

分类号: TH136

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2220110109



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于转轴油封径向误差的泄漏机
理研究

论 文 作 者 徐晓辉

校 内 导 师 李鑫 高级工程师

校 外 导 师

专业学位类别 机械

研究方向(领域) 现代机械设计理论及方法

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号：TH136

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110109

基于转轴与油封径向误差的泄漏机理研究

RESEARCH ON LEAKAGE MECHANISM BASED ON RADIAL ERROR
BETWEEN SHAFT AND OIL SEAL

学生姓名

徐晓辉

指导教师

李鑫 高级工程师

校外导师

专 业

机械

研究方向

现代机械设计理论及方法

论文答辩日期：2025 年 5 月 9 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：徐晓辉
日期：2025 年 5 月 15 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：徐晓辉

日期：2025 年 5 月 15 日

指导教师签名：李鑫

日期：2025 年 5 月 15 日

基于转轴与油封径向误差的泄漏机理研究

摘 要

油封是工业设备防泄漏的关键部件，影响设备可靠性和能效。实际使用油封时存在径向安装误差，导致油封周向压缩率不均匀分布，造成局部泄漏严重。因此，研究径向误差下的油封泄漏机理很重要。

本文研究了径向误差下的油封静密封泄漏机理。建立了转轴油封等效展开模型，通过有限元的方法，对径向误差下油封静态泄漏行为进行了分析，结果表明，泄漏量与径向误差、温度和流体压强成正比。

本文研究了径向误差下的油封动密封泄漏机理。建立了四分之一半球和转轴油封二维模型，通过有限元的方法，对径向误差下的油封动态泄漏行为进行了分析，结果表明，泄漏量与径向误差、温度、流体压强和转轴转速成正比。

文中还对径向误差下油封泄漏行为的实验方法进行了研究。通过搭建油封旋转性能实验台，利用正交实验方法，得到了径向误差下的油封静态、动态泄漏量随不同工况参数的变化规律。结果表明，实验结果能够较好地与理论预测结果吻合，同时，作者还对实验值与理论值之间的误差进行了分析。本课题的研究成果能够为实际存在径向误差下的油封设计、选型等提供技术支撑。

关键词： 转轴油封，静密封，动密封，有限元，泄漏量

RESEARCH ON LEAKAGE MECHANISM BASED ON RADIAL ERROR BETWEEN SHAFT AND OIL SEAL

ABSTRACTS

Oil seals are a key component of leakage prevention in industrial equipment, affecting equipment reliability and energy efficiency. There is a radial installation error when the oil seal is actually used, which leads to the uneven distribution of the circumferential compression ratio of the oil seal, resulting in serious local leakage. Therefore, it is important to study the leakage mechanism of oil seals under radial error.

In this paper, the leakage mechanism of oil seal static seal under radial error is studied. The equivalent deployment model of the rotating shaft oil seal was established, and the static leakage behavior of the oil seal under radial error was analyzed by the finite element method, and the results showed that the leakage was proportional to the radial error, temperature and fluid pressure.

In this paper, the leakage mechanism of the oil seal dynamic seal under radial error is studied. The two-dimensional model of the oil seal in the quarter hemisphere and the rotating shaft was established, and the dynamic leakage behavior of the oil seal under the radial error was analyzed by the finite element method, and the results showed that the

leakage was proportional to the radial error, temperature, fluid pressure and rotating shaft speed.

In this paper, the experimental method of oil seal leakage behavior under radial error is also studied. By building a test bench for the rotational performance of oil seals and using orthogonal experimental methods, the variation laws of static and dynamic leakage of oil seals under radial error with different working conditions parameters are obtained. The results show that the experimental results are in good agreement with the theoretical prediction results, and the authors also analyze the error between the experimental and theoretical values. The research results of this project can provide technical support for the design and selection of oil seals under the actual radial error.

KEY WORDS: Shaft oil seal, Static seal, Dynamic seal, Finite element, The amount of leakage

目 录

摘 要	I
ABSTRACTS	II
第 1 章 绪 论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 微观接触模型研究现状	2
1.2.2 泄漏模型研究现状	4
1.2.3 泄漏预测方法研究现状	5
1.3 研究内容及技术路线	7
第 2 章 基于转轴与油封径向误差的静密封泄漏	9
2.1 引言	9
2.2 考虑径向误差的油封与转轴表面接触模型	9
2.3 基于粗糙表面的弹性接触模型	11
2.4 考虑径向误差的油封静密封泄漏模型	13
2.5 静密封泄漏预测计算方法实现	18
2.6 油封密封性能	19
2.6.1 转轴油封有限元模型建立	19
2.6.2 油封静密封性能的影响因素	24
2.7 本章小结	26
第 3 章 基于转轴与油封径向误差的动密封泄漏	27
3.1 引言	27
3.2 油封表面微凸体与转轴刚性平面接触模型	27
3.3 橡胶微凸体接触压力与压缩率的关系	28
3.4 油封与转轴接触的有限元分析及设置	31
3.5 径向误差下密封间隙内油膜流体动力学模型	32
3.6 油封动密封泄漏预测计算方法实现	34
3.7 油封动密封性能的影响因素	35
3.8 本章小结	42
第 4 章 基于转轴与油封径向误差的泄漏实验研究	43

4.1 引言	43
4.2 油封泄漏实验台	43
4.3 实验方案	44
4.4 实验结果与分析结果对比	47
4.4.1 油封静态性能	47
4.4.2 油封动态性能	49
4.5 本章小结	51
第 5 章 总结与展望	53
5.1 总结	53
5.2 展望	54
参考文献	55
攻读硕士期间发表的学术成果	59
致谢	60

第 1 章 绪 论

1.1 研究背景及意义

自 21 世纪初以来,全球制造业格局发生了深刻变化。德国推出“工业 4.0”计划,美国紧随其后提出“工业互联网”概念,各国在先进制造领域的角逐日趋白热化。面对这一形势,我国为实现中华民族伟大复兴,于 2015 年启动“中国制造 2025”战略规划,这是我国建设制造强国的首个十年蓝图,旨在推动制造业向更高层次迈进。该战略不仅着眼于巩固“世界工厂”的地位,更强调向“智慧创造”转型升级。在保持传统制造优势的同时,重点发力高端装备领域,以此作为提升国际竞争力的突破口。

虽然密封技术并非生产体系中的核心环节,但其性能的可靠性却是保障设备平稳运转的关键要素。作为工业系统中广泛存在的组件,密封件尽管常被视为辅助部件,其重要性却长期未被充分重视。然而,密封失效^[1]引发的泄漏问题往往会造成严重后果,不仅带来经济损失和环境污染,更可能危及人员安全与健康,这种潜在风险凸显了密封技术在工业生产中的战略地位。

在现代化工业设备高度发展的今天,每一个密封元件都扮演着至关重要的角色。相关研究数据表明,密封问题引发的安全事故屡见不鲜。根据“国外运载火箭故障资料汇编”统计,土星系列火箭在服役期间共发生 235 起技术故障,其中近四成的事故根源可追溯至密封部件的性能失效^[2]。这一数据充分印证了密封系统在复杂机械装备中的关键作用。2018 年 8 月 17 日 18 时 40 分左右中石油大连石化公司重油催化裂化车间原料泵密封失效,引发火灾。2022 年 11 月 3 日 22 时 27 分许,位于滁州市来安县的安徽金禾实业股份有限公司溶剂回收车间发生一起爆燃事故,造成 1 人死亡。据初步调查,该公司溶剂回收车间乙酸乙酯分层槽进料管道法兰处发生物料泄漏。作为一种高效密封解决方案,旋转油封凭借其简洁的设计结构、优异的密封特性以及较低的运行阻力,在多个领域得到普遍应用。其制造工艺简便且经济性突出,已成为航空航天设备、重型工程机械、医药生产装置及交通工具等各类旋转机构中的关键部件^[3]。

研究数据显示,机械系统近 80%的运行故障源于密封或轴承问题。特别值得注意的是,轴承故障中有超过 60%是由密封性能下降引发的。这种失效往往造成

严重后果：约 40%的泵体、50%的压缩装置以及 80%的电动机将因此停止运转，不仅影响生产进度，更可能引发重大安全风险。实验进一步证实，当润滑介质中水分含量达到 0.002%时，轴承耐用性将降低 50%；而每毫升润滑剂中若存在一个 10 微米的固体杂质，其使用寿命也会减少约 20%。这些发现凸显了密封质量对设备稳定运行的关键作用^[4]。如图 1-1 所示，统计数据显示，旋转机械故障中有超过一半的案例与密封系统问题直接相关。这一现象凸显出现代工业设备在密封可靠性方面仍存在显著短板，亟待通过技术创新加以改善。

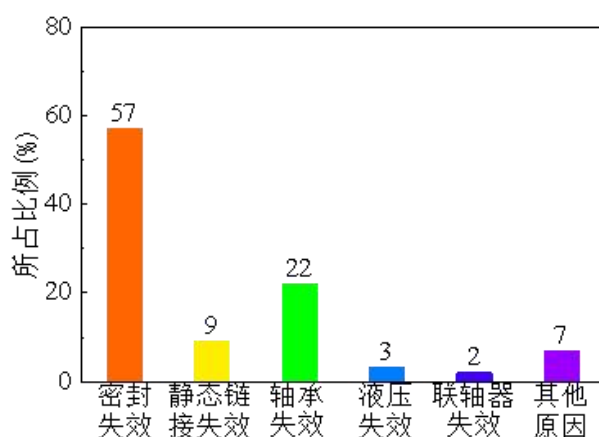


图 1-1 旋转设备失效原因分析

油封在设备的安全使用中起到至关重要的作用，由前面描述可知，油封密封性能降低会导致生产事故的发生，造成人身安全和财产损失。本文主要研究油封在安装时存在径向误差对油封密封性能的影响，安装者可以根据设备允许的最大泄漏率来判断安装时径向误差的范围，提高安装的效率。同时，运用计算机技术，完成对油封密封性能的预测计算，无需搭建物理实验台，节省了大量的人力物力和时间成本。同时可以获得难以测量或者无法测量的物理量，如油封内部的应力分布情况。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 微观接触模型研究现状

从微观层面来看，密封的机理主要基于接触面间的粗糙结构相互作用，这种相互作用能够有效填补界面间隙。在微观尺度下，所有表面都呈现出不同程度的纹理特征，这些特征直接影响着密封性能。表面纹理的具体表现取决于微凸体之间的分布距离、几何形态以及大小参数。从本质上讲，粗糙表面可以理解为由大量不规则微凸体组成的复合结构，这些微凸体在高度分布和曲率特征等方面均存

在显著差异。

Hertz^[8]建立的球面接触模型，将相互作用界面简化为半径为 r 的球体接触。虽然该理论能够解决基础接触问题，但实际工程中的接触情况通常更为复杂。在分析过程中，必须将材料的弹性特性、泊松效应、界面摩擦以及滚动接触等参数纳入考量范围。同时，各向异性或非均质材料的接触行为也显著提升了研究难度。特别是在分析涉及弹塑性或粘弹性材料的接触问题时，其复杂性进一步增加。这些因素导致传统 Hertz 理论在工程应用中存在明显局限性，难以提供有效的解决方案。Greenwood 和 Williamson 基于 Hertz 理论发展出了一种弹性接触分析模型，即 G-W 模型^[9, 10]。该模型将接触界面简化为一个理想光滑平面与一个各向同性粗糙表面的相互作用。在模型假设中，粗糙表面的微凸体的峰顶具有相同的曲率半径，且呈现球形。该理论仅考虑法向弹性形变的影响，为研究密封界面的微观接触特性提供了有效的分析工具和研究框架。

受 G-W 模型的启发，学术界对粗糙界面接触特性展开了深入研究。经典 G-W 模型在表征粗糙表面时，假设微凸体的高度分布和曲率特征均可用概率函数描述。Chang^[11]基于塑性变形过程中的体积不变原理构建了新模型，通过计算发现，与忽略体积守恒的弹塑性模型相比，结果存在显著差异。该模型在分析塑性变形时引入体积守恒条件，推导出微凸体接触面积的计算公式，为研究大变形条件下的接触行为提供了重要理论支持。尽管 G-W 模型在 1966 年提出时结构较为基础，但其在预测粗糙界面的弹性接触行为方面仍具有较高的准确性。王少萍^[12]研究了混合润滑状态下旋转唇形密封的失效机制，提出了一个多场耦合模型，综合考虑了流体、微凸体接触、弹性变形和温度对密封性能的影响。

Liu^[13]提出了一种考虑非高斯表面的混合弹流润滑模型，用于分析旋转唇形密封的密封性能。与传统的润滑模型假设表面高度分布为周期性变化相比他则考虑了表面高度的准随机性和非高斯分布。提出了一种基于数字滤波和 Johnson 转换系统的粗糙表面模拟方法，并建立了非高斯表面的混合润滑模型。该模型通过实验验证，并与传统的高斯表面模型进行了对比，结果表明非高斯表面模型更符合实际情况。还重点分析了密封流体压力对密封性能的影响，发现密封压力对润滑性能的影响有限，但对反向泵送率有显著影响。陈辉^[14]探讨了三维粗糙表面的计算机生成方法及其纹理控制技术。基于 AR 模型和二维数字滤波技术，通过指定自相关函数（ACF）生成具有特定纹理的粗糙表面，并分析了纹理与 ACF 周

期分量的相关性。研究表明，数字滤波方法能准确生成规定 ACF 的表面，且通过调整 ACF 的周期特征可有效模拟周期性加工纹理。实验验证表明，该方法生成的表面与实际加工表面纹理特征相符，为工程应用提供了有效表面模拟手段。

Liang^[15]为了解决塑性变形问题，提出了一种用于弹性-完全塑性固体粗糙表面接触的增量等效接触模型如图 1-2 所示，将粗糙表面的接触简化为多个半径变化的等效圆形接触区域的累积，最终发现载荷与面积在 15% 接触比范围内呈线性关系。

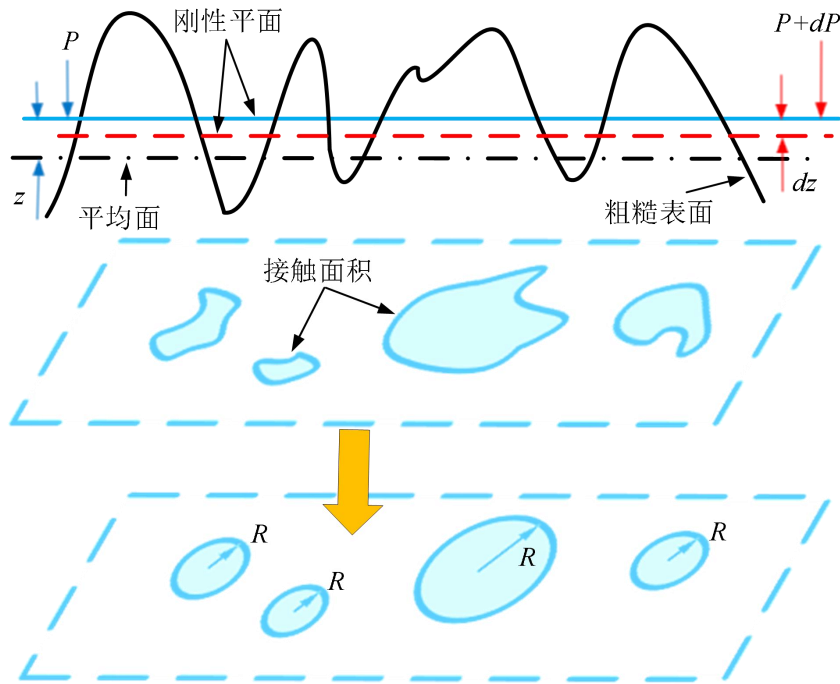


图 1-2 等效接触模型

1.2.2 泄漏模型研究现状

由于密封元件与配合部件表面均呈现非理想平面特征，其形貌的不规则波动会在装配后形成潜在的介质渗透通道。当液体或气体通过通道，密封系统会出现泄漏现象。不少学者对泄漏通道模型进行研究。

Roth^[16]提出的三角沟槽渗漏理论，通过将弹性体粗糙峰与刚性界面间隙简化为连续的中空三棱柱阵列，揭示了压差驱动下流体经沟槽向低压区迁移的机理。杜秋华^[17]基于 Roth 模型建立了分子流状态下的平面密封结构漏率计算模型，分析了密封扭矩和密封表面粗糙度对漏率的影响，并给出了确保分子流状态的条件。然而，该模型基于多项理想化假设，在高压或复杂工况下的适用性受到限制。

Pérez^[18]提出了螺旋凹槽接触通道模型，用于描述泄漏通道的结构特征。该

模型将泄漏通道抽象为螺旋状凹槽，在其中流体以圆周和径向方向流动。为了简化求解研究，通过考虑低压差作用，将模型约化为只考虑径向流动的情况。

刘俊亮^[19]等基于分形理论构建的多孔介质孔隙模型研究表明，随着分形维度增大，介质渗透性能呈现递减规律。成栋才^[20]通过实验与数值模拟相结合的方法，对金属密封面特征参数及形貌分布展开深入研究，分析了双密封界面的接触特性，从微观角度阐释了静态密封的泄漏机制。崔颖等^[21]对粗糙表面进行离散化测试，将双粗糙界面等效为三维渗流网络模型，运用多孔介质理论计算界面孔隙率与渗透率，建立了双粗糙面泄漏模型并通过实验验证。温天政^[22]以发泡橡胶表面孔结构为研究对象，采用多孔介质模型描述界面流体流动特性，通过该模型求解泄漏率并推导接触压力分布规律。

Persson 等^[23-25]建立了单枢纽密封理论模型。该模型采用正方形网格表征密封接触界面，通过多尺度分析方法考察密封区域特性，并结合渗流理论，将首次出现贯穿系统的非接触区域定义为泄漏通道。研究忽略微观通道的影响，通过计算枢纽区域长方体的流量来确定渗漏率。Bottiglione 等也^[26, 27]采用类似方法，探讨了多泄漏通道共存条件下的静态密封机制。

史建成^[28]在求解渗漏率时，基于小波分析理论将粗糙峰特征参数引入接触模型，通过栅格网络预测渗漏路径的概率分布，进而揭示密封机制。研究考虑了系统有限性影响，深入探讨了密封与渗漏过程，获得了渗漏演变状态曲线。该曲线揭示了渗漏通道与无量纲接触面积间的概率关系，为渗漏率的理论求解提供了重要依据。

1.2.3 泄漏预测方法研究现状

渗漏率是评价密封组件性能的关键参数，众多研究者在密封系统渗漏预测方法领域开展了深入探索。Wang^[29]提出了针对旋转密封结构中气体泄漏的非线性流固耦合模型，该模型整合了气体的热力学特性参数。求解结果表明，密封结构的旋转速度对气体泄漏率具有明显的影响。Stefano^[30]在管-杆模型的基础上，研究人员创造出新的流体渗漏预测模型。该模型不仅能够表征压力梯度对间隙渗流行为的作用机制，还可实现流体渗漏速率的预测求解。Liu^[31]通过构建数学模型，研究静态压力对气体的流动和泄漏率及风机的能耗的影响规律。该模型整合了气体的热力学参数，数值模拟结果表明，合理改变静压参数能够有效的降低风机的功耗，同时减少冷却与加热系统的能量消耗。

Persson^[32-34]提出弹性体接触理论,同时提出了流体渗流理论,并构建了泄漏量计算模型,为复杂工况下密封件泄漏预测提供了理论支撑。在密封泄漏预测领域,数值模拟方法也得到了广泛应用,为泄漏行为定量分析开辟新途径。Kim^[35]分别对直线型和阶梯型迷宫密封进行了数值求解计算它们的流体动力学,获得了不同间隙条件下的泄漏特性数据。通过与解析模型和实验结果的对比验证,证实了数值模拟具有更高的精度。研究表明,直线型迷宫密封的泄漏特性受流量系数影响显著,而阶梯型迷宫密封的流量系数可忽略不计。

吴凡^[36]提出了一种基于流固耦合的橡胶 O 形圈密封泄漏计算方法。通过改进平行平板泄漏模型,结合有限元仿真和 Greenwood-Williamson 模型,分析了介质压力、环境温度和表面形貌参数对密封性能的影响。研究结果表明,随着介质压力和温度的升高,泄漏率逐渐增加;表面粗糙度越大,泄漏通道的平均高度也越大,导致泄漏率上升。该方法综合考虑了橡胶材料、密封介质及工况参数的影响,为密封圈的寿命预测和失效分析提供了理论依据。

张镇国^[37]通过建立双道 O 型圈密封的轴对称模型,利用 ABAQUS 软件模拟了密封圈的预装、介质加压及往复运动过程,研究了介质压力和运动速率对密封性能的影响。结果表明,预装过程中密封圈内部的 Mises 应力在短时间内达到峰值后回落;随着介质压力的增加,密封圈内的 Mises 应力、接触应力和接触宽度均显著增大,且动摩擦力也随之增加。往复运动过程中,外行程的应力水平高于内行程,且介质压力对外行程应力的影响更为显著。泄漏率随介质压力的增加先迅速减小后趋于平稳,而随运动速率的增加先迅速增大后逐渐平稳。研究表明,双道密封圈在静密封和动密封中均表现出良好的密封性能。

Xiang^[38]提出了一种用于往复杆密封的流体-固体耦合数值算法,通过提取流体膜和粗糙峰的总体柔度矩阵,计算膜厚修正量,显著提高了数值模拟的稳定性和收敛速度。与传统模型相比,该模型可在较大松弛因子下稳定收敛,甚至无需松弛因子。研究结果表明,该算法在无松弛因子时能在较短时间内收敛,且总计算时间远少于传统模型,适用于复杂密封系统的设计与分析。

郑建^[39]通过建立轴封橡胶唇形密封元件的力-热耦合瞬态有限元模型,模拟了密封元件与轴的装配过程及摩擦生热现象。研究考虑了材料非线性、几何非线性和接触非线性等因素,采用轴对称模型进行数值分析,预测了密封界面的压力分布、抱轴力、摩擦扭矩及温度场并进行泄漏量的求解。该模型为船舶推进器密

封结构设计及元件选型提供了参考，但未考虑热膨胀和磨损对密封性能的影响，需进一步完善模型并通过试验验证。

综合以上国内外研究学者对密封泄露研究现状的阐述，作者发现，关于油封泄漏预测方法的研究还有待完善之处。

(1) 未考虑油封存在径向安装误差的情况。理想情况下认为油封在安装时，油封与转轴的轴线重合，但实际上，由于安装工艺导致油封与转轴存在轴线不重合现象，即径向误差。径向误差会导致油封周向压缩率不均匀分布，造成局部泄漏严重。因此，研究径向误差下的油封泄漏机理很重要。

