

# 摩 擦 学 学 报

(Mocaxue Xuebao)

第 39 卷 第 4 期 (总第 192 期) 2019 年 7 月

## 目 次

### · 研究论文

- 聚多巴胺辅助两性离子聚合物界面组装制备水润滑纳米涂层… 魏强兵, 岳芹宇, 李乐乐, 付甜, 麻拴红, 周峰 (387)
- 热氧化温度对 TC4 钛合金在生理盐水中腐蚀磨损性能的影响 …… 曹磊, 孙航, 徐铁伟, 万勇, 蒲吉斌 (396)
- 尼龙自润滑性与表面结构协同作用对 HDPE 基水润滑轴承摩擦磨损性能的影响… 崔旨桃, 郭智威, 谢心, 袁成清 (407)
- 载荷对 Ni<sub>3</sub>Al 基自润滑复合涂层摩擦学行为的影响 …… 范祥娟, 李文生, 杨军, 朱圣宇, 程军, 胡伟, 何东青 (418)
- 混合润滑下螺旋锥齿轮抗胶合能力分析 …… 甘来, 蒲伟, 肖科, 王家序, 曹伟, 汪巨基 (426)
- 水润滑环境下聚合物 PLL-g-PEG 的宏观摩擦学性能的研究 …… 李栋, 杨淑燕, 郭峰 (434)
- 硅基底复合自组装膜的制备及其微摩擦磨损性能研究 …… 刘同冈, 游坤, 赵康康, 查塔尔 (444)
- 惯性效应对超高速倾斜端面气膜密封稳态特性影响 …… 沈伟, 彭旭东, 江锦波, 李纪云, 赵文静 (452)
- 丁腈橡胶紫外线臭氧照射亲水改性及其水润滑性能研究 …… 王家序, 冯伟, 韩彦峰, 王立武, 李俊阳 (463)
- 几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究 …… 吴继强, 王黎钦, 陆宇帆, 古乐, 张传伟 (470)
- D2 车轮钢原始组织对滑动磨损性能的影响 …… 辛悦, 赵秀娟, 潘金芝, 潘睿, 任瑞铭 (479)
- 行星滚柱丝杠动态摩擦力矩和传动效率分析 …… 解志杰, 张传伟, 薛其河, 王黎钦, 古乐, 马欣新, 王非 (489)
- 空间扫描电机油润滑轴承寿命试验验证 …… 徐增闯, 崔维鑫, 梁宇翔, 袁志刚, 刘石神 (497)
- 定子表面结构对超声电机性能的影响 …… 曾帅帅, 李锦棒, 陈鹏飞, 崔玉国 (504)

### · 评述与进展

- 石墨烯掺杂的陶瓷和金属自润滑材料研究进展 …… 冯彦寒, 方建华, 吴江, 刘坪, 范兴钰, 王鑫, 姜自超 (511)

责任编辑 周金芳

期刊基本参数 CN 62 - 1095/O4 \* 1981 \* b \* 16 \* 136 \* zh \* P \* ¥38.00 \* 2000 \* 15 \* 2019 - 07

# Tribology

Vol 39, No 4, July 2019

## Contents

- Polydopamine Assisted Co-Assembly for Fabrication of Zwitterionic Polymer Nanocoating with Efficient Aqueous Lubrication ..... WEI Qiangbing, YUE Qinyu, LI Lele, FU Tian, MA Shuanhong, ZHOU Feng (387)
- Effects of Thermal Oxidation Temperature on Tribocorrosion Performance of TC4 Alloy in Physiological Saline Solution ..... CAO Lei, SUN Hang, XU Tiewei, WAN Yong, PU Jibin (396)
- The Synergistic Effect Mechanism of PA66 Self-Lubrication Property and Surface Texture on Tribological Performance of HDPE Water-Lubricated Bearing ..... CUI Zhitao, GUO Zhiwei, XIE Xin, YUAN Chengqing (407)
- Effect of Loads on Tribological Behaviors of Ni<sub>3</sub>Al Matrix Self-Lubricating Composite Coating ..... FAN Xiangjuan, LI Wensheng, YANG Jun, ZHU Shengyu, CHENG Jun, HU Wei, HE Dongqing (418)
- Analysis of Spiral Bevel Gears Scuffing Load Capacity in Mixed EHL Regime ..... GAN Lai, PU Wei, XIAO Ke, WANG Jiaxu, CAO Wei, WANG Juji (426)
- Macro-Tribological Studies of Polymer PLL-g-PEG in Aqueous Lubrication ..... LI Dong, YANG Shuyan, GUO Feng (434)
- Preparation and Microtribological Properties of Self-assembling Composite Films on Silicon Substrate ..... LIU Tonggang, YOU Kun, ZHAO Kangkang, MUHAMMAD Chhattal (444)
- The Influence of Inertia Effect on Steady Performance and Dynamic Characteristic of Super High-Speed Tilted Gas Face Seal ..... SHEN Wei, PENG Xudong, JIANG Jinbo, LI Jiyun, ZHAO Wenjing (452)
- Hydrophilic Modification and Water Lubrication Performance of NBR Rubber UV/Ozone (UVO) Treatment ..... WANG Jiaxu, FENG Wei, HAN Yanfeng, WANG Liwu, LI Junyang (463)
- Geometric Modification on Mixed Lubrication Performance of Low-Speed Cylindrical Roller Bearing ..... WU Jiqiang, WANG Liqin, LU Yufan, GU Le, ZHANG Chuanwei (470)
- Influences of Microstructure on Sliding Wear Performance of D2 Wheel Steel ..... XIN Yue, ZHAO Xiujuan, PAN Jinzhi, PAN Rui, REN Ruiming (479)
- Analysis of Dynamic Friction Torque and Transmission Efficiency of Planetary Roller Screw ..... XIE Zhijie, ZHANG Chuanwei, XUE Qihe, WANG Liqin, GU Le, MA Xinxin, WANG Fei (489)
- Life Test Verification of Oil-Lubricated Bearing for Space Scanning Motor ..... XU Zengchuang, CUI Weixin, LIANG Yuxiang, YUAN Zhigang, LIU Shishen (497)
- Effect of Stator Surface Texture on the Performances of an Ultrasonic Motor ..... ZENG Shuaishuai, LI Jinbang, CHEN Pengfei, CUI Yuguo (504)
- Research Progress on Graphene Doped Ceramic and Metal Self-lubricating Materials ..... FENG Yanhan, FANG Jianhua, WU Jiang, LIU Ping, FAN Xingyu, WANG Xin, JIANG Zichao (511)

# 《摩擦学学报》第七届编委会名单

(按姓氏拼音排序)

顾 问	高万振(研究员)	李诗卓(教授)	刘家浚(教授)	齐毓霖(教授)
	温诗铸(院士)	徐滨士(院士)	谢友柏(院士)	严东生(院士)
	张嗣伟(教授)	赵 源(研究员)		
主 编	薛群基(院士)			
常务副主编	刘维民(院士)			
副 主 编	李 健(研究员)	雒建斌(院士)	周仲荣(教授)	
委 员	蔡振兵(研究员)	陈国需(教授)	陈华辉(教授)	陈建敏(研究员)
	程先华(教授)	戴振东(教授)	邓建新(教授)	丁传贤(院士)
	方 亮(教授)	冯大鹏(研究员)	葛世荣(教授)	郭东明(院士)
	郭 强(教授)	郭志光(研究员)	韩志武(教授)	胡丽天(研究员)
	胡元中(教授)	黄 平(教授)	黄伟九(教授)	贾均红(研究员)
	寇宏超(教授)	雷明凯(教授)	黎 明(教授)	李红轩(研究员)
	李 俊(院士)	李 曙(研究员)	刘 焜(教授)	刘 阳(高工)
	刘勇兵(教授)	路新春(教授)	彭旭东(教授)	钱林茂(教授)
	任露泉(教授)	任天辉(教授)	水 琳(教授级高工)	佟 金(教授)
	王成焘(教授)	王国彪(教授)	王海斗(教授)	王华明(教授)
	王黎钦(教授)	王立平(研究员)	王齐华(研究员)	王文中(教授)
	王晓雷(教授)	翁立军(研究员)	乌学东(研究员)	邢建东(教授)
	严新平(教授)	阎逢元(研究员)	杨 军(研究员)	杨沛然(教授)
	虞 烈(教授)	张建荣(教授)	张俊彦(研究员)	张绪虎(教授)
	张招柱(研究员)	张治军(教授)	周 峰(研究员)	周惠娣(研究员)
	朱昱昊(教授)	Robert JK Wood(教授)	Nikolai Myshkin(教授)	Stephen M Hsu(教授)

## 摩擦学学报 (Mocaxue Xuebao)

双 月 刊

第 39 卷 第 4 期 (总第 192 期) 2019 年 7 月

(1981 年创刊)

## Tribology

Bimonthly

Vol 39 No 4, (Sum No 192) July 2019

(Started in 1981)

主 管 中国科学院  
 主 办 中国科学院兰州化学物理研究所  
 主 编 薛群基  
 编 辑 《摩擦学学报》编辑部  
 地 址 甘肃省兰州市天水中路 18 号  
 邮 政 编 码 730000, 电 话 0931-4968238  
 电 子 信 箱 tribology@licp.cas.cn  
 出 版 科 学 出 版 社  
 (北京市东黄城根北街 16 号 100717)  
 印 刷 装 订 兰州万易印务有限责任公司  
 总 发 行 处 兰州市邮政局  
 国 外 总 发 行 中国际图书贸易总公司  
 (中国际书店 北京 399 信箱 100044)

Superintended by Chinese Academy of Sciences  
 Sponsored by Lanzhou Institute of Chemical Physics,  
 Chinese Academy of Sciences  
 Editor-in-Chief XUE Qunji  
 Edited by Editorial Office of Tribology  
 Address 18 Tianshui Road, Lanzhou, 730000, China,  
 Tel: 86-931-4968238, E-mail: tribology@licp.cas.cn  
 Published by Science Press, Beijing, China  
 (16 Donghuangchenggen, North Street, Beijing 100717)  
 Printed by Wanyi Printing House of Lanzhou  
 Distributed by Post Office of Lanzhou  
 Distributed by China International Book Trading Corporation  
 (P.O.B. 399, Beijing, China)

标准刊号: ISSN 1004-0595  
CN 62-1095/O4

国内外公开发行人代号: 国内邮发 54-42  
国外发行 4504BM

国内定价: 本期 38 元  
全年 228 元



(购买本刊请扫左侧二维码)



DOI: 10.16078/j.tribology.2019069

# 聚多巴胺辅助两性离子聚合物界面 组装制备水润滑纳米涂层

魏强兵<sup>1\*</sup>, 岳芹宇<sup>1</sup>, 李乐乐<sup>1</sup>, 付甜<sup>1</sup>, 麻拴红<sup>2</sup>, 周峰<sup>2\*</sup>

(1. 西北师范大学化学化工学院 生态环境相关高分子材料教育部重点实验室 甘肃省  
高分子材料重点实验室, 甘肃 兰州 730070;

2. 中国科学院兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000)

**摘要:** 亲水和低摩擦表面涂层在生物植入体及医疗器械方面有着很广泛的应用, 为发展简单、通用的涂层制备方法, 本文作者采用聚多巴胺辅助共沉积技术, 将壳聚糖基两性离子共聚物组装到材料表面, 制备了超亲水、低摩擦和抗污染水润滑纳米涂层, 考察了聚合物浓度对共沉积复合涂层的厚度、亲水性和润滑性的影响. 结果表明: 随着聚合物浓度的增大, 涂层厚度略有下降; 该涂层在纯水及不同生物介质中表现出优异的润滑性能(摩擦系数 $\mu$ 为 0.015)和抗污染性能. 该方法适用于多种惰性材料表面(金属、陶瓷和聚合物等), 有望用于生物植入体、医用导管等表面制备多功能水润滑纳米涂层.

**关键词:** 聚多巴胺; 两性离子聚合物; 表面改性; 水润滑; 低摩擦涂层

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0387-09

## Polydopamine Assisted Co-Assembly for Fabrication of Zwitterionic Polymer Nanocoating with Efficient Aqueous Lubrication

WEI Qiangbing<sup>1\*</sup>, YUE Qinyu<sup>1</sup>, LI Lele<sup>1</sup>, FU Tian<sup>1</sup>, MA Shuanhong<sup>2</sup>, ZHOU Feng<sup>2\*</sup>

(1. Key Laboratory of Eco-Environmental-Related Polymer Materials, Ministry of Education, Key Laboratory of  
Polymer Materials of Gansu Province, College of Chemistry and Chemical Engineering,

Northwest Normal University, Gansu Lanzhou 730070, China

2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics,

Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China)

**Abstract:** Low friction and hydrophilic surfaces have critical applications in biomedical devices and implants. This work reports a facile and universal method to prepare hydrophilic, low friction and antifouling coating by dopamine assisted codeposition of chitosan graft zwitterionic copolymer. The effects of polymer concentration on the thickness, hydrophilicity and lubricity of co-deposited coatings were investigated. The results show that the coating thickness decreases slightly with the increase of polymer concentration. The codeposited coating shows superior lubrication performance (friction coefficient  $\mu$  is 0.015) and antifouling in pure water as well as biological fluids. Furthermore, the

Received 17 April 2019, revised 16 May 2019, accepted 23 May 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: weiqiangbing@nwnu.edu.cn; zhouf@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968466.

This work is supported by the National Natural Science Foundation of China (21504070, 51705507), the Research Project of Universities of Gansu Province (2015B-029) and Key Research Project from the National Key Research and Development Program of China (2016YFC1100401).

国家自然科学基金项目(21504070, 51705507)、甘肃省高等学校科研项目(2015B-029)和国家重点研发计划项目(2016YFC1100401)资助.

versatility of this strategy allows fabrication of lubricious polymer coatings on diverse materials surfaces. This multifunctional coating may find important applications in biomedical devices and implants.

**Key words:** polydopamine; zwitterionic polymer; surface modification; aqueous lubrication; low friction coating

亲水和低摩擦表面涂层在生物植入体及医疗器械方面有着很广泛的应用,例如医用导管表面润滑涂层可以大大改善导管与相互接触的组织之间的界面摩擦<sup>[1-3]</sup>.如何通过简单易操作的方法构建同时具有超亲水、超润滑和抗污染的多功能高分子涂层,一直以来是生物医用材料领域研究者关注的热点.

生物体在长期的进化过程中具备了非常优异的润滑和抗污染性能,例如眼睛玻璃体、滑液关节以及人体各个器官,人体滑液关节在多变的接触载荷和长期的使用中始终保持非常低的摩擦系数.滑液关节的超润滑主要是因为关节滑液中的生物大分子组装到关节软骨表面形成多级的“刷”型结构,并结合大量水分子形成边界润滑层来实现超低的摩擦系数<sup>[4-6]</sup>.受关节润滑的启发,研究者已相继报道了多种表面聚合物润滑层来降低材料表面的摩擦力<sup>[7-8]</sup>,主要有表面固定的生物大分子<sup>[9-10]</sup>(如透明质酸、黏蛋白等)和表面接枝亲水聚合物刷<sup>[11-12]</sup>,试验结果表明表面接枝聚合物刷在水中可以实现超低的摩擦系数,甚至达到比天然关节更低的摩擦系数.到目前为止,聚(2-甲基丙烯酰氧乙基磷酸胆碱)两性离子聚合物刷(PMPC)由于其良好的生物相容性、超亲水特性,被认为是最具潜力的生物润滑材料<sup>[13-14]</sup>.然而,无论是表面固定生物大分子还是聚合物刷,其制备过程通常较为繁琐,反应条件苛刻,对基底具有很强的选择性,从而在很大程度上限制了其应用范围.

近几十年来,由于仿生聚多巴胺(PDA)涂层材料制备简单、适用基底范围广以及粘附能力强等优点,已经成为科学家广泛采用的表面修饰方法<sup>[15]</sup>,而且PDA能够与氨基或巯基封端的高分子进行二次反应制备出各种多功能表面涂层<sup>[16-17]</sup>.更为重要的是,近年来的研究表明PDA还可以通过非共价相互作用与非离子型水溶性高分子(聚乙烯醇、聚乙烯基吡咯烷酮、聚乙二醇等)形成共沉积涂层<sup>[18-19]</sup>,这一辅助共沉积策略为一步法简易制备聚多巴胺基表面功能涂层提供了可能,并广泛用于抗污染、抗菌以及油水分离等方面<sup>[20-22]</sup>.

为发展超亲水、低摩擦和抗污染的多功能生物医用涂层,本文作者通过两性离子聚合物(PMPC)的接枝改性制备了壳聚糖接枝两性离子接枝共聚物(chitosan-g-PMPC),然后采用聚多巴胺辅助共沉积技术,将壳聚糖基两性离子共聚物组装到材料表面,系统考察了

聚合物浓度对共沉积涂层的厚度、亲水性和润滑性能的影响,并研究了涂层在纯水及不同生物介质中的润滑稳定性.该方法操作简单,基本不使用有机溶剂和有毒催化剂,所制备涂层生物相容性好,有望用于在生物植入体和医疗器械表面构建超亲水、低摩擦和抗污染纳米涂层.

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及制备

#### 1.1.1 试验试剂及材料

壳聚糖(脱乙酰度>80%,中等黏度,200~400 mPa·s)购买于上海阿拉丁生化科技股份有限公司,多巴胺盐酸盐(98%)和2-甲基丙烯酰氧乙基磷酸胆碱(MPC,96%)均购于百灵威科技有限公司,牛血清蛋白(BSA)购于生工生物工程(上海)有限公司.其他常用试剂均为国产分析纯,使用前未经纯化.PBS缓冲溶液的浓度为10 mM,总离子强度为150 mM.试验中所用去离子水为实验室自制,所用钛片为在硅表面通过磁控溅射制备的钛涂层,厚度约为100 nm.

#### 1.1.2 Chitosan-g-PMPC的制备

称取0.1 g壳聚糖,加入40 mL体积分数为1%的醋酸溶液,充分搅拌使其完全溶解,通氮气20 min,加热至60 °C后,依次加入25 mg过硫酸铵引发剂和0.5 g 2-甲基丙烯酰氧乙基磷酸胆碱单体,在60 °C下继续反应12 h.待反应结束后,冷却至室温,将混合溶液转移至透析袋,在去离子水中透析3 d以除去未反应的单体及低分子量聚合物,最后将聚合物溶液浓缩并冷冻干燥得到白色粉末.

#### 1.1.3 PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的制备

以钛片表面沉积PDA/Chitosan-g-PMPC复合涂层为例,首先将钛片依次在异丙醇、丙酮和水中超声清洗15 min,然后用氧等离子体活化3 min.将处理的钛片浸入含有不同浓度Chitosan-g-PMPC共聚物和多巴胺盐酸盐的Tris (10 mM, pH=8.5)缓冲溶液中(固定多巴胺的浓度为2 mg/mL),室温条件下浸泡24 h后,取出并用大量去离子水冲洗,以除去表面吸附的聚合物,并用氮气吹干待用.

#### 1.1.4 PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的表征

聚合物样品的红外光谱图在Nicolet iS10 (Thermo Nicolet Corporation)型傅立叶变换红外光谱仪上测

试, 分辨率均为 $4\text{ cm}^{-1}$ , 扫描次数32次, 样品采用溴化钾压片法制备, 采用透过模式. 聚合物涂层厚度用Gaertner model L116E型椭圆偏振光测量仪测得(He-Ne激光光源,  $\lambda=632.8\text{ nm}$ ), 入射角为 $50^\circ$ , 聚合物薄膜的折光率采用1.46. 表面化学组分在PHI-5702多功能X射线光电谱仪(XPS)上进行, 以Al K $\alpha$ 作为激发源, 通过能量为29.35 eV, 以C1s的结合能284.8 eV为内标. 静态接触角用DSA-100光学接触角测量仪在室温环境中测试,  $5\text{ }\mu\text{L}$ 去离子水作为测试液体, 测试5个不同位置的接触角并计算平均值. 表面形貌采用Agilent 5500原子力显微镜(AFM), 在轻敲模式下扫描成像, 所用探针的法向力常数为 $2.8\text{ N/m}$ . 蛋白质吸附采用镀金的石英芯片, 在瑞典Biolin Scientific的石英晶体微天平(Q-sense E1)上进行测试, 吸附质量根据Sauerbrey方程进行计算,  $\Delta m = -C \cdot \Delta f/n$ , 其中 $\Delta m$ 为吸附质量,  $\Delta f$ 为频率变化,  $C$ 等于 $17.7\text{ ng}/(\text{cm}^2 \cdot \text{Hz})$ ,  $n$ 为倍频数.

## 1.2 试验方法

### 1.2.1 摩擦性能测试

涂层的摩擦学性能采用传统的球-盘接触式往复摩擦试验机(CSM Co Ltd, Switzerland)进行测试, 以弹性聚二甲基硅氧烷(PDMS)半球(直径为6 cm)作为摩擦副与涂层在水中摩擦. PDMS半球由商用的硅烷预

聚体(SYLGARD 184 silicone Elastomer, base and curing agents, Dow Corning)制备, 采用U底的96孔细胞培养板(Dow Corning)作为模具. 其制备过程是先将预聚体和固化剂以质量比为10:1的比例均匀混合, 在真空下脱除气泡, 然后浇铸到细胞培养板中, 在 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 下固化24 h即得到PDMS半球. PDMS半球的表面接触角为 $115 \pm 2^\circ$ , 表面粗糙度约为1.5 nm. 摩擦测试过程中滑动1个循环的长度为10 mm, 摩擦系数为至少为3次平行测试的平均值, 每次测试均在新的聚合物表面进行.

## 2 结果与讨论

### 2.1 PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的制备及表征

PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的制备共分为两步, 第一步是合成chitosan-g-PMPC共聚物, 第二步将多巴胺与不同浓度的chitosan-g-PMPC混合, 通过共沉积将聚合物组装到材料表面. 由于壳聚糖主链氨基的存在使其产生强烈的分子内和分子间氢键, 这使得壳聚糖难溶于水和一般的有机溶剂, 只能溶解于部分稀酸溶液中. 如图1(a)所示, 将壳聚糖溶于稀醋酸溶液, 在过硫酸铵引发剂的作用下, 壳聚糖链上的氨基可以产生自由基, 壳聚糖链充当大分子引发剂引发丙烯酸单体接枝聚合可以直接将2-甲基丙烯酰氧乙基磷酸胆

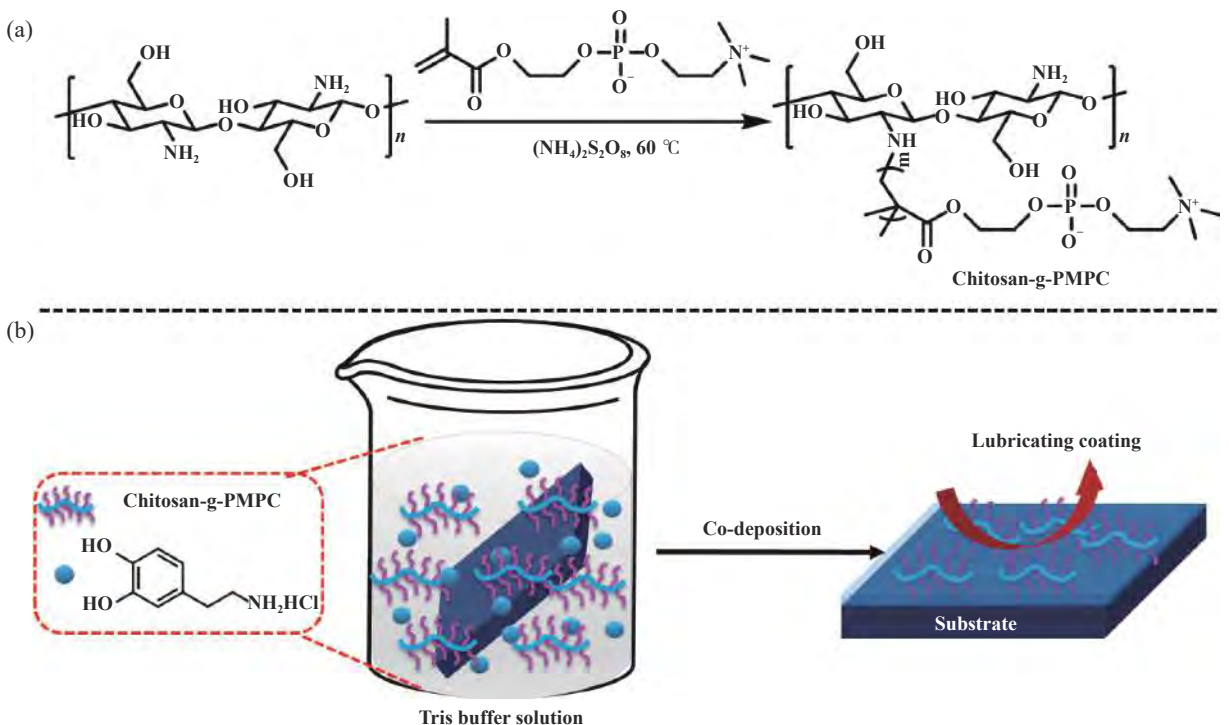


Fig. 1 Synthesis process of chitosan-g-PMPC copolymer (a) and schematic illustration of fabrication of PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating on substrate (b)

图1 (a)chitosan-g-PMPC共聚物的合成;(b)PDA/chitosan-g-PMPC共沉积涂层的制备过程示意图

碱两性离子单体接枝到壳聚糖侧链,从而得到壳聚糖接枝两性离子接枝共聚物(chitosan-g-PMPC)<sup>[23]</sup>. 通过壳聚糖改性前后溶解性的显著变化,直观地反映了两性离子聚合物的成功接枝. 如图2(a)所示,壳聚糖能溶解于体积分数1%的醋酸溶液,但不溶于纯水,而接枝改性后的chitosan-g-PMPC不仅能溶于酸性溶液,而且

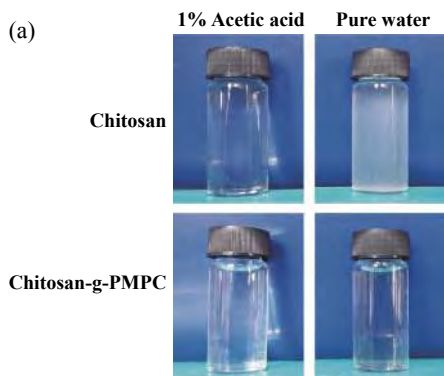
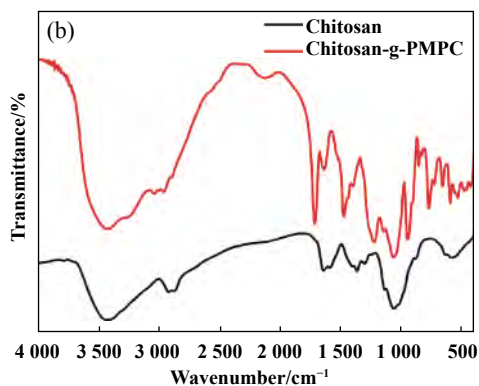


Fig. 2 Solubility images (a) and FTIR spectra (b) of chitosan and chitosan-g-PMPC copolymer

图2 壳聚糖和chitosan-g-PMPC copolymer的溶解性照片(a)和红外光谱图(b)



PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的制备过程如图1(b)所示,将chitosan-g-PMPC与多巴胺按一定浓度比例混合溶解于Tris缓冲溶液中,通过一步共沉积法即可在基底表面制备PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层. 该复合涂层设计中,PDA充当粘附组分,两性离子聚合物为润滑组分. 根据已有文献报道,在聚多巴胺辅助共沉积过程中,首先是多巴胺分子氧化自聚形成PDA聚集体,亲水聚合物会通过非共价相互作用组装到PDA聚集体表面,进而随着PDA的粘附一同组装到材料表面<sup>[24]</sup>. 在此过程中,聚合物的浓度会影响多巴胺的聚合及其在基底表面的粘附稳定性,而且聚合物的浓度也会影响涂层的亲水性和润滑性能,所以我们固定多巴胺的浓度,考察了不同chitosan-g-PMPC聚合物浓度对共沉积涂层的影响.

如图3所示为复合涂层的厚度随共聚物浓度的变化,沉积24 h后,PDA涂层的厚度约为17 nm. 随着chitosan-g-PMPC聚合物的引入,共沉积涂层的厚度略有下降,随着共聚物浓度的增加,涂层厚度逐渐减小,当chitosan-g-PMPC聚合物的浓度为10 mg/mL时,厚度为13 nm,这与文献结果相一致<sup>[25]</sup>. 涂层厚度的降低可能是由于高浓度的chitosan-g-PMPC聚合物可以抑制PDA纳米聚集体的形成,然后降低PDA在基材上的沉积和粘附,这与聚多巴胺辅助共沉积动力学有关<sup>[25]</sup>. 多巴胺在氧化自聚合过程中,先形成寡聚体或小尺寸

能充分溶解于水中. 图2(b)所示为未改性壳聚糖及chitosan-g-PMPC共聚物的红外光谱图,与未改性壳聚糖相比,chitosan-g-PMPC在1725 cm<sup>-1</sup>处的强吸收峰为侧链PMPC中的酯羰基,1235 cm<sup>-1</sup>处的吸收峰归属为PMPC中的磷酸酯基,这些吸收峰的出现表明两性离子聚合物PMPC成功接枝到壳聚糖上.

的纳米聚集体,随着时间的延长,多巴胺分子之间会通过氢键或 $\pi$ - $\pi$ 堆积相互作用使聚集体尺寸进一步增长. 聚集体在增长过程中,一部分会沉积并粘附在基底表面,一部分会在溶液中沉淀出来. 引入chitosan-g-PMPC会干扰PDA之间的相互作用,从而抑制了较大尺寸聚集体的形成以及削弱了PDA在基底表面的沉积.

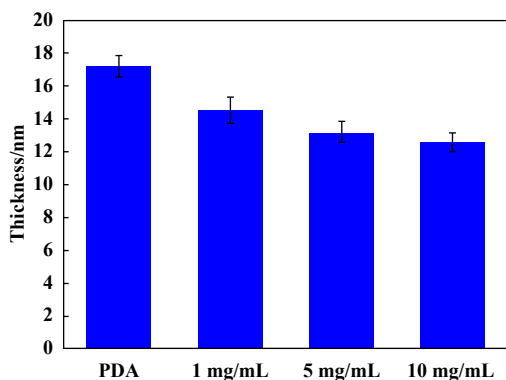


Fig. 3 Thickness of PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating on Si substrate with different concentrations of chitosan-g-PMPC copolymer

图3 硅基底表面PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的厚度随共聚物浓度的变化

我们采用原子力显微镜(AFM)对复合涂层的形貌进行了表征,图4(a~c)分别为未改性钛片、PDA涂层以及PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的AFM形貌. 从图4

中可以看出, 未改性的钛片表面由均匀的纳米级颗粒组成, 均方根粗糙度为8.5 nm, PDA涂层沉积后, 表面可以明显看出较大尺寸的PDA纳米聚集体, 而且粗糙度明显增大(14.3 nm). 当PDA与chitosan-g-PMPC共沉积后, 复合涂层表面的纳米聚集体尺寸变小, 而且分布更加均匀, 这也说明了chitosan-g-PMPC共聚物确实能够抑制PDA聚集体的增长. 为了进一步分析

PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的化学组成, 我们进行了X射线光电子能谱(XPS)测试, 图4(d)和图4(e)为PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的N1s和P2p谱, 在402.4 eV处N1s信号和133.4 eV处P2p信号的出现, 表明chitosan-g-PMPC共聚物成功地掺入PDA涂层中, 399.6 eV处的N1s信号来源于PDA中固有的N元素以及chitosan-g-PMPC中主链壳聚糖上氨基.

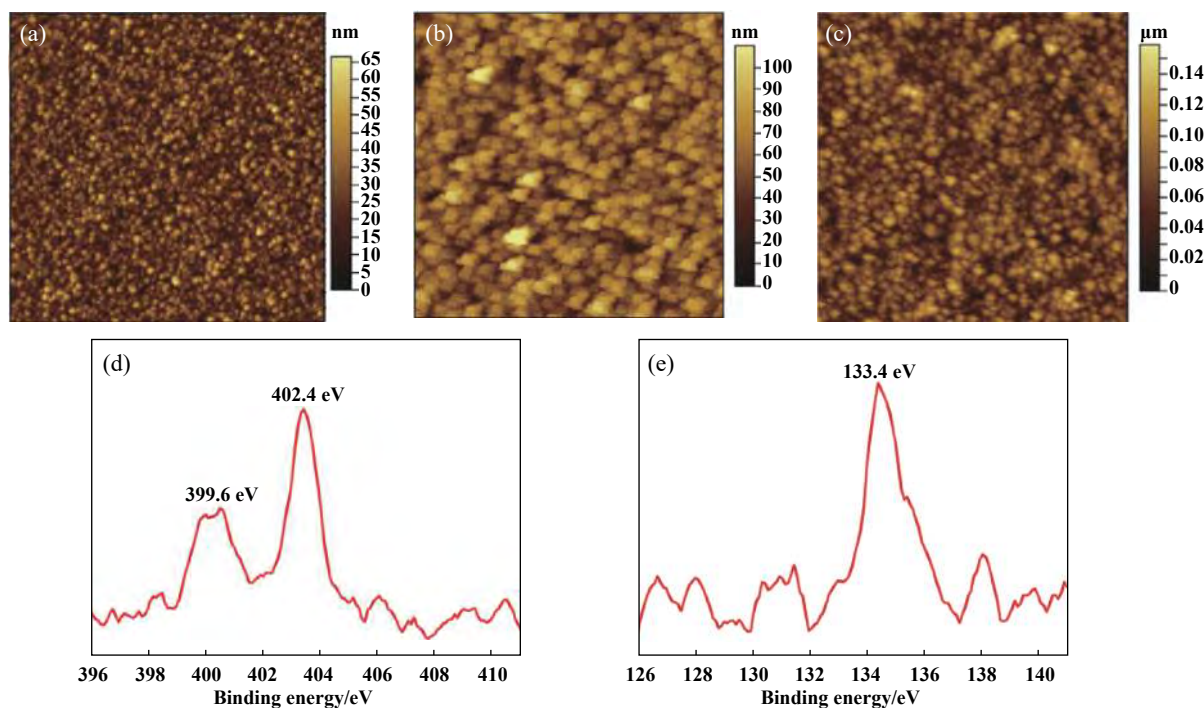


Fig. 4 The AFM morphology and XPS characterization of PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating. (a) bare Ti wafer; (b) PDA coating; (c) PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating with 5 mg/mL concentration of copolymer; (d) N1s spectrum; (e) P2p spectrum. The size of AFM images is  $5 \mu\text{m} \times 5 \mu\text{m}$

图 4 AFM形貌表征和PDA/chitosan-g-PMPC涂层的XPS分析: (a)未改性钛片; (b)PDA涂层; (c)PDA/chitosan-g-PMPC共沉积涂层, chitosan-g-PMPC的浓度为5 mg/mL; (d)N1s XPS图谱; (e)P2p XPS图谱. AFM形貌图片的尺寸为 $5 \mu\text{m} \times 5 \mu\text{m}$

## 2.2 PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的亲水性

表面涂层的亲水性是影响其润滑性能的重要因素, 因此, 我们采用水接触角(water contact angle, WCA)研究了PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的表面润湿性. 图5所示为未改性钛片、PDA涂层以及PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的水接触角, 未改性钛片的表面接触角为 $90 \pm 1^\circ$ , 经PDA改性后其接触角降低到 $53 \pm 2^\circ$ . 值得注意的是当PDA涂层中引入chitosan-g-PMPC共聚物后, 表面接触角进一步显著降低. 总的来说, 随着chitosan-g-PMPC共聚物的浓度增大, 接触角也随之降低, 表面变得更加亲水. 当共聚物浓度从1 mg/mL增加为5 mg/mL时, 接触角从 $15 \pm 2^\circ$ 降至 $7 \pm 2^\circ$ , 为完全超亲水状态. 由于PDA/chitosan-g-

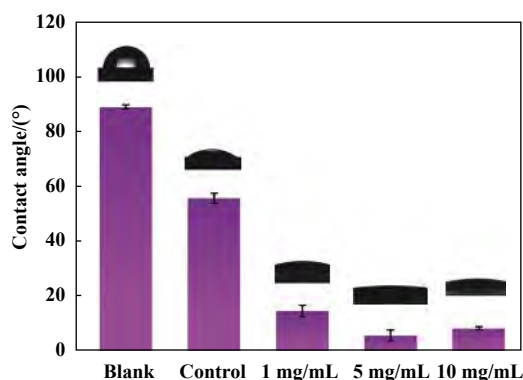


Fig. 5 Water contact angles of bare Ti wafer (blank), PDA coating (control) and PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating with different concentrations of copolymer  
图 5 未改性钛片(blank)、PDA涂层(control)以及PDA/chitosan-g-PMPC涂层(不同聚合物浓度)的水接触角



PMPC复合涂层的超亲水特征,水滴迅速在涂层表面铺展,这归因于两性离子PMPC聚合物链中的正负电荷,能结合大量水分子,形成高度水化的界面聚合物层,这为其在水润滑方面的应用奠定了基础<sup>[26]</sup>.

### 2.3 PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的润滑性能测试

为了模拟生物体的软接触模式,我们选取了弹性PDMS对偶来降低摩擦过程中的接触压力,首先以纯水作为润滑介质测试了PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的润滑性能.如图6(a)所示,钛片表面在水润滑的情况下摩擦系数非常高( $\mu$ 约为1.5),这种结果主要因为钛片表面亲水性较差,再加上水的黏度太低,不能形成有效的润滑膜,当然也可能是由于疏水PDMS球与钛片表面的直接接触和高的粘附力所导致.经PDA涂层修饰后,其表面摩擦系数明显降低,为0.05左右,尽管PDA涂层虽然不是超亲水状态,但其含有的部分亲水官能团可以结合水分子形成边界润滑膜,从而降低了摩擦系数.对于PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层, chitosan-g-PMPC聚合物的引入,使得具有PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层的钛片表面的摩擦系数进一步降低,表现出更加优异的润滑性能,而且随着共聚物浓度的增加,摩擦系数先减小后增大,当共聚物浓度为5 mg/mL时,润滑性能最佳,从其摩擦系数曲线可以算出平均摩擦系数约为0.014,与未改性Ti表面相比,摩擦系数降低了两个数量级[见图6(b)].继续增加共聚物浓度,摩擦系数反而略有增大. PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层优异的润滑性能主要归因于水合润滑机理,即涂层中chitosan-g-PMPC共聚物能够结合大量水分子形成流体状的边界润滑层,以避免两个基底的直接

接触并显著降低界面摩擦<sup>[21,27]</sup>.当聚合物浓度较大时,因为高浓度的聚合物会影响多巴胺的自聚及表面组装过程,而且高浓度的聚合物之间可能存在链缠结或聚集所导致的,这与前面润湿性结果完全一致.此外, PDA涂层在基底表面的强粘附作用保持了PDA/chitosan-g-PMPC边界润滑层的稳定性.

由于PDA/chitosan-g-PMPC涂层在生物介质中的稳定性和抗污染性能对于其保持良好的润滑性能非常重要,所以我们考察了PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层在PBS缓冲溶液(pH=7.4)和生理盐水(0.9% NaCl)中的润滑稳定性.如图7(a)所示, PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层在PBS缓冲溶液和生理盐水中能保持优异的润滑性能,其摩擦系数与纯水中基本相同,这主要是因为两性离子聚合物在盐溶液中具有抗静电屏蔽的作用<sup>[28]</sup>.此外,生物大分子的吸附也会影响涂层的润滑性能,我们进一步测试了该涂层在牛血清白蛋白溶液(BSA)中摩擦性能和抗污染性能,从图7(a)可以看出,0.1 mg/mL的BSA溶液中的摩擦系数与纯水相比略有上升,但仍能保持较好的润滑性能( $\mu$ 约为0.03).而且我们也采用石英晶体微天平(QCM)技术原位定量监测了PDA/chitosan-g-PMPC的抗污染性能,如图7(b)所示, PDA/chitosan-g-PMPC涂覆的QCM芯片在注射BSA蛋白质溶液并用纯水冲洗后, QCM芯片仅出现轻微的频率下降( $\Delta f$ 约为-5 Hz),表明该涂层具有良好的抗蛋白质吸附性,可以计算出BSA的吸附质量为17.7 ng/cm<sup>2</sup>.相比之下,单纯的PDA涂层在注射蛋白质溶液并用纯水冲洗后,出现显著地频率降低( $\Delta f$ 约为-30 Hz),表明BSA容易在PDA涂层表面吸附,其吸附质量约为106.2 ng/cm<sup>2</sup>,是PDA/chitosan-g-PMPC

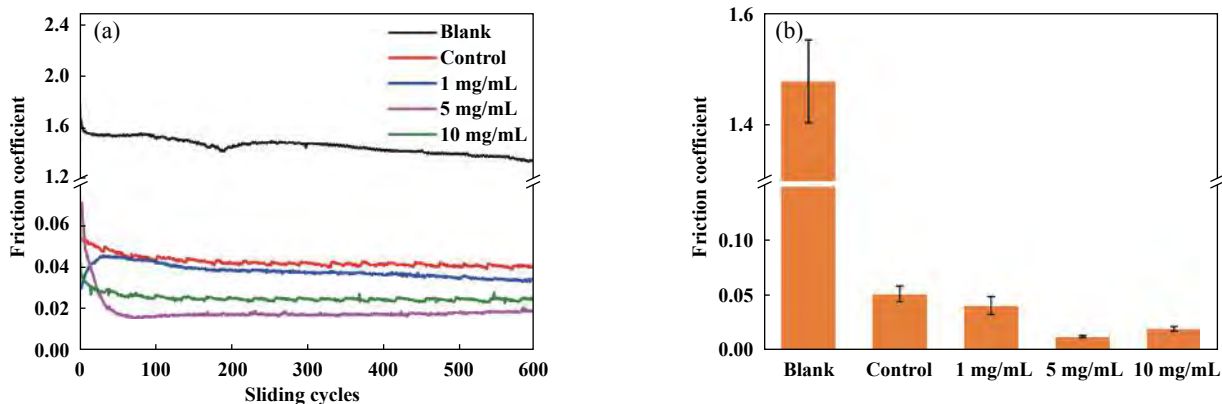


Fig. 6 The lubricity of PDA/chitosan-g-PMPC coating. (a) the coefficient of friction vs sliding cycles of bare Ti (blank), PDA coating (control) and PDA/chitosan-g-PMPC coating with different concentrations of copolymer; (b) the corresponding coefficient of friction. The friction tests were conducted under 1 N load at frequency of 1 Hz in water

图6 PDA/chitosan-g-PMPC涂层的润滑性能:(a)未改性钛片(blank), PDA涂层(control)和不同聚合物浓度的PDA/chitosan-g-PMPC涂层的摩擦系数曲线;(b)与(a)相对应的摩擦系数.摩擦测试条件:载荷1 N,频率1 Hz

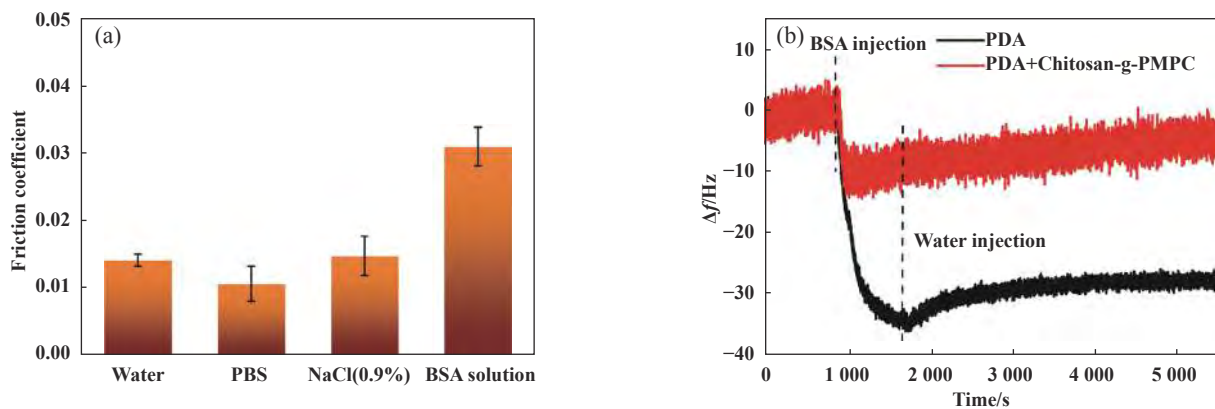


Fig. 7 (a) The lubricity of PDA/chitosan-g-PMPC coating (5 mg/mL) in different biological fluids. The friction tests were conducted under 1 N load at frequency of 1Hz; (b) The changes in frequency of QCM chips modified with PDA and PDA/chitosan-g-PMPC coating (5 mg/mL) in BSA protein solution

图 7 (a)PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层(5 mg/mL)在不同生物介质中的摩擦系数, 摩擦测试条件: 载荷1 N, 频率1 Hz; (b)PDA和PDA/chitosan-g-PMPC涂层(5 mg/mL)抗BSA蛋白吸附表征

涂层的6倍. 以上结果说明PDA/chitosan-g-PMPC涂层具有良好的抗蛋白质非特异性吸附性能, 这主要是因为涂层表面两性PMPC聚合物链的高度水合作用<sup>[29]</sup>. 在蛋白质溶液中, PDA/chitosan-g-PMPC涂层既充当边界润滑层的同时, 又能阻止BSA蛋白的非特异性吸附, 所以其摩擦系数不会受到大的影响. PDA/chitosan-g-PMPC涂层在不同生物流体中的优异润滑和抗污染性能使其有望成为生物植入物和医疗器械的润滑涂层.

### 2.4 PDA/chitosan-g-PMPC涂层对多种基底的适用性

PDA涂层最大的特点是非基底依赖性, 其可以在多种材料表面粘附, 因此我们将此方法拓展到不同类型的基底, 在工程化材料表面(硅片、钛合金、无机玻璃、有机玻璃等)制备了超亲水和低摩擦涂层. 图8(a)所示为不同材料表面沉积PDA和PDA/chitosan-g-PMPC

后的润湿性变化, 可以看出经PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层改性后, 所有基底表面的接触角降低到约10°, 几乎为超亲水状态. 如图8(b)所示, 所有基底在涂覆PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层后, 其表面摩擦系数显著降低. 以有机玻璃(PMMA)为例, 未改性的PMMA在水中的摩擦系数非常高( $\mu$ 约为1.8), PDA改性后摩擦系数略有降低, 但PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层改性后其摩擦系数降低至约0.04, 几乎比改性前的PMMA低两个数量级.  $Ti_6Al_4V$ 作为一种生物医用钛合金材料, 在人工关节、骨固定器件和义齿等方面有广泛应用, 经PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层改性后, 可以获得非常低的摩擦系数( $\mu$ 约为0.02).

### 3 结论

a. 采用一步法接枝聚合在水介质中制备了壳聚

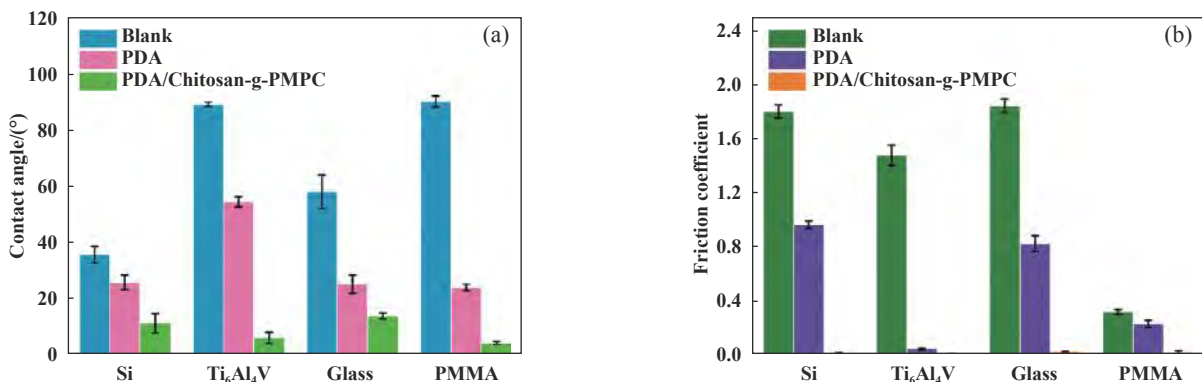


Fig. 8 Water contact angles (a) and coefficient of friction (b) of different substrates with PDA and PDA/chitosan-g-PMPC codeposited coating (5 mg/mL). The friction tests were conducted under 1 N load at frequency of 1 Hz

图 8 不同基底表面经PDA和PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层(5 mg/mL)改性后的接触角(a)和摩擦系数(b), 摩擦测试条件: 载荷1 N, 频率1 Hz

糖-两性离子接枝共聚物(chitosan-PMPC), 然后采用聚多巴胺辅助共沉积技术, 将壳聚糖基两性离子共聚物组装到材料表面, 成功制备了PDA/chitosan-g-PMPC复合涂层. 系统考察了聚合物浓度对共沉积涂层厚度的影响, 结果表明随着聚合物浓度的增大, 涂层厚度略有下降.

b. 研究了不同组成的复合涂层的亲水性和润滑性能, 当chitosan-g-PMPC的浓度为5 mg/mL时, 涂层表现出超亲水特性(WCA约为 $10^\circ$ )和优异的润滑性能( $\mu$ 约为0.014), 相比未改性的基底, 摩擦系数降低了2个数量级. 更为重要的是, 该复合涂层不但在纯水中具有很低的摩擦系数, 而且在PBS缓冲溶液(pH=7.4)、生理盐水和蛋白质溶液等生物介质中能保持很好的润滑稳定性.

c. 由于聚多巴胺的通用粘附能力, 该方法适用于多种惰性材料表面(金属、玻璃、聚合物等), 有望用于在生物植入体、医用导管等表面制备超亲水、超润滑和抗污染纳米涂层.

## 参考文献

- [1] Lamprou D, Scoutaris N, Ross S, et al. Polymeric coatings and their fabrication for medical devices. In *Encyclopedia of Biomedical Engineering*[M]. Oxford: Elsevier, 2019: 177-187.
- [2] Albers P T M, Govers S P W, Laven J, et al. Design of dual hydrophobic-hydrophilic polymer networks for highly lubricious polyether-urethane coatings[J]. *European Polymer Journal*, 2019, 111: 82-94. doi: [10.1016/j.eurpolymj.2018.12.004](https://doi.org/10.1016/j.eurpolymj.2018.12.004).
- [3] van Bochove B, Rongen J J, Hannink G, et al. Grafting a lubricious coating onto photo-crosslinked poly (trimethylene carbonate)[J]. *Polymers for Advanced Technologies*, 2015, 26(12): 1428-1432. doi: [10.1002/pat.3613](https://doi.org/10.1002/pat.3613).
- [4] McCutchen C W. The frictional properties of animal joints[J]. *Wear*, 1962, 5(1): 1-17. doi: [10.1016/0043-1648\(62\)90176-X](https://doi.org/10.1016/0043-1648(62)90176-X).
- [5] Neville A, Morina A, Liskiewicz T, et al. Synovial joint lubrication—does nature teach more effective engineering lubrication strategies[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2007, 221(10): 1223-1230. doi: [10.1243/09544062JMES724](https://doi.org/10.1243/09544062JMES724).
- [6] Jahn S, Seror J, Klein J. Lubrication of articular cartilage[J]. *Annual Review of Biomedical Engineering*, 2016, 18: 235-258. doi: [10.1146/annurev-bioeng-081514-123305](https://doi.org/10.1146/annurev-bioeng-081514-123305).
- [7] Liu Guoqiang, Guo Wenqing, Liu Zhilu, et al. Research progress on polymer-based biomimetic lubricants[J]. *Tribology*, 2015, 35(1): 108-120 (in Chinese) [刘国强, 郭文清, 刘志鲁, 等. 聚合物仿生润滑剂研究进展[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(1): 108-120]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.01.016](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.01.016).
- [8] Morgese G, Benetti E M, Zenobi Wong M. Molecularly engineered biolubricants for articular cartilage[J]. *Advanced Healthcare Materials*, 2018, 7(16): 1701463. doi: [10.1002/adhm.v7.16](https://doi.org/10.1002/adhm.v7.16).
- [9] Singh A, Corvelli M, Unterman S A, et al. Enhanced lubrication on tissue and biomaterial surfaces through peptide-mediated binding of hyaluronic acid[J]. *Nature Materials*, 2014, 13(10): 988-995. doi: [10.1038/nmat4048](https://doi.org/10.1038/nmat4048).
- [10] Sterner O, Karageorgaki C, Zürcher M, et al. Reducing friction in the eye: a comparative study of lubrication by surface-anchored synthetic and natural ocular mucin analogues[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2017, 9(23): 20150-20160. doi: [10.1021/acsami.6b16425](https://doi.org/10.1021/acsami.6b16425).
- [11] Wei Qiangbing, Cai Meirong, Zhou Feng. Progress on surface grafted polymer brushes for biomimetic lubrication[J]. *Acta Polymerica Sinica*, 2012, 10: 1102-1107 (in Chinese) [魏强兵, 蔡美荣, 周峰. 表面接枝聚合物刷与仿生水润滑研究进展[J]. *高分子学报*, 2012, 10: 1102-1107]. doi: [10.3724/SP.J.1105.2012.12127](https://doi.org/10.3724/SP.J.1105.2012.12127).
- [12] Wei Q, Pei X, Hao J, et al. Surface modification of diamond-like carbon film with polymer brushes using a bio-inspired catechol anchor for excellent biological lubrication[J]. *Advanced Materials Interfaces*, 2014, 1(5): 1400035. doi: [10.1002/admi.201400035](https://doi.org/10.1002/admi.201400035).
- [13] Chen M, Briscoe W H, Armes S P, et al. Polyzwitterionic brushes: Extreme lubrication by design[J]. *European Polymer Journal*, 2011, 47(4): 511-523. doi: [10.1016/j.eurpolymj.2010.10.007](https://doi.org/10.1016/j.eurpolymj.2010.10.007).
- [14] Banquy X, Burdyńska J, Lee D W, et al. Bioinspired bottle-brush polymer exhibits low friction and Amontons-like behavior[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2014, 136(17): 6199-6202. doi: [10.1021/ja501770y](https://doi.org/10.1021/ja501770y).
- [15] Lee H, Dellatore S M, Miller W M, et al. Mussel-inspired surface chemistry for multifunctional coatings[J]. *Science*, 2007, 318(5849): 426-430. doi: [10.1126/science.1147241](https://doi.org/10.1126/science.1147241).
- [16] Ryu J H, Messersmith P B, Lee H. Polydopamine surface chemistry: a decade of discovery[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2018, 10(9): 7523-7540. doi: [10.1021/acsami.7b19865](https://doi.org/10.1021/acsami.7b19865).
- [17] Barclay T G, Hegab H M, Clarke S R, et al. Versatile surface modification using polydopamine and related polycatecholamines: Chemistry, structure, and applications[J]. *Advanced Materials Interfaces*, 2017, 4(19): 1601192. doi: [10.1002/admi.201601192](https://doi.org/10.1002/admi.201601192).
- [18] Zhang Y, Thingholm B, Goldie K N, et al. Assembly of poly (dopamine) films mixed with a nonionic polymer[J]. *Langmuir*, 2012, 28(51): 17585-17592. doi: [10.1021/la304080c](https://doi.org/10.1021/la304080c).
- [19] Qiu W Z, Yang H C, Xu Z K. Dopamine-assisted co-deposition: An emerging and promising strategy for surface modification[J]. *Advances in Colloid and Interface Science*, 2018, 256: 111-125. doi: [10.1016/j.cis.2018.04.011](https://doi.org/10.1016/j.cis.2018.04.011).
- [20] Ma M Q, Zhang C, Chen T T, et al. Bioinspired polydopamine/polyzwitterion coatings for underwater anti-oil and-freezing surfaces[J]. *Langmuir*, 2018, 35(5): 1895-1901. doi: [10.1021/acs.langmuir.8b02320](https://doi.org/10.1021/acs.langmuir.8b02320).
- [21] Han L, Xiang L, Zhang J, et al. Biomimetic lubrication and surface

- interactions of dopamine-assisted zwitterionic polyelectrolyte coatings[J]. *Langmuir*, 2018, 34(38): 11593–11601. doi: [10.1021/acs.langmuir.8b02473](https://doi.org/10.1021/acs.langmuir.8b02473).
- [22] Ye H, Xia Y, Liu Z, et al. Dopamine-assisted deposition and zwitteration of hyaluronic acid for the nanoscale fabrication of low-fouling surfaces[J]. *Journal of Materials Chemistry B*, 2016, 4(23): 4084–4091. doi: [10.1039/C6TB01022A](https://doi.org/10.1039/C6TB01022A).
- [23] Hall-Edgefield D L, Shi T, Nguyen K, et al. Hybrid molecular brushes with chitosan backbone: facile synthesis and surface grafting[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2014, 6(24): 22026–22033. doi: [10.1021/am5051026](https://doi.org/10.1021/am5051026).
- [24] Mei Y, Yu K, Lo J C Y, et al. Polymer–nanoparticle interaction as a design principle in the development of a durable ultrathin universal binary antibiofilm coating with long-term activity[J]. *ACS Nano*, 2018, 12(12): 11881–11891. doi: [10.1021/acs.nano.8b05512](https://doi.org/10.1021/acs.nano.8b05512).
- [25] Lv Y, Yang S J, Du Y, et al. Co-deposition kinetics of polydopamine/polyethyleneimine coatings: Effects of solution composition and substrate surface[J]. *Langmuir*, 2018, 34(44): 13123–13131. doi: [10.1021/acs.langmuir.8b02454](https://doi.org/10.1021/acs.langmuir.8b02454).
- [26] Jahn S, Klein J. Hydration lubrication: the macromolecular domain[J]. *Macromolecules*, 2015, 48(15): 5059–5075. doi: [10.1021/acs.macromol.5b00327](https://doi.org/10.1021/acs.macromol.5b00327).
- [27] Chen M, Briscoe W H, Armes S P, et al. Lubrication at physiological pressures by polyzwitterionic brushes[J]. *Science*, 2009, 323(5922): 1698–1701. doi: [10.1126/science.1169399](https://doi.org/10.1126/science.1169399).
- [28] Wei Q, Cai M, Zhou F, et al. Dramatically tuning friction using responsive polyelectrolyte brushes[J]. *Macromolecules*, 2013, 46(23): 9368–9379. doi: [10.1021/ma401537j](https://doi.org/10.1021/ma401537j).
- [29] Jiang S, Cao Z. Ultralow - fouling, functionalizable, and hydrolyzable zwitterionic materials and their derivatives for biological applications[J]. *Advanced Materials*, 2010, 22(9): 920–932. doi: [10.1002/adma.200901407](https://doi.org/10.1002/adma.200901407).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019002

# 热氧化温度对TC4钛合金在生理盐水中 腐蚀磨损性能的影响

曹磊<sup>1,2</sup>, 孙航<sup>3</sup>, 徐铁伟<sup>1</sup>, 万勇<sup>1,2\*</sup>, 蒲吉斌<sup>4</sup>

(1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266033;

2. 中国科学院兰州化学物理研究所, 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000;

3. 青岛市第九人民医院, 山东 青岛 266001;

4. 中国科学院宁波材料技术与工程研究所, 中国科学院海洋新材料与应用技术  
重点实验室, 浙江 宁波 315201)

**摘要:** 本文中考察了在大气环境下经热氧化处理后TC4钛合金在生理盐水中的腐蚀磨损性能, 重点研究了热氧化温度(500~900 °C)对TC4钛合金的表面氧化物薄膜的结构及腐蚀磨损性能的影响. 结果表明: 经热氧化处理后TC4钛合金表面的氧化膜的结构主要由三部分组成: TiO<sub>2</sub>与 $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>混合组成的表层, 以TiO<sub>2</sub>为主的亚表层以及氧扩散层内层, 热氧化温度对氧化膜的物相结构、表面硬度、膜基结合性能和腐蚀磨损性能有显著影响, 其中, 在700 °C下热氧化处理获得的氧化层膜基结合性能最好, 表面硬度最高, 耐腐蚀磨损性能最好.

**关键词:** Ti6Al4V; 热氧化; 温度; 腐蚀磨损; 腐蚀

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0396-11

## Effects of Thermal Oxidation Temperature on Tribocorrosion Performance of TC4 Alloy in Physiological Saline Solution

CAO Lei<sup>1,2</sup>, SUN Hang<sup>3</sup>, XU Tiewei<sup>1</sup>, WAN Yong<sup>1,2\*</sup>, PU Jibin<sup>4</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology,  
Shandong Qingdao 266033, China

2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences,  
Gansu Lanzhou 730000, China

3. The Ninth People's Hospital of Qingdao, Shandong Qingdao 266001

4. Key Laboratory of Marine Materials and Related Technologies, Ningbo Institute of Materials Technology and  
Engineering, Chinese  
Academy of Sciences, Zhejiang Ningbo 315201, China)

**Abstract:** The tribocorrosion performance of TC4 titanium alloy after thermally oxidized(TO) in atmosphere was discussed. The effect of TO temperature on the characteristics of the oxide layer and tribocorrosion performance of TC4 alloy obtained at temperature range of 500~900 °C was evaluated. The results show that the TO layer consisted of three sections: top layer of TiO<sub>2</sub> and  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, sub-surface layer of TiO<sub>2</sub>, and oxygen diffusion zone. TO temperatures have a

Received 3 January 2019, revised 26 March 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: wanyong@qut.edu.cn, Tel: +86-18724761210.

This project was supported by the Natural Science Foundation of Shandong Province(ZR2017PEE013), Key Research & Development Plan of Shandong Province(2017GSF220012, 2018GGX102027) and the National Natural Science Foundation of China(51375249, U1737214).

山东省自然科学基金项目(ZR2017PEE013), 山东省重点研发项目(2017GSF220012, 2018GGX102027)和国家自然科学基金项目(51375249, U1737214)资助.

significant influence on the phase structure, surface hardness, and tribocorrosion resistance of TO layers. TO samples, obtained after treated at 700 °C, offer best tribocorrosion resistance in 0.9% NaCl solution for higher surface hardness, more noble corrosion potential, and lowest mass loss in comparison with other TO ones and TC4 substrate.

**Key words:** Ti6Al4V; thermal oxidation; temperature; tribocorrosion; corrosion

因具有稳定的机械性能、高的耐腐蚀性能和良好的生物相容性,钛合金被广泛地应用于海洋、石油、航空航天和生物等众多领域<sup>[1-4]</sup>,作为其中杰出代表的Ti6Al4V(TC4)合金应用最为普遍.在大气环境中,钛极易与氧气反应,从而在表面形成TiO<sub>2</sub>氧化膜,但是这层TiO<sub>2</sub>氧化膜厚度相对较薄,抗磨性能较差,在微动或者滑动摩擦过程中极易被去除,同时钛合金本身抗剪切变形能力较差,极易发生黏着和磨粒磨损<sup>[5-6]</sup>,特别是当TC4合金做为人工关节等材料使用时,在生物环境下由于受到腐蚀及磨损的共同影响造成的材料损失更为严重<sup>[7-10]</sup>.尤为严重的是,腐蚀磨损过程中可能会释放出对人体有害Al元素与V元素,进而诱发多种疾病<sup>[11]</sup>,因此TC4合金在生物体液中作为摩擦副的应用受到了极大的限制.

表面改性通常被认为是提高钛合金表面摩擦学性能的有效方法,其研究最早从二十世纪七十年代开始一直持续至今,报道的方法包括离子注入<sup>[12]</sup>、物理气相沉积<sup>[13-14]</sup>、微弧氧化<sup>[15-16]</sup>、激光熔覆<sup>[17]</sup>和热氧化<sup>[18-23]</sup>等,其中,热氧化技术是一种非常简单有效且又廉价的表面改性手段,对TC4合金进行热氧化处理之后,高度结晶的氧化膜可原位生长在基底表面,能够有效增强TC4钛合金表面的耐磨<sup>[18-19]</sup>、耐腐蚀<sup>[20-21]</sup>以及耐腐蚀磨损性能<sup>[22-23]</sup>.已有的研究表明,热氧化温度对TC4合金氧化膜的结构和性能有重要的影响<sup>[24-28]</sup>,但目前尚未有系统表征热氧化温度对TC4合金在生理盐水中腐蚀磨损性能的影响的报道.因此,在本文中,我们系统表征了TC4钛合金在500~900 °C温度范围内经热氧化处理后得到的表面氧化物薄膜的结构特征,重点研究了热氧化温度对TC4在生理盐水中腐蚀与腐蚀磨损性能的影响,揭示腐蚀磨损的作用机制,以便确定具有最优耐腐蚀磨损性能的热氧化温度,为TC4合金在生物领域的应用提供理论数据支撑.

## 1 试验部分

### 1.1 材料与制备

将镜面抛光后的TC4样品(31 mm×31 mm×1.5 mm)经过石油醚、无水乙醇和去离子水超声清洗后,在空气气氛下马弗炉中分别在500、600、700、800和900 °C

下进行5 h热氧化处理,升温速度为5 °C/min,样品随炉冷却至室温.为了表述方便,下文中热氧化样品被简写为TO-X, X代表热氧化温度.

### 1.2 样品的表面性能表征

使用XRD(D/MAX-RB, Rigaku, Japan)表征样品表面的物相结构, Raman光谱(Renishaw Invia Reflex, Renishaw, UK)表征磨损前后样品表面的组成,扫描电镜(SEM; S-3500N, Hitachi, Japan)表征样品的表面和截面形貌,并借助扫描电镜的EDS模块表征样品表面的组分浓度,辉光光谱(GDS; GDA 750HP, Spectruma Analytik GmbH, Germany)表征样品元素的深度分布,显微硬度计(FM-700, Future-tech, Japan)表征样品表面的显微硬度,粗糙度仪(SJ-200, Mitutoyo, Japan)表征样品的表面粗糙度.

### 1.3 样品的腐蚀磨损性能表征

腐蚀磨损测试是在往复腐蚀磨损试验机(MFT-EC4000, 兰州华汇仪器科技有限公司)上进行.采用球盘接触形式,为了避免在试验过程中异种金属接触可能产生的电位干扰以及电偶腐蚀,使用人工关节中最常见的陶瓷材料Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>球( $\phi$ 6 mm)作为对偶件<sup>[10, 29-31]</sup>.采用的试验参数包括,往复行程为6 mm,频率为1 Hz(滑动速度12 mm/s),法向载荷为5 N,相当于最大接触应力为0.64 GPa.试验前先将样品在0.9%的NaCl溶液中浸泡1 h以使开路电位达到一个相对稳定的状态.腐蚀磨损试验过程分为三个阶段:1)不加载浸泡15 min; 2)加载5 N载荷滑动1 h; 3)不加载浸泡15 min.试验后,样品的磨损区的截面形貌用表面形貌仪表征以获得样品的磨损体积,并利用扫描电镜观察样品的磨损形貌.

## 2 结果与讨论

### 2.1 热氧化TC4氧化物薄膜的表征

图1为经不同温度热氧化处理后TC4合金的XRD图谱.可以看出,未处理的TC4样品表面为 $\alpha$ -Ti或氧扩散层(Ti(O))相.经500 °C处理后,TC4仍以 $\alpha$ -Ti或Ti(O)为主,但在38.6°出现了锐钛矿相TiO<sub>2</sub>衍射峰.对于TO-600样品,除了 $\alpha$ -Ti或Ti(O)对应的衍射峰外,在25.3°和52.5°出现了新的锐钛矿相TiO<sub>2</sub>的衍射峰,同时

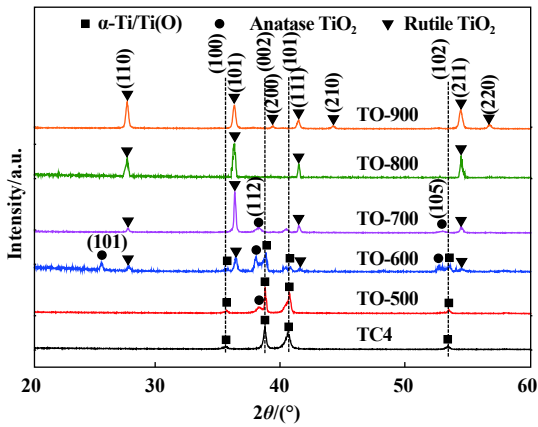


Fig. 1 X-ray diffraction patterns of TC4 alloy before and after thermal treatment

图1 热氧化处理前后TC4的XRD光谱图

也在 $36.1^\circ$ 、 $41.2^\circ$ 和 $54.3^\circ$ 处观察到金红石相 $\text{TiO}_2$ 的衍射峰. 随着热氧化温度的进一步升高, 对于TO-700、TO-800和TO-900样品, XRD谱图上 $\alpha$ -Ti及氧扩散层Ti(O)相的衍射峰基本消失, 而在 $27.5^\circ$ 、 $39.2^\circ$ 、 $44.1^\circ$ 和 $56.6^\circ$ 出现新的金红石相 $\text{TiO}_2$ 衍射峰, 这说明TC4经较高温度的热氧化处理时, 由于氧的吸附、扩散与反应速率明显提高, 在TC4样品表面形成了较厚的氧化层<sup>[24, 28]</sup>, 同时较高的反应温度更有利于性能稳定的金红石相 $\text{TiO}_2$ 的形成. 此外, 值得指出的是, 在XRD谱图中并没有观测到 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 的特征衍射峰出现, 这可能是由于 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 在生长过程中向表面迁移, 生成的 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 主要集

中在氧化膜的表层, 这与以前的研究结果<sup>[28, 32]</sup>相一致.

图2给出了热氧化处理前后TC4样品表面形貌的SEM照片. 对于未处理的TC4, 表面呈现抛光处理产生的纹理, 表面粗糙度 $R_a$ 为 $0.07\ \mu\text{m}$ . TO-500样品表面形貌与未处理的TC4样品较为一致, 可以观察到少量较浅的加工纹理, 其表面粗糙度( $R_a=0.07\ \mu\text{m}$ )与未处理样品也基本一致. 对于TO-600样品, 表面已观测不到加工的纹理, 同时表面上存在着一些尺寸较小的颗粒, 这导致表面粗糙度( $R_a=0.13\ \mu\text{m}$ )略有升高. 在TO-700样品表面可以明显观察到尺寸增大的氧化物颗粒, 表面粗糙度 $R_a$ 增加到 $0.27\ \mu\text{m}$ . 在TO-800样品表面, 氧化物颗粒团聚形成岛状, 导致样品表面的粗糙度进一步增大( $R_a=0.45\ \mu\text{m}$ ). 而对于TO-900样品, 试验中观察到表面形成的氧化膜出现脱落现象, 在去除脱落的氧化层后, 样品表面仍然是由细小的氧化颗粒组成的疏松多孔结构, 其表面粗糙度达到 $3.15\ \mu\text{m}$ , 相对于TC4样品增大了近45倍.

EDS能谱给出了TC4样品表面的各元素组分. 从表1可以看出, 对于TC4样品, 其表面除了Ti、Al和V三种基本元素外, 还有少量的O元素, 这是由于钛合金暴露在空气中会自发形成几纳米厚的 $\text{TiO}_2$ 薄膜所致. 对于热氧化处理的样品, 可以看出在 $500\sim 800\ ^\circ\text{C}$ 范围内随着热氧化温度的升高, O元素和Al元素的浓度逐渐增加, 但Ti元素的浓度逐渐降低, 尤其达到 $700\ ^\circ\text{C}$ 后,

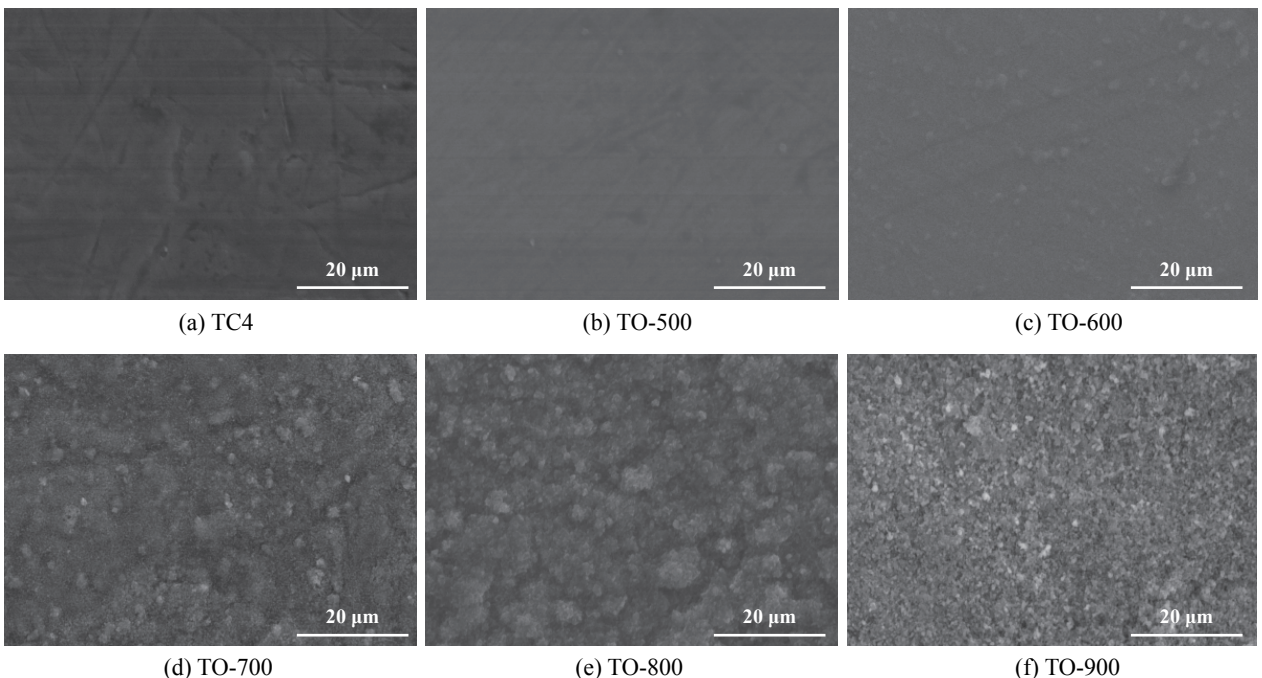


Fig. 2 SEM micrographs of the morphology of the samples

图2 样品表面形貌的SEM照片

表1 不同样品表面元素的质量分数

Table 1 Mass concentration of various samples determined by EDS

Sample	w(O)/%	w(Ti)/%	w(Al)/%	w(V)/%
TC4	4.56	85.87	5.87	3.7
TO-500	7.69	85.42	3.51	3.38
TO-600	24.31	68.55	3.73	3.41
TO-700	42.70	43.13	10.58	3.59
TO-800	43.28	41.47	11.64	3.61
TO-900	38.72	55.79	1.86	3.63

上述三种元素的变化程度增大,表明表面存在一层较厚的氧化膜薄膜.当热处理温达到900 °C时,由于表层氧化层脱落暴露出亚表层的结构, Ti元素含量转而升高,表面O元素和Al元素的含量却降低,这可能是由于暴露出的亚表层区域正好是贫Al区.值得指出的是,在研究的整个温度范围内, V元素的浓度基本不变.

图3给出了热氧化后TC4样品氧化物薄膜截面形貌的SEM照片.可以看出, TO-500样品氧化层的厚度较薄, TO-600样品氧化层的厚度增加到约1 μm.对于 TO-700样品,表面氧化膜厚度约为6.5 μm,同时其膜基结合处结合紧密,表明氧化膜与基底之间结合良好. TO-800样品氧化膜厚度已达到了24 μm左右,但在膜基结合处可明显观察到裂纹的存在[见图3(d)箭头处],这可能导致氧化膜与基底之间结合力的下降.而对于 TO-900样品,氧化膜的厚度超过120 μm,但氧化膜内部以及与基底之间出现了非常明显的分层开裂

[见图3(e)箭头处],这主要是由于薄膜热膨胀系数与基底不同,加上内应力的存在导致的,这也意味着其具有较差的膜基结合力.总体而言, TO-700样品具有最优异的氧化膜结构.

图4所示为经不同温度热处理得到的氧化物薄膜的GDS光谱图,可以看出, Ti元素浓度随深度逐渐增大并趋于稳定,而O元素浓度呈现相反的趋势,因此按照Ti与O元素沿深度的分布可以大致将氧化物薄膜分为氧化层与氧扩散层(见图5),在Ti、O浓度交叉点之前的区域为氧化层,交叉点之后到Ti、O元素浓度趋于稳定的区域为氧扩散层.值得指出的是, TO900样品中氧化膜很厚并有非常明显的分层开裂,由于膜基结合处的缝隙过大,导致了辉光谱在60 μm后的图像发生紊乱.同时可以看出,在氧化层中, Al元素明显向样品表面迁移,特别是随着热氧化温度的升高,表面Al元素的含量逐渐增加.因此可以将氧化层又分成两部分,即TiO<sub>2</sub>与Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>混合的表层区和仅有TiO<sub>2</sub>的亚表层区(见图5).

