

主 管: 中国科学技术协会
主 办: 中国机械工程学会
广州机械科学研究院有限公司
协 办: 工业摩擦润滑技术国家地方联合
工程研究中心
编辑出版:《润滑与密封》编辑部
地 址: 广州市黄埔区茅岗路 828 号 (510700)

编 辑 委 员 会

主 任: 葛世荣
副 主 任: 张嗣伟 黄 兴
顾 问: 温诗铸 谢友柏 徐滨士 王玉明 雒建斌
委 员: (按姓名笔画排列)
王齐华 王海斗 王黎钦 刘 焜
严新平 李 健 李 曙 李韶辉
孟永钢 张永振 张春辉 陈国需
汪久根 邵天敏 吴怀超 周仲荣
周 峰 姚萍屏 高诚辉 顾卡丽
钱林茂 袁成清 黄 平 彭旭东
谢小鹏 虞 烈 戴振东 Z. Peng

主 编: 贺石中
执行副主编: 严 飞
编 辑: 刘 娜 周秀娜
版 面 设 计: 邓琳倩
美 术 编 辑: 陈雁琼
编辑部电话: (020) 32385313
编辑部邮箱: rhymf@gmeri.com
网 址: www.rhymf.com.cn

广 告 发 行: 徐瑾瑾
广 告 热 线: (020) 32385311
发 行 热 线: (020) 32389676
微信公众号: RHYMF 1976

发 行 范 围: 国内外发行
国 内 发 行: 广东省报刊发行局
订 阅 处: 全国各地邮局
国 外 发 行: 中国国际图书贸易集团有限公司
(北京 399 信箱, 100048)

广告发布登记通知书: 440100190022
印 刷: 广州一龙印刷有限公司

ISSN 0254-0150 国内邮发代号: 46-57
CN 44-1260/TH 国外发行代号: BM 549
定价: 20 元/期, 240 元/年

试验研究

含杂质二氧化碳干气密封启动过程研究	陈 维 宋鹏云 许恒杰 孙雪剑 (1)
高温自润滑滚子轴承游隙匹配设计研究	燕松山 汪明明 解 芳 胡 瑞 (10)
转子涡动工况下螺旋槽液膜密封性能研究	孙鑫晖 王明洋 刘怀顺 王增丽 郝木明 力 宁 袁俊马 翁泽文 (16)
卸荷角对斯特封密封性能的影响	王凯华 郭 飞 项 冲 王新华 (24)
高压下浇注型聚氨酯弹性体密封圈挡环性能研究	赵静一 张宇杭 郭 锐 唐颖达 潘玉讯 刘 尧 (33)
转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究	白 禄 孙 丹 赵 欢 孟继纲 王小伟 周 敏 (40)
基于 MPS 法的船用减速器搅油功率损失仿真分析	王 斌 朱建杏 宋秋红 张 俊 曹 宇 (49)
离子液体改性环氧树脂复合材料摩擦学性能研究	武志成 高晓红 王彦明 李 萍 李宗起 张晓亮 车红卫 (56)
基于多参数耦合的圆柱滚子轴承润滑分析	戴铭阳 陶友瑞 (63)
聚二甲基硅氧烷表面改性及其对牛奶润滑特性评估的影响	张紫铜 黄雅婷 李连良 王巍琦 (74)
冷轧铝工作区的混合润滑特性研究	王 伟 李 鑫 黄金哲 (81)
脂肪酶 Novozym435 改性大豆油的摩擦学性能研究	潘树鑫 张大斌 王 玥 向 檬 曹 阳 胡裕庚 (89)
考虑柔性支承三维变形的线切割一体化轴承静态承载特性研究	尹雪梅 姬帅城 张一魁 李奕君 吴 超 何文斌 (96)

本刊现入编“中国科学引文数据库 (CSCD)”, “万方数据——数字化期刊群”, “中国核心期刊 (遴选) 数据库”, “中国期刊全文数据库 (CJFD)”, “中文科技期刊数据库”, “美国化学文摘 (CA)”, 美国 EBSCO 数据库, 作者如不同意将文章入编, 投稿时敬请说明。

高速重载圆柱齿轮弹流润滑数值分析

..... 王秋菊 刘振刚 乔恒稳 邢 彬
牟佳信 侯岩锐 胡敦珂 (102)

开发应用

以超临界二氧化碳为介质的径向箔片轴承静特性分析

..... 车国钰 杨启超 滕 斌
魏志国 高志成 (110)

不同电解液及电解时间下表面形貌对 45 钢减磨性

的影响 郝建军 李 超 苏 杭
闫献国 陈 峙 (121)

技术探讨

旋转冲击载荷下组合密封的敏感参数研究

... 李渭亮 李林涛 程飞龙 石昌帅 (127)

空化对低温浮动环密封流场和密封特性的影响

..... 张 奇 叶小强 (138)

一种航空发动机磨损故障模糊融合诊断方法

..... 曹桂松 马佳丽 苗慧慧
王雨薇 康玉祥 陈 果 (150)

企业论坛

某石化企业导热油变质结垢原因分析

..... 覃楚东 贺石中
李秋秋 赵畅畅 (157)

节流孔轴向布置方式对气浮主轴轴承特性的影响 ...

..... 张翰乾 雷 群 程振涛 (163)

绿色环保型螺杆式空气压缩机用油的开发及应用 ...

..... 王一助 曾海燕
欧勇辉 向 晖 (169)

短讯·动态

面心立方晶体结构高熵合金强韧化机制获揭示

..... (73)

我国首次在超冷原子分子混合气中合成三原子分子

..... (88)

科学家证实自支撑单层二维分子晶体存在

界面摩擦诱导机械发光研究取得新进展

《润滑与密封》投稿要求

一、对来稿的要求

1. 来稿：应具有科学性、实用性、逻辑性。文字准确、通顺、精炼，重点突出。稿件应包括篇名（中英文）、摘要及关键词（中英文）、作者及作者单位（中英文）、正文、参考文献等，并提供中图分类号和作者简介。若是科研基金项目或国家、部、省级攻关项目，请将项目名称和编号标注在文稿首页的地脚。

2. 文题：应恰当、简明地反映文章的内容，符合编制题录、索引和选择关键词等所遵循的原则。中文题名一般不宜超过 20 个汉字，英文题名应与中文题名含义一致，一般不超过 10 个实词。

3. 作者：应具备下列条件：（1）参与选题和设计或参与资料的分析和解释者；（2）起草或修改论文中关键性理论或其他主要内容者；（3）最终同意该文发表者。每篇论文作者的排序应在投稿时确定，在编排过程中不应再作更改。作者单位应写明全称，并注明城市和邮政编码。作者简介应包括姓名、性别、出生年、学位、职称、研究方向、邮箱。

4. 摘要：中英文摘要一律采用结构式摘要，主要包括研究目的、方法、结果和结论 4 部分。中文摘要一般为 300~500 字，英文摘要与中文摘要相对照。

5. 关键词：论著文章一般列出 3~5 个关键词即可。标引的关键词应针对文章所研究的重点内容，且通用性比

较强。

6. 图表：按正文中出现的先后次序连续编码，每个图表在文中均应有标注，并对每幅图表冠以具有自明性的图（表）题（包括中英文）。本刊采用三线表，表中取消竖线。插图应由专业人员用计算机绘制或拍摄；照片图上不要用手写字。插图做到布局合理、图形清晰、比例适中。

7. 参考文献：按国标 GB 7714—2015 采用顺序编码制著录，依照其在正文中出现的先后顺序用阿拉伯数字加方括号标出。参考文献中的作者，1~3 名全部列出，3 名以上只列前 3 名，后加“等”或“et al”，参考文献必须由作者对其原文核对无误。中文参考文献请提供对应的英文译文。每篇文章的参考文献应不少于 15 篇。

二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿，投稿网址：www.rhymf.com.cn。作者修改稿请直接发送至信箱 rhymf@gmeri.com。投稿时请提供联系电话、邮箱等。来稿涉及技术保密的应经作者所在单位审核，并附正式介绍信。

2. 本刊审稿周期为 2 个月，稿件录用情况通过邮件通知作者，录用稿件可提供正式录用通知书。审稿进展及录用情况也可上网查询（www.rhymf.com.cn）。

3. 来稿请自留底稿，切勿一稿多投。来稿文责自负。本刊有权对来稿做文字修改、删节，凡有涉及原意的修改则提请作者考虑。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 47 No. 3 Mar. 2022

Since 1976

Authorities in Charge: China Association for Science and Technology

Sponsor: Chinese Mechanical Engineering Society
Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd.

Co-organizer: National and Local Joint Engineering Research Center of Industrial Friction and Lubrication Technology

Editor & Publisher: Editorial Office of LUBRICATION ENGINEERING

Add: Huangpu, Guangzhou, P R China

Editorial Committee

Chairman: GE Shirong

Vice Chairmen: ZHANG Siwei HUANG Xing

Advisors: WEN Shizhu XIE Youbai XU Binshi
WANG Yuming LUO Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qihua	WANG Haidou	WANG Liqin
LIU Kun	YAN Xinping	LI Jian
LI Shu	LI Shaohui	MENG Yonggang
ZHANG Yongzhen	ZHANG Chunhui	CHEN Guoxu
WANG Jiugen	SHAO Tianmin	WU Huaichao
ZHOU Zhongrong	ZHOU Feng	YAO Pingping
GAO Chenghui	GU Kali	QIAN Linmao
YUAN Chengqing	HUANG Ping	PENG Xudong
XIE Xiaopeng	YU Lie	DAI Zhendong
Z. Peng		

Chief Editor: HE Shizhong

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LIU Na ZHOU Xiuna

Layout Design: DENG Linqian

Tel: (8620) 32385313

Web: www.rhymf.com.cn

E-mail: rhymf@ gmeri.com

Distributed Range: Distribution at home and abroad

Domestic Distributor: Newspapers and Publications Board of Guangdong

Overseas Distributor: China International Book Trading Corporation (P. O. Box 399, Beijing, China)

Post Distribution Code: 46-57

International Code: BM 549

Contents

Research and Test

Study on Startup Process of Carbon Dioxide with Impurities Lubricating Dry Gas Seal	CHEN Wei SONG Pengyun
.....	XU Hengjie SUN Xuejian (1)
Study on Clearance Matching Design of High Temperature Self-lubricating Roller Bearing
.....	YAN Songshan WANG Mingming
.....	XIE Fang HU Rui (10)
Performance of Spiral Groove Liquid Film Seal under Rotor Whirling Condition
.....	SUN Xinhui WANG Mingyang
.....	LIU Huaishun WANG Zengli
.....	HAO Muming LI Ning
.....	YUAN Junma WENG Zewen (16)
Effect of Unloading Angle on Sealing Performance of Step Seal	WANG Kaihua GUO Fei
.....	XIANG Chong WANG Xinhua (24)
Performance Study of Casting Polyurethane Elastomer Retaining Ring of O-ring under High Pressure
.....	ZHAO Jingyi ZHANG Yuhang
.....	GUO Rui TANG Yingda
.....	PAN Yuxun LIU Yao (33)
Research on Influence Mechanism of Rotor/Stator Teeth on Leakage and Dynamic Characteristics of Labyrinth Seal
.....	BAI Lu SUN Dan ZHAO Huan
.....	MENG Jigang WANG Xiaowei ZHOU Min (40)
Simulation Analysis of Oil Churning Power Loss of Marine Reducer Based on MPS Method
.....	WANG Bin ZHU Jianxing SONG Qiuhong
.....	ZHANG Jun CAO Yu (44)
Simulation Analysis of Oil Churning Power Loss of Marine Reducer Based on MPS Method
.....	WANG Bin ZHU Jianxing SONG Qiuhong
.....	ZHANG Jun CAO Yu (49)
Effect of Ionic Liquid on Tribological Properties of Epoxy Resin ...	WU Zhicheng GAO Xiaohong
.....	WANG Yanming LI Ping LI Zongqi
.....	ZHANG Xiaoliang CHE Hongwei (56)
Lubrication Analysis of Cylindrical Roller Bearing Based on Multi-parameter Coupling
.....	DAI Mingyang TAO Yourui (63)

Surface Modification of Polydimethylsiloxane and Its Effect on Evaluation of Milk Lubricating Properties	ZHANG Zitong HUANG Yating LI Lianliang WANG Weiqi (74)
Research on the Mixed Lubrication Characteristics in the Working Zone of Aluminium Cold Rolling	WANG Wei LI Xin HUANG Jinzhe (81)
Study on Tribological Properties of Modified Edible Soybean Oil Catalyzed by Novozym435	PAN Shuxin ZHANG Dabin WANG Yue XIANG Meng CAO Yang HU Yugeng (89)
Investigation on Static Load-bearing Characteristic of Wire-cut Integrated Hydrodynamic Bearing Considering 3-D Deformation of Flexible Support ... YIN Xuemei JI Shuaicheng ZHANG Yikui LI Yijun WU Chao HE Wenbin (96)	
Numerical Study of Elastohydrodynamic Lubrication for High Speed and Heavy Duty Cylindrical Gear	WANG Qiuju LIU Zhengang QIAO Hengwen XING Bin MU Jiaxin HOU Yankun HU Dunke (102)
Application and Development	
Analysis of Static Characteristics of Foil Journal Bearing with Supercritical Fluid Carbon Dioxide	CHE Guozhi YANG Qichao TENG Bin WEI Zhiguo GAO Zhicheng (110)

Effect of Surface Morphology on Wear Reduction of 45 Steel under Different Electrolyte and Electrolysis Time	HAO Jianjun LI Chao SU Hang YAN Xianguo CHEN Zhi (121)
Technical Analysis	
Research on Sensitive Parameters of Combined Seal under Rotating Impact Load	LI Weiliang LI Lintao CHENG Feilong SHI Changshuai (127)
Effects of Cavitation on Flow Characteristics and Sealing Properties of Cryogenic Floating Ring Seals	ZHANG Qi YE Xiaoqiang (138)
A Fuzzy Fusion Diagnosis Method for Aero Engine Wear Fault	CAO Guisong MA Jiali MIAO Huihui WANG Yuwei KANG Yuxiang CHEN Guo (150)
Enterprise Forum	
Analysis on the Causes of Deterioration and Scaling of Heat Transfer Oil in a Petrochemical Enterprise ...	QIN Chudong HE Shizhong LI Qiuqiu ZHAO Changchang (157)
Influence of Axial Arrangement of Orifices on Characteristics of Bearing in Air Bearing Spindle	ZHANG Hanqian LEI Qun CHENG Zhentao (163)
Research and Development Application for Performance of Green Screw Air Compressor Oil	WANG Yizhu ZENG Haiyan OU Yonghui XIANG Hui (169)

广告刊户索引

玉门油田公司炼油化工总厂	RF19006 封面
上海莱伯斯润滑技术有限公司	RF15014 封二
鼎基先进材料（股）公司	RF21003 封三
杭州爱力智控技术有限公司	RF22003 彩插 1
河北利耐尔橡塑制品有限公司	RF20001 彩插 2
济南恒旭试验机技术有限公司	RF20023 彩插 3

阿美特克商贸（上海）有限公司北京分公司	RF20009 彩插 4
成都中超碳素科技有限公司	RF19015 彩插 5
广州市世达密封实业有限公司	RF15039 彩插 6
温州博德曼密封件有限公司	RF16030 彩插 7
广州机械院	T21001 目录对页
四川兵工学报	T17002 黑白内页 3

DOI:10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.001

文献引用:陈维,宋鹏云,许恒杰,等.含杂质二氧化碳干气密封启动过程研究[J].润滑与密封,2022,47(3):1-9.

Cite as:CHEN Wei,SONG Pengyun,XU Hengjie,et al.Study on startup process of carbon dioxide with impurities lubricating dry gas seal [J].Lubrication Engineering,2022,47(3):1-9.

含杂质二氧化碳干气密封启动过程研究*

陈维^{1,2} 宋鹏云¹ 许恒杰¹ 孙雪剑^{1,2}

(1. 昆明理工大学化学工程学院 云南昆明 650500; 2. 昆明理工大学机电工程学院 云南昆明 650500)

摘要:以含杂质二氧化碳实际气体为润滑介质,研究干气密封的启动过程,对密封的顺利开启具有重要意义。保持闭合力恒定,调节转速,使密封开启力与闭合力相平衡,研究含杂质二氧化碳干气密封启动过程中接触力、转速、泄漏率与平衡膜厚之间的关系;讨论进口压力和进口温度对干气密封开启临界转速、泄漏率的影响,以及平衡比对闭合力的影响。结果表明:干气密封接触力随平衡膜厚的增大迅速减小,运行转速、泄漏率随平衡膜厚的增大而增大;在同一平衡膜厚下,二氧化碳中杂质含量越高干气密封所需的运行转速越大,泄漏率越小;以较低压力为进口压力时,干气密封更易开启,且二氧化碳中杂质含量越高时干气密封越易开启;适当降低润滑介质的进口温度,有利于干气密封的开启,而在同一进口温度下,二氧化碳气体中杂质含量越高干气密封越难开启;适当调节平衡比,干气密封可实现静压开启,且二氧化碳气体中含有少量杂质时更易实现静压开启。

关键词:含杂质二氧化碳;干气密封;启动过程;开启临界转速;开启力

中图分类号: TH117.2

Study on Startup Process of Carbon Dioxide with Impurities Lubricating Dry Gas Seal

CHEN Wei^{1,2} SONG Pengyun¹ XU Hengjie¹ SUN Xuejian^{1,2}

(1. Faculty of Chemical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming Yunnan 650500, China; 2. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming Yunnan 650500, China)

Abstract: The study of the startup process is of great significance to the smooth opening of dry gas seal by using carbon dioxide with impurities as the lubricating medium. Keeping the closing force constant, and adjusting the rotational speed to balance the opening force and closing force of the dry gas seal, the relationship between the rotational speed, leakage rate and equilibrium film thickness during the start-up process of the dry gas seal lubricated by carbon dioxide with impurities was studied. The effect of the inlet pressure and inlet temperature on the opening critical rotational speed and leakage rate of the dry gas seal, as well as the influence of balance ratio on the closing force were discussed. The results indicate that the contact force of dry gas seal decrease rapidly with the increasing of the equilibrium film thickness, while the operating speed and leakage rate of dry gas seal increase with the increasing of the equilibrium film thickness. Under the same equilibrium film thickness, the required operating speed increases and the leakage rate decreases correspondingly as the impurity content in carbon dioxide grows. When the inlet pressure is lower, the dry gas seal is easier to open, and at the same time, the calculation case with more impurities is the easiest to open. It is conducive for the opening of dry gas seal to moderately lower the inlet temperature of lubricating medium, and at the same inlet temperature, the higher the impurity content in carbon dioxide gas, the more difficult it is to open the dry gas seal. When the balance ratio is adjusted to a proper value,

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51465026)

收稿日期: 2021-02-06; 修回日期: 2021-03-23

作者简介: 陈维 (1993—), 女, 博士研究生, 研究方向为流体密封技术。E-mail: 625371268@qq.com。

通信作者: 宋鹏云 (1963—), 男, 博士, 教授, 研究方向为流体密封技术。E-mail: songpengyunkm@sina.com。

the dry gas seal can realize the static pressure opening, and it is easier to achieve the static pressure opening when the carbon dioxide gas contains impurities.

Keywords: carbon dioxide with impurities; dry gas seal; startup process; opening critical rotational speed; opening force

干气密封的启动过程是从静止（零转速）状态逐渐加速至稳定运行状态的非稳态过程。其中，包括密封端面微凸体接触的接触启动阶段和微凸体不接触的非接触启动阶段。在启动过程的初期，转轴运行速度低，动压效应弱，气膜力不足以平衡闭合力，端面微凸体处于接触阶段。随着转速的增大，气膜力逐渐增大，当气膜力刚好等于闭合力时，干气密封处于临界开启状态，端面相互接触的微凸体脱离。随着运行转速进一步增大，气膜厚度不断增大，但气膜力始终等于闭合力，达到稳定运行状态。干气密封的启动过程是一个关键过程，工业运行实践表明，干气密封的失效往往发生在启动阶段。

针对干气密封启动过程的理论研究，顾永泉^[1]提出了机械密封面顶开点的判断准则并研究了流体密封的升举特性。王和顺等^[2]提出了干气密封启停端面脱开的概念。李双喜等^[3]采用恒定闭合力的方法，分析了气膜厚度、开启力等密封性能参数随转速变化的规律。彭旭东等^[4]考虑端面间微凸体的接触，对不同槽型端面动压开启性能进行了研究。

以上研究多以空气或氮气作为研究对象，并认为是理想气体，未讨论实际气体效应对干气密封启动过程中密封性能的影响。不过，范瑜等人^[5]以水蒸气实际气体为润滑介质，用解析法研究了微凸体半径和微凸体面积密度对气膜承载力和接触力的影响。

近年来，纯二氧化碳（CO₂）实际气体润滑干气密封成为研究热点^[6-7]。但如果 CO₂ 中含有微量气体杂质，杂质的存在将会明显改变 CO₂ 气体的物性参数^[8]，进而改变干气密封的性能。陈维等人^[9]虽对含杂质 CO₂ 实际气体干气密封稳态性能进行了研究，但未涉及启动过程。

本文作者通过恒定闭合力，选定气膜厚度，调节转速使得开启力与闭合力相平衡的方法对含杂质 CO₂ 干气密封的启动过程进行了分析，研究了平衡膜厚与转速之间的关系，以及不同操作参数下含杂质 CO₂ 干气密封的开启临界转速和泄漏率，为含杂质 CO₂ 干气密封的应用提供一定的理论依据。

1 几何模型

螺旋槽干气密封端面几何结构如图 1 所示。 α 为螺旋角， ω 为角速度， r_o 、 r_g 、 r_i 分别为密封环外半径、槽根半径和内半径， p_o 为进口压力， p_i 为出口压

力，密封端面由台区、槽区和坝区 3 个部分组成，槽与槽之间的区域称之为台区，槽根半径与内半径所形成的区域称之为坝区。

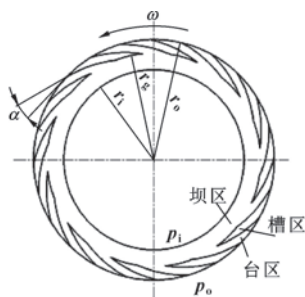


图 1 螺旋槽干气密封端面几何结构

Fig. 1 Structure of spiral groove dry gas seal

螺旋槽干气密封端面受力如图 2 所示。 h_1 为密封端面间的距离； p_{sp} 为弹簧比压； F_c 为闭合力，由弹簧力和流体压力组成； F_g 为气膜承载力，由气体静压力和动压效应产生的气体动压力组成。当气膜承载力与闭合力平衡时，干气密封处于稳定运行状态。

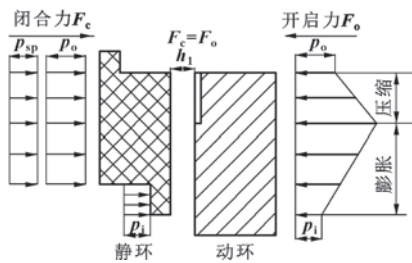


图 2 螺旋槽干气密封端面力平衡

Fig. 2 Force balance of spiral groove dry gas seal

2 数学模型

2.1 润滑介质实际气体效应和黏压效应的表达

2.1.1 纯 CO₂ 实际气体密度和黏度的计算

采用 Origin 软件拟合纯 CO₂ 密度、黏度与压力的表达式，拟合数据来自物性数据库 REFPROP。

2.1.2 含杂质 CO₂ 实际气体密度和黏度的计算

(1) 根据杂质含量的不同，定义 3 种含杂质 CO₂ 组分，如表 1 所示^[9]。

表 1 多组分 CO₂混合气体及其组分含量

Table 1 Compositions of the multi-component CO₂ mixed gas and component content

介质	CO ₂	N ₂	Ar	CH ₄	O ₂	H ₂	CO
case1 ^[10]	0.949 23	0.014 1	0.012 1	0.006 261	0.008 007	0.008 175	0.002 127
case2 ^[8]	0.85	0.058	0.044 7	0	0.047 3	0	0
case3 ^[11]	0.756 7	0.156 3	0.024 5	0	0.062 5	0	0

(2) 含杂质 CO₂实际气体密度和黏度的计算

关于含杂质 CO₂密度的计算，CO₂、N₂、Ar、O₂、CO 之间的混合采用 EOS-CG 模型^[12]，H₂、CH₄之间的混合以及它们与 CO₂、CO、N₂、O₂、Ar 之间的混合采用 GERG-2008 模型^[13]。虽然 2 种模型中的计算系数不同，但它们所对应的数学方程可以统一表达为

$$p(\delta, \tau, \bar{x}) = (1 + \delta \alpha_\delta^r) \rho R_g T \tag{1}$$

式中： δ 和 τ 分别为混合气体的对比密度和反向对比温度； \bar{x} 为摩尔组成； α_δ^r 为混合气体残余部分 Helmholtz 自由能对 δ 的一阶偏导； ρ 为混合气体的密度； R_g 为气体常数； T 为温度。

以 CO₂-Pedersen 模型^[14] 计算含杂质 CO₂实际气体的黏度，其表达式为

$$\mu(p, T) = \frac{\left(\frac{p_{c, \text{mix}}}{p_{c, 0}}\right)^{2/3} \left(\frac{M_{\text{mix}}}{M_0}\right)^{1/2} \left(\frac{\alpha_{\text{mix}}}{\alpha_0}\right)}{\left(\frac{T_{c, \text{mix}}}{T_{c, 0}}\right)^{1/6}} \eta_0(p_0, T_0) \tag{2}$$

式中： μ 为混合气体的黏度； $T_{c, \text{mix}}$ 、 $p_{c, \text{mix}}$ 分别为混合气体的临界温度和临界压力； $T_{c, 0}$ 、 $p_{c, 0}$ 分别为 CO₂的临界温度和临界压力； M_{mix} 为混合气体相对分子质量； M_0 为 CO₂相对分子质量。 T_0 、 p_0 分别为参考温度和压力。

公式 (1) 和 (2) 中相关系数及相关系数的计算详见文献[9]。

由于用以上模型计算含杂质 CO₂的密度、黏度时，涉及到密度、黏度是关于压力的隐函数，计算速度慢、时间长，因此采用软件 Origin 来拟合含杂质 CO₂密度、黏度关于压力的表达式。密度的拟合数据来自 EOS-CG 模型和 GERG-2008 模型的计算结果，黏度的拟合数据来自 CO₂-Pedersen 模型的计算结果。选取 $T=363.15 \text{ K}$ ， $0.1 \text{ MPa} \leq p \leq 15.26 \text{ MPa}$ ^[15] 作为研究工况，则 4 种润滑介质密度、黏度与压力的拟合表达式如公式 (3)、(4) 所示，拟合系数见文献[9]。4 种润滑介质密度、黏度拟合值随压力的变化曲线分别如图 3 (a)、3 (b) 所示^[9]。

$$\rho = a_1 + a_2 p + a_3 p^2 + a_4 p^3 + a_5 p^4 + a_6 p^5 + a_7 p^6 \tag{3}$$

$$\mu = b_1 + b_2 p + b_3 p^2 + b_4 p^3 + b_5 p^4 \tag{4}$$

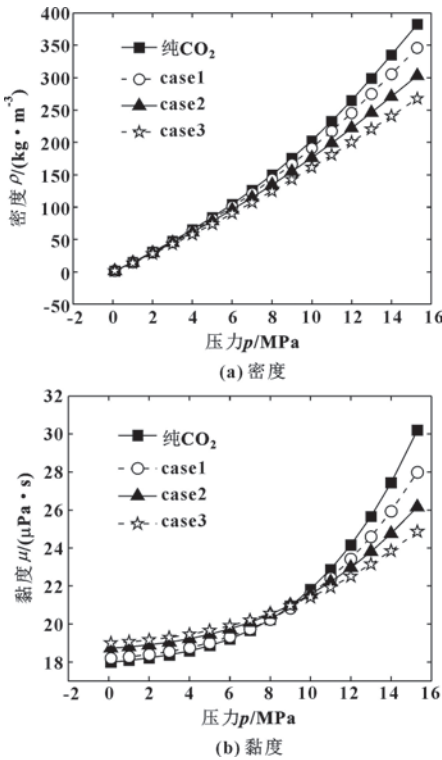


图 3 润滑介质密度、黏度随压力的变化
Fig. 3 Variation of density (a) and viscosity (b) of lubricating medium with pressure

纯 CO₂ 密度、黏度拟合值与物性数据库 REFPROP 数据的最大误差分别为 1.85%、0.21%。case1、case2、case3 密度拟合值与公式计算值最大误差分别为 0.18%、0.28%、0.21%，黏度拟合值与公式计算值最大误差分别为 0.09%、0.09%、0.02%，由此表明，用 Origin 拟合的方法来表达纯 CO₂ 和含杂质 CO₂ 实际气体效应和黏压效应是可行的。

2.2 气膜控制方程

由于文中假定密封在运行过程中开启力与闭合力一直保持平衡，即密封处于稳定运行状态，因此采用准稳态的分析方法来研究干气密封启动过程中的开启性能。此时气体润滑方程为稳态 Reynolds 方程^[16]，如公式 (5) 所示。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (5)$$

式中: h 为气膜厚度; r 和 θ 为柱坐标系下的极径和极角。

2.3 密封性能参数的表达

气膜承载力:

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r) r dr d\theta \quad (6)$$

闭合力:

$$F_c = \pi p_i (r_b^2 - r_i^2) + \pi p_o (r_o^2 - r_b^2) + \pi p_{sp} (r_o^2 - r_i^2) \quad (7)$$

式中: r_b 为平衡半径。

泄漏率:

$$Q = \int_0^{2\pi} \frac{\rho r h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \quad (8)$$

接触力计算模型为 GW 接触模型^[17], 计算公式如下:

$$F_{\text{contact}} = \frac{4}{3} A_n \eta R^{0.5} E \cdot \int_d^\infty (z-d)^{3/2} \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} e^{[-z^2/(2\sigma_s^2)]} dz \quad (9)$$

文中的研究对象为槽台比为 1 的螺旋槽干气密封, 则

$$A_n = \pi (r_o^2 - r_i^2) - \frac{1}{2} \pi (r_o^2 - r_g^2) \quad (10)$$

$$\sigma_s^2 = \sigma^2 - \frac{3.717 \times 10^{-4}}{\eta^2 R^2} \quad (11)$$

$$d = h_1 - y_s \quad (12)$$

$$y_s = \frac{0.045 \ 944}{\eta R} \quad (13)$$

式中: F_{contact} 为接触力; η 为微凸体面积密度; A_n 为名义接触面积; E 为当量弹性模量; R 为微凸体顶峰曲率半径; σ_s 为粗糙表面微凸体高度分布标准差; σ 为粗糙表面轮廓标准差; d 为光滑刚性平面到微凸体平均高度平面距离; y_s 为微凸体平均高度面与粗糙面平均高度面的距离^[18]。

3 数值计算

3.1 边界条件

压力边界条件:

$$r=r_i \text{ 时, } p=p_i; \quad r=r_o \text{ 时, } p=p_o.$$

周期性边界条件:

$$p(r, \theta + 2\pi/N_g) = p(r, \theta) \quad (14)$$

3.2 数值计算

按图 4 所示流程进行数值计算。其中定义

$$\zeta = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p^{k+1} - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p^k}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p^k}$$

$$\psi = \frac{(F_o + F_{\text{contact}}) - F_c}{F_c}$$

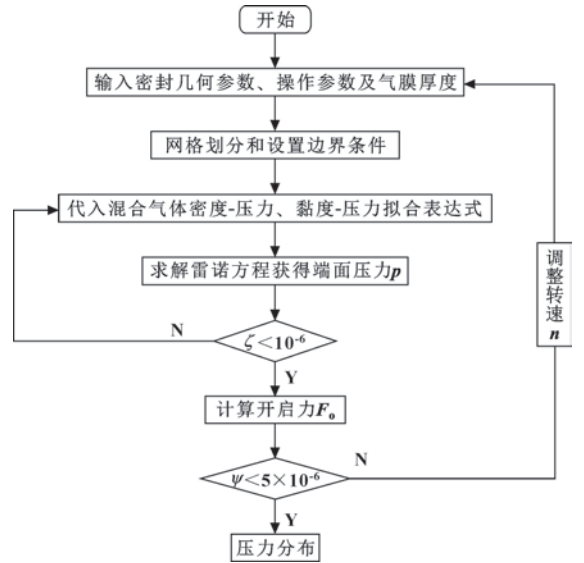


图 4 数值计算流程

Fig. 4 Flow for numerical calculation

3.3 计算模型正确性验证

干气密封启动过程中, 气膜厚度随运行转速的增加而增大, 为验证文中干气密封计算模型的正确性, 将文中计算模型所得到的数据与文献[19]的实验数据作比对。密封环几何尺寸为: 外径 $r_o = 115.5$ mm, 槽根半径 $r_g = 104.22$ mm, 内径 $r_i = 93$ mm, 螺旋角 $\delta = 13.5^\circ$, 槽数 $N_g = 18$, 槽台比 $\kappa = 1$, 槽深 $h_g = 6$ μm 。操作参数为: 进口压力 $p_o = 2$ MPa, 出口压力 $p_i = 0.1013$ MPa, 温度 $T = 303.15$ K, 润滑介质为空气。比对结果如图 5 所示, 平衡膜厚的最大误差为 2.13%, 因此, 文中干气密封计算模型是可信的。

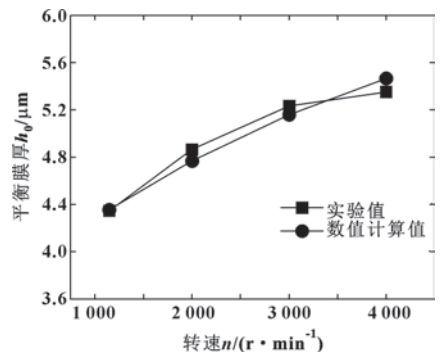


图 5 计算模型验证

Fig. 5 Validation of calculation model

4 算例及结果分析

4.1 密封参数的确定

密封环几何参数^[20]、操作参数^[9]、微凸体接触模型参数^[18]如表 2 所示。未经特别说明，在下文数值计算过程中均按表 2 所示参数。

表 2 干气密封参数
Table 2 Paramerters of dry gas seal

参数	数值
内半径 r_i/mm	58.42
外半径 r_o/mm	77.78
槽根半径 r_g/mm	69
进口压力 p_o/MPa	15.26
出口压力 p_i/MPa	0.101 325
进口温度 T/K	363.15
槽深 $h_g/\mu\text{m}$	5
槽数 N_g	12
螺旋角 $\alpha/(\circ)$	15
槽台比 β	1
平衡半径 r_b/mm	61.3
等效弹性模量 E/GPa	23.65
弹簧比压 p_{sp}/MPa	0.03
微凸体面积密度 $\eta/\mu\text{m}^{-2}$	0.416
微凸体峰顶曲率半径 $R/\mu\text{m}$	1.707
粗糙表面轮廓标准差 $\sigma/\mu\text{m}$	0.103

在文中的研究工况下，通过公式(7)可算得干气密封的闭合力 $F_c=110.240\text{ kN}$ 。

4.2 密封性能参数、转速随平衡膜厚的变化

文中保持闭合力恒定，改变气膜厚度，调节转速使开启力与闭合力相平衡，此时的膜厚为平衡膜厚或稳态工作膜厚。通过此方法来分析纯 CO_2 和含杂质 CO_2 干气密封接触力、运行转速、泄漏率随平衡膜厚变化的规律。

4.2.1 接触力随平衡膜厚的变化

接触力随平衡膜厚的变化如图 6 所示。可以看出，随着平衡膜厚的增大接触力迅速减小，当平衡膜厚为 $0.65\text{ }\mu\text{m}$ 时，两密封端面相互接触的微凸体脱离，此时接触力为 0。接触力刚好为 0 时的平衡膜厚，称之为开启临界膜厚 h_{oc} ，即此工况密封的开启临界膜厚 $h_{oc}=0.65\text{ }\mu\text{m}$ 。针对该密封，当平衡膜厚小于 $0.65\text{ }\mu\text{m}$ 时，密封端面微凸体处于接触状态，密封为接触式端面密封，密封端面的摩擦状态为混合摩

擦状态。当平衡膜厚等于或大于 $0.65\text{ }\mu\text{m}$ 时，密封端面微凸体脱离接触，密封为非接触式端面密封。

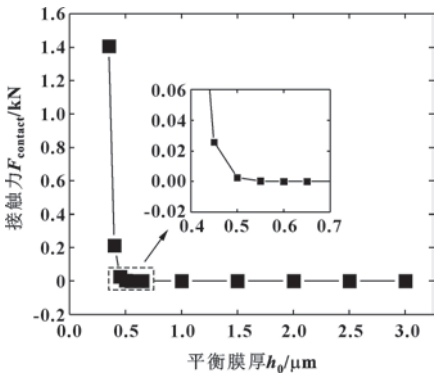


图 6 接触力随平衡膜厚的变化

Fig. 6 Change of contact force with equilibrium film thickness

4.2.2 转速、泄漏率随平衡膜厚的变化

针对 4 种计算案例，转速与平衡膜厚的变化如图 7 (a) 所示。随着平衡膜厚的增大，4 种计算案例所对应的转速增大。这是因为，在除膜厚外其余参数维持不变的前提下，平衡膜厚增大，导致开启力减小，为保证开启力与闭合力相等，必须增大转速，增强密封端面间的动压效应，以达到提升开启力的目的。在同一平衡膜厚下，4 种计算案例所对应的转速大小满足： $\text{case3}>\text{case2}>\text{case1}>\text{CO}_2$ ，即杂质含量越多的计算案例，对应所需要的转速越大。其原因是杂质的存在使得含杂质 CO_2 的密度小于纯 CO_2 的密度 [见图 3 (a)]。在除润滑介质改变，其余运行条件不变的情况下，含杂质 CO_2 介质进入密封端面间的气体量少于纯 CO_2 ，若要使含杂质 CO_2 干气密封开启力与纯 CO_2 干气密封开启力相等，则必须增大转速。当接触力为 0，气膜承载力与闭合力相等时，开启临界膜厚所对应的转速为开启临界转速。 CO_2 、case1、case2、case3 干气密封的开启临界转速分别为 $1\ 767.384$ 、 $1\ 896.567$ 、 $2\ 057.874$ 、 $2\ 195.938\text{ r/min}$ 。开启临界转速越低，意味着密封越易开启，因此在 4 种计算案例中，纯 CO_2 干气密封最容易开启。

4 种计算案例质量泄漏率随平衡膜厚的变化如图 7 (b) 所示。随着平衡膜厚的增大，4 种计算案例的质量泄漏率都增大。这是由平衡膜厚增大和转速增大共同作用导致的。针对同一平衡膜厚，含杂质 CO_2 干气密封质量泄漏率小于纯 CO_2 。可以这样来理解，在同一平衡膜厚下，虽然含杂质 CO_2 的转速大于纯 CO_2 [见图 7 (a)]，使得泵入密封端面间的含杂质 CO_2

体积气体量多于纯 CO_2 ，但是含杂质 CO_2 的密度小于纯 CO_2 ，最终导致含杂质 CO_2 干气密封质量泄漏率小于纯 CO_2 。

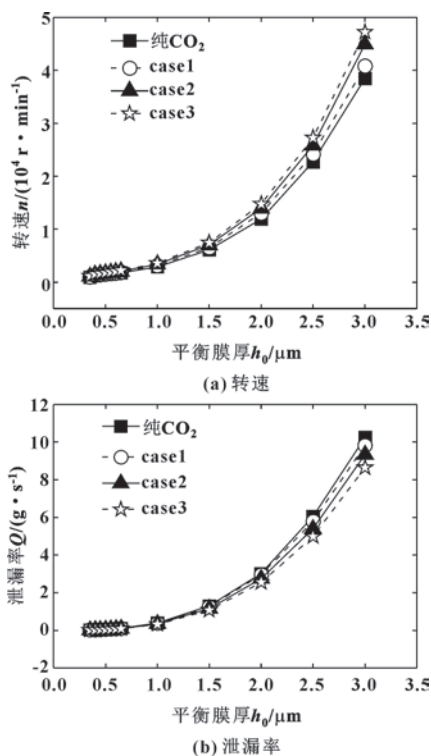


图7 转速和泄漏率随平衡膜厚的变化

Fig. 7 Change of rotation speed (a) and leakage rate (b) with equilibrium film thickness

4.3 密封性能参数、开启临界转速随进口压力的变化

保持膜厚为开启临界膜厚，此时密封处于临界开启状态，接触力为0，密封端面气膜承载力为开启力且与闭合合力相等。转速为0时的开启力称之为静压开启力。通过改变密封端面的进口压力来分析闭合合力、静压开启力、开启临界转速、泄漏率随进口压力变化的规律。

4.3.1 闭合合力、静压开启力随进口压力的变化

如图8所示，随着进口压力的增大，闭合合力以及4种计算案例的静压开启力都增大，且闭合合力增大幅度大于静压开启力的增大幅度。静压开启力随进口压力增大而增大，是由于进口压力增大，密封端面间静压效应增强导致的。当进口压力 $p_0 = 0.101\ 325\ \text{MPa}$ 时，进出口无压差，又因转速为0，则密封端面间的压力分布均为大气压，此时4种计算案例的静压开启力相等。当 $0.101\ 325\ \text{MPa} < p_0 \leq 14\ \text{MPa}$ 时，纯 CO_2 干

气密封静压开启力最大；当 $p_0 = 15.26\ \text{MPa}$ 时，case1干气密封静压开启力最大。原因是，静压开启力受密度和黏度的共同作用，当转速为0时，黏度越大的介质流动阻力越大，进入密封端面间的体积气体量越少，静压开启力越小；密度越大的介质进入密封端面间的气体量越多，静压开启力越大。当 $0.101\ 325\ \text{MPa} < p_0 \leq 14\ \text{MPa}$ 时，纯 CO_2 的密度最大，且此时密度对静压开启力的影响占主导作用，因此纯 CO_2 干气密封的静压开启力最大；当 $p_0 = 15.26\ \text{MPa}$ 时，4种计算案例密度、黏度大小都满足：纯 $\text{CO}_2 > \text{case1} > \text{case2} > \text{case3}$ ，相对于纯 CO_2 ，case1黏度降低对静压开启力的影响大于密度降低对静压开启力的影响，相对于case1，case2和case3密度降低对静压开启力的影响大于黏度降低对静压开启力的影响，因此case1计算案例静压开启力最大。

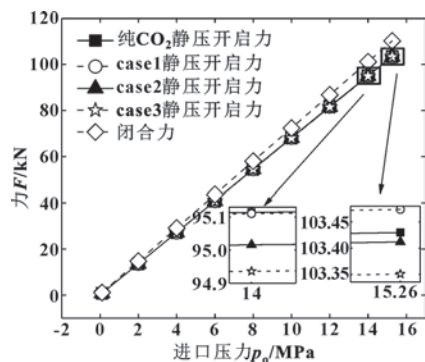


图8 闭合合力、静压开启力随进口压力的变化

Fig. 8 Variation of closing force and static pressure opening force with inlet pressure

4.3.2 开启临界转速、泄漏率随进口压力的变化

开启临界转速随进口压力的变化如图9(a)所示。可以看出，4种计算案例的开启临界转速随进口压力的增大而增大。这表明，以较低压力为进口压力时，密封更容易开启。导致这种现象出现的原因是：随着进口压力的增大，静压开启力增大幅度小于闭合合力增大幅度（见图8），为保持开启力与闭合合力相等，必须增大转速，增强端面间的动压效应。在同一进口压力下，针对不同计算案例，有不同的规律。当进口压力较低时，含杂质较多的case3案例开启临界转速最小，即杂质的存在使得 CO_2 干气密封更容易开启；而在进口压力较高时，纯 CO_2 的开启临界转速最小，意味着杂质的存在增加了 CO_2 干气密封的开启难度。这是因为，进口压力较低时，密封端面间的压力分布较小，杂质的存在虽然降低了 CO_2 的密度，但增大了

CO₂的黏度。黏度越大，剪切作用越强，此时，黏度增大对开启力的影响占主导作用，则杂质含量越多的计算案例，所需的开启临界转速越小，即 case3 干气密封最易开启。当进口压力较高时，密封端面间的压力分布较高，杂质的存在使得 CO₂密度降低的程度增强，此时，密度降低对开启力的影响占主导作用，即杂质含量越多的计算案例，所需的开启临界转速越大，即纯 CO₂干气密封最易开启。

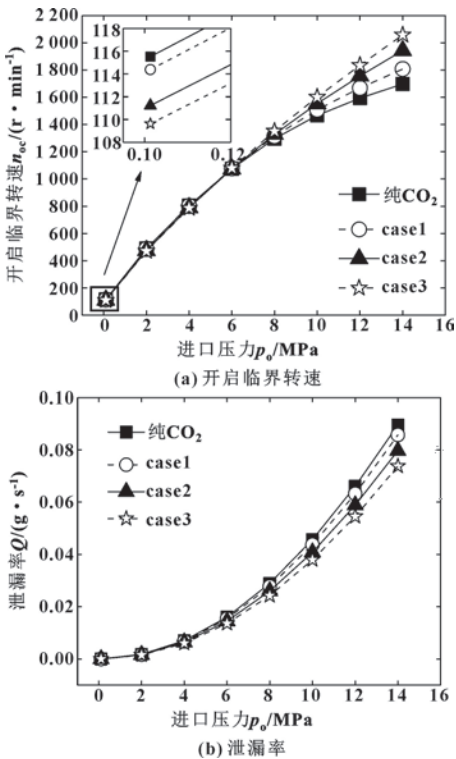


图 9 开启临界转速和泄漏率随进口压力的变化
Fig. 9 Variation of opening critical rotational speed (a) and leakage rate (b) with inlet pressure

不同进口压力所对应临界开启状态下的泄漏率如图 9 (b) 所示，4 种计算案例的泄漏率随进口压力的增大而增大，这是由于进口压力增大以及开启临界转速增大导致的。进口压力增大，密封端面间的气膜密度增大，开启临界转速增大，泵入密封端面间的气体增多。对于同一进口压力，含杂质 CO₂干气密封泄漏率小于纯 CO₂，原因是当以较低压力为进口压力时，含杂质 CO₂的密度和开启临界转速都小于纯 CO₂；当以较高压力为进口压力时，含杂质 CO₂密度小于纯 CO₂，开启临界转速大于纯 CO₂，但此时密度减小对泄漏率的影响占主导作用。

4.4 开启临界转速、泄漏率随进口温度的变化

通过 Origin 软件来拟合不同进口温度下 4 种润滑介质密度、黏度与压力的关系式，拟合公式及拟合系数见文献[9]。

4 种计算案例在不同进口温度下所对应的开启临界转速如图 10 (a) 所示。可以看出，随着进口温度的增大，4 种计算案例干气密封的开启临界转速都增大，且杂质含量越多的计算案例开启临界转速越大。这是因为增大进口温度，降低了 4 种计算案例的密度，在除进口温度增大，其余参数恒定的前提下，开启力会减小，为保持开启力与闭合力相平衡，必须得增大开启临界转速。杂质含量越多的计算案例，开启临界转速越大，这是由于杂质含量越多的计算案例，密度越小导致的。

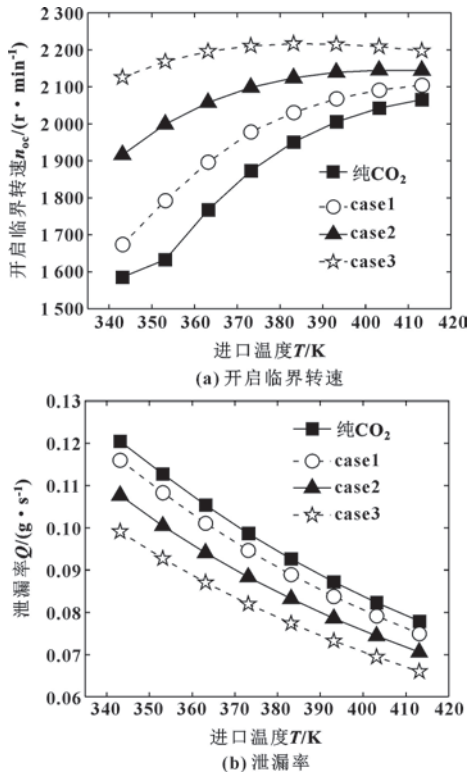


图 10 开启临界转速和泄漏率随进口温度的变化
Fig. 10 Variation of opening critical rotational speed (a) and leakage rate (b) with inlet temperature

不同进口温度下，4 种计算案例的泄漏率变化曲线如图 10 (b) 所示。可以看出，随着进口温度的增大，4 种计算案例干气密封泄漏率都呈下降趋势，且含杂质计算案例干气密封泄漏率小于纯 CO₂。可以这样来解释，进口温度增大，密度减小，但使得开启临

界转速增大,杂质的存在虽降低了 CO_2 的密度,但也使得开启临界转速增大,在文中的运行工况下,密度减小对泄漏率的影响大于开启临界转速增大对泄漏率的影响。

4.5 闭合力随平衡比的变化

平衡比 $B = (r_o^2 - r_b^2) / (r_o^2 - r_i^2)$, 是有效载荷面积与端面面积的比,表达了端面压力载荷的平衡关系,也称为载荷系数。密封闭合力与平衡比 B 的关系如图 11 所示。可以看出,闭合力随着平衡比的增大而增大。原因是,在密封环内外半径不变的情况下,平衡比增大,密封压力作用在密封环的有效面积增大。因此适当地减小平衡比,有利于干气密封的开启。当处于开启临界膜厚状态下的静压开启力大于闭合力时,密封端面可实现静压开启。针对文中的计算案例, CO_2 、case1、case2、case3 干气密封处于开启临界膜厚状态下的静压开启力分别为 103.430、103.474、103.412、103.350 kN。当平衡比小于 0.81 时,4 种计算案例干气密封皆可实现静压开启。又因 case1 干气密封静压开启力最大,则 case1 干气密封最易实现静压开启。

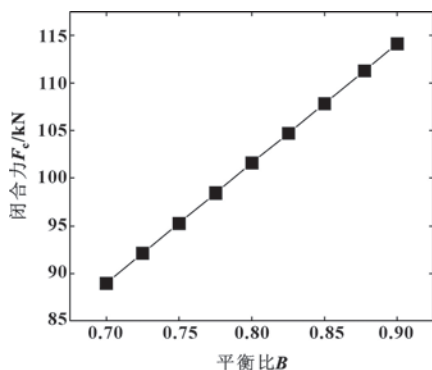


图 11 闭合力随平衡比的变化

Fig. 11 Variation of closing force with balance ratio

4.6 纯动压开启状态下开启临界转速随进口压力的变化

纯动压开启过程是指当密封端面进出口压力相等 ($p_i = p_o$) 时,依靠流体在端面间产生的动压升举力,使得密封端面间微凸体相互脱离的过程。纯动压开启状态下开启临界转速随进出口压力的变化规律如图 12 所示。可以看出,case1、case2、case3 计算案例的开启临界转速随进出口压力的增大而增大,但增大趋势逐渐减缓;纯 CO_2 计算案例的开启临界转速随进出口压力的增大先增大再缓慢地减

小。由此表明,以较低压力为进出口压力时,更容易实现纯动压开启。

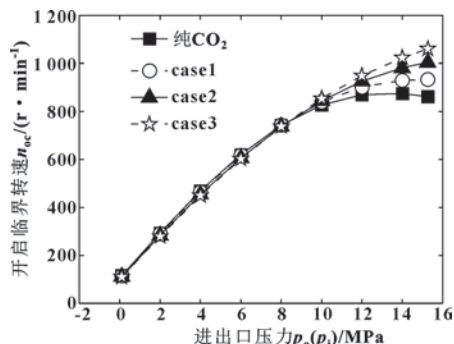


图 12 纯动压开启状态下开启临界转速随进出口压力的变化

Fig. 12 Variation of the opening critical rotational speed of dynamic pressure opening with inlet and outlet pressure under the state of pure dynamic pressure

5 结论

(1) 当密封端面间隙小于 $0.65 \mu\text{m}$ 时,干气密封为接触式端面密封,当密封端面间隙大于或等于 $0.65 \mu\text{m}$ 时,干气密封为非接触式端面密封,即开启临界膜厚为 $0.65 \mu\text{m}$ 。

(2) 随着进口压力的增大,4 种计算案例的开启临界转速都增大,即干气密封越难开启。以较低压力运行时, CO_2 气体中杂质含量越高时干气密封最易开启,以较高压力运行时,纯 CO_2 干气密封最易开启。

(3) 随着进口温度的增大,4 种计算案例的开启临界转速增大,即启动过程中适当降低润滑介质的温度可方便密封端面开启,且在同一进口温度下, CO_2 气体中杂质含量最高的 case3 干气密封最难开启。

(4) 当进口压力为 15.26 MPa,进口温度为 363.15 K 时,适当调节平衡比,4 种计算案例干气密封皆可实现静压开启,且 case1 案例(即 CO_2 气体中杂质含量较小时)干气密封最易实现静压开启。

参考文献

- [1] 顾永泉.机械端面密封的密封面顶开现象和升举特性[J].石油化工设备,2003,32(4):26-29.
GU Y Q. Just-lift-off phenomena and lift-off characteristics of mechanical face seals[J]. Petro-Chemical Equipment, 2003, 32(4): 26-29.
- [2] 王和顺,陈次昌,黄泽沛,等.干气密封启动过程研究[J].润滑与密封,2006,31(1):14-16.
WANG H S, CHEN C C, HUANG Z P, et al. Research on start-up process of dry gas seal[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(1): 14-16.

- [3] 李双喜,宋文博,张秋翔,等.干式气体端面密封的开启特性[J].化工学报,2011,62(3):766-772.
LI S X, SONG W B, ZHANG Q X, et al. Opening characteristics of dry gas seal[J]. CIESC Journal, 2011, 62(3): 766-772.
- [4] 彭旭东,刘坤,白少先,等.典型螺旋槽端面干式气体密封动压开启性能[J].化工学报,2013,64(1):326-333.
PENG X D, LIU K, BAI S X, et al. Dynamic opening characteristics of dry gas seals with typical types of spiral grooves[J]. CIESC Journal, 2013, 64(1): 326-333.
- [5] 范瑜,宋鹏云,许恒杰.水蒸气润滑干气密封启动过程研究[J].化工学报,2020,71(8):3671-3680.
FAN Y, SONG P Y, XU H J. Study on startup operation of dry gas seal with steam lubrication[J]. CIESC Journal, 2020, 71(8): 3671-3680.
- [6] FAIRUZ Z M, JAHN I. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO₂ dry gas seals[J]. Tribology International, 2016, 102: 333-347.
- [7] FAIRUZ Z M, JAHN I, ABDUL-RAHMAN R. The effect of convection area on the deformation of dry gas seal operating with supercritical CO₂ [J]. Tribology International, 2019, 137: 349-365.
- [8] 王珺瑶,张月,邓帅,等.CO₂混合物热物性在CCS研究中的作用:实验数据、理论模型和典型应用[J].化工进展,2019,38(3):1244-1258.
WANG J Y, ZHANG Y, DENG S, et al. Role of thermodynamic properties of CO₂ mixtures in CCS: data, models and typical applications [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2019, 38(3): 1244-1258.
- [9] 陈维,宋鹏云,许恒杰,等.含杂质二氧化碳实际气体干气密封性能研究[J].化工学报,2020,71(5):2215-2229.
CHEN W, SONG P Y, XU H J, et al. Effects of the real-gas characteristics of carbon dioxide with impurities on the dry gas seal performance[J]. CIESC Journal, 2020, 71(5): 2215-2229.
- [10] NAZERI M, CHAPOY A, BURGASS R, et al. Viscosity of CO₂-rich mixtures from 243 K to 423 K at pressures up to 155 MPa; new experimental viscosity data and modelling[J]. The Journal of Chemical Thermodynamics, 2018, 118: 100-114.
- [11] DILLON D J, WHITE V, ALLAM R J, et al. Oxy combustion processes for CO₂ capture from power plant [R]. Engineering Investigation Report IEA Greenhouse Gas R & D Research and Development Programme, 2005.
- [12] GERNERT J, SPAN R. EOS-CG: a Helmholtz energy mixture model for humid gases and CCS mixtures[J]. The Journal of Chemical Thermodynamics, 2016, 93: 274-293.
- [13] KUNZ O, WAGNER W. The GERG-2008 wide-range equation of state for natural gases and other mixtures; an expansion of GERG-2004 [J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2012, 57(11): 3032-3091.
- [14] CHAPOY A, NAZERI M, KAPATEH M, et al. Effect of impurities on thermophysical properties and phase behaviour of a CO₂-rich system in CCS [J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2013, 19: 92-100.
- [15] WITKOWSKI A, RUSIN A, MAJKUT M, et al. Advances in carbon dioxide compression and pipeline transportation processes [M]. Cham: Springer International Publishing, 2015.
- [16] 孙雪剑,宋鹏云,毛文元,等.考虑实际气体效应双列螺旋槽干气密封反转性能分析[J].工程科学与技术,2019,51(4):176-184.
SUN X J, SONG P Y, MAO W Y, et al. Analysis on the performance of the reverse rotation of double-spiral groove dry gas seal considered effect of real gas behavior [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2019, 51(4): 176-184.
- [17] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P. Contact of nominally flat surfaces [J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1966, 295(1442): 300-319.
- [18] ETSION I, FRONT I. A model for static sealing performance of end face seals [J]. Tribology Transactions, 1994, 37(1): 111-119.
- [19] 许恒杰.实际气体及其阻塞和惯性效应对干气密封动力学特性影响规律研究[D].昆明:昆明理工大学,2019.
XU H J. Dynamic characteristics of dry gas seal influenced by the real gas, choked flow and inertia effects [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2019.
- [20] GABRIEL R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals [J]. Lubrication Engineering, 1994, 50(3): 215-224.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.002

文献引用: 燕松山, 汪明明, 解芳, 等. 高温自润滑滚子轴承游隙匹配设计研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 10-15.

Cite as: YAN Songshan, WANG Mingming, XIE Fang, et al. Study on clearance matching design of high temperature self-lubricating roller bearing[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 10-15.

高温自润滑滚子轴承游隙匹配设计研究*

燕松山¹ 汪明明¹ 解芳² 胡瑞³

(1. 武汉理工大学机电工程学院 湖北武汉 430070; 2. 南阳理工学院机械与汽车工程学院
河南南阳 473004; 3. 南昌工程学院机械与电气工程学院 江西南昌 330000)

摘要: 高温自润滑滚动轴承在高温下工作, 摩擦热和环境温度的变化会导致轴承游隙大小改变, 进而影响轴承的工作精度。为探讨高温下轴承材料物理性质及其匹配性对轴承游隙的影响, 基于热传导理论建立高温自润滑滚子轴承游隙变化计算模型, 以纳米胶体 TiO_2 /金属陶瓷高温内梯度润滑层材料作为高温滚动轴承滚子材料, 通过高温滚动轴承游隙测量实验验证模型的有效性, 并分析摩擦热、环境温度变化及不同材料配对副对滚子轴承工作游隙的影响。研究表明: 滚子轴承的工作游隙变化量随着环境温度的上升而增大; 与环境温度变化引起的游隙变化值相比, 摩擦热对轴承游隙值变化的影响较小; 当自润滑轴承配对副为内外圈采用轴承钢材料、滚动体采用微孔陶瓷时其游隙变化较大; 当自润滑轴承配对副为内外圈采用陶瓷材料、滚动体采用微孔陶瓷时其游隙变化较小。

关键词: 滚动轴承; 自润滑; 轴承游隙; 材料匹配设计

中图分类号: TH117

Study on Clearance Matching Design of High Temperature Self-lubricating Roller Bearing

YAN Songshan¹ WANG Mingming¹ XIE Fang² HU Rui³

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430070, China;
2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Nanyang Institute of Technology, Nanyang Henan 473004, China;
3. School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanchang Institute of Engineering, Nanchang Jiangxi 330000, China)

Abstract: Friction heat and temperature change affect the precision of high-temperature self-lubricating rolling bearings at high temperatures by changing the bearing clearance. In order to investigate the influence of bearing material physical properties and matching on bearing clearance at high temperature, based on the theory of heat conduction, a high-temperature self-lubricating roller bearing clearance change calculation model was established. Nano colloidal TiO_2 /cermet high temperature inner gradient lubrication layer material was used as high temperature rolling bearing roller material, and the effectiveness of the model was verified by the high-temperature rolling bearing clearance measurement experiment. The effects of frictional heat, environmental temperature changes and different material pairs on the working clearance of roller bearings were analyzed. Studies show that the change in the working clearance of a roller bearing increases with the rise of the ambient temperature. Compared with the change in the clearance caused by the change in the ambient temperature, the frictional heat has a smaller effect on the change in the clearance of the bearing. When the lubricating bearing pair is made of bearing steel material for the inner and outer rings, and the rolling elements are made of microporous ceramics, the clearance changes greatly. When the self-lubricating bearing pair is made of ceramic materials for the inner and outer rings and the rolling elements are made of microporous ceramics, the clearance changes smaller.

Keywords: rolling bearing; self-lubricating; bearing clearance; material matching design

* 基金项目: 国家重点研发计划项目 (2018YFC0808405); 国家自然科学基金项目 (51605230; 51765044)

收稿日期: 2021-03-04; 修回日期: 2021-04-13

作者简介: 燕松山 (1977—), 男, 工学博士, 副教授, 研究方向为摩擦学理论及其应用。E-mail: yansongshan@whut.edu.cn。

通信作者: 汪明明 (1996—), 男, 硕士研究生, 研究方向为汽车零部件制造工艺及装备。E-mail: 1143303267@qq.com。

随着现代科学技术的飞速发展,用于航空发动机、燃气轮机等高端装备的运动部件往往在高温高压极端工况下工作,作为关键支撑零部件的滚动轴承不仅要求具有良好的耐高温特性,还需要具有优良的宽温域自润滑性能,因而高温自润滑滚动轴承^[1-4]技术成为当前研究的热点。TiC/Fe-Cr-W-Mo-V 自润滑多孔金属陶瓷材料^[5]强度高、耐磨性好和高温自润滑性能优异,以该材料作为轴承元件材料的高温自润滑滚动轴承具有良好的工程应用前景。

然而,高温自润滑滚动轴承在高温下工作时,由于摩擦热和环境温度的改变,轴承的工作游隙会发生变化,导致轴承工作精度和使用寿命恶化。因此,如何通过轴承设计减小由于温度改变而导致的游隙大小变化成为高温自润滑轴承设计的关键。研究表明,由于温度变化引起的零件热变形^[6]对轴承工作游隙的影响最大,通过轴承材料匹配设计,正确选用合适的轴承材料匹配方案,可有效减小由于温度改变而产生的游隙变化量。而目前国内外的研究主要集中在轴承游隙可靠性设计、轴承最佳工作游隙计算等方面,杨思文和付芸^[7]对比 ANSYS 仿真和理论计算结果,证明了 ANSYS 计算轴承游隙变化的可行性。包洁和刘佐民^[8]对高温滚动轴承在纯弹性和纯塑性状态下的游隙变化进行了有限元仿真分析。黄其圣等^[9]考虑到高温下轴承内外圈热膨胀量不等,分析了温度变化对轴承游隙的影响。李建林等^[10]通过实验确认了环境温度与轴承工作游隙的线性相关性。耿民等人^[11]考虑了轴承在高速旋转下的游隙变化情况,分析了游隙变化对轴承疲劳寿命的影响。国外学者 TAKAHASHI 等^[12]通过台架旋转实验揭示了中低温下不同轴承初始游隙下的轴承游隙变化量。但是,这些研究未能考虑轴承材料物理性质及其匹配性对轴承游隙的影响,且大部分的实验测量装置也仅限于中低温场合,对于高温下轴承游隙实验需要进一步地探究。

本文作者基于自润滑多孔金属陶瓷材料制备成的自润滑轴承,利用热传导理论与发汗自润滑材料参数等效计算模型建立了圆柱滚子游隙变化量计算模型,并通过实验验证了该计算模型的有效性,在此基础上进行高温滚动轴承材料匹配设计理论研究。

1 圆柱滚子轴承游隙计算模型

图 1 所示为自润滑向心圆柱滚子轴承,滚子轴承由内外圈、滚子及保持架组成。

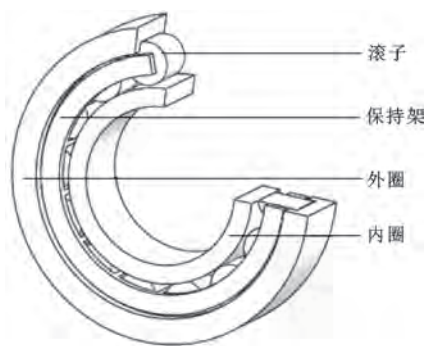


图 1 滚子轴承结构示意图

Fig. 1 Roller bearing structure diagram

滚动轴承在高温环境下工作过程中,轴承的内外圈及滚动体受热变形使得轴承游隙发生变化,轴承元件温度的改变主要由环境温度和滚动轴承转动产生摩擦热量引起,其中环境温度通常是常量。摩擦导致的轴承元件温升可由轴承工作过程中产生的摩擦热来计算,其摩擦热量 Q 为

$$Q = 0.001 M \omega \quad (1)$$

式中: M 为轴承摩擦转矩; ω 为轴承转速。

轴承摩擦力矩可根据 Palmgren 经验公式计算:

$$M = M_0 + M_1 \quad (2)$$

式中: M_1 为由轴承种类、转速和润滑剂性质决定的摩擦力矩, $N \cdot mm$; M_0 为由轴承载荷决定的摩擦力矩, $N \cdot mm$ 。

(1) M_0 为外载荷引起的摩擦力矩,可按以下公式计算:

$$M_0 = f_1 p_1 D_m \quad (3)$$

式中: f_1 为由轴承种类及轴承载荷决定的系数; p_1 为轴承额定动载荷,通过轴承所受轴向力和径向力综合计算, N ; D_m 为轴承的平均直径, mm 。

(2) M_1 代表因润滑剂的流体动力损耗造成的摩擦力矩增量,可按以下公式计算:

$$\begin{cases} M_1 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} D_m^3, \nu n \geq 2000 \\ M_1 = 1.6 \times 10^{-5} f_0 D_m^3, \nu n < 2000 \end{cases} \quad (4)$$

式中: f_0 为由轴承种类及润滑方式决定的系数; n 为轴承转速, r/min ; ν 为润滑剂在工作温度下的运动黏度, mm^2/s 。

可通过轴承的摩擦热量计算其零部件的表面温度,常用的轴承热分析方法为热网络法,热网络法通过热阻将轴承温度场连接成热网络来求解轴承各零件的表面温度。为了简化温度场问题的计算,做出如下假设: (1) 轴承摩擦热量产生在内外圈滚道上; (2)

滚动体与套圈滚道产生的摩擦热量以 1 : 1 的比例^[13]平分在滚动体和套圈中, 则圆柱滚子轴承的局部热平衡方程^[14]为

$$\rho_{\text{exe}} C_{\text{exe}} V_{\text{exe}} \frac{dT_{\text{exe}}}{dt} = \frac{T_{\text{exi}} - T_{\text{exe}}}{R_{\text{exi}}} - \frac{T_{\text{exe}} - T_{\text{h}}}{R_{\text{oh}}} \quad (5)$$

$$\rho_{\text{exi}} C_{\text{exi}} V_{\text{exi}} \frac{dT_{\text{exi}}}{dt} = \frac{1}{4} Q - \frac{T_{\text{dw}} - T_{\text{exi}}}{0.5R_{\text{dw}}} - \frac{T_{\text{exi}} - T_{\text{exe}}}{R_{\text{exe}}} \quad (6)$$

$$\rho_{\text{dw}} C_{\text{dw}} V_{\text{dw}} \frac{dT_{\text{dw}}}{dt} = \frac{1}{2} Q - \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{exi}}}{R_{\text{dw}}} \quad (7)$$

$$\rho_{\text{in}} C_{\text{in}} V_{\text{in}} \frac{dT_{\text{in}}}{dt} = \frac{1}{4} Q - \frac{T_{\text{dw}} - T_{\text{in}}}{R_{\text{in}}} - \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{h}}}{R_{\text{ih}}} \quad (8)$$

式中: ρ 、 C 、 V 、 R 分别为轴承各零件的材料密度、比热容、体积和零件热阻, 其中 R_{exi} 、 R_{oh} 、 R_{dw} 、 R_{in} 、 R_{ih} 分别为轴承外圈外壁与外圈滚道之间传热热阻、轴承外壁与空气之间对流热阻、滚子传热热阻、内圈的传热热阻和内圈与空气之间对流热阻; T_{exe} 、 T_{exi} 、 T_{dw} 、 T_{in} 、 T_{h} 分别为轴承外圈外壁温度、外圈滚道温度、内圈温度、滚子温度和环境温度。

而轴承零部件的热变形量可根据热传导理论进行计算, 因轴承保持架的热变形对轴承径向游隙影响较小, 故在分析时忽略保持架对其的影响。轴承外圈因为与轴承座相接触而具有较好的散热条件, 使得轴承外圈内外壁具有温差, 可将轴承外圈视为稳定热流问题处理, 根据热传导理论^[15]可知道外圈内滚道受热的径向位移为

$$\Delta R_1 = \frac{2 R_1 \alpha_1}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} T r dr = R_1 \alpha_1 \left(\frac{T_{\text{exe}} R_2^2 - T_{\text{exi}} R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{T_{\text{exe}} - T_{\text{exi}}}{2 \ln(R_1/R_2)} \right) \quad (9)$$

式中: R_1 、 R_2 分别为轴承外圈的内外半径; α_1 为轴承外圈热膨胀系数。

其中内圈散热条件较差, 达到热平衡时间较短, 可将其视为等温体处理。则内圈外滚道受热径向位移为

$$\Delta r_2 = \alpha_2 r_2 T_{\text{in}} \quad (10)$$

式中: r_2 为内圈外滚道半径; α_2 为轴承内圈热膨胀系数。

轴承滚动体直径因温升而增大, 也会减小轴承的游隙, 滚动体的直径变化为

$$\Delta d_w = \alpha_3 d_w T_{\text{dw}} \quad (11)$$

式中: d_w 为轴承滚动体直径; α_3 为轴承滚子热膨胀系数。

根据轴承径向游隙的定义及公式(9)(10)(11)可

得温升导致轴承游隙变化量 Δc 为

$$\Delta c = 2 \cdot \left[\alpha_2 r_2 T_{\text{in}} + \alpha_3 d_w T_{\text{dw}} - R_1 \alpha_1 \left(\frac{T_{\text{exe}} R_2^2 - T_{\text{exi}} R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{T_{\text{exe}} - T_{\text{exi}}}{2 \ln(R_1/R_2)} \right) \right] \quad (12)$$

因为文中所研究的高温自润滑轴承承载工作中的润滑状态为边界润滑, 不存在润滑剂所引起的黏性摩擦阻力, 因此在计算中可近似认为

$$M = M_0 = f_1 p_1 D_m \quad (13)$$

利用 MatLab 编程可求得微分方程组(5) — (8) 在不同环境温度下的轴承各零件接触温度, 之后根据公式(12)求出不同温度下滚动轴承游隙变化量。

2 实验探究与分析

2.1 轴承部件选材

文中所采用的自润滑基体材料为具有一定孔隙度的微孔金属陶瓷材料 TiC/Fe-Cr-W-Mo-V, 将纳米 TiO₂ 硅油作为润滑剂经过压力浸渍填充基体空隙中。基体材料的孔隙如图 2 所示。

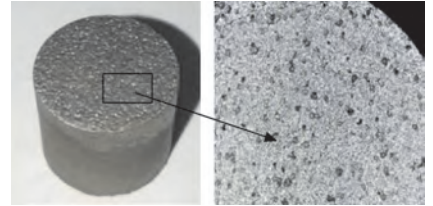


图 2 基体表面孔隙放大图

Fig. 2 Enlarged view of matrix surface pores

微孔陶瓷材料的等效弹性模量及等效泊松比可通过厚壁均质正六边形胞体理论模型^[16]来计算:

$$E^* = \frac{12 E_s (1 - \sqrt{\psi})^3}{1 + 3(5.4 + 1.5 \mu_s) (1 - \sqrt{\psi})^2} \quad (14)$$

$$\mu^* = \frac{1 + 3(1.4 + 1.5 \mu_s) (1 - \sqrt{\psi})^2}{1 + 3(5.4 + 1.5 \mu_s) (1 - \sqrt{\psi})^2} \quad (15)$$

式中: E^* 为基体材料等效弹性模量; μ^* 为基体材料等效泊松比; E_s 为构成基体的材料本身的弹性模量; μ_s 为构成基体的材料本身的泊松比。

由公式(14)(15)可知, 微孔陶瓷基体的等效弹性模量及等效泊松比受孔隙率的影响较大, 当材料本身属性一定时, 基体材料的等效弹性模量随孔隙率的增大而减小, 等效泊松比则不断增大。计算所得微孔陶瓷基体部分材料参数如表 1 所示。

以 NU208E 圆柱滚子轴承为例，轴承内径 40 mm，轴承外径 80 mm，内滚道直径 49.5 mm，外滚道直径 71.5 mm，滚子直径 11 mm，滚子长度 11 mm。为了便于测量与分析，文中轴承设计较大的初始游隙，其中内圈滚道直径上偏差为-0.3 mm，下偏差为-0.312 mm；外圈滚道直径上偏差为-0.01 mm，下偏差为-0.013 mm；滚子直径上偏差为 0，下偏差为-0.015 mm。初始游隙为 277~332 μm，考虑到陶瓷材料的加工难度，文中轴承样品的滚子材料选用纳米胶体 TiO₂/微孔金属陶瓷材料，内外圈材料选用 2Cr13 高温轴承钢。实验所制得轴承滚子及内外圈如图 3 所示。

表 1 微孔陶瓷材料物理性能

Table. 1 Physical properties of microporous ceramic

材料参数	数值
弹性模量 E/GPa	228
热膨胀系数 $\alpha/^{\circ}\text{C}^{-1}$	1.17×10^{-5}
密度 $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	5.6
泊松比 μ	0.25
比热容 $c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1})$	460



图 3 自润滑轴承样品
Fig. 3 Sample of self-lubricating bearing

2.2 实验方法

为了提高实验结果的准确性，文中采用有载荷仪器测量法。测量原理及实验台如图 4、图 5 所示。采用固定内圈移动外圈的方式进行游隙测量，轴承内圈通过与主轴过盈配合来固定；轴承外圈底部与杠杆通过一固定套联结，外圈顶部端面焊接一钢棒伸出加热炉，改变杠杆末端载荷大小及方向使得轴承外圈上下移动，此时千分表可通过测量钢棒移动量来测量轴承径向游隙；加热装置为一电阻加热炉，加热温度为 20~1 200 ℃，实验测得的外圈上下移动量相加即为

轴承的径向游隙。为减小误差，旋转内圈获取 6 个均匀分布的测量位置，取 6 次测量的算术平均值为轴承游隙，测量 100~600 ℃ 温度区间轴承径向游隙，重复测量 3 次取其平均值。

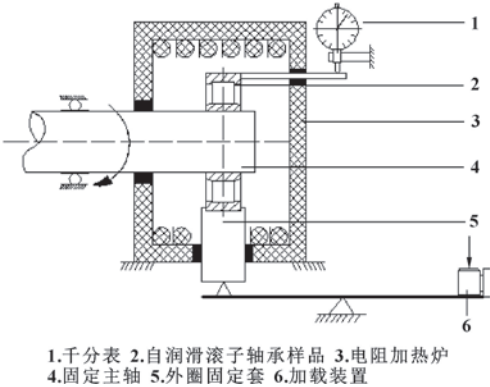


图 4 高温滚子轴承游隙测量实验原理
Fig. 4 High temperature roller bearing clearance measurement experimental principle



图 5 高温轴承游隙测量实验台
Fig. 5 Test bench for high temperature bearing clearance measurement

2.3 实验结果与分析

2.3.1 温度对轴承游隙的影响

实验所测得的结果如图 6 所示。
图 6 中圆形虚线为轴承在静止状态下由理论计算所得环境温度-游隙变化曲线，此时轴承不受摩擦热影响；方形虚线为轴承在载荷 $p=1\,000\text{ N}$ 、转速 $\omega=1\,000\text{ r/min}$ 下理论模型计算值，此时轴承受到环境温度及摩擦热量综合影响。根据图 6 可知，轴承的径向游隙变化量随着环境温度的上升不断增大，这是因为轴承零部件发生热变形，滚子与内圈外径的径向热变形大于外圈内径的径向热变形，从而导致轴承游隙

不断减小，实验结果与理论推导一致。自润滑轴承游隙变化的测量值与理论计算值变化趋势基本一致，在 100~600 ℃ 温度范围内，轴承径向游隙的理论变化值要大于实验所测的游隙变化值，造成这种误差的原因是所模拟出的温度场与轴承实际工作时其温度场存在一定的差异。通过分析轴承摩擦热量为 0 和摩擦热量不为 0 时的轴承温度-游隙变化曲线可知，轴承摩擦所带来的摩擦热相比环境温度来说对轴承游隙变化的影响较小，这是因为轴承摩擦所产生的摩擦热仅存在于接近摩擦表面的部分区域，对轴承零件热变形影响较小，导致高温环境下静止状态轴承径向游隙变化值与旋转轴承径向游隙变化值相差较小。

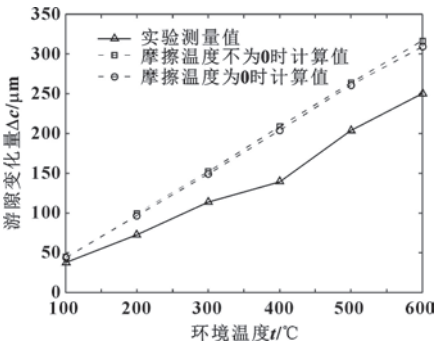


图 6 不同温度下轴承游隙变化

Fig. 6 Variation of bearing clearance at different temperatures

2.3.2 材料匹配对轴承游隙的影响

通过实验论证可知上述游隙计算模型与实际相符，为分析不同材料匹配性下的自润滑轴承游隙变化，采用常见的轴承材料，基于材料匹配性设计 5 种自润滑轴承，如表 2 所示。

表 2 自润滑轴承材料匹配副

Table. 2 Self-lubricating bearing material matching pair

配对副编号	配对副材料
A	微孔陶瓷(套圈), 2Cr13(滚动体)
B	微孔陶瓷(套圈), Si ₃ N ₄ (滚动体)
C	微孔陶瓷(套圈及滚动体)
D	2Cr13(套圈), 微孔陶瓷(滚动体)
E	Si ₃ N ₄ (套圈), 微孔陶瓷(滚动体)

根据公式 (12) 可以计算出各种配对副自润滑轴承在不同环境温度下的径向游隙变化量，如图 7 所示。

根据图 7 可知，5 组轴承的工作游隙均随温度的升高而增大，A、C 和 D 轴承随温度变化其工作游隙变化较大，且游隙变化量比较接近，这是因为自润滑微孔陶瓷材料与 2Cr13 轴承钢的热膨胀系数相差不大，在高温下 2 种材料的热变形量趋于一致；而 B 和 E 轴承随温度变化所需的初始游隙较小，这是因为 Si₃N₄ 陶瓷的热膨胀系数要远小于自润滑材料与 2Cr13 轴承钢，且从 B 和 E 轴承可以看出，套圈采用 Si₃N₄ 陶瓷、滚子采用自润滑材料相比套圈采用自润滑材料、滚子采用 Si₃N₄ 陶瓷其游隙变化量更小，显然在高温环境下轴承套圈的热变形量要大于滚子的热变形量。从轴承工作的结构稳定性来考虑，在满足自润滑性能的前提下应尽可能地选用陶瓷材料配对副自润滑轴承。

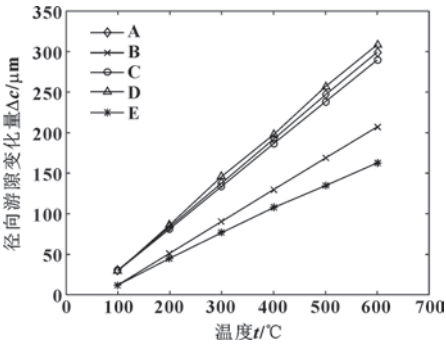


图 7 温度对滚子轴承工作游隙的影响

Fig. 7 Influence of temperature on working clearance of roller bearings

3 结论

(1) 考虑以摩擦温度和环境温度作为滚动轴承的主要热源，分析高温对滚子轴承游隙的影响，建立了高温滚子轴承游隙变化计算模型。

(2) 以纳米胶体 TiO₂/金属陶瓷高温内梯度润滑层材料作为高温滚动轴承滚子材料，通过实验探究了自润滑轴承游隙在高温中变化规律，其游隙变化趋势与理论计算结果基本一致，证明了理论模型的正确性。

(3) 滚子轴承的工作游隙变化量随着环境温度的上升而增大；与环境温度变化引起的游隙变化值相比，摩擦热对轴承游隙值变化的影响较小。

(4) 当自润滑轴承配对副为内外圈采用轴承钢材料、滚动体采用微孔陶瓷时其游隙变化较大；当自润滑轴承配对副为内外圈采用陶瓷材料、滚动体采用微孔陶瓷时其游隙变化较小。

参考文献

- [1] 柳红豆,杨爱民,刘峰.自润滑材料的研究现状[J].热加工工艺,2018,47(2):5-10.
LIU H D, YANG A M, LIU F. Research status of self-lubricating materials[J]. Hot Working Technology, 2018, 47(2): 5-10.
- [2] SLINEY H E. Solid lubricant materials for high temperatures; a review[J]. Tribology International, 1982, 15(5): 303-315.
- [3] TORRES H, RODRÍGUEZ RIPOLL M, PRAKASH B. Tribological behaviour of self-lubricating materials at high temperatures[J]. International Materials Reviews, 2018, 63(5): 309-340.
- [4] 向义河,张一兵,燕松山,等. Sn-Ag-Cu 系高温自润滑材料的摩擦学特性[J]. 润滑与密封, 2016, 41(8): 48-52.
XIANG Y H, ZHANG Y B, YAN S S, et al. Elevated-temperature tribological behavior of Sn-Ag-Cu self-lubricating materials[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(8): 48-52.
- [5] 王砚军,刘佐民,杨颖颖. 浸渗型 TiC/FeCrWMoV 金属陶瓷高温自润滑特性及其润滑机理[J]. 材料科学与工程学报, 2009, 27(6): 850-854.
WANG Y J, LIU Z M, YANG L Y. Self-lubricating behaviors of infiltration-type TiC/FeCrWMoV metal ceramics at high temperature[J]. Journal of Materials Science and Engineering, 2009, 27(6): 850-854.
- [6] 张刚,王天哲,张义民. 滚动轴承最佳原始游隙的确定[J]. 机械设计与制造, 2012(11): 10-12.
ZHANG G, WANG T Z, ZHANG Y M. The determination of the best initial clearance in rolling bearings[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(11): 10-12.
- [7] 杨思文,付芸. 基于 ANSYS 的滚动轴承径向游隙分析[J]. 机械工程师, 2014(2): 73-75.
YANG S W, FU Y. Windage analysis of rolling bearing based on ANSYS software[J]. Mechanical Engineer, 2014(2): 73-75.
- [8] 包洁,刘佐民. 高温场对滚动轴承游隙的影响[J]. 轴承, 2007(10): 10-13.
BAO J, LIU Z M. Influence of high temperature field on clearance of rolling bearing[J]. Bearing, 2007(10): 10-13.
- [9] 黄其圣,黄强先,胡鹏浩. 温度变化对滚动轴承游隙的影响[J]. 机械, 1999, 26(5): 15-16.
HUANG Q S, HUANG Q X, HU P H. The influence of the varying temperature on the play of the rolling bearing[J]. Machinery, 1999, 26(5): 15-16.
- [10] 李建林,吴刚,丁春松. 动车组齿轮箱轴承游隙随环境温度变化规律的研究[J]. 机车车辆工艺, 2020(3): 43-45.
LI J L, WU G, DING C S. Research of the temperature variation regularity of the bearing play of EMU gearbox[J]. Locomotive & Rolling Stock Technology, 2020(3): 43-45.
- [11] 耿民,徐涛,邱超军,等. 考虑轴承游隙变化的高速列车牵引电机轴承疲劳寿命分析[J]. 北京交通大学学报, 2020, 44(2): 136-142.
GENG M, XU T, QIU C J, et al. Fatigue life analysis of high-speed train traction motor bearing considering the change of bearing clearance[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2020, 44(2): 136-142.
- [12] TAKAHASHI K, SUZUKI D, NAGATOMO T. Effects of bearing clearance and atmospheric temperature on performance of pinion bearings of railway vehicles[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2020, 14(4): JAMDSM0051.
- [13] BURTON R A, STAPH H E. Thermally activated seizure of angular contact bearings[J]. A S L E Transactions, 1967, 10(4): 408-417.
- [14] 陈冬冬,罗会信,党章. 圆柱滚子轴承的瞬态温度场分析[J]. 机械设计与制造, 2018(5): 62-64.
CHEN D D, LUO H X, DANG Z. Analysis of transient temperature field of cylindrical roller bearings[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(5): 62-64.
- [15] 胡鹏浩. 非均匀温度场中机械零部件热变形的理论及应用研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2001.
HU P H. Theoretical and applied research of mechanical parts thermal deformation in uneven temperature field[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2001.
- [16] 刘佐民. 高温发汗润滑设计与控制[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2016.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.003

文献引用: 孙鑫晖,王明洋,刘怀顺,等.转子涡动工况下螺旋槽液膜密封性能研究[J].润滑与密封,2022,47(3):16-23.

Cite as: SUN Xinhui, WANG Mingyang, LIU Huaishun, et al. Performance of spiral groove liquid film seal under rotor whirling condition[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 16-23.

转子涡动工况下螺旋槽液膜密封性能研究^{*}

孙鑫晖¹ 王明洋¹ 刘怀顺¹ 王增丽¹ 郝木明¹ 力 宁² 袁俊马² 翁泽文²

(1. 中国石油大学(华东)新能源学院 山东青岛 266580;

2. 中国航发湖南动力机械研究所 湖南株洲 412002)

摘要: 基于转子在临界转速下的涡动特性,分析转子涡动的轴心运动轨迹。由于动环圆心运动轨迹追随转子,故以动环圆心的圆形运动轨迹为研究点,建立动环偏心的液膜区域模型。采用有限差分法对广义雷诺方程进行离散,通过SOR迭代方法对离散方程进行求解,得到液膜密封端面压力分布,并探讨动环偏心距对液膜开启力、摩擦扭矩、泄漏量以及空化率等液膜密封性能参数的影响规律。结果表明:随着偏心距的增大,内径开槽的密封环槽区面积减少,导致动压效应降低,使密封端面压力呈现出不对称分布的结果;液膜开启力和摩擦扭矩由于密封环表面压力降低且分布不均匀都呈现出下降的趋势;泄漏量随偏心距的增加有下降的趋势,而空化率随着偏心距增加呈现出先上升后下降的规律。

关键词: 螺旋槽液膜密封;圆形涡动;密封性能;空化

中图分类号: TB42

Performance of Spiral Groove Liquid Film Seal under Rotor Whirling Condition

SUN Xinhui¹ WANG Mingyang¹ LIU Huaishun¹ WANG Zengli¹

HAO Muming¹ LI Ning² YUAN Junma² WENG Zewen²

(1. College of New Energy, China University of Petroleum (East China), Qingdao Shandong 266580, China;

2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Based on the whirling characteristics of the rotor at critical speed, the whirling trajectory of the rotor was analyzed. Because the rotating track of the center of the rotating ring follows the rotor, the model of the liquid film region with eccentric rotating ring was established based on the circular moving track of the center of the moving ring. The finite difference method was used to discretize the generalized Reynolds equation, and the SOR iterative method was used to solve the discrete equation to obtain the pressure distribution on the end face of the liquid film seal. The influence of the eccentricity of the rotating ring on the performance parameters of the liquid film seal, such as the liquid film opening force, friction torque, leakage and cavitation rate, was discussed. The results show that with the increase of eccentricity, the groove area of the inner diameter grooved seal ring decreases, which leads to the decrease of dynamic pressure effect and the asymmetric distribution of seal face pressure. The opening force of liquid film and friction torque show a downward trend due to the decrease of seal ring surface pressure and uneven distribution. The leakage has a downward trend with the increase of eccentricity, while the cavitation rate increases first and then decreases with the increase of eccentricity.

Keywords: spiral groove liquid film seal; circular whirling; sealing performance; cavitation

^{*} 基金项目: 国家重点研发计划项目(2020YFB2010000); 国家自然科学基金项目(51975585); 中国航发湖南动力机械研究所实验室开放基金项目(KY-1003-2020-0040)

收稿日期: 2021-03-05; 修回日期: 2021-04-17

作者简介: 孙鑫晖(1979—),男,博士,讲师,研究方向为流体动密封技术。E-mail: sunxinhui@upc.edu.cn.

螺旋槽液膜密封作为全液膜润滑机械密封的代表,因其独特的设计结构和良好的密封效果普遍应用于各类旋转机械中^[1-2]。随着当今工业的发展,旋转机械都朝着大功率的方向迅猛发展。为了提高机器的工作容量和工作效率,要求增大旋转机械的转速,并且降低各部分结构的质量,使得转子朝着高速和细长

的趋势发展^[3-4]。随着转子转速不断增大, 就增加了转子的柔度, 当转子的转速高于临界转速时, 则称为柔性转子^[5]。此时在临界转速以下平衡好的转子又会产生不平衡^[6]。航空发动机技术正向着高转速发展, 成为柔性转子后产生的剧烈振动极大地影响着机械密封的工作性能。密封性能的高低又是影响发动机性能和寿命的重要因素。因此, 开展考虑转子涡动工况对液膜密封性能影响的研究十分必要。

现如今, 国内外许多专家学者在含有密封的转子动力学领域做了很多的研究。罗跃钢等^[7]对于带有迷宫密封的航空发动机转子系统气流激振问题, 通过数值积分方法研究了升/降速过程的气流激振失稳规律和振动特性, 并分析了在变速和稳速情况下偏心量的影响。马文生等^[8]运用数值方法对转子-轴承-密封系统动力学模型求解, 得出泄漏量随着密封间隙、密封直径和密封长度的增大而增大, 泄漏量随压差和入口损失率的增大而减小的结论。陈尧兴等^[9]采用基于转子多频椭圆涡动模型和动网格技术的 URANS 方程求解方法, 研究了动、静叶干涉作用以及级间补气导致的非均匀进气温度和压力条件下叶顶迷宫密封气流激振转子动力特性。ZHAO 等^[10]考虑旋转密封蠕动特征, 对转速冲击工况的密封动态特性进行了研究, 但未考虑转子振动特性对密封行为的影响。VARNEY 和 GREEN^[11]分析了非接触机械密封运行过程中受到的振动与冲击现象, 但未考虑动环偏移量对密封性能的影响。基于以上分析, 学者在研究密封性能时, 很少考虑到转子涡动工况。在实际工况中, 转子运动状况复杂, 转子的涡动必然会带液膜密封动环产生偏心现象。

本文作者基于转子在临界转速下的涡动工况, 考虑密封动环追随转子轴心运动而导致与静环不同心的情况, 建立密封动环偏心模型, 在动环为圆形涡动轨迹基础上, 利用 MatLab 编程对基于 JFO 空化边界条件的广义雷诺方程进行求解。通过对密封环全周期压力场求解, 探究在超高转速下动环偏移量对螺旋槽液膜密封液膜承载能力、摩擦扭矩、泄漏量等稳态性能参数的影响规律, 为完善螺旋槽类液膜密封的分析和设计方法提供参考。

1 物理模型

1.1 转子涡动分析

以图 1 所示的单圆盘对称转子为例, 建立如图所示的直角坐标系 oxy 。设 m 为圆盘质量, k 为圆盘截面处轴的刚度系数, r 为转轴中央处的挠度, x 和 y 分别为圆盘形心的坐标。在临界转速下运转时, 转轴弯曲, 转轴的弹性恢复力 F 为

$$F = -kr \quad (1)$$

相对于固定坐标系 oxy , 并不计阻尼, 圆盘的运动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x = -kx \\ m\ddot{y} = F_y = -ky \end{cases} \quad (2)$$

令 $\omega^2 = k/m$, 则有:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \omega^2 x = 0 \\ \ddot{y} + \omega^2 y = 0 \end{cases} \quad (3)$$

这是二阶常系数线性齐次微分方程, 其解为

$$\begin{cases} x = X \cos(\omega t + \varphi_x) \\ y = Y \sin(\omega t + \varphi_y) \end{cases} \quad (4)$$

式中: X 、 Y 为圆盘中心在 x 、 y 方向的运动幅值; φ_x 、 φ_y 为 x 、 y 方向运动的相位角, 当不计阻尼时, $\varphi_x = 0$, $\varphi_y = 0$ 。

由式 (4) 可知, 圆盘的中心在互相垂直的 2 个方向做频率同为 ω 的简谐运动。消除时间 t 后, 可得圆盘形心 o' 的运动轨迹方程:

$$x^2/X^2 + y^2/Y^2 = 1 \quad (5)$$

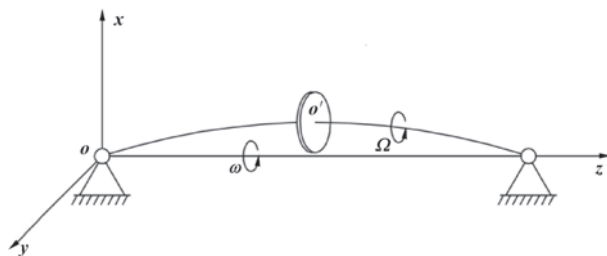


图 1 单圆盘对称 Jeffcott 转子

Fig. 1 Single disk symmetric Jeffcott rotor

如图 2 所示, 在一般情况下, X 和 Y 不可能相等, 由式 (5) 可知, 此时圆盘形心点 o' 的运动轨迹为一椭圆。当转轴和圆盘结构对称时, X 和 Y 相等, 圆盘形心点 o' 的运动轨迹为圆^[12]。文中考虑最简单的情形, 针对轴心轨迹为圆形的情形做研究。

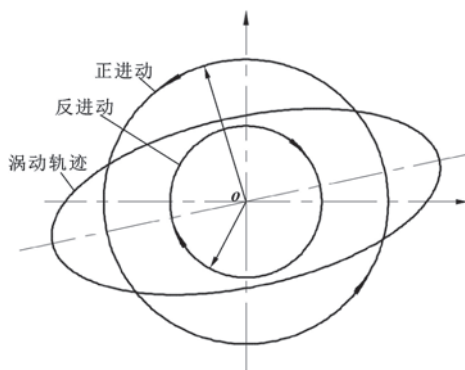


图 2 圆盘中心运动轨迹

Fig. 2 Motion track of disc center

1.2 密封模型

图 3 示出了螺旋槽液膜密封端面结构, 静环表面开设有螺旋槽, 动环做旋转运动时, 摩擦副间处于全液膜润滑状态。图 3 中: r_i 和 r_o 分别为密封环内、外半径; r_g 为螺旋槽的槽根半径; θ_i 和 θ_g 分别为单个台区和槽区的圆周角; α 为螺旋角; p_i 和 p_o 分别为内、外径处压力; ω 为转速。

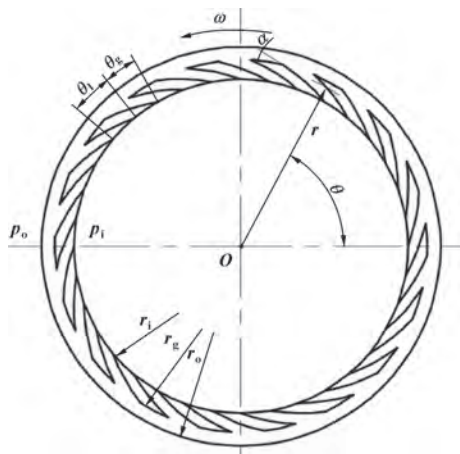


图 3 螺旋槽密封环结构

Fig. 3 Structure of spiral groove sealing ring

1.3 数学模型

随着转子涡动现象的发生, 动环圆心与静环圆心不同轴, 从而导致液膜区域发生改变。假设 $X=Y=e$, e 为动环偏移量, 且不计阻尼, 则动环圆心轨迹式 (6) 变为

$$\begin{cases} x = e \cos \omega t \\ y = e \sin \omega t \end{cases} \quad (6)$$

如图 4 所示, 以某一时刻动环的偏心作为研究对象, 在槽区, 膜厚为 $h_g + h_o$ 。此时静环分为 2 部分: 槽变区和槽不变区。槽变区: 内径 r_1 , 外径 r_o ; 槽不变区: 内径 r_i , 外径 r_2 。由分析可得:

$$\begin{cases} r_1 = e \cos \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) + \sqrt{e^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) - e^2 + r_i^2}, \\ \text{槽变区: } \theta \in \left[\arcsin \frac{\theta}{2r_i}, \pi - \arcsin \frac{\theta}{2r_i} \right] \\ r_2 = e \cos \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right) + \sqrt{e^2 \cos^2 \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right) - e^2 + r_o^2}, \\ \text{槽不变区: } \theta \in \left[\pi - \arcsin \frac{\theta}{2r_i}, 2\pi + \arcsin \frac{\theta}{2r_i} \right] \end{cases} \quad (7)$$

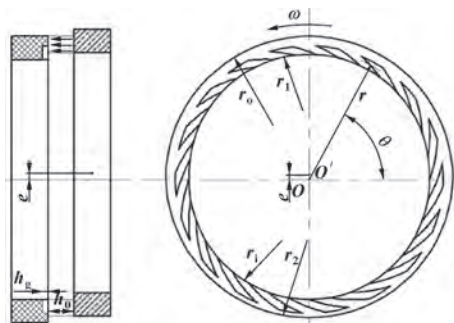


图 4 动环偏心时的液膜区域

Fig. 4 Liquid film region of eccentric rotating ring

1.4 数值求解方法

由于螺旋槽密封端面间液膜厚度远远小于其他方向的尺寸, 为简化计算, 进行如下假设^[1,13]: (1) 忽略体积力和惯性力的影响; (2) 流体在固体界面上无滑动; (3) 液膜表面的曲率半径相对于液膜厚度很大, 故忽略曲率对液膜流场的影响, 做出简化, 利用平动代替转动; (4) 膜厚很小, 不计沿膜厚方向的压力梯度; (5) 流体的流动为层流; (6) 膜厚很小, 忽略除 u 、 v 方向外其他速度梯度; (7) 密封流体为牛顿流体。得到极坐标系下稳态流体润滑雷诺方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{r\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (8)$$

求解过程中需要同时捕捉液膜的破裂和重新生成的区域, 并且满足基于质量守恒的 JFO 空化边界条件, 于是引入通用变量 ψ 和开关函数 g , 定义如式 (9) 和式 (10) 所示:

$$\psi = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (9)$$

$$\begin{cases} g = 1, \psi \geq 1, (\text{全液膜区}) \\ g = 0, \psi < 1, (\text{空化区}) \end{cases} \quad (10)$$

在最常见的雷诺方程求解过程中, 密封端面可以划分为周期性的结构, 或者简化为轴对称模型^[14-15]。由于文中研究的是动环偏心工况下的液膜密封性能, 所以不能简单地将断面划分为周期性结构, 故将整个密封端面作为计算域。密封端面计算域的有限差分法控制体如图 5 所示, 在极坐标系下各节点标注及相邻控制体中心分别为 N 、 S 、 E 、 W 、 P , 中心控制体 $P(i, j)$ 范围如图 5 中封闭实线所示。单元控制体周向长度 $\Delta\theta$ 为常数, 径向长度 $\Delta r(i, j)$ 在槽变区为变值。

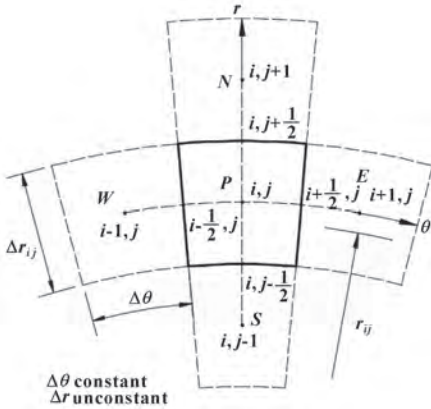


图5 有限差分法控制体网格划分

Fig. 5 Finite difference control volume meshing

直接采用有限差分方法对式(8)进行离散后得:

$$\begin{aligned}
 & p_{i,j} \left[\frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{12\mu r_{i,j}} \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} + \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{12\mu r_{i,j}} \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} + \frac{h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{12\mu} \cdot \right. \\
 & \left. \left(r_{i,j} - \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} + \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{12\mu} \left(r_{i,j} + \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} \right] - \\
 & p_{i-1,j} \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{12\mu r_{i,j}} \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} - p_{i+1,j} \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{12\mu r_{i,j}} \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} - \\
 & p_{i,j-1} \frac{h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{12\mu} \left(r_{i,j} - \frac{\Delta r_{i,j}}{2} \right) \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} - p_{i,j+1} \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{12\mu} \cdot \\
 & \left(r_{i,j} - \frac{\Delta r_{i,j}}{2} \right) \frac{\Delta r_{i,j}}{\Delta \theta} - \frac{r_{i,j} \omega \Delta r_{i,j}}{2} (h_{i-\frac{1}{2},j} - h_{i+\frac{1}{2},j}) = 0 \quad (11)
 \end{aligned}$$

化简式(11)可得:

$$\begin{aligned}
 & D_{i,j} p_{i,j} - E_{i,j} p_{i-1,j} - F_{i,j} p_{i+1,j} - G_{i,j} p_{i,j-1} - \\
 & H_{i,j} p_{i,j+1} - Q_{i,j} = 0 \quad (12)
 \end{aligned}$$

式中各个系数代表了几何形貌特征。将式(11)与内外径处边界条件及周期性边界条件联立求解,即可计算整个密封端面或者周期性结构的压力分布。对于式(11),常用的迭代方法有SOR、GS、Jacobi等迭代法^[16],文中采用SOR法对式(11)进行求解。当迭代计算结果满足式(13)时视为满足精度要求,完成压力场求解,进而求得密封稳态性能参数。

$$\sum_i^m \sum_j^n \left| \frac{p^{(k+1)} - p^{(k)}}{p^{(k+1)}} \right| < 10^{-5} \quad (13)$$

1.5 模型验证

参考文献[17]中的计算程序是考虑了流体非牛顿特性,在此基础上建立了螺旋槽液膜密封数学模型,基于满足质量守恒的空化边界条件,同样也采用了有限差分法对控制方程进行离散,通过SOR迭代方法对离散方程进行求解,得到了密封端面液膜压力分布和密封的性能参数。为了保证程序的正确性,选

取文献中幂律指数为1时的密封性能曲线,此时的流体物性参数与文中的相一致,再将文中计算程序的工况参数与该文献中的数据保持一致。转速从500 r/min开始计算,之后以500 r/min的增速至3000 r/min,内径压力 p_i 为0.4 MPa,偏心距 e 取值为0,计算得到摩擦扭矩和空化率随转速变化关系。

如图6和图7所示,两者变化趋势基本保持相同,但由于文献[17]中考虑了表征非牛顿流体特性的幂律模型,文中计算时考虑了动环偏心量的影响因素,同时在收敛条件上可能也会存在差异,故两者的计算曲线未能完全重合。总体的变化趋势保持基本一致,并且最大计算误差也保持在6%以内,从而基本可验证文中算法程序准确性,可以继续开展后续的研究。

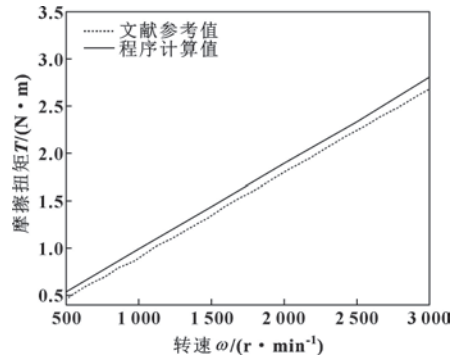


图6 摩擦扭矩计算值对比

Fig. 6 Comparison of calculated friction torque values

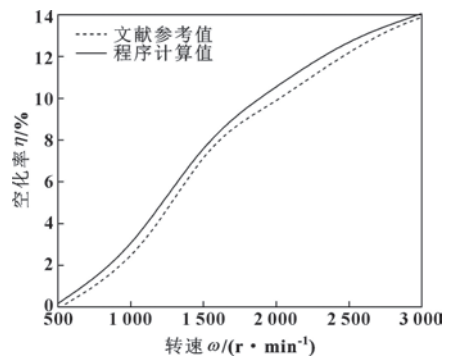


图7 空化率计算值对比

Fig. 7 Comparison of calculated cavitation rates

2 计算结果及分析

为模拟液膜密封装置实际运行的稳态工况,文中分别以转速、偏心距和内径压力作为变量,研究密封性能变化规律。

2.1 偏心距对压力和空化的影响分析

为了探究机械密封动环偏心距 e 对密封环端面压

力分布的影响，以 $p_o = 0.1 \text{ MPa}$ ， $p_i = 0.8 \text{ MPa}$ ， $\omega = 10\,000 \text{ r/min}$ 的工况为例进行分析。

