

分类号: TG174

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2220110138



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于改性 PTFE 唇型密封的氢循环泵

轴端封严性能研究

论 文 作 者 傅学镔

校 内 导 师 闫伟 讲师、潘家保 教授

校 外 导 师 艾和金 高级工程师

专业学位类别 机 械

研究方向 (领域) 摩擦及密封技术

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号: TG174

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2220110138

基于改性 PTFE 唇型密封的氢循环泵轴端封严性能研究

Research on shaft-end sealing performance of hydrogen
circulation pump based on the PTFE lip seal

学生姓名: 傅学镔

校内导师: 闫伟 讲师、潘家保 教授

校外导师: 艾和金 高级工程师

专 业: 机 械

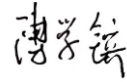
研究方向: 摩擦及密封技术

论文答辩日期: 2025 年 5 月 11 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：2025 年 5 月 11 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

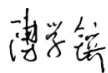
学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

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：



指导教师签名：



日期：2025 年 5 月 11 日

日期：2025 年 5 月 11 日

基于改性 PTFE 唇型密封的氢循环泵轴端 封严性能研究

摘 要

氢循环泵是氢燃料电池供氢系统的核心部件之一，其工况特点为高温、高转速、大流量、介质湿度高且封严要求高，故轴端泄漏问题是氢循环泵在氢燃料电池供氢系统中应用的重大挑战。本文在现有的氢循环泵轴端唇形密封圈的基础上提出了一种整体式铝合金骨架的改性 PTFE 唇型密封圈，采用有限元数值模拟和试验验证相结合的方法，针对所提出的整体式铝合金骨架改性 PTFE 唇型密封圈，对其实际工程中的封严性能展开系统且深入的探究，探究不同参数和表面织构对其封严性能的影响规律。分别进行了密封圈的接触压力、摩擦应力、变形量以及抱轴力分析研究，随后开展了密封圈抱轴力及泄漏速度试验验证研究。

(1) 介绍了改性 PTFE 唇型密封圈的结构和封严机理。考虑到介质压力和唇片变形的共同作用，建立了改性 PTFE 唇型密封圈的固-热耦合的有限元分析模型，根据某型号氢循环泵的工况施加边界条件，并详细介绍了密封圈的分析流程。

(2) 分析了不同结构参数（包括过盈量、唇宽、唇厚和唇口半径）、不同材料参数（包括杨氏模量和材料摩擦系数）和工况参数（包括介质压力和工作转速）下唇型密封圈的封严性能，探究在不同参数工况下，唇口最大接触压力、摩擦应力、变形量以及抱轴力

等随不同参数的变化趋势。研究表明，结构参数对密封圈的封严性能影响较大，其中过盈量的影响最显著。例如当过盈量从 0mm 增加到 0.05 mm 时，唇口最大摩擦应力由 5.89×10^{-3} MPa 增大到了 0.86 MPa。

(3) 设计了同心圆表面织构和螺旋表面织构两种不同的表面织构，分析了两种不同表面织构的唇型密封圈在不同结构参数、材料参数和工况参数下的封严性能。结果表明，同心圆表面织构密封圈的封严性能更加优异。结构优化后进行了封严性能分析，发现唇口同心圆圈数为四圈的密封圈在不同工况下的封严性能表现更加优异。

(4) 研制了改性 PTFE 唇型密封圈动静压封严综合试验台，以唇口同心圆圈数为四圈的唇型密封圈为对象，开展静态和动态的封严性能试验研究。最终发现抱轴力/力矩的分析数值与实验结果相差较小，平均差值为 16 %，验证了分析结果的准确性。随后持续运转 50 h 的动态封严试验结果显示，密封圈的泄漏速度从运转 10 h 时的 0.95 ml/min 降低至运转 50 h 时的 0.61 ml/min，下降了约 36 %，验证了该唇型密封圈的封严可行性。

经过本文的研究，对氢循环泵轴端改性 PTFE 唇型密封圈的设计具有一定的指导意义。对优化密封圈唇口结构、优选封严材料、提升静态和高速动态封严性能奠定了一定的理论基础。

关键词： 改性 PTFE，接触压力，表面织构，封严性能，唇型密封

RESEARCH ON SHAFT-END SEALING PERFORMANCE OF HYDROGEN CIRCULATION PUMP BASED ON THE MODIFIED PTFE LIP SEAL

ABSTRACT

As one of the core components in the hydrogen supply system of hydrogen fuel cells, hydrogen circulation pumps operate under challenging conditions characterized by high temperature, high rotational speed, large flow rate, elevated medium humidity, and stringent sealing requirements. Consequently, shaft-end leakage poses a significant challenge to their application in hydrogen fuel cell systems. Building upon existing shaft-end lip seals for hydrogen circulation pumps, this study proposes an integrated aluminum alloy skeleton modified PTFE lip seal. A combined approach of finite element numerical simulation and experimental validation is employed to systematically and thoroughly investigate the sealing performance of this novel design in practical engineering applications. The influence of various parameters and surface textures on sealing performance is explored, with analyses focusing on contact pressure, frictional stress, deformation, and shaft-clamping force of the seal, followed by experimental validation of shaft-clamping force and leakage

velocity.

(1) The structure and sealing mechanism of the modified PTFE lip seal are introduced. A solid-thermal coupled finite element analysis model is established, considering the combined effects of medium pressure and lip deformation. Boundary conditions are applied based on the operating parameters of a specific hydrogen circulation pump, and the analytical workflow for the seal is detailed.

(2) The sealing performance is analyzed under varying structural parameters (including interference, lip width, lip thickness, and lip edge radius), material parameters (Young's modulus and friction coefficient), and operational parameters (medium pressure and rotational speed). The trends of maximum contact pressure, frictional stress, deformation, and shaft-clamping force under different parameter combinations are investigated. Results reveal that structural parameters significantly influence sealing performance, with interference exhibiting the most pronounced effect. For instance, when interference increases from 0 to 0.05 mm, the maximum frictional stress at the lip increases from 5.89×10^{-3} MPa to 0.86 MPa.

(3) Two distinct surface textures—concentric circular and spiral patterns—are designed, and their sealing performance is comparatively analyzed under different parameters. Results demonstrate superior sealing performance in the concentric circular textured seal. Further structural

optimization reveals that a four-concentric-circle configuration at the lip achieves optimal sealing performance across diverse operating conditions.

(4) A comprehensive static-dynamic pressure sealing test bench is developed for modified PTFE lip seals. Experimental researches on static and dynamic sealing performance are conducted using the four-concentric-circle textured seal. The analytical values of shaft-clamping force/moment show minor deviations from experimental results (average difference: 16 %), confirming the accuracy of the numerical model. Dynamic sealing tests over 50 hours reveal a 36 % reduction in leakage velocity, decreasing from 0.95 ml/min at 10 hours to 0.61 ml/min at 50 hours, thereby validating the feasibility of the proposed seal design.

This research provides critical guidance for the design of modified PTFE lip seals in hydrogen circulation pump shaft-end applications. It establishes a theoretical foundation for optimizing lip geometry, selecting sealing materials, and enhancing sealing performance under both static and high-speed dynamic operating conditions.

Fu Xuebin(School of Mechanical and Automotive Engineering)

Supervised by Yan Wei and Professor Pan Jiabao

KEY WORDS: Modified PTFE, Contact pressure, Surface texture, Sealing performance, Lip seal

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题来源、研究目的与意义.....	1
1.2 研究背景.....	1
1.3 研究现状.....	4
1.3.1 唇型密封圈结构分类.....	5
1.3.2 唇型密封圈的封严性能研究现状.....	6
1.3.3 唇型密封圈的表面织构设计研究现状.....	7
1.3.4 唇型密封圈材料摩擦磨损特性研究现状.....	8
1.4 主要内容与章节安排.....	10
第 2 章 唇型密封圈的封严性能分析模型.....	12
2.1 引言.....	12
2.2 改性 PTFE 唇型密封圈的结构介绍和封严机理	12
2.2.1 唇型密封圈的结构参数.....	12
2.2.2 建立唇型密封圈材料本构模型.....	13
2.2.3 唇型密封圈的封严机理.....	15
2.3 唇型密封圈的固体场分析模型.....	16
2.3.1 唇型密封圈力学模型.....	16
2.3.2 唇型密封圈有限元模型.....	18
2.3.3 边界条件与网格划分.....	18
2.4 唇型密封圈的分析流程.....	20
2.5 本章小结.....	21
第 3 章 唇型密封圈的封严性能研究.....	22
3.1 引言.....	22
3.2 封严性能表征.....	22
3.3 材料参数对封严性能的影响.....	24
3.3.1 杨氏模量.....	24

3.3.2 材料摩擦系数.....	26
3.4 结构参数对封严性能的影响.....	28
3.4.1 唇口过盈量.....	28
3.4.2 唇口半径.....	30
3.4.3 唇口厚度.....	34
3.4.4 接触唇宽.....	39
3.5 工况参数对封严性能的影响.....	43
3.5.1 介质压力.....	44
3.5.2 工作转速.....	45
3.6 本章小结.....	47
第 4 章 表面织构对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响.....	48
4.1 引言.....	48
4.2 同心圆表面织和螺旋表面织构唇型密封圈模型.....	48
4.3 不同表面织构下的封严性能.....	49
4.3.1 不同材料参数.....	49
4.3.2 不同结构参数.....	51
4.3.3 不同工况参数.....	53
4.4 同心圆表面织构唇型密封圈的唇口同心圆圈数优化设计.....	55
4.4.1 结构参数对封严性能的影响.....	56
4.4.2 工况参数对封严性能的影响.....	58
4.5 本章小结.....	59
第 5 章 唇型密封圈封严性能试验研究.....	61
5.1 引言.....	61
5.2 试验系统.....	61
5.3 静态封严试验.....	65
5.4 运转封严试验.....	65
5.4.1 抱轴力试验分析.....	66
5.4.2 泄漏速度试验分析.....	67
5.5 本章小结.....	68

第 6 章 总结与展望.....	69
6.1 总结.....	69
6.2 展望.....	70
参考文献.....	71
攻读硕士学位期间取得学术成果.....	78

插图清单

图 1-1 三种不同的密封圈示意图	3
图 1-2 有无弹簧在不同过盈量和腰部厚度对最大接触压力的影响曲线	7
图 1-3 材料本构模型对最大接触压力和接触宽度的影响曲线图	7
图 1-4 不同表面织构深度对泵送率和泄漏率的影响曲线	8
图 1-5 摩擦磨损实验装置和实时温度下的磨损量变化曲线	9
图 1-6 油封测试工装试验机和唇口在不同磨损时间后的轮廓变化曲线	9
图 1-7 技术路线图	11
图 2-1 整体式铝合金骨架改性 PTFE 唇型密封圈结构示意图	12
图 2-2 双线性等向强化模型	14
图 2-3 改性 PTFE 唇型密封圈封严原理示意图	16
图 2-4 改性 PTFE 唇型密封圈有限元模型	18
图 2-5 密封圈与转轴的接触对	19
图 2-6 网格划分结果	19
图 2-7 固体场有限元分析流程	20
图 3-1 唇口最大接触压力随杨氏模量的变化曲线	25
图 3-2 唇口最大摩擦应力随杨氏模量的变化曲线	25
图 3-3 抱轴力/力矩随杨氏模量的变化曲线	26
图 3-4 唇口最大变形量随杨氏模量的变化曲线	26
图 3-5 唇口最大接触压力随材料摩擦系数的变化曲线	27
图 3-6 唇口最大摩擦应力随材料摩擦系数的变化曲线	27
图 3-7 抱轴力/力矩随摩擦系数的变化曲线	27
图 3-8 唇口最大变形量随材料系数的变化曲线	27
图 3-9 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	29
图 3-10 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	29
图 3-11 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	29
图 3-12 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	29

图 3-13 过盈量分别为 0.01mm 和 0.05mm 时的变形云图	30
图 3-14 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	31
图 3-15 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	31
图 3-16 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	32
图 3-17 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	32
图 3-18 唇口最大接触压力矩随介质压力的变化曲线	33
图 3-9 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	33
图 3-20 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线	33
图 3-21 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线	33
图 3-22 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	35
图 3-23 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	35
图 3-24 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	36
图 3-25 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	36
图 3-26 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线	37
图 3-27 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	37
图 3-28 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线	38
图 3-29 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线	38
图 3-30 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	39
图 3-31 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	39
图 3-32 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	41
图 3-33 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	41
图 3-34 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线	42
图 3-35 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	42
图 3-36 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线	43
图 3-37 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线	43
图 3-38 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线	44
图 3-39 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	44
图 3-40 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线	45
图 3-41 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线	45

图 3-42 唇口最大接触压力随转速的变化曲线	46
图 3-43 唇口最大摩擦应力随工作的变化曲线	46
图 3-44 不同工作转速下抱轴力/力矩的变化曲线	46
图 3-45 不同工作转速下唇口最大变形量的变化曲线	46
图 4-1 同心圆表面织构唇型密封圈	48
图 4-2 螺旋表面织构唇型密封圈	48
图 4-3 唇口最大接触压力随杨氏模量的变化曲线	49
图 4-4 唇口最大摩擦应力随杨氏模量的变化曲线	49
图 4-5 不同杨氏模量下抱轴力/力矩的变化曲线	50
图 4-6 不同杨氏模量下唇口最大变形量的变化曲线	50
图 4-7 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	51
图 4-8 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	51
图 4-9 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	52
图 4-10 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	52
图 4-11 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线	54
图 4-12 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	54
图 4-13 抱轴力/力矩随介质压力的变化曲线	55
图 4-14 唇口最大变形量随介质压力的变化曲线	55
图 4-15 不同唇口同心圆圈数的唇型密封圈三维模型示意图	56
图 4-16 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线	56
图 4-17 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线	56
图 4-18 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线	57
图 4-19 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线	57
图 4-20 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线	58
图 4-21 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线	58
图 4-22 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线	59
图 4-23 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线	59
图 5-1 综合试验台流程图	61
图 5-2 改性 PTFE 唇型密封圈封严性能试验装置	62

图 5-3 泄漏测量装置实物图	64
图 5-4 唇型密封圈实物图	64
图 5-5 不同介质压力下的泄漏速度	65
图 5-6 抱轴力/力矩随转速的变化曲线	66
图 5-7 抱轴力/力矩随介质压力的变化曲线	67
图 5-8 唇型密封圈的泄漏速度	67

插表清单

表 2-1 唇型密封圈主要结构尺寸	18
表 3-1 不同杨氏模量下的工况参数	25
表 3-2 不同材料摩擦系数下的工况参数	26
表 3-3 不同过盈量下的工况参数	28
表 3-4 不同唇口半径和不同过盈量下的工况参数	30
表 3-5 不同唇口半径和不同介质压力的工况参数	32
表 3-6 不同唇口厚度和不同过盈量下的工况参数	34
表 3-7 不同唇口厚度和不同介质压力下的工况参数	37
表 3-8 不同接触唇宽和不同过盈量下的工况参数	39
表 3-9 不同接触唇宽和不同介质压力下的工况参数	42
表 3-10 不同介质压力下的工况参数	44
表 3-11 不同转速下的工况参数	46
表 4-1 不同杨氏模量下的工况参数	49
表 4-2 不同过盈量下的工况参数	51
表 4-3 不同介质压力下的工况参数	53
表 4-4 不同过盈量下的工况参数	56
表 4-5 不同介质压力下的工况参数	58

第 1 章 绪论

1.1 课题来源、研究目的与意义

本课题来自于某企业关于氢循环泵存在轴端泄漏严重、寿命低的技术需要，开展基于改性 PTFE 的氢循环泵轴端唇型密封圈封严性能研究，探究基于改性 PTFE 的氢循环泵轴端唇型密封圈封严性能受不同因素影响时的变化规律，提高其在氢循环泵中的使用性能。并且为氢循环泵领域中改性 PTFE 唇型密封圈的理論设计和研制提供一定的理論参考。加速推进改性 PTFE 唇型密封圈在氢循环泵中的应用与技术发展，提升封严系统的耐用性与可靠性，以适应氢能源设备在高压、高速工况下的严格要求，确保氢循环泵的高效稳定运行，为氢能产业的技术突破和可持续发展提供坚实保障。

在氢循环泵中要求轴端唇型密封圈在中高速下实现封严作用，由于介质中含有大量水蒸气，为保证氢循环泵的涉氢安全和电机的运行安全，要求其工作时实现轴端完全无泄漏，否则会引起电机烧毁，造成输出故障。尽管唇型密封圈在工程中的应用取得了一定的进展，其较好的封严性能使其在航空航天和汽车船舶上广泛应用，但在氢循环泵领域中封严性能的研究还不够深入。本文提出了一种整体式铝合金骨架双唇改性 PTFE 唇型密封圈，建立密封圈的有限元分析模型，分析其不同材料参数、结构参数、工况参数以及设计的不同表面织构下的封严性能；搭建轴端封严试验台，对密封圈的抱轴力/力矩、泄漏速度进行动/静态试验研究，对改性 PTFE 唇型密封圈在氢循环泵领域中的应用提供参考和借鉴。

1.2 研究背景

随着科技的发展，为确保机械设备的稳定运行，需要采用多种封严措施。这些措施不仅能够有效防止流体泄漏，还能阻止灰尘、湿气等外界污染物侵入设备内部，进而延长设备使用寿命，提高其运行可靠性^[1-4]。凡是用于实现封严功能的零部件或其集合，通常称之为“封严机构”。封严机构的组成主要包括三

个部分：首先是起到主要封严作用的主密封件，它直接承担了封严的核心功能；其次是起辅助封严作用的副密封件，用于进一步增强封严效果和应对特定工况；此外，还有其他附属机件，它们配合主、副密封件共同实现机械系统的可靠封严。封严机构的合理设计和优化是提升机械设备性能、延长使用寿命的关键环节，对提高工业应用中的安全性和效率具有重要意义^[5-6]。

在早期工业革命阶段，封严技术相对简单，主要依赖于手工制作的天然材料。这些传统封严材料包括皮革、纤维、植物纤维等，通过填塞或缠绕的方式形成基本的封严效果^[7]。这些封严方法在当时的低压、低温工况下能够满足基本的封严需求，但由于材料本身的局限性，其耐久性和封严性能较为有限，易受到摩擦、温度变化以及环境因素的影响，导致封严效果不稳定。随着工业化进程的推进，尤其是在金属加工技术逐步发展和成熟的背景下，金属垫片开始逐步取代传统的天然材料，成为一种重要的封严解决方案^[8-9]。金属垫片具有更高的耐压能力、较强的机械强度和更好的封严性能，因此在应对较高压力和温度条件下的封严需求时，提供了更为可靠和耐久的解决方案，为后续封严技术的创新和发展奠定了基础。

20 世纪初，合成橡胶材料的逐步问世标志着封严技术发展的一个重要里程碑。合成橡胶材料的出现极大推动了橡胶密封件的迅速发展，并改变了封严技术在工业应用中的格局。橡胶材料因其优异的弹性、耐腐蚀性及抗压变形能力，成为工业密封件的理想材料^[10-11]。这些特性使其在适应复杂工况和耐受多种介质方面表现出色，因此被广泛应用于液压、气动等需要高封严要求的系统中。其中，O 型圈和 U 型圈等典型橡胶密封件在液压和气动系统中的应用尤为广泛。作为基本的封严元件，O 型圈和 U 型圈因其结构简单、制造成本低和良好的自适应性，有效地解决了多种工业设备中存在的泄漏问题。尤其是在中高压条件下，橡胶密封件的弹性和变形特性使其能够在压力变化时保持良好的封严性能，从而确保系统的稳定性和安全性^[12-13]。通过合成橡胶材料的应用，封严技术得以在更多的场景中实现，满足了现代工业对密封性、耐久性以及成本效益的综合需求，进一步促进了工业生产过程中的效率和安全性。随着航空航天、汽车制造业的高速发展，动态封严就显得格外重要。在 20 世纪中叶，金属骨架橡胶油封问世，它的出现使封严性能更加可靠，密封圈的结构强度大大增加，这类

油封在高速旋转的工作环境中实现更为可靠的封严，为旋转机械系统中的密封奠定了一定的基础^[14-15]。20 世纪末，随着科技的不断进步，石油化工和航空等领域对封严性能又有了更高的要求。聚四氟乙烯（PTFE）、丁腈橡胶、氟橡胶等高分子材料因其优异的耐高温性，耐化学腐蚀性而被广泛选择。这些材料极大地解决了特殊环境下的封严问题，尤其是高温、高压和强腐蚀的场合^[16-18]。美国的 Mather 公司和 National 公司为解决传统橡胶骨架油封在应用中常见的泄漏问题，成功研发出了一种填充 PTFE 油封。这种新型油封通过在 PTFE 基体中填充增强材料，提升了油封的耐磨性、耐化学性以及耐高温性能，相较于传统橡胶骨架油封表现出更优异的封严效果^[19]。

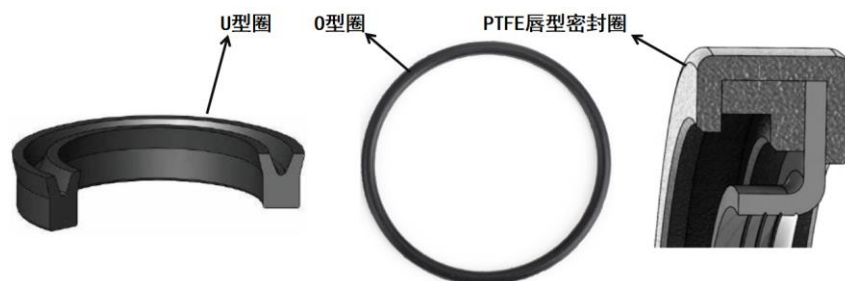


图 1-1 三种不同的密封圈示意图^[19]

近年来，为了更进一步地提升封严材料的性能，研究人员开始研究改性材料，通过在高分子材料中填充增强材料，实现了改性 PTFE 等复合材料的研制。相较于传统的橡胶材料，PTFE 由于其卓越的自润滑性、低摩擦特性和出色的化学稳定性而在封严领域中深受欢迎，它在宽温度范围内都能保持稳定性能，适用于多种苛刻的工作环境。然而，纯 PTFE 材料存在冷流性强、易蠕变的缺点，这限制了其在高速高压场合的应用，因此需对 PTFE 进行改性处理。通过填充改性技术，将 PTFE 与玻璃纤维、石墨、碳纤维等耐磨材料结合，可以显著提高其耐磨性、刚性和抗蠕变性，延长密封圈的使用寿命。为进一步提升 PTFE 唇型密封圈的封严性能，使其在复杂工况下表现更加出色，越来越多的学者和研究人员积极开展了对改性 PTFE 唇型密封圈的研究^[20-22]。贾永峰等^[23]研究了 PTFE 油封密封件的结构、材料对其封严有效性的影响，发现根据不同的工况合理设计密封结构参数和选择封严材料对于封严的有效性至关重要。魏刚等^[24]采用玻璃纤维（GF）微粉与 MoS₂ 复合改性 PTFE 密封唇片材料，考察了复合材料的力学、干摩擦磨损性能及其磨损机理。冉帆等^[25]针对发动机用 PTFE 曲轴后油封气密

性不佳的问题,分析产生气体泄漏的原因,制定了曲轴后油封本体的气密性测试要求,提出了通过采用研磨及涂脂密封唇片来改善后油封气密性的方案。杨芳等^[26]基于参数化建模和神经网络技术提出一种 PTFE 双唇型油封结构的优化方法,优化后的唇封结构最大接触压力增大了 6.3 %,接触压力分布更符合良好封严的要求;密封唇最大等效应力和最大径向力均有明显减小,提高了油封的可靠性。

常规唇型密封圈与旋转式唇型密封圈在使用工况和应用场景上存在一定的差异。常规唇型密封圈主要用于轴端封严,通过与转动轴紧密贴合安装以实现封严功能。在工作过程中,转轴转动而密封圈保持静止,导致密封圈与转动轴之间存在相对运动。这种相对运动会引起较大的摩擦和磨损,从而限制了常规唇型密封圈在高速、高压条件下的应用。与常规唇型密封圈不同,旋转式唇型密封圈在运行过程中能够与转轴保持同步转动,从而避免了密封圈与转轴之间的相对运动。氢循环泵的气封主要用于旋转轴的轴端位置^[27]。氢循环泵中的介质为氢气,工作时会产生大量的水蒸气,轴端封严主要起到水蒸气的隔绝作用,防止水蒸气进入泵体内部。为保证氢循环泵的涉氢安全和电机的安全运行,要求其工作时实现轴端完全无泄漏,否则会引起电机烧毁,造成输出故障^[28-29]。因此,开展对氢循环泵改性 PTFE 气封技术的系统研究已成为当前氢循环泵轴端密封领域的重点攻关方向之一。从封严机理、结构形式到材料选择、加工工艺及维护策略,各方面的研究不仅是解决气封技术难题的关键环节,也是满足现代化建设中多个技术领域发展的迫切需求。正确选择、加工、安装和使用密封件,对于防止气封泄漏和失效,以及由此可能引发的设备损坏至关重要。优化气封气密性能够有效提升氢循环泵的工作稳定性和安全性,延长设备使用寿命,提高使用效率,改善设备的整体质量^[30-32]。同时,这对于确保氢循环泵在高压、高速及复杂工况下的安全、可靠运行具有重要意义。深入研究气封技术并提出针对性的改进措施,不仅能有效解决当前技术瓶颈,还将为氢能源领域的发展提供强有力的支持,推动现代工业对绿色能源设备的广泛应用,促进并实现可持续发展目标。

1.3 研究现状

唇型密封圈是一种广泛应用在液压系统、气压系统以及各种机械设备的封

严元件，关于唇型密封圈研究可以追溯到 20 世纪中期，国外学者当时就已经开始分析唇型密封圈的封严机理并建立相关数学模型，尤其是针对于流体动力学和摩擦动力学的分析^[33-36]。通过有限元法分析唇型密封圈在不同工况、压力以及温度等条件下得到应力分布和变形行为，提出了密封圈的接触压力分布模型和泄漏预测模型，如 Greenwood-Williamson 接触模型，为后期封严性能的加强和优化提供了可靠的理论依据。国内近年来对唇型密封圈的理论研究上也取得了一定的进展，譬如在接触压力分布分析和密封圈摩擦性能分析上尤为突出，但是与国外的领先技术相比，依然有一些差距。但通过引进国外的先进理论有限元分析软件，国内学者也开始着手研究应用于中国工业领域所需求的密封圈设计和优化方法。

1.3.1 唇型密封圈结构分类

(1) 按唇部数量分可分为单唇密封圈、双唇密封圈和多唇密封圈^[37-40]。单唇密封圈的特点是只有一个唇部，一般用于单向封严，广泛用于静态封严或者工作压力较低的场合，如液压系统的液压缸、低速的转轴封严等。双唇密封圈包含一个主唇和一个副唇，副唇的作用主要是用来防尘，用于需要防尘的旋转或往复运动场合下，如汽车的减震器等。它的优点是既能防止密封介质泄漏，又能起到防尘作用，封严性能相对于单唇密封圈要优异一些。多唇密封圈顾名思义指的是包含三个及三个以上的密封唇，通常用于一些复杂工况或者封严要求高的场合，如高压设备，要求严格的液压系统，封严性能相较于前两个更强。

(2) 按照封严方向可分为单向密封圈和双向密封圈。单向密封圈只能承受一个方向的力，如液压系统中的单向封严，主要应用在液压泵的单向阀中。双向密封圈的特点是能够同时承受两个方向的力，一般采用对称结构，通常应用在双向阀等场合。

(3) 按照工作方式分类可分为旋转轴唇型密封圈、往复运动唇型密封圈和静态密封圈。旋转轴唇形密封圈是专为旋转轴设计的唇型密封圈，通常采用单唇和双唇结构，一般应用于发动机、变速箱和各种传动装置中。往复式唇型密封圈是针对于往复运动（如液压缸活塞）设计的密封圈，通常设计有特定的唇角来减少摩擦与磨损，常见的类型如 U 型密封、V 型密封等。静态密封圈主要用于固定部件之间的静态封严，如法兰连接封严、管道封严等，具有可靠性高，

抗压能力强的优点。

(4) 按照密封圈结构形式可以分为 U 型密封圈、V 型密封圈、Y 型密封圈、骨架油封、组合密封圈等。U 型密封圈采用 U 型截面设计, 其唇部柔韧性强、封严效果好、适应性强, 适合高压场合, 广泛应用在往复运动中, 如液压缸活塞的封严。V 型密封圈采用 V 型截面设计, 一般用于较大压缩力的场合, 耐磨性强, 适用于高频、高压和调整封严性能的场合, 可多片组合使用。Y 型密封圈, 采用 Y 型截面设计, 具有较为柔软的唇部并且具有一定的自适应能力, 摩擦力小, 适用于动态封严, 常应用在液压缸和气动设备的活塞杆封严^[41-43]。

1.3.2 唇型密封圈的封严性能研究现状

唇型密封圈作为广泛应用在航空航天、液压与气压系统等领域, 其封严性能的好坏直接影响到系统的工作稳定性和可靠性^[44-45]。由于传统的橡胶和纯 PTFE 唇型密封圈在高温、高压以及高速的工况下, 封严性能仍存在不足之处, 近年来, 研究人员通过材料参数和结构参数等角度来探究唇型密封圈的封严性能已成为研究热点。李苗苗等^[46]对水下工作的旋转轴唇型密封圈进行了有限元仿真分析, 研究过盈量和介质压力对唇型密封圈封严性能的影响。谭晶等^[47]通过有限元仿真软件分析了油封在有无弹簧情况下过盈量和腰部厚度对油封应力的影响, 分析了油封接触宽度上的接触压力分布, 图 1-2 为有无弹簧在不同过盈量和腰部厚度对最大接触压力的影响曲线。

