

高速低温动静结合型机械密封结构优化及运转试验

张国渊¹, 陈国忠¹, 赵伟刚², 张 谊¹

(1. 西安电子科技大学 机电工程学院, 西安 710071;
2. 中国航天科技集团有限公司 西安航天动力研究所, 西安 710100)

摘 要: 在分析高速涡轮泵轴端非接触动静结合型机械密封所处的高速、低温、高压、低黏度介质润滑等极端工况基础上,发展了考虑密封副固体、被密封流体、弹性补偿支撑单元等在内的热、流、固、力耦合的密封综合性能求解模型。基于此模型,完成了对处在低温、低黏度润滑介质下的机械密封运转性能的分析及关键结构参数的优化,优化的目标为密封承受载荷力 W 和泄漏量 Q 为最大及液膜产生的功耗(或温升)较小。以优化后的密封样件开展了低温液氮模拟介质运转试验,考察优化后密封在低温条件下的快速启动特性和摩擦特性。结果表明:低温高速工况下的密封外字槽和内螺旋槽组合结构的槽数为 30、槽深为 $3\mu\text{m}$ 为一类优化结果,低温运转试验表明正常工作时端面摩擦因数为 0.14。

关 键 词: 动静结合型机械密封; 低温; 高速涡轮泵; 热流固力耦合模型; 密封试验

中图分类号: V21; TH113 **文献标志码:** A

Optimization and test of parameters of the cryogenic hydrodynamic mechanical seal

ZHANG Guoyuan¹, CHEN Guozhong¹, ZHAO Weigang², ZHANG Yi¹

(1. School of Mechano-Electronic Engineering,
Xidian University, Xi'an 710071, China;
2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: Based on analyzing the extreme working conditions, such as high-speed, cryogenic, high-pressure and low viscosity lubricants, a thermo-elastic-hydrodynamic-mechanical multi-field coupling model for the non-contact hydrodynamic mechanical seal in the high-speed turbopump was presented, and the model couple the multi-parts in the seal system, such as seal stator, rotor, sealed fluid and the static supporting elements. The performances of the seal are obtained by solving numerically the coupling model and the main parameters of the seal are optimized. The optimization targets are the maximum of the open force of the seal W and the leakage Q and the minimum of the seal-film generated power (or temperature rise). The seal sample with the optimization parameters is used in the experimental test with the liquid nitrogen as the sealed fluid, and the rapid start-up and friction characteristics of the seal under the cryogenic conditions are obtained. The results show the optimization pa-

收稿日期:2016-11-08
基金项目:国家自然科学基金(51575418,51205314); 陕西省自然科学基金(2014JQ7252)
作者简介:张国渊(1979—),男,副教授、硕士生导师,博士,主要从事轴承密封技术、转子动力学研究。

引用格式: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. ZHANG Guoyuan, CHEN Guozhong, ZHAO Weigang, et al. Optimization and test of parameters of the cryogenic hydrodynamic mechanical seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1093-1102.

rameters of the seal with the internal spiral-shaped and external herringbone grooves combination structure are that the groove number is 30 and the groove-depth is $3\mu\text{m}$. The friction coefficient of the seal under the cryogenic conditions is 0.14.

Key words: hydrodynamic mechanical seal; cryogenic; high-speed turbopump; thermo-elastic-hydrodynamic-mechanical multi-field coupling model; seal test

世界各国对航天飞行器性能要求的提高(如美国提出了提高液体火箭推质比 2 倍,或者减少单级失效 75%;增加轨道有效载荷发射能力 30%;及缩短导弹发射响应时间 25%以上等),使得具有微小间隙约束的高 DN(直径×速度)值的机械密封、滑动轴承等高速摩擦副逐渐被提出并尝试应用,这类研究也成为国内外相关研究的热点和前沿课题。

当前,我国的火箭发动机涡轮泵都是采用接触式机械密封,它在我国的航天器中已经得到了成功的应用。但由于接触式机械密封在火箭发动机液氧环境下的磨损显著,在每次飞行后不得不进行更换。而且随着我国对长寿命、高可靠性、可重复使用的先进推进系统的提出,接触式机械密封由于受到承载能力、工作转速、工作寿命的限制,已难以满足更高速涡轮泵的要求^[1]。因此,急需研究一种新型非接触式机械密封以代替接触式机械密封,动静结合型机械密封以其优越的性能成为首选目标^[2],其典型结构如图 1 所示。

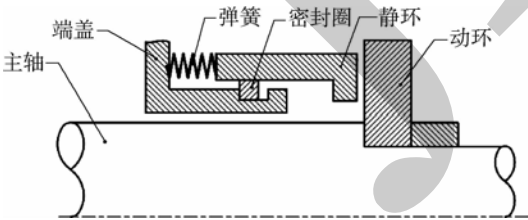


图 1 非接触动静结合型机械密封结构示意图

Fig. 1 Diagram of the non-contact hydrodynamic mechanical seal

理论上,动静结合型机械密封在保证液膜的条件,下,可以实现低功耗、零泄漏、长寿命的要求。该密封在涡轮泵上的使用可减小功耗,提高涡轮泵的推力和发动机的可重复使用性和可靠性,并降低维修和制造成本。

动静结合型非接触机械密封的密封性(以泄漏量为表征参数)是由密封所具有的微小间隙量所决定的,该间隙量受密封环轴向动态振动影响极大。密封的这种非线性的振动特性与机械密封

