

DOI: 10.16078/j.tribology.2019212

PEEK旋转密封环密封性能仿真和试验研究

秦自臻¹, 周平^{1*}, 张斌², 李洪武³, 张鹤³, 郭东明¹

- (1. 大连理工大学 精密与特种加工教育部重点实验室, 辽宁 大连 116024;
2. 中国兵器工业集团 第五三研究所, 山东 济南 250031;
3. 中国北方车辆研究所 车辆传动重点实验室, 北京 100072)

摘要: 为研究低刚度胀圈型旋转密封环的接触状态和密封性能, 以聚醚醚酮(PEEK)材料的无槽环和V形槽环两种密封环为研究对象, 基于COMSOL有限元软件建立了旋转密封流固耦合模型, 对密封状态进行了模拟分析, 并在试验台上测试了密封环的摩擦转矩和漏率。仿真结果表明: 在载荷作用下, 密封环的变形显著影响密封面接触压力和流体压力分布。试验结果表明: 由于槽区流体的静压承载作用, V形槽环的摩擦转矩比无槽环小40%左右, 但由于端面开槽减小了局部径向密封宽度, V形槽环漏率比无槽环大10%左右。另外, 两种环的摩擦转矩随转速增加均没有下降趋势, 说明在试验条件下密封面动压减摩效果不显著。研究结果有助于进一步认识胀圈型旋转密封环的密封机理, 指导新型密封环的设计。

关键词: 旋转密封; 流固耦合; 聚醚醚酮; 摩擦转矩; 漏率

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0330-09

Simulation and Experimental Study on Sealing Performance of PEEK Rotary Seal Ring

QIN Zizhen¹, ZHOU Ping^{1*}, ZHANG Bin², LI Hongwu³, ZHANG He³, GUO Dongming¹

- (1. Key Laboratory for Precision and Non-traditional Machining Technology of Ministry of Education, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024, China
2. Institute 53, China North Industries Group Corporation, Shandong Jinan 250031, China
3. Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to study on contact state and sealing performance of low-stiffness expanding rotary seal ring, two kinds of seal rings, untextured ring and V-shape grooved ring, were investigated. A fluid-structure coupling model for the rotary seal rings was developed, based on the finite element analysis software COMSOL, and the sealing state was analyzed. Also, friction torque and leak rate of the seal rings were tested on a test rig. Simulated results showed that, under external loads, the deformation of PEEK seal rings significantly influenced the distribution of contact and fluid pressure on the sealing faces. Experimental results showed that, due to hydrostatic load carrying in grooved area, the friction torque of V-shape grooved ring was about 40% lower than that of untextured ring, whereas the leak rate was 10% more owing to the reduction of local radial sealing width. The friction torque of neither rings decreased with rotational speed, indicating no obvious hydrodynamic friction reduction on the end face of the seal rings under test conditions. The research results provided further understanding of the sealing mechanism of the expanding rotary seal ring and guide the design of new seal rings.

Key words: rotary seal; fluid-structure coupling; PEEK; friction torque; leak rate

Received 1 November 2019, revised 28 December 2019, accepted 30 December 2019, available online 28 May 2020.

*Corresponding author. E-mail: pzhou@dlut.edu.cn, Tel: +86-411-84707430.

The project was supported by NSFC science foundation for innovative research groups(51621064) and the National Natural Science Foundation of China (51875078, 51605079).

国家自然科学基金创新研究群体科学基金(51621064)和国家自然科学基金面上项目(51875078, 51605079)资助。

胀圈型旋转密封是一种用于旋转运动场合的接触式流体密封^[1], 具有结构简单, 尺寸紧凑, 易于拆装等特点. 随着各类旋转机械服役的环境温度、主轴转速和密封介质压力的提高, 密封环出现了严重磨损和热变形等问题, 导致摩擦转矩和漏率突然增大, 密封性能降低, 甚至出现密封失效现象, 从而引发设备故障, 造成经济损失.

胀圈密封环的材料主要包括合金铸铁、锡青铜和合金钢等金属材料, 以及石墨、高分子等材料, 它们的特点各不相同. 金属胀圈在航空航天^[2]、化工机械^[3]和车辆工程^[4]等领域应用广泛. 但是由于金属胀圈密封环刚度、硬度大, 与其对摩件(本文中指主轴和壳体)贴合程度低, 在高 PV 值工况下漏率较大. 此外, 密封环硬度大还容易导致主轴轴槽端面的磨损, 提高设备维护成本^[5]. 一些高分子材料由于具有优异的自润滑性, 逐渐应用到密封摩擦领域, 而且其具有较低的刚度和硬度, 可有效减小漏率, 避免轴槽和壳体磨损. 目前高分子旋转密封环常用的材料主要有聚四氟乙烯 (PTFE)、聚醚醚酮 (PEEK) 和聚酰亚胺 (PI) 等^[6].

传统的铸铁胀圈, 已经具有行业标准^[7], 但现役高分子胀圈的设计和计算, 大多直接参照了传统的铸铁胀圈, 存在不合理之处, 需要对计算方法进行改进. 由于高分子材料弹性模量相对金属较小, 因此在高压密封介质作用和对摩件接触的情况下, 会发生复杂的流固耦合作用. 国内外对高分子旋转密封环的密封面润滑特性^[8]和密封性能^[9-12]进行了理论和试验研究, 对机械密封、唇形密封和 O 型圈等接触式密封进行了流固耦合研究^[13-17], 但针对高分子胀圈旋转密封的流固耦合研究仍然较少, 对其受力状态和密封机理研究不够深入.

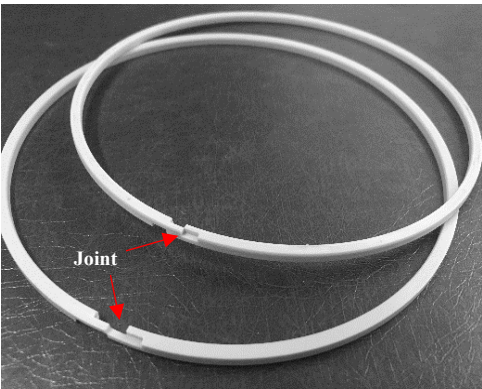
本文中以 PEEK 材料的无槽环和 V 形槽环两种密封环为研究对象, 基于 COMSOL 软件建立了胀圈旋转密封流固耦合模型, 考虑了密封面流体压力分布与密封环受力变形的耦合作用, 并计算了密封环的摩擦转矩和漏率. 另外, 在试验台上测试了两种密封环在不同工况下的摩擦转矩和漏率. 通过仿真与试验结果的对比分析, 揭示了高分子胀圈密封环的受力状态和密封机理, 为其结构设计和性能预测提供了理论指导.

