

doi: 10.7690/bgzdh.2020.08.013

直线往复运动 VL 型密封圈性能分析

易 军, 周清和, 张鹏飞

(航空工业金城南京机电液压工程研究中心液压部, 南京 211106)

摘要: 为深入研究航空作动器往复密封的问题, 对航空用直线往复作动筒上的 VL 密封圈进行有限元仿真。介绍 VL 密封圈仿真过程, 建立密封圈划分网格后的有限元模型。通过对 VL 圈施加流体压力渗透载荷, 对密封圈不同油侧压力下的应力应变情况进行分析, 利用 ANSYS APDL 绘制密封圈唇口接触压力分布图, 并分析密封圈最大等效应力及唇口接触压力峰值随温度的变化情况。仿真结果表明, 该研究对于掌握 VL 型密封圈的力学特性有一定的参考价值。

关键词: VL 密封圈; 应力应变; 接触压力; 直线往复密封; 温度

中图分类号: TP15 **文献标志码:** B

Performance Analysis of Linear Reciprocating VL Seal Ring

Yi Jun, Zhou Qinghe, Zhang Pengfei

(Department of Hydraulic System, AVIC Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft System, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to study reciprocating seal of aircraft actuator deeply, the finite element simulation of VL seal ring on linear reciprocating actuator for aviation was carried out. Introduced the simulation process of VL seal ring, and the finite element model of the meshed seal ring was established. By applying fluid pressure penetration load to the VL ring, analyzed the stress and strain of the seal ring under different oil-side pressure, and draw the corresponding lip contact pressure distribution curves in ANSYS APDL respectively, the tendency of maximum equivalent stress and peak lip contact pressure of the seal ring with temperature has also been analyzed. The simulation results show that the test has a certain reference value for understanding the mechanical characteristics of VL seal ring.

Keywords: VL seal ring; stress and strain; contact pressure; linear reciprocating seal; temperature

0 引言

航空作动筒是机载液压操纵系统的重要部件, 被应用于飞机起降、舱门开闭及舵面控制等方面。随着现代飞机性能不断提高, 机载液压系统大功率、高压化已成必然, 对于航空作动器往复密封的研究将更加深入。国内关于这方面的研究起步晚, 基础薄弱。国外对密封问题的研究开展较早, 积淀深厚^[1], 且近年来进展迅速。G K Nikas 等^[2]以矩形圈为对象, 通过实验说明了温度、表面粗糙度、有无支撑环、密封宽度、行程速度等诸多因素影响最佳密封性能, 并给出不同环境密封结构的选取建议。M Crudu 等^[3-5]以 U 形圈为例, 对液压杆表面织构、粗糙度等因素开展研究, 说明杆件表面不同的微观形貌参数复杂地影响着摩擦力和密封状态。T Schmid 等^[6]基于混合润滑模型, 利用 ABAQUS 对 O 形圈进行仿真分析, 说明了这种模型能有效地描述密封问题。文献[7]通过理论与实验对比, 说明了在薄的油膜条件下, 混合润滑模型更加适合对密封状态进

行描述。在众多密封问题的解决过程中, 结构有限元计算已然成为不可或缺的重要手段。S Tsala 等^[8]利用 ABAQUS 对起落架制动系统内的密封圈开展仿真计算, 说明数值分析在密封系统早期设计中的重要性。迪力夏提·艾海提等^[9]利用 ANSYS 对某 Y 形密封圈的可靠性和灵敏度进行研究。杨秀萍等^[10]利用 ANSYS 对 O 形圈进行热-结构耦合仿真, 研究各项工作参数对密封圈性能的影响。

笔者基于 ANSYS 有限元仿真平台, 利用 ANSYS Workbench 建模上的优势, 对航空作动筒上新型密封结构 VL 密封圈进行仿真计算。

1 问题描述

1.1 往复密封的分类

常见的直线往复密封分为活塞密封和活塞杆密封 2 种类型。图 1 为航空液压作动筒筒图。其中: 活塞密封是为了防止内泄漏, 即防止高压腔工质流入低压腔; 活塞杆密封是为了防止外泄漏, 即防止作动筒内的工质泄漏至外界, 污染环境。因为活塞