的密封机理直接相关,它是由静环柔性支撑装置和端面间流体膜的特性所决定的^[3]。在已有的研究中,一般采用线性弹簧-阻尼模型来处理柔性支撑装置对密封动态特性的影响,且已取得了较好的研究结果;但端面流体膜影响密封动态行为的分析模型则要复杂得多,被密封流体膜的动压及静压效应使机械密封的动态特性呈现出强的非线性特点^[3-4]。已经有不少研究者提出了基于直接数值求解获取端面间流体膜特性的计算方法^[5-6];依据这些研究方法对密封处在稳定运行阶段(特定密封压力、转速等工况下)下的静态特性或刚度阻尼特性进行了深入研究;同时已有的研究也针对不同应用场合,对机械密封的结构和几何参数进行的优化设计研究,包括对机械密封端面槽型(或纹理)、表面粗糙度、锥形密封面等方面的研究^[7-8]。目前为止,对于机械密封流体膜特性的研究模型已经从最初的挤压平面内流体润滑模型发展到考虑热效应和弹性变形的流、固、热多场耦合分析模型^[9-19],国内具有代表性的研究单位,如包括清华大学^[7,14]、浙江工业大学^[9]、北京化工大学^[8]等都在这些方面进行了大量的研究工作;国外以以色列理工大学 Etsion^[11]、法国普瓦提埃大学 Adjemout 等^[13]、德克萨斯农机大学 Delgado 等^[16]、路易斯安娜州立大学 Khonsari 等^[17]、佐治亚理工学院 Thatte 等^[18]及 Green^[19]为代表也在机械密封性能求解模型研究方面做出了大量的研究工作。

然而已有的这些对机械密封的研究绝大多数是从摩擦学角度展开的,很少耦合其动力学方面的振动特性(静环柔性支撑单元相关);特别是当机械密封作为泵动力系统的重要轴端辅助部件时,其轴向动态振动特性必然会对其性能产生较大影响。此外,虽然机械密封(包括动压、静压或动静压结合型)在民用产品上已经成功应用,但是受限于火箭发动机涡轮泵所处的低温、低黏度介质、高速、高压等极端工况,其在涡轮泵轴端的应用基础研究仍有限^[1-2]。为此,本文在分析密封所处的极端工况条件基础上,构建流、固、热、力耦合

的机械密封性能综合求解模型,以期探讨密封多场耦合效应及密封机理;优化适用于低温工况下密封的关键结构参数及获取其性能规律;最后试验考察该优化密封的在低温工况下的运转性能,以验证优化结果的合理性。

1 低温动静结合型机械密封极端工况

液体火箭发动机轴端机械密封所处的润滑为典型的低温、低黏度介质润滑。低黏度润滑介质通常是指运动黏度单位的数量级在 mm^2/s 以下的润滑介质,比如在低温工程中的液氢、液氧、在核反应堆作为润滑剂的液态金属钠等液态介质。表 1 给出了不同黏度润滑介质的物性参数对比情况;其中温度对应为实际工程中常见的使用该润滑介质时的典型入口温度,表中物性参数为对应于该温度下润滑介质的物性参数。

表 1 不同润滑介质的物性参数
Table 1 Physical properties of the different lubricates

润滑 介质	温度/K	运动黏度/ $10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$	密度/ (kg/m^3)	动力黏度/ $10^{-6}(\text{Pa}\cdot\text{s})$
液氢	25	0.05	89.00	4.00
液氧	110	0.29	1221.9	353.24
液氮	96	0.10	808.32	82.38
水	293	1.01	998.22	998.41
空气	300	15.83	1.18	18.62
煤油	273	3.76	854.92	3214.65
润滑油	313	21.16	865.00	18300.00

液体火箭发动机工作在特殊工况环境,如被密封推进剂燃料等的介质黏度极低(液氧为 $335.2\times10^{-6}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、液氢为 $4\times10^{-6}\text{ Pa}\cdot\text{s}$)、高速(目前国内以发展大推力火箭为目标的涡轮泵最高转速为 $29\,000\text{ r/min}$,而以发展中小推力火箭用涡轮泵最高转速为 $40\,000\text{ r/min}$ 、高压(最高为 29 MPa)、重载(大型推力 $1\,200\text{ kN}$ 火箭发动机涡轮泵轴向力为数十千牛顿)、低温环境、严格的体积和质量限制、涡轮泵密封轴承摩擦严重时可能引起燃烧导致毁机事故。这些工况环境也决定了其核心部件在设计过程中需要更高的稳定性和可靠性。液体火箭发动机高速涡轮泵轴端机械密封就是处在这样一个特殊工况环境下的关键核心部件,也是最易发生故障的部件,美国关于液体火箭

发动机涡轮泵的故障统计结果表明:密封装置的故障约占火箭发动机总故障的 12.5% ,密封已经成为制约液体火箭发动机涡轮泵工作寿命和性能提高的关键影响因素^[20]。

我们在过去大量的试验研究中均发现,极端工况下动静结合型密封达到非接触状态似乎很难通过表面粗糙度与密封间隙量的对比来量化确定,脱开过程是个复杂的动态过程;前期研究也表明脱开转速与动力学相关的振动特性及密封系统模态相关^[10]。图 2 所示为多次水润滑密封试验结果,试验测试得到的脱开转速约为 $9\,000\text{ r/min}$,理论计算结果表明该密封系统的Ⅰ类和Ⅱ类脱开转速分别约为 $9\,980\text{ r/min}$ 和 $9\,750\text{ r/min}$ ^[10],理论模型具有一定的适用性。但对于低温工况下高速瞬态启动阶段($2\sim5\text{ s}$ 升速到 $29\,000\text{ r/min}$)过程,可观测到的现象表明现有的脱开转速的理论和试验结果差别很大;说明此时的脱开转速更多地受动力学因素的影响,特别是系统由于受某个较低频率振动模态(受安装状况、设计参数、工况参数等影响)的激励而瞬间脱开,形成非接触机械密封。因此需要在密封的研究中对包括轴向支撑单元在内的轴向振动特性进行考虑,以获得更准确的密封开启力等关键性能参数。