1 胀圈旋转密封流固耦合模型

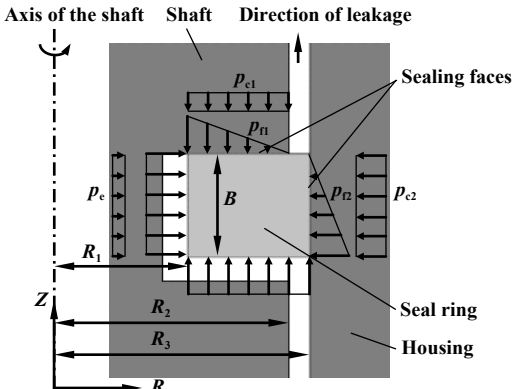
如图 1 所示, 胀圈型旋转密封环是 1 个带切口的弹性环, 装配在旋转轴上的环形槽中, 在流体介质压力下, 与主轴和壳体紧贴, 形成两个密封面, 从而阻止流体泄漏.

如图 1(b) 所示, 胀圈密封环在工作时受到流体介质直接作用的压力 p_0 、自身弹力 p_e 、密封面上的流体膜压力 p_{n1} 和 p_{n2} 以及对摩件的接触力 p_{c1} 和 p_{c2} . 传统的金属胀圈, 在工程计算时, 假设流体压力从入口到出口处从 p_0 线性减小至 0, 而接触力均匀分布.

对于 PEEK 等高分子材料的密封环, 由于弹性模量与金属相比较小, 在载荷作用下会发生复杂的变形, 影响密封面流场的分布, 而流体膜压力分布会影响密封环的受力变形, 因此本文中重点考虑了密封环在不同工况下的流固耦合作用, 并建立了 1 个流固耦合仿真模型. COMSOL Multiphysics 软件以有限元法为基础, 擅长求解多物理场耦合方面的问题, 因此本文中选择了 COMSOL 的固体力学和薄膜流动两个模块, 以求解密封环的受力变形和密封面的流场分布, 并通过耦合算子将两个模块联系起来. 为简化模型, 降低计算复杂性, 模型基于以下假设: ①忽略各组件



(a) Figure of the rotary seal ring



(b) Load conditions of the seal ring

Fig. 1 Schematic diagram of the expanding rotary seal

图 1 胀圈型旋转密封示意图

以及流体的重力;②密封面流体为不可压缩层流;
③流体与固体界面为无滑移边界. 仿真计算流程见图2,
主要步骤如下:

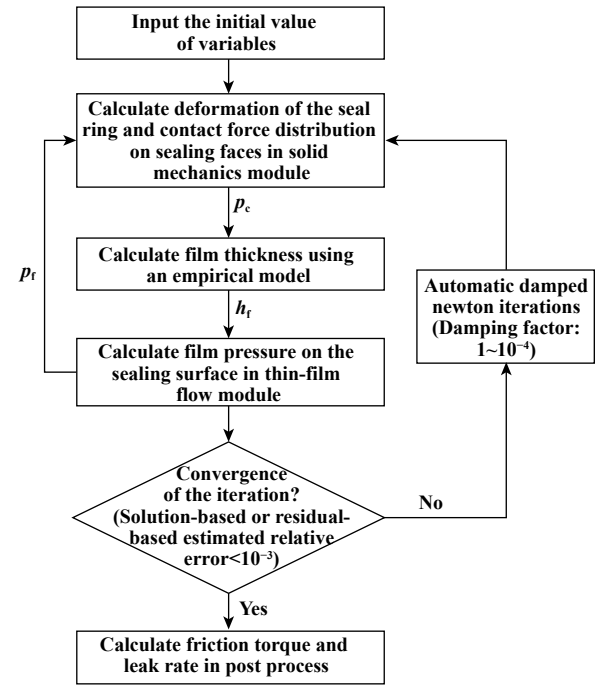


Fig. 2 Flow chart of fluid-structure interaction analysis
图 2 流固耦合分析流程图

在固体力学模块中, 建立密封环与其对摩件的接触模型. 根据V形槽环的周期性, 建立了1/18模型以减小计算量, 密封环的材料为PEEK, 对摩件材料为38CrSi. 所建有限元模型边界条件和网格划分如图3所示.

在薄膜流动模块中, 建立密封环两个密封面的流动模型. 在密封环设计阶段, 会通过轴向厚度和径向宽度的设计, 确保端面摩擦力矩小于外圆面摩擦力矩^[1], 因此本文中假设密封环与壳体保持静止, 主轴旋转,

与密封环存在相对滑动. 密封端面和圆柱面流场的控制方程分别为如下两种形式的二维雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial \theta}\left(h^3\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)=6\eta r\omega\frac{\partial h}{\partial \theta}\tag{1}$$

$$\frac{1}{R_3^2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=0\tag{2}$$

其中: h 为液膜厚度, p 为液膜压力, η 为流体动力黏度, R_3 为密封环外圆半径, ω 为密封环端面和轴槽端面的相对滑动角速度, r 、 θ 和 z 分别表示径向、周向和轴向坐标. 流体密度和黏度按照试验所用的某品牌10W-40号润滑油进行设置, 油液温度设置为65 ℃, 入口压力设置为介质压力 p_0 , 出口压力设为零, 初始压力设为从入口到出口均匀线性减小.

