

凹坑表面织构对高水基球铰副润滑性能的影响^{*}

寇保福 李振顺 张 涨 李瑞清
(太原科技大学机械工程学院 太原 030024)

摘要: 针对高水基球铰副由于在较恶劣工况下存在倾侧偏载效应凸显、磨损和机械效率损失加剧等使其难以满足高压大流量轴向柱塞泵液压动力需求的问题,以球铰副为研究对象,将不同的凹坑布置在滑靴球凹表面,结合理论计算结果并采用CFD(计算流体力学)方法,对球铰副在高水基乳化液中的润滑模型进行数值模拟,通过分析油膜上表面的压力分布、凹坑截面的速度分布,寻求不同表面织构的减磨机理及凹坑几何参数对承载力的影响规律。最后通过试验分析摩擦磨损情况,并与仿真进行对比。研究表明:油膜上的压力沿着凹坑的分度圆逐渐减小;乳化液在凹坑中流动时速度最大(位于前半凹坑内);工况参数和几何参数对油膜承载力的影响顺序为坑形>转速>面积率>深径比>高水基乳化液浓度>膜厚;膜厚4.5 μm、转速1500 r/min、高水基乳化液浓度3%、深径比0.1、面积率10%的圆柱坑为最优水平组合;3种凹坑的承载力由大到小为圆柱坑>圆锥坑>圆球坑;高水基乳化液浓度3%的摩擦因数最小,在0.2左右。仿真和试验结果均表明,高水基乳化液介质环境下具有凹坑形表面织构的球铰副减阻降摩效果较普通光滑表面突出。获得了高水基球铰副表面织构化对其润滑性能的影响规律,可为提高轴向柱塞泵润滑性能和机械效率提供参考。

关键词: 柱塞球铰副;表面织构;高水基乳化液;承载力

中图分类号: TH117

Effect of Pit Surface Texture on Lubrication Performance of High Water-based Ball Joint

KOU Baofu LI Zhenshun ZHANG Zhang LI Ruiqing

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In view of the problems that the high water-based spherical joint pair is difficult to meet the hydraulic power demand of high-pressure and large flow axial piston pump due to the prominent tilting eccentric load effect, intensified wear and serious loss of mechanical efficiency under bad working conditions, a series of studies are carried out with the spherical joint pair as the research object. Different pits are arranged on the concave surface of the slipper ball. Combined with the theoretical calculation results, the lubrication model of the ball joint pair in high water-based emulsion is numerically simulated by computational fluid dynamics method. By analyzing the pressure distribution on the upper surface of the oil film and the velocity distribution of the pit section, the wear reduction mechanism of different surface textures and the influence law of the pit geometric parameters on the bearing capacity are sought. Finally, the friction and wear are analyzed through experiments and compared with the simulation. The results show that the pressure on the oil film decreases gradually along the graduation circle of the pit. When the emulsion flows in the pit, its maximum speed is located in the front half pit. The influence order of working condition parameters and geometric parameters on oil film bearing capacity is pit shape > rotating speed > area ratio > depth diameter ratio > high water-based emulsion concentration > film thickness. The optimum horizontal combination is the film thickness 4.5 μm, the cylindrical pit with rotating speed of 1500 r/min, concentration of high water-based emulsion is 3%, the depth diameter ratio of 0.1 and the area ratio of 10%. From large to small, the bearing capacity of the three pits is cylindrical pit > conical pit > spherical pit. The friction coefficient of high water-based emulsion

^{*} 国家自然科学基金(51904195)、山西省重点研发计划(201803D421041)和山西省基础研究计划(20210302123209)资助项目。

Fund: Supported by National Natural Science Foundation of China (51904195), Key R&D Plan Projects in Shanxi Province (201803D421041), and Fundamental Research Program of Shanxi Province (20210302123209).

20211201 收到初稿, 20220321 收到修改稿

concentration of 3% is the smallest, about 0.2. The simulation and experimental results show that the friction reduction effect of ball joint pair with concave surface texture in high water-based emulsion medium is better than that of ordinary smooth surface. The influence of surface texture of high water-based ball joint pair on its lubrication performance is obtained, which can provide a reference for improving the lubrication performance and mechanical efficiency of axial piston pump.

Keywords: ball joint pair of plunger; surface texture; high water base emulsion; bearing capacity

0 前言

高水基乳化液相对高昂的液压油来说具有良好的抗燃性、经济性,相对纯水则具有良好的润滑性、耐磨性、防锈性及良好的抗腐蚀性,因此广泛应用于井下采区工作面大型装备的液压系统之中^[1]。高水基柱塞泵是不可或缺的液压元件,其动作频次和磨损率极高的球铰副已成为国内外学者研究的热点^[2]。然而,随着浅表资源的枯竭,深部资源的开采成为主导^[3],这使得高水基轴向柱塞泵向着高压大流量的方向发展,该工况下的高水基球铰副的倾侧偏载效应凸显、磨损率和机械效率损失异常严重,其维修成本和使用寿命受到极大影响。李振顺等^[4]通过研究高水基乳化液浓度对轴向柱塞泵的摩擦学性能影响,发现5%的乳化液摩擦因数最小;胡新华^[5]对静压支承的轴向柱塞泵球铰副进行了刚度分析,得出球铰副的磨损机理;王涛等^[6]研究轴向柱塞泵球铰副油膜润滑形成机理,发现伸缩效应与动压效应是主要影响原因;李壮云等^[7]进行轴向柱塞泵的摩擦磨损研究,发现其影响因素。因此,高水基轴向柱塞泵球铰副很难满足现阶段及未来实际工况下高水基乳化液介质液压系统的动力需求。有关进一步提高高水基轴向柱塞泵球铰副润滑性能方面的研究亟待开展。

近代以来表面织构技术在改善摩擦磨损和润滑性能上有突出的贡献,作为新型技术手段,具有二次润滑、储存颗粒杂物、微流体动压支撑等功能。其目前主要分为在摩擦副表面加工出具有一定尺寸和排列的微坑或沟槽两种,都可以达到提高油膜承载力、降低摩擦磨损、改善润滑状态的特殊效果^[8-10],且在内燃机缸套^[11]、机械密封^[12]、轴承^[13]、柱塞泵配流盘^[14]等领域已有研究成果。并且大量研究表明,表面织构的润滑性能受到织构形貌、织构的排列分布、织构的几何参数以及加工技术等众多因素的影响;针对不同工况(摩擦副接触形式、载荷及压力),存在某种表面织构形式,使其摩擦学性能最优。20世纪90年代,ETSION等^[15]是较早研究表面织构非光滑表面的学者之一,利用数值计算

模拟了非光滑表面的流场,结果表明能减少内燃机4%的燃料消耗,摩擦因数降低30%;ZUM等^[16]在合金试件表面采用激光加工技术制备深度为10 μm、面积占有率为40%的横纹和网格形结构进行摩擦磨损试验,发现油膜厚度随着转速的降低而减小;BORCHI等^[17]利用摩擦试验机研究30NiCrMo12显微摩擦行为,通过观察摩擦因数和磨损情况,发现非光滑表面的摩擦因数比光滑表面的降低75%,在干摩擦条件下非光滑表面的摩擦因数比光滑表面的降低10%;NORITAKA等^[18]将表面织构技术应用到了刀具表面,采用激光加工技术在前刀面加工出不同尺寸和方向的沟槽结构进行车削铝合金试验,结果表明能够明显降低前刀面的摩擦力,也大大减小了切削力;WALSH等^[19]通过对鲨鱼表皮减阻机理的研究,发现了顺流方向的微小沟槽可以减小湍流阻力;PETR等^[20]通过对矩形和样条形表面织构的非光滑表面流场进行分析,提出了CFD(Computational Fluid Dynamics, 计算流体力学)能够模拟实际全流体润滑工况;范冬路^[21]采用模型设计加工出最佳摩擦学性能的仿生非光滑表面配流盘试件,并进行了配流盘试样的摩擦磨损试验;隋燃^[22]对水压轴向柱塞泵滑靴副非光滑织构表面的动压润滑机理进行了研究,发现了表面织构的减阻性能。

表面织构虽然分为微坑和沟槽,但是因加工技术的难度,大多使用的是在摩擦副表面加工微坑。微坑也分为凸包形和凹坑形,其中,凸包形制造工艺较复杂,而凹坑形的表面织构容易制造且成本较低,因此目前研究主要以凹坑形织构为主。侯启敏等^[23]研究了仿生织构类型对表面摩擦性能的影响,得出织构类型的重要性;付景国等^[24]主要讲述了表面织构和固体润滑材料复合情况下的减摩机制;赵美云等^[25]分析了织构参数对硅橡胶表面疏水性能的影响;祁胜^[26]用电解加工的方法制作表面织构,将其应用于轴向柱塞泵配流副的润滑中,并在转速为600 r/min,载荷从500 N到1 000 N的条件下,研究不同微凹坑深度和凹坑占有率对配流副摩擦磨损性能的影响;QIU等^[27]通过研究轴承上6种不同微凹坑的摩擦磨损性能,发现椭圆体凹坑的承载力最大;NAKANO等^[28]研究了凹坑和凹坑的润滑性

能,发现圆形凹坑可以有效地降低摩擦;胡威^[29]通过研究不同类型凹坑单元的尺寸、深度及径向间距、轴向间距对柱塞副承载力的影响,确定了每种类型的最优结构参数;YU 等^[30]采用数值方法研究了不同形状微凹坑的压力分布,发现凹坑的形状对润滑油膜承载力有很大的影响;徐阳阳等^[31]对气缸套上表面织构的微坑形貌和面积率进行研究,得出最优减小磨损的组合。