收稿日期: 2020-04-11; 修回日期: 2020-05-17

作者简介: 易 军(1993—), 男, 江苏人, 硕士, 从事液压伺服控制系统、橡塑往复密封等研究。E-mail: Yj_njjd@126.com。

杆做内外往复运动，连通着缸筒内部和外部环境，外界的粉尘杂质容易粘附在活塞杆上，随其一起进入密封面内，破坏密封面间的润滑状态，加剧密封圈的磨损，降低密封性能；因此，杆密封应比活塞密封得到更多重视。在杆密封和活塞密封的密封机理基本相同的前提下，笔者选择对杆密封处的密封圈进行研究。

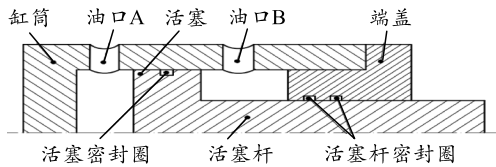


图 1 航空液压作动筒简图

1.2 VL 密封圈仿真过程介绍

笔者对 VL 密封圈的有限元仿真过程主要分为以下步骤：1) 对缸筒设置固定约束，并沿径向对活塞杆设置位移约束，以模拟密封圈的预压缩过程；2) 对密封圈施加工作压力，以模拟油液对密封圈的应力，该过程采用流体压力渗透加载的方式进行模拟；3) 对活塞杆设置轴向位移约束，以模拟活塞杆在缸筒中做内冲程的运动过程；4) 改变密封圈的温度，模拟密封圈在作动筒实际工作时产生的温度变化。通过以上分析，可以仿真得到 VL 密封圈在工作过程中应力应变等参数随压力、温度的变化情况，并为后续密封圈唇口接触压力分布图的绘制提供条件。

2 VL 密封圈模型的建立与仿真

2.1 密封圈模型的建立

笔者采用某公司生产的某型 VL 密封圈。因为密封件具有一定的轴对称性质，为简化计算，仿真采用 2 维轴对称模型进行分析。如图 2 所示，VL 密封圈由 V 圈和 O 圈 2 个部分组成，其中，V 圈的材料为聚四氟乙烯 (poly tetra fluoro ethylene, PTFE)，O 圈的材料为丁腈橡胶 (nitrile butadiene rubber, NBR)，聚四氟乙烯耐油耐摩擦且较硬，与运动的活塞杆接触，丁腈橡胶耐油且弹性良好，故作为回弹元件与缸筒沟槽接触。

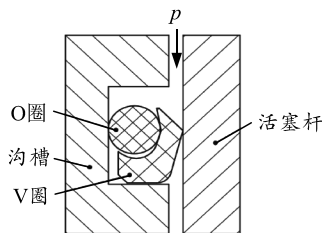


图 2 VL 密封圈结构模型

丁腈橡胶属于高度非线性材料，本构模型采用 Mooney-Rivlin^[11]二参数模型。本构模型参数为： $C01=-0.11 \text{ MPa}$ ， $C10=1.38 \text{ MPa}$ ， $D=0.001 \text{ MPa}^{-1}$ 。聚四氟乙烯硬度较大，变形较小，笔者认为其力学特性近似满足线性关系，用杨氏模量和泊松比 2 个物理量进行描述，聚四氟乙烯的杨氏模量设置为 227 MPa ，泊松比为 0.42 。缸筒和活塞杆均为不锈钢材质，视为刚体，杨氏模量设置为 200 GPa ，泊松比为 0.45 。在本模型中，有 4 个接触对：V 圈与 O 圈之间接触，摩擦系数为 0.2 ；O 圈与沟槽之间接触，摩擦系数为 0.2 ；V 圈与沟槽接触，摩擦系数为 0.1 ；V 圈与活塞杆接触，摩擦系数为 0.1 。各个接触对之间均采用增广拉格朗日算法。PLANE183 轴对称单元被用作模型的平面单元，而接触单元选用 CONTA172，目标单元则为 TARGE169。密封圈 V 圈网格划分采用平面四边形 8 节点高阶单元，针对 O 圈，通过插入命令流调用 U-P 杂交单元进行网格划分，改善橡胶非线性材料易发生体积自锁的问题。网格划分总数为 36 458。采用此类四边形结构化网格进行仿真计算，得到的结果精确度更高。图 3 为 VL 密封圈划分网格后的有限元模型。

