DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2019.05.015
文献引用: 李东轩,龚俊,杨东亚.斯特林机活塞杆帽式组合密封动密封性能分析[J].润滑与密封,2019,44(5):90-97.
Cite as: LI Dongxuan,GONG Jun,YANG Dongya. Dynamic sealing performance analysis of cap seal of stirling engine piston rod[J]. Lubrication Engineering,2019,44(5):90-97.

斯特林机活塞杆帽式组合密封动密封性能分析*

李东轩[1] 龚 俊[1] 杨东亚[1,2]
(1. 兰州理工大学机电工程学院 甘肃兰州 730050;
2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院 浙江温州 325000)

摘要: 为研究斯特林发动机活塞杆无油润滑帽式组合密封的动密封性能,利用有限元分析软件 Abaqus 建立帽式密封的二维轴对称有限元模型,基于系统实际工况,研究工质压力对帽式密封性能的影响,得到不同压力下的有效密封区域。静态密封性能分析结果表明,帽式密封环与活塞杆的接触应力是密封的关键,动态密封性能分析结果表明,两者接触应力和密封区域随压力增大而增大,且外行程接触应力略大于内行程。通过热力耦合动态仿真模拟,分析环境温度、摩擦因数、往复运动速度对动密封性能的影响。结果表明:环境温度对帽式密封温度场影响不大,热源主要来自摩擦热;往复运动速度对其密封性能影响也不大,而摩擦因数的影响较大,摩擦因数越小,帽式密封的密封效果越好,使用寿命越长。

关键词: 帽式密封;斯特林机;热力耦合;密封性能
中图分类号: TB42

Dynamic Sealing Performance Analysis of Cap Seal of Stirling Engine Piston Rod

LI Dongxuan[1] GONG Jun[1] YANG Dongya[1,2]
(1. School of Mechanical and Electrical Engineering,Lanzhou University of Technology,Lanzhou Gansu 730050,China;
2. Wenzhou Pump and Valve Engineering Research Institute,Lanzhou University of Technology,Wenzhou Zhejiang 325000,China)

Abstract: In order to study the dynamic sealing performance of the oil-free lubrication cap type seal of Stirling engine piston rod,the two-dimensional axisymmetric finite element model of the cap seal was established by using the finite element analysis software Abaqus. The effect of working fluid pressure the sealing performance of cap seal was studied based on the actual working conditions of the system,and the effective sealing area at different pressures was obtained. The result of static sealing performance analysis shows that the contact stress between the cap seal ring and the piston rod is the key to the seal. The result of dynamic sealing performance analysis shows that the contact stress and seal area are increased with the increasing of working fluid pressure,and the contact stress at outer stroke is slightly larger than that at the inner stroke. The effect of ambient temperature, friction coefficient and reciprocating speed of piston rod on the dynamic sealing performance of cap seal was analyzed through the dynamic simulation of thermal coupling. It is found that the ambient temperature has little effect on the temperature field of cap seal,and the heat source mainly comes from frictional heat. The reciprocating speed has little effect on the sealing performance of cap seal,while the friction coefficient has a larger effect on the sealing performance. The smaller the friction coefficient,the better the sealing effect and the longer the service life of the cap seal.

Keywords: cap seals; Stirling engine; thermal coupling; sealing performance

* 基金项目:温州市公益性工业科技项目(G20170026);甘肃省自然科学基金项目(1606RJZA166).
收稿日期:2018-05-14;修回日期:2019-03-24
作者简介:李东轩(1994—),男,硕士研究生,研究方向为斯特林发动机动密封技术研究. E-mail: ldd949588@163.com.

斯特林发动机活塞杆的密封性能,是斯特林发动机的关键技术之一。随着密封工作压力和温度的提高,密封件从常规的单件密封(如 O 形密封圈)发展到滑环式组合密封,并相继出现了对称滑环式组合

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

密封（如格莱圈）、非对称滑环式组合密封（如斯特封）和 C 形对称滑环式组合密封等。针对斯特林发动机苛刻的运行工况，为了提高斯特林机的密封性能，杨东亚、CHANG 等[1-2]针对活塞杆动密封结构的特点，设计了一种新型的使用填充 PTFE 制成的帽式组合式活塞杆密封结构，使斯特林机的密封性能得以提升。帽式密封环在运动磨损后，O 形圈提供的弹力能够使帽式密封环产生足够的弹性变形而始终贴合活塞杆配磨表面，以补偿一定的磨损量，从而延长有效密封时间。因此，帽式密封在无油干摩擦工况下具有普通滑环式组合密封所不具备的动态磨损和动态补偿功能。

目前，研究人员采用有限元模拟方法对组合密封的结构、特点和密封机制进行了深入研究。纪军和阎宏伟[3]利用 ANSYS 建立 FESCO 气缸 O 形密封圈二维轴对称模型，对不同结构参数下密封圈的静态和动态密封特性进行研究，并就 O 形密封圈进行简单温度场分析。张欢等人[4]利用软件 Abaqus 进行了 DAS 组合密封静特性的分析研究。刘清友等[5]运用 Abaqus 软件建立了 C 形滑环式组合密封的有限元模型，并从二维轴对称结构上对其密封性能进行分析。张甜等人[6]利用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA，分析了不同安装条件下活塞杆和密封圈接触面上接触应力的分布情况，并结合实验得到了帽式密封较优的安装使用条件。

以上对组合密封结构、特点以及密封机制的研究，主要集中在静密封特性研究方面，没有对组合密封的动密封进行深入研究，缺少动态温度场模拟分析，尤其是对无油干摩擦下组合密封的热力耦合研究甚少。本文作者运用 Abaqus 建立帽式密封二维轴对称有限元模型，模拟帽式密封实际工况，从静态和动态 2 个方面研究了密封工质压力对帽式密封性能的影响；同时从热力耦合角度分析了各因素对动密封性能的影响，为帽式密封结构的设计和优化提供理论基础。

