

DOI: 10.7652/xjtuxb202001008

扰变工况下不同表面结构机械密封瞬态特性分析

徐鲁帅¹, 王赞磊¹, 张帆¹, 郝木明², 袁小阳¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;
2. 中国石油大学(华东)新能源学院, 266580, 山东青岛)

摘要: 针对快变升速、密封腔压力波动、轴系扰动等扰变工况导致的非接触式机械密封动环与静环碰摩、泄漏加剧及动力失稳等问题,提出了一种内径螺旋槽、外径波锥槽和中间坝区组合的新型表面结构,并将其与螺旋槽、波锥坝槽的降漏减振功效进行了比较。首先,建立了扰变工况下摩擦学与动力学耦合的数学模型;然后,基于给定扰动工况的表征函数,全时间域联立求解含流量因子、接触因子、挤压项与考虑质量守恒空化边界的润滑方程、Jackson-Green 接触方程及补偿环轴向动力学方程;最后,以承载力、泄漏量、膜厚为主要指标,对 3 种表面结构的瞬态响应进行了对比分析。结果表明:新型组合槽在多类扰变工况下具有出色的密封性能与稳定性,启动阶段泄漏量始终保持在最低水平,与波锥槽脱开转速相差 500 r/min,压力波动工况下组合槽膜厚振动最大幅值仅为 3 μm ,与螺旋槽相比,轴系扰动工况下其接触冲击载荷减小 12 kN,瞬时泄漏量减少 400 L/h。研究结果可为扰变工况下表面结构优化设计与稳定性提升提供参考。

关键词: 机械密封;表面结构;瞬态特性;扰变工况;稳定性

中图分类号: TH136 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)01-0056-08

Transient Characteristics of Mechanical Seals with Different Surface Structures under Disturbance Conditions

XU Lushuai¹, WANG Yunlei¹, ZHANG Fan¹, HAO Muming², YUAN Xiaoyang¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of New Energy, China University of Petroleum (East China), Qingdao, Shandong 266580, China)

Abstract: A novel surface structure which combines spiral groove (SG) at inner side, wave-tilt (WTD) at outer side and annular dam at center is proposed (SG-WTD) to solve the problem such as surface rub-impact, leakage aggravation and dynamic instability of non-contacting mechanical seals during startup, pressure fluctuation and shafting disturbance. Meanwhile, this new surface structure is compared with traditional SG and WTD for leakage and vibration reducing. A mathematical model coupling tribology and dynamic system under disturbance conditions is established. Then, the Reynolds equation considering JFO boundary, flow factor, contact factor and squeeze item, the Jackson-Green asperity contact equation as well as the dynamic equations of flexible mounted ring are solved simultaneously based on the operating conditions. Finally, the transient responses of three surface structures are analyzed comparatively taking the bearing capacity, leakage rate and film thickness as the main indexes. Results show that the novel SG-

收稿日期: 2019-08-28。 作者简介: 徐鲁帅(1994—),男,博士生;袁小阳(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11872289,51775412);国家自然科学基金青年基金资助项目(51805409)。
网络出版时间: 2019-10-09 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191009.1434.004.html>

WTD structure has excellent sealing performance and stability under various disturbing conditions. Its leakage rate always remains at the lowest level during startup and it has higher separation speed about 500 r/min compared with WTD. SG-WTD structure has significant stability under pressure fluctuations, and the maximum disturbance of film thickness is only 3 μm . The contact force and leakage rate are reduced by 12 kN and 400 L/h, respectively, compared with SG. This study may provide a reference for surface structure optimal design and stability improvement under disturbance conditions.

Keywords: mechanical seal; surface structure; transient characteristics; disturbance condition; stability

机械密封作为能源动力装备、航空航天、舰艇船舶等领域的关键功能部件,广泛应用于火箭高速涡轮泵、核主泵、大型汽轮机组、石化高参数泵、航空涡轴发动机等高端装备^[1-2]。随着机械密封系统向运行工况复杂化(频繁启停、变工况、冲击等)方向发展^[3],其密封性能与可靠性面临极大挑战。特别地,高温、高压、高速、多介质等极端工况使密封的稳定性和安全性问题更加凸显^[4]。因此,对密封系统在复杂工况下的瞬态动力学行为研究势在必行。

液体润滑非接触式机械密封作为机械密封的典型代表,依靠端面间微米级的流体膜将动环与静环分离,避免了摩擦副的直接接触磨损。虽然它在理论上具有无限的使用寿命,却常过早地失效,一个可能的原因就是摩擦副表面的碰磨刮伤^[5]。导致密封表面接触的原因主要包括端面润滑不足、启停过程表面的脱开时间较长^[6-7]、操作工况的瞬时变化^[8]、转子轴系动态扰动^[9]、密封环不对中偏差等^[10]。关于机械密封瞬态动力学(时间历程分析)的研究非常复杂,主要体现为惯性载荷随时间的任意变化,即载荷的瞬变性与时变性^[11]。另外,表面结构在影响端面间隙的流动特性的同时,对密封系统的动态特性也有显著影响。Blasiak 等分别比较了径向锥度槽、螺旋槽、直线槽、波锥坝槽几种典型槽型结构对非接触式机械密封动态特性的影响,指出表面结构对控制泄漏、降低磨损、提高稳定性均有重要作用^[12]。Liu 等研究了 WTD(wavy-tilt-dam)机械密封在位移、速度扰动下开启力、泄漏量、膜厚的瞬态变化规律^[13],并进一步建立考虑热弹变形的控制方程,研究了不同工作条件(压力扰动、启动阶段)下密封的瞬态特性^[14]。Jiang 等提出了一种适用于高速工况的仿生集束螺旋槽干气密封结构,发现其在高速低压环境下相比于传统螺旋槽有更优越的密封性^[15]。目前,国内外学者对表面结构的研究多集中于改善滑动表面的摩擦特性或提升动压承载性能^[16],缺乏