(2) 泄漏预测的计算方法多以静态为主。多数文献以稳定的静态密封为研究对象，为考虑动态工况下的油封密封性能。但实际上，转轴处的油封与转轴存在相对运动。

1.3 研究内容及技术路线

本文以 TC 油封为研究对象，研究存在径向误差的转轴与油封泄漏机理，分别建立了考虑粗糙表面形貌的密封界面静密封泄漏模型、微观尺度下的粗糙表面微凸体接触有限元模型和考虑粗糙表面形貌的密封界面动密封泄漏模型，对不同工况下的转轴与油封动、静密封泄漏机理开展了深入研究。利用有限元分析软件 ABAQUS，对旋转油封静态和动态接触特性进行分析，预测泄漏量。搭建旋转油封性能试验台开展试验验证预测计算结果的正确性，分别研究旋转油封静态和动态两种工况下油封的密封性能，研究温度、流体压强、径向偏心误差、转轴转速对油封密封性能的影响规律，为考虑存在实际安装径向误差下的油封结构设计提供依据。

本文的研究内容如下：

(1) 建立转轴与油封的等效展开接触模型，通过 G-W 公式建立转轴与油封的微观接触模型模拟真实的接触行为。由 ABAQUS 获得油封的接触力通过雷诺方程求解转轴油封接触间隙泄漏量，研究轴与油封在静态工况下的泄漏量。

(2) 提出四分之一半球与正方形刚体接触模型模拟微凸体间接接触行为。通过有限差分法求解密封间隙内的流体动力学效应，最终获得转轴与油封的接触动态工况下泄漏量

(3) 为验证油封泄漏预测结果还运用实验的方法进行对比，搭建油封泄漏

试验台分别进行油封静态和动态工况实验，分析预测值与实验值，验证泄漏量预测的正确性。

技术路线如图 1-3 所示。

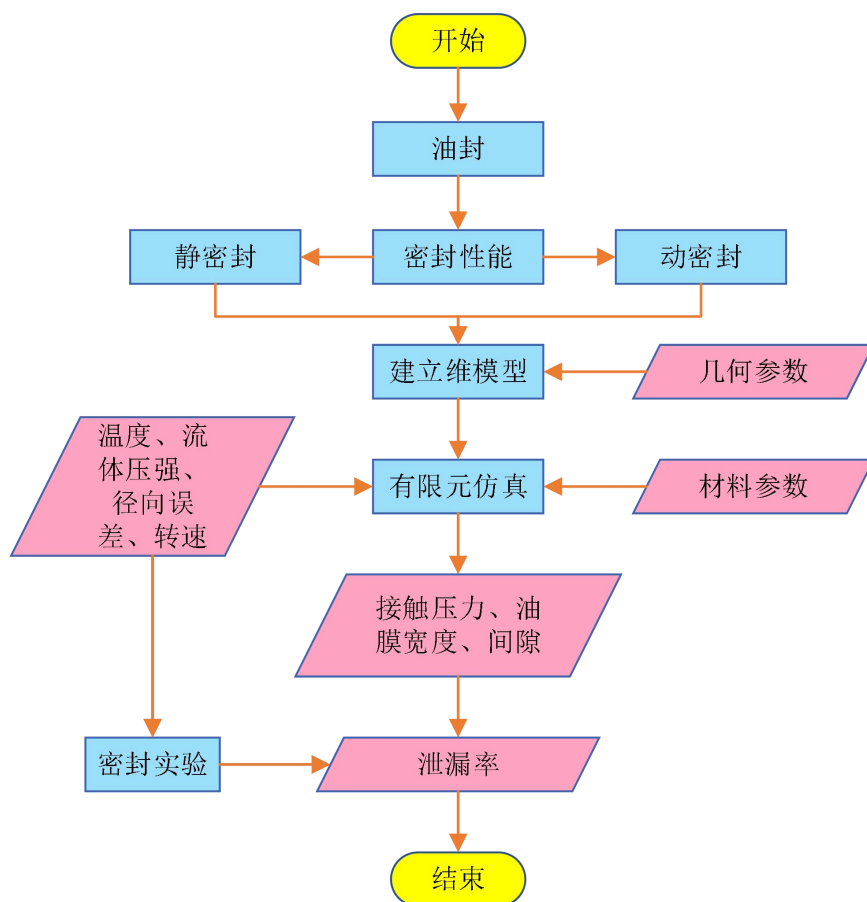


图 1-3 技术路线

第2章 基于转轴与油封径向误差的静密封泄漏

2.1 引言

静密封被广泛应用于核电厂管道、阀门、泵等场合,用于阻止流体介质泄漏至外界,防止发生潜在的环境污染、经济损失和安全事故。在工程中,一般会根据泄漏率的大小来判断静密封性能的高低。所谓泄漏率,是指单位时间内通过泄漏通道的流体的体积。本章将建立油封与转轴的展开接触模型以,建立 G-W 模型模拟油封与转轴的弹性接触,基于雷诺方程求解静态工况下的油封的密封性能并分析预测值的变化。

2.2 考虑径向误差的油封与转轴表面接触模型

静态偏心油封的几何模型如图 2-1 所示。以转轴中心为原点建立坐标系 xOy ,假设油封轴线相对于转轴轴线有 $y +$ 方向的静态偏心误差 e ,极坐标系中坐标原点到转轴外表面的距离 ρ ,则转轴外圆柱面在该坐标系下的方程为:

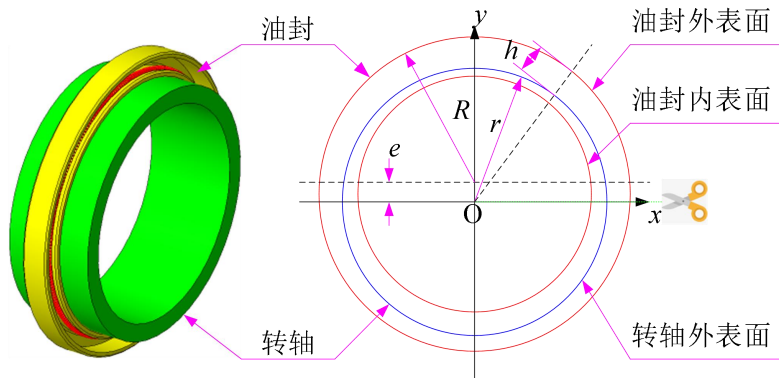


图 2-1 静态偏心油封几何模型

$$\rho = r \quad (2-1)$$

油封外圆柱面的方程为:

$$\rho^2 = 2e\rho \sin \theta = R^2 - e^2 \quad (2-2)$$

通过解析几何,可以很容易知道,转轴外圆与油封外圆间的法向距离 $h(\theta)$ 应满足:

$$h(\theta) = e \sin \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta} - r \quad (2-3)$$

式中 R 、 r 分别为油封外圆半径、转轴外圆半径, θ 是与 $x +$ 方向的夹角,逆

时针为正。

若假设油封被各个经过轴线的截面所截得的截面几何形状及尺寸都相同，并设定初始状态下油封截面高度为 H ，如图 2-2 所示，那么任意截面的压缩量 $\delta(\theta)$ 可表示为：

$$\delta(\theta) = H - h(\theta) \quad (2-4)$$

为保证油封在静态偏心安装时各截面均与转轴表面接触，应满足最小压缩量大于零^[40]；同时，最大压缩量不应超过油封初始截面高度，故应有：

$$\delta_{\min} = H - h_{\max} = H + r - R - e > 0 \quad (2-5)$$

$$\delta_{\max} = H - h_{\min} = H + r + e - R \quad (H \Rightarrow R) \quad r + e \quad (2-6)$$

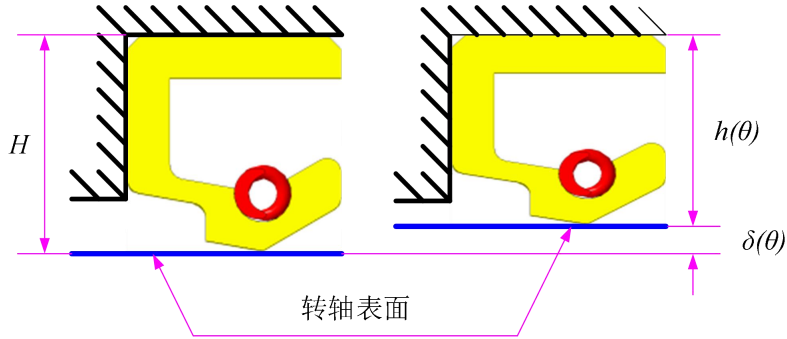


图 2-2 油封截面尺寸示意图

假设在图 2-1 中沿 $x +$ 方向将油封剪开并拉直，根据式 (2-4) 可获得油封截面扫掠轨迹，建立油封初始时的截面几何模型，沿扫掠轨迹生成油封拉直时的实体，得到其展开后的等效几何模型，如图 2-3 所示，从模型中能够看出，拉直的油封存在微小的起伏。

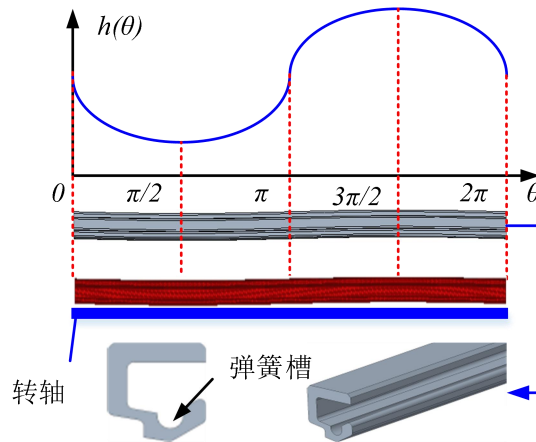


图 2-3 油封的等效几何模型

2.3 基于粗糙表面的弹性接触模型

接触表面在宏观角度被认为是光滑的表面，从微观的角度上，我们发现接触表面并不是光滑的，而是凹凸不平的如崇山峻岭般的^[41]。因此，讨论泄漏就必须讨论接触表面的形貌，即，表面粗糙度。对于粗糙表面的模型，早期有人假设为，一系列规则的、相同形态的粗糙度，他们认为粗糙表面是由无数个微小的高度相同的具有相同半径的圆组成的，可是这样规则的粗糙表面与实际不符，实际上我们并不能称之为“粗糙”表面，应该是称之为“规则的”表面。如图 2-4 所示。

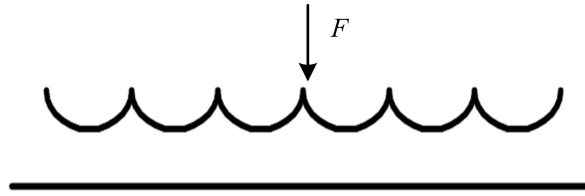


图 2-4 粗糙表面的简单模型所示

对于上面所描述的“规则的”表面的接触问题求解相对简单：总作用力可视为各接触点作用力的叠加，这些作用力可通过赫兹理论计算获得，每个微观接触面 $\Delta A \sim F^{2/3}$ 。然而，这种假设与实验结果存在偏差，也不符合 Amontons 摩擦定律^[42]，即摩擦力与法向载荷近似呈线性关系。因此，接触面积应随法向载荷线性增加。与真实粗糙表面相比，这种理想化模型无法准确反映实际接触特性。1966 年，Greenwood 和 Williamson 提出了一种改进模型（G-W 模型），虽然仍假设粗糙表面由相同曲率半径的微凸体构成，但与前人模型不同是，G-W 模型中微凸体中心在均值附近随机分布，后者圆心则是在一个平面上分布。如图 2-5 所示。

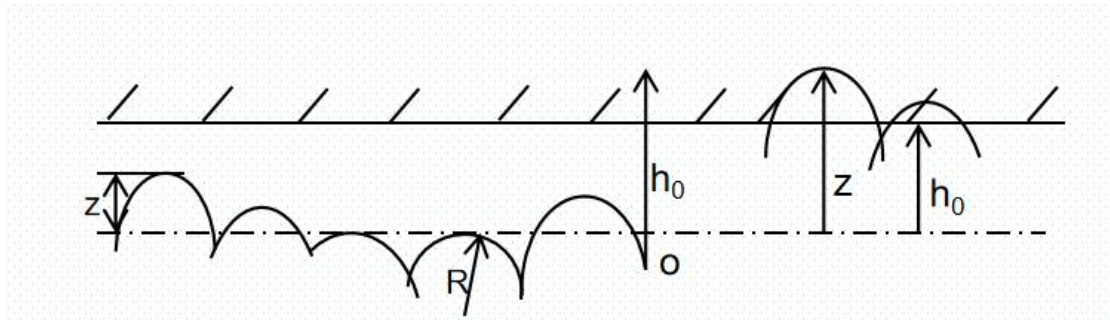


图 2-5 Greenwood 和 Williamson 的随机表面模型

在接触力学分析中，当微凸体顶点间距足够大时，各顶点形变可视为相互独立。此时，微凸体的几何形态与空间位置不再起决定性作用，而顶点高度分布成为关键因素^[43]。因此，准确描述微凸体高度分布的概率函数具有重要研究价值。

（1）高度分布函数 $\Phi(z)$

函数 $\Phi(z)$ 表征微凸体高度分布的概率密度特征。具体而言，该函数描述了微

凸体在高度 z 处的分布概率密度，其物理意义在于反映微凸体峰值位于 $[z, z + dz]$ 区间内的概率分布特性。

(2) 概率密度的定义

微凸体的总数为 N_0 ，在给定的区间 $[z, z + dz]$ 内。在这个区间内，微凸体的数量可以表示为 $N_0\Phi(z)dz$ ，这里的 $\Phi(z)dz$ 是一个微凸体在区间 $[z, z + dz]$ 内有最大高度的概率。

这种高度分布函数的概念在多种科学和工程应用中都有涉及，特别是在材料科学、表面物理以及微观结构分析中^[44, 45]。通过了解微凸体的高度分布，可以更好地预测和分析表面的物理性质和接触行为。

总结来说， $\Phi(z)$ 表示了微凸体的高度分布的概率密度函数，并且能够帮助我们理解在不同高度区间内微凸体的分布情况。

对于大多数加工表面及自然表面，其微凸体高度分布通常可作如下假设：

$$\Phi(z) = \left(\frac{1}{2\pi l^2} \right)^{1/2} e^{-\frac{z^2}{2l^2}} \quad (2-7)$$

式中 l 表示高度分布的均方根值，即表征接触界面的粗糙程度。

$$l = \sqrt{\langle z^2 \rangle} \quad (2-8)$$

当 G-W 模型的弹性体与刚性平面相接处时，假设所有微凸体高度的平均值作为 z 轴的坐标原点，此时，坐标原点与刚性平面的距离为 h_0 （见图 2-8）。在忽略微凸体间弹性相互作用的假设下，所有高度超过 h_0 的微凸体均与刚性平面发生接触。此时，高度为 z 的微凸体被压缩的量为 $d = z - h_0$ 。基于赫兹接触理论，单个接触点的半径平方与接触深度和曲率半径的乘积成正比，即 $a^2 = dR$ ，故微凸体接触区域面积可表示为

$$\Delta A = \pi a^2 = \pi dR = \pi(z - h_0)R \quad (2-9)$$

单个微凸体的作用力为：

$$\Delta F = \frac{4}{3} E^* R^{1/2} d^{3/2} = \frac{4}{3} E R^{1/2} (z - h_0)^{3/2} \quad (2-10)$$

通过对所有接触微凸体进行积分运算，可获得接触点总数、总接触面积以及法向总作用力 F_N 。积分区间从高度 $z = h_0$ 到无穷大，其表达式为：

$$N = \int_{h_0}^{\infty} N_0 \Phi(z) dz \quad (2-11)$$

$$A = \int_{h_0}^{\infty} N_0 \Phi(z) \pi R (z - h_0) dz \quad (2-12)$$

$$F_N = \int_{h_0}^{\infty} N_0 \Phi(z) \frac{4}{3} ER^{1/2} (z - h_0)^{3/2} dz \quad (2-13)$$

随着界面间距的减小（ h_0 降低），接触总面积、总作用力及接触点数量均呈现指数增长趋势，但三者间的比例关系保持相对稳定。由此可见，接触间隙对渗漏率具有显著影响。

2.4 考虑径向误差的油封静密封泄漏模型

相互接触的接触表面间的实际接触形貌是无法观察到的，只有通过假设的模型去理想化的模拟两接触表面实际接触情况^[46]。本文通过雷诺方程计算泄漏量。

构建油封与旋转轴接触间隙的流体压力分布模型，并推导层流状态下密封间隙的渗漏率计算公式。如图 2-6 密封间隙：流体速度和边界的定义所示。两个接触表面由于滑动速度不同产生相对滑动，速度分量分别为 $\{u_1, v_1, w_1\}$ 和 $\{u_2, v_2, w_2\}$ ， u 、 v 、 w 分别代表 x 、 y 、 z 方向的液体流速。流体微元的速度分量可表示为 $\{u, v, w\}$ 。沿 y 轴方向的局部间隙 $h(x, z)$ 远小于密封界面在 x 和 z 方向上的尺度。流体粘度 η 设为恒定值。

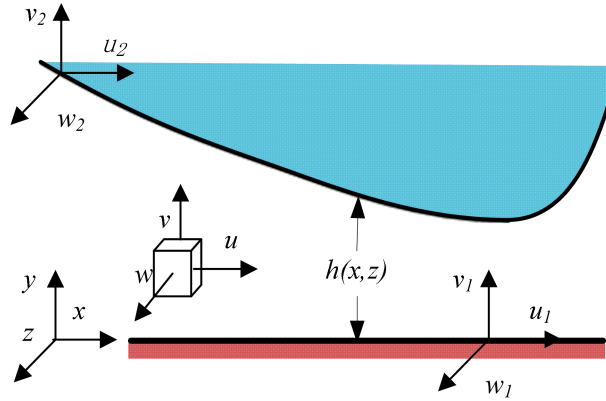


图 2-6 密封间隙处流体速度和边界的定义

选取接触间隙中的微元体 (dx, dy, dz) ，基于粘性力与压力梯度的平衡关系建立雷诺方程^[47]。其中压力梯度包含 $\partial p / \partial x$ 和 $\partial p / \partial z$ 分量，局部切应力则由 $\eta \partial u / \partial y$ 和 $\partial w / \partial y$ 决定。

图 2-7 展示了作用于微元体上的压力与切应力分布， x 轴方向的受力关系：

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx dy dz - \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz = 0 \quad (2-14)$$

对上式进行积分，得到 x 轴的局部压力梯度：

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2-15)$$

同理， z 轴的局部压力梯度：

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (2-16)$$

由于两接触表面在 y 轴的间隙尺寸小，可以认为间隙 h 上的压力不变，故压力对 y 的倒数为零，即 $\partial p / \partial y = 0$ 。由于润滑油与接触表面存在粘附力，故适用以下边界条件：

$$y = 0; \quad u = u_1; \quad w = w_1$$

$$y = h; \quad u = u_2; \quad w = w_2$$

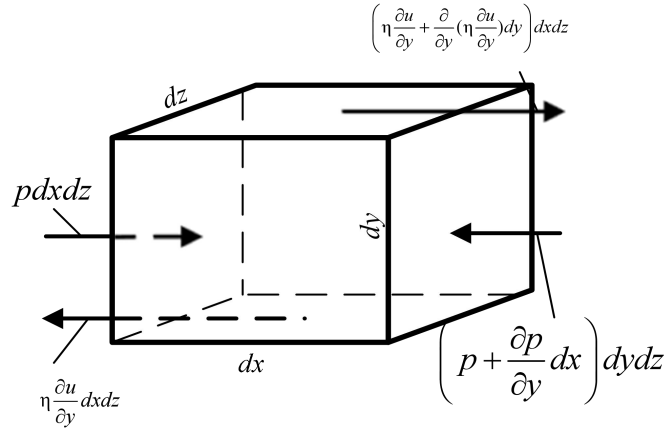


图 2-7 作用在单位微元的压力和剪切应力

将式 (2-15) 和 (2-16)，分别对 x 和 z 方向的流速分量 u 和 w 进行双重积分运算，结合前述边界条件，可得到速度分布表达式：

$$u(y) = \left(1 - \frac{y}{h} \right) u_1 + \frac{u_2}{h} y - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(h-y) \quad (2-17)$$

$$w(y) = \left(1 - \frac{y}{h} \right) w_1 + \frac{w_2}{h} y - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(h-y) \quad (2-18)$$

本文认为流体是不可压缩的，不可压缩流（图 2-8）的连续性需要满足式：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-19)$$

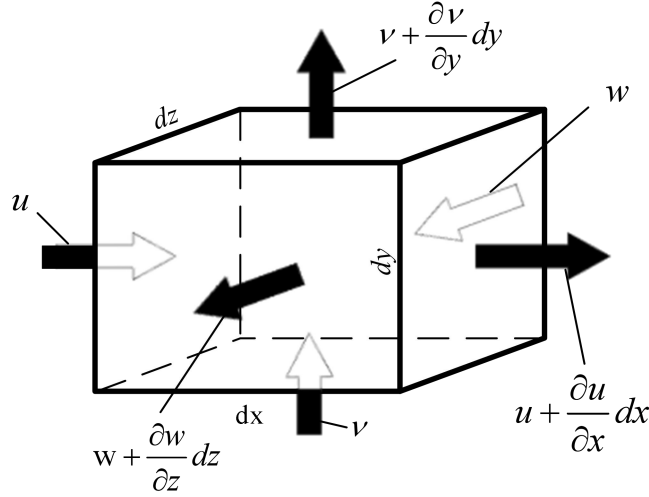
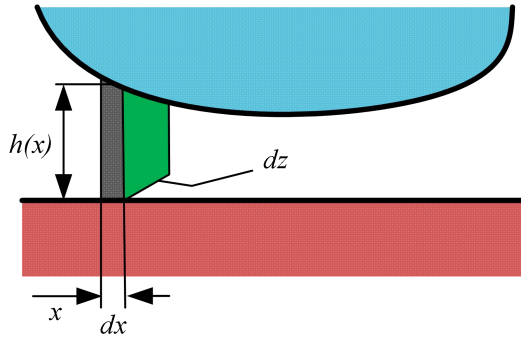


图 2-8 一体积元流动连续性



如图 2-9 膜单位微元的三维视图

对于本文的密封间隙，将其改为适用间隙高度 $h(x, z)$ 的单位微元，单位微元的体积为 $h dx dz$ 如图 2-9 所示，其中 dx 、 dz 分别为在 x 轴、 z 轴的边长。

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dy + v|_0^h + \int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} dy = 0 \quad (2-20)$$

