

# 基于ANSYS Workbench的涡旋压缩机隔振设计研究

钱永行<sup>1,2</sup>, 胡兆稳<sup>2</sup>, 李向阳<sup>2</sup>

(1.中国地质大学(北京) 工程技术学院,北京 100083;2.合肥工业大学 机械工程学院,合肥 230009)

**摘要:**以家用电动汽车空调系统中的涡旋压缩机为研究对象,对其进行隔振系统的设计。采用传统力学方法对其进行平衡设计,通过对原有模型进行结构优化,改善其受力情况;通过对隔振器进行理论计算,设计出了涡旋压缩机的一级隔振系统,通过计算此一级隔振系统的运用结果验证了隔振器的实用性;利用ANSYS Workbench软件对其进行动力学分析,得出其前六阶固有频率及相应的振型,来防止出现共振问题。最终使得涡旋压缩机的振动情况得到改善,达到平稳制冷的效果。

**关键词:**涡旋压缩机;平衡设计;隔振设计;ANSYS动力学分析

中图分类号:TH 122

文献标志码:A

文章编号:1002-2333(2019)08-0020-04

## Study on Vibration Isolation Design of Scroll Compressor Based on ANSYS/Workbench

QIAN Yonghang<sup>1,2</sup>, HU Zhaowen<sup>2</sup>, LI Xiangyang<sup>2</sup>

(1.School of Engineering and Technology, China University of Geosciences(Beijing), Beijing 100083,China;2. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** The scroll compressor in the household electric vehicle air conditioning system is taken as the research object, and the vibration isolation system is designed. The balance design is carried out using traditional mechanical methods. The stress condition is improved by optimizing the structure of the original model. Through the theoretical calculation of the vibration isolator, the first-stage vibration isolation system of the scroll compressor is designed. The practicality of the vibration isolator is verified by calculating the operation result of the first-stage vibration isolation system. The ANSYS Workbench software is used to analyze the dynamics, and the first six natural frequencies and corresponding modes are obtained to prevent resonance problems. Eventually, the vibration of the scroll compressor is improved to achieve a smooth cooling effect.

**Keywords:** scroll compressor; balance design; vibration isolation design; ANSYS dynamics analysis

## 0 引言

涡旋压缩机的振动与噪声水平是该类产品在市场竞争中非常重要的评价指标,涡旋压缩机性能的好坏直接影响用户体验,为了获得良好的市场口碑,有必要对涡旋压缩机的隔振系统进行详细的设计<sup>[1]</sup>。合理地进行压缩机结构的优化以改善压缩机的受力情况,准确设计减振器的结构参数以适应压缩机的不平衡力,正确确定减振器的安装位置以确保隔振系统各方面的最佳匹配。

目前国内外在涡旋压缩机的隔振降噪方面进行了广泛的理论分析以及实验研究。刘振全等<sup>[2-3]</sup>基于动力学分析了动涡旋盘和曲轴的振动特性,为进行针对性的减振提供了依据;林江波等<sup>[4-7]</sup>通过模态实验的方法分析了涡旋压缩机振动和噪声特性,并提出减振降噪的措施;王珍等<sup>[8-12]</sup>研究了涡旋压缩机振动噪声问题的不同检测方法;德国的JohannLenz<sup>[13]</sup>通过设计了一个先进的压缩机在线检测系统,并结合现代互联网技术实现了工厂与公司的直接在线沟通,实时检测压缩机的振动噪声问题,并且可以在线诊断给出解决方案;Nelik Dreiman<sup>[14-15]</sup>对压缩机的噪声源进行了分析等。国内外学者为涡旋压缩机振动噪声水平的改善提供了大量的理论依据。

**基金项目:**国家自然科学基金面上项目(41672366)

针对涡旋压缩机的振动可能原因分为三个方面进行讨论:第一部分是平衡设计,不平衡惯性力是旋转式机械和往复式机械产生振动的根本原因,通过对压缩机进行受力分析来进行平衡块的设计,以此达到对压缩机的结构优化;第二部分是隔振设计,通过对隔振器的结构参数设计,来适应压缩机的不平衡力;第三部分是共振分析,通过ANSYS Workbench对涡旋压缩机进行模态分析,找出主要零部件和压缩机整体的固有频率<sup>[16]</sup>,避免发生共振问题<sup>[17]</sup>。