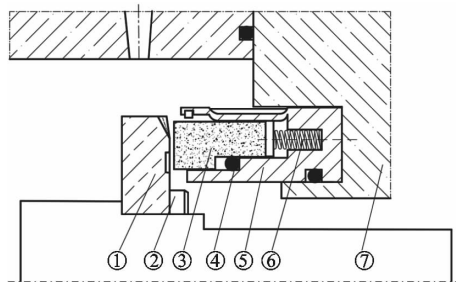
极端复杂工况下表面结构对系统动力学的影响与间隙复杂流动机理的探究。

鉴于所述现状,本文提出了一种螺旋槽-波锥坝组合型表面结构(SG-WTD,后文简称组合槽),并与目前工程领域应用较为广泛的螺旋槽(SG)和波锥坝槽密封在扰变工况下的瞬态性能进行比较,分析了表面结构对密封系统动力学及稳定性的影响,以为机械密封表面结构设计及优化提供参考。

1 数值方法与计算模型

1.1 运动方程

图1为静环挠性安装的机械密封(FMS)结构示意图,整体装置由动环、静环、辅助密封圈及弹簧补偿元件等组成^[6],初始平衡位置液膜厚度为 C_0 ,静环位置可根据扰动量的变化通过背侧弹簧做反馈调整,端面间隙液膜厚度也因此而实时变化。



1—动环;2—锁紧套;3—静环;4—O型圈;5—弹簧座;
6—弹簧;7—腔体。

图1 机械密封系统结构图

密封系统轴向运动方程为^[17]

$$m_s \ddot{u}_z + D_{sz} \dot{u}_z + K_{sz} u_z = F_{cls} - F_f - F_{as} \quad (1)$$

式中: m_s 为静环质量; K_{sz} 、 D_{sz} 分别为系统的刚度和阻尼;闭合力 F_{cls} 由弹簧预紧力与动环背压组成;流体承载能力 F_f 和粗糙峰承载力 F_{as} 通过对控制体节点压力积分求解可得,计算方法将在1.2与1.3节作详细介绍,三者计算公式分别为

$$F_{\text{cls}} = p_{\text{sp}}\pi(r_o^2 - r_i^2) + p_i\pi(r_b^2 - r_i^2) + p_o\pi(r_o^2 - r_b^2) \quad (2)$$

$$F_f = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} pr dr d\theta \quad (3)$$

$$F_{\text{as}} = \int_{A_n} p_{\text{as}} dA_n \quad (4)$$

其中 p_{sp} 为弹簧比压, r_b 为平衡半径, r_i 为密封环内半径, r_o 为密封环外半径。

为了确保数值计算的稳定性,本文采用 Newmark- β ^[11] 逐步积分求解运动方程,首先计算 $t + \Delta t$ 时刻的有效载荷

$$[\bar{F}] = [F]_{t+\Delta t} + [M](\alpha_0[u_z]_t + \alpha_2[\dot{u}_z]_t + \alpha_3[\ddot{u}_z]_t) + [C](\alpha_1[u_z]_t + \alpha_4[\dot{u}_z]_t + \alpha_5[\ddot{u}_z]_t) \quad (5)$$

进一步,求解 $t + \Delta t$ 时刻静环的位移

$$[\bar{K}][u_z]_{t+\Delta t} = [\bar{F}]_{t+\Delta t} \quad (6)$$

最后,计算 $t + \Delta t$ 时刻静环的速度和加速度

$$[\ddot{u}_z]_{t+\Delta t} = \alpha_0([u_z]_{t+\Delta t} - [u_z]_t) - \alpha_2[\dot{u}_z]_t - \alpha_3[\ddot{u}_z]_t \quad (7)$$

$$[\dot{u}_z]_{t+\Delta t} = [\dot{u}_z]_t + \alpha_6[\ddot{u}_z]_t + \alpha_7[\ddot{u}_z]_{t+\Delta t} \quad (8)$$

式(5)~(8)中系数表达式参见文献[14],在此不做赘述,Newmark- β 方法是一种无条件稳定的隐式积分格式,时间步长的大小不影响解的稳定性,可在时变载荷动力学方程求解中提高精度与收敛速度。

1.2 流体润滑方程

扰变工况下动环与静环端面可能会发生接触摩擦^[6],因此在求解润滑方程时须考虑表面粗糙度的影响,同时流体膜挤压效应与相变也会对接触承载能力产生不同程度的影响。考虑质量守恒空化边界、流量因子及接触因子、挤压效应的影响,建立适用于混合润滑与流体动压润滑状态的控制方程

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi_\theta h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\mu\omega r \phi_c \frac{\partial(\bar{h}_T \Phi)}{\partial \theta} + 6\mu\omega r \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} + 12\mu r \phi_c \frac{\partial(\bar{h}_T \Phi)}{\partial t} \quad (9)$$