## 2.2 氧化物薄膜的显微硬度

图6给出了不同样品表面的显微硬度.对于TC4样品,其密排六方的结构具有较低的c/a比导致其硬度较低. TO-500与TO-600样品表面氧化层较薄,故表面的硬度略有增加.而TO-700的硬度相较TC4钛合金升高了1倍左右,这是由于样品表层氧化层是由硬度较高的金红石相的TiO<sub>2</sub>和α-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>组成;同时O原子的扩散

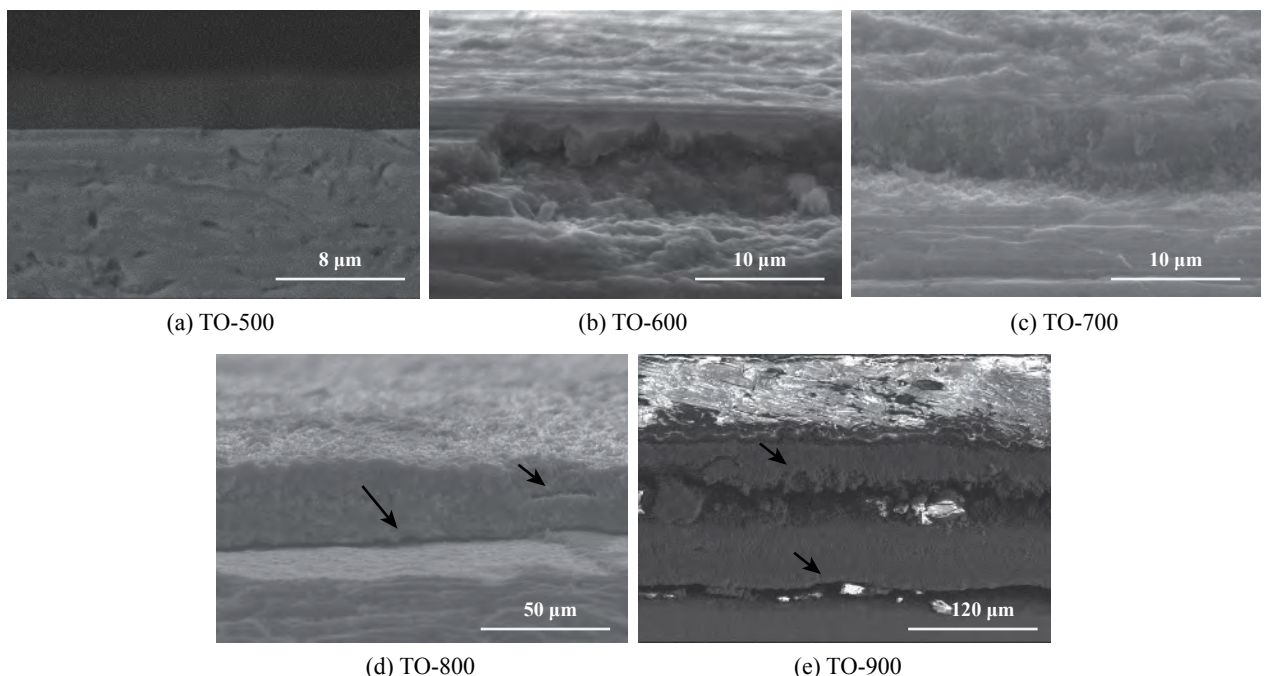


Fig. 3 SEM micrographs of cross-sectional structure of samples

图3 样品的截面形貌的SEM照片



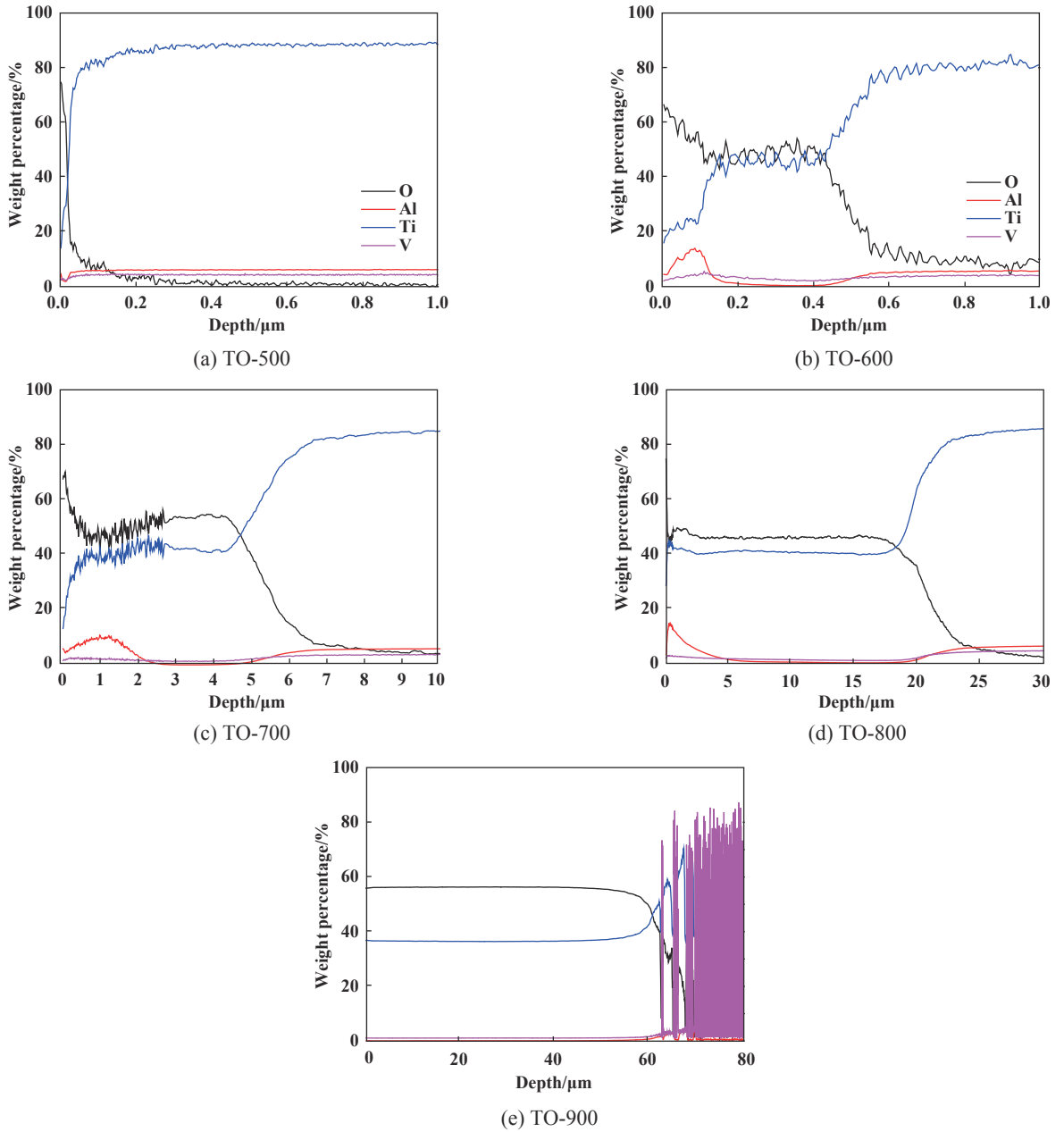


Fig. 4 Element depth profile of samples

图4 样品的GDS成分深度剖析

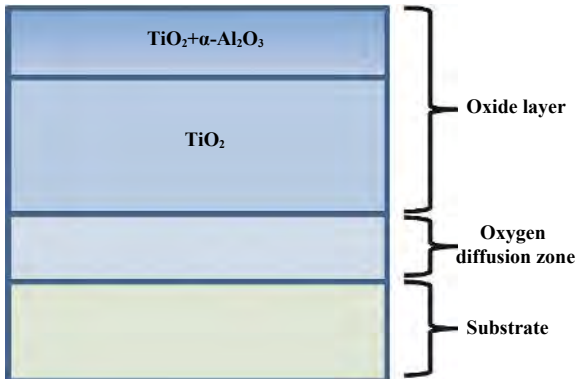


Fig. 5 The schematic diagram of TO films structure

图5 热氧化膜结构示意图

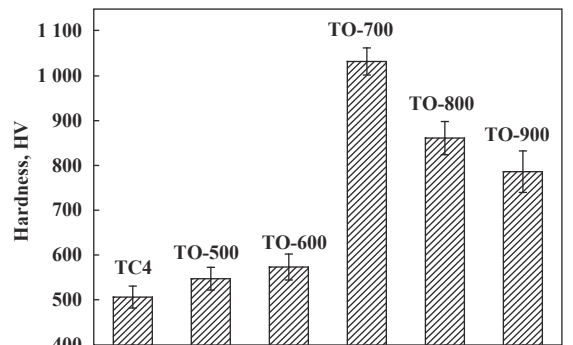


Fig. 6 Micro-hardness of TC4 before and after thermal oxidizing treatment

图6 热氧化处理前后TC4表面的显微硬度

导致热氧化后样品的氧扩散层的 $c/a$ 比也增大<sup>[33-34]</sup>, 从而形成较硬的支撑层. 对于TO-800样品, 氧化膜中出现分层现象[见图3(d)], 因此没有表现出更高的表面硬度值<sup>[32, 35]</sup>. 对于TO-900样品, 由于表面氧化层的脱落, 暴露出的亚表层是贫Al区,  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>的含量极少, 因此其硬度进一步降低.

### 2.3 样品的腐蚀磨损性能

考察热氧化前后TC4合金在0.9%NaCl溶液中的腐蚀磨损性能, 图7中给出了不同样品的开路电位(OCP)和摩擦系数随滑动时间的变化曲线. 对于TC4样品, 从

图7(a)可以看出, 滑动一开始, TC4表面自发形成的氧化膜立即被破坏, 开路电位迅速降低到-740 mV. 随着滑动的进行, 由于TC4基体材料在腐蚀介质中不断进行钝化-去钝化的过程, 因此开路电位数值在-740 mV附近剧烈波动, 当摩擦停止后, 开路电位缓慢恢复, 这说明在磨损区域内发生了明显的再钝化过程. 另外, 我们观察到, 在滑动过程中摩擦系数的变化与开路电位的改变相一致, 摩擦系数经过了初始的0.5左右逐渐降低到0.43左右, 并剧烈波动.

从图7(b)可以看出, 在滑动开始后, TO-500样品

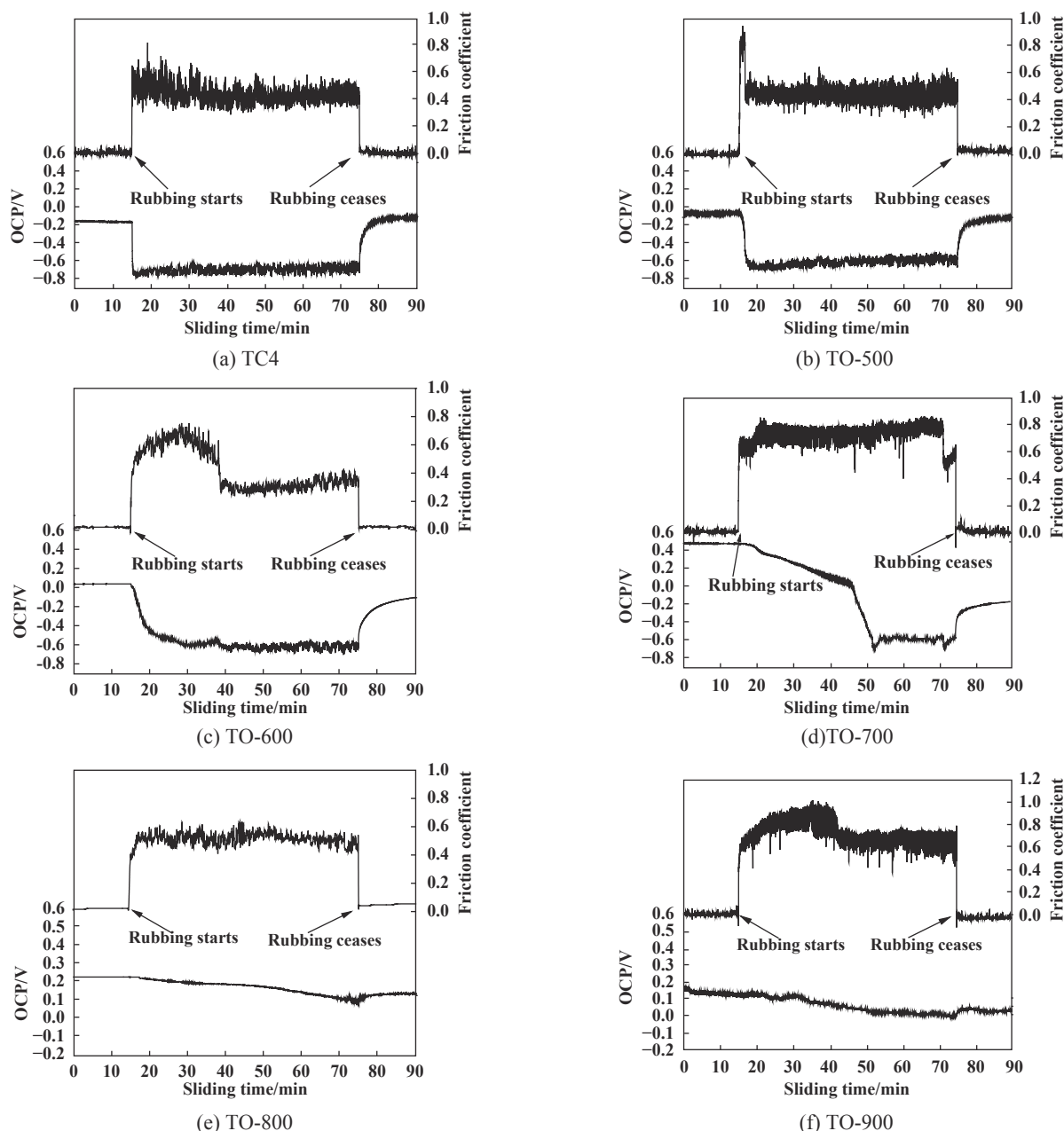


Fig. 7 OCP and friction coefficient curve of TC4 and TO films obtained at elevated temperatures

图 7 TC4和不同热氧化温度下氧化膜的开路电位与摩擦系数随时间变化曲线

的摩擦系数迅速升高到0.8,但在滑动3 min后,又迅速降低到0.44,在此期间,开路电位也呈下降趋势.在随后的滑动中,开路电位和摩擦系数变化的曲线均与未处理的TC4样品几乎一致.这主要是因为TO-500样品表面生长的氧化层较薄,在滑动开始后3 min就被磨穿.摩擦停止后,样品表面同样出现再钝化过程.

图7(c)给出TO-600样品的腐蚀磨损行为,在滑动开始初期的前22 min内开路电位缓慢降低到-535 mV左右后再次降低到-590 mV并趋于稳定,在此过程中摩擦系数也逐渐升到0.7左右后降低到0.5附近.说明腐蚀磨损过程发生在氧化膜中,表层氧化膜与亚表层区逐渐被去除.在之后的38 min内,由于氧化膜完全去除,开路电位继续降低到-640 mV,而摩擦系数骤降到TC4的水平0.44左右,并开始剧烈波动.摩擦停止后,同样出现再钝化现象.

图7(d)所示TO-700样品的开路电位和摩擦系数的变化曲线,其腐蚀磨损行为的演化过程相对复杂,这可能是由于其氧化膜硬度较高同时表层、亚表层和扩散层相对较厚造成的. TO-700腐蚀磨损过程大致有以下四个主要阶段组成: (I)在滑动开始的5 min之内,样品的开路电位在484 mV左右保持恒定,摩擦系数在0.75左右波动,这时腐蚀磨损主要发生在氧化膜的表层. (II)在随后滑动的25 min内,开路电位缓慢下降,摩擦系数则升高到0.85左右,这时氧化膜表层被逐渐去除后暴露出亚表层的区域. (III)在摩擦行为进行到第31 min时,开路电位下降速度加快,到第38 min左右下降到-590 mV附近,并在-590 mV附近小幅波动,直到第53 min,这个过程中摩擦系数逐渐升高到0.9左右变化,这时氧化膜亚表层被逐渐去除,暴露出氧扩散层. (IV)当摩擦行为进行到53 min之后,开路电位突然小幅度降低同时摩擦系数则突然降低到0.65.这说明氧

扩散层也发生了部分去除,暴露出部分新鲜的基体.停止摩擦后,再钝化恢复的开路电位只能达到TC4表面的水平,远低于未磨损时样品的开路电位,说明自修复形成的钝化膜的并不能恢复到初始状态的耐腐蚀性能.

如图7(e)所示,滑动开始后,TO-800样品的开路电位缓慢下降,整个摩擦过程降低了150 mV左右,同时,摩擦系数几乎都在0.6左右波动,这说明氧化膜并没有磨穿.在滑动开始的3 min之内,开路电位基本不变,随着氧化层的表层的去除,随后57 min内开路电位逐渐降低到60 mV左右,并在最后3 min出现了明显的波动,此时摩擦可能发生在TiO<sub>2</sub>膜分层缝隙区.摩擦停止后,开路电位恢复到100 mV.

TO-900样品表现出与TO-800样品相似的腐蚀磨损行为,如图7(f)所示,在整个摩擦的过程中,开路电位从120 mV缓慢降低到了10 mV左右,表明氧化膜也没有被磨穿.摩擦系数在滑动开始的25 min内从0.6缓慢升高到0.8,而后突然降低到0.7,这可能也是由于TO-900样品本身的分层结构所致.

图8给出腐蚀磨损试验后样品的磨损量,不难看出,除TO500外,热氧化处理后的样品与未处理的TC4样品相比具有较低的磨损,并随热处理温度的升高呈现先下降后增加的趋势,其中TO-700样品具有最低的磨损量,其磨损体积仅为未处理TC4样品的9.2%,说明表面的氧化膜起到了保护基底的作用.

## 2.4 腐蚀磨损作用机理

采用SEM及Raman光谱对腐蚀磨损试验后的样品的磨痕进行了表征以确定腐蚀磨损作用机制.图9给出不同样品磨损表面形貌的SEM照片.从图9(a~f)可以看出,TO-500与TO-600样品表现出与TC4样品类似的磨损机制,磨痕内有大量的塑性变形、凹坑和犁

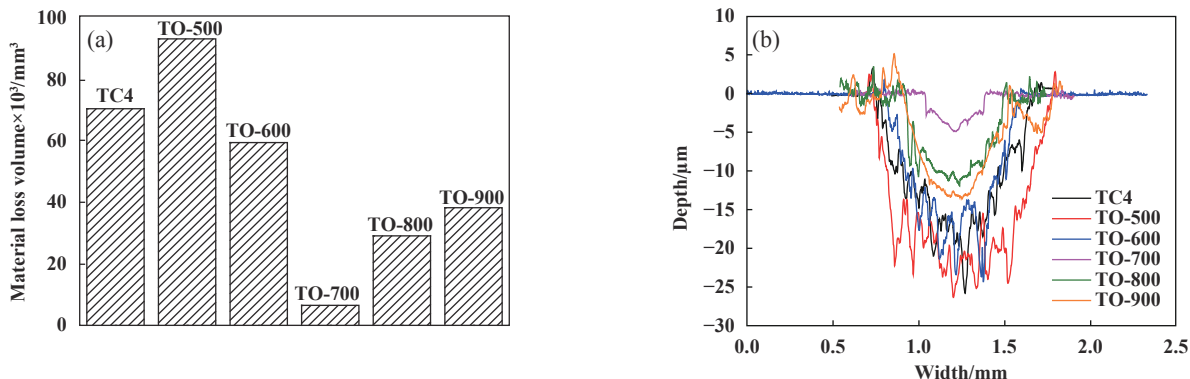


Fig. 8 (a) the total worn volume and (b) profiles of samples after OCP tribocorrosion test

图8 腐蚀磨损试验后样品的(a)总磨损体积和(b)磨痕截面形貌

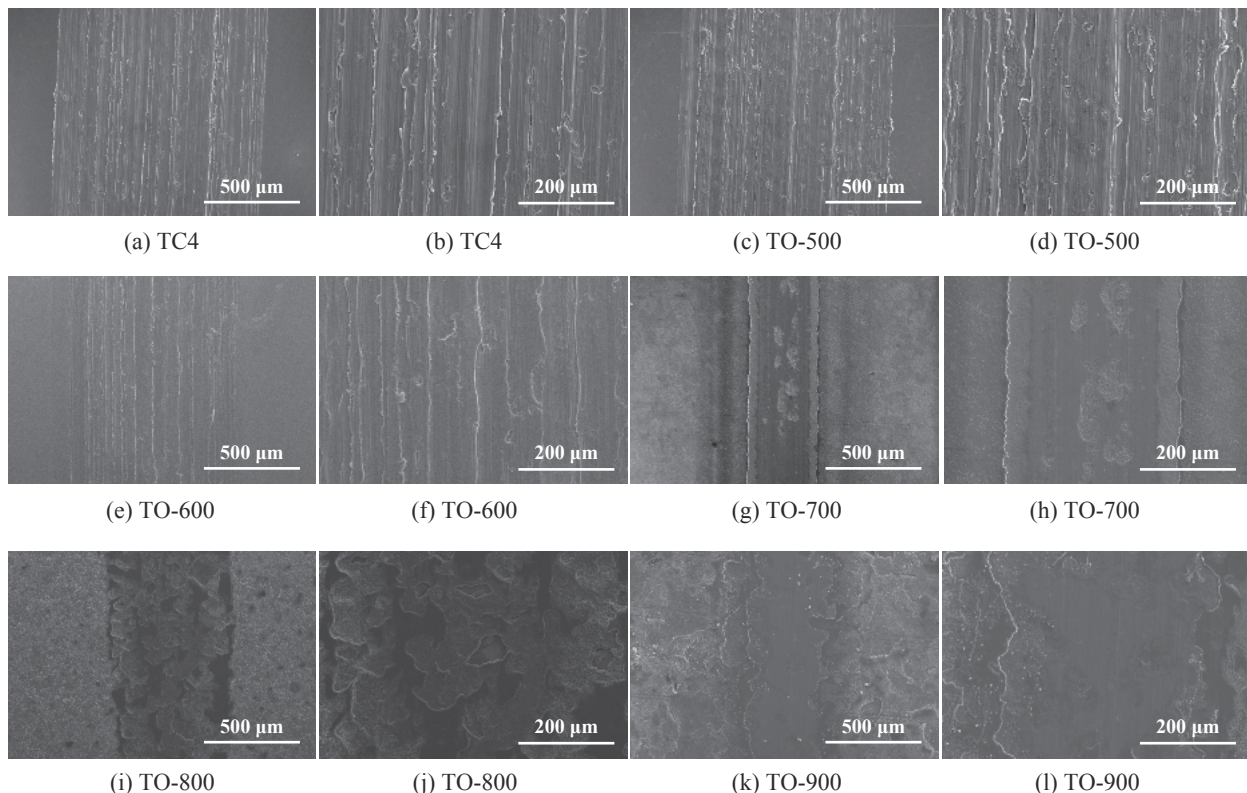


Fig. 9 SEM micrographs of the wear track morphology and profiles of TC4 and TO films obtained at elevated temperatures after tribocorrosion test

图9 TC4 和不同热氧化温度下氧化膜腐蚀磨损试验后的磨痕电镜形貌

沟, 磨损机制主要以黏着磨损与磨粒磨损为主. 此外, 样品磨痕内表面上基本没有观察到Raman振动峰存在[见图10(a~b)], 这说明摩擦结束后TO-500与TO-600样品表面的氧化膜完全被去除.

对于TO-700样品, 如图9(g)所示, 样品磨痕仅中心应力较为集中的部分发生了明显的因黏着产生的刮伤, 而周围部分仅发生了轻微的抛光, 其磨损机制以接触中心的黏着磨损和周围的轻微磨损为主. 此外, 在磨痕内中心处也没有观察到TiO<sub>2</sub>的Raman振动峰[见图10(c)], 这也说明摩擦结束后样品表面的氧化膜完全被去除. 从图8(b)中可以看出, 磨痕深度在5 μm左右, 对比图4(c)可知, 摩擦结束时腐蚀磨损发生在氧扩散层, 这说明较硬的氧扩散层仍然在对基体起到保护作用.

如图9(i~l)所示, TO-800与TO-900样品磨痕表面没有明显的犁沟出现, 同时磨痕区内有明显的TiO<sub>2</sub>的Raman振动峰[见图10(d~e)]<sup>[36-37]</sup>, 这说明磨痕内氧化表层结构基本得到保留, 但是其磨损体积(见图8)要明显大于TO-700样品. 这一方面可能是由于TO-800与TO-900样品表面粗糙度较高, 加上膜基结合较差, 导致磨

损增大; 另一方面, 氧化膜本身的分层与疏松多孔的结构有利于腐蚀介质的渗入, 在一定程度上会增大了腐蚀作用促进的磨损; 另外, TO-800与TO-900样品的硬度小于TO-700样品也是磨损较大的一个主要原因. 因此, 从腐蚀磨损的结果来看, 对TC4而言, 在我们的试验条件下, 并不是热氧化温度越高, 所得到样品的耐腐蚀磨损性能越好.

### 3 结论

a. 在大气环境下对TC4合金进行热氧化处理能够在表面形成具有物理阻隔效应的氧化膜, 其结构主要分为三部分: TiO<sub>2</sub>与少量α-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>混合的表层氧化层、TiO<sub>2</sub>亚表层氧化层以及氧扩散层, 氧化膜的厚度随氧化温度的升高而逐渐增加.

b. 在0.9%NaCl溶液中, 这种氧化膜能够有效降低TC4基体的静态腐蚀速度, 提高耐腐蚀性能. 其中在700 °C热处理得到的TC4样品由于具有最高的表面硬度、更为致密的膜结构和更好的膜基结合性能, 因此在生理盐水中表现出最优的耐腐蚀磨损性能, 总磨损体积相较于TC4样品降低超过一个数量级.

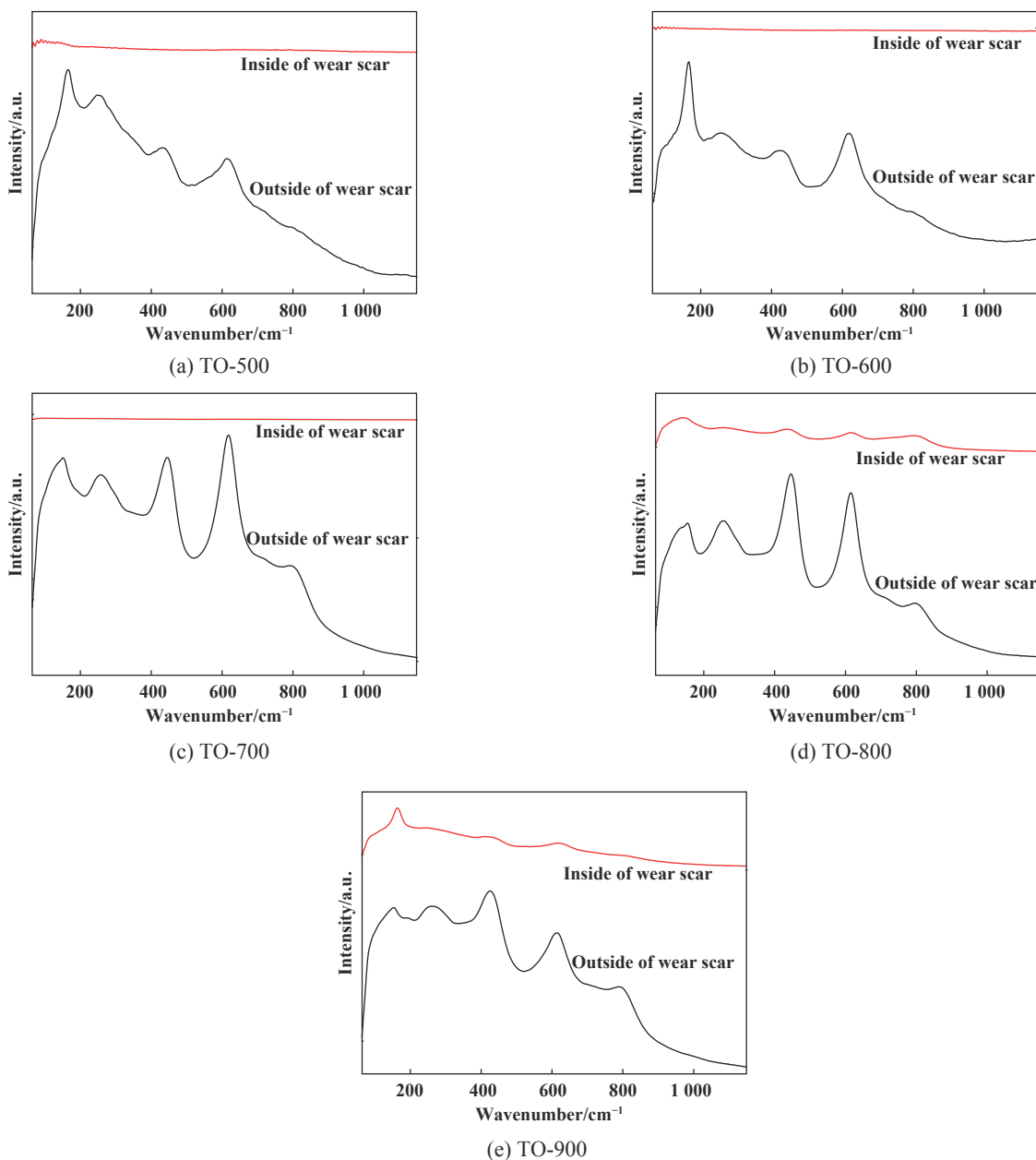


Fig. 10 Raman spectra of inside and outside of the wear track of TC4 and TO films obtained at elevated temperatures after OCP tribocorrosion test

图 10 TC4 和不同热氧化温度下氧化膜腐蚀磨损试验后磨痕区外和磨痕中心区域的拉曼光谱

## 参考文献

- [1] Chen Jun, Wang Tingxun, Zhou wei, et al. Domestic and foreign marine titanium alloy and its application[J]. Titanium Industry Progress, 2015, 32(6): 8–12 (in Chinese) [陈军, 王廷询, 周伟, 等. 国内外船用钛合金及其应用[J]. 钛工业进展, 2015, 32(6): 8–12].
- [2] Fu Yuwei, Zhao Liping, Zhao Yabing, et al. Application foreground of titanium alloy in petroleum exploration and development[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2017, 39(5): 662–666 (in Chinese) [付毓伟, 赵立平, 赵亚兵, 等. 钛合金在油气勘探开发领域的应用前景[J]. 石油钻采工艺, 2017, 39(5): 662–666].
- [3] Li Meng, Feng Weizhong, Guan Lei, et al. Summary of titanium

alloy for fastener in aerospace[J]. Nonferrous Metal Materials and Engineering, 2018, 39(4): 49–53 (in Chinese) [李蒙, 凤伟中, 关蕾, 等. 航空航天紧固件用钛合金材料综述[J]. 有色金属材料与工程, 2018, 39(4): 49–53].

- [4] Zhang Erlin, Wang Xiaoyan, Han Yong. Research status of biomedical porous Ti and its alloy in China[J]. Acta Metallurgica Sinica, 2017, 53(12): 1555–1567 (in Chinese) [张二林, 王晓燕, 憨勇. 医用多孔Ti及钛合金的国内研究现状[J]. 金属学报, 2017, 53(12): 1555–1567]. doi: 10.11900/0412.1961.2017.00324.
- [5] Molinari A, Straffelini G, Tesi B, et al. Dry sliding wear mechanisms of the Ti6Al4V alloy[J]. Wear, 1997, 208(1-2): 105–112. doi: 10.1016/S0043-1648(96)07454-6.

- [6] Budinski K G. Tribological properties of titanium alloys[J]. *Wear*, 1991, 151(2): 203–217. doi: [10.1016/0043-1648\(91\)90249-T](https://doi.org/10.1016/0043-1648(91)90249-T).
- [7] Zheng Chao, Wei Shicheng, Liang Yi, et al. Fretting corrosion characteristics of TC4 titanium alloy in 3.5% NaCl solution[J]. *Chinese Journal of Rare Metals*, 2018, 42(10): 1018–1023 (in Chinese) [郑超, 魏世丞, 梁义, 等. TC4钛合金在3.5%NaCl溶液中的微动腐蚀特性[J]. *稀有金属*, 2018, 42(10): 1018–1023].
- [8] Jun C, Zhang Q. Effect of electrochemical state on corrosion–wear behaviors of TC4 alloy in artificial seawater[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2016, 26(4): 1011–1018. doi: [10.1016/S1003-6326\(16\)64164-X](https://doi.org/10.1016/S1003-6326(16)64164-X).
- [9] Chen Jun, Yan Fengyuan, Wang Janzhang. Corrosion wear properties of TC4 titanium alloy in artificial seawater[J]. *Tribology*, 2012, 32(1): 1–6 (in Chinese) [陈君, 阎逢元, 王建章. 海水环境下TC4钛合金腐蚀磨损性能的研究[J]. *摩擦学报*, 2012, 32(1): 1–6]. doi: [10.16078/j.tribology.2012.01.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2012.01.005).
- [10] Runa M J, Mathew M T, Rocha L A. Tribocorrosion response of the Ti6Al4V alloys commonly used in femoral stems[J]. *Tribology International*, 2013, 68: 85–93. doi: [10.1016/j.triboint.2013.09.022](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.09.022).
- [11] Xia Mujian, Zhang Yue, Zhou Guanghong, et al. Research progress in surface modification of biomedical Ti6Al4V alloy[J]. *Corrosion & Protection*, 2012, 33(8): 645–647 (in Chinese) [夏木建, 章跃, 周广宏, 等. 医用Ti6Al4V合金表面改性研究进展[J]. *腐蚀与防护*, 2012, 33(8): 645–647].
- [12] Zhou M, Xiong P, Jia Z, et al. Improved the in vitro cell compatibility and apatite formation of porous Ti6Al4V alloy with magnesium by plasma immersion ion implantation[J]. *Materials Letters*, 2017, 202: 9–12. doi: [10.1016/j.matlet.2017.05.088](https://doi.org/10.1016/j.matlet.2017.05.088).
- [13] Wang J, Ma J, Huang W, et al. The investigation of the structures and tribological properties of F-DLC coatings deposited on Ti-6Al-4V alloys[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2017, 316: 22–29. doi: [10.1016/j.surfcoat.2017.02.065](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.02.065).
- [14] Oliveira V, Aguiar C, Vazquez A M, et al. Improving corrosion resistance of Ti-6Al-4V alloy through plasma- assisted PVD deposited nitride coatings[J]. *Corrosion Science*, 2014, 88: 317–327. doi: [10.1016/j.corsci.2014.07.047](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2014.07.047).
- [15] Fazel M, Salimijazi H R, Golozar M A. A comparison of corrosion, tribocorrosion and electrochemical impedance properties of pure Ti and Ti6Al4V alloy treated by micro-arc oxidation process[J]. *Applied Surface Science*, 2015, 324: 751–756. doi: [10.1016/j.apsusc.2014.11.030](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2014.11.030).
- [16] Gu Y, Chen L, Yue W, et al. Corrosion behavior and mechanism of MAO coated Ti6Al4V with a grain-fined surface layer[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2016, 664: 770–776. doi: [10.1016/j.jallcom.2015.12.108](https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2015.12.108).
- [17] Lv Y H, Li J, Tao Y F, et al. High-temperature wear and oxidation behaviors of TiNi/Ti2Ni matrix composite coatings with TaC addition prepared on Ti6Al4V by laser cladding[J]. *Applied Surface Science*, 2017, 402: 478–494. doi: [10.1016/j.apsusc.2017.01.118](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2017.01.118).
- [18] Wang S, Liao Z, Liu Y, et al. Influence of thermal oxidation temperature on the microstructural and tribological behavior of Ti6Al4V alloy[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2014, 240: 470–477. doi: [10.1016/j.surfcoat.2014.01.004](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2014.01.004).
- [19] Guleryuz H, Cimenoglu H. Surface modification of a Ti-6Al-4V alloy by thermal oxidation[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2005, 192(2-3): 164–170. doi: [10.1016/j.surfcoat.2004.05.018](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2004.05.018).
- [20] Wang S, Liu Y, Zhang C, et al. The improvement of wettability, biotribological behavior and corrosion resistance of titanium alloy pretreated by thermal oxidation[J]. *Tribology International*, 2014, 79: 174–182. doi: [10.1016/j.triboint.2014.06.008](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.06.008).
- [21] Ashrafizadeh A, Ashrafizadeh F. Structural features and corrosion analysis of thermally oxidized titanium[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2009, 480(2): 849–852. doi: [10.1016/j.jallcom.2009.02.079](https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2009.02.079).
- [22] Güleriyüz H, Çimenoglu H. Effect of thermal oxidation on corrosion and corrosion–wear behaviour of a Ti-6Al-4V alloy[J]. *Biomaterials*, 2004, 25(16): 3325–3333. doi: [10.1016/j.biomaterials.2003.10.009](https://doi.org/10.1016/j.biomaterials.2003.10.009).
- [23] Luo Y, Chen W, Tian M, et al. Thermal oxidation of Ti6Al4V alloy and its biotribological properties under serum lubrication[J]. *Tribology International*, 2015, 89: 67–71. doi: [10.1016/j.triboint.2014.12.022](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.022).
- [24] Guleryuz H, Cimenoglu H. Oxidation of Ti-6Al-4V alloy[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2009, 472(1-2): 0–246.
- [25] Wang Yating, Lin Naiming, Tang Bin. Development of thermal oxidation of titanium and titanium alloys[J]. *Corrosion & Protection*, 2014, 35(10): 965–970 (in Chinese) [王娅婷, 林乃明, 唐宾. 钛及钛合金热氧化工艺的研究现状[J]. *腐蚀与防护*, 2014, 35(10): 965–970].
- [26] Qin Jianfeng, Wang Xinbo, Zou Jiaojuan, et al. Research progress of thermal oxidation effect on improving surface properties of titanium and titanium alloy[J]. *Surface Technology*, 2017, 46(1): 1–8 (in Chinese) [秦建峰, 王馨舶, 邹娇娟, 等. 热氧化提高钛及钛合金表面性能的研究进展[J]. *表面技术*, 2017, 46(1): 1–8].
- [27] Wang Song, Liao Zhenhua, Liu Weiqiang. Research progress on thermal oxidation process and wear, corrosion resistance and bioactivity of biomedical grade titanium alloy[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2014, 24(6): 1466–1473 (in Chinese) [王松, 廖振华, 刘伟强. 医用钛合金热氧化处理工艺及其耐磨损、耐腐蚀性能和生物活性的研究进展[J]. *中国有色金属学报*, 2014, 24(6): 1466–1473].
- [28] Du H L, Datta P K, Lewis D B, et al. Air oxidation behaviour of Ti6Al4V alloy between 650 and 850°C[J]. *Corrosion Science*, 1994, 36(4): 631–642. doi: [10.1016/0010-938X\(94\)90069-8](https://doi.org/10.1016/0010-938X(94)90069-8).
- [29] Bailey R, Sun Y. Corrosion and tribocorrosion performance of pack-carburized commercially pure titanium with limited oxygen diffusion in a 0.9% NaCl solution[J]. *Journal of Bio- and Tribocorrosion*, 2018, 4(1): 6. doi: [10.1007/s40735-017-0123-y](https://doi.org/10.1007/s40735-017-0123-y).

- [30] Manhabosco T M, Tamborim S M, Santos C B D, et al. Tribological, electrochemical and tribo-electrochemical characterization of bare and nitrided Ti6Al4V in simulated body fluid solution[J]. *Corrosion Science*, 2011, 53(5): 1786–1793. doi: [10.1016/j.corsci.2011.01.057](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2011.01.057).
- [31] Zou Jiaojuan. Study on typical service behaviors of surface thermal oxidation modified Ti6Al4V alloy used for oil casing tube[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2016(in Chinese) [邹娟. 油套管用Ti6Al4V合金热氧化表面改性及其典型服役行为研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2016.].
- [32] Борисова. Titanium alloy metallography[M]. Chen Shiqing, translation. Beijing: National Defense Industry Press, 1986. [鲍利索娃, 钛合金金相学[M]. 陈石卿, 译. 北京: 国防工业出版社, 1986.].
- [33] Yamamoto O, Alvarez K, Kikuchi T, et al. Fabrication and characterization of oxygen-diffused titanium for biomedical applications[J]. *Acta Biomaterialia*, 2009, 5(9): 3605–3615. doi: [10.1016/j.actbio.2009.06.011](https://doi.org/10.1016/j.actbio.2009.06.011).
- [34] Yan W, Wang X X. Surface hardening of titanium by thermal oxidation[J]. *Journal of Materials Science*, 2004, 39(16-17): 5583–5585.
- [35] Lin Naiming, Wang Yating, Zou Jiaojuan, et al. Effect of thermal oxidation temperature on wear resistance of Ti6Al4V alloy[J]. *Rare Metal Materials and Engineering*, 2016(6): 1615–1619 (in Chinese) [林乃明, 王娅婷, 邹娟, 等. 热氧化温度对Ti6Al4V耐磨性的影响[J]. *稀有金属材料与工程*, 2016(6): 1615–1619].
- [36] Ma H L, Yang J Y, Dai Y, et al. Raman study of phase transformation of TiO<sub>2</sub> rutile single crystal irradiated by infrared femtosecond laser[J]. *Applied Surface Science*, 2007, 253(18): 7497–7500. doi: [10.1016/j.apsusc.2007.03.047](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2007.03.047).
- [37] Swamy V, Muddle B C, Dai Q. Size-dependent modifications of the Raman spectrum of rutile TiO<sub>2</sub>[J]. *Applied Physics Letters*, 2006, 89(16): 163118–0. doi: [10.1063/1.2364123](https://doi.org/10.1063/1.2364123).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018171

# 尼龙自润滑性与表面织构协同作用对HDPE 基水润滑轴承摩擦磨损性能的影响

崔旨桃<sup>1</sup>, 郭智威<sup>1,2\*</sup>, 谢心<sup>1,2</sup>, 袁成清<sup>1,2</sup>

(1. 武汉理工大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063;

2. 国家水运安全工程技术研究中心 可靠性工程研究所, 湖北 武汉 430063)

**摘要:** 传统的船舶尾轴油润滑轴承的润滑油泄露造成了严重的海洋污染, 逐渐被水润滑轴承取代, 但水较差的承载能力要求水润滑轴承具有良好的减磨耐磨性能. 通过HDPE与PA66的共混材料研究尼龙润滑填料和表面织构协同作用对水润滑轴承摩擦磨损性能的影响, 利用超景深三维显微系统测量共混材料试样浸泡后的表面纹理结构, 利用CBZ-1摩擦磨损试验机对试样进行摩擦试验并记录摩擦系数, 利用表面轮廓仪和扫描电镜(SEM)观察试样磨损形貌并分析其磨损机理. 试验表明: PA66的添加能优化共混材料的摩擦学性能. PA66的水溶胀性使共混材料表面形成微凸织构, 降低摩擦系数和减轻表面磨损; PA66的存在可使共混材料在摩擦过程中在对摩铜盘表面形成转移膜, 有效保护摩擦副表面, 减轻磨损.

**关键词:** 水润滑轴承; 自润滑性能; 表面织构; 摩擦磨损; 协同机理

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0407-11

## The Synergistic Effect Mechanism of PA66 Self-Lubrication Property and Surface Texture on Tribological Performance of HDPE Water-Lubricated Bearing

CUI Zhitao<sup>1</sup>, GUO Zhiwei<sup>1,2\*</sup>, XIE Xin<sup>1,2</sup>, YUAN Chengqing<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063, China

2. Reliability Engineering Institute, National Engineering Research Center for Water Transportation Safety, Hubei Wuhan 430063, China)

**Abstract:** The oil leakage of traditional oil-lubricated bearing of ship stern shaft causing serious marine pollution and are gradually replaced by water-lubricated bearing. However, due to the poor load-bearing capacity, tribology performance of water-lubricated bearing should be improved. The synergetic effect of PA66 lubricating filler and surface texture on the friction and wear properties of water-lubricated bearing prepared by HDPE/PA66 composite was studied. The surface texture of the composite sample after immersion was observed by using the ultra-deep 3D microscopy. The specimen was tested using the CBZ-1 tester and the friction coefficient was recorded. The surface profiler and scanning electrical microscopy were used to observe and analyze the wear mechanism after the test. The results show that the tribological properties of the composite were enhanced by adding PA66. The dilation property in water of PA66 enabled the bulge texture on surface of HDPE/PA66 polyblends, which reduced friction coefficient and wear. The presence of PA66 in the polyblends rendered a transfer film on the surface of the copper disc during the friction process, which

Received 12 November 2018, revised 19 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: zwguo@whut.edu.cn, Tel: +86-13886088463.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51509195 and 51422507) and the National college Students' Innovation and Entrepreneurship Training Program of China (201810497056).

国家自然科学基金项目(51509195和51422507)和国家级大学生创新创业训练计划项目(201810497056)资助.



effectively protected the surface of the friction pair and reduce wear. The polyblend of HDPE-30% PA66 had the lowest friction coefficient and low wear. The polyblend of HDPE-20% PA66 can be candidate material for practical engineering application because of its low friction coefficient, good wear property and dimensional stability.

**Key words:** water-lubricated bearings; self-lubricating property; surface texture; friction and wear; synergistic mechanism

随着节能环保的时代需求,许多资源浪费和环境污染问题被日趋重视.在船舶领域中,每年有数千吨的润滑油从船用尾轴轴承中泄漏,造成了严重的海洋污染和石油资源浪费<sup>[1]</sup>.因此传统的油润滑船用尾轴轴承逐渐被环保性能更好的水润滑轴承所取代.同时,水润滑轴承也越来越广泛应用于水泵、水力涡轮<sup>[2]</sup>和空气压缩机<sup>[3]</sup>等机械设备.但由于水的黏度仅为润滑油的十分之一,承载能力较差<sup>[4-5]</sup>,尤其在机械设备启停和换向等低速情况下,轴承与转轴之间难以形成有效的润滑膜,使摩擦系数偏高,磨损严重.这就要求水润滑轴承具有良好的减磨耐磨性能.

铁犁木是一种常见的水润滑轴承材料,强度高硬度大,材料表面由致密的细胞壁构成,吸水后表面形成不规则的纹理结构,是其在水润滑条件下具有良好的摩擦学性能的原因之一.但铁犁木的抗泥沙能力差和资源短缺等缺点限制了其广泛应用<sup>[6]</sup>.近年来,一些具有良好的化学稳定性、自润滑和吸振性能的高分子聚合物材料,因其安全可靠、耐腐蚀、无污染和来源广泛等优点,广泛应用于水润滑轴承中.许多研究聚焦于向基体材料中添加增强填料如碳纳米纤维<sup>[7]</sup>和玻璃纤维<sup>[8]</sup>,润滑填料如愈创树脂<sup>[9]</sup>、微胶囊<sup>[6]</sup>和PTFE(聚四氟乙烯)<sup>[10]</sup>等以提高材料的摩擦学性能.表面纹理技术同样是提高摩擦性能的有效方法,微凹槽<sup>[4,11-12]</sup>和凹坑<sup>[12-15]</sup>等表面纹理在不同的试验条件下表现出良好的摩擦学性能.在流体润滑和滑动状态下,滑动凹陷处的润滑介质会流动,产生局部动压力<sup>[16]</sup>,这就产生向上推力,分离两个摩擦副表面,从而提高润滑表面的承载力,有效减磨.早在1966年Hamilton等<sup>[17]</sup>就提出加工含微凸体的旋转轴密封端面能够形成附加的动压润滑效应,从而增强摩擦副的承载能力和降低摩擦系数.Amanov等<sup>[18]</sup>的研究表明,通过LST加工出来的凹坑边缘出现的一定程度的凸起对试样的摩擦磨损性能有进一步改善.Tang等<sup>[19]</sup>利用TiNi形状记忆合金制作的球状凸起结构在油润滑条件下有效改善了该材料的摩擦磨损性能.但表面凸起结构摩擦学性能的相关研究,尤其是用于水润滑轴承的研究,仍然不多.

尼龙(PA)具有良好的力学性能、耐磨损性和自润滑性,同时具有吸水膨胀的特点,是理想的润滑填充

材料.由于高密度聚乙烯(HDPE)耐磨性较好,化学性能稳定,可用作试验探究阶段的基体材料.本文作者提出使用尼龙66添加到高密度聚乙烯基体中制备HDPE/PA66共混材料.尼龙分子主链上的重复单元中含有极性酰胺氨基团,能形成分子间的氢键,具有结晶性<sup>[20]</sup>,分子间的相互作用力大,使尼龙的硬度较高;PA66的添加可在摩擦过程中形成转移膜<sup>[10,21]</sup>减少表面磨损;同时由于HDPE和PA66两种材料的水胀性差异很大,HDPE/PA66共混材料试样表面吸水后自发形成不规则的微凸结构.通过试验测试不同PA66质量分数的HDPE/PA66共混材料试样在水润滑条件下的摩擦学性能影响,同时分析材料的磨损机理,为新型材料水润滑轴承的工程实际应用提供试验依据.

## 1 材料制备及试验设计

### 1.1 高密度聚乙烯/尼龙66(HDPE/PA66)共混材料制备

使用原料:高密度聚乙烯(HDPE)(中石油独山子石化公司, DMDA8008), 尼龙66(PA66)(美国杜邦公司, DuPont USA, E51HSB NC101). PA66在80 °C恒温干燥箱中烘干4 h.

使用密炼机(武汉启恩科技发展有限公司)制作PA66质量分数分别为2.5%、5%、10%、20%、30%和50%的HDPE/PA66共混材料.密炼室内设置温度为270 °C,转子转速为30 r/min,混合时间为每次30 min.共混材料分别记为HDPE-2.5、HDPE-5、HDPE-10、HDPE-20、HDPE-30和HDPE-50.使用注塑机(宁波海天塑机集团有限公司)将HDPE、PA66及各共混材料制成试验试样.注塑工艺参数列于表1中.注塑试样的物理和力学性能参数列于表2中.由于试验条件为水润滑,试样的硬度及拉伸强度为试样泡水24 h后的测试值.

由于注塑工艺可能存在毛边、表面翘曲变形等缺陷,使用P600抛光纸在抛光机上将表面磨平,粗糙度为 $0.5 \pm 0.05 \mu\text{m}$ .将试样浸泡到蒸馏水中48 h,试样表面因尼龙吸水膨胀而产生凸起,如图1所示.表2中的HDPE/PA66共混材料中PA66所占体积分数可视为试样表面微凸结构的面积占有率.图1(a)显示的是HDPE的试样表面,因为HDPE吸水性很小,试样表面

表1 注塑工艺参数  
Table 1 Injection molding process parameters

Materials	Process parameter					
	Temperature/°C	Loading pressure/MPa	Loading speed/(mm/s)	Back pressure/MPa	Injection pressure/MPa	Injection speed/(mm/s)
HDPE	240	10	40	1.5	12	30
PA66	290	10	50	1	14	30
Polyblends	270	10	30	1	13	30

表2 HDPE、PA66及其共混物的物理和力学性能  
Table 2 Physical and mechanical properties of HDPE, PA66 and the Polyblends

Materials	Volume fraction of PA66 in HDPE matrix/%	Density/(g/cm <sup>3</sup> )	Hardness after soaking water (HSD)	Tensile strength at break after soaking water/MPa
HDPE	-	0.944	36.3	21.5
HDPE-2.5	2.08	0.949	48.1	20.2
HDPE-5	4.18	0.954	52.3	19.5
HDPE-10	8.43	0.964	54.2	18.7
HDPE-20	17.2	0.983	59.7	17.4
HDPE-30	26.2	1.00	61.9	15.4
HDPE-50	45.3	1.04	65.4	15.2
PA66	-	1.14	74.3	13.5

可视为平面。图1(b)是HDPE-10的微观三维图像, 可看出有明显的岛状凸起和不规则起伏。随着PA66质量分数的增大, 试样表面凸起结构尺寸更大且分布更密集。图1(c~d)为HDPE-30试样表面轮廓三维显微图像, 其岛状凸起结构高度为22.70 μm。HDPE-50试样表面岛状凸起高度更大, 最高点达30.69 μm, 不规则起伏更密集至大范围成片分布, 如图1(e~f)所示。试样的三维显微形貌证实了在水润滑条件下不同质量分数PA66的HDPE/PA66共混材料存在不同尺寸和密集程度的不规则表面微结构。

由于PA66具有水胀性, 因此HDPE/PA66共混材料吸水后体积会增大。将共混材料注塑成如图2(a)所示销子, 销子模具尺寸为长度20 mm, 直径10 mm。由于注塑工艺的尺寸存在误差, 先用游标卡尺测量销子的长度 $L$ 和直径 $D$ , 每个测量5次取平均值, 然后将销子浸泡在蒸馏水中24 h, 再次测量尺寸。计算得出各PA66含量的HDPE/PA66共混材料试样的体积膨胀率。具体尺寸列于表3中。图2(b)显示共混材料销子试样的体积膨胀率随PA66质量分数的增加而增大。其中HDPE-20的体积膨胀率1.11%, 低于赛龙水润滑轴承在25 °C时的吸水体积膨胀率1.2%<sup>[22]</sup>, 表明PA66质量分数小于20%的HDPE/PA66共混材料具有较好的尺寸稳定性。

## 1.2 摩擦试验设计

由于船舶尾轴衬套为铜合金, 为模拟船舶尾轴水润滑轴承的摩擦磨损情况, 使用HDPE/PA66共混材料

及锡青铜盘(QSn7-0.2)作为摩擦副(如图3所示)。HDPE/PA66共混材料的内径和外径分别为18和30 mm, 高度为10 mm。锡青铜盘的内径和外径分别为16和32 mm, 厚度为5 mm。摩擦副的接触面积为452.39 mm<sup>2</sup>。摩擦试验前, 锡青铜盘需将摩擦表面用P600抛光纸抛光处理至表面粗糙度为0.5±0.05 μm。锡青铜盘的主要元素组成列于表3中。

所有试验在CBZ-1摩擦磨损试验机上进行, 其模型如图4所示。HDPE/PA66共混材料试样固定在装满水的底座上, 锡青铜盘固定在旋转轴上与旋转轴一起转动并与共混材料试样表面对磨, 旋转半径取中间值为12 mm。利用扭矩传感器、转速传感器和压力传感器实时采集摩擦磨损试验中的数据, 通过LabVIEW系统计算出摩擦系数并每秒记录一次。摩擦系数由以下公式计算求得:

$$\mu = \frac{T}{r \times F} \quad (1)$$

其中: $\mu$ 表示摩擦系数,  $T$ 表示扭矩, 单位为N·m,  $r$ 表示半径,  $F$ 表示施加的载荷, 单位为N。

试验主要目的是探索水润滑条件下6种HDPE/PA66共混材料在不同摩擦速度下的摩擦磨损性能。参照劳氏船级社的规章制度<sup>[23]</sup>, 船舶尾轴水润滑轴承的公称轴承压力小于0.55 MPa。由于水润滑轴承载荷越高摩擦环境越恶劣, 尤其是在启停和换向等低速重载场合<sup>[8]</sup>, 为直观对比不同共混材料的摩擦磨损性能, 试验载荷设置为标准最高载荷0.55 MPa(250 N)。在固定载

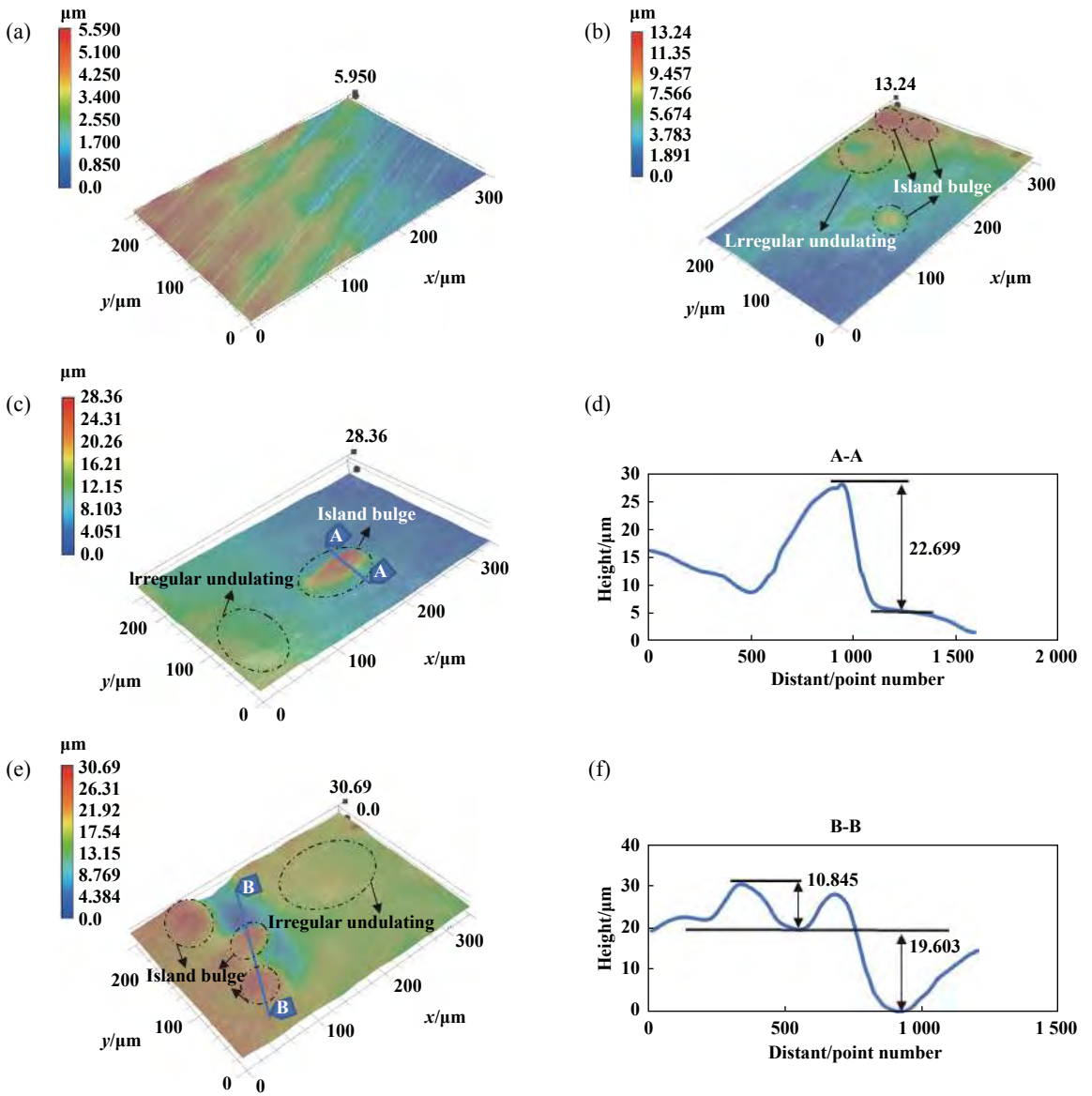


Fig. 1 The 3D micro-image of samples after 48 h soaking in water; (a) the HDPE; (b) the HDPE-10; (c), (d) the HDPE-30 and its cross-sectional profile; (e), (f) the HDPE-50 and its cross-sectional profile

图1 试样泡水48 h后表面三维显微图像; (a)为HDPE; (b)为HDPE-10; (c)、(d)为HDPE-30及其横剖面; (e)、(f)为HDPE-50及其横剖面

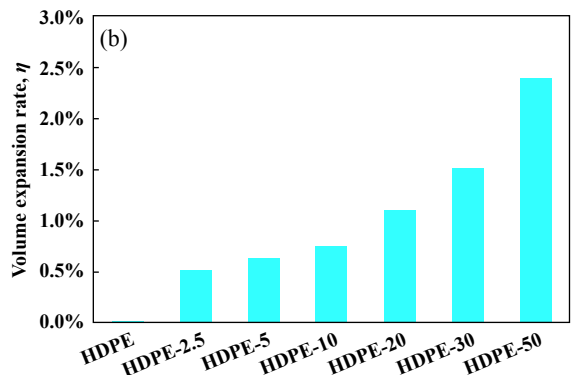
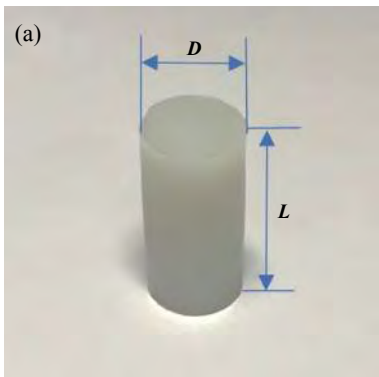


Fig. 2 Pin samples: (a) appearance; (b) volume expansion rate after soaking in water in 24 h

图2 销子试样: (a)实物图; (b)泡水后体积膨胀率

表 3 锡青铜盘的主要元素组成  
Table 3 Chemical composition of QSn7-0.2

w(Cu)	w(Zn)	w(Sn)	w(Ni)	w(Al)	w(Pb)	Impurity
90%~92%	0.3%	6.0%~8.0%	0.2%	0.01%	0.02%	0.15%

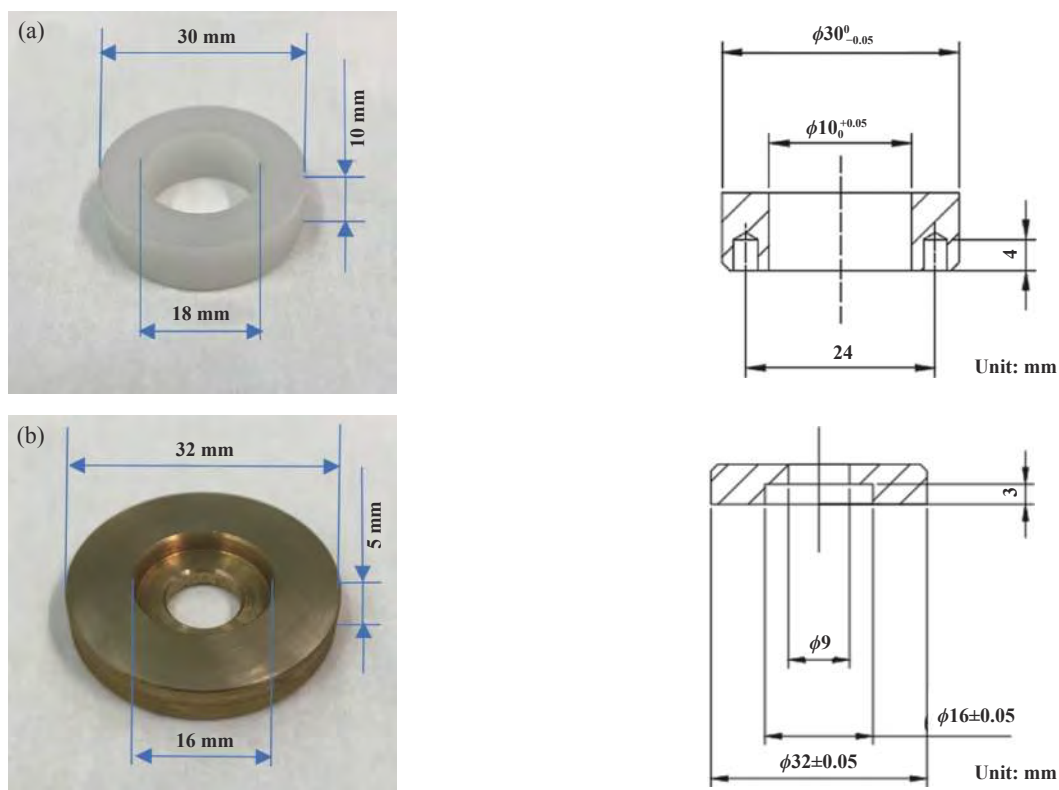


Fig. 3 Friction pair samples: (a) HDPE/PA66 Polyblends; (b) QSn7-0.2 and their tolerance size  
图 3 摩擦副试样: (a)HDPE/PA66共混材料; (b)锡青铜盘 及其公差尺寸

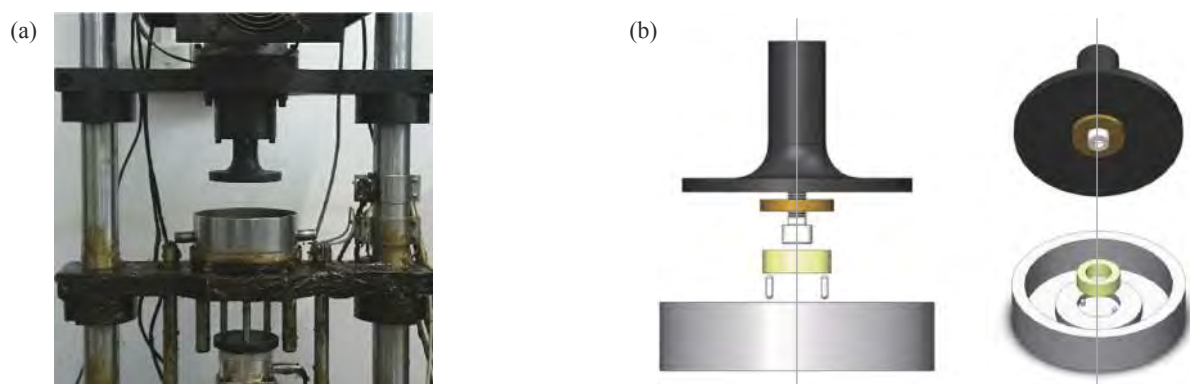


Fig. 4 The CBZ-1 tribo-tester: (a) appearance; (b) model diagram  
图 4 CBZ-1摩擦磨损试验机: (a)实物外观; (b)模型图

荷下, 电机主轴转速依次为50、150、250、350和450 r/min 从小到大上升, 到达最高转速后又依次下降, 以模拟水润滑尾轴启停、换向等变转速场合. 转速每20 min改变一次, 根据试样的半径转化为线速度分别为0.0628、0.188、0.314、0.440和0.565 m/s. 在试验过程中实时记录摩擦系数, 每秒记录一次. 每种共混材料的试验进

行2次, 每次试验时间为180 min. 为避免其他杂质对试验的影响, 使用蒸馏水作为水润滑介质. 试验结束后测量试样表面形貌和显微结构, 分析不同材料的耐磨性能和磨损机理.

试验结束后使用激光干涉表面轮廓仪测量HDPE/PA66共混材料表面形貌. 选取以下特征参数进行磨损

表面形貌的表征:均方根偏差( $S_q$ ),表示测试范围内各点高度的标准偏差;峭度( $S_{ku}$ ),判断粗糙度形状尖锐度.其计算公式由等式(2~3)所示.

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{MN} \sum_0^{M-1} \sum_0^{N-1} [Z(x_k, y_l) - u]^2} \quad (2)$$

$$S_{ku} = \frac{1}{MNS_q^4} \sum_0^{M-1} \sum_0^{N-1} [Z(x_k, y_l) - u]^4 \quad (3)$$

其中: $u = \frac{1}{MN} \sum_0^{M-1} \sum_0^{N-1} [Z(x_k, y_l)]$ ,表示平均高度; $Z(x_k, y_l)$ 表示 $(x_k, y_l)$ 的高度值; $M$ 表示 $x$ 方向的采样点; $N$ 表示 $y$ 方向的采样点.

## 2 试验结果与分析

### 2.1 在水润滑条件下高密度聚乙烯(HDPE)与尼龙66(PA66)的摩擦磨损性能分析

将HDPE和PA66试样在水润滑、0.55 MPa载荷条件下做摩擦试验,测出其在不同转速下的摩擦系数,如图5所示. HDPE在50 r/min时摩擦系数最高,在0.14附近.随着转速的增大,摩擦系数降低,在450 r/min时摩擦系数为0.08左右.而PA66在各转速下的摩擦系数

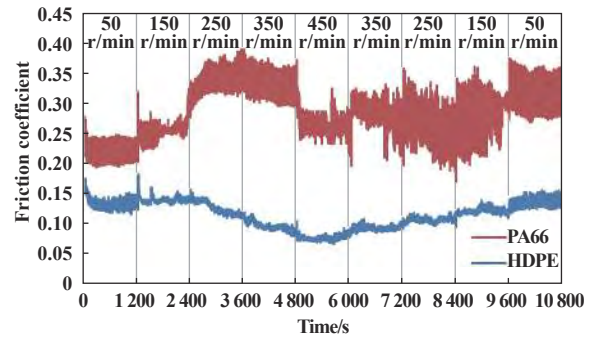


Fig. 5 Friction coefficient of HDPE and PA66 samples in the condition of water-lubrication, 0.55 MPa and different speed  
图5 在水润滑、载荷为0.55 MPa条件下HDPE与PA66在不同转速下的摩擦系数

相对于HDPE偏高,且波动较为明显.

图6显示了HDPE和PA66试样及与其对磨的铜盘的磨损表面示意图.图6(a)为HDPE微观磨损表面,存在大量犁沟,出现明显的撕裂、剥落和擦伤等典型的磨粒磨损现象.同时与之对磨的铜盘表面磨损较严重,表面划痕密集且深,如图6(c)所示.这是由于HDPE材料的硬度相对不高,铜盘表面的粗糙峰嵌入试样表面并相对滑动,从而使HDPE试样表面产生明显的犁沟和划痕.同时HDPE的拉伸强度较高,铜盘粗糙峰嵌

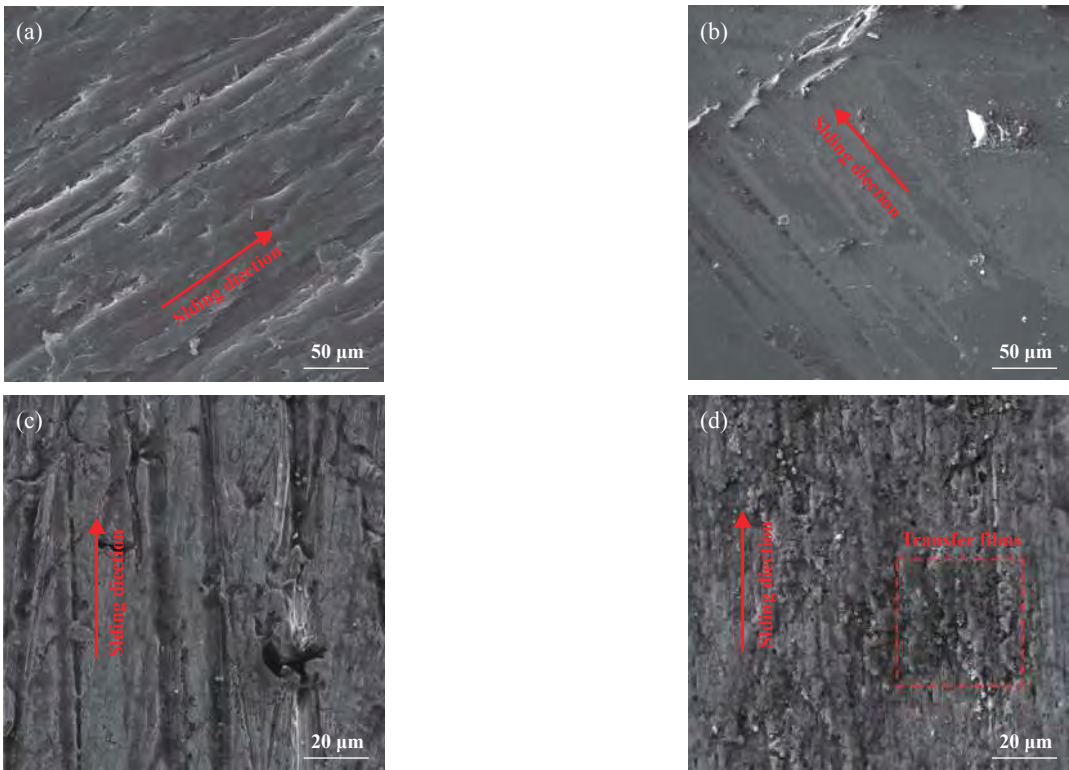


Fig. 6 SEM micrographs of the worn surfaces of (a) HDPE sample; (b) PA66 sample; (c) the QSn7-0.2 disc against HDPE; (d) the QSn7-0.2 disc against PA66

图6 HDPE与PA66试样及与之对磨的铜盘磨损表面形貌的SEM照片:(a)HDPE试样;(b)PA66试样;(c)与HDPE试样对磨的铜盘;(d)与PA66试样对磨的铜盘

入HDPE试样表面后由于HDPE的抗拉伸能力产生较大的作用反力造成铜盘自身划伤. 图6(b)中PA66试样表面较为平整光滑, 仅存在少量剥落的磨屑, 这是因为PA66具有较高的硬度但拉伸强度较低, 试样表面由于黏着效应发生剪切断裂, 所产生的磨屑黏附在与之对磨的铜盘表面, 形成了厚且均匀的转移膜, 如图6(d)所示. 转移膜的存在可有效保护摩擦副表面, 减轻磨损, 因此PA66试样与铜盘表面磨痕均较浅. 这体现了PA66具有良好的自润滑性能.

## 2.2 在水润滑条件下高密度聚乙烯/尼龙66(HDPE/PA66)共混材料的摩擦磨损性能分析

### 2.2.1 摩擦系数分析

图7(a~b)显示了PA66质量分数不同的HDPE/PA66共混材料在0.55 MPa载荷下摩擦系数随转速的变化情况. 图5(c)显示HDPE/PA66共混材料试样各转速下的摩擦系数与HDPE相比的减少率 $\eta$ , 计算式为

$$\eta = \frac{\mu_{HDPE} - \mu_{HDPE/PA66}}{\mu_{HDPE}} \quad (4)$$

其中: $\mu_{HDPE}$ 表示HDPE试样的摩擦系数,  $\mu_{HDPE/PA66}$ 表示HDPE/PA66共混材料试样的摩擦系数.

各试样的摩擦系数基本均随转速的增大而降低,

这是由于在转速较低时, 摩擦副处于边界润滑或混合润滑状态<sup>[24-25]</sup>, 随着转速的增大, 润滑水膜的收敛区会建立起流体动力的压力楔<sup>[26-27]</sup>, 形成压力润滑水膜. 此润滑水膜层可产生正压力将两接触表面分开, 因此摩擦系数减小.

从图7(c)可以看出, HDPE-2.5、HDPE-5和HDPE-10试样在低转速(50和150 r/min)条件下的摩擦系数比HDPE低, 在转速为50 r/min时, 摩擦系数降低率随着PA66质量分数的增大而增大. 这是由于在摩擦速度较低时, HDPE试样表面疏水且较平整, 摩擦过程中不利于形成有效的润滑水膜, 摩擦副处于边界润滑或混合润滑状态, 摩擦系数较大. HDPE/PA66共混材料的表面凸起结构使摩擦副之间形成收敛间隙, 从而产生附加的动压润滑效应. 同时由于PA66的亲水性, 表面能高, 润滑水被吸附在粗糙结构中并在力场的作用下铺展形成润滑水薄膜<sup>[28]</sup>; 而在高转速(350和450 r/min)条件下, HDPE-2.5、HDPE-5、HDPE-10和HDPE-50试样的摩擦系数均比HDPE高, 这是因为在转速高时流体动压水膜稳定, 表面微凸织构对润滑水膜的增强效果减弱, 而原本PA66的摩擦系数就比HDPE高, HDPE/PA66共混材料的摩擦系数受PA66的影响而大于HDPE. 但

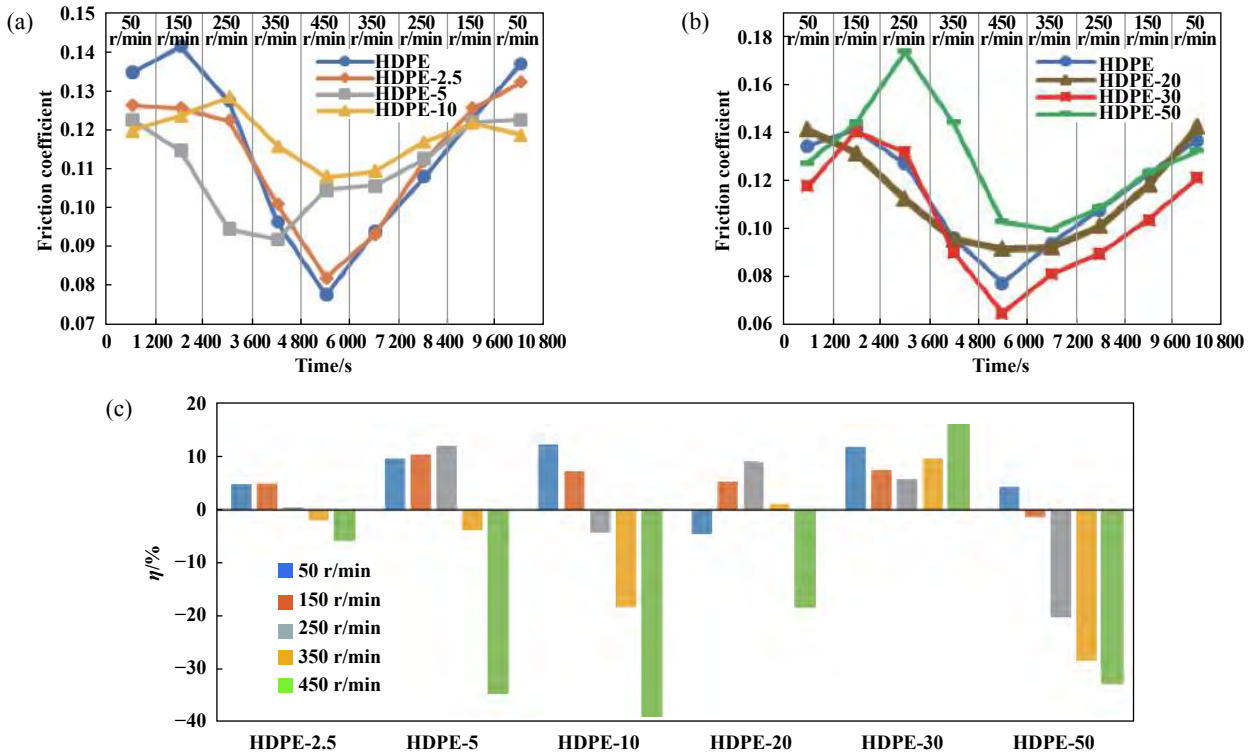


Fig. 7 Friction coefficient of (a) mass fraction of PA66 lower than 10%; (b) mass fraction of PA66 lower than 10%; HDPE/PA66 polyblends samples in 0.55 MPa load and different speeds; (c) friction coefficient reduction rate of HDPE/PA66 polyblends compare to HDPE

图 7 在 0.55 MPa 载荷下 (a) PA66 质量分数不大于 10%; (b) PA66 质量分数大于 10%; 的 HDPE/PA66 共混材料试样在不同速度条件的摩擦系数; (c) 为 HDPE/PA66 共混材料与 HDPE 相比的摩擦系数减少率

HDPE-30在各转速条件下的摩擦系数均低于HDPE. 已有许多研究<sup>[16,24]</sup>表明,存在最优的表面微织构面积占有率,可使润滑水膜达到最高的承载能力,最大限度地减磨.在本试验工况下,PA66质量分数为30%时,即试样表面微凸织构面积占有率为26.2%附近时,可实现最优的水润滑减磨效果.

### 2.2.2 磨损表面形貌分析

表4所示为激光干涉表面轮廓仪测量的摩擦试验后共混材料试样的磨损表面形貌图和 $S_q$ 、 $S_{ku}$ 值。 $S_q$ 值为均方根偏差,表示表面粗糙度,可反映试样的磨损情况.对比试样的 $S_q$ 值,发现加入PA66后试样磨损后的 $S_q$ 值降低,其中HDPE-10和HDPE-20达到最低,但HDPE-50的 $S_q$ 值更高并高于HDPE的.说明在HDPE基体中添加适当质量分数的PA66可有效降低试样的磨损,提高耐磨性,但PA66含量过高时材料耐磨性反而下降。 $S_{ku}$ 值表示粗糙峰的尖锐程度,随着PA66含量的增加试样的 $S_{ku}$ 值呈下降趋势.粗糙峰尖锐度越高,越加剧与之对磨的铜盘的磨损程度.说明PA66含量的增加可降低HDPE/PA66共混材料磨损表面的粗糙峰的尖锐程度,这有利于减轻对磨试样的磨损.

