

文章编号: 1007-7294(2025)01-0073-12

主轴变速下杂质颗粒对水润滑赛龙船艉 轴承热弹流润滑性能影响分析

李湧博^{1,2}, 向艾军^{1,2}, 张智^{1,2}, 徐波^{1,2}, 何佳^{1,2},
宋琦^{3a}, 王优强^{3a,3b}, 赵涛^{3a}, 徐莹^{3a}

(1. 中国长江电力股份有限公司, 湖北宜昌 443000; 2. 湖北省智慧水电技术创新中心, 武汉 430010; 3. 青岛理工大学 a. 机械与汽车工程学院; b. 工业流体节能与污染控制教育部重点实验室, 山东青岛 266520)

摘要: 水润滑轴承的润滑剂中混入泥沙杂质颗粒会使轴承的工作环境变得恶劣, 降低轴承的润滑性能。为研究水润滑轴承在水中含杂质颗粒条件下的弹流润滑性能, 采用多重网格法分析不同主轴变速形式、不同杂质颗粒尺寸和形状对水膜最大压力和最小膜厚的影响, 并与纯水润滑条件进行对比。结果表明: 主轴三种变速形式中, 正弦加速和余弦减速对轴承的润滑性能最有利; 杂质颗粒的存在会令润滑水膜的最大压力增大、最小膜厚降低; 杂质颗粒的尺寸越大, 形状越接近圆形, 形成的润滑水膜厚度越低, 压力也越大; 杂质颗粒的存在会造成压力骤变从而在水膜中逸出气泡, 形成气穴现象。

关键词: 水润滑; 赛龙轴承; 杂质颗粒; 多重网格法; 主轴变速

中图分类号: TH117.2 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.01.008

Analysis of influence of impurity particles on thermo elastohydrodynamic lubrication performance of water-lubricated thordon stern bearings under variable speed spindle

LI Yong-bo^{1,2}, XIANG Ai-jun^{1,2}, ZHANG Zhi^{1,2}, XU Bo^{1,2}, HE Jia^{1,2}, SONG Qi^{3a},
WANG You-qiang^{3a,3b}, ZHAO Tao^{3a}, XU Ying^{3a}

(1. China Yangtze Power Co., Ltd, Yichang 443000, China; 2. Hubei Technology Innovation Center for Smart Hydropower, Wuhan 430010, China; 3a. School of Mechanical and Automotive Engineering; b. Key Lab of Industrial Fluid Energy Conservation and Pollution Control, Ministry of Education, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China)

Abstract: The sediment particles mixed in the lubricant of water-lubricated bearing will make the working environment of the bearing worse and reduce the lubrication performance of the bearing. In order to study the elastohydrodynamic lubrication performance of water-lubricated bearings under the condition of lubrication water containing impurities, the multigrid method was used to analyze the effects of different spindle speed variation forms, impurity particle sizes and shapes on the maximum pressure and minimum film thickness of water film. The results were then compared with that in the pure water lubrication condition. It is shown that sine acceleration and cosine deceleration are the most favorable for the lubrication performance of the bear-

收稿日期: 2024-07-16

基金项目: 中国长江电力股份有限公司科研项目资助(Z152402042); 山东省自然科学基金资助项目 (ZR2021ME063)

作者简介: 李湧博(1997-), 男, 硕士; 王优强(1970-), 男, 博士, 教授, 通讯作者, E-mail: wyq1970301@126.com。

ing among the three speed change conditions of the spindle. The existence of impurity particles will increase the maximum pressure of lubricating water film and decrease the minimum film thickness. The larger the size of the impurity particles, the closer the shape is to the circle, the lower the thickness of the lubricating water film formed, and the greater the pressure. The existence of impurity particles will cause the sudden change of pressure, and bubbles will escape from the water film and form cavitation.

Key words: water-lubrication; thordon bearing; impurity particle; multi-grid method; spindle speed variation

0 引言

近年来,由于工业污染的日趋严重,人们逐渐将节能环保作为时代的主流。水润滑轴承的使用,将水作为润滑介质,避免了以油为润滑介质的传统金属轴承因油泄露造成的环境污染问题。但水润滑轴承在变速过程中,会出现时变性和不稳定性,特别是在加速阶段初期,会出现膜厚偏薄的现象,从而使润滑性能下降。并且,以水作为润滑介质的船艉轴承通常是直接将海洋、江河水引入,这不可避免地会将其中夹杂的细小泥沙杂质卷入其中,从而对润滑剂造成污染,形成一种固液两相流体,严重影响轴承的润滑性能,这种情况在主轴变速过程中对膜厚和压力造成的影响更为明显^[1]。因此,有必要针对水润滑轴承在泥沙污染物条件下主轴变速的热弹流润滑性能进行研究。

水润滑轴承的材料通常为非金属,其弹性模量虽远低于金属材料,但仍具有耐腐蚀、耐高温和低摩擦系数等特点。赛龙轴承^[2-3]的抗磨损性能极为优良,特别是合成型赛龙轴承,材质柔软,韧性好,在污浊、泥沙杂质环境中充分起到了抗磨减磨的作用,是专门为受污染环境而设计的。Huang等^[4]对比了赛龙、聚氨酯和复合聚氨酯-聚乙烯蜡三种材料在高温下的摩擦磨损性能,并未将该材料用于水润滑弹流润滑的研究。

对于转子变速的研究,Chen等^[5]研究了启动过程中轴颈加工不完善等原因对润滑特性的影响,发现合理的轴颈误差能够有效改善轴承启动性能;Liang等^[6]对水润滑轴承不同微凹槽的瞬态润滑性能进行了分析,得到了三种变速模式中的最优摩擦性能;Chen等^[7]通过建立水润滑轴承启动模型,探究了轴承受海浪冲击因素下的润滑性能;Xiang等^[8]研究了轴颈缺陷因素下,不同误差的振幅和波动性对水润滑轴承启动过程中摩擦动力学行为的影响;徐宁等^[9]探究了快速启动过程对发动机转子的热应力影响规律,并基于遗传算法对启动过程进行优化;李小军等^[10]通过对船艉轴承螺旋桨陀螺效应的研究,发现轴承刚度水平会有效影响轴系回旋的振动特性。但是以上研究均在润滑剂无杂质情况下进行的,并未考虑轴承处于受污染工作环境的影响。

