

多沟槽水润滑滑动轴承动压特性CFD仿真

叶 镇¹, 张克明^{1*}, 周先辉², 王民壮³

¹上海理工大学机械工程学院, 上海

²南阳理工学院智能制造学院, 河南 南阳

³华中农业大学工学院, 湖北 武汉

收稿日期: 2025年7月7日; 录用日期: 2025年7月31日; 发布日期: 2025年8月12日

摘 要

多沟槽设计有助于提高轴承的散热和抗磨粒磨损性能, 同时利用水流带走摩擦产生的热量, 因此对沟槽参数进行优化对于提高多沟槽水润滑滑动轴承的使用寿命具有重要意义。本文以多沟槽水润滑滑动轴承为研究对象, 运用ANSYS仿真流体模块进行仿真, 研究槽偏角对直槽和螺旋槽水膜压力和承载力的影响, 得到流体仿真压力云图, 再对数据进行后处理获得相应水膜压力和承载力曲线, 对曲线图进行分析, 对水润滑滑动轴承槽偏角进行优化, 进而提高多沟槽水润滑滑动轴承的使用寿命。

关键词

槽偏角, 滑动轴承, 承载力, ANSYS仿真, 水膜压力

Multi-Groove Hydrodynamic Lubricated Sliding Bearing Dynamic Pressure Characteristic CFD Simulation

Zhen Ye¹, Keming Zhang^{1*}, Xianhui Zhou², Minzhuang Wang³

¹School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²School of Intelligent Manufacturing, Nanyang Institute of Technology, Nanyang Henan

³School of Engineering, Central China Agricultural University, Wuhan Hubei

Received: Jul. 7th, 2025; accepted: Jul. 31st, 2025; published: Aug. 12th, 2025

Abstract

Multi-groove design contributes to enhancing the heat dissipation and anti-abrasive wear performance of bearings, while utilizing water flow to carry away the heat generated by friction. Therefore,

*通讯作者。

文章引用: 叶镇, 张克明, 周先辉, 王民壮. 多沟槽水润滑滑动轴承动压特性 CFD 仿真[J]. 建模与仿真, 2025, 14(8): 34-42.
DOI: 10.12677/mos.2025.148545

optimizing groove parameters is of great significance for improving the service life of multi-groove water-lubricated sliding bearings. This paper takes the multi-groove water-lubricated sliding bearing as the research object and uses the ANSYS simulation fluid module for simulation. The influence of groove inclination angle on the water film pressure and carrying capacity of straight grooves and spiral grooves is studied. The fluid simulation pressure cloud map is obtained, and then the data is post-processed to obtain the corresponding water film pressure and carrying capacity curves. The curve diagrams are analyzed, the groove parameters are optimized, and thereby the service life of the multi-groove water-lubricated sliding bearing is improved.

Keywords

Slot Deflection Angle, Sliding Bearing, Bearing Capacity, ANSYS Simulation, Dynamic Pressure

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

电子水泵作为汽车冷却系统的重要部件，虽具有安装灵活、低噪音等优点，但其电机效率大多低于70%，整体效率通常低于40%，故优化其结构参数以提高效率意义重大，电子水泵结构如图1所示[1]。作为新能源汽车冷却系统的关键组件，电子水泵能根据发动机实时工作状态智能调节流量，减少冷却系统能量消耗，优化整体能效[2]。然而，受空间和布局限制，设计工程师常通过提升泵速和增加流量来减小体积，这可能导致流道狭窄、复杂，进而影响性能。研究显示，部分现有电子水泵能耗过大、效率不高，与节能减排目标相悖[3]。

动静压轴承因高精度、稳定性好、抗干扰能力强，广泛应用于测量仪器和精密机床，其润滑方式包括油润滑、水润滑和气体润滑；Lu 等人研究发现，陶瓷轴承衬套可提高工作温度[4]。戴惠良等人使用FLUENT 软件分析了主轴转速和供油压力对液体动静压轴承承载特性的影响[5]。季东生等人采用有限差分法研究了轴承参数对球形动静压轴承动态特性的影响，发现小油膜间隙时动特性能较好[6]。杨帅等人分析了油膜热效应对外膜最小厚度与失稳转速的影响，结果表明热效应影响显著，计算时需考虑[7]。

