

波浪能间隙密封液压缸性能分析*

李刚[†], 张亚群, 游亚戈

(中国科学院广州能源研究所, 广州 510640)

摘要: 密封圈的寿命影响整个液压缸的工作寿命, 从而影响以液压能为转换形式的波浪能发电的发展。本文根据环形间隙润滑与密封机理, 提出一种新型端头密封和活塞密封的方法。考虑到狭小间隙内近壁面剪切应力的影响, 建立了环形间隙流场数学模型, 以求解间隙密封液压缸的泄漏量、功率损失、摩擦力为目标。数值模拟与实验分析的结果表明该间隙密封方法能够提高高频动作液压缸的工作寿命和效率。

关键词: 波浪能; 间隙密封; 液压缸; 高频动作

中图分类号: TK05; TH137

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-560X.2016.02.011

Analysis of Clearance Sealing Performance of Hydraulic Cylinder for Wave Energy

LI Gang, ZHANG Ya-qun, YOU Ya-ge

(Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China)

Abstract: The life of the sealing ring affects the whole life of the hydraulic cylinder, and then affects the development of wave energy power generation in the form of hydraulic pressure energy convert. In this paper, a new kind of end seal and piston seal method was put forwarded based on the mechanism of annular gap lubrication and sealing. Considering the effects of shear stress on the near wall of the narrow gap, annular gap flow field mathematical model was established with goals of solving the leakage, power, and friction of gap sealing hydraulic cylinder. Results of experimental analysis and numerical solution show that the method of clearance seal could improve the working life and the efficiency of the hydraulic cylinder which working in high frequency.

Key words: wave energy; clearance seal; hydraulic cylinder; the high frequency motion

0 引言

液压设备被用于工业生产的各个方面, 密封圈寿命决定了整个液压缸的使用寿命, 对于液压密封的研究大多集中在密封圈流场机理、密封圈材料等方面^[1-2]。由于海洋波浪的高频率连续性, 用于波浪能的液压缸在高频动作环境中应具有低磨损、高寿命、高效率等优点, 但是密封圈的使用严重影响着整个系统的效率与寿命, 从而制约着波浪能液压发电的发展。间隙密封液压缸能够很好地使用于高频运动环境, 而对于间隙密封的研究大多限于液压缸流场分析、泄漏分析等方面^[3-5]。

目前, 间隙密封液压缸活塞杆处密封采用常规

密封形式, 该处密封圈同样制约着整个液压缸寿命。本文提出一种新型端头密封方法, 并通过数值模拟与实验分析, 对工作介质与间隙密封性能之间的关系进行研究。该研究对于液压缸的使用寿命、应用范围及对环境的影响有重要意义。

1 数学模型

间隙密封液压缸利用粘性工作介质通过狭小环形间隙逐步节流的原理实现密封效果, 利用粘性工作介质在活塞与缸筒内壁间形成的液膜进行润滑。由环形缝隙轴向流动理论可知, 当 $h/r \ll 1$ 时, 可由公式(1)表示:

* 收稿日期: 2015-11-24

修订日期: 2015-12-31

基金项目: 国家青年自然科学基金项目(41406102); 中国科学院重点实验室基金(y407j31001)

[†] 通信作者: 李刚, E-mail: gangli@ms.giec.ac.cn

$$q = \pi d \left(\frac{h}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{u_0}{2} h \right) \quad (1)$$

式中, q 为工作介质泄漏量, mL/s; d 为活塞直径, mm; h 为活塞与缸筒内壁间隙, mm; μ 为工作介质的运动粘度, Pa·s; l 为活塞长度, mm; Δp 为活塞两侧压差, pa; u_0 为缸筒内壁与活塞之间的相对速度, m/s。

工作介质在环形间隙内流动时, 进口流量与出口流量守恒, 压力逐渐降低, 轴向速度也在不断变化, 故流经整个环形间隙的流场可以连续性方程表示:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中, ρ 为工作介质密度, kg/m³; t 为时间, s; x 分别为活塞轴向方向, y 、 z 为径向方向; u_x 、 u_y 、 u_z 为流体单元三个方向的速度, m/s。

在流动过程中, 流体系统的合外力等于系统质量乘以加速度。液压缸运行速度较低, 工作介质温升较小, 忽略掉流动过程的温升效应, N-S 方程可表示为:

$$\rho \frac{Du_j}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} + \rho f_j \quad (3)$$