对于杂质颗粒润滑的研究,Kang等^[11]研究了刚性碎屑的点接触等温弹性流体动力润滑的影响;Huang等^[12]研究了纳米粒子运动对椭圆接触摩擦学性能的影响,得到适当浓度的粒子有利于提高润滑膜性能;Madar等^[13]针对滚动轴承在运行过程中内圈剥落各种尺寸的杂质碎屑对轴承失效形式的影响展开了一系列的研究,并通过质量损失来探究轴承的损坏程度;Lin等^[1]通过研究发现球轴承中自然剥落的磨损颗粒碎片会降解润滑脂而造成严重的轴承磨损;张日等^[14]通过数值计算对输气管道内固体颗粒的侵蚀手段进行了有效预测,提高了相应模型的计算精度;王优强等^[15]考虑了固体颗粒和表面粗糙度的影响,修正了Reynolds方程,分析出稳态水润滑轴承的润滑性能,但并未考虑变速情况的时变瞬态性能影响。

本文通过建立含有泥沙杂质的弹流润滑模型,对Reynolds方程进行修正,考虑主轴变速形式和热效应的影响,通过数值计算得到瞬态条件的压力和膜厚影响,并研究杂质的尺寸和形状对润滑性能的影响,得到轴承工作时润滑膜的最大压力和最小膜厚,可为轴承在工作条件下安全变速提供一定的理论参考。

1 几何模型及变速形式

1.1 弹流润滑模型

图1(a)所示为建立的无限长圆柱等效线接触数学模型,在保证间隙形状不变的情况下,将两个内切无限长圆柱组成的润滑系统转换为由一个平面和一个等效圆柱组成的润滑系统。润滑剂从左侧流入,右侧流出,完成对等效圆柱的润滑,其中 x_{in} 作为流体入口区, x_{out} 作为流体出口区。图1(b)为建立的含有杂质颗粒的等效无限长线接触圆柱润滑模型,根据杂质颗粒的位置,将润滑接触区域分为三部分,其中杂质颗粒位于区域2,区域1和区域3为水润滑区域。文中所考虑杂质颗粒在竖直膜厚方向的尺寸相对较大(大于最小膜厚),这会造成所考虑颗粒堆积在轴承间隙的入口区,且无法流动到出口区域,因此假设该杂质颗粒在入口区的流速为零,一直处于该区域,并且只会对杂质颗粒周围的流体造成影响。因此,区域1和区域3采用经典Reynolds方程,区域2需要对Reynolds方程进行修正。

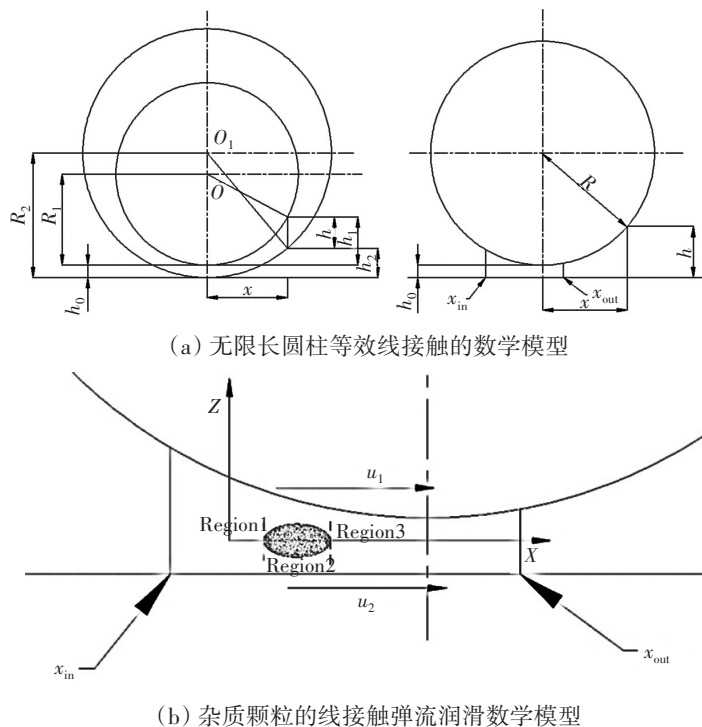


图1 轴承数学模型

Fig.1 Mathematical model of bearing

1.2 主轴变速形式

在实际工作中,主轴变速通常为匀变速过程,这不可避免地会对主轴造成刚性冲击,故改变变速形式,如以正弦或余弦形式进行柔性变速,能够有效地降低冲击。本文采用了三种变速形式,探究变速过程中的润滑性能。

如图2所示,变速时间为400 ms,0~100 ms为加速阶段,100~200 ms为高速稳态阶段,200~300 ms为减速阶段,300~400 ms为低速稳态阶段。主轴初始转速为15 r/min,经过三种加速形式加速后达到330 r/min,稳定运行后经过减速又回到15 r/min。三种变速形式下转速变化如下所示:

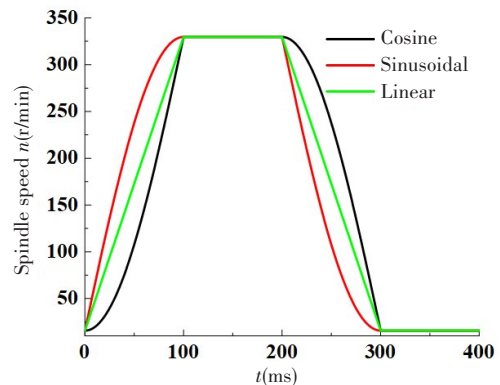


图2 不同变速形式下的主轴速度

Fig.2 Spindle speed under different speed variation modes

$$n_x = \begin{cases} 15 + 3.15t & 0 \leq t \leq 100 & \text{(Linear)} \\ 330 - 3.15(t - 200) & 200 \leq t \leq 300 & \text{(Linear)} \\ 15 + 315 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi t}{200} \right) \right) & 0 \leq t \leq 100 & \text{(Cosine)} \\ 330 - 315 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi(t - 200)}{200} \right) \right) & 200 \leq t \leq 300 & \text{(Cosine)} \\ 15 + 315 \sin \left(\frac{\pi t}{200} \right) & 0 \leq t \leq 100 & \text{(Sine)} \\ 330 - 315 \sin \left(\frac{\pi(t - 200)}{200} \right) & 200 \leq t \leq 300 & \text{(Sine)} \end{cases} \quad (1)$$

2 数学方程与计算方法

2.1 Reynolds 方程

区域1和区域3:考虑热效应的经典Reynolds方程^[16],

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12u(t) \frac{\partial}{\partial x} (\rho^* h) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho_e h) \quad (2)$$

