

DOI: 10.7652/xjtuxb201709010

压缩机舌簧排气阀运动模型对比及 动态特性影响因素分析

慕光宇^{1,2}, 王枫³, 米小珍⁴

(1. 大连交通大学机械工程学院, 116028, 辽宁大连; 2. 大连海洋大学机械与动力工程学院, 116023, 辽宁大连;
3. 大连交通大学动车学院, 116028, 辽宁大连; 4. 大连交通大学交通运输工程学院, 116028, 辽宁大连)

摘要: 为了揭示压缩机舌簧阀启闭运动失效过程及其影响因素,建立了阀片运动的单质点模型和悬臂梁模型,在单质点模型中,综合考虑了阀片的有效工作长度、弹力、质量随位移变化的关系,在 Matlab 环境下,采用四阶龙格-库塔法计算程序对 2 种模型进行了求解。为了验证模型的有效性,建立了舌簧排气阀位移测量实验系统,并将测量结果与 2 种模型的计算结果进行了比较,结果表明,单质点模型相比悬臂梁模型能更准确地反映舌簧排气阀的运动规律。利用单质点模型分析了气阀升程、阀片厚度以及阀孔直径对舌簧阀动态特性的影响,分析结果表明:阀片升程增加,舌簧排气阀的初始关闭角减小,最大冲击速度增大;阀片厚度增大,对初始开启角影响不大,但初始关闭角提前;排气阀口直径减小,阀片开启、关闭时间延迟,压缩机能效比降低。该研究可为舌簧阀组结构参数选择、优化设计提供参考。

关键词: 活塞式压缩机;舌簧排气阀;单质点模型;悬臂梁模型;动态特性

中图分类号: TH457;TB652 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)09-0069-08

Comparison of Motion Models of Reciprocating Compressor Discharge Reed Valve and Analysis for Factors Affecting Dynamic Characteristics

MU Guangyu^{1,2}, WANG Feng³, MI Xiaozhen⁴

(1. Mechanical Engineering College, Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China;
2. Mechanical and Power Engineering College, Dalian Ocean University, Dalian, Liaoning 116023, China;
3. School of High-Train and Maintenance Service, Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China;
4. School of Transportation Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China)

Abstract: To reveal the motion failure process of the reed valve in a reciprocating compressor and influencing factors, the single-particle model and cantilever-beam model of valve motion are established. The relationships of the effective working length, elastic force and valve plate mass with the changing displacement are taken into account in the single-particle model. The fourth-order Runge-Kutta method is used to solve the two models in Matlab environment to find an efficient numerical solution. An experimental system is constructed to measure the actual reed valve movements and to verify the effectiveness. The measured data are compared with the calculated results of the two models. It is concluded that the single-particle model can describe the motion law of the reed valve more accurately. Hence, the influences of valve lift, valve plate thickness and valve orifice diameter on the dynamic characteristics of reed valve are analyzed with

收稿日期: 2016-12-26。 作者简介: 慕光宇(1982—),女,博士生,讲师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51205035);辽宁省自然科学基金资助项目(201602133,20170540107);辽宁省教育厅科学研究一般项目(L2013280)。

网络出版时间: 2017-07-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170710.1711.002.html>

the single-particle model. It indicates that with the increasing valve lift, the initial closing angle of the discharge reed valve decreases while the maximum impact velocity increases; the increasing valve thickness imposes slight effect on the initial opening angle whereas the initial closing angle is advanced; with the decreasing exhaust valve port diameter, the valve opening time increases, the closing time tends to delay and the compressor energy efficiency ratio decreases.

Keywords: reciprocating compressor; discharge reed valve; single-particle model; cantilever-beam model; dynamic characteristic

压缩机消耗的电力在制冷系统中占据了较大的比例,所以提高压缩机的效率一直是业界的重要课题。压缩机能效首先取决于气阀,阀片的非正常运动(颤振、关闭迟滞)是产生额外流动损失的主要原因^[1]。舌簧阀由于结构简单、运动质量轻、余系容积小等特点,被广泛应用于中、小型制冷压缩机上^[2]。舌簧阀动态特性的表征参数,如阀片的启闭及时性、全开期时间、撞击速度等,决定着压缩机的吸、排气量和功率。因此,研究舌簧阀的动态特性对分析阀片的运动失效机理、提高压缩机的能效及可靠性至关重要。