式中, u_j 为流场速度, m/s; p 为流场压强, pa; f_j 为液膜单位质量力, N/kg。

考虑到近壁面处工作介质不可避免的剪切应力影响, 通过对 k - ω 方程进行修正, 选择剪切应力湍流模型 (SST), 其可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4)$$

和

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5)$$

式中, G_k 为湍流动能; G_ω 为 ω 方程; Γ_k 、 Γ_ω 分别为 k 与 ω 的有效扩散项; Y_k 、 Y_ω 分别为 k 与 ω 的散发项; D_ω 为正交散发项, S_k 、 S_ω 为自定义项。

2 结构设计

活塞和密封端头设计时, 主要考虑到液膜形成机理, 使活塞与缸筒内壁、液压杆与密封端头在运动时产生具有稳定刚度的液膜层。此外, 考虑到间隙大小与容积损失之间的关系, 合理布置活塞面沟槽和活塞与液压缸之间的间隙对于油膜的稳定形成有重要意义。矩形沟槽相比于其他形状具有更良好油液润滑性能^[6], 故本设计选择矩形沟槽作为平衡槽。液压缸间隙密封包括活塞与缸筒密封、液压杆与密封端头两处, 其示意图如图 1 和图 2 所示。

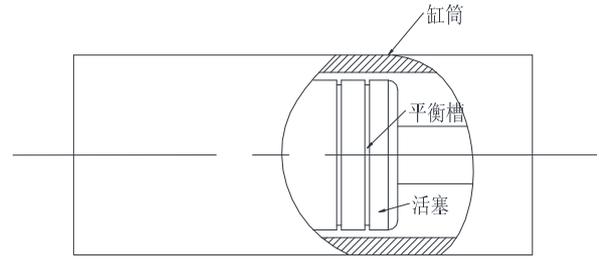


图 1 液压缸活塞与缸筒配合示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the piston and cylinder

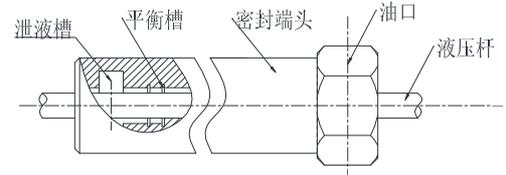


图 2 液压杆与密封端头配合示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the hydraulic lever and sealing end

液压缸内壁直径 32 mm, 活塞外径 31.95 mm, 液压杆直径为 15 mm, 密封端头内径为 15.05 mm, 二者间隙均为 0.025 mm, 活塞面采用 1×1 的矩形沟槽用于存储间隙内润滑油以维持油膜稳定性。

3 数值模拟

3.1 物性对液压缸性能影响

为了研究不同工作介质物性对间隙密封液压缸性能的影响, 本研究对在 100#液压油、46#液压油、水三种工作介质下液压缸间隙密封泄漏量与工作压力之间的关系进行研究, 其结果如图 3 所示。

液压缸低速运行时, 式 (1) 中 u_0 可以忽略, 当 h 、 Δp 、 l 、 d 一定时, 液压缸泄漏量与 μ 成反比。由图 3 可知, 液压缸活塞处和端头密封处泄漏量随工作介质的粘度升高泄漏量逐渐减小。水的粘度过

