噪声的主要来源^[1-5]。制冷压缩机腔内和排气管内充满了制冷剂气体, 当机体振动时, 制冷剂被激励产生噪声并沿制冷剂管道进行传播。因此, 在制冷压缩机排气管道设置抗性消声器, 利用声阻抗失配, 声波发生反射、干涉, 使噪声在传播过程中逐渐衰减, 能够取得有效的降噪效果。

黄兹思等^[6]利用有限元方法对空调压缩机腔内消声器的声学特性进行了数值模拟, 验证了有限元数值计算的可靠性。李春银等^[7]通过优化设计空调旋叶式压缩机排气阀, 使压缩机噪声和排气脉动得到了有效控制。仇颖等^[8]对活塞式制冷压缩机吸排气消声腔的声学性能进行了理论计算和试验研究, 为其结构设计提供了依据。孟晓宏等^[9]采用数值模拟方法研究了冰箱压缩机腔内消声器的消声特性, 并通过优化结构参数有效降低了压缩机整机噪声。Li 等^[10]运用模态展开法预测了制冷压缩机腔内消声器的传递损失, 并对不同声模型进行了对比分析。Yue 等^[11]指出制冷压缩机腔内制冷剂的压力脉动是振动

噪声主要来源, 并采用数值模拟方法获得了压缩机腔内制冷剂流场分布。Lim 等^[12]对空调压缩机压力脉动产生的噪声传播路径进行了试验研究, 提出了改变制冷管道走向的降噪措施。Han 等^[13]针对空调制冷管道内部冷媒流动音, 采用减小冷凝器出口管直径的降噪方案。王豪等^[14]、Lee 等^[15]将储液器与制冷压缩机相连, 优化其结构使得噪声在传播过程中衰减。Park 等^[16]提出一种在线扰动滤波器的主动控制技术, 有效抑制了空调用滚动转子式压缩机产生的噪声。Lee 等^[17]将能量流的方法应用到空调室外机压缩机系统, 对振动和噪声传播路径进行分析。上述研究主要针对压缩机腔内消声器或优化制冷剂管道参数等降噪方法来开展的, 而对空调制冷压缩机外部排气管消声器声学特性的研究还较少。

本文采用在制冷压缩机外部排气管设置消声器的降噪方法, 利用声学分析软件 Virtual Lab Acoustics 的声学有限元模块和计算流体力学软件 Fluent 分别对排气管消声器的声学性能及阻力特性进行数值模拟, 并对结果进行分析。

1 消声器结构及数学模型

1.1 消声器结构设计

在制冷压缩机外部排气管设置消声器的空调室外机内部结构如图 1 所示, 主要包括压缩机、消声器、储液器、排气管、回气管、四通阀、冷凝器、减震脚垫等结构。系统采用滚动转子式制冷压缩机, 额定转速为 3 000 r/min; 排气管材料为紫铜管, 外径为 7.94 mm, 壁

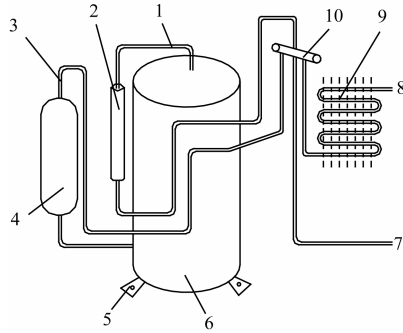
收稿日期: 2014-11-03 修订日期: 2015-02-06

基金项目: 青岛市黄岛区科技项目 (2014-1-40); 山东省高等学校科技计划资助项目 (J11LD63)

作者简介: 孔祥强, 男, 山东曲阜市人, 副教授, 博士, 主要从事制冷空调技术等研究。青岛 山东科技大学机械电子工程学院, 266590。

Email: kxqiangly@126.com

厚为 0.75 mm。

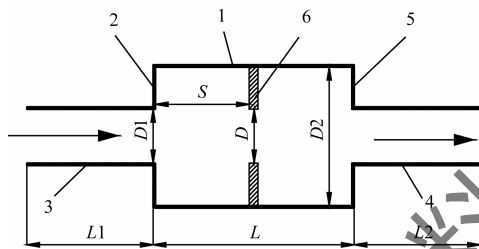


1.排气管 2.消声器 3.回气管 4.储液器 5.减震脚垫 6.压缩机 7.蒸发器出口 8.冷凝器出口 9.冷凝器 10.四通阀
1. Discharge pipe 2. Muffler 3. Suction pipe 4. Liquid accumulator 5. Cushion rubber 6. Compressor 7. Evaporator outlet 8. Condenser outlet 9. Condenser 10. Four way valve