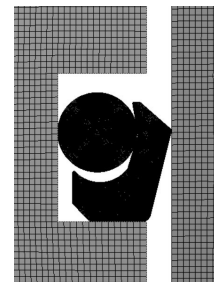


图 3 VL 密封圈有限元模型

2.2 密封圈装配过程模拟

模拟密封圈装配过程的步骤为：对缸筒设置固定约束，对活塞杆设置位移约束，令活塞杆沿径向移动 0.8 mm ，使装配后活塞杆与缸筒的间隙距离满足产品指导手册规定的范围。图 4 为装配完成后密封圈受到活塞杆径向挤压的 Von Mises 应力分布云图。



图 4 模拟装配后密封圈 Von Mises 应力云图

2.3 工作压力加载过程模拟

当完成对密封圈的模拟压缩以后，对密封圈的油液侧施加压力，以模拟实际工作中液压油对密封圈的油液侧压力。施加压力载荷常见的有边界加载法和流体压力渗透加载法。图 5 为 2 种流体压力加载方法的原理对比。如图 5(a)所示，流体压力只加载在事先人为指定的密封圈边界上，但经过装配压缩之后，部分密封圈不再暴露于油液之前，所以实际能够加载压力的边界与事先指定的边界在范围的确定上存在偏差，因而使用这种方式加载的流体压力并不准确，且高压下计算不易收敛。相比而言，流体压力渗透加载法可以自动地寻找接触中对接触与分离的临界点，真实地模拟实际中流体加载的过程。如图 5(b)所示，首先确定需要施加渗透载荷的接触对，在每组接触对中，确定接触面（相对于目标面），并于接触面上选择一个完全暴露于流体压力中的起始点，在 Workbench 中添加命令流执行加载，流体压力将从起始点开始，沿着图示箭头方向，向模型接触面间加载流体压力。当接触面间的节点压力值小于加载的流体压力值时，流体压力会继续向前渗透加载，寻找压力临界点；反之，压力将停止加载。使用压力渗透法，即使在高压工况下，依然可以较好地收敛，计算结果也更为准确客观。笔者选择流体压力渗透法模拟油液压力的加载。由图 1 可知：当油口 A 进油，油口 B 回油，活塞杆向外伸出，此时密封圈流体侧的工作压力较低。如图 6 所示，以 2 MPa 为例，分别使用以上 2 种压力加载的方法，得到密封圈唇口接触压力分布曲线对比图。由图可知：使用指定边界法加载时，曲线在压力峰值附近并未连续上升，而是出现了不连续波动，且压力峰值相比于前者较小，接触压力在下降的曲线部分也不平滑，反映出压力临界点的人为选取不准确；采用流体压力渗透法加载，得到的曲线更加平滑，结果更加准确客观。

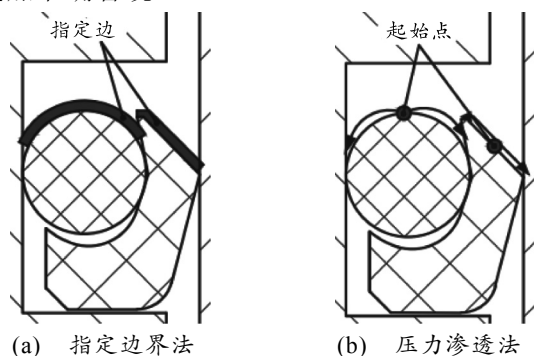


图 5 2 种流体压力加载方法原理

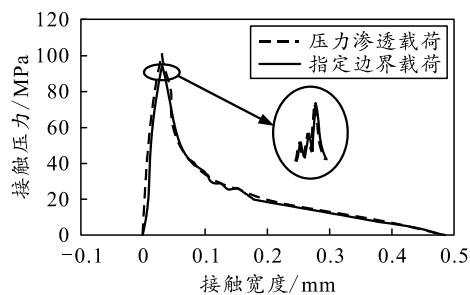


图 6 2 种压力加载法得出的唇口接触压力分布

2.4 内行程过程模拟

笔者对活塞杆的内行程进行模拟，再对活塞杆设置沿轴向的位移约束，移动距离为 3 mm。如图 7 所示，定义活塞杆向空气侧移动为外冲程，向油液侧移动为内冲程。结合工程实际，当活塞杆作外冲程时，密封圈油液侧压力值较低，且波动不大；而当活塞杆作内冲程时，密封圈油液侧油压会根据负载的变化而变化，故主要研究活塞杆作内冲程时的接触压力分布情况。