## 1 涡旋压缩机平衡设计

由于涡旋压缩机的主驱动轴是个偏心轴,就不可避免地带来了离心力,离心力的来源主要有曲柄销,以及与曲柄销相连的偏心块,还有动盘及动盘上的轴承在旋

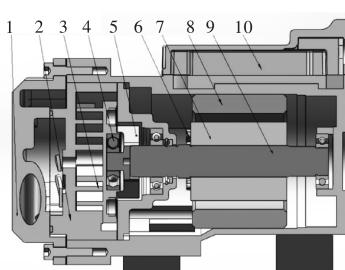


图1 涡旋压缩机总装图

1. 端盖
2. 动涡盘
3. 静涡盘
4. 滑动轴承
5. 偏心块
6. 平衡块
7. 电动机转子
8. 电动机
9. 曲轴
10. 壳体

转时所产生的离心力。涡旋压缩机结构如图1所示。

二次平衡中主轴受力模型如图2所示,当各个力作用于同一垂直面内时,将动涡旋盘与主轴作为一体考虑,将模型受力简化,将轴承和曲柄销简化为一个物体,传动部分的组合体在离心力作用下处于平衡,故列出力及力矩平衡方程为:

$$\begin{aligned}\Sigma F &= F_r + F_{cp} + F_{b1} - F_c - F_p - F_{b2} = 0; \\ \Sigma M &= F_r l_r + F_{cp} l_{cp} + F_{b1} l_b - F_c l_c - F_p l_p = 0.\end{aligned}\quad (1)$$

式中: $F_r$ 为径向气体力,N; $F_{cp}$ 为偏心块产生的离心力,N; $F_{b1}$ 为平衡块1产生的离心力,N; $F_c$ 为动涡旋盘产生的离心力,N; $F_p$ 为轴承和曲柄销产生的离心力,N; $F_{b2}$ 为平衡块2产生的离心力,N; $l_r$ 为径向气体力距平衡块1的轴向距离,mm; $l_{cp}$ 为偏心块距平衡块1的轴向距离,mm; $l_b$ 为平衡块1距平衡块2的轴向距离,mm; $l_c$ 为动涡旋盘质心距平衡块1的轴向距离,mm; $l_p$ 为轴承和曲柄销质心距平衡块1的轴向距离,mm。

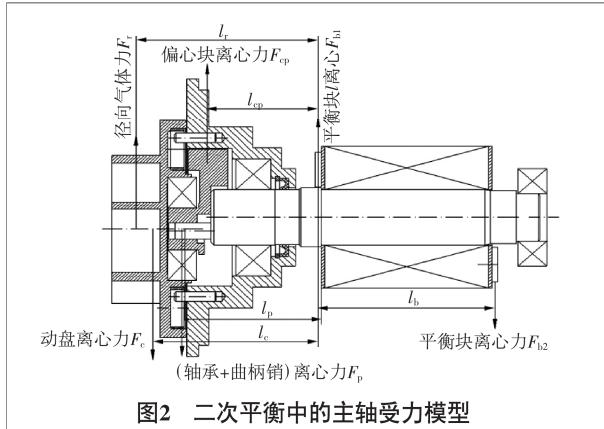


图2 二次平衡中的主轴受力模型

### 1.1 刚性机构的转子系平衡设计

1)对原有模型进行平衡计算。当电动机转速为6000 r/min时,此时原有模型的受力分析如图3所示。

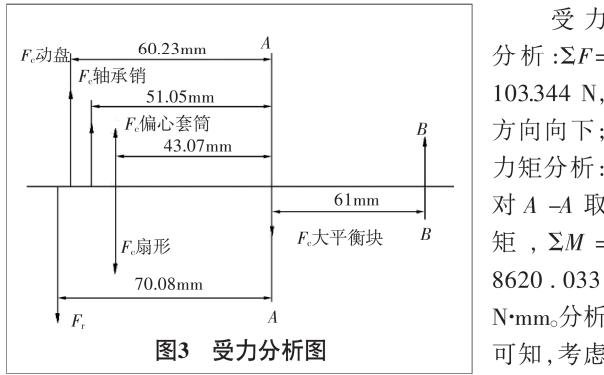


图3 受力分析图

径向气体力后平衡效果很差。

2)校核平衡设计。a.当电动机转速为6000 r/min时,若通过改变偏心块扇形部分的质量和大小平衡块的质量(大小平衡块质量相同)来进行平衡设计,参照式(1),则由A-A处的平衡条件可得: $m_{\text{偏心块扇形}}=0.005135 \text{ kg}$ , $m_{\text{平衡块}}=0.027227 \text{ kg}$ 。

b.若不改变偏心块的质量,通过改变大小平衡块的质

量来进行平衡设计,则由A-A处的平衡条件可得: $m_{\text{大平衡块}}=0.026177 \text{ kg}$ , $m_{\text{小平衡块}}=0.008784 \text{ kg}$ 。