综上所述,目前凹坑表面织构在机械工程、农业机械及石油钻井等领域收到了显著的应用效果,但在高水基球铰副上的相关研究鲜见报道。相近领域微织构对润滑性能的作用效果表明,在高水基球铰副表面加工凹坑,一方面可以改善球铰副的润滑性能,另一方面可以提高其使用寿命和机械效率。通过在高水基乳化液球铰副表面加工出具有一定尺寸和排列的微坑,利用其流体产生的动压润滑效应进行减阻降摩;但是需要控制好微坑的形状、尺寸及排布形态等因素,否则其减阻降摩效果不明显,甚至会带来消极影响。因此,所开展的研究旨在通过建立具有凹坑表面织构球铰副的动压润滑模型,采用 CFD 方法探究不同工况参数和不同凹坑表面织构(凹坑形状、大小和分布等)对润滑膜动态承载特性的影响规律,以期在实际工程设计提供参考。

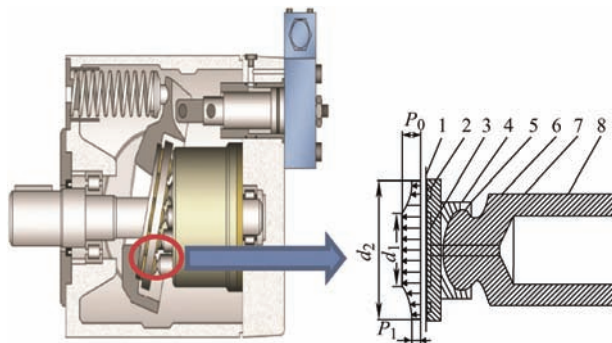
1 轴向柱塞泵球铰副静压支撑特性分析与仿真模型的建立

球铰副是轴向柱塞泵中重要的摩擦副,工业生产中球铰副大多采用静压支撑方式,它不仅承受来自柱塞的全部压力,也需要相对滑靴球凹而运动。因此,球铰副的支撑特性会直接影响柱塞泵的寿命和效率,并且有试验已证明,球铰副磨损是导致柱塞泵失效的重要原因之一。所以研究球铰副摩擦磨损对轴向柱塞泵有重要的意义。

1.1 球铰副工作原理

图 1 为静压支撑球铰副工作原理。其实际工作过程为:高水基乳化液先通过柱塞中心的阻尼孔到达柱塞与滑靴之间的油室中,油室的一部分高水基乳化液通过柱塞与滑靴之间的间隙阻尼泄露出去,并通过液压反推力去平衡油压对柱塞的作用力;另一部分高水基乳化液通过滑靴的阻尼孔进入滑靴的中心储液室,最后通过滑靴与斜盘之间的间隙阻尼外泄,同时也会产生一个液压反推力平衡柱塞对滑靴的作用力^[32]。根据球铰副的工作原理,将其结构

简化为图 2。图 2 中高水基乳化液从阻尼孔进入,产生压降,在油腔内形成压力,油腔中的高水基乳化液一部分从底下的阻尼孔流出,另一部分从侧面流出,与球铰副的工作过程相同。为了方便计算,从总压中减去下面阻尼孔流出高水基乳化液的压力。



1. Swashplate; 2. Auxiliary support liquid tank;
3. Slipper inner liquid chamber; 4. Shoe damping hole;
5. Slippers; 6. Plunger; 7. Plunger damping hole;
8. Plunger cavity.

图 1 轴向柱塞泵及静压支撑球铰副工作原理

Fig. 1 Working principle of axial piston pump and hydrostatic support ball joint pair

1.2 球铰副压力分布理论计算

因球铰副的工作状态可简化为图 2,所以用图 2 可以利用圆盘中的压强分布来计算球铰副不同高度和半径时油膜压力的分布规律^[33],并为后续仿真提供理论基础。假设柱塞头中阻尼孔的半径为 r_1 ,柱塞头的半径为 r_2 ,压强分别为 p_1 和 p_2 ,将任意半径 r 的一个微元环形缝隙,展开成长度为 dr 、宽度为 $2\pi r$ 、高度为 δ 的平行平板缝隙,并且只考虑压差流的影响,平行平板压差流公式 $q_v = \frac{\Delta p \delta^3 B}{12\mu l}$ 中的压

强平均下降率 $\frac{\Delta p}{l}$,可以改换为 $-\frac{dp}{dr}$,即可得

$$q_v = -\frac{2\pi r \delta^3}{12\mu l} \cdot \frac{dp}{dr} \quad (1)$$

积分得

$$p = -\frac{6\mu q_v}{\pi \delta^3} \ln r + C \quad (2)$$

代入边界条件: $r = r_2$ 时, $p = p_2$ 解出

$$C = p_2 + \frac{6\mu q_v}{\pi \delta^3} \ln r_2 \quad (3)$$

最后得出压强分布的规律为:

$$p = p_2 + \frac{6\mu q_v}{\pi \delta^3} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (4)$$

式中 $r_1 \leq r \leq r_2$, $r_2 = 10 \text{ mm}$; $\mu = 1.123 47 \text{ mPa} \cdot \text{s}$; $p_2 = 0$,

$$\delta = 4.08 \text{ } \mu\text{m}; \quad q_v = \frac{\pi \delta^3 p_1}{6 \mu \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}, \quad r_1 = 1.4 \text{ mm}.$$

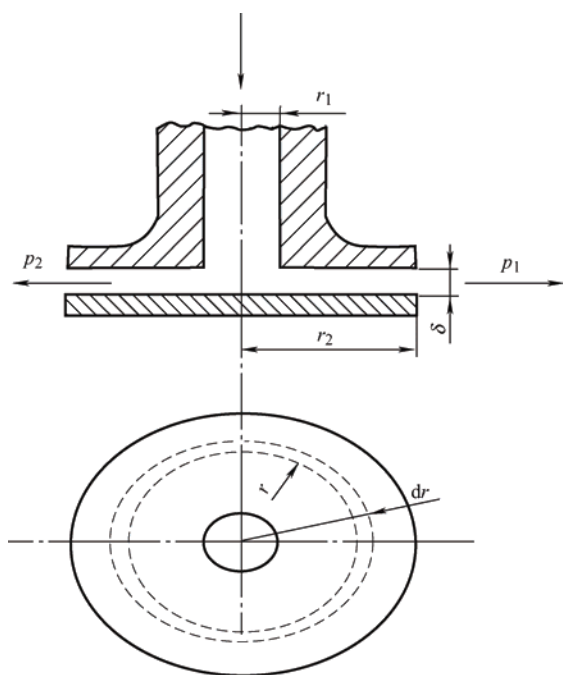


图 2 球铰副静压支撑计算简化图

Fig. 2 Simplified calculation diagram of hydrostatic support of spherical joint pair

图 3 所示是根据上述公式计算得出的球铰副压力分布曲线, 分别是负载 20 MPa 和 30 MPa 时, 滑靴上的压力分布随滑靴半径的变化曲线, 根据曲线可以看出随着半径的增大, 压力逐渐减小, 且在半径最大时压力减小为 0 MPa。

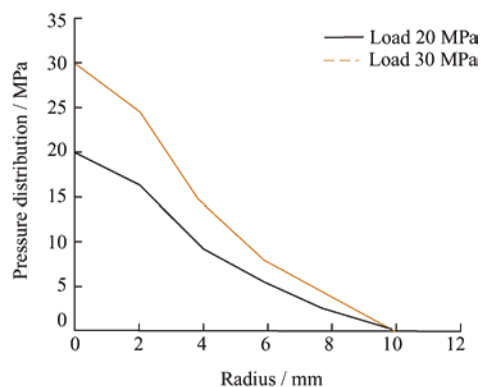


图 3 滑靴球凹表面沿半径方向压力分布图

Fig. 3 Pressure distribution along the radial direction on the concave surface of sliding shoe ball

1.3 球铰副仿真模型建立与验证

为把握高水基乳化液轴向柱塞泵球铰摩擦副的润滑机理, 基于以上实际工况, 采用 CFD 软件建立了其仿真模型。在此, 对该仿真模型的仿真结果与上述理论计算结果进行对比, 以验证仿真模型的可靠性。

图 4 所示是球铰副在 20 MPa, 分别通过理论计算与仿真计算得到的两条曲线。仿真曲线是经过三维建模和 Fluent 仿真先得到压力分布云图, 在从云图中提取得到 20 MPa 下不同半径时的压力绘制成仿真曲线, 并且通过理论曲线和仿真曲线的对比发现, 两条曲线证明了压力随着半径的增大而减小。理论与仿真的结果基本一致, 从而验证了仿真模型的可靠性与正确性, 也证明了仿真三维模型及参数的设置的可靠性。后续凹坑形表面织构也是基于此模型和参数下设置的, 二者的对比也为后面的凹坑形表面织构提供了理论依据。

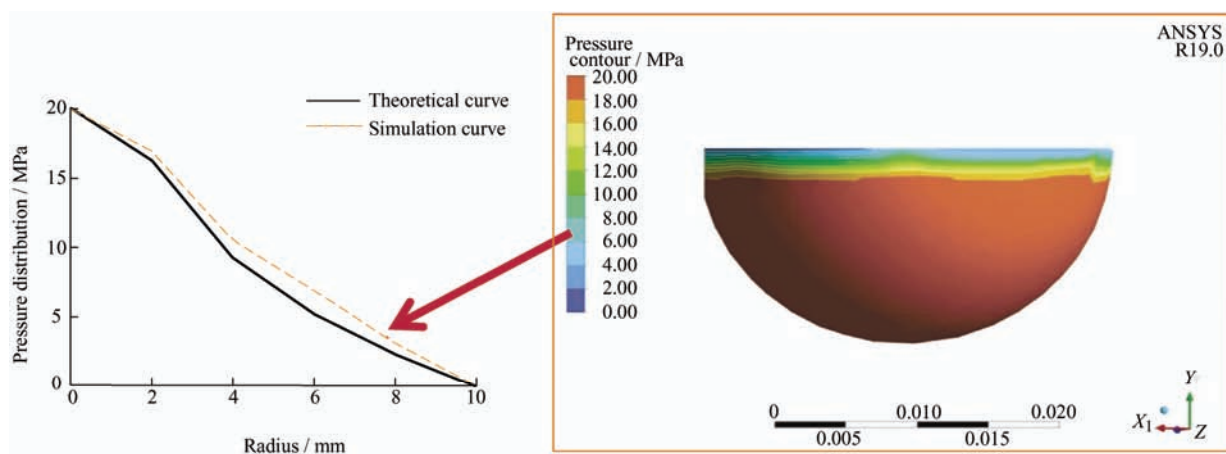


图 4 理论与仿真压力分布对比图

Fig. 4 Comparison diagram of theoretical and simulated pressure distribution

2 凹坑形表面织构球铰副仿真

文献[16-31]表明,在相关领域中在油液状态下的接触摩擦副,通过增设微凹坑可以起到减磨承载的效果。为探索凹坑形表面织构对高水基轴向柱塞泵球铰副的作用机理,基于已建立仿真模型,讨论不同设置方式的凹坑对高水基柱塞球铰副润滑特性。

