

# 非接触动静结合型机械密封的主动可控性 及其脱开机理

张国渊<sup>1</sup>, 赵伟刚<sup>2</sup>, 陈 垚<sup>3</sup>, 卫军朝<sup>3</sup>

(1. 西安电子科技大学 机电工程学院, 西安 710071;

2. 中国航天科技集团公司 西安航天动力研究所, 西安 710100;

3. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

**摘 要:** 针对非接触动静结合型机械密封运行中的脱开现象和泄漏量控制要求, 研究基于改变闭合力的机械密封主动可控方法. 在原有基础上完善了动静结合型机械密封主动可控的原理, 包括控制策略、控制元件及控制流程; 结合高速涡轮泵轴端机械密封, 给出了主动控制的设计过程, 并理论和试验研究了其可控性和受可控元件影响的性能规律. 完善了现有的机械密封脱开理论, 并结合试验结果对可控型机械密封的脱开转速进行了机理分析. 研究表明: 提出的基于闭合力调控的密封可控性策略及控制敏感性参数范围[1, 3.19], 可满足对涡轮泵轴端机械密封泄漏量的动态主动控制; 完善的脱开转速理论能合理地解释机械密封起飞阶段的端面非接触状态向接触状态转变过程. 研究结果对于特殊工况下特种机械密封的设计、运行监测及动态控制具有参考价值.

**关 键 词:** 机械密封; 主动控制; 泄漏量; 脱开转速; 端面接触状态

**中图分类号:** V231; TH117

**文献标志码:** A

## Active controllability and separation mechanics of non-contact hydrostatic mechanical seal

ZHANG Guo-yuan<sup>1</sup>, ZHAO Wei-gang<sup>2</sup>, CHEN Yao<sup>3</sup>, WEI Jun-chao<sup>3</sup>

(1. School of Electro-Mechanical Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100;

3. School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** To explain the separation phenomena and meet the requirement of the leakage of the non-contact hydrostatic mechanical seal, an active controllable method for mechanical seals based on the change of the closing force was proposed. The principle of the method was developed, including: control strategy, control components and control flow. Taking the shaft mechanical seals in the high-speed turbopump as the object, the design for the controllable seal was carried out, and the influence of the controllability and the control elements on the performance of the seals were obtained by the theoretical and experimental methods. The existing separation speed theory was developed, and with the experiment results, the mechanism of the separation speed for the controllable seal was validated. The results show that the strategy of regulating the closing force could satisfy the leakage of the seal; and the range of the control sensitivity coefficient is [1, 3.19]. The developed separation speed theory can

**收稿日期:** 2013-06-27

**基金项目:** 国家自然科学基金(51205314); 陕西省自然科学基金(2014JQ7252); 中央高校基本科研业务费(JB140414)

**作者简介:** 张国渊(1979—), 男, 甘肃靖远人, 讲师, 博士后, 主要从事轴承密封技术、转子动力学及机器人技术研究.

reasonably explain the transformation process from the contact state to non-contact state between the mechanical seal faces in the takeoff stage. The results are helpful to design, monitor and control the special mechanical seal under special working conditions.

**Key words:** mechanical seal; active control; leakage; separation speed; seal face contact state

动静结合型机械密封已经被应用于高速涡轮泵轴端密封中,运行工况要求机械密封能具有较长寿命,较低泄漏量,同时期望轴向机械密封能够平衡分布泵系统产生的轴向力.为此对密封的动态监测和控制就变得极为重要.同时针对不同背景应用的机械密封,国内外研究人员对其监测及控制的研究越来越重视. Etsion 等较早提出了通过监测机械密封端面温度的方法实现对密封的控制<sup>[1]</sup>,其设计思路是调整作用在静环上的闭合力来实现对端面密封间隙量的控制,实现方法多样并且不受具体端面的结构限制.随后 Wolff 等<sup>[2]</sup>及 Zou 等<sup>[3]</sup>分别对非接触式端面密封的可控性进行了分析,进一步发展了通过对端面温升和密封泄漏量结合的监测来控制密封特性的研究思路.以此为基础的现有的对机械密封的监测和控制主要以控制泄漏量为目标,但在限制泄漏量的过程中,大多忽视了密封可能由于严重磨损造成的更严重失效<sup>[4]</sup>. Zou 等研究了柔性安装于动环接触式机械端面密封消除接触状态的可行性<sup>[5]</sup>,通过闭环控制系统理论及技术的发展,将其应用于可控性机械密封的思路最初在 20 世纪 80 年代后期提出,随后不少研究者基于两个方面的思路,即或控制密封闭合力、或控制密封开启力发展了不同类型的可控制机械密封的设计思路<sup>[6-13]</sup>,例如动环或静环表面结构变化(如开槽、锥形表面、设立台阶等)<sup>[6-8]</sup>、引入补偿元件<sup>[9-10]</sup>、在静环表面增加节流孔等.国内周剑锋等提出了将静环内侧温度和泄漏率作为反馈参数,闭合力作为调节参数,建立螺旋槽机械密封的控制方法<sup>[11]</sup>. Goilkar, Zhang 等<sup>[12-13]</sup>在最新的研究中提出了以观测端面磨损状况和监测轴向位移的机械密封监测新思路,但如何应用这些新思路到具体的机械密封监测过程尚需要进一步深入研究.张国渊等提出通过测试机械密封端面摩擦力结合端面温升的方法来实现对密封的动态监测的研究思路<sup>[9]</sup>.以机械密封端面接触摩擦力作为机械密封是否接触的主要判据,同时配合对端面温升和泄漏量的辅助反馈信号为补充,实现对密封端面的实时监测.为了完善现有的这个研究思路,本文将在已有的研究

