

分类号:TH122

学校代码:10363

密 级:公开

学 号:2210110118



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

水润滑人字槽径向滑动轴承

动态特性研究

论 文 作 者

姚金结

指 导 教 师

王建彬 教授

学 科 (专 业)

机械工程

研 究 方 向

机械设计

论文提交日期: 2024 年 6 月 1 日

分类号：TH122

单位代码：10363

密 级：公开

学号：2210110118

水润滑人字槽径向滑动轴承动态特性研究

STUDY ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF
WATER-LUBRICATED HERRINGBONE GROOVE RADIAL
PLAIN BEARINGS

学生姓名： 姚金结

指导老师： 王建彬 教授

王风涛 副教授

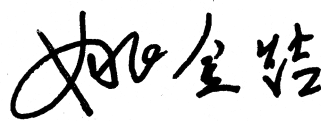
专 业： 机械工程

研究方向： 机械设计

论文答辩日期： 2024 年 5 月 25 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文授权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：如金结

指导教师签名：王建彬

日期：2024 年 5 月 31 日

日期：2024 年 5 月 31 日

水润滑人字槽径向滑动轴承动态特性研究

摘 要

人字槽径向滑动轴承具有结构紧凑、振动噪声小、摩擦功耗低、工作寿命长等特点，与普通径向轴颈轴承相比，具有更好的稳定性和自适应性。然而，水润滑人字槽径向滑动轴承结构的改进仍在不断探索，特性分析和试验研究都尚待补充。因此，论文基于液体动压轴承界面特征理论，考虑固液耦合作用，建立水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，以性能检测试验进行验证，对轴承的服役性能进行深入研究。具体研究内容有：

考虑转速和人字槽几何尺寸的影响，建立水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，重点分析了层流无滑移状态下轴承角度和平行度偏差导致轴承动态性能的变化规律。结果表明，人字槽径向滑动轴承角度偏移，使得楔形间隙效应和人字槽动压效应明显；平行度偏移，致使相同膜厚压力增大，承载力增大，轴承刚度和阻尼增大。临界轴颈质量先减小，然后迅速增大；转速的增加，引起轴承不同程度上的偏移；人字槽夹角对轴承性能影响最大，其余则相对较小。

建立梁转子-轴承耦合不对中仿真模型，分析两种偏差对人字槽径向滑动轴承支撑性能的影响和对转子振动响应的变化规律。结果表明，不对中导致了人字槽轴承液膜厚度和流体压力分布不均，对轴承动态特性影响明显，不同偏差和偏移程度显著地引起转子振动

特性以及轴心轨迹的改变。偏移程度提高了振动曲线振幅、时域和频域峰值。

搭建高速水润滑人字槽径向滑动轴承性能测试装置，设计检测方法和步骤，并对结果进行了实验验证，验证结果表明，误差范围之内检测方法具备一定的可行性。

分析不同状态下人字槽轴承摩擦力矩、径向刚度系数和径向加速度的变化规律，以及不同参数对轴承性能的影响。研究表明， 90° 和 150° 夹角的人字槽轴承在高速运转时，摩擦力矩增长较慢，并具有良好的泵送效果；转速增加可增强动压效应，提高轴承承载能力；不同夹角对轴承径向刚度系数影响显著， 90° 夹角时最大；增加静态载荷可稳定径向刚度系数。振动加速度随转速增加振幅增大，不同人字槽夹角导致不同泵送效应，影响轴承承载能力，适量静态载荷可减轻部分振动。

本文的研究工作为高速水润滑人字槽径向滑动轴承静、动态特性分析提供了有效的方法，进而为此类轴承的工程设计与应用提供了理论基础。

关键词：水润滑，人字槽径向轴承，不对中，特性分析，振动响应

STUDY ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF WATER-LUBRICATED HERRINGBONE GROOVE RADIAL PLAIN BEARINGS

ABSTRACT

The radial sliding bearing with herringbone groove has the characteristics of compact structure, low vibration noise, low friction power consumption and long working life. Compared with ordinary radial journal bearings, it has better stability and adaptability. However, the improvement of the structure of the water-lubricated herringbone groove radial sliding bearing is still being explored, and the characteristic analysis and experimental research are still to be supplemented. Therefore, based on the theory of liquid hydrodynamic bearing interface characteristics, considering the solid-liquid coupling effect, the simulation model of water-lubricated herringbone groove radial sliding bearing is established, which is verified by performance test, and the service performance of the bearing is studied in depth. Specific research contents are as follows :

Considering the influence of rotational speed and herringbone groove geometry, a simulation model of water-lubricated radial sliding bearing with herringbone groove is established. The variation of bearing dynamic performance caused by bearing angle and parallelism deviation

under laminar non-slip condition is analyzed. The results show that the angle offset of herringbone groove radial sliding bearing makes the wedge clearance effect and the dynamic pressure effect of herringbone groove obvious. The parallelism offset causes the pressure of the same film thickness to increase, the bearing capacity to increase, and the bearing stiffness and damping to increase. The critical journal mass decreases first and then increases rapidly. The increase of the rotational speed causes the deviation of the bearing to varying degrees. The angle of herringbone groove has the greatest influence on the bearing performance, and the rest is relatively small.

The simulation model of beam rotor-bearing coupling misalignment is established, and the influence of two kinds of deviations on the support performance of herringbone groove radial sliding bearing and the variation law of rotor vibration response are analyzed. The results show that the misalignment leads to the uneven distribution of liquid film thickness and fluid pressure of herringbone groove bearing, which has obvious influence on the dynamic characteristics of bearing. Different deviations and offset degrees significantly cause the change of rotor vibration characteristics and axis trajectory. The degree of offset increases the amplitude, time domain and frequency domain peaks of the vibration curve.

The performance test device of high-speed water-lubricated

herringbone groove radial sliding bearing is built, the detection methods and steps are designed, and the results are verified by experiments. The verification results show that the detection method within the error range has certain feasibility.

The variation of friction torque, radial stiffness coefficient and radial acceleration of herringbone groove bearing under different conditions and the influence of different parameters on bearing performance are analyzed. The research shows that the friction torque of herringbone groove bearings with 90° and 150° angles increases slowly at high speed and has good pumping effect. The increase of rotating speed can enhance the dynamic pressure effect and improve the bearing capacity. Different angles have a significant effect on the radial stiffness coefficient of the bearing, and the maximum is at the angle of 90° . Increasing the static load can stabilize the radial stiffness coefficient. The amplitude of vibration acceleration increases with the increase of rotational speed, and the angle of different herringbone grooves leads to different pumping effects, which affects the bearing capacity. Appropriate static load can reduce some vibration.

The research work in this paper provides an effective method for the static and dynamic characteristics analysis of high-speed water-lubricated herringbone groove journal bearings, and then provides a theoretical basis for the engineering design and application of such bearings.

Jinjie Yao (mechanical engineering)

Supervised by Jianbin Wang

KEY WORDS: water lubrication, herringbone groove radial bearing,
misalignment, characterisation, vibration response

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究意义和背景	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 人字槽径向滑动轴承结构研究现状	2
1.2.2 轴承水润滑模型研究现状	3
1.2.3 水润滑轴承试验研究现状	5
1.3 待解决问题	7
1.4 本文的研究内容	7
第 2 章 水润滑人字槽径向滑动轴承建模和动态特性分析	9
2.1 概述	9
2.2 液体动压轴承界面特征理论	9
2.3 轴承结构与雷诺方程的建立	11
2.4 水润滑人字槽径向滑动轴承动态特性分析	13
2.4.1 倾斜对人字槽径向滑动轴承的影响	13
2.4.2 平动对人字槽径向滑动轴承的影响	13
2.4.3 转速对人字槽径向滑动轴承的影响	15
2.4.4 几何尺寸对人字槽径向滑动轴承的影响	20
2.5 本章小结	28
第 3 章 水润滑人字槽径向滑动轴承系统建模和动态特性分析	29
3.1 概述	29
3.2 理论研究	29
3.2.1 梁转子-轴承耦合理论	30
3.2.2 轴承不对中理论	31
3.3 模型验证	32
3.3.1 涡动分析	32
3.3.2 轴承动态特性分析	34

3.4 不对中对转子稳定性的影响	36
3.4.1 不对中对动态系数的影响	37
3.4.2 不对中对振动特性的影响	39
3.5 本章小结	42
第 4 章 水润滑人字槽径向滑动轴承检测方法	43
4.1 概述	43
4.2 测试装置	43
4.3 测试方法	45
4.4 设计结果验证	48
4.5 本章小结	51
第 5 章 水润滑人字槽径向滑动轴承特性测试	52
5.1 概述	52
5.2 水润滑人字槽径向滑动轴承静特性分析	52
5.2.1 平衡状态下摩擦扭矩随转速变化规律	52
5.2.2 不同静态载荷下摩擦扭矩随转速变化规律	53
5.3 水润滑人字槽径向滑动轴承动特性分析	54
5.3.1 平衡状态下径向刚度系数随转速变化规律	55
5.3.2 不同静态载荷下径向刚度系数随转速变化规律	55
5.4 水润滑人字槽径向滑动轴承振动特性分析	56
5.4.1 平衡状态下轴承振动特性分析	57
5.4.2 不同静态载荷下轴承振动特性分析	58
5.5 本章小结	59
第 6 章 总结与展望	61
6.1 论文工作总结	61
6.2 展望	62
参考文献	64
攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目	73
致谢	74

第1章 绪论

1.1 研究意义和背景

人字形槽径向滑动轴承作为一种新型的水润滑动压轴承，是一种人字形槽通过泵送效应和循环阶跃效应形成动压油膜而实现的轴承^[1]，与普通径向轴颈轴承相比，具有更好的稳定性和自适应性，已经被应用于高速和轻型旋转机械^[2,3]，如陀螺仪^[4,5]、涡轮压缩机^[6,7]、以及燃料电池^[8,9]的承压器中^[10]。

高速旋转工程目前使用大量的轴承，性能要求不断得到满足。该领域最常用的轴承类型是陶瓷滚珠轴承^[11,12]、气浮轴承^[13,14]、磁悬浮轴承^[15,16]和液体滑动轴承^[17,18]。然而，这些轴承与液体动压轴承相比，具有极大的复杂性和技术限制，且寿命较短，能耗较大，因此目前研究的主要焦点仍然是液体动压滑动轴承。由于水具备良好的温升性和低粘度，所以水润滑轴承被研究学者们广泛关注，水润滑轴承的承载力和稳定性更能得到保障^[19-21]。更重要的是，人字槽径向滑动轴承，与普通的水润滑动压轴承相比，具有人字形沟槽这一表面织构轴承设计。多年来，表面织构已被证明能够解决轴承动压膜形成困难、散热慢、轴向流速低等问题^[22-26]。

然而，高速工况下，实际的轴承水润滑是一个非常复杂的动力学问题，只是利用简单的实验研究往往无法完整的表示出液体动压轴承的性能变化和对润滑性能的影响，因此研究学者们往往会在实验前对液体动压轴承进行理论建模，运用仿真软件进行模型的搭建，再结合实验测试研究，但是考虑到复杂的动力学过程，往往会简化一些复杂的参数影响导致仿真后的数据比较模糊，无法正确的表示真实的变化。

为此，本文针对上述问题，考虑倾斜、平动、转速和人字槽结构尺寸等多种因素的耦合作用，开展高速人字槽径向滑动轴承水润滑仿真建模、轴承特性分析、系统不对中分析、系统振动分析和测试研究，揭示了水润滑人字槽径向滑动轴承特性的变化规律和不同参数对轴承特性的影响，为高速水润滑人字槽径向滑动轴承设计提供了理论基础。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 人字槽径向滑动轴承结构研究现状

转子系统高速运转时，产生剧烈摩擦，通过在光滑的轴承表面加工人字形槽状的表面织构，使得润滑介质能够在流过轴承表面时被槽型结构滞留，经过高速运转形成高压润滑液膜，由于流体特性形成高压，进而产生轴承力，从而承受外力载荷和刚体分离^[27]。研究学者根据轴承承受载荷方向，将人字槽轴承分为推力式、径向式、锥面式和球面式四种，如图 1-1 所示，其中锥面式和球面式人字槽轴承能同时承受轴向载荷和径向载荷^[28,29]。

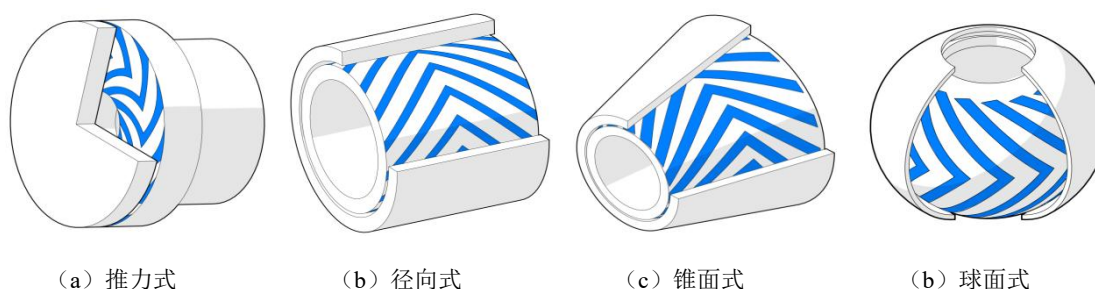


图 1-1 四种人字槽轴承

人字槽式径向轴承通常用于需要自密封性能并且对润滑要求较高的工程场合。其设计特点是轴颈两端均刻有螺旋槽，使得润滑介质受到人字槽的作用，沿着轴颈从两端向内部泵入，从而形成内部压力。然而，这种润滑方式也导致了轴承内部压力升高，并在中间部位产生了压力峰值，由于结构对称，轴承内部无轴向净流量。尽管人字槽式径向轴承在工程实践中被广泛应用，但其在高速状态下容易产生摩擦发热，这是其存在的不足之一。因此在实际应用中，需要根据具体的工况和要求，综合考虑轴承的密封性能、摩擦发热情况以及润滑方式等因素，以确保轴承在工作状态下能够达到理想的效果^[30]。人字槽径向轴承根据其槽型结构和转向特点可分为泵入式和泵出式两类。泵入式轴承通常具有供水口位于轴承两端的特点，润滑介质通过外部压力或力被泵入轴承内部，沿轴颈流动至中间部位。泵入轴承由于受到两端泵入力的影响，具有较强的承载能力，但轴向净流量相对较小，且具有一定程度的自密封性。然而，泵入式轴承在高负荷运转时容易产生摩擦发热问题，且散热速度较慢。与之相对应的是泵出式轴承，其进水口设置在轴承中间位置，而轴承两端则设有密封油缘。润滑介质从中间位置进入轴承，经轴颈流向两端被泵出，形成泵出式润滑方式。

泵出轴承通过进水口和端部密封设计，能有效防止外部杂质进入轴承内部，提高了轴承的可靠性和稳定性。此类轴承在一些对运转温度要求较高的应用场合中具有较好的散热性能，适用于需要稳定运行的工程环境。选择合适的轴承类型需要充分考虑工程需求和环境条件，以确保轴承能够正常运行并具备良好的性能表现^[31]。除上述类型外，还有研究者提出双向人字槽式^[32,33]、双列人字槽式等型式的人字槽径向轴承^[34,35]。螺旋槽的剖面形状有矩形、圆形和梯形等^[36,37]。

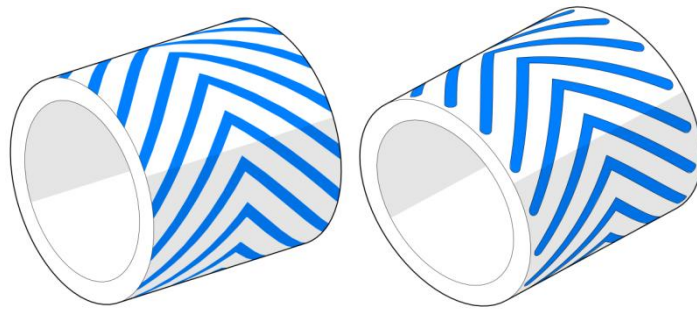


图 1-2 泵入式和泵出式人字槽径向轴承

1.2.2 轴承水润滑模型研究现状

轴承水润滑模型是研究轴承使用水作为润滑介质时的润滑效果的模型。水润滑在一些特殊的工况下，如高速、高温和特殊环境下，具有一定的优势和应用前景。水作为润滑介质具有一系列特性，如低粘度、高热传导性、良好的冷却性能和低成本等。轴承水润滑模型是基于水的流体动力学和热力学特性来描述润滑效果，通过考虑水在轴承内部的流动行为，包括速度分布、压力分布和黏度等参数，并且通过建立流体动力学模型，可以预测水润滑对轴承摩擦、磨损和热量发散的影响，而且轴承水润滑模型还可以研究轴承表面接触的力学行为，包括接触形状、应力分布和滑动与滚动摩擦等，也考虑了水膜的形成和维持对减少表面接触力和摩擦的影响。目前，轴承的润滑模型研究已取得了显著的进展。因此本节将从四个方向去对轴承润滑模型现状进行文献综述。

(1) 润滑理论模型

研究轴承润滑效果的基础就是润滑理论模型。常用的模型包括流体动力学模型^[38,39]、边界润滑模型^[40,41]和混合润滑模型^[42,43]。近年来，许多学者都改进了基础润滑理论模型，朱少禹^[44]和侯新玉^[45]分别在滑动轴承领域进行了深入研究。朱少禹根据 Christensen 的随机层流润滑理论和滑动轴承湍流润滑理论，提出了适用于粗糙表面径向滑动轴承湍流润滑分析的随机湍流润滑理论模型。侯

新玉则构建了考虑弹流润滑作用下球轴承滑动效应的轴承动力学模型，并探讨了球轴承滑动效应对滚动体缺陷频率的影响。这些研究成果为滑动轴承领域的理论和实践提供了重要的理论基础和实验依据。Satish^[46]则是考虑了表面粗糙度的润滑理论的数学模型，将其利用在自身领域。这些模型基本都是考虑了轴承内部的流体动力学特性和表面接触力的影响，用于预测轴承的润滑性能。

(2) 润滑材料

目前，常用的润滑材料包括油脂和液体润滑剂，但是常用润滑材料往往无法满足对轴承性能的高要求，因此，越来越多的研究学者们开始寻找润滑材料。如纳米润滑剂^[47,48]、固体润滑剂^[49,50]和超分子凝胶润滑剂^[51,52]，以提高轴承的润滑性能和寿命。同时，轴承自润滑材料^[53-57]也是研究学者们的重点，包括金属基^[58]、镍基^[59]和聚合物基^[60]等等。

(3) 润滑状态监测

为了实时监测轴承的润滑状态，研究人员开发了各种传感器和监测技术，例如油液监测^[61]、超声检测^[62,63]、LabVIEW^[64]和声发射^[65]等。这些技术可以测量轴承的温度、压力、振动和润滑剂质量等参数，以评估轴承的润滑效果，并及时进行维护和修复^[66]。

(4) 仿真和优化

在轴承水润滑的研究中，往往需要使用计算机模拟和优化技术，可以模拟轴承在不同润滑条件下的性能，通过优化设计参数来提高轴承的润滑效果，同时这些技术可以提高研发效率，降低实验成本。

在轴承润滑仿真方面，常见的方法有以下几种：

1) 流体动力学仿真：使用计算流体力学 CFD 方法对轴承润滑的流场进行建模和仿真分析，通过求解流体动力学方程和润滑膜方程，得到轴承内的流动、压力和润滑膜厚度等关键参数。Concli^[67]就是基于计算流体力学方法对圆柱滚子轴承的几种变体进行润滑模拟，以了解润滑剂分布和相关的搅油功率损失。

2) 多体动力学仿真：采用多体动力学 MBD 方法，在考虑轴承的几何形状、刚度和摩擦特性的情况下，对轴承系统的运动学和力学行为进行建模、仿真和分析，并通过求解动力学方程获得轴承的接触压力、摩擦和摩擦热等信息。李程坤^[68]利用 AVL POWER UNIT 构建了连杆组柔性多体动力学模型，解决了柴油机连杆大头轴承润滑不良和摩擦磨损问题。

3)试验仿真：通过实验手段，测量轴承的润滑膜厚度、温度、摩擦特性等数据，并将这些数据输入仿真软件进行仿真分析，并与仿真结果进行对比验证，从而验证和修正仿真模型的准确性。阎贝^[69]通过可视化仿真和试验研究，监测对比了润滑油在轴承光滑内圈和带沟槽内圈表面的流动行为，试验验证了分析结果的合理性。

在轴承润滑的优化方面，常见的方法有以下几种：

1)材料优化：选择合适的轴承材料，如陶瓷和聚合物，以提高材料的耐磨性、耐腐蚀性和热稳定性，从而改善轴承的润滑状况。李瑞卿^[70]针对传统水润滑轴承衬里材料的单一结构问题，研究了一种刚柔性异相复合仿生材料，提高了力学性能。

2)润滑剂优化：选择合适的润滑剂，如润滑油和润滑脂，考虑到润滑剂的黏度、温度特性、抗氧化性，以提高润滑剂的性能和稳定性，从而改善轴承的润滑性。王福荣^[71]进行了大量的试验研究，研究了 Z 型全氟聚醚(PFPE-Z)体系润滑剂在高温大气环境中的适用性。

3)结构优化：通过设计优化轴承的结构参数，如减小接触面压力、改善润滑油供给方式等，以减小摩擦和磨损，提高轴承的润滑效果。Yan^[72]就是优化了油气润滑装置结构进而提升轴承的润滑效果。

总的来说，轴承润滑模型的研究正朝着更加精确和高效的方向发展，以满足不断增长的工程需求和提高轴承的可靠性和寿命。水作为润滑介质具有良好的环境友好性和可再生性。研究水润滑模型可以推动节能环保型润滑技术的发展，减少能源消耗和环境污染；通过开发精确的水润滑模型，可以优化水润滑解决方案的设计和应用，这有助于提高轴承性能、延长使用寿命和提高效率。通过研究水润滑模型，可以选择合适的水润滑方案，优化轴承设计和操作参数，以适应特殊工况和环境的需求，这为工程实践提供了理论基础和指导。

1.2.3 水润滑轴承试验研究现状

水润滑轴承试验研究是指以水作为润滑剂，进行轴承副的试验研究。围绕着水润滑轴承试验的研究，国内外学者从润滑效果、摩擦学、磨损等多个方面进行了深入的研究，其中润滑效果是研究的重点。一般采取实验室试验和模拟计算两种方式进行研究，其中实验室试验主要通过搭建轴承试验台进行操作，

以验证轴承的润滑效果和性能,模拟计算则可以更好地预测和分析轴承的行为和表现,为实验提供参照和辅助。胡萍^[73]利用水润滑轴承试验台研究了水润滑轴承的润滑效果,结果表明,影响轴承承载能力和功率损失最重要因素是转速,影响最小液膜厚度和最大液膜压力最重要因素是偏心率。而 Xie^[74]研究了极端条件下水润滑轴承的混合润滑性能和关键特性,提出了一种新的多场联轴器润滑模型,并利用水润滑轴承试验台验证了润滑性能、关键特性和影响因素之间的功能映射关系,结果可为轴承的设计和优化提供参考。

除轴承润滑效果之外,摩擦学也作为水润滑轴承试验研究的重点之一。疏舒等人^[75]在水润滑轴承试验台上对 PA 轴承样机进行了转速特性试验和载荷特性试验,得到了不同比压和转速下摩擦系数和振动特性数据。结果表明,与丁腈橡胶和赛龙 SXL 材料相比,改性 PA 材料具有摩擦因数小、磨损率低的优点。而 Wang^[76]通过微观摩擦建模开发了高性能水润滑轴承材料,研究了摩擦学中的水润滑机理,探讨了水润滑轴承中流体的运动情况、三相相互作用等因素,为深入研究水润滑轴承的摩擦学奠定了基础。

影响轴承性能的重要因素之一就是摩擦副的磨损问题,它也是水润滑轴承实验研究的关键要素。李云凯等人^[77]探究了 PA66 在干摩擦、湿润滑及不同种类完全水润滑条件下的摩擦学性能,并结合表面形貌分析其摩擦磨损机理,为 PA66 被用作水润滑轴承或导轨的材料提供了试验依据。在水润滑轴承试验中,通过观察磨损痕迹、表面形貌分析等方法考察了水润滑轴承的磨损情况。研究表明,由于水的粘度和表面张力低,与油润滑轴承相比,水润滑轴承在高速和高温下磨损更少,寿命更长。然而, Litwin^[78]在研究径向滑动轴承在受污染的水润滑条件下的磨损性能时发现,润滑槽中较高的水速有助于最大限度地减少不锈钢轴的磨损。然后,采用计算模拟和实验验证相结合的方法,深入研究了水润滑轴承的磨损情况。他们建立了一个磨损模型,考虑了流体动力学、固体摩擦和传热等几个因素,并模拟和分析了不同工作条件下的磨损行为,为轴承的寿命预测和磨损机理的研究提供了重要的参考。

高速水润滑轴承在高温环境下的性能是研究的重点之一。胡继敏^[79]为探究水润滑轴承受温度变化影响而引起的自身振动特性,建立水弹流润滑模型,分析了不同进水温度和载荷条件下相关振动特性参数的变化规律,并进行了实验,

研究表明：随着温度的升高，轴承水膜压力降低，水膜最小厚度减小，动刚度 K_{yy} 和动态阻尼 C_{yy} 会增大，轴承振动的总振动水平随温度的升高而降低。通过实验研究发现，与油润滑轴承相比，水润滑轴承在高温条件下具有更好的稳定性和耐热性。他们利用试验台测量了轴承的温度分布，并分析了水润滑轴承的热特性。另外，Wodtke^[80]通过数值模拟对水润滑径向轴承运行过程中的热现象进行研究，结果表明，受限轴向流动促进了水从轴承侧区通过沟槽回流。回流温度高于供水温度，会导致轴承衬套的温度升高。利用数值模拟方法，对水润滑轴承的温度分布进行了预测和分析，通过优化润滑系统结构和参数，提高了水润滑轴承在高温环境下的性能。

水润滑轴承试验研究中，还关注了排水和污染物携带等问题^[81-85]。赵文军等人^[86]通过试验观察水润滑轴承试验台的排水情况，并研究了水润滑轴承中排水效果对轴承性能的影响。结果表明，良好的排水能够有效降低轴承的磨损和摩擦系数。而有的则通过计算模拟方法^[87-91]研究了污染物对水润滑轴承性能的影响。他们考虑了不同大小和形状的污染物对轴承的损伤程度，并提出了相应的污染物过滤和清洁措施，优化了水润滑轴承的使用效果。

1.3 待解决问题

关于上述国内外研究现状的总结如下：(1)水润滑人字槽径向滑动轴承具有显著的优势，吸引了众多研究者的关注，他们不断探索改进人字槽轴承结构的方法和途径。(2)高速水润滑人字槽径向滑动轴承特性分析尚待加强；(3)高速水润滑人字槽径向滑动轴承试验研究尚待补充。

1.4 本文的研究内容

针对上述问题，论文基于液体动压轴承界面特征理论，考虑固液耦合作用，运用 COMSOL Multiphysics 6.1 建立了一个水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，并搭建高速水润滑人字槽径向滑动轴承性能测试台，并进行系统检测和性能研究。论文的章节安排如下：

第一章：介绍人字槽径向滑动轴承的背景和意义，综述人字槽轴承结构、轴承水润滑模型以及水润滑轴承试验的研究现状，分析水润滑人字槽径向滑动轴承中需要解决的技术问题 and 研究思路，最后提出论文的主要研究内容。

第二章：主要介绍了液体动压轴承界面理论，考虑转速和人字槽几何尺寸对人字槽径向轴承动态性能的影响，对人字槽径向轴承进行了模型的建立，重点分析了层流无滑移状态下轴承角度和平行度偏差对轴承动态特性的变化规律，并提出性能更好的轴承结构。

第三章：研究了两种不对中情形对人字槽径向轴承-转子耦合系统的支承特性和振动性能。建立了梁转子-轴承耦合模型。分析了两种偏差对人字槽径向轴承支撑性能的影响和对转子振动响应的变化规律。

