

文章编号:1671-1637(2016)01-0095-08

船舶尾轴机械密封面形状对密封性能的影响

周旭辉,刘正林,孟祥坤,刘 娇

(武汉理工大学 能源与动力工程学院,湖北 武汉 430063)

摘 要:针对船舶轴系轴线弯曲、轴系不对中、尾轴承磨损、螺旋桨水动力等多种因素导致的船舶尾轴机械密封性能不稳定问题,应用经验公式与 ANSYS 有限元法,研究了球面与平面 2 种密封面形状对密封性能的影响规律。在水深为 200、400、600 m 情况下,分别建立了球面与平面密封面的热-结构耦合模型,比较了 2 种机械密封的密封面接触面积、泄漏量、密封准数与单位面积摩擦功,分析了 2 种机械密封面形状对变形、接触压力与温度等关键参数的影响规律。研究结果表明:相同水深下,球面密封的间隙区域与最大间隙均小于平面密封,球面密封接触压力变化较平面密封平缓,其最大接触压力仅为平面密封的 40%~50%;随水深的增加,2 种密封面的接触压力、温度与变形均增大,密封面的接触区域缩小,间隙区域不断扩大;当水深由 200 m 增加到 600 m 时,球面密封的接触节点由 10 个减少为 6 个,平面密封的接触节点由 7 个减少为 4 个;当水深为 200 m 时,球面密封面的最高温度比平面密封面低 5.499 ℃;球面密封的接触面积、泄漏量、密封准数与单位面积摩擦功均优于平面密封。可见,球形密封能够提高船舶尾轴机械密封性能。

关键词:船舶尾轴;机械密封面;有限元法;平面密封;球面密封;密封性能;热-结构耦合

中图分类号:U662

文献标志码:A

Influence of mechanical sealing surface shape of marine stern shaft on sealing performance

ZHOU Xu-hui, LIU Zheng-lin, MENG Xiang-kun, LIU Jiao

(School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, Hubei, China)

Abstract: In allusion to the unstable performance of marine stern shaft mechanical seal caused by the factors such as marine shaft axis bending, shaft misalignment, the wear of stern bearing, the force of propeller, etc., the influence laws of both spherical and planar sealing surface shapes on sealing performance were researched by using both empirical formula and ANSYS finite element method. When water depths are 200, 400, 600 m, the thermal-structural coupling models of both spherical and planar sealing surface were established respectively. The contact areas, the leakage rates, the seal criterias, and the friction powers of unit area were compared, and the influence laws of both spherical and planar sealing surface shapes on the key parameters such as deformation, contact pressure, and temperature, etc., were discussed. Analysis result shows that under the same water depth, the clearance region and the maximum clearance of spherical seal are less than the values of planar seal. Compared to planar seal, the contact pressure of spherical seal changes more smoothly, and the maximum contact pressure of spherical seal is only 40%-50% of the pressure of planar seal. With the increasing of water depth, the contact

收稿日期:2015-10-07

基金项目:国家自然科学基金项目(51379168,51139005)

作者简介:周旭辉(1978-),男,湖北武汉人,武汉理工大学工学博士研究生,从事船舶推进系统性能优化研究。

导师简介:刘正林(1949-),男,福建闽清人,武汉理工大学教授。

pressure, temperature, and deformation of the two kinds of sealing surfaces increase, the contact region of sealing surface decrease, the clearance region extends gradually. When water depth increases from 200 m to 600 m, the contact node number of spherical seal decreases from 10 to 6, and the number of planar seal decreases from 7 to 4. When water depth is 200 m, the maximum temperature of spherical sealing surface is 5.499 °C lower than the value of planar sealing surface. The contact area, leakage rate, seal criteria, and the friction power of unit area of spherical seal are all better than the parameters of planar seal, so the spherical seal can improve the mechanical sealing performance of marine stern shaft. 2 tabs, 9 figs, 25 refs.

Key words: marine stern shaft; mechanical sealing surface; finite element method; planar seal; spherical seal; sealing performance; thermal-structural coupling

Author resumes: ZHOU Xu-hui(1978-), male, doctoral student, +86-27-51239638, zhou719303@163.com; LIU Zheng-lin(1949-), male, professor, +86-27-86551600, zlliu812@163.com.

