

# 高速涡轮泵多部件耦合转子系统动力行为

张国渊<sup>1</sup>, 廉佳汝<sup>1</sup>, 赵伟刚<sup>2</sup>, 梁茂檀<sup>1</sup>, 赵洋洋<sup>1</sup>

(1. 西安电子科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710071;

2. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘要** 液体火箭发动机高速涡轮泵系统包含多道浮环密封、轴端机械密封、滚动轴承等微小间隙约束的摩擦学基础部件, 间隙内流体与多部件的相互耦合作用效应会导致转子系统动力行为的演变, 其机理研究成为整机朝着更高性能与极端化方向(高速、高压、低温/高温等)发展的理论指导基础。首先, 构建了考虑流体膜厚方程、动态雷诺方程、介质属性方程以及支撑单元力平衡方程的机械密封热弹流模型和浮环密封动态性能分析模型; 其次, 耦合各摩擦学单元动态性能模型, 发展了包含机械密封、浮环密封、滚动轴承、涡轮泵转子等多功能部件耦合的整机转子系统的动力特性分析模型; 最后, 采用数值方法实现了对上述多个模型的求解, 获得了典型工况条件下的涡轮泵系统动力学行为演变规律。结果表明组合密封导致系统对临界特性影响较小, 能导致瞬态响应增加和失稳转速降低。

**关键词** 多部件耦合; 转子动力学; 浮环密封; 机械密封; 稳定性

**中图分类号** V231.96; TH113 **文献标识码** A **文章编号** 1672-9374(2023)05-0046-13

## Dynamic behavior of multi-component coupling rotor system in high-speed turbopumps

ZHANG Guoyuan<sup>1</sup>, LIAN Jiaru<sup>1</sup>, ZHAO Weigang<sup>2</sup>, LIANG Maotan<sup>1</sup>, ZHAO Yangyang<sup>1</sup>

(1. School of Electromechanical Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract** The high-speed turbopump in cryogenic liquid rocket engines is composed of some important tribological basic components constrained by small gaps, such as multistage floating-ring seals, shaft end mechanical seal, rolling bearings, etc. The inter-coupling of fluids in gaps and multiple solid components has an effect on the dynamic behavior of the whole rotor system. Therefore, the study on the mechanism of dynamic behavior evolution has become the theoretical basis for the development of the whole rotor system towards higher performance and more extreme conditions (high-speed, high-pressure, low/high-temperature). Firstly, considering the fluid film thickness equation, dynamic Reynolds equation, lubricant property equation and force balance equation of the support spring element, the thermoelastic flow model of the mechanical seal and the dynamic performance analysis model of the floating-ring seal are constructed.

收稿日期: 2022-08-26; 修回日期: 2022-10-11

基金项目: 国家自然科学基金(52075407, 51575418); 陕西省自然科学基金(2019JM-034)

作者简介: 张国渊(1979—), 男, 博士, 教授, 研究领域为摩擦学、动力学。

ted. Secondly, by coupling the above models for tribological components, a dynamic model for the rotor system of the high-speed turbopump containing the mechanical seal, floating-ring seal, and rolling bearings are developed. Finally, a numerical method for the above dynamic model is proposed, and the evolution mechanism of the dynamic behavior of the turbopump system under typical working conditions is discussed. The results show that the combined floating-ring seals have little effect on critical characteristics and lead to an increase in the transient response of the system and a decrease in unstable speed.

**Key words** multi-component coupling; rotor dynamic; floating-ring seal; mechanical seal; stability

## 0 引言

液体火箭发动机高速涡轮泵低温推进技术是目前世界各航天大国深空探测运载器研发的核心技术,如美国 NASA 提出低温推进下的 TOPS (Titan orbiter polar surveyor) 深空探测器技术方案<sup>[1]</sup>;法国航天局提出新一代的航天低温推进研究计划<sup>[2]</sup>;日本在核心液体火箭发动机液氢液氧高速涡轮泵研究计划中强调低温下的轴承和密封技术研究<sup>[3]</sup>;我国清洁低温燃料推进的长征 5 系列液体火箭研制中也采用液氧液氢低温介质为主介质<sup>[4]</sup>。低温介质下的发动机系统所处的复杂极端工况条件(如低温、低黏度、高速、高压、瞬态启动、大推力比、空间质量比限制等)也对发动机及其泵系统核心基础部件(如组合密封、支承轴承、轴向平衡装置等)的服役性能提升和可靠性增长提出了更严苛的要求<sup>[5]</sup>。组合密封定义为涡轮泵系统中的所有径向或轴向、静或动密封单元的集合,阻塞或防止被密封流体沿各类接触或摩擦副界面不可预期地泄漏。本文研究中将以多道浮环密封、轴端机械密封形成的组合密封、高速滚动轴承等构成的复杂多功能部件耦合的涡轮泵转子为对象,讨论其动力特性演变规律。对于多部件耦合复杂转子系统动力学特性演变的研究尚处在快速发展阶段;现有的研究仅限于单部件影响作用,如浮环密封、机械密封等的单独作用。

在浮环耦合转子系统特性研究方面,最早 Kirk 等<sup>[6]</sup>采用 Ocvirk<sup>[7]</sup>定义的浮环动力学模型并将其引入分析转子系统特性,归纳了影响系统稳定性的因素,如浮环的交叉刚度、偏心率、供油压力和“有效长度”等。西安交通大学浮环密封研究小组在国内较早地开展了在系统稳定状态和失稳状态下浮环的理论和实验研究,指出浮环密封对转子特性有较大影响<sup>[8]</sup>。刘占生等构建了考虑温度、瞬态流体动

压力和摩擦力等因素的密封-转子耦合动力学模型,分析了浮环引发轴系失稳的原因<sup>[9]</sup>。Xia 等研究了浮环的质量、摩擦力、转子响应振幅以及浮环与转子之间的相互作用对转子系统动力特性的影响规律<sup>[10]</sup>。Liu 等分析了干气密封浮环对系统动力特性的影响,并完成了密封的结构优化<sup>[11]</sup>。苏令等用微小位移和速度扰动法求解 Reynolds 方程获得了浅槽环瓣型浮动环的刚度和阻尼系数,并完成了系统稳定性分析<sup>[12]</sup>。近年来,杨宝锋等研究了浮环密封刚度阻尼系数对涡轮泵转子动力特性的影响规律,进一步表明密封对转子临界转速和响应均有较大的影响<sup>[13-14]</sup>。杜家磊等对某型涡轮泵动特性进行了仿真研究,结果表明流体密封附加刚度阻尼等对转子稳定性亦具有显著影响<sup>[15]</sup>。

在机械密封耦合转子系统特性研究方面,文献[16-17]将机械密封的刚度阻尼系数引入转子动力学方程,分析了系统的动力学行为;随后进一步考虑偏心产生的力和力矩耦合作用,开展了机械密封、转子和整机系统之间的运动学和动力学相关研究。近年来,Varney 等利用弹塑性 Jackson-Green 粗糙表面接触模型对密封由于端面接触产生的效应进行量化分析,模拟了柔性安装定子(FMS)机械端面密封在非接触状态下的冲击现象,首次发现产生接触的某些参数会引起机械端面非周期振动;同时也提出了考虑密封间隙引起的各种力和力矩特性、转子动力学和惯性机动载荷影响的机械密封模型<sup>[18-19]</sup>。

在多部件对转子系统非稳态效应建模方面,研究者主要关注密封、轴承等组件受工况变化影响的静态阻塞效应和动态特性系数的变化规律。静态阻塞效应常用来解释微小间隙内流体的承载特性(即静特性),通过满足流体动压效应形成条件来实现;动特性系数用于表征部件动态行为特征,一般

