

# 基于空化的液膜密封热流体动态特性分析\*

孙鑫晖<sup>1</sup>, 闫方琦<sup>1</sup>, 郝木明<sup>1</sup>, 力宁<sup>2</sup>, 翁泽文<sup>2</sup>, 袁俊马<sup>2</sup>

(1. 中国石油大学(华东)新能源学院 青岛, 266580) (2. 中国航发湖南动力机械研究所 株洲, 412002)

**摘要** 通过有限元法对动态雷诺方程和液膜能量方程进行推导求解,建立了考虑流体热效应和空化效应的液膜密封动态特性模型,分析了槽数、槽深、转速以及压力对液膜密封动态特性参数的影响。结果表明:在考虑空化及热黏的条件下,各角向之间的相互影响较弱,耦合角向系数小于正角向及轴向系数;刚度系数的绝对值会随着槽数、槽深、转速和压力的增加而增加;阻尼系数的绝对值会随着转速和压力的增加而增加,随着槽数和槽深的增加而略有减少;槽数、槽深、转速和压力的增加均会使液膜的抗干扰能力增强。

**关键词** 液膜密封; 动态特性; 热黏; 空化; 刚度; 阻尼  
**中图分类号** TH117.2

## 引言

作为机械密封<sup>[1-2]</sup>的一种类型,非接触式液膜密封因具有密封效果优良、可靠性高、能耗低和抗干扰能力强等优点,得到广泛应用。目前,在液膜密封方面对空化的研究较为丰富。文献[3-4]通过实验对空化现象进行了研究。文献[5-7]通过理论计算,分析了 Reynolds 和 JFO(Jakobsson Floberg Olsson, 简称 JFO)2 种空化边界条件。Ma 等<sup>[8]</sup>通过实验与仿真对比,研究了空化产生的吸力对密封的影响。学者们对密封动态特性也进行了研究。Hao 等<sup>[9]</sup>分析了空化对密封动态特性参数的影响。杨文静等<sup>[10]</sup>建立了考虑锥度和波度的液膜密封数学模型,分析了锥度和波度对密封动态特性的影响。在密封的热效应方面,Luan 等<sup>[11]</sup>基于热流体动压润滑模型,讨论了各种参数对密封间隙流体热行为的影响。Qiu 等<sup>[12]</sup>建立了可用于预测密封摩擦副温度和压力的三维热流体动压模型。在螺旋槽液膜密封方面,分析其动态特性在热黏和空化共同影响下的研究较少。

笔者以螺旋槽液膜密封为研究对象,建立了基于空化效应的液膜密封热流体动力学特性模型。在计入空化效应的基础上,利用有限元法求解了动态雷诺方程,得到了液膜动态特性系数,并分析了在热黏和空化作用下,密封环的槽数、槽深以及液膜密封

工作时的转速和压力对动态特性系数的影响,为完善液膜密封润滑机理及密封结构设计提供了参考。

## 1 计算模型

### 1.1 几何模型

图 1 为液膜密封端面结构示意图。 $r_o, r_g, r_i$  分别为密封环外径、槽根半径和密封环内径;密封环周向槽台宽比  $\gamma = a_g / (a_w + a_g)$ ;  $a_g, a_w$  分别为周向槽宽和周向台宽;  $p_i$  为密封环内径侧压力;  $p_w$  为密封环外径侧压力;  $\alpha$  为螺旋角;  $\theta$  为转角;  $\omega$  为密封环转速,旋转方向如图 1 所示;密封环端面上螺旋槽线型为对数螺旋线。

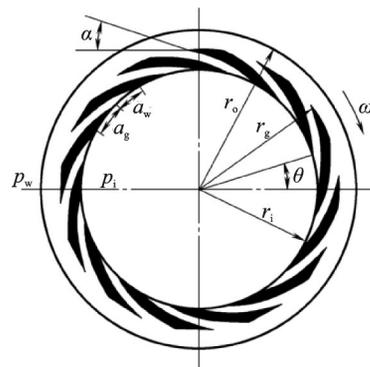


图 1 液膜密封端面结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of liquid film sealing end face

\* 国家重点研究计划资助项目(2018YFB2000800);国家自然科学基金资助项目(51975585);中国航发湖南动力机械研究所实验室开放基金资助项目(KY-1003-2020-0040)