0 引 言

尾轴机械密封是船舶轴系的重要组成部分,是防止舷外海水通过主轴进入舱内的关键设备,其密封性能直接影响到船舶,尤其是水下航行器、深潜器等的安全性及生存能力。目前,船舶尾轴主要采用平面机械密封,这种密封在尾轴发生弯曲、轴系校中不佳或尾轴承磨损引起轴承标高下降与螺旋桨水动力影响等情况下,易导致静、动环密封平面不同轴,产生开口、偏磨等现象,如某型船舶长期使用后可能由于轴承支撑基座的永久变形与轴承磨损等诸多因素导致其轴系相对轴线下下降量(落差)为 12.7 mm,角偏差为 2°,与实际旋转中心偏摆为 3.17 mm,再加上螺旋桨重力与交变水动力的影响,使得机械密封的两密封平面接触不良,磨损不均,密封性能不稳定,泄漏量增加,对安全航行造成严重的影响^[1-2]。

机械密封环密封面形状的基础问题是摩擦学问题。船舶尾轴机械密封基本为接触式密封,工作时处于混合摩擦与边界摩擦状态。Minet 等完成了部分典型机械密封混合摩擦状态的分析^[3],但机械密封混合润滑复杂,研究偏少;Nyemeck 等应用包括密封环混合润滑区域、热传导、变形、热-结构耦合等理论计算模型与计算方法,对平面机械密封进行了理论分析与计算^[4-9],主要分析了密封面混合润滑的液膜形成机理^[4];丁雪兴等对单个平面密封部件的热力学变形进行了有限元分析^[6];陶凯等对平面机械密封的受力变形进行了有限元分析^[7],但在机械密封环密封面形状上没有新的改进,依旧采用平面结构;Bai 等开展了不同工况与环境条件下的密封机理与密封性能研究^[10-11];王晓雪等采用稳态下二维 Reynolds 方程,针对核主泵轴封不同工况分别进行了

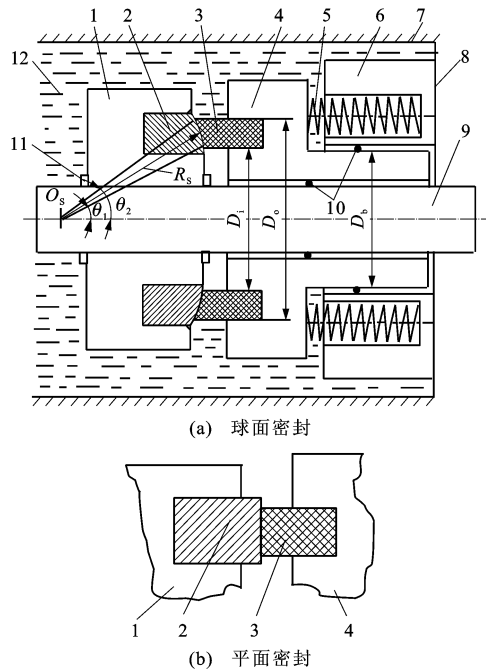
考虑空化的流体有限元仿真分析^[12];彭旭东等研究了核主泵静压型机械密封的端面温度、热弹变形、端面流体膜平衡间隙等的变化规律^[13-14];Pustan 等进行了密封环的负荷试验与优化设计等方面的探讨^[15]。为了解决平面机械密封存在的问题,可在变革机械密封的密封面形状上开展研究,在理论上分析采用球面密封取代平面密封的可行性^[16-18]。球面能实现摇摆、倾斜与旋转运动,具有自动调心功能,邱明等分析了在倾斜摆动条件下衬垫改性对自润滑关节轴承摩擦学性能的影响^[19-20]。球面密封能够改进密封面的接触状况,提高静环的追随性,适应轴承磨损、尾轴弯曲、轴系不对中所造成的密封面接触不良状况,但球面密封能否有效降低密封面的接触压力、变形与温度,并减少被密封介质(海水)的泄漏量,还须进行深入的分析与探讨。

本文分析了球面与平面密封的变形、接触压力、温度、泄漏与单位面积摩擦功等性能参数的变化规律,评价了 2 种密封面形状对密封性能的影响,优选合适的密封面形状,以解决船舶尾轴平面机械密封存在的问题。

1 球面与平面密封主要参数分析

1.1 结构与材料参数

球面与平面机械密封装置均由静环、静环座、动环、动环座与弹簧组件等组成,两者的主要区别在于静环与动环的密封面形状不同,见图 1。图 1 中: O_s 为球心; D_i 为密封端面内径; D_o 为密封端面外径; D_b 为平衡直径; R_s 为球形密封面半径; θ_1 为静、动环球形密封面的内边界与轴心线的夹角; θ_2 为静、动环球形密封面的外边界与轴心线的夹角。静环材料为非金属,固定在静环座上,静环座不旋转,只作



1—动环座;2—动环;3—静环;4—静环座;5—弹簧;
6—弹簧座;7—尾管;8—舱壁;9—尾轴;10—O型密封圈;11—固定环;12—海水

图 1 机械密封结构

Fig. 1 Structures of mechanical seals

表 1 球面与平面密封结构主要参数

Tab. 1 Key parameters of sealing structures of spherical and planar seals

参数	D/mm	D_i/mm	D_o/mm	D_b/mm	R_s/mm	$\theta_1/(\text{°})$	$\theta_2/(\text{°})$
球面密封动环	185	202	218	208	400	14.63	15.82
平面密封动环	185	202	218	208			