为刚度阻尼系数,其获得的常见方法为小扰动法求解全流体膜的雷诺方程。Hassini 等发展了被密封低温介质气液两相转变过程中的属性效应对其动力学刚度阻尼系数的影响,同时分析了不同激振频率下系数的变化及系统动力学稳定性<sup>[20]</sup>。当考虑机械密封倾斜条件时,其动态系数可以含有更多的参数。文献[21-22]在机械密封瞬态过程的动力学分析过程中提出了瞬态动态系数的计算方法,得到了液/气态氧混合均质介质润滑模型下的密封动态刚度阻尼系数。但在启动阶段或者稳定运行阶段低温介质相变及混合润滑的接触状态下的密封动力学性能演变机理尚无研究结果。

基于上述文献分析,已有的考虑多部件转子系统动特性研究主要倾向于获取各部件(如浮环密封、机械密封等)的动静特性,涉及组合密封、轴承等且耦合转子系统的完整动力学研究尚不足。同时,先进高速涡轮泵系统中,径向浮环与转子、轴向密封动环与静环组合密封-轴承-转子系统动力行为受极端工况(低温介质、微小约束间隙等)及时序运行规程(快速启停、高速运行等)影响的实际问题也越来越突出。基于此,本文将针对耦合多部件的高速涡轮泵转子进行瞬态启停和稳定运行等时序过程的动力行为特性研究,以此探讨其在全时序运行规程下的演化机理,结果可为相关工程应用提供参考。

## 1 理论模型

### 1.1 浮环密封动力系数求解模型

#### 1.1.1 流体动压模型

图 1 为浮环密封工作状态结构图。

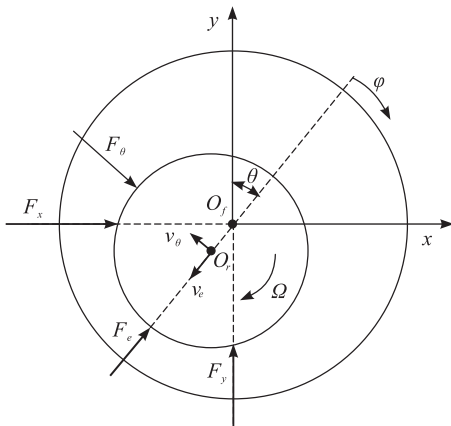


图 1 浮环密封运动简图

Fig. 1 Kinematic diagram of floating-ring seal

随着转子系统转速的增加,当浮环重力、转子间的动压油膜力以及摩擦力之间达到平衡时,浮环锁死。浮环间隙流体动力控制方程为<sup>[23]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\delta^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\delta^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = 12\pi \frac{\partial \delta}{\partial \varphi} + \bar{v}_e \cos \varphi + \bar{v}_\theta \sin \varphi \quad (1)$$

其中

$$\delta = 1 + \varepsilon \cos \varphi \quad \bar{p} = p / \left[ \mu_0 n \left( \frac{R}{C} \right)^2 \right] \quad \bar{z} = 2z/L$$

$$\bar{\mu} = \mu / \mu_0 \quad \bar{v}_e = [12/(nC)] v_e \quad \bar{v}_\theta = [12/(nC)] v_\theta$$

式中:  $\varphi$  为浮环密封的周向坐标;  $\delta$  为液膜厚度;  $z$  为浮环密封的轴向坐标;  $\varepsilon = e/C$  为偏心率,  $e$  为偏心距,  $C$  为半径间隙;  $L$  为浮环密封宽度;  $n$  为转子转速;  $p$  为液膜压力;  $D$  为转子直径;  $\mu$  为润滑介质的动力黏度, 采用指数温黏模型  $\mu = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)}$ ,  $T_0$  为起始温度,  $\mu_0$  为在温度  $T_0$  下的润滑介质黏度,  $\alpha$  为温黏指数。

#### 1.1.2 动力学特性系数

浮环密封在轴系平稳运转状态下处于锁死状态,轴心在平衡位置附近做定常运动。因此,对流体压力积分获得油膜力,利用位移和速度扰动法可获得浮环密封在极坐标下的动特性系数,即

$$\begin{bmatrix} K_{ee} & K_{e\theta} \\ K_{e\theta} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} = \iint_s \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial e} & \frac{\partial p}{\partial \theta} \\ \frac{\partial p}{\partial \theta} & \frac{\partial p}{\partial e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 \\ 0 & \sin \varphi \end{bmatrix} r d\varphi dz \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} C_{ee} & C_{e\theta} \\ C_{e\theta} & C_{\theta\theta} \end{bmatrix} = \iint_s \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{p}}{\partial e} & \frac{\partial \dot{p}}{\partial \theta} \\ \frac{\partial \dot{p}}{\partial \theta} & \frac{\partial \dot{p}}{\partial e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 \\ 0 & \sin \varphi \end{bmatrix} r d\varphi dz \quad (3)$$

浮环的动特性系数在坐标系  $O_f-xyz$  中表示为

$$K = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{e\theta} \\ K_{e\theta} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix}. \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} C_{ee} & C_{e\theta} \\ C_{\theta e} & C_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix}$$

### 1.1.3 边界条件

考虑供油压力  $p_{in}$  的影响,则入口压力、入口温度、出口压力分别为

$$p_{\bar{z}=-1} = p_{in} \quad (6)$$

$$T_{\bar{z}=-1} = T_{in} \quad (7)$$

$$p_{\bar{z}=1} = p_{out}, \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0 \quad (8)$$

联立式(1)~式(8),采用有限元差分法进行数值求解,可得到浮环密封的动力学特性系数;具体的计算流程可见文献[24]。

## 1.2 机械密封力效应及耦合求解模型

### 1.2.1 动、静环间膜厚方程

图2为机械密封动、静环示意图。取静环表面为参考平面建立  $O-xyz$  坐标系,动、静环之间的液膜厚度为<sup>[25-26]</sup>

$$\delta = h_m - \psi r \cos \theta_m + \varphi_m r \sin \theta_m + h_s \quad (9)$$

式中: $h_m$ 为动、静环之间的初始间隙; $\psi$ 为机械密封动环轴线与坐标轴  $z$  之间的夹角在  $y-z$  平面内的投影; $\varphi_m$ 为机械密封动环轴线与坐标轴  $z$  之间的夹角在  $x-z$  平面内的投影; $h_s$ 为螺旋槽槽深; $\theta_m$ 为动环随转子的旋转角度。机械密封静环通常为平面,密封环动环表面开有深度为  $h_d$  的螺旋槽,则在螺旋槽槽区有  $h_s = h_d$ ,在非槽区有  $h_s = 0$ 。

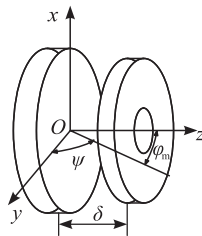


图2 机械密封动、静环示意图

Fig. 2 Diagram of rotor and stator for mechanical seal

### 1.2.2 流体动压模型

考虑挤压及动压效应下的无量纲流体动力控制方程为<sup>[27]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \bar{r} \bar{\delta}^3 \frac{\partial p}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\bar{\delta}^3}{\bar{\mu} \bar{r}} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega \bar{r} \frac{\partial \bar{\delta}}{\partial \theta} + 12\bar{r} \bar{v} \quad (10)$$

式中: $\bar{\delta}$ 为无量纲液膜厚度; $\bar{\mu}$ 为润滑介质的无量纲动力黏度; $\omega$ 为动环转速; $r = b\bar{r}$ ,  $b$ 为密封环宽度,即内外半径之差; $\bar{v}$ 为动、静环之间的无量纲挤压速度; $p$ 为动、静环之间液膜的压力分布;采用指数温黏模型  $\mu = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)}$ ,  $T_0$ 为参考温度,  $\mu_0$ 为在温度  $T_0$ 下的密封介质黏度,  $T$ 为密封环内的温度分布。