小, 泄漏量过大, 说明水不合作为间隙密封液压缸的有效工作介质。46#润滑油粘度大约是 100#润

滑油粘度的一半, 但是 46#润滑油的泄漏量大约是 100#润滑油泄漏量的 3.5 倍。

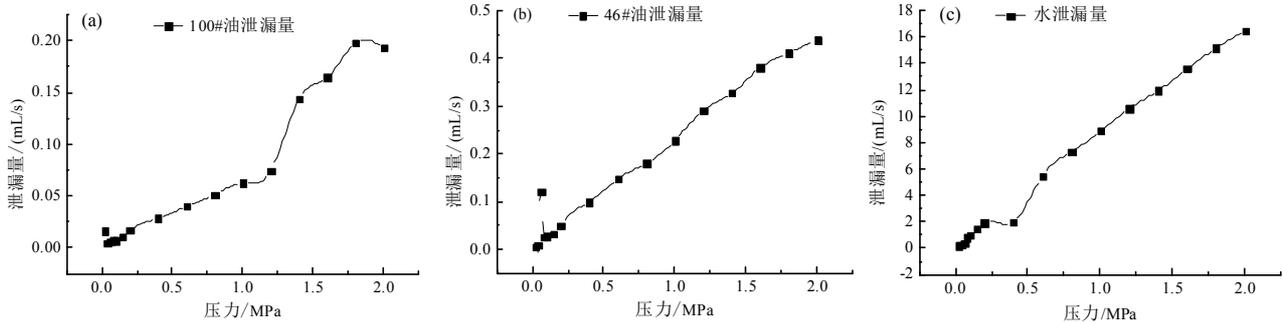


图 3 不同工作介质液压缸泄漏量比较

Fig. 3 Comparison of different working medium leakage of hydraulic cylinder

当 h 、 μ 、 l 、 d 一定时, 液压缸泄漏量与 Δp 成反比, 无论何种工作介质, 液压缸泄漏量随着压力升高均逐渐增大。其中, 46#润滑油和水的泄漏量与工作压力均呈正比例增长, 而 100#润滑油的泄漏量呈阶梯状增长。对于 100#润滑油, 当工作压力小于 1.2 MPa 时, 泄漏量随工作压力增加而变化较小; 当工作压力在 1.2 MPa ~ 1.4 MPa 时, 泄漏量随工作压力增加而变化较大; 当工作压力大于 1.4 MPa 时, 液压缸泄漏量斜率与小于 1.2 MPa 时的泄漏量斜率大致相同, 在大于 1.6 MPa 后, 液压缸泄漏量趋于稳定。

波浪能液压缸作为能量转换元件, 对能量转化效率有较高要求, 对三种工作介质的液压缸低速运行时的功率损失进行计算, 结果如图 4 所示。

由于液压缸功率损失正比于泄漏量大小, 由图 4 可知, 液压缸功率损失随着工作压力的增大而逐渐增大。其中, 水的功率损失过大, 46#润滑油的功率损失是 100#润滑油的 2 ~ 4 倍, 而 100#润滑油的功率损失在工作压力小于 1.2 MPa 时变化较小, 工作压力大于 1.2 MPa 时变较大, 但整体变化幅度小于 46#润滑油。

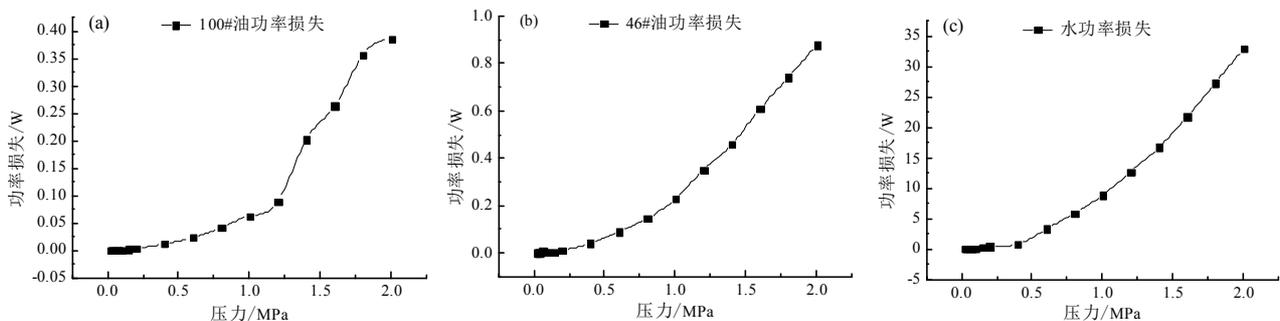


图 4 不同工作介质液压缸功率损失比较

Fig. 4 Comparison of different working medium power loss of hydraulic cylinder

间隙密封液压缸正常工作时受到的摩擦力来源于环形间隙内部流场流体间的粘性剪切应力, 对不同种工作介质在活塞处与密封端头处产生的摩擦力进行计算, 其结果如图 5 所示。由图 5 可知, 随着压力升高, 活塞与缸筒间隙、密封端头与液压杆间的环形间隙流场内速度梯度逐渐增大, 流体间的粘性剪切应力逐渐增大, 故摩擦力逐渐增大。但, 由于 46#润滑油粘度较低, 速度梯度下降较大, 在同一压力下, 46#润滑油产生的摩擦力大于 100#润滑油。

