

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2020.12.013

基于 CFD 的滚动转子压缩机排气阀片性能分析

邓文娟, 张英莉, 丁佳男, 巴德纯
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 基于已验证的滚动转子压缩机计算流体动力学(CFD)模型,获得阀片工作的周期性气体载荷,并利用 Workbench 软件对排气阀片进行瞬态动力学分析和疲劳寿命预测. 分析阀片及阀背板的几何参数对阀片通流面积和寿命的影响,分析得到阀的通流面积和疲劳强度与阀片厚度、阀片特征升程有关. 在特定工况下,取阀片厚度为 0.305 mm,阀片特征升程为 2.5 mm,兼顾阀片的通流面积和疲劳寿命,得到较理想的性能结果. 在此基础上,优化了阀背板型线,优化后的阀片通流面积增加 8.63%,最大应力减小 107.4 MPa. 研究结果对滚动转子压缩机排气阀片的设计提供了有效参考和评价方法.

关 键 词: 压缩机排气阀片;计算流体动力学(CFD);有限元;数值模拟;优化

中图分类号: TB 652; TH 455 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2020)12-1754-06

CFD-based Performance Analysis of a Discharge Valve Plate in the Rolling Rotor Compressor

DENG Wen-juan, ZHANG Ying-li, DING Jia-nan, BA De-chun
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: BA De-chun, E-mail: dechunba@126.com)

Abstract: Based on the CFD (computer fluid dynamics) model of the verified rolling rotor compressor, the periodic gas load of the valve plate is obtained, and the transient dynamic analysis and fatigue life prediction of the discharge valve plate are carried out by using the Workbench software. The influence of the geometric parameters of the valve on the flow area and the life of the valve plate is analyzed. It is found that the flow area and fatigue strength of the valve plate are related to the thickness of the valve plate and the characteristic lift of the valve plate. Under the specific conditions with the valve plate thickness of 0.305 mm and the characteristic lift of the valve plate of 2.5 mm, ideal performance results are obtained while the flow area and fatigue life of the valve plate are taken into account too. On this basis, the retainer profile is optimized, the flow area of the optimized valve plate increases by 8.63%, and the maximum stress decreases by 107.4 MPa. The research results provide an effective reference and evaluation method for the design of discharge valve plate of rolling rotor compressor.

Key words: compressor discharge valve plate; computer fluid dynamics (CFD); finite element method; numerical simulation; optimization

滚动转子压缩机排气阀片的可靠性直接影响整机的性能效率和使用寿命^[1-2]. 在实际工况条件下,阀片的受力并非处于一种稳定状态. 在交变载荷下,阀片会产生疲劳破坏. 因此,分析在交变载荷作用下排气阀片的运动规律和疲劳寿命,在压缩机设计中十分重要.

在压缩机排气阀片的运动规律研究中,很多

学者将阀片的物理模型简化或忽略阀背板作用,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],这虽然能够反映阀片动态响应的变化趋势,但难以分析阀片及阀背板的几何参数对阀片动态特性的影响. 另外,压缩机排气阀片工作在密闭、高压、高频振动的复杂环境,用试验的方法评价其疲劳过程不易进行,

周期长、成本高、难度大。因此很多学者采用加速疲劳试验的方法来分析压缩机阀片的可靠性和疲劳强度^[6-8]。但这些不能反映正常工况下的阀片疲劳情况。压缩机内的气动载荷是引起排气阀片产生交变应力导致阀片发生疲劳破坏的实质因素。因此本文采用计算流体动力学 (CFD) 方法, 在压缩机 CFD 数值模型中获取阀片工作状态下所受的气体载荷, 并对阀片进行瞬态动力学分析, 得到阀片在一个工作循环内的应力时间历程, 基于获得的载荷数据实现了阀片的疲劳寿命预测。通过合理选取阀片和阀背板的几何参数改善阀片运动特性, 提高阀片在弯曲和冲击循环载荷条件下的疲劳强度, 从而提高压缩机效率和阀片的可靠性。