### 1.2.3 密封轴向力及力矩

机械密封平稳运转,对动、静环之间的介质压力  $p$  进行积分,得到动、静环之间动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  分别为

$$\begin{cases} F_{rs} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \\ M_{rs} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 dr d\theta \end{cases} \quad (11)$$

结合图2定义的坐标系,将其分解到不同方向,有

$$\begin{cases} F_x = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \cos \psi \sin \varphi \\ F_y = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \cos \varphi \sin \psi \\ F_z = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \cos \psi \cos \varphi \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} M_x = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \cos \theta dr d\theta \cos \psi \\ M_y = - \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \sin \theta dr d\theta \cos \varphi \\ M_z = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \cos \theta dr d\theta \sin \psi - \\ \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \sin \theta dr d\theta \sin \varphi \end{cases} \quad (13)$$

机械密封动、静环之间的流体剪切力和剪切力矩<sup>[24]</sup>可表示为

$$\begin{cases} F_{\mu x} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \tau_{\mu r} \sin \theta dr d\theta \\ F_{\mu y} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \tau_{\mu r} \cos \theta dr d\theta \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} M_{\mu x} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \tau_{\mu r} \sin \theta r dr d\theta \\ M_{\mu y} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \tau_{\mu r} \cos \theta r dr d\theta \end{cases} \quad (15)$$

$$\tau_{\mu r} = \mu \frac{\partial v'}{\partial h(r, \theta)} \quad (16)$$

式中  $v'$  为密封面间密封介质的流体速度。

由动压力产生的机械密封动、静环之间的摩擦力和摩擦力矩<sup>[19]</sup>可表示为

$$\begin{cases} F_{fx} = \mu_f \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \\ F_{fy} = \mu_f \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) dr d\theta \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} M_{fx} = \mu_f \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \sin \theta dr d\theta \\ M_{fy} = \mu_f \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} p(r, \theta) r^2 \cos \theta dr d\theta \end{cases} \quad (18)$$

密封面间的摩擦因数  $\mu_f$  在干摩擦下取 0.26, 在正常运行下取 0.14<sup>[24]</sup>。

#### 1.2.4 边界条件

机械密封的压力和速度边界条件主要为动环内径  $r_1$  和外径  $r_2$  上压力, 即

$$p_{r_1} = p_{in} \quad p_{r_2} = p_{out} \quad (19)$$

式中:  $p_{in}$  为机械密封腔的内压;  $p_{out}$  为机械密封腔的外压, 即环境压力。

机械密封的速度边界条件如下。

静环 ( $z=0$ ) 速度为

$$v_r = v_\theta = v_z \quad (20)$$

动环 ( $z=h$ ) 速度为

$$v_r = 0 \quad v_\theta = r\omega \quad v_z = v \quad (21)$$

式中:  $v_r$  为径向速度;  $v_\theta$  为半径为  $r$  处的切向速度;  $v_z$  为动静环之间的挤压速度。

联立式(9)~式(21), 采用有限差分法求解机械密封动静特性系数; 在已有的研究基础上<sup>[22, 24]</sup>开展具体求解过程的处理, 实现了上述力、力矩及动特性系数的求解, 具体计算流程和算例验证见文献[22, 26]。

#### 1.3 组合密封-轴承-转子系统模型

本文定义轴端点的位移为广义坐标, 轴线方向为  $z$  轴, 构建了包含多个组件如组合密封、轴承、转子等的系统动力学模型(见图3)。对任一节点自由度有 5 个, 分别为  $x$ 、 $y$  轴的平动和绕  $x$ 、 $y$ 、 $z$  轴的旋转自由度。模型中将系统按 6 个节点划分为 5 个单元, 故总自由度数为 30。其中节点 1、节点 5 处为轴

承单元, 节点 3 处为浮环密封单元, 节点 6 处为机械密封单元。

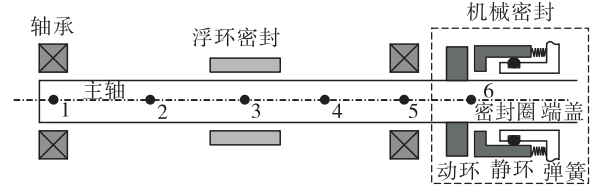


图3 组合密封-轴承-转子系统动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of the combined seal-bearing-rotor system

将机械密封动环模化为圆盘单元, 推导出组合密封-轴承-转子系统的动力学微分方程<sup>[28]</sup>, 即

$$M\ddot{q} + (\Omega G + C)\dot{q} + Kq = F_d + M_d \quad (22)$$

式中:  $M$  为系统的质量矩阵;  $\Omega$  为转速;  $G$  为回转矩阵;  $C$  为阻尼矩阵, 阻尼主要为浮环密封润滑介质阻尼;  $K$  为刚度矩阵;  $q$  为系统的广义坐标矩阵,  $q = \{x_i, y_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \psi_i\}$ , 对应的自由度如图4所示; 下标  $i$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ) 表示第  $i$  个节点;  $F_d$  和  $M_d$  分别为油膜作用施加在动环上的力和力矩, 包括动环的重力  $F_{gr}$ , 流体动压力  $F_r$  和动压力矩  $M_r$ , 流体剪切力  $F_{\mu r}$  和剪切力矩  $M_{\mu r}$ , 以及摩擦力  $F_{fr}$  和摩擦力矩  $M_{fr}$ 。



图4 弹性轴段自由度

Fig. 4 Degrees of freedom for elastic shaft

本文在已有研究基础上完成了对动力学模型的求解, 采用的动力学分析方法与算例验证见文献[28-29]。

#### 1.4 系统稳定性分析

干扰系统稳定性的因素有冲击、密封力、转子不平衡力、轴承力、油膜涡动等。本文依据 API617 中规定用对数衰减率  $\delta'$  来评估转子系统的稳定性<sup>[30]</sup>。对数衰减率定义为

$$\delta' = \ln \beta = n'T' = \frac{2\pi n'}{\sqrt{\omega_k^2 - n'^2}} \quad (23)$$

式中: $\beta$ 为振幅衰减系数, $\beta = z_i / z_{i+1}$ ;  $T'$ 为周期, $T' = 2\pi\sqrt{\omega_k^2 - n'^2}$ ;  $n'$ 为阻尼系数; $\omega_k$ 为系统固有频率。

综上,为了得到组合密封-轴承-转子系统模型的密封行为和动力学行为,首先需分别确定浮环密封和机械密封的动力学性能,随后再利用有限元方法建立系统运动方程,将浮环和机械密封的动静特性参数引入矩阵中求解。具体求解计算流程如图5所示。