如图 8 所示为动环在偏心距分别为 0、1.2 和 2.5 mm 时的表面压力分布。不同偏心距下的密封端面压力十分相似，最大压力发生在外槽根处，在内槽根处有最小压力，这是密封端面的流体动压效应造成的：相对于流体流向，外槽根处为收敛区，压力升高，内槽根处为发散区，压力降低。从二维的压力图中可以发现，随着密封动环偏心距的增加密封环端面压力有

降低的趋势；另外，由于产生动压效应的螺旋槽失效，导致了螺旋槽所产生的压力分布减少。对于内径开槽的密封环来说，随着密封动环偏心距的增大，槽区发生改变，由于槽区面积的减少，导致动压效应降低，使密封端面压力呈现出不对称分布的结果；压力最高点发生在密封端面外槽根部位，随着槽区面积的减小，最高压力有所变化且槽根部附近的压力分布趋于减小。

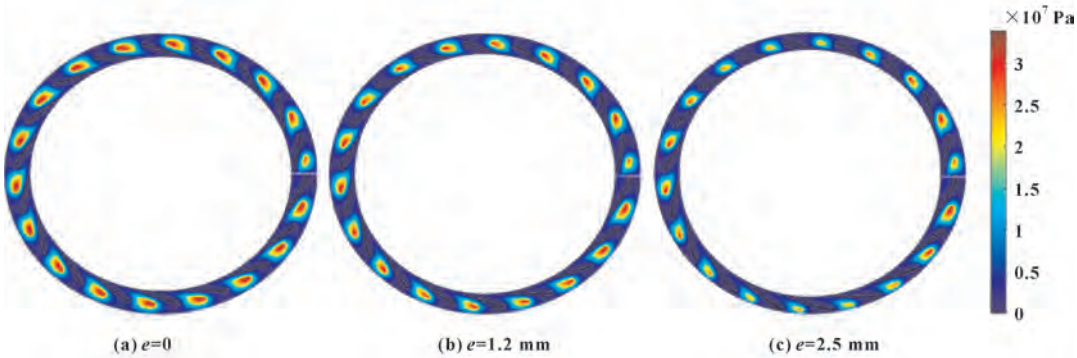


图 8 不同偏心时密封环端面压力分布
Fig. 8 Pressure distribution of seal ring face with different eccentricities

以图 8 (a) 和 (b) 为例，其分别示出了 $e = 0$ 和 $e = 1.2 \text{ mm}$ 时的压力分布特点。当动环没有发生偏心，即 $e = 0$ 时，在任何一个螺旋槽的槽根部都会产生均匀的压力场；当 $e = 1.2 \text{ mm}$ 时，动环发生错位，一部分内径螺旋槽被移出液膜区域，此部分就失去了产生流体动压效应的能力，最终导致螺旋槽附近压力分布区域减小。图 8 (c) 示出了一种比较极端的工况，当偏心距越接近径向槽长时，某一侧的槽区面积会急剧减小，与之对称一侧的螺旋槽槽根与动环外径

离得很近，此时槽区面积减少的两侧最高压力明显低于两侧面积未减少的槽区压力。

图 9 示出了在 $p_o = 0.1 \text{ MPa}$ ， $p_i = 1.0 \text{ MPa}$ ， $\omega = 10\,000 \text{ r/min}$ 的工况下不同动环偏心距对密封环端面空化区域的影响。可以看出，最易发生空化现象的区域在螺旋槽区，随着动环偏心距的增加，有效螺旋槽的面积发生变化，部分螺旋槽被移出液膜区域，因此无法发生空化现象。

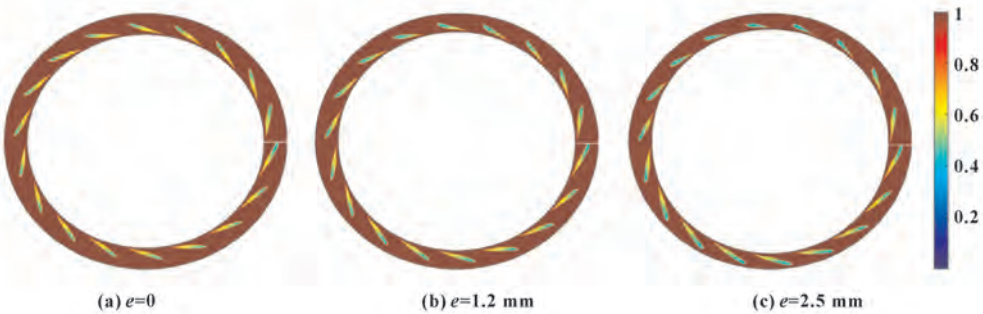


图 9 不同偏心时密封环端面空化区域分布
Fig. 9 Distribution of cavitation area on seal ring face with different eccentricities

结合图 10 和图 11 发现，在不同转速和不同内压下，空化率的变化趋势较为相似；空化率随动环偏心距增加而变大，在相同的偏心距下，转速越高空化率越高，内压越大空化率越小。动环偏心距在不同转速下比不同内压下对空化率的影响更小，如从图 10 中可计算出空化率的变化最高发生在转速为 12 000 r/min 时，上升了 16.96%；而从图 11 中可计算出空化率的变化最高发生在内压为 0.4 MPa 时，上升了 23.98%。由此可得出，在实际工况中，机械密封可以通过调节转速和内径压力来实现对密封环空化率的有效控制。结合密封环端面压力还可以分析出：随着偏心距增加，密封环端面螺旋槽槽根附近的压力下降，即压力下降至空化压力的面积有所增加，空化现象产生，最终空化率上升。

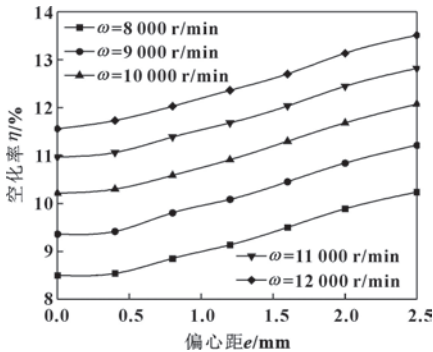


图 10 不同转速下偏心距对空化率的影响 ($p_i=0.8\text{ MPa}$)

Fig. 10 Effect of eccentricities on cavitation rate under different rotating speeds ($p_i=0.8\text{ MPa}$)

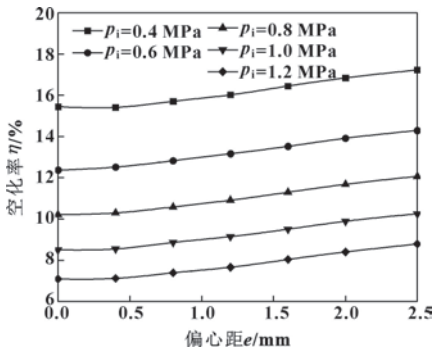


图 11 不同内压下偏心距对空化率的影响 ($\omega=10\,000\text{ r/min}$)

Fig. 11 Effect of eccentricities on cavitation rate under different internal pressure ($\omega=10\,000\text{ r/min}$)

2.2 偏心距对开启力、泄漏量和摩擦扭矩的影响

图 12 和图 13 示出了偏心距在不同转速和不同内压时对液膜开启力的影响。可以得出，在相同的

偏心距下，液膜开启力随着转速的增加和内压的增加而变大。这是因为转速的增加有利于流体动压效应的增强，内径压力增加使密封环端面的压力不易达到空化压力，即能有效地抵抗密封环端面的空化效应。随着偏心距的增加，液膜开启力呈现出下降的趋势。这是由于随着偏心距的增加，槽区面积减小，流体动压效应减弱，导致螺旋槽附近局部压力降低，进而影响液膜开启力。当液膜开启力降至密封环弹簧力时，非接触式液膜密封就变成了接触式机械密封，密封环端面处于干摩擦状态，不利于密封的长久稳定运行。

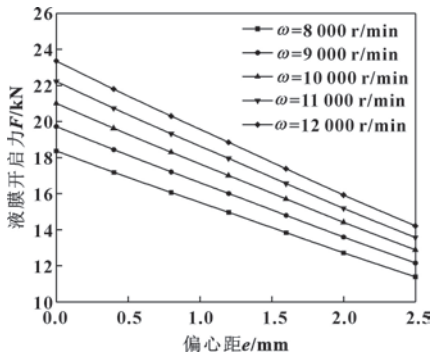


图 12 不同转速下偏心距对液膜开启力的影响 ($p_i=0.8\text{ MPa}$)

Fig. 12 Effect of eccentricities on opening force of liquid film under different rotating speed ($p_i=0.8\text{ MPa}$)

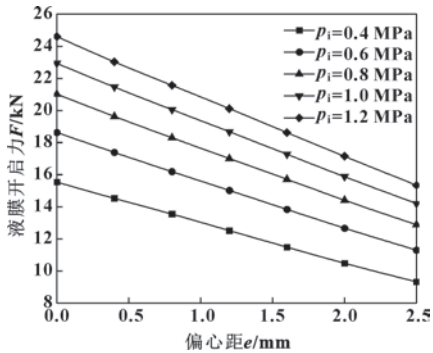


图 13 不同内压下偏心距对液膜开启力的影响 ($\omega=10\,000\text{ r/min}$)

Fig. 13 Effect of eccentricities on opening force of liquid film under different internal pressure ($\omega=10\,000\text{ r/min}$)

图 14 和图 15 表明，在不同转速和不同内压下的泄漏量规律都是一致的，动环偏心距对泄漏量的影响总的趋势为随偏心距增大泄漏量下降。泄漏量的降低并不意味着机械密封安全和可靠运行，故需要对密封性能有一个更完整的鉴定。泄漏量其大小受到径向压力梯度和计算内径的影响，与径向压力梯度成正比，

与计算内径成反比。由前面的分析得出：压力在随着槽区面积减小的同时也在减小，由式 (7) 可分析出计算内径也随着偏心距的增加而变大，故计算得出泄漏量有下降趋势。从图 14 和图 15 可以看出，泄漏量随偏心距的变化幅度并不大，曲线最后趋向于平缓。在不同转速下，偏心距对泄漏量的影响最高为 5.28%；在不同内压下，偏心距对泄漏量的最大影响为 7.94%。此外，在相同的偏心距下，泄漏量随转速的增加和内径压力的增加而增加。转速增加会增加密封环间的流体动压效应，密封环端面压力升高；内径压力的升高也对密封环端面压力有正作用，最终导致了泄漏量的增加。

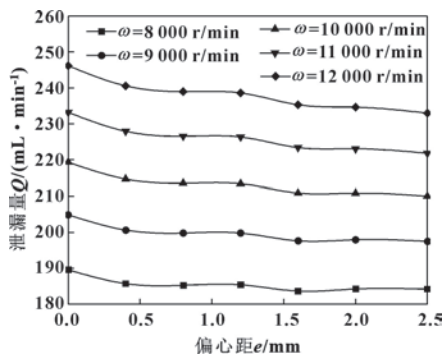


图 14 不同转速下偏心距对泄漏量的影响 ($p_i = 0.8$ MPa)

Fig. 14 Effect of eccentricities on leakage under different rotating speeds ($p_i = 0.8$ MPa)

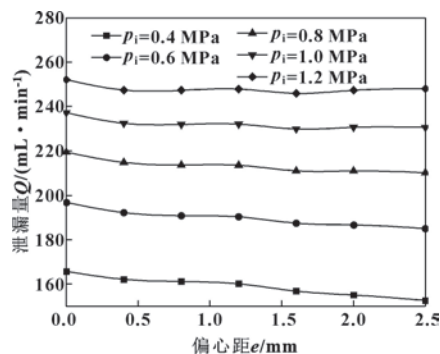


图 15 不同内压下偏心距对泄漏量的影响 ($\omega = 10\,000$ r/min)

Fig. 15 Effect of eccentricities on leakage under different internal pressure ($\omega = 10\,000$ r/min)

图 16 和图 17 所示为液膜密封在不同转速和不同内压下摩擦扭矩随偏心距的变化规律，可见摩擦扭矩呈现出相似的下降规律。这是由于动环偏心导致液膜区域减少，使得在计算时密封环间所积分的面积减少，最终体现出了摩擦扭矩的降低。另一方面，由于

动环的偏心会导致空化率的增加，而空化率的增加会造成摩擦扭矩在小范围的减少。如图 16 所示，转速越高，摩擦扭矩也越大。这是因为摩擦扭矩是由旋转方向的黏性剪切力产生的，黏性剪切力与转速有正相关的关系，转速越高黏性剪切力越大，积分后的摩擦扭矩也就越大。从图 17 可分析出：在相同的偏心距下，内径压力越高摩擦扭矩越小，但内压对摩擦扭矩影响很小。

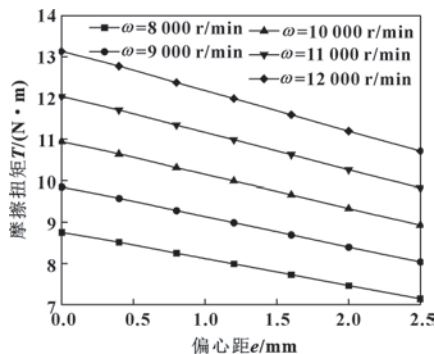


图 16 不同转速下偏心距对摩擦扭矩的影响 ($p_i = 0.8$ MPa)

Fig. 16 Effect of eccentricities on friction torque under different rotational speeds ($p_i = 0.8$ MPa)

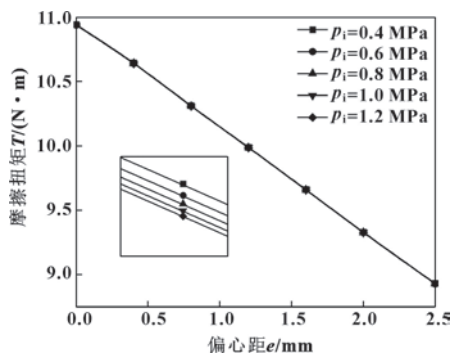


图 17 不同内压下偏心距对摩擦扭矩的影响 ($\omega = 10\,000$ r/min)

Fig. 17 Effect of eccentricities on friction torque under different internal pressure ($\omega = 10\,000$ r/min)

3 结论

考虑转子涡动工况下的动环偏心，利用 MatLab 编程对基于 JFO 空化边界条件的广义雷诺方程进行求解，分析当动环轴心轨迹为圆形时的螺旋槽液膜密封性能，探究不同偏心距下对液膜密封性能的影响。主要结果如下：

(1) 密封环表面压力表现出不对称的现象，由于动环偏心导致的槽区面积不均匀，槽区面积减少的密

封环部位压力较低, 槽区完整的密封环部位压力基本保持不变, 结果导致液膜开启力的降低。

(2) 摩擦扭矩和空化率受偏心距影响较大, 随偏心距增大, 摩擦扭矩下降, 空化率增大; 随偏心距增大, 密封泄漏量出现降低的趋势, 但变化幅度不大; 随着偏心距的增加, 液膜开启力呈现出下降的趋势。

(3) 动环偏心是一种非正常运转的情形, 在实际应用中, 应当使转子快速渡过临界转速, 避免转子涡动带来动环偏心。文中针对该极端工况做出研究, 可为液膜密封的失效机制和完善密封机制提供可靠依据。

参考文献

- [1] LEBECK A O. Principles and design of mechanical face seals [M]. New York: John Wiley & Sons Inc., 1991: 109-370.
- [2] 郝木明, 李振涛, 任宝杰. 机械密封技术及应用 [M]. 2 版. 北京: 中国石化出版社, 2014: 76-82.
- [3] PARKINSON A G. Balancing of rotating machinery [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, 1991, 205(1): 53-66.
- [4] ZHOU S Y, SHI J J. Active balancing and vibration control of rotating machinery: a survey [J]. The Shock and Vibration Digest, 2001, 33(5): 361-371.
- [5] 廖明夫. 航空发动机转子动力学 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- [6] TØNDER K. Inlet roughness tribodevices; dynamic coefficients and leakage [J]. Tribology International, 2001, 34(12): 847-852.
- [7] 罗跃纲, 王鹏飞, 王晨勇, 等. 迷宫密封-滚动轴承-悬臂转子系统非线性动力学特性分析 [J]. 振动工程学报, 2020, 33(2): 256-264.
LUO Y G, WANG P F, WANG C Y, et al. Nonlinear dynamic characteristics of labyrinth seal-rolling bearing-cantilever rotor system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(2): 256-264.
- [8] 马文生, 陈照波, 焦映厚, 等. 迷宫密封结构对泄漏量和轴系临界转速影响分析研究 [J]. 振动工程学报, 2013, 26(6): 823-830.
MA W S, CHEN Z B, JIAO Y H, et al. Leakage and critical speed effect of labyrinth seal structure [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(6): 823-830.
- [9] 陈尧兴, 李志刚, 李军. 非均匀进汽时迷宫密封汽流激振动力特性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(9): 145-152.
CHEN Y X, LI Z G, LI J. Fluid excited rotordynamic characteristics of labyrinth seal during non-uniform inlet flowing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(9): 145-152.
- [10] ZHAO Y M, YUAN S H, HU J B, et al. Nonlinear dynamic analysis of rotary seal ring considering creep rotation [J]. Tribology International, 2015, 82: 101-109.
- [11] VARNEY P, GREEN I. Impact phenomena in a noncontacting mechanical face seal [J]. Journal of Tribology, 2017, 139(2): 022201.
- [12] 钟一谔, 何宗衍, 王正, 等. 转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1987: 1-17.
- [13] DOWSON D. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1962, 4(2): 159-170.
- [14] 李振涛, 黄佰朋, 郝木明, 等. 周向斜面台阶螺旋槽液膜密封流体动压性能 [J]. 化工学报, 2017, 68(5): 2016-2026.
LI Z T, HUANG B P, HAO M M, et al. Hydrodynamic performance of liquid film seals in circumferential beveled-step spiral grooves [J]. CIESC Journal, 2017, 68(5): 2016-2026.
- [15] 李振涛, 汪艳红, 刘馥瑜, 等. 考虑涡动工况的螺旋槽液膜密封性能分析 [J]. 机床与液压, 2020, 48(22): 1-5.
LI Z T, ANG Y H, LIU F Y, et al. Performance analysis of the spiral groove liquid film seals considering whirling of rings [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(22): 1-5.
- [16] 马学忠, 孟祥铠, 王玉明, 等. 机械端面密封反向螺旋槽空化效应与泄漏控制机理 [J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1558-1568.
MA X Z, MENG X K, WANG Y M, et al. Cavitation effect and leakage control mechanism of reverse spiral grooves mechanical end face seals [J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1558-1568.
- [17] 王赞磊, 郝木明, 李振涛, 等. 基于 JFO 空化和幂律模型的螺旋槽液膜密封流体动压特性 [J]. 化工学报, 2017, 68(12): 4665-4674.
WANG Y L, HAO M M, LI Z T, et al. Hydrodynamic performance of spiral groove liquid film seals based on JFO boundary condition and power law model [J]. CIESC Journal, 2017, 68(12): 4665-4674.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.004

文献引用: 王凯华,郭飞,项冲,等.卸荷角对斯特封密封性能的影响[J].润滑与密封,2022,47(3):24-32.

Cite as: WANG Kaihua, GUO Fei, XIANG Chong, et al. Effect of unloading angle on sealing performance of step seal[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 24-32.

卸荷角对斯特封密封性能的影响*

王凯华¹ 郭飞² 项冲² 王新华¹

(1. 北京工业大学材料与制造学部 北京 100124; 2. 清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 利用 ABAQUS 软件开展卸荷角对斯特封密封性能影响的有限元仿真分析。基于单轴拉伸压缩试验获取橡胶和塑料材料应力-应变曲线定义材料属性,通过建立初步接触、过盈装配、流体压力直接加载 3 个分析步模拟斯特封真实工作状况,分别得出不同流体压力载荷下、无卸荷角斯特封的应力应变云图、密封面接触压力分布图等,并计算出抱轴力、摩擦力等密封性能参数,研究卸荷角的影响规律。结果表明:卸荷角的存在会明显改善斯特封塑料环的变形状态,使其腰部不会发生向内凹陷的现象,而是一种向卸荷角方向的倾斜;卸荷角的存在还会使斯特封所受摩擦力变小,对改善密封性能、减少机械损耗,延长使用寿命起到了积极作用。

关键词: 斯特封;卸荷角;密封性能;往复密封;摩擦力

中图分类号: TB42

Effect of Unloading Angle on Sealing Performance of Step Seal

WANG Kaihua¹ GUO Fei² XIANG Chong² WANG Xinhua¹

(1. Department of Materials and Manufacturing, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;

2. State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: ABAQUS software was used to carry out the step seal finite element simulation analysis about the effect of unloading angle on the sealing performance. Based on uniaxial tension compression test for rubber and plastic material stress-strain curve to define material properties, by establishing three analysis steps of initial contact, interference assembly and direct fluid pressure loading to simulate the real working conditions of the step seal, the stress-strain nephogram and the contact pressure distribution diagram of the sealing surface with and without unloading angle under different fluid pressure loads were obtained. The axial force, friction were calculated to study the effect of unloading angle. The results show that the existence of the unloading angle can obviously improve the deformation state of the step seal plastic ring, so that the waist of the plastic ring will not sag inward, but an tilt towards the direction of the unloading angle. The existence of the unloading angle will make the friction of the step seal become smaller, which plays a positive role in improving the sealing performance, reducing the mechanical loss and prolonging the service life.

Keywords: step seal; unloading angle; sealing property; reciprocating seal; friction

往复密封是保证液压、气动等系统功能实现的关键核心零部件,其看似简单,实则是涉及材料、

机械、力学及摩擦学等多个学科综合性很强的基础技术。为了满足不同系统对密封的需求,往复密封的结构及组合形式多种多样。其中,较为经典也是在液压系统中最为常用的一种密封结构,是 20 世纪 50 年代初,由宝色霞板^[1]公司(后更名为特瑞堡公司)研究开发的用于宇航系统的斯特封结构^[2-3],并于 1972 年获得专利进入市场;之后,特瑞堡公司通过进一步开发新的结构及材料,不断改进斯特封结构,使斯特封具有摩擦力低、无爬

* 基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB2001001); 航空科学基金项目(201907058001)

收稿日期: 2021-03-16; 修回日期: 2021-04-24

作者简介: 王凯华(1994—),男,硕士研究生,研究方向为机电液一体化设计与制造。E-mail: 2423205751@qq.com。

通信作者: 郭飞(1988—),男,博士,助理研究员,研究方向为流体密封技术。E-mail: guof2014@mail.tsinghua.edu.cn。

行、启动力小、耐高压、沟槽结构简单等优点,对改善密封性能、减少机械损耗、延长使用寿命起到了积极作用。斯特封一般由一个橡胶 O 形圈^[4-5]及聚四氟乙烯环 (PTFE) 组合而成,如图 1 所示。O 形圈为施力元件,提供足够的密封力,并对聚四氟乙烯环^[6]起补偿作用,适用于液压缸活塞杆用密封。这种活塞杆密封件被广泛应用于各行各业的液压系统中,斯特封也成为业界高性能活塞杆密封的代名词。斯特封在进一步改进的过程中,一个重要的结构优化就是增加了卸荷角,如图 1 放大图所示,增大了压力释放空间,降低了密封圈受压下的摩擦阻力。由于斯特封应用的广泛性以及重要性,对斯特封的密封性能进行研究至关重要。

姚碎全^[7]定性地论述了液压缸用斯特封的结构形式、密封原理和密封特性。李永康等^[8]通过建立斯特封摩擦与密封数值计算模型,研究了运动速度、密封压力对油膜厚度和泄漏量的影响。王玺等人^[9]研究了预压缩率、侧向油压和作动器运动方向对橡胶 O 形圈密封性能的影响,分析了运动方向对斯特封密封性能的影响。WANG 等^[10]基于幂律流体模型,模拟了非牛顿流体对斯特封密封性能的影响。张妙恬等^[11]通过搭建的往复密封实验台架,对斯特封摩擦磨损界面进行了实验研究。杜晓琼等^[12]基于 ISIGHT 优化软件,对斯特封结构进行了优化设计。桂鹏等人^[13]研究了工作温度、往复速度以及沟槽尺寸对油气弹簧主活塞斯特封泄漏量的影响。目前虽然对斯特封有了一定的研究,但尚未有人研究卸荷角对斯特封性能的影响。

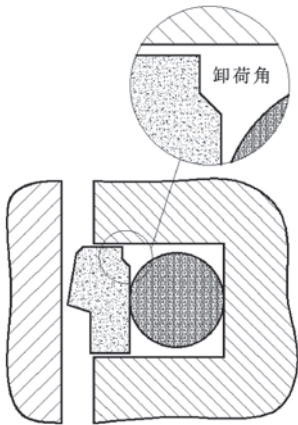


图 1 斯特封示意
Fig. 1 Step seal schematic

本文作者通过建立有无卸荷角斯特封的有限元模型,对比不同压力下 2 种结构的转动位移、最大主应力、接触应力等因素,进一步计算抱轴力、接触宽度等,从而分析卸荷角对斯特封密封性能的影响。

1 密封结构有限元建模

1.1 斯特封有限元模型

根据斯特封结构尺寸、材料参数等数据建立斯特封密封结构有限元模型,如图 2 所示。该有限元模型由 3 部分构成,左侧为往复运动活塞杆,右侧为密封沟槽,中间为斯特封 (橡胶 O 形圈和阶梯形 PTFE 环)。装配完成后,橡胶 O 形圈会压缩变形,它的回弹特性^[14]会填充轴和 PTFE 阶梯形环、PTFE 阶梯形环和橡胶 O 形圈、橡胶 O 形圈和沟槽之间的间隙,防止工作时腔体液压油的泄漏。

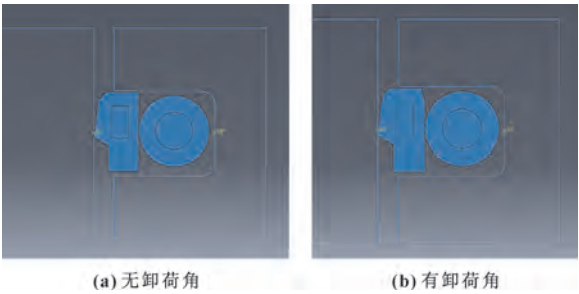


图 2 2 种斯特封几何模型
Fig. 2 The geometric model of two kinds of step seals: (a) without unloading angle; (b) with unloading angle

有无卸荷角斯特封结构尺寸基本一样,只是卸荷角处略有区别,结构尺寸如表 1 及图 3 所示。

表 1 仿真模型几何结构参数
Table 1 Geometric structure parameters of the simulation model

参 数	O 形圈	沟槽	PTFE 阶梯环
内径 d_i /mm	54.5	50	50
外径 d_o /mm		65.1	53.35
宽度 B /mm		6.3	
深度 h /mm		7.55	
顶端倒角 $\theta_1/(^\circ)$		0.2	
底端倒角 $\theta_2/(^\circ)$		0.9	
截面直径 d /mm	5.3		

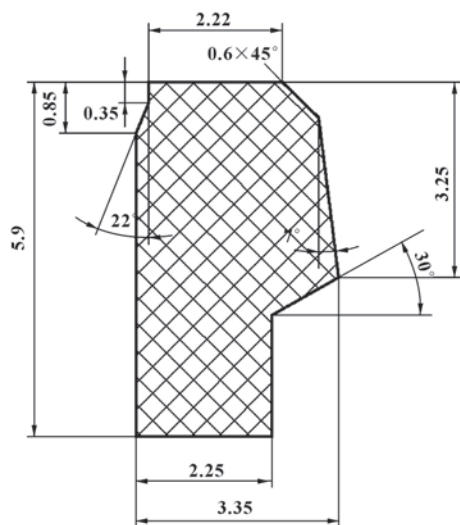


图 3 有卸荷角斯特封几何结构参数
Fig. 3 Geometrical structural parameters of step seal with unloading angle

文中所研究斯特封由广州机械科学研究院提供，其相关参数如表 2 所示。

表 2 材料参数
Table 2 Material parameters

名称	橡胶	PTFE 阶梯形环弹性段
弹性模量 E/MPa	/	1 400
泊松比 ν	0.499	0.46

图 4 所示为橡胶和去掉弹性段后 PTFE 阶梯形环的应力应变曲线。

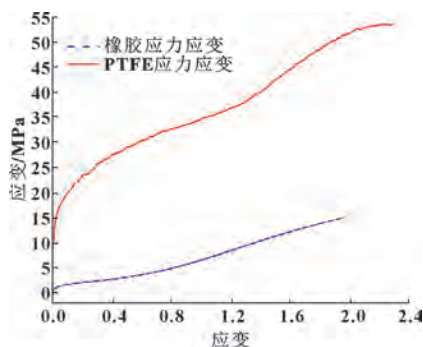


图 4 橡胶和 PTFE 阶梯形环应力应变曲线
Fig. 4 Stress and strain curves of rubber and PTFE ring

1.2 网格单元选择及划分

对于橡胶 O 形圈和 PTFE 阶梯形环，均采用自由网格划分技术进行网格划分，单元类型选择为 4 节点双线性轴对称四边形 CAX4RH。由于卸荷角的存在，会造成仿真结果的不易收敛，要在卸荷角位置分别对 PTFE 阶梯形环和 O 形圈进行分区，进行局部细化处理。与此同时，还要根据各个接触区域的变形特点，对轴和 PTFE 阶梯形环接触部分以及 PTFE 阶梯形环和 O 形圈接触部分等关键区域进行网格加密处理，如图 5 所示。

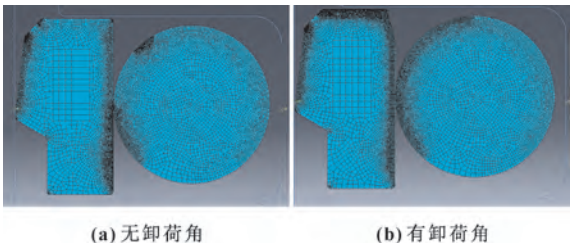


图 5 2 种斯特封网格划分
Fig. 5 Meshing of two kinds of step seals: (a) without unloading angle; (b) with unloading angle

1.3 接触设置

橡胶 O 形圈和 PTFE 阶梯形环的弹性模量远远小于活塞杆和沟槽二者的弹性模量，故将活塞杆和 PTFE 阶梯形环的接触面以及 PTFE 阶梯形环、橡胶 O 形圈与沟槽的接触面设置为刚体属性。在不同的分析步中，随着边界条件的变化，计算获得各刚体接触面力和位移的变化。根据不同的分析步，对可能发生的接触面定义接触对，尤其要注意一些小的接触面，以免发生穿透现象。

构建的二维模型接触问题是一种高度非线性行为：一方面，接触表面、接触区域可能随时在改变；另一方面，接触表面存在的变形、滑移和摩擦等也表现出非线性性质，因此需要根据接触对的材料属性选择合理的面接触类型，且在此处均选择面对面接触的离散方式。

1.4 施加载荷和约束

对该模型施加如图 6 所示的约束，斯特封实际使用过程中沟槽固定不动，活塞杆只有往复运动，可以忽略活塞杆和缸体的径向位移以及转动，对活塞杆施加 $U_x=0$ 的位移约束，同时对活塞杆施加 $U_y=0$ 的位移约束以及 $U_{xy}=0$ 的约束。为模拟装配，需对沟槽施加 $U_x=-2.1$ 的位移约束，由于沟槽不能沿 Y 方向

移动且不能绕 Z 轴旋转，所以还需对沟槽施加 $U_y=0$ 的位移约束以及 $U_{xy}=0$ 的约束。在第三个分析步中，对 PTFE 阶梯形环和橡胶 O 形圈施加 35 MPa 的压力载荷。由于活塞杆以及沟槽均设置为刚体，可以通过控制节点 1、2 以进行约束条件的施加。

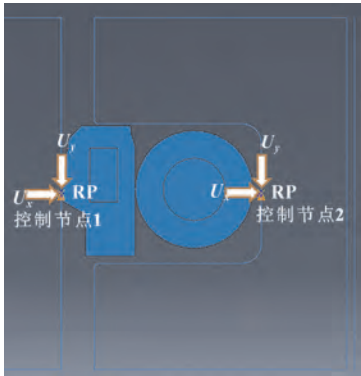


图 6 斯特封约束施加
Fig. 6 Constraint of step seal

参照图 7，实际工况中的油侧对应仿真模型下侧，空气侧对应仿真模型上侧，油侧压力会作用在密封圈暴露在油液中的所有区域。因此接触区边界也就是油液压力加载的边界，为了模拟实际的油液压力作用，需要对密封圈表面进行分区，只对下侧接触边界以外的区域加压。此外需注意，加压会使得密封圈产生变形，从而影响接触区边界，需要在接触区边界改变之后重新选定加压区域，不断重复上述操作直到边界确定，更真实地模拟实际工况。

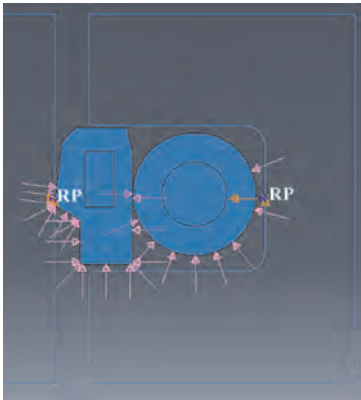


图 7 斯特封载荷施加
Fig. 7 The load of step seal

1.5 斯特封过盈装配仿真

斯特封过盈装配仿真过程分为两步，第一步是实

现 O 形圈与 PTFE 阶梯形环的过盈装配，在这一步中，先不设置 O 形圈与 PTFE 阶梯形环、PTFE 阶梯形环与活塞杆的接触，仅设置活塞杆与 O 形圈的接触，并将两者按初始过盈尺寸建模，进而先将活塞杆刚体部件向右移动 3.4 mm，此时活塞杆刚体部件将 O 形圈完全撑开，O 形圈与 PTFE 阶梯形环没有干涉，再设置 O 形圈与 PTFE 阶梯形环的接触，将活塞杆左移至初始位置，此时 O 形圈就装配在 PTFE 阶梯形环之上，完成了第一步装配过程；第二步是实现活塞杆、沟槽与组合密封圈的装配过程，首先建立 O 形圈与沟槽之间、PTFE 阶梯形环与沟槽之间以及 PTFE 阶梯形环与活塞杆之间的接触，进而将沟槽向左移动 1.5 mm，压缩组合密封件，模拟斯特封与沟槽之间的过盈装配过程。

图 8 所示为 2 种斯特封过盈安装后的 Mises 应力云图。可以看出，斯特封与活塞杆接触部分存在应力集中现象，而导致其他部分的应力集中不明显。2 种结构的斯特封在未加压的情况下 Mises 应力相差并不大，主要原因是未加压状态下，O 形圈变形不是很严重，还没有被挤入卸荷角处，因此卸荷角并未对结果产生影响。

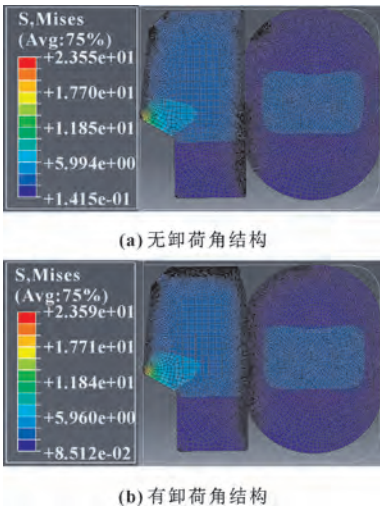


图 8 2 种斯特封模拟装配 Mises 应力仿真结果
Fig. 8 Simulated assembly results of Mises stress of two kinds of step seals: (a) without unloading angle; (b) with unloading angle

1.6 斯特封卸荷角仿真难点分析

由于斯特封卸荷角的存在，在高压条件下会导致仿真结果不易收敛。原因是在较高压力下，橡胶 O 形圈会被挤入卸荷角，极易导致橡胶 O 形圈变形过

大,从而导致在高压下卸荷角处容易出现压力穿透的现象,从而使得仿真过程不收敛。为了解决这一难题,文中采用的方法是在 PTFE 阶梯形环卸荷角处采用比较圆滑的过渡,在不影响仿真结果的前提下曲率半径尽可能大,再通过卸荷角处网格的细化,使 PTFE 阶梯形环卸荷角处的网格能够较好地匹配 O 形圈网格,从而达到结果的收敛。但 PTFE 阶梯形环卸荷角处网格划分也不宜太细,否则也会导致仿真不易

收敛^[15]。

2 密封结果分析

2.1 不同压力下 2 种结构斯特封 O 形圈应力应变分布

分别加载 5、15、25、35 MPa 流体压力,并进行仿真,通过后处理得出 2 种结构斯特封的应力应变云图。

图 9 所示为 35 MPa 压力下 2 种结构斯特封橡胶 O 形圈局部最大正应力、最大正应变分布。

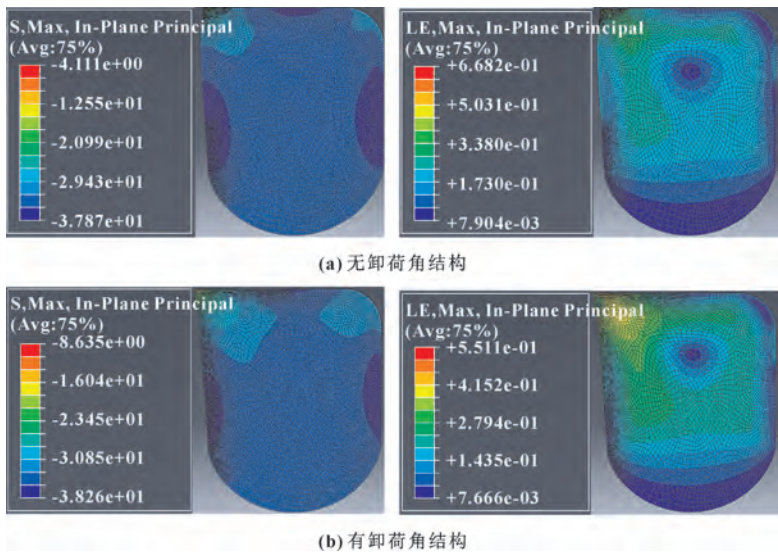


图 9 35 MPa 压力下无卸荷角结构 (a) 及有卸荷角结构 (b) 斯特封 O 形圈的最大主应力 (左图)、最大主应变 (右图) 云图

Fig. 9 Cloud diagram of the maximum principal stress (left) and maximum principal strain (right) of step seal O-ring without unloading angle (a) and with unloading angle (b) under 35 MPa pressure

在 35 MPa 压力下,2 种结构斯特封 O 形圈最大正应力、最大正应变均发生在 O 形圈的左上角,即刚体、PTFE 阶梯形环、O 形圈三者接触的部分,但有卸荷角斯特封 O 形圈的值会相对略小,有助于增加密封圈的使用寿命。主要原因是斯特封 PTFE 阶梯形环存在卸荷角,有一定的卸荷作用,使应变减小、应力变小。最大值出现在三者接触的部分主要是因为与该部分相接触的 PTFE 阶梯形环存在一定的倒角和卸荷角,导致该部位和沟槽以及 PTFE 阶梯形环出现严重的挤压。

图 10 给出了 35 MPa 压力下 2 种斯特封结构的 O 形圈与 PTFE 阶梯形环接触面接触应力分布。可以看出,接触应力分布曲线基本一致,斯特封卸荷角的存在并不会使接触应力降低,卸荷角并不会使斯特封的

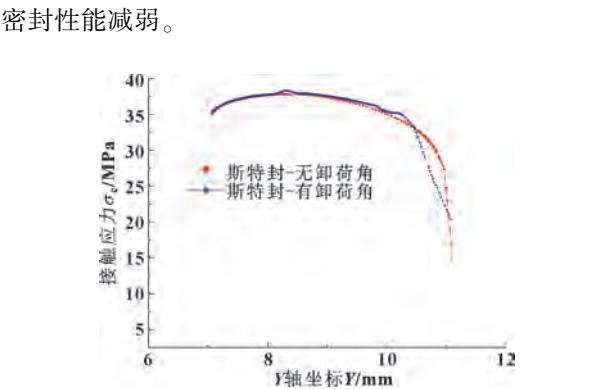


图 10 35 MPa 压力下 2 种斯特封结构的 O 形圈与 PTFE 阶梯形环接触面接触应力分布

Fig. 10 Contact stress distribution of O-ring and PTFE stepped ring contact surfaces of two kinds of step seal structures under 35 MPa pressure

2.2 不同压力下 2 种结构斯特封 PTFE 阶梯形环应力应变分布

图 11 所示为 35 MPa 压力下 2 种结构斯特封 PTFE 阶梯形环局部最大正应力、最大正应变分布。

在 35 MPa 压力下，最大正应力均发生在 PTFE 阶梯形环的左上角部位；最大正应变发生在 PTFE 阶梯形环与轴相接触的一侧，且靠近油压的入口区。2 种结构斯特封均会发生变形，无卸荷角斯特封 PTFE

阶梯形环的腰部会发生向内凹陷的现象，而有卸荷角斯特封 PTFE 阶梯形环则不会凹陷，而是一个斜向的倾斜，原因是斯特封卸荷角的存在，油液压力会迫使 O 形圈进入卸荷角区域，对 PTFE 阶梯形环底部靠近空气侧造成较大挤压，导致 PTFE 阶梯形环发生倾斜，不会对阶梯环腰部造成挤压，这对延长斯特封的寿命有一定作用。

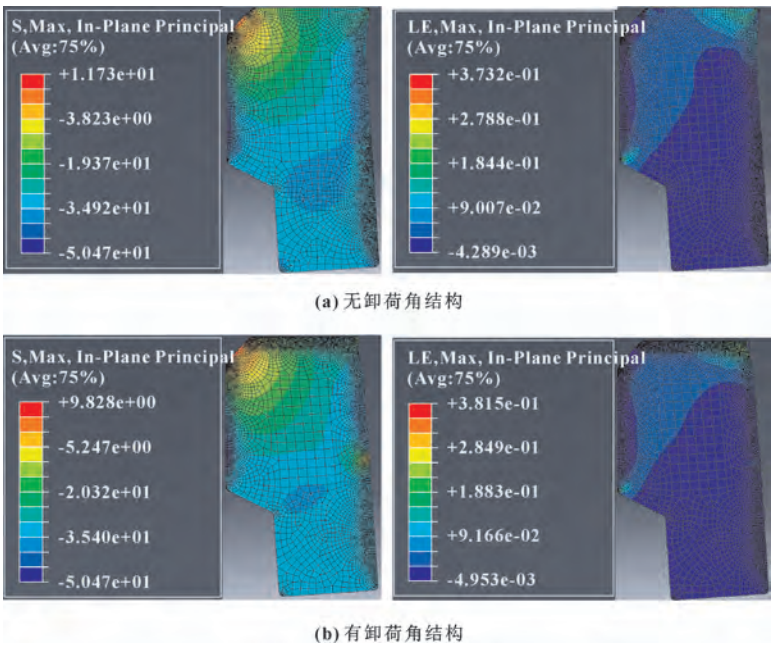


图 11 35 MPa 压力下无卸荷角结构 (a) 及有卸荷角结构 (b) PTFE 阶梯形环最大主应力 (左图)、最大主应变 (右图) 云图
Fig. 11 Cloud diagram of the maximum principal stress (left) and maximum principal strain (right) of the PTFE stepped ring without unloading angle (a) and with unloading angle (b) under 35 MPa pressure

2.3 斯特封在不同压力下的接触特征分析

图 12 所示为无卸荷角斯特封在 5、15、25、35 MPa 压力下 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力分布。可知，随着油液压力的增大，最大接触应力也逐渐增大，而接触应力的整体趋势先上升后下降，且达到峰值后由流体压力侧向空气侧逐渐降低。

图 13 所示为斯特封在 15、35 MPa 压力下的 Mises 应力、最大主应力云图。可见，斯特封的最大 Mises 应力均发生在 PTFE 阶梯形环部位，并且随着油液压力的增大，最大 Mises 由油液入口区逐渐向出口区转移，最终定格在 PTFE 阶梯形环、O 形圈和刚体沟槽三者相接触的部分。出现这个现象的主要原因是：随着液体压力增大，O 形圈变形不断严重，对 PTFE 阶梯形环靠近空气侧部分造成的挤压现象严重，

使得 PTFE 阶梯形环空气侧与活塞杆圈接触力变大，导致最大 Mises 应力逐渐向空气侧转移。随着压力到达一定的程度，由于 PTFE 阶梯形环靠近空气侧部分有卸荷角，导致 O 形圈变形进入倒角或卸荷角区域，造成应力集中现象，所以最大 Mises 应力在 PTFE 阶梯形环、O 形圈和刚体沟槽三者相接触的部分。最大主应力一直存在于 PTFE 阶梯形环和活塞杆接触区域且靠近空气侧部分。最大主应力一直存在于 PTFE 阶梯形环和活塞杆接触区域且靠近空气侧部分，且斯特封会发生变形，有卸荷角斯特封 PTFE 阶梯形环则不会凹陷，而是一个斜向的倾斜，原因是斯特封卸荷角的存在能够让压力向卸荷角方向移动，不会对塑料环腰部造成挤压，对延长斯特封的寿命有一定作用。

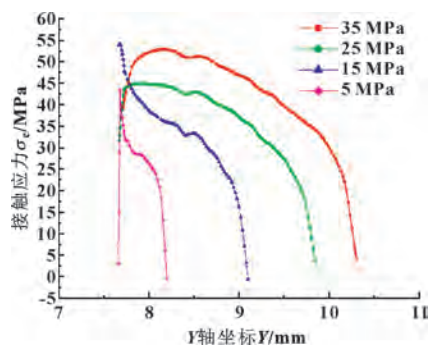


图 12 不同压力下无卸荷角斯特封 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力分布

Fig. 12 Contact stress distribution of PTFE stepped ring and metal shaft of the step seal without unloading angle under different pressures

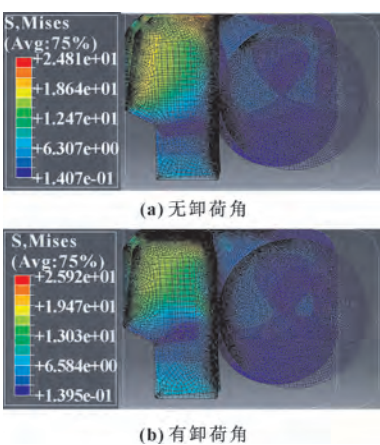


图 14 35 MPa 压力下 2 种斯特封转动位移

Fig. 14 Rotation displacement of two kinds of step seals under 35 MPa pressure: (a) without unloading angle; (b) with unloading angle

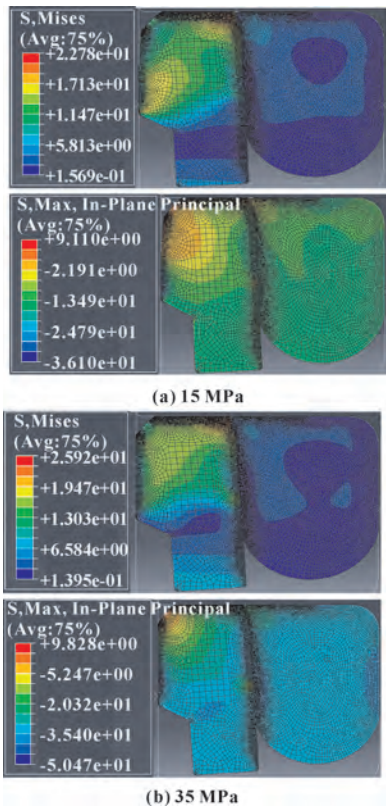


图 13 不同压力下斯特封 Mises 应力（左图）、最大主应力（右图）云图

Fig. 13 Nephogram of step seal Mises stress (left) and maximum principal stress (right) under different pressures: (a) under 15 MPa pressure; (b) under 35 MPa pressure

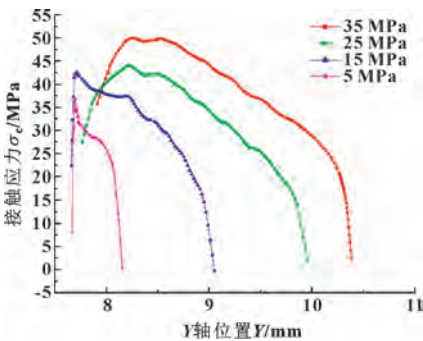


图 15 不同压力下有卸荷角斯特封 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力分布

Fig. 15 Contact stress distribution of PTFE step ring and metal shaft with unloading angle step seal under different pressures

比较图 12、15 可知，2 种结构的斯特封接触应力分布曲线类似，均是随着油液压力的增大，最大接触应力也逐渐增大，且接触应力的整体趋势先上升后下降，且达到峰值后由流体压力侧向空气侧逐渐降低。但相比于无卸荷角斯特封，同一压力下，有卸荷角斯特封流体压力区不会出现接触压力骤增的现象，而是随着位置的变化而缓慢增加。

图 14 所示为 35 MPa 压力下 2 种结构的斯特封转动位移。

图 16 所示为 2 种斯特封在 5、15、25、35 MPa 压力下 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力分布对比。

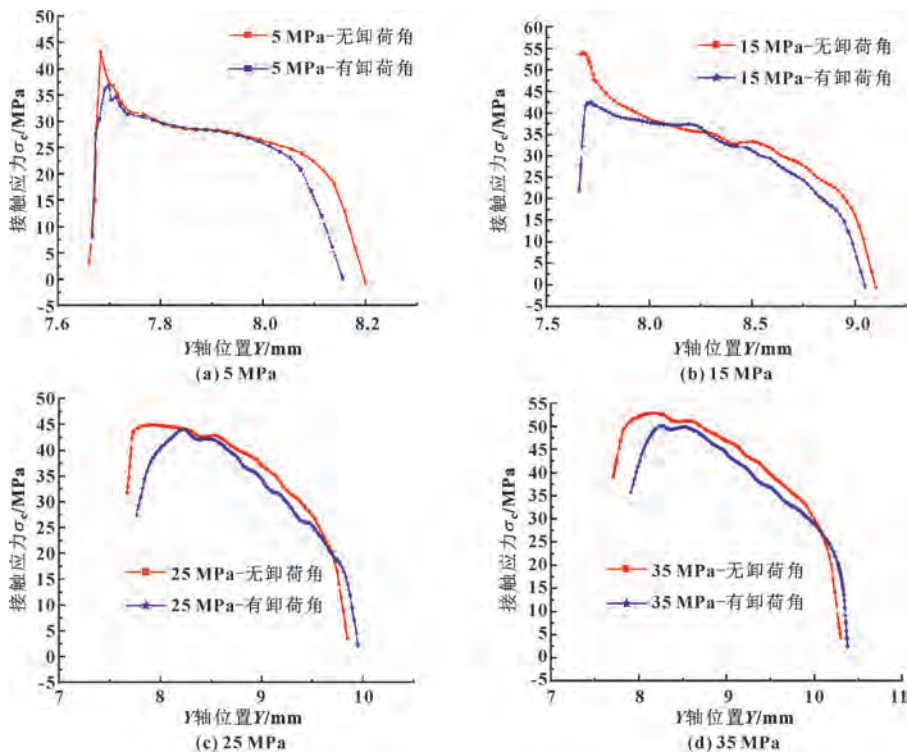


图 16 不同压力下 2 种结构斯特封 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力分布

Fig. 16 Contact stress distribution of two types of step seal PTFE stepped ring and metal shaft under different pressures: (a) 5 MPa; (b) 15 MPa; (c) 25 MPa; (a) 35 MPa

2 种斯特封 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力走势基本一致，但低压力时有卸荷角的接触应力略小于无卸荷角斯特封的接触应力，主要是因为 O 形圈低压力时尚未全部挤入卸荷角，O 形圈对 PTFE 阶梯形环的挤压会导致 PTFE 阶梯形环向卸荷角方向变形，导致接触力变小。在较高压力时，靠近液压油侧有卸荷角斯特封接触应力较无卸荷角斯特封小；靠近空气侧有卸荷角斯特封接触应力较无卸荷角斯特封大。原因是由于卸荷角的存在，O 形圈变形被压入卸荷角，导致 PTFE 阶梯形环发生向卸荷角方向的倾斜，造成 PTFE 阶梯形环空气侧与金属轴接触应力变大，PTFE 阶梯形环靠油侧与金属轴接触应力变小的现象；在较高压力下，有卸荷角的斯特封整个接触宽度也会向空气侧发生移动。

图 17 所示是不同结构斯特封不同压力下径向力及密封面接触宽度对比。可知，2 种斯特封在径向力的发展趋势上基本上是一致的，均是随着油液压力的增大，径向力、密封面的接触宽度变大。但相对于无卸荷角的斯特封，有卸荷角斯特封的接触宽度有所降低，所受摩擦力变小，明显降低了密封圈受压下的摩擦阻力，对改善密封性能、减少机械损耗，延长使用

寿命起到了积极作用。

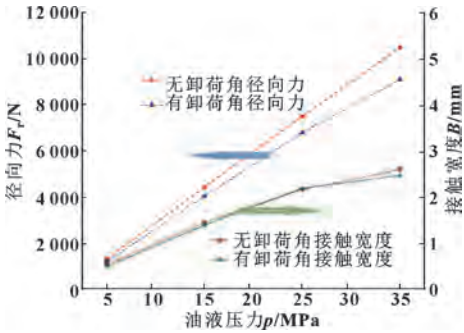


图 17 2 种结构斯特封径向力及接触宽度对比
Fig. 17 Comparison of radial force and contact width between the two structures

3 结论

利用 ABAQUS 软件对 PTFE 阶梯形环和橡胶 O 形圈施加压力载荷，对有无卸荷角的 2 种斯特封进行有限元仿真分析。通过对比不同流体压力下有卸荷角斯特封抱轴力、摩擦力等关键数据，探究卸荷角对斯特封密封性能的影响，具体结论如下：

(1) 斯特封有无卸荷角最大 Mises 应力均发生在

PTFE 阶梯形环部位,并且随着油液压力的增大,最大 Mises 应力由油液入口区逐渐向出口区转移,最终定格在 PTFE 阶梯形环卸荷角处。

(2) 斯特封卸荷角的存在有助于改善 PTFE 阶梯形环的变形程度。无卸荷角斯特封塑料环的腰部会发生向内凹陷的现象,而有卸荷角斯特封塑料环则不会凹陷,而是一个斜向的倾斜。

(3) 对比 2 种结构斯特封 PTFE 阶梯形环和金属轴的接触应力,在较高压力时,在靠近液压油侧有卸荷角斯特封接触应力较无卸荷角斯特封小;在靠近空气侧有卸荷角斯特封接触应力较无卸荷角斯特封大;而且因为卸荷角的存在,斯特封整个接触宽度会向空气侧发生移动。

(4) 2 种结构斯特封的径向力、密封面的接触宽度均会随着油液压力的增大而增大,但斯特封卸荷角的存在会使接触宽度、摩擦力减小,从而降低密封圈受压下的摩擦阻力,这对于改善密封性能、减少机械损耗、延长密封圈的使用寿命有重要意义。

参考文献

- [1] 宝色霞板,密封科技的领导者[J].现代制造,2002(16):79.
Busak + Shamban is the leader in sealing technology [J]. Maschinen Markt, 2002(16):79.
- [2] 俞鲁五,孙逸成.“格来圈”与“斯特封”的名称由来与生产沿革[J].流体传动与控制,2010(6):6-8.
YU L W, SUN Y C. Stepseal and glyd ring - name origin and production evolution [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2010(6):6-8.
- [3] 张蓓,张晋桀.2K 型斯特封的问世与应用[J].现代制造,2006(7):56-57.
- [4] 田俊,潘平逊,杨宗邦.基于有限元分析法的 O 形橡胶密封圈应力分析[J].航空维修与工程,2019(8):85-88.
TIAN J, PAN P X, YANG Z B. The stress analysis of plastic O-ring based on FEM [J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2019(8):85-88.
- [5] 郭飞,黄毅杰,励行根,等.非圆金属 O 形环装配预紧过程仿真模拟[J].润滑与密封,2020,45(10):1-6.
GUO F, HUANG Y J, LI X G, et al. Simulation of pre-tightening process of non-circular metal O-ring assembly [J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(10):1-6.
- [6] 王宣银.聚四氟乙烯组合密封圈及其摩擦阻力的计算[J].润滑与密封,1997,22(2):57-59.
WANG X Y. Analysis of PTFE composition seal ring and calculation of its friction drag [J]. Lubrication Engineering, 1997, 22(2):57-59.
- [7] 姚碎全.斯特封密封特性分析[J].液压气动与密封,2003,23(5):33-35.
YAO S Q. Analysis seal specialty of Turcon - stepseal K [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2003, 23(5):33-35.
- [8] 李永康,王军,廉自生.混合润滑条件下的斯特封高速摩擦与密封特性[J].中国机械工程,2021,32(5):533-539.
LI Y K, WANG J, LIAN Z S. High-speed friction and sealing characteristics of step seal under mixed lubrication conditions [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(5):533-539.
- [9] 王玺,仲健林,夏文嘉,等.组合密封圈密封性能仿真研究[J].机械制造与自动化,2019,48(6):130-133.
WANG X, ZHONG J L, XIA W J, et al. Simulation study of sealing performance of combined sealing ring [J]. Machine Building & Automation, 2019, 48(6):130-133.
- [10] WANG B Q, PENG X D, MENG X K. Simulation of the effects of non-Newtonian fluid on the behavior of a step hydraulic rod seal based on a power law fluid model [J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2018, 19(11):824-842.
- [11] 张妙恬,时剑文,索双富,等.基于斯特封的往复密封摩擦磨损界面性能实验研究[J].液压与气动,2019(11):99-104.
ZHANG M T, SHI J W, SUO S F, et al. Experimental study of friction and wear interface performance of reciprocating seal based on sterling seal [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019(11):99-104.
- [12] 杜晓琼,陈国海,闫晓亮,等.基于 ISIGHT 平台的斯特封密封结构优化设计[J].液压与气动,2017(8):14-19.
DU X Q, CHEN G H, YAN X L, et al. Optimization design of step seal-ring based on ISIGHT platform [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(8):14-19.
- [13] 桂鹏,毛明,陈轶杰,等.油气弹簧主活塞斯特封泄漏流量计算与仿真研究[J].兵工学报,2017,38(7):1255-1262.
GUI P, MAO M, CHEN Y J, et al. Calculation and simulation of leakage of stepseals in main piston of hydro-pneumatic springs [J]. Acta Armamentarii, 2017, 38(7):1255-1262.
- [14] 谢尊虎,曾凡伟,肖建斌.硅橡胶性能及其研究进展[J].特种橡胶制品,2011,32(2):69-72.
XIE Z H, ZENG F W, XIAO J B. Properties and research progress of silicone rubber [J]. Special Rubber Products, 2011, 32(2):69-72.
- [15] 张俊.有限元网格划分和收敛性(一)[J].CAD/CAM 与制造业信息化,2010(4):99-103.
ZHANG J. Finite element meshing and convergence (I) [J]. CAD/CAM and Manufacturing Informatization, 2010(4):99-103.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.005

文献引用: 赵静一, 张宇杭, 郭锐, 等. 高压下浇注型聚氨酯弹性体密封圈挡环性能研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 33-39.

Cite as: ZHAO Jingyi, ZHANG Yuhang, GUO Rui, et al. Performance study of casting polyurethane elastomer retaining ring of O-ring under high pressure[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 33-39.

高压下浇注型聚氨酯弹性体密封圈挡环性能研究*

赵静一¹ 张宇杭¹ 郭锐¹ 唐颖达² 潘玉讯² 刘尧³

(1. 燕山大学机械工程学院 河北秦皇岛 066000; 2. 苏州美福瑞新材料科技有限公司
江苏常熟 215500; 3. 沈阳职业技术学院机械工程学院 辽宁沈阳 110045)

摘要: 为探讨某新型的浇注型聚氨酯弹性体 (CPU) 作为 O 形圈挡环材料的性能, 使用有限元分析软件构建 O 形圈和挡环的二维对称模型, 分析 35MPa 介质压力下动、静密封状态下 CPU 挡环的性能, 并与聚四氟乙烯 (PTFE)、热塑性聚酯弹性体 (TPEE) 挡环进行对比。结果表明: CPU 材料挡环配合的 O 形圈的在接触应力、与缸体和活塞接触处的密封长度都略优于其他 2 种材料, 能够很好地实现密封效果; CPU 材料挡环静、动密封最大变形程度最小, 其承受的最大 von Mises 应力相较于其他材料小, 具有较高的可靠性和较长的使用周期, 可有效防止 O 形圈在高压下的挤出、咬伤等失效情况的发生。台架试验结果表明, CPU 挡环的挤出高度远小于 TPFE 和 TPEE 挡环, 从而验证了有限元分析结果的正确性。研究表明, 新型 CPU 挡环可以用于和 O 形圈配合实现液压缸的动静密封。

关键词: 挡环; 聚氨酯; O 形圈; 静密封; 动密封; 抗挤出

中图分类号: TH137

Performance Study of Casting Polyurethane Elastomer Retaining Ring of O-ring under High Pressure

ZHAO Jingyi¹ ZHANG Yuhang¹ GUO Rui¹ TANG Yingda² PAN Yuxun² LIU Yao³

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066000, China;

2. My Fly Way Technology Limited Liability Company, Changshu Jiangsu 215500, China;

3. School of Mechanical Engineering, Shenyang Polytechnic College, Shenyang Liaoning 110045, China)

Abstract: In order to investigate the properties of a new type of cast polyurethane elastomer (CPU) as O-ring retaining ring material, a two-dimensional symmetrical model of O-ring and retaining ring was constructed by using finite element analysis software. The performance of CPU material retaining ring in dynamic and static sealing state under 35 MPa dielectric pressure was analyzed, and was compared with that of polytetrafluoroethylene (PTFE) and thermoplastic polyester elastomer (TPEE) material retaining rings. The results show that the contact stress and sealing length of O-ring matched with CPU material retaining ring are slightly better than those of the other two material retaining rings, which can achieve better sealing effect. The maximum deformation of CPU material retaining ring in static and dynamic sealing state is the smallest, and the maximum von Mises stress of CPU material retaining ring is lower than that of the other two material retaining rings. The CPU material retaining ring has higher reliability and longer service life, which can effectively prevent the failure of O-ring such as extrusion and bite under high pressure. The bench test results show that the extrusion height of CPU retaining ring is much smaller than that of TPFE and TPEE retaining rings, which verifies the correctness of the finite element analysis results. It can be concluded that the new CPU retaining ring matched with O-ring can realize the dynamic and static sealing of hydraulic cylinder.

Keywords: retaining ring; polyurethane; O-ring; static seal; dynamic seal; anti-extrusion

* 基金项目: 国家自然科学基金 (52075469; 12173054); 国家重点研发计划项目 (2019YFB2005204)

收稿日期: 2021-02-05; 修回日期: 2021-03-23

作者简介: 赵静一 (1957—), 男, 博士, 教授, 研究方向为流体动力基础件和机电装备电液控制系统的创新设计与可靠性。E-mail: zjy@ysu.edu.cn。

通信作者: 郭锐 (1980—), 男, 博士, 教授, 研究方向为流体动力基础件和机电装备电液控制系统的创新设计与可靠性。E-mail: guorui@ysu.edu.cn。

O 形圈广泛应用于液压传动中的静密封和往复运动的动密封中,而采用挡环配合密封后的 O 形圈则具有更优秀的抗挤出性能,使得各液压元件的最高额定压力、最高额定温度得到显著提高^[1-3]。

国内外学者对 O 形圈配合挡环的密封进行了研究。饶建华和陆兆鹏^[4]在小于 10 MPa 的介质压力下分析了配合挡环的 O 形圈的接触应力和密封长度,提出在介质压力较大时需要在密封圈一侧或者两侧配合挡圈使用。段密克等^[5]进行了有无挡环配合 2 种情况时的密封性能研究,并对有挡环配合的 O 形圈密封进行了 0~35 MPa 下最大接触压力的分析。揭亮等人^[6]研究了 2 和 5 MPa 低密封压力下配合聚四氟乙烯材料挡环的 O 形圈密封情况,对最大接触应力和接触宽度进行了探究。邵泽亮、黎伟和周瀚等人^[7-9]对矩形和弧形 2 种不同形式的挡环密封性能进行了研究。

上述对挡环的研究是在 10 MPa 及以下密封压力工作条件下进行的,对于动、静 2 种密封状态下承受 10 MPa 以上高介质压力的不同挡环材料影响的研究较少,且通过台架试验和应用效果来验证高压状态下挡环材料有限元分析结果、评定挡环性能更是鲜有报道。本文作者借助于 Ansys Workbench 在高压动、静密封下对新型的浇注型聚氨酯弹性体 (CPU) 材料挡环进行了有限元分析,并与聚四氟乙烯 (PTFE)、热塑性聚酯弹性体 (TPEE) 材料挡环进行了比较,以探究该新型 CPU 材料挡环的可靠性。

1 有限元计算分析模型

1.1 有限元模型建立

选取沟槽深度为 4.35 mm,活塞沟槽尺寸参照 GB/T 3452.3—2005《液压气动用 O 形橡胶密封圈 沟槽尺寸》设计。沟槽宽 $b_1 = 9.0$ mm;沟槽深度 $t = 4.35$ mm;沟槽底圆角半径 $r_1 = 0.4 \sim 0.8$ mm,文中取 0.8 mm;O 形圈的直径为 5.3 mm;挡环厚度为 1.8 mm。根据以上数据,建立的 O 形圈及挡环配合的平面几何模型见图 1^[10]。

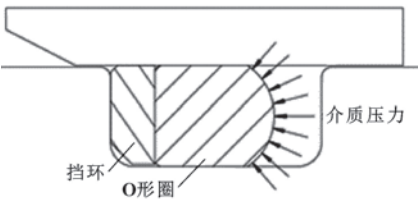


图 1 O 形圈配合挡环结构

Fig. 1 Structure of O-ring with retaining ring

1.2 橡胶材料的本构模型

模型中的 O 形圈材料为丁腈橡胶 (NBR),其具有优良的耐油性、耐磨性和耐热性,因其优异的性能,常被用作各种密封件、传动带和各种耐油零部件。橡胶材料被认为是超弹性近似不可压缩体,目前常采用 Mooney-Rivlin 理论模型来定义参数^[11-14]。弹性模量、材料不可压缩常数及 2 个材料定常数之间有如下关系式:

$$C_{10} + C_{01} = \frac{E}{6} \tag{1}$$

$$C_{01} = \frac{C_{10}}{4} \tag{2}$$

$$d = \frac{1 - 2\mu}{C_{10} + C_{01}} \tag{3}$$

式中: E 为弹性模量; C_{10} 和 C_{01} 为 Mooney-Rivlin 模型系数; d 为不可压缩系数; μ 为泊松比。

NBR 材料的弹性模量为 14.04 MPa,泊松比为 0.499,故 $C_{10} = 1.87$ MPa, $C_{01} = 0.47$ MPa, $d = 8.547 \times 10^{-4}$ /MPa。

1.3 挡环材料和模型网格划分

挡环材料分别为 CPU、PTFE、TPEE 3 种材料。CPU 和 TPEE 同属于超弹性材料,具有很强的材料非线性 and 几何非线性。Mooney-Rivlin 理论模型可较好地描述不可压超弹性材料在大变形下的力学特性,故 CPU 和 TPEE 材料的挡环均采用 Mooney-Rivlin 两参数模型。3 种材料的设置参数如表 1 所示。

表 1 3 种材料的基本参数

Table 1 Basic parameters of three materials			
材料参数	CPU	PTFE	TPEE
弹性模量 E/MPa	440	280	55.538
泊松比 μ	0.47	0.4	0.48
双参数数值 C/MPa	$C_{10} = 58.67$ $C_{01} = 14.67$		$C_{10} = 7.405$ $C_{01} = 1.851\ 25$
不可压缩参数 d/MPa^{-1}	8.18×10^{-4}		4.32×10^{-3}

划分网格后的模型如图 2 所示,模型采用六面体网格。网格划分完成后,挡环上有 184 个单元,O 形橡胶密封圈有 667 个单元,缸体有 121 个单元,活塞有 792 个单元,整个挡环有限元模型共 5 602 个节点,1 764 个单元。

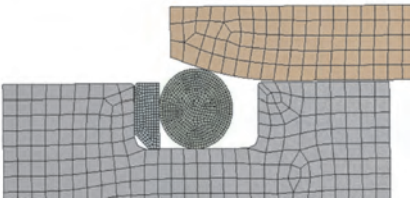


图2 Mesh 网格划分
Fig. 2 Mesh grid generation

1.4 边界条件设置

在接触设置方面，设置 5 个摩擦接触对，分别为挡环与 O 形圈接触对、挡环与活塞接触对、挡环与缸壁接触对、O 形圈与活塞接触对和 O 形圈与缸壁接触对，缸壁与活塞为间隙配合，可不设置接触对。3 种材料下各接触对的摩擦因数设置如表 2 所示。

表 2 3 种材料下各接触对摩擦因数
Table 2 Friction coefficient of each contact pair under three kinds of materials

接触对	摩擦因数		
	CPU	PTFE	TPEE
挡环与 O 形圈	0.2	0.15	0.25
挡环与活塞	0.14	0.05	0.2
挡环与缸壁	0.14	0.05	0.2
O 形圈与活塞	0.1	0.1	0.1
O 形圈与缸壁	0.1	0.1	0.1

静密封下，设置活塞为固定约束，在缸壁上施加一个位移，将该密封下完整运动分为 3 个载荷步。为了使结果更好收敛，前 2 个载荷步模拟装配过程，使 O 形圈具有一定的预压缩强度，最后一个载荷步为施加载荷，介质压力大小为 35 MPa。

动密封是在静密封的基础上增加前进后退的单元位移来模拟实现的，为更好实现收敛，载荷步增加到 7 步，介质压力同为 35 MPa。

2 静密封下挡环及 O 形圈有限元分析结果

2.1 O 形圈密封结果分析

文中对静密封下 O 形圈的接触应力和密封长度进行数值分析。在 35 MPa 高压下，O 形圈受压变形与挡环紧密贴合，此时挡环高度为沟槽底部到缸壁的垂直距离，挡环的变形防止了 O 形圈挤出失效现象的发生。理论上 O 形圈的密封性能主要取决于接触面接触压力与所承受压力的差值，该差值大于 0 可实现密封。3 种材料挡环配合下的 O 形圈接触应力和密封长度情况如图 3 所示，O 形圈相关对比数据如表 3 所示。

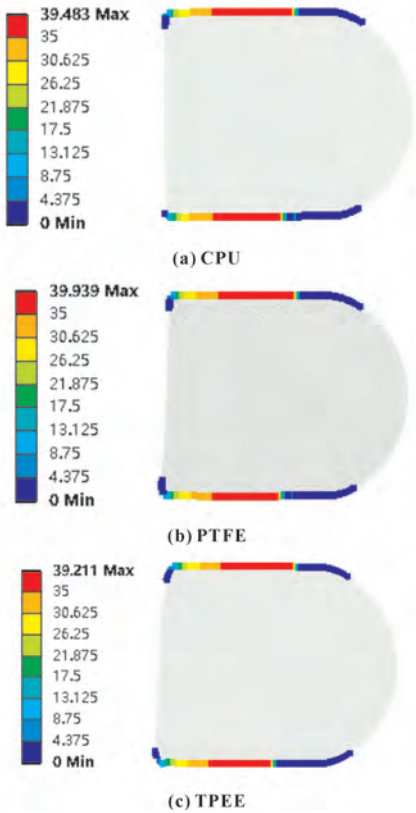


图 3 静密封下各材料挡环配合下的 O 形圈接触应力 (MPa)
Fig. 3 Contact stress of O-ring with different material retaining rings under static seal (MPa);
(a) CPU; (b) PTFE; (c) TPEE

表 3 静密封下 3 种材料挡环及 O 形圈相关指标对比
Table 3 Comparison of relevant indexes of retaining rings of three materials and O-ring under static seal

性能指标	CPU	PTFE	TPEE
挡环最大变形 X/mm	0.14 653	0.15 148	0.86 804
挡环最大 von Mises 应力 $\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	49.975	67.492	84.283
O 形圈最大密封压力 $p_{\text{max}}/\text{MPa}$	39.483	39.939	39.211
O 形圈与缸体侧有效密封 接触长度 L_1/mm	1.74	1.73	1.68
O 形圈与活塞侧有效密封 接触长度 L_2/mm	1.48	1.48	1.38

由图 3 及表 3 数据可看出，3 种材料的挡环均能满足辅助 O 形圈实现密封的效果，只是模型在接触应力和密封长度上存在差异。CPU 挡环配合下的 O

形圈密封接触应力略高，其接触密封长度优于 TPEE 挡环配合的 O 形圈，与 PTFE 挡环配合的 O 形圈接触密封长度相当。

2.2 挡环变形结果分析

挡环位于 O 形圈可能挤出一侧，O 形圈承受的介质压力会传递到挡环上，防止了 O 形圈在较大介质压力情况下出现挤出、咬伤等情况，以保证 O 形圈的密封效果。各材料的挡环变形情况如图 4 所示。

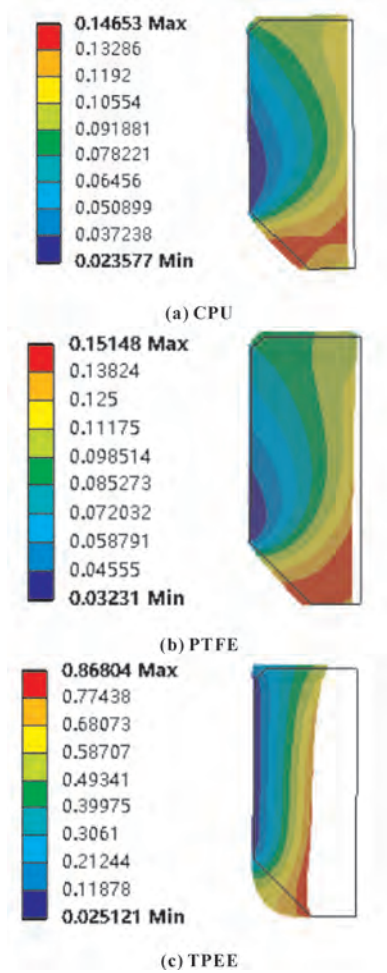


图 4 静密封下各材料挡环变形情况 (mm)
Fig. 4 Deformation of different material retaining rings under static seal (mm): (a) CPU; (b) PTFE; (c) TPEE

将 3 种材料的挡环最大变形数据导出，绘制最大变形曲线如图 5 所示。

由图 4、图 5 可看出，在 35 MPa 静密封条件下，CPU 挡环变形最小，可更好地实现挡环辅助 O 形圈进行密封进而避免 O 形圈发生挤出和咬伤的失效情况。相较于其他 2 种材料，CPU 材料良好的表现得益于其本身的高硬度、高弹性、优异的动态性能和抗

蠕变性，使其在抗挤压和保持尺寸稳定方面表现得最佳^[15]。

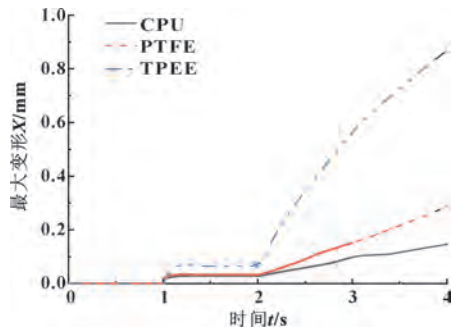


图 5 静密封下各挡环最大变形曲线
Fig. 5 Maximum deformation curves of different material retaining rings under static seal

2.3 挡环变形 von Mises 等效应力结果分析

von Mises 等效应力反映密封圈截面应力状态，挡环的 von Mises 等效应力发生在其大倒角处，应力越大，越会加速挡环的松弛，易引起初始裂纹。将全部仿真过程的挡环所受 von Mises 等效应力进行数据统计得到如图 6 所示的应力曲线。

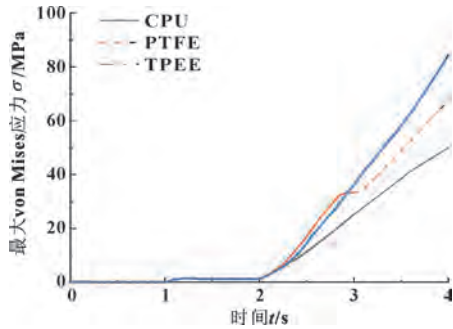


图 6 静密封下各挡环最大 von Mises 应力曲线
Fig. 6 Maximum von Mises stress curves of different material retaining rings under static seal

由图 6 可看出，CPU 挡环在施加 35 MPa 载荷后所承受的 von Mises 等效应力最小，即该材料挡环的可靠性最好，拥有相对较长的使用周期，可大大节约更换元件的成本。表 3 中对 3 种材料挡环进行相关性指标量化比较，有助于科学地筛选出较为合适的挡环材料。

3 动密封下挡环及 O 形圈有限元分析结果

3.1 O 形圈密封结果分析

动密封下 3 种材料挡环配合下的 O 形圈接触应力情况如图 7 所示，O 形圈相关对比数据见表 4。

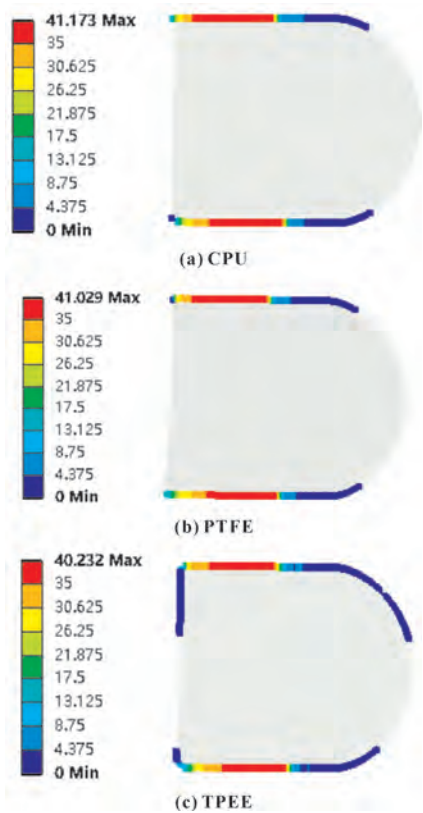


图 7 动密封下各材料挡环配合下的 O 形圈接触应力
Fig. 7 Contact stress of O-ring with different material retaining rings under dynamic seal;
(a) CPU; (b) PTFE; (c) TPEE

表 4 动密封下 3 种材料挡环及 O 形圈相关指标对比
Table 4 Comparison of relevant indexes of retaining rings of three materials and O-ring under dynamic seal

性能指标	CPU	PTFE	TPEE
挡环最大变形 X/mm	0.153 03	0.304 7	0.908 45
挡环最大 von Misise 应力 $\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	52.053	72.711	107.48
O 形圈最大密封压力 $p_{\text{max}}/\text{MPa}$	41.173	41.029	40.232
O 形圈与缸体侧有效密封 接触长度 l_1/mm	1.75	1.74	1.50
O 形圈与活塞侧有效密封 接触长度 l_2/mm	1.68	1.63	1.49

由图 7 和表 4 相关数据可看出，与静密封情况相似，O 形圈接触应力均能实现 35 MPa 下的密封效果，只是模型在 O 形圈接触应力和密封长度上存在差异。CPU 挡环配合下的 O 形圈密封接触应力略高于其他 2

种材料配合下的 O 形圈接触应力，密封接触长度也分别大于 TPEE 挡环、PTFE 挡环配合的 O 形圈密封接触长度。

3.2 挡环变形结果分析

各材料的挡环变形情况如图 8 所示。将 3 种材料的挡环最大变形数据导出，绘制最大变形曲线如图 9 所示。

从图 8、图 9 可看出，在 35 MPa 动密封条件下，CPU 挡环变形程度和剧烈程度最小，可有效防止发生挤出或者咬伤失效情况的发生，从而更好地实现辅助密封功能。而 PTFE 和 TPEE 材料的耐蠕变性不及 CPU 材料，使得这 2 种材料的挡环在动密封的情况下更容易发生形变且较难恢复，会较大程度地影响 O 形圈密封效果甚至发生失效。

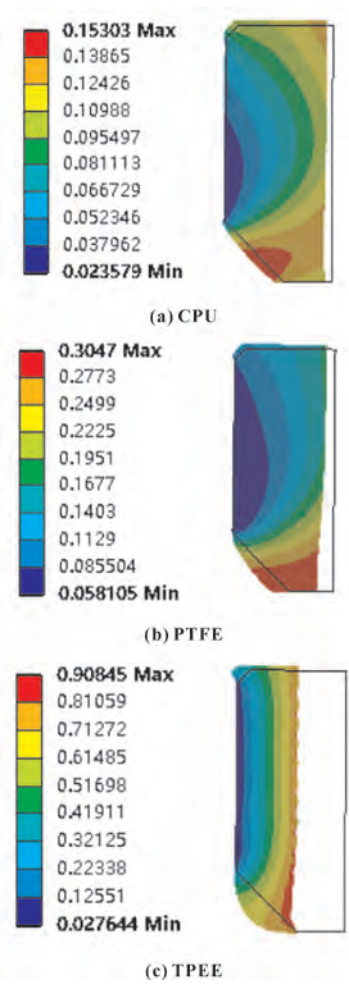


图 8 动密封下各材料的挡环变形情况 (mm)
Fig. 8 Deformation of different material retaining rings under dynamic seal (mm);
(a) CPU; (b) PTFE; (c) TPEE

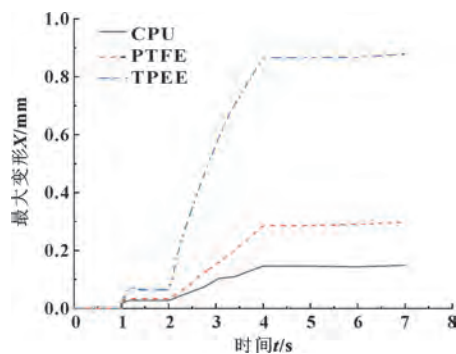


图 9 动密封下各材料挡环最大变形曲线
Fig. 9 Maximum deformation curves of different material retaining rings under dynamic seal

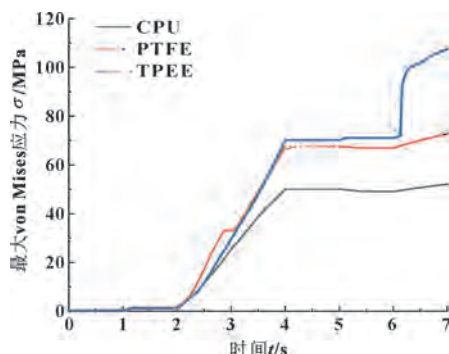


图 10 动密封下各材料挡环最大 von Mises 应力曲线
Fig. 10 Maximum von Mises stress curves of different material retaining rings under dynamic seal

3.3 挡环变形 von Mises 等效应力结果分析

将动密封仿真过程中所受 von Mises 应力导出，绘制各材料挡环的最大 von Mises 应力曲线如图 10 所示。可看出，CPU 挡环在施加 35 MPa 载荷后所承受的 von Mises 等效应力最小；PTFE 材料在变化程度上与 CPU 类似，von Mises 等效应力大于 CPU 材料挡环；TPEE 材料变化幅度最大且应力最大。CPU 材料挡环的可靠性最好，使用周期也相对较长。表 4 中对 3 种材料挡环进行相关性能指标的量化比较，有助于科学地筛选出较为合适的挡环材料。

4 试验装置与结果

4.1 试验装置及试验简介

参考 GB/T 32217—2015《液压传动 密封装置评定液压往复运动密封件性能的试验方法》和 GB/T 35023—2018《液压元件可靠性评估方法》标准，对液压径向静密封用 O 形圈的几种挡环性能进行台架对比试验^[16]。符合 GB/T 32217—2015 的试验装置示意图如图 11 所示。

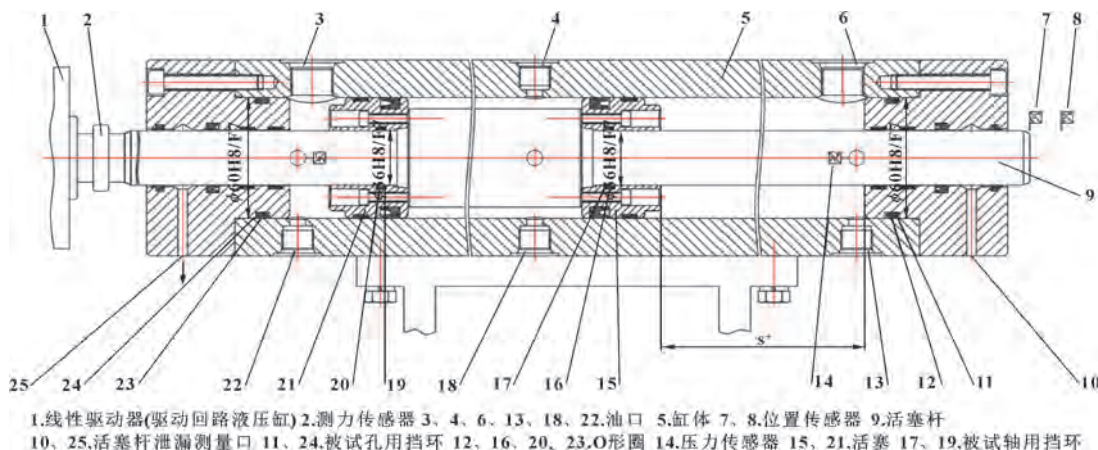


图 11 试验装置示意
Fig. 11 Schematic of test device

试验装置左、右端盖具有相同的且符合 GB/T 3452.3—2005《液压气动用 O 形橡胶密封圈 沟槽尺寸》规定的 O 形圈沟槽，将 CPU 挡环和一种对比挡环为一组安装在沟槽中，液压系统可通过油口向左、右密闭容腔施加循环压力或耐压压力。试验在环境温度下进行，实际试验压力为 40 MPa，试验周期为 1.6 s，时间总计 1 207 min。完成上述试验后拆检被试挡环，以挤出高度评价挡环抗挤出性能。

4.2 试验结果与有限元分析结果对比

台架试验后，TPEE 挡环存在明显的挤出和损

伤，挤出高度在 0.361~0.304 mm 之间；PTFE 挡环出现明显的挤出，挤出高度在 0.184~0.205 mm 之间；而 CPU 挡环仅外观有轻微变形，出现轻微挤出，挤出高度小于 0.084 mm。

经过台架试验后得出结论 CPU 挡环抗挤出性能最优，PTFE 挡环抗挤出性能次之，TPEE 挡环抗挤出性能最差。抗挤出性能即抵抗变形的能力，此结果与有限元分析结果一致，从而验证了有限元分析结果的正确性。

5 结论

以某新型 CPU 材料挡环以及 PTFE 与 TPEE 材料挡环建立二维对称模型, 对比 3 种挡环材料在高压下动、静密封状态下的性能。得出以下结论:

(1) CPU 挡环在弹性、抗变形能力和硬度上等材料性能上具有一定优势, 可更好地适应挡环的工作环境和性能要求。

(2) CPU 材料挡环配合的 O 形圈在接触应力达到 39.483 MPa 及以上, 与缸体和活塞接触处的密封长度分别达到 1.74、1.38 mm 以上, 能够很好地实现密封效果。

(3) CPU 材料挡环静、动密封最大变形分别为 0.146 53 和 0.153 03 mm, 具有较高的抗挤出性, 可有效防止 O 形圈挤出、咬伤。经台架试验, TPEE 挡环挤出高度为 0.361~0.304 mm, PTFE 挤出高度为 0.184~0.205 mm, CPU 挡环挤出高度小于等于 0.084 mm, 处于动、静密封 2 种状态下的 CPU 材料挡环配合的 O 形圈在密封应力和密封长度方面整体略微优于其他 2 种材料, 而 TPEE 材料表现最差。

(4) 挡环的最大 von Mises 应力多集中在其倒角处, 极易发生损坏, CPU 材料的挡环承受最大 von Mises 为 52.053 MPa, 相较于其他材料应力小, 具有较高的可靠性和较长的使用周期, 可有效防止 O 形圈在高压下的挤出、咬伤等失效情况的发生。可见在 35 MPa 高压下, 采用刚度较大的材料作为挡环能更好地配合 O 形圈实现密封。挡环材料应具有较高的硬度、较好的抗挤出性以及尺寸稳定等特征。但材料刚性较大时会出现难于装配的情况。

参考文献

- [1] 杜晓琼, 陈国海, 闫晓亮, 等. 考虑安装过程的 O 形密封圈有限元分析模型[J]. 液压与气动, 2017(10): 27-33.
DU X Q, CHEN G H, YAN X L, et al. Finite element analysis model of O-ring considering installation process[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(10): 27-33.
- [2] 刘鹏, 宋文杰, 蒋庆林, 等. 深海高压环境下 O 形密封圈的密封性能研究[J]. 液压与气动, 2017(4): 66-70.
LIU P, SONG W J, JIANG Q L, et al. Sealing performance of O-ring in deep sea high pressure environment[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(4): 66-70.
- [3] 陈晨, 钱国庆, 许兴彦, 等. 基于 ABAQUS 的流体压力渗透 O 形圈密封性能仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2021, 41(2): 86-90.
CHEN C, QIAN G Q, XU X Y, et al. Simulation study on O-ring performance of fluid pressure penetration based on ABAQUS[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(2): 86-90.
- [4] 饶建华, 陆兆鹏. O 形橡胶密封圈配合挡圈密封的应力与接触压力有限元分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(5): 65-68.
RAO J H, LU Z P. Finite element analysis of stress and contact pressure of rubber O-sealing ring with back-up ring[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 65-68.
- [5] 段密克, 王科社, 黄喜淦, 等. O 形圈配合挡圈动密封的有限元分析[J]. 北京信息科技大学学报(自然科学版), 2018, 33(2): 82-85.
DUAN M K, WANG K S, HUANG X G, et al. Finite element

- analysis of the dynamic sealing characteristics for O-ring with retainer ring[J]. Journal of Beijing Information Science & Technology University, 2018, 33(2): 82-85.
- [6] 揭亮, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 加有单侧挡圈的 O 形密封圈有限元分析[J]. 石油化工设备, 2009, 38(4): 43-45.
JIE L, ZHANG Q X, CAI J N, et al. Finite element analysis of O-ring with single side gasket[J]. Petro-Chemical Equipment, 2009, 38(4): 43-45.
 - [7] 邵泽亮, 於潜军, 郑贤中, 等. 两种挡圈下 O 形密封圈的有限元分析[J]. 化学工程与装备, 2016(10): 3-8.
SHAO Z L, YU Q J, ZHENG X Z, et al. The finite element analysis of the rubber O-ring with two kinds of aprons[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2016(10): 3-8.
 - [8] 黎伟, 刘志新, 陈曦, 等. O 形与 C 形组合密封圈的力学性能对比分析[J]. 应用力学学报, 2021, 38(1): 306-312.
LI W, LIU Z X, CHEN X, et al. Comparative analysis on the mechanical properties of O-ring and C-ring built-up seals[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2021, 38(1): 306-312.
 - [9] 周翰, 黄乐, 向宇, 等. 两种常见 O 形圈挡圈组合有限元分析对比[J]. 橡胶科技, 2019, 17(4): 196-201.
ZHOU H, HUANG L, XIANG Y, et al. Finite element analysis and comparison of two types of combination of O-ring and back-up ring[J]. Rubber Science and Technology, 2019, 17(4): 196-201.
 - [10] 陆云江, 黄乐, 代昌浩. 基于 Marc 的 O 形圈抗挤出性能分析[J]. 液压与气动, 2020(3): 84-89.
LU Y J, HUANG L, DAI C H. Extrusion resistance analysis of O-ring based on marc[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(3): 84-89.
 - [11] 徐齐, 丁晴. 橡胶圈微动密封及其静密封特性研究[J]. 炼油与化工, 2018, 29(6): 34-36.
XU Q. Research on dynamic seal and its static sealing characteristics of nitrile butadiene rubber ring[J]. Refining and Chemical Industry, 2018, 29(6): 34-36.
 - [12] 吴琼, 索双富, 刘向锋, 等. 丁腈橡胶 O 形圈的静密封及微动密封特性[J]. 润滑与密封, 2012, 37(11): 5-11.
WU Q, SUO S F, LIU X F, et al. Static sealing and pseudo-sealing characteristics of nitrile rubber O-ring[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(11): 5-11.
 - [13] LI J X, LIU P F, WANG S B, et al. Finite element analysis of O-ring sealing performance of manned submersible viewports[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2020, 20(5): 1628-1637.
 - [14] KÖMMLING A, JAUNICH M, POURMAND P, et al. Analysis of O-ring seal failure under static conditions and determination of end-of-lifetime criterion[J]. Polymers, 2019, 11(8): 1251.
 - [15] 马萍萍. 聚氨酯材料的应用研究进展[J]. 化工设计通讯, 2021, 47(1): 36-37.
MA P P. Application and research progress of polyurethane materials[J]. Chemical Engineering Design Communications, 2021, 47(1): 36-37.
 - [16] 唐颖达, 刘尧, 顾海涛, 等. 评定液压往复运动密封件性能试验方法标准的研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(22): 29-38.
TANG Y D, LIU Y, GU H T, et al. Study on standard test methods to assess the performance of seals used in oil hydraulic reciprocating applications[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(22): 29-38.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.006

文献引用: 白禄,孙丹,赵欢,等.转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究[J].润滑与密封,2022,47(3):40-48.

Cite as: BAI Lu, SUN Dan, ZHAO Huan, et al. Research on influence mechanism of rotor/stator teeth on leakage and dynamic characteristics of labyrinth seal[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 40-48.

转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究*

白禄¹ 孙丹¹ 赵欢¹ 孟继纲² 王小伟¹ 周敏¹

(1. 沈阳航空航天大学航空发动机学院 辽宁沈阳 110136;

2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司, 辽宁重大装备制造协同创新中心 辽宁沈阳 110142)

摘要: 迷宫密封齿设计于转子或静子上对迷宫密封的性能影响较大。为揭示转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性的影响机制,应用非定常动网格技术建立了迷宫密封泄漏特性与动力特性多频椭圆涡动求解模型,在验证求解模型准确性基础上,分析转/静子齿迷宫密封的泄漏特性与动力特性,并讨论2种结构对迷宫密封转子系统稳定性的影响。结果表明:转/静子齿迷宫密封的泄漏量均随压比的增加而增大,在12 000~24 000 r/min转速下,随转速的增加而减小,且转子齿迷宫密封的泄漏量始终高于静子齿迷宫密封;影响转/静子齿迷宫密封泄漏量的因素为泄漏面积;与转子齿迷宫密封相比,静子齿迷宫密封有着较大的有效刚度与有效阻尼,二者的切向气流量与转子涡动方向相反,均抑制了转子的涡动,且静子齿迷宫密封的切向气流量大于转子齿迷宫密封,因此静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定性。

关键词: 迷宫密封; 转子齿; 静子齿; 泄漏特性; 动力特性; 转子稳定性

中图分类号: TK263; TH136

Research on Influence Mechanism of Rotor/Stator Teeth on Leakage and Dynamic Characteristics of Labyrinth Seal

BAI Lu¹ SUN Dan¹ ZHAO Huan¹ MENG Jigang² WANG Xiaowei¹ ZHOU Min¹

(1. School of Aero-Engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang Liaoning 110136, China;

2. Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing in Liaoning,

Shenyang Blower Works Group Company Limited, Shenyang Liaoning 110142, China)

Abstract: The design of the labyrinth seal teeth on the rotor or stator has a great influence on the performance of the labyrinth seal. In order to reveal the influence mechanism of the rotor/stator teeth on the leakage and dynamic characteristics of the labyrinth seal, a multi-frequency elliptical vortex solution model for the leakage characteristics and dynamic characteristics of the labyrinth seal was established by using the unsteady dynamic grid technology. On the basis of verifying the accuracy of the solution model, the leakage characteristics and dynamic characteristics of the rotor/stator teeth labyrinth seal was analyzed, and the effects of the two structures on the stability of labyrinth seal rotor system were discussed. The results show that the leakage of the labyrinth seals of rotor/stator teeth increases with the increase of pressure ratio, and decreases with the increase of speed at the range from 12 000 r/min to 24 000 r/min. The leakage of the rotor teeth labyrinth seal is always higher than that of the stator teeth labyrinth seal. The factor affecting the leakage of rotor/stator teeth labyrinth seal is the leakage area. Compared with the rotor teeth labyrinth seal, the stator teeth labyrinth seal has greater effective stiffness and effective damping. The tangential airflow force of the rotor/stator teeth labyrinth seal is opposite to the direction of the rotor whirl, both can suppress the whirl of the rotor. The tangential airflow force of the stator teeth labyrinth seal is greater than that of the rotor teeth labyrinth seal. Therefore, the stator teeth labyrinth seal is more conducive to the stability of the rotor system.