收稿日期:2019-07-10;修回日期:2019-09-07

## 1.2 数学模型

### 1.2.1 控制方程

为简化计算过程,计算做以下假设<sup>[13]</sup>:①润滑流体为牛顿流体,流动为层流;②由双相混合物组成的薄膜分为全液膜区和空化区,空化区的压力保持不变;③全液膜区域中的流体是不可压缩的;④忽略由流体热带来的摩擦副热变形。

基于上述假设,适用于液膜密封端面流体流动的柱坐标动态 Reynolds 方程<sup>[14-16]</sup>为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{r\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

### 1.2.2 扰动方程

密封扰动模型如图 2 所示,其中静环受到三方向扰动。假设密封受到了激励频率为  $f$  的相对稳态平衡位置的轴向及 2 个正交角微小扰动,则动态膜厚方程可表示为

$$h = h_0 + \Delta z e^{i\theta} + r \sin\theta \Delta r_x e^{i\theta} - r \cos\theta \Delta r_y e^{i\theta} \quad (2)$$

其中:  $i = \sqrt{-1}$ 。

由此微小扰动造成的相对稳态平衡压力的扰动压力方程为

$$p = p_0 + p_z \Delta z e^{i\theta} + p_{rx} \Delta r_x e^{i\theta} + p_{ry} \Delta r_y e^{i\theta} \quad (3)$$

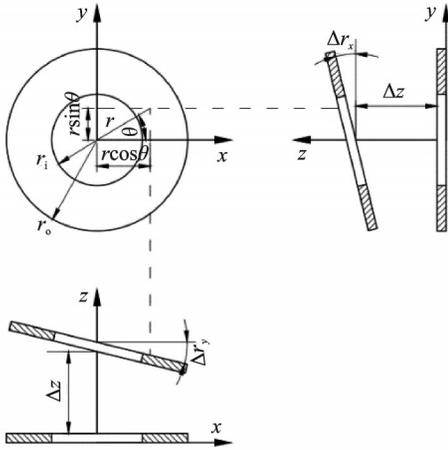


图 2 密封扰动模型

Fig. 2 Perturbation model of seal

### 1.2.3 能量方程

采用含有对流、扩散、耗散项的能量方程描述液膜温度,其柱坐标表达式为

$$\rho c h \left[ \left( \frac{\omega r}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) \frac{\partial T}{r \partial \theta} + \left( -\frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right] =$$

$$h k \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial T}{r \partial \theta} \right) + h k \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) +$$

$$\frac{h^3}{12\mu} \left[ \left( \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{h} (\omega r)^2 \quad (4)$$

其中: $\rho$ 为流体密度; $c$ 为流体比热容; $\omega$ 为动环速度; $k$ 为流体热传导系数; $\mu$ 为流体动力黏度。

黏度  $\mu$  满足黏温关系式

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \quad (5)$$

其中: $\mu_0$ 为温度在  $T_0$  时的流体黏度; $\beta$ 为黏温系数。

### 1.2.4 边界条件

#### 1) 强制性边界条件

密封环外径

$$R = R_o = \frac{r_o}{r_0} = 1 \quad (6a)$$

$$\bar{P} = \bar{P}_o = \frac{P_o - P_c}{P_a - P_c} \quad (6b)$$

密封环内径

$$R = R_i = \frac{r_i}{r_0} \quad (7a)$$

$$\bar{P} = \bar{P}_i = \frac{P_i - P_c}{P_a - P_c} \quad (7b)$$

#### 2) 周期性边界条件

$$\bar{P}_0(\theta, R) = \bar{P}_0(\theta + 2\pi, R)$$

$$\bar{T}_0(\theta, R) = \bar{T}_0(\theta + 2\pi, R)$$

#### 3) JFO 空化边界条件为

$$\begin{cases} \lambda = 1 & (\bar{P} > \bar{P}_c) \\ 0 < \lambda < 1 & (\bar{P} = \bar{P}_c) \end{cases}$$