基础上,拟对基于改变闭合力的机械密封主动可控方法的实现及其脱开转速理论对启动过程密封脱开过程机理解释进行深入分析,为相关技术的工程应用提供理论基础和试验支持.

## 1 主动可控的原理

机械密封设计的难点在于如何处理好一对主要矛盾:低的泄漏量与低的摩擦因数和磨损量(寿命相关).实际运转中的流体动、静(动静结合型)机械密封在于平衡两个方面的力:①作用于静环背面弹性补偿元件或被密封系统所形成的闭合力;②密封间隙流体的动压、静压效应形成的作用于静环的开启力.当闭合力大于开启力时,机械密封为接触式密封,多余的闭合力通过端面接触来抵消,此时的密封具有低的泄漏量和较高的摩擦因数及磨损量;而在非接触机械密封工况下,在特定的密封间隙下闭合力等于开启力,此时密封的泄漏量较大,但密封端面不接触、无磨损.决定开启力的主要参数包括端面结构参数、密封间隙、动静环的相对转速以及密封流体属性等.一个好的密封在设计过程中应当保证具有正刚度(开启力随着密封间隙的增加而减小,反之亦然),在设计中根据预定的泄漏量来设计合适的密封间隙值.机械密封的失效可以从两个方面予以理解:一个是密封的磨损量超标;一个是密封的泄漏量超标.两类失效都会产生停机故障或者泄漏污染,这样一来将导致的损失价值可能远远大于密封部件本身的成本.因此,研究一类可控性的机械密封就变得及其重要,虽然其制造成本有所增加,但可控性密封拓宽了密封的使用工况限制条件,提高了密封的寿命以及可靠性,也节约了密封意外失效产生的费用.

对于控制开启力来说,其控制难度较大主要是由于它对各类参数敏感性强同时依赖结构参数性强;相反地控制闭合力则更容易实现,不受端面结构影响;同时控制过程也易于掌控.在本文研究中,将提出一类新的以改变密封闭合力策略的密封主动控制方案,并对该方案的可行性进行分析和试验验证;应用的电磁加载装置作为闭合力调

控的具体执行单元。

图 1 给出了一类的高速动静结合型可控式机械密封的控制原理图。

对于如图 1 所示的控制系统,作为反馈控制参数的多传感器信息融合的密封阈值,是一个反映机械密封运行状态的参数,它将包含大多数被测试密封状态参数;与现有的密封可控参数,如温度、泄漏量等作为反馈参数不同,该阈值的定义可以以某些参数为主,其他参数为辅的综合评价策略,如可以以静环轴向位移反映出的密封间隙  $h$  (可由本征正交分解(POD)模型转化得到)为

主<sup>[10]</sup>;以密封副摩擦力  $f$  和端面温升  $T$ 、泄漏量  $Q$  为重要辅助补充参量,据此定义某时刻  $i$  的密封阈值如下:

$$K_i = \alpha \cdot \left[ \frac{h_i}{h^*} \right] + (1 - \alpha) \cdot \left[ \beta \cdot \frac{f_i}{f^*} \cdot \frac{T_i}{T^*} \cdot \frac{Q_i}{Q^*} \right] \quad (1)$$

其中  $\alpha, \beta$  为控制量的权重参数和控制系统的敏感性参数;上标 \* 表示预期的指标。对于控制策略,采用连续双  $\pi$  控制器实现对控制量的控制。提出的基于电磁加载装置的可控式机械密封动态监测流程如图 2 所示。