### 2.2.3 HDPE/PA66共混材料磨损机理分析

为了进一步分析HDPE/PA66共混材料的磨损机理,利用扫描电镜测量摩擦试验后试样的微观表面,如图8所示. HDPE试样表面撕裂、擦伤痕迹较多,产生

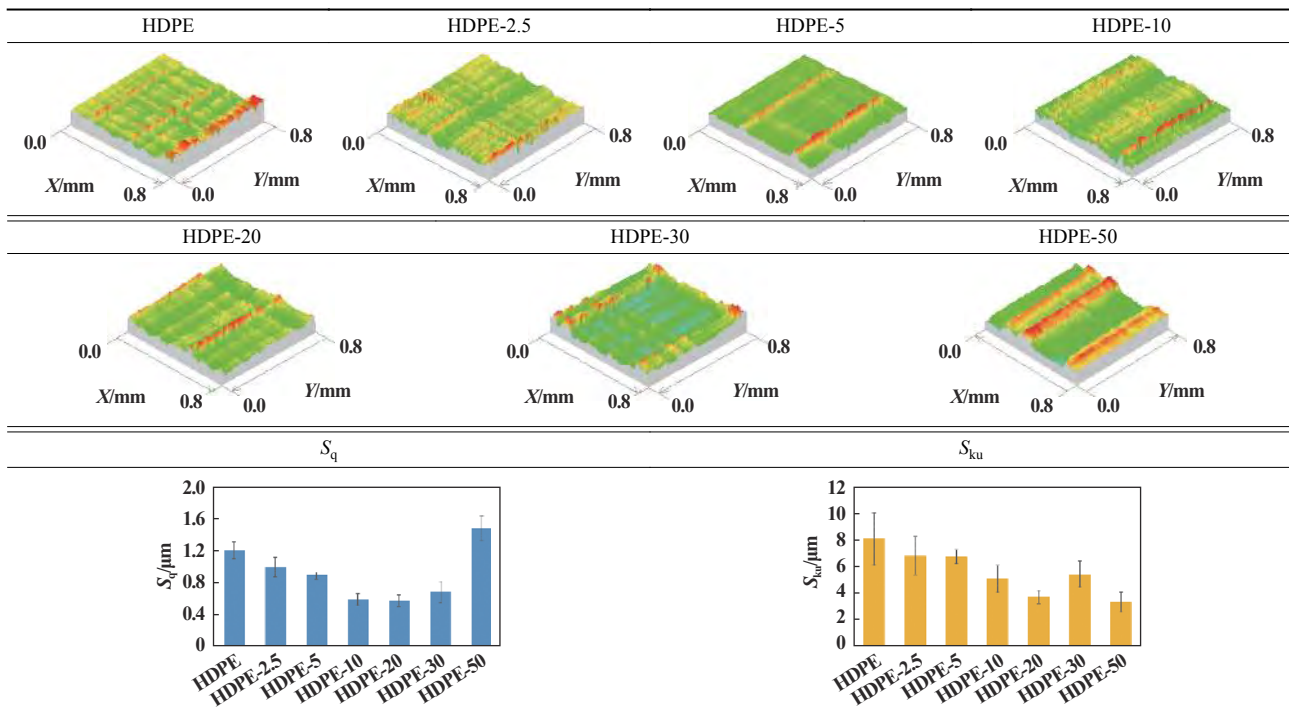
犁沟,并残留许多微小的磨粒,材料主要发生磨粒磨损;HDPE-2.5试样表面同样存在犁沟效应,同时产生少量剥落;HDPE-5试样表面的犁沟相较于HDPE-2.5变宽,但密集程度下降;当PA66质量分数增大至不小于10%,即对于HDPE-10、HDPE-20、HDPE-30和HDPE-50,在摩擦试验后试样表面仍保留大面积的平整部分,磨损主要集中在小范围区域.这是由于随着PA66含量的增多,试样表面开始出现明显的微凸织构,在摩擦时铜盘主要与微凸织构接触并造成磨损,同时水润滑条件下表面微织构有利于产生水动压效应,产生向上的推力分离摩擦副表面,对试样表面起到保护作用.试样表面磨损部分出现大块的磨屑,同时有明显的剥落和撕裂现象,由于上文中与PA66试样对磨的铜盘表面粘附这均匀且厚的转移膜,许多相关文献<sup>[20-21]</sup>也表明含尼龙的聚合物共混材料在摩擦过程中可在对磨表面形成稳定的转移膜,表明磨屑层可黏附在摩擦副间作为第三体承载了部分机械应力,起到一定固体润滑的作用<sup>[29]</sup>. HDPE-50表面磨屑增多且磨屑尺寸更大,磨损比较严重,表明PA66质量分数为10%~30%时可提高HDPE基共混材料的耐磨损性能,但PA66质量分数过高时会导致共混材料抗变形能力减弱,磨损情况加剧.

### 2.2.4 锡青铜盘表面转移膜分析

观察与HDPE/PA66共混材料对磨的锡青铜盘的

表4 摩擦试验后共混材料的表面形貌

Table 4 Surface morphology of polyblends after friction testing



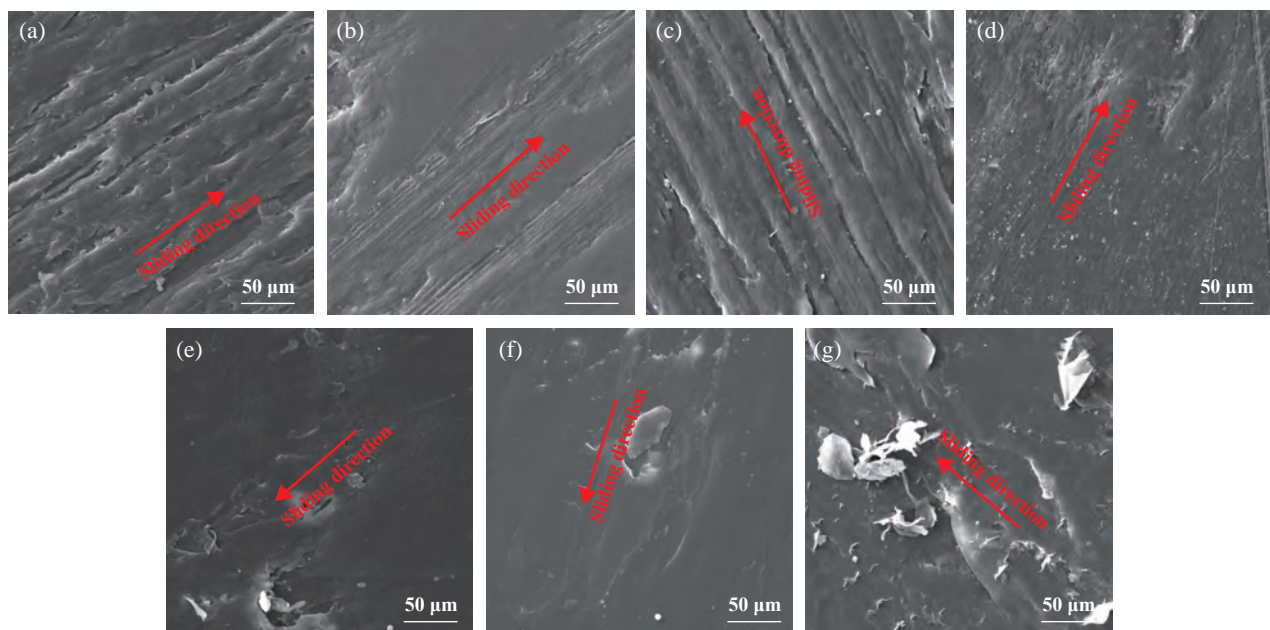


Fig. 8 SEM micrographs of worn surfaces of (a) HDPE; (b) HDPE-2.5; (c) HDPE-5; (d) HDPE-10; (e) HDPE-20; (f) HDPE-30; (g) HDPE-50

图8 七种材料试样的磨损表面SEM照片: (a)HDPE; (b)HDPE-2.5; (c)HDPE-5; (d)HDPE-10; (e)HDPE-20; (f)HDPE-30; (g)HDPE-50

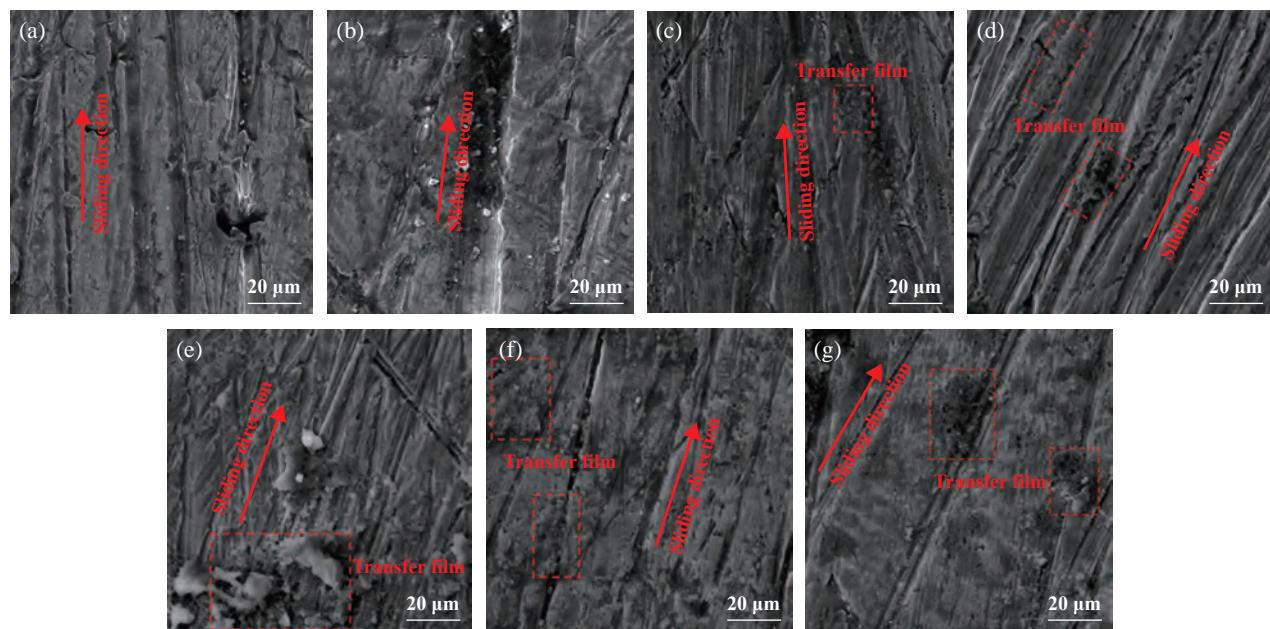


Fig. 9 SEM micrographs of worn surfaces of QSn7-0.2 disc in sliding against (a) HDPE; (b) HDPE-2.5; (c) HDPE-5; (d) HDPE-10; (e) HDPE-20; (f) HDPE-30; (g) HDPE-50

图9 铜盘磨损表面SEM照片: 与(a)HDPE; (b)HDPE-2.5; (c)HDPE-5; (d)HDPE-10; (e)HDPE-20; (f)HDPE-30; (g)HDPE-50试样对摩

磨损表面微观图像(见图9), 发现与HDPE和HDPE-2.5试样对摩的铜盘表面有较深的磨痕, 磨损严重. 随着PA66质量分数的增大, 铜盘表面覆盖了一层转移膜, 并且PA66质量分数越大, 转移膜越厚且分布越均匀. 转移膜的存在使铜盘表面的磨痕变浅, 这有效保护了

摩擦副的表面, 降低了磨损. 同时也证明了PA66的存在使HDPE/PA66共混材料发生黏着磨损, 黏着磨损产生的磨屑主要为PA66并且易于粘附在摩擦副表面. 此外, 相关研究<sup>[19]</sup>显示, 与表面平整无织构的试样相比, 表面含凸起织构的试样, 其对摩表面相对平整光滑.



这与不同摩擦副间的实际接触面积的差异有关。表面含微凸结构的试样,摩擦副的接触主要在微凸部分,滑动摩擦时接触表面间的黏滞力减少,有利于铜盘表面磨损程度的降低。

### 3 结论

a. 在水润滑条件下,在载荷为0.55 MPa、不同转速工况下,HDPE的摩擦系数比PA66低,但PA66可在对摩铜盘表面形成稳定、均匀的转移膜,摩擦副的磨损情况比HDPE轻。

b. HDPE/PA66共混材料同时具有HDPE的低摩擦系数和PA66的低磨损量的优点。其中HDPE-30在各转速工况下的摩擦系数均低于HDPE,HDPE-2.5、HDPE-5和HDPE-10在低转速(50和150 r/min)工况下的摩擦系数低于HDPE;HDPE-10、HDPE-20和HDPE-30试样的表面磨损量较低,耐磨性能好。

c. HDPE/PA66共混材料摩擦系数比HDPE低的原因因为PA66具有吸水膨胀性,HDPE/PA66共混材料在水润滑条件下表面可形成微凸结构,可降低摩擦系数并减轻磨损,进一步提高共混材料的摩擦学性能。

d. HDPE/PA66共混材料在水润滑条件下主要发生黏着磨损,在摩擦副间形成转移膜。PA66质量分数越大,转移膜越均匀地覆盖在对摩铜盘表面。转移膜可有效保护摩擦副表面,减轻磨损。

e. 结合水润滑尾轴承的尺寸稳定性要求,HDPE-20最满足实际工程应用要求。表现为具有较低的摩擦系数、较好的耐磨性和尺寸稳定性。

### 参考文献

- [1] Yan Xiping, Yuan Chengqing, Bai Xiuqin. Insight into tribological problems of green ship and corresponding research progresses[J]. Tribology, 2012, 32(4): 410–420 (in Chinese) [严新平,袁成清,白秀琴,等.绿色船舶的摩擦学研究现状与进展[J].摩擦学学报,2012,32(4):410–420]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.04.016.
- [2] Lingwall B A, Sexton T N, Cooley C H. Polycrystalline diamond bearing testing for marine hydrokinetic application[J]. Wear, 2013, 302: 1514–1519. doi: 10.1016/j.wear.2012.11.068.
- [3] Ren Tianming, Feng Ming. Anti-shock characteristics of water lubricated bearing for fuel cell vehicle air compressor[J]. Tribology International, 2017, 107: 56–64. doi: 10.1016/j.triboint.2016.11.016.
- [4] Gong Jiayu, Jin Yong, Liu Zhenglin, et al. Study on influencing factors of lubrication performance of water-lubricated micro-groove bearing[J]. Tribology International, 2019, 103: 390–397. doi: 10.1016/j.triboint.2018.08.035.
- [5] Wojciech Litwin. Influence of local bush wear on water lubricated

- sliding bearing load carrying capacity[J]. Tribology International, 2016, 103: 352–358. doi: 10.1016/j.triboint.2016.06.044.
- [6] Sui G, Zhong W H, Ren X, et al. Structure, mechanical properties and friction behavior of UHMWPE/HDPE/carbon nanofibers[J]. Materials Chemistry and Physics, 2009, 115: 404–412. doi: 10.1016/j.matchemphys.2008.12.016.
- [7] Huang Jingui, Wang Qi, Zhang Ying. Effect of filler properties on properties of polyethylene-based composites[J]. Tribology, 1997, 16(1): 54–60 (in Chinese) [黄金贵,王琪,张鹰.填料特性对聚乙烯基复合材料性能的影响[J].摩擦学学报,1997,16(1):54–60]. doi: 10.16078/j.tribology.1997.01.008.
- [8] Guo Zhiwei, Yuan Chengqing, Liu Aixue, et al. Study on tribological properties of novel biomimetic material for water-lubricated stern tube bearing[J]. Wear, 2017, 376-377: 911–919. doi: 10.1016/j.wear.2017.01.081.
- [9] Yang Zongrong, Guo zhiwei, Yuan Chengqing. Tribological properties of water-lubricated stern bearing composites modified with biomimetic microcapsules[J]. Tribology, 2018, 38(1): 28–36 (in Chinese) [杨宗榕,郭智威,袁成清.仿生微胶囊复合水润滑轴承材料的摩擦性能研究[J].摩擦学学报,2018,38(1):28–36]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.01.004.
- [10] Palabiyik M, Bahadur S. Tribological studies of polyamide 6 and high-density polyethylene blends filled with PTFE and copper oxide and reinforced with short glass fibers[J]. Wear, 2002, 253: 369–376. doi: 10.1016/S0043-1648(02)00144-8.
- [11] Liang Liang, Yuan Jiandong, Lia Xiaoqiang, et al. Wear behavior of the micro-grooved texture on WC-Ni3Al cermet prepared by laser surface texturing[J]. International Journal of Refractory Metals & Hard Materials, 2018, 72: 211–222. doi: 10.1016/j.ijrmhm.2017.12.023.
- [12] Lu Libin, Zhang Zhen, Guan Yingchun, et al. Comparison of the effect of typical patterns on friction and wear properties of chromium alloy prepared by laser surface texturing[J]. Optics & Laser Technology, 2018, 106: 272–279. doi: 10.1016/j.optlastec.2018.04.020.
- [13] Joshua 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: 269–301. doi: 10.1016/j.triboint.2018.06.021.
- [14] Zhang Junhui, Chen Yuan, Xu Bing, et al. Effect of surface texture on wear reduction of the tilting cylinder and the valve plate for a high-speed electro-hydrostatic actuator pump[J]. Wear, 2018, 414-415: 68–78. doi: 10.1016/j.wear.2018.08.003.
- [15] Hu Jun, Xu Hebing. Friction and wear behavior analysis of the stainless steel surface fabricated by laser texturing underwater[J]. Tribology International, 2016, 102: 371–377. doi: 10.1016/j.triboint.2016.06.001.
- [16] Hamilton D B, Walowit J A, Allen C M. A theory of lubrication by micro-irregularities[J]. Journal of Basic Engineering, 1966, 88(1):

- 177–185. doi: [10.1115/1.3645799](https://doi.org/10.1115/1.3645799).
- [17] Auezhan Amanov, Ryo Tsuboi, Hironobu Oe, et al. The influence of bulges produced by laser surface texturing on the sliding friction and wear behavior[J]. *Tribology International*, 2013, 60: 216–223. doi: [10.1016/j.triboint.2012.10.018](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.10.018).
- [18] Tang Guanghai, John KL Ho, Dong Guangneng, et al. Fabrication self-recovery bulge textures on TiNi shape memory alloy and its tribological properties in lubricated sliding[J]. *Tribology International*, 2016, 96: 11–22. doi: [10.1016/j.triboint.2015.12.011](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.011).
- [19] Srinath G, Gnanamoorthy R. Sliding wear performance of polyamide 6–clay nanocomposites in water[J]. *Composites Science and Technology*, 2007, 67: 399–405. doi: [10.1016/j.compscitech.2006.09.004](https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2006.09.004).
- [20] Unal H, Mimaroglu A. Friction and wear performance of polyamide 6 and graphite and wax polyamide 6 composites under dry sliding conditions[J]. *Wear*, 2012, 289: 132–137. doi: [10.1016/j.wear.2012.04.004](https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.04.004).
- [21] Thordon Bearing Inc. Engineering technical manual of thordon[Z]. 2008.
- [22] Shipping LRO. Rules and regulations for the classification of ships[Z]. Lloyd's Register, 2013.
- [23] Chang Tie, Guo Zhiwei, Yuan Chengqing. Study on influence of Koch snowflake surface texture on tribological performance for marine water-lubricated bearings[J]. *Tribology International*, 2019, 129: 29–37. doi: [10.1016/j.triboint.2018.08.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.08.015).
- [24] Liu Shutian, Dong Conglin, Yuan Chengqing, et al. Study on the effect of physical properties of three typical ship bearing composite materials on tribological properties[J]. *Tribology*, 2018, 38(5): 528–536 (in Chinese) [刘书天, 董从林, 袁成清, 等. 三种典型船舶轴承复合材料的物理性能对摩擦学行为的影响研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(5): 528–536]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.05.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.005).
- [25] Wen Shizhu, Huang Ping, Tian yu. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008(in Chinese) [温家铸, 黄平, 田煜, 等. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008].
- [26] Zhou Jianhui, Liu Zhenglin, Zhu Hanhua, et al. Experimental study on friction performance of water-lubricated rubber stern bearing of ship[J]. *Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering)*, 2008, (5): 842–844, 860 (in Chinese) [周建辉, 刘正林, 朱汉华, 等. 船舶水润滑橡胶尾轴承摩擦性能试验研究[J]. *武汉理工大学学报(交通科学与工程版)*, 2008, (5): 842–844, 860]. doi: [10.3963/j.issn.2095-3844.2008.05.018](https://doi.org/10.3963/j.issn.2095-3844.2008.05.018).
- [27] Wang Quandai, Li Zhilong, Guo Bingbing, et al. Tribological properties of surface wettability under different lubrication regimes[J]. *Tribology*, 2018, 38(6): 665–672 (in Chinese) [王权岱, 李志龙, 郭兵兵, 等. 不同润滑状态下表面润湿性的摩擦学特性研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(6): 665–672]. doi: [10.16078/j.tribology.2018072](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018072).
- [28] Wang Xiaolei, Kato Koji, Adachi Koshi, et al. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water[J]. *Tribology International*, 2003, 36: 189–197.
- [29] Yang Liang, Hou Yuxin, He Hongtu, et al. Effects of sliding velocity on the friction and wear behaviors of phosphate laser glass[J]. *Tribology*, 2018, 38(2): 196–203 (in Chinese) [杨亮, 候玉欣, 何洪途, 等. 滑动速度对磷酸盐激光玻璃摩擦磨损性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(2): 196–203]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.02.010](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.02.010).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018198

# 载荷对Ni<sub>3</sub>Al基自润滑复合涂层摩擦学行为的影响

范祥娟<sup>1</sup>, 李文生<sup>1\*</sup>, 杨军<sup>2</sup>, 朱圣宇<sup>2</sup>, 程军<sup>2</sup>, 胡伟<sup>1</sup>, 何东青<sup>1</sup>  
(1. 兰州理工大学有色金属先进加工与再利用国家重点实验室, 甘肃兰州 730050;  
2. 中国科学院兰州化学物理研究所固体润滑国家重点实验室, 甘肃兰州 730000)

**摘要:** 采用高能球磨结合喷雾造粒技术制备微米级球形Ni<sub>3</sub>Al基复合粉末, 利用等离子喷涂方法制备涂层后考察其在不同载荷(5、10和20 N)下宽温域内(25~800 °C)的摩擦学性能. 用SEM、EDS和Raman分析磨痕、对偶销和磨屑的微观组织和物相组成, 对比分析载荷对摩擦磨损机理的影响. 结果表明: 25~200 °C时, 载荷增加促进了润滑相的“析出效应”, 但载荷增至20 N时涂层发生塑性变形产生“封闭效应”, 使涂层摩擦系数和磨损率随载荷增加呈先减后增的趋势; 400~600 °C时, 载荷增加导致的摩擦热加速了氧化进程, 降低磨损表面剪切强度, 从而使摩擦系数和磨损率持续降低; 800 °C时, 磨损表面形成富含NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiO的连续、光滑釉质层, 但在20 N时局部过高的接触应力使润滑膜破裂而发生剥落, 导致摩擦学性能下降.

**关键词:** Ni<sub>3</sub>Al基; 等离子喷涂; 载荷; 宽温域; 摩擦学性能  
**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)04-0418-08

## Effect of Loads on Tribological Behaviors of Ni<sub>3</sub>Al Matrix Self-Lubricating Composite Coating

FAN Xiangjuan<sup>1</sup>, LI Wensheng<sup>1\*</sup>, YANG Jun<sup>2</sup>, ZHU Shengyu<sup>2</sup>, CHENG Jun<sup>2</sup>, HU Wei<sup>1</sup>, HE Dongqing<sup>1</sup>

(1. School of Material Science and Engineering, Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou 730050, China  
2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China)

**Abstract:** The micron spherical Ni<sub>3</sub>Al based composite powder has been fabricated by high-energy ball milling combined with spray granulation. Then it was deposited on an 1Cr18Ni9Ti stainless steel by plasma spraying to form a coating, then the influences of testing temperatures (25 °C to 800 °C) and loads (5 N, 10 N and 20 N) on the tribological behaviors of this coating were evaluated. SEM, EDS and Raman techniques were adopted to study the lubrication and wear mechanisms of the coating tested at different loads, by analyzing the microstructure and phase constitutes of the wear debris, wear scar of the coating and the counterface pins. The results indicated that within temperature range 25~200 °C, the increase of load from 5 N to 10 N accelerated the precipitation of the lubricant resulting from the synergism between the frictional heat and applied load, providing a friction and wear reduction. However, with further increasing the load to 20 N in this temperature range, the coating was deformed plastically, leading to blocking effect and thus increasing the friction and wear. At temperature from 400 to 600 °C, the oxidation process was accelerated by

Received 22 December 2018, revised 12 March 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: liws@lut.edu.cn (Li Wensheng), Tel: +86-931-2973567, +86-13919250687.

The project was supported by Gansu Special Commissioner Program for International Scientific and Technological Cooperation (17JR7WA017), International Science and Technology Cooperation Projects of National Key R&D Programs (2016YFE0111400), the National Natural Science Foundation of China (51674130) and Key Research and Development project in Gansu(17YF1WA159). 甘肃省国际科技合作特派员计划(17JR7WA017)、国家重点研发计划国际科技合作项目(2016YFE0111400)、国家自然科学基金项目(51674130)和甘肃省重点研发计划项目(17YF1WA159)资助.

the friction heat caused by the increased loads, thereby decreased the friction and wear. At 800 °C, the worn surfaces tested at all the loads were covered by a continuous and smooth oxidized glaze layer, which was rich in NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>, Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub> and NiO. The distinction was that when the load of 20 N was applied, the local high stress destroyed the integrity of the lubricating film, thereby decreased the tribological properties.

**Key words:** Ni<sub>3</sub>Al based; plasma spraying; load; wide temperature range; tribological property

固体润滑剂如过渡金属双硫属化物(MoS<sub>2</sub>和WS<sub>2</sub>)、软金属(Ag和Au)、金属氧化物(CuO、NiO、MoO<sub>3</sub>和VO<sub>3</sub>)和碱金属氟化物(CaF<sub>2</sub>、BaF<sub>2</sub>和CeF<sub>2</sub>)在过去几十年里被广泛使用<sup>[1]</sup>。通过多种固体润滑剂的复配及先进的加工工艺, 研究人员制备了多种在宽温域内具有优异润滑性能的块体材料和涂层材料, 其中最著名的为NASA研发的PS系列涂层, 其成功应用于空间卫星、超音速飞机和导弹等先进技术领域<sup>[2-4]</sup>。PS系列涂层均以Ag和BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶为固体润滑相, 以NiCr(PS100)、NiCo(PS200)、NiCr(PS300)和NiMoAl(PS400)为粘结相<sup>[5-8]</sup>, 在室温至650 °C表现出了较低的摩擦学性能。而以Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、ZrO<sub>2</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>和Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>为基体的陶瓷基自润滑复合材料虽然工作温度可高达800 °C, 但其较差的可靠性限制其广泛应用<sup>[9-12]</sup>。因而, 开发高温下同时具有较高强度和较好自润滑性能的新型金属基复合材料是解决技术发展与现有材料不匹配的关键。

Ni<sub>3</sub>Al金属间化合物由于具有优异的高温强度和高温抗氧化性能, 而被认为是最具潜力的高温结构材料<sup>[13]</sup>。朱圣宇等<sup>[14-15]</sup>和高永建等<sup>[16]</sup>分别采用热压烧结法和激光熔覆法制备了一系列以Ag/BaF<sub>2</sub>-CaF<sub>2</sub>共晶为润滑相的Ni<sub>3</sub>Al基高温自润滑复合材料, 实现了宽温域连续润滑。李文生等<sup>[17]</sup>采用高能球磨结合喷雾造粒工艺制备了以Ag/BaF<sub>2</sub>-CaF<sub>2</sub>共晶为润滑剂体系的Ni<sub>3</sub>Al基球形复合粉末, 利用等离子喷涂方法制备涂层后考察了其在25 °C至800 °C, 速度1 m/s, 载荷10 N条件下的摩擦学行为。结果表明: 涂层在25~800 °C具有良好的自润滑性能, 摩擦系数在0.14~0.42之间, 磨损率在 $2.41 \times 10^{-4} \sim 5.76 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ 之间。

材料的摩擦学行为是在一定工况条件下表现出来的系统特性, 与材料的组织、摩擦对偶、环境温度及外加载荷等因素密切相关<sup>[18]</sup>。本文作者将深入探究Ni<sub>3</sub>Al基自润滑复合涂层在不同载荷(5、10和20 N)下宽温域内(25~800 °C)的摩擦学行为及自润滑机理, 进

一步明确涂层服役性能与服役工况的最佳匹配关系, 为涂层发挥最优服役性能提供理论和实验依据。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及涂层制备

涂层粉末选用市售的Ni粉、Al粉、BaF<sub>2</sub>粉、CaF<sub>2</sub>粉、Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>粉、Mo粉和Ag粉, 粉末粒径75 μm, 质量分数大于99.99%; 以Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>为磨球, 在转速150 r/min条件下将摩尔质量比为3:1的Ni粉和Al粉在三维涡流混料机(TD-2)中混合8 h, 然后以40 MPa的压力将混合粉末压制成压坯后置于燃烧合成反应釜内, 通入氩气保护, 通过引燃剂反应放出的大量热引发压坯以自蔓延燃烧波形式穿过整个压坯, 生成Ni<sub>3</sub>Al和其他物质的混合块体产物, 将块体破碎研磨后经盐酸和氢氧化钠溶液反复浸洗并干燥得Ni<sub>3</sub>Al粉末; 将质量比为68:32的BaF<sub>2</sub>和CaF<sub>2</sub>粉末以Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>为球磨介质, 在三维涡流混料机中混合1 h后置于真空管式炉中, 在1 100 °C下保温0.5 h得到块状BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶, 经机械破碎后研磨得BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶粉末; 按表1中的配比称量粉末, 然后以WC/Co硬质合金为磨球, 在氩气保护条件下行星式高能球磨机中球磨8 h(球料比2.5: 1, 转速300 r/min)得复合粉末; 最后, 利用喷雾造粒设备(LX-5)对复合粉末二次造粒以改善其形貌及尺寸, 团聚制得平均粒径约100 μm的球形Ni<sub>3</sub>Al基复合粉末作为喷涂喂料<sup>[17]</sup>。

基体试样为Φ20 mm × 5 mm的1Cr18Ni9Ti不锈钢, 喷涂前对基体表面进行喷砂预处理, 使表面粗糙度R<sub>a</sub>约为1.31 μm以利于涂层的沉积。随后用丙酮超声清洗并吹干, 预处理后2 h内进行喷涂。

采用DH-2080等离子喷涂系统制备涂层。喷涂前将团聚粉末在干燥箱中干燥0.5 h, 基体在150~200 °C下预热3 min, 喷涂参数列于表2中。喷涂后样品自然冷却, 用金刚石研磨膏逐级抛光至表面粗糙度R<sub>a</sub>约为0.2 μm用于摩擦学性能测试。

表1 Ni<sub>3</sub>Al基复合粉末的成分(质量分数)

Table 1 The chemical composition of the Ni<sub>3</sub>Al matrix composite powder

Composition	w(Ni <sub>3</sub> Al)/%	w(Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )/%	w(Mo)/%	w(Ag)/%	w(BaF <sub>2</sub> )/w(CaF <sub>2</sub> )
Content	63.5	10	4	12.5	10

表2 等离子喷涂参数

Table 2 The plasma spraying parameters for the Ni<sub>3</sub>Al matrix composite coating

Current/ A	Voltage/ V	Ar flow rate/ (L/min)	H <sub>2</sub> flow rate/ (L/min)	Spray distance /mm
500	80	140	9	100

## 1.2 结构和性能表征

采用维氏显微硬度仪(HV-1000)在加载5 N, 保压10 s条件下测量涂层硬度, 重复10次取平均值. 采用万能拉伸试验机(AG-10TA)在拉力20 kN下, 以拉伸速率2 mm/min测试涂层结合强度, 重复5次取平均值.

利用高温摩擦试验机(HT-1000)测试涂层系列载荷作用下宽温域内的摩擦磨损性能, 上试样为Inconel 718销( $\Phi 6$  mm  $\times$  20 mm, 硬度4.4 GPa), 下试样为Ni<sub>3</sub>Al基自润滑复合涂层试样( $\Phi 20$  mm  $\times$  5 mm). 摩擦测试载荷分别为5、10及20 N, 测试温度分别为25、200、400、600和800 °C, 滑动速度1 m/s, 滑动时间20 min, 旋转半径5 mm, 摩擦系数通过力传感器自动记录. 采用二维轮廓仪(MT-500)测量涂层磨损体积, 根据公式  $W=V/FS$  计算磨损率, 式中:  $V$ -磨损体积, 单位mm<sup>3</sup>;  $F$ -施加载荷, 单位N,  $S$ -摩擦路程, 单位m. 以上摩擦磨损性能测试均进行3次并取平均值.

采用X射线衍射仪(D/MAX2500)分析喷涂样品的物相组成; 用附有能谱分析仪的场发射扫描电子显微镜(SEM; Quanta450FEG)对样品表面形貌、显微组织及成分进行分析; 用图像分析软件(Image-Pro Plus 6)测量涂层孔隙率; 用激光拉曼散射仪(波长514 nm)分析磨损表面的相组成.

## 2 试验结果

### 2.1 涂层微观结构和力学性能

图1为等离子喷涂涂层的XRD结果, 可以看出涂层组织中无新相反应生成, 由基体相Ni<sub>3</sub>Al、润滑相氟化物和Ag、增强相Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>和合金相Mo组成. 由图2涂层截面形貌及元素分布可得, 涂层的成分为Ni61.91Al17.34Cr7.56Mo0.4Ag 6.88 Ba6.83Ca1.48O6.91F0.69. 并且可以看出涂层呈现典型的层状堆叠结构, 不断熔化的颗粒高速撞击已沉积涂层堆叠镶嵌形成“抛锚作用”, 使涂层内部紧密结合, 组织均匀致密. 结合XRD和

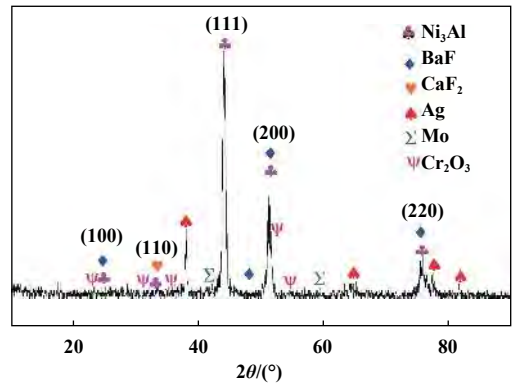


Fig. 1 XRD result of the coating

图1 涂层表面XRD结果

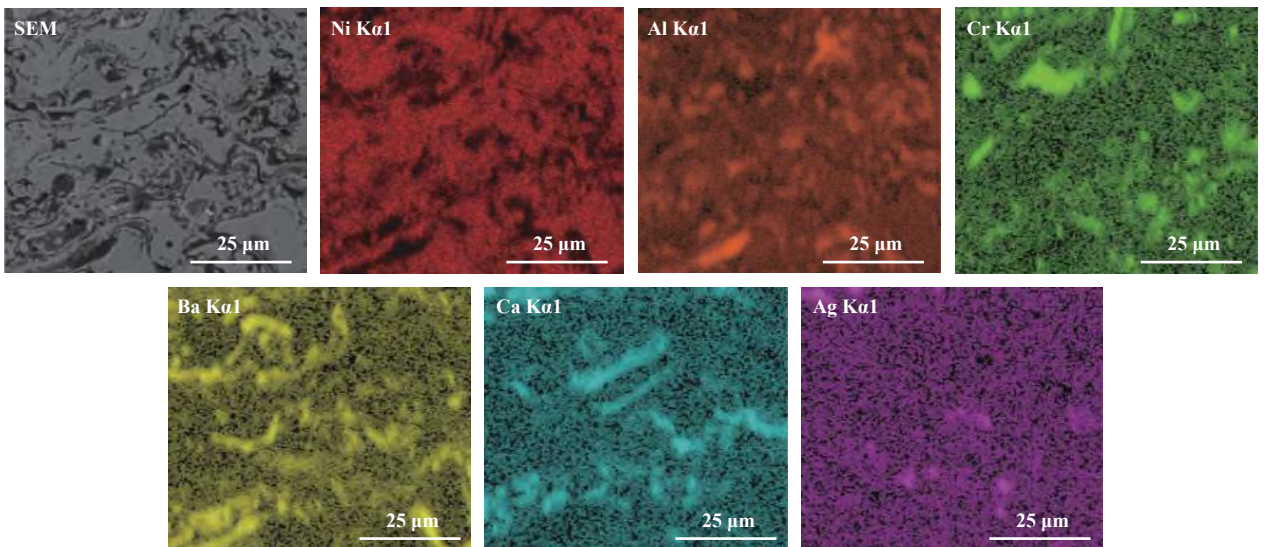


Fig. 2 Cross-sectional morphology and elements distribution mapping of the coating

图2 涂层截面形貌及EDS元素分布

EDS分析可知, 浅灰色相主要为Ni<sub>3</sub>Al, 深灰色相主要为BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶和Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>的混合区域, 白色相主要为Ag. 涂层的孔隙率约为3.6%, 结合强度约为36.5 MPa, 维氏显微硬度约为4.0 GPa.

## 2.2 涂层摩擦学性能

图3(a)为涂层摩擦系数在系列载荷作用下随温度变化曲线. 可以看出, 系列载荷下温度由25 °C升至400 °C时摩擦系数不断降低; 当温度升高至600 °C时, 摩擦系数升高至最大值; 而后随着温度继续升高, 摩擦系数反而下降, 并于800 °C达到最小值.

在25 °C到200 °C, 摩擦系数随载荷增大呈先降低后升高的趋势. 例如在200 °C、5 N时摩擦系数约为0.46, 当载荷增大至10 N时摩擦系数降低至0.26, 而当载荷增大至20 N时摩擦系数反而升高至0.42. 在400 °C到600 °C摩擦系数随载荷增大逐渐降低. 例如600 °C、5 N时摩擦系数约为0.51, 600 °C、20 N时摩擦系数约为0.30. 在800 °C时随载荷增大摩擦系数先降低后略微升高. 例如800 °C、5 N时摩擦系数约为0.29, 载荷为10 N时摩擦系数降至0.14, 而载荷为20 N时摩擦系数略微升高至0.16.

图3(b)为涂层磨损率在系列载荷作用下随温度变化曲线. 可以看出, 系列载荷下磨损率变化趋势与图3(a)中摩擦系数变化趋势几乎一致, 并保持在10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm)的数量级. 在25 °C到400 °C随温度升高磨损率持续降低, 并于400 °C达到最低值; 随着温度继续升高磨损率增加, 并于600 °C达到最大值; 而后随温度升高磨损率反而下降.

在25 °C~200 °C随载荷增加磨损率先降低后升高. 即200 °C、10 N时磨损率为3.62×10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm), 载荷增至20 N时磨损率反而升高为3.85×10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm). 在400~600 °C内随载荷增加磨损率保持下降趋势. 在

800 °C时随载荷增加磨损率先降低后略微升高. 即800 °C、5 N时磨损率约为3.42×10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm), 10 N时磨损率下降至2.82×10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm), 而当载荷增加至20 N时, 磨损率略微升高至2.86×10<sup>-4</sup> mm<sup>3</sup>/(Nm).

## 2.3 涂层的磨损形貌

图4为涂层在系列载荷作用下随温度变化的磨损形貌. 可以看出, 在25 °C到400 °C时随温度升高磨损表面趋于光滑, 犁沟和剥落痕迹减弱, 如图4(a1~a3)、(b1~b3)和(c1~c3)所示; 在600 °C时磨损表面粗糙, 分布大量粗糙犁沟并形成较多剥落层[见图4(a4)、(b4)和(c4)]; 在800 °C时磨损表面均形成一层连续、光滑的氧化层, 磨损迹象减弱[见图4(a5)、(b5)和(c5)].

在25 °C到400 °C, 载荷由5 N增加至10 N时磨损表面剥落现象减弱, 犁沟变浅, 磨损表面趋于光滑, 然而载荷增至20 N时, 磨损表面塑性变形明显, 犁沟和黏着现象加重, 如图4(a1~c1)、(a2~c2)和(a3~c3)所示; 在600 °C到800 °C, 随载荷增加涂层磨损表面趋于平整光滑, 如图4(a4~c4)和图4(a5~c5)所示.

## 3 分析与讨论

### 3.1 中低温(25~400 °C)下载荷对涂层摩擦学行为的影响

如图3所示, 在不同载荷和温度下涂层摩擦系数和磨损率变化明显. 在25 °C至400 °C, 具有较大热膨胀系数的Ag粒子在摩擦应力及摩擦热的交互作用下从基体中溢出, 发生塑性变形并铺展成剪切强度较低的润滑膜, 有效降低磨粒磨损<sup>[17]</sup>, 并且随温度升高Ag粒子的析出效应更加显著. 因此, 随温度升高磨损表面更加光滑, 摩擦系数和磨损率持续下降, 如图3、图4(a1~a3)、图4(b1~b3)和图4(c1~c3)所示.

在25 °C至400 °C, 载荷由5 N增至10 N时滑动界

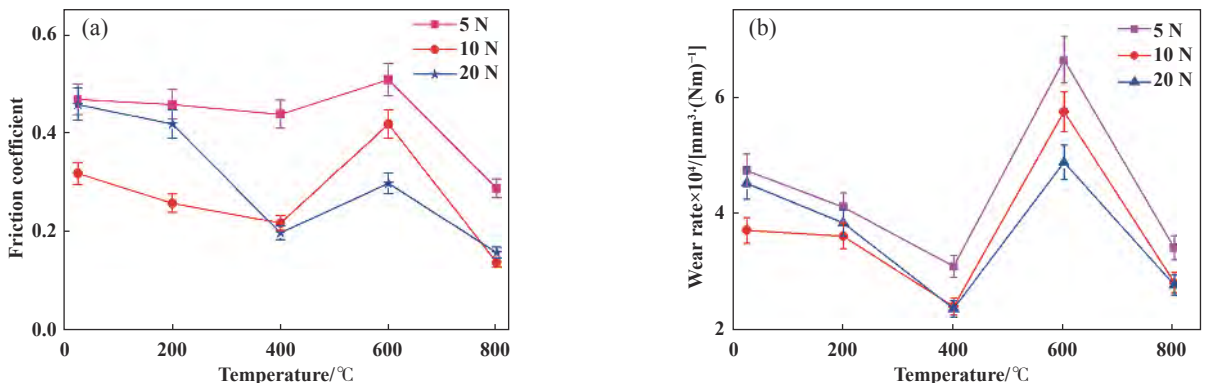


Fig. 3 Friction coefficient curve (a) and wear rate (b) of the coatings varying with temperature under series loads

图3 涂层摩擦系数(a)及磨损率(b)在系列载荷作用下随温度变化曲线

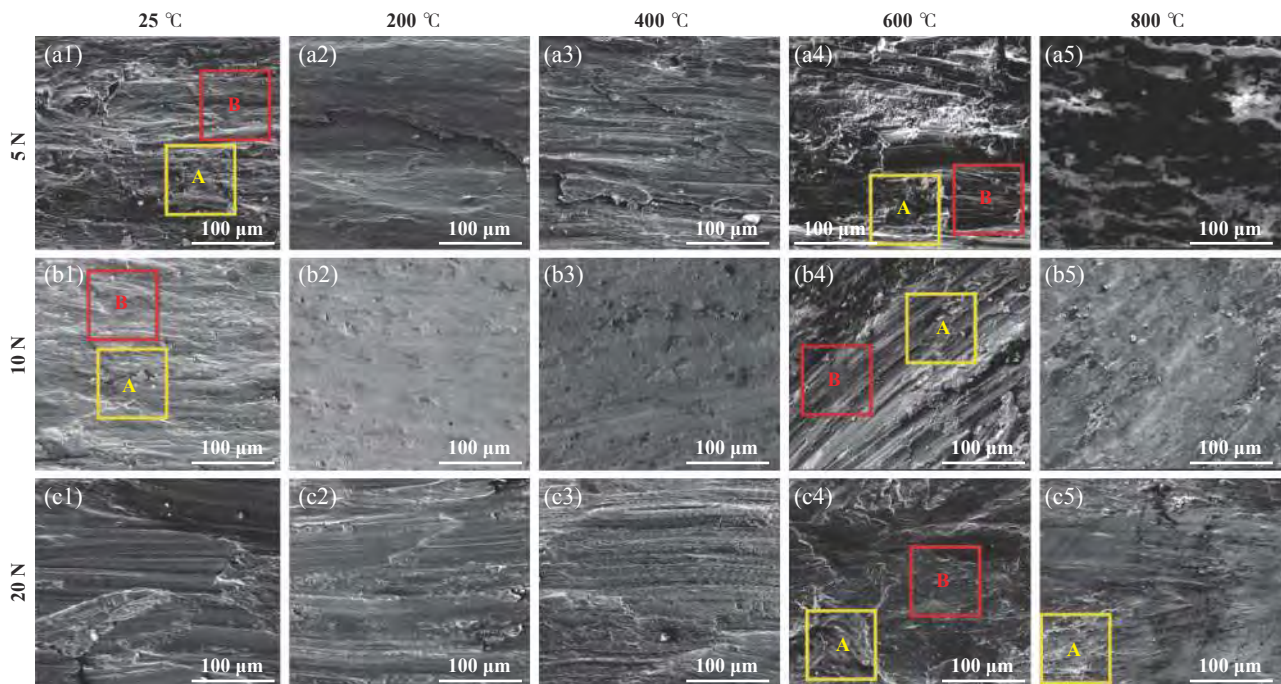


Fig. 4 Worn surfaces of the coating varying with temperature 25 °C (a1~c1), 200 °C (a2~c2), 400 °C (a3~c3), 600 °C (a4~c4) and 800 °C (a5~c5) under series loads 5 N (a1~a5), 10 N (b1~b5), 20 N (c1~c5)

图4 涂层在系列载荷(5、10和20 N)作用下随温度变化(25、200、400、600和800 °C)的磨损形貌

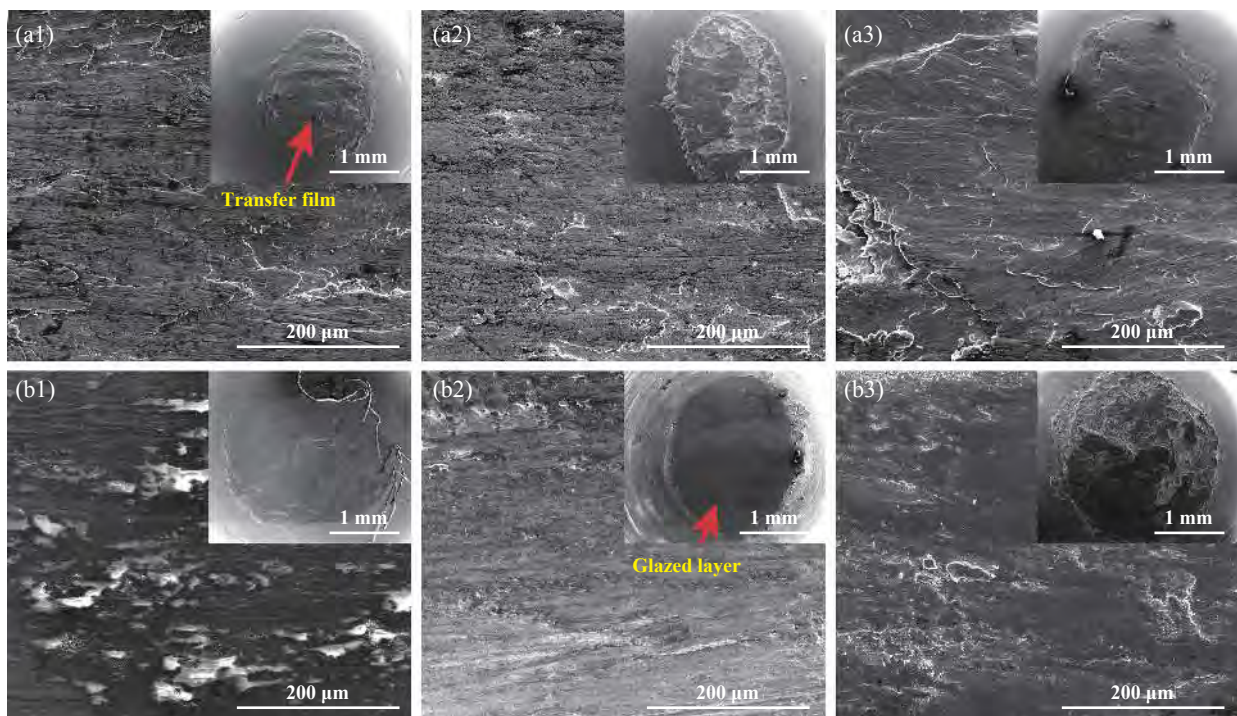


Fig. 5 Worn surfaces of the Inconel 718 pins at different temperature 400 °C (a1~a3) and 800 °C (b1~b3) under different loads: (a1~b1) 5 N, (a2~b2) 10 N, (a3~b3) 20 N

图5 Inconel 718销在不同温度(400和800 °C)不同载荷(5、10和20 N)条件下的磨损形貌

面处产生的摩擦热增加,在更大的外法向压力和更高的摩擦热作用下Ag粒子的扩散能力增强,磨损表面析出更多软金属Ag。结合400 °C时对摩件表面形貌和

EDS分析结果可知(25~200 °C对偶形貌及润滑相的EDS变化趋势与其一致,如图5(a1~a2)和图6(a)所示,随着载荷的增加对偶表面形成含有更多Ag粒子的转

移膜,减小了摩擦对偶的接触面积,使涂层摩擦磨损明显减弱,摩擦系数和磨损率降低,如图3、图4(a1~b1)、图4(a2~b2)和图4(a3~b3)所示. 载荷为20 N时摩擦热无法及时耗散,更高的接触“闪温”促使接触界面发生软化,并且较高的局部接触应力使Inconel718销表面微凸体嵌入涂层的深度增大,不断推挤涂层导致其发生塑性变形[见图4(c1~c3)]. 由于塑性变形对孔隙具有封闭作用<sup>[19]</sup>,涂层中的润滑相难以扩散至磨损表面[见图6(a)],使滑动界面润滑状态较差. 并且接触界面的温度升高使微凸体间更易发生焊接,从而导致切向摩擦力增大,撕裂的材料成为磨屑夹在摩擦副间造成“三体磨粒磨损”,使得25 °C至200 °C、20 N时的磨损表面粗糙度增加,摩擦系数和磨损率升高(见图3),涂层的磨损形式主要为塑性变形和黏着磨损. 然而,400 °C时不同载荷下磨损表面均生成NiO、MoO<sub>3</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>等润滑相<sup>[17]</sup>,并且其含量随载荷的增大略微增加[见图7(a)],氧化层的形成对磨损表面起了一定的保护作用. 此外,该轻微氧化层在剪切力作用下粘附于对偶表面形成转移膜,如图5(a3)和图6(a)所示,

有效降低黏着磨损的发生,使得400 °C、20 N时的摩擦系数和磨损率较10 N时略微降低.

### 3.2 高温(600~800 °C)下载荷对涂层摩擦学行为的影响

600 °C时,软金属Ag发生氧化失去润滑性能,BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶脆塑性转变不完全,并且NiO、MoO<sub>3</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>等高温润滑相生成量有限,如图6(b)和图7(b)所示,氧化层与基体结合性能较差,在循环应力作用下氧化层发生严重的剥层磨损,导致摩擦系数和磨损率上升(见图3). 当载荷为5 N时摩擦热较小,由图7(b)可以看出氧化物的拉曼峰强度相对较低,生成的氧化层较薄且致密度不高,剥落的硬质颗粒在压力与高速旋转离心力作用下犁削磨损表面产生大量粗糙的深犁沟[见图4(a4)中B区域]. 然而,载荷增加产生的摩擦热加速了氧化进程<sup>[20]</sup>,磨损表面氧化物含量大幅增加[见图7(b)]. 并且,高载荷对氧化物颗粒的碎化、压实和烧结作用更强,如图4(a4~c4)中A、B区域,随着载荷的增加磨损表面产生的剥落减少、犁沟变浅,在20 N时大部分表面趋于连续且光滑,这与图3中

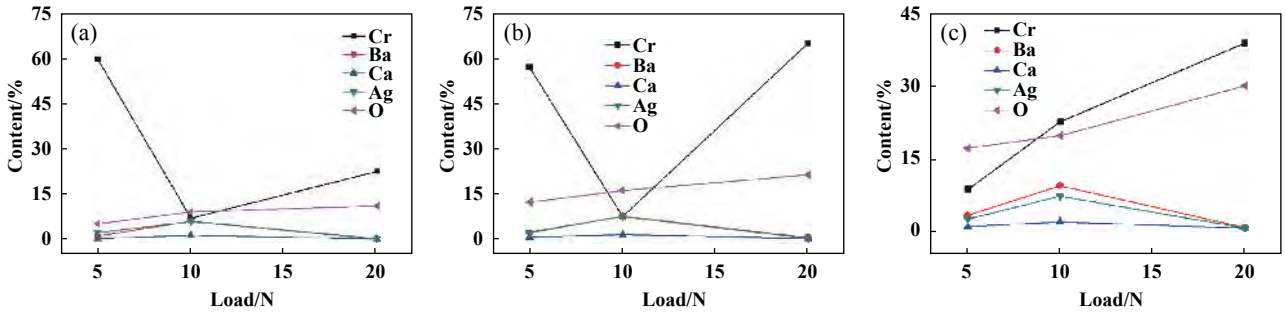


Fig. 6 Curves of the content on the pins under different temperature: (a) 400 °C, (b) 600 °C, and (c) 800 °C with series loads  
 图 6 不同温度(400、600和800 °C)下对摩擦销表面成分随载荷的变化曲线

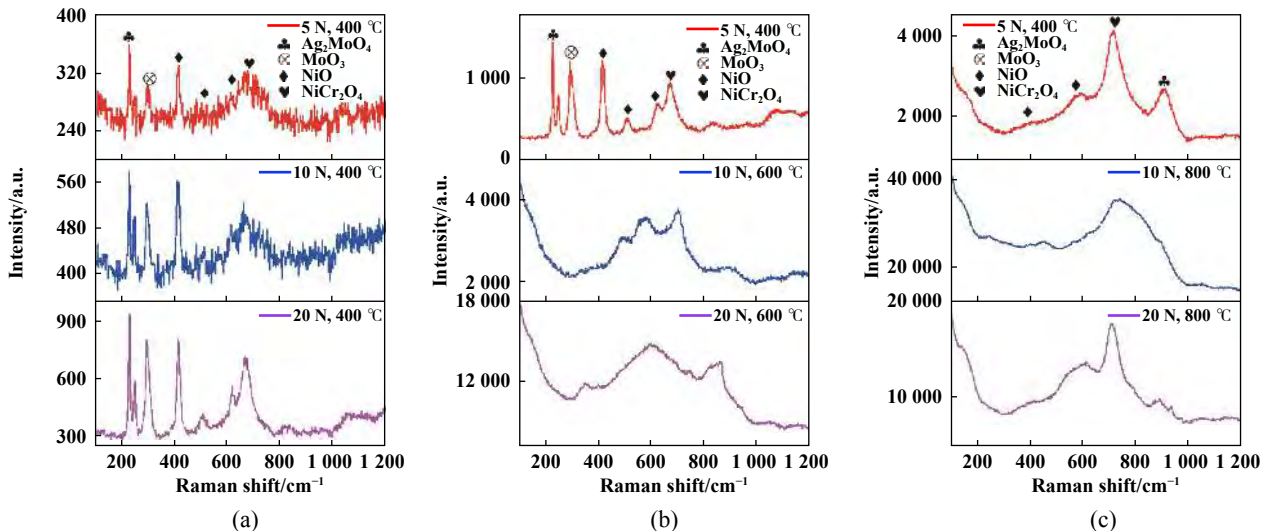


Fig. 7 Raman spectra of the coating at different loads and different temperatures: (a) 400 °C, (b) 600 °C, and (c) 800 °C  
 图 7 不同温度和载荷下磨损拉曼谱图



摩擦系数和磨损率的变化趋势一致。涂层主要表现为剥层磨损和磨粒磨损。图8(a-c)为600 °C时不同载荷下磨屑的形貌。当载荷为5 N时,磨屑主要呈大块片状,长宽比较大,厚度较厚且形状很不规则,由其局部放大图结合EDS分析可知磨屑为主要含Ni、O、Ba和Cr的层状压实氧化物,如图8(a)中A区域所示,这也进一步证实了该条件下涂层发生了剥层磨损。随着载荷的增加磨屑尺寸逐渐变小,长宽比变小,说明载荷的增加促使氧化过程的发生,在更高的载荷下氧化层结合性能提高,剥落的片层状氧化物变薄。当载荷增至20 N时部分塑性耗尽的表层材料剥落形成明显的卷曲塑性变形态的磨屑,如图8(c)中C区域所示。

800 °C时,一方面,随着温度升高BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶脆塑性转变更加彻底,更多的BaF<sub>2</sub>/CaF<sub>2</sub>共晶析出至滑动界面使其润滑作用增强,并在剪切力作用下粘附于对偶表面[见图6(c)]。另一方面,高温下氧化作用强烈,不同载荷下均生成大量NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiO[见图7(c)]。因此,在载荷与高温的共同作用下,高温润滑相经热软化及塑性变形在磨损表面形成具有较高附着性的光滑、连续釉质层[见图4(a5~c5)]。该釉质层在

剪切力作用下转移至对偶表面形成富含Cr、O和Ba的转移膜,如图5(b1~b3)和图6(c),使对偶件与涂层的直接高应力接触转化为润滑膜间的间接接触,使滑动界面的剪切应力降低,因此在800 °C时涂层具有优异的摩擦学性能,如图3所示。该温度下涂层在不同载荷作用下的磨损剖面形貌如图9所示,磨损表面均具有一层明显不同于涂层结构的摩擦反应变形层。在5 N时摩擦反应变形层厚度仅约1.2 μm; 10 N时其厚度大幅增加至10 μm,并且均匀、致密;而20 N时其厚度未出现明显增加,但局部区域出现剥落现象。这主要是由于在800 °C时高温氧化作用强烈,载荷增加产生的摩擦热进一步促进了氧化进程,摩擦反应变形层的NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiO含量显著增加,如图7(c)所示,并在载荷的压实作用下其厚度明显增加。然而,在20 N时,局部摩擦反应变形层在过高的接触应力作用下发生碎裂[见图9(c)],产生部分孔洞,降低了其承载能力,摩擦过程中剥落的表层氧化颗粒会对涂层进行犁削,导致20 N时磨损表面出现轻微的剥落和刮擦痕迹[见图4(c5)中A区域],摩擦系数和磨损率略微上升,涂层主要表现为氧化磨损。

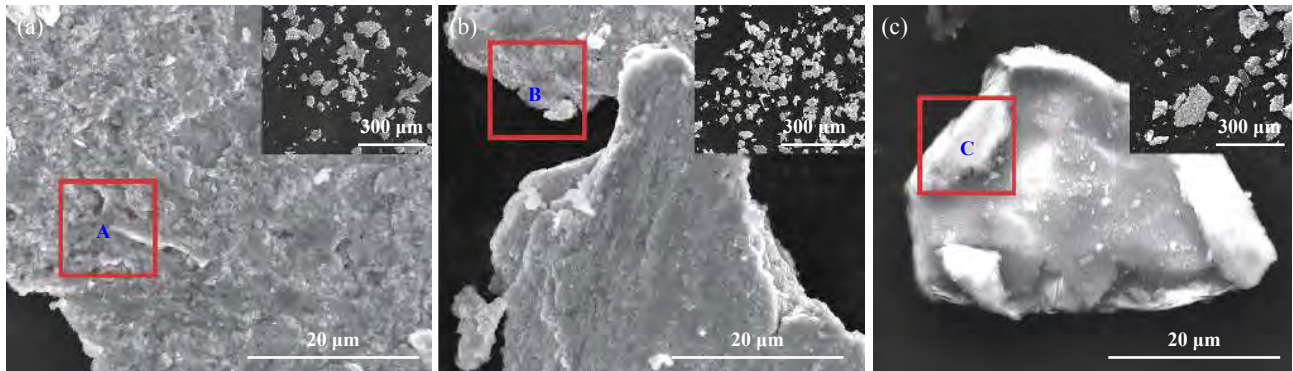


Fig. 8 SEM micrographs of wear debris at 600 °C on different load: (a)5 N; (b)10 N; (c)20 N

图8 600 °C时不同载荷下磨屑形貌的SEM照片:(a)5 N;(b)10 N;(c)20 N

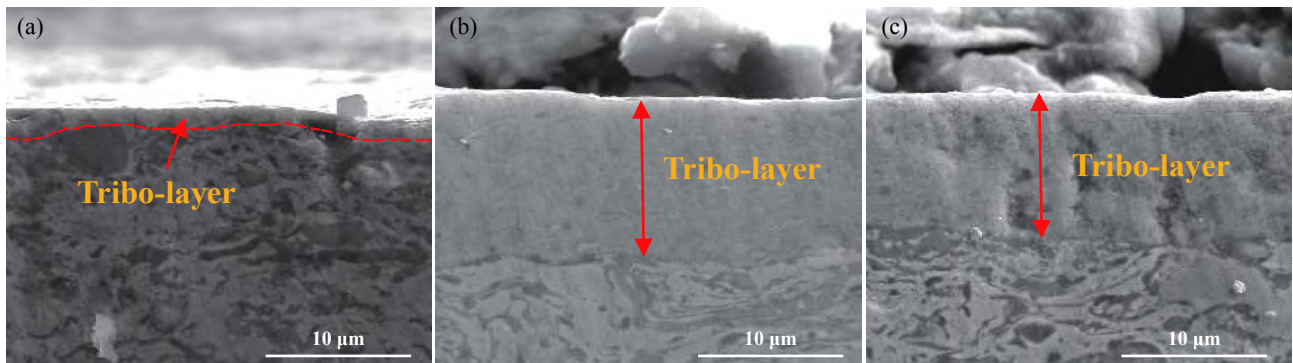


Fig. 9 Cross-section micrographs of worn surface at 800 °C on different load: (a)5 N; (b)10 N; (c)20 N

图9 800 °C时不同载荷下磨损剖面形貌的SEM照片:(a)5 N;(b)10 N;(c)20 N

## 4 结论

a. 涂层摩擦系数和磨损率在5、10和20 N系列载荷作用下随温度变化具有一致的趋势。在25~200 °C, 随载荷增加摩擦系数及磨损率呈先减后增的趋势; 在400~600 °C, 随载荷增加摩擦系数及磨损率持续降低; 在800 °C, 随载荷增加摩擦系数及磨损率先降低后略升高。

b. 在25~200 °C, 载荷由5 N增至10 N时促进了润滑相的“析出效应”, 但载荷为20 N时涂层发生塑性变形而产生“封闭效应”, 使涂层在10 N时具有最佳的摩擦学性能。

c. 在400~600 °C, 载荷增加导致的摩擦热加速了摩擦氧化进程, 并降低了磨损表面剪切强度, 使涂层摩擦学性能不断提高。

d. 在800 °C, 磨损表面均形成富含NiCr<sub>2</sub>O<sub>4</sub>、Ag<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>和NiO的连续、光滑釉质层, 然而, 20 N时过高的局部接触应力导致氧化层发生碎化并产生孔洞, 降低了其承载能力, 摩擦系数和磨损率略微上升。

## 参考文献

- [1] Li Zhen, Zhang Yali, Zhou Jiansong, et al. Tribological properties of Ni-based high temperature self-lubricating composite[J]. Tribology, 2018, 38(2): 161–169 (in Chinese) [李珍, 张亚丽, 周健松, 等. Ni-Mo基高温自润滑复合材料摩擦学性能的研究[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(2): 161–169].
- [2] Stone D S, Migas J, Martini A, et al. Adaptive NbN/Ag coatings for high temperature tribological applications[J]. Surface Coatings Technology, 2012, 206: 4316–4321. doi: 10.1016/j.surfcoat.2012.04.054.
- [3] Yang Sulan, Wang Wenzhen, Ma Qin, et al. Effect of Al on the tribological properties of Ni-based alloys[J]. Tribology, 2017, 37(5): 663–669 (in Chinese) [杨素兰, 王文珍, 马勤, 等. Al元素对Ni基合金摩擦学性能的研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(5): 663–669]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.05.014.
- [4] Stanford M K, Yanke A M, DellaCorte C. Thermal effects on a low Cr modification of PS304 solid lubricant coating[P]. NASA/TM-2004-213111.
- [5] Sliney H E. Wide temperature spectrum self-lubricating coatings prepared by plasma spraying[P]. NASA/TM-1979-79113.
- [6] Sliney H E, Dellacorte C, Lukaszewicz V. The tribology of PS212 coatings and PM212 composites for the lubrication of titanium 6Al-4V components of a stirling engine space power system[J]. Tribology Transactions, 1995, 38(3): 497–506. doi: 10.1080/10402009508983435.
- [7] Corte C D, Sliney H E. Composition optimization of self-lubricating chromium carbide-based composite coatings for use to 760 °C[J]. Tribology, 1987, 30(1): 77–83.
- [8] DellaCorte C, Edmond B. NASA PS400: a new high temperature solid lubricant coating for high temperature wear applications[P]. TM-2010-216774.
- [9] Ouyang J H, Li Y F, Wang Y M, et al. Microstructure and tribological properties of ZrO<sub>2</sub>(Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) matrix composites doped with different solid lubricants from room temperature to 800 °C[J]. Wear, 2009, 267(9-10): 1353–1360. doi: 10.1016/j.wear.2008.11.017.
- [10] Jin Y, Kato K, Umehara N. Effects of sintering aids and solid lubricants on tribological behaviours of CMC/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> pair at 650 °C [J]. Tribology Letters, 1999, 6(1): 15–21. doi: 10.1023/A:1019195120042.
- [11] Skopp A, Woydt M, Habig K H. Tribological behavior of silicon nitride materials under unlubricated sliding between 22 and 1 000 °C [J]. Wear, 1995, 181-183(95): 571–580.
- [12] Zhao J C, Westbrook J H. Ultrahigh-temperature materials for jet engines[J]. MRS Bulletin, 2003, 28(9): 622–630. doi: 10.1557/mrs2003.189.
- [13] Zhang Yonggang, Han Yafang, Chen Guoliang, et al. Structural intermetallics[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2001:556-559(in Chinese) [张永刚, 韩雅芳, 陈国良, 等. 金属间化合物结构材料[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001: 556-559].
- [14] Zhu S Y, Bi Q L, Yang J, et al. Influence of Cr content on tribological properties of Ni<sub>3</sub>Al matrix high temperature self-lubricating composites[J]. Tribology International, 2011, 44(10): 1182–1187. doi: 10.1016/j.triboint.2011.05.014.
- [15] Zhu S Y, Bi Q L, Yang J, et al. Effect of particle size on tribological behavior of Ni<sub>3</sub>Al matrix high temperature self-lubricating composites[J]. Tribology International, 2011, 44(12): 1800–1809. doi: 10.1016/j.triboint.2011.07.002.
- [16] Gao Yongjian, Zhang Shitang, Deng Zhichang, et al. Tribological properties of laser cladding high-temperature self-lubrication composite coatings[J]. China Surface Engineering, 2011, 24(2): 51–56 (in Chinese) [高永建, 张世堂, 邓智昌, 等. 激光熔覆高温自润滑覆层的摩擦学特性[J]. 中国表面工程, 2011, 24(2): 51–56]. doi: 10.3969/j.issn.1007-9289.2011.02.009.
- [17] Li Wensheng, Fan Xiangjuan, Yang Jun, et al. Preparation and tribological properties of Ni<sub>3</sub>Al matrix self-lubricating composite coating[J]. Tribology, 2018, 38(6): 626–634 (in Chinese) [李文生, 范祥娟, 杨军, 等. Ni<sub>3</sub>Al基高温自润滑复合涂层的制备和摩擦学性能[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(6): 626–634]. doi: 10.16078/j.tribology.2018033.
- [18] Lu X D, Wang H M. Metallic tribological compatibility of laser clad Mo<sub>2</sub>Ni<sub>3</sub>Si/NiSi metal silicide coatings[J]. Surface and Coatings Technology, 2005, 200: 2380–2385. doi: 10.1016/j.surfcoat.2004.10.101.
- [19] Zhang Guotao, Yin Yanguo, Liu Zhenming, et al. Tribological properties of multi-layer iron based powder metallurgy materials[J]. Transactions of Materials and Heat Treatment, 2017, 38(1): 7–13 (in Chinese) [张国涛, 尹延国, 刘振明, 等. 复层铁基粉末冶金材料的摩擦学性能[J]. 材料热处理学报, 2017, 38(1): 7–13].
- [20] Wang Yunpeng, Sun Kun, Yang Size, et al. Friction and wear characteristics of 18Ni(300) steel at high speed dry sliding condition[J]. Tribology, 2017, 37(2): 218–224 (in Chinese) [王云鹏, 孙琨, 杨思泽, 等. 18Ni(300)钢高速干滑动摩擦磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(2): 218–224]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.02.011.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018162

# 混合润滑下螺旋锥齿轮抗胶合能力分析

甘来<sup>1</sup>, 蒲伟<sup>2\*</sup>, 肖科<sup>1</sup>, 王家序<sup>1,2</sup>, 曹伟<sup>2</sup>, 汪巨基<sup>2</sup>

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 沙坪坝 400044;

2. 四川大学 空天科学与工程学院, 四川 成都 610065)

**摘要:** 针对螺旋锥齿轮重载下热胶合失效问题, 对螺旋锥齿轮在混合润滑条件下的摩擦热行为进行分析. 通过混合弹流润滑数值计算方法和基于有限元的热分析方法, 综合考虑螺旋锥齿轮的表面粗糙度、载荷分担、速度矢量和真实接触几何等因素建立点接触混合润滑分析模型, 计算啮合轨迹上的连续摩擦系数变化和摩擦热流率, 采用有限元分析软件进行齿面热载荷的加载, 考虑齿轮导热和齿面与环境的热对流, 分析轮齿本体温度场分布和啮合过程中闪温变化. 根据齿面最大接触温度与国际标准ISO 6336-20中齿轮抗胶合能力计算方法进行比较分析. 结果表明: 有限元热分析得到的齿面温度与ISO所得变化规律十分接近, 其最大温度低于ISO标准计算温度, 使用ISO标准计算出螺旋锥齿轮抗胶合安全系数小于有限元法. 在混合润滑下求解的齿面热流率和温度变化, 并且考虑了齿轮热传导和热对流影响, 从理论上来说有限元法更加符合实际工作情况. ISO方法在处理上述问题以及计算本体温度上仍有不足, 但其在齿轮抗胶合能力校核上具有广泛的适用性, 可考虑结合有限元热分析法解决传热问题同时进行抗胶合能力综合评价.

**关键词:** 螺旋锥齿轮; 混合润滑; 有限元分析; 温度分布; 胶合承载能力

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0426-08

## Analysis of Spiral Bevel Gears Scuffing Load Capacity in Mixed EHL Regime

GAN Lai<sup>1</sup>, PU Wei<sup>2\*</sup>, XIAO Ke<sup>1</sup>, WANG Jiayu<sup>1,2</sup>, CAO Wei<sup>2</sup>, WANG Juji<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing Shapingba 400044, China

2. School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Sichuan Chengdu 610065, China)

**Abstract:** In order to analyze the thermal scuffing failure under heavy load, the thermal behavior due to friction power loss was investigated in mixed lubrication regime for spiral bevel gears. This method integrated the mixed elastohydrodynamic lubrication (EHL) analysis results with the finite element method (FEM) based on thermal analysis. The EHL model of point contact was conducted to solve the friction and heat flux along the contact path by taking into account the machine roughness, load shearing, velocity vector and contact geometry. A single tooth model from FEM was utilized to analyze the bulk and flash temperature by considering the heat conduct and heat convection. Comparative analysis of scuffing load capacity using ISO 6336-20 standard and FEM results for spiral bevel gears was carried out. The results show that the variation of temperature solved with conjunct method was under the ISO standard, and the change law of FEM results was very close to the ISO standard. In theory, the conjunct method solved the heat flux and temperature was more coincident with the actual work condition under heat conduction and heat convection. The ISO standard was weak in solving above mentioned peculiarities and bulk temperature, but it had wide applicability. It was

Received 25 October 2018, revised 22 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: Pwei@scu.edu.cn, Tel: +86-15208288735.

The project was supported by the Fundamental Research Funds for the Central Universities of China (KJYF201720) and the National Natural Science Foundation of China (51875369 and 51435001).

中央高校基本科研业务费(KJYF201720)和国家自然科学基金项目(51875369和51435001)资助.

useful to integrate the finite element thermal analysis with ISO standard for estimating the load capacity of spiral bevel gears in economy and applicability.

**Key words:** spiral bevel gears; mixed lubrication; finite element analysis; temperature characteristics; scuffing load capacity

螺旋锥齿轮因为承载能力高、噪声小、传动平稳和重合度高等优点被广泛应用于卡车、大型直升机和海洋船舶等重载机械装备<sup>[1]</sup>。由于螺旋锥齿轮副特殊接触几何、重载工况和齿面粗糙度,使得齿轮服役过程中齿面常处于混合润滑状态下<sup>[2]</sup>,而且螺旋锥齿轮滑滚比也比较大<sup>[3-4]</sup>,啮合瞬间会产生大量的摩擦热引起齿面局部剧烈温升,容易诱发齿面磨损、胶合等齿面失效。因此,研究混合润滑状态下螺旋锥齿轮的温升特性对提高其抗胶合承载能力具有重要工程意义。

目前应用最为广泛的齿面温度计算方法是闪温法<sup>[5]</sup>(ISO/TS 6336-20)。薛建华等<sup>[6-7]</sup>分别使用热弹流方法和ISO方法计算直齿轮齿面温升,发现后者计算结果明显高于有润滑状态时接触区温升;谷建功等<sup>[8]</sup>采用混合润滑经验公式计算螺旋锥齿轮摩擦系数并计算齿面闪温变化,改善了ISO闪温公式对齿面闪温计算的准确性。为准确的预测螺旋锥齿轮摩擦系数变化和啮合表面闪温, Pu等<sup>[3,9]</sup>和Cao等<sup>[10]</sup>从点接触混合润滑的角度对其进行了研究,考虑齿面粗糙度、接触几何和速度矢量的影响,计算瞬时接触轨迹摩擦系数和热流变化,但是该方法解决齿轮实际工作中存在的热传导和热对流能力却不足。Wang等<sup>[11]</sup>和严宏志等<sup>[12]</sup>通过有限元方法预测了无润滑条件下螺旋锥齿轮本体温度分布和齿面闪温变化;王延忠等<sup>[13]</sup>考虑完全弹流润计算接触轨迹的摩擦系数并结合有限元预测温度分布,但计算中未考虑卷吸速度方向夹角和粗糙度的影响。

以上研究的主要不足是采用润滑模型计算接触闪温时没有考虑齿面热传导的影响,或者只能计算局部瞬时闪温,无法对本体温度做出预测。因此,本文作者将点接触润滑模型和有限元热分析模型相结合,对混合润滑状态下螺旋锥齿轮温度特性进行研究,并与ISO闪温法计算结果相对比,进一步完善适合工程应用的抗胶合承载能力计算方法。

## 1 齿轮几何模型

本文中所使用的螺旋锥齿轮的齿坯参数列于表1中。由于螺旋锥齿轮齿面为空间曲面,几何特性非常复杂,其设计常采用局部共轭接触理论的方法计算齿面离散点,然后在三维软件中进行曲面拟合得到齿轮

的空间齿面。本文作者采用文献<sup>[14]</sup>的方法建立本文中螺旋锥齿轮的三维模型,如图1所示。

表1 螺旋锥齿轮齿坯参数

Table 1 Parameters of gear and pinion

Parameters	Pinion	Gear
Number of teeth	15	44
Module	5.8	5.8
Tooth width	43 mm	43 mm
Pressure angle	20°	20°
Spiral angle	30°	30°
Shaft angle	90°	90°
Face angle	22°10'	72°50'
Pitch angle	18°49'	71°11'
Root angle	17°10'	67°50'
Outside diameter	100.08 mm	257.08 mm
Hand of spiral	Left	Right



Fig. 1 Geometry model of spiral bevel gears

图1 螺旋锥齿轮几何模型

## 2 摩擦系数与热载荷

螺旋锥齿轮齿面摩擦热载荷与摩擦系数相关,接触区混合状态包括全膜润滑和边界润滑两部分。为尽可能准确计算混合润滑状态下啮合齿面连续变化的摩擦系数,文中采用文献<sup>[9]</sup>给出的螺旋锥齿轮点接触混合润滑模型和膜厚方程,进行压力和膜厚计算,然后采用非牛顿流体的牵引模型计算接触区润滑油剪切力,并考虑粗糙峰接触计算接触区平均摩擦系数。在此基础上,计算接触区内的瞬时摩擦热流率和齿轮旋转周期内的平均热载荷。

### 2.1 混合润滑摩擦系数

实际情况下,螺旋锥齿轮啮合时接触几何为点接触,通常可以简化为如图2所示的椭圆接触模型进行

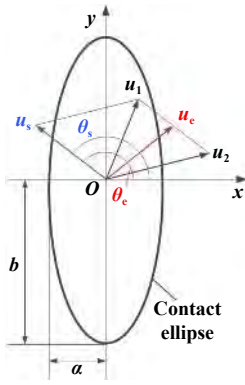


Fig. 2 Elliptical contact model of spiral bevel gear

图2 螺旋锥齿轮椭圆接触模型

计算。

图2中： $u_s$ 和 $u_e$ 分别为相对滑动速度矢量和卷吸速度矢量， $\theta_s$ 和 $\theta_e$ 分别为相对滑动速度和卷吸速度与椭圆短轴的夹角，即与 $x$ 方向夹角。

假设入口区充分润滑，则考虑任意卷吸速度角 $\theta_e$ 的点接触Reynolds方程<sup>[10]</sup>为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_e \cos \theta_e \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + u_e \sin \theta_e \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

式中： $h$ 为油膜厚度， $p$ 为接触区压力， $\rho$ 为润滑油密度， $\eta$ 为润滑油等效黏度。

接触区内油膜厚度 $h$ 可通过下式计算：

$$h = h_0(t) + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \delta_1(x, y, t) + \delta_2(x, y, t) + V_e(x, y, t) \quad (2)$$

式中： $h_0$ 为初始中心油膜厚度， $R_x$ 和 $R_y$ 为接触椭圆等效曲率半径， $\delta_1$ 和 $\delta_2$ 为真实接触表面的粗糙度， $V_e$ 为接触表面的局部变形量。混合润滑计算基本方程，局部变形方程、黏度方程和密度方程均采用文献<sup>[15]</sup>的形式，为节省篇幅，此处不再重复描述。接触区油膜与粗糙峰共同承担载荷可表示为

$$F_N = \iint_{\Omega} p(x, y) dA \quad (3)$$

由于螺旋锥齿轮承受重载，其剪切应变率高，所以接触区内润滑油往往表现为非牛顿流体特性。文献<sup>[16]</sup>指出该情况下不同极限剪应力流变模型对摩擦系数计算影响较小，故本文中选择合适的Bair和Winer黏弹性非牛顿流变模型<sup>[17]</sup>计算流体剪切应变：

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\tau}}{G_{\infty}} - \frac{\tau_L}{\eta} \ln \left( 1 - \frac{\tau_L}{\tau_L} \right) = \frac{|u_1 - u_2|}{h} \quad (4)$$

式中： $\tau_L$ 为极限剪切应力， $G_{\infty}$ 为极限剪切模量，通常是温度和压力的函数。 $\tau_h$ 为油膜剪切应力。粗糙峰接触的边界摩擦系数 $f_b$ 通常假定为恒定常数，它与接触表面的粗糙度密切相关，一般在范围0.07~0.15中取值。当边界摩擦系数给定以后，则粗糙峰接触产生的剪切应力为

$$\tau_c = f_b p \quad (5)$$

根据公式(1~5)，接触区内摩擦力 $F_f$ 可以通过对整个接触区油膜剪切应力和粗糙峰剪切应力的连续积分求得：

$$F_f = \iint \tau_h dA_h + \iint \tau_c dA_c \quad (6)$$

再通过载荷平衡方程即可得到接触区平均摩擦系数 $f_{mix}$ 。

$$f_{mix} = \frac{F_f}{F_N} = \frac{\iint \tau_h dA_h + \iint \tau_c dA_c}{F_N} \quad (7)$$

值得注意的是，在进行混合润滑计算之前所需的相关输入参数，例如，接触曲率半径，相对滑动速度矢量和卷吸速度矢量，接触法向载荷等，应提前通过齿轮加载接触分析求得<sup>[18]</sup>。大小齿轮表面粗糙度 $0.3535 \mu\text{m}$ ，其复合均根值 $\sigma=0.5 \mu\text{m}$ ，参考文献<sup>[9]</sup>试验结果，该粗糙度下的边界摩擦系数 $f_b$ 近似取为0.13。润滑分析使用的润滑剂核齿轮材料参数列于表2中。

表2 润滑分析输入参数

Table 2 Parameters of EHL analysis

Parameters	Specifications
Elastic modulus, $G/\text{GPa}$	219.8
Poisson's ratio, $\mu$	0.3
Initial viscosity of lubricant, $\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.096
Initial density of lubricant, $\rho_0/(\text{kg}/\text{m}^3)$	870
Pressure-viscosity coefficient, $a/(\text{GPa}^{-1})$	12.5
Surface roughness, $Rq/\mu\text{m}$	0.3535
Friction coefficient, $f_b$	0.13

算例中螺旋锥齿轮大轮的负载扭矩为190 N·m，其输出转速为1000 r/min。本文中设计螺旋锥齿轮为大端接触<sup>[19]</sup>，其小齿轮径向偏置距 $\Delta V=1.943 \text{ mm}$ ，轴向位移 $\Delta H=1.194 \text{ mm}$ 。加载接触分析结果如下图3所示。从图3(a)可知从啮入到啮出相对滑动速度先减小后增大，且在节点附近达到最小值，卷吸速度则保持则逐渐增大的趋势。图3(b)为啮合轨迹接触载荷和最大赫兹接触压强变化曲线，在啮入到啮出的过程中接触力先增大后减小，在节点附近达到最大值。

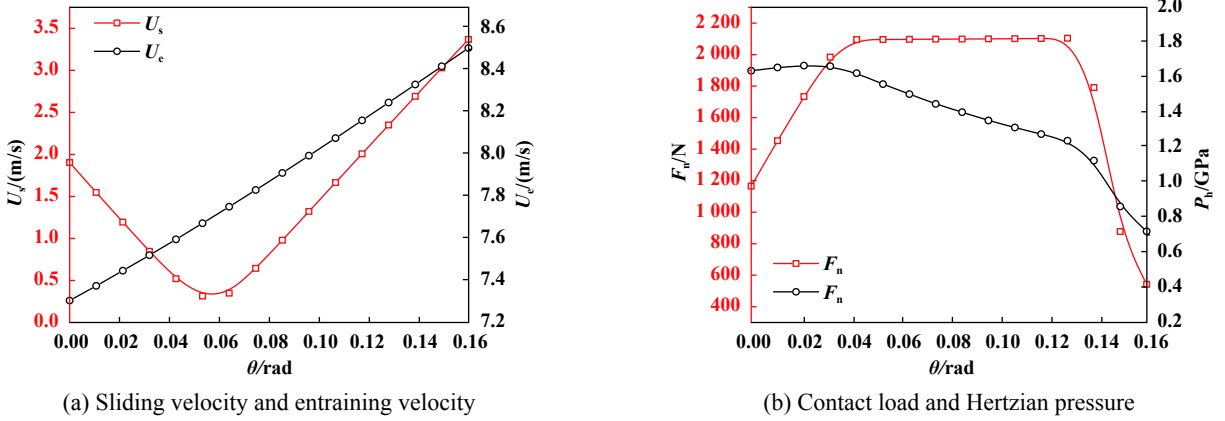


Fig. 3 Sliding velocity and entrainment velocity and contact load/Hertzian pressure

图3 啮合轨迹上滑动速度与卷吸速度和齿面载荷\最大赫兹接触压强

图4为沿啮合轨迹上摩擦系数和粗糙峰接触占比的变化曲线. 粗糙峰接触占比 $w_c$ 定义为在接触区内粗糙峰承担载荷与总接触载荷 $F_n$ 的比值. 摩擦系数和粗糙峰接触比 $w_c$ 在啮入过程中先逐渐增大, 在节点位置达到最大值, 主要是因为节点附近相对滑动速度最小, 而接触载荷最大, 润滑油不易进入接触区内; 随后摩擦系数随着载荷的减小而逐渐减小. 可知, 啮合轨迹上的局部摩擦系数主要受到相对滑动速度和接触区载荷的影响.