## 2 动态特性系数的求解

联立式(1)~(3)对动态方程进行求解,考虑到轴向扰动  $\Delta z e^{i\theta}$  的数值很小,且在径向方向的改变几乎为 0,可认为  $(\Delta z e^{i\theta})^2 = 0$ ,  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial}{\partial r} \Delta z e^{i\theta} \right) = 0$ 。同时,稳态参数不随时间发生变化,故  $\frac{\partial h_0}{\partial t} = 0$ ,  $\frac{\partial p_0}{\partial t} = 0$ ,  $\frac{\partial p_z}{\partial t} = 0$ 。将式(2),(3)代入式(4),得到如下方程。

稳态 Reynolds 方程为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} (h_o^3 \frac{\partial p_o}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial r} (r h_o^3 \frac{\partial p_o}{\partial r}) = 6\mu\omega \frac{\partial h_o}{\partial \theta} \quad (8)$$

轴向动态微扰 Reynolds 方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{1}{\mu r} \left( h_o^3 \frac{\partial p_z}{\partial \theta} + 3h_o^2 \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \right) \right] +$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ \frac{r}{\mu} \left( h_o^3 \frac{\partial p_z}{\partial r} + 3h_o^2 \frac{\partial p_o}{\partial r} \right) \right] = 12i f \quad (9)$$

引入无量纲变量,得到无量纲液膜刚度和阻尼的表达式为

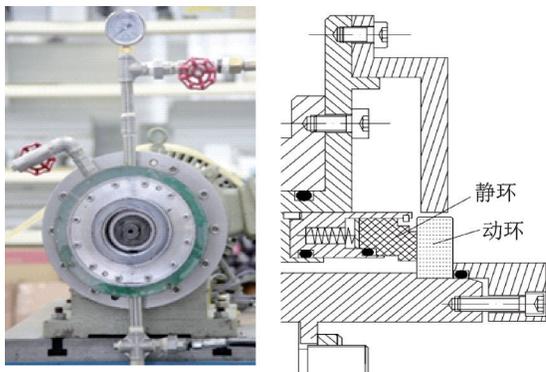
$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{K}_{zj} = - \iint_{\Omega} \bar{P}_{zj} \bar{R} d\bar{R} d\theta \\ \bar{D}_{zj} = - \frac{1}{\omega} \iint_{\Omega} \bar{P}_{zj} \bar{R} d\bar{R} d\theta \\ \bar{K}_{\gamma xj} = - \iint_{\Omega} \bar{P}_{\gamma xj} \bar{R} \sin\theta d\bar{R} d\theta \\ \bar{D}_{\gamma xj} = - \frac{1}{\omega} \iint_{\Omega} \bar{P}_{\gamma xj} \bar{R}^2 \sin\theta d\bar{R} d\theta \\ \bar{K}_{\gamma yj} = \iint_{\Omega} \bar{P}_{\gamma yj} \bar{R} \cos\theta d\bar{R} d\theta \\ \bar{D}_{\gamma yj} = \frac{1}{\omega} \iint_{\Omega} \bar{P}_{\gamma yj} \bar{R}^2 \cos\theta d\bar{R} d\theta \end{array} \right. \quad (10)$$

其中: $\Omega$ 为求解区域; $j=z, \gamma_x, \gamma_y$ 。

### 3 计算结果及分析

#### 3.1 模型正确性验证

为了验证本数值计算方法的正确性,搭建试验台如图3所示。试验用的碳化硅静环内径为46.25 mm,外径为55.25 mm,螺旋角为27°,槽深为12  $\mu\text{m}$ 。为了保证可以观察到端面的空化现象,使用透明石英制作动环。在密封运转过程中,通过相机拍摄端面的空化现象,计算空化区域与试验空化区域如图4所示。可以看出,数值模拟的空化区域与试验的空化区域基本一致,验证了本程序模型的正确性。



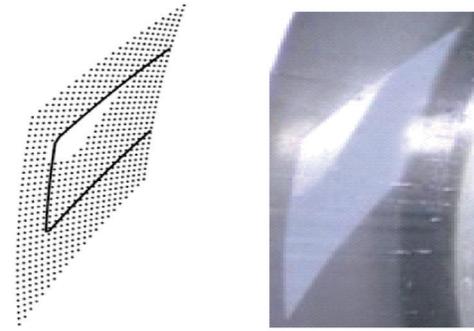
(a) 试验台 (b) 结构图  
(a) Test rig (b) Test structure