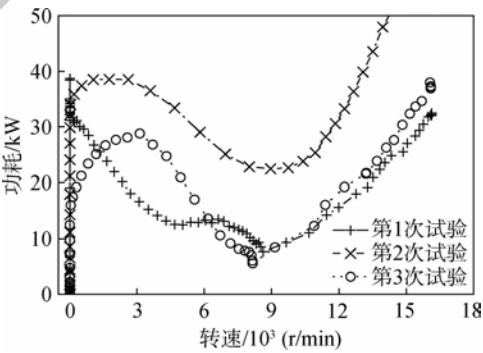


图 2 密封脱开转速的验证试验结果
Fig. 2 Experimental results on the separation speed of the seal

为此,本文特别针对特殊的工况环境,考虑低温、低黏度介质、高速、密封(静环柔性支撑单元)轴向振动、密封环变形等因素来构建完整的低温动静结合型机械密封热、流、固、力耦合模型,以期较为准确地预测该类密封的性能,为较为完整的低温试验开展提供理论指导。

2 热流固力多场耦合模型

含有弹性补偿单元的机械密封热、流、固、力

耦合模型包含的基本方程有机械密封热流体膜 Reynolds 方程、能量方程、动静环变形方程及静环平衡方程。限于篇幅,本文仅列出关键的膜厚方程和含有柔性支撑单元的静环平衡方程,其他方程可见文献[1,15,21]。模型构建的关键方程及求解关键过程具体如下:

1) 密封间隙内液膜的厚度方程(全面考虑开槽、倾斜等因素)。

$$h = Z + h_0 - \varphi r \cos \theta - \gamma r \sin \theta + h_g \tag{1}$$

式中 h 为密封间隙, Z 为相对于静态平衡点密封动环的轴向运动量, h_0 密封静态设计间隙, r 密封环直径, φ 为动环轴线与 Z 轴的夹角在 YZ 平面上的投影角, γ 为动环轴线与 Z 轴在 XZ 平面上的投影角(如图 3 所示, F_z 为弹簧力), h_g 为螺旋槽槽深, θ 的起始线与 Y 轴重合。

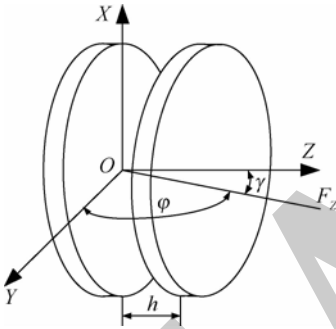


图 3 机械密封理论分析模型

Fig. 3 Theoretical analysis model of the mechanical seal

2) 静环柔性支撑单元(波纹管或者弹簧)静压弹性补偿力(密封闭合力的)初始化及表达。

初始位置到工作位置分两步处理,首先整个静环压缩(沿轴向弹簧被压缩) h_0 ,然后静环绕其节线按左手法则倾斜 γ 。由此静环平衡状态下,采用的弹簧变形量 δ 和弹簧力 F_z 关系式为

$$\begin{cases} \delta_i = h_i(\theta, \gamma, Z) + h_0 \\ F_z = K_i \delta_i \end{cases} \tag{2}$$

式中下标 i 为第 i 个静环补偿单元(如弹簧或者波纹管等); K_i 为补偿单元的刚度。采用域外法求解密封环的热弹变形时,弹性补偿单元的补偿力和外力一样按照外载荷对待。

3) 静环的初始平衡位置的迭代思路。

这是多重循环的最外一层循环,对计算过程有大的影响,为此本文研究选取压力中心与弹簧力中心的偏移量为判断平衡状态的控制量;同时采用同时改变 θ, γ 的最佳搜索方法,搜索到使静环达到平衡状态的 h_0, θ, γ 值。平衡状态的控制

方程采用静环力及力矩平衡方程^[21]。

4) 热弹性密封环固体模型。包括三维热弹性力学基本方程(几何方程、物理方程、平衡方程);用于计算位移、应变、应力、内力等;结合平衡方程,可得到并求解反映考虑热及载荷应变下的密封环状态的参量 $W, \varphi_x, \varphi_y, M_x, M_y, M_{xy}, \phi_x, \phi_y$ 等 8 个未知量的基本微分方程组。计算中采用的边界条件:动环联接处为固支边,静环补偿元件联接处为简支边。

5) 热弹性密封环固体模型的求解。采用域外法进行,借助微分算子的基本解,依据真实密封环的边界条件先理出线性代数方程组,再求出弹性体边界外配置外力的大小(得到边界外所配置的 N 个集中力、集中弯矩和集中扭矩),然后求解弹性体内部的内力及位移(将配置的 N 个集中力、集中弯矩和集中扭矩对指定点单独产生的影响迭加起来)。

6) 全部方程的求解。对流固耦合部分的稳态 Reynolds 方程、能量方程采用差分法进行求解^[22],密封环热弹变形方程用域外法求解,静环平衡方程用迭代法进行求解。

图 4 为整个耦合模型的求解流程图,及各个方程之间的具体连接关系示意(流程中不同模块之间通过边界条件迭代实现连接);在原有基础上^[1,10],编制软件求解可获得稳态条件下的密封性能,即初定密封间隙情况下的密封承载力 W 、泄漏量 Q 、摩擦力矩 M 、温升 t 等性能参数。