对于舌簧阀工作过程的模拟,其流场常假设为气体流动是一维稳定的绝热流动,固体场中阀片的物理模型需要简化,如将阀片视为单质点力学系统、等截面悬臂梁力学系统或薄板振动力学系统^[3-5]。林梅指出,单质点模型的位移曲线幅值与连续梁模型几乎相同,但相位却偏离实测值较大^[6]。吴业正等将等宽度舌簧阀视为悬臂梁,阀片运动取一阶振型函数^[7-8]。杨乐之进一步指出,悬臂梁系统中均载模型的气阀运动特性优于集中载荷模型^[9]。Huang利用薄板振动模型分析了阀片强度及应力分布,有助于阀片形状优化和限位器设计等^[10]。近年来,计算流体动力学(CFD)方法多用来研究气阀附近的流场以及气阀运动规律^[11-15]。Kim等运用Adinafsi软件分析了阀片的动力学特性,证实了流固耦合技术能够解释阀片的实际动态行为^[16-17]。Kinjo运用虚拟流量方法进行了压缩机数值流动仿真^[18]。这些均为提高排气阀性能的研究,但在模型建立以及前期处理方面较为复杂。目前,单质点力学模型和等截面悬臂梁力学模型均能够反映阀片动态响应的变化趋势,但缺少舌簧阀组结构参数对阀片动态特性影响的量化分析。

为了揭示压缩机舌簧阀启闭运动失效过程及其影响因素,本文建立了阀片运动的单质点模型和悬臂梁模型。所建立的单质点模型综合考虑了阀片的有效工作长度、弹力、质量随位移变化的关系,同时

利用Matlab编制四阶龙格-库塔法计算程序对2种模型进行了求解,并与实验结果进行了对比。

1 舌簧排气阀运动模型

模型均以单个气缸作为一个热力学系统,并对气缸内热力过程做如下假定^[19]:

(1)排气过程为理想气体绝热流动过程,任一瞬时气缸内工质热力学状态参数保持均匀;

(2)不考虑气体阻尼力和润滑油黏性力对阀片的影响;

(3)不考虑压缩机吸、排气压力脉动对流场的影响,不考虑工质及润滑油泄漏对工作腔容积、工质状态的影响。

1.1 单质点模型

在舌簧排气阀工作过程中,单质点模型是将阀片运动视为单质点、单自由度系统平动。根据文献^[19],作用在阀片上的气体力为

$$F_g = \beta A_p \Delta p_v = \beta \frac{\pi d^2}{4} \Delta p_v = \beta \frac{\pi d^2}{4} p_d (\psi - 1) \quad (1)$$

式中: F_g 为气体力,N; β 为气体推力系数; A_p 为阀片迎气面积, m^2 ; Δp_v 为气缸内气体压力与排气阀腔压力之差; d 为排气阀口直径,m; p_d 为排气阀腔压力, N/m^2 ; ψ 为气缸内气体压力与排气阀腔压力之比。

根据牛顿第二运动定律,阀片运动微分方程为

$$\frac{d^2 h_v}{d\theta^2} = \frac{1}{m_v \omega^2} \left[\beta \frac{\pi d^2}{4} p_d (\psi - 1) - F_{sp} \right] \quad (2)$$

式中: h_v 为阀片位移,m; θ 为曲轴转角,rad; m_v 为阀片有效工作质量,kg; ω 为曲轴转速,rad/s; F_{sp} 为阀片弹力,N。

由于舌簧阀片在运动过程中与升程限位器发生贴绕,导致阀片的有效工作长度变化,阀片弹力和阀片质量随之变化。舌簧阀结构如图1所示。

当阀片根部弯曲的曲率等于升程限位器的圆弧时,阀片开始贴绕,此时

$$F_{sp} = 3EJh_v/L_1^3 = EJ/(rL_1) \quad (3)$$

式中: E 为阀片材料的弹性模量, N/m^2 ; J 为阀片截面惯性矩, m^4 ; L_1 为舌簧阀片工作长度, m ; r 为升程限位器曲率半径, m 。

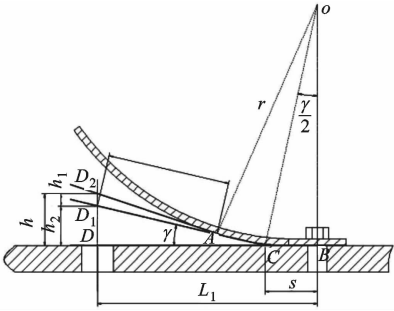


图1 舌簧阀结构图

贴绕起始点阀片位移为

$$h_v = L_1^2/(3r) \quad (4)$$

阀片贴绕后,其有效工作长度和有效工作质量发生变化。经推导,阀片的有效工作长度、弹力、质量与阀片位移的关系如下:

