

文章编号:1007-6735(2013)04-0361-06

船舶艉轴密封装置动态环境下的热态性能模拟分析

王 瑾¹, 王亚斯¹, 段文珊¹, 郭 威¹, 李 为¹, 沈小彬¹, 张汉华²

(1. 上海理工大学 环境与建筑学院, 上海 200093; 2. 苏州工业园区机关事务管理中心, 苏州 215028)

摘要: 船舶艉轴密封装置工作时,其密封环连续接触产生摩擦热,引起密封端面的温升以及热变形.通过 SolidWorks 软件建立密封环的温度场模型,采用 ANSYS 13.0 有限元分析软件,模拟不同弹簧压缩量下密封环的温度场,获得端面的温度分布、应力分布规律以及时间响应下的动态特性.研究表明,密封环温度随着弹簧压缩量的增加而升高;密封环的瞬时温度约 0.5 h 可达到稳定状态,且不同弹簧压缩量下的密封环温度满足实际使用温度范围.

关键词: 艉轴密封; 有限元分析法; 摩擦热; 温度场

中图分类号: TH 117.1 **文献标志码:** A

Thermal Performance Analysis of the Sealing Ring in Stern Shaft Sealing Device

WANG Jin¹, WANG Ya-si¹, DUAN Wen-shan¹, GUO Wei¹, LI Wei¹, SHEN Xiao-bin¹, ZHANG Han-hua²

(1. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Suzhou Industrial Park Service, Suzhou 215028, China)

Abstract: The sealing ring in stern shaft sealing device is usually working in the state of continuous frictional contact, then the frictional heat will be generated on the sealing face, the temperature will rise and the thermal deformation of sealing face will appear. The temperature field model of the sealing ring was built by using the SolidWorks software, and the ANSYS 13.0 finite element software was adopted for numerical simulation in order to get the temperature field of the sealing ring under the condition of different spring compressions, the temperature distribution on the sealing face, the stress distribution and the dynamic characteristics of the time response. The results show that the temperature of the sealing ring rises with the increase of spring compression, the transient temperature will achieve the stable state in 0.5 h, and the value will meet the requirement of actually used temperature range.

Key words: stern shaft sealing; finite element analysis; frictional heating; temperature field

船舶艉轴密封^[1]装置是一种半剖分舷内装置, 轴密封结构是船舶密封结构中最关键的部位之一,其工作的可靠性直接影响着船舶的运行安全.该适用于螺旋桨开放式水润滑艉轴密封系统.船舶艉

收稿日期: 2013-06-04
基金项目: 上海市教委重点学科建设资助项目(J50502)
第一作者: 王 瑾(1955-),女,副教授.研究方向: 制冷空调工程研发与节能. E-mail: wjljh2003@163.com

密封装置是一种依靠弹性元件,通过介质压力与弹性元件压力对静、动环端面密封副的预紧而达到密封的轴向端面密封装置.密封副的静环与动环在连续接触摩擦中实现旋转轴与机体间的密封,从而阻止外部海水介质进入船体内.

现代船舶艏轴密封技术向大轴径、高压和高速方向发展,密封端面在这样的工况条件下,摩擦副间的摩擦力增大、热量增高,导致密封端面温度分布不均匀,而温度分布不均匀将导致密封环内部产生热应力,引起密封端面的热变形、机械变形和泄漏;端面温度过高导致润滑介质气化,加大了密封环的磨损,最终导致端面密封失效^[2].为了保证密封装置结构设计的合理性,现对密封环进行动态的热态性能分析.

采用 SolidWorks 软件建立密封环的三维模型图,导入 ANSYS 13.0 有限元分析软件,模拟分析不同弹簧压缩量下密封环的温度场变化,提出影响密封环温度场分布的几个重要参数,以获得密封环端面的温度分布、应力分布规律以及时间响应下的动态特性,并预测其密封性能.

1 艏轴密封装置的工作原理

1.1 艏轴密封装置的基本结构

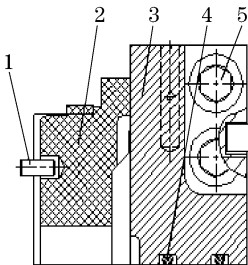
构成艏轴机械密封的基本元件有端面密封副、弹性元件、辅助密封、传动件、防转件和紧固件.

本文主要是对艏轴密封装置中密封环因连续接触摩擦产生热量、引起温升进行研究.经图形简化的密封环剖面如图 1 所示.

