

# 脱硫泵机械密封稳态温度场的有限元分析

田建平, 米长富, 辛学岗

(四川理工学院机械工程学院, 四川 自贡 643000)

**摘要:** 机械密封温度场研究是热应力分析的基础, 是影响机械密封工作寿命与密封性能的主要因素。通过建立密封环有限元模型, 提出机械密封动、静环轴对称问题的有限元分析与稳态温度场计算方法, 得出了密封环温度分布规律。并对接触面的热流密度、模型与介质的对流换热系数以及热流分配系数等物理量进行了分析。结果显示, 温度变化主要集中在靠近内径的接触面附近的局部区域, 该区域变形较大, 且不利于密封环的散热。

**关键词:** 机械密封; 摩擦特性; 有限元法; 温度场

**中图分类号:** TH136

**文献标识码:** A

机械密封的密封端面由于动、静环的相对运动产生摩擦, 导致两接触面之间产生摩擦热, 摩擦热容易造成干摩擦或产生较大的温度梯度, 温度不仅使密封端面发生热变形, 增大端面间的泄漏量, 而且会使密封环内产生过大的热应力并出现热裂纹<sup>[1]</sup>。导致密封环出现严重的热裂现象而破坏, 严重的会使密封端面间的液膜失效, 导致磨损加剧, 使用寿命降低。

机械密封稳态温度场的研究, 可通过建立密封动、静环的轴对称模型, 运用有限元法求解其传热规律, 为后续密封变形计算提供理论依据。温度场求解目前主要采用解析法、有限元法和有限差分法<sup>[1]</sup>。解析法适合简单结构模型的求解, 对于含复杂边界条件的导热微分方程求解困难。随着计算机技术的快速发展, 有限元法、有限差分法得到了大量的推广, 能针对复杂区域和边界条件进行分析, 而有限元法具有更高的精度结果<sup>[1-2]</sup>。

## 1 导热微分方程和边界条件

### 1.1 导热微分方程

由于机械密封环的几何形状、温度分布及边界条件均满足轴对称, 密封端面摩擦副的温度分布可采用轴对称的方法进行求解。对于轴对称问题, 可采用圆柱坐标  $r$ 、 $\theta$  和  $z$  表达, 由于参数分布与  $\theta$  无关, 仅随  $r$ 、 $z$  坐标产

生变化, 故将三维空间旋转体简化为二维问题进行求解。当热量传递处于平衡状态时, 机械密封稳态温度场的温度分布不随时间变化, 通过推导可建立导热微分方程<sup>[3]</sup>:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + q_v / \lambda = 0$$

其中:  $q_v$  — 单位时间内单位体积释放的热量 ( $W/m^3$ )。

### 1.2 边界条件

用于非稳态的传热问题的初始条件是在传热过程刚开始时 ( $t=0$ ), 密封环内的温度分布规律。当密封环处于稳态传热时的边界条件, 反映了导热物体边界上的温度分布, 体现外界因素对物体内部温度场的影响, 可归纳为三类<sup>[2,3]</sup>:

(1) 任何时刻物体边界上的温度分布, 可表示为:

$$t > 0 \quad T_w = f(x, y, z, t)$$

式中,  $T_w$  为物体边界上的温度, 最简单的温度分布情况是物体表面上的温度均匀分布, 并保持为一定量, 即  $T_w = \text{常量}$ 。

(2) 任何时刻物体边界上的热流密度分布, 可表示为:

$$q_w = f(x, y, z, t)$$

式中:  $q_w$  为物体界面法向热流密度, 当物体表面的热流密度均匀分布且保持为定值时,  $q_w = \text{常量}$ 。

收稿日期: 2010-03-04

基金项目: 自贡市科技局重点支持项目 (08C01)

作者简介: 田建平 (1965-), 男, 四川自贡人, 副教授, 主要从事数字化设计与制造方面的研究。

(3)与物体边界面直接接触的介质温度  $T_f$  及边界面与介质温度  $T_w$  之间的对流换热系数为  $\alpha$  时。密封环面与介质间的对流换热量可表达为:

$$q = \alpha(T_w - T_f)$$

## 2 机械密封温度场的有限元分析

在 ANSYS 环境中, 通过建立有限元分析的轴对称模型, 选定单元类型, 输入材料属性, 确定机械密封的边界条件, 并进行求解, 得到机械密封温度场的有限元分析结果, 并进行优化。