式中: $\Phi = \rho/\rho_c$ 为液膜密度比^[18], ρ 为端面任意点液膜密度, ρ_c 为密封介质的密度; p 为液膜压力; ω 为转动角速度; ϕ_θ 、 ϕ_r 、 ϕ_s 、 ϕ_c 分别为周向与径向压力流量因子、剪切流量因子和接触因子^[19]。

采用有限差分对控制方程(9)进行离散,利用向后欧拉法离散时间项,整理得到压力及液膜密度比表达式为

$$p_{i,j} = (A_{i,j}p_{i+1,j} + B_{i,j}p_{i-1,j} + C_{i,j}p_{i,j+1} + D_{i,j}p_{i,j-1} - F_{i,j}\Phi(i,j) + G_{i,j}\Phi(i-1,j) - K_{i,j} - L_{i,j})/E_{i,j} \quad (10)$$

$$\Phi_{i,j} = (A_{i,j}p_{i+1,j} + B_{i,j}p_{i-1,j} + C_{i,j}p_{i,j+1} + D_{i,j}p_{i,j-1} - E_{i,j}p_{i,j} + G_{i,j}\Phi_{i-1,j} - K_{i,j} - L_{i,j})/F_{i,j} \quad (11)$$

进一步,采用超松弛迭代法(SOR)交替求解液膜压力场及密度场分布

$$p_{i,j,\text{SOR}}^{k+1} = (1 - \Omega)p_{i,j}^k + \Omega p_{i,j,\text{GS}}^{k+1} \quad (12)$$

$$\Phi_{i,j,\text{SOR}}^{k+1} = (1 - \Omega)\Phi_{i,j}^k + \Omega \Phi_{i,j,\text{GS}}^{k+1} \quad (13)$$

根据质量守恒空化边界条件,对压力场和密度场进行交替修正,同时完成空化区域与非空化区域的修正,将修正值作为下一次初始值进行迭代,当压力计算结果满足收敛的精度要求($\epsilon < 10^{-5}$)时完成液膜压力场求解。

1.3 粗糙峰接触方程

现有的粗糙峰接触模型主要分为统计学模型与确定性模型^[6,20],目前前者应用较为广泛,主要包括 GW、GT、CEB 和 JG 接触模型。本文采用 Jackson 和 Green 提出的接触模型^[21],该方法修复了弹塑性转变不连续及表面硬度不随剪切强度变化而变化的缺点^[22],在机械密封^[6]及滑动轴承^[9]领域有广泛应用。JG 模型假设粗糙峰高度服从高斯分布,其无量纲表达式为

$$\phi\left(\frac{z}{\sigma}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)^2\left(\frac{z}{\sigma}\right)^2\right] \quad (14)$$

单一粗糙峰变形量 $\omega = z - d$, 其中 $d = h(r, \theta, t) - y_s$ 。初始屈服时的临界接触力 $\bar{F}_{\text{cy}} = \frac{4}{3}\left(\frac{R}{E'}\right)^2 \cdot \left(\frac{C}{2}\pi S_y\right)^3$, 临界变形量 $\omega_c = \left(\frac{\pi C S_y}{2E'}\right)^2 R$ 。

当 $0 \leq \omega \leq 1.9\omega_c$ 时,粗糙峰首先发生弹性变形,其接触力服从赫兹接触理论

$$P_{\text{as}}(H) = \eta_s \beta \sigma E' \left\{ \frac{4}{3} \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \int_H^{H+1.9\omega_c^*} \omega^{*3/2} \phi^*(z_s^*) dz_s^* \right\} \quad (15)$$

当 $\omega > 1.9\omega_c$ 时,单粗糙峰的接触力为

$$\bar{F}_{\text{as}}(H) = \bar{F}_{\text{cy}} \left\{ \left[\exp\left(-\frac{1}{4}\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{5/12}\right) \right] \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{3/2} + \frac{4H_G}{CS_y} \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{25}\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{5/9}\right) \right] \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right) \right\} \quad (16)$$

式中表面硬度

$$H_G =$$

$$2.84S_y \left[1 - \exp\left(-0.82\left(\sqrt{\frac{\omega}{R}}\left(\frac{\omega}{1.9\omega_c}\right)^{B/2}\right)^{-0.7}\right) \right]$$

最终得到每个节点的接触压力表达式为

$$P_{\text{as}}(r, \theta, t) = N_{\text{as}} \int_d^\infty \bar{F}(z - d) \phi(z) dz \quad (17)$$

式中 N_{as} 为粗糙峰面密度。

2 计算参数及扰变工况

2.1 表面结构参数

3种槽型结构如图2所示,其中图2a为典型内径开槽的螺旋槽密封结构,槽型曲线为对数螺旋线^[4],图2b为含有径向锥度、周向波度和坝区的密封结构^[13],图2c为内径侧螺旋槽、外径波锥槽和中间坝区的组合结构,图2d为组合槽密封环厚度方向剖面图,其膜厚方程为

$$h = \begin{cases} h_0 + \langle h_g \rangle \\ h_0 + \beta_z(r - r_z)(1 - \alpha_z \cos N_z \theta) \end{cases} \quad (18)$$

密封系统动力学参数^[6]:补偿环质量 $m_s = 0.5$ kg,系统刚度 $K_{sz} = 50$ kN · m⁻¹,阻尼 $D_{sz} = 1\ 500$ N · s · m⁻¹。