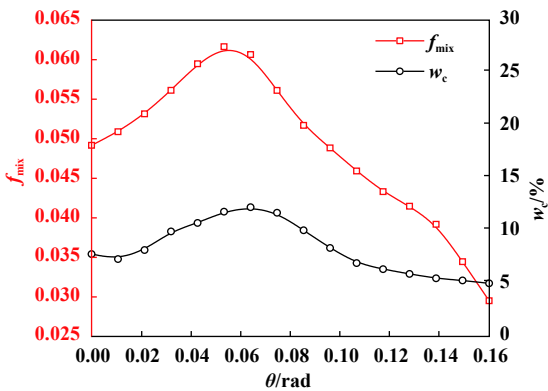


Fig. 4 Friction coefficient and contact load ratio of asperity along the contact path

图4 摩擦系数和粗糙峰接触占比沿啮合轨迹变化

### 2.2 瞬时热载荷

由于螺旋锥齿轮特殊的齿面形状, 润滑剂带走的齿面摩擦热非常少, 通常假设接触区内瞬时摩擦热损失将分别传入两个接触表面. 如果热载荷传入大齿轮的分配系数为 $\beta$ , 则大齿轮齿面的摩擦热载荷为

$$Q = \beta \times f_{mix} \times F_N \times u_s \quad (8)$$

式中: $f_{mix}$ 为混合润滑下接触区平均摩擦系数,  $F_N$ 为接触区承担载荷,  $u_s$ 为相对滑动速度. 由于混合润滑状态

下摩擦热在接触区内并非均匀分布, 为了更加准确地预测接触区内温度分布, 采用接触区内实际压力分布 $p$ 代替接触区承担总载荷 $F_N$ , 即可得到接触区内任意位置的摩擦热流密度 $q_i$ .

$$q_i = \beta \times f_{mix} \times P_i \times u_s \quad (9)$$

式中: $p_i$ 为接触区内节点处的压力,  $u_s$ 为两表面相对滑动速度, 接触区内任意节点的摩擦热流密度为 $q_i$ .

### 2.3 平均热载荷

螺旋锥齿轮的抗胶合承载能力与本体温度场密切相关<sup>[5]</sup>. 实际工作过程中, 单个轮齿在一个啮合周期内经历一次瞬时热加载过程, 退出啮合后齿面因为热对流和热传导逐渐冷却. 假设经过长时间工作齿轮与周围环境达到热平衡状态, 其单个轮齿的温度场分布在不啮合时是稳定的, 只有进入啮合瞬时才会发生变化, 该温度称为本体温度. 为了合理地节省计算时间, 尽快得到齿轮热平衡时稳态温度场, 将啮合瞬时热载荷在一个啮合周期内进行平均处理<sup>[11]</sup>, 平均热载荷表示一个周期内温度累计的效果.

$$\bar{q}_i = \frac{n_1 \Delta t}{60} q_i \quad (10)$$

式中: $\bar{q}_i$ 表示瞬时热载荷 $q_i$ 在一个周期内大齿轮齿面的平均热载,  $n_1$ 为大齿轮转速,  $\Delta t$ 表示瞬时热载 $q_i$ 的持续时间.

图5为啮合齿面上齿顶位置和靠近齿根位置的瞬时摩擦热流. 在实际啮合过程中瞬时摩擦热载荷持续时间非常短, 如果不采用平均热载荷的方法, 而是直接将瞬时热流加载到齿面上, 可能需要重复上千个分析步才能达到稳态温度场.

根据式(10)计算出的齿面啮合轨迹上平均热流密度如图6所示. 齿面热流率变化规律和相对滑动速度

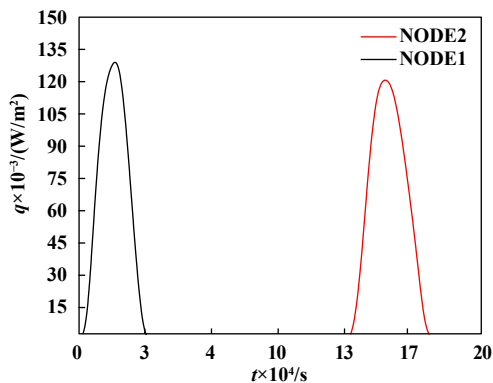


Fig. 5 Transient heat flux on tooth face

图5 齿面典型位置瞬时摩擦热流率

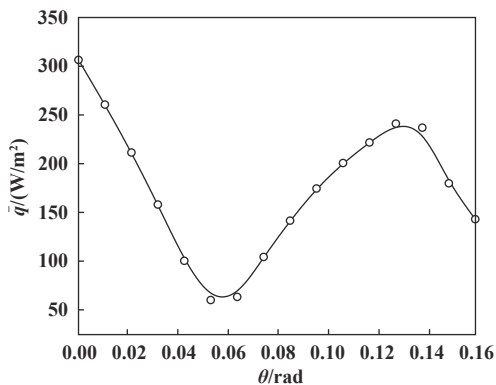


Fig. 6 Maximum averaged heat flux along contact path

图6 啮合轨迹上平均热流密度

类似, 在节点附近出现最小值, 且在齿根附近达到最大值, 在啮出位置随着接触载荷的减小而减小。

### 3 齿面温度分布与承载能力

根据文献[12-13]方法, 采用单齿有限元模型分析轮齿的温度场分布, 并使用混合润滑计算得到的摩擦热载荷进行加载。首先使用平均热载荷分析轮齿的本体温度场分布; 在此基础上使用瞬态摩擦载荷, 实现热载荷沿齿面的连续移动和变化, 分析齿面闪温和最大温度。然后对比有限元方法与ISO闪温法的最大齿面接触温升和抗胶合承载能力计算的差异。

#### 3.1 有限元前处理

首先在ANSA有限元划分软件中将完整的大齿轮三维模型切成单齿, 并在沿齿宽方向划分40个单元, 齿高方向26个单元, 将建好的有限元模型导入ABAQUS分析软件中, 得到的螺旋锥齿轮单齿热分析模型, 模型如图7所示。

热分析采用ABAQUS有限元软件中的Heat Transfer模块, 选用8节点线性传热实体单元 (DC3D8)。本体温

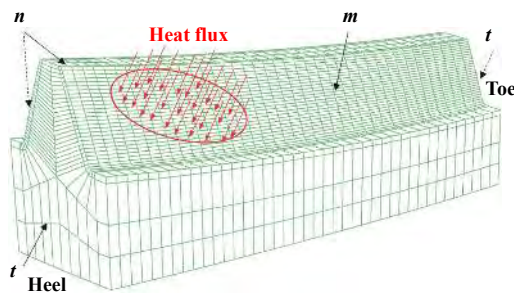


Fig. 7 Heat transfer model of single gear tooth

图7 单齿有限元传热模型

度分析采用Heat Transfer中的稳态分析步 (Steady-state), 使用式(10)求得的平均热载荷进行加载; 啮合过程中的闪温分析采用瞬态分析步 (Transient), 将啮合加热过程和冷却过程使用两个瞬态分析步进行模拟。热分析使用的齿轮材料参数列于表3中。图7中轮齿各表面的对流换热系数可以根据文献[12]提供的方法结合具体工况进行计算。啮合齿面m对流换热系数为6982 W/(m²K), 非工作齿面和齿顶齿根面n换热系数为33 W/(m²K), 大端面和小端面t对流换热系数为67 W/(m²K), 其他表面可视为连续传热边界, 无热对流现象。

表3 齿轮材料和热特性参数

Table 3 Material and thermal properties of gear

Parameters	Specifications
Elastic modulus, $G/\text{GPa}$	219.8
Poisson's ratio, $\mu$	0.3
Density of steel, $\rho_s/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7800
Specific heat capacity, $c/(\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}))$	460
Thermal conductivity, $k/(\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}))$	45

#### 3.2 有限元温度分布

根据平均热载荷所得齿轮稳态温度场分布如图8所示, 整个轮齿的温度范围为51~81 °C。在轮齿的工作齿面形成两个相对高温区域, 分别位于齿顶啮入位置和靠近齿根位置。参考图3和图6可知, 在啮入时, 边缘接触导致在齿顶边缘处压力变化剧烈, 齿顶边缘位置的摩擦热生成剧烈, 形成局部的高温。而靠近齿根附近的局部高温区域主要是因为连续热载荷堆积导致, 与图6所示平均热载荷变化规律基本一致。齿根附近通常为重载螺旋锥齿轮初始胶合位置, 并沿齿高方向扩展到整个齿面, 形成啮合区的严重胶合磨损。

齿顶位置和靠近齿根位置的连续闪温变化如图9所示。在一个啮合周期内, 齿面经历了快速的热加载和冷却过程, 进入啮合时由于瞬时摩擦热载荷作用,

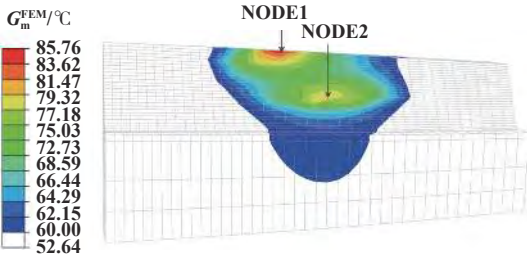


Fig. 8 Bulk temperature distribution

图 8 单齿稳态温度场分布

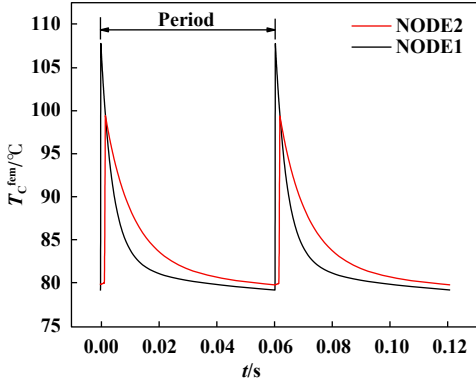


Fig. 9 Variation of transient temperature on node1 and node2

图 9 齿面节点1和节点2瞬时温度变化

齿面温度剧烈上升, 然后在齿面热传导和热对流的作用下, 齿面温度缓慢下降至热平衡温度.

### 3.3 ISO温度计算

ISO闪温法<sup>[5]</sup>计算齿轮抗胶合能力是根据齿面接触轨迹上最大接触温度  $T_{cmax}^{iso}$  来判断齿面是否发生胶合失效, 接触温度  $T_c^{iso}$  定义为本体温度  $T_m^{iso}$  和闪温温度  $T_f^{iso}$  之和:

$$T_c^{iso} = T_m^{iso} + T_f^{iso} \quad (11)$$

ISO本体温度通常假设为不随齿面位置变化的恒定值, 并根据润滑油温度和啮合轨迹上的平均闪温进行粗略的估算:

$$T_m^{iso} = T_{oil} + 0.47 \cdot X_s \cdot X_{mp} \cdot \bar{T}_f \quad (12)$$

式(11)中:  $T_{oil}$  为润滑油温度, 在良好的润滑循环系统中常为定值;  $X_s$  为润滑方式系数, 在喷油润滑时  $X_s$  取 1.2;  $X_{mp}$  为多点啮合小轮系数, 单对小轮与大轮啮合时  $X_{mp}=1$ ; 润滑油温度  $T_{oil}=50\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\bar{T}_f$  为接触轨迹上的平均闪温, 可以通过ISO给出的闪温公式计算.

ISO标准给出的具有带状接触区且切向速度与短轴不平行的闪温计算公式为

$$T_f^{iso} = 1.11 \frac{f \cdot X_f \cdot X_J \cdot w_{Bt}}{\sqrt{2} \cdot b_H} \frac{|u_1 - u_2|}{B_{M1} \sqrt{u_1 \sin \gamma_1} + B_{M2} \sqrt{u_2 \sin \gamma_2}} \quad (13)$$

上式中,  $X_J$  为啮入系数, 对于减速装置  $X_J \approx 1$ . 两接触面热接触系数  $B_{Mi}$  由齿轮导热系数、密度和比热决定. 沿啮合轨迹连续变化参数, 例如端面单位载荷  $w_{Bt}$ , 载荷分担系数  $X_f$ , 赫兹接触半宽  $b_H$ , 接触面 1, 2 在啮合位置的切向速度  $u_i$ , 接触面 1, 2 在啮合位置与短轴夹角  $\gamma_i$ , 均根据前面的加载接触分析得到. 式(13)中关键参数  $f$  为接触面的摩擦系数, 根据前述分析, 接触区摩擦系数与接触载荷、几何参数、速度矢量和黏度等参数密切相关, 本文中使用混合润滑计算所得的摩擦系数  $f_{mix}$  代替ISO闪温法给出的平均摩擦系数进行计算.

### 3.4 抗胶合承载能力对比

齿轮胶合的是一种突发并且严重的黏着磨损形式, 目前关于胶合发生的一致共识是相对滑动表面在由于高温导致接触区油膜破裂, 导致金属直接接触. 国际通用的抗胶合承载能力是以设计轮齿的齿面最大温升来衡量. 胶合温度只与润滑剂特性和齿轮材料相关, 不会随接触几何和工况改变.

本节分别对比了有限元方法和ISO计算方法得到的本体温度和最大接触温度, 并通过比较安全系数说明两种方法的不同. 图10给出了沿啮合轨迹上有限元分析方法和ISO方法得到的本体温度场变化曲线. 在啮入到啮出过程中, 有限元热分析法得到的齿面本体温度是随着不同位置的热流密度连续变化的, 在啮入的齿顶位置边缘接触应力集中, 产生大量摩擦热, 导致本体温度较高, 齿根附近形成次高温区, 所以采用有限元法计算齿轮本体温度与速度、载荷分担和摩擦系数密切相关.

ISO得到的本体温度处处相等且低于有限元法计算结果, 主要是因为ISO方法将沿啮合轨迹的闪温进行平均后粗略估算本体温度, 并未考虑热载荷在齿面的实际分布情况. 但在实际情况下齿面不同位置温度

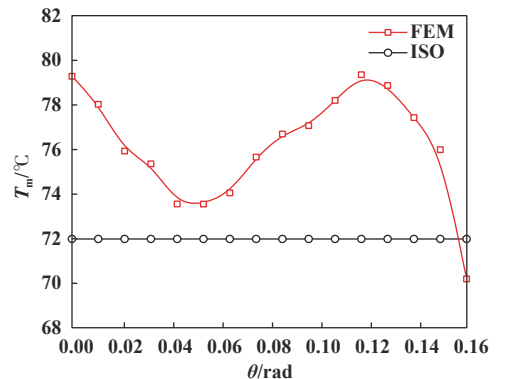


Fig. 10 Bulk temperature in ISO and FEM

图 10 啮合轨迹本体温度场ISO与FEM对比



并不相等,小模数齿轮热平衡后齿面温度分布差异不大时,假设齿面本体温度相同更适用;而大模数齿轮往往具有大体积,齿面热对流和轮齿导热对本体温度影响会更加显著,若齿宽又受局部热载荷作用,齿面本体温度分布可能存在差异,但更仍需以试验结果为准。

齿面最大温升是衡量抗胶合能力的直观方法,图11给出了ISO和有限元法计算得到的啮合轨迹上最大温度。在啮入到啮出的过程中,FEM得到的最大温度变化更与齿面本体温度相关,其最大温度一般低于ISO方法预测的最大温度,因为有限元方法考虑到实际工作中轮齿导热和热对流带走的部分热量;在啮入的齿顶位置,FEM分析得到的温度高于ISO,这是由真实载荷分担下边缘接触引起剧烈的摩擦热流率所导致,而ISO方法在处理实际载荷分担对热流率的影响有所不足。

ISO标准<sup>[5]</sup>中定义的齿轮抗胶合安全系数 $S_B$ 可由下式计算

$$S_B = \frac{T_s - T_{oil}}{T_c^{max} - T_{oil}} \quad (14)$$

式中: $T_s$ 为齿轮的胶合临界温度, $T_{oil}$ 为润滑油温度, $T_c^{max}$ 齿面上的最大接触温度。Castro等<sup>[20]</sup>通过试验发现常用材料齿轮副的临界胶合温度可以表示为润滑剂在40℃下运动黏度( $\nu_{40}/\text{cSt}$ )的函数,即 $T_s = 26.2 \ln(\nu_{40})$ 。本文中所用润滑油在40℃下运动黏度约为120.6 cSt,所以通过该式可以计算出临界胶合温度 $T_s = 125.6$ ℃。ISO闪温法得到的最大接触温度在靠近齿根附近(图11蓝色箭头所示)为120.6℃,则安全系数分别为 $S_B^{ISO} = 1.07$ ;同一位置下FEM方法所得最大接触温度为99.4℃,安全系数为 $S_B^{FEM} = 1.53$ 。

由上可知,在相同工况下ISO标准计算出的螺旋锥齿轮抗胶合承载能力安全系数比有限元法计算结

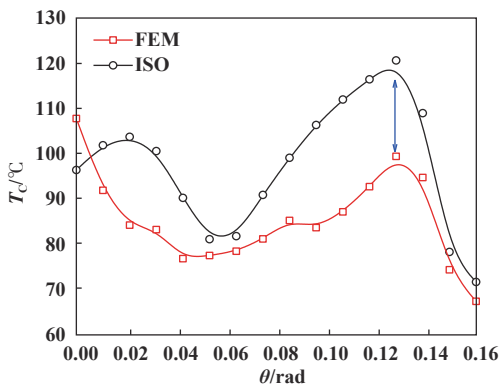


Fig. 11 Maximum temperature in ISO and FEM

图11 啮合轨迹上最大温度ISO与FEM对比

果小,即ISO标准判定齿轮更容易发生胶合.因为有限元方法计算过程中考虑了齿轮的热传导与热对流的影响,是其预测出的温度非均匀分布且低于ISO温度的主要原因.ISO方法中提到在重要的分析中,需要使用齿轮本体温度的精确值进行校核,而有限元预测方法可以更加接近实际工作条件下,ISO标准针对绝大多数齿轮均可以适用,其安全裕度会相应较大,可以考虑在热流计算和本体温度预测与ISO进行结合或者综合评价,在保证安全的情况下提高设计的经济性。

## 4 结论

a. 基于有限元的热分析方法与混合润滑分析结果相结合,较准确地计算接触摩擦热流的同时考虑了齿轮导热和齿面热对流,更加符合螺旋锥齿轮在实际工作环境下的热行为。

b. 有限元分析得到齿轮在工作过程中齿面温度分布.边缘接触导致齿顶高温需要通过齿顶修型改善,而齿根附近长时间高温更容易使螺旋锥齿轮啮合界面润滑失效,导致初期胶合发生在齿根附近,并沿齿高方向扩展到整个齿面。

c. 对比了ISO和有限元评估齿轮抗胶合承载能力的区别.ISO标准评估的齿轮抗胶合能力小于有限元方法结果;考虑到ISO具有针对不同齿轮的广泛适用性,在实际工程设计中,可考虑使用有限元方法来综合评估螺旋锥齿轮的抗胶合承载能力,提高设计的经济性。

## 参考文献

- [1] Zhou Changjiang, Long Jiguo, Wang Haochen, et al. Comparative analysis of contact and bending strength using ISO and AGMA standards in spiral bevel gears with numerical verification[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2018, 45(4): 1-9 (in Chinese) [周长江, 龙继国, 王昊辰, 等. 螺旋锥齿轮接触与弯曲强度ISO与AGMA标准比较及有限元验证[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2018, 45(4): 1-9].
- [2] Wei Wenshan. A study on lubrication condition of spiral bevel gear in aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(3): 298-301 (in Chinese) [魏文山. 航空发动机螺旋锥齿轮的润滑状态研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(3): 298-301].
- [3] Pu Wei, Wang Jiayu, Yang Rongsong, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication with three-dimensional machined roughness in spiral bevel and hypoid gears[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(4): 041503. doi: 10.1115/1.4030185.
- [4] Pu Wei, Zhu D, Wang Jiayu, et al. Rolling-sliding contact fatigue of surfaces with sinusoidal roughness[J]. International Journal of

- Fatigue, 2016, 90: 57–68. doi: [10.1016/j.ijfatigue.2016.04.007](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.04.007).
- [5] ISO/TS 6336-20 Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 20: Calculation of scuffing load capacity-flash temperature method[S]. Geneva: ISO, 2017: 1-42
- [6] Xue Jianhua, Li Wei, Qin Caiyan. The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology International, 2014, 79(79): 74–83.
- [7] Xue Jianhua, Li Wei. Research on gear system scuffing load capacity and its numerical calculation methods[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(9): 901–906 (in Chinese) [薛建华, 李威. 齿轮热胶合承载能力数值计算方法研究[J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(9): 901–906].
- [8] Gu Jiangong, Fang Zongde, Fu Bibo, et al. Study on surface flash temperature for spiral bevel gears under condition of mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2846–2850 (in Chinese) [谷建功, 方宗德, 扶碧波, 等. 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮齿面闪温研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2846–2850].
- [9] Pu Wei, Wang Jiayu, Zhu Dong. Friction and flash temperature prediction of mixed lubrication in elliptical contacts with arbitrary velocity vector[J]. Tribology International, 2016, 99: 38–46. doi: [10.1016/j.triboint.2016.03.017](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.017).
- [10] Cao Wei, Pu Wei, Wang Jiayu, et al. Effect of contact path on the mixed lubrication performance, friction and contact fatigue in spiral bevel gears[J]. Tribology International, 2018, 123: 359–371. doi: [10.1016/j.triboint.2018.03.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.03.015).
- [11] Wang Yanzhong, Tang Wen, Chen Yanyan, et al. Investigation into the meshing friction heat generation and transient thermal characteristics of spiral bevel gears[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 119: 245–253. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2017.03.071](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.071).
- [12] Yan Hongzhi, Zhou Tengfei, Huang Guobing, et al. Tooth surface temperature rise analysis of spiral bevel gear during dry running[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, (7): 22–26 (in Chinese) [严宏志, 周腾飞, 黄国兵, 等. 干运行螺旋锥齿轮齿面温升分析[J]. 机械传动, 2016, (7): 22–26].
- [13] Wang Yanzhong, Zhou Yuanzi, Chen Conghui, et al. Thermal tribology analysis of spiral bevel gears in EHD lubrication[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2382–2387 (in Chinese) [王延忠, 周元子, 陈聪慧, 等. 弹流润滑螺旋锥齿轮热摩擦行为分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2382–2387].
- [14] Litvin F L, Fuentes A. Gear geometry and applied theory[M]. London: Cambridge University Press, 2004.
- [15] Pu Wei, Wang Jiayu, Zhou Guangwu, et al. Progressive mesh densification (PMD) method in elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with arbitrary entrainment[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2014, 48(9): 95–100 (in Chinese) [蒲伟, 王家序, 周广武, 等. 卷吸速度方向与椭圆短轴成一夹角的弹流润滑渐进网格加密算法[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 95–100]. doi: [10.7652/xjtuxb201409016](https://doi.org/10.7652/xjtuxb201409016).
- [16] Wang Shun, Wang Wenzhong, Hu Yuanzhong, et al. Prediction of sliding friction force of rough surfaces in lubricated point contacts[J]. Tribology, 2007, 27(2): 152–155 (in Chinese) [王顺, 王文中, 胡元中, 等. 点接触润滑粗糙表面滑动摩擦力的预测研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(2): 152–155]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2007.02.012](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2007.02.012).
- [17] Bair S, Winer WO. A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data[J]. Journal of Tribology, 1979, 101(3): 258–264.
- [18] Cao Wei, Pu Wei, Wang Jiayu, et al. Study of friction coefficient and mesh efficiency in spiral bevel gears[J]. Tribology, 2018, 38(3): 247–255 (in Chinese) [曹伟, 蒲伟, 王家序, 等. 螺旋锥齿轮摩擦系数与啮合效率研究[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(3): 247–255]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.03.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.03.001).
- [19] Fan Qi. Ease-off and application in tooth contact analysis for face-milled and face-hobbed spiral bevel and hypoid gears. In: Goldfarb V, Barmina N (eds). Theory and practice of gearing and transmissions. Mechanisms and machine science, vol 34[M]. Switzerland: Springer International Publishing, 2016: 321-339.
- [20] Castro J, Seabra J. Influence of mass temperature on gear scuffing[J]. Tribology International, 2018, 119: 27–37. doi: [10.1016/j.triboint.2017.10.032](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.032).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019017

# 水润滑环境下聚合物PLL-g-PEG的 宏观摩擦学性能的研究

李栋<sup>1</sup>, 杨淑燕<sup>1,2\*</sup>, 郭峰<sup>1</sup>

(1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520;

2. 中国科学院兰州化学物理研究所固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000)

**摘要:** 将聚(L-赖氨酸)-g-聚(乙二醇)(以下简称PLL-g-PEG)溶解在HEPES水溶液中时, 通过球-3板式摩擦试验机研究了添加聚合物PLL-g-PEG对摩擦磨损性能的影响; 利用光干涉法在球-盘式纳米薄膜测量装置上初步研究了水基润滑环境下PLL-g-PEG对成膜特性的影响. 结果表明: PLL-g-PEG可降低摩擦并减小磨损, 主要归因于表面接枝PLL-g-PEG后形成的一层“刷”状的水化层(Hydration)起到了良好润滑作用, 且摩擦性能的改善程度主要受接触应力、卷吸速度和摩擦表面基底材料的影响. 试验过程中发现了水基润滑条件下, PLL-g-PEG聚合物刷在摩擦过程中不断遭到破坏, 与此同时又快速吸附到摩擦表面上而进行“自我治愈”的行为, 故而有效改善了润滑效果. 光干涉的测量结果表明: 添加PLL-g-PEG后, 在接枝聚合物刷的球和玻璃盘的接触面间形成了一层由聚合物刷促成的且具有一定承载能力的水化层, 这层水膜保护层虽然非常薄, 却可以在卷吸速度为1~64 mm/s时有效分离上下接触面从而达到良好的润滑效果. 该研究工作将为深入理解水基润滑的成膜特性及机理提供必要的支持.

**关键词:** 聚合物PLL-g-PEG; 水润滑机理; 自愈行为; 成膜特性; 宏观摩擦学性能

**中图分类号:** TH117.2

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)04-0434-10

## Macro-Tribological Studies of Polymer PLL-g-PEG in Aqueous Lubrication

LI Dong<sup>1</sup>, YANG Shuyan<sup>1,2\*</sup>, GUO Feng<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Qingdao Technological University, Shandong Qingdao 266520, China

2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China)

**Abstract:** This work aims to investigate the effects of poly(L-lysine)-g-poly(ethylene glycol) (hereinafter referred to as PLL-g-PEG) on friction and wear conducted on ball-3 plates friction testing machine, and the influences on film formation characteristics in aqueous environment using a ball-disc film measuring apparatus with nanometer resolution based on optical interferometry principle, when PLL-g-PEG was added in HEPES solution. The experimental results show that PLL-g-PEG can reduce friction and wear, mainly due to a layer of hydration with “brushed” structure formed on the rubbing surfaces grafted by polymer PLL-g-PEG; and the improvement of tribological performance mainly depended on contact stress, entrainment speed and the substrate materials. The “self-healing” behavior of PLL-g-PEG polymer brush was reported during aqueous lubrication of a tribosystem, which means that PLL-g-PEG polymer brush

Received 25 January 2019, revised 12 March 2019, accepted 26 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: whfysy@163.com; yangshuyan@qut.edu.cn, Tel: +86-532-68052755.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51775287), China Postdoctoral Fund Project (2014M560821) and State Key Laboratory of Solid Lubrication Fund (LSL-1712).

国家自然科学基金项目(51775287)、中国博士后基金项目(2014M560821)和国家固体润滑重点实验室开放基金项目(LSL-1712)资助.

was continuously damaged by peeled off from the surface due to rubbing, at the same time they may quickly adsorb onto the rubbing surface, thereby it can be well explained why PLL-g-PEG polymer brush can effectively improve the tribological properties. It was demonstrated by the optical interference results that a layer of hydrated layer, which was formed assisted by polymer brush with limited load capacity, may appear in the gap between the steel ball and glass disk grafted by polymer brush by adding PLL-g-PEG in HEPES solution. Although this projective film is very thin, it can effectively separate the two rubbing interface in the contact area and then improve the lubrication properties. This research work provides the necessary support for understanding the film forming characteristics and mechanism of water-based lubrication.

**Key words:** polymer PLL-g-PEG; aqueous lubrication mechanism; self-healing behavior; film formation characteristic; macro-tribological performance

由于水具有无污染、来源广泛、节省能源以及可作为天然冷却剂等无可比拟的特性,因此成为最具有发展潜力的润滑介质<sup>[1]</sup>,在摩擦学领域引起了广泛的关注<sup>[2]</sup>。然而,由于纯水较低的黏度(为油的1/130~1/20)和较小的黏压系数,由雷诺(Reynolds)方程得知,负载能力与黏度/(润滑膜厚度)<sup>2</sup>成正比<sup>[3]</sup>,难以形成有效润滑膜,从而限制了水基润滑的广泛应用。有趣的是,在自然界中水是生物体内良好的润滑剂,以滑膜关节为例,其摩擦系数低于0.003且服役时间长达几十年,这种高效的润滑系统归功于关节软骨表面和滑液中磷脂、透明质酸、润滑素和“刷”型糖蛋白分子的协同润滑作用<sup>[4]</sup>,其中“刷”型糖蛋白大分子可起到良好的承载作用,增强了由于水的低黏度而无法实现的润滑性能。

Spencer研究小组将一种类似于糖蛋白结构的共聚物PLL-g-PEG添加在亲水环境中(例如HEPES缓冲液),发现PLL-g-PEG可吸附在传统摩擦试验机的销盘表面上形成一层“刷-刷”状的保护层,并可在边界润滑和混合润滑状态下有效降低摩擦和磨损<sup>[5-6]</sup>;他们还研究了PLL-g-PEG聚合物中主链PLL和侧链PEG的长度、接枝率和分子量等参数对宏观摩擦性能的影响<sup>[7-8]</sup>;此外还报道了PLL-g-PEG聚合物在摩擦过程中的自愈合行为,销盘式摩擦测量和荧光显微镜试验结果表明:溶解在主体润滑剂中的“刷”状聚合物可快速愈合在摩擦表面,从而展现出良好的润滑性能,且将这种快速“自我修复”归因于聚合物的聚阳离子PLL主链与带负电荷的氧化物表面之间的静电相互作用<sup>[9]</sup>。这些研究工作系统地研究了水润滑条件下PLL-g-PEG聚合物对宏观摩擦性能的影响,而在宏观条件下PLL-g-PEG的成膜特性及水润滑机理的研究鲜有报道,这可能是由于水在摩擦副之间的膜厚处于微小的纳米尺度范围,对其直接观测极具挑战性。

多光束光干涉法已被广泛应用于弹流润滑油膜

膜厚的测量<sup>[10-11]</sup>,而相对光强法和表面垫层技术的出现为纳米尺度下水膜的测量提供了可能,例如清华大学雒建斌等和本课题组研制的纳米级润滑膜厚度测量仪,其润滑膜厚度测量精度为0.5 nm,为原子、分子尺度上的水基润滑液成膜特性的观测和润滑机理的研究提供了有效手段<sup>[12-13]</sup>。

基于此,本文作者选用0.25 mg/mL的PLL-g-PEG的HEPES水溶液作为润滑剂,利用球-3板式摩擦试验机 and 表面分析仪器,评价了“刷”状聚合物PLL-g-PEG在水润滑环境下的摩擦磨损性能;尝试利用双色激光干涉法在球-盘式纳米薄膜测量装置上原位观测聚合物刷界面间的水润滑行为,初步研究PLL-g-PEG对成膜特性的影响。该研究工作通过评价水润滑环境中聚合物PLL-g-PEG对宏观摩擦学性能的影响,进一步揭示了水基润滑的成膜机理。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料

30%过氧化氢、98%浓硫酸和氢氧化钠等试验中所用化学试剂均为分析纯,将氢氧化钠用实验室自制去离子水配置成浓度为1 mol/L的氢氧化钠溶液待用。N-(2-羟乙基)哌嗪-N'-(-2-乙烷磺酸)试剂(HEPES试剂,购于上海源叶生物科技有限公司);(乙二醇)试剂(PLL-g-PEG试剂,购于美国Creative PEGworks公司)。使用的特定的共聚物PLL(20)-g(3.6)-PEG(5),其中PLL主链的分子量为20 kDa,PEG侧链的分子量为5 kDa,接枝率为3.6。

取0.238 g的HEPES试剂溶于约90 mL的去离子水中,用去离子水定容至100 mL,用1 mol/L NaOH调节pH至7.4,得到浓度为10 mmol/L的HEPES溶液;称取PLL-g-PEG试剂溶于10 mmol/L的HEPES溶液中,按照试验所需量配置浓度为0.25 mg/mL的PLL-g-PEG的HEPES水溶液,试验所用润滑剂为HEPES溶液和浓度

为0.25 mg/mL的PLL-g-PEG的HEPES水溶液,测试温度为 $22\pm 1$  °C,其对应的黏度分别为1.04和1.08 mPa·s, HEPES和PLL-g-PEG的分子结构如图1(a-b)所示。

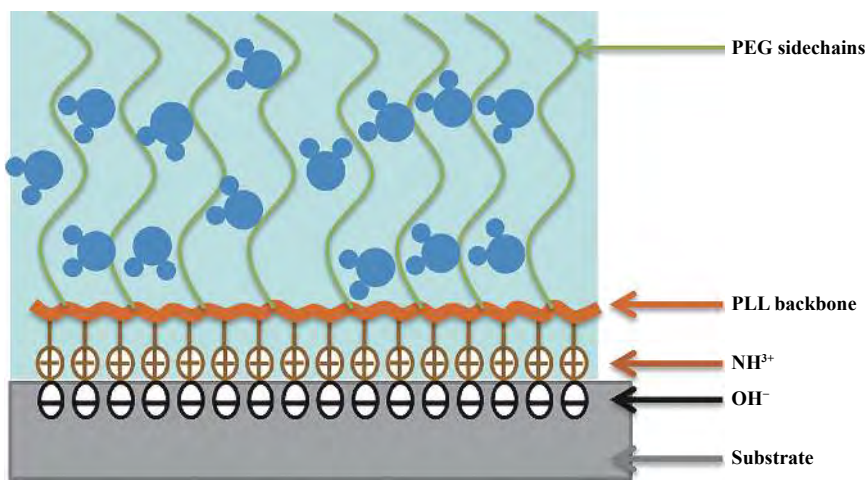
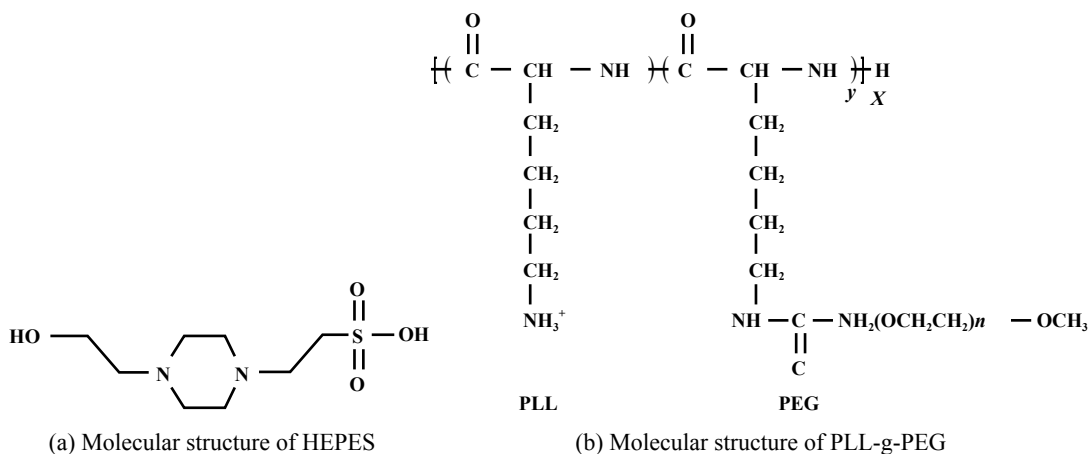
将基底表面用石油醚,无水乙醇和去离子水依次超声清洗后,用氮气吹干,然后将其浸入90 °C的Pirahan( $\text{H}_2\text{SO}_4:\text{H}_2\text{O}_2=70:30$ ,体积比)溶液中30 min后,用大量去离子水反复冲洗后再次用氮气吹干,并用真空超紫外表面处理装置紫外照射20 min,进而得到表面富羟基化的硅基底表面.将羟基化的表面放入上述制备的水溶液中充分浸泡,由于聚合物主链PLL在中性环境下带有正电荷( $\text{NH}_3^+$ ),将与带有负电荷( $\text{OH}^-$ )的羟基化表面相互吸引而被接枝到基底表面<sup>[14]</sup>;而聚合物侧链PEG由于容易结合大量水分子,在中性环境下形成纳米厚度的聚合物刷可形成具有良好润滑效果的水化层<sup>[15-16]</sup>,试验过程浸泡时间为30 min以保证聚合物刷在基底表面的充分接枝.聚合物PLL-g-PEG在水溶液环境下吸附到羟基化基底表面的示意

如图1(c)所示。

## 1.2 试验设备和测量方法

图2(a)为安东帕公司Physica MCR流变仪(Anton Paar Co.Ltd,Germany)上的基于球-3板式摩擦学测量系统模块的结构示意图,球测量夹具包括连接轴、测试球和固定装置,测量底板固定在专门设计的弹簧系统上确保球在3个板上的受力分别均匀,试验过程中保持板固定,球以设定的转速旋转,可更换不同材质的测量球和板.球的直径为12.7 mm,板的尺寸为15 mm×6 mm×3 mm,其材质为GCr15钢和K9玻璃,其中玻璃球( $R_a=0.40$  μm)购于安东帕(中国)有限公司,玻璃板( $R_a=0.006$  μm)购于无锡戴尔蒙科技有限公司,钢球( $R_a=0.04$  μm)和钢板( $R_a=0.02$  μm)购于青岛美克精密机械有限公司。

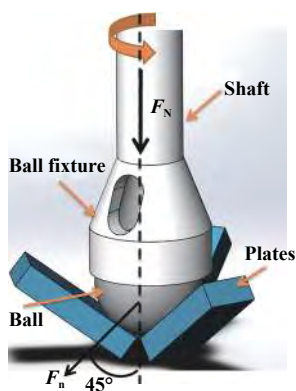
利用光干涉法在钢球-玻璃盘式纳米薄膜测量装置上对接触区的水膜实时观测及膜厚的测量,其工作原理示意图如图2(b)所示.玻璃盘直径为150 mm,材



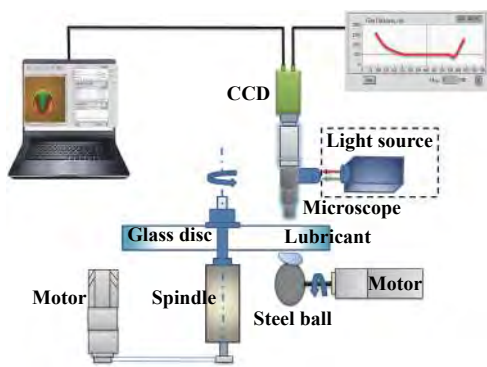
(c) Schematic illustration of PLL-g-PEG adsorbed onto substrate surface

Fig. 1 Molecular structure of HEPES and PLL-g-PEG, schematic illustration of PLL-g-PEG onto substrate surface in an aqueous environment

图1 HEPES、PLL-g-PEG的分子结构式,水润滑环境下PLL-g-PEG吸附到基底表面上的示意图



(a) Ball-on-3 plates friction tester



(b) Multi-beam interferometry for lubrication properties

Fig. 2 Schematic diagram of testers used in the experiment

图 2 试验中使用的测试装置示意图

质为表面镀有铬膜的K9玻璃(购于上海未普光电科技有限公司,  $R_a=0.005 \mu\text{m}$ ); 钢球直径为25.4 mm, 材质为轴承钢球(购于日本NSK公司,  $R_a=0.043 \mu\text{m}$ ).

测试温度控制在 $22\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ . 试验前先用石油醚超声清洗球-板/盘摩擦副30 min以上, 再使用无水乙醇将石油醚清洗干净并用氮气吹干, 固定在试验机规定位置进行试验. 试验结束后, 将试球再次用石油醚和乙醇冲洗并保存以备后续进行摩擦磨损形貌表征.

通过接触角测量仪分别测量在玻璃和钢基底表面上的接触角; 利用扫描电镜SEM获取摩擦磨损试验之后磨斑的表面形貌; 利用表面轮廓仪PGI 800(Taylor

hobson Company, UK)对玻璃板的磨斑表面进行三维扫描.

## 2 结果与讨论

### 2.1 PLL-g-PEG对润湿性的影响

玻璃和钢表面在HEPES溶液和浓度为0.25 mg/mL的PLL-g-PEG的HEPES水溶液中的接触角如图3所示. 结果表明: 向HEPES溶液中加入聚合物PLL-g-PEG后, 玻璃表面的静态接触角从 $51^\circ$ 变为 $46^\circ$ , 而钢表面则从 $99^\circ$ 变为 $89^\circ$ , 这说明二者均可在一定程度上改善表面的润湿性, 但前者表现更为明显; 30 min后基底表

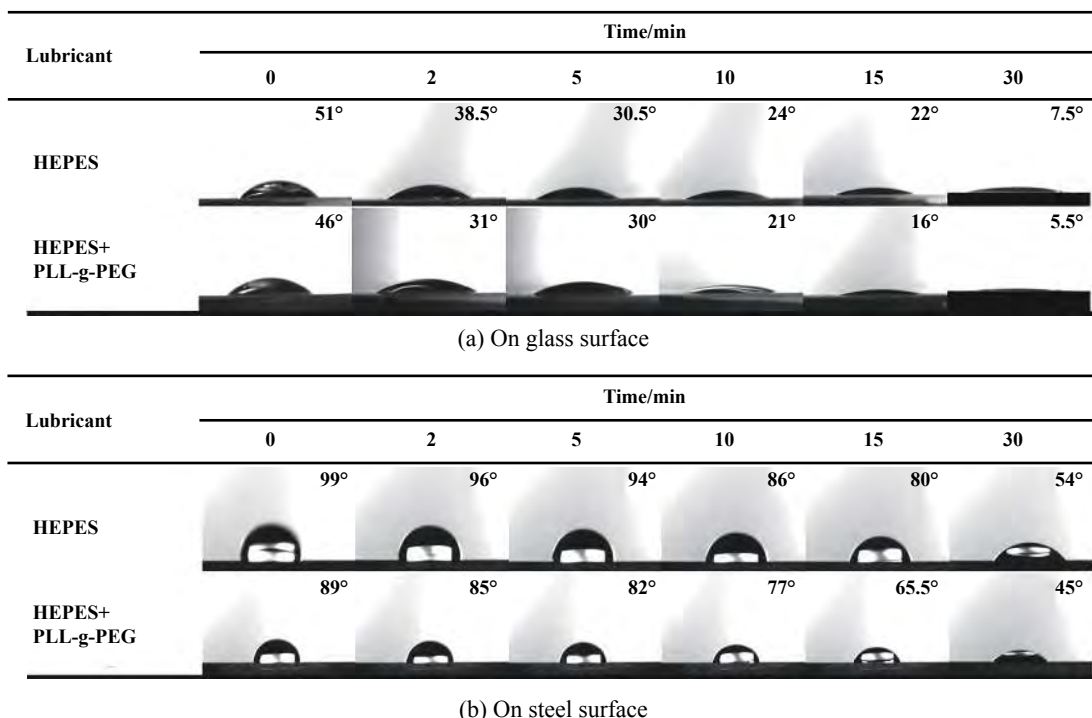


Fig. 3 Contact angles of lubricants on glass/steel surfaces

图 3 HEPES和添加聚合物PLL-g-PEG的润滑液在玻璃/钢表面的接触角

面的接触角达到稳定,其中玻璃表面的接触角从 $7.5^\circ$ 变为 $5.5^\circ$ ,而钢表面则从 $54^\circ$ 变为 $45^\circ$ ,这表明伴随聚合物PLL-g-PEG不断被接枝在基底表面,PEG侧链通过不断结合水分子可令表面的润湿性得到进一步的改善,且玻璃表面的润湿性能明显优于钢表面。

## 2.2 PLL-g-PEG对摩擦力的影响

试验过程中,首先将摩擦接触副球和板浸泡在约4 mL的润滑液中30 min,施加在球上的载荷为0.5和3.5 N(对应最大赫兹接触应力为217和416 MPa),所有摩擦系数的测量均从速度 $U_c$ 为1.4 m/s开始,依次降至0.003 m/s,可基本涵盖从流体动力学到边界润滑状态的范围。每一种润滑剂测试时均须更换新鲜的球-板接触副,每组试验重复3次。用于研究从全膜流体动力学到边界润滑状态下聚合物PLL-g-PEG的水润滑机理的Stribeck曲线如图4所示。试验结果表明:相比于HEPES溶液(黑色曲线所示),添加聚合物PLL-g-PEG后Stribeck曲线整体向下移动(绿色曲线所示),例如,在图4(a)发现卷吸速度较低的边界润滑区域摩擦力下降且不受卷吸速度的影响,而当卷吸速度大于0.3 m/s时,摩擦系数极低,这意味着在边界润滑或混合润滑下均可降低摩擦力。这主要归功于接枝在摩擦副表面的PLL-g-PEG形成了一层“刷”状的水化层(Hydration),在边界润滑下它可一定程度上分开两个接触面而减小摩擦力;在混合润滑/流体润滑下的摩擦力则取决于水的黏度,故而这层保护膜起到了良好润滑效果。对比图3(a)和(b)还发现摩擦力的改善程度受接触区赫兹压力 $P_{\text{Herz}}$ 和卷吸速度 $U_c$ 的影响,这可能是聚合物刷的特性与所受压应力和剪切应力有关<sup>[17]</sup>。为此,又研究了赫兹压力 $P_{\text{Herz}}$ 、卷吸速度 $U_c$ 和接触副材料3个参数对其的影响,相关试验结果如图5~6所示。

图5给出了不同赫兹接触压力 $P_{\text{Herz}}$ (分别为217和416 MPa)和卷吸速度 $U_c$ (分别为10和300 mm/s)试验条件下的摩擦力随时间变化曲线。试验结果表明表面接枝聚合物刷后均可以有效降低摩擦力,且在长达2 h的摩擦试验中依然保持较低的摩擦力,这意味着这层聚合物刷即使在长时间的摩擦过程中依然稳定地起到了保护作用;另一方面,对比图5中(a)与(c)、(b)与(d)发现摩擦力改善程度明显不同,例如,在较大赫兹接触应力下润滑效果明显变差,这可能是因为“伸展”状的聚合物刷水化层发生了倒塌,导致了更多的直接固-固接触;而对比图5中(a)与(b)、(c)与(d)发现高的卷吸速度下聚合物刷的润滑效果更显著,这可能是因为此时有更多的水溶液进入接触区,PEG侧链会与更多的水分子结合而令水合作用得以增强。在图5(b)中摩擦系数低至为0.003左右(超滑状态),这说明在适合的工况下聚合物刷的润滑效果可达到最佳润滑状态,这对于揭示水润滑机理有一定的意义。

以上试验中摩擦副均为钢球-玻璃板,为研究不同基底材料下聚合物对摩擦力的影响,选取了钢球-钢板、玻璃球-玻璃板其他2种摩擦副进行对比,赫兹接触压力 $P_{\text{Herz}}$ 为217 MPa,卷吸速度 $U_c$ 为10 mm/s,相关试验结果如图6所示。对比图6中(a)、(b)与(c)发现,接枝聚合物刷后的3种接触副表面的减摩作用呈现出较大的差异,其中玻璃-玻璃表面效果最佳,钢-玻璃表面次之,钢-钢表面仅在前1 700 s略微能减小摩擦力,之后几乎不起作用,具体表现如下:添加聚合物之后玻璃-玻璃表面的摩擦系数从0.78降至0.55(约占30%);而钢对玻璃接触副从0.5降至0.42(约占16%),这表明聚合物刷的水润滑效果受基底材料的影响较大,说明摩擦系数与表面的润湿性有较大的相关性。由图3所

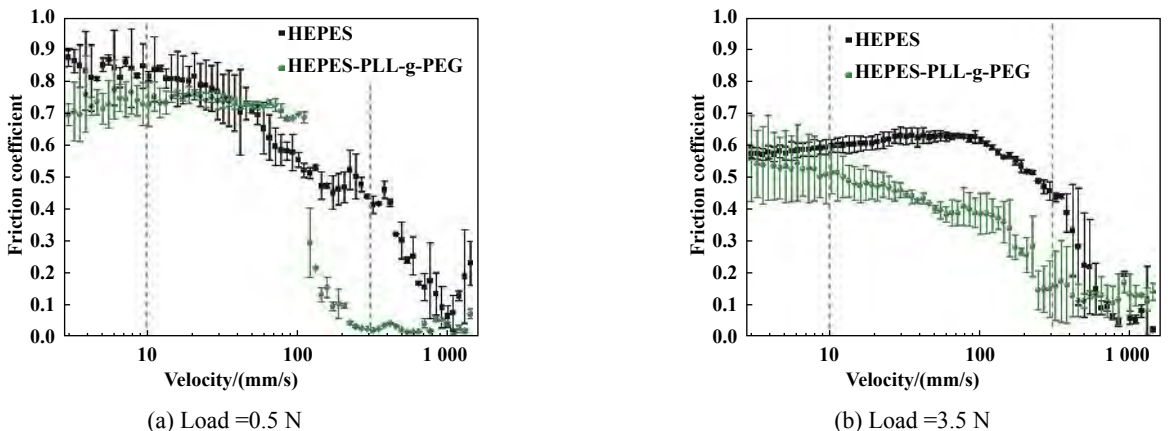


Fig. 4 Stribeck curves lubricated by HEPES and HEPES added by PLL-g-PEG  
图4 HEPES及添加聚合物PLL-g-PEG的HEPES水溶液润滑下的Stribeck曲线

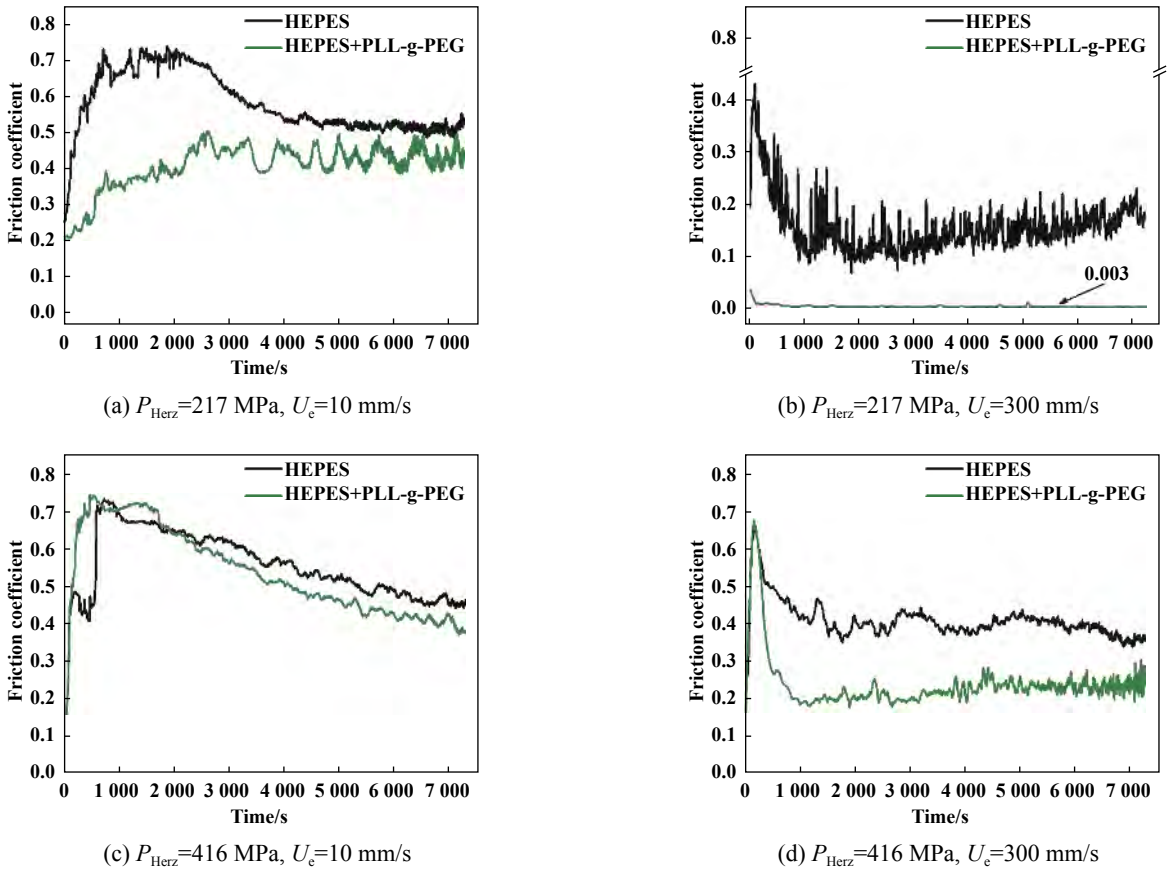


Fig. 5 Curves of PLL-g-PEG on friction at different Herz pressure, entrainment velocity

图 5 不同赫兹压力 $P_{\text{Herz}}$ 和卷吸速度 $U_c$ 下PLL-g-PEG对摩擦力的影响曲线

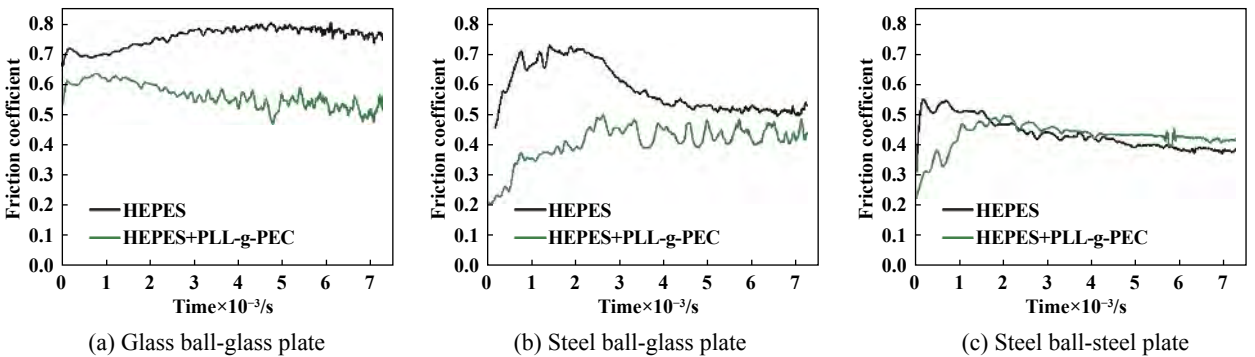


Fig. 6 Curves of PLL-g-PEG on friction on different substrates

图 6 不同基底材料下PLL-g-PEG对摩擦力的影响曲线

示的接触角测量结果得知玻璃表面的静态接触角(46°)要远小于钢表面(89°), 意味着前者的界面黏附功较大, 固液界面结合能力更强一些, 故而聚合物刷更容易接枝在玻璃表面上, 这点与Spencer等<sup>[5]</sup>利用OWLS技术在玻璃和钢表面测得的聚合物吸附试验结果相一致。

### 2.3 聚合物刷保护层的“自治愈”行为研究

图5的摩擦力随时间的变化曲线显示表面接枝聚合物刷后在长达2 h的试验中依然保持较低的摩擦力,

事实上摩擦过程中剪切作用的存在可能会导致吸附到摩擦表面的这层聚合物刷被剥离(解附), 那么这层刷型的保护膜在整个摩擦过程中是一直牢牢吸附在表面还是会剪切作用下遭到破坏从接触表面剥离? 为此设计了一组试验, 具体过程如下: 将钢球和玻璃板在浓度为0.25 mg/mL的PLL-g-PEG的HEPES水溶液中充分浸泡30 min, 即在摩擦副表面预先接枝一层聚合刷(Pre-coating), 将其安装到摩擦试验机上并加入HEPES溶液, 然后进行摩擦磨损试验并持续2 h, 试



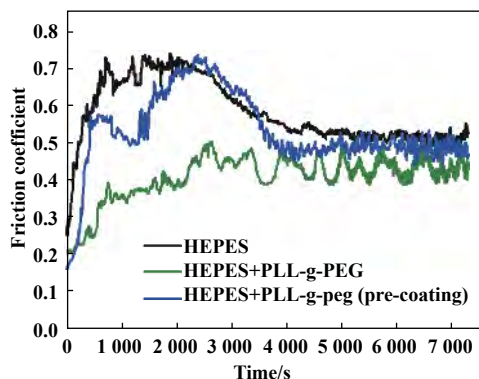
验结果如图7(a)和(b)中的蓝色曲线所示. 对比HEPES水溶液润滑下的摩擦力随时间变化曲线(如图5和图7中黑色曲线所示), 可以看出表面预先接枝聚合物刷后, 在摩擦过程开始的某段时间内摩擦力确有下降, 此后差距越来越小, 表明预先接枝的那层聚合物刷在开始的某段时间内能在一定程度上保护了两接触表面直接接触, 但在剪切作用下不断地遭到了破坏, 且随着时间的推移这层聚合物刷几乎被从基底上完全剥离而丧失了保护接触表面的作用. 此外, 对比图7(a)和图7(b)发现, 这层刷型的保护层在低卷吸速度下(10 mm/s)比高卷吸速度下(300 mm/s)持续的时间显然要长一些, 这可能是由于较高速率下的剪切力随之增加, 更容易克服聚合物刷与基底间的正负电荷之间的吸引力, 从而导致这层保护膜快速地遭到破坏.

上述的试验结果已证实在摩擦过程中PLL-g-PEG聚合物刷会不断地遭到破坏, 添加聚合物PLL-g-PEG的HEPES水溶液润滑下在长达2 h内摩擦系数却始终保持较低的值(图5和图7中绿色曲线所示), 那是否是由于这层聚合物刷具备迅速“自愈”能力(Self-healing behavior), 即在剪切作用下不断遭到破坏的同

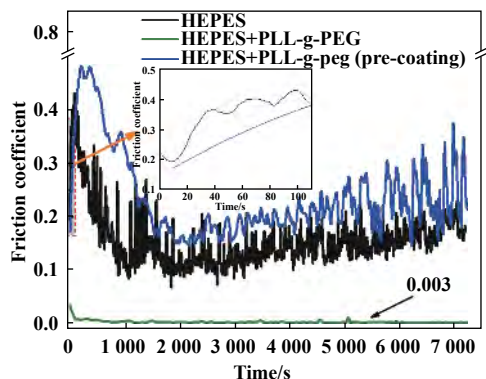
时又迅速能吸附在摩擦表面, 起到持续保护接触表面的作用? 为证实这一推断, 又设计了以下2组试验, 具体过程如下: 首先将4 ml的HEPES溶液倒入油池并启动摩擦磨损试验, 运行至1 000 s时停止, 随后从油池中用移液器取出2 mL的HEPES溶液, 然后逐次注入浓度为0.5 mg/mL的PLL-g-PEG聚合物, 稀释后得到浓度为0.25 mg/mL的HEPES水溶液, 将钢球和玻璃板浸泡其中并静待30 min, 然后继续摩擦磨损试验, 得到图7(c)和(d)中的橙色曲线. 试验结果表明注入PLL-g-PEG聚合物后摩擦系数迅速降低, 且最终接近添加PLL-g-PEG聚合物的HEPES水溶液润滑条件下的摩擦系数(绿色曲线所示), 这表明该聚合物刷的确拥有迅速“自愈”的特性, 即在摩擦过程中它在剪切作用下不断被从表面剥离, 与此同时在静电作用下又快速接枝到基底表面, 且二者在经历较短时间后达到一种动态的平衡, 正是这种自愈行为有效改善了水基润滑效果.

## 2.4 PLL-g-PEG聚合物刷对磨损性能的影响

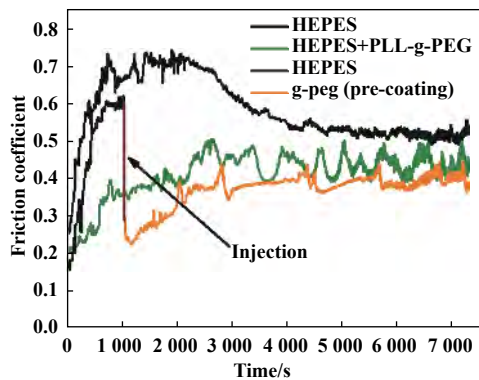
在摩擦试验机上完成摩擦力测试后, 取下钢球和玻璃板进行清洗, 利用扫描电镜SEM和轮廓仪Form Talysurf PGI 800分别对钢球和玻璃板的磨斑在4种润



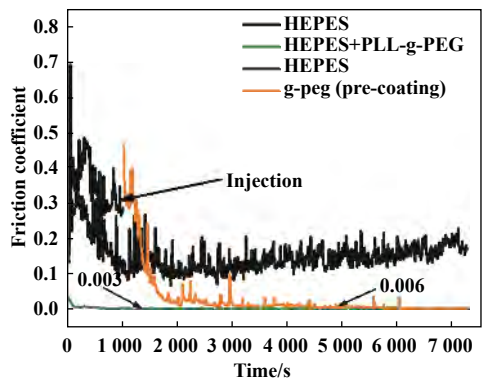
(a)  $v=10$  mm/s



(b)  $v=300$  mm/s



(c)  $v=10$  mm/s



(d)  $v=300$  mm/s

Fig. 7 Curves of friction coefficient with time at 10 mm/s and 300 mm/s

图7 卷吸速度分别为10 mm/s和300 mm/s条件下摩擦系数随时间变化曲线:(a),(b): 在HEPES溶液润滑下预先接枝聚合物刷(Pre-coating); (c),(d): 试验过程中在HEPES溶液注入PLL-g-PEG

滑工况下进行表征, 钢球表面磨斑的形貌图如图8(a)所示, 放大倍率分别为150和800; 玻璃板磨斑的三维表面形貌图如图8(b)所示. 图8(a)中的SEM图像显示在HEPES水溶液润滑下的钢球表面的磨损情况较为严重, 可看到明显的“犁痕”; 而添加聚合物PLL-g-PEG后表面变得比较光滑, 且磨痕明显变窄(黄色点划线标注); 发现在卷吸速度为300 mm/s时, 纯HEPES润滑工况下在钢球磨斑上发生了锈蚀, 而加入PLL-g-PEG聚合物后的表面并未发现明显锈迹. 观察图8(b)中玻璃板磨斑的三维形貌图发现: 添加聚合物PLL-g-PEG的磨斑的直径和深度均变小. 以上结果表明加入聚合物PLL-g-PEG形成的刷状保护膜可有效降低表面磨损.

### 2.5 聚合物PLL-g-PEG对成膜特性的影响

利用红绿激光干涉法在球-盘式纳米薄膜测量装置[见图2(b)]上研究聚合物刷界面间的水润滑行为, 初步探讨聚合物PLL-g-PEG对成膜特性的影响. 试验过程中, 首先在油托中注入10 mL润滑剂, 施加载荷前令钢球和玻璃盘以16 mm/s的速度运行30 min, 通过钢

球的运动带动润滑液进入接触区而确保滚道表面均匀布满润滑液, 用4 N砝码对球施加加载(对应最大赫兹压力为274 MPa), 设置钢球与玻璃盘以相同速度运动(即纯滚条件), 卷吸速度逐次从1~96 mm/s逐渐增加且中间不停歇, 利用CCD获取HEPES和添加PLL-g-PEG的HEPES溶液润滑条件下9个速度下的光干涉图像, 如图9所示. 每一种润滑剂测试时均须更换新鲜的球-盘接触副, 每组试验重复5次.

对比图9(a)和(b)中的光干涉图发现, HEPES润滑下的玻璃盘迅速发生磨损, 例如, 在图9(a)中卷吸速度为8 mm/s开始出现划痕, 而在32 mm/s时因镀在玻璃盘表面的Cr膜已被严重刮伤, 因而无法获得有意义的的数据, 意味着接触区内难以形成有效的水膜; 而添加聚合物PLL-g-PEG后, 从1~64 mm/s速度下的光干涉显示玻璃盘表面未磨损, 且光干涉图像更“明亮”一些(Brighter), 如图9(b)所示, 这意味着接触区内光强发生了变化, 表明此时接枝在球和玻璃盘表面的聚合物刷界面间可能形成了一层水化层.

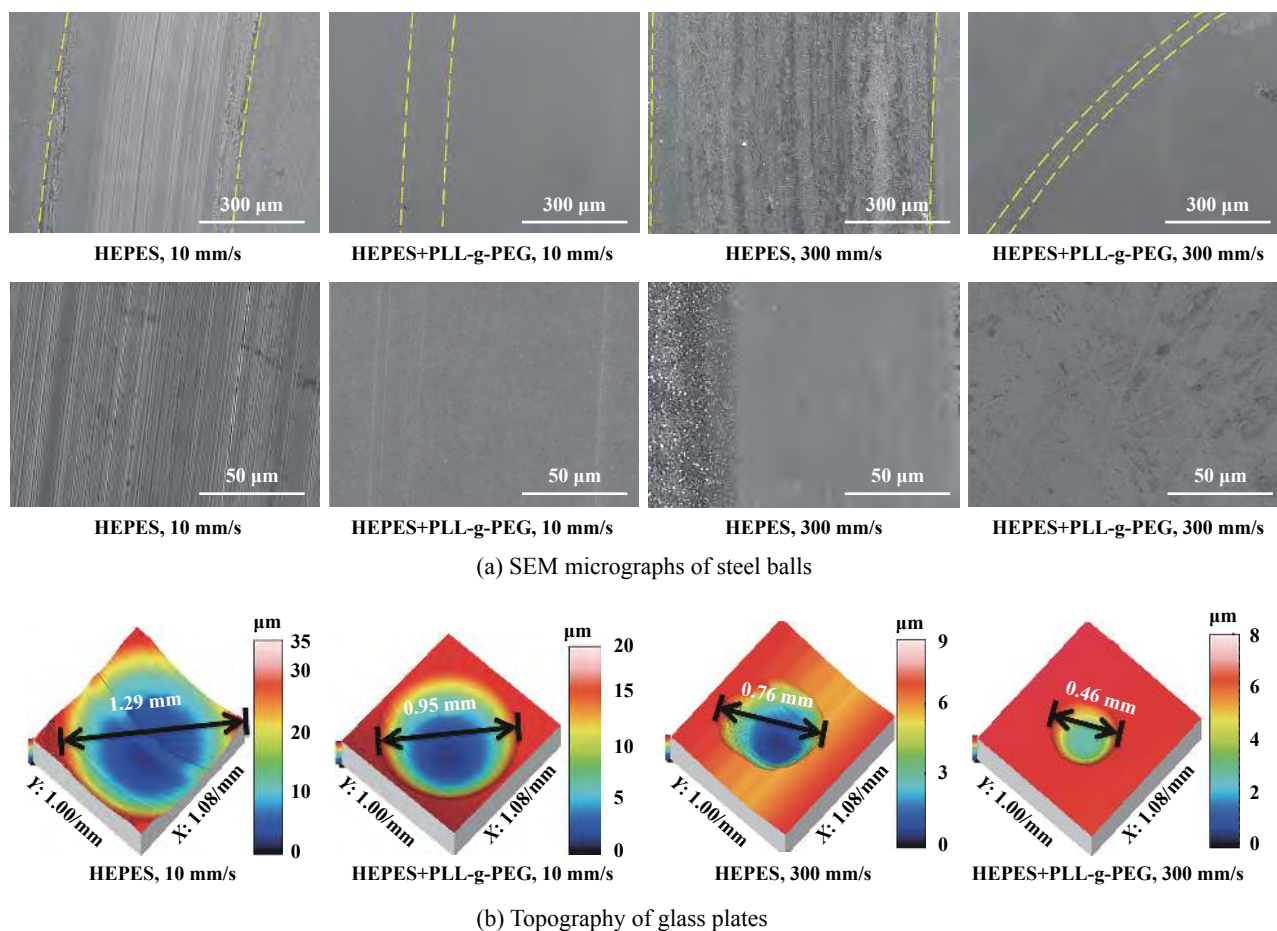


Fig. 8 Topography of worn scar in steel ball and glass plate at different lubrication conditions

图 8 不同润滑工况下的钢球/玻璃板的磨斑表面形貌图

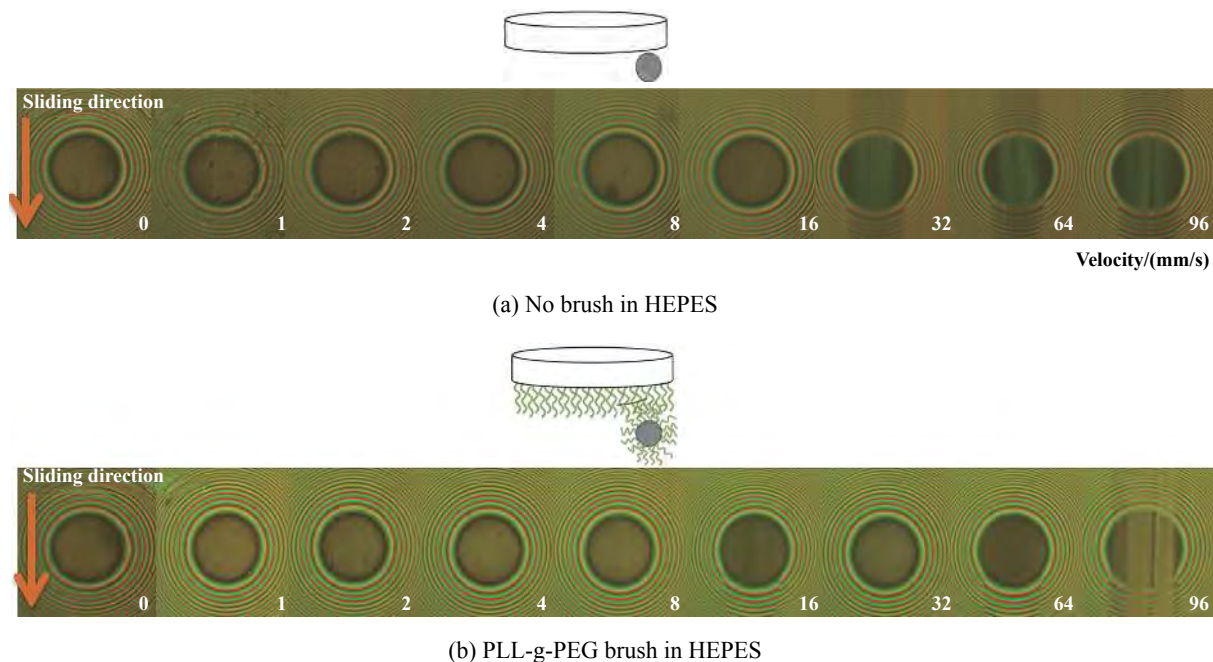


Fig. 9 Optical interference images at different sliding velocity lubricated by: (a) HEPES; (b) HEPES added by PLL-G-PEG

图9 不同速度下的光干涉图: (a) HEPES溶液润滑下; (b)添加PLL-g-PEG的HEPES水溶液润滑下

依据图9的光干涉图中记录的光强变化可计算出接触区内的最小膜厚,在钢球和玻璃盘表面接枝上聚合物刷的上下接触副之间的膜厚曲线如图10所示.从图10中可以看出膜厚的测量值明显高于Hamrock-Dowson公式的预测值(黑色直线所示),这可能是因为聚合物中PEG侧链结合了大量的水分子而形成了具有一定承载能力的水化层;同时也注意到这层水膜非常的薄,例如在速度小于20 mm/s时膜厚在10 nm以下,即使如此,它依然可以有效改善接触区内的润滑,例如避免了玻璃盘和钢球的直接接触,这对于研究水基润滑环境下的成膜机理具有一定的指导意义.

此外,在图9(b)的干涉图中还观察到速度大于64 mm/s

时玻璃盘也开始出现磨损,其中,在96 mm/s时的光干涉图像显示划痕已非常严重,这可能是由于这层水化层与基底的结合力和承载力比较弱,在较高卷吸速度下由于剪切作用导致这层“刷”状的聚合物发生倒塌,从而无法再形成有效的水膜.由此也给了我们很好的启示,要获取有效的润滑需要设计与基底结合力和承载力更强壮的新型聚合物刷,如文献[18]中利用SI-ATRP技术制备的聚合物刷,这一部分的研究工作正在进行中.