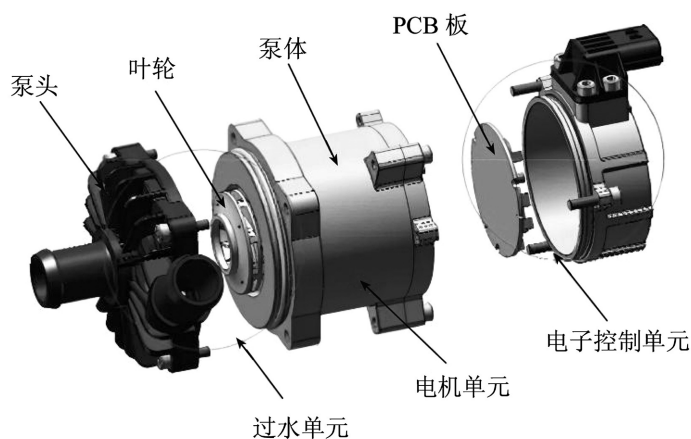


Figure 1. Schematic diagram of an electronic water pump
图 1. 电子水泵示意图

在非稳态工况下, 轴承的抗冲击性能和润滑性能受到广泛关注。Ren 等人通过数值方法分析了半正弦冲击载荷下转子的运动轨迹及槽尺寸对轴承抗冲击性能的影响[8]。Liang 等人建立了轴承冲击模型, 发现冲击越早进入, 接触越严重, 稳定性越差[9]。Guo 等人分析了多槽水润滑轴承在外部冲击下的瞬态混合润滑性能, 并设计多槽结构以减少瞬态接触力[10]。Tao 等人建立了随机冲击模型并搭建实验台, 发现冲击强度越大, 轴承越易失效[11]。彭龙龙等人分析了突变载荷下轴承的润滑性能, 发现液膜压力响应快, 温度响应滞后[12]。计算流体动力学(CFD)技术通过专业软件对流体等物理现象进行模拟和分析, 已广泛应用于多个行业, 为离心泵的数值仿真研究提供了高效工具, 显著降低了研究成本[13] [14]。

2. 流体动压润滑理论

流动状态的区分通常通过雷诺数(Re)来判断, 雷诺数是一个无量纲的数值, 用于描述流体流动的特性。当雷诺数低于某个临界值时, 流动倾向于层流; 而当雷诺数超过这个临界值时, 流动则表现为湍流。对于水润滑轴承, 这个临界雷诺数通常被认为是 1000。雷诺数的具体计算公式考虑了流体的密度(ρ)、速度(v)、水力直径(d)以及运动粘度(μ)。雷诺数计算公式如式(1)所示。

$$Re = \rho v d / \mu \quad (1)$$

式中 ρ - 流体密度, kg/m^3 ;

v - 流体速度, m/s ;

d - 水力直径, m ;

μ - 流体运动粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

在圆管中, 水力直径等同于管道直径, 但在非圆形管道中, 需要通过特定的公式来计算, 该公式涉及流体通过的横截面积(A)和流体接触的周长(S), 如公式(2)所示。

$$d = 4A / S \quad (2)$$

式中 A - 液流有效截面积, m^2 ;

S - 液流湿周, m 。

针对电子水泵中的水润滑静压轴承, 雷诺数的计算考虑了水的密度、运动粘度、轴承的转速以及轴承的尺寸。通过代入相关参数, 得到的雷诺数如果小于临界值, 则表明轴承中的水膜流动为层流状态。在层流状态下, 水膜的力学特性可以通过雷诺方程来求解, 该方程考虑了流体的粘度、两个接触表面之间的间隙、两个表面的速度矢量以及流体微元上的压力。

本文研究的电子水泵水润滑静压轴承雷诺数计算公式如式(3)所示。

$$Re = \rho 2\pi n r h / 60\mu \quad (3)$$

式中 ρ - 水密度, 1000 kg/m^3 ;

μ - 运动粘度, $0.0013 \text{ Pa}\cdot\text{s}$;

n - 轴承转速, 6000 n/min ;