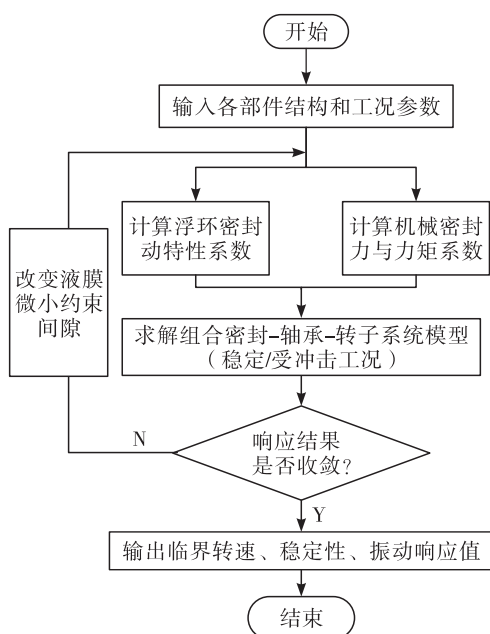


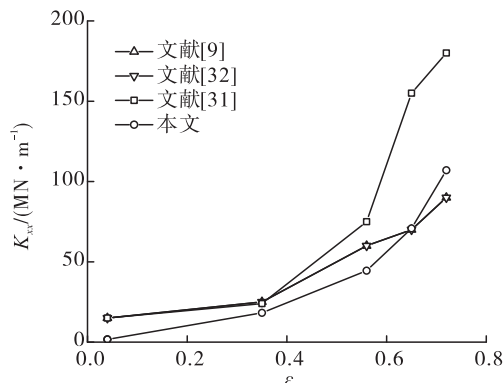
图5 组合密封-轴承-转子系统特性计算流程图

Fig. 5 Computational flowchart of the combined seal-bearing-rotor system

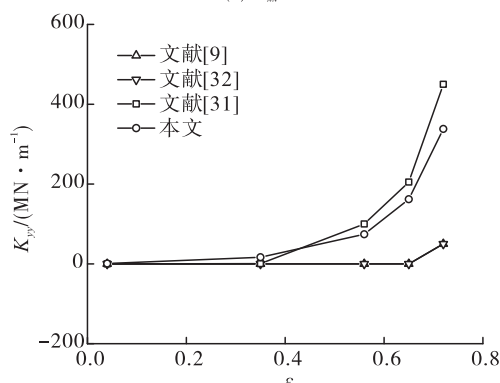
由图5可知,本文所采用的方法耦合了多个部件的动力系数,代入动力学模型完成具体计算;对比直接引入浮环密封力、机械密封力与力矩等结果作为计算条件,是一种较为简便且精度较高的方法,能有效避免计算耗时较长及在计算过程中由于可能出现的大量局部循环造成难以收敛的情况。

## 2 算例验证

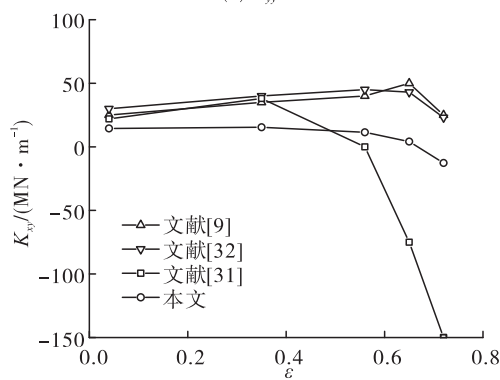
本文采用刘占生<sup>[9]</sup>、Childs的实验<sup>[31]</sup>和理论<sup>[32]</sup>中的算例对提出的模型和计算方法进行验证。算例中浮环密封的结构参数和工况条件参见文献[9,32]。浮环刚度和阻尼随偏心率变化如图6和图7所示。



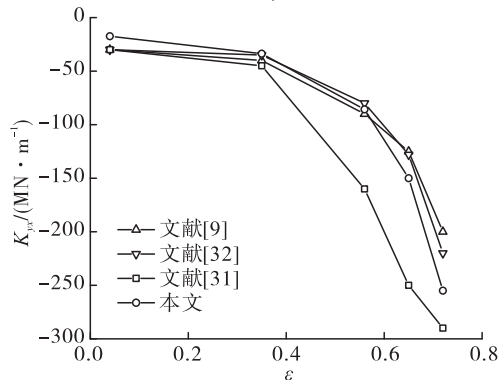
(a)  $K_x$ 随 $\varepsilon$ 变化



(b)  $K_y$ 随 $\varepsilon$ 变化



(c)  $K_z$ 随 $\varepsilon$ 变化



(d)  $K_w$ 随 $\varepsilon$ 变化

图6 浮环刚度随偏心率的变化

Fig. 6 Stiffness of the floating-ring with eccentricity

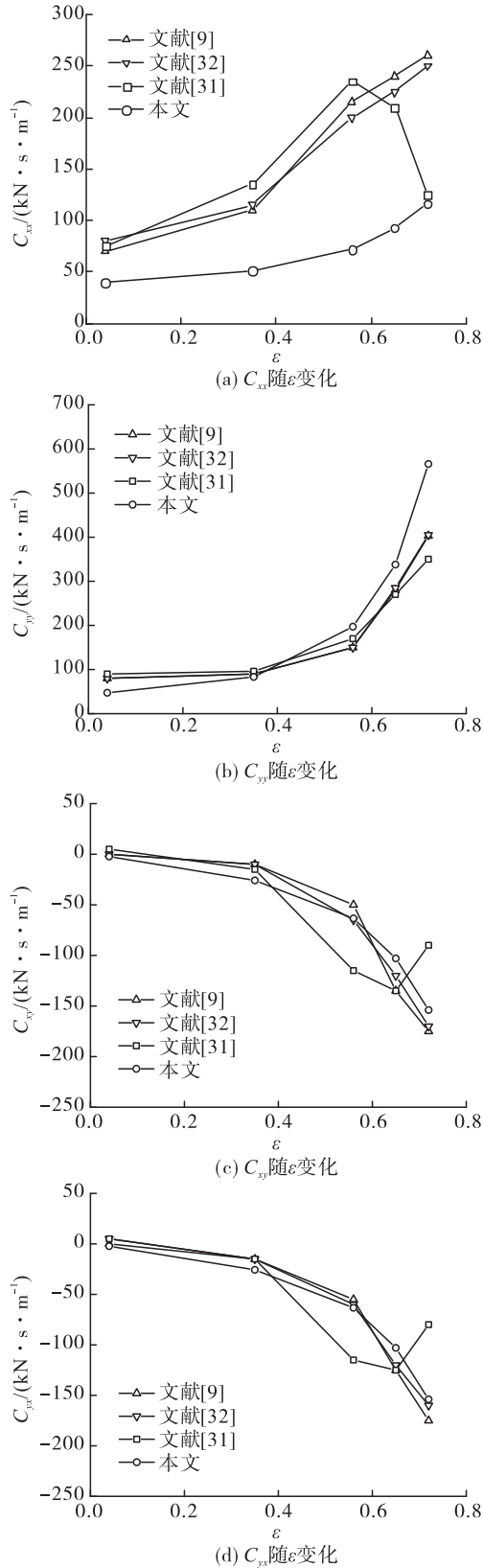


图 7 浮环阻尼随偏心率的变化

Fig. 7 Damping of the floating-ring with eccentricity

由图 6 可见,主刚度  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$  随偏心率  $\varepsilon$  的变

化趋势与文献一致。 $K_{xx}$  计算结果与文献的偏差在偏心率  $\varepsilon = 0.04$  时达到最大,偏心率  $\varepsilon = 0.65$  时达到最小,仅为 1.2%。 $K_{yy}$  与文献实验结果吻合良好。交叉刚度  $K_{xy}$  和  $K_{yx}$  随偏心率  $\varepsilon$  的变化趋势均与文献理论结果基本保持一致。 $K_{yy}$  主要体现为负刚度,随偏心率  $\varepsilon$  增大而持续减小。负刚度  $K_{yx}$  远大于主刚度  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$ ,严重影响了轴系稳定性。

由图 7 可见,主阻尼  $C_{xx}$  和  $C_{yy}$  随偏心率  $\varepsilon$  的增加均保持上升趋势,与文献理论结果一致。 $C_{xx}$  与文献的偏差在偏心率  $\varepsilon < 0.75$  时较大,偏心率  $\varepsilon = 0.75$  时,其与实验值非常接近,偏差仅为 7.43%。 $C_{yy}$  随着偏心率  $\varepsilon$  的增大而逐渐增大,与文献结果保持了很好的一致性。 $C_{xy}$  与  $C_{yx}$  数值上相等, $C_{xy}$  与  $C_{yx}$  均随偏心率  $\varepsilon$  的增加而逐渐减小,当偏心率  $\varepsilon > 0.56$  时出现了较大的偏差,可能产生了两相流现象。

