

文章编号:1006-1355(2020)06-0234-05

## 制冷压缩机吸气消声器气动性能分析

王孚懋, 张玉环, 陈毕胜, 兰同宇, 张 申

(山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266590)

**摘要:**某制冷压缩机原吸气消声器在400 Hz至630 Hz之间降噪效果不明显。提出一种改进的新型消声器,分别采用一维和三维传声损失公式,分析新型结构声学性能,确定结构参数。采用一维管道气流压力损失计算公式,预测结构压力损失为351 Pa,并应用Fluent三维分析软件对一维压力损失计算结果进行验证,两者误差率为10%,分析结构参数对压缩机气动性能影响。通过试验台测试可知,新吸气消声器体积增大23.3 cm<sup>3</sup>,安装新消声器后压缩机声功率级降低2.87 dB(A),占整机噪声的5.1%,降噪效果较明显;压缩机制冷量降低13 W,对应COP值降低0.02,性能损失为1.5%,小于5%设计值。

**关键词:**声学;制冷压缩机;消声器;气动性能

**中图分类号:**TK413.4<sup>+</sup>7

**文献标志码:**A

**DOI编码:**10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.040

## Aerodynamic Performance Analysis of Refrigeration Compressor Suction Mufflers

WANG Fumao, ZHANG Yuhuan, CHEN Bisheng,  
LAN Tongyu, ZHANG Shen

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

**Abstract:** In view of the poor noise reduction effect of the original suction muffler of a refrigeration compressor in 400Hz to 630Hz frequency range, a new improved muffler is presented. Its acoustic performance is analyzed by using one-dimensional and three-dimensional sound transmission loss formulas and its structural parameters are determined. Using the calculation formula of pressure loss of one-dimensional pipeline flow, the structural pressure loss is predicted to be 351 Pa, which is then verified by using three-dimensional analysis software of Fluent. The difference of the results of the two methods is 10%. Then, the influence of the structural parameters on the aerodynamic performance of the compressor is analyzed. According to the test data, the volume of the new suction muffler increases by 23.3 cm<sup>3</sup>. After the installation of the new muffler, the sound power level of the compressor decreases by 2.87 dB(A), which occupies 5.1% of the noise of the whole machine. The noise reduction effect is obvious. The cooling capacity of the compressor decreases by 13 W, the corresponding COP value decreases by 0.02, and the performance loss is 1.5%, which is less than the design value of 5%.

**Keywords:** acoustics; refrigeration compressor; muffler; aerodynamic performance

2018年我国轻型商用制冷产品全球市场占有率达6%,轻商全封活塞压缩机销量超过1千万台,市场份额超过70%<sup>[1]</sup>。压缩机是制冷设备的主要动力源,消声器作为压缩机部件,气动性能研究至关重要。朱福等<sup>[2]</sup>研究了共振式消声器气流再生噪声与气流速度的关系,得出消声器气流再生噪声随进口

流速的增大而增大。韩宝坤等<sup>[3]</sup>为降低压缩机气动噪声中进气端噪声,进行了吸气消声器内导流管声学研究,提出圆形导流管较方形导流管消声效果更佳。

本文对于一种单缸活塞式制冷压缩机新型改进吸气消声器,分别利用一维及三维传声损失方法,分析其结构消声性能,确定结构参数。为保证消声器阻力性能,利用一维管道气流压力损失公式预测结构压力损失,采用Fluent软件验证一维公式计算结果,分析结构参数对压力损失的影响,并测试了新型消声器对压缩机性能影响,可为产品升级改造提供参考依据。

收稿日期:2020-03-03

基金项目:山东省研发计划资助项目(2017GGX203005)

作者简介:张玉环(1994-),女,山东省菏泽市人,硕士研究生,主要研究方向为振动与噪声控制。

通信作者:王孚懋,男,教授,硕士生导师。

E-mail: wangfumao@sdu.edu.cn

## 1 消声器结构改进设计

某单缸活塞式制冷压缩机内部结构如图1所示,样机额定功率为600 W,额定转速为2 950 r/min,额定压力为825 840 Pa,流量为4.5 L。压缩机气缸活塞通过连杆驱动做往复运动,冷媒沿吸气管经吸气消声器进入气缸,通过压缩气压上升,经排气管流向换热器。压缩机原吸气消声器为一个三腔抗性消声器,包括两个共振腔和一个扩张腔。通过拆除试验法测试可知,压缩机标准运行工况下气动噪声主要分布频段为100 Hz至1 250 Hz,拆除吸气消声器后噪声在100 Hz至400 Hz和630 Hz至1 250 Hz出现较大峰值,400 Hz至630 Hz噪声值降低,原有吸气消声器对于低中频降噪能力不足<sup>[4]</sup>。