R - 轴承半径, 3.5 mm ;

h - 水力直径, m 。

水润滑轴承的性能受到多种因素的影响, 如温度、流速和水膜压力。进一步的研究将探讨轴承转速和偏心率对水膜特性的影响, 以优化轴承的设计和性能。

3. 多沟槽水润滑活动轴承的应用与仿真流程

3.1. 轴承水膜参数

根据表 1 中参数进行三维建模, 槽数设置为 2, 螺旋升角设置为 52.8° , 两槽呈 180° 对称分布, 水膜

厚度为 0.05 mm，水膜宽深比为 1，深深比为 0.1，建立多沟槽水膜模型。

Table 1. Bearing water film structure parameters
表 1. 轴承水膜结构参数

轴承结构参数	值/单位
轴颈半径	3.45 mm
转子半径	3.50 mm
半径间隙	0.05 mm
水槽直径	0.50 mm
轴承长度	30.4 mm

3.2. 预处理



Figure 2. Outer wall surface setting
图 2. 外壁面设置



Figure 3. Boundary condition settings
图 3. 边界条件设置

设定物理模型：时间设置为稳态，材料设置为水，粘性设置为层流。外表面转速设置为 6000 r/min 如图 2 所示。边界条件配置：为模型的各个边界指定适当的条件，进出口压力设置为 100,000 pa 如图 3 所示，求解器设置：选择适当的数值求解器，并设定求解过程中的参数，迭代次数设置为 300。检查与验证：完成所有设置后，开始计算过程。在计算过程中，需要监控进度和可能的错误信息，确保计算顺利进行。结果分析：计算完成后，对结果进行分析，评估模拟的准确性和可靠性。

3.3. 对结果进行后处理

在 ANSYS 的 Fluent 模块中，可以对得到的数据进行整理和分析。后处理的主要过程包括数据的检索、用图像进行表示、实现可视化以及后续将数据导出和分析。

数据的检索：在 Fluent 中，可以得到许多与压力水膜相关的数据，有流线、承载力和水膜压力等重要指标。

图像表示：Fluent 有许多种图形化的工具，可以表示流线图，压力云图和水膜压力图。

数据的导出与分析：在生成图形后，很多数据可以被导出成表格或文本等文件，可以帮助使用者对数据进行进一步处理。

为得到水膜周向压力分布曲线图需要对数据进一步进行处理，在 25.65 mm 处设置 Plane1 平面，然后利用 Plane1 平面为边界建立 Polyline1 曲线，Polyline1 为水膜内表面边界曲线，如图 4 所示。

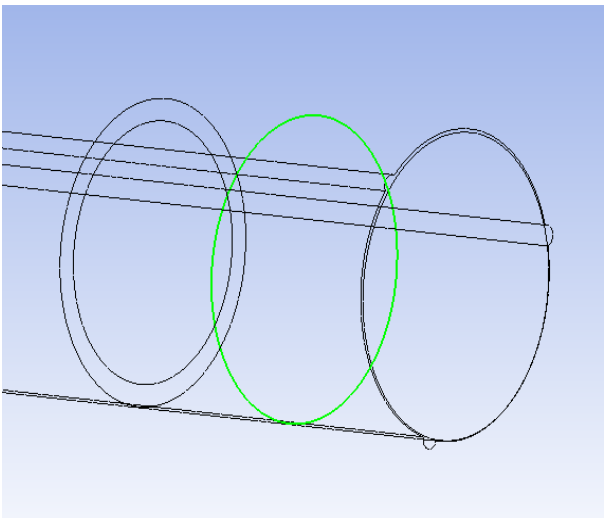


Figure 4. Establish boundary planes and curves
图 4. 建立边界平面和曲线

最后在后处理结果模块中测量处轴承大端 X 和 Y 方向所受承载力，将测得的数据输入到 Excel 中进行整理，得到轴承所受径向承载力和承载力与 X 轴正方向的夹角，并在 Python 软件中绘制出承载力的矢量图，仿真流程图，如图 5 所示，将得到的水膜圆周压力图线的数据提取，用 Python 代码对数据进行处理，得到最优结构参数再进行仿真得到承载力，实现结构参数优化。



Figure 5. Simulation flowchart
图 5. 仿真流程图

4. 后处理及参数优化

4.1. 后处理结果

偏心率取 0.9, 将槽偏角设置为参数, 槽偏角从 0° 到 120° , 以 2° 为间隔进行取值, 参数建模后得到不同槽偏角时水润滑滑动轴承水膜的厚度云图, 0° 压力分布云图如下图 6 所示。