### 3 结论

a. 利用球-3板式摩擦试验机上研究了在HEPES水溶液添加聚合物PLL-g-PEG对摩擦力的影响,测量结果表明在边界润滑/混合润滑状态下可减低摩擦和磨损,主要归因于表面接枝PLL-g-PEG后形成的一层“刷”状的水化层(Hydration)起到了良好润滑作用;且发现摩擦性能的改善程度主要受接触应力、卷吸速度和摩擦表面基底材料材料的影响,低接触应力、高卷吸速度和富羟基的基底表面的试验工况下摩擦力可处在超滑状态(此时摩擦系数约为0.003).

b. 发现了水润滑环境中聚合物刷在摩擦过程中的“自治愈”行为,试验结果表明在摩擦过程中它在剪切作用下不断遭到破坏而从表面剥离,与此同时在静电作用下又快速接枝到基底表面,二者在经历较短时

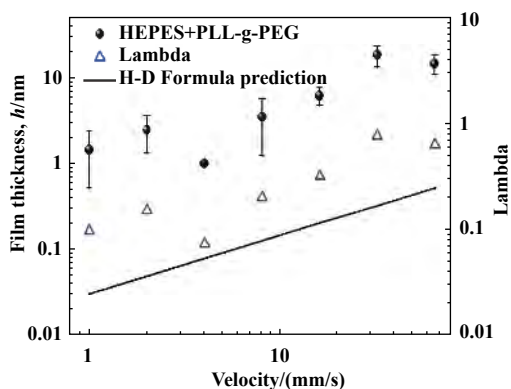


Fig. 10 Film thickness curve between ball and disc interfaces grafted by polymer brush

图10 表面接枝聚合物刷的球-盘接触面间的膜厚曲线

间后可达到一种动态的平衡,正是这种“自治愈”特性有效改善了水基润滑效果。

c. 添加PLL-g-PEG后,在接枝聚合物刷的球和玻璃盘的接触面间形成了一层由聚合物刷促成的且具有一定承载能力的水化层,这层水膜保护层虽然非常的薄,却可以在卷吸速度为1~64 mm/s时有效分离上下接触面从而达到良好的润滑效果。

## 参考文献

- [1] Wang Jiayu, Chen Zhan, Qin Datong. Study on the key problems of water lubricated friction pair[J]. *Lubrication Engineering*, 2001, 2: 34–36 (in Chinese) [王家序, 陈战, 秦大同. 以水为润滑介质的摩擦副关键问题研究[J]. *润滑与密封*, 2001, 2: 34–36]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2001.02.013](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2001.02.013).
- [2] Ratoi M, Spikes H A. Lubricating properties of aqueous surfactant solutions[J]. *Tribology Transaction*, 1999, 42(3): 479–486. doi: [10.1080/10402009908982244](https://doi.org/10.1080/10402009908982244).
- [3] Wen Shizhu, Huang Ping. *Tribology Principle*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008(in Chinese) [温诗铸, 黄平. *摩擦学原理*[M].北京:清华大学出版社, 2008].
- [4] Jahn S, Seror J, Klein J. Lubrication of articular cartilage[J]. *Annual Review of Biomedical Engineering*, 2016, 18(1): 235–258. doi: [10.1146/annurev-bioeng-081514-123305](https://doi.org/10.1146/annurev-bioeng-081514-123305).
- [5] Lee S. Boundary lubrication of oxide surfaces by Poly(L-lysine)-g-poly(ethylene glycol) (PLL-g-PEG) in aqueous media[J]. *Tribology Letters*, 2003, 15(3): 231–239. doi: [10.1023/A:1024861119372](https://doi.org/10.1023/A:1024861119372).
- [6] Nalam P C, Clasohm J N, Mashaghi A, et al. Macrotribological studies of poly(L-lysine)-graft-poly(ethylene glycol) in aqueous glycerol mixtures[J]. *Tribology Letters*, 2010, 37(3): 541–552. doi: [10.1007/s11249-009-9549-9](https://doi.org/10.1007/s11249-009-9549-9).
- [7] Markus Müller, Lee S, Spikes H A, et al. The influence of molecular architecture on the macroscopic lubrication properties of the brush-like Co-polyelectrolyte poly(L-lysine)-g-poly(ethylene glycol) (PLL-g-PEG) adsorbed on oxide surfaces[J]. *Tribology Letters*, 2003, 15(4): 395–405. doi: [10.1023/B:TRIL.0000003063.98583.bb](https://doi.org/10.1023/B:TRIL.0000003063.98583.bb).
- [8] Lee S. Tribological properties of poly(L-lysine)-g-poly(ethylene glycol) films: Influence of polymer architecture and adsorbed conformation[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2009, 1(6): 1224–30.
- [9] Lee S, M Müller, Heeb R, et al. Self-healing behavior of a polyelectrolyte-based lubricant additive for aqueous lubrication of oxide materials[J]. *Tribology Letters*, 2006, 24(3): 217–223. doi: [10.1007/s11249-006-9121-9](https://doi.org/10.1007/s11249-006-9121-9).
- [10] Spikes H A, Guangteng G. Properties of ultra-thin lubricating film using wedged spacer layer optical interferometry in D Dowson (ed)[C]. *Proceedings of 14th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1988, 275–279.
- [11] Johnston G J, Wayte R, Spikes H A. The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contact[J]. *STLE Tribology Transactions*, 1991, 34(2): 187–194. doi: [10.1080/10402009108982026](https://doi.org/10.1080/10402009108982026).
- [12] Luo J B, Huang P, Wen S Z, et al. Characteristics of liquid lubricant films at the nano-scale[J]. *ASME Transactions, Journal of Tribology*, 1999, 121(4): 872–878. doi: [10.1115/1.2834149](https://doi.org/10.1115/1.2834149).
- [13] Li X M, Guo F, Wong P L, et al. Regulation of lubricant supply by wettability gradient in rolling EHL contacts[J]. *Tribology International*, 2018, 120: 565–574. doi: [10.1016/j.triboint.2018.01.020](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.020).
- [14] Parks G A. The isoelectric points of solid oxides, solid hydroxides, and aqueous hydroxocomplex systems[J]. *Chemical Reviews*, 1965, 65(2): 177–198. doi: [10.1021/cr60234a002](https://doi.org/10.1021/cr60234a002).
- [15] Hartung W, Rossi A, Lee S, et al. Aqueous lubrication of SiC and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>, ceramics aided by a brush-like copolymer additive, poly(L-lysine)-graft-poly(ethylene glycol)[J]. *Tribology Letters*, 2009, 34(3): 201–210. doi: [10.1007/s11249-009-9424-8](https://doi.org/10.1007/s11249-009-9424-8).
- [16] Lee S, Zürcher S, Dorcier A, et al. Adsorption and lubricating properties of poly(L-lysine)-graft-poly(ethylene glycol) on human-hair surfaces[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2009, 1(9): 1938.
- [17] Drobek T, Spencer N D. Nanotribology of surface-grafted PEG layers in an aqueous environment[J]. *Langmuir*, 2008, 24(4): 1484–1488. doi: [10.1021/la702289n](https://doi.org/10.1021/la702289n).
- [18] Yang W, Zhou F. Polymer brushes for antibiofouling and lubrication[J]. *Biosurface and Biotribology*, 2017, 3(3): 97–114. doi: [10.1016/j.bsbt.2017.10.001](https://doi.org/10.1016/j.bsbt.2017.10.001).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018175

# 硅基底复合自组装膜的制备及其微摩擦磨损性能研究

刘同冈\*, 游坤, 赵康康, 查塔尔  
(中国矿业大学机电工程学院, 江苏徐州 221116)

**摘要:** 采用共吸附法, 在硅基底表面制备3-氨基丙基三乙氧基硅烷(APS)和十二烷基三甲氧基硅烷(WD-10)复合自组装膜. 通过分子动力学模拟不同温度与混合分子在不同比例下的混合体系界面结合能; 依据模拟结果, 采用正交试验法设计试验方案制备9种不同条件下的自组装膜; 采用原子力显微镜、接触角测定仪以及X射线光电子能谱仪对自组装膜的表面形貌、湿润性能和化学成分进行表征分析; 利用微摩擦测试仪对自组装膜的微摩擦磨损性能进行性能测试. 结果表明: 混合分子成功组装到羟基化硅基底表面, 并且当组装温度为25 °C, 组装时间为4 h, 组装溶液的pH为6时, 自组装膜的质量较好; 制备的复合自组装膜由于引起了边界润滑效应, 有效减小了试件表面的摩擦磨损, 且两种混合分子比例为1:1时自组装膜的减摩特性最佳.

**关键词:** 共吸附法; 硅基底; 复合自组装膜; 微摩擦磨损性能; 边界润滑效应  
**中图分类号:** TH117.3 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)04-0444-08

## Preparation and Microtribological Properties of Self-assembling Composite Films on Silicon Substrate

LIU Tonggang\*, YOU Kun, ZHAO Kangkang, MUHAMMAD Chhattal

(School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Jiangsu Xuzhou 221116, China)

**Abstract:** Self-assembling composite monolayers of 3-aminopropyl triethoxysilane (APS) and dodecyl trimethoxysilane (WD-10) were coated on the surface of silicon substrate by coadsorption method. Molecular dynamics was used to simulate the interfacial binding energy of the mixed system at elevated temperatures and under different molecule ratios. And nine different experimental conditions were designed by orthogonal design according to the simulation results. The surface morphologies, wettability and chemical composition of SAMs were characterized by atomic force microscopy, contact angle tester and X-ray photoelectron spectroscopy, the results showed that silane molecules were successfully fabricated on the surface of the hydroxylated silicon substrate and the best quality of the SAMs was obtained at 25 °C for assembly temperature, 4 h for assembly time and 6 for the pH of the solution. Besides, the microtribological properties of SAMs were evaluated on a microtribometer and the worn surface were investigated by scanning electron microscope. Compared with the hydroxylated substrate, the SAMs caused boundary lubrication effect and reduced the friction and wear on the surface of the specimens. And the lowest friction coefficient and smallest width of wear were achieved at 1:1 for the ratio of APS to WD-10.

**Key words:** coadsorption method; silicon substrate; composite self-assembled monolayers; microtribological properties; boundary lubrication effect

Received 19 November 2018, revised 22 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: nano@cumt.edu.cn, Tel: +86-15005209098.

The project was supported by Project Funded by the Priority Academic Program Development of Jiangsu Higher Education Institutions and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (2012QNA32).

江苏高校优势学科建设工程项目和中央高校基本科研业务费项目(2012QNA32)资助.

微机电系统<sup>[1-2]</sup>(MEMS)兴起于上个世纪80年代中后期,其将微传感器、微型构件、微执行器、接口电路以及驱动和控制电路等部分集成为一个微型系统,能够完成特定的功能<sup>[3-5]</sup>。随着系统尺寸的减小,MEMS器件的表面积与体积之比相对增大,表面力和表面物理效应起到了主导作用<sup>[6-7]</sup>,黏着和磨损问题成为了制约MEMS可靠性工作的重要因素<sup>[8-9]</sup>。通过表面改性和润滑技术来降低黏着和减小磨损是提高MEMS稳定性和耐久性的重要途径<sup>[10-12]</sup>。

自组装膜(SAMs)是在分子水平上实现材料表面改性的重要方法之一<sup>[13-14]</sup>,在MEMS摩擦学领域中有广泛的应用前景。目前,很多学者已经对多种自组装膜的摩擦学性能进行了研究。王莹等<sup>[15]</sup>在羟基化硅片表面分别制备了单层润滑膜MACs、APS-SAMs和双层润滑膜APS-MACs,试验表明双层膜相较于单层膜具备更低的摩擦系数,表现出较强的耐磨性能。刘思思等<sup>[16]</sup>在单晶硅表面制备了N-3-丙基乙二胺-月桂酰氯-1-十二烷基-3-甲基咪唑六氟磷酸盐离子液体复合润滑薄膜,试验表明复合膜有效改善了Si表面的微观黏着性能,具有良好的宏观减摩抗磨性能。Huo等<sup>[17]</sup>在硅衬底上制备具有不同烷基链长的正烷基三甲氧基硅烷自组装单分子膜,发现与裸硅衬底相比,SAMs的优异的摩擦性能和耐磨性能归因于自组装膜与衬底的良好粘附性。然而,以往的研究多集中在组装分子本身的碳链结构,对制备过程中的组装温度、组装时间和溶液的pH等综合制备条件考虑较少。本文中采用共吸附法,在硅基底(直径2 mm,厚度450 μm的单面抛光圆形硅基片)的表面制备APS/WD-10复合自组装膜并对不同制备条件下的自组装膜进行表征分析,研究其微观摩擦磨损性能,为解决微系统中摩擦黏着问题提供一定的试验基础。

## 1 试验部分

### 1.1 试剂与设备

试验采用的硅烷试剂分别为3-氨基丙基三乙氧基硅烷(APS,质量分数为97%,美国阿拉丁公司),化学式为 $(\text{CH}_3\text{CH}_2\text{O})_3\text{Si}(\text{CH}_2)_3\text{NH}_2$ ;十二烷基三甲氧基硅烷(WD-10,质量分数为97%,美国阿拉丁公司),化学式为 $(\text{CH}_3\text{O})_3\text{Si}(\text{CH}_2)_{11}\text{CH}_3$ 。配制溶剂选用无水甲醇(质量分数为95%,美国阿拉丁公司),清洗溶剂采用去离子水、丙酮和无水乙醇。清洗设备采用超声波清洗机,保存样品采用真空干燥箱。

### 1.2 基底的羟基化处理

首先将硅片依次置于去离子水、丙酮和无水乙醇

中进行超声波清洗并用氮气吹干,去除表面杂质和污染物;然后将其置于Piranha溶液( $\text{H}_2\text{SO}_4:\text{H}_2\text{O}_2=70:30$ )在90 °C的环境中反应30 min,在去离子水中进行超声波清洗并用氮气吹干,形成Si-OH键,增大自组装分子覆盖率。

### 1.3 分子动力学模拟

为了初步确定适宜的制备条件,首先采用Materials Studio对自组装膜的组装过程进行了分子动力学模拟。图1(a)给出了APS和WD-10两种硅烷分子在1:1比例下的混合体系结构,图1(b)是经过50 000步模拟后混合体系达到稳定后的结构,混合体系达到稳定后硅烷分子已成功吸附于硅基底上。

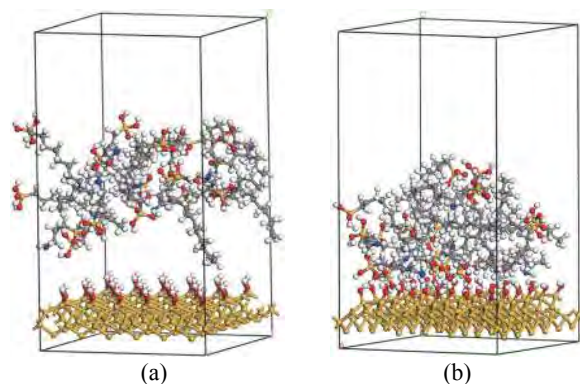


Fig. 1 The stable structure of APS and WD-10 silane molecules under the 1:1 ratio (a) initial structure (b) stable structure

图1 APS和WD-10硅烷分子在1:1比例下(a)初始结构(b)稳定后的结构

自组装体系的摩擦特性通过界面结合能进行评估,体系界面结合能较高时,混合体系的稳定性增强,致使界面发生相对滑动时所需的摩擦阻力增加<sup>[18-19]</sup>。图2是模拟在不同温度和混合分子在不同比例下的混合体系界面结合能变化。由温度模拟曲线可以看出:混合体系间的界面结合能随着温度的升高呈现先减小后缓慢上升的趋势,其中温度为25 °C时结合能达到最低值77.5 kJ/mol,这是因为温度较高时,混合分子运动的无序性增加导致混合体系不稳定性增强,而温度过低时,混合分子的动能减小,其与硅基底的吸附几率降低,导致结合能增加。比例模拟曲线表明在两种分子比例相差较大的1:3和3:1时,结合能较大,随着两种分子比例相差减小,结合能逐渐降低并在1:2的比例下出现最低值40.3 kJ/mol,这是因为两种混合分子比例相差较大时,数量多的分子占据基底表面的反应空间较大,导致另一种分子很难插入到反应空间,导致分子之间的排斥力增强,结合能增加。

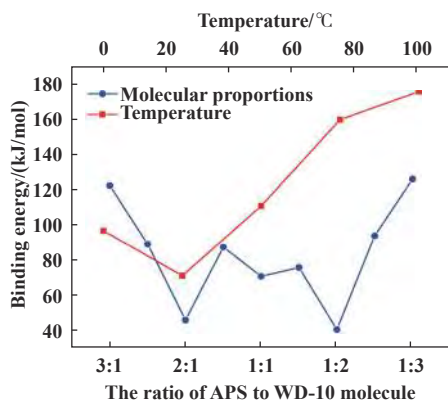


Fig. 2 Binding energy of mixed systems at elevated temperatures and under different molecule ratios

图2 不同温度和不同比例下的混合体系结合能

### 1.4 试验方案

依据分子动力学模拟结果,利用正交试验法建立了表1所示的试验方案,其中APS与WD-10之间的体积比为1:1、1:2和2:1,组装温度选择10、25和40 °C三个水平,组装时间2~4 h<sup>[20]</sup>,组装溶液的pH值4~6<sup>[21]</sup>.

### 1.5 薄膜制备

以无水甲醇为溶剂,首先配制不同条件下的APS/WD-10的共吸附混合溶液,硅烷分子在溶液中发生水解形成Si-OH键.将羟基化的硅片置于共吸附溶液中进行组装,硅烷分子将吸附在羟基化的硅基底上并通过缩水反应生成网状的-Si-O-Si-键,使得组装分子与硅基底牢固结合在一起.组装时间结束后,迅速将硅片按照去离子水、丙酮和无水乙醇的顺序进行超声波清洗,用氮气吹干并于真空干燥箱中保存.整个反应过程如图3所示.

表1 正交试验法设计的9种不同试验条件

Table 1 Nine different experimental conditions designed by orthogonal experiment

No	Concentration	Temperature/°C	Assembly time/h	pH
a	1:1	25	4	4
b	1:1	10	3	5
c	1:1	40	2	6
d	1:2	25	3	6
e	1:2	10	2	4
f	1:2	40	4	5
g	2:1	25	2	5
h	2:1	10	4	6
i	2:1	40	3	4

### 1.6 薄膜表征

通过原子力显微镜(AFM)观测样品的表面形貌,接触方式为轻敲模式,扫描尺寸为2 μm×2 μm,扫描速度为1 Hz,每个样品至少选择3个不同的区域进行图像采集;采用接触角测定仪测量去离子水在样品表面的接触角,平衡时间为1 min,每个样品取5个不同的点进行测量;利用X射线光电子能谱仪对薄膜的表面化学成分进行分析并用碳氢化合物中的C1s电子结合能284.4 eV进行定标.

### 1.7 薄膜的微摩擦磨损性能测试

薄膜的微摩擦磨损性能通过图4所示的微摩擦测试仪进行评估,该装置主要包括电机、旋转摩擦盘、法向位移传感器、平面弹簧、扭转弹簧、反射棱镜、转角激光探测器和测量光束等结构.测量时,通过转角激光探测器检测反射棱镜的偏转角度,结合扭转弹簧的弹性系数获得试件与摩擦盘之间的摩擦力,通过法向

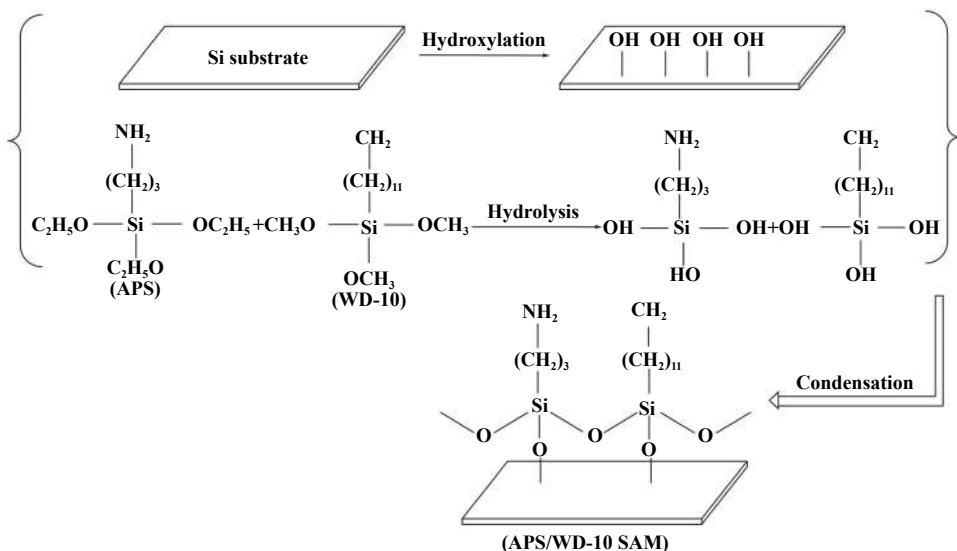


Fig. 3 Schematic diagram of reaction process for preparing APS/WD-10 SAMs

图3 制备APS/WD-10复合自组装膜的反应过程示意图

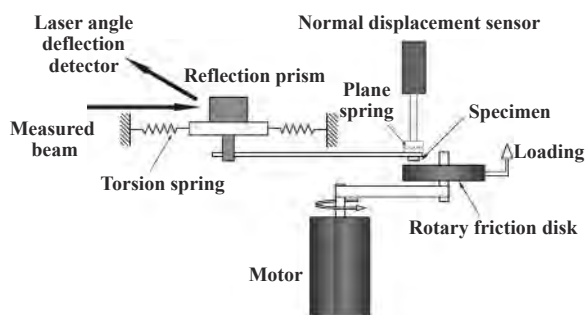


Fig. 4 Structure sketch of the microtribometer

图 4 微摩擦测试仪结构简图

位移传感器测量试件的上下位移, 结合平面弹簧的弹性系数获得施加载荷, 以此得到摩擦系数。

在干摩擦条件下, 施加载荷 0.236 4 N, 测试速度范围 0.01~1.026 m/s, 将试件在此微摩擦测试仪下进行试验。试验结束后, 将试件依次置于丙酮、去离子水和无水乙醇中清洗并吹干, 利用扫描电子显微镜 (SEM) 对试件磨损后的表面磨痕进行表征。

## 2 结果与讨论

### 2.1 表征结果分析

#### 2.1.1 表面形貌分析

原子力显微镜得到样品的表面形貌及表面粗糙

度如图 5 所示, 其中 a-i 为自组装膜的 AFM 形貌, j 为羟基化硅基底的表面形貌, k 为所有样品的表面粗糙度。硅基底经过羟基化后, 表面总体较为平整, 表面高度范围为 -2.5~3.7 nm, 而自组装后样品表面高度范围为 -2.5~5.5 nm, 高度相比羟基化基底增加了 1.8 nm, 与长链 WD-10 分子的长度相当, 表明自组装分子成功吸附于羟基化的硅基底表面。a~c 号薄膜呈现出高低分布均匀的表面形貌, 长链与短链分子密度一致, 交替吸附在基底表面, 薄膜有序性较好, 表面粗糙度相较于羟基化基底变化微小。d~f 号薄膜出现了长链分子局部堆积的现象, 分子之间的分布有序性较差, 这是由于在 1:2 体积比下, WD-10 分子数量较多, 在溶液中进行水解后优先相互聚合形成比较大的团簇, 其表面粗糙度也相较于羟基化基底有所增加。g~i 号薄膜呈现出低峰呈团簇状分布的表面形貌, 并且由于 APS 分子优先发生缩水聚合反应, 也产生了短链分子局部堆积、相互交叠的现象, 但因为低峰较多, 表面粗糙度变化相对较小。可以看出, 在 1:1 比例下制备的薄膜有序性较好, 而在 1:2 或 2:1 比例下由于共吸附溶液中, 分子数量差异较大, 制备的薄膜出现了分子局部堆积和重叠的现象, 薄膜的有序性较差。

#### 2.1.2 接触角分析

接触角测定仪得到去离子水在样品表面的接触

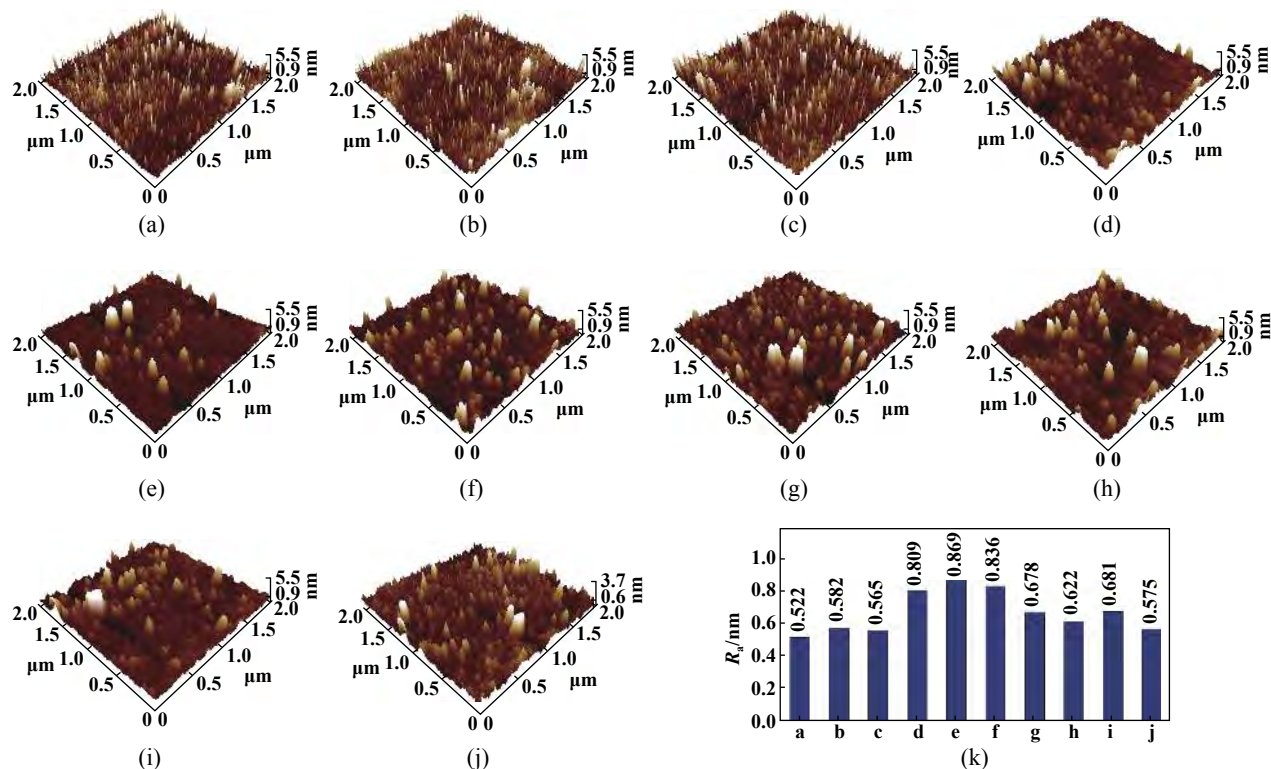


Fig. 5 AFM morphology and surface roughness of samples

图 5 不同样品的表面 AFM 形貌及表面粗糙度



角值如图6所示. 去离子水滴在羟基化的基底表面的接触角较小, 不足 $4^\circ$ , 表明羟基化基底的亲水性较强, 而进行自组装后, 样品的接触角大幅度增加, 这是因为薄膜中存在WD-10分子的 $-\text{CH}_3$ 基团呈现出良好的疏水性并且APS分子中 $-\text{NH}_2$ 基团在溶液中以 $\text{H}-\text{N}-\text{H}$ 的氢键形式沉积到羟基化基底上, 使得薄膜对基底的湿润性能有极大的改善. 在所有样品中, 1:1比例下的接触角明显高于1:2以及2:1比例下的样品接触角, 并且在相同的体积比下, a、d和h号样品的接触角最大, 对应的表面能较低, 分子在薄膜上的有序性和致密性较好.

### 2.1.3 XPS表征分析

图7是样品的XPS表征分析结果, 可以看出所有的样品都能检测到C、N、O和Si元素, 并且自组装样品表面的C、N、O和Si元素强度峰值均比羟基化基底峰值高, 再次表明不同条件下的自组装试验都成功吸附了硅烷分子. 其中N1s在399.3 eV出现的谱峰属于APS分子中 $-\text{NH}_2$ , Si2p在104.7 eV出现的谱峰属于APS与

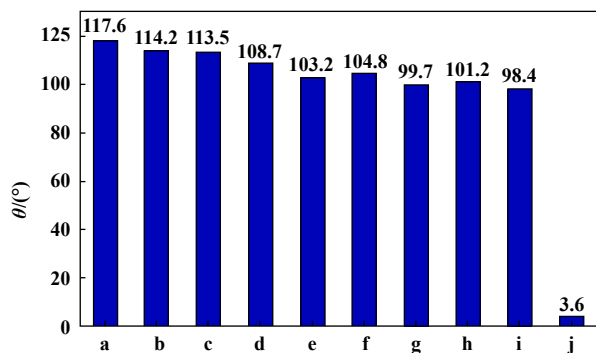


Fig. 6 Contact angles of deionized water on different samples  
图6 去离子水在不同样品的表面的接触角

WD-10分子中的 $\text{Si}-\text{O}$ 键, C1s在284.6 eV处出现的谱峰属于APS分子和WD-10分子中的 $\text{C}-\text{C}$ 长键, O1s在531.5 eV出现的谱峰属于空气中的O元素. 在各自的制备比例下, a、d和h号样品的C、N、O和Si的强度峰值明显高于其他薄膜, 表明不同组分比下a、d和h号样品吸附的硅烷分子数量较多, 薄膜的致密性较佳.

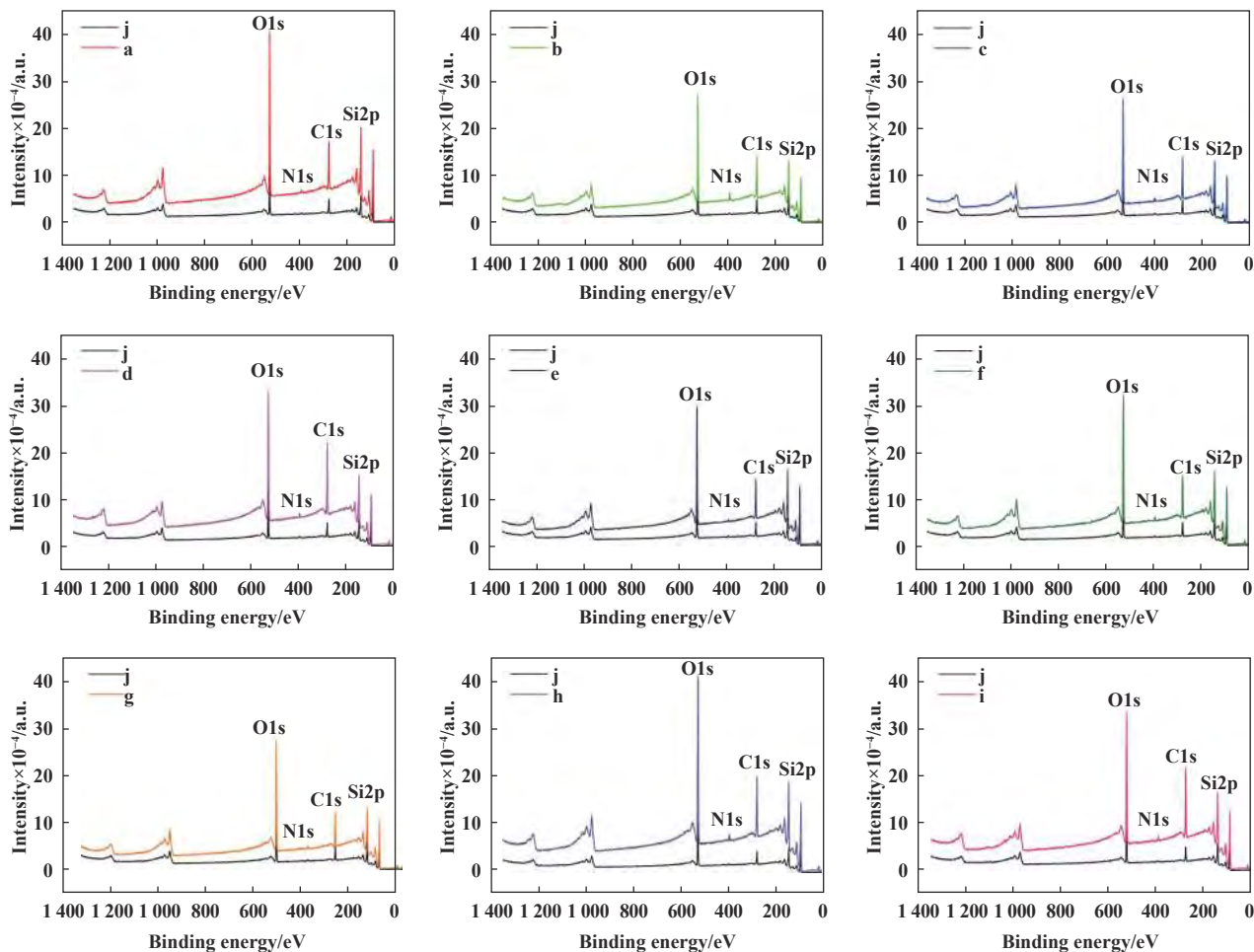


Fig. 7 XPS survey spectra of different samples  
图7 不同样品的XPS扫描结果

## 2.2 微摩擦系数分析

依据原子力显微镜、接触角测定仪以及XPS的表征分析结果,初步确定自组装膜较佳的制备条件:组装温度为25℃,反应时间为4h,pH值为6.进一步采用APS与WD-10分别以1:1、1:2和2:1的比例在上述条件下制作自组装膜,并在微摩擦磨损测试仪上进行微摩擦磨损试验.

图8是在0.01~1.026 m/s速度范围内4种试件摩擦系数变化曲线,可以看出其摩擦系数曲线变化趋势基本一致,在初始阶段随速度相对增加而降低,当减小到最低值后逐渐趋于稳定.相对于羟基化硅基底而言,自组装膜在0.01~0.10 m/s的速度范围内摩擦系数大幅度降低,这表明自组装膜在初期引起了边界润滑效应,起到了良好的减摩效果.

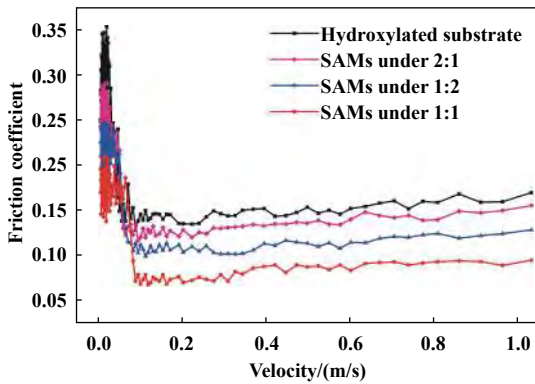


Fig. 8 Variations of friction coefficient at sliding speed from 0.01 to 0.026 m/s

图8 不同试件在0.01~1.026 m/s速度范围内的摩擦系数变化曲线

在速度0.01~0.10 m/s范围内的摩擦系数变化曲线如图9所示.在此范围内,羟基化基底在低速阶段,表面的微凸体之间相互摩擦,随着速度的增加,微凸体逐渐被磨平,摩擦力主要由其表面黏着力引起,摩擦系数稳定在0.325左右.1:1、1:2以及2:1的比例下的薄膜的摩擦系数在低速阶段分别稳定在0.175、0.225和0.27左右,这是因为1:1比例下薄膜有序性最好,薄膜的承载能力较强,而在1:2和2:1的比例下,薄膜上的硅烷分子发生了局部交叠的现象,表面粗糙度增加,摩擦过程中的能量散耗升高.同时WD-10分子相较于APS分子链长更长,其尾基-CH<sub>3</sub>的表面能相对APS尾基-NH<sub>2</sub>的表面能更低,薄膜的表面张力减小,所以1:2比例下的摩擦系数整体低于2:1比例下的摩擦系数.

## 2.3 微磨损特征分析

图10是4种样品在进行试验后的表面磨痕形貌.

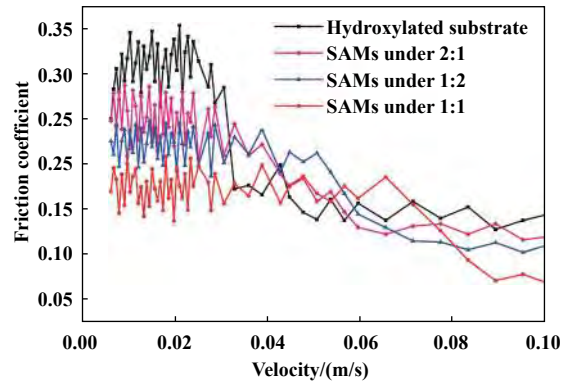


Fig. 9 Variations of friction coefficient of different micro devices at sliding speed from 0.01 to 0.10 m/s

图9 不同试件在0.01~0.10 m/s速度范围内的摩擦系数变化曲线

可以看出,羟基化硅基底的表面磨损严重,磨痕面积较大、深度较深.相同试验条件下,2:1比例下的样品相较于羟基化基底磨损较轻微,但因为其薄膜承载能力较弱,薄膜被磨破,基底表面也产生了明显的划痕;1:2比例下的样品因为长链分子较多,薄膜的承载能力有所提高,其磨损较2:1比例的样品轻微;1:1比例下的样品表面基本观察不到磨痕的存在,表现出最佳的抗磨性能,这表明在试件微摩擦过程中,复合自组装膜能够减轻试件的表面磨损,起到良好的抗磨润滑效果,并且当APS与WD-10比例为1:1时,薄膜的承载能力最强,这与上文不同条件下薄膜的表征分析结果一致,1:1比例下薄膜的有序性较好,1:2和2:1比例的薄膜因为出现硅烷分子局部堆积的现象导致薄膜的承载能力变弱,抗磨性能相对减弱.

## 3 结论

a.利用自组装技术在单晶硅基底表面制作APS/WD-10复合自组装膜,分子动力学模拟表明混合分子能够与硅基底完成吸附并当APS分子与WD-10分子比例为1:1,温度为25℃时,混合体系界面结合能较低.

b.利用原子力显微镜、接触角测定仪和X射线光电子能谱仪对制备的自组装膜表征分析表明混合分子成功吸附到硅片表面上,当组装温度为25℃,组装时间为4h,组装溶液的pH为6时,薄膜的有序性和致密性较好.

c.微摩擦磨损试验表明,在干摩擦条件下,制备的自组装膜由于能够有效引起边界润滑效应,可以起到良好的抗磨润滑效果,并且当APS与WD-10比例为1:1时,薄膜的承载能力最强,试件的表面磨损最为轻微.

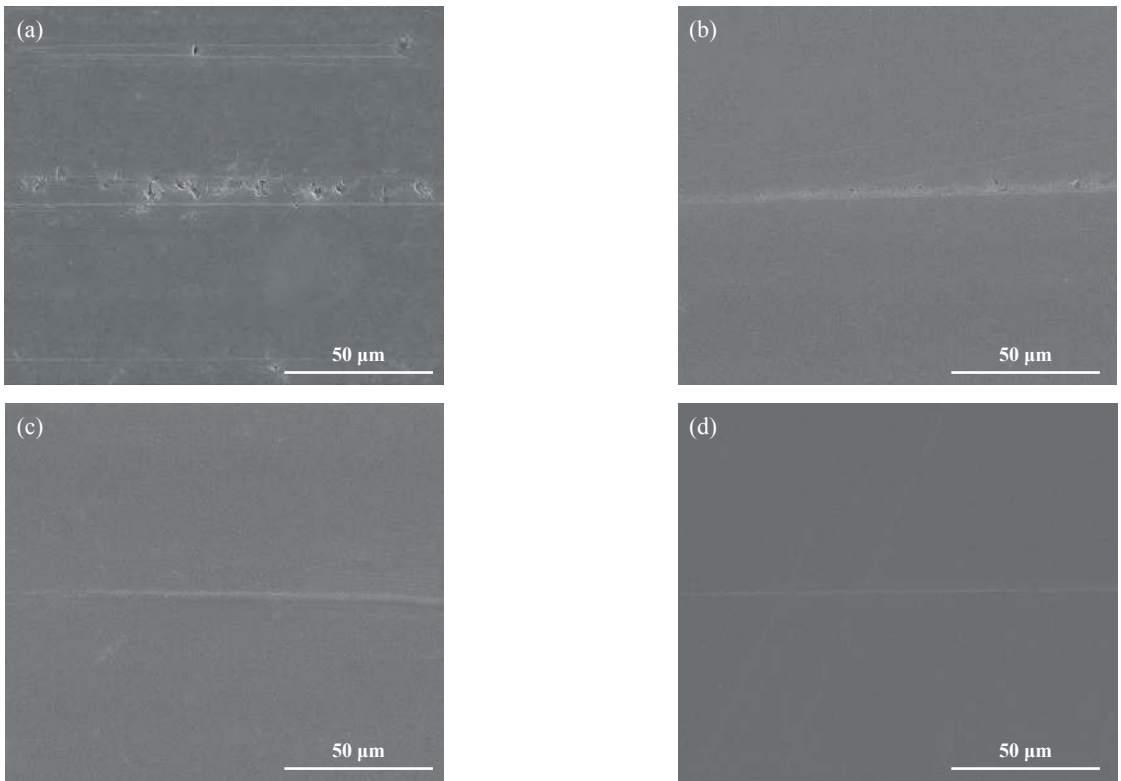


Fig. 10 SEM micrographs of worn surfaces of (a) hydroxylated substrate (b) SAMs under 2:1 (c) SAMs under 1:2 (d) SAMs under 1:1

图 10 试件磨损后的表面形貌的SEM照片(a)羟基化基底(b)2:1自组装膜(c)1:2自组装膜(d)1:1自组装膜

## 参考文献

- [1] Xu-Hui Li. Status of development and application of MEMS technology[J]. *Transducer & Microsystem Technologies*, 2006, 25(5): 7-9.
- [2] Zhang W, Zhang D C, Wang Y Y. Survey and development of MEMS[J]. *Semiconductor Information*, 2002, 119(1-3): 107-115.
- [3] Mohamed Gad-el-Hak. Foundation of MEMS (Zhao Yongmei, Duan Ruifei, Ji An translation)[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2017(in Chinese) [Mohamed Gad-el-Hak. 微机电系统基础 (赵永梅, 段瑞飞, 季安译)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017].
- [4] Chen Yonghua. Research and prospect of MEMS[J]. *Electronic Mechanical Engineering*, 2011, 27(3): 1-7 (in Chinese) [陈勇华. 微机电系统的研究与展望[J]. *电子机械工程*, 2011, 27(3): 1-7]. doi: [10.3969/j.issn.1008-5300.2011.03.001](https://doi.org/10.3969/j.issn.1008-5300.2011.03.001).
- [5] Yan Yucai, Zhang Duan. Research status and prospect of micro-electro-mechanical system technology[J]. *Special Equipment for Electronics Industry*, 2011, 40(4): 1-8 (in Chinese) [严宇才, 张端. 微机电系统技术的研究现状和展望[J]. *电子工业专用设备*, 2011, 40(4): 1-8]. doi: [10.3969/j.issn.1004-4507.2011.04.001](https://doi.org/10.3969/j.issn.1004-4507.2011.04.001).
- [6] Luo Jianbin, He Yu, Wen Shizhu, et al. Challenges to tribology arisen from the development of micro- and nano-manufacturing technology[J]. *Tribology*, 2005, 25(3): 283-288 (in Chinese) [雒建斌, 何雨, 温诗铸, 等. 微/纳米制造技术的摩擦学挑战[J]. *摩擦学学报*, 2005, 25(3): 283-288]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2005.03.020](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2005.03.020).
- [7] Komvopoulos K. Surface engineering and microtribology for microelectromechanical systems[J]. *Wear*, 1996, 200(1-2): 305-327. doi: [10.1016/S0043-1648\(96\)07328-0](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(96)07328-0).
- [8] Bhushan B, Kulkarni A V, Boehm M, et al. Microtribological characterization of self-assembled and langmuir-blodgett monolayers by atomic and friction force microscopy[J]. *Langmuir*, 1995, 11(8): 3189-3198. doi: [10.1021/la00008a052](https://doi.org/10.1021/la00008a052).
- [9] Kang Z, Liu Q, Liu Y. Preparation and micro-tribological property of hydrophilic self-assembled monolayer on single crystal silicon surface[J]. *Wear*, 2013, 303(1-2): 297-301. doi: [10.1016/j.wear.2013.03.026](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.03.026).
- [10] Chai Zhimin. Tribology study of atomic layer deposited films[D]. Beijing: Tsinghua University, 2014(in Chinese) [柴智敏. 原子层沉积薄膜摩擦特性研究[D]. 北京: 清华大学, 2014].
- [11] Liu Q, hang Z X. Preparation and micro-tribological property of hydrophobic organic films on the surface of Mg-Mn-Ce magnesium alloy[J]. *Progress in Organic Coatings*, 2015, 84: 42-49. doi: [10.1016/j.porgcoat.2015.02.015](https://doi.org/10.1016/j.porgcoat.2015.02.015).
- [12] Wu Jian. Study on the lubrication of MEMS device by liquid and magnetic field controlled ferrofluid[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2015(in Chinese) [吴健. 硅基MEMS器件的液体润滑及纳米磁性液体磁控润滑研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2015].

- [13] Houston J E, Doelling C M, Vanderlick T K, et al. Comparative study of the adhesion, friction, and mechanical properties of CF<sub>3</sub>- and CH<sub>3</sub>-terminated alkanethiol monolayers[J]. *Langmuir*, 2002, 35(7): 3926–3932. doi: [10.1002/chin.200236290](https://doi.org/10.1002/chin.200236290).
- [14] Cui Baofeng, Zhou Huidi, Zhang Junyan, et al. Preparation and tribological properties of inserted PAMAMS SAMs: influence of chain length[J]. *Tribology*, 2011, 31(1): 1–6 (in Chinese) [崔宝凤, 周惠娣, 张俊彦, 等. 聚酰胺胺类树枝形聚合物(PAMAM)插入式自组装膜的制备与摩擦学性能: 小分子链长的影响[J]. *摩擦学学报*, 2011, 31(1): 1–6]. doi: [10.16078/j.tribology.2011.01.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2011.01.001).
- [15] Wang Ying, Wang Liping, Xue Qunji. Preparation and tribological properties of multiply-alkylated cyclopentane/(3-aminopropyl)triethoxysilane double-layer film on silicon[J]. *Tribology*, 2010, 30(5): 437–442 (in Chinese) [王莹, 王立平, 薛群基. 多烷基环戊烷/有机硅烷双层膜的制备及摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(5): 437–442]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.05.008](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.05.008).
- [16] Liu Sisi, Zhang Yan, Tong Jiawei. Preparation and tribological properties of dual self-assembled monolayers/ionic liquids composite lubricating films[J]. *Tribology*, 2017, 37(1): 107–114 (in Chinese) [刘思思, 张言, 童佳威. 双层自组装分子/离子液体复合润滑薄膜的制备及其摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(1): 107–114]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.01.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.01.014).
- [17] Huo L, Du P, Zhou H, et al. Fabrication and tribological properties of self-assembled monolayer of n-alkyltrimethoxysilane on silicon: Effect of SAM alkyl chain length[J]. *Applied Surface Science*, 2017, 396: S0169433216324096. doi: [10.1016/j.apsusc.2016.11.049](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2016.11.049).
- [18] Feng Yufei, Chen Qixiang, Ma Liang, et al. Recent advances in thin film binding energy measurement technology[J]. *Science and Technology Information*, 2014(12): 8–9, 11 (in Chinese) [冯宇飞, 陈旗湘, 马亮, 等. 薄膜结合能测量技术的最新进展[J]. *科技信息*, 2014(12): 8–9, 11]. doi: [10.3969/J.ISSN.1671-6027.2014.12.005](https://doi.org/10.3969/J.ISSN.1671-6027.2014.12.005).
- [19] Zhang L, Xue Z, Zhang C, et al. Molecular dynamics studies on the selective deposition of 3(5)-(9-anthryl) pyrazole onto self-assembled monolayers[J]. *Chemical Journal of Chinese Universities*, 2016, 37(3): 505–512 (in Chinese) [张鲁格, 薛泽旭, 张翀, 等. 分子动力学模拟3(5)-(9-蒎基)吡唑分子在自组装膜上的选择性沉积[J]. *高等学校化学学报*, 2016, 37(3): 505–512]. doi: [10.7503/cjcu20150781](https://doi.org/10.7503/cjcu20150781).
- [20] Sun Yuanyang. Preparation and tribological properties of silane mixed self-assembled monolayers[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2014(in Chinese) [孙远洋. 硅烷混合自组装膜的制备及其摩擦学性能研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2014].
- [21] Bai Tao. Preparation and tribological investigation of rare earth nanocomposite thin films[D]. Shanghai Jiao Tong University, 2007(in Chinese) [白涛. 稀土复合纳米薄膜的制备及其摩擦学性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007].

DOI: 10.16078/j.tribology.2018165

# 惯性效应对超高速倾斜端面气膜密封 稳动态特性影响

沈伟, 彭旭东\*, 江锦波, 李纪云, 赵文静

(浙江工业大学 过程装备及其再制造教育部工程研究中心, 浙江 杭州 310014)

**摘要:** 研究了惯性效应和端面倾斜对超高速气膜端面密封稳动态特性的影响. 考虑气体惯性效应, 建立了气膜端面密封稳动态特性数值分析模型, 采用有限差分法求解稳态和微扰雷诺方程, 获得端面膜压分布. 数值分析了惯性效应和端面倾斜度对开启力、气膜刚度和泄漏率等稳态性能参数以及刚度系数和阻尼系数等动态特性系数的影响规律, 并以获得较大刚度系数为目标, 获得了螺旋槽关键几何参数的优选值范围. 结果表明: 在超高速条件下, 考虑惯性效应后的干气密封泄漏率显著减小, 刚漏比明显增大, 而开启力、气膜刚度和动特性系数变化不大; 倾斜端面气膜密封相较于平行端面气膜密封具有更佳的低频刚度和高频阻尼.

**关键词:** 气膜端面密封; 惯性效应; 端面倾斜; 稳动态特性; 超高速

中图分类号: TB117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0452-11

## The Influence of Inertia Effect on Steady Performance and Dynamic Characteristic of Super High-Speed Tilted Gas Face Seal

SHEN Wei, PENG Xudong\*, JIANG Jinbo, LI Jiyun, ZHAO Wenjing

(Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacturing of Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310014, China)

**Abstract:** The influences of inertia effect and face tilt on steady performance and dynamic characteristics of super high-speed gas face seal were investigated. The steady-state and dynamic numerical analysis model of gas face seal were established with considering gas inertia effect. Steady and perturbation Reynolds equation were solved utilizing finite difference method, and pressure distribution was obtained. The influences of inertia effect and face tilt on steady performance, including opening force, film stiffness and gas leakage, and dynamic characteristics, including stiffness and damping coefficient, of gas face seal were analyzed numerically. Furthermore, the optimal geometrical parameters of spiral groove of gas face seal were obtained for large stiffness coefficient. Results showed that inertia effect would significantly decrease leakage and significantly increase stiffness-leakage ratio at the super high-speed, while the opening force, film stiffness and dynamic characteristic coefficient changed little. There were better dynamic stiffness and damping characteristics at high and low frequencies with considering inertia effect and face tilt.

**Key words:** gas face seal; inertia effect; face tilt; steady performance and dynamic characteristics; super high-speed

Received 5 November 2018, revised 22 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: xdpeng@126.com, Tel: +86-13805766526.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575490, 51705458, 51605436) and Program of Zhejiang Provincial Natural Science Fund Project (LQ17E050008, LY18E050026).

国家自然科学基金项目(51575490, 51705458, 51605436)和浙江省自然科学基金项目(LQ17E050008, LY18E050026)资助.

气膜端面密封广泛用于离心压缩机、高速泵和膨胀机等中高速旋转机械的轴端密封<sup>[1]</sup>. 上世纪60年代以来, 开始探索将气膜端面密封用于航空发动机的压气机出口(密封滑速260 m/s, 压差1.05 MPa)和主轴承腔(密封滑速150 m/s, 压差2.1 MPa)<sup>[2]</sup>, 其运行工况具有超高速、中低压和大膜厚<sup>[3]</sup>的特点. 在超高速条件下, 气膜端面密封中的惯性效应逐渐突显, 忽略惯性效应可能会给密封性能计算带来一定的误差.

从上世纪开始, 关于动压润滑中惯性效应的影响是否值得考虑一直被讨论与研究. Osterle等<sup>[4]</sup>为了更精确地定义由层流到超层流的过渡过程开展相应研究, 结果显示在高速条件下流体惯性项对承载力影响显著. Gargiulo等<sup>[5]</sup>则对前者研究结论提出异议, 其研究结果认为在高速条件下惯性对气体轴承承载力的影响远低于10%, 因此可以忽略. 此后, 惯性效应影响机理成为轴承和密封等相关领域的研究热点. Chen等<sup>[6]</sup>针对扇形推力轴承运用热流体动力学理论开展热楔效应和惯性效应对流体特性影响分析, 结果显示流体薄膜中的惯性效应对承载力和速度等参数影响显著. 此外流体压缩状态和惯性效应的关系同样值得研究, 当流体状态为层流不可压缩时, Yu等<sup>[7]</sup>在端面开设型槽基础上研究了离心惯性效应的影响机理, 研究表明离心惯性力会削弱端面承载能力, 改变流体流动趋势. 同时对于流体为可压缩状态<sup>[8-9]</sup>时, 惯性效应对速度与压力分布的影响机理与前者一致. 进一步流体薄膜处于楔形间隙时, 惯性效应的影响程度愈发明显, Pinkus等<sup>[10]</sup>推导出适用于不可压缩流体考虑离心惯性力的雷诺方程并应用于楔形间隙流场分析, 结果显示离心惯性力会明显削弱承载力同时改变流体的流动趋势. 另一方面, 惯性对动态稳定性<sup>[11]</sup>也具有一定影响, Gupta等<sup>[12]</sup>指出在传统研究端面密封发生错位时习惯性忽略离心惯性效应影响, 然而考虑惯性效应影响能帮助增强错位端面密封的动态稳定性同时能降低主密封环摆动和泄漏率.

由上述可知, 不同端面结构参数下惯性效应影响机理具有一定差别性. 国内学者王衍等<sup>[13]</sup>、宗聪等<sup>[14]</sup>和丁雪兴等<sup>[15]</sup>研究了单一槽型以及螺旋角角度对气膜端面密封性能影响, 陈源等<sup>[16]</sup>进一步研究了螺旋槽结构参数对气膜端面密封动态特性的影响. 工程实际中发现高速工况下端面易发生错位, 孟祥铠等<sup>[17]</sup>分析了动环初始安装误差, 端面锥度等因素对接触式机械密封端面三维位置关系的影响. 因此端面型槽的优化具有必要性, 彭旭东等<sup>[18]</sup>研究了中低压下的气膜端面

结构参数优化, 江锦波等<sup>[19]</sup>在此基础上深入研究气膜端面密封端面型槽优化时几何参数的交互影响. 由此对气膜端面密封端面稳态分析时, 端面几何结构优化具有工程实际意义.

基于流体微元受力分析, 考虑惯性效应推导获得气膜端面密封的稳态和微扰雷诺方程, 求得稳态压力及一阶实部、虚部压力分布. 在此基础上, 数值分析了不同工况条件下惯性效应和倾斜度对稳态性能参数和动态特性系数的影响规律, 通过气膜密封端面压力分布探讨了惯性效应和端面倾斜的影响机制, 以获得较大的气膜刚度和高频下的刚度系数为优化目标, 获得对数螺旋槽关键几何参数的优选值范围.

## 1 分析模型

### 1.1 几何模型

图1所示为倾斜端面气膜密封的结构示意图. 图中 $r_i$ 、 $r_g$ 和 $r_o$ 分别为密封端面内半径、槽底半径和外半径, 其中在外径侧有压力为 $p_o$ 的带压介质, 内径侧为环境压力 $p_a$ , 且设有不开槽的密封坝. 密封端面周向开设有数量为 $N_g$ 且均匀分布的等深对数螺旋槽, 螺旋角为 $\beta$ , 槽深为 $h_g$ .  $\theta_g$ 和 $\theta_l$ 分别为一个周期中槽区的周向夹角和对应密封堰的周向夹角.

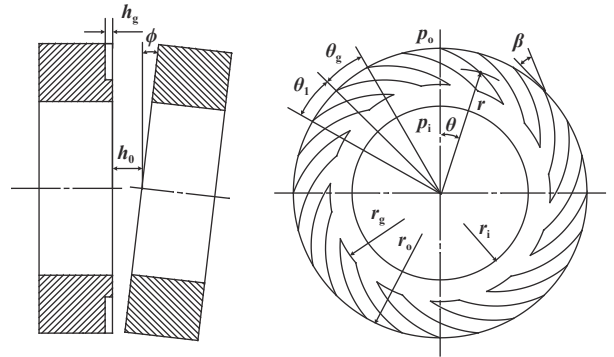


Fig. 1 Schematic diagram of tilted end spiral groove gas film seal structure

图1 倾斜端面螺旋槽气膜密封结构示意图

为表征密封端面对数螺旋槽的周向和径向开槽比例, 分别定义周向槽宽比 $\delta$ 和径向槽长比 $\alpha$ 为

$$\delta = \frac{r_o w_g}{r_o (w_g + w_l)} = \frac{w_g}{w_g + w_l} \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{r_o - r_g}{r_o - r_i} \quad (2)$$

密封端面任意点的气膜厚度 $h$ 可表示为

$$h = \begin{cases} h_0 - r \cos \theta \tan \phi & \text{in ungrooved region} \\ h_0 - r \cos \theta \tan \phi + h_g & \text{in grooved region} \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $\theta$ 和 $\phi$ 分别为任意点的周向角度和倾斜角. 定义倾斜度 $\kappa$ 为不同倾斜角下的倾斜程度:

$$\kappa = \frac{r_0 \tan \phi}{h_0} \quad (4)$$

特别地, 当 $\kappa=0$ 时为平行平面. 随着倾斜度 $\kappa$ 的增大, 密封端面的倾斜程度越严重, 当 $\kappa=1$ 时两密封环端面在膜厚较小的一侧发生接触.

## 1.2 数学模型

本文作者从图2所示流体微团受力平衡出发, 推导获得了考虑惯性效应的稳态雷诺方程; 在此基础上, 基于小扰动假设和简正模分析法, 推导获得考虑惯性的微扰雷诺方程.

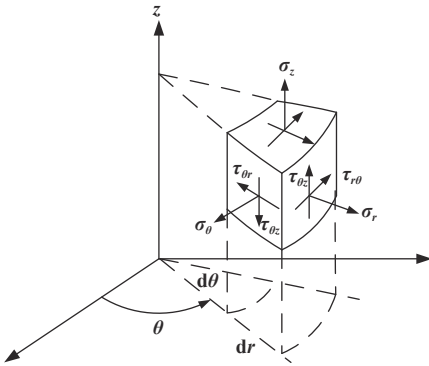


Fig. 2 Force analysis of fluid micro element in cylindrical coordinates

图2 柱坐标下的流体微团受力分析

基于微元体受力平衡, 径向和周向的柱坐标动量方程可分别表示为

$$\rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = \rho f_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = \rho f_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (6)$$

在一般的工况条件下, 由于惯性项相较于黏性项可以忽略. 在中低压高速条件下, 离心惯性项 $\rho v_\theta^2/r$ 相较于黏性项不可忽略, 且由高速旋转所引起的周向速度 $v_\theta$ 比由内外压差所引起的径向速度 $v_r$ 要大的多. 则式(5)和(6)可简化为

$$-\rho \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \quad (7)$$

$$0 = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \quad (8)$$

由密封动静环表面的速度边界条件, 可求得周向速度和径向速度的表达式, 并将周向速度和径向速度沿膜厚方向积分, 可进一步极坐标下基于等温等黏假设且考虑惯性效应的可压缩流体雷诺方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial p^2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{r} \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) = 12 \omega \mu \frac{\partial}{\partial \theta} (p h) + \frac{3}{5} \frac{\omega^2}{R g T} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (p^2 r^2 h^3) + 24 \mu \frac{\partial (p h)}{\partial t} \quad (9)$$

式中:  $p$ 和 $h$ 为任意点的气膜压力和气膜厚度.

密封环在运行过程中具有三个自由度, 包括轴向位移 $z$ 和绕着 $x$ 、 $y$ 轴的两个角向位移 $\alpha$ 和 $\beta$ . 为方便起见, 本文中仅考虑轴向扰动下的密封环轴向位移. 瞬态气膜厚度 $h$ 可表示为

$$h = h_0 + z(t) \quad (10)$$

基于简正模分析, 轴向膜厚扰动可表示为

$$z(t) = z_e e^{st} (s = \lambda + i\nu) \quad (11)$$

式中:  $z_e$ 是轴向微扰初始值,  $\lambda$ 和 $\nu$ 分别是扰动幅度和扰动频率.

瞬态气膜压力为

$$p = p_0 + p' = p_0 + z(t) p_z \quad (12)$$

式中 $p_z$ 可表示为

$$p_z = p_{xz} + i p_{zi} \quad (13)$$

将式(10)和(12)代入式(9)中, 并引入下述无量纲参数

$$P_0 = \frac{p_0}{p_a}, \quad H_0 = \frac{h_0}{h_1}, \quad R = \frac{r}{r_i}, \quad \Lambda_1 = \frac{6\mu\omega r_i^2}{h_1^2 p_a}, \quad \Lambda_2 = \frac{3\omega^2 r_i^2}{5R g T}, \quad \sigma = \frac{12\mu\nu r_i^2}{h_1^2 p_a} \quad (14)$$

可得考虑惯性效应修正的无量纲稳态雷诺方程和微扰雷诺方程:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R H^3 \frac{\partial P^2}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{H^3}{R} \frac{\partial P^2}{\partial \theta} \right) = \Lambda_1 \frac{\partial}{\partial \theta} (P H) + \Lambda_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (P^2 R^2 H^3) \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( 3H_0^2 R \frac{\partial P_0^2}{\partial R} + 2RH_0^2 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial R} \right) + \\ & \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( 3H_0^2 \frac{\partial P_0^2}{\partial \theta} + 2H_0^2 \frac{\partial (P_0 P_{zr})}{\partial \theta} \right) - \\ & 2\Lambda_1 \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 + P_{zr} H_0) - \\ & \Lambda_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[ R^2 (3P_0^2 H_0^2 + 2P_0 P_{zr} H_0^3) \right] + 2\sigma P_{zi} H_0 = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( 2RH_0^3 \frac{\partial(P_0 P_{zi})}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( 2H_0^3 \frac{\partial(P_0 P_{zi})}{\partial \theta} \right) - \\ & 2\Lambda_1 \frac{\partial}{\partial \theta} (P_{zi} H_0) - \Lambda_2 \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (2R^2 P_0 P_{zi} H_0^3) - \\ & 2\sigma (P_0 + P_{zr} H_0) = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

本文中采用有限差分方法求解上述方程(15~17), 有限差分法按照差分方向包括向前差分、向后差分和中间差分等, 上述三种差分形式中的中间差分计算结果精度相对较高, 故选择中间差分形式. 中间差分形式如式(18~19), 其中 $\varphi$ 为变量名. 图3所示为等距网格和该方法对变量处理的差分原理图.

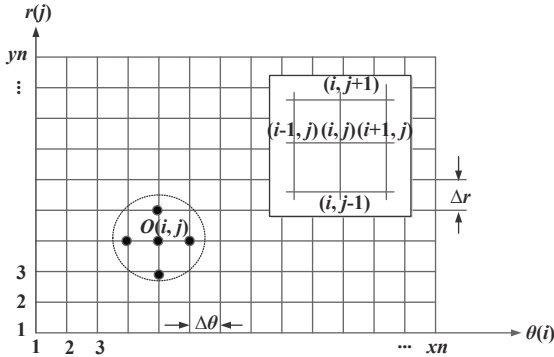


Fig. 3 Principle diagram of finite difference method

图3 有限差分原理图

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_{i,j} &= \frac{\varphi_{i+1/2,j} - \varphi_{i-1/2,j}}{\Delta x} \\ \left( \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_{i,j} &= \frac{\varphi_{i,j+1/2} - \varphi_{i,j-1/2}}{\Delta y} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \right) &= \frac{\varphi_{i+1,j} + \varphi_{i-1,j} - 2\varphi_{i,j}}{(\Delta x)^2} \\ \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \right) &= \frac{\varphi_{i,j+1} + \varphi_{i,j-1} - 2\varphi_{i,j}}{(\Delta y)^2} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

在求解上述稳态雷诺方程及实部、虚部微扰雷诺方程时需要周期性边界条件和强制性边界条件, 其中周期性边界条件为:  $P_j(\theta+2\pi)=P_j(\theta)$ , 其中 $j=0, zr$ 或 $zi$ . 强制性边界条件: 在内径 $R=1$ 时,  $P_0=P_i, P_{zj}=0$ , 其中 $j=r$ 或 $i$ ; 在外径 $R=R_0$ 时,  $P_0=P_o, P_{zj}=0$ , 其中 $j=r$ 或 $i$ .

采用有限差分法求解稳态和微扰雷诺方程, 获得端面稳态气膜压力 $p_0$ 和一阶实部压力 $p_{zr}$ 、虚部压力 $p_{zi}$ 的分布, 进而获得开启力 $F_0$ 、气膜刚度 $k_z$ 和泄漏率 $q$ 等稳态性能参数, 以及轴向气膜刚度系数 $k_{zz}$ 和阻尼系数 $d_{zz}$ 等动特性系数.

开启力 $F_0$ 、气膜刚度 $k_z$ 、泄漏率 $q$ 和刚漏比 $\Gamma$ 分别表示为

$$F_0 = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta \quad (20)$$

$$k_z = \left. \frac{\partial F_0}{\partial h} \right|_{h_0} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} q &= \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^h \rho r u d\theta dz}{\rho_a} = -\frac{r}{24\mu p_a} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p^2}{\partial r} h^3 d\theta + \\ & \frac{1}{4480R_g T p_a \mu^3 r^2} \times \int_0^{2\pi} \left( \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right)^2 h^7 d\theta + \\ & \frac{r^2 \omega^2}{40\mu R_g T p_a} \int_0^{2\pi} p^2 h^3 d\theta - \frac{\omega}{360\mu^2 R_g T p_a} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p^3}{\partial \theta} h^5 d\theta \end{aligned} \quad (22)$$

$$\Gamma = \frac{k_z}{q} \quad (23)$$

刚度系数和阻尼系数用于表征气膜端面密封抵抗或抑制扰动的能力, 其中轴向刚度系数 $k_{zz}$ 和阻尼系数 $d_{zz}$ 可表示为

$$k_{zz} = \frac{p_a r_i^2}{h_0} K_{zz}, d_{zz} = \frac{p_a r_i^2}{h_0} D_{zz} \quad (24)$$

式中无量纲轴向刚度系数 $K_{zz}$ 和阻尼系数 $D_{zz}$ 为

$$\begin{aligned} K_{zz} &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} (P_{zr}) R dR d\theta, \\ D_{zz} &= - \frac{1}{\nu} \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} (P_{zi}) R dR d\theta \end{aligned} \quad (25)$$

## 2 结果讨论与分析

本文中数值求解了不同工况条件下惯性效应和端面倾斜对气膜端面密封稳态和动态特性参数的影响程度, 并基于不同目标函数获得了惯性效应和端面倾斜对螺旋槽主要几何参数优选值范围的影响. 表1中示出了本文数值计算时所采用的密封环几何参数和工况参数.

### 2.1 程序正确性验证

图4所示为考虑和不考虑惯性效应时气体动压阶梯轴承无量纲气膜承载力的文献值<sup>[10]</sup>和计算值随轴承数的变化规律. 从图4中可看出, 相较于不考虑惯性效应的气膜承载力, 考虑惯性效应后气膜承载力下降. 随着轴承数的增加, 气膜端面密封的承载力基本呈线性增加, 且本程序的计算结果与文献值误差始终小于2%, 验证了本文计算方法和程序的正确性.

当气膜端面密封所受扰动频率很低且速度较低时, 其运行状态接近于稳态, 且气体的压缩性不明显, 也即可用频率数 $\sigma=1$ 时的动态气膜刚度 $k_{zz}$ 与稳态气膜



表1 密封环几何参数与工况参数

Table 1 Geometric parameter and operating condition parameter

Parameters	Value	Parameters	Value
Inner radius, $r_i/\text{mm}$	58.42	Pressure at inner radius, $p_i/\text{MPa}$	0.1
Outer radius, $r_o/\text{mm}$	77.78	Pressure at outer radius, $p_o/\text{MPa}$	1.0
Spiral angle, $\beta/(\text{°})$	15	Average velocity, $v/(\text{m/s})$	200
Groove depth ratio, $H_g$	1.0	Film thickness, $h_o/\mu\text{m}$	10
Groove length ratio, $\alpha$	0.6	Gas viscosity, $\mu/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	0.018 5
Groove width ratio, $\delta$	0.5		

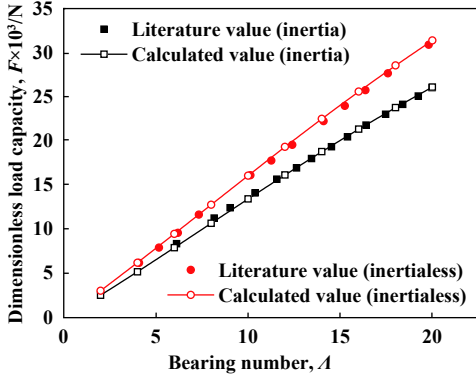


Fig. 4 Comparison of bearing capacity of gas film seals under different bearing numbers

图4 不同轴承数下气膜密封承载力对比

刚度进行对比,以验证动态特性系数计算结果的正确性.图5所示为不同速度下的稳态气膜刚度 $k_z$ 和低频时的动态气膜刚度 $k_{zz}$ .从图5中可看出,当速度较低时,动态气膜刚度与稳态气膜刚度吻合程度良好,从而验证了本文动态气膜刚度计算方法与程序的正确性;当线速度 $v > 25 \text{ m/s}$ 时,气膜端面密封进入高速运行状态,此时气体的压缩性逐渐增强,低频时的动态气膜刚度与稳态气膜刚度的差异才逐渐显现.由于一阶实部压力 $p_{zr}$ 和虚部压力 $p_{zi}$ 是耦合求解,故动态刚度系数结果的正确性也可以在一定程度上证明动态阻尼系

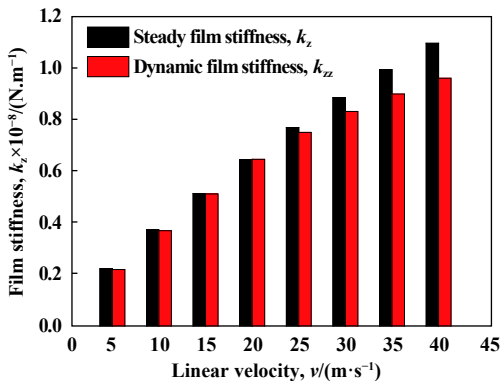


Fig. 5 Comparison of stiffness coefficient between gas film seal under steady state condition and low frequency condition

图5 气膜密封稳态刚度与低频条件下的刚度系数对比

数计算程序的正确性.

### 2.2 惯性效应对膜压分布影响

密封端面膜压分布直接影响气膜端面密封开启力和泄漏率,进而影响气膜刚度和刚漏比等稳态性能参数;另一方面,稳态气膜压力会影响一阶实部压力和虚部压力的数值,进而影响气膜密封的刚度系数和阻尼系数.

表2示为不同倾斜度下惯性效应对稳态气膜压力分布的影响.从表2中可看出,平行端面密封的压力分布较为均匀,而倾斜端面密封在小膜厚区域附近会产生明显的高压区,且倾斜度越大,高压区的压力峰值越高,如 $\kappa=0.4$ 和 $0.8$ 时,压力峰值分别达到 $1.21$ 和 $2.99 \text{ MPa}$ .与不考虑惯性效应的膜压分布相比,考虑惯性效应的气膜端面密封膜压有所下降,其中平行端面密封的膜压差值分布较为均匀,而倾斜端面密封在小膜厚区域附近的膜压差值较大.倾斜端面密封小膜厚区域的膜压差值数值随倾斜度的增加而增大,而大膜厚区域的膜压差值数值随倾斜度的增加而减小.

图6所示为不同密封线速度条件下,考虑惯性效应与不考虑惯性的平行端面膜压差值等值线分布图.从图6中可看出,考虑惯性效应后会使得密封端面膜压有所降低.在开槽区,两者膜压差值的绝对值从外侧至槽根处逐渐增加,且在槽根处附近达到峰值,该峰值随线速度的增大而迅速增加,如 $v=10 \text{ m/s}$ 时,最大膜压差值峰值为 $0.000 04 \text{ MPa}$ ,此时惯性效应对端面膜压分布基本无影响,而当 $v=200 \text{ m/s}$ 时,该峰值达到 $0.016 \text{ MPa}$ ,此时惯性效应对端面膜压的影响不可忽略.

图7所示为不同倾斜度 $\kappa$ 条件下,惯性效应对倾斜端面密封周向平均膜压差值和径向平均膜压差值的影响.从图7中可看出,随着倾斜度的增大,惯性效应对膜压分布的影响程度增大.从周向平均膜压差值分布来看,惯性效应使小膜厚附近区域的膜压大幅降低,而对大膜厚区域的膜压影响趋于稳定,如当 $\kappa=0.8$ 时,小膜厚区域的膜压差值最大达到 $-0.014 5 \text{ MPa}$ .从

表 2 不同倾斜度条件下惯性效应对气膜压力分布的影响

Table 2 Influence of inertia effect on gas film pressure distribution under different tilt angles

Taper ratio	Film thickness distribution	Film pressure distribution considering inertia effect	Pressure difference distribution considering inertia effect
0.0			
0.4			
0.8			

径向平均膜压差值分布来看, 倾斜度的增加使得上游槽区的膜压差值绝对值逐渐减小, 而使下游密封坝区域的膜压差值绝对值逐渐增大. 总的来说, 因倾斜度的变化而引起的气膜端面密封不同区域膜压差值的增大或减小幅度相当, 其对密封的稳态性能影响不大.

### 2.3 惯性效应对稳态性能的影响

为定量表征惯性效应对稳态密封性能参数的影响程度, 定义稳态性能参数增量比 $R_p$ 为考虑惯性效应的稳态性能和相同条件下不考虑惯性效应的稳态性能之差与不考虑惯性效应的稳态性能的比值, 其中 $P$ 可为 $F$ 、 $k$ 、 $q$ 或 $I$ , 分别表示开启力、气膜刚度、泄漏率和刚漏比.