固体力学和薄膜流动两个模块的耦合, 是借助1个经验模型, 通过COMSOL的线性拉伸算子实现的. 该模型建立了等效油膜厚度和固体接触压力的关系, 简化了复杂的粗糙表面润滑分析模型, 对于相同的材料, 该模型主要受表面纹理特征的影响. 由于密封环端面和外圆柱面都通过车削加工一次完成, 表面纹理特征较为接近, 因此该经验模型对于端面和圆柱面都适用. 本文中通过试验标定得到经验模型, 试样的加工采用与密封环相同的车削工艺, 试验装置如图4(a), 试样与上盘的环形槽粘接, 以保证泄漏仅发生在试样和下盘的接触面. 通过液压泵从进油口供油, 通过下盘上3个均布的漏油孔测试泄漏量, 在上盘上配置不同重量的配重块, 来改变试样端面所受的接触力. 测得漏率后, 通过环形平板间隙流动公式, 即式(3), 来计算等效膜厚 h_f .

$$Q=\frac{\pi h_f^3\Delta p}{6\eta_0\ln\frac{R_5}{R_4}}\tag{3}$$

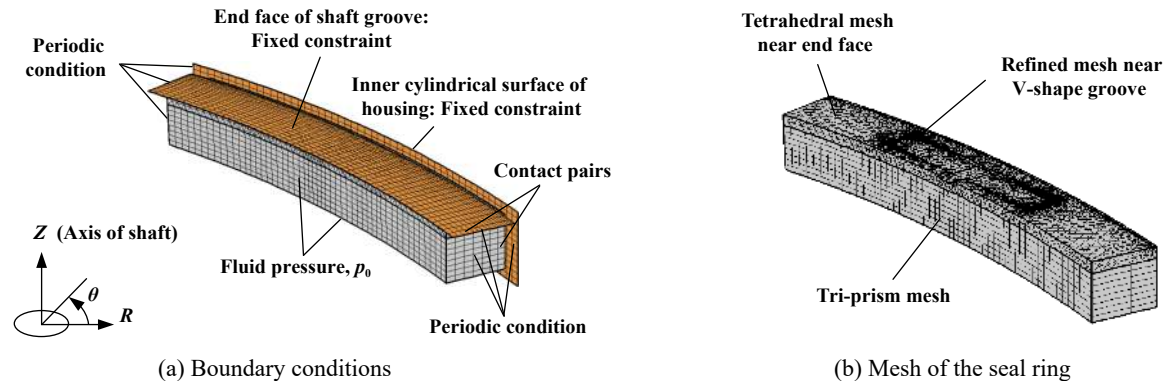
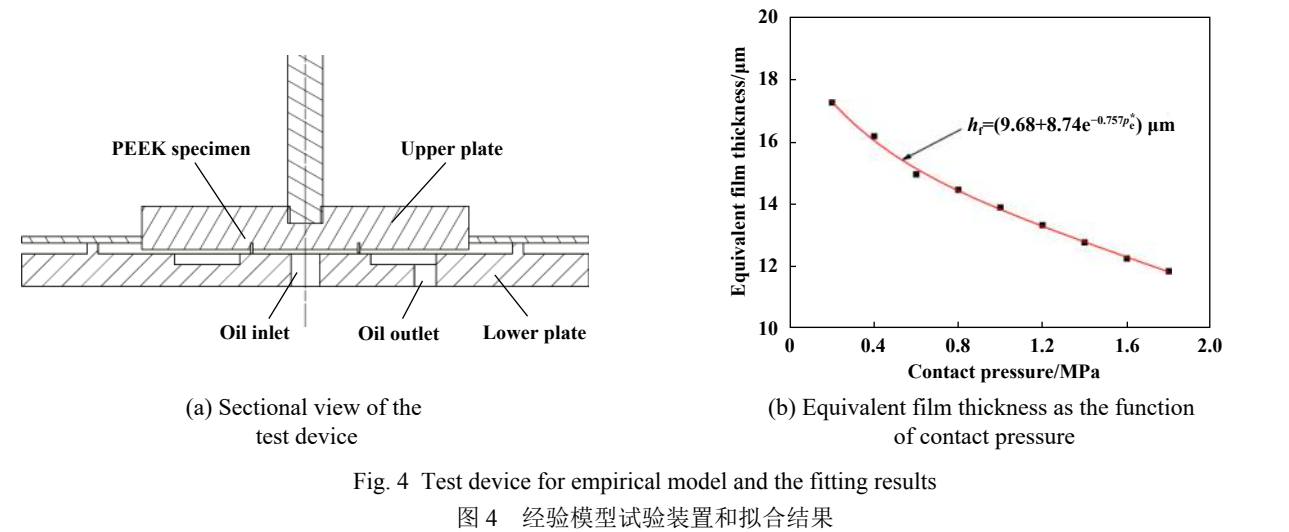


Fig. 3 Mesh and boundary conditions of seal ring in solid mechanics module
图 3 固体力学模块中模型的网格划分和边界条件



其中: Q 为漏率, Δp 表示内外环压差, R_5 和 R_4 分别表示试样外径和内径, η_0 表示室温条件下流体黏度. 对试验曲线进行拟合, 结果如图 4(b) 所示, 得到:

$$h_f = (9.68 + 8.74e^{-0.757p_c^*}) \mu\text{m} \tag{4}$$

其中 $p_c^* = p_c/1 \text{ MPa}$, 表示纲一化的接触压力.

在固体力学模块中的密封面处定义膜厚变量 h_f , 该变量通过式 (4) 计算. 然后使用线性拉伸算子, 将膜厚 h_f 映射至薄膜流动模块, 求解密封面流体压力 p_f 的分布. 之后再将流体压力 p_f 映射回固体力学模块的密封面处, 这样就将固体力学模块和薄膜流动模块进行了双向耦合. 可以通过改变薄膜流动模块的角速度 ω 和密封介质压力 p_0 , 来对不同转速和压力下的密封环进行模拟. 计算收敛后, 通过式 (5~6) 进行后处理, 得到摩擦转矩 M_f 和漏率 Q_1 , 其中, 摩擦转矩包含了密封环端面和轴槽端面的接触摩擦以及密封端面流场的流体剪切, 泄漏率包含了密封环端面和外圆面的流体泄漏:

$$M_f = k_c \iint_{S_1} p_c r ds + \iint_{S_1} \left(k_{f1} \frac{\eta r^2 \omega}{h_f} + k_{f2} \frac{h}{2} \frac{\partial p_f}{\partial \theta} \right) ds \tag{5}$$

$$Q_1 = \oint_{\text{outlet}} v_n h_f dl \tag{6}$$

在式 (5) 中, p_c 为轴槽端面的接触力, p_f 为流体膜的应力, r 为任意点的径向坐标. k_c 为油润滑下粗糙接触摩擦系数, 本文中取 0.1^[18]. k_{f1} 和 k_{f2} 为无量纲系数, 表示粗糙度、滑动速度和压力梯度对流体剪切力的影响^[19], 本文中根据实际工况分别取 0.2 和 0.8. 在式 (6) 中, v_n 为出口边界上的法向流出速度, 通过对出口边界进行封闭积分得到漏率. 上述仿真步骤涉及的一些参数列于表 1 中.