当

$$h_v \leq L_1^2/(3r) \quad (5)$$

阀片有效工作长度

$$L = L_1 \quad (6)$$

阀片有效工作质量等于 L_1 工作长度的阀片质量 m_{L_1} , 即

$$m_v = m_{L_1} \quad (7)$$

阀片弹力

$$F_{sp} = 3EJh_v/L_1^3 \quad (8)$$

当

$$h_v > L_1^2/(3r) \quad (9)$$

阀片有效工作长度

$$L = \left\{ \frac{3}{2} r [(2h_v + r) - (12rh_v + r^2 - 4L_1^2)^{1/2}] \right\}^{1/2} \quad (10)$$

阀片有效工作质量

$$m_v = \frac{m_{L_1}}{L_1} \left\{ \frac{3}{2} r [(2h_v + r) - (12rh_v + r^2 - 4L_1^2)^{1/2}] \right\}^{1/2} \quad (11)$$

阀片弹力

$$F_{sp} = \{ E^2 J^2 [(2h_v + r) + (12rh_v + r^2 - 4L_1^2)^{1/2}] [6r^3 (h_v^2 + L_1^2 - 2rh_v)]^{-1} \}^{1/2} \quad (12)$$

根据压缩机运动学的推导,活塞运动方程为

$$\frac{dV}{d\theta} = V_h \left(\frac{\sin\theta}{2} + \frac{\lambda}{4} \sin 2\theta \right) \quad (13)$$

式中: V 为活塞容积, m^3 ; V_h 为活塞行程容积, m^3 ; λ

为曲柄半径与连杆长度比。

从能量守恒定律出发,运用绝热过程方程、质量守恒方程、理想气体状态方程、活塞运动方程推导出排气过程的气体流动微分方程,即

$$\begin{aligned} \frac{d\psi}{d\theta} = & - \left[\frac{1}{2} \omega \psi k V_h \sin\theta + \frac{\lambda}{4} \omega \psi k V_h \sin 2\theta + \right. \\ & \left. \psi^{\frac{k-1}{k}} \alpha_v \pi d h_v \left(\frac{2kR_0 T_d}{k-1} (\psi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right)^{1/2} \right] \cdot \\ & \left[\omega V_h \left(\xi + \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos\theta + \frac{\lambda}{4} \sin^2\theta \right) \right]^{-1} \quad (14) \end{aligned}$$

式中: k 为比热容比; α_v 为阀片的流量系数; T_d 为排气温, K ; R_0 为气体常数, $J/(kg \cdot K)$; ξ 为相对余隙容积。

根据式(2)、(8)、(12)和(14),可构成舌簧排气阀工作过程的单质点模型。

1.2 悬臂梁模型

在舌簧排气阀工作过程中,悬臂梁模型是将等宽度条状舌簧排气阀视为悬臂梁,一端夹持,一端自由。阀片运动可看作气流推力下的振动,阀片运动取一阶振型函数,受均布载荷的阀片运动方程为^[7]

$$\frac{d^2 h_v}{d\theta^2} = - \frac{a^2 (k_1 L_1)^4}{\omega^2 L_1^4} h_v + \frac{1.566}{\omega^2 A_c \rho} \beta b p_d (\psi - 1) \quad (15)$$

式中: $a = \left(\frac{EJ}{\rho A_c} \right)^{1/2}$; $k_1 L_1 = 1.875$; ρ 为阀片材料密度, kg/m^3 ; A_c 为阀片横截面面积, m^2 ; b 为阀片宽度, m 。

排气过程的气体流动微分方程与式(14)相同,即舌簧排气阀工作过程的悬臂梁系统模型为

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 h_v}{d\theta^2} = & - \frac{a^2 (k_1 L_1)^4}{\omega^2 L_1^4} h_v + \frac{1.566}{\omega^2 A_c \rho} \beta b p_d (\psi - 1) \\ \frac{d\psi}{d\theta} = & - \left(\left[\frac{1}{2} \omega \psi k V_h \sin\theta + \frac{\lambda}{4} \omega \psi k V_h \sin 2\theta + \right. \right. \\ & \left. \left. \psi^{\frac{k-1}{k}} \alpha_v \pi d h_v \left(\frac{2kR_0 T_d}{k-1} (\psi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right)^{1/2} \right] \right) \cdot \\ & \left(\omega V_h \left(\xi + \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos\theta + \frac{\lambda}{4} \sin^2\theta \right) \right)^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

2 数值模拟与实验

2.1 计算方法

在所建模型的基础上,利用四阶龙格-库塔法编制计算程序,并在 Matlab 仿真环境中分别对 2 种模型进行了数值求解,由此获得舌簧排气阀片的位移、运动速度,以及气缸内、外压力比随曲轴转角的变化曲线。在求解时,初始条件如下^[7]

$$\left(\frac{dh_v}{d\theta}\right)_{\theta_{d0}}=0;\left(\frac{d^2h_v}{d\theta^2}\right)_{\theta_{d0}}=0;(\psi)_{\theta_{d0}}=1+\frac{K_vH_{d0}}{A_dp_d}$$

