DOI: 10.3901/JME.2020.14.188

半封闭变频螺杆制冷压缩机降噪方法及试验*

陈文卿¹ 沈九兵² 严思远² 刘 华^{3,4} 周明龙¹

(1. 西安交通大学苏州研究院 苏州 215000;

2. 江苏科技大学能源与动力学院 镇江 212003;

3. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室 珠海 517907;

4. 珠海格力电器股份有限公司 珠海 517907)

摘要: 变频螺杆制冷压缩机因其部分负荷节能特性已成为一种螺杆制冷压缩机的发展趋势, 宽频的脉动噪声是限制其市场应用与竞争力的关键因素。基于变频螺杆制冷压缩机结构特点与噪声原理, 提出排气端面脉动衰减装置和排气管路消声器两种降噪设计方法, 并通过试验研究分别验证了各降噪方法的有效性。研究表明, 排气端面衰减装置对压缩机不同位置的噪声都有衰减作用; 排气管路消声器只对排气侧噪声有显著削弱; 同时采用两种降噪方法后, 压缩机不同转速下平均降噪效果能达到 5.0~10.0 dBA, 压缩机运行噪声不高于 85.5 dBA, 且压缩机平均降噪效果随转速增加而增强。基于上述研究结果, 排气端面脉动衰减装置和排气管路消声器两种降噪方法都能降低排气侧基频和倍频噪声, 进而促进变频螺杆制冷压缩机的技术发展。

关键词: 半封闭螺杆制冷压缩机; 变频; 气流脉动; 降噪装置

中图分类号: TH455; TB535

Design and Experimental Research of Noise Reduction Method for Semi-hermetic Variable Frequency Twin-screw Refrigeration Compressor

CHEN Wenqing¹ SHEN Jiubing² YAN Siyuan² LIU Hua^{3,4} ZHOU Minglong¹

(1. Suzhou Research Institute, Xi'an Jiaotong University, Suzhou 215000;

2. College of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003;

3. SKL of Air-Conditioning Equipment and System Energy Conservation, Zhuhai 517907;

4. GREE Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Zhuhai 517907)

Abstract: Variable frequency twin-screw refrigeration compressors have become a development trend of twin-screw refrigeration compressors due to its part-load energy-saving characteristics. Broad frequency pulsation noise is becoming the key limitation of its market application and competitiveness. Based on the structural characteristics and noise principle of the variable frequency twin-screw refrigeration compressor, two noise reduction methods are proposed. One is the discharge end pulsation damping device and the other is the discharge pipe muffler. An experimental study is carried out to verify the effectiveness of each method. The results show that the discharge end attenuation device can attenuate the noise at different positions of the compressor. The discharge pipe muffler can only significantly reduce the discharge side noise. After adopting two noise reduction methods at the same time, the average noise reduction effect of the compressor at different rotating speeds can reach 5.0~10.0 dBA, and the running noise of the compressor is no higher than 85.5 dBA. In conclusion, the two noise reduction methods of the discharge end pulsation damping device and discharge pipe muffler can reduce the base frequency and double frequency noise of the discharge side, which will promote the technical development and application of variable frequency twin-screw refrigeration compressors.

Key words: semi-hermetic twin-screw compressor; variable frequency; gas pulsation; noise reduction device

* 空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金资助项目
(ACSKL2018KT07)。20200113 收到初稿, 20200422 收到修改稿

0 前言

双螺杆制冷压缩机凭借其结构简单、效率优越、性能稳定等优势,在 20~400 kW 的中等容量蒸汽压缩式制冷/热泵系统中,已逐渐成为商用、工业用制冷/热泵设备的主流配置^[1]。半封闭螺杆制冷压缩机由于将压缩机与电动机封装在同一壳体内,不但能利用低温吸气冷却电动机无需设置轴封,还能隔离压缩机运行噪声,在螺杆式制冷/热泵机组中广泛使用。随着螺杆压缩机的不断更新换代,性能不断提升^[2-5],振动噪声的控制和降低已逐渐成为螺杆压缩机技术发展所面临的新要求,同时也是各生产厂家提升其自身产品竞争力的关键之一^[6]。