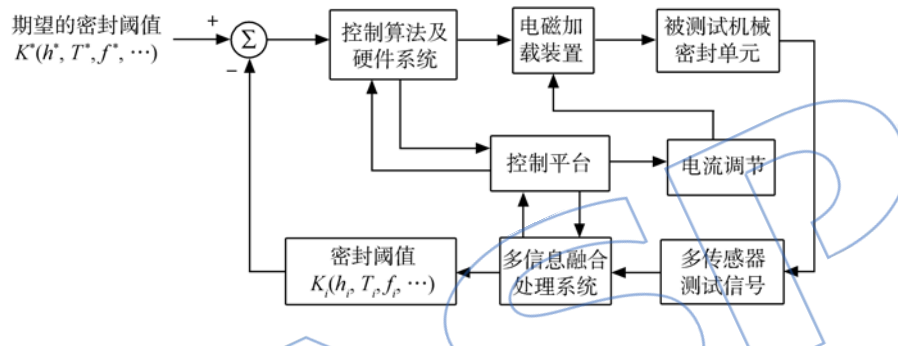


图 1 可控式机械密封的控制原理图

Fig. 1 Control schematic of the controllable mechanical seal

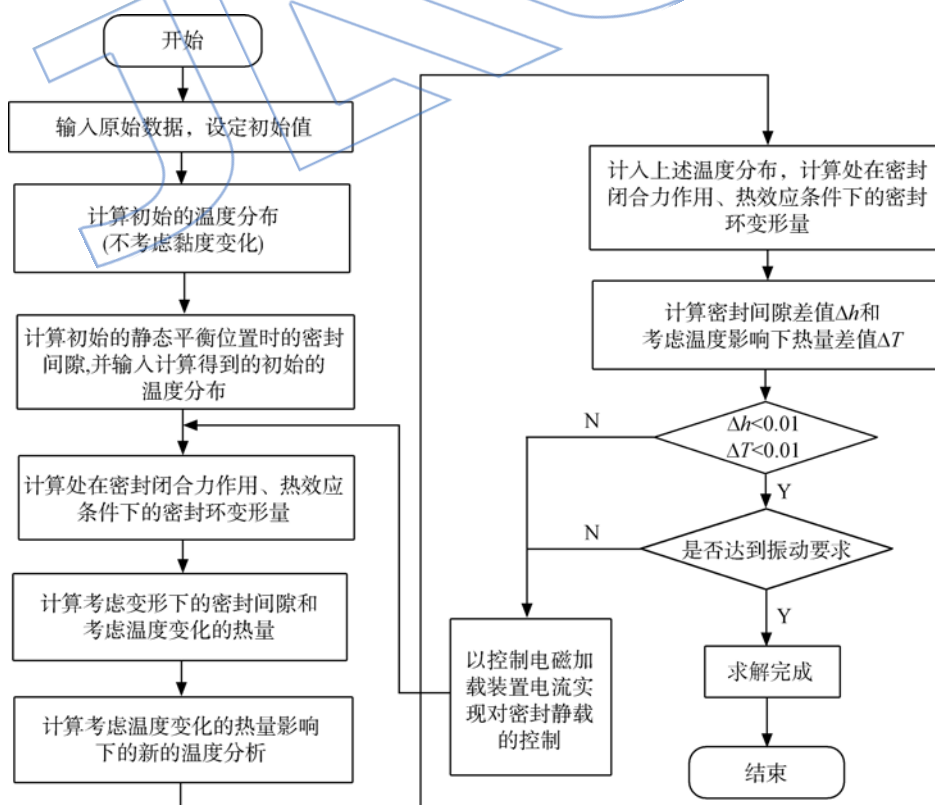


图 2 可控式机械密封动态监测流程图

Fig. 2 Dynamic monitoring flow of the controllable mechanical seal

对于图 1 所示的机械密封的主动控制设计,其工作可靠性和稳定性与密封状态监测参数相关.本文研究中的机械密封状态监测参数包括静环轴向位移(3 测点,电涡流位移传感器)、端面温升(2 测点,热电偶温度传感器)、电磁加载装置电流(电流传感器)、端面摩擦力(自制桥型应变式力矩测量单元)、泄漏量(小口径椭圆齿轮流量计)、密封坝处压膜压力(2 测点、压力传感器)。

结合空间限制和工况限制,本文提出的可控型动静结合型机械密封在设计过程中,基于以下几个原则:

- 1) 尽可能通过以位移传感器信号直接反映密封流体膜的厚度为主,间接反映润滑状态的温升、泄漏量等信号为补充。
- 2) 要求可控机械密封工作在一定的平衡点位置,通过反馈调节使得密封可绕平衡位置变化。
- 3) 密封系统识别,主要通过试验来确定密封分析模型;理论模型作为补充。
- 4) 采用连续双  $\pi$  控制器实现对密封间隙的控制。

