

超高压隔膜压缩机工作过程瞬态仿真及膜片应力分析

龙瑶妹¹, 钟涌², 康祥¹, 孔荣宗², 李松元³, 吕媛¹, 李云¹

(1. 西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安; 2. 中国空气动力研究与发展中心超高速所, 621000, 四川绵阳; 3. 丰电金凯威(苏州)压缩机有限公司, 215000, 江苏苏州)

摘要: 为提高超高压隔膜压缩机膜片寿命, 结合压缩机热力过程、固支圆板变形以及曲柄连杆运动等基本方程, 建立了隔膜压缩机气体-膜片-液压油耦合瞬态仿真模型, 并基于仿真瞬态油压和气压, 采用数值模拟方法, 研究了排气压力达到 200 MPa 级和 45 MPa 时膜片的应力分布, 分析了膜腔型线对膜片应力与寿命的影响。研究表明: 膜片变形减小, 其沿厚度方向的应力梯度随之降低; 当排气压力达 200 MPa 级时, 即使膜片接近水平位置, 仍然处于受压状态, 压应力达 100 MPa, 且膜片紧贴膜腔壁面时的最大径向应力低于基于自由变形理论的计算结果; 当膜腔型线、膜片半径与厚度不变时, 排气压力 200 MPa 级工况下的膜片径向应力相比 45 MPa 工况减小 97 MPa; 超高压下油压和气压对膜片挤压产生的压应力不可忽略, 且排气压力越高, 压应力越大; 超高压下膜片气侧边缘位置应力幅最大, 可通过增大型线挠度降低边缘径向应力及应力幅, 提高膜片寿命。研究结果可为超高压隔膜压缩机膜腔型线设计提供参考。

关键词: 超高压隔膜压缩机; 瞬态油压和气压; 膜片应力; 膜腔型线

中图分类号: TH456 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202411013 **文章编号:** 0253-987X(2024)11-0137-10

Transient Simulation and Diaphragm Stress Analysis of Ultra-High-Pressure Diaphragm Compressors

LONG Yaomei¹, ZHONG Yong², KANG Xiang¹, KONG Rongzong²,

LI Songyuan³, LÜ Yuan¹, LI Yun¹

(1. School of Chemistry and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Hypervelocity Aerodynamics Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang, Sichuan 621000, China; 3. FENDY Jinkaiwei (Suzhou) Compressor Co., Ltd., Suzhou, Jiangsu 215000, China)

Abstract: To enhance the lifespan of diaphragms in ultra-high-pressure (UHP) diaphragm compressors, a transient simulation model is developed that couples gas-diaphragm-hydraulic oil interactions. This model integrates the fundamental equations governing the compressor's thermodynamic processes, solid support circular plate deformation, and crank-connecting rod motion. By employing simulated transient oil and air pressures, a numerical simulation method is utilized to explore the stress distribution within the diaphragm at both 200 MPa and 45 MPa exhaust pressure levels and analyze the impact of the diaphragm cavity profile on diaphragm stress and lifespan. The research results reveal that

收稿日期: 2024-03-25。 作者简介: 龙瑶妹(1999—), 女, 博士生; 李云(通信作者), 女, 教授, 博士生导师。

基金

项目: 装备预研基金资助项目。

网络出版时间: 2024-06-20

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240619.1640.005>

as the diaphragm undergoes less deformation, the stress gradient along its thickness direction decreases. When the exhaust pressure reaches 200 MPa, even when the diaphragm is close to a horizontal position, it remains pressurized, with compressive stress reaching 100 MPa. Additionally, the maximum radial stress when the diaphragm is in close contact with the diaphragm chamber wall is lower than the calculated results based on free deformation theory. Moreover, when the diaphragm cavity profile, diaphragm radius, and thickness remain constant, the radial stress of the diaphragm under 200 MPa exhaust pressure decreases by 97 MPa compared to the 45 MPa condition. Hence, the compressive stress induced by oil and gas pressure on the diaphragm in ultra-high-pressure conditions is significant, with higher exhaust pressures leading to increased compressive stress. In addition, under ultra-high pressure circumstances, the stress amplitude peaks at the edge of the diaphragm's air side. Elevating the profile deflection can mitigate edge radial stress and stress amplitude, thereby prolonging the diaphragm's lifespan. These research findings can serve as a reference for designing diaphragm cavity profiles in ultra-high-pressure diaphragm compressors.

Keywords: ultra-high-pressure diaphragm compressor; transient oil and gas pressure; diaphragm stress; membrane cavity profile generatrix

隔膜压缩机结构特殊,适用于压缩密封要求极高的气体,因此在石油、化工、国防、新能源等重要领域得到广泛应用^[1-2]。膜片作为隔膜压缩机的核心部件,其工作性能的保障至关重要^[3]。为提高膜片寿命,众多研究者们针对膜片的应力状态、膜腔型面母线优化、膜片材料特性^[4-5]以及故障诊断^[6-7]等诸多方面展开了深入研究。其中,文献[8-10]利用有限元方法求解了膜片整体和对应阀孔位置处的应力分布。郝莉等基于应力分析结果,对膜片组的厚度、油侧贴合面的过渡圆角进行优化,提高了膜片寿命^[11-12]。吴波、隋沅晟等采用传统膜腔母线方程的优化方法,有效改善了膜片的应力状况^[13-14]。文献[15-18]提出二指数、三指数膜腔型面,并通过与传统母线下膜片应力的比较,验证其能够有效降低膜片中心位置处径向应力,避免了与排气孔口位置处的应力叠加造成的膜片失效。此外,文献[19-21]研究了油量不足情况下,膜片的应力与寿命情况,并讨论了压缩过程中不同膜腔母线下膜片的变形及其对压缩机性能的影响。文献[22]通过优化复合形法,得到一种新型膜腔母线,比传统母线下膜片的径向应力更小。

以上关于膜片变形与应力分布、膜腔型线优化的研究主要在中低压力下开展。然而,隔膜压缩机逐渐向更高压力方向发展,目前加氢站用隔膜压缩机排气压力通常为 45 MPa^[23],其他领域压力可达 200 MPa。超高压下膜片的破裂很可能会引发严重安全事故,膜片的稳定运动依赖于油压和气压的协同变化,因此超高压隔膜压缩机膜片在油气协同工