区域2:含有杂质颗粒且考虑热效应的Reynolds方程^[11],

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{48\eta} \right)'_e (h - 2z_0)^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho^* (h - 2z_0) \frac{u(t) + 4u_p}{8} \right] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho_e (h - 2z_0)] \quad (3)$$

式中,各当量参数如下:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e &= 12 \left(\frac{\eta_e \rho'_e}{\eta'_e} - \rho''_e \right), \left(\frac{\rho}{\eta} \right)'_e = 48 \left(\frac{\eta_e \rho'_e}{\eta'_e} - \rho''_e \right), \rho^* = \frac{\rho_e \eta_e (u_2 - u_1) + \rho_e u_1}{u} \\ \rho_e &= \frac{1}{h} \int_0^h \rho dz, \rho'_e = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z dz' dz, \rho''_e = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \int_0^{z'} dz'' dz' dz \\ \eta_e &= \frac{h}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}}, \eta'_e = \frac{h^2}{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}} \end{aligned}$$

式中, h 为水膜厚度(m), x 为坐标量(m), p 为水膜压力(Pa), ρ 为水的密度(kg/m³), η 为水粘度, $u(t)$ 为随时间变化的主轴轴线速度(m/s), $(\rho/\eta)_e$ 、 $(\rho/\eta)'_e$ 、 ρ^* 分别为流体粘度和密度的当量参数。

Reynolds 方程的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}, t) = 0, p(x_{out}, t) = 0 \\ p \geq 0 \quad (x_{in} < x < x_{out}) \end{cases} \quad (4)$$

式中: x_{in} 为坐标起点, $x_{in} = -4.6$; x_{out} 为坐标终点, $x_{out} = 1.4$ 。

2.2 膜厚方程

$$h(x, t) = h_{00}(t) + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{in}}^{x_{out}} p(x', t) \ln(x - x')^2 dx' \quad (5)$$

式中: $h_{00}(t)$ 为考虑时变情况的刚体中心膜厚(m); R 为综合曲率半径(m),其公式定义为

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \quad (6)$$

E' 为综合弹性模量(GPa),定义为

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (7)$$

式中, E_1 、 ν_1 和 E_2 、 ν_2 分别为主轴和轴承轴瓦的弹性模量和泊松比。

2.3 粘压-粘温方程

润滑剂的粘压-粘温关系式采用Roelands关系式^[17]:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ A_1 \left[-1 + \left(1 + A_2 p \right)^{Z_0} \left(A_3 T - A_4 \right)^{-S_0} \right] \right\} \quad (8)$$

式中, $A_1 = \ln(\eta_0) + 9.67$, $A_2 = 5.1 \times 10^{-9}$, $A_3 = \frac{1}{(T_0 - 138)}$, $A_4 = \frac{138}{(T_0 - 138)}$, $Z_0 = \frac{\alpha}{A_1 A_2}$, $S_0 = \frac{\beta}{A_3 A_4}$, η_0 为常温下润滑剂的环境粘度(Pa·s), α 为Barus粘压系数, β 为Roelands粘温系数。

2.4 密压-密温方程

润滑剂的密压-密温关系式采用Dowson和Higginson的密压-密温关系式^[18]:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{C_1 p}{1 + C_2 p} - C_3 (T - T_0) \right] \quad (9)$$

式中, $C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{Pa}^{-1}$, $C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{Pa}^{-1}$, $C_3 = 0.00065 \text{K}^{-1}$, ρ_0 为常温下润滑剂环境密度(kg/m^3)。

2.5 载荷方程

压力下载荷方程为

$$\int_{x_{\min}}^{x_{\max}} p(x, t) dx = w \quad (10)$$

2.6 流体流速方程和能量方程

流体流速方程为

$$u = u(t) + \left(\int_0^z \frac{z' dz'}{\eta} - \frac{\eta_e}{\eta'_e} h \int_0^z \frac{dz'}{\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\eta_e u(t)}{h} \int_0^z \frac{dz'}{\eta} \quad (11)$$

流体能量方程为

$$c(\rho u \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz' \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial T} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (12)$$

式中, c 为润滑剂比热容($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), k 为热传导系数($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), z 为坐标变量。

两固体的能量方程(即热传导方程)为

$$\begin{cases} c_1 \rho_1 \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_1 \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_1 \frac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} \\ c_2 \rho_2 \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_2 \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_2 \frac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} \end{cases} \quad (13)$$

式中, c_1 和 c_2 分别为主轴和轴承轴瓦的比热容($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), ρ_1 和 ρ_2 分别为主轴和轴承轴瓦的密度(kg/m^3), z_1 和 z_2 分别为主轴和轴承轴瓦的空间坐标, k_1 和 k_2 分别为主轴和轴承轴瓦的热传导系数($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)。

2.7 无量纲化

为方便计算,需要对以上方程进行无量纲化处理。无量纲参量如下所示:

$$\bar{p} = \frac{p}{p_H}, \bar{h} = \frac{hR}{b^2}, \bar{x} = \frac{x}{b}, \bar{w} = \frac{w}{E'R}, \bar{U}(t) = \frac{u(t)\eta_0}{E'R}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \bar{z} = \frac{z}{h}, \bar{T} = \frac{T}{T_0}, \bar{R}_d = \frac{hR_d}{b^2}$$

式中, \bar{p} 为无量纲润滑膜压力, p_H 为最大Hertz接触压力, \bar{h} 为无量纲润滑膜膜厚, \bar{x} 为无量纲坐标参量, \bar{w} 为无量纲载荷, $\bar{U}(t)$ 为无量纲时变卷吸速度, $u(t)$ 为时变卷吸速度, $\bar{\eta}$ 为无量纲粘度, $\bar{\rho}$ 为无量纲密度, \bar{z} 为无量纲坐标参量, \bar{T} 为无量纲温度, \bar{R}_d 为杂质的无量纲半径。

2.8 计算方法

用有限差分法离散无量纲方程,通过多重网格法^[19]计算润滑膜压力,通过多重网格积分法^[19]计算弹性变形,通过逐列扫描法^[19]计算温度场。计算采用 W 循环,共 6 层网格,每层网格的间距相等,节点数量依次从最顶层的 961 个按公式 $n^k + 1$ 递减,到达最低层节点数为 31 个。由于考虑主轴变速的时变因素,将整个变速阶段视作一个计算周期,分为 400 个瞬时,且计算过程中将前一瞬时的结果视作下一瞬时的初值,收敛条件为前后两次迭代的压力、载荷和温度相对误差小于 10^{-4} ,具体计算流程如图 3 所示。