对于此可控性密封来说,需要确定的另外一个重要的附加参数,即敏感性参数  $\delta$ . 对于改变电磁加载装置电流  $I$  引起密封闭合力变化,进而控制某时刻  $i$  的密封间隙  $h_i$  的可控性过程,可控敏感性参数将被定义为

$$\delta = \frac{dh_i}{dI} = \frac{dh_i}{dK} \cdot \frac{dK}{dI} \quad (2)$$

对在已经定义机械密封静态平衡位置的情况下,如式(1),则有

$$\delta = \frac{dh_i}{dI} = \frac{dh_i}{dK} \cdot \frac{dK}{dI} = \left( \frac{h^*}{\alpha} \right) \cdot \frac{dK}{dI} = \delta^* \cdot \frac{dK}{dI} \quad (3)$$

## 2 含有闭合力补偿单元的密封系统脱开转速

### 2.1 基于摩擦学的 I 类脱开转速定义

从摩擦学的角度来说,通过接触理论分析当指定密封间隙  $h$  为某一值时(一般定为密封表面粗糙度的 2~3 倍),通过采用 Reynolds 方程计算在升速过程中的密封端面承载力,当在某一转速下,如果密封端面的承载力等于密封端面的弹簧力(闭合力)时,则定义此时的转速为密封的脱开转速,该转速又被称为起飞转速,定义其为 I 类

脱开转速( $\omega_{sep0}$ )。

### 2.2 基于动力学的 II 类脱开转速定义

从动力学的角度,当密封系统在有干扰存在时(一般是由于装配、制造等误差造成的),由于运动过程中产生的惯性力会驱使密封脱开,这是一个动态的脱开过程,虽然该过程中脱开和接触瞬态交替出现,但由于其接触时间短,因此密封在运行中的摩擦因数较小.根据已有研究成果,基于动力学的含有闭合力补偿单元的动态脱开转速分为两类,本文分别定义为 II 类轴向(axial mode)和周向(angular mode)脱开转速。

#### 2.2.1 II 类轴向脱开转速

采用的理论计算公式为<sup>[14]</sup>

$$\omega_{sep1} = \sqrt{\frac{S}{M}} \quad (4)$$

式中  $\omega_{sep1}$  为 II 类轴向脱开转速;  $S$  为弹簧总刚度;  $M$  为含有补偿闭合力单元的整个密封系统的质量。

#### 2.2.2 II 类周向脱开转速

采用的理论计算公式为<sup>[15]</sup>

$$\omega_{sep2} = \sqrt{\frac{2k}{J}} \quad (5)$$

式中  $\omega_{sep2}$  为 II 类周向脱开转速;  $k$  为密封环角刚度;  $J$  为动环转动惯量。

对于密封系统来说,能够实现密封面的非接触,对于密封的寿命具有重要意义.先进的密封首先应能够保证端面脱开, I 类和 II 类脱开转速都能够实现.但是实际的工程设计中,由于某些工况的限制和设计方案因素(例如不采用螺旋槽等)可能不能够满足 I 类脱开转速,但是 II 类脱开转速的存在保证了密封还能够正常工作,且具有较长的工作寿命. I 类和 II 类脱开转速理论的提出将完善端面密封接触机理,对于密封系统得工程应用具有重要价值。

## 3 密封主动控制的设计及对脱开机理分析——一个实例

本文研究中以一类高速涡轮泵轴端密封为研究对象.密封动环为内外双槽结构,静环为石墨环,密封水介质,无静压小孔.其主要结构参数见表 1 所示。

密封单元性能试验装置照片见图 3 所示,主要性能参数见表 2 所示。

表 1 密封环主要参数  
Table 1 Main parameters of the seal ring

| 参数                                                | 数值      |
|---------------------------------------------------|---------|
| 动环内径 $R_2/\text{mm}$                              | 45.5    |
| 动环外径 $R_1/\text{mm}$                              | 55.5    |
| 槽数                                                | 30      |
| 槽深 $h_g/\mu\text{m}$                              | 3       |
| 动环质量 $m/\text{kg}$                                | 0.5     |
| 动环转动惯量 $J/10^{-4}(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$    | 6.25    |
| 弹簧总刚度 $S/(\text{N}/\text{mm})$                    | 24.32   |
| 密封环角刚度 $k/((\text{N} \cdot \text{m})/\text{rad})$ | 266.70  |
| 弹簧补偿力 $F_z/\text{N}$                              | 226.176 |