综上所述, 100#润滑油的泄漏量较小、功率损失较小、摩擦力较小, 适合用于间隙密封的液压缸。但在实际应用中, 其运动粘度为 $90 \sim 100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, 高粘度产生的管路损失较大, 影响了整个系统的效率。间隙密封液压缸有杆腔做功时, 液压杆挂油会污染到周围环境, 特别是用于水中时。间隙密封液压缸无杆腔做功时, 泄漏量、功率损失均会减少一半, 且液压杆挂油少, 对环境较友好, 说明间隙密封液压缸适合用于无杆腔做功液压系统。

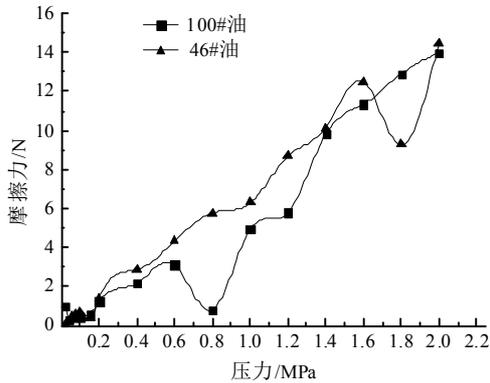


图 5 不同工作介质液压缸摩擦力比较
 Fig. 5 Comparison of different working medium friction of hydraulic cylinder

3.2 活塞速度对液压缸性能影响

液压缸分别在不同波高且周期相同 (1.4 s) 的波浪中运动时, 其一个周期内活塞速度遵循如图 6 所示规律。周期相同时, 波高越高, 活塞速度变化幅度越大。

工作介质为 100#润滑油、工作压力为 1 MPa 时, 分别分析不同波高下, 一个周期内液压缸活塞处泄漏量如图 7 所示。

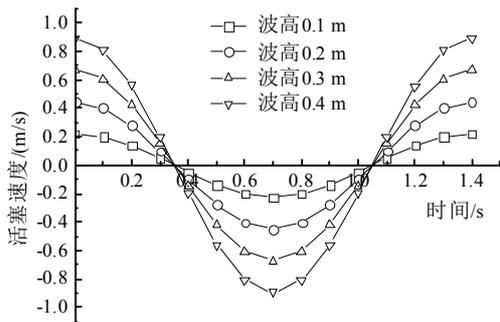


图 6 不同波高下液压缸活塞速度比较
 Fig. 6 Comparison of the hydraulic cylinder piston speed in different wave

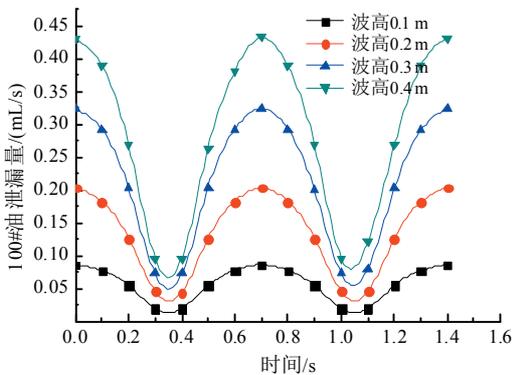


图 7 不同波高下液压缸活塞处泄漏量
 Fig. 7 Comparison of the hydraulic cylinder piston leakage in different wave

由图 6 和图 7 可知, 在某一波高时, 活塞做往复运动, 活塞速度越高, 泄漏量越大, 并且泄漏量呈周期性变化趋势, 且变化周期是活塞速度周期的一半。波高越大, 同一时刻的活塞速度就越大, 泄漏量就越大。

100#油和 46#油在工作压力 1 MPa、波高 0.1 m、周期 1.4 s 内的泄漏量如图 8 所示, 通过比较可知, 在活塞运动情况下, 工作介质粘度越小, 活塞泄漏量越大。由于泄漏量大小受活塞速度影响, 故不同工作介质的泄漏量周期相同, 均为速度周期的一半。