表 2 不同材料的物理参数

Tab. 2 Physical parameters of different materials

材料	弹性模量/MPa	泊松比	热导系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	热膨胀系数/(m·°C ⁻¹)	密度/(kg·m ⁻³)	最高允许温度/°C	摩擦因数
T12	3.00×10^2	0.48	0.5	7.00×10^{-5}	1.32×10^3	120	0.03
青铜	1.15×10^5	0.32	63.8	1.78×10^{-5}	8.50×10^3	>120	0.03
C15	1.98×10^5	0.29	16.3	1.66×10^{-5}	7.90×10^3	>120	

1.2.1 接触面积

球面与平面机械密封的 D_i 、 D_o 相同,球面与平面密封面的面积 A_s 、 A_p 分别定义为

$$A_s = 2\pi R_s^2 [\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2)] \quad (1)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \quad (2)$$

由式(1)、(2)求解得到球面密封面的面积为 5 426 mm²,密封面宽度 $L_s = R_s(\theta_1 - \theta_2) = 8.3$ mm;平面密封面的面积为 5 275 mm²,密封面宽度 L_p 为 8.0 mm。

球面密封与平面密封的密封面面积比值 λ_1 为

$$\lambda_1 = \frac{8R_s^2 [\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2)]}{D_o^2 - D_i^2} \quad (3)$$

轴向移动。动环材料为青铜,镶嵌在动环座上,动环座直接通过键槽与卡环固定在尾轴上。静、动环的密封面在弹簧力与被密封介质(海水)压力的共同作用下保持贴合,防止海水渗入机舱。

平面与球面机械密封结构的主要参数完全相同,见表 1,其中 D 为尾轴直径,球面密封环的球面半径假定为 400 mm。静环、动环与座体分别选取了进口的 T12 飞龙材料、青铜与 C15 材料,不同材料的物理参数见表 2。

1.2 机械密封的性能参数

机械密封的性能参数较多,本文主要从接触面积、泄漏量、密封准数与单位面积摩擦功的经验公式来探讨球面与平面密封面形状对密封性能的影响。

单位面积摩擦功一般采用 p_v 来体现, p 为密封面比载荷, v 为密封面平均线速度, p_v 描述密封面摩擦功耗。为了使机械密封达到长期安全可靠的目的,要求密封副的摩擦特性参数小于允许值,其允许值通过某些密封副材料经适当配对后在规定的使用寿命与允许磨损速度下确定,表示密封的工作能力。

计算得到 λ_1 为 0.14,说明球面的密封面积大于平面,在相同负荷作用下,前者密封面上的平均接触压力小于平面密封,有助于降低密封面最高温度,减小密封面磨损。

1.2.2 泄漏量

泄漏量^[1]指单位时间内从密封面泄漏的被密封介质体积,反映机械密封的效果。球面与平面机械密封的泄漏量 Q_s 、 Q_p 分别为

$$Q_s = \frac{\pi \bar{D} h^3 \Delta}{12 \mu L_s} \quad (4)$$

$$Q_p = \frac{\pi \bar{D} h^3 \Delta}{12 \mu L_p} \quad (5)$$

$$\bar{D} = (D_i + D_o) / 2$$

式中: h 为密封面平均水膜厚度; Δ 为密封面内外径处压力差, 即海水与空气压力差; μ 为海水动力黏度。

在 \bar{D} 、 Δ 、 h 与 μ 相同情况下, 球面与平面密封的泄漏量主要取决于密封宽度, 两者泄漏量的比值 λ_2 为

$$\lambda_2 = \frac{Q_s}{Q_p} = \frac{L_p}{L_s} \quad (6)$$

计算得到 λ_2 为 0.96, 说明球面密封泄漏量小于平面, 密封效果比较理想。

1.2.3 密封准数

机械密封的密封准数为黏性力与水膜负荷的比值, 是表征水膜形成难易程度的量纲为 1 特性值。球面与平面密封的密封准数 G_s 、 G_p 分别为

$$G_s = \eta v L_s / F \quad (7)$$

$$G_p = \eta v L_p / F \quad (8)$$

式中: η 为密封流体动力黏度系数; F 为密封面上总负荷; v 为密封面平均线速度。

密封准数越大, 表示越容易形成水膜, 相应的膜厚也越大。球面与平面密封的密封准数比值 λ_3 为

$$\lambda_3 = \frac{L_s}{L_p} \quad (9)$$

计算得到 λ_3 为 1.04, 说明球面密封易形成流体润滑, 可减少接触摩擦热, 降低温升。

1.2.4 单位面积摩擦功

p 为密封闭合合力 W 与密封面面积的比值。球面与平面密封的闭合合力 W 与密封面平均线速度 v 相同, 则两者的 $p v$ 比 λ_4 为

$$\lambda_4 = \frac{p_s v}{p_p v} = \frac{W/A_s}{W/A_p} = \frac{A_p}{A_s} \quad (10)$$