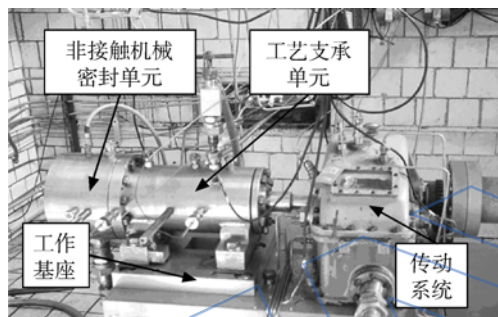


图 3 密封试验系统照片  
Fig. 3 Photo of seal test system

表 2 密封试验系统的主要性能参数  
Table 2 Main performance parameters of the seal test system

| 参数                                | 数值       |
|-----------------------------------|----------|
| 转速 $\omega/(\text{r}/\text{min})$ | 0~40 000 |
| 额定功率 $N/\text{kW}$                | 55       |
| 试验压力 $p_s/\text{MPa}$             | 0~5      |
| 被试密封件直径/ $\text{mm}$              | 0~150    |

试验中测量参数分常规参数测量和端面液膜参数测量。常规参数包括试验台运转功率、入口压力、入口流量、入口温度、出口流量、出口温度、端面密封后介质压力、端面密封后介质泄漏等。端面液膜及摩擦状态参数测量有:密封坝区液膜压力、端面两点的液膜温度及自制的摩擦力矩测试单元;具体的测点布置和传感器设计参见文献[9]。

为了实现对密封的主动控制,选择摩擦力矩值和端面两点温度的平均值作为控制监测参数。

可控性的分析见 3.1 节,主动控制通过调节连接在静环上的电磁加载装置的电流实现。

### 3.1 密封可控性范围确定

为实现对机械密封的控制,针对工况条件,由式(1)和式(2)特将密封阈值  $K$  相关的平衡位置敏感性参数定义为如下:

$$\delta = \frac{K_i}{K^*} = \alpha \cdot \frac{N_{fi}}{N_i^*} + (1 - \alpha) \frac{T_i}{T^*} \quad (6)$$

式中  $\delta$  为敏感性参数; $\alpha$  为控制量的权重参数; $K^*$  表示可控型密封在静态平衡位置时的阈值; $N_{fi}$  和  $T_i$  分别表示摩擦力矩、温度在时刻  $i$  的值。

由式(6)所知,对于设计的可控性机械密封其可控性  $\delta$ ,其可以作为判断密封控制动作的标志量,即:

$\delta < 1$ , 即  $K_i < K^*$ , 意味着此时非接触密封处在较大的间隙下工作,比较平衡位置性能,具有较大的泄漏量、较低温升和较低的摩擦力矩。因此,为使得密封回到平衡位置,需要讲闭合力补偿单元电磁加载装置的电流增加,闭合力增加引起密封的间隙降低,促使密封回到动态平衡位置。

$\delta = 1$  意味着密封工作在静态平衡位置。

$\delta > 1$  即  $K_i > K^*$ , 意味着此时机械密封处在较小的工作间隙下,甚至可能处在接触状态,是一种接触式机械密封,与平衡位置相比,该状态下密封的泄漏量较低,温升和摩擦力矩较高;因此,需要降低电磁加载装置的电流使得密封的闭合力降低,间隙增加,从而密封回到动态平衡位置。

本文研究中,一种理想的设计的动态平衡位置被指定,并且认为控制信号温度和摩擦功耗的权重相当,即  $\alpha = 0.5$ 。实际工程研究中,对于权重系数的确定需要根据具体的工程需要进行确定和优化。由此,本文设计得到的可控性机械密封的敏感性参数  $\delta$  的取值范围为:  $1 \leq \delta \leq 3.19$ , 即为密封的可控性范围。由于在试验装配阶段电磁加载装置的未施加电流,因此安装位置即为初始的平衡位置,因此本文试验中对于密封敏感性参数  $\delta$  的最小值为 1, 由于电磁加载装置的最大载流为 4 A, 从而得到的最大敏感性值为 3.19, 关于密封摩擦力矩和温升的具体计算方法见文献[16]。

### 3.2 含有闭合力补偿单元的脱开转速确定

#### 3.2.1 I 类脱开转速

对于 I 类脱开转速的计算,在设计确定的密封间隙下,随着转速的变化认为对于非接触机械密封的动态开启力与闭合力相等时,对应的转速

即为脱开转速. 理论计算得到的不同设计密封间隙下转速  $\omega$  对密封开启力  $F_o$  的影响规律见图4所示.