李凯峰等^[48]建立了唇型密封圈唇口和旋转轴之间的流体动力学模型和热模型以及三种轴表面模型, 研究了表面粗糙度和油膜温度对唇型密封圈封严性能的影响。江华生^[49]根据唇形密封圈的结构和安装特点, 建立了油封的二维轴对称有限元模型, 获得了安装过盈量、橡胶弹性模量、油封内径参数和材料本构模型等因素对油封唇口接触压力、接触宽度和径向力的影响规律, 计算得到的油封唇口接触应力和变形分布符合实际工作状态, 径向力与工程计算值吻合较好, 研究成果有助于油封结构的优化, 图 1-3 为材料本构模型对最大接触压力和接触宽度的影响曲线图。

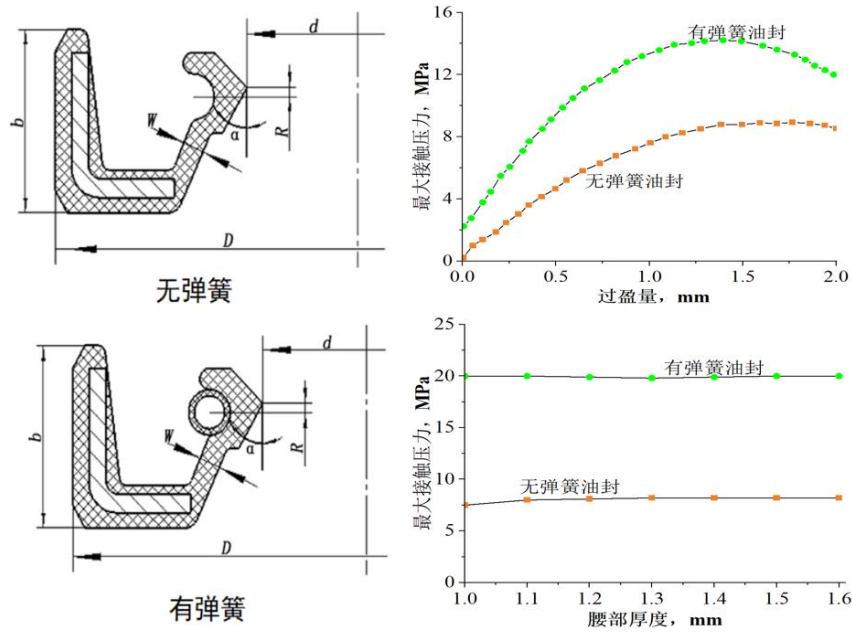


图 1-2 有无弹簧在不同过盈量和腰部厚度对最大接触压力的影响曲线^[47]

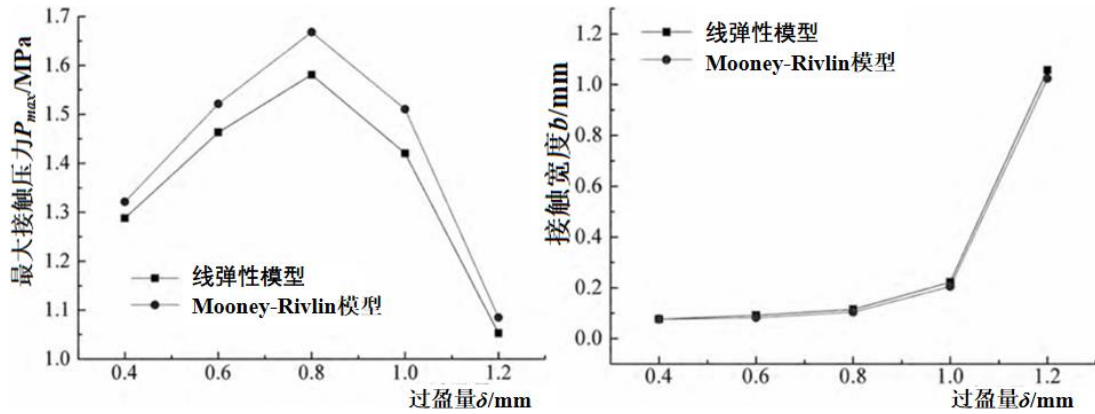


图 1-3 材料本构模型对最大接触压力和接触宽度的影响曲线图^[49]

唇型密封圈封严性能的研究正朝着多功能化、智能化方向发展。通过材料改性、结构优化以及先进的性能测试和模拟方法，密封圈的封严性能在复杂工况下得以很大提升。然而，针对极端工况和多种工况耦合作用仍需进一步深入探究，以满足日益发展的工业需求。

1.3.3 唇型密封圈的表面织构设计研究现状

密封圈在复杂工况下的摩擦、磨损和泄漏是影响封严性能的主要问题。传统光滑表面密封圈由于接触压力分布不均匀和润滑油膜难以形成和保持，容易引发封严失效^[50-52]。表面织构作为一种微观几何结构，通过调控表面摩擦行为、润滑状态和压力分布，已被研究者们证实对于提高封严性能具有显著作用。研究表明，不同类型的表面织构对封严性能有不同角度的改善，如凹坑型织构

具有存储润滑油的能力，可以增强密封圈的润滑性能，以减少摩擦生热。沟槽型织构可以通过其轴向或者环形沟槽可以优化密封圈表面的接触压力分布，改善密封圈的泄漏问题^[53-57]。Ding 等^[58]使用 FLURNT 模拟研究了 PTFE 表面纹理参数（形状、深度、宽度和面积比）对润滑密封系统油膜承载能力和泄漏的影响。为利用纹理处理提高高端航空设备的封严性能提供了理论依据，从而能够应用表面纹理技术来改善材料的摩擦学性能，图 1-4 为不同表面织构深度对泵送率和泄漏率的影响曲线。

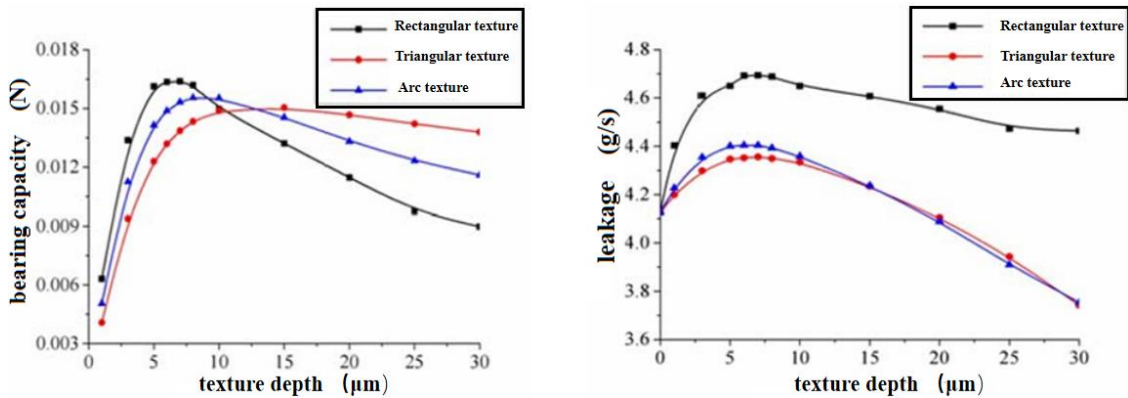


图 1-4 不同表面织构深度对泵送率和泄漏率的影响曲线^[58]

Zhang 等^[59]研究不同表面织构油封在不同转速下的泵送效率，并进一步分析三角织构的旋转方向对封严性能的影响。结果表明，唇形表面织构技术的应用对油封的油膜厚度、摩擦力矩和泵送率有明显的影响。Guo 等^[60]在弹性流体动力学模型的基础上，数值分析圆形、方形、取向等腰三角形等各种微凹坑纹理形状对径向唇形密封的泵送速率和摩擦扭矩的影响，并确定了可以产生正泵送速率的微凹坑纹理形状。

表面织构设计提升了唇型密封圈在复杂工况下的封严性能，已成为封严技术领域的热点研究方向。然而，织构设计在极端工况、长时间使用及实际工业应用中的效果仍需进一步验证。未来的研究应注重理论、实验与工程应用的结合，为高效、稳定的封严技术发展提供支持。

1.3.4 唇型密封圈材料摩擦磨损特性研究现状

唇形密封圈广泛应用于旋转轴封严系统，其摩擦磨损特性对封严性能和使用寿命产生了十分显著的影响。近年来，研究者们从材料改性、结构设计、润滑条件等方面对唇形密封圈的摩擦磨损特性进行了深入研究^[61-64]。梁校瑞等^[65]

针对氟醚橡胶材料的唇形油封，基于多用途传动摩擦试验台，在考虑唇形油封不同过盈量和不同介质老化时间的条件下，进行了变速干摩擦试验。研究了介质老化时间和过盈量对油封安装主轴扭矩、振动和摩擦磨损的影响。袁同鑫等^[66]为探究氟橡胶密封件在实时温度环境与磨粒条件共同作用下的磨损失效机制，通过模拟井下实际工况，研究了实时温度对氟橡胶密封件力学性能的影响。基于此，开展了实时温度条件下氟橡胶密封件与 SS304 钢配副的磨粒磨损实验，进一步揭示力学性能变化引发的 FKM/SS304 配副接触形式转变原因。与此同时，分析了氟橡胶密封件磨损机制的变化及其对摩擦因数、磨损量和配副表面磨损形貌的影响，图 1-5 为摩擦磨损实验装置和实时温度下的磨损量变化曲线。

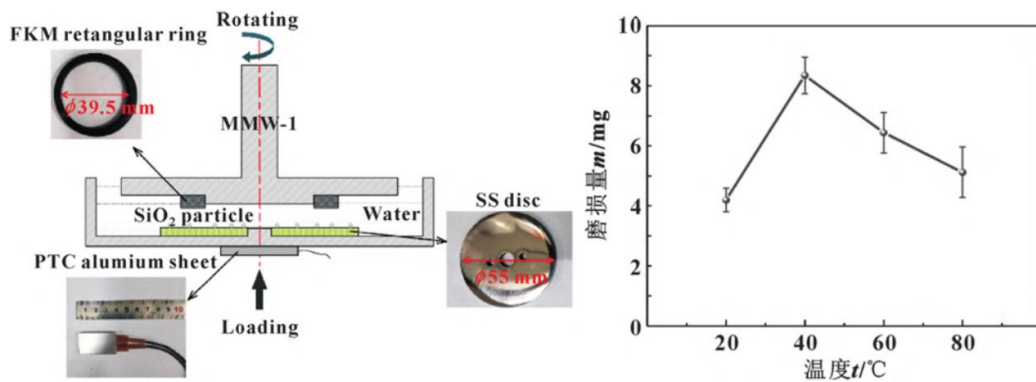


图 1-5 摩擦磨损实验装置和实时温度下的磨损量变化曲线^[66]

张帅等^[67]建立了机体杆端轴承油封磨损的有限元模型。分析了油封结构参数和轴承动态特性对油封磨损特性的影响。徐文轩等^[68]为了准确预测双唇油封的磨损情况，利用 ABAQUS 有限元软件建立了油封的轴对称三维模型。分析了磨损后油封主唇口的接触压力分布和唇口磨损轮廓。图 1-6 为油封测试工装试验机和唇口在不同磨损时间后的轮廓变化曲线。

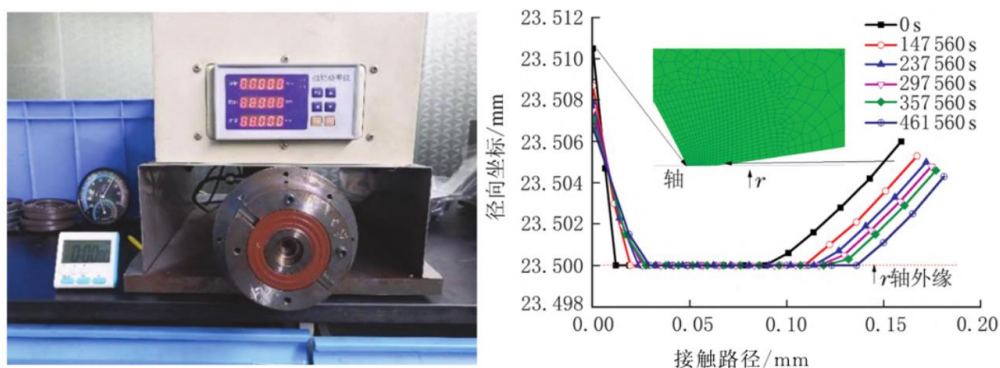


图 1-6 油封测试工装试验机和唇口在不同磨损时间后的轮廓变化曲线^[67]

唇型密封圈的摩擦磨损特性研究在材料、润滑、结构设计和数值分析等方

面取得了一定的进展。然而，随着复杂工况和极端环境的需求增加，对密封圈摩擦磨损特性的研究仍需深入，例如在多复杂工况条件下进行封严性能优化以及开发高性能封严材料^[69]。

1.4 主要内容与章节安排

目前大多数研究和应用集中在液体介质环境中，改性PTFE在气体介质环境中的使用仍然较少。由于气体介质的封严要求通常比较苛刻，且封严难度较高，因此有必要进一步研究改性PTFE材料在气体介质下的封严性能。这将有助于拓展改性PTFE唇形密封在压缩机、真空设备和气动系统等领域的应用，满足气封在耐压、耐磨和抗泄漏方面的更高要求。本文针对氢循环泵的轴端封严问题，提出了一种整体式铝合金骨架的改性PTFE唇型密封圈。建立唇型密封圈的固、热耦合分析模型，通过数值分析和实验相结合的方案来探究改性PTFE唇型密封圈的封严性能，从而对改性PTFE唇型密封圈的材料参数、结构参数和工况参数提供合理的参考价值。本文研究的具体内容如下：

(1) 本文系统梳理密封技术发展历程及国内外研究现状，指出唇型密封圈失效对机械设备的危害性。针对传统纯PTFE材料性能不足的问题，重点研究改性PTFE唇型密封圈技术进展，揭示其现存技术瓶颈。基于此，本课题创新提出一种整体式铝合金骨架的改性PTFE唇型密封圈，适用于氢循环泵轴端封严系统，并通过多工况实验系统评估其封严效能，为解决机械系统动态封严难题提供新方案。

(2) 设计改性PTFE唇型密封圈的不同关键参数。通过有限元分析软件对密封圈进行力学分析，研究不同材料参数、结构参数和工况参数对其封严性能的影响规律。主要包括对其接触压力、摩擦应力、抱轴力/力矩以及唇口变形量的影响规律。

(3) 提出两种不同表面织构的改性PTFE唇型密封圈，分别为同心圆表面织构和螺旋表面织构唇型密封圈，分别在不同的工况下探究不同表面织构对密封圈封严性能的影响，为唇型密封圈表面织构的设计提供一定的理论参考。

(4) 搭建改性PTFE唇型密封圈封严性能试验台，根据前文对不同表面织构唇型密封圈封严性能的探究，定制封严性能优异的改性PTFE唇型密封圈，从

静态和动态工况两个角度探究该密封圈的封严性能，主要包括在静态和动态下的抱轴力/力矩和泄漏速度，并且进一步验证仿真结果的准确性。图 1-7 为本论文的技术路线图。

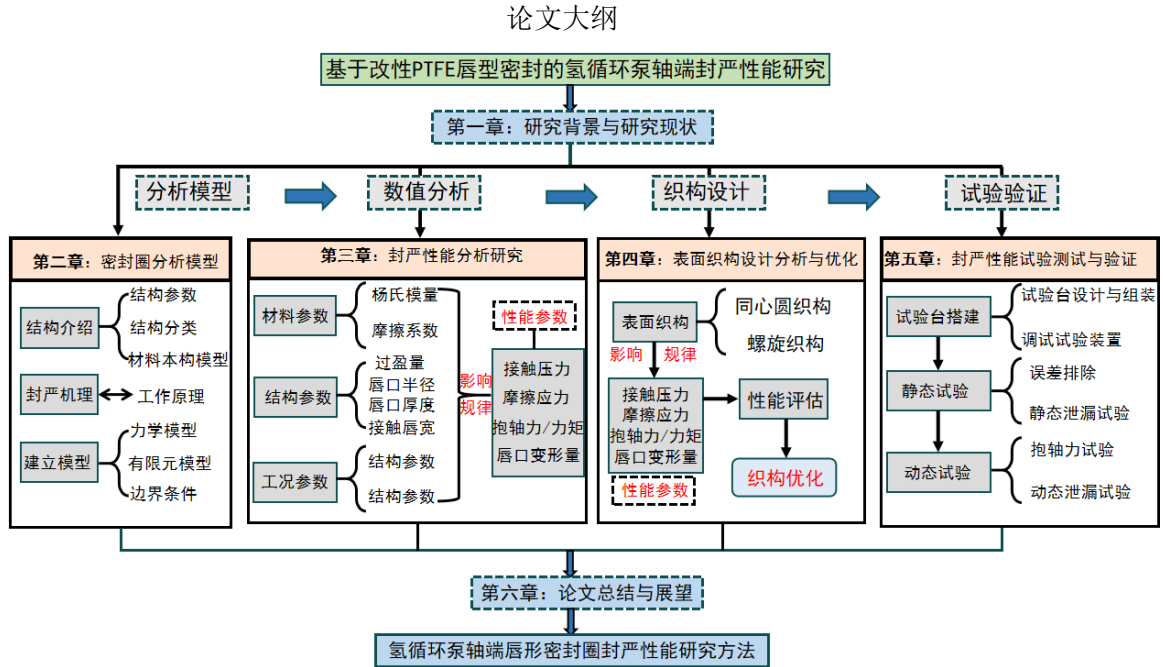


图 1-7 技术路线图

第 2 章 唇型密封圈的封严性能分析模型

2.1 引言

封严技术是机械设备中至关重要的研究领域，直接关系到设备的性能、效率和可靠性。在众多封严材料中，PTFE 因其优异的耐化学性、低摩擦性和广泛的工作温度范围而被广泛应用，通过填充增强或改性工艺提升 PTFE 的性能，成为提升其在封严领域应用的关键方法。唇型密封圈作为动态封严结构的重要形式，由于它的自适应性和较低的泄漏率，广泛地被应用在液压、气动系统及其他工业领域^[70-76]。本章节的重点是针对改性 PTFE 材料的唇型密封圈，建立封严性能分析模型，以研究其在不同工况下的封严性能及影响因素。

2.2 改性 PTFE 唇型密封圈的结构介绍和封严机理

2.2.1 唇型密封圈的结构参数

图 2-1 为整体式铝合金骨架改性 PTFE 唇型密封圈结构示意图。主要结构参数包括密封唇的接触宽度、根部高度和唇厚以及过盈量，其中过盈量与封严性能密切相关。

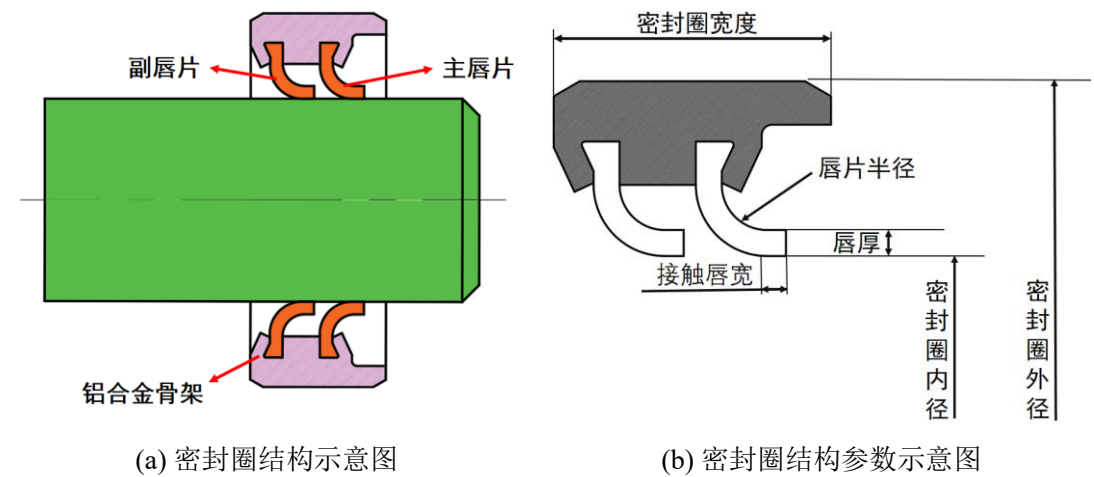


图 2-1 整体式铝合金骨架改性 PTFE 唇型密封圈结构示意图

(1) 过盈量：过盈量是指唇口内径与轴颈之间的差值，安装后唇口产生径向的密封力，并对轴具有一定的追随性。过盈量小，则追随性差，容易泄漏；过盈量大，润滑油膜不易形成，唇和转轴之间处于干摩擦状态，造成接触区域

的磨损，磨损加剧后，出现泄漏，导致旋转轴唇形密封圈的封严性能及材料研究失效。因此，选择适当的过盈量并合理设计出结构参数对于封严可靠性至关重要，不同的参数要根据其受力特点进行设计加工。

（2）接触唇宽：接触唇宽对于唇型密封圈来说，是一个非常重要的参数。接触唇宽的大小，直接会影响到唇口接触应力和动压回油线的泵油效果^[77]。不同的唇片加工过盈量时，唇口的接触宽度会影响到接触应力的分布，从而影响旋转轴与密封唇的摩擦力大小。唇口的接触宽度值小，则接触区的接触应力分布集中，不利于润滑膜的形成，接触区域出现干摩擦，唇口容易发热磨损；接触宽度值大，不利于润滑膜的散热，润滑油膜厚度增加，使得润滑状态从边界润滑和混合润滑变为流体润滑，导致封严过程中出现泄漏。

（3）根部高度和厚度：根部在密封唇片外沿与密封唇口之间，根部高度越大，根部过渡圆角越大，唇口翘起越少，接触宽度越小；根部高度越小，根部过渡圆角越小，唇口翘起越大，接触宽度越大。腰部薄则对轴的追随性好，但对封液压力的变化敏感，压力大则容易变形；腰部过厚则对轴的追随性差，密封间隙变大。封严需要一定的追随性来补偿轴的偏心，同时腰部还要承受唇口与轴之间的摩擦剪切力。因此，封严需要一定的刚度来满足压力变化及对轴追随性因此，根部高度对于密封唇的安装有一定的影响。合理设计根部高度，能够保证密封件稳定地安装在旋转轴上，不会因为轴的跳动从而使密封件出现大的变形，导致唇口与轴脱离。

（4）唇厚：唇部厚度，会影响到根部过渡圆角的大小，唇的内应力的分布。而唇的厚度和过渡圆角的大小，将直接影响密封圈唇部的回弹性，从而影响密封圈的随动性能和封严性能。但是当唇部厚度过小时，会影响到螺旋回油槽的加工，螺旋回油槽加工太浅不能达到尺寸要求，会导致封严失效，而且无法通过提供足够的过盈量实现自紧封严。

2.2.2 建立唇型密封圈材料本构模型

材料本构模型是用于描述材料在外力作用下的力学行为的数学模型，它建立了材料的应力与应变之间的关系，同时可能考虑温度、时间、加载速率、历史变形等因素的影响。本构模型是固体力学、材料科学和工程分析的核心工具之一，其目的是通过数学方程模拟材料的真实响应，为工程设计、数值模拟和

科学研究提供基础。

有限元法的普及使得弹塑性分析从理论分析渐渐走向工程实际，双线性等向强化模型由于其计算简单、参数明确，通过设置材料弹性模量和切线模量，可以模拟材料的弹塑性行为，所以成为有限元法中常用的弹塑性材料模型，适用于结构分析和材料成型等领域。本文基于先前研究人员的研究，采用双线性等向强化模型建立本文的密封圈材料本构模型。本文通过系统性文献研究与多源数据库交叉验证，对玻璃纤维及石墨烯等 12 类 PTFE 填充复合材料的机械性能、热力学参数及摩擦学特性进行定量分析。基于氢循环泵高温、高压工况需求，通过响应面法优化确定改性 PTFE 的杨氏模量、屈服强度等关键参数范围。最终构建了考虑温度软化效应与应变率敏感性的双线性等向强化模型。图 2-2 为双线性等向强化模型。

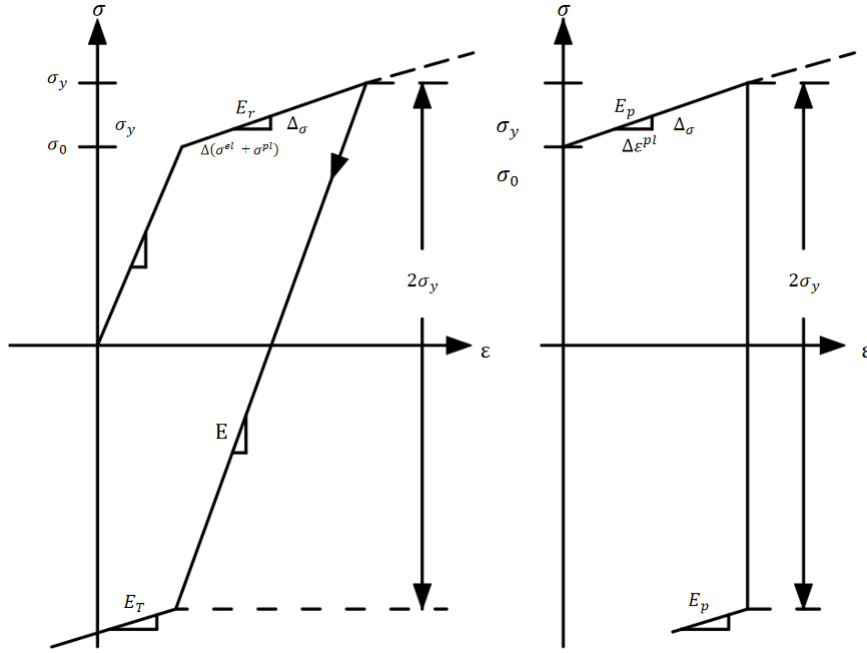


图 2-2 双线性等向强化模型

对于图 2-2 的双线性等向强化模型，利用总应变计算 E_r ，已知屈服点的坐标为 $(\varepsilon_0, \sigma_0)$ ，塑性变形阶段一点的坐标为 $(\varepsilon_p, \sigma_p)$ ，计算公式如下：

$$E_r = \frac{\sigma_p - \sigma_0}{\varepsilon_p - \varepsilon_0} \quad (2-1)$$

利用塑性应变计算 E_p ，已知屈服点的坐标为 $(0, \sigma_0)$ ，初始位置塑性变形为 0，所以该线段描述的是塑性变形和应力的关系，另一点坐标为 $(\varepsilon_p^{pl}, \sigma_p)$ 计算公式如下：

$$E_P = \frac{\sigma_p - \sigma_0}{\varepsilon_p^p} \quad (2-2)$$

同时，这两个斜率满足下式关系：

$$E_P = \frac{EE_T}{E - E_T} \quad (2-3)$$

2.2.3 唇型密封圈的封严机理

本文提出了一种整体式铝合金骨架改性PTFE唇型密封圈，主要用于氢循环泵转轴的轴端封严系统。与传统橡胶唇型密封圈不同的是，本文所提出的唇型密封圈不含弹簧，且骨架为整体式，具有结构简单、安装方便、适合大批量生产、装配关系一致性强等优点。在氢循环泵运行过程中，密封圈与电机通过过盈配合实现安装和固定，密封圈始终保持静止状态，不随转轴一起转动。

在氢循环泵处于停车状态（即电机停止转动）时，密封圈的设计需确保其唇片与转轴紧密贴合，依靠密封圈唇片与转轴之间的初始过盈量实现静态封严^[78-79]。这种静态封严方式能够有效阻止外界杂质进入，对设备的长期稳定性提供了保障。

当氢循环泵处于工作过程中，随着电机转速的持续升高，密封圈唇片在初始过盈量和介质压力的共同作用下与转轴表面保持紧密接触。同时，由于润滑介质的存在，在密封圈与转轴之间会形成一层封严油膜。这层油膜起到了一定的隔离作用，阻止了介质中的水蒸气和杂质侵入电机内部，并且降低了唇片与转轴表面的摩擦系数，进一步延长了密封圈的使用寿命。图 2-3 为改性PTFE唇型密封圈封严原理示意图。此外，这种设计能够在动态和静态工况下兼具优异的封严性能与耐久性，从而满足氢循环泵在极端工况下的高效运行需求。

整体而言，本文所提到的改性PTFE唇型密封圈在设计中充分考虑了氢循环泵工作环境的复杂性，通过合理的结构优化和材料改性，实现了静态和动态封严的有效结合，为氢循环泵的可靠运行提供了重要的技术支持^[80]。

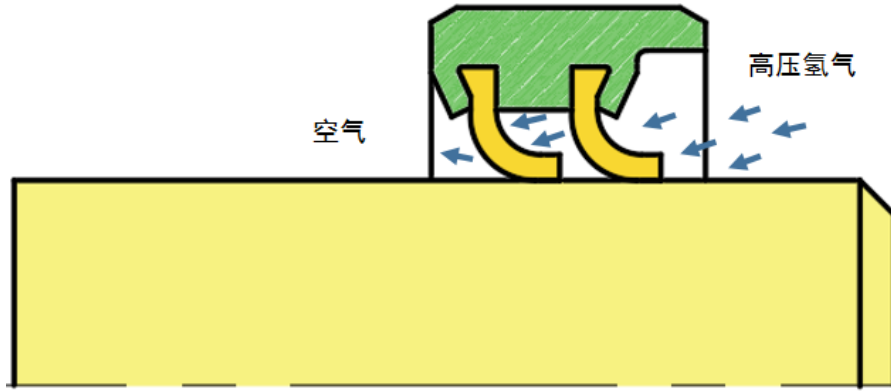


图 2-3 改性 PTFE 唇型密封圈封严原理示意图

2.3 唇型密封圈的固体场分析模型

2.3.1 唇型密封圈力学模型

文献研究表明，旋转封严的有效性在很大程度上取决于密封件与转轴表面之间的适度摩擦^[81-83]。较低的摩擦力可能导致封严压力不足，无法抵抗被封严流体的内部压力，从而引发泄漏的风险；但过高的摩擦力则会导致密封件的严重磨损，显著影响其使用寿命。