图 1 空调室外机内部结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of inner structure of outdoor unit of air conditioner

由图 1 可以看出,与压缩机相连的排气管和其内部制冷剂气体是压缩机噪声的重要传播路径。为了有效控制制冷压缩机噪声通过排气管内部制冷剂气体的传播,在其排气管设置消声器,具体结构如图 2 所示。该消声器由扩张腔、孔板、入口管和出口管等 4 部分组成。



1.扩张腔 2.进口端面 3.入口管 4.出口管 5.出口端面 6.孔板
1. Expansion chamber 2. Inlet face 3. Inlet pipe 4. Outlet pipe 5. Outlet face 6. Orifice plate

注: L 和 $D2$ 分别为消声器内部扩张腔的长度和内径; D 为孔板的内径; $L1$ 和 $L2$ 分别为入口管和出口管的长度, $D1$ 为其内径; S 为孔板与扩张腔进口端面之间的距离。

Note: L is the expansion chamber length and $D2$ is the inner diameter of expansion chamber; D is the inner diameter of orifice plate; $L1$ is the length of inlet pipe and $L2$ is the length of outlet pipe; $D1$ is its inner diameter; S is the distance between the orifice plate and the inlet of expansion chamber.

图 2 排气管消声器结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of muffler in discharge pipe

1.2 消声器声学有限元模型

采用一维平面波理论对消声器进行分析时,存在一定的局限性^[18]。有限元法通过建立消声器内部声场有限元模型,能较好地反应实际消声器内部复杂声场^[19-23]。因此,本文利用三维有限元法对制冷压缩机排气管消声器进行声学分析。对于制冷压缩机排气管内部的气态制冷剂,作如下假设:1) 制冷剂无黏性,声波在这种流体中传播无能量损耗,传播小振幅声波,适用于线性波动方程;2) 制冷剂在无声扰动时初速度为 0,静态密度和静态压强为定值;3) 声传播为绝热过程,各种声场参数均为一阶微量。

消声器内部制冷剂声传播的基本声学方程的频域形式^[24]为:

$$\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) = -j\rho_0\omega q_0(x, y, z) \quad (1)$$

式中: ∇^2 为拉普拉斯算子, $\nabla^2 = \frac{\partial}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial z^2}$; x, y, z 为坐标值, m ; p 为压力, Pa; k 为波数, m^{-1} ; j 为虚单位, $j = \sqrt{-1}$; ω 为角频率, rad/s; ρ_0 为定常流动的密度, kg/m^3 ; q_0 为定常流动时外部作用于流体的质量源, $kg/(m^3 \cdot s)$ 。

将方程 (1) 进行积分得到:

$$\int_V \tilde{p}(\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) + j\rho_0\omega q_0(x, y, z)) dV = 0 \quad (2)$$

式中: \tilde{p} 为权函数, V 为计算域。

根据高斯理论,体积分和面积分之间的转换关系,将式 (2) 变化成以下关系:

$$\int_V (\nabla \tilde{p} \cdot \nabla p) dV - \omega^2 \int_V \left(\frac{1}{c^2} \tilde{p} \cdot p \right) dV = \int_V j\tilde{p} \rho_0 \omega q_0 dV - \int_S j\rho_0 \omega \tilde{p} v \cdot n dS \quad (3)$$

式中: c 为声速, m/s ; v 为流体速度, m/s ; S 表示 V 的边界, m^2 。

将方程 (3) 进行有限元网格离散,并整理得到数值形式的方程组:

$$(\mathbf{K}_a + j\omega \mathbf{C}_a - \omega^2 \mathbf{M}_a) \cdot \mathbf{p}_i = \mathbf{Q}_i + \mathbf{V}_{ni} + \mathbf{P}_i = \mathbf{F}_{ai} \quad (4)$$