应用以下微分规则：

$$\begin{aligned} \int_{a(x)}^{\beta(x)} \frac{\partial f(x, y)}{\partial x} dy &= \frac{d}{dx} \int_{a(x)}^{\beta(x)} f(x, y) dy - f(x, \beta(x)) \frac{d\beta(x)}{dx} \\ &\quad + f(x, a(x)) \frac{da(x)}{dx} \end{aligned}$$

当 $y = h$ ， $\alpha = 0$ ， $w = w_2$ 和 $u = u_2$ 时，式（2-20）的各个积分为：

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dy = \frac{d}{dx} \int_0^h u dy - u_2 \frac{dh}{dx} \quad (2-21)$$

$$\int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} dy = \frac{d}{dz} \int_0^h w dy - w_2 \frac{dh}{dz} \quad (2-22)$$

同理，对式（2-17）（2-18）（2-21）（2-22）的右侧的第一项可以改写为：

$$\int_0^h u dy = \frac{u_1 + u_2}{2} h - \frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 \quad (2-23)$$

$$\int_0^h w dy = \frac{w_1 + w_2}{2} h - \frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} h^3 \quad (2-24)$$

将式 (2-20) ~ (2-24) 合并, 得到雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{u_1 + u_2}{2} h - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] - u_2 \frac{\partial h}{\partial x} + (v_2 - v_1) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{w_1 + w_2}{2} h - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] - w_2 \frac{\partial h}{\partial z} = 0$$

或移项:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u_1 + u_2}{2} h \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{w_1 + w_2}{2} h \right) + \\ u_2 \frac{\partial h}{\partial x} + w_2 \frac{\partial h}{\partial z} - v_2 + v_1 = 0 \end{aligned} \quad (2-25)$$

本文假设刚性转轴与 x 轴重合并在 x 轴的正方速度 $u_1 = u$ 移动, 且设 y 轴和 z 轴的速度 $w_1 = v_1 = 0$ 。假设油封是静止的 $u_2 = v_2 = w_2 = 0$ 。此时, 雷诺方程式 (2-25) 可以写成适用于动态密封和动态轴承的形式:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2-26)$$

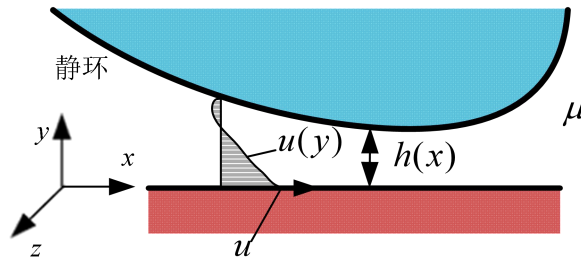


图 2-10 因压力梯度和运动壁引起的密封间隙中的一维流动

本文研究的是转轴与油封的径向误差属于非对称环形间隙, 为了计算方便将三维转化成一维进行计算, 如图 2-10, 在一维图形中, 间隙沿 z 轴方向是恒定的, 故 $\partial h / \partial z$ 和 $\partial p / \partial z = 0$ 。因此式 (2-26) 可以改写为仅有 x 轴方向的变量有:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6u \frac{dh}{dx} \quad (2-27)$$

对上式两边进行积分得到:

$$\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = 6uh + C \quad (2-28)$$

设 h^* 为压力梯度 $dp/dx = 0$ 时的间隙值, 可得积分常数 $C = -6uh^*$ 。将该常

数代入方程，可建立与压力梯度、间隙函数 $h(x)$ 、轴向速度 u 及流体粘度 η 相关的一维雷诺方程：

$$\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = 6u(h - h^*) \quad (2-29)$$

继续进行泄漏率的计算，定义 Q 为体积流量， b 为间隙在 z 方向上转轴的周向长度，那么：

$$\int_0^{h^*} u dy = \frac{u}{2} \quad h^* = \frac{Q}{b} \text{ 或 } h^* = \frac{2Q}{ub}$$

对式（2-29）两边同时成 h^3/η 得：

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta u \frac{h - h^*}{h^3} \quad (2-30)$$

将 $h^* = 2Q/ub$ 带入式（2-30）得：

$$\frac{dp}{dx} = \frac{12\eta}{h^3} \left(\frac{uh}{2} - \frac{Q}{b} \right) \quad (2-31)$$

$$Q = b \left(-\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} + \frac{uh}{2} \right) \quad (2-32)$$

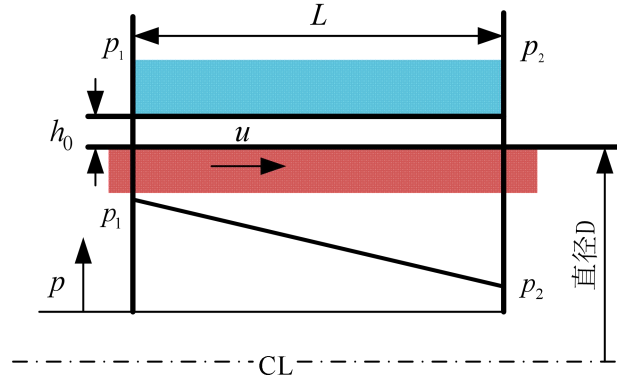


图 2-11 均匀环形间隙中的线性压力

图 2-11 所示为在轴向和周向具有相同间隙 h_0 的同轴缸，由于间隙 h_0 远小于直径 D ，故忽略内外缸径差。其中流体通道长度为 L_0 、 p_1 、 p_2 分别为通道左右两侧的压力 $p_1 > p_2$ ，压力差 $\Delta p = p_1 - p_2$ ，两表面的相对速度 u 。

压力梯度为：

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{L} = \frac{-\Delta p}{L} \quad (2-33)$$

将式（2-33） $h = h_0$ 带入式（2-32）得：

$$Q = b \left(\frac{\Delta p h_0^3}{12\eta L} + \frac{u h_0}{2} \right) \quad (2-34)$$

本文考虑静态工况的泄漏率，即两接触表面的相对速度 $u = 0$ 得：

$$Q_0 = \frac{b \Delta p h_0^3}{12\eta L} \quad (2-35)$$

2.5 静密封泄漏预测计算方法实现

求解静密封泄漏率所需的所有参数以上全部求得，本节将介绍实现密封泄漏率的求解的过程，如图 2-12 所示。

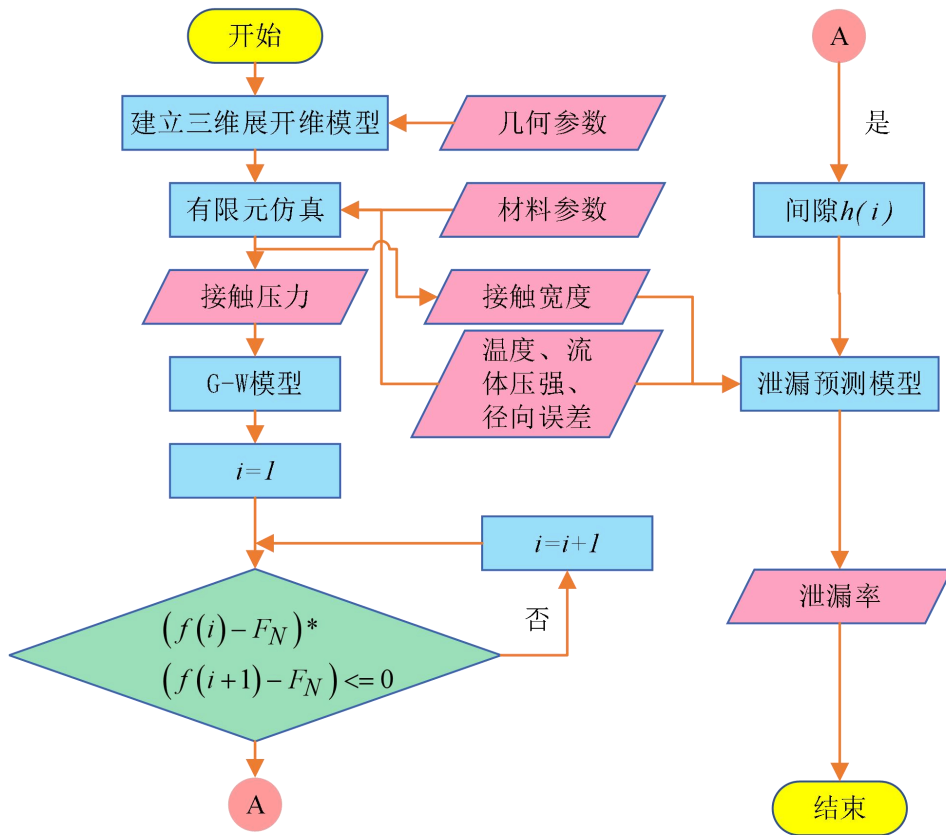


图 2-12 静密封泄漏预测计算方法实现流程

首先，根据所研究油封的几何参数建立油封的三维等效展开模型。在有限元仿真时，输入材料参数，按照油封的接触设置约束条件和位移条件，求解唇口接触压力和接触宽度。由 G-W 模型中呈高斯分布的微凸体高度分布和赫兹接触理论共同求得高度 z 处的接触力，然后通过二分法求解 $z(i)$ 的力，当 $(f(i) - F_N) \times (f(i+1) - F_N) \leq 0$ ，此时的力为该点的力，对应的 $h = h(i)$ ，即该处的间隙。最后根据雷诺方程求解泄漏率。

2.6 油封密封性能

2.6.1 转轴油封有限元模型建立

(1) 油封几何模型与网格划分

本研究采用的密封组件结构如图 2-13 所示，主要由弹性体、金属骨架及预紧弹簧三部分构成。该密封装置的关键几何参数包含：介质侧唇口角度 α 、空气侧唇口角度 β 、装配过盈量 δ 、弹簧中心至唇口的轴向距离 R 、腰部厚度 s 以及弹簧弹性系数 k 。

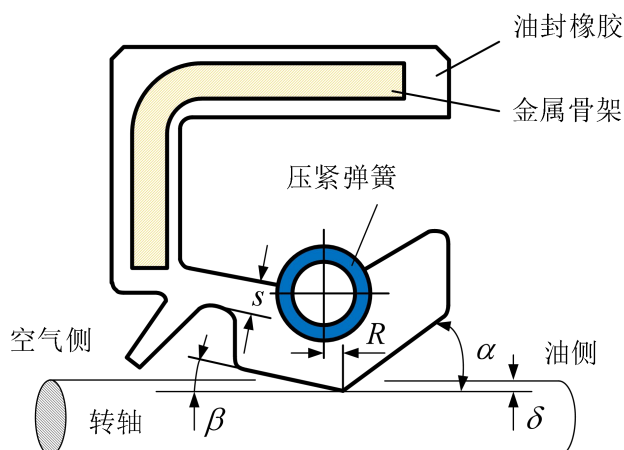


图 2-13 转轴油封结构示意图

在油封设计初期，密封元件与旋转轴之间需设置适当的过盈量。油封密封通过唇口橡胶的弹性变形和弹簧的预紧力实现与轴体的初始接触^[48]，金属骨架为密封件提供结构支撑，确保其装配可靠性，预紧弹簧的作用在于维持所需的径向接触压力，弥补橡胶老化和长时间工作磨损引起的压力损失，同时提升密封件对轴体的动态适应性，有效延长密封系统的服役寿命。

本实验采用的油封是 TC 油封，油封有主副唇，主唇其主要作用是与轴表面紧密贴合，在弹簧的辅助作用下，能形成一个有效的密封屏障，阻止润滑油、液压油等流体介质从密封部位泄漏出去。副唇其主要作用是防止外界灰尘、颗粒侵入主唇-轴摩擦副间，在有限元建模时对结果影响不大，本文主要目的是求主唇和转轴之间的压力，同时去除副唇可以增加模型在 ABAQUS 仿真时的成功率和效率，故按照图 2-14 中所示除去副唇。

有限元仿真时，由于六面体的求解精度高^[49]，故利用平行六面体单元将展开的等效油封几何模型离散化处理，预紧弹簧采用固定约束条件模拟，旋转轴作为刚性部件，通过解析刚体方法完成建模。在密封接触分析中，唇口区域的接触特

性研究至关重要。因此,在网格划分过程中,整体网格大小为 0.045mm,对油封唇口区域进行局部加密,进行局部单精度偏移布种偏心率为 2,左右两边布种数分别为 30、50 以确保计算结果的精度满足分析要求。

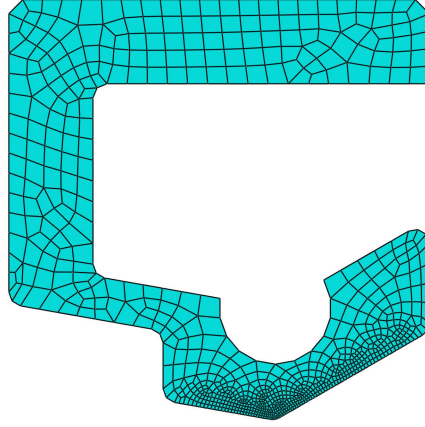


图 2-14 油封-轴网格划分

(2) 橡胶材料超弹性本构模型参数测定

油封的主要材料属于典型的超弹性材料,其应力-应变关系呈现高度非线性特征^[50, 51]。在载荷作用下,这类材料能够快速响应应力变化并产生相应形变,卸载后又能迅速恢复原状,因此常被视为近似不可压缩材料^[52]。在有限元分析中,通常假设弹性体材料具有不可压缩性和各向同性,且变形完全可恢复。经过长期研究,学术界提出了多种描述弹性体大变形行为的本构模型,如 Mooney-Rivlin 模型^[53]、Yeoh 模型^[54]、Neo-Hooke 模型^[55]以及 Ogden 模型^[56]等。实验研究表明,Mooney-Rivlin 模型在模拟不可压缩超弹性材料的大变形力学行为方面具有较好的适用性,是目前应用最为广泛的本构模型之一。

本文研究的油封的主体材料为丁腈橡胶,其力学行为表现出显著的非线性特征,通常采用应变能密度函数表征应力-应变关系。研究表明,双参数 Mooney-Rivlin 模型能够准确描述该材料力学特性,且与实验数据具有良好的一致性^[57]。该模型的数学表达式如下^[58]:

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) \quad (2-36)$$

其中, W 代表应变能函数, I_1 、 I_2 代表橡胶材料变形张量的不变量, C_{01} 、 C_{10} 分别为常数。

通过 Mooney-Rivlin 方程可以进一步获得橡胶材料不可压缩本构方程:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + 2\left(\frac{\partial W}{\partial I_1}C_{ij} - \frac{\partial W}{\partial I_2}C_{ij}^{-1}\right) \quad (2-37)$$

其 σ_{ij} 代表 Cauchy 应力张量分量, p 表示静压力, δ_{ij} 代表 Kronecker 运算符。

如假设橡胶超弹性体沿坐标轴方向的形变为主方向, 则 Cauchy 变形张量可表示为以下矩阵形式:

$$C = \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \quad (2-38)$$

上式中 λ_i 表示第 i 方向的伸长比, 所以 C_{ij} 的不变量可表示为:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (2-39)$$

$$I_2 = \lambda_1^2\lambda_2^2 + \lambda_2^2\lambda_3^2 + \lambda_1^2\lambda_3^2 \quad (2-40)$$

当采用薄片橡胶试样做拉伸时, 可认为试样近在一个主方向上受拉力, 而其他方向均自由, 那么就会有 $\lambda_2 = \lambda_3$, 如果假设 $\lambda_1 = \lambda$, 将会有下式成立:

$$\lambda_2 = \lambda_3 = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \quad (2-41)$$

$$\sigma_{11} = -p + 2\left(\frac{\partial W}{\partial I_1}\lambda^2 - \frac{\partial W}{\partial I_2}\lambda^{-2}\right) \quad (2-42)$$

$$\sigma_{22} = -p + 2\left(\frac{\partial W}{\partial I_1}\lambda^{-1} - \frac{\partial W}{\partial I_2}\lambda\right) = 0 \quad (2-43)$$

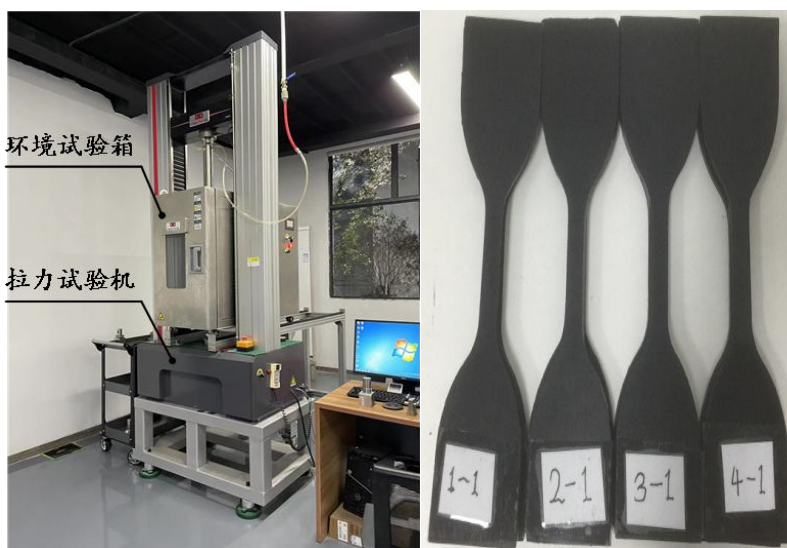
通过式 (2-42) (2-43) (2-44) 可解得:

$$\sigma_{11} = 2\left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda}\right)\left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{\partial W}{\partial I_2}\lambda^{-1}\right) \quad (2-44)$$

根据应变能函数的具体表达形式, 可以得到 $\partial W/\partial I_1$ 和 $\partial W/\partial I_2$ 的表达式, 通过橡胶材料单轴拉伸试验能够获得以伸长比和应力形成的点对集合, 将多个点对代入上式即可求得超弹性本构模型参数。

如前文所述, 当油封与转轴存在固体表面直接接触时, 运转后固体摩擦生热会改变密封界面温度分布, 温度对橡胶超弹性本构模型参数会产生影响^[59, 60]。为了更准确地阐释油封在动密封下的泄漏机理, 本文对不同温度下的橡胶超弹性本构模型参数进行了测量。试验设备如图 2-15 (a) 所示, 具有高低温实验环境的拉力试验机, 主要包括拉力试验机本体和环境试验箱, 环境试验箱温度调节范围为 $-40^\circ\text{C} \sim +200^\circ\text{C}$ 。橡胶材料为丁腈橡胶, 被测橡胶试样按照 GB/T528-2009 标准

执行，采用哑铃状薄片试样，如图 2-15（b）所示，每个温度点下测量 3 件试样，测量结果取平均值。



（a）高低温拉力试验机

（b）哑铃状橡胶试样

图 2-15 高低温拉力试验机及橡胶试样

表 2-1 不同温度下拟合得到的 Mooney-Rivlin 本构模型参数

温度	C_{10}	C_{01}
20°C	0.1206	0.2396
30°C	0.1089	0.2021
40°C	0.1078	0.1915
50°C	0.0980	0.1895

试验测量了 20°C、30°C、40°C 和 50°C 下丁腈橡胶试样单轴拉伸数据，并针对每个温度下三件试样的平均结果做了拟合，结果如图 2-16 所示，通过拟合得到的 Mooney-Rivlin 本构模型参数如表 2-1 所示，结果显示，温度越高，丁腈橡胶材料的 Mooney-Rivlin 模型参数值越小。

（3）转轴与油封接触的有限元分析及设置

接触问题具有高度非线性特征，其求解过程受材料属性、边界条件及载荷分布的显著影响。同时，界面摩擦与穿透效应的引入进一步加剧了模型的非线性程度，导致计算收敛困难。在曲轴密封的有限元模拟中，接触约束呈现不连续性：仅在两表面接触时产生约束作用。此外，模型中力的传递需通过接触关系的建立来实现。由于密封主体采用橡胶材料，其本征非线性与唇口-轴体接触非线性相互耦合，显著提升了接触分析的复杂度，增加了数值求解的难度。

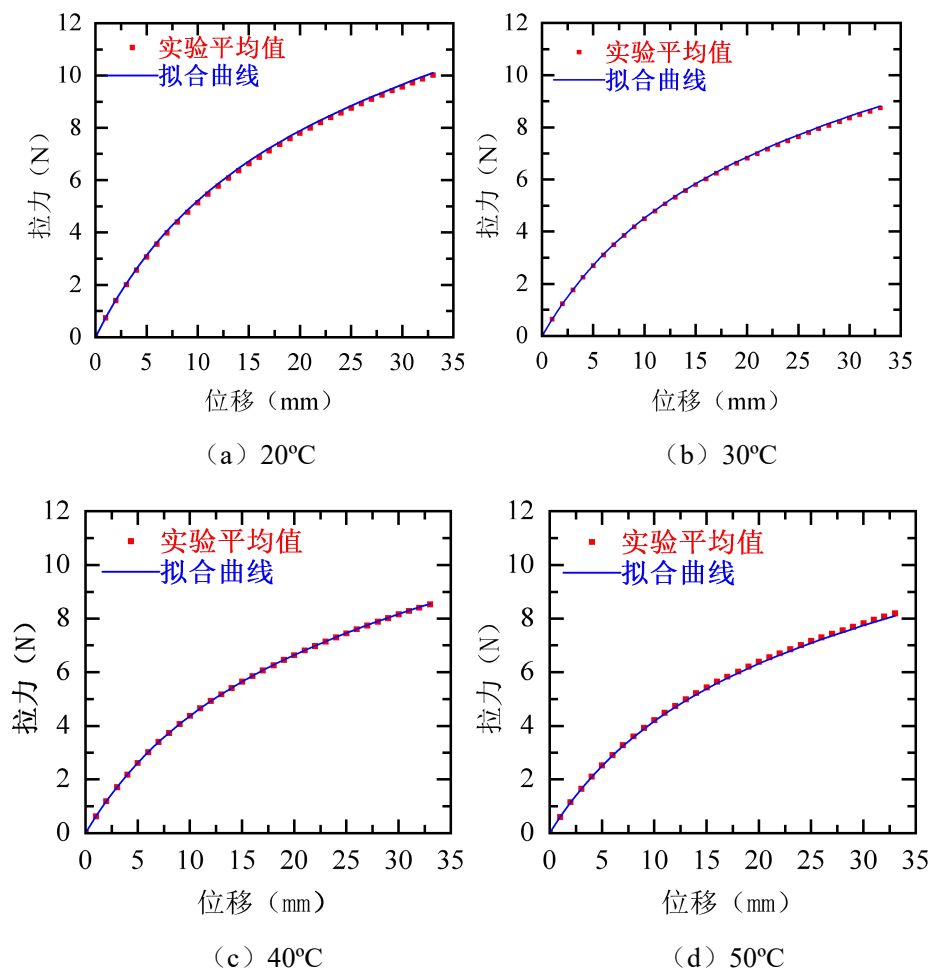


图 2-16 不同温度下丁腈橡胶试样单轴拉伸数据及拟合结果

有限元求解中, 由于本文研究的油封的主体材料为丁腈橡胶, 属于超弹性材料, 采用 Mooney-Rivlin 双参数超弹性材料模型, 参数如表 2-1 所示。因转轴及油封安装槽均为金属合金材料, 其硬度及弹性模量远高于橡胶, 所以在有限元模型中, 将转轴表面及油封安装槽壁面设定为刚性约束^[61], 油封弹簧安装槽采用固定约束, 转轴表面初始位置与拉直的油封两侧端面垂直, 通过对转轴表面施加沿油封截面高度的位移约束模拟油封压缩状态, 由于油封各个截面分布高度不同, 所以当转轴表面沿油封截面施加位移约束时, 油封各截面的压缩量将不尽相同, 以此模拟油封与转轴轴线间存在静态偏心误差时的接触状态。实际的油封是环状结构, 不存在截面上的端面效应, 在本模型中, 油封被拉直, 为了消除拉直后的油封两侧端面的端面效应, 在其两侧端面施加周期边界条件。考虑到密封接触的高度非线性特性, 计算过程中采用罚函数法处理接触问题, 通过设置法向接触属性防止相互穿透。接触面离散化采用面-面方式, 相对滑动设置为有限滑动模式。油封与转轴的有限元求解约束设置如图 2-17 所示。