### 2.1 脱硫泵机械密封技术经济指标

(1)TLJ 系列脱硫泵集装式机械密封运行参数: 最高压力:  $\leq 0.8 - 1.0 \text{ MPa}$  温度:  $- 25^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ ; 线速度:  $\leq 25 \text{ m/s}$  工作介质: 烟气脱硫浆液;

(2)适用泵型: TLJ 型脱硫泵; 技术特点: 静止、内装和内冲的集装式机械密封设计;

(3)密封性能: 泵在正常使用情况下, 泵轴直径  $0 \sim \phi 50 \text{ mm}$ , 泄漏量  $\leq 3 \text{ mL}$ ; 直径  $> \phi 50 \text{ mm}$ , 泄漏量  $\leq 5 \text{ mL}$ 。脱硫泵机械密封三维结构如图 1 所示。

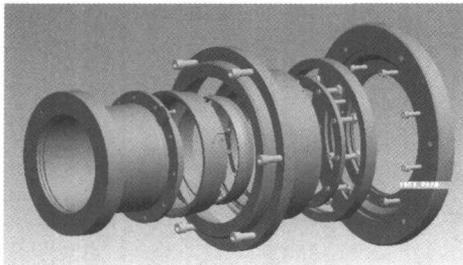


图 1 内冲式机械密封

### 2.2 机械密封有限元模型的建立

由于机械密封实际工况较复杂, 根据其结构和工作要求, 对一些次要和不确定的因素进行相应的简化和忽略, 建立的有限元模型须做必要的假设<sup>[3,5]</sup>:

- (1)密封所承载荷近似轴对称, 模型简化为轴对称;
- (2)密封材料各向同性, 各向导热系数均相等;
- (3)忽略密封环面因磨损产生的轴向移动对弹簧力的影响;
- (4)两接触面为理想平面, 保持贴合状态;
- (5)忽略空气、轴套和弹簧等带走的热量, 假定摩擦热均由密封环带走。

以动、静环为研究对象, 采用 ANSYS 的轴对称分析方法, 取其纵截面为实体模型, 如图 2 所示。



图 2 机械密封模型

### 2.3 模型的单元类型、材料属性及网格划分

在 ANSYS 环境中对轴对称的分析选用相应的热分析单元, 为得到更高的计算精度, 采用四节点四边形单元 Plan55。机械密封动、静环的材料均采用 SC, 其材料属性见表 1 (假设物理参数不随温度变化, 按定值计算)。

表 1 SC 材料属性

材料	密度 $\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	导热系数 $\lambda$ [W/(m <sup>2</sup> ·C)]	弹性模量 $E$ (GPa)	泊松比	比热容 $C_p$ [J/(Kg <sup>2</sup> ·C)]	热膨胀系数 $\beta$ [10 <sup>-6</sup> /C]
SC	3.21	145	450	0.17	693	2.2

机械密封端面动、静环的相对运动、相互摩擦产生的摩擦热, 使两环均存在较大的温度梯度, 在网格单元划分时, 根据实际情况将单元边长控制在 1mm 以内, 划分后的结果如图 3 所示。



图 3 动静环网格划分

### 2.4 加载

为使每一节点的热平衡方程具有唯一解, 附加的边界条件采用第三类边界条件: 动、静环相互摩擦产生的摩擦热与密封介质之间存在对流换热现象, 对流换热的基本公式为:

$$q = \alpha(T_w - T_f)$$

式中:  $\alpha$  为对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot C)$ ;  $T_w$  为密封环面温度;  $T_f$  为介质温度。

对流换热系数  $\alpha$  不仅与流体介质流速和物理性能有关, 还与密封换热面的形状大小及位置相关。故  $\alpha$  的微分方程组求解较困难, 本文依据密封环结构采用经验公式, 即环状空间的水平旋转圆柱强制单向流动换热公式<sup>[3,6]</sup>。

$$N_u = 0.195 R_e^{0.5} \cdot P_r^{0.25}$$

$$\alpha = \frac{\lambda_f}{\Delta R} N_u$$

式中:  $N_u$  为努塞尔特数, 反映对流换热强度;  $R_e$  为雷诺准则,  $R_e = (\omega \Delta R^2 / \nu_l) (R / \Delta R)$ , 反映了介质流动时所受粘滞力和惯性力的相对大小;  $P_r$  为普朗克准则,  $P_r = \eta C_p / \lambda_f$ , 反映了流体速度大小和温度分布的内在联系;  $\Delta R$  为两圆柱之间的间隙;  $\omega$  为相对旋转角速度;  $\nu_l$  为介质的运动粘度;  $\lambda_f$  为介质的导热系数;  $C_p$  为介质的比热。