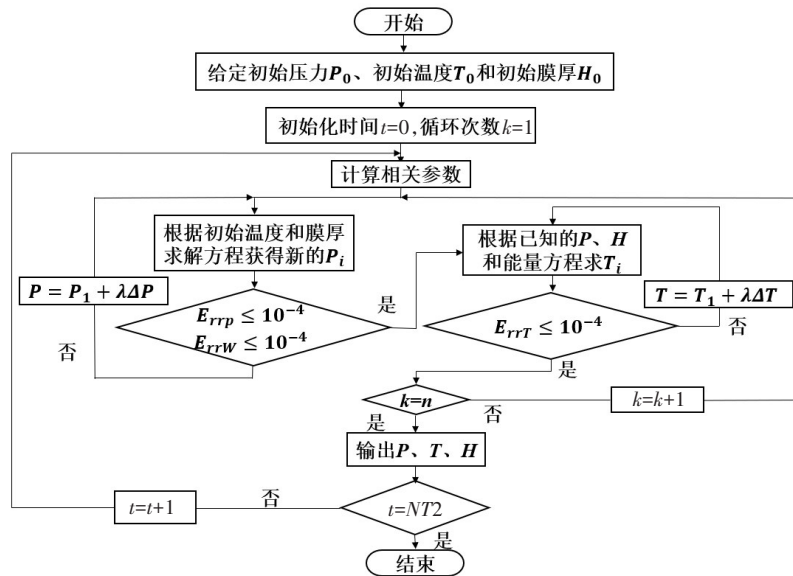


图 3 计算流程图

Fig.3 Calculation flow chart

3 结果分析

计算过程中使用的润滑剂(水)、主轴(45 钢)和轴承轴瓦(Thordon)的基本参数如表 1 所示。

表 1 计算模型参数

Tab.1 Parameters of the calculation model

名称	符号/单位	数值	名称	符号/单位	数值
粘度	$\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.001	45 钢泊松比	ν_2	0.3
水密度	$\rho_0/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1000	45 钢密度	$\rho_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7850
水比热容	$c/(J\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	4186	45 钢比热容	$c_2/(J\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	470
水热传导系数	$k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	0.58	45 钢热传导系数	$k_2/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	46
Thordon 弹性模量	E_1/GPa	0.44	粘压系数	α/Pa^{-1}	2.19×10^{-8}
Thordon 泊松比	ν_1	0.45	粘温系数	β/K^{-1}	0.042
Thordon 密度	$\rho_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1200	初始环境温度	T_0/K	293
Thordon 比热容	$c_1/(J\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	1200	轴承长度	L/mm	200
Thordon 热传导系数	$k_1/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	0.24	轴承直径	D/mm	50
45 钢弹性模量	E_2/GPa	210	半径间隙	c_0/mm	0.3

3.1 无杂质结果验证

图 4 描述了水润滑轴承在无杂质润滑条件下匀加速阶段的最小润滑膜厚度。运行时间的增加会

造成主轴转速的提升,最小膜厚整体呈现一种上升趋势,并且主轴进入稳态后,最小膜厚也趋于稳定。为了验证该计算结果的正确性,采用Dowson和Higginson无量纲最小膜厚公式对计算结果进行验证:

$$\bar{h}_{\min} = 2.65(\alpha E')^{0.54} \bar{U}(t)^{0.7} \bar{W}^{-0.13} \quad (14)$$

通过对比可以看出,数值计算结果和经验公式计算结果的相对误差低于10%(相对误差的具体计算结果如表2所示)。考虑到该经验公式适用于稳态润滑,而瞬态润滑中因为润滑膜的挤压效应会进一步降低润滑膜的厚度,且随着时间的推移挤压效应愈加明显,造成差值逐渐增大,这与图中膜厚变化趋势相同,说明了计算结果的正确性。

表2 数值结果与经验公式结果对比

Tab.2 Comparison between numerical results and empirical formula results

时间/ms	数值模拟 \bar{h}_{\min}	经验公式 \bar{h}_{\min}	误差(%)
0	0.030 85	0.030 66	0.62
30	0.094 39	0.098 35	4.02
60	0.137 56	0.149 03	7.69
90	0.174 38	0.193 09	9.68

3.2 主轴变速形式对润滑性能的影响

图5描述了三种变速形式下,在无量纲坐标 $\bar{x} = -1.3$ 处含球状杂质颗粒(无量纲半径 $R_d = 0.2$)时的最大压力、最大压力所处位置和最小膜厚。如图所示,在加速阶段,最大压力整体呈现一种下降趋势,而最小膜厚整体呈现上升趋势。在加速初期,该阶段的主轴转速偏低,水膜较薄,特别是由于杂质颗粒的存在会进一步降低水膜厚度,造成水膜的最大压力出现在接触区入口 $\bar{x} = -1.3$ 存在杂质颗粒的区域2附近(以下简称区域2)。随着转速的增加,最大压力开始下降,当达到一定的转速后,此时的杂质颗粒对水润滑轴承的影响开始降低,最大压力的位置从颗粒处变为中心区域;而最小膜厚因为转速提升需要大量润滑剂进入接触区,会呈现急剧上升而后略微下降的趋势,当达到一定速度后膜厚开始稳定上升。

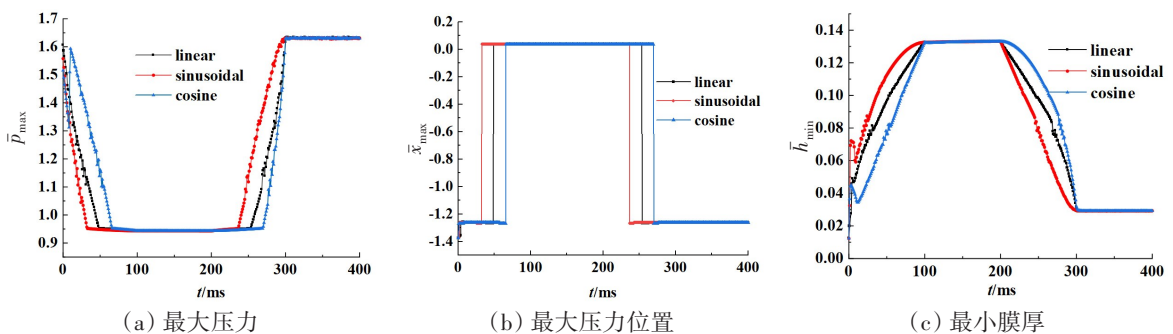


图5 三种变速形式下的计算结果

Fig.5 Results under three variable speed forms

通过考虑三种主轴变速形式可以看出,采用正弦加速形式时水膜的最大压力下降所需时间最短,水膜厚度上升最快,并且同一时刻三者之间压力最小,膜厚最大,轴承进入高速稳态区域所用时间最短;余弦减速形式使水膜最大压力提升所需时间最短,水膜厚度下降最慢,并且同一时刻三者之间压力最小,膜厚最大,轴承脱离稳态区域所用时间最长。由此可见,主轴变速中最有利于润滑的形式是