此外，当接触区域的摩擦热累积超过散热能力时，会引发热积累效应，导致密封圈因热膨胀而产生更大的抱紧力，进一步加剧摩擦热的产生。这种恶性循环可能导致密封件过热，从而显著加速封严面的磨损，最终缩短旋转密封圈的使用寿命。

旋转密封的封严性能受多种因素的影响，其中包括密封件的尺寸设计、初始过盈量和封严流体等。此外，封严材料的力学性能和耐热性能也是影响密封可靠性的的重要因素。合理的结构设计 with 材料选择对于实现稳定、长效的封严性能至关重要，这也是旋转封严优化设计中需要深入研究的关键问题。紧固载荷如式（2-4）所示：

$$P_{SP} = \frac{\pi P_{max} W D}{4} \quad (2-4)$$

式（2-4）中， W 为沿轴向接触宽度， D 为旋转直径， P_{max} 为最大接触压力。过高的接触压力会显著增加密封圈与旋转轴之间的摩擦力，从而产生大量摩擦热。摩擦热的累积将加速密封唇的热变形、老化和磨损，最终缩短密封圈的使用寿命并导致封严失效。因此，封严区域的温度对封严性能和封严材料的稳定

性具有重要影响。特别是当接触区域的温度过高时，由摩擦力引发的摩擦热将进一步累积。这种热积累可能超出材料的耐热极限，导致材料力学性能的显著下降，并对封严可靠性造成不利影响。接触区域的热强度为 Q ，可以得到：

$$Q = FV \quad (2-5)$$

式（2-5）中 F 为封严面的摩擦力，单位为 N； V 为封严面的平均线速度，单位为 m/s。上述的参数是影响封严性能的重要参数。速度 V 是一个受控变量，因此在满足基本的使用条件下，低速应优先考虑。参数 F 的影响较为复杂，其具体分析如下：

$$F = F_C + F_f \quad (2-6)$$

$$F_f = \frac{1}{R_m} \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \left(\frac{u_r \omega}{h} - \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{r \partial \theta} \right) r^2 dr d\theta \quad (2-7)$$

$$F_C = \frac{1}{R_m} \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \tau_C r^2 dr d\theta \quad (2-8)$$

$$F = F_f \cdot P'_{SP} + f_f P_f = f_C (P_{SP} + P_f) + f_f \cdot P_f \quad (2-9)$$

$$f = f_C + f_f \quad (2-10)$$

式（2-6）、（2-7）、（2-8）、（2-9）、（2-10）中， F_f 为粘性流体摩擦力，单位为 N； F_C 为粗糙接触摩擦力，单位为 N； R_m 为封严面平均直径，单位为 m； u 为流体动力粘度系数，单位为 Pa·s； ω 为角速度，单位为 r/s； h 为封严面上的油膜厚度，单位为 m； R_1 、 R_2 分别为密封圈内外径，单位为 m； τ_C 为接触摩擦的剪切应力，单位为 N/m²； f_C 、 f_f 分别为粗糙接触摩擦系数和粘性摩擦系数； P'_{SP} 、 P_f 分别代表粗糙接触压力和流体作用载荷，单位为 N。这些参数会综合影响唇型密封圈封严参数的变化，如唇口最大摩擦应力，抱轴力等。

在设计改性 PTFE 唇型密封圈的结构参数时，需要综合考虑接触区域热强度对封严性能和材料性能的影响。研究表明，封严区域的温度对封严性能及密封件材料的稳定性至关重要，而封严区域的热量来源复杂多样，其中包括材料参数（如杨氏模量、摩擦系数等）、结构参数（如过盈量、接触宽度、唇口厚度等）以及工况参数（如介质压力、工作转速等）。对于弹性体封严，其自紧封严机理主要依赖于弹性体材料的弹性特性以及初始载荷（即初始过盈量）的存在。本文主要考虑由过盈量产生的摩擦力对封严性能的影响进行分析。

2.3.2 唇型密封圈有限元模型

传统唇型密封圈一般由橡胶、金属骨架和紧固弹簧组合而成，本文的改性 PTFE 唇型密封圈包含整体式铝合金骨架和主/副唇片。在建立改性 PTFE 唇型密封圈有限元模型之前假设其结构是完全对称的，为理想的密封圈模型。表 2-1 为唇型密封圈主要结构尺寸。

表 2-1 唇型密封圈主要结构尺寸

结构参数	数值
密封圈外径 D/mm	22.07
密封圈内径 d/mm	12
骨架宽度 b/mm	8
密封圈高度 h/mm	5.03
唇片半径 r/mm	2.05
唇口厚度 t/mm	0.75
接触唇宽 z/mm	0.55

在有限元分析软件中建立改性 PTFE 唇型密封圈的有限元分析模型，模型包含整体式铝合金骨架、主唇片、副唇片和转轴。定义轴的材料为钢，杨氏模量为 200 GPa，泊松比为 0.3，密度为 7850 kg/m^3 ，屈服强度为 235 MPa；唇片的材料为改性 PTFE，杨氏模量为 1200 MPa，泊松比为 0.4，密度为 2200 kg/m^3 ，屈服强度为 20 MPa，切线模量为 400 MPa。采用六面体单元进行分析，用多区域的方法对唇型密封圈进行网格划分。图 2-4 为唇型密封圈的有限元模型。

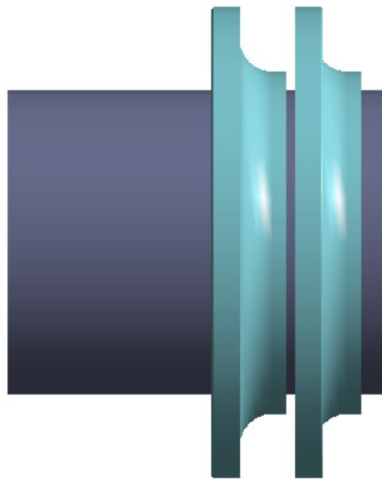


图 2-4 改性 PTFE 唇型密封圈有限元模型

2.3.3 边界条件与网格划分

为了提高分析效率并减少计算时间，仅保留唇片和转轴作为分析对象，同时主唇和副唇根部与铝合金骨架接触的部分施加固定约束，以模拟实际工况

条件下的结构特性。模型中存在两对接触面分别为主唇和副唇与转轴表面接触，两对接触都是柔体和刚体接触，相接触的两个表面刚度相差很大。密封圈的改性 PTFE 材料硬度相对转轴的结构钢硬度相差很大，所以在旋转过程中只认为密封圈的唇片会发生变形。未装配情况下，通常密封圈内径要小于转轴的直径，存在过盈量，当密封圈和转轴装配在一起时，唇片会对转轴表面施加一定的接触压力。图 2-5 为唇型密封圈与转轴的接触对。

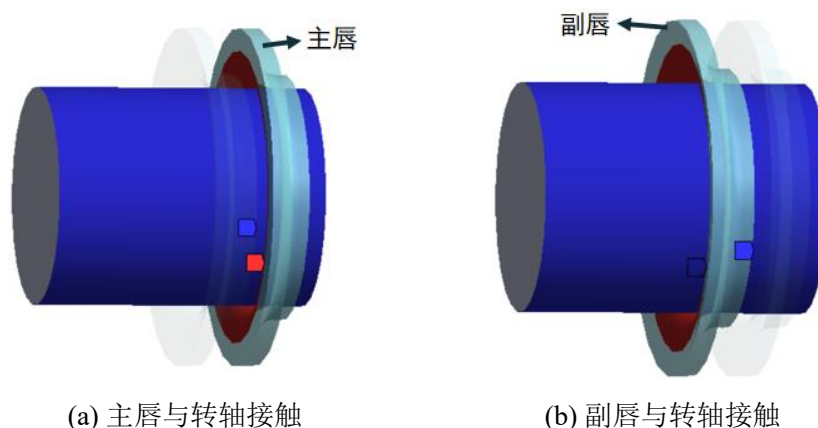


图 2-5 密封圈与转轴的接触对

考虑到网格质量对计算结果的准确性和过程收敛性的影响，同时考虑到网格越精细，计算时间越长，但计算结果趋于更加稳定的特点，本文在建模时综合考虑了计算精度与计算量之间的关系。结合固体场模型的尺寸特点，为尽可能降低计算分析时间成本，密封圈和转轴的网格类型选择了六面体网格，网格尺寸设置为 0.5 mm。图 2-6 展示了划分网格后的固体场模型，其中包含唇型密封圈和旋转轴部分。

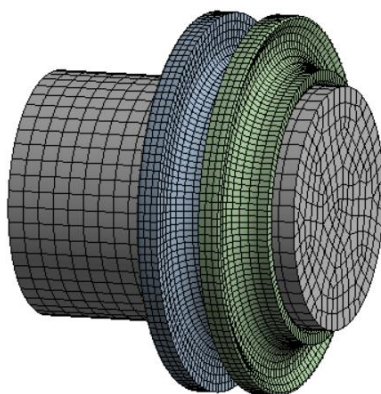


图 2-6 网格划分结果

2.4 唇型密封圈的分析流程

在计算分析时，在保证计算精度的前提下，对本文所涉及到的有限元分析做出了下列假设：

（1）由于唇型密封圈在工作过程中，其外圈与安装支座通过过盈配合固定，同时铝合金骨架采用整体式结构，并在安装时通过冲压工艺将唇片的根部固定，确保其在运行时不随转轴旋转。因此，在分析中，将铝合金骨架视为刚体处理。为提高分析效率并缩短计算时间，仅保留唇片和转轴作为分析对象。同时，在主唇和副唇根部与铝合金骨架接触的区域施加固定约束，以模拟实际工作条件下的结构状态。

（2）唇形密封圈唇口与旋转轴之间的润滑油膜在径向方向上压力保持不变。由于膜厚远小于转轴半径（相差数个数量级），因此忽略润滑膜的曲率变化。

为确保数值模拟结果的准确性及计算效率，对建立的改性PTFE唇型密封圈固-热耦合模型开展网格无关性验证，验证结果证实，所建立的模型对网格密度敏感性较低，满足工程分析需求。

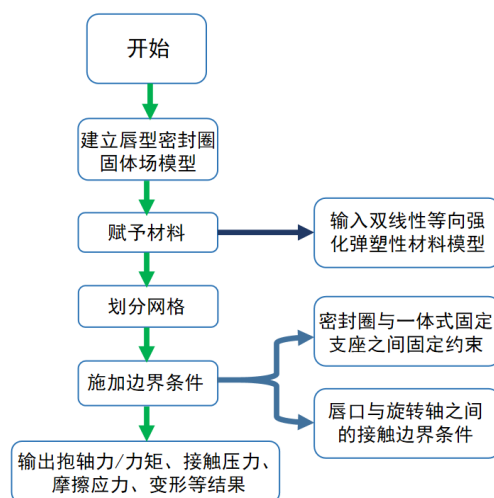


图 2-7 固体场有限元分析流程

在有限元软件里的分析流程如图 2-7 所示。进入有限元软件后首先创建唇型密封圈的固体场三维模型，明确其几何形状及与旋转轴的相对位置。其次赋予材料属性，采用双线性等向强化弹塑性材料模型，该模型能描述材料在弹性阶段的线性响应及塑性阶段的硬化行为（需输入弹性模量、屈服应力、硬化系数等参数）。随后对几何模型进行离散化，生成高质量的网格单元，确保计算精度

与效率的平衡。最后施加边界条件并求解，将密封圈根部设为完全固定，限制其位移自由度。唇口与旋转轴之间的接触对，需指定接触类型（如面-面接触）、摩擦系数（如库仑摩擦）及接触算法（如罚函数法），以模拟实际工况下的接触与摩擦行为。施加完边界条件后求解，通过有限元求解器计算密封圈在受力状态下的响应，提取关键结果参数，包括抱轴力/力矩（反映封严性能）、接触压力分布（评估封严接触均匀性）、摩擦应力（分析磨损风险）以及变形量（验证结构稳定性）。

2.5 本章小结

本章介绍了改性 PTFE 唇型密封圈的结构参数，分析了密封圈的封严原理，表明了研究方法，选择了适当的密封圈材料模型，建立了密封圈的力学模型和固体场分析模型，具体的结论如下：

（1）介绍了本文提出的改性 PTFE 唇型密封圈的重要结构参数，详细介绍了每个重要结构参数对密封圈封严性能的影响，结合所提出密封圈的材料属性选择了适当的材料模型。

（2）分析了改性 PTFE 唇型密封圈在静态和动态工况下的封严机理，建立了密封圈的力学模型，分析了初始过盈量和摩擦力对封严性能的影响机制。

（3）确定了改性 PTFE 唇型密封圈的结构参数，设定了边界条件，并建立了密封圈的固体场分析模型，同时介绍了固体场有限元分析流程。

第3章 唇型密封圈的封严性能研究

3.1 引言

改性PTFE唇型密封圈的封严性能受到多种因素的影响，其中包含材料因素、结构因素和工况因素。三种因素之间在工作时相互作用，在设计密封圈时需要平衡材料参数、结构参数和工况参数之间的关系。为了探究不同参数对改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响，本章开展改性PTFE唇型密封圈封严性能数值分析，探究材料参数、结构参数和工况参数对改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响规律^[84-85]。

3.2 封严性能表征

唇型密封圈由于其特殊的几何结构设计和封严材料性能，通过初始过盈量、自身的变形来实现可靠的封严效果。在安装过程中，唇型密封圈的唇片会和转轴之间存在一定的过盈量，通过这种过盈量对转轴表面施加一定的抱轴力，形成了静止状态的封严，称为唇部和转轴之间的初始封严。初始封严能够有效地阻止外部杂质和介质进入设备内部。在动态工况下，由于介质压力作用在唇型密封圈的唇部，通过唇部的变形会对转轴产生一定的抱轴力，使唇片与转轴紧密贴合，这种由于自身变形所产生的封严效果使得密封圈在高压介质环境中能够保持很好的封严性能，从而进一步提升封严性能的可靠性。在旋转过程中，唇型密封圈和转轴之间还会形成一层由润滑介质构成的油膜。该油膜不仅能够减小唇部与转轴之间的磨损，还能起到一定的隔离作用，有效隔绝介质中的水蒸气、杂质等进入设备内部。因此在仿真计算中，引入封严接触面的接触压力、摩擦应力、抱轴力/抱轴力矩以及唇口变形量等封严性能参数来反应和表征封严性能的优劣。

（1）唇口接触压力

唇型密封圈与旋转轴之间的装配关系属于过盈配合。改性PTFE具有一定的柔性，但是其本质是一种高分子工程塑料，具体表现为较高的刚性和抗蠕变性能，密封圈唇口部位因过盈量产生变形，从而在接触面间形成一定的接触压力。

对于唇型密封圈而言，接触压力的大小是决定封严性能的关键因素之一。相对于封严介质的压力，接触压力越大，其封严效果越好，能够更有效地阻止介质泄漏并提升密封的可靠性。然而，需要合理平衡接触压力以避免过大压力引发的过度磨损或摩擦热积累问题。

（2）抱轴力

抱轴力是唇型密封圈在转轴上施加的径向力，它是密封圈与转轴之间相互作用关系的最直观体现。抱轴力的数值大小受到多种因素的影响，包括：改性PTFE的材料属性、过盈量和介质压力等。它是实现唇型密封圈进行可靠封严的核心因素之一，抱轴力越大，封严效果越好，适当大小的抱轴力可以增强封严效果并且提升设备运行的稳定性；但过大的抱轴力可能会导致摩擦磨损、摩擦热积累以及缩短使用寿命。因此，在设计和应用过程中，需平衡抱轴力的大小，结合材料特性和结构优化，提升封严性能的同时延长唇型密封圈的使用寿命。

（3）摩擦应力

唇型密封圈在转轴工作过程中，由于转轴的旋转运动，唇口和转轴表面会不可避免地产生摩擦力，摩擦应力即为这种摩擦力在接触面积上分布地表现。摩擦力和抱轴力之间呈现正相关的关系，但其更能体现接触表面的润滑条件。适度的摩擦应力能够保证唇口与转轴表面的紧密接触，从而有效阻止介质泄漏，尤其在高压工况下，能够抵抗介质压力，提供可靠封严。摩擦应力确保了唇口的贴合性，可以防止灰尘、颗粒或杂质侵入封严系统，保护封严介质和内部设备。过高的摩擦应力会导致唇口材料加速磨损，缩短密封圈的使用寿命，甚至引发封严失效。精确研究摩擦应力的变化规律，不仅有助于减缓唇口的磨损，还能有效避免封严失效，对于准确预测唇型密封圈的使用寿命具有重要意义。

（4）唇口变形量

唇口变形量是指改性PTFE唇型密封圈在装配或工作过程中，由于初始过盈量介质压力以及材料弹性恢复力作用下，唇口区域发生的变形。这种变形是影响密封圈封严性能的关键因素之一。变形的主要原因为：1) 密封圈的內径比转轴的外径小，装配时唇口被迫扩张，从而产生初始变形量；2) 当密封圈受到流体介质的压力时，压力会进一步使唇口变形，增强其抱轴的能力；3) 在旋转工况下，唇口会因转轴运动产生动态形变；4) 改性PTFE的柔性和弹性模量对变形

量有直接影响，而填充材料的加入也会改变材料的变形水平。适当的唇口变形量确保密封圈与转轴之间形成稳定的接触压力，能够有效阻止封严介质泄漏和杂质进入。在介质压力作用下，唇口变形量会进一步增加，实现介质压力驱动的压紧效应，从而增强高压工况下的封严性能。改性 PTFE 具有较好的弹性恢复能力，能够在多次循环工况中保持稳定的变形量，有助于延长密封圈的使用寿命。但是，过大的唇口变形量会显著提高接触压力，进而增加摩擦力，导致唇口区域的磨损加剧，缩短密封圈的寿命。高变形量会伴随更大的摩擦热生成，如果散热不足，唇口材料可能因热积累而发生老化或永久变形，降低封严性能。在长期高频动态工况下，唇口的反复变形可能导致材料疲劳或蠕变，最终引起封严失效。因此，在设计和应用中，需要平衡唇口变形量的大小，结合材料选择、结构优化和工况控制，确保密封圈具备优异的封严性能和较长的使用寿命。

3.3 材料参数对封严性能的影响

改性 PTFE 唇型密封圈因其优异的耐腐蚀性、耐高温性和良好的耐磨性能，被广泛应用于各种封严系统中，其封严性能受到材料参数的显著影响。摩擦系数、硬度、弹性模量、耐温性能、化学稳定性等参数决定了密封圈的整体封严性能和使用寿命。优化这些材料参数，可以显著提高密封圈在特定工况下的封严效果、耐久性和可靠性。因此，在改性 PTFE 唇型密封圈的设计与应用中，必须根据实际工作环境和封严要求，综合考虑材料的各项性能指标，选择合适的材料改性和工艺，才能获得更好的封严效果和使用寿命^[86]。

3.3.1 杨氏模量

在唇型密封圈的设计与应用中，杨氏模量是关键的材料参数之一，对封严性能和可靠性具有重要影响。杨氏模量越大，密封圈的刚性就越大，能够承受较高的接触压力，有助于高压工况下进行封严，而过高的杨氏模量有可能会導致密封圈对接触表面的适应性降低，增加泄漏风险；过低的杨氏模量又会使唇型密封圈失去足够的恢复力，导致动态封严效果变差。它定义为材料在弹性范围内，单位应变所承受的应力。为了探究杨氏模量对改性 PTFE 唇型密封圈封严特性的影响，开展杨氏模量对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的分析。表 3-1 为不同杨氏模量下的工况参数，通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大

摩擦应力随杨氏模量的变化曲线，如图 3-1 和图 3-2 所示。

表 3-1 不同杨氏模量下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.14	5000	1000-1500

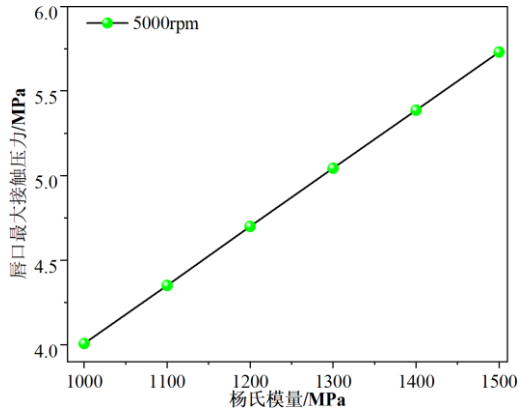


图 3-1 唇口最大接触压力随杨氏模量的变化曲线

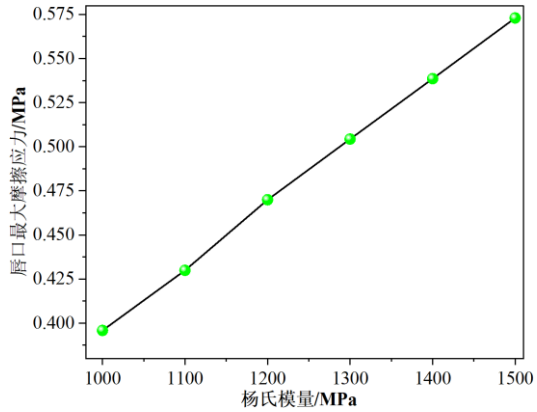


图 3-2 唇口最大摩擦应力随杨氏模量的变化曲线

从图 3-1 和图 3-2 中可以看出，随着杨氏模量的增大，最大接触压力和最大摩擦应力线性增长；当杨氏模量增大至 1500 MPa 时，最大接触压力从 4.01 MPa 上升至 5.73 MPa，增长了约 43 %，最大摩擦应力从 0.4 MPa 上升到了 0.57 MPa，增长了近 45 %；可以得知，杨氏模量适当增加可以提高接触面的接触压力和摩擦应力，提高唇型密封圈的封严性能。但过高的杨氏模量会导致接触面的摩擦系数显著增大，从而使摩擦应力达到不可忽略的水平。较大的摩擦应力不仅会导致密封圈与接触面之间的磨损加剧，还可能产生过多的热量累积，进一步加速材料的老化和性能退化。这种情况下，密封圈的表面完整性将受到破坏，进而导致其封严性能明显下降。通过数值分析得到抱轴力/力矩和唇口最大变形量随杨氏模量的变化曲线，如图 3-3 和图 3-4 所示。

图 3-3 和图 3-4 为抱轴力/力矩和唇口最大变形量随杨氏模量的变化曲线，从图中可以得知，随着杨氏模量的增大，抱轴力/力矩和唇口最大变形量急剧增大，抱轴力/抱轴力几乎呈线性增长，当杨氏模量增加至 1500 MPa 时，抱轴力/力矩几乎上涨了 50 %，但是唇口最大变形量随杨氏模量的变化较小，仅上升了 0.38 %。研究结果表明，通过掺杂不同的材料以适度提高改性 PTFE 的杨氏模量，可以有效提高唇型密封圈的封严性能。

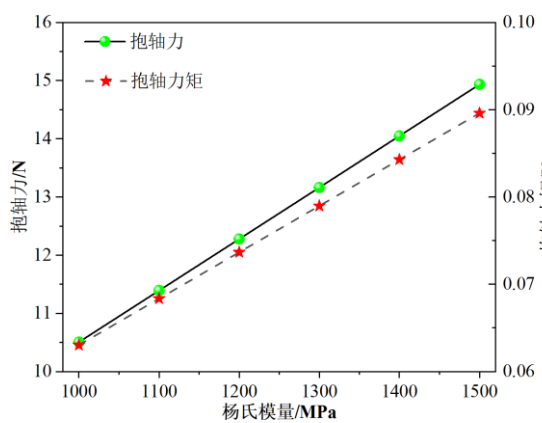


图 3-3 抱轴力/力矩随杨氏模量的变化曲线

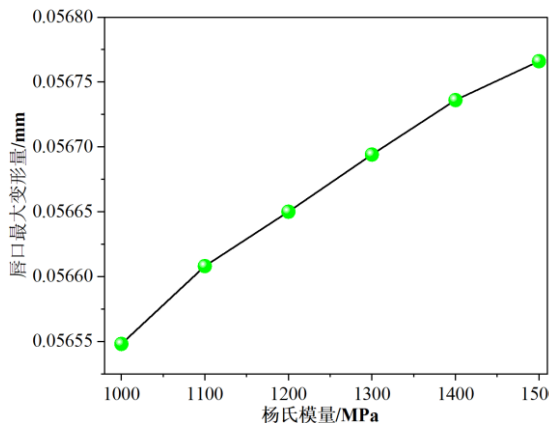


图 3-4 唇口最大变形量随杨氏模量的变化曲线

3.3.2 材料摩擦系数

材料摩擦系数是决定改性PTFE唇型密封圈封严性能的关键参数之一。摩擦系数较高时，密封圈与轴表面之间的接触应力增大，从而提升封严性能，有助于减少介质泄漏。但过高的摩擦系数可能导致过大的接触应力，使密封圈表面局部磨损加剧，反而引发泄漏风险。较低的摩擦系数有助于降低唇口与旋转轴之间的摩擦热和磨损，延长密封圈的使用寿命。然而，摩擦系数过低可能会降低密封圈的抱紧能力，影响封严性能的稳定。

改性PTFE材料的摩擦系数通常在0.1~0.2之间，具体取决于材料改性方式、填充剂种类（如石墨、玻璃纤维、碳纤维等）、工作介质和操作条件等因素。在实际应用中，需要根据密封圈的工作环境与性能需求，选择合适摩擦系数范围的改性PTFE材料，以在封严性能与耐磨性能之间实现优化平衡。为了探究材料摩擦系数对改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响，开展材料摩擦系数对改性PTFE唇型密封圈封严性能的研究。表3-2为不同材料摩擦系数下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随摩擦系数的变化曲线，如图3-5和图3-6所示。

表 3-2 不同材料摩擦系数下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa	材料摩擦系数
0.04	0.14	5000	1200	0.1-0.15

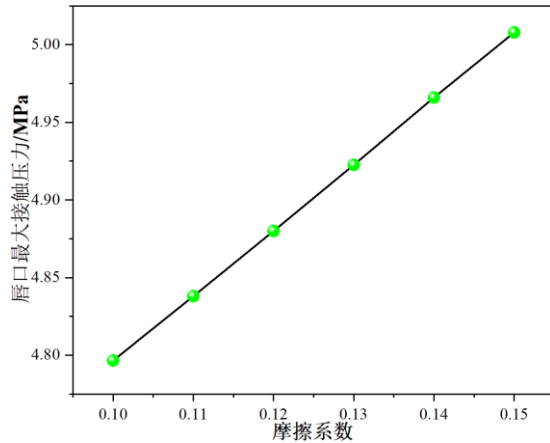


图 3-5 唇口最大接触压力随材料摩擦系数的变化曲线

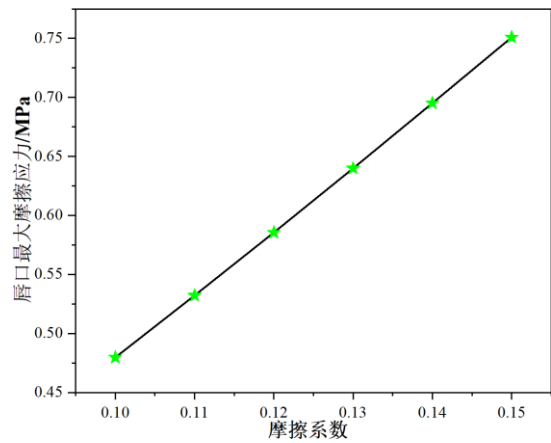


图 3-6 唇口最大摩擦应力随材料摩擦系数的变化曲线

从图 3-5 和图 3-6 中可以看出，随着材料摩擦系数的增大，唇口的最大接触压力和最大摩擦应力呈现出显著的线性增长趋势。具体来看，当摩擦系数从 0.1 增大至 0.15 时，唇口的最大接触压力增加了 4.3%，而唇口的最大摩擦应力则增大了 56.4%。这一现象表明，摩擦系数的增大直接导致了接触应力的显著增高，从而可能影响封严性能的稳定性。通过数值分析得到抱轴力/力矩和唇口最大变形量随摩擦系数的变化曲线，如图 3-7 和图 3-8 所示。

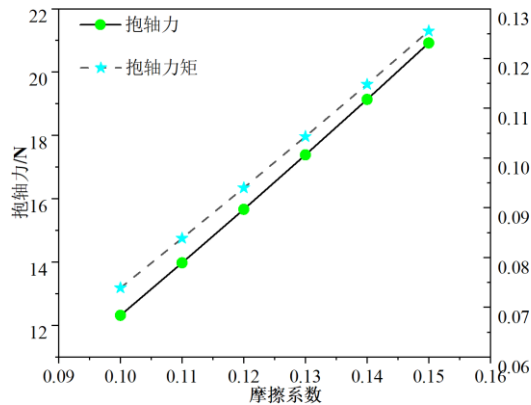


图 3-7 抱轴力/力矩随摩擦系数的变化曲线

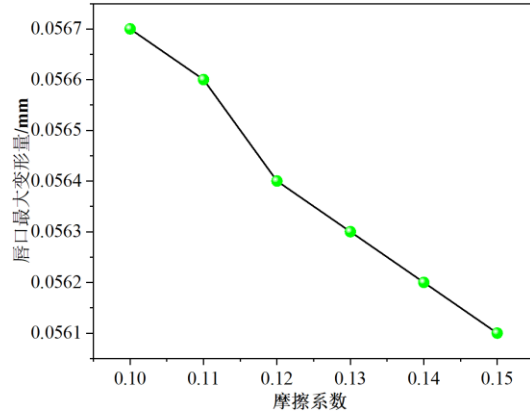


图 3-8 唇口最大变形量随材料系数的变化曲线

如图 3-7 和图 3-8 所示，随着材料摩擦系数的增大，抱轴力/力矩几乎呈现出线性增大的趋势，而唇口的最大变形量则随摩擦系数的增加而逐渐下降。具体而言，当摩擦系数从 0.1 增大至 0.15 时，抱轴力和力矩增大了约 70%，而唇口的最大变形量则减少了 1.1%。这一变化表明，摩擦系数的增大对抱轴力和力矩的影响较为显著，但对唇口最大变形量的影响较小，且总体变化幅度几乎可