(17)

式中: θ_{d0} 为舌簧排气阀片离开阀座时的瞬时曲轴转角; H_{d0} 为排气阀升程; A_d 为阀座通流面积。

阀片运动时撞击阀座和限位器并发生反弹,此时需将撞击瞬时作为边界条件,即

$$\left(\frac{dh_v}{d\theta}\right)_{reb}=-C_R\left(\frac{dh_v}{d\theta}\right)_{imp}$$

(18)

式中: C_R 为反弹系数,即撞击前后阀片速度的比值,根据经验取 0.3^[19]。

2.2 计算参数

计算时某型往复式制冷压缩机及排气阀主要参数见表 1。

表 1 某型压缩机及舌簧排气阀主要参数

类型	参数	数值
压缩机	压缩机转速/ $r\cdot\min^{-1}$	1 450
	气缸直径/m	0.062
	气缸行程/m	0.048 4
	相对余隙容积/%	2
	连杆长度/m	0.099 6
	进气温度/K	291
	排气温度/K	375
	进气压力/MPa	0.296
	排气压力/MPa	1.5
	曲轴角速度/ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	151.77
	气体常数/ $\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	96.1
	曲轴半径与连杆中心距之比	0.243
排气阀	舌簧阀质量/kg	0.002 59
	升程/m	0.003 7
	排气开启角/(°)	307
	阀片宽度/m	0.017 4
	阀片厚度/m	0.000 61
	阀片有效长度/m	0.033 2
	弹性模量/Pa	2.1×10^{11}
	阀片刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	4 093
	气阀流量系数	0.76
	阀座通道流量系数	0.52
	阀座通道面积/ m^2	0.000 165
	气阀密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7 850
	阀座出口处通流面积/ m^2	0.000 104

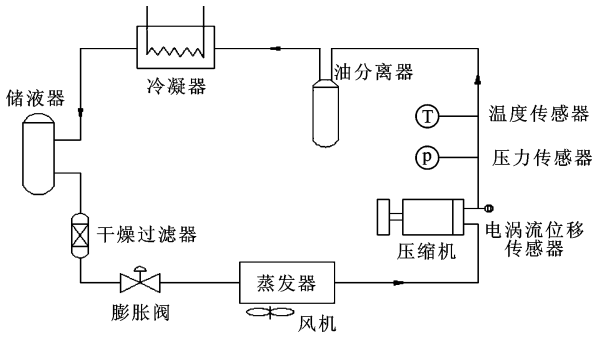


图 2 实验装置及原理

压缩机转速为 1 450 r/min,工质为 R22,实验工况:冷凝温度为 40.5℃,蒸发温度为-40.5~-5℃。舌簧排气阀位移测量实验系统如图 3 所示。

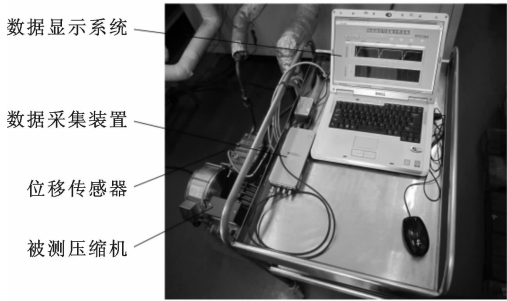


图 3 舌簧排气阀位移测量实验系统

实验系统主要采用 ZA-21 电涡流位移传感器、NI9230 数据采集卡及 Labview 数据处理软件。电涡流位移传感器密封安装在升程限位器上,能够非接触、高分辨力地测量阀片距探头表面的距离,装置示意如图 4 所示,测量精度为±0.2%,量程为 1.22~3.92 mm,传感器探头最大工作压力为 12 MPa,探头工作温度为-50~+175℃。