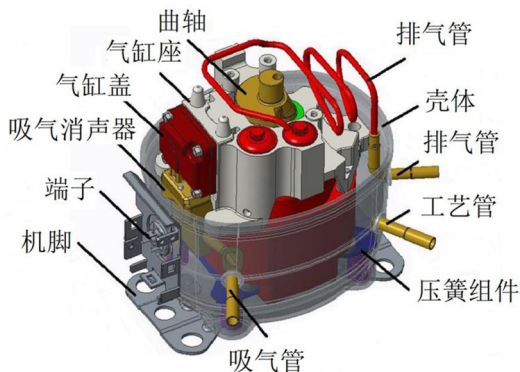


图1 单缸活塞式制冷压缩机内部结构

改进的新型吸气消声器结构如图2所示。气流由吸气口进入导流管,经导流管矩形透孔进入共振腔1和2,经内插管进入扩张腔。 $L_a$ 为腔体总长, $L_b$ 为腔体总高, $L_1$ 为扩张腔长度, $L_2$ 为共振腔高度,可由吸气消声器安装空间位置确定尺寸数值, $d_n$ 为导流管内径, $l_n$ 为导流管透孔边长。

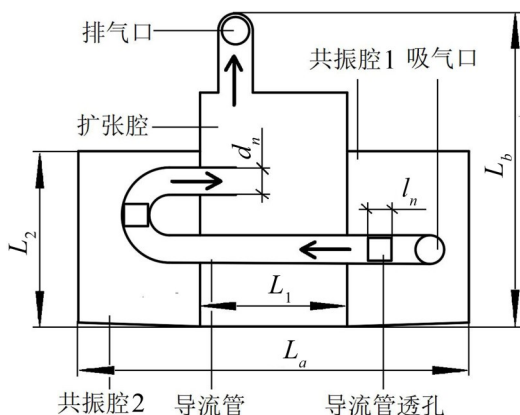


图2 新型吸气消声器结构

为提高消声器低中频段的消声量,增加了扩张腔有效消声容积,但增大了气流阻力损失。为降低共振腔气流阻力损失,采用了内置贯通式开孔导流管,具有与内插管同等宽频降噪效果。为保证压缩

机的工作性能指标,需要进一步优化消声器结构参数与气动性能。

## 2 消声器传声损失分析

### 2.1 一维管道传声损失分析

结合一维线性声学理论,对消声器的传声损失进行分析,假设沿腔体轴向传播的声波为平面波,忽略管内气流流动及流体黏性。带插入管的单节扩张式消声器传递损失理论公式为<sup>[6]</sup>

$$TL = 10 \lg \left[ \frac{\cos^2 l_0 k}{\cos^2 l_1 k} + \frac{1}{4} \left( \frac{1}{m} + m \right)^2 \frac{\sin^2 l_0 k}{\cos^2 l_1 k} \right] \quad (1)$$

式中: $l_0$ 为扩张室除去插入管的长度, $m$ ;  $l_1$ 为插入管长度, $m$ ;  $m$ 为扩张比; $k=2\pi/\lambda$ 为波数。

单节共振式消声器的传递损失<sup>[6]</sup>:

$$TL = 10 \lg \left[ 1 + \left( \frac{S_c \left( \tan(kl_g) + \left( S_v/S_c \right) \tan(kh) \right)}{S_p \left( S_v/S_c \tan(kh) \tan(kl_g) \right)} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中: $S_v$ 为共振腔横截面积, $m^2$ ;  $S_p$ 为管道横截面积, $m^2$ ;  $S_c$ 为连接管内孔横截面积, $m^2$ ;  $l_g$ 为连接管有效长度, $m$ 。