FUJIWARA 等^[7-11]对辨识螺杆压缩机主要的振动噪声源开展了大量的研究工作,其所针对螺杆压缩机运行过程中的振动噪声所进行的试验测试结果均表明处于气流脉动基频及其整数倍频率的振动噪声值较大,由工作容积与吸、排气孔口周期性连通所引起的气流脉动是螺杆压缩机振动噪声的主要诱因,且因排气腔内气体密度大,排气气流脉动所诱发的气动噪声更为显著。沈九兵等^[12]建立了半封闭螺杆制冷压缩机排气流场模型,利用 Fluent 软件和 LMS 软件模拟得到了压缩机排气噪声的频谱图,并通过试验研究对模拟结果进行了验证。MUJIC 等^[13]研究了螺杆压缩机的排气孔口几何参数对排气腔内气流脉动的影响,得到了排气腔内气流脉动会随着排气孔口几何参数变化而变化的结论。WU 等^[14]针对螺杆空气压缩机的运行转速对其排气压力脉动特性的影响进行了试验研究,结果表明随着压缩机转速的增加,其排气气流脉动幅值不断上升,振动噪

声显著增强。LINKAMP 等^[15]则建立了螺杆压缩机排气压力脉动计算的一维热力学模型,针对排气压力对其压力脉动幅值的影响进行了理论和试验研究。螺杆压缩机气流脉动的研究是降噪设计的理论依据。WU 等^[16]针对半封闭螺杆制冷压缩机设计了排气脉动阻尼器,并试验验证了脉动阻尼器对气流脉动的衰减作用。MUJIC^[17]在不影响压缩机内容积比的前提下,试验研究得到对压缩机排气孔口形状进行调整后压缩机噪声值可下降 5 dBA,但同时压缩机的热力性能下降 2%。

螺杆制冷压缩机在实际应用中是处于变工况的运行状态,据统计螺杆压缩机运行过程的负荷率平均为 67%,空载负荷率达到 33%^[18],变频螺杆制冷压缩机的应运而生。变频螺杆压缩机在改善部分负荷性能、提高压缩机能效的同时,也给压缩机噪声带来了新的挑战。本文针对某型号半封闭变频螺杆制冷压缩机,提出了两种降噪设计方法,并进一步试验测量了采用降噪方法前后压缩机的噪声频谱图,对比分析了降噪方法的实际降噪效果,对所提出的设计方法进行验证。

1 半封闭变频螺杆压缩机结构及参数

图 1 是本文所研究的某型号变频螺杆制冷压缩机的结构示意图,主要包括吸气筒、变频电动机、压缩机的机体和阴阳转子、排气轴承座、排气管、油滤网和排气筒,吸气筒上吸气孔口流入的低压制冷剂气体首先经过电动机,然后进入压缩机的吸气孔口,压缩后的制冷剂气体经排气轴承座、排气管和油滤网后,由排气筒上的排气孔口排出。该压缩机的设计流量为 950 m³/h、设计排气压力为

图 1 半封闭变频螺杆制冷压缩机结构示意图

0.91 MPa、内容积比为 2.2、设计转速范围为 3 000~5 100 r/min, 主要型线参数如表 1 所示。

表 1 压缩机主要型线参数

类型	参数
转子长度 L/mm	210
阴/阳转子齿数比 z_1/z_2	6/5
转子中心距 A_1/mm	128
阳转子扭转角 $\tau_{1z}/(^{\circ})$	300
阴转子扭转角 $\tau_{2z}/(^{\circ})$	250
阳转子导程 T_1/mm	252
阴转子导程 T_2/mm	302.4

2 半封闭变频螺杆压缩机降噪方法

根据半封闭螺杆制冷压缩机排气孔口压力脉动波形的试验结果, 处于转子啮合频率下的压力脉动幅值最大^[16], 通常将转子啮合频率称为是螺杆压缩机排气压力脉动的基频。因此, 抑制螺杆压缩机转子啮合基频的气流脉动, 可以有效降低气流脉动诱发的气动噪声, 从而达到降低压缩机整机噪声的目的。根据螺杆压缩机的工作原理, 压缩机基频与转速满足以下关系

$$f_0 = \frac{z_1 \cdot n}{60} \quad (1)$$

式中 f_0 ——压缩机基频, Hz;

z_1 ——阳转子齿数;

n ——电机转速, r/min。

2.1 端面衰减装置

端面衰减装置是根据压缩机排气气流脉动源头, 基于声波干涉原理, 在排气端面上设计气流脉动衰减装置, 通过设计旁支流道产生与压缩机气流脉动幅值相等, 相位相反的旁支气流脉动, 两者相互叠加抵消, 从而达到衰减气流脉动的目的, 其结构示意图如图 2a 所示。