微观形貌参数^[7,17]:静环材料为浸钨碳石墨(M106D),弹性模量 $E_1 = 24$ GPa,表面硬度 $H_1 = 1$ GPa,屈服强度 $S_{y1} = 240$ MPa,泊松比 $\nu_1 = 0.21$;动环材料为烧结碳化硅(SSiC), $E_2 = 400$ GPa, $H_2 = 26$ GPa, $S_{y2} = 2\ 200$ MPa, $\nu_2 = 0.19$;粗糙峰密度 $\eta = 4.2 \times 10^{11}$ m⁻²,粗糙峰半径 $R_s = 1.7 \times 10^{-6}$ m。

槽型结构参数^[3,7]:内径 $r_i = 42.75$ mm,外径 $r_o = 62.75$ mm,槽根半径 $r_g = 50.75$ mm,转折半径 $r_z = 54.75$ mm,膜厚 $h_0 = 9$ μm,螺旋槽角 $\alpha = 40^\circ$,槽深 $h_g = 7$ μm,槽数 $N_g = 16$,波锥比 $\alpha_z = 0.3$,等效锥度 $\beta_z = 800$ μrad,波数 $N_z = 16$ 。

运行工况参数:内径压力 $p_i = 0.1$ MPa,外径压力 $p_o = 2$ MPa,转速 $\omega = 3\ 000$ r/min,密封介质为水。

2.2 工况运行变量

2.2.1 快变升速阶段 启动阶段转轴速度随时间变化一般有定加速度线性增加^[6]、指数增速^[7]和Harrison增速^[23]等形式,表达式分别为

$$V(t) = V_{\text{end}}/Tt \quad (19)$$

$$V(t) = V_{\text{end}}(1 - e^{-t/0.2}) \quad (20)$$

$$V(t) = \frac{V_{\text{end}}}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{\pi t}{T} \right) \right) \quad (21)$$

式中: V_{end} 为启动时设定的最终工作转速; T 为加速时间; t 为加速过程的任意时刻。为更直观地描述和分析不同表面结构对脱开转速的影响,本文采用第一种转速变化公式。

2.2.2 密封腔压力波动 受现场运行过程中流量调节、流体激振等因素影响,密封腔压力会出现一定规律的波动,采用一种典型的表征方法来定义工况变化^[24],如式(20)所示,假设密封腔压力波动为正弦形式,振幅 $A_p = 1$ MPa,中心稳态压力 $p_{oi} = 2$ MPa,频率为转动角速度

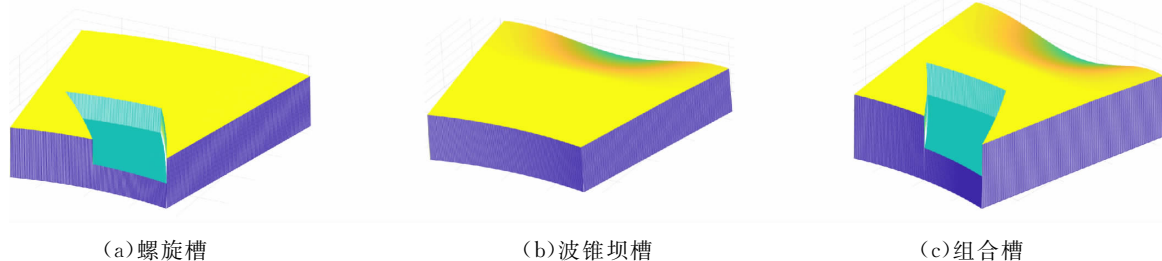
$$p_o = A_p \sin(\omega t) + p_{oi} \quad (22)$$

2.2.3 轴系扰动 密封运行过程中会受到转子系统轴向窜动和外界激励的扰动,进而导致动静环的碰摩、泄漏瞬时加剧、流体膜失稳等现象,计算中假设在0.1 ms时有正方向的位移突变,导致膜厚突然减小,下面分析不同表面结构下密封参数的瞬态响应。

3 结果与讨论

3.1 快变升速阶段结果比较

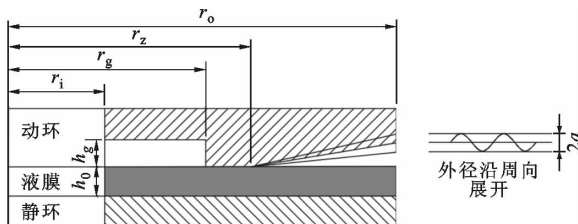
升速阶段各参量变化如图3所示,随着转速增



(a)螺旋槽

(b)波锥坝槽

(c)组合槽



(d)组合槽密封厚度方向剖面图

图2 3种表面结构端面结构图

加,3种表面结构的流体动压承载性能均逐渐增强。泄漏量计算结果为负值时表示外径向内径主导的流动(压差流),为正值时表示内径向外径侧流动(泵送流),螺旋槽与组合槽的液膜厚度与泄漏量在脱开转速(粗糙峰接触力消失)之后显著增加,并且有明显的轴向速度突变,而波锥坝槽的液膜厚度与轴向速度呈线性缓慢增加;随着端面间隙与承载力的增大,总摩擦扭矩(粗糙峰摩擦扭矩与流体摩擦扭矩之和)不断衰减,之后随着转速的持续增加,摩擦扭矩缓慢增大,承载力、膜厚等参数的计算结果变化趋势与文献[6-7]中的变化趋势相似。