模拟计算时,消声器腔体总长 $L_a$ 取为108 mm,总高 $L_b$ 取为105 mm,扩张腔长度 $L_2$ 取为33 mm,共振腔高度 $L_1$ 取为48 mm,腔体厚度取为20 mm。由式(1)和式(2)可知导流管内径与扩张比密切相关,且穿孔率对共振腔传声损失有较大影响。在计算过程中,改变导流管内径和穿孔率,穿孔率取为透孔截面积与该段导流管截面积之比,结构参数见表1。

表1 消声器结构参数

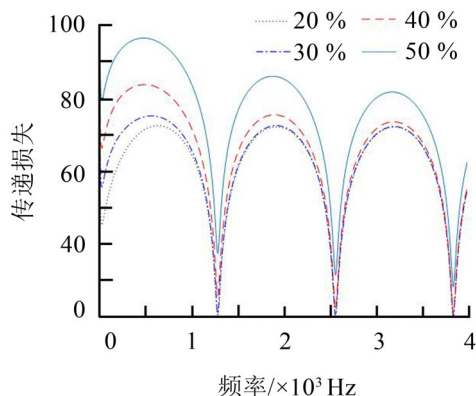
结构类型	取值范围			
导流管内径 $d_n$ /mm	5	6	7	8
穿孔率/(%)	20	30	40	50

忽略消声器各腔室之间的影响,消声器传声损失可由式(1)和式(2)相加而得,结果如图3所示。

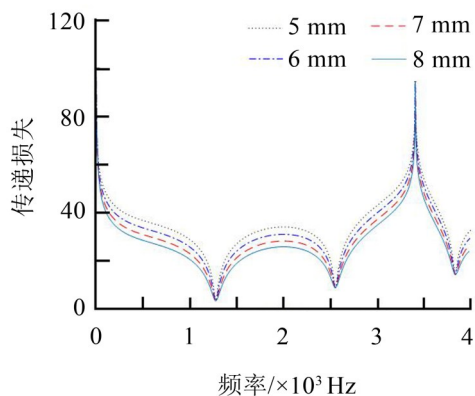
图3(a)中,随着穿孔率的增大,有效消声频率范围扩大,传递损失整体大幅增加,随频率逐渐升高,增加幅度逐渐变小,可知在中低频带,增加导流管穿孔率可以提升消音器的消声量。图3(b)为导流管内径 $d_n$ 对消声性能的影响,传递损失随 $d_n$ 增加而整体降低且降幅较平稳,可得导流管内径越小消音器消声效果越明显。

### 2.2 三维管道传声损失分析

为全面考察导流管与腔体连接处的三维流场效应,分析导流管穿孔率对传声损失的影响,采用Lms Virtual. Lab软件进行声学性能分析。



(a) 穿孔率对传递损失的影响



(b) 内径对传递损失的影响

图3 导流管结构参数对传递损失的影响(一维)

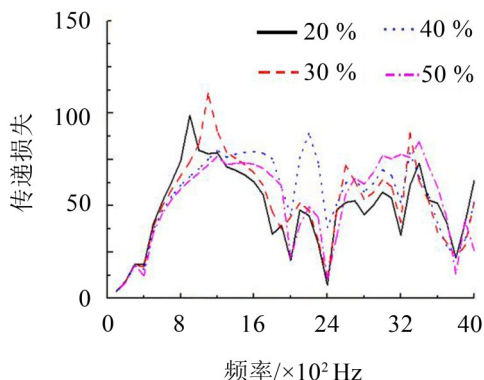
复杂结构消音器的传声损失可以描述为<sup>[6]</sup>:

$$TL = 20 \lg \left| \frac{p_{in}}{p_{out}} \right| + 10 \lg \left| \frac{S_1}{S_2} \right| \quad (3)$$

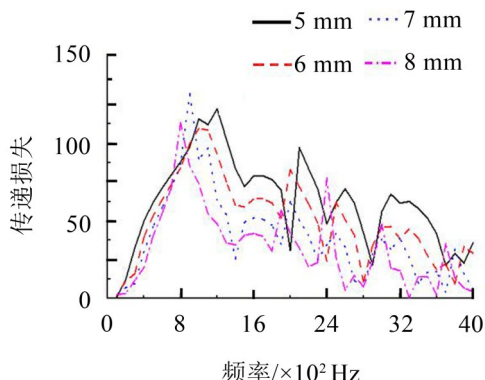
式中: $p_{in}$ 为消声器进口端面入射声压, $p_{out}$ 为出口端面透射声压; $S_1$ 为进口截面积, $S_2$ 为出口截面积。