第四章：详细介绍了径向滑动轴承试验台的设计和操作，对使用的试样进行了相应的描述，并进行设计结果的验证。通过上述过程测得的轴承特性数据为后续分析提供了数据依据。

第五章：利用所研制的人字槽径向滑动轴承静、动态特性和振动测试装置，通过整理第二、三章的仿真理论计算结果和第四章的实验测量结果，分别对轴承的摩擦力矩和径向刚度系数和径向加速度开展测试研究，总结变化规律，分析特性变化。

第六章：进行论文工作总结，进行展望和提出建议。

第2章 水润滑人字槽径向滑动轴承建模和动态特性分析

2.1 概述

本章针对高速水润滑人字槽径向轴承的仿真分析问题，基于 COMSOL Multiphysics 6.1 软件中应用的液体动压轴承界面特征理论，基于界面雷诺方程进行轴承动态系数计算；并在此基础上，建立更加完善的人字槽径向轴承的润滑模型。此外，基于所建立的轴承润滑模型，分析倾斜和平动状态下人字槽径向轴承动态特性的变化规律，并观察转速和人字槽尺寸对人字槽径向滑动轴承性能的影响，为人字槽径向液体动压轴承的测试实验提供数据支撑和理论基础。

2.2 液体动压轴承界面特征理论

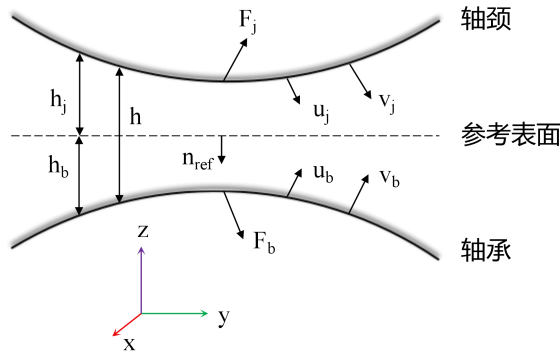


图 2-1 薄膜流典型配置示例

图 2-1 显示了轴承中流体流动的典型配置^[92]。由图可知，参考表面位于轴颈和轴承之间，其法线矢量 n_{ref} 指向轴承和轴颈。轴颈和轴承分别以位移 u_j 、 u_b 和速度 v_j 、 v_b 移动。在参考表面上的一点上，流体速度的平均值由矢量 v_{ave} 给出。流体运动产生力 F_j 、 F_b 。距离为 h_j 、 h_b 。间隙的总距离为：

$$h = h_j + h_b \quad (2-1)$$

$$h_j = h_{j1} - n_{ref} \cdot u_j \quad (2-2)$$

$$h_b = h_{b1} - n_{ref} \cdot u_b \quad (2-3)$$

其中 h_{j1} 和 h_{b1} 分别是到轴颈和轴承的初始距离。

薄膜中的流体流动方程通常是在欧拉框架中的参考表面上公式化的。如图 2-2 所示，相对于静止参考表面固定的参考圆柱体，位于两个表面（轴颈和轴承）之间的小间隙中。

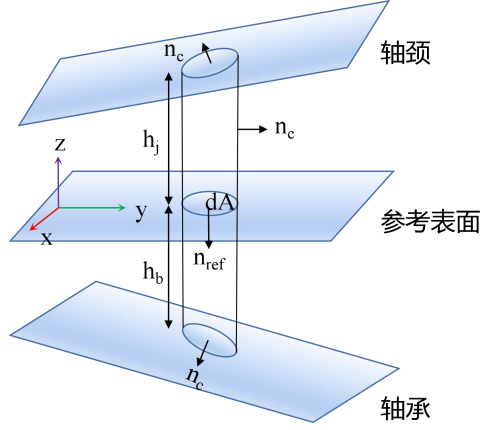


图 2-2 位于两表面间隙的参考圆柱体

$$\frac{d}{dt}(\rho h) = -\nabla_t \cdot (\rho h v_{av}) \quad (2-4)$$

其中 $h=h_j+h_b$ 和切向速度， v_{av} 表示参考平面内的平均流速。

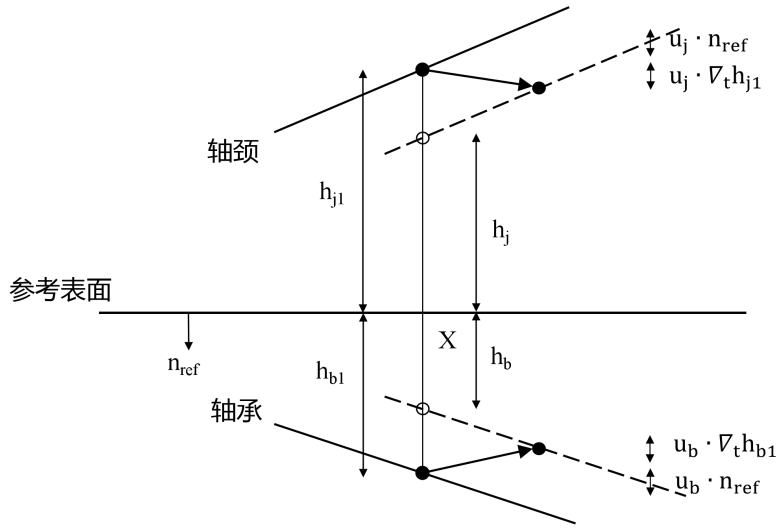


图 2-3 相对于参考表面的位移以及通道高度变化示意图

从图 2-3 中可以清楚地看出：

$$h_j = h_{j1} - u_j \cdot n_{ref} - u_j \cdot \nabla_t h_{j1} \quad (2-5)$$

$$h_b = h_{b1} - u_b \cdot n_{ref} - u_b \cdot \nabla_t h_{b1} \quad (2-6)$$

$$h = h_j + h_b \quad (2-7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla_t \cdot (\rho h v_{av}) = 0 \quad (2-8)$$

考虑描述薄通道中流动的雷诺方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla_t \cdot (\rho h v_{ave}) = 0 \quad (2-9)$$

其中：

$$h = h_{b1} + u_b \cdot n_{ref} - (u_b \cdot \nabla_t h_{b1}) - u_j \cdot n_{ref} \quad (2-10)$$

$$v_{ave} = \left(\frac{1}{2} (v_{j,t} + v_{b,t}) - \frac{h^2}{12\mu} \nabla_t p \right) \quad (2-11)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = v_b \cdot n_{ref} - (v_b \cdot \nabla_t h_{b1}) - v_j \cdot n_{ref} \quad (2-12)$$

设 u_{j0} 和 u_{b0} 是 $v_{j0}=v_{b0}=0$ 的平衡态。分别在轴颈位置 d_{uj} 和速度 d_{vj} 中引入无穷小扰动。轴承位置和速度不受干扰。取雷诺方程关于 u_j 和 v_j 的导数，得到扰动方程。

$$\frac{\partial}{\partial u_j} \left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla_t \cdot \rho h v_{ave} \right] = 0 \quad (2-13)$$

使用 h 和 v_{ave} 的表达式进行该导数，得到：

$$\nabla_t \cdot \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \nabla_t p_u \right) = - \frac{\partial}{\partial t} \rho n_{ref} + \nabla_t \cdot \left[\left(\frac{h^2}{4\mu} \nabla_t p - \frac{1}{2} (v_{j,t} + v_{b,t}) \right) \otimes \rho n_{ref} \right]^T \quad (2-14)$$

其中 p_u 表示 p 相对于 u_j 的导数。

2.3 轴承结构与雷诺方程的建立

水润滑人字槽径向滑动轴承的结构展开图如下图 3-1 所示，具体结构参数为轴承宽度 b 、轴承直径 d 、油膜厚度 h 、夹角 α 、偏心距 e 、深度 C_g 、偏位角 θ 、凸脊宽度 L_r 和槽宽 L_g 。

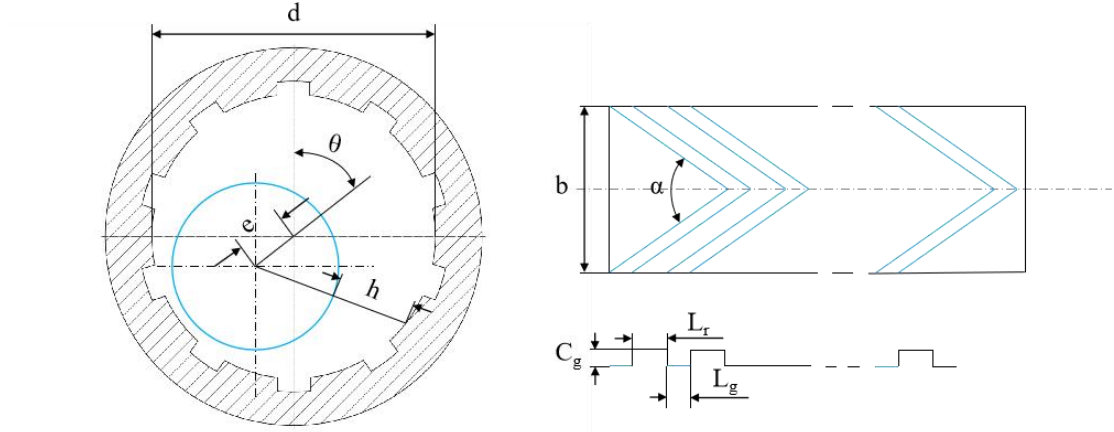


图 2-4 人字槽径向轴承结构展开图

以下是建立雷诺方程时进行的一系列假设：

- (1) 由于与油膜的长度和宽度相比，油膜的厚度极小，因此可以忽略流体膜的弯曲，而可以通过平移运动代替旋转^[93]；
- (2) 流体膜惯性力与粘滞力相比可以忽略不计；
- (3) 流体与轴承及轴颈固体表面接触点运动速度保持一致，即无滑移边界条件；
- (4) 与 Y 方向流体速度梯度相比 X、Z 方向的流体速度梯度可以忽略不计；
- (5) 润滑介质是密度、粘度和比热恒定的牛顿流体^[94]；
- (6) 假设流动为层流，因此流体膜在任何位置的 Y 方向上压力保持不变。

动态无量纲雷诺方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 6 \frac{\partial H}{\partial t} \quad (2-21)$$

式中， $\frac{\partial H}{\partial t} = \bar{v}_e \sin \varphi + \bar{v}_\theta \cos \varphi$ 是无量纲薄膜厚度随时间变化的导数， v_e 和 v_θ 是轴在垂直和水平方向上的瞬时平移速度， $\bar{v}_e = \frac{v_e}{c\omega}$ ， $\bar{v}_\theta = \frac{v_\theta}{c\omega}$ ， $\bar{v}_e$ 和 $\bar{v}_\theta$ 分别是它们的无量纲量^[95]。

扰动压力方程如下所示：

$$\text{Rey}(P_\varepsilon) = -3 \sin \varphi - \left(\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) \right) \quad (2-22)$$

$$\text{Rey}(P_\theta) = 3 \cos \varphi - \left(\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \sin \varphi \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3H^2 \sin \varphi \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) \right) \quad (2-23)$$

$$\text{Rey}(P_\varepsilon) = 6 \cos \varphi \quad (2-24)$$

2.4 水润滑人字槽径向滑动轴承动态特性分析

表 2-1 给出了所使用的水润滑人字槽径向滑动轴承的几何和工况参数，轴承的几何结构如图 2-4 所示。基于建立的水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，分析轴承的最大压力、刚度系数、阻尼系数和临界质量等特性随倾斜和平动的变化规律，以及转速和人字槽结构尺寸对轴承性能的影响。

表 2-1 人字槽径向轴承几何和工况参数

参数	数值	参数	数值
轴承直径 d/mm	60	槽数 n	20
宽径比 b/d	0.33	槽深 C_g/mm	0.03
半径间隙 c/mm	1	人字槽夹角 $\alpha/^\circ$	42.6
动力黏度 $\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$	0.01	沟脊比 r_g	0.41
密度 $\rho/\text{kg}/\text{m}^3$	1000	偏心率 ε	0.3
环境温度 $/\text{K}$	293.15	转速 N/rpm	12000

2.4.1 倾斜对人字槽径向滑动轴承的影响

轴颈偏心率 $\varepsilon = 0.3$ ，转速 $N = 12\text{krpm}$ 。由图 2-5 可见，倾斜角从 0 增大到 $2 \times 10^{-4}\text{rad}$ 时最大轴承压力没有变化，但随着倾斜角的继续增大，最大轴承压力急剧增大，其可能原因在于轴颈倾斜角大于 $2 \times 10^{-4}\text{rad}$ 过后，所产生的楔形间隙效应发生作用，导致最大轴承压力增大，承载力也越高。

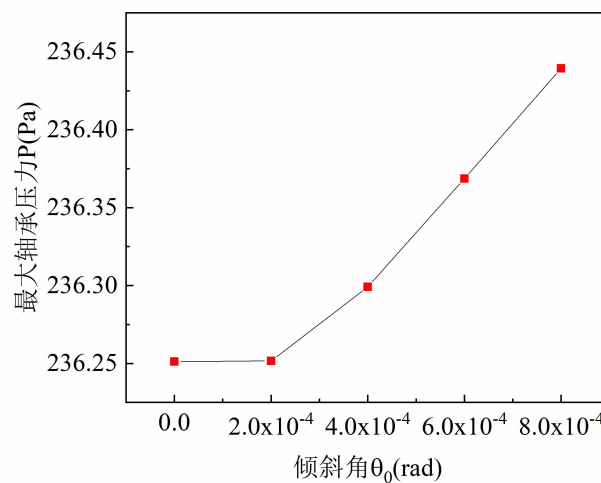


图 2-5 最大轴承压力随倾斜角的变化曲线

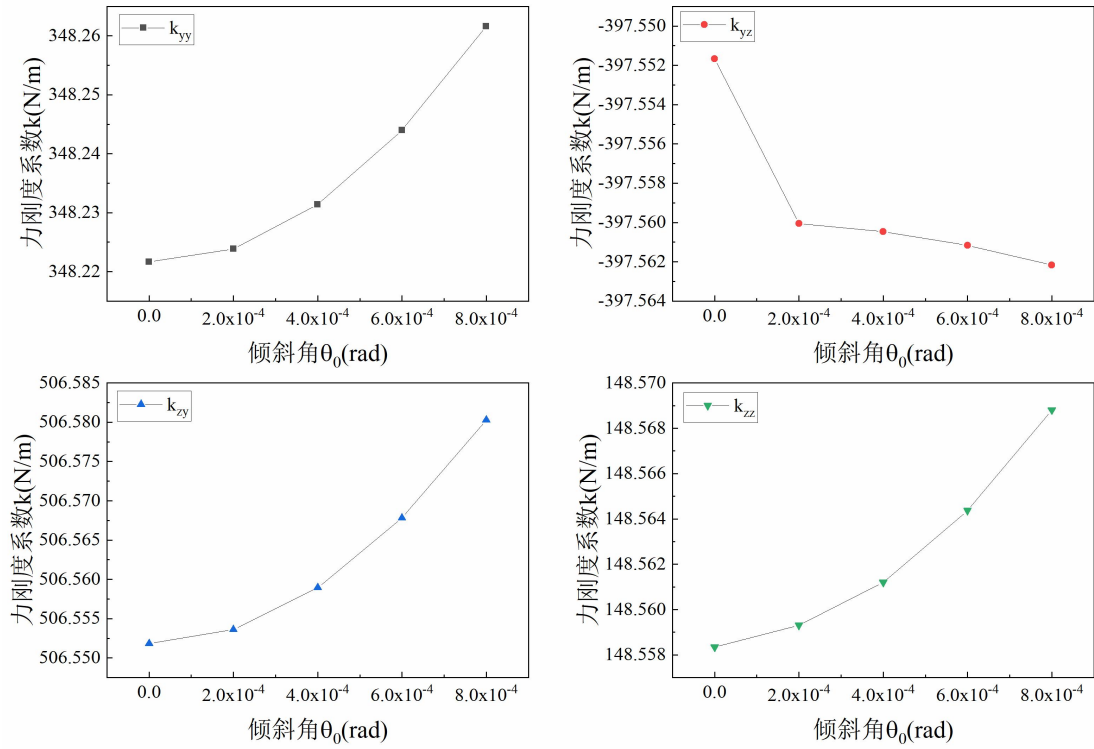


图 2-6 力刚度系数随倾斜角的变化曲线

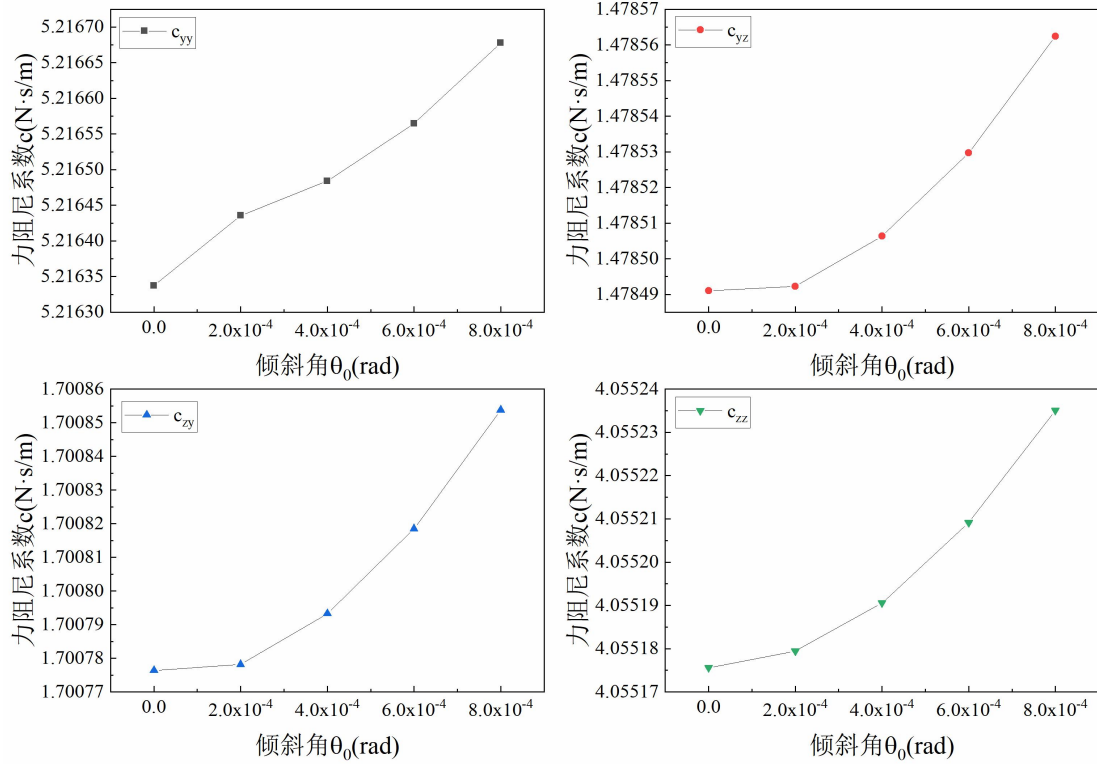


图 2-7 力阻尼系数随倾斜角的变化曲线

负号仅表示方向。由图 2-6 可以得出, 倾斜程度增加, 交叉耦合力刚度系数 k_{yz} 减小, 其余刚度系数增大; 直接力刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$, 交叉耦合力刚度系数 $|k_{zy}| > |k_{yz}|$ 。上述结果的主要原因是: 由轴颈沿 y 轴偏移产生的楔形间隙效应和人字槽的动压效应起主要作用。

图 2-7 给出了人字槽径向轴承阻尼系数随倾斜角的变化曲线。由图可见, 随着倾斜角的增加, 所有阻尼系数均略微增大。当倾斜角较小时, 直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$, 交叉耦合力阻尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。这是因为随着倾斜程度的增加, 最小水膜厚度逐渐变小, 轴承阻尼系数增加。

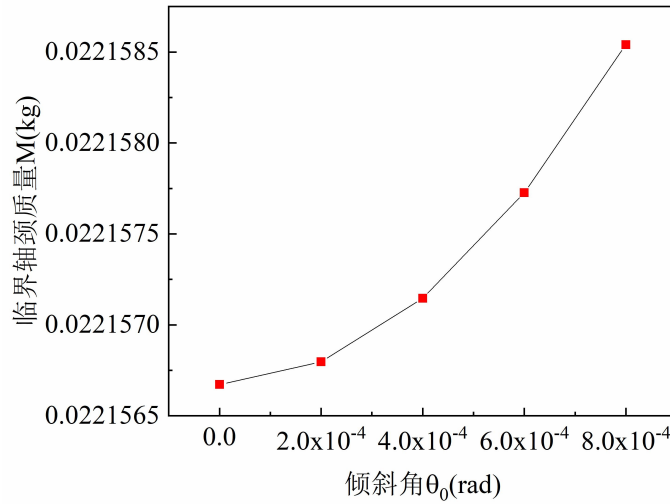


图 2-8 临界轴颈质量随倾斜角的变化曲线

由图 2-8 可见, 随着倾斜角的增加, 临界轴颈质量逐渐增大, 主要的理由是: 随着倾斜程度的增加, 这可由于系统构造或运行特性导致, 轴承受到的阻尼效应也增强了, 如图 2-7 所示, 临界轴颈质量有所增大。随着倾斜程度的增加, 系统的阻尼系数增加, 这会影响到系统的临界状态, 使得需要更大的轴颈质量来维持系统的稳定性或特定运行状态。

2.4.2 平动对人字槽径向滑动轴承的影响

偏心率 $\varepsilon = 0.3$, 倾斜角 $\theta_0 = 0$, 转速 $N = 12\text{krpm}$ 。由图 2-9 可以看出, 随着平动偏差的增大, 最大轴承压力也增大, 可能的原因是由于平移导致的轴颈偏移, 这降低了最小水膜厚度, 致使相同膜厚压力增大, 承载力也相应增大。

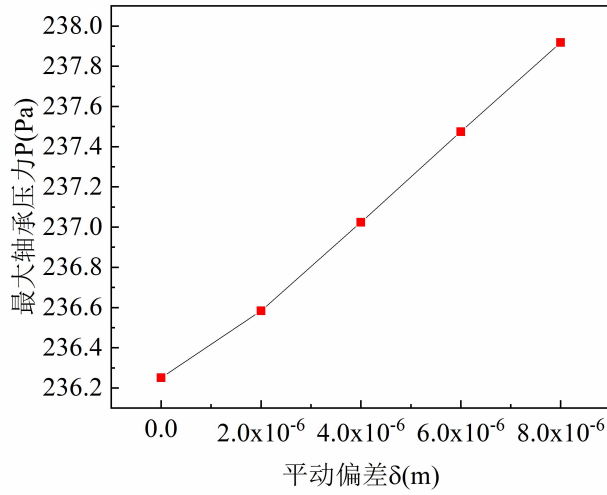


图 2-9 最大轴承压力随平动偏差的变化曲线

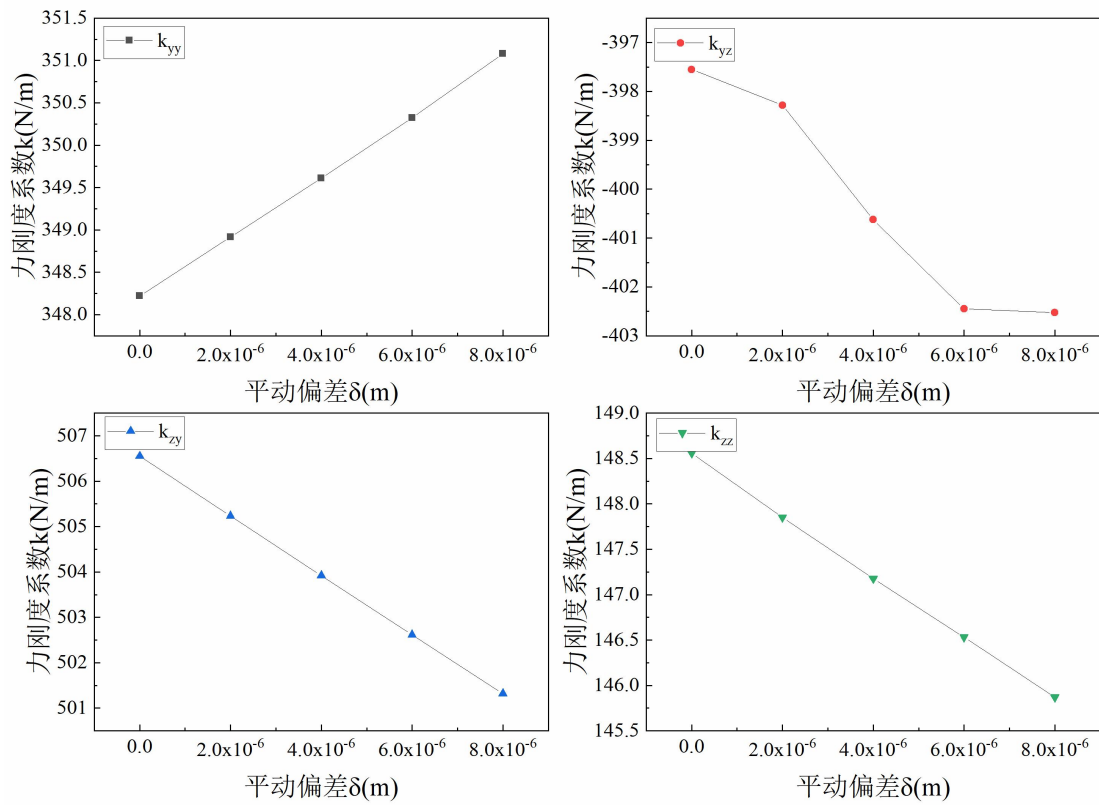


图 2-10 力刚度系数随平动偏差的变化曲线

由图 2-10 可见，平动偏差 δ 增加，直接力刚度系数 k_{yy} 增大，其余刚度系数减小；直接力刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$ ，交叉耦合力刚度系数 $|k_{zy}| > |k_{yz}|$ 。上述结果的主要原因是：沿 y 轴正方向的平动偏差增加，所产生的间隙效应和人字槽的动压效应起主要作用。

图 2-11 给出了人字槽径向轴承阻尼系数随平动偏差 δ 的变化曲线。由图可见，随着 δ 的增大，直接力阻尼系数 c_{yy} 随之增大，而其余阻尼系数均随之减小；直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ ，交叉耦合力阻尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。这是因为随着平动偏差 δ 的增大，沿 y 轴正方向的最小水膜厚度逐渐减小，轴承阻尼系数有所增大，而其余方向上最小水膜厚度增大，平均间隙增大，因此其余阻尼系数有所减小。