1.2 艏轴密封装置的工作原理

艏轴密封装置是依靠Ω弹簧弹性元件对静、动

环端面密封副的预紧和密封介质压力与弹性元件压力的压紧而达到轴向端面的密封.其中,静环与动环主要通过受力、连续接触摩擦实现旋转轴与机体间的密封,以保证密封端面之间存在着一定厚度的流体膜,使得部分密封端面间的摩擦转为流体摩擦,防止密封环因长期工作而造成端面磨损与密封失效.



1. 销 2. 静环 3. 动环 4. O 型密封条 5. 螺钉

图 1 密封环的简化剖面图

Fig.1 Simplified profile of the sealing ring

2 密封环热态性能相关参数的计算

2.1 主要参数的确定

密封介质性质、密封工作参数和密封材料的热物理性能对机械密封温度场的分布具有重要的影响.艏轴密封装置中Ω弹簧的有效压缩范围为9.0~37.5 mm,正常工作时压缩量为 20 mm.动环转速和艏轴一致,为 180 r/min.设定该装置初始温度为 45℃.该密封装置的材料性能参数如表 1 所示.密封流体为海水,温度为 35℃,密度为 1 194.84 kg/m³,动力粘度为 0.96×10⁻³ Pa·s,运动粘度为 0.972×10⁻⁶ m²/s,比定压热容为 4 300 J/(kg·K),导热系数为 0.618 W/(m·K).

表 1 材料性能参数

Tab.1 Material performance parameters

材料名称	弹性模量/MPa	泊松比	比定压热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	热导率/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	热膨胀系数/℃ ⁻¹	密度/(kg·mm ⁻³)
静环	2 971	0.38	1 670	0.251	2.3×10 ⁻⁵	1 500
动环	103 000	0.30	343	84	19.2×10 ⁻⁶	7 600
静环座	113 000	0.30	343	64	19.2×10 ⁻⁶	8 800
驱动环	103 000	0.30	343	64	19.2×10 ⁻⁶	7 600

2.2 密封端面摩擦因素的确定

密封端面的摩擦热与摩擦状态^[3-5]有关,密封副摩擦状态主要有 3 种:液体摩擦、半液体摩擦和边界摩擦.

本文研究的艏轴密封装置密封环的摩擦状态属于混合性摩擦,处于半液体摩擦和边界摩擦这两种状态.

机械密封的摩擦因数 f 可定义为密封面的总

摩擦力 F 除以总载荷 P_g (在平衡的情况下也可用总承载能力 W 来代替).

$$f = \frac{F}{P_g} = \frac{F_f + F_c}{W}$$
$$W = W_f + W_c$$

式中, F_f 为流体粘性剪切摩擦力; F_c 为微凸体接触摩擦力; W_f 为流体膜承载能力; W_c 为微凸体接触

承载能力.

由此得到混合摩擦状态下机械密封副的摩擦因数

$$f = x_f f_f + x_c f_c$$

式中, x_f 为流体膜承载比; x_c 为微凸体接触承载比; f_f 为流体膜剪切粘性摩擦因数; f_c 为微凸体接触摩擦因数.

流体剪切粘性摩擦力

$$F_f = \int \tau_f dA = \frac{1}{R_m \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \left[\frac{\mu r \omega}{h} - \left(\frac{h}{2r} \right) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] r^2 dr d\theta}$$

微凸体接触摩擦力

$$F_c = \int \tau_c dA = 1/R_m \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \tau_c r^2 dr d\theta$$

式中, R_m 为密封面的平均半径; τ_f 为作用在流体上的剪切应力; τ_c 为微凸体接触产生的剪切应力; r, θ 为柱坐标变量.

2.3 密封端面摩擦热及热流密度的确定

艏轴密封装置工作时,密封环连续接触产生摩擦热,密封端面的热流密度是单位时间内通过单位面积的密封端面的热量.密封端面 DF 的热流密度^[6]

$$q = f p_0 v_1$$

式中, p_0 为密封端面接触比压; v_1 为密封面平均线速度.

密封端面产生的摩擦热

$$Q = qA$$

式中, A 为密封环带面积.

2.4 密封环各边界对流换热系数的确定

除了动、静环之间的固定摩擦外,其它端面产生的摩擦热主要是由动环、静环与密封介质(即与海水和空气)的对流换热^[7-8]组成.