式中: \mathbf{K}_a 为质量矩阵, kg ; \mathbf{C}_a 为导纳矩阵, $m^3/(Pa \cdot s)$; \mathbf{M}_a 为可压缩性矩阵, m^2/N ; \mathbf{p}_i 为求解的网格节点声压, Pa; \mathbf{Q}_i 为输入的声源向量, W; \mathbf{V}_{ni} 为输入的声质量速度向量, m/s ; \mathbf{P}_i 为输入的声压向量,即声压边界条件, Pa; \mathbf{F}_{ai} 为激励矩阵, N。

1.3 消声器的性能评价

消声装置的声学性能通常采用传递损失、末端减噪量、插入损失和声衰减 4 种评价指标^[25]。其中传递损失定义为消声器入口和出口处的声功率级之差,其不受声源管道系统和末端阻抗的影响,是消声器本身具有的特性^[26-27]。因此,本文采用传递损失 TL 来评价排气管消声器的声学性能。消声器的传递损失定义为^[28]:

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

式中: W_{in} 为消声器的输入声功率, W; W_{out} 为消声器的输出声功率, W; p_{in} 为消声器的输入声压, Pa; p_{out} 为消声器的输出声压, Pa; A_{in} 为消声器的进口截面面积, m^2 ; A_{out} 为消声器的出口截面面积, m^2 。

模拟计算中,排气管消声器扩张腔的长度 L 为 120 mm,其内径 $D2$ 为 25 mm;孔板置于扩张腔的中心位置,其内径 D 为 6.44 mm;入口管和出口管的长度 $L1$ 、 $L2$ 均为 15 mm,其内径 $D1$ 为 6.44 mm;排气管内部制冷剂为 R410a,制冷剂气体温度为 80℃,密度为 0.92 kg/m^3 ;R410a 的绝热指数为 1.23,气体常数为 114.55 $J/(kg \cdot K)$,采用党锡淇等^[29]推荐的方法计算其声速为 225 m/s ;入口端面制冷剂流速为 15 m/s ,出口端面制冷剂压力为 2.7 MPa。而且在模拟过程中,仅改变扩张腔长度、孔板

位置或孔板内径等某一结构参数的值, 其余参数值保持不变。下面采用声学分析软件 Virtual Lab Acoustics 对排气管消声器进行数值模拟。在数值模拟过程中, 消声器入口端面施加单位振动速度, 而且由于消声器出口连接的排气管长度远大于消声器自身长度, 将消声器出口端面定义为全吸声属性, 用来模拟无反射边界条件。

2 消声器声学性能模拟结果与分析

2.1 扩张腔长度对消声器传递损失的影响

消声器扩张腔长度 L 分别取 100、120、140 和 160 mm, 模拟结果如图 3a 所示。由图可以看出, 随着 L

的不断减小, 消声器的传递损失曲线向高频方向移动, 消声器的有效消声频率范围不断拓宽, 传递损失峰值没有明显变化, 且随着频率的增大, 传递损失峰值逐渐错开, 这是由于消声器传递损失的频率特性取决于消声器的扩张腔长度。当频率低于 500 Hz 时, L 对消声器传递损失的影响不大; 而当频率高于 500 Hz 时, L 对消声器传递损失的影响较为显著。在 500~2 000 Hz 的频率范围内, 当 L 由 100 mm 增至 160 mm 时, 消声器的传递损失峰值频率由 1 700 Hz 降低至 800 Hz。因此, 在设计和优化排气管消声器结构时, 应根据具体噪声的频谱特性, 选取合适的扩张腔长度。