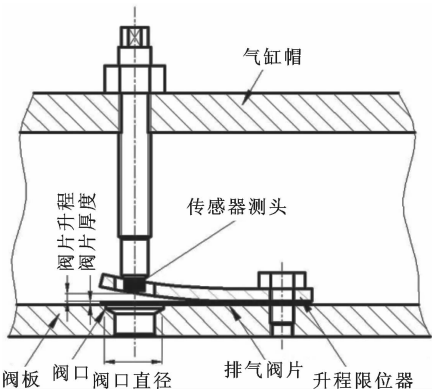


图 4 排气阀片位移测量装置示意图

2.3 实验设备

为了测量舌簧排气阀的工作位移,建立压缩机实验样机系统^[20-23],其原理如图 2 所示。

2.4 数值计算与实验结果对比

阀片位移的单质点模型、悬臂梁模型数值计算结果与实验测量结果的对比如图 5 所示。从图 5 中

可以看出,阀片开始运动时,3 种方法的起始角基本相同,单质点模型阀片到达最大升程的曲轴转角与实测结果较吻合,而悬臂梁模型阀片的开启响应更迅速。这是因为在阀片运动方程中,悬臂梁模型阀片的加速度大于单质点模型的加速度。阀片打开后撞击到升程限位器发生反弹,2 种计算模型的反弹位移基本相同,这是数值计算时采用的反弹系数所致。悬臂梁模型阀片的全开期较长,单质点模型阀片的全开期较短,接近实验测量值。在阀片回落的过程中,实验测得的阀片回落缓慢,而 2 种计算模型阀片都出现了不同程度的回弹波动。这是数值计算时受阀片运动与气体的耦合作用,阀片回落时气缸内压力升高,气体推力大于阀片本身的弹性力所致,同时数值计算没有考虑油膜的黏滞力等,致使出现了较为明显的反弹。最终,3 种方法的阀片关闭终止角基本相同。

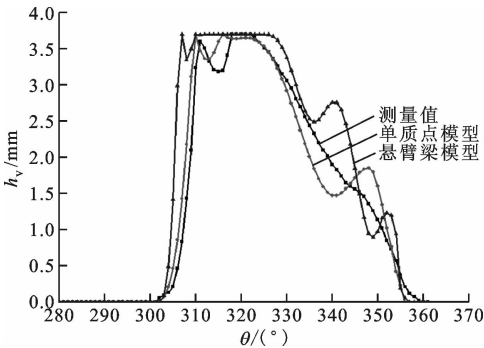


图 5 2 种模型的阀片位移计算结果与实验结果的比较

排气阀开启响应的曲轴转角与位移曲线所围面积的计算和实验值见表 2。经比较,单质点模型的阀片开启响应时间与实验值的相对误差为 10.4%,悬臂梁模型的误差达到 33.7%。位移曲线所围面积代表总的气体通流面积^[24]。虽然 2 种计算模型的阀片在回落时都出现了波动,但单质点模型位移曲线所围面积与实验值的相对误差仅为 1.24%,悬臂梁模型的相对误差为 17.68%,说明单质点模型的排气损失与实验结果更加接近。

表 2 气阀开启响应的曲轴转角与位移曲线所围面积的计算值和实验值

开启响应的曲轴转角/(°)			位移曲线所围面积/m ²		
实验值	单质点	悬臂梁	实验值	单质点	悬臂梁
8.23	7.37	5.46	120.69	122.19	142.023

综上所述,所建单质点模型能较准确地反映出舌簧排气阀的动态响应变化趋势,可用来研究阀组参数对气阀动态特性的影响。下面利用该模型分析

气阀升程、阀片厚度以及阀口直径对舌簧排气阀启闭的及时性、全开期、最大撞击速度等动态特性的影响。

3 舌簧排气阀动态特性影响因素分析

3.1 阀片升程分析

阀片运动过程中,阀座通道的气流压力和气流速度均发生变化,由升程 H 不同导致的阀口压力损失变化也不同。因此,研究升程对阀片动态特性的影响,有利于减小阀口压力损失,提高压缩机的输气量。

压缩机转速为 1 450 r/min,阀片刚度为 4 093 N/m 时,变升程排气阀位移曲线如图 6 所示。

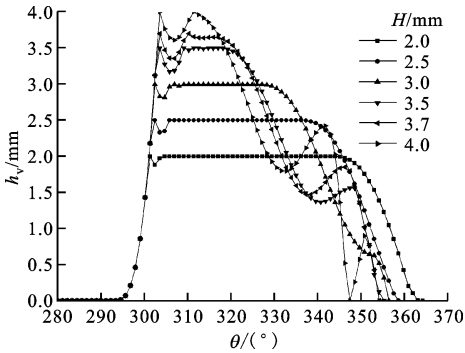


图 6 不同升程下阀片的位移曲线

由图 6 可以看出,改变阀片升程,对初始开启角影响不大。升程增大,阀片撞击限位器后反弹的位移越大,气阀全开的时间缩短,在气阀回落过程中出现回弹波动就越早;当升程为 4 mm 时,阀片发生颤振。其原因是升程过大,气阀撞击限位器的速度越大,致使反弹的幅度增大。当气阀完全打开后,由于阀座出口处的通流面积增大,气缸内压力迅速降低,因此升程越大,气阀的全开期越短。在阀片回落的过程中,由于缸内仍有部分气体没有排出,阀片内、外两侧产生压力差,使得阀片出现回弹,且升程越大,阀片回弹的时间越早且越剧烈,直至气缸内部压力小于外部压力,气阀完全关闭。排气阀的初始关闭角随着升程的增加而减小,当升程由 2 mm 增加到 4 mm 时,阀片的关闭角由 363.4°减小到 350.8°。因此,气阀的升程不能过大,这会使得阀片容易发生颤振且提前关闭,气阀的时间截面减小,气流通过气阀时的压力损失增大,阀片的冲击应力增大。升程过小,会导致阀片关闭延迟,使得压缩机的排气量及效率降低。