表 1 仿真参数

Table 1 Parameters for simulation

Parameters	Specification
Inner radius of the seal ring, R_1/mm	59.6
Outer radius of the shaft, R_2/mm	62.35
Outer radius of the seal ring, R_3/mm	62.5
Thickness of the seal ring, B/mm	2.6
Young's elastic modulus of PEEK, E_1/GPa	3.7
Young's elastic modulus of 38CrSi, E_2/GPa	206
Poisson's ratio of PEEK	0.2
Poisson's ratio of 38CrSi	0.3
Oil density at 20 °C, $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	876
Viscosity index of oil	161
Dynamic viscosity of oil at 65 °C, $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.031 1
Dynamic viscosity of oil at 30 °C, $\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.123 5
Oil temperature in simulation, $T/^\circ\text{C}$	65

2 胀圈旋转密封环密封性能试验

密封环性能试验在旋转动密封试验台上进行, 如图 5 所示, 它由试验腔体、液压系统、伺服控制系统和测量系统组成. 胀圈型旋转密封环安装在主轴上的环槽中, 对称布置在腔体进油口两侧, 腔体下部有两个出油口, 位于密封环安装位置的外侧, 油液从出口流出, 通过液压系统进行循环. 电机与腔体之间布置有扭矩传感器, 用于测试主轴的转矩. 整个轴系由伺服电机进行驱动, 可以实现 3 000 r/min 内的无级变速, 以及在负载转矩变化条件下的转速恒定. 由于密封面存在相对摩擦, 且密封结构紧凑, 难以直接测量密封面油温, 故在腔体出油口布置热电偶, 测量漏油的油温来代替密封面油温.

试验对象为 PEEK 胀圈型旋转密封环, 其装配后的外圆直径为 125 mm, 径向宽度 2.9 mm, 轴向厚度 2.6 mm.

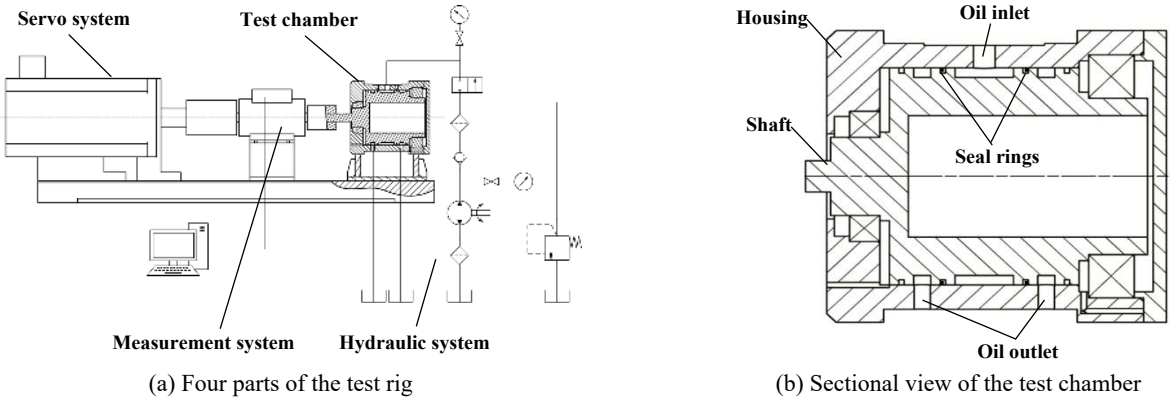


Fig. 5 Schematic diagram of the test rig
图 5 试验台示意图

根据端面结构形式可将试验对象分为无槽环和V形槽环两组。图6(a)为V形槽环的尺寸结构图，无槽环的密封端面上没有特殊结构，是由机加工得到的平面，而V形槽环的密封端面除去切口位置之外，均布了17个

V形槽。单个槽的实际形貌如图6(b)所示，槽最深处距密封端面为150 μm，加工误差±15 μm。密封环对摩件的材料均为38CrSi 合金钢，密封介质为某品牌10W-40 牌号的机油。

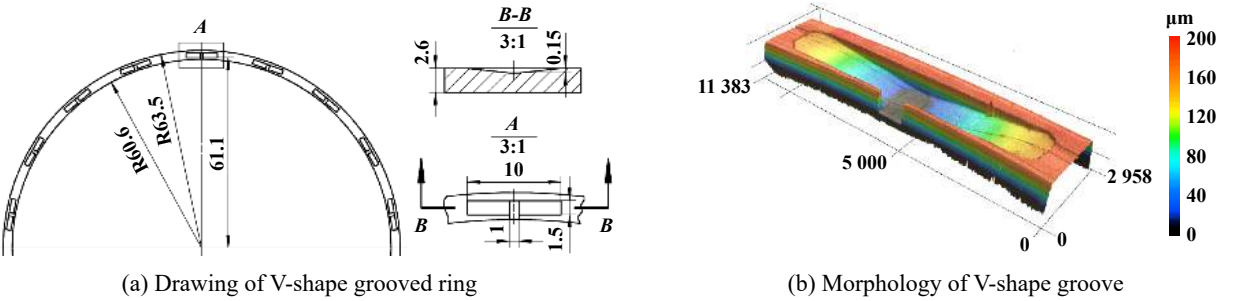


Fig. 6 Schematic diagram of the test specimen
图 6 试验样品示意图

试验前，先在1 000 r/min，0.5 MPa工况下磨合2 h，然后进行多工况试验。试验转速分别为500、1 000、1 500和2 000 r/min，密封油压分别为0.5、1.0和1.5 MPa，折合PV值的变化范围是1.6~19.6 MPa·m/s。试验过程控制转速和压力不变，记录主轴转矩和出口油温变化。为了得到密封环的摩擦转矩，还测试了在这四种转速条件下的空载转矩，各组试验实测转矩与空载转矩求差，即可得到摩擦转矩。另外，漏率的测试均在65 ℃下进行，以排除温度对漏率的影响。得到摩擦转矩与漏率结果后，与流固耦合仿真的结果进行对比，验证计算模型的可靠性。