作下瞬态应力分布与变化研究十分必要。本文采用三维流固耦合模拟的方法开展研究,难度较大且计算成本较高,文献[24-27]根据流体基本守恒方程、物性方程等分别建立的往复式压缩机与柱塞泵瞬态数学仿真模型,为本文研究方法提供了支持。

本文以 200 MPa 级隔膜压缩机为研究对象,建立气体-膜片-液压油耦合瞬态仿真模型(以下简称为气-膜-油耦合模型),分析压缩机不同工作时段液压油和气体压力的变化。基于仿真获得的瞬态油压和气压,利用数值分析方法,对比研究排气压力分别为 200 MPa 级与 45 MPa 时膜片的应力分布,探讨膜腔型线对膜片应力的影响,为设计超高压隔膜压缩机膜腔与提高膜片寿命提供建议。

1 压缩机工作原理与膜片应力理论

1.1 隔膜压缩机工作原理

膜片将隔膜压缩机工作腔分为气腔和液压油腔(以下简称油腔)两个腔室,如图 1 所示。压缩机活塞往复运动,液压油体积模量较高,进而使膜片产生变形,油腔与气腔体积随压力周期性变化,实现气体的膨胀、吸入、压缩、排出过程。

隔膜压缩机工作过程中,油腔和气腔的压力、容积与膜片变形实时变化,且相互影响,构成一个复杂的耦合过程。为厘清其中的耦合关系,可将压缩机模型简化为气腔控制容积、固支膜片、油腔控制容积和液压活塞 4 部分,如图 2 所示。在压缩机工作过程中,活塞运动和膜片变形引起气腔和油腔容积的相应变化:气腔控制容积产生的变化量为 dV_d ,油腔

控制容积产生的变化量为 $dV_{pis} - dV_d$ 。油压和气压也会相应变化,气压变化量为 dp_g ,油压变化量为 dp_o ,油气腔压力变化又促使膜片发生进一步变形。当气压达到吸气、排气压力时,气体通过吸排气阀流入流出气腔, dm_{gs} 、 dm_{gd} 、 h_{gs} 、 h_{gd} 分别为单位时间流入、流出气腔控制容积的气体质量与比焓。当油压达到补油、溢油压力时,液压油通过吸排气阀流入流出油腔, dm_{os} 、 dm_{od} 、 h_{os} 、 h_{od} 分别为单位时间流入、流出油腔控制容积的油质量与比焓, dm_{ol} 、 h_{ol} 分别为单位时间油泄漏的质量与比焓。可基于压缩机热力过程、固支圆板变形、曲柄连杆运动等基本方程,分块建立数学模型,并将实时求解数据在各块模型中传递,作为条件进行下一时刻的计算,进而实现整个系统的实时仿真。

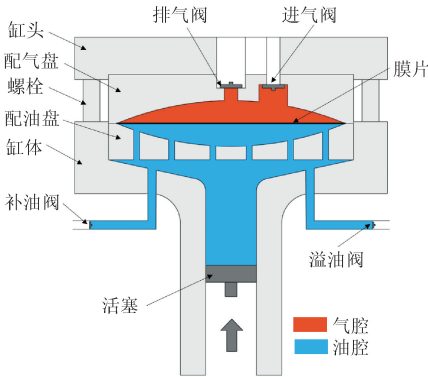


图 1 隔膜压缩机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of diaphragm compressor structure

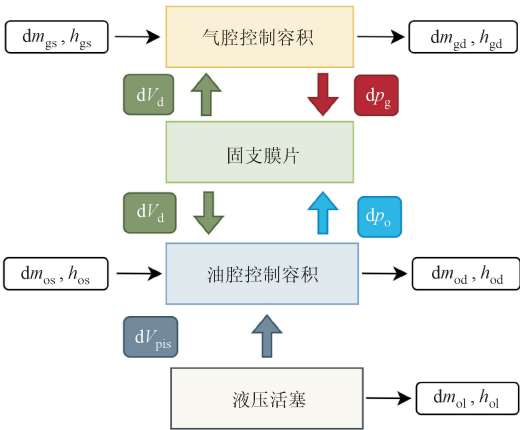


图 2 隔膜压缩机气-膜-油耦合工作原理示意图

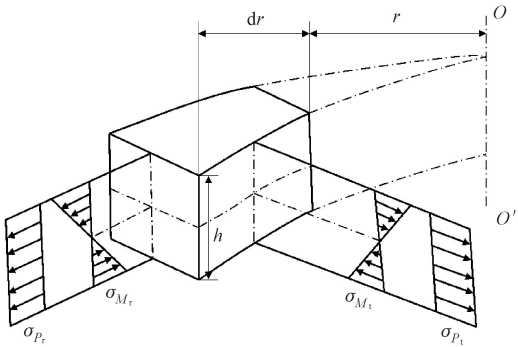
Fig. 2 Schematic diagram of the gas-diaphragm-oil coupling working principle of diaphragm compressor

1.2 膜片理论应力分析

隔膜压缩机膜片可视为固支薄平板,在油气压

差作用下发生变形。如图 3 所示,在膜片上取一微元体,其上受到径向正应力和周向正应力,可认为是由弯曲造成的正应力和由拉伸造成的正应力两部分之和。

膜片弯曲应力可由两向应力状态虎克定律求得,拉伸应力采用巴诺夫的微分方程求解。



σ_{P_r} —径向拉伸应力; σ_{P_t} —周向拉伸应力;
 σ_{M_r} —径向弯曲应力; σ_{M_t} —周向弯曲应力。

图 3 膜片应力分析示意图

Fig. 3 Schematic diagram of diaphragm stress analysis

径向总正应力^[1]

$$\sigma_r = \sigma_{M_r} + \sigma_{P_r} = \frac{EW_0^2}{R^2} \left(\beta_r \pm \alpha_r \frac{h}{W_0} \right) \tag{1}$$