1 压缩机 CFD 模拟

1.1 数值模型

压缩机整机 CFD 计算域网格模型如图 1 所示, 包括气液分离器、泵腔、消音器、电机部和壳体, 模型网格节点总数 180 万。由于在一个循环中, 随着旋转活塞的运动, 压缩室内的流动区域会发生变化, 因此需要考虑网格的运动和变形。在笛卡尔坐标系下, 考虑动态网格的积分守恒方程如下:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \int_S \rho (U_j - W_j) dn_j = 0. \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho U_i dV + \int_S \rho (U_j - W_j) U_i dn_j = \\ - \int_S p dn_j + \int_S \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV. \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \phi dV + \int_S \rho \phi (U_j - W_j) dn_j = \\ \int_S \Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_{\phi} dV. \end{aligned} \quad (3)$$

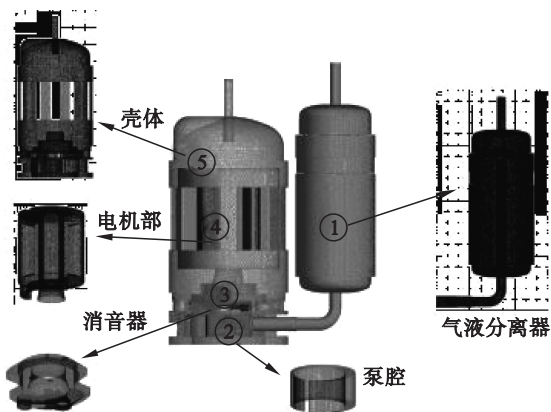


图 1 流场计算域网格模型

Fig. 1 The grid model of calculation domain

网格体积的时间导数满足几何守恒定律:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} dV = \int_S W_j dn_j. \quad (4)$$

式中: ϕ 为控制容积中输运变量; ρ 为流体密度; U 为流体速度; W 为控制容积的边界运动速度; μ_{eff} 为紊流黏度系数; Γ_{eff} 为紊流扩散系数. S_U 和 S_{ϕ} 是源项. dn 是曲面上的外法向量. i, j 是直角坐标系中的轴标。

在冷凝温度 43 °C, 蒸发温度 4.4 °C, 吸气温度 35 °C, 环境温度 35 °C 的工况下, 对排气量为 10.7 cm³/r 的滚动转子压缩机进行数值模拟, 制冷剂为 R410a, 湍流模型为 RNG $k-\varepsilon$, 控制方程采用有限体积法离散求解, 采用二阶迎风格式, 时间步长取转子转一度的时间 1/(60 × 360) s. 泵腔和电机转子部分流体域采用动网格技术实现网格移动. 计算的制冷量与试验值偏差 5.5%, 输入功率与试验值偏差 4.9%^[9], 模型具有较好的精度。

1.2 瞬态气体载荷

图 2 和图 3 为消音盖内压力和泵腔排气压力随时间的变化规律。压缩机稳定运行时, 壳内压力变化呈周期性。压缩机排气时, 阀片在两侧流体压力差的作用下开启闭合, 完成排气的工作循环。其中, 一个周期时间为 (1/60) s, 最大排气压力为 2.7 MPa, 消音盖内的压力相对于排气压力变化较小。