图3 密封试验台与密封装置图

Fig.3 Test rig and test structure

#### 3.2 结构参数对动态特性的影响

计算用到的结构参数如表1所示。若无特别说明,均按表中数值进行计算,求解的动态系数均为无



(a) 计算结果 (b) 试验结果  
(a) Simulation result (b) Test result

图4 计算空化区域与试验空化区域

Fig.4 Cavitation area of simulation and test

量纲量。

表1 结构参数

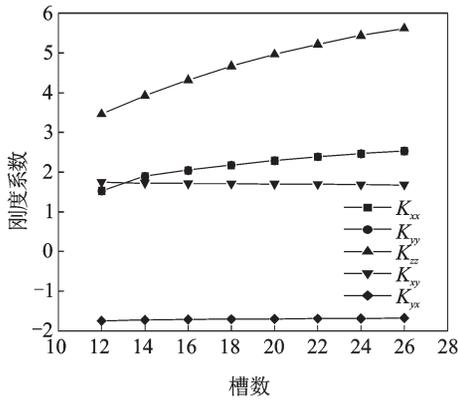
Tab.1 Structural parameters

参数	数值
内径 $r_i/\text{mm}$	46.75
外径 $r_o/\text{mm}$	53.75
槽根半径 $r_g/\text{mm}$	50.25
槽深 $h_g/\mu\text{m}$	10.00
膜厚 $h_o/\mu\text{m}$	20.00
螺旋角 $\alpha/(\circ)$	27
槽数 $r, N_G$	12
介质温度 $T/\text{K}$	303.15
液膜初始黏度 $\mu_o/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.032
液膜密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	900
液膜比热容 $c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{k}^{-1})$	1 870
液膜热传导系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{k}^{-1})$	0.15
转速 $\omega/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	3 000
内径压力 $p_i/\text{MPa}$	0.6
外径压力 $p_o/\text{MPa}$	0.1

在液膜密封中,动态系数保持如下规律: $K_{xx} = K_{yy}, D_{xx} = D_{yy}, K_{xy} = -K_{yx}, D_{xy} = -D_{yx}$ 。由于数值计算时以同一方向为基准,因此会出现负数情况,但其抵抗扰动的能力大小依然由其绝对数值表示。由文献[17]及后续计算可知,耦合系数  $K_{xz}, K_{zx}, K_{zy}, K_{yz}, D_{xz}, D_{zx}, D_{zy}, D_{yz}$  以及角向阻尼  $D_{xy}, D_{yx}$  的数值量级很小,可忽略不计并视为0。

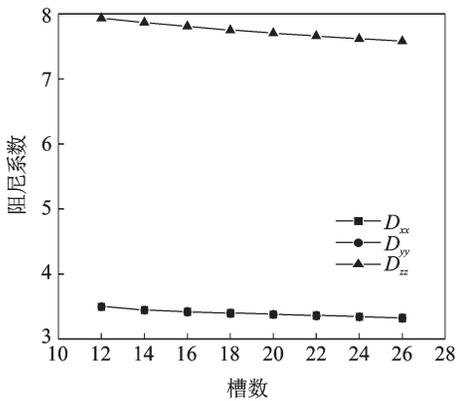
##### 3.2.1 槽数

根据笔者所建立的模型,在保持其他参数恒定的情况下,求解槽数从12增加到26时的各个动态参数。图5为槽数对动态特性的影响。图5(a)在考虑热黏和空化的影响下,轴向刚度系数  $K_{zz}$  和角向刚