2.1 球铰副模型

首先改进球铰副三维模型,将凹坑布置于滑靴的球凹表面上(即柱塞球头与滑靴相互接触的两表面间),柱塞球头表面仍保持光滑,如图5所示。

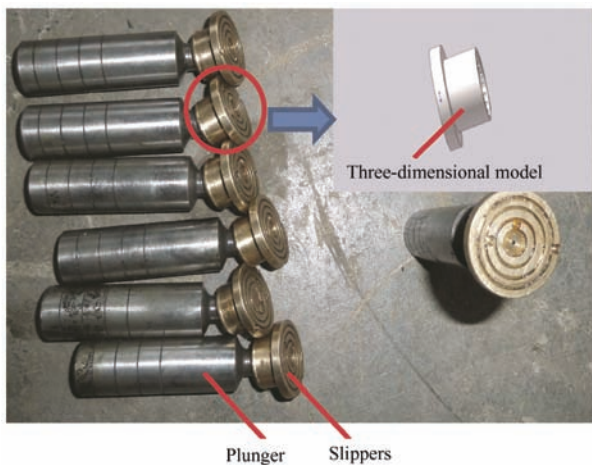


图5 滑靴副

Fig. 5 Slipper pair

建模和划分网格时应考虑到数值计算,假设球铰副处于全膜润滑状态,流域形状为半球形,选用球坐标系来分析球铰副的润滑问题更有效。球坐标系的原点设在滑靴副中心处的最低点,利用球铰副中高水基乳化液的流动建立油膜和流体模型,因油膜厚度微米级别,数值太小,因此选择其中带有凹坑的典型流域模型进行后续模拟及分析,如图6所示。

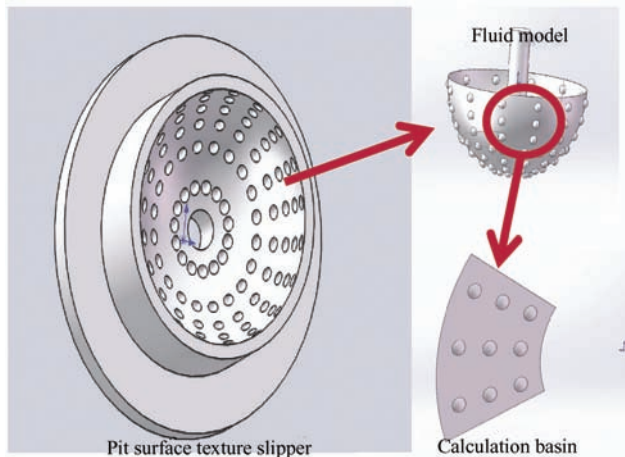


图6 凹坑形表面织构滑靴副流域

Fig. 6 Pit surface texture slipper sub watershed

2.2 凹坑形表面织构相关参数

考虑到计算资源和凹坑间的影响,选取半球形中扇形凹坑 3×3 作为计算域,如图7所示。凹坑均假想位于扇形控制单元的中心,并且将凹坑与扇形总面积的比率定义为凹坑面积占有率 S ,则有

$$S = \frac{90Nd^2}{\theta(R_2^2 - R_1^2)} \quad (5)$$

式中, $R_1=4$ mm, $R_2=9$ mm, $\theta=54^\circ$; $r_1=5$ mm, $r_2=6.5$ mm, $r_3=8$ mm。

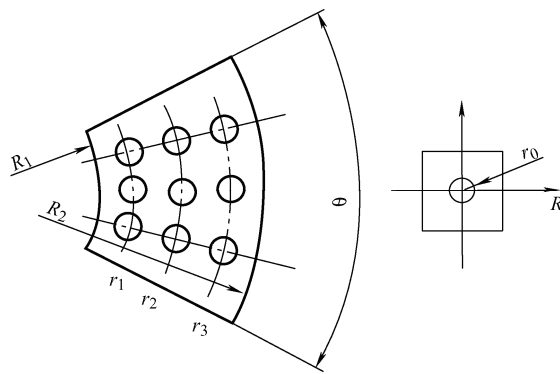


图7 凹坑扇形计算域

Fig. 7 Pit sector calculation domain

图8为球铰副的凹坑纵截面和其相对运动图,图中 h 为油膜厚度。定义深径比 δ 为凹坑的深度与其直径的比,则有

$$\delta = \frac{h_0}{d_0} \quad (6)$$

式中, h_0 为凹坑深度; d_0 为凹坑直径

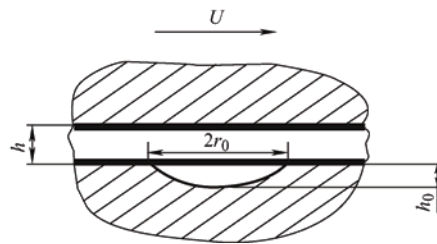


图8 凹坑纵截面

Fig. 8 Longitudinal section of pit

凹坑自身几何参数及凹坑面积占有率、凹坑排列方式均对球铰副的润滑性能有影响。相关文献^[34]已对近似工况的凹坑排列方式进行过研究,并得出偶数凹坑数量采用均匀分布排列,奇数凹坑数量采用交错分布排列。据此将这两种排列方式分布于仿真模型的滑靴球凹上表面。因此,以下研究并未对凹坑的排列分布开展深入研究,而是着重探索了凹坑自身几何参数及凹坑面积占有率在不同工况下乳化液球铰副的润滑特性。首先,通过面积率和深径

比确定表面凹坑的数量,然后将扇形计算域夹角 θ 三等分,并且根据半径 r_1 、 r_2 、 r_3 ,将凹坑均匀分布和交错分布于滑靴球凹上表面。

2.3 高水基乳化液参数设定

不同形状的凹坑形表面织构结构如图9所示,凹坑的半径通过面积率来控制,凹坑的深度则通过深径比来控制,并且其中的不同浓度高水基乳化液介质黏度计算公式(目前计算乳化液黏

度常用)为^[31]

$$\eta_e = \eta_d \left[1 + 2.5\varphi \left(\frac{\eta_f + \frac{2}{5}\eta_d}{\eta_f + \eta_d} \right) \right] \quad (7)$$

式中, η_e 为乳化液黏度; η_f 为分散相黏度; η_d 为连续相黏度; φ 为分散相体积分数;乳化油黏度为 $0.048 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$;水相黏度为 $1 \text{ g}/(\text{m} \cdot \text{s})$

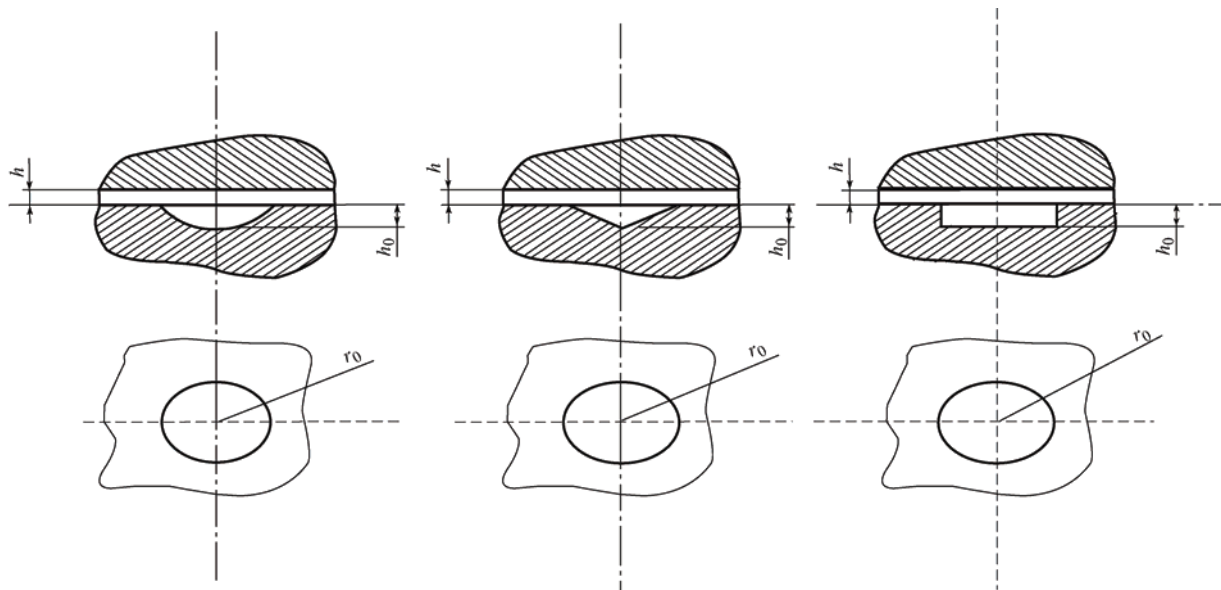


图9 三种不同形状凹坑形表面织构

Fig. 9 Pit surface texture of three different shapes

高水基乳化液主要是由基础油和水组成,其中也有一些其他乳化剂和添加剂。水在高水基乳化液中比重最大;基础油一般常用矿物油、动植物油等。乳化剂因其独特的分子结构将油和水形成稳定的油水平衡体系。高水基乳化液中还有一些提高润滑性能的添加剂,包括乳化稳定剂、抗氧化剂、油性剂、极压剂、防锈剂、消泡剂等。