根据设计要求,密封介质的温度控制范围在  $-25^{\circ}\text{C}$   $-80^{\circ}\text{C}$  之间,由于机械密封端面产生的摩擦热全部由密封介质带走,故密封环的温度高于密封介质的温度,根据热传导公式及摩擦热计算公式可得密封环温度计算公式:

$$Q = M'(T_1 - T_2)$$

式中:  $\lambda$  为密封环的导热系数,密封环材料为  $\text{SiC}$ , 导热系数已知;  $A'$  为密封面面积;  $T_2$  为密封介质温度;  $T_1$  为密封环的温度。

密封端面产生的摩擦热,存在一个热量分配,为了能很好的进行热流量的分配,使其满足温度的连续性分布,若动、静环面各加载初始热流密度,要求总的热流密度值不变,则总的热流密度值可表达为:

$$q = \frac{Q}{A} = f \cdot p_c \cdot v$$

式中:  $f$  为端面摩擦系数;  $p_c$  为端面比压;  $v$  为端面线速度。

所以密封环初始的热流密度表达式:

$$q_1 = q_2 = \frac{q}{2}$$

### 2.5 求解及计算结果分析

在 ANSYS 环境中通过定义接触对: 接触面与目标面,对机械密封模型加载位移约束条件和载荷。位移约束主要限制动、静环的轴向与径向移动; 载荷在忽略密封环之间的液膜压力下主要考虑密封介质压力。求解后获得的温度场分布,如图 4 所示。可见动环的平均温度小于静环,且静环的温度梯度比较大,说明动环的散热条件要比静环的散热更好。

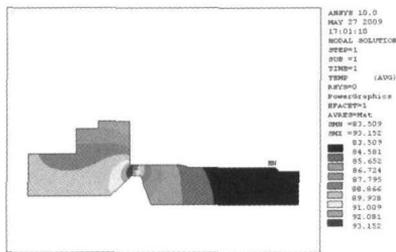


图 4 机械密封温度场分布图

分析动、静环不同径向及轴向的温度分布曲线图(图略),轴向的温度分布相对要比径向的温度梯度小,因此产生的轴向热应力相对较小,故密封环内的热应力很大一部分是由径向温度梯度引起的。通过比较动、静环的径向与轴向温度分布图,可以发现动环的温度梯度较大,动环的热应力相对静环更大,主要原因是由于密封的换热条件引起的。

### 3 机械密封温度场的优化

通过分析可知,影响机械密封温度场的因素主要有两个: 对流换热系数、热流密度。如果改变其中某个因素,分析结果也会随之发生改变,通过合理设计,可达到优化目的,从而提高机械密封的使用寿命和密封性能。图 5 图 6 所示为动环的对流换热系数取不同值的温度分布情况。

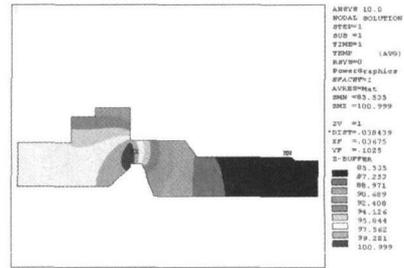


图 5 动环对流换热系数为  $4500\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$  时的温度分布

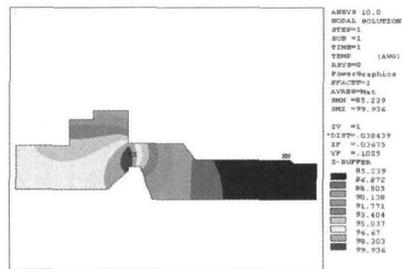


图 6 动环对流换热系数为  $7000\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$  时的温度分布

改变动环的对流换热系数可以改变动环表面的温度梯度,对流换热系数越大,表面的温度梯度越小。同理,改变静环的对流换热系数同样可改变静环表面的温度梯度。但仅增加对流换热系数,只会增加动、静环的材料要求,成本也会增加,所以对换热系数的合理选择不仅影响机械密封的温度分布情况,而且间接地影响了动、静环表面应力及变形的分布情况。