Keywords: labyrinth seal; rotor seal teeth; stator seal teeth; leakage characteristics; dynamic characteristics; rotor stability

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(52075346; 51675351); 辽宁省自然科学基金项目(2019-ZD-0236); 辽宁省教育厅基础研究项目(JYT2020047)

收稿日期: 2021-03-04; 修回日期: 2021-04-13

作者简介: 白禄(1998—),女,硕士研究生,研究方向为透平机械动密封动力特性。E-mail: 3489208975@qq.com。

通信作者: 孙丹(1981—),男,博士,教授,主要研究方向为透平机械先进密封技术。E-mail: phd_sundan@163.com。

迷宫密封是航空发动机、燃气轮机、压气机等透平机械的关键部件, 对于节能降耗与防止工作介质的泄漏起着关键作用^[1]。此外, 密封间隙内存在泄漏流体, 泄漏流体在转子运转的过程中会产生流体激振力, 从而导致转子系统的不稳定振动^[2-4]。迷宫密封的进气条件、介质参数、密封齿的形状与设计位置等因素均对迷宫密封的性能产生影响, 其中, 密封齿的设计位置对迷宫密封性能的影响较大^[5-8], 研究密封齿设计位置对迷宫密封泄漏特性与动力特性的影响具有重要理论意义和工程应用价值。

自 20 世纪 80 年代以来, 学者们对迷宫密封开展了大量研究。1986 年 CHILDS 和 SCHARRER^[6] 通过实验分别对转子齿与静子齿迷宫密封进行了研究, 并分析 2 种结构的动力特性。PICARDO 和 CHILDS^[7] 研究了静子齿迷宫密封的转子动力学系数, 比较测量值和理论值, 并与孔型静子密封进行比较。HAWKINS 等^[8] 对带有蜂窝状静子的迷宫式气体密封进行实验研究, 将与光滑的静子密封件进行比较, 并通过理论进行预测。MEHTA^[9] 对不同齿形的迷宫密封进行研究, 并比较了直齿与斜齿 2 种齿形迷宫密封的泄漏量与动力特性系数。ARTHUR 和 CHILDS^[10] 测得了转子齿迷宫密封的转子动力学系数和泄漏量, 并与静子齿迷宫密封进行了比较。陈尧兴等^[11] 研究了进口预旋对迷宫密封动力特性影响。孙丹等人^[12] 对气体介质参数进行了研究, 并得出其对迷宫密封静力与动力特性的影响机制。陈慈伟和张万福^[13] 研究了转子倾斜对迷宫密封动静特性的影响。李伟等人^[14] 对涡轮叶尖迷宫式密封进行研究, 并用数值模拟的方法, 研究了该密封结构对泄漏流场的影响。贾兴运等^[15] 在转子振动的情况下, 对 T 型交错式迷宫密封进行研究, 得出转子振动对密封性能的影响。王伟哲等^[16] 通过实验测量和数值模拟 2 种方法对迷宫密封的动力特性进行研究。陈尧兴等^[17] 在迷宫密封齿蘑菇形磨损时, 对迷宫密封进行了泄漏特性与动力特性的研究。上述文献在研究密封时大多通过改变迷宫密封齿的结构、密封介质的参数、进出口的边界条件等来研究迷宫密封的泄漏特性与动力特性, 对于迷宫密封齿在转子上与静子上对密封性能的影响的研究较少, 鲜有关于迷宫密封齿的设计位置对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究的报道。

本文作者建立了迷宫密封泄漏特性与动力特性多频椭圆涡动求解模型, 分析了转/静子齿迷宫密封的泄漏特性与动力特性, 揭示了转/静子齿迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制, 并总结出 2 种结构对迷宫密封转子系统稳定性的影响。文中研究成果为迷宫

密封齿的优化设计提供理论依据。

1 迷宫密封泄漏特性与动力特性理论模型

1.1 迷宫密封泄漏特性理论模型

图 1 (a) 所示为静子齿迷宫密封气流流动示意图, 图 1 (b) 所示为转子齿迷宫密封气流流动示意图。图中 p_1 为高压侧, p_2 为低压侧, 气流从 p_1 侧流入, 从 p_2 侧流出。

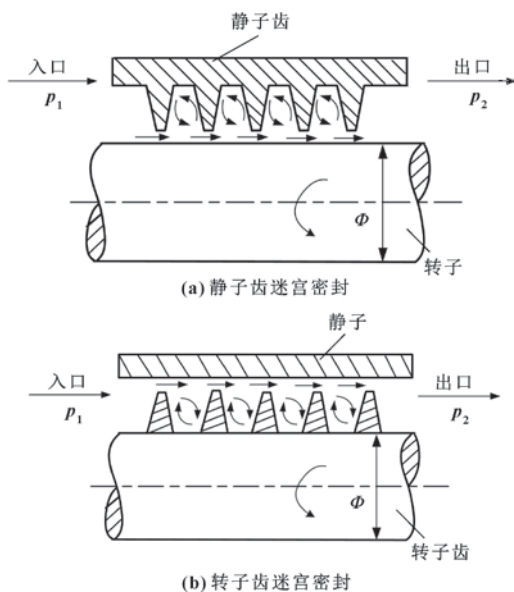


图 1 迷宫密封中的气流流动

Fig. 1 Air flow in the labyrinth seals: (a) stator teeth labyrinth seal; (b) rotor teeth labyrinth seal

1908 年, MARTIN^[18] 用热力学原理分析了理想迷宫密封模型的流动特性, 该模型将各密封齿视为一连串喷嘴, 并假设密封在亚临界工况下工作, 流动为等温过程, 流速在声速范围内, 且不考虑透气效应。MARTIN 在该种工况下提出的泄漏量计算公式为

$$q_m = C_d A \frac{p_1}{\sqrt{R_g T}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z - \ln(p_2/p_1)}} \quad (1)$$

气体常数计算公式为

$$R_g = R/M \quad (2)$$

式中: $A = \pi D \delta$, 为迷宫密封的泄漏面积; C_d 为流量系数; z 为迷宫密封齿数; p_2 为密封出口压力; p_1 为密封进口压力; T 为密封进口温度; R 为理想气体常数; D 为转子直径; δ 为密封间隙。

该公式的局限性与计算误差均相对较大。EGLI^[19] 通过实验对直齿型迷宫密封的泄漏量进行研究, 并对 MARTIN 公式进行了修正:

$$q_m = C_d A \frac{p_1}{\sqrt{R_g T}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z - \frac{2}{k} \ln(p_2/p_1)}} \quad (3)$$

当气体为理想气体时, $k = \gamma$, 其中, k 为比热容比。

文中用 EGLI 公式对迷宫密封的泄漏量进行求解。定义如下物理量:

$$q_{mi} = A_i \frac{p_1}{\sqrt{R_g T}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z - \frac{2}{k} \ln(p_2/p_1)}} \quad (4)$$

$$Q_{mi} = C_{di} A_i \frac{p_1}{\sqrt{R_g T}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z - \frac{2}{k} \ln(p_2/p_1)}} \quad (5)$$

式中: $i=1, 2$; q_{m1} 与 q_{m2} 分别为不考虑泄漏系数时静子齿与转子齿迷宫密封的泄漏量, 为文中理论计算所用物理量; Q_{m1} 与 Q_{m2} 分别为考虑泄漏系数时静子齿与转子齿迷宫密封的泄漏量, 为文中数值模拟所用物理量。

1.2 迷宫密封动力特性理论模型

根据转子小位移涡动理论^[20], 转子受到微小位移和速度扰动时, 可将转子受到的气流量与扰动位移和扰动速度的关系线性化表示为

$$-\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: K_{xx} 与 K_{yy} 为直接刚度系数; K_{xy} 与 K_{yx} 为交叉刚度系数; C_{xx} 与 C_{yy} 为直接阻尼系数; C_{xy} 与 C_{yx} 为交叉阻尼系数; Δx 与 Δy 为转子涡动位移; $\Delta \dot{x}$ 与 $\Delta \dot{y}$ 为转子涡动速度。

转子涡动方程为

$$\begin{cases} x = a \cdot \sum_{z=1}^N \cos(\Omega_z t) \\ y = b \cdot \sum_{z=1}^N \sin(\Omega_z t) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x = b \cdot \sum_{z=1}^N \cos(\Omega_z t) \\ y = a \cdot \sum_{z=1}^N \sin(\Omega_z t) \end{cases} \quad (8)$$

考虑转子对密封动力特性系数影响后, 式 (6) 可写为

$$-\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx}(\Omega) & K_{xy}(\Omega) \\ K_{yx}(\Omega) & K_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx}(\Omega) & C_{xy}(\Omega) \\ C_{yx}(\Omega) & C_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (9)$$

对式 (9) 进行快速傅里叶变换, 可得到频域内密封气流量变化量与密封动力特性系数和微小扰动位移的关系式为

$$\begin{cases} -\Delta F_x = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_x + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_y \\ -\Delta F_y = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_y + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_x \end{cases} \quad (10)$$

在式 (10) 中, $j = \sqrt{-1}$; (D_x, D_y) 为施加给转子微小扰动位移时, 其时域信号对应的频域信号; $(\Delta F_x, \Delta F_y)$ 为施加给转子微小密封气流量时, 其时域信号对应的频域信号。

将转子多频涡动位移方程式 (7) 与式 (8) 分别代入到式 (10) 中, 整理可得:

$$\begin{cases} -\Delta F_{xx} = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_{xx} + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_{xy} \\ -\Delta F_{xy} = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_{xy} + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_{xx} \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} -\Delta F_{yy} = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_{yy} + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_{yx} \\ -\Delta F_{yx} = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_{yx} + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_{yy} \end{cases} \quad (12)$$

定义阻抗系数 H_{uv} 为

$$\begin{cases} H_{xx} = K_{xx} + j\Omega C_{xx} \\ H_{xy} = K_{xy} + j\Omega C_{xy} \\ H_{yx} = K_{yx} + j\Omega C_{yx} \\ H_{yy} = K_{yy} + j\Omega C_{yy} \end{cases} \quad (13)$$

将阻抗系数式 (13) 代入到式 (11) 与式 (12), 整理化简后, 得到阻抗系数为

$$\begin{cases} H_{xx} = \frac{(-\Delta F_{xx}) \cdot D_{yy} - (-\Delta F_{yx}) \cdot D_{xy}}{D_{xx} \cdot D_{yy} - D_{yx} \cdot D_{xy}} \\ H_{xy} = \frac{(-\Delta F_{xx}) \cdot D_{yx} - (-\Delta F_{yx}) \cdot D_{xx}}{D_{xy} \cdot D_{yx} - D_{yy} \cdot D_{xx}} \\ H_{yx} = \frac{(-\Delta F_{yy}) \cdot D_{xx} - (-\Delta F_{xy}) \cdot D_{yx}}{D_{yy} \cdot D_{xx} - D_{yx} \cdot D_{xy}} \\ H_{yy} = \frac{(-\Delta F_{yy}) \cdot D_{xy} - (-\Delta F_{xy}) \cdot D_{yy}}{D_{xy} \cdot D_{yx} - D_{yy} \cdot D_{xx}} \end{cases} \quad (14)$$

通过阻抗系数可得到密封动力特性系数, 如式 (15) 所示。

$$\begin{cases} K_{ij} = \text{Re}(H_{ij}) \\ C_{ij} = \frac{\text{Im}(H_{ij})}{\Omega} \end{cases} \quad (15)$$

2 迷宫密封泄漏特性与动力特性数值求解模型

2.1 求解模型

文中所研究的 2 种密封结构如图 2 所示, 其中图 2 (a) 所示为静子齿迷宫密封结构, 其迷宫密封齿设计于静子表面, 转子表面光滑, 图 2 (b) 所示为转子齿迷宫密封结构, 其迷宫密封齿设计于转子表面, 静子表面光滑。图 3 (a)、(b) 分别为静子齿与转子齿迷宫密封的几何参数。

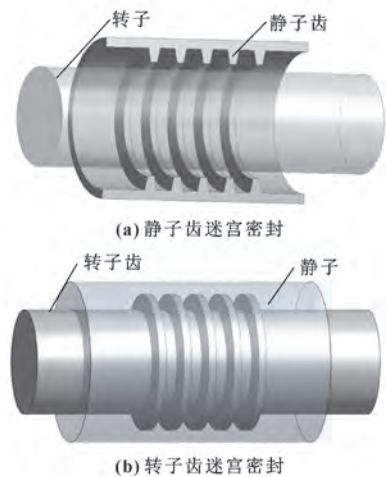


图2 迷宫密封结构

Fig. 2 Labyrinth seal structure: (a) stator teeth labyrinth seal; (b) rotor teeth labyrinth seal

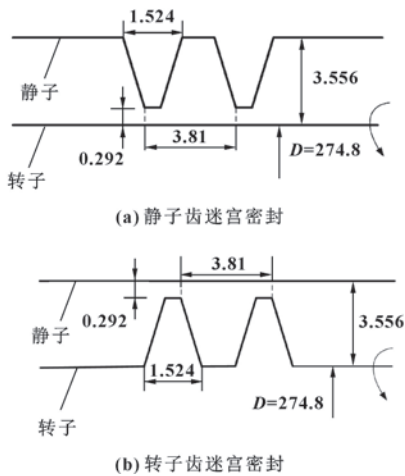


图3 迷宫密封几何尺寸 (mm)

Fig. 3 Labyrinth seal geometry size (mm): (a) stator teeth labyrinth seal; (b) rotor teeth labyrinth seal

为比较二者的泄漏特性与动力特性，转子齿迷宫密封采用与静子齿迷宫密封相同的齿形结构和工况参数，如表1所示。

表1 工况参数	
Table 1 Conditional parameters	
参数	数值
齿数	5
转子转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	11 096
入口压力 p_1/MPa	3.447
出口压力 p_2/MPa	1.724
温度 T/K	366.7
湍流模型	$k-\varepsilon$

2.2 网格划分及无关性验证

图4所示是迷宫密封数值求解模型轴向网格划分截面，通过改变网格的数量，分析其对迷宫密封泄漏量的影响。为选取合适的网格数量，静子齿迷宫密封改变其节点数时，泄漏量变化如表2所示；转子齿迷宫密封改变其节点数时，泄漏量变化如表3所示。由表2可知，静子齿迷宫密封划分方法2所得到的泄漏量比划分方法1多0.4%，划分方法3所得到的泄漏量比划分方法2多0.1%；由表3可知，转子齿迷宫密封划分方法2所得到的泄漏量比划分方法1多0.29%，划分方法3所得到的泄漏量比划分方法2多0.12%，此时增加节点数对结果影响不大，因此最终选取划分方法1，所得网格数为210万。

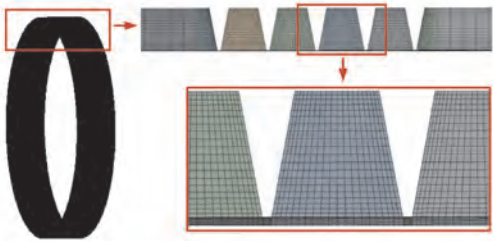


图4 迷宫密封轴向网格划分截面

Fig. 4 Axial meshing section of stator teeth labyrinth seal

表2 网格密度对静子齿迷宫密封泄漏量的影响

Table 2 Influence of mesh density of stator teeth labyrinth seal on leakage		
划分方法	节点数	泄漏量 $Q_1/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$
1	210 万	1.108 1
2	224 万	1.104 8
3	233 万	1.103 4

表3 网格密度对转子齿迷宫密封泄漏量的影响

Table 3 Influence of mesh density of rotor teeth labyrinth seal on leakage		
划分方法	节点数	泄漏量 $Q_2/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$
1	210 万	1.077 2
2	224 万	1.076 8
3	233 万	1.075 7

2.3 边界条件与数值方法

迷宫密封数值求解模型的边界条件如下：入口、出口设定为压力边界条件，入口设为总压，出口设为静压，气流流动皆沿轴向且垂直于入口、出口边界。

静子齿与转子齿迷宫密封的静子面设定为无滑移边界条件, 转子面设为旋转边界条件, 转速为 11 096 r/min, 同时做多频椭圆涡动。

将转子齿与静子齿 2 种密封结构的多频涡动振幅 a 和 b 分别设置为 $a = 2.92 \times 10^{-3}$ mm、 $b = 1.46 \times 10^{-3}$ mm, 转子涡动频率为 40~320 Hz, 共 8 个频率成分。根据采样定理, 考虑到计算精度和计算时间等因素, 将采样频率确定为 10 kHz, 即非定常计算的时间步长为 1×10^{-4} s, 当相邻两周期转子涡动到同一位置处, 密封气流力的波动小于 0.2%, 可认为非定常计算收敛。

2.4 数值求解模型准确性验证

为验证迷宫密封数值求解模型的准确性, 将数值求解模型计算结果与理论计算结果和文献[21]中 Tascflow 计算得到的泄漏量进行比较。由表 4 可知, Tascflow 计算结果与文中数值求解模型的相对偏差为 0.28%, 由公式 (5) 计算出的理论值与文中数值求解模型的相对偏差为 0.46%, 从而验证了文中数值求解模型的准确性。

表 4 数值模拟、理论计算与文献[21]泄漏量的比较	
Table 4 Comparison of the leakage among the numerical simulation, the theoretical calculation and the literature[21]	
计算结果	泄漏量 $Q/(kg \cdot s^{-1})$
文献[21]	1.080
数值模拟	1.077
理论计算	1.072

3 转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性的影响及机制分析

3.1 转/静子齿对迷宫密封泄漏特性的影响及机制分析

3.1.1 转/静子齿对迷宫密封泄漏特性的影响

图 5 所示为迷宫密封进出口压比与泄漏量的关系。可以看出, 随着压比的增大, 转子齿与静子齿迷宫密封的泄漏量均增加。这是因为当进出口压比增加时, 密封间隙内射流增大, 密封腔体内压力回升, 动能转换成热能不足, 从而使得密封性能下降。

图 6 显示了转速与泄漏量的关系。可以看出, 在高转速下, 转子齿与静子齿迷宫密封的泄漏量均随转速的增加而减小。这是因为随着转速的增加, 转子与静子之间的有效通流面积减小, 因此通过齿顶间隙的泄漏量减小。

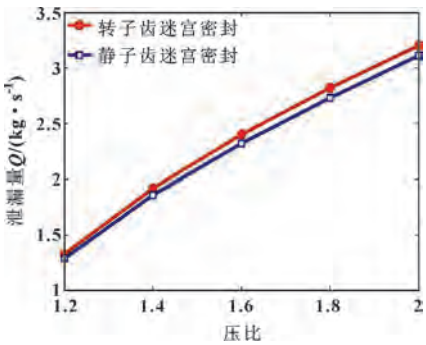


图 5 压比对泄漏量的影响

Fig. 5 Relationship between pressure ratio and leakage

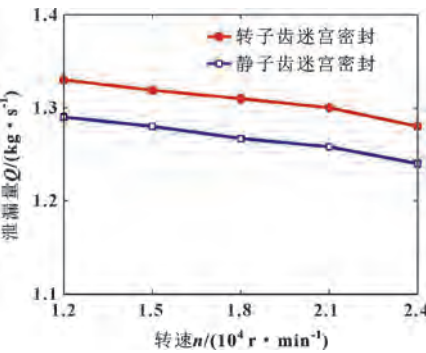


图 6 转速对泄漏量的影响

Fig. 6 Relationship between rotating speed and leakage

3.1.2 转/静子齿对迷宫密封泄漏特性影响机制分析

迷宫密封的泄漏区域由射流区与腔内流区 2 部分组成 (如图 7 所示), 其中射流区部分占主体。由公式 (4) 与 (5) 可得出影响转/静子齿迷宫密封泄漏量的因素为流量系数 C_{di} 与泄漏面积 A_i 。比较 2 种模型在不同压比下的流量系数与泄漏量, 结果如图 8 所示。转/静子齿迷宫密封的理论计算公式与数值模拟公式之间只差了流量系数 C_{di} 。从图 8 中可以看出, 随着压比的增加, 转/静子齿迷宫密封的流量系数变化不大, 且 2 种结构流量系数的相对偏差为 0.87%, 因此引起转/静子齿迷宫密封泄漏量存在差别的原因并非流量系数的不同, 而是 2 种密封结构的泄漏面积不同。

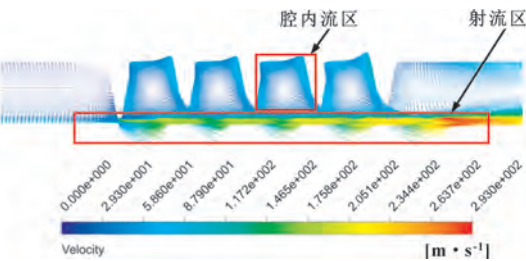


图 7 迷宫密封泄漏区域示意

Fig. 7 Schematic of labyrinth seal leakage area

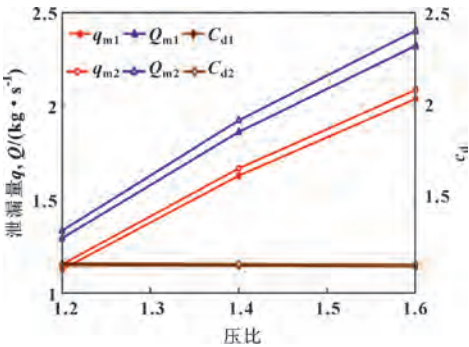


图 8 转/静子齿迷宫密封泄漏量与流量系数对比
Fig. 8 Comparison of leakage and leakage coefficient of labyrinth seal of rotor/stator teeth

图 9 (a) 为静子齿迷宫密封泄漏面积示意图, 图 9 (b) 为转子齿迷宫密封泄漏面积示意图。引起流体泄漏的主要区域为腔内流区, 该泄漏区域的轴向截面可看成环形, 环形的内径为转子的直径、外径为迷宫密封件的直径。如图 9 所示, 静子齿迷宫密封的泄漏面积 $S_1 = \pi D_1 \delta_1$, 转子齿迷宫密封的泄漏面积 $S_2 = \pi D_2 \delta_2$ 。其中, D_1 为静子齿迷宫密封的环形泄漏面积内径, D_2 为转子齿迷宫密封的环形泄漏面积内径。通过图 9 中给出的几何参数得出: 转子齿迷宫密封的泄漏面积 S_2 比静子齿迷宫密封的泄漏面积 S_1 大 2.38%, 且从图 8 中可以看出, 转子齿迷宫密封的泄漏量始终比静子齿迷宫密封大 2.58% ~ 3.49%, 故转/静子齿迷宫密封泄漏量的差别归因于二者的泄漏面积不同。

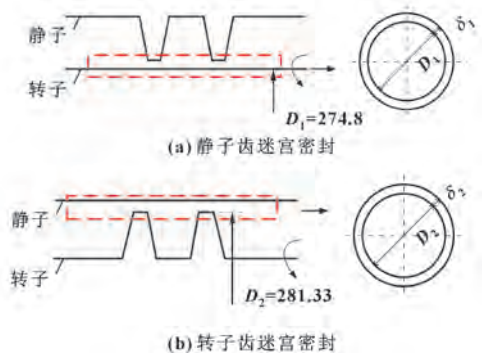


图 9 迷宫密封泄漏区域示意 (mm)
Fig. 9 Schematic of labyrinth seal leakage area (mm):
(a) stator teeth labyrinth seal; (b) rotor teeth labyrinth seal

3.2 转/静子齿对迷宫密封动力特性的影响

3.2.1 转/静子齿对迷宫密封动力特性系数的影响

图 10 给出了转子齿与静子齿迷宫密封在 40 ~ 320

Hz 转子涡动频率下的动力特性系数。由 10 (a) 可知, 在低频下, 转子齿与静子齿迷宫密封的交叉刚度均为负值, 且转子齿迷宫密封交叉刚度的绝对值大于静子齿迷宫密封; 而在高频下, 随着转子涡动频率的增加, 转子齿迷宫密封的交叉刚度由负变正, 静子齿迷宫密封的交叉刚度仍为负值, 但其绝对值减小。根据激振力与转子动力特性系数的关系^[22]可知, 当交叉刚度 K_{xy} 的值为负时, 泄漏流体所产生激振力的方向与转子的涡动方向相反, 从而抑制了转子系统的失稳。因此, 在低频时, 转子齿与静子齿迷宫密封均对转子系统的稳定性有利; 而在高频时, 转子齿迷宫密封的交叉刚度由负变正, 当交叉刚度 K_{xy} 为正时, 泄漏流体所产生激振力的方向与转子涡动方向相同, 促进了转子系统的失稳, 而静子齿迷宫密封的交叉刚度仍为负, 虽然抑制转子系统失稳的能力降低, 但在使转子系统稳定性方面远好于转子齿迷宫密封。

由 10 (d) 可知, 随着转子涡动频率的增加, 静子齿迷宫密封的直接阻尼逐渐减小, 但其值大于转子齿迷宫密封。根据激振力与转子动力特性系数的关系^[22]可知, 正直接阻尼将产生一个与转子涡动方向相反的切向激振力, 同样起到抑制转子失稳的作用。随着转子涡动频率的增大, 流体的流动状态越发混乱, 阻尼效果减弱, 由图中可以看出, 静子齿迷宫密封的直接阻尼始终大于转子齿迷宫密封, 因此静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

而直接刚度系数 K_{xx} 、 K_{yy} 反映的是密封腔室内气流对转子固有频率的影响, 当密封直接刚度为正值时, 转子的固有频率和临界转速均随之增大。由 10 (b) 可以看出, 静子齿迷宫密封的直接刚度系数为正, 转子齿迷宫密封的直接刚度系数为负, 静子齿迷宫密封使得转子有更高的固有频率, 因此静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

为综合反映密封动力特性对转子系统稳定性的影响, 定义有效阻尼 C_{eff} 与有效刚度 K_{eff} 如下:

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - K_{xy} / \Omega \quad (16)$$

$$K_{\text{eff}} = K_{xx} + C_{xy} \Omega \quad (17)$$

从图 11 中可以看出, 静子齿迷宫密封的有效阻尼比转子齿迷宫密封的有效阻尼大。有效阻尼的值越大越有利于转子系统的稳定, 因此静子齿迷宫密封相比转子齿迷宫密封而言更利于转子系统的稳定。从图 12 中可以看出, 静子齿迷宫密封的有效刚度为正, 而转子齿迷宫密封的有效刚度为负, 因而进一步确定了静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

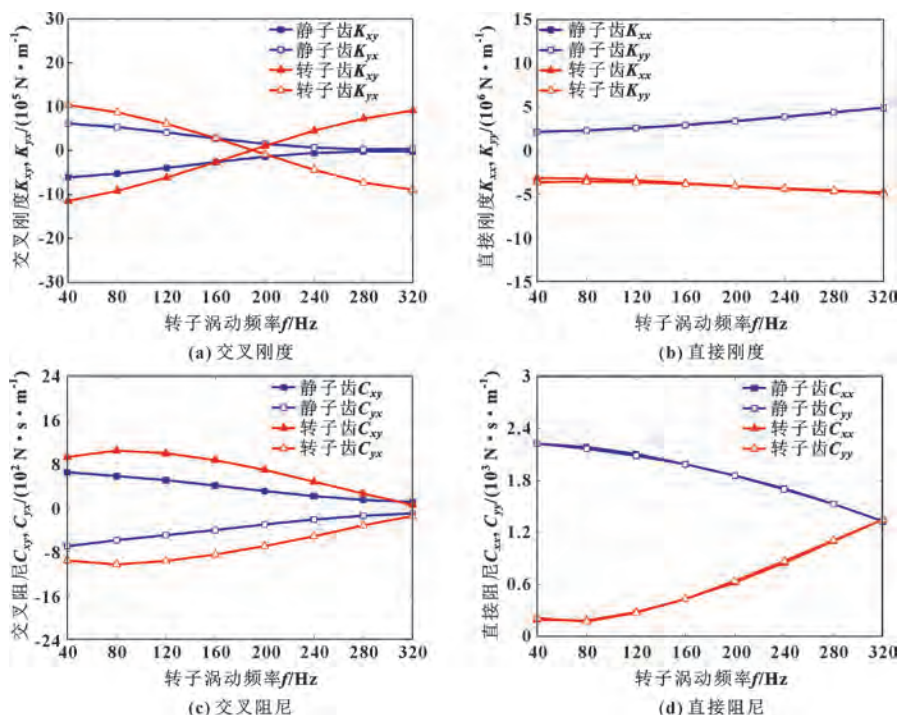


图 10 不同转子涡动频率下迷宫密封动力特性系数

Fig. 10 Labyrinth seal dynamic characteristic coefficient under different rotor whirl frequency:

(a) cross stiffness; (b) direct stiffness; (c) cross damping; (d) direct damping

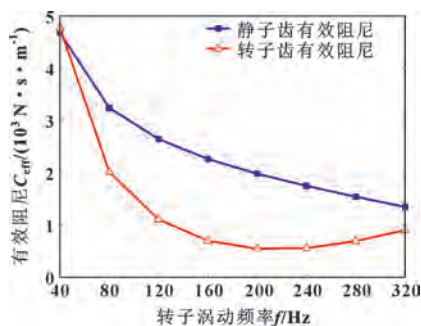


图 11 不同转子涡动频率下有效阻尼

Fig. 11 Effective damping coefficient under different rotor whirl frequency

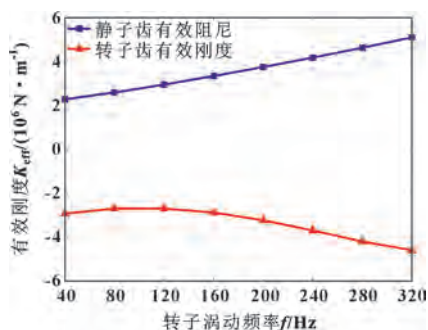


图 12 不同转子涡动频率下有效刚度

Fig. 12 Effective stiffness coefficient under different rotor whirl frequency

3.2.2 转/静子齿对迷宫密封动力特性影响机制分析

图 13 所示为预旋比为 0 时转/静子齿迷宫密封所受气流激振力与速度矢量图, 图 14 所示为预旋比为 0.2 时转/静子齿迷宫密封所受气流激振力与速度矢量图。其中 x 表示径向, y 表示切向, F_r 为径向气流力, F_t 为切向气流力, F 为转子所受气流激振力的合力。从图 13 中可以看出当预旋比为 0 时, 转子齿与静子齿迷宫密封中的转子均在逆时针涡动, 2 种结构的转子所受切向气流力的方向向下, 切向速度的方向向上, 二者的方向相反, 切向气流力抑制了转子自身的涡动。对比图 13 中的两幅图可以看出, 转子齿迷宫密封的切向气流力小于静子齿迷宫密封, 二者虽然都对转子的涡动起到了抑制作用, 但静子齿迷宫密封对转子涡动的抑制能力比转子齿迷宫密封的抑制能力强。从图 14 中可以看出, 加入预旋比后, 2 种结构的转子所受切向气流力的方向向下, 切向速度方向向上, 二者的方向仍相反, 切向气流力仍抑制转子自身的涡动。且从图 14 中的两幅图可以看出, 静子齿迷宫密封的切向气流力比转子齿迷宫密封大, 仍能得出静子齿迷宫密封对转子涡动的抑制能力比转子齿迷宫密封的抑制能力要强。因此可以得出, 静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

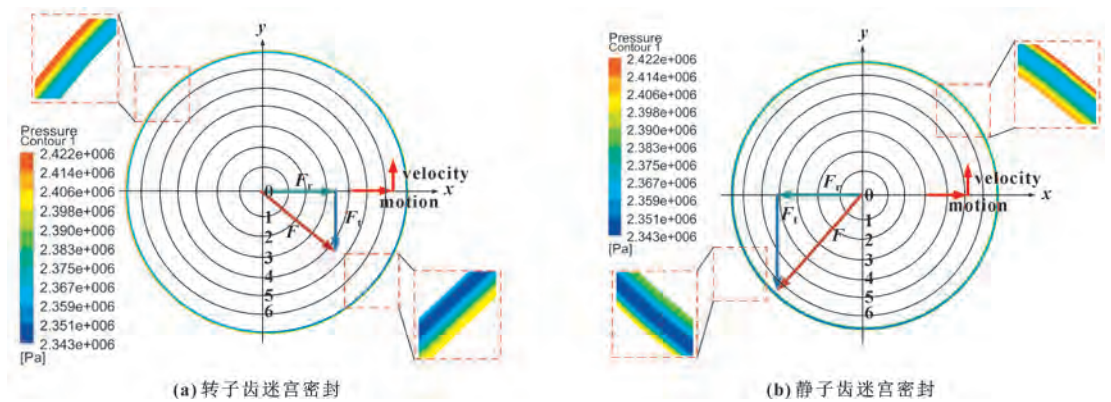


图 13 预旋比为 0 时气流力与速度矢量

Fig. 13 Vector diagram of the air force and velocity when the pre-spin ratio is 0;
(a) rotor teeth labyrinth seal; (b) stator teeth labyrinth seal

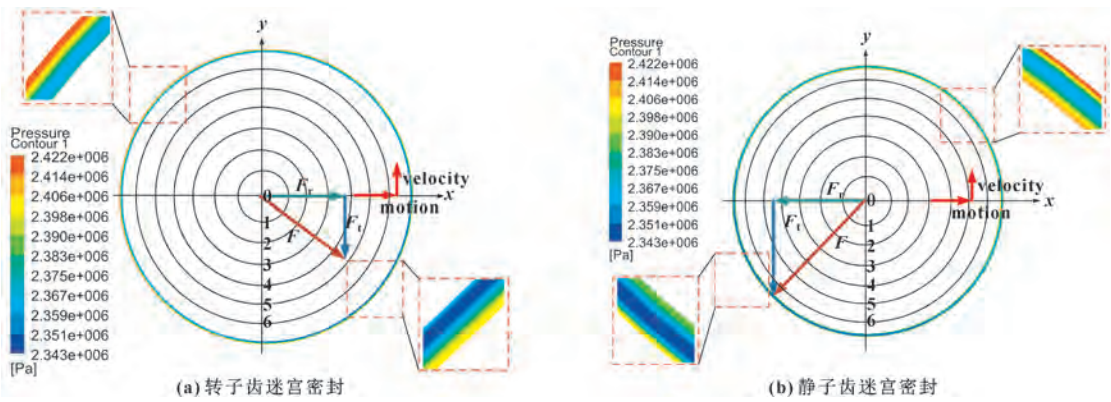


图 14 预旋比为 0.2 时气流力与速度矢量

Fig. 14 Vector diagram of the air force and velocity when the pre-spin ratio is 0.2;
(a) rotor teeth labyrinth seal; (b) stator teeth labyrinth seal

4 结论

建立转/静子齿迷宫密封泄漏特性与动力特性多频椭圆涡动求解模型，分析转/静子齿迷宫密封的泄漏特性与动力特性，揭示转/静子齿迷宫密封的泄漏特性与动力特性影响机制，得出以下结论：

- (1) 转/静子齿迷宫密封的泄漏量均随压比的增加而增大，在 12 000~24 000 r/min 转速下，随转速的增加而减小，且转子齿迷宫密封的泄漏量始终高于静子齿迷宫密封。
- (2) 影响转/静子齿迷宫密封泄漏量的因素为泄漏面积，在文中研究工况下，转子齿迷宫密封的泄漏面积比静子齿迷宫密封高 2.38%，其泄漏量比静子齿迷宫密封高 2.58%~3.49%。
- (3) 转子齿迷宫密封的有效阻尼小于静子齿迷宫密封，在文中研究工况下，静子齿迷宫密封的平均有效阻尼是转子齿迷宫密封的 1.72 倍，因此静子齿

迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

(4) 在文中研究工况下，转/静子齿迷宫密封的转子所受到的气流激振力均对其自身的涡动起到了抑制作用，静子齿迷宫密封对转子涡动的能力强于转子齿迷宫密封，因此静子齿迷宫密封更有利于转子系统的稳定。

参考文献

[1] 孙丹,卢江,王雯,等.基于热力学效应的迷宫密封封严机理数值研究[J].热力透平,2018,47(3):175-181.
SUN D,LU J,WANG W,et al.Numerical investigations for sealing mechanism of labyrinth seals based on thermodynamic effect [J].Thermal Turbine,2018,47(3):175-181.
[2] CHILDS D.Turbomachinery rotordynamics; phenomena, modeling, and analysis [M].New York:John Wiley & Sons,1993.
[3] CHILDS D W,VANCE J M.Annular gas seals and rotordynamics of compressors and turbines [C]//Proceedings of 26th Turbomachinery Symposium.Houston,TX:Texas A & M University, 1997.

- [4] 王衍,胡琼,肖业祥,等.超高速干气密封扰流效应及抑扰机制[J].航空学报,2019,40(10):111-120.
WANG Y, HU Q, XIAO Y X, et al. Turbulence effect and suppression mechanism of dry gas seal at ultra-high speeds[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2019, 40(10):111-120.
- [5] 王应飞,张万福,潘渤,等.转子倾斜对交错式迷宫密封动静特性的影响[J].航空学报,2020,41(11):207-218.
WANG Y F, ZHANG W F, PAN B, et al. Effect of shaft misalignment on dynamic and static characteristics of interlocking labyrinth seals[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(11):207-218.
- [6] CHILDS D W, SCHARRER J K. Experimental rotordynamic coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(4):599-604.
- [7] PICARDO A, CHILDS D W. Rotordynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 bar supply pressures: measurements versus theory and comparisons to a hole-pattern stator seal[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(4):843-855.
- [8] HAWKINS L, CHILDS D, HALE K. Experimental results for labyrinth gas seals with honeycomb stators: comparisons to smooth-stator seals and theoretical predictions[J]. *Journal of Tribology*, 1989, 111(1):161-168.
- [9] MEHTA N J. Comparison of a slanted-tooth see-through labyrinth seal to a straight-tooth see-through labyrinth seal for rotordynamic coefficients and leakage[D]. Calgary: Texas A&M University, 2012.
- [10] ARTHUR S P, CHILDS D W. Measured rotordynamic and leakage characteristics of a tooth-on-rotor labyrinth seal with comparisons to a tooth-on-stator labyrinth seal and predictions[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montreal, Quebec: ASME, 2015.
- [11] 陈尧兴,李志刚,李军.进口预旋对高压迷宫密封流体激振转子动力特性的影响[J].润滑与密封,2017,42(11):1-6.
CHEN Y X, LI Z G, LI J. Effects of inlet preswirl on the flow excitation rotordynamic characteristics of labyrinth seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(11):1-6.
- [12] 孙丹,邹静岚,赵欢,等.实际气体参数对迷宫密封静力与动力特性影响机理研究[J].动力工程学报,2020,40(1):14-22.
SUN D, ZOU J L, ZHAO H, et al. Influence mechanism of real gas parameters on static and dynamic characteristics of labyrinth seals[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2020, 40(1):14-22.
- [13] 陈慈伟,张万福.倾斜转子对密封流体激振特性的影响[J].动力工程学报,2017,37(3):213-217.
CHEN C W, ZHANG W F. Effects of tilting rotor on fluid-induced vibration characteristics of a labyrinth seal[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2017, 37(3):213-217.
- [14] 李伟,乔渭阳,许开富,等.涡轮叶尖迷宫式密封对泄漏流场影响的数值模拟[J].推进技术,2009,30(1):88-94.
LI W, QIAO W Y, XU K F, et al. Numerical simulation of labyrinth seal on tip leakage flow in partially and fully shrouded axial turbine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2009, 30(1):88-94.
- [15] 贾兴运,徐国印,张海,等.转子振动对T型交错式迷宫密封性能影响[J].推进技术,2017,38(6):1370-1378.
JIA X Y, XU G Y, ZHANG H, et al. Effects of rotor vibration on T type labyrinth seal performance[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(6):1370-1378.
- [16] 王炜哲,刘应征,叶春,等.迷宫密封-转子系统动力学特性的试验测量和数值模拟[J].机械工程学报,2007,43(3):22-27.
WANG W Z, LIU Y Z, YE C, et al. Experimental measurement and numerical simulation of dynamics of labyrinth seal-rotor combination[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(3):22-27.
- [17] 陈尧兴,李志刚,晏鑫,等.迷宫齿蘑菇形磨损时密封泄漏特性和转子动力特性系数研究[J].西安交通大学学报,2018,52(1):40-46.
CHEN Y X, LI Z G, YAN X, et al. Investigation on the leakage performance and rotordynamic coefficients of labyrinth seal with mushroom-shaped tooth wear[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(1):40-46.
- [18] MARTIN H M. Labyrinth packings[J]. *Engineering*, 1908(1):35-36.
- [19] EGLI A. The leakage of steam through labyrinth seals[J]. *Transactions of the ASME*, 1935, 57:115-122.
- [20] YANX, HE K, LI J, et al. A generalized prediction method for rotordynamic coefficients of annular gas seals[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(9):092506.
- [21] HIRANO T, GUOZ L, KIRK R G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery. Part II: labyrinth seal analysis[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(4):820-826.
- [22] MEHTA N J, CHILDS D W. Measured comparison of leakage and rotordynamic characteristics for a slanted-tooth and a straight-tooth labyrinth seal[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(1):012501.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.007

文献引用: 王斌, 朱建杏, 宋秋红, 等. 基于 MPS 法的船用减速器搅油功率损失仿真分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 49-55.

Cite as: WANG Bin, ZHU Jianxing, SONG QiuHong, et al. Simulation analysis of oil churning power loss of marine reducer based on MPS method[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 49-55.

基于 MPS 法的船用减速器搅油功率损失仿真分析^{*}

王 斌^{1,2} 朱建杏^{1,2} 宋秋红¹ 张 俊¹ 曹 宇^{1,2}

(1. 上海海洋大学工程学院 上海 201306; 2. 上海海洋可再生能源工程技术研究中心 上海 201306)

摘要: 为研究船体横倾角对顺倒车工况下船用减速器润滑流场特性及搅油功率损失变化规律的影响, 采用移动粒子半隐法 (Moving Particle Semi-implicit Method, MPS) 对 8 种工况下的船用减速器内部润滑流场进行数值仿真分析。仿真结果表明: 同一转速、初始润滑油量和横倾角下, 船用减速器在顺车工况下的润滑性能优于倒车工况下的润滑性能; 顺车工况高速飞溅油液主要处于输出齿轮与传动齿轮啮合区, 倒车工况高速飞溅油液主要处于溅起液面与输出齿轮周面相交位置。通过分析不同工况下初始液面上粒子数目的变化情况, 发现横倾角为 30° 时箱内溅起润滑油粒子数最多, 润滑效果最好; 齿轮搅油功率损失随横倾角增大而增大, 且在同一横倾角下船用减速器顺倒车工况的搅油功率损失波动幅度均趋于收敛, 其均值大致相同。

关键词: 船用减速器; 横倾角; 流场特性; 润滑性能; 搅油功耗

中图分类号: TH132.46

Simulation Analysis of Oil Churning Power Loss of Marine Reducer Based on MPS Method

WANG Bin^{1,2} ZHU Jianxing^{1,2} SONG QiuHong¹ ZHANG Jun¹ CAO Yu^{1,2}

(1. College of Engineering Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China;

2. Shanghai Engineering Research Center of Marine Renewable Energy, Shanghai 201306, China)

Abstract: To study the influence of heeling angles on the lubrication flow field characteristics and the variation law of the churning power loss of ship, based on the Moving Particle Semi-implicit method, the lubrication flow field characteristics of marine reducer of eight kinds of conditions were analyzed. The results show that, under same input shaft speeds, initial lubricating oil volume and heeling angles, the lubrication performance of the marine reducer is better in the moving forward condition than in the backward condition. The high-speed splashed oil in moving forward condition is mainly located in the meshing zone between the output gear and the transmission gears, while the high-speed splashed oil in the backward condition is mainly located at the intersection of the splashed surface and the circumferential surface of the output gear. By analyzing the variation of the number of particles on the initial liquid surface under different working conditions, it is found that the number of particles splashed in the gearbox is the largest and the lubrication effect is the best when the heeling angle is 30°. The oil churning power loss of the gear increases with the increase of the heave angle. At the same heeling angle, the fluctuation range of the oil churning power loss in the moving forward and in the backward conditions of the marine reducer tends to converge, and their mean values are roughly the same.

Keywords: marine reducer; heeling angle; flow field characteristics; lubrication performance; oil churning power loss

^{*} 基金项目: 上海市 2020 年度“科技创新行动计划”社会发展科技攻关项目 (20dz1206702); 上海海洋大学青年教师科研启动基金项目; 上海市工程技术研究中心建设计划 (19DZ2254800)

收稿日期: 2021-03-08; 修回日期: 2021-04-18

作者简介: 王斌 (1975—), 男, 博士, 教授, 研究方向为电驱动系统、齿轮传动、水下机器人。E-mail: ycitwangbin@126.com。

根据联合国 (UN) 的统计, 全球 90% 以上的贸易是通过海运进行的。船用减速器作为船舶动力传动系统的重要组成部分, 主要起速度调节的作用, 而船用减速器能耗直接影响船舶航行效率, 降低船舶续航时长和安全性。研究表明, 高速工况下, 齿轮搅油功耗可达齿轮箱总功耗的 50% 以上^[1]。因此, 研究船用减速器搅油功率损失对海运业节能减排和提高船舶

航行安全性有重要意义。国内外学者对齿轮搅油的动态能耗特性进行了深入研究。王斌等人^[2]从理论、仿真和实验方面分析了影响齿轮搅油功耗的各种因素,并提出了降低搅油功耗的方法。谢迟新等^[3]利用 MPS 法分析多工况下轨道交通传动装置的搅油功耗。郭栋等人^[4]建立搅油阻力矩的理论模型,分析转速、浸油深度和齿宽对齿轮搅油阻力矩的影响。王翔等人^[5]应用 MPS 法分析了不同油量下减速箱的搅油流场,得出使减速箱处于最佳润滑状态下的最佳油量。CHEN 和 MATSUMOTO^[6]通过实验分析齿轮啮合相对位置和齿轮箱形状对齿轮搅油功耗的影响。WANG 等^[7]分析了变速器传动效率的影响因素,推导出直齿/斜齿齿轮在弹流润滑条件下的理论功率损失计算公式,得出搅油功耗为传动系统主要功耗。SEETHARAMAN 等^[8]提出了基于物理学的流体力学模型来预测由于直齿轮对搅油引起的功率损失。张和平等^[9]通过试验研究不同黏度润滑油对变速箱传动效率的影响,验证了低黏度能降低搅油功耗。张佩等人^[10]设计一种新型搅油功率损耗测量的多功能试验装置,分析了不同齿形对齿轮搅油功率损失的影响。李晏等人^[11]利用 MPS 法研究不同浸油深度、转速和齿宽的单齿斜齿轮搅油功耗,得出齿轮转速对搅油损失的影响最大。HU 等^[12]利用经实验验证的飞溅润滑仿真模型计算螺旋锥齿轮传动齿轮箱的搅油损失。MASTRONE 等^[13]提出一种基于计算流体力学的预测齿轮箱润滑油流量和搅油功率损失的方法,并通过实验验证该方法的准确性。鲍和云等^[14]对齿轮箱内部进行动态数值模拟,以研究齿轮转速、浸油深度和润滑油黏度对搅油功耗及温度场的影响。LIU 等^[15]应用光滑粒子流体动力学方法研究了在不同转速与温度下变速箱润滑流场特性及搅油功耗规律。

然而,目前鲜有文献对基于横倾角船用减速器的搅油功耗开展研究。本文作者以某型号船用减速器为研究对象,应用 MPS 法对船用减速器搅油损失进行数值仿真,分析了船用减速器在顺车和倒车工况下基于不同横倾角的船用减速器润滑流场特性及搅油功率损失情况。

1 MPS 法基本原理

MPS 法为无网格法,借助“梯度方程”,“拉普拉斯变换”等将流体力学的基本方程 Navier-Stokes 离散化,从而进行有效计算。

1.1 控制方程

假设减速器内润滑油流体是不可压缩的黏性流体,其基础控制方程是 Continuum 方程和 Navier-Stokes 方程:

(1) Continuum 方程(质量守恒定律)为

$$\frac{d\rho}{dt}=0 \quad (1)$$

(2) Navier-Stokes 方程(动量守恒定律)为

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt}=-\frac{\nabla p}{\rho}+\mu \nabla^2 \mathbf{v}+\mathbf{g} \quad (2)$$

式中: ρ 为密度; \mathbf{v} 为速度; μ 为运动黏性系数; \mathbf{g} 为重力加速度

1.2 核函数与粒子密度

MPS 法中,粒子间的相互作用是通过两粒子间的距离加权函数计算的。一般情况下,两粒子间发生相互作用的距离需小于粒子大小的 2~4 倍。核函数公式为

$$w(r)=\begin{cases} \frac{r_e}{r}-1 & (r<r_e) \\ 0 & (r\geq r_e) \end{cases} \quad (3)$$

式中: r 为两粒子之间的距离; r_e 为最大有效作用距离。

当 $r<r_e$ 时,有效半径内的粒子之间存在相互作用,可通过核函数计算;当 $r\geq r_e$ 时,粒子之间距离大于有效半径,粒子之间不存在相互作用。

粒子密度用于判断粒子 i 与周边粒子数的存在程度,一般用于计算有效半径内的粒子数,即

$$n_i=\sum_{j\neq i}w(r) \quad (4)$$

式中: n_i 为粒子密度。

1.3 粒子作用模型

梯度矢量模型用于计算粒子之间的作用效果,粒子的物理量根据距离进行加权平均计算。基于非正常扩散, MPS 法中是通过拉普拉斯模型根据周边粒子分配物理量,梯度矢量模型及拉普拉斯模型如下:

$$\langle \nabla \varphi \rangle_i = \frac{d}{n_0} \sum_{j\neq i} \frac{\varphi_j - \varphi_i}{r_j - r_i} \frac{(r_j - r_i)}{|r_j - r_i|} w(|r_j - r_i|) \quad (5)$$

$$\langle \nabla^2 \mathbf{v} \rangle_i = \frac{2d}{n_0} \sum_{j\neq i} \frac{w(|r_j - r_i|)}{|r_j - r_i|^2} (\mathbf{u}_j - \mathbf{u}_i) \quad (6)$$

式中: φ 为粒子物理参数标量; \mathbf{r}_i 和 \mathbf{r}_j 为粒子坐标矢量; n_0 为粒子数密度常数; d 为空间维度。

2 船用减速器模型及参数设置

2.1 结构参数及传动路线

研究模型为二级平行轴斜齿轮船用减速器,减速比为 ± 2.81 ,中心距为 190 mm,转速输入范围为 750~1 800 r/min,其简化模型如图 1 所示。由于齿轮啮合间隙较小,采用 MPS 法在处理齿轮对接触时容易造成发散,文中用分离法对齿轮对的中心距进行调

整以保证齿轮搅油仿真的顺利进行。根据文献[16]的研究,用分离法的齿轮处理方法获得的润滑油飞溅效果更加符合实际情况,搅油功率损失与试验结果基本一致。

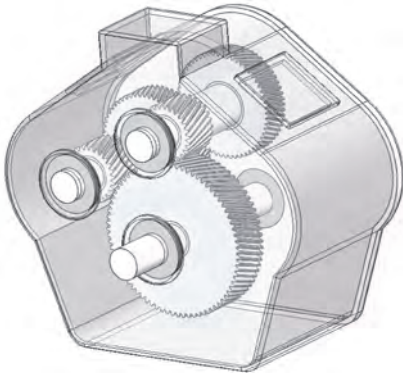


图1 船用减速器三维简化模型

Fig. 1 Simplified 3D model of marine reducer

船用减速器主要由5个斜齿轮组成,各齿轮参数见表1。

表1 船用减速器齿轮参数

Table 1 The basic parameters of gears of marine reducer

齿轮	齿数	模数 <i>m</i> /mm	螺旋角 <i>θ</i> /(°)	旋向	齿宽 <i>B</i> /mm
Z1	58	3	25	右	50
Z2	58	3	25	左	50
Z3	27	3.5	20	左	70
Z4	27	3.5	20	左	70
Z5	76	3.5	20	右	70

船用减速器顺倒车传动系统运动简图如图2、3所示,C1为输入轴,C2为中间轴,C3为输出轴,a、b为离合器,Z1为输入齿轮,Z2、Z3和Z4为传动齿轮,Z5为输出齿轮,整个结构为空间啮合传动。传动路线如下:

①顺车传动线路:如图2所示,驱动力经输入轴C1输入,带动输入齿轮Z1,顺车离合器a闭合,传动齿轮Z3与输入齿轮Z1同步转动,传动齿轮Z3与输出齿轮Z5啮合传动,动力输出轴C3输出。倒车离合器b脱开,Z1、Z3、Z4为顺时针方向转动,Z2、Z5为逆时针方向转动。

②倒车传动线路:如图3所示,驱动力经输入轴C1输入,带动输入齿轮Z1,传动齿轮Z2与输入齿轮Z1啮合传动,倒车离合器b闭合,传动齿轮Z4与

输入齿轮Z2同步转动,传动齿轮Z4与输出齿轮Z5啮合传动,动力输出轴C3输出。顺车离合器a脱开,Z1、Z5为顺时针方向转动,Z2、Z4、Z3为逆时针方向转动。

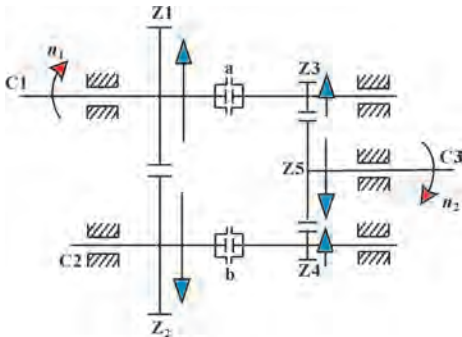


图2 船用减速器顺车传动示意

Fig. 2 Moving transmission of marine reducer

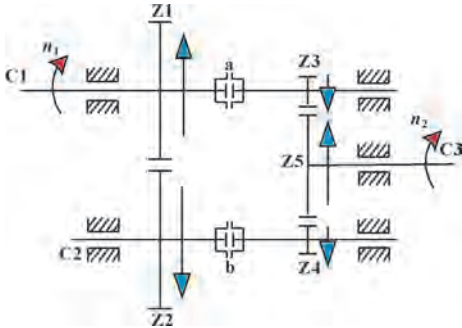


图3 船用减速器倒车传动示意

Fig. 3 Backward transmission of marine reducer

2.2 仿真环境参数设置

船舶设计时需考虑船舶航行的稳定性,根据在国际海事组织(IMO)对船舶完整稳性的要求,船舶横倾角需在0°~30°之间。在风浪作用下,船舶在航行过程主要处于横倾状态,船舶的横倾角和船用减速器横倾角相同。由于船用减速器箱体呈左右对称,船用减速器左倾与右倾时箱体内腔油液晃动呈对称趋势。文中研究的船用减速器传动装置主要布置在箱体左侧,因此选取船舶安全稳定航行时船用减速器左倾状态作为研究对象,可有效分析传动系统的搅油功率损耗。

选取顺倒车时的4种倾角(8种工况)进行分析,设定输入转速和初始油量相同,横倾角 θ 分别取0°、10°、20°、30°。

运用MPS法对船用减速器箱体内腔的润滑油进行粒子化处理,设置解析时间为4s,仿真结果输出时间间隔为0.1s,仿真环境设置如表2所示。

表 2 MPS 仿真环境设置

Table 2 MPS simulation environment

参数	数值或类型
油量 V/L	0.89
润滑油密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	836
运动黏度 $\nu/(m^2 \cdot s^{-1})$	1×10^{-6}
粒子数 $N/\text{个}$	988 230
粒子直径 D/mm	0.6
重力加速度 $g/(m \cdot s^{-2})$	-9.8
输入轴转速 $n_1/(r \cdot min^{-1})$	1 000
输出轴转速 $n_2/(r \cdot min^{-1})$	± 355.27
压力类型 P	隐性的
表面张力类型 σ	CSF
黏度类型 η	隐性的

船用减速器模型内润滑油体积 V 与粒子数目 N 的关系为

$$V = \frac{1}{6} \pi N D^3$$

(7)

3 船用减速器内部流场特性及润滑效果分析

3.1 流场特性分析

图 4 和图 5 分别为 θ 在 0° 、 10° 、 20° 、 30° 时的船用减速器顺车和倒车工况下的粒子速度场分布云

图。从工况 1~8 可知，转速和润滑油量相同时，随着 θ 的增大，船用减速器内腔处于高速流动的粒子数占比越大，越多油液粒子越过齿顶对齿轮做飞溅润滑作用，部分飞溅润滑油被顶部挡住沿内壁下滴，且顶部油液下滴位置正好处于齿轮传动上方，增强了润滑效果；其余飞溅润滑油粒子运动至箱体右内腔随即下落至箱内底部，使传动系统左侧润滑更充分。

由于输入齿轮 Z1 和传动齿轮 Z3 安装位置处于船用减速器箱体最上方，只能通过其他齿轮转动带动油液做飞溅润滑；传动齿轮 Z2 和输出齿轮 Z5 大部分接触面处于浸油状态，有较好的润滑效果。船用减速器主要由输出齿轮 Z5 和传动齿轮 Z2 转动加快油液流动和飞溅，为传动系统提供良好润滑条件。

对比工况 1~4 与工况 5~8 对比可看出，在同一倾角的工况下，船用减速器箱在顺车工况下的润滑油流动性比倒车工况下的润滑油流动性更强，处于飞溅状态的粒子数也更多，即顺车工况下船用减速器传动系统的润滑效果更佳。对比 8 种工况下润滑效果可知，在顺车且倾角 θ 为 30° 时，啮合区域润滑油量和飞溅油液粒子最多，润滑效果最好。

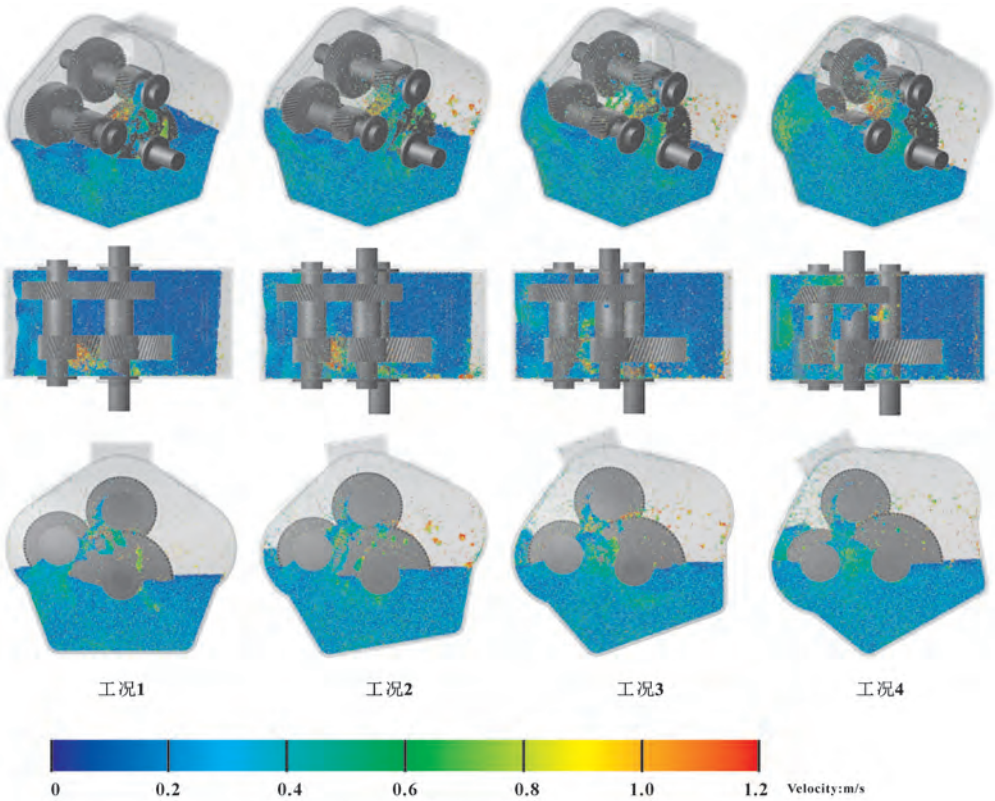


图 4 顺车不同倾角工况下速度场分布云图

Fig. 4 Velocity field distribution under different heeling angle in moving condition

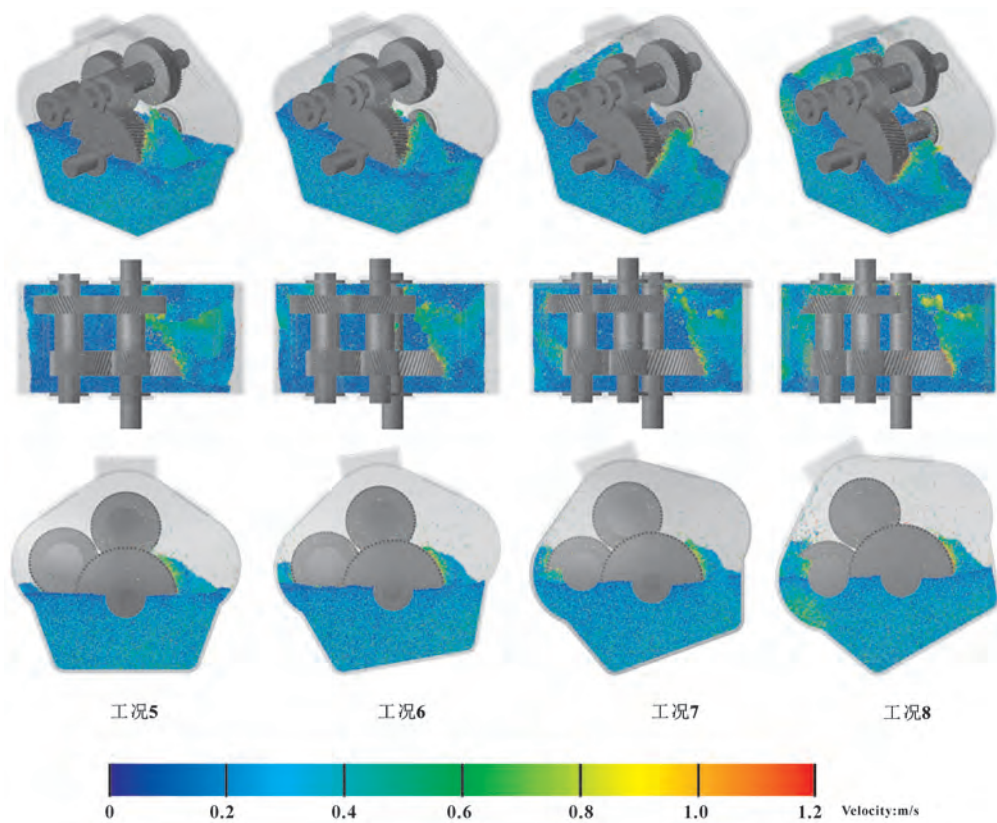


图 5 倒车不同倾角工况下速度场分布云图

Fig. 5 Velocity field distribution under different heeling angle in backward condition

同一转速和油量工况下， θ 为 0° 时，输出齿轮 Z5 处于浸油润滑状态，齿轮转动时，输出齿轮 Z5 齿面周边的粒子随齿轮运动而发生飞溅，增强其余齿轮的润滑效果； θ 取值为 10° 、 20° 、 30° 时，传动齿轮 Z2、Z4 和输出齿轮 Z5 浸油面积增大，润滑油飞溅运动主要是传动齿轮 Z2、Z4 和输出齿轮 Z5 齿面周边的粒子随齿轮运动而发生飞溅。而输入齿轮 Z1 和传动齿轮 Z3 主要依靠润滑油飞溅运动所溅起的油液来提高齿轮传动的润滑效果。 θ 取值越大，船用减速器内部处于被润滑油浸没的齿轮表面就越多，初始润滑条件越优，做无规则的飞溅运动的润滑油粒子数目更多，速度更快，齿轮啮合间隙的瞬时润滑油量越多，润滑效果变化越明显，润滑效果越好。

在同一倾角工况下，船用减速器在顺车工况下的润滑油粒子飞溅数目比倒车工况下的润滑油粒子飞溅数目多，飞溅速度和箱内润滑油流速更快，润滑范围更广，润滑效果更好。

由图 4 可知，顺车工况下，输出齿轮 Z5 为顺时针转动，箱内底部油液随输出齿轮 Z5 带动至啮合区，输出齿轮 Z5 与传动齿轮 Z3、Z4 啮合处存在泵吸作用，啮合位置附近油液粒子受压较大，油液飞溅速度

出现局部峰值；部分油液随齿轮转动飞溅至箱体内部最高处后，由于重力作用做抛物线运动下落，使油液运动速度加快，因此，在船用减速器箱体右侧弧形内腔处油液粒子飞溅速度也出现局部峰值。

由图 5 可知，倒车工况下，由于输出齿轮 Z5 为逆时针转动，油液随输出齿轮发生飞溅运动区域主要处于箱体右侧空腔处，油液飞溅速度局部高峰主要出现在输出齿轮 Z5 齿面周边，此时处于运动的润滑油粒子主要分布在箱体右侧内腔处。 θ 增大，传动齿轮 Z2、Z4 和输出齿轮 Z5 部分齿面浸没在润滑油内，油液飞溅运动主要是由于传动齿轮 Z2 和输出齿轮 Z5 转动，油液飞溅速度局部高峰主要出现在传动齿轮 Z2、Z4 和输出齿轮 Z5 的齿面周边。

3.2 润滑效果分析

船用减速器工作时，处于润滑油初始液面以上的粒子主要附着于齿轮面做浸油润滑或越过齿顶做飞溅润滑，初始液面上的粒子数目直接反映了传动系统润滑情况。以初始润滑油液面为基准，在仿真过程中对 8 种工况下处于基准液面上的粒子数目进行监测，分析船用减速器内传动系统的润滑情况。

由图 6 和图 7 可知，在 $0 \sim 1.5\text{ s}$ 时（船用减速器

启动初期), 齿轮处于加速转动状态, 飞溅粒子数瞬时增幅度大。图 6 和图 7 中的曲线在 0.3 s 附近出现拐角, 这主要是由于油液粒子首次向输出齿轮 Z5 与传动齿轮 Z4 啮合区域流动时, 油液粒子撞击传动齿轮 Z4 和输出齿轮 Z5 的啮合缝隙产生回弹, 油液发生对流, 飞溅粒子数增速减慢。当油液首次通过齿轮啮合区域出后, 啮合区域形成油液通道, 油液粒子流速加快, 飞溅粒子数急速增长。

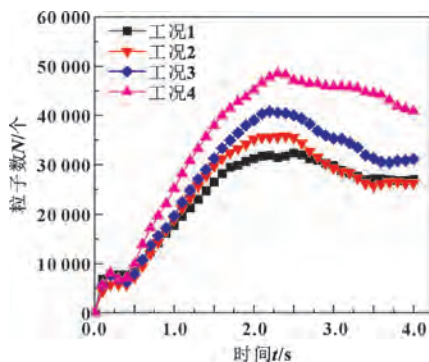


图 6 顺车工况下飞溅粒子数变化曲线

Fig. 6 Variation curves of splashed particle number in moving condition

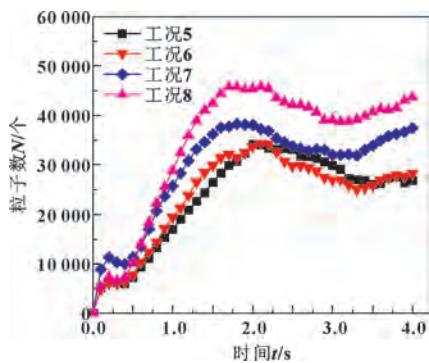


图 7 倒车工况下飞溅粒子数变化曲线

Fig. 7 Variation curves of splashed particle number in backward condition

在 1.5~2.5 s 时 (齿轮转速刚达到恒定转动速度时), 箱内油液搅动充分, 飞溅粒子数达到最大值; 在 2.5~4 s 时 (齿轮保持稳定传动状态), 由于启动初期飞溅至箱体顶部的油液粒子掉落至箱内底部, 处于初始液面以上的粒子数目缓慢减少, 齿轮转速逐渐稳定, 箱内飞溅粒子数目逐渐趋于稳定。在同一倾角的顺倒车工况下, 船用减速器的传动系统趋于稳定传动状态时, 粒子飞溅数目相差不大, 箱内润滑效果相近, 随着齿轮系转速的增加, 各搅油力矩损失增大, 齿轮系的润滑效果也逐渐变好。船用减速器箱体横倾角 θ 越大, 齿轮浸润面积越多, 飞溅粒子数越多, 润滑效果越好。

4 齿轮搅油功耗分析

顺倒车工况下的船用减速器搅油功率损失仿真结果如图 8 和图 9 所示。

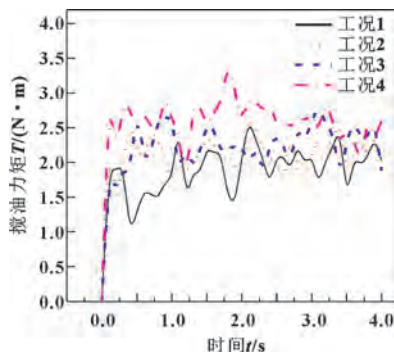


图 8 顺车工况下力矩损失变化曲线

Fig. 8 Torque loss curves in moving condition

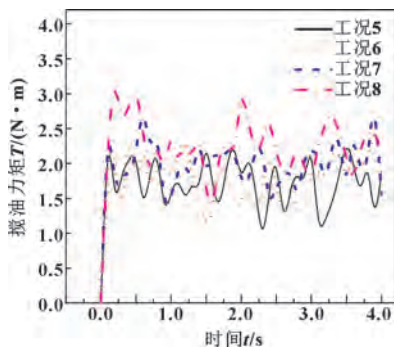


图 9 倒车工况下力矩损失变化曲线

Fig. 9 Torque loss curves in backward condition

0~2.5 s 时, 搅油力矩曲线上、下振荡幅度较大, 搅油力矩损失值变化大, 主要是由于传动系统的齿轮处于转速低并加速转动状态, 还没达到匀速稳定转动状态; 同时, 由于油液初始为静止状态, 油液因齿轮转动由静止变为剧烈震荡状态, 油液对齿轮阻力较大, 油液粒子瞬时速度差较大, 齿轮搅油力矩变化较大, 力矩损失较大。

2.5~4 s 时, 8 种工况的搅油力矩曲线振荡幅度减小, 逐渐趋于相对平稳状态, 主要是由于此时齿轮转速已处于匀速稳定转动状态, 大部分油液粒子已具有一定的速度, 粒子初速度方向与传动齿轮转动方向相同, 润滑油液逐渐变平稳, 飞溅的油液量与箱体底部油液量变化不大, 油液对齿轮阻力趋于稳定值。船用减速器箱体横倾角 θ 越大, 齿轮搅油力矩损失越大, 且顺车工况下搅油力矩损失比倒车工况下更趋于稳定, 力矩损失曲线变化幅度更小。

结合上述研究结果分析可知: (1) 船舶可通过搭载抗横倾装置以减小船体横倾幅度, 使船用减速器处于较小横倾角状态, 可有效降低搅油功耗; (2)

由于船用减速器到达稳定传动状态前,搅油功耗较大,且瞬时变化较大,通过减少船舶的刹车次数和加速次数,使船用减速器搅油功耗趋于较小收敛值,可有效降低搅油功耗;(3)船用减速器进入稳定运行的时间越短,搅油功耗越快趋于较小收敛值,因此缩短船舶起步时间能有效降低搅油功耗。

5 结论

(1) 根据流场特性分析,船用减速器在同一横倾角时,传动系统在顺车工况下的润滑效果比倒车工况下的润滑效果更好。

(2) 船用减速器横倾角增大,初始液面以上的附着在齿轮面和啮合区的油量增加,油液飞溅效果增强,润滑性能更优。

(3) 顺车工况时高速飞溅油液主要处于输出齿轮与传动齿轮啮合区;倒车工况时高速飞溅油液主要处于溅起液面与输出齿轮周面相交位置。

(4) 船用减速器的搅油功率损失随着横倾角增大而增大。搅油功率损失为非线性变化,且前期波动幅度较大;当传动系统稳定运行时,搅油功率损失波动变小,逐渐趋于稳定,且顺倒车不同横倾角工况下的搅油功率损失稳定值相近。

参考文献

- [1] MICHAELIS K, HÖHN B R, HINTERSTOIBER M. Influence factors on gearbox power loss [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2011, 63(1): 46–55.
- [2] 王斌, 宁斌, 陈辛波, 等. 齿轮传动搅油功率损失的研究进展 [J]. *机械工程学报*, 2020, 56(23): 1–20.
WANG B, NING B, CHEN X B, et al. Research progress in churning losses of gear transmission [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(23): 1–20.
- [3] 谢迟新, 刘桓龙, 贾瑞河, 等. 基于 MPS 方法的二级齿轮箱飞溅润滑特性研究 [J]. *中国机械工程*, 2021, 32(15): 1827–1835.
XIE C X, LIU H L, JIA R H, et al. Research on splash lubrication characteristics of two-stage gearboxes based on MPS method [J]. *China Mechanical Engineering*, 2021, 32(15): 1827–1835.
- [4] 郭栋, 陈芳超, 刘骄, 等. 齿轮副高速搅油阻力矩理论计算与试验研究 [J]. *机械工程学报*, 2021, 57(1): 49–60.
GUO D, CHEN F C, LIU J, et al. Theoretical and experimental study of oil churning resistance torque of high-speed gear pair [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(1): 49–60.
- [5] 王翔, 朱波, 姚明尧, 等. 基于移动粒子半隐式法 (MPS) 电动汽车减速器最佳润滑油量分析 [J]. *机械传动*, 2020, 44(11): 112–120.
WANG X, ZHU B, YAO M Y, et al. Analysis of optimum lubricant quantity of electric vehicle reducer based on moving particle semi-implicit method (MPS) [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2020, 44(11): 112–120.
- [6] CHEN S W, MATSUMOTO S. Influence of relative position of gears and casing wall shape of gear box on churning loss under splash lubrication condition: some new ideas [J]. *Tribology Transactions*, 2016, 59(6): 993–1004.
- [7] WANG B, LU Z J, CHEN X B, et al. Modeling and analysis of the dynamic efficiency of manual transmission/reducer [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2015, 16(3): 417–426.
- [8] SEETHARAMAN S, KAHARAMAN A, MOORHEAD M D, et al. Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model validation [J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(2): 022202.
- [9] 张和平, 刘念, 莫易敏, 等. 润滑油改善汽车综合循环工况油耗的试验研究 [J]. *润滑与密封*, 2015, 40(3): 84–87.
ZHANG H P, LIU N, MO Y M, et al. Experimental study on improvement of vehicle fuel consumption at combined cycle mode by lubricants [J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(3): 84–87.
- [10] 张佩, 王斌, 周雅杰. 多功能齿轮搅油功率损耗实验装置及实验方法研究 [J]. *润滑与密封*, 2017, 42(6): 102–106.
ZHANG P, WANG B, ZHOU Y J. Research on a multi-functional gear box tester for churning power losses and its test methods [J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(6): 102–106.
- [11] 李晏, 皮彪, 王叶枫, 等. 基于移动粒子半隐式法的齿轮搅油损失分析与试验验证 [J]. *同济大学学报 (自然科学版)*, 2018, 46(3): 368–372.
LI Y, PI B, WANG Y F, et al. Analysis and validation of churning loss of helical gear based on moving particle semi-implicit method [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2018, 46(3): 368–372.
- [12] HU X Z, JIANG Y Y, LUO C, et al. Churning power losses of a gearbox with spiral bevel geared transmission [J]. *Tribology International*, 2019, 129: 398–406.
- [13] MASTRONE M N, HARTONO E A, CHERNORAY V, et al. Oil distribution and churning losses of gearboxes: experimental and numerical analysis [J]. *Tribology International*, 2020, 151: 106496.
- [14] 鲍和云, 范永, 朱如鹏, 等. 齿轮箱浸油润滑流场及温度场仿真分析 [J]. *中南大学学报 (自然科学版)*, 2019, 50(8): 1840–1847.
BAO H Y, FAN Y, ZHU R P, et al. Simulation analysis of flow field and temperature field of oil-immersion lubrication gearbox [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2019, 50(8): 1840–1847.
- [15] LIU H, ARFAOUI G, STANIC M, et al. Numerical modelling of oil distribution and churning gear power losses of gearboxes by smoothed particle hydrodynamics [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2019, 233(1): 74–86.
- [16] 彭钱磊, 桂良进, 范子杰. 基于齿面移动法的齿轮飞溅润滑性能数值分析与验证 [J]. *农业工程学报*, 2015, 31(10): 51–56.
PENG Q L, GUI L J, FAN Z J. Gear splash lubrication numerical simulation and validation based on teeth-face-moving method [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2015, 31(10): 51–56.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.008

文献引用: 武志成,高晓红,王彦明,等.离子液体改性环氧树脂复合材料摩擦学性能研究[J].润滑与密封,2022,47(3):56-62.

Cite as: WU Zhicheng, GAO Xiaohong, WANG Yanming, et al. Effect of ionic liquid on tribological properties of epoxy resin[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 56-62.

离子液体改性环氧树脂复合材料摩擦学性能研究*

武志成 高晓红 王彦明 李 萍 李宗起 张晓亮 车红卫

(河北工程大学, 河北省改性塑料技术创新中心 河北邯郸 056038)

摘要:为探讨离子液体的加入对环氧树脂固化过程及摩擦学性能的影响,制备离子液体(1-丁基-3-甲基咪唑六氟磷酸盐)改性环氧树脂复合材料,并通过红外光谱、核磁共振氢谱、扫描电镜元素分析等考察离子液体在环氧树脂中的存在及分散状态,分析离子液体含量对复合材料动态热力学性能及减摩抗磨性能的影响。结果表明:离子液体与环氧树脂本体及固化剂均未发生化学反应,离子液体在环氧树脂内部均匀分布并与环氧树脂形成了均一的体系;离子液体起到了塑化剂的作用进而改变了环氧树脂理化和摩擦性能;随着离子液体含量的增加,环氧树脂复合材料硬度、弯曲强度和模量呈现先增大而后降低的趋势;离子液体的加入明显降低了环氧树脂的摩擦因数,但抗磨性能略有下降。当离子液体质量分数为10%时,复合材料的减摩抗磨性能较好。

关键词:离子液体;环氧树脂;摩擦学性能;复合材料;力学性能

中图分类号: TB332

Effect of Ionic Liquid on Tribological Properties of Epoxy Resin

WU Zhicheng GAO Xiaohong WANG Yanming LI Ping

LI Zongqi ZHANG Xiaoliang CHE Hongwei

(Hebei Modified Plastics Technology Innovation Center, Hebei Engineering University,
Handan Hebei 056038, China)

Abstract: In order to investigate the effect of ionic liquid (IL) on the curing process and tribological properties of epoxy resin, epoxy resins refined with IL (1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate) were prepared. The dispersion of IL in epoxy resins was investigated with the methods of FT-IR, ¹H-NMR and SEM-EDS. The influence of IL content on the dynamic mechanical properties and tribological properties of the composites was discussed. The results demonstrate that there is no chemical reaction occurred between IL and epoxy resin or curing agent. Ionic liquids are evenly distributed in epoxy resin and form a homogeneous system with epoxy resin. Acting as plasticizers, IL has important impact on mechanical and tribological properties of epoxy resin. With the increase of IL content, the hardness, bending strength and modulus of the composites increase first and then decrease. The friction coefficient of the epoxy resin is significantly reduced by the addition of IL, but the anti-wear performance decreases slightly. Composites with mass fraction of 10% IL display better properties of friction reduction and wear resistance.

Keywords: ionic liquid; epoxy resin; tribological properties; composite; mechanical properties

* **基金项目:** 国家自然科学基金项目 (51805140); 河北省自然科学基金项目 (E2018402121); 邯郸市科技技术研究与发计划项目 (19422111008 - 22); 中央支持地方发展项目 (206Z1201G)

收稿日期: 2021-03-08; **修回日期:** 2021-05-25

作者简介: 武志成 (1997—), 男, 硕士研究生, 研究方向为聚合物复合材料摩擦学。E-mail: 729814640@qq.com.

通信作者: 王彦明 (1985—), 男, 博士, 副教授, 研究方向为聚合物复合材料。E-mail: yanmingwang@hebeu.edu.cn.

环氧树脂因其优良的力学性能、高黏结强度及优异的电性能,被广泛应用于电子电器、航空航天等领域。但由于固化后的环氧树脂内应力大、抗冲击性差,限制了它的应用。因此选择合适的固化剂以及增韧剂是改善环氧树脂复合材料的有效手段。

离子液体是一类在室温或接近室温下呈液态的熔融盐,一般由有机阳离子和无机阴离子组成。离子液体具备非挥发性,被公认为是符合绿色化学理念的溶

剂与材料^[1]。离子液体作为绿色反应溶剂也早已被用于润滑油领域，故采用离子液体改性环氧树脂摩擦学性能具备一定的理论研究基础与可行性。中科院兰州化物所刘维民院士^[2]团队在离子液体润滑材料方面深耕多年，从宏观和微观角度深入研究了离子液体作为润滑剂的优势和离子液体与其他固体润滑剂间的协同作用机制。离子液体分子结构可控、稳定性好、分子活性低、不易发生危害等特点也使得其能用于聚合物改性行业中。目前离子液体被用作增塑剂、润滑剂^[3-7]、成核剂以及抗静电剂等，在聚合物改性方面已得到广泛的应用。刘晖等人^[8]用聚醚吡啶离子液体增韧改性环氧树脂，使其韧性得到显著提高。李继新等^[9]用咪唑型聚醚离子液体与通用型环氧树脂进行共混，大幅提高了环氧树脂的冲击性能。SANES等^[10]将少量（质量分数 1.5%）咪唑型离子液体用

于脂族胺固化的环氧体系中，可改善环氧树脂的耐磨损性。SANES 等^[3]考察了离子液体作润滑剂与石墨烯等其他材料的协同作用机制，以及对环氧树脂摩擦学性能的影响。然而目前从化学反应角度考虑离子液体的加入对环氧树脂固化过程的影响研究较少。

本文作者采用离子液体直接改性环氧树脂，并通过红外光谱，核磁共振氢谱以及扫描电镜考察了离子液体对环氧树脂固化反应的影响及其在树脂内部的分散状态，同时还考察了离子液体对环氧树脂动态热力学性能及摩擦学性能的影响，为离子液体在聚合物改性方面的应用提供了理论支撑。

1 试验部分

1.1 试剂与仪器

文中采用的试剂和仪器见表 1，采用的离子液体化学结构如图 1 所示。

表 1 试剂与仪器
Table 1 Reagents and instruments

药品/仪器名称	纯度/型号	生产厂家
1-丁基-3-甲基咪唑六氟磷酸盐 (IL)	≥99%	中国科学院兰州化学物理研究所
环氧树脂(EP)	双酚 A	中国石化
3,3'-二氯-4,4'-二苯基甲烷二胺 (MOCA)		山东大大化工有限公司
傅里叶变换红外光谱仪	IFS 120HR	德国 Bruker 公司
核磁共振波谱仪	Avance NEO	德国 Bruker 公司
动态热力学性能分析仪	DMA242	德国 NETZSCH 公司
万能试验机	WEW-300B	承德金建
多功能立式摩擦磨损试验机	MVF-2A	济南时代试金
橡塑邵尔 D 硬度计	LX-D	江都市明珠试验机械厂

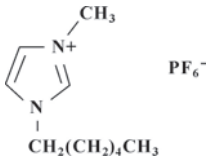


图 1 离子液体化学结构
Fig. 1 Chemical structure of ionic liquids

1.2 复合材料 EP/IL 的制备

取一定量离子液体放于烧杯中，然后在烧杯中加入一定量的环氧树脂，在 70℃ 的温度下机械搅拌使其充分混合；然后加入化学计量的固化剂 MOCA 并搅拌均匀后，在真空烘箱中除去气泡后倒入预热的铝合金模具中，在 120℃ 下固化 6 h 后，取出切样备用。采用上述方法分别制备了离子液体质量分数为 1%、5%、10%、20%、30% 的 5 种复合材料。同时按上述方法制备未加入离子液体改性的环氧树脂固化产物。

1.3 测试与表征

采用傅里叶变换红外光谱仪对树脂、离子液体及

固化剂进行扫描并且对其任意两两组合再次进行扫描，扫描频率为 4 cm⁻¹，扫描次数为 32。采用 Bruker 核磁共振仪对 IL、EP、催化剂、IL 与 EP 复合材料以及 IL 与催化剂的混合物进行 1H-NMR 谱扫描，DMSO-d⁶ 为溶剂。采用原子力显微镜对 EP/IL 复合材料进行表面相分析。采用动态热力学性能分析仪双悬臂模式，在 1 Hz 频率下对 EP 以及 IL 改性 EP 复合材料进行热力学及内耗性能分析。采用万能试验机参考国标 GB/T 9341—2008 测量弯曲强度和模量。采用销盘式摩擦副，以面面接触模式考察环氧树脂复合材料的摩擦学性能，摩擦副采用 GCr15 轴承钢，摩擦试验条件为比压 0.5 MPa，线速度 0.5 m/s。

2 结果与讨论

2.1 红外光谱分析

为分析离子液体对环氧树脂的影响，对离子液体、环氧树脂、固化剂及其混合物进行了红外光谱分析。为了探讨离子液体对树脂固化过程的影响，离子液体和纯树脂及其固化剂的混合物同样经过了 120

℃、6 h 的处理。由图 2 (a) 可以看出, IL 与固化剂 MOCA 之间并没有发生化学反应, 并且结合固化后的复合材料红外谱图 (见图 2 (b)) 也可以看出, 离

子液体与纯树脂之间同样也没有发生化学反应, 但是当离子液体加入到树脂中后, 由于与分子链间的相互作用, 从而减弱了其自身的红外特征。

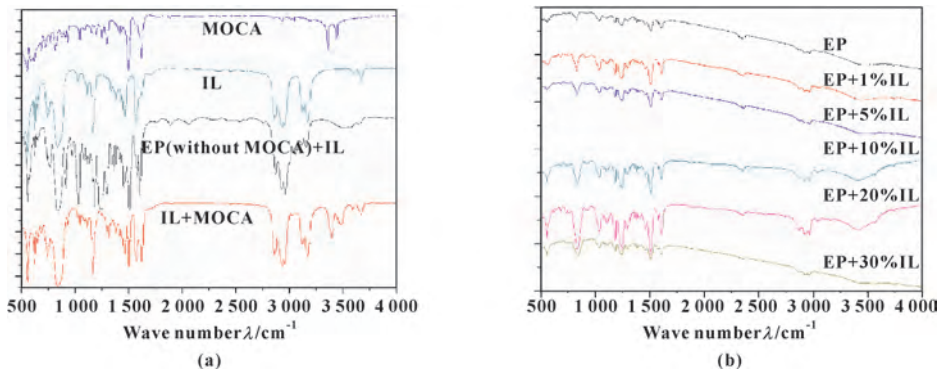


图 2 IL、EP、MOCA 以及其各类混合物的红外光谱 (图 (b) 中环氧树脂均采用了 MOCA 作为固化剂成型)
Fig. 2 Infrared spectra of IL, EP, MOCA and their mixtures (MOCA is used as curing agent for epoxy resin in the (b) figure)

2.2 核磁共振分析

图 3 示出了 IL、EP、IL 与纯 EP 复合物、MOCA、IL 与 MOCA 的核磁共振谱图。从图中氢谱数据可以看出, 在图 3 (d) 中并没有图 3 (a)、(c) 以外的新的峰出现, 即说明环氧树脂与 IL 不会发生

反应。可见, 文中试验条件下没有出现文献中报道的咪唑剂离子液体催化环氧开环反应^[11]。而在图 3 (e) 中也没有图 3 (a)、(b) 以外的新峰出现, 所以 IL 与 MOCA 并不发生反应。其中 2.5 处是 DMSO 溶剂峰, 3.3 处为水峰。

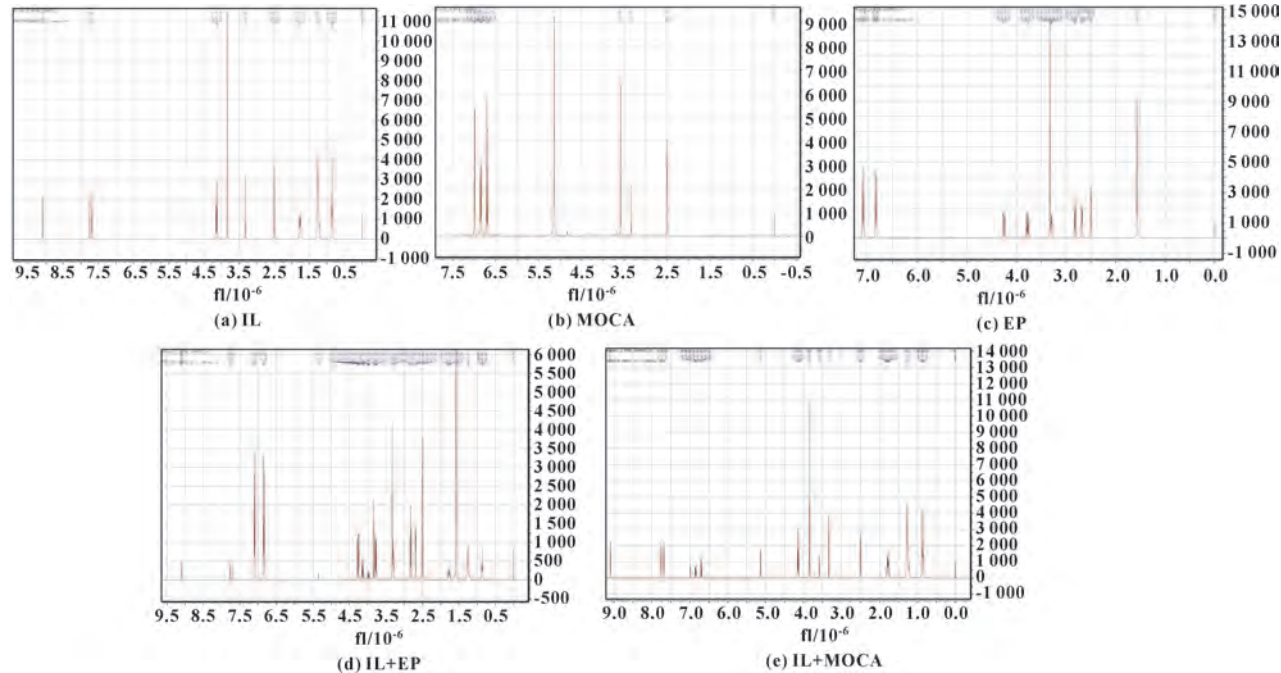


图 3 IL、MOCA、EP、IL+EP、IL+MOCA 的核磁共振氢谱图
Fig. 3 ¹H NMR spectra of IL, MOCA, EP, IL+EP, IL+MOCA: (a) IL; (b) MOCA; (c) EP; (d) IL+EP; (e) IL+MOCA

2.3 复合材料断面形貌及元素分析

图 4 所示是复合材料在冷脆后的断面形貌。可以看出随着 IL 量的不断增加, 复合材料由脆性断裂向韧性断裂转变。图中纯环氧树脂明显的河流状断面逐渐

消失以及 IL 高含量的复合材料断面的韧窝, 均能说明离子液体的加入改变了环氧树脂分子链的物理状态, 进而使材料的断裂机制随着离子液体用量增加逐渐向韧性断裂转变。并且从质量分数 1% 和 30% 离子液体改

性的环氧树脂复合材料断面氟元素的面分布图中可以看出，离子液体均匀地分布在基体当中，并没有呈现

明显的聚集现象（如图 5 所示）。这也说明了随着离子液体含量的增加，它在树脂基体中仍能均匀地分布。

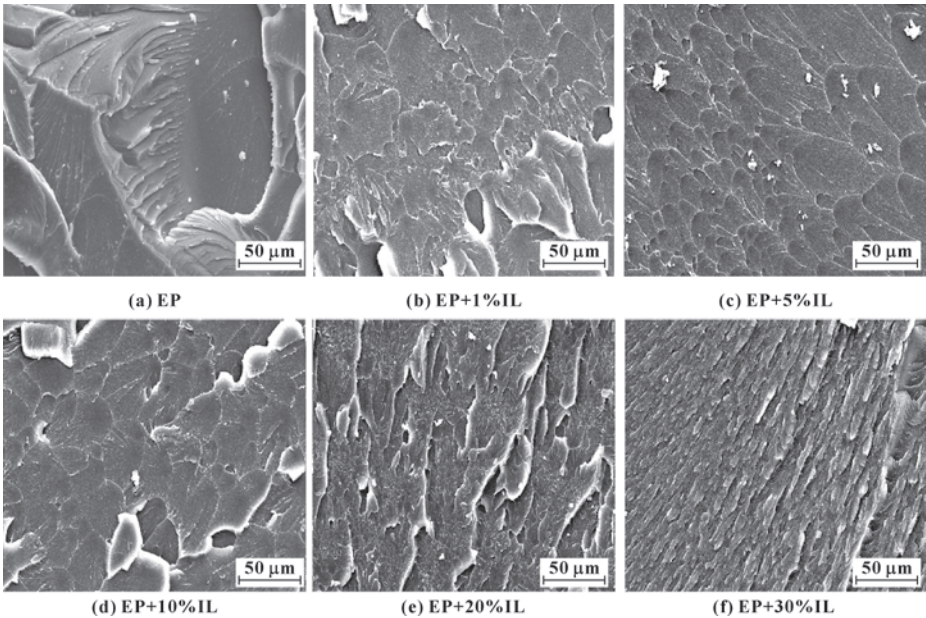


图 4 复合材料的截面形貌

Fig. 4 Cross section morphology of composites: (a) EP; (b) EP+1%IL; (c) EP+5%IL; (d) EP+10%IL; (e) EP+20%IL; (f) EP+30%IL

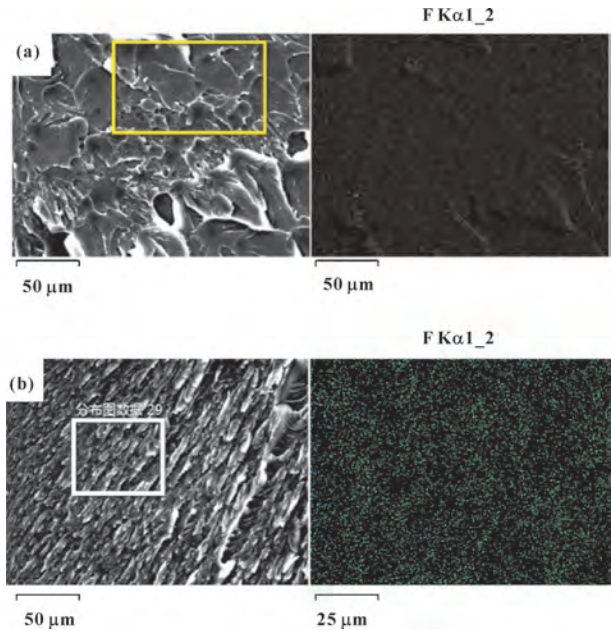


图 5 离子液体/环氧树脂复合材料断面元素分布（右侧图显示的是左侧图中矩形内 F 元素的面分布）：(a) EP+1%IL；(b) EP+30%IL

Fig. 5 Cross section element distribution of ionic liquid/epoxy resin composites (The right figure shows the surface distribution of element F in the rectangle in the left figure): (a) EP+1%IL; (b) EP+30%IL

2.4 DMA 分析

为了进一步考察离子液体对环氧树脂固化过程中分子链结构的影响，从室温到 150 ℃ 下分析了复合材料的动态热力学性能。

图 6 示出了不同质量分数 IL 改性环氧树脂复合材料的损耗因子曲线。可以看出，纯 EP 玻璃化转变温度最高为 115 ℃，当加入 IL 时复合材料的玻璃化转变温度呈现先下降后升高再下降再升高的趋势。当离子液体质量分数为 20% 时，玻璃化转变温度降至最低，为 91 ℃。而当离子液体的质量分数增加至 30% 时，则复合材料的玻璃化转变温度又升高，并且在 80~90 ℃ 之间出现了一个鼓包。出现这种现象的原因推测是因为离子液体与环氧树脂形成了不同的聚合物分子合金，其中一部分形成了类似于 20% 离子液体质量分数时的合金相结构。但总体上能明显看出在 EP 中加入 IL 会使复合材料的玻璃化转变温度降低。

图 7 示出了不同质量分数 IL 改性环氧树脂复合材料的储能模量与温度的关系曲线，可见各复合材料均表现出相同的变化趋势。在 EP 中加入 IL 时，复合材料的储能模量呈现先升高后降低再升高的趋势，其中加入质量分数 5% 的 IL 时复合材料的储能模量最高，加入质量分数 20% IL 时复合材料的储能模量比纯 EP 还要低。但总体上在环氧树脂中加入一定量的 IL 会使复合材料的储能模量升高。

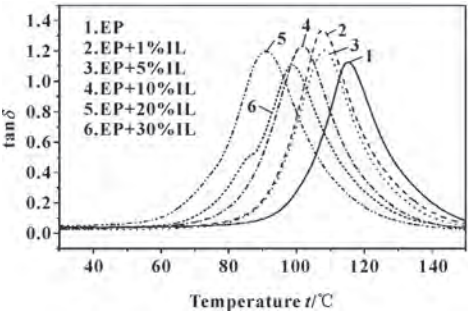


图 6 环氧树脂系列复合材料的玻璃化转变温度
Fig. 6 Glass transition temperature of epoxy resin series composites

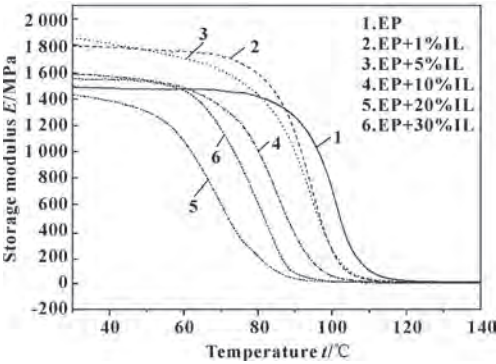


图 7 环氧树脂及其复合材料的储能模量与温度的关系曲线
Fig. 7 Relationship between storage modulus and temperature of epoxy resin and its composites

2.5 力学性能测试

由图 8 可以看出,在环氧树脂中加入 IL 时,复合材料的硬度呈现先增高后降低的趋势,其中加入质量分数 1%IL 时硬度达到最大。当 IL 质量分数超过 20%后,复合材料的硬度则低于纯环氧树脂的硬度。由于 1-丁基-3-甲基咪唑六氟磷酸盐具有柔性链结构,有效地促进了环氧树脂的交联固化反应,有利于提高复合材料的硬度;但当 IL 达到一定量时,由于稀释作用,EP/IL 复合材料的硬度下降。

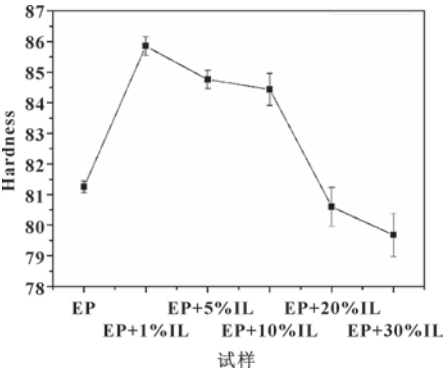


图 8 环氧树脂及其复合材料的硬度
Fig. 8 Hardness of epoxy resin and its composites

图 9 所示为环氧树脂及其复合材料的弯曲强度和模量。可以看出,弯曲强度和模量都是先随着 IL 的增加而增大,在 IL 质量分数为 10%时达到最大;然后随着 IL 的继续增加弯曲强度和模量都开始减小。这主要是适当的 IL 的加入可以提高树脂的交联密度,提高树脂的刚性,从而使复合材料的弯曲强度和模量增大,但 IL 量过大时,由于稀释作用,复合材料硬度下降,因而弯曲强度和模量下降。

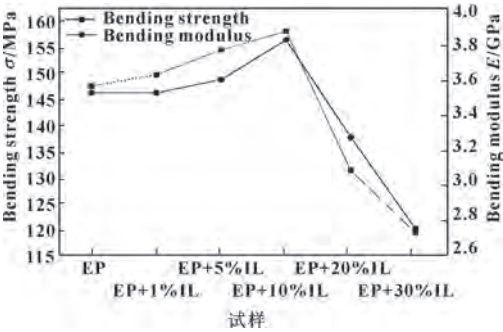


图 9 环氧树脂及其复合材料的弯曲强度和模量
Fig. 9 Bending strength and modulus of epoxy resin and its composites

2.6 摩擦学性能测试

从图 10 中可以看出,环氧树脂及其复合材料摩擦因数随着 IL 的加入呈现降低的趋势,而与之相对应的磨损率则表现出了逐渐增加的趋势,这也从侧面反映了离子液体对环氧树脂分子链结构影响的结果,从而导致了分子链间的内聚力降低,分子链更容易转移到对偶上,从而表现出了上述趋势。这与文献中报道的离子液体的加入能改变聚合物的分子间作用力,进而影响其摩擦性能的结论一致^[12-14]。从图中可以看出 10%质量分数为 IL 的最佳添加量。

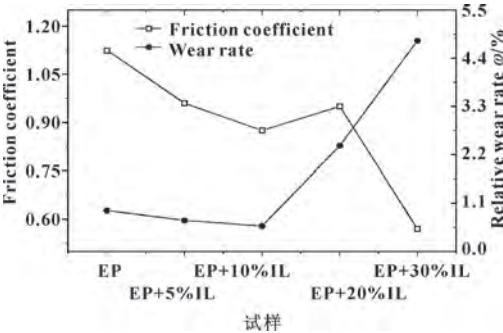


图 10 环氧树脂及其复合材料的摩擦因数与磨损率
Fig. 10 Friction coefficient and wear rate curves of the mixture of IL and epoxy resin

通过图 11 中复合材料的摩擦因数随时间的变化曲线,可以明显看出随着离子液体的加入,复合材料在摩擦过程总 stick-slip 现象也越加明显。这是因为离子

液体的加入改变了环氧树脂间的分子链间相互作用,使得分子链更加容易完成转移-剥离-转移-再剥离的过程,进而表现出了明显的黏滑现象,从而加快了复合材料在摩擦过程中转移膜形成和破坏的速度。

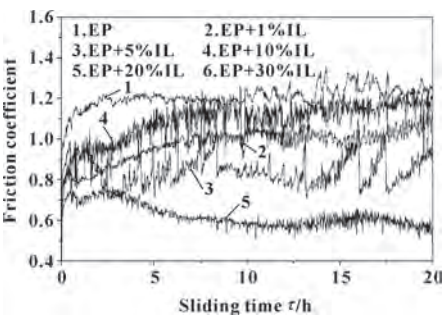


图 11 环氧树脂及其复合材料的摩擦因数随时间的变化 (0.5 MPa, 0.5 m/s)

Fig. 11 Variation of friction coefficient of epoxy resin and its composites with time (0.5 MPa, 0.5 m/s)

由环氧树脂磨痕表面电镜图 12 可以看出,随着复合材料中的 IL 质量分数不断增加,材料摩擦后的表面形貌也不同。未改性环氧树脂的表面能明显地看到由于磨屑导致的划痕 (见图 12 (a)),这是因为纯树脂的硬度较高,在摩擦过程中形成了颗粒状的磨屑。而随着离子液体的加入磨痕表面变得较为光滑。当离子液体质量分数为 5% 时,出现了明显的黏着磨损的特征 (见图 12 (c)),并且在离子液体质量分数为 30% 时,能观察到磨痕表面开始出现明显的由黏着磨损导致的整体材料的剥落现象 (见图 12 (f))。这也说明了离子液体的加入改变了环氧树脂分子链的内聚力,使得其受到剪切力时表现出了不同的磨损特征。图 13 中圆圈处为摩擦过程中在金属对偶表面形成的聚合物转移膜。可以明显看出,金属对偶在与离子液体含量较高的复合材料摩擦后,对偶表面能形成较厚的转移膜。这也说明了离子液体的加入使得聚合物分子链的转移变得更加容易^[15-18]。

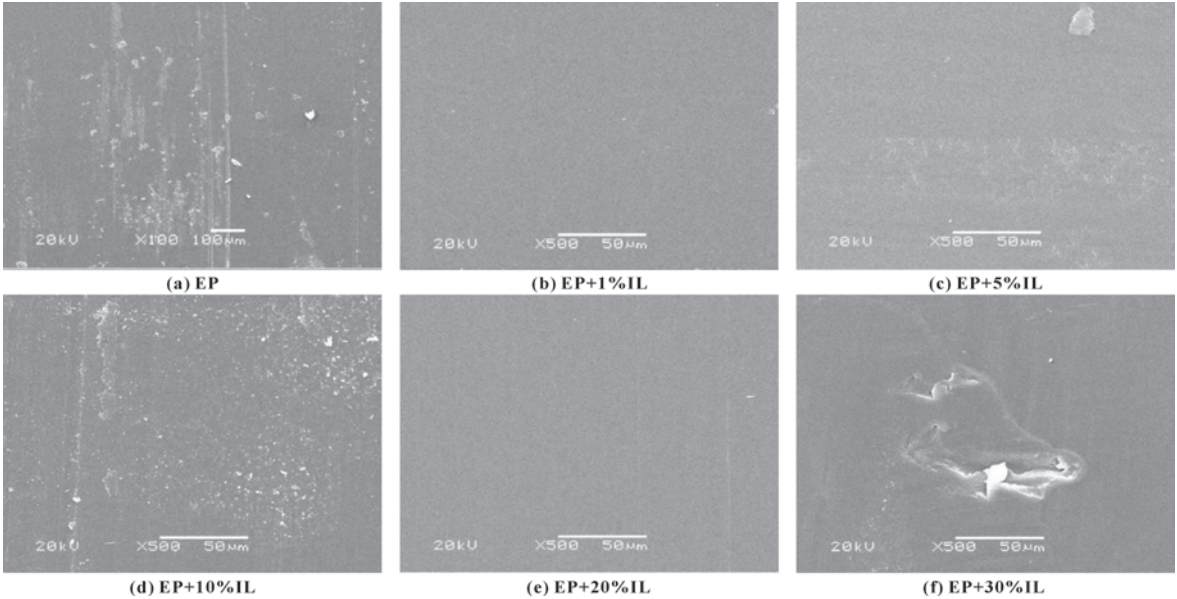


图 12 环氧树脂及其复合材料的表面形貌

Fig. 12 Surface morphology of epoxy and its composites: (a) EP; (b) EP+1%IL; (c) EP+5%IL; (d) EP+10%IL; (e) EP+20%IL; (f) EP+30%IL

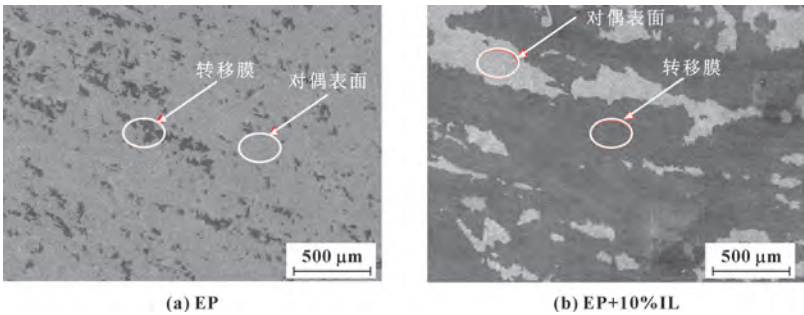


图 13 金属对偶表面形成的转移膜形貌

Fig. 13 Surface morphology of transfer film formed on metal dual surface: (a) EP; (b) EP+10%IL

3 结论

(1) 通过对离子液体改性环氧树脂的红外光谱分析、核磁共振分析、扫描电子显微镜断面元素分析,证明了离子液体在环氧树脂内部能均匀分布,且离子液体并未与树脂或固化剂发生反应,而是与环氧树脂形成了分子级别的均一混合物。

(2) DMA 分析表明,不同含量的离子液体对环氧树脂复合材料的理化性能影响较大,随着离子液的质量分数不断增加,复合材料的玻璃化转变温度呈现先降低后升高再降低再升高的趋势,这说明离子液体在树脂内部起到了塑化剂的作用。

(3) 力学性能测试结果表明,随着离子液质量分数的不断增大,环氧树脂复合材料的硬度呈现先升高后降低的趋势,并在离子液质量分数为 1% 时达到最大;弯曲强度和模量也是呈现先升高后降低的趋势,并在离子液质量分数为 10% 时达到最大。

(4) 对环氧树脂复合材料摩擦性能分析结果表明,离子液体的塑化作用,降低了复合材料的摩擦因数,同时也导致其抗磨性能的下降,但幅度不大。整体上,质量分数 10% 离子液体改性的复合材料表现出了较好的摩擦学性能。

参考文献

- [1] 冀茹鑫,张雅婷,尹金蕾,等.磷酸酯类离子液体对环氧树脂改性的研究[J].热固性树脂,2018,33(1):50-53.
JI R X, ZHANG Y T, YIN J L, et al. Study on the phosphate ionic liquid modified epoxy resin [J]. Thermosetting Resin, 2018, 33(1):50-53.
- [2] CAI M, YU Q, LIU W, et al. Ionic liquid lubricants: when chemistry meets tribology [J]. Chemical Society Reviews, 2020, 49(21):7753-7818.
- [3] SANES J, AVILÉS M D, SAURÍN N, et al. Synergy between graphene and ionic liquid lubricant additives [J]. Tribology International, 2017, 116:371-382.
- [4] AVILES M D, SAURIN N, ESPINOSA T, et al. Self-lubricating, wear resistant protic ionic liquid-epoxy resin [J]. Express Polymer Letters, 2017, 11(3):219-229.
- [5] SAURÍN N, SANES J, BERMÚDEZ M D. New graphene/ionic liquid nanolubricants [J]. Materials Today: Proceedings, 2016, 3:S227-S232.
- [6] SANES J, SAURÍN N, CARRIÓN F J, et al. Synergy between single-walled carbon nanotubes and ionic liquid in epoxy resin nanocomposites [J]. Composites Part B: Engineering, 2016, 105:149-159.
- [7] SAURÍN N, SANES J, BERMÚDEZ M D. Effect of graphene and ionic liquid additives on the tribological performance of epoxy resin [J]. Tribology Letters, 2014, 56(1):133-142.
- [8] 刘晖,史铁钧,吴星林.吡啶型聚醚离子液体的合成及其与环氧树脂固化体系的力学性能[J].塑料制造,2011(3):70-73.
LIU H, SHI T J, WU X L. Synthesis of pyridine-based polyether ionic liquid and mechanical properties of its curing system with epoxy resin [J]. Plastics Manufacture, 2011(3):70-73.
- [9] 李继新,刘金麟,郭立颖,等.功能化离子液体的合成及对环氧树脂的改性[J].高分子材料科学与工程,2014,30(11):10-14.
LI J X, LIU J L, GUO L Y, et al. Synthesis of functionalized ionic liquid (PILL) and its application for modifying epoxy resin [J]. Polymer Materials Science & Engineering, 2014, 30(11):10-14.
- [10] SANES J, CARRIÓN F J, BERMÚDEZ M D. Effect of the addition of room temperature ionic liquid and ZnO nanoparticles on the wear and scratch resistance of epoxy resin [J]. Wear, 2010, 268(11/12):1295-1302.
- [11] ZHU Y J, SUN L Y, LI M L, et al. A novel sweating-lubricating epoxy composite coating filled with ionic liquid-incorporated hollow silica microspheres [J]. Tribology Transactions, 2019, 62(2):145-153.
- [12] MA Y J, LI Z K, WANG H Y, et al. Synthesis and optimization of polyurethane microcapsules containing [BMIm] PF₆ ionic liquid lubricant [J]. Journal of Colloid and Interface Science, 2019, 534:469-479.
- [13] AVILES M D, SAURIN N, CARRION F J, et al. Epoxy resin coatings modified by ionic liquid. Study of abrasion resistance [J]. Express Polymer Letters, 2019, 13(4):303-310.
- [14] YANG M M, ZHU X T, REN G N, et al. Tribological behaviors of polyurethane composite coatings filled with ionic liquid core/silica gel shell microcapsules [J]. Tribology Letters, 2015, 58(1):1-9.
- [15] LI H Y, MA Y J, CUI Y X, et al. Ultralow tribological properties of polymer composites containing [BMIm] PF₆-loaded multilayer wall microcapsule [J]. Macromolecular Materials and Engineering, 2019, 304(4):1800791.
- [16] LI H Y, SHI N Q, JI J, et al. Preparation of microcapsules containing double-component lubricant and self-lubricating performance of polymer composites [J]. Materials Research Express, 2018, 5(5):055302.
- [17] LI H Y, CHEN S J, LI Z K, et al. Preparation of PU/GO hybrid wall microcapsules and their self-lubricating properties for epoxy composites [J]. Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 2020, 596:124729.
- [18] AVILÉS M D, JIMÉNEZ A E, SAURÍN N, et al. Tribological characterization of epoxy coatings modified with ionic liquids and graphene [J]. Tribology International, 2020, 149:105516.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.009

文献引用: 戴铭阳,陶友瑞.基于多参数耦合的圆柱滚子轴承润滑分析[J].润滑与密封,2022,47(3):63-73.

Cite as: DAI Mingyang, TAO Yourui. Lubrication analysis of cylindrical roller bearing based on multi-parameter coupling[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 63-73.