不同升程下阀片的最大撞击速度 $v_{\max}$ 如图 7 所示。当升程由 2 mm 增加到 3 mm 时,阀片的撞击

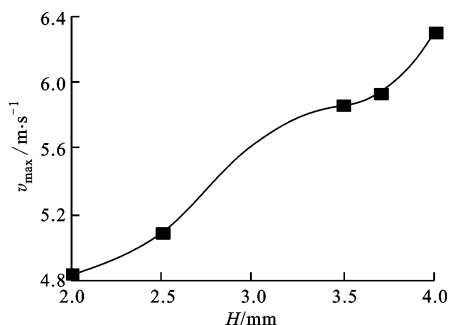


图7 不同升程下阀片的最大撞击速度

速度增加显著;当升程在 3~3.7 mm 时,撞击速度增加缓慢;当升程大于 3.7 mm 时,撞击速度又迅速增大,强烈的碰撞会使阀片寿命缩短。因此,根据气阀分析,合理的升程应当在 3~3.7 mm 之间。

3.2 阀片厚度分析

升程为 3.7 mm 时,不同阀片厚度 l 下排气阀片的位移曲线如图 8 所示,可以看出,阀片厚度增加,气阀的初始关闭角明显减小。阀片厚度为 0.5 mm 时,排气阀关闭角为 362.5° ;当阀片厚度增加到 1 mm 时,排气阀的初始关闭角提前到 335.3° 。当阀片厚度为 0.66 mm 时,阀片刚度为 5 184 N/m,气阀在回落过程中出现了回弹波动;当厚度增加到 1 mm 时,阀片刚度为 18 034 N/m,出现了严重的颤振现象。其原因是阀片厚度增加,直接导致阀片刚度增大,使得阀片碰撞限位器或阀座的剧烈程度增强,气体排出时的有效通流面积大大减小,气流推力反复克服阀片弹性力而引发颤振,这将导致排气损失严重。因此,排气阀片的厚度不能过大,阀片的弹性力在任何情况下都不能大于气流最大推力,以免阀片颤振。

不同厚度下阀片的初始开启角和初始关闭角如图 9 所示。从图 9 可以看出:阀片厚度由 0.5 mm 增大到 1 mm 时,阀片间的初始开启角最大差值仅为 1° ,即阀片几乎同时开启,而初始关闭角则随着阀片厚度的增加而显著减小,由 362.5° 减小到 335.3° ;

当阀片厚度大于 0.61 mm 时,阀片过早进入关闭状态,这将导致压缩机效率严重下降。但是,较小的阀片厚度会导致延迟关闭,引发气体回流,引起阀片根部应力集中,造成结构损伤。针对排气阀分析,合理的阀片厚度应当在 0.58~0.61 mm 之间。

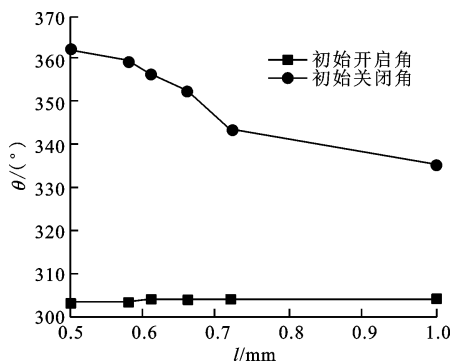


图9 不同阀片厚度的初始开启角和关闭角

3.3 阀口直径分析

舌簧阀的有效通流面积和流量系数影响着气阀的效率。根据文献[19]提供的舌簧阀有效通流面积计算方法可知,阀座通道宽度(阀孔直径)和升程是最主要的影响因素,舌簧阀流量系数也主要与二者有关。

升程为 3.7 mm 时,不同阀口直径下阀片的位移曲线如图 10 所示,可以看出,排气阀口直径减小,阀片的开启时间延长,关闭时间出现延迟。这是气阀有效通流面积减小,阀系马赫数增大,气体推力减小所致。阀口直径小于 12.5 mm 时,阀片不能及时开启和关闭,延迟关闭会引起气体倒流,压力损失增大。阀口直径大于 14.5 mm 时,阀片虽能及时开启,但阀片的全开期缩短。因此,升程为 3.7 mm 时,排气阀口直径应在 12.5~14.5 mm 范围内,但要注意:气阀通流面积的增大不能单一地靠增加阀口直径或者气阀升程的方法来实现,还要考虑舌簧阀升程与阀孔直径的关系、气缸直径等因素,才能实现合理的选择与设计。