螺杆压缩机排气气流脉动幅值为 P_0 , 转子啮合基频为 f_0 , 旁支流道长度为 s 。由于螺杆压缩机排气孔口流道和旁支流道的气流脉动均来自于转子啮合过程中产生的气流脉动, 所以气流脉动幅值相等, 激励频率相同。螺杆压缩机排气孔口螺杆压缩机排气孔口流道压力 p_1 , 旁支流道压力 p_2 , 以及在排气轴承座流道中叠加得到的压力 p_3 沿流道位移 x 满足如下关系^[6]

$$p_1 = A \cos(2\pi f_0 t - kx) \quad (2)$$

$$p_2 = A \cos[2\pi f_0 t - k(x+s)] \quad (3)$$

$$p_3 = 2A \cos[2\pi f_0 t - k(2x+s)/2] \times \cos(ks/2) \quad (4)$$

$$k = \frac{2\pi f_0}{c_0} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (5)$$

式中 k ——气流脉动波数;

c_0 ——流体介质声速;

A ——压力脉动幅值。

根据式(4)中可知为了达到降低压力脉动的效果, 可通过旁支流道长度 s 的设计使 p_3 中与压力脉动沿流道位移 x 无关的一项为 0, 即

$$\cos(ks/2) = \cos(\pi s/\lambda) = 0 \quad (6)$$

对式(6)求解可得

$$s = (2n+1)\lambda/2 \quad n=0,1,2,\dots \quad (7)$$

即旁支流道长度为流体介质半波长($\lambda/2$)的整数倍时, 排气轴承座流道内气流脉动幅值最小。依据式(7), 一个旁支流道可对应一个气流脉动频率, 当多个旁支流道并联使用时, 可衰减多个气流脉动频率。因此, 可在端面脉动衰减装置上增加气流脉动衰减旁支流道, 设计成图 2b 所示的多旁支流道的排气端面脉动衰减装置, 实现在不同转速下均有较好的衰减效果, 进而拓宽气流脉动衰减装置的应用转速范围, 满足变频螺杆压缩机在不同转速下气流脉动衰减需求。

图 2 端面衰减装置结构示意图

2.2 管道消声器

基于赫姆霍兹共振器原理: 当入射声波的频率接近共振器的固有频率时, 半径 a 长度为 l 的短管内气柱产生强烈振动, 通过克服摩擦阻力而消耗声能^[19], 管道消声器设计时只需要使固有频率 f_r 接近或等于气流脉动激励频率 f_0 , 即可达到消声效果。针对变频双螺杆压缩机宽转速范围、变固有频率的运行特点, 可采用多节赫姆霍兹共振器串联的办法, 设计成图 3 所示的宽频带穿孔板管道消声器, 实际应用时, 串联的节数可根据电机转速变化范围以及噪声等级要求进行设计。根据赫姆霍兹共振器固有频率计算方法, 同时考虑因短管内的流体在振动过程中向外辐射声波导致的短管等效长度变化, 可得到单节共振腔的固有频率

$$f_0 = f_r = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(l+1.5a)D}} \quad (8)$$

$$P = \frac{n\pi a^2}{S} \quad (9)$$

式中 c_0 ——流体介质声速, mm/s;
 l ——穿孔板厚度, mm;
 a ——穿孔半径, mm;
 D ——穿孔腔体深度, mm;
 P ——穿孔率(穿孔面积/总面积);
 n ——穿孔数量;
 S ——穿孔板总面积。

图3 排气管道消音器结构示意图

需要说明的是半封闭螺杆制冷压缩机的排气为制冷剂与润滑油的两相混合物, 流体介质声速 c_0 会偏离理论值, 为了更好地设计穿孔板, 需要更为有效的计算或选取流体介质声速。

3 半封闭变频螺杆压缩机噪声试验

为了验证所提出的半封闭螺杆变频制冷压缩机降噪方法的有效性, 本文分别对某型号螺杆制冷压缩机采用降噪方法前后都进行了噪声试验研究。

3.1 半封闭螺杆制冷压缩机性能试验台

所研究的螺杆制冷压缩机的噪声试验是在图4所示的螺杆制冷压缩机性能试验台上完成的, 该试验台能够实现螺杆制冷压缩机的变工况调节和喷油量调节, 可以完成压缩机功率、制冷量、吸排气压力、吸排气温度、制冷剂流量等宏观物理量的测量。