考虑结构变化对升速过程润滑状态转变能力的影响,波锥坝槽由于波度与锥度的存在会将高压侧密封介质引入密封端面,因此在停车阶段已经有一定静压承载能力存在,粗糙峰承载力最小,在膜厚为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 时接触力消失,750 r/min时即可实现密封动环与静环的完全分离。虽然组合槽的接触面积最小,但是在小膜厚与低转速条件下,流体动压承载能力微弱,在1200 r/min时才达到脱开转速。组合槽端面液体的流动规律相比前两者更为复杂,不同转速、不同液膜厚度、不同内外压力均会影响端面承载及流动规律。在启动的初步阶段,转速较低,流体承载力主要由波度与锥度将密封侧高压引入间隙的静压力承担;随着转速升高,螺旋槽的动压承载能力发挥主要作用。结合图3d~3f可以发现,组合槽在越

过脱开转速后的变化形式更多地体现螺旋槽的作用特征,并且转速越高,作用效果越明显。

综合比较可以发现,对于脱开能力,波锥坝槽最优,螺旋槽次之,组合槽最劣。低转速场合波锥坝槽更为适用;随着转速的继续升高,当超过1200 r/min后,其泄漏量逐渐趋向于负值,这会对密封性带来消极影响,此时组合槽的优良性能变得更加明显,其泵送量不断升高并且在1700 r/min时超越了螺旋槽。

3.2 密封腔压力波动结果比较

假设密封腔压力在初始时刻为稳定状态,当受到高频压力波动后,各参数的变化情况如图4所示。腔体的压力波动对闭合力与静压承载力均会产生影响,导致闭合力也呈相同的频率波动。螺旋槽流体承载力振动频率与幅值逐渐降低,在3 ms之后的变化与闭合力接近一致,虽然在初期有较大的振动,但是泄漏量始终保持最低。波锥坝槽与组合槽的流体承载力没有显著振动变化。液膜厚度的变化情况如图4e所示,波锥坝槽随压力波动变化响应十分明显,振动幅值接近 $30\text{ }\mu\text{m}$,螺旋槽膜厚与摩擦扭矩的变化与承载力变化规律相近,组合槽在压力波动工况下有良好的稳定性,其液膜厚度与轴向速度在经过前2 ms的低幅振动后恢复为微小的波动,时间响应近乎平稳。由此可知,受波度与径向锥度的影响,外径压力波动极易导致波锥坝槽密封的大幅振动,