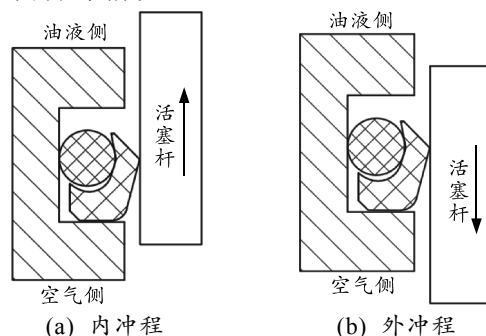


图 7 活塞杆内外冲程

2.5 温度变化过程模拟

航空作动筒经常在各种复杂的环境温度下工作，活塞杆对密封圈高频地往复摩擦，密封圈的温度很容易升高，其力学特性势必会受到影响，因而对密封圈进行热分析是有必要的。笔者通过对密封圈升降温，模拟其因工作条件改变而导致的自身温度变化，研究在不同温度下，接触压力和等效应力等力学特性的变化走势。模型中采用的热参数：O 圈的热膨胀系数为 $1.15 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ，导热系数为 $0.25 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ；V 圈的热膨胀系数为 $2 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ，导热系数为 $0.256 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ；活塞缸筒与活塞杆的热膨胀系数为 $1.2 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ，导热系数为 $46 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 。

3 仿真结果分析

3.1 应力应变分析

图 8—10 分别为密封圈油液侧加载 5,15,25,35 MPa 4 种压力后，活塞杆未作冲程时得到的密封

圈应力应变云图。图 8 为 4 种压力下的 VL 密封圈整体 Von Mises 应力云图。从图中可以看出：随着油液压力的不断增大，密封圈的等效应力峰值呈现先减小后增大的趋势，O 圈的应力值整体较小，主要应力发生在 V 圈上。分析 V 圈，如图 9 所示，油侧压力为 5, 15 MPa 时，最大应力值出现在 V 圈唇口部分，因为工作压力变大，唇前角有一定幅度的抬升，应力集中程度降低，故唇口处的应力值有所

下降，到了 25 MPa 时，应力峰值出现在 V 圈与 O 圈的接触部分上，35 MPa 时，应力峰值又转移到了 V 圈根部与活塞缸沟槽一侧的接触部分上。V 圈与活塞杆之间的接触宽度随着压力的不断增大而变宽。从图 10 看出：密封圈的应变率随油液压力的增大而不断增大，主要变形发生在 O 型圈上，且 O 圈与 V 圈接触部分的局部应变率超过 100%，而 V 圈的应变率始终保持在较低的水平。