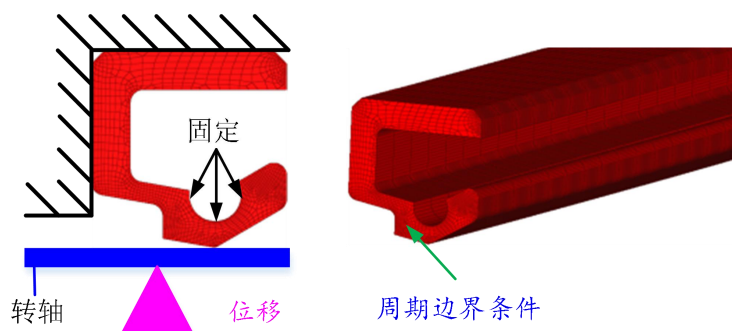


图 2-17 油封有限元分析约束设置

2.6.2 油封静密封性能的影响因素

(1) 偏心对油封性能的影响

如图 2-18 所示为偏心量 0.1mm、0.2mm、0.3mm 时，油封转轴的接触宽度和接触力结合图 2-3，在油封转轴压缩量越大油膜宽度和接触力越大。图 2-18 (a) 油封压缩量小到一定值后油封-转轴接触宽度变化较小，原因在于弹簧，当压缩量减小到一定值时，弹簧的压缩程度也基本稳定，弹簧力对油封唇口的作用趋于稳定，不会因压缩量的小幅变化而产生较大的径向力变化，进而使接触宽度变化较小。同时，油封唇口的形状在设计和制造时就已确定，当压缩量减小到一定程度后，唇口已基本达到其所能允许的最小变形状态，无法再通过进一步变形来增加或减小与转轴的接触宽度。图 2-18 (b) 在压缩最大处接触压力越大，同一个位置压缩量的增大和接触力的增大系数也增大，造成这一现象可能是油封的唇口在与转轴接触时，随着压缩量的增加，唇口的变形量不断增大。在压缩初期，唇口的变形主要是局部的弯曲和少量的扭曲，与转轴的接触面积增加相对较慢，接触力的增长也较为平缓。随着压缩量进一步增大，唇口的变形程度加剧，不仅弯曲程度增加，扭曲和拉伸变形也更为明显，唇口与转轴的接触面积迅速扩大，根据力与面积的关系，在力的作用面积快速增大的情况下，接触力会以更快的速度增大。

如图 2-19 所示，偏心量越大，油封泄漏率越大。结合图 2-18 发现泄漏率和接触压力成反比关系，接触力最大处是油封泄漏率值最小处，这一现象与偏心量越大接触力越大，接触力增大导致油封转轴的油膜间隙减小相验证。油封与转轴之间的接触不再是均匀的。在偏心量较大的情况下，会出现局部的应力集中现象，在偏心的一侧，油封与转轴的接触压力会显著增大，而在另一侧则会减小。这种不均匀的应力分布会破坏油封的密封性能，使得在接触压力较小的区域容易出现

泄漏通道，从而增加泄漏率。

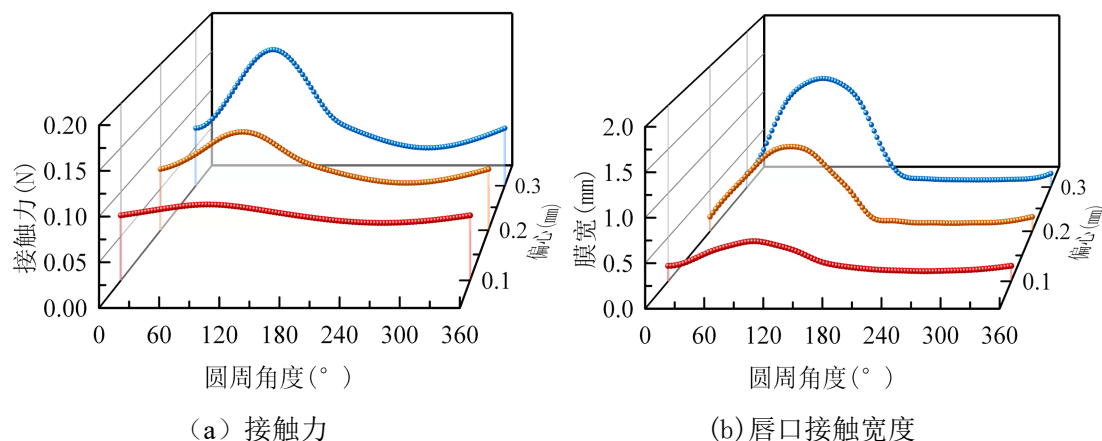


图 2-18 不同偏心误差时接触力和油封膜宽

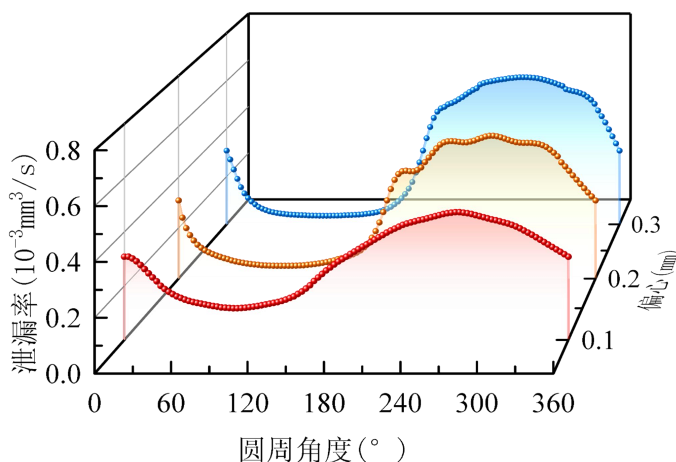


图 2-19 流体压强 0.2MPa 温度 20℃下不同偏心误差时的油封泄漏率

(2) 温度对油封性能的影响

如图 2-20 所示，温度越高，油封-转轴泄漏率越大，润滑油的粘度会随着温度的升高而降低^[62]。粘度降低意味着油液的流动性增强，在油封与转轴之间更容易形成泄漏通道。原本在较低温度下能够被油封有效阻挡的油液，在高温时由于粘度下降，更容易从油封与转轴的间隙中渗漏出去，从而使泄漏率增大。在正常温度下，油封与转轴之间能够形成一层稳定的油膜，起到润滑和密封的作用。但随着温度升高，油膜的稳定性会受到影响。一方面，油液粘度降低使油膜的承载能力下降；另一方面，高温可能导致油膜中的添加剂分解或挥发，降低了油膜的润滑性能。当温度达到一定程度时，油膜可能会破裂，使油封与转轴直接接触，产生干摩擦，加剧磨损和泄漏。

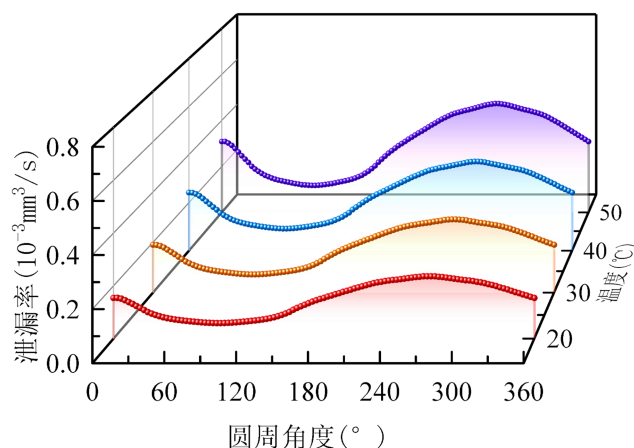


图 2-20 流体压强 0.1MPa 偏心 0.1mm 下不同温度时的泄漏率

(3) 流体压强对油封性能的影响

如图 2-21 所示，流体压强越大，油封-转轴泄漏率越大，压差是推动油液流动的动力源，流体压强越大，油液所受到的驱动力就越大。在这种较大驱动力的作用下，油液更容易克服油封与转轴之间的微小阻力和间隙，从密封部位渗透出去。即使油封与转轴之间的间隙非常小，在高流体压强的作用下，油液也有可能通过这些微小间隙形成泄漏通道，从而增加泄漏的可能性。

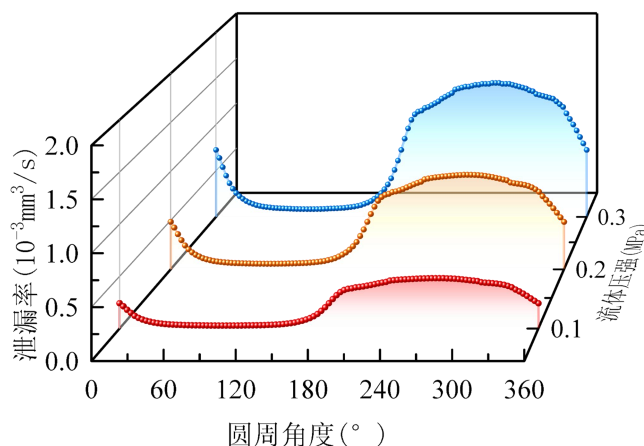


图 2-21 偏心 0.3mm 温度 40°C 条件下不同流体压强时的泄漏率

2.7 本章小结

本章建立转轴与油封的展开等效接触模型，通过 G-W 公式建立转轴与油封的微观接触模型模拟真实的接触行为。根据单轴拉伸实验获得油封的两参数本构模型参数，通过 ABAQUS 获得油封的接触力为下一步的计算提供数据通过雷诺方程求解转轴油封接触间隙的泄漏量，研究轴与油封在静态工况下偏心、温度、流体压力与泄漏量的关系。

第3章 基于转轴与油封径向误差的动密封泄漏

3.1 引言

当转轴与油封间存在相对运动时，在油液充足的条件下，转轴与油封接触的密封间隙内会形成流体动力润滑膜。理论上，如果转轴的旋转轴线与油封的轴线完全重合时，油膜沿圆周方向应均匀分布，但在实际运转中，二者的轴线不会完全重合，密封间隙内的油膜厚度也将呈现不均匀分布的特点。本章将针对存在径向误差下的油封动密封泄漏机理展开研究。

3.2 油封表面微凸体与转轴刚性平面接触模型

当油封与转轴轴线存在径向误差时，油封在圆周方向的压缩率将随截面位置变化而不同，油封与转轴接触的密封界面内可能会出现油膜润滑或者混合润滑状态^[63]。如果出现油封表面与转轴表面直接接触的情况，当油封与转轴间存在相对运动时，固体表面间的接触摩擦会导致密封界面内的温度变化显著，从而影响油膜泄漏行为。

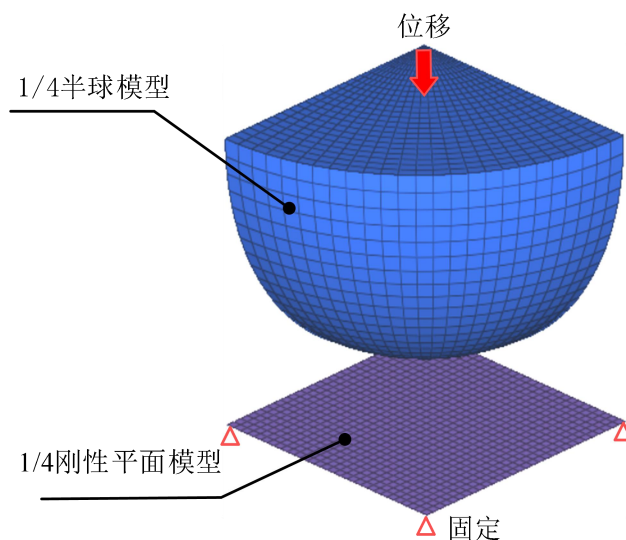


图 3-1 1/4 微凸体与刚性平面接触有限元模型

橡胶材料属于超弹性材料，为了更准确地描述油封表面与转轴表面的接触行为，本节将建立两固体表面的接触模型。根据弹性接触理论，固体表面间的真实接触发生在表面上的微凸体间，而根据粗糙表面接触理论，转轴表面可视为刚性纯平表面，油封表面微凸体可视为半球体^[64]。因此，建立油封表面微凸体与转轴

刚性平面接触有限元模型如图 3-1 所示，为了减少计算量，考虑到微凸体与刚性平面具有几何对称性，故仅建立 1/4 接触模型。刚性平面各边界施加固定约束边界条件，1/4 半球平面施加竖直向下的位移边界条件，刚性平面与 1/4 半球的对称边和对称面施加对称位移边界条件，球面与刚性平面间设定接触对。模型中，1/4 半球模型代表油封表面单微凸体，考虑到油封橡胶材料具有超弹性特性，因此，为半球模型赋予超弹性材料本构模型。

3.3 橡胶微凸体接触压力与压缩率的关系

上章给出了丁腈橡胶在不同温度下的 Mooney-Rivlin 模型参数拟合结果，将其代入微凸体与刚性平面接触有限元模型可得接触压力与变形量的关系。图 3-2、图 3-3 展示了 20°C 时接触压强与变形量的云图分布，两者区别在于半球模型的半径不同，通过对比不难发现，虽然半球模型的半径不同，但是在接触区域内的接触压强分布却保持一致，这一点通过经典接触理论可以得到解释，如果把压缩量看作球半径与压缩率的乘积，那么在相同压缩率下，接触压力将与球半径的平方成比例，也就代表了接触压强不随球半径的变化而变化。类似的，通过代入其他温度下的 Mooney-Rivlin 模型参数同样可以获得该温度下的接触压强和变形量随压缩率的变化结果，由于篇幅有限，本节就不再做详细展示。通过提取半球模型所有接触单元的接触压强及接触单元变形后的面积，可以获得接触压力。

由弹性接触力学可知，加载在半球区域的接触压强不随半球半径变化，与压缩率的 3/2 次方成正比，可表示为：

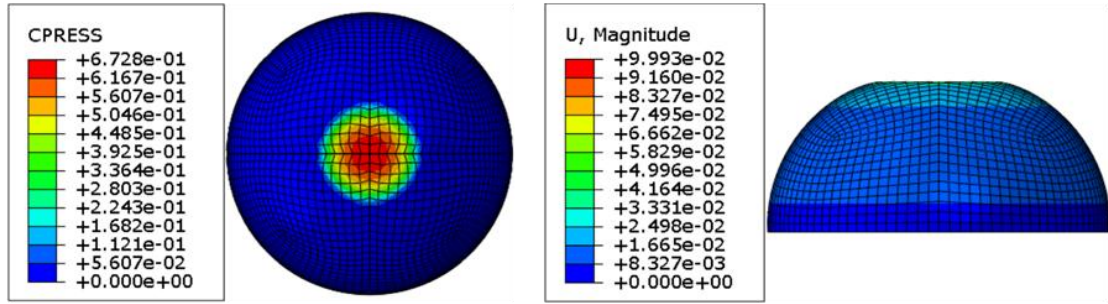
$$P = \frac{F}{\pi R^2} = \frac{4}{3\pi} E^* \eta^{\frac{3}{2}} \quad (3-1)$$

其中 P 代表接触压强， F 为总接触压力， R 代表半球半径， E^* 代表综合弹性模量， η 为压缩率。为了反映橡胶材料超弹性特性，在上式中加入修正参数 k ，使其变成：

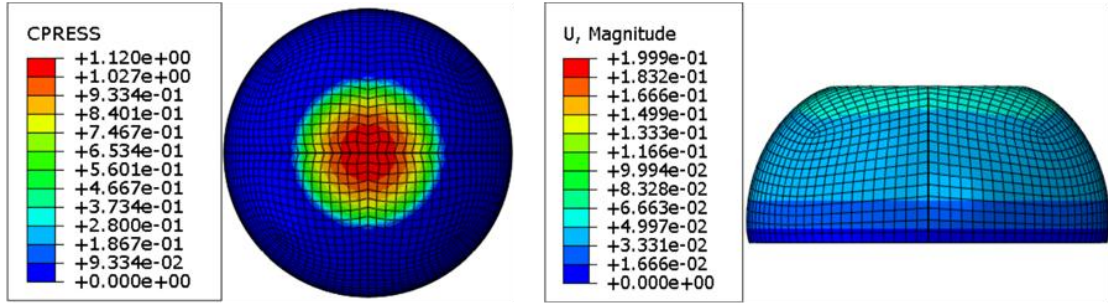
$$P = \frac{F}{\pi R^2} = \frac{4}{3\pi} k E^* \eta^{\frac{3}{2}} \quad (3-2)$$

令 $K = \frac{4}{3} k E^*$ ，则有：

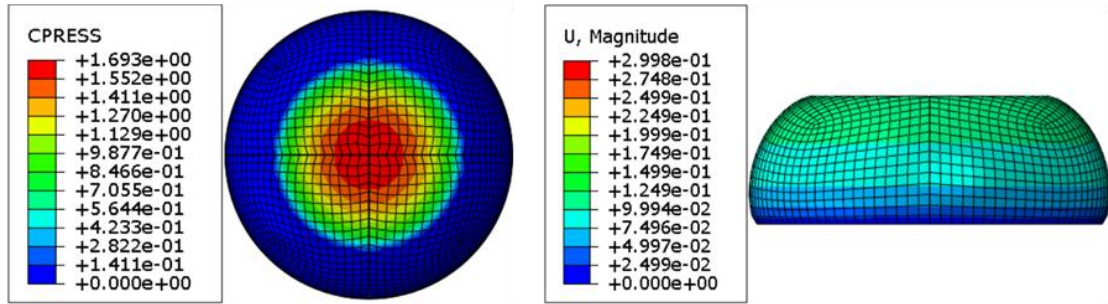
$$F = K R^2 \eta^{\frac{3}{2}} \quad (3-3)$$



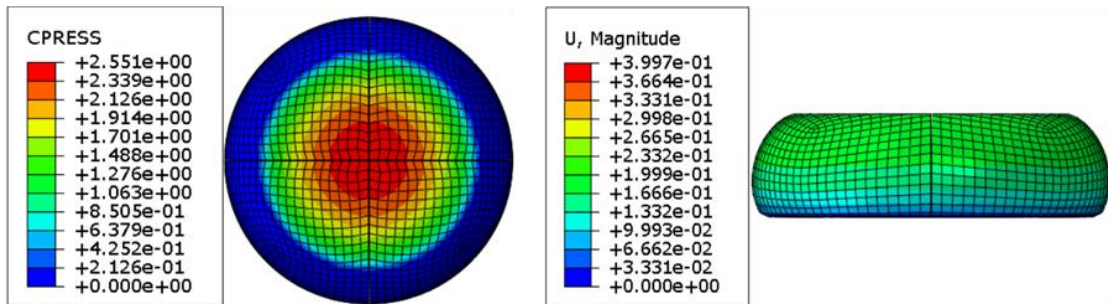
(a) 压缩率=10%



(b) 压缩率=20%



(c) 压缩率=30%



(d) 压缩率=40%

图 3-2 20°C 时微凸体接触压强与变形量 (球半径为 1mm)