基于上述分析,浮环动特性系数在各偏心率  $\varepsilon$  下,计算结果与文献保持了很好的一致性,其平均偏差保持在 15% 以内,主刚度  $K_{yy}$  和主阻尼  $C_{yy}$  与文献实验结果很好地吻合。对比结果表明本文关于浮环密封动特性系数的建模和计算方法是可行的。

### 3 计算实例

#### 3.1 浮环密封的动特性系数计算

某高速涡轮泵工作中处于低温液氮环境,表 1 中给出了浮环的结构和工况参数,刚度阻尼系数随偏心率的变化如图 8 所示。

表 1 浮环密封的结构参数和工况条件

Tab. 1 Structural and working condition parameters of the floating-ring seal

参数	数值
浮环直径 $D/\text{mm}$	40
长度 $L/\text{mm}$	10
间隙 $C/\text{mm}$	0.03
转速 $\Omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	20 000
偏心率 $\varepsilon$	0.3 ~ 0.8
润滑介质	液氮 ( $-169\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
介质黏度 $/(\text{MPa} \cdot \text{s})$	46.25

由图 8 (a) 可见,主刚度  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$  随  $\varepsilon$  的增大而增大。交叉刚度  $K_{xy}$  和  $K_{yx}$  随着  $\varepsilon$  的增大而减小,在  $0.65 < \varepsilon < 0.7$  之间,  $K_{xy}$  跨越 0 刻线成为负刚度;  $K_{yx}$

恒为负,极大地降低了轴系的稳定性。由图 8(b)可见,主阻尼  $C_{xx}$  和  $C_{yy}$  随偏心率  $\varepsilon$  的变化关系与主刚度  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$  类似,浮环的交叉阻尼  $C_{xy}$  和  $C_{yx}$  恒为负值,是系统不稳定的因素。

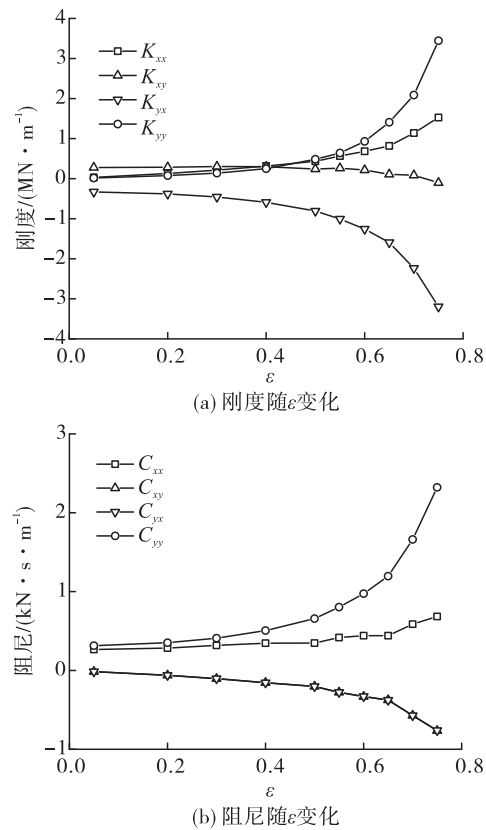


图 8 浮环刚度和阻尼随偏心率的变化  
Fig.8 Stiffness and damping coefficients of the floating-ring with eccentricity

3.2 机械密封的力及力矩计算

某涡轮泵用螺旋槽机械密封的端面结构如图 9 所示。

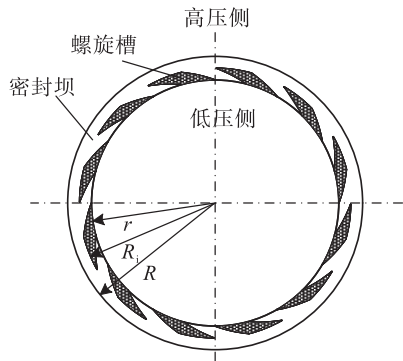


图 9 螺旋槽机械密封结构图  
Fig.9 Diagram of spiral groove mechanical seal

高压侧与低压侧之间由密封坝隔开,内外表面由螺旋槽和密封坝组成,黑色区域为密封槽,静环表面光滑无槽型结构。机械密封动环端面的结构参数和工况条件如表 2 所示。密封外径压力 1 MPa,内径压力 0.1 MPa。

表 2 机械密封结构和工况参数  
Tab.2 Structural and working condition parameters of the mechanical seal

工况参数	数值
内径 $r/\text{mm}$	44
外径 $R/\text{mm}$	55
转速 $\Omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	20 000
槽数	30
槽深 $h_s/\mu\text{m}$	3
螺旋角度/ $^\circ$	15
润滑介质	液氮( $-169\text{ }^\circ\text{C}$ )

在实际工况下,机械密封动、静环之间存在不对中情况, $\psi$  和  $\varphi$  随时间  $t$  的变化关系可用周期性简谐运动方程来表示,即

$$\begin{cases} \psi = A\sin(\omega t + \theta_A) \\ \varphi = B\cos(\omega t + \theta_B) \end{cases} \quad (24)$$

式中: $A$  和  $B$  分别为倾角  $\psi$  和  $\varphi$  的最大取值,考虑加工、装配等工况条件均取为  $2^\circ$ ;  $\omega$  为动环随轴系的涡动频率(转频); $\theta_A$  和  $\theta_B$  为机械密封的初始相位角,取为  $0^\circ$ 。

密封动、静环之间的动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  随密封间隙  $C_m$  和轴系转速  $\Omega$  的变化而变化,当轴系转速在工作转速 20 000 r/min 时,动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  随密封间隙  $C_m$  的变化如图 10 所示。当间隙  $C_m$  为  $3\text{ }\mu\text{m}$ (与槽深一致)时,动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  随转速  $\Omega$  的变化如图 11 所示。

由图 10 可见,随着间隙  $C_m$  的增大,动压力  $F_{rs}$  由一恒定值持续增大到另一恒定值,表现出在低黏度介质下动、静环之间静压力和动压力的变化规律。动压力矩  $M_{rs}$  随着间隙  $C_m$  的增大而持续减小。

由图 11 可见,随着轴系转速  $\Omega$  的增大,动压力  $F_{rs}$  随转速  $\Omega$  逐渐减小,力矩  $M_{rs}$  线性增大。

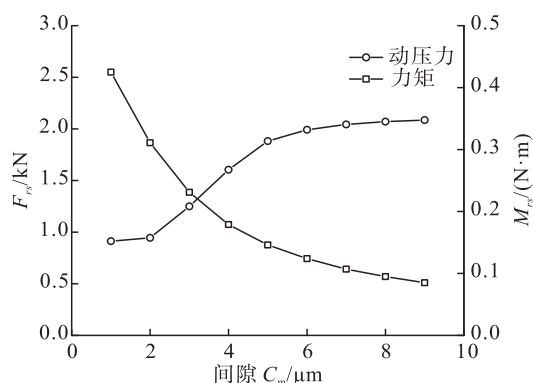


图 10 动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  随密封间隙  $C_m$  的变化

Fig. 10 Change of dynamic pressure  $F_{rs}$  and torque  $M_{rs}$  with seal gap  $C_m$

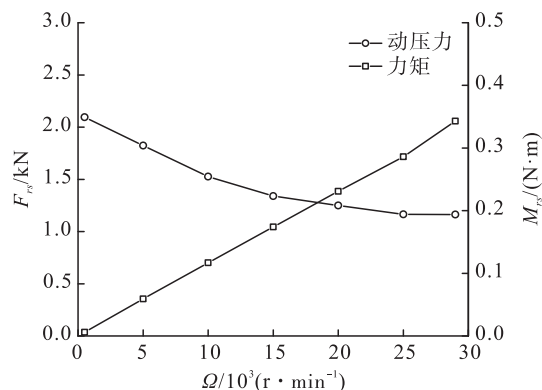


图 11 动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$  随轴转速  $\Omega$  的变化