以忽略不计。摩擦系数的增加导致了封严系统中抱轴力和力矩的增大，这与摩擦力的增加直接相关。较高的摩擦系数通常会增大密封唇口与轴表面之间的接触力，从而导致抱轴力和力矩的升高。然而，材料摩擦系数的增大对唇口最大变形量的影响并不明显，在一定程度上表现为减小趋势。这一现象说明在较高摩擦系数下，唇口的接触压力增大，密封唇口受力更为集中，从而可能导致唇口的弹性变形较小，在某些工况下会产生一定的刚性增强效果。

3.4 结构参数对封严性能的影响

改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能受多种因素的影响，其中结构参数是决定其封严效果、耐久性和稳定性的关键因素之一^[87]。唇型密封圈的结构设计直接影响密封圈与轴或配合表面之间的接触状况、摩擦行为以及应力分布。因此，在封严系统设计过程中，必须根据具体工况和使用要求，合理地优化各个结构参数，以实现封严性能和使用寿命之间的平衡，确保封严系统的稳定工作。

3.4.1 唇口过盈量

过盈量是唇型密封圈设计中至关重要的参数，定义为唇口内径与轴颈直径之间的尺寸差值。在密封圈安装到位后，过盈量使唇口对轴颈产生径向压紧力，从而形成封严界面。这一径向密封力不仅决定了密封圈对轴的追随性，还直接影响封严性能和使用寿命。然而，过盈量的选择需要在防止泄漏与避免磨损之间权衡，过大或过小都会对封严可靠性产生不利影响。为了探究改性 PTFE 唇型密封圈在不同过盈量下封严性能的变化情况，开展过盈量对密封圈封严性能的研究。表 3-3 是不同过盈量下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线图，如图 3-9 和图 3-10 所示。

表 3-3 不同过盈量下的工况参数

过盈/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0-0.05	0.14	5000	1200

从图 3-9 和图 3-10 中可以得知，过盈量对最大接触压力和最大摩擦应力的影响十分显著，唇口最大接触压力从过盈量为 0 mm 时的 0.49 MPa 上升到了 8.732 MPa，其中过盈量从 0 mm 到 0.01 mm 时增幅最大。唇口最大摩擦应力从 5.89×10^{-3} MPa 增长到了 0.86 Mpa，其中过盈量从 0 mm 到 0.01 mm 时增幅最大。从而可以得知，过盈量对密封圈封严性能的影响尤为显著，适当增大过盈量可

以提高密封圈唇片与转轴间的接触压力和摩擦应力，提高封严性能。

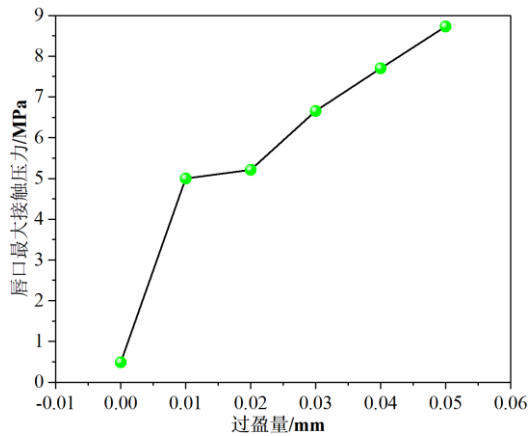


图 3-9 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

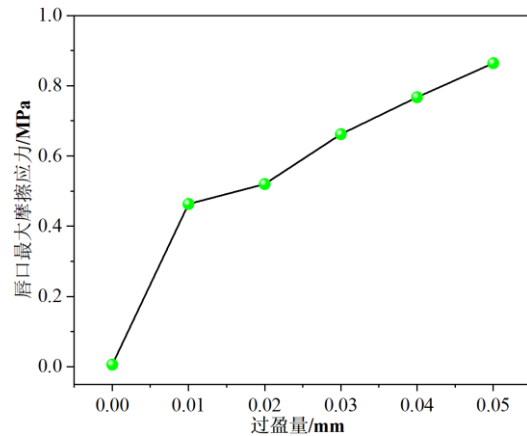


图 3-10 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

然而，过大的过盈量虽然能够提高接触压力和摩擦应力，但也可能带来一系列问题。首先，过高的接触压力会加速唇口的磨损，使密封圈的寿命缩短。其次，摩擦应力的显著增加会导致更大的摩擦功耗，从而产生更多的热量，可能引发密封圈材料的热老化甚至变形。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-11 和图 3-12 所示。

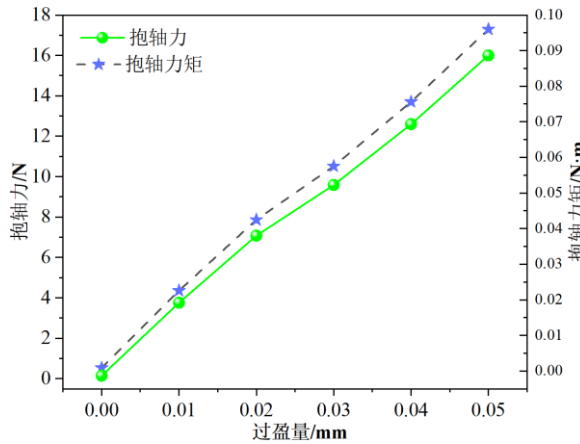


图 3-11 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

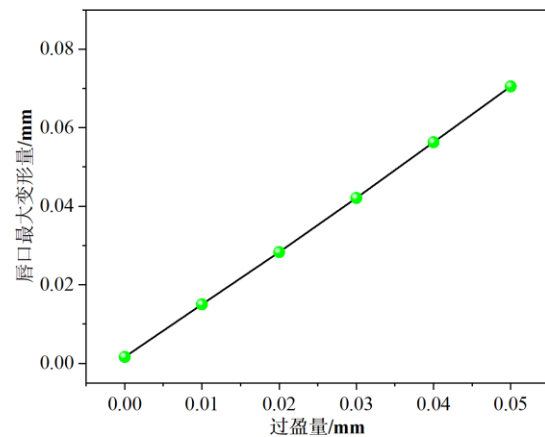


图 3-12 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-11 和图 3-12 中可以看出，过盈量对抱轴力/力矩和唇口最大变形量的影响也十分显著。当过盈量从 0 增加至 0.05 mm，抱轴力矩从 $8.89 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m}$ 上升到了 0.096 N·m。唇口最大变形量从 $1.61 \times 10^{-3} \text{ mm}$ 上升到了 0.071 mm。由此可以得出结论，增大过盈量在提高唇型密封圈封严性能的同时，也会增加唇口变形量，只有合理地设计唇形密封圈的过盈量，封严性能才能更加优异。图

3-13 为过盈量分别为 0.01 mm 和 0.05 mm 时的变形云图。

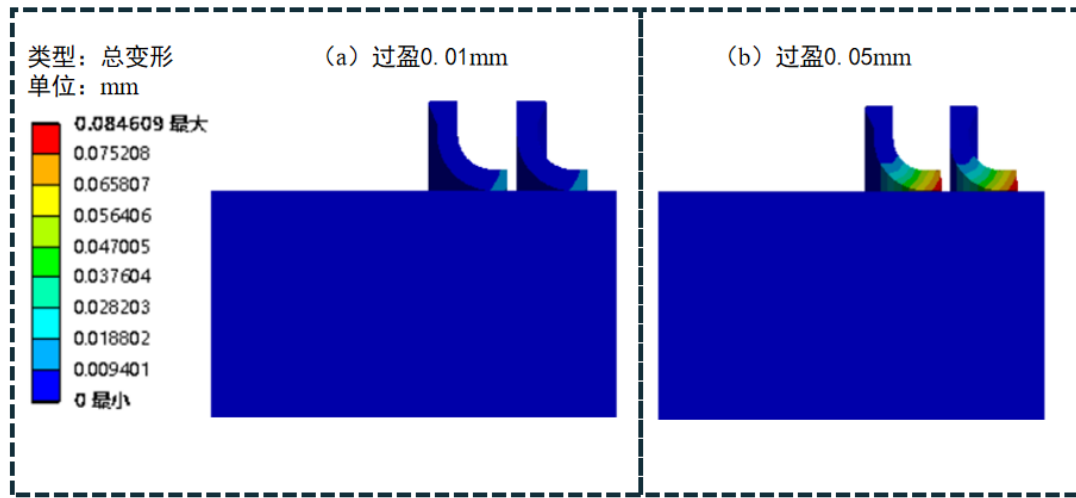


图 3-13 过盈量分别为 0.01 mm 和 0.05 mm 时的变形云图

由于过盈量对改性 PTFE 唇型密封圈的变形量影响较为明显，选取不同过盈量下的变形云图用于分析。从图 3-13 可以看出，随着过盈量的增大，密封圈的变形加剧体现在唇口位置，主要原因是：1）唇型密封圈的唇口与旋转轴直接接触，而唇口是实现封严功能的关键部位；2）唇口与转轴之间需要保持一定的接触压力来形成密封，这种压力会导致唇口产生局部的弹性变形；3）旋转轴运行时，唇口与轴表面之间的摩擦作用最大，摩擦力会引起唇口的持续压缩和变形；高转速下，摩擦热也会导致唇口材料产生进一步的形变；4）在旋转过程中，唇口在离心力的作用下会产生轻微的拉伸或翘起，导致变形集中在唇口区域。

3.4.2 唇口半径

密封圈唇口半径对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能具有一定的影响，弯曲半径增大会影响唇口的曲率，从而影响密封圈的封严性能，为了探究密封圈唇口弯曲半径对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响规律，开展了不同唇口半径下封严性能参数随不同过盈量和不同介质压力的变化规律研究。表 3-4 为不同唇口半径和不同过盈量下的工况参数，通过数值分析得到唇口最大接触压力和最大摩擦应力随过盈量的变化曲线图，如图 3-14 和图 3-15 所示。

表 3-4 不同唇口半径和不同过盈量下的工况参数

唇口半径/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
1.9-2.05	0-0.05	0.14	5000	1200

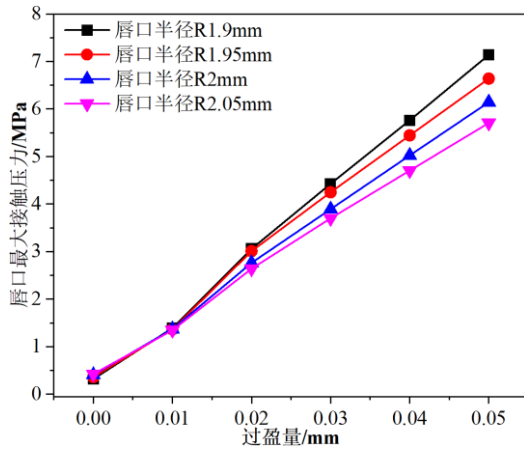


图 3-14 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

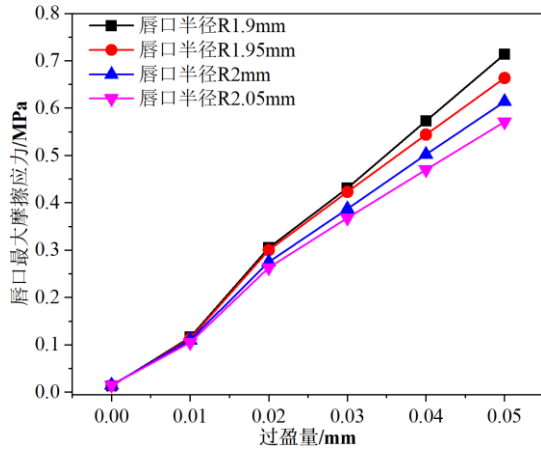


图 3-15 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

从图 3-14 中可以得知，随着过盈量的增大，唇形密封圈的最大接触压力急剧上升。当过盈量从 0 mm 增大至 0.01 mm 时，不同唇口半径的密封圈表现出一致的最大接触压力，四种唇口半径的密封圈压力曲线几乎重合。这表明在较小过盈量条件下，唇口半径对接触压力的影响较弱。当过盈量继续增大至 0.01 mm 以上时，唇口半径开始显著影响接触压力分布。随着唇口半径的增大，最大接触压力逐渐降低。这一变化规律在过盈量范围为 0.01 mm 至 0.05 mm 时尤为明显，表明较大的唇口半径能够缓解高过盈量下接触压力的集中。

如图 3-15 所示，唇形密封圈的最大摩擦应力与过盈量的变化关系与接触压力的规律几乎一致。随着过盈量从 0 mm 增大至 0.01 mm，不同唇口半径的密封圈最大摩擦应力几乎相同，呈现重合趋势。然而，当过盈量超过 0.01 mm 时，随着唇口半径的增加，最大摩擦应力逐渐降低。这种现象可以解释为：较大的唇口半径使接触区域的应力分布更加均匀，降低了局部摩擦应力峰值。可以得知：较小的唇口半径会使唇口接触区域的压力集中效应更加明显，从而导致接触压力和摩擦应力的升高。相反，较大的唇口半径能够分散接触区域的应力集中效应，使接触压力和摩擦应力降低。尤其在高过盈量条件下，唇口半径的影响更加显著。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-16 和图 3-17 所示。

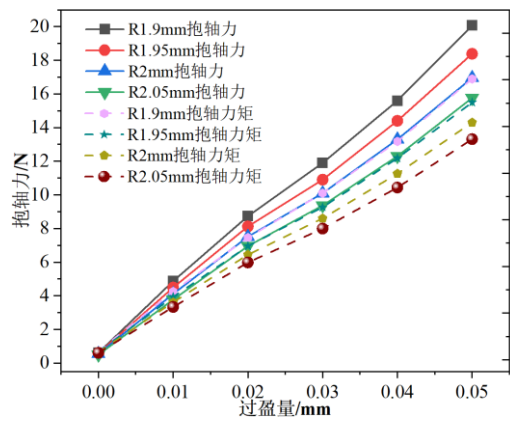


图 3-16 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

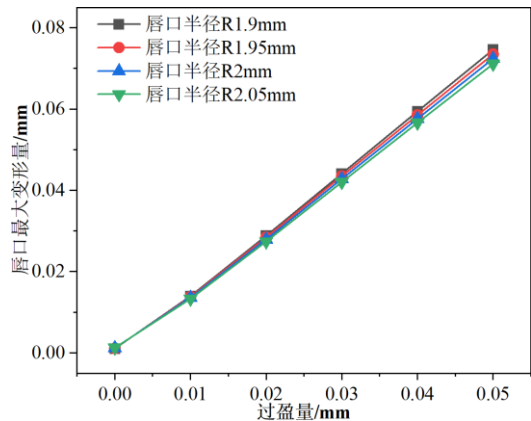


图 3-17 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-16 中可以得知，抱轴力/力矩随着过盈量的增大几乎呈现线性增长趋势。这表明过盈量的增大会显著提升密封圈对转轴的抱轴力/力矩，其主要原因在于过盈量的增大引发密封圈内径的压缩变形，增加了密封圈与转轴之间的接触压力和摩擦力矩。这一线性增长规律在过盈量较大时更加明显，在高过盈量条件下密封圈对转轴的抱轴力/力矩具有更强的响应。此外，随着唇口半径的增大，抱轴力/力矩反而逐渐下降，这一规律在较大过盈量条件下尤为明显。

如图 3-17 所示，唇口的最大变形量随着过盈量的增大快速增长，且几乎呈现线性趋势。这一现象表明，过盈量的增大会直接导致密封圈唇口的压缩和弯曲变形显著增加。随着唇口半径的增大，唇口的最大变形量呈现出缓慢下降的趋势。这是因为较大的唇口半径提供了更宽广的接触面和更强的几何支撑能力，使得唇口在承受过盈量引起的压力时，其变形被均匀分布，变形幅度因此减小。这一趋势说明，唇口半径的增加在一定程度上缓解了高过盈量带来的唇口变形，有助于提高密封圈长期工作的可靠性。表 3-5 为不同唇口半径和不同介质压力下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 3-18 和图 3-19 所示。

表 3-5 不同唇口半径和不同介质压力的工况参数

弯曲半径/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
1.9-2.05	0.04	0.02-0.2	5000	1200

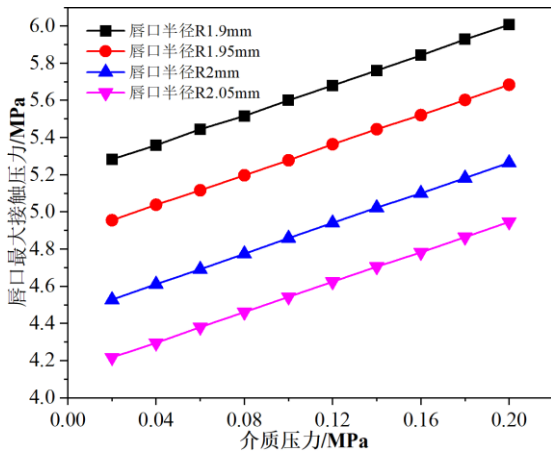


图 3-18 唇口最大接触压力矩随介质压力的变化曲线

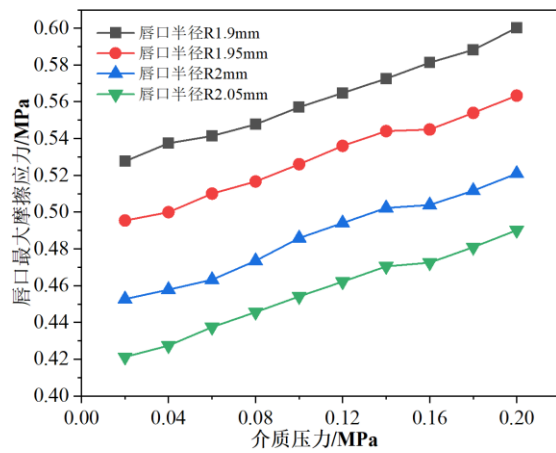


图 3-19 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

如图 3-18 和图 3-19 所示，随着介质压力的增大，唇型密封圈的唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力均呈现出明显的线性增长趋势。虽然介质压力的增大会显著提高唇口的最大接触压力和摩擦应力，但随着唇口半径的增大，唇口的最大接触压力和最大摩擦应力反而呈现出逐渐下降的趋势。

由此可以得知，在相同唇口半径下，介质压力的增大导致唇口最大接触压力和最大摩擦应力呈线性增长，表明密封圈对外部压力具有较强的线性响应能力。在相同介质压力下，唇口半径的增大会使最大接触压力和最大摩擦应力逐渐下降，尤其在高介质压力条件下，这一趋势更加明显。这说明唇口半径的增大对压力集中和摩擦效应具有显著的缓解作用。通过数值分析得到不同介质压力下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-20 和图 3-21 所示。

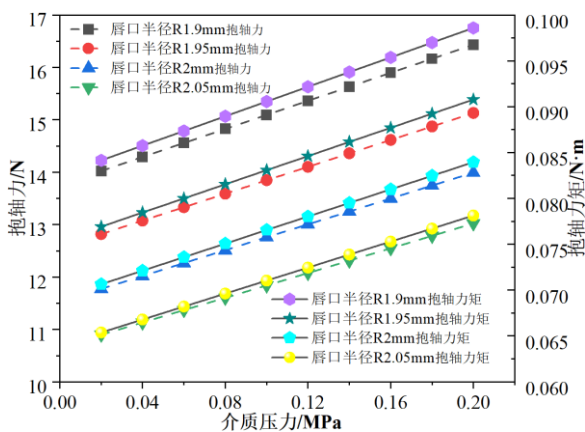


图 3-20 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线

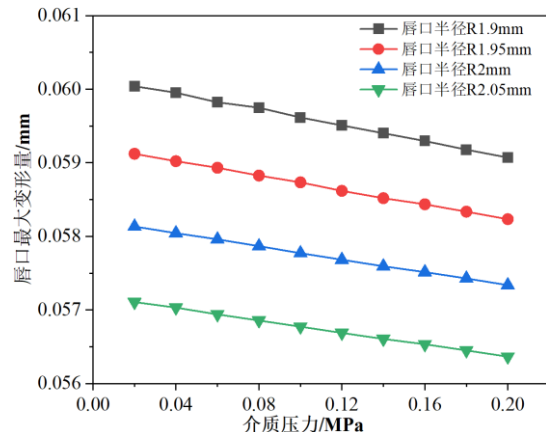


图 3-21 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-20 中可以得知，随着介质压力的增加，唇型密封圈的抱轴力与抱轴

力矩几乎呈现线性增长的趋势。这一现象主要是由于介质压力的增大导致密封圈与转轴之间的接触压力增加，从而引起接触面摩擦力的同步上升，表现为抱轴力和抱轴力矩的线性增大。此外，值得注意的是，当唇口半径较小时，抱轴力和抱轴力矩随介质压力的增大呈现出更大的增幅。这是由于小唇口半径导致接触面压力分布更加集中，局部接触压力对介质压力增大的敏感度更高，进而使抱轴力和抱轴力矩增长幅度更大。这一现象表明唇口半径对密封圈力学性能的调控作用在不同介质压力条件下表现得更加明显。

如图 3-21 所示，随着介质压力的增大，唇型密封圈的唇口最大变形量呈现出近似线性下降的趋势，尽管下降幅度并不显著。与此同时，随着唇口半径的增大，唇口的最大变形量进一步降低，较大的唇口半径提高了密封圈结构的刚度，使得在相同介质压力作用下，密封圈的整体形变能力降低，从而导致唇口最大变形量减小。唇口半径增大后，接触面积增大，局部法向力的分布更加均匀，避免了应力集中效应，进而使变形量减小。

从整体趋势来看，介质压力在一定范围内对唇口最大变形量具有一定影响，但变形量的下降幅度较小。而唇口半径的增大则进一步抑制了变形量的增长，表现出较好的结构调控效果。这表明在实际应用中，通过合理设计唇口半径，可以有效控制密封圈的唇口变形，保证封严系统的稳定性。

3.4.3 唇口厚度

唇口厚度在维持接触压力分布、摩擦行为及变形性能方面起着至关重要的作用。因此，深入探究唇厚对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响，对于优化密封圈设计、提高封严性能和延长密封圈使用寿命具有重要意义。为了探究唇口厚度对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响，开展了在不同唇口厚度下，封严性能参数随不同过盈量和不同介质压力的变化规律研究。表 3-6 为不同唇口厚度和不同过盈量下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和最大摩擦应力随过盈量的变化曲线，如图 3-22 和图 3-23 所示。

表 3-6 不同唇口厚度和不同过盈量下的工况参数

唇口厚度/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
1.9-2.05	0-0.05	0.14	5000	1200

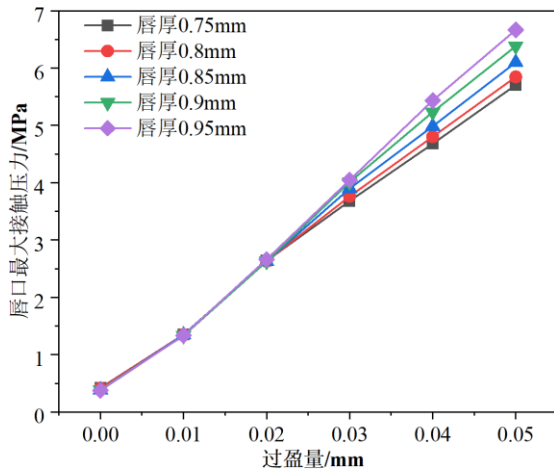


图 3-22 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

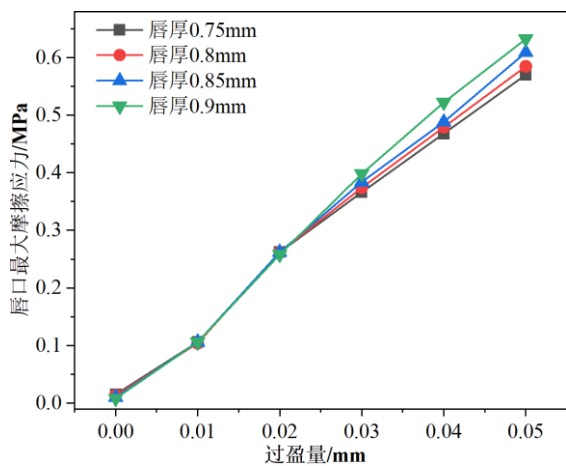


图 3-23 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

从图 3-22 和图 3-23 可以看出，过盈量的增加对唇型密封圈的最大接触压力和最大摩擦应力具有显著的影响，其表现为非线性快速增长的趋势。当过盈量从 0 mm 逐渐增大至 0.02 mm 时，最大接触压力和最大摩擦应力的增幅最为明显。在此阶段，由于唇口与转轴之间的初始接触状态发生较大变化，过盈量的增加使得密封唇与转轴的接触面积迅速增大，接触压力集中度显著提高。同时，接触压力的增加会导致摩擦应力同步上升，接触面的摩擦磨损风险增加。

当过盈量进一步增大至 0.05 mm 时，接触压力与摩擦应力依然保持增长趋势，但增幅逐渐趋缓。在较低过盈量下（0 mm 至 0.02 mm），唇口厚度的影响较为有限，从图中可以观察到，不同唇口厚度下，最大接触压力与最大摩擦应力曲线几乎重合。这是因为在此阶段，过盈量的影响占据主导地位，接触压力的增长主要来源于过盈装配产生的形变，而唇口厚度的变化对压力分布与摩擦应力的调控作用尚未显现。

随着过盈量进一步增大，唇口厚度的影响逐渐显现。从图 3-23 中可以看出，当过盈量超过 0.02 mm 时，唇口最大接触压力与摩擦应力曲线逐渐拉开差距，表现出随唇口厚度增大的趋势。这是因为较大的唇口厚度增加了唇部结构的刚度，使接触区域的接触压力与摩擦应力进一步集中，特别是在高过盈量条件下，这种影响更加显著。由此可以得知，合理匹配过盈量与唇口厚度能够在保证封严性能的同时降低摩擦磨损，以及延长密封圈的使用寿命。可以为封严系统的优化设计提供理论支撑与指导。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-24 和图 3-25 所示。

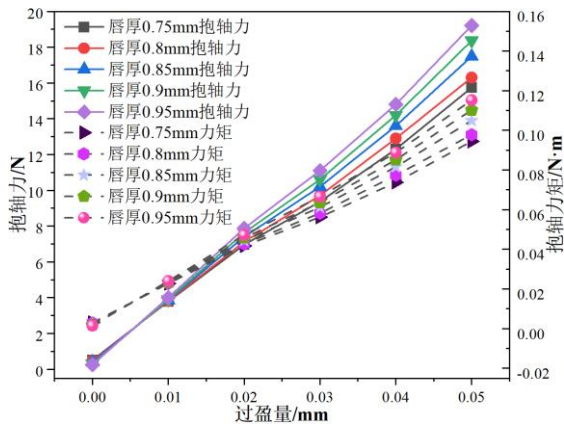


图 3-24 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

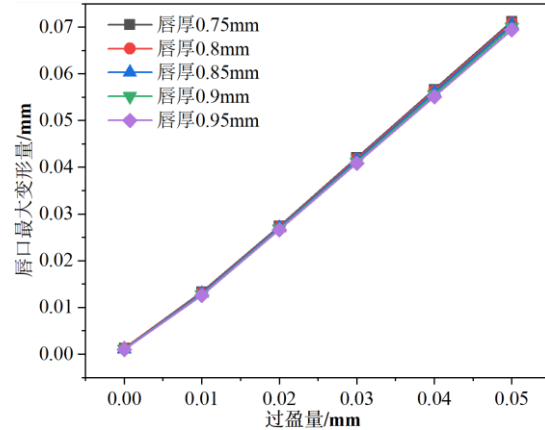


图 3-25 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

在低过盈量范围内，抱轴力/力矩随唇口厚度的变化不明显。由图 3-24 可知，在过盈量在 0-0.01 mm 时，不同唇口厚度对应的抱轴力/力矩曲线几乎重合。这是因为在此阶段，抱轴力/力矩的主要影响因素是过盈量的增加，唇口厚度对接触区域刚度的调控作用较小。随着过盈量进一步增大，唇口厚度对抱轴力/力矩的影响逐渐显现。在高过盈量条件下，随着唇口厚度的增加，密封唇的刚度增强，使得接触压力集中度进一步提升，导致抱轴力/力矩逐渐增大。尤其在过盈量超过 0.02 mm 时，不同唇口厚度之间的差距逐渐拉大，这表明厚度较大的唇口在高过盈量状态下对抱轴力/力矩的提升作用更为显著。

如图 3-25 所示，唇口最大变形量随着过盈量的增加几乎呈线性增长，但唇口厚度的变化对最大变形量具有一定的抑制作用。可以得知，过盈量是影响唇口变形量的主要因素。随着过盈量的增加，密封唇与转轴之间的接触形变逐渐加大，导致唇口的最大变形量呈现明显的线性增长趋势。这是由于较大的过盈量使密封圈唇口产生更大的压缩变形，从而导致唇口的接触面形变显著增加。