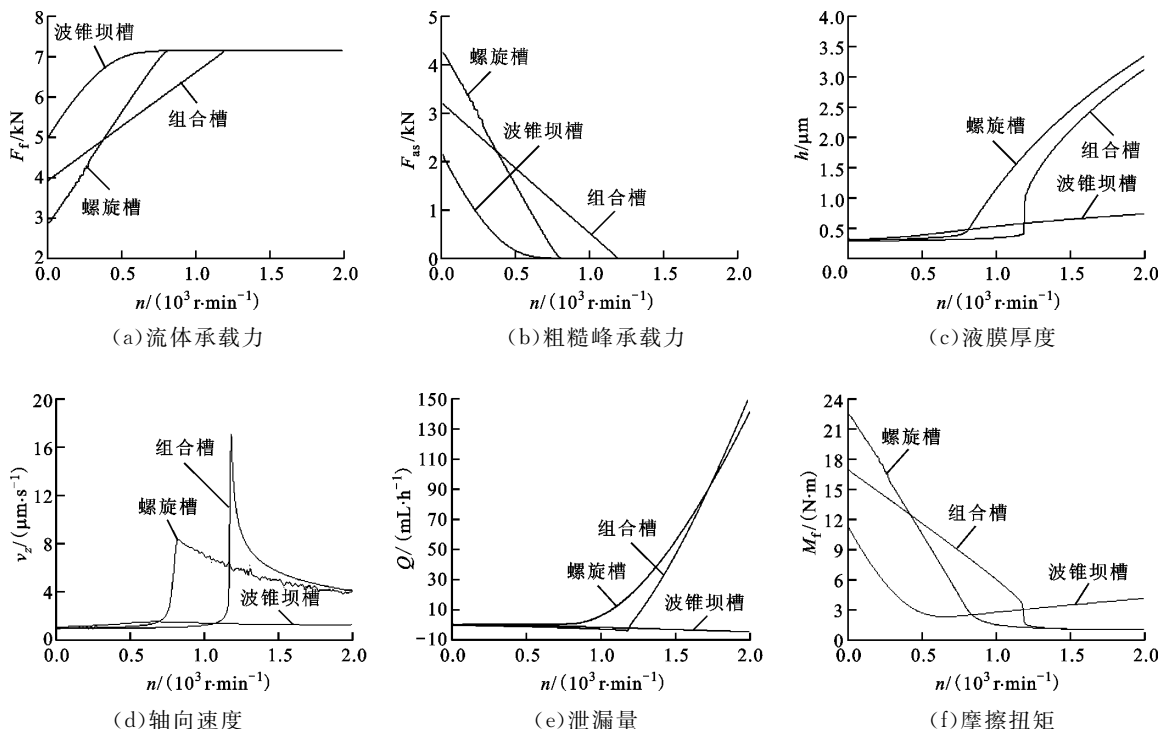


图3 升速阶段各参数变化规律

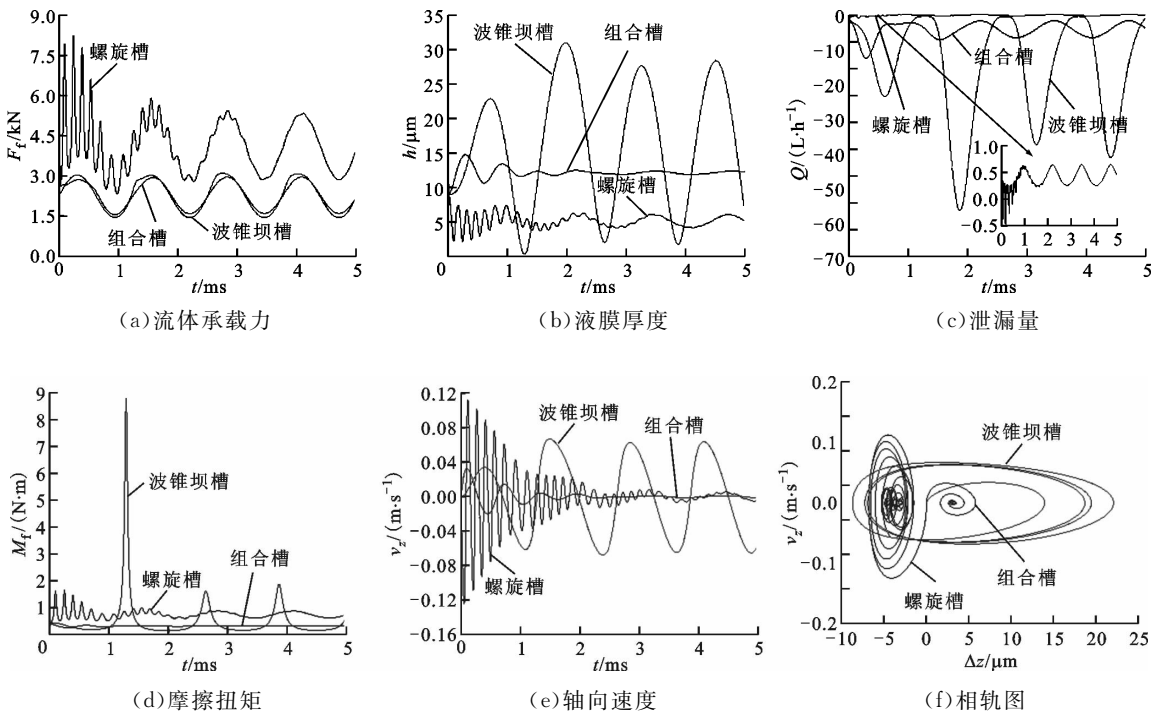


图 4 压力波动阶段各参数变化规律

在螺旋槽与波锥坝槽的综合作用下,组合槽表现出极好的稳定性。

由图 4f 可知:波锥坝槽轨迹最为发散,并且在最后时刻也未能向中心靠拢;螺旋槽在经历压力波动后,位移平衡位置发生下移,平衡膜厚从初始的 $9\text{ }\mu\text{m}$ 变化至 $4\text{ }\mu\text{m}$,轨迹变化相对混乱;组合槽经历初始扰动后迹线快速向中心靠拢,位移扰动值约为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 。组合槽对密封腔压力波动的响应相比于螺旋槽密封更为敏感,高压引发的压差流动会使泄漏加剧。另外,由图 4b 可知,虽然组合槽在压力脉动时的膜厚波动较小,但是螺旋槽的膜厚整体均小于组合槽,较小的端面间隙会对泄漏有抑制作用,因此螺旋槽的泄漏量较小。

综合分析后可知,组合槽在压力波动工况下具有显著的稳定性,振动频率与幅值明显低于其余二者,同时最终膜厚波动量仅为 $1\text{ }\mu\text{m}$,摩擦扭矩也最小,并且保持平稳变化,虽然其泄漏量与螺旋槽相比较还存在一定的劣势,但是在对稳定性要求较高而对泄漏要求相对较低的场合,组合槽仍然有一定的适用性,波锥坝槽对密封腔压力变化响应太过敏感,性能最劣,同时还存在失稳的可能,因此不适用于该工况。

3.3 轴系扰动结果比较

图 5 为机械密封受轴系位移扰动后各参数的时间响应。由图可知,波锥坝槽在位移扰动后可在短

时间内恢复稳定,其振动频率与幅值显著低于其余两槽型,螺旋槽流体承载力突变值接近 22 kN ,同时粗糙峰接触力在 0.1 ms 时达到峰值 24 kN 。考虑到接触面积对粗糙峰承载能力的影响,组合槽接触面积最小,因此端面接触时产生的瞬间接触力最小,约为 12 kN 。此外,由图 5a 可知,端面接触仅发生在第一个振动周期,之后迅速恢复到全液膜润滑状态,受扰动后螺旋槽膜厚最大变化量为 $35\text{ }\mu\text{m}$,泄漏量扰动超过 500 L/h ,严重影响密封安全性。Hu 等研究了螺旋槽干气密封在扰动工况下膜厚及承载力的瞬态响应,其计算结果^[25-26]与本文螺旋槽密封参数的变化规律相近。比较三者的摩擦扭矩与轴向速度可以发现,虽然恢复至稳定的时刻大致相同(约为 3.2 ms),但螺旋槽的前两次衰减振幅与振荡频率最为明显,已接近 60% ,随后三者接近于重合并逐渐恢复至稳定。