1　密封机制

斯特林机活塞杆无油润滑帽式密封是由帽式密封环、O 形圈和挡圈组成的组合式密封结构，如图 1 所示。该密封结构利用活塞杆与帽式环间过盈配合和 O 形圈挤压变形产生弹性力，使活塞杆和密封环紧密贴合来实现密封。同时，O 形圈变形弹力挤压帽式密封环变形使其紧贴活塞杆，可以补偿活塞杆往复运动与帽式环相互摩擦产生的磨损量，从而延长可靠的密封周期，使密封更加有效。另外，帽式密封环由低摩擦、自润滑的改性材料填充 PTFE 制成，符合无油润滑干摩擦的特殊工况，合适的配比制成的改性材料使得摩擦力大大降低。此外，其帽式密封环的结构还可消除 O 形密封圈的拧断和挤出事故，使得帽式动密封工作寿命比普通橡胶密封制品高 8 ~ 10 倍[7]。因此，帽式密封动态补偿的结构，能有效防止工质泄漏，对提高斯特林发动机密封性能具有重要作用。

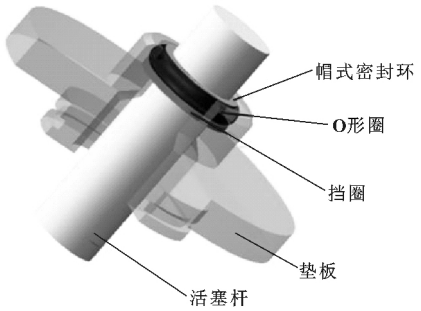


图 1　帽式组合密封

Fig 1　Cap type combination seal

2　模型构建

2.1　基本假设

研究所用 O 形圈是超弹性材料丁腈橡胶，具有几何非线性、材料非线性与接触非线性的特点。在有限元分析过程中，假设[8]：

(1) 材料的泊松比和弹性模量是一定的；

(2) 蠕变不会造成体积变化，橡胶材料的拉伸与压缩蠕变性质一致；

(3) 约束边界的指定位移是造成橡胶密封圈的纵向压缩。

2.2　橡胶材料本构模型

Mooney-Rivlin 本构模型通常用于描述变形小于 30% 的超弹性材料，O 形圈是超弹性体，由应变能函数来表示。其函数表达式[8]如下：

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \tag{1}$$

式中：W 为应变能密度；C_{10} 和 C_{01} 为材料 Mooney-Rivlin模型系数；I_1 和 I_2 为第一、第二应变张量不变量。

O 形圈的材料为丁腈橡胶，IRHD 硬度为 85。由于常数实际测量困难，应用时仅取部分项作近似计算[10-12]。文中使用的常数是通过经验公式（2）和（3）计算而来：

$$C_{10} = E/(6 \times 1.25) \approx 1.87(\text{MPa}) \tag{2}$$

$$C_{01} = 0.25 C_{10} \approx 0.47(\text{MPa}) \tag{3}$$

2.3　温度场分析理论

活塞杆在无油润滑的系统工况下往复运动时，温度对其密封性能的影响较大，活塞杆工作表面和滑环密封表面之间的相互滑动摩擦而产生热量，且在斯特林机闭式热循环系统中，摩擦生热对帽式密封环的影响大于系统热循环温度对密封环的影响。这些热是以扩散形式分别进入两摩擦副，不失其意义的前提下，为了使问题更易于处理，作出以下假设：

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

(1) 忽略因热辐射导致的热损失，忽略泄漏所带走的摩擦热;

(2) 认为各层材料的性质参数皆属各向同性;

(3) 与整体摩擦热相比，相互滑动产生的微小磨屑带走的热量很小，可忽略不计;

(4) 试样的四周产生对流换热，故试样的空间位置及温度分布与换热系数的选取无关;

(5) 温度的变化对摩擦副材料的密度影响较小，忽略密度随温度的变化。

根据上述假设，基于能量守恒原理，将密封环的传热问题简化为二维问题。瞬态传热[13]可用公式表达为

$$[\boldsymbol{C}]\{T^{\xi}\}+[\boldsymbol{K}]\{T\}=\{Q\} \tag{4}$$

式中: $[\boldsymbol{C}]$为比热容矩阵; $\{T^{\xi}\}$为温度对时间的倒数; $[\boldsymbol{K}]$为传导矩阵，包含导热系数、对流系数以及辐射率和形状系数; $\{Q\}$ 为节点热流率向量，包含热生成; $\{T\}$ 为节点温度向量。

使用热通量密度来表示接触摩擦产生的温度变化。在特定的传热过程中，材料的边界条件和性能等会随温度发生变化，此类问题属于非线性热分析。Abaqus 滑动接触热分析中，热通量密度计算公式为

$$q=k\tau v \tag{5}$$

式中: k 为摩擦热的能量转化因子; τ 为接触摩擦应力; v 为活塞杆的滑动速度。

在获得整个结构场的结果后，利用 Abaqus 首先提取接触摩擦应力 τ，代入已知的活塞杆滑动速度 v，导入系数 $k=0.256$，通过式 (5) 计算出热通量 q; 同时再利用 Abaqus 进行摩擦接触属性定义中，设定接触作用方式为切向行为，并使用各向同性的罚单元摩擦公式，采用与温度有关的摩擦因数，生热接触属性中，有摩擦产生的耗能百分比为 100%，表面换热率为 0.058，对仿真结果分析中提取节点应变。

2.4 基于 Abaqus 的帽式密封有限元模型

当对帽式组合密封进行有限元分析时，基于组合密封结构的几何形状、材料、边界条件，可将整个帽式密封结构简化为二维轴对称模型，从而在保证计算结果准确性的前提下，提高计算速度，节省分析时间。在数学建模的过程中，密封系统的结构、边界条件、约束条件以及作用载荷都呈轴对称分布，在载荷作用下模型的应力、应变和位移也呈轴对称分布，因此，可将模型的力变形计算简化为轴对称分析问题。轴对称问题的平衡微分方程为

$$\begin{aligned}&\frac{\partial\sigma_r}{\partial\gamma}+\frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z}+\frac{\sigma_r-\sigma_\theta}{r}+g_r=0\\&\frac{\partial\tau_{zr}}{\partial r}+\frac{\partial\sigma_z}{\partial z}+\frac{\tau_{rz}}{r}+g_z=0\end{aligned} \tag{6}$$

