

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.11.007

# 基于响应面法的船舶艉轴密封结构的优化设计\*

郑 娆<sup>1</sup>, 张敬博<sup>1</sup>, 李双喜<sup>1\*</sup>, 陈 杨<sup>2</sup>, 闫欣欣<sup>1</sup>, 赵 祥<sup>1</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029; 2. 中国船舶集团有限公司 系统工程研究院, 北京 100094)

**摘要:** 由于船舶密封长期处于复杂工况下, 会使其密封性能大幅度下降, 针对这一问题, 对船舶艉轴密封结构优化设计问题进行了研究。首先, 分析了船舶艉轴密封结构原理, 并定义了摩擦功耗、密封端面最大变形、泄漏量为密封性能参数; 然后, 采用有限元方法, 建立了船舶艉轴密封性能分析模型, 确定了研究路线, 通过计算得到了不同结构参数下船舶艉轴密封的密封性能变化规律; 最后, 采用响应面方法对密封动静环典型结构参数进行了多目标优化, 建立了各密封性能参数的目标方程, 通过设置各优化目标的满意度, 得到了最优典型结构参数; 搭建了船舶艉轴密封的实验台, 对模拟结果进行了验证。研究表明: 优化结构相较初始设计结构降低了 9.8% 的端面变形和 5.7% 的泄漏量; 由此可见, 该优化结构能够有效提高船舶密封的密封性能, 可以为船舶艉轴密封的设计与优化提供思路。

**关键词:** 机械密封结构; 整体密封性能参数; 摩擦功耗; 密封端面最大变形; 泄漏量; 密封静环优化; 结构参数优化

中图分类号: TH136; U664.21

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2022)11-1544-08

## Optimization design of ship stern shaft seal structure based on response surface method

ZHENG Rao<sup>1</sup>, ZHANG Jing-bo<sup>1</sup>, LI Shuang-xi<sup>1</sup>, CHEN Yang<sup>2</sup>, YAN Xin-xin<sup>1</sup>, ZHAO Xiang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China; 2. System Engineering Research Institute, China Shipbuilding Corporation, Beijing 100094, China)

**Abstract:** Due to the long-term complex working conditions of the ship seal, its sealing performance will be greatly reduced. In view of this problem, the optimization design of the ship's stern shaft seal structure was studied. First of all, the structural principle of the ship's stern shaft seal was analyzed, and the friction power consumption, the maximum deformation of the sealing end face and the leakage amount were defined as the sealing performance parameters. Secondly, the finite element method was used to establish the performance analysis model of the ship's stern shaft seal, and the research route was determined. The change law of the sealing performance of the ship stern shaft seal under different structural parameters was presented. Finally, the response surface method was used to optimize the typical structural parameters of the dynamic and static rings of the seal, and the objective equation of each sealing performance parameter was established. A test bench for ship stern shaft seal was built, and the simulation results were verified. The research results show that the optimized structure reduces the end face deformation by 9.8% and the leakage by 5.7% compared with the initial design structure, which can effectively improve the sealing performance of the seal, and provide ideas for the design and optimization of the ship stern shaft seal.

**Key words:** mechanical seal structure; overall sealing performance parameters; friction power consumption; maximum deformation of sealing end face; leakage amount; seal static ring optimization; structural parameter optimization

收稿日期: 2022-05-05

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB2000800)

作者简介: 郑娆(1971-), 女, 山东郓城人, 博士, 副教授, 主要从事机械设计方面的研究。E-mail: zhengrao@mail.buct.edu.cn

通信联系人: 李双喜, 男, 博士, 教授, 硕士生导师。E-mail: buctlsx@126.com

## 0 引言

作为船舶艏轴的重要组成部分之一,艏轴密封承担着阻挡外部环境介质进入船舱内部造成船舱泄漏,防止内部润滑油等化学试剂泄漏至外部环境造成环境污染的作用<sup>[1]</sup>。但由于设计或制造不当等原因,艏轴密封易受到江海湖泊的高压、低温等复杂工况的影响,使其密封性能大幅度下降,严重时会出现设备故障。因此,必须针对艏轴密封结构的薄弱位置进行优化,从而提高艏轴密封的整体密封性能<sup>[2]</sup>。

关于密封结构的优化,众多学者都已进行了一定的研究。廖浩然等人<sup>[3]</sup>针对螺旋槽泵成型密封进行了参数化优化,采用流固热耦合方法分析了各参数对整体密封性能的影响,并提出了较优区间;但作者没有提出后续的优化方法,因此无法精确求解最优参数。冯瑞鹏等人<sup>[4]</sup>利用正交优化螺旋槽结构参数,得到了各结构参数对密封环密封性能影响的规律;但是正交分析法虽能简单分析各参数的影响,无法区分由试验条件变化和试验误差引起的数据跳动。PENG X 等人<sup>[5]</sup>利用敏感度分析方法,对板式换热器的结构参数进行了优化分析;虽然通过敏感度可以测算出某个变量对整体目标的影响程度,但该分析只能限定一个变量变化,而其余量均为定值,这样的分析与真实情况并不相符。CHIN W M 等人<sup>[6]</sup>利用泰勒公式建立了换热器数学模型,对换热器的热力和水力性能退化问题进行了研究,该方法的优点是能够精准求解出优化目标;但在泰勒公式中,若项数过少将使其精度过低,若项数过多又将使其求解过程过于冗长。CHENG J 等人<sup>[7]</sup>利用鲁棒优化模型,改善了结构的力学性能,该方法能克服由于设定不同优化目标时产生不同的最优解,会对优化问题模型产生冲突的问题;但通过该方法的求解是保守的,即在最差的情况下进行优化,因此其得到的结果不一定是最优的。