高水基乳化液包括油包水和水包油两种类型,并且一般是根据其中油和水所占的体积分数区分的。高水基乳化液中体积比重较大的液体是连续相,相反体积比重较小的液体是分散相。因为高水基乳化液的含水量在95%以上,所以属于水包油型乳化液,而水包型乳化液的连续相为水,分散相为乳化油,因此高水基乳化液黏度可以通过上面的公式计算得到得出,进而生成黏度曲线图,根据曲线便可以得到不同浓度下高水基乳化液的黏度数值,如图10。例如高水基乳化液浓度3%时的黏度为 $1.07408 \text{ mPa} \cdot \text{s}$,5%时的黏度为 $1.12347 \text{ mPa} \cdot \text{s}$,6%时的黏度为 $1.14816 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 。

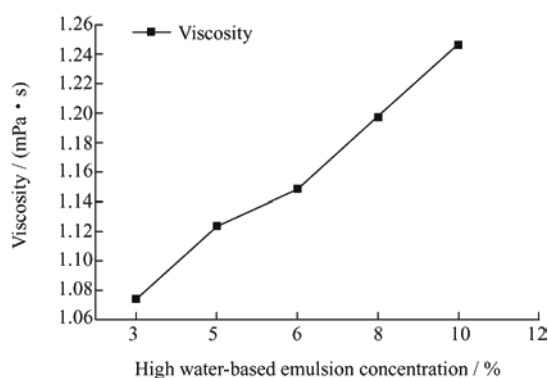


图10 高水基乳化液黏度曲线

Fig. 10 Viscosity curve of high water-based emulsion

2.4 正交试验

为研究不同工况参数以及不同形态、大小及分布的凹坑形表面织构对球铰副承载特性的影响,在此采用正交试验进行分析研究。将膜厚A、转速B、高水基乳化液浓度C、坑形D、深径比E、面积率F设置为试验的6因素,并研究其在3个不同水平下的正交试验结果,正交模拟方案具体见表1。

表 1 $L_{18}(3^6)$ 正交试验模拟方案
Table 1 $L_{18}(3^6)$ orthogonal test simulation scheme

Test number	Experimental factors						Bearing capacity F / N
	A Film thickness h / μm	B Speed n / (r / min)	C Concentration / %	D Pit shape	E Depth diameter ratio δ	F Area ratio S / %	
1	1 (3)	1 (1 200)	1 (3)	1 (ball pit)	1 (0.1)	1 (10)	193.48
2	1	2 (1 500)	2 (5)	2 (cylindrical pit)	2 (0.3)	2 (15)	232.76
3	1	3 (1 800)	3 (6)	3 (cone pit)	3 (0.5)	3 (20)	146.82
4	2 (4.5)	1	1	2	3	3	169.61
5	2	2	2	3	1	1	246.85
6	2	3	3	1	2	2	182.07
7	3 (6)	1	2	1	2	3	122.35
8	3	2	3	2	3	1	220.73
9	3	3	1	3	1	2	228.35
10	1	1	3	3	2	1	170.05
11	1	2	1	1	3	2	182.07
12	1	3	2	2	1	3	194.88
13	2	1	2	3	3	2	180.77
14	2	2	3	1	1	3	170.17
15	2	3	1	2	2	1	247.95
16	3	1	3	2	1	2	182.07
17	3	2	1	3	2	3	197.52
18	3	3	2	1	3	1	151.09

3 数值计算及结果

3.1 数值计算

对球铰副的扇形凹坑计算流域进行三维建模, 并将其导入 Fluent 中的 Mesh 中进行网格划分。因为凹坑深度在 $0.065 \sim 1.4 \mu\text{m}$, 油膜厚度在 $3 \sim 6 \mu\text{m}$, 二者的数值均较小, 所以需要将油膜与凹坑分开处理, 并且分别进行网格的划分, 再将二者之间的数据用 interface 进行传递。如图 11 所示, 先用 Geometry 将油膜和凹坑分成两部分, 然后对油膜上表面进行面网格划分, 并且沿油膜厚度方向进行扫略, 生成体网格, 其次也通过控制体网格的数量来避免其扭曲率过大。利用边线来控制面网格数量, 边线设置为 0.05 mm , 扫略层为 $3 \sim 5$ 层。凹坑直接采用四面体网格划分, 但应控制好每个凹坑的网格数, 使得油膜和凹坑的网格处于同一数量级。划分的网格数量不仅与网格质量有关, 也与数值计算的可靠性有关。

将计算流域看成平板压差流, 并设定为层流状态, 但表面粗糙度和高水基乳化液黏度对它的影响, 使得流动惯性力大于黏性力, 这就容易使高水基乳化液在凹坑内生成局部涡流, 对油膜的承载力产生影响。因此, 在 Fluent 中选用 $k-\varepsilon$ 模型进行计算。

网格划分后, 进行边界条件的设置如图 11 所示。将油膜上表面设置为运动壁面, 并且将表 1 中所列的转速设定为绕垂直于油膜的转速; 通过设定 Interface 将油膜下表面和凹坑上表面两部分的数据

进行传递; 凹坑下表面设置为 Stationary wall; 扇形油膜内外圆周边面分别设置为 Pressure inlet 和 Pressure outlet, 因选择的计算流域为一部分, 因此左右两侧平面均设置为 Periodic。

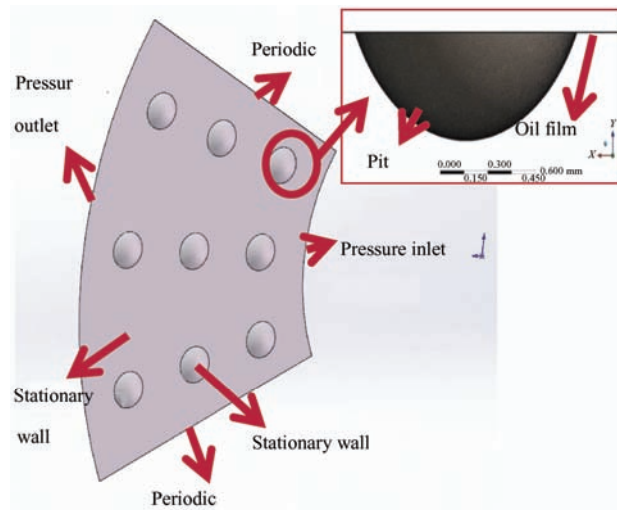


图 11 计算域边界条件及网格划分

Fig. 11 Boundary conditions and mesh generation in computational domain

3.2 计算结果及讨论

3.2.1 油膜上表面压力及速度分布

选取正交试验方案中的第 1 组计算结果分析, 选取的是高水基乳化液浓度为 3%、面积率为 10%、深径比为 0.1 的球形凹坑, 其计算流域中扇形油膜上表面的二维压力云图和速度矢量图如图 12、13 所示。

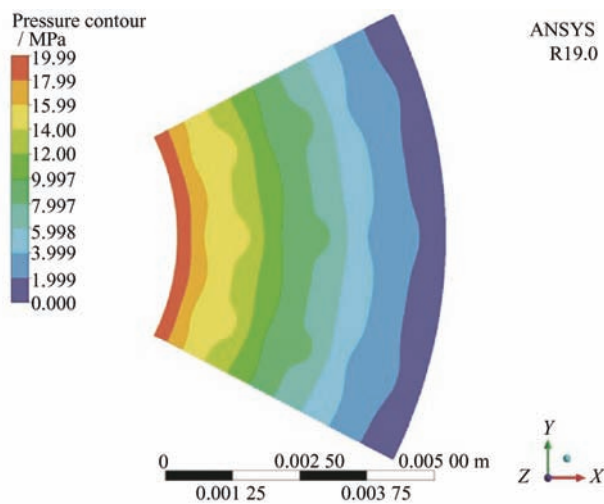


图 12 压力云图

Fig. 12 Pressure nephogram

图 12 为圆球坑油膜计算流域上表面的压力分布。压力云图显示从压力进口到压力出口处, 油膜上表面的压力分布一层层减小, 并且相同分度圆的油液压力基本一致, 其中进口处的压力最大为 20 MPa, 出口处的压力为大气压, 这与轴向柱塞泵的实际工况相同; 油膜上表面的压力分布均在 1 MPa 以上, 说明滑靴表面上的圆球坑表面织构具有一定的承载能力, 并且将油膜上表面的压力在扇形计算域上进行积分, 即可得到油膜上表面的承载力 (表 1 的最后一列), 通过承载力可以更好地了解表面织构的作用。其余不同条件下的压力分布也具有相同的规律, 即压力从内向外逐渐减小, 只是减小的趋势和幅度不同。