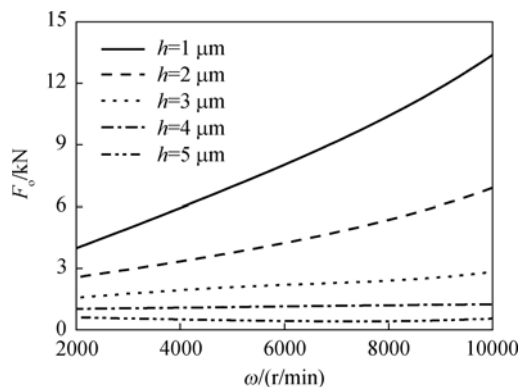


图4 密封开启力随转速变化曲线

Fig. 4 Curves of the opening force varying with speed

从图4可见,随着转速的增加,在较小的密封间隙( $h \leq 3 \mu\text{m}$ ),受转速升高引起的动压效应显著增强影响,密封开启力显著增加;在密封间隙较大时,非接触密封端面形成较大的静压效应;转速的增加引起的动压效应与静压效应相当,表现在对密封开启力的影响并不明显;只有当转速较大时,才出现明显的开启力的增加的情况. 对于本文计算设计间隙为  $4 \mu\text{m}$  条件下,当闭合力仅为弹簧力和液膜静压力时,此时的脱开转速为  $9980 \text{ r/min}$ ,即密封的 I 类脱开转速为  $9980 \text{ r/min}$ .

### 3.2.2 II类脱开转速

图5给出了不同转动惯量密封副的密封系统 II 类周向脱开转速的计算结果. 从图可以随着动环转动惯量的增加密封的脱开转速( $\omega_{\text{sep2}}$ )下降.

本文研究中,电磁加载装置作为闭合力补偿(调控)单元,其质量为  $1.7 \text{ kg}$ ,动环转动惯量  $J =$

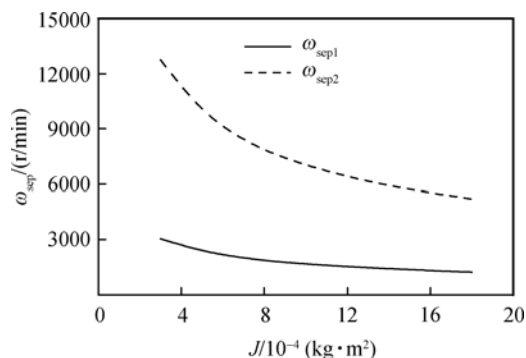


图5 不同转动惯量密封系统的 II 类周向密封脱开转速

Fig. 5 Class II circumferential separation speed with the moment of inertia

$0.000625 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 式(5)计算转动惯量所需的密封环角刚度  $k$  通过下式来计算获得<sup>[15]</sup>

$$k = \frac{1}{2} S \gamma_s^2 \quad (7)$$

式中  $\gamma_s$  为柔性支承的径向作用半径, 本文计算中取其值为密封静环内外径的平均半径  $\gamma_s = 50 \text{ mm}$ . 当电磁加载装置产生的电磁力作为动态闭合力的重要组成部分后, 即含有动态补偿单元的密封支撑系统角刚度可以写为

$$k = \frac{1}{2} S \gamma_s^2 = \frac{1}{2} \frac{F_c}{Z_s} \gamma_s^2 \quad (8)$$

式中  $F_c$  表示闭合力 ( $F_c = F_e + F_z$ );  $F_e$  为电磁加载力,  $F_z$  为弹簧补偿力.  $Z_s$  为等效补偿单元压缩量, 本文研究装配压缩量为  $9.3 \text{ mm}$ , 其他重要参数见文献[9].

结合式(5)和式(8)

$$\begin{aligned} \omega_{\text{sep2}} &= \sqrt{\frac{2k}{J}} = \sqrt{\frac{F_c \cdot \gamma_s^2}{J \cdot Z_s}} = \\ &= \sqrt{\frac{(F_e + 2370) \times 0.050^2}{0.000625 \times 0.0093}} = \\ &= 20.74 \sqrt{F_e + 2370} \end{aligned} \quad (9)$$

由式(9)计算得到的电磁加载力对于密封 II 类周向脱开转速的影响规律如图6所示. 图中可见, 引入电磁加载装置后密封脱开转速随电磁加载力的增加而增加, 主要原因在于电磁加载力作为闭合力的重要组成部分, 只有当转速增加, 动压效应增强后产生的更大的油膜力才能与之平衡.