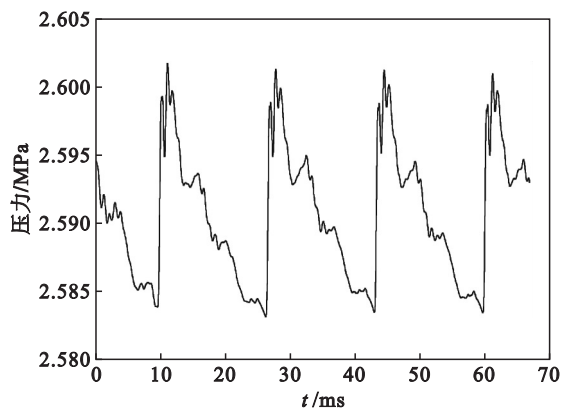


图 2 消音盖内压力随时间变化

Fig. 2 The pressure in the muffler changes with time

2 瞬态动力学有限元法

图 4 为压缩机核心部件和排气阀结构, 阀片排气孔位置和几何尺寸如图中所示, 阀背板采用单圆弧形形式。

建立的阀片有限元模型如图 5 所示. b 为阀片宽度, H 为特征升程, s 为阀片厚度. 网格划分采用扫掠划分法, 网格单元尺寸为 0.5 mm, 模型

网格节点总数约为 7 000 个. 阀背板和阀座设置为刚体, 固定设置如图 5 所示.

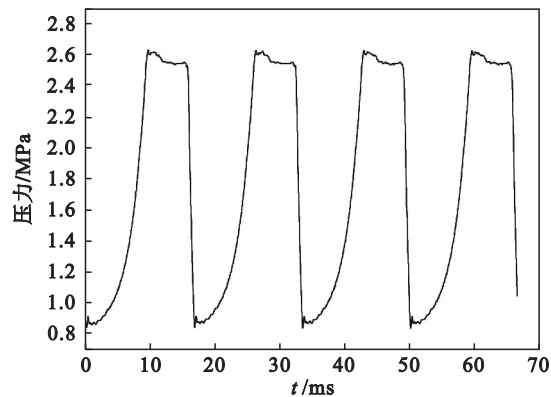


图 3 压缩腔的排气压力
Fig. 3 Discharge pressure of the compression chamber

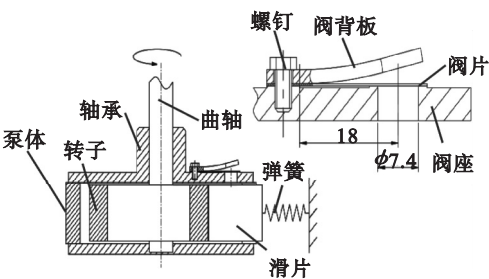


图 4 泵体和阀片安装结构
Fig. 4 The structure of pump and valve plate

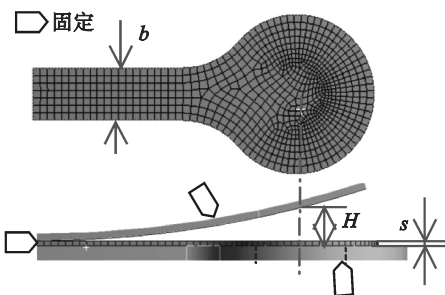


图 5 阀片有限元模型
Fig. 5 The finite element model of valve plate

排气阀片单元节点的应变和应力分别为

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{Q}^e(t), \tag{5}$$
$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{Q}^e(t). \tag{6}$$

式中: \boldsymbol{D} 和 \boldsymbol{B} 分别为弹性矩阵和应变矩阵; $\boldsymbol{Q}^e(t)$ 为单元节点上的位移向量.

瞬态动力学是随着时间载荷作用于结构的动力学响应, 整个阀片结构的动力学运动方程为^[10]

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{Q}}(t) + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{Q}}(t) + \boldsymbol{K}\boldsymbol{Q}(t) = \boldsymbol{P}(t). \tag{7}$$

其中: \boldsymbol{M} 为阀结构的总质量矩阵; \boldsymbol{K} 为阀结构的总刚度矩阵; \boldsymbol{C} 为阀结构的总阻尼矩阵; $\boldsymbol{P}(t)$ 为气体总载荷.

以上运动方程采用直接积分法的完全法, 用

Newmark 法求解. 结构的阻尼特性用瑞利阻尼表示, 即

$$\boldsymbol{C} = \alpha\boldsymbol{M} + \beta\boldsymbol{K}. \tag{8}$$

其中: α 为质量阻尼; β 为刚度阻尼. 取 α 为 0, β 由一阶固有频率为主要响应频率求取.