比较图 5f 可以发现,组合槽与螺旋槽的相轨呈圆形向中心汇聚,最终稳定至平衡位置。然而,波锥坝槽的轨迹呈椭圆形向中心靠拢,组合槽轨迹最为密集,首个周期螺旋槽迹线收敛最为显著,这是由于位移与轴向速度的急剧变化所致。

综合比较 3 种槽型可知,波锥坝槽在轴系位移扰动下稳定性良好,组合槽次之,螺旋槽稳定性最劣,且泄漏量与接触力明显大于其余二者。在端面碰摩的瞬时组合槽接触力最小,较大的接触冲击力

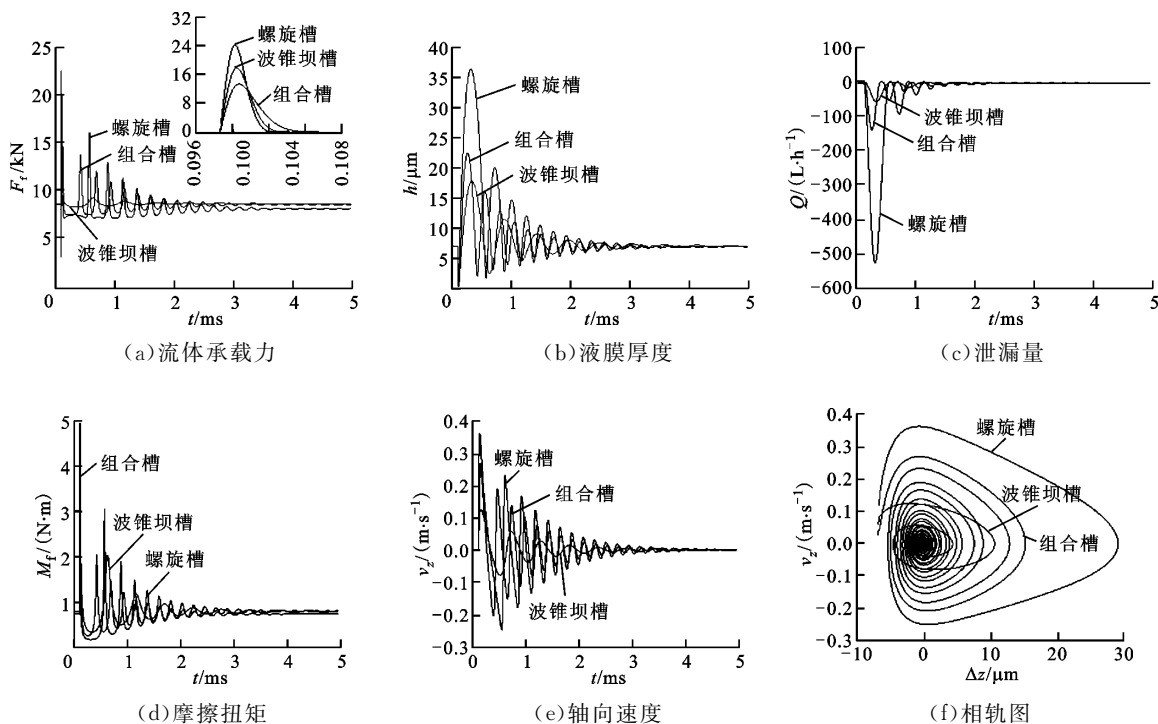


图5 轴系位移扰动下各参数变化规律

会对密封环的强度产生不良影响,容易引发密封环裂纹或高速下的解体,同时大量的泄漏量对密封安全性也会带来恶劣影响。因此,组合槽在该工况下仍具有良好的密封性能和抗干扰性。

4 结 论

选取应用广泛的波锥坝槽、螺旋槽和本文提出的新型组合槽结构为研究对象,全时间域耦合求解润滑方程、粗糙峰接触方程与轴向运动方程,分析比较了3种不同表面结构机械密封在快变升速、密封腔压力波动、轴系位移扰动工况下的动压承载能力、泄漏量、端面接触力的响应规律及振动特性,研究结果可为表面结构在密封降漏减振设计和优化方面提供一定参考,得到主要结论如下。

(1)快变升速过程中螺旋槽与组合槽的液膜厚度与泄漏量在脱开转速之后显著增加,低转速场合波锥坝槽更为适用,随着转速的升高,组合槽的优良性能更加突显。

(2)组合槽在密封腔压力波动工况下具有显著的稳定性,振动频率与幅值明显低于其余二者,波锥坝槽对密封腔压力变化的响应太过敏感,性能最劣。

(3)波锥坝槽在位移扰动后可在短时间内恢复稳定,螺旋槽膜厚与泄漏量扰动最大,影响密封性。组合槽接触力最小,可有效降低轴系扰动工况下密封环发生裂纹或震碎的风险。

本文所提出的新型表面结构在3种典型工况下均表现出优良的降低磨损、改善润滑、抑制振动的效果。考虑现场运行可能会遇到更加复杂且极端的运转环境,因而对机械密封可靠性分析和结构优化设计值得进一步研究。