图8所示为不同倾斜度 $\kappa$ 条件下, 密封线速度 $v$ 和介质压力 $p_0$ 对稳态性能参数增量比 $R_p$ 的影响规律. 从图8中可看出, 密封线速度对稳态性能参数增量比

$R_p$ 的影响最大, 介质压力次之, 而倾斜度的影响最弱. 稳态性能参数增量比的绝对值随线速度的增大而单调递增, 随介质压力的增大而略有增加, 而随倾斜度的增加而略有减小. 在不同的运行条件下, 考虑惯性效应都会使气膜端面密封的开启力、气膜刚度和泄漏率降低, 而使气膜刚度增加, 其中惯性效应对泄漏率和刚漏比的影响较为显著, 而对开启力和气膜刚度的影响基本可忽略. 从考虑与不考虑惯性效应两种状态下端面膜压分布的差异来看, 考虑惯性效应后端面膜压值有所下降, 从而引起开启力和气膜刚度的降低; 而惯性效应使得槽根处膜压峰值的降幅最大, 意味着端面膜压梯度减小, 故泄漏率有所减小. 如当 $v=250$  m/s,  $p_0=0.5$  MPa时, 考虑惯性效应会使开启力、气膜刚度和泄漏率分别降低2%、2%和7.5%, 而使刚漏比增加6%. 目前已有研究将气膜端面密封用于航空发动机反

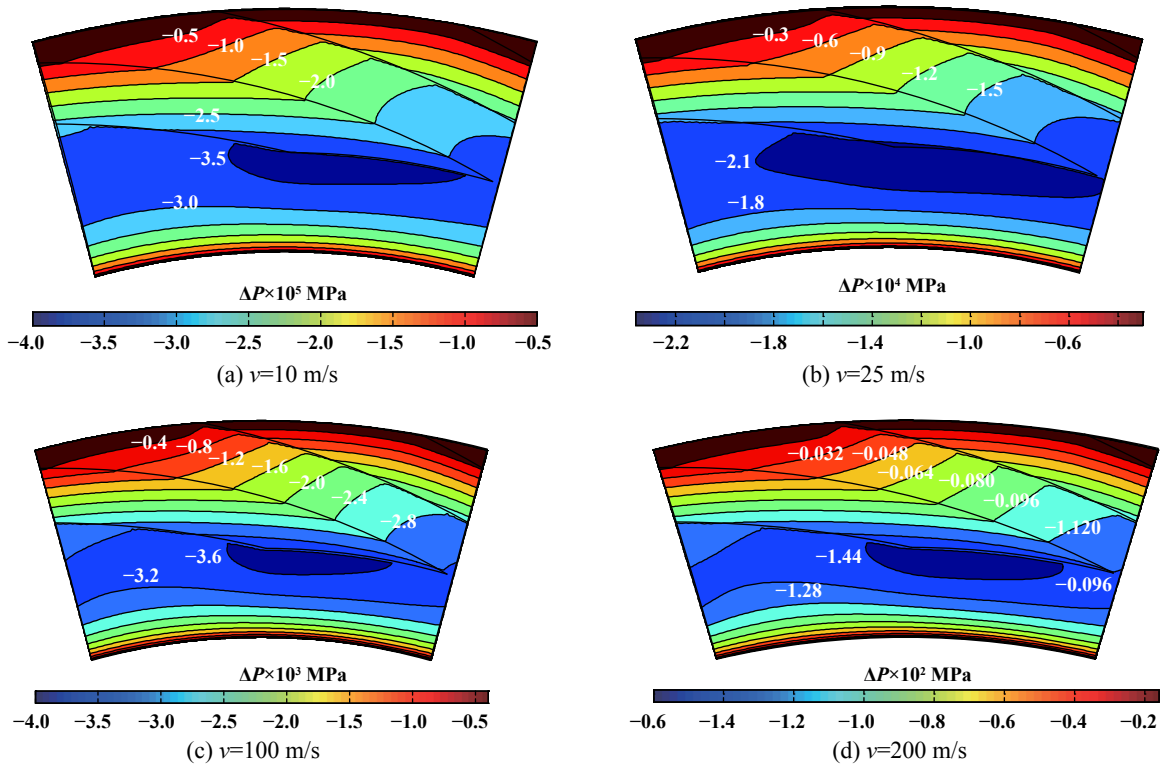


Fig. 6 Effect of inertial effect on film pressure distribution of parallel end gas film seals at different speeds

图6 不同速度下惯性效应对平行端面气膜密封膜压分布影响

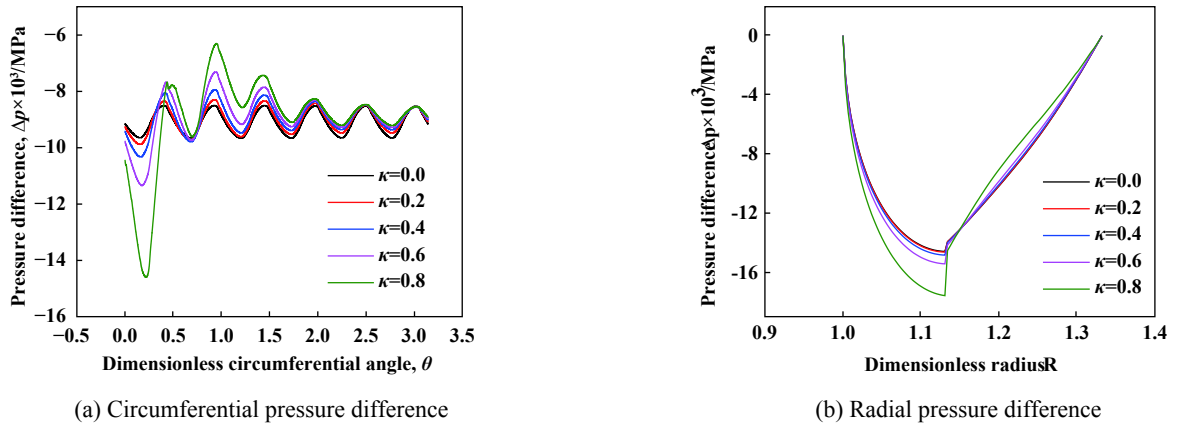


Fig. 7 Effect of inertia effect on film pressure distribution of tilted end gas film seals under different tilt angles

图7 不同倾斜度下惯性效应对倾斜端面气膜密封膜压分布的影响

转轴间密封,其密封端面线速度达到152~255 m/s,介质压差为0.05~0.42 MPa,此时忽略惯性效应会过高地估计泄漏率,从而造成泄漏率显著的计算误差。

### 2.4 惯性效应对动态特性的影响

气膜端面密封在高速(特别是超高速)条件下运行时,密封端面气膜的动特性不佳往往是造成其动态失稳或过量泄漏的主要原因之一,故有必要研究在超高速条件下,惯性效应对气膜端面密封动态特性的影响程度。为定量表征惯性效应对动态特性参数的影响程

度,定义动态特性参数增量比 $R_p$ 为考虑惯性效应的动态特性和相同条件下不考虑惯性效应的动态特性之差与不考虑惯性效应的动态特性的比值,其中 $P$ 可为 $k_{zz}$ 或 $d_{zz}$ ,分别表示动态刚度系数和阻尼系数。

图9所示为超高速低压条件下,不同倾斜度的气膜端面密封刚度系数和阻尼系数随频率数的变化规律。从图9中可看出,在低频条件下( $\sigma < 10^2$ ),刚度系数和阻尼系数基本不随频率数的增大而变化,倾斜端面密封的刚度系数较平行端面密封增长显著,增幅达到

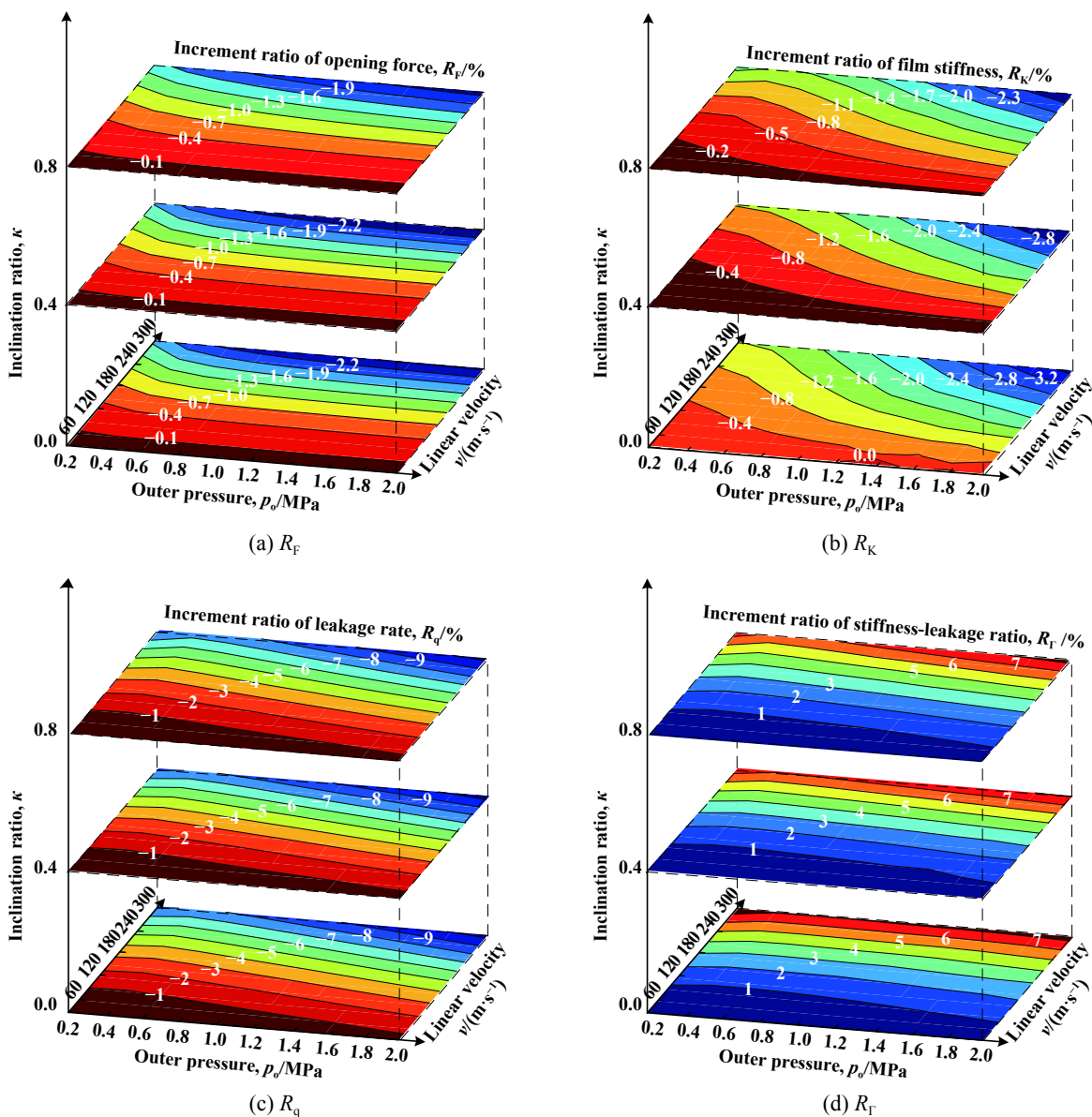


Fig. 8 Steady state performance parameter increment ratio of gas film seals considering inertia effect under different working conditions and tilt angles

图 8 不同工况和倾斜度下考虑惯性效应的气膜密封稳态性能参数增量比

43%; 随着频率数的进一步增大, 刚度系数迅速增大, 而阻尼系数则迅速减小; 当 $\sigma > 10^5$ 时, 刚度系数逐渐趋于稳定值. 平行端面与倾斜端面密封的阻尼系数随着频率数的增大呈现出不同的变化规律, 具体表现为高频条件下平行端面密封的阻尼系数随着频率数的增大而单调递减, 而倾斜端面密封的阻尼系数则随频率数的增大而基本不变, 这说明在高频条件下具有一定倾斜角的倾斜端面密封相较于平行端面密封具有更好的阻尼特性.

惯性效应对平行端面密封和倾斜端面密封的刚度系数和阻尼系数都没有明显的影响, 相较于不考虑惯性效应的动特性系数计算结果, 两者之间的增量比

绝对值始终小于2%, 基本可忽略不计.

### 2.5 惯性效应对螺旋槽参数优选值的影响

周向槽宽比、径向槽长比和螺旋角是决定对数螺旋槽几何形状的三个关键参数, 合理选取上述结构参数对于保证气膜端面密封的稳态特性至关重要. 图10、图11和图12所示分别为不考虑惯性的平行端面、不考虑惯性的倾斜端面及考虑惯性的倾斜端面三种情况下, 气膜刚度 $k_z$ 和 $\sigma = 10^5$ 条件下的高频刚度系数 $k_{zz}$ 随周向槽宽比、径向槽长比和螺旋角的变化规律.

从图10、图11和图12可以看出, 随着周向槽宽比、径向槽长比以及螺旋角的增加, 稳态气膜刚度和高频下的刚度系数均呈现出先增大后减小的变化规律. 当

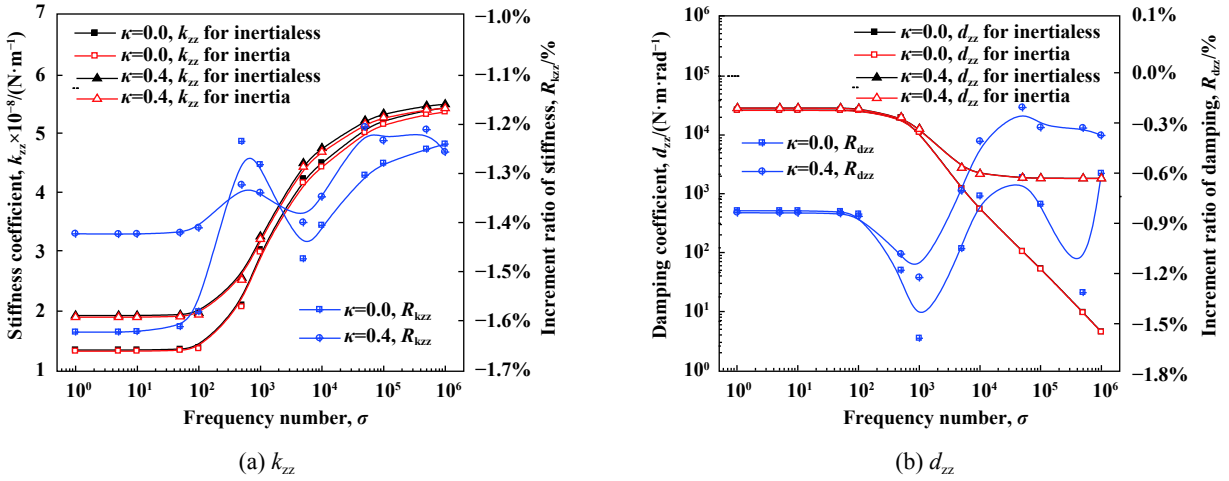


Fig. 9 Dynamic coefficient and increment ratio of gas film end face seal under different frequency numbers

图9 不同频率数下气膜端面密封的动特性系数及其增量比

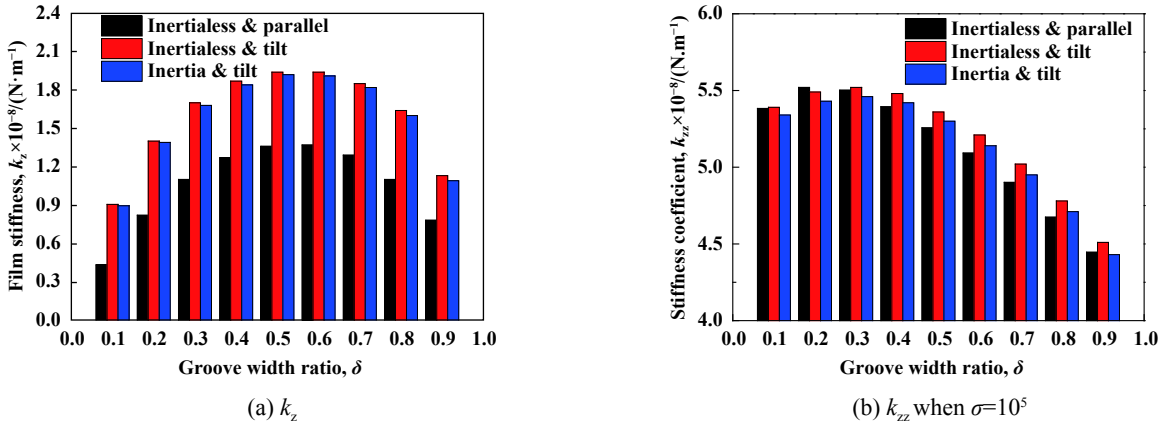


Fig. 10 Influence of inertia effect and tilt angle on optimum value of circumferential groove width ratio

图10 惯性效应和倾斜度对周向槽宽比优选值的影响

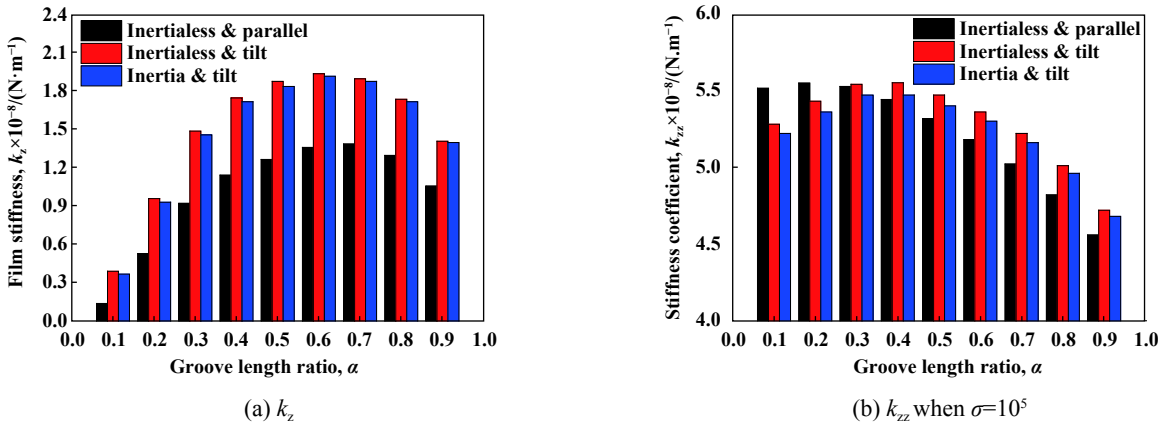


Fig. 11 Influence of inertia effect and tilt angle on optimum value of radial groove length ratio

图11 惯性效应和倾斜度对径向槽长比优选值的影响

以气膜刚度 $k_z$ 为目标值求解上述三种结构参数最优值时, 不考虑惯性的倾斜端面及考虑惯性的倾斜端面两种情况下的气膜刚度几乎相等且优于不考虑惯性的

平行端面情况, 当以高频率下刚度系数 $k_{zz}$ 为目标值优化时, 上述三种情况下的刚度系数反而几乎接近, 该结果与前一小节相呼应.

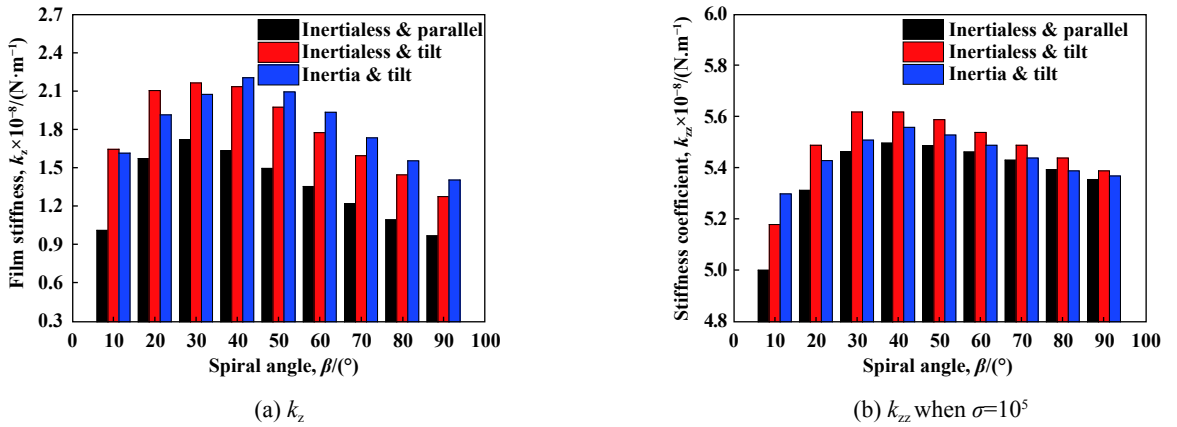


Fig. 12 Influence of inertia effect and tilt angle on optimum value of spiral angle

图 12 惯性效应和倾斜度对螺旋角优选值的影响

由图10可知,以气膜刚度为目标参数优化时,不考虑惯性的倾斜端面及考虑惯性的倾斜端面两种情况下周向宽比优化范围为0.4~0.6,不考虑惯性的平行端面情况周向宽比优化范围为0.5~0.7;当以高频下刚度系数为目标参数优化时,上述三种情况下的周向宽比优选值范围相对以气膜刚度为目标参数优化时明显减小且均集中于0.2~0.3.

由图11可知,以气膜刚度为目标参数优化时,不考虑惯性的倾斜端面及考虑惯性的倾斜端面两种情况下径向槽长比优化范围为0.5~0.7,不考虑惯性的平行端面情况径向槽长比优化范围为0.6~0.8;以高频下刚度系数为目标参数优化时,上述三种情况下的径向槽长比优选值范围相对以气膜刚度为目标参数优化时明显减小,不考虑惯性的平行端面情况下径向槽长比优化范围为0.1~0.3,而不考虑惯性的倾斜端面及考虑惯性的倾斜端面两种情况下优化范围为0.2~0.4.

由图12可知,以气膜刚度为目标参数优化时,考虑惯性的倾斜端面两种情况螺旋角优化范围为30°~50°,不考虑惯性的平行端面和不考虑惯性的倾斜端面情况螺旋角优化范围为20°~30°;以高频下刚度系数为目标参数优化时,上述三种情况下的螺旋角优选值范围与以气膜刚度为目标参数优化时结果相近.

综上,在以气膜刚度为目标参数优化时,端面倾斜和惯性效应略微降低周向宽比、径向槽长比优选值大小;然而在以高频下刚度系数为目标参数时,端面倾斜和惯性效应会相对增大周向宽比、径向槽长比优选值,螺旋角优选值无显著变化.

### 3 结论

a. 在超高速条件下,惯性效应对气膜端面密封泄漏率和刚漏比影响显著,而对开启力、气膜刚度、动态

刚度系数和阻尼系数的影响较弱.惯性效应使得密封开启力、气膜刚度和泄漏率减小,刚漏比增大.

b. 与平行端面密封相比,倾斜端面密封在低频下的刚度系数和高频下的阻尼系数显著提高,而对高频下刚度系数和低频下的阻尼系数影响较弱,在高、低频条件下均具有更佳的动态刚度和阻尼特性.

c. 以气膜刚度为目标值优化结构参数时,考虑惯性与端面倾斜情况会略微降低周向宽比、径向槽长比优选值大小,而以高频刚度系数为目标值优化结构参数时,考虑惯性与端面倾斜情况会略微增加周向宽比、径向槽长比优选值大小.

#### 符号说明:

- $\sigma$ -频率数
- $k_z$ -轴向稳态气膜刚度
- $k_{zz}$ -轴向动态气膜刚度系数
- $d_{zz}$ -轴向动态气膜阻尼系数
- $p_{zr}$ -一阶实部压力
- $p_{zi}$ -一阶虚部压力
- $\kappa$ -倾斜度
- $F$ -端面开启力
- $q$ -泄漏率
- $\Gamma$ -刚漏比
- $R_p$ -增量比
- $\Lambda$ -压缩数

#### 参考文献

[ 1 ] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals[J]. Lubrication Engineering, 1994, 50: 215-224.  
 [ 2 ] Cheng H S. Performance characteristics of spiral groove and shrouded reyleigh seo profiles for high-speed noncontacting gas seals[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1969, 91:

- 60–68. doi: [10.1115/1.3554900](https://doi.org/10.1115/1.3554900).
- [3] Shen Xinmin. Tribology for aero-gas turbine engines[M]. Beijing: Beihang University Press, 2008(in Chinese) [沈心敏. 航空燃气轮机摩擦学[M]. 北京: 航空航天大学出版社, 2008].
- [4] Osterle J F, Hughes W F. High speed effects in pneumodynamic journal bearing lubrication[J]. Applied Scientific Research, 1958, 7(2-3): 89–99. doi: [10.1007/BF03184641](https://doi.org/10.1007/BF03184641).
- [5] Gargiulo E P, Jr. A re-evaluation of inertia effects in hydrodynamic gas journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1976, 98(1): 187–188. doi: [10.1115/1.3452763](https://doi.org/10.1115/1.3452763).
- [6] Chen C M, Dareing D W. The contribution of fluid film inertia to the thermohydrodynamic lubrication of sector-pad thrust bearings[J]. Journal of Tribology, 1976, 98(1): 125.
- [7] Yu T H, Sadeghi F. Groove effects on thrust washer lubrication[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 295–304. doi: [10.1115/1.1308014](https://doi.org/10.1115/1.1308014).
- [8] Garratt J E, Hibberd S, Power H. Centrifugal inertia effects in high-speed hydrostatic air thrust bearings[J]. Journal of Engineering Mathematics, 2012, 76(1): 59–80. doi: [10.1007/s10665-011-9527-8](https://doi.org/10.1007/s10665-011-9527-8).
- [9] Haruo M. A theory of an externally pressurized circular thrust gas bearing with consideration of the effects of lubricant inertia[J]. Journal of basic engineering, 1963, 85(2): 304–309. doi: [10.1115/1.3656583](https://doi.org/10.1115/1.3656583).
- [10] Pinkus O, Lund J W. Centrifugal effects in thrust bearings and seals under laminar conditions[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(1): 126. doi: [10.1115/1.3251600](https://doi.org/10.1115/1.3251600).
- [11] Ochiai M, Hashimoto H. Static and dynamic characteristics of high-speed, stepped thrust gas-film bearings (Theoretical analysis considering fluid inertia forces)[J]. Procedia Environmental Sciences, 1997, 63(613): 3249–3256.
- [12] Gupta R S, Sharma L G. Centrifugal inertia effects in misaligned radial face seals[J]. Wear, 1989, 129(2): 319–332. doi: [10.1016/0043-1648\(89\)90268-8](https://doi.org/10.1016/0043-1648(89)90268-8).
- [13] Wang Yan, Sun Jianjun, Tao Kai, et al. Numerical analysis of T-groove dry gas seal and groove optimization[J]. Tribology, 2014, 34(4): 420–427 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 陶凯, 等. T型槽干气密封数值分析及槽型优化[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 420–427]. doi: [10.16078/j.tribology.2014.04.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2014.04.014).
- [14] Zong Cong, Peng Xudong, Jiang Jinbo, et al. Geometric optimization and seal performance of a pyramid-like-groove dry gas seal[J]. Tribology, 2017, 37(1): 121–129 (in Chinese) [宗聪, 彭旭东, 江锦波, 等. 似叠罗汉槽干气密封的结构优选与性能研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(1): 121–129]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.01.016](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.01.016).
- [15] Ding Xuexing, Wang Pingxi, Wei Long, et al. Experimental study on friction characteristics of end face of dry gas seal rings with different spiral angle[J]. Tribology, 2017, 37(3): 290–296 (in Chinese) [丁雪兴, 王平西, 魏龙, 等. 两种螺旋角干气密封环端面摩擦特性试验研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(3): 290–296]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.03.002](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.03.002).
- [16] Chen Yuan, Peng Xudong, Li Jiyun, et al. The influence of structure parameters of spiral groove on dynamic characteristics of dry gas seal[J]. Tribology, 2016, 36(4): 397–405 (in Chinese) [陈源, 彭旭东, 李纪云, 等. 螺旋槽结构参数对干气密封动态特性的影响研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(4): 397–405]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.04.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.04.001).
- [17] Meng Xiangkai, Wang Leqin, Wu Dazhuan, et al. Three dimensional steady state model of a mechanical seal and seal performance analysis[J]. Tribology, 2010, 30(4): 356–360 (in Chinese) [孟祥凯, 王乐勤, 吴大转, 等. 机械密封三维稳态模型及密封性能分析[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(4): 356–360]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.04.012](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.04.012).
- [18] Peng Xudong, Jiang Jinbo, Bai Shaoxian, et al. Structural parameter optimization of spiral groove dry gas seal under low of medium pressure[J]. CIESC Journal, 2014, 65(11): 4536–4542 (in Chinese) [彭旭东, 江锦波, 白少先, 等. 中低压干气密封螺旋槽结构参数优化[J]. 化工学报, 2014, 65(11): 4536–4542]. doi: [10.3969/j.issn.0438-1157.2014.11.046](https://doi.org/10.3969/j.issn.0438-1157.2014.11.046).
- [19] Jiang Jinbo, Chen Yuan, Zhao Wenjing, et al. Interaction effect of optimized value of geometric parameters of spiral groove of dry gas seal[J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1518–1527 (in Chinese) [江锦波, 陈源, 赵文静, 等. 干气密封螺旋槽几何参数优选交互影响[J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1518–1527].

DOI: 10.16078/j.tribology.2018197

# 丁腈橡胶紫外线臭氧照射亲水改性及其水润滑性能研究

王家序<sup>1,2</sup>, 冯伟<sup>1,2</sup>, 韩彦峰<sup>1,2\*</sup>, 王立武<sup>1,2</sup>, 李俊阳<sup>1,2</sup>

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044;

2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:** 以丁腈橡胶为基底, 采用紫外线-臭氧照射进行亲水/超亲水表面改性, 通过接触角测量仪、光学显微镜对亲水改性表面的接触角、接触角滞后和微观形貌等特性进行表征, 分析了表面亲水性的改性机理, 并采用MFT-5000型摩擦磨损试验机测试了丁腈橡胶亲水表面的机械耐久性和保持性。研究表明: 采用紫外线臭氧照射丁腈橡胶 10 min, 就能得到完全润湿的超亲水表面, 且在紫外线臭氧照射下, 丁腈橡胶与臭氧发生反应生成氧化膜, 使亲水改性后的丁腈橡胶, 在干摩擦和水润滑状态下均表现出较小的摩擦系数和较好的耐磨性

**关键词:** 丁腈橡胶; 紫外线臭氧; 亲水改性; 机械耐久性; 亲水保持性

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0463-07

## Hydrophilic Modification and Water Lubrication Performance of NBR Rubber UV/Ozone (UVO) Treatment

WANG Jiayu<sup>1,2</sup>, FENG Wei<sup>1,2</sup>, HAN Yanfeng<sup>1,2\*</sup>, WANG Liwu<sup>1,2</sup>, LI Junyang<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** In the study, hydrophilic/superhydrophilic surface modification was carried out by UV/ozone treatment using the nitrile rubber as a substrate. The characteristics of hydrophilic modified surface contact angle, contact angle hysteresis and microscopic morphology were characterized by contact angle measuring instrument and optical microscope, and the modification mechanism of surface hydrophilicity was analyzed. The mechanical durability and retention of the hydrophilic surface of the nitrile rubber were tested using the MFT-5000 friction and wear tester. The results show that the superhydrophilic and completely wetted surface can be obtained within 10 min after UV/ozone treatment. The nitrile butadiene rubber reacted with ozone to form an oxide film, so that the hydrophilic modified nitrile butadiene rubber exhibited a low friction coefficient and good wear resistance under both dry friction and water lubrication conditions

**Key words:** nitrile butadiene rubber; ultraviolet ozone; hydrophilic modification; mechanical durability; hydrophilic retention

Received 19 December 2018, revised 15 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: fyh-0220@163.com, Tel: +86-15730486113.

The project was supported by Fundamental Research Funds for the Central Universities of China (KJYF201720), the National Natural Science Foundation of China (51605053, 51435001) and the Natural Science Foundation of Chongqing, China (cstc2016jcyjA0307, cstc2016jcyjA0511).

中央高校基本科研业务费(KJYF201720)、国家自然科学基金项目(51605053, 51435001)和重庆市自然科学基金项目(cstc2016jcyjA0307, cstc2016jcyjA0511)资助。



水润滑橡胶轴承由于具有环保和减振等特性,已被广泛应用于船舶推进系统等装备,但由于船舶推进系统常工作在低转速大转矩工况下,使得水润滑橡胶轴承处于混合润滑状态,因此对水润滑轴承橡胶润滑界面进行摩擦学性能改性研究具有重要的工程意义.传动界面润湿特性(超亲水、超疏水等)会显著影响传动界面的摩擦学性能<sup>[1-3]</sup>,因此,对水润滑橡胶轴承橡胶衬层进行润湿性改性,是改进水润滑橡胶轴承混合润滑性能和降低摩擦磨损的有效途径.

目前,在润湿性影响传动界面润滑性能研究方面,主要集中在固-液接触形成全膜润滑的传动界面和疏水/超疏水表面的边界滑移减阻等方面<sup>[4-6]</sup>.国内外学者研究表明,对传动界面进行超疏水改性,能够显著降低滑移阻力,从而降低摩擦系数,减小摩擦磨损<sup>[7-8]</sup>.然而在表面润湿性对混合润滑/边界润滑状态下的摩擦学特性影响方面的研究相对较少,但也取得了一定的研究进展. Bongaerts等<sup>[9]</sup>研究了在边界润滑状态下,亲水性PDMS表面有利于润滑膜的形成,从而大幅降低了摩擦副表面的摩擦系数. Huang等<sup>[10]</sup>采用氧等离子处理使得PDMS亲水,结合Stribeck润滑曲线研究表面润湿性对润滑状态的影响,得出在混合润滑状态下亲水性PDMS明显比疏水性PDMS的摩擦系数低. Wei等<sup>[11]</sup>研究得出在混合润滑/边界润滑状态下,亲水材料能够有效地将水稳定在界面上,从而改善润滑性能.上述研究表明,在混合润滑/边界润滑状态下,传动界面超亲水改性能够有效改善润滑性能.这种影响机制可以从表面能的角度进行解释:表面能越大,则有更多的润滑流体分子被London力吸附到表面并在力场的作用下形成有序膜,因而润滑膜越厚<sup>[12]</sup>.另外, Guo等<sup>[13-15]</sup>也研究了表面润湿性对流体动压润滑薄膜影响,试验表明表面润湿性越强、表面能越大的界面油膜厚度越厚;当表面界面润湿性较差、表面能较小时,油膜厚度明显较薄.然而上述研究主要针对金属基或塑料基表面润湿性改性及其对润滑特性的影响,在橡胶表面进行超亲水改性及其混合润滑性能影响方面的研究,相对较少.

为此,本文作者针对水润滑橡胶轴承常用的丁腈橡胶润滑界面,开展超亲水改性及其润滑性能研究.通过紫外线臭氧照射改变丁腈橡胶表面基因及表面能特性,制备机械耐久性强、亲水保持性好的亲水/超亲水表面,并研究了丁腈橡胶界面亲水性改性机理及其对润滑性能的影响,以期为进一步研制摩擦磨损低、润滑性能好的水润滑轴承橡胶衬层提供理论支撑.

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及制备

试验中采用丁腈橡胶基橡胶材料,将丁腈橡胶原料和添加剂根据表1中给出的配方进行重量份配制<sup>[16]</sup>:丁腈橡胶70,氧化锌5,硫磺2,促进剂2,防老剂2,脂肪酸2,半补强碳黑70,填充剂40.丁腈橡胶材料模压硫化成形的硫化压力为10 MPa,硫化温度为170 °C、硫化时间为30 min.成形后丁腈橡胶硬度为65邵氏硬度,表面粗糙度为0.1 μm.根据测试表征仪器设备对试样片尺寸的要求,共制备两种尺寸的试样.其中,用于接触角和光学显微镜测试的试样尺寸为10 mm×6 mm×3 mm,用于MFT-5000型摩擦磨损试验机测试的试样尺寸为直径50.8 mm、厚度6.35 mm.

表1 丁腈橡胶的成分

Table 1 Recipes of the NBR

Materials	Amounts(phr <sup>*</sup> )
NBR	70
ZNO	5
Sulfur	2
Polydimethylsiloxane	2
Anti-aging reagent NBC	2
SA	2
SRF	70
Fiberglass	40

\* Parts by weight per hundred parts of elastomers.

试样制备工艺流程包括如下步骤:(1)硫化橡胶制备:配置好的丁腈橡胶材料在双辊开炼机上在50 °C下重复50次,然后在压力为10 MPa和温度为170 °C的环境下硫化30 min;(2)硫化后样品的清洗:依次在丙酮和无水乙醇溶液中超声清洗10 min并用去离子水冲洗30 s,然后用氮气对清洗后的试样进行吹干,最后将试样置于80 °C的烘箱里烘干5 min;(3)紫外线-臭氧照射(UVO)表面:将试样置于紫外线-臭氧(UVO)光源下方2 cm处进行照射,臭氧由U形紫外线灯产生(18.4 W,型号G18T5VH-U),在环境条件下该灯共输出5.8 W的254 nm光和1.6 g/h的臭氧;其中,灯放置在长宽高为17 cm×15 cm×45 cm的密闭环境中,并采用电子镇流器为其提供适当的电压条件.(4)表面润湿性演化:将试样放置在紫外线-臭氧照射环境中,试样由最初的疏水转变为亲水/超亲水.

### 1.2 表面微观结构及性能测试

采用接触角测量仪(Model 290, Ramé-Hart Inc.)和5 μl去离子水测量并记录紫外线照射后的橡胶表面接

触角随时间的变化(包括接触角、前进角和后退角), 并使用DROP软件进行图像分析. 每个样品表面均取5个不同测试区域进行测试, 并取5次测试结果的平均值作为接触角测试值.

采用MFT-5000型摩擦试验机对丁腈橡胶超亲水界面进行机械耐久性和摩擦性能测试, 试验原理图如图1(b)所示. 盘为紫外线照射试样( $\phi 50.8 \text{ mm} \times 6.35 \text{ mm}$ ), 摩擦钢球为热处理的 $\phi 9.5 \text{ mm}$ 的GrC15球. 试验前, 将摩擦钢球在丙酮中超声清洗并烘干, 在恒定载荷5 N和0.01 m/s的线速度下进行测试, 滑动圈数为1 000圈和5 000圈. 每种工况下的试验均重复3次, 取平均值.

采用光学显微镜(Nikon Optihot-2)分析超亲水改性、摩擦学试验后的样品表面特征. 对试件表面不同时间阶段的表面形貌进行观测, 分析紫外线照射后表

面亲水性随照射时间变化的机理以及表面亲水性的保持性.

## 2 结果与讨论

### 2.1 丁腈橡胶润湿性表征

图2给出了丁腈橡胶表面接触角随紫外线-臭氧照射时间的变化趋势, 以及水滴在丁腈橡胶表面拖动的过程. 从图2中可以看出, 未经过处理的丁腈橡胶表面接触角均接近于 $92^\circ$ , 即未经过紫外线-臭氧照射处理的丁腈橡胶表现为疏水, 而经过一定时间的紫外线-臭氧照射后丁腈橡胶表面接触角可接近于 $0^\circ$ , 可见紫外线-臭氧照射能够有效改善丁腈橡胶亲水性, 同时也增大丁腈橡胶表面能. 其表面润湿性随紫外线照射时间的增加由疏水到亲水变化, 从变化趋势可以看

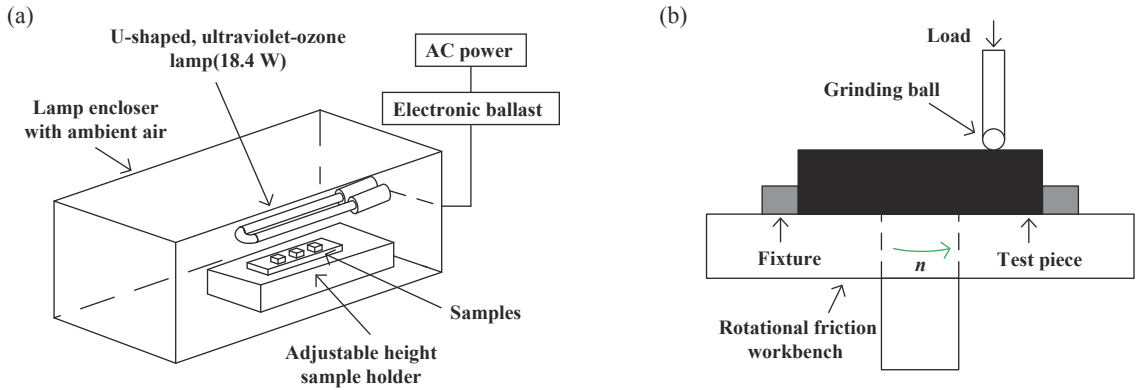


Fig. 1 Schematic of ultraviolet-ozone lamp setup using a U-shaped (a) and schematic of the rotational friction test  
图 1 紫外线臭氧灯设置示意图(a)和摩擦磨损试验机示意图(b)

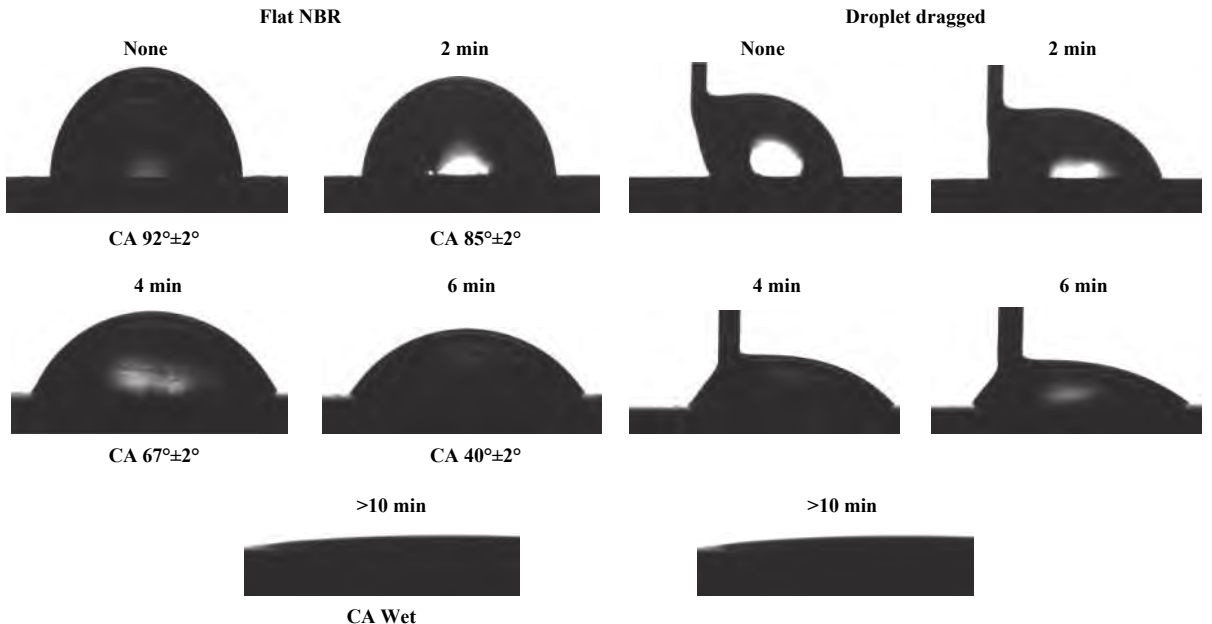


Fig. 2 Contact angle images for water droplets and droplets dragged on NBR rubber  
图 2 丁腈橡胶表面水滴拖动和水滴的接触角图像

出,接触角在10 min内减小速度很快,10~30 min内接触角还在减小但是减小速度明显减慢,在30 min之后接触角达到0°且较为稳定,即表现为完全润湿.可见,丁腈橡胶基底能被紫外线-臭氧改性为亲水和超亲水表面.

由于静态接触角测试不稳定且存在误差,而且并不能完全解释清楚界面超亲水和超疏水,因此需要对丁腈橡胶表面的前进角、后退角和接触角滞后等进行测量.图3(a)给出了丁腈橡胶样品在紫外线-臭氧照射前后表面的静态接触角随时间变化,图3(b)给出了丁腈橡胶样品在紫外线-臭氧照射前后表面的前进角、后退角和接触角滞后随时间变化的试验结果.随着紫外线-臭氧照射的时间增加,其前进角、后退角和接触

角滞后均明显减小.同时液滴在橡胶表面拖动的图像也证明其接触角滞后减小.

### 2.2 表面亲水性改性与表面氧化

丁腈橡胶在紫外线-臭氧照射10 s后就改善了润湿性,仅用10 min的紫外线-臭氧照射处理即可实现表面的完全润湿性.这是由于在紫外线-臭氧(UVO)照射中,254 nm光导致臭氧被连续合成与分解以及原子氧连续产生,如图4所示.同时丁腈橡胶表面层中的含碳有机键被破坏,这些开放键位点与氧的吸附位点发生反应,形成高活性的极性表面基团(C-O, C=O, and O-C=O),从而形成活性亲水表面<sup>[17-19]</sup>.

图5给出了丁腈橡胶表面经过1 h紫外线-臭氧照射和2 h烘箱干燥处理后的光学显微图,可以明显看出

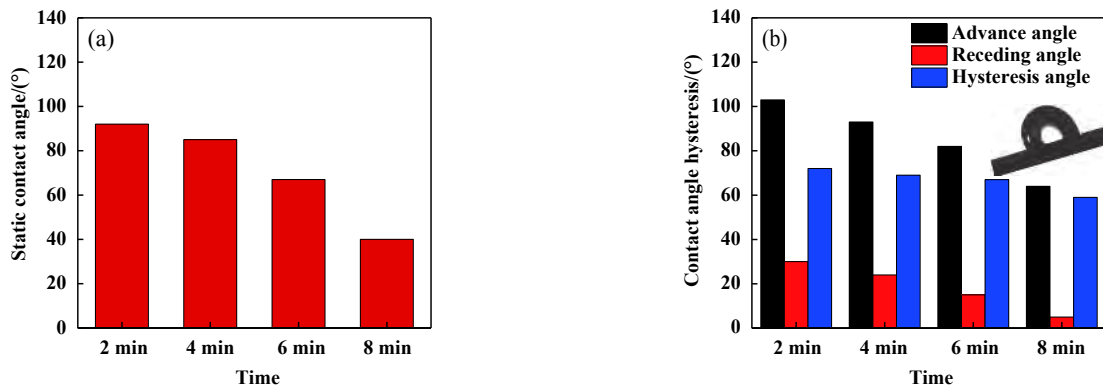


Fig. 3 Comparison of static contact angles and contact angle hysteresis for water on NBR rubber

图3 丁腈橡胶表面静态接触角和接触角滞后

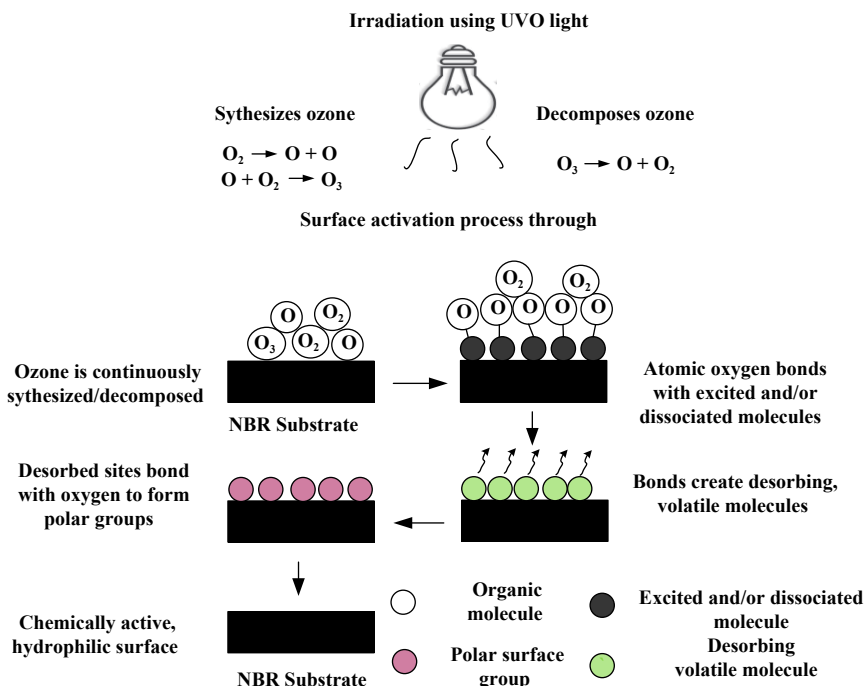


Fig. 4 Schematic of ultraviolet-ozone surface activation processes.

图4 紫外线-臭氧表面活化过程

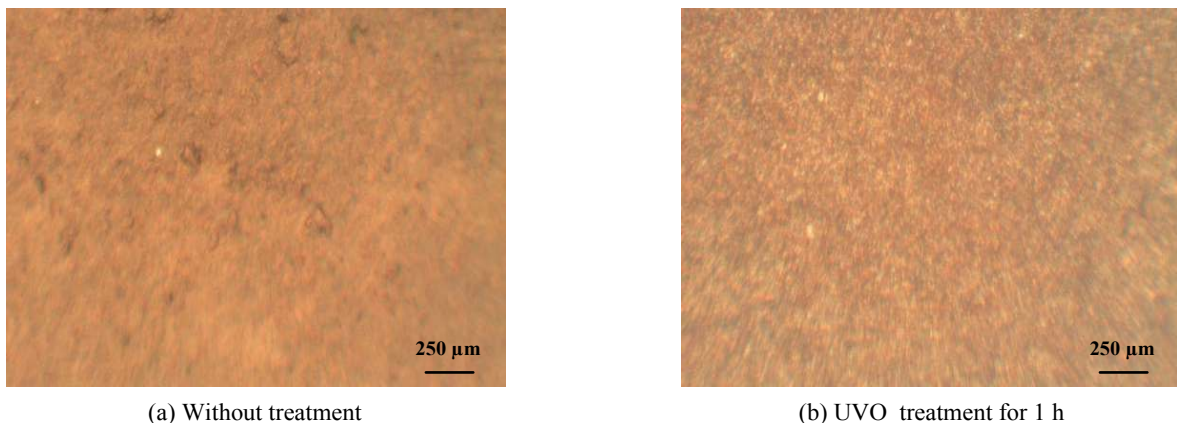


Fig. 5 Comparison of surface morphology of NBR rubber with UVO treatment.

图5 紫外线臭氧照射的丁腈橡胶试件表面形貌

在橡胶表面有氧化膜生成. 紫外线照射组合导致臭氧被连续合成和分解并且不断产生原子氧, 丁腈橡胶表面在紫外线-臭氧照射后, 表面层含碳有机键不稳定, 与大量氧、臭氧发生反应, 在短时间照射下橡胶表面产生微弱的氧化膜.

因此, 通过紫外线-臭氧照射的丁腈橡胶试件表面表现的亲水和超亲水性是由于紫外线-臭氧照射过程中试件表面被氧化, 由于紫外线-臭氧照射过程中试件表面亲水活性基团增强了丁腈橡胶的亲水性从而导致表面的高润湿性. 另外表面能增加也是橡胶润湿性转变的原因之一<sup>[17]</sup>.

### 2.3 表面亲水机械耐久性与疏水恢复性

使用MFT-5000型摩擦磨损试验机研究了丁腈橡胶在紫外线臭氧照射改性后超亲水表面的机械耐久性, 在恒定载荷5 N和0.01 m/s的线速度下, 分别进行1 000和5 000次循环摩擦, 并通过光学显微镜观测磨痕, 如图6所示. 由图6可知, 磨痕随着摩擦圈数的增加而增大.

记录磨损试验前后水滴滴落表面的情况. 在磨损

试验之前, 滴落表面的水滴不受任何阻碍在橡胶表面完全铺开. 在1 000次循环磨损测试之后, 当水滴滴落表面和磨痕处, 水滴还是能在橡胶表面润湿, 但在磨痕处的水滴厚度小于磨痕外的水滴厚度, 所以轻微磨痕影响亲水性, 但没有破坏亲水性. 在5 000次摩擦循环后, 橡胶表面磨痕处表现出疏水特性, 即无论水滴滴落的起始位置如何, 水滴均会被磨痕分离.

上述试验表明, 轻微的磨痕不会破坏橡胶表面的亲水性, 当表面出现明显磨痕时, 橡胶表面亲水性被破坏, 这说明紫外线臭氧照射丁腈橡胶改性的亲水表面具有较强的机械耐久性. 此外, 图7给出了丁腈橡胶在室温静置下随时间变化的静态接触角测试结果, 由图7可知, 丁腈橡胶表面的超亲水性发生轻微改变但仍保持较好的亲水状态, 表明紫外线臭氧照射丁腈橡胶改性的亲水表面具有较好的亲水保持性.

### 2.4 摩擦学性能

为了分析干摩擦和水润滑状态下, 表面润湿性对摩擦性能的影响机理, 使用MFT-5000型摩擦磨损试验机研究了丁腈橡胶在紫外线臭氧照射超亲水改性

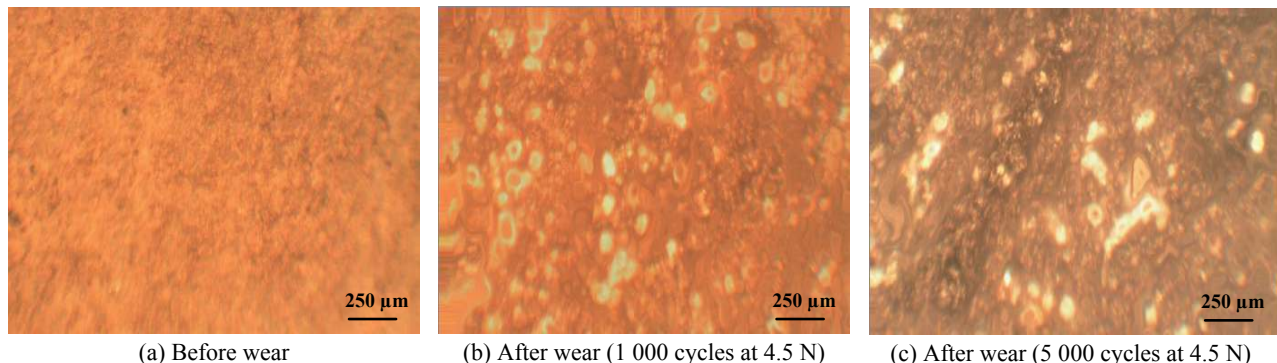


Fig. 6 Optical micrographs of the treatment samples before and after wear experiment

图6 磨损试验前后样品的光学显微照片

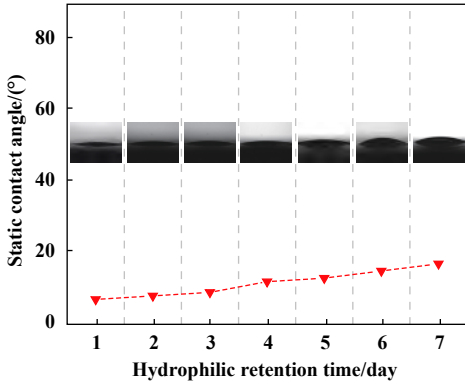


Fig. 7 Hydrophilic contact angle retention.  
图7 丁腈橡胶样品的亲水保持性对比

前后的摩擦性能。图8给出了不同载荷,线速度为0.01 m/s的条件下,亲水性和疏水性丁腈橡胶在干摩擦和水润滑条件下的摩擦系数随时间的变化趋势。同时亲水性和疏水性丁腈橡胶在干摩擦和水润滑条件下的磨损率如图9中所示。在干摩擦和水润滑状态下,亲水性丁腈橡胶摩擦系数、磨损率及摩擦系数开始波动的时间均明显优于疏水性橡胶。亲水性丁腈橡胶表面摩擦系数减小,磨损率降低,耐磨性增加的原因,是由于微弱氧化膜的产生,导致亲水性表面出现一层硬质的涂

层,增加了丁腈橡胶硬度,从而减小黏性摩擦阻力,因此摩擦系数减少,磨损率降低。

试验结果表明,在紫外线臭氧照射情况下,丁腈橡胶表面的微结构(微纳尺度)发生变化,使丁腈橡胶从疏水性转变为亲水/超亲水性,同时表面产生微弱氧化膜。亲水性丁腈橡胶相对于疏水性摩擦系数明显减小,磨损率降低,耐磨性明显增加。

### 3 结论

a. 丁腈橡胶试件经紫外线-臭氧照射过程中,臭氧的连续合成和分解与丁腈橡胶表面发生化学反应形成高活性的极性基团,亲水基团增多以及表面能增大改善了橡胶表面亲水/超亲水性。

b. 丁腈橡胶表面在紫外线-臭氧照射过程中表面层有机键不稳定,与大量氧、臭氧发生反应。在短时间照射下橡胶表面产生微弱的氧化膜,氧化膜使其表面耐磨。在干摩擦和水润滑状态下,亲水性丁腈橡胶摩擦系数明显减小,磨损率降低,表面耐磨性增加。

c. 丁腈橡胶亲水/超亲水表面机械耐久性强,亲水保持性好。轻微磨痕不会破坏橡胶表面的亲水性,当磨损表面出现明显磨痕时,橡胶表面亲水性被破坏。

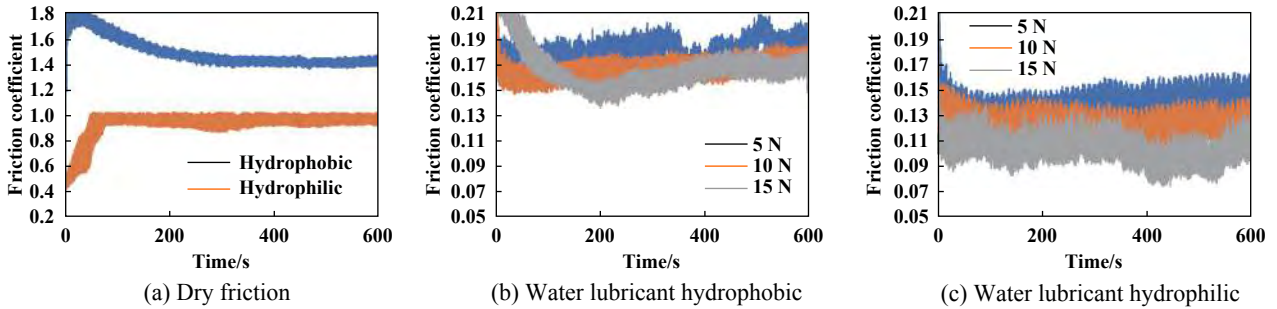


Fig. 8 Friction coefficient of hydrophilic and hydrophobic nitrile butadiene rubber under dry friction and water lubrication  
图8 干摩擦和水润滑条件下亲水和疏水丁腈橡胶表面摩擦性能试验结果

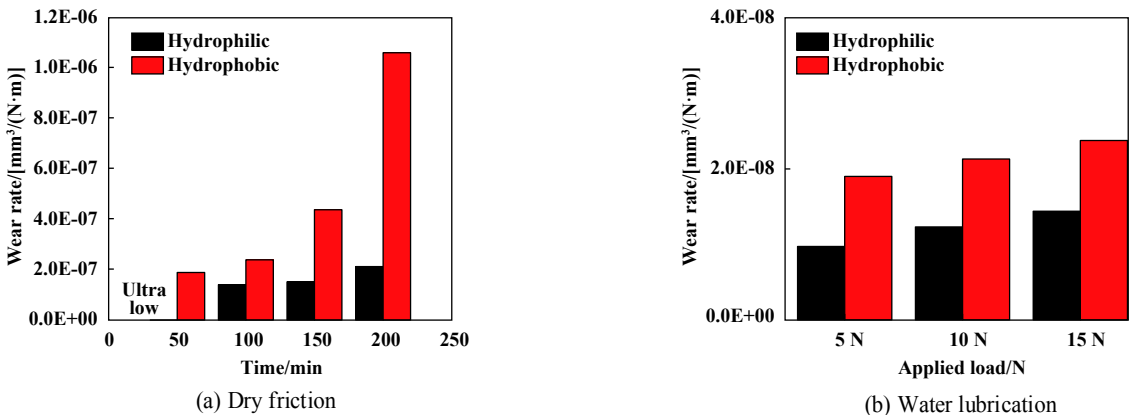


Fig. 9 Wear rate of hydrophilic and hydrophobic nitrile butadiene rubber under dry friction and water lubrication  
图9 干摩擦和水润滑条件下水和疏水丁腈橡胶表面磨损率

长时间室温静置下橡胶表面的超亲水性基本没有改变.

## 参考文献

- [1] Nishimoto S, Bhushan B. Bioinspired self-cleaning surfaces with superhydrophobicity, superoleophobicity, and superhydrophilicity [J]. *Rsc Advances*, 2013, 3(3): 671–690. doi: [10.1039/C2RA21260A](https://doi.org/10.1039/C2RA21260A).
- [2] Rothstein J P. Slip on superhydrophobic surfaces[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2010, 42: 89–109. doi: [10.1146/annurev-fluid-121108-145558](https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-121108-145558).
- [3] Bhushan B. Bioinspired structured surfaces[J]. *Langmuir*, 2012, 28(3): 1698–1714. doi: [10.1021/la2043729](https://doi.org/10.1021/la2043729).
- [4] Lv F, Rao Z, Ta N, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment[J]. *Tribology International*, 2017, 109: 390–397. doi: [10.1016/j.triboint.2017.01.008](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.01.008).
- [5] Zhang H, Hua M, Dong G N, et al. Boundary slip surface design for high speed water lubricated journal bearings[J]. *Tribology International*, 2014, 79: 32–41. doi: [10.1016/j.triboint.2014.05.022](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.022).
- [6] Solomon B R, Khalil K S, Varanasi K K. Drag reduction using lubricant-impregnated surfaces in viscous laminar flow[J]. *Langmuir*, 2014, 30(36): 10970–10976. doi: [10.1021/la5021143](https://doi.org/10.1021/la5021143).
- [7] Song Dong, Song B, Hu H, et al. Effect of a surface tension gradient on the slip flow along a superhydrophobic air-water interface[J]. *Physical Review Fluids*, 2018, 3(3): 033303. doi: [10.1103/PhysRevFluids.3.033303](https://doi.org/10.1103/PhysRevFluids.3.033303).
- [8] Bhushan B, Jung Y C. Natural and biomimetic artificial surfaces for superhydrophobicity, self-cleaning, low adhesion, and drag reduction[J]. *Progress in Materials Science*, 2011, 56(1): 1–108. doi: [10.1016/j.pmatsci.2010.04.003](https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2010.04.003).
- [9] Bongaerts J H, Fourtouni K, Stokes J R. Soft-tribology: lubrication in a compliant PDMS–PDMS contact[J]. *Tribology International*, 2007, 40(10-12): 1531–1542. doi: [10.1016/j.triboint.2007.01.007](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.01.007).
- [10] Huang W, Jiang L, Zhou C, et al. The lubricant retaining effect of micro-dimples on the sliding surface of PDMS[J]. *Tribology International*, 2012, 52: 87–93. doi: [10.1016/j.triboint.2012.03.003](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.03.003).
- [11] Wei Q, Cai M, Zhou F, et al. Dramatically tuning friction using responsive polyelectrolyte brushes[J]. *Macromolecules*, 2013, 46(23): 9368–9379. doi: [10.1021/ma401537j](https://doi.org/10.1021/ma401537j).
- [12] Luo J B, Wen S Z, Sheng X Y, et al. Substrate surface energy effects on a liquid lubricant film at nanometer scale[J]. *Lubrication Science*, 1998, (11): 23–36.
- [13] Yang Shuyan, Guo Feng, Ma Chong, et al. Influences of the liquid/solid wettability on thin hydrodynamic lubrication films[J]. *Tribology*, 2010, 30(2): 203–208 (in Chinese) [杨淑燕, 郭峰, 马冲, 等. 固液润湿性对流体动压润滑薄膜的影响[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(2): 203–208]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.02.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.02.015).
- [14] Guo F, Wong P L. An anomalous elastohydrodynamic lubrication film: inlet dimple[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(2): 425–434. doi: [10.1115/1.1866165](https://doi.org/10.1115/1.1866165).
- [15] Zang Shuyan, Guo Feng, Li Chao. Influence of surface wettability on lubrication by limited lubricant supply[J]. *Tribology*, 2017, 37(4): 429–434 (in Chinese) [臧淑燕, 郭峰, 李超. 表面亲润性对限量供油润滑影响的研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4): 429–434]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.04.002](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.04.002).
- [16] Guo Y, Wang J X, Li K, et al. Tribological properties and morphology of bimodal elastomeric nitrile butadiene rubber networks[J]. *Materials & Design (1980-2015)*, 2013, 52: 861–869.
- [17] Efimenko K, Wallace W E, Genzer J. Surface modification of Sylgard-184 poly (dimethyl siloxane) networks by ultraviolet and ultraviolet/ozone treatment[J]. *Journal of colloid and interface science*, 2002, 254(2): 306–315. doi: [10.1006/jcis.2002.8594](https://doi.org/10.1006/jcis.2002.8594).
- [18] Romero M D, Pastor M M, Martín J M, et al. Addition of ozone in the UV radiation treatment of a synthetic styrene-butadiene-styrene (SBS) rubber[J]. *International journal of adhesion and adhesives*, 2005, 25(4): 358–370. doi: [10.1016/j.ijadhadh.2004.12.001](https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2004.12.001).
- [19] Zhao Q, Li X, Gao J. Aging behavior and mechanism of ethylene-propylene-diene monomer (EPDM) rubber in fluorescent UV/condensation weathering environment[J]. *polymer Degradation and Stability*, 2009, 94(3): 339–343. doi: [10.1016/j.polymdegradstab.2008.12.007](https://doi.org/10.1016/j.polymdegradstab.2008.12.007).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018169

# 几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究

吴继强<sup>1</sup>, 王黎钦<sup>1,2\*</sup>, 陆宇帆<sup>1</sup>, 古乐<sup>1</sup>, 张传伟<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 航空航天轴承技术及装备工信部重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨工业大学 机器人技术与系统国家重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150080)

**摘要:** 针对圆柱滚子轴承直母线滚子在接触出现的边缘应力集中现象, 采用对滚子进行几何修形的方法, 运用拟动力学分析方法开展轴承滚子受力和相对运动关系分析. 在此基础上, 综合考虑轴承接触工况、滚子修形参数和真实表面粗糙度等因素, 建立圆柱滚子轴承混合润滑数学模型, 分析滚子修形参数和转速对轴承润滑性能的影响. 结果表明: 从润滑角度判断, 滚子母线凸度量 $\delta$ 和滚子端头圆角半径 $r$ 均存在一个优化区间, 使得最大受载滚子接触表面最大油膜压力和次表层最大 von Mises 应力 $\sigma$ 显著减小, 边缘效应弱化;  $\delta$ 和 $r$ 对中心膜厚 $h_c$ 和摩擦系数 $f$ 的影响较小; 转速的增大会使 $h_c$ 变厚,  $f_c$ 和 $\sigma$ 减小, 且混合润滑状态下转速对修形滚子的 $\sigma$ 变化显著, 修形后的滚子较未修形的滚子润滑性能要好.

**关键词:** 圆柱滚子轴承; 拟动力学; 有限长接触; 滚子几何修形; 混合润滑

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0470-09

## Geometric Modification on Mixed Lubrication Performance of Low-Speed Cylindrical Roller Bearing

WU Jiqiang<sup>1</sup>, WANG Liqin<sup>1,2\*</sup>, LU Yufan<sup>1</sup>, GU Le<sup>1</sup>, ZHANG Chuanwei<sup>1</sup>

(1. MIIT Key Laboratory of Aerospace Bearing Technology and Equipment,  
Harbin Institute of Technology, Heilongjiang Harbin 150001, China

2. State Key Laboratory of Robotics and System, Harbin Institute of Technology, Heilongjiang Harbin 150080, China)

**Abstract:** Specific to the stress concentration at the edges of straight generatrix shape roller in cylindrical roller bearing, the method of geometric modification on roller was used. The forces acting on a roller and the relative motion for the bearing were carried out with the quasi-dynamic analysis method. By considering the contact conditions, roller modification parameters and real surface roughness, a mixed lubrication model was established. The effect of different roller modification parameters and speeds on the lubrication performance of bearing were calculated. The results from the judgement of lubrication show that both the roller convexity and roller round corner radius at roller ends,  $\delta$  and  $r$ , having the optimized range to make the maximum oil film pressure and subsurface maximum von Mises stress ( $\sigma$ ) decreased significantly, and weakened the edge effect. The  $\delta$  and  $r$  had insignificant effect on average film thickness at center ( $h_c$ ) and friction coefficient ( $f$ ). With an increase rotation speed of the bearing, the  $h_c$  increased while the  $f$  and  $\sigma$  decreased, and the effect of the rotational speed on the  $\delta$  of modified roller appeared to be significant in the mixed lubrication status. Compared to the roller without modification, roller with modification showed better lubrication performance.

Received 12 November 2018, revised 23 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: lqwanghit@163.com, Tel: +86-451-86402012.

The project was supported by the National Key Research and Development Program of China (2018YFB0703804) and the National Natural Science Foundation of China (U1637206).

国家重点研发计划课题(2018YFB0703804)和国家自然科学基金-联合重点项目(U1637206)资助.

**Key words:** cylindrical roller bearing; quasi-dynamic; finite line contacts; roller geometric modification; mixed lubrication

圆柱滚子轴承接触界面的润滑状况对其可靠性和传动系统寿命影响十分显著. 然而, 此类轴承在运行过程中容易出现滚子与滚道接触端面应力集中现象<sup>[1]</sup>, 尤其是在最大受载滚子与内滚道的接触区域越明显, 这进一步使润滑状态恶化. 针对此问题, 工程中滚子一般都具有凸度修形与倒角来弱化边缘效应, 因此深入研究滚子修形对轴承润滑性能的影响, 对提高轴承的可靠性和寿命具有十分重要的理论指导意义和工程应用价值.

早期分析修形滚子对轴承力学性能的影响主要侧重于有限元的方法<sup>[2-3]</sup>, 没有将滚子修形与润滑结合起来统一分析, 对于线接触润滑分析模型大多基于无限长假设和光滑表面, 与轴承接触界面的实际情况不符. 关于考虑粗糙表面的有线长接触混合润滑研究, 国内外学者做了很多开拓性的工作. Ren等<sup>[4]</sup>提出了考虑粗糙表面的三维线接触弹流润滑模型. Zhu等<sup>[5]</sup>改进了线接触弹流混合润滑模型, 使之针对于齿轮和轴承等关键传动零部件, 考虑了滚子修形、表面粗糙度等工程实际问题. He等<sup>[6]</sup>研究了材料硬化对界面润滑的影响, 进一步分析了修形滚子和带涂层滚子的润滑性能<sup>[7-8]</sup>, 并模拟了弹塑性表面滚动接触润滑行为<sup>[9]</sup>. Wei等<sup>[10]</sup>研究了修形对摩擦的影响. Cao等<sup>[11]</sup>考虑滚子表面粗糙度, 分析了不同倒角长度和倒角半径的润滑情况. 孙浩然等<sup>[12-13]</sup>在有限长弹流中考虑热效应, 研究了不同修形滚子的热弹流特性, 进一步分析了工况参数对凸度量影响<sup>[14]</sup>.

本文作者结合轴承拟动力学分析, 综合考虑轴承接触界面接触载荷、有限长滚子接触几何、滚子修形参数、真实表面粗糙度等因素, 建立能反映圆柱滚子轴承实际工况的混合润滑模型, 并探讨滚子母线凸度量、滚子端头圆角半径和转速对轴承的润滑特性的影响, 将滚子修形和润滑有机结合, 为低速重载轴承进一步参数优化提供润滑理论依据.

## 1 数值计算模型

### 1.1 圆柱滚子轴承运动与受力分析

圆柱滚子轴承在运转时, 由于离心力的作用, 导致轴承在运转过程中不可避免地出现打滑, 尤其是在高速工况下, 打滑越明显. 因此在计算轴承滚道与滚子接触面的速度时, 不能简单地看成纯滚动, 文中将采用基于Harris模型的拟动力学分析方法来求解滚子

和滚道的表面速度. 图1为轴承的结构示意图, 外圈固定,  $\omega$ 为内圈角速度,  $\omega_j$ 为滚子自转角速度,  $\omega_c$ 为保持架的角速度,  $D_i$ 为内滚道直径,  $D_o$ 为外滚道直径,  $D_m$ 为节圆直径,  $D_r$ 为滚子直径,  $F_r$ 为径向载荷,  $Q_0$ 为受载滚子最大法向载荷,  $\phi_j$ 为受载滚子中心线与径向载荷作用线之间的夹角,  $Q_j$ 为 $\phi_j$ 位置上滚子所受的径向载荷. 滚子的受力如图2所示,  $P_{ij}$ 和 $P_{oj}$ 为流体动压力;  $F_{ij}$ 和 $F_{oj}$ 为油膜摩擦力;  $F_d$ 和 $f_{dj}$ 分别为保持架对滚子的法向作用力和摩擦力;  $Q_{ij}$ 和 $Q_{oj}$ 为滚道作用于滚子的法向载荷;  $F_w$ 为离心力. 假设圆柱滚子轴承做匀速运转, 其最大受载滚子的运动力学平衡方程组及滚子与

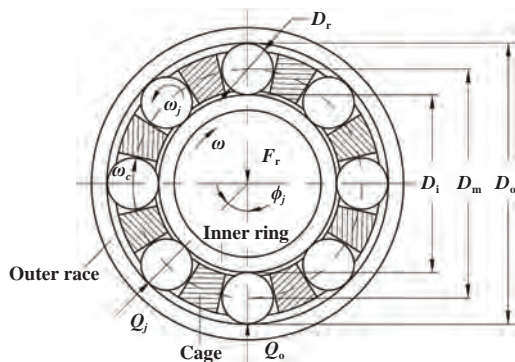


Fig. 1 Structural schematic diagram of bearing  
图 1 轴承结构示意图

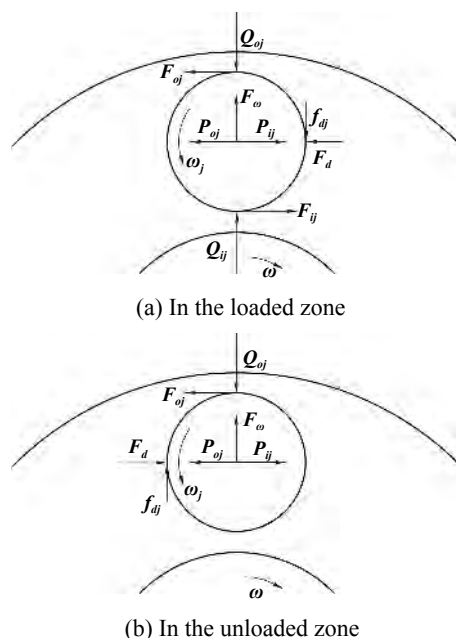


Fig. 2 Forces acting on the roller  
图 2 滚子受力分析



滚道的接触表面速度求解过程见文献[15-17].

## 1.2 圆柱滚子接触几何

轴承圆柱滚子和内滚道的润滑接触可视为一个当量圆柱与一个平板的有限长线接触问题<sup>[5]</sup>,如图3所示.图中 $R_1$ 、 $R_2$ 分别为 $x$ 向滚子的最大接触曲率半径和内滚道接触曲率半径; $W$ 为施加在滚子的法向载荷; $a$ 为赫兹接触半宽, $l$ 为滚子长度.

考虑滚子采用端头倒圆角修形和母线凸度量修形,得到修形滚子的结构示意图如图4所示,图中 $R_c$ 为 $x$ 轴向滚子中心距倒圆角中心的距离, $y_c$ 为 $y$ 轴向滚子中心距倒圆角中心的距离, $R_y$ 为滚子的凸度半径, $l_c$ 为滚子端头圆角长度, $r$ 为滚子端头圆角半径, $\delta$ 为滚子母线凸度量.

由图4可知,滚子有限长原始间隙有以下几何关系<sup>[5,7-8,18]</sup>:

$$f(x,y) = R_x - \sqrt{D^2 - x^2} \quad (1)$$

式中: $R_x$ 为 $x$ 滚动方向接触的最大综合曲率半径, $R_x = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ ,当 $|y| \leq l/2 - l_c$ 时,

$$D = \sqrt{R_y^2 - y^2} - (R_y - R_x) \quad (2)$$

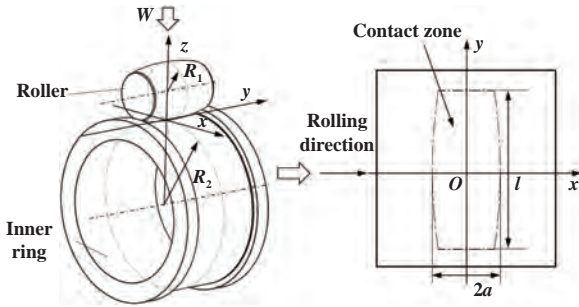


Fig. 3 Geometry of finite line contact and computational domain

图3 有限长线接触几何模型示意图和求解域

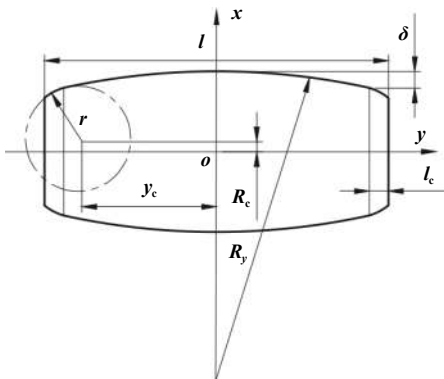


Fig. 4 Modified roller structure diagram

图4 修形滚子的结构示意图

其中: $R_y = [\delta^2 + (l - 2l_c)^2 / 4] / (2\delta)$ .

当 $l/2 - l_c < |y| \leq l/2$ 时,

$$D = R_c + \sqrt{r^2 - d^2} \quad (3)$$

其中: $d = |y| - y_c$ ,  $y_c = (l/2 - l_c)(1 - r/R_y)$ ,  $R_c = \sqrt{(R_y - r)^2 - y_c^2} - (R_y - R_x)$ .

## 1.3 混合润滑基本方程

滚子与内滚道接触界面的混合润滑数值求解采用Zhu和Hu<sup>[19-20]</sup>开发的混合润滑计算模型,该模型被不断改进<sup>[21-24]</sup>,可以用于模拟边界润滑、混合润滑和全膜润滑较宽范围的润滑状态.求解域内的压力由雷诺方程控制, $x$ 坐标轴与滚动速度方向重合,等温线接触雷诺方程可表示为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (4)$$

式中: $h$ 为油膜厚度分布; $p$ 为求解域中的压力分布; $u_1$ 和 $u_2$ 分别为滚子和内滚道的表面速度; $\eta$ 和 $\rho$ 为润滑油的黏度与密度.

线接触油膜厚度方程可以表示为

$$h = h_0(t) + f(x,y) + \delta_1(x,y,t) + \delta_2(x,y,t) + v_e(x,y,t) \quad (5)$$

式中: $h_0(t)$ 为法向逼近; $\delta_1(x,y,t)$ 、 $\delta_2(x,y,t)$ 分别为两接触表面的粗糙度; $v_e(x,y,t)$ 为接触表面弹性变形,采用Boussinesq积分求解,其表达式如下:

$$v_e(x,y,t) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi,\zeta,t)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2}} d\xi d\zeta \quad (6)$$

润滑剂黏度-压力关系为

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (7)$$

润滑剂密度-压力关系为

$$\rho = \rho_0 \left( 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (8)$$

载荷平衡方程如下:

$$w(t) = \iint_{\Omega} p(x,y,t) dx dy \quad (9)$$

在混合润滑状态下,油膜润滑和粗糙峰接触共存,因此界面摩擦力也由两部分组成,通过剪切应力在整个计算域上积分来获得<sup>[25-26]</sup>.表面粗糙峰的干接触或者边界膜接触引起的滑动摩擦力 $\tau$ 计算如下:

$$\tau = f_b p \quad (10)$$

其中: $f_b$ 为边界摩擦系数,此处取 $f_b=0.15$ .

而润滑油膜中由于润滑剂内剪切力引起的流体内摩擦力采用Bair和Winer的非牛顿黏-弹性模型计算<sup>[27]</sup>,见式(11).