前人针对密封结构的优化,采用的方法较为普遍,但缺点较为明显,容易出现误差。同时,船舶艏轴密封中动、静环最容易受到外界环境的影响,在过大的内外压差和温差的工况下,动、静环出现不同程度的变形,会导致密封端面间隙过大,从而造成其泄漏量增加。

因此,笔者基于响应面方法提出一种新的结构优化方法,探究各结构参数对密封性能的影响;同时,针对密封动静环结构参数,采用响应面方法进行优化,以期降低密封静环的磨损与变形,提高结构的整体密封性能。

## 1 密封结构原理和性能参数

### 1.1 密封结构原理

船舶艏轴密封结构示意图如图 1 所示。

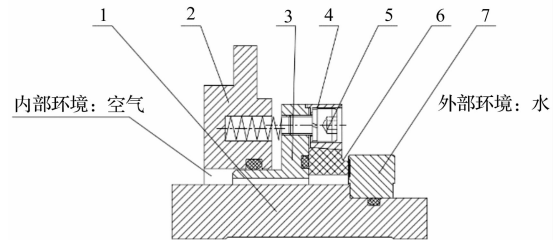


图 1 船舶艏轴密封结构

1—轴套;2—弹簧座;3—静环座;4—静环紧压环;5—螺栓;6—静环;7—动环

图 1 中,外部环境为高压海水,内部环境为常压空气。

弹簧元件内嵌于弹簧座中,为密封环提供补偿力;螺栓固定密封静环,防止静环因海水冲击而偏移;弹簧座与静环座、静环座与静环以及动环与轴套之间设置 O 型圈,以阻止介质泄漏到电机及其他主要部位,同时保证密封各元件在运转期间不发生相对位移。

### 1.2 性能参数

(1) 摩擦功耗。摩擦功耗是对密封端面温度产生直接影响的指标,如下式所示<sup>[8]</sup>:

$$N_f = nM = 2\pi n f \int r^2 \cdot p_r dr \quad (1)$$

式中: $n$ —当前转速; $f$ —摩擦系数; $p_r$ —当前半径为  $r$  的接触应力; $M$ —摩擦扭矩。

(2) 密封端面最大变形。密封环端面磨损变形量过高时会引起密封端面接触不均匀,严重影响密封环的密封性能,减少密封的使用寿命。

从文献<sup>[9]</sup>中了解到,受外界的影响,端面变形从密封环外侧至密封环内侧沿径向方向逐渐上升。因此,密封环的变形研究是必不可少的,笔者选取最大变形量作为密封环密封性能的参数之一。

(3) 泄漏量。泄漏量是研究密封装置密封性能优良的关键指标,泄漏量公式如下式所示<sup>[10]</sup>:

$$Q = - \left( \int_0^{2\pi} P_1 d\theta - 2\pi P_0 \right) \frac{\rho h^3 p_0}{12\eta} \frac{1}{\ln \frac{R_r}{R_0}} \quad (2)$$

式中: $Q$ —泄漏量; $P_1$ —半径  $r$  处的端面应力; $P_0$ —密封环内径应力; $\rho$ —介质密度; $p_0$ —环境压力; $\eta$ —机械效率; $R_r$ —密封环外径半径; $R_0$ —密封环内径半径。

