

文章编号:0253 – 4339(2014) 02 – 0063 – 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2014. 02. 063

汽车空调旋叶式压缩机排气阀片的振动分析及优化

李春银¹ 王树林²

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093;2 上海理工大学材料科学与工程学院 上海 200093)

摘 要 通过对旋叶式汽车空调压缩机排气阀片的运动分析,建立了阀片振动数学模型,分析了其固有频率和各点的振动位移,并结合 UG NX Nastran 模态计算结果,确定了排气阀片的固有频率和振型。基于振动分析的优化设计表明,阀片厚度选取为 0. 305 mm 时,压缩机制冷效率达到了最高点。而测试结果证明,压缩机的噪声和排气脉动也得到了最有效的控制,两者均都低于美国通用汽车公司“GMW 标准”的规定上限,表明排气阀片的振动分析与优化设计是合理的。研究结果对控制排气阀片振动,提高压缩机的制冷效率以及降低压缩机排气脉动和噪声等具有重要的实际意义。

关键词 汽车空调;旋叶式压缩机;排气阀片;优化设计;模态分析

中图分类号:U270. 38⁺3;TB652 **文献标识码:**A

Vibration Analysis and Optimization Design of Vane Compressor
Discharge Valve for Car Automotive Conditioner

Li Chunyin¹ Wang Shulin²

(1. College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;2. College of Material Science and Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract By analyzing the motion of vane compressors for automotive air conditioner we proposed a mathematical model for the vibration of the discharge valve and determined its natural frequencies and mode shape in combination with the calculation using UG NX Nastran software. We show that the refrigeration efficiency can be maxima when the valve sheet takes the optimized thickness of 0. 305 mm based on the vibration analysis. At the same time, test results revealed that the discharge flow pulsation and system noise are effectively controlled, and the both are lower than the upper limit of the “GMW Standard” of the U. S. General Motors Corporation. The study may be significant to enhance the refrigeration efficiency of the system and reduce discharge flow pulsation and noise of vane compressors.

Keywords automotive air conditioner; vane compressor; discharge valve; optimization design; modal analysis

旋叶式压缩机具有低成本、小尺寸、重量轻、低能耗、高可靠性等特点,在汽车空调系统中广泛使用,约占当今各类汽车空调压缩机市场份额的 10%。特别是在小排量汽车中具有明显优势^[1-2],因而应用前景广阔。

排气阀片是旋叶式压缩机的关键部件。本文利用振动理论对旋叶式汽车空调压缩机排气阀片的运动进行了分析,建立了阀片振动数学模型,分析了其固有频率和瞬时位移。利用有限元分析软件 UG NX Nastran,对排气阀片进行模态分析,得到了其前 4 阶固有频率和主振型。通过优化设计,计算出排气阀片振动位移与制冷效率(COP)值的变化关系以及最佳阀片厚度。对不同厚度的阀片所装的样机进行工作状态下的压缩机制冷量和功耗及噪声和排气脉动的

测试和分析对比,验证了排气阀片优化设计的合理性。本文的结果对控制排气阀片振动,降低压缩机排气脉动和噪声,提高压缩机的 COP 等具有重要的实际意义。

1 排气阀片的振动及其数学模型

汽车空调旋叶式压缩机的排气阀采用簧片阀,其一端固定在阀座上,另一端处于自由状态,阀座上方安装有限位板,防止阀片在开启过程中出现过冲现象。排气阀安装结构如图 1。

随着压缩机旋转,排气阀片随排气腔内气体压力变化而自动地、周期地完成开启与关闭。随着阀片的开启,阀片挠度加速增大,在惯性力作用下撞向限位板。当排气阀挠度达到一特定值时,前端贴合限位