(a) 刚度系数随槽数的变化

(a) Relationship between stiffness coefficient and groove number



(b) 阻尼系数随槽数的变化

(b) Relationship between damping coefficient and groove number

图 5 槽数对动态特性的影响

Fig.5 Influence of groove number on sealing dynamic characteristics

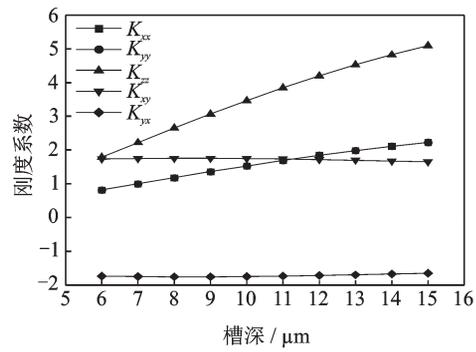
度系数  $K_{xx}$ ,  $K_{yy}$  均随着槽数的增加而逐渐增大;角向耦合刚度系数  $K_{xy}$ ,  $K_{yx}$  均随着槽数的增大而少许减少。阻尼系数随槽数的变化如图 5(b)所示。轴向阻尼系数  $D_{zz}$  与角向阻尼系数  $D_{xx}$ ,  $D_{yy}$  的绝对值随着槽数的增加而略有减小。槽数的增减对空化的发生并没有明显影响,但由于考虑了热效应对液膜的影响,槽数的增加会使端面流体的冷却效果增强,液膜的温度降低,促使液体黏度升高,从而在一定程度上影响了液膜刚度和阻尼。可见,增加槽数有助于增强液膜抵抗外界干扰的能力。

当考虑热黏效应的影响时,其端面间液膜温度的变化会引起液膜黏度的改变,即端面间液膜黏度不再均匀分布,各角向之间的相互影响较弱,耦合角向系数的变化比正角向及轴向系数的变化要小。

### 3.2.2 槽深

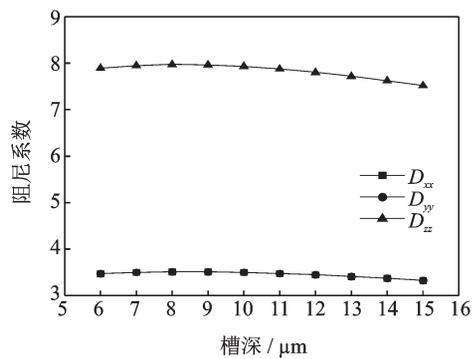
在保持其他参数恒定的情况下,动态特性参数

随槽深的变化如图 6 所示。图 6(a)中,轴向刚度系数  $K_{zz}$  和角向刚度系数  $K_{yy}$ ,  $K_{xx}$  随着槽深的增加而大幅增加,而耦合角向刚度系数  $K_{xy}$ ,  $K_{yx}$  随着槽深的增加,其绝对值会有降低,但整体变化较小。图 6(b)中,轴向阻尼系数  $D_{zz}$  和角向阻尼系数  $D_{xx}$ ,  $D_{yy}$  随着槽深的增加而缓慢减小。槽深对液膜动态特性的影响与槽数相类似,随着槽深的增加,空化区域开始变小,而槽深的增加可以增大端面流量,有效降低端面温度,从而使液膜的黏度升高,在两者的共同影响下,液膜的抗干扰能力显著增强。



(a) 刚度系数随槽深的变化

(a) Relationship between stiffness coefficient and groove depth



(b) 阻尼系数随槽深的变化

(b) Relationship between damping coefficient and groove depth

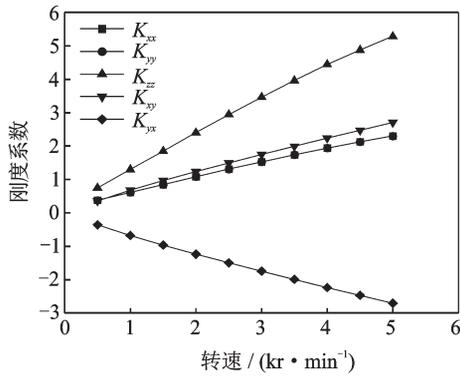
图 6 动态特性参数随槽深的变化

Fig.6 Influence of groove depth on sealing dynamic characteristics

### 3.3 工况参数对动态特性的影响

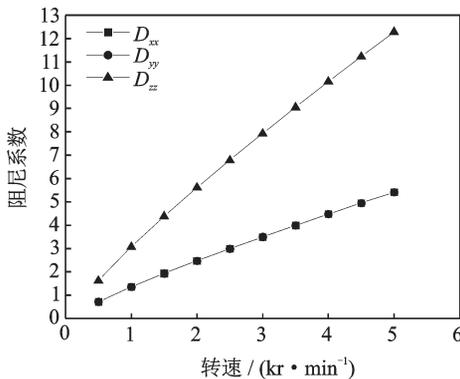
#### 3.3.1 转速

图 7 为转速对动态特性的影响。由图 7(a)可知,刚度系数的绝对值随着转速的增加而增大,转速升高能够明显增加流体动压效果。阻尼系数受转速的影响如图 7(b)所示,阻尼系数随着转速的增大而迅速增大。随着转速的增加,动态特性参数的绝对