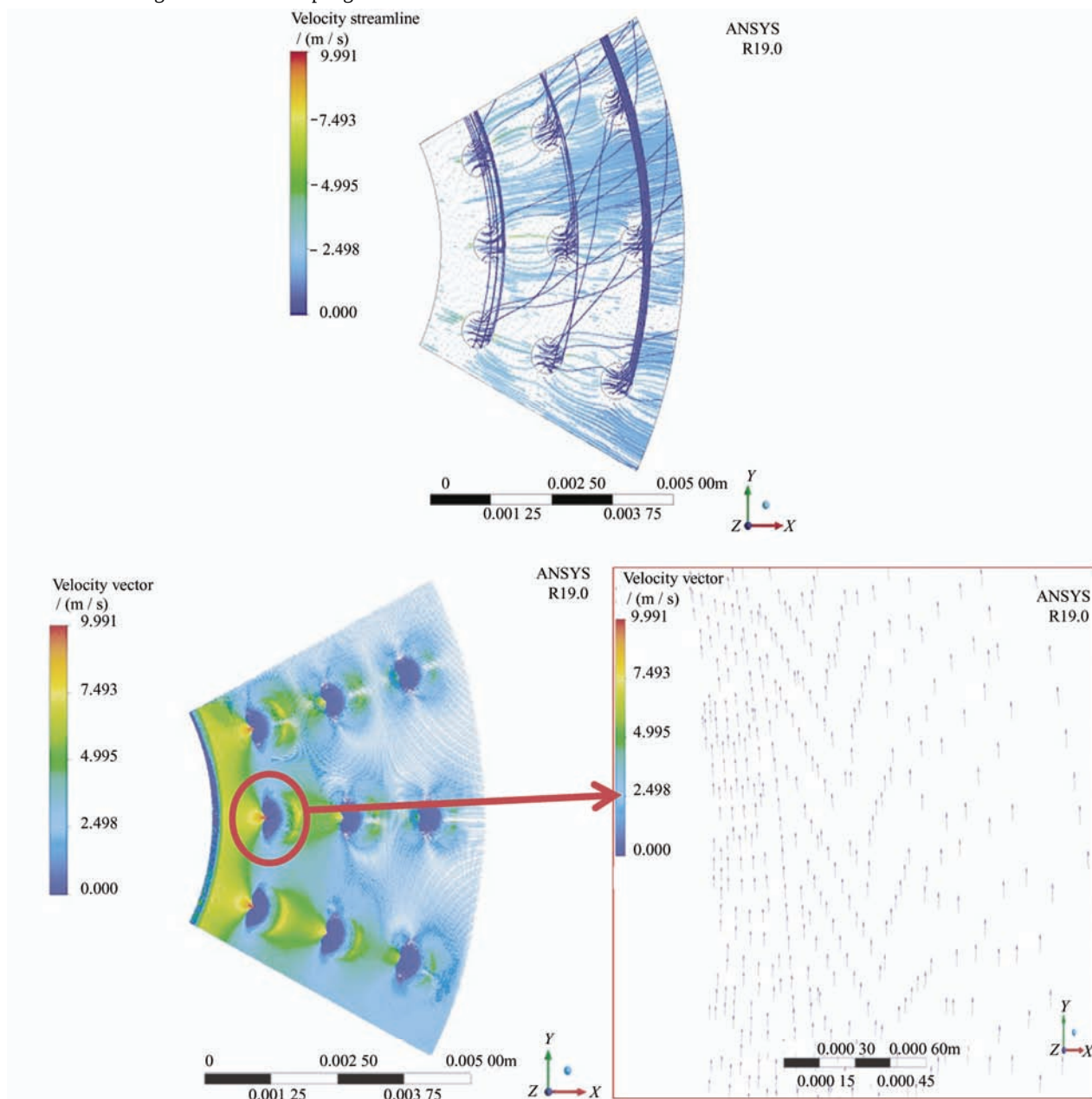


图 13 速度矢量图和放大图、流线图

Fig. 13 Velocity vector diagram, enlarged diagram and streamline diagram

将压力云图和理论计算结果曲线进行比较,可以得出二者结果一致,从而证明了仿真模型和几何参数设置的正确性及可靠性,也为后续的进一步对凹坑压力及速度矢量分析提供了理论支撑。

图 13 是油膜上表面速度矢量图及局部放大图、流线图。从下面云图可以看出,油膜上表面的速度基本不变,并且运动方向大致相同,局部放大图中也说明上表面流体的运动方向为逆时针,逆时针是因为滑靴设置为逆时针转动,其带动下表面高水基乳化液流体也逆时针转动。并且流线示意图也更加证明了这一点,也说明除了上表面因滑靴的转动而逆时针转动,而其他计算流域的流体方向是从扇形圆心向外运动。

3.2.2 承载特性分析

以第一组试验结果进行分析,因滑靴绕 z 轴逆时针方向转动,规定从凹坑中心分开,左侧作为前半凹坑、右侧作为后半凹坑。从图 14 中可以看出,最大速度会出现在前半凹坑与柱塞头相接触的油膜

上表面,且方向与滑靴的运动方向相同。凹坑中的速度大小沿油膜厚度方向逐渐减小。高水基乳化液从前半凹坑处进入凹坑,由于高水基乳化液的黏性和凹坑的尺寸,使得高水基乳化液沿着凹坑壁面流动,但是其中有一部分在油膜上表面以较高的速度继续沿着上表面流动,在后半凹坑处,由于凹坑壁面有一定角度,且流体速度较快,会沿着壁面的角度冲出凹坑,会为油膜提供一些承载力,因此油膜的承载力会提高。

图 14 显示的是第一组试验下凹坑的压力云图及局部放大图,从图中可以看出最大压力出现在前半凹坑处,最小压力出现在后半凹坑出去之后,根据压力云图可知凹坑中压力的变化基本不大,说明在相同分布圆上的凹坑中压力相同。NEWTON 认为,许多极薄的流体层之间的相对滑动是造成流体流动的主要原因,流体的黏滞性会使相互滑动的各层之间产生切应力,从而使流动较快的层减速,流动较慢的层加速,运动逐层传递下去^[32]。高水基乳

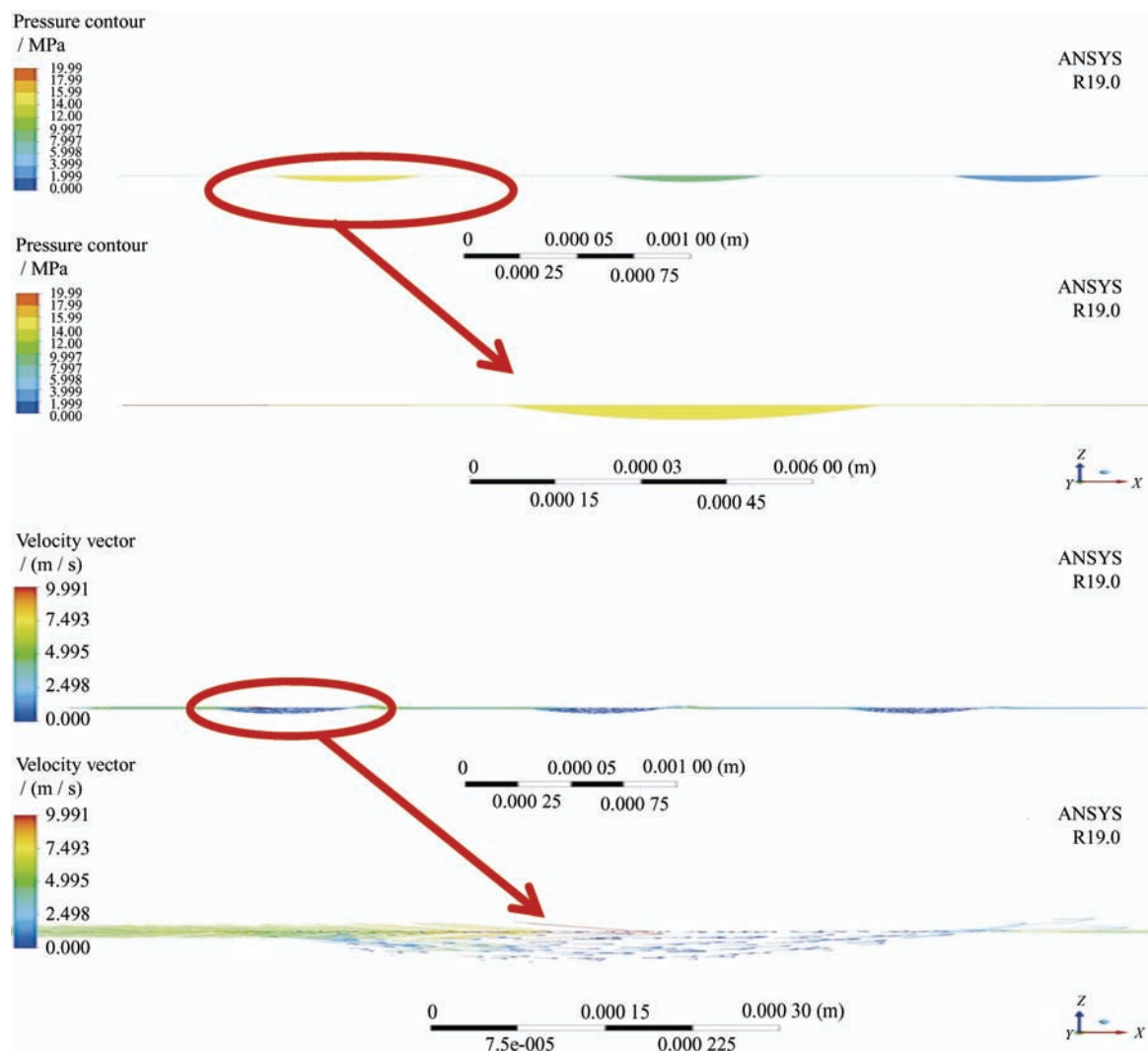


图 14 凹坑压力和速度矢量图及局部放大图

Fig. 14 Pit pressure and velocity vector diagram and local enlarged diagram

化液运动到凹坑处时,由于凹坑的深度,并且运动需要向下传递到不同的流体层,油膜上表面的速度便会产生损失,但高水基乳化液进入前半凹坑时的速度和压力较大,再加上其黏性,使得在凹坑中速度的方向沿油膜厚度基本不变,压力也沿油膜厚度的方向变化较小。

表2为第一组条件下不同的表面织构的承载力,通过数值上分析,可以得出在其他条件相同时圆柱形的承载力最大,圆球形的承载力最小,具体原因在下面的机理分析中说明。

表2 不同表面织构的承载力

Table 2 Bearing capacity of different surface textures

Surface texture	Bearing capacity / N
Spherical	193.48
Conic	199.56
Cylindrical	212.62