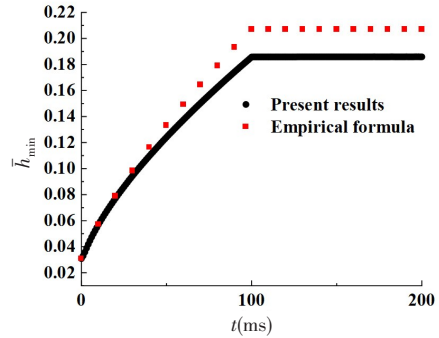


图4 匀加速条件下的计算结果与经验公式结果的比较
Fig.4 Comparison between present results and empirical formula results under uniform acceleration

正弦加速,余弦减速。

图 6 为三种变速形式下选取时间为 10 ms 和 100 ms 时入口区含杂质颗粒润滑接触区水膜的压力和膜厚。从图 6(a)中可以看出,当主轴转速较低时,在区域 2 处会因杂质颗粒的存在而阻止水润滑剂从入口区流入,降低水膜厚度,出现压力骤增的现象。在杂质颗粒尾部处的水膜压力会降低至 0,而后压力重新增加达到中心压力的峰值。因三种变速形式在同一时刻的速度不同(即正弦加速 > 匀加速 > 余弦加速),区域 2 的最大压力会出现余弦加速 > 匀加速 > 正弦加速的情况,该情况在图 5(a)中得到验证。图 6(b)展示了速度达到稳定状态时三种变速形式的压力和膜厚,因该时刻下的速度相等,故水膜的压力膜厚相等。

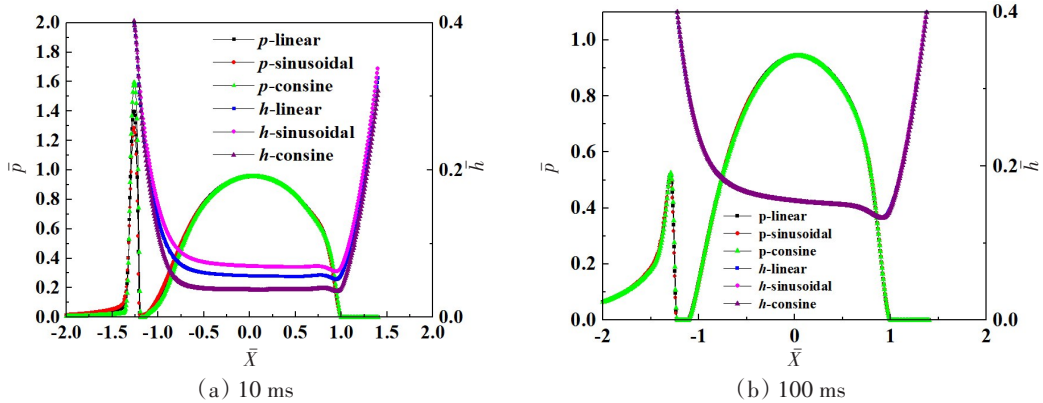


图 6 三种变速形式下 10 ms 和 100 ms 时的水膜压力和膜厚

Fig.6 Water film pressure and film thickness at 10 ms and 100 ms under three variable speed situations

根据流体力学理论^[20],可对关于杂质颗粒尾部处的水膜压力降低至 0 的情况做出有效解答。水流中加入颗粒后,会使该区域位置的水膜厚度降低,压力增加;当水流流出该区域时,水流恢复稳定状态,压力骤然降低,在尾部处压力下降到略低于环境压力时,部分溶解在水流中的空气会以气泡的形式逸出,造成水膜的破裂,水膜破裂处的压力为 0,形成气穴现象。并且随着转速的提高,气泡流动距离变大,水膜破裂区域增大,水膜压力为 0 的区域也随之增大。

3.3 杂质颗粒对润滑性能的影响

图 7 描述了球状杂质颗粒(无量纲半径 $R_d = 0.2$)处于无量纲坐标 $\bar{x} = -1.3$ 处,主轴采用正弦加速和余弦减速形式的水膜最大压力和最小膜厚,并与无杂质颗粒时的水润滑轴承进行对比。

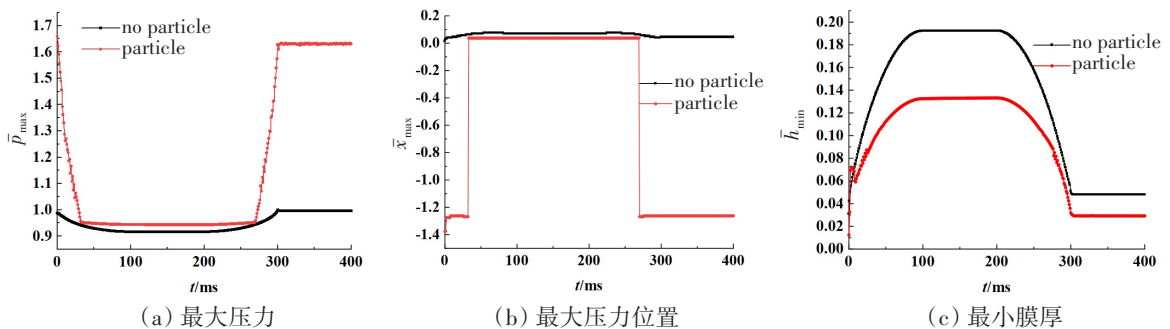


图 7 最优变速形式下有无颗粒的计算结果

Fig.7 Results with and without particles under optimal speed variable mode

从图 7 中可以看出,润滑剂中存在杂质颗粒的水润滑轴承的最大压力会大于无杂质颗粒的情况,在低速阶段最为明显,数值接近两倍,并且水膜的厚度也会低于无杂质颗粒的情况,这是因为在轴承工作时,处于接触入口区杂质颗粒会阻止一部分润滑剂的流入,导致润滑水膜厚度降低,进而增大水膜压力。由此可见,当水中混入杂质颗粒时,会严重影响轴承的润滑性能,在实际工作中应尽量避免该情况的发生。