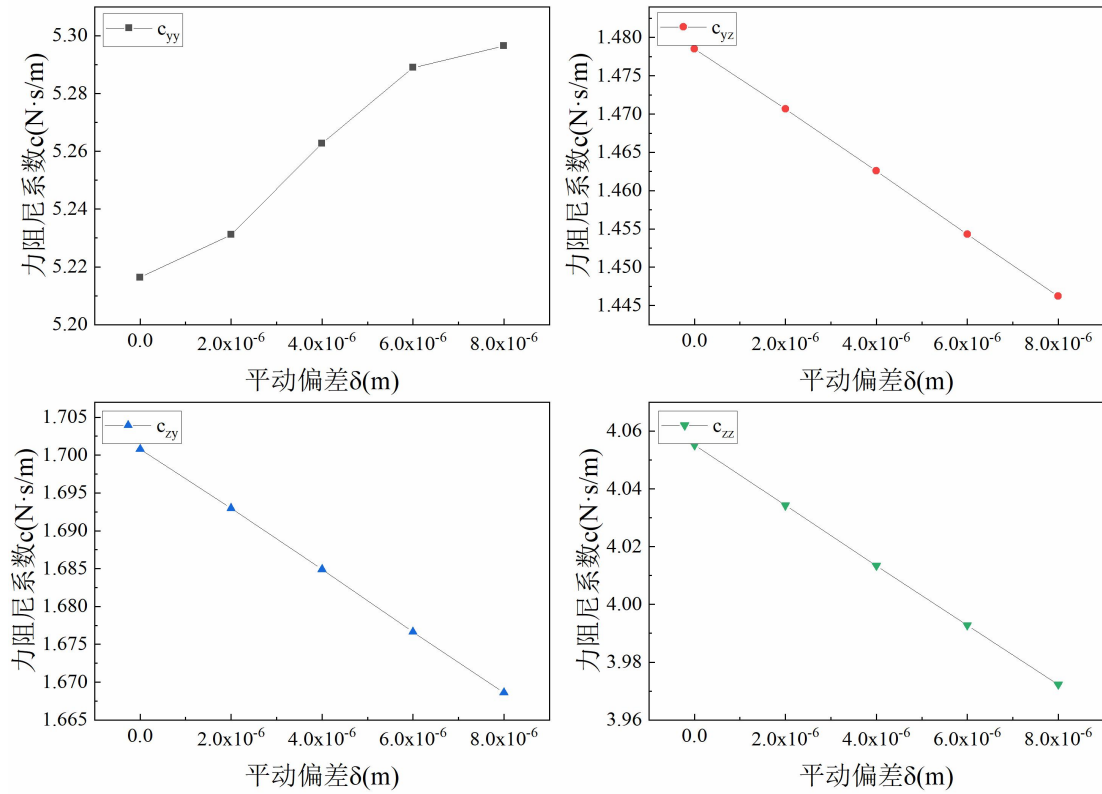


图 2-11 力阻尼系数随平动偏差的变化曲线

由图 2-12 可见，随着平动偏差 δ 的增加，临界轴颈质量先减小后迅速增大，达到 $\delta = 6.0 \times 10^{-6} \text{m}$ 之后，增大幅度逐渐减缓。可能的理由是：如图 2-11，平动偏差 δ 较小时，阻尼系数基本减小，沿 y 轴平动产生偏差引起的直接力阻尼系数 c_{yy} 增大并不明显，因此临界轴颈质量先减小；随着 δ 的不断增大，直接力阻尼系数 c_{yy} 迅速增大。

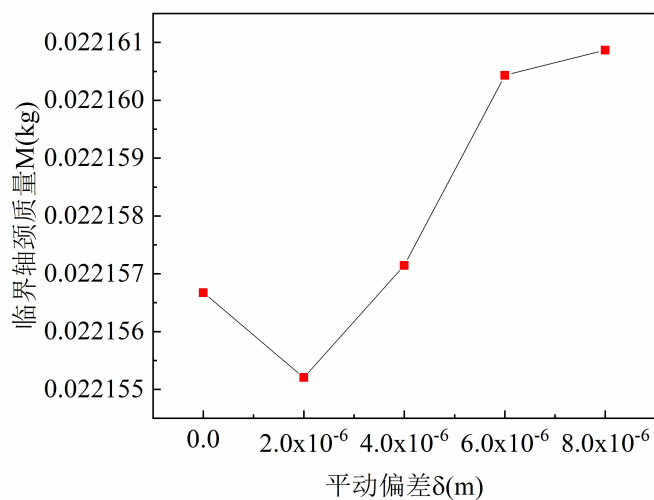


图 2-12 临界轴颈质量随倾斜角的变化曲线

2.4.3 转速对人字槽径向滑动轴承的影响

图 2-13 给出了水润滑人字槽径向滑动轴承最大轴承压力随转速的变化曲线。偏心率 $\varepsilon = 0.3$ ，倾斜角 $\theta_0 = 0^\circ$ 。由图可见，转速的增加，水润滑流速越快，相同膜厚时压力越大，承载力越高。造成上述结果的主要原因是，随着转速的增加，动压效应逐渐增大，承载力相应增加^[96]。

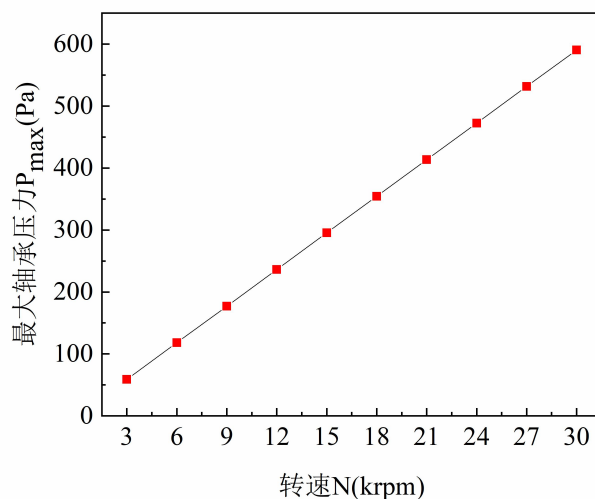


图 2-13 最大轴承压力随转速的变化曲线

如图 2-14 所示为人字槽径向滑动轴承随转速变化的动刚度系数变化曲线。负号仅表示方向。由图可见，转速增加，刚度系数随之增大；直接力刚度系数

$k_{yy} > k_{zz}$ ，交叉耦合力刚度系数 k_{yz} 和 k_{zy} 呈近似反对称。转速增加，动态压缩效应增加，刚度系数都增加；由于轴颈沿 y 轴偏移，故直接刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$ 。

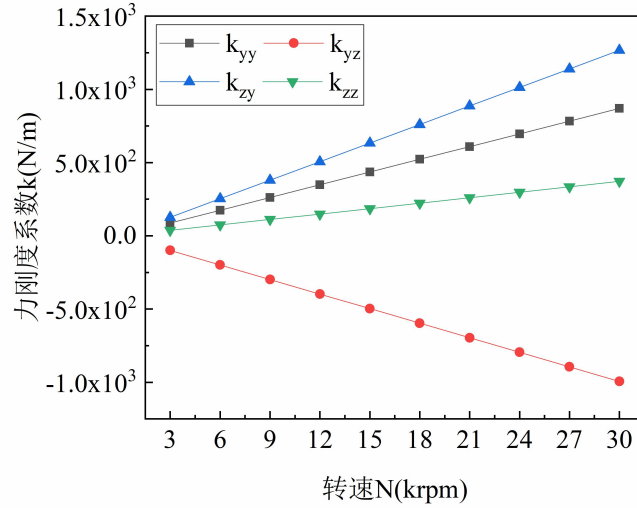


图 2-14 力刚度系数随转速的变化曲线

从图 2-15 中可以看出，随着转速的增加，直接力阻尼系数基本不变^[97]。由于轴颈沿 y 轴偏移，直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ 。交叉耦合阻尼系数 c_{zy} 略大于 c_{yz} 。随着转速的增加，紊流区面积扩大，但流体水的有效粘度基本不变，粘性生热也不明显，因此阻尼系数基本不变。

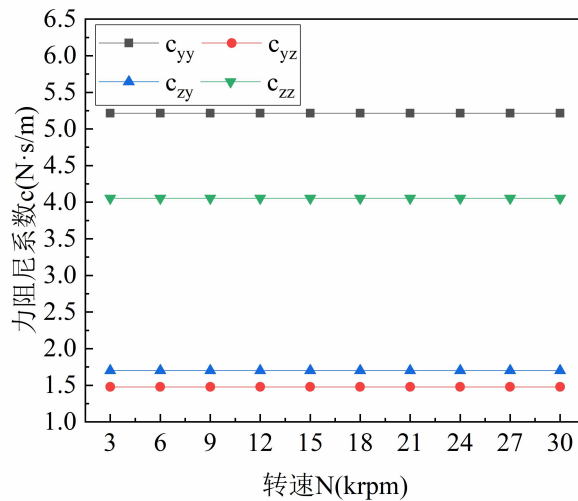


图 2-15 力阻尼系数随转速的变化曲线

图 2-16 给出了人字形槽径向轴承临界轴颈质量随转速的变化曲线。从图中可以看出，随着转速的增大，临界轴颈质量逐渐减小，且在转速达到 15krpm

之后降低幅度逐渐减缓，其可能原因是：转速增加，粘性生热效应开始显现，水膜温升提高，有效粘度降低，因而阻尼系数会随之略微减小导致临界轴颈质量略微减小。

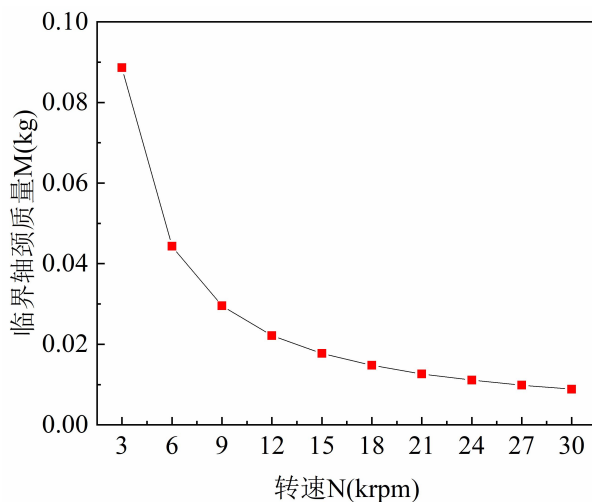


图 2-16 临界轴颈质量随转速的变化曲线

2.4.4 几何尺寸对人字槽径向滑动轴承的影响

本节主要针对在轴承长径比和沟槽数目不变的情况下，讨论研究了人字槽角度、人字槽深度和人字槽宽度对轴承动力性能的影响，确定了高承载载荷、刚度和稳定性条件下人字槽结构参数的合适值。

(1) 人字槽夹角

本节主要研究了人字槽夹角对轴承性能的影响，在保持其他轴承参数不变的情况下，对人字槽径向轴承，我们通过变化夹角从 30° 到 150° 进行分析，以探究人字槽夹角对最大轴承压力的影响。

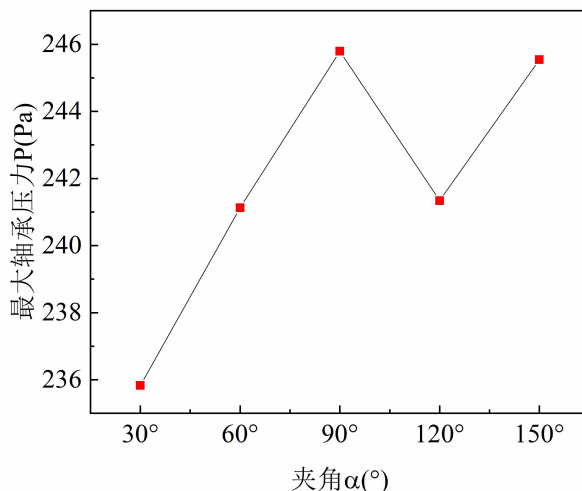


图 2-17 最大轴承压力随人字槽夹角的变化曲线

由图 2-17 可以看出，人字槽角度增大，最大轴承压力先增大后减小后增大，在 90° 达到最佳值，而轴承承载力的角度在角度为 60° 和 120° 时具有较大的影响，最大轴承压力相同条件比 90° 人字形槽要小近一半^[1]。

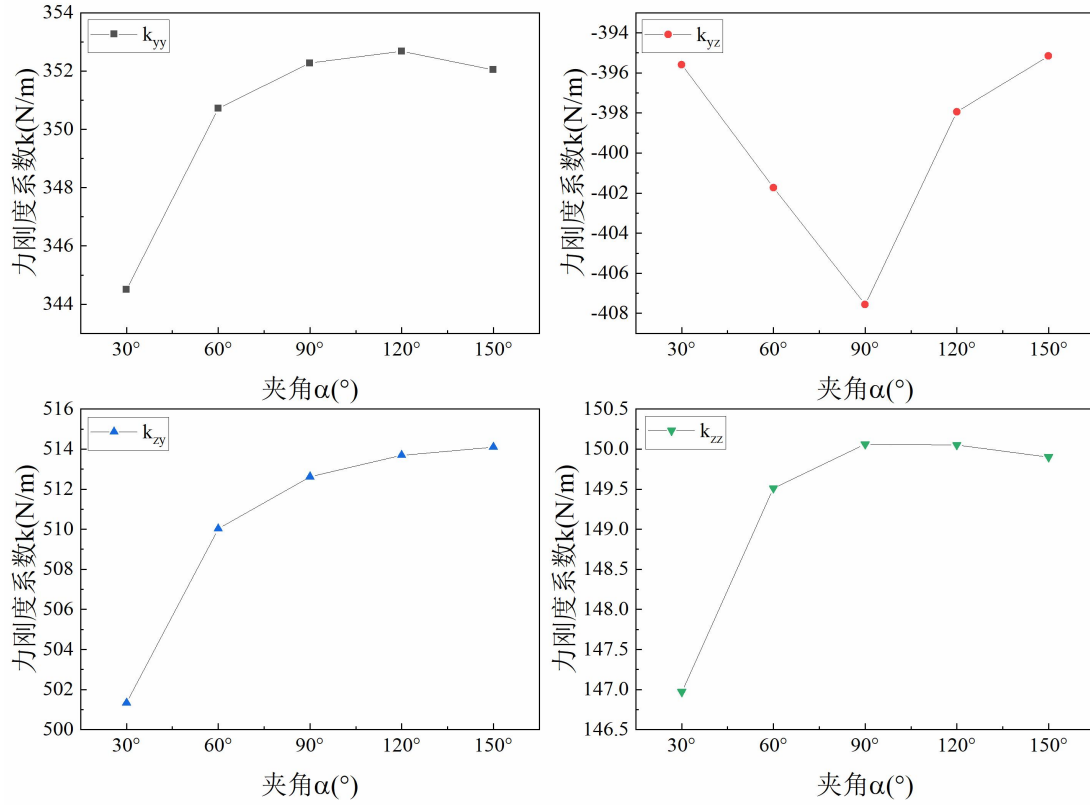


图 2-18 力刚度系数随人字槽夹角的变化曲线

由图 2-18 可见，人字槽夹角增大，直接力刚度系数 k_{yy} 和 k_{zz} 增大，交叉耦合刚度系数 k_{zy} 增大， k_{yz} 则是先减小后增大，在人字槽夹角达到 90° 时，达到最小值；直接力刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$ ，交叉耦合力刚度系数 $|k_{zy}| > |k_{yz}|$ 。

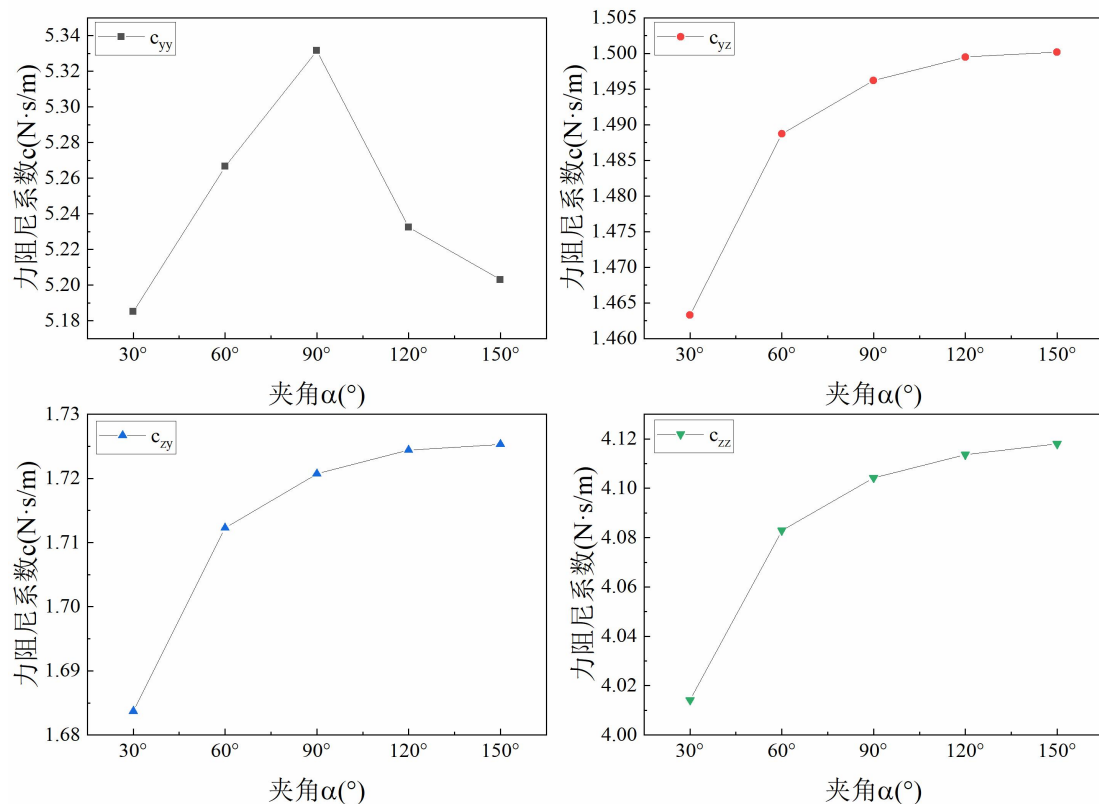


图 2-19 力阻尼系数随人字槽夹角的变化曲线

图 2-19 给出了人字槽径向轴承阻尼系数随人字槽夹角的变化曲线。由图可见，随着人字槽夹角的增大，直接力阻尼系数 c_{yy} 先增大到最大值再减小，而其余阻尼系数均随之增大；直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ ，交叉耦合力阻尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。

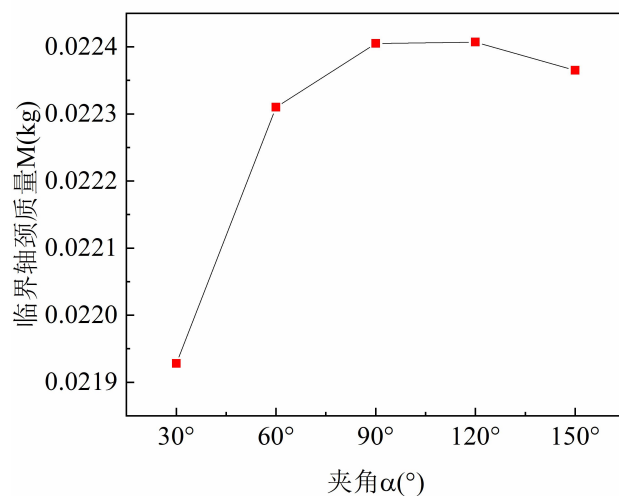


图 2-20 临界轴颈质量随人字槽夹角的变化曲线

由图 2-20 可见，随着人字槽夹角的增加，临界轴颈质量先增大后缓慢减小。研究发现：人字槽夹角越小，人字槽径向轴承动态系数增加就越明显。因此，综合考虑人字槽夹角为 90° 左右时承载力和刚度、稳定性较好。

(2) 人字槽深度

保持其它参数不变，设置人字槽槽深为 0.01mm、0.02mm、0.03mm、0.04mm、0.05mm，分析槽深对水润滑人字槽径向滑动轴承性能的影响。如图 2-21 所示，随着人字槽深度增大，最大轴承压力先减小后增大，在人字槽深度为 0.02mm 时，最大轴承压力达到极小值，说明轴承人字槽槽深在选择时要避免该尺寸，且槽深对轴承承载力影响比较大，结合变化曲线可以得出推断：人字槽深度越大对于轴承承载力的提升越有效。

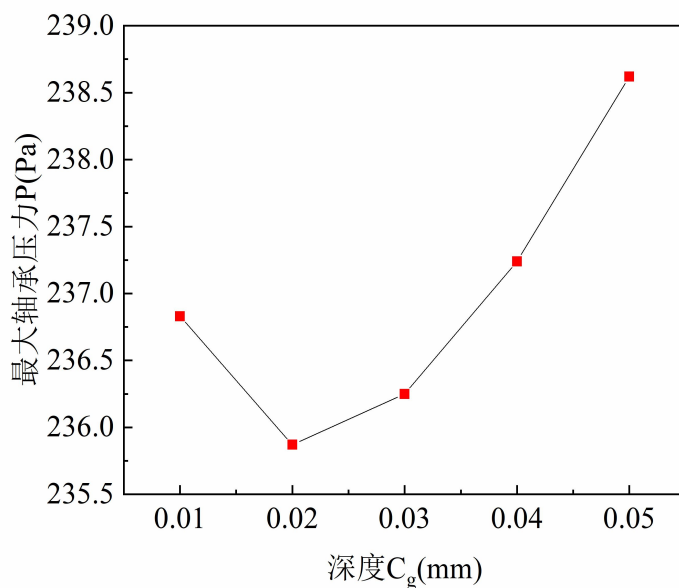


图 2-21 最大轴承压力随槽深的变化曲线

由图 2-22 可见，人字槽深度增加，直接力刚度系数 k_{yy} 和 k_{zz} 减小，交叉耦合刚度系数 k_{zy} 减小，而 k_{yz} 则是增大；直接力刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$ ，交叉耦合力刚度系数 $|k_{zy}| > |k_{yz}|$ 。

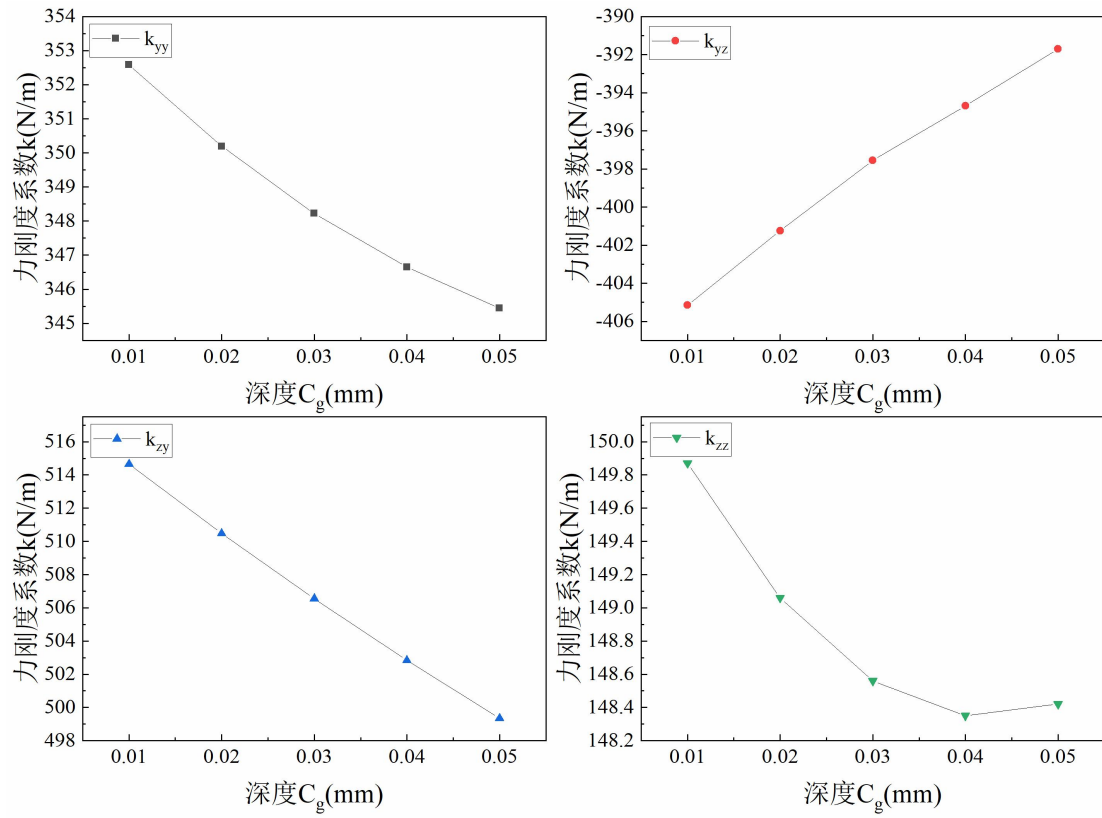


图 2-22 力刚度系数随槽深的变化曲线

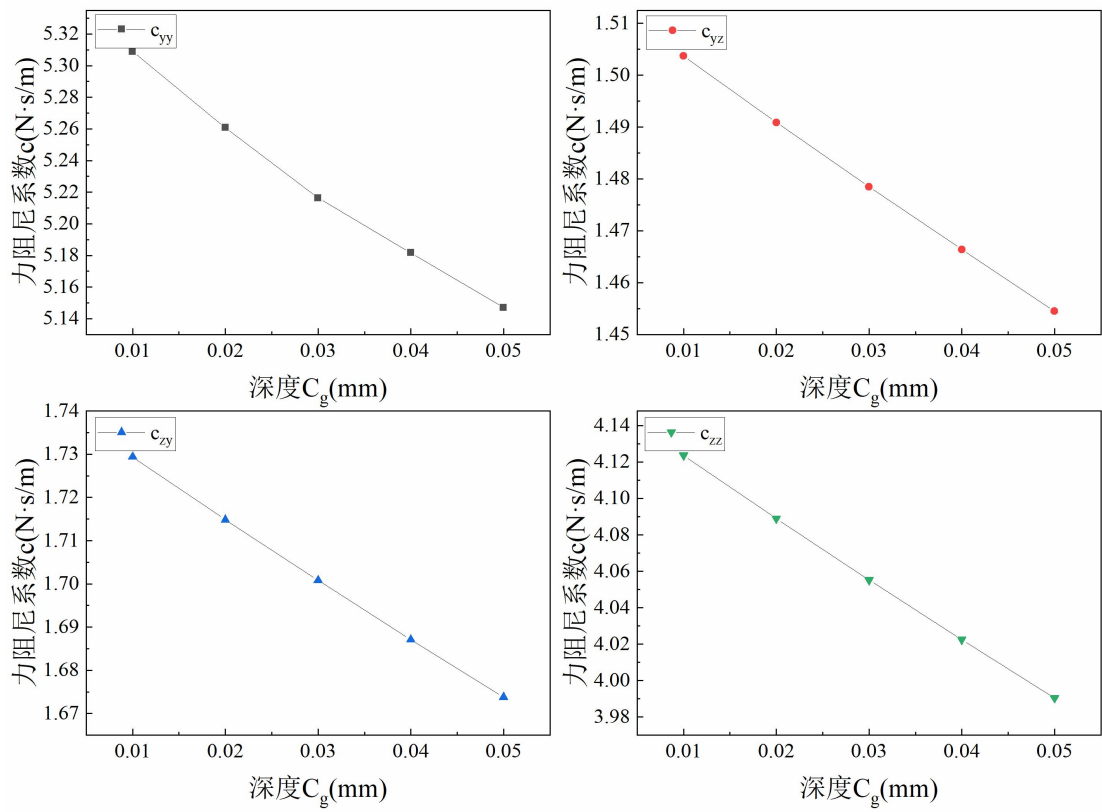


图 2-23 力阻尼系数随槽深的变化曲线

图 2-23 给出了人字槽径向轴承阻尼系数随人字槽深度的变化曲线。从图中可以看出，力阻尼系数均随人字槽深度的增加而减小，基本趋势呈现线性变化；直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ ，交叉耦合力阻尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。由此可见，人字槽深度对轴承阻尼系数的变化的是负相关的。

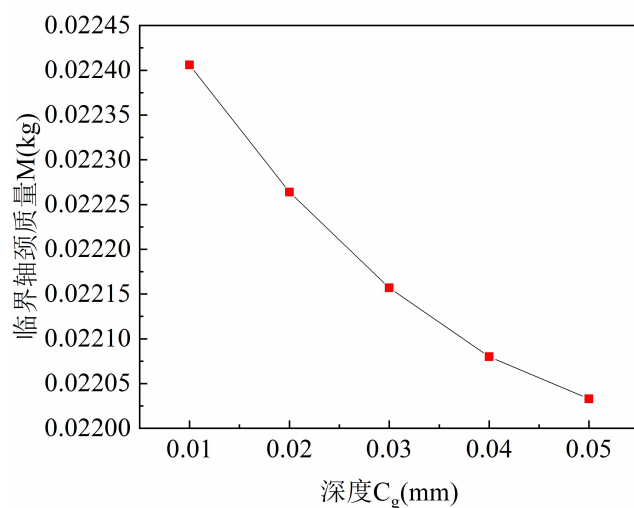


图 2-24 临界轴颈质量随槽深的变化曲线

由图 2-24 可以得出，随着人字槽深度的增加，临界轴颈质量缓慢减小。研究发现：人字槽深度越小，人字槽径向轴承动态系数越大。得出结论：人字槽深度为 0.01mm 左右时轴承刚度和阻尼最高，最大轴承压力和临界质量也比较大。