轴对称问题的物理方程为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}\left[\varepsilon_r+\dfrac{\mu}{1-\mu}(\varepsilon_\theta+\varepsilon_Z)\right]\\\sigma_\theta=\dfrac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}\left[\varepsilon_\theta+\dfrac{\mu}{1-\mu}(\varepsilon_r+\varepsilon_Z)\right]\\\sigma_z=\dfrac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}\left[\varepsilon_z+\dfrac{\mu}{1-\mu}(\varepsilon_\theta+\varepsilon_r)\right]\\\tau_{zr}=\dfrac{E}{2(1+\mu)}\gamma_{zr}\end{cases} \tag{7}$$

式中: σ_r、σ_θ、σ_z 和 τ_{zr}为应力分量; ε_r、ε_θ、ε_z 和 γ_{rz}为应变分量; g_r、g_z 为单位体积的体积力分量; E、μ 分别为弹性模量和泊松比。

活塞垫板和活塞杆采用对称且规则的几何单元，材料为 18GrMnTi，泊松比为 0.3。活塞杆采用四节点轴对称热耦合四边形单元 CAX4HT 进行网格划分，活塞垫板采用四节点双线性轴对称四边形单元 CAX4R 进行网格划分。活塞垫板的弹性模量为 209 GPa，远高于与其相互作用的丁腈橡胶 O 形圈，故可将活塞垫板视为刚体。为方便分析，挡圈亦可视为刚体。帽式密封环的材料为改性的 PTFE 材料[14-15]，采用四节点轴对称热耦合四边形单元 CAX4HT 进行网格划分。PTFE 弹性模量为 960 MPa，泊松比为 0.4。采用轴对称的方式对模型进行求解，应用自由网格重划分技术建立了如图 2 所示的有限元模型。

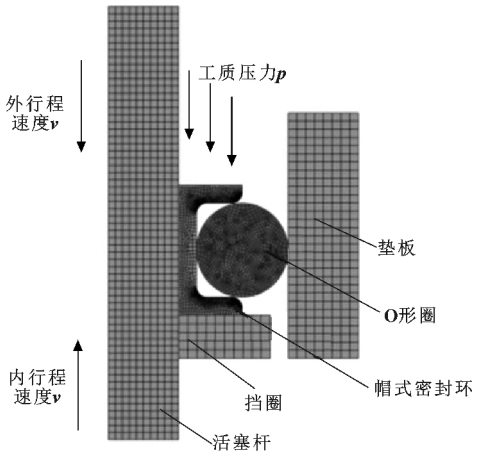


图2 组合密封有限元模型

Fig 2 Finite element model of combined seal

在模型中定义了 3 个载荷分析步:

(1) 对帽式组合密封系统中的活塞垫板施加一段位移，产生一个预压缩应力，模拟帽式密封在过盈配合过程中的应力应变情况;

(2) 将工作压力施加到帽式密封环和 O 形密封圈与工质气体接触的一侧;

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

(3) 在活塞杆上施加一个按照 $y = B\sin\varpi t$ 往复运动的速度载荷，模拟密封环的相对滑动过程，并对帽式密封的温度场进行稳态与瞬态热分析。

在实际接触过程中，定义了密封环和活塞杆、密封环与 O 形圈以及 O 形圈与活塞垫板 3 个接触对。在进行结构－热耦合分析时，首先基于系统最初模型进行结构分析，再在此基础上进行温度场分析。在整个帽式密封环的温度场稳态分析中，固定周围环境温度，不考虑热辐射产生的热流传导。在动态密封分析中，采用热耦合瞬态分析，即当活塞杆以一定速度往复运动时摩擦热随时间变化的过程。

3　工质压力对帽式密封的影响

帽式密封作为防止气体工质泄漏的无油干摩擦密封结构，工质压力是其主要的影响因素。根据密封理论与力的平衡原理，当 2 个密封摩擦副表面间的接触应力不小于工质压力时，可以保证密封系统的密封效果。下文将以工质压力为变量，结合预压缩量来分析帽式密封的静、动态密封性能。

3.1　工质压力影响的静态分析

在密封的静态分析中，凭借装配过盈量或预加载荷压缩具有弹性的橡胶体来实现初始密封。工作过程中，工质压力作用在密封圈暴露于介质的表面，进一步压缩密封圈，使得密封面间的接触压力增加进而实现“自密封”。在预压缩量为 0.4 mm，过盈量为 0.1 mm 的初始安装下，分析不同压力下 O 形圈和帽式密封环的 Von Mises 应力分布，分别如图 3 和图 4 所示。