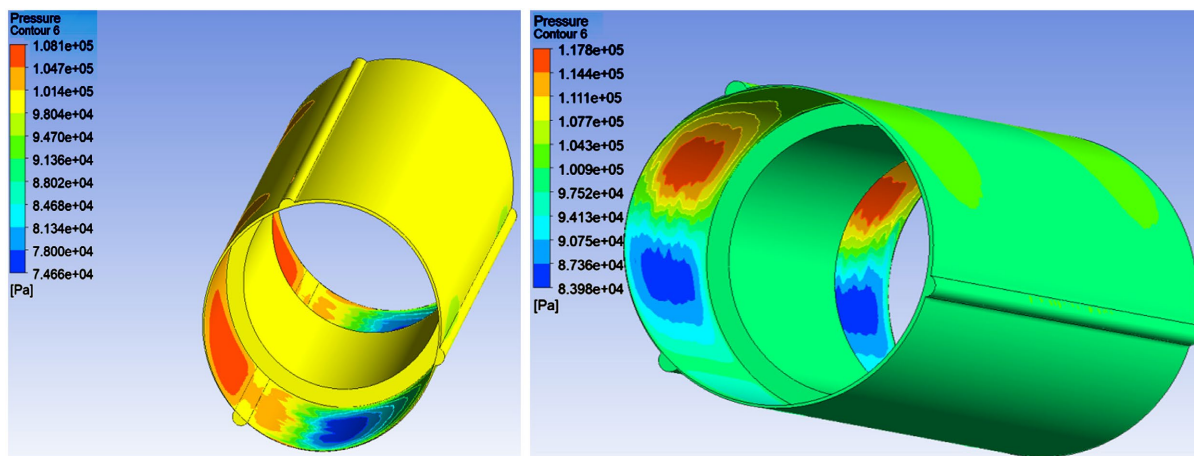


Figure 6. Pressure distribution diagram

图 6. 压力分布图

将输出结果阐述话, 得到不同槽偏角下承载力大小及承载力与 X 轴正方向的夹角, 用 Python 软件对数据进行处理, 得到承载力大小和角度随槽偏角变化的曲线图, 如下图 7 所示。用最小二乘法对数据进行拟合, 拟合结束为 1 到 20 阶, 当阶数为 18 时拟合效果最好, 当拟合阶数过高时会出现过拟合的现象, 由该数据图线我们可以知道当槽偏角为 42.53° 时承载力最大为 0.71 N, 当槽偏角为 118.81° 时承载力最小, 此时承载力大小为 0.42 N。

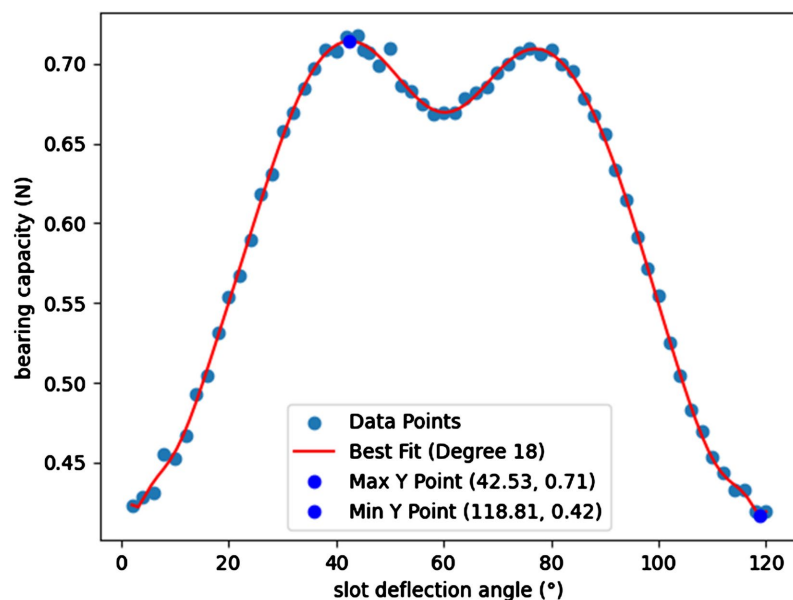


Figure 7. Load-bearing capacity and its relationship with slot angle

图 7. 承载力及其与槽偏角的关系

对承载力与 X 轴夹角随槽偏角的变化用 Python 进行数据处理, 得到夹角随槽偏角变化的折线图如下图 8 所示。在承载力与 X 轴夹角随槽偏角变化曲线, 我们可以得到, 当槽偏角为 110° 时夹角最大为 3.13 rad , 当槽偏角为 108° 时夹角最小为 -3.04 rad , 折线图中槽偏角在 108° 到 110° 时承载力与 X 轴方向夹角会发生突变。