3 密封结构参数优化及性能分析

密封工况条件为液氮介质润滑($-165\text{ }^\circ\text{C}$ 环境下)的物性参数如下:动力黏度为 $82.38 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。基本的结构参数如下:动环为 s-07 不锈钢,热导率为 $29.3 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。密封副的具体尺寸如下:外半径为 55.5 mm ,内半径为 44.5 mm ,密封坝外半径为 51 mm ,密封坝内半径为 49 mm ,人字槽中半径为 47.4 mm ,螺旋角为 15° ,内径处压力为 0.1 MPa ,外径处压力为 2.5 MPa ,转速为 $17000 \text{ r}/\text{min}$ 。

3.1 结构参数优化

当密封工作的正常的间隙为 $1 \sim 5 \text{ }\mu\text{m}$ 之间,因此为了充分掌握不同密封间隙下最优性能的密封结构,特别地分 $1, 2, 3, 4, 5 \text{ }\mu\text{m}$ 不同的工作间隙进行研究;槽深取值范围为 $1 \sim 8 \text{ }\mu\text{m}$ (间隔为 $1 \text{ }\mu\text{m}$)、槽数取值范围为 $12 \sim 42$ (间隔为 2)。由于

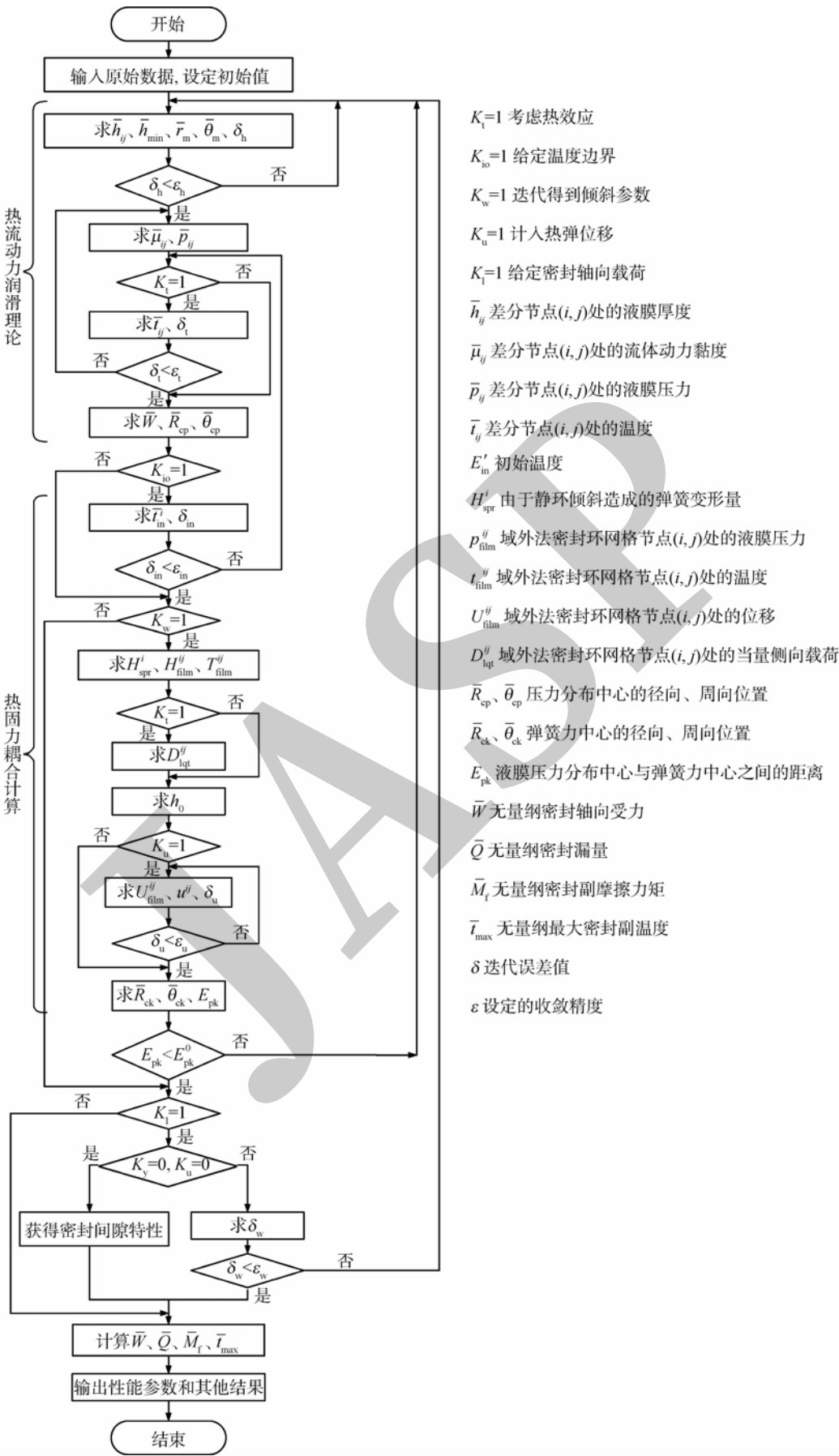


图 4 耦合模型求解流程图

Fig. 4 Flow chart for solving the coupled model

不同间隙下密封的动静压效应会存在不同的贡献,非常难以用函数相关的优化方法得到,因此本文计算了上述全部参数下的密封性能结果。在优化分析过程中,除了以 W/Q (其中 W 为密封开启, Q 为密封泄漏量) 为首要量化目标外,将充分的考虑温升或者功耗因素。因此优化的目标选定为 W/Q (密封承受载荷力/泄漏量) 最大,液膜产生的温升或者功耗较小。限于篇幅,本文给出了间隙分别为 $2\mu\text{m}$ 和 $4\mu\text{m}$ 下的动环开槽数量和槽深的优化结果,分别见图 5 和图 6。