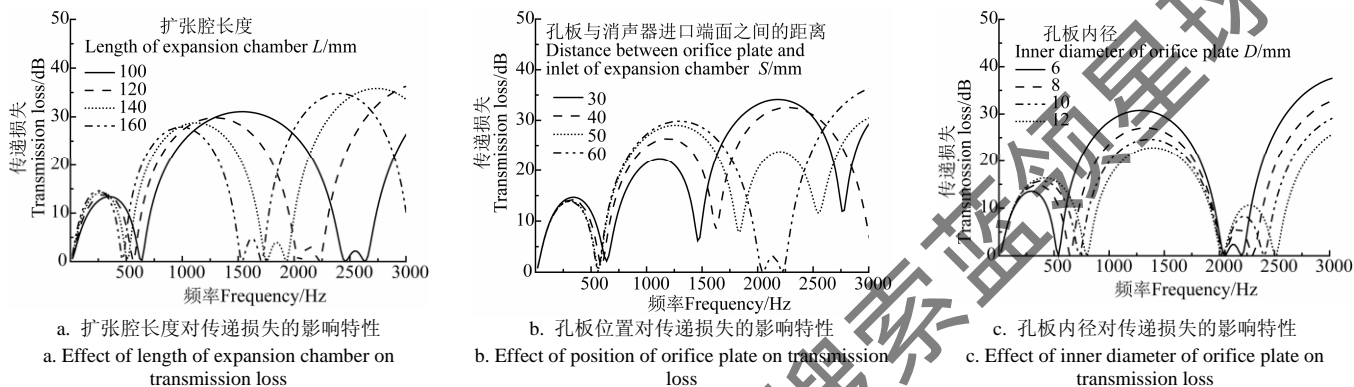


图3 不同结构参数对消声器传递损失的影响

Fig.3 Effect of various structural parameters on transmission loss of muffler

另外, 从图 3a 中还可以看出, 当 L 大于 140 mm 时, 在 2 000~3 000 Hz 的频率范围内, 消声器能够取得较好的降噪效果。黄兹思^[30]分析了压缩机噪声频谱, 并结合大量的试验及文献得出, 2 000 Hz 以上的噪声是滚动转子式压缩机噪声的主要频段。因此, 扩张腔长度值建议大于 140 mm。

2.2 孔板位置对消声器传递损失的影响

消声器孔板与扩张腔进口端面之间的距离 S 分别取 30、40、50 和 60 mm, 模拟结果如图 3b 所示。由图可以看出, S 为 60 mm 时在 2 000~2 400 Hz 附近存在一个消声低谷, 这是因为孔板两侧的扩张腔长度相等, 具有相同的消声频率, 导致消声频带范围较窄。当孔板位置由扩张腔中心处向其进口端面移动时, 因孔板两侧的扩张腔长度不同, 使它们的消声频率相互错开, 这样便可以有效拓宽消声器消声频率范围, 进而使得 2 000~2 400 Hz 附近频率的消声性能得到了明显改善。在 500~1 500 Hz 的频率范围内, 随着 S 的不断减小, 传递损失的峰值降低; 而对于 1 500~2 700 Hz 的频率范围内, 随着 S 的不断减小, 传递损失的峰值增大。由此可见, 孔板位置对消声器的中高频消声效果影响较大。

因此, 在设计和优化制冷压缩机排气管消声器时, 孔板应偏离消声器扩张腔中心位置, 并根据具体压缩机的噪声特点选择合适的孔板位置。

2.3 孔板内径对消声器传递损失的影响

消声器孔板内径 D 分别取 6、8、10 和 12 mm, 模拟结果如图 3c 所示。由图可以看出, 随着 D 的不断减小, 消声器降噪效果不断增强, 这是因为随着 D 的不断

减小, 消声器的截面突变程度增大, 噪声更容易发生反射、干涉。因此, 减小孔板内径能够有效降低空调压缩机噪声。对于低频噪声, D 对于消声器传递损失影响不大; 随着 D 的不断增大, 传递损失峰值略有增加。对于 500~2 000 Hz 和大于 2 500 Hz 的高频噪声, 随着 D 的不断减小, 传递损失峰值逐渐增大, 且消声频带加宽; 而对于 2 000~2 500 Hz 之间的频率范围内, 传递损失变化比较复杂。

3 消声器阻力特性模拟结果与分析

压力损失是评价消声器阻力特性的重要指标, 它反应了消声器内部结构对流体阻力的大小^[31]。本文采用计算流体力学软件 Fluent 对排气管消声器的压力损失进行数值模拟, 寻求不同结构参数对消声器压力损失的影响特性。