基于多参数耦合的圆柱滚子轴承润滑分析*

戴铭阳^{1,2} 陶友瑞^{1,2}

(1. 河北工业大学机械工程学院 天津 300401;
2. 河北工业大学电气设备可靠性与智能化国家重点实验室 天津 300401)

摘要: 在滚动轴承润滑中, 轴承表面粗糙度和固体颗粒对润滑油的影响不能忽视, 因此需对 Dowson-Higginson 方程进行修正。考虑表面粗糙度、固体颗粒、轴承动力学及滚子修形的多尺度参数的耦合影响, 建立圆柱滚子轴承的复杂润滑模型并进行数值求解, 提出一种基于 Dowson-Higginson 公式的最小膜厚改进公式。利用轴承动力学求解滚子的实际载荷和速度, 结合有限长滚子弹流润滑, 考虑表面粗糙度和微极流体效应, 建立有限长弹流润滑模型, 并推导出改进的油膜厚度方程。结果表明: 圆柱滚子轴承润滑存在“端面效应”, 最小油膜厚度与最大油膜压力均出现在滚子两端, 通过滚子凸度设计可改善这种现象。数值算例分析结果表明, 改进后的膜厚方程具有较高的精度。改进后的膜厚方程准确、全面地描述了圆柱滚子的实际润滑情况, 能够为其结构设计、加工方法、传动效率、润滑特性、疲劳寿命及可靠性等研究提供理论及分析工具。

关键词: 圆柱滚子轴承; 固体颗粒; 表面粗糙度; 弹流润滑; 最小膜厚

中图分类号: TH117.2

Lubrication Analysis of Cylindrical Roller Bearing Based on Multi-parameter Coupling

DAI Mingyang^{1,2} TAO Yourui^{1,2}

(1. College of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China; 2. State Key Laboratory of Reliability and Intelligence of Electrical Equipment, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China)

Abstract: For the lubrication of rolling bearing, the influence of bearing surface roughness and solid particles on lubricating oil can not be ignored, so it is necessary to modify the Dowson-Higginson (D-H) equation. Considering the coupling effects of surface roughness, solid particles, bearing dynamics and multi-scale parameters of roller modification, the numerical solution of complex lubrication model of cylindrical roller was established and solved, and an improved formula of minimum film thickness based on D-H formula was proposed. By using bearing dynamics to solve the actual load and velocity of roller, combining with finite length rolling bullet flow lubrication and considering surface roughness and micropole fluid effect, a finite length elastohydrodynamic lubrication model was established, and an improved oil film thickness equation was derived. The results show that there is “end face effect” in the lubrication of cylindrical roller bearings, the minimum oil film thickness and the maximum oil film pressure appear at both ends of the roller, and this phenomenon can be improved by the design of roller convexity. The results of numerical examples show that the improved film thickness equation has higher accuracy. This equation accurately and comprehensively describes the actual lubrication condition of cylindrical roller, and can provide theoretical and analytical tools for its structural design, processing method, transmission efficiency, lubrication characteristics, fatigue life and reliability research.

Keywords: cylindrical roller bearing; solid particles; surface roughness; elastohydrodynamic lubrication; minimum film thickness

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51675173); 国家重点研发计划项目 (2017YFB1301300); 中央引导型地方科技发展基金项目 (206Z1804G)

收稿日期: 2021-02-03; 修回日期: 2021-03-13

作者简介: 戴铭阳 (1995—), 男, 硕士研究生, 研究方向为润滑可靠性。E-mail: 805218251@qq.com。

通信作者: 陶友瑞 (1973—), 男, 博士, 教授, 研究方向为可靠性理论。E-mail: taoyourui@hebut.edu.cn。

圆柱滚子轴承是最常见的滚动轴承类型,广泛应用于旋转机械系统中,其中滚子在受载区和非受载区交替运行。常见的磨损和失效是由于滚子进入加载区从而使接触界面润滑失效造成的。因此,了解接触区的润滑状态有助于提高圆柱滚子轴承的可靠性。CHANG 等^[1]基于弹流润滑理论研究了轴承稳态运行时的载荷分布和轴承的滑动特性。CAO、LI 等^[2-3]研究了基于弹流润滑的圆柱滚子轴承稳态动态特性。贾志博和邱明^[4]建立了高速轻载圆柱滚子轴承的动力学方程。CAO 等^[5]结合弹流润滑研究了最大载荷滚子和内滚道加速过程的润滑性能。ZHANG 等^[6]提出了有限线接触条件下圆柱滚子型线的数值计算模型,分析了凸度对油膜压力分布的影响。华同曙等^[7]通过线接触光弹流实验对滚子轴承进行润滑研究,实验发现在接触区内,呈现明显的马蹄形弹流特征,滚子端部出现闭合效应,因此对于滚子的凸度设计是十分必要的。

圆柱滚子的弹性流体动力润滑研究比较成熟,一些研究人员很早就开始在弹流润滑的基础上研究油膜厚度。早在 20 世纪 60 年代, DOWSON 和 HIGGINSON^[8]就提出了考虑负载、速度和材料参数对膜厚影响的最小膜厚方程 (D-H 方程)。该方程在实践中得到了广泛的应用。GELINCK 和 SCHIPPER^[9]推导了粗糙表面接触压力的曲线拟合方程,然后利用 MOES^[10]提出的膜厚方程得到膜厚和粗糙度压力的表达式。随后,越来越多的研究人员关注表面粗糙度对油膜厚度的影响^[11-14]。MASJEDI 和 KHONSARI^[15]在考虑表面粗糙度和硬度的 D-H 方程的基础上推导了新的膜厚方程,通过大量的仿真结果回归分析使最小油膜厚度方程更真实地反映实际润滑情况。

在润滑过程中,各种因素会同时影响轴承的润滑状态,固体颗粒就是其中之一。而固体颗粒与润滑剂形成了微极流体,由于流体中含有悬浮的随机取向的固体微粒,在运动过程中呈现出许多有别于牛顿流体的特性,影响着流体润滑性能,因而越来越引起人们的关注。XU 等^[16]研究了固体颗粒对等温弹流润滑接触的影响,李娜娜等^[17]对含固体颗粒的轴承润滑问题进行了分析研究,分析结果表明,沿油膜厚度方向分布的固体颗粒越多,对润滑油流动的阻碍越强,对油膜压力和油膜流动的影响越大。上述研究中仅考虑某单一因素对润滑的影响,这与实际工况的复杂程度差别较大。

本文作者结合轴承动力学,考虑表面粗糙度、微极流体效应及滚子修形的多尺度参数的耦合影响,探讨圆柱滚子复杂润滑模型的建立及润滑分析。

1 轴承动力学模型

1.1 轴承运动分析

圆柱滚子轴承原理如图 1 所示。轴承的外圈是固定的,内圈随轴旋转。图中: R_i 为内圈接触点的圆弧半径; R_m 为滚子的圆心半径; R_o 为外圈接触点的圆弧半径; ω 表示轴承内圈滚道角速度; ω_c 为保持器角速度; ω_j 表示滚子的转速; 径向力 W 通过轴作用在轴承上。

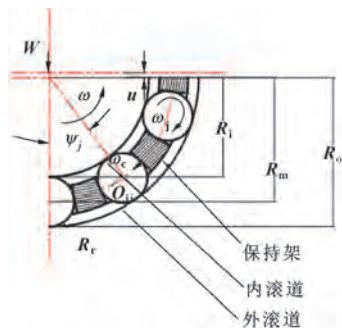


图 1 滚子轴承示意

Fig. 1 Schematic of roller bearing

根据图 1, 可得轴承滚子与内外圈相对滑动速度为

$$V_{ij} = (R_m - R_r)(\omega - \omega_c) - R_r \omega_j \quad (1)$$

$$V_{oj} = (R_m + R_r) \omega_c - R_r \omega_j \quad (2)$$

滚子与内外圈之间的卷吸速度为

$$U_{ij} = \frac{1}{2}(R_m - R_r)(\omega - \omega_c) + R_r \omega_j \quad (3)$$

$$U_{oj} = \frac{1}{2}(R_m + R_r) \omega_c + \frac{1}{2} R_r \omega_j \quad (4)$$

式中: 下标 i 和 o 表示与内圈和外圈相关的量; 下标 j 表示滚子的位置, 如图 1 所示, 最底下的为 0 号滚子, 沿顺时针编号依次增加。

将上述参数量纲一化可得:

$$\bar{V}_{ij} = \frac{\eta_0}{ER_i} V_{ij}; \quad \bar{V}_{oj} = \frac{\eta_0}{ER_o} V_{oj}; \quad \bar{U}_{ij} = \frac{\eta_0}{ER_i} U_{ij}; \quad \bar{U}_{oj} = \frac{\eta_0}{ER_o} U_{oj} \quad (5)$$

式中: η_0 为润滑油初始黏度; E' 为等效弹性模量, $E' = \frac{E}{1-\lambda^2}$, E 为材料的弹性模量, λ 为泊松比。

1.2 滚子受力分析

根据图 2 可得轴承径向载荷平衡方程为

$$W = Q_{i0} + 2 \sum Q_{ij} \cos \varphi_j \quad (6)$$

式中: Q_{i0} 为 0 号滚子与内滚道之间的相互作用力, 即最大承载滚子所受的接触力; Q_{ij} 为 j 号滚子与

内滚道之间的接触力； φ_j 表示第 j 号滚子的相位角。

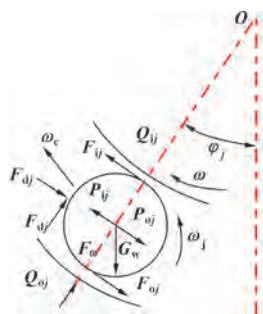


图2 滚子受力分布

Fig. 2 Roller force distribution

变形协调方程如下：

$$\delta_c \cos \varphi_j - \frac{u_c}{2} = \delta_{ij} + \delta_{oj} \quad (7)$$

$$\delta_{ij} = 3.81 \left[\frac{2(1-\lambda^2)}{\pi E} \right]^{0.9} \frac{Q_{ij}^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (8)$$

$$\delta_{oj} = 3.81 \left[\frac{2(1-\lambda^2)}{\pi E} \right]^{0.9} \frac{Q_{oj}^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (9)$$

$$Q_{oj} = Q_{ij} + m R_m \omega_c^2 \quad (10)$$

式中： δ_c 为轴承间隙和接触变形引起的中心位移； u_c 代表轴承径向游隙； δ_{ij} 和 δ_{oj} 分别表示内圈和外圈的接触变形； l 为滚子的长度； m 为单个滚子质量。

流体动压力表达式^[18]为

$$\bar{P}_{ij} = 18.4 \times (1-\gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} \quad (11)$$

$$\bar{P}_{oj} = 18.4 \times (1-\gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} \quad (12)$$

式中： G 为材料参数， $G = \alpha E'$ ， α 为黏压系数；

\bar{U}_{ij} 和 \bar{U}_{oj} 为量纲一卷吸速度，按式 (5) 计算。

当轴承运转时，滚子由滚子与滚道之间的摩擦力驱动。量纲一摩擦力（或牵引力）^[19] 为

$$\bar{F}_{ij} = -9.2 G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} + \frac{\bar{V}_{ij} I_{ij} \bar{Q}_{ij}^{0.13}}{1.6 G^{0.6} \bar{U}_{ij}^{0.7}} \quad (13)$$

$$\bar{F}_{oj} = -9.2 G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} + \frac{\bar{V}_{oj} I_{oj} \bar{Q}_{oj}^{0.13}}{1.6 G^{0.6} \bar{U}_{oj}^{0.7}} \quad (14)$$

式中： \bar{V}_{ij} 和 \bar{V}_{oj} 为量纲一相对速度，按式 (5) 计算； I_{ij} 和 I_{oj} 为量纲一积分，表达式如下^[18]。

$$I_{ij} = 2 \int_0^{4\bar{q}_{ij}} \exp \left\{ G \bar{q}_{ij} \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{4\bar{q}_{ij}} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} d\bar{x} \quad (15)$$

$$I_{oj} = 2 \int_0^{4\bar{q}_{oj}} \exp \left\{ G \bar{q}_{oj} \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{4\bar{q}_{oj}} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} d\bar{x} \quad (16)$$

式中： $\bar{q}_{ij} = \sqrt{\bar{Q}_{ij}/(2\pi)}$ ； $\bar{q}_{oj} = \sqrt{\bar{Q}_{oj}/(2\pi)}$ ； \bar{Q}_{ij} 和 \bar{Q}_{oj} 为量纲一接触载荷，

$$\bar{Q}_{ij} = \frac{Q_{ij}}{l E' R_i} \quad (17)$$

$$\bar{Q}_{oj} = \frac{Q_{oj}}{l E' R_o} \quad (18)$$

1.3 动力学模型

在空载区，由于离心力滚子压在外滚道上，可以认为滚子相对于外滚道的滑动速度为 0，则空载区滚子的旋转速度为

$$\omega_u = \frac{1+\gamma}{\gamma} \omega_c \quad (19)$$

式中：下标 u 表示与无载荷区相关的量。

空载区各滚子在滚动方向上的力平衡方程为

$$\bar{P}_{ou} + \bar{F}_{ou} - \bar{F}_{du} = 0 \quad (20)$$

式中： \bar{F}_{du} 为无载荷区保持架对滚子的量纲一法向力，表达式为

$$\bar{F}_{du} = \frac{F_{du}}{l E' R_o} \quad (21)$$

在滚子受载区，假设保持架对每个滚子的力都相等，则轴承匀速转动时，根据受力平衡可得：

$$\bar{F}_d = \frac{n_u \bar{F}_{du}}{Z - n_u} \quad (22)$$

式中： n_u 为空载区的滚子个数； Z 为滚子总个数。

对于受载最大的滚子，由图 2 可得滚子在滚动方向上的力平衡方程：

$$\bar{P}_{i0} + \bar{F}_{i0} - \frac{R_o}{R_i} (\bar{P}_{o0} + \bar{F}_{o0} + \bar{F}_d) = 0 \quad (23)$$

为了简化计算，可以忽略保持架与滚子之间的摩擦力，可得滚子的力矩平衡方程为

$$\bar{F}_{i0} + \frac{R_o}{R_i} \bar{F}_{o0} = 0 \quad (24)$$

非线性方程组 (1) — (10) 采用牛顿法求解，自变量为 δ_c 和 Q_{ij} 。由公式 (19) — (24) 组成轴承动力学非线性方程组，包含了 4 个自变量 ω_c 、 ω_u 、 ω_j 和 \bar{F}_{du} 。计算结果作为弹流润滑计算的输入参数。

将求解载荷分布得到的最大接触力代入式 (11)、(12)、(13) 和 (14)。最后结合公式 (19) — (24) 整理得到式 (25) 和式 (26)。

$$9.2(1-2\gamma)G^{-0.3}U_{i0}^{0.7} + \frac{V_{i0}I_{i0}Q_{i0}^{0.13}}{1.6G^{0.6}U_{i0}^{0.7}} - \frac{R_o}{R_i} \left[9.2(1+2\gamma)G^{-0.3}U_{o0}^{0.7} + \frac{V_{o0}I_{o0}Q_{o0}^{0.13}}{1.6G^{0.6}U_{o0}^{0.7}} + \frac{n}{Z-n} \times 9.2(1+2\gamma)G^{-0.3}U_{o0}^{0.7} \right] = 0 \quad (25)$$

$$-9.2G^{-0.3}U_{i0}^{0.7} + \frac{V_{i0}I_{i0}Q_{i0}^{0.13}}{1.6G^{0.6}U_{i0}^{0.7}} + \frac{R_o}{R_i} \left[-9.2G^{-0.3}U_{o0}^{0.7} + \frac{V_{o0}I_{o0}Q_{o0}^{0.13}}{1.6G^{0.6}U_{o0}^{0.7}} \right] = 0 \quad (26)$$

2 考虑粗糙度和微极流体的弹流润滑模型

2.1 滚子几何模型

由于滚子和滚道表面不是绝对光滑的,同时粗糙度与油膜厚度处在同一数量级上,因此在弹流润滑计算时应考虑表面粗糙度的影响。粗糙表面的滚子与粗糙表面的滚道之间的润滑可等效成一个滚子与粗糙平面之间的润滑,如图3所示为滚子的几何模型平面图。 R_x 为滚动方向上的最大曲率半径, R_c 是滚子边倒圆中心到 y 轴的距离, y_c 是滚子边倒圆的中心到 x 轴的距离, R_y 为滚子凸度半径, l_c 为滚子边倒圆的长度, r 为滚子边倒圆半径, δ 为滚子凸度。

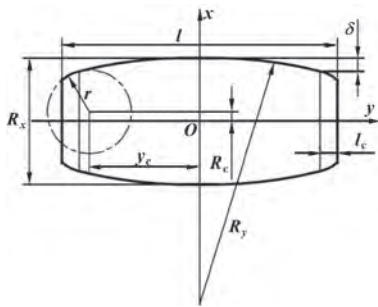


图3 圆柱滚子几何模型

Fig. 3 Geometric model of cylindrical roller

因此,滚子与平面之间的初始间隙为

$$\begin{cases} d(x, y) = R_x - \sqrt{D^2 - x^2} \\ D = \sqrt{R_y^2 - y^2} - (R_y - R_x), |y| \leq l/2 - l_c \\ D = R_c + \sqrt{r^2 - e^2}, l/2 - l_c < |y| \leq l/2 \end{cases} \quad (27)$$

式中: $R_y = [\delta^2 + (L - 2l_c)/4]/(2\delta)$; $e = |y| - y_c$;

$y_c = (l/2 - l_c)(1 - r/R_y)$; $R_c = \sqrt{(R_y - r)^2 - y_c^2} - (R_y - R_c)$ 。

2.2 弹流润滑模型

研究有限长滚子的弹流润滑问题,这里需要考虑到滚子与滚道接触面水平方向上 x 和 y 2个方向。假设不考虑 y 方向上的速度,且 x 方向上的速度不发生变化。由此可得二维稳态弹流润滑的雷诺方程^[19-20]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho f(N, l_f, h)}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho f(N, l_f, h)}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (28)$$

式中: ρ 为润滑油的密度 (kg/m^3); η 为润滑油黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); p 为油膜压力 (Pa); u_s 为卷吸速度 (m/s); h 为润滑油的膜厚 (m); N 是量纲一参数,称为耦合数,因为它描述了线性动量方程和角动量方程的耦合,当 N 等于0时,线性动量方程与角动量方程解耦,线性动量方程退化为经典的Navier-Stokes方程; l_f 为特征长度,因为它描述了微极流体和油膜间隙之间的相互作用,它等价于修正雷诺数方程的黏性项。

$$\begin{cases} N = \chi / (2\mu + \chi)^{1/2} \\ l_f = [\gamma / (4\mu)]^{1/2} \\ f(N, l_f, h) = h^3 + 12l_f^2 - 6Nl_f h^2 \coth\left(\frac{Nh}{2l_f}\right) \end{cases} \quad (29)$$

膜厚方程表达式^[21]如下:

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + d(x, y) + v(x, y) + s(x, y) \quad (30)$$

式中: h_0 为油膜的中心膜厚; $s(x, y)$ 为表面粗糙度函数; $v(x, y)$ 表示油膜的弹性变形, $v(x, y) = -\frac{2}{\pi E'} \iint \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dx' dy'$ 。

黏度与密度是与压力 p 相关的函数,其计算公式如下:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^z \right] \right\} \quad (31)$$

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6p}{1 + 1.7p} \right) \quad (32)$$

式中: η_0 为润滑油初始黏度; ρ_0 为润滑油初始密度。

中心油膜厚度由载荷平衡方程控制,方程为

$$w = \iint_{\Omega} p(x, y) dx dy \quad (33)$$

3 数值方法

在对滚子润滑可靠性的研究中,应考虑滚子承载最严重的区域。因此,接下来的研究重点是在最大受载下滚子的润滑问题。在轴承运行过程中,轴承的载荷必然会影响轴承的转速。因此,通过轴承动力学计算,可以求出载荷和相应的转速。

根据图4左边的框图求解载荷分布的非线性方程的自变量为轴承间隙 δ_c 和内圈接触载荷 Q_{ij} 。首先将轴承间隙 δ_c 和接触载荷 Q_{ij} 的初值代入式(7)——(10)中,然后用牛顿法迭代求解。通过调整轴承间

隙 δ_c 大小,当式(6)左右两侧差小于 10^{-10} 时,判定为收敛。通过与仿真软件进行结果对比,检验计算结果的合理性。式(25)和式(26)的变量为保持架的转速 ω_c 和滚子的转速 ω_j 。采用Levenberg-Marquardt方法求解该非线性方程,直到最小误差小于 10^{-10} 。

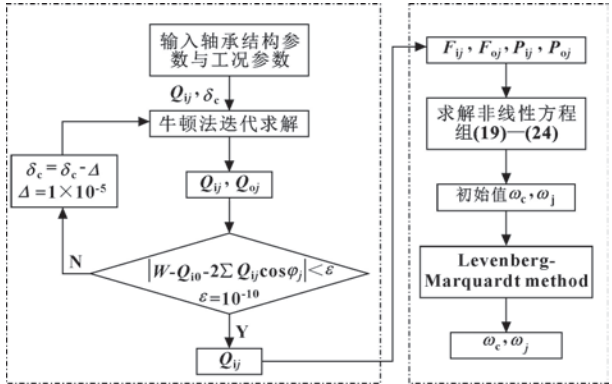


图4 轴承动力学计算流程
Fig.4 Flow of bearing dynamics calculation

图5所示为求解有限长圆柱滚子轴承弹流润滑的流程。将通过求解轴承动力学得到的轴承最大载荷和滚子转速代入弹流润滑方程,利用中心和向前差分格式离散量纲一化雷诺方程、膜厚方程和载荷方程,得到各节点压力、中心膜厚度和油膜厚度的非线性代数方程,然后用牛顿法得到压力分布和膜厚分布。

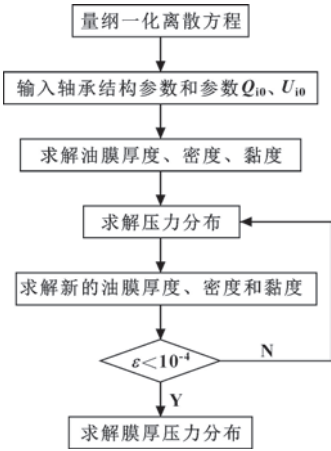


图5 有限长滚子弹流润滑求解流程
Fig.5 Solving process of finite roller elastohydrodynamic lubrication

可以得到轴承运行中最危险的点,即最小油膜厚度处。然后,通过合理的实验设计获得需要被拟合的数据,采用差分进化算法拟合得到最小膜厚显式方程。最后采用一阶二阶矩中心点法进行可靠性分析。可靠性分析的极限状态方程如式(34)^[22-23]所示。

$$g(X)=H_{\min}-3\sigma \tag{34}$$

式中: H_{\min} 为拟合得到的最小膜厚; σ 表示等效粗糙度均方根偏差。

一次二阶矩可靠度计算公式^[24]为

$$\beta = \frac{\mu_{Z_i}}{\sigma_{Z_i}} = \frac{g(\mu_{X_i}, \mu_{X_j})}{\sqrt{\sum_{i=1}^2 \left(\frac{\partial g}{\partial X_i}\right)^2 \sigma_{X_i}^2}} \tag{35}$$

式中: μ_{X_i} 为输入参数的期望值; σ_{X_i} 为输入参数的方差。

4 算例与结果分析

选取SKF公司的N210EC轴承,轴承参数及工况见表1。

表1 轴承参数及工况			
Table 1 Bearing parameters and working conditions			
参数	数值	参数	数值
滚子数 Z	17	轴承外圈半径 R_o/mm	41
轴承内圈半径 R_i/mm	30	滚子半径 R_r/mm	5.5
滚子中心半径 R_m/mm	35.5	滚子长度 L/mm	11
边倒圆长度 L_c/mm	1	凸度 δ/mm	0
等效弹性模量 E/GPa	2.17	轴承转速 $\omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	2 000
外部载荷 W/kN	15	初始黏度 $\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.05

4.1 轴承动力学

根据表1中的参数,通过求解式(6) — (10)可得到轴承各滚子的加载情况。

轴承各个滚子上的受载情况分布如图6所示。

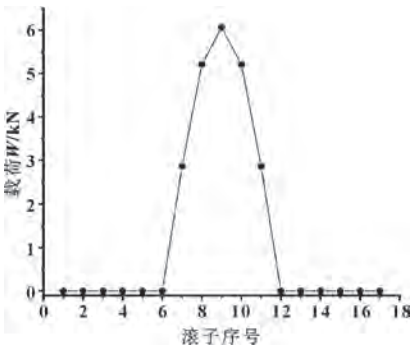


图6 滚子载荷分布
Fig.6 Roller load distribution

从上述求解得到的压力分布和油膜厚度分布中,

根据计算结果, 滚子的最大载荷为 6 056.9 N。

先在 Romax DESIGNER 软件中创建箱体, 添加轴部件, 随后依据轴承参数创建圆柱滚子轴承, 将轴承安装于轴上, 然后添加 15 kN 的点载荷, 在轴的两端添加功率载荷。建立的圆柱滚子轴承动力学模型如图 7 所示。

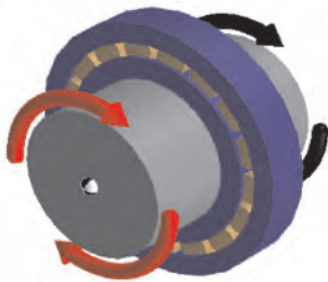


图 7 圆柱滚子轴承分析模型

Fig. 7 Cylindrical roller bearing analysis model

静力学分析后可得载荷分布雷达图, 如图 8 所示。可以看出, 滚道最大载荷为 5 969.2 N, 计算值与仿真值之间的误差仅为 1.45%。

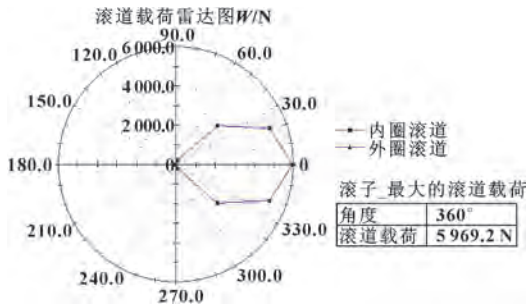


图 8 载荷分布雷达图

Fig. 8 Load distribution radar chart

将滚子所受的最大载荷和表 1 中的参数代入轴承动力学方程求解, 可得滚子的自转速率为 6 286 r/min, 滚子的公转速率为 837 r/min。

4.2 有限长滚子弹流润滑

图 9 显示了微极流体参数对润滑油膜厚度分布的影响。 X 为滚子径向的接触宽度, 与滚子长度不在一个数量级上, 且要小得多, 因此这里就选择量纲一化形式来表示, Y 为滚子长度。从图中可以看出, 微极性流体的油膜厚度大于普通流体, 但“边缘效应”无法消除。图 10 显示了微极流体参数对膜压分布的影响。图 10 (a) 所示为普通流体的压力分布, 图

10 (b) 所示为微极流体下的压力分布, 对比两图可得出, 求解域中的微极流体的油膜压力略低于普通流体, “边缘效应”仍然存在。

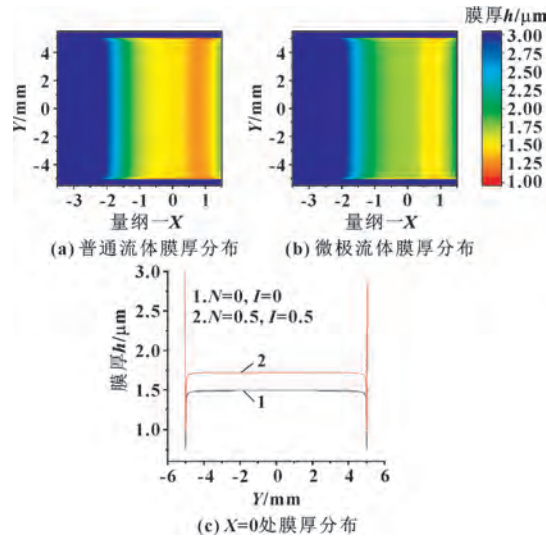


图 9 微极流体参数对润滑油膜厚度分布的影响

Fig. 9 Effect of micro polar fluid parameters on lubricating oil film thickness distribution: (a) film thickness distribution of normal fluid; (b) film thickness distribution of micro polar fluid; (c) film thickness distribution at $X=0$

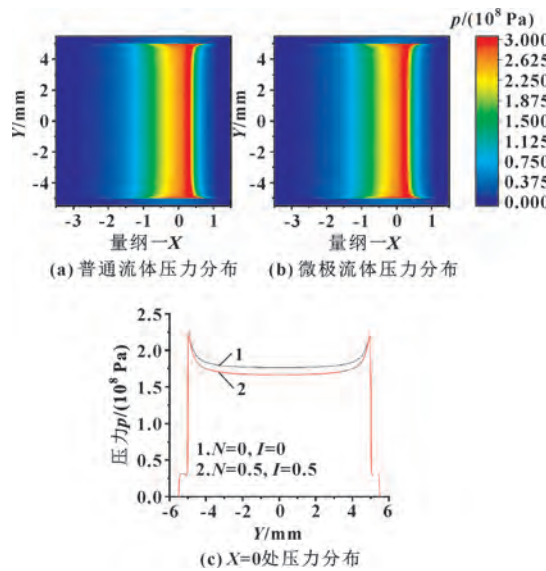


图 10 微极流体参数对润滑油膜压力分布的影响

Fig. 10 Effect of micro polar fluid parameters on film pressure distribution: (a) film pressure distribution of normal fluid; (b) film pressure distribution of micro polar fluid; (c) film pressure distribution at $X=0$

粗糙表面具有许多表面特征，常用的粗糙度模型由高度分布参数和自相关函数描述。WHITEHOUSE和ARCHARD在1970年实验中发现粗糙度服从高斯分布，因此，文中采用粗糙表面数字仿真来生成服从

高斯分布的轴承表面粗糙度，从而使得润滑计算的结果更能反映真实的润滑状态。如图11所示，横截面粗糙度沿各坐标轴为高斯分布，最大粗糙度幅值为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ ，两表面粗糙度的算术平均值为 $0.3125\text{ }\mu\text{m}$ 。

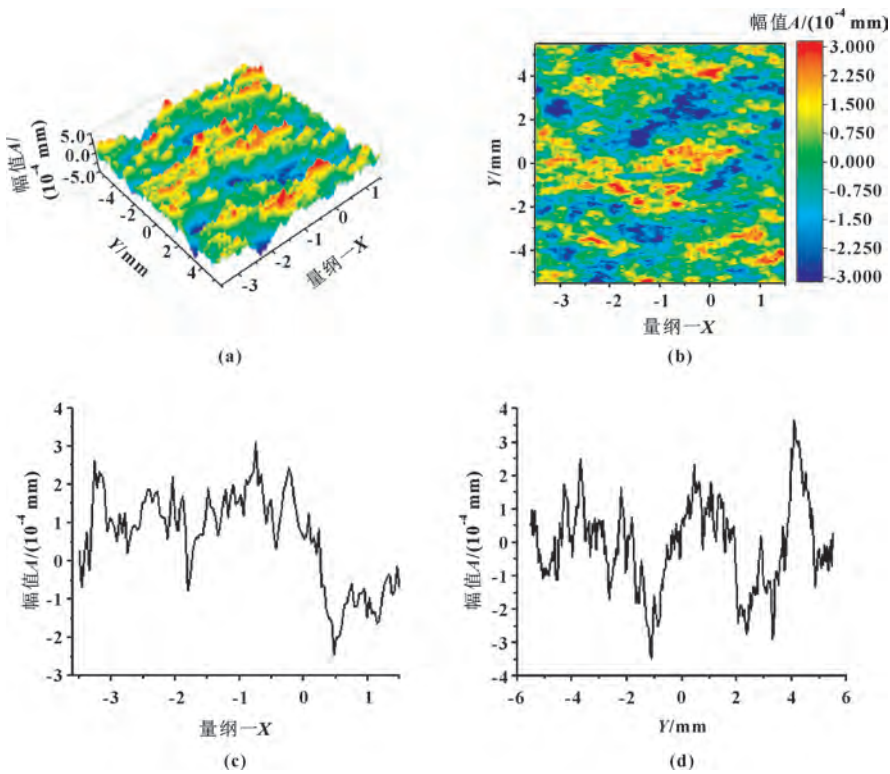


图 11 服从正态分布的表面粗糙度

Fig. 11 Surface roughness conforming to normal distribution

根据图11所示的粗糙度分布，计算了圆柱滚子的弹流润滑结果，并与光滑解进行了比较。

图12显示了凸度变化对油膜厚度和压力分布的影响。当 $\delta=0$ 时，最小膜厚出现在滚子两侧的端部。随着凸度的增加，滚子端部的润滑状况逐渐改善，油膜分布将沿滚子轴向向中部集中。结果表明，滚子凸度的增加使得滚子端部的膜厚增加，压力减小，避免出现边缘应力集中，且形成了完整的润滑油膜可更好地平衡外载荷，保护接触副表面，可以改善滚动轴承的“边缘效应”，避免润滑失效。

由图12 (b)和图12 (d)可知，沿 X 轴正方向，压力值先增大后减小，最大值靠近出油口处。当 $\delta=0$ 时，滚子两侧会有较高的油膜压力。但随着凸度的增大，“边缘效应”逐渐改善，压力分布沿滚子轴向向

中间集中，辊中间出现较高压力。

从图12 (c)、(d)中可以清楚地看到，粗糙表面的油膜厚度小于 $1.0\text{ }\mu\text{m}$ 的区域明显大于光滑表面的区域；同时，粗糙表面的油膜压力大于 3.0 MPa 的区域也略大于光滑表面的区域并且压力分布会有所波动。这是由于粗糙峰使得两接触面的初始间隙变小，并且在一定的流量条件下，流速增大，导致油膜压力增大。同时相较于光滑表面，滚动轴承所承受的载荷由润滑油膜所承担转变为由润滑油膜和表面粗糙峰共同承担，为了使得油膜厚度形状平滑，油膜压力将在粗糙峰处增大，将粗糙峰“压平”。因此，在轴承润滑过程中，滚子与滚道接触区域的润滑状况比理想状态下的润滑状况差很多。

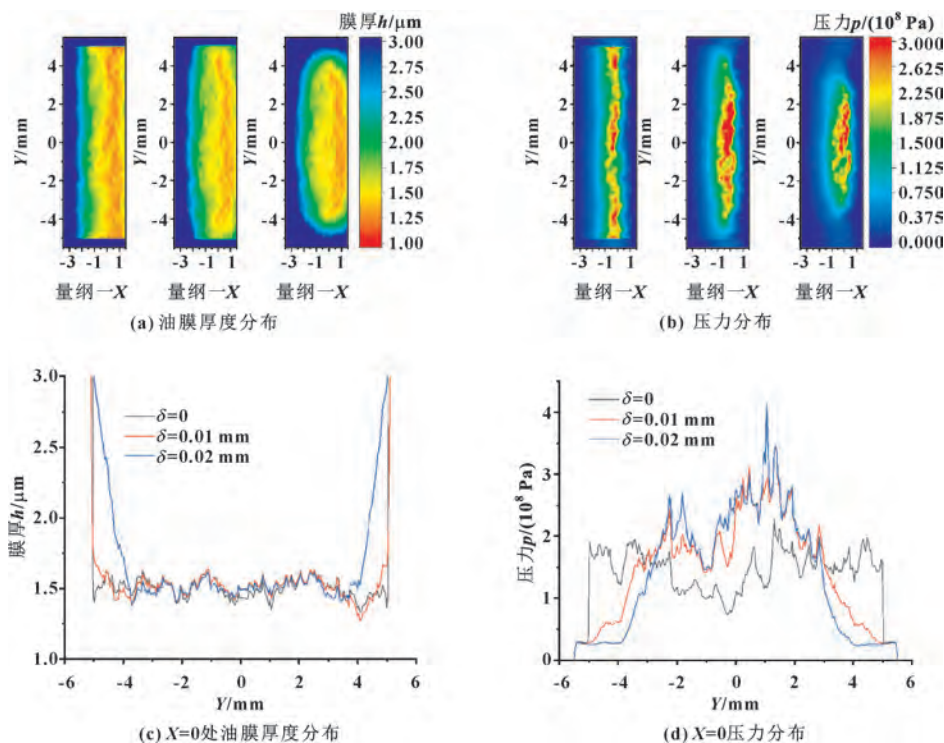


图 12 凸度变化对油膜厚度和压力分布的影响

Fig. 12 Influence of convexity change on oil film thickness and pressure distribution: (a) oil film thickness distribution; (b) pressure distribution; (c) oil film thickness distribution at $X=0$; (d) pressure distribution at $X=0$

4.3 改进的最小膜厚方程

为了评价轴承的润滑性能，必须进行可靠性分析，可靠性分析需要显式的最小油膜厚度表达式。因此，为拟合最小膜厚方程而选择的输入参数范围如表 2 所示。根据轴承的实际工作情况，选择载荷、转速和材料参数的范围。粗糙度的选定范围为 $0.1 \sim 0.45 \mu\text{m}$ 。量纲一微极流体参数的选择范围为 $0.1 \sim 0.7$ 。

表 2 参数范围

Table 2 Parameter range

参数	数值	参数	数值
W/N	5 000~10 000	l	0.1~0.7
$U/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	0.1~0.5	$\sigma/\mu\text{m}$	0.1~0.45
G	5 160	δ/mm	0.01~0.02
N	0.1~0.7		

对于膜厚，在不考虑表面粗糙度的情况下，假设

方程的形式为 $c_1 W^{c_2} U^{c_3} G^{c_4}$ ，这种形式被许多文献所采用，可以通过简单的计算获取最小膜厚的信息。文中在上述形式基础之上，乘上一个考虑表面粗糙度和微极性流体的影响因子，得到最小膜厚的形式为

$$H = c_1 W^{c_2} U^{c_3} G^{c_4} [1 + c_5 W^{c_6} U^{c_7} G^{c_8} \sigma^{c_9} l^{c_{10}} N^{c_{11}} \delta^{c_{12}}]$$

只需确定系数 $c_1 \sim c_{12}$ ，最小膜厚方程就确定了。

当 $\sigma=0$ ， $\delta=0$ ， $l=0$ 或 $N=0$ 时，改进后的膜厚方程将退化为光滑表面的膜厚方程。表 3 显示了所选样本点数据，采样点数据基于弹性流体动力润滑数据。采样点数据以弹流润滑数据为基础，通过正交试验选取样本点。7 因素 3 水平表设计如表 3 所示，共 15 组。通过正交试验选取的样本点，以最少的试验次数保证了试验结果相当于大量的综合试验。通过对 15 组数据进行拟合，最佳曲线结果如表 3 所示。可知，拟合值与精确值的最小误差为 0.00%，最大误差为 14.61%。然而，在实际运行中不会出现最大误差时的工况，因此拟合效果较为理想。

Table 3 Fitting data of minimum film thickness equation

改进后的薄膜厚度方程为

$$H_{\min} = 2.013W^{-1.030}U^{0.686}G^{-0.5379} \times (1 - 2.881W^{-0.479}U^{-0.047}G^{0.468}\sigma^{-0.717}l^{0.554}N^{3.068}\delta^{0.240}) \quad (36)$$

在实际工作条件下,采用简单随机抽样选取的 12 组数据检验膜厚方程的准确性,结果如表 4 所示。最大误差为 7.14%,最小误差为 0.65%,平均误差

Table 4 Fitting data of improved minimum film thickness formula

W/N	$U/(m \cdot s^{-1})$	G	$\bar{\sigma}/\mu m$	l	N	δ/mm	$H_{min}/\mu m$		误差 $\varepsilon/\%$
							计算值	拟合值	
7 500	0.25	5 160	0.18	0.20	0.20	0.020	0.868	0.806	7.14
5 400	0.30	5 160	0.24	0.50	0.32	0.015	1.32	1.34	1.52
8 000	0.45	5 160	0.40	0.60	0.22	0.012	1.09	1.13	3.67
6 400	0.32	5 160	0.25	0.54	0.27	0.018	1.19	1.15	3.36
7 800	0.17	5 160	0.30	0.35	0.15	0.015	0.567	0.590	4.05
5 800	0.42	5 160	0.27	0.13	0.36	0.017	1.54	1.53	0.65
7 400	0.35	5 160	0.38	0.47	0.26	0.013	1.02	1.03	0.98
9 200	0.33	5 160	0.16	0.53	0.15	0.016	0.845	0.787	6.86
9 400	0.3	5 160	0.30	0.64	0.55	0.010	0.870	0.851	2.22
7 900	0.47	5 160	0.41	0.37	0.65	0.013	1.38	1.41	2.15
8 500	0.23	5 160	0.36	0.68	0.60	0.019	0.825	0.845	2.31
5 800	0.13	5 160	0.19	0.24	0.55	0.014	0.860	0.807	6.20
Average error								$\overline{ \varepsilon }$	3.43

表 5 给出了改进的膜厚方程与未考虑表面粗糙度和微极流体的弹流润滑数值分析结果的比较。研究的工况为： $W=5\ 000\ \text{N}$ ， $U=0.2\ \text{m/s}$ ， $G=5\ 160$ ， $\sigma=0.312\ 5\ \mu\text{m}$ ， $l=0.5$ ， $N=0.5$ ， $\delta=0.01\ \text{mm}$ 。

在相同工况下，弹流润滑计算结果为 $1.02\ \mu\text{m}$ ，改进的油膜厚度方程计算结果为 $1.21\ \mu\text{m}$ ，误差为 15.70% 。微极流体中固体颗粒的作用等同于增加了润滑油的等量黏度，因此使得整体的润滑油膜增大，最小膜厚也会相应增加。当粗糙度存在时，两接触表面若出现波谷与波谷相对时，该区域的润滑油膜则会有一定程度的增加。当两者的影响叠加时，最小膜厚会趋于增大。结果与 NADUVINAMANI 和 KASHINATH^[25]的结果一致。因此，该拟合方程可以很好地替代考虑表面粗糙度和微极流体的圆柱滚子轴承弹流润滑计算，并可代替复杂的弹流润滑计算进行可靠性分析，大大简化了计算过程。

表 5 方法计算对比

Table 5 Method calculation comparison

方法	最小膜厚 $H_{\min}/\mu\text{m}$
EHL	1.02
改进的最小膜厚方程	1.21

图 13 显示了在上述工况下，载荷和转速的标准差变化对轴承润滑可靠性的影响。当载荷和速度的标准差较小时，标准差的波动对润滑可靠性影响不大。随着载荷和速度标准差的不断增大，润滑可靠度也呈线性下降。因此，保证轴承工作状态的稳定性是保证可靠润滑的首要目标。

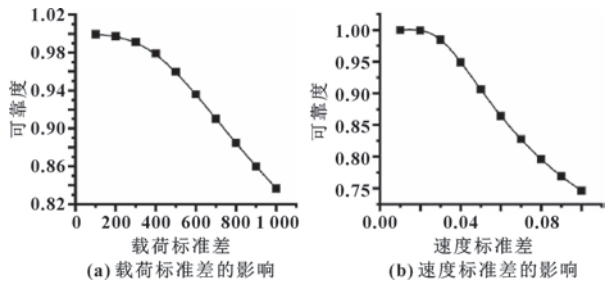


图 13 随机参数标准差对润滑可靠性的影响

Fig. 13 The influence of random parameter standard deviation on lubrication reliability: (a) the influence of load standard deviation; (b) the influence of speed standard deviation

5 结论

基于轴承动力学、轴承结构参数及微极流润滑理论，建立了有限长圆柱滚子轴承润滑可靠性模型。得到如下结论：

(1) 相比于无限长微极流润滑模型，在滚子两端出现“边缘效应”。此处油膜厚度最小，油膜压力最大，因此在轴承滚子两端的润滑情况最为恶劣。同时由于表面粗糙度的存在，油膜厚度及压力分布会有所波动，滚子与滚道接触区域的润滑状况比理想状态下的润滑状况差很多。

(2) 增加滚子凸度，可以改善滚动轴承的“边缘效应”。随着凸度的增加，滚子端部的润滑状况逐渐改善，油膜分布将沿滚子轴向向中部集中，压力分布也沿滚子轴向向中间集中，同时滚子中间出现较高压力。

(3) 改进的最小膜厚方程可用于轴承润滑可靠性的研究。同时，通过数值计算验证了改进方程的准确性。改进的最小膜厚方程考虑了表面粗糙度和微极性流体的影响，能更准确地反映实际润滑情况。

参考文献

[1] CHANG L, CONRY T F, CUSANO C. Analysis of high-speed cylindrical roller bearings using a full elastohydrodynamic lubrication model. Part 2: results [J]. Tribology Transactions, 1990, 33(2): 285-291.

[2] CAO W, WANG J X, PU W, et al. The effect of round corner on lubrication of high speed cylindrical roller bearings considering skidding [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2017, 69(6): 833-843.

[3] LI J N, CHEN W. Effects of different structure parameters on skidding of high-speed roller bearing considering bearing whirling [J]. Journal of Vibroengineering, 2014, 16(2): 748-760.

[4] 贾志博, 邱明. 高速轻载圆柱滚子轴承打滑率的计算 [J]. 轴承, 1999(4): 4-6.

JIA Z B, QIU M. Calculation of slip rate of cylindrical roller bearing at high speed and light load [J]. Bearing, 1999(4): 4-6.

[5] CAO W, WANG J X, PU W, et al. A study on the effect of acceleration on slip velocity and lubrication performance in cylindrical roller bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(10): 1231-1243.

[6] ZHANG Y Z, CAO H, KOVALEV A, et al. Numerical running-in method for modifying cylindrical roller profile under mixed lubrication of finite line contacts [J]. Journal of Tribology, 2019, 141(4): 041401.

[7] 华同曙, 丁璐璐, 陈晓阳, 等. 凸度滚子重载变速工况弹流润滑的实验研究 [J]. 润滑与密封, 2010, 35(10): 46-48.

- HUA T S, DING L L, CHEN X Y, et al. Experimental investigation for cylindrical roller of EHL under heavy load and varying entrainment [J]. *Lubrication Engineering*, 2010, 35 (10) : 46–48.
- [8] DOWSON D, HIGGINSON G R. *Elasto-hydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication* [M]. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [9] GELINCK E R M, SCHIPPER D J. Deformation of rough line contacts [J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121 (3) : 449–454.
- [10] MOES H. Optimum similarity analysis with applications to elastohydrodynamic lubrication [J]. *Wear*, 1992, 159 (1) : 57–66.
- [11] GELINCK E R M, SCHIPPER D J. Calculation of Stribeck curves for line contacts [J]. *Tribology International*, 2000, 33 (3/4) : 175–181.
- [12] BAKOLAS V, MIHAILIDIS A. Analysis of rough line contacts operating under mixed elastohydrodynamic lubrication conditions [J]. *Lubrication Science*, 2004, 16 (2) : 153–168.
- [13] AKBARZADEH S, KHONSARI M M. Thermoelastohydrodynamic analysis of spur gears with consideration of surface roughness [J]. *Tribology Letters*, 2008, 32 (2) : 129–141.
- [14] HUANG X B, WANG Y Q. Transient elastohydrodynamic lubrication analysis of spur gears running-in considering effects of solid particles and surface roughness [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2016, 68 (2) : 183–190.
- [15] MASJEDI M, KHONSARI M M. On the effect of surface roughness in point-contact EHL: Formulas for film thickness and asperity load [J]. *Tribology International*, 2015, 82 : 228–244.
- [16] XU G, SADEGHI F, HOEPRICH M. Residual stresses due to debris effects in EHL contacts [J]. *Tribology Transactions*, 1997, 40 (4) : 613–620.
- [17] 李娜娜, 韩海燕, 曹凡. 固体颗粒分布对轴承润滑的影响 [J]. *润滑与密封*, 2018, 43 (8) : 32–35.
- LI N N, HAN H Y, CAO F. Effects of solid particles distribution on bearing lubrication [J]. *Lubrication Engineering*, 2018, 43 (8) : 32–35.
- [18] HARRIS T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings [J]. *A S L E Transactions*, 1966, 9 (3) : 229–241.
- [19] KHONSARI M M, BREWE D E. On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids [J]. *Tribology Transactions*, 1989, 32 (2) : 155–160.
- [20] CHU L M, CHANG Y P, HSU H C. Effects of surface roughness on transient squeeze EHL motion of circular contacts with micropolar fluids [J]. *Microsystem Technologies*, 2020, 26 (9) : 2903–2911.
- [21] ZHU D, WANG J X, REN N, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication in finite roller contacts involving realistic geometry and surface roughness [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 134 (1) : 011504.
- [22] NAHM A H, BAMBERGER E N. Rolling contact fatigue life of AISI M-50 as a function of specific film thickness ratio using a high speed RC rig [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1980, 102 (4) : 534–538.
- [23] TAO Y R, LIANG B W, ZHANG J H. A time-dependent reliability analysis method for bearing lubrication [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2020, 61 (5) : 2125–2134.
- [24] HU Y, LIU S J, DING S, et al. Application of response surface method for contact fatigue reliability analysis of spur gear with consideration of EHL [J]. *Journal of Central South University*, 2015, 22 (7) : 2549–2556.
- [25] NADUVINAMANI N B, KASHINATH B. Surface roughness effects on the static and dynamic behaviour of squeeze film lubrication of short journal bearings with micropolar fluids [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2008, 222 (2) : 121–131.

面心立方晶体结构高熵合金强韧化机制获揭示

广东省科学院中乌焊接研究所、华南理工大学、美国达特茅斯学院等研究人员研究揭示面心立方晶体结构高熵合金强韧化机制。

高熵合金由于优异的力学与物理化学性能受到了国内外学界的广泛关注，其复杂强韧化机制保障了高熵合金具有高加工硬化率与稳定塑性变形能力，可打破传统合金存在的强度-韧性关系倒置瓶颈。其中，共格纳米 L12 相强化的面心立方晶体结构高熵合金，具有优异的高温、常温、低温力学性能，其强韧化机制与塑性变形机制是目前的研究热点。

研究人员在前期研究基础上，利用电弧熔炼方法制备了 (CoCrNi) 94Al3Ti3 高熵合金块体，随后利用轧制与热处理获得了纳米 L12 相 (23.2 nm, 37%) 强化的超细晶 (0.61 μm) 块体。

研究表明，该超细晶高熵合金获得了优异的强韧综合力学性能，屈服强度达到了 1 203 MPa，抗拉强度达到了 1 577 MPa，延伸率达到了 24%。细晶强化对屈服强度的贡献约为 339 MPa，析出强化对屈服强度的贡献约为 389 MPa。

该研究不但通过热机械加工细化了高熵合金组织与提升了高熵合金强韧综合力学性能，同时也为高强韧高熵合金的设计提供了新的思路。

(来源：中国科学报)

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.010

文献引用: 张紫铜, 黄雅婷, 李连良, 等. 聚二甲基硅氧烷表面改性及其对牛奶润滑特性评估的影响[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 74-80.

Cite as: ZHANG Zitong, HUANG Yating, LI Lianliang, et al. Surface modification of polydimethylsiloxane and its effect on evaluation of milk lubricating properties [J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 74-80.

聚二甲基硅氧烷表面改性及其对牛奶润滑特性评估的影响^{*}

张紫铜¹ 黄雅婷¹ 李连良¹ 王巍琦²

(1. 北京工商大学人工智能学院 北京 100048; 2. 清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 口腔摩擦学是食品口感研究的重要问题。针对模拟口腔材料聚二甲基硅氧烷 (PDMS) 与真实口腔表面亲水性的差异, 对 PDMS 表面进行紫外臭氧辐照 (UVO) 处理, 研究 PDMS 表面改性的效果及对牛奶润滑特性评估的影响。利用接触角测量仪、XPS 分析仪、激光共聚焦显微镜分别表征了 PDMS 表面宏观亲水性、表面微观化学成分、表面形貌, 采用微摩擦磨损试验机评估不同脂肪含量牛奶的润滑特性, 并分析 PDMS 表面物理化学性质对牛奶润滑特性影响机制。结果表明: PDMS 表面 UVO 处理 1 和 4 h, 接触角由 110° 分别降至 82° 和 60°, PDMS 表面氧硅原子比升高, 且形成玻璃态 SiO_x 薄膜; PDMS 摩擦副表面性质会影响摩擦性能, 其中亲水 PDMS 表面的摩擦因数大于疏水 PDMS 表面, 这是因为 UVO 处理后的 PDMS 表面亲水性提高, 但表面粗糙度增大, 增大了蛋白质黏附强度; 脱脂牛奶的摩擦因数高于全脂牛奶, 这是因为牛奶中脂肪含量下降影响流体润滑成膜, 导致摩擦因数增加。研究结果有助于理解乳制品口感形成机制, 为食品口感的体外综合评价提供参考。

关键词: 聚二甲基硅氧烷; 表面改性; 润滑特性; 口腔摩擦学; 紫外臭氧辐照

中图分类号: TH117.2; TB324

Surface Modification of Polydimethylsiloxane and Its Effect on Evaluation of Milk Lubricating Properties

ZHANG Zitong¹ HUANG Yating¹ LI Lianliang¹ WANG Weiqi²

(1. School of Artificial Intelligence, Beijing Technology and Business University, Beijing 100048, China;

2. State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Studies of “oral tribology” have attracted growing interests in food industry. However, there is a problem that the properties of the simulated oral material, the poly dimethylsiloxane (PDMS) is obviously different from the real oral surface. The ultraviolet/Ozone treatment was employed for PDMS surface modification, and the influences of PDMS surface properties on the evaluation of milk lubrication properties was investigated. The hydrophilicity, surface compositions and surface topography were characterized with contact angle goniometer, X-ray photoelectron spectroscopy (XPS) and Confocal laser scanning microscope (CLSM) respectively to identify changes of physical and chemical properties of PDMS surface. The tribological measurement was carried out on the UMT-3 tribometer to evaluate lubrication properties of milk with different fat content, and analyze the influence mechanism of surface physical and chemical properties of PDMS on milk lubrication characteristics. The results show that after UVO treatment for 1 h and 4 h, the contact angle is decreased from 110° to 82° and 60° respectively. The atomic ratio of oxygen vs. silicon on the PDMS surface is increased, and a glass-like SiO_x film is formed to increase the hydrophilicity. The surface properties of the PDMS friction pair will affect the tribological performance. Among them, the coefficient of friction (COF) of the hydrophilic PDMS surface is higher than that of the hy-

^{*} 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51675297; 31901817); 摩擦学国家重点实验室开放基金项目 (SKLTKF19B16; SKLTKF20B12)

收稿日期: 2021-03-04; 修回日期: 2021-04-23

作者简介: 张紫铜 (1997—), 男, 硕士研究生, 研究方向为纳米摩擦学。E-mail: zzt03090602@163.com。

通信作者: 黄雅婷 (1982—), 女, 博士研究生, 副教授, 研究方向为表面超精加工, 纳米摩擦学。E-mail: huangyating@th.btbu.edu.cn。

drophobic PDMS surface. This is because the hydrophilicity of the PDMS surface after UVO treatment is improved, but the surface roughness increases, adhesion strength of the protein is increased. The COF of skimmed milk is higher than that of whole milk. This is because the decrease in fat content will affect fluid lubrication and film formation, resulting in an increase in COF. The study contributes to better understand the mechanism of milk textural sensation and systematic ex vivo evaluation of food taste.

Keywords: poly dimethylsiloxane; surface modification; lubrication properties; oral tribology; Ultraviolet-Ozone irradiation

为避免“三高”和肥胖症等疾病, 健康的高蛋白低脂食品成为更多消费者的选择, 维持流体食品脂质口感成为食品研发面临的关键问题。口腔摩擦学可以描述食品口腔加工过程中上颚、舌头和食品之间相对运动而产生的触觉感官, 是评价食品口感的重要方法之一^[1-2]。1977 年 KOKINI 等^[3]首次提出脂质口感形成与食品流体的黏度和舌头感受到的摩擦力相关。因而, 结合摩擦学和食品科学的研究方法评价流体食品口腔加工过程中的脂质口感, 对于揭示脂质口感形成机制、开发低脂健康食品有重要意义。

研究人员开发了不同的口腔摩擦因数评估手段。MO 等^[4]通过在志愿者口腔内进行原位润滑测量, 指出摩擦因数与脂质口感形成有强相关性。一系列基于流变仪的摩擦力测量方式^[5]是一种降低设备门槛的测量方式, 并且可以得到从边界润滑到流体润滑范围内的 Stribeck 曲线, 但是对于边界润滑区测量精度不足, 限制了润滑机制研究的深入。微型牵引仪 (MTM) 是使用最广泛的点接触摩擦测量装置。基于此仪器, KROP 等^[6]将水凝胶作为半固态食品的模型, 研究了体外仪器测量和感官方面的关系; SARKAR 等^[7]发现乳清蛋白微凝胶中摩擦因数的降低是类似于滚珠轴承的机制; CHOJNICKA-PASZUN 等^[8]和 STOKES 等^[9]实验给出微量脂肪和多糖吸附膜的边界润滑规律。但是此种测量方法采用球盘摩擦副旋转运动, 与真实口腔运动模式存在差异。CAMPBELL 等^[10]考虑口腔内的往复运动模式, 用 UMT 的销盘式摩擦副模拟椭圆形口腔运动轨迹, 表征了不同条件下分离乳清蛋白 (WPI) 颗粒溶液的摩擦因数。为进一步研究油脂对口腔摩擦因数的影响以及脂质口感形成机制, 本文作者选择使用 UMT-3 摩擦磨损试验机球盘摩擦副 (模拟口腔与上颚) 以及往复运动模式更好地模拟真实口腔加工。

在唾液的成分和口腔组织的模拟方面, 研究人员开展了大量研究。唾液中的微量多糖和蛋白质可以在口腔内壁形成润滑膜, 减小摩擦因数^[11-13]。陈建设和王鑫淼^[11]在唾液调控条件下指出了涩感的形成机制。DRESSELHUIS 等^[14]采用猪舌进行实验, 但是数据重复性不理想。体外模拟口腔加工中, PDMS 是最

常用模拟口腔的材料^[15-16], 但 PDMS 本身是疏水材料^[17], 而口腔组织由于唾液涂布呈亲水性。研究表明, 可以通过氧等离子体处理^[18]、动态涂层修饰^[19]、硅烷化^[20]等方法使 PDMS 表面具有亲水性从而使其接近口腔表面特性。YUN 等^[21]、吕宏峰等^[22]和姚树寅等^[23]发现使用紫外臭氧辐照处理法可以较长时间保持 PDMS 表面亲水性状态, 这种方法成本低且易于实现。但由于紫外臭氧改性对 PDMS 表面物理化学特性和摩擦性能的影响尚未了解清楚, 因此进一步分析改性 PDMS 物理化学性质对研究牛奶润滑性能的影响有重要意义。

本文作者从摩擦副表面性质和运动状态两方面模拟真实口腔加工, 对不同脂肪含量牛奶的摩擦因数进行比较。首先用紫外臭氧处理法对 PDMS 进行亲水改性, 然后采用球盘式往复运动模拟口腔运动, 在 UMT-3 摩擦磨损试验机上研究不同表面性质摩擦副、不同脂肪含量牛奶的润滑条件下, 摩擦副表面性质、脂肪含量对牛奶摩擦学性能的影响。采用 X 射线光电子能谱仪 (XPS) 等手段分析 PDMS 表面改性前后成分, 分析表面物理化学性质对牛奶润滑特性影响机制。

1 实验方法

1.1 摩擦副材料及成型

所有实验的摩擦副均由道康宁公司的聚二甲基硅氧烷 (PDMS, Sylgard 184 Dow Corning, USA) 固化制成。上试样模具为聚苯乙烯 96 孔带圆形孔的细胞培养板 (6 mm), 下试样模具为直径 35 mm 的圆形培养皿。将基础液与固化剂按 10:1 比例混合^[24], 使用玻璃棒搅拌 10 min 后倒入模具中, 用真空泵将混合液中的气泡抽出, 在 80 °C 恒温干燥箱中静置 2 h 固化成型, 冷却至室温后使用乙醇脱模取出。

1.2 PDMS 表面改性

将制备好的 PDMS 试样放置在紫外臭氧灯下进行紫外辐照处理 (UVO), 样品与灯管距离 5 cm, 照射时间为 8 h, 每隔一段时间取出一个样品放在接触角测量仪下进行接触角测量, 观察 UVO 处理对 PDMS 表面改性情况。

1.3 接触角测量

采用接触角测量仪 (XG-CAM) 测量 PDMS 试

样表面的亲水性。在室温（25℃）下，将试样置于测试平台上，通过微量进样器在试样表面滴 2 μL 去离子水（DI），采用 CAM7.1 接触角分析软件对液滴施加到表面后 1 min 内的 2 个倾角点的图像进行分析，3 次测量后取平均值。

1.4 摩擦磨损实验

采用 UMT-3 摩擦磨损试验机（Bruker, Germany）模拟口腔中舌与上颚之间的往复运动。实验所用设备为 UMT-3 型多功能摩擦磨损试验机，接触方式为球-盘式（模拟舌头与上颚）。实验装置示意图如图 1 所示。运动模块选用曲柄滑块机构实现往复直线运动，行程为 10 mm，载荷为 1 N，速度为 10 mm/s^[25]，运动时间为 3~15 min。

摩擦副材料为 UVO 改性处理和未处理的 PDMS。实验设计如表 1 所示。润滑剂选用脂肪质量分数为 3.8% 的全脂牛奶和不含脂肪的脱脂牛奶。每次实验更换新的摩擦副及新的润滑剂。

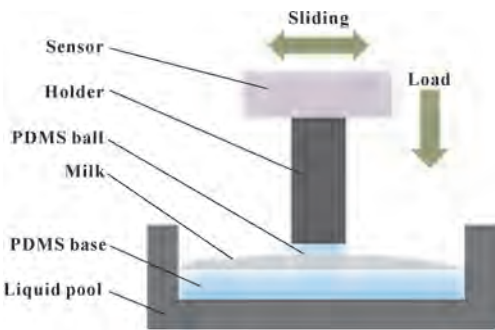


图 1 UMT-3 摩擦磨损试验机装置示意

Fig. 1 Schematic of UMT-3 friction and wear tester

表 1 实验设计及参数

Table 1 Experiment design and parameters

实验分组	样品	时间 t/min
1	疏水性 PDMS、全脂牛奶	3
2	疏水性 PDMS、脱脂牛奶	3
3	亲水性 PDMS、全脂牛奶	3
4	亲水性 PDMS、脱脂牛奶	3
5	疏水性 PDMS、纯净水	8
6	疏水性 PDMS、全脂牛奶	15

1.5 PDMS 表面表征

使用激光共聚焦显微镜（Olympus, OLS5000）对改性前后 PDMS 试样表面形貌进行观测。物镜为 MPLFLN10×LEXT，图像像素尺寸为 1 024×1 024，扫描方式为 3D 标准+颜色，观察改性前后 PDMS 表面

形貌变化。

使用 X 射线光电子能谱仪（ULVAC PHI, Quan-tera II）对样品表面元素化学键进行表征。激发源采用 Al 的 Kα 线 X 射线，能量分析器固定透过能为 1 486.6 eV，束斑直径为 100 μm，能量分辨率为 0.48 eV。观察对比 PDMS 表面元素的特征峰及含量在 UVO 处理前后的变化情况，进一步探讨经紫外臭氧灯照射处理后 PDMS 改性的机制。

2 结果与分析

2.1 PDMS 表面接触角

PDMS 表面接触角随 UVO 处理时间变化如图 2 所示。未经 UVO 处理的 PDMS 接触角为 106°，此时 PDMS 表面表现为疏水性。随着 UVO 处理时间的增加，PDMS 表面接触角逐渐减小。其中 UVO 处理 0.5 h 后 PDMS 表面接触角为 90°，此时 PDMS 表面性质介于亲水疏水之间；照射 1 h 后 PDMS 表面接触角为 82°，表现为亲水性；随着照射时间的延长，亲水性进一步增强，2 h 后接触角达到 65°；此后接触角变化不再明显，照射 4~8 h，接触角保持在 60°左右。结果表明，UVO 处理 2 h 后，PDMS 表面表现为良好的亲水性。

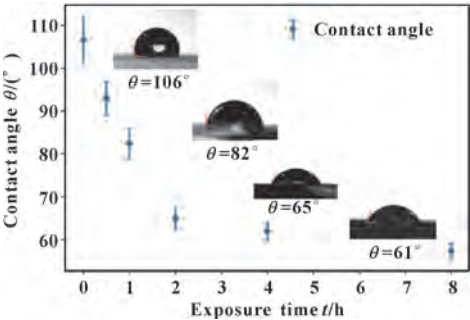


图 2 接触角与照射时间的关系

Fig. 2 Relation of contact angles with different exposure time

2.2 牛奶润滑性能的评估

图 3 所示为 UMT-3 摩擦磨损试验机测量的脂肪含量不同的牛奶在不同表面性质的 PDMS 中的摩擦因数。图 3（a）所示为稳定工作阶段（HB-fat 为 800 s，其余为 175 s 时）2 个往复行程下的摩擦因数变化曲线，图 3（b）所示为整个工作时间下的摩擦因数变化曲线。图 3（a）中 A、C 段表示摩擦过程中运动去程，B、D 段表示回程。在单一行程中，运动开始时摩擦因数急剧增大，行程过程中后摩擦因数逐渐平稳，在到达行程端点处后摩擦因数急剧下降至 0，而后回程同理。去程和回程产生的摩擦因数峰值有不超过 10% 的差异。取原始数据每个周期中摩擦因数在峰值的 80%

以上的数值的平均值进行数据分析，保证选取的摩擦因数都在相同的相对运动速度和稳定工况下产生，再通过均值低通滤波处理后得到图3(b)。对实验时间120~180 s时产生的摩擦因数取平均，3次实验后得到摩擦因数均值如图3(c)所示。

在图3(a)中，亲水性PDMS表面产生的摩擦因数曲线有很多‘毛刺’，疏水性PDMS产生的摩擦

因数曲线较为平滑。另外，相对而言，疏水性PDMS表面的摩擦因数则在达到峰值后缓慢降低，而亲水性处理后PDMS在一个行程内的摩擦因数达到峰值后基本保持不变，这与PDMS材料的黏弹性有关。PDMS本身弹性模量仅有5 kPa~2 MPa^[26]，是典型的黏弹性材料，变形量随加载时间增加而增大，在单行程内摩擦因数随加载时间增加而减小^[27]。

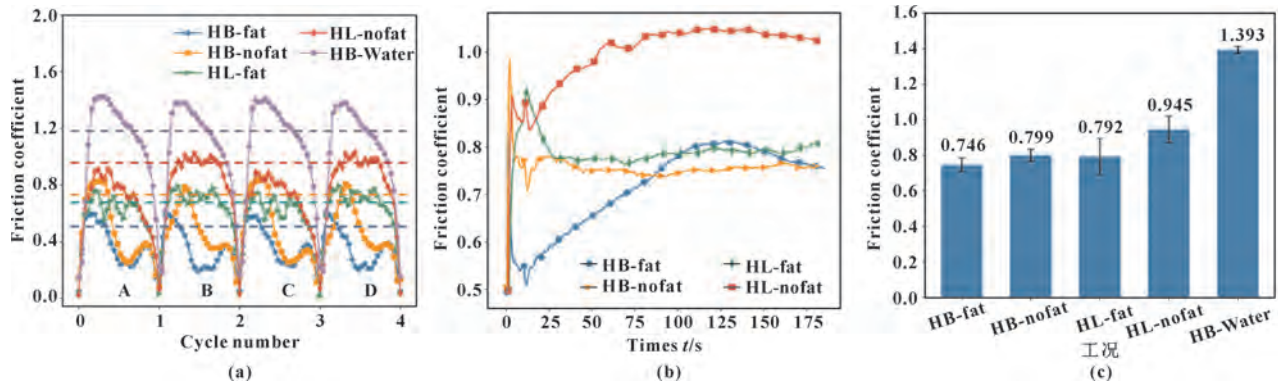


图3 典型摩擦因数曲线(2个往复,虚线表示距峰值20%的位置)(a),不同工况下摩擦因数随时间变化曲线(b)和不同工况下的摩擦因数(c)(HB为疏水PDMS,fat为全脂牛奶,HL为亲水PDMS,nofat为脱脂牛奶,Water为纯净水)

Fig. 3 Typical friction coefficient curves (2 cycles, the dash lines indicate the position at 20% of peak value) (a), variation in friction coefficient with respect to time at different working conditions (b), friction coefficient at different conditions (c) (HB is Hydrophobic PDMS, fat means whole milk, HL is hydrophilic PDMS, nofat means skimmed milk, Water is pure water)

图3(c)中不同表面性质的PDMS在不同脂肪含量的牛奶中对摩产生的摩擦因数各不相同。其中全脂牛奶在疏水性PDMS和亲水性PDMS表面产生的摩擦因数分别为 0.746 ± 0.039 和 0.792 ± 0.102 ;脱脂牛奶在疏水性PDMS和亲水性PDMS表面产生的摩擦因数分别为 0.799 ± 0.035 和 0.945 ± 0.075 ;水在疏水性PDMS表面产生的摩擦因数为 1.393 ± 0.020 。由此可见,亲水性PDMS比疏水性PDMS表面摩擦因数大,脱脂牛奶的摩擦因数高于全脂牛奶的摩擦因数,水的摩擦因数明显大于牛奶的摩擦因数。

从摩擦副的表面性质分析,亲水表面会增强水基润滑剂及蛋白质的吸附力,增大摩擦因数。从润滑剂的成分分析,蛋白质吸附膜和脂肪的流体动压效应均可以减小摩擦,起到润滑作用。图3(b)中,全脂牛奶和脱脂牛奶的摩擦因数变化情况不同,说明蛋白质吸附膜与脂肪的流体动压效应的减摩机制并不相同。

图3(b)中所有样品在启动后产生很大静摩擦,

随后减小为一个较小的滑动摩擦。脱脂牛奶在亲水性PDMS和疏水性PDMS表面产生的摩擦因数在开始阶段随着时间增加较快稳定,依靠蛋白质在摩擦副表面形成的润滑膜,保持润滑效果。而在全脂牛奶中摩擦因数随着时间增加先逐渐增加,达到一个最大值后开始逐渐下降,最终逐渐趋于平稳。

图4所示为PDMS疏水表面全脂牛奶15 min的摩擦因数曲线。初始阶段PDMS表面黏弹性变形不充分,表面粗糙度影响流体动压润滑效果,脂肪形成的流体动压润滑膜厚小于表面粗糙度,蛋白质逐渐沉积,摩擦因数逐渐增加。经过一段时间的磨合,蛋白质吸附膜充分形成,摩擦因数不再增大。而同时,随着表面充分变形,脂肪形成润滑油膜厚度逐渐增加,脂肪的流体动压效应成为减摩的主要因素,摩擦因数开始下降,润滑膜厚趋稳,最后摩擦因数稳定不变^[27]。由于疏水PDMS表面的弹性模量大于亲水表面的弹性模量,全脂牛奶在疏水表面形成稳定润滑膜厚需要更长的时间。

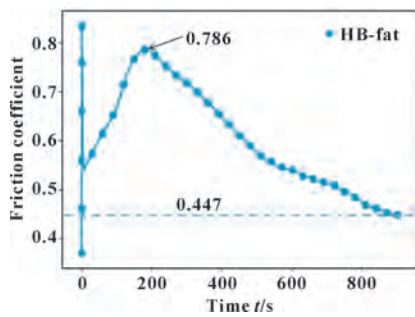


图 4 疏水性 PDMS 全脂牛奶摩擦因数随时间变化曲线
Fig.4 Variation in friction coefficient with respect to time for hydrophobic PDMS and whole milk

为进一步研究图 3 (a) 中亲水性 PDMS 表面产生的摩擦因数曲线‘毛刺’产生的原因,以及摩擦因数较快达到稳定值的原因,对 PDMS 表面做进一步研究。

2.3 UVO 处理对 PDMS 表面形貌的影响

UVO 处理前后,PDMS 表面形貌分别如图 5 和图 6 所示。其中图 (a) 是显微镜明场照片,图 (b) 是表面高度图,图 (c) 是图 (b) 中竖线位置的高度轮廓图。结果表明,未经 UVO 处理的 PDMS 表面平整,峰峰值为 20.164 μm ,样品表面具有一定的波纹度,去掉波纹度计算得到 PDMS 表面粗糙轮廓算术平均偏差度 R_a 为 0.099 μm 。

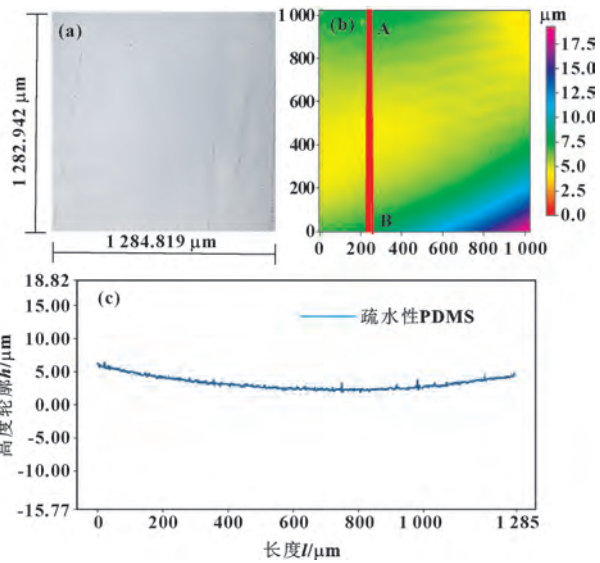


图 5 未处理 PDMS 表面形貌: (a) 显微镜明场照片; (b) 表面高度; (c) 图 (b) 中竖线位置的高度轮廓
Fig.5 Surface topography of untreated PDMS: (a) microscope bright field photos; (b) surface height; (c) height profile of vertical line position in figure (b)

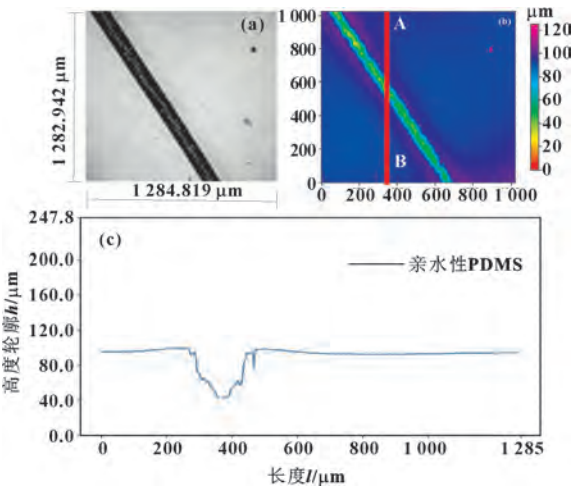


图 6 UVO 处理 4h 后 PDMS 表面形貌: (a) 显微镜明场照片; (b) 表面高度; (c) 图 (b) 中竖线位置的高度轮廓
Fig.6 Surface topography of PDMS with 4 hours UVO treatment: (a) microscope bright field photos; (b) surface height; (c) height profile of vertical line position in figure (b)

经 UVO 处理 4 h 后,PDMS 表面产生微裂纹,图 6 (c) 中测得裂纹深度为 70.320 μm 。微裂纹导致 PDMS 表面峰峰值增大为 127.833 μm ,粗糙度增大,对无裂纹的 A-B 段计算粗糙度,首先去掉波纹度计算得到 PDMS 表面粗糙度轮廓算术平均偏差度 R_a 为 0.176 μm ,依然大于 UVO 处理之前。

因此,经过 UVO 处理,PDMS 表面亲水化同时产生微裂纹,导致 PDMS 表面粗糙度增大。因此亲水性 PDMS 表面产生的微裂纹是摩擦因数曲线‘毛刺’产生的原因。

2.4 PDMS 表面微观化学成分分析

对未经处理和经 UVO 处理 1、4 h 后的 PDMS 进行 X 射线光电子能谱分析,分析样品表面的微观化学成分。氧、硅原子数比例的测试结果如表 3 所示。

表 3 PDMS 表面氧和硅原子数比	
Table 3 Ratio of atom numbers in the PDMS surface (oxygen to silicon)	
紫外臭氧处理时间 t/h	氧与硅原子比
0	1.3 : 1
1	2.04 : 1
4	2.2 : 1

PDMS 化学式为 $(\text{C}_2\text{H}_6\text{OSi})_n$, 氧与硅原子理论比值为 1 : 1。由于制备及试样处理过程中样品表面吸附空气中的氧,实际测得氧与硅原子比 1.3 : 1,氧原子比例微高于理论值^[22]。经过 UVO 处理 1 h 后

PDMS 表面氧与硅原子比值为 2.04 : 1, 处理 4 h 的 PDMS 表面氧与硅原子比值为 2.2 : 1, 氧原子所占比例随着 UVO 处理时间增加而明显增加。

图 7 所示为 UVO 处理 0、1 和 4 h 后 PDMS 样品表面元素特征峰的 XPS 全谱。改性前后 PDMS 表面元素类别一致, 经过 UVO 处理 1 h 后, O 1s 特征峰增强 85%, 经过 UVO 处理 4 h 后 C 1s 峰强减弱, Si 2p 特征峰峰强几乎不变, O 1s 特征峰与未处理 PDMS 相比增强 140%。这与表 3 中氧与硅原子比例增大趋势一致。

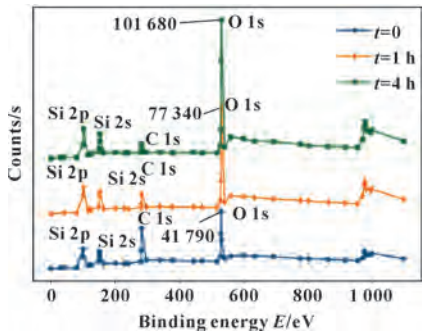


图 7 不同 UVO 处理时间的 PDMS 表面 XPS 谱
Fig. 7 XPS survey spectra of a pristine PDMS substrate and PDMS after UVO treatment for 1 and 4 h

图 8 所示为 Si 2p 特征峰的高分辨谱图。样品经过 UVO 处理 1 h 后 Si 2p 特征峰的中心位置从 102.3 eV 移动到 103.44 eV, 表明 PDMS 表面经过 UVO 处理后表面除了 Si-O 存在外, 还产生了其他价态的 Si。处理 4 h 后 Si 2p 的特征峰位置不变但强度增加。

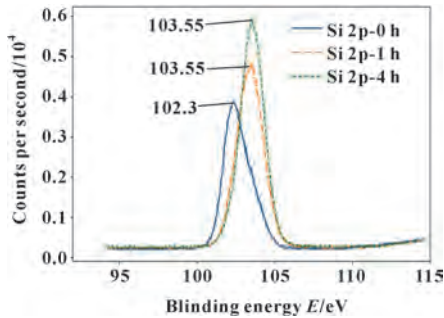


图 8 PDMS 表面 Si 2p 特征峰随照射时间变化
Fig. 8 High-resolution XPS Si 2p scan of PDMS substrate treated with UVO for various times

实验结果表明, PDMS 表面经紫外辐照时, 表面的 Si-C 键被打断, 紫外线使空气中的氧气转化为臭氧, 其强氧化性与 PDMS 表面自由基生成羧基和羟

基提高亲水性^[22]。在紫外和臭氧的双重作用下 PDMS 表面生成了近似玻璃态 SiO_x 薄层, 引起表面微裂纹和粗糙度增加。PDMS 表面改性后表面形成的玻璃态硅氧化物增加了表面弹性模量, 变形量对加载时间的敏感度降低, 所以在图 3 (a) 中亲水性 PDMS 摩擦因数较快达到稳定值。

3 结论

为模拟真实口腔表面特性, 对聚二甲基硅氧烷 (PDMS) 表面进行紫外臭氧辐照 (UVO) 处理, 以改善亲水性。分析亲水化改性前后 PDMS 表面物理化学变化。使用 UMT-3 摩擦磨损试验机对不同脂肪含量牛奶的润滑特性进行评估。结论如下:

- (1) UVO 处理是 PDMS 表面亲水化改性的一种有效手段。UVO-臭氧处理后在 PDMS 表面生成羟基, 并形成近似玻璃态 SiO_x 薄层结构, 是 PDMS 表面亲水化和表面粗糙度增加的根本原因。
- (2) PDMS 摩擦副表面性质会影响牛奶摩擦性能, 亲水性 PDMS 表面粗糙度增加, 牛奶在摩擦副黏附力增强, 摩擦因数大于疏水 PDMS 表面的摩擦因数。
- (3) 牛奶中的脂肪起到减摩作用, 全脂牛奶摩擦因数小于脱脂牛奶摩擦因数, 牛奶中的脂肪在摩擦过程中促进流体润滑膜形成, 起到润滑作用, 减小摩擦因数。

参考文献

[1] 汪琦,朱扬,陈建设.口腔软摩擦理论与测量技术及其在食品感官感知研究中的应用[J].食品科学,2021,42(9):222-232.
WANG Q,ZHU Y,CHEN J S.Application of oral soft friction theory and experimental methods in studying food sensory perception[J].Food Science,2021,42(9):222-232.
[2] 蔡慧芳.“口腔”摩擦学在质构感知上的应用研究[D].杭州:浙江工商大学,2017.
CAI H F.Applications of “oral” tribology in studying texture and sensory perception [D]. Hangzhou: Zhejiang Gongshang University,2017.
[3] KOKINI J L,KADANE J B,CUSSLER E L.Liquid texture perceived in the mouth[J].Journal of Texture Studies,1977,8(2):195-218.
[4] MO L Y,CHEN J S,WANG X M.A novel experimental set up for in situ oral lubrication measurements [J]. Food Hydrocolloids,2019,95:396-405.
[5] PANG Z H,LUO Y W,LI B R,et al.Effect of different hydrocolloids on tribological and rheological behaviors of soymilk gels [J].Food Hydrocolloids,2020,101:105558.
[6] KROP E M,HETHERINGTON M M,HOLMES M,et al.On relating rheology and oral tribology to sensory properties in hydrogels[J].Food Hydrocolloids,2019,88:101-113.
[7] SARKAR A,KANTI F,GULOTTA A,et al.Aqueous lubrication,

- structure and rheological properties of whey protein microgel particles[J]. *Langmuir*, 2017, 33(51): 14699–14708.
- [8] CHOJNICKA-PASZUN A, DE JONGH H H J, DE KRUIF C G. Sensory perception and lubrication properties of milk: Influence of fat content[J]. *International Dairy Journal*, 2012, 26(1): 15–22.
- [9] STOKES J R, MACAKOVA L, CHOJNICKA-PASZUN A, et al. Lubrication, adsorption, and rheology of aqueous polysaccharide solutions[J]. *Langmuir*, 2011, 27(7): 3474–3484.
- [10] CAMPBELL C L, FOEGEDING E A, VAN DE VELDE F A. A comparison of the lubrication behavior of whey protein model foods using tribology in linear and elliptical movement[J]. *Journal of Texture Studies*, 2017, 48(4): 335–341.
- [11] 陈建设, 王鑫森. 食品口腔加工研究的发展与展望[J]. *中国食品学报*, 2018, 18(9): 1–7.
- CHEN J S, WANG X M. Development and outlook of food oral processing research[J]. *Journal of Chinese Institute of Food Science and Technology*, 2018, 18(9): 1–7.
- [12] MORELL P, CHEN J S, FISZMAN S. The role of starch and saliva in tribology studies and the sensory perception of protein-added yogurts[J]. *Food & Function*, 2017, 8(2): 545–553.
- [13] CHEN J S, LIU Z Y, PRAKASH S. Lubrication studies of fluid food using a simple experimental set up[J]. *Food Hydrocolloids*, 2014, 42: 100–105.
- [14] DRESSELHUIS D M, DE HOOG E H A, COHEN STUART M A, et al. Application of oral tissue in tribological measurements in an emulsion perception context[J]. *Food Hydrocolloids*, 2008, 22(2): 323–335.
- [15] VINKE J, KAPER H J, VISSINK A, et al. An ex vivo salivary lubrication system to mimic xerostomic conditions and to predict the lubricating properties of xerostomia relieving agents[J]. *Scientific Reports*, 2018, 8: 9087.
- [16] RUDGE R E, SCHOLTEN E, DIJKSMAN J A. Advances and challenges in soft tribology with applications to foods[J]. *Current Opinion in Food Science*, 2019, 27: 90–97.
- [17] 高健. 金属离子改性 PDMS 复合膜的制备及脱硫性能研究[D]. 西安: 西北大学, 2020.
- GAO J. Preparation and desulfurization performance of metal ion modified PDMS composite membranes[D]. Xi'an: Northwest University, 2020.
- [18] BODAS D, KHAN-MALEK C. Formation of more stable hydrophilic surfaces of PDMS by plasma and chemical treatments[J]. *Microelectronic Engineering*, 2006, 83(4/5/6/7/8/9): 1277–1279.
- [19] HOLCZER E, FÜRJES P. Effects of embedded surfactants on the surface properties of PDMS; applicability for autonomous microfluidic systems[J]. *Microfluidics and Nanofluidics*, 2017, 21(5): 1–14.
- [20] SU X, SHI B L. Effect of silane coupling agents with different non-hydrolytic groups on tensile modulus of composite PDMS crosslinked membranes[J]. *Reactive and Functional Polymers*, 2016, 98: 1–8.
- [21] YUN B K, KIM J W, KIM H S, et al. Base-treated polydimethylsiloxane surfaces as enhanced triboelectric nanogenerators[J]. *Nano Energy*, 2015, 15: 523–529.
- [22] 吕宏峰, 闫卫平, 刘志环, 等. 紫外/臭氧法 PDMS 表面亲水改性机理研究[J]. *光谱学与光谱分析*, 2016, 36(4): 1033–1037.
- LV H F, YAN W P, LIU Z H. Hydrophilic surface modification of polydimethylsiloxane with UV/O₃-zone treatment[J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2016, 36(4): 1033–1037.
- [23] 姚树寅, 吴仲岩, 杨军, 等. PDMS 真空紫外光表面亲水改性研究[J]. *湖北大学学报(自然科学版)*, 2010, 32(2): 188–191.
- YAO S Y, WU Z K, YANG J, et al. Research on hydrophilization of polydimethylsiloxane (PDMS) surface by vacuum ultraviolet radiation[J]. *Journal of Hubei University (Natural Science Edition)*, 2010, 32(2): 188–191.
- [24] 王迪, 钱善华, 程帅, 等. 口腔环境下巧克力摩擦性能影响的试验研究[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(12): 57–62.
- WANG D, QIAN S H, CHENG S, et al. Experimental investigation on the frictional properties of chocolate in the oral environment[J]. *Lubrication Engineering*, 2018, 43(12): 57–62.
- [25] 胡静茹. 饮品品质与摩擦学物理参量关联性研究[D]. 南昌: 南昌大学, 2018.
- HU J R. Study on the correlation between beverage quality and tribological physical parameters[D]. Nanchang: Nanchang University, 2018.
- [26] PALCHESKO R N, ZHANG L, SUN Y, et al. Development of polydimethylsiloxane substrates with tunable elastic modulus to study cell mechanobiology in muscle and nerve[J]. *PLoS One*, 2012, 7(12): e51499.
- [27] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 4 版. 清华大学出版社, 2012.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.011

文献引用: 王伟,李鑫,黄金哲.冷轧铝工作区的混合润滑特性研究[J].润滑与密封,2022,47(3):81-88.

Cite as: WANG Wei, LI Xin, HUANG Jinzhe, et al. Research on the mixed lubrication characteristics in the working zone of aluminium cold rolling[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 81-88.

冷轧铝工作区的混合润滑特性研究*

王伟¹ 李鑫¹ 黄金哲²

(1. 福州大学机械工程及自动化学院 福建福州 350100; 2. 中铝瑞闽股份有限公司 福建福州 350015)

摘要: 为研究冷轧铝工作区的混合润滑特性,基于平均流量理论建立考虑表面粗糙度的冷轧铝工作区混合润滑模型,并通过相关文献的数据验证模型的正确性。在不同轧制速度、润滑油黏度以及前后张应力条件下对整个工作区内的润滑特性进行分析,研究轧制工艺参数对油膜厚度、接触面积比以及应力分布的影响。仿真结果表明:随着轧制速度的提高,轧制压力有一定程度下降,接触面积比会下降以及油膜厚度会增加;较高黏度的润滑剂可以有效地降低轧制界面摩擦力及轧制力,润滑剂黏度越大,油膜压力越大;施加前后张应力对摩擦力的影响不显著,只会降低施加侧的轧制力。

关键词: 混合润滑; 轧制速度; 黏度; 接触面积比; 冷轧铝

中图分类号: TP334.9

Research on the Mixed Lubrication Characteristics in the Working Zone of Aluminium Cold Rolling

WANG Wei¹ LI Xin¹ HUANG Jinzhe²

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou Fujian 350100, China;

2. CHALCO Ruimin Co., Ltd., Fuzhou Fujian 350015, China)

Abstract: In order to study the mixed lubrication characteristics in the working zone of aluminium cold rolling, based on the average flow theory, a mixed lubrication model was set up for the aluminum cold rolling work zone in which surface roughness was taken into consideration, and the correctness of this model was verified by data from related literature. The lubrication characteristics of the whole working area was analyzed under the conditions of different rolling speed, viscosity, front tension stress and post tension stress, and the effects of rolling process parameters on oil film thickness, contact area ratio and stress distribution were studied. The results show that as the rolling speed increases, the rolling pressure will decrease to a certain extent, the contact area ratio will decrease and the oil film thickness will increase. The lubricant with higher viscosity can effectively reduce the rolling interface friction and rolling force. The greater the lubricant viscosity, the greater the oil film pressure. The effect of the front and post tension stress on interface friction is no significant and only the rolling force on the corresponding side is reduced.