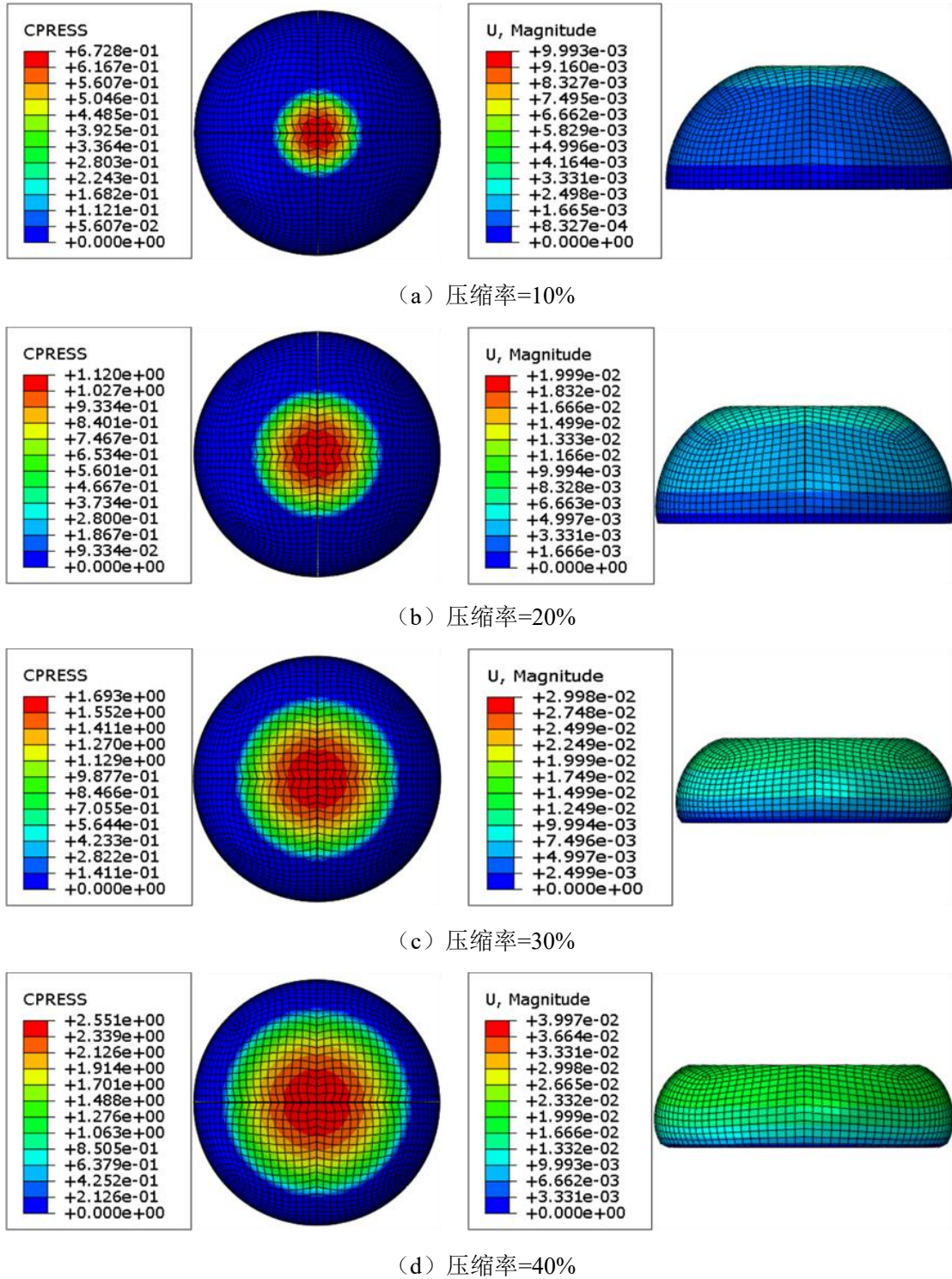


图 3-3 20°C 时微凸体接触压强与变形量（球半径为 0.1mm）

图 3-4 展示了不同温度下丁腈橡胶微凸体接触压力与压缩率的关系，通过观察不难发现，微凸体接触压力随压缩率的增加而增大，且增大的速率也在变大^[65]。由此可以计算得到图 3-5 所示的不同温度下 K 值与压缩率的关系。通过多项式拟合可得不同温度下 K 与压缩率 η 的关系表达式：

$$\begin{cases} K = 58.91\eta^2 + 0.072\eta + 4.668 & 20^\circ C \\ K = 50.35\eta^2 + 0.1274\eta + 4.032 & 30^\circ C \\ K = 48.12\eta^2 + 0.1679\eta + 3.867 & 40^\circ C \\ K = 46.84\eta^2 + 0.0782\eta + 3.723 & 50^\circ C \end{cases} \quad (3-4)$$

将上式代入（3-3）式即可得：

$$\begin{cases} F = R^2\eta^{\frac{3}{2}}(58.91\eta^2 + 0.072\eta + 4.668) & 20^\circ C \\ F = R^2\eta^{\frac{3}{2}}(50.35\eta^2 + 0.1274\eta + 4.032) & 30^\circ C \\ F = R^2\eta^{\frac{3}{2}}(48.12\eta^2 + 0.1679\eta + 3.867) & 40^\circ C \\ F = R^2\eta^{\frac{3}{2}}(46.84\eta^2 + 0.0782\eta + 3.723) & 50^\circ C \end{cases} \quad (3-5)$$

以上即为橡胶微凸体接触压力与压缩率的关系。

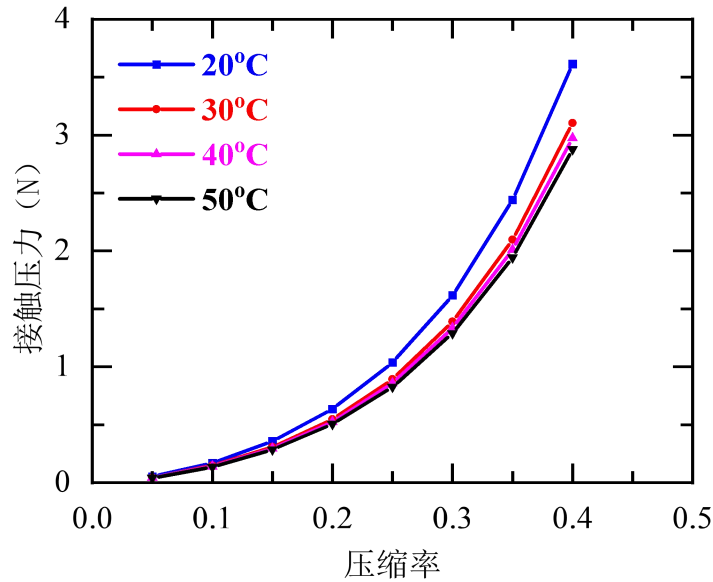


图 3-4 不同温度下接触压力与压缩率的关系

3.4 油封与转轴接触的有限元分析及设置

由前述可知，通过油封唇口与转轴表面接触压力可获得密封区域内的平均间隙，而油封与转轴的接触压力能够通过有限元接触模型求得。由于油封具有圆周回转几何特征，为减小计算量，油封与转轴的接触模型由二维有限元模型建立。考虑到转轴由刚性材质制成，其硬度和弹性模量远大于油封橡胶材质，故转轴边界设定为解析刚体，同样地，油封安装槽边界也设定为解析刚体，油封内弹性骨架安装槽施加固定位移约束。油封求解域被划分为若干四边形网格，为模拟油封

在真实工况下的接触压力，边界条件分三个载荷步加载：第一载荷步中在转轴表面施加竖直向上的位移，模拟油封径向压缩；第二载荷步中在油封表面加载压强，模拟被密封介质流体压力；第三载荷步中在油封求解域加载稳态温度，模拟达到热平衡后的油封膨胀状态。油封材料参数根据中的拟合结果输入超弹性材料模型，有限元接触模型如图 3-6 所示。

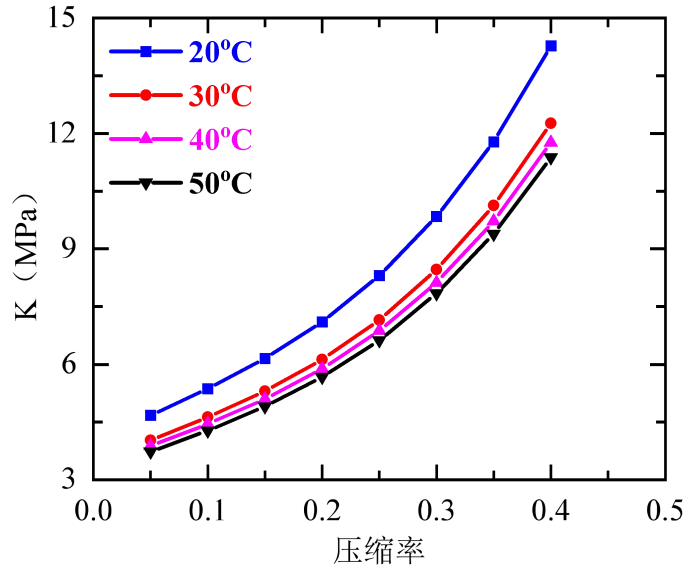
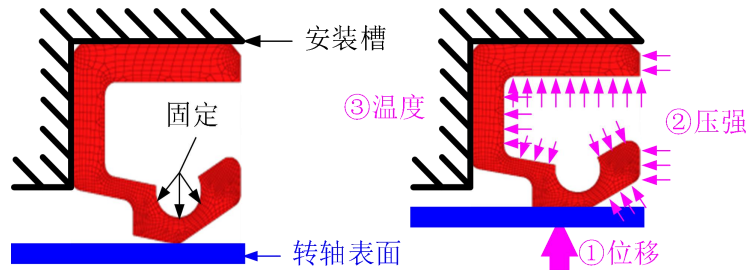


图 3-5 不同温度下 K 值与压缩率的关系



3.5 径向误差下密封间隙内油膜流体动力学模型

当转轴相对于油封旋转时，油封与转轴接触的密封间隙内油膜也会随之产生运动，即流体动力学效应，其直接影响密封间隙内流体的泄漏行为。密封间隙内的流体动力学效应可通过有限差分法求得^[66, 67]，为方便阐述，将上图中的笛卡尔坐标系沿转轴表面母线裁开并展平，形成图 3-7 所示的矩形有限差分模型，矩形长边尺寸即为转轴外圆周长 πD_s ，宽边尺寸为油封唇口与转轴表面接触宽度 L ，将矩形区域离散成若干网格节点，节点处的无量纲流体压力用 $\bar{P}_{ij}$ 表示，无量纲膜厚用 $\bar{H}_{ij}$ 表示。

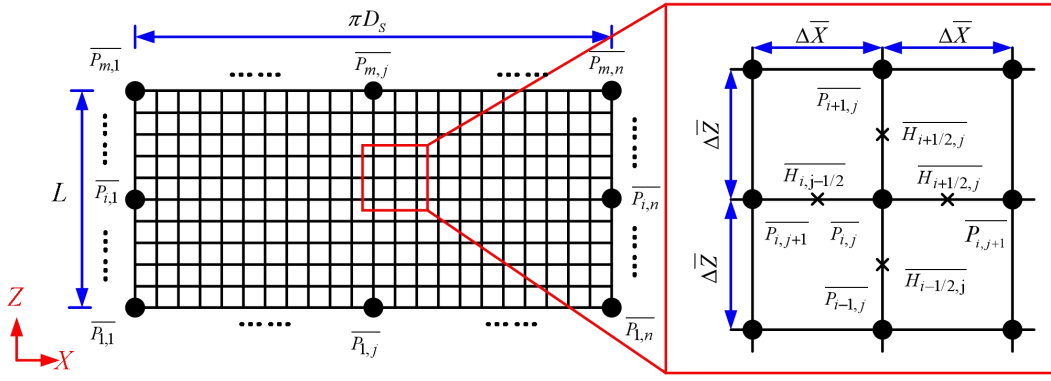


图 3-7 密封间隙内流体动力学有限差分模型

由式 (2-13) 可知, 当给定接触压力 F_N 时, 其它参数都给定的情况下, 能够获得微凸体平均压缩率 η_a , 通过与微凸体半径 R 的乘积可得到表面间平均间隙:

$$h_a = \eta_a R \quad (3-6)$$

采用无量纲参数表示如下:

$$\bar{X} = \frac{x}{D_s}, \quad \bar{Z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{H} = \frac{h}{2c}, \quad \bar{P} = \frac{p}{\mu n} \left(\frac{c}{R_s} \right)^2 \quad (3-7)$$

其中 D_s 和 R_s 分别代表转轴外圆柱表面的直径和半径, L 为油封唇口与转轴表面接触宽度, c 代表无径向误差时油封唇口表面与转轴刚性平面间的油膜厚度, μ 为密封间隙内油膜的动力学黏度, n 为转轴转速。

密封间隙内的 Reynolds 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) + \left(\frac{D_s}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}} \right) = 6\pi \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{X}} \quad (3-8)$$

按照有限差分法的计算法则, 可将上式写作差分格式:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) &= \frac{\bar{H}_{i,j+1/2}^3 \frac{\bar{P}_{i,j+1} - \bar{P}_{i,j}}{\Delta \bar{X}} - \bar{H}_{i,j-1/2}^3 \frac{\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i,j-1}}{\Delta \bar{X}}}{\Delta \bar{X}} \\ \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}} \right) &= \frac{\bar{H}_{i+1/2,j}^3 \frac{\bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i,j}}{\Delta \bar{Z}} - \bar{H}_{i-1/2,j}^3 \frac{\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i-1,j}}{\Delta \bar{Z}}}{\Delta \bar{Z}} \\ \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{X}} &= \frac{\bar{H}_{i,j+1/2} - \bar{H}_{i,j-1/2}}{\Delta \bar{X}} \end{aligned} \quad (3-9)$$

由此可解得:

$$\bar{P}_{i,j} = \frac{6\pi \frac{\bar{H}_{i,j-1/2} - \bar{H}_{i,j+1/2}}{\Delta \bar{X}} + \left(\frac{D_s}{L}\right)^2 \left(\bar{H}_{i+1/2,j}^3 \frac{\bar{P}_{i+1,j}}{\Delta \bar{Z}^2} + \bar{H}_{i-1/2,j}^3 \frac{\bar{P}_{i-1,j}}{\Delta \bar{Z}^2} \right) + \bar{H}_{i,j+1/2}^3}{\left(\frac{D_s}{L}\right)^2 \frac{\bar{H}_{i+1/2,j}^3 + \bar{H}_{i-1/2,j}^3}{\Delta \bar{Z}^2} + \frac{\bar{H}_{i,j+1/2}^3 + \bar{H}_{i,j-1/2}^3}{\Delta \bar{X}^2}} \quad (3-10)$$

同时，给出矩形有限差分域边界条件：

$$\begin{aligned} \bar{H}_{i,1} &= \bar{H}_{i,n}, \quad (i=1, \dots, m)_{\leftrightarrow} \\ \bar{P}_{1,j} &= \bar{P}_f, \quad \bar{P}_{m,j} = 0, \quad (j=1, \dots, n) \end{aligned} \quad (3-11)$$

其中 $\bar{P}_f$ 代表被密封流体的无量纲压强。

有限差分法迭代过程中的收敛准则由下式判定：

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |\bar{P}_{i,j}^{(k)} - \bar{P}_{i,j}^{(k-1)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \bar{P}_{i,j}^{(k)}} < A \quad (3-12)$$

其中 A 代表收敛阈值， k 为迭代次数。

由于油封与转轴存在径向误差，被密封流体沿转轴轴向泄漏量在转轴圆周方向的分布并不一致，所以，本章将采用近似方法计算流体泄漏量，将密封间隙在圆周方向平均分为 N 等份，则每份宽度为 $\pi D_s/N$ ，当 N 值较大时，可以假设流体在每份密封间隙内的泄漏量是一常数，根据流体动力学理论，每份密封间隙内的轴向泄漏率为：

$$Q_i = \frac{\pi D_s h_i^3}{12 \mu N} \frac{dp}{dz} \quad (3-13)$$

所以总泄漏率可表示为：

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i = \frac{\pi D_s}{12 \mu N} \sum_{i=1}^N h_i^3 \frac{dp_i}{dz} \quad (3-14)$$

3.6 油封动密封泄漏预测计算方法实现

油封动密封泄漏预测计算方法，本章已经在上面给出，本节将对油封动密封泄漏率的计算流程进行讲解，如图 3-8 所示。本章将油封模型进行了改变，将三维模型转变成二维模型，和第二章一样，开始先将几何参数和材料参数带入，模型中进行有限元求解，获得油封唇口的接触压力和接触宽度，但是由于油封的转动，本章将唇口接触宽度进行均化处理，将不规则的油封唇口接触宽度均化为相同的矩形。计算平均压缩率获得平均间隙，由于转轴和油封的相对运动会产生流

体动力学效应，基于有限差分法求解油膜处流体动力学效应，获得每一分的泄漏率，最终获得整个油封的泄漏率。

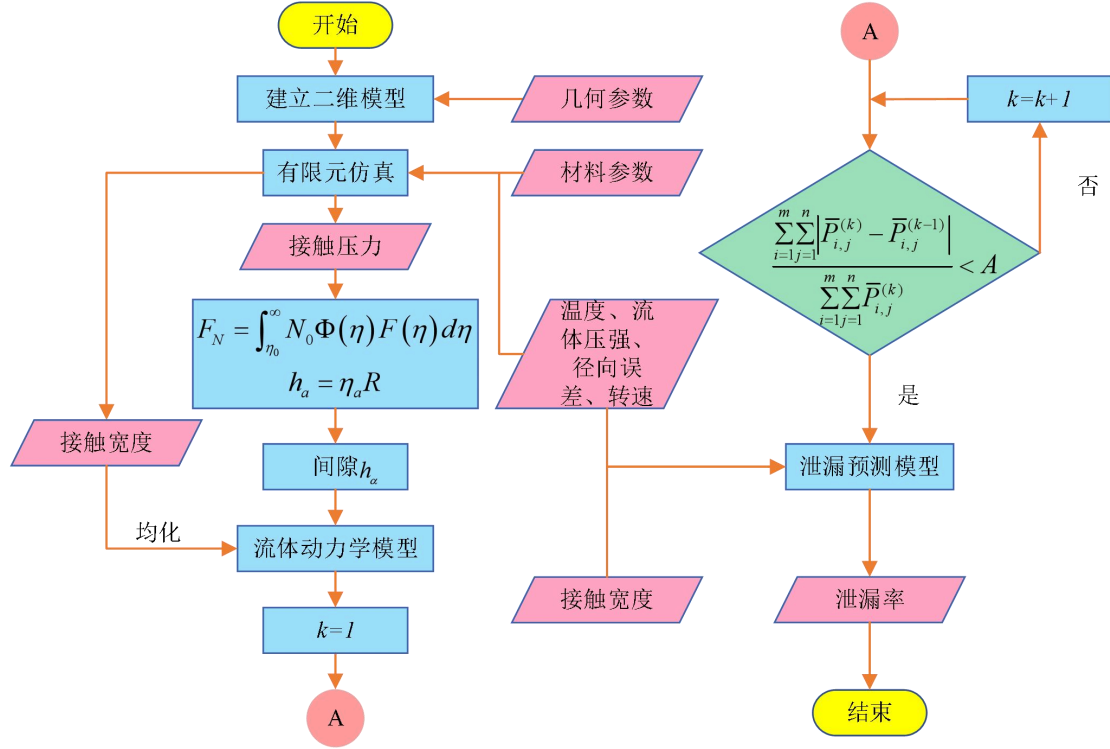


图 3-8 动密封泄漏预测计算方法实现流程

3.7 油封动密封性能的影响因素

图 3-9~图 3-12 展示了流体压强为 0.1MPa 时，不同温度、不同压缩率下的油封内部应力分布。能够看出，相同温度下，压缩率越大，油封内部的 Von Mises 应力越大，从局部看，压缩率增大会直接加剧唇口与转轴接触部位的局部变形，导致 Von Mises 应力增大，从整体看，高压压缩率会使油封整体变形增大，材料内部应变能积累更多，从而导致 Von Mises 应力增大。相比流体压强对油封其他部位的影响，唇口的应力集中现象更明显，这是由于油封的几何结构导致的，油封唇口通常设计为薄而尖锐的楔形结构，与轴表面形成窄带接触。这种几何形状在受压时易产生局部高应变，导致应力集中，同时唇口的体积更小，流体压强对其影响更明显。压缩率不变的情况下，温度越高，油封内部的 Von Mises 应力越小。由于软化现象，温度升高降低橡胶材料的弹性模量，导致油封在相同压缩率下产生的弹性回复力减小，整体 Von Mises 应力减小。

图 3-13 展示了不同温度和不同压缩率下的接触压强和接触宽度，从图中可

以发现，相同压缩率下、不同温度下的油封唇口与转轴表面接触宽度几乎一致，说明温度在 $20^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$ 之间时，油封与转轴接触宽度几乎不受温度的影响。但是由于温度对油封橡胶材料的超弹性行为有一定的影响，所以不同温度下的接触压强有较明显的区别。随着温度越高，接触宽度内的接触压强越小。