式中

$$\beta_r = 2 \left(\frac{z+1}{z-1} \right)^2 \left[\frac{3-\mu}{8(1-\mu)} - \frac{2(z+2-\mu)}{(1-\mu)(z+1)(z+3)} + \frac{2z+1-\mu}{4z(1-\mu)(z+1)} - \frac{1}{8} \rho^2 + \frac{2}{(z+1)(z+3)} \rho^{z+1} - \frac{1}{4z(z+1)} \rho^{2z} \right]$$

$$\alpha_r = \frac{z+1}{(z-1)(1-\mu^2)} [(z+\mu)\rho^{z-1} - (1+\mu)]$$

E 为膜片弹性模量; W_0 为膜片变形最大挠度; h 为膜片厚度; r 为微元体距膜片中心距离; R 为膜片中心至紧固边缘半径; μ 为膜片泊松比; z 为挠度指数; ρ 为半径比,等于 r/R 。

周向总正应力^[1]

$$\sigma_t = \sigma_{M_t} + \sigma_{P_t} = \frac{EW_0^2}{R^2} \left(\beta_t \pm \alpha_t \frac{h}{W_0} \right) \tag{2}$$

式中

$$\beta_t = 2 \left(\frac{z+1}{z-1} \right)^2 \left[\frac{3-\mu}{8(1-\mu)} - \frac{2(z+2-\mu)}{(1-\mu)(z+1)(z+3)} + \frac{2z+1-\mu}{4z(1-\mu)(z+1)} - \frac{3}{8} \rho^2 + \frac{2(z+2)}{(z+1)(z+3)} \rho^{z+1} - \frac{2z+1}{4z(z+1)} \rho^{2z} \right]$$

$$\alpha_t = \frac{z+1}{(z-1)(1-\mu^2)}[(1+\mu z)\rho^{\varepsilon-1} - (1+\mu)]$$

由图 3 可知,拉伸应力 σ_{P_r} 与 σ_{P_t} 沿膜片厚度方向均匀分布,弯曲应力 σ_{M_r} 与 σ_{M_t} 的最大值在膜片两侧,因此膜片径向与周向应力最大值与最小值位于膜片两侧,可由式(1)、(2)求得。

2 瞬态仿真模型

2.1 隔膜压缩机气-膜-油耦合瞬态仿真模型

基于隔膜压缩机基本结构(见图 1)及工作原理(见图 2),建立压缩机气-膜-油耦合瞬态仿真模型,如图 4 所示,模型主要包括膜片、气腔、油腔、气阀、油阀、补油机构、定压定温气源、油缸、活塞、曲柄连杆机构等。此外,该模型的气体压比为 2.5,吸气温度为 300 K。

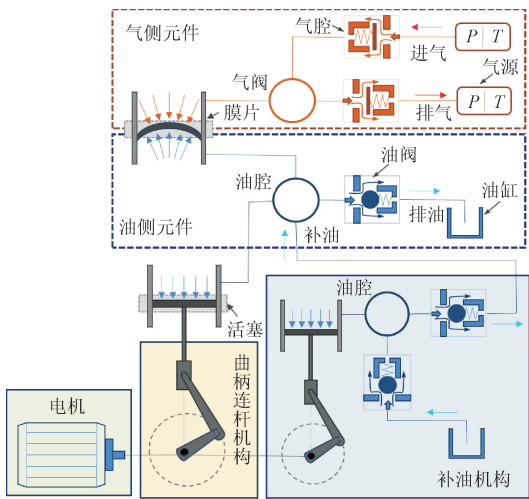


图 4 隔膜压缩机气-膜-油耦合瞬态仿真模型
Fig. 4 Transient simulation model of gas-diaphragm-oil coupling in diaphragm compressor

- 模型假设与简化如下:
- (1)油腔和气腔中的油和气分布均匀,流动过程为等熵过程;
 - (2)压缩机工作过程中气腔和油腔无泄漏;
 - (3)气体为氮气,状态方程采用 RKS(Redlich-Kwong-Soave)方程;
 - (4)考虑液压油可压缩性,体积弹性模量随压力呈线性变化;
 - (5)膜片变形简化为由油气压差控制的刚性圆板的非线性位移;
 - (6)气阀与油阀均看作单向阀,不考虑其启闭过程的影响;
 - (7)补油泵的转速与压缩机转速相等,两者曲柄

转角有 90°相位差。

2.2 膜片应力瞬态仿真模型

由图 1 可知,隔膜压缩机结构复杂,膜片仅在配气盘与配油盘围成的封闭空间内发生变形。为简化计算,几何模型只保留配油盘、配气盘和膜片,如图 5 所示。此外,对该模型做出如下基本假设:①膜片按性能相同的连续均匀材料处理;②各层膜片之间的相对位移微小,因此将 3 层膜片视为一个整体;③压缩机正常运行时,膜片不会与吸排气口发生撞击,也不会拍缸,因此不会产生附加应力,所以忽略配气盘与配油盘上的孔道对膜片应力的影响。该模型中,膜片半径 R 为 106 mm,膜片厚度 h 为 1.5 mm,配气盘与配油盘型面母线的最大挠度 W_0 为 2.1 mm。

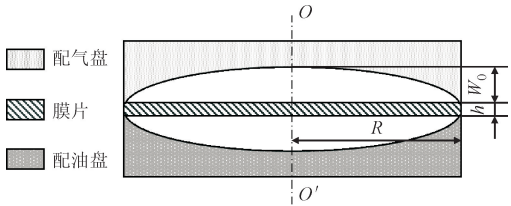
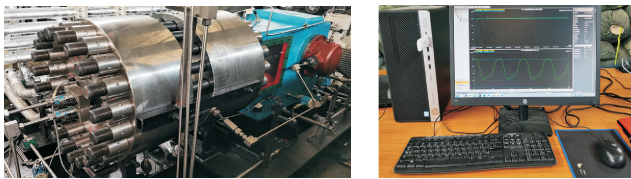