式中: p_s 为球面密封面比载荷; p_p 为平面密封面比载荷。

计算得到 λ_4 为 0.96, 可见, 球面与平面密封的单位面积摩擦功比与两者的密封面积成反比, 前者摩擦功耗小于后者, 有利于降低温度。

从球面与平面密封的 $\lambda_1 \sim \lambda_4$ 的分析结果可见, 在密封环基本尺寸与工况相同条件下, 球面密封具有较好的密封特性。

应用有限元法进一步探讨 2 种密封面形状在不同水深下, 其密封参数(变形、接触压力与温度)的变化规律, 以评价密封面形状对密封性能的影响状况。

2 球面与平面密封有限元建模

由图 1 可知, 当机械密封处于静止状态时, 其密封面紧密贴合。密封面上作用有水膜反力, 当水膜反力不足以抵消闭合力时, 密封面将会出现机械接触。对处于混合摩擦状态下的平衡型尾轴机械密封的轴向受力而言, 闭合力等于外部海水与弹簧作用在密封摩擦副上的轴向合力^[21-24]。

机械密封模型为轴对称, 海水与弹簧压力为面力, 其中密封面间的水膜反力假定为线性分布, 海水对密封环的冷却按对流换热边界处理, 密封面间的摩擦热按热流密度边界处理。为了保证静、动环的密封面温度一致, 建模时采用整体接触耦合方法。但由于静环与静环座、动环与动环座的配合部位的边界条件难以确定, 将静环与静环座、动环与动环座分别黏结, 进行一体建模, 使难以确定的边界条件转化为内部边界。同时采用接触向导, 在静、动环密封面上定义接触对, 实现静、动环间的连接。有限元建模步骤如下

Step 1: 采用 ANSYS 软件, 定义热-结构耦合单元 PLANE13, 并定义单元菜单的单元自由度选项为 x 、 y 方向, 温度、单元特性选项为轴对称。

Step 2: 定义静、动环与其环座、弹簧等的弹性模量、泊松比、热膨胀系数、热导系数等材料属性。

Step 3: 将静、动环与其环座划分为 3 069 个网格与 3 191 个节点。静、动环及其与环座的黏结部位以及静、动环密封面的网格划分较密, 单元尺寸为 0.5 mm, 其他部分为 1 mm。

Step 4: 采用接触向导在静环端面上定义接触单元。在动环端面上定义目标单元, 在摩擦因数选项中键入摩擦因数值, 在接触热导率选项中输入一个很大的数, 通常不小于 10^8 , 以保证静、动环密封面的对应节点温度基本一致, 在刚度矩阵选项中选择非对称。

Step 5: 边界条件的添加。图 2 为压力载荷的边界条件, 由于动环安装在轴上且与静环接触, 对其轴向(y 方向)与径向(x 方向)均进行约束, 静环仅仅对其径向(x 方向)进行约束, 使其可沿轴向移动, 其平衡位置通过海水压力、弹簧力与密封面接触压力共同调节。对比图 1 中 2 种密封的浸水部位为外侧, 密封面内非浸水部位为内侧。

在不与海水接触的动、静环座部位添加空气恒温载荷(机舱温度为 25 ℃), 与海水接触部位(不包括密封面)施加海水恒温载荷。压力边界的添加见

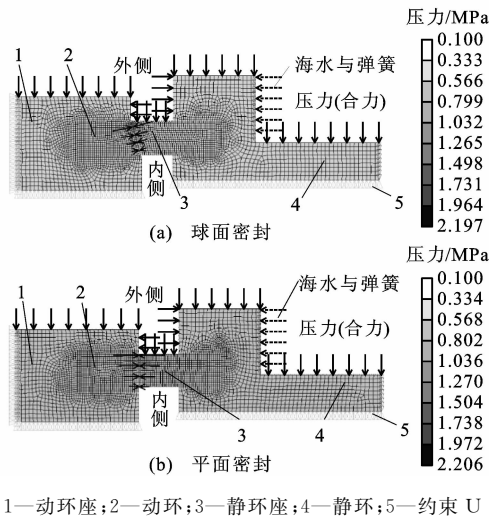


图 2 压力载荷边界条件

Fig. 2 Boundary conditions of pressure loads

图 2。在静、动环的密封面上添加线性分布载荷(即水膜反力,采用黑色对称箭头表示)。密封面内侧压力与机舱空气压力相同,取 0.1 MPa(由于力较小,无需显示)。外侧压力与海水压力(实线箭头)一致。在静环座的弹簧作用面上添加海水与弹簧作用的合成均布压力(虚线箭头),其大小为弹簧比压与海水压力之和。其他径向与轴向箭头的位置均添加均布海水压力。