### 1.2 径向柔性机构对原有平衡设计的影响

当转速为6000 r/min时,用不改变偏心块的质量,通过改变大小平衡块的质量来进行平衡设计的平衡数据进行平衡破坏情况的计算,即 $m_{\text{大平衡块}}=0.026177 \text{ kg}$ , $m_{\text{小平衡块}}=0.008784 \text{ kg}$ ,大平衡块装在上部,小平衡块装在下部。

当动盘旋转半径( $r$ )最大时,其曲轴受力分析如图4所示。

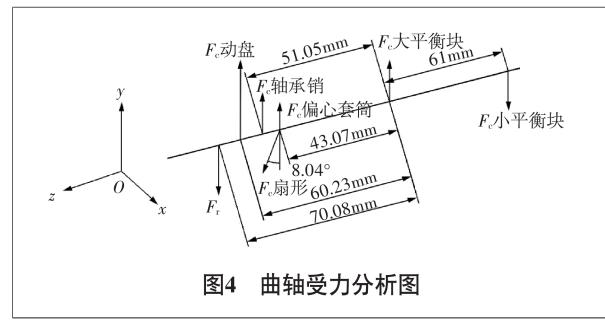


图4 曲轴受力分析图

不平衡力为: $\Sigma F_x=46.751 \text{ N}$ ; $\Sigma F_y=11.494 \text{ N}$ ; $\Sigma F=48.143 \text{ N}$ 。

不平衡力矩为:对A-A取矩, $\Sigma M_x=2013.566 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,从X轴正向看为逆时针; $\Sigma M_y=604.487 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,从Y轴正向看为顺时针。

由以上计算结果可以看出,原有模型的受力情况较差,不平衡力和力矩均较大,经过重新校核计算,主要是通过对平衡块和偏心块的设计把不平衡力降低到一个比较小的水平,而径向柔性结构却又使得校正后的平衡遭到破坏,只能观测其对平衡的破坏程度。

## 2 涡旋压缩机隔振设计

### 2.1 基于原模型不平衡的隔振设计

涡旋压缩机总质量 $m_1=6 \text{ kg}$ ,电动机转子回转速度为6000 r/min,偏心质量激振角频率 $\omega=628.318 \text{ rad/s}$ ,激振力幅值则根据第1节对原有模型进行平衡计算后所得出的不平衡力,其幅值 $F_0=103.344 \text{ N}$ 。因为原模型企业已经大规模生产,如果要改进原结构以优化其平衡程度,必然花费大量成本,所以接下来的隔振设计就是基于对原有模型在工作时所产生的不平衡力进行的隔振设计<sup>[18]</sup>。

一级橡胶隔振器的参数如表1所示。

表1 隔振器参数

| $d_1/\text{mm}$ | $d_2/\text{mm}$ | $h/\text{mm}$ | 邵尔硬度/HA | $k_x/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ | $k_y/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$ |
|-----------------|-----------------|---------------|---------|------------------------------------|------------------------------------|
| 8               | 22              | 15            | 40      | $3.35 \times 10^4$                 | $8.5425 \times 10^3$               |

表1中, $d_1$ 为圆环内径, $F_x$ 为圆环外径,6.1999 N为圆环高度, $F_0=103.344 \text{ N}$ 为垂直刚度, $F_0=48.143 \text{ N}$ 为水平刚度。

沿垂直方向传给基础的动载荷幅值

$$F_x=k_x B_x=6.1999 \text{ N}.$$

沿水平方向传给基础的动载荷幅值

$$F_y=k_y B_y=1.5126 \text{ N}.$$

经验证得实际力传递率为 $\frac{F_x}{F_0}=\frac{6.1999}{103.344}=0.05999$ 。

上述计算过程是根据涡旋压缩机一次隔振要求来进行的,由上述数据可以看出,经过此一次隔振系统,沿垂直方向传递给支架的力 $F_x$ 仅为6.1999 N,比起刚开始的激振力 $F_0=103.344$  N大幅度减少,基本达到了隔振效果。但如果要求传递到支架上的力更小,则有可能需要进行二次隔振,或者再进一步优化此一级隔振,此处不再赘述。