3 结果与讨论

3.1 密封环的变形分析

图7展示了油液温度65 ℃，压力1.5 MPa，主轴转速1 000 r/min条件下无槽环的截面变形，以及密封面接触压力 p_c 和流体压力 p_f 分布。

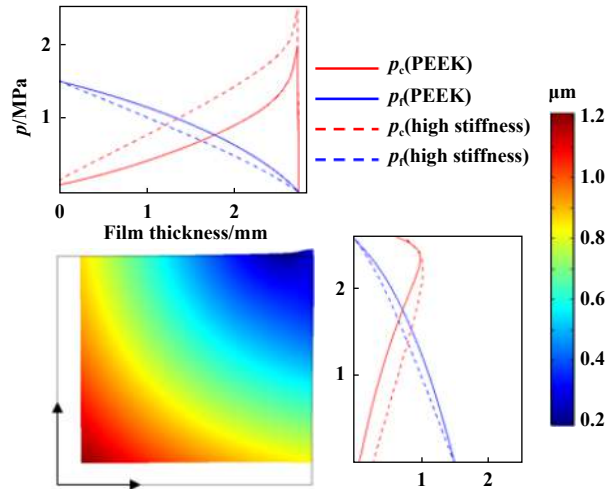


Fig. 7 Sectional deformation of untextured ring and pressure distribution of the sealing surface
图 7 无槽环截面变形与密封面受力分布

将图7结合图1分析，由于密封面间隙连通了密封空间和外部环境，其入口到出口的流体压力一定为递

减趋势, 考虑流体压力对密封环的作用后, 接触压力必定为递增趋势. 但接触压力递增会导致密封面形成收敛间隙, 即流体膜厚度递减, 引起流体压力由线性变为抛物线型, 在这种耦合作用下, 密封面上接触压力和流体压力会变为非线性分布. 另外, 在密封端面的出口处, 密封环和轴肩接触产生了应力集中现象, 使密封端面接触压力分布更加非线性. 这说明第一节介绍的工程简化计算方法, 对接触力和流体压力的假设是不可靠的, 在设计计算中有必要考虑密封环的流固耦合.

另外, 图7中虚线表示高刚度密封环(弹性模量为 206 GPa)的接触压力和流体压力分布, 与低刚度 PEEK 密封环相比, 接触压力较大, 流体压力较小, 且分布更趋于线性. 这说明对于低刚度的 PEEK 密封环, 流固耦合作用更加明显, 相比于高刚度的金属环, 更应该在设计计算中考虑流固耦合作用.

3.2 工况条件对摩擦转矩的影响

图8为两种密封环在不同主轴转速、油液压力和油液温度下的摩擦转矩. 在不同转速和温度下, 摩擦转矩均随压力增大而显著增大. 这是因为增大油液压

力, 密封环非密封端面受到的流体压力增大, 同时密封面的入口压力也增大, 但密封面流体压力分布形式仍然基本不变, 从入口到出口出递减. 因此, 密封端面所受接触力会增大, 进而导致摩擦转矩增大. 另外, 通过式(4)可知, 接触压力增大会引起等效膜厚减小, 则由式(5)可知流体剪切摩擦力也会增加, 从而导致摩擦转矩增大.

另外, 在相同压力下, 两种环摩擦转矩随着转速增大呈上升趋势, 随温度升高呈下降趋势. 主要原因如下: 由式(5)可知, 摩擦转矩包含固体摩擦力矩和流体剪切力矩. 转速和温度对固体接触力 p_c 影响小, 故对固体摩擦力矩影响很小, 而转速和温度增大分别会使式(5)的右端第二项中的 ω 增大, η 减小, 从而使流体剪切力矩增大. 另外, V形槽将流体引入密封面, 在周向存在压力梯度, 见图9(b), 所以转速增大还会使式(5)右端第三项的压力梯度增大. 因此两种环总摩擦转矩随转速增加而增大, 随温度增加而减小.