图 5 膜片有限元几何模型
Fig. 5 Finite element geometric model of diaphragm

膜片划分为六面体网格,网格数量为 143 116,质量良好,将其设置为周边固支约束,上、下表面分别施加瞬态仿真气体压力和液压油压力。隔膜压缩机工作过程中,膜片与配气盘、配油盘逐渐接触、逐渐分离的行为属于非线性接触,设置允许法向分离和切向无摩擦自由滑移的接触类型。此外,本文主要关注膜片的变形与应力,由于配油盘与配气盘相比,膜片的厚度较大、变形较小,因此设置其为刚体,不考虑变形。

3 瞬态仿真模型实验验证

为验证隔膜压缩机气-膜-油耦合瞬态仿真模型的准确性,本文搭建了 200 MPa 级隔膜压缩机实验台,如图 6 所示。压缩机平稳运行时,油压与气压同步变化,为了确保安全,在隔膜压缩机液压油侧引出



(a)隔膜压缩机试验 (b)监测系统

图 6 200 MPa 级隔膜压缩机实验装置
Fig. 6 Experimental setup diagram of 200 MPa class diaphragm compressor

管道安装有高采样频率压力传感器,测量液压油的动态压力变化,以验证模型结果。

图 7 展示了一个周期的瞬态仿真油压与实验油压,将其转换为油压 p_o 与补油压力 p_{os} 的比值进行对比分析。结果表明,在相同工况条件下,仿真与实验得到的曲线的变化趋势基本一致,均反映了压缩机工作过程中压缩、排气、排油、膨胀、吸气阶段的油压变化规律。其中,吸气阶段的仿真油压与实验油压存在差异,原因是,仿真过程中未考虑气阀压降,而在实际过程中,经过吸气阀产生的压降会使吸气阶段腔内气压小于名义吸气压力,油压与气压同步变化,因此该阶段腔内油压也会相应降低。

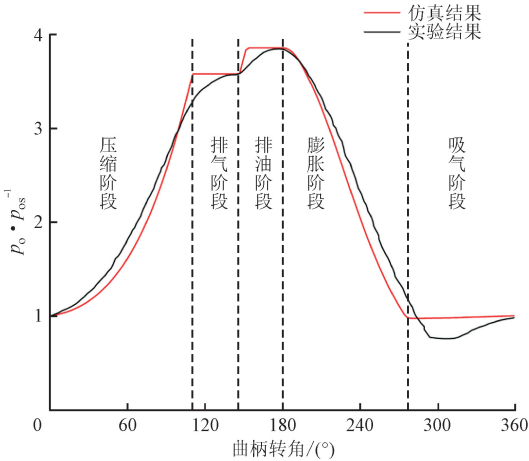


图 7 瞬态油压与吸气压力比值的变化曲线
Fig.7 Variation curve of transient oil pressure to suction pressure ratio

4 结果与讨论

4.1 压缩机液压油压和气压瞬态变化

根据表 1 工况仿真得到隔膜压缩机稳定运行时一个周期内的油气腔容积变化如图 8 所示,油压 p_o 、气压 p_g 以及油气压差 $p_o - p_g$ 的瞬态变化曲线如图 9,将其转换为与吸气压力 p_{gs} 的比值分析隔膜压缩机油气压力协同工作过程。

当活塞由下止点(曲柄转角为 0°)向上止点(曲柄转角为 180°)运动过程中,压缩机进入压缩阶段,此时油腔容积和气腔容积逐渐减小(见图 8),油压和气压逐渐升高,油气压差逐渐增大(见图 9)。当气压升高至排气压力即压比达到 2.5 时,压缩机进入排气阶段,在此阶段,油腔容积基本保持不变,气腔容积减小,图 9 中油压和气压均保持恒定,油气压差继续升高。如图 8 所示,当气腔容积减至 0,即膜片与膜腔壁面接触时,活塞继续向上运动至上止点

时,油腔容积减小 1.93 cm^3 ,油压突增至排油压力,油气压差随之剧增,随后压缩机进入排油阶段,活塞运动至上止点时排油结束。

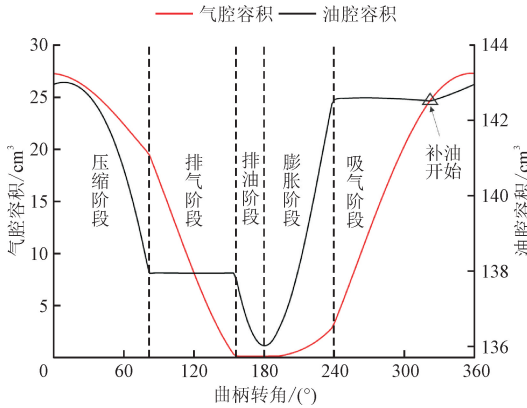


图 8 200 MPa 级隔膜压缩机瞬态仿真气腔容积与油腔容积

Fig. 8 Transient simulated gas chamber volume and oil chamber volume of 200 MPa class diaphragm compressor

活塞从上止点向下止点运动时,整个膨胀阶段油腔和气腔容积增大,导致油压和气压逐渐降低,油气压差逐渐减小。当气压降低至吸气压力,即压比为 1 时,压缩机进入吸气阶段,此时气腔容积进一步增大,油腔容积保持不变,油压和气压稳定。随后,由于补油泵油压达到设定补油压力,压缩机开始补油,图 8 中油腔容积逐渐增大,图 9 中油压和气压随之缓慢上升,压差持续减小。上述分析表明,仿真结果中油压和气压的协同变化规律与理论分析过程一致,能够准确描述超高压隔膜压缩机工作过程。

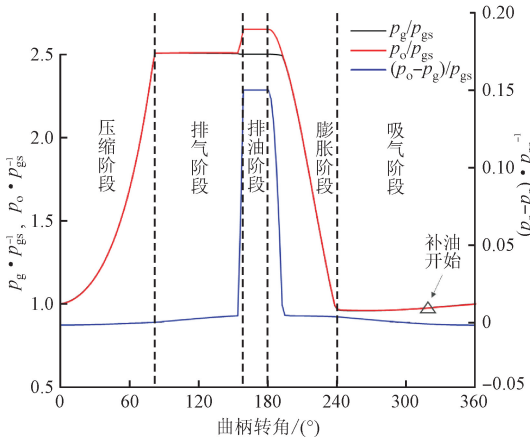


图 9 200 MPa 级隔膜压缩机瞬态油气压及压差与吸气压力比值的变化

Fig. 9 Transient oil pressure, gas pressure and differential pressure versus suction pressure ratio curves for 200 MPa class diaphragm compressor