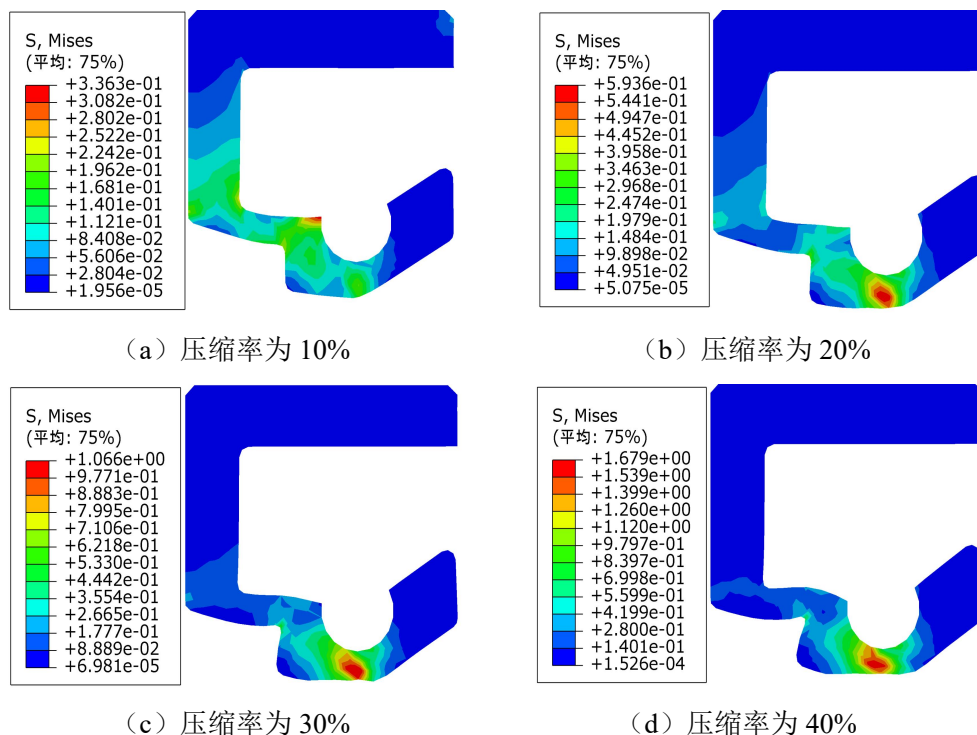


图 3-9 20°C 、流体压强为 0.1MPa 时油封内部应力分布（单位：MPa）

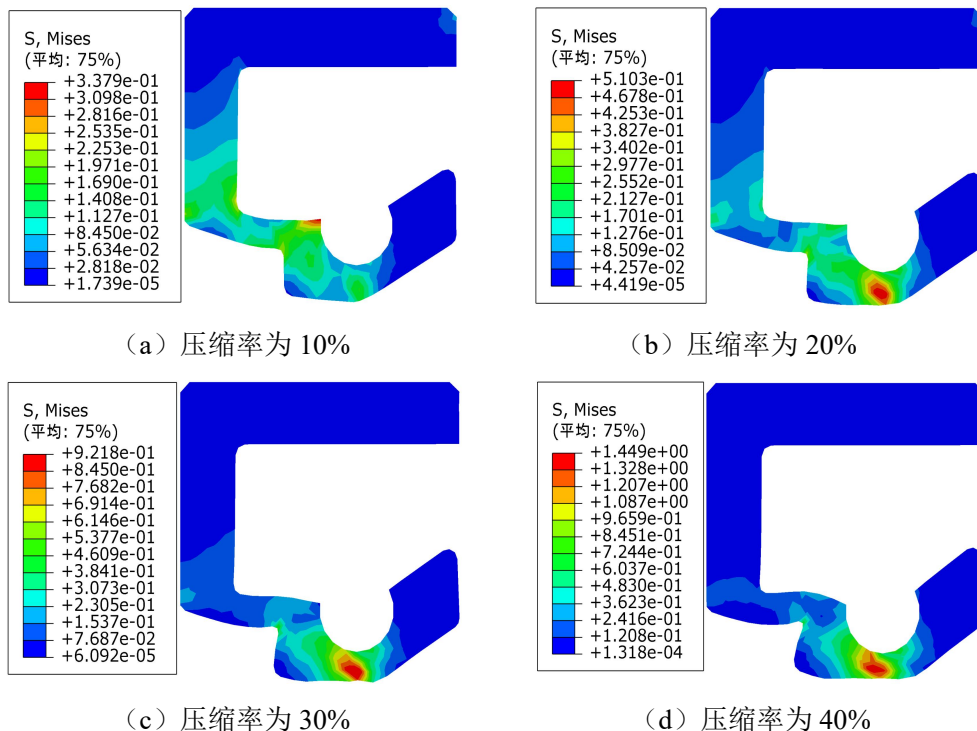


图 3-10 30°C 、流体压强为 0.1MPa 时油封内部应力分布（单位：MPa）

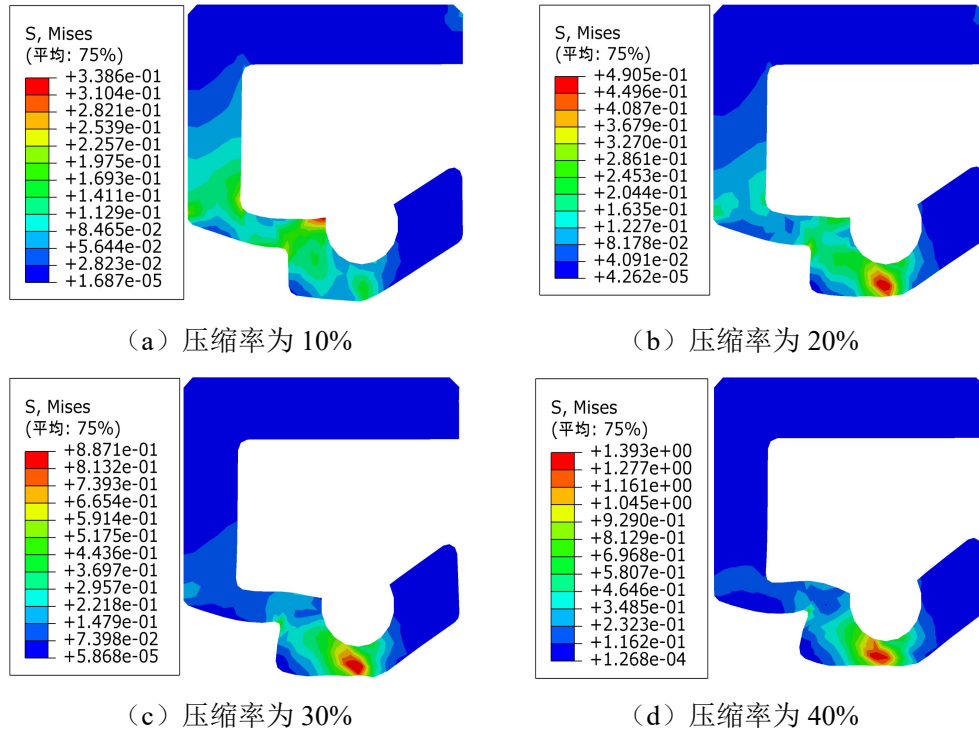


图 3-11 40°C、流体压强为 0.1MPa 时油封内部应力分布（单位：MPa）

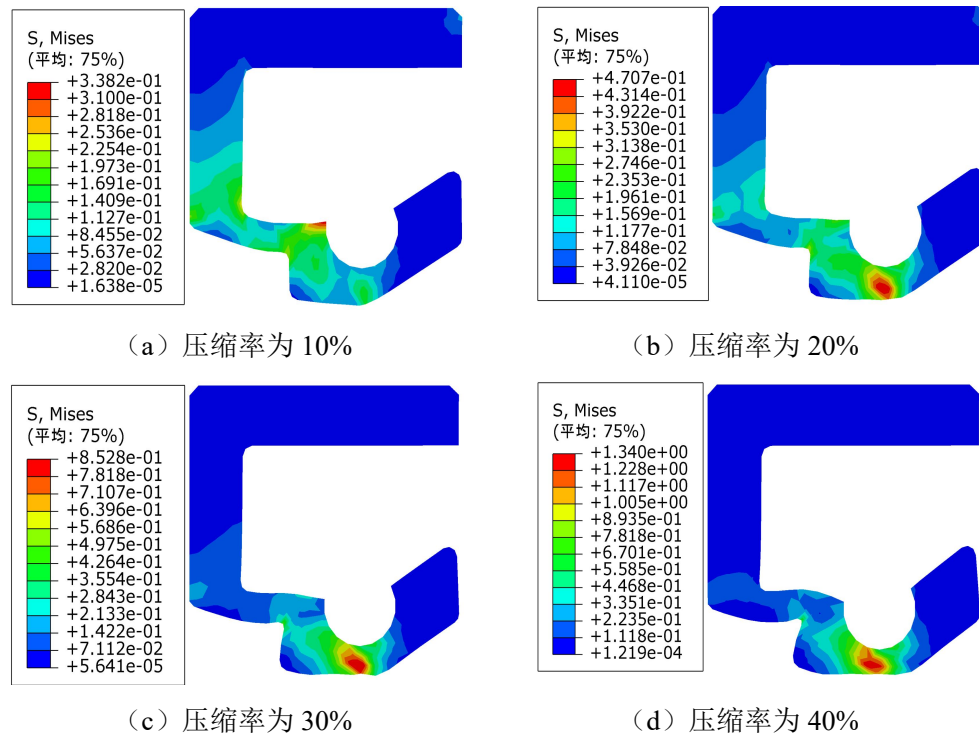


图 3-12 50°C、流体压强为 0.1MPa 时油封内部应力分布（单位：MPa）

取油封唇口表面粗糙度为 $0.56\mu\text{m}$ ，转轴表面粗糙度为 $0.38\mu\text{m}$ 。图 3-14 给出了不同温度和压缩率下的平均间隙，能够发现，相同温度下，压缩率越大则密封接触面内的平均间隙越小，从上图的结果可以知道，压缩率越大，密封接触面上的总压力越大，由前述的平均间隙模型可知，密封面间的平均间隙越小。但温度

升高时，相同压缩率下的平均间隙增大，其原因仍然可用温度对油封橡胶材料的影响来解释，因温度升高后油封与转轴接触压力变小，由平均间隙模型可知平均间隙将变小。

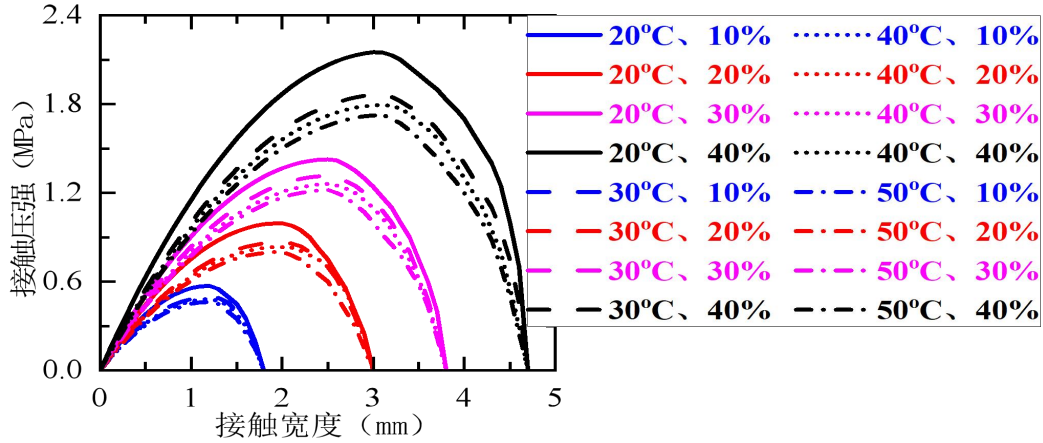


图 3-13 不同温度及压缩率下的接触压强和接触宽度对比

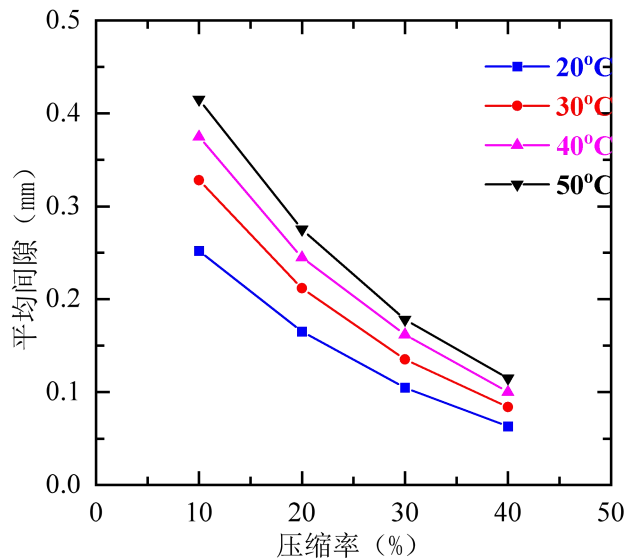


图 3-14 不同温度及压缩率下的平均间隙

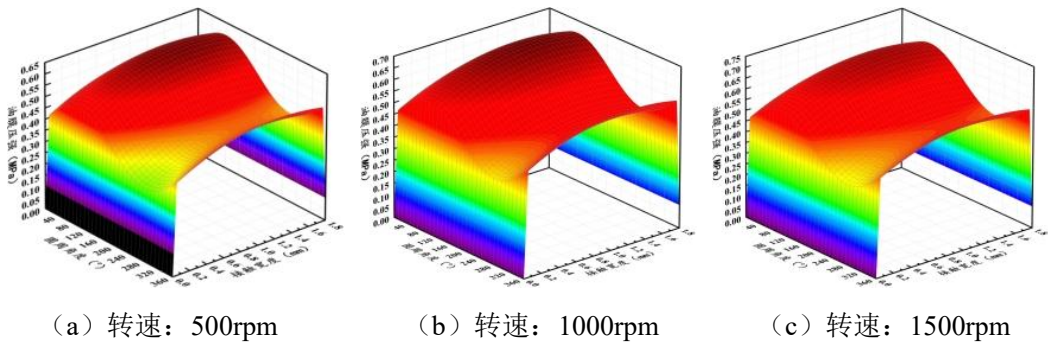


图 3-15 20°C、10%初始压缩率、0.1mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时油膜压强分布

图 3-15 展示了特定工况下（稳态温度为 20 °C，油封初始压缩率为 10%，油封与转轴间径向误差为 0.1mm，被密封流体压强为 0.1MPa）不同转速对应的密

封间隙内油膜压强分布情况,通过比较可知,转轴转速越高,密封间隙内油膜压强最大值越大,说明提高转轴转速能够增强密封间隙内的流体动力学承载能力。

图 3-16 展示了转轴转速稳定为 1000rpm,油封初始压缩率为 20%,油封与转轴间存在 0.3mm 径向误差,以及被密封流体压强为 0.1MPa 时,不同温度下密封间隙内的油膜压强分布。通过对比可以发现,油膜最大压强随温度升高而减小,这与温度对密封间隙内的接触压强影响效果相似,由于温度升高后,密封间隙内的接触压力变小,通过前文所述平均间隙模型可知,平均间隙变大,油膜厚度变厚,流体动力学效应变弱,所以产生的油膜压强变小。而且还注意到,温度越高,油膜压强的最大值与最小值之差越小,说明高温有利于密封间隙内油膜均匀化。

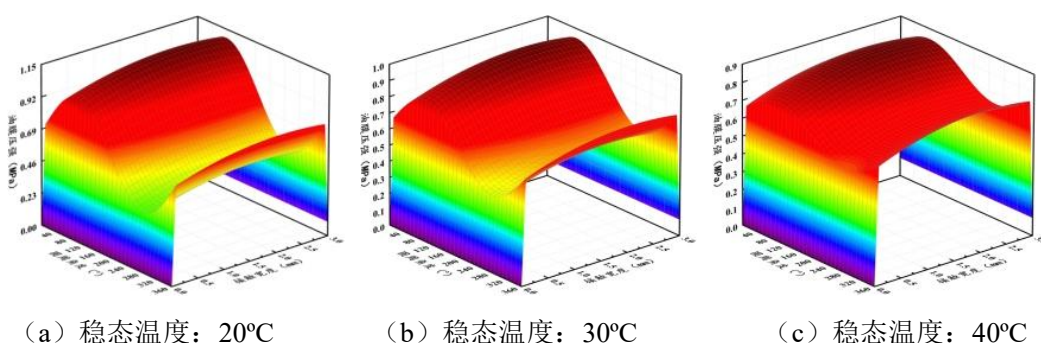


图 3-16 1000rpm、20%初始压缩率、0.3mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时油膜压强分布

图 3-17 展示了相对转速为 1500rpm,稳态温度为 30°C,油封与转轴径向误差为 0.2mm,被密封流体压强为 0.1MPa 时的油膜压强分布。当初始压缩率越大时,油膜压强最大值也越大,但在相同的径向误差下,油膜压强最大值与最小值之间的差值却变小,这可以理解为,初始压缩率越大,径向误差对密封间隙内油膜的不均匀化影响越弱。

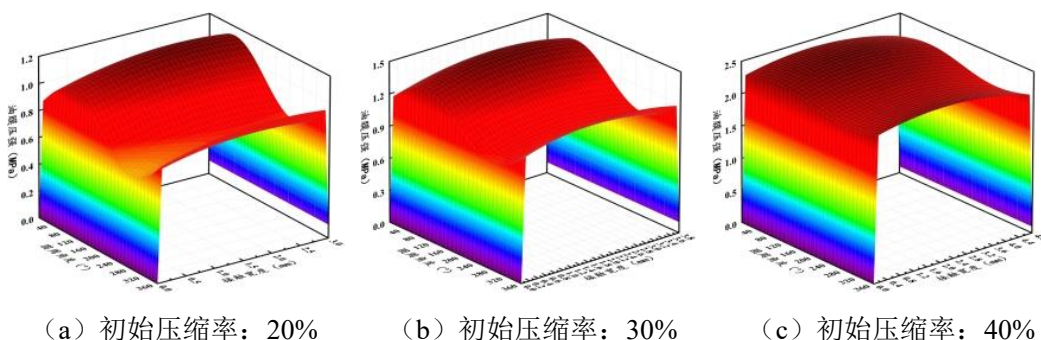


图 3-17 1500rpm、30°C、0.2mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时油膜压强分布

图 3-18 给出了转轴转速为 500rpm,稳态温度为 40°C,初始压缩率为 20%,被密封流体压强为 0.1MPa 时密封间隙内油膜的压强分布。结果显示,径向误差越大,密封间隙内的油膜压强最大值增大,但与此同时,油膜压强最大值与最小

值的差值也变大，也就是说，径向误差增大了密封间隙内油膜的局部密封能力，但却增大了密封间隙油膜的不均匀度。

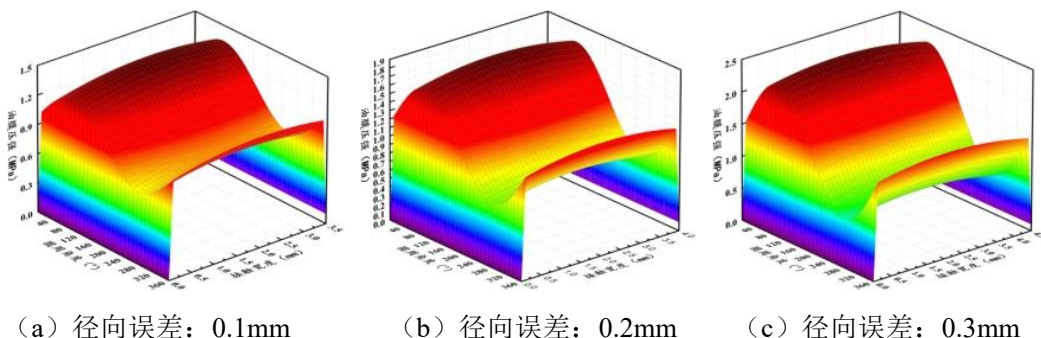


图 3-18 500rpm、40°C、20%初始压缩率、0.1MPa 流体压强时油膜压强分布

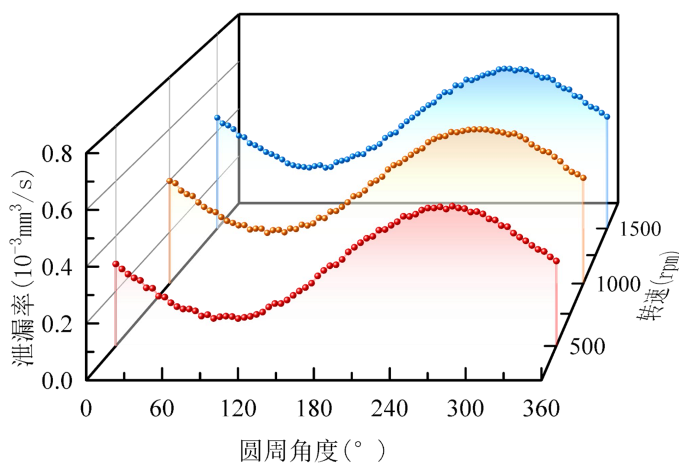


图 3-19 20°C、10%初始压缩率、0.1mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时不同转速泄漏率

图 3-19 给出了稳态温度为 20°C，初始压缩率为 10%，油封与转轴间存在 0.1mm 径向误差，以及被密封流体压强为 0.1MPa 时泄漏率分布。结果显示，转速越大，泄漏率越大，泄漏率最大处和最小处出现在密封间隙内油膜压强分布的最小处和最大处，转速越大，泄漏率越大，油封与转轴之间存在相对运动，使的油封与转轴之间存在间隙，不能完全密封，此时油封与转轴之间的密封需要润滑油膜发挥作用，但是径向误差导致油膜的厚度和形成的难易程度在不同径向误差下都有所不同，同时油封与转轴之间的相对运动使得油膜失效的速度更快但形成的速度减慢，故而速度越大油膜越不易形成是密封失效泄漏率增大。

图 3-20 给出了转轴转速为 1000rpm，20%初始压缩率，油封与转轴间存在 0.3mm 径向误差，以及被密封流体压强为 0.1MPa 时泄漏率分布。结果显示，温度越大，泄漏率越大。一方面，温度升高导致润滑油的粘度减小，分子间的活性增加，导致润滑油更容易泄漏。另一方面，温度的增加导致油膜更容易被破坏造成密封失效，增加泄漏。

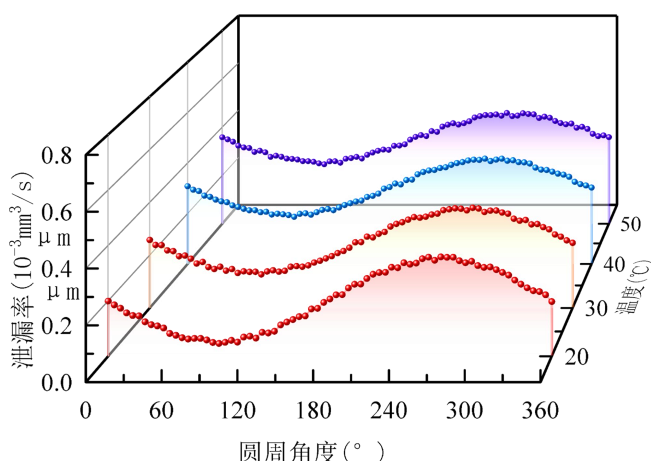


图 3-20 1000rpm、20%初始压缩率、0.3mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时不同温度的泄漏率

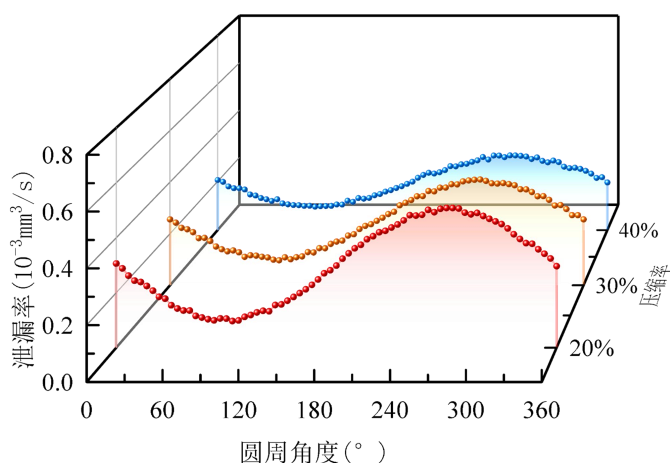


图 3-21 1500rpm、30℃、0.2mm 径向误差、0.1MPa 流体压强时不同压缩率的泄漏率

图 3-21 给出了转轴转速为 1500rpm，稳态温度为 30℃，油封与转轴间存在 0.2mm 径向误差，以及被密封流体压强为 0.1MPa 时泄漏率分布。结果显示，压缩率越大，泄漏率越小，通过前文所述的平均间隙模型可知，压缩率越大，从宏观层面看油封与转轴的径向位移越大，二者的相互挤压程度越大，二者贴合的更紧密不易发生泄漏故而泄漏量少。从微观层面看，压缩率越大，单个微凸体的变形量就越大，多个微凸体在力的共同作用下相互挤压导致泄漏通道减小，由泄漏预测模型可知泄漏率越小。

图 3-22 给出了转轴转速为 500rpm，稳态温度为 40℃，20%初始压缩率，以及被密封流体压强为 0.1MPa 时不同偏心的泄漏率分布。结果显示，油封与转轴间的径向误差越大，泄漏率越大，原因可能是由于过大径向误差导致在径向误差的绕油封轴线与转轴轴线 180° 的方向上，油封与转轴的接触最小处油封与转轴接触预紧力接近或许小于要求的接触预紧力，导致泄漏量增大或者密封失效。