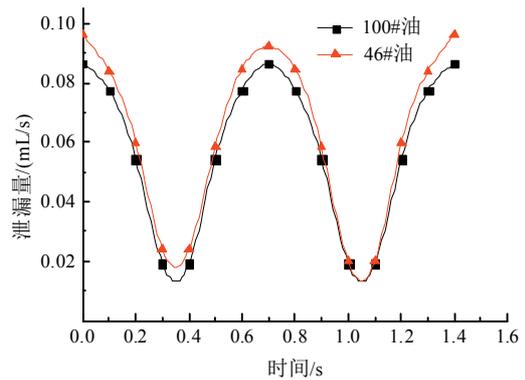


图 8 油液粘度对泄漏量的影响
 Fig. 8 The oil viscosity's influence on the leakage

对活塞在同一周期内、不同波高下且工作压力为 1 MPa 的液压缸活塞摩擦力进行计算, 其结果如图 9 所示。可知, 活塞的摩擦力来源于环形间隙内的油液剪切应力, 活塞速度越大, 油液剪切应力越大, 摩擦力越大, 且摩擦力变化周期与速度变化周期相同。其中, 在压力一定时, 当活塞运动速度小于工作介质泄漏速度时, 摩擦力方向与泄漏方向相反; 当活塞速度大于环形间隙内工作介质泄漏速度时, 摩擦力方向与泄漏方向相同。比较 100#油和 46#

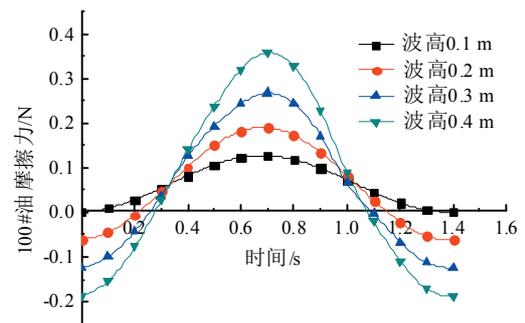


图 9 不同波高下液压缸活塞处摩擦力
 Fig. 9 Comparison of the hydraulic cylinder piston friction in different wave

油在工作压力为 1 MPa、波高为 0.1 m、周期为 1.4 s 内的摩擦力,如图 10 所示。可知当液压活塞运动方向与泄漏速度方向相同时,工作介质粘度越大,活塞所受摩擦力越小;当液压活塞运动方向与泄漏速度方向相反时,工作介质粘度越大,活塞所受摩擦力越大。

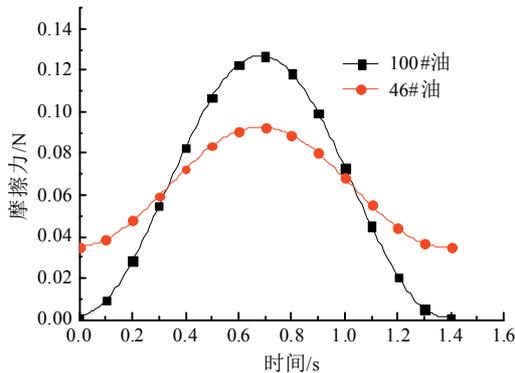


图 10 油液粘度对摩擦力的影响

Fig. 10 The oil viscosity's influence on the friction

4 实验分析

对间隙密封液压缸泄漏进行实验,结果如图 11 所示。为了使液压杆有杆腔处于做功高压状态,将液压杆悬吊在支架上,液压缸端头逐渐增加重块至所需压力。工作介质选用 100#润滑油,通过位移传感器观察不同工作压力下液压缸下降位移随时间变化关系,如图 12 所示。

由图 12 可知,当液压缸工作压力为零时,液压缸受自重影响有少量位移落差,说明液压缸自重引起少量泄漏;当液压缸有杆腔与无杆腔两侧压差一定时,缸筒位移随时间呈正比增长趋势,说明液压缸在压力一定时泄漏速度一定,泄漏量一定;当液压缸工作压力逐渐升高时,斜率随压差增大而逐渐增大,说明液压缸泄漏量随压力升高而逐渐增大。

对图 12 实验条件下的液压缸间隙内油膜流场数学模型进行 CFD 数值模拟,得出五种实验压力下的泄漏量数值解,计算实验和数值模拟的液压缸功率损失,结果如表 1 所示。比较数值模拟的液压缸功率损失和实验的液压缸功率损失之间的大小,结果如图 13 所示,发现二者误差较小,结果表明实验结果验证了数值模拟的正确性,从而证明了该数学模型可用于间隙密封液压缸的理论研究。同时,在