Step 6: 热流密度载荷的添加。热流密度载荷为接触压力的函数,表示为

$$q = f k_r r \omega \quad (11)$$

式中: q 为热流密度; f 为摩擦因数; k_r 为密封面半径 r 的接触压力; ω 为动环旋转角速度。

在不同水深工况下,密封面接触压力由有限元计算求得,相对密封面半径呈非线性变化,因此,热流密度也是密封面半径的非线性函数。对于非线性载荷,在 ANSYS 软件中采用节点函数的形式进行加载。

Step 7: 对流换热载荷的添加。动环与海水的对流换热系数 α 由经验公式^[25]确定

$$\alpha = \frac{N_u \beta}{d} \quad (12)$$

$$N_u = 0.023 (Re)^{0.8} \varphi^{0.4}$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

$$V = \sqrt{\left(\frac{\pi d n}{60}\right)^2 + u^2}$$

式中: β 为海水导热系数,为 $60.85 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$; N_u 为努塞尔数; Re 为雷诺数; V 为动环外径处海水的合成流速; d 为动环外径; u 为轴向流速,为 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;

n 为尾轴转速,为 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$; ν 为海水运动黏度,为 $1.304 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$; φ 为密封内腔内介质(海水)的普朗特数,为 6.22。

在静、动环密封面内外两侧较近区域添加对流换热边界,见图 3。根据动、静环与流体介质的不同将对流换热边界定义为 3 部分:动环内侧(空气)对流换热边界,主要在动环密封下部侧面(动环上虚线箭头所示);动环外侧(海水)对流换热边界,主要在动环密封上部(动环上实线箭头所示);静环外侧(海水)对流换热边界(静环上虚线箭头所示)。

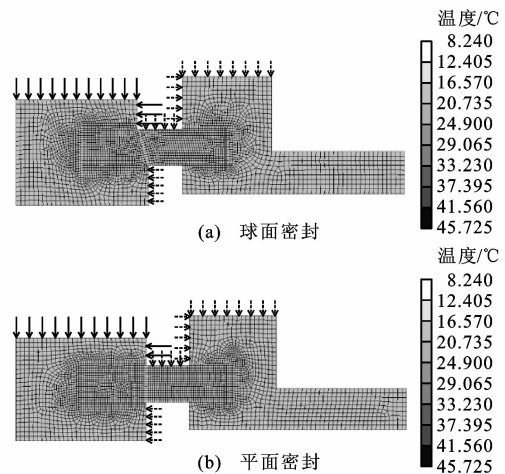


图 3 对流换热边界条件

Fig. 3 Boundary conditions of convection heat exchange

机械密封的外侧为海水,内侧为空气(与机舱相连)。为讨论方便,将密封面从内侧到外侧共分 18 个节点(包括内侧与外侧两点,见图 3)。

3 有限元计算结果分析

在尾轴转速为 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,水深分别为 200、400、600 m 工况下进行有限元计算,重点分析球面与平面机械密封的密封面间隙、变形、接触压力与温度的变化规律。

3.1 密封面间隙与轴向变形

在不同水深情况下,环面与平面密封的密封面节点间隙见图 4。可见:在不同水深下,球面与平面密封的密封面均出现间隙与接触区域,水深越大,间隙区域越大,接触区域越小;在相同水深下,球面密封的间隙区域与最大间隙均小于平面密封。

密封面间隙与密封面轴向变形有关,以水深 200 m 为例,2 种机械密封的轴向变形见图 5。球面与平面密封的静环在内外侧流体压力作用下产生弯曲,其轴向最大变形(弯曲拉伸变形)都出现在静环的内侧,分别为 73.8 、 $75.1 \mu\text{m}$ 。动环变形