此外, 无槽环和V形槽环的流体压力与接触力分布存在明显差异. 图9(a、c)中的无槽环端面流体压力和接触力沿周向均匀分布, 这是由无槽环周向几何一

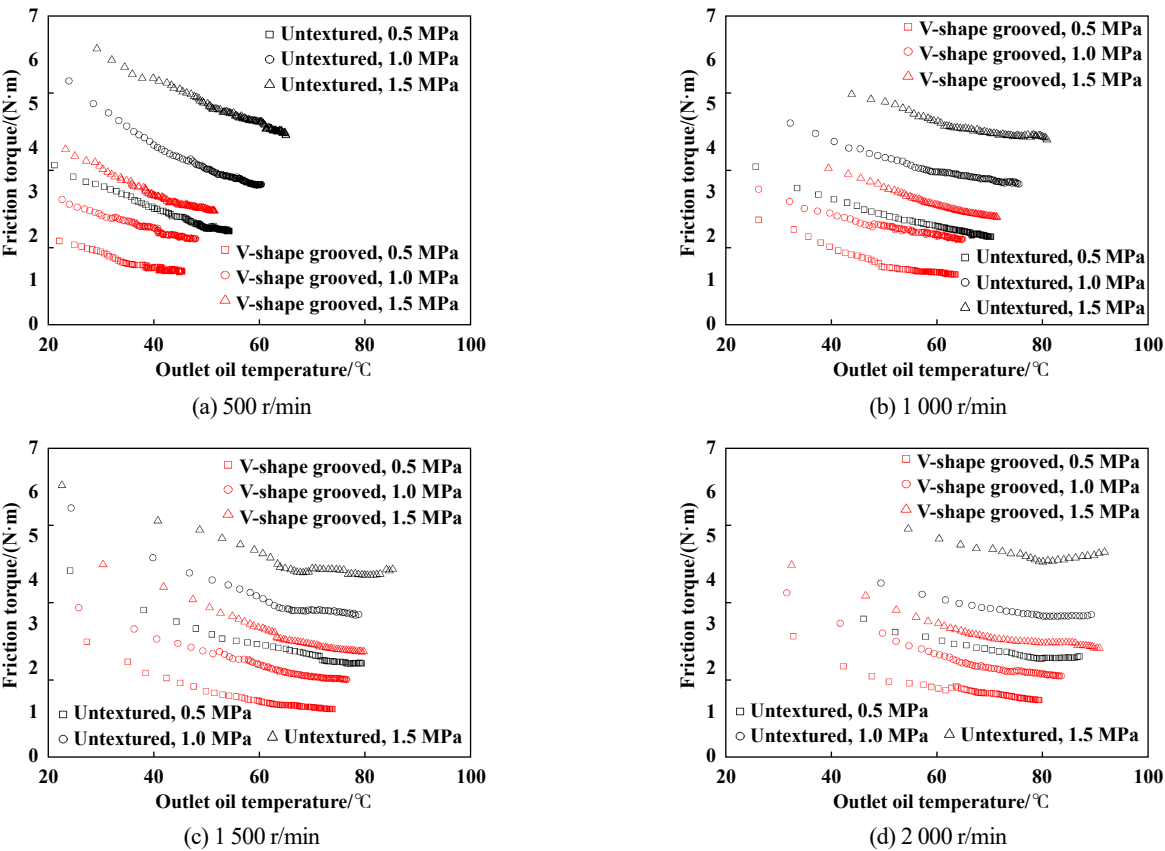


Fig. 8 Effect of working condition on friction torque of the seal rings

图 8 工况条件对密封环摩擦转矩的影响

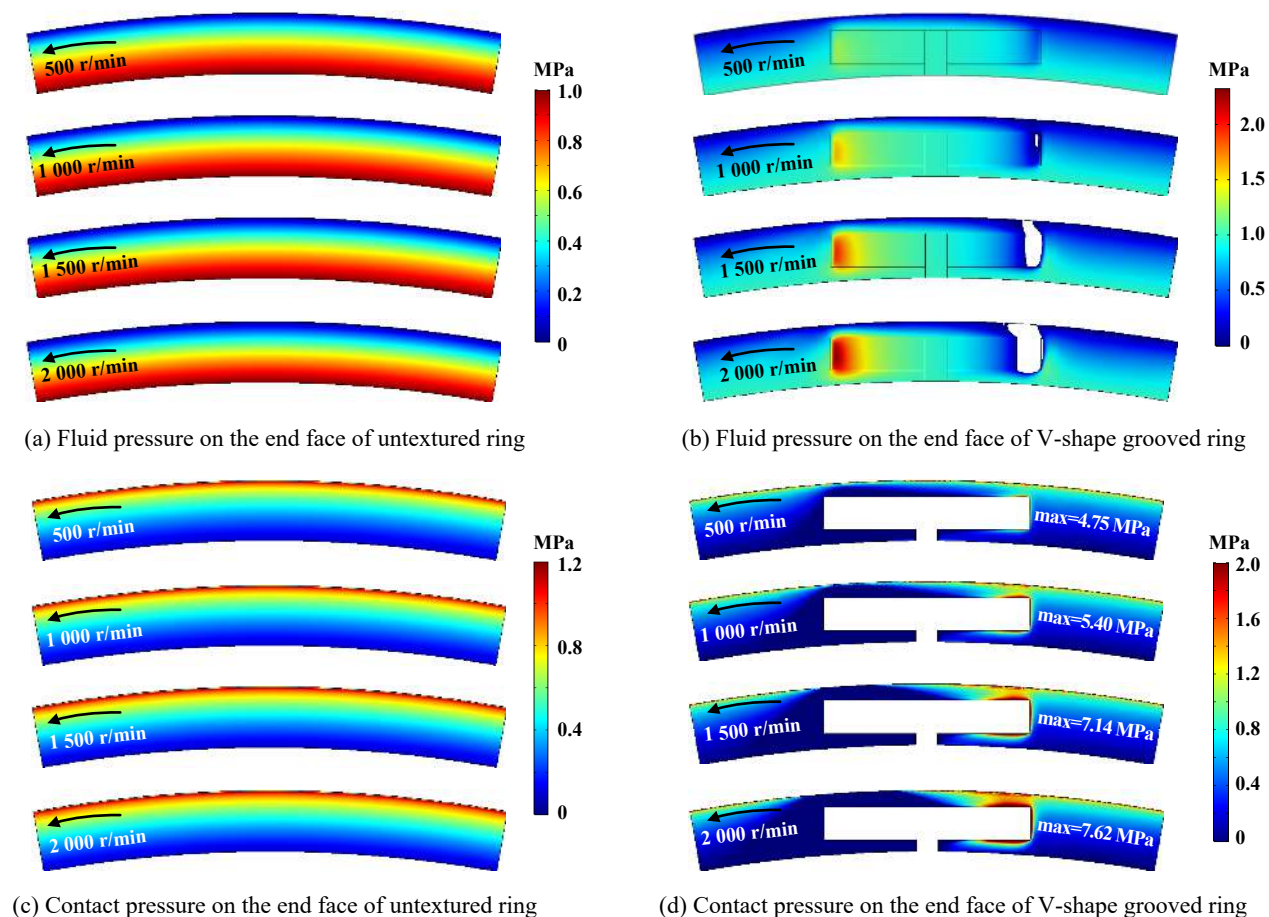


Fig. 9 Fluid pressure and contact pressure on sealing end face of the two rings ($p_0=1.0$ MPa, $T=65$ °C)

图9 两种密封环密封端面流体压力和接触力分布(介质压力1.0 MPa, 油温65 °C)

致性决定的,而沿径向是非均匀分布,从图7可知是由密封环截面变形造成的。图9(b)中随着转速增加,V形槽局部产生了动压效应,空化区面积逐渐增大,图9(d)中随着转速增大,空化区附近密封面接触压力也显著增大。本文试验转速最高达到2 000 r/min,V形槽环在该转速下空化区面积比例不大,因此总流体承载力和低速条件下相比减小并不明显,导致总接触力和摩擦转矩变化不大。综上所述,V形槽区域的流体静压力有效提高了流体承载力,因此与无槽环相比摩擦转矩有所降低。在转速2 000 r/min以上,空化区面积逐渐增大,动压效应引起的减摩作用才能逐渐显现,起到进一步减小接触压力和摩擦转矩的作用。