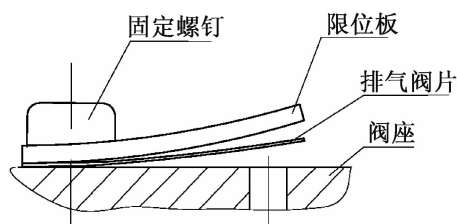


图1 排气阀安装结构

Fig. 1 Installation of the structure of the discharge valve

板,后端卷绕限位板振动。随着主轴转动,前一个排气结束,进入下一个排气腔,腔内的压力下降,在阀片自身弹簧力的作用下,排气口开度渐小,阀片向阀座方向回复。排气阀片不断开启、关闭,不断撞击限位板和阀座。由此可见,阀片在工作过程处于强迫振动状态,其振动特性直接影响旋叶式压缩机的排气脉动和制冷效率^[3],同时也是系统产生噪声的主要根源^[4]。

研究对象为排量为 100 cm³/r 的双腔旋叶式汽车空调压缩机的排气阀片,为双簧片,如图2所示。



图2 排气阀片实物

Fig. 2 Material object of the discharge valve

由于阀片的弹性曲面为可展曲面(无约束),中面接近无应变状态,分析中可应用小挠度理论^[5]。将阀片的运动过程划分为许多微小的时间区段,在任一微小的时间区段 Δt_j 内,阀片的边界条件及气体力可视为常量。另外,阀片卷绕限位板部分的形状符合限位板的型线函数 $f(x)$,未卷绕部分的变形可按等截面悬臂梁来处理。

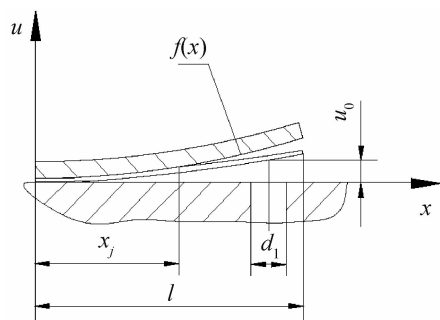


图3 排气阀片瞬时位移

Fig. 3 Instantaneous displacement of the discharge valve

在任一微小的时间区段 $(t_j, t_j + \Delta t_j)$,在气流的作用下,阀片离开阀座向限位板运动,此瞬时的位移可按图3进行分解,且近似地表示为:

$$u_j(x, t) = f(x_j) + f'(x_j)(x - x_j) + \tilde{u}_{jn}(x - x_j)T_{jn}(t) \quad x > x_j \quad (1)$$

$$u_j(x, t) = f(x) \quad x \leq x_j \quad (2)$$

式中: x_j 为第 j 时间区段阀片卷绕限位板部分与未卷绕限位板部分的分界点; $\tilde{u}_{jn}(x - x_j)$ 为阀片未卷绕部分的第 n 阶主振型函数; $T_{jn}(t)$ 为与 $\tilde{u}_{jn}(x - x_j)$ 匹配的时间函数; $f(x_j)$ 为限位板轮廓函数在 x_j 点的值; $f'(x_j)$ 为升限位板轮廓函数在 x_j 点的导数。

由振动理论知,把阀片未卷绕部分按悬臂梁模型处理,略去阻尼因子,它的强迫振动微分方程为:

$$EI \frac{\partial^4 u_j^*}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 u_j^*}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (3)$$

式中: $u_j^*(x - x_j, t)$ 为阀片未卷绕部分的位移函数, I 为阀片横截面的惯性矩, $I = bh^3/12$,其中 b 为阀片宽度, h 为阀片厚度; E 为弹性模量; A 为横截面积, $A = bh$; ρ 为阀片材料密度; $p(x, t)$ 为阀片单位长度上的外载荷。

令 $p(x, t) = 0$,其自由振动微分方程(忽略阻尼影响)为:

$$EI \frac{\partial^4 u_j^*}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 u_j^*}{\partial t^2} = 0 \quad (4)$$