利用有限元分析法分析阀片时, 按照均布载荷形式对其加载压力, 其中阀片底面加载压缩机排气压力, 阀片背面加载消音盖内压力. 时间步长设置应小于 $1/(20f)$, f 为所要关注的最高阶固有频率. 同时因排气前和排气过程压力变化急剧, 在这些时段加载时需要缓冲处理, 并要取足够小的时间步才能保证计算顺利. 因此将整个周期载荷加载按 3 个载荷步设置, 3 个载荷步的初始时间步分别设置为 0.02, 0.01 和 0.01 ms. 阀片材料属性设置见表 1.

表 1 阀片材料主要性能 Table 1 Material properties of valve plate	
项目	描述
材料	Sandvic 20C 弹簧钢
密度	7 850 kg/m ³
弹性模量	210 GPa
泊松比	0.3

3 疲劳强度理论

本文采用基于应力-寿命($S-N$)方法. 阀片寿命预测依据 $S-N$ 曲线和 Miner 线性累积损伤理论.

参考文献[11-12]中阀片疲劳性能参数得到低疲劳区 $S-N$ 曲线表达式为

$$\lg N = 41.8 - 12.5 \lg S. \tag{9}$$

其中: N 为疲劳寿命(循环次数); S 为应力幅, MPa.

Miner 线性累积损伤的寿命计算为

$$N = 1/D = 1/\left(\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i}\right). \tag{10}$$

式中: D 为疲劳总损伤; m 为应力水平级数; n_i 为第 i 级应力水平的实际循环次数; N_i 为第 i 级应力水平在材料 $S-N$ 曲线中对应的循环次数. 考虑到工程实际中, 疲劳极限以下较低的应力水平在大量循环作用下也会造成结构的疲劳失效. 因此在亚疲劳区进行修正, 取斜率介于 OM 法则和 EM 法则^[13]之间, 即 $K' = K/(K+2)$, 其中 K 为高周疲劳区的 $S-N$ 曲线斜率, 修正后的亚疲劳区 $S-N$ 曲线表达式为

$$\lg N = 74.3 - 24 \lg S. \tag{11}$$

一个载荷循环周期的应力平均值 S_m 和应力幅 S_a 为

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2, \tag{12}$$

$$S_a = (S_{\max} - S_{\min})/2. \tag{13}$$

考虑平均应力幅值作用,采用 Goodman 法对交变应力幅值进行修正:

$$S_e = S_a / (1 - \frac{S_m}{S_u}). \tag{14}$$

式中: S_e 为等效交变应力幅值; S_u 为强度极限 (1 900 MPa). 考虑本文分析阀片最大尺寸为宽度 5 mm,厚度 0.4 mm,等效直径 $d_{eq} = \sqrt{0.65bs} = 1.14\text{ mm}$,等效直径小于 8 mm^[14],忽略尺寸对 $S-N$ 曲线的影响.

4 结果分析

4.1 阀片特征升程对阀片性能影响

阀片厚度 0.3 mm 和宽度 3 mm 保持不变,取阀片特征升程分别为 2,2.5,3,3.5 mm 对比阀片运动规律.图 6 为不同特征升程的阀片位移比较.在本文压缩机工况下,阀片特征升程越高,最大位移越大. $H=3.5\text{ mm}$ 和 $H=3\text{ mm}$ 模型的最大位移较大,分别为 3.12 和 2.70 mm.从图 6 中看出,阀片开启角度基本一致,到达最大位移的时间依次延后.阀片升程越低,在相同的气体载荷下,受阀背板的限制和反作用,阀片反弹越大,出现较大的位移波谷,其中 $H=2\text{ mm}$ 的模型更显著,表现为两个大波谷.阀片下降过程中,位移较大的阀片具有较大的势能,阀片回落阀座时有明显的颤抖,如图 6 所示的 $H=3$ 和 3.5 mm 模型.因前者阀片回落时,位移急剧下降,其闭合时抖动最严重.