Keywords: mixed lubrication; rolling speed; viscosity; contact area ratio; aluminium cold rolling

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51774097); 福建省科技计划项目(2018H0015)

收稿日期: 2021-02-23; 修回日期: 2021-03-23

作者简介: 王伟(1970—),男,博士,教授,主要研究方向为现代机械设计理论及方法、冶金设备力学及控制。E-mail: mk-wang@fzu.edu.cn。

通信作者: 李鑫(1996—),男,硕士研究生,研究方向为金属材料精密成形工艺及装备设计。E-mail: 616751902@qq.com。

金属成形中的润滑可以降低能耗,提高产品质量,因此在冷轧板带中得到了广泛的应用。在实际生产过程中,为了生产出良好的带材表面,冷轧过程一般处于混合润滑状态。工作区作为冷轧过程金属变形、润滑以及摩擦的主要区域,且一般处于高温高压的状态,所以比较难通过实验测量工作区真实接触面积、油膜厚度、油膜压力等的变化。因而对工作区域建立合理可靠的模型,对深入理解混合润滑区润滑特

性具有重要意义^[1-3]。

金属轧制成形是一个不断变化的过程, 润滑油黏度^[4]、轧制速度^[5]以及轧制界面表面粗糙度^[6-7]的细微变化均会导致轧制界面的润滑状态发生改变。MASJEDI 和 KHONSARI^[8]研究了轧制界面粗糙度对界面载荷分布的影响。KIJIMA 和 BAY^[9]运用有限元分析方法, 研究了界面润滑条件、界面粗糙度对轧制界面接触条件的影响。LIU 等^[10]采用弹塑性有限元方法, 通过在接触面引入摩擦层, 计算了轧制区域的摩擦力和法向压力。WU 等^[11]通过对润滑微分方程积分, 建立了润滑油流量和出口速度比的方程, 对工作区混合润滑特性进行了研究, 分析了不同表面粗糙度、压下率和润滑油黏度对轧制界面润滑特性的影响。王桥医等^[12]以随机粗糙峰分布理论为基础, 建立了考虑表面粗糙度特征的轧制界面混合润滑模型, 系统分析了表面粗糙度方向、压下率等工艺参数对界面混合润滑特性的影响。

对于轧制混合润滑的研究, 轧制速度、润滑剂黏度以及表面粗糙度^[13-15]等参数一直都是研究热点, 然而对于带材前后张力对轧制变形区润滑特性的影响很少给出分析。因此, 本文作者建立板带轧制的混合润滑基本模型, 研究轧制工艺参数对界面油膜厚度、接触面积比以及应力分布的影响, 研究结果对减少工作辊磨损、提高轧件质量、降低能源消耗有着重要的理论价值和实际意义。

1 冷轧混合润滑模型

冷轧润滑过程如图 1 所示, 整个接触区分为 3 个区域: 入口区, 工作区和出口区。一方面入口区和出口区的长度与工作区相比相对较短, 另一方面工作区也是发生载荷变化、热量传递、接触以及金属形变的主要区域, 故选择工作区作为研究区域。

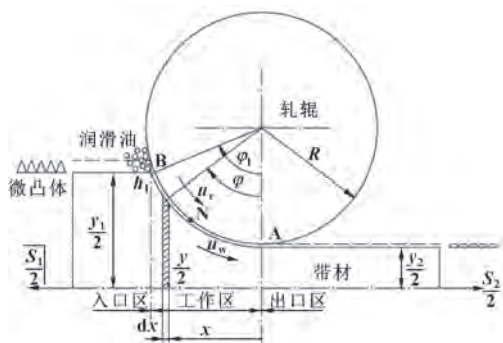


图 1 轧制润滑过程示意

Fig. 1 Schematic of lubrication of rolling process

1.1 轧制压力和摩擦应力

轧制压力是冷轧过程中重要的设备参数和工艺参数。对于冷轧过程的工作区, 在其内取一个微元体如图 2 所示, 由水平方向受力平衡可得:

$$\frac{dF}{d\varphi} = \frac{-2R(P\sin\varphi + Q\cos\varphi)}{y_1} \quad (1)$$

$$F = f/(\sigma_{Y_0}y_1), P = p/\sigma_{Y_0}, Q = q/\sigma_{Y_0} \quad (2)$$

式中: φ 为从出口平面起的角度; R 为轧辊的半径; y_1 为轧件入口厚度; σ_{Y_0} 为带材的屈服强度; f 、 F 分别为单位宽度水平张力、量纲一水平张力; p 、 P 分别为轧制力、量纲一轧制力; q 、 Q 分别为摩擦力、量纲一摩擦力。

在平面应变条件下, 根据 von Mises 屈服准则有:

$$P = \frac{W_Y - Fy_1/y}{\cos\varphi} \quad (3)$$

式中: y 为任意接触角 φ 下的轧件厚度; W_Y 为量纲一屈服强度。

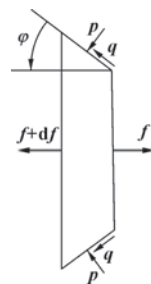


图 2 微元体受力分析

Fig. 2 Force analysis of volume element

在冷轧工作区内部, 通常处于混合润滑状态, 轧制界面压力由 2 部分承担, 即一部分压力是由微凸体间隙的润滑油承担, 另一部分由接触的微凸体承担。设微凸体的接触面积比为 A , 则接触面间的摩擦应力为

$$Q = AQ_a + (1-A)Q_f \quad (4)$$

$$Q_a = q_a/\sigma_{Y_0}, Q_f = q_f/\sigma_{Y_0} \quad (5)$$

式中: q_a 、 Q_a 分别为接触摩擦应力、量纲一接触摩擦应力; q_f 、 Q_f 分别为流体摩擦应力、量纲一流体摩擦应力。

微凸体接触摩擦应力为

$$Q_a = \frac{cW_Y}{2\text{sign}(u_w - u_r)} \quad (6)$$

式中: c 为微凸体接触的黏附系数; u_w 为轧件速度; u_r 为轧辊速度。

润滑剂流动摩擦应力为

$$Q_f = \frac{h_i}{2R} \frac{dP_f}{d\varphi} + \frac{\eta_0 e^{\alpha \sigma_{y_0} P_f}}{\sigma_{y_0}} \frac{(u_w - u_r)}{h_i} \quad (7)$$

式中： h_i 为平均油膜厚度； η_0 为润滑油大气压下的动力黏度； P_f 为量纲一油膜压力； α 为润滑油黏压系数。

1.2 接触面积比

在冷轧工作区，由于微凸体的压平以及轧件发生整体塑性变形，真实接触面积比的计算变得十分复杂。另外轧件在工作区的整体塑性变形减少了微凸体的有效硬度，使得传统的粗糙表面润滑模型不再适应。对于纵向粗糙度的轧件表面，使用上限法得到了量纲一有效硬度 H_a 和量纲一应变速率 E 的半经验公式：

$$H_a = \frac{p_a - P_f}{\sigma_{y_0}} \quad (8)$$

$$E = \frac{\varepsilon' l}{v_a - v_b} \quad (9)$$

式中： p_a 为微凸体接触压力； v_a 为微凸体向下压平速度； v_b 为微凸体波谷上升速度； l 为微凸体半间距。

量纲一有效硬度 H_a 与接触面积比 A 和量纲一应变速率 E 之间有下列的关系：

$$H_a = \frac{2}{f_1(A)E + f_2(A)} \quad (10)$$

其中：

$$f_1(A) = 0.515 + 0.345A - 0.86A^2 \quad (11)$$

$$f_2(A) = \frac{1}{2.571 - A - A \ln(1 - A)} \quad (12)$$

在轧制工作区，接触面的总压力 p 是由微凸体接触压力 p_a 和流体压力 p_f 共同承担，具有如下关系：

$$p = p_a A + p_f (1 - A) \quad (13)$$

写成量纲一化形式：

$$P = P_f + AH_a \quad (14)$$

基于纵向微凸体压平理论，CHANG 等^[16]提出一个接触面积比 A 的计算公式

$$\frac{dA}{d\varphi} = -\frac{2\varphi R}{\theta_a [2l(1 - A) + yE]} \quad (15)$$

式中： θ_a 为微凸体倾角。

量纲一应变速率 E 可以通过下式计算：

$$E = \frac{AW_y - (P - P_f)f_2}{(P - P_f)f_1} \quad (16)$$

1.3 油膜厚度

对于轧辊和带材表面都是粗糙的情况，采用复合

粗糙度来综合轧辊和带材的表面粗糙度，使粗糙接触问题转变为一个光滑表面与一个粗糙表面的接触问题。如图3所示，带材表面微凸体为锯齿形纵向条纹，微凸体宽度为 $2l$ ，微凸体波峰到波谷的高度为 $2b$ ，微凸体压平产生宽度为 $2a$ 的平面，带材的均方根表面粗糙度 R_q 为

$$R_q = \frac{b}{\sqrt{3}} \quad (17)$$

由几何关系可以得到，油膜厚度 h_i 和接触面积比 A 之间的关系：

$$h_i = \sqrt{3} R_q (1 - A)^2 \quad (18)$$

对油膜厚度进行量纲一化：

$$H_i = h_i / R_q = \sqrt{3} (1 - A)^2 \quad (19)$$

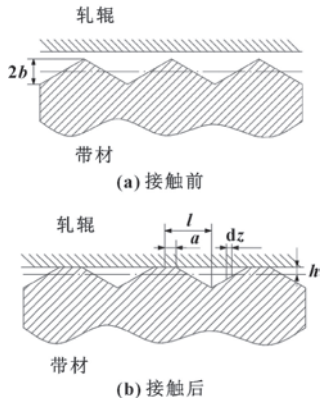


图3 轧辊和带材接触界面形貌

Fig. 3 Surface topography of interface between strip and roll: (a) before contact; (b) after contact

1.4 油膜压力方程

在稳定轧制条件下，假设润滑油不可压缩、密度恒定，忽略横向流动。由小平面上流量总体平衡，得出考虑粗糙度影响的平均流动方程：

$$\frac{d}{dx} \left(\Phi_x \frac{h_i^3}{12\eta} \frac{dP_f}{dx} \right) = -\Phi_{ux} \left[\frac{u_r + u_w}{2} \frac{dH_i}{dx} + \frac{H_i}{2} \frac{du_w}{dx} \right] \quad (20)$$

考虑流体连续性条件：

$$u_w = u_{w2} y_2 / y = u_r (1 + S_f) y_2 / y \quad (21)$$

式中： S_f 为前滑系数。

冷轧过程中工作区轧件的厚度：

$$y = y_2 + R\varphi^2 \quad (22)$$

$$\frac{dy}{d\varphi} = 2R\varphi \quad (23)$$

忽略温度对润滑油的影响，润滑油的流变特性可简化为

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p_i} \quad (24)$$

式中： η_0 为大气压下的黏度； α 为黏压系数。

对于锯齿形微凸体^[16]，流动因子 Φ_x ：

$$\Phi_x = \begin{cases} \frac{2\sqrt{3}}{H_t} & H_t < \sqrt{3} \\ 1+3H_t^{-2} & H_t > \sqrt{3} \end{cases} \quad (25)$$

$$\Phi_{xx} = 1 \quad (26)$$

将式 (21)、(22) 和式 (23) 代入式 (20) 中得出：

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\Phi_x H_t^3 \frac{d\hat{P}_f}{d\varphi} \right) = -\frac{6R\eta_0\alpha u_r}{R_q^2} \left\{ \left[1 + (1+S_f) \frac{y_2}{y} \right] \frac{dH_t}{d\varphi} - \frac{2(1+S_f)y_2 H_t R \varphi}{y^2} \right\} \quad (27)$$

式中： $\hat{P}_f = 1 - e^{-\alpha P_f}$ 。

1.5 边界条件

忽略弹性变形区域，将以下边界条件应用于塑性工作区：

$$F(0) = S_2 \quad (28)$$

$$F(\varphi_1) = S_1 \quad (29)$$

$$P(0) = W_Y(0) - S_2 y_1 / y_2 \quad (30)$$

$$P(\varphi_1) = [W_Y(\varphi_1) - S_1] / \cos \varphi_1 \quad (31)$$

$$P_f(0) = 0 \quad (32)$$

$$P_f(\varphi_1) = P(\varphi_1) - A_1 / f_2(A_1) \quad (33)$$

$$H_{t1} = (H_1 + \sqrt{3})^2 / (4\sqrt{3}) \quad (34)$$

$$A_1 = (\sqrt{3} - H_1) / (2\sqrt{3}) \quad (35)$$

其中：

$$h_1 = \frac{3\eta_0\alpha R(u_{w1} + u_r)}{l(1 - e^{-\alpha(\sigma - S)})} \quad (36)$$

$$u_{w1} = [1 + (1 + S_f)y_2/y_1]u_r \quad (37)$$

$$S_f = \frac{R'\varphi_1^2}{4y_2} \left(1 - \frac{\varphi_1}{2\mu} \right)^2 \quad (38)$$

2 数值仿真求解

为了获得冷轧过程中工作区界面油膜压力、轧制压力、摩擦应力、接触面积比及油膜厚度的分布规律，需要对上述方程数值求解。微分方程 (1)、(15) 通过 4 阶龙格-库塔在 MatLab 实现，方程 (27) 可通过多种数值计算方法计算。在迭代求解开始时，设定下列初值：

(1) 轧制压力初值设定为轧件的屈服强度， $P = W_Y$ ；

(2) 油膜压力 $P_f = 0.9P$ ；

(3) 接触面积比 $A = 0.75$ 。

使用 MatLab 进行编程，计算流程如图 4 所示。

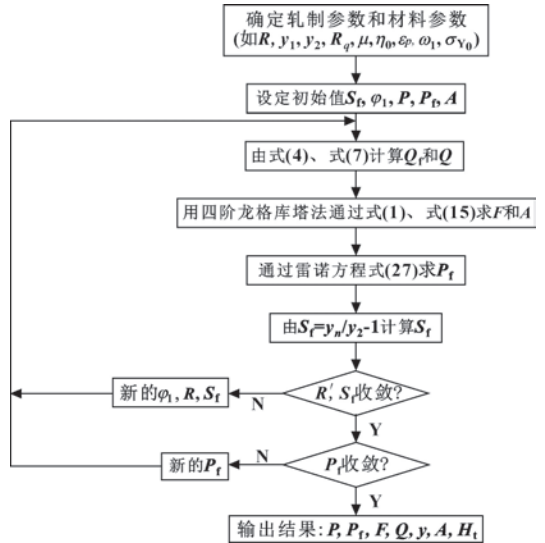


图 4 计算流程

Fig. 4 Calculation flow

3 模型验证与结果分析

为了验证模型的正确性，该程序通过文献[16]中的实例进行验证，计算的结果如图 5 所示。通过对比，文中建立的混合润滑模型所得到的结果与文献[16]的计算结果比较吻合。在文献[16]中，轧制速度 u_r 限制为 0.53 m/s，由于压力对流量常数的敏感性增加，无法在较高的速度下获得收敛的解。文中建立的混合润滑模型，可以在更高的速度下获得收敛解，可以应用于大多数的冷轧过程。

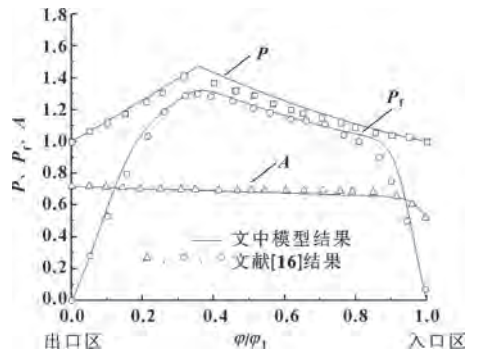


图 5 文献[16]与文中模型计算结果对比

Fig. 5 Comparison of calculated results of reference [16] and the model in this paper

计算实例采用二辊实验轧机轧制铝带的部分数据，如表 1 所示。

表1 铝带轧制工艺参数

Table 1 Physical parameters of aluminum strip rolling	
参数名称	参数
润滑油黏度 $\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.02
黏压系数 α/Pa^{-1}	1.58×10^{-8}
轧辊半径 R/mm	200
微凸体间距 $l/\mu\text{m}$	35.0
微凸体倾角 θ_a/rad	0.2
带材屈服应力 σ_{y0}/MPa	97.75
带材入口厚度 y_1/mm	2.6
带材出口厚度 y_2/mm	1.3
表面综合粗糙度 $R_q/\mu\text{m}$	1.2
微凸体黏附系数 c	0.2

3.1 轧制速度对工作区润滑特性的影响

图6所示为前后张应力为0，润滑油黏度为0.02 Pa·s时，不同轧制速度条件下的工作区润滑特性。

图6 (a)、(b) 表明，随着轧制速度的增大，轧制压力减小而油膜压力增大。轧制速度逐渐增大，轧辊与轧件接触界面间的流体动压效应不断增强，进入接触面内的润滑油不断增多，接触界面的压力主要由粗糙面山谷中的油膜承担。因此，当轧制速度增大，轧制压力呈减小趋势而油膜压力呈增大趋势。

图6 (c)、(d)、(e) 表明，随着轧制速度的增加，由于斜楔作用使得进入工作区界面的润滑油增加，即流体动压效果明显，使得接触面积比减小而油膜厚度增大，从而使轧制界面摩擦因数减小，摩擦应力减小。

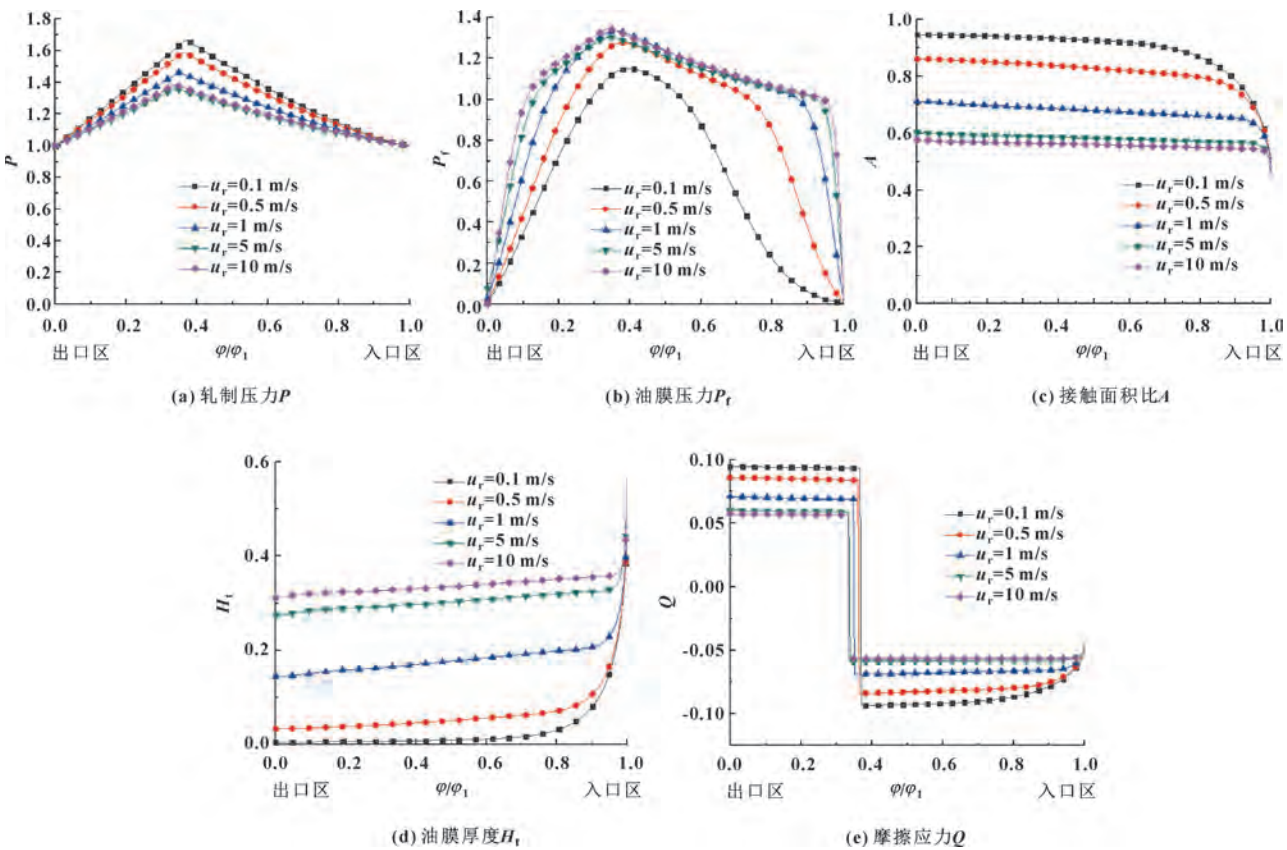


图6 不同轧制速度条件下的工作区润滑特性

Fig. 6 Lubrication characteristics in working zone under different rolling speed: (a) total pressure; (b) fluid pressure; (c) real contact area; (d) film thickness; (e) friction stress

3.2 润滑油黏度对工作区润滑特性的影响

图 7 所示为前后张应力为 0，轧制速度为 1 m/s 时，不同润滑油黏度条件下的工作区润滑特性。

图 7 (a)、(b) 表明，随着润滑油黏度的增加，轧制压力减小而油膜压力增大。较高黏度的润滑油会产生较厚的油膜来分隔轧辊与轧件的粗糙表面，实际接触面积比不断减小，界面间的压力更多地由润滑油膜来承担。因此，当润滑油黏度逐渐增加，轧制压力

呈减小趋势，而油膜压力则逐渐增大。

图 7 (c)、(d) 表明，随着黏度增加，接触面积比减小而油膜厚度增大。图 7 (e) 表明，随着润滑油黏度的增加，摩擦应力呈减小趋势。当润滑油黏度不断增大，意味着更多的载荷由粗糙面凹谷中的油膜承担，而流体摩擦远小于粗糙峰接触产生的摩擦。因而，摩擦应力随着黏度增大而减小。

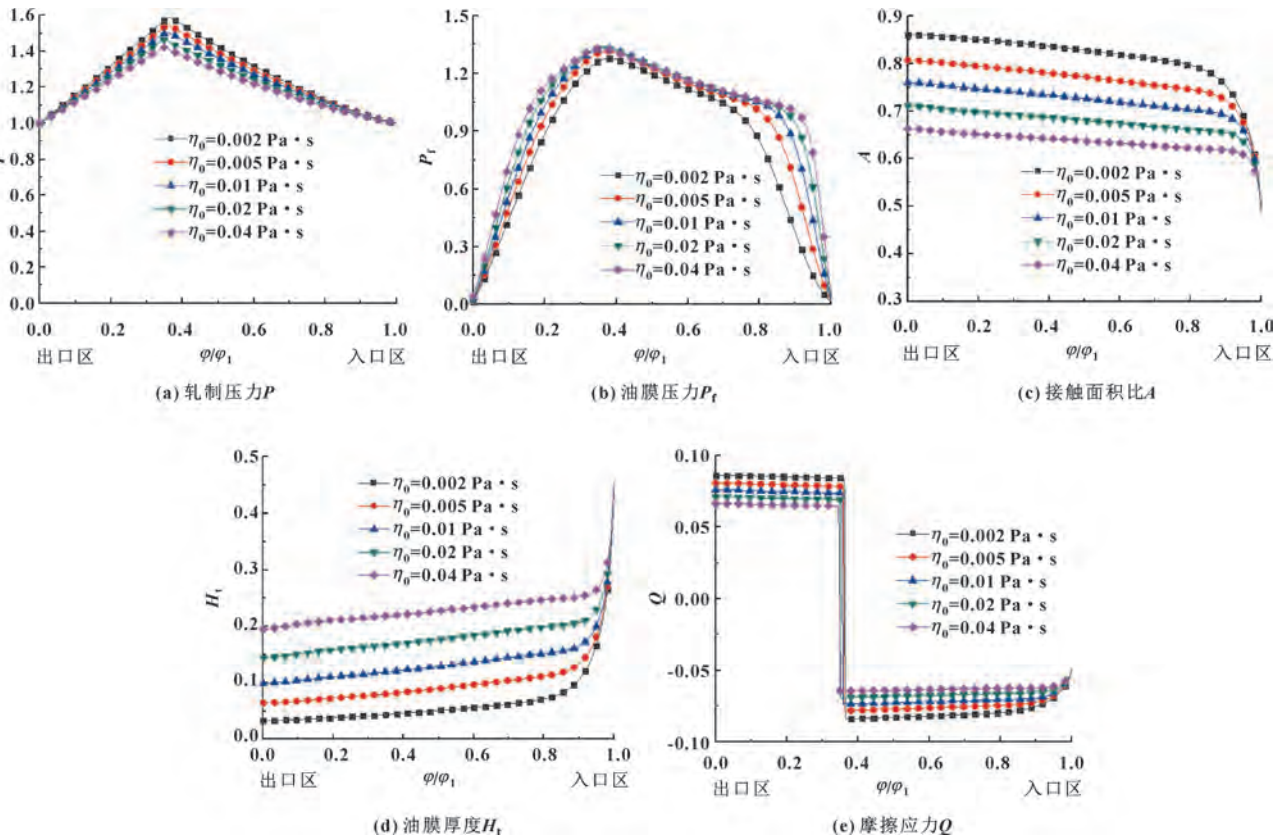


图 7 不同润滑油黏度条件下的工作区润滑特性

Fig. 7 Lubrication characteristics in working zone at different lubricant viscosity: (a) total pressure; (b) fluid pressure; (c) real contact area; (d) film thickness; (e) friction stress

3.3 前后张应力对工作区润滑特性的影响

图 8 所示为轧制速度为 1 m/s，润滑油黏度为 0.02 Pa · s 时，不同张应力条件下的工作区润滑特性。

图 8 (a)、(b) 表明，张应力不但会影响张力所在一侧压力大小，还会改变轧制界面中性点的位置。前张力增大，靠近出口区一侧的轧制压力和油膜

压力减小，中性点位置向入口区移动；后张力增大，靠近入口区一侧的轧制压力和油膜压力减小，中性点位置向出口区移动。图 8 (c)、(d) 表明，前张应力对油膜厚度和接触面积比无明显影响，后张应力的增加会使接触面积比减少，油膜厚度增加。图 8 (e) 表明，前后张应力的施加对于摩擦应力的大小影响不显著。

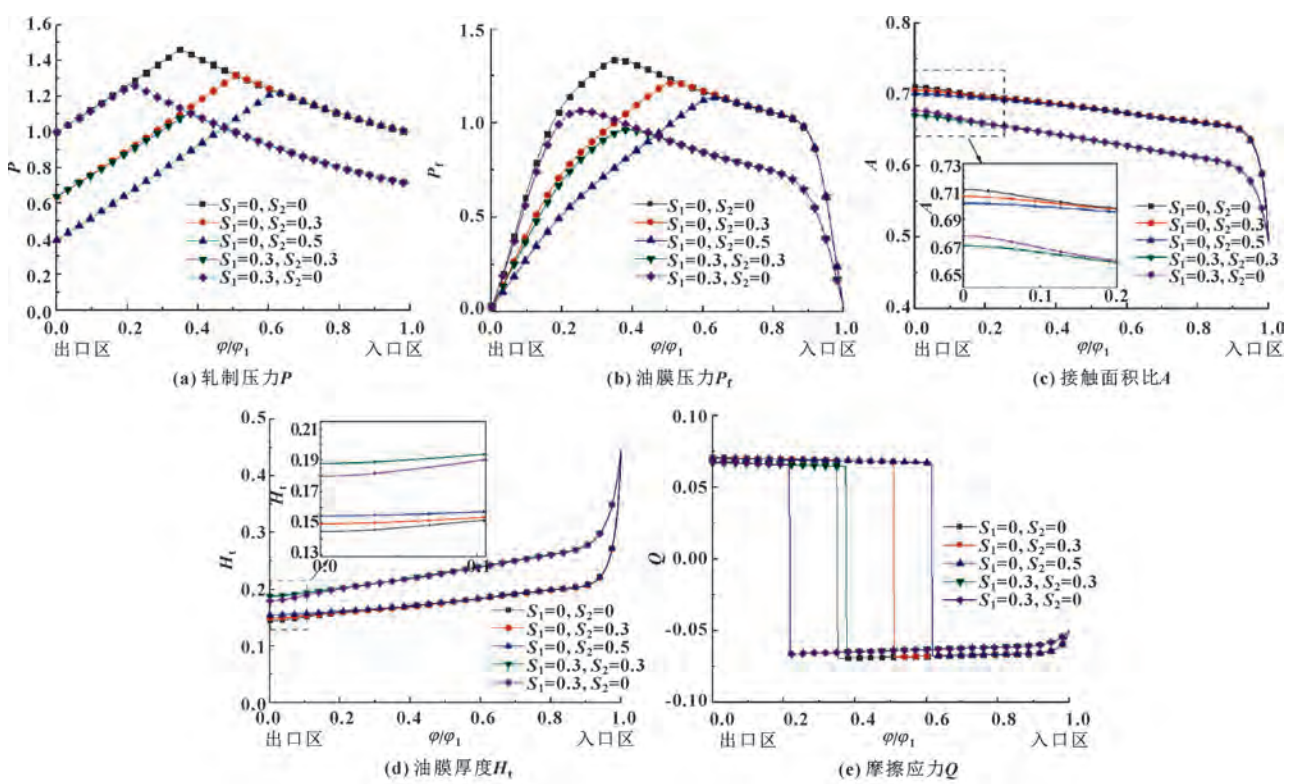


图 8 不同张应力条件下的工作区润滑特性

Fig. 8 Lubrication characteristics in working zone under different tensile stress: (a) total pressure; (b) fluid pressure; (c) real contact area; (d) film thickness; (e) friction stress

4 结论

(1) 随着轧制速度的增大，工作区内的流体动压效应增强，轧制压力与摩擦应力呈减小趋势，中性点位置向出口处移动，接触面积比减小以及油膜厚度增加，油膜压力增大。

(2) 高黏度的润滑油会产生较厚的油膜来分隔轧辊与轧件，更多的载荷则主要由粗糙面内凹谷中的油膜承担，而流体摩擦远小于金属粗糙峰接触产生的摩擦。因此，随着润滑油黏度的增加，界面接触面积比减小，轧制压力和摩擦应力呈减小趋势，油膜厚度与油膜压力呈增大趋势。

(3) 张应力的施加会减少张力所在一侧的轧制压力和油膜压力大小，前张应力增大，中性点位置向入口区移动，后张应力增大，中性点位置向出口区移动；随着后张应力的增大，油膜厚度增加，接触面积比减小；前后张应力对摩擦应力大小的影响不显著。

参考文献

[1] GUO R, JANG S H, CHOI Y H. Torsional vibration analysis of lathe spindle system with unbalanced workpiece[J]. Journal of

Central South University of Technology, 2011, 18(1): 171-176.
[2] XIE H B, JIANG Z Y, YUEN W Y D. Analysis of friction and surface roughness effects on edge crack evolution of thin strip during cold rolling[J]. Tribology International, 2011, 44(9): 971-979.
[3] TIEU A K, LIU Y J. Friction variation in the cold-rolling process[J]. Tribology International, 2004, 37(2): 177-183.
[4] 朱作鑫, 孙建林, 高雅, 等. 热轧变形区润滑条件与板带钢表面质量关系试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(2): 133-137.
ZHU Z X, SUN J L, GAO Y, et al. Experiment and search of the relationship between hot-rolling lubrication in deforming zone and surface quality of steel strip[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(2): 133-137.
[5] 陈金山, 李长生, 曹勇. 轧辊粗糙度对不锈钢板带表面和工艺参数的影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(4): 30-36.
CHEN J S, LI C S, CAO Y. Effects of roll roughness on surface and process parameters for stainless-steel strip[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(4): 30-36.
[6] 王桥医, 黄海军, 李志华. 金属塑性加工工作界面非稳态润滑轧机振动控制[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2010, 41(4): 1418-1423.

- WANG Q Y, HUANG H J, LI Z H. Control of mill vibration for unsteady lubrication based on metal-forming processes [J]. Journal of Central South University, 2010, 41(4): 1418-1423.
- [7] 刘乐民, 臧勇, 陈园园, 等. 基于平均流量理论的轧制润滑动力学数值分析[J]. 机械设计与制造, 2011(4): 182-184.
- LIU L M, ZANG Y, CHEN Y Y, et al. Based on average flow theory of rolling lubricating dynamic numerical analysis [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(4): 182-184.
- [8] MASJEDI M, KHONSARI M M. On the effect of surface roughness in point-contact EHL: Formulas for film thickness and asperity load [J]. Tribology International, 2015, 82: 228-244.
- [9] KIJIMA H, BAY N. Influence of tool roughness and lubrication on contact conditions in skin-pass rolling [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2009, 209(10): 4835-4841.
- [10] LIU L M, ZANG Y, CHEN Y Y. Hydrodynamic analysis of partial film lubrication in the cold rolling process [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011, 54(5/6/7/8): 489-493.
- [11] WU J Q, LIANG X P, PAN F S. Parametric analysis of mixed lubrication characteristics in work zone of strip rolling [J]. Journal of Central South University, 2016, 23(12): 3153-3159.
- [12] 王桥医, 朱媛, 过山, 等. 基于轧制界面表面粗糙度特征的板带轧机混合润滑特性研究 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(1): 83-90.
- WANG Q Y, ZHU Y, GUO S, et al. Research on mixed lubrication characteristics of strip mill based on surface roughness features of rolling interface [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(1): 83-90.
- [13] 井玉安, 臧晓明, 商秋月, 等. 不同润滑条件下带钢冷轧后表面形貌演变规律研究 [J]. 轧钢, 2015, 32(6): 18-23.
- JING Y A, ZANG X M, SHANG Q Y, et al. Evolution of surface morphologies during cold rolling under different lubricating conditions [J]. Steel Rolling, 2015, 32(6): 18-23.
- [14] 付括, 臧勇, 邵志英. 冷轧过程中的混合润滑特性 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2014, 35(7): 1005-1009.
- FU K, ZANG Y, GAO Z Y. Mixed lubrication characteristics of cold rolling process [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2014, 35(7): 1005-1009.
- [15] 王文霞, 王蔚. 冷轧铝塑性变形区润滑膜厚度研究 [J]. 上海第二工业大学学报, 2014, 31(2): 125-128.
- WANG W X, WANG W. Research on the lubricant film thickness in the plastic deformation zone of aluminium cold rolling process [J]. Journal of Shanghai Second Polytechnic University, 2014, 31(2): 125-128.
- [16] CHANG D F, MARSAULT N, WILSON W R D. Lubrication of strip rolling in the low-speed mixed regime [J]. Tribology Transactions, 1996, 39(2): 407-415.

我国首次在超冷原子分子混合气中合成三原子分子

中国科学技术大学潘建伟、赵博等与中国科学院化学所白春礼小组合作, 在超冷原子分子混合气中首次合成三原子分子, 向基于超冷原子分子的量子模拟和超冷量子化学的研究迈出重要一步。

量子计算和量子模拟具有强大的并行计算和模拟能力, 不仅能够解决经典计算机无法处理的计算难题, 还能有效揭示复杂物理系统的规律, 从而为新能源开发、新材料设计等提供指导。利用高度可控的超冷量子气体来模拟复杂的难于计算的物理系统, 可以对复杂系统进行精确的全方位研究, 因而在化学反应和新型材料设计中具有广泛的应用前景。

超冷分子将为实现量子计算打开新思路, 并为量子模拟提供理想平台。但由于分子内部的振动转动能级复杂, 通过直接冷却的方法来制备超冷分子非常困难。超冷原子技术的发展为制备超冷分子提供了一条新途径。人们可以绕开直接冷却分子的困难, 从超冷原子气中利用激光、电磁场等来合成分子。从原子和双原子分子的混合气中合成三原子分子, 是合成分子领域的重要研究方向。

中国科学技术大学研究小组在 2019 年首次观测到超低温下原子和双原子分子的 Feshbach 共振。在 Feshbach 共振附近, 三原子分子束缚态的能量和散射态的能量趋于一致, 同时散射态和束缚态之间的耦合被大幅度地共振增强。原子分子 Feshbach 共振的成功观测, 为合成三原子分子提供了新机遇。

在该项研究中, 中国科学技术大学研究小组和中国科学院化学所研究小组合作, 首次成功实现了利用射频场相干合成三原子分子。在实验中, 他们从接近绝对零度的超冷原子混合气出发, 制备了处于单一超精细态的钠钾基态分子。在钾原子和钠钾分子的 Feshbach 共振附近, 通过射频场将原子分子的散射态和三原子分子的束缚态耦合在一起。他们成功地在钠钾分子的射频损失谱上观测到射频合成三原子分子信号, 并测量了 Feshbach 共振附近三原子分子的束缚能。这一成果为量子模拟和超冷化学的研究开辟了一条新道路。

(来源: 中国科学报)

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.012

文献引用: 潘树鑫, 张大斌, 王玥, 等. 脂肪酶 Novozym435 改性大豆油的摩擦学性能研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 89-95.

Cite as: PAN Shuxin, ZHANG Dabin, WANG Yue, et al. Study on tribological properties of modified edible soybean oil catalyzed by Novozym435[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 89-95.

脂肪酶 Novozym435 改性大豆油的摩擦学性能研究*

潘树鑫¹ 张大斌^{1,2} 王玥¹ 向檬¹ 曹阳^{1,3} 胡裕庚¹

(1. 贵州大学机械工程学院 贵州贵阳 550025; 2. 贵州省机电装备工程技术研究中心 贵州贵阳 550025;
3. 贵州大学工程实训中心 贵州贵阳 550025)

摘要: 为提高食用大豆油作为润滑剂的抗磨性能, 在超声振动条件下采用脂肪酶 Novozym435 作为催化剂使食用大豆油中的不饱和脂肪酸与甲醇进行环氧化反应, 在温和反应环境下合成一种改性大豆油。利用红外、拉曼光谱仪对其结构进行表征, 使用同步热分析仪 TG-DSC 考察其热氧化稳定性, 在四球机上考察其摩擦磨损性能, 用扫描电子显微镜、三维表面轮廓仪、拉曼光谱分析摩擦磨损表面的微观形貌、成分变化。结果表明: 改性大豆油的酸值、碘值显著降低, 饱和脂肪酸含量增加, 热氧化稳定性增强; 同时其抗磨性能得到显著提升, 磨斑直径降低了 25.56%, 磨损体积减少了 54.18%。改性大豆油优异的抗磨性能主要与饱和脂肪酸的含量、优异的热氧化稳定性及磨损表面生成的有序润滑薄膜有关; 由于其热氧化性能的提升, 形成的有序润滑薄膜在润滑过程中作用时间大大增加, 从而更加有效地抵抗摩擦过程中的磨损。

关键词: Novozym435; 改性大豆油; 热氧化稳定性; 摩擦学性能; 润滑薄膜

中图分类号: TH117.1

Study on Tribological Properties of Modified Edible Soybean Oil Catalyzed by Novozym435

PAN Shuxin¹ ZHANG Dabin^{1,2} WANG Yue¹ XIANG Meng¹ CAO Yang^{1,3} HU Yugeng¹

(1. College of Mechanical Engineering, Guizhou University, Guiyang Guizhou 550025, China;

2. Guizhou Engineering Technology Research Center for Electromechanical Equipment, Guiyang Guizhou 550025, China;

3. Engineering Training Center of Guizhou University, Guiyang Guizhou 550025, China)

Abstract: In order to improve the anti-wear performance of edible soybean oil (SO) as lubricant, a modified soybean oil (MSO) was synthesized in a mild reaction environment by using enzyme Novozym435 as catalyst to carry out the epoxidation of unsaturated fatty acids in SO with methanol. The structure was characterized by infrared and Raman spectrometers, the thermal oxidation stability was investigated by synchronous thermal analyzer TG-DSC, and the friction and wear performance of MSO was investigated on a four-ball machine. The scanning electron microscope, three-dimensional surface profilometer, and Raman spectroscopy were used to analyze the micro-morphology and composition changes of the frictional spot surface. The results show that the acid value and iodine value of modified soybean oil decrease significantly, the saturated fatty acid content increases, and the thermal oxidation stability is enhanced. The anti-wear performance of MSO is significantly improved, the spot diameter decreases by 25.56%, and the wear volume decreases by 54.18%. The excellent wear resistance of MSO is mainly related to the content of saturated fatty acid, the excellent thermal oxidation stability and the

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51965009); 清华大学摩擦学重点实验室开放基金项目 (KLTKF18B01); 贵州省科技支撑项目 (黔科合支撑 [2019] 2826)

收稿日期: 2021-03-18; 修回日期: 2021-04-29

作者简介: 潘树鑫 (1996—), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦与润滑工程。E-mail: 1912058794@qq.com。

通信作者: 王玥 (1981—), 女, 博士, 副教授, 研究方向为摩擦与润滑工程。E-mail: ywang9@gzu.edu.cn。

ordered lubrication film formed on the wear surface. Due to the improvement of its thermal oxidation performance, the action time of the formed orderly lubrication film in the lubrication process is greatly increased, so as to more effectively resist the wear in the friction process.

Keywords: Novozym435; modified soybean oil; thermo oxidative stability; tribological properties; lubrication film

机械润滑成为食品机械正常运维的重要环节。现有润滑剂多使用含有矿物油的食品级润滑剂，随着食品工业机械化水平的提升，可能导致食品中渗入矿物油，对人体健康造成危害。大豆油因其可资源再生，易生物降解，同时具有优良的减摩性能，是良好的食品级润滑材料^[1-2]。但由于大豆油分子结构中含有大量碳碳双键，导致其热稳定性和氧化稳定性差，限制了其作为润滑油的实际应用。

为提高大豆油润滑性能，常采用的改性方法有化学改性、添加剂改性及生物改性等^[3-9]。化学改性需要高温高压的苛刻反应条件，且存在化学副产物成分多、强酸强碱催化剂易腐蚀设备等问题。添加剂改性对基础油的选择有较为苛刻的要求，一是基础油需要具有优异的润滑性能，二是改性后的油样可以满足食品机械对润滑油性能优良及对食品安全无毒的要求。生物改性存在成本较高、周期较长等问题。在以上 3 种改性方式中，化学改性和添加剂改性都有引入有害元素的可能，使改性油样不能达到食品级润滑剂的标准^[10-11]。随着生物技术的发展，以酶为催化剂的酶催化环氧化方法，能在常温常压下反应，反应活性高，催化效率稳定，反应过程绿色环保，是食品行业的研究热点。VLČEK 和 PETROVIĆ^[12] 选择脂肪酶 Novozym435 催化大豆油环氧化，研究了酶的用量、溶剂浓度和反应温度对环氧化的影响，结果表明添加 20% 的酶在 50 ℃、4 h 条件下可使油脂双键 90% 转化为环氧基团。陈俊燕等^[13] 以大豆油为原料，以脂肪酶 Novozym435 为催化剂，采用滴加甲醇的方法制备生物柴油，在 60 ℃ 反应温度下产物回收率达到了 98.75%。目前，虽然以脂肪酶 Novozym435 催化大豆油环氧化的生物改性逐渐成为研究的热点，但是少有研究改性前后大豆油的饱和脂肪酸含量对热氧化稳定性及润滑性能的影响。

本文作者将采用固定化脂肪酶 Novozym435 对大豆油进行改性，分析改性大豆油中脂肪酸的饱和程度及结构的变化，重点考察其热氧化稳定性和摩擦学性能；同时针对脂肪酸的饱和程度对成膜特性的影响进行分析，探讨改性大豆油的抗磨减摩机制。

1 试验部分

1.1 材料与试剂

大豆油（非转基因），山东鲁花集团有限公司生产；Novozym435，7 000 PLU/g，丹麦诺维信公司生产；甲醇，AR，上海阿拉丁生化科技股份有限公司生产；叔戊醇，AR，上海麦克林生化科技有限公司生产。

1.2 试验仪器与设备

调速多用振荡器（HY-4），常州国华电器有限公司生产；数控台式超声波清洗机（JP-120S），深圳洁盟设备有限公司生产；台式高速离心机（TG20G），常州金坛良友仪器有限公司生产；真空干燥箱（DZF6021B）；电子分析天平称，上海恒平精密仪器有限公司。

1.3 改性大豆油的制备

称取 30 g 的大豆油（Soybean Oil，SO）倒入 250 mL 三口烧瓶中，在调速振荡器上固定烧瓶，并将瓶身部分浸在超声波水浴槽中，预热至 30 ℃。再依次加入一定量的甲醇（MeOH）、有机溶剂叔戊醇（C₅H₁₂O）及固定化脂肪酶 Novozym435。在 50% 的超声功率、50 r/min 的振荡条件下，在 40 ℃ 下恒温反应 2 h。待反应结束后，经过离心分离、中和、食盐水清洗、真空干燥，得到改性大豆油（Modified Soybean Oil，MSO）。

1.4 改性大豆油结构表征

采用傅里叶变换红外光谱仪（FTIR，nicolet iS50）测定改性前后大豆油的基团结构，测试范围为中红外区（500~3 800 cm⁻¹），同时按 GB 5009.229—2016 和 GB/T 5532—2008 测量大豆油改性前后的酸值和碘值，测量结果见表 1。

表 1 油样部分理化性质

Table 1 Physical and chemical properties of oil samples		
样品	酸值 $w_1/(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$	碘值 $w_2/[\text{g} \cdot (100 \text{ g})^{-1}]$
SO	1.24	132
MSO	0.28	116

1.5 改性大豆油热氧化稳定性分析

采用同步热分析（Simultaneous TG - DSC，

NETZSCH STA 449F3) 对改性前后大豆油的热稳定性和氧化性能进行评价。热分析试验参数为：油样 15 mg, 空气气氛, 流速为 20 mL/min, 升温温度范围为 30~790 ℃, 升温速率为 10 ℃/min。

1.6 改性大豆油摩擦学性能分析

采用四球摩擦磨损试验机 (MS-10) 评估 MSO 作为润滑剂的摩擦学性能, 并与 SO 和常规矿物润滑油 (Mineral Lubrication Oil, MLO) 进行对比。试验条件为: 转速 1 200 r/min, 载荷 396 N, 运行时间 60 min。采用三维表面轮廓仪 (ContourGT, SuperView W1) 和扫描电子显微镜 (SEM, KYKY-2800B) 观测摩擦表面圆形磨斑和环形磨斑的形貌特征, 并利用拉曼光谱 (Raman, LabRam HR Evolution) 对圆形磨斑表面的元素结构进行分析。

2 结果与讨论

2.1 结构表征

对 SO 和 MSO 进行红外表征, 其红外图谱如图 1 所示。在 SO 的红外谱图中, 911.35 cm⁻¹ 处为 C=C 键的弯曲振动吸收峰; 2 851.31 cm⁻¹ 处为亚甲基的不对称伸缩振动峰; 3 467.45 cm⁻¹ 处为 O-H 基的伸缩振动峰。在 MSO 的红外谱图中, 852.37 cm⁻¹ 处出现新的环氧基团的伸缩振动峰; 911.35 cm⁻¹ 处 C=C 键的弯曲振动吸收峰消失; 2 851.31 cm⁻¹ 处亚甲基的强度较 SO 有所增强; 3 470~3 450 cm⁻¹ 范围内没有出现 O-H 键的伸缩振动峰^[14-15]。红外分析结果表明, SO 发生了环氧反应, 且 MSO 产物中 C=C 双键的含量较 SO 有所减少, 同时由表 1 可得出, MSO 中饱和脂肪酸的含量较 SO 增加。

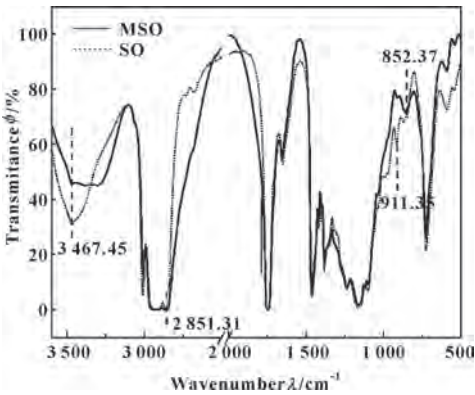


图 1 SO 和 MSO 的红外图谱
Fig. 1 Infrared spectra of MSO and SO

2.2 MSO 热氧化稳定性能

SO 和 MSO 的热稳定特性见图 2, 对应的外延起始降解温度、最大降解温度和外延终止降解温度如表 2 所示 (外延起始分解温度重复性最好, 所以多采用此温度表示润滑剂的热稳定性)^[16]。从图 2 可以看出, 2 种油样的热分解温度均高于 250 ℃, 且其质量随温度的升高均呈非线性减少, 在 520 ℃ 左右均完成分解。由表 2 可知, MSO 的各热行为特征参数均高于 SO, 表明 MSO 较 SO 具有更优异的热稳定性。

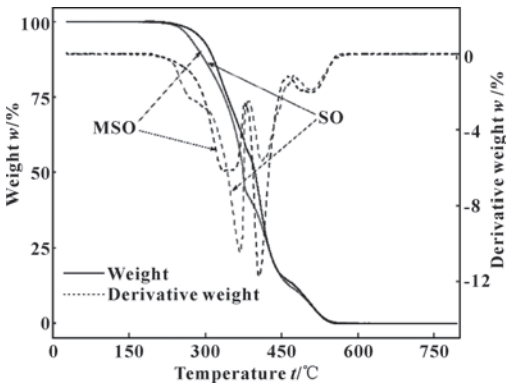


图 2 SO 和 MSO 的热重和微分热重曲线
Fig. 2 Thermogravimetric and differential TG curves of SO and MSO

表 2 SO 和 MSO 热行为特征参数

Table 2 Thermal behavior characteristic parameters of SO and MSO

油样	外延起始降解 温度 t_0 /℃	最大降解 温度 t_{max} /℃	外延终止降 解温度 t_c /℃
SO	270	369	506
MSO	303	405	532

SO 和 MSO 的氧化稳定特性见图 3。由大豆油本身性质可知, 其在升温过程存在 3 个分解阶段: 第一阶段为多不饱和脂肪酸、单不饱和脂肪酸的氧化分解; 第二阶段为饱和脂肪酸逐渐降解; 第三阶段为聚合产物和热解产物挥发^[17]。可以看出, 在空气氛围下, 2 组油样在 270~790 ℃ 之间都存在 3 个放热峰。放热峰峰形尖锐, 说明在此特定温度下样品短时间内吸收了大量的热量。由于 SO 在第一阶段的分解较 MSO 更为反应迅速、剧烈, 可以推测, SO 所含多不

饱和脂肪酸、单不饱和脂肪酸较 MSO 更多；同时，由于 MSO 在第二阶段的分解较 SO 更为反应迅速、剧烈，可以推测，MSO 中所含饱和脂肪酸较 SO 更多。表 3 列出了各分解阶段的温度区间及质量损失率。对比各分解阶段的质量损失率，可得：MSO 中不饱和脂肪酸含量较 SO 减少，饱和脂肪酸含量较 SO 增加，这与分析油样的热流曲线所得结果一致。其次，对比各分解温度区间的开始时间，可知，MSO 各阶段分解开始时间均高于 SO。综上，通过 Novozym435 改性后的食品大豆油，具有更优异的热稳定性及氧化稳定性。

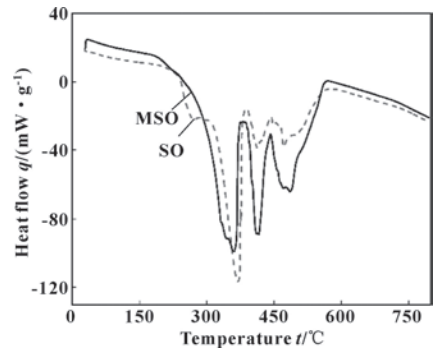


图 3 SO 和 MSO 的热流曲线
Fig. 3 Heat flow curves of SO and MSO

表 3 各分解阶段的温度区间及质量损失率

Table 3 Temperature range and mass loss rate of each decomposition stage

样品	第一阶段		第二阶段		第三阶段	
	温度区间 $t_1/^\circ\text{C}$	质量损失率 $w_1/\%$	温度区间 $t_2/^\circ\text{C}$	质量损失率 $w_2/\%$	温度区间 $t_3/^\circ\text{C}$	质量损失率 $w_3/\%$
SO	270~366	74	366~414	15	414~506	11
MSO	303~370	65	370~421	23	421~532	12

2.3 摩擦学性能

2.3.1 减摩性能

图 4 所示为 MLO（矿物油）、SO 和 MSO 的摩擦因数随时间的变化曲线。

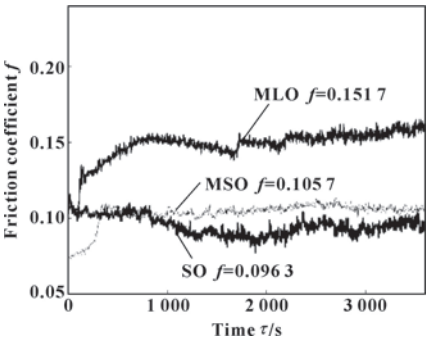


图 4 不同油样的摩擦因数曲线
Fig. 4 The friction coefficient curves of different oil samples

从图 4 可看出，MLO 的摩擦因数远远高于 MSO 和 SO 的值，并呈上升趋势，这说明 MSO 和 SO 作为润滑剂的减摩性能均优于矿物润滑油。对比 SO 和 MSO 的摩擦曲线，SO 的磨合时间很短，但其后期摩擦曲线波动较大；而 MSO 的磨合时间较 SO 更久，但

是其后期摩擦曲线相对平滑。在摩擦过程的初期，由于食用大豆油中含有酯基和 C=C 等活性基团，在摩擦过程中因外激电子的能量作用而发生摩擦聚合反应，在金属表面形成了摩擦聚酯膜。这种聚酯膜可以起到减摩和抗磨作用^[18]，但是由于 SO 的热氧化性能较差，随着摩擦过程的进行，温度的不断升高，SO 在后期由于氧化分解使其成膜能力大大降低，导致其后期摩擦曲线波动较大。而 MSO 由于具有更为优异的热氧化性能，使其在摩擦过程的整个阶段都表现出较为优异的成膜能力。

2.3.2 抗磨性能

图 5 所示钢球圆形磨斑的形貌图及切面轮廓曲线图，切面轮廓曲线图中还给出了磨斑直径。MLO 油样作为润滑剂时的磨斑直径为 0.886 mm，计算得出其磨损体积为 35.254 μm^3 ；SO 油样作为润滑剂时的磨斑直径为 0.894 3 mm，计算得出其磨损体积为 40.035 μm^3 ；而 MSO 油样作为润滑剂的磨斑直径和磨损体积分别为 0.665 7 mm，计算得出其磨损体积为 18.345 μm^3 ，较之 SO 分别降低了 25.56% 和 54.18%。由此可知，MSO 抗磨性能最好，MLO 次之，SO 抗磨效果最差，说明 MSO 具有优异的抗磨性能，且抗磨性能优于 SO。

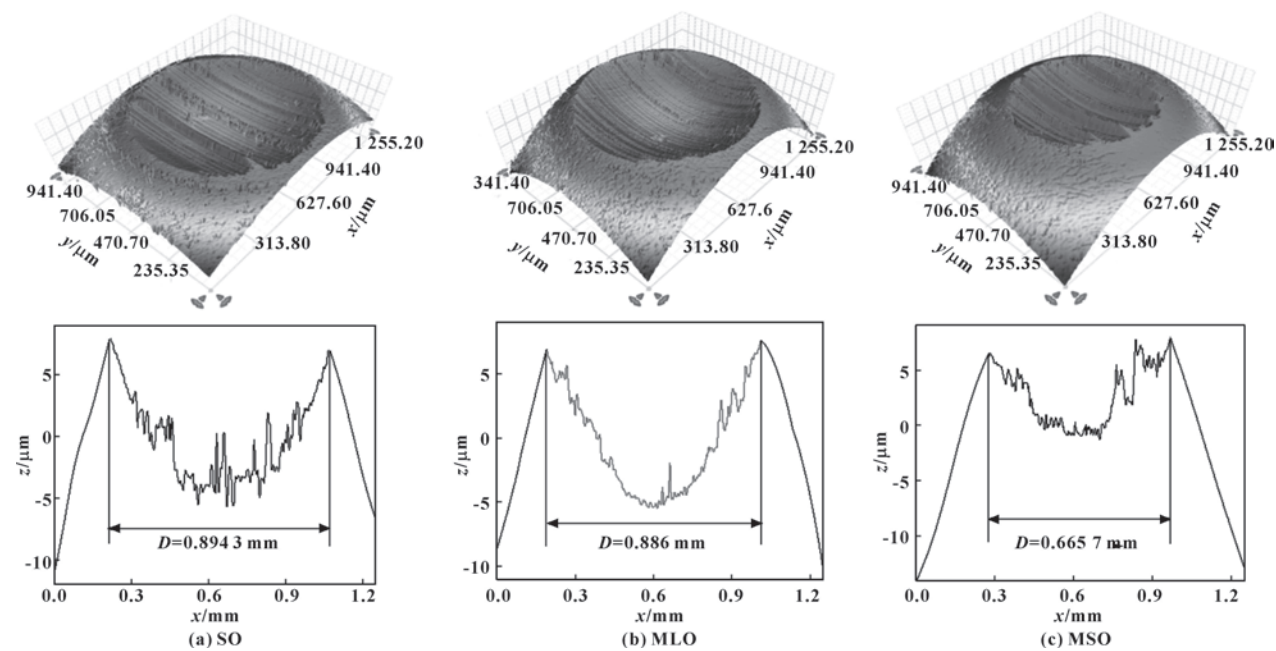


图 5 不同油样润滑下钢球圆形磨斑表面三维形貌

Fig. 5 Three-dimensional surface topography of steel ball wear circular scar at different oil samples lubrication: (a) SO; (b) MLO; (c) MSO

2.3.3 磨损表面分析

图 6 所示为钢球环形磨斑表面 SEM 形貌。从图 6 (a)中可以观察到，SO 润滑时摩擦表面形貌十分粗糙，犁沟较深，且伴随有磨屑的附着，说明在摩擦过程中发生了磨粒磨损和疲劳磨损。而图 6 (b)中 MSO 润滑时摩擦表面平整细致，磨痕浅，无明显的犁沟。

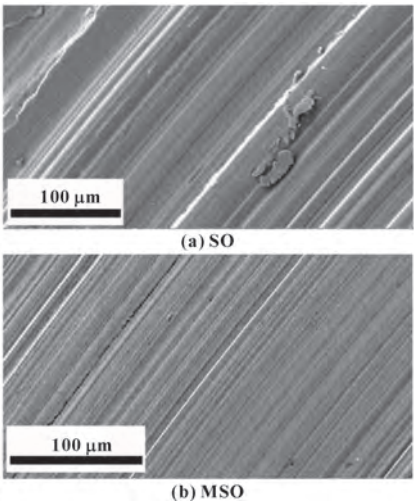


图 6 不同油样润滑下钢球磨损表面 SEM 照片

Fig. 6 SEM images of steel ball wear surface at different oil samples lubrication: (a) SO; (b) MSO

图 7 所示是 SO 和 MSO 润滑后磨斑区域的拉曼测试图谱。

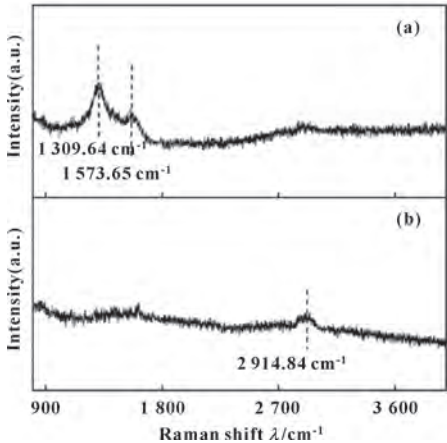


图 7 不同油样润滑后磨斑区域的 Raman 谱图: (a) SO; (b) MSO

Fig. 7 Raman spectra of speckled areas after lubrication of different oil samples: (a) SO; (b) MSO

由图 7 (a) 可知，SO 润滑后的磨斑区域检测出位于 $1\,309.64\text{ cm}^{-1}$ 处的 CH_2 基团，位于 $1\,573.65\text{ cm}^{-1}$ 处的 $\text{C}=\text{C}$ 双键。由图 7 (b) 可知，MSO 润滑后的磨斑区域中位于 $1\,314\sim1\,290\text{ cm}^{-1}$ 处的 CH_2 基团和 $1\,573.65\text{ cm}^{-1}$ 处的 $\text{C}=\text{C}$ 双键的波峰消失，在

2 914.84 cm^{-1} 处出现了 CH_2 基团^[19]。由磨斑区域的有机吸附层及润滑薄膜的拉曼检测结果,可以推测不饱和脂肪酸中的 $\text{C}=\text{C}$ 双键对磨损阶段的成膜性能具有抑制作用。

2.4 机制探讨

基于以上分析结果,推断改性大豆油优异的摩擦学性能与饱和脂肪酸的含量、优异的热氧化稳定性及磨损表面生成的润滑薄膜有关。以未改性大豆油作为润滑剂,由于不饱和脂肪酸分子具有产生空间效应的碳碳双键,因此在摩擦接触的表面会形成无序膜^[18],如图 8 (a) 所示。该无序膜不仅无法在润滑表面形成紧密堆积的分子层,而且会使摩擦接触的面积增大,致使磨损表面的吸附膜强度和抵抗磨损能力都变得较差^[19-21]。不饱和脂肪酸中碳碳双键极易被氧化,导致其在润滑过程后期失去成膜能力,这也是大豆油的摩擦曲线后期波动较大和钢球磨损体积较大的原由。以改性大豆油作为润滑剂,其饱和脂肪酸含量由于改性有所提升,饱和脂肪酸的烷基链在摩擦应力下不会发生纠缠^[22],在摩擦接触表面更易于形成紧密排列的有序润滑薄膜,如图 8 (b) 所示。该膜可以更好地将摩擦接触表面隔开;同时,由于改性大豆油的热氧化稳定性提升,形成的有序润滑薄膜在润滑过程中的作用时间大大增加,从而更加有效地抵抗摩擦过程中的磨损。

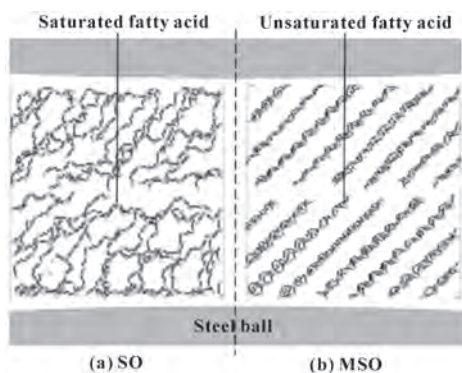


图 8 摩擦过程中薄膜的组织状态

Fig. 8 The microstructure of the film during friction: (a) SO; (b) MSO

3 结论

(1) 在超声振动条件下采用脂肪酶 Novozym435 作为催化剂使食用大豆油和甲醇进行环氧化反应,在温和反应环境下合成了一种改性大豆油,该油样饱和脂肪酸含量增加,热氧化稳定性增强。

(2) 改性大豆油的抗磨性能显著提升,其作为润滑剂时的磨斑直径较未改性豆油降低了 25.56%,磨损体积减少了 54.18%,且磨损表面光滑平整,犁沟不明显。

(3) 改性大豆油优异的抗磨性能主要与饱和脂肪酸的含量、优异的热氧化稳定性及磨损表面生成的有序润滑薄膜有关。

参考文献

- [1] 丁丽芹,李孟阁,念利利,等.植物油制备润滑油添加剂的研究进展[J].石油学报(石油加工),2019,35(2):414-420.
DING L Q,LI M G,NIAN L L,et al.Research progress on preparation of lubricant additives from vegetable oils[J].Acta Petrolei Sinica (Petroleum Processing Section),2019,35(2):414-420.
- [2] 张健,陈砾,严宗诚.植物油作为润滑油的研究进展[J].合成润滑材料,2018,45(4):33-36.
ZHANG J,CHEN L,YAN Z C.Research progress of vegetable oils as lubricants[J].Synthetic Lubricants,2018,45(4):33-36.
- [3] FERNANDES K V,CAVALCANTI E D C,CIPOLATTI E P,et al.Enzymatic synthesis of biolubricants from by-product of soybean oil processing catalyzed by different biocatalysts of *Candida rugosa* lipase[J].Catalysis Today,2021,362:122-129.
- [4] MAPOSSA A B,DANTAS J,COSTA A C F M.Transesterification reaction for biodiesel production from soybean oil using $\text{Ni}_{0.5}\text{Zn}_{0.5}\text{Fe}_2\text{O}_4$ nanomagnetic catalyst: Kinetic study[J].International Journal of Energy Research,2020,44(8):6674-6684.
- [5] 李清华,陶德华,王彬,等.化学改性豆油的烷链结构和摩擦学性能研究[J].摩擦学学报,2009,29(3):233-237.
LI Q H,TAO D H,WANG B,et al.The alkyl chain structure and tribology characteristics of chemically modified soybean oil[J].Tribology,2009,29(3):233-237.
- [6] AMEEN N H A,DURAK E.Study of the tribological properties the mixture of soybean oil and used (waste) frying oil fatty acid methyl ester under boundary lubrication conditions[J].Renewable Energy,2020,145:1730-1747.
- [7] FANG J H,CHEN B S,WANG J,et al.Effect of boron-nitrogen containing modified soybean oil lubricating additive on friction and wear behavior of steel-steel and steel-aluminum alloy systems[J].Applied Mechanics and Materials,2013,380/381/382/383/384:8-11.
- [8] 赵晓云,杨敬一,陶德华,等.氩气等离子体聚合大豆油的合成及摩擦学性能研究[J].摩擦学学报,2014,34(1):87-92.
ZHAO X Y,YANG J Y,TAO D H,et al.Synthesis of argon plasma polymerized soybean oil and evaluation of its tribological characteristics[J].Tribology,2014,34(1):87-92.
- [9] 丁丽芹,冯豪,念利利,等.植物油基润滑油基础油及添加剂的合成研究进展[J].合成化学,2020,28(10):924-931.

- DING L Q, FENG H, NIAN L L, et al. Research progress on synthesis of lubricating base oil and additives based on vegetable oil[J]. Chinese Journal of Synthetic Chemistry, 2020, 28(10): 924-931.
- [10] 冯栋. 食品机械润滑剂的安全隐患分析[J]. 食品安全导刊, 2015(24): 21.
- [11] 徐婷, 吴时敏, 李戈, 等. 润滑剂对食品质量与安全影响[J]. 粮食与油脂, 2014, 27(1): 61-63.
- XU T, WU S M, LI G, et al. Lubricants in food industry and food safety[J]. Cereals & Oils, 2014, 27(1): 61-63.
- [12] VLCEK T, PETROVIĆ Z S. Optimization of the chemoenzymatic epoxidation of soybean oil[J]. Journal of the American Oil Chemists' Society, 2006, 83(3): 247-252.
- [13] 陈俊燕, 陆向红, 聂勇, 等. 固定化脂肪酶催化大豆油酯交换制备生物柴油[J]. 中国粮油学报, 2016, 31(12): 57-60.
- CHEN J Y, LU X H, NIE Y, et al. Production of biodiesel through transesterification of soybean oil catalyzed by immobilized lipase[J]. Journal of the Chinese Cereals and Oils Association, 2016, 31(12): 57-60.
- [14] ZHANG Q, LIU C, SUN Z J, et al. Authentication of edible vegetable oils adulterated with used frying oil by Fourier Transform Infrared Spectroscopy[J]. Food Chemistry, 2012, 132(3): 1607-1613.
- [15] 朱自莹, 顾仁敖, 陆天虹. 拉曼光谱在化学中的应用[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 1998.
- [16] TENGKU-ROZAINA T M, BIRCH E J. Thermal oxidative stability analysis of hoki and tuna oils by differential scanning calorimetry and thermogravimetry[J]. European Journal of Lipid Science and Technology, 2016, 118(7): 1053-1061.
- [17] 陈旭亮, 钱善华, 李庆忠, 等. 1-己基-3-甲基咪唑四氟硼酸盐离子液体对蓖麻油润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 353-361.
- CHEN X L, QIAN S H, LI Q Z, et al. Lubrication properties of 1-hexyl-3-methylimidazolium tetrafluoroborate ionic liquids ([HMIM]BF₄) as castor oil's lubricant additives[J]. Tribology, 2015, 35(4): 353-361.
- [18] LOEHLÉ S, MATTA C, MINFRAY C, et al. Mixed lubrication of steel by C18 fatty acids revisited. Part II: Influence of some key parameters[J]. Tribology International, 2016, 94: 207-216.
- [19] 乌学东, 陈海刚, 王大璞, 等. 抗氧化剂对低芥酸菜籽油摩擦学性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2000, 20(6): 439-442.
- WU X D, CHEN H G, WANG D P, et al. Effect of antioxidants on the tribological behavior of low-erucic acid[J]. Tribology, 2000, 20(6): 439-442.
- [20] ZHANG S H, QIAO Y J, LIU Y H, et al. Molecular behaviors in thin film lubrication. Part one: Film formation for different polarities of molecules[J]. Friction, 2019, 7(4): 372-387.
- [21] 胡志孟, 党鸿辛, 刘维民, 等. 植物油脂肪酸的摩擦特性[J]. 润滑油, 2000(4): 38-41.
- HU Z M, DANG H X, LIU W M, et al. The friction characteristics of plant oil fatty acid[J]. Lubricating Oil, 2000(4): 38-41.
- [22] STACHOWIAK G W, BATCHELOR A W. Boundary and extreme pressure lubrication[M]//Engineering Tribology. Amsterdam; Elsevier, 2006: 363-417.

科学家证实自支撑单层二维分子晶体存在

上海交通大学教授崔勇团队及合作者证实了自支撑单层二维(2D)分子晶体的存在, 明确了跨层次/跨尺度的手性表达过程, 扩大了现有手性材料和2D材料体系。

自2004年石墨烯被报道以来, 单层二维材料因具备高纵横比的片状结构, 大比例暴露活性位和易加工等特点, 使其成为化学、物理和材料等领域的研究热点。从结构上看, 原子或分子间需要有强的共价键、离子键或配位键才能支撑起稳定的二维结构, 而超分子化学中的弱作用力一直被认为不足以支撑形成有序且稳定的2D单层结构。

在超分子层次缺少构筑多级次表面微纳结构的方法和表征手段, 严重制约了对材料中手性识别和传递的认识和调控, 因此探索单层手性2D分子材料的制备、结构和性能是突破这一科学瓶颈的新途径。鉴于此, 研究人员提出剥离大环分子晶体策略, 成功制备了自支撑手性2D单层分子材料, 并清晰观察到手性表面的微纳结构。将含丰富超分子作用位点的手性金属-有机大环晶体超声剥离成具有超高纵横比(2500:1)的单层手性2D纳米片, 通过球差校正透射电镜首次观察到结构明确的金属-有机大环超分子结构, 并证实了大环之间仅仅依靠弱作用力(CH- $\pi/\pi-\pi$ 键), 不需要任何支撑体, 就能够以单层晶(分子纳米片)态形式稳定存在。通过对糖类等重要分子的对映选择性识别和检测研究, 揭示了活性位点、本征大环和微纳结构表面之间显著的协同作用和协同效应。

这项研究将手性化学、超分子化学和2D材料3个前沿领域有机结合起来, 证实了自支撑单层2D分子晶体的存在, 明确了跨层次/跨尺度的手性表达过程, 扩大了现有手性材料和2D材料体系, 为更广阔的研究和应用奠定了基础。

(来源: 中国科学报)

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.013

文献引用: 尹雪梅, 姬帅城, 张一魁, 等. 考虑柔性支承三维变形的线切割一体化轴承静态承载特性研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 96-101.

Cite as: YIN Xuemei, JI Shuaicheng, ZHANG Yikui, et al. Investigation on static load-bearing characteristic of wire-cut integrated hydrodynamic bearing considering 3-D deformation of flexible support[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 96-101.

考虑柔性支承三维变形的线切割一体化轴承静态承载特性研究*

尹雪梅¹ 姬帅城² 张一魁² 李奕君² 吴超² 何文斌²

(1. 郑州轻工业大学能源与动力工程学院 河南郑州 450002;

2. 郑州轻工业大学机电工程学院 河南郑州 450002)

摘要: 根据线切割一体化轴承的结构特点, 利用 CFD 重叠网格技术, 建立线切割一体化轴承数值计算模型, 采用双向流固耦合计算方法, 考虑柔性支承的三维变形, 考察线切割一体化轴承的承载性能随线切割轴瓦厚度、柔性铰链支承高度和支承宽度变化的影响。计算结果表明: 随着偏心率或转速的增加, 轴承偏位角呈下降趋势, 黏度阻力、载荷呈上升趋势; 与不考虑支承变形相比, 支承变形会减小瓦块的旋转刚度和径向刚度, 降低线切割一体化轴承的承载载荷, 但可以改善轴承的静特性; 柔性支承宽度和高度对线切割一体化轴承承载特性的影响比轴瓦厚度影响更大, 减小支承高度或者增大支承宽度, 线切割轴承性能更趋于固定瓦轴承, 这可为线切割一体化轴承的设计提供一定的理论依据。

关键词: 线切割一体化轴承; 承载特性; 柔性支承; 双向流固耦合

中图分类号: TH133.3

Investigation on Static Load-bearing Characteristic of Wire-cut Integrated Hydrodynamic Bearing Considering 3-D Deformation of Flexible Support

YIN Xuemei¹ JI Shuaicheng² ZHANG Yikui² LI Yijun² WU Chao² HE Wenbin²

(1. College of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou Henan 450002 China;

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou Henan 450002 China)

Abstract: Based on analyzing the structural characteristics of the wire-cut integrated hydrodynamic (WCI) bearing, overlapping grid technology of CFD software was adopt to build up the numerical calculation modal of the bearing. Considering the three-dimensional deformation of the flexible support, the effect of the thickness of the bearing bush, the height of the hinge support and the width of the support on the load-bearing characteristics of the WCI bearing was investigated by use of the two-way fluid-structure coupling method. The results show that with the increase of eccentricity or rotating speed, the bearing deflection angle decreases, and the viscosity resistance and load increase. Compared with not considering the support deformation, the support deformation will reduce the rotational stiffness and radial stiffness of the pad, reduce the bearing load of the WCI bearing, but can improve the static characteristics of the bearing. The width and height of the flexible support have a greater impact on the load-bearing characteristics of the WCI bearing than the thickness of the bearing bush. The bearing performance tends to fixed pad bearings through reducing its support height or increasing its support width. It provides a theoretical basis for the design of the wire-cut integrated hydrodynamic bearing.

Keywords: wire cutting integrated hydrodynamic bearings; load-bearing characteristics; flexible support; two-way fluid-solid coupling

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (U1404515); 河南省科技攻关项目 (222102220032; 212102210359); 河南省高等学校重点科研项目 (22A460032); 2020 年度河南省高校科技创新团队项目 (20IRTSTHN015)

收稿日期: 2021-03-13; 修回日期: 2021-04-22

通信作者: 吴超 (1978—), 男, 博士, 教授, 研究方向为轴承-转子系统动力学。E-mail: wuchao7379@163.com。

可倾瓦轴承因稳定性好被广泛用于涡轮机、压缩机、燃气轮机等旋转机械中，获得了不错的效果^[1-3]。但可倾瓦轴承机械结构复杂、加工装配精度高、安装维护成本昂贵的缺点也非常明显。随着线切割加工技术的不断发展，出现了采用线切割的方法一次加工完成的线切割一体化可倾瓦轴承（柔性铰链可倾瓦轴承）^[4-5]。该轴承将瓦块和轴承座通过柔性支承连为一体，减少了因装配产生的误差；通过柔性铰链支承来代替传统可倾瓦轴承的刚性支承，能消除可倾瓦支点的高接触应力和磨损，大大减少轴瓦变形。因此线切割一体化轴承能降低可倾瓦轴承的成本，又具有接触应力小、无支点磨损等优点，同时还消除了传统可倾瓦轴承非承载瓦所产生的震颤现象，使其运转更稳定^[6-8]。

陈淑江等、常江^[9-10]根据椭圆型柔性铰链刚度计算的简化公式，研究了柔性铰链的旋转刚度对线切割一体化可倾瓦轴承动静态性能的影响规律。杨期江等^[11-12]、李佼^[13]根据简化的直梁型柔性铰链计算公式，基于 PDE 工具箱提出一种线切割一体化轴承的静平衡位置迭代方法，计算得到轴颈、瓦块静平衡位置。吴超等人^[14]把三维的柔性铰链简化成一维的柔性支承，采用 Fortran 与 Ansys 混合编程的方法，考察偏心率、轴颈转速和支点几何尺寸对轴承单瓦块静态性能的影响。以上对线切割一体化轴承性能的研究，一般是把三维的柔性铰链支承简化成一维或者是利用简单的公式计算其旋转变形和径向变形，利用流固耦合方法计算轴承特性。这种简化能够避开轴瓦和柔性铰链的三维变形，减少计算工作量，但其柔性支承变形结果计算不准确，影响轴承的承载力。

本文作者建立线切割一体化轴承的模型，基于 CFD 软件，采用重叠网格技术，考虑柔性铰链和轴瓦的三维变形，对线切割一体化可倾瓦轴承整体进行双向流固耦合计算，考察柔性铰链支承宽度、高度和轴瓦厚度对该轴承承载特性的影响。

1 流体控制方程

轴承油膜的连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m v_m) = 0$$

式中： $\rho_m = \alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g$ ，代表润滑油气混合物的平均密度， α_l 、 α_g 分别为液相、气相体积分数， ρ_l 、 ρ_g 分别为液相、气相密度；两相质量加权平均速度 $v_m = (\alpha_l \rho_l v_l + \alpha_g \rho_g v_g) / \rho_m$ ， v_l 、 v_g 为液相、气相的流动速度。

轴承油膜的动量方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \cdot v_m) + \nabla \cdot (\rho_m \cdot v_m \cdot v_m) = - \nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla v_m + \nabla v_m^T)]$$

式中：润滑油平均动力黏度 $\mu_m = \alpha_l \mu_l + \alpha_g \mu_g$ ， μ_l 与 μ_g 分别为液相、气相润滑油的动力黏度。

两相流的边界条件：

$$\begin{cases} p|_{z=0,L} = p_{out} \\ p|_{z=inlet} = p_{in} \\ p|_{p=p_c} = p_c \end{cases}$$

式中： p_c 是气化压力； p_{out} 为轴承泄油边压力； p_{in} 表示进油压力。

2 CFD 建模

2.1 建立几何模型

利用三维软件 Solidworks 分别建立线切割一体化可倾瓦轴承的流体计算域和固体计算域模型，如图 1 所示。为了方便在 Gambit 中进行切分，需要把油膜间隙和进油口分开建立；为了流固耦合计算不出现迭代错误，轴承流体计算域模型和固体计算域模型在同一坐标系下建立，且尺寸完全吻合。轴承材料选用 30CrMo，表 1 给出了与文献[12]一致的线切割一体化轴承的计算参数。

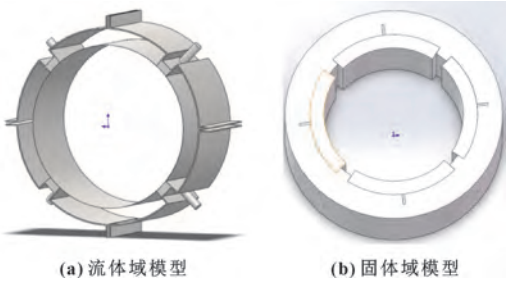


图 1 线切割一体化轴承物理模型

Fig. 1 Physical model of wire-cut integrated bearing: (a) fluid domain model; (b) solid domain model

表 1 线切割一体化轴承计算参数

Table 1 Calculation parameters of wire-cut integrated bearing

轴承几何参数	数值	工况参数	数值
轴承半径 r/mm	40	气化压力 p_c/Pa	7 550
轴承宽度 L/mm	50	油的密度 $\rho_t/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	876
半径间隙 c/mm	0.08	预负荷系数 M	0.2
轴瓦张角 $\alpha/(\circ)$	72	油的黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.015
瓦块厚度 B_b/mm	5	材料弹性模量 E/GPa	211
支承高度 h/mm	8	材料密度 $\rho_s/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7 850
支承宽度 B_b'/mm	1.5	材料泊松比	0.3

2.2 重叠网格计算模型

重叠网格的建模思路类似于滑移网格，但其综合了滑移网格和动网格的优点，可用于任何不规则运动方式。重叠网格建模时包含两套网格，如图 2（a）所示为背景网格，图 2（b）所示为组件网格。将组件网格的外表面设为 *overset* 边界条件，其他设置与 CFD 软件计算纯流场的设置完全相同，然后按照 *step214* 格式导入到 *Gambit* 软件。由于线切割可倾瓦轴承结构的特殊性，无法建立整体的规格化网格，需要把完整的模型切分成若干个小整体，之间用内部面（*interior*）连接，可以保证节点之间相互关联，有利于构建规格化网格，最后通过节点扫描成面网格和体网格。

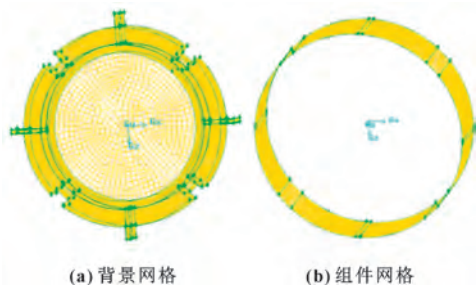


图 2 重叠网格计算模型

Fig. 2 Overlapping grid computing model; (a) background grid; (b) component grid

2.3 计算边界条件设置

利用重叠网格技术，将轴瓦和柔性支承的表面定义成流固耦合面，采用双向流固耦合方法^[15]，按表 1 中参数求解线切割轴承的特性。经计算满足层流条件，选择层流模型。选用 *Singhal-ET-AL* 气穴模型，气化压力设置为 7 550 Pa。瞬态求解中，选择 *PISO* 算法，离散方式选择一阶迎风格式，出口压力设置为 0，转子表面设置为无滑移旋转面，*Boundary Conditions* 中设置旋转速度、方向及旋转中心，轴承旋转方向及润滑油流动方向根据右手定则判断。

3 网格无关性和计算方法正确性验证

利用有限元软件进行仿真，需要对网格进行独立性验证。按表 1 中参数，选择轴颈转速为 3 000 r/min、轴承偏心率为 0.2、初始网格层数为 2000：50：3（圆周方向：轴向：径向），来计算轴承性能。通过改变油膜厚度方向的网格密度，以轴承载荷、最大压力和黏性阻力作为观测量，表 2 给出了

油膜厚度方向的网格层数对计算结果的影响。考虑计算速度和精度，油膜厚度方向的网格层数选择 10 层比较合理。

由于 *Fluent* 软件无法对不同部分的结构变形进行准确分离，因此仅对比流场参数。图 3 表明，不同偏心率、不同转速下轴承承载力系数计算结果与文献[12]的差别小于 3%。这说明文中所建立的线切割一体化轴承模型正确，采用的计算方法具有较高的精度。

表 2 网格无关性验证

Table 2 Verification of grid independence				
网格	载荷 W/N	最大压力 p_{\max} /kPa	黏度阻力 f /N	三者相 对相差
3 层	752	265	2.82	6.1%, 4.9%, -1.4%
5 层	798	278	2.78	9%, 26%, 1%
10 层	870	353	2.81	0.2%, 1.4%, 0
15 层	872	358	2.81	0, 0, 0

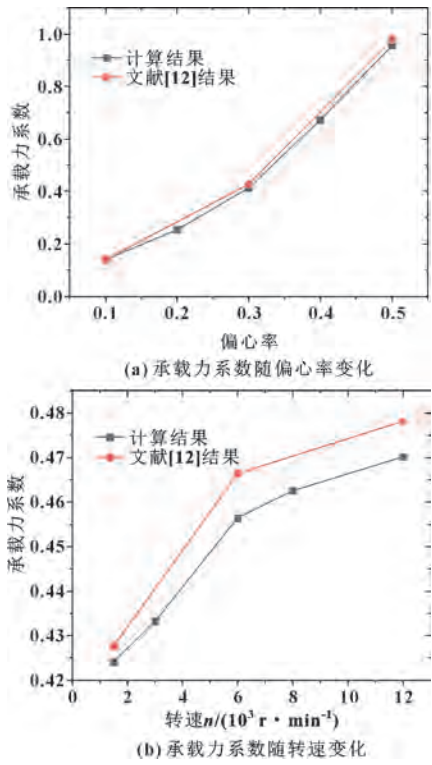


图 3 计算结果与文献[12]对比

Fig. 3 Comparison of calculation results with the results of reference[12]: (a) variation of load-carrying coefficient with bearing eccentricity; (b) variation load-carrying coefficient with rotational speed

4 计算结果及分析

以椭圆型柔性铰链支承的线切割一体化轴承为研究对象，分别改变柔性铰链的支承宽度、支承高度以及轴瓦的厚度，分别建立轴承的计算模型，研究这些参数对线切割一体化轴承性能的影响。除特别说明

外，均以表 1 中的参数进行建模。

4.1 柔性支承宽度的影响

柔性铰链支承宽度分别为 1.5、2.5 和 5 mm 时，计算得到线切割轴承承载特性随转速和偏心率的变化关系，如图 4 所示。

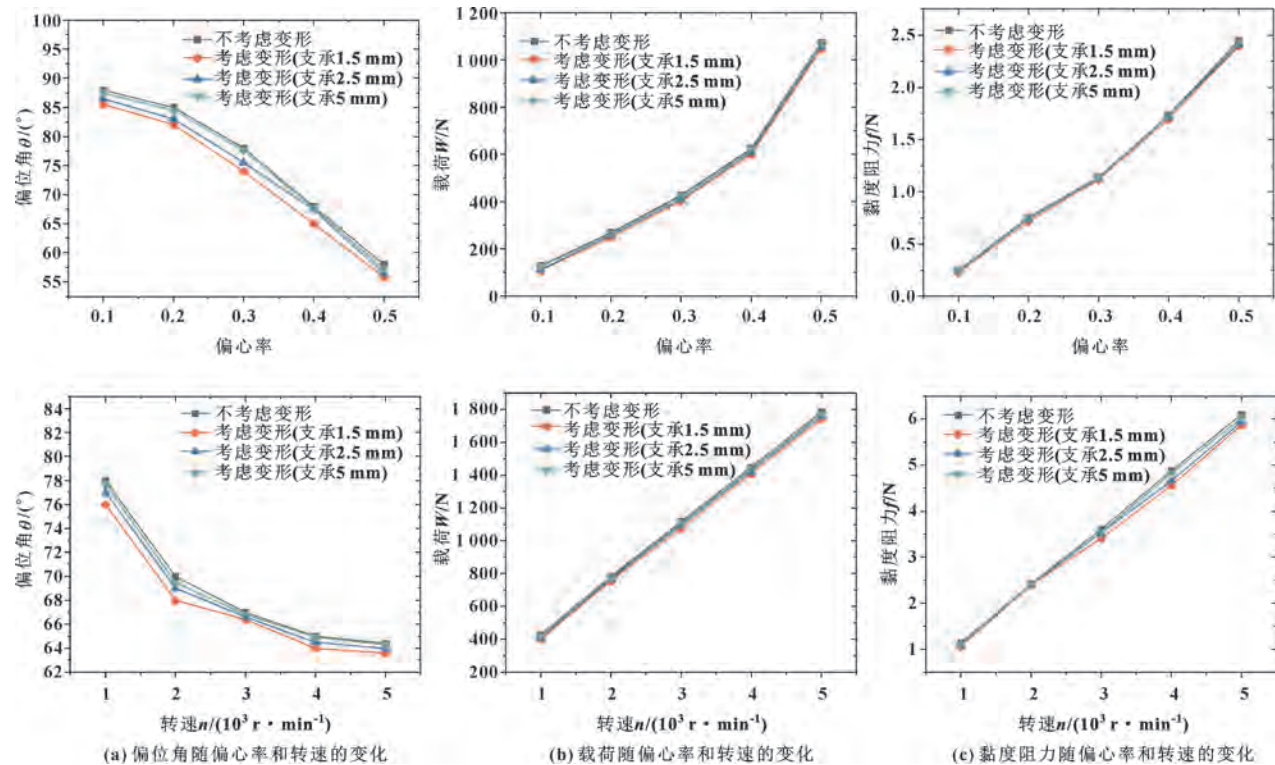


图 4 柔性支承宽度对承载特性的影响

Fig. 4 Influence of flexible width on bearing characteristics: (a) variation of deflection angle with eccentricity and rotating speed; (b) variation of load with eccentricity and rotating speed; (c) variation of viscosity resistance with eccentricity and rotating speed

计算结果表明，随着偏心率或转速的增加偏位角呈下降趋势，黏度阻力、载荷呈上升趋势；考虑支承变形时，黏性阻力、载荷、偏位角等静特性计算结果均比不考虑支承变形的计算结果要小，并随着支承宽度的增加，静特性参数计算结果越接近于不考虑支承变形的计算结果。这是因为在相同转速或者偏心率下，随着柔性铰链支承宽度增加，柔性铰链旋转刚度变小，支承旋转变形减少，线切割可使倾瓦轴承的性能更加接近于固定瓦轴承性能。当考虑支承变形时，瓦块能够达到摆动平衡状态，实际的偏心率大于名义偏心率，出现轴承的流量、摩擦阻力等参数减小，说明线切割轴承比可倾瓦轴承有更低的功耗。

4.2 轴瓦厚度的影响

图 5 给出了轴瓦厚度依次设置为 5、10 和 25 mm 时的线切割轴承静特性随转速和偏心率的变化关系。

图 5 表明，油膜最大压力和载荷随偏心率和转速的增加而增大，但考虑变形后油膜压力和偏位角的变化速率减小，并随着轴瓦厚度减小，轴承承载性能下降。这是因为随着轴瓦厚度减小，轴瓦更易发生变形，改善了油膜承载的不均匀性，减少了最大压力，出现了轴承承载能力下降现象。在低速下，当轴瓦厚度大于 10 mm 时，轴瓦径向基本不变形，轴承静特性计算结果基本不变，再增加轴瓦厚度，对轴承承载性能基本没有影响。

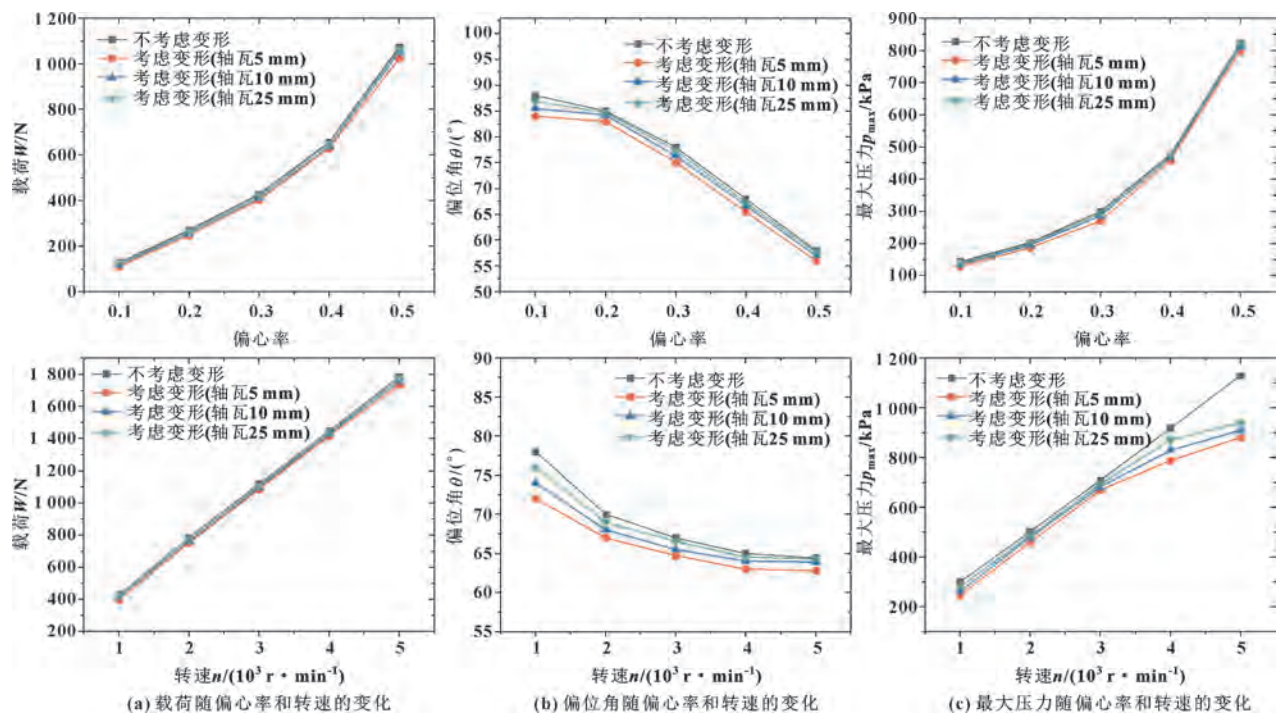


图 5 轴瓦厚度对承载特性的影响

Fig. 5 Influence of bush thickness on bearing characteristics: (a) variation of load with eccentricity and rotating speed; (b) variation of deflection angle with eccentricity and rotating speed; (c) variation of maximum pressure with eccentricity and rotating speed

4.3 柔性支承高度的影响

mm 时的线切割轴承的承载性能随转速和偏心率的变化关系。

图 6 给出了柔性铰链支承高度分别为 1、5 和 8

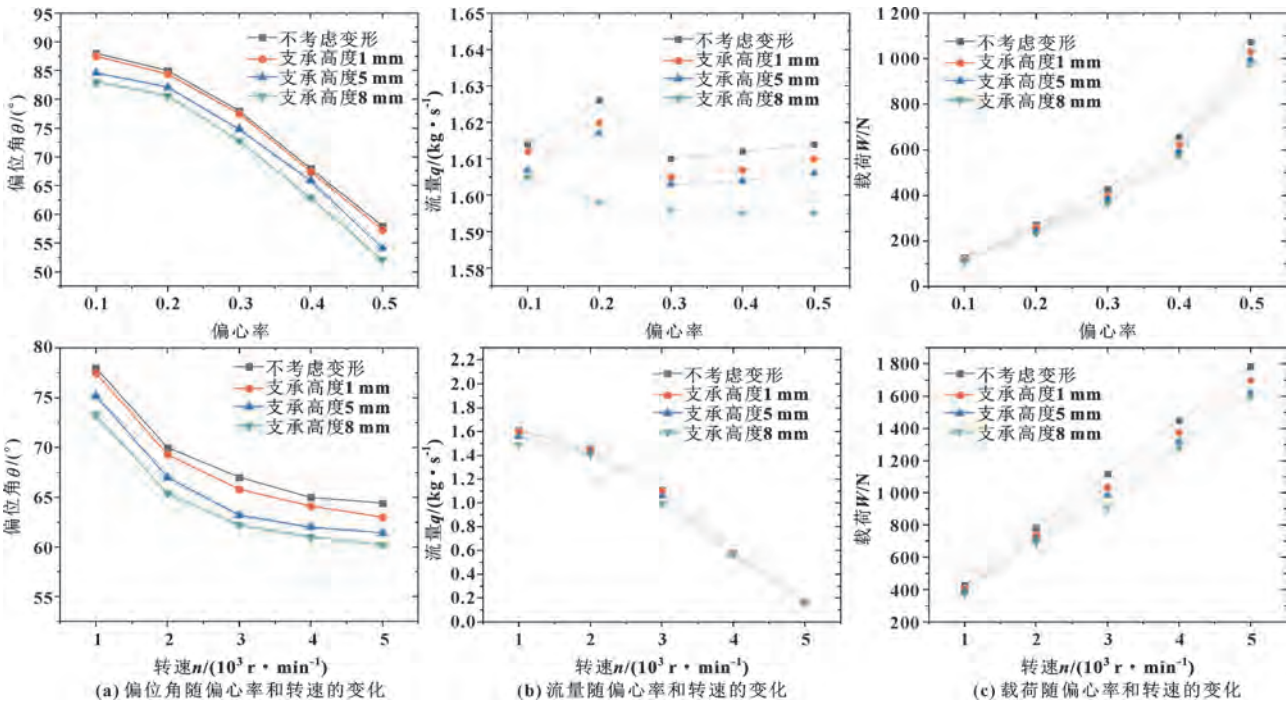


图 6 支承高度对油膜承载特性的影响

Fig. 6 Influence of flexible height on bearing characteristics: (a) variation of deflection angle with eccentricity and rotating speed; (b) variation of flow rate with eccentricity and rotating speed; (c) variation of load with eccentricity and rotating speed

计算结果表明,柔性铰链支承高度越高,线切割一体化轴承性能参数与固定瓦轴承性能参数差别越大,越接近于可倾瓦轴承。这是因为随着支承高度增加,柔性铰链旋转刚度和径向刚度都降低,柔性铰链变形量增大,越与可倾瓦轴承相似,出现轴承承载性能下降。

5 结论

(1) 利用重叠网格技术,对线切割一体化轴承性能进行双向流固耦合求解是可行的;计算结果表明,随着偏心率或转速的增加,线切割一体化轴承的偏位角呈下降趋势,黏度阻力、载荷呈上升趋势。

(2) 与不考虑支承变形相比,支承变形会减小瓦块的旋转刚度和径向刚度,降低线切割一体化轴承的承载载荷,但可以改善轴承的静特性;同时柔性支承宽度和高度对该轴承承载性能的影响比轴瓦厚度的影响更大。

(3) 增大柔性支承宽度、降低支承高度,线切割一体化轴承的性能更接近固定瓦轴承;反之,线切割一体化轴承性能更接近于可倾瓦轴承。

参考文献

- [1] 梁兴鑫,严新平,欧阳武,等.弹支可倾瓦推力轴承弹性垫最佳偏心率的影响因素[J].机械工程学报,2020,56(1):91-99.
LIANG X X, YAN X P, OUYANG W, et al. Influencing factors of the optimum offset ratio of elastic cushions of elastically supported tilting pad thrust bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1): 91-99.
- [2] SHI Z Y, JIN Y Z, YUAN X Y. Influence of pivot design on non-linear dynamic analysis of vertical and horizontal rotors in tilting pad journal bearings[J]. Tribology International, 2019, 140: 105859.
- [3] 王占朝,刘莹,郭飞,等.支点变形对水润滑可倾瓦推力轴承起动过程影响[J].摩擦学学报,2018,38(2):180-188.
WANG Z C, LIU Y, GUO F, et al. Influence of the pivot deformation on the water lubrication tilting-pad thrust bearing during boot process[J]. Tribology, 2018, 38(2): 180-188.
- [4] CHEN W J. Bearing dynamic coefficients of flexible-pad journal bearings[J]. Tribology Transactions, 1995, 38(2): 253-260.
- [5] 刘志东,王振兴,张艳,等.高速走丝电火花线切割高效切割技术研究[J].中国机械工程,2011,22(4):385-389.
LIU Z D, WANG Z X, ZHANG Y, et al. Research on efficient cutting technology of high speed WEDM[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(4): 385-389.
- [6] SAN ANDRES L. Turbulent flow, flexure-pivot hybrid bearings for cryogenic applications[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1): 190-200.
- [7] 郑东桂,马希直,张文轲.柔性铰链径向气体挤压膜轴承的设计及优化[J].润滑与密封,2014,39(8):35-38.
ZHENG D G, MA X Z, ZHANG W K. Optimization design of journal gas squeeze film bearing with flexure hinges[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(8): 35-38.
- [8] 李昊,陈淑江,马金奎,等.动静压柔性铰链可倾瓦轴承的阶跃载荷动态响应[J].西安交通大学学报,2017,51(8):96-101.
LI H, CHEN S J, MA J K, et al. Dynamic response of hybrid flexure pivot-tilting pad bearing to step loads[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(8): 96-101.
- [9] 陈淑江,熊文涛,路长厚,等.柔性铰链可倾瓦轴承动静特性研究[J].振动与冲击,2018,37(2):236-241.
CHEN S J, XIONG W T, LU C H, et al. Static and dynamic characteristics of flexure-pivot tilting pad journal bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(2): 236-241.
- [10] 常江.柔性铰链可倾瓦动压轴承轴心轨迹的理论与实验研究[D].济南:山东大学,2017.
CHANG J. Theoretical and experimental research on axis trajectory of flexible-pivot tilting pad bearings[D]. Jinan: Shandong University, 2017.
- [11] 杨期江,李伟光,赵学智,等.挠性支承可倾瓦轴承动力特性研究[J].振动与冲击,2018,37(16):111-117.
YANG Q J, LI W G, ZHAO X Z, et al. A study on dynamic characteristics of flexure pivot tilting pad bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(16): 111-117.
- [11] 杨期江,李伟光,赵学智,等.挠性支承可倾瓦轴承完整动力学建模及分析[J].噪声与振动控制,2017,37(6):7-11.
YANG Q J, LI W G, ZHAO X Z, et al. Full dynamics modeling and analysis of flexure pivot tilting pad bearings[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(6): 7-11.
- [13] 李佼.柔性支点可倾瓦轴承润滑性能研究[D].西安:西安理工大学,2018.
LI J. Lubrication characteristics of flexure pivot tilting pad journal bearing[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2018.
- [14] 吴超,马明飞,尹雪梅,等.线切割一体化滑动轴承的静态性能研究[J].润滑与密封,2018,43(4):70-74.
WU C, MA M F, YIN X M, et al. Investigation on static performances of oil-film bearing using wire-electrode cutting method[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(4): 70-74.
- [15] 屈波,马乃绪,黄青松,等.基于双向流固耦合理论的可倾瓦推力轴承润滑性能研究[J].润滑与密封,2015,40(5):72-78.
QU B, MA N X, HUANG Q S, et al. Research on lubrication performance of tilting-pad thrust bearing based on fluid-structure two-way coupling theory[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(5): 72-78.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.014

文献引用: 王秋菊,刘振刚,乔恒稳,等.高速重载圆柱齿轮弹流润滑数值分析[J].润滑与密封,2022,47(3):102-109.

Cite as: WANG Qiuju, LIU Zhengang, QIAO Hengwen, et al. Numerical study of elastohydrodynamic lubrication for high speed and heavy duty cylindrical gear[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 102-109.

高速重载圆柱齿轮弹流润滑数值分析^{*}

王秋菊^{1,2} 刘振刚³ 乔恒稳^{1,2} 邢 彬^{1,2} 牟佳信^{1,2} 侯岩锟³ 胡敦珂³

(1. 中国航发沈阳发动机研究所 辽宁沈阳 110015; 2. 中国航空发动机集团航空发动机动力传动重点实验室 辽宁沈阳 110015; 3. 西北工业大学动力与能源学院 陕西西安 710072)

摘要: 为研究高速重载下齿轮的性能,采用复合直接迭代法,对航空发动机传动系统中高速、重载圆柱齿轮润滑状态进行仿真分析,研究不同功率、不同转速、不同滑油入口温度对齿轮啮合区压力、油膜厚度、油膜温度的影响。数值计算结果表明:随着齿轮传递功率的增加或是转速的降低,啮合区压力增加,油膜温度有所上升;当齿轮保持较高转速时,功率对油膜厚度的影响较小;转速与功率都会对油膜最高温升产生影响,其中功率对最高温升的影响更大;低功率情况下随着转速增加最高温升呈现先下降后增加的趋势,而高功率时增加转速则最高温升一直下降,固定转速时则温升随功率的增加而增加;低速重载工况下油膜厚度最薄,容易出现干摩擦;入口滑油温度的升高会使压力、膜厚、温升均有所下降,因此采用合适的滑油入口温度可以使齿轮接触区承受较低的载荷并拥有较厚的油膜。

关键词: 圆柱齿轮;复合直接迭代法;线接触弹流润滑;高速重载

中图分类号: TH117.2

Numerical Study of Elastohydrodynamic Lubrication for High Speed and Heavy Duty Cylindrical Gear

WANG Qiuju^{1,2} LIU Zhengang³ QIAO Hengwen^{1,2} XING Bin^{1,2}
MU Jiaxin^{1,2} HOU Yankun³ HU Dunke³

(1. Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Shenyang Liaoning 110015, China; 2. Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-engine, Aero Engine Corporation of China, Shenyang Liaoning 110015, China; 3. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an Shaanxi 710072, China)

Abstract: In order to study the performance of gears under high speed and over load, the compound direct iteration method was used to simulate and analyze the lubrication state of high speed and heavy duty cylindrical gears in aero-engine transmission system. The effects of different power, different rotational speed and different lubricating oil inlet temperature on gear meshing zone pressure, oil film thickness and oil film temperature were studied. The results show that with the increase of gear transmission power or the decrease of rotational speed, the pressure in the meshing area increases and the oil film temperature increases. When the gear keeps a high speed, the power has little effect on the oil film thickness. Both rotational speed and power have an impact on the maximum temperature rise of the oil film, and power has a greater impact on the maximum temperature rise. At low power, the maximum temperature rise decreases first and then increases with the increase of rotational speed, while at high power, the maximum temperature rise decreases all the time with the increase of speed, and at fixed speed, the temperature rise increases with the increase of power. Under the condition of low speed and heavy duty, the oil film thickness is the thinnest and dry friction is easy to occur. The increase of inlet oil temperature will decrease the pressure, film thickness and temperature rise. Therefore, the appropriate lubricating oil inlet temperature can make the gear contact area bear lower load and have thicker oil film.