利用分离变数法,可将解分解为:

$$u_j^*(x - x_j, t) = \tilde{u}_j(x - x_j)T_j(t) \quad (5)$$

对式(4)进行求解,并根据边界条件,得到阀片自由振动频率方程^[6]:

$$\cos k(l - x_j) \operatorname{ch} k(l - x_j) = -1 \quad (6)$$

用数值解法求得其前4个根是:

$$k_1(l - x_j) = 1.875, k_2(l - x_j) = 4.694$$

$$k_3(l - x_j) = 7.855, k_4(l - x_j) = 10.966$$

阀片未卷绕部分的第 n 阶固有频率为:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{EI}{\rho A} k_n^2} \quad (7)$$

第 n 阶主振型函数为:

$$\begin{aligned} \tilde{u}_{jn}(x - x_j) = & \operatorname{ch} k_n(x - x_j) - \cos k_n(x - x_j) - \\ & \frac{\operatorname{sh} k_n(l - x_j) - \sin k_n(l - x_j)}{\operatorname{ch} k_n(l - x_j) + \cos k_n(l - x_j)} \times \\ & [\operatorname{sh} k_n(x - x_j) - \sin k_n(x - x_j)] \end{aligned} \quad (8)$$

再求强迫振动微分方程(3)式的解。根据振型叠加法,此解的形式可取

$$u^*(x - x_j, t) = \tilde{u}_{jn}(x - x_j)T_{jn}(t) \quad (9)$$

将式(9)代入式(3)进行求解,根据主振型函数

的正交性,采用正则振型,最终求得:

$$T_{jn}(t) = T_{jn}(t_j)\cos\omega_n(t-t_j) + \frac{\dot{T}_{jn}(t_j)}{\omega_n}\sin\omega_n(t-t_j) + \frac{1}{\omega_n}\int_{t_j}^t Q_n(\tau)\sin\omega_n(t-t_j-\tau)d\tau$$

(10)

将式(8)和(10)代入式(9),得到阀片未卷绕部分对任意激励的位移响应,将响应结果代入式(1),从而求得阀片在排气激振过程中各点的振动位移。

2 排气阀片的模态分析

运用有限元分析软件 UG NX Nastran,对排气阀片进行模态分析^[7-8]。材料属性设定为 Sandviki 7C27Mo2 合金钢,材料密度 ρ 为 7872 kg/m³,弹性模量 E 为 206 GPa。材料泊松比为 0.25,选择 2D 四边形网格,划分单元共 421 个。根据阀片实际工作状态,对阀片底边部分区域进行约束。有限元模型如图 4 所示。

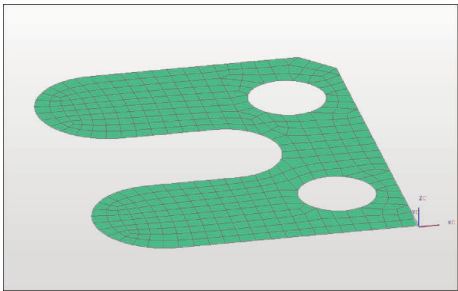


图 4 排气阀片网格图

Fig. 4 Grid diagram of discharge valve

通过计算,得到了阀片多阶固有频率和振型,取前 4 阶固有频率和振型。计算结果如表 1 所示。其振型如图 5 所示。图中可见,第 1 阶振型为阀片从水平面开始向下做单一方向弯曲摆动,阀片顶部振幅最大。第 2 阶振型为阀片从单叶水平面开始沿对称中心线扭转摆动,对称中心线是波节线(此线上质点零位移)。第 3 阶振型为阀片从水平面开始上下弯曲摆动,左端部分向上弯曲,中间部分向下弯曲,两部分交界线是波节线。第 4 阶振型为阀片从单叶水平面开始沿对称中心线扭转摆动,且左端顺时针方向扭转,中部逆时针方向扭转,对称中心线和左端中部交界线都是波节线。

研发的旋叶式压缩机的工作转速设计为 800 ~ 8500 r/min,即工作频率为 13.33 ~ 141.67 Hz,由于压缩机内部转子、叶片和汽缸体构成 5 个工作腔,单个阀片每转要承受 5 次排气冲击,即阀片工作频率为 66.67 ~ 708.35 Hz,而实用的工作转速为 1000 ~ 6000