消声器进口端面设置为速度边界条件, 出口端面设置为压力边界条件。假设消声器内部制冷剂为定常流动, 采用 Realizable $k-e$ 湍流模型进行数值模拟, 其中采用 SIMPLE 算法求解控制方程。

3.1 扩张腔长度对消声器内部压力损失的影响

消声器扩张腔长度 L 分别取 100、120、140 和 160 mm, 模拟结果如图 4a 所示。由图可以看出, 随着 L 的增加, 因制冷剂气体流经排气管消声器时产生的沿程压力损失增大, 从而使得消声器内部压力损失增加, 但增加幅度较小。因此, L 对消声器内部压力损失的影响较小。在消声器具有较好声学性能的基础上, 应尽可能减小扩张腔长度。

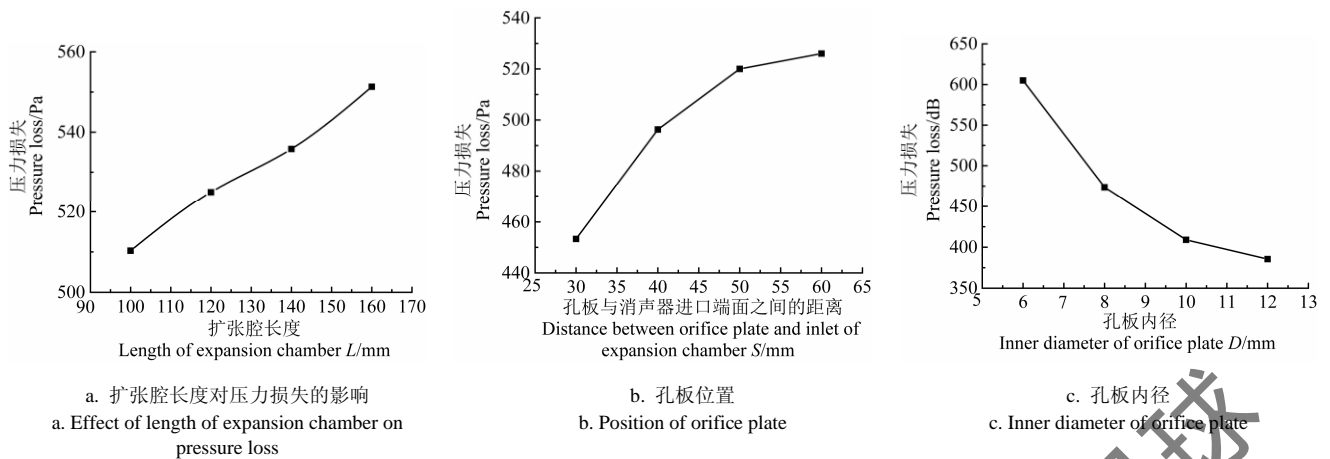


图4 不同结构参数对消声器压力损失的影响特性

Fig.4 Effect of various structural parameters on pressure loss of muffler

3.2 孔板位置对消声器内部压力损失的影响

消声器孔板与扩张腔进口端面之间的距离 S 分别取 30、40、50 和 60 mm，模拟结果如图 4b 所示。由图可以看出，随着 S 的不断增大，制冷剂流经排气管消声器产生的压力损失逐渐增大，且增加幅度越来越小。这主要是由于制冷剂气体由消声器入口进入扩张腔后发生扩散，把孔板向制冷剂流动的相反方向移动，造成制冷剂流经孔板的压力损失增加，但随着 S 的不断增大，因制冷剂气流已不再成束状，所以压力损失的增加幅度越来越小。因此，在允许的范围内减小孔板与消声器进口端面之间的距离，也即孔板尽可能靠近消声器进口端面，不仅能够有效降低压缩机噪声，而且能够减小消声器内部压力损失，进而降低了消声器对空调系统性能的影响。

3.3 孔板内径对消声器内部压力损失的影响

消声器孔板内径 D 分别取 6、8、10 和 12 mm，模拟结果如图 4c 所示。由图可以看出，随着 D 的不断减小，截面突变程度逐渐变大，由涡流产生的局部压力损失随之不断增加，使得制冷剂流经排气管消声器产生的压力损失不断升高，而且升高幅度越来越大。因此，为了降低消声器内部压力损失对空调系统性能的影响，孔板内径不宜太小。如果要使得消声器内部压力损失低于 600 Pa，综合考虑消声器的声学性能和阻力特性，孔板内径设计值应大于 6 mm。