尽管唇口最大变形量主要受过盈量的影响，但随着唇口厚度的增加，最大变形量表现出逐渐下降的趋势。由图 3-25 可见，尽管在较低过盈量范围内 (0-0.02 mm)，不同唇口厚度下的变形量曲线几乎重合，但在过盈量大于 0.02 mm 时，唇口厚度对变形量的抑制作用逐渐明显。这是因为较厚的唇口结构刚度较高，能够有效抵抗压缩形变，从而降低最大变形量。合理匹配过盈量与唇口厚度可有效平衡抱轴力、摩擦力与变形量，优化封严性能并延长使用寿命。表 3-7 为不同唇口厚度和不同介质压力下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接

触压力和唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 3-26 和图 3-27 所示。

表 3-7 不同唇口厚度和不同介质压力下的工况参数

唇口厚度/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
1.9-2.05	0.04	0.02-0.2	5000	1200

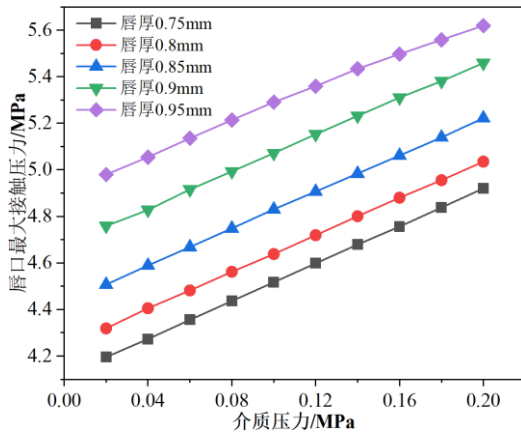


图 3-26 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

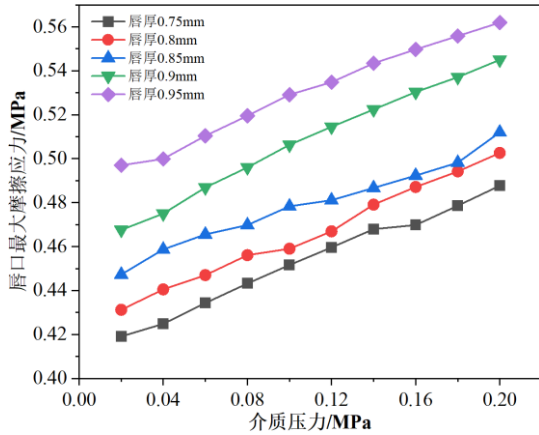


图 3-27 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

从图 3-26 和图 3-27 中可以得知，介质压力的变化对唇型密封圈的唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力产生了显著影响。随着介质压力的增大，唇口最大接触压力几乎呈现出线性增长的趋势，可以看出介质压力增强了唇口与转轴表面之间的接触强度，从而提高了封严效果。然而，与接触压力的变化规律不同，唇口最大摩擦应力则随着介质压力的增大表现出一定的不规则性。这可能与介质压力引发的局部应力分布变化和接触界面微观形态的改变有关。

此外，唇口厚度对唇型密封圈的封严性能也具有重要影响。随着唇口厚度的增大，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力均随之增大。从图 3-26 可观察到，不同唇口厚度的密封圈，其唇口最大接触压力的变化曲线几乎平行，表明唇口厚度的增大会在同等介质压力下均匀地提高接触压力。然而，从图 3-27 可以看出，唇口最大摩擦应力随着唇口厚度的增加呈现出不规则的增大趋势。这种不规则性可能与较厚唇口在接触区域内的变形特性有关，当介质压力较大时，厚唇口的应力集中效应可能加剧，从而导致摩擦应力的波动。

综上所述，介质压力和唇口厚度都对接触压力和摩擦应力具有较为显著的影响。介质压力的增加可以线性提升接触压力，但对摩擦应力的影响较为复杂，表现出一定的不规则性；而唇口厚度的增加则整体上增强了封严性能，但在高

介质压力下可能引发接触应力和摩擦应力的不均匀分布。这些结果为密封圈设计参数的优化提供了重要参考，有助于进一步提升密封圈的封严性能和使用寿命。通过数值分析得到不同介质压力下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-28 和图 3-29 所示。

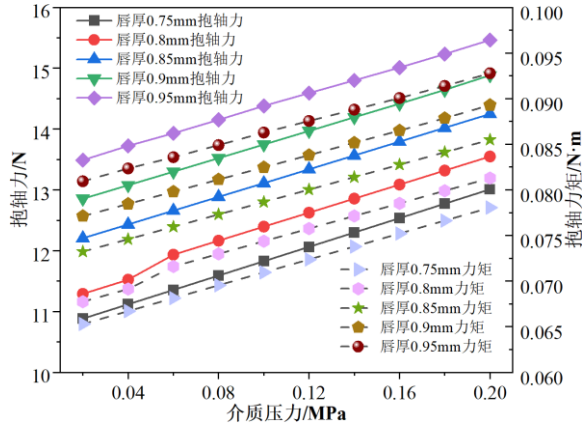


图 3-28 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线

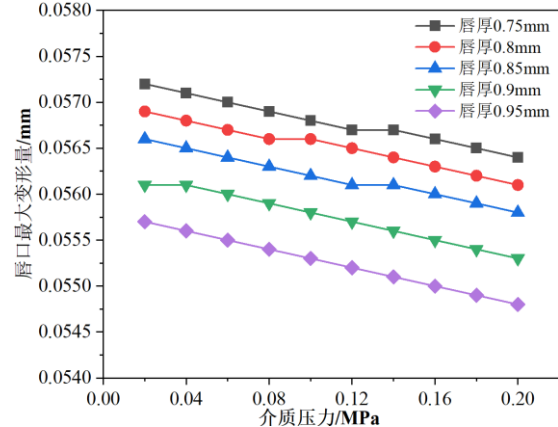


图 3-29 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-28 和图 3-29 中可以得知，介质压力的变化对唇型密封圈的抱轴力/力矩和唇口最大变形量都具有一定的影响。具体来看，随着介质压力的增大，唇型密封圈的抱轴力/力矩几乎呈现线性增长的趋势，尽管其增幅相对较小，但仍能看到介质压力增加对密封圈与转轴之间摩擦力和接触强度的增强作用。同时，随着唇口厚度的增加，抱轴力/力矩也随之增大。这一趋势说明较厚的唇口能够提供更大的接触面积，在相同介质压力条件下提高密封圈的抱轴能力。并且在高介质压力工况条件下，抱轴力/力矩的增幅随着唇口厚度的增加而逐渐增大，表明厚唇口在高介质压力下对封严性能的影响更加明显。

另一方面，唇型密封圈的唇口最大变形量则表现出与抱轴力/力矩相反的变化规律。随着介质压力的增大，唇口最大变形量显著降低，这是因为较高的介质压力作用增强了唇口的支撑力和接触刚度，从而减少了变形幅度。此外，唇口厚度的增加也进一步降低了唇口的最大变形量。这一趋势可以归因于较厚的唇口厚度在接触区域内具有更高的结构刚度，从而在相同介质压力下表现出更小的变形响应。并且介质压力越高，唇口最大变形量的下降幅度越大，这种现象说明高介质压力下唇口厚度的增加对抑制变形的作用更加显著。

综上所述，介质压力和唇口厚度对唇型密封圈的抱轴性能和唇口变形具有

显著影响。介质压力的增加会线性提升抱轴力和抱轴力矩，同时显著减少唇口最大变形量。而唇口厚度的增加不仅能增强抱轴性能，还能有效抑制唇口变形，特别是在高介质压力条件下。这一结果为唇型密封圈的设计优化提供了重要指导，尤其是在高压工况下，合理选择唇口厚度能够改善封严性能和延长唇型密封圈的使用寿命。

3.4.4 接触唇宽

接触唇宽是影响改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的重要参数之一，接触唇宽的变化会直接关系到密封圈与转轴之间的接触压力分布、摩擦应力大小以及封严性能的稳定性和耐久性。为了探究接触唇宽对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响，开展了在不同接触唇宽下，封严性能参数随不同过盈量和介质压力的变化规律。表 3-8 为不同接触唇宽和不同过盈量下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随不同过盈量的变化曲线，如图 3-30 和图 3-31 所示。

表 3-8 不同接触唇宽和不同过盈量下的工况参数

接触唇宽/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.55-0.85	0-0.05	0.14	5000	1200

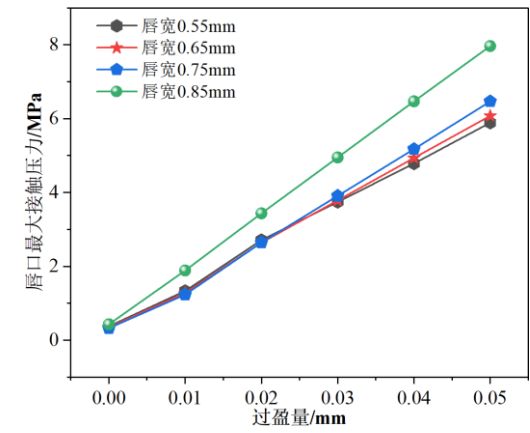


图 3-30 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

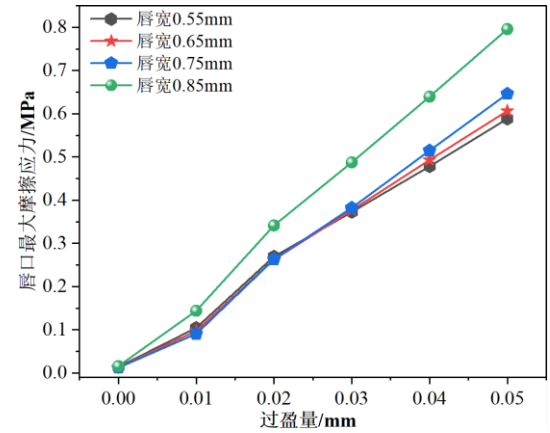


图 3-31 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

如图 3-30 和图 3-31 所示，唇型密封圈的唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力均随着过盈量的增加而显著增长，这种增长趋势说明过盈量是影响唇型密封圈封严性能的关键因素之一。接触唇宽的变化对唇口最大接触压力和摩擦应力的影响同样显著。随着接触唇宽的增大，唇口最大接触压力呈现出随之增大

的趋势。较大的接触唇宽能够提供更大的接触面积，可以提高密封圈在转轴表面上的挤压面积。由此可以得知，在较大接触唇宽条件下，密封圈能够更有效地抵抗介质压力的泄漏，提高封严性能。

此外，随着接触唇宽的增加，唇口最大接触压力的增幅也随之增大，尤其在较高过盈量条件下表现更为明显。当接触唇宽达到 0.85 mm 时，唇口最大接触压力几乎呈现出随过盈量增加而线性增长的趋势。这种线性关系表明，在特定的接触唇宽范围内，过盈量的增加能够显著提升唇型密封圈的封严效果。

与接触压力的变化规律相似，唇口最大摩擦应力也随着接触唇宽和过盈量的增大而显著增加。接触唇宽的增大使唇口与转轴之间的摩擦接触面积增大，从而导致摩擦应力的上升。较大的摩擦应力能够有效增强密封圈与转轴之间的抱轴力，从而提高封严性能。然而，过高的摩擦应力可能引发材料磨损，进而对密封圈的使用寿命产生不良影响。

随着接触唇宽的增大，唇口最大摩擦应力的增幅也逐渐增大，这表明在较宽的接触唇片下，唇型密封圈的封严性能对过盈量的灵敏性更强。当接触唇宽为 0.85 mm 时，摩擦应力的上升更明显，说明较大的接触唇宽在高过盈量工况下具有更强的封严性能。

接触唇宽与过盈量的共同作用对改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能起到重要影响。较大的接触唇宽在配合适当的过盈量时，能够有效提高接触压力和摩擦应力，从而增强密封圈的封严能力。但接触唇宽与过盈量的设计需要在封严性能与耐久性之间进行平衡优化。

基于上述分析，为了实现最佳的封严性能和使用寿命，在密封圈设计中要合理选择接触唇宽和过盈量。对于高介质压力或高转速工况，可以选择较大的接触唇宽（如 0.85 mm）和适中的过盈量，以确保足够的接触压力和抱轴力矩，从而实现稳定的封严效果。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-32 和图 3-33 所示。

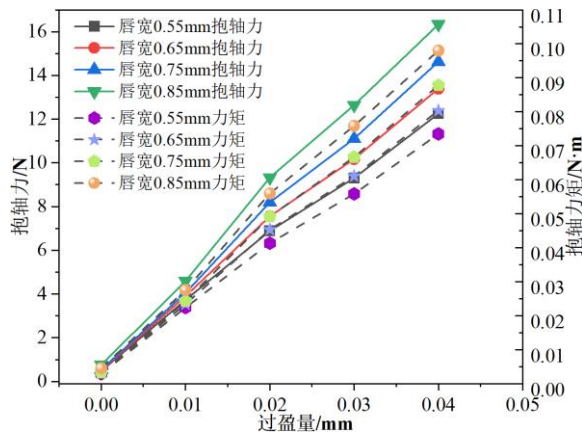


图 3-32 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

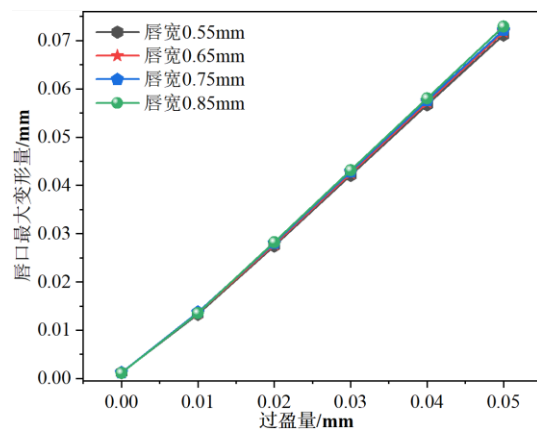


图 3-33 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-32 和图 3-33 可以得知，随着过盈量的增大，抱轴力/力矩和唇口最大变形量随之增大，唇口最大变形量几乎随着过盈量呈线性增长趋势。如图 3-32 所示，随着过盈量从 0 mm 增大至 0.01 mm，抱轴力/力矩随接触唇宽的增大变化并不明显。在这个阶段内，接触唇宽对抱轴性能的影响较弱，主要是因为低过盈量条件下唇型密封圈的压紧效果较差。然而，当过盈量进一步增大至 0.05 mm 时，抱轴力/力矩随接触唇宽的增大而显著提高，且增幅逐渐增大。这表明，在高过盈量工况下，接触唇宽能够有效提升唇型密封圈的抱轴性能。较宽的接触唇提供了更大的接触面积，从而增强了唇型密封圈与转轴之间的摩擦和抱紧效果。这一规律表明，接触唇宽对抱轴力/力矩的影响主要体现在高过盈量工况下，其在增强密封圈与转轴的接触强度和稳定性方面具有重要作用。

如图 3-33 所示，唇口最大变形量随过盈量的增大几乎呈线性增长趋势，但随着接触唇宽的增大，其变形量的变化幅度极小，曲线几乎重合。这表明接触唇宽对唇口最大变形量的影响非常有限，即使在较高过盈量条件下，这一影响也不显著。尽管接触唇宽对唇口最大变形量的影响较小，但其对变形量分布的均匀性可能具有间接影响，尤其在高压或高速旋转条件下影响可能进一步增大。综上所述，在低过盈量条件下，接触唇宽对抱轴力/力矩的影响较弱，对唇口最大变形量几乎没有明显影响。在高过盈量条件下，接触唇宽的增大能够显著提升抱轴力/力矩，同时对唇型密封圈的封严性能和接触稳定性起到积极作用。表 3-9 为不同接触唇宽和不同介质压力下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 3-34 和图 3-35 所示。

表 3-9 不同接触唇宽和不同介质压力下的工况参数

接触唇宽/mm	过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.55-0.85	0.04	0.02-0.2	5000	1200

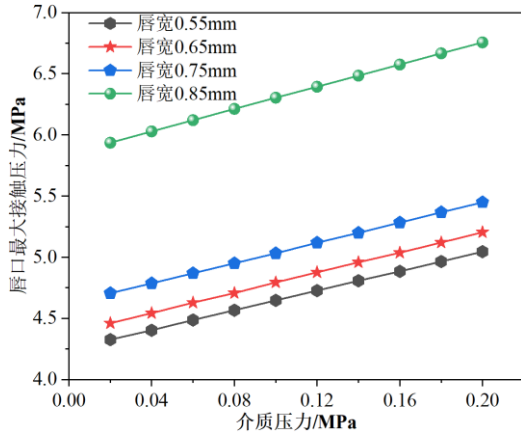


图 3-34 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

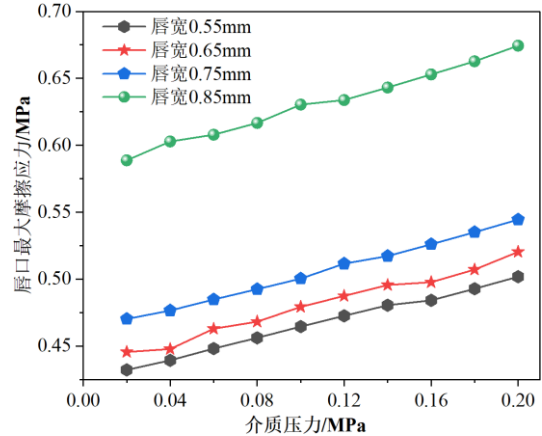


图 3-35 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

如图 3-34 和图 3-35 所示，随着介质压力的增大，唇型密封圈的唇口最大接触压力呈现出近似线性增长的趋势。然而，唇口最大摩擦应力随着介质压力的增大表现出一定的不规则增长，这种不规则变化在一定介质压力范围内可能与介质压力作用下唇型密封圈的材料弹性变形特性以及接触界面摩擦分布的不均匀性有关，但总体增长的幅度较为稳定。接触唇宽对密封圈的接触压力和摩擦应力具有明显的增强作用。随着接触唇宽的增大，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力均随之增大，且增幅随接触唇宽的增加而进一步扩大。值得注意的是，当接触唇宽为 0.85 mm 时，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力几乎达到了接触唇宽为 0.55 mm 时的两倍。

综上所述，介质压力和接触唇宽对唇型密封圈的接触压力和摩擦应力具有显著影响。接触唇宽的增加能够显著提高密封圈的承压能力和摩擦性能，尤其在高介质压力条件下效果更加明显。合理优化接触唇宽和介质压力的设计参数，是提升密封圈性能的重要途径，可为实际工况下的密封圈设计提供理论依据和参考指导。通过数值分析得到不同介质压力下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-36 和图 3-37 所示。

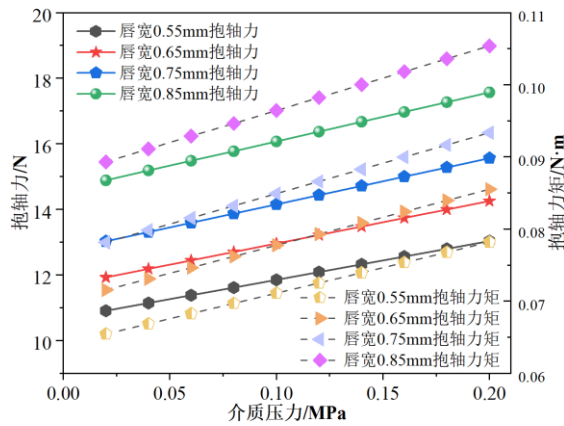


图 3-36 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线

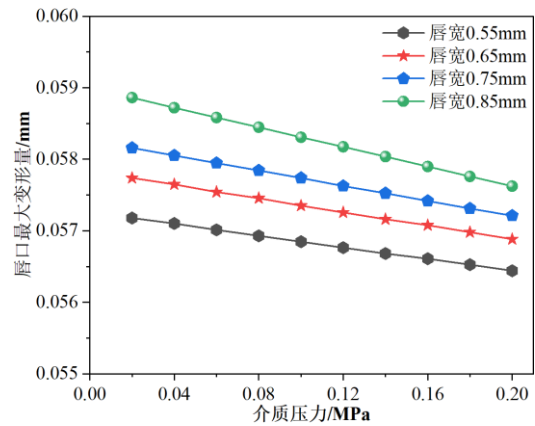


图 3-37 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线

如图 3-36 和图 3-37 所示，介质压力和接触唇宽对唇型密封圈的抱轴力/力矩以及唇口最大变形量具有显著影响。随着介质压力的增大，唇型密封圈的抱轴力/力矩几乎呈现出线性增长的趋势。线性增长的趋势表明介质压力对密封圈抱轴力/力矩的作用相对稳定，可为密封圈的设计提供一定的参考。另一方面，唇口最大变形量却随着介质压力的增大而逐渐降低。这是因为介质压力的增加会对唇口产生一定的额外的支撑作用，抑制了密封圈唇口在高压下的径向变形。虽然变形量的降低幅度相对较小，但这对密封圈的封严性能的稳定性具有一定的积极作用，尤其是在高介质压力工况下。

接触唇宽的变化对密封圈抱轴力/力矩和唇口最大变形量的影响同样显著。随着接触唇宽的增大，抱轴力/力矩呈现增长趋势，并且增幅随接触唇宽的增加而增大。这表明较大的接触唇宽能够提供更大的接触面积和更高的接触正压力，从而提升抱轴力/力矩，增强密封圈的封严性能。相比之下，唇口最大变形量则表现出随接触唇宽的增大而降低的趋势。这种现象是由于接触唇宽增加后，唇型密封圈的接触刚度相应提高，限制了变形量的增长幅度。尤其在高介质压力工况下，接触唇宽的增大进一步增强了唇口的刚性，使变形量的下降更加明显。

3.5 工况参数对封严性能的影响

转速和介质压力是改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的两个关键工况参数。转速主要通过改变摩擦特性影响封严性能，而介质压力则通过调整接触压力和唇口变形产生对封严性能的影响^[88]。此外，两者的耦合作用会明显加剧密封圈的

工况复杂性，可能导致封严性能的非线性变化。因此，在封严系统设计与优化中，需要综合考虑转速和介质压力的影响，根据实际工况选择合适的材料、结构设计和润滑条件，以实现封严性能的最优平衡和稳定性。

3.5.1 介质压力

介质压力对改性PTFE唇形密封圈的封严性能具有一定影响，通常在低压的情况下唇型密封圈的封严性能可能较弱，这时主要依靠唇口的过盈量和材料本身的弹性来进行封严。而在高压的情况下唇口的接触压力增大，封严性能就会增强，但是压力过大时可能会导致密封唇片变形以及唇口磨损加剧。为探究介质压力对改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响，开展在不同介质压力下的封严性能研究。表 3-10 为不同介质压力下的工况参数，通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 3-38 和图 3-39 所示。

表 3-10 不同介质压力下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.02-0.2	5000	1200

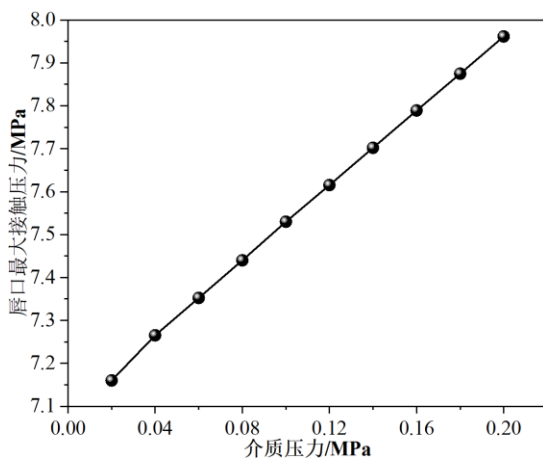


图 3-38 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

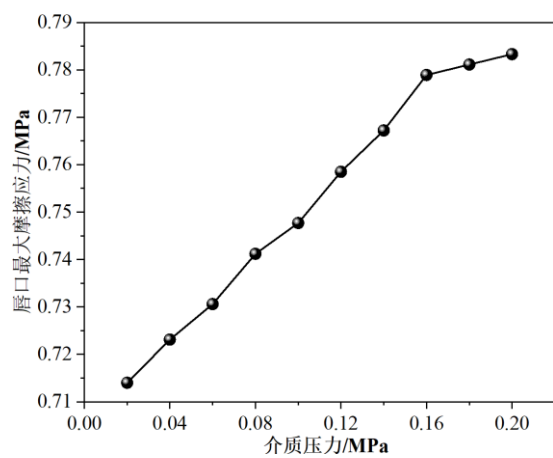


图 3-39 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

研究结果表明，介质压力是影响唇型密封圈封严性能的关键工况参数之一，其变化对密封圈的接触压力、摩擦应力均具有显著影响。如图 3-38 和图 3-39 所示，随着介质压力的增大，接触压力表现出明显的增大趋势，几乎呈线性增长，从 7.163 MPa 增长到了 7.961 MPa，上升了约 11 %；摩擦应力从 0.714 MPa 增长到了 0.783 MPa，上升了约 9.7 %，通过数值分析得到不同介质压力下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线图，如图 3-40 和图 3-41 所示。

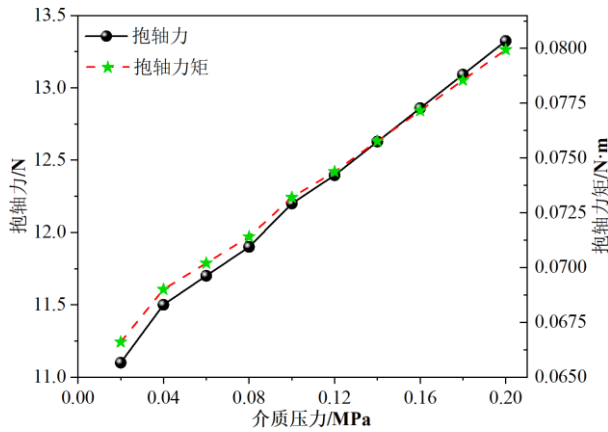


图 3-40 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线

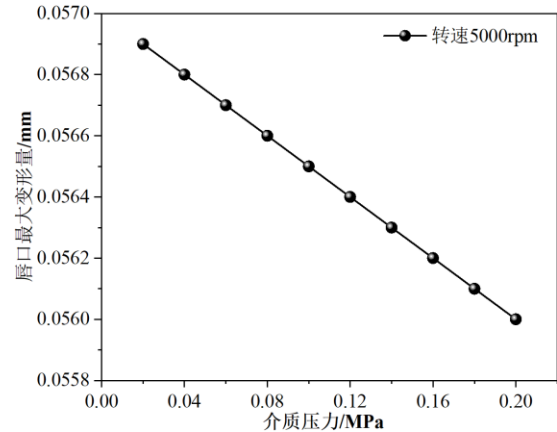


图 3-41 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线

从图 3-40 和图 3-41 可以得知，随着介质压力的增大，抱轴力矩几乎呈线性增长，从一开始的 $0.067 \text{ N}\cdot\text{m}$ 增长至 $0.08 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，上升了约 19.4%，这说明介质压力不仅直接作用在唇口接触面上，还会在密封圈的背面形成作用力。这种压力通过密封圈的几何形变被传递到唇口接触面上使唇片更加贴紧转轴，从而增大抱轴力。而唇口最大变形量随着介质压力的增大而下降，虽然变形量几乎呈线性下降，但是降低幅度很低，从一开始的 $5.69 \times 10^{-2} \text{ mm}$ 降低至 $5.61 \times 10^{-2} \text{ mm}$ ，仅降低了约 1.5%。当介质压力增大时，它通常以相对均匀的方式作用在密封圈的背面或支撑面上。这种均匀分布的外力能够平衡唇口的受力状态。均匀的介质压力通过作用于密封圈的背面，减少了局部的不规则变形，使唇口变得更加规则，与转轴表面更加贴合。

3.5.2 工作转速

唇形密封圈在高速旋转时，会产生较大的摩擦热，可能会引起密封圈的过热和材料老化，而低速时摩擦发热就相对少一些，但是如果润滑不够充分时，可以会导致密封唇与转轴接触面形成干摩擦，继而导致密封圈的损坏。改性 PTFE 因其较低的摩擦系数，耐高温和耐化学腐蚀性，非常适合高转速工况，但是其韧性和回弹性较差，需要严格设计以提高其封严性能。现在探究本文提到的改性 PTFE 唇型密封圈在不同转速下的封严性能^[89]。表 3-11 是不同转速下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随转速的变化曲线，如图 3-42 和图 3-43 所示。

表 3-11 不同转速下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.14	1000-5000	1200

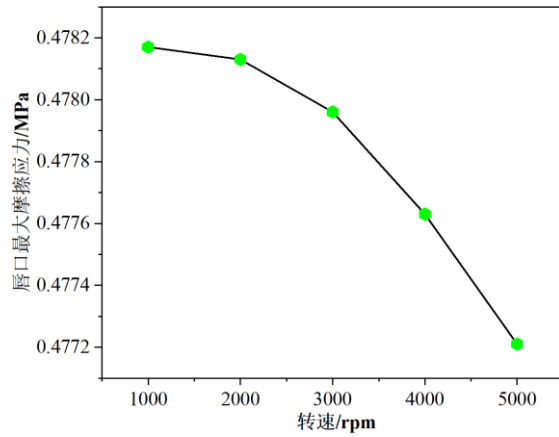
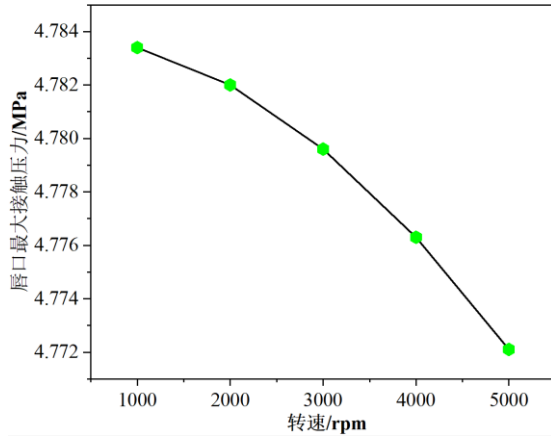