简化结构图如图2所示的,密封环 AB 、 BC 、 CD 、 DL 这4个面与海水密封介质相接触,产生对

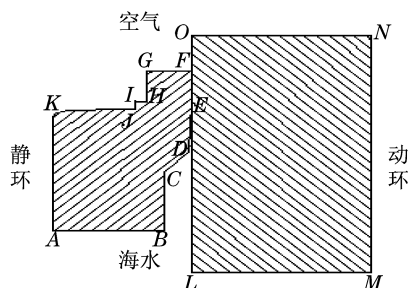


图2 密封环各边界与密封介质间对流换热示意图

Fig.2 Schematic diagram of the heat transfer between boundary and sealing medium

流换热;其余各边界面均与空气接触.相对与海水液体发生的对流换热而言,与空气间发生的对流换热量很小,可忽略不计.

动环与海水的对流换热系数

$$h = \frac{Nuk_1}{D_r}$$

$$Nu = 0.135[(0.5Re_c^2 + Re_a^2)Pr]^{0.33}$$

$$Re_c = \omega D_r^2 / \nu Re_a = UD_r / \nu Pr = \mu c_p / k_1$$

式中, Re_c 为受反应介质旋转搅拌影响的雷诺数; Re_a 为受反应介质旋转横向绕流影响的雷诺数; Nu 为努谢尔常数; Pr 为普朗特常数; k_1 为流体的导热系数; μ 为流体的动力粘度; ν 为流体的运动粘度; c_p 为流体的比热容; D_r 为动环外径; ω 为主轴的角速度; U 为流体介质的轴向平均流速.

静环与海水的对流换热系数

$$h = \frac{Nuk_1}{2\delta}$$

$$Nu = 0.023\epsilon Re^{0.3} Pr^{0.4}$$

$$Re = 2v_2\delta/\nu$$

$$Pr = \mu c_p / k_1$$

式中, v_2 为流体介质的轴向流速; δ 为静环与密封腔内壁之间的间隙; ϵ 为修正系数,一般取 1.2~2.0.

3 密封环热态性能的模拟分析

3.1 密封环三维模型的建立

在建立密封环三维模型的过程中,首先确立模型尺寸的基准,取坐标原点位于密封端面与艏轴轴线的交点处, X 轴取艏轴的轴向方向,认定从静环指向动环的方向为坐标的正方向; Y 轴和 Z 轴均取为密封副的径向方向.

采用 SolidWorks 软件^[9]建立此三维模型,并将其导入 ANSYS 13.0 有限元分析软件进行模拟分析.如图3所示(见下页).

3.2 基于 ANSYS 的密封环热态性能模拟分析

采用包含所有必须自由度的耦合单元类型,对模型施加热载荷和力载荷,分别进行热-结构耦合场的稳态和瞬态分析,获得温度场的分布云图.

基于 ANSYS 的密封环耦合场温度分析^[10-13]基本步骤:

a. 前处理.

建立密封环的三维有限元模型.选择 couple filed 中的 solid226 为耦合单元,具有三维热-结构

耦合分析能力. 分别对静环和动环定义其包括弹性模量、泊松比、密度、热导率、比定压热容及热膨胀系数等结构参数和热性能参数. 并以动环作目标面、静环作接触面建立密封环的接触对, 目标面选用 target170 单元, 接触面选用 contact174 单元, 设置合适的热导率, 对模型进行体扫略划分网格. 有限元模型的网格划分如图 4 所示.

b. 载荷施加和求解.

在耦合场的载荷施加过程中, Ω 弹簧等效作用力和密封腔内部海水的静压作用力同时施加于静环面上, 密封端面产生的热流密度施加于动环面上, 在密封环各边界添加与流体介质相对应的对流换热系数, 定义分析类型为 Static, 以此进行耦合场的稳态求解.

由于密封环所受的平均载荷随着弹簧压缩量的增大而增加, 因此, 耦合场瞬态分析只选取正常压缩量 20 mm 和最大压缩量 37.5 mm 这两种情况进行分析. 考虑到艉轴在工作时存在轴向振幅为 1 mm 的振动, 密封环所受的热载荷和力载荷均呈正弦变化. 施加载荷所需调用的正弦函数(即施加的载荷

P, q 与时间 τ 的函数关系式)如表 2 所示. 定义类型为 Transient, 以此进行耦合场的瞬态求解.