4 结论

为了有效控制制冷压缩机噪声通过排气管内部制冷剂气体的传播，本文采用在压缩机排气管设置消声器的降噪方法，模拟分析了扩张腔长度、孔板位置和孔板内径对消声器传递损失及压力损失的影响特性，得到以下主要结论：

1) 随着扩张腔长度的不断减小，消声器的传递损失曲线向高频方向移动，且消声频带拓宽，扩张腔长度大于 140 mm 能够有效降低 2 000 Hz 以上的压缩机噪声；另外，为了减小制冷剂流经消声器的压力损失，扩张腔长度不宜太大。

2) 孔板偏离消声器扩张腔中心位置时，2 000~2 400 Hz 附近的消声低谷得到改善；随着孔板逐渐向消声器进口端面不断移动，消声器内部压力损失减小，且减小幅度越来越大。因此，为了获得良好的声学性能和阻力特性，孔板在允许的范围内应尽可能靠近消声器进口端面。

3) 随着孔板内径的不断减小，消声器的降噪效果不断增强，但压力损失也随之不断增大，且增大幅度越来越大。因此，孔板内径不宜太小，如果要使得消声器内部压力损失低于 600 Pa，其设计值应大于 6 mm。

[参考文献]

- [1] 章兰珠, 李仕云, 郭军, 等. 直流变频空调室外机管路系统的模态分析[J]. 制冷与空调, 2009, 23(5): 7-10. Zhang Lanzhu, Li Shiyun, Guo Jun, et al. Modal analyse for pipe system of the outdoor machine of a DC inverter business air-conditioner[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2009, 23(5): 7-10. (in Chinese with English abstract)
- [2] Loh S K, Faris W F, Hamdi M, et al. Vibrational characteristics of piping system in air conditioning outdoor unit[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54(5): 1154-1168.
- [3] Lee S H, Ryu S M, Jeong W B. Vibration analysis of compressor piping system with fluid pulsation[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(12): 3903-3909.
- [4] 薛玮飞, 张智, 陈进, 等. 空调配管空间结构的动态仿真与优化[J]. 机械强度, 2011, 33(2): 170-174. Xue Weifei, Zhang Zhi, Chen Jin, et al. Dynamical simulation and optimum design used for air conditioner pipe[J]. Journal of Mechanical strength, 2011, 33(2): 170-174. (in Chinese with English abstract)
- [5] 周易, 王海军, 靳海水. 空调压缩机振动预测技术与计算机模拟[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(4): 206-209. Zhou Yi, Wang Haijun, Jin Haishui. Vibration prediction method and computer simulations on the air compressor[J]. Noise and Vibration Control, 2012, 32(4): 206-209. (in Chinese with English abstract)