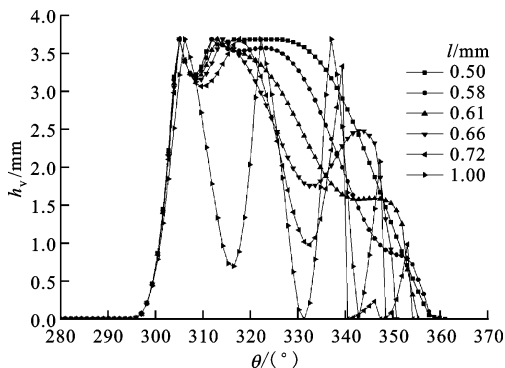


图8 不同阀片厚度的阀片位移曲线

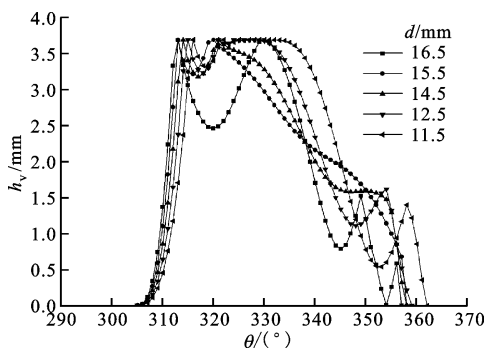


图10 不同阀口直径下阀片的位移曲线

4 结 论

(1)在综合分析阀片的有效工作长度、弹力、质量随位移变化的基础上,建立了阀片运动的单质点模型。通过对单质点模型、悬臂梁模型的计算结果与实验结果对比分析,表明所建单质点模型能更准确地描述舌簧阀的动态特性。

(2)利用建立的单质点模型对舌簧排气阀的动态特性做进一步分析,得出结论:①升程增大,阀片全开期缩短,初始关闭角减小,阀片撞击限位器的速度增大,这将导致阀片的冲击应力增大,阀片寿命缩短;②阀片厚度增大,对初始开启角影响不大,但初始关闭角减小,而改变阀片厚度,阀片刚度随之变化,高刚度系数会加剧阀片与阀座和限位器的碰撞,当阀片刚度大于 5 kN/m 时,阀片回落且出现波动,当阀片刚度大于 6 kN/m 时将发生颤振;③排气阀口直径减小,气阀有效通流面积减小,阀片开启时间、关闭时间延迟,压力损失增大,压缩机的能效比降低,当阀口直径小于 12.5 mm 时,阀片不能及时开启和关闭,当阀口直径大于 14.5 mm 时,阀片的全开期缩短。

(3)通过数值模拟气阀的工作过程,获得了舌簧阀组设计参数对排气阀片动态特性的影响规律,可为舌簧阀组结构参数选择、优化设计提供参考。

参考文献:

- [1] FENG Wang, SU Chong, MU Guangyu, et al. An axiomatic design optimization for suction reed valve-component of compressors [C] // IEEE 19th International Conference on Computer Supported Cooperative Work in Design. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2015: 368-371.
- [2] 王枫. 活塞式制冷压缩机的舌簧阀研究综述 [J]. 流体机械, 2011, 39(1): 42-51.
WANG Feng. Study on the reed valve of piston refrigeration compressor [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(1): 42-51.
- [3] CHEN Y, HALM N P, GROLL E A, et al. Mathematical modelling of scroll compressors: part I Compression process modeling [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 731-750.
- [4] CHEN Yu, HALM N P, BRAUN J E, et al. Mathematical modelling of scroll compressors: part II Compression process modeling [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 751-764.
- [5] YANG Bin, BRADSHAW C R, GROLL E A. Model-

ing of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(7): 1925-1937.