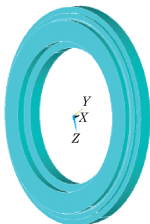


图 3 简化的密封环有限元模型

Fig.3 Finite element model of the sealing ring

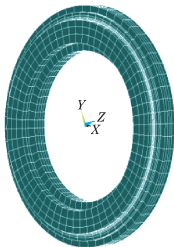


图 4 密封环网格划分

Fig.4 Meshing of the sealing ring

表 2 载荷施加函数

Tab.2 Function of the applied load

工 况		载荷施加函数	
弹簧压缩量/mm	转速/(r · min ⁻¹)	静环固定面压强/Pa	动环热流密度/(W · m ²)
20.0	180	$P = 6\,500\sin(18.84\tau) + 210\,000$	$q = 7\,500\sin(18.84\tau) + 270\,000$
37.5	180	$P = 1\,592\sin(18.84\tau) + 38\,000$	$q = 9\,95\sin(18.84\tau) + 50\,000$

c. 后处理.

利用通用处理器 POST1 和 POST26 分别查看密封环的温度场、应力分布云图, 以及密封端面的温度随时间变化的曲线图.

3.3 模拟分析结果

3.3.1 密封环耦合场的稳态模拟结果

首先选取 3 种弹簧压缩量工况进行稳态模拟分析, 获得密封端面及密封环的温度变化云图如图 5

和图 6 所示, 密封端面的接触压强云图和密封环应力变化云图如图 7 和图 8 所示.

3.3.2 密封环耦合场的瞬态模拟结果

在密封端面圆环的同一法线上选取 5 个点, 依次由外向内(1, 2, 3, 4, 5), 对应网格划分的节点为 NO851, NO777, NO881, NO1666 和 NO1623, 获得密封端面温度随时间的变化规律, 如图 9 所示. t 为温度.