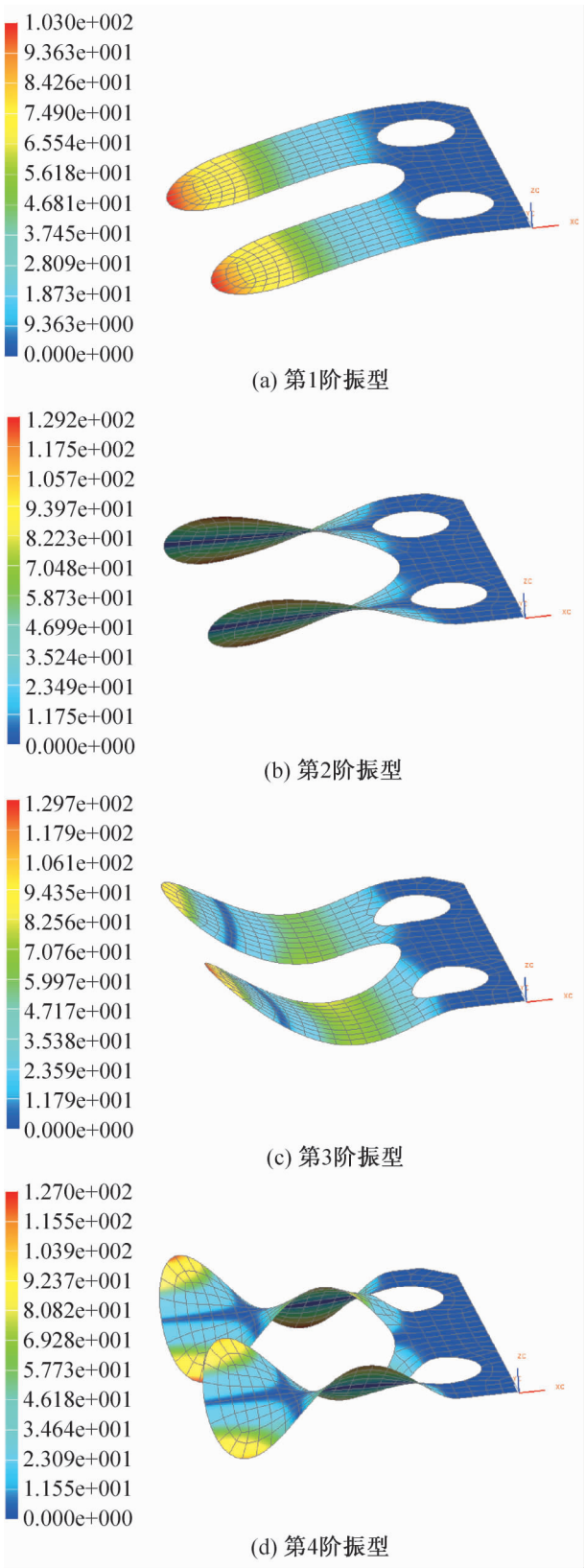


图 5 有限元模态分析结果

Fig. 5 Analysis results of finite element modal

r/min,即阀片工作频率为 83.33 ~ 500 Hz,阀片第 1 阶固有频率为 650.6 Hz,其工作频率低于固有频率。因此,排气阀片工作过程中不会发生共振及由此产生

的噪声。

表 1 计算模态频率
Tab. 1 Calculating model frequency

阶数	模态频率/ Hz
1	6.506×10^2
2	4.166×10^3
3	1.098×10^4
4	1.985×10^4

3 排气阀片的优化模型与方法

汽车空调旋叶式压缩机排气阀片的优化设计旨在降低压缩机能耗,提高 COP,降低压缩机振动和噪声,因此取压缩机 COP 值作为阀片优化的目标函数。

排气阀片的振动特性影响压缩机的 COP 值,因为阀片的振动位移(即开口高度)大小与制冷剂在通过排气口阀隙处的有效通流面积有关。当有效通流面积减小时,制冷剂流动的阻力损失会增大,压缩机消耗功率同时增大,COP 值会降低。