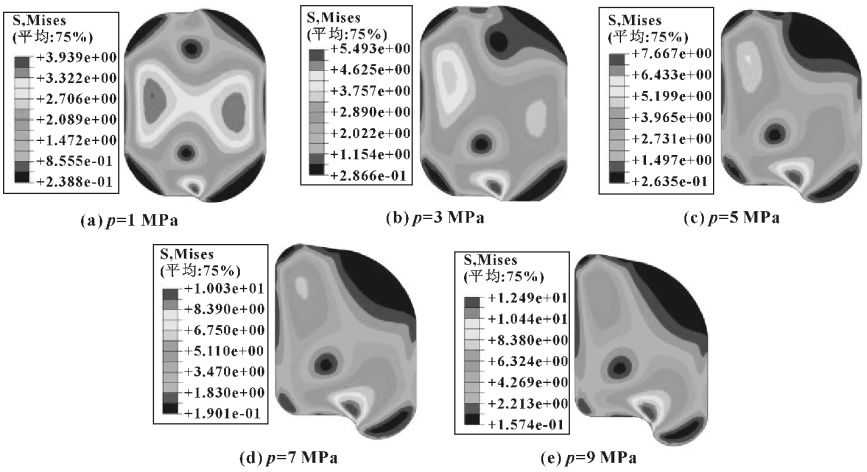


图 3　不同压力下 O 形圈的 Von Mises 应力分布

Fig 3　Von Mises stress distribution of O-rings under different pressures

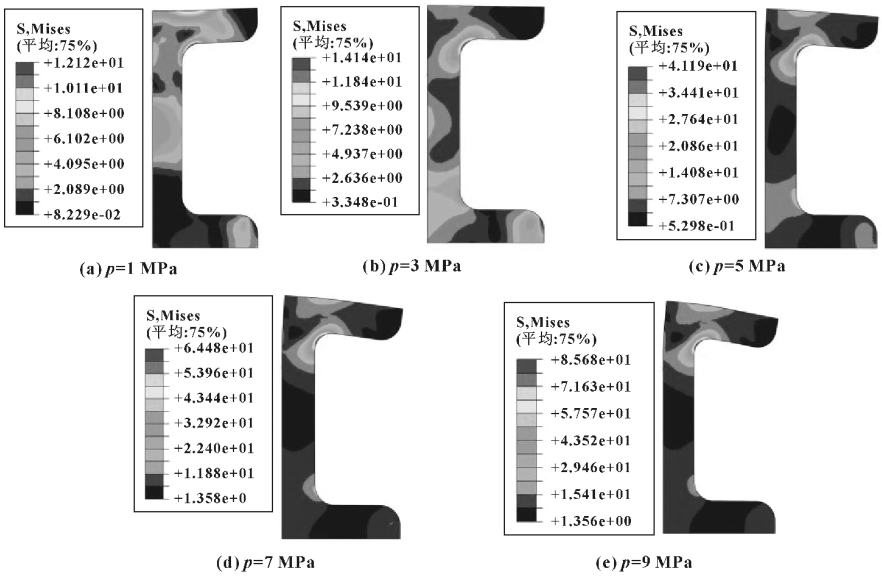


图 4　不同压力下帽式密封环的 Von Mises 应力分布

Fig 4　Von Mises stress distribution of cap seal ring under different pressures

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

由图3、4可知：O形圈和帽式密封环的Von Mises应力随工质压力的增加而增加；O形圈的最大Von Mises应力位于与帽式密封环下环端接触的部位；帽式密封环的最大Von Mises应力集中在帽式密封环内部上环口，其大小受工质压力的影响很大，因此帽式密封环内部上环口处应做倒角处理。

图5示出了不同压力下活塞杆与帽式密封环间的接触应力分布情况。压力为1 MPa时在0～0.25 mm和1.25～2.5 mm处实现有效密封，这与初始静密封时的预压缩率有关，最大接触应力为7.3 MPa，能保证有效密封。在大于1 MPa的压力工况下，有效密封区域主要集中在1.25～2.5 mm处，其最大接触应力均大于工质压力，能保证有效的密封条件，压力越高，密封有效区越大。

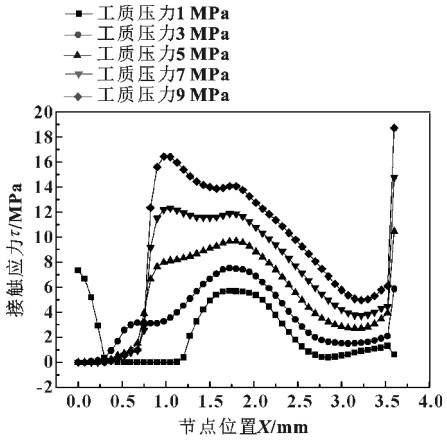


图5 不同压力下活塞杆与帽式密封环间的接触应力分布

Fig 5 Contact stress distribution between piston rod and cap seal ring under different pressures

3.2 工质压力影响的动态分析

活塞杆做往复运动，可将其运动过程分为外行程和内行程，与气体工质压力方向相同的为外行程，相反的为内行程。基于压力对密封的静态影响分析，在预压缩量为0.4 mm，活塞杆过盈量为0.1 mm，工质压力为5 MPa，活塞杆速度为1 m/s时，某时刻外行程和内行程时的O形圈和帽式密封环Von Mises应力分布分别如图6、7所示。

如图6、7所示，在相同工况条件下，帽式密封环的最大Von Mises应力外行程时大于内行程，而O形圈的最大Von Mises应力变化不大，这与其动密封运行工况和材料特性有关。

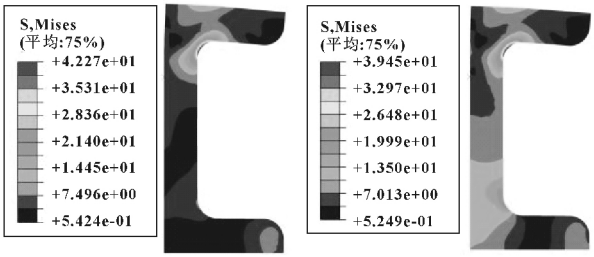


图6 不同工况下帽式密封环Von Mises应力云图（$t=0.3$ s）

Fig 6 Von Mises stress cloud of cap seal ring under different working conditions（$t=0.3$ s）（a） external stroke;（b） internal stroke

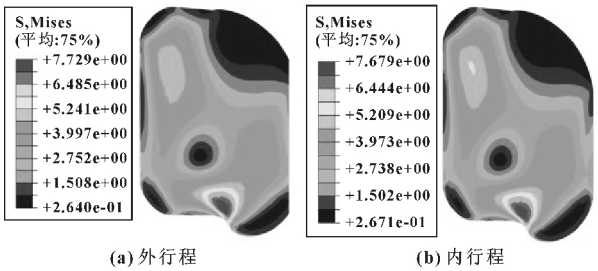


图7 不同工况下O形圈Von Mises应力云图

Fig 7 Von Mises stress cloud of O-ring under different working conditions（$t=0.3$ s）（a） external stroke;（b） internal stroke