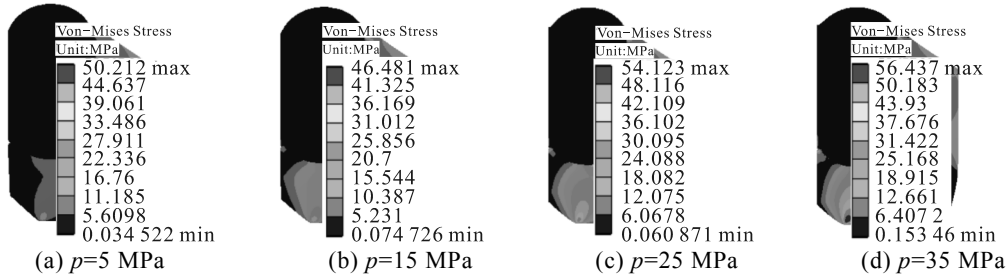


图 8 不同油侧压力下密封圈 Von Mises 应力云图

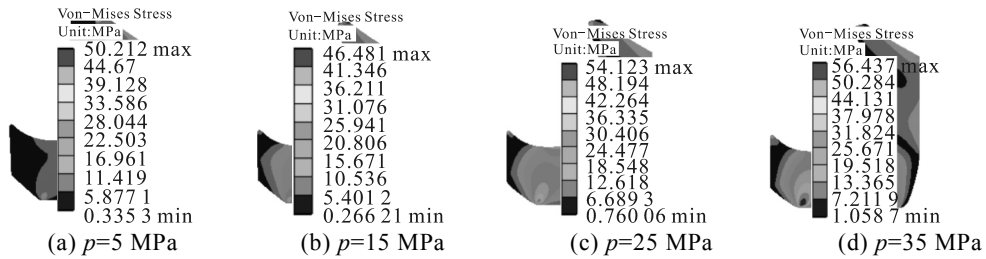


图 9 不同油侧压力下 V 圈 Von Mises 应力云图

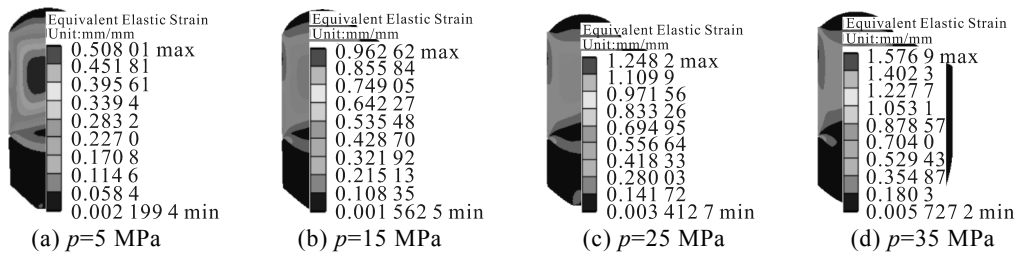


图 10 不同油侧压力下密封圈等效应变云图

3.2 唇口接触压力分布分析

将 Workbench 下计算得出的结果文件导入 APDL，通过定义路径的方式进行后处理。如图 11 所示，密封圈油侧压力分别为 5,10,15,25,35 MPa 时，活塞杆向内收回所对应的密封圈唇口接触压力分布图。由图可知：油液侧接触压力变化梯度很大，曲线陡峭，空气侧的接触压力变化梯度在短距离内较大，随后变小，空气侧的压力分布曲线呈现出先快速降低而后平缓下降的状态。随着油压的不断增大，密封宽度也在不断增大，当压力达到 35 MPa 时，密封宽度可达 2 mm。通过对比，笔者所作唇口接触压力分布曲线与文献[12]趋势一致。这种接触压力分布形式对减少泄漏，

提高密封性能有利^[13]。由图 12 可知：在 10 MPa 压力之前，密封圈唇口接触压力峰值几乎不变；当压力达到 15 MPa 时，压力峰值减小，这是因为当压力较大时，V 圈唇前角变大，唇后角减小，增大了密封圈与活塞杆的接触部分，而不再只以尖锐的唇口部分与活塞杆接触；在 15 MPa 以后，压力峰值随油压增大而增大。这是因为唇前角因压力增大而不断抬升，增大了唇后角部分与活塞杆的接触挤压力，且唇后角部分与活塞杆间不断变大的接触面积，也增加了活塞杆与密封圈之间的摩擦力。又接触压力峰值增幅与油压增幅基本一致，说明增加的油压转化为密封圈的接触应力，实现自紧密封。