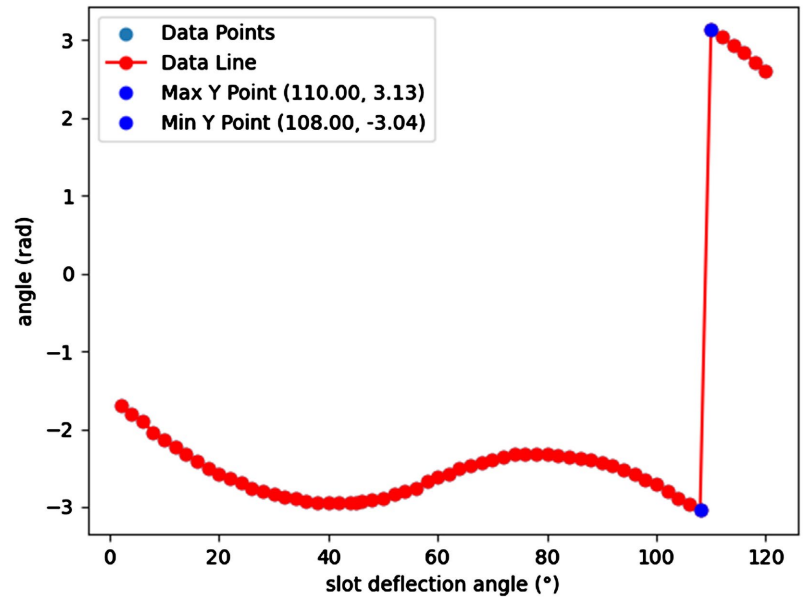


Figure 8. Changes in bearing capacity and angle to the X-axis with slot angle variation
图 8. 对承载力与 X 轴夹角随槽偏角的变化

如下图 9 为水膜周向压力分布曲线, 由该曲线我们可以得到入口压力和出口压力为 1 Mpa , 外壁面转速为 6000 r/min 时水膜周向压力的分布是连续的。

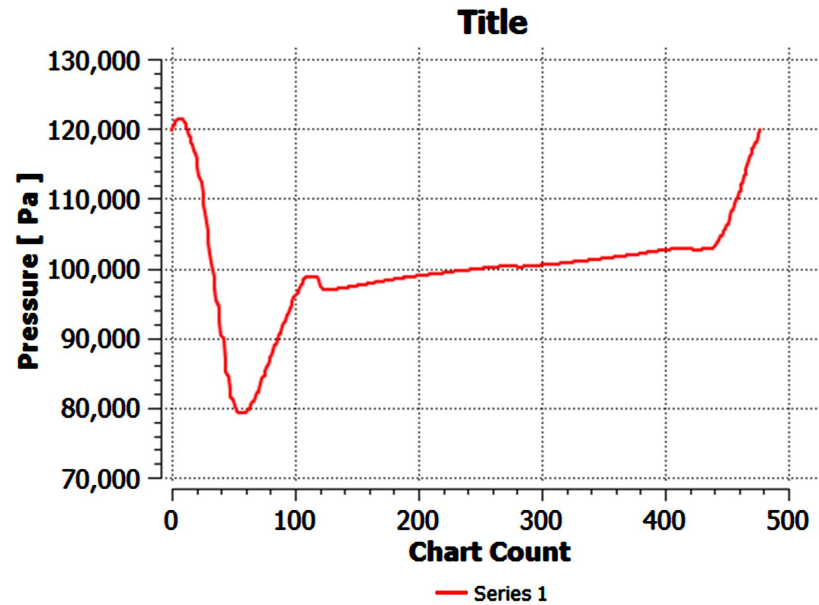


Figure 9. Water film circumferential pressure distribution curve
图 9. 水膜周向压力分布曲线

4.2. 优化结果

用 Python 对获得的承载力和槽偏角数据进行处理得到承载力随槽偏角变化曲线, 得到当槽偏角为 42.53° 时承载力达到最大为 0.71 N , 将得到的最优解带入到 Ansys 仿真模型中进行反向求解, 最后得到当槽偏角为 42.53° 时承载力为 0.71142 N , 与 Python 数据处理结果基本一致, 经过计算误差仅为 0.2% , 由此可以证明 Ansys 优化模型的可靠性。槽偏角 42.53° Ansys 仿真承载力与 X 轴方向夹角为 -2.9523° 符合图 8 中承载力与 X 轴方向夹角随槽偏角变化曲线, 也证实了 Ansys 仿真模型的可靠性。