图8示出了工质压力5 MPa下活塞杆与帽式密封环间的接触应力分布。可见，在相同压力下，活塞杆与帽式密封环间的接触应力在外行程时有效密封区域比内行程时大。图9示出了活塞杆与帽式密封环间最大接触应力随工作压力的变化。可见，最大接触应力随工质压力的增大而增大，且内行程接触应力略小于外行程时的接触应力。因此，为保证更有效的密封性能，应保证内行程时的有效接触应力大于相应的工质压力。

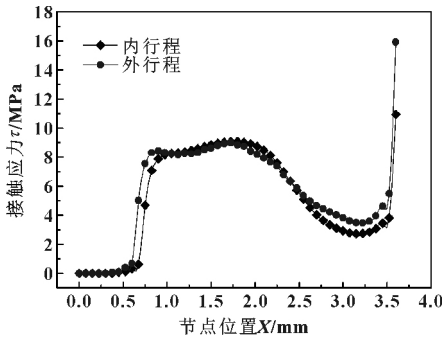


图8 工质压力5 MPa下活塞杆与帽式密封环间的接触应力分布

Fig 8 Contact stress distribution between piston rod and cap seal ring at working pressure of 5 MPa

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

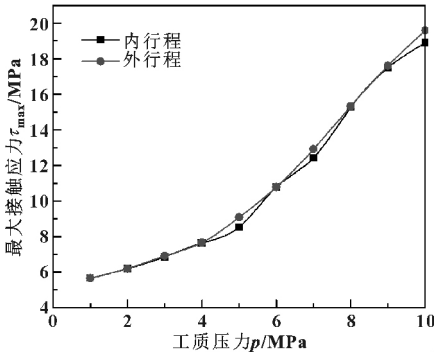


图 9　活塞杆与帽式密封环间最大接触应力随工作压力的变化

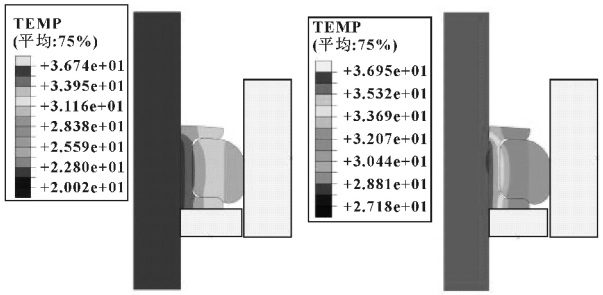
Fig 9　Variation of maximum contact stress between piston rod and cap seal ring with working pressure

4　基于摩擦热的影响因素分析

根据摩擦热计算公式 $Q=\mu Fv$，摩擦热 Q 与摩擦因数 μ、正压力 F 以及摩擦运动速度 v 有关。

4.1　环境温度影响力分析

根据工程实践中斯特林发动机实际运行工况，在初始温度为 20 ℃，密封与压缩量为 0.4 mm，活塞杆滑动速度为 1 m/s，摩擦因数为 0.2，工质压力为 5 MPa 下，模拟斯特林发动机冷启动、热运行、热停止运行过程的温度场分布。图 10 示出了在不同环境温度下稳定运行 2.5 min 的温度场分布。



(a) 25 ℃下运行2.5 min　　(b) 160 ℃下运行2.5 min

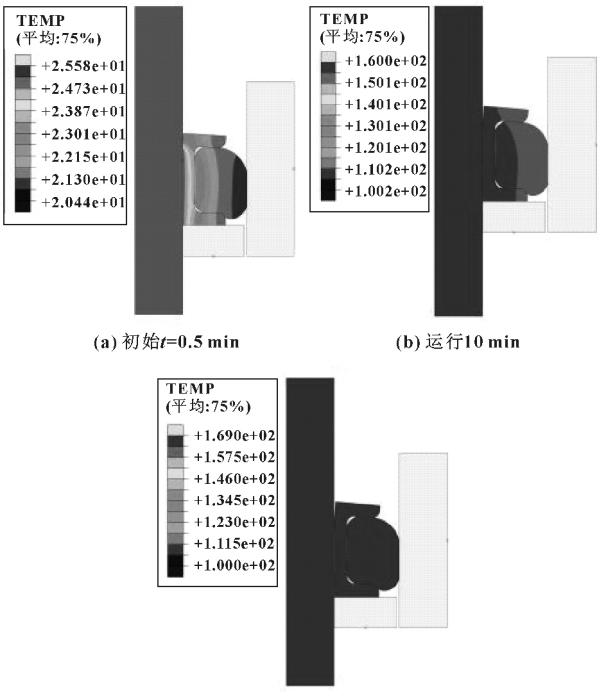
图 10　不同环境温度下稳定运行 2.5 min 的温度场分布

Fig 10　Temperature field distribution after stable operation for 2.5 min at different ambient temperatures (a) running at 25 ℃ for 2.5 min; (b) running at 160 ℃ for 2.5 min

通过图 10 (a) 和 (b) 的对比分析，再结合斯特林发动机实际运行工况，可知在相同工况条件下，不同环境温度对帽式密封温度场分布的影响不明显，而活塞杆往复运动摩擦生热引起的温升较快，对其热机效率和热平衡影响也较大。因此，在相同工况下活塞杆摩擦生热对帽式密封温度场分布的影响较大，而环境温度对其温度场分布影响不大。下文选择斯特林机正常运行的温度 160 ℃来对帽式组合密封的温度场做进一步分析。