4.2 膜片应力分析

4.2.1 膜片瞬态应力

基于瞬态油压和气压仿真结果,对膜片进行有限元分析。排气压力 200 MPa 级工况下,某时刻膜片应力模拟结果见图 10,可见膜片气侧面与油侧面应力均沿周向均匀分布,并沿半径方向逐渐增大或减小。径向应力范围为 $-249.91\sim 102.7$ MPa,周向应力范围为 $-149.79\sim 23.99$ MPa,且径向应力大于周向应力,膜片径向拉压应力极值在中心与边缘位置。实际运行也表明,膜片中心和边缘是最常见的破裂位置。此外,隔膜压缩机工作过程中膜片受交变载荷,其变形随时间呈周期性变化,各时刻膜片径向应力分布规律与图 10 结果基本一致,仅在大小与方向上存在变化。因此,以下主要分析膜片中心及边缘处径向应力的瞬态变化规律。

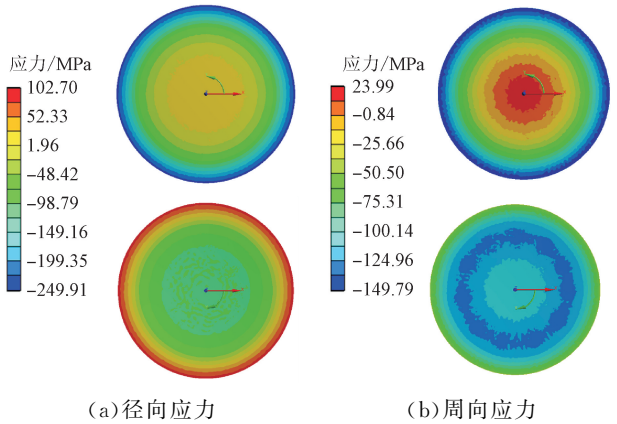


图 10 200 MPa 级隔膜压缩机膜片气侧与油侧的应力云图
Fig. 10 Stress contours of the gas and oil sides of the diaphragm in 200 MPa class diaphragm compressor

图 11 展示了压缩机在 5 个典型工作时刻膜片中心和边缘的径向应力,具体包括吸气阶段(膜片最靠近配油盘时)、压缩阶段 1(膜片接近配油盘时)、压缩阶段 2(膜片接近水平位置时)、排气阶段(膜片接近配气盘时)以及排油阶段(膜片紧贴配气盘膜腔壁面时)。如图 11 所示,从吸气阶段至排油阶段,膜片气侧边缘和油侧中心的径向应力降低,并由拉应力转变为压应力,而气侧中心和油侧边缘的应力则从压应力变为拉应力。

此外,本文通过计算膜片上、下表面应力差的绝对值与厚度的比值得到应力梯度。由图 11 可知,随着变形的减小,膜片沿厚度方向的应力梯度降低,且各时刻中心应力梯度均小于边缘的应力梯度。当膜片接近水平位置时,径向应力梯度接近 0,但此时膜片仍然承受油压和气压的挤压作用,产生的压应力

达到 100 MPa,占压缩机工作过程中膜片最大压应力的 40%,最大拉应力的 64.68%。可见,在压缩机工作的其他时刻,膜片也会受到挤压作用,产生的压应力将对径向应力产生显著影响。

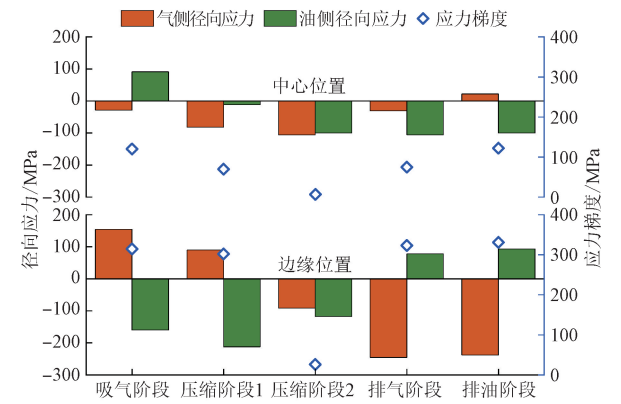


图 11 200 MPa 级隔膜压缩机膜片中心及边缘的径向应力与沿厚度方向的径向应力梯度
Fig. 11 Radial stresses of the diaphragm central and edge of 200 MPa class diaphragm compressor and radial stress gradient along the thickness direction

4.2.2 膜片与膜腔壁面紧贴时的径向应力

为研究油压和气压对膜片的挤压对膜片径向应力的影响,本文将 200 MPa 级排气压力工况下膜片与膜腔壁面紧贴时的径向应力仿真结果与理论式(1)计算结果进行对比,如图 12 所示。由图可见,膜片应力沿径向的变化趋势与理论结果基本一致,但仿真得到的应力低于理论值,膜片气侧、油侧的最大径向应力分别比理论应力减少了 88.34% 和 75.91%。这是因为,理论计算的径向应力仅包括膜片因压差作用下的自由变形而产生的拉伸应力和弯曲

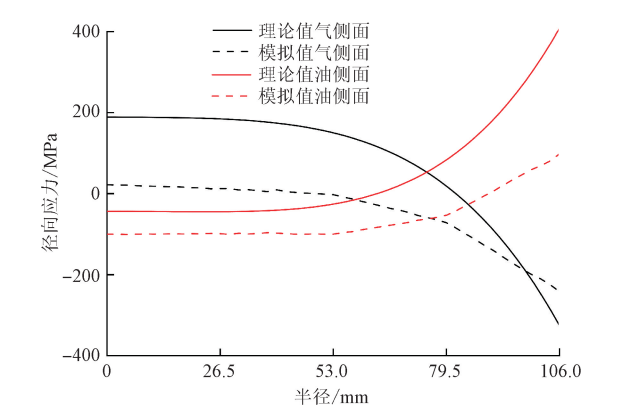


图 12 200 MPa 级隔膜压缩机膜片径向应力理论值与模拟值
Fig. 12 Theoretical and simulated values of diaphragm radial stress in 200 MPa class diaphragm compressor