超过 80% 的泄漏因素都来源于密封端面,因此将

泄漏量作为密封环密封性能的参数之一。

## 2 密封性能分析模型及计算流程

### 2.1 物理模型

笔者采用有限元软件建立三维模型的二维横截面,其边界包括了动环与静环边界以及静环座 O 型圈位置(gh)。

密封接触模型二维图如图 2 所示。

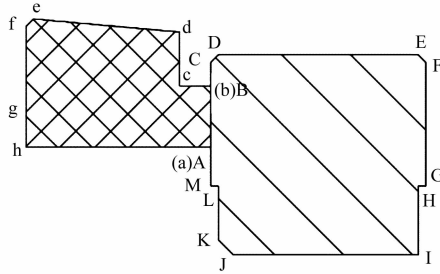


图 2 密封接触模型二维图

为了排除网格对数值模拟结果的影响,保证计算准确和精简计算流程,笔者对密封环端面最大变形量与网格数量变化情况进行计算并整理,得到网格无关性验证如图 3 所示。

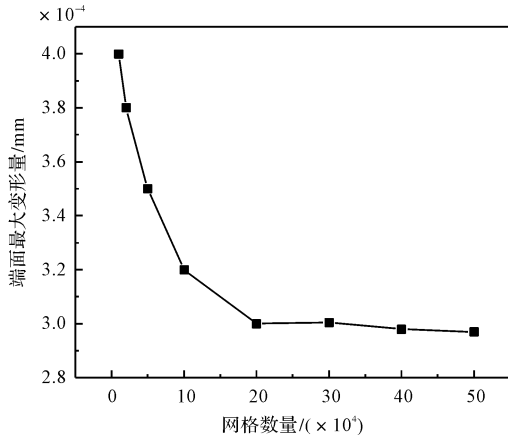


图 3 网格无关性验证

随着网格数量的增长,端面最大变形量呈对数函数形式逐渐减少,在网格数量达到  $2 \times 10^5$  后计算结果基本保持不变,故后续有限元模拟计算设置模型网格数量为  $2 \times 10^5$ 。

该数量下网格的平均质量为 0.977,高于最低限制网格质量 0.7,因此,证明了该模型计算的合理性。

### 2.2 材料参数

笔者选取的密封动静环材料如表 1 所示。

表 1 动静环材料明细

动环材料	静环材料
氧化铬 (Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	石墨 (M106D)

其物理属性如表 2 所示。

表 2 材料物理属性

材料	密度/ (kg · m <sup>-3</sup> )	弹性 模量/ GPa	泊松比	导热 系数/ (W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> )	热膨胀 系数/ (K <sup>-1</sup> )
氧化铬 (Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	$3.5 \times 10^3$	280	0.15	93.7	$9.6 \times 10^{-6}$
石墨 (M106D)	$2.3 \times 10^3$	16	0.3	135	$5.5 \times 10^{-6}$

### 2.3 边界条件

#### 2.3.1 热学边界

(1)热量来源。船舶艉轴密封环端面的热量主要是动环与静环相对滑移生成的摩擦热提供<sup>[11]</sup>,其表达式如下式所示:

$$Q = VF_c f \quad (3)$$

式中:V—转动线速度;F<sub>c</sub>—端面压力;f—摩擦系数。

(2)边界换热系数。动环和静环与外界的换热程度不同,因此,必须计算不同边界的换热系数,动环换热系数,静环换热系数如下式所示<sup>[12]</sup>:

$$\alpha = 0.135 [P_r (R_{ef}^2 + 0.5R_{ec}^2)]^{0.33} \frac{\lambda}{D} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{0.023\lambda}{2S_s} \cdot P_r^{0.4} \cdot \varepsilon_0 \cdot R_e^{0.8} \quad (5)$$

式中:α—换热系数;P<sub>r</sub>—普朗克常数;R<sub>ef</sub>—雷诺数(与介质绕流有关);R<sub>ec</sub>—雷诺数(与介质搅拌有关);λ—介质导热系数;D—动环外径;S<sub>s</sub>—轴间的间隙距离,m;ε<sub>0</sub>—介质搅拌下热影响的修正系数;R<sub>e</sub>—雷诺数。

#### 2.3.2 力学边界

笔者设置密封装置处在 1.0 MPa 压强中,模型施加力学边界条件如表 3 所示。

表 3 力学边界条件

参数	转速/(r · min <sup>-1</sup> )	弹簧比压/MPa
数值	200	0.2

#### 2.3.3 边界汇总

笔者将设置在模型上的热学边界和力学边界进行汇总,边界条件如表 4 所示。

表 4 边界条件

边界代号	边界种类	设定参数
bc, cd, de, ef, fg	静环与海水换热	171.26
BC, CD, DE, EF	动环与海水换热	$3.9 \times 10^3$
AB, ab	摩擦生热	$90\pi F_c f / 60$

### 2.4 计算流程

为了计算密封性能参数,笔者制定的计算流程如图 4 所示。

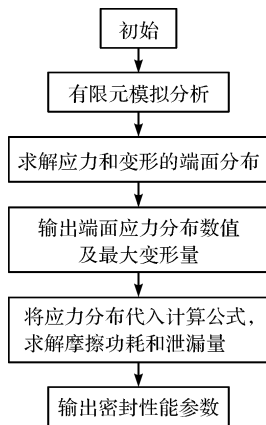


图 4 密封性能参数计算流程

### 3 计算结果

#### 3.1 静环座 O 型圈位置

静环座 O 型圈位置 ( $gh$  长度) 对于船舶艏轴密封的密封性能较为重要, O 型圈分隔了外部介质压力和内部常压, 同时又是温度的分隔界限。因此, 必须研究静环座 O 型圈位置对密封环密封性能的影响。