图 3-42 唇口最大接触压力随转速的变化曲线 图 3-43 唇口最大摩擦应力随工作的变化曲线

从图 3-42 和图 3-43 中可以得知，随着转速的增加，唇型密封圈与轴表面的相对滑动加剧，界面摩擦热逐渐积累，导致材料的局部软化效应和弹性模量的降低。这种效应使得密封圈的径向接触力略微减小，从而引起接触压力随转速增加而下降。这一趋势在高转速工况下尤为显著，但总体变化幅度较低。转速的增加导致界面滑动速率提高，但由于接触压力的下降，单位面积上的摩擦应力随之减小。当转速到达 5000 rpm 时，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力分别下降了 0.24 % 和 0.2 %，几乎可以忽略不计。通过数值分析得到不同工作转速下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 3-44 和图 3-45 所示。

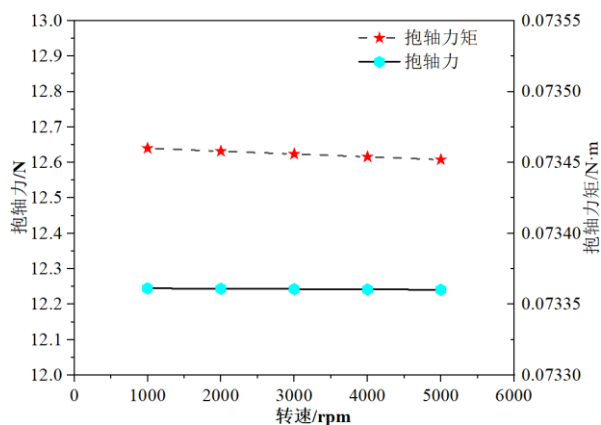


图 3-44 不同工作转速下抱轴力/力矩的变化曲线

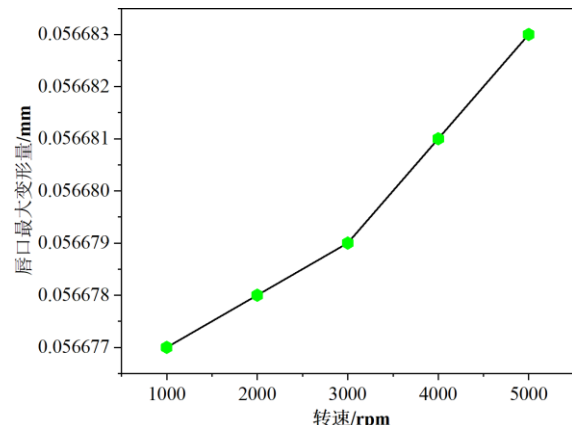


图 3-45 不同工作转速下唇口最大变形量的变化曲线

研究结果表明，随着转速的增加，如图 3-44 和图 3-45 可知，由于唇型密封

圈与轴表面的相对滑动加剧，界面摩擦热量逐渐累积，导致材料的局部软化效应和弹性模量的降低。这种效应使得密封圈的径向接触力略微减小，从而引起接触压力随转速增加而下降。这一趋势在高转速工况下较为突出，但总体变化幅度较低。转速的增加导致界面滑动速率提高，但由于接触压力的下降，单位面积上的摩擦应力随之减小。

随着转速增大，密封圈的抱轴能力略微减弱，具体体现为抱轴力/力矩的下降，但是抱轴力/力矩的降幅太小，几乎可以忽略不计。转速增大会增强密封圈在唇口区域的离心力效应和热累积效应，从而使唇口变形量略微增加。这种变形趋势在极高转速条件下可能引发密封圈的局部失效，但在一般工况下其影响较小，变形量的增幅有限。

3.6 本章小结

本章针对改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能，围绕了材料参数、结构参数以及工况参数展开深入探究，系统分析了其对密封圈封严性能的影响规律。主要结论如下：

（1）唇型密封圈的封严性能表征：通过分析唇口接触压力、抱轴力、摩擦应力以及唇口变形量等参数，反映了密封圈封严性能的优劣。这些参数展现了密封圈在静态与动态工况下的封严能力，为后续优化设计提供了一定的依据。

（2）材料参数对封严性能的影响：杨氏模量的增加可以提高接触压力和摩擦应力，从而增强封严性能，但过高的杨氏模量会导致材料过早老化。摩擦系数的变化直接影响抱轴力和接触压力，在一定的范围内可以有效提高封严性能，同时避免过度磨损。材料改性和填充剂选择对于优化摩擦系数尤为关键。

（3）结构参数对封严性能的影响：唇口过盈量是影响封严性能的核心因素之一。适当的过盈量可显著提高接触压力和封严效果，但过大可能导致磨损、摩擦热过高及材料老化。其他结构参数（如接触唇宽、密封圈唇口厚度等）在封严设计中同样起到重要作用，通过优化能够进一步提升封严性能和使用寿命。

（4）工况条件的综合影响：在实际应用中，密封圈的封严性能受多种因素共同作用的影响，特别是介质压力、转轴转速等外部工况对封严性能和材料性能具有显著的影响，但是相对于介质压力，转速对封严性能的影响微乎其微。

第 4 章 表面织构对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响

4.1 引言

不同的表面织构会对改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能产生多方面的影响，其中主要包括接触压力的分布、摩擦与磨损，动静态密封以及防污和清洁能力等方面。适当选择密封圈的织构形状需要结合不同的实际工况（如转速、压力及润滑条件等），可以实现润滑、封严性能和耐久性之间的平衡。为了探究不同表面织构对本文中改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响，设计了两种不同形状的表面织构，探究它们在不同工况条件下的封严性能。

4.2 同心圆表面织构和螺旋表面织构唇型密封圈模型

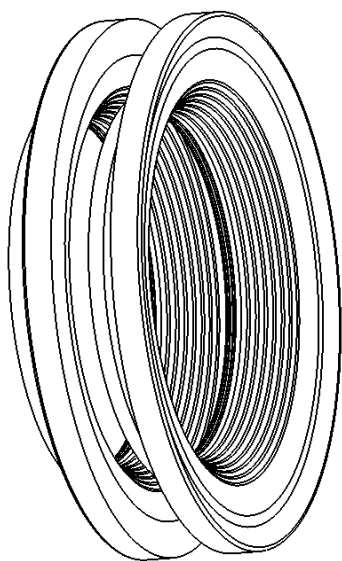


图 4-1 同心圆表面织构唇型密封圈

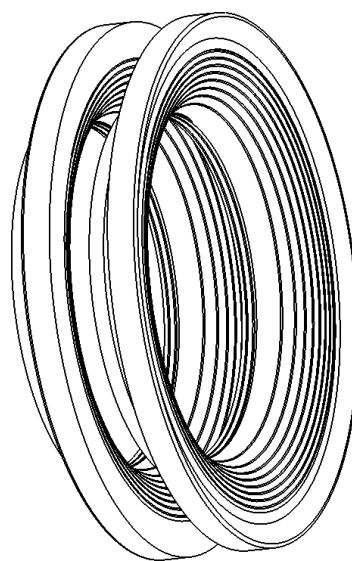


图 4-2 螺旋表面织构唇型密封圈

图 4-1 和图 4-2 分别为同心圆和螺旋表面织构唇型密封圈三维模型，为了探究不同形状表面织构对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响，分别在不同材料参数、结构参数以及工况参数下分析它们的封严性能。

4.3 不同表面织构下的封严性能

4.3.1 不同材料参数

杨氏模量对不同形状表面织构的改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响体现在材料的刚性、接触压力分布以及织构的有效性和磨损行为，高的杨氏模量可以有助于保持织构的完整性，在高压、高速的场合展现优异的性能；较低的杨氏模量更适合于低速、低压环境，表现出更好的弹塑性。为了探究杨氏模量对螺旋表面织构、同心圆织构和无织构的改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响，开展不同杨氏模量下密封圈封严性能数值分析。表4-1为不同杨氏模量下的工况参数，通过数值分析得到唇口最大接触压力和最大摩擦应力随不同杨氏模量的变化曲线，如图4-3和图4-4所示。

表 4-1 不同杨氏模量下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.14	5000	1000-1500

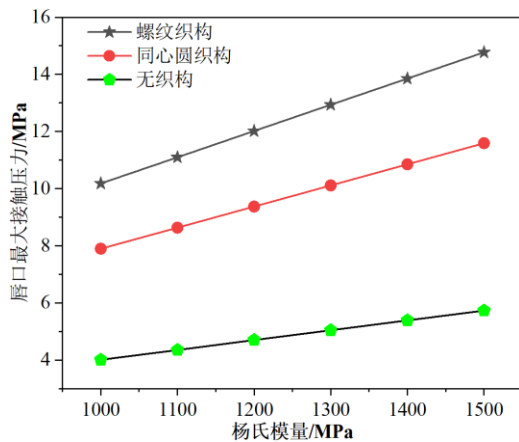


图 4-3 唇口最大接触压力随杨氏模量的变化曲线

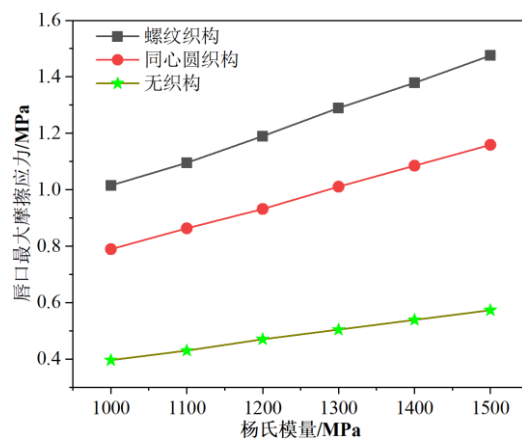


图 4-4 唇口最大摩擦应力随杨氏模量的变化曲线

如图4-3和图4-4所示，随着杨氏模量的增大，螺旋表面织构、同心圆表面织构和无织构唇型密封圈的唇口最大接触压力和最大摩擦应力均表现出明显的呈线性增长趋势。这一现象可归因于杨氏模量的增加使得材料刚度增大，使得密封圈的抗变形能力提高。螺旋表面织构密封圈在杨氏模量为1000-1500 MPa范围内的接触压力和摩擦应力始终高于同心圆表面织构和无织构密封圈；从增长速度来看，螺旋表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力对于杨氏模量的变化

更加灵敏，说明螺旋表面织构密封圈在接触区域内提供了更大的表面粗糙度，使得应力更加集中，导致其接触压力和摩擦应力增幅显著高于同心圆表面织构和无织构密封圈，在较低的杨氏模量范围内封严性能也高于同心圆表面织构和无织构密封圈，但是在较高的杨氏模量范围内封严性能也会大打折扣。

由此可以得知，螺旋表面织构密封圈在实际应用中更适合用于需要高的接触压力和摩擦应力的封严环境。而同心圆表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力在三者之间，上升较为平稳，可见，同心圆表面织构适用于材料杨氏模量较高的密封圈。通过数值分析得到不同杨氏模量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 4-5 和图 4-6 所示。

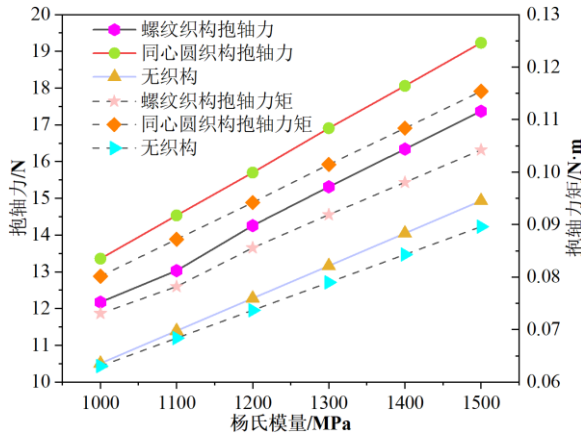


图 4-5 不同杨氏模量下抱轴力/力矩的变化曲线

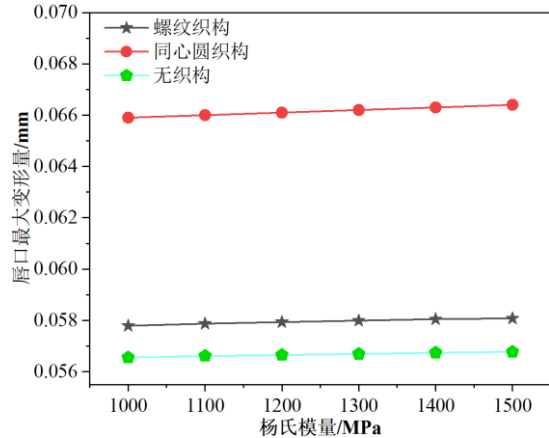


图 4-6 不同杨氏模量下唇口最大变形量的变化曲线

如图 4-5 和图 4-6 所示，随着杨氏模量的增加，螺旋表面织构、同心圆表面织构和无织构唇型密封圈在杨氏模量为 1000-1500 MPa 范围内的抱轴力/力矩和唇口最大变形量均呈现一定的增长趋势，说明提高杨氏模量可以增加密封圈的刚性，但是同心圆表面织构密封圈的抱轴力/力矩和唇口最大变形量要始终大于螺旋表面织构和无织构密封圈。由此可以得知，同心圆表面织构对于杨氏模量的变化更加敏感。相比于抱轴力/力矩的快速增长，唇口最大变形量的增长趋势就显得更加缓慢了，杨氏模量从 1000 MPa 到 1500 MPa，螺旋、同心圆和无织构密封圈分别增长了 0.5 %、0.8 %和 0.4 %。可以得知，随着杨氏模量的提高，材料刚度抑制了唇口的变形能力，使得最大变形量的增幅受到一定的限制。然而由于同心圆表面织构的几何特性，唇口局部区域的应力集中更加明显，使得最大变形量在整个范围内要始终高于螺旋表面织构和无织构密封圈，适用于介

质压力较大的工况条件。

综上所述，同心圆表面织构在提高抱轴力矩方面具有明显优势，同时其唇口的变形量也更高，这为密封圈在不同工况下的设计与优化提供了理论支持。

4.3.2 不同结构参数

结构参数对不同表面织构的改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响主要体现在接触压力分布和材料的变形等方面，在设计和选用不同表面织构时需要在密封圈的刚性、接触压力、润滑条件和耐磨性能之间进行平衡。根据本文先前研究的内容可知，唇口过盈量会对改性PTFE唇型密封圈的封严性能产生显著影响，但是在不同表面织构下会产生不同的效果，下面探究不同过盈量对螺旋表面织构、同心圆织构和无织构的改性PTFE唇型密封圈封严性能的影响。表4-2为不同过盈量下的工况参数。通过数值分析得到唇口最大接触压力和最大摩擦应力随不同过盈量的变化曲线，如图4-7和图4-8所示。

表 4-2 不同过盈量下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0-0.05	0.14	5000	1200

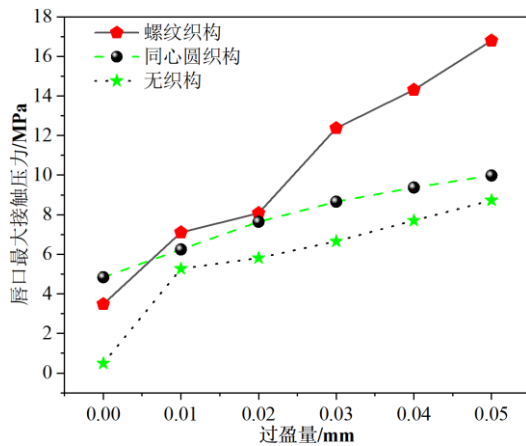


图 4-7 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

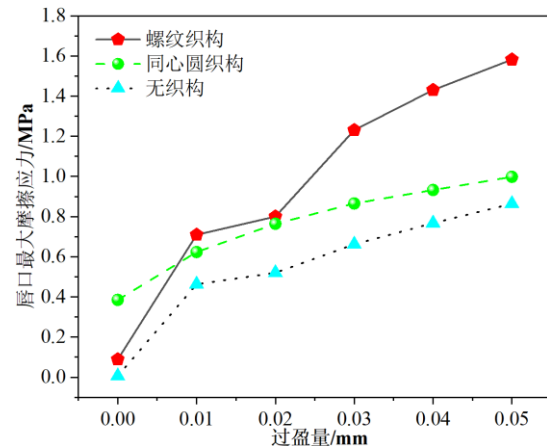


图 4-8 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

如图4-7和图4-8所示，随着过盈量的增加，螺旋表面织构、同心圆表面织构和无织构唇型密封圈在唇口区域的最大接触压力和最大摩擦应力均呈现出一定的增长趋势。值得注意的是，当过盈量为0mm时，同心圆表面织构密封圈的唇口最大接触压力和摩擦应力显著高于螺旋表面织构和无织构密封圈，分别高出约39%和400%。然而，随着过盈量的增加，螺旋表面织构密封圈的接触压

力和摩擦应力增长幅度明显高于同心圆表面织构和无织构密封圈。特别是在过盈量从 0.02 mm 增加到 0.03 mm 的阶段，螺旋表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力的增长幅度达到最大，增幅约为 50 %。当过盈量进一步增加至 0.05 mm 时，螺旋表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力相比于过盈量为 0 mm 时增加了约 3.8 倍，表现出明显的非线性增长趋势。相比之下，同心圆表面织构和无织构密封圈的接触压力和摩擦应力的总体增长幅度相对较小，表现为更为平缓的增长。当过盈量为 0.05 mm 时，同心圆表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力仅为过盈量为 0 mm 时的 1.1 倍。

综上所述，过盈量对不同表面织构类型的唇型密封圈的接触压力和摩擦应力具有显著影响。螺旋表面织构密封圈在较小的过盈量条件下表现出更高的接触压力和摩擦应力增幅，封严性能较强。但过大的过盈量会使接触面摩擦磨损加剧，降低封严效果。而同心圆表面织构密封圈的增幅相对有限，表现为稳定地增长，在较大的过盈量条件下仍具有较好的封严性能。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 4-9 和图 4-10 所示。

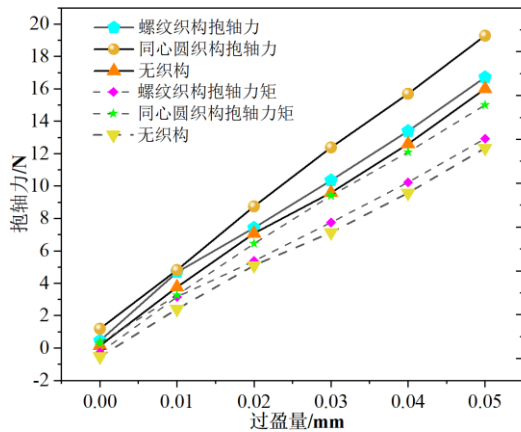


图 4-9 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

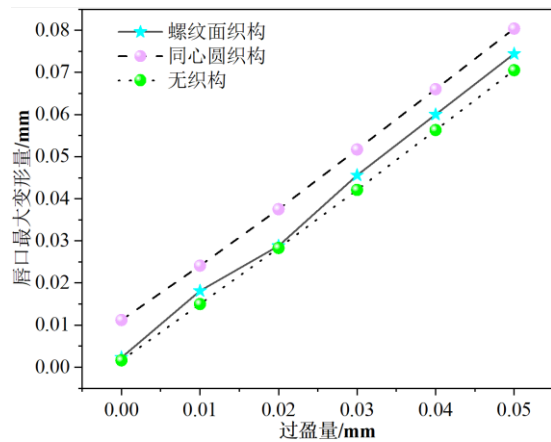


图 4-10 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

从图 4-9 和图 4-10 中可以得知，随着过盈量的增加，螺旋表面织构、同心圆表面织构和无织构唇型密封圈的抱轴力/力矩和变形量均呈现出快速增长的趋势，且增长几乎呈线性关系。在过盈量为 0-0.05 mm 的范围内，同心圆表面织构密封圈的抱轴力矩和变形量要大于螺旋表面织构和无织构密封圈。当过盈量从 0 mm 增加到 0.05 mm 时，螺旋表面织构密封圈的抱轴力矩增长了约 35 倍，变形量增长了 31 倍；而同心圆表面织构密封圈的抱轴力矩增长了约 15 倍，变

形量增长了约 6 倍。显然，螺旋表面织构密封圈的抱轴力矩和变形量增长幅度较大，表现出更强的对过盈量变化的响应能力。尽管螺旋表面织构密封圈在增长幅度上明显高于同心圆表面织构和无织构密封圈，但在过盈量达到 0.05 mm 时，三者的变形量差异相对较小，表明随着过盈量的增大，三种织构密封圈在封严性能上的差距逐渐趋于平衡。

从这一结果可以推断，同心圆表面织构密封圈在较小过盈量下具有较为平缓的抱轴力矩和变形量增长曲线，其响应更为稳定，因此在大过盈量情况下可能表现出更好的封严性能。相反，螺旋表面织构密封圈的响应灵敏度较高，这意味着在较小过盈量时其封严性能较好，但随着过盈量的进一步增加，螺旋表面织构密封圈的变形量也显著增大，可能导致封严效果的降低。

因此，在实际应用中，选择合适的表面织构类型应考虑到工作条件下的过盈量范围。对于较小过盈量的工况，螺旋表面织构可能更为适用，因其能够在较低的过盈量下提供更好的封严效果。而对于较大过盈量的工况，同心圆表面织构则可能表现出更好的稳定性和耐用性，尤其在高速和高压条件下，能够保持较低的变形和较好的封严性能。

综上所述，过盈量的变化对唇型密封圈的封严性能具有重要影响，而不同表面织构类型在不同过盈量范围内的性能表现也存在显著差异。通过合理选择和设计表面织构，可以有效优化封严系统的整体性能，提升其在实际工况中的可靠性和稳定性。

4.3.3 不同工况参数

不同介质压力会对改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能产生显著影响，而这些影响会因不同形状的表面织构产生出不同的特性。为探究不同工况参数对不同表面织构唇型密封圈封严性能的影响，开展不同工况参数下螺旋表面织构、同心圆织构和无织构的改性 PTFE 唇型密封圈封严性能研究。表 4-3 为不同介质压力下的工况参数。通过数值分析得到三种不同表面织构唇型密封圈唇口最大接触压力和最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 4-11 和图 4-12 所示。

表 4-3 不同介质压力下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.02-0.2	5000	1200

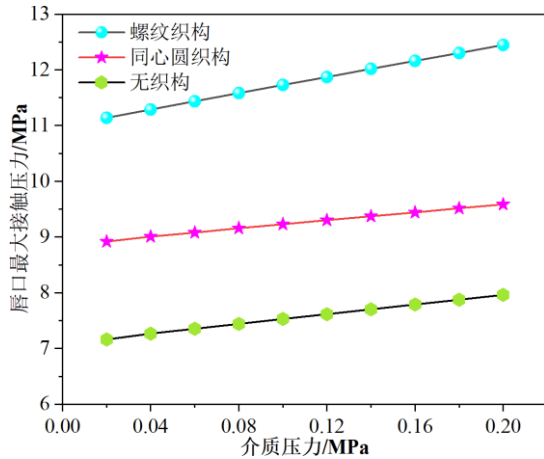


图 4-11 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

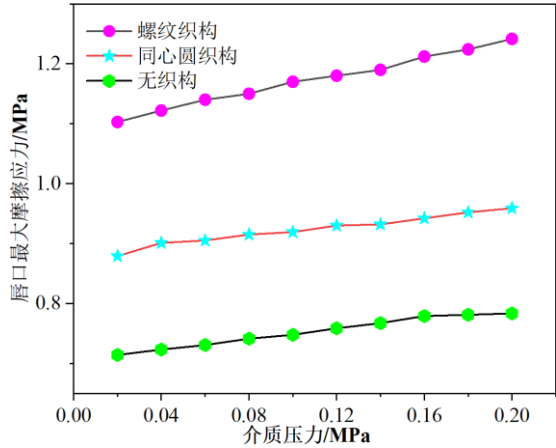


图 4-12 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

从图 4-11 和图 4-12 中可以得知，当过盈量为 0.04 mm 时，随着介质压力的增大，螺旋面织构、同心圆面织构和无织构的唇型密封圈的唇口最大接触压力和最大摩擦应力都呈增长的趋势，当介质压力从 0.02 MPa 上升到 0.2 MPa 时，螺旋面织构密封圈的接触压力和摩擦应力对应值均大于同心圆面织构和无织构密封圈，并且螺旋表面织构密封圈的增幅要大于同心圆面织构和无织构密封圈，由此可知螺旋面织构对于介质压力变化的响应更加灵敏。当介质压力从 0.02 MPa 增大到 0.2 MPa 时，螺旋面织构密封圈的唇口最大接触压力增长了约 11.7%，唇口最大摩擦应力增长了约 12.6%；相比之下，同心圆面织构密封圈的唇口最大接触压力增长了约 7.5%，唇口最大摩擦应力增长了约 9%。

从封严性能的角度来看，螺旋表面织构密封圈由于其较高的接触压力和摩擦应力，可能在较高介质压力下具有更好的封严效果。但这也可能将导致更大的摩擦与磨损，从而对密封圈的耐久性产生负面影响。相反，同心圆表面织构密封圈的接触压力和摩擦应力增幅相对较小，展现出更为平稳的响应，这有助于降低摩擦与磨损，提高密封圈的使用寿命。因此，对于实际应用中的封严系统设计，介质压力的大小和工况需求应作为选择表面织构形式的重要考虑因素。通过数值分析得到三种不同表面织构唇型密封圈抱轴力/力矩和唇口最大变形量随介质压力的变化曲线，如图 4-13 和图 4-14 所示。

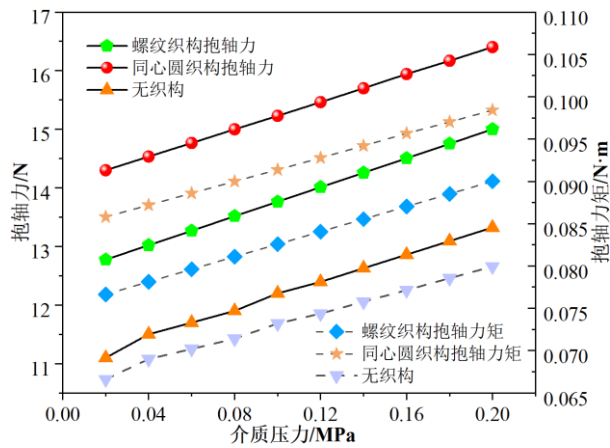


图 4-13 抱轴力/力矩随介质压力的变化曲线

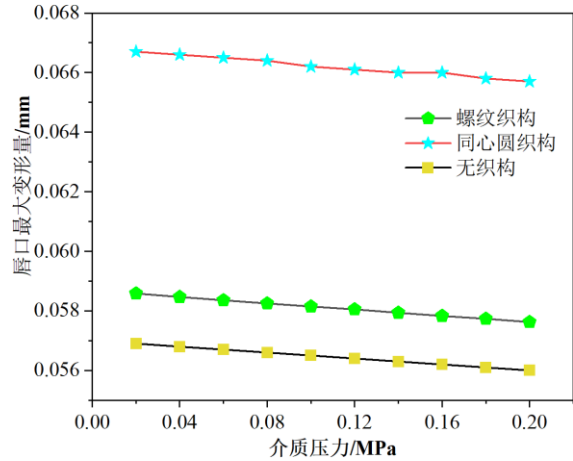


图 4-14 唇口最大变形量随介质压力的变化曲线

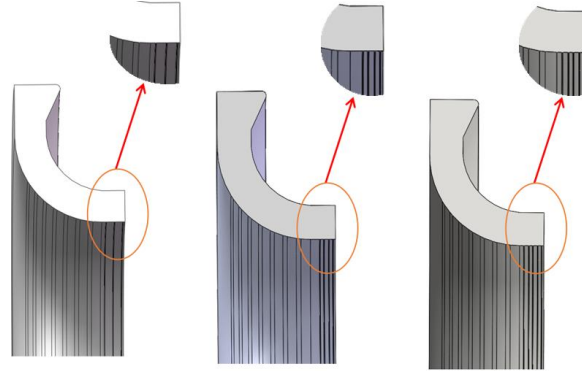
从图 4-13 和图 4-14 中可以看出，随着介质压力的增大，螺旋面织构、同心圆面织构和无织构唇型密封圈的抱轴力矩几乎呈线性增长，当介质压力从 0.02 MPa 上升到 0.2 MPa 时，螺旋面织构密封圈的抱轴力矩增长了约 17 %，同心圆面织构密封圈的抱轴力矩增长了约 14.7 %，无织构密封圈的抱轴力矩增长了约 12.3 %。在数值上，螺旋面织构密封圈在介质压力区间内，抱轴力矩在每个介质压力下均小于同心圆面织构密封圈，大于无织构密封圈。但增幅却比同心圆面织构大 2.3 %，这一现象表明，螺旋面织构密封圈的抱轴力矩对介质压力变化的响应略强于同心圆面织构，但在抱轴力矩的绝对数值上略弱于后者。

但随着介质压力的增大会抑制唇口的变形，三者的唇口最大变形量均呈下降趋势，但下降幅度均不高，从介质压力为 0.02 MPa 增加到 0.2 MPa 时螺旋面织构密封圈的唇口总变形量下降了约 1.6 %，同心圆面织构密封圈的唇口总变形量下降了约 1.4 %，无织构密封圈的唇口总变形量下降了约 1.3 %。可以得知，同心圆面织构密封圈的唇口变形量和抱轴力/力矩变化较为均衡。