- [6] 林梅, 姚峻, 潘树林. 簧片阀三种力学模型的建立及比较 [J]. 应用力学学报, 1997, 14(1): 118-123.
LIN Mei, YAO Jun, PAN Shulin. Establishment of three mathematical models and comparison for the reed valves [J]. Journal of Applied Mechanics, 1997, 14(1): 118-123.
- [7] 吴业正. 往复式压缩机数学模型及应用 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989: 102-112.
- [8] 王毅, 谭伟华. 制冷压缩机气阀运动规律的数学模拟 [J]. 流体机械, 2001, 29(3): 18-22.
WANG Yi, TAN Weihua. Mathematical simulation of the valve movement in a refrigeration compressor [J]. Fluid Mechanics, 2001, 29(3): 18-22.
- [9] 杨乐之, 张小青. 微型压缩机舌簧阀的优化设计 [J]. 压缩机技术, 1994(5): 17-21.
YANG Lezhi, ZHANG Xiaoqing. Optimal design of micro compressor reed valve [J]. Compressor Technology, 1994(5): 17-21.
- [10] HUANG Bo. Dynamic analysis of the discharge valve of the rotary compressor [C] // International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2008: 1182.
- [11] 王枫, 尚浩田, 米小珍, 等. 基于 CFD 的舌簧排气阀流动特性研究 [J]. 制冷学报, 2016, 37(2): 38-45.
WANG Feng, SHANG Haotian, MI Xiaozhen, et al. Study on the flow characteristic of discharge reed valve based on CFD [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(2): 38-45.
- [12] 宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 144-150.
SONG Mingyi, WU Weifeng, LI Zhi. Numerical simulation of the valve motion in automotive air conditioning compressors [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(12): 144-150.
- [13] 张慢来, 张琴, 廖锐全, 等. 压缩机环状进气阀不同步特性的数值分析 [J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(5): 422-428.
ZHANG Manlai, ZHANG Qin, LIAO Ruiquan, et al. Numerical analysis of unsynchronizing motion of ring-inlet valve in reciprocating compressor [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(5): 422-428.
- [14] 王君, 宋永兴, 查海滨, 等. 涡旋压缩机三维数值模

- 拟及排气过程研究 [J]. 工程热物理学报, 2016, 37(4): 766-769.
- WANG Jun, SONG Yongxing, CHA Haibin, et al. 3D numerical simulation and study of discharge process for scroll compressors [J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(4): 766-769.
- [15] 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.
- [16] KIM J H. Valve dynamic analysis of a hermetic reciprocating compressor [C] // International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2006: C107.
- [17] KIMHS. Fluid structure interaction and impact analyses of reciprocating compressor discharge valves [C] // International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2008: 1112.
- [18] KINJOK. Study of CFD considering valve behavior in reciprocating compressor [C] // International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2010: 1256.
- [19] 林梅, 吴业正. 压缩机自动阀 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991: 69-94.
- [20] MA Yuan, HE Zhilong, PENG Xueyuan, et al. Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical CO₂ refrigeration cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 32: 13-21.
- [21] 马元, 张波, 彭学院, 等. 跨临界 CO₂ 活塞压缩机阀片运动特性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 25-29.
- MA Yuan, ZHANG Bo, PENG Xueyuan, et al. Experiment on discharge valve dynamics of reciprocating compressor in trans-critical CO₂ refrigeration cycle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 25-29.
- [22] WANG Y, XUE C, FENG J. Experimental investigation on valve impact velocity and inclining motion of a reciprocating compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61(2): 149-156.
- [23] HABING R A, PETERS M C. An experimental method for validating compressor valve vibration theory [J]. Journal of Fluids and Structures, 2006, 22(5): 683-697.
- [24] ADOLF B, DANIEL N, RAIMUN A, et al. Influence of the main parameters of the suction valve on the overall performance of a small hermetic reciprocating compressor [C] // International Compressor Engineering Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2008: 13-15.

(编辑 苗凌)

(上接第 68 页)

- [9] 周振凯, 徐兵, 胡文军, 等. 橡胶隔振器大变形有限元分析 [J]. 振动与冲击, 2013, 32(5): 171-175.
- ZHOU Zhenkai, XU Bing, HU Wenjun, et al. Large deformation finite element analysis of rubber isolator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(5): 171-175.
- [10] QAMAR S Z, AKHTAR M, PERVEZ T, et al. Mechanical and structural behavior of a swelling elastomer under compressive loading [J]. Materials & Design, 2013, 45: 487-496.
- [11] STARKOVA O, ANISKEVICH A. Poisson's ratio and the incompressibility relation for various strain measures with the example of a silica-filled SBR rubber in uniaxial tension tests [J]. Polymer Testing, 2010, 29(3): 310-318.
- [12] MOTT P H, DORGAN J R, ROLAND C M. The bulk modulus and Poisson's ratio of "incompressible" materials [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 312(4): 572-575.
- [13] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 硫化橡胶或热塑性橡胶拉伸应力应变性能的测定: GB/T 528—2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [14] MARTINS P, NATAL JORGE R M, FERREIRA A J M. A comparative study of several material models for prediction of hyperelastic properties: application to silicone: rubber and soft tissues [J]. Strain, 2006, 42(3): 135-147.
- [15] OGDEN R W, SACCOMANDI G, SGURA I. Fitting hyperelastic models to experimental data [J]. Computational Mechanics, 2004, 34(6): 484-502.
- [16] SIMULIA. Abaqus version 6.8 document collection; Abaqus analysis user's manual [M]. Providence, RI, USA: Dassault Systemes Simulia Corp., 2009: 69-78.

(编辑 苗凌)