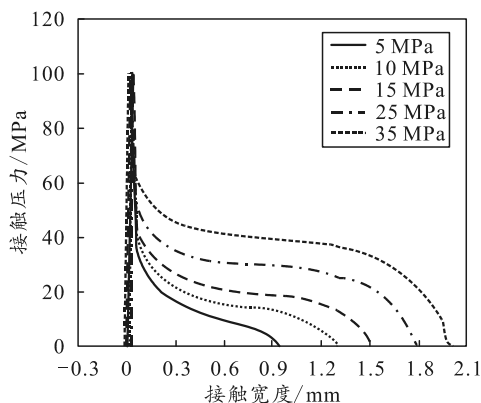


图 11 内冲程密封圈不同油侧压力下的接触压力分布

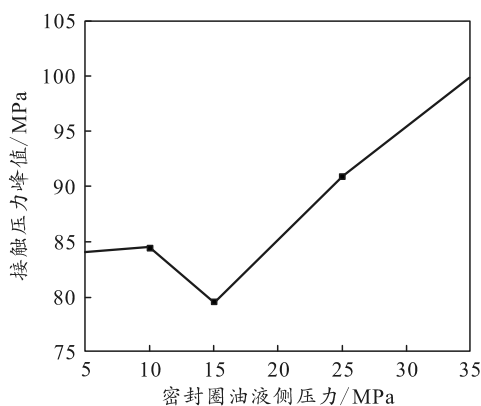


图 12 接触压力峰值随密封圈油侧压力变化

3.3 温度对应力及接触压力的影响

图 13、图 14 为密封圈油侧压力在 35 MPa 下，活塞杆做内冲程时，最大 Von Mises 应力和唇口接触压力峰值随温度变化的关系。分别对密封圈施加 -40、-20、0、22、40、80、120、160 °C 的温度载荷。由图 13 所示，以 22 °C 为温度参考点，最大 Von Mises 应力随温度升高总体呈增大趋势，这是由于密封圈受热膨胀，增加了自身部分及其与缸筒沟槽、活塞杆之间的挤压而导致的；当密封圈温升不大时，最大 Von Mises 应力值增加较缓，但随着温度急剧升高，最大 Von Mises 应力的增速加快，这说明高温下密封圈膨胀变形的程度更大；当温度低于 22 °C 时，密封圈遇冷收缩，因 V 圈与 O 圈收缩变形程度不同，且仍处于 35 MPa 高压下，密封圈局部受挤压程度较大，所以应力峰值也有小幅增大。如图 14 所示：密封圈唇口接触压力在低温段基本不变，说明 VL 密封圈仍能保持良好的密封能力；但在高温段，接触压力明显增大，且增速很快，将加剧密封圈唇口的摩擦磨损，不利于密封。综上所述：在高温段，密封圈的等效应力和接触压力都有较快增长，变形明显，不利于延长密封圈使用寿命。

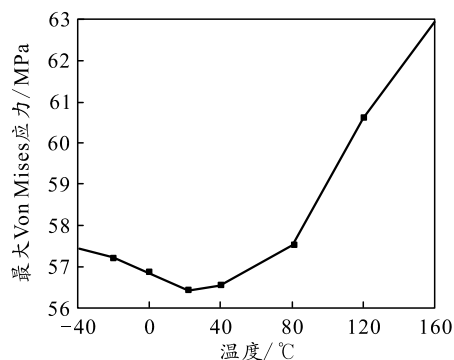


图 13 最大 Von Mises 应力随温度变化

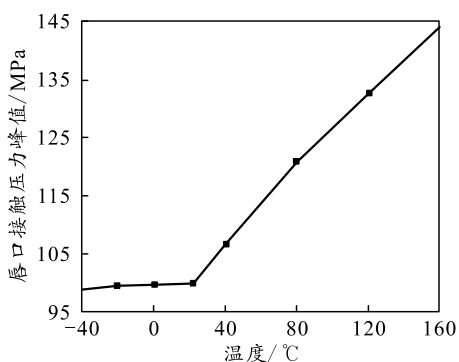


图 14 唇口接触压力峰值随温度变化

4 结论

1) 通过对比密封圈唇口接触压力分布图可知：流体压力渗透法要比指定边界法更加准确客观，避免了人工选择压力临界点的失误，由系统自主判断选择压力加载的边界，确保后续仿真的准确性。

2) 通过对密封圈的应力应变云图分析发现：随着流体侧压力不断增大，密封圈 Von Mises 应力峰值的大小呈现先减小后增大的趋势，发生位置由最初的密封圈唇口处，逐渐向 O 圈与 V 圈的接触部分转移，最后转至 V 圈与缸筒沟槽一侧的接触部分，V 圈根部区域承受的平均应力值大于其他部分，V 圈整体受应力水平要大于 O 圈；密封圈接触宽度随压力增大而增大，唇口接触压力峰值起初几乎不变，后减小，再线性增大。该结构密封圈有良好的自紧密封能力，三角式曲线分布符合密封规律。分析结果为判断密封失效部位及密封结构优化提供了依据，为相关密封理论计算提供条件。

3) 对密封圈施加不同的温度，Von Mises 应力在低高温下均有所增大，高温下增幅更大，接触压力在低温段变化不大，高温段则有明显增长，变形明显。该结果为密封圈在极端温况下的使用提供一定的参考。

体优先配备等级程度。

参考文献:

[1] 刘航, 李巍. 边境防御作战指挥决策活动优化研究[J]. 舰船电子工程, 2013, 33(3): 29-31.