4.2　温度场瞬态分析

针对斯特林发动机使用工况，在往复运动速度为 1 m/s，摩擦因数为 0.2，工质压力为 5 MPa，初始温度为 20 ℃，环境温度为 160 ℃时，分析不同时刻帽式密封的瞬态温度场分布，如图 11 所示。在此工况下，不同时刻帽式密封环与活塞杆间的接触应力分布如图 12 所示。



(a) 初始t=0.5 min　　(b) 运行10 min

(c) 运行15 min

图 11　不同时刻帽式密封瞬态温度场分布

Fig 11　Transient temperature field distribution of the cap seal at different times (a) initial $t=0.5$ min; (b) run for 10 min; (c) run for 15 min

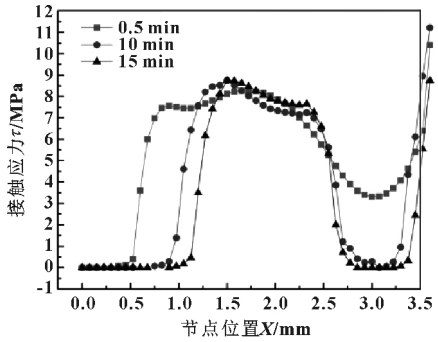


图 12　不同时刻帽式密封环与活塞杆间的接触应力分布

Fig 12　Contact stress distribution between cap seal ring and piston rod at different times

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

如图11所示，在初始温度为20 ℃，环境温度为160 ℃时，活塞杆运行15 min后完全达到热平衡状态，活塞杆与帽式密封环实现热平衡稳定磨损。如图12所示，在5 MPa的压力下，随着活塞杆运动时间的增加，有效接触密封区域减小，最大接触应力相差不大，为探究最极端的密封条件，应考虑15 min或者更长运行时间下，热力耦合因素对动密封性能的影响。

4.3 摩擦因数的影响力分析

基于斯特林发动机实际运行的工况条件，在预压缩量为0.4 mm，活塞杆运动速度为1 m/s，环境温度为160 ℃，运行时间为15 min时，分析不同摩擦因数对帽式密封性能的影响，结果如图13和图14所示。

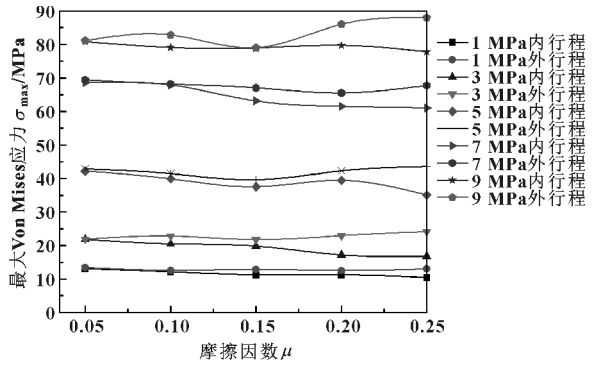


图13 不同压力下帽式密封环最大Von Mises应力随摩擦因数的变化

Fig 13 Variation of maximum Von Mises stress of cap seal rings with friction coefficient under different pressures

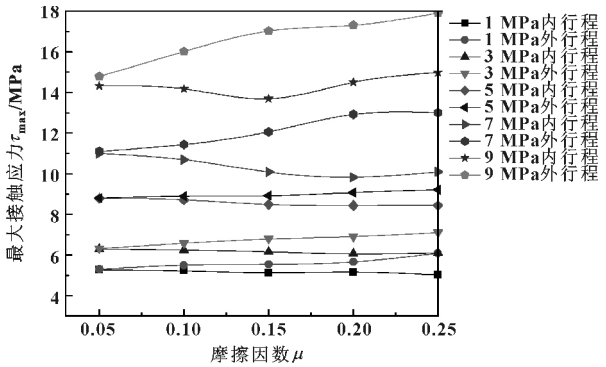


图14 不同压力下活塞杆与帽式密封环间最大接触应力随摩擦因数的变化

Fig 14 Variation of maximum contact stress between piston rod and cap seal ring with friction coefficient under different pressures

从图13中可以看出：不同压力下帽式密封环的最大Von Mises应力变化规律相似，其外行程时最大Von Mises应力随着摩擦因数的增大而增大，内行程时最大Von Mises应力随着摩擦因数的增大而略有减小，且工质压力越高变化趋势越明显。

从图14可以看出：活塞杆与帽式密封环间外行程最大接触应力随摩擦因数的增大而增大，内行程最大接触应力随着摩擦因数的增大而减小，且内行程最大接触应力小于外行程最大接触应力；不同工质压力下的变化趋势类似，压力越大变化越明显。根据力平衡条件，为了保证可靠的密封，最大接触应力的最小值应始终大于工质压力，因而应主要考虑不同摩擦因数下内行程的最大接触应力。由于内行程中的最大接触应力随摩擦因数的增大而减小，为了获得内行程相对较大的最大接触应力，摩擦因数越小越好。同时摩擦因数越小，对帽式密封环的磨损相对较少，最大Von Mises应力较小，有益于在可靠密封的条件下延长其使用寿命。

4.4 速度的影响力分析

在温度场热力耦合分析中，活塞杆往复运动速度直接影响着摩擦热的产生。在预压缩量为0.4 mm，摩擦因数为0.2时，在不同压力和活塞杆运动速度下对帽式密封性能进行分析。图15所示为不同压力下帽式密封环最大Von Mises应力随活塞杆运动速度的变化，图16所示为不同压力下活塞杆与帽式密封环间最大接触应力随活塞杆运动速度的变化。

从图15、16可知，活塞杆往复运动速度在0.5～2.5 m/s变化时，最大接触应力和最大Von Mises应力整体变化较小，且总体外行程时的变化幅度比内行程时大，这是由于流体压力方向波动变化引起的。外行程接触应力明显大于内行程，说明密封性能良好，不会发生泄漏。