(a) 刚度系数随转速的变化

(a) Relationship between stiffness coefficient and rotating speed



(b) 阻尼系数随转速的变化

(b) Relationship between damping coefficient and rotating speed

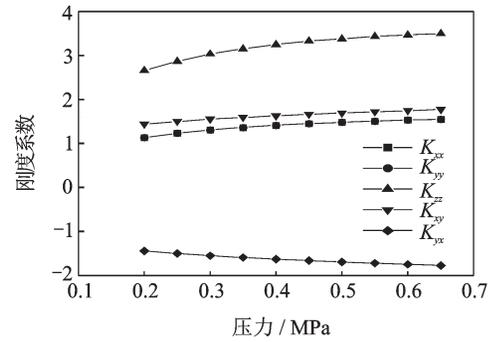
图7 转速对动态特性的影响

Fig.7 Influence of rotating speed on sealing dynamic characteristics

值增加,且轴向系数高于角向系数,其中耦合角向系数最小,虽然转速的增大会在一定程度上使空化区域增大,同时增加生热量提高了液膜温度并减小液膜黏度,但在本研究的转速下,动压效应对动态特性的影响程度大于热黏与空化的影响。在5 kr/min转速下,转速的升高可以增强流体动压效应,明显提高液膜的抗干扰能力。

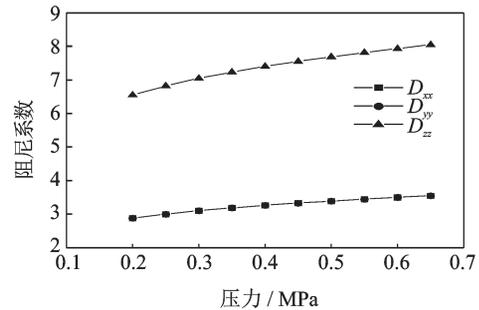
### 3.3.2 压力

在其他参数保持恒定的情况下,动态特性参数随压力的变化如图8所示。图8(a)中,液膜刚度系数的绝对值随着压力的增大而增大,且轴向刚度系数 $K_{zz}$ 的变化大于角向刚度系数的变化。图8(b)中液膜阻尼系数同样随着压力的升高而增大,轴向阻尼系数 $D_{zz}$ 改变量高于角向阻尼系数。这是因为压力的增大可以明显增强流体的动压效应,使液膜空化区域减少,同时摩擦生热量上升,降低了液膜黏度,在这些因素的综合影响下,液膜抗干扰能力有所增强。



(a) 刚度系数随压力的变化

(a) Relationship between stiffness coefficient and pressure



(b) 阻尼系数随压力的变化

(b) Relationship between damping coefficient and pressure

图8 压力对动态特性的影响

Fig.8 Influence of pressure on sealing dynamic characteristics

## 4 结论

1) 在本研究工况下,由于转速是影响液膜温度和动压效应的主要因素,因此该参数对液膜密封动态特性的影响程度要大于槽数、槽深以及压力。

2) 在考虑空化及热黏条件下,各角向间动态特性系数的相互影响较弱,耦合角向系数小于正角向及轴向系数,且减少密封环螺旋槽的槽数、增加槽深、提高转速或增加压力均可使液膜抵抗外界干扰的能力增强。

3) 在高转速、高压等极端工况下的液膜密封动态特性研究有待进一步开展。

## 参 考 文 献

- [1] LEBECK A. Principles and design of mechanical face seals [M]. Beijing: China Machine Press, 2016: 1-16.
- [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, 1(3): 54-60.  
YI Yuan, LIAO Chuanjun, WANG Zhifeng, et al. A review of mechanical face seal in rocket turbopump [J]. Astronautical Systems Engineering Technology, 2017, 1(3): 54-60. (in Chinese)
- [3] SHEN C, KHONSARI M. On the magnitude of