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\tau}}{G_\infty} - \frac{\tau_L}{\eta} \ln\left(1 - \frac{\tau}{\tau_L}\right) \quad (11)$$

式中:  $G_\infty$ 和 $\tau_L$ 分别为润滑油的极限剪切弹性模量与极限剪切应力。

接触体表面以下应力计算可通过下列公式求解<sup>[28]</sup>:

$$\sigma_{ij}(x, y, z) = \iint_{\Omega} [T_{ij}^{xx}(x-x', y-y', z)q_x(x', y') + T_{ij}^{yy}(x-x', y-y', z)q_y(x', y') + T_{ij}^{zz}(x-x', y-y', z)p(x', y')] dx' dy' \quad (12)$$

$i, j = x, y, z$

式中:  $q_x(x', y')$ 和 $q_y(x', y')$ 为作用于点 $(x', y')$ 的单位切向力;  $p(x', y')$ 为作用于点 $(x', y')$ 的单位法向力;  $T_{ij}^{xx}$ 、 $T_{ij}^{yy}$ 和 $T_{ij}^{zz}$ 分别为 $q_x(x', y')$ 、 $q_y(x', y')$ 和 $p(x', y')$ 在点 $(x, y, z)$ 处引起的应力。

## 2 数值计算

通过拟动力学分析获得的滚子与滚道接触区接触工况(接触载荷、卷吸速度、滑滚比)及已知的润滑剂参数和表面粗糙度等参数作为混合润滑计算的输入。将表面弹性变形、润滑剂黏度和密度计算公式与Reynolds方程联立, 建立微分积分方程组, 并采用准系统数值解法<sup>[19-20]</sup>进行求解。其中表面弹性变形计算采用快速傅里叶变换(FFT)<sup>[28-29]</sup>方法进行计算。

混合润滑数值计算具体迭代求解步骤如下: (1)由已知的初始压力分布, 通过弹性变形方程求取初始表面弹性变形; (2)然后将初始弹性变形和原始间隙代入油膜方程计算初始膜厚; (3)将润滑剂参数, 运动参数与初始膜厚一并代入雷诺方程, 将求解域内全部节点压力计算出来; (4)利用节点压力分布, 重复步骤(1~3), 直到压力和载荷满足设定的收敛精度0.000 1, 在整个求解域边界上设置 $p=0$ 作为雷诺方程求解的边界条件。

## 3 结果与讨论

### 3.1 基本参数

根据上文建立的圆柱滚子轴承线接触混合润滑模型, 以NU 2226型圆柱滚子轴承作为研究对象, 对最大受载滚子与内滚道接触的润滑性能进行分析。轴承基本参数如下:  $D_i$ 为157 mm,  $D_o$ 为211 mm,  $D_m$ 为184 mm, 滚子数为17,  $D_r$ 为27 mm,  $l$ 为48 mm, 滚子与内外圈材料弹性模量为206 GPa, 泊松比为0.3, 质量密度为7.865 g/cm<sup>3</sup>。未修形滚子参数:  $l_c$ 为0.5 mm,  $r$ 为6 mm,  $\delta$ 为0 mm。润滑剂基本参数: 初始黏度 $\eta_0=0.073$  8 Pa·s, 黏压系数 $\alpha=22.39$  GPa<sup>-1</sup>, 润滑计算边界为 $-2.5 \leq X \leq 1.5$ ,  $-1.7 \leq Y \leq 1.7$ , 其中 $X$ 和 $Y$ 是求解域中的无量纲坐标,  $X=x/a$ ,  $Y=2y/l$ , 网格划分为256×256。滚子和内滚道表面粗糙度采用Bruker光学轮廓仪实测出来。滚子和内滚道的表面粗糙度如图5所示, 两表面复合粗糙度均方根为0.275 μm。

### 3.2 滚子母线凸度量对轴承润滑性能的影响

在工程实际中, 最佳的滚子母线凸度量由很多因素决定, 如各类加工安装误差, 轴承设计几何参数, 运行工况等, 因此本小节将取一组算例, 滚子 $l_c$ 为0.5 mm,  $r$ 为6 mm,  $\delta$ 由0 mm增至0.02 mm, 径向载荷 $F_r$ 为100 kN, 内圈转速为500 r/min, 以此来分析同一工况条件下 $\delta$ 对最大受载滚子润滑性能的影响。图6为最大受载滚子在不同滚子母线凸度量下光滑表面的润滑情况。图6(c)中,  $h$ 为油膜厚度,  $P_h$ 为最大赫兹压力, 横坐标表示 $Y$ 方向的求解域,  $Z$ 坐标表示接触表面以下应力计算的无量纲深度。由图6可以得出, 随着 $\delta$ 不断增大, 中心平均油膜厚度 $h_c$ 逐渐变小, 摩擦系数 $f$ 逐渐增大, 但总体上变化较小; 次表层最大von Mises应力 $\sigma$ 先从1 283 MPa减小到777 MPa, 减小率约为39%, 然后逐渐增大到855 MPa, 增长率约为10%, 应力值拐点对应的 $\delta$ 约在0.011 mm附近。若 $\delta$ 较小时, 滚子最大压力峰值和 $\sigma$ 在

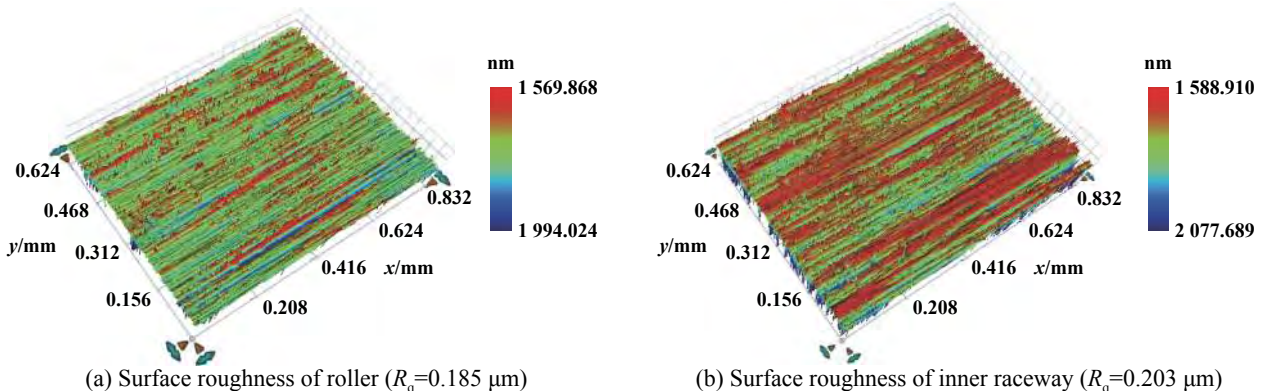
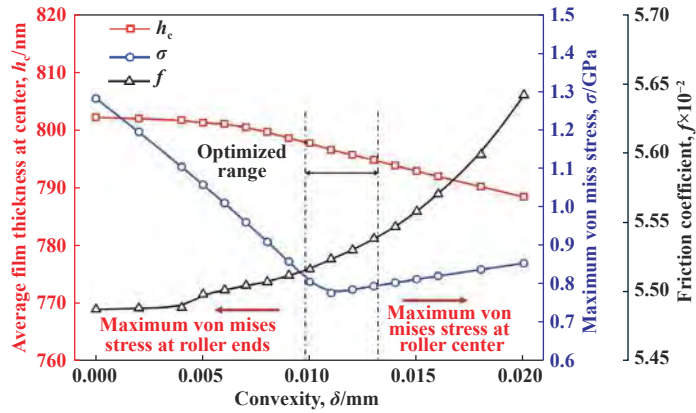
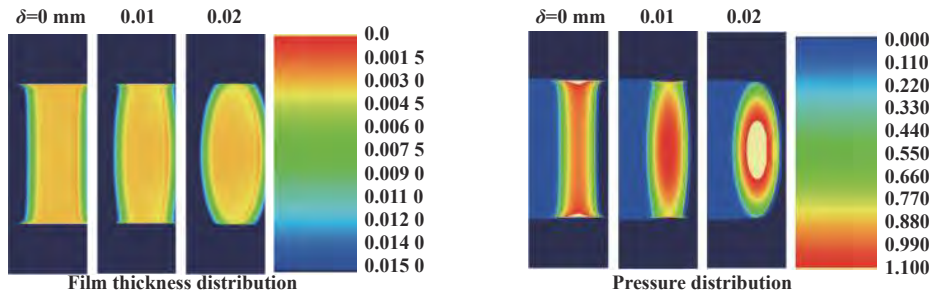


Fig. 5 Surface roughness of roller and inner raceway

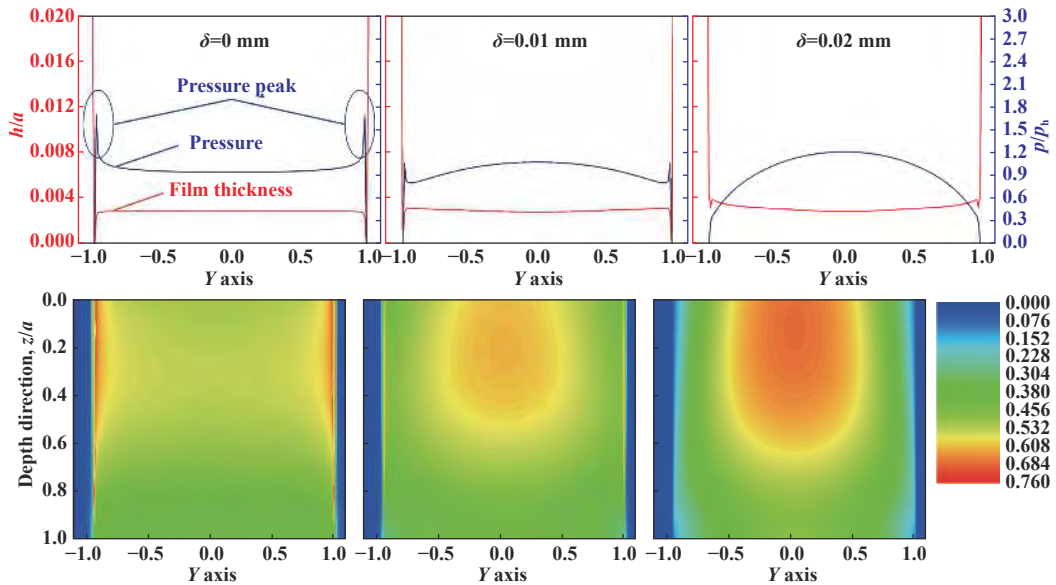
图 5 滚子与内滚道表面粗糙度



(a) Average film thickness at center, subsurface maximum von Mises stress and friction coefficient



(b) The distribution of film thickness and pressure

(c) Pressure and film thickness profiles along the  $Y$  direction and subsurface von Mises stress distributionFig. 6 Smooth lubrication solution at different roller convexity,  $P_H=1.25$  GPa,  $a=0.2545$  mm图6 不同滚子母线凸度量下光滑表面润滑解,  $P_H=1.25$  GPa,  $a=0.2545$  mm

两端较明显,随着 $\delta$ 的变大,最大压力峰值和 $\delta$ 逐渐沿滚子轴线向中部集中, $\delta$ 较大时,滚子最大压力峰值和 $\sigma$ 在滚子的中部较明显。当 $\delta$ 处于0.01~0.013 mm的应力拐点区间范围时,可以使滚子接触表面的载荷分布更加均匀,进而改善滚子与滚道接触界面的润滑性能。

### 3.3 滚子端头圆角半径对轴承润滑性能的影响

同样地,最佳滚子端头圆角半径与轴承几何参数

和运行工况紧密相关,为研究滚子端头圆角半径这一因素对轴承润滑性能的影响,在不改变 $l_c$ ,  $\delta(l_c=0.5$  mm,  $\delta=0$  mm)和工况的情况下,  $r$ 由3 mm增至50 mm,分析同一工况条件下 $r$ 对最大受载滚子润滑性能的影响。图7为滚子端头圆角半径对最大受载滚子与内滚道之间的平均油膜厚度,次表层最大von Mises应力和摩擦系数的影响。从图7可以看出,随着 $r$ 的增大,  $h_c$ 基本保

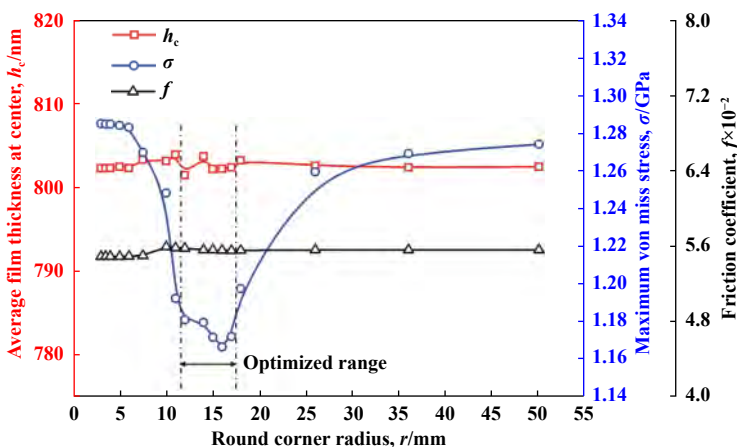


Fig. 7 Smooth lubrication solution at different roller round corner radius,  $P_h=1.25$  GPa,  $a=0.2545$  mm

图 7 不同滚子端头圆角半径下光滑表面润滑解,  $P_h=1.25$  GPa,  $a=0.2545$  mm

持在 802 nm 上下浮动,  $f$  在滚子为 7.5~10 mm 时出现略微增长, 而后基本保持在 0.055 附近, 但总体上  $r$  对  $h_c$  和  $f$  的影响甚微;  $\sigma$  则随着  $r$  的增大而先减小后增大, 最小应力值对应的  $r$  为 16 mm, 其中  $r$  在 12~17 mm 的区间时应力值变化较小, 且该取值能让最大承载滚子拥有较好的润滑性能. 图 8 绘制了两个对比算例的油膜厚度及压力分布轮廓图. 通过两者对比, 可以发现  $r$  为 16 mm 时得到的压力峰值要低于  $r$  为 6 mm 的结果, 弱化了边缘效应, 两者的油膜厚度则无明显的差别.

### 3.4 低转速下转速对轴承润滑性能的影响

轴承在服役过程中, 不可避免地存在启停阶段以及在较低转速下运行, 且工程实际中, 直接的粗糙接触经常是导致表面失效的主要原因, 例如滑动磨损、划痕和接触疲劳点蚀. 图 9 给出了不同转速下未修形滚子光滑解和粗糙解以及修形滚子粗糙解的接触表面最大压力峰值, 可以看出在未修形的情况下, 粗糙解的最大压力峰值要显著高于光滑解, 尤其是在低转

速工况下, 对比滚子修形前后粗糙解的最大压力峰值, 可见由粗糙表面引起的最大压力峰值得到明显的改善, 因此, 真实表面的存在使得滚子修形更为重要, 在分析转速对轴承润滑性能的影响时, 为了更加真实地反映接触界面的润滑状态, 接触表面粗糙度因素不可忽略. 在  $F_t$  为 100 kN 下, 图 10 绘制了轴承内圈从 100 r/min 逐渐升高至 3 000 r/min 过程中, 最大承载滚子与内滚道之间润滑特性变化曲线图, 其中: A 表示未修形滚子, B 表示修形滚子. B 的修形参数为  $l_c=0.5$  mm,  $r=16$  mm,  $R_y=0.01$  mm.

由图 10 可知, 随着转速逐渐变大, 滚子和内滚道两接触表面的卷吸速度随之增大, 表面速度的增加引起流体动压效应增强,  $h_c$  由此增加, 使得滚子和内滚道接触表面逐渐分离, 粗糙峰接触(油膜浅黄色接触区域)减小,  $f$  和  $\sigma$  逐渐减小, 润滑性能变好. 在较低转速的同一工况下, B 的  $f$  相比于 A 要大, 随着转速的增大,  $f$  相差越来越小, 在转速超过约 2 500 r/min 时, B 的  $f$  小

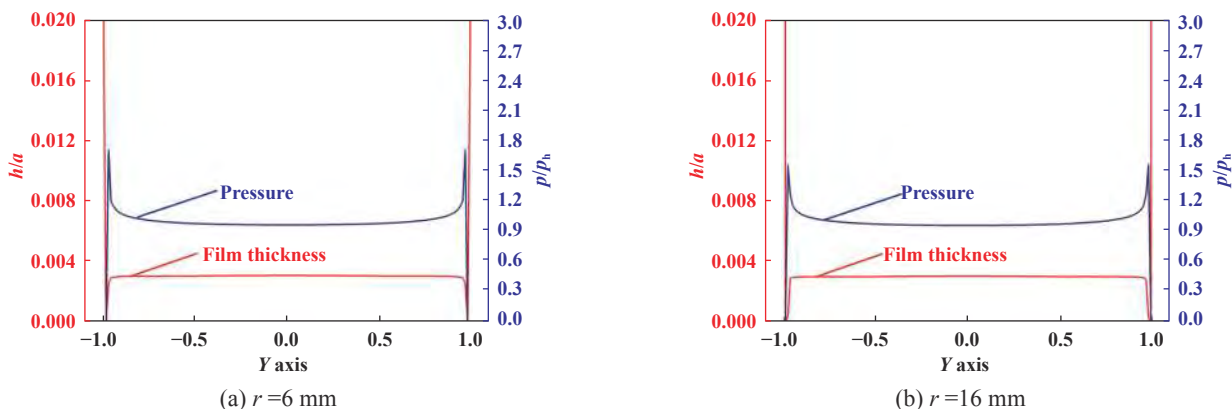


Fig. 8 Pressure and film thickness profiles along the Y direction

图 8 油膜厚度和压力分布图

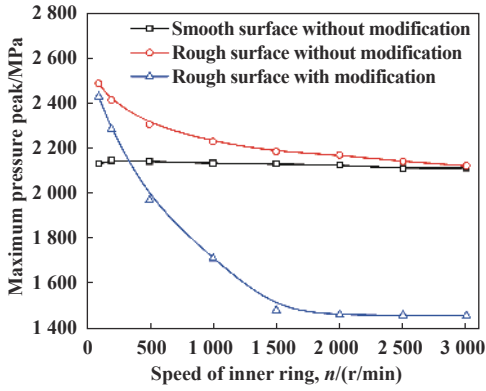


Fig. 9 Maximum pressure peak of roller with and without modification under different rotation speeds

图9 不同转速下未修形与修形滚子的最大压力峰值

于A,  $h_c$ 则略大于A. 当转速减小至500 r/min时, 膜厚小于3, 此时总的施加载荷由流体动力润滑和表面粗糙峰共同承担, 润滑状态由全膜润滑转变为混合润滑, 同转速下, B的 $\sigma$ 要小于A且在混合润滑状态下B的 $\sigma$ 变化较为显著. 滚子修形后, 轴承的润滑性能得到了改善. 图11为A和B在100和3 000 r/min时的油膜压力图和 $X=0$ 处的膜厚与压力分布. 从图11可以看出, 随着转速的升高, 膜厚随之变厚, 接触表面的干接触比例减

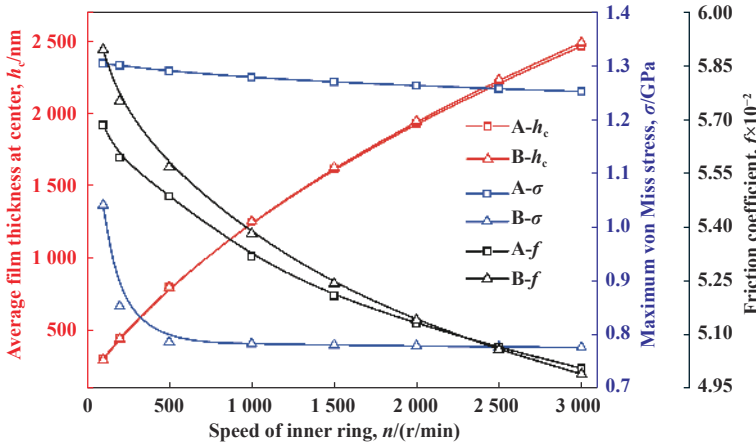
小. 同时, 在同一转速下滚子经过修形后, 其两端的边缘效应得到明显改善, 且B的压力峰值要小于A的值.

### 4 结论

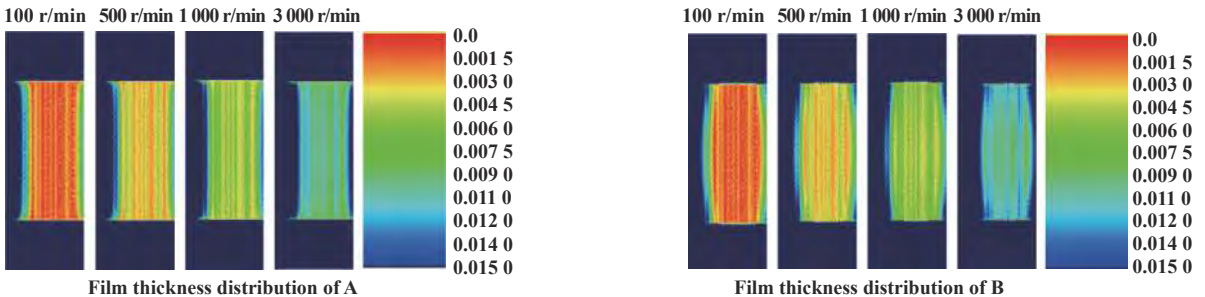
a. 基于拟动力学分析, 综合考虑了圆柱滚子轴承接触工况、有限长滚子接触几何、滚子修形参数、表面粗糙度和瞬态效应等因素, 建立了实际工况下圆柱滚子轴承混合润滑数值分析模型.

b. 滚子修形参数对轴承润滑性能分析中, 滚子母线凸度和端面圆角半径对接触界面的中心膜厚和摩擦系数的影响较小, 对接触压力影响较大. 两者均存在一个优化区间, 能更好地均匀滚子载荷分布使得表面压力峰值和次表层最大von Mises应力显著减小, 边缘效应弱化.

c. 内圈转速对轴承润滑性能的影响中, 表面粗糙度的存在使得未修形滚子的接触压力显著增大, 尤其是在低转速的工况下, 因此真实表面的存在使得滚子修形更为重要, 当转速不断增大时, 膜厚随之增大, 摩擦系数和次表层最大von Mises应力随之减小, 润滑状态由混合润滑转变为全膜润滑, 混合润滑状态下修形滚子的应力变化尤为显著. 滚子修形后明显改善了接



(a) Average film thickness at center, subsurface maximum von Mises stress and friction coefficient



(b) The distribution of film thickness

Fig. 10 Effects of rotation speed on lubrication performance

图10 转速对润滑性能的影响

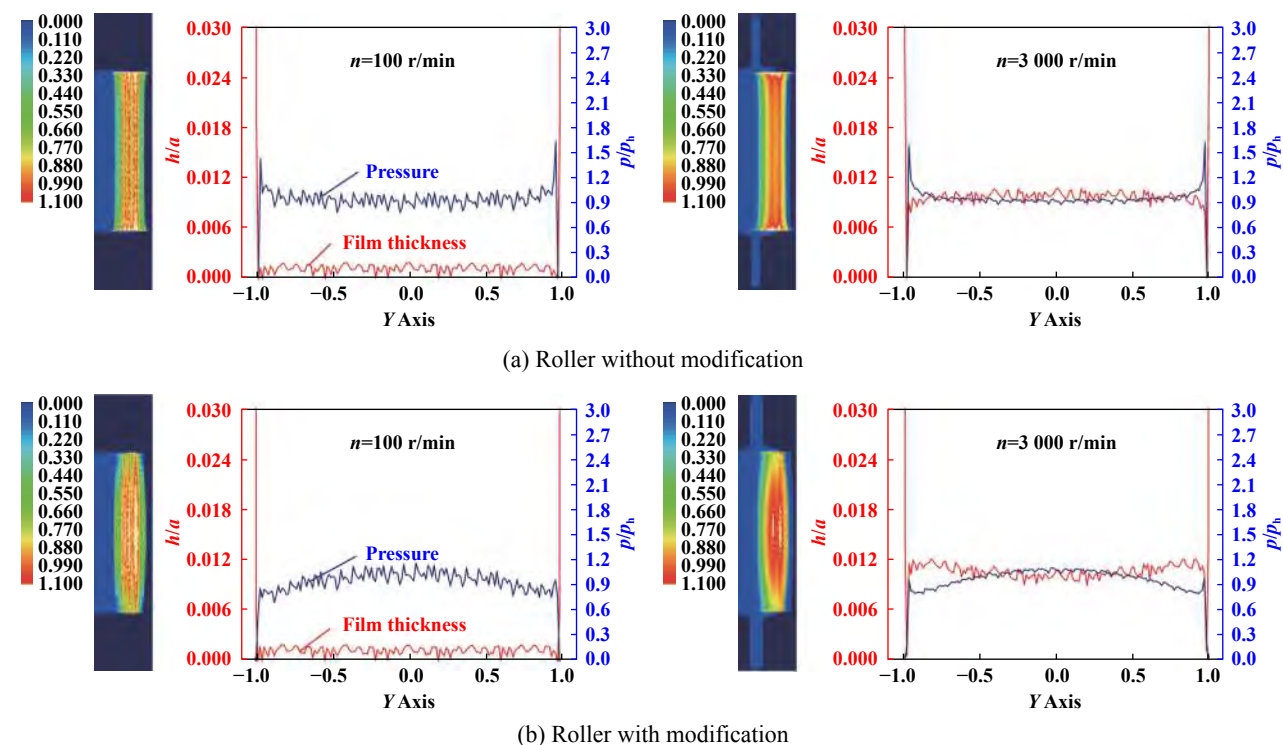


Fig. 11 The distribution of film thickness and pressure

图 11 油膜厚度和压力分布图

触表面压力和应力集中现象, 润滑性能变好。

## 参考文献

- [1] Wang Shifeng, Duan Fuxuan, Yao Zhiguo. Study on application of crowned profile on cylindrical rollers[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2004, (7): 91–92 (in Chinese) [王世锋, 段富宣, 姚志国. 圆柱滚子凸度设计应用[J]. 制造技术与机床, 2004, (7): 91–92]. doi: 10.3969/j.issn.1005-2402.2004.07.035.
- [2] Wei Yangang, Ma Wen. Finite element analysis on crowing of roller for cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2004, (4): 1–4 (in Chinese) [魏延刚, 马文. 圆柱滚子轴承滚子凸度量有限元分析[J]. 轴承, 2004, (4): 1–4]. doi: 10.3969/j.issn.1000-3762.2004.04.001.
- [3] Liu Yankui, Shen Wei, Wei Yangang. Effect of roller profile on stress in cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2007, (3): 1–3 (in Chinese) [刘彦奎, 沈卫, 魏延刚. 滚动物体素线形状对圆柱滚子轴承应力的影响[J]. 轴承, 2007, (3): 1–3]. doi: 10.3969/j.issn.1000-3762.2007.03.001.
- [4] Ren N, Zhu D, Chen W W, et al. A three-dimensional deterministic model for rough surface line-contact EHL Problems[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(1): 011501. doi: 10.1115/1.2991291.
- [5] 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. doi: 10.1115/1.4005952.
- [6] He Tao, Wang Jiayu, Zhu Dong, et al. Analysis of plasto-elastohydrodynamic lubrication in point contacts[J]. Tribology, 2015, 35(5): 564–572 (in Chinese) [何涛, 王家序, 朱东, 等. 点接触弹塑性流体动力润滑研究[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(5): 564–572]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.05.008.
- [7] He T, Wang J X, Wang Z J, et al. Simulation of plasto-elastohydrodynamic lubrication (PEHL) in line contacts of infinite and finite length[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(4): 041505. doi: 10.1115/1.4030690.
- [8] He T, Zhu D, Yu C J, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication model for finite roller-coated half space interfaces[J]. Tribology International, 2018, 134: 178–189.
- [9] He T, Zhu D, Wang J X. Simulation of plasto-elastohydrodynamic lubrication (PEHL) in a rolling contact[J]. Journal of Tribology, 2016, 138(3): 031503. doi: 10.1115/1.4032137.
- [10] Wei B, Wang J X, Zhou G W, et al. Mixed lubrication analysis of modified cycloidal gear used in the RV reducer[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(2): 121–134. doi: 10.1177/1350650115593301.
- [11] 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. doi: 10.1108/ILT-03-2016-0055.
- [12] Sun Haoyang, Chen Xiaoyang, Yang Peiran. Thermal elastohydrodynamic lubrication of cylindrical rollers with crown profiled ends at heavy load[J]. Journal of Mechanical Engineering,

- 2004, 40(7): 99–104 (in Chinese) [孙浩洋, 陈晓阳, 杨沛然. 相交圆弧修形滚子的重载热弹流研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 99–104]. doi: [10.3321/j.issn:0577-6686.2004.07.020](https://doi.org/10.3321/j.issn:0577-6686.2004.07.020).
- [13] Sun Haoyang, Chen Xiaoyang, Liu Chunhao, et al. Study on thermal EHL performance of Lundberg profiled rollers and the modification of its crowning value[J]. Tribology, 2008, 28(1): 68–72 (in Chinese) [孙浩洋, 陈晓阳, 刘春浩, 等. Lundberg对数滚子的热弹流特性及其凸度量的修正[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(1): 68–72]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2008.01.013](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2008.01.013).
- [14] Sun Haoyang, Chen Xiaoyang, Zhang Hongxin. Crowning design for the logarithmic profile roller according to a thermal elastohydrodynamic lubrication (EHL) theory[J]. Tribology, 2010, 30(6): 567–571 (in Chinese) [孙浩洋, 陈晓阳, 张宏信. 对数滚子的热弹流凸度量设计研究[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(6): 567–571]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.06.010](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.06.010).
- [15] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. Tribology Transactions, 1966, 9(3): 229–241.
- [16] Jia Zhibo, Qiu Ming. Slip rate calculation of high speed and light load cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 1999, (4): 4–6 (in Chinese) [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].
- [17] 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. doi: [10.1177/1350650116631453](https://doi.org/10.1177/1350650116631453).
- [18] Pu Wei, Wang Jiaxu, Li Junyang, et al. Analysis of longitudinal modification on lubrication performance of filtering reducer[J]. Tribology, 2014, 34(4): 393–399 (in Chinese) [蒲伟, 王家序, 李俊阳, 等. 齿向修形对滤波减速器润滑性能的影响分析[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 393–399]. doi: [10.16078/j.tribology.2014.04.016](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2014.04.016).
- [19] Zhu D, Hu Y Z. The study of transition from full film elastohydrodynamic to mixed and boundary lubrication[C]. The Advancing Frontier of Engineering Tribology, Proceedings of the 1999 STLE/ASME HS Cheng Tribology Surveillance, 1999: 150–156.
- [20] Hu Y Z, Zhu D. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 1–9. doi: [10.1115/1.555322](https://doi.org/10.1115/1.555322).
- [21] Liu Y C, Wang Q, Wang W Z, et al. Effects of differential scheme and mesh density on EHL film thickness in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 641–653. doi: [10.1115/1.2194916](https://doi.org/10.1115/1.2194916).
- [22] Zhu D. On some aspects of numerical solutions of thin-film and mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(5): 561–579. doi: [10.1243/13506501JET259](https://doi.org/10.1243/13506501JET259).
- [23] Ren N, Zhu D, Chen W W, et al. Plasto-elastohydrodynamic lubrication (PEHL) in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 031501.
- [24] He T, Ren N, Zhu D, et al. Plasto-elastohydrodynamic lubrication (PEHL) in point contacts for surfaces with three-dimensional sinusoidal waviness and real machined roughness[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(3): 031504. doi: [10.1115/1.4027478](https://doi.org/10.1115/1.4027478).
- [25] Zhu D, Wang J, Wang Q. On the Stribeck curves for lubricated counterformal contacts of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(2): 1–10.
- [26] He T, Zhu D, Wang J X, et al. Experimental and numerical investigations of the stribeck curves for lubricated counterformal contacts[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(2): 021505.
- [27] Bair S, Winer W O. A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data[J]. Journal of Tribology, 1979, 101(3): 258–264.
- [28] Liu S B, Wang Q. Studying contact stress fields caused by surface tractions with a discrete convolution and fast fourier transform algorithm[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 36–45. doi: [10.1115/1.1401017](https://doi.org/10.1115/1.1401017).
- [29] Wang W Z, Wang H, Liu Y C, et al. A comparative study of the methods for calculation of surface elastic deformation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(2): 145–154. doi: [10.1243/13506500360603570](https://doi.org/10.1243/13506500360603570).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018196

# D2车轮钢原始组织对滑动磨损性能的影响

辛悦<sup>1</sup>, 赵秀娟<sup>1,2</sup>, 潘金芝<sup>1,2</sup>, 潘睿<sup>1</sup>, 任瑞铭<sup>1,2\*</sup>

(1. 大连交通大学 材料科学与工程学院, 辽宁 大连 116028;

2. 大连交通大学 辽宁省轨道交通关键材料重点实验室, 辽宁 大连 116028)

**摘要:** 采用MRH-5A型环块磨损试验机对D2车轮钢及U71Mn钢轨钢采取对磨方式进行滑动磨损试验, 研究原始组织对D2车轮钢滑动磨损性能的影响。结果表明: 以回火索氏体(TS)为原始组织的D2车轮钢比片状珠光体组织(P)+先共析铁素体(F)的D2车轮钢具有更好的耐磨性能。P+F和TS表面磨损机制均以磨粒磨损和黏着磨损为主, 而P+F表面磨损更严重且伴随大块白层剥落现象。TS塑性变形层更薄, 其内的铁素体细化成纳米晶, 粒状渗碳体不发生剪切变形, 主要以溶解为主, 不易形成较厚的白层, 不发生大块剥落现象, 提高耐磨性能。

**关键词:** D2车轮钢; 回火索氏体; 滑动摩擦; 磨损性能; 组织演变

中图分类号: TG142.1+1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0479-10

## Influences of Microstructure on Sliding Wear Performance of D2 Wheel Steel

XIN Yue<sup>1</sup>, ZHAO Xiujuan<sup>1,2</sup>, PAN Jinzhi<sup>1,2</sup>, PAN Rui<sup>1</sup>, REN Ruiming<sup>1,2\*</sup>

(1. Dalian JiaoTong University, School of Material Science and Engineering, Liaoning Dalian 116028, China

2. Dalian JiaoTong University, Key Laboratory of Key Material of Rail Transit in Liaoning Province, Liaoning Dalian 116028, China)

**Abstract:** MRH-5A ring block wear tester was used to conduct sliding wear tests on D2 wheel steel and U71Mn rail steel by means of pair-wear tests to study the effect of original structure of D2 wheel steel on its sliding wear performance. The results showed that D2 wheel steel with tempered sorbite (TS) had better wear resistance than D2 wheel steel with lamellar pearlite structure (P)+ proeutectoid ferrite (F). The wear mechanisms of P+F and TS were mainly abrasive wear and adhesive wear, while the wear of P+F was more severe accompanied with the peeling of large white etching layers (WEL). For TS, the plastic deformation layer was thinner, and the ferrite was refined into nanocrystalline. No shear deformation occurred on the granular cementite but dissolution was mainly presented. Because a thicker WEL was unlikely to form and this prevented large peeling, and hence improved the wear resistance.

**Key words:** D2 wheel steel; tempered sorbite; sliding wear; wear property; microstructure evolution

在高速铁路实际运行过程中, 车轮钢轨之间会出现摩擦磨损现象, 不仅存在滚动摩擦运动, 也出现相对横向径向的滑动摩擦, 尤其是列车启动、刹车及转弯时不能忽视滑动摩擦产生的破坏作用<sup>[1]</sup>。影响轮轨间滑动摩擦磨损性能的因素有很多, 如高温环境会使金属材料组织发生变化而引起材料磨损性能的变化<sup>[2-5]</sup>, 而在实际工况下, 滑动摩擦也可能受到电流、磁场、高温作用和气氛环境等复合损伤<sup>[5-12]</sup>。Das等<sup>[13]</sup>和周路海等<sup>[14]</sup>认为, 磨损是一个材料损失的动态过程, 材料的耐磨性与其显微组织和性能演化密切相关。高彩桥等<sup>[15]</sup>对45钢等温处理得到的片状珠光体和调质处理得到的粒状珠光体的耐磨性能进行研究, 表明

化<sup>[2-5]</sup>, 而在实际工况下, 滑动摩擦也可能受到电流、磁场、高温作用和气氛环境等复合损伤<sup>[5-12]</sup>。Das等<sup>[13]</sup>和周路海等<sup>[14]</sup>认为, 磨损是一个材料损失的动态过程, 材料的耐磨性与其显微组织和性能演化密切相关。高彩桥等<sup>[15]</sup>对45钢等温处理得到的片状珠光体和调质处理得到的粒状珠光体的耐磨性能进行研究, 表明

Received 19 December 2018, revised 24 February 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: rmren@djtu.edu.cn, Tel: +86-13591195380.

The project was supported by the National Key Basic Research Program of China (973) (2015CB654802).

国家重点基础研究发展规划项目(973)(2015CB654802)资助.



在相同的热处理温度或相同硬度的条件下,片状珠光体的耐磨性均高于粒状珠光体;文献[16]研究经3种热处理方式的碳钢获得不同的组织结构的磨损性能的影响,结果得出马氏体组织最耐磨,珠光体次之,铁素体最不耐磨;Kalousek等<sup>[17]</sup>认为珠光体组织耐磨性优于贝氏体组织,原因在于珠光体加工硬化能力优于贝氏体.如今轮轨运行的高速化使得轮轨的摩擦磨损问题愈发严重,对铁路运输过程中关键的零部件车轮用钢的性能提出了越来越高的要求<sup>[18]</sup>.通过近些年的研究成果可知<sup>[19]</sup>,早些时候在欧洲各国的高速车轮材料大多数用UIC812-3标准的R7钢,组织主要由铁素体+珠光体组成,但是这种高速车轮在运行中裂纹容易沿着铁素体/珠光体边界扩展导致不断出现剥离降低其使用寿命,因此本文中通过改变D2车轮钢原始组织,利用MRH-5A型环块磨损试验机进行滑动磨损试验,研究原始组织对高速车轮钢使用寿命的影响.

## 1 试验材料与方法

本试验中利用MRH-5A型环块磨损试验机,摩擦副采用环-块对摩方式,试样尺寸按照国家标准GB/T 12444-2006制备,其中D2车轮钢加工成环试样,U71Mn钢轨钢加工成块试样,试环和试块的表面粗糙度分别为0.72和0.25  $\mu\text{m}$ ,环块磨损原理如图1所示.其中D2车轮钢化学成分(质量分数)为C: 0.50%~0.56%; Si: 0.90%~1.10%; Mn: 0.90%~1.10%, U71Mn钢轨钢化学成分(质量分数)为C: 0.65%~0.77%; Si: 0.15%~0.35%; Mn: 1.0%~1.40%.为了研究原始组织对D2车轮钢滑动磨损性能的影响,D2车轮钢根据原始组织分为两种,其一取自马鞍山钢铁股份有限公司生产的D2车轮踏面处,组织为片层状珠光体和先共析铁素体(P+F),硬

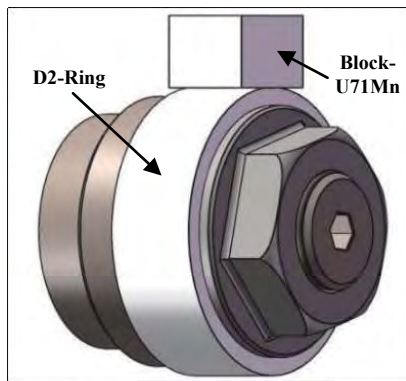
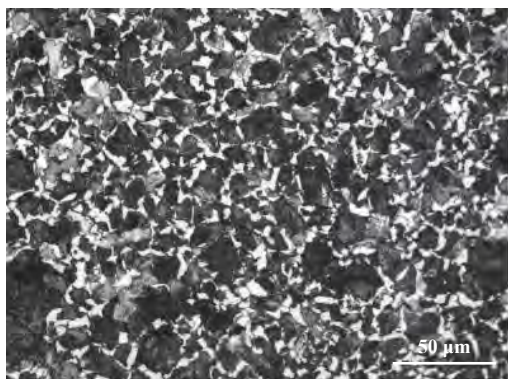


Fig. 1 Illustration of ring-block under sliding wear

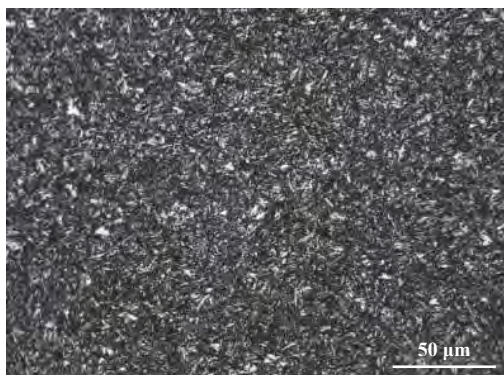
图1 环-块滑动磨损示意图

度约为HB270(HV290);其二将D2车轮钢进行调质处理,淬火温度为850  $^{\circ}\text{C}$ ,保温20 min,高温回火温度600  $^{\circ}\text{C}$ ,保温1 h得到均匀的回火索氏体(TS)组织,硬度约为HB310(HV330),两种原始组织形貌如图2所示.试块U71Mn钢轨钢组织为片层状珠光体,硬度约为HB340(HV360).

本试验设定条件为干摩擦,为了防止试环试块之间温度过高,室温下全程采用工业风扇进行风冷,每30 s停机1次.环-块间接触试验力为150 N,转速为400 r/min.对滑动磨损不同转数下的试样酒精清洗干净后用AX523ZH/E型电子天平进行磨损量的测量,天平精度0.001 g,同一试验参数下做3组试验,并绘制成磨损曲线.对滑动磨损后的试环表面采用SUPRA 55场发射扫描电镜(SEM)进行磨损形貌观察.对磨损不同转数后的D2车轮钢横截面进行金相制样(与运行方向垂直的面为横截面),采用2%硝酸酒精腐蚀后利用Leica DMi8 A倒置金相显微镜(OM)观察,采用硅溶胶机械化学联合抛光腐蚀<sup>[20]</sup>后用SUPRA 55场发射扫描



(a) P+F



(b) TS

Fig. 2 The optical microscope (OM) micrographs of original microstructure of D2 wheel steel

图2 D2车轮钢原始组织的OM照片

电镜进行观察, 分析磨损后表层组织变化过程. 使用聚焦离子束(FIB)在白层区域进行样品制备, 并对该样品采用Talos F200X透射电镜进行结构表征. 采用FM-700显微硬度测试仪对磨损1 200 r后试环横截面进行显微硬度分布测试, 测试载荷0.1 N, 保荷时间15 s.

## 2 试验结果

### 2.1 磨损量分析

图3所示为滑动磨损曲线, 图中TS-U71Mn表示TS对磨试块, P+F-U71Mn表示P+F对磨试块. 由图3可以得出以TS为原始组织的D2车轮钢具有更好的耐磨性能, TS磨损量更低, 比P+F磨损量低了37%. 运行1 200 r之前, P+F和TS之间的磨损量差很小, 仅为9 mg, 1 200 r之后P+F和TS磨损量差距逐渐增大, P+F磨损量始终大于TS磨损量, P+F最终磨损量为103.7 mg, TS最终磨损量为65.6 mg, TS+TS-U71Mn总磨损量也更低. 而试块磨损程度与试环相反, TS-U71Mn磨损量始终高于P+F-U71Mn.

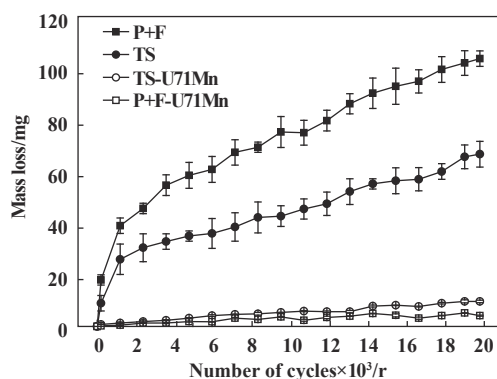
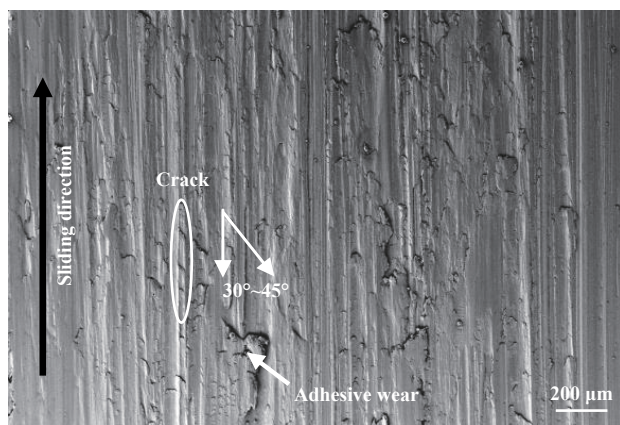


Fig. 3 Variation curves of sliding wear

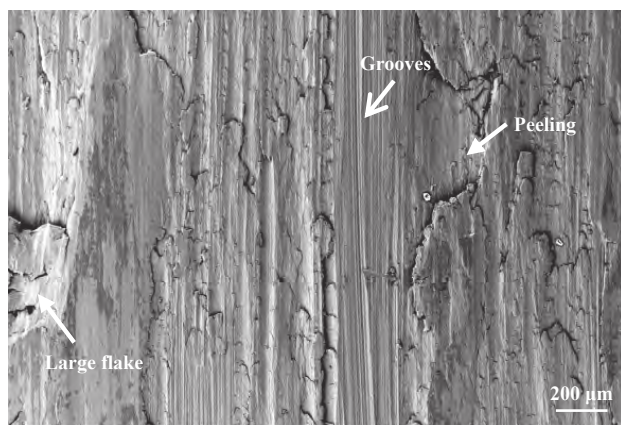
图 3 滑动磨损曲线

### 2.2 表面形貌观察

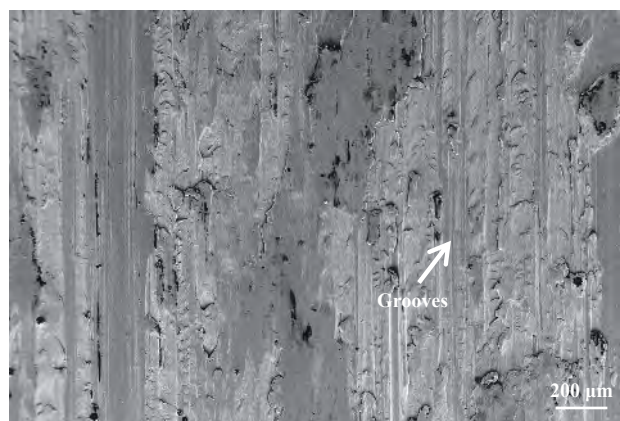
通过对不同转数下的磨损形貌进行大量的观察, 发现P+F和TS滑动磨损200和1 200 r时的表面形貌最为典型, 采用扫描电镜进行了分析, 如图4所示. 在相同滑动磨损条件下P+F和TS表面均存在明显的平行状犁沟, 且犁沟方向与滑动运行方向一致. P+F磨损表面



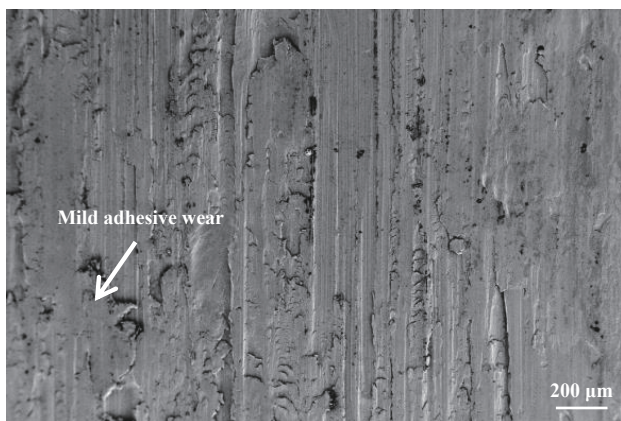
(a) P+F, 200 r



(b) P+F, 1 200 r



(c) TS, 200 r



(d) TS, 1 200 r

Fig. 4 SEM micrographs of worn surface of ring samples after different cycles

图 4 不同转数时试环磨损表面形貌的SEM照片

在200 r时已有较多细小裂纹, 裂纹的特点是起源于脊缘并向犁沟内与摩擦力方向成 $30^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 方向扩展<sup>[21]</sup>, 犁沟深度更大, 且转数为1 200 r时表面裂纹更多更深, 还有明显的大块剥落现象, 如图4(b)所示. P+F磨损机制为严重的磨粒磨损和黏着磨损并伴随着大块剥落痕迹. TS表面犁沟细而浅, 200 r时只有极少细小裂纹, 随着转数增至1 200 r, 出现和P+F磨损表面相同的裂纹, 见图4(d), 但裂纹量少, 还有浅层剥落和轻微的黏着痕迹, TS磨损机制以轻微的磨粒磨损和黏着磨损为主, 剥落浅且少, 所以TS比P+F磨损量低.

## 2.3 磨损表层横截面组织分析

### 2.3.1 光镜观察

为了研究原始组织对D2车轮钢滑动磨损性能的影响, 对滑动磨损运行不同转数后的P+F和TS横截面进行光镜观察, 如图5所示. P+F运行200 r时, 出现最大厚度约 $5\ \mu\text{m}$ 的不均匀连续“白层”(这里的“白层”是指摩擦表面产生的重要特征组织, 通常是摩擦副表面形成的一种相对于基体不易浸蚀且在光学显微镜下呈现白色的硬化层<sup>[22]</sup>; 随着转数增加到1 200 r时, 白层厚度增大, 厚度最大约为 $23\ \mu\text{m}$ , 成月牙形, 裂纹从表面起源并向白层内扩展; 3 000 r时月牙形白层发生剥落, 留下月牙形的剥落坑, 说明1 200 r形成月牙形白层后, 由于白层很脆产生微裂纹, 裂纹向白层内部扩展, 使得白层发生剥落现象; 随着转数继续增加至6 000 r, 形成新的白层的同时继续产生裂纹发生剥落, 白层厚度仍保持在最厚约 $5\ \mu\text{m}$ . 而TS运行200 r时横截面表层未出现白层, 1 200 r时表层出现厚度不均匀, 最大厚度约 $2.3\ \mu\text{m}$ 的白层, 至3 000 r时出现不连续的白层, 最大厚度约 $4\ \mu\text{m}$ , 6 000 r时表层萌生微裂纹并出现较浅的剥落坑痕迹, 同时又形成了新的白层, 此时白层最厚仍保持在约 $4.5\ \mu\text{m}$ . 对比P+F和TS可以得出, P+F和TS磨损后表层均形成白层, 达到一定程度时白层均会发生剥落, 剥落后又会形成新的白层, 白层的形成和剥落是相互交替进行的. P+F磨损表层白层组织形成时期早, 且厚度更大, 并发生大块剥落现象, P+F白层的剥落量远大于TS, 所以在1 200 r之后两者的磨损量差距逐渐增大.

### 2.3.2 扫描电镜观察

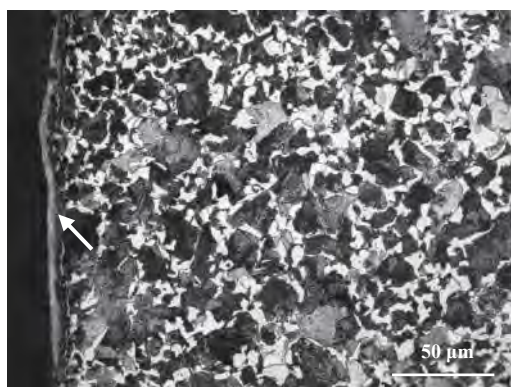
通过光镜观察发现1 200 r时P+F和TS组织差别最大, 所以采用扫描电镜对1 200 r的试样进一步观察. 图6显示了距离表面不同深度时层片状珠光体+先共析铁素体和回火索氏体两种原始组织在塑性变形过程中组织演变的情况.

距离表面 $500\ \mu\text{m}$ 处是未变形的心部基体组织[见图6(g)], P+F中珠光体团呈随机取向分布, 各相邻珠光体片层排列无明显择优取向. 距离表面 $10\sim 15\ \mu\text{m}$ 内先共析铁素体由于发生剧烈变形被拉长为平行于表面的纤维状组织, 与表面平行的未变形珠光体中的片状渗碳体发生拉长断裂, 碎化成颗粒状; 与表面成夹角较小的珠光体片间距明显减小, 片状渗碳体先发生向着运行方向的扭转变形, 最终扭转至平行于运行方向, 之后再被拉长断裂, 形成点列状的碳化物; 与表面成夹角很大的珠光体中的渗碳体先发生剧烈的扭曲变形、断裂、形成小的渗碳体, 之后再扭转至与表面平行的方向. 剧烈塑性变形中的渗碳体有的还可以观察出来自同一珠光体, 大都断裂碎化成颗粒状细小的渗碳体, 并且有明显的溶解细化<sup>[23]</sup>. 珠光体在载荷和切向力的作用下会沿着滑动方向变形, 其中渗碳体硬度高脆性大, 难以扭转变形, 容易发生断裂, 所以大量的渗碳体发生断裂<sup>[24]</sup>[见图6(c)]. 越靠近表面, 塑性变形越剧烈, 距离表面 $5\sim 10\ \mu\text{m}$ 时, 已完全没有珠光体中的片层形态, 珠光体团的铁素体/渗碳体边界已基本消失, 形成了纳米级的铁素体和渗碳体[见图6(c)]. 最表面的白层组织, 形成了等轴的纳米级铁素体和少量的纳米级渗碳体颗粒混合组织, 铁素体纳米晶晶粒更加细小, 颗粒状渗碳体数量更少. 如图6(a)所示, 表层形成的纳米晶区域渗碳体明显减少, 说明在形成纳米晶的区域内渗碳体又发生了溶解, 因此提高了对硝酸酒精腐蚀液的耐蚀性, 表现出了白亮层的特征<sup>[25]</sup>.

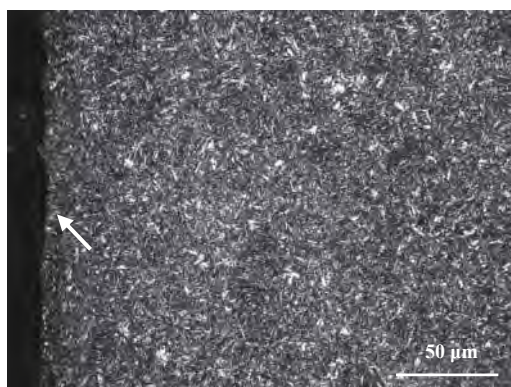
原始组织为TS未变形的基体组织中粒状渗碳体随机分布在铁素体基体上, 晶界和晶内均有分布, 粒状渗碳体尺寸约为 $30\sim 200\ \text{nm}$ . 距离表面 $10\sim 15\ \mu\text{m}$ 内, 铁素体由于塑性变形能力优越, 首先发生明显的塑性变形和晶粒转动, 形成纤维状组织, 而粒状渗碳体由于铁素体塑性变形的挤压作用沿着与磨损表面方向转动分布, 与铁素体发生协调变形<sup>[26-27]</sup>[见图6(f)]. 距离表面越近, 剧烈塑性变形越严重, 距离表面 $5\sim 10\ \mu\text{m}$ 时已经不存在纤维化的现象, 铁素体的变形程度要明显强于粒状渗碳体, 但粒状渗碳体随着变形的增加产生更大程度的扭转变形来协调铁素体的变形<sup>[27]</sup>, 此时铁素体细化成纳米晶粒, 而渗碳体形貌和尺寸上没有太大的变化, 随着进一步变形铁素体晶粒更加细小, 粒状渗碳体尺寸变小数量变少, 粒状渗碳体逐渐溶解, 最终形成白层[见图6(b)].

### 2.3.3 透射电镜观察

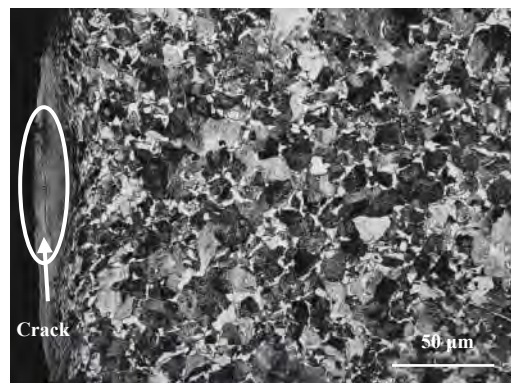
对磨损1 200 r白层组织采用透射电镜进行了观



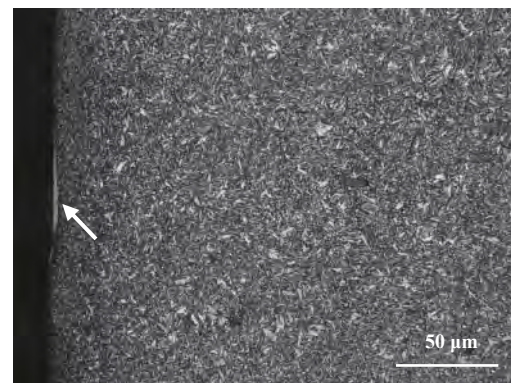
(a) P+F, 200 r



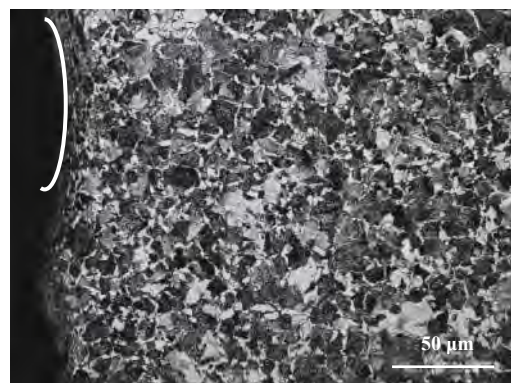
(b) TS, 200 r



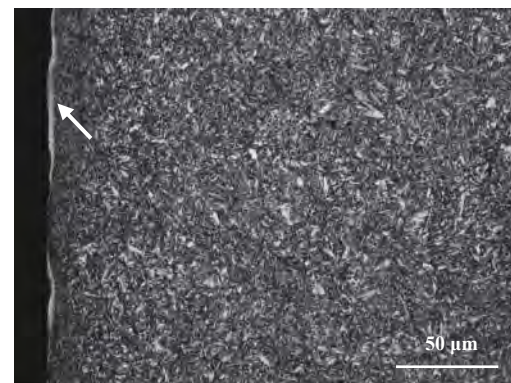
(c) P+F, 1 200 r



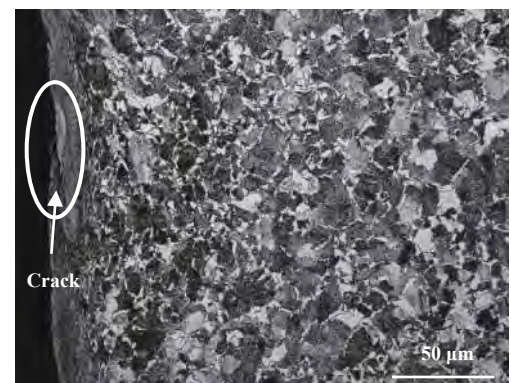
(d) TS, 1 200 r



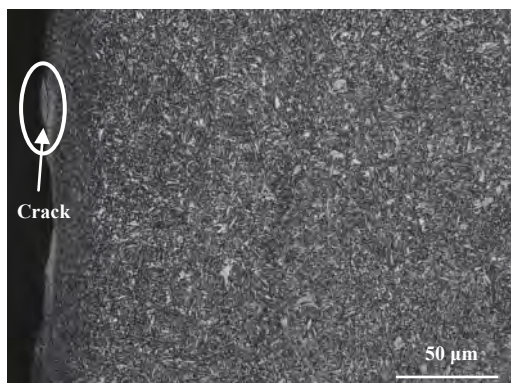
(e) P+F, 3 000 r



(f) TS, 3 000 r



(g) P+F, 6 000 r



(h) TS, 6 000 r

Fig. 5 Cross-sectional OM micrographs of ring samples after different cycles

图 5 不同转数时试环横截面的OM照片

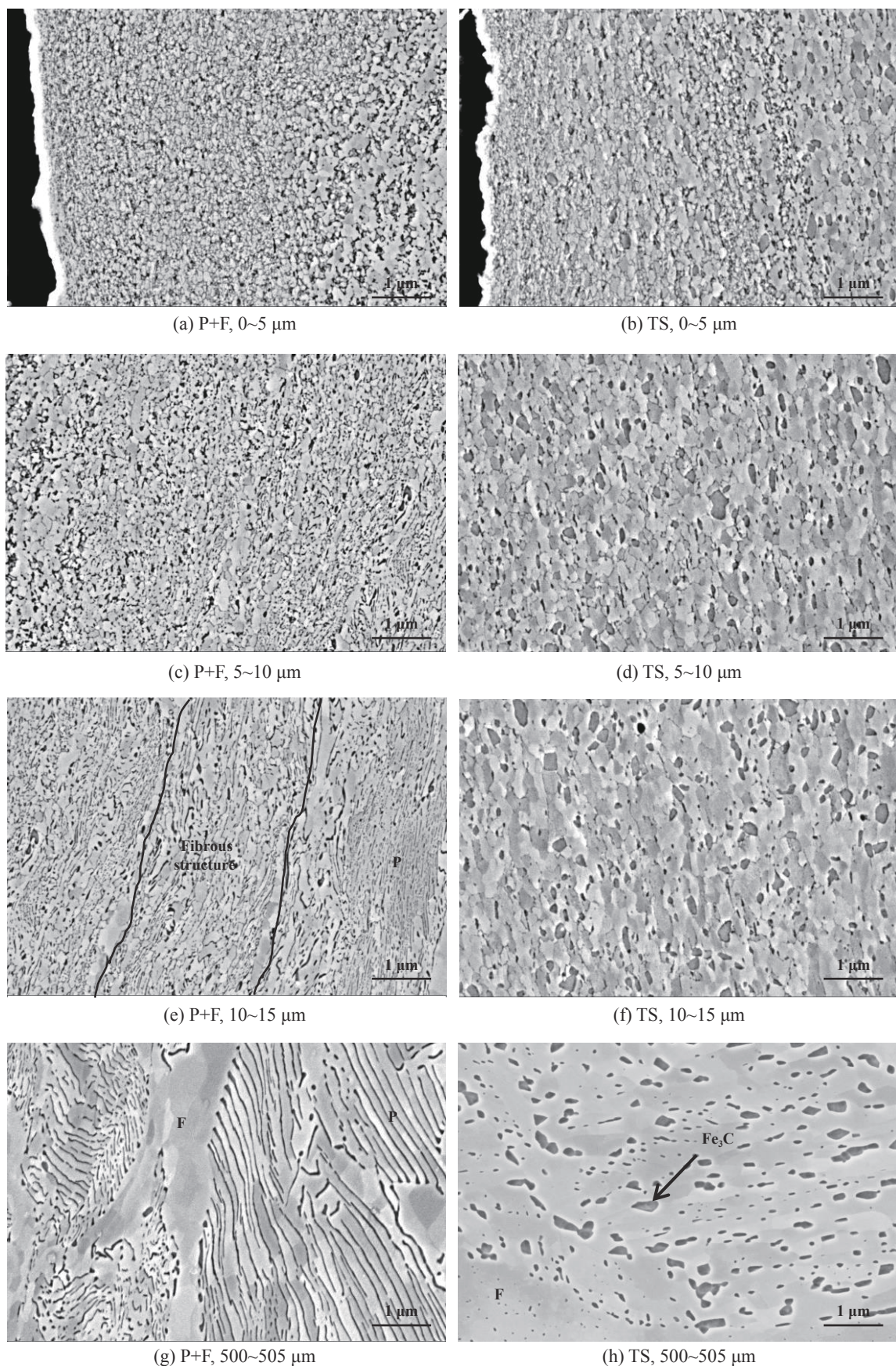


Fig. 6 Cross-sectional SEM micrographs of ring samples at different depths below the surface after 1 200 cycles

图6 试环1 200 r时距表面不同深度横截面形貌的SEM照片

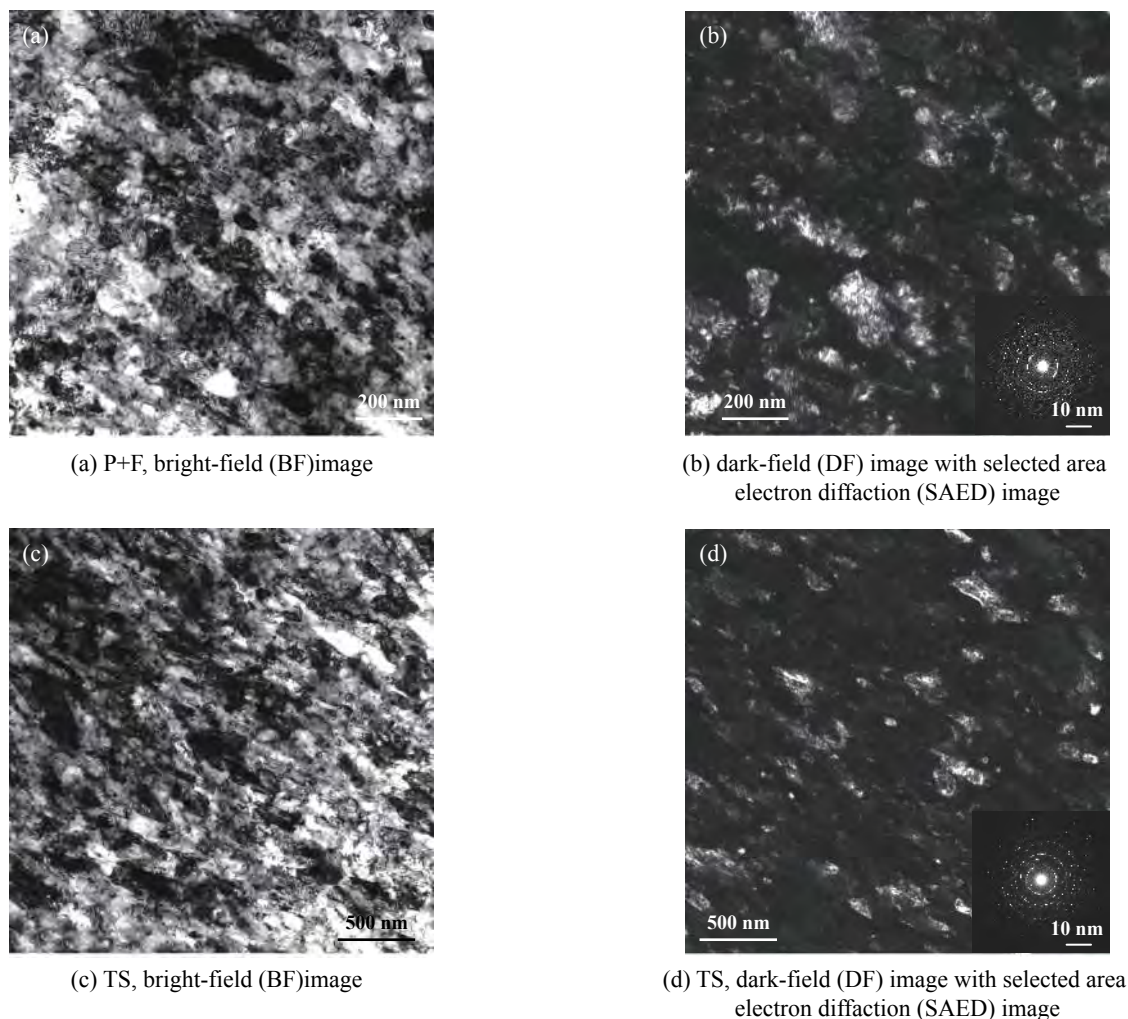


Fig. 7 The TEM micrograph and diffraction patterns of WEL after 1 200 cycles

图 7 试环 1 200 r 时白层组织 TEM 像及衍射花样

察, 如图 7 所示. P+F 的白层组织已完全没有珠光体中的片层形态, 珠光体团的铁素体/渗碳体边界已基本消失, 铁素体衍射花样清晰呈环状, 白层晶粒取向随机, 暗场像看出晶粒尺寸接近纳米级, 并且在衍射谱的最内环可看到很弱的渗碳体衍射斑, 说明白层组织中渗碳体存在, 量少且非常细小; TS 的白层组织中铁素体衍射花样呈环, 晶粒取向随机, 在衍射谱的最内环也可以看到很弱的渗碳体衍射斑, 说明 TS 的白层中渗碳体存在量少且小.

### 2.4 硬度分析

图 8 为 150 N, 400 r/min, 1 200 r 时 P+F 和 TS 横截面心部至表面硬度分布, 两者的最高硬度均出现在表层, 表面至心部硬度成梯度分布, 均随着表面距离的增加硬度逐渐降低. 对于大多数金属材料, 在滑动摩擦过程中其表层均会发生严重的塑性变形, 表层材料硬度增加, 随着表面距离的增加, 其塑性变形程度减

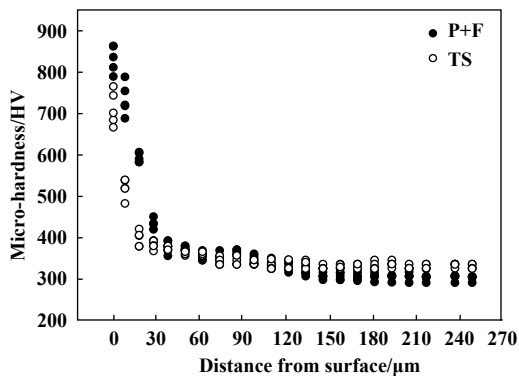


Fig. 8 The variation of micro-hardness of ring samples after 1 200 cycles

图 8 试环 1 200 r 时横截面从表面到心部显微硬度

弱, 硬度逐渐接近基体硬度. P+F 组织硬化程度更加明显, 杨兴宽等<sup>[28]</sup>认为超过基体 10% 为有效硬化, 按照 10% 计算硬化深度约 120  $\mu\text{m}$ , 表面最大硬度约 HV860, 比原始组织硬度高了约 1.9 倍; TS 在 30  $\mu\text{m}$  内硬度均小

于P+F,表面最大硬度约HV760,比原始组织硬度提高了约1.3倍,硬化深度约60  $\mu\text{m}$ ,TS硬化深度约为P+F硬化深度的一半.图6可知TS剧烈变形程度和铁素体晶粒细化不如P+F严重,TS在塑性变形过程中,粒状渗碳体不发生剪切变形,导致粒状渗碳体固溶强化程度比片状渗碳体低,这是变形强化、细晶强化、固溶强化和第二相弥散强化共同作用的结果,导致P+F硬化更严重.

### 3 讨论

本文中研究了原始组织对D2车轮钢滑动磨损性能的影响,通过磨损量的结果可以得知在本试验条件下以回火索氏体(TS)为原始组织的D2车轮钢比片状珠光体(P)+先共析铁素体(F)为原始组织的D2车轮钢具有更好的耐磨性能,而影响D2车轮钢滑动磨损性能的因素分为原始组织和白层组织.

#### 3.1 原始组织对磨损性能的影响

P+F在滑动磨损过程中,铁素体和片状渗碳体逐渐转向表面方向,铁素体和珠光体在外力作用下首先变形为纤维状,珠光体片层间距减小,片状渗碳体形貌上发生变化,如断裂、碎化和溶解,当渗碳体尺寸低于某个临界值时会部分甚至完全溶解<sup>[29-30]</sup>.TS的组织变化主要是铁素体晶粒细化与渗碳体颗粒尺寸减小的过程,渗碳体颗粒并没有发生剪切变形,始终保持原始形状<sup>[23]</sup>,渗碳体形貌上没有太大的变化,粒状渗碳体尺寸变小数量变少,粒状渗碳体逐渐溶解<sup>[31]</sup>.铁素体和渗碳体变形能力决定塑性变形的程度,组织上的变化影响性能的改变,P+F塑性变形厚度比TS大[见图5(c~d)],且更加剧烈,对比图6(c~d)可以明显看出P+F铁素体晶粒细化更严重.P+F中白层形成机制是铁素体晶粒细化和渗碳体碎化溶解机制,珠光体中渗碳体的碎化是一种剪切断裂,并且出现溶解现象<sup>[31]</sup>.TS中粒状渗碳体不发生剪切变形,直到粒状渗碳体完全分解<sup>[32]</sup>.由于P+F中片状渗碳体和TS中粒状渗碳体不同的变形能力导致白层形成的差异,P+F中组织的变化更容易形成白层,白层的形成对之后的磨损产生影响,由于其脆性很大易形成裂纹,可以导致材料大块剥落<sup>[33]</sup>.P+F在滑动磨损初期,距离表层5~10  $\mu\text{m}$ 的区域内,铁素体和珠光体在外力引起的挤压作用下首先变形为纤维状,晶界沿平行于纤维流线的方向分布.王钧石等<sup>[34]</sup>的研究认为裂纹在纤维组织的界面处形核,裂纹沿着流线方向扩展伸出表面,使裂纹以上的区域整块的发生剥离.查小琴等<sup>[35]</sup>和段桂花等<sup>[36]</sup>研究

认为,对于铁素体-珠光体型非调质钢,裂纹萌生于试样表面的铁素体/珠光体,并优先沿着铁素体/珠光体边界扩展,因此P+F更容易萌生裂纹,易发生剥落导致耐磨性能差.

#### 3.2 白层的形成对耐磨性能的影响

本试验中P+F横截面表层组织的变化过程是:运行200 r时犁沟内形成较薄的白层,随着转数增至1 200 r时犁沟内白层增厚成月牙形并形成微裂纹,3 000 r时月牙形白层发生剥落,留下月牙形剥落坑;而TS横截面表层白层组织形成时期晚,相同滑动条件下1 200 r时形成厚度较薄的白层,随着转数增加白层增厚,3 000 r之前并未形成较厚的月牙形白层,且在3 000 r内未发现明显的剥落现象.白层在犁沟内形成<sup>[21]</sup>,P+F滑动磨损表面犁沟深度比TS大[见图4(a,c)],而犁沟深度越大白层越厚.白层的特点:一方面硬度高耐蚀性好,另一方面白层由于硬而脆的特性在随后的滑动磨损中更容易发生剥落,易引起早期剥落失效<sup>[37]</sup>;Yang等<sup>[38]</sup>的研究表明,由于变形很大而产生的微裂纹,在外力作用下裂纹沿白层/基体界面扩展,使得白层产生剥落现象;Gangopadhyay等<sup>[33]</sup>观察到在白层处有大裂纹平行于表面发生形核并快速扩展.因此白层对磨损的影响是裂纹在白层/基体界面上扩展,导致大块颗粒发生剥层脱落.而本试验中P+F在磨损初期就开始产生白层,且随着转数的增加,白层厚度增大,滑动磨损过程产生的白层是裂纹形成的集中区,表层材料容易沿着白层中的裂纹发生剥落,白层的剥落增加了磨损程度,所以P+F耐磨性较差,而TS白层形成时期晚,厚度极薄,白层的剥落量远不及P+F,所以TS耐磨性能更好,这与两者的磨损量结果相一致.