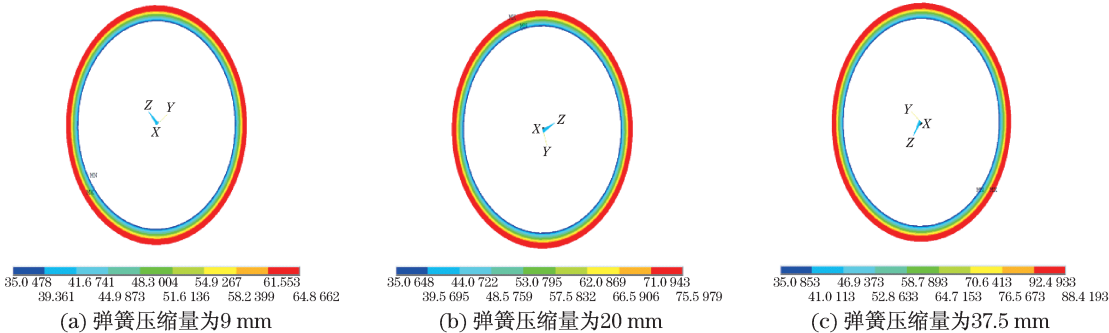


图 5 密封端面的温度变化云图

Fig.5 Temperature variation of the sealing face

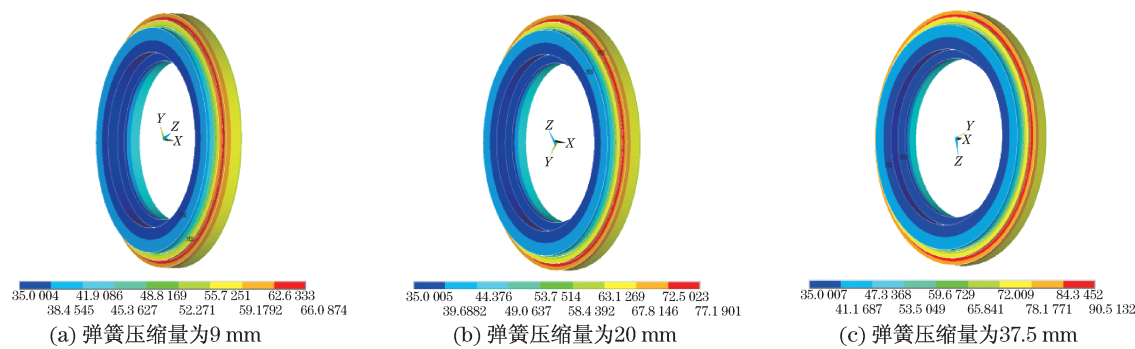


图 6 密封环的温度场分布等值线图

Fig.6 Isothermal diagram of temperature distribution of the sealing ring

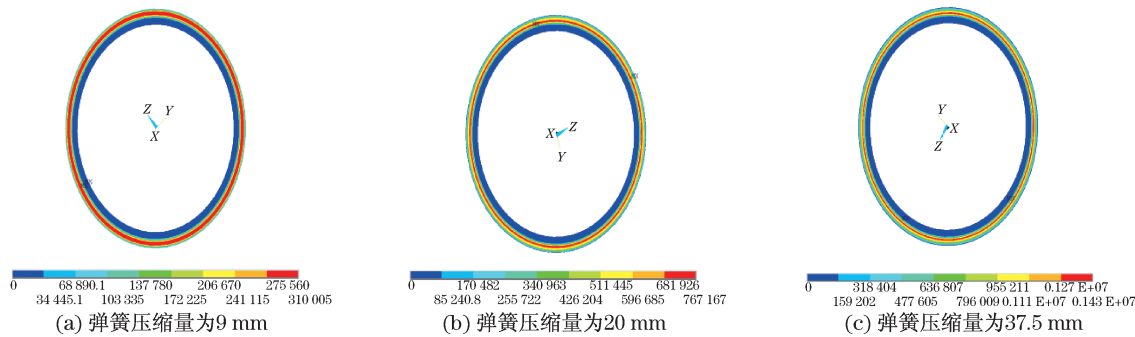


图 7 密封端面接触压强云图

Fig.7 Contact pressure on the sealing face

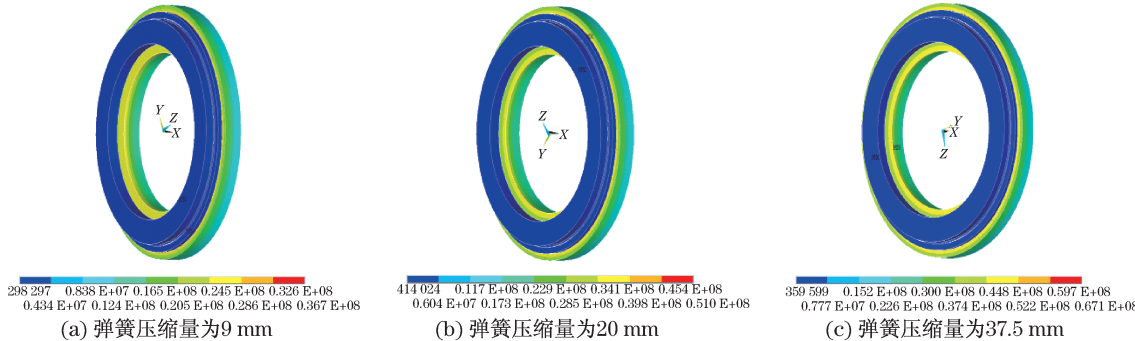


图 8 密封环等效应力等值线云图

Fig.8 Isogram of equivalent stress of the sealing ring

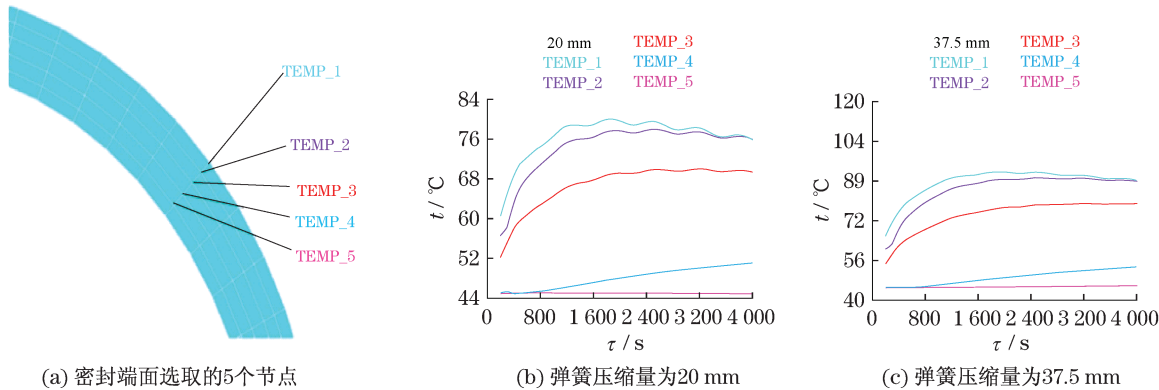


图 9 密封端面的温度变化曲线

Fig.9 Temperature variation curve of the sealing face

3.3.3 分析

由以上对密封环热-结构耦合场的模拟计算得到的云图可知,在给定的参数范围内,密封环的温度场分布以及等效应力场分布较均匀.