改变热流密度同样可以改变动、静环的温度分布情况,如图 7 和图 8 所示。当热流密度增加时,动、静环的温度梯度增大,温度增高。热流密度的增加,摩擦热也随之增加,热流密度是摩擦热在动、静环上的分配。摩擦热的产生与机械密封的端面比压  $p_c$ 、端面面积  $A$ 、端面摩擦系数  $f$  和端面线速度  $v$  有关。减少摩擦热须综合考虑以上四个因素。端面摩擦系数  $f$  与动、静环的材料有关,改变动、静环材料可改变摩擦热,进而影响热流密度的分布情况; 端面面积  $A$  由机械密封动、静环结构确定; 端面线速度  $v$  与传动系统及电动机的选择有关; 端面比压  $p_c$  是影响摩擦热最主要因素,端面比压与弹簧比压、

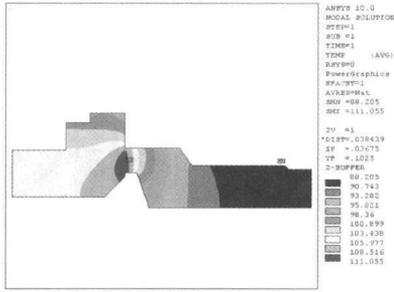


图 7 热流密度为  $3e+5 (W/m^2)$  时的温度分布

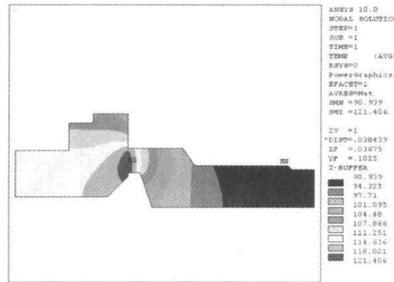


图 8 热流密度为  $4e+5 (W/m^2)$  时的温度分布

液膜压力及密封介质压力有关。一个较理想的摩擦工况需通过大量实验验证。同时弹簧的合理选择也决定了端面比压的大小, 进而影响摩擦热和温度梯度的分布。所以改变热流密度可以从动、静环材料、结构、弹簧及摩擦工况等几方面来综合考虑。

### 4 结束语

本文将机械密封动、静环简化为两个独立的轴对称有限元模型, 通过该物理模型, 分析了轴对称问题的有限单元法求解温度场的具体过程, 给出了密封动、静环的温度场分布情况。分析表明, 影响密封环温度场的主要因素包括材料导热性能、密封环工作状态 (PcV)、密封环结构以及密封环与介质之间的对流换热系数。建立的计算机密封环稳态温度场的方法, 对机械密封环的设计、制造、使用及密封环热力耦合情况的研究具有十分重要的意义。

### 参考文献:

- [1] 魏龙, 顾伯勤, 孙见君, 等. 机械密封端面摩擦特性参数及其测试技术 [J]. 润滑与密封, 2006 183(11): 198-202
- [2] 廖和滨. 机械密封环温度场/应力场的数值模拟及实验研究 [D]. 福建: 福州大学, 2005
- [3] 胡昌良. ZJ75 型渣浆泵机械密封设计及其热力耦合机制研究 [D]. 长沙: 东南大学, 2007
- [4] 刘舜尧, 胡昌良. 渣浆泵机械密封温度场的研究 [J]. 中国矿业, 2006 15(112): 108-109
- [5] 李鲤, 吴兆山, 姚黎明. 机械密封的功率消耗试验及测量方法 [J]. 润滑与密封, 2006 (6): 49-52
- [6] 顾永泉. 机械端面密封 [M]. 山东: 石油大学出版社, 1994

## Finite Element Analysis of Desulphurization Pump Mechanical Seal on Steady-state Temperature Field

TIAN Jian-ping, MI Chang-fu, XIN Xue-gang

(School of Mechanical Engineering Sichuan University of Science & Engineering Zigong 643000, China)

**Abstract** The research of temperature form mechanical seal was the basis for thermal stress analysis. It was the main factors of affecting the working life and sealing performance of mechanical seals. By establishing the model of seal ring finite element, a calculation, which about finite element analysis of mechanical seals dynamic static ring axisymmetric problem and steady-state temperature, is proposed. The temperature distribution of seal ring was obtained. The heat flux of contact surface, convection heat transfer coefficient of model & the media, heat partition coefficient analysis such as physical quantities are analyzed. The results showed that temperature changes of the contact surface are mainly concentrated in the area of the contact surface near in the vicinity of the inner diameter, where is a larger deformation, and it also goes against conducive to the heat seal ring.

**Key words** mechanical seal; friction characteristics; finite element method; temperature field