[2] 景元清, 吕小刚. 高寒山地边境通道防御作战指导与战法[J]. 军事学术, 2013(3): 25-28.

[3] 王生玉, 王正, 蔡绪涛. 基于云模型的装备研制阶段技术风险评估模型[J]. 兵工自动化, 2019, 38(2): 72-77.

[4] 王贵中. 工程装备编配优化研究的一种方法[C]//中国

系统工程学会决策科学专业委员会第四届年会. 北京: 中国系统工程学会决策科学专业委员会, 2001: 106-110.

[5] 程志高, 沈红宝. 陆军新型合成部队边境防御作战行动探究[J]. 边防学院学报, 2016(1): 35-36.

[6] 昂旺, 王道志. 边防部队高寒山地边境地区防御作战应把握的问题[J]. 指挥学报, 2014, 35(8): 6-8.

[7] 卢光阳. 浅析印军高寒山地防御作战特点[J]. 石家庄机械化步兵学院学报, 2016(2): 91-92.

[8] 胡涛, 王瑞林, 张军挪. 某车载速射迫击炮自动机动力学建模仿真[J]. 兵工自动化, 2019, 38(4): 66-70.

(上接第 71 页)

参考文献:

[1] NIKAS G K. Eighty Years of Research on Hydraulic Reciprocating Seals: Review of Tribological Studies and Related Topics since the 1930s[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(J1): 1-23.

[2] NIKAS G K, ALMOND R V, BURRIDGE G. Experimental Study of Leakage and Friction of Rectangular, Elastomeric Hydraulic Seals for Reciprocating Motion from -54 to +135°C and Pressures from 3.4 to 34.5 MPa[J]. Tribology Transactions, 2014, 57(5): 846-865.

[3] CRUDU M, FATU A, HAJJAM M, et al. Numerical and Experimental Study of Reciprocating Rod Seals Including Surface Roughness Effects[J]. Sealing Technology, 2013, 2013(6): 8-11.

[4] HUANG Y, SALANT R F. Simulation of a Hydraulic Rod Seal with a Textured Rod and Starvation[J]. Tribology International, 2016, 95: 306-315.

[5] ELGADARI M, HAJJAM M. Effect of the Grooved Rod on the Friction Force of U-cup Hydraulic Rod Seal with Rough Lip[J]. Tribology Transactions, 2017, 61(4): 661-670.

[6] SCHMIDT T, ANDRE M, POLL G. A Transient

2D-Finite-Element Approach for the Simulation of Mixed Lubrication Effects of Reciprocating Hydraulic Rod Seals[J]. Tribology International, 2010, 43(10): 1775-1785.

[7] CRUDU M, FATU A, CANANAU S, et al. A Numerical and Experimental Friction Analysis of Reciprocating Hydraulic 'U' rod seals[J]. Journal of Engineering Tribology, 2012, 226(9): 785-794.

[8] TSALA S, BERTHIER Y, MOLLON G, et al. Numerical Analysis of the Contact Pressure in a Quasi-Static Elastomeric Reciprocating Sealing System[J]. Journal of Tribology, 2018, 140(6): 064502.

[9] 迪力夏提·艾海提, 索双富, 黄乐. Y形密封圈可靠性和灵敏度的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2015(5): 5-10.

[10] 杨秀萍, 于润生, 刘学新. 密封圈热-结构耦合场参数化有限元分析[J]. 橡胶工业, 2015, 62(9): 547-551.

[11] 刘鹏, 宋文杰, 蒋庆林, 等. 深海高压环境下形密封圈的密封性能研究[J]. 液压与气动, 2017(4): 66-70.

[12] PENG C, GUO S, OUYANG X, et al. Mixed Lubrication Modeling of Reciprocating Seals Based on a Developed Multiple Grid Method[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(6): 1151-1161.

[13] 顾永泉. 流体动密封[M]. 山东: 石油大学出版社, 1990: 74.