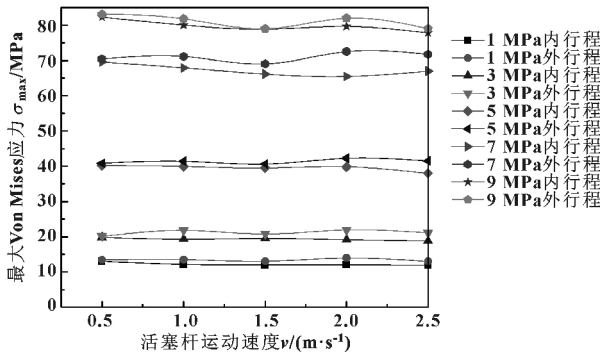


图15 不同压力下帽式密封环最大Von Mises应力随活塞杆运动速度的变化

Fig 15 Variation of maximum Von Mises stress of cap seal ring with the speed of piston rod under different pressures

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

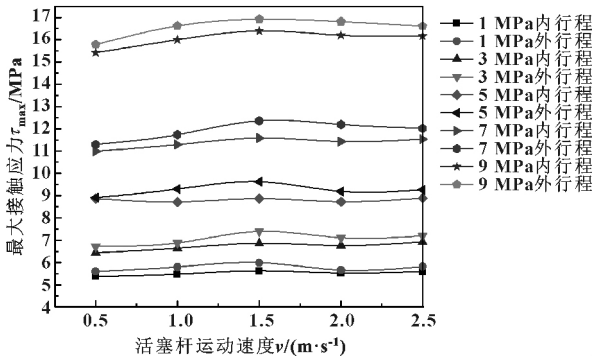


图 16　不同压力下活塞杆与帽式密封环间最大接触应力随活塞杆运动速度的变化

Fig 16　Variation of maximum contact stress between piston rod and cap seal ring with the speed of piston rod under different pressures

图 15、16 的结果表明，运动速度对帽式密封环接触应力影响不大，但运动速度越快，摩擦力作用下的摩擦生热会加快，导致密封件的磨损加剧，使用寿命缩短。因此，活塞杆运动速度也是设计密封时要着重考虑的因素。

5　结论

(1) 密封静态分析结果表明，工质压力对密封性能的影响较大，帽式密封环的最大 Von Mises 应力和最大接触应力随工质压力增大而增大，有效密封区域主要集中在帽式密封环 1.25 ~ 2.5 mm 处，压力越高，密封有效接触区越大。

(2) 密封动态分析结果表明，帽式密封环间的最大接触应力随着工质压力的增大而增大，且外行程的接触应力略大于内行程。因此，为保证更好的密封性能，应首先使内行程的有效接触应力大于工质压力。

(3) 环境温度对帽式密封温度场分布影响不大，帽式密封的热源主要来自摩擦热，在活塞杆运行 15 min 后达到稳定热平衡态。随着活塞杆运行时间的增加，有效接触密封区减小，这是由于磨损引起的，但最大接触应力变化不大，在一定动态自补偿范围内可以保证有效密封。

(4) 针对摩擦因数的热力耦合分析表明，外行程时最大 Von Mises 应力和最大接触应力都随摩擦因数的增大而增大，内行程时随摩擦因数的增大而略有减小，且内行程最大接触应力小于外行程，因此，要着重考虑内行程的最大接触应力。为了得到相对较大的内行程最大接触应力，摩擦因数越小越好，这样 Von Mises 应力相对较小，磨损和摩擦生热也较少，有益于在可靠密封的条件下延长使用寿命。

(5) 针对运动速度的热力耦合表明，运动速度对帽式密封环的接触应力影响不大。但运动速度越大，在摩擦力作用下，摩擦热加剧，密封磨损加快，使用寿命缩短。因此，活塞杆无油润滑下的运动速度也是密封设计要考虑的重要因素之一。

参考文献

【1】杨东亚，解欢，龚俊. 斯特林发动机活塞杆密封装置设计 [J]. 机械制造，2013，51(5)：31 – 33.
YANG D Y，XIE H，GONG J. The design of piston rod sealing device for Sterling engine [J]. Machinery，2013，51(5)：31 – 33.

【2】CHANG J. Sealing performance analysis of cap seal rings in the Sterling engine piston rod [J]. Applied Mechanics and Materials，2015，697：206 – 209.

【3】纪军，阎宏伟. 气缸 O 形圈动密封及温度场有限元分析 [J]. 机械设计与制造，2016(2)：8 – 11.
JI J，YAN H W. Finite element analysis on dynamic sealing characteristics and temperature field of O-ring [J]. Machine Design and Manufacture，2016(2)：8 – 11.

【4】张欢，夏毅敏，罗春雷，等. DAS 组合密封圈静特性研究 [J]. 润滑与密封，2016，41(1)：120 – 123.
ZHANG H，XIA Y M，LUO C L，et al. Static performance of das composition seal ring for automobile crane leg cylinder [J]. Lubrication Engineering，2016，41(1)：120 – 123.

【5】刘清友，杨亚强，朱海燕，等. C 形滑环式组合密封的密封性能 [J]. 润滑与密封，2017，42(8)：36 – 41.
LIU Q Y，YANG Y Q，ZHU H Y，et al. Seal performance of C-sliding ring combined seals [J]. Lubrication Engineering，2017，42(8)：36 – 41.

【6】张甜，杨东亚，龚俊. 斯特林发动机帽式密封安装条件的有限元分析及实验研究 [J]. 液压气动与密封，2015(6)：8 – 12.
ZHANG T，YANG D Y，GONG J. Finite element analysis and experimental research on installation conditions of Stirling engine cap seals [J]. Hydro-Pneumatic & Sealing，2015(6)：8 – 12.

【7】车恒德. 浅谈车氏密封 [J]. 液压气动与密封，1999(6)：36 – 41.

【8】莫丽，王军. D 形橡胶密封圈的有限元分析及改进 [J]. 机械科学与技术，2016，35(7)：1018 – 1022.
MO L，WANG J. Finite element analysis and structural optimization of rubber D-ring [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering，2016，35(7)：1018 – 1022.