参考文献:

- [1] LEBECK A O. Principles and design of mechanical face seals [M]. New York, USA: John Wiley & Sons Inc., 1991: 360-370.
- [2] 尹源, 廖传军, 王志峰, 等. 火箭涡轮泵机械密封研究综述 [J]. 宇航总体技术, 2017(3): 58-64.
YIN Yuan, LIAO Chuanjun, WANG Zhifeng, et al. A review of mechanical face seal in rocket turbopump [J]. Astronautical Systems Engineering Technology, 2017(3): 58-64.
- [3] 顾永泉. 机械端面密封 [M]. 山东东营: 中国石油大学出版社, 1994: 90-100.
- [4] 王玉明, 黄伟峰, 李永健. 核电站一回路用机械密封 [J]. 摩擦学报, 2011, 31(4): 408-416.
WANG Yuming, HUANG Weifeng, LI Yongjian. Mechanical seals for primary circuit of nuclear power plants [J]. Tribology, 2011, 31(4): 408-416.
- [5] VARNEY P, GREEN I. Impact phenomena in non-contacting mechanical face seals [J]. Journal of Tribology, 2016, 139(2): 197-231.
- [6] XUE B, WEI C, HU J B. Study of separation charac-

- teristics of micro-groove rotary seal considering different cavitation boundary conditions [J]. *Tribology Letters*, 2017, 65(4): 119.
- [7] GAO B C, MENG X K, SHEN M X, et al. Transient thermal-mechanical coupling behavior analysis of mechanical seals during start-up operation [J]. *Materials Science and Engineering*, 2016, 129(1): 012025.
- [8] 徐鲁帅,郝木明,李勇凡,等.液膜密封非定常工况下的瞬态特性[J].*化工学报*,2018,69(4):1547-1557.
- XU Lushuai, HAO Muming, LI Yongfan, et al. Transient characteristics of liquid film seals under unsteady conditions [J]. *CIESC Journal*, 2018, 69(4): 1547-1557.
- [9] VARNEY P, GREEN I. Rotordynamic analysis of rotor-stator rub using rough surface contact [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2016, 138(2): 021015.
- [10] METCALFE R. Dynamic tracking of angular misalignment in liquid-lubricated end-face seals [J]. *ASLE Transactions*, 1981, 24(4): 509-516.
- [11] 张雄,王天舒,刘岩.计算动力学[M].2版.北京:清华大学出版社,2015:100-105.
- [12] BLASIAK S, ZAHORULKO A V. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces [J]. *Tribology International*, 2016, 94: 126-137.
- [13] LIU W, LIU Y, HUANG W, et al. Effect of disturbances on the dynamic performance of a wavy-tilt-dam mechanical seal [J]. *Tribology International*, 2013, 64: 63-68.
- [14] LIU Y, LIU W, LI Y, et al. Mechanism of a wavy-tilt-dam mechanical seal under different working conditions [J]. *Tribology International*, 2015, 90: 43-54.
- [15] JIANG J B, PENG X D, LI J Y, et al. Leakage and stiffness characteristics of bionic cluster spiral groove dry gas seal [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 31(1): 21.
- [16] GROPPER D, WANG L, HARVEY T J. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: a review of modeling techniques and key findings [J]. *Tribology International*, 2016, 94(2): 509-529.
- [17] 徐华,朱均.螺旋槽式液体机械密封的动力学性能分析[J].*西安交通大学学报*,2004,38(5):474-478.
- XU Hua, ZHU Jun. Analysis of dynamic performance of spiral seals for liquid [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2004, 38(5): 474-478.
- [18] 余宝瑛.方向性微孔端面液体密封的理论与试验研究[D].杭州:浙江工业大学,2013:12-16.
- [19] CUI S, GU L, FILLON M, et al. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup [J]. *Tribology International*, 2018, 128(12): 421-428.
- [20] HU S T, BRUNETIERE N, HUANG W, et al. A closed-form contact model for gas face seals during the opened operation [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2018, 70(6): 1110-1118.
- [21] JACKSON R L, GREEN I. A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces [J]. *Tribology International*, 2006, 39(9): 906-914.
- [22] JACKSON R L, GREEN I. A finite element study of elasto-plastic hemispherical contact against a rigid flat [J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(2): 343-354.
- [23] 孟庆睿,侯友夫.液体黏性调速起动瞬态过程数值模拟研究[J].*摩擦学学报*,2009,29(5):418-424.
- MENG Qingrui, HOU Youfu. Numerical simulation on transient behavior of hydro-viscous drive speed regulating start [J]. *Tribology*, 2009, 29(5): 418-424.
- [24] 刘珂,刘莹,刘向锋,等.新型双螺旋槽端面密封性能对密封腔压力扰动的动态响应分析[J].*润滑与密封*,2007,32(2):120-122.
- LIU Ke, LIU Ying, LIU Xiangfeng, et al. Dynamic response analysis to seal chamber pressure perturbation of a new double spiral groove face seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32(2): 120-122.
- [25] HU S T, HUANG W F, LIU X F, et al. Influence analysis of secondary O-ring seals in dynamic behavior of spiral groove gas face seals [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 29(3): 507-514.
- [26] HU S T, HUANG W F, LIU X F, et al. Application of fractal contact model in dynamic performance analysis of gas face seals [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 31(1): 27.

(编辑 荆树蓉)