应力,未考虑到实际工况中膜片同时承受油压和气压的挤压作用。挤压作用导致膜片在厚度方向上受到压力,进而沿径向与周向发生变形。然而,由于膜片的边缘受到固支约束,无法沿径向与周向自由变形,从而产生压应力。由于气侧与油侧所承载荷和约束条件的差异,导致两侧径向应力相较于理论计算值产生不同程度的降低。

保持膜片应力仿真几何模型不变,分析排气压力为 45 MPa 时膜片与膜腔紧贴时的径向应力,并与排气压力 200 MPa 时的应力结果对比。如图 13 所示,两种工况下的径向应力沿半径的变化趋势一致,但排气压力 200 MPa 级工况下膜片各点径向应力较 45 MPa 工况减小约 97 MPa。这是因为当膜片与膜腔壁面紧贴时,200 MPa 级排气压力工况下膜片两侧的油气压力更高,挤压作用使膜片产生的压应力更大,进而使膜片各点径向应力比 45 MPa 工况下的径向应力低。

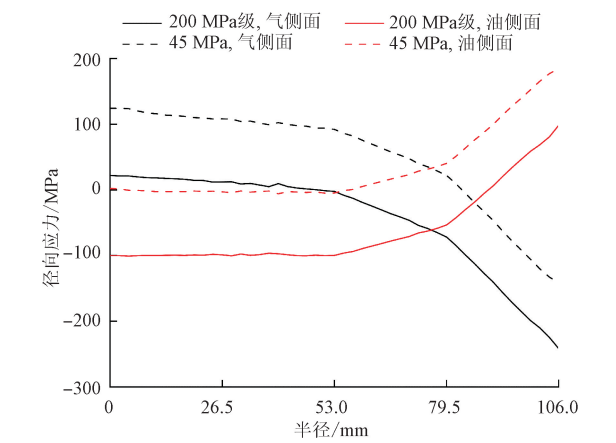


图 13 两种工况下膜片紧贴膜腔壁面时的径向应力
Fig. 13 Radial stress when the diaphragm is tightly attached to the membrane cavity wall under two working conditions

通过图 12 与图 13 联合分析可知,在超高压下,膜片受到油压与气压的挤压作用产生的压应力不可忽略。当膜腔型线、膜片厚度与半径相同时,压缩机排气压力越高,膜片径向应力相较理论应力更低。因此,在设计超高压隔膜压缩机的膜腔型线时,在相同许用应力下,膜腔容积可以增加。

4.2.3 膜片应力幅

膜片在交变载荷的作用下会产生交变应力,长期工作会导致应力幅值较大的区域出现疲劳破坏,且破坏的实例主要沿周向断裂^[28]。根据排气压力 200 MPa 级与 45 MPa 工况下径向应力最大值与最

小值求出径向应力幅,如图 14 所示。两工况下膜片应力幅的变化趋势一致,最大值均在气侧边缘,但两表面的应力幅值不同,气侧中心的应力幅小于油侧应力幅,而边缘的情况则相反,并且在 200 MPa 级工况下膜片两侧的应力幅差异更加明显。这是因为膜片应力最大值、最小值出现在吸气和排油阶段,不考虑油气压力对膜片的挤压作用时,膜片上、下表面应力幅相等。计算时,排油阶段的油气压力较高,膜片产生的压应力大,吸气阶段产生的压应力小,使得两阶段膜片上、下表面的径向应力相比理论值有不同程度的减小,导致两表面应力幅产生差异。压比相同时,压缩机排气压力升高,吸排气压力差异增大,导致两阶段膜片产生的压应力差异也随之增大,进而使得气侧与油侧表面应力幅差异更加显著。研究结果表明,超高压下膜片在气侧面边缘更容易产生周向疲劳破坏。

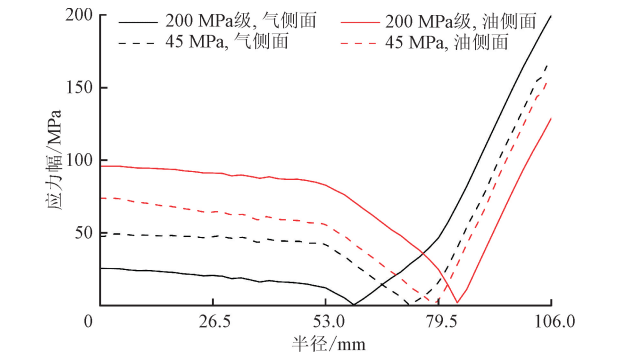


图 14 两种工况下膜片的应力幅
Fig. 14 Stress amplitude of the diaphragm under two operating conditions

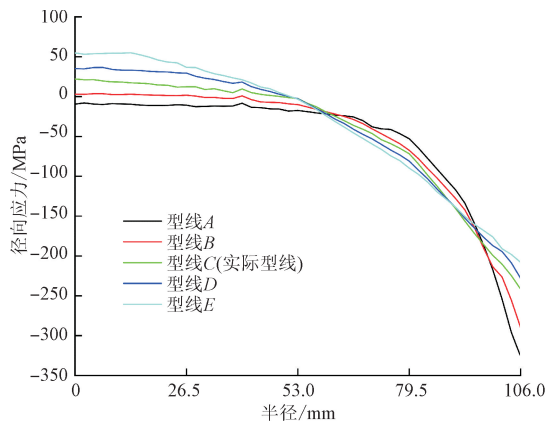
4.3 膜腔型线对膜片应力的影响

结合膜片应力理论分析及工程经验可知,膜片容易在边缘位置损坏。为提高超高压工况膜片寿命,进一步研究膜腔型线对膜片应力的影响。

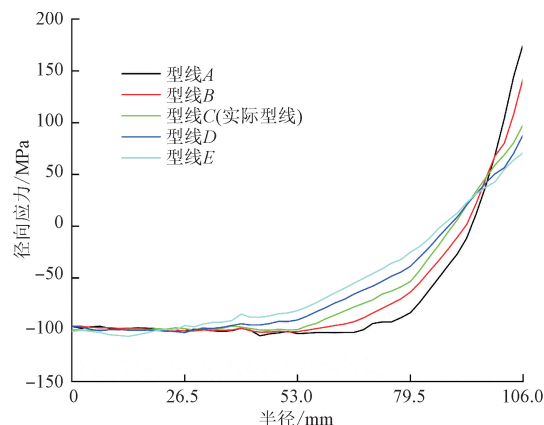
膜腔容积不变,改变最大挠度 W_0 和挠度指数 z ,共设置 5 组膜腔型线,参数设置如表 1 所示,型线 C 为实际型线。