由图 8 所示曲线可知, 当槽偏角取 42.153° 时与离突变值 108° 相差很大, 如图 8 所示此时承载力与 X 轴方向夹角随槽偏角变化曲线在该段连续, 如图 9 所示水膜轴向压力也是连续的, 所以此时轴承能够稳定运转; 同时水膜承载力达到最大为 0.71142 N , 所以此时轴承的润滑效果最好, 综合当槽偏角为 42.53° 时轴承润滑小伙最好, 实现了对周偏角参数的优化。

5. 总结与评价

通过上述前处理和后处理过程, 实现了对水润滑滑动轴承槽偏角的优化设计, 给出了槽偏角的建议取值范围以及滑动轴承在工作时应避免的槽偏角取值范围以及最优解。

(1) 由合承载力随槽偏角的压力变化曲线可以总结出滑动轴承工作时, 当槽偏角取在 42.53° 时轴承承载力最大, 此时润滑效果最好, 同时应当尽量保持槽偏角在 $(30^\circ, 90^\circ)$ 这个区间内变化保持相对较大的承载力。

(2) 由承载力与 X 轴方向夹角变化曲线可知当槽偏角从 108° 到 110° 时合承载力合 X 轴方向夹角会发生突变, 应当尽量避免承载力在这个 $(108^\circ, 110^\circ)$ 这个区间变化, 由于承载力方向的突变可能会引起滑动轴承的振动。

综上所述, 这不仅为电子水泵滑动轴承综上所述, 而且对于提高水润滑滑动轴承的性能和可靠性具有重要的工程应用价值和学术研究意义。通过优化滑动轴承的几何参数, 可以有效避免振动同时提高轴承水膜的承载力, 为水润滑滑动轴承的设计和改进了新的视角和解决方案。

基金项目

河南省科技攻关项目(252102240108)。

参考文献

- [1] 高源, 任晓峰, 于洪源, 等. 基于 QFD/FPBS 集成的电子水泵及控制装置方案设计[J]. 机车车辆工艺, 2025, 61(2): 29-33.
- [2] 刘佩森, 谢志萍, 全裕民. 新能源汽车电子水泵电机电磁场仿真分析[J]. 成都工业学院学报, 2023, 26(5): 24-28.
- [3] 臧薇. 高效率汽车水泵的设计研究[J]. 中国设备工程, 2017(15): 204-205.
- [4] 李树森, 穆岩璞, 马添潇. 带螺旋槽和双向微通槽动静压气体轴承静态特性研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(4): 46-51.
- [5] 戴惠良, 姚丽娟, 彭进利. 基于 FLUENT 的液体动静压轴承承载特性分析[J]. 机床与、液压, 2016, 44(12): 110-115.
- [6] 季东生, 沈景凤, 陈雨飞, 等. 液体动静压球形轴承动态特性分析[J]. 机械强度, 2022, 44(2): 309-316.
- [7] 杨帅, 郭红, 张泽斌. 热效应对径向浮环轴承最小油膜厚度及稳定性影响研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(18): 215-222.
- [8] Ren, T. and Feng, M. (2017) Anti-Shock Characteristics of Water Lubricated Bearing for Fuel Cell Vehicle Air Compressor. *Tribology International*, **107**, 56-64. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.016>
- [9] Liang, P., Li, X., Guo, F., Cao, Y., Zhang, X. and Jiang, F. (2022) Influence of Sea Wave Shock on Transient Start-Up Performance of Water-Lubricated Bearing. *Tribology International*, **167**, Article 107332.

- <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107332>
- [10] Xiang, G., Yang, T., Ning, Q., Zhou, C., Wang, C. and Lv, Z. (2021) Numerical Study on Transient Mixed Lubrication Response for Multiple Grooves Water-Lubricated Bearings under Non-Linear Shock with 3D Thermal Effect. *Surface Topography: Metrology and Properties*, **9**, Article 035014. <https://doi.org/10.1088/2051-672x/ac1722>
 - [11] Tao, Y., Zhao, J. and Feng, S. (2020) A Reliability Assessment Model for Journal Bearing Based on Natural Degradation and Random Shocks. *Journal of Mechanical Science and Technology*, **34**, 4641-4648. <https://doi.org/10.1007/s12206-020-1022-6>
 - [12] 彭龙龙, 汪久艮, 洪玉芳, 等. 初始条件与突变载荷对径向滑动轴承瞬态润滑性能的影响[J]. 润滑与密封, 2015. 40(7): 11-16.
 - [13] 兰建. 基于 CFD 的船用离心泵故障特性研究[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2020.
 - [14] 郭华桥. 1000MW 核电机组凝结水泵水力模型的设计研究[J]. 通用机械, 2017(4): 55-57.