3.2.3 不同表面织构减磨机理

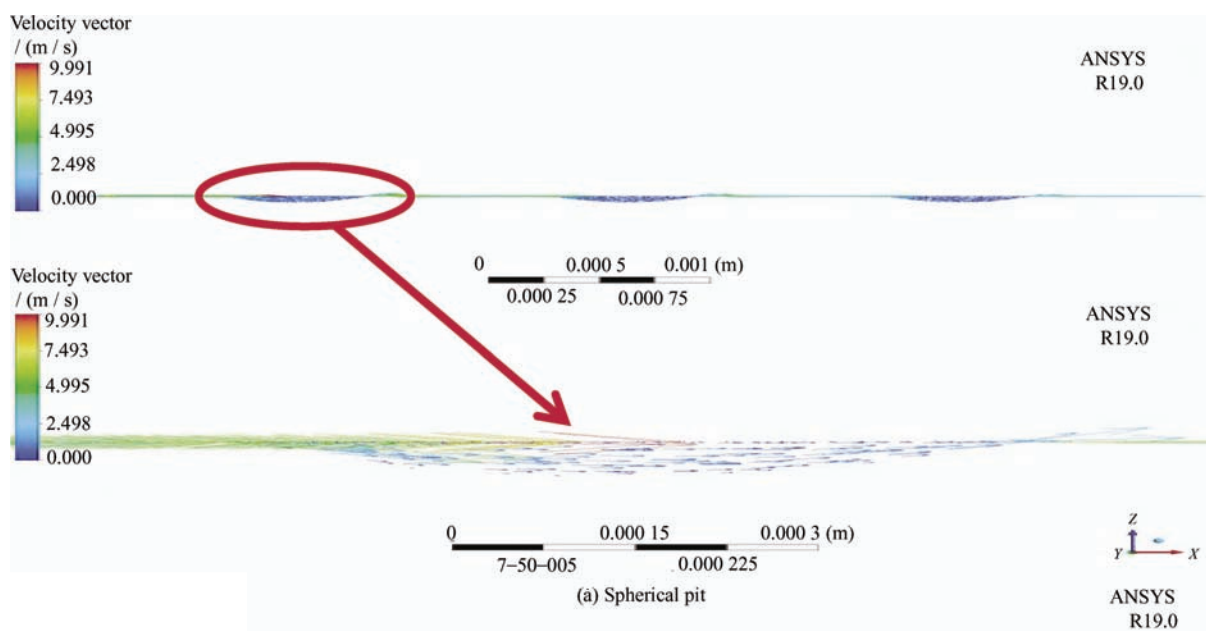
选取高水基乳化液浓度3%、面积率为10%、深径比为0.1的不同表面织构进行分析,分别对不同织构凹坑中的一个沿分布圆柱面纵向剖开,便可以得到3种凹坑形表面织构的纵截面压力云图和速度矢量图。

由图15可见,最大速度均出现在前半凹坑与柱塞头相接触的油膜上表面,且与滑靴的运动方向相同。流体的流动是流体层之间的相对滑动,且流体的黏滞性使相互滑动的各层之间产生剪应力,从而

流动较快的层减速,流动较慢的层加速,运动也将逐层传递下去^[35]。因此,凹坑中的高水基乳化液速度大小沿 z 轴负向递减,但速度方向不变。

圆球坑和圆锥坑因壁面角度接近,二者承载力相差不多,当高水基乳化液从前半凹坑进入时,高黏性使得高水基乳化液沿着壁面运动,并且每一层均如此,油膜上表面流体的运动方向与凹坑中的运动方向基本相同,在后半凹坑,高水基乳化液沿着凹坑壁面冲出,因速度方向向上,会增加油膜的承载能力。而圆柱形凹坑因壁面比较笔直,当高水基乳化液以较高的速度进入前半凹坑时,重力和黏性会使高水基乳化液以一定的角度冲入凹坑,高水基乳化液撞到凹坑底部后一部分向后运动,在前半凹坑形成小漩涡,而另一部分沿着流体的方向继续运动,运动到后半凹坑因壁面的原因,高水基乳化液就会撞击壁面并将方向改为向上,也使得高水基乳化液在后半凹坑处以较大的速度向上冲出凹坑,增加油膜的承载力。

凹坑中较高的乳化液速度均出现在前半凹坑处。圆球坑中高水基乳化液几乎均正向流动,且撞壁后的速度损失小;圆锥坑中高水基乳化液运动方向也正向流动,但圆锥坑底部的撞击造成的速度损失较大;圆柱坑中高水基乳化液虽也正向流动,但形成漩涡,速度损失比较严重。因此,不同形状的表面凹坑织构对油膜上表面速度影响的大小顺序依次为圆柱坑 > 圆锥坑 > 圆球坑。



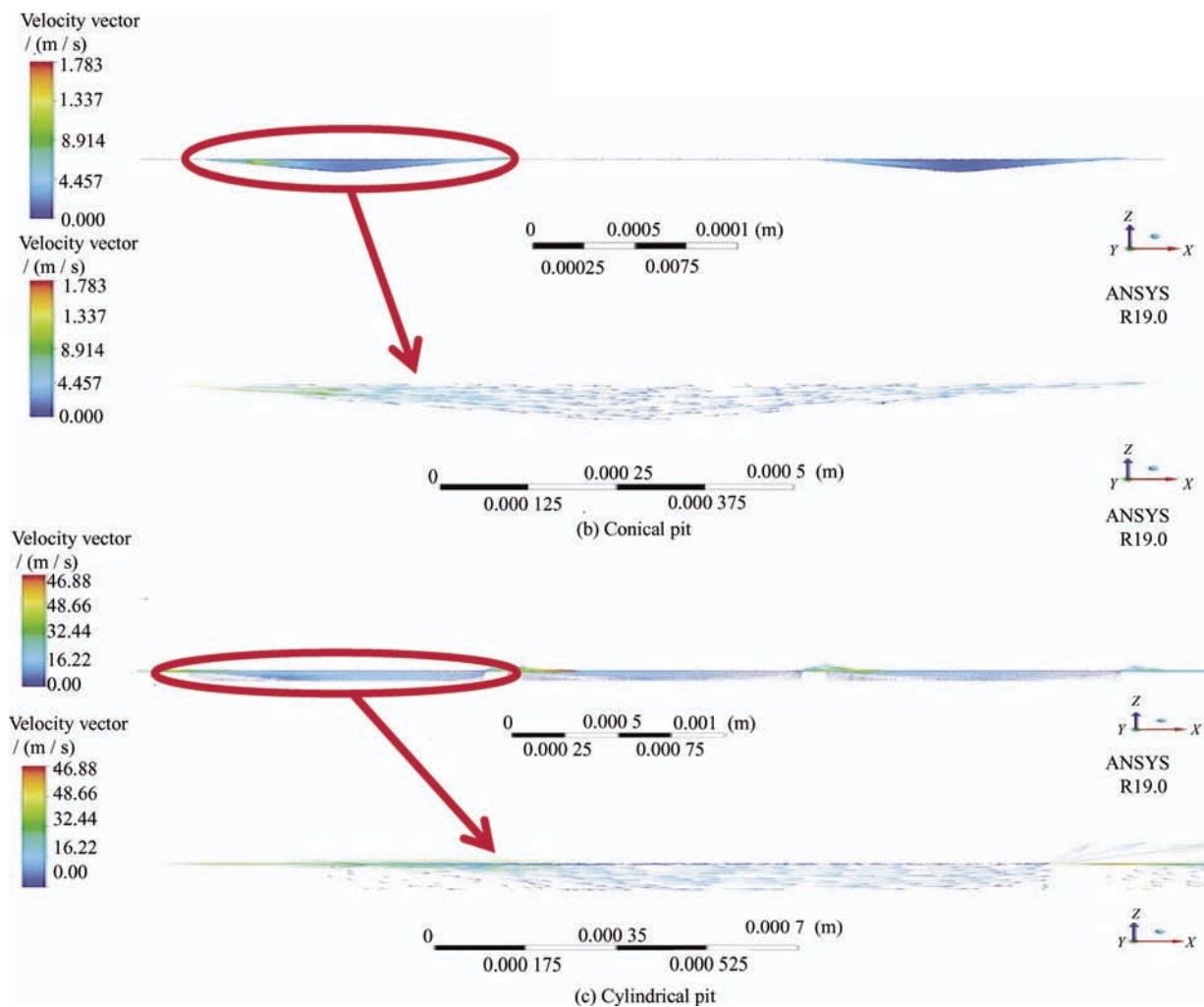


图 15 凹坑纵截面速度矢量图

Fig. 15 Velocity vector diagram of longitudinal section of pit

3.2.4 正交试验结果分析

验承载力的和, 而 $m_1 \times A$ 单元格代表的是 6 次膜厚在

表 3 的 $T_1 \times A$ 单元格代表 6 次膜厚在 $3 \mu\text{m}$ 下试 $3 \mu\text{m}$ 下试验承载力的均值。 $T_2 \times A$ 、 $T_3 \times A$ 、 $T_4 \times A$ 、

表 3 正交试验结果分析

Table 3 Analysis of orthogonal test results

Number	Experimental factors					
	A Film thickness $h / \mu\text{m}$	B Speed $n / (\text{r} / \text{min})$	C Concentration / %	D Pit shape	E Depth diameter ratio δ	F Area ratio $S / \%$
T_1	1 120.06	1 018.33	1 172.55	1 001.23	1 215.80	1 230.15
T_2	1 197.42	1 250.10	1 128.70	1 248.00	1 152.70	1 188.09
T_3	1 102.11	1 151.16	1 071.91	1 176.86	1 051.70	1 001.35
m_1	373.36	339.44	390.85	333.743	405.27	410.05
m_2	399.14	416.70	376.23	416.00	384.23	396.03
m_3	367.37	383.72	357.30	390.29	350.36	333.78
Range R	31.77	77.26	33.55	82.26	54.90	76.27
Primary and secondary order	$D > B > F > E > C > A$					
Superior level	A_2	B_2	C_1	D_2	E_1	F_1
Excellent combination	$A_2 B_2 C_1 D_2 E_1 F_1$					