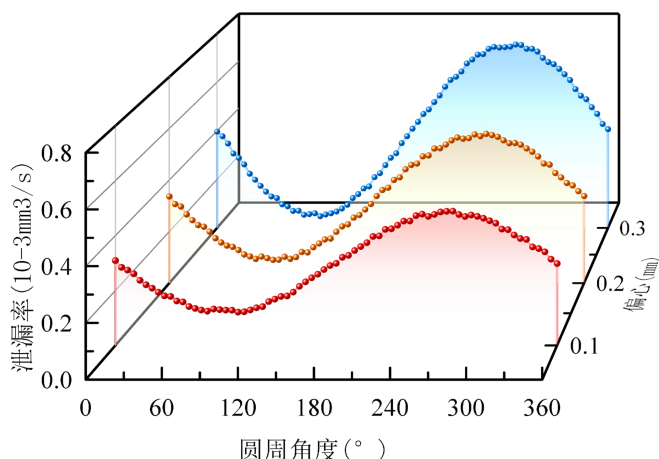


图 3-22 500rpm、40°C、20%初始压缩率、0.1MPa 流体压强时不同偏心的泄漏率

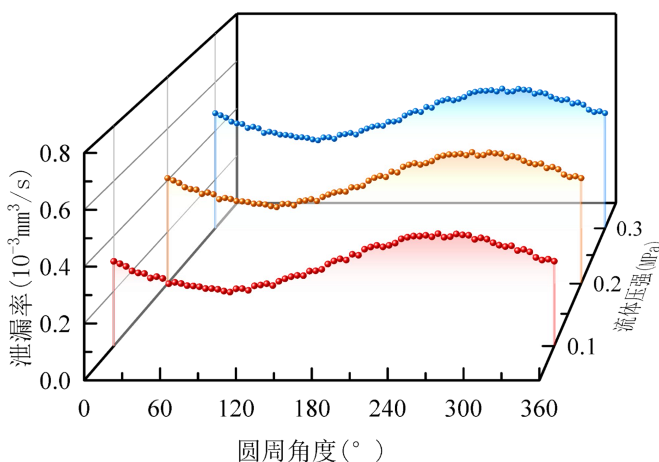


图 3-23 1000rpm、20%初始压缩率、40°C、0.3mm 径向误差时不同流体压强的泄漏率

图 3-23 给出了转轴转速为 1000rpm、20%初始压缩率、40°C、0.3mm 径向误差、不同流体压强时泄漏率分布。结果显示，油封密封腔体内外压差越大，泄漏率越高。由雷诺方程可知，流体两侧的压力差是使润滑油的泄漏的有利因素，压差越大，润滑油的泄漏率越大。由牛顿第二定律可知，相同质量下，外力越大物体的运动加速度就越大，故而，流体发生流动的可能性就越大流速也越快。

3.8 本章小结

本章提出了四分之一半球与正方形刚体接触模型。模拟微凸体间接处，更准确地描述油封表面与转轴表面接触行为。通过油封唇口与转轴表面接触压力获得密封区域内的平均间隙，油封与转轴接触密封间隙内油膜进行均化处理，通过有限差分法求转轴油封动态工况下转速、偏心量、温度、流体压力对泄漏量的影响。

第4章 基于转轴与油封径向误差的泄漏实验研究

4.1 引言

为了验证转轴-油封在静态和动态工况下泄漏预测的准确性，本章将利用密封试验台，进行各压力下、偏心、温度对丁腈橡胶密封件的密封性能影响试验，进行各压力下、偏心、温度对丁腈橡胶密封件的密封性能影响试验，并与理论计算结果进行对比分析，验证计算结果的正确性。

4.2 油封泄漏实验台

油封泄漏实验台如图 4-1 所示包含油封旋转性能试验机和 PLC 控制柜两部分。PLC 控制柜控制油封旋转性能试验机转轴转速、润滑油温度、转轴运行时间。



图 4-1 油封泄漏实验台

本实验采用的实验腔装配如图 4-2 所示，包含端盖、转轴、油封、注油口、排气口、进气口、排油口。端盖为油封提供一个稳定的安装位置，使油封能够紧密贴合在转轴上，保证油封发挥正常的密封功能。使用百分表测量并调节转轴的偏心达到实验所要求的油封偏心量，通过注油口注入润滑油并通过图 4-3 所示观察润滑油的注入量达到实验所需液位，通过进气口通入气体并通过图 4-3 所示观察压差调节气体注入量，控制实验所需压差，泄漏的润滑油从排油口沿着端盖上

的沟槽滴入下方的铁质容器中，实验完成之后通过图 4-3 所示的方法称量实验要求时间的重量。

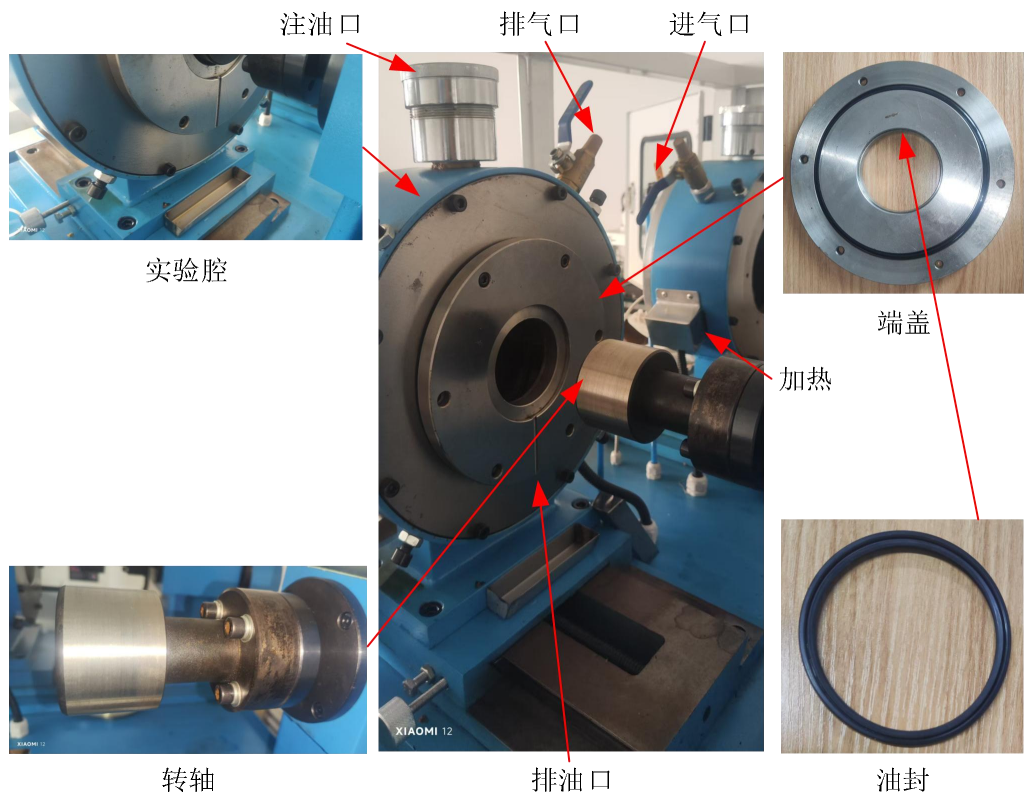


图 4-2 实验腔结构

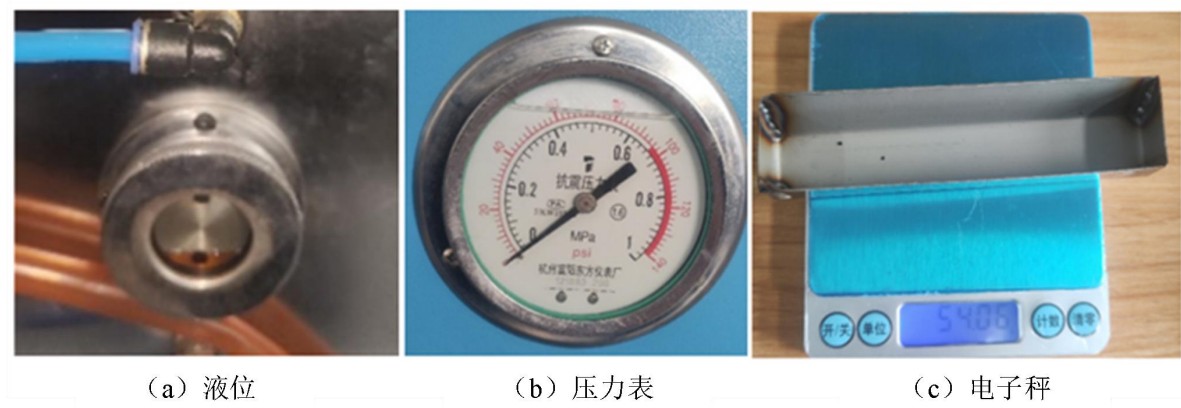


图 4-3 测量仪器

4.3 实验方案

如图 4-4 所示，本章实验包含两部分，一是转轴与油封径向误差的静密封泄漏，二是转轴与油封径向误差的动密封泄漏。实验时，通过改变温度、压差、偏心 and 转速四个变量中的其中三个变量只改变余下的一个变量，探讨每一个变量对

油封泄漏性能的影响。

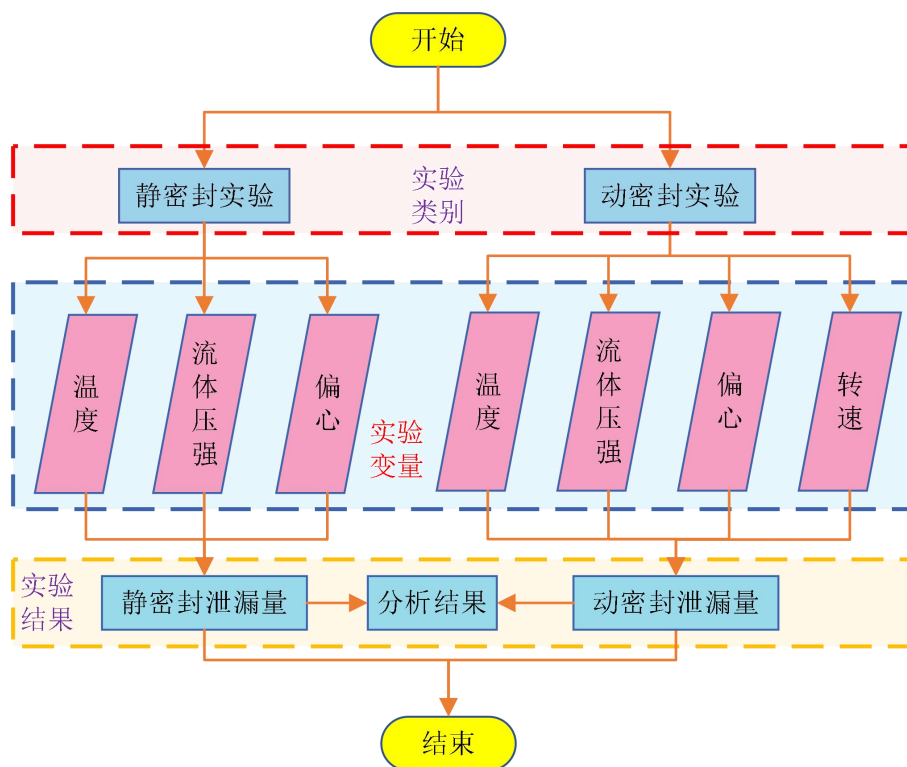


图 4-4 泄漏试验路线

(1) 静密封泄漏实验步骤

如图 4-4 所示，转轴与油封径向误差的静密封泄漏包含温度、压差和偏心三个变量。实验步骤如下：

将油封安装在端盖上，使用扳手拧松转轴上的螺栓，调整转轴的位置，使用百分表测量偏心量依次为：0.1mm、0.2mm 和 0.3mm。预先输入实验要求温度、时间和速度（静密封速度为零，下面两步实验相同），然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

将油封安装在端盖上，在 PLC 控制柜控制面板上依次预先输入实验要求温度 20℃、30℃、40℃和 50℃和实验所需时间，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称

量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

将油封安装在端盖上，在 PLC 控制柜控制面板上依次预先输入实验要求温度和时间，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差依次为 0.1MPa、0.2MPa 和 0.3MPa，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

(2) 动密封泄漏实验步骤

如图 4-4 所示，转轴与油封径向误差的静密封泄漏包含温度、压差、偏心和转速四个变量。实验步骤如下：

将油封安装在端盖上，使用扳手拧松转轴上的螺栓，调整转轴的位置，使用百分表测量偏心量依次为：0.1mm、0.2mm 和 0.3mm。预先输入实验要求温度、转速和时间，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

将油封安装在端盖上，在 PLC 控制柜控制面板上依次预先输入实验要求速度、时间和温度 20°C、30°C、40°C 和 50°C，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

将油封安装在端盖上，在 PLC 控制柜控制面板上依次预先输入实验要求速度、温度和时间，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差依次为 0.1MPa、0.2MPa 和 0.3MPa，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

将油封安装在端盖上，在 PLC 控制柜控制面板上依次预先输入实验要求温

度、时间和速度 500rpm、1000rpm 和 1500rpm，然后点击 PLC 控制柜控制面板上的手动加热按钮，当温度达到实验要求温度时，关闭排气口，对实验腔进行通气，通过压差表观察压差，压差达到实验要求压差后把容器放在排油口，点击 PLC 控制柜控制面板上的自动按钮，实验结束后把排油口下方的容器放在电子称上称量并去除容器自身质量得到实验的泄漏量。

4.4 实验结果与分析结果对比

4.4.1 油封静态性能

如图 4-5 所示随着温度升高，实验值和预测值的泄漏量随温度升高增大，其中 20℃时预测值和实验值的误差为 4%，50℃时预测值和实验值的误差为 6%，误差增大，当温度升高时分子热运动加剧，油封受热膨胀油封膨胀增大了油封唇口的接触力，导致唇口的实际泄漏间隙小于预测的间隙出现预测值大于实验值，同时，由于温度升高，造成的膨胀加剧使得唇口的预测压力与实际压力的差值进一步增大，出现误差进一步增大的现象。

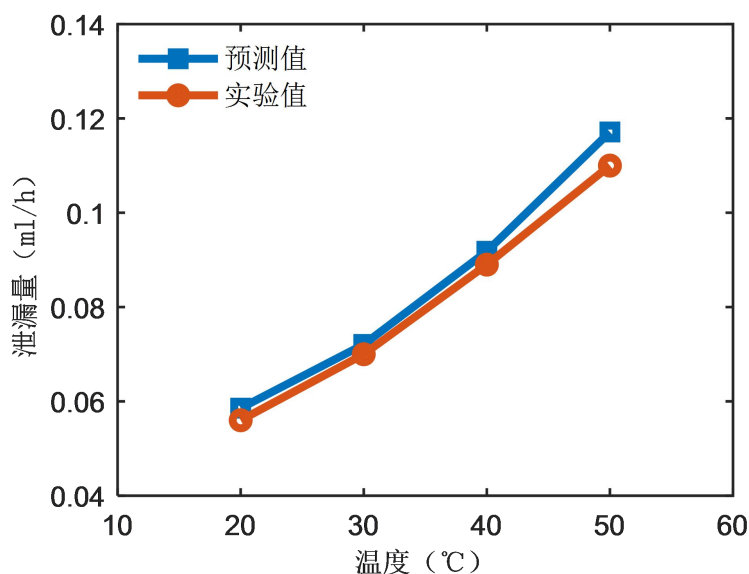


图 4-5 偏心误差 0.1mm、流体压强 0.1MPa 不同温度时泄漏量对比

如图 4-6 所示，展示了 20℃、30℃、40℃和 50℃、流体压强 0.1MPa 不同偏心误差时泄漏量的实验结果和预测结果的对比，通过对比可以看到，实验值的增长速率相对预测值较为平缓，径向误差 0.1mm 时预测值和实验值的误差为 4%，径向误差 0.3mm 时预测值和实验值的误差为 10%。这可能是因为预测模型假设的是较为理想的工况，而实际实验中，油封在偏心情况下，由于材料的弹性变形以及周围介质的阻尼作用等，能够在一定程度上抑制泄漏量的快速增加。

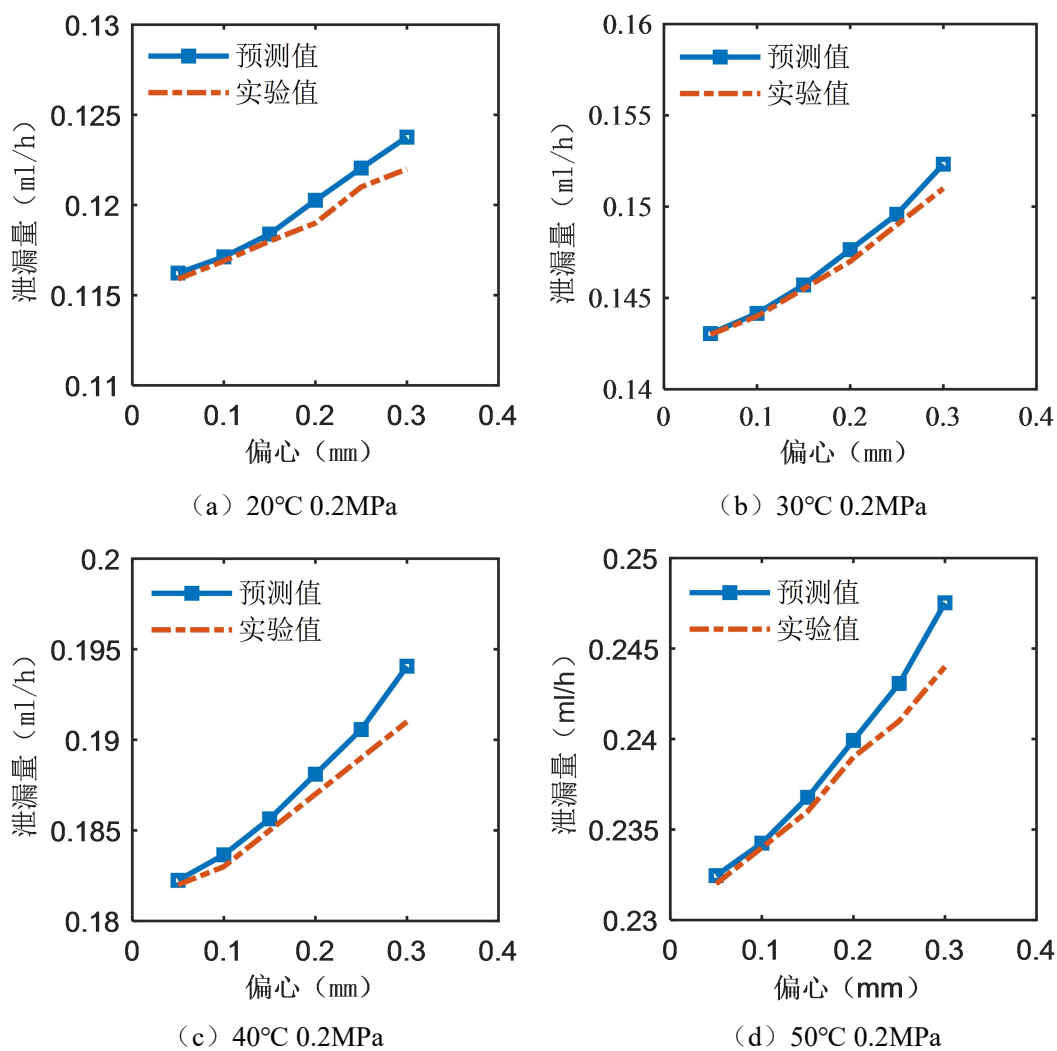


图 4-6 不同偏心误差时泄漏量对比

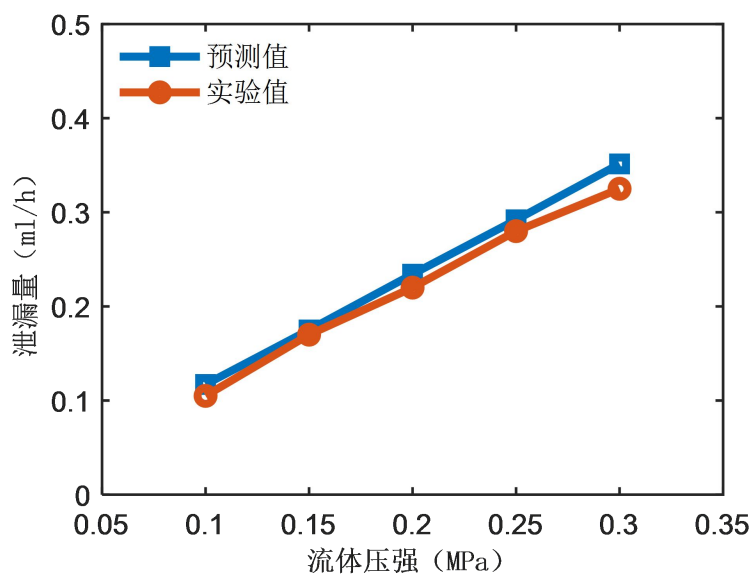


图 4-7 50°C、偏心误差 0.1mm 不同流体压强时泄漏量对比

如图 4-7 所示在高压强下，油封受到的压力增大，预测模型按照理论计算得

出的泄漏量大于实验值，流体压强 0.1MPa 时预测值和实验值的误差为 4%，流体压强 0.3MPa 时预测值和实验值的误差为 8%。由于实验设备的密封性能导致实验流体压强小于理论流体压强导致实验值小于预测值，同时，随着压强的增大，设备的压强和理论压强的差值进一步增大导致误差进一步增大。

综上所述，通过对油封泄漏量预测值与实验值在不同温度、偏心误差和流体压强下的对比分析可知，实际的泄漏量普遍小于预测结果。这主要是由于实验中的密封结构、油封材料的特性以及周围介质等多种复杂因素在实际工况中对泄漏起到了抑制作用，而预测模型未能全面、准确地考虑这些因素。

4.4.2 油封动态性能

如图 4-8 所示，转轴油封在不同转速下，实验结果和计算结果的对比，通过对比可以看到，实际的泄漏量略小于计算结果，转速 500rpm 时预测值和实验值的误差为 2%，流体压强 1500rpm 时预测值和实验值的误差为 6%，一个原因是实验过程中随着转轴和油封的相对运动产生摩擦，摩擦导致油封温度升高，油封是高分子聚合物，具有热胀冷缩特性当温度上升，分子热运动加剧，分子间距离增大，宏观上就表现为油封膨胀，增大转轴与油封的接触力，减小转轴与油封间间隙因此泄漏量减小。另一个原因，经过初期磨合后，油封唇口表面由于与转轴的相对运动产生的摩擦磨损会油封唇口形成微观粗糙结构，唇口楔形结构使得接触压力的分布呈现出不对称的特点，压力峰值更倾向于靠近油液一侧。由于这种压力分布与表面纹理的共同影响，原本可能泄漏的润滑油会被重新推回油腔，从而有效降低泄漏量。