如图 5(a) 和图 5(b) 所示,工作间隙为 $2\mu\text{m}$ 条件下的密封槽数、槽深对 W/Q 和功耗的影响关系,从图中可以看出:最大的 W/Q 出现在槽深为 $3\mu\text{m}$ 处,槽数为 30 时其值有所降低;当槽数增加时,机械密封的功耗逐渐增加,在槽数为 24~30 之间能够有较小的功耗。因此选择槽数为 30,槽深为 $3\mu\text{m}$ 为最优化的结构参数。

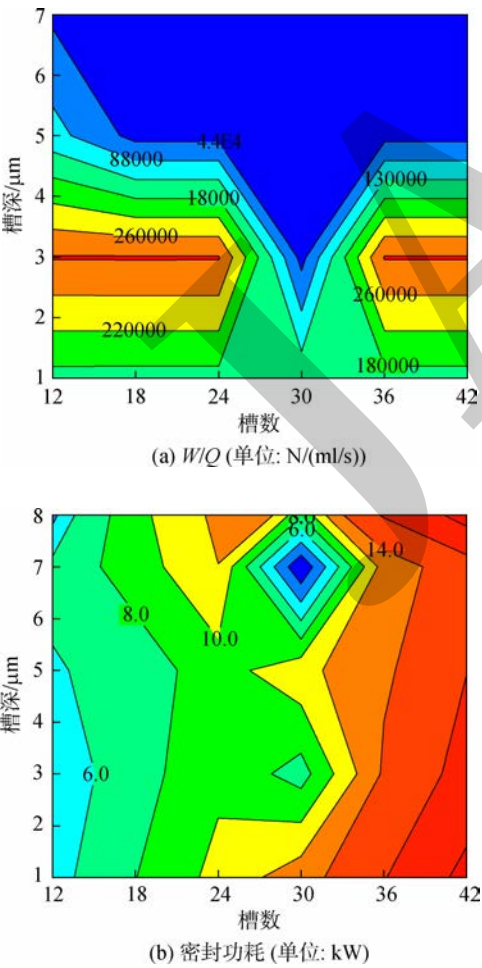


图 5 $2\mu\text{m}$ 条件下的槽深和槽数优化
Fig. 5 Optimization for the groove depth and groove number under $2\mu\text{m}$ seal gap

图 6(a) 和图 6(b) 所示,工作间隙为 $4\mu\text{m}$ 条件下的密封槽数、槽深对 W/Q 和功耗的影响关系,从图中可以看出:槽深越小, W/Q 值越大,当槽数多于 24 且槽深大于 $5\mu\text{m}$ 后,槽数对其影响不大;槽数为 30 左右时 W/Q 出现减小的情况,但是此时机械密封的功耗相对较小。当槽数增加时,机械密封的功耗逐渐增加,密封功耗随着槽深的增加逐渐降低。因此选择槽数为 30,槽深为 $3\mu\text{m}$ 为最优化的结构参数。

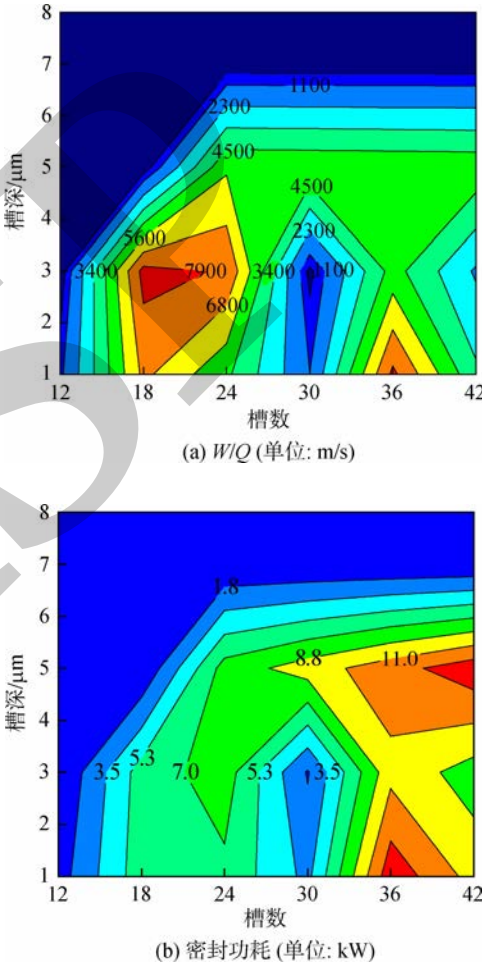


图 6 $4\mu\text{m}$ 条件下的槽深和槽数优化
Fig. 6 Optimization for the groove depth and groove number under $4\mu\text{m}$ seal gap

在优化结果的获得过程,也结合实际试验件的加工,遍历搜索和综合评估得到液氮介质下工作间隙为 $1\sim5\mu\text{m}$ 条件下的螺旋槽和人字槽组合的动静结合型机械密封的优化结果,见表 2 所示。

3.2 密封性能分析

3.2.1 密封静特性随转速变化特性

对于优化后的外螺旋槽和内人字槽组合机械

表 2 槽数和槽深的优化结果

Table 2 Optimization results for the grouove number and groove depth

密封间隙/ μm	槽数/个	槽深/ μm
1	30	1~2
2	30	3
3	30	3
4	30	3
5	30	3

密封(槽深为 $3\mu\text{m}$,槽数为 30)的开启力、泄漏量、摩擦力矩和摩擦功耗随着转速的变化如图 7~图 10 所示。

图 7 显示了机械密封在不同间隙条件下开启力随转速变化曲线,从中可以看出,当密封工作在越小的工作间隙($1\sim 2\mu\text{m}$),随着转速的增加,开启力逐渐增加,这主要是由于小间隙下使得密封端面的动压效应随转速增加而增强。在较大的工作间隙条件下(大于 $3\mu\text{m}$),转速的变化对密封开启力的影响不大,厚的液膜导致液膜压力梯度变化较小。