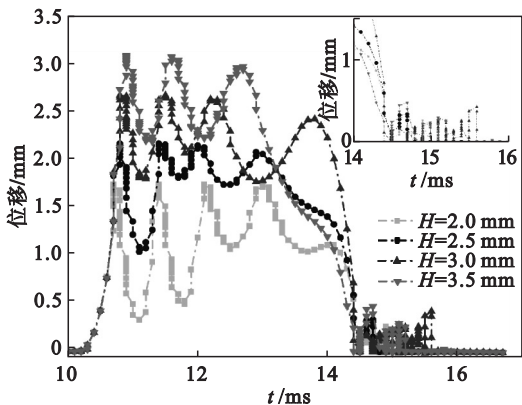


图 6 不同特征升程的阀片位移比较
Fig. 6 Comparison of the valve plate displacement with different characteristic lift

阀片位移曲线所围面积代表气体通流面积^[15],它直接反映压缩机的排气量和效率,表达式为

$$A_v = \int_0^T w(x_0, t) dt. \tag{15}$$

其中 $w(x_0, t)$ 为阀片每一瞬时在阀孔中心处的位移.

图 7 所示为各模型相对 $H=2\text{ mm}$ 模型的通流面积比值.从图中可以看出,当 $H=2\sim3\text{ mm}$,通流面积随 H 的增加而显著增加.但 H 大于 3 mm 后,变化不明显.因此通过提高特征升程来达到提高通流面积的方法适用于 $H=2\sim3\text{ mm}$.另一方面,阀片寿命随着阀片特征升程的升高而降低.最小寿命均出现在阀片中部,这些部位也是出现最大应力的地方.阀片拍击阀背板后,贴合阀背板“缠绕”运动时产生较大的弯曲变形,如图 8 所示.较大应力处弯曲变形较大,阀片疲劳强度的主要影响因素为弯曲应力,并且升程越大,危险疲劳破坏区域越大,阀片疲劳强度降低.

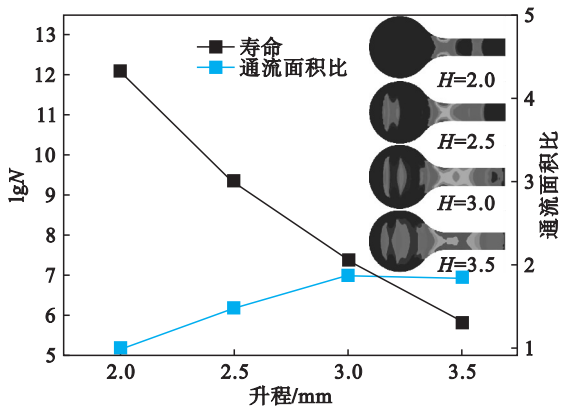


图 7 不同特征升程的阀片性能和寿命云图
Fig. 7 Performance and life cloud picture of the valve plate with different characteristic lift

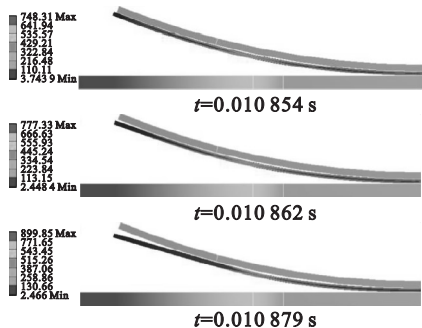


图 8 阀片 ($H=3$) 的瞬时应力云图
Fig. 8 Instantaneous stress nephogram of valve plate ($H=3$)

4.2 阀片厚度对阀片性能影响

阀片高度 2.5 mm 和宽度 3 mm 保持不变,取阀片厚度分别为 0.254, 0.305, 0.381 和

0.406 mm对比阀片运动规律. 图 9 和图 10 为不同厚度的阀片位移和性能比较. 阀片厚度越大, 通流面积越小, 从而降低制冷量. 这是由于阀片厚度对排气阀片拍击至限位器后反弹位移影响较大, 阀片厚度过大会使反弹加剧, 减小通流面积. 减小阀片厚度会减小反弹的影响, 但厚度太小则阀片关闭过程中会有震荡反弹, 厚度为 0.254 mm 阀片有较大反弹.