图8为最优变速形式下选取时间为10 ms和100 ms时入口区有无杂质颗粒润滑接触区水膜的的压力和膜厚。由图8(a)所示,当存在杂质颗粒时,会在区域2出现水膜压力骤增后降低为0的现象,而无杂质颗粒的水膜压力会呈现缓慢上升趋势,并且水膜厚度也会略低于存在杂质颗粒时。图8(b)为进入高速稳定状态时的水膜压力和膜厚,该状态下因水膜厚度较大,在区域2水膜的压力虽会增加,但增加趋势相对较低。

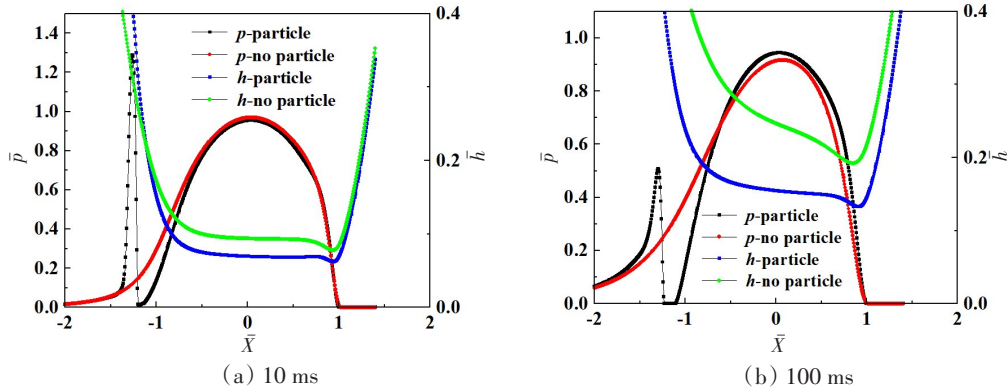


图8 有无颗粒下10 ms和100 ms时的水膜压力和膜厚

Fig.8 Water film pressure and thickness at 10 ms and 100 ms with and without particles

3.4 杂质颗粒尺寸对润滑性能的影响

图9所示为主轴变速时,处于无量纲坐标 $\bar{x} = -1.3$ 处四种无量纲半径($R_d = 0.18 \sim 0.21$)的球状杂质颗粒对水膜最大压力和最小膜厚的影响。

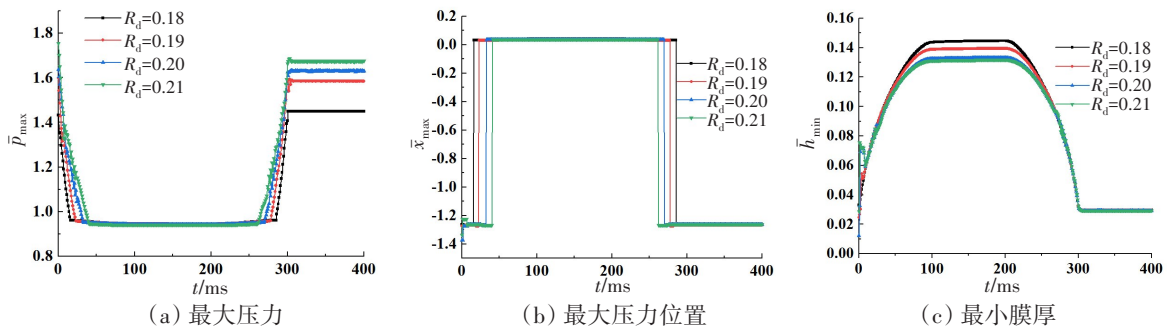


图9 不同颗粒尺寸下的计算结果

Fig.9 Results for different impurity particle sizes

如图所示,随着杂质颗粒的无量纲半径尺寸增加,润滑水膜的最大压力也在逐渐增加,并且最大压力处于杂质颗粒附近的时间也会随着无量纲尺寸的增加而变长。低速条件下,入口区杂质颗粒的存在均会影响润滑剂进入接触区,并且低速阶段的水膜较薄,使得无量纲半径尺寸对于位于出口区的最小膜厚影响较小,未出现明显变化;而进入高速阶段,并且转速趋于稳定后,水膜的整体厚度增加,半径尺寸的增加会造成水膜的最小膜厚逐渐降低。

图10为最优变速形式下时间为10 ms和100 ms时,入口区含不同尺寸杂质颗粒下润滑接触区水膜的的压力和膜厚。图10(a)为10 ms时的压力膜厚图,随着杂质颗粒尺寸的增大,杂质区域2的水膜压力并无明显差异,这是因为此时主轴转速较低,水膜厚度较薄,加之颗粒的存在均会对水润滑剂的进入起到阻挡效应,实际水膜厚度并不会因杂质颗粒尺寸的大小而发生变化,这使得在该时刻下的水膜压力和厚度差距不大。相比于图10(b)所表示的100 ms时的压力膜厚图则产生了较为明显的差异,图中表明随着杂质颗粒尺寸的增大,在区域2产生的水膜压力也相应变大,而水膜厚度则相应变小,这是因为100 ms时刻下的主轴转速提高,轴承已经进入稳定运行阶段,水膜厚度已经相对提升,颗粒对水润滑剂进入的阻挡效应开始受其尺寸大小的影响。