Fig. 11 Change of dynamic pressure  $F_{rs}$  and torque  $M_{rs}$  with speed  $\Omega$

利用式 (12) 和式 (13) 将动压力  $F_{rs}$  和力矩  $M_{rs}$

分解,在工作中转速 20 000 r/min、间隙 3  $\mu\text{m}$  下,获得力  $F_x$ 、 $F_y$  和力矩  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  随时间  $t$  的变化曲线如图 12 和图 13 所示。

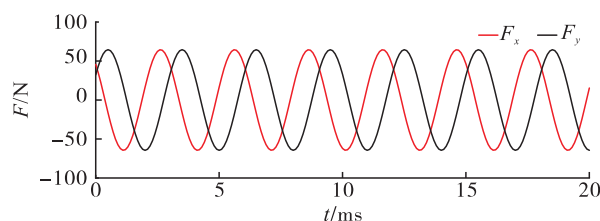


图 12  $F_x$  和  $F_y$  随时间  $t$  的变化

Fig. 12 Variation of  $F_x$  and  $F_y$  with time  $t$

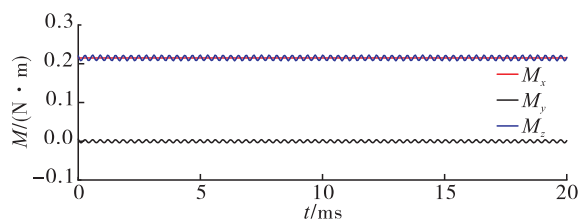


图 13  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  随时间  $t$  的变化

Fig. 13 Variation of  $M_x$ ,  $M_y$  and  $M_z$  with time  $t$

由图 12 和图 13 可知,力  $F_x$  和  $F_y$  随时间的变化波动明显;力矩  $M_x$ 、 $M_y$  和  $M_z$  较小,随时间的变化无明显波动,  $M_y$  的值趋近于 0,可忽略不计。

### 3.3 组合密封-轴承-转子系统动力学分析

对浮环密封、盘单元、轴承和机械密封等模化,某涡轮泵转子模化后的节点划分如图 14 所示。由图 14 可见,转子系统包括盘(集中质量,节点 4、13、18),轴承(位于节点 8、9),密封(浮环密封位于节点 10、11、15,机械密封位于轴端节点 24)以及轴段,轴系材料及轴承刚度系数等如表 3 所示。

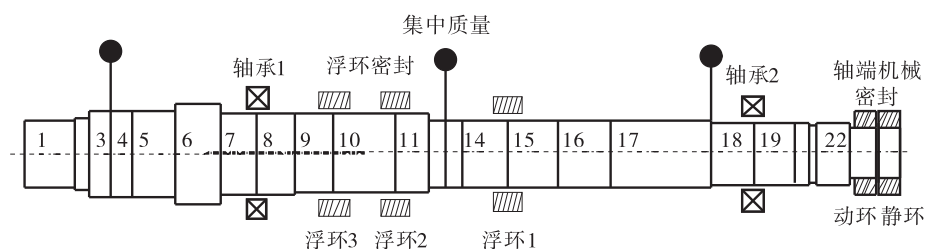


图 14 组合密封-轴承-转子系统模化模型

Fig. 14 Modularization model of the combined seal-bearing-rotor system

为讨论多部件耦合因素对转子系统动力行为影响,分别从不考虑密封部件耦合、不同浮环密封数量、浮环与机械密封组合等多种不同形式密封与轴承-转子系统动力特性角度,表 4 给出了计算过程中定义的 5 类密封-轴承-转子系统计算说明。

表 3 主要结构参数

Tab. 3 Main structural parameters

结构参数	数值
轴的弹性模量/GPa	206
轴的密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	7 830
轴承类型	滚动轴承
轴承 1 刚度/( $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$ )	18
轴承 2 刚度/( $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$ )	16

表 4 定义的转子系统组成类型及计算说明

Tab. 4 Composition type and calculation description of the rotor system

转子系统组成	具体计算过程说明
无密封	轴承-转子系统中不添加密封单元
单道浮环密封	在轴承-转子系统的节点 15 处添加密封单元
双道浮环密封	在轴承-转子系统的节点 11、15 处添加浮环密封单元
三道浮环密封	在轴承-转子系统的节点 10、11、15 处添加浮环密封单元
浮环与机械密封组合	在轴承-转子系统的节点 10、11、15 处添加浮环密封单元,节点 24 处添加机械密封单元

3.3.1 组合密封对系统弯曲临界转速的影响

根据表 4 中转子类型,通过数值计算获得不同转子系统类型下系统的临界特性如图 15 所示。

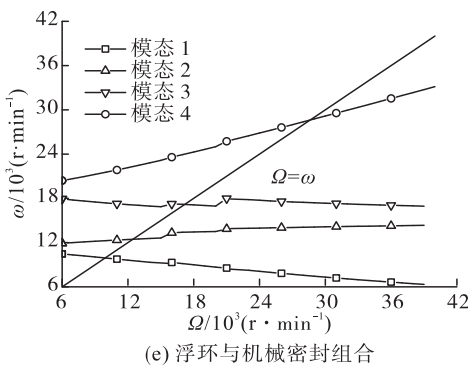
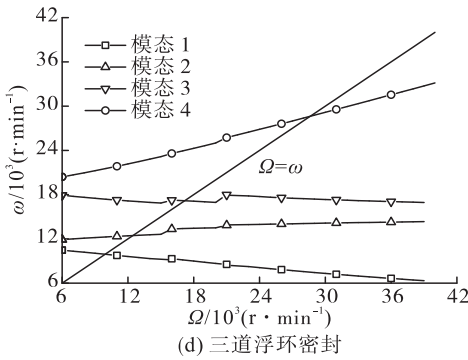
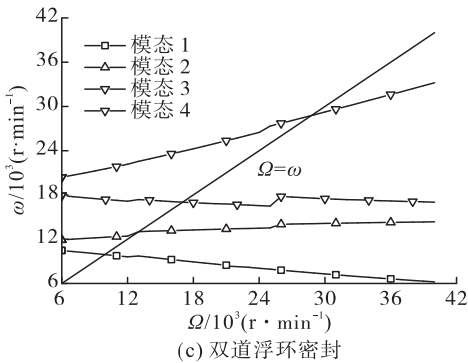
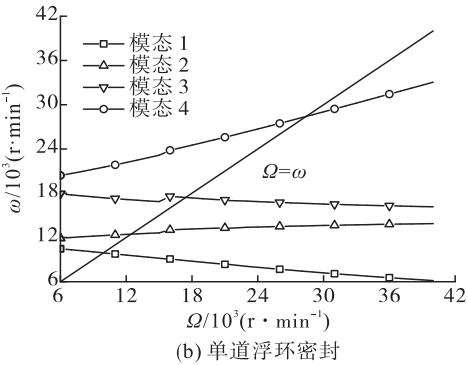
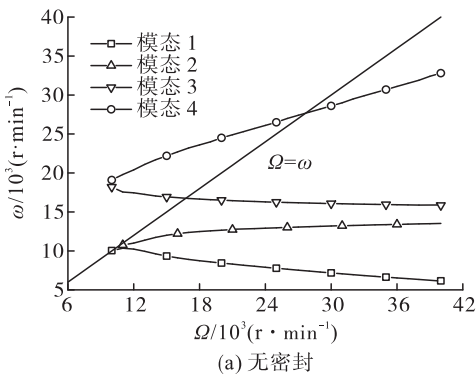