(3)人字槽宽度

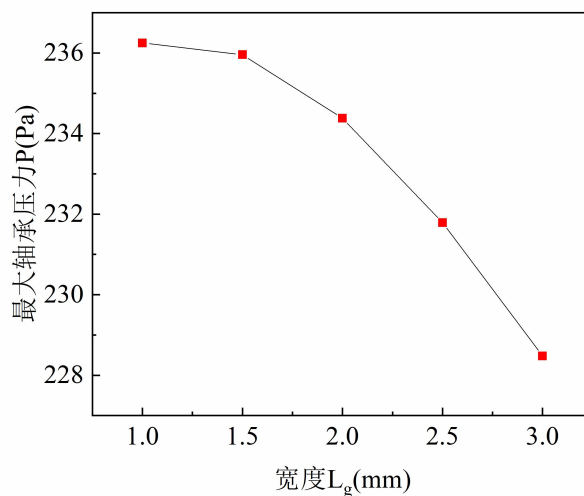


图 2-25 最大轴承压力随槽宽的变化曲线

如图 2-25 所示,随着人字槽宽度增大,最大轴承压力逐渐减小,且减小幅度逐渐增大;说明轴承人字槽槽宽在选择时要尽量减小人字槽宽度尺寸,且槽宽对轴承承载力影响比较大,结合变化曲线可以得出推断:人字槽深度越小对于轴承承载力的提升越有效。

由图 2-26 可见,人字槽宽度增加,直接力刚度系数 k_{yy} 和 k_{zz} 减小,交叉耦合刚度系数 k_{zy} 也减小,而 k_{yz} 不断增大,这与人字槽槽深对轴承刚度系数的影响是一致的;在数值上,符合直接力刚度系数 $k_{yy} > k_{zz}$,交叉耦合力刚度系数 $|k_{zy}| > |k_{yz}|$ 的规律。

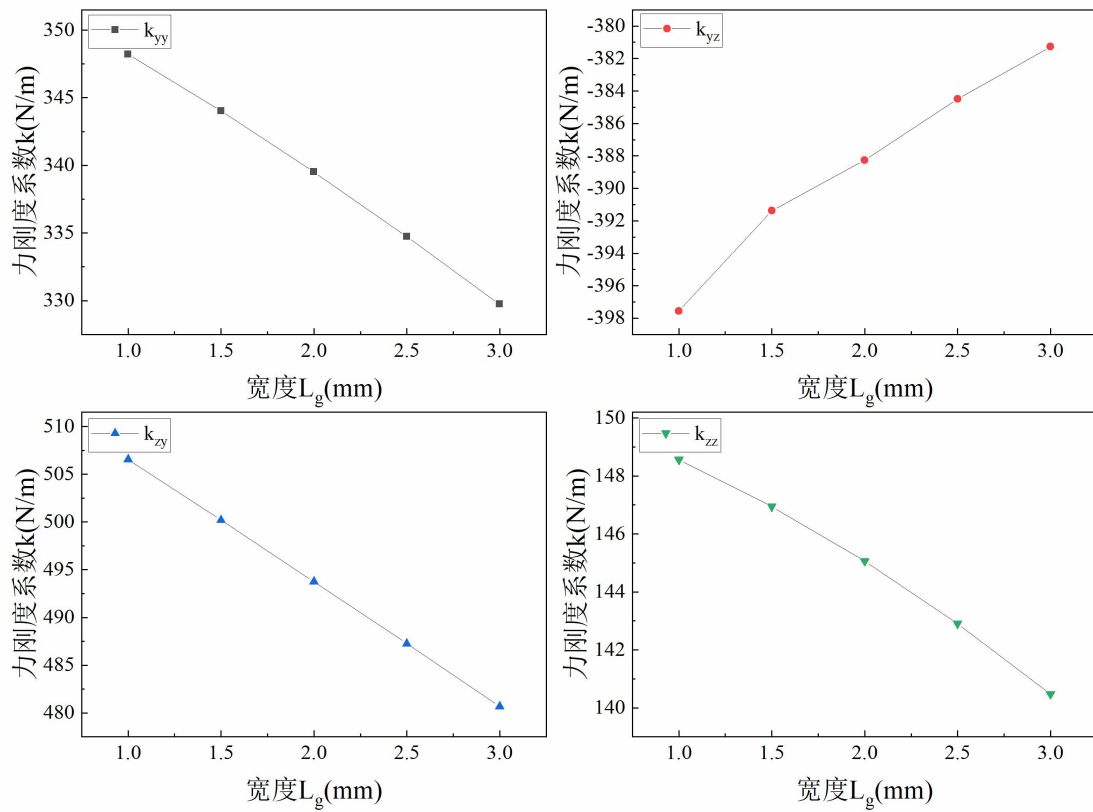


图 2-26 力刚度系数随槽宽的变化曲线

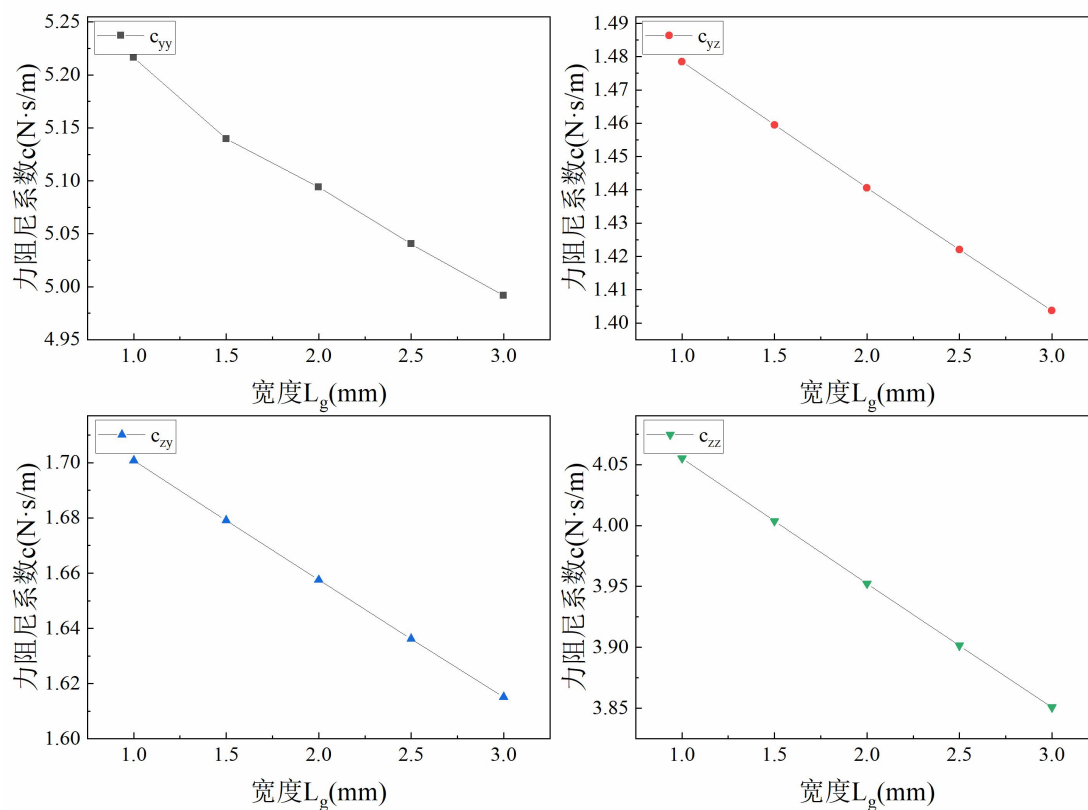


图 2-27 力阻尼系数随槽宽的变化曲线

图 2-27 给出了人字槽径向轴承阻尼系数随人字槽宽度的变化曲线。从图中可以看出，随着人字形槽宽度的增加，力阻尼系数全部减小，基本趋势呈现线性变化；直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ ，交叉耦合力阻尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。由此可见，人字槽槽深和宽度对轴承动态系数的变化规律有相似性。

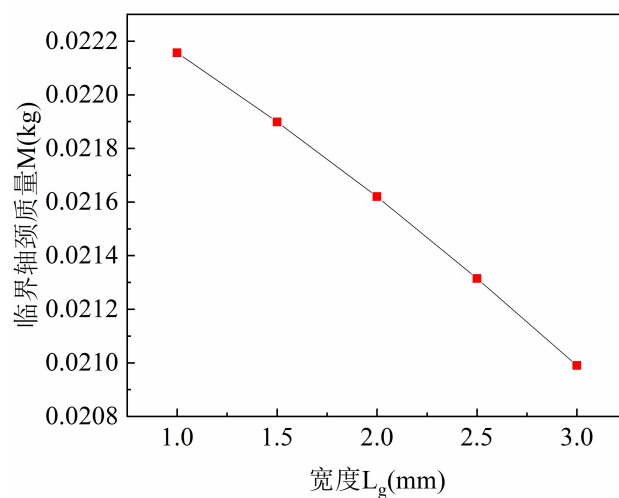


图 2-28 临界轴颈质量随槽宽的变化曲线

图 2-28 给出了人字槽径向轴承临界轴颈质量随人字槽宽度的变化曲线。从图中可以看出，临界轴颈质量随着人字形槽宽度的增加而缓慢减小。研究发现：人字槽宽度越小，人字槽径向轴承动态系数越大。与槽深的影响不同，槽宽对轴承临界轴颈质量的变化曲线基本呈现线性变化而不是曲线变化。因此，人字槽宽度选取为 1.0mm 左右。

2.5 本章小结

本章主要介绍了液体动压轴承界面理论并考虑转速和人字槽尺寸对人字槽径向滑动轴承性能的影响，对水润滑人字槽径向滑动轴承进行了仿真模型的建立，分析倾斜和平动状态下人字槽径向轴承动态特性的变化规律。主要结论如下：

(1)倾斜程度增大，最大轴承压力增大，楔形间隙效应明显，导致最大轴承压力增大，承载力也越高，交叉耦合刚度系数减小，其余刚度系数增大，轴承阻尼系数和临界轴颈质量也都有所增大。

(2)平动导致轴颈偏移，减小了最小水膜厚度，致使相同膜厚压力增大，承载力也相应增大，间隙效应和螺旋槽的动压效应起主要作用，除直接力刚度和直接力阻尼系数随之增大，而其余均随之减小，临界轴颈质量先减小后迅速增大，达到 $\delta = 6.0 \times 10^{-6}\text{m}$ 之后，增大幅度逐渐减缓。

(3)随着转速的增加，动压效应逐渐增强，轴承承载力随之增大，所有刚度系数均随之增大，紊流区面积扩大，但流体水的有效粘度基本不变，粘性生热也不明显，因此阻尼系数基本不变，水膜温升提高，有效粘度降低，因而阻尼系数会随之略微减小导致临界轴颈质量略微减小。

(4)人字槽夹角 90° 左右，槽深为 0.01mm，人字槽宽度在 1.0mm 左右时，轴承性能最为稳定，动压效果也较为明显，润滑效果最好。其中，人字槽夹角对轴承性能影响最大，人字槽槽深次之，人字槽宽度的影响程度相对较小。

第3章 水润滑人字槽径向滑动轴承系统建模和动态特性分析

3.1 概述

人字槽径向轴承因为稳定性好和自适应能力强，在当前旋转机械中被广泛使用，其不对中状态的研究也愈发重要^[98]。但是在研究径向轴承不对中状态时，往往更关注对轴承本身特性进行研究，针对不对中对转子影响的研究较少。

如上所述，对人字槽径向轴承不对中的失准效应的研究主要集中在单个轴承和稳态性能上，而没有包含对人字槽径向转子系统以及动态性能的失准影响。本研究建立了新的梁转子-轴承耦合动力学模型，展示了系统的瞬态过程，揭示了转子涡动和轴承动态性能随时间的变化规律；详细地研究了两种常见的失准对人字槽径向轴承动态系数和转子系统的振动性能的影响。

3.2 理论研究

如图 3-1 所示。刚性转子由两个人字槽径向轴承支撑，HGJB a 距转子左端长度为 L_1 ，HGJB a 和转子质心之间的距离为 L_a ，HGJB b 到转子末端距离为 L_2 ，HGJB b 到转子质心距离是 L_b 。由于轴承分布存在差异，转子存在不平衡，刚性转子可以沿坐标移动和扭转，轴以 ω 的转速旋转，围绕与轴向坐标重合的旋转轴 X 轴。由于转子的刚度远高于气体轴承的刚度，因此将转子建模为刚体。转子的无量纲运动方程如下^[102]：

$$\begin{cases} \bar{m}_r \ddot{\bar{Z}} = \bar{F}_Z^a + \bar{F}_Z^b + \bar{F}_{Z_{im}} + \bar{m}_r \bar{g} \\ \bar{m}_r \ddot{\bar{Y}} = \bar{F}_Y^a + \bar{F}_Y^b + \bar{F}_{Y_{im}} \\ \bar{I}_T \ddot{\bar{\xi}} + \bar{I}_p \ddot{\bar{\psi}} = \bar{F}_Y^a \bar{l}_a - \bar{F}_Y^b \bar{l}_b + \bar{M}_{\xi_{im}} \\ \bar{I}_T \ddot{\bar{\psi}} + \bar{I}_p \ddot{\bar{\xi}} = -\bar{F}_Z^a \bar{l}_a + \bar{F}_Z^b \bar{l}_b + \bar{M}_{\psi_{im}} \end{cases} \quad (3-1)$$

式中， $\bar{m}_r$ 为无量纲转子质量， $\bar{I}_T$ 和 $\bar{I}_p$ 为无量纲横向转子惯性和无量纲极性转子惯性， $\bar{Z}$ 和 $\bar{Y}$ 表示沿 Z 和 Y 方向的无量纲位移， $\bar{\xi}$ 和 $\bar{\psi}$ 表示沿 ξ 和 ψ 方向的无量纲旋转角， $\bar{F}_Z$ 和 $\bar{F}_Y$ 表示 Z 和 Y 方向的无量纲轴承力， $\bar{F}_{Z_{im}}$ 和 $\bar{F}_{Y_{im}}$ 表示沿 Z 和 Y 方向的无量纲不平衡力， $\bar{l}$ 表示轴承中间平面与质心之间的无量纲距离，

$\bar{M}_{\xi_{im}}$ 和 $\bar{M}_{\psi_{im}}$ 分别表示由沿 ξ 和 ψ 方向的不平衡引起的无量纲矩， a ， b 分别表示轴承名称。

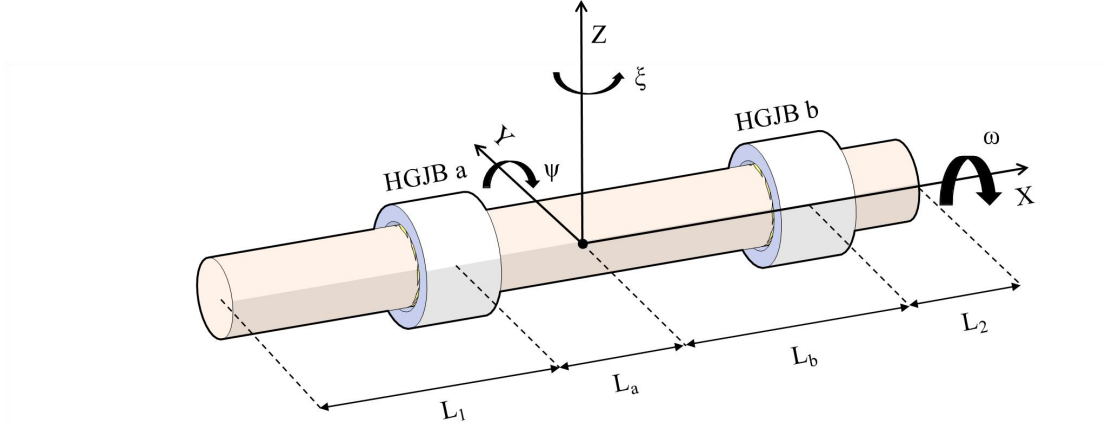


图 3-1 轴承-转子系统的坐标系

3.2.1 梁转子-轴承耦合理论

通过计算轴颈和轴承表面之间的间隙，确定流体膜的厚度。在流体动力轴承界面中，初始轴颈表面被视为参考表面进行分析。

$$x_j = X + u_{bm} + \theta_{bm} \times (X - X_{bm}) = X + u_j \quad (3-2)$$

这里的 X_{bm} 、 u_{bm} 和 θ_{bm} 代表参考表面上点的位置、位移和旋转。轴颈表面距参考表面的高度，则表示轴颈表面上的点相对于参考表面上点的法向分量的相对位置。由下式给出：

$$h_j = u_j \cdot n_{ref} \quad (3-3)$$

轴承表面上与参考表面上的点相对应的点的位置为：

$$x_b = X_b + u_b = X + h_{b1}n_{ref} + u_b \quad (3-4)$$

其中， h_{b1} 是轴承初始间隙。与原始参考法线对齐的点的位置可以大致通过以下方式获得：

$$\begin{aligned} x'_b &= x_b - (\nabla_t x_b \cdot u_b) \\ &= X + h_{b1}n_{ref} + u_b - (\nabla_t X + n_{ref} \otimes \nabla_t h_{b1} + h_{b1}\nabla_t n_{ref}) \cdot u_b \end{aligned} \quad (3-5)$$

轴承表面相对于参考表面沿着参考法线 n_{ref} 的高度为：

$$h_b = (x'_b - X) \cdot n_{ref} = h_{b1} + u_b \cdot n_{ref} - (\nabla_t h_{b1} \cdot u_b) \quad (3-6)$$

X 和 n_{ref} 的切向梯度在参考表面的平面中并且垂直于 n_{ref} 。

$$h = h_b - h_j = h_{b1} + (u_b - u_j) \cdot n_{\text{ref}} - (\nabla_t h_{b1} \cdot u_b) \quad (3-7)$$

$$v_j = \frac{\partial x_j}{\partial t} + \Omega \times (X - X_c) = \frac{\partial u_j}{\partial t} + \Omega \times (X - X_c) \quad (3-8)$$

同样地，点 X 处的轴承速度的空间分量为：

$$v_b = \frac{\partial u_b}{\partial t} \quad (3-9)$$

3.2.2 轴承不对中理论

实际操作下，轴承由于安装不当而出现不对中情况。这会大大降低轴承的动静态性能，同时产生磨损、振动和高温等情况，进而导致系统发生故障。

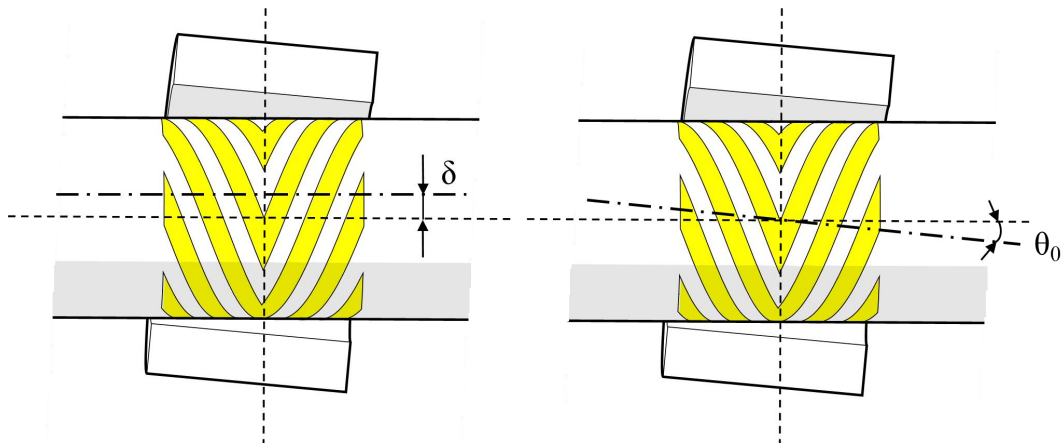


图 3-2 平行错位（左）和角度错位（右）

当轴承的轴线与转子轴相互平行，但轴承轴线在横向方向上偏移 δ 时，称其发生平行度偏差（见图 3-2 左）。当轴承的轴线并不完全平行与转子轴，但轴承中心仍然在转子轴线的方向上并且轴承的轴线相对于转子轴倾斜 θ_0 时，称其发生角度偏差（见图 3-2 右）。

轴承中的油膜厚度因轴承不对中程度所变化。因此不对中导致的膜厚度的净变化可以通过以下公式计算：

$$\Delta h = [u_0 + \theta_0 \times (X - X_c)] \cdot n_{\text{ref}} \quad (3-10)$$

X 是轴颈表面上的坐标， X_c 是轴承的中心， n_{ref} 是轴颈表面的材料法线。因此，轴承离基准面的高度为：

$$h_b = h_0 + \Delta h \quad (3-11)$$

其中 h_0 是轴承对中的膜厚度。

3.3 模型验证

人字槽径向轴选择当前应用最为广泛的矩形槽对称分布的人字槽轴承进行研究。人字槽径向轴承结构如图 3-3 所示，结构关键参数分别为长径比 L/D 、槽宽比 $\alpha_b = \omega_g/(\omega_g + \omega_r)$ 、凹槽角度 β 、凹槽深度比 $H_{gr} = 1 + (D_{gr}/h_0)$ 和槽脊比 γ 等，具体结构参数见表 3-1。人字槽结构位于轴颈表面，转子结构具体参数见表 3-2。

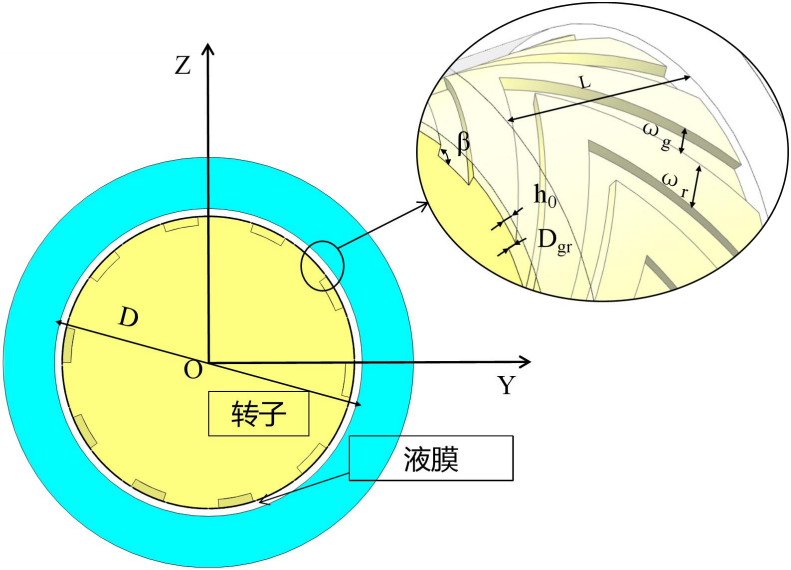


图 3-3 人字槽径向轴承-转子系统结构

表 3-1 HGJB 的几何规范

参数	D (mm)	L/D(-)	α_b (-)	ω_g (mm)	B(°)	H_{gr} (-)	D_{gr} (mm)	γ (-)
值	20	1	0.3	1	158.7	2	0.03	1

表 3-2 转子的几何规范

参数	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_a (mm)	L_b (mm)	D_r (mm)
值	30	15	70	85	19.94

3.3.1 涡动分析

本文通过瞬态分析由两个人字槽径向轴承支撑的转子轴，转子转速 12krpm，验证分析模型的准确性。重力载荷施加到转子上，其中一个轴承与转子的轴线不对准，转子由于质量不平衡而旋转。选择转子质心作为参考点执行瞬态分析得到位移场 YZ 平面内的轨迹如图 3-4 所示。轨道由瞬态响应和稳态涡动组成。

轨道中的平衡位置由重力载荷决定，平衡位置附近的涡动是对质量不平衡的响应。

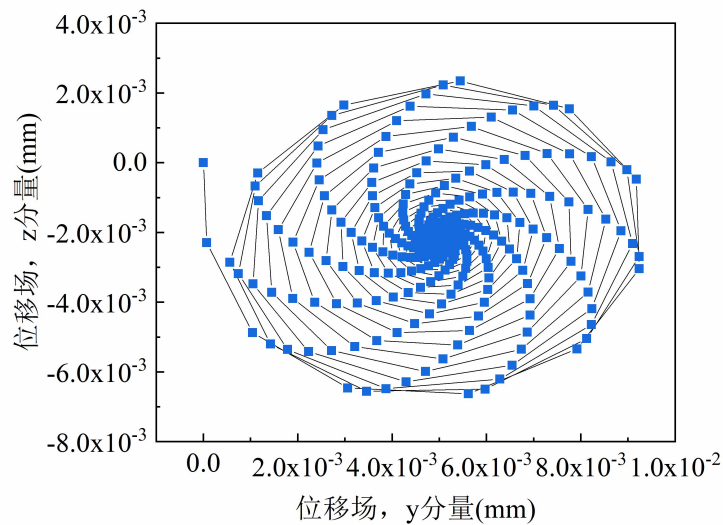


图 3-4 位移场 YZ 平面内的转子轨迹

在图 3-4 中，转子轨迹形状是比较规则的。可以看出，转子轨迹在位移场内主要表现为纯圆柱形或圆锥形轨道运动，Iseli^[103]通过转子不平衡配置实验验证了这一运动现象。转子在轴承内旋转，受人字槽径向滑动油膜力影响，偏离其静态平衡位置，导致转子发生油膜半频涡流。图 3-5 是转子加速度频谱，由图可知，y 和 z 方向上包含一个大约 92Hz 的主频率，是转子旋转频率的 0.46 倍。

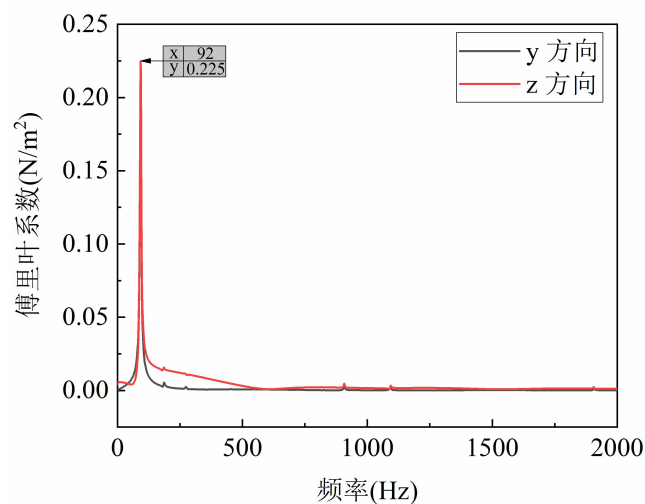


图 3-5 轴颈加速度频谱

3.3.2 轴承动态特性分析

轴承动力系数主要包括轴承刚度、轴承阻尼系数、临界轴颈质量和临界涡动频率。通过观察轴承动力系数随瞬态分析时间的变化规律，最终得到稳定的轴承动力系数，目的是为了更好的在系统中表示人字槽径向轴承。