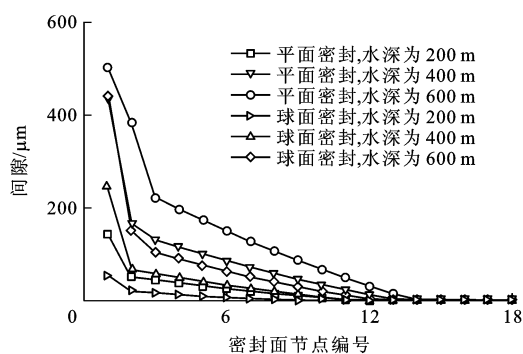


图4 密封面节点间隙

Fig. 4 Clearances of nodes of sealing surfaces

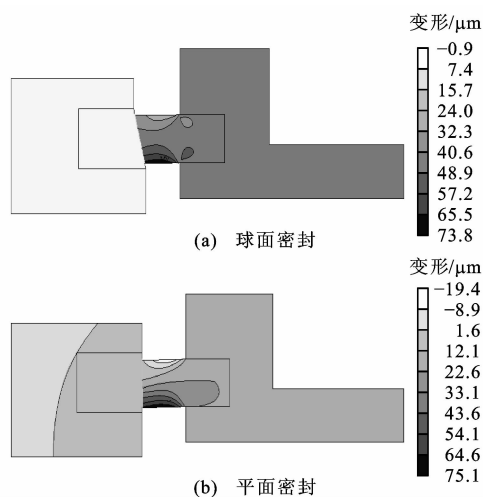


图5 球面与平面密封轴向变形分布

Fig. 5 Axial deformation distributions of spherical and planar seals

也为正值,但与静环相差1~2个数量级。球面与平面密封面相应节点处的变形不相等,前者大于后者,其主要原因为静环的热膨胀系数较大,弹性模量较小。由于静环为非金属材料,其性能较动环差,易磨损,下文仅对静环的接触压力与温度分布进行分析。

3.2 接触压力

不同水深下2种密封面各径向节点的接触压力见图6:随着水深的增加,节点的接触压力相应增大,接触节点数量减少,当水深由200 m增加到600 m时,球面密封的接触节点由10个减少为6个,平面密封的接触节点由7个减少为4个;球面密封的最大接触压力仅为平面密封的40%~50%;在相同水深下,球面密封接触面积大于平面密封,接触压力分布比平面密封更均匀,前者最大接触压力出现在密封面节点16或17上,后者出现在节点18上。

以水深200 m为例,球面与平面密封接触压力分布状况见图7:2种密封面的最大接触压力分别为1.494、3.753 MPa;随节点编号的增大,球面接触压

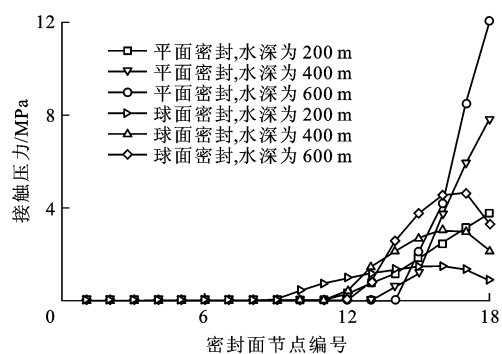


图6 不同密封面节点接触压力

Fig. 6 Contact pressures of different nodes of sealing surfaces

力变化与平面相比较为平缓,尤其在密封面外侧附近没有出现像平面密封一样的突变。

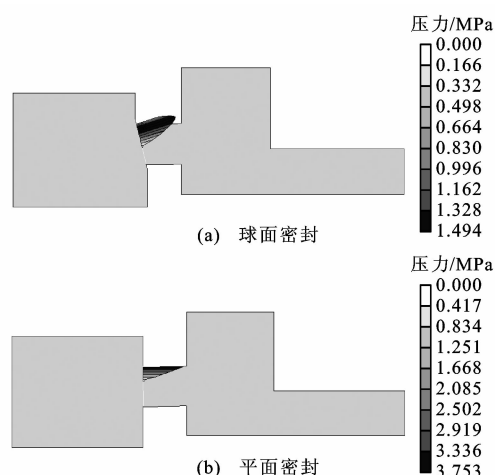


图7 球面与平面密封接触压力分布

Fig. 7 Contact pressure distributions of spherical and planar seals

3.3 温度场

不同水深下2种密封各径向节点的温度见图8,可以看出:球面与平面密封面的节点温度在节点1~10区间上升比较缓和,在节点编号大于11的区间相对变化较大;除个别节点外,球面密封面的节点温度均低于平面密封相应节点温度;水深越大,温

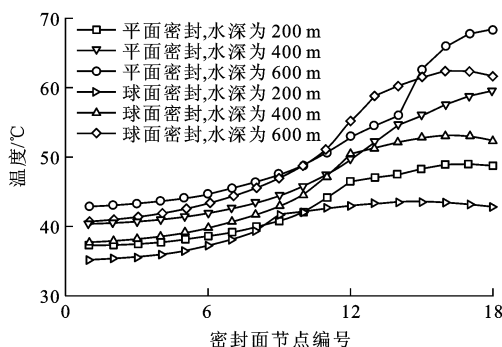


图8 不同密封面节点温度

Fig. 8 Temperatures of different nodes of sealing surfaces

度升高越明显,当水深为 600 m 时,球面密封面节点最高温度为 62 °C,比平面密封最高温度 70 °C 低 8 °C;球面与平面密封的最高温度都出现在密封面外侧附近,此处的接触压力与线速度较高,接触摩擦严重,易引起该区域的温度上升,内侧由于存在间隙,不产生接触摩擦热,其温度仅受传热影响,所以温度较低。