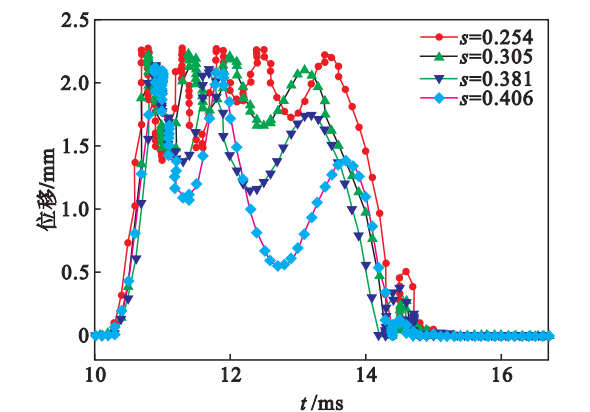


图 9 不同厚度的阀片位移比较

Fig. 9 Comparison of valve plate displacement with different thickness

如图 10 和图 11 所示, 4 个模型阀片的最小寿命都发生在阀片中部, 均是由于阀片弯曲变形而产生较大弯曲应力的部位. 这些阀片中厚度为 0.254 mm 的寿命最高, 而后随着厚度增大减小, 但在 0.406 mm 出现小幅度上升. 寿命虽然在厚度增大过程出现波动, 但它们的最大应力却逐渐增大. 这是因为阀片厚度越大, 其刚度越大, 阀片开启后冲击阀背板的弹性势能越大, 反弹力越大, 产生的弯曲应力也越大. 模型 ($s = 0.381$ mm) 的最大应力为 905 MPa, 模型 ($s = 0.406$ mm) 的最大应力为 913 MPa, 但后者模型的应力幅值较小, 所以寿命稍高些.

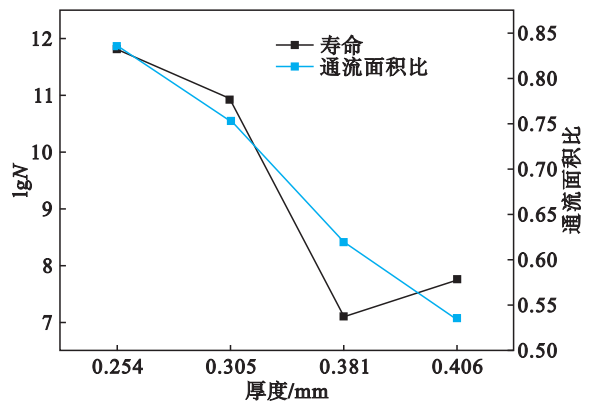


图 10 不同厚度阀片的性能

Fig. 11 Performance of valve plates with different thickness

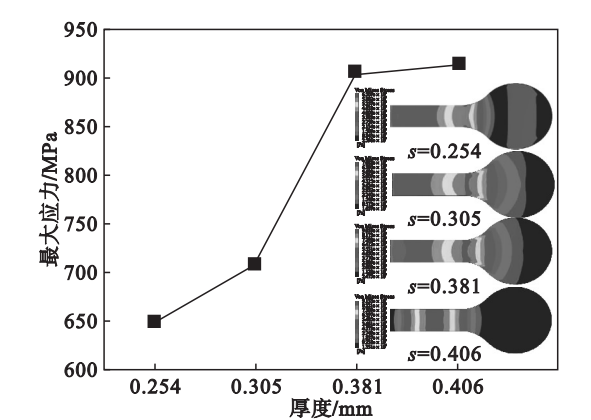


图 11 不同厚度阀片的最大应力及应力云图

Fig. 11 Maximum stress and stress nephogram of valve plates with different thickness