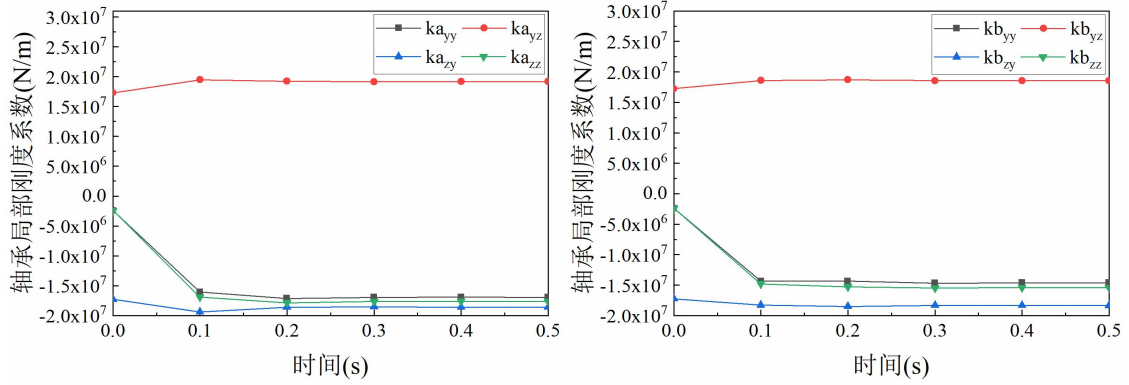


图 3-6 轴承 a 和 b 刚度系数局部分量随时间变化曲线

由图 3-6 可见，随着时间的增加，刚度系数均随之增大；直接力刚度系数 $k_{yy} < k_{zz}$ ，交叉耦合力刚度系数方向相反，大小变化基本一致；在 $t=0.3s$ 后，轴承刚度达到稳定值。这可能的原因是：如图 3-4，转子轨迹在 y 方向上偏移量要小于 z 方向的偏移量，随着时间的增大，人字槽动压效应增强，同时还受到转子旋转方向的影响。

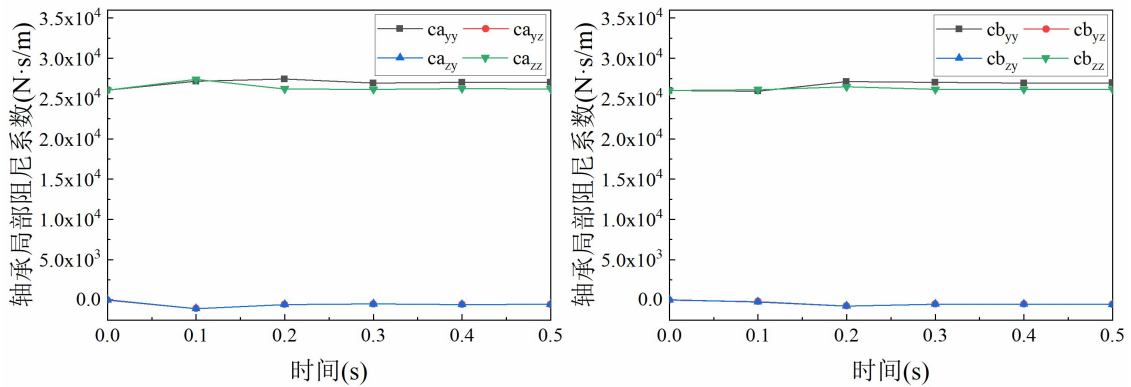


图 3-7 轴承阻尼系数局部分量随时间变化曲线

图 3-7 是轴承阻尼系数局部分量随时间变化曲线。可以看出，随着时间的增大，阻尼系数都是先增大后减小；直接力阻尼系数 $c_{yy} > c_{zz}$ ，交叉耦合力阻

尼系数 $|c_{zy}| > |c_{yz}|$ 。这是因为大约 $t < 0.3s$ 时，系统并不稳定，最小水膜厚度逐渐减小，阻尼系数有所增大，而当系统稳定时，阻尼系数又有所减小。观察图 3-4 可知，转子转动轨迹呈现椭圆形且偏移幅度逐渐减小。

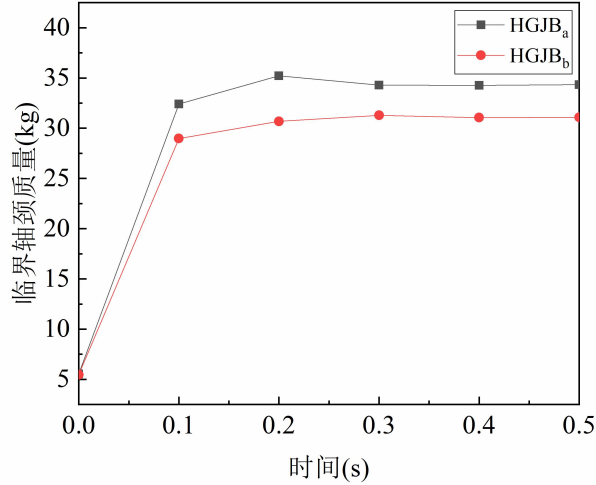


图 3-8 临界轴颈质量随时间变化曲线

图 3-8 给出了人字槽径向轴承临界轴颈质量随时间的变化曲线。由图可见，随着时间的增大，临界轴颈质量先迅速增大后缓慢减小直至不变。可能的理由是：如图 3-7，直接力阻尼系数 c_{yy} 和 c_{zz} 都是先增大后减小，间隙效应和人字槽的动压效应起主要作用。

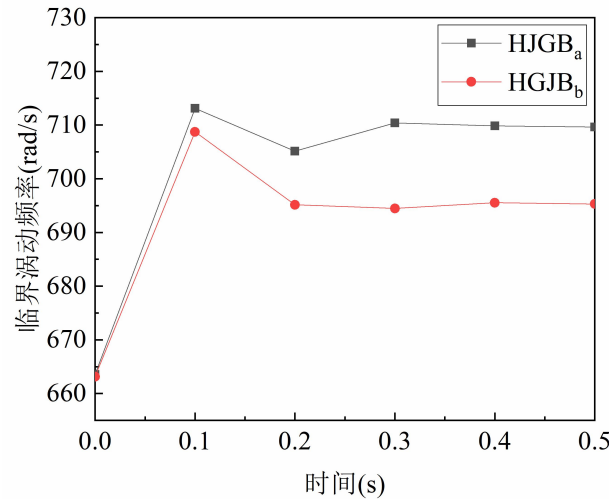


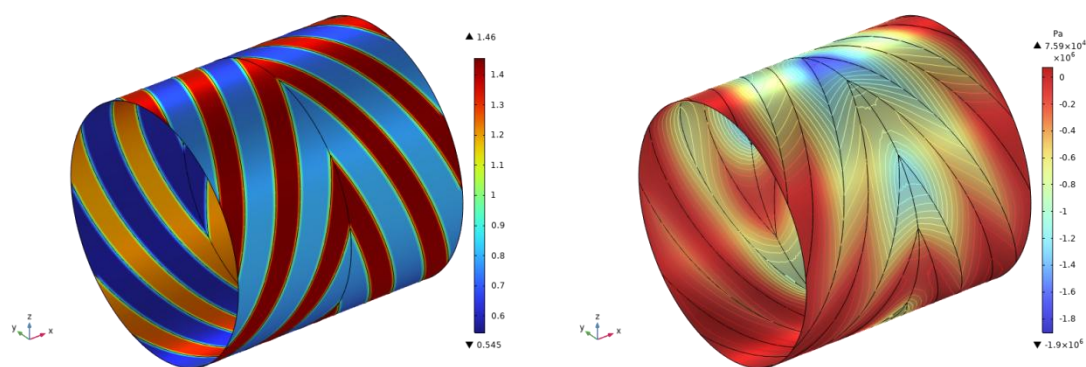
图 3-9 临界涡动频率随时间变化曲线

在图 3-9 中，给出了人字槽径向轴承临界涡动频率随时间的变化曲线。可以看出，随着时间的增大，临界涡动频率先迅速增大然后再减小，最后再增大

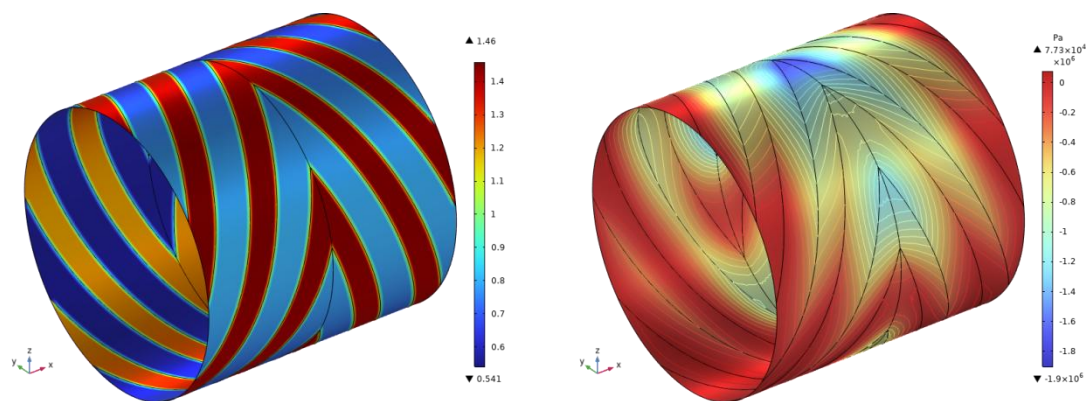
直至达到稳定。主要是因为随着时间的增大，转子转速不断提高，人字槽动压效应作用逐渐显著。通过耦合轴承转子进行瞬态研究分析，观察轴承动力系数随时间变化规律，得到人字槽径向轴承动力系数的稳定数值以及系统达到动态稳定所需时间。为下一步研究人字槽轴颈轴承—转子系统稳定性提供了基础。

3.4 不对中对转子稳定性的影响

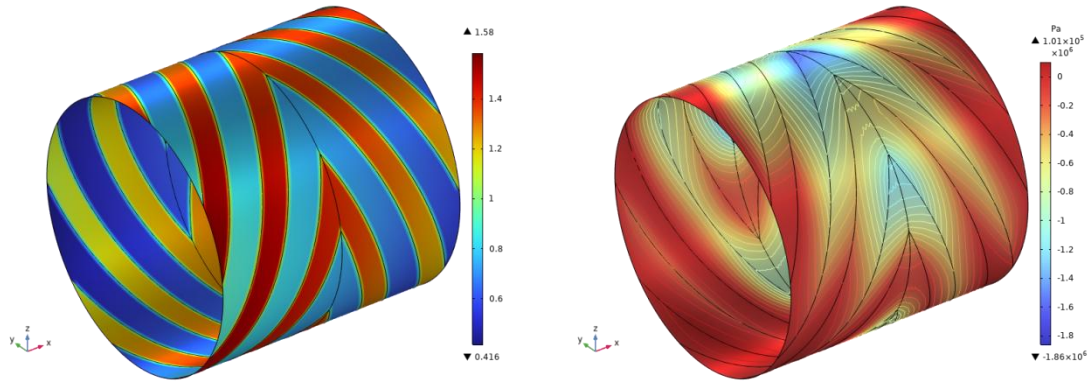
以轴承 b 为例，图 3-10 显示了人字槽径向轴承不同错位的相对液膜厚度分布和流体压力分布。其结果表明，轴颈错位导致了人字槽轴承液膜厚度和流体压力分布不均，错位明显导致相对液膜厚度的减小，人字槽轴承间隙效应增强，液膜最大压力明显增大；观察得到角度偏差引起的倾斜对轴承相对液膜厚度和最大液膜压力影响较平行度偏差引起的平动更大。



(a) $\delta = 0\text{mm}, \theta_0 = 0\text{rad}$



(b) $\delta = 8.0 \times 10^{-6}\text{mm}, \theta_0 = 0\text{rad}$



(c) $\delta = 0\text{mm}, \theta_0 = 8.0 \times 10^{-4}\text{rad}$

图 3-10 人字槽径向轴承不同错位下的液膜厚度和压力分布

图 3-11 显示，最小液膜厚度随着错位程度的加强而减小，这加强了轴承的旋转效应，并且在错位条件下轴承的最大压力增加。此外，在一定的错位程度下，角度错位的最小液膜厚度小于平行度错位的最小液膜厚度。

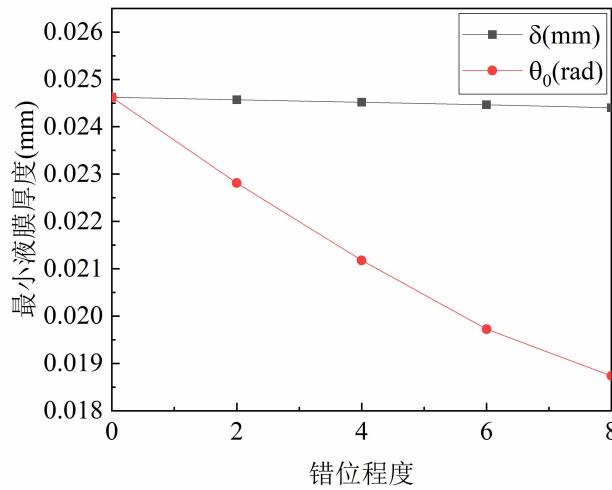


图 3-11 不同程度错位下的最小薄膜厚度

3.4.1 不对中对动态系数的影响

如图 3-12 所示，显示人字槽径向轴承在不同程度错位下动态刚度系数的变化曲线，转子转速 $N = 12\text{krpm}$ ，负号仅表示方向。结果表明，在一定转速下，动刚度系数随角度错位程度变化幅值要大于平行度错位程度引起的变化。如图 3-11 所示，对于特定的偏差，角度错位时的最小薄膜厚度小于平行度错位时，这使得动态刚度系数对角度错位更敏感。值得注意的是，直接力刚度系数 k_{yy} 和 k_{zz} 随平行度错位程度的增大而缓慢增大，而随着角度错位程度的增大而减小。耦合力刚度系数 k_{yz} 随错位程度的增大而增大， k_{zy} 与之相反。

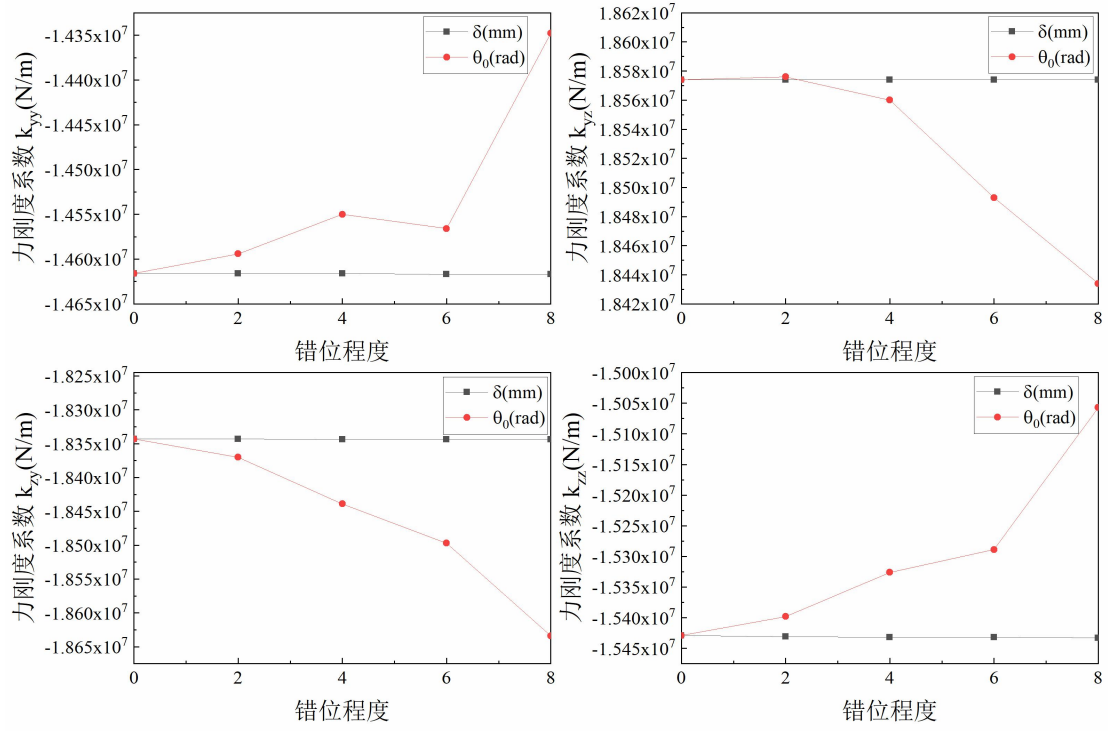


图 3-12 不同程度错位对动态刚度系数的影响

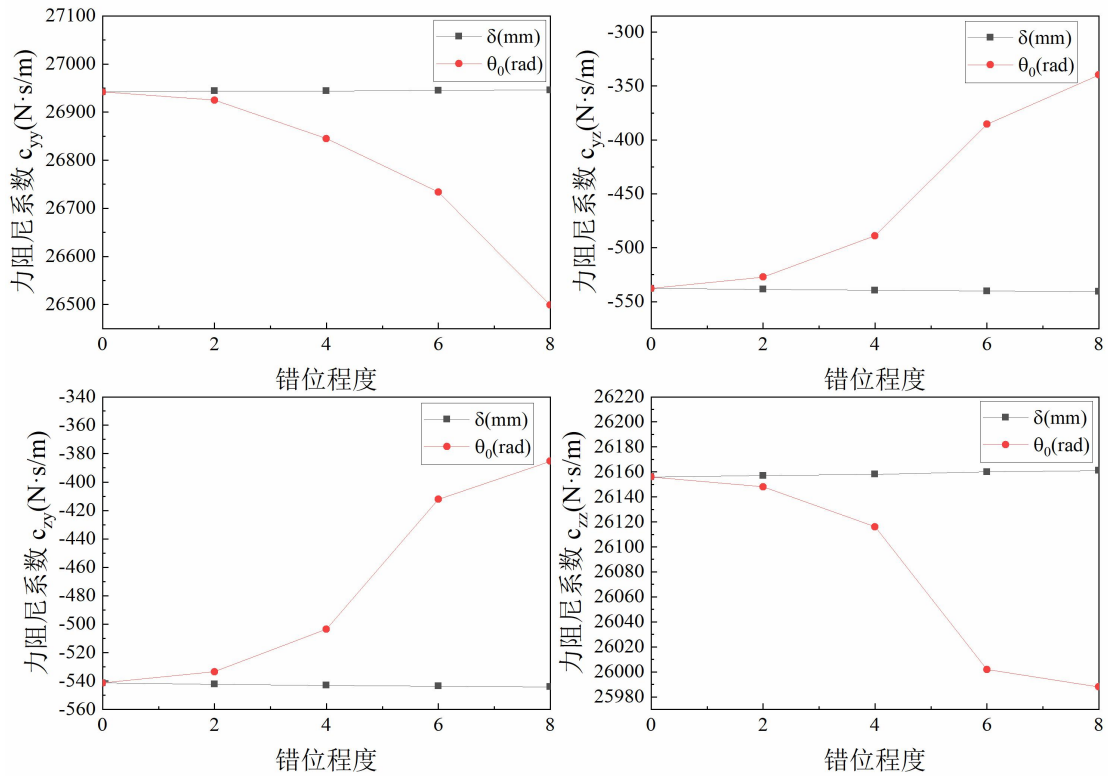


图 3-13 不同程度错位对动态阻尼系数的影响

类似地，图 3-13 显示人字槽径向轴承在不同程度错位下动态阻尼系数的变化曲线。结果表明，随着错位程度的增大，直接力阻尼系数 c_{yy} 和 c_{zz} 随平行度错位程度的增大而缓慢增大，而随着角度错位程度的增大而减小；耦合力阻尼系数 c_{yz} 和 c_{zy} 随着平行度错位程度的增大而缓慢增大，随着角度错位程度的增大而减小。此外，通过比较不同错位程度条件下的动态阻尼系数，发现动态阻尼系数对角度错位更加敏感。

3.4.2 不对中对振动特性的影响

图 3-14 和图 3-15 显示了不同偏差下 y 和 z 方向上位移随时间的变化。结果表明，随平行度偏差的增大，转子 y 方向上的位移振幅增大，相位提前；随着平行度偏差的增大，转子的平衡位置沿 z 方向不断提升，曲线的周期和振幅不变。对比平行度偏差，角度偏差在 z 方向上不会改变转子的平衡位置，但在 y 方向上会随偏差程度的增大导致平衡位置沿 y 轴负方向偏移；同时角度偏差会导致相位提前，振动曲线振幅会随角度偏差的增大而增大。

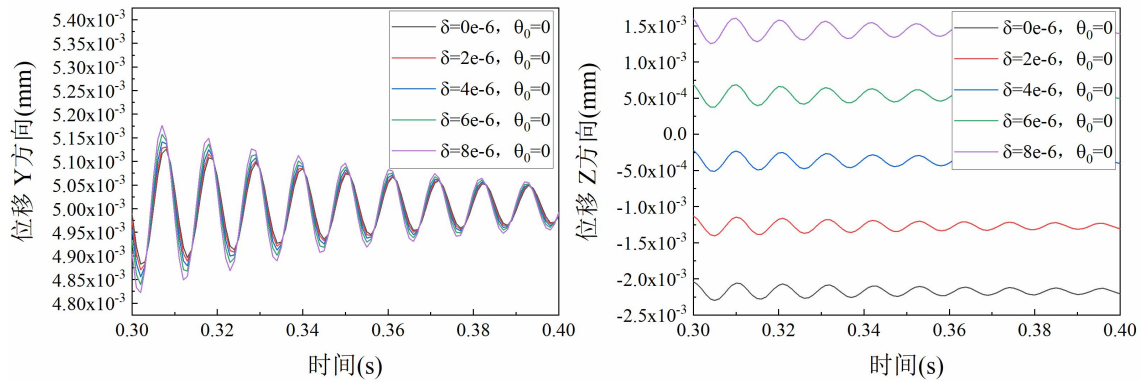


图 3-14 平行度偏差下位移与时间的关系

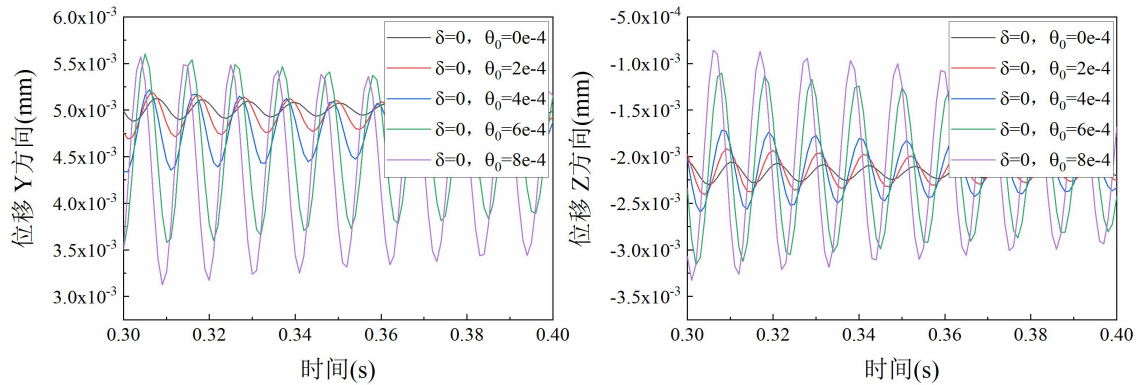


图 3-15 角度偏差下位移与时间的关系

图 3-16 和图 3-17 显示了加速度振幅随频率随偏差程度的变化。结果表明，随频率的增大，转子 y 和 z 方向上的傅里叶系数峰值随平行度偏差程度的增大而增大，但相位不变；随频率的增大，转子 y 和 z 方向上的傅里叶系数峰值随角度偏差程度的增大而明显增大，同时改变相位。通过观察频谱变化发现，转子运动对人字槽径向轴承角度偏差产生的倾斜运动更敏感。

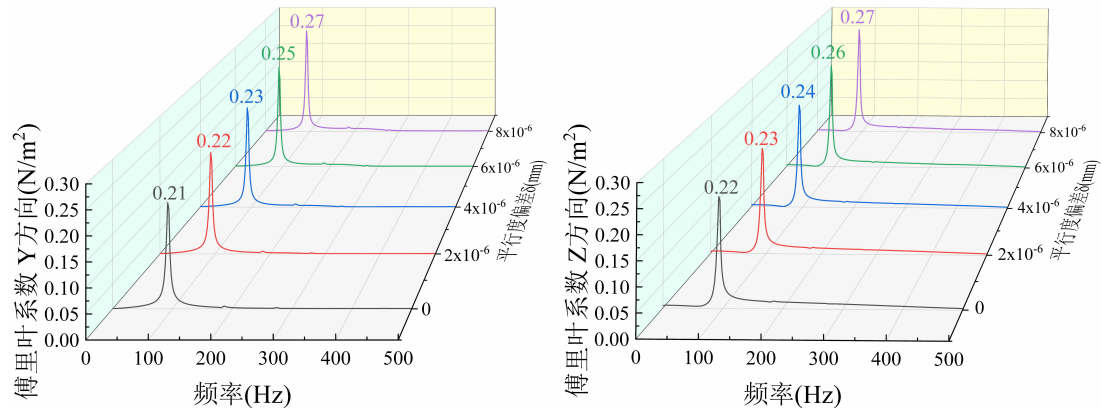


图 3-16 频谱随平行度偏差程度的变化

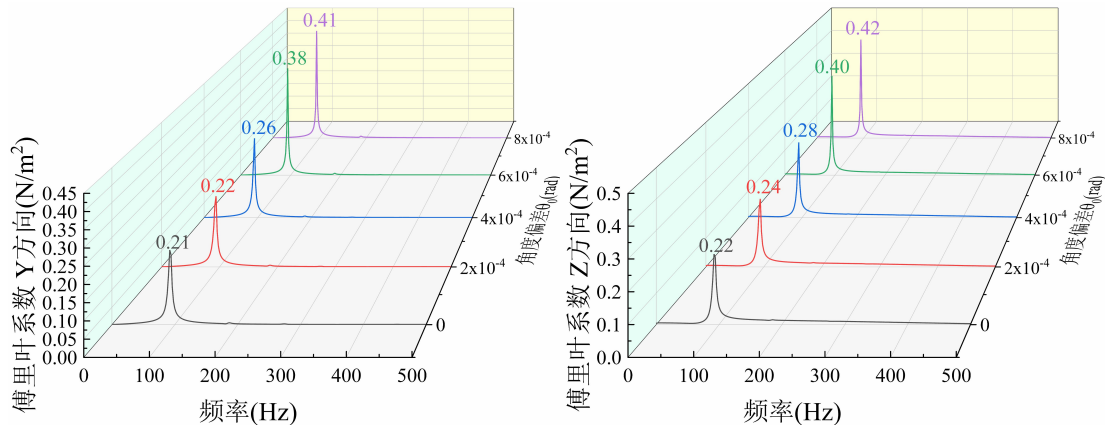


图 3-17 频谱随角度偏差程度的变化

图 3-18 和图 3-19 显示了不同偏差下耦合系统的速度随时间的变化。该图显示了振动曲线的振幅随不同偏差程度的变化而变化。但是振动曲线的周期不变。频谱的最大振幅增加。最大振幅处的频率总是相同的。速度历史的变化规律与位移的变化规律相似。振幅增大，周期保持不变。