Keywords: cylindrical gear; compound direct iteration method; EHL line contact; high speed and heavy duty

^{*} 基金项目:“十三五”两机重大专项(KJXYY2019-101/E03)

收稿日期:2021-02-28;修回日期:2021-04-17

作者简介:王秋菊(1990—),女,硕士,工程师,研究方向为航空发动机传动润滑。E-mail: 879454312@qq.com。

随着航空发动机向着高转速、高载荷、高可靠性方向的发展, 齿轮系统工作条件日趋恶劣。为了减少齿轮系统因润滑不佳导致的胶合失效等问题发生, 需要对齿轮润滑效果进行分析, 全面掌握齿轮润滑状态。目前, 弹流润滑问题数值求解方法主要有逆解法、Newton-Raphson 法 (有限差分法)、复合直接迭代法和多重网格法^[1]。20 世纪 50 年代末, DOWSON 和 HIGGINSON^[2]提出的逆解方法成功地应用于求解线接触弹流润滑问题, 并提出了被广泛应用的线接触 Dowson-Higginson 膜厚公式。PARK 和 KIM^[3]用有限差分法得到了有限长线接触等温弹流润滑的完全数值解。艾晓岚和俞海清^[4]提出了复合直接迭代法, 通过构造一种适用于求解线接触非稳态问题的迭代格式, 得到弹流问题完全数值解。

BRANDT 和 LUBRECHT^[5]首次提出多重网格法计算弹性变形量, 很快成为研究弹流问题的重要手段。袁祥等人^[6]发现在中重载的情况下, 次表面应力随滑油黏度与卷吸速度增加的变化规律。尹昌磊等^[7]求解了线接触 Newton 流体热弹流润滑特性。GUO 等^[8]研究了稳态点接触热弹流润滑问题, 并获得了经典的大凹陷形状。ZHANG 等^[9]研究发现, 随着两啮合表面速度的降低, 经典的大凹陷会演化为接触区中央的小凹陷并最后消失。王明凯^[10]发现转速、润滑油黏度的变化, 均会影响油膜压力及膜厚分布。刘明勇等^[11]发现环境黏度高的润滑油油膜厚度增加, 第二压力峰值也增大。方特和刘少军^[12]基于弹流理论与热网络法求解了轮齿稳态温度分布。韩强等人^[13]发现当速度线性变化时, 膜厚基本上也以线性变化, 加速度越大, 膜厚的变化越快。综上所述, 目前的数值研究主要针对低速或者中低载荷的齿轮油膜计算^[14-15], 对于高速重载齿轮的油膜数值研究还有待进一步开展。

本文作者从线接触理论着手, 采用复合直接迭代法, 对航空发动机传动系统中高速、重载圆柱直齿轮润滑状态进行仿真分析, 研究不同功率、不同转速、不同温度对齿轮啮合区压力、油膜厚度、油膜温度的影响。数值计算结果可为航空发动机齿轮系统润滑冷却设计提供理论参考。

1 线接触热弹流润滑数学模型建立

1.1 当量曲率半径求解

圆柱直齿轮的啮合属于线接触。对于两直齿圆柱齿轮的啮合, 通过等效思想可以将齿轮接触等效为一个圆柱与一个刚性平面的接触问题, 在此基础上可以利用热弹流润滑理论计算齿轮油膜厚度。如图 1 所

示, 齿轮在各自啮合点处的曲率半径 R_1 和 R_2 、综合曲率半径 R 分别为

$$R_1 = r_{b1} \tan \alpha + s \quad (1)$$

$$R_2 = r_{b2} \tan \alpha - s \quad (2)$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (3)$$

式中: r_{b1} 、 r_{b2} 表示齿轮的基圆半径; α 为压力角; s 为啮合点距离节点的距离。

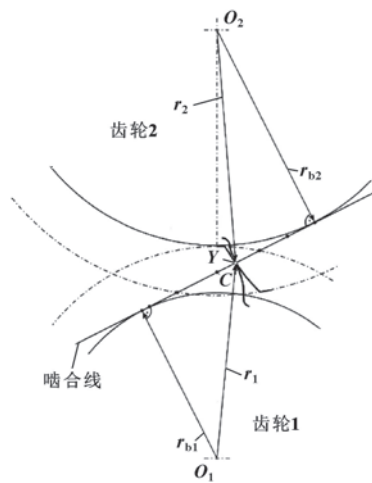


图 1 直齿轮等效曲率半径

Fig. 1 Equivalent radius of curvature of cylindrical gear

1.2 卷吸速度求解

根据当量曲率半径计算得到 2 个齿面的绝对速度分别为 u_1 和 u_2 (见公式 (4)、(5)), 并将两齿面速度的算术平均值定义为卷吸速度 u_s , 见公式 (6):

$$u_1 = \frac{\pi n_1 R_1}{30} \quad (4)$$

$$u_2 = \frac{\pi n_2 R_2}{30} \quad (5)$$

式中: n_1 、 n_2 为主动轮、从动轮的转速。

$$u_s = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (6)$$

1.3 单位长度载荷求解

齿轮受到的扭矩:

$$M = \frac{9\,550 \times P}{n} \quad (7)$$

式中: M 为扭矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$); P 为加载功率 (kW); n 为转速 (r/min)。

齿轮所受到的法向力为

$$F_n = \frac{2\,000 \times M}{d_1 \cos \alpha} \quad (8)$$

式中: d_1 为齿轮分度圆直径 (mm); α 为齿轮压力角。

线接触圆柱齿轮承受单位长度上载荷 $W(\text{N/m})$ 为

$$W = \frac{1\,000 \times F_n}{B} \quad (9)$$

式中: B 为齿轮齿宽 (mm)。

2 线接触热弹流润滑理论基本方程

(1) 线接触 Reynolds 方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (10)$$

线接触边界条件:

入口区 $p(x_0) = 0$

出口区 $p(x_e) = 0$

式中: ρ 为油膜密度; h 为油膜厚度; η 是油膜黏度; p 为油膜压力; u 为 X 方向的速度。

(2) 载荷平衡方程如下:

$$w - \int_{x_0}^{x_e} p(s) ds = 0 \quad (11)$$

式中: $p(s)$ 为载荷分布函数; w 为外加单位线载荷。

(3) 圆柱齿轮啮合简化为当量弹性圆柱体和刚性平面接触时, 任意点 x 处的油膜厚度方程如下:

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x) \quad (12)$$

式中: h_0 为中心膜厚; R 为当量曲率半径; $v(x)$ 为各点沿垂直方向的弹性位移, 其表达式如下:

$$v(x) = -\frac{2}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} p(s) \ln(s-x) ds + c \quad (13)$$

式中: s 是 x 轴上的附加坐标, 它表示任意线载荷 $p(s) ds$ 与坐标原点的距离; s_1 和 s_2 分别为载荷 $p(x)$ 的起点和终点坐标; E' 为当量弹性模量; c 为待定常数。

(4) 连续方程表达式如下:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \quad (14)$$

式中: w 为膜厚方向速度。

(5) 油膜的能量方程如下:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \beta T \left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \Phi \quad (15)$$

式中: c_p 是滑油质量热容; k 是滑油导热系数; β 是热膨胀系数; Φ 是耗损函数。

(6) 固体区域的能量方程如下:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (16)$$

对于弹流问题, 关注的是固体与润滑膜接触表面的温度而不是固体内部的温度分布, 假设传热是稳态。由于齿轮结构体的厚度远大于油膜厚度, 因此将其简化为半无穷区域, 继而获得该区域的解析解, 从而可以直接建立齿轮与油膜的热界面方程:

$$\begin{cases} T_1 = \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_{s,1} c_{s,1} k_{s,1} U_1}} \int_{-\infty}^x k \frac{\partial T}{\partial z} \bigg|_{z=0} \frac{ds}{\sqrt{x-s}} + T_{1,0} \\ T_2 = \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_{s,2} c_{s,2} k_{s,2} U_2}} \int_{-\infty}^x k \frac{\partial T}{\partial z} \bigg|_{z=h} \frac{ds}{\sqrt{x-s}} + T_{2,0} \end{cases} \quad (17)$$

式中: $U_i (i=1, 2)$ 表示两界面在 x 方向上的速度; 下标 “s” 表示齿轮的相关参数, “1” 和 “2” 分别代表 2 个接触面。

(7) 润滑油黏压-黏温关系经验公式^[16]如下:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \cdot \right.$$

$$\left. \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{0.68} \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1 \right] \right\} \quad (18)$$

式中: η_0 为滑油初始黏度; T_0 为环境的热力学温度; T 为油膜实际热力学温度。

(8) 润滑油密压-密温关系经验公式^[2]如下:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{6 \times 10^{-10} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - 6.5 \times 10^{-4} (T - T_0) \right] \quad (19)$$

式中: ρ_0 为滑油初始密度。

3 线接触热弹流润滑计算结果及分析

3.1 工况参数

以某型发动机附件机匣内圆柱齿轮为研究对象, 对其进行真实工况弹流润滑效果分析。齿轮参数见表 1, 齿轮材料选用某齿轮钢 (室温下导热率为 $28.8 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 比热容为 $470 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 密度为 $7\,980 \text{ kg}/\text{m}^3$, 等效弹性模量为 212 GPa , 润滑油选用某航空润滑油 (室温导热率为 $0.161 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 比热容为 $1\,847 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 密度为 $963 \text{ kg}/\text{m}^3$, 黏度为 $0.046 \text{ Pa} \cdot \text{s}$), 计算工况见表 2。假设齿轮正常运转时为富油润滑, 滑油为牛顿流体, 文中对圆柱齿轮节点处进行全膜润滑数值仿真分析。

表 1 齿轮几何参数

Table 1 Cylindrical gear parameters

齿数	模数	压力角	齿宽	螺旋角
	m/mm	$\alpha/(\circ)$	B/mm	$\theta/(\circ)$
43/30	2.5	25	10	0

表2 计算工况参数
Table 2 Calculation parameters

功率 P/kW	转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	温度 $t/^\circ\text{C}$
192.5	28 442	145
173.25	25 598	140
154	22 754	135
134.75	19 909	130
115.5	17 065	125

3.2 数值验证

传统的弹流润滑研究中大多针对转速较低 ($<10\text{ m/s}$) 的情况, 对于高速 ($>50\text{ m/s}$) 重载情况相关研究还未有开展。文中采用与文献[7]中图2、图3相同的工况, 将数值计算结果与文献结果进行对比。从图2中可以发现, 压力、膜厚、温度的数值计算结果与文献中结果趋势接近, 因此可以认为文中线接触齿轮弹流润滑的计算结果可信。

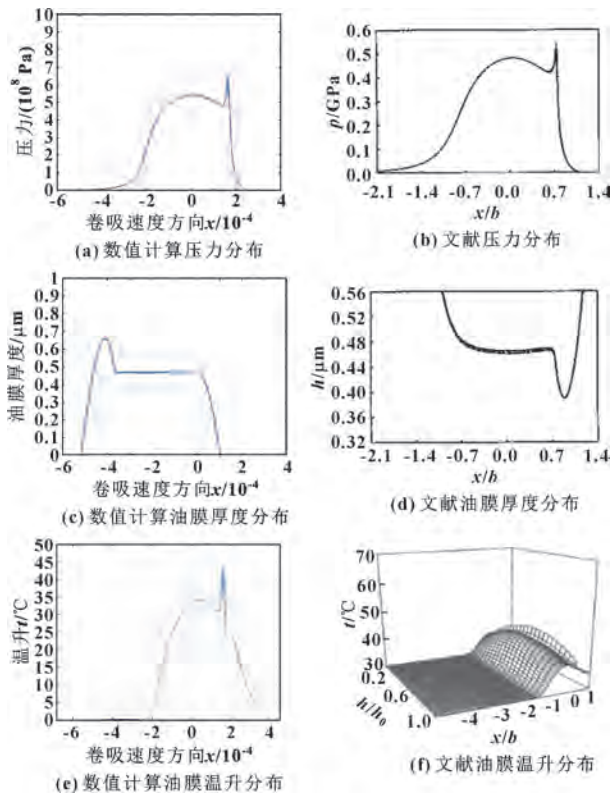


图2 数值结果和文献结果对比

Fig. 2 Comparison between the numerical analysis results and the results by literature: (a) pressure distribution of numerical calculation; (b) pressure distribution by literature; (c) film thickness of numerical calculation; (d) film thickness by literature; (e) temperature rise of numerical calculation; (f) temperature rise by literature

3.3 热弹流润滑数值计算结果分析

3.3.1 功率的影响分析

以转速为 19 909 r/min、滑油入口温度为 140 ℃ 的工况为研究对象, 分析功率对齿轮弹流润滑效果的影响。由于油膜在整个齿宽方向的分布趋势均类似, 选择其中一个截面来分析油膜压力、膜厚、温升的变化情况。

从图3中可以看出, 不同功率条件下, 油膜压力、油膜厚度及温升变化趋势均相同。同一功率条件下, 油膜温升与油膜压力变化趋势相同, 在整个啮合过程中油膜压力由小到大再减小, 出现了第一压力峰与第二压力峰。第一压力峰为啮合处承受高载荷的区域, 对应此时油膜出现了平面形状; 第二压力峰的位置对应于油膜形状开始凹陷之处, 这种由温差引起的黏度变化产生动压的作用, 国内学者称之为温度-黏度楔效应。当保持转速不变, 随着功率的增加, 齿轮所受的载荷逐渐增加, 出现了最大压力及温升逐渐上升、最小膜厚下降的趋势。同时, 压力二次峰会随着功率的增加逐渐降低, 这是由于逐渐升高的载荷抑制了油膜的颈缩导致动压有所下降。

图4展示了转速一定时, 油膜最大压力及最小膜厚随功率的变化。转速为 19 909 r/min 时, 随着功率增加, 则总载荷增加, 而总载荷的增加导致了最大压力的增加与最小膜厚的降低, 膜厚的降低不超过 0.02 μm。转速为 28 442 r/min 时, 功率的增加导致了最大压力的上升, 而最小膜厚则是先增加再降低, 这是由于在当前工况下, 极高的转速要形成油膜需要一定的载荷, 随着载荷的上升油膜逐渐形成, 从而出现了油膜厚度有所增加; 随后随着载荷继续增加, 油膜的承载逐渐升高从而使得最小油膜厚度出现下降趋势, 但是最小膜厚的最大与最小值之差只有 0.005 μm。对照转速为 19 009 r/min 时膜厚的变化, 可以说明高转速情况下功率的变化对最小膜厚的影响较小。

图5所示为转速一定时, 最大温升随功率增加的变化情况。可见, 随功率增加最大温升增加; 当转速固定为 19 909 r/min 时, 最大温升从 17.14 ℃ 增大到 28.88 ℃; 当转速固定为 28 442 r/min 时, 最大温升从 19.72 ℃ 增大到 27.05 ℃。这是由于油膜的温升主要依靠固体界面与油膜的摩擦, 当速度保持不变时, 随着最大压力的逐渐上升, 最大温度也会随之上升。

结合上述计算结果可以发现, 高转速条件下出现了最小膜厚随载荷变化不明显的趋势, 而转速较低时, 载荷的大小也会对最小膜厚产生较大的影响。

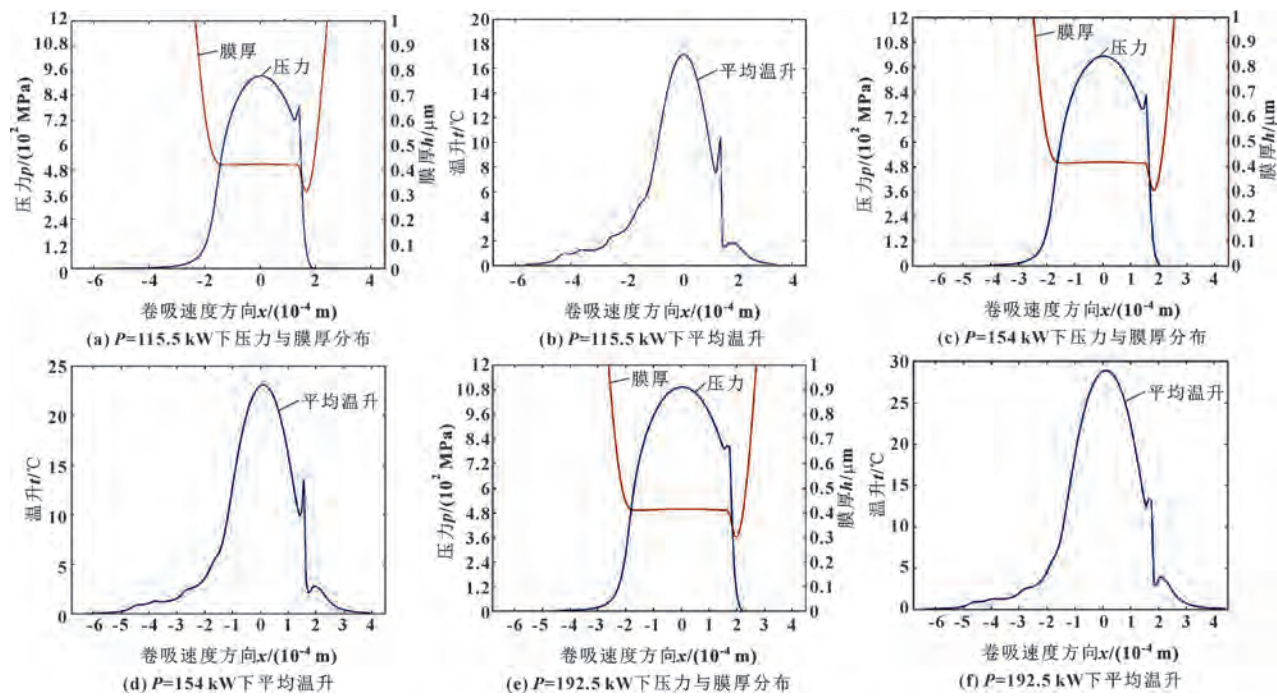


图 3 转速 19 908 r/min 下功率对压力、油膜厚度分布及平均温升的影响

Fig. 3 Effect of power on pressure and film thickness distribution and average temperature rise at rotational speed of 19 908 r/min; (a), (c), (e) pressure and film thickness distribution at power of 115.5 kW, 154 kW and 192.5 kW, respectively; (b), (d), (f) average temperature rise at power of 115.5 kW, 154 kW and 192.5 kW, respectively

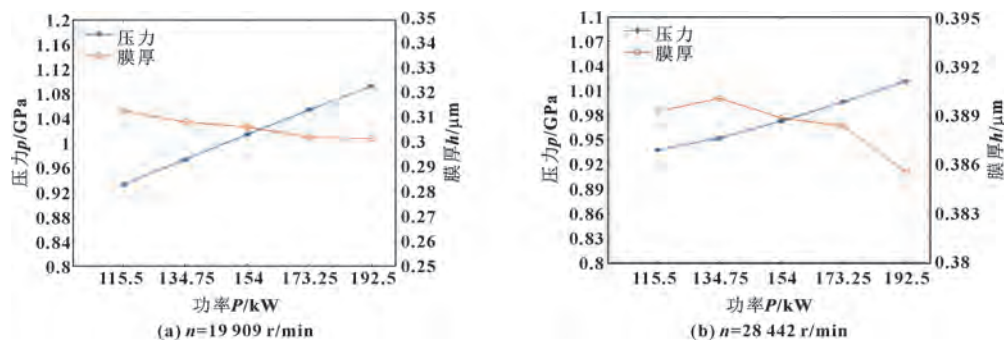


图 4 不同转速下功率对最大压力及最小膜厚的影响

Fig. 4 Effect of power on maximum pressure and minimum film thickness under different velocity: (a) $n=19\ 909$ r/min; (b) $n=28\ 442$ r/min

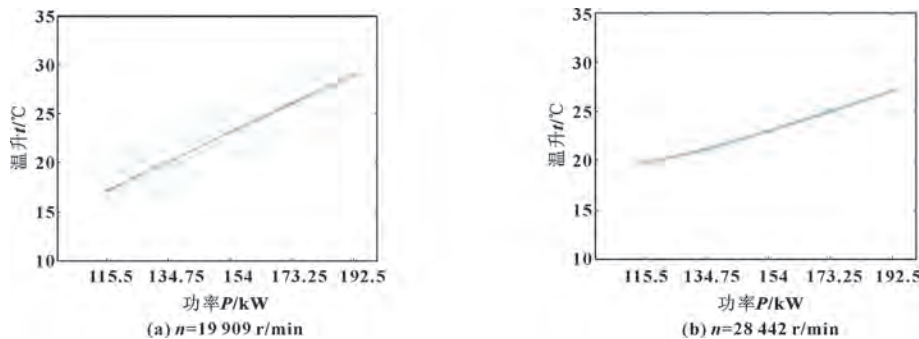


图 5 不同转速下功率对最高温升的影响

Fig. 5 Effect of power on maximum temperature rise under different velocity: (a) $n=19\ 909$ r/min; (b) $n=28\ 442$ r/min

3.3.2 转速的影响分析

以功率为 192.5 kW、滑油入口温度为 140 ℃ 的工况为研究对象，分析转速对齿轮弹流润滑效果的影响。从图 6 中可看出，不同转速条件下，油膜压力、油膜厚度及温升变化趋势均相同。同一转速条件下，油膜温升与油膜压力变化趋势基本相同，油膜均出现

了平面形状及出口收缩凹陷现象。当功率固定时，转速的增加使得载荷逐渐降低，载荷的降低使得压力二次峰逐渐升高，这与当载荷极重时第二压力峰会消失的研究结论^[17]相一致。而保持功率不变，随着转速的增加，齿轮所承受的载荷会逐渐降低，因此出现了最大压力及温升下降、最小膜厚增加的情况。

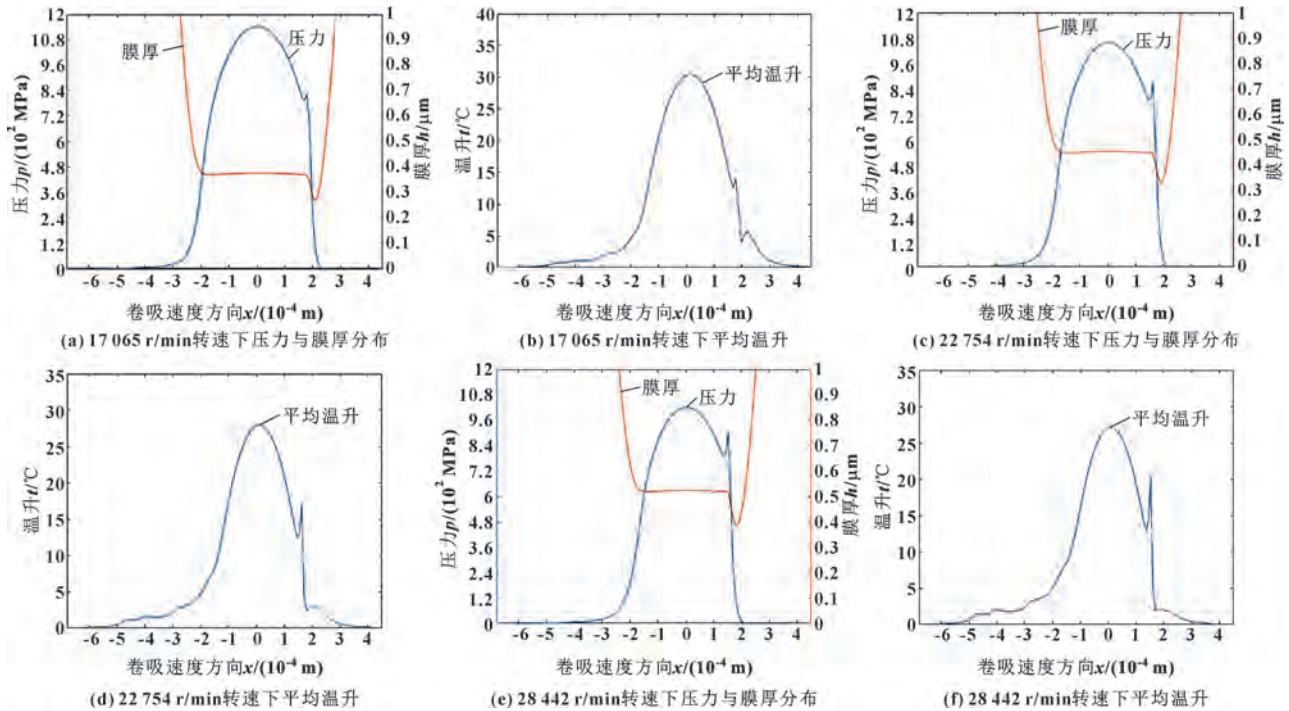


图 6 功率 192.5 kW 下转速对压力、油膜厚度分布及平均温升的影响

Fig. 6 Effect of rotational speed on pressure and film thickness distribution and average temperature rise at power of 192.5 kW: (a), (c), (e) pressure and film thickness distribution at rotational speed of 17 065 r/min, 22 754 r/min and 28 442 r/min, respectively; (b), (d), (f) average temperature rise at rotational speed of 17 065 r/min, 22 754 r/min and 28 442 r/min, respectively

图 7 所示为功率一定时，接触区最大压力及最小膜厚随转速的变化情况。功率为 134.75 kW 时，随着转速的增加，载荷逐渐降低，最小膜厚从 0.276 mm 增大到 0.390 mm，最大压力先从 1.004 GPa 降低到 0.949 GPa，而后随着转速增加又升高到 0.952 GPa。最大压力升高是由于随着油膜厚度的逐渐增加，逐渐形成良好的弹流润滑，油膜承载了更高的压力使得接触区油膜最大压力有所上升。功率为 192.5 kW 时，随着转速的增加，载荷逐渐降低，最小膜厚从 0.266 mm 增大到 0.386 mm，最大接触压力从 1.142 GPa 下降到 1.021 GPa。

图 8 展示了功率一定时，接触区最大温升随转速

的变化情况。功率为 134.75 kW 时，随着转速的增加，最大温升先从 20.59 ℃ 降低到 20.05 ℃，随着转速继续增加，转速升高的影响逐渐超过了载荷下降的影响，导致了最大温升在最后阶段又有所上升。功率为 192.5 kW 时，随着转速的增加，载荷有所下降，最大温升从 30.41 ℃ 下降到 27.05 ℃。对比图 8 (a)、(b) 可看出，载荷对温升的影响比转速的影响更大。

当载荷较大时，齿轮线速度超过 100 m/s 时，随着转速的逐渐升高转速对最大载荷的影响逐渐减小。而低速轻载状态，随着转速的上升容易出现压力二次峰成为最大压力值的情况，速度对载荷的分布影响较大。

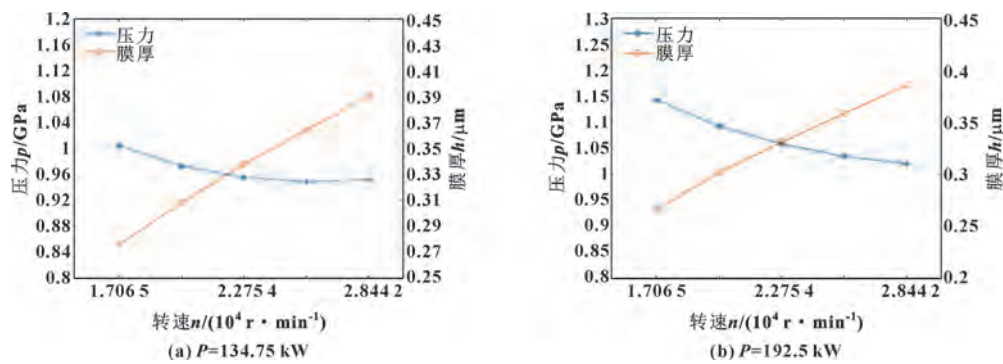


图 7 不同功率下转速对最大压力及最小膜厚的影响
Fig. 7 Effect of rotational speed on maximum pressure and minimum film thickness under different power: (a) $P=134.75 \text{ kW}$; (b) $P=192.5 \text{ kW}$

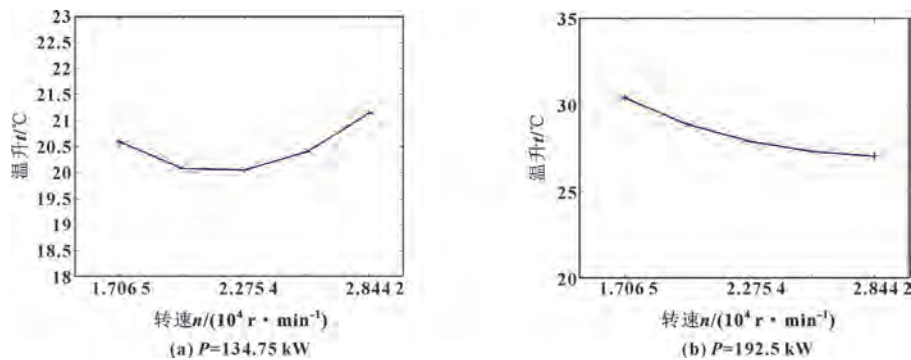


图 8 不同功率下转速对最高温升的影响
Fig. 8 Effect of rotational speed on maximum temperature rise under different power: (a) $P=134.75 \text{ kW}$; (b) $P=192.5 \text{ kW}$

3.3.3 滑油入口温度的影响分析

以功率为 192.5 kW 、转速为 28443 r/min 的工况为研究对象，研究了接触区最大压力、最小膜厚及最大温升随滑油入口温度的变化规律。如图 9 所示，温度从 125°C 升高到 145°C 时，最大压力从 1.072 GPa 降低到 1.007 GPa ，最小膜厚从 $0.460 \mu\text{m}$ 降低到 $0.367 \mu\text{m}$ ，同时最大温升也从 35.34°C 降低到 24.49°C 。这是由于滑油温度的升高使得滑油黏度下降，导

致油膜的形成更加困难，则最小膜厚减小，油膜承载力减小。同时，黏度下降会使剪切应力减小，减少了摩擦与生热，则最大温升降低。研究结果表明：较高的滑油温度会使得滑油黏度较低，导致油膜厚度减小以及油膜承载能力的下降，从而增加发生干摩擦的可能性，因此需要综合齿轮承载与润滑情况进行滑油温度的确定。

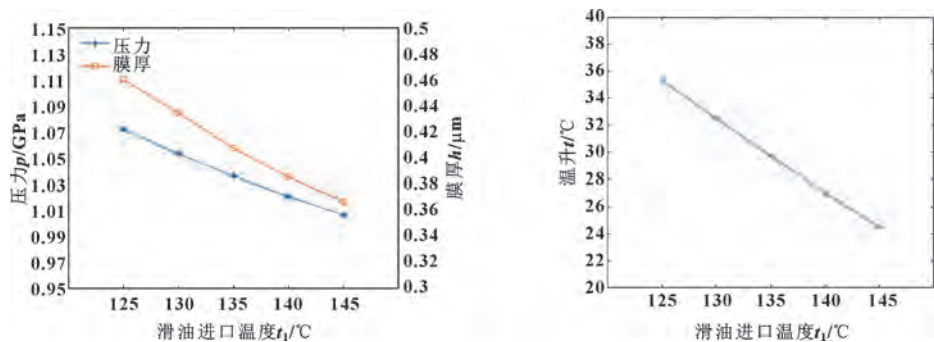


图 9 滑油入口温度对最高压力、最小膜厚及最高温升的影响
Fig. 9 Oil inlet temperature effect on maximum pressure, minimum film thickness and maximum temperature rise

4 结论

基于线接触弹流润滑理论,以航空发动机高速、重载圆柱齿轮为研究对象,通过数值计算分析了不同功率、不同转速及不同温度对齿轮润滑效果的影响规律,在计算工况范围内所得主要结论如下:

(1) 随着功率增加,载荷增加,接触区最大压力和最大温升均增大,最小膜厚降低;高转速情况下,功率变化对最小膜厚影响较小。

(2) 随着转速的增加,载荷减小,接触区最小膜厚增加,最大压力和最大温升受转速和载荷的双重影响呈现先减小再增大的趋势。

(3) 滑油入口温度升高时的接触区最大压力、最小膜厚与最大温升均有所下降,主要原因在于入口温度升高导致滑油黏度下降,改变了滑油物性。

(4) 实际工作中要特别重视低速重载工况,此时载荷很大,容易出现干摩擦;合适的滑油入口温度可以使齿轮接触区承受较低的载荷并拥有较厚的油膜。

参考文献

- [1] 刘德良,孙昂,徐久军.点接触弹流问题的数值分析[J].大连海事大学学报,2011,37(1):121-123.
LIU D L, SUN A, XU J J. Numerical analysis of the EHL point contact problems [J]. Journal of Dalian Maritime University, 2011, 37(1): 121-123.
- [2] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic lubrication [M]. Oxford: Pergamon Press, 1977: 45-49.
- [3] PARK T J, KIM K W. Elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact [J]. Wear, 1998, 223(1/2): 102-109.
- [4] 艾晓岚,俞海清.线接触非稳态弹流润滑的完全数值解及其应用研究[J].机械工程学报,1989,25(2):29-36.
AI X L, YU H Q. A full numerical solution for transient line contact end and its application [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1989, 25(2): 29-36.
- [5] BRANDT A, LUBRECHT A A. Multilevel matrix multiplication and fast solution of integral equations [J]. Journal of Computational Physics, 1990, 90(2): 348-370.
- [6] 袁祥,亓秀梅,高创宽.渐开线齿轮传动润滑效应的理论分析[J].机械设计与制造,2015(1):214-216.
YUAN X, QI X M, GAO C K. Theoretical analysis on lubrication effect of involute gear transmission [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(1): 214-216.
- [7] 尹昌磊,杨沛然,杨萍.线接触弹流润滑综合数值分析[J].润滑与密封,2006,31(9):70-73.
YIN C L, YANG P R, YANG P. General analysis of line contact elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering,

2006, 31(9): 70-73.

- [8] GUO F, YANG P R, QU S Y. On the theory of thermal elastohydrodynamic lubrication at high slide-roll ratios: circular glass-steel contact solution at opposite sliding [J]. Journal of Tribology, 2001, 123(4): 816-821.
- [9] ZHANG B B, WANG J, OMASTA M, et al. Effect of fluid rheology on the thermal EHL under ZEV in line contact [J]. Tribology International, 2015, 87: 40-49.
- [10] 王明凯.不同工况条件对直齿轮副弹流润滑特性的影响研究[J].机械制造,2019,57(12):73-76.
WANG M K. Study on influence of different working conditions on EHL characteristics of spur gear pair [J]. Machinery, 2019, 57(12): 73-76.
- [11] 刘明勇,吴晨辉,刘亚东,等.基于不同流变模型的等温线接触弹流润滑分析[J].润滑与密封,2017,42(9):23-28.
LIU M Y, WU C H, LIU Y D, et al. Analysis on isothermal EHL line contact with different rheological models [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(9): 23-28.
- [12] 方特,刘少军.弹流润滑下高速直齿轮稳态温度场研究[J].机械传动,2017,41(5):132-137.
FANG T, LIU S J. Study on the steady-state temperature field of high speed spur gear with consideration of elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(5): 132-137.
- [13] 韩强,陈晓阳,沈雪瑾,等.变速工况下有限长线接触弹流润滑实验研究[J].计量与测试技术,2017,44(11):71-73.
HAN Q, CHEN X Y, SHEN X J, et al. Experimental investigation for finite line contact of elastohydrodynamic lubrication under variable velocity condition [J]. Metrology & Measurement Technique, 2017, 44(11): 71-73.
- [14] 钟易成,孔金平,吴晴.高速线接触热弹流分析[J].润滑与密封,2008,33(6):67-70.
ZHONG Y C, KONG J P, WU Q. Analysis of line contact elastohydrodynamic lubrication at high speed [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(6): 67-70.
- [15] 赵晶晶,王优强.冲击载荷下不同载液磁流体直齿圆柱齿轮的弹流润滑数值分析[J].机床与液压,2019,47(22):20-23.
ZHAO J J, WANG Y Q. Non steady state EHL analysis of impact load in involute spur gear under different carrier fluid ferrofluid [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(22): 20-23.
- [16] ROELANDS C J A. Correlation aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubrication oils [D]. Delft: Delft University of Technology, 1966: 53-55.
- [17] VENNER C H. Higher-order multilevel solvers for the EHL line and point contact problem [J]. Journal of Tribology, 1994, 116(4): 741-750.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.015

文献引用: 车国铨, 杨启超, 滕斌, 等. 以超临界二氧化碳为介质的径向箔片轴承静特性分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 110-120.

Cite as: CHE Guozhi, YANG Qichao, TENG Bin, et al. Analysis of static characteristics of foil journal bearing with supercritical fluid carbon dioxide[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 110-120.

以超临界二氧化碳为介质的径向箔片轴承静特性分析*

车国铨¹ 杨启超¹ 滕斌¹ 魏志国² 高志成³

(1. 青岛科技大学机电工程学院 山东青岛 266061; 2. 中国船舶重工集团公司第719研究所
湖北武汉 430064; 3. 广东智空动力科技有限公司 广东佛山 528216)

摘要: 以超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环所用压缩机中的径向箔片气体轴承为研究对象, 考虑S-CO₂在近临界区的实际物性, 运用有限差分法数值求解变密度变黏度湍流雷诺方程, 耦合弹性箔片变形方程, 计算以S-CO₂为润滑介质的径向气体轴承的气膜压力分布规律, 并分析近临界区S-CO₂物性变化对轴承承载力、摩擦力矩的影响。计算结果表明: 近临界区密度、黏度的物性突变对轴承的承载力和摩擦力矩影响较大, 且越靠近临界点时影响越显著; 同一压力下, 承载力和摩擦力矩随着温度的升高而减小, 同一温度下, 承载力和摩擦力矩随着压力的升高而增大; 随着偏心率、轴承数和径向轴承的长径比的增大, 承载力和摩擦力矩均增大, 而偏位角减小。

关键词: 超临界二氧化碳; 径向箔片轴承; 有限差分法; 物性; 静特性

中图分类号: TH133.37

Analysis of Static Characteristics of Foil Journal Bearing with Supercritical Fluid Carbon Dioxide

CHE Guozhi¹ YANG Qichao¹ TENG Bin¹ WEI Zhiguo² GAO Zhicheng³

(1. College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao Shandong 266061, China; 2. No. 719 Institute, China Shipbuilding Industry Corporation, Wuhan Hubei 430064, China; 3. Guangdong Zhikong Power Technology Co., Ltd., Foshan Guangdong 528216, China)

Abstract: The foil journal bearing used in the compressor of supercritical carbon dioxide(S-CO₂) Brayton cycle was taken as the research object, considering the actual physical properties of S-CO₂ in the near critical region, the finite difference method was used to solve the turbulent Reynolds equation with variable density and variable viscosity, and the elastic foil deformation equation was coupled to calculate the gas film pressure distribution of foil journal bearing with S-CO₂ as lubricating fluid. The influences of physical properties of S-CO₂ near the critical region on the bearing capacity and friction torque were analyzed. The results show that the dramatic change of density and viscosity near the critical region has a great influence on the bearing capacity and friction torque, and the closer to the critical point, the more significant the influence is. Under the same pressure, the bearing capacity and friction torque decrease with the increase of temperature, and under the same temperature, the bearing capacity and friction torque increase with the increase of pressure. With the increase of eccentricity, the number of bearings and the aspect ratio of radial bearings, the bearing capacity and friction moment increase, while the deflection angle decreases.

Keywords: supercritical carbon dioxide; foil journal bearing; finite difference method; physical properties; static characteristics

* 基金项目: 热能动力技术重点实验室开放基金项目(TPL2018A02); 佛山中国科学院产业技术研究院产业化创新团队专项资金资助项目(ZK2018005)

收稿日期: 2021-03-01; 修回日期: 2021-04-11

作者简介: 车国铨(1996—), 男, 硕士研究生, 研究方向为压缩机、轴承转子系统动力学。E-mail: cheguozhi@126.com。

通信作者: 杨启超(1980—), 男, 博士, 副教授, 研究方向为压缩机、轴承转子系统动力学。E-mail: qichaoyang@163.com。

超临界二氧化碳布雷顿发电循环是以超临界状态的 CO_2 作为循环工质的热力循环，二氧化碳的临界压力为7.38 MPa，临界温度为31.1℃^[1]，在靠近临界点的区域，S- CO_2 表现出密度大、黏度小的特点，这一物性特点使得占涡轮机输出功比重较大的压缩功减少，提高了S- CO_2 布雷顿循环的效率^[2]。在同等条件（压力8~20 MPa和温度450~650℃）下，S- CO_2 布雷顿循环的效率在应用较多的蒸汽朗肯循环和氦气布雷顿循环效率之上^[3]。除此之外，S- CO_2 具有更高的介质密度，减小了系统设备的尺寸，使得系统结构紧凑^[4]，在经济性方面具有更好的潜力。因此超临界二氧化碳布雷顿循环在太阳能、火电、核电等能源领域具有良好的发展前景^[5]。美国桑迪亚（Sandia）国家实验室^[6]、韩国能源技术研究院（KIER）^[7]、日本东京工业大学（Tokyo Institute of Technology, TIT）^[8]等研究机构均率先对S- CO_2 布雷顿循环进行了理论及实验研究，并在此基础上开发了不同功率的循环系统。

压缩机是S- CO_2 布雷顿循环系统中一个关键设备，S- CO_2 循环工质通过压缩机提高至涡轮机的入口压力，最终高温高压的S- CO_2 流体在涡轮机中做功。为了最大化系统效率，压缩机转子的转速通常较高，可达到100 000 r/min^[9]，因此用于支撑高转速转子的轴承技术是超临界二氧化碳布雷顿循环压缩机的关键技术之一。美国Sandia国家实验室曾选用滚珠轴承进行轴向力的承载，但轴承的运行寿命较短，其滚珠轴承寿命有20~2 000 h不等，后期采用气体箔片轴承来进行长时间的测试^[10]。FLEMING等^[11]曾根据S- CO_2 循环的不同功率等级提出了S- CO_2 透平机械以及其中关键部件的推荐路线。众研究机构设计实验的超临界二氧化碳循环功率多在100~300 kW范围^[12]，根据推荐路线，轴承推荐选择气体轴承。并且美国Sandia国家实验室、TIT等在实验测试样机的轴承选择上均选用以S- CO_2 直接润滑气体轴承，成功地实现稳定、长时间的转子力的承载，验证了气体轴承的技术可靠性^[13]。

以上众研究机构在设计S- CO_2 压缩机时，压缩机的进口压力设计在7.6~9 MPa范围，进口温度设计在305~330 K范围。该进口温度及压力处在临界点附近，S- CO_2 物性在临界点附近呈现出剧烈的非线性变化。在利用S- CO_2 的特殊物性减少压缩机耗功、提高循环效率的同时，也应该考虑物性的剧烈变化对轴承性能以及转子稳定性的影响。传统动压径向气体轴承的研究主要以空气为工质，发展至

今，在数值模拟、理论分析及试验研究方面都取得了较多的成果。2004年虞烈^[14]通过引入弹性箔片静、动变形，联立求解气体润滑Reynolds方程，给出了以空气为润滑介质的箔片动压轴承的完全气弹润滑解。2006年杨利花等^[15]曾建立气体轴承性能测试试验台，并对径向箔片气体轴承进行承载力和起飞转速的实验研究。2016年贾晨辉等^[16]采用流体动力学软件，以动压气体轴承为研究对象，研究气体轴承瞬态非线性动力学行为，探讨轴承-转子系统的稳定性。2017年冯凯等人^[17]建立了箔片径向气体轴承静态特性和温度特性的测试试验台，通过变载荷变转速方式对起飞转速、摩擦力矩和温度进行测量。但目前对于S- CO_2 润滑介质气体轴承的研究还较少，近临界区S- CO_2 密度、黏度的大幅变化，以及高压下S- CO_2 内部流动的湍流状态，这都将增加对预测、计算径向轴承性能的难度。另外，基于空气工质的气体轴承研究及设计方法是否适用的问题也是研究学者关注的方向。

2017年国内温建全^[18]在连续性方程和动量方程的基础上推导层流状态下适用于S- CO_2 径向轴承的雷诺方程，并考虑湍流速度脉动的影响，以修正系数的方式加入雷诺方程中。计算时S- CO_2 物性采用差值方法获得，并用有限差分数值计算方法初步计算了径向气体轴承的静态性能，但未分析工况参数及结构参数对径向气体轴承静特性的影响。

2013年国外CONBOY^[19]建立了一个弹性流体动力学模型，考虑润滑层内的流体速度场、流体动压和摩擦损失，计算了S- CO_2 润滑的推力轴承中的压力场，结果表明，计算域内所有离散点均为湍流区。除此之外，进行了不同转速以及不同轴承外半径下，空气止推轴承与S- CO_2 止推轴承的承载能力对比。

此外，2020年中国科学院大学BI等^[20]为研究S- CO_2 动压径向气体轴承的动态特性，考虑了S- CO_2 湍流状态以及非线性热力学性质，在传统扰动法的基础上，引入扰动密度、扰动黏度、扰动雷诺数和扰动湍流系数，扩展了频率扰动法，用数值方法计算了包含所有动力学变量的频率相关刚度和阻尼系数。

本文作者考虑S- CO_2 的实际物性以及湍流状态的影响，运用有限差分法数值求解雷诺方程，重点分析近临界区S- CO_2 的物性突变对气膜、承载力、摩擦力矩等的影响；另外分析工况参数以及轴承结构参数对径向箔片气体轴承静特性的影响，为S- CO_2 布雷顿循环压缩机中径向气体轴承的研究提供理论依据。

1 箔片动压径向气体轴承结构

图 1 为文中研究的波箔型动压径向气体轴承结构示意图, 轴承座里包含以特殊材料制成的耐磨、耐高温的弹性波箔片以及平箔片, 平箔片和波箔片的一端固定在轴承座上, 另一端可自由伸缩。轴颈在旋转过程中, 带动润滑气体由间隙大端向间隙小端运动, 形成动压效应, 润滑气膜因此产生承载力。轴承在工作时, 弹性箔片之间的变形作用以及其之间的库仑摩擦作用, 可以吸收不平衡涡动能[21], 即使在受到不稳定涡动时, 气体轴承也能保持较好的稳定性。

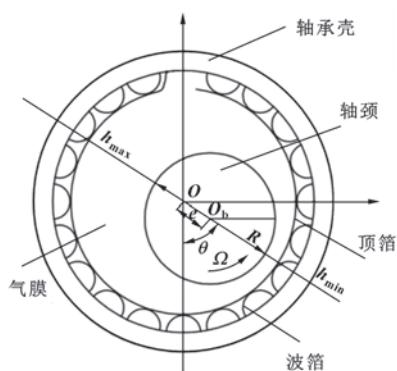


图 1 波箔片动压气体径向轴承结构示意图

Fig. 1 Schematic of dynamic gas bump foil journal bearing

图 1 中, O 为轴承的中心; O_b 为轴颈的中心; e 为轴颈的中心相对于轴承中心之间的偏心距; R 为轴颈的半径; Ω 为轴颈的角速度; h_{\max} 为最大楔形间隙处的气膜厚度; h_{\min} 为最小楔形间隙处的气膜厚度。

2 数学模型及求解

2.1 变密度变黏度湍流雷诺方程

传统的动压气体轴承多以空气为工质进行研究, 空气的物性变化较小, 但近临界区的 S-CO₂ 物性变化剧烈, 微小的温度压力变化将会引起密度与黏度的剧烈变化。除此之外, 由于 S-CO₂ 密度大、黏度小, 导致润滑气膜中会出现湍流状态, 在气体润滑模型中必须加以考虑。因此, 一般形式的可压缩气体雷诺方程便不再适用于 S-CO₂ 动压气体轴承。文中采用文献[18]中由连续性方程和动量守恒方程导出的变密度变黏度层流雷诺方程, 在此基础上, 将湍流的影响以周向和轴向的湍流润滑系数加入变密度变黏度层流雷诺方程中, 其中 k_x 为周向湍流润滑系数, k_z 为轴向湍流润滑系数, 这是与雷诺数有关的非线性函数[22], 可得如下形式的雷诺方程:

$$\frac{\Omega}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{k_x \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{k_z \mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$k_x = 12 + 0.013 \, 6 Re_h^{0.9} \quad k_z = 12 + 0.004 \, 3 Re_h^{0.96} \quad (2)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{量纲一气膜厚度 } \bar{h} = h/C \\ \text{量纲一气膜压力 } \bar{p} = p/p_a \\ \text{量纲一动力黏度 } \bar{\mu} = \mu/\mu_a \\ \text{量纲一密度 } \bar{\rho} = \rho/\rho_a \\ \text{量纲一长度 } \bar{z} = z/(0.5L) \\ \text{轴承数 } \Lambda = 6\mu_a \Omega (R/C)^2 p_a \end{array} \right\} \text{定义量纲一化量} \quad (3)$$

式中: h 为润滑气膜实际厚度 (mm); C 为轴承间隙 (mm); p_a 为径向轴承外部环境压力 (Pa); μ_a 为轴承外部环境下的 S-CO₂ 动力黏度 (Pa·s); ρ_a 为轴承外部环境 S-CO₂ 密度 (kg/m³); L 为轴承长度 (mm)。

对式 (1) 量纲一化后得到:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho}}{\bar{\mu}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{12}{k_z} \frac{\bar{\rho}}{\bar{\mu}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} + 2\Lambda \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{h})}{\partial t} \quad (4)$$

2.2 气膜厚度方程

箔片气体轴承在工作时, 不同于刚性气体轴承, 箔片的弹性变形会影响轴承的气膜厚度大小, 数值分析时需考虑箔片的弹性变形方程。文中所采用的弹性箔片结构如图 2 所示, 模型中不考虑平箔的刚度, 忽略弹性箔片之间的相互摩擦作用以及波箔与轴承座的摩擦, 则箔片柔度[23]为

$$k = \frac{2p_a s}{CE_b} \left(\frac{l}{t_b} \right)^3 (1 - \nu_b)^2 \quad (5)$$

式中: p_a 为轴承外部环境压力 (Pa); s 为波箔单元的长度 (mm); l 为半波箔长度 (mm); E_b 为波箔材料弹性模量 (Pa); ν_b 为波箔片的泊松系数; t_b 为波箔片厚度 (mm)。

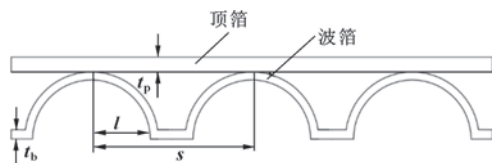


图 2 波箔片和平箔片结构

Fig. 2 Bump foil and plate foil

一定偏心率下轴颈静平衡位置处的气膜厚度由 2 部分组成，一部分为箔片变形前的几何间隙，另一部分为箔片变形的变形间隙。量纲一气膜厚度表达式为

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta + k(\bar{p} - 1) \quad (6)$$

2.3 变密度变黏度湍流雷诺方程的数值求解

采用有限差分数值方法，将轴承的计算域离散化为差分网格，用有限个网格节点代替连续的求解域，润滑气膜展开如图 3 所示的 $m \times n$ 的离散网格。图中 $\Delta\theta$ 、 Δz 分别为周向和轴向的网格间距， $\Delta\theta = 2\pi/m$ ， $\Delta z = 2/n$ ， i 、 j 代表周向和轴向的网格节点编号。

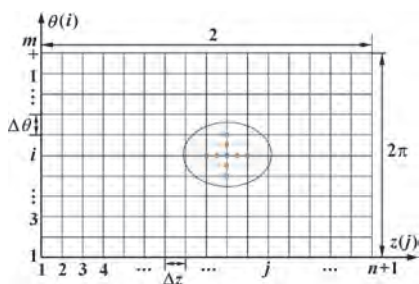


图 3 计算域网格划分示意

Fig. 3 Schematic of grid division in the computing domain

基于有限差分法，采用计算精度较高的中心差商，将控制方程中压力在圆周方向和轴向方向的压力偏导数用相邻节点函数值的中心差商近似表示。

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = \frac{\bar{p}_{i+1/2} - \bar{p}_{i-1/2}}{\Delta\theta} \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} = \frac{\bar{p}_{j+1/2} - \bar{p}_{j-1/2}}{\Delta z} \end{cases} \quad (7)$$

式中： $i+1/2$ 和 $i-1/2$ 分别为 i 后半点处和前半点处； $j+1/2$ 和 $j-1/2$ 为 j 后半点处和前半点处。

根据式 (7) 对式 (4) 进行离散化。

离散式 (4) 左边第一项：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) &= \left\{ \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j+(1/2)} - \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j-(1/2)} \right\} / \Delta\theta = \left\{ \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j+(1/2)} - \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j-(1/2)} \right\} / \Delta\theta \\ &\quad - \left\{ \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j+(1/2)} - \left(\frac{12}{k_x} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)_{i,j-(1/2)} \right\} / \Delta\theta \end{aligned} \quad (8)$$

离散式 (4) 左边第二项：

$$\begin{aligned} \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{12}{k_z} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) &= \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \cdot \left\{ \left(\frac{12}{k_z} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)_{i,j+(1/2)} - \left(\frac{12}{k_z} \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)_{i,j-(1/2)} \right\} / \Delta z = \\ &\quad \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \left\{ \left(\frac{12}{k_z} \right)_{i,j+(1/2)} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i,j+(1/2)} \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta z} \right) - \left(\frac{12}{k_z} \right)_{i,j-(1/2)} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i,j-(1/2)} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta z} \right) \right\} / \Delta z \end{aligned} \quad (9)$$

离散式 (4) 右边项：

$$\Lambda \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} = \frac{\Lambda (\bar{\rho}_{i+(1/2),j} \bar{h}_{i+(1/2),j} - \bar{\rho}_{i-(1/2),j} \bar{h}_{i-(1/2),j})}{\Delta\theta} \quad (10)$$

将式 (8)、(9)、(10) 代入量纲一化方程 (4) 整理得到如下矩阵方程组：

$$\mathbf{P}_{i,j} = \frac{\mathbf{A}_{i,j} \mathbf{P}_{i+1,j} + \mathbf{B}_{i,j} \mathbf{P}_{i-1,j} + \mathbf{C}_{i,j} \mathbf{P}_{i,j+1} + \mathbf{D}_{i,j} \mathbf{P}_{i,j-1} - \mathbf{F}_{i,j}}{\mathbf{E}_{i,j}} \quad (11)$$

式中： $\mathbf{A}_{i,j}$ 、 $\mathbf{B}_{i,j}$ 、 $\mathbf{C}_{i,j}$ 、 $\mathbf{D}_{i,j}$ 、 $\mathbf{E}_{i,j}$ 、 $\mathbf{F}_{i,j}$ 为系数矩阵，各系数矩阵计算式如公式 (12) 所示。

$$\begin{cases} \mathbf{A}_{i,j} = \left(\frac{12}{k_x} \right)_{i+(1/2),j} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i+(1/2),j} \\ \mathbf{B}_{i,j} = \left(\frac{12}{k_x} \right)_{i-(1/2),j} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i-(1/2),j} \\ \mathbf{C}_{i,j} = \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta z} \right)^2 \left(\frac{12}{k_z} \right)_{i,j+(1/2)} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i,j+(1/2)} \\ \mathbf{D}_{i,j} = \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta z} \right)^2 \left(\frac{12}{k_z} \right)_{i,j-(1/2)} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \right)_{i,j-(1/2)} \\ \mathbf{E}_{i,j} = \mathbf{A}_{i,j} + \mathbf{B}_{i,j} + \mathbf{C}_{i,j} + \mathbf{D}_{i,j} \\ \mathbf{F}_{i,j} = \Lambda \Delta\theta (\bar{\rho}_{i+(1/2),j} \bar{h}_{i+(1/2),j} - \bar{\rho}_{i-(1/2),j} \bar{h}_{i-(1/2),j}) \end{cases} \quad (12)$$

由于轴承的两端 ($z=1$ ， $z=n+1$) 以及弹性箔片的固定端与轴承外部是相通的，且气膜未展开之前，该部分 ($\theta=1$ ， $\theta=m+1$) 是重合的，所以这几个区域的压力均为径向气体轴承的工作环境压力，故量纲一求解边界条件为

$$\begin{cases} \theta = 0 & \bar{p} = 1 \\ \theta = 2\pi & \bar{p} = 1 \\ z = 0 & \bar{p} = 1 \\ z = 2 & \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (13)$$

为了加快迭代计算过程的收敛速度,文中采用松弛迭代法进行计算,迭代格式为

$$\bar{p} = \alpha \bar{p}^k + (1 - \alpha) \bar{p}^{k-1} \quad (14)$$

式中: \bar{p}^k 为本次迭代计算的量纲一压力分布; \bar{p}^{k-1} 为上次迭代计算的量纲一压力分布; \bar{p} 为将本次和上次结果加权相加得到的修正的新压力分布; α 为松弛因子,取值为 0~1。

通常数值计算的迭代过程中,常采用一定的相对收敛准则来判断迭代是否达到精度要求,达到精度要求后,便可终止迭代。文中相对收敛准则为

$$\frac{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^k - P_{i,j}^{k-1}|}{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^k|} \leq 10^{-7} \quad (15)$$

2.4 计算对象及方法

2.4.1 计算对象

文中动压径向轴承的结构参数以及润滑气体参数见表 1。

表 1 动压径向气体轴承相关参数

Table 1 Related parameters of dynamic gas journal bearings

名称	数值
轴承长度 L/mm	35
轴承半径 R/mm	17.5
半径间隙 C/mm	0.1
平箔片厚度 t_p/mm	0.076 2
波箔片厚度 t_b/mm	0.076 2
波箔片周期长度 s/mm	4.064
波箔片波纹直径 $2l/\text{mm}$	3.434
波箔片泊松系数 ν_b	0.3
波箔片弹性模量 E_b/GPa	207
径向轴承环境压力 p_a/MPa	7.515
径向轴承环境温度 T/K	314
外部环境 S-CO ₂ 黏度 $\mu_a/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	$2.036 4 \times 10^{-5}$

2.4.2 密度黏度处理方法

对于 S-CO₂ 的物性处理,文中采用美国国家标准与技术研究院的 NIST Refprop 软件获取 S-CO₂ 流体热物性,并通过软件编程调用其物性。

2.4.3 计算流程

整体迭代计算流程如图 4 所示。

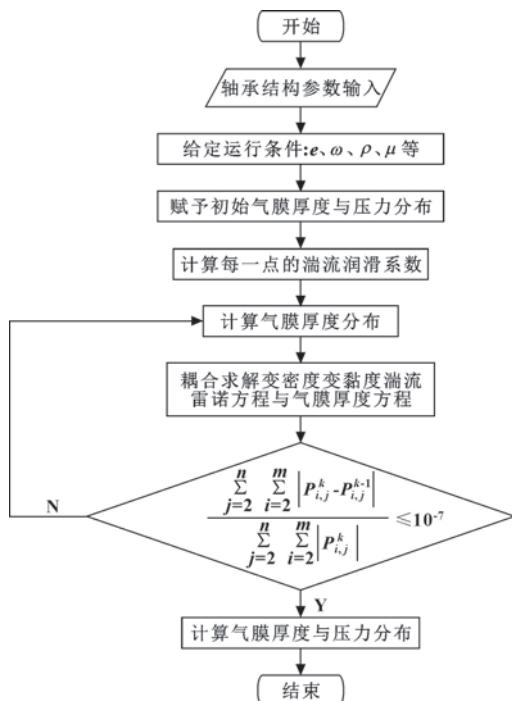


图 4 计算流程

Fig. 4 Flow for calculating the pressure distribution

2.5 静态性能计算

通过耦合变密度变黏度湍流雷诺方程与箔片变形方程,求解获得润滑气膜的气膜压力分布,在此基础上进行静态特性的计算,其中包括承载力、偏位角、摩擦力矩等。

文中轴颈外载荷方向假定垂直向下,因此气膜的合力方向垂直向上,与外载荷相互平衡。假定偏心方向上的力为 W_n ,垂直偏心方向的力为 W_t ,则其计算公式为

$$\text{切向力: } W_n = - \int_0^2 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \cos \theta d\theta dz \quad (16)$$

$$\text{法向力: } W_t = - \int_0^2 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \sin \theta d\theta dz \quad (17)$$

式中:负号方向代表力垂直于轴颈并指向里。

轴承的量纲一承载力为

$$\bar{W} = \sqrt{W_n^2 + W_t^2} \quad (18)$$

有量纲承载力为

$$W^* = (L/2) R p_a \bar{W} \quad (19)$$

偏位角满足如下关系

$$\tan \theta = \frac{W_t}{W_n} \quad (20)$$

$$\text{故有: } \theta = \arctan \frac{W_t}{W_n} \quad (21)$$

作用在轴颈表面的摩擦力矩其量纲一化形式为

$$\bar{T} = \int_0^2 \int_0^{2\pi} \left[\frac{h}{2} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\Lambda}{6} \frac{1}{H} \right] d\theta dz \tag{22}$$

则有量纲摩擦力矩为

$$T^* = (L/2) p_a R C \bar{T} \tag{23}$$

3 数值结果及分析

3.1 程序验证

根据图 4 所示流程，用 MATLAB 编写数值计算

程序。为验证程序的正确性，计算刚性表面轴承不同工况下的承载力、偏位角，并与文献[18]结果对比。对比结果如表 2 所示，其中 L/D 为轴承的长径比； Λ 为轴承数； ε 为轴颈偏心率； Re 为初始雷诺数。从表 2 可以看出文中计算结果与文献[18]结果非常接近，最大误差为 2.9%，因此验证了文中所用计算程序具有一定的准确性。

表 2 文中计算结果与文献[18]结果对比

Table 2 Comparison of calculation results in this paper with those in literature[18]									
L/D	Λ	ε	Re	承载力			偏位角		
				文献结果	文中结果	相对误差	文献结果	文中结果	相对误差
				W^*/N	W^*/N	$\varepsilon_r/\%$	$\theta/(^\circ)$	$\theta/(^\circ)$	$\varepsilon_r/\%$
0.5	0.005	0.6	2.46×10^4	16.14	15.99	1.45	88.71	88.62	0.10
0.5	0.01	0.3	4.93×10^4	22.16	21.58	2.6	88.18	88.11	0.07
0.5	0.01	0.6	4.93×10^4	58.07	57.30	1.3	85.49	85.16	0.39
1	0.005	0.6	2.46×10^4	104.07	103.90	0.16	86.54	86.25	0.34
1	0.01	0.3	4.93×10^4	150.44	146.01	2.9	84.27	84.12	0.18
1	0.01	0.6	4.93×10^4	372.41	372.39	0.005	77.87	76.75	1.44

3.2 近临界区物性及轴承静态特性计算结果

图 5 和图 6 所示分别为 S-CO₂ 的密度与黏度在不同压力下随温度的变化规律。可以看出，S-CO₂ 密度与黏度随温度的升高均呈现减小的趋势，且越接近临界点时，变化越显著。当压力为 7.6 MPa，温度从 305 K 升高 1 K 时，密度减小约 38%，黏度减小约 39%。而与压力的关系则相反，当温度一定时，S-CO₂ 密度与黏度随压力的升高而增大。当温度为 306 K，压力从 7.6 MPa 升高至 8.0 MPa 时，密度增大约 73.8%，黏度增大约 80%。气体轴承的静态特性与工作介质的黏度、压力及温度都密切相关，因此，研究物性变化对轴承静态性能的影响至关重要。

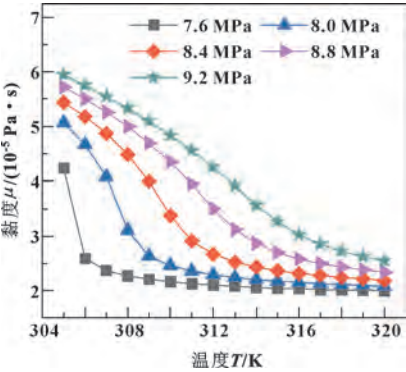


图 6 近临界区 S-CO₂ 黏度随温度的变化
Fig. 6 Variation of viscosity of S-CO₂ with temperature in near critical region

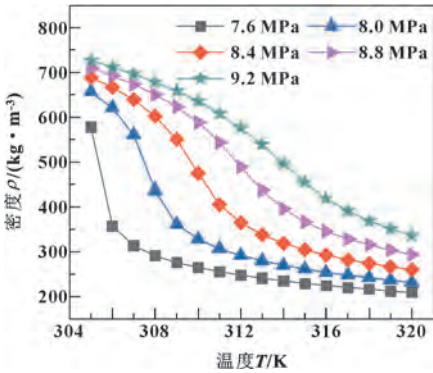


图 5 近临界区 S-CO₂ 密度随温度的变化
Fig. 5 Variation of density of S-CO₂ with temperature in near critical region

图 7 和图 8 所示分别为转速 48 000 r/min、偏心率 0.6 条件下的 S-CO₂ 润滑气膜的厚度分布与气膜压力分布。由图 7 可以看出，气膜厚度在轴承轴向上呈现出两端小，中间大的分布；在圆周方向上呈现为先下降后增大的趋势。轴向中间气膜厚度大的原因是箔片未变形时此处压力较高，弹性箔片发生变形，产生额外的间隙空间，气膜厚度增大。

图 8 中，量纲一最大气膜压力为 1.01，约为 7.6 MPa，量纲一最小气膜压力为 0.987，约为 7.42 MPa，气膜压力峰值出现在圆周方向 150°左右，气膜压力在圆周角度呈现先增后减的趋势。这是由于转子

带动黏性气体运转的过程中, 间隙由大变小, 再由小变大。间隙大的地方气膜厚度大, 压力较低。间隙小的地方气膜厚度小, 压力较高。

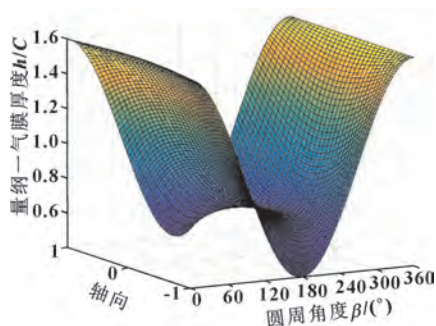


图 7 量纲一气膜厚度分布

Fig. 7 Dimensionless film thickness distribution

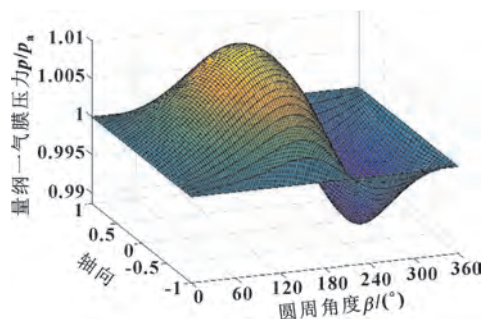


图 8 量纲一气膜压力分布

Fig. 8 Dimensionless film pressure distribution

气膜的厚度和压力在轴承楔形间隙中的分布与轴承的性能息息相关, 且温度、压力引起的物性变化也最直接体现在润滑气膜的变化上。图 9 和图 10 所示分别为 7.515 MPa 下, 气膜厚度与气膜压力轴向中截面随温度变化的曲线。从图 9 可以看出, 随着温度的升高, 气膜压力峰值逐渐降低。温度为 307 K 时, 量纲一气膜压力峰值约为 1.015, 而温度为 313 K 时, 量纲一气膜压力峰值约为 1.013, 压力峰值降低约 0.015 MPa。这是由于随着温度的升高, S-CO₂ 黏性减小, 动压效应减弱, 压力有所降低。图 10 中, 最小气膜厚度同样随着温度升高而减小。温度为 307 K 时, 量纲一气膜厚度约为 0.75, 而温度为 313 K 时, 量纲一气膜厚度约为 0.65, 降低了约 0.1。这是由于黏性减小导致动压效应减弱的缘故, 压力有所降低, 箔片变形减小, 从而产生的额外间隙减小。

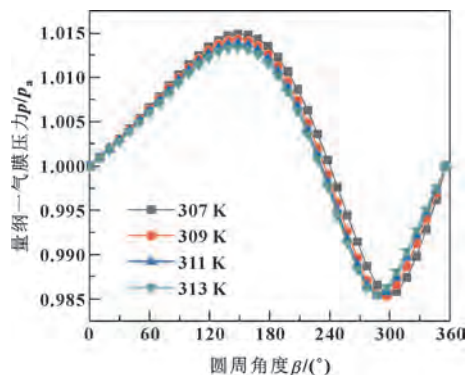


图 9 不同温度下轴向中截面量纲一气膜压力分布

Fig. 9 Dimensionless film pressure distribution in axial middle section under different temperature

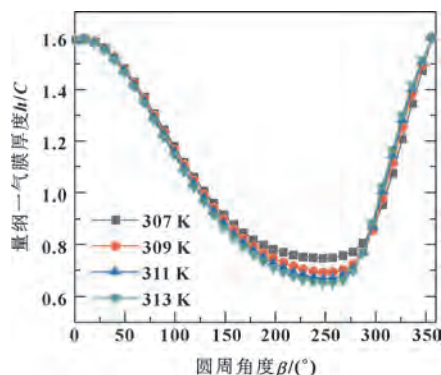


图 10 不同温度下轴向中截面量纲一气膜厚度分布

Fig. 10 Dimensionless film thickness distribution in axial middle section under different temperature

图 11 和图 12 所示分别为转速 48 000 r/min、偏心率 0.6 条件下的近临界区承载力、摩擦力矩随温度和压力的变化关系。从图 11 可以看出, 在 305~331 K 的近临界温度范围内, 随着温度的升高, 径向轴承承载力先急剧降低, 然后逐渐减小, 最终趋于平缓。越靠近临界点时, 温度的变化对承载力影响越显著。当压力为 7.6 MPa 时, 温度由 305 K 升至 307 K, 承载力减小了约 22.8%; 压力为 8.0 MPa 时, 温度由 305 K 升至 307 K, 承载力减小了约 19.3%。同样地, 压力的变化对承载力的影响也非常显著, 承载力随着压力的提高而增大。如图 11 所示, 温度为 307 K 时, 压力从 7.6 MPa 升高至 8.0 MPa, 承载力大幅提高约 32%; 温度为 309 K 时, 压力从 8.0 MPa 升高至 8.4 MPa, 承载力提高约 25%。相较于传统滚珠轴承, 动压气体轴承本身承载力较小, 若改变工作条件, 径向轴承承载力降低会不利于压缩机转子的稳定运行。因此在设计 S-CO₂ 压缩机时, 需设计合适的进出口温度及压力。

由图 12 可以看出，压力一定时，随着温度升高，径向轴承摩擦力矩先急剧降低，然后逐渐减小，最终趋于平缓。靠近临界点的区域摩擦力矩有大幅减小现象，这是由于黏度的大幅减小，润滑气膜与轴颈之间的黏性力减小导致的。压力为 7.6 MPa 时，当温度由 305 K 升高至 307 K 时，摩擦力矩减小约 24%；压力为 8.0 MPa 时，当温度由 305 K 升高至 309 K 时，摩擦力矩减小约 33.3%。同样地，压力的变化对摩擦力矩的影响也非常显著，摩擦力矩随着压力的提高而增大。307 K 时，压力从 7.6 MPa 升高至 8.0 MPa，摩擦力矩增大约 28.8%。309 K 时，压力从 8.0 MPa 升高至 8.4 MPa 时，摩擦力矩增大约 32.5%。摩擦力矩的大幅提高一方面使得功率损耗增大，另一方面会使得轴颈高速运转过程中所产生的热量增多，以致于导致过高的温升使物性发生剧烈变化。

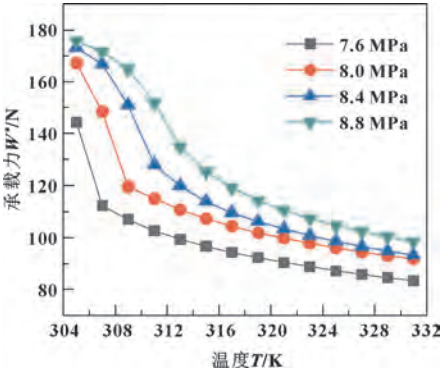


图 11 不同压力下近临界区轴承承载力随温度的变化
Fig. 11 Variation of bearing capacity with temperature in near critical region under different pressure

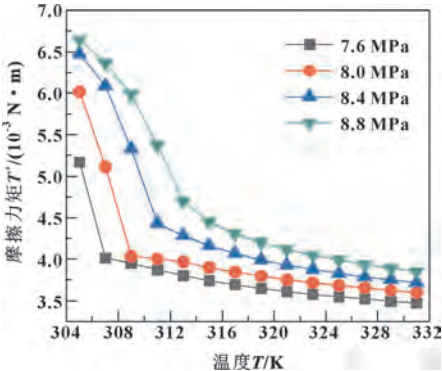


图 12 不同压力下近临界区摩擦力矩随温度的变化
Fig. 12 Variation of friction torque with temperature in near critical region under different pressure

3.3 偏心率对径向轴承静态性能的影响

图 13—15 描述了 $T=314\text{ K}$ 、 $p=7.515\text{ MPa}$ 条件下，不同转速时承载力、偏位角、摩擦力矩随轴颈偏心率的变化。由图 13 可看出，同一转速下，径向气体轴承的承载力随着偏心率增大而增大；当转速提高时，承载力逐渐变大；在小偏心率时，各转速下的轴承承载力差距较小，随着偏心率的提高，差距逐渐变大。在转子运转过程中，当偏心率增大时，轴颈与弹性箔片之间的楔形间隙变小，在这样的情况下，轴颈挤压气膜的作用就显得愈加强烈，由此一来，楔形间隙中的气膜压力变高，径向轴承的承载力得以提高。

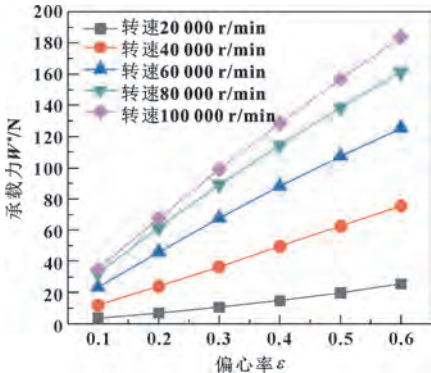


图 13 不同转速下偏心率对轴承承载力的影响
Fig. 13 Influence of eccentricity on bearing capacity under different speed

从图 14 可看出，随着偏心率的增大，偏位角逐渐减小；同一偏心率条件下，当转速增大时，偏位角呈减小的趋势。由于偏位角能表征系统的稳定性，偏位角越小，稳定性相对越好。因此转速的增大，在一定程度上有利于提高系统的稳定性。

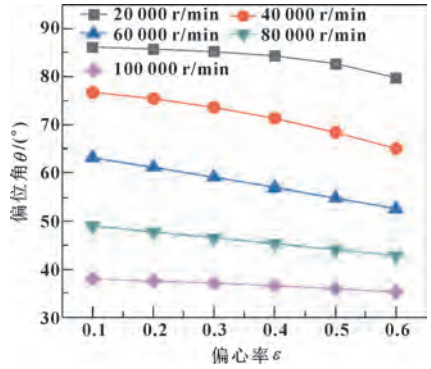


图 14 不同转速下偏心率对偏位角的影响
Fig. 14 Influence of eccentricity on deflection angle under different speed

从图 15 可看出,随着偏心率的增大,摩擦力矩呈现出加速增长的趋势;且转速越大,摩擦力矩越大,这是因为当转子的转速增大时,轴颈与 S-CO₂ 润滑气膜之间的摩擦加剧,摩擦功耗增大。另外从计算结果可以看出,相同偏心率变化时,转速越大时摩擦力矩相应变化也越大。

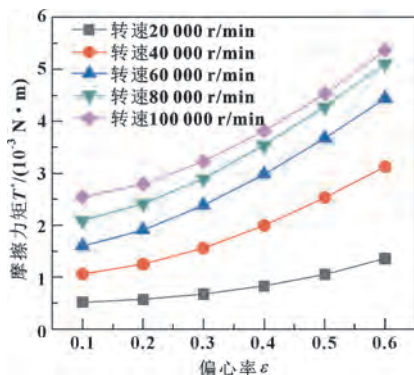


图 15 不同转速下偏心率对摩擦力矩的影响

Fig. 15 Influence of eccentricity on friction torque under different speed

3.4 轴承数对静态性能的影响

轴承数是表征气体轴承工作状态的重要参数之一,由于超临界二氧化碳布雷顿循环压缩机的径向轴承工作环境压力高,相较于传统的空气动压轴承,轴承数的数值较小。图 16—18 描述的是 $T=314\text{ K}$ 、 $p=7.515\text{ MPa}$ 、长径比为 1 条件下,不同偏心率时承载力、偏位角以及摩擦力矩随轴承数的变化。从图 16 可看出,随着轴承数的增大,径向气体轴承的承载力呈现出减速增长的趋势;在小轴承数条件下,承载力较小,且不同偏心率时的承载力差值较小,而随着轴承数的增大,其差值不断增大,增大一定程度后趋于不变。

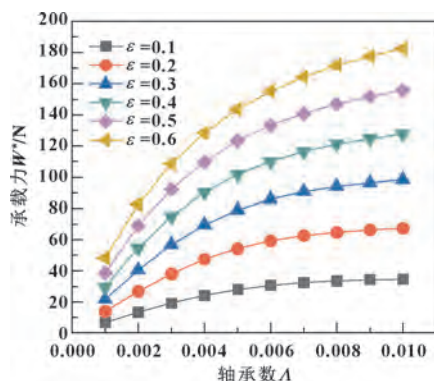


图 16 不同偏心率下轴承数对轴承承载力的影响

Fig. 16 Influence of the number of bearings on bearing capacity under different eccentricity

如图 17 所示,随着轴承数的增大,径向气体轴承的偏位角呈现出减速下降的趋势。由于偏位角能表征系统的稳定性,偏位角越小,稳定性相对越好。因此轴承数的增大,有利于保持系统的稳定。

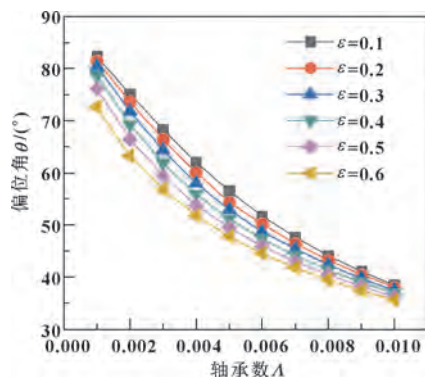


图 17 不同偏心率下轴承数对偏位角的影响

Fig. 17 Influence of the number of bearings on deflection angle under different eccentricity

由图 18 可以看出,随着轴承数的增大,径向气体轴承的摩擦力矩呈现出增长趋势,其中小偏心率下近乎线性增长,随着偏心率的增大,增长趋势变为减速增长。偏心率为 0.6 时,轴承数从 0.001 增大到 0.01 时,摩擦力矩增大约 2.75 倍。

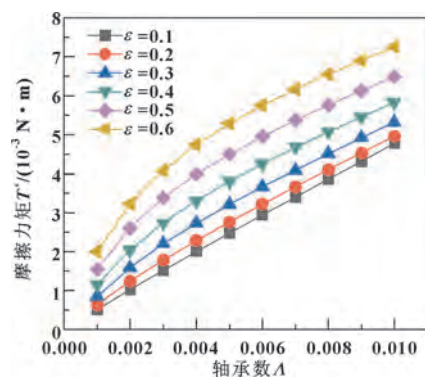


图 18 不同偏心率下轴承数对摩擦力矩的影响

Fig. 18 Influence of the number of bearings on friction torque under different eccentricity

3.5 长径比对静态性能的影响

轴承的长径比 (L/D) 是气体轴承的重要结构参数,文中研究长径比对径向轴承静态性能的影响。图 19 和图 20 所示分别为 $T=314\text{ K}$ 、 $p=7.515\text{ MPa}$ 、 $\lambda=0.01$ 条件下,不同偏心率时承载力和偏位角随长径比的变化情况。

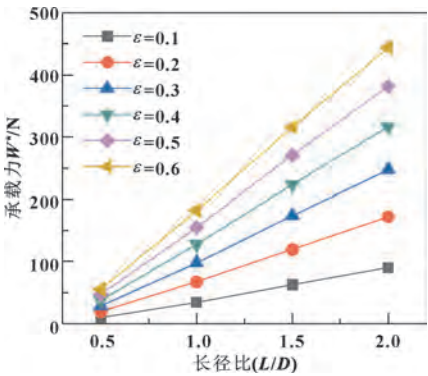


图 19 不同偏心率下长径比对承载力的影响
Fig. 19 Influence of the aspect ratio on bearing capacity under different eccentricity

如图 19 所示，随着长径比的增大，承载力呈现线性增长趋势；长径比为 0.5 时，即使在大偏心率情况下，承载力也较小，当偏心率为 0.6 时，长径比为 2 时的承载力为长径比为 1 条件的 2.4 倍，拥有较大的承载力。但长径比较大时轴承的计算应该考虑温度场的影响。为保证径向气体轴承能够对高速转子进行稳定支撑，在设计 S-CO₂ 压缩机径向气体轴承时应选择合适的长径比，以保证合适的承载力。

由图 20 可以看出，随着长径比的增大，偏位角呈现减速减小的趋势。在长径比从 0.5 增大到 1 时，偏位角急剧下降，如偏心率为 0.6 时，偏位角减小了约 17.6°；然而长径比从 1 增大到 2 时，偏位角变化却很小，如偏心率为 0.6 情况下偏位角仅减小 3.5°。

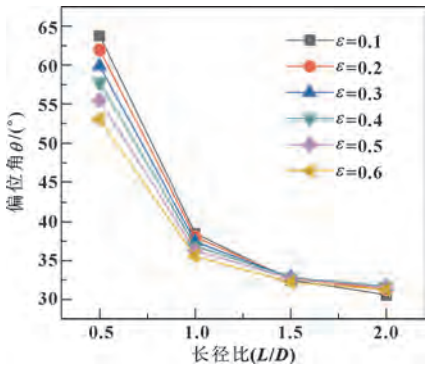


图 20 不同偏心率下长径比对偏位角的影响
Fig. 20 Influence of the aspect ratio on deflection angle under different eccentricity

4 结论

考虑 S-CO₂ 实际物性，数值求解箔片动压轴承在

不同温度、压力工作环境下的承载力和摩擦力矩等静态特性。主要结论如下：

(1) 近临界区密度、黏度的剧烈变化会引起承载力和摩擦力矩的大幅变化，且越靠近临界点，变化程度越大；同一压力下，承载力和摩擦力矩随着温度的升高而减小，同一温度下，承载力和摩擦力矩随着压力的升高而增大。

(2) 随着偏心率的增大，S-CO₂ 轴承的承载力和摩擦力矩都有不同程度的增大，而偏位角减小；随轴承数的增大，S-CO₂ 轴承的承载力和摩擦力矩增大，而偏位角减小；增大径向轴承的长径比，S-CO₂ 轴承的承载力增大，而偏位角减小。

参考文献

[1] 赵煜,董自春,张羽,等.超临界二氧化碳发电系统研究进展[J].热能动力工程,2019,34(1):11-16.
ZHAO Y,DONG Z C,ZHANG Y,et al.Research progress of supercritical carbon dioxide power generation system[J].Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(1):11-16.

[2] 谢永慧,王雨琦,张荻,等.超临界二氧化碳布雷顿循环系统及透平机械研究进展[J].中国电机工程学报,2018,38(24):7276-7286.
XIE Y H,WANG Y Q,ZHANG D,et al.Review on research of supercritical carbon dioxide brayton cycle and turbomachinery[J].Proceedings of the CSEE,2018,38(24):7276-7286.

[3] 徐鹏,郭晓璐,徐双庆.超临界 CO₂ 闭式布雷顿循环系统特性试验与模拟研究综述[J].流体机械,2020,48(4):52-61.
XU P,GUO X L,XU S Q.Review of experimental and simulation studies of supercritical CO₂ closed brayton cycle system performance[J].Fluid Machinery,2020,48(4):52-61.

[4] 王军里.某超临界二氧化碳离心压机气动设计与内部流场分析研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2020.
WANG J L.Aerodynamic design and internal flow analysis for a supercritical carbon dioxide centrifugal compressor[D].Harbin:Harbin Institute of Technology,2020.

[5] DOSTAL V,HEJZLAR P,DRISCOLL M J.High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors[J].Nuclear Technology,2006,154(3):265-282.

[6] CONBOY T,PASCH J,FLEMING D.Control of a supercritical CO₂ recompression brayton cycle demonstration loop[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2013:Turbine Technical Conference and Exposition.San Antonio:ASME,2013.

[7] CHOI B,CHO J,SHIN H,et al.Development of a hundreds of kWe-class supercritical carbon dioxide power cycle test loop in KIER[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2019:Turbomachinery Technical Conference and Exposition.Phoenix:ASME,2019.

- [8] UTAMURA M, HASUIKE H, OGAWA K, et al. Demonstration of supercritical CO₂ closed regenerative brayton cycle in a bench scale experiment [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen; ASME, 2013: 155–164.
- [9] AHN Y, LEE J, KIM S G, et al. Design consideration of supercritical CO₂ power cycle integral experiment loop [J]. Energy, 2015, 86: 115–127.
- [10] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle [R]. SAND201000171, SANDIA Report, 2010.
- [11] FLEMING D, HOLSCHUH T, CONBOY T, et al. Scaling considerations for a multi-megawatt class supercritical CO₂ brayton cycle and path forward for commercialization [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen; ASME, 2013: 953–960.
- [12] 朱玉铭, 姜玉雁, 梁世强, 等. 超临界二氧化碳布雷顿发电循环压缩机实验研究进展 [J]. 热力发电, 2020, 49(10): 11–20.
ZHU Y M, JIANG Y Y, LIANG S Q, et al. Experimental research progress of supercritical carbon dioxide Brayton cycle compressor [J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 11–20.
- [13] KIMBALL K J, CLEMENTONI E M. Supercritical carbon dioxide brayton power cycle development overview [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen; ASME, 2013: 931–940.
- [14] 虞烈. 弹性箔片轴承的气弹润滑解 [J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(3): 327–330.
YU L. Solution of elasto-aerodynamic lubrication for compliant foil bearings [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(3): 327–330.
- [15] 杨利花, 石建华, 刘恒, 等. 弹性箔片动压径向气体轴承起飞转速和承载能力的实验研究 [J]. 润滑与密封, 2006, 31(3): 15–18.
YANG L H, SHI J H, LIU H, et al. The experimental study on the lift off speed and load capacity of compliant aerodynamic foil journal air bearings [J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(3): 15–18.
- [16] 贾晨辉, 孟肖, 邱明, 等. 气体动压轴承非线性动力学行为和稳定性预测 [J]. 润滑与密封, 2016, 41(10): 8–12.
JIA C H, MENG X, QIU M, et al. Nonlinear dynamic characteristics and stability prediction of aerodynamic bearings [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(10): 8–12.
- [17] 冯凯, 邓志洪, 赵雪源, 等. 箔片气体轴承静态特性和温度特性实验 [J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1394–1399.
FENG K, DENG Z H, ZHAO X Y, et al. Test on static and temperature characteristics of gas foil bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1394–1399.
- [18] 温建全. 超临界二氧化碳介质箔片轴承弹流耦合研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
WEN J Q. Theoretical study on characteristics of compliant foil bearings lubricated with supercritical carbon dioxide [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.
- [19] CONBOY T M. Real-gas effects in foil thrust bearings operating in the turbulent regime [J]. Journal of Tribology, 2013, 135(3): 031703.
- [20] BI C X, HAN D J, YANG J F. The frequency perturbation method for predicting dynamic coefficients of supercritical carbon dioxide lubricated bearings [J]. Tribology International, 2020, 146: 106256.
- [21] 徐磊. 波箔型气体动压轴承转子系统的动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
XU L. Research on hydrodynamic characteristics of bump foil-gas aerodynamic bearing rotor system [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [22] VELESCU C. New results on the theory of turbulent lubrication [J]. Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara: Transactions on Mechanics, 2004, 49(63): 559–566.
- [23] PENG Z C, KHONSARI M M. A thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings [J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 534–541.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.016

文献引用: 郝建军,李超,苏杭,等.不同电解液及电解时间下表面形貌对 45 钢减磨性的影响[J].润滑与密封,2022,47(3):121-126.

Cite as: HAO Jianjun, LI Chao, SU Hang, et al. Effect of surface morphology on wear reduction of 45 steel under different electrolyte and electrolysis time[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 121-126.

不同电解液及电解时间下表面形貌对 45 钢减磨性的影响*

郝建军 李 超 苏 杭 闫献国 陈 峙

(太原科技大学机械工程学院, 智能装备与控制技术研究所 山西太原 030000)

摘要: 为提高材料表面耐磨性, 探究不同电化学加工参数所生成的表面形貌对材料摩擦学性能的影响。对 45 钢试件进行电化学试验, 研究试件在不同电解液中电解时间对凹坑形貌的影响, 以及表面形貌对 45 钢试件在干摩擦和乏油润滑条件下摩擦性能的影响。结果表明: 电解加工后试件表面变得较为光滑, 且出现了随机分布的圆形凹坑, 凹坑的分布密度随着电解加工时间的增加而增加; 在 2 种摩擦条件下, 试件的磨损体积变化趋势一致, 均随着电解时间的增加先减小然后逐步增大; 使用质量分数 15% 氯化铵为电解液时, 表面凹坑半径随着电解时间的增加而增加, 但试件过长的电解时间将导致表面质量变差。从试验得到的磨损体积与摩擦因数可知, 凹坑直径范围在 50~80 μm 、深度范围在 5~10 μm 为最佳试验组, 在干摩擦与乏油润滑条件下, 相比未电解处理的 45 钢试件, 磨损体积分别下降了 13% 和 14%。在 20% 氯化钠与 10% 次氯酸钠的混合电解溶液下, 电解时间 180 s 获得最优的 45 钢试件, 相比未电解处理的 45 钢试件磨损体积降低了 33%。

关键词: 电解加工; 表面形貌; 电化学加工; 摩擦学性能

中图分类号: TH117.1

Effect of Surface Morphology on Wear Reduction of 45 Steel under Different Electrolyte and Electrolysis Time

HAO Jianjun LI Chao SU Hang YAN Xianguo CHEN Zhi

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan Science and Technology University, Institute of Intelligent Equipment and Control Technology, Taiyuan Shanxi 030000, China)

Abstract: In order to improve the surface wear resistance of materials, the effects of surface morphology generated by different electrochemical machining parameters on the tribological properties of materials were investigated. Electrochemical tests were carried out on 45 steel specimens to study the effects of electrolysis time on pit morphology and surface morphology on the friction properties of 45 steel specimens, as well as the effect of surface morphology on the friction properties of 45 steel specimens under dry friction and lack of oil lubrication. The results show that the surface of the specimen becomes smooth after electrochemical machining. There are randomly distributed circular pits, and the distribution density of the circular pits increases with the increase of electrochemical machining time. The wear volume of specimens under two friction conditions has the same variation trend, which firstly decreases and then gradually increases with the increase of electrochemical machining time. When 20% sodium chloride is used as electrolyte, the surface pit diameter increases with the increase of electrolysis time, but too long electrolysis time will lead to the deterioration of surface quality. It can be concluded from the wear volume and friction coefficient obtained from the test that the best test group is the pit diameter range of 50 μm to 80 μm and the depth range of 5 μm to 10 μm , and compared with 45 steel specimens without electrolytic treatment, the wear volume decreases by 13% and 14% under dry friction and lack of oil lubrication condition, respectively. In the mixed electrolytic solution of 20% sodium chloride and 10% sodium hypochlorite, the optimal 45 steel specimen is obtained in the electrolysis time of 180 s, and the wear volume is reduced by 33% compared with the 45 steel specimen without electrolytic treatment.

Keywords: electrochemical machining; surface morphology; electrochemical machining; tribological properties

* 基金项目: 太原科技大学博士启动基金项目 (20182035)

收稿日期: 2021-11-08; 修回日期: 2021-12-29

作者简介: 郝建军 (1972—), 男, 硕士, 讲师, 研究方向为先进制造技术。E-mail: 2005021@tyust.edu.cn。

通信作者: 李超 (1995—), 男, 硕士研究生, 研究方向为先进制造技术。E-mail: lc472121768@163.com。

齿轮传动是一种常见的传动形式，由于其使用寿命长、传动效率高及结构紧凑等优点被广泛使用。但在运转过程中，较高的啮合频率使得齿面快速磨损，产生噪声并影响传动精度。许多学者的研究均发现：适当改变零件表面形貌，可显著改善摩擦副之间的接触状态，从而减少磨损；同时零件表面形成的凹坑可存储部分磨屑，使得零件寿命提高^[1-6]。目前，研究人员在改变轴承表面形貌从而提升其性能方面进行了大量研究，并取得了良好的效果^[7-10]。为提高齿轮耐磨性，国内外学者将表面形貌与齿轮传动相结合进行了深入研究。清华大学汤丽萍和刘莹^[11]建立了交叉纹理与普通磨削纹理的接触模型，通过试验验证了理论模型的正确性，同时分析得出了最优的纹理参数如交叉纹理宽深比、夹角及分布密度。吉林大学邵飞先^[12]在乏油润滑条件下比较了具有弧形槽的试样和普通试样的摩擦学性能，发现具有弧形槽的试样的摩擦因数较低且耐磨性可提高 40%；试样的磨损量随着耦合体密度的增加呈先减小后变大的趋势。安徽工程大学苏永生等^[13]通过有限元仿真研究了齿面微槽结构对齿面应力的影响，并分别研究了沟槽宽度、深度、间距及齿顶距离对齿面应力的影响，同时对比了扭矩对带织构齿面与光滑齿面的影响。GUPTA 等^[14]通过化学腐蚀的方式，制造了数百微米不等的凹坑，通过红外热像仪、电子扫描显微镜及能谱仪得到了常规齿轮与织构齿轮的润滑油温度、磨损前后图像及齿轮表面元素组成，发现磨屑颗粒被留在凹坑中，且带织构齿轮的振动振幅、润滑油温升及磨损程度相比普通齿轮均得到降低。李直^[15]对不同形貌齿面的时变摩擦特性进行了研究，通过试验发现齿轮在不同啮合区域表面形貌对于齿面摩擦因数曲线的影响程度是不同的，部分表面形貌改善了啮合线节点附近区域的摩擦性能，而部分表面则改善了节点两侧区域的摩擦性能。

目前大量试验研究均使用激光加工或电化学加工的方式来改变材料表面形貌或制备织构，其中电化学加工方式中电解液多使用中性或酸性溶液，对复合电解液以及复合电解液与材料的匹配性研究甚少。因此，为探索复合电解液与 45 钢齿轮的电化学匹配性，本文作者对 45 钢试件进行了电化学试验，研究了试件在不同溶液下电解时间对凹坑形貌形成的影响，以及在干摩擦和乏油润滑条件下表面形貌对摩擦性能的影响。

1 试验材料与方法

1.1 试件电化学处理

试验样品采用经线切割的 10 mm×10 mm×50 mm 的 45 钢长方体，为除去试样表面氧化膜并方便后续测量依次用 400、800、1 200、1 500 目砂纸对工艺面

进行手工打磨，并使用轮廓仪测量打磨表面。通过调整各组表面粗糙度使之尽可能一致，之后使用无水乙醇溶液在超声波清洗机中清洗 8 min，使用热吹风机快速吹干后备用。

电解液、电解时间及电极距离等加工参数将在很大程度上影响试验制备的试样的表面形貌，文中试验使用 2 种成分不同的电解液。其中 A 组电解液为质量分数为 15% 的氯化铵溶液，B 组电解液为质量分数为 20% 的氯化钠和 10% 的次氯酸钠混合溶液。电解电源采用 24 V 直流高频脉冲电源，两电极距离为 80 mm，电解液温度为 25 ℃。电解时间分别为 60、180、300 s，分别设为 1 号、2 号、3 号试验组，并设置未电解处理的样品作为 0 号对照组。表 1 给出了 A 组与 B 组的试验方案。

表 1 电解试验方案
Table 1 Electrolytic test schemes

组别	试验编号	试样表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	电解时间 t/s
A 组	1	0.241	60
	2	0.240	180
	3	0.243	300
B 组	1	0.048	60
	2	0.044	180
	3	0.046	300

1.2 表面磨损试验设备

文中摩擦磨损试验在图 1 所示的 CFT-1 型常温摩擦磨损试验机上进行，选用 Si_3N_4 陶瓷研磨球为对摩擦副。采用往复磨损试验方式，磨损半径为 6 mm，转速为 500 r/min，法相载荷为 100 N，磨损时间为 60 min。使用 MoticAE2000MET 金相显微镜和 VHX-2000 超景深显微镜观察磨损前后试样表面与凹坑形貌。



图 1 CFT-I 型常温摩擦磨损试验仪
Fig. 1 CFT-I normal temperature friction and wear tester

2 试验结果与分析

2.1 表面形貌分析

图2所示为A组未处理试样的表面形貌，可观察到未经电解处理试件存在少量毛刺并有明显机加工条纹。如图3所示，电解加工60 s后试件表面变得较为光滑，且出现了随机分布的圆形凹坑，凹坑直径为50~80 μm，此特征不均匀分布且边缘较为锋利。使用B组电解液电解300 s后的试件形貌如图4所示，可见加工后试件表面出现了密集的一类圆坑形貌，且圆坑的分布密度随着电解加工时间的增加而增加，如图5、6所示。整体试验B组所制备的圆坑相较于A组电解工件表面的凹坑边缘更加圆润，且表面质量较好。通过对比不同电解加工时间的超景深图像可知：试件在B组溶液中被加工后会出现20~70 μm的圆形凹坑形貌，并且凹坑不会随着电解时间的增加而扩展，而是其密度逐步增大，如图5、6所示。根据超景深试验设备测量的凹坑深度，B组2号电解试验试件凹坑深度平均为4 μm，最大深度可达6 μm；B组3号电解试验试件凹坑深度平均为8 μm左右，最大深度可达10 μm。

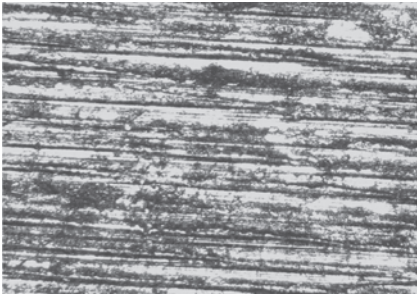


图2 未处理试样表面形貌

Fig. 2 The surface morphology of untreated samples

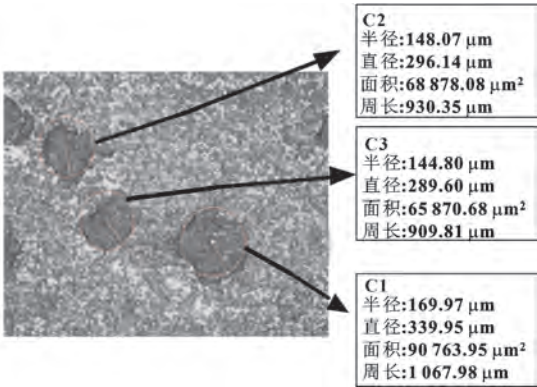


图4 使用B组电解液电解加工300 s后试件形貌
Fig. 4 Specimen morphology after electrochemical machining with group B electrolyte for 300 s

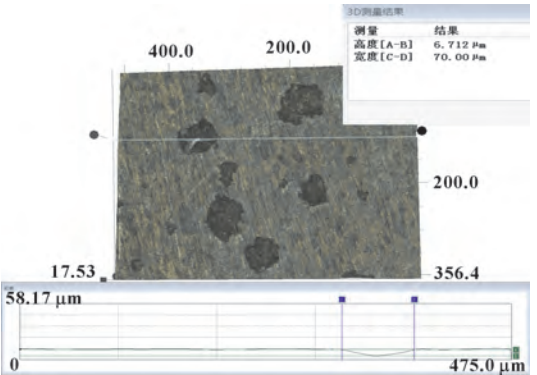


图5 B组电解液处理180 s后表面超景深深度测量结果
Fig. 5 Measurement results of surface depth after 180 s of treatment in group B electrolyte

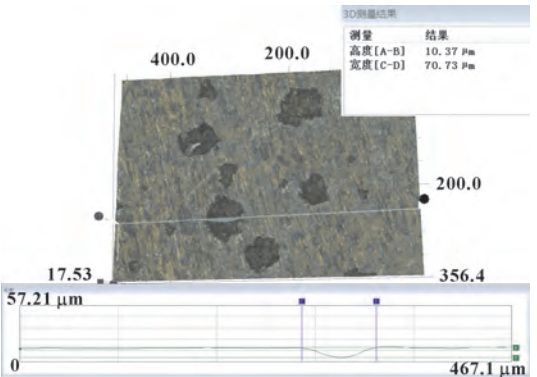


图6 B组电解液处理300 s后表面超景深深度测量结果
Fig. 6 Measurement results of surface depth after 300 s of treatment in group B electrolyte

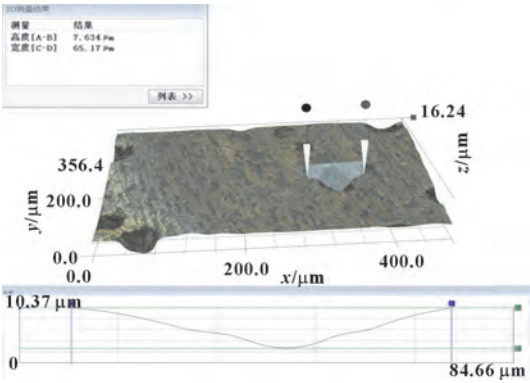


图3 使用A组电解液电解加工60 s后试件表面形貌超景深显微镜图像
Fig. 3 Ultra depth of field microscope image of specimen surface morphology after electrochemical machining with group A electrolyte for 60 s

2.2 摩擦因数分析

图7、图8分别为干摩擦与乏油润滑条件下的摩擦因数。如图7所示，在干摩擦条件下，摩擦因数整体都呈持续增大的趋势，但不同电解时间得到的试

件, 由于凹坑尺寸不同摩擦时的表现也不尽相同。其中电解时间 60 s 的试件, 在整个摩擦试验中都保持了较小的摩擦因数, 且整体上升趋势均小于其他试件。图 7 (a) 中电解时间为 300 s 的试样, 由于相对较长的表面处理时间使得表面粗糙, 以致摩擦因数大于未经处理的试样。由图 7 (b) 可看出, 在使用复合电解液后, 3 个不同电解时间处理后的试样的摩擦因数均小于未处理试样, 但凹坑密度过大也将使得磨屑在尖锐时迅速掉落, 在形貌被破坏后对摩擦表面产生不利影响。A 组和 B 组中拥有较小孔洞的 1 号试样的摩擦因数均小于其他样品的摩擦因数; 在试验进行到 30 min 时, 由于部分凹坑被破坏试样的摩擦因数将再次急剧上升。如图 8 所示, 在乏油润滑条件下, 前期由于润滑油的存在使得试样整体摩擦因数较小, 但随着对摩的陶瓷球将润滑油挤压到磨痕周围, 使得摩擦因数再次增大; 当磨痕达到一定宽度时, 磨痕周围的润滑油再次流入摩擦表面的间隙中, 摩擦因数降低, 循环反复多次, 直至没有足够润滑油可流入摩擦副后, 摩擦因数上升趋势保持稳定。但通过图 8 可知, 在 300 s 电解时间下的凹坑的减磨作用远小于电解 60 s 后的效果, 因此试验条件下存在最佳加工参数与凹坑尺寸。从最优组看, 表面凹坑的存在发挥着一定储油的作用, 使得摩擦因数的上升趋势缓慢, 阻断了摩擦因数进一步增大的进程。尤其在乏油润滑下, 凹坑影响着整个运行的过程。

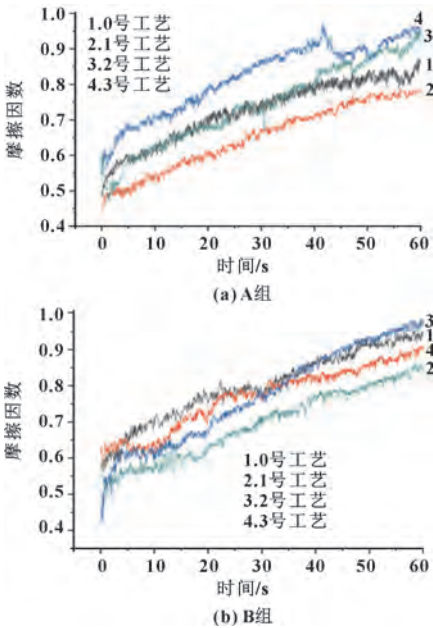


图 7 不同表面处理试件在干摩擦条件下的摩擦因数
Fig. 7 Friction coefficient of different surface treatment samples under dry friction condition;
(a) Group A; (b) Group B

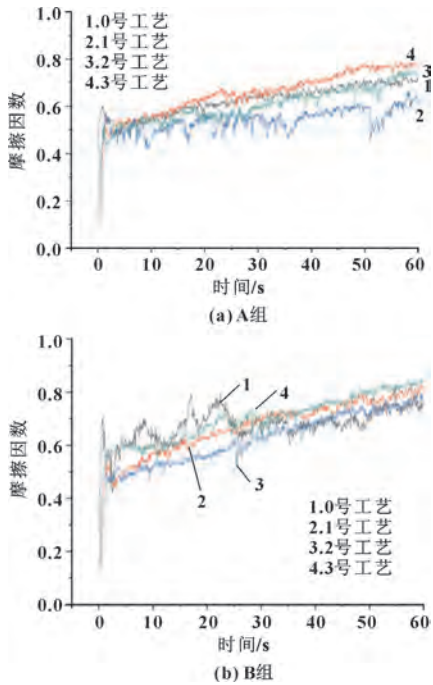


图 8 不同表面处理试件在乏油润滑下的摩擦因数
Fig. 8 Friction coefficient of different surface treatment samples under poor oil lubrication;
(a) Group A; (b) Group B

2.3 磨损体积分析

文中试验使用的为自制的电解设备, 其中电解时间与耗电量之间的关系可在程序中调取, 耗电量更能直观地反映电化学过程中对材料表面的处理程度, 因此采用耗电量来说明电解时间对磨损体积的影响。

图 9、10 所示为干摩擦和乏油润滑条件下磨损体积随电解试验时间的变化趋势。对比每个试样在干摩擦和乏油润滑条件下的磨损体积之后不难发现: 在电解时间跨度较大的试验中, 在干摩擦条件下各组 1 号为最优工艺组, 在乏油条件下 A 组 2 号、B 组 1 号为最优工艺组。其中, 在干摩擦条件下, A 组中最优组磨损体积较对照组下降了约 13%, B 组中最优组磨损体积较对照组降低了 33%, 如图 9 所示。在乏油润滑条件下, A 组最优组磨损体积较对照组降低了 14%, B 组最优组磨损体积较对照组下降了 18%, 如图 10 所示。从图 9 中可以看出, 在干摩擦条件下, 磨损体积随着耗电量的增加呈现出先减小后增大的趋势。由于小尺寸孔洞的存在使得摩擦过程中产生的磨屑、磨粒得以存储, 减轻了磨粒对摩擦表面的磨损, 同时部分不规则磨屑经过试验后变得较为圆滑, 使得接触的部分区域由干摩擦变为滑动摩擦。两者共同作用下大幅度降低了磨损体积。电解加工产生的孔洞半径增大后, 相较无孔洞表面在一定摩擦面内磨粒的可移动面

积变小，部分磨屑迅速掉入孔洞内，未起到改变部分区域摩擦状态的作用。已经有研究者发现，孔洞边缘的受力将大于其余表面，大尺寸孔洞将更容易被破坏，在孔洞经过长时间摩擦被破坏后，内部储存的磨屑将再次破坏摩擦表面，使得大尺寸孔洞最终磨损体积大于小尺寸孔洞的磨损体积。

从图 10 可知，在乏油润滑条件下，磨损体积与干摩擦下变化趋势基本一致。B 组中由于使用混电解液所产生的凹坑质量较好，因此出现了磨损体积明显减小的情况。

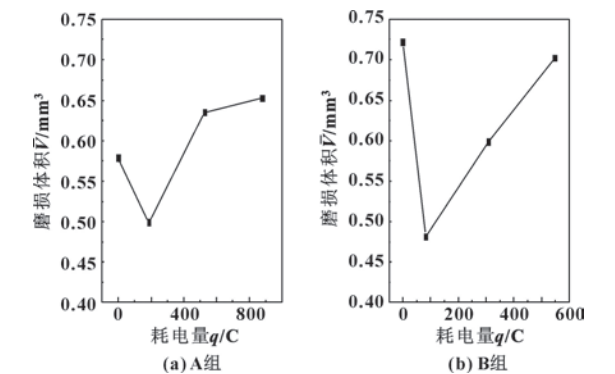


图 9 干摩擦条件下磨损体积随电解试验时间变化趋势
Fig. 9 Variation of wear volume with electrolytic test time under dry friction condition: (a) Group A; (b) Group B

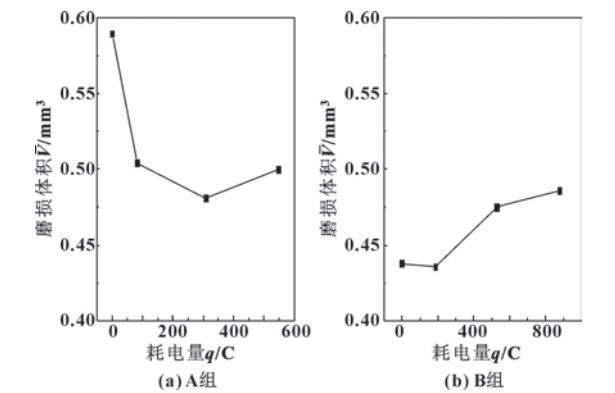
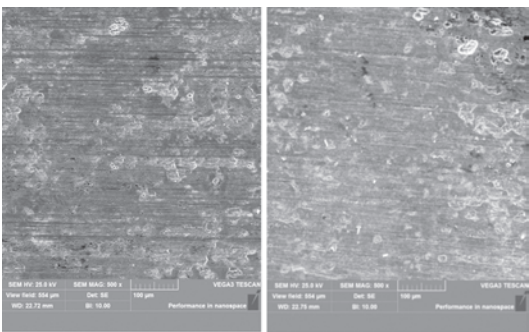


图 10 乏油润滑条件下磨损体积随电解试验时间变化趋势
Fig. 10 Variation of wear volume with electrolytic test time under lack of oil lubrication: (a) Group A; (b) Group B

2.4 磨痕分析

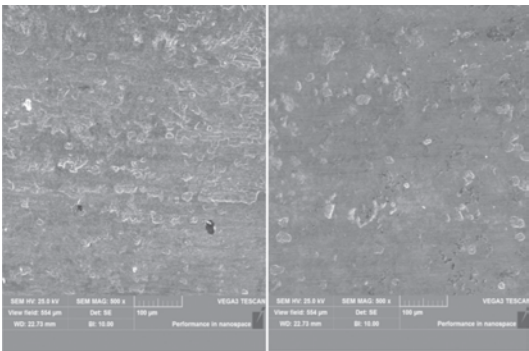
图 11 所示为 A 组试样干摩擦磨痕形貌 SEM 图，可以看出，试样表面主要磨损形式为磨粒磨损，部分表面出现了由于黏着磨损产生的剥落痕迹，同时可以看到表面存在由于犁沟作用产生的沿摩擦方向的沟痕。



(a) A组0号 (b) A组1号

图 11 干摩擦条件下磨痕微观形貌
Fig 11 Micromorphology of wear marks under dry friction condition: (a) Group A No. 0 (b) Group A No. 1

图 12 所示为乏油润滑条件下 B 组 0 号和 2 号试件的磨痕微观形貌。可以观察到未电化学处理的 B 组 0 号试样主要的磨损形式为黏着磨损，与 B 组 2 号试样表面相比其剥落面积更大。在法相载荷的作用下，试样表面先是产生磨粒和磨屑，剥落的磨粒在摩擦试验过程中不断被打磨得细小、圆润，在往复摩擦后，与摩擦表面之间的润滑油混合形成油屑混合物，研磨球的运动使得混合物在磨痕表面均匀附着，直至最后油屑混合物减少，磨痕上的附着物随着陶瓷球黏着剥落。从图 12 (b) 中可以观察到 B 组 2 号试样拥有较好的表面磨痕形貌，只出现了小面积的黏着磨损，这是因为电解所产生的凹坑在摩擦磨前期，存储了润滑油，改善了试件表面润滑条件。



(a) B组0号 (b) B组2号

图 12 乏油润滑条件下磨痕微观形貌
Fig 12 Micromorphology of wear marks under lack of oil lubrication: (a) Group B No. 0 (b) Group B No. 2

3 结论

(1) 经电化学处理后由于凹坑的存在使得 45 钢的摩擦因数减小，磨损体积降低。在氯化铵充当电解液时，凹坑的尺寸将随着电解时间而增加，而在质量

分数为 20% 氯化钠与 10% 次氯酸钠作为电解液时, 凹坑的密度将随着电解时间的增加而增加。

(2) 试件的磨损体积基本呈先减小后增大的趋势, 因此存在最佳工艺组。乏油润滑条件下, B 组电解工艺能有效降低磨损体积, 最优组磨损体积较对照组降低了 18%; 在干摩擦条件下, 最优组磨损体积较对照组降低了 33%。对应凹坑尺寸为 20~40 μm , 深度 4~6 μm 。

(3) 当使用 15% 氯化铵充当电解液时, 电解 60 s 后 45 钢表面将随机出现少量 50~80 μm 不等直径的凹坑, 电解 180 和 300 s 后试样表面形成类圆形凹坑直径为 300~350 μm 。在 20% 氯化钠与 10% 次氯酸钠的混合电解溶液下, 180 s 后将产生直径在 70 μm 左右、深度为 6 μm 的凹坑, 300 s 后凹坑直径基本不变但深度加深至 8 μm 。

参考文献

- [1] 吴鲁纪, 耿福震. 高速齿轮传动技术与装置综述[J]. 机械传动, 2019, 43(11): 172-175.
WU L J, GENG F Z. Overview of high speed gear transmission technology and equipment[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(11): 172-175.
- [2] 肖洋轶, 罗静, 石万凯, 等. 表面微织构涂层-基体系统重载弹流润滑性能分析[J]. 表面技术, 2020, 49(7): 159-167.
XIAO Y Y, LUO J, SHI W K, et al. Heavy load elastohydrodynamic lubrication performance of surface micro-textured coating-substrate system[J]. Surface Technology, 2020, 49(7): 159-167.
- [3] 孙建芳, 李傲松, 苏峰华, 等. 表面织构钛合金的干摩擦和全氟聚醚油润滑下的摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(6): 658-664.
SUN J F, LI A S, SU F H, et al. Tribological property of titanium alloy surface with different texture structure under dry friction and perfluoropolyether lubrication[J]. Tribology, 2018, 38(6): 658-664.
- [4] JOSHI G S, PUTIGNANO C, GAUDIUSO C, et al. Effects of the micro surface texturing in lubricated non-conformal point contacts[J]. Tribology International, 2018, 127: 296-301.
- [5] WANG W, ZHAO W H, LIU Y, et al. A pocket-textured surface for improving the tribological properties of point contact under starved lubrication[J]. Materials, 2021, 14(7): 1789.
- [6] HSU C J, STRATMANN A, MEDINA S, et al. Does laser surface texturing really have a negative impact on the fatigue lifetime of mechanical components? [J]. Friction, 2021, 9(6): 1766-1775.
- [7] 金志浩, 鞠子辰, 龙日升, 等. 凹坑型织构对 81107-TN 推力圆柱滚子轴承干摩擦性能的影响[J]. 轴承, 2021(8): 11-15.
JIN Z H, JU Z C, LONG R S, et al. Influence of pit texture on dry friction properties of 81107-TN cylindrical thrust roller bearings[J]. Bearing, 2021(8): 11-15.
- [8] 王娟, 王隼, 田佳彬, 等. 表面织构水润滑聚合物轴承承载性能有限元分析[J]. 润滑与密封, 2021, 46(6): 90-96.
WANG J, WANG J, TIAN J B, et al. Finite element analysis of load-carrying property of surface texture water-lubricated polymer bearings[J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(6): 90-96.
- [9] 王玉君, 李强, 张硕, 等. 织构型水润滑推力轴承软弹流润滑分析及多目标协同优化[J]. 表面技术, 2021, 50(5): 141-151.
WANG Y J, LI Q, ZHANG S, et al. Elastohydrodynamic lubrication analysis and multi-objective collaborative optimization of textured water-lubricated thrust bearings[J]. Surface Technology, 2021, 50(5): 141-151.
- [10] 张培耘, 张彦虎, 华希俊, 等. 微织构化表面润滑设计与发展分析[J]. 表面技术, 2021, 50(9): 14-32.
ZHANG P Y, ZHANG Y H, HUA X J, et al. Lubrication design and development analysis of micro-texturing surfaces[J]. Surface Technology, 2021, 50(9): 14-32.
- [11] 汤丽萍, 刘莹. 表面微织构对重载齿轮传动摩擦性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2010, 50(7): 1009-1012.
TANG L P, LIU Y. Influence of surface micro-texture on the tribological properties of heavy-duty gears [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2010, 50(7): 1009-1012.
- [12] 邵飞先. 乏油条件仿生耦合齿轮材料的摩擦磨损行为[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
SHAO F X. Friction and wear behavior of bionic coupling on gear material under starved lubrication conditions[D]. Changchun: Jilin University, 2015.
- [13] 苏永生, 齐国良, 李亮, 等. 齿轮仿生织构特征设计及有限元分析[J]. 润滑与密封, 2021, 46(6): 65-70.
SU Y S, QI G L, LI L, et al. Design of bionic texture features of gear and its finite element analysis[J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(6): 65-70.
- [14] GUPTA N, TANDON N, PANDEY R K. An exploration of the performance behaviors of lubricated textured and conventional spur gearsets[J]. Tribology International, 2018, 128: 376-385.
- [15] 李直. 粗糙齿面接触界面摩擦特性及齿轮系统动力学研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017.
LI Z. Research on the frictional property of interface of rough tooth surfaces and the dynamics of gear system [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2017.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.017

文献引用: 李渭亮, 李林涛, 程飞龙, 等. 旋转冲击载荷下组合密封的敏感参数研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 127-137.

Cite as: LI Weiliang, LI Lintao, CHENG Feilong, et al. Research on sensitive parameters of combined seal under rotating impact load[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 127-137.