通过计算得到端面温度计算结果, 如图 5 所示。

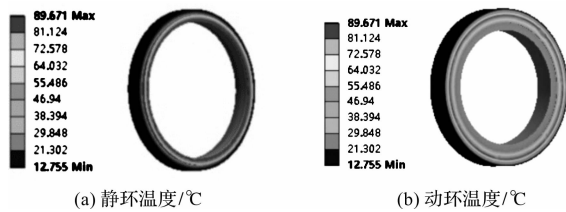


图 5 端面温度计算结果

图 5 中, 静环端面最高温度位置靠近内径处, 并向内外径方向逐步扩散。由于静环内外温度有差异, 导致密封端面传递温度的程度不同, 使得最高温度位置从静环中径往内径处偏移。

密封性能随静环座 O 型圈位置变化趋势如图 6 所示。

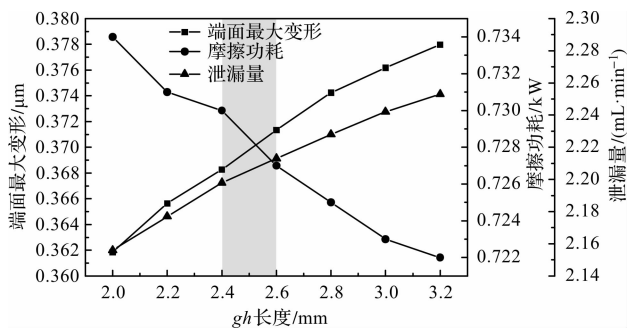


图 6 密封性能随静环座 O 型圈位置变化情况

图 6 中, O 型圈外径增大, 静环受压高压介质面积减小, 同时与介质换热面积减小, 摩擦功耗增大, 端面产生的力变形减小而热变形增大, 总变形增大, 泄漏量因端面变形量增大而增大。

通过分析可以得出  $gh$  长度保持在 2.4 mm ~ 2.6 mm 区间内, 即静环座 O 型圈外径大于平衡直径 4.8 mm ~ 5.2 mm 区间的密封环表现出了较好的密封性能。

#### 3.2 密封动环宽度

通过计算得到端面应力计算结果, 如图 7 所示。

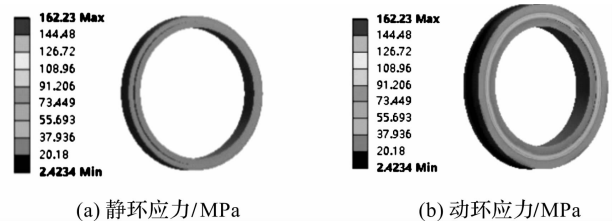


图 7 端面应力计算结果

从端面环端面应力分布上看, 每组密封环均是动环出现最大应力幅值。受力最高点偏轴侧, 密封环端面应力呈二次函数形式分布, 应力由最高点逐渐向内外径扩散。

该分布情况和温度分布情况相同, 符合模拟结果。而静环与动环受力对比发现, 由于静环质地较动环软, 动环受力情况较静环明显。

密封性能随动环宽度变化情况如图 8 所示。

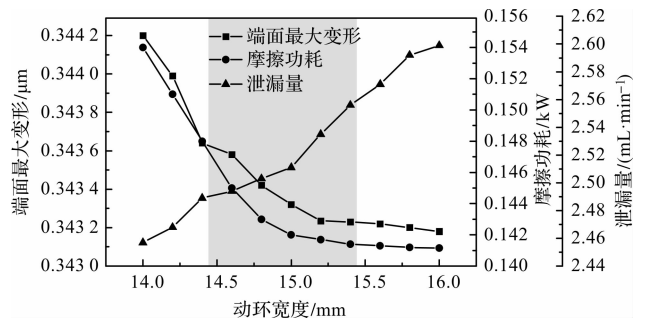


图 8 密封性能随动环宽度变化情况

随宽度的增大, 端面最大变形、摩擦功耗呈不同斜率的一次函数形式下降, 而泄漏量呈现小幅度的上升。

动环宽度的增加, 使得密封环与外界交换热量的区域增加, 由于动环结构的整体性, 随着宽度的增大, 密封端面产生的变形和温度减小, 故端面变形和温度在小幅度下降后趋于稳定; 摩擦功耗随端面产生的应力减小而降低; 泄漏量有一定的提升。