图4 螺杆制冷压缩机试验系统原理图

1. 待测压缩机 2. 混合器 3. 液阀 4. 气阀 5. 手阀 6. 过冷器 7. 冷凝器 8. 冷凝器 9. 油分离器 10. 变频水泵
 11. 三通调节阀 12. 冷却塔 13. 油冷板换 14. 油冷机组 15. 电加热器 16. 真空泵 17. 制冷剂回收压缩机

系统的制冷剂循环流程如下: 压缩机排气首先进入油分离器, 然后分两路, 一路进入冷凝器与冷却水换热冷凝, 冷凝后的制冷剂液体经储液器和过冷器后通过液阀节流降压, 与经气阀降压后的另一路高温制冷剂气体混合, 一同进入混合器进行换热, 所产生的低压低温制冷剂气体进入制冷压缩机压缩。除了制冷剂循环, 该试验台还包括冷却水循环和油循环, 冷却水循环如下: 低温冷却水进入冷凝

器吸热液化制冷剂, 自身水温升高后流出冷凝器进入冷却塔内与空气换热降温, 低温冷却水再由冷却水泵泵入冷凝器内。油循环为油分离器分离出来的油经油冷板换和油冷机组降温 and 电加热器调温后回到压缩机吸气管路, 与制冷剂气体一同进入压缩机压缩后再回到油分离器分离。

由于螺杆制冷压缩机及系统庞大, 系统组件噪声对压缩机本身噪声影响也较大, 满足国标要求的

专业噪声室造价昂贵,因此行业内一般选择在相对空旷的环境下,测量压缩机近表 20 mm 噪声分析压缩机噪声特性,测量 1 m 噪声评估压缩机噪声水准。图 5 是所测制冷压缩机在该试验台上的照片。

图5 螺杆制冷压缩机试验台照片及噪声测点位置

3.2 噪声测量与采集方法

声压是大气中很小的压力波动,人的听阈声压从 20 μPa 到 200 Pa,而频率从 20 Hz 到 20 kHz。本试验台所用的传声器为美国 PCB 公司的 377 系列精密电容传声器,这种传声器灵敏度极高、且非常稳定,具有宽广的频率范围,对温度和振动不敏感。传声器后接 ICP 型信号放大器,它的作用是为传声器提供电源并将传声器的信号放大并匹配输出。二者共同构成噪声声压测量的传感器,其性能参数见表 2。螺杆压缩机的噪声源复杂,实际工作环境下为了使所测噪声数据能够最大程度代表气流脉动引发的声辐射,本试验中噪声传感器的布置详见图 5。传声器距离压缩机壁面 20 mm 的近声场位置。

表2 传声器主要性能参数

参数	名称或数值
型号	377A42
灵敏度 $p/(\text{mV}/\text{Pa})$	48
量程 D/dBA	15~146
频率范围 f/kHz	2.6~20
频响特性	自由场
工作温度 $T/^\circ\text{C}$	-40~150

本次试验的数据采集系统采用 LMS Test.Lab。LMS Test.Lab 是一套完整的集成的工程振动噪声试验解决方案,是高速多通道数据采集系统和集成的试验、分析、电子报告生成工具的完美结合,可以使试验更高效便捷。对于传声器的信号处理、数字人工头的接口、声功率级的直接测量、实时倍频程分析以及声音品质工程,都满足最新的国际标准的要求。单机箱可容纳 8、16、40 或 72 个通道,可对现场数据直接验证,避免错误和试验返工。

4 试验结果与分析

为了全面分析不同运行转速下变频螺杆制冷压缩机的噪声特性,结合实际运行过程中常用的工况,本文选择蒸发温度 5 $^\circ\text{C}$,冷凝温度 36 $^\circ\text{C}$ 为所研究的半封闭变频螺杆压缩机的测试工况,首先完成了固定转速 5 100 r/min 下所提出的两种降噪方法各自对压缩机气流脉动衰减和降噪的实际效果,并进一步改变转速,测试并分析了所提出的降噪方法对压缩机降噪的整体效果。

4.1 端面衰减装置

所测试半封闭变频螺杆制冷压缩机应用排气端面脉动衰减装置后,噪声测量结果如图 6 所示,可知端面衰减装置能同时降低吸、排气侧,阴、阳转子侧及压缩机的平均噪声。噪声改善效果最弱的是吸气侧,具体值为 3.2 dB,阴转子侧降噪效果最明显,为 6.4 dB,压缩机平均噪声降低了 5 dB。