表 1 膜腔型面母线参数设置		
Table 1 Parameter settings of membrane cavity surface generatrix		
型线	W_0/mm	z
A	1.9	8.93
B	2.0	6.56
C	2.1	5.10
D	2.2	4.11
E	2.3	3.40

相同工况下,5 组膜腔型线对应的膜片与膜腔壁面接触时的径向应力见图 15。结果表明:不同膜腔型线的膜片径向应力变化趋势一致,最大径向应力均在边缘;当增大最大挠度 W_0 时,膜片气侧中心径向应力增大,油侧中心径向应力不变,边缘的径向拉、压应力均减小。如型线 E 最大挠度相比型线 C(实际型线)增大 0.2 mm,膜片气侧中心应力增大 32.79 MPa,边缘处压应力减小 33.66 MPa,油侧边缘拉应力减小 27.38 MPa。



(a) 膜片气侧



(b) 膜片油侧

图 15 5 组膜腔型线下膜片的径向应力

Fig. 15 Radial stresses in diaphragms under five sets of membrane cavity profiles

鉴于膜片最大径向应力幅在边缘,计算了 5 组膜腔型线下边缘处的平均应力,结果较为接近,图 16 对比了 5 组型线的膜片边缘应力幅。结果表明,增大膜腔型线最大挠度 W_0 ,可减小膜片边缘的应力幅。如型线 E 最大挠度 W_0 相比型线 C(实际型线)增加 0.2 mm,边缘径向应力幅降低了 17.97%。

结合图 15 与图 16 进行分析,超高压隔膜压缩机可在保证膜片中心径向应力满足许用应力的前提下,增大最大挠度 W_0 ,进而可减小膜片边缘处的径向应力及应力幅,从而提高膜片寿命。

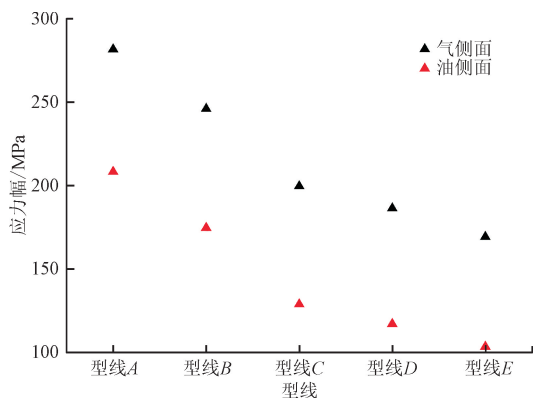


图 16 5 组膜腔型线下膜片边缘位置的应力幅

Fig. 16 Stress amplitudes at the edge positions of diaphragm under five sets of membrane cavity profiles

5 结 论

本文建立了隔膜压缩机瞬态仿真模型,并针对排气压力分别为 200 MPa 级与 45 MPa 工况,探究了膜片的应力分布及瞬态变化规律,讨论了膜腔型线对膜片应力的影响,得到以下主要结论。

(1)构建的隔膜压缩机气-膜-油耦合瞬态仿真模型,能够获得油压、气压与腔室容积等参数的瞬态变化曲线,并通过实验验证了该模型的准确性,为隔膜压缩机仿真与设计提供参考。

(2)膜片两侧油气挤压作用导致的压应力会对超高压压缩机膜片径向应力产生显著影响。当膜腔型面、膜片半径与厚度保持不变时,排气压力越高,膜片径向应力相较理论值降低更显著,如与排气压力 45 MPa 膜片的径向应力相比,200 MPa 级工况时径向应力减小了约 97 MPa。

(3)膜片气侧与油侧面径向应力幅值不同,且压缩机排气压力越高越明显,应力幅最大值在气侧边缘,导致此处容易产生周向疲劳破坏。保证膜腔容积不变和最大径向应力满足强度的前提下,可增大最大挠度 W_0 ,以减小边缘破裂的概率,提高膜片寿命。

参考文献:

- [1] 郁永章. 容积式压缩机技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 532-533.
- [2] 黄振辉, 聂连升, 王向丽, 等. 加氢站用隔膜压缩机和液驱活塞式压缩机的性能和应用分析 [J]. 化工设备与管道, 2022, 59(6): 78-82.