笔者建议将动环宽度控制在 14.5 mm ~ 15.5 mm 之间, 该区间密封环具有较好的密封性能。

#### 3.3 静环凸起厚度比

静环主要由两部分组成, 一部分为凸起部分, 另一部分为静环座承接部分。

静环横截面图如图 9 所示。

图 9 中, 前者与动环相接触, 承担了密封的主要功能, 后者起传递弹簧补偿力、固定等承接作用。因此笔

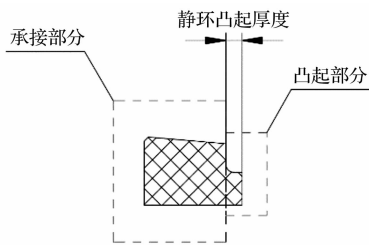


图 9 静环横截面图

者以凸起部分为研究对象,研究其宽度对密封环的影响。

为使研究结果更具有适用性,笔者将静环凸起厚度与承接部分厚度的比值作为研究对象,研究该比值下密封环密封性能的变形情况。

密封性能随静环凸起厚度比变化情况如图 10 所示。

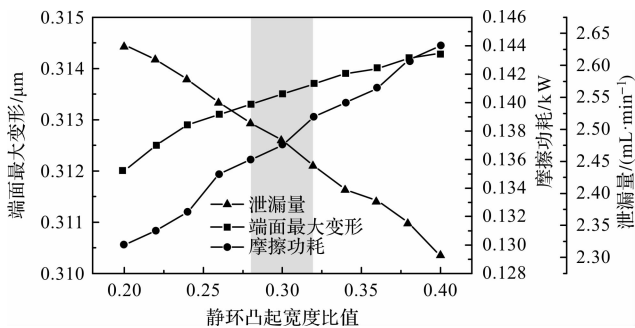


图 10 密封性能随静环凸起厚度比变化情况

端面最大变形和摩擦功耗随端面凸起厚度的增大而增大,泄漏量呈反向变化。静环凸起部分越厚,密封环与外界的热量交换面积越大,但受高压区域增大,故变形升高;密封端面受压增大,产生的端面应力增大,摩擦功耗增大;密封端面间隙因压力增大而减小,泄漏量减小。

通过分析可以得出,静环凸起部分厚度比控制在 0.28 ~ 0.32 的区间的密封环表现了较好的密封性能。

## 4 基于响应面方法的密封静环优化

### 4.1 响应面方法原理

响应面方法的基本原理是对实体试验数据或数值模拟数据进行拟合,得到目标函数关于设计变量的近似表达式,在此基础上即可进行优化设计<sup>[13]</sup>。

该方法有公式清晰表示、工作计算量较小、收敛迅速等优点,成为了快速解决工程问题的有效方法之一。

在实际应用中,通常选取线性或二次多项式响应面模型进行建模。

带有交叉项的二次多项式表达式如下式所示<sup>[14]</sup>:

$$y(x) = b_0 + \sum_{i=1}^{n'} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n'} b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^{n'} b_{ij} x_i x_j \quad (6)$$

式中:  $b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij}$ —待定系数;  $x_i$ —第  $i$  个设计变量;  $n'$ —设计变量总个数。

响应面函数对试验数据或模拟数据拟合的精度可以用多重决定系数  $R^2$ 。  $R^2$  可以描述响应面的拟合程度,但它有个缺陷,即其值随回归方程中自变量个数的增加而增加。

为了克服其缺陷,需对  $R^2$  进行修正,因此,响应面函数对试验数据或模拟数据拟合的精度可以用多重决定系数  $R^2$  和修正的多重决定系数  $R_{adj}^2$  两个评价指标进行评估,如下式所示<sup>[15]</sup>:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n'} (y'_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^{n'} (y_i - \bar{y})^2} \quad (7)$$

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n'} (y'_i - \bar{y})^2 \cdot (n' - 1)}{\sum_{i=1}^{n'} (y_i - \bar{y})^2 \cdot (n' - k)} \quad (8)$$

式中:  $n'$ —设计变量总数;  $k$ —回归方程中的参数个数;  $y_i$ —实际响应值;  $y'_i$ —响应拟合值;  $\bar{y}$ —平均实际响应值。

### 4.2 试验设计

#### 4.2.1 设计变量

笔者由第 3 节研究密封性能的较优区间,整理出设计变量表,如表 5 所示。

表 5 设计变量区间

参数名称	单位	区间
A 密封动环宽度	mm	14.5 ~ 15.5
B 静环座 O 型圈位置	mm	4.8 ~ 5.2
C 静环凸起厚度比		0.28 ~ 0.32

#### 4.2.2 优化目标

此处以摩擦功耗、端面最大变形及泄漏量为优化目标。

#### 4.2.3 水平设计

为了提高响应面模型的拟合精度,此处笔者采用 Box-Behnken 设计方法<sup>[16]</sup>。

设计变量的水平设计如表 6 所示。

表 6 水平设计表

变量	水平		
	-1	0	1
A	14.5	15.0	15.5
B	4.8	5.0	5.2
C	0.28	0.30	0.32

### 4.3 模型建立

根据 Box-Behnken 法共设计出 17 组试验,如表 7 所示。

表 7 设计表

序列	密封动环宽度/mm	静环座 O 型圈位置/mm	静环凸起厚度比
1	14.5	4.8	0.30
2	14.5	5.2	0.30
3	15.5	4.8	0.30
4	15.5	5.2	0.30
5	15.0	4.8	0.28
6	15.0	5.2	0.28
7	15.0	4.8	0.32
8	15.0	5.2	0.32
9	14.5	5.0	0.28
10	15.5	5.0	0.28
11	14.5	5.0	0.32
12	15.5	5.0	0.32
13	15.0	5.0	0.30
14	15.0	5.0	0.30
15	15.0	5.0	0.30
16	15.0	5.0	0.30
17	15.0	5.0	0.30