图 9 为当水深为 200 m 时,球面与平面密封温度分布状态,可见:球面与平面密封的最高温度分别为 43.612 °C、49.111 °C,前者较后者低 5.499 °C,且温度分布也比较均匀。

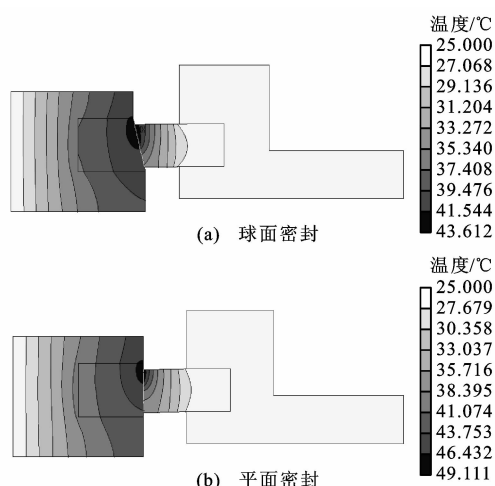


图 9 球面与平面密封温度分布

Fig. 9 Temperature distributions of spherical and planar seals

4 结 语

(1)针对船舶尾轴机械密封环的密封面形状对密封性能的影响,应用经验公式与有限元方法,进行了仿真计算与分析。

(2)建立了球面与平面密封的热-结构耦合有限元模型,在相同工况下进行了密封面的变形、接触压力与温度的仿真计算与对比,并结合接触面积、泄漏量、密封准数与 p_v 值进行分析计算,结果表明球面密封性能优于平面密封。

(3)水深对球面与平面密封的接触压力、温度与变形有重要的影响。随水深的增加,密封面的接触压力与温度上升,变形增大,密封面的接触区域减小,间隙区域增大,但球面密封的温度、间隙与变形均小于平面密封,最大接触压力仅为平面密封的 40%~50%。

(4)球面与平面密封的最大接触压力与最高温度都出现在密封面最外侧,原因是最外侧为密封面接触区域,线速度较高,接触摩擦严重,热流密度大,

由于静环的外侧海水压力大于内侧空气压力,导致静环出现弯曲状态,因此静环最大轴向变形(弯曲拉伸变形)均出现在内侧。

(5)今后还要继续探讨球形密封面的半径优化,并进一步研究轴系不对中、尾轴承磨损等因素对球面密封的影响规律。

参考文献:

References :

- [1] 魏 龙,常新中,张鹏高.接触式机械密封端面泄漏模型的研究进展[J]. 流体机械,2012,40(2):36-40.
WEI Long, CHANG Xin-zhong, ZHANG Peng-gao. Progress of study on leakage models of contacting mechanical seal end faces[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(2): 36-40. (in Chinese)
- [2] 赫晓光,王 隽,杨 俊,等.船舶艉轴机械密封试验装置的设计及密封试验[J]. 润滑与密封,2010,35(2):94-97.
HE Xiao-guang, WANG Jun, YANG Jun, et al. The design of mechanical seal testing device of marine stern shaft and the sealing tests[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(2): 94-97. (in Chinese)
- [3] MINET C, BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B. A deterministic mixed lubrication model for mechanical seals[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(4): 80-80.
- [4] NYEMECK A P, BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B. A multiscale approach to the mixed lubrication regime: application to mechanical seals[J]. Tribology Letters, 2012, 47(3): 417-429.
- [5] 王玉玲,姚翠翠,惠英龙.船舶艉轴机械密封环温度场与变形的理论研究[J]. 船舶工程,2015,37(3):44-48.
WANG Yu-ling, YAO Cui-cui, HUI Ying-long. Study on temperature field and deformation of mechanical seal of ship stern shaft[J]. Ship Engineering, 2015, 37(3): 44-48. (in Chinese)
- [6] 丁雪兴,吴 昊,严如奇,等.基于 ANSYS 的机械密封热力耦合变形计算及分析[J]. 兰州理工大学学报,2014,40(5):41-45.
DING Xue-xing, WU Hao, YAN Ru-qi, et al. Analysis and calculation of thermal stressing coupled deformation of mechanical seal based on ANSYS[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2014, 40(5): 41-45. (in Chinese)
- [7] 陶 凯,涂桥安,孙见君,等.基于 ANSYS 的剖分式机械密封变形分析[J]. 润滑与密封,2014,39(3):84-90.
TAO Kai, TU Qiao-an, Sun Jian-jun, et al. Deformation analysis of the split mechanical seal based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(3): 84-90. (in Chinese)
- [8] YAN Guo-ping, LIU Zheng-lin, ZHU Xue-ming, et al. Numerical analysis of the thermal-field of ship stern-shaft mechanical sealed faces under the variational working conditions[J]. Journal of Ship Mechanics, 2008, 12 (3): 483-489.
- [9] WU Da-zhuan, JIANG Xin-kuo, YANG Shuai, et al. Three