旋转冲击载荷下组合密封的敏感参数研究^{*}

李渭亮^{1,2} 李林涛^{1,2} 程飞龙³ 石昌帅³

(1. 中国石化西北油田分公司石油工程技术研究院 新疆乌鲁木齐 830011; 2. 中国石化缝洞型油藏提高采收率重点实验室 新疆乌鲁木齐 830011; 3. 西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

摘要: 在高温、三维复合运动耦合作用下冲击螺杆钻具传动轴总成密封极易失效, 限制了冲击螺杆钻具的推广应用。为研究高温、高转速和往复运动耦合作用下传动轴总成密封特性及参数敏感性, 定义轴与滑环形成的接触面为主密封面, O 形密封圈与槽底面形成的接触面为次密封面, 基于主密封面接触压力, 对影响冲击螺杆钻具传动轴组合密封特性的相关参数进行数值仿真模拟, 研究摩擦因数、O 形圈直径、碳纤维含量和往复速度等参数对组合圈密封性能的影响规律。研究表明: 摩擦因数增大, 预压缩状态主密封面、次密封面接触压力及 Mises 应力增大, 静密封状态主密封面及次密封面接触压力减小, 滑环 Mises 应力增大; 动密封状态下, 当左、右行程摩擦因数为 0.01、0.02、0.03 时, 接触压力波动幅度较小, 当摩擦因数为 0.04 时波动幅度较大, 推荐摩擦因数小于 0.04 较为合理。O 形圈直径增大、碳纤维含量增大, 预压缩状态主密封面、次密封面接触压力及 O 形圈、滑环 Mises 应力增大, 静、动密封状态主密封面、次密封面接触压力和 Mises 应力增大。随往复速度的增大, 右行程主密封面、次密封面接触压力平均值比左行程大, 左行程接触压力呈减小趋势, 而右行程相反, 左、右行程接触压力均值及应力差值增大。研究结果为以后冲击螺杆钻具密封圈的选型及使用提供指导和参考。

关键词: 冲击螺杆钻具; 组合密封; Mises 应力; 接触压力; 敏感参数; 旋转冲击载荷

中图分类号: TH136

Research on Sensitive Parameters of Combined Seal under Rotating Impact Load

LI Weiliang^{1,2} LI Lintao^{1,2} CHENG Feilong³ SHI Changshuai³

(1. Petroleum Engineering Technology Research Institute, Sinopec Northwest Oilfield Company, Urumqi Xinjiang 830011, China; 2. Sinopec Key Laboratory of Fracture-cavity Reservoir Enhanced Oil Recovery, Urumqi Xinjiang 830011, China; 3. School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu Sichuan 610500, China)

Abstract: The sealing of the drive shaft assembly of the impact screw drilling tool is very easy to fail under the coupling of high temperature and 3-D compound motion, which limits the popularization and application of the impact screw drilling tool. In order to study the sealing characteristics and parameter sensitivity of the drive shaft assembly under the coupling effect of high temperature, high speed and reciprocating motion, the contact surface formed by the shaft and the slip ring was defined as the main sealing surface, and the contact surface formed by the O-ring and the groove bottom was defined as the secondary sealing surface. Based on the contact pressure of the main sealing surface, numerical simulation was performed on the relevant parameters that affect the sealing characteristics of the combined ring, and the influence of friction coefficient, O-ring diameter, carbon fiber content and reciprocating speed on the sealing performance of the combined ring was studied. Studies have shown that with the increase of friction coefficient, the contact pressure and Mises stress of the primary and secondary sealing surfaces in the pre-compression state increase, the contact pressure of the primary and

^{*} 基金项目: 中国石化重大专项 (P20002)

收稿日期: 2021-03-08; 修回日期: 2021-04-19

作者简介: 李渭亮 (1986—), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为完井石油技术。E-mail: liwl.xbsj@sinopec.com。

secondary sealing surfaces in the static seal state decreases, and the Mises stress of the slip ring increases. In the dynamic seal state, when the friction coefficient of left and right stroke is 0.01, 0.02, 0.03, the contact pressure fluctuation range is small. When the friction coefficient is 0.04, the contact pressure fluctuation range is larger. It is reasonable to recommend that the friction coefficient is less than 0.04. As the diameter of the O-ring and the carbon fiber content increase, the contact pressure of the primary and secondary sealing surfaces and the Mises stress of the O-ring and slip ring in the pre-compression state increase, and the contact pressure and Mises stress of the primary and secondary sealing surfaces in the static and dynamic sealing states increase. With the increase of reciprocating speed, the average contact pressure of the primary and secondary sealing surfaces in the right stroke is larger than that in the left stroke. The contact pressure of the left stroke shows a decreasing trend; on the contrary, the average value of the contact pressure and the stress difference between the left and right strokes increase. The research results provide guidance and reference for the selection and use of sealing rings of impact screw drilling tools in the future.

Keywords: impact screw drilling tool; combined seal; Mises stress; contact pressure; sensitive parameters; rotating impact load

随着石油钻井深度不断增加,受深部高研磨性地层、高硬度地层、高温高转速等因素的影响,常规螺杆钻具面临损坏严重、破岩效率低及钻速慢等问题,已经不能满足现场钻井提速需要,从而提出了可提高机械钻速的冲击螺杆钻具^[1]。冲击螺杆钻具在传递扭矩的同时,可以产生高频低幅轴向冲击,能够有效提高机械钻速,如图 1 所示^[2]。然而,随着钻探深度的增加,井底温度不断升高,在高温、往复运动耦合作用下冲击螺杆钻具传动轴总成密封极易失效,限制了冲击螺杆钻具的推广应用^[3]。因此研究高温、高转速和往复运动耦合作用下传动轴总成密封特性及参数敏感性具有重要工程价值。

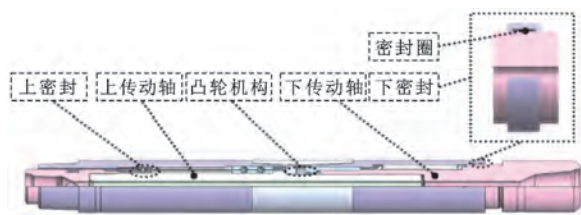


图 1 冲击螺杆钻具传动轴总成密封结构

Fig. 1 The sealing structure of the drive shaft assembly of the impact screw drilling tool

BOWER^[4]用实验分析了外部载荷作用 O 形密封圈压缩量的影响规律,得到压缩量加大载荷速度变小。RODRIGUEZ 和 MARKOVITCH^[5]分析各种影响参数对泄漏的影响规律。KIM^[6]通过数值仿真方法分析了 O 形密封圈在 V 形槽中静密封性能,得到其应变、应力情况。CUI 等^[7]通过 Abaqus 研究了二维轴对称模型 Y 形密封圈静密封,得到 Mises 应力、应变和接触应力规律,得出预压缩状态最大应力位于上唇和下

唇交界处,压力增大,应力增大,最大接触压力集中于 Y 形密封圈与往复杆和密封槽底部接触区域。GU 等^[8]通过有限元方法研究了气动灭火炮密封弹壳橡胶密封圈表面仿生凹坑静密封性能,得到压缩量 2.5 mm 时,橡胶密封圈的最大接触压力集中于密封圈两侧,仿生凹坑中间位置接触压力较小,密封边缘等效应力较大。BHAUMIK 等^[9]通过有限元方法研究 U 形密封圈静密封性能,分析了速度和压力对其密封性能的影响。NIKAS^[10]使用数值仿真方法分析了二维轴对称模型往复运动密封圈润滑和泄漏情况。MAZZA 和 BELFORTE^[11]分析了二维轴对称模型往复运动密封圈摩擦情况。AZZI 等^[12]分析了速度对往复运动 X 形密封圈摩擦特性的影响。YOKOYAMA 等^[13]通过数值仿真方法研究了二维轴对称模型 O 形密封圈静密封特性。然而国内外主要集中于普通螺杆钻具研究,对冲击螺杆及其密封研究较少。

本文作者对冲击螺杆钻具选择不同的密封圈,基于主密封面接触压力,对影响组合圈密封特性的相关参数进行数值仿真模拟,研究了摩擦因数、O 形圈直径、碳纤维含量和往复速度等参数对组合圈密封性能的影响规律。由于密封圈的系统参数、结构尺寸参数和材料参数等数值较小,但与工具密封压力的比值较大,因此称为敏感性参数,通过该类参数的研究为冲击螺杆钻具密封圈的选型及使用提供指导和参考。

1 热老化密封圈的本构模型研究

为了获得近似氢化丁腈密封圈在井下工作状态的力学性能,并建立可靠的有限元模型,需要建立老化后的氢化丁腈试样的本构模型。根据 ASTM 标准和工作环境,设置 25 ℃ (室温)、70 ℃、130 ℃ 3 组老化温度,对哑铃状的氢化丁腈橡胶试样进行老化处理。

将老化后的试片以 0.01 mm/s 加载速度进行单轴拉伸试验，获得橡胶试样应力-应变数据，试验设备如图 2 所示。

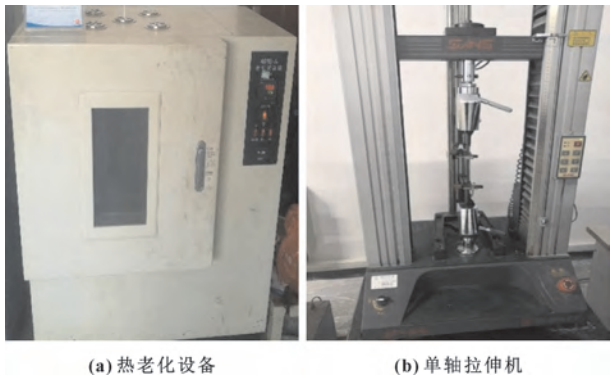


图 2 试验设备

Fig. 2 Experimental equipment: (a) heat aging equipment; (b) uniaxial stretching machine

文中以氢化丁腈橡胶 O 形密封圈为研究对象，不考虑橡胶材料蠕变、应力松弛，橡胶材料看作是一种各向同性、不可压缩的超弹性材料^[14]。

研究表明，Yeoh 本构模型能准确描述氢化丁腈橡胶的力学行为，其公式如式（1）所示。

$$\frac{\sigma}{2\left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2}\right)} = C_{10} + 2 C_{20}\left(\lambda^2 + \frac{2}{\lambda} - 3\right) + 3 C_{30}\left(\lambda^2 + \frac{2}{\lambda} - 3\right)^2 \tag{1}$$

式中： λ 为应变（单位为 1）； σ 为应力，MPa； C_{10} 、 C_{20} 和 C_{30} 为 Yeoh 模型的参数，MPa。

以 $\left(\lambda^2 + \frac{2}{\lambda} - 3\right)$ 作为横坐标，以 $\frac{\sigma}{2\left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2}\right)}$ 为

纵坐标，该公式可视为二次函数，该函数的常数项，1/2 的一次项系数和 1/3 二次项系数分别对应 Yeoh 模型的参数 C_{10} 、 C_{20} 和 C_{30} 。

将不同温度橡胶拉伸试验得到的应力-应变结果处理为 Yeoh 本构模型，各参数如表 1 所示。

表 1 不同温度下 Yeoh 本构模型的参数
Table 1 Yeoh constitutive model parameters at different temperatures

本构参数	25 ℃	70 ℃	130 ℃
C_{10} /MPa	1.253	1.533	1.508
C_{20} /MPa	0.05	0.088	0.573
C_{30} /MPa	-0.000 4	-0.001 4	-0.001 0

2 有限元模型

组合圈仿真模型由槽、轴、滑环和 O 形圈组成，O 形圈截面尺寸 5.7 mm，摩擦因数 0.04，滑环及槽尺寸参考车氏密封 TB4-IB120X5.7，轴与滑环作用形成的接触面为主密封面，定义为 CS1；O 形密封圈与槽底面形成的接触面为次密封面，定义为 CS2，除橡胶以外参数见表 2。

表 2 密封结构使用材料及力学参数
Table 2 Materials and mechanical parameters of the sealing structure

参数	轴/槽 (42CrMo)	滑环(改性聚 四氟乙烯)	O 形圈(氢化丁 腈橡胶)
弹性模量 E /GPa	212	960	
泊松比	0.28	0.45	
密度 ρ / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 850	2 320	1 200

对有限元模型进行网格划分，轴、槽弹性模量高于 O 形圈，对网格划分要求不高，因此只研究 O 形圈的网格无关性，其有限元网格如图 3 所示。

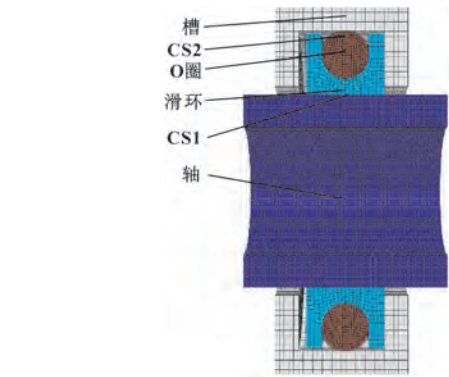


图 3 组合密封有限元模型
Fig. 3 Finite element model of combined seal

为分析网格尺寸大小对有限元模拟运算结果的影响，对 O 形圈划分网格尺寸分别为 0.35、0.45、0.55、0.65、0.75 进行仿真计算。网格尺寸越小，网格数越多，计算时间越长。图 4（a）所示为不同网格无关性验证曲线，可以看出网格尺寸为 0.35 和 0.45，即网格数量为 41 360 和 37 600 时 Mises 差值较小。文中选择网格尺寸为 0.45 进行后续计算，不仅加快了仿真效率，而且计算结果比较准确。

根据 KIM 等^[15-16]研究了 O 形密封圈的实验结果, 建立与其相同尺寸、压缩率和边界条件的三维有限元模型, 并仿真计算得到不同压力下的接触压力变化规律, 如图 4 所示。仿真结果与实验结果变化规律基本上相同, 误差小于 8%, 证明了文中所运用的三维有限元模型仿真方法比较可靠。

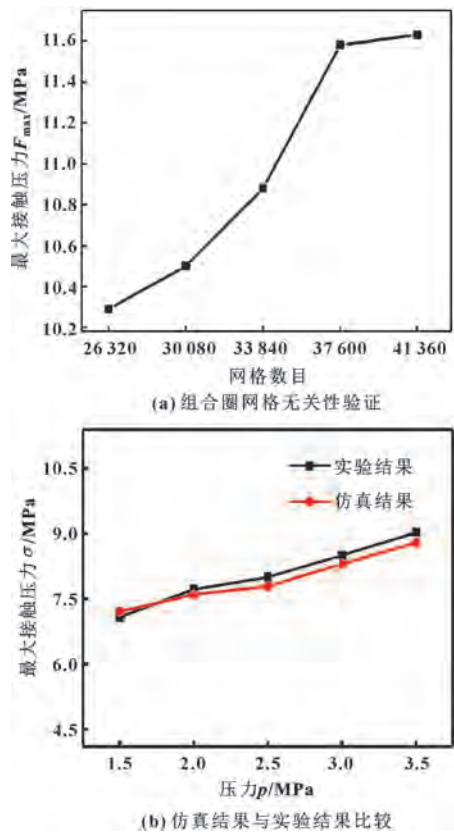


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Grid independence verification: (a) verification of the independence of the combined circle grid; (b) comparison of simulation results with experimental results

3 静密封和动密封特性研究

3.1 静密封特性研究

静态密封是动态密封的前提, 静态重点分析密封圈预压缩和受流体压力时的密封特性, 而密封圈在使用过程会发生失效和泄漏, 因此要分析影响密封性能的接触压力和失效的 Mises 应力情况^[17]。

组合圈预压缩 Mises 应力分布如图 5 (a) 所示, 其 O 形圈高应力位于中上部, 呈左右对称, 而滑环高应力位于中部和左、右下角, 左下角略大于右下角是由于右侧面槽挡住使右侧滑环变形小于左

侧。组合圈预压缩接触压力分布如图 5 (b) 所示, 组合圈高接触压力区集中于滑环外圆面和内圆左右下角。

组合圈静密封 Mises 应力分布如图 5 (c) 所示, 高应力位于滑环中部和右侧面, 高应力区域容易发生失效。静密封接触压力如图 5 (d) 所示, 高接触压力集中于滑环内圆中部。

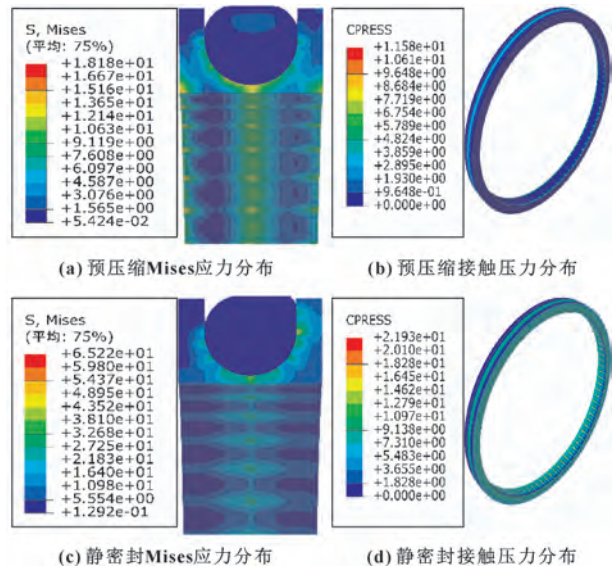


图 5 静密封仿真应力

Fig. 5 Stress distribution of static seal simulation;

- (a) pre-compression Mises stress distribution;
- (b) pre-compression contact pressure distribution;
- (c) static seal Mises stress distribution;
- (d) static seal contact pressure distribution

3.2 动密封特性研究

动态密封仿真研究分左行程和右行程分析, 左行程、右行程以往复速度为 0.3 m/s 和转速 150 r/min 进行仿真计算。

图 6 (a) 和 (b) 所示分别为组合圈左行程与右行程 Mises 应力分布, 可见其高应力集中于滑环中部和右侧面。图 6 (c) 和 (d) 所示分别为组合圈左行程与右行程接触压力分布, 可见左行程和右行程 O 形圈存在 3 处高接触压力区, 高接触压力区位于密封圈外圆面、内圆面及右侧面, 右行程接触压力高于左行程可能是由于流体压力方向与运动方向相同; 组合圈左行程和右行程接触压力分布相同, 其高接触压力区位于滑环内圆中部。

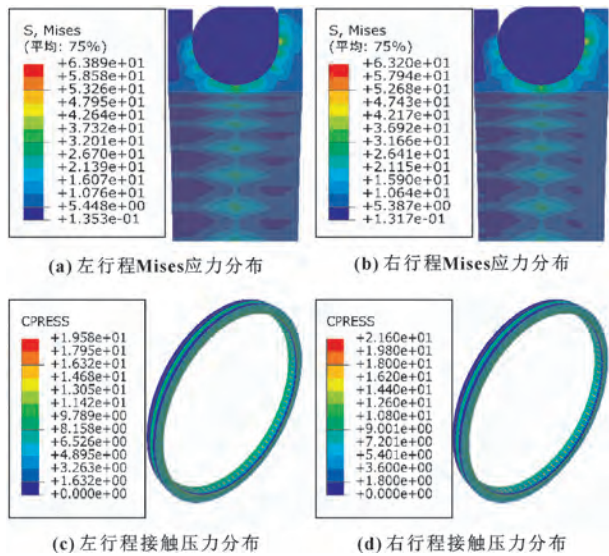


图6 动密封行程接触压力分布

Fig. 6 Contact pressure distribution of dynamic seal stroke:

- (a) Mises stress distribution of left stroke;
- (b) Mises stress distribution of right stroke;
- (c) contact pressure distribution of left stroke;
- (d) contact pressure distribution of right stroke

4 密封敏感参数研究

为了研究密封圈的系统参数、结构尺寸参数和材料参数中与密封压力比值较大的敏感参数对组合圈密封特性的影响，通过有限元方法模拟研究摩擦因数、O形圈直径、碳纤维含量和往复速度等对 Mises 应力、接触压力的分布和大小影响情况^[18-19]。

4.1 摩擦因数的影响

摩擦因数是影响密封圈密封特性的主要参数，在有限元模拟中摩擦因数取值分别为 0.01、0.02、0.03、0.04，其余参数为往复速度 0.3 m/s、转速 150 r/min、压缩量 0.45 mm、滑环厚度 0.5 mm、流体压力 10 MPa。

图 7 所示为不同摩擦因数下 CS1 密封面接触压力模拟计算结果。由图 7 (a) 可知，左、右行程摩擦因数为 0.01、0.02、0.03 时，接触压力变化规律相近，摩擦因数为 0.04 时接触压力波动幅度较大；接触压力波动幅度基本随着摩擦因数的增大而增大。由图 7 (b) 可得，左、右行程接触压力平均值随着摩擦因数的增大而减小，说明摩擦因数增大密封性能减弱，但仍然大于流体压力；接触压力与摩擦因数呈非线性关系变化。

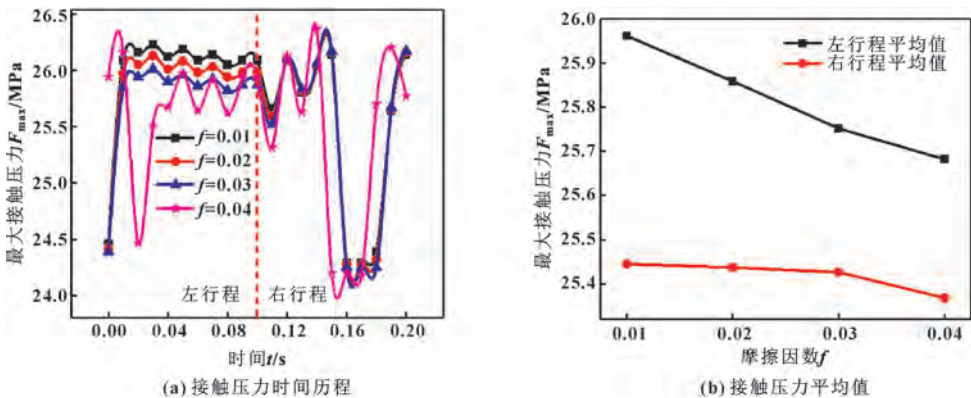


图7 不同摩擦因数下 CS1 密封面接触压力变化

Fig. 7 Variation of contact pressure of CS1 sealing surface under different friction coefficients:

- (a) time history of contact pressure; (b) contact pressure average values

图 8 所示为不同摩擦因数下滑环 Mises 应力模拟计算结果。由图 8 (a) 可知，左、右行程摩擦因数小于等于 0.03 时 Mises 应力规律一致且波动程度较小，摩擦因数为 0.04 时 Mises 应力呈现出大幅度波动；左行程应力随摩擦因数的增加而增大，右行程应力随摩擦因数的增加而减小。由图 8 (b) 可知，左行程应力平均值大于右行程，左行程应力和摩擦因数呈正比例线性关系，右行程随摩擦因数增大应力线性减小。

图 9 所示为不同摩擦因数下 O 形圈 Mises 应力模拟计算结果。由图 9 (a) 可知，左、右行程在摩擦因数为 0.01~0.03 时的应力变化规律基本相同，且基本保持稳定；摩擦因数为 0.04 时应力变化规律出现较大波动。由图 9 (b) 可知，左、右行程 Mises 应力平均值随摩擦因数的增大而增大，基本呈线性增长，在 0.01~0.04 摩擦因数范围内右行程应力增长率较快，相同摩擦因数下右行程应力高于左行程。

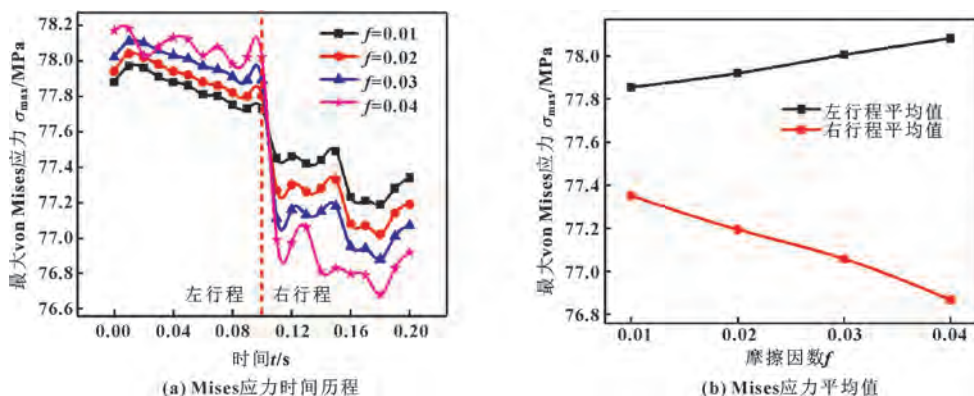


图 8 不同摩擦因数下滑环 Mises 应力变化

Fig. 8 Variation of Mises stress of slip rings under different friction coefficients;

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

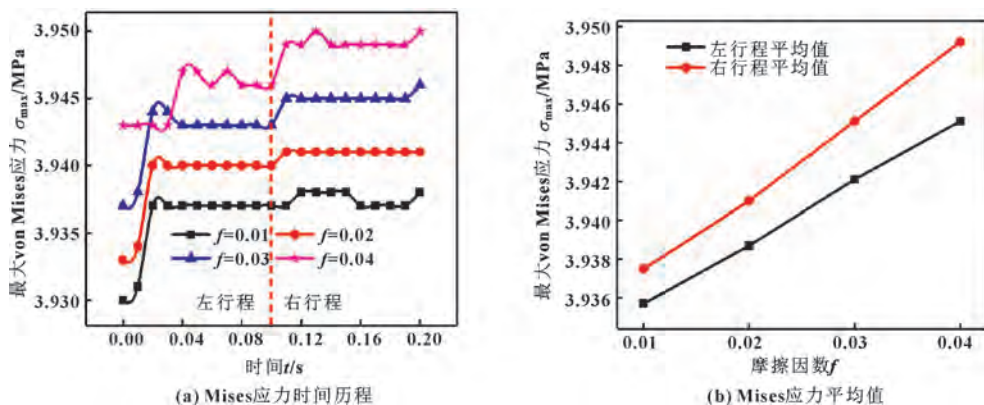


图 9 不同摩擦因数下 O 形圈 Mises 应力变化

Fig. 9 Variation of Mises stress of O-rings under different friction coefficients;

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

4.2 O 形圈直径的影响

O 形圈在加工中可能出现直径偏差,这也会对密封圈密封特性造成影响。在有限元模拟中 O 形圈直径分别取 5.5、5.6、5.7 mm,流体压力取 5 MPa,压缩量取 0.55 mm,其余参数与上节相同。

图 10 所示是不同 O 形圈直径下 CS1 密封面接触压力模拟计算结果。由图 10 (a) 可知,接触压力随 O 形圈直径增大而增大,不同 O 形圈直径下接触压力变化规律基本相同,左行程接触压力平均值低于其右行程,总体动密封有效。由图 10 (b) 可知,接触压力平均值随 O 形圈直径变化规律均呈二次线性关系,而且密封圈直径越大,接触压力变化率越大,整体上左行程接触压力低于右行程。

图 11 所示为不同 O 形圈直径下滑环 Mises 应力模拟计算结果。由图 11 (a) 可知,左、右行程滑环应力值随 O 形圈直径的增加而增大,Mises 应力几乎

无波动;左、右行程 Mises 应力差值基本相等,左行程应力略高于右行程。由图 11 (b) 可知,左、右行程 Mises 应力平均值随 O 形圈直径增大而呈非线性增大,而应力均值差值不随密封圈直径变化而变化;直径为 5.5~5.6 mm 时应力增长速度小于直径为 5.6~5.7 mm 时,右行程应力低于左行程。

图 12 所示是不同 O 形圈直径 O 形圈 Mises 应力模拟计算结果。由图 12 (a) 可知,左、右行程 O 形圈直径增大,O 形圈应力及应力差值逐步增大,应力几乎无波动,左、右行程应力差值基本相等,左行程应力稍低于右行程。由图 12 (b) 可知,左、右行程 Mises 应力平均值随着密封圈直径的增加而增大,呈现非线性增长,直径为 5.5~5.6 mm 时应力增长率小于直径为 5.6~5.7 mm 时,右行程应力略高于左行程。

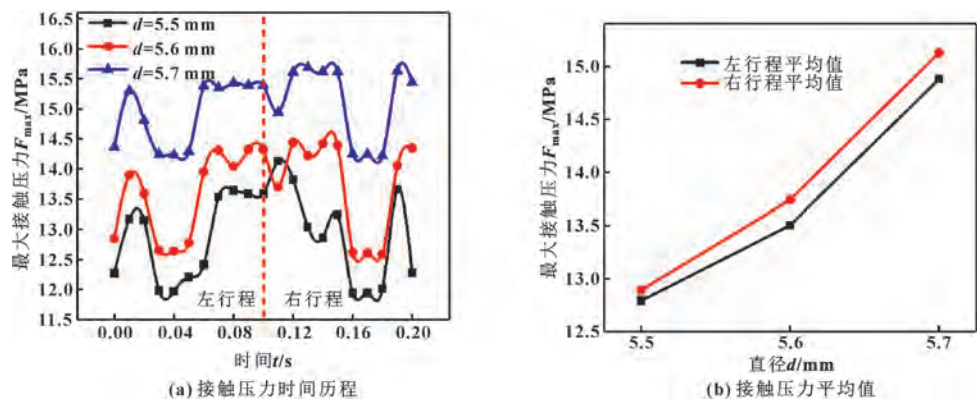


图 10 不同 O 形圈直径下 CS1 密封面接触压力变化

Fig. 10 Variation of contact pressure of CS1 sealing surface at different O-ring diameters:

(a) time history of contact pressure; (b) contact pressure average values

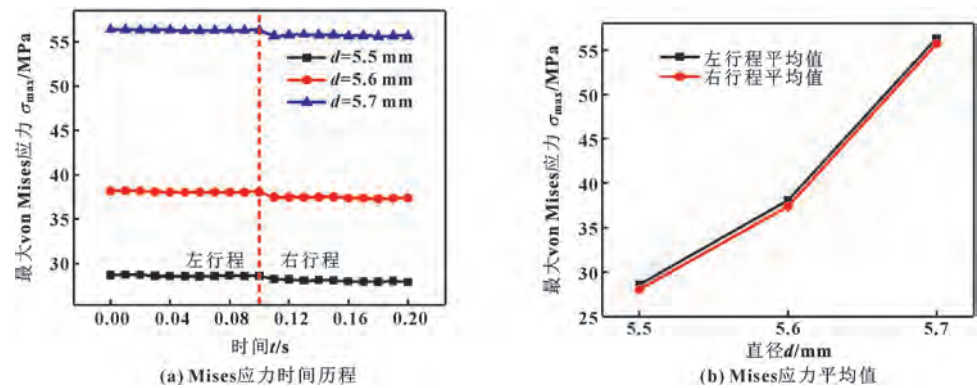


图 11 不同 O 形圈直径下滑环 Mises 应力变化

Fig. 11 Variation of Mises stress of slip rings at different O-ring diameters:

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

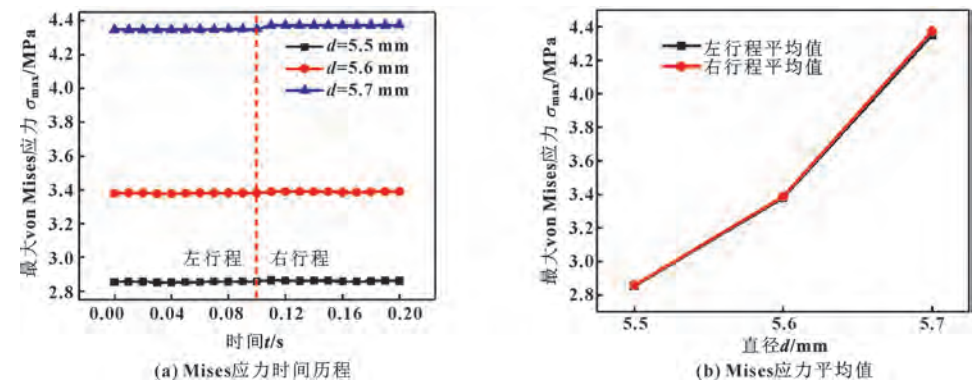


图 12 不同 O 形圈直径下 O 形圈 Mises 应力变化

Fig. 12 Variation of Mises stress of O-rings with different diameters:

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

4.3 PTFE 中碳纤维含量的影响

基于王哲^[20]的结论,向纯聚四氟乙烯材料中添加不同含量碳纤维,得到其力学特性参数见表 3。

将表 3 中参数导入有限元模型,取流体压力为 5 MPa,其余参数与上节相同,进行有限元模拟分析。

表 3 不同碳纤维质量分数下聚四氟乙烯力学特性参数

碳纤维质量分数 $w/\%$	弹性模量 E/MPa	泊松比
15	420.25	0.449 1
20	477.03	0.446 2
25	561.60	0.445 5

图 13 所示是不同碳纤维质量分数下 CS1 密封面接触压力模拟计算结果。由图 13 (a) 可知, 右行程接触压力呈大幅度波动变化, 不同碳纤维质量分数下接触压力变化规律相同; 碳纤维含量增加接触压力及接触压力差值增大, 最大接触压力大于流体压力 5 MPa, 动密封有效。由图 13 (b) 可知, 左、右行程接触压力平均值及差值随着碳纤维质量分数的升高而增大, 左行程接触压力一直大于右行程, 同时右行程接触压力均高于流体压力 5 MPa, 能实现密封。

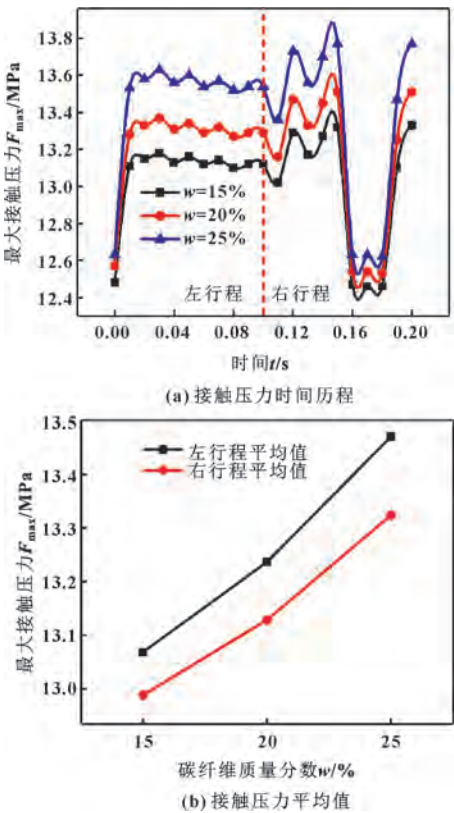


图 13 不同碳纤维质量分数下 CS1 密封面接触压力变化
Fig. 13 Variation of contact pressure of CS1 sealing surface at different carbon fiber mass fraction; (a) time history of contact pressure; (b) contact pressure average values

图 14 所示为不同碳纤维质量分数下滑环 Mises 应力模拟计算结果。由图 14 (a) 可知, 左、右行程应力呈波动变化, 右行程波动幅度大于左行程; 左、右行应力变化规律并不一样, 但不同碳纤维质量分数下应力变化规律一样, 且随碳纤维质量分数增加应力值逐渐增加; 不同碳纤维质量分数下左行程应力比右行程高。由图 14 (b) 可知, 碳纤维质量分数升高, 左、右行程 Mises 应力平均值增大, 然而应力差值基本不随碳纤维质量分数改变而变化, 左、右行程应力基本呈线性变化, 左行程应力大于右行程。

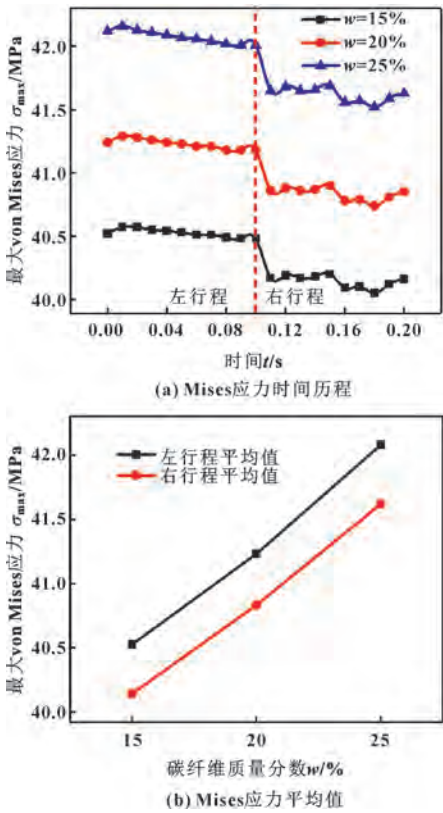


图 14 不同碳纤维质量分数下滑环 Mises 应力变化
Fig. 14 Variation of Mises stress of slip ring at different carbon fiber mass fraction; (a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

图 15 所示为不同碳纤维质量分数下 O 形圈 Mises 应力模拟计算结果。由图 15 (a) 可知, 左、右行程应力呈波动规律变化, 波动幅度不大; 不同碳纤维质量分数下应力变化规律基本相同。由图 15 (b) 可知, 随碳纤维质量分数增加, 左、右行程 Mises 应力平均值增大, 而应力差值随碳纤维质量分数增加而减小, 右行程应力高于左行程。

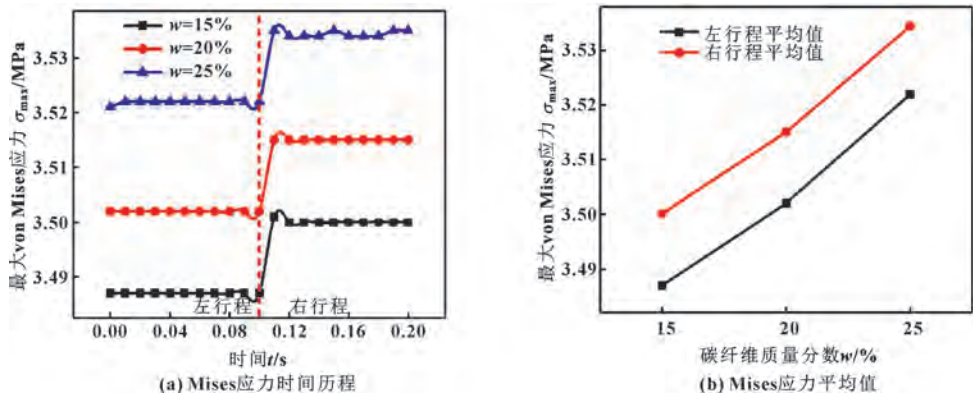


图 15 不同碳纤维质量分数下 O 形圈 Mises 应力变化

Fig. 15 Variation of Mises stress of O-rings with different carbon fiber mass fraction;
(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

4.4 往复速度的影响

在有限元模拟中往复速度分别为 0.1、0.2、0.3、0.4 m/s，其余参数和上一节相同。

图 16 所示是不同往复速度下 CS1 密封面接触压力模拟计算结果。由图 16 (a) 可知，左、右行程接触压力呈波动状态，不同往复速度下接触压力变化规

律相同，最大接触压力均高于流体压力 8 MPa，动密封可靠。由图 16 (b) 可知，左行程接触压力平均值随往复速度的增大基本呈现逐渐变小趋势，而右行程接触压力则变大；右行程接触压力呈线性变化，左、右行程接触压力差值逐渐增大，右行程接触压力均高于左行程。

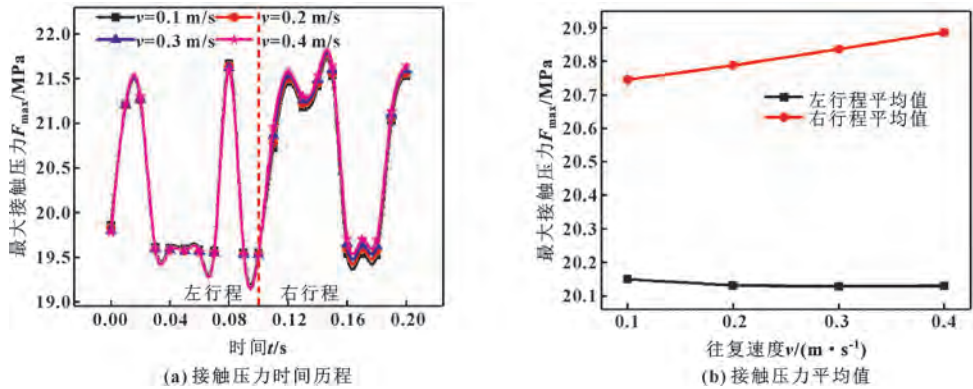


图 16 不同往复速度下 CS1 密封面接触压力变化

Fig. 16 Variation of contact pressure of CS1 sealing surface at different reciprocating speeds;
(a) time history of contact pressure; (b) contact pressure average values

图 17 所示为不同往复速度下滑环 Mises 应力模拟计算结果。由图 17 (a) 可知，左、右行程应力呈波动变化，不同往复速度下应力变化规律基本相同。由图 17 (b) 可知，随着往复速度增大，左、右行程 Mises 应力平均值变化规律相反，左行程增大而右行程减小；左、右行程应力基本呈线性变化，应力差值逐渐增大，左行程应力高于右行程。

图 18 所示为不同往复速度下 O 形圈 Mises 应力

模拟计算结果。由图 18 (a) 可知，左、右行程应力是呈现波动变化，往复速度增大应力基本呈增大趋势。由图 18 (b) 可知，左、右行程 Mises 应力平均值及差值随着往复速度增加基本逐渐增大，呈非线性变化；左行程在 0.2~0.3 m/s 之间变化率最小，在 0.3~0.4 m/s 之间变化率最大，而右行程在 0.2~0.3 m/s 之间变化率最大，右行程应力高于左行程。

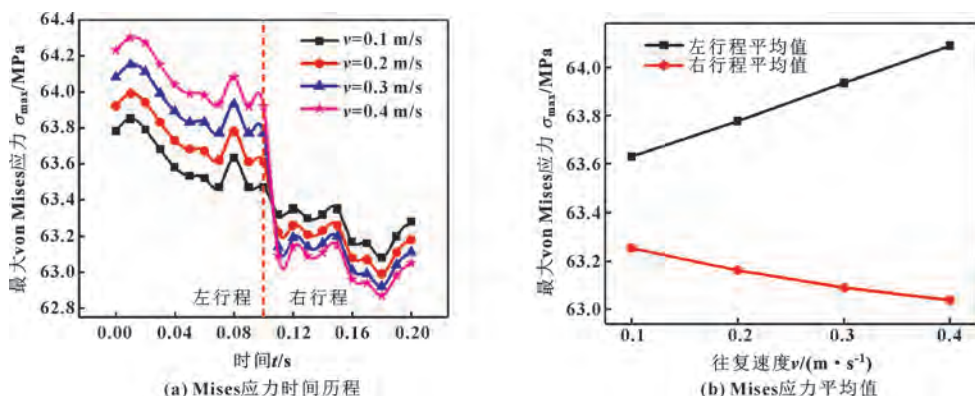


图 17 不同往复速度滑环 Mises 应力图

Fig. 17 Variation of Mises stress of slip ring at different reciprocating speeds;

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

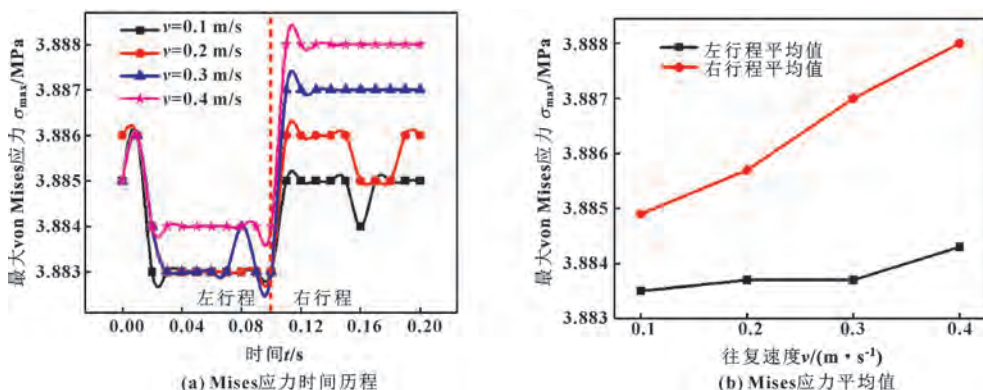


图 18 不同往复速度 O 形圈 Mises 应力图

Fig. 18 Variation of Mises stress of O-rings at different reciprocating speeds;

(a) time history of Mises stress; (b) Mises stress average values

5 结论

为了延长冲击螺杆钻具的使用寿命,研究高温、高转速和往复运动耦合作用下传动轴总成密封特性及参数敏感性,探讨摩擦因数、O形圈直径、碳纤维含量和往复速度等参数对组合圈密封性能的影响规律。得到结论如下:

(1) 预压缩状态下,摩擦因数增大,CS1、CS2密封面接触压力及O形圈、滑环 von Mises 应力增大;静密封状态下,摩擦因数增大,CS1及CS2接触压力减小,滑环 von Mises 应力增大,对O形圈应力影响较小;动密封状态,左、右行程摩擦因数为0.01、0.02、0.03时,接触压力呈现相似的变化规律,波动幅度较小,摩擦因数为0.04时呈现异常变化规律且波动幅度较大,左、右行程接触压力均值随着摩擦因数的增大而减小,说明密封性能减弱,摩擦因数增大左行程滑环 von Mises 应力增大而右行程应力减小,

但左、右行程O形圈应力都增大,因此综上可得推荐摩擦因数小于0.04较为合理。

(2) 预压缩状态,O形圈直径增大CS1、CS2密封面接触压力及O形圈、滑环 von Mises 应力增大;静、动密封状态CS1、CS2密封面接触压力及O形圈、滑环 von Mises 应力随O形圈直径、弹性模量及碳纤维含量增大而增大。

(3) 右行程CS1、CS2密封面接触压力平均值比左行程大,左行程接触压力均值随往复速度的增大基本呈减小趋势,而右行程则相反,左、右行程接触压力均值及应力均值差值随往复速度的增大而增大。

参考文献

- [1] 赵志刚,冯婷婷,邱焕龙,等.螺杆钻具的设计与应用[J].化工管理,2015(13):152-153.
- [2] 明瑞卿,张时中,王海涛,等.国内外水力振荡器的研究现状及展望[J].石油钻探技术,2015,43(5):116-122.

- MING R Q,ZHANG S Z,WANG H T,et al.Research status and prospect of hydraulic oscillator worldwide[J].Petroleum Drilling Techniques,2015,43(5):116-122.
- [3] ZHU X H,GAO Y,LIU S H,et al.The feasibility analysis of the double-curved positive displacement motor (PDM) into casing[J].Advanced Materials Research,2010,143/144:1102-1106.
- [4] BOWER M V.Design and analysis of seals for extended service life[C]//Proceedings of NASA/ASEE Summer Faculty Fellowship Program.Alabama:NASA/ASEE,1992.
- [5] RODRIGUEZ P I,MARKOVITCH R.Space station freedom seal leakage rate analysis and testing summary;air leaks in ambient versus vacuum exit conditions[R].NASA STI/Recon Technical Report N,1992.
- [6] KIM C K.Finite element analysis on the sealing behavior and endurance safety of O-rings with a V-groove[J].Journal of the Korean Institute of Gas,2013,17(1):73-80.
- [7] CUI K B,QIN J Q,DI C C,et al.Finite element analysis and simulation of the sealing performance of Y-ring rubber seal[J].Applied Mechanics and Materials,2013,444/445:1379-1383.
- [8] GU Y Q,ZHAO G,LIU H,et al.Characteristics of seal shell body's rubber ring with bionic dimpled surfaces of aerodynamic extinguishing cannon[J].Journal of Central South University,2013,20(11):3065-3076.
- [9] BHAUMIK S,KUMAR S R,KUMARASWAMY A.Experimental investigation and FE modelling of contact mechanics phenomenon in reciprocating hydraulic U-seals for defence applications[J].Applied Mechanics and Materials,2014,592/593/594:1950-1954.
- [10] NIKAS G K.Elastohydrodynamics and mechanics of rectangular elastomeric seals for reciprocating piston rods[J].Journal of Tribology,2003,125(1):60-69.
- [11] MAZZA L,BELFORTE G.Analytical/experimental study of the contribution of individual seals to friction force in pneumatic actuators[J].Journal of Tribology,2017,139(2):022202.
- [12] AZZI A,MAOUI A,FATU A,et al.Experimental study of friction in pneumatic seals[J].Tribology International,2019,135:432-443.
- [13] YOKOYAMA K,OKAZAKI M,KOMITO T.Effect of contact pressure and thermal degradation on the sealability of O-ring[J].JSAE Review,1998,19(2):123-128.
- [14] 石昌帅,陈凯林,祝效华.螺杆定子衬套热老化本构参数及内腔变形规律研究[J].润滑与密封,2019,44(4):33-39.
- SHI C S,CHEN K L,ZHU X H.Research on thermal ageing constitutive parameters and inner cavity deformation of screw stator bushings[J].Lubrication Engineering,2019,44(4):33-39.
- [15] KIM H K,NAM J H,HAWONG J S,et al.Evaluation of O-ring stresses subjected to vertical and one side lateral pressure by theoretical approximation comparing with photoelastic experimental results[J].Engineering Failure Analysis,2009,16(6):1876-1882.
- [16] KIM H K,PARK S H,LEE H G,et al.Approximation of contact stress for a compressed and laterally one side restrained O-ring[J].Engineering Failure Analysis,2007,14(8):1680-1692.
- [17] 徐娜.各向异性 PTFE 密封件动密封性能的研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.
- XU N.Research on dynamic seal performance of anisotropic PTFE[D].Harbin:Harbin Institute of Technology,2016.
- [18] 李海龙,朱磊宁,谢苏江.聚四氟乙烯改性及其应用[J].液压气动与密封,2012,32(6):4-8.
- LIH L,ZHU L N,XIE S J.Modified polytetrafluoroethylene and its application[J].Hydraulics Pneumatics & Seals,2012,32(6):4-8.
- [19] 谢苏江.聚四氟乙烯的改性及应用[J].化工新型材料,2002,30(11):26-30.
- XIE S J.Modifying of poly(tetrafluoroethylene) and its application[J].New Chemical Materials,2002,30(11):26-30.
- [20] 王哲.均匀化理论研究碳纤维改性聚四氟乙烯力学性能[D].郑州:郑州大学,2007.
- WANG Z.Asymptotic homogenization theory for composite material effective mechanics property;CF reinforced PTFE[D].Zhengzhou:Zhengzhou University,2007.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.018

文献引用: 张奇,叶小强.空化对低温浮动环密封流场和密封特性的影响[J].润滑与密封,2022,47(3):138-149.

Cite as:ZHANG Qi, YE Xiaoqiang. Effects of cavitation on flow characteristics and sealing properties of cryogenic floating ring seals[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 138-149.

空化对低温浮动环密封流场和密封特性的影响

张 奇 叶小强

(北京航天动力研究所 北京 100076)

摘要:为探究典型工况下单相和两相空化流动的流场及密封特性,对考虑过渡段的低温浮动环密封进行数值仿真,对比分析转子面、密封间隙轴向及周向的压力分布特点,并探究单相和两相流动条件下进口压力、进口温度、转子偏心率以及转子转速对泄漏量、进口损失系数、密封力和偏位角的影响。研究表明:同心状态下,单相流和两相流的流场均具有对称性;偏心状态下,单相流在大间隙内的介质压力要低于小间隙,而两相流在密封段出口附近呈现出相反规律,致使大间隙附近的空化程度更低;随进口压力和偏心率的增加以及转速的降低,泄漏量和密封力均增加,且两相流特性值均低于单相流对应值;两相流泄漏量和密封力均随进口温度的降低而增加,而单相流对应值受温度变化的影响不大;单相流偏位角受各个参数变化的影响均很小,密封力方向始终在最小间隙附近位置,而两相流偏位角的波动性则相对较大,且随进口温度的升高而加剧;单相流进口损失系数随进口压力升高、偏心率减小以及转速升高而略有增加,而两相流进口损失系数随各个参数的变化更为敏感。

关键词:空化;浮动环密封;典型工况;流场特性;密封特性

中图分类号: TB42

Effects of Cavitation on Flow Characteristics and Sealing Properties of Cryogenic Floating Ring Seals

ZHANG Qi YE Xiaoqiang

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: In order to study the flow characteristics and sealing properties of single phase and two-phase cavitation flows under typical working conditions, the numerical simulation of cryogenic floating ring seals with transitions was carried out, and the features of pressure distribution of rotor face, axial and circumferential direction in the seal clearance were compared and analyzed. The effects of inlet pressure, inlet temperature, eccentricity and speed of rotor on leakage rate, flow loss coefficient, seal force and angle of displacement under single phase and two-phase flow conditions were investigated. The results show that under concentric state, the flow fields of single phase flow and two-phase flow are symmetrical. Under eccentric state, the pressure at larger clearances is lower than that at smaller ones in single phase flow, but greater in the vicinity of seal exit when two-phase is applied, resulting in a lower extent of cavitation near the larger clearance. The leakage rate and seal force both increase as rotor speed decreases or inlet pressure and eccentricity increase, and the characteristic values of two-phase flow are lower than those of single phase flow. The leakage rate and seal force both increase as inlet temperature drops in two-phase flow, while the corresponding values of single phase flow are not affected by the change of temperature. The angle of displacement of single phase flow is little affected by the changes of various parameters, indicating the direction of seal force is always in close proximity to the position of minimum clearance. While the fluctuation of the angle of displacement of two-phase flow is relatively large, and it intends to intensify with the increase of inlet temperature. The inlet flow loss coefficient of single phase flow increases slightly as eccentricity decreases or inlet pressure and rotor speed increase, while the inlet flow loss coefficient of two-phase flow is more sensitive to the changes of various parameters.

Keywords: cavitation; floating ring seal; typical working condition; flow characteristics; sealing properties

收稿日期: 2021-02-09; 修回日期: 2021-04-01

作者简介: 张奇 (1994—), 硕士, 研究方向航空宇航科学与技术。E-mail: zhangqibuaa@163.com。

非接触式浮动环密封对热及压力变化有较大的容差,且浮动环的自动定位特性保证了其与轴尽可能少的碰磨,因而浮动环密封的合理使用将有助于提高系统稳定性、延长系统工作寿命。随着越来越高的技术和经济性要求,高性能旋转机械向着极限参数、轻型化和精密化的方向发展,其内部介质的工作状态达到了超临界甚至超超临界水平^[1]。不同于一般的旋转机械,航天领域所用的浮动环密封(如液体火箭发动机涡轮泵内)往往工作在高速低温的客观条件下,因此其间隙内易汽化的低温密封介质势必会对浮动环密封的工作特性产生一定影响。

目前,国内外学者对浮动环密封稳态特性的研究主要采用2种不同手段。其一是基于流体润滑理论,对二维雷诺方程进行差分,编程计算压力分布、泄漏量及浮起力等密封特性参数^[2-6];其二是利用计算流体力学(CFD)技术,从三维角度更精确地求解N-S方程以获得型式更为复杂的浮动环密封的性能指标^[7-10]。

纵观国内外浮动环密封的研究现状,大部分研究均基于一般用浮动环密封,即不考虑低温这一特殊的工作条件;而少部分涉及航天用浮动环密封的研究也是基于单相流假设的,且往往忽略了进、出口过渡段的影响。因此,本文作者以易汽化低温液氮作为介质的浮动环密封为研究对象,利用ANSYS CFX软件仿真探究其微小间隙内的空化现象,并对比分析单相和两相流动对浮动环密封工作性能的影响。

1 模型建立

1.1 空化基本理论

空化(Cavitation)是因流体动力因素作用而在液体内部或在液体与固体界面上发生的液体与其蒸汽的相变过程和现象^[11]。空化多发生在水力设备中,如水轮机、水翼等,也会发生于工作在低温条件下的航天旋转机械中,最常见的如诱导轮等。空化发生后,气液两相混合物具有可压缩性,两相具有不同的物理特性,且流场的湍流特质也会随之改变^[12]。

目前,绝大多数空化的仿真计算是以均相平衡流理论为基础的^[13]。该理论在N-S方程组及相应湍流模型数值计算方程组的基础上,引入加权物性参数的概念,将气液两相流视为可压缩的均匀单相流,并求解物性参数加权后的平均N-S方程组和对应的湍流数值方程组。加权物性参数的定义为

$$X_m = X_v \alpha_v + X_l (1 - \alpha_v) \quad (1)$$

式中:下标l代表液相;v代表气相;m代表加权混合相; α 为体积分数($\alpha_v + \alpha_l = 1$);X可代表密度 ρ 、动力黏度 μ 以及热导率 k 等流体物性参数。

混合相的基本控制方程组中引入了相体积分分数这一变量,通常采用质量输运方程求解。均相平衡流理论与质量输运方程一并构成了目前最为常用的均质多相质量输运模型。该模型假设相间无滑移,并通过将空化初生和溃灭过程引入到质量输运方程源项的方式来体现空化现象的本质。以液相体积分分数作为求解变量的质量输运方程形式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\rho_l \mathbf{U}) = R_c - R_e \quad (2)$$

式中:源项 R_c 和 R_e 分别代表空化初生(汽化)和空化溃灭(凝结)的质量输运率; \mathbf{U} 为混合相速度矢量。

1.2 空化模型

在均相平衡流理论和相质量输运方程基础上,进一步建立空化模型的根本目的是在不同数值模拟条件下,给出最合理的质量输运源项表达式。目前,大多数空化模型是基于简化的Rayleigh-Plesset空泡动力学方程发展而来的。Rayleigh-Plesset空泡动力学方程(R-P方程)^[14]的形式为

$$\frac{p_v(T_B) - p_\infty}{\rho_l} = R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{4v_l}{R_B} \frac{dR_B}{dt} + \frac{2S}{\rho_l R_B} \quad (3)$$

式中: $p_v(T_B)$ 为空泡温度下的饱和蒸汽压力; p_∞ 为未扰动压力; R_B 为空泡半径(球形); S 为表面张力系数; ρ_l 为液相密度; v_l 为液相运动黏度。

基于两相间无滑移的物理条件(无表面张力和黏性),进一步忽略二阶导数项,可得到普遍的简化R-P方程:

$$\left| \frac{dR_B}{dt} \right| = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v(T_B) - p_\infty}{\rho_l}} \quad (4)$$

在忽略热力学效应的前提下,继续推导式(4)可得到气液两相间的质量输运率:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \frac{dR_B}{dt} \quad (5)$$

为考虑空化初生(汽化)和溃灭(凝结)速率的差异,ZWART等^[15]对质量输运率表达式(5)进行了修正,给出了更加合理的气化和凝结输运源项:

当 $p < p_v(T_\infty)$ 时,空泡产生(气化),汽化源项为

$$R_e = C_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{muc}} \rho_v (1 - \alpha_v)}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v(T_\infty) - p}{\rho_l}} \quad (6)$$

当 $p > p_v(T_\infty)$ 时,空泡溃灭(凝结),凝结源项为

$$R_c = C_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v(T_\infty)}{\rho_l}} \quad (7)$$

式中: p 为流场静压力; $p_v(T_\infty)$ 为未扰动温度下

的饱和蒸汽压； α_{nuc} 为空化核体积分数； C_{vap} 和 C_{cond} 分别为汽化和凝结经验系数。

式(6)与(7)统称为 ZWART 空化模型^[15] (R-P 空化模型)。

2 仿真计算方法

2.1 几何模型及参数

文中研究对象是低温火箭发动机涡轮泵中的浮动环密封。为研究浮动环密封间隙急剧变化对流场特性及密封性能的影响，几何建模时引入了进、出口过渡段，如图 1 (a) 和 (b) 所示。详细的几何参数见表 1。

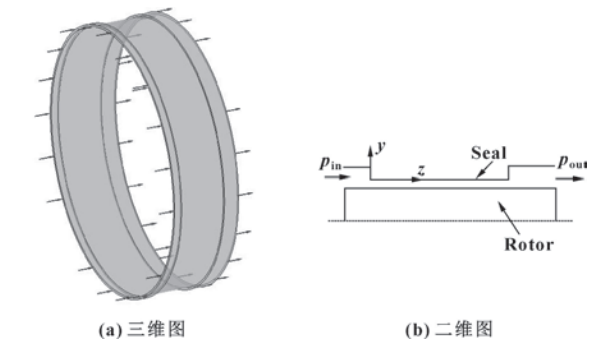


图 1 浮动环密封几何模型

Fig. 1 Geometrical model of floating ring seal: (a) three dimensional diagram; (b) two dimensional diagram

表 1 浮动环密封几何参数

项目	数值
密封段长度 L/mm	9
进口段长度 L_{in}/mm	1.5
出口段长度 L_{out}/mm	3
偏心率(+y 方向) ε	0~0.8

2.2 仿真计算设置

文中以低温液氮作为真实密封介质，计算中边界条件的设置见表 2。

表 2 边界条件设置

项目	数值
进口总压 p_{in}/MPa	0.3~1.0
进口总温 T_{in}/K	85、90、95
出口静压 $p_{\text{out}}/\text{MPa}$	0.15
转子转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	0~25 000

其中：定子面、密封面以及转子面均设为无滑移的光滑面；湍流计算采用 $\kappa-\varepsilon$ 模型及对应的 Scalable 壁面函数；收敛条件设定为小于 10^{-6} 。对于两相流动的仿真计算，空化模型选择 ZWART (R-P) 模型。

2.3 网格划分及无关性研究

网格的数量和质量将会影响数值求解的可靠性、收敛性和经济性。文中所讨论的流动问题处于微米尺寸的数量级，因此边界层网格的优劣基本决定了流场流动细节能否被最大化地还原和体现。为此，需要进行网格无关性方面的探究。

文中对 5°同心且带有过渡段的浮动环密封模型(图 1 所示模型的 1/72) 进行六面体结构化网格划分，并在转子面、密封面及过渡段与密封段衔接处等流动参数变化显著的位置设定边界层以加密网格。网格细节见图 2，详细数据见表 3。

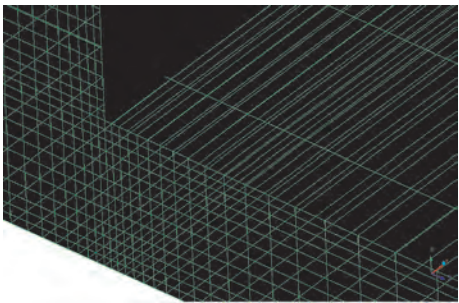


图 2 网格细节

Fig. 2 Detailed mesh

表 3 网格无关性数据

方案	网格总数	首层高度 h/mm	深度比	周向网格点数	最大纵横比	最大歪斜度	泄漏量 $q/(\text{g} \cdot \text{s}^{-1})$
Mesh1	61 200	0.004	1.20	18	47.442 9	0.006 07	3.378
Mesh2	83 088	0.004	1.15	18	32.919	0.006 48	3.378
Mesh3	101 088	0.004	1.12	18	32.281 7	0.006 88	3.379
Mesh4	125 892	0.004	1.10	18	32.281 7	0.007 16	3.379
Mesh5	134 208	0.003	1.12	18	43.136 9	0.008 78	3.375
Mesh6	95 940	0.005	1.12	18	25.638 5	0.005 38	3.382
Mesh7	127 776	0.004	1.12	22	29.455 6	0.006 96	3.378
Mesh8	81 312	0.004	1.12	14	41.285 7	0.006 50	3.377

Mesh1~8 的数据说明：随边界层首层高度的增加、深度比的减小以及周向网格点数的增加，网格总体质量有不同程度的提升。综合考虑网格质量、计算可靠性和经济性等因素后，文中采用 Mesh3 的基本准则对浮动环密封的完整模型（同心及偏心）进行网格划分。

3 可靠性探究

3.1 流场合理性分析

3.1.1 流态判别

浮动环密封间隙内的流动可以视作周向 Couette 流与轴向 Poiseuille 流的复合流。定义周向剪切雷诺数 Re_c 与轴向压差雷诺数 Re_p 为

$$Re_c = \frac{\Omega D h \rho}{2\mu} \quad (8)$$

$$Re_p = \frac{2Q}{\pi D \mu} \quad (9)$$

式中： Ω 为转子角速度； D 为转子外径； h 为平均节流间隙； ρ 为介质密度； μ 为介质动力黏度； Q 为质量泄漏量。

根据判别流态的流动因子法，定义流动因子^[16]：

$$a = \sqrt{\left(\frac{Re_c}{1600}\right)^2 + \left(\frac{Re_p}{900}\right)^2} \quad (10)$$

其中：当 $a > 1$ 时，流态为充分湍流；当 $a < \frac{9}{16}$ 时，流态为层流。

当 $\Omega = 1885 \text{ rad/s}$ ， $T_{in} = 90 \text{ K}$ ， $p_{in} = 0.8 \text{ MPa}$ 时，有： $\bar{\rho} = 752.4 \text{ kg/m}^3$ ， $\bar{\mu} = 6.1 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ， $Q = 0.21 \text{ kg/s}$ 。由式 (10) 得 $a \gg 1$ ，因此与湍流的仿真设定相吻合。

3.1.2 单相流场

当 $T_{in} = 90 \text{ K}$ ， $p_{in} = 0.8 \text{ MPa}$ ， $\Omega = 1885 \text{ rad/s}$ 时，仿真计算可得：流域温度变化在 $89.85 \sim 90.66 \text{ K}$ 范围内，定压比热容变化在 $2423.4 \sim 2506.7 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 范围内，密度变化在 $747.93 \sim 756.81 \text{ kg/m}^3$ 范围内。流域内密度和定压比热容的波动相对温度较大，证明了采用真实介质模型的合理性，因此在两相流计算中继续使用。

图 3 分别给出了密封进口附近的速度云图和密封出口附近的速度矢量图。分析图 3 可知：1 处为流体撞击到静子面（Stator Face）后形成的流动滞止区域，且速度在靠近进口处有所恢复；2 处流道面积突然减小，形成一个贴近密封面的低速区域；3 处位于密封面和转子面，速度值满足仿真设定的壁面无滑移条件；4 处为流体在黏性与突扩流域双重作用下形成的旋涡区，而过渡段足够的长度保证了流体的单向

流出。

综上所述，仿真结果符合流体的基本流动规律，从而证实了单相模型仿真设定的合理性。

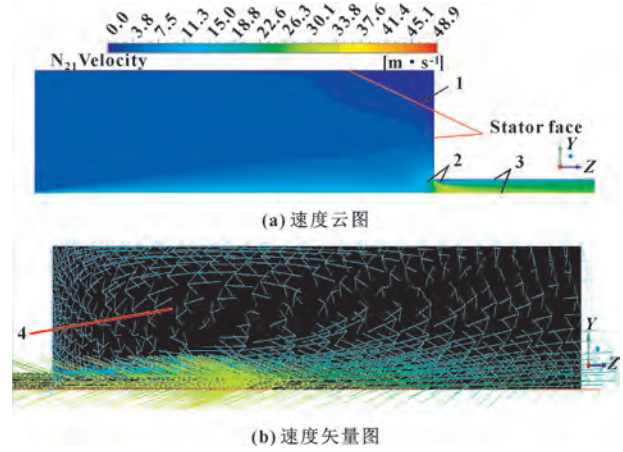


图 3 密封进口附近速度云图与密封出口附近速度矢量图
Fig. 3 Contour of velocity near the entrance of seal (a) and vectorgraph of velocity near the exit of seal (b)

3.1.3 两相流场

图 4 分别给出了 $T_{in} = 90 \text{ K}$ ， $p_{in} = 0.8 \text{ MPa}$ ， $\varepsilon = 0.6$ 时，最小间隙处密封出口附近的未修剪压力 p_{absnc} （两相流场的真实压力，用于计算输运源项，后文统称压力）、气相体积分数 V_F 及相间质量输运率 R_e 云图。

由图 4 (a)、(b) 可知：1 处压力高于当地饱和蒸汽压，空化尚未发生，当地气相体积分数为 0；压力沿轴向继续降低，直至引发空化，如 2 处所示，且气相体积分数随压力降低而逐渐升高；3 处为流道突变形成的低压区，介质已基本呈现出完全气相的状态。

由式 (6) 可知，ZWART 空化模型中的相间质量输运率 R_e 与多种因素相关：

$$R_e \propto \rho_v (1 - \alpha_v) \sqrt{\frac{p_v - p_{absnc}}{\rho_l}} \quad (11)$$

如图 4 (c) 所示：1 处未发生空化，不存在两相相间的质量输运作用， $R_e = 0$ 。随着介质压力下降，气相体积分数有所上升，而两相介质密度的波动幅度很小（ $752.0 \text{ kg/m}^3 < \rho_l < 754.7 \text{ kg/m}^3$ ， $13.2 \text{ kg/m}^3 < \rho_v < 13.8 \text{ kg/m}^3$ ），因此 R_e 在介质从 1 处运动至 2 处的过程中有增大的趋势，压差 $p_v - p_{absnc}$ 作为该区域决定 R_e 的主导因素；当介质进一步向密封出口运动时，轴向压力梯度开始减小，气相体积分数 α_v 成为影响 R_e 的主要原因。3 处低压区内介质已接近完全气相，

$p_v - p_{\text{absnc}}$ 虽然很大, 但 $1 - \alpha_v \rightarrow 0$, 故 $R_c \rightarrow 0$ 。

综上所述, 仿真结果符合空化的基本原理与规律, 从而证实了两相模型仿真设定的合理性。

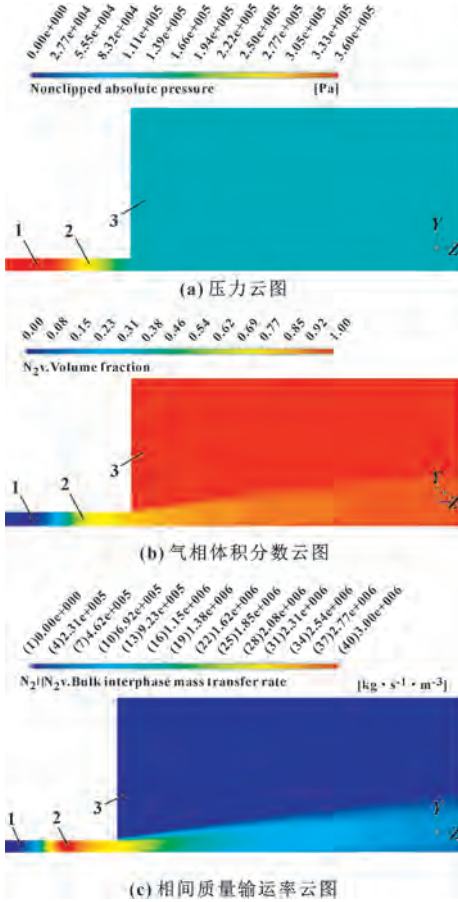


图 4 最小间隙处密封出口附近的压力、气相体积分数和相间质量输运率云图

Fig. 4 Contours of p_{absnc} , V_F and R_c near the exit of the seal at minimum clearance: (a) pressure nephogram; (b) gas phase volume fraction nephogram; (c) interphase mass transport rate nephogram

3.2 试验与理论分析

为进一步探究数值仿真的可靠性, 以泄漏量 Q 为研究对象, 通过与理论计算公式及台架试验结果的对比, 综合分析单相和两相仿真计算的准确性。计算所用基本条件: $\varepsilon = 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$, $\Omega = 1885 \text{ rad/s}$, $T_{\text{in}} = 95 \text{ K}$, $p_{\text{in}} = 0.7, 0.8 \text{ MPa}$, $p_{\text{out}} = 0.15 \text{ MPa}$ 。试验传感器测得: 进口温度 $94 \sim 96 \text{ K}$, 进口压力 $0.7 \sim 0.8 \text{ MPa}$ 。

湍流泄漏量的理论计算公式为

$$Q = \pi D p h A^{-0.5} \left(\frac{2 \Delta p}{\rho} \right)^{0.5} \quad (12)$$

$$A = \frac{\lambda L}{2h} + \xi_{\text{in}} + \xi_{\text{out}} \quad (13)$$

$$\lambda = 0.307 Re_p^{-0.24} \left(1 + \frac{49 Re_c^2}{64 Re_p^2} \right)^{0.38} \quad (14)$$

式中: Δp 为进出口压差; A 为综合阻力系数; λ 为沿程阻力系数; ξ_{in} 、 ξ_{out} 为进出口局部阻力系数, 分别取 0.5 和 1.0。其余物理量意义同式 (8)、(9)。

图 5 给出了通过 4 种方式获取的不同偏心率下的泄漏量, 即单相流仿真、理论公式计算、两相流仿真及台架试验 (无法获取瞬时偏心率)。图中, CA 代表单相流, CAV 代表两相流。由图 5 可知: 单相流仿真值与理论公式计算值相差微小, 证明了单相流计算结果的合理性; 而由于理论公式未考虑两相流等复杂情况, 因此其结果与试验测量值相差较大。由于台架试验过程的敏感性, 任何微小扰动均会破坏密封的稳定工作状态, 因此试验所测值是一个波动范围 (偏心率不可测, 置于图 5 中仅用于比较分析)。虽然建模时无法全面考虑整个试验系统, 但两相流假设最贴近试验中所发生的真实流动情况。经计算, 两相流仿真值与试验值的相对误差为 14.0% ~ 17.4%, 具有较高的可靠性 (误差主要来源于质量流量计的测量偏差以及试验系统内其他组件的影响, 如密封下游管路等)。

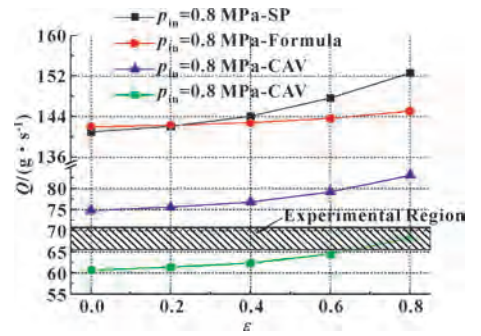


图 5 4 种方式获取的不同偏心率下的泄漏量

Fig. 5 Leakage rate at different eccentricity acquired by four methods

综上所述: 仿真结果既满足设定的计算条件, 符合客观的事实规律, 与试验值的相对误差也在合理范围之内。因此, 文中的仿真计算具有很高的可靠性。

4 计算结果及分析

4.1 典型流场特性分析

采用以下条件计算了浮动环密封的流场特性: $T_{\text{in}} = 85 \text{ K}$, $p_{\text{in}} = 0.4 \text{ MPa}$, $n = 18000 \text{ r/min}$, $\varepsilon = 0, 0.6$ 。

图 6 和图 7 分别给出了单相流在 $\varepsilon = 0, 0.6$ 以及

两相流在 $\varepsilon=0.6$ 时的转子面压力分布。可以定性看出：单相流时，转子的偏心使周向压力分布不再均匀，越靠近密封的最大间隙位置，压力越低；沿轴向压力持续降低，且在密封出口位置附近降到出口静压值 0.15 MPa 以下。而对于两相流，密封进口处最小间隙附近的压力要高于最大间隙附近，在密封出口处附近却呈现出相反的规律，并且两相流压力比同位置处单相流压力更高一些。

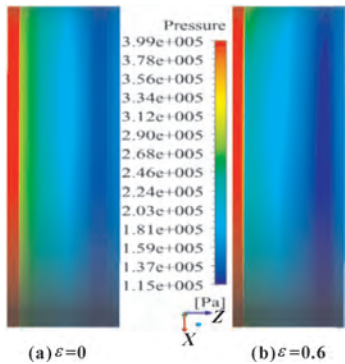


图 6 $\varepsilon=0$ 和 $\varepsilon=0.6$ 时转子面压力分布对比（单相）

Fig. 6 Comparison of pressure distribution of rotor (single phase): (a) $\varepsilon=0$; (b) $\varepsilon=0.6$

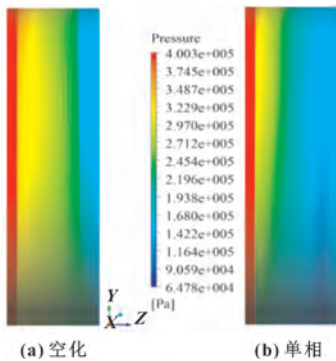


图 7 空化和单相时转子面压力分布对比 ($\varepsilon=0.6$)

Fig. 7 Comparison of pressure distribution of rotor when ($\varepsilon=0.6$): (a) cavitation; (b) single phase

4.1.1 轴向流场特性

为更加全面地展现流场的压力分布规律，图 8 和图 9 分别给出了单相流和两相流在 $\varepsilon=0、0.6$ 条件下，压力与气相体积分数沿密封间隙轴向的分布规律。

由图 8 可知：单相流时，同心状态下压力的分布是轴对称的；而偏心状态下最小间隙的压力要高于最

大间隙，体现出楔形效应。进一步从图 9 总结出如下规律：当压力值低于对应温度下的饱和蒸汽压值时，空化便会发生，并且气相体积分数会随着压力的降低而增加；最小间隙附近的压力会在密封出口位置附近急剧下降而低于最大间隙附近对应位置处的压力；最小间隙附近的体积分数在密封出口位置附近增长迅速，并且基本达到完全气相的程度，而最大间隙附近则增长较为缓慢，且空化程度较低，同心状态时的空化规律介于二者之间。

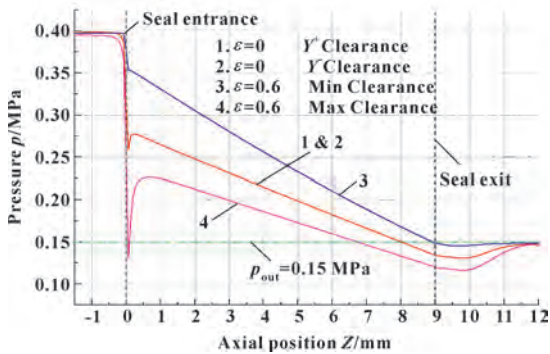


图 8 $\varepsilon=0$ 和 $\varepsilon=0.6$ 时轴向压力分布对比（单相）

Fig. 8 Comparison of axial pressure distribution when $\varepsilon=0$ or $\varepsilon=0.6$ (single phase)

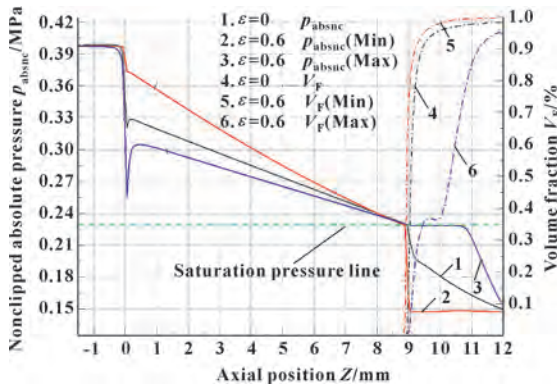


图 9 $\varepsilon=0$ 和 $\varepsilon=0.6$ 时轴向压力、体积分数分布对比

Fig. 9 Comparison of axial p_{absnc} and V_F distribution when $\varepsilon=0$ or $\varepsilon=0.6$

图 10 进一步给出了在 $\varepsilon=0、0.6$ 时，最大间隙和最小间隙位置处密封出口附近的空化情况。从图 10 可知：最小间隙处空化的起始位置距离模型出口最远，并且空化区域已经延伸到密封段内部，最大间隙处距离出口最近，而同心状态时居中。

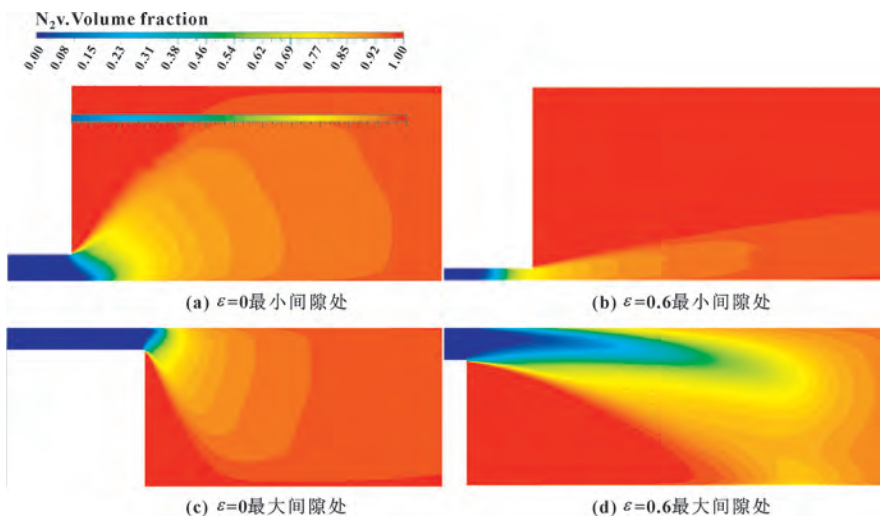


图 10 $\varepsilon=0$ 和 $\varepsilon=0.6$ 时最大、最小间隙处密封出口附近空化情况

Fig. 10 Cavitation around the seal exit at min clearance when $\varepsilon=0$ (a), min clearance when $\varepsilon=0.6$ (b), max clearance when $\varepsilon=0$ (c), max clearance when $\varepsilon=0.6$ (d)

4.1.2 周向流场特性

图 11、图 12 分别给出了 $\varepsilon=0$ 、 0.6 时不同轴向位置处周向压力和气相体积分数的分布规律，容易得到： $Z<8.9$ mm 时空化尚未出现，周向压力的最值位置处于间隙最值位置附近，符合楔形效应所描述的特征； $Z=8.9$ mm 时，最小间隙附近压力最先下降到饱和蒸汽压值以下，液氮开始汽化； Z 进一步增大，远离最小间隙各处的压力值也开始持续降低，空化区域逐渐向最大间隙处扩大，并且两间隙最值位置的空化程度也在逐渐逼近。进一步发现：同心时周向体积分数亦呈现出均匀分布的特点；体积分数一定程度上可以反映压力的变化规律。

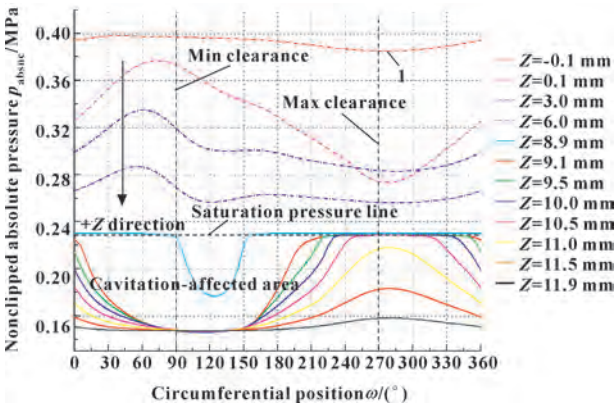


图 11 $\varepsilon=0.6$ 时不同轴向位置处周向压力分布对比（空化）

Fig. 11 Comparison of circumferential p_{absc} at different axial locations when $\varepsilon=0.6$ (cavitation)

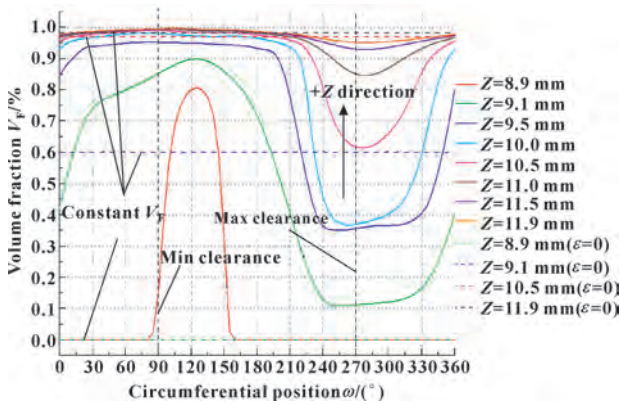


图 12 $\varepsilon=0$ 和 $\varepsilon=0.6$ 时不同轴向位置处体积分数的分布对比

Fig. 12 Comparison of circumferential V_F at different axial locations when $\varepsilon=0$ or $\varepsilon=0.6$

4.2 密封特性分析

考虑进出口过渡段后浮动环密封模型的密封特性通常可由泄漏量 Q 、密封力 F 、偏位角 φ （定义见图 13）以及进口流动损失系数 ξ 等参数来综合衡量。

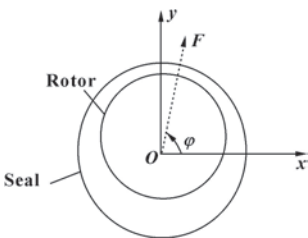


图 13 偏位角示意

Fig. 13 Schematic of angle of displacement

利用 CFD 求出密封间隙内流场的压力、速度以及物性参数分布后，便可由式 (15) — (18) 得到各参数。

$$Q = \int (\mathbf{W} \cdot \mathbf{n}) \cdot \rho dA \tag{15}$$

$$\xi = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_2 W_2^2} - 1 \tag{16}$$

$$\begin{cases} F_x = \iint_A p \cos \theta ds = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p L d \cos \theta d\theta dz \\ F_y = \iint_A p \sin \theta ds = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p L d \sin \theta d\theta dz \\ F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \end{cases} \tag{17}$$

$$\varphi = \begin{cases} \arctan\left(\frac{F_y}{F_x}\right) & \text{if } \frac{F_y}{F_x} > 0 \\ \pi + \arctan\left(\frac{F_y}{F_x}\right) & \text{if } \frac{F_y}{F_x} < 0 \end{cases} \tag{18}$$

式中： \mathbf{W} 为流体轴向速度矢量； \mathbf{n} 为横截面法向量； ρ 为可压缩流体密度； p 为流场压力； L 为密封段长度； d 为密封面内径； p_1 为 $Z = -0.01$ mm 截面处流体的平均压力； p_2 、 ρ_2 、 W_2 分别为 $Z = 0.01$ mm 截面处流体的平均压力、密度和轴向速度。

4.2.1 进口压力和进口温度的影响

图 14 分别展示了不同进口压力 p_{in} 和进口温度 T_{in} 组合下泄漏量、进口损失系数、密封分力、密封合力以及偏位角的变化规律。计算条件为： $\varepsilon = 0.2$ ， $n = 18\,000$ r/min， $p_{in} = 0.5 \sim 1.0$ MPa， $T_{in} = 85、90$ K。

进出口压差是驱动流体轴向流动的主要动力源，进口压力的提高会使泄漏量增大；对于两相流，在静压力低于饱和蒸汽压值的区域内会出现空化，从而使气液两相流体的平均密度发生急剧下降。因此，两相流泄漏量往往要低于单相流动，如图 14 (a) 所示 (SP 代表单相流，CAV 代表两相流，后文图注相同)。

对于单相流，流场只有液相介质，温度的微小改变只会小程度地改变流体的物性参数，流场特性主要取决于进出口压差，如图 15 所示。因此，在温度变化不大的前提下，浮动环密封的各个性能参数基本呈现出一致的变化趋势，如图 14 (a)、(b) 和 (c) 所示。对于两相流，进口温度的变化会改变液氮的饱和蒸汽压值。简言之：相同进口压力时，进口温度越低，液相介质越难发生空化，密封出口附近的空化区域则越小，两相介质在密封出口处的平均密度就越大，泄漏量也越大，如图 16 和图 17 所示。

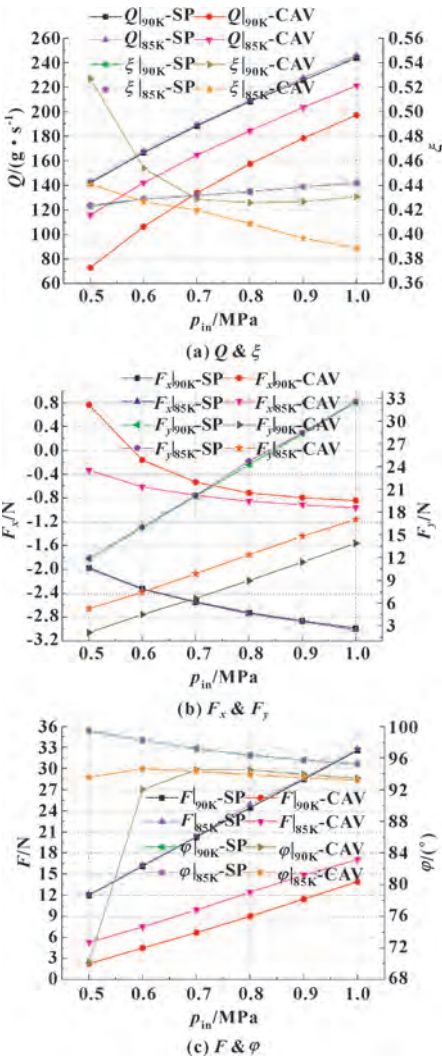


图 14 $T_{in} = 85、90$ K 时密封特性参数随进口压力的变化 (单相与空化)

Fig. 14 Change of sealing characteristic parameters with inlet pressure when T_{in} is 85 K and 90 K (single phase vs. cavitation): (a) Q & ξ ; (b) F_x & F_y ; (c) F & φ

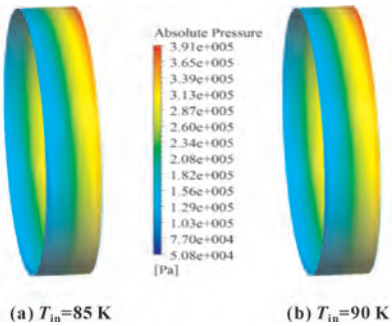


图 15 $p_{in} = 0.6$ MPa 时密封面压力分布对比 (单相)
Fig. 15 Comparison of pressure distribution of seal when $p_{in} = 0.6$ MPa (single phase): (a) $T_{in} = 85$ K; (b) $T_{in} = 90$ K

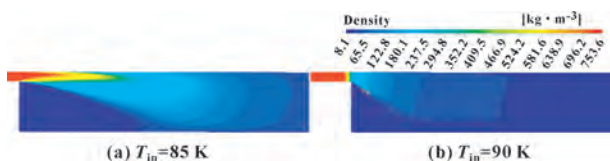


图 16 $p_{in}=0.5$ MPa 时最大间隙密封出口附近密度分布

Fig. 16 Density distribution around the seal exit at max clearance when $p_{in}=0.5$ MPa: (a) $T_{in}=85$ K; (b) $T_{in}=90$ K

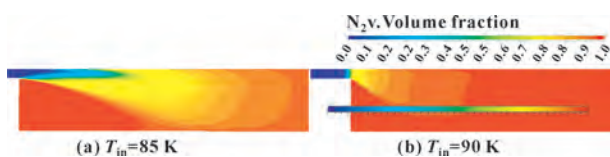


图 17 $p_{in}=0.5$ MPa 时最大间隙密封出口附近体积分数分布

Fig. 17 Volume fraction distribution around the seal exit at max clearance when $p_{in}=0.5$ MPa: (a) $T_{in}=85$ K; (b) $T_{in}=90$ K

对于单相流, 进口损失系数将随着进口压力的提高而小幅增大; 对于两相流, 进口过渡段附近形成的低压区是诱发空化的潜在动力。仿真试验可以进一步得到: 当进口压力提高到某临界值时, 密封最大间隙附近进口处将会出现空化, 进而改变密封进口截面附近流体的压力分布、速度分布及物性参数分布等, 也就从本质上改变了进口损失系数的分布规律, 如图 14 (a) 所示。

密封力主要取决于流场中密封面压力的分布特点。流体流经偏心形成的发散和收敛间隙后将引起不均匀的周向压力分布 (楔形效应)。单相流时, 楔形效应使作用在密封面上 y 方向的合力 F_y 有使密封偏心率减小而与转子同心的趋势 (数值为正), 如图 8 和图 15 所示。两相流时, 密封出口附近会出现空化, 且大、小间隙附近的空化情况不尽相同: 大间隙密封段出口附近平均压力会大于小间隙, 如图 11 所示。这便会使作用在该部分密封段上的密封力有加剧偏心的效果 (数值为负), 同时也能抵消部分使密封恢复同心的力。因此, 两相流的 F_y 要偏小于单相流。此外, 进口温度越低意味着空化位置越靠近密封出口, 力的抵消作用就越弱, 最终便体现出更大的 F_y 值, 如图 17 和图 18 所示。最后, 随进口压力升高, 间隙内压力的绝对值增大, F_y 也将随之增大, 即图 14 (b) 中所呈现的规律。

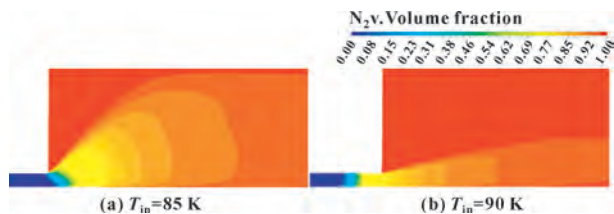


图 18 $p_{in}=0.5$ MPa 时最小间隙密封出口附近体积分数分布

Fig. 18 Volume fraction distribution around the seal exit at min clearance when $p_{in}=0.5$ MPa: (a) $T_{in}=85$ K; (b) $T_{in}=90$ K

转子 y 方向偏心引起的压力不均匀性也会在 x 方向产生密封力 F_x 。由图 14 (b) 可知: 进口压力的提高会加剧这种不对称性, 且单相流时更加明显。从总体上看, F_x 在数值上要远小于 F_y , 对密封合力及偏位角的贡献也较小, 因此密封合力的变化趋势基本与 F_y 相一致。偏位角微小的变化暗示了密封合力的方向大致集中在最小间隙附近, 并且具备使密封恢复同心状态的能力, 只不过这种能力在单相流时更强, 并且对进口压力的变化也更为敏感, 如图 14 (c) 所示。

4.2.2 偏心率的影响

图 19 分别展示了不同偏心率 ε 和进口温度 T_{in} 组合下泄漏量、进口损失系数、密封分力、密封合力以及偏位角的变化规律。计算条件为: $\varepsilon=0\sim0.8$, $p_{in}=0.5$ MPa, $n=18\,000$ r/min, $T_{in}=85、90$ K。

由图 19 (a) 可知: 单相流时, 进口温度对泄漏量和进口损失系数的影响依然很小; 两相流时, 温度越低, 泄漏量越大。这与图 14 (a) 中结论一致。偏心率增大, 一方面使密封有效间隙略有增大, 泄漏量增加; 另一方面会加剧周向压力分布的不均匀性, 如图 20 所示, 但其平均效果一定程度上削弱了流动损失。

偏心率的增加加剧了压力不均匀性, 使密封分力与合力均有所增大。两相流时 F_y 更小, 且随进口温度提高而减小, 这与图 14 (b) 中结论相一致。

从偏位角的角度来看, 单相流与 85 K 两相流时密封的合力方向集中在最小间隙位置附近, 有使密封与转子同心的趋势, 且偏心率越大越显著; 而 90 K 两相流时密封的合力方向在大偏心率下会偏离最小间隙位置附近, 这是强楔形效应与空化效应综合作用的结果。

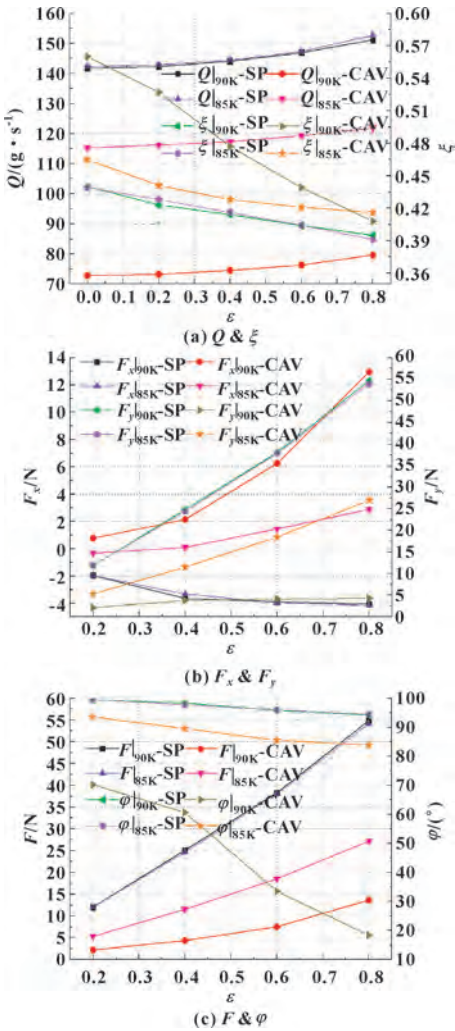


图 19 $T_{in}=85、90\text{ K}$ 时密封特性参数随偏心率的变化 (单相与空化)

Fig. 19 Change of sealing characteristic parameters with eccentricity when T_{in} is 85 K and 90 K (single phase vs. cavitation): (a) Q & ξ ; (b) F_x & F_y ; (c) F & ϕ

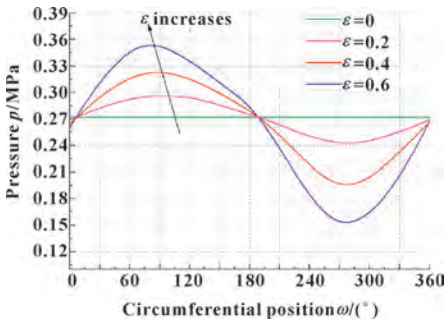


图 20 $p_{in}=0.4\text{ MPa}$, $Z=0.1\text{ mm}$ 时周向压力随偏心率变化 (单相)

Fig. 20 Changes in circumferential pressure distribution at $Z=0.1\text{ mm}$ as ε increases when $p_{in}=0.4\text{ MPa}$ (single phase)

4.2.3 转速的影响

图 21 分别展示了不同转速 n 下泄漏量、进口损失系数、密封分力、密封合力以及偏位角的变化规律。计算条件为: $p_{in}=0.6\text{ MPa}$, $\varepsilon=0.6$, $n=0\sim 25\text{ 000 r/min}$, $T_{in}=85\text{ K}$ 。

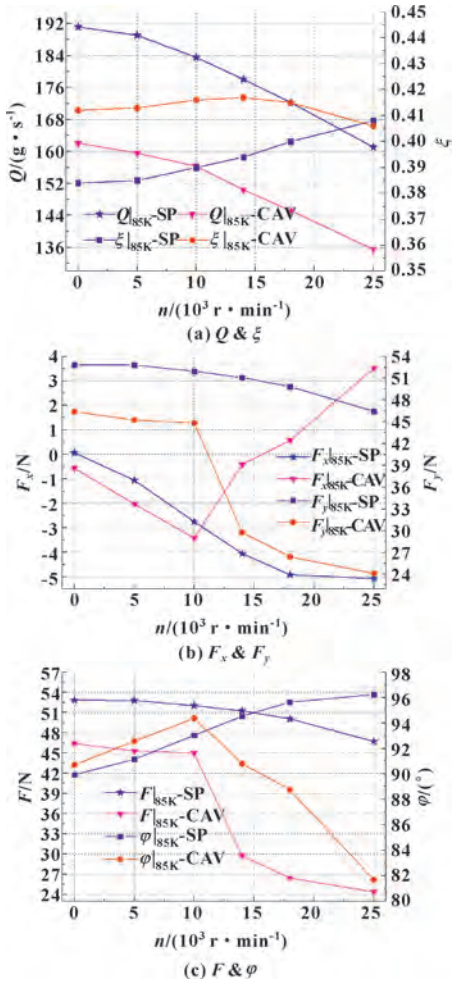


图 21 $T_{in}=85\text{ K}$ 时密封特性参数随转速的变化 (单相与空化)

Fig. 21 Change of sealing characteristic parameters with speed when T_{in} is 85 K (single phase vs. cavitation): (a) Q & ξ ; (b) F_x & F_y ; (c) F & ϕ

在相同压差的条件下提高转子转速, 会使流体周向分速度增大, 周向流量增大, 轴向流量 (泄漏量) 便会有所减少, 如图 21 (a) 所示。

单相流时, 随转速降低, 周向压力的极大、极小值位置向最小间隙和最大间隙处逼近, 且当转速为 0 时, 周向压力的极值位置恰好处于转子的偏心方向, 如图 22 所示。因此, 密封分力 F_y 随转速降低有所增加, 而 F_x 则有所减小 (绝对值), 如图 21 (b) 所示。

两相流时, 一方面, 当转速高于 18 000 r/min

时, 转速降低将会引起最大间隙附近密封进口处压力的降低, 从而加大 y 方向的压差, F_y 缓慢增加, 如图 22 所示; 转速进一步降低, 最大间隙附近的密封进口处便开始出现空化, 该位置处的压力进一步降低, F_y 继续增大; 当转速降低至 10 000 r/min 左右时, 最大间隙附近的空化区域开始急剧扩大直至充满整个密封段, 这会使密封段内的压力大幅下降, 导致 F_y 大幅增长, 如图 23 所示; 继续降低转速, 空化贯穿效应的影响逐渐减弱, F_y 的增长开始变得缓慢。另一方面, 当转速高于 10 000 r/min 时, F_x 随转速降低有小幅减小的趋势; 当空化贯穿发生后继续降低转速时, 转子旋转效应的减弱使密封段内空化区域有向 yz 平面对称分布的趋势, F_x 逐渐减小 (绝对值), 如图 24 所示。

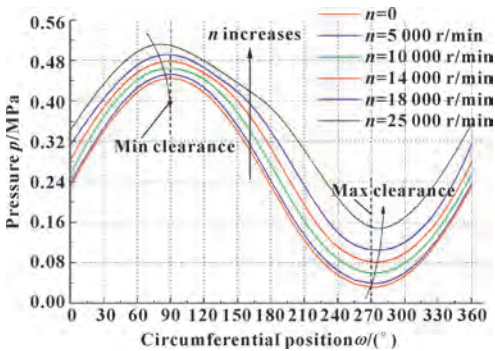


图 22 $T_{in}=85\text{ K}$, $p_{in}=0.6\text{ MPa}$, $Z=0.1\text{ mm}$ 时周向压力分布随偏心率的变化 (单相)

Fig. 22 Changes in circumferential pressure distribution at $Z=0.1\text{ mm}$ as n increases when $T_{in}=85\text{ K}$, $p_{in}=0.6\text{ MPa}$ (single phase)

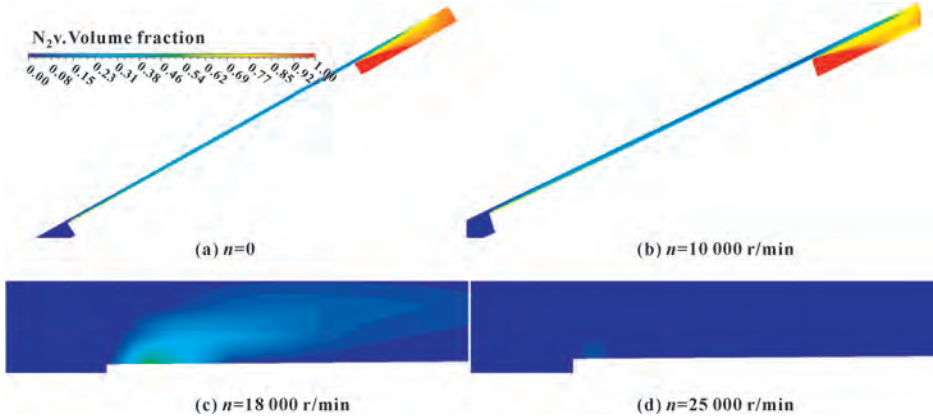


图 23 不同转速时最大间隙处密封进口附近体积分数分布

Fig. 23 Volume fraction distribution around seal entrance at max clearance: (a) $n=0$; (b) $n=10\,000\text{ r/min}$; (c) $n=18\,000\text{ r/min}$; (d) $n=25\,000\text{ r/min}$

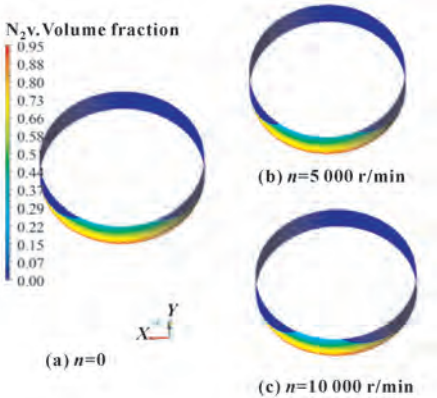


图 24 不同转速时密封面体积分数分布 (贯穿空化)

Fig. 24 Volume fraction distribution of seal at different speed (cavitation-penetrated): (a) $n=0$; (b) $n=5\,000\text{ r/min}$; (c) $n=10\,000\text{ r/min}$

对于单相流, 密封合力随转速降低而稍有增加, 其方向集中在最小间隙位置附近, 波动不大, 有使密封与转子同心对中的趋势; 对于两相流, 空化程度的差异使密封合力变化的幅度较大, 但方向也始终分布在最小间隙位置两侧, 对密封仍有类似的恢复作用, 如图 21 (c) 所示。

5 结论

(1) 同心时, 单相流和两相流的流场均具有对称性; 偏心时, 单相流在大间隙内的流体压力要低于小间隙, 而两相流在密封段出口附近呈现出相反规律。

(2) 两相流偏心时, 小间隙密封出口附近的空化程度高于大间隙; 且随着进口压力升高及转子转速降低, 大间隙密封进口附近有发生空化的趋势。

(3) 单相流时, 各个密封特性参数随进口温度

的变化微弱,两相流时则体现出较强的温度相关性。

(4) 泄漏量和密封力均随进口压力升高、偏心率加大以及转速降低而增加,且两相流特性值均低于单相流对应值。

(5) 单相流进口损失系数随进口压力升高、偏心率减小以及转速升高而略有增加,两相流时则对各个参数的变化更为敏感。

(6) 单相流偏位角受各个参数变化的影响均很小,两相流则相对较大;密封合力方向基本位于最小间隙位置附近,对密封具有同心恢复作用。

参考文献

- [1] 史进渊,杨宇,孙庆,等.超超临界汽轮机技术研究的新进展[J].动力工程,2003,23(2):2252-2257.
SHI J Y, YANG Y, SUN Q, et al. New developments in the technique research on ultra supercritical steam turbine[J]. Power Engineering, 2003, 23(2): 2252-2257.
- [2] 王飞,刘向锋,刘莹.浅槽环瓣型浮动环密封的性能分析[J].润滑与密封,2005,30(6):74-76.
WANG F, LIU X F, LIU Y. Performance analysis of the shallow slot split floating ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(6): 74-76.
- [3] 王飞,刘向锋,刘莹.浅槽环瓣型浮动环密封的参数优化[J].润滑与密封,2006,31(2):105-107.
WANG F, LIU X F, LIU Y. Parameters optimization of the shallow-slot split floating ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(2): 105-107.
- [4] 苏令,刘向锋,刘莹.浅槽环瓣型浮动环密封的动态特性分析[J].润滑与密封,2007,32(1):105-107.
SU L, LIU X F, LIU Y. Dynamic characteristic analysis of the shallow slot-split floating ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 105-107.
- [5] 丁少鹏,白少先.气体润滑环瓣式浮动环密封高速特性[J].润滑与密封,2016,41(7):43-47.
DING S P, BAI S X. Behavior of a gas lubricated split floating ring seal operating at high speed[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(7): 43-47.
- [6] 张家远,王利恒,苏鑫.基于雷诺方程及流体数值分析方法的浮动环密封泄漏特性研究[J].机械,2017,44(9):21-26.
ZHANG J Y, WANG L H, SU X. Studies on leakage characteristics of floating ring seal based on Reynolds equations and fluid numerical analysis[J]. Machinery, 2017, 44(9): 21-26.
- [7] 张贤晓,郝木明,项树光.基于CFD方法的螺旋槽浮环密封性能分析[J].润滑与密封,2009,34(5):72-75.
ZHANG X X, HAO M M, XIANG S G. Performance analysis of the spiral groove floating ring seal based on CFD analysis[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 72-75.
- [8] 郝木明,张贤晓,陈小宁.螺旋槽气膜浮动环密封结构设计分析[J].流体机械,2010,38(1):27-30.
HAO M M, ZHANG X X, CHEN X N. Design and analysis for spiral groove gas film floating ring seal structural parameters[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(1): 27-30.
- [9] 陈静媛.基于FLUENT的浮动环密封数值模拟分析[J].矿山机械,2013,41(8):107-110.
CHEN J Y. Numerical simulation and analysis on sealing of floating ring based on FLUENT[J]. Mining & Processing Equipment, 2013, 41(8): 107-110.
- [10] 沈文金,叶小强.深度变推发动机浮动环工作适应性研究[J].火箭推进,2017,43(5):28-33.
SHEN W J, YE X Q. Investigation for working adaptability of floating ring seals in deep throttling engines[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2017, 43(5): 28-33.
- [11] 潘森森,彭晓星.空化机理[M].北京:国防工业出版社,2013.
- [12] 陈懋章.粘性流体力学基础[M].北京:高等教育出版社,2004.
- [13] BRENNEN C E. Fundamentals of multiphase flow[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2005.
- [14] BRENNEN C E. Cavitation and bubble dynamics[M]. New York: Oxford University Press, 1995.
- [15] ZWART P J, GERBER A G, BELAMRI T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics[C]//Proceedings of ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow. Yokohama: ICMF, 2004.
- [16] BRUNETIE' R E N, TOURNERIE B, FRE'NE J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(3): 515-523.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.019

文献引用: 曹桂松, 马佳丽, 苗慧慧, 等. 一种航空发动机磨损故障模糊融合诊断方法[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 150-156.