## 2.2 对于设计好的隔振设计应用于改进后模型的效果评价

第1节也同样给出了改进后模型的平衡设计,当此涡旋压缩机为刚性机构时,上文已经对其进行了完全平衡,但是径向柔性机构的运用又破坏了这种平衡,由于不能对径向柔性机构进行平衡,而只能对其造成的原平衡被破坏情况进行评价,此处的激振力幅值则来自于上文中径向柔性机构运用时,当其动盘旋转半径最大时,其所产生的不平衡力 $F_0=48.143$  N。依据2.1节的隔振设计流程把其中的 $F_0=103.344$  N换为48.143 N,其它数据不变,则得到以下结果:

沿垂直方向传给基础的动载荷幅值

$$F_x=k_x B_x=2.8883 \text{ N}.$$

沿水平方向传给基础的动载荷幅值

$$F_y=k_y B_y=0.7047 \text{ N}.$$

经验证得实际力传递率为 $\frac{F_x}{F_0}=\frac{2.8883}{28.143}=0.05999$ 。

由上述结果可以看出由第1节设计出的隔振系统,同样适用于改进后的模型,其力传递率也达到了0.5999,通过垂直方向传递基础的动载荷幅值 $F_x$ 仅为2.8883 N,通过水平方向传递基础的动载荷幅值 $F_y$ 仅为0.7047 N。可以看出隔振系统是把激振力的幅值减小了一个百分比,而不是一个确定的数值,如果激振力很大,有可能经过一次隔振系统后,还会剩余比较大的力,可能要进行二次隔振,这就要具体情况具体分析,关键看对隔振效果的要求如何。

## 3 涡旋压缩机共振分析

上文已经提到,涡旋压缩机的振动来源之一便是有可能发生了共振现象,首先假设是由于系统的固有频率与激振力的频率相近导致发生了共振,产生了较强烈的振动<sup>[19]</sup>。