- dimensional coupling analysis of flow and thermal performance of a mechanical seal[J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2014, 6(1): 1-9.
- [10] BAI Shao-xian, PENG Xu-dong, LI Ye-feng, et al. A hydrodynamic laser surface-textured gas mechanical face seal[J]. *Tribology Letters*, 2010, 38(2): 187-194.
- [11] Kim D K, Shon I J, Song J, et al. A study on the metal carbide composite diffusion bonding for mechanical seal[J]. *Archives of Metallurgy and Materials*, 2015, 60(2): 1479-1483.
- [12] 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):131-135,142.
WANG Xiao-xue, LIU Ying, LI Jing-hao, et al. Mechanism of combined coning and waviness mechanical face seal for nuclear reactor coolant pump[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(24): 131-135, 142. (in Chinese)
- [13] 彭旭东,刘伟,白少先,等.热弹变形对核主泵用流体静压型机械密封性能的影响[J].*机械工程学报*,2010,46(23):146-153.
PENG Xu-dong, LIU Wei, BAI Shao-xian, et al. Effects analysis of thermo-elastic deformation on the performance of hydrostatic mechanical seals in reactor coolant pumps[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(23): 146-153. (in Chinese)
- [14] MINET C, BRUNETIERE N, TOURNERIE B, et al. Analysis and modeling of the topography of mechanical seal faces[J]. *Tribology Transactions*, 2010, 53(6): 799-815.
- [15] PUSTAN M, BELCIN O, BIRLEANU C. Mechanical seals with oscillating stator[J]. *Meccanica*, 2013, 48(5): 1191-1200.
- [16] DELGADO A, ANDRÉS L S. 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] TOMA M, LUNTZ J, BREI D, et al. Design and proof-of-concept validation of a latched arch active seal[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134(7): 1-12.
- [18] WANG Tao, HUANG Wei-feng, LIU Xiang-feng, et al. Experimental study of two-phase mechanical face seals with laser surface texturing[J]. *Tribology International*, 2014, 72(2): 90-97.
- [19] 邱明,李正国,李迎春,等.倾斜摆动条件下衬垫改性对自润滑关节轴承摩擦学性能的影响[J].*摩擦学学报*,2014,34(1):59-64.
QIU Ming, LI Zheng-guo, LI Ying-chun, et al. Effect of liner modification on the tribological properties of self-lubricating spherical plain bearings under tilting oscillation[J]. *Tribology*, 2014, 34(1): 59-64. (in Chinese)
- [20] SCHOLLES S C, UNSWORTH A. Wear studies on the likely performance of CFR-PEEK/CoCrMo for use as artificial joint bearing materials[J]. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine*, 2009, 20(1): 163-170.
- [21] 高斌超,孟祥铠,李纪云,等.机械密封热力耦合有限元模型与密封性能分析[J].*摩擦学学报*,2015,35(5):550-556.
GAO Bin-chao, MENG Xiang-kai, LI Ji-yun, et al. Thermal-mechanical coupled finite element model and seal performance analysis of mechanical seals[J]. *Tribology*, 2015, 35(5): 550-556. (in Chinese)
- [22] 范维,吴新跃.舰船艉轴密封系统有限元法分析[J].*舰船电子工程*,2008,28(3):122-124.
FAN Wei, WU Xin-yue. Analyses in finite element method of the tail shaft sealing system[J]. *Ship Electronic Engineering*, 2008, 28(3): 122-124. (in Chinese)
- [23] SHI Li-ping, HUANG Wei, WANG Xiao-lei, et al. A hydrodynamic model for dimpled mechanical gas seal considering interaction effect[J]. *Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2015, 32(4): 438-445.
- [24] BRUNETIÈRE N, APOSTOLESU A. A simple approach to the thermoelastohydrodynamic behavior of mechanical face seals[J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(2): 243-255.
- [25] 朱学明.机械密封性能的数值分析及优化研究[D].武汉:武汉理工大学,2005.
ZHU Xue-ming. Research on numerical analysis and optimization of mechanical sealing performance[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2005. (in Chinese)