- [6] 黄兹思, 蒋伟康, 朱蓓丽, 等. 压缩机消声器特性的数值分析与试验研究[J]. 振动工程学报, 2004, 17(4): 399—402.
Huang Zisi, Jiang Weikang, Zhu Beili, et al. Numerical and experimental analysis of compressor muffler[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(4): 399—402. (in Chinese with English abstract)
- [7] 李春银, 王树林. 汽车空调旋叶式压缩机排气阀片的振动特性[J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 186—191.
Li Chunyin, Wang Shulin. Vibration behavior of a discharge valve for vane compressor of a car air conditioner[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(8): 186—191. (in Chinese with English abstract)
- [8] 仇颖, 李红旗, 吕亚东. 活塞式制冷压缩机吸排气消声腔的声学分析和测量[J]. 流体机械, 2006, 34(11): 16—18.
Qiu Ying, Li Hongqi, Lu Yadong. Acoustics analysis on suction and discharge cavity in hermetic reciprocating compressor[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(11): 16—18. (in Chinese with English abstract)
- [9] 孟晓宏, 金涛. 复杂结构消声器消声特性的数值分析及结构优化[J]. 振动工程学报, 2007, 20(1): 97—100.
Meng Xiaohong, Jin Tao. Numerical analysis of acoustic characteristic of muffler with complicated structure and structural optimization[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(1): 97—100. (in Chinese with English abstract)
- [10] Li Yun, Lin Li, Zhang Xu, et al. Comparison of various sound models for predicting transmission loss of compressor mufflers based on the modal series expansion method[J]. HVAC&R Research, 2012, 18(3): 539—548.
- [11] Yue Xiangji, Ba Dechun, Ba Yaoshuai, et al. Pressure analysis in a compressor cylinder based on detached eddy simulation and dynamic mesh[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(6): 1242—1251.
- [12] Lim S T, Joo K H, Ahn H N, et al. Transfer characteristics of vehicle air condition' booming noise[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(6): 2025—2031.
- [13] Han H S, Jeong W B, Aoyama S, et al. Experimental analysis for reducing refrigerant-induced noise of 4-way cassette type air conditioner[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(5): 1456—1467.
- [14] 王豪, 蒋伟康, 黄翌宇, 等. 旋转式压缩机辐射噪声的预测与抑制[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 463—466.
Wang Hao, Jiang Weikang, Huang Zhaoyu, et al. Prediction and control research for noise radiation of a rotary compressor accumulator[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(3): 463—466. (in Chinese with English abstract)
- [15] Lee U Y, Kim B J, Lee J B, et al. Design optimization of an accumulator for noise reduction of rotary compressor[J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, 2011, 35(7): 759—766.
- [16] Park C S, Kim S, Park G G, et al. Active mechanical vibration control of rotary compressors for air-conditioning systems[J]. Journal of Power Electronics, 2012, 12(6): 1003—1010.
- [17] Lee H J, Kim K J. Multi-dimensional vibration power flow analysis of compressor system mounted in outdoor unit of an air conditioner[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 272(3/4/5): 607—625.
- [18] 毕嵘, 刘正士, 王慧, 等. 多腔共振式消声器的声学特性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(10): 48—51.
Bi Rong, Liu Zhengshi, Wang Hui, et al. Analysis of acoustical performance of multi-chamber Helmholtz resonators[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2008, 39(10): 48—51. (in Chinese with English abstract)
- [19] 孙新波, 唐宏刚, 刘林, 等. 穿孔消声器构型对声学性能的影响研究[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(6): 189—191.
Sun Xinbo, Tang Honggang, Liu Lin, et al. Acoustic performance analysis of concentric-tube resonator with perforated baffle[J]. Noise and Vibration Control, 2010, 30(6): 189—191. (in Chinese with English abstract)
- [20] 褚志刚, 王卫东, 肖新标. 货车怠速工况下噪声源识别及其控制[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 153—158.
Chu Zhigang, Wang Weidong, Xiao Xinbiao. Noise source identification and noise abatement of truck under idle speed condition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 26(5): 153—158. (in Chinese with English abstract)
- [21] 康钟绪, 季振林. 穿孔管消声器消声性能的有限元计算及分析[J]. 噪声与振动控制, 2005, 25(5): 18—20.
Kang Zhongxu, Ji Zhenlin. Finite element calculation and analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers[J]. Noise and Vibration Control, 2005, 25(5): 18—20. (in Chinese with English abstract)
- [22] 徐贝贝, 季振林. 穿孔管阻性消声器声学特性的有限元分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(3): 58—62.
Xu Beibei, Ji Zhenlin. Finite element analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube dissipative silencers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(3): 58—62. (in Chinese with English abstract)
- [23] 左曙光, 龙国, 吴旭东, 等. 隔板对汽车微穿孔管消声器声学特性的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 30(11): 53—60.
Zuo Shuguang, Long Guo, Wu Xudong, et al. Effects of baffle on acoustic attenuation performance of micro-perforated tube muffler[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(11): 53—60. (in Chinese with English abstract)
- [24] 詹福良, 徐俊伟. Virtual.Lab Acoustics 声学仿真计算从入门到精通[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2013: 4—5.
- [25] 李林凌, 黄其柏, 连小珉, 等. 汽车消声器设计方法与评价指标分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(5): 32—36.
Li Linling, Huang Qibai, Lian Xiaomin, et al. Analysis of evaluation indexes and design method of automotive muffler[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2007, 38(5): 32—36. (in Chinese with English abstract)