$T_5 \times A$ 列的分别是膜厚在 $3\ \mu\text{m}$ 、 $4.5\ \mu\text{m}$ 、 $6\ \mu\text{m}$ 水平下的各 6 次试验承载力之和, $m_2 \times A$ 、 $m_3 \times A$ 、 $m_4 \times A$ 、 $m_5 \times A$ 表示的是膜厚在 $3\ \mu\text{m}$ 、 $4.5\ \mu\text{m}$ 、 $6\ \mu\text{m}$ 水平下的各 6 次试验承载力均值的均值。不同因素的极差 R 是根据其 3 个均值中最大与最小的差得到的, 是该因素承载力在其范围内变化的幅度。剩下不同因素的计算方法也是如此。 R 值越大表示该因素对承载力的影响越大, 这也是根据极差 R 判断不同因素的影响顺序, 最终得出 6 因素对承载力影响的顺序由大到小为 $D > B > F > E > C > A$ (即坑形 > 转速 > 面积率 > 深径比 > 高水基乳化液浓度 > 膜厚); 并且根据承载力的平均值 m_1 , 也确定其最优组合为 $A_2B_2C_1D_2E_1F_1$ (即膜厚 $4.5\ \mu\text{m}$ 、转速 $1500\ \text{r/min}$ 、高水基乳化液浓度 3%、圆柱坑形、深径比 0.1、面积率 10% 时承载力最优)。

4 表面织构试验验证与分析

利用摩擦磨损试验机对凹坑形表面织构的球铰副进行试验验证, 因上述理论分析和数值模拟揭示了凹坑形表面织构球铰副的润滑减磨机理, 为了进一步了解其摩擦学性能, 将正交试验得出的最优水平组合在试验机上进行试验, 并且通过试验模拟柱塞球头与滑靴副配副的液压元件在高水基乳化液介质下频繁工作引起的摩擦磨损。

轴向柱塞泵是井下液压系统常用的压力源, 其中大部分轴向柱塞泵的液压系统介质是高水基乳化液, 图 16 显示了地下采区轴向柱塞泵中球铰副的结构。轴向柱塞泵的球铰副在工作过程中, 球形活塞头与球形槽之间的摩擦磨损是周期性的。根据上述实际工作情况, 它们在泵体内球铰中作球体周期性旋转运动。可以将其简化为球盘摩擦副。如图 16 所示, 在试验中球盘摩擦副始终浸泡在高水基乳化液中。

4.1 试验设备和参数

本文试验使用美国 Rtec instruments 生产的 MFT-5000 高集成多功能摩擦磨损试验机, 如图 17。试样包括两部分: 下试样是 304 钢盘, 尺寸为 $\phi 50.8 \times 6\ \text{mm}$; 上试样为钢球, 直径为 $6\ \text{mm}$ 。试验开始前对试样进行预处理, 打磨至表面粗糙度 $Ra=0.05\ \mu\text{m}$, 随后用酒精进行超声清洗并擦干保存, 以便后续试验使用。试验施加载荷 $100\ \text{N}$, 转速为 $1500\ \text{r/min}$, 旋转半径统一设定为 $17\ \text{mm}$, 磨损时间为 $60\ \text{min}$, 温度为室温, 所有试验均重复三次, 试验数据取平均值。由于球铰副是高水基乳化液通过柱

塞头中阻尼孔流出进行润滑的, 故试验使用液池, 在液池中添加 3% 高水基乳化液, 使得试验过程中钢球与不锈钢块一直处于乳化液中, 以便于模拟柱塞头和滑靴形成的球铰副在高水基乳化液中的摩擦磨损情况, 并在摩擦磨损试验后, 使用白光干涉三维表面轮廓仪对磨痕形貌及深度进行表征。

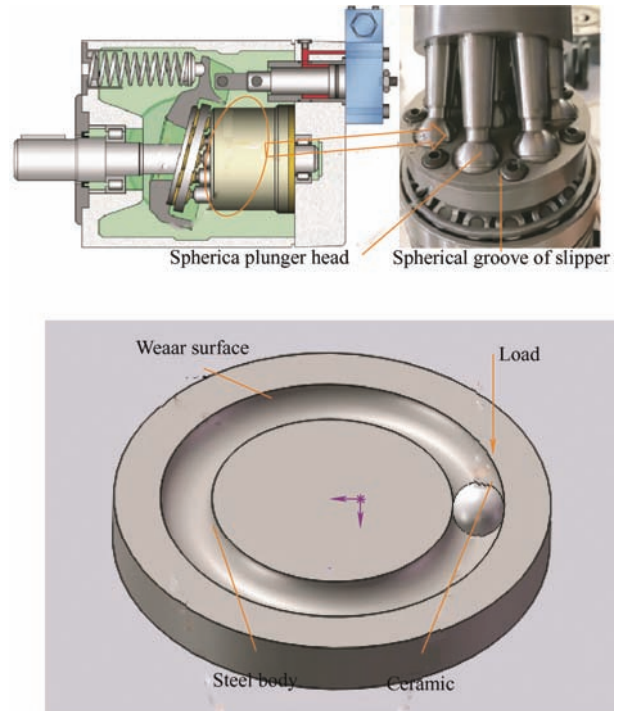


图 16 球铰副模型

Fig. 16 Spherical joint model

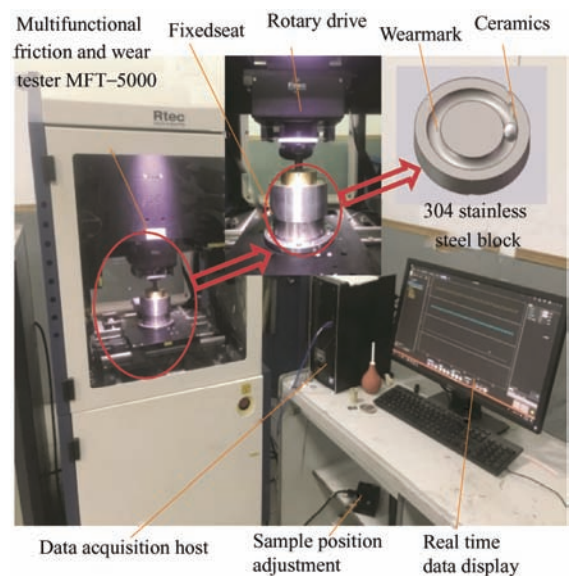


图 17 试验设备

Fig. 17 Test equipment

4.2 试验结果

图 18 显示了在最优水平下有无凹坑形表面织构的摩擦因数变化曲线。试验发现, 在仿真得到的

最优水平组合下,有凹坑的球铰副的摩擦因数比无凹坑的摩擦因数数值小,摩擦因数减小,起到减阻降摩的作用。在无凹坑的情况下,摩擦因数基本稳定在 0.06 左右;有凹坑的球铰副的摩擦因数稳定在 0.04 左右,相比之下减小了 0.02,是因为凹坑可以起到储存高水基乳化液的作用,提高了其润滑性能,也有凹坑增大其承载力的原因。整体上来说,凹坑形表面织构对实际工况下的球铰副的摩擦学性能是有利的,与上述仿真结果相同,也通过试验验证了凹坑形表面织构的减阻能力。

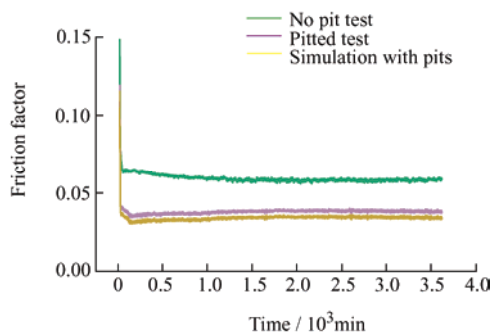


图 18 最优水平下有无凹坑的摩擦因数

Fig. 18 Friction factor with and without pits at the optimal level

图 19 是在载荷为 100 N, 转速为 1 500 r/min, 时间为 60 min 下, 3% 高水基乳化液润滑磨损后钢盘表面的磨损三维图和磨痕轮廓图, 可以直观地看到磨痕的深度和形状。3% 磨损情况分别为深度 8.58 μm 、宽度 0.728 mm。

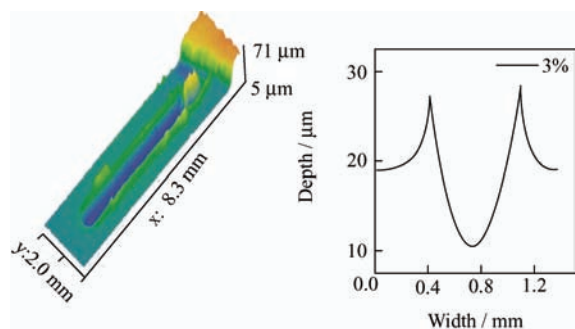


图 19 磨痕三维形状和轮廓图

Fig. 19 Three dimensional shape and outline of wear mark

4.3 仿真与试验摩擦因数

将油膜上表面的压力在扇形计算域上进行积分得到其承载力,同时提取油膜表面的摩擦力,与承载力作商,便可以得到仿真条件下的摩擦因数^[32](如图 18 所示为最优水平下仿真得到的摩擦因数);而试验的摩擦因数可以通过试验直接得到。将相同条件下二者的摩擦因数进行比较发现,球铰副仿真与试验的摩擦学性能变化规律基本一致,相同条件

下的摩擦因数仅相差 0.04 左右。仿真从凹坑形表面织构的润滑机理上,主要通过承载力来说明其摩擦学性能;试验通过有无凹坑对比,得出其摩擦因数的变化,从减阻降摩角度去深度解释表面织构的影响。最后通过将仿真和试验的摩擦因数对比,证明了表面织构球铰副的减阻抗磨的作用。

5 结论

(1) 数值模拟结合正交试验研究表明,工况参数及表面凹坑织构参数等各因素对高水基乳化液油膜承载力影响的顺序由大到小为:凹坑形>转速>凹坑面积率>凹坑深径比>高水基乳化液浓度>润滑膜厚,且最优的水平组合为膜厚 4.5 μm 、转速 1 500 r/min、高水基乳化液浓度 3%、圆柱坑形、深径比 0.1、面积率 10%。这可为高水基球铰副润滑性能的优化设计及调控提供指导。