根据表 7 的试验样本点,笔者利用第 2 节的密封性能分析模型,计算各试验组的优化目标,利用最小二乘法得到各优化目标的拟合模型。

摩擦功耗的拟合模型,如下式所示:

$$y_{\text{摩擦功耗}} = 0.3140 + 0.0030x_1 + 0.0212x_2 - 0.0025x_3 + 0.0076x_2x_3 + 0.0053x_1^2 + 0.0062x_2^2 - 0.0056x_3^2 \quad (9)$$

端面最大变形的拟合模型,如下式所示:

$$y_{\text{变形}} = 0.0003 + 1.000 \times 10^{-6}x_1 + 9.225 \times 10^{-6}x_3 + 6.425 \times 10^{-6}x_1^2 - 8.225 \times 10^{-6}x_3^2 \quad (10)$$

泄漏量的拟合模型,如下式所示:

$$y_{\text{泄漏量}} = 20.14 + 0.1050x_1 - 3.04x_2 - 0.2700x_3 + 0.1500x_2x_3 + 0.1500x_1^2 - 1.48x_2^2 - 0.2850x_3^2 \quad (11)$$

各优化目标的响应面模型的拟合精度如表 8 所示。

表 8 方差分析表

多重决定系数	摩擦功耗	端面最大变形	泄漏量
$R^2$	0.99	0.96	0.97
$R^2_{\text{adj}}$ (修正)	0.96	0.97	0.96

从表 8 中可知:各模型的预测精度较高,能够准确反映各优化目标与各设计变量之间的关系。

#### 4.4 多目标优化

笔者采用满意度函数法对船舶艏轴密封的密封性能进行多目标优化。

整体满意度函数  $D$  如下式所示<sup>[17]</sup>:

$$D = \left( \prod_{i=1}^n d_i^{k_i} \right)^{\frac{1}{\sum k_i}} \quad (12)$$

式中: $k_i$ —不同响应的权重,取决于不同目标的主要程度; $d_i$ —第  $i$  个响应模型的函数。

每个  $d_i$  都在 0~1 之间,0 代表不可接受值,1 代表完全接受值,如下式所示<sup>[18]</sup>:

$$d_i(Y_i) = \begin{cases} 0 & Y_i > Z_i \\ \frac{Y_i - Z_i}{M_i - Z_i} & M_i \leq Y_i \leq Z_i \\ 1 & Y_i \leq M_i \end{cases} \quad (13)$$

式中: $d_i$ —第  $i$  个响应模型的函数; $Y_i$ —响应值; $M_i$ ,  $Z_i$ —响应值的下限和上限。

在密封性能参数中,泄漏量是直接评判密封是否失效最直观的指标,因此,在进行多目标优化时,笔者以泄漏量作为重要考虑,其余参数作为次要考虑,设置优化目标权重和重要性<sup>[19,20]</sup>;设置泄漏量权重为 1,重要性为 5;其余目标权重为 0.3,重要性为 3。

最终得到的整体满意度函数  $D$  为 0.84。

所得到的动静环最优结构参数如表 9 所示。

表 9 最优结构参数

参数	最优数值
A 密封动环宽度/mm	15.0
B 静环座 O 型圈位置/mm	4.985
C 静环凸起厚度比	0.32

笔者将优化后的结构参数与初始设计结构进行密封性能对比,结果如表 10 所示。

表 10 密封性能对比情况

参数	优化结构	初始设计结构
摩擦功耗/(kW·min <sup>-1</sup> )	0.72	0.71
最大变形/ $\mu\text{m}$	0.37	0.41
泄漏量/(mL·min <sup>-1</sup> )	2.798	2.968

由表 10 可知,预测模型的密封性能相较原模型较好。虽然摩擦功耗提升 1.4%,但最大变形降低了 9.8%,泄漏量降低了 5.7%。由此证明,该预测模型能有效提升船舶艏轴密封的密封性能。

## 5 实验验证

为了对模拟结果进行实验验证,笔者自主搭建了船舶艏轴密封的实验台,如图 11 所示。

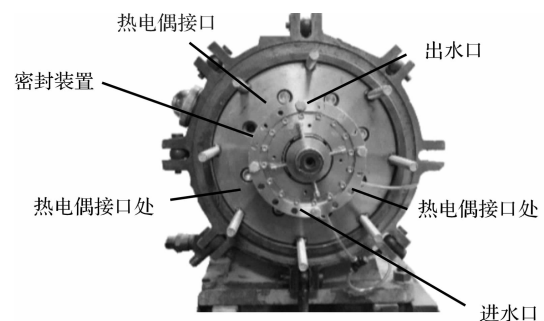


图 11 船舶艏轴密封实验台及密封装置

实验装置设有进、出水口;在密封外壳跨中均布设置 3 个热电偶接口,利用热电偶实时监测密封端面,以保证密封端面不会因温度过大导致密封失效;密封装置与电机盘连接处设有快拆结构,可以在实验结束后迅速拆解出动、静环。