当排气阀片的振动位移(开口高度)较小时,排气阀的有效通流面积主要取决于阀隙处的有效通流面积 $\alpha_v A_v$,即制冷剂流经排气阀时,阻力主要来自阀隙(图 3)。

$$\alpha_v A_v = \alpha_v \pi d_1 u_0 \tag{11}$$

式中: α_v 为阀隙的流量系数; A_v 为阀隙的通道面积; d_1 为排气孔的孔径; u_0 为排气孔中心线与阀片上的交点 o 到阀座表面的垂直高度(阀片 o 点处的振动位移)(图 3)。

则该处产生的流动阻力损失 Δp 可表示为:

$$\Delta p = \varepsilon \rho \frac{c_v^2}{2} \tag{12}$$

式中: ε 为阻力系数,且取 $\alpha_v = 1/\sqrt{\varepsilon}$; ρ 为气体密度; c_v 为阀隙中气流的瞬时速度。

假定旋叶压缩机中叶片旋转扫过的压缩腔容积等于流经阀隙的气体容积,则 c_v 可用滑片旋转的瞬时速度 c 表示:

$$c_v = c \frac{F_p}{A_v} \tag{13}$$

$$c = r\omega \tag{14}$$

$$\omega = 2\pi n \tag{15}$$

式中: F_p 为叶片推动气体的工作面的面积; r 为叶片中心到压缩机主轴旋转轴线的距离; ω 为压缩机主轴旋转的角速度; n 为压缩机主轴转速。

将式(11)(13)(14)(15)整理并代入式(12)得:

$$\Delta p = \frac{2\rho r^2 n^2 F_p^2}{\alpha_v^2 d_1^2 u_0^2} \tag{16}$$

阀片优化的目标函数为:

$$COP = \frac{Q_o}{W_e} \tag{17}$$

式中: Q_o 为压缩机的制冷量; W_e 为压缩机的总的轴功率。其中压缩机的轴功率 W_e 包括指示功率 W_i 、流动阻力损失功率 $W_{\Delta p}$ 和摩擦功率 W_l 三部分,摩擦功率 W_l 由压缩机叶片与汽缸壁间的摩擦消耗功率 W_{fc} 、叶片与叶片槽间的耗功 W_{fv} 以及轴承的耗功 W_{bear} 构成。各功率计算方法见参考文献[9]。

$$W_e = W_i + W_{\Delta p} + W_{fc} + W_{fv} + W_{bear} \tag{18}$$

排气阀片设计变量的选择包括阀片的厚度、材质、形状等参数。基于本次研发的旋叶压缩机的内部结构及孔口位置,选择阀片厚度 h 作为设计变量,既能减小优化计算的工作量,又能保证阀片在材料成本、制造工艺、装配过程上得以良好的延续。

约束条件是根据阀片的结构、强度、工艺性及工作寿命考虑的,即 $0.15\text{ mm} \leq h \leq 1.0\text{ mm}$ 。阀片过薄,阀片撞击限位板和阀座的速度增大,还会影响阀片寿命;阀片过厚,影响阀片打开和闭合。阀片的撞击速度选择 $v \leq 10\text{ m/s}$ 比较合理。

针对上述阀片振动模型和优化模型,本文选取复合形法^[10]求出了最优结果,如图 6 所示。

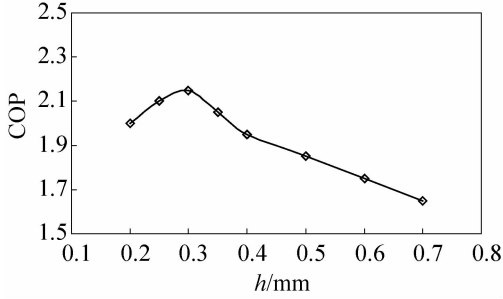


图 6 气阀阀片厚度对性能的影响
Fig. 6 The performance effect of valve thickness

由图 6 可以看出,排气阀阀片厚度对制冷效率有着明显的影响,在其厚度大于 0.3 mm 时,制冷效率均是呈下降趋势,在厚度等于 0.3 mm 时 COP 值最大。设计时圆整后取 $h = 0.305\text{ mm}$ (参照原材料供应商的产品规格)。