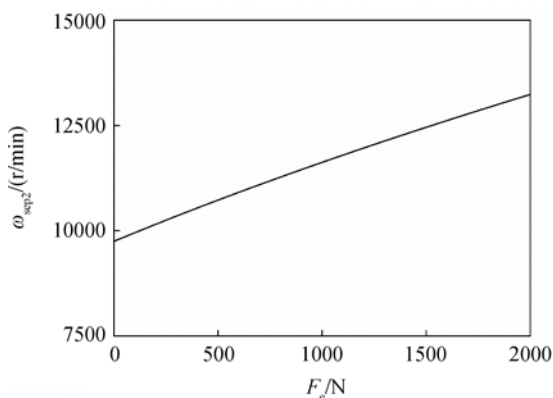


图6 电磁加载力对密封 II 类周向脱开转速的影响规律

Fig. 6 Change of II circumferential separation speed with the electromagnetic force

### 3.3 闭合力引起的脱开转速和密封性能的变化规律

图7和图8给出了在附加闭合力调控单元(电磁加载装置)之后密封的摩擦功耗、摩擦力矩

及端面温度的变化情况的试验测试结果. 在前面的研究中虽然对试验结果进行了描述<sup>[9]</sup>,但其理论基础尚不明确和完备,本文再次结合已发展的脱开理论对试验结果产生的机理进行详细分析及讨论.

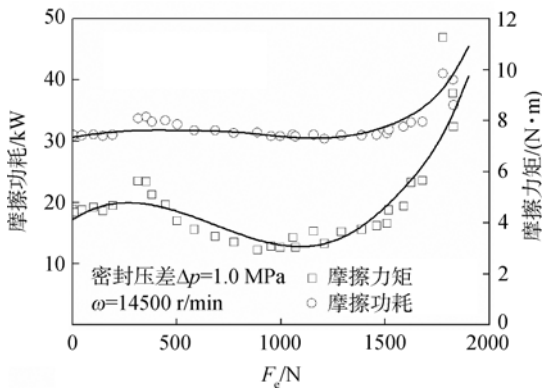


图 7 端面摩擦功耗和力矩随电磁加载力变化  
Fig. 7 Change of friction power and torque with the electromagnetic force

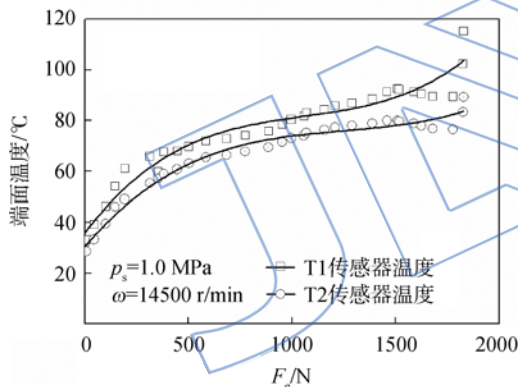


图 8 端面温度随电磁加载力变化  
Fig. 8 Change of face temperature with the electromagnetic force

如图 7 所示,摩擦功耗随着电磁加载力的增加先基本维持不变,当电磁加载力大于一定值时,摩擦力矩增加.这主要归因为附加的电磁加载装置的引入对系统产生的影响.电磁加载装置的引入且施加电流后,密封的闭合力将由 3 部分组成,即电磁加载力、弹簧补偿力和流体作用于密封环的静压力.结合图 6 可知,电磁加载装置未启用时(电流为 0 A),含有电磁加载装置的密封系统的 I 类和 II 类脱开转速分别约为 9 980 r/min 和 9 750 r/min,因此在转速 14 500 r/min 条件下密封为非接触状态.当电磁加载力从 0 N 到 1 200 N 增加,密封摩擦功耗的增加主要归因于处在密封腔

内流体的柱面和盘面搅拌,变化较小;当电磁加载力大于 1 200 N 后,引起的密封脱开转速下降,密封间隙明显变小,端面之间可能的微凸体接触或间隙流的严重剪切效应会使得密封功耗显著增加.

图 7 可见摩擦力矩的变化趋势随着电磁加载装置电磁加载力的增加而先增加后减小再增加.这主要是由于在电磁加载力为 0~400 N,密封处在较大间隙范围内工作,非接触密封在特定转速下,随着电磁加载力的增加,间隙的变小,摩擦力矩增加主要归因为密封的剪切效应;摩擦力矩在电磁加载力从 400 N 增加到 1 200 N 过程中,间隙的变小,转速仍大于基于动力学振动为机理的 II 类脱开转速,因此仍能保证密封处在非接触状态,但其端面压力组成可能以静压泄流为主,间隙动压效应减弱,进而密封的摩擦力矩有所降低.当电磁加载力大于 1 200 N,随着密封转速接近于 II 类脱开转速,密封可能出现部分的表面接触,因此其摩擦力矩显著增加.