依据研究工况条件,笔者对艉轴密封的密封性能进行测试。

为了研究温度的分布规律,并保证热电偶测试温度的准确性,笔者利用红外测温枪进行测试,如图 12 所示。



图 12 红外测温枪

笔者扫描快拆下的密封端面,对比两个设备的检测数据,两种测温设备的测量结果均精确到小数点后一位,且最大误差不超过 1%,通过分析得到该部分的差距是由实验件在拆解过程中的散热造成的,由于误差较小可以忽略。

因此证明密封端面温度数据监测是合理的。

设置水环境压力 1 MPa、常温环境(20 ℃)、转速  $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1} \sim 500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  的实验条件,笔者利用优化后的密封结构进行测试。

笔者记录测量数据,并将其与模拟数据进行对比,其结果如图 13 所示。

由图 13 可知:实验数据和模拟数据差距较小,且变化趋势相近,证明了模型建立的准确性,同时说明了模拟数据计算的合理性。

## 6 结束语

由于船舶密封长期处于复杂工况下,会使其密封性能大幅度下降,为此,对船舶艉轴密封结构优化设计问题进行了研究。

首先,笔者定义了密封性能指标,利用有限元软件进行了热-固数值分析计算,得到了船舶艉轴密封的密

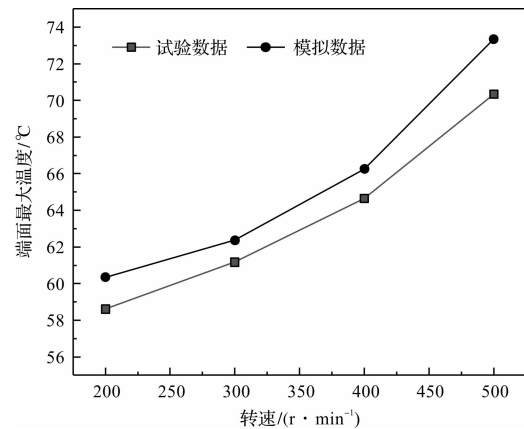


图 13 数据对比图

封性能随结构参数变化的规律,并得到了结构参数较优区间;根据计算结果,进行了基于响应面方法的动静环结构参数优化设计。

研究结论如下:

(1) 基于响应面方法求解各密封性能拟合方程,得到结构参数对密封性能的影响:静环座 O 型圈位置对摩擦功耗和泄漏量的影响最大;静环凸起厚度对端面变形的影响最大;

(2) 通过响应面方法求解最优动静环结构参数,得到密封动环宽度 15.0 mm、静环座 O 型圈外径高于平衡直径 4.985 mm、静环凸起厚度比为 0.32。能够有效提升船舶艉轴密封的密封性能,其中最大变形降低了 9.8%,泄漏量降低了 5.7%;

(3) 提出了船舶艉轴密封结构参数的设计思路,对船舶艉轴密封的密封性能进行合理优化,经过模拟及实验验证,能够有效合理提升整体密封性能。

在后续的工作中,笔者将通过选择更多类型的密封环材料,对船舶艉轴密封的密封性能进行研究,以提高其密封性能。

## 参考文献 (References):

- [1] 严国平. 船用艉轴机械密封热-结构特性数值分析[D]. 武汉:武汉理工大学机电工程学院,2008.
- [2] 高斌超. 接触式机械密封热力耦合模型与端面变形控制[D]. 杭州:浙江工业大学机械工程学院,2016.
- [3] 李双喜,廖浩然,李世聪,等. 基于流固热耦合分析的螺旋槽泵出型动压密封端面结构参数优化[J]. 机电工程,2020,37(10):1129-1135.

(下转第 1626 页)

### 本文引用格式:

郑 尧,张敬博,李双喜,等. 基于响应面法的船舶艉轴密封结构的优化设计[J]. 机电工程,2022,39(11):1544-1550,1626.

ZHENG Rao, ZHANG Jing-bo, LI Shuang-xi, et al. Optimization design of ship stern shaft seal structure based on response surface method[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022,39(11):1544-1550,1626.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