高频动作环境中,较小的功率损失也说明了该种间隙密封液压缸具有摩擦小、泄漏小、功率损失小等优点。



图 11 液压缸泄漏实验

Fig. 11 The experiment of hydraulic cylinder leaks

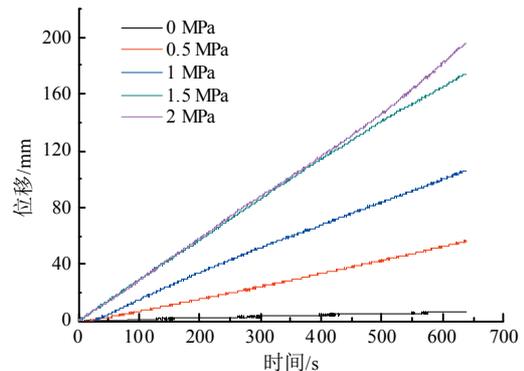


图 12 不同压力下液压缸位移与时间关系

Fig. 12 Relationship of displacement with time under different pressure

表 1 数值模拟与实验分析比较

Table 1 Comparison of numerical analysis and experimental analysis

液压油油压 (MPa)	数值分析功率 损失 (W)	实验分析功率 损失 (W)
0	0	0
0.539 8	0.023 837	0.025 914
0.983 0	0.089 378	0.091 095
1.464 6	0.202 624	0.214 074
1.949 5	0.366 603	0.314 338 483

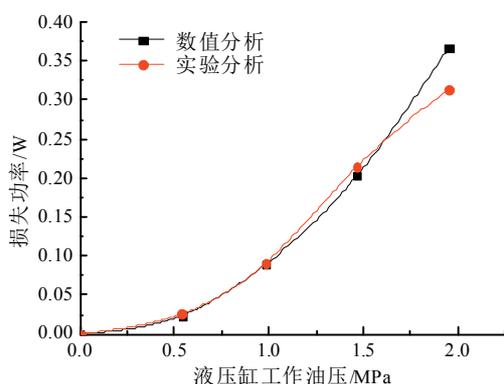


图13 数值模拟与实验分析比较

Fig. 13 Comparison of numerical analysis and experimental analysis

5 结论

为了避免普通液压缸寿命在高频动作环境中受密封圈寿命限制,本文结合间隙密封原理,提出一种端头密封方法,并通过实验分析和数值分析求解间隙密封液压缸密封端头和活塞处环形间隙的流场特性。结论如下:

通过对间隙密封的环形间隙建立数学模型,为了准确求解环形间隙内近壁面处流场特性,选择 SST 湍流剪切应力模型,并且通过实验分析对该模型进行验证分析,结果表明本模型能够用于间隙密封液压缸性能的研究。

考虑到间隙密封液压缸密封机理,研究了不同工作介质对液压缸间隙密封的液压缸泄漏量和摩擦力两方面的影响,结果表明高粘度润滑油的泄漏量较小、功率损失较小、摩擦力较小,适合用于间隙密封的液压缸。但是高粘度润滑油增加了整个液压系统阻力,增加了整个系统的功率损失。

液压缸随波浪做往复运动,分析了不同波高下、一个运动周期内液压缸活塞处间隙泄漏量和摩擦力,结果表明波高越高,粘度越小,活塞速度越大,泄漏量越大,并且泄漏量呈周期性变化,且周期是活塞运动周期的一半。波高越大、粘度越大,活塞受摩擦力变化幅度越大,且摩擦力方向受活塞与泄漏量的相对运动影响。

参考文献:

- [1] HUANG Y L, SALANT R F. Numerical analysis of a hydraulic rod seal: flooded vs. starved conditions[J]. Tribology international, 2015, 92: 577-584. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.07.037.
- [2] XIANG X W, ZHAI C, XU Y M, et al. A flexible gel sealing material and a novel active sealing method for coal-bed methane drainage boreholes[J]. Journal of natural gas science and engineering, 2015, 26: 1187-1199. DOI: 10.1016/j.jngse.2015.08.016.
- [3] 姜汝. 间隙密封的性能研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2012.
- [4] 卢明. 间隙密封式伺服液压缸密封特性研究及仿真[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2010.
- [5] 蒋俊, 郭媛, 曾良才, 等. 间隙密封液压缸泄漏量仿真分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(7): 75-79. DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2013.07.016.
- [6] 鄢勇. 液压缸间隙密封流场仿真分析[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2011.

作者简介:

李刚(1986-),男,硕士,研究实习员,主要从事液压润滑与密封研究。

张亚群(1981-),女,博士,副研究员,主要从事流体机械计算及流体机械控制研究。

游亚戈(1956-),男,硕士,研究员,主要从事波浪能发电技术研究。