消声器声学分析边界条件为:(1)内壁面为刚性壁面,壁面制冷剂法相速度为0 m/s;(2)出口为无反射边界条件;(3)内壁边界为刚性边界条件,不考虑边界的吸收作用。三维管道传声损失结果如图4所示。

图4(a)中,随着共振腔穿孔率增大,传递损失峰值有向高频移动的趋势;在400 Hz至1 600 Hz频段,穿孔率在20%至30%之间时出现传递损失最大值;在2 000 Hz至2 400 Hz频段,穿孔率为40%时出现最大峰值;在2 400 Hz频率以上,传递损失随穿孔率的增加而增大,与一维计算结果相符。图4(b)表明,随着 $d_n$ 增大,传递损失峰值向低频移动,整体传递损失曲线呈下降趋势,有效消声频率范围有减小的趋势;当导流管内径为7 mm至8 mm时,3 300 Hz至3 600 Hz处存在通过频率,因此导流管内径不宜过大。



(a) 穿孔率对传递损失的影响



(b) 内径对传递损失的影响

图4 导流管结构参数对传递损失的影响(三维)

导流管结构参数相同时,对比800 Hz一维声学理论计算结果与三维计算结果,两者相对误差为0.6%,验证一维理论近似计算的可靠性。

### 3 消声器流阻特性分析

改进吸气消声器后,压缩机气动性能会有变化,为了避免增大功耗,进一步分析消声器的流阻特性。根据以上分析结果,选取导流管内径 $d_n$ 为6 mm,导流管穿孔截面边长 $l_n$ 为2 mm,即穿孔率为28%。

#### 3.1 一维管道气流压力损失计算

管道压力损失包括摩擦压力损失和局部压力损失,摩擦压力损失由气体与管壁产生摩擦造成,局部压力损失由管道发生局部变形造成。压力损失由以下公式计算<sup>[5]</sup>:

$$P_m = \zeta \rho v^2 / 2 \quad (4)$$

$$P_f = \lambda l v^2 / 2 d g \quad (5)$$

式中: $P_m$ 、 $P_f$ 分别为局部和摩擦压力损失,Pa; $\zeta$ 、 $\lambda$ 分别为管道局部和摩擦压力损失系数,可查文献手册; $v$ 为相应管道断面平均流速,m/s; $\rho$ 为流体密度,取为1.62 kg/m<sup>3</sup>; $g$ 为重力加速度; $l$ 为管道长度,m; $d$ 为管道内径,m。

由图2可知,吸气口为直角进口,排气口、共振腔透孔与扩张腔内插管出口截面突然扩大。取流体进气口速度为7 m/s,其余断面速度为10 m/s,由文献[5]可得各断面压力损失系数,由式(1)、式(2)预测压力损失 $P$ ,数据见表2。

表2 新消声器压力损失计算

序号	名称	压力损失系数 $\zeta/\lambda$	压力损失 $P$ / Pa
1	吸气口	0.5	19.9
2	导流管	0.3	29.6
3	扩张腔内插管出口	0.95	77.0
4	排气口	0.9	72.9
5	共振腔1透孔	0.94	76.1
6	共振腔2透孔	0.94	76.1

由表2知,吸气消声器总压力损失预测值约为351.6 Pa,根据单缸活塞式制冷压缩机额定工作压力,计算压力损失为0.43%,不超过5%压力设计余量<sup>[4]</sup>。

### 3.2 三维管道气流压力损失分析

由于消声器结构比较复杂,采用三维流体动力学模型预测其流场特性,扩张腔、导气管穿孔结构处会产生较大的旋涡及湍流现象。

采用湍流计算的标准 $k-\varepsilon$ 方程<sup>[6]</sup>:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \nabla (\rho u_i u_j) = -\nabla p + \nabla (\tau) + S_i \quad (4)$$

式中: $u_i$ 为速度分量,m/s; $p$ 为压力,Pa; $\mu$ 为动力黏性系数,Pa·s; $\nabla$ 为拉普拉斯算子。

场分析边界条件:(1)入口采用速度边界条件;(2)出口采用压力边界条件,出口压力(相对压力)为0.2 MPa;(3)固壁绝热且无摩擦,环境压强为一个标准大气压。

利用ANSYS对消声器内部结构模型划分网格,文件导入Fluent平台中,采用SIMPLE求解控制方程,考虑流体黏性影响,调用标准 $K-\varepsilon$ 湍流模型模