HUANG Zhenhui, NIE Liansheng, WANG Xiangli,

- et al. Performance and application analysis for hydraulic driven piston compressor and diaphragm compressor in hydrogen refueling station [J]. *Process Equipment & Piping*, 2022, 59(6): 78-82.
- [3] 胡伟. 国产大型隔膜压缩机在制氢站的应用 [J]. *能源科技*, 2023, 21(6): 61-65.
- HU Wei. Application of domestic produced large diaphragm compressor in hydrogenation station [J]. *Energy Science and Technology*, 2023, 21(6): 61-65.
- [4] LEE S J, SOHN Y, SEGU D Z, et al. An evaluation of the tribological characteristics of diaphragm plates for high-pressure hydrogen gas compressor applications [J]. *Lubricants*, 2023, 11(9): 411.
- [5] 龙李威, 杜贵祥, 廖云庭, 等. 隔膜压缩机膜片 PIP 处理改性研究 [J]. *金属热处理*, 2022, 47(7): 272-276.
- LONG Liwei, DU Guixiang, LIAO Yunting, et al. PIP treatment modification of diaphragm compressor [J]. *Heat Treatment of Metals*, 2022, 47(7): 272-276.
- [6] 李雪莹, 任鹏, 彭学院, 等. 加氢站压缩机无损监测方法与故障诊断系统 [J]. *机械工程学报*, 2023, 59(22): 186-195.
- LI Xueying, REN Peng, PENG Xueyuan, et al. Non-invasive condition monitoring method and fault diagnosis system for compressor in hydrogen refueling station [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2023, 59(22): 186-195.
- [7] REN Shengdong, JIA Xiaohan, ZAHNG Jiatong, et al. Diagnosis method to identify diaphragm state of diaphragm compressors for hydrogen refueling stations based on dynamic oil pressure [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, 49(Part D): 1043-1055.
- [8] 王兴国, 吴立志, 肖云锋. 隔膜压缩机金属膜片受力变形的分析 [J]. *北京石油化工学院学报*, 2008, 16(1): 25-30.
- WANG Xingguo, WU Lizhi, XIAO Yunfeng. Mechanical deformation analysis of diaphragm compressor metal diaphragm [J]. *Journal of Beijing Institute of Petro-Chemical Technology*, 2008, 16(1): 25-30.
- [9] 吴立志, 王兴国, 肖云锋. 基于 ABAQUS 的隔膜压缩机膜片有限元分析 [J]. *北京石油化工学院学报*, 2008, 16(4): 13-16.
- WU Lizhi, WANG Xingguo, XIAO Yunfeng. FEA of diaphragm in diaphragm compressor based on ABAQUS [J]. *Journal of Beijing Institute of Petro-Chemical Technology*, 2008, 16(4): 13-16.
- [10] 王兴国. 隔膜压缩机膜腔型线的分析研究 [D]. 北京: 北京化工大学, 2008.
- [11] 郝莉, 巴鹏. MD2.5 隔膜压缩机膜片的有限元分析 [J]. *压缩机技术*, 2022(2): 21-25.
- HAO Li, BA Peng. Finite element analysis of MD2.5 diaphragm compressor diaphragm [J]. *Compressor Technology*, 2022(2): 21-25.
- [12] 郝莉. 隔膜压缩机膜片脉动分析与膜片组结构优化设计研究 [D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2022.
- [13] 吴波, 吴立志, 王兴国, 等. 隔膜压缩机膜腔型线的分析研究 [J]. *压缩机技术*, 2008(4): 1-4.
- WU Bo, WU Lizhi, WANG Xingguo, et al. Analysis and study on the diaphragm cavity profile of diaphragm compressors [J]. *Compressor Technology*, 2008(4): 1-4.
- [14] 隋沅晟, 张秀珩, 曹家维, 等. 基于挠度指数的隔膜压缩机膜腔的结构优化 [J]. *压缩机技术*, 2024(1): 20-24.
- SUI Yuansheng, ZHANG Xiuhang, CAO Jiawei, et al. Structure optimization of membrane cavity profile of diaphragm compressor based on deflection index [J]. *Compressor Technology*, 2024(1): 20-24.
- [15] 李霁阳, 赵晓华, 贾晓晗, 等. 隔膜压缩机二指数母线膜腔型面设计及实验验证 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(4): 127-132.
- LI Jiyang, ZHAO Xiaohua, JIA Xiaohan, et al. Design and experimental verification for diaphragm compressor cavity profile by two exponential terms generatrix [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(4): 127-132.
- [16] 李霁阳, 贾晓晗, 江若玫, 等. 隔膜压缩机三指数母线膜腔轮廓优化设计 [J]. *压缩机技术*, 2013(4): 6-10.
- LI Jiyang, JIA Xiaohan, JIANG Ruomei, et al. Optimization design of diaphragm compressor cavity contour with new generatrix [J]. *Compressor Technology*, 2013(4): 6-10.
- [17] LI Jiyang, JIA Xiaohan, WU Zhimin, et al. The cavity profile of a diaphragm compressor for a hydrogen refueling station [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, 39(8): 3926-3935.
- [18] CHEN Jiahao, JIA Xiaohan, XUE Chuang, et al. Design and validation of new cavity profiles for diaphragm stress reduction in a diaphragm compressor [C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2015: 012083.
- [19] 李霁阳, 陈嘉豪, 赵海龙, 等. 隔膜压缩机膜片破裂理论分析 [J]. *工程力学*, 2015, 32(1): 192-197.

- LI Jiyang, CHEN Jiahao, ZHAO Hailong, et al. Theoretical analysis of diaphragm fracture in diaphragm compressor [J]. *Engineering Mechanics*, 2015, 32 (1): 192-197.
- [20] JIA Xiaohan, CHEN Jiahao, WU Han, et al. Study on the diaphragm fracture in a diaphragm compressor for a hydrogen refueling station [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41 (15): 6412-6421.
- [21] JIA Xiaohan, ZHAO Ying, CHEN Jiahao, et al. Research on the flowrate and diaphragm movement in a diaphragm compressor for a hydrogen refueling station [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41 (33): 14842-14851.
- [22] HU Yuanlin, XU Xiaoying, WANG Wen. A new cavity profile for a diaphragm compressor used in hydrogen fueling stations [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42 (38): 24458-24469.
- [23] 贾晓晗, 任省栋. 加氢站压缩机发展现状与展望 [J]. *压缩机技术*, 2023 (4): 1-5.
- JIA Xiaohan, REN Shengdong. Development status and prospect of compressor for hydrogen refueling station [J]. *Compressor Technology*, 2023 (4): 1-5.
- [24] 王继祥. 基于 Matlab/Simulink 的往复式压缩机工作过程模拟及实验研究 [D]. 上海: 华东理工大学, 2016.
- [25] DAMLE R, RIGOLA J, PÉREZ-SEGARRA C D, et al. Object-oriented simulation of reciprocating compressors: numerical verification and experimental comparison [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34 (8): 1989-1998.
- [26] HU Jian, YANG Liang, SHAO Liangliang, et al. Generic network modeling of reciprocating compressors [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 45: 107-119.
- [27] LEE J K, JUNG J K, CHAI J B, et al. Mathematical modeling of reciprocating pump [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29 (8): 3141-3151.
- [28] 闫百岁. 70MPa 隔膜式压缩机优化设计 [D]. 徐州: 中国矿业大学, 2021.

(编辑 杜秀杰)