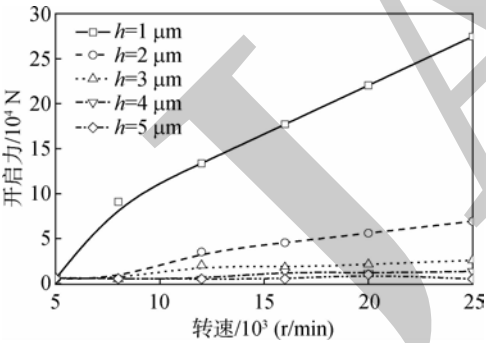


图 7 开启力随转速变化曲线

Fig. 7 Curve of the open force of the seal with speed

图 8 显示了不同间隙条件下泄漏量随转速变化曲线,从中可以看出,随着密封转速的增加,在密封间隙小于 $2\mu\text{m}$ 的条件下,泄漏量随着转速的增加而减小,当转速大于 $15\,000\text{ r/min}$,其值变化不大;当密封间隙大于 $3\mu\text{m}$ 条件后,泄漏量随着转速的增加变化极为复杂,这主要是由于螺旋槽机械密封动压效应、槽的泵送效应以及槽的静压效应的综合影响所造成的(开启力也在变化中);尤其在低黏度介质润滑下,各类效应的程度变化更为显著。

图 9 和图 10 显示了不同间隙条件下摩擦力

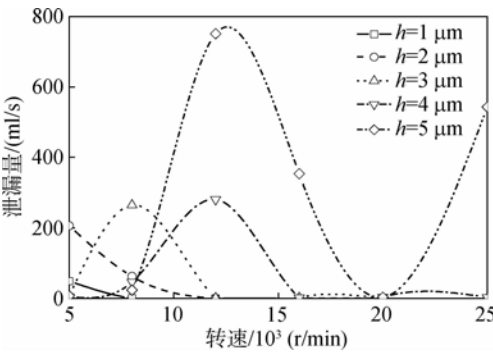


图 8 泄漏量随转速变化曲线

Fig. 8 Curve of leakage with speed

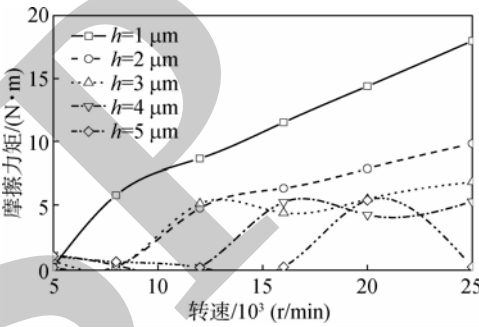


图 9 摩擦力矩随转速变化曲线

Fig. 9 Curve of friction moment with speed

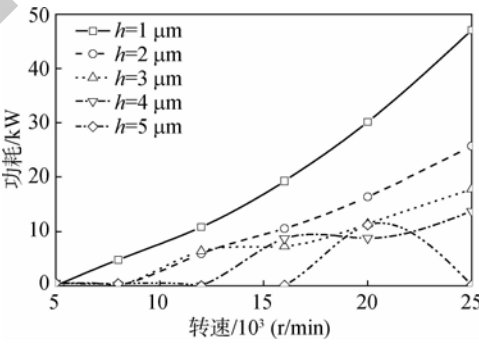


图 10 功耗随转速变化曲线

Fig. 10 Curve of the power loss with speed

矩和功耗随转速变化曲线。从中可以看出随着转速的增加,密封工作的间隙越小($1\sim 2\mu\text{m}$),摩擦力矩越大,摩擦功耗也越大;当密封间隙大于 $3\mu\text{m}$,摩擦力矩和功耗随着转速的变化比较复杂(初始较为平稳,到特定转速后先增加后有所降低),密封槽的各种效应、低温变形以及密封补偿单元结构都有可能促使这种变化的出现,其机理还有待于作深入地分析。

3.2.2 开启力对密封泄漏量的影响

对于优化后的外螺旋槽内人字槽组合机械密

封(槽深为 $3\text{ }\mu\text{m}$,槽数为 30)的开启力对泄漏量的影响理论分析如下。图 11 反映了优化槽型结构后开启力对泄漏量的影响关系,从中可以看出随着开启力的增加,机械密封的泄漏量降低。这是由于开启力越到,密封间隙越小造成的;当载荷大于 50 kN ,泄漏量较小,且维持在一个较低的范围;但由于此时的密封间隙可能处在一个非常小的范围内,因此实际中低黏度润滑介质下高开启力(即高载荷)可能是不期望的情况,结合图 9 和图 10 所示的摩擦力矩和功耗规律,如此条件下可能会导致大的摩擦力矩和功耗,致使温度变化、介质属性变化等更为严重问题的产生。