- [2] 王毅,张哲,马冀桐,等. 采摘机器人奇异构型分析[J]. 机械传动,2019,43(1):124-130.
- [3] 杰姆. 基于格拉斯曼-凯莱代数的机器人运动学奇异性分析[D]. 湖北:华中科技大学机械科学与工程学院,2014.
- [4] LI Kun-quan, WEN Rui. Singularity analysis for 3-DOF (P-4R) parallel manipulators based on screw theory [J]. **Journal of Simulation**,2017,5(1):1-4.
- [5] LI Xin, ZHANG Xiao-qing, LI Hai, et al. Singularity Processing Algorithm for Inverse Kinematics of 6-DOF Series Robot [C]. 2020 IEEE 9th Joint International Information Technology and Artificial Intelligence Conference (ITAIC). IEEE,2020.
- [6] 徐可欣,张方,蒋祺,等. 六轴机器人奇异点及运动学算法研究[J]. 国外电子测量技术,2019,38(9):49-54.
- [7] CUI Hong-xin, FENG Ke, LI Huan-liang, et al. Singularity avoidance of 6R decoupled manipulator using improved gaussian distribution damped reciprocal algorithm [J]. **The Industrial Robot**,2017,44(3):324-332.
- [8] 袁媛. 六自由度机械臂运动学及奇异性仿真分析[J]. 机电工程,2018,35(12):1329-1333.
- [9] 张付祥,赵阳. UR5 机器人运动学及奇异性分析[J]. 河北科技大学学报,2019,40(1):51-59.
- [10] 费雄,张宇,孙伟栋. 旋转机器人手臂奇异位形分析[J]. 软件导刊,2021,20(2):90-96.
- [11] 李宪华,盛蕊,张雷刚,等. 六自由度模块化机器人手臂奇异构型分析[J]. 农业机械学报,2017,48(7):376-382.
- [12] 贾云博,许勇,杜静恩. 基于 2UU-UPU 并联机构的 4 足机器人设计[J]. 轻工机械,2022,40(1):28-33,42.
- [13] 张强强,许勇,赵传森. 单自由度弹跳机构的跳跃稳定性研究[J]. 轻工机械,2021,39(1):29-35.
- [14] LYNCH K M, PARK F C. *Modern Robotics: Mechanics, Planning and Control* [M]. **United Kingdom: Cambridge University Press**,2017.
- [15] YOSHIKAWA T. Manipulability of robotic mechanisms [J]. **International Journal of Robotics Research**,1985,4(2):7-9.
- [16] KLEIN C A, BLAHO B E. Dexterity measures for the design and control of kinematically redundant manipulators [J]. **International Journal of Robotics Research**,1987,6(2):72-83.
- [17] SALISBURY J K, CRAIG J. Articulated hands: force control and kinematic issues [J]. **The International Journal of Robotics Research**,1982,1(1):4-17

[编辑:雷敏]

## 本文引用格式:

米显,库祥臣,马东阳,等. 6R 关节式机器人奇异性分析[J]. 机电工程,2022,39(11):1620-1626.

MI Xian, KU Xiang-chen, MA Dong-yang, et al. Singularity analysis of 6R articulated robot [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022, 39(11):1620-1626.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

## (上接第 1550 页)

- [4] 马润梅,冯瑞鹏,李双喜,等. 螺旋槽动压密封液膜汽化相变性能优化分析[J]. 机电工程,2020,37(9):999-1005.
- [5] PENG X, LI D, LI J, et al. Improvement of flow distribution by new inlet header configuration with splitter plates for plate-fin heat exchanger [J]. **Energies**,2020,13(6):1323.
- [6] CHIN W M, RAGHAVAN V R. On the adverse influence of higher statistical moments of flow maldistribution on the performance of a heat exchanger [J]. **International Journal of Thermal Sciences**,2011,50(4):581-591.
- [7] CHENG J, LIU Z, TANG M, et al. Robust optimization of uncertain structures based on normalized violation degree of interval constraint [J]. **Computers & Structures**,2017,182 (APR.):41-54.
- [8] 肖云鹏. 干摩擦机械密封摩擦磨损机理及端面性能的研究[D]. 北京:北京化工大学机电工程学院,2019.
- [9] 刘旭康,金勇,刘正林,等. 基于热-结构耦合的船舶艉轴机械密封环材料筛选[J]. 船舶工程,2019,41(S2):48-52,96.
- [10] 段益东. 螺旋波形面机械密封端面结构及密封特性研究[D]. 成都:西华大学机械工程学院,2022.
- [11] 单晓亮,胡欲立. 基于 ANSYS 的机械密封环温度场分析[J]. 润滑与密封,2006(9):116-119.
- [12] 孙宪栋. 高速干摩擦波纹管氨气机械密封性能研究[D]. 北京:北京化工大学机电工程学院,2018.
- [13] 杨玉清. 航空发动机用 W 形金属密封环密封性能分析与优化 [D]. 长沙:湖南大学机械与运载工程学院,2018.
- [14] 刘蕴,刘全兴,殷鸣,等. 基于半互功率谱密度及响应面法的干气密封系统工作模态分析[J]. 振动与冲击,2019,38(19):208-217.
- [15] 隋允康,宇慧平. 响应面方法的改进及其对工程优化的应用 [M]. 北京:科学出版社,2011.
- [16] SARABIA L A, ORTIZ M C. Response surface methodology [J]. **Comprehensive Chemometrics**,2009,1(5):345-390.
- [17] 胡亚飞,李克庆,韩斌,等. 基于响应面法-满意度准则的混合骨料充填体强度发展与优化分析[J]. 中南大学学报:自然科学版,2022,53(2):620-630.
- [18] DERRINGER G, SUICH R. Simultaneous optimization of several response variables [J]. **Journal of Quality Technology**,1980,12:214-219.
- [19] 薛羽馨,曾威,任涛,等. 基于 Kriging 插值水下连接器密封性能预测模型[J]. 机电工程技术,2022,51(2):42-45.
- [20] 贾谦,阮琪,崔展,等. 极端工况下螺旋槽机械密封脱开转变速的理论分析和试验研究[J]. 流体机械,2021,49(10):1-6,49.

[编辑:李辉]