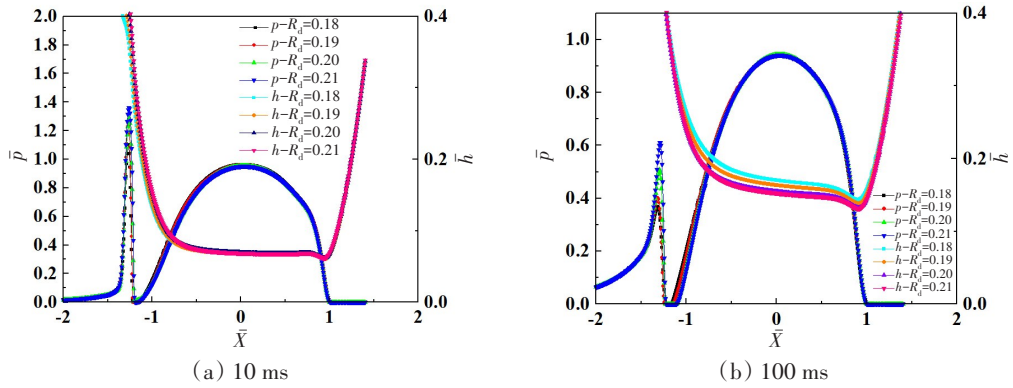
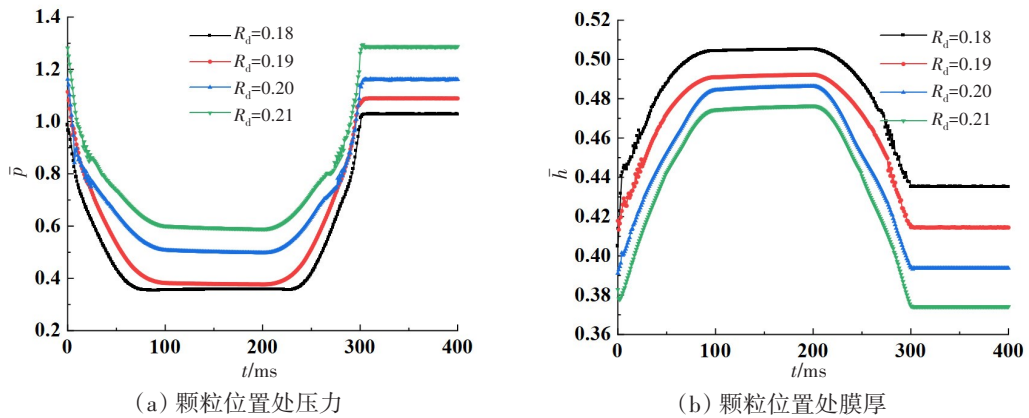


图10 不同颗粒尺寸下10 ms和100 ms时的水膜压力和膜厚

Fig.10 Water film pressure and thickness at 10 ms and 100 ms with different particle sizes

图 11 描述了运行阶段下不同杂质颗粒尺寸下 $\bar{x} = -1.3$ 位置处的水膜压力和膜厚,相比于图 9 中出口区的最小膜厚,杂质颗粒位置区域 2 的膜厚大小随杂质颗粒尺寸的变化更为明显;从图 11(b)中可以看出,颗粒尺寸的增大将会阻碍该区域的润滑剂流入,造成颗粒位置区域 2 的水膜变薄,增大该位置区域的水膜压力。因此,在无法避免水中混入杂质颗粒时,应尽量减小杂质颗粒的尺寸,避免出现较大的颗粒堆积在入口区,阻碍水润滑剂进入接触区,引起轴承与主轴之间的磨损。



(a) 颗粒位置处压力

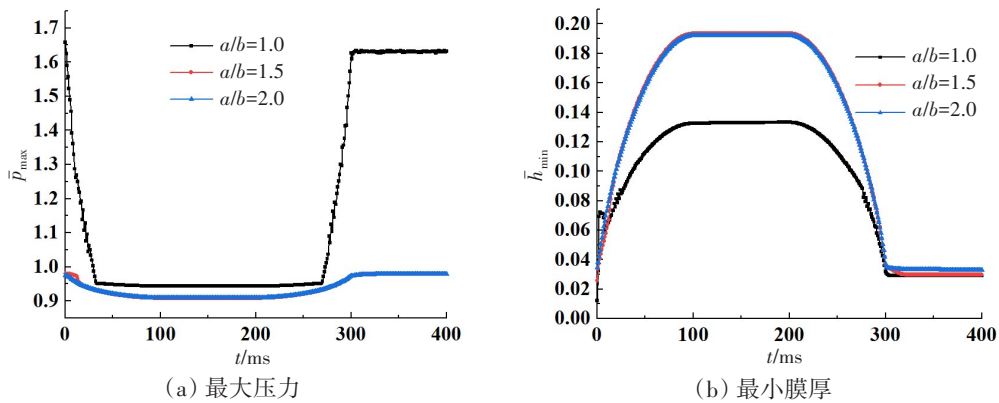
(b) 颗粒位置处膜厚

图 11 入口区域 $\bar{x} = -1.3$ 处的水膜压力和厚度

Fig.11 Water film pressure and film thickness at $\bar{x} = -1.3$ in entrance area

3.5 杂质颗粒形状对润滑性能的影响

图 12 所示为主轴变速时,位于无量纲坐标 $\bar{x} = -1.3$ 处三种不同形状的杂质颗粒对水膜最大压力和最小膜厚的影响。 a/b 为椭球杂质颗粒的长短轴之比, a 为 x 方向长度,且无量纲尺寸固定为 0.2。



(a) 最大压力

(b) 最小膜厚

图 12 不同颗粒形状下的计算结果

Fig.12 Results for different impurity particle shapes

如图所示,杂质颗粒的长短轴比越小,润滑水膜的压力越大,厚度越小;而比值增大后,形成椭球形状(即 z 方向长度越小),当 a 值固定时, a/b 值增大会造成颗粒竖直长度 b 减小,区域2的水膜压力会低于最大压力,入口区水润滑剂的流入所受到的阻碍也会相比于圆球颗粒较小,杂质颗粒对水膜最大压力和最小膜厚的影响可忽略不计,并且最大压力所处位置也由区域2回到中心区域。

图13为最优变速形式下时间为10 ms和100 ms时,入口区含不同形状杂质颗粒下水膜接触区水膜的压力和膜厚。如图所示,10 ms时主轴转速较低,水膜较薄,区域2水膜压力在 a/b 分别为1.0和1.5时会出现压力明显增加,而 a/b 为2.0时压力增加趋势不明显。当进入100 ms高速稳定阶段后, a/b 为1.5和2.0时的颗粒竖直尺寸因膜厚增加对压力影响不再明显,且因其为椭圆形状而产生的气穴现象较小而不会出现油膜破裂的情况。