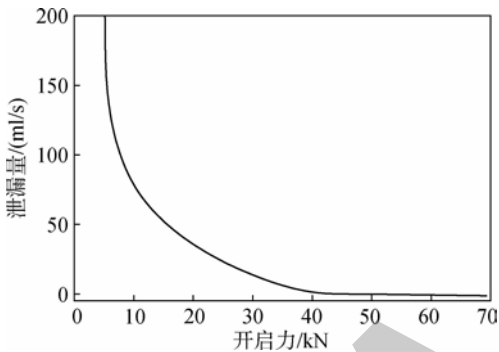


图 11 开启力对泄漏量的影响关系

Fig. 11 Curve of leakage with the open force

4 高速低温运转试验

本文开展高速低温运转试验以考查优化参数后动静结合型机械密封在低温工况下的适用性。图 12 给出了构建的密封试验系统,该系统由传动系统、密封系统和数据采集系统组成。传动系统主要由涡轮驱动的转动系统、传动轴和轴承等组成。密封系统有试验密封部分、压力源、密封腔、缓冲罐等组成。

试验基本情况如下所示。试验介质:液氮,预

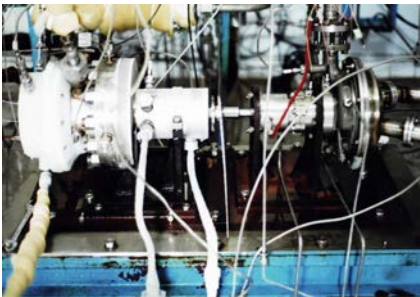


图 12 试验密封系统的结构布置图

Fig. 12 Structure of the test seal system

冷后密封装置入口温度为 $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力为 $0.8\sim 1.0\text{ MPa}$ 。试验件:静环为浸低温环氧树脂石墨,石墨层厚为 3 mm ;动环表面具有光刻加工的内外双槽结构(内人字槽和外螺旋槽结构),其中的结构参数依据理论研究推荐的密封优化槽深和槽数进行加工,其中槽深为 $3\text{ }\mu\text{m}$,槽数为 30 个,试验前的动静环照片如图 13 所示。

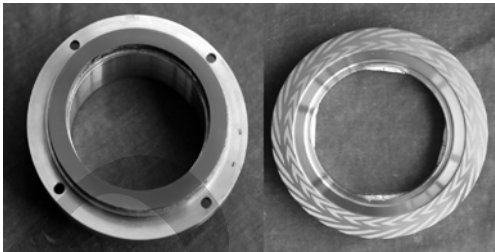


图 13 试验前密封动静环照片

Fig. 13 Photos of the stator and rotor before the test

试验获过程验证得了气液两相润滑的现象,得到的摩擦力测量结果随转速的变化曲线如图 14 所示,从中可以看出在密封系统运转开始时,端面间干摩擦条件下得摩擦力较大,但是随着转速的逐渐增加,端面的摩擦力随着螺旋槽泵送和动压作用,端面间逐渐出现液氮或者气氮润滑,因而端面间摩擦力逐渐降低,当端面发生脱开后,摩擦力将基本维持不变。

同时由于试验过程未能直接测试得到密封的间隙;以及摩擦力与摩擦力矩之间的对应关系,仍需要进一步的试验来确定,故而图 14 的摩擦力测试结果与图 9 的摩擦力矩理论计算结果的对比分析尚需做深入研究。

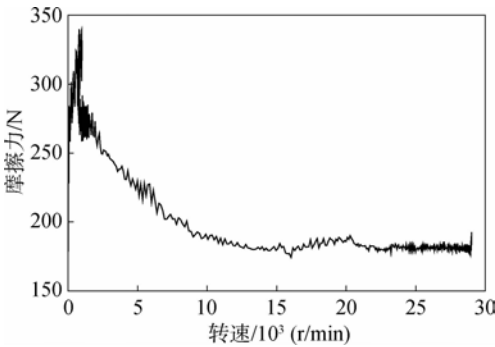


图 14 端面摩擦力试验曲线

Fig. 14 Experimental results of the friction force with speed

摩擦因数随时间的变化曲线为图 15 所示,图中可以看出,在干摩擦条件下的密封端面间的最

大摩擦因数为 0.26,运转时的摩擦因数为 0.14;较小的摩擦因数表明该机械密封可工作在低温工况下,且存在微小间隙流体润滑,即可实现密封端面间的非接触。

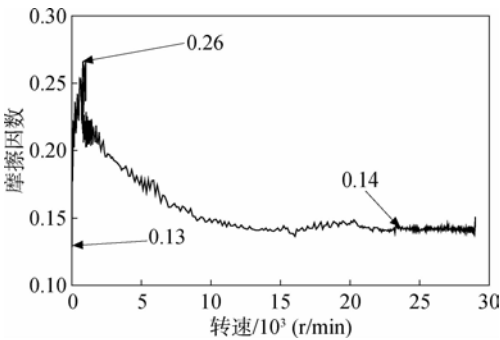


图 15 端面摩擦因数试验测试曲线

Fig. 15 Experimental results of the face friction coefficients with speed

试验后的密封动静环照片如图 16 所示。如图 16 显示,试验后动环磨损严重,槽型磨平;静环表面出现凹坑,有石墨崩裂现象;测试三点得到静环平均磨损量为 0.2 mm,动环直径增加 0.06 mm,表明低温试验过程存在严重弹塑性变形。产生这些状况的可能原因在于:①液氮较差的自润滑性能不能提供足够开启力②密封闭合合力较大,且较大的温升导致密封环变形;③大的温度变化引起的固体材料属性变化;④液氮汽化使得密封工作在气液混合两相润滑环境下。



图 16 试验后密封动静环照片

Fig. 16 Photos of the stator and rotor after the test

5 结 论

理论和试验研究了低温高速动静结合型机械密封的性能,主要结论如下:

1) 发展了考虑密封副固体、被密封流体、弹性补偿支撑单元等耦合的热流固力耦合模型;耦合模型包含的基本方程有机械密封热流体膜 Reynolds 方程、能量方程、动静环变形方程及静

环补偿单元支撑下的平衡方程。

2) 以 W/Q (密封开启力/泄漏量)最大及液膜产生的温升或者功耗较小为优化目标,得到了对液氮介质下工作间隙为 $1\sim5\mu\text{m}$ 条件下的螺旋槽和人字槽组合机械密封的优化结果:槽数为 30、槽深为 $3\mu\text{m}$ 。

3) 对优化后的螺旋槽和人字槽组合机械密封完成了低温液氮环境的运转试验,在干摩擦条件下的密封端面间的摩擦因数为 0.26,运转时的摩擦因数为 0.14。试验器分解后动环磨损严重,槽型磨平,静环表面有凹坑,出现崩裂现象,其产生的机理复杂,后续需进行深入研究。

参考文献:

[1] ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang. Design and experimental study on the controllable high-speed spiral groove face seals[J]. Tribology Letters, 2014, 53(2): 497-509.