a. 在密封端面静环和动环相接触的区域出现压强最大值,当弹簧压缩量为 9 mm 时,密封端面的压强最大值为 0.3 MPa;当弹簧压缩量为 20 mm 时,密封端面的压强最大值为 0.77 MPa;当弹簧压缩量为 37.5 mm 时,密封端面的压强最大值为 1.43 MPa. 艏轴密封装置的密封端面存在 2° 的倾斜间隙(即图 2 中的 *DE* 面),以保证端面能够被海水完全浸润. 在静环的 2° 倾角区域,密封环端面上的压强值为 0. 此外,密封端面的压强与理论分析计算所得的平均密封端面压强相一致,且均在密封环的屈服极限范围内.

b. 当弹簧组压缩量为 9 mm 时,密封环的温度值范围为 35.0~66.1 °C;当弹簧组压缩量为 20 mm 时,密封环的温度值范围为 35.0~77.2 °C;当弹簧组压缩量为 37.5 mm 时,密封环的温度值范围为 35.0~90.5 °C. 均未超过规定的温升范围. 密封环海水接触的部位,温度接近 35 °C 的海水温度,并基本保持恒定.

c. 在密封端面的外沿出现最大温度值,且半径越大的区域,温度值越大,这是密封端面靠近外沿的区域压强值大的缘故. 当弹簧组压缩量为 9 mm 时,密封端面的温度值范围为 35.0~64.9 °C;当弹簧组压缩量为 20 mm 时,密封端面的温度值范围为 35.1~75.6 °C;当弹簧组压缩量为 37.5 mm 时,密封端面的温度值范围为 35.1~88.4 °C. 均未超过规定的温升范围.

d. 密封环等效应力分布均匀,最大应力值出现在动、静环相接触的区域. 随着弹簧组压缩量的增加,作用于静环固定端面的弹簧组等效作用力增加,导致了密封端面的压强和密封环的应力值增加;静环与动环之间发生摩擦而产生的热流密度增加,导致了密封环温度的增加.

e. 对密封环进行耦合场瞬态分析时,温度场随着时间的推移而改变,并逐步趋于某一稳定值. 最终状态的温度值与稳态分析时相一致,达到稳态值所需的时间约为 1 600 s(即 0.5 h 左右).

4 结 论

a. 密封端面 2° 倾角区域的接触压强值为 0;非

2° 区域受力均匀,最大值出现在该区域内半径较小(靠近艏轴)的地方.

b. 密封环在工作时受力发生了形变. 通过模拟发现,即使在最大弹簧压缩量为 37.5 mm 时,其最大应力值仍在屈服极限的范围内,满足选用材料的要求.

c. 密封环工作时动、静环接触摩擦,产生摩擦热的最大温升出现在密封端面的非 2° 倾角区域内. 与流体介质相接触的区域温度均为 35 °C 左右.

d. 弹簧压缩量增加,使密封环产生的温升明显增加. 当最大弹簧压缩量为 37.5 mm 时的温升最高值为 90.5 °C,满足实际使用温度范围.

e. 密封环的瞬态温度趋于稳态时间约需 0.5 h 左右.

参考文献:

- [1] 田伯勤. 新编机械密封实用技术手册[M]. 北京: 中国知识出版社, 2005.
- [2] 陈德才, 崔德容. 机械密封设计制造与使用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [3] 马先贵. 润滑与密封[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- [4] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [5] 顾永泉. 机械端面密封主要参数的计算(一)——轴向平衡和几何参数[J]. 流体机械, 1996, 24(4): 12-16.
- [6] 顾永泉. 机械端面密封主要系数的计算(二)——力学参数和性能参数[J]. 流体机械, 1996, 24(5): 28-32.
- [7] 顾永泉. 机械端面密封主要参数的计算(三)——性能参数(续)与计算示例[J]. 流体机械, 1996, 24(6): 27-32.
- [8] 王志豪, 索双富, 黄伟峰, 等. 机械密封对流热系数数值研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(6): 29-33.
- [9] 詹迪维. Solid Works 快速入门教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [10] 李黎明. 有限元分析实用教程[M]. 北京: 清华大学出版设, 2005.
- [11] 陈汇龙, 彭正东, 丁郁华, 等. 基于 ANSYS 的大型艏轴机械密封环温度场理论研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(10): 73-76.
- [12] 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, 31(9): 116-119.
- [13] 孙建逵, 王宏光. 气膜冷却叶片热应力和振动特性的计算分析[J]. 上海理工大学学报, 2010, 32(5): 488-492.

(编辑: 石 瑛)