### 3.1 涡旋压缩机一次隔振系统的模态分析

图7是涡旋压缩机一级隔振系统的前六阶模态振型图,图8为系统的前六阶固有频率。

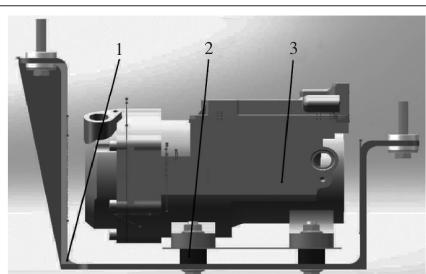


图6 涡旋压缩机一次隔振系统图

1.支架 2.隔振器 3.压缩机

通过观测系统前六阶的振型,可以看到变形最大的地方出现在隔振器处,这进一步说明了系统的振动大都由隔振器

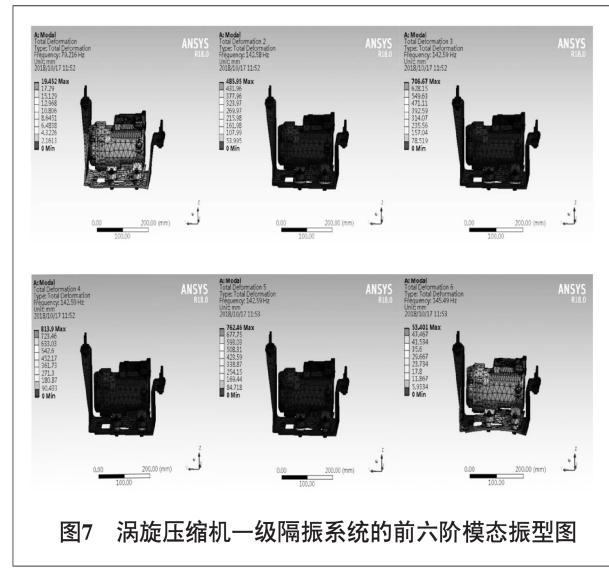


图7 涡旋压缩机一级隔振系统的前六阶模态振型图

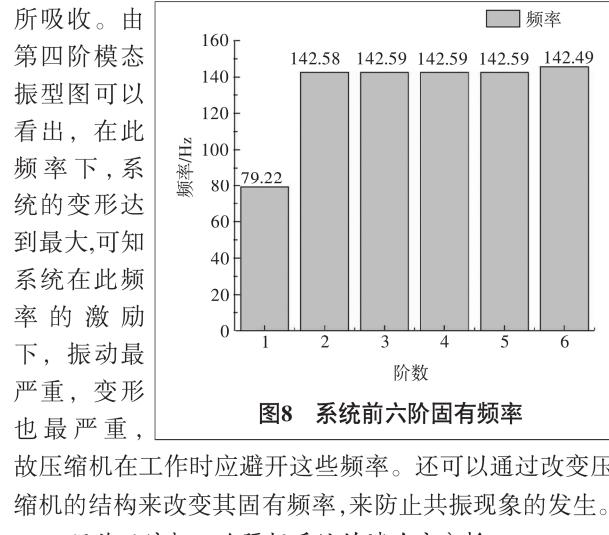


图8 系统前六阶固有频率

所吸收。由第四阶模态振型图可以看出,在此频率下,系统的变形达到最大,可知系统在此频率的激励下,振动最严重,变形也最严重,故压缩机在工作时应避开这些频率。还可以通过改变压缩机的结构来改变其固有频率,来防止共振现象的发生。

### 3.2 涡旋压缩机一次隔振系统的谐响应分析

将涡旋压缩机与支架之间连接的4个隔振器按顺时针方向依次编号为1、2、3、4号隔振器<sup>[20]</sup>。给系统施加约束和力,接下来设置频率响应并求解,选中工具栏中的【Frequency Response】下的Deformation,观察1号隔振器上表面和下表面在X方向的位移响应。结果如图9所示。

由图9(a)可以观察到,在1号隔振器上表面,当频率为79 Hz左右时,其位移响应达到一个小峰值为0.028 mm,在90 Hz以后位移响应便随着频率的增加而增加,当频率达到143 Hz左右时,位移响应出现了峰值0.055 mm。由图9(b)可以看出,1号隔振器下表面的位移响应同上表面基本一致,但是在79 Hz左右处的位移响应幅值降低到0.0007 mm,而在143 Hz处的位移响应也减小到0.015 mm,从而验证了其隔振的效果。需要注意的是,这些峰值频率就是上文进行模态分析时所得到的前六阶模态频率中的频率,从而进一步说明了共振效应的影响,也从一个侧面反映了在系统工作时应尽量避开这些频率。