[2] ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, YAN Xiutian. Experimental study on the water lubrication of non-contacting face seals for turbopumps[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2014, 66(2): 314-321.

[3] ZHANG H, MILLER B A, LANDERS R G. Nonlinear modeling of mechanical gas face seal systems using proper orthogonal decomposition[J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(4): 817-827.

[4] 丁雪兴,张海舟,张伟政,等.螺旋槽干气密封气膜振动测试与稳定性分析[J].振动、测试与诊断, 2013, 33(2): 231-235.

DING Xuexing, ZHANG Haizhou, ZHANG Weizhen, et al. Vibration testing and stability analysis for the spiral groove dry gas seal[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2013, 33(2): 231-235. (in Chinese)

[5] 马纲,何军,栗秀花,等.柱面气膜密封动力特性系数的数值计算[J].机械工程学报, 2013, 49(5): 55-62.

MA Gang, HE Jun, LI Xiuhua, et al. Numerical calculation of dynamic coefficients for gas film cylinder seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(5): 55-62. (in Chinese)

[6] 宋鹏云,产文,焦凤.螺旋槽干气密封端面气膜的热力过程[J].排灌机械工程学报, 2014, 32(11): 973-977.

SONG Pengyun, CHAN Wen, JIAO Feng. Thermodynamic process of interfacial gas film in spiral grooved dry gas seal[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(11): 973-977. (in Chinese)

[7] LIU W, LIU Y, ZHAI J J, et al. Three-dimensional flow-heat coupling model of a wavy-tilt-dam mechanical seal[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(6): 1146-1155.

[8] 张树强,李双喜,蔡纪宁,等.动静压混合式气体密封追随性及主动调控振动特性数值分析[J].航空学报, 2012, 33(7): 1336-1346.

ZHANG Shuqiang, LI Shuangxi, CAI Jining, et al. Numeri-

- cal analysis for the tracking property and active regulation vibration characteristics of dynamic-hydrostatic hybrid gas seals[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2012, 33(7):1336-1346. (in Chinese)
- [9] MENG X, BAI S, PENG X. Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid lubricated mechanical seals[J]. *Tribology International*, 2014, 77(9):132-141.
- [10] 张国渊, 赵伟刚, 陈垚, 等. 非接触动静结合型机械密封的主动可控性及其脱开机理[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(10):2515-2522.
- ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, CHEN Yao, et al. Active controllability and separation mechanics of non-contact hydrostatic mechanical seal[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(10):2515-2522. (in Chinese)
- [11] ETSION I. Modeling of surface texturing in hydrodynamic lubrication[J]. *Friction*, 2013, 1(3):195-209.
- [12] 张杰, 李鲲, 吴兆山, 等. 石墨密封环端面压力变形的试验研究[J]. *润滑与密封*, 2012, 37(10):30-33.
- ZHANG Jie, LI Kun, WU Zhaoshan, et al. An Experimental study on pressure deformation of carbon seal ring[J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37(10):30-33, 81. (in Chinese)
- [13] ADJEMOUT M, BRUNETIÈRE N, BOUYER J. Improving the performance of a mechanical seal by surface texturing[R]. Lake Buena Vista, Florida: 2014 STLE Annual Meeting and Exhibition, 2014.
- [14] WANG Y, YANG H, WANG J, et al. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(6):800-806.
- [15] ZHANG G Y, ZHAO W G, YAN X T, et al. Theoretical and experimental study on characteristics of water-lubricated double spiral grooved seals[J]. *Tribology Transactions*, 2011, 54(3):362-369.
- [16] DELGADO A, SAN ANDRES L. Identification of force coefficients in a squeeze film damper with a mechanical seal: Large contact force[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(3):1-7.
- [17] XIAO N, KHONSARI M M. Thermal performance of mechanical seals with textured side-wall[J]. *Tribology International*, 2012, 45(1):1-7.
- [18] THATTE A, SALANT R F. Elastohydrodynamic analysis of an elastomeric hydraulic rod seal during fully transient operation[J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(3):1-11.
- [19] GREEN I. Dynamics of mechanical face seals[M]. New York: Springer, 2013:808-812.
- [20] 王珏, 胡平信. 21 世纪液体火箭发动机技术的发展[C]// 航天推进的现在与未来专题研讨会论文集. 西安: 西北工业大学, 2002:131-139.
- [21] 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 Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2012, 33(2):354-361. (in Chinese)
- [22] 张国渊, 袁小阳. 基于混合均质模型的气液两相流润滑动静压轴承性能分析[J]. *低温工程*, 2010, 174(2):8-13.
- ZHANG Guoyuan, YUAN Xiaoyang. Performance analysis of hybrid journal bearings in two phase flow based on liquid-vapor mixture model[J]. *Cryogenics*, 2010, 174(2):8-13. (in Chinese)

(编辑:叶 青)