图10为两种密封环在油液温度65 °C时摩擦转矩。结果表明,流固耦合模型的摩擦转矩计算结果,与试验结果的变化趋势基本相同,数值上相差20%以内,说明仿真模型对实验结果有较好的预测能力。另外,对于本文分析的密封环结构而言,对于V型槽密封环,在密封介质压力为1 MPa时,外圆柱面摩擦转矩为2.15~2.19 N·m,端面固体摩擦转矩为1.87~2.01 N·m,

说明密封环端面存在相对滑动而外圆面静止的假设是合理的。

3.3 工况条件对漏率的影响

图11为胀圈型旋转密封环在不同主轴转速、油液压力下,油液温度为65 °C时的漏率。从图11中可以看出,漏率随转速和压力增大而呈增大趋势,但是漏率受压力影响更大。这是因为胀圈密封端面是1个径向宽度很窄的面,密封环工作时的流体介质压力很大,故径向压力梯度很大,压力梯度决定了流体径向流速,因此漏率对压力变化很敏感。而转速对漏率的贡献主要在于对油液的离心作用,转速增大会使密封面流体离心力增大,加速流体沿径向的流动,从而增大漏率,但由于密封面径向宽度小,离心作用不明显,故漏率对转速不敏感。另外,V形槽环不同工况下的漏率比无槽环大10%左右,且漏率随压力变化更敏感。从图9(b)可以看出,这是因为V形槽将流体引入密封面后,相当于在局部减小了密封端面的径向宽度,提高径向压力梯度,从而增大了漏率。

另外,图11表明:流固耦合模型的漏率计算结果

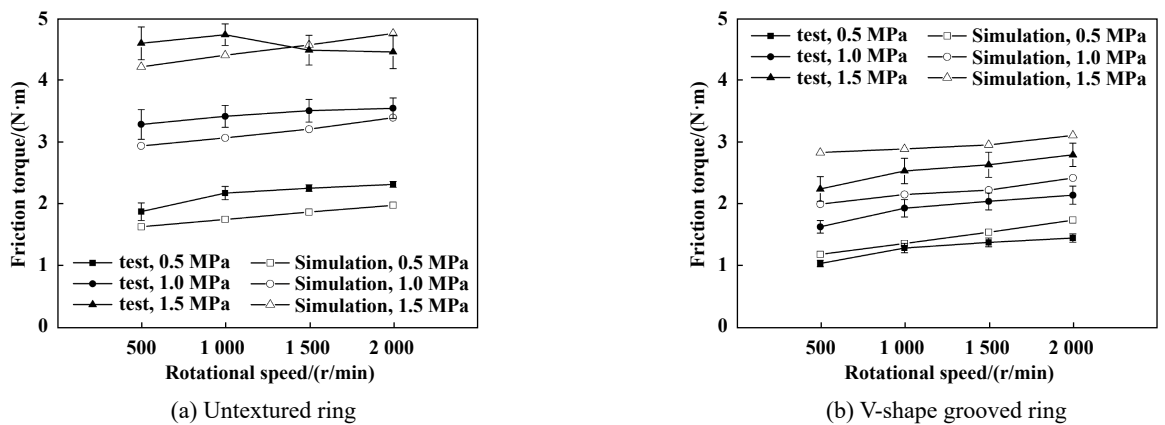


Fig. 10 Comparison between experimental and simulated results of friction torque ($T=65\text{ }^{\circ}\text{C}$)
图 10 摩擦转矩的试验和仿真结果对比(油温 $65\text{ }^{\circ}\text{C}$)

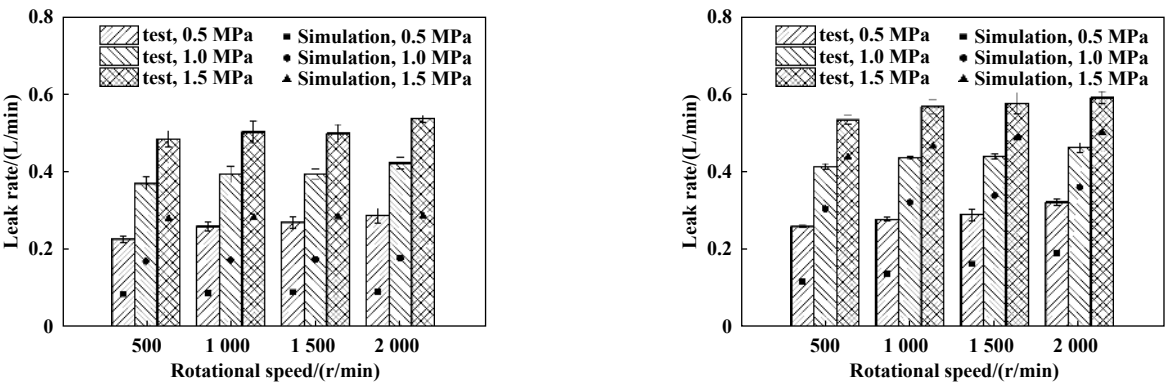


Fig. 11 Comparison between experimental and simulated results of leak rate (at $65\text{ }^{\circ}\text{C}$)
图 11 漏率的仿真和试验结果对比($65\text{ }^{\circ}\text{C}$)

与试验结果的变化趋势相同,但数值上普遍小于试验结果,其主要原因有两个:①流固耦合模型中没有考虑密封环切口处的泄漏,而实际上密封环切口存在额外的泄漏量;②实际工况下,由于零件加工装配误差、装置的振动等因素,会导致密封面油膜厚度的不稳定,从而导致试验测得漏率大于数值计算得到的漏率。

4 结论

- a. 基于有限元软件COMSOL,建立了胀圈旋转密封流固耦合模型. 仿真结果表明密封环在载荷下发生了复杂变形,导致密封面固体接触力和流体压力分布的不均匀. 摩擦转矩和漏率的计算结果能定性预测试验结果,为胀圈密封环密封性能的预测提供了有效方法。
- b. 以无槽环和V形槽环两种PEEK胀圈型密封环为试验对象,进行了摩擦转矩和漏率的测试. 结果表明,V形槽环在不同工况下的摩擦转矩低于无槽环约40%,但漏率偏大10%左右. 这是因为在V形槽处,流体静压直接作用,起到了平衡载荷的作用,减小了总

的固体接触力,从而减小摩擦转矩. 但V形槽的存在相当于在局部减小了密封端面的径向宽度,提高径向压力梯度,从而增大了漏率. 因此,在漏率允许的情况下,在密封面上开V形槽能有效降低摩擦转矩,减小传动功率损耗。

c. 在相同介质压力下,两种环摩擦转矩随着转速增大呈上升趋势,随温度升高呈下降趋势,这是由于增大转速提高了油液剪切力,而温度升高降低油液黏性,减小流体剪切力. 另外,在相同温度下,漏率主要受密封介质压力影响,随主轴转速变化不敏感。

参考文献

[1] Peng Shiyi. Rotary seal device[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1976: 66-81(in Chinese) [彭拾义. 旋转密封装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1976: 66-81].