- cavitation pressure of steady-state lubrication [J]. Tribology Letters, 2013, 51(1): 153-160.
- [4] 李振涛,王赟磊,郝木明,等.下游泵送螺旋槽密封空化试验及性能分析[J].摩擦学学报,2017,37(6):743-755.
- LI Zhentao, WANG Yunlei, HAO Muming, et al. Cavitation experiment and performance analysis of downstream pumping spiral groove seals [J]. Tribology, 2017, 37(6): 743-755. (in Chinese)
- [5] AUSAS R, BUSCAGLIA G, LEIVA J, et al. The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(4): 868-875.
- [6] AUSAS R, JAI M, BUSCAGLIA G. A mass-conserving algorithm for dynamical lubrication problems with cavitation [J]. Journal of Tribology, 2009, 131(3): 1-7.
- [7] 唐飞翔,孟祥铠,李纪云,等.基于质量守恒的LaserFace液体润滑机械密封数值分析[J].化工学报,2013,64(10):3694-3700.
- TANG Feixiang, MENG Xiangkai, LI Jiyun, et al. Numerical analysis of LaserFace liquid lubricated mechanical seal based on mass conversation [J]. CIESC Journal, 2013, 64(10): 3694-3700. (in Chinese)
- [8] MA X Z, MENG X K, WANG Y M, et al. Suction effect of cavitation in the reverse-spiral-grooved mechanical face seals [J]. Tribology International, 2019, 132:142-153.
- [9] HAO M M, YANG W J, CAO H C, et al. Analysis of dynamic characteristics of spiral groove liquid film seal considering cavitation [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(9):1619-1629.
- [10] 杨文静,郝木明,李振涛,等.考虑锥度及波度的螺旋槽液膜密封动态特性分析[J].化工学报,2016,67(12):5199-5207.
- YANG Wenjing, HAO Muming, LI Zhentao, et al. Analysis of dynamic characteristics of spiral groove liquid film seal considering taper and waviness [J]. CIESC Journal, 2016, 67(12): 5199-5207. (in Chinese)
- [11] LUAN Z, KHONSARI M. A thermohydrodynamic analysis of a lubrication film between rough seal faces [J]. Journal of Engineering Tribology, 2009, 223(4): 665-673.
- [12] QIU Y, KHONSARI M. Thermohydrodynamic analysis of spiral groove mechanical face seals for liquid applications [J]. Journal of Tribology, 2012, 134(2): 021703.
- [13] 赵一民,苑士华,胡纪滨,等.基于质量守恒边界条件的螺旋槽旋转密封性能分析[J].机械工程学报,2014,50(22):142-149.
- ZHAO Yimin, YUAN Shihua, HU Jibin, et al. Performance analysis of spiral-groove rotary seals considering mass conserving boundary condition [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(22): 142-149. (in Chinese)
- [14] PINKUS O, LUND J. Centrifugal effects in thrust bearings and seals under laminar conditions [J]. Journal of Lubrication Technology, 1981, 103(1): 126-136.
- [15] YU T, SADEGHI F. Groove effects on thrust washer lubrication [J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 295-304.
- [16] GREEN I, ETSION I. Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals [J]. ASME Transactions, 1983, 10(2): 297-302.
- [17] 孟祥铠,江莹莹,赵文静,等.考虑空化效应的螺旋槽机械密封液膜动力学特性研究[J].摩擦学学报,2019,39(2):171-180.
- MENG Xiangkai, JIANG Yingying, ZHAO Wenjing, et al. Fluid film dynamic characteristics of spiral-grooved mechanical seals with cavitation effect [J]. Tribology, 2019, 39(2): 171-180. (in Chinese)



**第一作者简介:**孙鑫晖,男,1979年3月生,博士、讲师。主要研究方向为石油化工流体机械、流体密封、动态测试与模态参数识别。曾发表《基于奇异值分解的频响函数降噪方法》(《振动、测试与诊断》2009年第29卷第3期)等论文。

E-mail:sunxinhui@upc.edu.cn

**通信作者简介:**力宁,男,1967年3月生,硕士、研究员。主要研究方向为航空发动机密封装置设计及试验。

E-mail:lining-608@163.com