图6 采用端面衰减装置前后压缩机噪声对比图

图 7、8 是试验测量得到的压缩机阴转子侧及排气侧的噪声频谱图。如图 7、8 所示,变频螺杆制冷压缩机应用脉动衰减装置后,转子啮合的基频和倍频均有改善:阴转子侧基频噪声降低了 3 dBA,2 倍频噪声降低了 5.5 dB;排气侧基频噪声降低了 4.9 dBA,2 倍频噪声降低了 3.5 dBA。端面衰减装

图7 采用端面衰减装置前后阴转子侧噪声频谱图

置的上述降噪效果主要是因为其能从源头上衰减或抑制了气流脉动,降低排气段末端的气动噪声激励源,气流脉动诱发的气动噪声随之减小,与转子啮合产生的机械噪声叠加后的噪声也随之降低。

图8 采用端面衰减装置前后排气侧噪声频谱图

4.2 管路消声器

所测试的半封闭变频螺杆制冷压缩机应用排气管路消声器后,噪声测量如图9所示,排气侧噪声测量频谱如图10。从图9和图10可知:排气管路消声器应用后,压缩机平均噪声改善2.0 dBA。其中排气侧噪声改善效果最为显著,从90.8 dBA下降到84.8 dBA,改善6.0 dBA;从图10所示的频谱图可知,基频噪声降低了4.8 dBA,2倍频噪声降低了2.4 dBA;此外,阴阳转子侧噪声基本无改善,降噪效果在1.0 dBA以内,这也说明了在传递

图9 采用排气管道消音器前后压缩机噪声对比图

图10 采用排气管道消音器前后排气侧噪声频谱图

路径上应用排气管路消声器只能降低排气侧的气动噪声,无法改善转子段的噪声,与理论相吻合。因此必须从源头上应用端面衰减装置,路径上应用管路消声器,两种方案共同作用,彻底解决压缩机气流脉动诱发的气动噪声问题。

图10中管路消声器应用后基频和两倍频以外频率段噪声等级都高于管路消声器应用前,这主要是因为所测试的压缩机需要经过拆装,才能完成应用管路消声器后的测试,基频和两倍频以外的噪声频率段主要对应机械噪声,因此图中的差异也主要为压缩机拆卸及重新安装至测试台后机械噪声的不同。

4.3 综合降噪效果

根据理论设计结合试验测量结果,进一步优化完善排气端面脉动装置和排气管路消声器的几何结构,应用在所测试的半封闭变频螺杆制冷压缩机上进行测试。根据压缩机实际运行情况选定在5℃/36℃下5100 r/min、4800 r/min、3900 r/min、3600 r/min、3000 r/min五种运行转速下进行噪声测量评估,图11为测量得到压缩机不同位置处噪声改善效果随转速的变化关系。

图11 采用两种降噪方法后压缩机平均降噪效果随转速的变化

从图11可以看出,压缩机的平均噪声改善效果基本随转速增加而增大,测试转速下,平均噪声改善效果为5.0~10.0 dBA,高于之前单一降噪方法的平均噪声改善效果。此外,同时采用两种降噪方法后,压缩机的最高运行噪声为转速5100 r/min下的85.5 dBA。从图11还可看出,压缩机不同位置处噪声的改善效果随转速的变化并无明显规律,这主要是因为转速变化不仅影响压缩机基频,对压缩机内部泄漏、转子啮合等机械噪声也有明显的影响,这些影响较为复杂,对不同位置侧的影响规律也不一致。