4.4 同心圆表面织构唇型密封圈的唇口同心圆圈数优化设计

螺旋表面织构虽然提供较强的封严效果，但其摩擦应力的剧烈增幅可能在一些高负载条件下引发密封圈的快速磨损。同心圆表面织构的唇型密封圈相比于无织构和螺旋表面织构密封圈，在封严性能和应力响应方面表现出一定的独特优势，尤其在特定工况下具有较好的封严稳定性和耐久性。这种稳定性在高杨氏模量、大过盈量、高速和高压条件下尤为明显，尤其适用于需要平稳、长

久封严的场合。由于唇口为唇型密封圈进行封严的关键位置，下面探究不同唇口同心圆圈数对同心圆织构密封圈封严性能的影响。设置唇口同心圆圈数分别为三圈、四圈和五圈，轴向均匀分布在唇口的接触宽度上。图 4-15 为三种不同唇口同心圆圈数的唇型密封圈三维模型示意图。



(a) 三圈同心圆 (b) 四圈同心圆 (c) 五圈同心圆

图 4-15 不同唇口同心圆圈数的唇型密封圈三维模型示意图

4.4.1 结构参数对封严性能的影响

不同唇口同心圆圈数密封圈在不同过盈量下的工况参数如表 4-4 所示，通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线，如图 4-16 和图 4-17 所示。

表 4-4 不同过盈量下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0-0.05	0.14	5000	1200

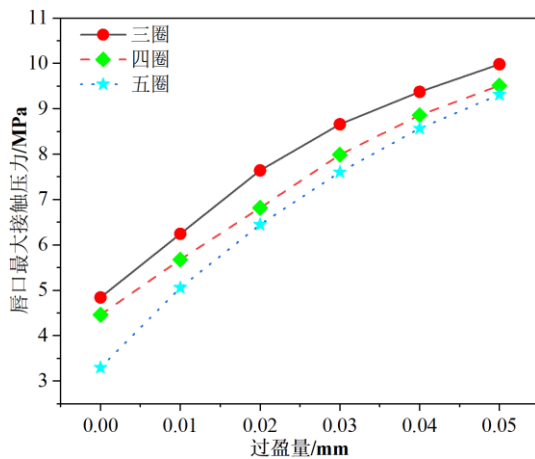


图 4-16 唇口最大接触压力随过盈量的变化曲线

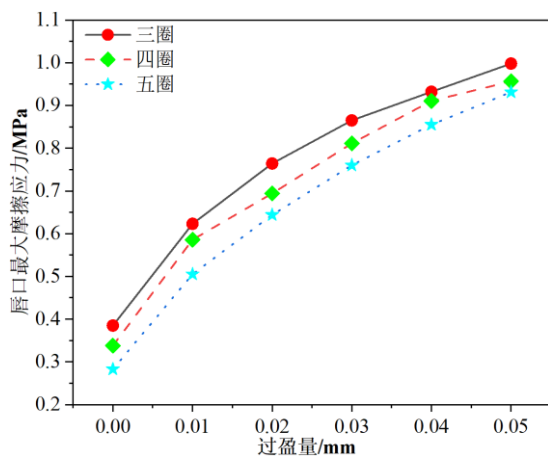


图 4-17 唇口最大摩擦应力随过盈量的变化曲线

如图 4-16 和图 4-17 所示，随着过盈量的增大，唇口最大接触压力和唇口最

大摩擦应力呈现出明显的增长趋势。这一现象表明，过盈量的增加直接影响了密封圈接触区域的应力分布，导致接触压力和摩擦应力的升高。进一步分析可以看出，随着唇口同心圆圈数的增加，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力出现了不同程度的降低。然而，随着过盈量的进一步增大，不同唇口同心圆圈数密封圈之间的差距逐渐减小。这表明了尽管增加唇口同心圆圈数能够在一定程度上优化密封圈的应力分布和减少接触压力与摩擦应力，但在较大过盈量条件下，过盈量对接触压力和摩擦应力的影响会更加显著，导致不同同心圆圈数的密封圈唇口的应力差距趋于平衡。这一趋势体现了过盈量对封严性能的显著影响，且唇口同心圆圈数的影响在较高过盈量情况下逐渐被过盈量本身所支配。通过数值分析得到不同过盈量下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 4-18 和图 4-19 所示。

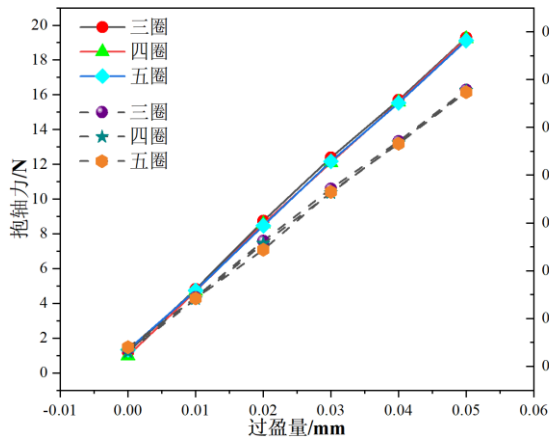


图 4-18 不同过盈量下抱轴力/力矩的变化曲线

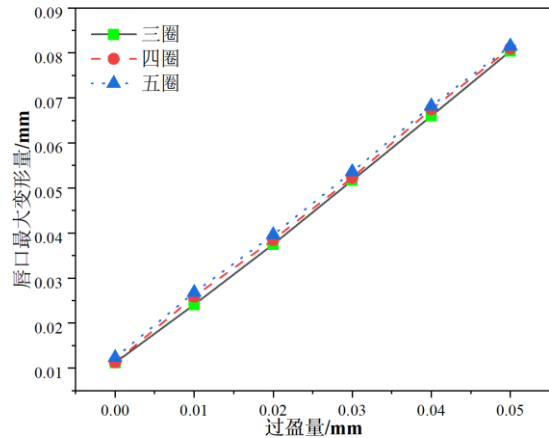


图 4-19 不同过盈量下唇口最大变形量的变化曲线

如图 4-18 和图 4-19 所示，随着过盈量的增加，抱轴力/力矩和唇口最大变形量均表现出明显的增长趋势，具体来看，这些变化几乎呈现出线性增长的关系。这表明过盈量的增大显著提高了密封圈在接触区域的应力和变形，导致了抱轴力和力矩的增加，以及唇口的变形量的增大。过盈量的增加使得密封圈在轴向和径向方向上受到较大的压缩，从而加剧了应力的集中和变形的程度。

然而，随着同心圆织构中唇口同心圆圈数的增加，抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化并不显著。具体来看，这些参数呈现出缓慢下降的趋势，但总体变化幅度较小，且不同圈数之间的差距相对较小。这表明，唇口同心圆圈数的增多在一定程度上能够改善应力分布，减少接触区域的局部应力集中，从而略

微降低了抱轴力/力矩和唇口变形量。然而，这种改善效果在较大过盈量下逐渐减弱，表明唇口同心圆圈数的增加对这些参数的影响在较大过盈量下趋于饱和。总体而言，尽管唇口同心圆圈数的增加对密封圈的力学性能产生了一定影响，但其效果相对较为有限，尤其是在高过盈量条件下。

4.4.2 工况参数对封严性能的影响

表 4-5 为不同唇口同心圆圈数密封圈在不同介质压力下的工况参数，通过数值分析得到唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线，如图 4-20 和图 4-21 所示。

表 4-5 不同介质压力下的工况参数

过盈量/mm	介质压力/MPa	转速/rpm	杨氏模量/MPa
0.04	0.02-0.2	5000	1200

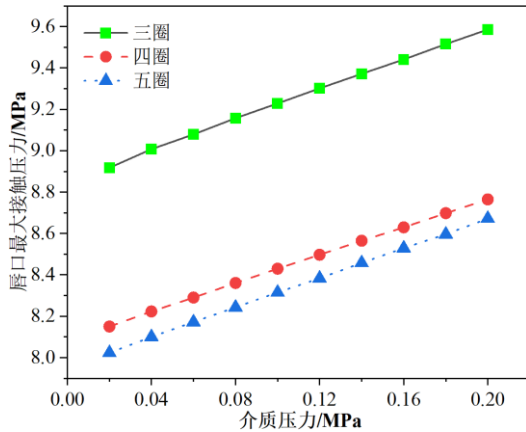


图 4-20 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

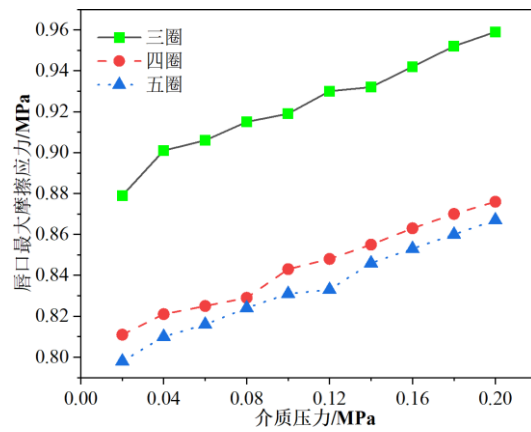


图 4-21 唇口最大摩擦应力随介质压力的变化曲线

从图 4-20 和图 4-21 中可以看出，随着介质压力的增大，唇口最大接触压力几乎呈线性增大，而唇口最大摩擦应力却随着介质压力呈现出规则的增大，接触区域的微观摩擦特性发生了变化，导致摩擦应力呈现出较为复杂的增长规律。尽管二者均表现出增大的趋势，但其总体增幅并不显著，表明在常规介质压力范围内，接触压力和摩擦应力的变化相对平稳。另一方面，随着同心圆织构密封圈中唇口同心圆圈数的增加，唇口最大接触压力和唇口最大摩擦应力表现出随之降低的趋势。这表明，增加唇口同心圆圈数能够有效分散接触区域的应力，从而减少局部的应力集中，降低接触压力和摩擦应力。然而，随着唇口同心圆圈数的进一步增多，降幅逐渐减小，表明其对接触压力和摩擦应力的影

响逐步趋于饱和。特别地，当唇口同心圆圈数从三圈增加到四圈时，唇口最大接触压力的降幅最大，约为 9 %，此时接触压力的减小效果尤为明显。通过数值分析得到不同介质压力下抱轴力/力矩和唇口最大变形量的变化曲线，如图 4-22 和图 4-23 所示。

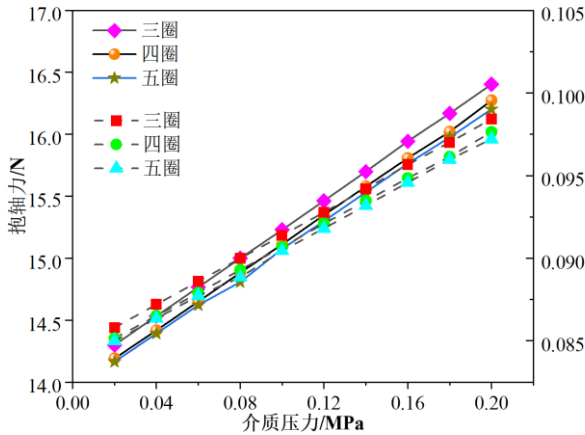


图 4-22 不同介质压力下抱轴力/力矩的变化曲线

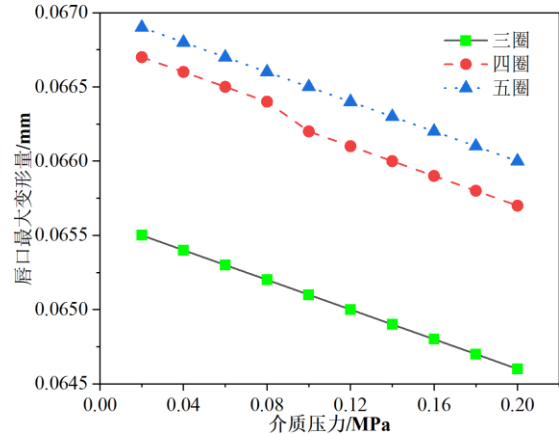


图 4-23 不同介质压力下唇口最大变形量的变化曲线

从图 4-22 和图 4-23 中可以看出，随着介质压力的增加，抱轴力/力矩均呈现出近似线性增长的趋势，但是总体来说增幅相对较小。同时，唇口的最大变形量则随着介质压力的增加逐渐减小，但减小的幅度同样有限。另一方面，当唇口同心圆圈数增加时，抱轴力和力矩随之减小，并且其减幅随着圈数的增加逐渐降低。而唇口的最大变形量则随着同心圆圈数的增加而增加，但增幅随着圈数的进一步增多而减小。尽管总体增幅较小，但从图中可以看出，当圈数由三圈增加到四圈时，增幅最大。这种变化趋势表明，唇口同心圆圈数和介质压力对密封圈的力学特性及变形量都存在显著影响，特别是在特定条件下可能对密封圈的封严性能产生一定影响。因此，需要在设计和应用中综合考虑这些因素，以优化密封圈的性能和使用寿命。

4.5 本章小结

本章围绕改性 PTFE 唇型密封圈在不同表面织构、材料参数、结构参数及工况条件下的封严性能展开研究，通过数值分析对接触压力、摩擦应力、抱轴力矩及唇口变形量等参数进行了系统探讨，总结如下：

（1）材料参数的影响：杨氏模量对密封圈封严性能具有显著影响。随着杨

氏模量的增加，唇片刚度提高，唇口最大接触压力和摩擦应力呈现线性增长。且螺旋表面织构密封圈在该杨氏模量范围下展现出更高的接触压力和摩擦应力，对压力变化响应更敏感，适用于低压低速的应用环境。而同心圆织构密封圈则表现出更稳定的变形能力，适合高压高速场合。

(2) 结构参数的影响：唇口过盈量对封严性能影响显著。增大过盈量能够提升接触压力和摩擦应力，但其增长幅度受织构类型影响，螺旋表面织构密封圈在较小过盈量下具有较高的封严性能，而同心圆织构密封圈则在较大过盈量下展现更好的稳定性和耐磨性。此外，螺旋表面织构密封圈对过盈量变化的响应较灵敏，而同心圆表面织构密封圈则表现出更平稳的增长趋势，且在一定过盈量范围内，同心圆表面织构密封圈的抱轴力/力矩均大于其余两种表面织构的密封圈，具有更强的抱轴能力。

(3) 工况参数的影响：介质压力的增大会导致接触压力和摩擦应力上升，其中螺旋表面织构密封圈的增幅显著高于其余两种织构类型，展现出优异的封严性能。但高介质压力下的高摩擦应力可能引发密封圈磨损，从而影响耐久性。同心圆表面织构密封圈在高压条件下表现出更低的摩擦应力增幅，具备更好的耐磨性能，适合长时间稳定工作的工况。

(4) 唇口同心圆圈数对封严性能的影响：同心圆圈数对封严性能的影响表明，适当增加唇口同心圆圈数会降低接触压力和摩擦应力，但其效果在较大过盈量下逐渐减弱。当唇口同心圆圈数为四圈时，随着过盈量和介质压力的增大，同心圆织构唇型密封圈接触压力和摩擦应力的响应更加平稳，上升幅度也适中。

综上所述，本章研究揭示了改性PTFE唇型密封圈在不同表面织构和工况条件下的封严性能特点，为密封圈的设计优化提供了重要的理论依据。接下来将针对优化设计后的唇型密封圈开展试验研究，以进一步验证圈数为四圈的同心圆表面织构唇型密封圈在实际应用中的封严效果。

第5章 唇型密封圈封严性能试验研究

5.1 引言

通过第四章的模拟分析可以看出，同心圆表面织构的唇型密封圈在不同材料参数、结构参数和工况参数下表现出较为优异的封严性能。其封严性能参数随各种不同参数的变化呈现出稳定的趋势，尤其当唇口同心圆圈数为四圈时，表现相对突出。基于上文的分析，接下来将针对四圈唇口同心圆的唇型密封圈开展试验研究。

5.2 试验系统

根据试验的需求，搭建改性PTFE唇型密封圈的动静压封严综合试验台，该试验台包括试验装置部分、驱动部分、气压供给部分、数据采集部分。考虑到实验的安全性，由计算机控制电机的运转以及数据的采集，实现控制和试验分开进行。考虑到伺服电机的负载、介质压力控制以及数据的采集，建立综合试验台流程并搭建封严性能试验台，如图5-1所示为综合试验台流程图。

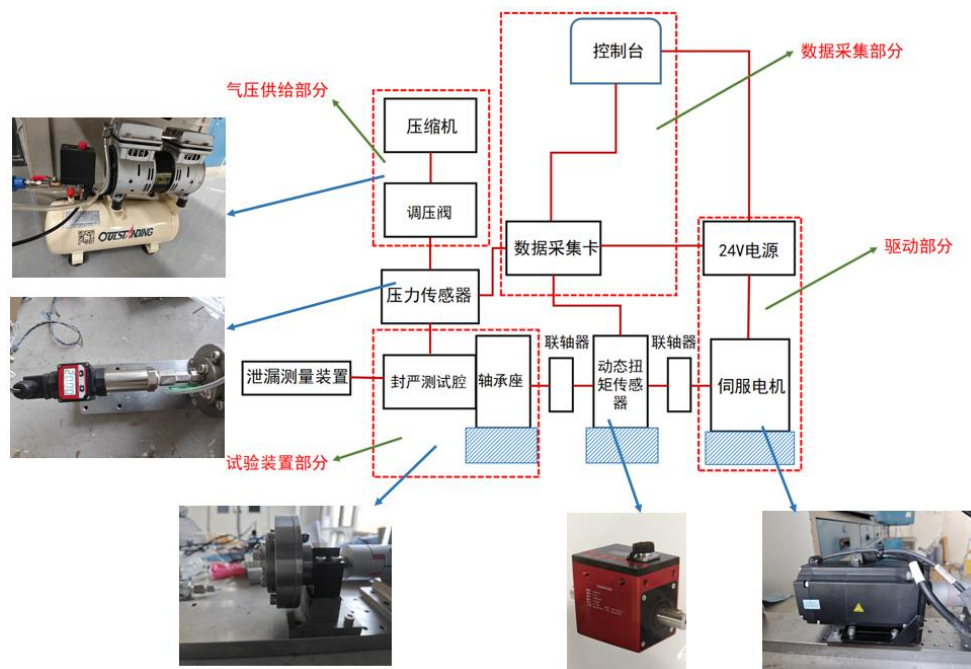


图 5-1 综合试验台流程图

测量唇型密封圈的封严性能最常规的方法就是观察密封介质的泄漏情况，找到对应不同工况下的泄漏情况以及通过测量在运转过程中密封圈所产生的抱轴力可以体现出密封圈的封严性能，并且通过 50 h 的持续运转试验来验证密封圈磨损过后的封严性能。由于氢气介质具有一定的泄漏延迟，再加上试验台搭建时由于实际误差导致的转轴、电机轴、动态扭矩传感器轴三者不能够百分百对中，可能会导致抱轴力略微偏高，泄漏略微偏大，因此上述实验中存在一定的误差。此外，由于氢气容易泄漏且存在一定的危险性，故试验使用空气作为封严介质。本文通过对封严测试腔进行单独泄漏检测和试验台空转抱轴力测量，排除试验台误差，来保证试验结果的准确性。

(1) 封严性能试验装置

图 5-2 为改性 PTFE 唇型密封圈封严性能试验装置，主要包括装置底座部分、轴承腔部分、封严测试腔部分。在各部分之间，为了确保封严测试腔内的压力稳定，设计了 O 型圈槽，通过 O 型圈防止封严介质外漏。

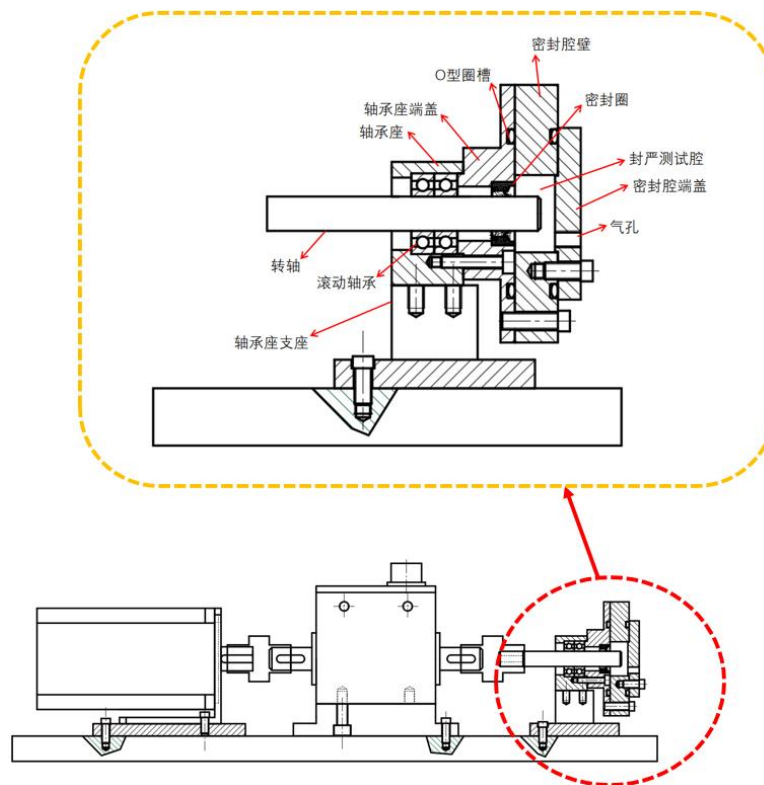


图 5-2 改性 PTFE 唇型密封圈封严性能试验装置

在试验装置中，装置底座与轴承座支座通过螺栓相连接，轴承座底座通过螺栓与轴承座相连接。轴承端盖通过螺栓与轴承座相连接。唇形密封圈外圈通

过盈配合安装在轴承座端盖上，内圈与转轴过盈配合安装。封严测试腔壁通过螺栓与轴承座端盖相连接，并且中间设有 O 型圈槽，封严测试腔端盖通过螺栓与封严测试腔壁连接，在封严测试腔端盖上设有三个气孔，其中两个孔分别与气泵管路、压力传感器连接，多出来的一个孔备用。

（2）驱动部分

驱动部分主要由伺服电机和 24 V 电源组成，电机通过与计算机相连接，从而实现转速的控制。由于试验过程中的摩擦扭矩大、转速需求高、运转时间较长，选择满足转速要求为 6000 rpm 的伺服电机，由于电机长时间工作会导致发热，所以配备了风扇进行散热。

（3）压力供给部份

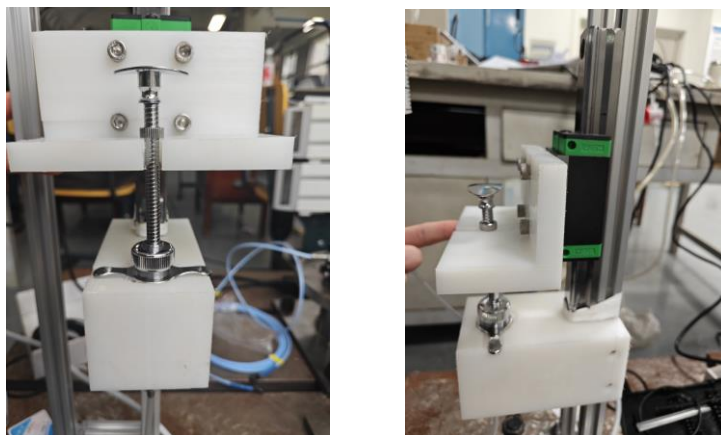
在试验中测量唇型密封圈在静态下的封严裕度，需要提供较高的介质压力，在试验系统中通过压缩机给试验装置提供气压。通过压缩机引出管路上的调压阀调节具体的压力值，使用时，通过调节调压阀的开度可以实现对封严测试腔内压力的控制，数值显示在压力表。空气压缩机最大输出的气体压力为 0.6 Mpa，满足本试验的使用要求。

（4）数据采集部分

在本试验中需要采集唇型密封圈的抱轴力、压力以及泄漏量。

抱轴力的采集是通过动态扭矩传感器，型号为 DSN-200, 量程为 0~10 N·m。电机运转时传感器上的数显表会显示实时数据，通过采集设备，将传感器输出的电压信号传输到计算机，随后就可以转换为抱轴力。只需将结果数据减去试验台空转的抱轴力数值就可以得到唇型密封圈的抱轴力。

泄漏量采集是通过设计的专用采集装置，具体由以下几部分组成：直线导轨、高精度金属针管、针管支架、软管。在测试静态泄漏量时，通过一定质量的重物压在与导轨相连接的针管支架上，垂直地压在针管的推杆上，目的是针管中的气体挤压到封严测试腔中以产生一定的压力（通过压力传感器读取压力数值），最后通过计时并读取针管向下移动的刻度计算泄漏速度。图 5-3 为泄漏测量装置实物图。



(a) 正面

(b) 侧面

图 5-3 泄漏测量装置实物图

试验所选用压力传感器型号为 BW-131，量程为 0~0.6 MPa。压力传感器被安装到封严测试腔端盖上，通过自带的 M6 螺栓拧入端盖，通过拧入的传感器接头采集封严测试腔内的压力值。压力传感器不仅可以将测量到的数值实时显示在传感器仪表盘上，还可以通过数据线连接至采集卡，将输出的电压信号传输到计算机，最终转换为压力值。

本文的主要试验内容主要分为静态封严试验和动态封严试验。在进行试验之前，首先排除试验台的设计误差，试验的最终结果要减去设计误差数值才能更精确。排除试验台设计误差分为两部分操作，分别是排除封严测试腔泄漏和空转时由于试验台设计误差导致的额外扭矩。

(5) 试验对象

本文的试验对象，采用定制同心圆织构改性 PTFE 唇型密封圈，唇口采用四圈同心圆织构，密封圈的其余结构参数与上文第 2.3.2 小结的表 2.1 中数值保持一致。如图 5-4 为本论文试验测试的唇型密封圈实物图。



(a) 密封圈正面

(b) 密封圈反面

图 5-4 唇型密封圈实物图

5.3 静态封严试验

在进行运转封严试验之前，先要进行静态封严试验，测试封严装置在不同介质压力下的封严效果。在静压封严试验中，通过调节重物的质量，可以产生不同大小的封严测试腔压力，随后观察压力传感器反馈的电压信号，可以得知腔体内压力的大小。随后记录泄漏测量装置上的刻度，推算出实时的泄漏速度。

通过将封严测试腔拆下并堵住封严测试腔左侧的轴孔，分别在 0~0.14 MPa 下测量出封严测试腔的平均泄漏速度为 0.15 ml/min。图 5-5 为试验台处于静止状态，密封圈在不同介质压力下的泄漏速度。

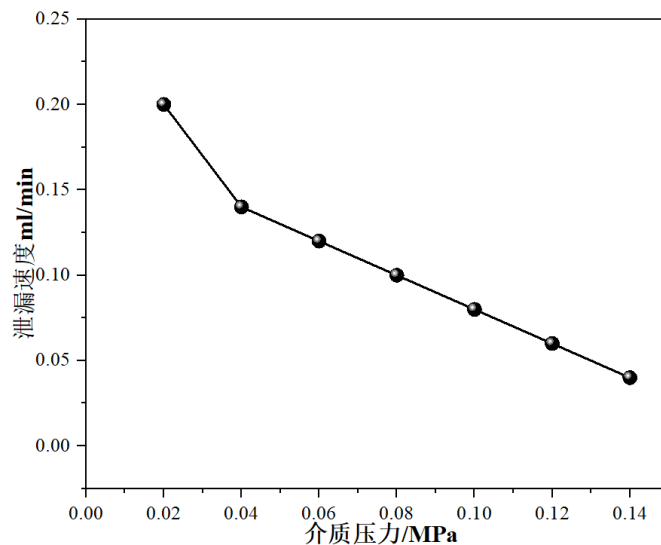


图 5-5 不同介质压力下的泄漏速度

从图 5-5 中可以看出，随着介质压力的增大，密封圈的封严性能逐渐提高，泄漏量随之下降。从先前的仿真中也不难得到这个规律，随着介质压力的增大，会推动密封圈唇口更紧密地贴紧转轴，材料会更好填充间隙，抱轴力增加将会有助于降低泄漏量。

5.4 运转封严试验

运转试验和静压试验有一定的区别，在进行磨损试验时由于运转时间较长，泄漏测量装置不能够持续供压，需要通过空气压缩机持续提供一定数值的压力给封严测试腔，从而进行持续运转试验。在试验前对试验台进行空转，动态扭矩传感器和计算机采集到的空转扭矩为 0.002 N·m，可忽略不计。

5.4.1 抱轴力试验分析

在抱轴力试验过程中，需要在不同转速和工况下采集抱轴力。由于唇型密封圈在初始运转时需要一定时间的磨合，在初始磨合期会造成一定的数据波动，所以在电机开启后运转一段时间稳定后开始采集抱轴力数据。