(2) 高水基球铰副流体压力云图显示压力从进口到出口逐渐减小,每个凹坑分布圆的位置处的压力基本相同;其速度矢量图在前半凹坑比后半凹坑的速度较大。高水基乳化液因压力从前半凹坑以较高速度冲入,但因壁面原因也会以较高速度从后半凹坑冲出,从而产生向上的承载力,增强了油膜的承载力,且圆柱坑易形成漩涡,造成速度损失。3 种凹坑总压承载力由大到小依次为:圆柱坑 > 圆锥坑 > 圆球坑。这表明球铰副的表面微凹坑织构能提高高水基流体动态承载力,进而有效提高其润滑性能。

(3) 试验结果表明,高水基乳化液球铰副表面有微凹坑的摩擦因数比无凹坑的小 0.02 左右,这些微凹坑存储的乳化液起到了减摩作用。试验结果与仿真的摩擦学性能结果变化规律一致,两者均表明在球铰副表面加工适当的微凹坑织构能够减小摩擦因数,起到较好的减摩效果。

参 考 文 献

- [1] 马树新. 大流量高水基电液比例方向阀的研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2017.
MA Shuxin. Study on large flow and high water-based electro-hydraulic proportional directional valve [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2017. (in Chinese)
- [2] 李少年, 刘浩, 张磊, 等. 轴向柱塞泵回程球铰副力学特性分析与计算[J]. 机床与液压, 2020, 48(21): 78-81.
LI Shaonian, LIU Hao, ZHANG Lei, et al. Analysis and

- calculation of mechanical characteristics of returning spherical hinge pair of axial piston pump[J]. *Machine Tool and Hydraulics*, 2020, 48(21): 78-81. (in Chinese)
- [3] 王骥. 超深井双绳缠绕式提升机动力学建模与控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
- WANG Ji. Study on dynamic modeling and control of double rope winding hoist in ultra deep well [D]. Chongqing: Chongqing University, 2018. (in Chinese)
- [4] 李振顺, 寇保福, 张涨, 等. 高水基乳化液作用下液压元件摩擦磨损性能研究[J]. *润滑与密封*, 2021, 46(7): 102-107.
- LI Zhenshun, KOU Baofu, ZHANG Zhang, et al. Study on friction and wear performance of hydraulic components under the action of high water-based emulsion[J]. *Lubrication Engineering*, 2021, 46(7): 102-107. (in Chinese)
- [5] 胡新华. 静压支承球铰副支承反力的求解[J]. *润滑与密封*, 2005, 6(11): 127-128.
- HU Xinhua. Study on the support load of the ball friction coupling based on hydrostatic bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 6(11): 127-128. (in Chinese)
- [6] 王涛, 毛明, 唐守生, 等. 轴向柱塞泵回程球铰副油膜压力形成机理研究[J]. *兵工学报*, 2017, 38(3): 424-432.
- WANG Tao, MAO Ming, TANG Shousheng, et al. Study on formation mechanism of oil film lubrication pressure of return ball joint pair of axial piston pump[J]. *Acta Armamentarii*, 2017, 38(3): 44-432. (in Chinese)
- [7] 徐祖耀, 李壮云, 杨曙东, 等. 水液压柱塞泵滑靴球铰副存在的问题和改进设计[J]. *工程设计学报*, 2002, 9(3): 116-118.
- XU Zuyao, LI Zhuangyun, YANG Shudong, et al. The problems and improvement of slipper socket in a water hydraulic piston pump[J]. *Journal of Engineering Design*, 2002, 9(3): 116-118. (in Chinese)
- [8] HANILTON D B, WALOWIT J A, ALLEN C M. A theory of lubrication by micro irregularities[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1966, 88(1): 177-185.
- [9] PETTERSSON U, JACOBSON S. Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts[J]. *Tribology International*, 2003, 36(11): 857-864.
- [10] SUH N P, MOSLEH M, HOWARD P S. Control of friction[J]. *Wear*, 1994, 175(1-2): 151-158.
- [11] 袁明超, 钱双庆, 刘一静, 等. 利用表面织构提高活塞环 / 缸套摩擦性能的试验研究[J]. *机械科学与技术*, 2009, 28(12): 1630-1633.
- YUAN Mingchao, QIAN Shuanqing, LIU Yijing, et al. Experimental study for improving the tribological performance of pistonring / liner by surface texture[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2009, 28(12): 1630-1633. (in Chinese)
- [12] ETSION I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing[J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(4): 733-737.
- [13] TALAIGHIL N, FILLON M, MASPEYROT P. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing[J]. *Tribology International*, 2011, 44(3): 211-219.
- [14] 邓海顺, 朱家祥, 王晓雷. 轴向柱塞泵织构化配流副的动态特性分析[J]. *机械科学与技术*, 2015, 34(3): 404-407.
- DENG Haishun, ZHU Jiaxiang, WANG Xiaolei. Study on dynamic characteristics of textured port plate pair in axial piston pump[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2015, 34(3): 404-407. (in Chinese)
- [15] ETSION I, HALPERIN G, BRIZMER V, et al. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings[J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(2): 295-300.
- [16] ZUM G K H, MATHIEU M, BRYLKA B. Friction control by surface engineering of ceramic sliding pairs in water[J]. *Wear*, 2007, 263(263): 920-929.
- [17] BORGHI A, GUALTIERI E, MARCHETTO D, et al. Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications[J]. *Wear*, 2008, 265(7): 1046-1051.
- [18] NORITAKA K, SUGIMORI H, MORIMOTO H, et al. Development of cutting tools with microscope and nan scale textures to improve frictional behavior[J]. *Precision Engineering*, 2009, 33(3): 248-254.
- [19] WALSH M, WILLIAAM Sellers, MCGINLEY C. Riblet drag reduction at flight conditions[C]// 6th Applied Aerodynamics Conference, Williamsburg, V A, USA, 6-8 June 1988, 1988: 2554.
- [20] PETR B M, GOSMAN A D, IOANNIDES E, et al. CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(4): 737-747.
- [21] 范冬路. 高压海水轴向柱塞泵配流盘摩擦副仿生非光滑表面研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- FAN Donglu. Study on bionic non smooth surface of valve plate friction pair of high pressure seawater axial piston pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015. (in Chinese)

- [22] 隋燃. 高压海水轴向柱塞泵滑靴副仿生非光滑表面润滑特性研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- SUI Ran. Lubrication characteristics of bionic non smooth surface of slipper pair in high pressure seawater axial piston pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015. (in Chinese)
- [23] 候启敏, 杨学锋, 王守仁, 等. 仿生织构类型及其对表面摩擦性能影响[J]. 中国表面工程, 2020, 33(3): 18-32.
- HOU Qimin, YANG Xuefeng, WANG Shouren, et al. Types of anti biosphere texture and its effect on surface friction properties[J]. China Surface Engineering, 2020, 33(3): 18-32. (in Chinese)
- [24] 付景国, 徐长旗, 朱新河, 等. 表面微织构复合固体润滑材料的摩擦学性能研究进展[J]. 中国表面工程, 2020, 33(2): 15-28.
- FU Jingguo, XU Changqi, ZHU Xinhe, et al. Research progress on tribological properties of surface micro textured composite solid lubricating materials[J]. China Surface Engineering, 2020, 33(2): 15-28. (in Chinese)
- [25] 赵美云, 田森, 吴阳, 等. 织构参数对复合绝缘子橡胶表面疏水性能的影响[J]. 中国表面工程, 2019, 32(1): 12-21.
- ZHAO Meiyun, TIAN Sen, WU Yang, et al. Effect of texture parameters on hydrophobic properties of rubber surface of composite insulator[J]. China Surface Engineering, 2019, 32(1): 12-21. (in Chinese)
- [26] 祁胜. 轴向柱塞泵配流副的织构化及其摩擦学性能研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.
- QI Sheng. Texturing and tribological properties of port pair in axial piston pump[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [27] QIU M, DELIC A, RAEYMAEKERS. The effect of texture shape on the load-carrying capacity of gas-lubricated parallel slider bearings[J]. Tribology Letters, 2012, 48(3): 315-327.
- [28] MAKANO M, KORENAGA A, KORENAGA A. Applying micro-texture to cast iron surfaces to reduce the friction coefficient under lubricated conditions[J]. Tribology Letters, 2007, 28(2): 131-137.
- [29] 胡威. 高压海水轴向柱塞泵柱塞副仿生非光滑表面的研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- HU Wei. Study on bionic non smooth surface of piston pair in high pressure seawater axial piston pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015. (in Chinese)
- [30] YU H, WANG X, ZHOU F. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces[J]. Tribology Letters, 2010, 37(2): 123-130.
- [31] 徐阳阳, 韩晓光, 徐久军, 等. 激光表面织构微坑形貌及面积占有率对氮化气缸套摩擦学性能的影响[J]. 中国表面工程, 2021, 34(4): 149-156.
- XU Yangyang, HAN Xiaoguang, XU Jiujun, et al. Effect of surface texture micro-pit morphology and area density on tribological properties of nitrided cylinder liner[J]. China Surface Engineering, 2021, 34(4): 149-156. (in Chinese)
- [32] 张也影. 流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
- ZHANG Yeying. Fluid mechanics[M]. Beijing: Higher Education Press, 1996. (in Chinese)
- [33] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- WEN Shizhu. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1990. (in Chinese)
- [34] 王劲孚, 钱炜, 熊磊, 等. 表面织构排布形式对其润滑特性的影响[J]. 润滑与密封, 2015, 40(4): 86-90.
- WANG Jinfu, QIAN Wei, XIONG Lei, et al. Effect of surface texture arrangement on its lubrication characteristics[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(4): 86-90. (in Chinese)
- [35] 梁瑛娜. 海水轴向柱塞泵滑靴副仿生非光滑表面润滑减阻机理及摩擦磨损研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017.
- LIANG Yingna. Study on drag reduction mechanism and friction and wear of bionic non smooth surface lubrication of sliding shoe pair of seawater axial piston pump[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2017. (in Chinese)

作者简介: 寇保福, 男, 1979 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为矿山机电液一体化。

E-mail: 2015012@tyust.edu.cn