图 15 不同组合密封系统涡动频率

Fig. 15 Eddy frequency of different combined sealings

整理上述计算结果,组合密封对系统临界转速的影响特性如图 16 所示。由图 16 可见,浮环的添加对转子系统的前四阶临界产生了一定的影响,表现为先增大后减小的趋势,其中二阶临界变化最为明显。

此外,机械密封不影响系统的临界特性和稳定性。

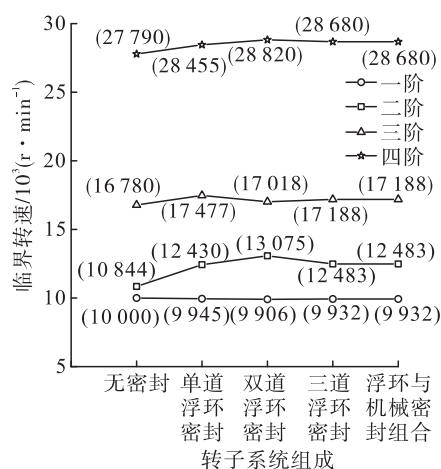


图 16 各类型转子系统临界转速

Fig. 16 Critical speed of different rotor systems

### 3.3.2 组合密封对转子系统稳定性的影响

根据表 4 中转子类型,通过数值计算获得不同转子系统类型下系统的稳定性,如图 17 所示。

整理数据,可得不同组合密封对转子系统稳定性的影响规律,如图 18 所示。从图 18 可见转子系统易发生二阶模态失稳,失稳转速随浮环的添加发生了明显的变化,整体趋势是减小的;机械密封对系统失稳转速的影响较小。

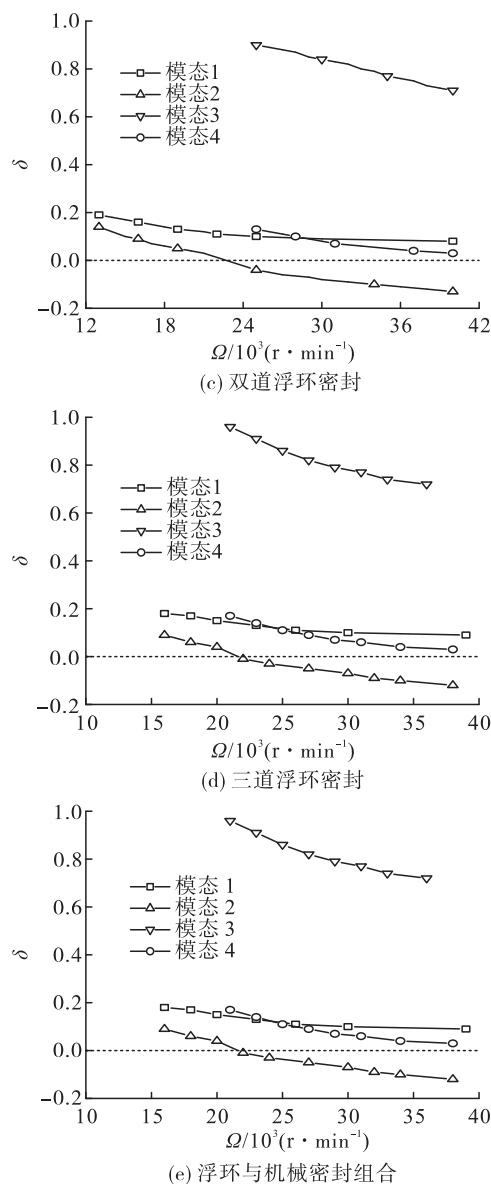
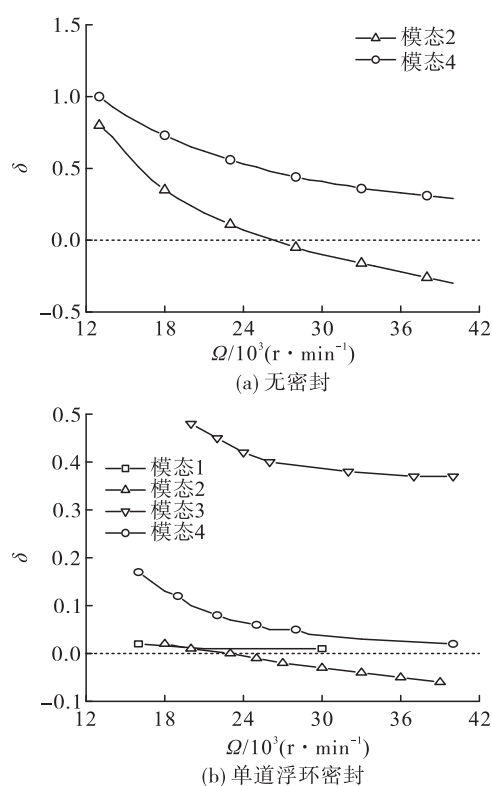


图 17 不同组合密封系统对数衰减率

Fig. 17 Logarithmic decrement of different combined sealing systems

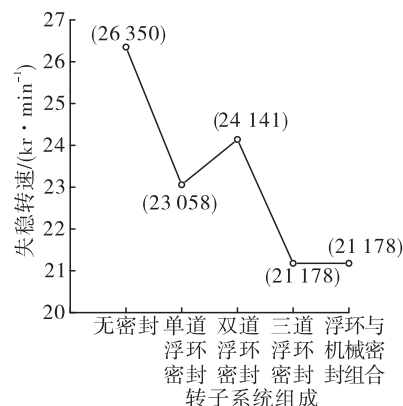


图 18 各类型转子系统失稳转速

Fig. 18 Unstable speed of different rotor systems

### 3.3.3 组合密封对转子系统瞬态响应的影响

系统的弯曲特性受机械密封静特性的影响尤为突出,如图14所示的转子系统,当涡轮泵在瞬态启动过程中,机械密封会经历一个从端面接触到非接触的脱开状态(本文中以启动后0.8 s时密封端面脱开为例),特模拟机械密封受动压作用而脱开,脱开过程中由于密封间隙的增加会导致瞬间动静环不对中,进而产生瞬态动压力和动压力矩作用(以瞬态简谐力模拟力及力矩作用),在工作转速下(20 000 r/min)转子系统轴承1(节点8)、浮环密封1(节点15)和轴承2(节点19)处瞬态响应如图19~图21所示。

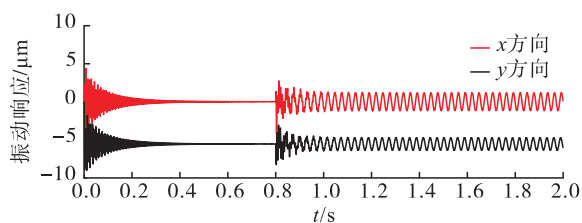


图19 轴承1处位移响应

Fig. 19 Response at bearing 1

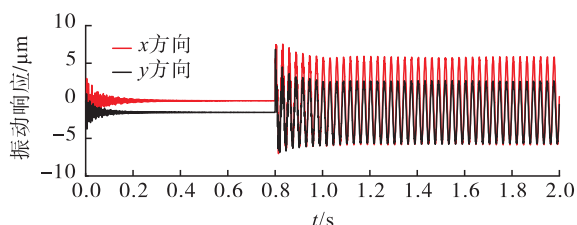


图20 浮环密封1处位移响应

Fig. 20 Response at the floating-ring seal 1

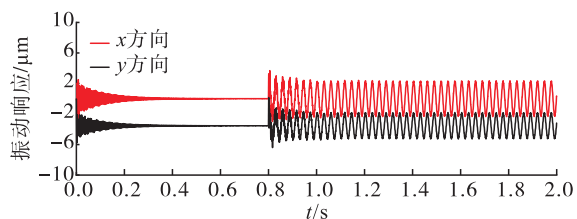


图21 轴承2处位移响应

Fig. 21 Response at bearing 2

由图19~图21可见,随着涡轮泵启动经过0.8 s后,端面机械密封脱开,形成非接触机械密封,其给转子系统造成的冲击激励会影响随后0.2 s的振动响应,但系统在工作转速下能很快地再次达到稳定