4 排气阀片的优化效果测试

制作厚度分别为 0.205 mm、0.305 mm、0.457 mm 三种状态的阀片,将它们装配到同种类型压缩机中(除阀片外,其它零件状态相同),样机 1#(厚

度 0.205)、样机 2#(厚度 0.305)、样机 3#(厚度 0.457)分别在量热器实验台进行压缩机制冷量和功耗测试。

压缩机冷量和功耗的测试工况为:转速 2000 r/min,吸气压力 0.196 MPa (G),排气压力 1.47 MPa (G),过热度 10 K,过冷度 0 K。测试结果如表 2。样机测量结果表明,阀片厚度在 0.305 mm 时 COP 值最大。

表 2 制冷量和功耗及 COP 值

Tab. 2 Capacity and consumption and COP

压缩机	制冷量/kW	功耗/kW	COP
1#	4.49	2.08	2.15
2#	4.89	2.18	2.24
3#	4.23	2.31	1.83

将上述样机在全消声实验室内进行排气脉动及噪声测试,设备安装如图 7 所示。在与压缩机排气口相连的长度为 150 cm 硬管的中央安装排气压力脉动传感器,测定排气管道内的压力脉动。在以被测压缩机为圆心,半径为 1 m 的半球体上阵列布置了 19 个传声器。

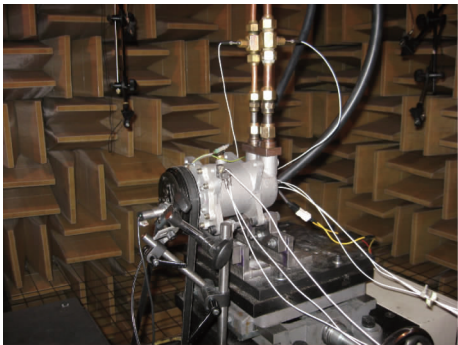


图 7 旋叶式压缩机排气脉动及噪声测试示意图

Fig.7 Schematic diagram of vane compressor exhaust pulsations and noise test

压缩机在空调系统中按设定工况运行,转速从 1000 r/min 升至 6000 r/min,测得压缩机的速度扫描时的排气脉动如图 8 所示。测得的速度扫描时的声功率如图 9。图中“GMW 标准”线为美国通用汽车公司对固定排量的空调压缩机排气脉动和声功率的上限要求。GMW 标准是通用汽车公司的全球工程标准,汽车上使用的固定排量空调压缩机的振动冲击噪声(NVH)要求按“GMW14789 标准”执行。测试方法按“GMW14477 空调压缩机 NVH 实验标准”执行。上述排气脉动、声功率的测试方法是按此标准进行的。

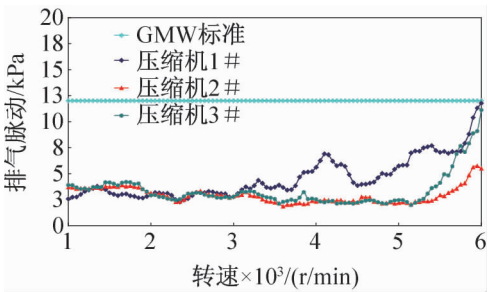


图 8 排气压力脉动测试结果

Fig.8 Exhaust pressure pulsation test results

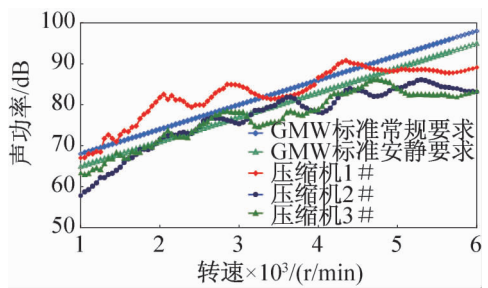


图 9 声功率测试结果

Fig.9 Sound power test results

由图 8 可知,压缩机的排气压力脉动小于 GMW 标准,当转速超过 3500 r/min 时,样机 2#的排气压力脉动远低于样机 1#和样机 3#。从图 9 可见,样机 2#和样机 3#的速度扫描的声功率都低于“常规”标准,接近“安静”标准,样机 1#略高于“常规”标准。转速低于 2000 r/min 时,样机 2#的声功率低于样机 3#。可见排气阀片的运动具有很高的可靠性。