5 结论

本文针对半封闭变频螺杆制冷压缩机,提出了排气端面衰减装置和排气管路消声器两种降噪设计与理论,通过试验研究,得到如下结论。

(1) 排气端面衰减装置能从源头出发抑制气流脉动,对压缩机不同位置的噪声都有明显的改善效果。

(2) 排气管路消声器对排气侧的噪声有显著的改善效果,对压缩机其他位置的噪声改善效果很微弱。

(3) 同时采用两种降噪方法后,压缩机平均噪声改善水平明显提高,测试工况下能降低压缩机运行噪声 5.0~10.0 dBA,且降噪效果总体随转速升高而增加。

(4) 两种降噪方法对半封闭变频螺杆制冷压缩机不同位置处的噪声衰减无明显规律,但根据噪声频谱测量结果,对排气侧基频及倍频噪声都有削弱效果。

参 考 文 献

- [1] STOSIC N. Screw compressors in refrigeration and air conditioning[J]. HVAC&R Research, 2004, 10(3): 233-263.
- [2] 吴宝海, 张娟, 杨建华, 等. 螺杆压缩机转子成形砂轮刃形计算[J]. 机械工程学报, 2012, 48(19): 192-198.
WU Baohai, ZHANG Juan, YANG Jianhua, et al. Calculation method for edge shape of forming wheel for screw rotors machining[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 192-198.
- [3] 熊伟, 冯全科. 螺杆压缩机转子成形砂轮刃形计算[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6): 55-59.
XIONG Wei, FENG Quanke. Rotor intervention study of twin-screw compressors based on the three-dimensional shape[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(6): 55-59.
- [4] STOSIC N. On heat transfer in screw compressors[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2015, 51: 285-297.
- [5] 沈九兵, 张凯, 邢子文, 等. 采用螺杆压缩机的机械蒸汽再压缩污水处理系统实验研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(10): 90-95.
SHEN Jiubing, ZHANG Kai, XING Ziwen, et al. Experimental study on mechanical steam recompression wastewater treatment system using screw compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(10): 90-95.
- [6] 周明龙, 陈文卿, 何志龙, 等. 螺杆制冷压缩机振动噪声控制技术[J]. 制冷与空调, 2019, 19(3): 55-60.
ZHOU Minglong, CHEN Wenqing, HE Zhilong, et al. Study on vibration and noise control technology of screw refrigeration compressor[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2019, 19(3): 55-60.
- [7] FUJIWARA A, SAKURAI N. Experimental analysis of screw compressor noise and vibration[C/CD]// International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA.
- [8] ANDREWS R W. Noise source identification in semi-hermetic twin screw compressors[C/CD]// International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA, 1990.
- [9] KOIA K, SOEDEL W. Gas pulsation in screw compressors-Part 1: Determination of port flow and interpretation of periodic volume source[C/CD]// International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA, 1990.
- [10] KOIA K, SOEDEL W. Gas pulsation in screw compressors-Part 2: Dynamics of discharge system and its interaction with port flow[C/CD]// International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA, 1990.
- [11] SANGFORS B. Modeling, measurements and analysis of gas-flow generated noise from twin-screw compressors[C/CD]// International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA, 2000: 971-978.
- [12] 沈九兵, 王瑞鑫, 周明龙, 等. 半封闭螺杆制冷压缩机排气噪声模拟与试验研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(20): 169-175.
SHEN Jiubing, WANG Ruixin, ZHOU Minglong, et al. Simulation and experimental study on exhaust noise of semi-closed screw refrigeration compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 52(20): 169-175.
- [13] MUJIC E, KOVACEVIC A, STOSTIC N, et al. The influence of port shape on gas pulsation in a screw compressor discharge chamber[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Mechanical Engineering Science, 2008, 222(4): 211-223.
- [14] WU H, XING Z, PENG X, et al. Simulation of discharge pressure pulsation within twin screw compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004, 218(4): 257-264.

- [15] LINKAMP A, BRÜMMER A. Calculation of discharge pressure pulsations of a screw compressor using the one-dimensional method of characteristics[C]// International Conference on Compressors & Their Systems. City University, London, 2013: 197-207.
- [16] WU X K, XING Z W, CHEN W Q, et al. Performance investigation of a pressure dampener applied in the discharge chamber of a twin screw refrigeration compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 85: 70-84.
- [17] MUJIC E. A numerical and experimental investigation of pulsation induced noise in screw compressors[D]. London: City University of London, 2009.
- [18] 文命清, 李日华, 严俗, 等. 变频螺杆制冷压缩机发展现状[J]. 制冷技术, 2013, 33(2): 48-51.
WEN Mingqing, LI Rihua, YAN Su, et al. Development status of variable frequency screw refrigeration compressor[J]. Refrigeration Technology, 2013, 33(2): 48-51.
- [19] 马大猷. 亥姆霍兹共鸣器[J]. 声学技术, 2002 (1): 2-3.
MA Dayou. Helmholtz resonator[J]. Acoustic Technology, 2002(1): 2-3.

作者简介: 陈文卿, 男, 1984 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为压缩机及制冷技术。

E-mail: wqchen_xjtusz@126.com

刘华(通信作者), 男, 1977 年出生, 教授级高级工程师。主要研究方向为制冷空调技术。

E-mail: liuhua@cn.gree.com