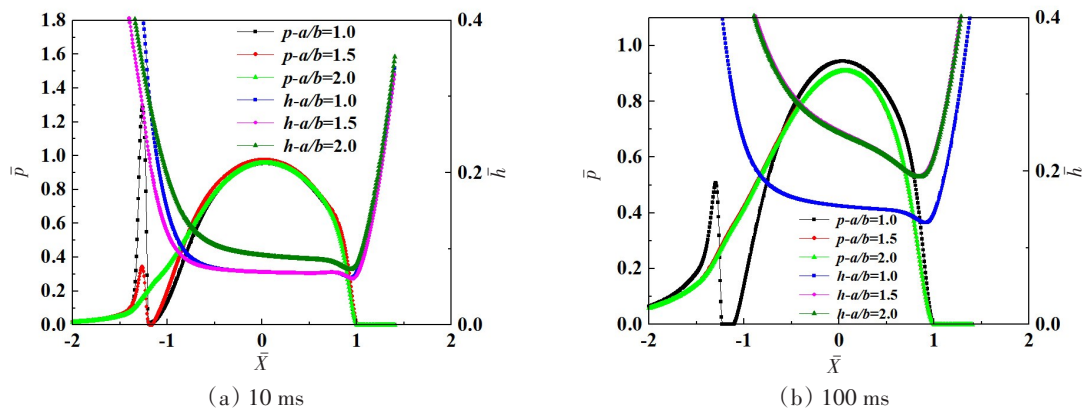


图13 不同颗粒形状下10 ms和100 ms时的水膜压力和膜厚
Fig.13 Water film pressure and thickness at 10 ms and 100 ms for different particle shapes

4 结 论

(1) 主轴变速过程中,采用正弦加速形式会使水膜压力快速降低,膜厚快速提升,进入高速稳态所需时间最短;采用余弦减速形式会使水膜压力提升所需时间最短,膜厚缓慢下降,保持在稳态区域时间最长。因此,主轴最有利的变速形式为正弦加速和余弦减速。

(2) 位于接触入口区域的杂质颗粒会阻碍润滑剂(水)的流入,降低润滑水膜的厚度,增大水膜压力,低速运行下区域2形成的水膜的压力会大于中心最大压力,对轴承的润滑性能造成严重影响。

(3) 在杂质颗粒尾部处会因对润滑剂的阻挡而产生压力骤变的现象,引起水润滑剂中气泡的逸出,造成小部分区域的油膜破裂,润滑膜压力变为0,形成气穴现象。

(4) 杂质颗粒尺寸半径的增大,会造成接触区域的水膜压力增大,膜厚降低;在同一水平尺寸下,椭圆形杂质颗粒对润滑性能的影响要小于球型颗粒。减小杂质颗粒尺寸和降低杂质颗粒长短轴之比在一定程度上降低对润滑性能的影响。

参 考 文 献:

- [1] Lin C L, Meehan P A. Morphological and elemental analysis of wear debris naturally formed in grease lubricated railway axle bearings[J]. Wear, 2021, 484: 203994.
- [2] Xie Zhongliang, Jiao Jian, Yang Kang. Theoretical and experimental study on the fluid-structure-acoustic coupling dynamics of a new water lubricated bearing[J]. Tribology International, 2023: 177.
- [3] Ako U K. Engineered thermoplastic bearing introduced by thordon[J]. World Pumps, 2006, 473: 10.
- [4] Huang Q, Guo Z, Wu Z, et al. Insight into the tribological performance of polyurethane composites under high temperature

- water lubrication[J]. *Tribology International*, 2021, 155: 106784.
- [5] Chen Shouan, Xiang Guo, Fillon Michel, et al. On the tribo-dynamic behaviors during start-up of water lubricated bearing considering imperfect journal[J]. *Tribology International*, 2022, 174: 107685.1-107685.16.
- [6] Liang P, Li X, Guo F, et al. Influence of sea wave shock on transient start-up performance of water-lubricated bearing[J]. *Tribology International*, 2022, 167: 107332.
- [7] Chen S, Xiang G, Fillon M, et al. On the tribo-dynamic behaviors during start-up of water lubricated bearing considering imperfect journal[J]. *Tribology International*, 2022: 107685.
- [8] Xiang Guo, Han Yanfeng. Study on the tribo-dynamic performances of water-lubricated microgroove bearings during start-up[J]. *Tribology International*, 2020, 151: 106395.
- [9] 徐宁, 刘占生, 王庆超. 基于舰船发动机转子热应力的快速启动优化[J]. *船舶力学*, 2015, 19(Z1): 198-205.
Xu Ning, Liu Zhansheng, Wang Qingchao. Optimization of fast start-up process based on thermal stress of marine engine rotor[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2015, 19(Z1): 198-205. (in Chinese)
- [10] 李小军, 朱汉华, 范世东, 等. 船舶艉轴承刚度和螺旋桨陀螺效应对轴系回旋振动特性影响的分析[J]. *船舶力学*, 2019, 23(7): 851-858.
Li Xiaojun, Zhu Hanhua, Fan Shidong, et al. Influencing law research of stern journal bearing's stiffness and propeller's gyroscopic effect on whirling vibration of the ship propulsive shafting[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2019, 23(7): 851-858. (in Chinese)
- [11] Kang Y S, Sadeghi F, Ai X. Debris effects on EHL contact[J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122(4): 711-720.
- [12] Huang X, Zhang X, Wang Y. A theoretical investigation on the lubrication mechanism of moving particles in elliptical contact[J]. *Physica Scripta*, 2020, 95(7): 075213.
- [13] Madar E, Galiki O, Klein R, et al. A new model for bearing spall size estimation based on oil debris[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2022, 134: 106011.
- [14] 张日, 朱东, 董胜. 输气管道弯头处固体颗粒侵蚀的数值分析[J]. *船舶力学*, 2020, 24(10): 1342-1353.
Zhang Ri, Zhu Dong, Dong Sheng. Numerical analysis of solid particle erosion in a gas flow bend[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2020, 24(10): 1342-1353. (in Chinese)
- [15] 王优强, 董宁, 刘前, 等. 考虑固体颗粒和粗糙度的水润滑飞龙轴承热弹流润滑性能分析[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(3): 121-129.
Wang Youqiang, Dong Ning, Liu Qian, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication property analysis of water-lubricated tenmat bearing considering debris and surface roughness[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(3): 121-129. (in Chinese)
- [16] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
Wen Shizhu, Huang Ping. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2002. (in Chinese)
- [17] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
Wen Shizhu, Yang Peiran. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992. (in Chinese)
- [18] Dowson D, Higginson G R. Elastohydro-dynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977.
- [19] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
Yang Peiran. Numerical analysis of fluid lubrication[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998. (in Chinese)
- [20] 章梓雄, 董曾南. 粘性流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.
Zhang Zixiong, Dong Zengnan. Viscous fluid mechanics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1998. (in Chinese)