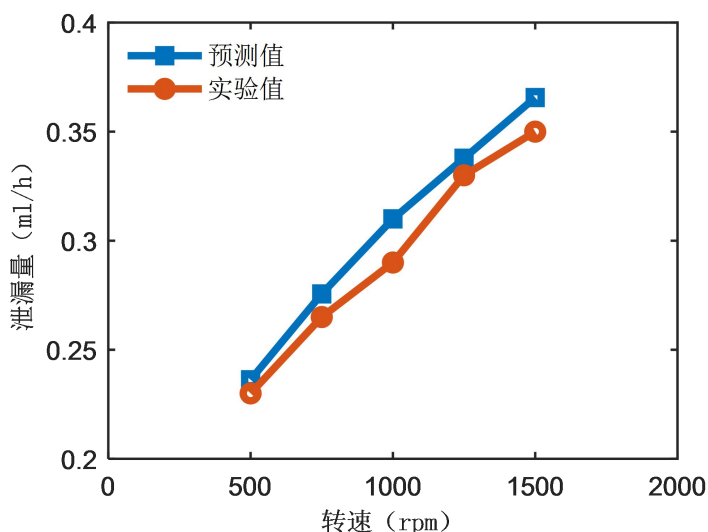


图 4-8 20℃、10%初始压缩率、0.1mm 径向误差、0.1MPa 不同转速下的泄漏量对比

如图 4-9 所示, 转轴油封在不同温度下, 实验结果和计算结果的对比, 通过对比可以看到, 实际的泄漏量略小于计算结果, 20℃时预测值和实验值的误差为 4%, 流体压强 1500rpm 时预测值和实验值的误差为 6%。实验设备测量的温度为油温并非油封的实际温度, 油封一侧与室温接触由于热传导导致油封温度小于油温, 实验油封受热膨胀程度小于仿真, 同时由于唇口的结构特点, 油封受热膨胀在唇口处的变形更大, 其他位置的变形传递到唇口进一步增大了唇口的变形, 使得实验的值减小。

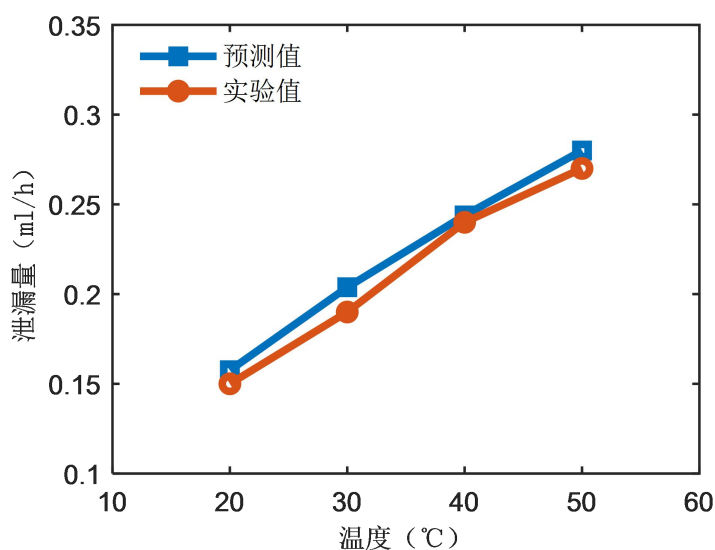


图 4-9 1000rpm、20%初始压缩率、0.3mm 径向误差、0.1MPa 不同温度下的泄漏量对比

如图 4-10 所示, 转轴油封在不同偏心量, 实验结果和计算结果的对比, 通过对比可以看到, 实际泄漏量略小于计算结果, 径向误差 0.1mm 时预测值和实验值的误差为 3%, 径向误差 0.3mm 时预测值和实验值的误差为 9%。预测模型为便于计算, 对油封与转轴的实际接触情况、表面微观形貌等做了简化。实际中, 偏心导致的局部应力集中、接触面积变化等情况更复杂, 模型未能充分体现, 使得预测的泄漏量偏小, 同时, 由于径向误差导致出现局部变形量, 但是当变形到达一定程度时, 随着径向误差的增大变形量的增大速率减小导致误差增大。

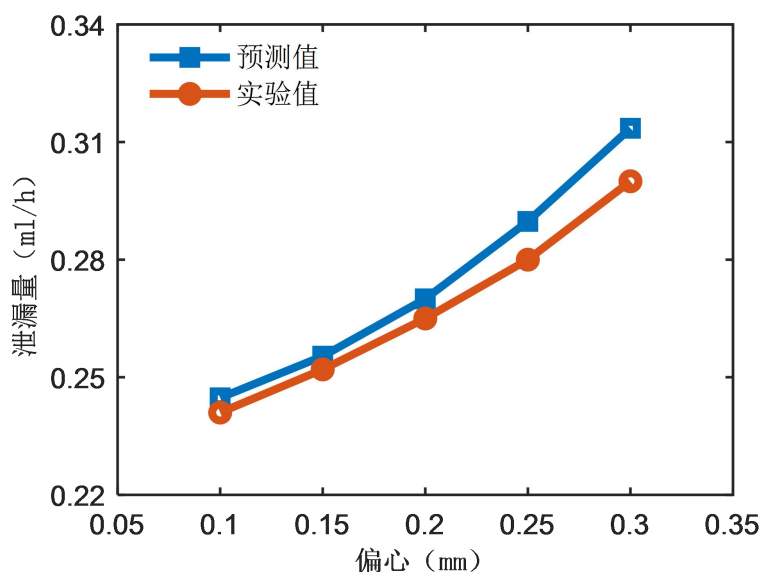


图 4-10 500rpm、40°C、20%初始压缩率、0.1MPa 流体压强不同径向误差的泄漏量对比

如图 4-11 所示，转轴油封在不同流体压强，实验结果和计算结果的对比，通过对比可以看到，实际的泄漏量略小于计算结果，流体压强 0.1MPa 时预测值和实验值的误差为 1%，流体压强 0.3MPa 时预测值和实验值的误差为 2%。高压时，压强增大导致唇口材料发生非线性压缩变形，接触区域的实际接触压力可能高于或低于理论值。由黏压效应知，流体黏度随压强升高而增大导致实际泄漏阻力增大，故出现高压时误差增大。

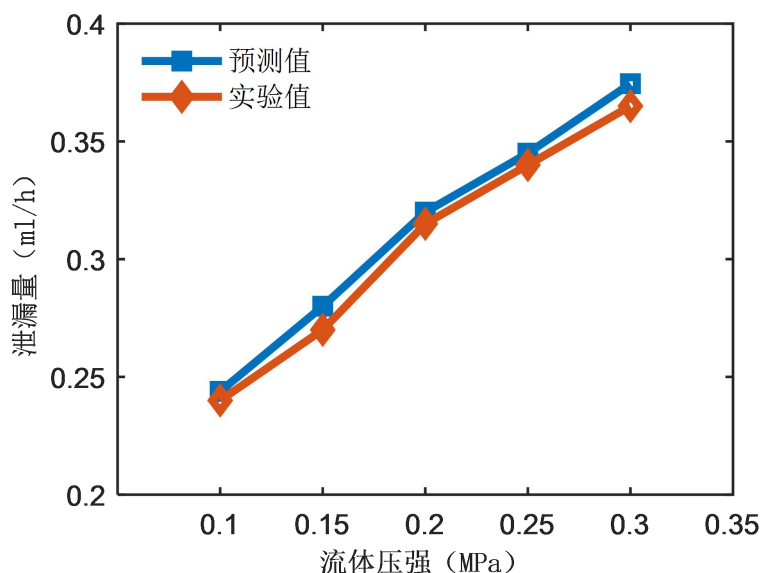


图 4-11 1000rpm、20%初始压缩率、40°C、0.3mm 径向误差不同流体压强的泄漏量对比

4.5 本章小结

本章旨在验证转轴油封在静态和动态工况下泄漏预测的准确性，利用密封试

验台开展实验，分别探究油封在静态和动态两种工况下温度、压差、偏心和转速之间的关系，发现泄漏量与温度、流体压强、径向误差和转速成正比关系，偏心量最大处泄漏量最小。且预测计算结果与实验结果相近证明预测计算的准确性。

第5章 总结与展望

5.1 总结

油封是设备中不可或缺的一个零件，将润滑油与空气隔离，不至于让润滑油渗漏造成生产安全和环境污染。本文以 TC 油封为研究对象，研究油封的密封性能与温度、流体压强、径向误差和转速的关系，鉴于通过试验方法研究油封泄漏量既耗时有浪费成本，本文基于数值计算方法研究油封的密封性能预测泄漏量预测计算，为油封的设计过程提供辅助作用。对本文的研究工作总结如下：

(1) 油封静态工况下（温度、流体压强、径向误差），为了获得橡胶材料的超弹性本构模型参数进行了不同温度下的单轴拉伸实验并拟合实验数据，建立存在径向误差的转轴油封三维展开模型，基于 ABAQUS 获得径向误差下唇形油封唇口的接触压力和接触宽度的关系，径向误差越大，油封唇口的接触压力和接触宽度越大导致泄漏间隙越小。基于 G-W 公式建立粗糙表面的弹性接触模型，模拟油封与转轴的微观接触模型。基于雷诺方程求解转轴油封静态工况下的泄漏率，发现泄漏率与温度、流体压强和径向误差成正比关系，径向误差最大处泄漏率最小。

(2) 油封动态工况下（温度、流体压强、径向误差、转速），为了更准确地描述油封表面与转轴表面的接触行为，根据粗糙表面接触理论，转轴表面可视为刚性纯平表面，油封表面微凸体可视为半球体，为了减少计算量提高计算效率将半球改为四分之一半球。研究不同温度下微凸体接触压力与压缩率的关系，发现接触压强压缩率成正比，与微凸体的直径无关。建立二维油封与转轴的接触有限元模型，基于 ABAQUS 获得油封内部的接触应力，建立油封唇口与转轴表面的接触宽度的均化模型，求解平均间隙，基于有限差分法求解转轴油封动态工况下的泄漏率，发现泄漏率与温度、流体压强、径向误差和转速成正比关系。

(3) 为验证油封泄漏预测计算的正确与否，搭建油封泄漏实验台。分别进行油封静态和动态两种工况下的实验，实验测量温度、流体压强、径向误差和转速对油封泄漏量的影响，给出了泄漏量预测值和实验值的对比结果，发现预测值和实验值差别很小，通过实验验证了预测结果的正确性。

5.2 展望

本文研究了唇形油封的密封性能，由于时间和条件上的限制，希望后续的相关研究可以从以下两个方面进行展开和完善：

（1）本文给出了唇形油封在不同径向误差下，静态和动态两种工况下的泄漏情况，但是实际的工况下径向误差和轴向误差同时存在。需要同时考虑这两种误差。

（2）本文未考虑转轴油封动态工况下，转轴与油封相对运动唇口产生的温升对油封的影响以及泵汲现象对泄漏率的影响

参考文献

- [1] 杨茹, 朱镜瑾, 吕艳慧. 新能源汽车动力电池维修策略分析[J]. 汽车维修技师, 2025, (06): 43-45.
- [2] 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.
- [3] 吴倩文, 王伟. 旋转油封热-力耦合温度场分析[J]. 弹性体, 2023, 33(03): 9-15.
- [4] 丁攀攀, 白骏烈. 提高油封耐磨性能的途径[J]. 橡胶工业, 2010, 57(4): 251-255.
- [5] 刘二恩, 张楚翔, 苏凤宇, 等. 风电机组变桨轴承漏脂分析及改进措施[J]. 轴承, 2021, (07): 59-63.
- [6] 崔振阳, 刘雪锋. 电动汽车减速器油封漏油原因分析及解决措施[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(22): 5-7+16.
- [7] 孔亚彬. 表面织构化旋转油封密封性能与摩擦特性研究[D]. 浙江工业大学, 2020.
- [8] Hertz. On the contact of elastic solids[J]. Math, 1882, 92: 156-171.
- [9] Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295: 300-319.
- [10] Fuller K N G, Tabor D. The effect of surface roughness on the adhesion of elastic solids[J]. Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences, 1975, 345(1642): 327-342.
- [11] Chang W R, Etsion I, Bogy D B. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2): 257-263.
- [12] 王少萍, 张超, 高宝旭, 等. 混合润滑状态下旋转唇形密封的失效机制模型[J]. 润滑与密封, 2023, 48(03): 178-184.
- [13] Liu D, Wang S, Shi J. Mixed elastohydrodynamic lubrication model of rotary lip seal with non-Gaussian surfaces: experimentation verification and numerical analysis on effects of sealed pressure[J]. Science Progress, 2021, 104(2): 1-26.
- [14] 陈辉, 陈海波, 胡元中, 等. 三维粗糙表面的计算机生成及其纹理控制[J]. 润滑与密封, 2007, 32(08): 42-45.
- [15] Liang X M, Ding Y, Duo Y, et al. Elastic-perfectly plastic contact of rough surfaces: An incremental equivalent circular model[J]. Journal of Tribology, 2022, 144(5): 051501.
- [16] Roth. The interface contact vacuum sealing processes[J]. Journal of Vacuum Science and Technology, 1972, 14(9): 92-103.
- [17] 杜秋华, 杜海深, 巫宗萍, 等. 分子流状态平面密封结构漏率预估[J]. 真空, 2012,

- 01): 36-38.
- [18] Pérez-Ràfols F, Larsson R, Almqvist A. Modelling of leakage on metal-to-metal seals[J]. Tribology International, 2016, 94: 421-427.
- [19] 刘俊亮, 田长安, 曾燕伟, 等. 分形多孔介质孔隙微结构参数与渗透率的分维关系[J]. 水科学进展, 2006, (06): 812-817.
- [20] 成栋才. 静密封微观泄漏机理与宏观泄漏率研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2022.
- [21] 崔颖, 于颖嘉, 张宏翔, 等. 基于多孔介质理论的双粗糙面金属静密封泄漏模型[J]. 机械工程学报, 2022, 58(21): 215-224.
- [22] 温天政. 锂电池外壳静密封用发泡硅橡胶性能劣化规律研究[D]. 天津: 中国民航大学, 2020.
- [23] Persson B N J, Albohr O, Creton C, et al. Contact area between a viscoelastic solid and a hard, randomly rough, substrate[J]. The Journal of chemical physics, 2004, 120(18): 8779-8793.
- [24] Persson B N J, Albohr O, Tartaglino U, et al. On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion[J]. Journal of physics: Condensed matter, 2004, 17(1): R1-R62.
- [25] Persson B N J, Yang C. Theory of the leak-rate of seals[J]. Journal of Physics: Condensed Matter, 2008, 20(31): 315011.
- [26] Bottiglione F, Carbone G, Mantriota G. Fluid leakage in seals: An approach based on percolation theory[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 731-737.
- [27] Bottiglione F, Carbone G, Mangialardi L, et al. Leakage mechanism in flat seals[J]. Journal of Applied Physics, 2009, 106(10): 104902.
- [28] 史建成. 基于逾渗理论的静密封建模方法与泄漏机理研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [29] Wang W Z, Liu Y Z, Meng G. et al. A nonlinear model of flow-structure interaction between steam leakage through labyrinth seal and the whirling rotor[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23: 3302-3315.
- [30] Stefano D M, Luisa M, Giulia S. et al. A physically-based analytical relationship for practical prediction of leakage in longitudinally cracked pressurized pipes[J]. Engineering Structures, 2014, 79: 142-148.
- [31] Liu M, Feng J, Wang Z. Impacts of Static Pressure Reset on VAV System Air Leakage, Fan Power, and Thermal Energy[J]. ASHRAE Transactions, 2010, 116: 428-436.
- [32] Lorenz B, Persson B N J. Leak rate of seals: Comparison of theory with experiment[J]. Europhysics Letters, 2009, 86(4): 44006.
- [33] Lorenz B, Persson B N J. Leak rate of seals: Effective-medium theory and comparison with experiment[J]. The European Physical Journal E: Soft Matter and Biological Physics, 2010, 31: 159-167.

- [34] Dapp W B, Lücke A, Persson B N J, et al. Self-affine elastic contacts: percolation and leakage[J]. Physical review letters, 2012, 108(24): 244301.
- [35] Kim T S, Cha K S. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior[J]. Journal of mechanical science and technology, 2009, 23(10): 2830-2838.
- [36] 吴凡, 郭飞, 高燕, 等. 基于流固耦合的橡胶 O 形圈密封泄漏计算方法[J]. 润滑与密封, 2022, 47(01): 23-29.
- [37] 张镇国, 沙宝林, 王 才, 等. 基于 ABAQUS 的往复运动中双道 O 型圈密封性能分析[J]. 固体火箭技术, 2019, 42(01): 85-91.
- [38] Xiang C, Guo F, Liu X, et al. Numerical algorithm for fluid–solid coupling in reciprocating rod seals[J]. Tribology International, 2020, 143: 106078.
- [39] 郑建, 田忠殿, 柯周军, 等. 轴封橡胶密封元件的数值模拟分析[J]. 机电设备, 2024, 41(03): 81-85.
- [40] 樊锋. 高速旋转设备技术与检修方法改进与应用[J]. 中国设备工程, 2024, (S2): 201-204.
- [41] 范翠锋, 王策正, 孔德松. 整车摩擦异响消除方法[J]. 汽车维修, 2023, (03): 30-32.
- [42] Michio O, Hiroshi M. Systematic breakdown of Amontons' law of friction for an elastic object locally obeying Amontons' law[J]. Scientific reports, 2013, 3(1): 1586.
- [43] 安琪, 索双富, 林福严, 等. 平面磨削粗糙表面的微观接触模型[J]. 机械工程学报, 2020, 56(07): 240-248.
- [44] Zhou Y, Pei X, Zhang Z, et al. Modelling warped rough surface with given height distribution and height difference autocorrelation function[J]. Tribology International, 2025, 201: 110205.
- [45] Pérez-Ràfols F, Ciavarella M. On the effect of the height distribution function in adhesion of non Gaussian random rough surfaces, and a simple analytical model (BAM)[J]. Tribology International, 2024, 193: 109441.
- [46] 刘勇, 夏天, 陈志英, 等. 粗糙表面统计接触模型的提出与发展[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(03): 395-406.
- [47] 杨敏, 曾良才, 湛从昌. 液压缸组合密封性能仿真与参数优化研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(16): 8-12+32.
- [48] 杨斌, 曹捷, 王祥. 某型轴向柱塞变量泵轴尾漏油故障分析与改进[J]. 液压气动与密封, 2023, 43(12): 95-99.
- [49] Orita Y, Wada Y, Kikuchi M. Crack growth simulation for plural crack using hexahedral mesh generation technique[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2010, 10(1): 012052.
- [50] Hu X, Yang X, Jiang X, et al. Constitutive Model for Thermal-Oxygen-Aged

- EPDM Rubber Based on the Arrhenius Law[J]. *Polymers*, 2024, 16(18): 2608-2623.
- [51] Jamil M. A micro-mechanically-based constitutive model for hyperelastic rubber-like materials considering the topological constraints[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2023, 275: 112299.
- [52] 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, 29(3): 41-48.
- [53] 钮涛, 董佳, 贾冬冬, 等. 基于 Mooney-Rivlin 模型的液压支架复位垫块自复位能力研究[J]. *煤矿机械*, 2024, 45(4): 77-80.
- [54] Ding L, Huang H, Wang Y, et al. The Influence of Fresh Latex Coagulation on the Parameter Characteristics of the Yeoh Hyperelastic Constitutive Model for Natural Rubber[J]. *Polymers*, 2024, 16(24): 3601-3616.
- [55] 王翔峰, 郝强, 吴宏悦, 等. 基于橡胶本构模型管路隔振器性能仿真研究[J]. *舰船科学技术*, 2024, 46(17): 91-95.
- [56] Xu W, Zhang M, Liu Y, et al. Stress-Softening in Particle-Filled Polyurethanes under Cyclic Compressive Loading[J]. *Polymers*, 2020, 12(7): 1588-1600.
- [57] 郑明军, 王文静, 陈政南, 等. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J]. *橡胶工业*, 2003(08): 462-465.
- [58] 刘萌, 王青春, 王国权. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. *橡胶工业*, 2011, 58(4): 241-245.
- [59] 张宗旭. 考虑摩擦热的金属—橡胶接触界面摩擦磨损特性研究[D]. 东北石油大学, 2022.
- [60] 蔺朝莉, 陈志军, 杨平. 内外因素作用下隔振橡胶材料本构模型的修正方法[J]. *噪声与振动控制*, 2020, 40(2): 66-70.
- [61] 张乐. 齿轮箱轴端密封技术研究[D]. 北京化工大学, 2024.
- [62] Bui T, Nguyen M, Le D. Effect of varying fly ash additive ratios on viscosity variation of lubricating oil at different temperatures[J]. *International Journal of Modern Physics B*, 2024, 38(12-13): 1-10.
- [63] 杨帆. 唇形油封随磨损的密封性能演变规律研究[D]. 杭州电子科技大学, 2024.
- [64] 瓦伦丁. 接触力学与摩擦学的原理及其应用[M]. 清华大学出版社, 2011.
- [65] 左圆圆. 动密封件密封性能及磨损机理研究[D]. 中国地质大学(北京), 2018.
- [66] 余少强, 周海波, 徐云浪, 等. 伯努利晶圆传输机械手指的结构优化与吸附力研究[J]. *动力学与控制学报*, 2024, 22(12): 29-36.
- [67] Črnjarić N, Dražić I. A Comprehensive Model and Numerical Study of Shear Flow in Compressible Viscous Micropolar Real Gases[J]. *Axioms*, 2024, 13(12): 845-845.

攻读硕士期间发表的学术成果

- [1] Xu X H, Li X, Wang F T, et al. Research on Leakage Prediction Calculation Method for Dynamic Seal Ring in Underground Equipment[J]. Lubricants, 2023, 11(4): 181-202.

致谢

时间就像指尖的流水不会为任何人而停留，三年的时间转瞬即逝，回忆过去仿佛还是看到复试结果的时候，这三年的研究生生涯给我带来了许多在生活和工作上的启发。

诚挚的感谢导师李鑫老师这三年来对我的悉心教导，在学业和生活上对我的关心和帮助，老师在百忙之中抽空为我解答学业上的困苦，为我梳理论文的思路，以专业的角度为我指出论文的错误和不妥之处。感谢课题组的兄弟姐妹们，对我生活和学业上的帮助，有你们的陪伴，让我这三年的学习生涯变得丰富多彩。

同时更要感谢我的父母对我无私的付出，对我无微不至的关怀，是你们给了我温暖的精神寄托我永远爱你们！

尚德敏学 唯实惟新