图 8 给出了密封端面温度变化情况(试验测试点见文献[9]).随着电磁加载装置电磁加载力的增加,机械密封的间隙降低,因此泄漏量将降低温度将升高.如图 8 所示,T1 传感器和 T2 传感器温度为静环上对称的 2 个距离端面 1.5 mm 处埋设温度传感器得到的温度值,可见当密封工作在非接触状态,T1 传感器温度是显著大于 T2 传感器温度约 20%,这是由于 T2 传感器安装在靠近进液边(由内向外流型密封),T1 传感器安装在靠近出液边.随着电磁加载力的增加,间隙降低端面温升增加较为缓慢,当转速接近 II 类脱开转速时,随着微凸体的接触的出现,端面温升将急剧增加.

## 4 结 论

1) 提出了一种基于改变闭合力的机械密封主动可控方法,并分析给出了实现动静结合型机械密封主动可控的原理,包括控制策略、控制元件及控制流程等.

2) 结合一类特殊工况泵轴端机械密封,讨论了其主动控制的设计过程,并理论和试验研究了其可控性和受可控元件影响的密封脱开和运行性能规律.

3) 具体的密封运行结果表明基于闭合力调控的密封可控性策略能实现对密封的主动控制,并且能合理地解释机械密封起飞阶段的端面非接触状态向接触状态转变过程.

## 参考文献:

- [1] Etsion I, Palmor Z J, Harari N. Feasibility study of a controlled mechanical seal[J]. *Lubrication Engineering*, 1991, 47(8): 621-625.
- [2] Wolff P, Salant R F. Electronically controlled mechanical seal for aerospace applications; Part II transient tests[J]. *Tribology Transactions*, 1995, 38(1): 51-56.
- [3] Zou M, Dayan J, Green I. Dynamic simulation and monitoring of a noncontacting flexibly mounted rotor mechanical face seal[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2000, 214(9): 1195-1206.
- [4] Lebeck A O. Experiments and modeling of zero leakage backward pumping mechanical face seals[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 51(4): 389-395.
- [5] Zou M, Dayan J, Green I. Feasibility of contact elimination of a mechanical face seal through clearance adjustment[J]. *Journal of Engineering Gas Turbines Power*, 2000, 122(3): 478-484.
- [6] 彭旭东, 康玉茹, 孟祥铠, 等. 核主泵用流体静压型机械密封性能的影响因素研究[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(17): 83-90.  
PENG Xudong, KANG Yuru, MENG Xiangkai, et al. Study on factors affecting seal performance of a hydrostatic mechanical seal in reactor coolant pumps[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(17): 83-90. (in Chinese)
- [7] 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(5): 1839-1843.  
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(5): 1839-1843. (in Chinese)
- [8] 王晓雪, 刘莹, 李京浩, 等. 核主泵用动静压波度机械密封机理[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(24): 131-135.  
WANG Xiaoxue, LIU Ying, LI Jinghao, et al. Mechanism of combined coning and waviness mechanical face seal for nuclear reactor coolant pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(24): 131-135. (in Chinese)
- [9] 张国渊, 赵伟刚, 闫秀天, 等. 可控式液体润滑高速螺旋槽端面密封试验研究[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(4): 947-953.  
ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, YAN Xiutian, et al. Experimental approach for water-lubricated high-speed controllable spiral-groove face seals[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(4): 947-953. (in Chinese)
- [10] 张国渊, 赵伟刚, 闫秀天, 等. 基于 POD 降阶模型的非接触端面密封动态监测原理及仿真[J]. *航空学报*, 2012, 33(2): 354-361.  
ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, YAN Xiutian, et al. Principle and simulation for real-time monitoring of the non-contact face seal based on POD model[J]. *Acta Astronautica et Astronautica Sinica*, 2012, 33(2): 354-361. (in Chinese)
- [11] 周剑锋, 顾伯勤. 螺旋槽机械密封的可控性[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(1): 106-110.  
ZHOU Jianfeng, GU Boqin. Controllability of spiral groove mechanical seal[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(1): 106-110. (in Chinese)
- [12] Goilkar S S, Hirani H. Design and development of a test setup for online wear monitoring of mechanical face seals using a torque sensor[J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(1): 47-58.
- [13] Zhang H, Landers R G, Miller B A. Adaptive control of mechanical gas face seals with rotor runout and static stator misalignment[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2010, 132(4): 1-10.
- [14] 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.  
ZHANG Guoyuan. Research on the low viscosity lubricating performance and rotor system stability of high-speed turbopumps[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2010. (in Chinese)
- [15] 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实验研究[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(8): 55-60.  
ZHANG Guoyuan, YUAN Xiaoyang, ZHAO Weigang, et al. Theoretical and experimental approach of separation speed of spiral groove face seals[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(8): 55-60. (in Chinese)
- [16] ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, YAN Xiutian, et al. Theoretical and experimental study on characteristics of water-lubricated double spiral grooved seals[J]. *Tribology Transactions*, 2011, 54(3): 362-369.