Cite as: CAO Guisong, MA Jiali, MIAO Huihui, et al. A fuzzy fusion diagnosis method for aero engine wear fault[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 150-156.

一种航空发动机磨损故障模糊融合诊断方法^{*}

曹桂松¹ 马佳丽² 苗慧慧¹ 王雨薇² 康玉祥² 陈 果³

(1. 中国航发商用航空发动机有限责任公司 上海 200241; 2. 南京航空航天大学民航学院
江苏南京 210016; 3. 南京航空航天大学通用航空与飞行学院 江苏溧阳 213300)

摘要: 为提高航空发动机滚动轴承的磨损故障诊断的精度, 综合利用多种油液分析方法的优点, 提出一种航空发动机磨损故障的模糊融合诊断方法。首先, 针对光谱分析、铁谱分析、颗粒计数分析、理化分析数据的各自特点, 基于自定义隶属度函数对油液分析数据进行模糊化处理, 从而得到表征光谱分析、铁谱分析、颗粒计数分析、理化分析数据的证据可信度和规则可信度, 并得到综合可信度; 然后利用 D-S 证据理论实现对多种油样分析数据的决策级融合诊断。将提出的融合诊断方法应用于航空发动机磨损故障诊断, 利用某型发动机不同磨损时期的油液仿真分析数据对算法进行验证, 证明了所提的方法具有很高的诊断精度和灵敏度。

关键词: 航空发动机; 磨损故障; D-S 证据理论; 融合诊断; 油液分析

中图分类号: V23

A Fuzzy Fusion Diagnosis Method for Aero Engine Wear Fault

CAO Guisong¹ MA Jiali² MIAO Huihui¹ WANG Yuwei² KANG Yuxiang² CHEN Guo³

(1. AECC Commercial Aircraft Engine Company, Shanghai 200241, China; 2. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing Jiangsu 210016, China; 3. College of General Aviation and Flight, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Liyang Jiangsu 213300, China)

Abstract: In order to make full use of the advantages of various oil analysis methods and improve the accuracy of wear fault diagnosis of aero-engine rolling bearing, a fuzzy fusion diagnosis method for aero-engine wear fault was proposed. Firstly, according to the characteristics of the respective characteristics of spectral analysis, ferrographic analysis, particle count analysis, physical and chemical analysis data, the oil analysis data were fuzzified based on user-defined membership function, so as to obtain the evidence credibility and rule credibility of characterization spectral analysis, ferrographic analysis, particle count analysis, physical and chemical analysis data, and obtain the comprehensive credibility. Then the D-S evidence theory diagnosis of oil sample data was realized based on the D-S evidence theory. The proposed fusion diagnosis method was applied to aero-engine wear fault diagnosis. The algorithm was verified by using the oil simulation analysis data of a certain engine in different wear periods. The result shows that the proposed method has high diagnosis accuracy and sensitivity.

Keywords: aircraft engine; wear failure; D-S evidence theory; fusion diagnosis; oil analysis

航空发动机主轴承、附件传动齿轮箱的齿轮和滚动轴承因其工作于高温、高转速、高载荷等恶劣、复杂的环境中, 极易发生磨损故障^[1]。据统计, 因机械故障引起的航空发动机事故中, 约 80% 是由于磨损

失效导致的^[2]。因此, 通过监测发动机磨损状态, 尽早有效地对滚动轴承进行磨损故障诊断极其重要。

滑油监测是航空发动机健康状态评估的有效手段之一^[3]。以光谱分析、铁谱分析、颗粒计数分析、理化分析等为代表的离线检测技术能够准确有效地实现航空发动机磨损故障的定位、定性和定因诊断, 已成为当前航空发动机磨损诊断的主要方法之一。文献[4]指出, 单一的滑油检测方法准确率有限, 因此, 通过多种滑油检测方法进行融合诊断, 对于提高发动机磨损故障的诊断精度具有十分重要的意义。

^{*} 基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-IV-004-0071); 中国航发商用航空发动机有限责任公司项目

收稿日期: 2021-07-14; 修回日期: 2021-10-08

作者简介: 曹桂松 (1982—), 男, 学士, 高级工程师, 研究方向为化学分析、摩擦磨损监测。E-mail: ghelycao@163.com。

为提高对航空发动机滚动轴承磨损故障检测的准确率，学者们针对光谱、铁谱、理化、颗粒计数等油液分析结果，采用诸如专家系统、机器学习、统计理论等算法实现了发动机的磨损故障诊断^[5]。葛科宇、张全德等^[6-7]引入数据挖掘软件 Weka，建立了磨损诊断的专家系统知识库，实现了航空发动机磨损故障的自动化、智能化诊断。张鹏飞等^[8]在分析现有航空发动机磨损状态评估方法不足的基础上，提出了基于 2 种滑油分析方法的模糊融合诊断模型，并验证了算法的有效性。姜旭峰等^[9]采用光谱-铁谱联用技术能够有效地发现滑油中超标元素，通过对油液监测数据的分析以及对比铁谱图像测试系统中的特征磨粒，预测了磨损类型及故障部位。WANG 等^[10]融合了油液检测数据和振动监测数据，建立了基于综合决策模糊推理的发动机故障评价模型，并对所建立的模型进行了验证。以上方法均为基于单分类器的航空发动机故障诊断，且能够有效工作的前提是需要积累一定量的数据样本，因此诊断结果存在精度不高、随机性强、鲁棒性差的缺点^[11]。

为了解决这些缺陷，研究者们采用信息融合的方法整合多个分类器的分类结果，充分利用不同诊断模型提供的信息^[12]。本文作者采用的 D-S 证据理论模糊融合诊断就是一种常用的信息融合方法^[13]，并因其高可靠性和完善的理论背景被诸多学者用于航空发

动机磨损故障诊断中^[14]。文振华和陈果^[15]基于 D-S 证据理论实现了航空发动机磨损故障的识别与诊断。陈立波等^[16]根据滑油光谱监控和自动磨粒检测互补的特点，在某型航空发动机上实施滑油综合监控，应用 D-S 证据理论实现发动机磨损故障的模糊融合诊断，并开发出基于上述监控方法和信息融合诊断的滑油监控专家系统。

本文作者针对发动机油液光谱、铁谱、颗粒计数、理化等分析数据，提出一种基于 D-S 证据理论的模糊融合诊断方法。首先，建立针对光谱、铁谱、颗粒计数、理化等分析数据的证据可信度；然后，基于专家经验建立相关证据对应的规则可信度；最后，实现基于 D-S 证据理论融合磨损故障诊断，并依据仿真油液分析数据对提出的方法进行了试验验证。

1 基于 D-S 证据理论模糊融合诊断

1.1 基于 D-S 证据理论模糊融合诊断方法

基于 D-S 证据理论模糊融合诊断目的是采用多源数据，实现磨损故障诊断。具体流程如图 1 所示，该方法主要以油液的光谱、铁谱、颗粒计数和理化分析结果数据为输入，将 4 种油液分析数据的值进行模糊化，得到隶属于异常模糊集的隶属度；然后基于所获得的模糊隶属度值，通过规则可信度得到每条规则的综合可信度；最后采用决策规则完成了基于 D-S 证据理论的模糊融合诊断。

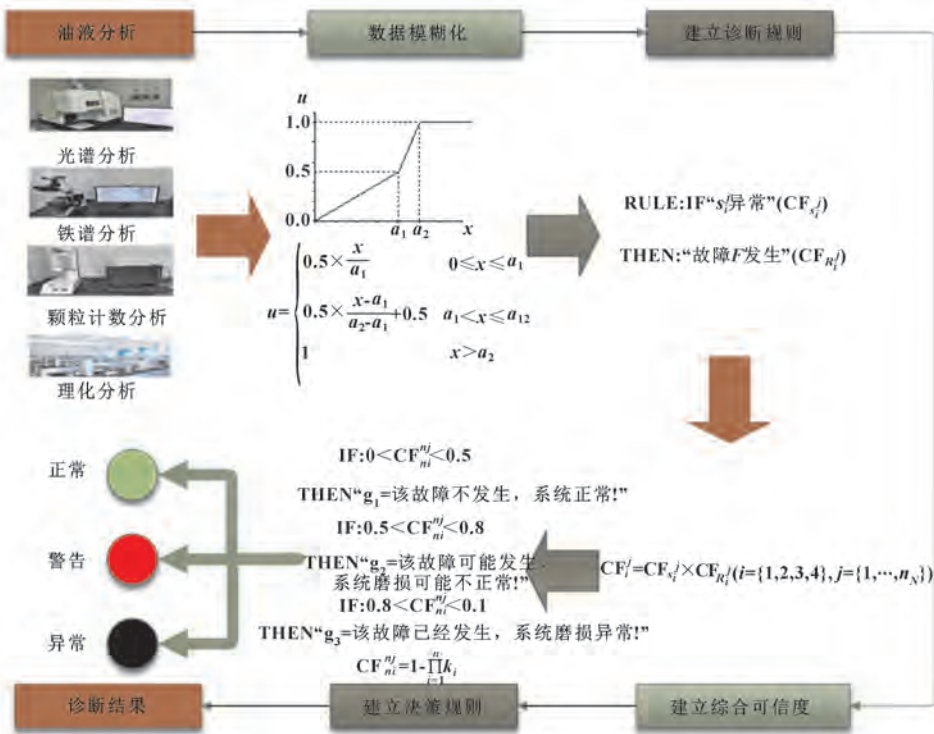


图 1 基于 D-S 证据理论模糊融合流程

Fig. 1 Based on D-S evidence theory fuzzy fusion flow

1.2 数据模糊化

针对油液分析所得的磨损监测数据，故障征兆集分别为

$$\begin{aligned} S_1 &= \{s_1^1, s_1^2, \cdots, s_1^{n_1}\} \\ S_2 &= \{s_2^1, s_2^2, \cdots, s_2^{n_2}\} \\ S_3 &= \{s_3^1, s_3^2, \cdots, s_3^{n_3}\} \\ S_4 &= \{s_4^1, s_4^2, \cdots, s_4^{n_4}\} \end{aligned} \tag{1}$$

式中： S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 分别为光谱、铁谱、颗粒

计数、理化分析方法的故障征兆集；

$$s_i^j (i = \{1, 2, 3, 4\}, j = \{1, \cdots, n_i\}) \tag{2}$$

为 4 种分析方法所得具体的故障征兆元素，具体元素见表 1。根据专家经验和实际的统计分析结果得到的界限值将油液分析数据划分为“正常、警告、异常”3 种状态。设每种油样分析数据异常的模糊集合分别为 G_i ，($i=1, 2, \cdots, n_1+n_2+n_3+n_4$)。

表 1 故障征兆元素界限值（部分元素）

Table 1 Fault symptom element boundary values (part of the elements)

故障值	光谱分析(S_1)			铁谱分析(S_2)			颗粒计数分析(S_3)			理化分析(S_4)		
	Fe	Ag	Cu	疲劳磨粒	球状磨粒	层状磨粒	>15 μm	>25 μm	>50 μm	酸度	黏度	闪点
警告值	$a_1^{m_{11}}$	$a_1^{m_{12}}$	$a_1^{m_{13}}$	$a_1^{m_{21}}$	$a_1^{m_{22}}$	$a_1^{m_{23}}$	$a_1^{m_{32}}$	$a_1^{m_{33}}$	$a_1^{m_{34}}$	$a_1^{m_{41}}$	$a_1^{m_{42}}$	$a_1^{m_{43}}$
异常值	$a_2^{m_{11}}$	$a_2^{m_{12}}$	$a_2^{m_{13}}$	$a_2^{m_{21}}$	$a_2^{m_{22}}$	$a_2^{m_{23}}$	$a_2^{m_{32}}$	$a_2^{m_{33}}$	$a_2^{m_{34}}$	$a_2^{m_{41}}$	$a_2^{m_{42}}$	$a_2^{m_{43}}$

首先利用自定义隶属度函数（见图 2）对油液检测数据进行模糊化处理，得到油液分析数据隶属于数据异常模糊集合的隶属度，隶属度函数表达式如式 (3) 所示。

$$u = \begin{cases} 0.5 \times \frac{x}{a_1} & 0 \leq x \leq a_1 \\ 0.5 \times \frac{x - a_1}{a_2 - a_1} + 0.5 & a_1 < x \leq a_2 \\ 1 & x > a_2 \end{cases} \tag{3}$$

式中： a_1 、 a_2 分别为警告界限值、异常界限值； x 为故障元素的具体数值。

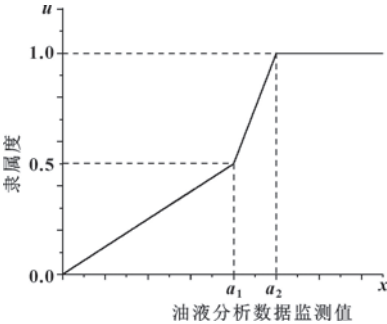


图 2 自定义隶属函数

Fig. 2 Distribution of custom subject function

1.3 建立诊断规则

根据规则推理的诊断方式，建立通过“油液数据异常”判断“故障 F 发生”的诊断规则。即

RULE: IF “ s_i^j 异常” ($CF_{s_i^j}$)
THEN “故障 F 发生” (CF_{R_i})

式中： $CF_{s_i^j}$ ($i = \{1, 2, 3, 4\}, j = \{1, \cdots, n_N\}$) 为第 i 种分析方法的第 j 个元素为异常的隶属度，即为证据 s_i^j 的可信度。

为计算各油液分析数据的证据异常度，采用式 (3) 对相关数据进行模糊化，并将模糊化后的值设定为该数据的证据可信度； CF_{R_i} 为每条规则的可信度，通常情况下， CF_{R_i} 可根据具体情况取 0~1 之间的任意值，当 CF_{R_i} 取值为 1 时，代表“故障 F”一定发生。在基于大量的专家知识和试验数据的基础上，根据每个证据建立相应的规则可信度，且

$$\sum_{j=1}^{n_N} CF_{R_i} = 1 \quad (i = 1, 2, 3, 4) \tag{4}$$

文中元素 s_i^j 的规则可信度如表 2 所示。

设 CF_i^j 为每条规则的综合可信度。即

$$CF_i^j = CF_{s_i^j} \times CF_{R_i} (i = \{1, 2, 3, 4\}, j = \{1, \cdots, n_N\}) \tag{5}$$

当 $CF_{R_i} = 1$ ，有

$$CF_i^j = CF_{s_i^j} \tag{6}$$

表 2 规则可信度
Table 2 Rule credibility

故障分析方法	光谱分析 (S ₁)											
故障征兆元素	Fe	Cr	Pb	Cu	Sn	Al	Ni	Ti	V	Ba	B	
规则可信度	0.5	0.05	0.05	0.1	0.05	0.05	0.02	0.02	0	0	0	
故障分析方法	光谱分析元素 (S ₁)											
故障征兆元素	Ca	Mn	P	Ag	Si	Mg	Mo	K	Na	S	Zn	
规则可信度	0	0.05	0	0.02	0.05	0.02	0.02	0	0	0	0	
故障分析方法	铁谱分析 (S ₂)			颗粒计数分析 (S ₃)				理化分析 (S ₄)				
	疲劳	球状	层状	>5 μm	>15 μm	>25 μm	>50 μm	酸度	黏度	闪点	杂质	水分
规则可信度	0.5	0.4	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.4	0.1	0.05	0.05

1.4 建立决策规则

Dempster-Shafter (D-S) 证据理论是目前决策层融合中最常用的一种方法, 它建立了广义 Bayes 理论, 根据人的推理模式, 采用概率区间或不确定区间来决定多证据下假设的似然函数。

对于两重假设问题, 设每个陈述对假设 A 的支持程度分别为 $m_1(A)$, $m_2(A)$, \cdots , $m_n(A)$, 以及 $m_1(\theta)$, $m_2(\theta)$, \cdots , $m_n(\theta)$, 且有

$$\begin{cases} m_1(\theta) = 1 - m_1(A) \\ m_2(\theta) = 1 - m_2(A) \\ \cdots \\ m_n(\theta) = 1 - m_n(A) \end{cases} \quad (7)$$

由数学归纳法可以证明得到:

$$m^n(A) = 1 - \prod_{i=1}^n m_i(\theta) \quad (8)$$

根据第 i 种分析方法的第 j 个征兆元素所建立的综合可信度 CF_i^j 计算该补集发生的概率 k_i^j , 如式 (9) 所示。

$$k_i^j = 1 - CF_i^j \quad (9)$$

根据每条规则的 k_i^j 采用公式 (6) 计算多条规则的融合输出结果。

$$CF_{ni}^{nj} = 1 - \prod_{i=1}^n k_i^j \quad (10)$$

根据多条规则所计算的 CF_{ni}^{nj} 来对故障结果进行融合诊断, 具体决策规则是:

IF: $0 < CF_{ni}^{nj} < 0.5$
THEN “g₁ = 该故障不发生, 系统正常!”
IF: $0.5 < CF_{ni}^{nj} < 0.8$
THEN “g₂ = 该故障可能发生, 系统磨损可能不正常!”
IF: $0.8 < CF_{ni}^{nj} < 0.1$
THEN “g₃ = 该故障已经发生, 系统磨损异常!”

2 滚动轴承磨损故障诊断实例

为了验证文中所提基于 D-S 证据理论模糊融合诊断的有效性和灵敏性, 采用 6 组某型发动机不同磨损时期的轴承油液分析数据, 并在原始轴承油液分析数据中加入白噪声, 从而得到了实验的 40 组仿真数据。通过该仿真数据来对上述算法进行验证, 部分仿真数据如表 3 所示。

依据文中所提出算法, 首先对表 3 数据进行了模糊化处理, 得到油液监测数据隶属于异常模糊集合的隶属度, 作为该数据的证据可信度。具体见图3—10。

表 3 油液分析仿真数据 (部分数据)
Table 3 Oil analysis simulation data (part of the data)

仿真数据	光谱分析 (S ₁)			铁谱分析 (S ₂)			颗粒计数分析 (S ₃)			理化分析 (S ₄)		
	Fe	Ag	Cu	疲劳	球状	层状	>15	>25	>50	黏度 ν /	酸度 w /	闪点
	$w/10^{-6}$	$w/10^{-6}$	$w/10^{-6}$	磨粒	磨粒	磨粒	μm	μm	μm	($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	($\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1}$)	$t/^\circ\text{C}$
数据 1	1.054	0.056	0.62	2.6	3.45	0.64	181.213	92.736	8.931	24.87	0.05	256.37
数据 2	6.039	0.033	4.33	3	3.3	0.62	522.769	290.427	11.405	24.83	0.04	256.72
数据 3	1.162	0.079	0.932	2.9	3.4	0.53	42.114	89.304	10.713	25.13	0.05	257.3
数据 4	0.582	0.059	1.313	3	3.36	0.64	213.183	203.268	13.845	25.01	0.07	258.82
数据 5	0.674	0.081	2.063	2.7	3.38	0.60	88.515	91.591	15.163	25.14	0.05	257.78
数据 6	1.008	0.094	2.316	3.6	3.93	0.66	101.445	109.875	19.181	25.17	0.05	258.49
数据 7	0.799	0.056	2.605	3.1	3.85	1.22	233.834	114.392	22.239	25.12	0.05	259.92
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
数据 40	6.674	0.203	9.99	7.4	5.2	1.95	1 221.251	396.159	51.003	25.62	0.05	269.43

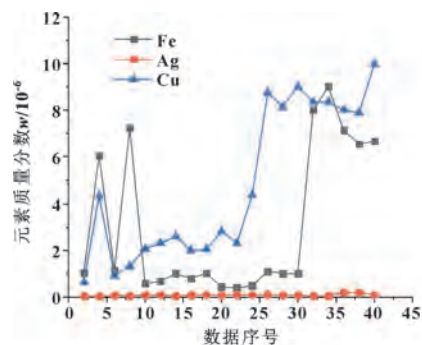


图 3 光谱分析原始数据 (元素质量分数)

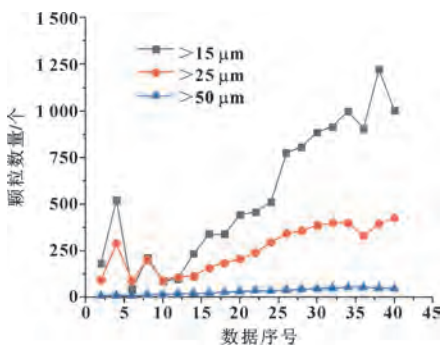


图 7 颗粒计数分析原始数据

Fig. 7 Particle count analysis raw data

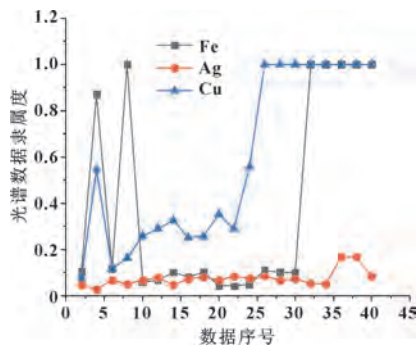


图 4 光谱分析数据模糊化

Fig. 4 Spectral analysis data fuzzification

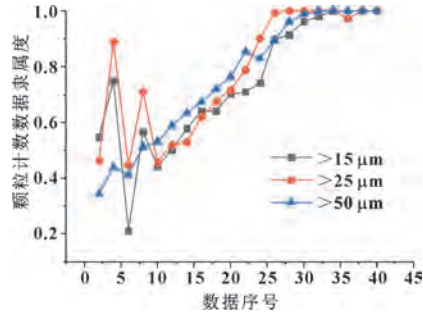


图 8 颗粒计数分析数据模糊化

Fig. 8 Particle count analysis data fuzzification

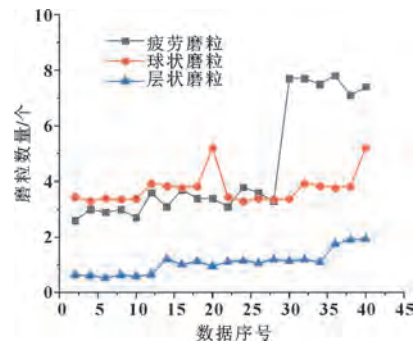


图 5 铁谱分析原始数据 (磨粒数量)

Fig. 5 Ferrographic analysis raw data (number of abrasive particles)

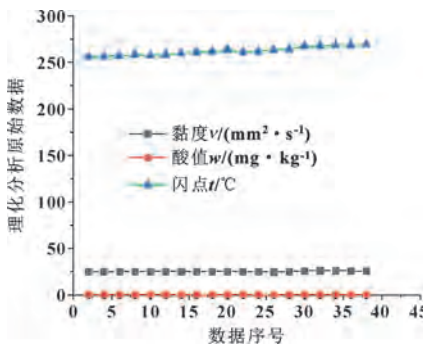


图 9 理化分析原始数据

Fig. 9 Physical and chemical analysis raw data

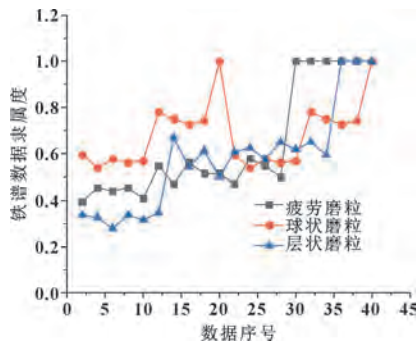


图 6 铁谱分析数据模糊化

Fig. 6 Ferrographic analysis data fuzzification

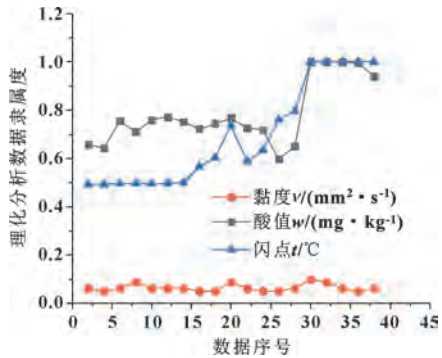


图 10 理化分析数据模糊化

Fig. 10 Physical and chemical analysis data fuzzification

其次，根据对应的规则可信度计算每条规则的综合可信度；最后根据式（9）和式（10），计算多条规则的融合输出结果。

文中针对数据2进行分析，表4—7所示为多条规则的融合比较结果。

依据专家经验，通过分析表3中各个油液分析方法的仿真数据易知，此时发动机处于严重磨损状态，与融合诊断的诊断结果一致。根据表4—7中的相关计算结果可以看出，当多种油液检测方法得到的监测数据同时表明异常磨损时，融合诊断的结果将达到很大的值，表示当前状态为严重磨损，此时，比单一检测方法对故障诊断的灵敏度更高。因此，诊断结论反映了文中方法的有效性。

表4 光谱数据融合结果
Table 4 Spectral data fusion results

证据	CF _s	CF _r	CF	融合诊断结果
Fe	0.871	0.5	0.436	
Ag	0.027	0.02	0.000 54	0.467
Cu	0.547	0.1	0.054 7	

表5 光谱和铁谱数据融合结果

证据	CF _s	CF _r	CF	单个诊断结果	融合诊断结果
Fe	0.871	0.5	0.436		
Ag	0.027	0.02	0.000 54	0.467	
Cu	0.547	0.1	0.054 7		0.688
疲劳磨粒	0.455	0.5	0.228		
球状磨粒	0.538	0.4	0.215	0.414	
层状磨粒	0.326	0.1	0.033		

表6 光谱、铁谱和颗粒计数数据融合结果
Table 6 Spectral, ferrographic and particle count data fusion results

证据	CF _s	CF _r	CF	单个诊断结果	融合诊断结果
Fe	0.871	0.5	0.436		
Ag	0.027	0.02	0.000 54	0.467	
Cu	0.547	0.1	0.054 7		
疲劳磨粒	0.455	0.5	0.228		
球状磨粒	0.538	0.4	0.215	0.414	0.840
层状磨粒	0.326	0.1	0.033		
>15 μm	0.749	0.2	0.150		
>25 μm	0.889	0.3	0.267	0.487	
>50 μm	0.439	0.4	0.176		

表7 光谱、铁谱、颗粒计数和理化数据融合结果
Table 7 Spectral, ferrographic, particle count data and physical and chemical fusion results

证据	CF _s	CF _r	CF	单个诊断结果	融合诊断结果
Fe	0.871	0.5	0.436		
Ag	0.027	0.02	0.000 54	0.467	
Cu	0.547	0.1	0.054 7		
疲劳磨粒	0.455	0.5	0.228		
球状磨粒	0.538	0.4	0.215	0.414	
层状磨粒	0.326	0.1	0.033		0.889
>15 μm	0.749	0.2	0.150		
>25 μm	0.889	0.3	0.267	0.487	
>50 μm	0.439	0.4	0.176		
黏度	0.643	0.4	0.257		
酸度	0.05	0.4	0.02	0.308	
闪点	0.493	0.1	0.049 3		

3 结论

（1）提出基于D-S的证据理论模糊融合诊断方法，并介绍了所提方法的基本算法流程和步骤。利用光谱、铁谱、颗粒计数、理化等分析数据，获取各证据的可信度；同时，基于专家经验建立相关证据对应的规则可信度，并利用规则可信度和证据可信度得到了综合可信度，实现了基于D-S证据理论融合磨损故障诊断。

（2）将文中提出的融合诊断方法应用于航空发动机磨损故障诊断，利用某型发动机不同磨损时期的油液仿真分析数据对算法进行了验证，结果充分证明了所提的基于D-S的证据理论的模糊融合诊断具有很高的诊断精度和灵敏度。

参考文献

[1] 左洪福.发动机磨损状态检测与故障诊断技术[M].北京:航空工业出版社,1996.

[2] 陈果,李爱.航空器检测与诊断技术导论[M].北京:航空工业出版社,2012.

[3] 姜旭峰,费逸伟,李华强,等.航空发动机滑油综合监测技术研究[J].润滑与密封,2005,30(2):110-112.

JIANG X F,FEI Y W,LI H Q,et al.Study on the lubricant oil integrative analysis technique for aeroengine failure diagnoses [J].Lubrication Engineering,2005,30(2):110-112.

[4] 陈果.航空发动机磨损故障的智能融合诊断[J].中国机械工程,2005,16(4):299-302.

CHEN G.Intelligent fusion diagnosis of aeroengine wear faults [J].China Mechanical Engineering,2005,16(4):299-302.

- [5] 孔祥兴,潘燕,武通海.考虑多监测指标不确定性的滑油状态综合评估方法[J].航空发动机,2020,46(4):71-77.
KONG X X,PAN Y,WU T H.Comprehensive assessment method of oil status considering uncertainty of multiple monitoring index[J].Aeroengine,2020,46(4):71-77.
- [6] 葛科宇,陈果.基于 Weka 平台知识获取的航空发动机磨损故障诊断专家系统[J].机械科学与技术,2011,30(11):1955-1959.
GE K Y,CHEN G.Knowledge acquisition of aero-engine wear fault diagnosis expert system based on weka platform[J].Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2011,30(11):1955-1959.
- [7] 张全德,陈果,郑宏光,等.一种基于油液分析数据挖掘的航空发动机磨损故障诊断知识获取方法[J].润滑与密封,2019,44(3):128-134.
ZHANG Q D,CHEN G,ZHENG H G,et al.A knowledge acquisition method of aero engine wear fault diagnosis based on oil analysis data mining[J].Lubrication Engineering,2019,44(3):128-134.
- [8] 张鹏飞,李本威,韦祥,等.基于滑油监控信息的发动机磨损状态融合评估[J].航空发动机,2015,41(4):93-97.
ZHANG P F,LI B W,WEI X,et al.Evaluation of aeroengine wear condition fusion based on oil monitoring information[J].Aeroengine,2015,41(4):93-97.
- [9] 姜旭峰,宗营,阮少军.基于光谱-铁谱分析的航空发动机磨损故障诊断应用研究[J].化工时刊,2020,34(4):1-5.
JIANG X F,ZONG Y,RUAN S J.Application research of wear fault diagnosis of aero-engine based on spectrum-ferrography analysis[J].Chemical Industry Times,2020,34(4):1-5.
- [10] WANG Z,KONG L F,WANG W K.Fuzzy interference referee model of fault diagnoses for automobile engine[J].Applied Mechanics and Materials,2011,138/139:321-326.
- [11] 张钢,田福庆,梁伟阁,等.基于改进 D-S 证据理论的滚动轴承故障诊断[J].海军工程大学学报,2019,31(4):42-47.
ZHANG G,TIAN F Q,LIANG W G,et al.Fault diagnosis of rolling element bearings based on improved D-S evidence theory[J].Journal of Naval University of Engineering,2019,31(4):42-47.
- [12] 文妍.基于多源信息融合的数控机床进给系统机械故障诊断研究[D].青岛:青岛理工大学,2016.
WEN Y.The mechanical fault diagnosis of numerical control machine feed system based on multi-information fusion[D].Qingdao:Qingdao Tehcnology University,2016.
- [13] 韩崇昭,朱洪艳,段战胜,等.多源信息融合:[M].2版.北京:清华大学出版社,2010:30-55.
- [14] 王古常,成坚,鲍传美,等.模糊推理和证据理论融合的航空发动机故障诊断[J].航空动力学报,2011,26(9):2101-2106.
WANG G C,CHENG J,BAO C M,et al.Diagnosis method of aero-engine fault based on fuzzy inference and evidence theory[J].Journal of Aerospace Power,2011,26(9):2101-2106.
- [15] 文振华,陈果.基于 D-S 证据理论的航空发动机磨损故障智能融合诊断方法[J].机械科学与技术,2005,24(9):1018-1021.
WEN Z H,CHEN G.An intelligent fusion technique for diagnosis of engine wear fault based on D-S evidence theory[J].Mechanical Science and Technology,2005,24(9):1018-1021.
- [16] 陈立波,宋兰琪,陈果.航空发动机滑油综合监控中的磨损故障融合诊断研究[J].航空动力学报,2009,24(1):169-175.
CHEN L B,SONG L Q,CHEN G.Study on fusion diagnosis techniques of wear faults in synthesized monitoring of aero-engine[J].Journal of Aerospace Power,2009,24(1):169-175.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.020

文献引用: 覃楚东, 贺石中, 李秋秋, 等. 某石化企业导热油变质结垢原因分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 157-162.

Cite as: QIN Chudong, HE Shizhong, LI Qiuqiu, et al. Analysis on the causes of deterioration and scaling of heat transfer oil in a petrochemical enterprise[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 157-162.

某石化企业导热油变质结垢原因分析^{*}

覃楚东^{1,2} 贺石中^{1,2} 李秋秋^{1,2} 赵畅畅^{1,2}

(1. 广州机械科学研究院有限公司设备润滑与检测研究所 广东广州 510530;

2. 工业摩擦润滑技术国家地方联合工程研究中心 广东广州 510530)

摘要: 某石化企业的导热油系统在短时间内出现油品发黑和生成大量结垢的情况, 影响整个加热系统的正常使用。通过对油液进行理化指标、污染指标、磨损指标检测, 获取导热油的性能和状态信息, 通过对导热油中的结垢颗粒进行 X 射线荧光光谱分析、X 射线衍射分析、电镜能谱分析, 获取结垢的成分信息。根据检测结果和故障背景综合分析, 指出导热油异常变黑的原因油中存在较多的结垢颗粒, 而结垢颗粒是由导热油的高温劣化和碳化产物、钢质部件的腐蚀产物, 以及外界污染物的反应产物等共同构成, 其主要成分为积碳。导热油的工作温度过高是造成系统内短时间产生大量积碳颗粒的原因, 另外导热油系统中侵入了 Cl、S 等腐蚀性元素, 造成了导热油系统中钢质部件的腐蚀, 在积碳颗粒中聚集产生 Fe 的氧化物。

关键词: 导热油; 发黑; 结垢; 油液分析; 成分分析; 故障诊断

中图分类号: U473.6

Analysis on the Causes of Deterioration and Scaling of Heat Transfer Oil in a Petrochemical Enterprise

QIN Chudong^{1,2} HE Shizhong^{1,2} LI Qiuqiu^{1,2} ZHAO Changchang^{1,2}

(1. Equipment Lubrication and Testing Research Institute, Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute

Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510530, China; 2. National and Local Joint Engineering Research Center of

Industrial Friction and Lubrication Technology, Guangzhou Guangdong 510530, China)

Abstract: The heat transfer oil system of a petrochemical company occurs oil blackening and a large amount of scaling in a short period of time, which affects the normal use of the entire heating system. Through the test of physical and chemical indexes, pollution indexes and wear indicators of the heat transfer oil, the performance and state information of the heat transfer oil were obtained. The composition information of the scaling was obtained by X-ray fluorescence spectroscopy, X-ray diffraction analysis, and scanning electron microscope and energy spectrometer analysis. According to the comprehensive analysis of the testing results and the fault background, the reason for the abnormal blackening of the heat transfer oil is that there are lots of scale particles in the heat transfer oil. Scaling particles are composed of high-temperature degradation and carbonization products of heat transfer oil, corrosion products of steel components, and reaction products of external pollutants. The main component of scaling particle is carbon deposition. The excessively high working temperature of the heat transfer oil is the cause of a large number of carbon deposits in the system in a short time. In addition, the intrusion of corrosive elements such as Cl and S into the heat transfer oil system causes corrosion of the steel parts, and Fe oxides accumulate in the carbon particles.

Keywords: heat transfer oil; blackening; scaling; oil analysis; composition analysis; fault diagnosis

^{*} 基金项目: 广东省科技计划项目 (2020B1212070022); 国机集团重大科技专项 (SINOMAST-ZDZX-2017-01-05)

收稿日期: 2021-02-08; 修回日期: 2021-03-25

作者简介: 覃楚东 (1989—), 硕士, 工程师, 研究方向为油液监测与设备故障诊断。E-mail: qinchudong@gmeri.com。

通信作者: 贺石中 (1963—), 教授级高级工程师, 主要研究方向为设备润滑可靠性管理、磨损状态监测、故障诊断技术。E-mail: prof_heshizhong@163.com。

在石油炼制过程中，原油脱水、天然气处理、储罐维温等过程，都需要使用加热装置对原油进行加热处理，使其达到相对较高的温度，从而满足相关炼制工艺的要求^[1-4]。导热油因具有加热温度高、热稳定性好、传热效率高、加热无高压等特点，被广泛运用于石油炼化过程中原油的加热^[5-6]。一旦导热油加热系统出现异常故障，将对整个石化企业的生产流程产生重大影响。因此，有必要对导热油加热系统的故障原因进行研究分析，以避免异常故障的产生。

目前关于导热油加热系统异常故障的相关研究中，主要可分为：机械部件故障分析^[7-8]，系统故障及异常停机^[9-11]，油品异常结焦及清洗^[12-16]等 3 个方面。YANG 等^[7]研究了核电厂导热油系统传热管的异常爆裂故障，通过对传热管进行宏观和微观分析，并使用有限元建模来分析失效传热管的应力分布，结果表明传热管的爆裂是由应力腐蚀开裂导致。杨刚^[9]分析某导热油系统含气停机的原因，并提出了相应的解决措施。潘峰^[12]讨论了导热油的形成结垢的机制和类型，提出了多种物理清洗和化学清洗的方法，并给出了导热油系统结焦和污垢的预防措施。上述关于导热油系统异常故障的研究，基本涵盖了导热油系统所有的相关故障类型，但是并未发现通过油液检测来分析导热油异常变黑的原因，以对导热油结垢的具体成分进行分析的相关研究。

本文作者通过分析某石化企业导热油加热系统的故障背景，对该系统的导热油进行了油液检测分析和结构颗粒成分分析，得出了该导热油加热系统油液异常变黑的主要原因以及黑色结垢颗粒的具体成分，进而得出了导热油加热系统故障的原因。

1 故障背景

某石油处理厂的主要任务是对海上开采的原油和伴生气进行加工处理，而导热油加热系统的功能则是对原油进行加热。该厂的二期导热油加热系统在运行一段时间后出现异常情况，具体表现为导热油的外观

呈黑色，且系统内出现大量的黑色结垢。但是，该厂一期和二期导热油加热系统的构造和所用油品完全一样，一期的导热油的外观一直为棕色透明，未出现油品异常变黑及产生大量结垢的情况。二期导热油系统与一期的主要差异是原油处理量的不同。

2 油液检测分析

油液分析是一项通过检测在用油的各项指标，来反映机械设备和油品状态的技术^[17-18]。检测分析的项目中主要包含理化指标、污染指标、磨损指标 3 类。其中理化指标主要是检测油品的各项物理和化学性能，以判断油品的润滑或工艺性能是否满足设备运行的要求，以及油品在使用过程中是否发生了劣化；污染指标主要是检测油品的水分、油泥、粉尘、其他固体颗粒等，以判断油品是否被污染，以及被污染的程度；磨损指标主要是检测油中的磨损金属元素和磨粒金属颗粒的含量，以判断设备的磨损、腐蚀、锈蚀等情况。其中，滤谱分析是通过滤纸过滤将油中的颗粒截留在谱片上，然后在显微镜下分析颗粒的材质、类型、尺寸等信息。

该处理厂导热油系统所用油品牌号为 Neosk-oil 1400，根据油品的异常情况，制定了相应的检测方案和检测项目。在分析在用油数据时，主要是将检测结果与控制指标、以及与新油典型值进行对比分析。控制指标为企业内控标准，其界限值来源于行业经验以及同类油品检测大数据的统计结果。而新油的典型值一般来源于官网的产品手册，或新油的检测结果。导热油的检测项目和检测结果具体如表 1 所示，导热油的滤谱分析显微照片如图 1 所示。

从表中可以看出，油液的理化指标均正常，主要异常为外观显示明显沉淀、滤谱中发现大量的积碳颗粒。残炭值相对新油而言较高，但仍然在控制指标之内。光谱 Fe 元素较高，但是在滤谱的照片中并未发现钢质金属颗粒。因此，该油的各项指标基本正常，主要问题是在运行过程中生成了黑色的积碳颗粒。

表 1 导热油检测结果
Table 1 Test results of heat transfer oil

检测项目	检测结果	导热油控制指标	Neosk-oil 1400 新油典型值
外观	明显沉淀	--	棕色透明
40 ℃ 运动黏度 $\nu/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	18.61	变化率不超过新油的 20%	18
酸值(以 KOH 计) $w/(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$	0.19	≤ 0.50	0.03
水分 $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	347	≤ 500	144
开口闪点 $t/^\circ\text{C}$	206	≥ 170	212
残炭 $w/\%$	0.81	< 1.0	0.15

续 表 1

	检测项目	检测结果	导热油控制指标	Neosk-oil 1400 新油典型值
元素分析	Fe(铁) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	36	--	<1
	Cu(铜) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Pb(铅) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Cr(铬) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Sn(锡) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Al(铝) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Mn(锰) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Ni(镍) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Ag(银) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Ti(钛) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Si(硅) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Na(钠) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	2	--	<1
	V(钒) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	B(硼) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	K(钾) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Mo(钼) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Mg(镁) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Ba(钡) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	<1	--	<1
	Ca(钙) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	Zn(锌) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
滤谱分析	P(磷) $w/(\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1})$	1	--	<1
	小于 10 μm , grade	0	≤ 1	0
	10~50 μm , grade	0	0	0
	50~100 μm , grade	0	0	0
	大于 100 μm , grade	0	0	0
	正常磨损, grade	0	≤ 1	0
	黏着/严重滑动磨损, grade	0	0	0
	疲劳磨损, grade	0	0	0
	切屑磨损, grade	0	0	0
	腐蚀磨损, grade	0	0	0
	高温氧化, grade	0	0	0
	钢/铸铁, grade	0	≤ 1	0
	铝合金, grade	0	0	0
	铜合金, grade	0	≤ 1	0
	轴承合金, grade	0	0	0
	红色氧化铁/锈蚀, grade	0	0	0
	黑色氧化铁, grade	0	0	0
	油泥/积碳, grade	4	≤ 1	0
	粉尘, grade	1	≤ 1	0
	纤维, grade	0	0	0
	其他, grade	0	0	0

注：在表格滤谱分析的结果中，0=无，1=个别，2=少量，3=较多，4=大量。

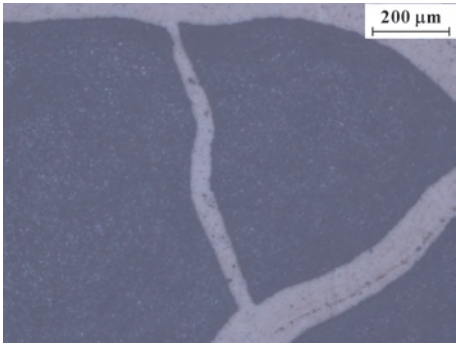


图 1 导热油的滤谱显微照片
Fig. 1 Filtergram micrograph of heat transfer oil

3 结垢成分分析

对导热油样品用孔径为 0.8 μm 的滤纸进行过滤，以提取油中的结垢颗粒。为了获取结垢颗粒的具体组成成分并分析形成原因，分别对颗粒进行 X 射线荧光光谱分析（XRF）、X 射线衍射分析（XRD）、电镜能谱分析（SEM-EDS）。

X 射线荧光光谱分析是利用 X 射线光子激发待测物质中的原子，使其产生荧光而进行物质成分分析的方法^[19]。文中主要是为了分析结垢颗粒中各种化学元素的相对含量。结垢颗粒的 XRF 检测结果如表 2 所示，可以看出样品含有 C、Cl、Na、Fe、S、Si、Ca 等元素。

X 射线衍射分析是利用 X 射线在晶体物质中的衍射效应，进行物质的晶体结构分析和物相分析的技术^[20]，文中主要是为了得出结垢颗粒中所含有的分子类型。结垢颗粒的 XRD 检测结果如图 2 所示，可以看出样品中含有 CaSO₄和 Fe 的氧化物。

表 2 结垢颗粒的 XRF 检测结果

Table 2 XRF test results of scaling particles			
元素	质量分数 w/%	元素	质量分数 w/%
C	99.354 5	S	0.005 9
Cl	0.312 3	Si	0.005 7
Na	0.260 5	Ca	0.005 3
Fe	0.055 7		

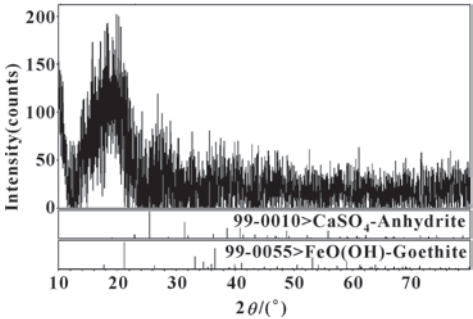


图 2 结垢颗粒的 XRD 结果图
Fig. 2 XRD results of scaling particles

电镜能谱分析是利用高能电子束来扫描样品，通过激发的电子信息来反映样品的表面形貌，并配合能谱仪进行样品的表面微区成分分析^[21]。文中主要是为了观测结垢颗粒的微观形貌以及颗粒的元素分布。结垢颗粒的 SEM 形貌分析结果如图 3 所示，结垢颗粒的 SEM 面扫描元素分布如图 4 所示，结垢颗粒的 SEM 面扫元素分析结果如表 3 所示。从电镜能谱分析可知，样品中含有大量的 C、O 元素，少量的 Fe 元素。

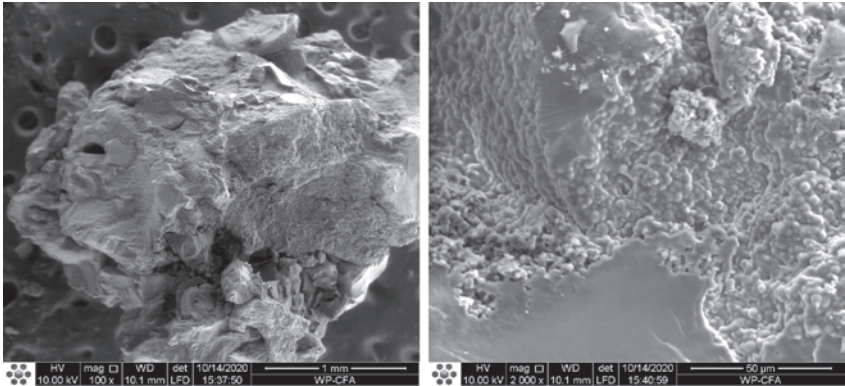


图 3 结垢颗粒的 SEM 形貌
Fig. 3 SEM topography of scaling particles

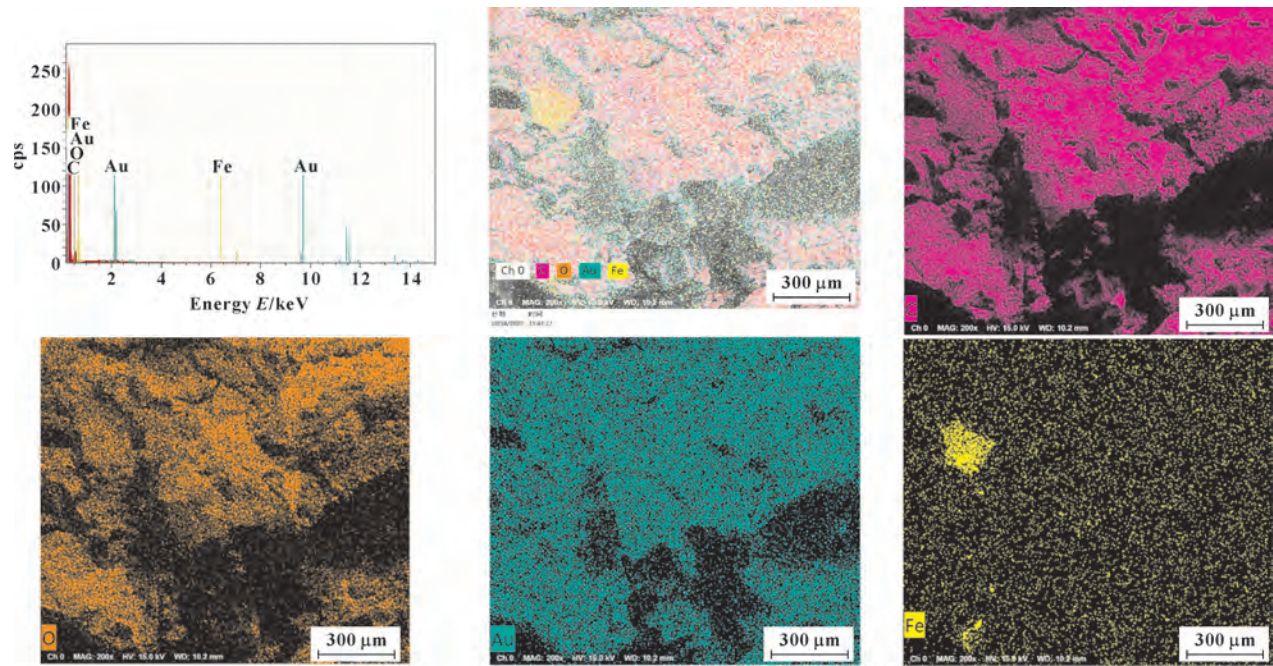


图 4 结垢颗粒的 SEM 面扫元素分布

Fig. 4 Elements distribution of SEM mapping of scaling particles

表 3 结垢颗粒的 SEM 面扫元素分析结果	
Table 3 SEM mapping results of scaling particles	
元素	质量分数 w/%
C	84.15
O	15.50
Fe	0.35

4 故障分析与结果讨论

从表 1 中导热油的油液数据可以看出，导热油的理化指标都正常，表明导热油的质量不存在问题。异常主要包括 3 个方面：外观有明显沉淀，Fe 元素含量较高，铁谱中发现大量黑色结垢颗粒。大量的结垢颗粒造成了油品的黑色外观，以及样品瓶底部的明显沉积物。光谱分析中的 Fe 元素含量较高，但铁谱分析中未发现明显的金属颗粒，表明导热油系统存在一定程度的腐蚀，或者导热油的积碳块中包裹有细小金属颗粒。

根据结垢颗粒的 XRF 检测结果可知，样品中含有 C、Cl、Na、Fe、S、Si、Ca 等元素，其中 C 元素质量分数达到 99.3%；Cl 元素和 Na 元素的含量较低，质量分数只有 0.3%和 0.2%；而 Fe、S、Si、Ca 等元素的质量分数均在 0.1%以下。从颗粒的元素分析结果可知，结垢颗粒为积碳颗粒，可能来源于导热油的结焦。Cl、Na、S、Si、Ca 等元素来源于外界污染，Fe 元素来源于导热油系统金属部件的腐蚀或剥落。其中 Cl 和 S 为腐蚀性元素，会造成系统金属

部件的腐蚀。根据结垢颗粒的 XRD 检测结果可知，样品中含有 CaSO_4 和 Fe 的氧化物， CaSO_4 为外界污染物在导热油系统中的高温反应产物，Fe 的氧化物为系统金属部件的腐蚀或剥落的氧化产物。根据结垢颗粒的 SEM-EDS 检测结果可知，样品的表面微观形貌呈非金属的蓬松状，与积碳的形貌较为接近。面扫描得出颗粒主要含有 C、O、Fe 3 种元素，其中 C 为主要成分。需要注意的是，能谱分析为定性半定量技术，且对原子系数小于 11 的元素测定结果精度较差^[21]，因此结垢颗粒的元素含量主要参照 XRF 的检测结果。从颗粒的面扫描图可以看出，只有 Fe 元素出现集中分布的情况，表明颗粒中含有少量的钢质颗粒或 Fe 的氧化物；其他元素的分布都非常均匀，表明颗粒是在系统运行过程中缓慢聚集和结焦产生，没有出现外界大颗粒污染的情况。

综上分析，导热油发黑是由于油中的黑色结垢颗粒造成，结垢颗粒的主要成分为 C 元素，结垢颗粒主要成分为导热油在高温条件下生成的结焦积碳。因此导热油的工作温度过高是造成系统内短时间产生大量积碳颗粒的原因。由于该工厂二期导热油加热系统处理的原油量相对较少，造成导热油在进行热交换后温度并没有明显降低，使导热油长期处于相对较高的温度。

通过进一步的故障调研发现，该工厂二期导热油出口处的温度达到了 280 ℃，入口处的温度达到了 260 ℃。通过查询 Neosk-oil 1400 参数可知，该油能承受的最高工作温度为 350 ℃。虽然二期导热油加热

系统的工作温度没有超过该导热油的允许最高温度,但导热油长期运行在高温区间,容易造成油品的劣化和碳化。导热油在系统的热壁上碳化并脱落,造成了油中积碳颗粒短期内大量产生的情况。导热油系统中侵入了 Cl、S 等腐蚀性元素,造成了导热油系统中钢质部件的腐蚀,在积碳颗粒中聚集产生 Fe 的氧化物。最终的结垢颗粒,是由导热油高温劣化和碳化的产物、钢质部件的腐蚀产物,以及外界污染物的反应产物等共同构成。

5 结论

针对某石化企业的导热油系统在短时间内出现油品发黑和生成大量结垢的问题,分别进行油液理化指标分析和成分分析。结果如下:

(1) 从油液的理化指标分析可知,导热油本身的质量不存在问题,主要问题是油中含有大量结垢颗粒、且 Fe 元素含量较高。

(2) 从结垢颗粒的成分分析可知,结垢颗粒主要为 C 元素,并含有 Cl、S 等腐蚀性元素,以及 CaSO_4 和 Fe 的氧化物等物质。

(3) 结垢颗粒的主要成分为积碳,是由导热油高温劣化和碳化的产物、钢质部件的腐蚀产物、以及外界污染物的反应产物等共同构成。

(4) 导热油的工作温度过高是造成系统内短时间产生大量积碳颗粒的原因。另外,导热油系统中侵入了 Cl、S 等腐蚀性元素,造成了导热油系统中钢质部件的腐蚀,在积碳颗粒中聚集产生 Fe 的氧化物。

参考文献

- [1] 何耀春,张红静.石油工业概论[M].2版.北京:石油工业出版社,2015.
- [2] 詹静.石油工业概论:英汉对照[M].北京:中国石化出版社,2017.
- [3] 彭建君,陈晓英,李树国,等.油气处理终端供热系统方案对比分析[J].广东化工,2019,46(14):161-162.
PENG J J, CHEN X Y, LI S G, et al. Oil and gas processing terminal heating system scheme comparison[J]. Guangdong Chemical Industry, 2019, 46(14): 161-162.
- [4] 齐鲁山,孙惠山.石油化工行业大型液相导热油供热系统设计研究[J].山东化工,2020,49(17):142-144.
QI L S, SUN H S. Study on the design of large-scale liquid phase heat transfer oil heating system in petrochemical industry[J]. Shandong Chemical Industry, 2020, 49(17): 142-144.
- [5] 刘铭.导热油加热系统在油品储运中的应用分析[J].科协论坛(下半月),2009(1):17-18.
- [6] 李鹏,刘壮,慕蓉,等.导热油供热系统在天然气净化厂生产中的应用[J].石油化工应用,2018,37(11):51-57.
LI P, LIU Z, MU R, et al. Application of heat transfer oil heating system in natural gas purification plant[J]. Petrochemical Industry Application, 2018, 37(11): 51-57.
- [7] YANG X L, GONG Y, TONG Q, et al. Failure analysis on abnormal bursting of heat transfer tubes in spiral-wound heat exchanger for nuclear power plant[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 108: 104298.
- [8] WEI L X, DU C S, ZHAO J, et al. A three-dimensional numerical simulation of shut-down heat transfer process in overhead waxy crude oil pipeline[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2020, 21: 100629.
- [9] 杨刚.雅站导热油系统含气停机原因分析与处理方法[J].天然气与石油,2019,37(5):38-43.
YANG G. Cause analysis and treatment of gas-containing shut-down of heat conducting oil system in yazhan station[J]. Natural Gas and Oil, 2019, 37(5): 38-43.
- [10] 高雷.试论有机热载体锅炉系统故障分析及改进措施[J].当代化工研究,2018(8):130-131.
GAO L. Discussion on failure analysis and improvement measures of organic heat carrier boiler system[J]. Modern Chemical Research, 2018(8): 130-131.
- [11] 杨涛利,王磊,黄明,等.导热油炉系统故障分析及改进措施[J].四川化工,2009,12(4):44-46.
YANG T L, WANG L, HUANG M. Fault analysis and optimization of heat-conduction boiler[J]. Sichuan Chemical Industry, 2009, 12(4): 44-46.
- [12] 潘峰.导热油炉加热系统的结垢和清洗[J].宁波化工,2009(2):40-42.
- [13] 徐中富,朱明才,苏斌.导热油的结焦、清洗与技术使用[J].筑路机械与施工机械化,2000,17(1):31.
- [14] 王化淳.导热油的结焦机理及结焦预防[J].宁夏大学学报(自然科学版),1998,19(2):42-43.
WANG H C. On coke's mechanism and prevention of heat transfer oil[J]. Journal of Ningxia University (Natural Science Edition), 1998, 19(2): 42-43.
- [15] 李锋,杨道明.导热油加热炉结焦问题的原因分析与控制[J].广东化纤,2001,30(2):52-57.
LI F, YANG D M. Analysis and control for solid deposit in heater with thermal oil[J]. Guangdong Chemical Fiber, 2001, 30(2): 52-57.
- [16] 刘宪秋.导热油加热系统的清洗[J].清洗世界,2008,24(11):17-20.
LIU X Q. Cleaning of heat-transfer oil heating system[J]. Cleaning World, 2008, 24(11): 17-20.
- [17] 杨其明,严新平,贺石中.油液监测分析[M].北京:机械工业出版社,2006.
- [18] 贺石中,冯伟.设备润滑诊断与管理[M].北京:中国石化出版社,2017.
- [19] 罗立强.X射线荧光光谱分析[M].北京:化学工业出版社,2015.
- [20] 徐勇.X射线衍射测试分析基础教程[M].北京:化学工业出版社,2014.
- [21] 张大同.扫描电镜与能谱仪分析技术[M].广州:华南理工大学出版社,2009.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.021

文献引用: 张翰乾,雷群,程振涛.节流孔轴向布置方式对气浮主轴轴承特性的影响[J].润滑与密封,2022,47(3):163-168.

Cite as:ZHANG Hanqian,LEI Qun,CHENG Zhentao.Influence of axial arrangement of orifices on characteristics of bearing in air bearing spindle[J].Lubrication Engineering,2022,47(3):163-168.

节流孔轴向布置方式对气浮主轴轴承特性的影响

张翰乾 雷 群 程振涛

(广州市昊志机电股份有限公司 广东广州 510000)

摘要:气浮主轴承能力和刚度作为衡量气浮主轴性能的关键指标,受到节流方式的直接影响,而目前节流孔轴向布置方式对孔式节流静压气体轴承支承性能的影响尚缺乏深入研究。为研究节流孔轴向布置方式对静压气体轴承特性的影响,设计两排孔、中部排气式四排孔、中部不排气式四排孔 3 种典型的节流孔轴向布置方式,基于雷诺方程建立静压气体轴颈轴承气膜力数学模型,分析轴芯转速、节流孔轴向布置方式对轴承承载力与刚度的影响规律,并通过实验验证模型的准确性。结果表明:在低速阶段,中部排气式四排孔结构轴承的承载力和刚度最大,适合低速重载工况;在高速阶段,中部不排气式四排孔结构轴承的承载力和刚度最大,其动压效应提升明显,尤其是长径比较大的轴承,适合高速工况;双排孔轴承兼顾了以上 2 种优势,适合性能均衡应用工况。通过实验验证了模型的准确性,研究结果可指导静压气体轴承在不同应用需求中的选用与设计。

关键词:气浮主轴;静压气体轴承;承载力;刚度;节流孔

中图分类号: TH133.36

Influence of Axial Arrangement of Orifices on Characteristics of Bearing in Air Bearing Spindle

ZHANG Hanqian LEI Qun CHENG Zhentao

(Guangzhou Haozhi Industrial Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510000, China)

Abstract: The bearing capacity and stiffness are the key factors to measure the performance of air bearing spindles, which are directly affected by the throttling method. However, the influence of axial arrangement of the orifice on the supporting performance of the aerostatic gas bearing is lack of in-depth investigation at present. In order to study the influence of axial arrangement of orifice on the characteristics of aerostatic gas bearing, three typical throttling structures were designed, including two rows of holes, middle exhaust four-row-hole and middle non-exhaust four-row-hole. The mathematical model of gas film force of aerostatic gas bearing was established based on the Reynolds equation, and the influence of the shaft speed and the axial arrangement of the orifices on the bearing capacity and stiffness was analyzed. The accuracy of the model was verified through experiments. The results show that, in the low-speed stage, the bearing capacity and stiffness of the middle exhaust four-row-hole structure bearing is the largest, which is suitable for the application of low-speed and heavy-load working condition. In the high-speed stage, the bearing capacity and stiffness of the middle non-exhaust four-row-hole structure bearing are the largest, and its dynamic pressure effect is obviously improved, especially the bearing with large length diameter ratio is suitable for high-speed working condition. The bearing of two rows of holes has the above two advantages and is suitable for balanced performance application. The accuracy of the model was verified through experiments, and the research results have the guiding significance for the selection and design of aerostatic gas bearings in different application requirements.

Keywords: air bearing spindle; aerostatic air bearing; load capacity; stiffness; orifice

超精密加工是装备制造业的技术基础和发展方向

收稿日期: 2021-03-16; 修回日期: 2021-05-18

作者简介: 张翰乾 (1988—), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为气体润滑与转子动力学。E-mail: zhanghanqian_001@126.com。

之一,是衡量一个国家加工水平的重要指标。发展超精密加工技术的关键是超精密机床的开发,超精密机床的开发能够确保一个国家在诸多生产领域处于世界领先水平^[1]。而气浮电主轴作为数控机床核心功能部

件之一,直接关系到整机的加工能力、加工精度、稳定性及应用范围,其性能对工件的加工效果具有至关重要的影响。

气体轴承作为气浮电主轴的支承部件,因其润滑介质的可压缩性^[2],具有“误差均化效应”,相对于其他支承方式具备极高的回转精度,在精密、超精密机床上得到了广泛应用^[3-4]。气浮电主轴的轴系承载力和刚度,直接受气体静压轴承性能的制约^[5]。通常情况下,气体静压轴承的刚度越高,主轴轴系的刚度越高,已有大量文献研究气体静压轴颈轴承的静、动态特性^[6-8]。李树森等^[9]用数值解析法,对比了小孔节流方式中的简单孔节流和环形孔节流形式对气体静压轴承工作刚度的影响,通过比较得出,采用简单孔节流方式的轴承可获得更高的工作刚度。张国庆^[10]采用在轴颈轴承内孔设置轴向均压槽的方式有效提升径向轴承的刚度,且得出如下结论:对于单排孔轴承,均压槽长度为轴承总长的70%左右时,刚度达到最大;对于双排孔轴承,均压槽长度越长,承载能力和刚度越大。为解决晶圆切割加工技术的复杂性,大尺寸精密划片机需要有效地解决机械系统高刚度、高稳定性等一系列技术问题。魏明明等^[11]针对划片机主轴应用提出了一种带有可变节流器与可变均压槽相结合的动静压气体径向轴承新结构,结果显示新型轴承较普通轴承承载力提高17.3%,刚度提升27.1%。齐乃明等^[12]为解决气浮主轴刚度低和承载能力低的问题,提出了一种自主式气浮轴承控制方案,这种结构轴承原理是检测轴颈位移,进而通过对应控制阀及整个系统的控制器改变自主式轴承的节流阻抗,以实现轴颈位置不动的情况下得到所需的支承力;同时给出了3种节流控制方案,并从理论上求解出无穷刚度的数值解。阮宏慧^[13]从轴承的结构、轴承材料的选用、节流方式、控制方法几个角度归纳了提高轴承刚度、承载力的方法,如改变节流孔的直径、节流孔数量、气膜间隙;改变有效供气面积、供气压力;采用被动控制或者主动控制方法;采用新型轴承材料(如多孔质材料)等;同时利用新型疏松材料(多孔质材料)来提高静压气体轴承性能,研究了多孔质材料厚度、供气压力、速度滑移、材料各向异性等对轴承性能的影响。张恩龙^[14]提出了在节流孔出口开设均压槽的方法,不仅提高气体流动平稳性和轴承刚度,同时提高了主轴回转精度。DU等^[15]提出了一种“全支承”气体静压轴承,由5个相同的双排孔轴承轴向排列组成,各轴承间设有连通大气的排气沟槽;同时采用有限元软件核算了轴系的刚度与承载力,但未深入研究不同轴向布置形式对轴承特性的影响。

目前节流孔轴向布置方式对孔式节流静压气体轴承支承性能的影响尚缺乏深入研究。本文作者将轴承分为3种典型结构——双排孔结构、中部排气的四排孔结构和中部不排气的四排孔结构,基于雷诺方程建立了静压气体轴颈轴承气膜力模型,揭示了轴芯转速、节流孔轴向布置方式对轴承承载力与刚度的影响规律,最后通过实验验证了模型的准确性。

1 气体静压轴颈轴承模型

在保持轴承有效支承长度一致的前提下,节流孔的轴向布置方式如图1所示。

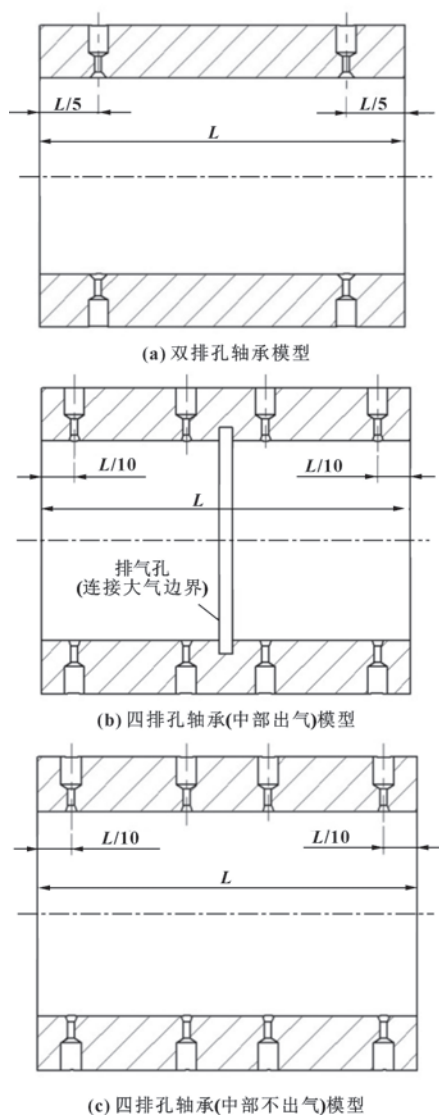


图1 不同节流孔轴向布置方式的轴承模型

Fig. 1 Bearing models with different axial arrangement of orifices; (a) two-row-hole bearing model; (b) middle exhaust four-row-hole bearing model; (c) middle non-exhaust four-row-hole bearing model

图1(a)所示为一个简单双排孔轴承,图1(b)所示为将2个双排孔短轴承并列作为一个轴承,且2个短轴承中间出气(连接大气边界),简称为四排孔(中部排气)轴承,图1(c)所示为将2个双排孔短轴承并列作为一个轴承,且2个短轴承中间不设置出气孔(不连接大气边界),简称为四排孔(中部不排气)轴承。3种轴承的直径 D 都相等,图1(a)中双排孔轴承的长度为 L ,图1(b)和图1(c)的单个轴承长度均为 $L/2$,即总长仍保持 L 。

所选静压气体轴承内孔直径 $D=30\text{ mm}$,长度 $L=56\text{ mm}$,半径间隙 $C=0.017\text{ mm}$,每排节流孔数 $N=12$,节流孔直径 $d=0.12\text{ mm}$,供气压力 $p_0=0.6\text{ MPa}$ 。

2 节流孔的轴向布置方式对轴承性能影响分析

2.1 静压气体轴颈轴承气膜力模型

文中针对图2所示的静压气体轴颈轴承进行分析,每排12个节流孔,采用小孔式节流。

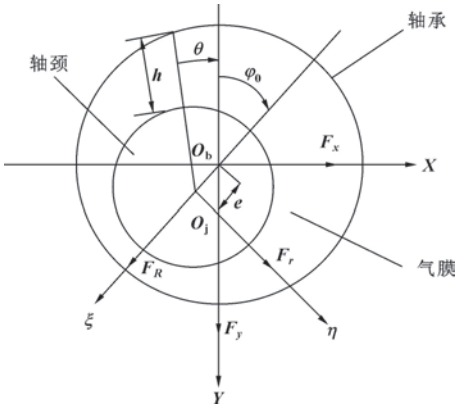


图2 静压气体轴颈轴承坐标示意

Fig. 2 Coordinate schematic of hydrostatic gas journal bearing

如图2所示,在坐标系 XO_bY 下,轴颈中心位置由姿态角 φ_0 和偏心距 e 确定,而圆周各处气膜厚度可表示为

$$h = h_0 + e \cos(\theta + \varphi_0) = h_0(1 + \varepsilon \cos(\theta + \varphi_0)) \tag{1}$$

式中: h_0 为轴承半径间隙; ε 为偏心率, $\varepsilon = e/h_0$ 。

可压缩气体润滑 Reynolds 方程的一般形式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 12 \eta p \frac{p_a}{\rho_a} v \delta_i = 12 \frac{\partial(ph)}{\partial t} + 6 \eta \omega R \frac{\partial(ph)}{\partial x} \tag{2}$$

式中: ρ 为气体密度; h 为气膜厚度; p 为气膜节点压力; η 为气体黏度系数; p_a 为大气压力; ρ_a 为空气密度; v 为气体流速; t 为时间; ω 为转子转速; δ_i 为克罗内克数; x 为沿轴承周向方向的坐标; z 为沿轴承轴向方向的坐标。

为便于计算,文中取整个气膜作为研究区域。在气膜内有3类边界:

(1) 在气体排入周围环境的边界构成大气边界,在大气边界上有:

$$p = p_a \tag{3}$$

(2) 在气体轴承中,气膜往往是对称的,在对称边界上有:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \tag{4}$$

式中: n 是对称边界法线的方向。

(3) 在气膜与节流孔或气腔的边缘构成节流孔边界上有:

$$p = p_{dr} \tag{5}$$

文中采用加权余量法建立气体润滑的有限元方程,在此基础上,对气体润滑的雷诺方程进行数值求解,得到上文所述参数的双排孔结构轴承气膜的压力分布如图3所示。然后积分求解出轴承的相关性能数据(承载能力、刚度),具体算法详见文献[2]。

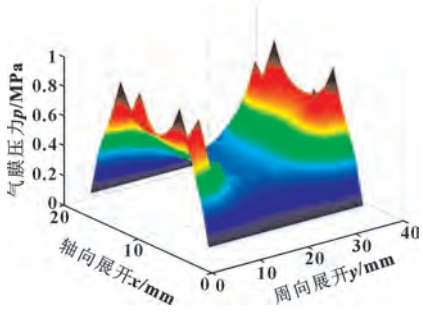


图3 双排孔轴承气膜压力分布

Fig. 3 Gas film pressure distribution of two-row-hole bearing

2.2 轴承承载力对比分析

由图4(a)可见,对于气膜间隙 $h_0=17\text{ }\mu\text{m}$ 的轴承,当转速为0时,四排孔轴承(中部出气)的承载能力最大,四排孔轴承(中部不出气)次之,两排孔轴承最小。

由图4(b)可见,当转速升高至40 000 r/min时,3种结构轴承的承载力均有提升,尤以双排孔和四排孔(中部不出气)结构轴承承载力提升幅度明

显,此时双排孔轴承承载力已接近四排孔(中部出气)结构轴承,而四排孔(中部不出气)结构轴承承载力已反超四排孔(中部出气)结构轴承。

由图 4(c)可见,当转速升高至 80 000 r/min 时,3 种结构轴承的动压效果进一步显现,双排孔和四排孔(中部不出气)结构轴承承载力提升更为明显,此时双排孔轴承和四排孔(中部不出气)结构轴承承载力均反超四排孔(中部出气)结构轴承,也说明长径比越大,轴承高速下的动压效果提升越明显。

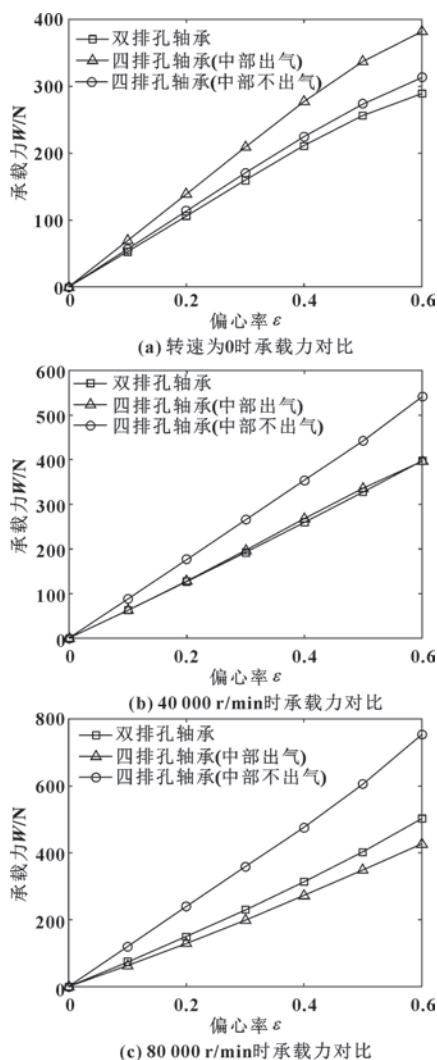


图 4 不同转速下 3 种结构轴承承载力随偏心率的变化

Fig. 4 Variation of load capacity of three kinds of bearings with eccentricity at different speeds: (a) comparison of load capacity when the speed is 0; (b) comparison of load capacity when the speed is 40 000 r/min; (c) comparison of load capacity when the speed is 80 000 r/min

2.3 轴承刚度对比分析

图 5 所示是 3 种结构轴承在不同转速下的刚度变化情况。由图 5(a)可见,当转速为 0 时,四排孔轴承(中部出气)的刚度最大,四排孔轴承(中部不出气)次之,两排孔轴承最小。

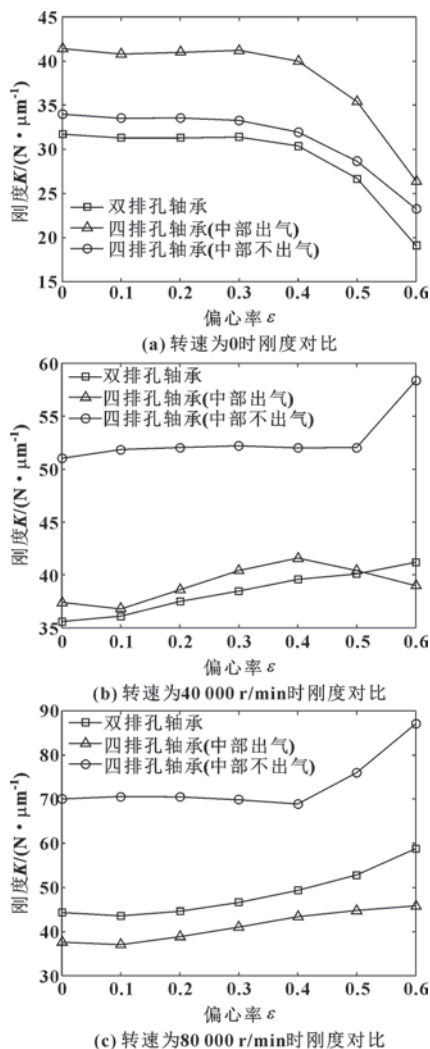


图 5 不同转速下 3 种结构轴承刚度随偏心率的变化

Fig. 5 Variation of stiffness of three kinds of bearings with eccentricity at different speeds: (a) comparison of stiffness when the speed is 0; (b) comparison of stiffness when the speed is 40 000 r/min; (c) comparison of stiffness when the speed is 80 000 r/min

由图 5(b)可见,当转速升高至 40 000 r/min 时,3 种结构轴承的刚度均有提升,尤以四排孔(中部不出气)结构轴承刚度提升幅度明显,此时双排孔轴承刚度已接近四排孔(中部出气)结构轴承,而四排孔(中部不出气)结构轴承刚度已反超四排

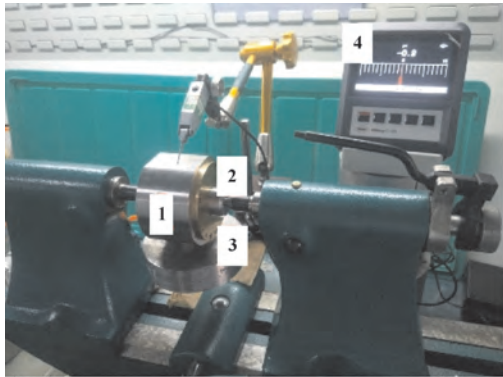
孔（中部出气）结构轴承，其增幅较大是由于动压效应显著导致的，其在大偏心率下增幅更大，也说明了楔形效应增大了此类轴承的动压效果。

由图 5（c）可见，当转速升高至 80 000 r/min 时，3 种结构轴承的动压效果进一步显现，双排孔和四排孔（中部不出气）结构轴承刚度提升更为明显，此时双排孔轴承和四排孔（中部不出气）结构轴承刚度均反超四排孔（中部出气）结构轴承，也说明长径比越大，轴承高速下的动压效果提升越明显。

3 试验验证

3.1 轴承刚度测试试验台

为验证仿真计算模型和算法的准确性，文中搭建试验平台对四排孔（中部排气）结构轴承刚度数据进行试验确认。如图 6 所示，试验台包括 4 个部分：（1）被测轴承，文中采取在轴承加载的方式，可以保证加载点处于轴承中心，避免偏置；（2）支承轴水平放置，作为被测轴承的支承部件；（3）加载单元，采用硬连接，避免所加负载的晃动导致被测物晃动；（4）测量仪器，采用 0.1 μm 测量精度的马尔万分表作为位移检测仪器。



1.被测轴承 2.支承轴 3.加载单元 4.万分表

图 6 试验平台

Fig. 6 Experimental platform

3.2 测试原理

文中采用负载起浮法测量轴承刚度，未加载时轴承与支承轴的起浮量接近初始间隙 h_0 ，对被测轴承加载质量 G 后，轴承的起浮量为 f ，计算得刚度 k 为

$$k=9.8\times G/(h_0-f) \tag{6}$$

3.3 试验结果及分析

在轴承自重的情况下，供气压力为 0.2~0.6 MPa，轴承刚度的实测值与理论值如图 7 所示。可知，轴承刚度的理论值与实测值随着供气压力的变化

趋势较为一致，且数据较为接近。在低压区域，其相对误差最大为 6%，随着压力的增加，其相对误差保持在 3% 左右，证明所设计试验台的加载方式的可靠性，以及理论计算模型的准确性。以上只是静态（零转速）下测试的数据，下一步工作将进行高转速下的试验测试，以验证轴承具有动压效应后模型的准确性。

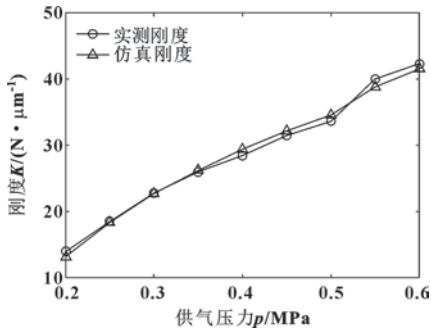


图 7 轴承刚度实测值与理论值对比

Fig. 7 Comparison between measured values and theoretical values of bearing stiffness

4 结论

建立了静压气体轴颈轴承气膜力求解模型，实现了节点气膜力的精确定量仿真，揭示了轴颈转速、节流孔轴向布置方式对轴承承载能力和刚度的影响规律。主要结论如下：

（1）在低速段，四排孔（中部出气）结构轴承的承载力和刚度最大，适合低速重载应用领域。在高速段，四排孔（中部不出气）结构轴承的承载力和刚度最大，其动压效应提升明显，尤其是长径比较大的轴承，适合高速应用领域，而双排孔轴承兼顾了以上 2 种优势，适合性能均衡应用领域。

（2）所研究轴承刚度的实测值与理论值的最大误差在 6% 以内，验证了理论模型的有效性与试验平台的准确性。

参考文献

[1] SLOCUM A H. Precision machine design [M]. New York: Prentice Hall Inc., 1992.
[2] 刘墩, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
[3] 熊万里, 阳雪兵, 吕浪, 等. 液体动静压电主轴关键技术综述 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 1-18.
XIONG W L, YANG X B, LV L, et al. Review on key technology of hydrodynamic and hydrostatic high-frequency motor spindles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 1-18.

- [4] CORBETT J, MCKEOWN P A, PEGGS G N, et al. Nanotechnology: international developments and emerging products [J]. CIRP Annals, 2000, 49(2): 523-545.
- [5] 张恩龙, 李锻能, 马平. 气体静压轴承技术及其在电主轴上的应用[J]. 机床与液压, 2005, 33(5): 13-15.
- ZHANG E L, LI D N, MA P. Technology of aerostatic bearing and its application to motorized spindle[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005, 33(5): 13-15.
- [6] 唐志文, 李佳, 刘源炯. 三角形均压槽气浮轴承结构分析和仿真研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(12): 116-119.
- TANG Z W, LI J, LIU Y J. Structural analysis and simulation research of aerostatic bearings with triangular pressure groove[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(12): 116-119.
- [7] 李树森, 孙佳丽, 崔巍. 人字槽小孔节流动静压气体轴承承载特性研究[J]. 润滑与密封, 2020, 45(6): 34-38.
- LI S S, SUN J L, CUI W. Research on load capacity characteristic of hybrid bearings with herringbone groove and micro-orifice [J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(6): 34-38.
- [8] 于贺春, 张国庆, 王文博, 等. 人字槽狭缝节流动静压混合气体轴承的设计研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(12): 144-156.
- YU H C, ZHANG G Q, WANG W B, et al. Design and research on hybrid gas bearing with herringbone grooved slot-restrictors [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2020, 34(12): 144-156.
- [9] 李树森, 刘瞰, 张鹏顺. 小孔节流方式对气体静压轴承工作刚度影响的分析[J]. 润滑与密封, 2000, 25(4): 6-7.
- LI S S, LIU T, ZHANG P S. Analysis of orifice compensated mode affecting aerostatic bearing's working stiffness [J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(4): 6-7.
- [10] 张国庆. 提高静压气体轴承刚度和承载能力的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- ZHANG G Q. Research on improving stiffness and load capacity of externally pressurized gas bearings [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008.
- [11] 魏明明, 卢志伟, 刘波, 等. 划片机中的新型高刚度动静压气体径向轴承[J]. 轴承, 2010(10): 5-7.
- WEI M M, LU Z W, LIU B, et al. A new type of high stiffness dynamic and static pressurized journal air bearing used in sophisticated dicing saw [J]. Bearing, 2010(10): 5-7.
- [12] 齐乃明, 刘瞰, 谭久彬. 自主式静压气体轴承实现无穷刚度的条件分析[J]. 南京理工大学学报, 2001, 25(2): 147-151.
- QI N M, LIU T, TAN J B. Conditions analysis approach to infinite stiffness for an active control aerostatic bearing [J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2001, 25(2): 147-151.
- [13] 阮宏慧. 多孔质气体润滑轴承设计理论与实验方法[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- RUAN H H. Theoretic and experimental investigation on the aerostatic porous bearing [D]. Tianjin: Tianjin University, 2009.
- [14] 张恩龙. 高速全支承气体静压电主轴的承载特性研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2005.
- [15] DU J J, ZHANG G Q, LIU T, et al. Improvement on load performance of externally pressurized gas journal bearings by opening pressure-equalizing grooves [J]. Tribology International, 2014, 73: 156-166.

界面摩擦诱导机械发光研究取得新进展

机械发光是指材料在摩擦学、力学刺激下的一种发光行为。由于其独特的摩擦学/力学可视化以及力学的空间分辨能力, 机械发光为解决目前摩擦学/力学传感中存在的 key 问题带来了新思路和新途径。受材料的结构体系、存在形态、力学施加条件等影响, 机械发光的具体表现形式各式各样。为准确把握机械发光的各种形式并指导机械发光的设计与开发, 亟需从根本上理解其物理过程。

中国科学院兰州化学物理研究所摩擦物理与传感课题组王赵锋研究员团队与国内同行合作, 报道了一类非压电机机械发光材料 $\text{Sr}_3\text{Al}_2\text{O}_5\text{Cl}_2 : \text{Ln}$ (SAOCL ; $\text{Ln} = \text{Eu}^{2+}, \text{Tb}^{3+}, \text{Ce}^{3+}$), 该类材料具有非常高的对称性, 其在粉体状态或与硬质环氧树脂复合后无机机械发光现象, 当其与柔性聚二甲基硅氧烷 (PDMS) 复合后可产生明亮的机械发光。

SAOCL/PDMS 的机械发光展现出了陷阱非依赖性和自恢复特性, 说明材料在机械发光的过程中具有自激活行为, 即在力学作用下材料内部电子可直接跃迁到激发态。为进一步明确 SAOCL/PDMS 的力学激发过程, 该团队从机械发光的基体效应出发, 结合 SAOCL 的热释光谱和摩擦起电性能分析, 提出了 SAOCL/PDMS 非压电机机械发光的界面摩擦电场诱导电子轰击模型, 即在 SAOCL 与 PDMS 的界面摩擦作用下, 转移到 PDMS 上的电子在界面摩擦电场作用下加速轰击 SAOCL, 引起 SAOCL 内部电子跃迁到激发态, 进而产生机械发光。研究人员进一步分析了材料的机械发光与阴极射线发光性能, 二者之间的一致性也为提出的界面摩擦电场诱导电子轰击发光模型提供了直接证据。

正是由于这一独特的物理过程, SAOCL/PDMS 的机械发光展现出了常规材料不具备的热稳定性, 通过利用 SAOCL/PDMS 独特的机械发光性能 (如陷阱非依赖性、自恢复性、热稳定性), 该团队进一步发展出了可视化温度传感器件和多模式信息存储器件。

DOI: 10. 3969/j. issn. 0254-0150. 2022. 03. 022
文献引用: 王一助,曾海燕,欧勇辉,等.绿色环保型螺杆式空气压缩机用油的开发及应用[J].润滑与密封,2022,47(3):169-172.
Cite as: WANG Yizhu,ZENG Haiyan,OU Yonghui,et al.Research and development application for performance of green screw air compressor oil[J].Lubrication Engineering,2022,47(3):169-172.

绿色环保型螺杆式空气压缩机用油的开发及应用*

王一助 曾海燕 欧勇辉 向 晖
(广州吉盛润滑科技有限公司 广东广州 510700)

摘要: 针对螺杆式空气压缩机油在抗氧化、抗摩擦磨损性能以及油水分离等方面严格的性能要求,采用矿物油与合成油复配的基础油,通过添加合适的酚类抗氧剂、胺类抗氧剂、金属缓蚀剂、极压抗磨剂等功能添加剂,研发出一款抗氧化性能稳定和极压抗磨性能优异的螺杆式空气压缩机油。利用四球摩擦磨损试验机对其进行极压性能和摩擦磨损性能评价,并开展模拟氧化评价测试。结果表明,研制油品具有优异的抗氧化性能,能满足 5 000 h 长换油周期,性能与进口专用油相当。

关键词: 螺杆式空气压缩机; 抗氧化; 摩擦磨损; 压缩机用油

中图分类号: TH117. 2

Research and Development Application for Performance
of Green Screw Air Compressor Oil

WANG Yizhu ZENG Haiyan OU Yonghui XIANG Hui
(Guangzhou Jetsun Lubrication Technology Co.,Ltd.,Guangzhou Guangdong 510700,China)

Abstract: In view of the strict performance requirements of screw air compressor oil in oxidation resistance,friction and wear resistance and oil-water separation,the base oil composed of mineral oil and synthetic oil was adopted,and appropriate phenolic antioxidant,amine antioxidant,metal corrosion inhibitor,extreme pressure anti-wear agent and other functional additives were added,and a screw air compressor oil with stable antioxidant and excellent extreme pressure and anti-wear was developed.The extreme pressure performance and friction and wear properties of the developed oil were evaluated on the four ball friction and wear test machine,and simulated oxidation evaluation test was carried out.The results show that the developed oil has excellent oxidation resistance,can meet the long oil change cycle of 5 000 h,and its performance is equivalent to that of imported special oil.

Keywords: screw air compressor;oxidation resistance;friction and wear;compressor oil

空气压缩机是一种复杂的机械设备,其工作时各个子部件协调运转,将原动机的动能转化成气体的压力能,实现气体的压缩和输送^[1],被广泛应用于石油化工、机械制造等各类工矿企业的生产活动。空气压缩机有多种分类形式,一般有压缩气体方式、排气压力、排气量以及压缩介质等。其中,按照压缩气体方

式分类是最常用的,可分为容积式和速度式两大类^[2-3]。容积式压缩机中,螺杆式空气压缩机因结构紧凑、造价低、维修费用低、噪声低等特点而得到广泛应用^[4]。

螺杆式空气压缩机有单螺杆和双螺杆之分,本文作者所研究的压缩机用油是针对双螺杆机而研发。双螺杆空气压缩机在工作运行时,机头内温度高、转速快,夹杂着吸入空气中可能的水分或尘埃物质,其工况相对一般润滑油品来说较为复杂,对油品在润滑、密封、冷却、抗氧化、油水分离等性能方面也提出了更高的要求^[5-7]。据文献查阅,目前螺杆式空气压缩

* 基金项目: 广州市珠江科技新星专项 (201806010196)
收稿日期: 2021-02-04; 修回日期: 2021-03-29
作者简介: 王一助 (1985—), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为高端润滑材料。E-mail: wangyzhu@ 126. com。

机用油大多存在抗氧化性能较差的问题，因而易造成积碳多、油泥多而不能满足设计寿命需要^[8-10]。

本文作者通过选用合适的基础油、抗氧剂、极压抗磨剂以及金属缓蚀剂等功能添加剂，成功研制出一款高性价比绿色环保型螺杆式空气压缩机用油，适用于 5 000 h 换油周期，并成功应用于螺杆空气压缩机实际使用中，且效果良好。

1 压缩机油配方研究

1.1 基础油的选择

螺杆式空气压缩机机头排气温度一般都超过 80 ℃，连续运转时机头温度会更高，因此对其润滑油的抗氧化性能要求也十分苛刻。压缩机油的主要成分是基础油，为保证其抗氧化、润滑等性能的实现需要进行功能添加剂的复配，但成品油抗氧化、抗老化能力的优劣大部分取决于基础油性能，因此基础油的选择至关重要^[11]。目前，适用于调配螺杆式空气压缩机油的基础油主要有深度加氢矿物油和合成基础油 2 大类。其中，由石油原油炼制而成的二

类、三类加氢矿物油资源相对丰富，综合性能价格比较高，使用也较为普遍，但其抗氧化能力差，导致单纯用其做压缩机油基础油时存在换油周期偏短的问题。合成基础油一般有聚 α 烯烃（PAO）、合成酯和聚醚等，因化学结构和成分导致其性能都有所区别。虽然此类基础油的综合性能均十分优异，但成本都普遍偏高。因此，综合考虑加氢矿物油和合成油的性能价格差异，为能充分保证压缩机油苛刻的使用要求和成本相对较低，矿物油与合成油复配使用成为一个比较好的解决方案。

文中结合螺杆式空气压缩机工作运行的具体要求，对适用于螺杆式空气压缩机用油的不同供应商和不同类型的基础油进行了重要理化性能对比，在添加质量分数 0.5% 相同基础抗氧剂的条件下考察抗氧化性能，具体如表 1 和表 2 所示，以筛选出综合性能较好的基础油与添加剂复配全面的配方实验研究。

表 1 各种类型基础油理化指标对比

Table 1 Comparison of physicochemical index of various types of base oils

项目	基础油 1	基础油 2	基础油 3	基础油 4	基础油 5	基础油 6	检测方法
运动黏度(40 ℃) $\nu/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	46.53	45.68	46.25	45.86	46.23	46.82	GB/T 265
黏度指数	106	132	105	150	164	145	GB/T 2541
倾点 $t_i/^\circ\text{C}$	-15	-39	-18	-48	-57	-45	GB/T 3535
闪点(开口) $t_f/^\circ\text{C}$	230	245	235	280	210	252	GB/T 267

表 2 各种类型基础油的抗氧化性能对比

Table 2 Comparison of antioxidant properties of various types of base oils

项目	Oil1+0.5%AO	Oil2+0.5%AO	Oil3+0.5%AO	Oil4+0.5%AO	Oil5+0.5%AO	Oil6+0.5%AO
抗氧化时间 τ/min	550	730	610	940	920	850

由表 1 和表 2 的实验结果可以看出，基础油 2 和 5 的综合使用性能较好，同时结合其化学结构，比较适合用于开发压缩机用油。因此，拟选用基础油 2 和 5 进行螺杆式空气压缩机用油的研究，通过进一步的实验研究确定其配比。

1.2 添加剂的选择

螺杆式空气压缩机油主要在抗氧化、抗摩擦磨损以及油水分离等性能方面要求严格，这不仅决定油品本身的使用寿命，同时也影响着压缩机机头阴阳螺杆

的摩擦磨损性能，从而决定整个压缩机系统的使用寿命。因此，必须选择合适的功能添加剂，同时还应注意添加剂之间的配伍和协同性能，以研发出性能优异的压缩机油。

如表 3 所示，文中主要对基础油与酚类和胺类抗氧剂、金属钝化剂、极压抗磨剂和增溶剂等功能添加剂的复配方面进行配方设计，以筛选出性价比较为合适的产品配方。

表 3 油品配方设计
Table 3 Oil formula design

项目	配方 1	配方 2	配方 3	配方 4	配方 5	配方 6	配方 7	配方 8	配方 9	配方 10
基础油 2	93.5	88.5	85.5	88.5	88.5	88.5	88.5	88.5	88.5	88.5
基础油 5	5	5	8	5	5	5	5	5	5	5
增溶剂	0	5	5	5	5	5	5	5	5	5
酚类抗氧化剂	0.3	0.3	0.3	0.5	0	0.3	0.2	0.2	0.2	0.2
胺类抗氧化剂	0.2	0.2	0.2	0	0.5	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3
金属钝化剂	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0	0.2	0.2	0.2	0.2
极压抗磨剂 1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0	0.2	0.1
极压抗磨剂 2	0.1	0.1	0.1	0	0	0	0	0.3	0.1	0.2
其他	余量	余量	余量	余量	余量	余量	余量	余量	余量	余量

1.3 油品配方的确定

实验对表 3 所示的全配方压缩机油进行了基本的性能指标检测，结果如表 4 所示。可以看出，设计的 10 个配方产品基本理化性能指标相差不大，但氧化安定性差异较大。通过将合适比例的酚类抗氧化剂和胺类抗氧化剂进行搭配，使其协同抑制油品高温氧化后自

由基的产生，同时辅以金属钝化剂，使得配方 7、8、9 和 10 在抗氧化和抗腐蚀性性能方面更为优异，与同类进口品牌专用油相当。因此下文对配方 7、8、9 和 10 进行更加深入的极压和抗摩擦磨损性能研究及全面考察。

表 4 各配方油品的性能对比
Table 4 Comparison of oil basic performances of each formulation

项目	配方 1	配方 2	配方 3	配方 4	配方 5	配方 6	配方 7	配方 8	配方 9	配方 10	参比样	检测方法
运动黏度(40 ℃) $\nu/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	46.75	46.32	46.35	46.25	46.31	46.37	46.22	46.41	46.62	46.35	46.52	GB/T 265
黏度指数	135	139	139	139	139	139	139	139	139	139	142	GB/T 1995
倾点 $t_i/^\circ\text{C}$	-42	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-42	GB/T 3535
闪点(开口) $t_s/^\circ\text{C}$	245	249	249	249	249	249	249	249	249	249	255	GB/T 267
锈蚀	合格	合格	合格	合格	合格	合格	合格	合格	合格	合格	合格	GB/T 11143
铜片腐蚀(100 ℃,3 h)	1a	1a	1a	1a	1a	2a	1a	1a	1a	1a	1a	GB/T 5096
旋转氧弹 τ/min	2 100	2 100	2 100	1 750	1 860	2 150	2 250	2 250	2 250	2 250	2 300	SH/T 0193

2 压缩机油性能评价

2.1 极压抗磨性能考察

在 MRS-10A 四球摩擦磨损试验机上，采用 GB/T 3142 方法测定压缩机用油的最大无卡咬负荷 p_B 值，评价各压缩机油的承载能力。在载荷（392±5）N、转速（1 200±5）r/min 条件下，进行 60 min 摩擦磨损试验，用四球试验机附带的随机软件计算压缩机油的平均摩擦因数。试验所用钢球为上海钢球厂生产的一级 GCr15 标准钢球，直径为 12.7 mm，硬度为 61~65HRC。

常见的螺杆材质有 45 钢、40Cr、氮化钢、38CrMoAl 及高温合金等，压缩机工作时双螺杆一直处于反复啮合的状态，在润滑油和空气一直不断被压

缩的过程中，由钢-钢组成的摩擦副主要以滑动摩擦为主，伴随一定的冲击负荷；与此同时，为保证压缩空气的有效性，压缩机油还必须起到良好的密封性能，这就需要在螺杆啮合时润滑油膜能够保证连续稳定地存在。因此，为使空气压缩机能稳定、长期正常工作，压缩机油必须具有一定的极压性能和抗磨性能。四球摩擦实验之摩擦副也是钢-钢摩擦副，借用四球摩擦实验评价压缩机油的极压润滑性能具有一定的借鉴意义。通过平行实验对比不同配方产品润滑性能，结果如表 5 所示。从实验结果来看，通过复配不同极压抗磨剂，配方 9 具有更好的极压性能和抗摩擦磨损性能，与同类进口品牌专用油相当。

表 5 摩擦学性能对比

Table 5 Comparison on tribological performances						
项目	配方 7	配方 8	配方 9	配方 10	参比样	检测方法
最大无卡咬 负荷 p_B/N	810	710	760	710	710	GB/T 3142
烧结负荷 p_D/N	2 500	2 000	2 000	1 600	2 000	
摩擦因数 μ	0.083	0.074	0.065	0.077	0.072	

2.2 抗氧化性能分析

在实机工业应用前，为保证研发产品的性能，还需进行可靠性评价。据调研，目前还没有十分有效的螺杆式空气压缩机油抗氧化、老化性能评价方法。为此，文中设计了一种氧化模拟评价实验来评价研发产品的抗氧化、老化性能。具体实验方法为：将 80 g 油样加入干净的 150 mL 广口玻璃瓶中；取一根长 3 m、直径 1.50 mm、纯度 99.9% 的铜丝，用 100 目砂纸打磨后，经 95% 乙醇溶液清洗、冷风吹干后，绕制成外径 50 mm、高 40~42 mm 的线圈，放入装有油样的玻璃瓶中；将制作好的样品放入烘箱中在 200 ℃ 下氧化实验 48 h，其中在实验开始后第 12 h 和第 24 h 向油样连续泵送空气 6 h；实验结束后待样品恢复常温后检测黏度变化、总流失量和颜色变化。实验结果如表 6 所示。另外，选择某进口品牌专用油与研发产品进行对比。从测试结果来看，研发产品配方 9 抗氧化性能与参比样相当，也验证了配方抗氧体系构建的稳定性。

表 6 模拟氧化测试结果

Table 6 Simulated oxidation test results		
项目	配方 9	参比样
40 ℃ 运动黏度变化 $\nu/\%$	5.2	5.5
总流失量 $w/\%$	5	4.8
颜色变化	棕红透明	棕红透明

3 应用

为考察研发产品实机使用性能，在推荐换油周期为 4 000~6 000 h 的螺杆式空气压缩机进行工程实机应用。同时，为了验证产品是否具有多区域市场推广价值，在多省份开展实机应用测试。

研发产品通过陕西、安徽和广东等地多家螺杆式空气压缩机维修服务商进行了为期近 2 年的实机工业应用，试验结果表明，在实机使用过程中产品性能表现稳定，在出口排气温度和换油时间方面（实现 5 000 h 换油周期）可以达到同类进口品牌专用油的产品指标，同时可降低约 40% 的产品购买成本。可见，研发产品在满足国内市场使用要求的同时，还可以有效降

低企业的使用成本，提高企业综合市场竞争力。

4 结论

以一定比例的矿物油与合成油复配作为基础油，通过搭配合适的酚类抗氧化剂、胺类抗氧化剂、金属缓蚀剂、极压抗磨剂等功能添加剂，研发出一款抗氧化体系稳定和极压抗磨性能优异的螺杆式空气压缩机油。通过极压抗磨性能、抗氧化性能考察，其达到同类进口品牌专用油性能标准。实机应用结果表明，研发产品性能表现稳定，可实现 5 000 h 长换油周期，且成本相比同类进口专用油可降低约 40%。

参考文献

[1] 孙风成.L-DAH 回转式(螺杆)空气压缩机油开发与应用[J].润滑油,2017,32(5):12-17.
SUN F C.Development and application of L-DAH rotary screw air compressor oil[J].Lubricating Oil,2017,32(5):12-17.

[2] 蔡叔华,林振国.压缩机油[M].北京:烃加工出版社,1988.

[3] 熊则男,乔宗亮.回转式压缩机与泵:共轭件啮合动态测试[M].北京:机械工业出版社,1995.

[4] 王华秋,王斌.基于深度信念网络的空压机故障监测研究[J].重庆理工大学学报(自然科学),2019,33(5):142-147.
WANG H Q,WANG B.Research of fault monitoring of air compressor based on DBN[J].Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science),2019,33(5):142-147.

[5] 李秋秋,冯伟,赵畅畅,等.油液分析在螺杆式空压机润滑故障诊断中的应用[J].润滑与密封,2016,41(4):137-140.
LI Q Q,FENG W,ZHAO C C,et al.Application of oil analysis technology in screw compressors failure diagnosis[J].Lubrication Engineering,2016,41(4):137-140.

[6] 岳国良,冯全科.船用重负荷空气压缩机油的研究[J].合成润滑材料,2015,42(4):7-10.
YUE G L,FENG Q K.Research on marine severe air compressor oil[J].Synthetic Lubricants,2015,42(4):7-10.

[7] 熊洪飞,陈朝武.4506(68)合成压缩机油在氯乙烯螺杆压缩机上的应用[J].合成润滑材料,2017,44(1):32-34.
XIONG H F,CHEN C W.Application of synthetic compressor oil 4506(68) on vinyl chloride screw compressor[J].Synthetic Lubricants,2017,44(1):32-34.

[8] 孙志林.煤矿用螺杆空气压缩机油劣化试验研究[J].流体机械,2015,43(1):13-15.
SUN Z L.Experiment study on deterioration of screw-air compressor oil in coal mines[J].Fluid Machinery,2015,43(1):13-15.

[9] 肖晓东.螺杆式压缩机油系统积炭故障处理[J].川化,2011(1):30-31.

[10] 范春艳.试论螺杆压缩机发展现状及应用[J].化学工程与装备,2010(9):186-187.

[11] 陈晓伟.非对称受阻酚抗氧化剂在压缩机油中的应用[J].润滑油,2015,30(1):33-36.
CHEN X W.Application of asymmetric hindered phenolic antioxidant in compressor oil[J].Lubricating Oil,2015,30(1):33-36.