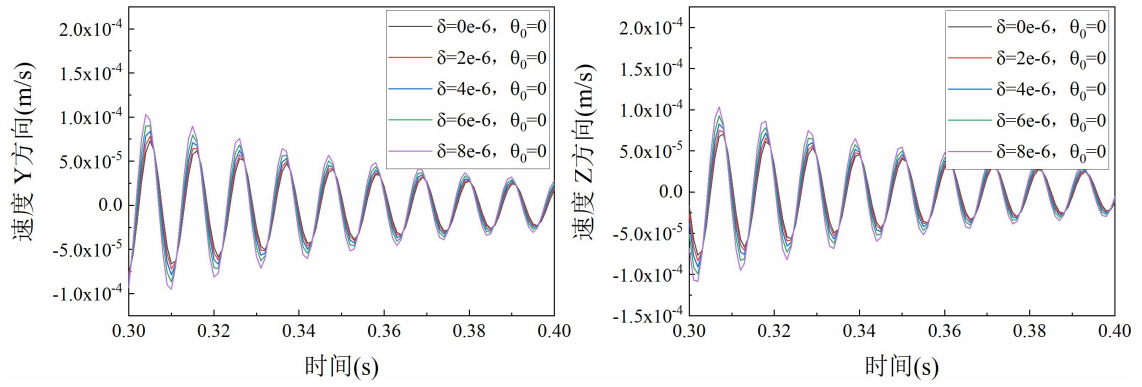


图 3-18 平行度偏差下速度与时间的关系

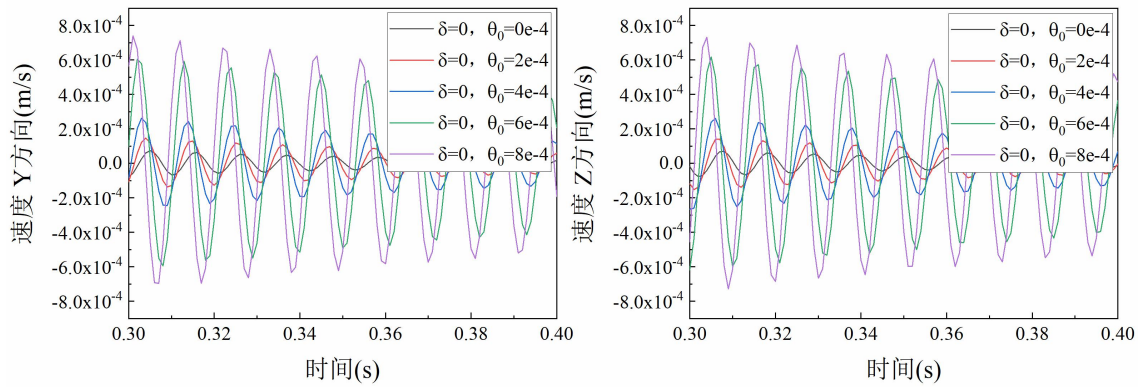


图 3-19 角度偏差下速度与时间的关系

图 3-20 显示了转子的轴心轨道随不同偏差和偏差程度下的变化规律。该图直观反映出人字槽径向轴承发生平行度偏差给转子带来的影响主要是平衡位置的改变；轴承角度的偏差给转子系统的影响更大，不但改变了平衡位置同时直接延长了转子达到平衡位置的时间。因此，为提高系统的稳定性要求尽量避免轴承角度发生偏差。

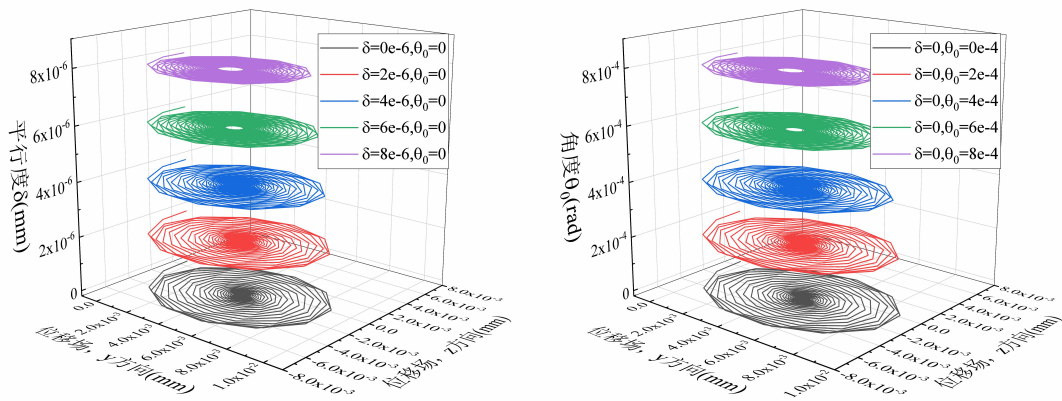


图 3-20 轴心随不同偏差和偏差程度的变化轨迹

3.5 本章小结

本章研究了两种不对中情形对人字槽径向轴承-转子耦合系统的支承特性和振动性能。建立了梁转子-轴承耦合模型。分析了两种偏差对人字槽径向轴承支撑性能的影响和对转子振动响应的变化规律。主要结论如下：

(1)转子运动轨迹和轴承动态系数包括临界轴颈质量和临界涡动频率随时间变化而有规律。随着时间的增加，转子轨迹主要表现为纯圆柱形或圆锥形轨道运动；刚度系数均随之增大，阻尼系数先增大后减小，临界轴颈质量先迅速增大后缓慢减小直至不变，临界涡动频率先迅速增大然后再减小，最后再增大直至达到稳定。

(2)不对中导致了人字槽轴承液膜厚度和流体压力分布不均。角度偏差引起的倾斜对轴承相对液膜厚度和最大液膜压力影响较平行度偏差引起的平动更大。角度错位的最小液膜厚度小于平行度错位的最小液膜厚度。

(3)在一定转速下，动刚度系数和阻尼系数随角度错位程度变化幅值要大于平行度错位程度引起的变化。

(4)不同偏差和偏差程度显著地引起转子振动特性以及轴心轨迹的改变。偏差程度提高了振动曲线振幅、时域和频域峰值。

第4章 水润滑人字槽径向滑动轴承检测方法

4.1 概述

基于 SolidWorks 对人字槽径向滑动轴承和人字槽轴承-转子系统进行了三维模型建立，同时通过 COMSOL Multiphysics 对其构建了轴承水润滑仿真模型，并进行了仿真模拟，但对于模型的准确性还需要通过检测方法进行验证。本章进行了水润滑人字槽径向滑动轴承测试台的搭建，对试验轴承进行检测，包括无特征径向轴承和人字槽径向轴承^[10]。详细介绍了水润滑人字槽径向滑动轴承试验台的设计和操作，对使用的试样进行了相应的加工和描述，并进行设计结果的验证。通过上述过程测得的轴承特性数据为后续分析提供了数据依据，下文将进行详细描述。

4.2 测试装置

图 4-1 给出了所搭建的高速水润滑人字槽径向滑动轴承静动态特性测试台现场布置图。主要组成部分如下所示：

(1)驱动系统

以额定功率为 3kW、最高转速为 3600rpm 的变频调速三相异步电动机 YXVF00L-2 作为测试装置的驱动系统，控制灵敏，反应迅速，能够迅速达到预定转速。人字槽径向滑动轴承通过圆柱面导向以紧定螺钉连接的方式固定在旋转轴外端。

(2)加载系统

轴承试验装置在主轴末端以径向方式加载，通过称重轴承套自重搭配相应重量砝码、固定台架定滑轮和弹性拉绳在轴承套上方施加垂直载荷，从而实现径向静态加载需求，同时在平行导杆上固定选定长度导杆套对轴承套进行轴向固定，避免运转时振动过大导致轴承表面与轴承套内表明接触。在对称载荷作用下，被测轴承可实现自对中。



图 4-1 高速水润滑轴承试验台

(3)测量系统

如图 4-2 所示，在端盖另一端的端盖上安装一根力矩测试梁，与吊钩水平，将梁拧到端盖上。测点位置位于被测轴承和轴承套内径间隙处，用于测量轴承表面摩擦时的径向拉压力变化，通过一根力矩测试梁引出与称重传感器 DYLY-106 连接，传感器连接智能数字变送器 D500 和开关电源，对应 3 通道；为测试轴承的径向位移，将旋转轴外表面作为被测表面，用非接触式的电涡流传感器 WT0180-A07-B00-C06-D50 测量水膜形成所引起的径向位移量，呈 90° 分布安装在轴承套上，如图 4-3 所示，分别连接前置器，前置器连接信号调理器，调理器信号值规定范围在 $9\text{-}12\mu\text{m}$ ，调理器连接型号 16 通道数据采集系统，分别对应 1 和 2 通道；为测量被测轴承 xyz 方向上的加速度变化，布置一个加速度传感器，测点安装在轴承套上测试块上，如图 4-4 所示，直接连接到数据采集系统，x、y、z 方向分别对应 4、5、6 通道；为确保旋转时的转速值的准确性，安装光电转速传感器，测点位置在旋转轴上，如图 4-5 所示，在联轴器位置贴上黑胶布和反光条，传感器红外线对齐，连接电源，然后连接到数据采集系统，对应通道 8。



图 4-2 称重传感器测点



图 4-3 电涡流传感器测点

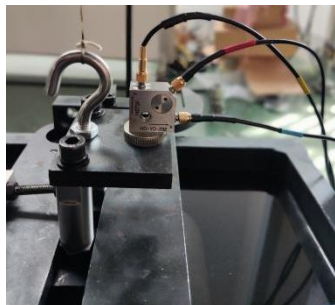


图 4-4 加速度传感器测点

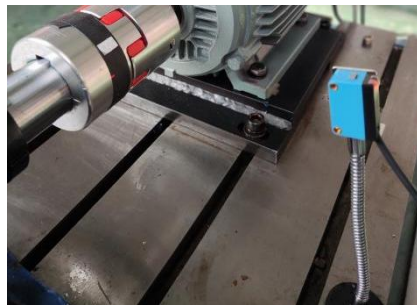


图 4-5 光电转速传感器测点

4.3 测试方法

图 4-6 给出了被测人字槽径向滑动轴承的结构示意图。人字槽径向滑动轴承是一种常见的滑动轴承类型，人字槽结构使得轴承能够承受较高的径向负载和一定的轴向负载，内部的人字槽通常填充了润滑油或润滑脂，能够在润滑膜的作用下减小摩擦和磨损，由于润滑膜的存在，人字槽径向滑动轴承能够在相对较高的转速下工作，具备高承载能力、良好的自润滑性能和高转速运行的特点。人字槽径向滑动轴承内环安装在轴上，外环则固定在壳体中。内环和外环之间的表面结构形状呈现出一种倒置的人字槽状。通过轴与滚道之间的滚动接触形成润滑膜，人字槽的设计能够增大润滑油的储存空间和流动性，形成稳定的润滑膜，从而实现平稳地运转，并且具有较低的摩擦和磨损。

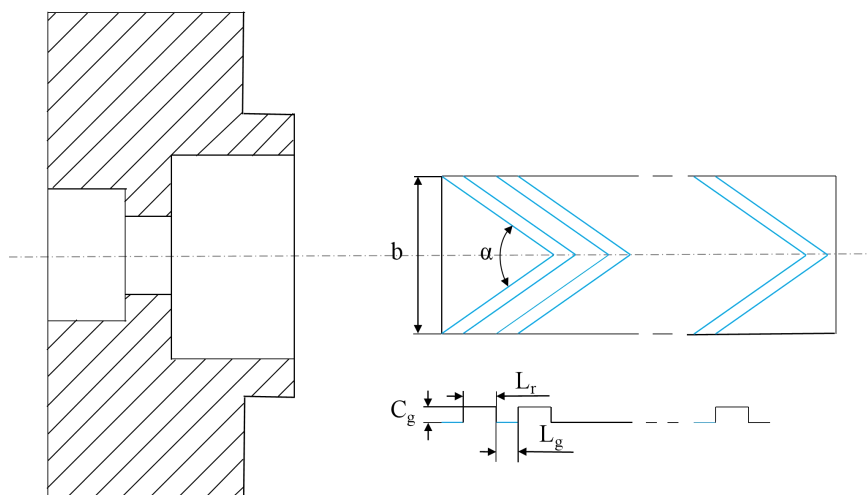


图 4-6 被测轴承结构示意图

图 4-7 给出了被测人字槽径向滑动轴承的实物图，图 4-8 给出了人字槽加工所使用的 JSK-JG 精密激光聚焦雕刻系统，包含 PLFS-PS20A 精密激光雕刻系统、PA-500TS-IQ 烟雾净化器和 JSK-LQ 超精密加工冷却除尘系统。采用激光加工技术在工作表面蚀刻出人字沟槽图案，其中人字槽夹角分别为 30° 、 60° 、 90° 、 120° 和 150° ，槽宽保持 1mm 不变，槽深由激光器的扫描时间和发射功率控制，同时保留一个光滑轴承作为对照组。



图 4-7 被测轴承实物图

激光雕刻结束后，对被测轴承进行粗糙度检测，所采用的是 SR200 表面粗糙度仪如图 4-9 所示。测得轴承表面形貌如图 4-10 所示，测量通过高斯滤波方式得到表 4-1 所示结果。



图 4-8 激光雕刻机



图 4-9 表面粗糙度仪

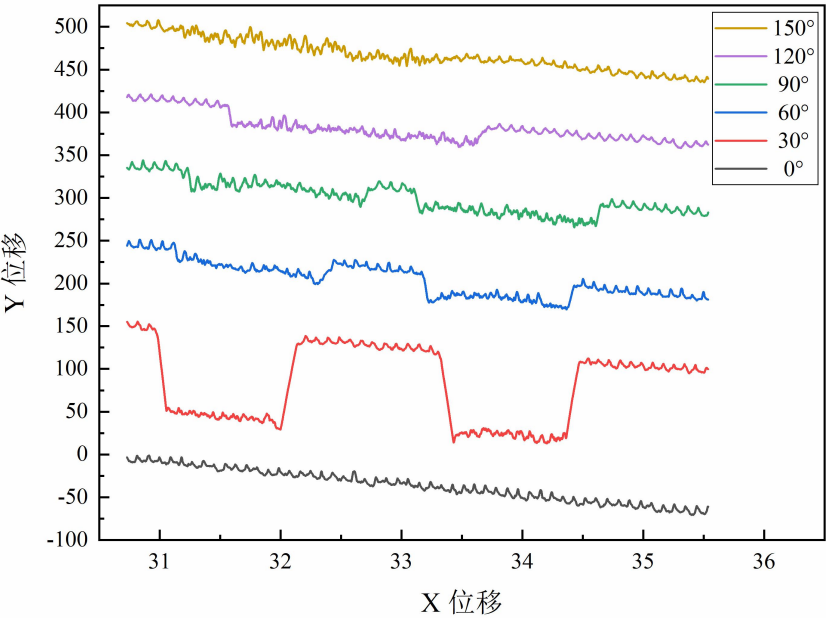


图 4-10 轴承表面形貌图

表 4-1 被测轴承表面粗糙度

数值	Ra/ μm	Rt/ μm	Pv
光滑	2.2198	15.6086	5.8419
30°	9.1762	75.6593	67.5439
60°	3.7160	32.7677	25.5237
90°	3.7259	29.8172	19.0923
120°	2.8504	25.7431	18.6149
150°	2.8106	5.2361	14.9690

该水润滑人字槽径向滑动轴承装置的测量参数为摩擦力、轴承径向位移和径向加速度变化，探讨人字槽径向滑动轴承的减阻能力、径向承载能力和振动特性。承载能力和振动特性的研究可为轴承的设计提供重要的参考意义。

(1)摩擦力的测试方法如下：

1)利用杠杆原理通过力矩测试梁引出轴承套内径间隙，通过螺纹连接称重传感器，使其工作面与测试体积的下平面接触，调整压力传感器的位置，使传感器读数保持稳定，再将其连接至测量系统。

2)平衡轴承套的自重，使装载绳伸直，水箱灌水直至完全浸没被测轴承。

3)低速空载运转，传感器示数归零。确保外部负载方向垂直于压力传感器上的力方向，以消除不同负载引起的误差。

4)缓慢施加载荷，在轴承稳定运行后读取传感器的输出信号并保存，多次保存以消除随机误差。

5)测量后续力矩计算中所需位移。

(2)径向刚度系数的测试方法如下：

1)通过螺纹连接电涡流位移传感器至旋转轴表面，观察信号调理器示数，缓慢调整螺杆直至达到传感器测量许可位移范围。

2)低速空载运转，观察输出信号并保存。

3)施加静态径向向外载荷，剔除由转速和载荷引起的主轴端部位移误差值，进而获得此工况条件下的近似水膜厚度。

4)缓慢施加载荷，在轴承稳定运行后读取传感器的输出信号并保存，多次保存以消除随机误差。

5)重复步骤 3)和 4)，对同一轴承性能进行不同转速和不同径向载荷下的多次测试。

(3)径向加速度变化的测试方法如下：

1)选取传感器安装位置，确保方向与被测轴承轴承方向一致。

2)设置采样频率和采样点数。

3)采集径向加速度变化数据，多次保存以消除随机误差。

4.4 设计结果验证

为验证水润滑轴承动态仿真模型，进一步确保测试方法的可行性，在实验测试台搭建后，安装各传感器，连接信号处理器，输出测量系统，在 300rpm 下运转轴承，进行轴承动态检测并与仿真模型数据进行对比。挑选仿真参数依据来自本文第二章轴承仿真数据：人字槽夹角为 90° ，槽深为 0.01mm，人字槽宽度为 1.0mm。设置采样频率 16384Hz，采样点个数为 32768 个，采样时间为 2s。

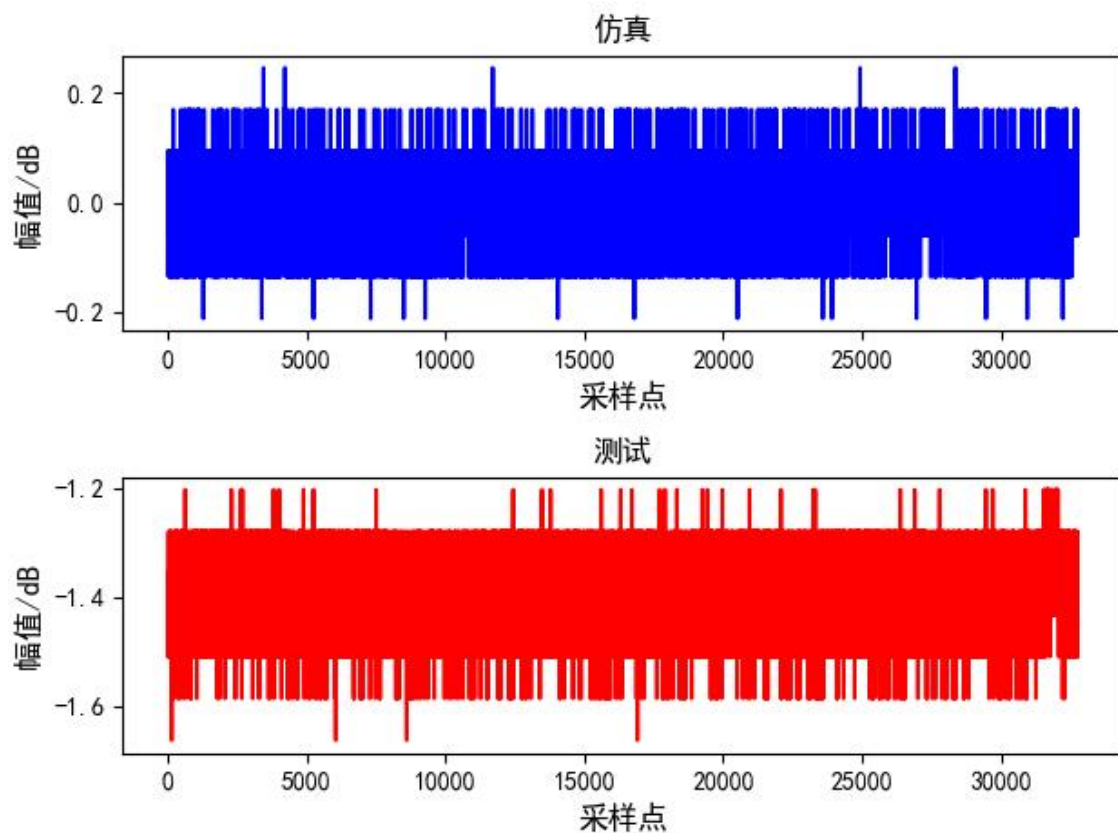


图 4-11 仿真和测试的摩擦力数据对比图

如图 4-11 给出了轴承运转时仿真模型和轴承检测得到的摩擦力数据对比图，负号仅表示方向，从图中可以看出，仿真模型得到的摩擦力数据较测试得到的摩擦力数据更为稳定，可能的原因是，实际测试时现场干扰较多，测试结果存在误差。但从数值上看，两者波动范围都在 0.5N 以内，基本稳定在 0.2N 以内，因此可以得出结论：检测轴承摩擦力方法在误差范围之内是可行的，实际测量数据要比仿真数据高 1-2N，主要原因可能就是系统误差导致。

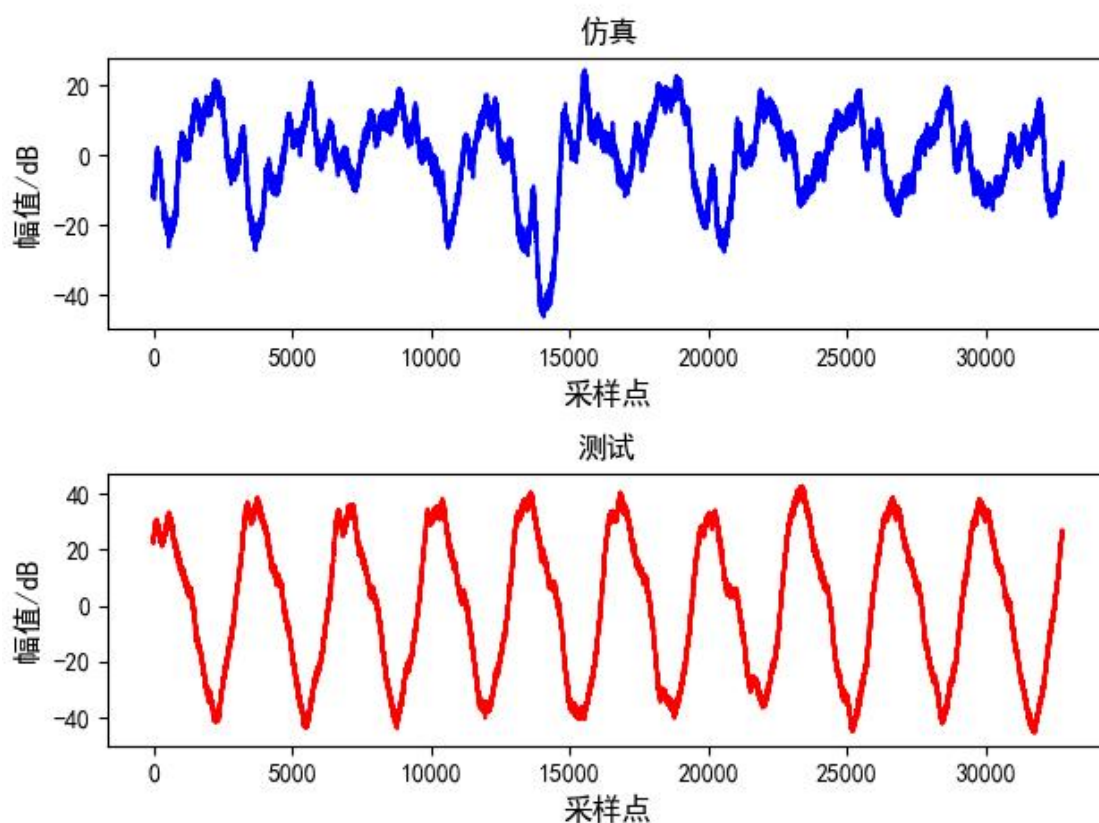


图 4-12 仿真和测试的径向位移数据对比图

由于测试时主轴对称 90° 安装电涡流传感器，观察两通道数据变化，发现通道 1 数据更为稳定，因此采用通道 1 采集数据和水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型得到的径向位移变化数据对比，负号仅表示方向，如图 4-12 所示，仿真模型得到的径向数据较测试得到的数据更为稳定，数值范围在 $-30\mu\text{m}$ 到 $30\mu\text{m}$ 之间，而实验测试得到的径向变化则在 $-60\mu\text{m}$ 到 $60\mu\text{m}$ 之间。考虑到电涡流传感器是螺纹安装，且安装时信号调理器有一定范围。得出结论：实际测量数据要比仿真数据高 $30\mu\text{m}$ 左右，根本原因在于安装误差以及长时间运转下振动导致螺纹松动导致结果偏高。综合考虑，检测轴承径向位移变化方法能够作为后续分析进行数据依据。

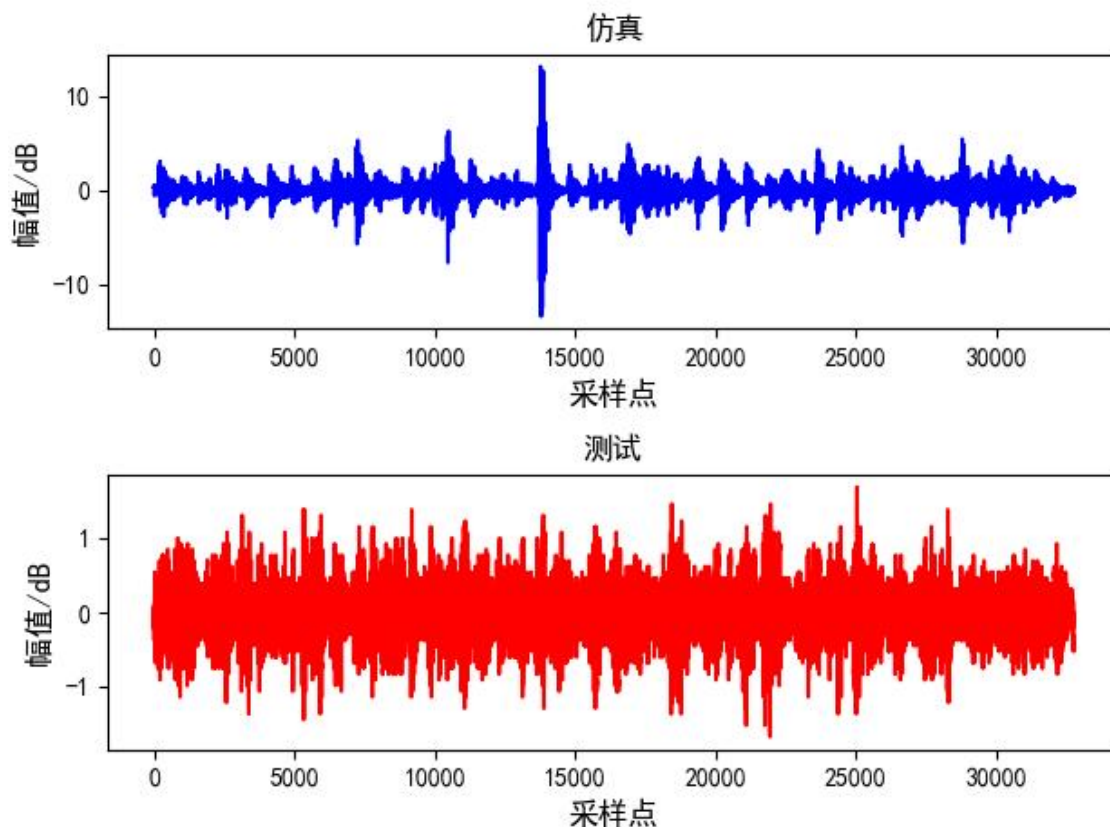


图 4-13 仿真和测试的 x 方向上径向加速度数据对比图

如图 4-13 给出了轴承运转时仿真模型和轴承检测得到的 x 方向上的径向加速度数据对比图，负号仅表示方向，从图中可以看出，仿真模型得到的径向加速度数据较测试得到的径向加速度数据更为稳定。从数值上看，前者波动范围较大，最大值达到 8m/s^2 左右，实际测试得出的径向加速度最大值则为 1.5m/s^2 左右。得出结论：检测轴承径向加速度方法具有较大误差，实际测量数据要低于仿真数据。这里可能的原因在于实际检测径向加速度变化无法布置测点至轴承径向表面，只能通过轴承套上设置测试块。

4.5 本章小结

本章设计、搭建和调试了高速水润滑人字槽径向滑动轴承性能测试装置，为后续的测试研究提供试验条件。详细描述了径向滑动轴承试验台的布置和传感器测量点的布置，并相应地描述了使用的试样，同时详细列出了试验的测试方法和步骤，并对检测方法结果进行了实验验证，通过上述流程进行试验测得轴承特性数据为下文分析提供数据基础。

第5章 水润滑人字槽径向滑动轴承特性测试

5.1 概述

本章将利用所搭建的人字槽径向滑动轴承静、动态特性和振动测试装置，通过整理第二、三章的仿真实验计算结果和第四章的实验测量结果，通过数值分析对不同轴承在不同状态下的摩擦力矩和径向刚度系数和径向加速度开展特性测试，分析轴承特性变化规律和工况几何参数对性能的影响。分析结果见本章节下文。