(1) 不同转速下的抱轴力/力矩试验

分别在转速为 1000~5000 rpm，介质压力为 0.14 MPa 下进行抱轴力试验，在每组试验之前先磨合一分钟左右再进行数据采集，以达到平稳的工作状态。

图 5-6 为试验得出的抱轴力/力矩随转速的变化曲线。

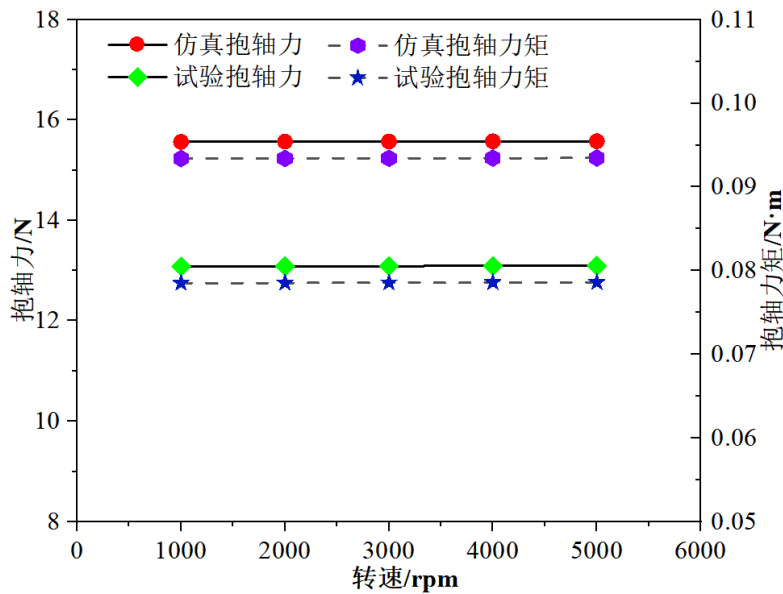


图 5-6 抱轴力/力矩随转速的变化曲线

如图 5-6 所示，仿真和试验结果随转速的变化趋势相同，不同转速下仿真和试验的数值的平均差值约为 16 %，可以有效证明仿真结果的准确性。通过在不同的转速下进行抱轴力/力矩试验，可以得出结论，转速对抱轴力产生的影响微乎其微，由此可以说明转速不是影响唇型密封圈的关键因素。

(2) 不同介质压力下的抱轴力试验

在转速为 5000 rpm，介质压力分别为 0.02-0.14 MPa 的条件下进行抱轴力试验，图 5-7 为抱轴力/力矩在仿真和试验中随介质压力的变化曲线图。

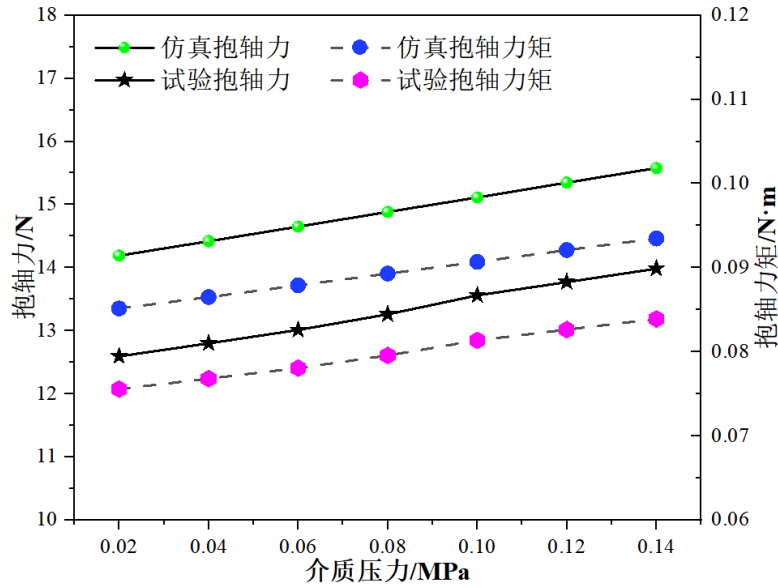


图 5-7 抱轴力/力矩随介质压力的变化曲线

如图 5-7 所示,随着介质压力的增大,抱轴力/力矩呈上升趋势,仿真和试验结果的趋势保持着一致,且数值相近。二者的抱轴力/力矩数值在介质压力为 0.02 MPa 时差值最大,约为 11.3 %,在介质压力为 0.14 MPa 时差值最小,约为 10.2 %。可以看出,结果相差较小,能够证明仿真结果的准确性。

5.4.2 泄漏速度试验分析

在进行磨损试验的过程中,通过采集不同运转时间节点的泄漏速度来对唇型密封圈的封严性能进行考量。在试验台运行 10 h 后,每 5 h 测量一次密封圈的泄漏速度。图 5-8 为运转 50 h 后每 5 h 测量得到的唇型密封圈泄漏速度曲线。

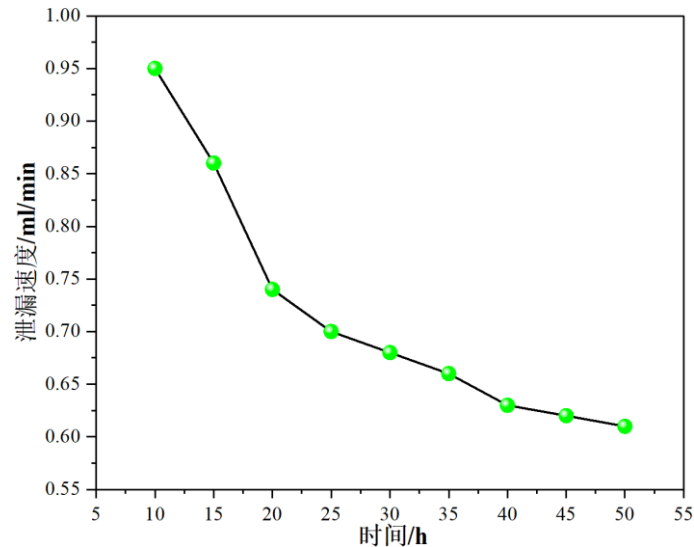


图 5-8 唇型密封圈泄漏速度曲线

从图 5-8 可以看出,随着试验装置运转时间的增加,泄漏速度整体上呈现出

下降趋势，并在运行一段时间后趋于稳定。具体来看，在运转前 10 h 内，泄漏速度下降较为显著。运转时间达到 10 h 时，泄漏速度为 0.95 ml/min。随后，每间隔五小时进行测量，测量数据显示，泄漏速度随着运转时长持续降低，直至运转 50 h 后降至 0.61 ml/min，相较于 10 h 的泄漏速度下降了约 36 %。值得注意的是，从运转 40 h 开始，泄漏速度的下降幅度逐渐减小，并逐渐趋于稳定。由此可见，在长时间运行后，唇片经过一定的磨损，能够更好地贴合于转轴表面，使泄漏量降低，进而封严性能更好。

5.5 本章小结

本章基于所提出的整体式铝合金骨架改性 PTFE 唇型密封圈，研制并搭建了唇型密封圈动静压封严综合试验台。试验验证了数值分析的正确性并验证了所提出密封圈的封严可行性。主要结论如下：

（1）进行了静压封严试验研究，结果可以得知，随着封严测试腔内介质压力的增大，唇型密封圈的封严性能逐渐提高，泄漏量随之下降。这一结果与数值模拟的结果相吻合，与仿真结果规律一致。

（2）进行了运转封严性能试验研究，分别进行了抱轴力和泄漏速度实验分析。从抱轴力试验研究结果中可以得知，转速不是影响抱轴力/力矩的关键因素，验证了数值分析的正确性。从泄漏速度试验研究结果中可以得知，从运转 40 h 开始，泄漏速度的下降幅度逐渐减小，并逐渐趋于稳定。由此可见，该密封圈在长时间运转过程中仍能保持较好的封严性能，具备较好的封严效果。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

目前，大多数对改性 PTFE 唇型密封圈的研究和应用主要集中在液体介质环境中，而在气体介质环境中的应用仍然相对较少。由于氢气介质的封严要求通常比较苛刻，且封严难度较大，因此深入研究改性 PTFE 材料在气体环境下的封严性能具有重要意义。这将有助于拓展改性 PTFE 唇型密封圈在压缩机、真空设备和气动系统等领域的应用，从而更好地满足气体封严在耐压、耐磨和抗泄漏方面的更高需求。本文针对氢循环泵轴端封严的技术问题，提出了一种带有整体式铝合金骨架的改性 PTFE 唇型密封圈。通过建立密封圈的固体场分析模型，并结合数值模拟和试验研究的方法，探讨了改性 PTFE 唇型密封圈的封严性能。研究结果对改性 PTFE 唇型密封圈的材料特性、结构设计和工况参数的优化提供了科学依据与合理参考。具体的全文总结如下：

(1) 本文针对改性 PTFE 唇型密封圈，详细介绍了其结构特征和封严原理。首先，阐述了密封圈的工作方式，讨论其不同工况下如何通过自身结构与封严表面接触实现有效的封严效果。其次，探讨了影响封严性能的主要因素，包括密封材料的力学性能、密封唇的结构、工作介质的性质以及工作环境中的介质压力等因素。为全面探究改性 PTFE 唇型密封圈的封严效果，建立了材料的本构模型、三维几何模型以及固体场力学有限元分析模型，以模拟其在实际工况下的表现。此外，本文还详细介绍了改性 PTFE 唇型密封圈的仿真分析流程，包括模型的建立、边界条件的设置、计算方法的选择及分析结果的验证等步骤。通过数值仿真与试验数据的结合，进一步探索了密封圈在不同工况下的封严性能，为优化设计和实际应用提供了理论参考。

(2) 数值分析了不同材料参数（其中包括材料杨氏模量和材料摩擦系数）、结构参数（其中包括过盈量、接触唇宽、唇厚以及唇口半径）、工况参数（其中包括介质压力和工作转速）对改性 PTFE 唇型密封圈封严性能的影响规律。结果表明，除了工作转速对密封圈封严性能的影响可以忽略以外，其余参数对封严

性能都有或多或少的影响，其中过盈量对封严性能的影响最为明显。

(3) 探究了不同表面织构对封严性能的影响，其中包含光滑表面织构、同心圆表面织构和螺旋表面织构，其中同心圆表面织构在不同工况下的综合封严性能较为优异，封严性能参数随各个参数的增长变化较为稳定。随后基于同心圆表面织构唇型密封圈，探究了唇口同心圆圈数对封严性能的影响，最终发现当圈数为四圈时封严性能较为优异。

(4) 基于唇口同心圆圈数为四圈的改性 PTFE 唇型密封圈，设计了改性 PTFE 唇型密封圈的动静压封严综合试验装置，并基于此搭建了试验台。验证了前文仿真分析结果的准确性，并验证了唇口同心圆圈数为四圈的密封圈封严性能的有效性。

6.2 展望

本文研究了改性 PTFE 唇型密封圈的使用性能，分析了其在不同工作条件下的封严效果。由于研究时间和试验条件的限制，本文的研究尚存在一定局限性。因此，期望后续的相关研究能够在以下两个方面进一步展开和完善：

(1) 材料性能的深入研究：探究不同填充材料改性 PTFE 材料，以提高其在高温、高压及极端工作环境下的性能，特别是在摩擦和抗老化方面的表现。

(2) 长期使用可靠性分析：结合实际工况和使用环境，进行更长时间、低频次的动态循环试验，评估密封圈的长期封严效果和可靠性，特别是在高压和高温条件下的耐久性。

通过这些深入的研究与探索，能够为改性 PTFE 唇形密封圈的实际应用提供更加全面、精确的设计依据，满足其在更广泛领域中的应用。

参考文献

- [1] 吴亚辉, 任祥娟. 浅谈化工生产中的设备密封及方法[J]. 化学工程与装备, 2011, (10): 97-98+101.
- [2] 陈湘田. 论旋转设备中的机械密封效用及故障的方法研究[J]. 化学工程与装备, 2011, (06): 137-138.
- [3] 彭旭东, 王玉明, 黄兴, 等. 密封技术的现状与发展趋势[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(4): 4-11.
- [4] Baart P, Lugt P M, Prakash B. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil and grease-lubricated radia lip seals[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, 2009, 223(3): 347-358.
- [5] 何江, 王敏杰, 郁根荣. 提高骨架密封寿命的一种新方法[J]. 机械工程师, 2012, (5): 3-5.
- [6] 张建斌, 师华兴, 姜敏. 提高旋转轴油封性能的方法[J]. 橡胶工业, 2001, 48(9): 548-551.
- [7] 杜鹏, 聂永涛, 谢宗华. 材料选用对柴油机密封性能的影响[J]. 河北农机, 2016, (05): 40+42.
- [8] 冯秀, 顾伯勤, 孙见君, 等. 金属垫片密封机制研究[J]. 润滑与密封, 2007, (10): 97-99.
- [9] 刘云宝. 浅谈金属及非金属垫片密封[J]. 设备管理与维修, 2023, (22): 174-175.
- [10] 方亚妮, 韩增波. 汽车用旋转轴唇形橡胶密封圈的技术概况[J]. 橡胶工业, 2023, 70(05): 375-381.
- [11] 刘威, 邹华, 张继阳, 等. 高压氢气下橡胶密封圈的密封性能研究进展[J]. 橡胶工业, 2024, 71(09): 712-719.
- [12] 陆婷婷, 王维民. 橡胶 O 形密封圈研究发展综述[J]. 液压气动与密封, 2014,

- 34(10): 6-11.
- [13] 陈国强, 谭建平, 陈晖. 高压大流量水阀 U 形密封圈失效机理[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2013, 44(03): 942-948.
- [14] 李建国, 丁玉梅, 杨卫民, 等. 油封密封性能的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2006(10): 116-119.
- [15] 高福年, 石明霞, 王耀林. 旋转轴唇形橡胶密封圈(骨架油封)的质量控制和性能试验[J]. 弹性体, 2004, (03): 51-55.
- [16] 辛顺, 尹云, 王屹, 等. 聚四氟乙烯材料属性对蓄能弹簧密封圈的影响[J]. 石油化工设备, 2022, 51(05): 56-61.
- [17] 廖彬, 曾祥兵, 潘晓霞, 等. 聚四氟乙烯密封圈密封性能研究[J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(01): 69-73.
- [18] Choi B L, Choi M C, Jeon S K, et al. In situ wear test of acrylonitrile butadiene rubber in a low pressure hydrogen environment[J]. Polymer Testing, 2025, 142: 108683.
- [19] K Heinz, Muller, S Bernard. Fluid Sealing Technology[J]. Crcpress, 1998.
- [20] 胡泽华, 张红烨. PTFE 油封技术发展趋势[J]. 润滑与密封, 2015, 40(10): 128-133.
- [21] 徐下忠, 吴周安, 王树华, 等. 改性聚四氟乙烯汽车油封材料的研究与发展[J]. 化工新型材料, 2005, (12): 5-7+20.
- [22] 汤毓红, 刘卫东, 安源胜, 等. 新型聚四氟乙烯油封的研制[J]. 润滑与密封, 2007, (04): 170-172.
- [23] 贾永峰, 刘洪, 王鸿鼎, 等. 聚四氟乙烯油封主要参数及材料性能对密封有效性影响研究[J]. 内燃机与配件, 2020, (04): 35-36.
- [24] 魏刚, 魏莉岚, 谢强, 等. GF/MoS₂ 改性 PTFE 密封唇片材料的力学及摩擦学性能[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2020, 39(03): 22-28.
- [25] 冉帆, 郎伟钦. 聚四氟乙烯曲轴后油封的气密性研究[J]. 柴油机设计与制造, 2018, 24(04): 24-29.
- [26] 杨芳, 张海涛, 冯涛, 等. PTFE 唇形密封结构优化方法研究[J]. 润滑与密封,

- 2024, 49(07): 186-191.
- [27] 刘军, 崔波, 郭文军, 等. 爪型氢循环泵的密封性研究[J]. 内燃机与配件, 2024, (14): 54-57.
- [28] 左正兴, 廖日东. 柴油机橡胶密封圈的有限元分析[J]. 内燃机工程, 1996, 17(2): 46-49.
- [29] 于润生. 液压密封圈有限元分析与研究[D]. 天津: 天津理工大学, 2012.
- [30] 姜峻岭. 燃料电池汽车氢安全集成设计与控制策略研究[J]. 上海汽车, 2023, (03): 5-8+13.
- [31] 林亮亮, 陈启优, 吕菊平, 等. 提高氢燃料电池汽车能量转换效率的策略[J]. 汽车知识, 2025, 25(03): 4-6.
- [32] 刘光辉, 胡辰树. 燃料电池公交车氢安全评价研究[J]. 汽车与配件, 2021, (09): 69-71.
- [33] 张丽英, 张盼盼, 张子英. 基于的蕾形密封圈有限元数值模拟[J]. 山西焦煤科技, 2017, 41(12): 15-18.
- [34] 周琼, 李正美, 唐建平, 等. 唇形密封圈润滑性能的数值模拟[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2012, 38(01): 127-132.
- [35] 胡永乐, 邓四二, 李影, 等. 汽车轮毂轴承唇形密封圈密封性能优化研究[J]. 润滑与密封, 2018, 43(09): 54-61.
- [36] 贾永峰. 有限元仿真技术在唇形密封件中的应用[J]. 南方农机, 2018, 49(03): 129.
- [37] 彭松, 邵元昭, 王晓明. 森吉米尔轧机轴承双唇骨架密封圈设计[J]. 轴承, 2015, (10): 8-10.
- [38] 孙振生. 风电偏航和变桨轴承用多唇密封圈的研究[J]. 哈尔滨轴承, 2018, 39(01): 11-13+28.
- [39] 何波, 李珍莲, 何文豪, 等. 盾构机主驱动单唇形密封圈密封性能研究[J]. 润滑与密封, 2024, 49(07): 89-95+167.
- [40] 郑琪琪, 赵娟, 孙庆泽, 等. 单唇密封圈检测装置自动对焦策略研究[J]. 机械设计, 2020, 37(08): 78-84.

- [41] 后伟, 邱金水, 刘伯运. 潜艇穿舱电缆 V 型密封圈组合拼装工艺研究[J]. 四川兵工学报, 2015, 36(10): 85-89.
- [42] 鞠家玲. 改进 U 型密封圈结构对膜式燃气表的作用[J]. 科技创新与应用, 2015, (23): 56.
- [43] 谭蔚, 付亚康, 王建军, 等. V 型密封圈结构参数对密封性能影响研究[J]. 化工机械, 2020, 47(05): 594-600+625.
- [44] 温青建. 旋转轴唇形密封圈在商用车变速器上的应用[J]. 重型汽车, 2014, (05): 23-24.
- [45] 陈鉴, 刘秀波. 唇形密封圈在固定球阀中的应用[J]. 阀门, 2016, (05): 22-25.
- [46] 李苗苗, 陈蔚芳, 崔惠婷, 等. 安装过盈量和介质压力对旋转轴唇形橡胶密封圈密封性能的影响[J]. 橡胶工业, 2019, 66(06): 450-455.
- [47] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 弹簧对油封密封性能的影响[J]. 特种橡胶制品, 2008, (03): 41-48.
- [48] 李凯峰, 孙首群, 周冰旭. 轴表面粗糙度以及温度对唇形油封密封性能的影响[J]. 流体机械, 2022, 50(03): 26-33+59.
- [49] 江华生. 唇形油封密封性能及其轴表面织构效应的研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2016.
- [50] 周琼. 唇形密封圈润滑性能及对转子动力学性能影响研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2013.
- [51] 李晓鹏, 李洪春, 杨晓东. 尾轴密封用高速高压唇形密封圈失效研究[J]. 液压与气动, 2020, (02): 183-187.
- [52] 常凯. 基于 ANSYS 的 O 形密封圈磨损仿真方法研究[J]. 液压与气动, 2018, (02): 98-103.
- [53] 江华生, 孟祥铠, 彭旭东, 等. 轴表面矩形微螺旋槽织构对唇形油封密封性能的影响[J]. 中国机械工程, 2018, 29(14): 1704-1710.
- [54] 谢佳祺, 谢良喜, 胡腾, 等. 不同粗糙度下织构处理前后端面密封表面的接触压力与摩擦性能分析[J]. 液压与气动, 2024, 48(06): 7-14.
- [55] He Z P, Guo Y H, Si J X, et al. Numerical optimization analysis of floating ring

- seal performance based on surface texture[J]. *Lubricants*, 2024: 241.
- [56] Watanabe Koji, Kazunari Seki, Hikaru Tadano, et al. A study on the friction reduction of seal ring for automatic transmission by applying surface texture[J]. *Tribology Online*, 2017: 151-154.
- [57] Chen T K, Wang L, Xu J, et al. Effect of groove texture on deformation and sealing performance of engine piston ring[J]. *Machines*, 2022: 1020.
- [58] Ding X S, Wu J, Wang Y G, et al. Influence of surface texture on sealing performance of PTFE materials[J]. *Macromol*, 2022, 2(2): 225-235.
- [59] Zhang F Y, Zhang, Y H. Research on sealing performance of oil seals with micro-dimple texture on lips[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2021, 73(1): 113-119.
- [60] Guo F, Jia X H, Gao Z, et al. The effect of texture on the shaft surface on the sealing performance of radial lip seals[J]. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*, 2014, 57: 1343-1351.
- [61] Guo F, Jia X H, Wang L K, et al. The effect of wear on the performance of a rotary lip seal[J]. *Journal of tribology*, 2014, 136(4): 041703.
- [62] Nikas, George K. Friction and wear of seals. *Friction, Lubrication, and Wear Technology*[J]. ASM International, 2017, 31:957-968.
- [63] Romanik G, Jaszak P, Grzegorz R, et al. Minimisation of friction resistance of elastomeric lip seals on rotating shafts[J]. *Lubricants*, 2024, 12(4): 103.
- [64] Wei J, Xue Y X, Tian J, et al. Study on the prediction of high-speed rotary lip seal wear in aero-engine based on heat-fluid-solid coupling[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2024, 76(2): 167-177.
- [65] 梁校瑞, 陈立杉, 孟凡明, 等. 氟醚唇形油封摩擦磨损及老化性能试验分析[J/OL]. *重庆大学学报*, 2024, 29: 1-7.
- [66] 袁同鑫, 周琴, 秦坤, 等. 实时温度和磨粒条件下氟橡胶密封圈摩擦磨损特性研究. [J]. *润滑与密封*, 2024, 49(05): 92-101.
- [67] 张帅, 杜学芳, 胡忠会, 等. 机体杆端轴承油封磨损特性分析[J]. *轴承*, 2022,

- (04): 15-23.
- [68] 徐文轩, 王伟. 双唇形油封在润滑工况下的磨损预测[J]. 弹性体, 2024, 34(05): 14-18.
- [69] 赵敏. 一种高性能化学泵用橡胶密封材料[J]. 橡胶工业, 2018, 65(01): 69.
- [70] 董慧, 文谋, 段增辉, 等. 关于一种汽轮机轴端汽封体密封结构的研究[J]. 东方电气评论, 2024, 38(04): 64-66.
- [71] 孟召军, 王克宇, 孟书宇, 等. 汽轮机轴端汽封的设计研究[J]. 汽轮机技术, 2024, 66(04): 246-248.
- [72] Yamabe, Junichiro, Shin Nishimura, et al. A study on sealing behavior of rubber O-ring in high pressure hydrogen gas[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2009: 452-460.
- [73] 殷小明. 聚四氟乙烯垫片的密封性能研究现状及展望[J]. 橡塑技术与装备, 2023, 49(04): 13-15.
- [74] 彭建云, 魏军会, 杜文波, 等. 改性聚四氟乙烯在不同温度下对泛塞封密封性能影响[J]. 冶金与材料, 2021, 41(03): 5-7.
- [75] 刘奇, 赵彬, 高文磊. 基于 ABAQUS 的舌形密封圈结构参数分析[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(05): 73-75.
- [76] Liu X, He S, Zheng J. Analysis of sealing characteristics of lip seal rings for deep-sea separable pressure vessels[J]. Applied Sciences, 2023: 6843.
- [77] 江华生, 孟祥铠, 沈明学, 等. 油封唇口静态接触特性的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2016, 41(10): 57-61.
- [78] 陈妙娟. 半导体真空腔体静态密封和检漏的研究[J]. 机械工程与自动化, 2016, (03): 155-157.
- [79] 张连生. 重水堆装卸料机管嘴静态密封圈研制[J]. 液压气动与密封, 2022, 42(07): 101-105.
- [80] 韩兆, 张付英, 吴继豪, 等. 结构和材料参数对旋转轴唇形密封可靠性影响[J]. 润滑与密封, 2024, 49(07): 153-160.
- [81] 魏晓东, 刘清友, 王国荣. 旋转控制头动密封结构设计及密封特性分析[J]. 华

- 中科技大学学报(自然科学版), 2011, 39(10): 19-22+27.
- [82] 孙兆森. 旋转唇形密封机理及其泄漏原因[J]. 山西焦煤科技, 2006, (02): 12-14.
- [83] Cao X, Zhang C, Zou B, et al. Sealing performances research on ptfe rotating seal under deep-sea environment[J]. Open Mechanical Engineering Journal, 2015, 9(1): 475-482.
- [84] 骆小勇, 王勇, 彭兵等. 聚四氟乙烯油封密封性能的研究[J]. 润滑与密封, 2010(03): 118-121+129.
- [85] 赵丹丹. 波形唇油封精确建模及其密封性能研究[D]. 青岛: 山东科技大学, 2018.
- [86] 章荣, 高鹏阳, 薛宪波, 等. 结构及材料参数对组合密封圈动密封特性影响[J]. 山东石油化工学院学报, 2023, 37(01): 84-86.
- [87] 张佳佳, 赵良举, 杜长春, 等. 唇形油封结构参数对摩擦面温度影响[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2011, 34(10): 1470-1473.
- [88] H L Johannesson. Oil leakage and friction forces of reciprocating o-ring seals considering cavitation[J]. Journal of Tribology, 1983, 105(2): 288-296.
- [89] 江华生, 王庆泉. 转速对旋转式唇形密封接触性能参数的影响[J]. 液压与气动, 2022, 46(03): 114-119.

攻读硕士学位期间取得学术成果

一、发表学术论文

- [1] Yan, W, **Fu, X**, Pan, J, et al. Research on the dynamic characteristics of cantilever rotor system with ISFD[J]. Shock and Vibration, 2024(1), 1804563. (SCI).
- [2] **傅学镔**, 闫伟, 潘家保, 等. 探究改性 PTFE 唇型密封圈参数对其封严性能影响规律研究[J]. 安徽工程大学学报, 2025.

二、专利

- [1] **Fu, X**, Yan, W, Pan, J, et al. G-shaped integral damping sliding bearing and processing method thereof[P]. RP:F/PT/C/2023/8561. (已授权)
- [2] 闫伟, **傅学镔**, 潘家保, 等. 一种 G 型整体式阻尼滑动轴承及加工方法[P]. 中国: CN202310463054.0, 2023-04-26. (实审)
- [3] 闫伟, **傅学镔**, 潘家保, 等. 一种快拆装式唇型密封圈抱紧力测量装置[P]. 中国: CN202410635856.X, 2024-05-22. (实审)

三、参研项目

- [1] 安徽省高校优秀青年科研项目, 2022AH030099; 面向低粘度油的润滑设计与行为调控, 参与。
- [2] 国家自然科学基金, 52375227; 低粘润滑介质高压高效泵送内泄漏抑制方法基础研究, 参与。
- [3] 安徽省教育厅高校科学研究项目重点项目, 2023AH050939; 航空发动机转子系统振动靶向抑制方法研究, 参与。
- [4] 安徽工程大学引进人才科研启动基金项目, 2022YQQ119; 基于整体式挤压油膜阻尼器的转子系统振动控制研究, 参与。

致谢

时光荏苒，三年的硕士求学生涯即将画上句点。回首这段交织着探索与困惑、坚持与突破的旅程，无数人的支持与帮助如繁星点点，照亮了我前行的道路。在此，我愿以最真挚的文字，记录下那些值得铭记的温暖与感动。

首先，谨向我的导师闫伟老师和潘家保教授致以最深切的敬意与感谢。三年前，是您们以渊博的学识和严谨的治学态度将我引入科研之门。从课题选择到实验设计，从数据分析到论文撰写，您们始终以“授人以渔”的智慧引导我独立思考。仍记得研究初期，我在唇型密封圈结构的优化中屡屡受挫，是您们发来的文献批注和那句“科研没有捷径，但每一步都算数”让我重拾信心。

幸得课题组这片学术沃土的滋养，方使我如春苗沐雨，抽枝展叶，渐成乔木。求学之路道阻且长，然得遇诸位良师益友并肩同行，实为平生至幸。感谢吴波文老师、徐锐老师、胡焰老师、汧阳成明老师和叶东东等老师给予的关心、指导和帮助。诸君学术风骨与治学热忱交相辉映，既似百川激荡碰撞思想浪花，又如千帆竞发共赴真理彼岸。每场组会中的思维交锋，每次试验台前的协同攻坚，皆化为润物无声的学术传承，使吾辈既见树木更见森林。

感谢我的师兄汪奥，叶锦，李贻良，李瑞，汤天成，周焰生，王子辉以及课题组的同门许书恒、吴飞翔、王锦、陆金龙、张锦程、王文静和陈晴晴等同学，感谢同门各位师兄姐妹的陪伴。那些在实验室调试设备的时光、在组会上互相探讨学习的瞬间、在失败时互相打气的笑容，构成我最珍贵的科研记忆。

最深沉的感谢献给我的父母。求学二十余载，您们始终以最朴素的方式支持我的选择。记得开题报告受阻时，母亲在视频中说：“别怕熬夜，但也别熬太晚，身体最重要。”父亲虽不懂“唇型密封圈”为何物，却总在电话里叮嘱：

“做技术要踏实，像咱家盖房子打地基一样。”这些温暖的絮语，是我在科研寒冬里最温暖的灯火。感谢我的爱人成丽娇，在论文撰写期间分担育儿重任，并陪伴我们迎来了新成员云姝。这段时光让我更加明白，学术的严谨与生命的温情，皆是人生不可或缺的维度。最后，致敬所有为氢能技术发展默默奉献的研究者。我深知自己的研究仅是宏大技术拼图中的微小一块，但正是无数个“微

不足道”的突破，终将推动人类向清洁能源时代迈进。

纸短情长，伏惟珍重。谨以此文，献给所有点亮我星空的人。

2025年3月

尚德敏学 唯实惟新