4.3 阀背板的优化

要提高阀片寿命, 应适当修改阀背板线型以减小最大弯曲应力. 另一方面应提高阀片最大位移以增加通流面积. 基于以上思想, 保持阀片尺寸形状不变, 排气孔结构不变, 阀特征升程 2.5 mm, 建立弧线直线型 ($R73$) 阀背板型线, 型线尺寸见阀背板结构如图 12 所示. 图 13 为 $R73$ 弧线直线型与单圆弧阀背板位移的比较, 两者最

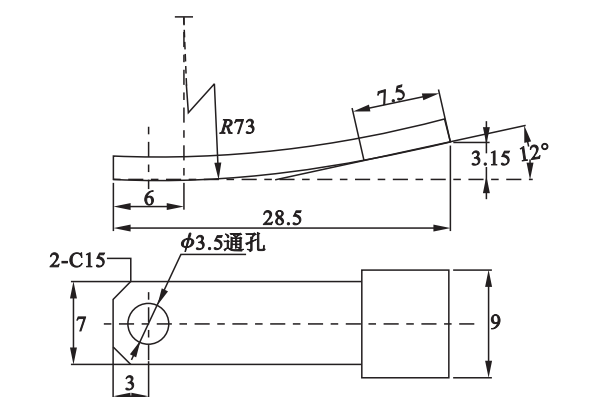


图 12 优化的阀背板型线

Fig. 12 The optimized profile of the retainer

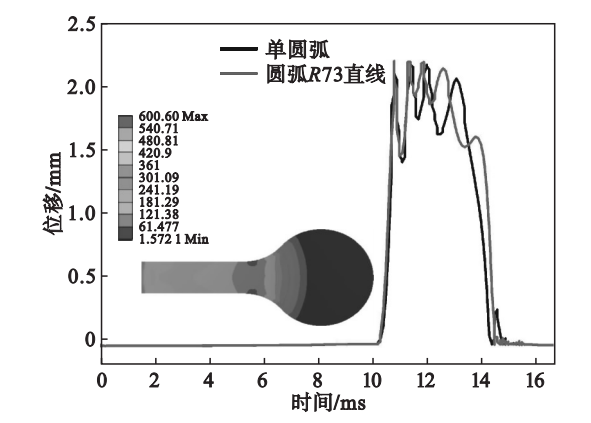


图 13 性能优化结果

Fig. 13 Optimization results of performance

大位移相近,但阀片在拍击弧线直线型阀背板后,阀片所受接触的支反力相对较小,使得阀片头部速度减小,震荡幅度降低.因此,相对于单圆弧,R73 弧线直线型的阀片通流面积较大,增加了 8.63%.改进后的弧线直线型阀背板使阀片在拍击阀背板受弯过程中的形变减小,弯曲平缓,阀片中部受力状态得到改善,最大应力与原来相比减少了 107.4 MPa,为 600.6 MPa,最小疲劳寿命由 8.27×10^{10} 次循环增加到 7.13×10^{11} 次.

5 结 论

1) 建立了滚动转子压缩机排气阀有限元数值模型,并以 CFD 结果为气体载荷进行分析,为实际工况条件下压缩机排气阀片的运动规律和疲劳寿命预测提供了较好的分析理论与方法.

2) 模型能描述阀片排气过程瞬态运动规律和性能,在冷凝温度 43℃,蒸发温度 4.4℃,吸气温度 35℃,环境温度 35℃的工况下,阀片特征升程 H 越高,疲劳寿命越短, $H=2 \sim 3$ mm 有利于提高阀片通流量.阀片厚度越小,通流面积越大,但厚度过小会在闭合时出现明显的反弹.兼顾阀片的通流面积和疲劳寿命,阀片特征升程取 2.5 mm,阀片厚度取 0.305 mm,阀片的性能较好.