块。采用壁面函数法处理近壁面区流动,设置足够的迭代次数进行计算,流场分析结果如图5所示。

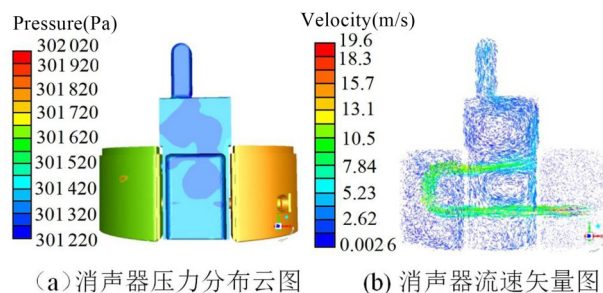
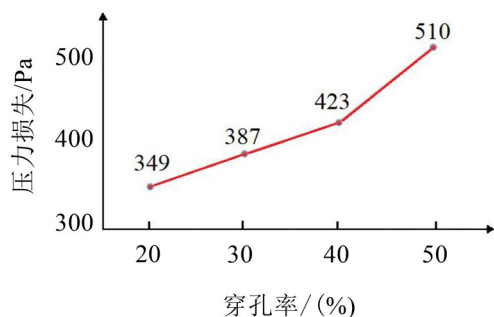


图5 消声器三维流场分析

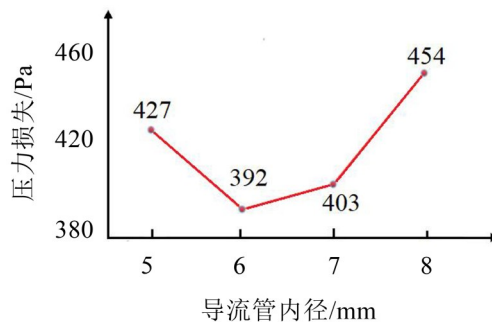
由图5(a)可以看出,在吸气管进气端口处压力较高,在流动路径中,冷媒压力分布呈分层式逐渐降低的趋势,并且在导流管结构内冷媒压力最大。模拟计算得进出口压力差为392 Pa,与经验公式计算结果比较相差约41 Pa,误差率为10%。图5(b)中,导流管内部及导流管透孔与出口附近气体流速较高,达到10 m/s以上,可能会造成吸气消声器压力损失增大。

为明确导流管内径及穿孔率对消声器流阻特性的影响,分析参数取值不同时压力损失的变化,参数取值见表1,结果如图6所示。

图6(a)中,随穿孔率增大,压力损失逐渐升高,且在40%至50%范围内,压力损失增速变快。这是因为穿孔率过度增大时,气流快速通过孔径射入到共振腔,与共振腔内的自由气体混合发生扩散,撞击壁面反射后产生了涡流并造成了能量损失。在保证消声性能的前提下,穿孔率不易超过40%。由图6(b)可看出,随着 $d_n$ 增大,压力损失先降低后升高; $d_n$ 取为6 mm和7 mm时,压力损失相对较小,且 $d_n$ 取为6 mm时压力损失最低,随着 $d_n$ 继续增大,压力损失急剧上升;当 $d_n$ 取为8 mm时,压力损失为454 Pa。可能是随着导流管内径继续增大,气体能量从束状状态逐渐分散,部分进行反射,造成压力急剧降低。在保证消声性能的前提下,导流管内径应以阻力损



(a) 穿孔率对压力损失的影响



(b) 内径对压力损失的影响

图6 导流管结构参数对压力损失的影响

失作为选取指标,可选为6 mm至7 mm。

#### 4 消声器降噪效果实测

将4台压缩机进行整机噪声测试,测试按照国标测试标准进行,排气压力为 $2.5\pm 0.05$  MPa,吸气压力为 $0.3\pm 0.01$  MPa,回气温度为 $32.3\pm 3$  °C。测试设备包括10个传声器、通道采集仪、声级校准器、计算机、Artemis Suite 6.0数据分析软件,测试设备与环境如图7所示。