5.2 水润滑人字槽径向滑动轴承静特性分析

通过了解轴承在承受负载、转动时的受力情况，以及其与周围环境和工作条件的适应性，这里对轴承进行摩擦力矩静态特性分析。通过分析轴承的摩擦扭矩特性，可以评估轴承在静止或低速旋转时的性能、设计合理性，以及预测轴承在实际应用中的工作寿命。此外，该分析还可以帮助优化轴承设计，减小摩擦损失，提高轴承的效率和稳定性。

5.2.1 平衡状态下摩擦力矩随转速变化规律

通过仿真得到的摩擦力矩变化和通过称重传感器采集的拉压力变化值，通过对不同角度人字槽轴承的数据测量，最终得到如图 5-1 所示的不同角度人字槽径向滑动轴承在平衡状态下时摩擦力矩随转速的变化曲线。由图可见，随着转速的增加，仿真结果得到的摩擦力矩数值均随之显著增大；由于实验传感器安装问题，实际实验力方向与仿真方向不同，人字槽夹角为 30° 轴承摩擦力矩先减小后增大，夹角 90° 和 150° 轴承的摩擦力矩变化趋势基本相同，都在缓慢增大，而夹角 60° 和 120° 轴承的摩擦力矩随转速变化波动则较大，主要原因在于这两种角度下动压效果明显，进而振动剧烈，导致摩擦扭矩变化波动明显。得出结论：夹角 90° 和 150° 时，摩擦力矩增长缓慢，人字槽带来的泵送效应明显高于其它角度。造成上述结果的主要原因是：随着转速的增加，动压效应逐渐增大，轴承的承载力增加；因而摩擦力矩随转速逐渐增大^[99]。

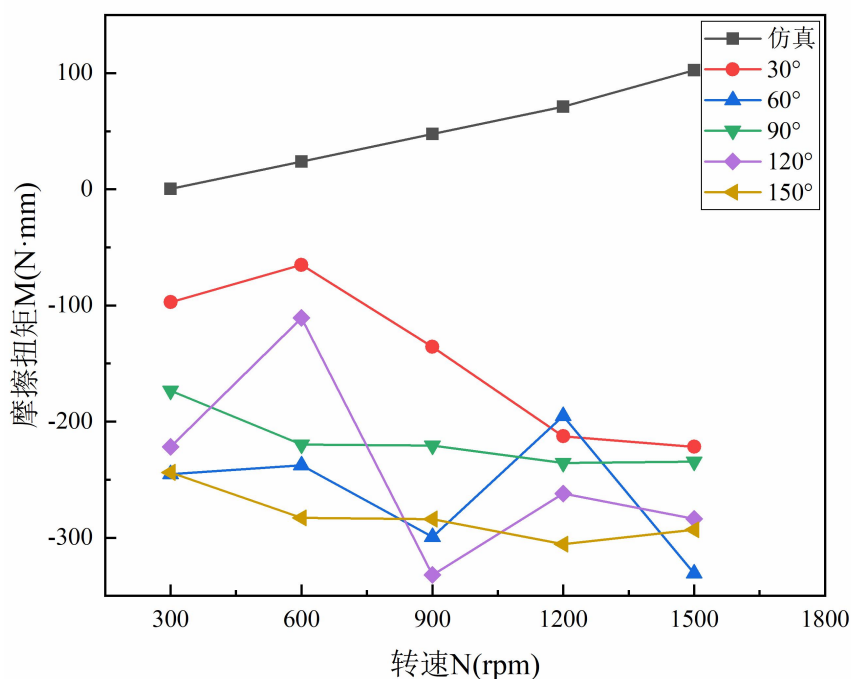


图 5-1 平衡状态下摩擦力矩随转速的变化

5.2.2 不同静态载荷下摩擦力矩随转速变化规律

通过不同角度的人字形槽径向滑动轴承对不同径向载荷的摩擦力矩进行测量，如图 5-2 所示，人字形槽径向滑动轴承在不同静载荷曲线下随转速的摩擦力矩。根据实验条件，轴承径向静态载荷选用 1-5kg 砝码，避免轴承试验台在高速运转时，轴承外径与轴承套内径发生剧烈碰撞甚至卡死的情况发生，确保摩擦力矩测量时的数据不受设备振动带来的影响。从图中可以看出，仿真得到的理论值是，摩擦力矩随速度的增加近似线性增加，相同速度下的摩擦力矩随着径向静态载荷的增加而逐渐增大，而通过测量得到的实验值是随着转速的增大，摩擦力矩变化较为平缓，且随着径向静态载荷的增加，同转速下的摩擦力矩变化也不大^[10]。上述结果的可能原因是：静态载荷较小，不能明显的反映出径向载荷对摩擦力矩的影响随转速的变化。得出结论：同转速下，随着径向静态载荷的增加，摩擦力矩不断增大。

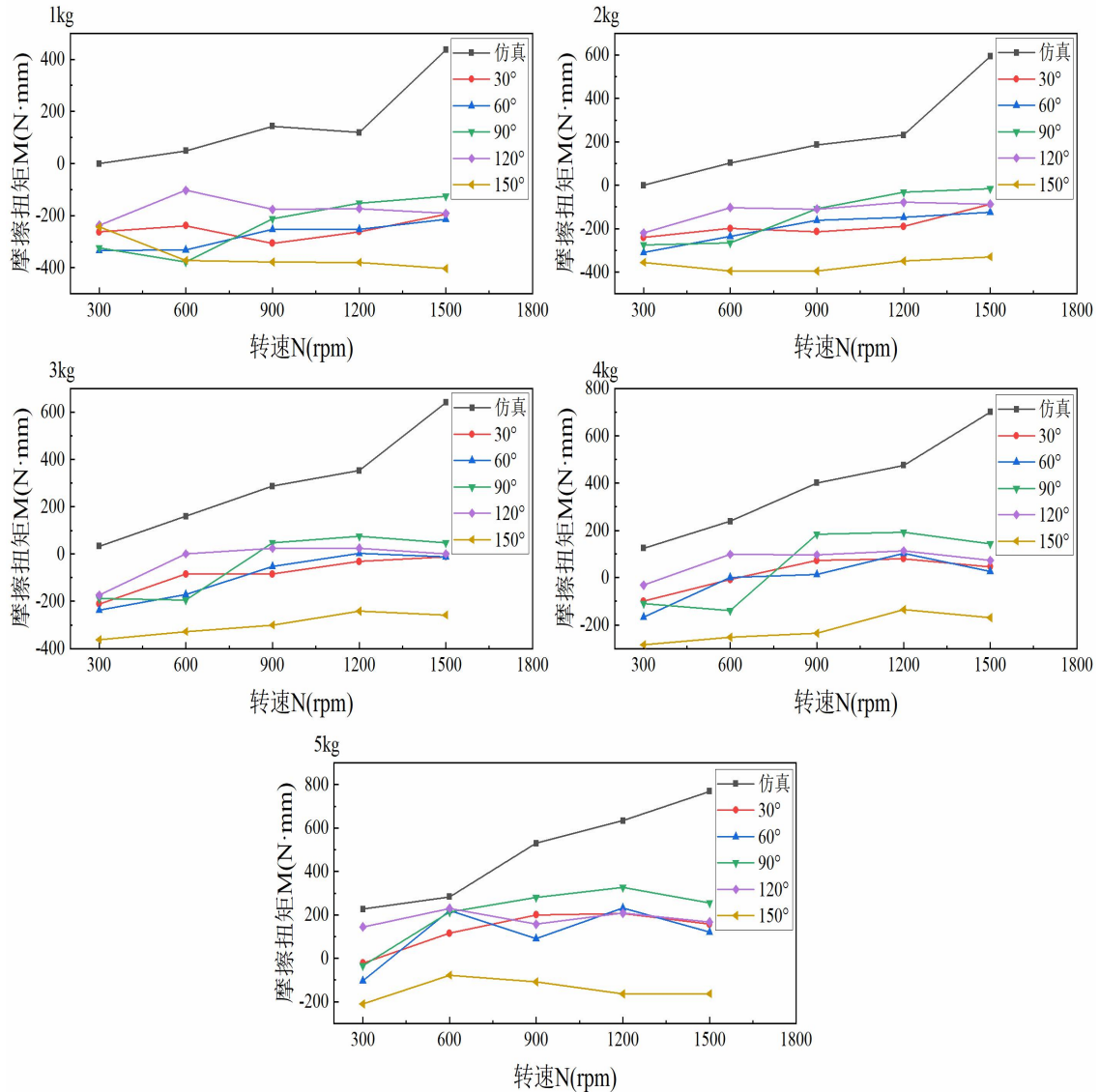


图 5-2 不同静态加载下摩擦扭矩随转速的变化

5.3 水润滑人字槽径向滑动轴承动态特性分析

径向刚度系数是描述轴承在径向方向上应力-应变关系的参数，反映了轴承在受到径向负载时的变形程度。通过分析轴承的径向刚度系数动态特性，可以评估轴承在运行过程中的刚度变化、变形情况和振动响应。这种分析有助于确定轴承在不同工况下的可靠性、稳定性以及对系统性能的影响。它还可以指导轴承选型和优化设计，以提高系统的运行效率、抗振动能力和寿命。此外，径向刚度系数动态特性分析也对轴承的结构改进和材料选择提供了参考依据。

5.3.1 平衡状态下径向刚度系数随转速变化规律

通过仿真得到的径向刚度系数变化和通过电涡流传感器测量的水膜形成所引起的径向位移量，通过计算得到如图 5-3 所示的不同角度人字槽径向滑动轴承在平衡状态下径向刚度系数 k_{yy} 随转速的变化曲线。

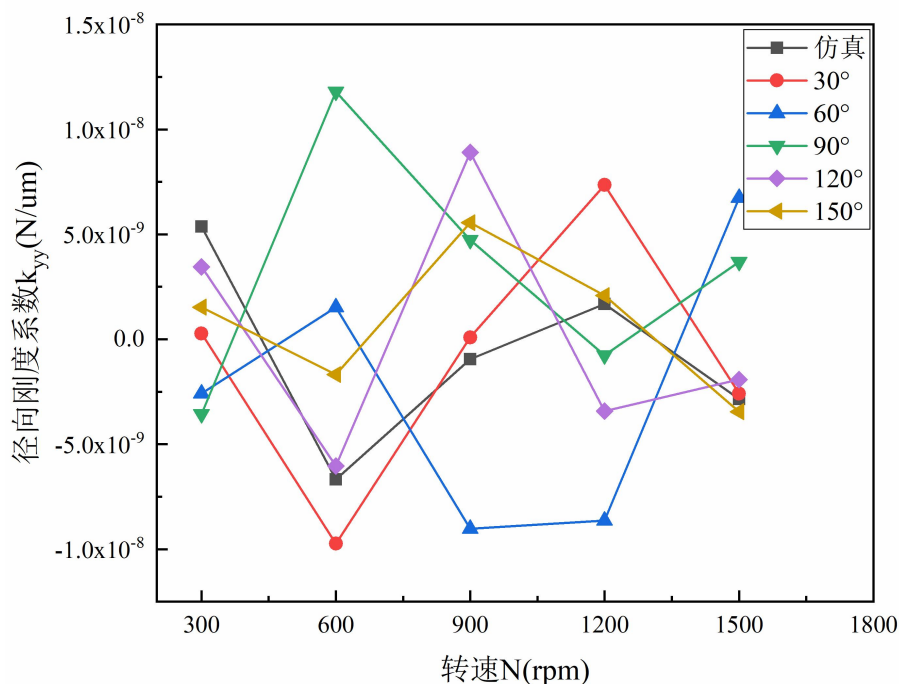


图 5-3 平衡状态下径向刚度系数随转速的变化

由图可知，随着转速的增加，轴承径向刚度系数变化波动较为明显；仿真数据和 30°、120°、150°人字槽夹角轴承径向刚度系数变化趋势基本一致，都是先减小后增大至最大值后又减小，而人字槽夹角 60°和 90°轴承的径向刚度系数变化趋势基本相同，先增大后减小到达最小值时再增大。总的来说：人字槽夹角的不同对轴承径向刚度系数的影响较大，其中人字槽夹角 90°时，轴承径向刚度系数较大。

5.3.2 不同静态载荷下径向刚度系数随转速变化规律

通过添加不同径向载荷，记录水膜形成引起的径向位移量，得到如图 5-4 所示的人字槽径向滑动轴承在不同静态加载下时径向刚度系数 k_{yy} 随转速的变化曲线。

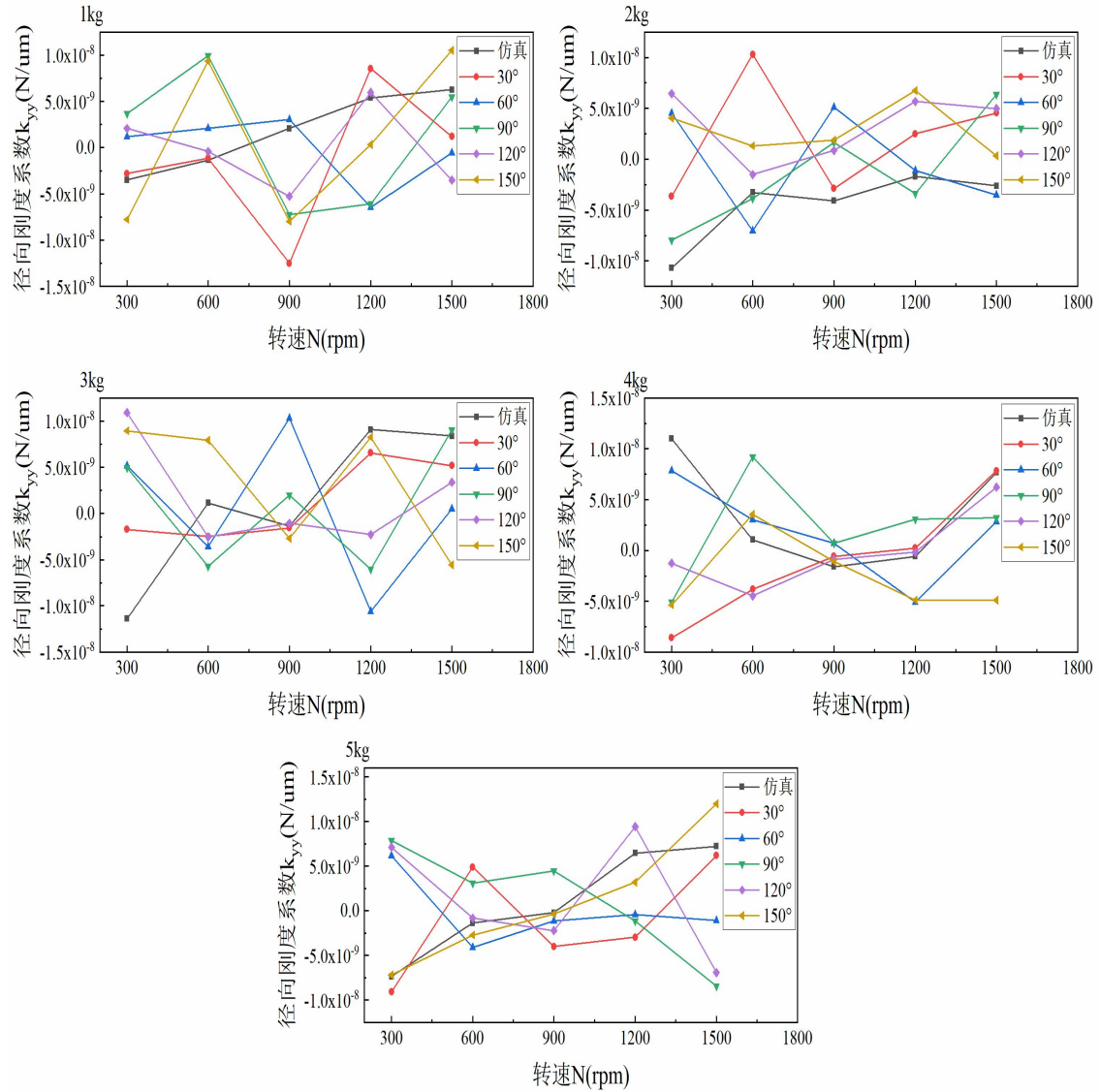


图 5-4 不同静态加载下径向刚度系数随转速的变化

由图可见，随着转速的增大，不同人字槽夹角的径向滑动轴承的径向刚度系数随着转速的增大，不同角度之间波动趋势差距明显，但数值较小，基本稳定在一个范围区间内。这可能的原因是：实验只在低速下进行测量，因此得到水膜引起的径向位移变化较小，导致无法展现出明显特征；载荷的大小和数量也可能对反映其径向刚度系数变化有一定的影响。总的来说：随着径向静态载荷的增加，同转速下的径向刚度系数基本保持不变。

5.4 水润滑人字槽径向滑动轴承振动特性分析

通过对人字槽径向滑动轴承进行振动特性分析是为了评估轴承在运动过程中的振动响应和振动特性，了解轴承在受到径向负载时的振动情况，以及对系

统的动态性能和稳定性的影响。通过振动特性分析，可以确定轴承在工作过程中的共振频率、自然频率和振动幅值。这些参数对于评估轴承的寿命、可靠性和稳定性至关重要^[100]。分析中还可以得到轴承在不同工况下的振动频谱和振动模式，进一步了解其振动特性。同时振动特性分析还可以用于指导轴承的选型和设计优化，以减少振动幅值和共振频率，提高轴承的稳定性和性能。通过改进轴承结构和材料的选择，可以降低系统的振动和噪声，并提高系统的工作效率和寿命。

5.4.1 平衡状态下轴承振动特性分析

在平衡状态下，利用第二章构建的仿真模型，计算了人字槽径向滑动轴承在不同转速下的径向振动加速度仿真信号，如图 5-5（左）所示，通过快速傅里叶变分对振动信号进行分析，得到振动信号的频谱图，如图 5-5（右）所示^[101]。从图 5-5 中可以看出，轴承 x 方向振动加速度信号随着转速的增加，振幅不断增大，振幅同样明显增大，峰值出现位置基本不变。

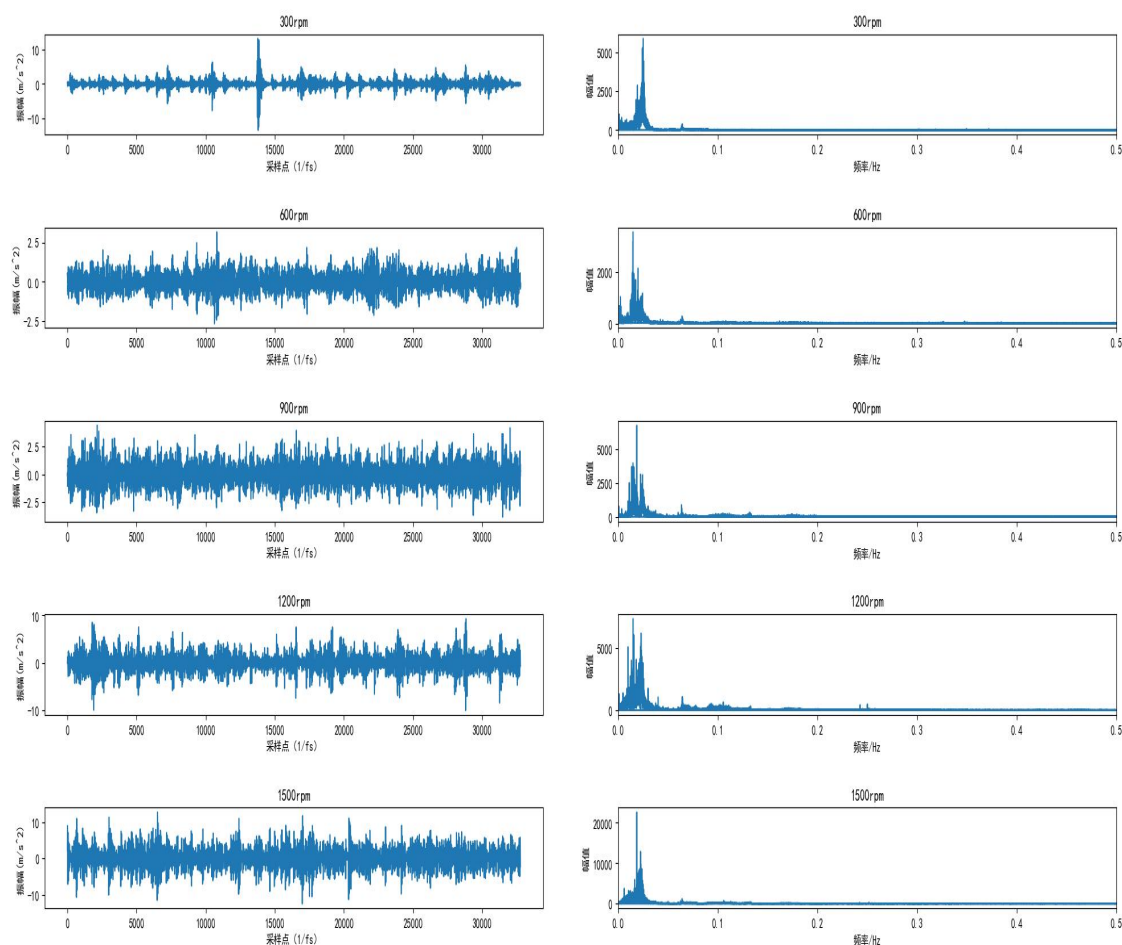


图 5-5 不同转速下的径向振动加速度时域图（左）和频域图（右）

实验过程中，径向静态载荷为零，平衡配重 10kg，采样频率设置为 16384Hz，设置采样点数为 32768，利用加速度传感器采集不同夹角人字槽径向滑动轴承在不同转速下的径向加速度变化值，并通过 FFT 分析，得出相应振动信号的时频图，记录幅值变化大小，具体结果见表 5-1。由表可知，随着转速的不断增大，不同夹角的人字槽轴承径向加速度幅值也在不断增大，这与仿真得出结论相吻合。不同的是，通过实验测量能够发现，不同夹角的人字槽轴承对径向加速度幅值的影响不同，这可能的原因是：不同夹角的人字槽所带来的泵送效应不同，导致轴承承载能力不同，因此轴承的振动特性不同。

表 5-1 不同转速下不同夹角人字槽轴承径向加速度幅值

数值	300rpm	600rpm	900rpm	1200rpm	1500rpm
30°	1958	8704	25833	9688	37647
60°	1643	3997	4000	12105	46939
90°	1643	4182	8214	17692	35385
120°	1917	6389	23000	18400	41818
150°	2000	9230	13529	6765	23000

5.4.2 不同静态载荷下轴承振动特性分析

为研究静态载荷对轴承振动特性的影响，当主轴转速为 1200rpm，不同径向静态载荷时，仿真模型计算得到人字槽径向滑动轴承在不同静态载荷下的径向振动加速度仿真信号如图 5-6（左）所示，振动信号的频谱图如图 5-6（右）所示。由图可知，轴承 x 方向振动加速度信号随着静态载荷的不断增大，振幅和幅值呈现出先增大后减小再增大的变化趋势。

通过实验依次添加静态载荷 1kg，采集轴承在 12000rpm 下时 x 方向加速度振动信号并进行时频分析，得出表 5-2 所示的不同夹角人字槽轴承在静态载荷下的最大幅值变化。由表可知，随着静态载荷的逐渐增加，不同夹角的人字槽轴承径向加速度幅值总体上呈现不断增大的趋势，但是在静态载荷达到 2-3kg 左右时，幅值有减小的迹象，这与上述仿真结果相吻合。这可能的原因是：一定的静态载荷可以抑制部分由转速引起的振动。因此，从实验设计的整体角度出发，适当添加径向静态载荷可以降低轴承的振动。

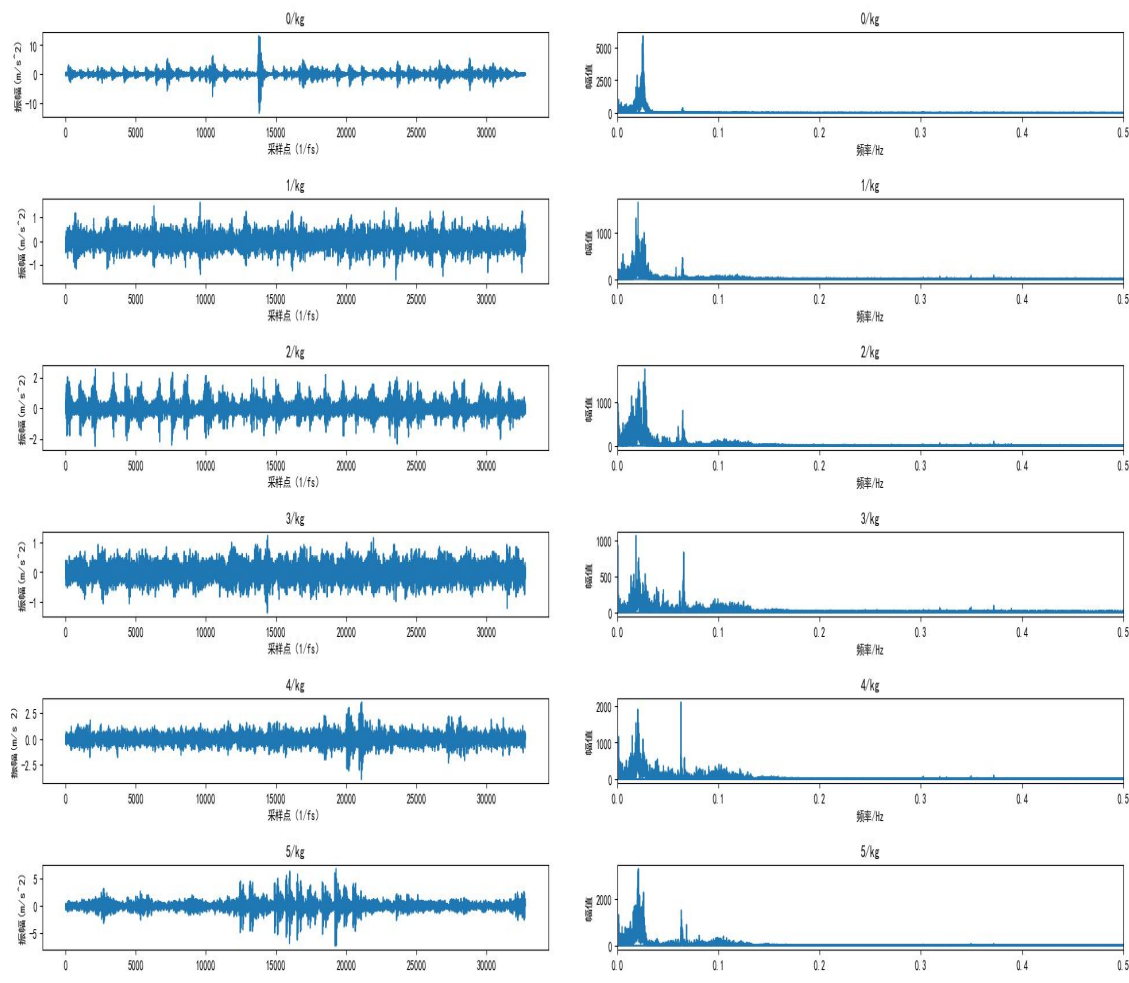


图 5-6 不同载荷下的径向振动加速度时域图（左）和频域图（右）

表 5-2 不同载荷下不同夹角人字槽轴承径向加速度幅值

数值	1kg	2kg	3kg	4kg	5kg
30°	15333	16521	21111	23529	59375
60°	21111	14615	22353	36190	47500
90°	15200	17273	15200	20000	50667
120°	14074	12667	16522	21111	36190
150°	11875	16102	10795	16667	17431

5.5 本章小结

本章通过建立的仿真模型和实验测试结果，分析了不同夹角人字槽轴承的摩擦力矩、径向刚度系数和径向加速度的变化规律，以及不同状态下轴承的特性变化规律，以及不同参数对轴承性能的影响。主要结论如下：

(1)夹角 90° 和 150° 时，摩擦力矩增长缓慢，人字槽带来的泵送效果明显高于其他角度；转速的增加，使得动压效应增强，轴承的承载力增大；人字槽的泵送作用增加，因此摩擦力矩随转速的增加也逐渐增加。