[2] Liu Yanmei, Sun Yang, Song Hongda. Study of seal ring of turbojet engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(6): 45-47 (in Chinese) [刘艳梅, 孙扬, 宋鸿达. 某涡喷发动机密封环研制[J]. 推进技术, 1999, 20(6): 45-47]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4055.1999.06.011.

- [3] Niu Limin, Li Shuying, Sun Haiou, et al. Design of metal ring contact seal[J]. Journal of Harbin Engineering University, 1995, 16(1): 1–6 (in Chinese) [牛利民, 李淑英, 孙海欧, 等. 金属涨圈接触式密封设计实践[J]. 哈尔滨工程大学学报, 1995, 16(1): 1–6].
- [4] Hu J, Wei C, Li X. A uniform cross-speed model of end-face seal ring with spiral grooves for wet clutch[J]. Tribology International, 2013, 62: 8–17. doi: [10.1016/j.triboint.2013.01.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.01.015).
- [5] Li Shan, Zhang Hongzhuang, Shi Jiangtian, et al. Seal hoop of packing material PTFE used for military vehicles[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2003, 27(2): 50–51 (in Chinese) [李闪, 张宏壮, 施江天, 等. 重载车辆用填充PTFE材料密封环[J]. 机械材料, 2003, 27(2): 50–51]. doi: [10.3969/j.issn.1000-3738.2003.02.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-3738.2003.02.016).
- [6] Gong R, Liu M, Zhang H, et al. Experimental investigation on frictional behavior and sealing performance of different composites for seal application[J]. Wear, 2015, 342-343: 334–339. doi: [10.1016/j.wear.2015.10.001](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.10.001).
- [7] Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. JB/T 8547-2010 Alloy cast iron rings for hydrodynamic drive[S]. Beijing: China Machine Press, 2010(in Chinese) [中华人民共和国工业和信息化部. JB/T 8547-2010液力传动用合金铸铁密封环[S]. 北京: 机械工业出版社, 2010].
- [8] Gong Ran, Che Huajun, Li Hongwu, et al. Prediction and experimental research on evolution for frictional contact of isothermal sealing ring[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 66–71 (in Chinese) [宫燃, 车华军, 李洪武, 等. 等温密封环摩擦状态演变预测与试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 66–71]. doi: [10.3901/JME.2011.17.066](https://doi.org/10.3901/JME.2011.17.066).
- [9] Gong Ran, Li Hongwu, Zhou Xiaojun. Tribological properties of seals in integrated transmission of vehicle[J]. Tribology, 2008, 28(6): 541–545 (in Chinese) [宫燃, 李洪武, 周晓军. 传动装置密封环摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(6): 541–545]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2008.06.011](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2008.06.011).
- [10] Gong Ran, Li Hongwu, Zhou Xiaojun. Experimental study on dynamic sealing performance under high pressure and high speed[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2): 100–103 (in Chinese) [宫燃, 李洪武, 周晓军. 高速高压流体密封性能的试验研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(2): 100–103]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2008.02.027](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2008.02.027).
- [11] Watanabe K, Seki K, Tadano H, et al. A study on the friction reduction of seal ring for automatic transmission by applying surface texture[J]. Tribology Online, 2017, 12(3): 151–154. doi: [10.2474/trol.12.151](https://doi.org/10.2474/trol.12.151).
- [12] Gronitzki M, Poll G W G. Optimization of the tribological performance of rectangular seals in automotive transmissions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(3): 259–270. doi: [10.1243/13506501JET247](https://doi.org/10.1243/13506501JET247).
- [13] Wang Leqin, Meng Xiangkai, Dai Weiping, et al. Analysis on sealing performance and fluid-solid coupling model of contacting mechanical seals[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(11): 1864–1866 (in Chinese) [王乐勤, 孟祥铠, 戴维平, 等. 接触式机械密封流固耦合模型及性能分析[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(11): 1864–1866]. doi: [10.3321/j.issn:0253-231X.2008.11.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0253-231X.2008.11.016).
- [14] Stupkiewicz S, Marcinišzyn A. Elastohydro-dynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 615–627. doi: [10.1016/j.triboint.2008.08.008](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.08.008).
- [15] Liu Xiangfeng, Wei Linzong, Huang Weifeng, et al. Theoretical analysis on fluid-structure coupling of hydrostatic mechanical seal[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2011, 51(12): 1839–1843 (in Chinese) [刘向锋, 魏琳宗, 黄伟峰, 等. 静压式机械密封流固耦合的理论分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2011, 51(12): 1839–1843].
- [16] Peng C, Guo S, Ouyang X, et al. An eccentric 3-D fluid-structure interaction model for investigating the effects of rod parallel offset on reciprocating-seal performance[J]. Tribology International, 2018, 128: 279–290. doi: [10.1016/j.triboint.2018.07.028](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.07.028).
- [17] Yang Xiao, Meng Xiangkai, Peng Xudong, et al. A TEHD lubrication analysis of surface textured mechanical seals[J]. Tribology, 2018, 38(2): 204–212 (in Chinese) [杨笑, 孟祥铠, 彭旭东, 等. 表面织构化机械密封热弹流润滑性能分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(2): 204–212]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.02.011](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.02.011).
- [18] Andrade T, Wiebeck H, Sinatora A. Effect of surface finishing on friction and wear of Poly-Ether-Ether-Ketone (PEEK) under oil lubrication[J]. Polimeros, 2016, 26(4): 336–342. doi: [10.1590/0104-1428.2183](https://doi.org/10.1590/0104-1428.2183).
- [19] Patir N, Cheng H. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Transactions of the ASME, 1979, 101(2): 220–229.