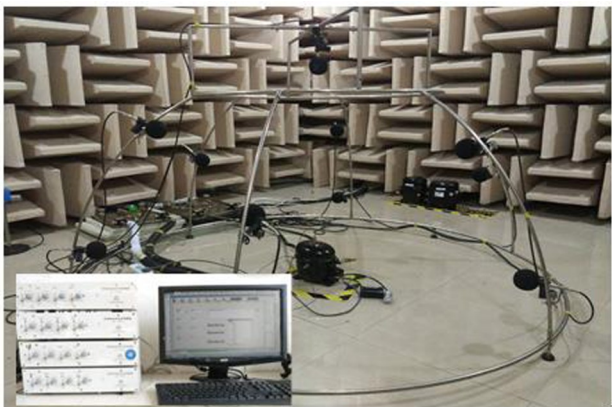


图7 半消声室十点法噪声测试

4台压缩机分为2组,对安装不同消声器的压缩机分别进行噪声测试,分别取两组压缩机测试数据均值,其1/3倍频谱如图8所示。

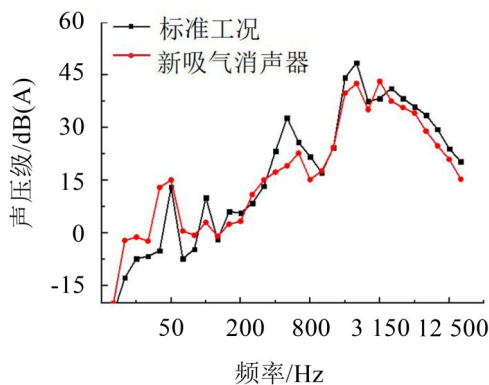


图8 吸气消声器改进前后1/3倍频程噪声频谱

测试整机功耗时,采用YZC-300BX型性能测试系统,测试工质为R134a\R290a\R404a,测试范围为500 W至3 300 W。并分别测试两组压缩机制冷量,取数据均值,测试结果见表3。

由图8得,装有新吸气消声器的压缩机主要降低噪声频段在400 Hz至1 000 Hz之间。在1 600 Hz

至2 500 Hz及大于3 150 Hz时,噪声也有所降低,在220 Hz至315 Hz装有新吸气消声器时噪声略有升高,但整体影响不大。由表3数据知,新消声器体积增大23.3 cm<sup>3</sup>,声功率级降低2.87 dB(A),占整机噪声5.1%,降噪效果明显。制冷量降低13 W,对应COP值降低0.02,性能损失为1.5%,小于5%设计值,满足与之配套的商超食品柜设备制冷量的需求。

表3 吸气消声器改进前后数据对比

类型	声功率级/ dB(A)	制冷量/ W	功耗/ COP	体积/ cm <sup>3</sup>
原消声器	56.64	820	1.37	27.3
新消声器	53.77	807	1.35	50.6

#### 5 结 语

针对一种改进的压缩机吸气消声器,分别采用一维与三维管道传声损失计算消声量与结构尺寸,一维近似计算结果与三维计算结果比较,误差为6%,证明传统的一维计算结果比较可靠,可用于工程设计。采用一维与三维管道压力损失计算模型时,传统一维气流阻力损失计算误差为10%,说明带有内插管管道的预测结果误差相对大一些,工程设计时需要三维流场校核。

由Fluent三维流场仿真分析可知,增加消声器内插管穿孔率,压力损失呈线性增长;随导流管内径增加,压力损失呈现先降低后增加特点。试验台测试结果证明,改进后消声器弥补了原消声器设计不足,降噪效果明显;压缩机性能损失为1.5%,小于5%设计值,满足商超食品柜的制冷参数要求。

#### 参考文献:

- [1] 韩海晓,何志龙,彭强强,等.全封闭冰箱压缩机噪声控制研究综述[J].*流体机械*,2012,40(1):35-40.
- [2] 朱福,郭辉.共振式消声器气流再生噪声分析[J].*噪声与振动控制*,2018,38(1):68-73.
- [3] 韩宝坤,牛家鹏.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.
- [4] 兰同宇,王孚懋.往复式冰箱压缩机噪声测试与消声分析[J].*噪声与振动控制*,2019,(2):234-238.
- [5] 王伟.水力计算手册[M].北京:中国水利水电出版社,2006.
- [6] 季振林.消声器声学理论与设计[M].北京:科学出版社,2019.