(2)人字槽夹角的不同对轴承径向刚度系数的影响较大，其中人字槽夹角 90° 时，轴承径向刚度系数较大；随着径向静态载荷的增加，同转速下的径向刚度系数基本保持不变。

(3)轴承振动加速度信号随着转速的增加，振幅不断增大，振幅也随之明显增大，峰值出现位置基本不变。不同夹角的人字槽所带来的泵送效应不同，导致轴承承载能力不同；随着静态载荷的逐渐增加，不同夹角的人字槽轴承径向加速度幅值总体上呈现不断增大的趋势，在静态载荷达到 2-3kg 左右时，则抑制了部分由转速引起的振动。

第 6 章 总结与展望

6.1 论文工作总结

优化的人字形槽轴承结构降低了摩擦功耗，提高了承载能力。建立一个适合的轴承水润滑模型，是高速水润滑动压人字槽轴承性能分析和工程设计亟需解决的重要问题。论文基于液体动压轴承界面特征理论，考虑固液耦合作用，建立了一个水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，并搭建水润滑人字槽径向滑动轴承性能测试装置，进而开展轴承的静、动态特性分析与测试研究。论文研究的主要工作和结论如下：

(1)在高速水润滑动压人字槽轴承润滑建模方面：主要介绍了液体动压轴承界面理论并对人字槽径向轴承进行了模型的建立，重点分析了倾斜和平动状态下人字槽径向滑动轴承动态性能的变化，并提出性能更好的轴承结构。结果表明，随着倾斜角的继续增大，最大轴承压力急剧增大，所产生的楔形间隙效应发生作用，导致最大轴承压力增大，承载力也越高，由于轴颈倾斜产生的楔形间隙效应和螺旋槽的动压效应起主要作用，除交叉耦合刚度系数随之减小，其余刚度系数均随之增大，轴承阻尼系数和临界轴颈质量也都有所增大；平动导致轴颈偏移，减小了最小水膜厚度，致使相同膜厚压力增大，承载力也相应增大，间隙效应和螺旋槽的动压效应起主要作用，除直接力刚度和直接力阻尼系数随之增大，而其余均随之减小，临界轴颈质量先减小后迅速增大，达到 $\delta = 6.0 \times 10^{-6}\text{m}$ 之后，增大幅度逐渐减缓；随着转速的增加，动压效应逐渐增强，轴承承载力随之增大，所有刚度系数均随之增大，紊流区面积扩大，但流体水的有效粘度基本不变，粘性生热也不明显，因此阻尼系数基本不变，水膜温升提高，有效粘度降低，因而阻尼系数会随之略微减小导致临界轴颈质量略微减小；人字槽夹角 90° 左右，槽深为 0.01mm ，人字槽宽度在 1.0mm 左右时，水润滑人字槽径向滑动轴承性能最稳定，其中，人字槽夹角对轴承性能影响最大，人字槽槽深次之，人字槽宽度的影响程度相对较小。

(2)在两种不对中情形对人字槽径向轴承-转子耦合系统的支承特性和振动性能的研究方面：建立了梁转子-轴承耦合模型，分析了两种偏差对人字槽径向轴承支撑性能的影响和对转子振动响应的变化规律。结果表明，转子运动轨迹和

轴承动态系数包括临界轴颈质量和临界涡动频率随时间变化而有规律。随着时间的增加,转子轨迹主要表现为纯圆柱形或圆锥形轨道运动;刚度系数均随之增大,阻尼系数先增大后减小,临界轴颈质量先迅速增大后缓慢减小直至不变,临界涡动频率先迅速增大然后再减小,最后再增大直至达到稳定;不对中导致了人字槽轴承液膜厚度和流体压力分布不均。角度偏差引起的倾斜对轴承相对液膜厚度和最大液膜压力影响较平行度偏差引起的平行度更大。角度错位的最小液膜厚度小于平行度错位的最小液膜厚度;在一定转速下,动刚度系数和阻尼系数随角度错位程度变化幅值要大于平行度错位程度引起的变化;不同偏差和偏差程度显著地引起转子振动特性以及轴心轨迹的改变。偏差程度提高了振动曲线振幅、时域和频域峰值。

(3)在高速水润滑人字槽径向滑动轴承性能测试方面:搭建了径向滑动轴承试验台,对被测试件进行激光雕刻加工处理,并设计了人字槽径向滑动轴承的测试试验方案,分别对轴承的摩擦力矩和径向刚度系数等静、动态特性和径向加速度开展试验研究,对理论计算值与试验测量值进行比较后发现,结果显示,静特性方面:夹角 90° 和 150° 时,摩擦力矩增长缓慢,人字槽带来的泵送效应明显高于其它角度;而随着转速的增加,动压效应逐渐增强,轴承承载力随之增大,螺旋槽的泵送能力随转速不断提高,摩擦力矩随转速逐渐增大。动态特性方面:人字槽夹角的不同对轴承径向刚度系数的影响较大,人字槽夹角为 90° 时,轴承径向刚度系数较大;随着径向静态载荷的增加,同转速下的径向刚度系数基本保持不变。振动特性方面:轴承振动加速度信号随着转速的不断增大,振幅不断增大,幅值同样明显增大,峰值出现位置基本不变。不同夹角的人字槽所带来的泵送效应不同,导致轴承承载能力不同;随着静态载荷的逐渐增加,不同夹角的人字槽轴承径向加速度幅值总体上呈现不断增大的趋势,一定的静态载荷能够抑制了部分由转速引起的振动。

6.2 展望

论文针对解决高速工况下的人字槽径向滑动轴承水润滑问题,优化人字槽轴承结构,进行高速水润滑人字槽滑动轴承润滑理论建模、特性分析和测试研究,取得了阶段性研究成果,但还存在一些工作和问题需要进一步研究和探讨:

(1)提出新的理论和更全面的特性分析。论文只基于液体动压轴承界面特征理论，建立了一种水润滑人字槽径向滑动轴承仿真模型，并验证了模型的正确性，但由于作者时间和精力限制，尚未对人字槽径向滑动轴承静、动态特性分析开展较为系统的研究工作，并且在模型建立时进行了多处假设。因此，有必要在本文所建立的润滑模型的基础上，建立更加全面的仿真模型，并对除静动态特性之外的流动特性开展更加全面的研究，为此类轴承的工程设计奠定理论基础。

(2)进一步完善高速水润滑人字槽径向滑动轴承静动态特性的试验研究。减小系统测量误差，丰富试验的多样性，适应轴承高速运转工况，例如轴承运转时瞬态空化特性的分析、环境温度和摩擦生热瞬时温度对轴承动压效应的影响，这些都值得深入研究。

参考文献

- [1]李亚倩, 杨攀, 陈渭. 考虑紊流和滑移影响的液态金属润滑螺旋槽轴承设计[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53 (08): 15-23.
- [2]Miyanaga N, Tomioka J. Effect of support stiffness and damping on stability characteristics of herringbone-grooved aerodynamic journal bearings mounted on relativistic supports[J]. Tribology International, 2016, 100: 195-203.
- [3]Dongxing Tang, Ke Xiao, Guo Xiang. On the nonlinear time-varying mixed lubrication for coupled spiral microgroove water-lubricated bearings with mass conservation cavitation[J]. Tribology International, Volume 193, 2024, 109381.
- [4]Nitin Agrawal, Satish C. Sharma. Influence of geometric shapes of recess on the performance of MR lubricated multi-recessed hybrid spherical thrust bearing[J]. Tribology International, Volume 191, 2024, 109143.
- [5]Yongju Jeong, Gihyeon Kim, etc. Supercritical CO₂ compressor operation near stall and surge conditions[J]. Case Studies in Thermal Engineering, Volume 50, 2023, 103499.
- [6]W.G. Denhard, C.H.T. Pan. Application of gas-lubricated bearings to instruments[J]. LubrTech, 90 (1968) 731–739.
- [7]Chuang Wang, Mingkun Liu, Bingqi Wang, etc. Research on power consumption distribution characteristics of a water-lubricated twin-screw air compressor for fuel cell applications[J]. Energy, Volume 256, 2022, 124673.
- [8]Javed A, Arpagaus C, Bertsch S, etc. Small-scale turbo compressors for wide-range operation with large tip-clearances for a two-stage heat pump concept[J]. Int J Refrig 2016, 69: 285–302.
- [9]Burgmann S, Fischer T, Rudersdorf M, etc. Development of a centrifugal fan with increased part-load efficiency for fuel cell applications[J]. Renew Energy 2018, 116: 815–26.
- [10]刘鹏飞. 考虑空化效应的水润滑动压织构轴承静态特性研究[D]. 东南大学,

2022.

- [11]孙健, 包志刚, 姚金梅等. 全陶瓷球轴承油润滑特性及其对服役性能影响规律[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (09): 25-32.
- [12]Jian S ,Xin F ,Jinmei Y , etc. Thermal characteristics and distribution rule of lubrication film of full ceramic ball bearing under different service condition[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2023, 75 (8): 919-932.
- [13]化文灿, 杨山举, 王琪等. 应用于离心空压机的波箔气体轴承实验研究[J/OL]. 润滑与密封, 2023, (11): 1-9.
- [14]Yinan C ,Dehong H ,Guorong W , etc. Modelling and performance improvement of an annular grooved thrust air bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2023, 75 (10): 1116-1124.
- [15]熊万里, 孙文彪, 刘侃等. 高速电主轴主动磁悬浮技术研究进展[J]. 机械工程学报, 2021, 57 (13): 1-17.
- [16]Huang D ,Sun B,Gu T, etc. Design and Performance Analysis of Magnetic Bearings for Vehicle High-speed Flywheel Battery[J]. Engineering Letters, 2023, 31 (4).
- [17]王家序, 倪小康, 韩彦峰等. 倾斜轴颈滑动轴承混合热弹流研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50 (10): 2425-2434.
- [18]Vu T N ,Weiguang L ,Tuan V P . Improving the floating efficiency for the pads in fluid pivot journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2023, 237 (2): 318-334.
- [19]汪骥, 于鹏法, 李瑞等. 沟槽结构对水润滑轴承润滑特性影响机制[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (11): 86-94.
- [20]Huihui F ,Shuyun J ,Yanqin G S . Three-dimensional computational fluid dynamic analysis of high-speed water-lubricated hydrodynamic journal bearing with groove texture considering turbulence[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235 (11): 2272-2286.
- [21]Tamboli K ,Athre K . Experimental Investigations on Water Lubricated Hyd

- rodynamic Bearing[J]. *Procedia Technology*, 2016, 2368-75.
- [22]宋晓睿, 李双建, 侯媛媛等. 激光织构对材料表面摩擦学性能影响的研究进展[J]. *材料保护*, 2023, 56 (10): 25-41+129.
- [23]王鹏洋, 龙威, 赵章行等. SiC 表面水滴形微织构的水润滑特性实验研究[J/O L]. *表面技术*, 2023, (11): 1-11.
- [24]王泽霄, 陈文刚, 张禄中等. 几何特征及工况条件对表面织构摩擦特性影响研究[J]. *表面技术*, 2022, 51 (10): 89-100.
- [25]朱春霞, 王德全, 杨晓楠等. 非对称表面织构表征及动压润滑效应分析[J]. *表面技术*, 2022, 51 (03): 66-75.
- [26]Song L ,Baoren L ,Runlin G , etc. Surrogate-based optimization design for surface texture of helical pair in helical hydraulic rotary actuator.[J]. *Scientific reports*, 2023, 13 (1): 20259-20259.
- [27]张直明, 张言羊, 谢友柏等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [28]Muijderland E A. Analysis and design of spiral-groove bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1967: 291-305.
- [29]Bootsma J. Liquid-lubricated spiral-groove bearings[R]. The Netherlands: Philips Research, Reports-Supplements, 1975.
- [30]Chow C Y, Vohr J H. Helical-grooved journal bearing operated in turbulent regime[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1970, 92 (2): 346-357.
- [31]张少文. 高速水润滑螺旋槽轴承动态特性分析与试验研究[D]. 东南大学, 2020.
- [32]吴建康, 李安峰. 双向人字槽液体润滑止推轴承动力性能[J]. *华中科技大学学报*, 2001, (07): 63-65.
- [33]吴建康, 李安峰. 双向人字槽液体润滑径向轴承动力性能[J]. *机械科学与技术*, 2002, (02): 228-230.
- [34]Hirayama T, Sakurai T, Yabe H. A theoretical analysis considering cavitation occurrence in oil-lubricated spiral-grooved journal bearings with experimental verification[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126 (3): 490-498.
- [35]Wang C, He C. Numerical study of a hydrodynamic journal bearing with h

- erringbone grooves for oil leakage reduction[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2018, 233 (3): 439-446.
- [36]Kang K, Rhim Y, Sung K. A study of the oil-lubricated herringbone-grooved journal bearing—part 1: numerical analysis[J]. Journal of Tribology, 1996, 118 (4): 906-911.
- [37]Nemat-Alla M M, Gad A M, Khalil A A, etc. Static and dynamic characteristics of oil lubricated beveled-step herringbone-grooved journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2009, 131 (1).
- [38]解忠良, 焦见, 杨康等. 核主泵系统高温液态铅铋润滑导轴承流体动力学特性分析[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (04): 1-12.
- [39]Xiaohui Lin ,Shun Wang ,Shuyun Jiang , etc. Thermohydrodynamic Model of Cavitating Flow and Dynamic Characteristic Calculation for High-Speed Water-Lubricated Pump-Out Spiral Groove Bearing[J]. Tribology Transactions, 2020, 63 (4): 736-755.
- [40]杨咸启, 宋雪静, 张蕾. 关节轴承的边界润滑模型与寿命分析[J]. 轴承, 2005, (08): 11-13.
- [41]G.Massouros, 张亚雄. 滑动轴承边界润滑的磨损模型[J]. 机械设计, 1985, (03): 60-65.
- [42]罗庆, 董庆兵, 赵滨等. 分片式可变间隙径向滑动轴承混合润滑研究[J/OL]. 摩擦学学报, 2023, (11): 1-23.
- [43]何文卓, 刘晓玲, 朱鹏娟等. 基于 Carreau 流变模型的圆柱滚子轴承热混合润滑分析[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (05): 52-59.
- [44]朱少禹, 孙军, 李彪等. 粗糙表面湍流润滑的随机模型[J]. 机械工程学报, 2019, 55 (09): 71-79.
- [45]侯新玉, 范君, 马俊杰等. 滑动效应对球轴承滚动体缺陷频率影响的研究[J/OL]. 机电工程, 2023, (11): 1-11.
- [46]Satish K ,Vasileios C . Influence of Surface Roughness on Droplet Evaporation and Absorption: Insights into Experiments from Lubrication-Theory-Based Models[J]. Langmuir : the ACS journal of surfaces and colloids, 2022,

38 (51).

- [47]Mohammad E H ,Soheyl A ,Hossein H , etc. Rheological behavior of 10W 40 base oil containing different combinations of MWCNT-Al₂O₃ nanoparticles and determination of the target nano-lubricant for industrial applications[J]. Micro and Nano Systems Letters, 2023, 11(1).
- [48]Adelekan D S, etc. Performance of hydrocarbon refrigerants in a refrigerator with liquid line magnet and CNT nano-lubricant[J]. Heliyon 9, 10 (2023): e20832-e20832.
- [49]Xiao X ,Yimin Z . Effect of composite solid lubricant coatings on the tribological performance of thrust cylindrical roller bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2023, 75 (10): 1138-1148.
- [50]裴旭辉, 杜银, 王瀚铭等. NbMoWTa-Al₂O₃固体润滑复合材料的宽温域摩擦磨损性能[J/OL]. 中国有色金属学报, 2023, (11): 1-17.
- [51]谢翱, 王新刚, 于强亮等. 超分子凝胶润滑材料的研究进展[J]. 中国科学: 化学, 2023, 53 (07): 1183-1195.
- [52]Qiangliang Y ,Xingwei W ,Chaoyang Z , etc. Resistance to space atomic oxygen radiation of MAC-based supramolecular gel lubricant containing POSS[J]. Tribology International, 2023, 177.
- [53]Maria R ,Kim B ,Fredrik F , etc. Influence of Counter Surface Roughness and Lay on the Tribological Behaviour of Self-Lubricating Bearing Materials in Dry Sliding Conditions at High Contact Pressures[J]. Lubricants, 2022, 10 (8): 167-167.
- [54]Leijie Z ,Jiahui L ,Qian Y , etc. Study on Friction and Wear Properties of New Self-Lubricating Bearing Materials[J]. Crystals, 2022, 12 (6): 834-834.
- [55]Endah S S ,Ahmad F ,Didit S . Mechanical and microstructural characteristics of Cu-Sn-Zn/ Gr metal matrix composites processed by powder metallurgy for bearing materials[J]. Results in Engineering, 2022, (prepublish): 100377-.
- [56]Chen C ,Yang Q ,Chen Q , etc. Tribological properties of copper-embedded

- self-lubricating bearing materials[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2022, 74 (7): 796-803.
- [57]P. R ,A. C ,R. P , etc. Acoustic emission monitoring of wear in aerospace self-lubricating bearing liner materials[J]. Wear, 2021, 486-487.
- [58]刘超锋, 杨振如. 金属基自润滑轴承新材料[J]. 轴承, 2007, (05): 36-39.
- [59]何长昭, 王文东, 邹华. 耐高温聚合物基自润滑轴承材料的摩擦学研究进展[J]. 化工新型材料, 2020, 48 (05): 37-41.
- [60]刘超锋, 杨振如. 聚合物基自润滑轴承材料[J]. 橡塑资源利用, 2007, (01): 26-28+31.
- [61]郑远春. 基于油液监测的轴承润滑状态综合评估[J]. 中国修船, 2023, 36 (05): 50-53.
- [62]曲璠, 李思晗, 刘希等. 可倾瓦推力轴承润滑膜厚度的超声检测技术研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47 (10): 141-146.
- [63]周俊丽, 阮琪, 杨帅等. 环境因素对推力轴承润滑膜超声检测精度的影响[J]. 润滑与密封, 2021, 46 (12): 157-162.
- [64]彭娅楠, 刘丽冉. 基于 LabVIEW 的轴承润滑状态监测系统开发[J]. 汽车实用技术, 2016, (06): 161-162+194.
- [65]卢绪祥, 刘顺顺, 陈向民等. 基于声发射及 WST-CNN 协同的滑动轴承润滑状态识别[J]. 振动与冲击, 2023, 42 (22): 71-77+229.
- [66]Kim D ,Hong D ,Yu C , etc. Condition Monitoring under In-situ Lubrication Status of Bearing Using Infrared Thermography[J]. JOURNAL OF THE KOREAN SOCIETY FOR NONDESTRUCTIVE TESTING, 2010, 30 (2): 121-125.
- [67]Concli F ,Schaefer T C ,Bohnert C . Innovative Meshing Strategies for Bearing Lubrication Simulations[J]. Lubricants, 2020, 8 (4): 46-46.
- [68]李程坤, 贾德文, 邓伟等. 连杆大头轴承润滑多目标优化设计[J]. 制造业自动化, 2023, 45 (02): 100-105.
- [69]阎贝, 郭金道, 任乔睿等. 面向轴承润滑增效的内圈表面沟槽引流可视化仿真与试验研究[J/OL]. 摩擦学学报, 2023, (11): 1-13.

- [70]李瑞卿, 金勇, 刘祺霖等. 刚柔异相水润滑轴承复合材料优化设计研究[J]. 舰船科学技术, 2023, 45 (04): 30-34.
- [71]王福荣, 李鸿亮, 李亮等. 轴承用 Z 型全氟聚醚润滑剂极限温度试验确定[J]. 润滑与密封, 2022, 47 (04): 176-182.
- [72]Yan K ,Zhang J ,Hong J , etc. Structural optimization of lubrication device for high speed angular contact ball bearing based on internal fluid flow analysis[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 95540-550.
- [73]胡萍, 赖喜德, 岳清雯等. 基于正交试验的核主泵水导轴承润滑特性分析[J]. 液压与气动, 2020 (08): 75-81.
- [74]Zhongliang Xie, Jian Jiao, Kang Yang. Experimental and numerical study on the mixed lubrication performances of a new bearing[J]. Tribology International, Volume 182, 2023, 108334.
- [75]疏舒, 何涛, 羊慧等. 改性尼龙水润滑轴承摩擦学性能试验研究[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (09): 165-169.
- [76]Yanzhen Wang, Zhongwei Yin. Tribological properties of ultrahigh-molecular-weight polyethylene (UHMWPE) composites reinforced with different contents of glass and carbon fibers [J]. Industrial Lubrication and Tribology, Volume 71, Issue 1, 2019, 22-30.
- [77]李云凯, 王优强, 谢奕浓等. 不同润滑条件下 PA66 的摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39 (06): 706-712.
- [78]Wojciech Litwin, Michał Wasilczuk, Michał Wodtke, etc. The influence of polymer bearing material and lubricating grooves layout on wear of journal bearings lubricated with contaminated water[J]. Tribology International, Volume 179, 2023, 108159.
- [79]胡继敏, 周建辉, 罗斌. 水温变化对船舶水润滑轴承振动特性影响分析及试验研究[J]. 舰船科学技术, 2022, 44 (24): 30-34.
- [80]M. Wodtke, W. Litwin. Water-lubricated stern tube bearing - experimental and theoretical investigations of thermal effects[J]. Tribology International, Volume 153, 2021, 106608.

- [81]张志彬. 高等静压环境下全水润滑轴向柱塞泵柱塞副的特性研究[D]. 华中科技大学, 2020.
- [82]田颖, 车清论, 贺仁等. 水润滑轴承用聚合物复合材料的摩擦学研究进展[J]. 材料保护, 2024, 57 (01): 111-122+162.
- [83]Seyong C ,Kiduk K ,Kisang B , etc. Machine-Learning Approach in Prediction of the Wettability of a Surface Textured with Microscale Pillars[J]. Langmuir : the ACS journal of surfaces and colloids, 2023.
- [84]祖恩辉. 艉轴管闭式水润滑轴承磨损故障解决方案[J]. 机电设备, 2023, 40 (06): 47-50.
- [85]张保生, 杨军, 吕秀凤等. 橡胶材料在水润滑轴承中的应用现状及展望[J]. 橡胶科技, 2023, 21 (08): 369-372.
- [86]赵文军, 王业宇, 张前进等. 沙集泵站供排水系统优化改造探索[J]. 水泵技术, 2021 (01): 22-27+35.
- [87]董宝营, 戴全春, 俞翔. 基于电涡流传感器的水润滑轴承磨损监测系统[J]. 舰船科学技术, 2024, 46 (01): 170-175.
- [88]崔博超, 陈平, 杨淮旭等. 微织构排布方式对水润滑轴承启停过程摩擦学性能的影响[J]. 中国表面工程, 2024, 37 (01): 160-168+178.
- [89]程钧, 顾春兴. 消防潜水泵水润滑推力轴承摩擦学性能研究[C]. 中国消防协会. 应急管理部上海消防研究所. 2023. 078022.
- [90]Seyong C ,Kiduk K ,Kisang B , etc. Machine-Learning Approach in Prediction of the Wettability of a Surface Textured with Microscale Pillars[J]. Langmuir : the ACS journal of surfaces and colloids, 2023.
- [91]汪骥, 于鹏法, 李瑞等. 沟槽结构对水润滑轴承润滑特性影响机制[J]. 润滑与密封, 2023, 48 (11): 86-94.
- [92]陈川. 高速微气体动压轴承动力特性和稳态性能研究[D]. 重庆大学, 2017.
- [93]田洪雨. 内圆磨床液体静压轴承的承载性能分析及结构优化[D]. 西华大学, 2022.
- [94]丁少鹏, 徐嘉, 史正良等. 考虑端面变形微孔表面无压动压润滑比较分析[J]. 液压与气动, 2020, (07): 118-126.

- [95]徐明宇, 李亚倩, 陈渭. 考虑孔加工锥度误差影响的液态金属润滑螺旋槽轴承性能分析[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54 (01): 85-92.
- [96]高思煜. 超高转速空气静压电主轴特性分析与实验研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2016.
- [97]冯慧慧. 水润滑轴承电主轴转子动力学特性分析[D]. 东南大学, 2016.
- [98]覃泽锋, 石慧荣, 侍玉青. 考虑油膜力-碰摩力耦合的双盘转子系统动力学行为[J]. 兰州交通大学学报, 2020, 39 (01): 95-100.
- [99]贾晨辉, 杨伟, 邱明. 气体动压轴承转子系统动态稳定性数值仿真[J]. 系统仿真学报, 2014, 26 (08): 1763-1768.
- [100]金志浩, 潘振, 龙日升等. 条纹型织构对 81107 轴承干摩擦性能的影响[J]. 机械设计与制造, 2023, (02): 152-156.
- [101]田凯文, 邱明, 王东峰. 动力传动机构四点接触球轴承的振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2023, 42 (04): 39-47.
- [102]Wanhui Liu, Philipp Bättig, Patrick H, etc. Nonlinear study on a rigid rotor supported by herringbone grooved gas bearings: Theory and validation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 146, 2021, 106983.
- [103]Elia Iseli, Jürg Schiffmann. Experimental and numerical investigation of the unbalance behavior of rigid rotors supported by spiral-grooved gas journal bearings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 174, 2022, 109080.

攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目

一、发表学术论文

- [1] 姚金结.基于响应面法的泥浆泵机械密封结构优化[J].东莞理工学院学报,2023,30(05):112-118.DOI:10.16002/j.cnki.10090312.2023.05.015.
- [2] Jinjie Yao, Jianbin Wang, Fengtao Wang. Comparison of two misalignment methods for herringbone groove radial bearings[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies. (SCI 在投)
- [3] 王巧玉,王建彬,姚金结等.塑料后尾门的拓扑优化及其轻量化研究[J].井冈山大学学报(自然科学版),2023,44(03):83-90.
- [4] 潘飞,王建彬,姚金结等.氮化铝陶瓷的超精密加工研究现状与发展趋势[J].陶瓷学报,2023,44(02):208-216.DOI:10.13957/j.cnki.tcxh.2023.02.002.
- [5] 李庆安,王建彬,姚金结等.坡度角对航空发动机内环状阶梯型密封件性能的影响[J].润滑与密封,2022,47(12):125-131.

二、参研项目

- [1] 国家自然科学基金项目 (51905001);
- [2] 安徽未来技术研究院企业合作项目 (2023qyhz22);
- [3] 安徽工程大学校级项目 (Xjky2022012);
- [4] 军民两用航空发动机动密封组件代替进口的关键核心技术研究 (2020yf20)

致 谢

硕士求学生涯即将拉下帷幕。一路走来，得到了许多人的帮助和鼓励，在此表示诚挚的谢意。感谢他们这三年来鼓舞着我不断前进！

论文从选题到研究方法、研究思路都获得了导师王建彬教授和王风涛老师的悉心指导，在三年的科研学习过程中，老师们严谨的态度、广博的知识以及做人做事的准则都带给了我深刻影响和启发，从硕士学习生涯的规划、理论基础的积累、研究课题的选定、试验台的搭建、学术论文的写作与发表，直到学位论文的撰写与修订，每一个环节无不倾注着老师的精心培养和悉心指导。在我遇到难题时，老师总是会及时给予点拨，乐观的态度和耐心的指导方式让我踏实又温暖的前进着。在此向两位老师致以最诚挚的谢意，衷心祝愿老师身体健康、工作顺利！

在课题完成过程中，课题组同窗之间轻松温暖、互帮互助的学习氛围使我受益良多，感谢李庆安师兄、徐慧敏师姐带我入门，冉海风师兄对我研究课题建模过程的指导以及杨柳师兄、杨建飞师兄、潘飞、梁远情、王巧玉和各位师弟师妹对我科研和生活上的热心帮助。

最后，还要感谢我的家人，他们给予我理解、包容和关怀，在背后默默地支持我，他们最无私的爱是我在求学道路上砥砺前行的动力。在此，谨以此文献给我深爱的家人。

尚德敏学 唯实惟新