综上测试,样机 2#中的 COP 值、排气脉动、声功率明显优于样机 1#和样机 3#,所以阀片厚度选 0.305 是最优的,与优化设计结果相符。

5 结论

通过对旋叶式汽车空调压缩机排气阀片的运动分析,建立了阀片振动数学模型,分析了其固有频率和在排气激振过程中阀片上各点的振动位移。利用 UG NX Nastran 模态计算,确定了阀片前 4 阶的固有频率和振型。研究结果表明,阀片的固有频率高于其工作频率,阀片的运动是可靠的。通过优化设计,得出了压缩机在最大 COP 值时的阀片的厚度。同时,分别对不同阀片厚度的所装样机在工作状态下的制冷量和功耗以及噪声和排气脉动进行了测试和分析对比,证明排气阀片在工作过程中不会发生共振。基于振动分析,阀片厚度选 0.305 mm 时,旋叶式压缩机的 COP 值达到了最高点,而噪声和排气脉动也都得到了最有效的控制。

参考文献

- [1] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 219-228.
- [2] 阙雄才, 陈江平. 汽车空调实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 134-151.
- [3] 马国远, 李红旗. 旋转压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 121-132.
- [4] 卢喜, 杨诚. 旋叶式汽车空调压缩机的噪声源识别[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2006, 29(8): 70-73. (Lu Xi, Yang Cheng. Rotary vane automotive air conditioner compressor noise source identification [J]. Chongqing University (Natural Science), 2006, 29(8): 70-73.)
- [5] 杨桂通. 弹塑性力学引论[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 218-235.
- [6] 于德介, 程军圣, 杨宇. 机械振动学[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 2010: 77-79.
- [7] 沈春根. UG NX 7.0 有限元分析入门与实例精讲[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 181-217.
- [8] Stepphen M S, Benjamin S, Eric W. Advanced Simulation using Nastran NX5/NX6 [M]. Design Visionaries INC, USA, 2008: 105-120.
- [9] 郭蓓. 旋叶式汽车空调压缩机的热动力性能研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2000: 30-32.

- [10] 屈宗长. 多级压缩机压力比与气阀结构参数的优化[J]. 西安交通大学学报, 1991, 25(2): 98-105. (Qu Zongchang. The optimization of the pressure ratios and the valves designing parameters of a multi stage compressor [J]. Xi'an Jiaotong University, 1991, 25(2): 98-105.)

通信作者简介

王树林, 男(1951 -), 教授, 博士生导师, 上海理工大学材料科学与工程学院副院长, 国家级有突出贡献的中青年专家, 国务院特殊津贴获得者, 021 - 55271720, E-mail: wwwusst@163.com. 研究方向: 振动与噪声控制, 可再生能源技术。现主持项目有: 国家教育部博士点基金—力激发基础研究; 上海市纳米科技专项—旨在提高光伏效应的 Zn/ZnO 纳米结构控制研究等。

About the corresponding author

Wang Shulin(1951 -), male, professor, vice dean of School of Materials Science and Engineering, national distinguished specialist, winner of the special award of the State Council, 021 - 55271720, E-mail: wwwusst@163.com. Research fields: Vibration and noise control, renewable energy. The proposals "Study on force excitation" and "Controlling the Zn/ZnO nanostructures to increase the photovoltaic performance" he proposed are respectively supported by the Education Ministry of China and the Shanghai Municipal Science and Technology Commission.