- [26] 李增光. 机械振动噪声设计入门[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013: 137-144.
- [27] 褚志刚, 周亚男, 李瑶, 等. 基于有限元虚拟实验的消声器传递损失测量[J]. 农业工程学报, 2013, 29(1): 48-55. Chu Zhigang, Zhou Yanan, Li Yao, et al. Measurement of transmission loss of muffler based on finite elements virtual experiment[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(1): 48-55. (in Chinese with English abstract)
- [28] 盛美萍, 王敏庆, 孙进才. 噪声与振动控制技术基础[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 146-151.
- [29] 党锡淇, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1984: 61-65.
- [30] 黄兹思. 旋转式压缩机消声器声学特性理论与试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2003: 7-18. Huang Zisi. A Numerical and Experimental Analysis for Muffler of Rotary Compressor[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2003: 7-18. (in Chinese with English abstract)
- [31] 毕嵘, 刘正士, 王敏, 等. 排气消声器声学及阻力特性数值仿真研究[J]. 噪声与振动控制, 2008, 28(1): 111-114. Bi Rong, Liu Zhengshi, Wang Min, et al. The numerical simulation on acoustic and resistance performance of exhaust muffler[J]. Noise and Vibration Control, 2008, 28(1): 111-114. (in Chinese with English abstract)

Numerical analysis of acoustic and resistance performance of muffler in refrigeration compressor's discharge pipe

Kong Xiangqiang, Chen Lijuan, Li Ying

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

Abstract: The noise level has become an important index to evaluate the quality of air conditioners, and the refrigeration compressor is a major noise source of an air conditioners' outdoor unit. In order to reduce the noise of an air conditioner, by means of the theories that the noise is spread by fluid and the acoustics impedance mismatch occurs in the pipe with variable cross sections, a muffler was set in a refrigeration compressor's discharge pipe. The finite element model of a refrigerant in the muffler was established, based on which, the transmission loss could be numerically simulated by acoustics software Virtual Lab Acoustics, as well as the resistance performance by the computational fluid dynamics software Fluent. The effect of various structural parameters on the transmission loss and pressure loss of the muffler was investigated, including the length of the expansion chamber, and the position and the inner diameter of the orifice plate. The simulation results showed that the transmission loss curve of the muffler gradually moved to the higher frequency as the length of the expansion chamber decreases, which could also expand the effective acoustic attenuation frequency range, but it had little effect on the pressure loss of the muffler. To effectively reduce the noise of the compressor, the length of the expansion chamber should be appropriately selected. When the length of the expansion chamber was bigger than 140 mm, the noise of 2000-3000 Hz was effectively reduced, and the frequency of more than 2000 Hz was the main frequency region of the rotary compressor noise, so the length of expansion chamber was suggested to be bigger than 140 mm, but the length cannot be too big for decreasing the pressure loss of the muffler. For middle and high frequency noise, the position of orifice plate had a great influence on the acoustic attenuation performance of the muffler. As the orifice plate moved from the center of expansion chamber to its inlet surface, the acoustic attenuation performance for the frequency of 2000-2400 Hz gradually became better, while the pressure loss of the muffler decreased and the declination rate gradually increased, so the orifice plate should not only deviate from the center of the expansion chamber, but also get as close to the inlet of the muffler as possible within the permitted range. Moreover, the muffler could achieve better acoustic attenuation performance along with the decrease of the inner diameter of orifice plate, but the pressure loss of the muffler increased gradually with its increase rate tending to be bigger. As a result, in order to achieve an effective noise reduction and reduce the pressure loss of the muffler, the inner diameter of the orifice plate should not be too small. If the pressure loss of the muffler is required to less than 600 Pa, the inner diameter of the orifice plate should be bigger than 6 mm. In the design of the muffler, in addition to obtaining better acoustics attenuation performance, the pressure loss of the muffler needs to be considered, so that the performance of an air conditioner system cannot be greatly influenced. The research results would be able to provide a theoretical base for the noise reduction of air conditioners.

Key words: refrigeration; acoustic properties; noise pollution control; compressor; discharge pipe; muffler; transmission loss; pressure loss; numerical simulation