接下来专门研究当激振力为100 Hz时,整个系统的变形,如图10所示。图10表示当激振力为100 Hz时,整个

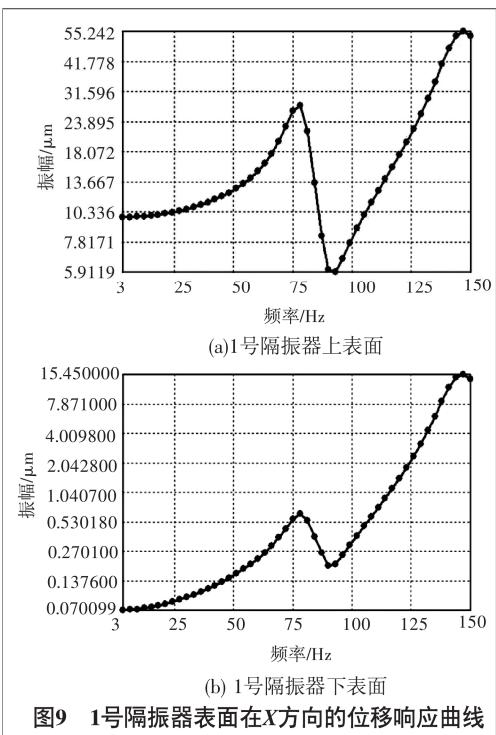


图9 1号隔振器表面在X方向的位移响应曲线

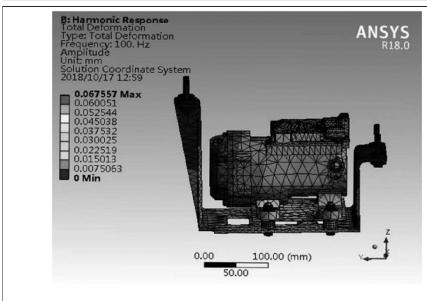


图10 系统在100 Hz激振力下整体变形

性机构的引入导致原有平衡的破坏,通过观察其对原有平衡的破坏程度来进行下一步的隔振设计。2)进行了隔振器的结构参数设计并应用于原有模型,通过得到的结果可以看出,经过此一级隔振系统后,传递到基础上的力大大减少,并将此隔振系统应用于校核后的模型,发现此隔振系统使得激振力幅值减小一个百分比,使最终作用到基础支架上的力大幅度减小。3)根据理论计算结果建立涡旋压缩机一级隔振体系的有限元模型,通过模态分析得出系统的各阶固有频率及其对应的振型,进而避免激振力的频率与固有频率重合,防止共振问题。通过谐响应分析可以看出,经过隔振后,振动响应幅值大幅度衰减,进而进一步验证了理论计算的准确性。

#### [参考文献]

[1] 李成喜,张建润,杜晓飞,等.基于混沌粒子群算法的冰箱压缩机

系统在此激振力下的变形,从图10中可以发现哪些部位变形较为严重,从而可以加强相应部位的刚度设计,来达到对结构的优化。

#### 4 结论

1)根据对原有模型的结构进行受力分析,对其进行了平衡设计,进而对原有模型进行结构优化,使其受力情况得到改善。计算得知径向柔

隔振优化设计[J].噪声与振动控制,2018(4):27-33.

- [2] 刘振全,任俊士.涡旋压缩机的振动时域和频域分析[J].甘肃工业大学学报,2000(1):49-53.
- [3] 宋天虹,郑尚书.涡旋压缩机曲轴动力特性研究[J].石油化工设备,2013(增刊1):18-21.
- [4] 林江波,孟兆华.涡旋压缩机振动噪声分析[J].制冷与空调,2018(7):65-68.
- [5] 王珍,赵之海,杨春立,等.涡旋压缩机振动噪声特性的应用研究[J].压缩机技术,2005(5):17-19.
- [6] 杨猛,徐新喜,白松,等.涡旋压缩机模态试验与有限元分析[J].噪声与振动控制,2013,33(6):15-17,39.
- [7] 范少稳,沈慧,谢利昌.涡旋压缩机异响声分析与机理研究[J].家电科技,2016(3):65-67.
- [8] 王珍.基于振动信号的涡旋压缩机噪声测量方法的研究[J].压缩机技术,2008(4):4-6.
- [9] 吴泳龙,王珍,赵之梅,等.基于ODS的涡旋压缩机噪声振动测量方法优化[J].压缩机技术,2014(3):6-8,13.
- [10] LIU Tao, WU Zaixin. A Vibration Analysis Based on Wavelet Entropy Method of a Scroll Compressor [J].Entropy,2015,17: 7076-7086.
- [11] 刘涛,邵华.基于振动信号的变频涡旋压缩机故障诊断[J].振动测试与诊断,2012(1):141-145,168.
- [12] LEE J K. Identification of noise sources in scroll compressor for air-conditioner[J].KSME International Journal, 2000, 14(6):597-604.
- [13] 李灿杰.基于振动信号的涡旋压缩机噪声检测系统研究[D].大连:大连理工大学,2010.
- [14] DREIMAN N, HERRICK K. Vibration and Noise Control of Rotary compressor[C]/Proceeding of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue.1998:324-331.
- [15] LEE C H, YOUN H K. Noise Path Identification of Rotary compressor[C]/Proceeding of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue.2000:510-518.
- [16] KIM H, KIM W, KIM S, et al. Applicability of scroll expander and compressor to an external power engine:Conceptual design and performance analysis[J].International Journal of Energy Research, 2012, 36(3):385-396.
- [17] ZIADA S, OENGOREN A, VOGEL A. Acoustic resonance in the inlet scroll of a turbo-compressor[J].Journal of Fluids and Structures,2002(16):361-373.
- [18] 成大先.机械设计手册[M].5版.北京:化学工业出版社,2008.
- [19] 贾映丽.涡旋压缩机减振设计分析[D].天津:天津大学,2015.
- [20] 卜晓媛.制冷机组压缩机隔振装置的研究[D].北京:北京工商大学,2011.

(责任编辑 张立明)

作者简介:钱永行(1994—),男,硕士研究生,研究方向为声频振动、波动模拟。

收稿日期:2019-02-24

作者简介:刘同义(1967—),男,学士,副教授,从事机械专业的教学与科研工作。

收稿日期:2019-01-29