【9】MOONEY M. A theory of large elastic deformation [J]. Journal of Applied Physics，1940，11(9)：582 – 592.

【10】王伟，邓涛，赵树高. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定 [J]. 特种橡胶制品，2004，25(4)：8 – 10.
WANG W，DENG T，ZHAO S G. Determination of material constants in rubber Mooney-Rivlinmodel [J]. Special Rubber Products，2004，25(4)：8 – 10.

【11】ZHU D，WANG J X，REN N，et al. Mixed elasto hydrodynamic lubrication in finite roller contacts involving realistic geometry and surface roughness [J]. ASME Journal of Tribology，2012，134：011504 – 1 – 10.

(下转第 128 页)

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

参考文献

【1】李小芬,蔡纪宁,张秋翔,等. 低液气比混合润滑下的动压密封性能分析[J]. 润滑与密封,2016,41(4):40-44.
LI X F,CAI J N,ZHANG Q X,et al. Analysis on hydrodynamic sealing performance under low liquid-gas ratio mixed lubrication[J]. Lubrication Engineering,2016,41(4):40-44.

【2】胡广阳. 航空发动机密封技术应用研究[J]. 航空发动机,2012,38(3):1-4.
HU G Y. Application research of seal technologies for aero-engine[J]. Aeroengine,2012,38(3):1-4.

【3】胡松涛,黄伟峰,刘向锋,等. 螺旋槽干气密封稳态特性分析模型的对比研究[J]. 机械工程学报,2017,53(23):7-13.
HU S T,HUANG W F,LIU X F,et al. Applicability analysis of steady-state models for spiral groove gas face seals[J]. Journal of Mechanical Engineering,2017,53(23):7-13.

【4】WANG Q,CHEN H L,LIU T,et al. Research on performance of upstream pumping mechanical seal with different deep spiral groove[C]//Proceedings of IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Beijing: IOP Publishing Ltd,2012: 2019.

【5】许恒杰,宋鹏云,余建平. 静压气体润滑机械密封性能分析[J]. 润滑与密封,2013,38(8):41-45.
XU H J,SONG P Y,YU J P. Analysis on the seal performance of aerostatic gas lubricating mechanical seal[J]. Lubrication Engineering,2013,38(8):41-45.

【6】ZHANG G,ZHAO W,TIAN Y X. Experimental study on the water lubrication of non-contacting face seals for turbopumps[J]. Industrial Lubrication & Tribology,2014,66(2):314-321.

【7】邓成香,宋鹏云. 螺旋槽干气密封数值模拟网格独立性分析[J]. 润滑与密封,2016,41(7):86-90.
DENG C X,SONG P Y. Mesh independence analysis of numerical simulation in spiral groove dry gas seal[J]. Lubrication Engineering,2016,41(7):86-90.

【8】丁雪兴,吴昊,严如奇,等. 基于ANSYS的机械密封热力耦合变形计算及分析[J]. 兰州理工大学学报,2014,40(5):41-45.
DING X X,WU H,YAN R Q,et al. Analysis and calculation of thermal stressing coupled deformation of mechanical seal based on ANSYS[J]. Journal of Lanzhou University of Technology,2014,40(5):41-45.

【9】王永拖. 机械密封泄漏量浅析[J]. 液压气动与密封,2015,35(10):40-42.
WANG Y T. The analysis of mechanical seal's leakage rate[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2015,35(10):40-42.

【10】张振山,杨玉敏,戴旭东,等. 热边界条件对径向轴承的热流体动力润滑分析的影响[J]. 中国机械工程,2014,25(11):1427-1432.
ZHANG Z S,YANG Y M,DAI X D,et al. Effects of thermal boundary conditions on thermohydrodynamic lubrication analysis of plain journal bearing[J]. China Mechanical Engineering,2014,25(11):1427-1432.

【11】程文强. 基于正交试验设计超燃燃烧室数值模拟[D]. 南昌:南昌航空大学,2013.

【12】李娜,朱维兵,王和顺,等. T型槽干气密封动环稳态温度分布规律研究[J]. 液压与气动,2009(5):46-49.
LI N,ZHU W B,WANG H S,et al. Research on distribution law of steady-state temperature for the rotating ring of T-shape groove dry gas seal[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2009(5):46-49.

【13】汪宗太,张秋翔,蔡纪宁,等. 高温热油泵机械密封的热特性数值分析[J]. 润滑与密封,2015,40(4):20-25.
WANG Z T,ZHANG Q X,CAI J N,et al. Analysis on thermal characteristic of hot oil pump mechanical seal[J]. Lubrication Engineering,2015,40(4):20-25.

(上接第97页)

【12】钟亮,赵俊利,范社卫. 基于ABAQUS的O形密封圈密封性能仿真研究[J]. 煤矿机械,2014,35(3)52-54.
ZHONG L,ZHAO J L,FAN S W. Simulation study on sealing performance of O-ring based on ABAQUS[J]. Coal Mine Machinery,2014,35(3)52-54.

【13】徐建生,王仕仙,卢霞,等. 滑动摩擦热-结构耦合的有限元分析[J]. 润滑与密封,2009,34(3):24-28.
XU J S,WANG S X,LU X,et al. Finite element analysis of sliding friction thermal-structure coupling[J]. Lubrication Engineering,2009,34(3):24-28.

【14】KRICK B A,EWIN J J,BLACKMAN G S,et al. Environmental dependence of ultra low wear behavior of Polytetrafluoroethylene(PTFE) and alumina composites suggests tribochemical mechanisms[J]. Tribology Letters,2010,35(9):60-64.

【15】康克家,杜三明,张永振,等. PTFE复合材料摩擦及改性研究综述[J]. 润滑与密封,2012,37(6):99-102.
KANG K J,DU S M,ZHANG Y Z,et al. Study on the research of friction and modification of PTFE composites[J]. Lubrication Engineering,2012,37(6):99-102.

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net