运转状态。该过程中,轴承处的振动响应在y方向因重力作用偏离位移0刻度,平衡位置处于y轴负半轴。浮环密封位置处的振动响应值明显大于轴承处,且增加较为显著,这可能会对密封性能带来一定的影响,即可能会导致不期望的密封泄漏量的出现,需要在后续研究中予以充分关注。

## 4 结论

开展了对多部件耦合高速涡轮泵转子系统动力学特性的研究,得到以下结论。

1)推导了浮环密封和机械密封的刚度阻尼系数求解模型,给出了因机械密封动、静环不对中引起的流体动压力和动压力矩、摩擦力和摩擦力矩、剪力和剪力矩等的求解方法,构建了考虑浮环、机械密封等多部件耦合的组合密封-轴承-转子系统动力学分析模型,求解模型可获取系统的涡动速度、失稳转速、对数衰减率以及瞬态响应等。

2)对比已有文献,本文所构建求解模型获得的浮环特性与文献试验和理论结果高度一致,平均误差在15%以内,表明本文浮环密封模型与求解方法的正确性。

3)数值仿真结果表明多道浮环密封改变了系统的临界特性和稳定性特征,而机械密封并无此特征;机械密封不对中特性导致系统的瞬态响应升高。

4)高速涡轮泵启动过程存在的机械密封瞬态脱开现象,其对转子系统会产生瞬时冲击,但系统能在较短的时间内再次达到稳定运转状态;机械密封脱开后,随着转速增加,系统的动力响应明显增加。高速稳定运转过程多道浮环密封对系统稳定性呈现出降低失稳转速的不利影响;振动响应会对浮环密封的间隙产生影响,进而影响其密封性。

## 参考文献

- [1] MUSTAFIS, DELEE C, FRANCIS J, et al. Cryogenic propulsion for the titan orbiter polar surveyor (tops) mission[J]. Cryogenics, 2016, 74: 81-87.
- [2] PALERM S, BONHOMME C, GUELOU Y, et al. The future of cryogenic propulsion[J]. Acta Astronautica, 2015, 112: 166-173.
- [3] NOSAKA M, KATO T. Cryogenic tribology in high-speed bearings and shaft seals of rocket turbopumps[Z]. 2013.

- [4] 李东,王珏,何巍,等. 长征五号运载火箭总体方案及关键技术[J]. 导弹与航天运载技术,2017(3):1-5.
- [5] 岳文龙,郑大勇,颜勇,等. 我国高性能液氧液氢发动机技术发展概述[J]. 中国航天,2021(10):20-25.
- [6] KIRK R G, MILLER W H. The influence of high pressure oil seals on turbo-rotor stability [J]. ASLE Transactions, 1979, 22(1):14-24.
- [7] OCVRK F W. Short-bearing approximation for full journal bearings[R]. NACA-TN-2808.
- [8] 西安交通大学浮环密封研究小组. 浮环密封动力学特性实验分析和计算[J]. 西安交通大学学报, 1978(3):27-40.
- [9] 刘占生,夏鹏,张广辉,等. 浮环密封运动机理及对轴系稳定性的影响[J]. 振动与冲击,2016,35(9):110-116.
- [10] XIA P, CHEN H, LIU Z S, et al. Analysis of whirling motion for the dynamic system of floating ring seal and rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(8):1221-1235.
- [11] LIU Y, LIU Q X, YIN M, et al. Dynamic analysis and structure optimization of a floating ring system in dry gas seal[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2018, 12(7):1-18.
- [12] 苏令,刘向锋,刘莹. 浅槽环瓣型浮动环密封的动态特性分析[J]. 润滑与密封,2007,32(1):105-107.
- [13] 杨宝锋,金路,许开富,等. 考虑密封耦合效应的涡轮泵转子动力学特性[J]. 火箭推进,2022,48(3):16-24.
- YANG B F, JIN L, XU K F, et al. Analysis on rotor dynamic of a turbopump considering seal coupling effect[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(3):16-24.
- [14] 杨宝锋,贾少锋,李斌,等. 大偏心及大扰动下涡轮泵密封转子动力特性[J]. 火箭推进,2019,45(6):1-9.
- YANG B F, JIA S F, LI B, et al. Investigation on rotordynamic characteristics of a turbopump seal under large eccentricities and disturbances [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(6):1-9.
- [15] 杜家磊,王怡萱,李铭,等. 超高转速氢涡轮泵柔性转子动特性仿真分析[J]. 火箭推进,2022,48(2):86-93.
- DU J L, WANG Y X, LI M, et al. Dynamic characteristics simulation and analysis for the flexible rotor of an ultrahigh speed hydrogen turbopump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(2):86-93.
- [16] WILEMAN J, GREEN I. The rotor dynamic coefficients of eccentric mechanical face seals[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1):215-224.
- [17] GREEN I. On the kinematics and kinetics of mechanical seals, rotors, and wobbling bodies[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(7):909-917.
- [18] VARNEY P, GREEN I. Impact phenomena in a noncontacting mechanical face seal [J]. Journal of Tribology, 2017, 139(2):022201.
- [19] VARNEY P, GREEN I. Dynamic modeling of an eccentric face seal including coupled rotordynamics, face contact, and inertial maneuver loads[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2018, 232(6):732-748.
- [20] HASSINI M A, ARGHIR M. Phase change and choked flow effects on rotordynamic coefficients of cryogenic annular seals[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(4):042201.
- [21] CHEN Y, ZHANG G Y, ZHAO W G, et al. Study on the nonlinear transient response for the non-contact mechanical face seal [J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 19(2):737-750.
- [22] 陈国忠. 气液混合两相流的动静压密封性能分析[D]. 西安:西安电子科技大学,2018.
- [23] 张直明. 滑动轴承的液体动力润滑理论[M]. 北京:高等教育出版社,1986.
- [24] 张国渊. 高速涡轮泵低粘润滑特性及转子系统动力学研究[D]. 西安:西安交通大学,2010.
- [25] 张国渊,袁小阳,赵伟刚,等. 螺旋槽端面密封脱开转速的理论及试验[J]. 机械工程学报,2008,44(8):55-60.
- [26] 张国渊,陈国忠,赵伟刚,等. 高速低温动静结合型机械密封结构优化及运转试验[J]. 航空动力学报,2018, 33(5):1093-1102.
- [27] 李治国,张国渊,袁小阳,等. 流体动静压端面密封的静动特性分析[J]. 中国机械工程,2006,17(5):457-460.
- [28] 梁茂檀. 多部件耦合高速转子动力特性演变机理研究[D]. 西安:西安电子科技大学,2022.
- [29] 张国渊,梁茂檀,郭进兴,等. 不对中齿轮联轴器-轴承-转子系统动力特性[J]. 航空动力学报,2022,37(2):225-234.
- [30] American Petroleum Institute. Axial and centrifugal compressors and expander-compressors for the petroleum chemical and gas industry[Z]. 2014.
- [31] CHILDS D W, GRAVISS M, RODRIGUEZ L E. Influence of groove size on the static and rotordynamic characteristics of short, laminar-flow annular seals[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2):398-406.
- [32] CHILDS D W, RODRIGUEZ L E, CULLOTTA V, et al. Rotordynamic-coefficients and static (equilibrium loci and leakage) characteristics for short, laminar-flow annular seals[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(2):378-387.