3) 计算结果发现,阀片弯曲疲劳危险部位主要在阀片中部缠绕阀背板过程中所形成的较大弯曲变形处.通过优化得到的弧-直线阀背板型线设计适应阀片这一过程的弯曲变形,阀片通流面积增加了 8.63%,并使阀片最大应力减小了 107.4 MPa,有效提高阀片抗疲劳能力.

参考文献:

[1] 岳向吉,巴德纯,苏征宇,等.基于动网格的滚动活塞压缩机泵腔流动瞬态模拟[J].东北大学学报(自然科学版),2011,32(4):563-566.
(Yue Xiang-ji, Ba De-chun, Su Zheng-yu, et al. Moving mesh based transient simulation of rolling piston compressor pump chamber flow[J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2011, 32(4): 563-566.)

[2] Yu X L, Tan Q, Ren Y M, et al. Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model[J]. *Energy Procedia*, 2017, 105: 4890-4897.

[3] Chen Y, Halm N P, Groll E, et al. Mathematical modeling of scroll compressors; part I. Compression process modeling[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(6):

731-750.

[4] Min B, Na S, Yang J, et al. Geometric correlation of discharge coefficients for discharge valve system in rolling piston rotary compressor[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(8): 3943-3954.

[5] Ooi K T, Wong T N. A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1997, 17(1): 65-78.

[6] Chang M S, Park J W, Choi Y M, et al. Reliability evaluation of scroll compressor for system air conditioner[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(10): 4459-4463.

[7] Woo S W, O'Neal D L, Pecht M. Reliability design of a reciprocating compressor suction reed valve in a common refrigerator subjected to repetitive pressure loads[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2010, 17: 979-991.

[8] Jung Y M, Joo W J, Jeong S K. Investigation into the worst stress condition for an accelerated life test of a compressor in refrigerators-acceleration factor and the reducible test time under high temperature[J]. *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 2012, 16(3): 44-50.

[9] Ba D C, Deng W J, Che S G, et al. Gas dynamics analysis of a rotary compressor based on CFD[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 99: 1263-1269.

[10] Ju Y, Liu H, Yao Z, et al. Fluid-structure interaction analysis and lifetime estimation of a natural gas pipeline centrifugal compressor under near-choke and near-surge conditions[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 28(6): 1261-1268.

[11] 谢继鹏.基于流固耦合的压缩机阀片疲劳寿命分析[J].农业装备与车辆工程,2017,55(8):31-34.
(Xie Ji-peng. Fatigue life analysis of air conditioning compressor valve based on fluid-solid coupling[J]. *Agricultural Equipment & Vehicle Engineering*, 2017, 55(8): 31-34.)

[12] Vantadori S, Haynes R, Fortese G, et al. Methodology for assessing embryonic cracks development in structures under high-cycle multiaxial random vibrations[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2018, 41: 20-28.

[13] 胡赞,刘少军,丁晟.弹流润滑效应下直齿轮的接触疲劳寿命[J].中南大学学报(自然科学版),2014,45(12):4187-4193.
(Hu Yun, Liu Shao-jun, Ding Sheng. Contact fatigue life on spur gear with consideration of elastohydro dynamic[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2014, 45(12): 4187-4193.)

[14] Shigley J E, Mitchell L D. Mechanical engineering design[M]. New York: McGraw Hill, 1983.

[15] 慕光宇,王枫,米小珍.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[J].西安交通大学学报,2017,51(9):70-76.
(Mu Guang-yu, Wang Feng, Mi Xiao-zhen. Comparison of motion models of reciprocating compressor discharge reed valve and analysis for factors affecting dynamic characteristics[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(9): 70-76.)