### 4 结论

a. 相同滑动磨损条件下以回火索氏体(TS)为原始组织的D2车轮钢比片状珠光体(P)+先共析铁素体组织(F)的D2车轮钢具有更好的耐磨性能.表面磨损机制均以磨粒磨损和黏着磨损为主,而P+F表面磨损更严重且伴随大块白层剥落现象.

b. 滑动磨损后P+F和TS表层均出现白层现象,P+F比TS形成白层时期早,更易形成白层且厚度较大,易发生剥落.

c. 磨损表面白层的形成过程与渗碳体的形貌有关,粒状渗碳体比片状渗碳体不容易发生断裂碎化,主要以溶解为主,不易形成白层.

d. 滑动磨损后P+F和TS最大硬度均在最表层,

P+F和TS表层硬度提升幅度分别约为原始硬度的1.9倍和1.3倍, TS硬化深度约为P+F硬化深度的一半。

## 参考文献

- [1] Xiao Qian, Mu Ming, Zhou Xinjian, et al. Experimental study on sliding friction of wheel and rail materials in high-speed trains[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2013, 30(5): 24–29 (in Chinese) [肖乾, 穆明, 周新建, 等. 高速列车轮轨材料滑动摩擦实验研究[J]. 华东交通大学学报, 2013, 30(5): 24–29].
- [2] Irfan M A, Prakash V. Time resolved friction during dry sliding of metal on metal[J]. International Journal of Solids & Structures, 2000, 37(20): 2859–2882.
- [3] Severin D, S Dörsch. Friction mechanism in industrial brakes[J]. Wear, 2001, 249(9): 771–779. doi: [10.1016/S0043-1648\(01\)00806-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00806-7).
- [4] Reyes M, Neville A. Degradation mechanisms of Co-based alloy and WC metal-matrix composites for drilling tools offshore[J]. Wear, 2003, 255(7): 1143–1156.
- [5] Zhang Yongzhen, Jia Lixiao. Research progress on dry sliding friction and wear properties of materials[J]. Lubrication and Sealing, 2010, 35(9): 1–7 (in Chinese) [张永振, 贾利晓. 材料干滑动摩擦磨损性能的研究进展[J]. 润滑与密封, 2010, 35(9): 1–7].
- [6] Sopok S, Rickard C, Dunn S. Thermal-chemical-mechanical gun bore erosion of an advanced artillery system part one: theories and mechanisms[J]. Wear, 2005, 258(1-4): 659–670. doi: [10.1016/j.wear.2004.09.031](https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.09.031).
- [7] Lawton B. Thermo-chemical erosion in gun barrels[J]. Wear, 2001, 251(1): 827–838.
- [8] Douglas R M, Steel J A, Reuben R L. A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder liner interaction in diesel engines using acoustic emission[J]. Tribology International, 2006, 39(12): 1634–1642. doi: [10.1016/j.triboint.2006.01.005](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.01.005).
- [9] Kubo S, Kato K. Effect of arc discharge on the wear rate and wear mode transition of a copper-impregnated metallized carbon contact strip sliding against a copper disk[J]. Tribology International, 1999, 32(7): 367–378. doi: [10.1016/S0301-679X\(99\)00062-6](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(99)00062-6).
- [10] Xu Xuebo, Bao Mingdong, Yu Lei, et al. Effect of closed magnetic field non-equilibrium magnetron sputtering bias on tribological properties of CrN coatings[J]. Journal of Vacuum Science and Technology, 2009, 29(5): 565–569 (in Chinese) [徐雪波, 鲍明东, 于磊, 等. 封闭磁场非平衡磁控溅射偏压对CrN镀层摩擦学性能影响[J]. 真空科学与技术学报, 2009, 29(5): 565–569].
- [11] Liu Gaoyuan, Wang Bin, Li Yunju. Study on friction damage behavior of short-term dry friction of martensitic stainless steel under different residual magnetic field conditions[J]. Failure analysis and prevention, 2007, 2(2): 20–23 (in Chinese) [刘高远, 王斌, 李运菊. 马氏体不锈钢不同剩余磁场条件下短时干摩擦的摩擦损伤行为研究[J]. 失效分析与预防, 2007, 2(2): 20–23]. doi: [10.3969/j.issn.1673-6214.2007.02.004](https://doi.org/10.3969/j.issn.1673-6214.2007.02.004).
- [12] Wang Guanmin, Zhang Yongzhen, Du Sanming, et al. Research on high-speed dry-sliding friction and wear characteristics of steel/copper friction pairs in different atmosphere environments[J]. Journal of Tribology, 2007, 27(4): 346–351 (in Chinese) [王观民, 张永振, 杜三明, 等. 不同气氛环境中钢/铜摩擦副的高速干滑动摩擦磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(4): 346–351]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2007.04.010](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2007.04.010).
- [13] Das D, Dutta A K, Ray K K. Correlation of microstructure with wear behaviour of deep cryogenically treated AISI D2 steel[J]. Wear, 2009, 267(9): 1371–1380.
- [14] Zhou Luhai, Wei Xicheng, Wang Chunyan, et al. Relation between dry sliding tribological behavior and grain size of T10 steel[J]. Journal of Materials Research, 2017, 31(11): 833–838 (in Chinese) [周路海, 韦习成, 王春燕, 等. T10钢的干滑动摩擦学行为与晶粒尺寸的关系[J]. 材料研究学报, 2017, 31(11): 833–838].
- [15] Gao Caiqiao, Zhang Zeguo. Influence of cementite morphology on wear resistance of 45 steel[J]. Lubrication and Sealing, 1984(5): 29–32 (in Chinese) [高彩桥, 张泽国. 45钢中渗碳体形态对耐磨性的影响[J]. 润滑与密封, 1984(5): 29–32].
- [16] Jia Suqiu, Wang Changsheng, Yu Shumin. Effect of matrix structure and surface morphology on wear performance of carbon steel[J]. Science and Technology Innovation Guide, 2008, (17): 21–22 (in Chinese) [贾素秋, 王长生, 于淑敏. 基体组织和表面形态对碳钢磨损性能的影响[J]. 科技创新导报, 2008, (17): 21–22].
- [17] Kalousek J, Fegredo D M, Laufer E E. The wear resistance and worn metallography of pearlite, bainite and tempered martensite rail steel microstructures of high hardness[J]. Wear, 1985, 105(3): 199–222. doi: [10.1016/0043-1648\(85\)90068-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(85)90068-7).
- [18] Wang Shaojie, Han Jing, Zeng Wei, et al. Influence of low temperature on mechanical properties of ER8 wheel steel[J]. Journal of Materials Research, 2018, 32(6): 401–408 (in Chinese) [王少杰, 韩靖, 曾伟, 等. 低温对ER8车轮钢力学性能的影响[J]. 材料研究学报, 2018, 32(6): 401–408].
- [19] Cui Yinhui, Zhang Jianping, Su Hang, et al. Review of research on wheel materials of high-speed trains[J]. Journal of Anhui Vocational College of Metallurgy and Technology, 2005, 15(2): 9–12 (in Chinese) [崔银会, 张建平, 苏航, 等. 高速列车车轮材料研究的综述[J]. 安徽冶金科技职业学院学报, 2005, 15(2): 9–12].
- [20] Pan Rui, Chen Chunhuan, Ren Ruiming. A method of preparing SEM specimen including white etching layer[P]. Liaoning:CN 105242075, A-01-13, 2016(in Chinese) [潘睿, 陈春焕, 任瑞铭. 一种白层组织的扫描电镜样品制备方法[P]. 辽宁: CN105242075A, A-01-13, 2016].
- [21] Tao Guichuang, Zhao Xiujian, Pan Jinzhi, et al. Formation and peeling of white layer of D2 high-speed wheel steel under sliding wear[J]. Tribology, 2018, 38(4): 437–444 (in Chinese) [陶贵闯, 赵秀娟, 潘金芝, 等. D2高速车轮钢在滑动磨损下的白层形成与剥落[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(4): 437–444]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.04.008](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.04.008).
- [22] Griffiths B J. Mechanisms of white layer generation with reference



- to machining and deformation processes[J]. *Journal of Tribology*, 1987, 109(3): 525–530. doi: [10.1115/1.3261495](https://doi.org/10.1115/1.3261495).
- [23] Hu Xianjun, Xie Jun, Zhou Lichu, et al. Influence of cementite morphology on drawing deformation of pearlite steel wire[J]. *Journal of Iron and Steel Research*, 2018, 30(2): 120–126 (in Chinese) [胡显军, 谢骏, 周立初, 等. 渗碳体形态对珠光体钢丝拉拔形变的影响[J]. *钢铁研究学报*, 2018, 30(2): 120–126].
- [24] Ivanisenko Y, Lojkowski W, Valiev R Z, et al. The mechanism of formation of nanostructure and dissolution of cementite in a pearlitic steel during high pressure torsion[J]. *Acta Materialia*, 2003, 51(18): 5555–5570. doi: [10.1016/S1359-6454\(03\)00419-1](https://doi.org/10.1016/S1359-6454(03)00419-1).
- [25] Zhang H W, Ohsaki S, Mitao S, et al. Microstructural investigation of white etching layer on pearlite steel rail[J]. *Materials Science & Engineering A*, 2006, 421(1): 191–199.
- [26] Porter D A, Easterling K E, Smith G D W. Dynamic studies of the tensile deformation and fracture of pearlite[J]. *Acta Metallurgica*, 1978, 26(9): 1405–1422. doi: [10.1016/0001-6160\(78\)90156-6](https://doi.org/10.1016/0001-6160(78)90156-6).
- [27] Li Kaili. Research on the coordination deformation mechanism of cementite and ferrite in steel and their orientation relationship[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016 (in Chinese) [李凯丽. 钢中渗碳体和铁素体协调变形机制及其位向关系的研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2016].
- [28] Yang Xingkuan, Liu Yingxin, Wu Xiaopeng, et al. Research on composite ultrasonic rolling surface strengthening technology of locomotive wheels[J]. *Railway Technical Supervision*, 2018, 46(8): 36–39 (in Chinese) [杨兴宽, 刘颖鑫, 武小鹏, 等. 机车车轮复合超声滚压表面强化工艺研究[J]. *铁道技术监督*, 2018, 46(8): 36–39].
- [29] Min Na. Study on large deformation and aging process of eutectoid steel at room temperature[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2007 (in Chinese) [闵娜. 共析钢室温大变形和时效过程相变研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007].
- [30] Gavriljuk V G. Decomposition of cementite in pearlitic steel due to plastic deformation[J]. *Materials Science & Engineering A (Structural Materials: Properties, Microstructure and Processing)*, 2003, 345(1-2): 81–89.
- [31] Li Zhi, Yang Zhiqing, Ma Xiuliang. Electron microscopy of carburized bodies (Fe<sub>3</sub>C) induced by deformation[J]. *Acta Electronica Microscopy*, 2010, 29(3): 268–275 (in Chinese) [李智, 杨志卿, 马秀良. 形变导致渗碳体(Fe<sub>3</sub>C)分解的电子显微学研究[J]. *电子显微学报*, 2010, 29(3): 268–275].
- [32] Xu Yunhua, Yuan Shanliang, Luo Qinye, et al. Morphology and formation mechanism of white layer under high-energy impact load of annealed 45 steel[J]. *Hot Processing Technology*, 2000, (1): 3–4 (in Chinese) [许云华, 袁善良, 罗勤业, 等. 退火45钢高能冲击载荷下的白层形态及形成机制[J]. *热加工工艺*, 2000, (1): 3–4].
- [33] Gangopadhyay A K. Effect of impact on the grinding media and mill liner in a large semiautogenous mill[J]. *Wear*, 1987, 114(2): 249–260. doi: [10.1016/0043-1648\(87\)90091-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(87)90091-3).
- [34] Wang Junshi, Jin Zuqing, Ma Songhua. Surface sliding wear and tear characteristics of materials[J]. *Mechanical Engineering Materials*, 1988, (4): 13–15 (in Chinese) [王钧石, 金祖卿, 马松华. 材料的表面滑动磨损剥离特征[J]. *机械工程材料*, 1988, (4): 13–15].
- [35] Zha Xiaojin, Hui Weijun, Yong Qilong. High-cycle fatigue failure behavior of ferrite-pearlite type non-quenched and tempered steel[J]. *Journal of Materials Research*, 2008, 22(6): 634–638 (in Chinese) [查小琴, 惠卫军, 雍岐龙. 铁素体-珠光体型非调质钢的高周疲劳破坏行为[J]. *材料研究学报*, 2008, 22(6): 634–638]. doi: [10.3321/j.issn:1005-3093.2008.06.015](https://doi.org/10.3321/j.issn:1005-3093.2008.06.015).
- [36] Duan Guihua, Zhang Ping, Li Jinxu, et al. In-situ study of influence of ferrite and pearlite content on deformation process[J]. *Journal of Engineering Science*, 2014, 36(8): 1032–1038 (in Chinese) [段桂花, 张平, 李金许, 等. 铁素体和珠光体含量影响变形过程的原位研究[J]. *北京科技大学学报*, 2014, 36(8): 1032–1038].
- [37] Yang Yeyuan, Fang Hongsheng, Huang Weigang, et al. Morphology and formation mechanism of white layer[J]. *Acta Metallica Sinica*, 1996, (4): 373–376 (in Chinese) [杨业元, 方鸿生, 黄维刚, 等. 白层形态及形成机制[J]. *金属学报*, 1996, (4): 373–376].
- [38] Yang Y Y, Fang H S, Huang W G. A study on wear resistance of the white layer[J]. *Tribology International*, 1996, 29(29): 425–428.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018176

# 行星滚柱丝杠动态摩擦力矩和传动效率分析

解志杰<sup>1</sup>, 张传伟<sup>1</sup>, 薛其河<sup>1</sup>, 王黎钦<sup>1,2</sup>, 古乐<sup>1\*</sup>, 马欣新<sup>1</sup>, 王非<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 航空航天轴承技术及装备工信部重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨工业大学 机器人技术与系统国家重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150080)

**摘要:** 针对行星滚柱丝杠摩擦力矩和传动效率随丝杆转速变化而变化, 考虑润滑油黏滞、滚柱自旋滑动和螺纹接触点差动滑动产生的摩擦阻力, 基于拉格朗日方法建立了行星滚柱丝杠机构动力学模型, 计算了其摩擦力矩和传动效率, 分析了负载和丝杆角加速度对机构动态摩擦力矩、瞬态传动效率和综合传动效率的影响. 研究表明: 行星滚柱丝杠摩擦力矩随螺纹接触点相对滑动速度增大而增大; 非稳态运行阶段润滑油黏滞和自旋滑动是产生摩擦力矩的主要因素; 行星滚柱丝杠在大载荷运行时传动效率较高, 丝杆加速时间越短其综合传动效率越高.

**关键词:** 行星滚柱丝杠; 非稳态运行; 动态摩擦力矩; 瞬态传动效率; 综合传动效率

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0489-08

## Analysis of Dynamic Friction Torque and Transmission Efficiency of Planetary Roller Screw

XIE Zhijie<sup>1</sup>, ZHANG Chuanwei<sup>1</sup>, XUE Qihe<sup>1</sup>, WANG Liqin<sup>1,2</sup>, GU Le<sup>1\*</sup>, MA Xinxin<sup>1</sup>, WANG Fei<sup>1</sup>

(1. MIIT Key Laboratory of Aerospace Bearing Technology and Equipment, Harbin Institute of Technology, Heilongjiang Harbin 150001, China

2. State Key Laboratory of Robotics and System, Harbin Institute of Technology, Heilongjiang Harbin 150080, China)

**Abstract:** As the friction torque and transmission efficiency of planetary roller screw changed with the rotation speed of screw, the dynamic model of planetary roller screw was established based on the Lagrange method considering the frictional resistance due to the lubricating oil viscosity, the roller spin sliding and the differential sliding of the thread contact point. And the friction torque and transmission efficiency were calculated. The influences of load and angle acceleration of screw on the dynamic friction torque, transient transmission efficiency and overall transmission efficiency of the mechanism were analyzed. The results show that the friction torque of the planetary roller screw increased with the relative sliding speed of the thread contact point, and the viscous of the lubricating oil and spin sliding in the unsteady state was the main factor inducing friction torque. The overall transmission efficiency of planetary roller screw increased when it operated with large load and the short acceleration time of the screw.

**Key words:** planetary roller screw; unsteady state operation; dynamic friction torque; transient transmission efficiency; overall transmission efficiency

行星滚柱丝杠(Planetary roller screw)是一种以螺纹滚柱代替滚珠的新型直线运动机构<sup>[1]</sup>, 因其具有高速、高加速和高功率密度的性能优势, 被广泛应用于航空<sup>[2-3]</sup>、航天<sup>[4]</sup>、精密机床和机器人<sup>[5]</sup>等领域. 行星滚

柱丝杠主要由丝杆、滚柱、螺母和内齿圈等部件组成, 丝杆通过摩擦力驱动滚柱自转和公转, 同时沿轴向作直线运动. 滚柱两端齿轮和内齿圈相啮合, 使滚柱与螺母之间为滚动摩擦, 而丝杆与滚柱之间没有确定的

Received 22 November 2018, revised 27 March 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: gule@hit.edu.cn, Tel: +86-451-86403712.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51805109, U1737204).

国家自然科学基金项目(51805109, U1737204)资助.

相对运动关系,同时存在滚动和滑动现象<sup>[6]</sup>,其中滑动成分产生了较大的摩擦阻力,尤其是在加速和减速等非稳态运行阶段摩擦力矩急剧上升,直接影响其传动效率和寿命。

由于丝杆与滚柱螺纹升角不相等,滚柱自转轴线与螺纹牙受力方向成一定角度,螺纹接触点相对滑动产生摩擦阻力,降低了其传动效率<sup>[7-8]</sup>。此外,研究表明,引起行星滚柱丝杠摩擦力矩的主要因素为材料弹性滞后、自旋滑动、润滑油黏滞<sup>[9-10]</sup>和差动滑动<sup>[11]</sup>,且摩擦力矩和传动效率随螺纹参数、轴向载荷和丝杆转速变化而变化<sup>[12]</sup>。上述文献深入分析了稳态运行时行星滚柱丝杠摩擦力矩和传动效率,但是其往复直线运动中存在加减速状态,其摩擦力矩和传动效率动态变化不可忽略。为此, Jones等<sup>[13]</sup>考虑润滑油黏滞摩擦阻力的影响建立了其机构动力学模型, Fu等<sup>[14]</sup>在分析动态摩擦力矩和传动效率时仅考虑了丝杆与滚柱之间的滑动摩擦力和滚柱与螺母之间的滚动摩擦力。目前,现有的行星滚柱丝杠动力学模型未充分考虑丝杆-滚柱、滚柱-螺母螺纹接触界面摩擦阻力的影响,其计算结果与实际运行状态存在较大差异。

本文作者考虑了润滑油黏滞、滚柱自旋滑动和螺纹接触点差动滑动产生的摩擦阻力,基于拉格朗日方法建立了行星滚柱丝杠机构动力学模型,获得了其摩擦力矩和传动效率,研究了负载和丝杆转速变化对行星滚柱丝杠动态摩擦力矩、瞬态传动效率综合传动效率的影响。

## 1 螺纹接触点相对滑动速度分析

### 1.1 机构运动关系描述法

行星滚柱丝杠主要由丝杆、滚柱、螺母和内齿圈等部件组成,其结构形式如图1所示。丝杆绕自身轴线为旋转,螺母轴向移动,滚柱绕丝杆轴线公转,绕自身轴线自转,同时随螺母轴向平动。建立惯性坐标系 $\sigma[O; x, y, z]$ ,与丝杆固连的动坐标系 $\sigma^s[O_s; x_s, y_s, z_s]$ ,与滚柱固连的动坐标系 $\sigma^r[O_r; x_r, y_r, z_r]$ ,如图2所示。

行星滚柱丝杠各螺纹组件端截面运动关系示意图,如图3所示。丝杆绕 $z_s$ 轴逆时针自转角度 $\theta_s$ ,滚柱绕 $z_s$ 轴逆时针公转角度 $\theta_R$ ,绕 $z_r$ 轴顺时针自转角度 $\theta_r$ ,滚柱和螺母沿 $z$ 轴移动 $L$ 。丝杆与滚柱在机构初始位置时螺纹接触点为 $P_0$ 点,经过上述运动,丝杆与滚柱在 $P$ 点接触。

### 1.2 丝杆-滚柱相对滑动速度分析

丝杆与滚柱螺纹旋向相同,螺纹升角相等,文献<sup>[15]</sup>

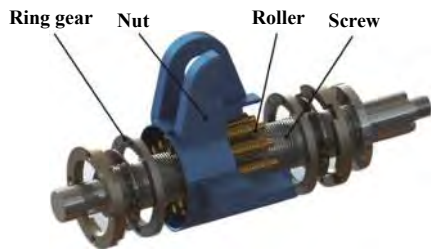


Fig. 1 Structure diagram of planetary roller screw  
图1 行星滚柱丝杠结构示意图

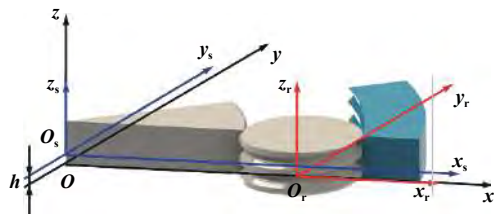


Fig. 2 Relationship of coordinate systems of the mechanism  
图2 机构各坐标系关系示意图

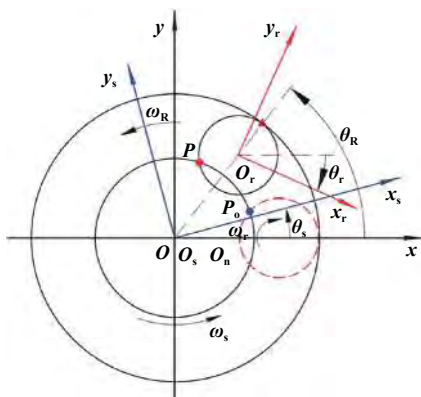


Fig. 3 Schematic of motion relationship between each component in-plane contact

图3 行星滚柱丝杠各部件端截面运动关系示意图

的研究结果表明,丝杆与滚柱的螺纹啮合点偏离两者的轴截面,如图4所示。丝杆实际接触半径为 $r_s$ ,接触偏角为 $\theta_{sc}$ ;滚柱实际接触半径为 $r_r$ ,接触接触偏角为 $\theta_{rc}$ 。

假设丝杆接触螺旋线起始点在 $x_s$ 轴的正半轴上,螺旋线上任意一点在 $O_s x_s y_s$ 平面上的投影点与 $x_s$ 轴正方向的夹角为 $\alpha_s$ ,丝杆的螺旋参数为 $\rho_s = \frac{n_s p}{2\pi}$ ,其中 $n_s$ 为丝杆螺纹线数, $p$ 为螺距,丝杆螺纹旋向为右旋时 $\rho_s$ 取正值,丝杆螺纹旋向为左旋时 $\rho_s$ 取负值,丝杆螺纹实际接触半径为 $r_s$ ,名义接触半径为 $r_{s0}$ ,则丝杆接触螺旋线在坐标系 $\sigma[O; x, y, z]$ 中的参数方程为式(1)。

$$\begin{cases} x^s = r_s \cos(\alpha_s + \theta_s) \\ y^s = r_s \sin(\alpha_s + \theta_s) \\ z^s = \rho_s \alpha_s + \pi \rho_r \end{cases} \quad (1)$$

式(1)对时间 $t$ 求导,并将 $\alpha_s = \theta_R - \theta_s + \theta_{sc}$ 带入上式,

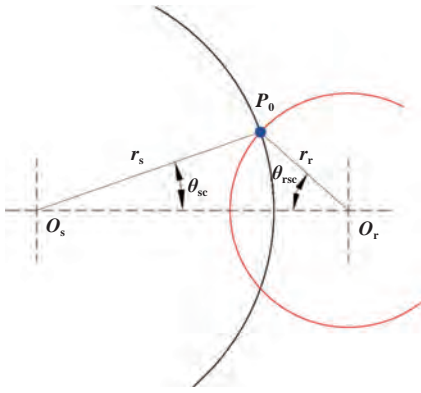


Fig. 4 Diagram of thread contact point offset between screw and roller

图 4 丝杆与滚柱螺纹接触点偏移示意图

解得丝杆螺纹点P的线速度为式(2).

$$\mathbf{V}_P^s = \begin{pmatrix} -r_s \dot{\theta}_s \sin(\theta_R + \theta_{sc}) \\ r_s \dot{\theta}_s \cos(\theta_R + \theta_{sc}) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

假设滚柱接触螺旋线起始点在 $x_r$ 轴的正半轴上, 螺旋线上任意一点在 $O_r x_r y_r$ 平面上的投影点与 $x_r$ 轴正方向的夹角为 $\alpha_r$ , 滚柱的螺旋参数为 $\rho_r = \frac{n_r p_r}{2\pi}$ , 其中 $n_r$ 为滚柱螺纹线数,  $p_r$ 为螺距, 滚柱螺纹旋向为右旋时 $\rho_r$ 取正值, 滚柱螺纹旋向为左旋时 $\rho_r$ 取负值, 滚柱螺纹实际接触半径为 $r_r$ , 名义接触半径为 $r_{r0}$ , 则滚柱接触螺旋线在坐标系 $\sigma[O; x, y, z]$ 中的参数方程为

$$\begin{cases} x^r = r_r \cos(\alpha_r + \theta_r) + (r_{s0} + r_{r0}) \cos \theta_R \\ y^r = r_r \sin(\alpha_r + \theta_r) + (r_{s0} + r_{r0}) \sin \theta_R \\ z^r = \rho_r \alpha_r + L \end{cases} \quad (3)$$

式(3)对时间 $t$ 求导, 并将 $L = -\rho_s \theta_s$ 带入上式, 解得滚柱螺纹点P的线速度为

$$\mathbf{V}_P^r = \begin{pmatrix} r_r \dot{\theta}_r \sin(\theta_R - \theta_{rsc}) - (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \sin \theta_R \\ -r_r \dot{\theta}_r \cos(\theta_R - \theta_{rsc}) + (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \cos \theta_R \\ -\rho_s \dot{\theta}_s \end{pmatrix} \quad (4)$$

由式(2)和式(4)可以得到丝杆与滚柱螺纹接触点相对滑动速度为

$$\mathbf{V}_P^{s-r} = \begin{pmatrix} -r_s \dot{\theta}_s \sin(\theta_R + \theta_{sc}) - r_r \dot{\theta}_r \sin(\theta_R - \theta_{rsc}) + (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \sin \theta_R \\ r_s \dot{\theta}_s \cos(\theta_R + \theta_{sc}) + r_r \dot{\theta}_r \cos(\theta_R - \theta_{rsc}) - (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \cos \theta_R \\ \rho_s \dot{\theta}_s \end{pmatrix} \quad (5)$$

上式(5)为丝杆与滚柱螺纹接触点P相对滑动速度表达式,  $\theta_R=0$ 时为 $P_0$ 点处的相对滑动速度, 由丝杆与滚柱任意螺纹接触点相对滑动速度均相等, 可以得到:

$$\mathbf{V}^{s-r} = \begin{pmatrix} -r_s \dot{\theta}_s \sin \theta_{sc} + r_r \dot{\theta}_r \sin \theta_{rsc} \\ r_s \dot{\theta}_s \cos \theta_{sc} + r_r \dot{\theta}_r \cos \theta_{rsc} - (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \\ \rho_s \dot{\theta}_s \end{pmatrix} \quad (6)$$

滚柱两端齿轮与螺母端面安装的内齿圈相啮合, 使滚柱的自传和公转角速度需满足如下比例关系:

$$\frac{\dot{\theta}_r}{\dot{\theta}_R} = -\frac{\rho_{n0} - r_{r0}}{r_{r0}} \quad (7)$$

令 $G = -\frac{r_{n0} - r_{r0}}{r_{r0}}$ , 其中 $r_{n0}$ 为螺母螺纹名义接触半径, 上式(7)可以表示为 $\dot{\theta}_r = G \dot{\theta}_R$ , 代入式(6)中可以得到:

$$\mathbf{V}^{s-r} = \begin{pmatrix} -r_s \dot{\theta}_s \sin \theta_{sc} + G r_r \dot{\theta}_R \sin \theta_{rsc} \\ r_s \dot{\theta}_s \cos \theta_{sc} + G r_r \dot{\theta}_R \cos \theta_{rsc} - (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \\ \rho_s \dot{\theta}_s \end{pmatrix} \quad (8)$$

## 2 丝杆-滚柱摩擦力分析

滚柱两端齿轮和内齿圈相啮合, 使滚柱与螺母之间螺纹接触点在端截面的接触圆上纯滚动, 同时滚柱与螺母在轴向无相对位移, 因此滚柱与螺母螺纹接触点处为滚动摩擦. 本文中忽略滚柱与螺母螺纹副间的摩擦影响, 仅研究丝杆与滚柱螺纹副间的摩擦阻力, 主要包括: 润滑油黏滞阻力、滚柱自旋滑动摩擦力、滚柱和丝杆接触点的差动滑动摩擦力. 行星滚柱丝杠在往复直线运动过程中存在加减速和换向的非稳态运行阶段, 螺纹接触点处的相对滑动速度和载荷变化导致其接触界面润滑状态发生转变, 进而引起摩擦系数也相应发生变化, 由于本文中不涉及行星滚柱丝杠润滑状态转变机制的研究, 因此忽略摩擦系数变化对其动态传动性能的影响.

### 2.1 润滑油黏滞阻力

采用文献[13]中的方法, 黏滞摩擦力与相对滑动速度方向相反, 与相对滑动速度的大小成比例, 将这一部分摩擦用 $\mathbf{F}_{fs1}$ 表示为

$$\mathbf{F}_{fs1} = -\mu_1 n_R n_t \begin{pmatrix} -r_s \dot{\theta}_s \sin \theta_{sc} + G r_r \dot{\theta}_R \sin \theta_{rsc} \\ r_s \dot{\theta}_s \cos \theta_{sc} + G r_r \dot{\theta}_R \cos \theta_{rsc} - (r_{s0} + r_{r0}) \dot{\theta}_R \\ \rho_s \dot{\theta}_s \end{pmatrix} \quad (9)$$

其中:  $\mu_1$ 是润滑黏滞摩擦系数,  $n_R$ 是滚柱个数,  $n_t$ 是每个滚柱的螺纹节距数.

### 2.2 滚柱自旋滑动产生的库伦摩擦力

由式(8)可以发现, 滚柱相对于丝杆是滚动与滑动的综合运动, 滚柱螺纹牙受力方向与接触点切向速度存在一定角度, 导致其存在自旋滑动现象. 文献[12]和

[16]的研究结果表明滑动摩擦与法向力成线性关系,对于单个滚柱可以将所有法向力等效到一个螺纹接触点上,求解整体的滑动摩擦力.丝杆与滚柱螺纹接触点处法向力及各向分力,如图5所示.

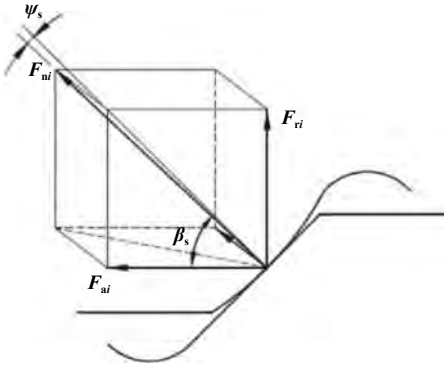


Fig. 5 Schematic of force on screw-roller thread contact point  
图5 丝杆-滚柱螺纹接触点受力示意图

法向力记为 $F_{ni}$ ,轴向力、径向力、和切向力依次记为 $F_{ai}$ ,  $F_{ri}$ 和 $F_{ti}$ ,如图5所示.根据螺纹牙型和接触螺旋线的相关参数可得:

$$\begin{cases} F_{ri} = F_{ni} \cos \psi_s \sin \beta_s \\ F_{ai} = F_{ni} \cos \psi_s \cos \beta_s \\ F_{ti} = F_{ni} \sin \psi_s \end{cases} \quad (10)$$

其中: $\beta_s$ 为丝杆的螺纹牙侧角,为丝杆接触螺纹升角 $\psi_s$ .

行星滚柱丝杠螺母输出的轴向力与丝杆-滚柱螺纹接触点法向力的轴向分量大小相等、方向相同,即:

$$F_{out} = n_R \sum_{i=1}^n F_{ni} \cos \psi_s \cos \beta_s \quad (11)$$

假设各滚柱无差别,且每个接触点处的几何参数都一致,则单个滚柱螺纹接触点的法向力的合力 $F_n$ 为

$$F_n = \frac{F_{out}}{n_R \cos \psi_s \cos \beta_s} \quad (12)$$

因此,由滚柱自旋滑动产生的库伦摩擦力为

$$F_{fs2} = -\mu_2 \frac{F_{out}}{\cos \psi_s \cos \beta_s} \frac{V^{s-r}}{|V^{s-r}|} \quad (13)$$

其中: $\mu_2$ 为接触副材料的滑动摩擦系数.

### 2.3 接触点表面变形引起的差动滑动摩擦力矩

滚柱螺纹牙为凸弧形牙型,丝杆螺纹牙为三角形牙型,丝杆与滚柱螺纹接触理论上为点接触,但是在法向力 $F_n$ 作用下,接触表面会产生变形,形成椭圆形接触区.在接触区域内各点的速度不相等,造成丝杆与滚柱之间差动滑动,进而产生滑动摩擦阻力.丝杆与滚柱螺纹接触点差动滑动产生的摩擦力矩公式<sup>[17-18]</sup>可以表示为

$$M_{fs3} = -\frac{0.04\lambda_s F_n a^2 d_s}{(\mu_2 d_r)^2} (\mu_2 + 1)^2 \quad (14)$$

其中: $a$ 为接触面的长轴, $d_s$ 为丝杆螺纹接触圆的直径, $d_r$ 为滚柱螺纹接触圆直径, $\lambda_s$ 为丝杆材料泊松比.

在实际应用中,可以将 $M_{fs3}$ 的所有常数项合并为统一的系数 $\mu_3$ .如文献[6]所述,当 $F_n$ 的单位为N,力矩的单位为Nm时, $\mu_3$ 一般取值为 $10^{-5}$  m,将式(14)简化为

$$M_{fs3} = -\mu_3 F_n \quad (15)$$

## 3 行星滚柱丝杠机构动力学模型

本文作者基于拉格朗日方法建立行星滚柱丝杠机构动力模型,首先作如下假设:

(1)每个滚柱的质量和转动惯量相等;

(2)在传动过程的任意时刻,每个滚柱的受力状态完全对称;

(3)忽略行星滚柱丝杠传动过程中重力和弹性势能引起的速度变化.

此外,保持架和内齿圈的共同作用保证了各个滚柱的公转和自转角速度相等.丝杆仅作旋转运动,其动能可以表示为

$$T_s = \frac{1}{2} I_s \dot{\theta}_s^2 \quad (16)$$

螺母仅作轴向移动,其动能可以表示为

$$T_N = \frac{1}{2} m_M (-\rho_s \dot{\theta}_s)^2 \quad (17)$$

其中: $I_s$ 是丝杆的转动惯量, $m_M$ 是螺母的质量.

滚柱绕自身轴线自转,绕丝杆轴线公转,同时沿丝杆轴线轴向移动,其动能可以表示为

$$T_R = \frac{1}{2} I_R \dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2} m_R [(r_{t0} + r_{s0})^2 \dot{\theta}_r^2 + (-\rho_s \dot{\theta}_s)^2] \quad (18)$$

其中: $I_R$ 为滚柱的转动惯量, $m_R$ 为单个滚柱的质量.

保持架绕丝杆轴线自转,同时轴向移动,其动能可以表示为

$$T_C = \frac{1}{2} I_C \dot{\theta}_R^2 + \frac{1}{2} m_C (-\rho_s \dot{\theta}_s)^2 \quad (19)$$

其中: $I_C$ 为保持架的转动惯量, $m_C$ 为单个保持架的质量.

整个行星滚柱丝杠的总动能可以表示为

$$T_{total} = T_s + T_N + n_R T_R + 2T_C \quad (20)$$

忽略行星滚柱丝杠整个机构的势能变化,令拉格朗日方程中系统的总动能 $T = T_{total}$ ,即:

$$T = \frac{1}{2} [I_s + (m_M + n_R m_R + 2m_C) \rho_s^2] \dot{\theta}_s^2 + \frac{1}{2} [n_R I_R G^2 + 2I_C + n_R m_R (r_{t0} + r_{s0})^2] \dot{\theta}_R^2 \quad (21)$$

将丝杠输入力矩记为 $\tau_{in}$ , 螺母输出的轴向力记为 $F_{out}$ , 丝杠逆时针旋转一个微小角位移 $\partial\theta_s$ , 则作用在丝杠上的各个力做功为

$$\begin{aligned} \partial W_s = & (\mathbf{F}_{fs1} + \mathbf{F}_{fs2}) \cdot \frac{\partial \mathbf{V}_P^s}{\partial \dot{\theta}_s} \cdot \partial \theta_s + M_{fs3} \cdot \partial \theta_s + \\ & \tau_{in} \cdot \partial \theta_s + F_{out} \partial L \end{aligned} \quad (22)$$

作用在丝杠上的合力矩为

$$M_s = (\mathbf{F}_{fs1} + \mathbf{F}_{fs2}) \cdot \frac{\partial \mathbf{V}_P^s}{\partial \dot{\theta}_s} + M_{fs3} + \tau_{in} - F_{out} \rho_s \quad (23)$$

丝杠所受摩擦力矩为

$$M_{fs} = (\mathbf{F}_{fs1} + \mathbf{F}_{fs2}) \cdot \frac{\partial \mathbf{V}_P^s}{\partial \dot{\theta}_s} + M_{fs3} \quad (24)$$

由匀速运行状态下滚柱的自转力矩平衡可知, 丝杠和螺母同时作用在滚柱上的差动滑动摩擦力矩相平衡, 因此有作用在滚柱上的合力矩为

$$M_R = (\mathbf{F}_{fr1} + \mathbf{F}_{fr2}) \cdot \frac{\partial \mathbf{V}_P^r}{\partial \dot{\theta}_R} \quad (25)$$

将行星滚柱丝杠机构总动能 $T$ , 广义坐标 $\theta_s$ 和 $\theta_R$ , 以及与之相对应的广义力 $M_s$ 和 $M_R$ 带入到拉格朗日方程中可以得到:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_s} = M_s \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_R} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_R} = M_R \end{cases}$$

即:

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_s = \frac{M_s}{[I_S + (m_M + n_R m_R + 2m_C) \rho_s^2]} \\ \ddot{\theta}_R = \frac{M_R}{[n_R I_R G^2 + 2I_C + n_R m_R (r_{r0} + r_{s0})^2]} \end{cases} \quad (26)$$

在求解了行星滚柱丝杠的各时刻动态输入力矩、螺母移动速度, 并且在已知负载和丝杠输入转速的情况下, 可以求得任意时刻 $t$ 的瞬时传动效率为

$$\eta(t) = \frac{P_{out}(t)}{P_{in}(t)} \quad (27)$$

其中:  $t$ 时刻的输出功率 $P_{out}(t) = F_{out} \cdot \rho_s \cdot \dot{\theta}_s(t)$ ,  $t$ 时刻的输入功率 $P_{in}(t) = \tau_{in}(t) \cdot \dot{\theta}_s(t)$ , 因此, 在 $t$ 时刻的瞬时传动效率可以用下式计算:

$$\eta(t) = \frac{F_{out} \rho_s}{\tau_{in}(t)} \quad (28)$$

另外, 在一段时间 $t_0$ 至 $t_1$ 内的综合传动效率 $\eta_\Sigma$ 可以用该时段内的总输入功和总输出功的比值进行计算, 即:

$$\eta_\Sigma = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \rho_s F_{out} \dot{\theta}_s(t) dt}{\int_{t_0}^{t_1} \tau_{in}(t) \cdot \dot{\theta}_s(t) dt} \quad (29)$$

## 4 结果与讨论

### 4.1 行星滚柱丝杠动态摩擦力矩算例验证

行星滚柱丝杠稳态运行时, 滚柱所受的合外力矩为零, 即

$$M_R = (\mathbf{F}_{fr1} + \mathbf{F}_{fr2}) \cdot \frac{\partial \mathbf{V}_P^r}{\partial \dot{\theta}_R} = 0 \quad (30)$$

将 $F_{fr1}$ 、 $F_{fr2}$ 和 $V_P^r$ 代入式(30), 得到稳态运行时滚柱公转角速度与丝杠旋转角速度的比值为

$$\begin{aligned} \bar{\zeta}_{R/S} = \frac{\dot{\theta}_R}{\dot{\theta}_s} = & \frac{Gr_s r_r \sin \theta_{sc} \sin \theta_{rsc} + r_s \cos \theta_{sc} (r_{r0} + r_{s0}) - Gr_r \cos \theta_{rsc}}{(-Gr_r \sin \theta_{rsc})^2 + (r_{r0} + r_{s0} - Gr_r \cos \theta_{rsc})^2} \end{aligned} \quad (31)$$

由式(31)可知, 稳态运行时滚柱公转角速度与丝杠自旋角速度的比值取决于行星滚柱丝杠结构参数, 与丝杠受力状态无关. 将文献[13-14]中行星滚柱丝杠作为研究对象, 其结构参数列于表1中, 并将丝杠与滚柱实际接触参数, 带入式(31)中计算得到 $\bar{\zeta}_{R/S} = 0.3737$ , 与文献[13-14]的计算结果一致.

表1 行星滚柱丝杠相关参数

Table 1 Parameters of planetary roller screw

Parameters	Specification
Nominal radius of screw thread, $r_{s0}$	9.75 mm
Nominal radius of roller thread, $r_{r0}$	3.25 mm
Nominal radius of nut thread, $r_{n0}$	16.25 mm
Pitch, $p$	2 mm
Thread number of screw, $n_s$	5
Number of roller, $n_R$	10
Thread rounds of roller, $n_t$	16
Viscous friction coefficient, $\mu_1$	25 N·s/m
Sliding friction coefficient, $\mu_2$	0.055
Rolling friction coefficient, $\mu_3$	$10^{-5}$ m
Nut mass	20 kg
Roller mass	0.014 kg
Carrier mass	0.016 kg
Screw mass	1.20 kg
Flank angle of screw thread and screw thread	45°

螺母输出轴向力 $F_{out} = 100$  N, 丝杠输入角速度 $\dot{\theta}_s = 1$  rad/s, 计算滚柱公转角速度与丝杠旋转角速度的动态比值 $\bar{\zeta}_{R/S}$ , 并与文献[13-14]的计算结果进行对比, 如图6所示. 由图6可知, 采用本文模型仅考虑润滑油

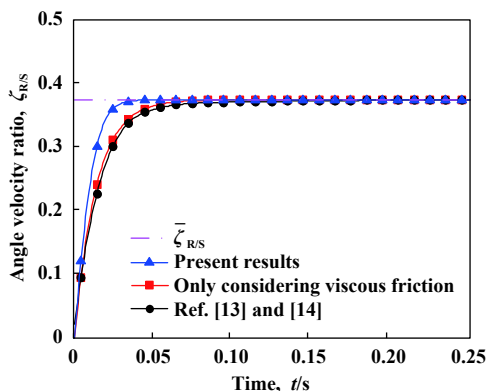


Fig. 6 Dynamic ratio of angular velocity between roller revolution and screw rotation

图6 滚柱公转与丝杆自转角速度动态比值

黏滞产生的摩擦力矩, 计算得到的动态比值 $\zeta_{R/S}$ 与文献中的结果相吻合, 验证了本文模型的准确性. 综合考虑润滑油黏滞、自旋滑动和差动滑动产生的摩擦力矩影响, 本文模型计算得到的动态比值 $\zeta_{R/S}$ 在0.05 s时达到稳态值0.373 7, 滚柱的公转加速时间变短.

图7为行星滚柱丝杠总摩擦力矩与各因素产生的摩擦力矩对比关系. 由图6可知, 行星滚柱丝杠总摩擦力矩大于润滑油黏滞阻力产生的摩擦力矩, 滚柱自旋滑动和接触点处差动滑动产生的摩擦力矩不可忽略. 对比图6~7可知, 由于考虑了自旋滑动和差动滑动的影响, 滚柱受到的摩擦力增大, 使其公转和自转角加速变大, 机构摩擦力矩达到稳态的时间变短. 非稳态运行阶段润滑油黏滞和自旋滑动是产生摩擦力矩的主要因素, 差动滑动摩擦力矩不随接触点相对滑动速度变化而变化.

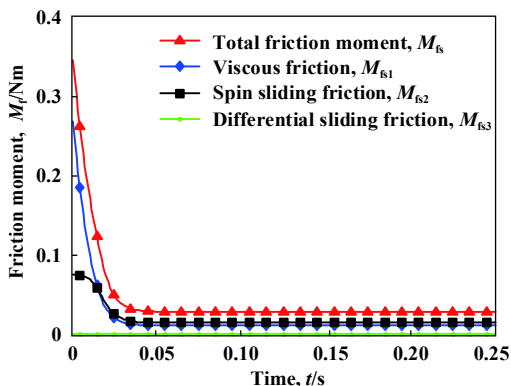


Fig. 7 Comparison of friction torque of planetary roller screw

图7 行星滚柱丝杠各项摩擦力矩对比

#### 4.2 负载对摩擦力矩和传动效率的影响

螺母输出轴向力 $F_{out}$ 分别为500、1 000、3 000和5 000 N时, 丝杆由静止经过0.02 s线性加速到1 rad/s后

匀速旋转, 图8为不同负载条件下的行星滚柱丝杠动态摩擦力矩. 由图8可知, 行星滚柱丝杠在0~0.02 s加速阶段, 机构摩擦力矩较大, 且随着负载的增大而增大. 在0.20~0.25 s之间, 丝杆的输入转速已经恒定, 但由于滚柱的公转和自转角速度没有达到稳定状态, 摩擦力矩逐渐减小, 负载越大摩擦力矩达到稳态的时间越来越短.

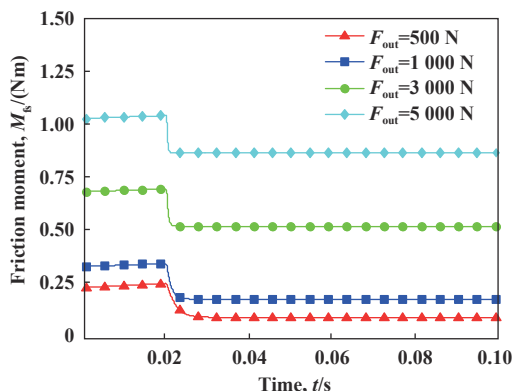


Fig. 8 Dynamic friction torque of planetary roller screw under different load conditions

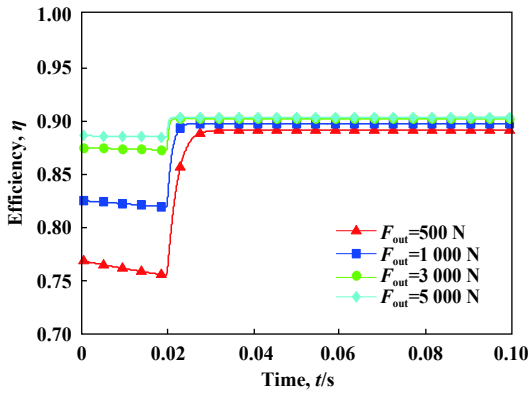
图8 不同负载条件下行星滚柱丝杠动态摩擦力矩

图9为不同负载条件下行星滚柱丝杠瞬态传动效率和综合传动效率. 由图8(a)可知, 在丝杆加速阶段, 行星滚柱丝杠瞬态传动效率较低, 随着丝杆转速趋于匀速, 瞬态传动效率也不断升高直至达到稳态. 由图9(b)可知, 螺母输出轴向载荷越大, 行星滚柱丝杠综合传动效率越高. 因此, 在实际应用中, 应避免额定负载较大的行星滚柱丝杠长时间在小负载条件下运行, 以提高综合传动效率.

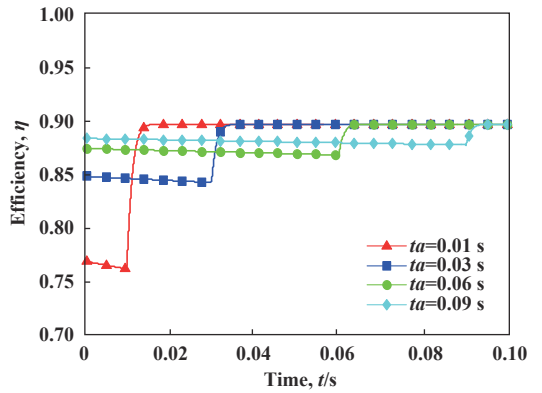
#### 4.3 丝杆加速时间对摩擦力矩和传动效率的影响

螺母输出轴向力 $F_{out}$ 为1 000 N, 丝杆由静止分别经过0.01、0.03、0.06和0.09 s线性加速到1 rad/s后匀速旋转, 图10为不同加速时间条件下的行星滚柱丝杠动态摩擦力矩, 图11为行星滚柱丝杠的瞬态传动效率和综合传动效率变化曲线. 由图10可知, 丝杆加速时间越短, 最大瞬态摩擦力矩越大, 丝杆加速时间为0.01 s时, 行星滚柱丝杠最大摩擦力矩为0.493 9 Nm, 丝杆加速时间为0.09 s时, 行星滚柱丝杠最大摩擦力矩为0.222 1 Nm.

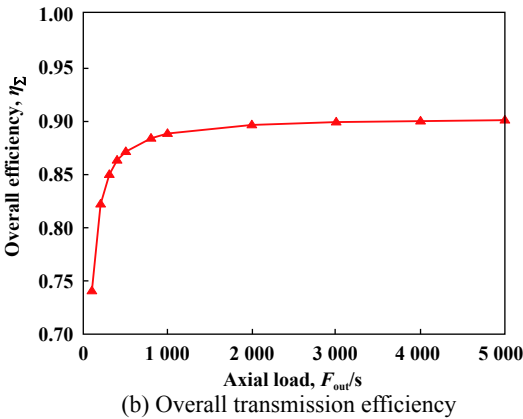
由图11可知, 丝杆加速时间越短, 最小瞬态传动效率越低, 丝杆加速时间为0.01 s时, 行星滚柱丝杠最小瞬态传动效率为76.11%, 丝杆加速时间为0.09 s时, 行星滚柱丝杠最小瞬态传动效率为87.79%. 随着加速时间的增长, 机构综合传动效率降低, 综合传动效率



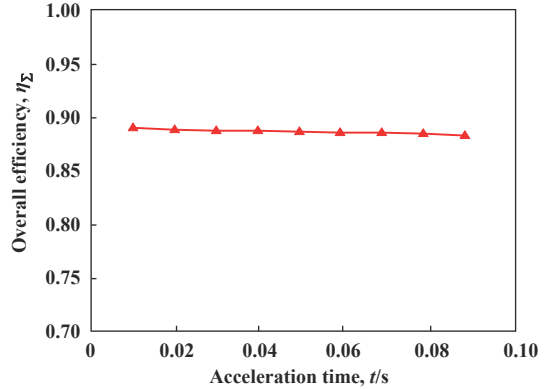
(a) Instantaneous transmission efficiency



(a) Instantaneous transmission efficiency



(b) Overall transmission efficiency



(b) Overall transmission efficiency

Fig. 9 Schematic diagram of solution domain average film thickness

Fig. 11 Transmission efficiency of planetary roller screw under different acceleration time

图 9 不同负载条件下行星滚柱丝杠传动效率

图 11 不同加速时间下行星滚柱丝杠传动效率

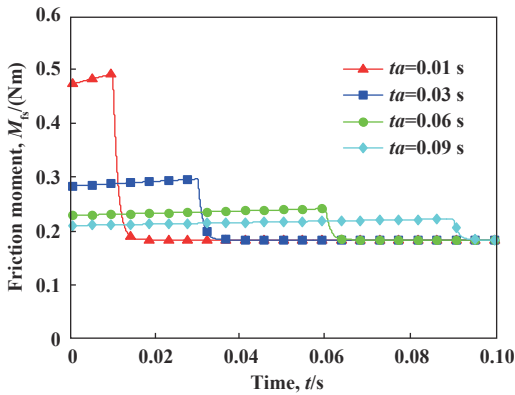


Fig. 10 Dynamic friction torque of planetary roller screw under different acceleration time conditions

图 10 不同加速时间条件下行星滚柱丝杠动态摩擦力矩

动滑动引起的摩擦力矩仅与输出载荷和摩擦系数相关, 因此非稳态运行时润滑油黏滞和自旋滑动是产生摩擦力矩的主要因素。

b. 当螺母输出轴向载荷较大时, 螺纹接触点处法向载荷较大, 使行星滚柱丝杠摩擦力矩增大, 机构达到稳定状态的时间缩短; 轴向载荷越大行星滚柱丝杠综合传动效率越高, 应用中应避免额定负载较大的丝杠在小负载工况下运行。

c. 随着丝杠加速时间变短, 惯性载荷使瞬态摩擦力矩变大, 进而使瞬态传动效率变低, 但是行星滚柱丝杠综合传动效率变高, 应当在驱动力矩允许范围内尽可能缩短加速时间, 以提高机构综合传动效率。

由88.85%降低至88.18%。因此, 在实际应用中, 应当在驱动力矩允许范围内尽可能缩短加速时间, 以提高行星滚柱丝杠综合传动效率。

### 5 结论

a. 润滑油黏滞和自旋滑动产生的摩擦力矩随丝杠与滚柱螺纹接触点相对滑动速度增大而增大, 而差

### 参考文献

[ 1 ] Deng Qi. Applications status of on planetary roller screw electric cylinder[J]. Ship Engineering, 2017, 39(1): 143–146 (in Chinese) [邓琦. 行星滚柱丝杠电动缸应用现状[J]. 船舶工程, 2017, 39(1): 143–146].

[ 2 ] Romain Breuneval Guy Clerc, Babak Nahid-Mobarakeh, et al. Identification of a roller screw for diagnosis of flight control



- actuator[C]. 2016 IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM), Ottawa,, Canada, June 20-22, 2016: 1-8.
- [3] Wissam Karam, Jean Charles Mare. Modelling and simulation of mechanical transmission in roller-screw electromechanical actuators[J]. *Aircraft Engineering and Aerospace*, 2009, 81(4): 288-298. doi: [10.1108/00022660910967273](https://doi.org/10.1108/00022660910967273).
- [4] M Falkner, T Nitschko, L Supper, et al. Roller screw lifetime under oscillatory motion: From dry to liquid lubrication[C]. *The Proceedings of Esmats*, San Sebastian, 2003.
- [5] G Hirzinger, J Butterfass, M Fischer, et al. A mechatronics approach to the design of light-weight arms and multi-fingered hands[C]. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, USA, April, 24-28, 2000: 46-54.
- [6] Steven A Velinsky, Baeksuk Chu, Ty A Lasky. Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2009, 131(011016): 1-8.
- [7] Yousef Hojjat, M Mahdi Agheli. A comprehensive study on capabilities and limitations of roller-screw with emphasis on slip tendency[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44(10): 1887-1899. doi: [10.1016/j.mechmachtheory.2009.04.001](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.04.001).
- [8] Matthew H Jones, Steven A Velinsky. Kinematics of roller migration in the planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134(061006): 1-8.
- [9] Yang Jiajun, Yang Baozhe, Zhu Jisheng, et al. Effect of preload on axial deformation and friction of planetary roller screw[J]. *Transmission*, 2011, 35(12): 16-22 (in Chinese) [杨家军, 杨保哲, 朱继生, 等. 预紧力对行星滚柱丝杠轴向变形及摩擦的影响[J]. *机械传动*, 2011, 35(12): 16-22]. doi: [10.3969/j.issn.1004-2539.2011.12.004](https://doi.org/10.3969/j.issn.1004-2539.2011.12.004).
- [10] Fu Yongling, Gan Fajin, Qi Xiaoye, et al. Influence of load on friction moment in roller screw[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2016, 40(5): 116-119 (in Chinese) [付永领, 甘发金, 祁晓野, 等. 行星滚柱丝杠副负载对摩擦力矩的影响[J]. *机械传动*, 2016, 40(5): 116-119].
- [11] Li Yingfeng, Yang Jiajun, Liao Wenjun, et al. Influence of lead angle and contact angle on transmission efficiency of planetary roller screw[J]. *Journal of Hubei University of Technology*, 2014, (1): 87-89 (in Chinese) [李迎峰, 杨家军, 廖雯俊, 等. 接触角螺旋升角对滚柱丝杠副传递效率的影响[J]. *湖北工业大学学报*, 2014, (1): 87-89]. doi: [10.3969/j.issn.1003-4684.2014.01.022](https://doi.org/10.3969/j.issn.1003-4684.2014.01.022).
- [12] Ma Shangjun, Liu Geng, Tong Ruiting. The frictional moment and transmission efficiency of planetary roller screw[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2013, 45(11): 74-79 (in Chinese) [马尚君, 刘更, 佟瑞庭. 行星滚柱丝杠副摩擦力矩及传动效率研究[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2013, 45(11): 74-79]. doi: [10.11918/j.issn.0367-6234.2013.11.013](https://doi.org/10.11918/j.issn.0367-6234.2013.11.013).
- [13] Matthew H Jones, Steven A Velinsky, Ty A Lasky. Dynamics of the planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2016, 8(014503): 1-6.
- [14] Xiaojun Fu, Geng Liu, Ruiting Tong, et al. A nonlinear six degrees of freedom dynamic model of planetary roller screw mechanism[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 119: 22-36. doi: [10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.014](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.014).
- [15] Jin Qianzhong, Yang Jiajun, Sun Jianli. The research on friction mechanism of the planetary roller screw[J]. *Journal of Hua Zhong University of Science & Technology(in Chinese)* [靳谦忠, 杨家军, 孙健利. 行星式滚柱丝杠副的摩擦机理研究[J]. *华中理工大学学报*, 1998, 26(6): 82-84].
- [16] Pu Jianrong. Theoretical and experimental study on contact, friction and working characteristics of planetary roller screw[D]. *Nanjing University of Science and Technology*, 2015: 22-29(in Chinese) [濮建荣. 行星滚柱丝杠副接触、摩擦与工作特性的理论与试验研究[D]. *南京理工大学*, 2015: 22-29].
- [17] Ravindra B, Mallik A. Performance of non-linear vibration isolators under harmonic excitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 170(3): 325-337. doi: [10.1006/jsvi.1994.1066](https://doi.org/10.1006/jsvi.1994.1066).
- [18] Matthew H Jones, Steven A Velinsky. Contact kinematics in the roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2013, 135(051003): 1-10.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018179

# 空间扫描电机油润滑轴承寿命试验验证

徐增闯<sup>1,2\*</sup>, 崔维鑫<sup>1</sup>, 梁宇翔<sup>3</sup>, 袁志刚<sup>1</sup>, 刘石神<sup>1</sup>

(1. 中国科学院上海技术物理研究所, 上海, 200083;

2. 中国科学院大学, 北京, 100049;

3. 中国石油化工股份有限公司石油化工科学研究院, 北京, 100083)

**摘要:** 为验证红外地球敏感器扫描电机轴承油润滑设计寿命是否满足5年的指标要求. 首先, 通过理论计算扫描电机轴承润滑油初始油量能否满足电机运行寿命需求. 其次, 通过扫描电机1:1地面寿命试验验证此油润滑方式的可靠性, 寿命试验结束后对滚动轴承进行了显微观测, 并对轴承进行了剖解分析. 扫描电机在寿命试验期间运转正常, 常温条件下电机电流稳定在20~40 mA, 扫描电机累计运转时间已超过8年. 轴承显微分析结果表明: 内、外圈滚道和滚珠表面状态良好, 轴承内圈运动副表面的面粗糙度从0.416  $\mu\text{m}$ 变化为0.512  $\mu\text{m}$ , 无明显点蚀、磨损现象产生, 润滑状态良好. 扫描电机寿命试验结果验证了含油保持架外加储油器供油的油润滑方式可满足电机轴承5年寿命要求, 为其他处于边界润滑工况下的空间运动部件长寿命设计提供参考依据.

**关键词:** 扫描电机; 油润滑; 真空; 长寿命; 寿命试验

**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)04-0497-07

## Life Test Verification of Oil-Lubricated Bearing for Space Scanning Motor

XU Zengchuang<sup>1,2\*</sup>, CUI Weixin<sup>1</sup>, LIANG Yuxiang<sup>3</sup>, YUAN Zhigang<sup>1</sup>, LIU Shishen<sup>1</sup>

(1. Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083, China

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

3. China Petroleum & Chemical Corporation Petrochemical Science Research Institutes, Beijing 100083, China)

**Abstract:** This study is to verify whether the design life of the oil-lubricated bearing for the infrared earth sensor scanning motor meets the requirements of the 5-year life expectancy. Firstly, theoretical calculation was conducted to determine the initial oil quantity of the oil-lubricated bearing for requirement of the running life of the motor. Secondly, the reliability of the oil lubrication method was verified by an 1:1 scanning motor ground life test. After the life test, the rolling bearing was observed microscopically, and the bearing was analyzed. During the life test of the scanning motor, the operation was normal, the motor current was stable at 20~40 mA, and the cumulative running time of the scanning motor was more than 8 years. The results of bearing microscopic analysis showed that the inner and outer ring raceways and balls had good surface condition, and the surface roughness of the moving inner surface of the bearing inner ring changed from 0.416  $\mu\text{m}$  to 0.512  $\mu\text{m}$ . There is no obvious pitting and wear, and the lubrication was in good condition. The life test results of the scanning motor verify that oil-containing cage with oil reservoir can meet the 5-year life

Received 4 December 2018, revised 29 January 2019, accepted 5 March 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: xuzengchuang083087@163.com, Tel: +86-21-25051056.

The project was supported by the Chinese Academy of Sciences Strategic Pilot Project (XDA15013100), National Defense Science and Technology Commission supporting project (PPT-115-253) and Shanghai Institute of Technical Physics Innovation Special (CX-103, 2016).

中国科学院战略先导专项(XDA15013100), 国防科工委民口配套项目(PPT-115-253)和上海技术物理研究所创新专项(CX-103, 2016)资助.

requirement of the motor bearing. Test results provided reference for other long-life design of the space rotating component in the boundary lubrication regime.

**Key words:** scanning motor; oil lubrication; vacuum; long life; life test

随着航天事业的日益发展,空间运动部件越来越多地用于空间有效载荷中.为降低发射成本和延长在轨寿命,空间运动部件作为卫星寿命的主要影响因素之一,其运行可靠性、长寿命等问题越来越受到关注.日本宇宙航空研究开发机构(JAXA)正瞄准地球同步轨道卫星在轨运行可达12年的预期目标开展相关工作<sup>[1]</sup>.根据NASA的研究,相当比例空间运动部件的失效与润滑问题有关,空间润滑材料与技术对运动部件的寿命有重要影响<sup>[2-4]</sup>.目前,空间运动部件使用较多的润滑方式是固体润滑和油润滑,一般根据运动部件的转速和工作温度范围选择合适的润滑方式.

固体润滑具有承载能力高、热稳定性好、化学稳定性强、抗辐照和耐高真空等优点,已成功应用在如太阳能帆板驱动机构和空间相机扫描机构等<sup>[5]</sup>.固体润滑的缺点是润滑膜摩擦损耗无法得到补充,磨损产生的磨屑会引起力矩增大和波动.

油润滑由于启动力矩小和波动力矩小等特点<sup>[6]</sup>,主要应用于高真空、中高速轴承润滑,特别适用于精密滚动轴承.因空间运动部件的轴承通常工作载荷较轻,滚珠与滚道的接触应力较低,一般不会发生疲劳破坏,而多是由于润滑剂的退化、损失造成润滑膜破坏,轴承磨损加剧引起的精度降低,表现形式为摩擦力矩或振动增大<sup>[7-8]</sup>.因此轴承在轨运行期考量的是精度寿命,即磨损寿命<sup>[9]</sup>.

本文作者利用红外地球敏感器运动部件扫描电机为研究对象,扫描电机转速为300 r/min,环境工作温度为-15~42 ℃,对应卫星轨道高度为400~1 000 km,气压约为 $1.09 \times 10^{-6} \sim 3.46 \times 10^{-7}$  Pa.内有一对71 809角接触球轴承,轴承润滑方式为RIPP4854碳氢油油润滑.通过理论计算分析扫描电机内滚动轴承的润滑状态、计算初始油量及预期寿命,预测润滑油在空间使用的可靠性.同时通过地面1:1真空寿命试验验证扫描电机的5年预期寿命.

## 1 轴承油润滑寿命理论计算

### 1.1 RIPP4854碳氢润滑油润滑特性

目前空间应用最广泛、效果较好润滑油的基础油材料是多烷基环戊烷(MAC)和全氟聚醚(PFPE),PFPE因难以用添加剂改善其使用性能,表面润湿性差以及

在金属表面易分解且分解物具有腐蚀性,不适合应用在长寿命的边界润滑运动部件上<sup>[10]</sup>.RIPP4854空间润滑油属合成碳氢油,采用纯烃类合成油(烃类:只有碳氢两种元素组成的化合物)作为基础油,其润滑性好,本身的化学性能稳定,不易退化和聚合;添加复合润滑剂和极压抗磨剂后可使其具有优良的润滑和极压性能,有表面耐磨层的自修复功能,通过添加复合抗氧化剂使油品具有优良的抗氧化性能和热稳定性,保证了在轨较长的使用寿命.因复合的金属防护剂使油品具有稳定、防腐蚀以及与材料的相容性好等特点,可用于边界润滑工况下<sup>[11]</sup>.RIPP4854选材特点和工艺保证了较低的挥发性和饱和蒸汽压,其主要理化性能指标列于表1中.

表1 RIPP4854碳氢油主要理化性能指标要求

Table 1 Main physical and chemical performance requirements for RIPP4854 synthetic hydrocarbon oil

Physical and chemical indicators	Specification
Density	0.83~0.87 g/cm <sup>3</sup>
Viscosity index(VI)	≥135
Kinematic viscosity (100 ℃)	8.5±1 mm <sup>2</sup> /s
Kinematic viscosity (40 ℃)	52.0±5 mm <sup>2</sup> /s
Kinematic viscosity (-20 ℃)	≤3 000 mm <sup>2</sup> /s
Pour point	≤-54 ℃
Flash point	≥250 ℃
Acid value	≤0.25 mgKOH/g
Vapor pressure(25 ℃, Pa)	≤2×10 <sup>-6</sup>

### 1.2 润滑油润滑机理

滚动轴承供油系统是由多孔含油保持架和辅助的储油器共同构成.为保证滚动轴承的长寿命需求,滚动轴承需要在油润滑条件下工作.除了轴承装配时在滚动面上加入初始少量润滑油外,绝大部分的润滑油供给来自于轴保持架.保持架由多孔聚酰亚胺材质构成,它具有一定机械强度,能满足机加工和使用的要求;其内部具有相互贯通的微孔,微孔内浸入润滑油,微孔成为润滑油相互流通的通道.当轴承运转时,保持架内的润滑油由于受到离心力和温度的共同作用,溢向保持架表面,随滚动体转移到滚动面上,形成完整润滑膜.而这些润滑油又可以被微孔材料重新吸入保持架,实现润滑油在轴承内的微循环.随着转动时间的延长,润滑油的损耗及劣化不可避免,当无法

维持轴承正常的润滑油膜时, 轴承即失效, 表现在摩擦力矩增大和温升较高, 精度无法保证. 为了有效延长轴承的工作寿命, 在轴承的安装部位设计储油器, 利用轴承表面张力使储油器内部的润滑油缓慢向轴承移动, 补充润滑油. 典型被动式供油方式下润滑油移动路径示意图如图1所示.

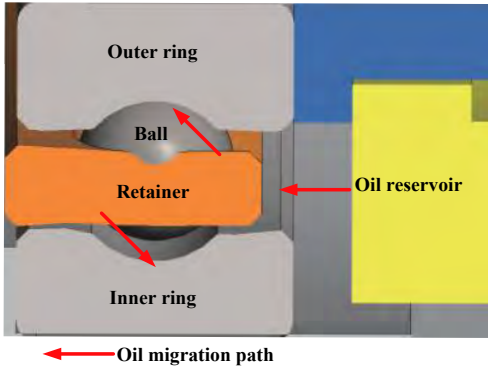


Fig. 1 Lubricant oil migration in the passive oil feed system  
图1 被动式供油下的润滑油供油原理示意图

### 1.3 油润滑初始油量计算

因真空环境的影响, 油润滑空间运动部件需考虑密封措施以降低润滑油的逸出速率, 常用的润滑方式有间隙密封或迷宫密封的方式, 本扫描电机采用的是环状圆周管道和环状端面管道组合的迷宫密封结构. 已知润滑油的饱和蒸汽压 $p$ 、在轨运行时间 $t$ 以及气导 $C$ 可得出在轨期间通过迷宫逸出的润滑油总的气量:  $q=C \cdot P \cdot t$ , 再通过理想气体方程式<sup>[12]</sup>, 即可求得总的润滑油逸出量. 轴承保持架的浸油量一般按10倍润滑油在轨损耗量进行浸油. 详细计算过程如下所示:

#### (1) 出油量计算

计算润滑油通过迷宫向空间的逸出量, 由图2可知, 迷宫由迷宫圆环管道1、3、5和矩形短管2、4组成, 总的流导 $C$ 总为各部分流导的串联, 即:

$$C_{\text{总}}^{-1} = C_1^{-1} + C_2^{-1} + C_3^{-1} + C_4^{-1} + C_5^{-1} \quad (1)$$

对圆形圆环管道, 其流导为

$$C = 3.81 \cdot \sqrt{\frac{T}{M}} \cdot \frac{(d_1 - d_2)^2 \cdot (d_1 + d_2)}{l} K_h \quad (2)$$

其中:  $T=300 \text{ K}$ ;  $M$ 是RIPP4854油的分子量,  $M=625$ ;  $d_1$ 、 $d_2$ 分别是迷宫圆环的外径和内径, 单位cm;  $l$ 为迷宫宽度, 单位cm;  $K_h$ 为系数,  $K_h=1.82$ .

对矩形短管道, 其流导为

$$C = 3.628 \cdot a \cdot b \cdot \sqrt{\frac{T}{M}} \cdot K_s \quad (3)$$

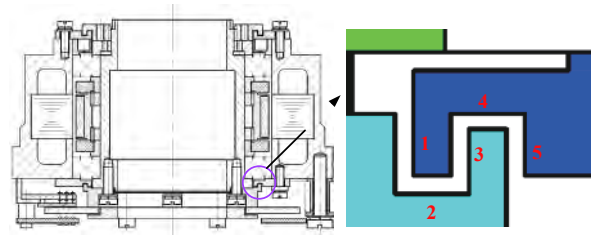


Fig. 2 Labyrinth seal diagram  
图2 迷宫密封示意图

其中:  $a$ 为短管平均周长, 单位cm,  $a=\pi(d_1+d_2)/2$ ;  $b$ 为短管的厚度, 单位cm;  $K_s$ 为系数,  $K_s=0.0784$ .

求得  $C_1=3.61 \text{ L/s}$ ;  $C_2=6.81 \text{ L/s}$ ;  $C_3=6.98 \text{ L/s}$ ;  $C_4=0.031 \text{ L/s}$ ;  $C_5=0.034 \text{ L/s}$ .

因此,  $C_{\text{总}}=0.016 \text{ L/s}$ . 在空间高真空环境下, 迷宫内外的压差等于RIPP4854润滑油的饱和蒸汽压, 即  $2.63 \times 10^{-6} \text{ Torr}$ , 1年为  $3.15 \times 10^7 \text{ s}$ , 因此在8年时间内, 一边的迷宫逸出的总气量为

$$Q = C_{\text{总}} \cdot \Delta P \cdot t = 0.075 \text{ Torr} \cdot \text{L} \quad (4)$$

因1 Torr·L的RIPP4854碳氢润滑油的油蒸汽重0.36 g, 所以两边的迷宫在八年内总的油损耗量为54 mg.

#### (2) 浸油保持架出油量

如前所述, 电机轴承选用了多孔聚酰胺浸油保持架, 保持架作用主要有: 将滚珠分隔、储存一定量的润滑油和使润滑油构成一个自循环的过程. 实测平均含油率约为13%. 依据地面测试结果, 按照保持架平均含油量200 mg, 出油率不低于20%, 从而计算出最低出油量40 mg. 针对红外地球敏感器扫描电机, 根据极端高温和常温工作条件, 计算出红外地球敏感器扫描电机在轨运行寿命期间RIPP4854润滑油的逸出量, 结果见表2.

#### (3) 轴承初始油量

电机每个轴承装配时加注的原始初始油量为170 mg, 考虑到地面试验及发射过程中轴承内润滑油的流失, 入轨后轴承内初始油量按厚度为10 μm的油膜估算油量为67 mg. 根据入轨后轴承实际总含油量为保持架储油量加上初始油量共107 mg, 估算润滑油逸出量3.375 mg. 按照10倍裕度设计, 润滑油初始油量

表2 润滑油空间逸出量轴承供油能力评估表

Table 2 Evaluation of lubricant space escape and bearing oil supply capacity

Bearing Type	Bearing cage oil output quantity	Bearing raceway oil output quantity	Escape amount
71 809	40 mg	67 mg	3.375 mg/year

远满足电机轴承在轨运行5年寿命需求。

## 2 运动部件地面真空寿命试验验证

目前空间运动部件寿命试验可分为加速寿命试验和1:1寿命试验,其中加速寿命试验主要用于固体润滑运动部件.对油润滑运动部件,改变温度和转速等加速因子会对其润滑状态及失效机理产生改变,因此对油润滑的运动部件一般进行1:1地面寿命验证。

### 2.1 寿命试验系统

扫描电机真空寿命试验系统如图3所示,试验系统主要由真空罐、真空排气系统、真空测量系统、电气硬件执行系统、多通道参数采集系统和计算机控制系统组成。

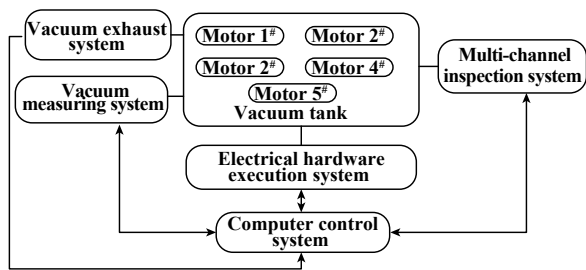


Fig. 3 Block diagram of the scanning motor vacuum life test system

图3 扫描电机真空寿命试验系统组成框图

根据扫描电机寿命试验要求,寿命试验硬件应尽可能满足产品在轨工作时的环境条件,以保证寿命试验的有效性.为模拟实际在轨工况,本试验验证方案是将电机装入地球敏感器头部,则置于电机真空寿命试验系统中开始真空环境下常温、高温—常温—低温循环电机寿命试验,试验过程中监测电机电流、转速和电机温度.寿命试验条件列于表3中。

试验电机已连续运转 $1.26 \times 10^9$  r.其中累计完成185 d低温试验,2 560 d常温试验,180 d高温试验.在已进行的寿命试验过程中,扫描电机运转正常,转速稳定,电流波动小.电机电流值变化和定子温度变化

表3 电机寿命试验条件

Table 3 Motor life test conditions

Indicator name	Specification
Speed	300 r/min
Preload	20 N
Vacuum	$\leq 1.3 \times 10^{-5}$ Pa
High temperature	45 °C(Accumulated for not less than 6 months)
Low temperature	-15 °C(Accumulated for not less than 6 months)
Normal temperature	23 °C

如图4~5所示.由图4~5可见:在常温情况下电机电流约为35 mA左右;经过一段运转之后,电机电流缓慢减小并趋于稳定,维持在22~40 mA左右.短时间的高温条件下,因润滑油黏度降低,电机摩擦力矩减小,从而电机电流降低至20 mA左右.短时间的低温条件下,因润滑油黏度变大,导致电机摩擦力矩增大,从而电机电流增至55 mA左右。

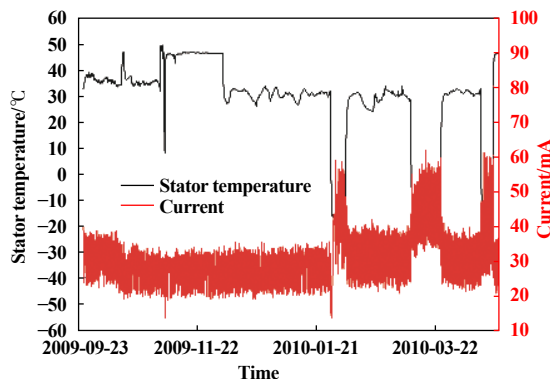


Fig. 4 Scanning motor life verification test time-current, temperature curve 1

图4 扫描电机寿命验证试验时间-电流、温度曲线1

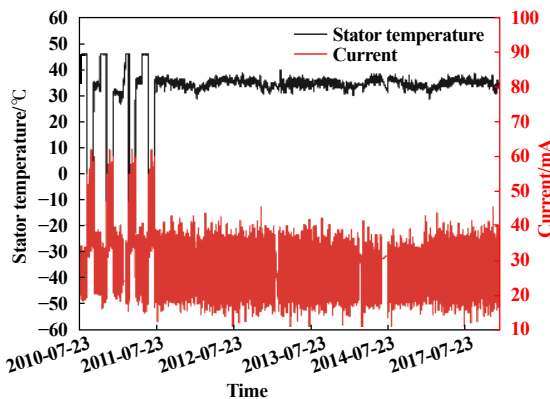


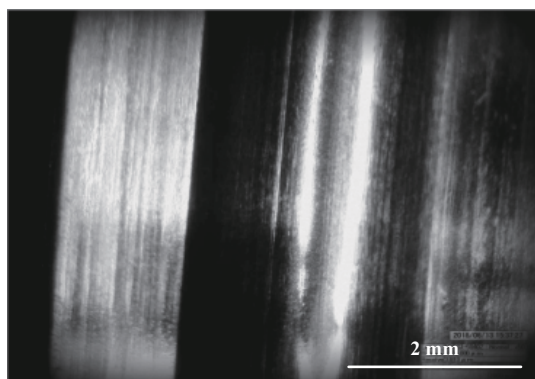
Fig. 5 Scanning motor life verification test time-current, temperature curve 2

图5 扫描电机寿命验证试验时间-电流、温度曲线2

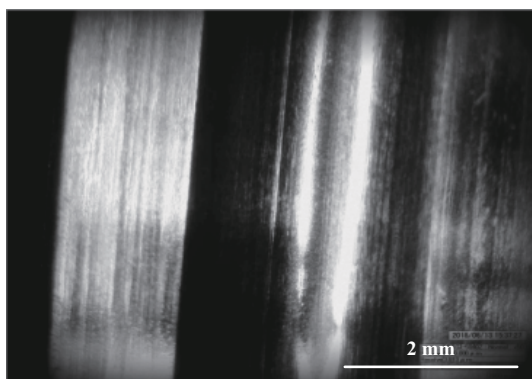
### 2.2 轴承显微分析

扫描电机寿命试验结束后,对轴承内、外圈和滚珠进行显微观察.由图6可知,轴承内外圈沟道表面完整,轴承的外圈和内圈工作表面光亮,除滚动沟道外,无明显的摩擦痕迹.由图7可知,保持架兜孔边缘有少量摩擦痕迹,未见异常磨损痕迹,滚珠表面光洁度较好。

采用扫描电镜分别对未经使用的71 809轴承(1<sup>#</sup>)和经过寿命试验的轴承(2<sup>#</sup>)内、外圈和滚珠表面显



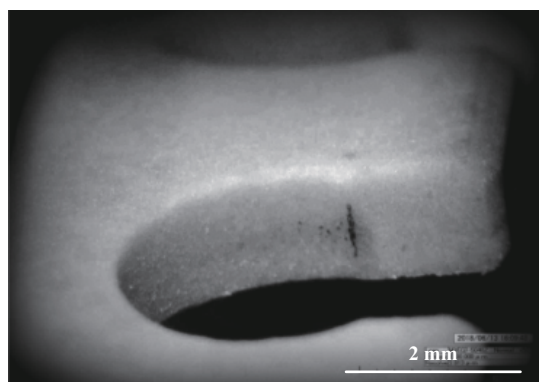
(a) 2<sup>#</sup> Bearing inner ring



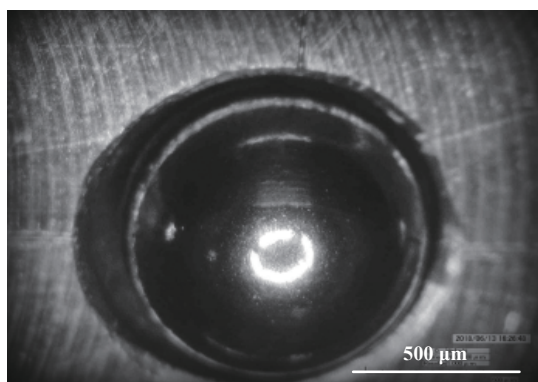
(b) 2<sup>#</sup> Bearing outer ring

Fig. 6 OM Mmicrograph of the inner and outer rings of the bearing after the vacuum life test

图 6 真空寿命试验后轴承内、外圈的OM照片



(a) 2<sup>#</sup> Bearing cage



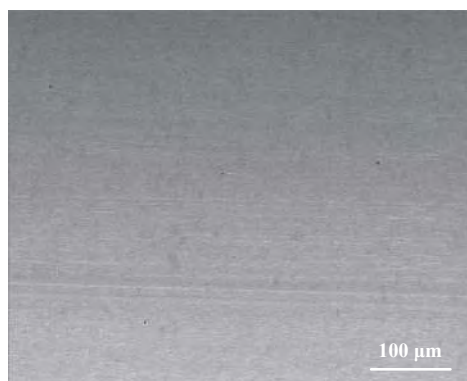
(b) 2<sup>#</sup> Bearing ball

Fig. 7 OM micrographs of bearing cage and ball after vacuum life test

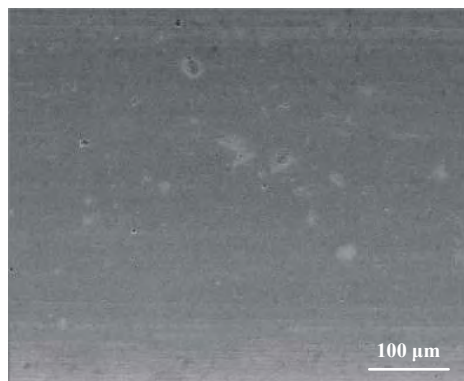
图 7 真空寿命试验后轴承保持架和滚珠的OM照片

微组织特征进行比对分析. 如图8、9和10所示, 与未进行寿命试验的1<sup>#</sup>轴承相比, 2<sup>#</sup>轴承的内外圈滚道除有少许的摩擦痕迹外无明显变化, 其表面无点蚀和压痕产生. 此结果表明, 轴承在进行完寿命试验后无异常磨损发生, 润滑油仍发挥润滑作用.

采用非接触式光学轮廓仪分别对未经使用的71809轴承(1<sup>#</sup>)和经过寿命试验的轴承(2<sup>#</sup>)内圈运动副接触表面形貌特征进行比对分析. 如图11~12所示, 1<sup>#</sup>轴承内圈运动副接触表面光滑, 2<sup>#</sup>轴承内圈有些许浅划痕产生. 1<sup>#</sup>轴承内圈沟道表面的面粗糙度为0.416 μm,



(a) 1<sup>#</sup> Bearing inner ring



(b) 2<sup>#</sup> Bearing inner ring

Fig. 8 SEM micrographs of bearing inner ring

图 8 轴承内圈形貌的SEM照片

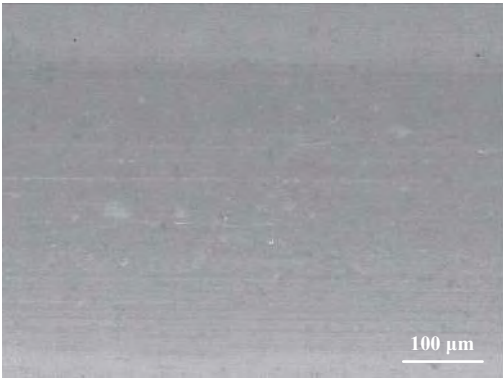
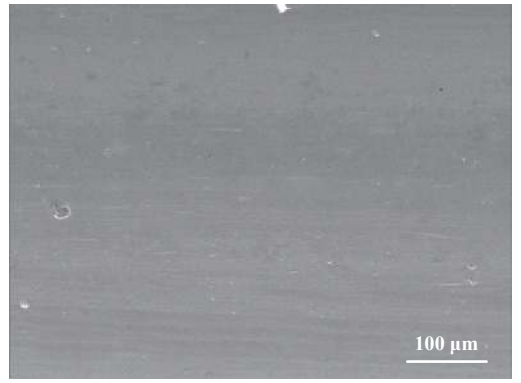
(a) 1<sup>#</sup> Bearing outer ring(b) 2<sup>#</sup> Bearing outer ring

Fig. 9 SEM micrographs of bearing outer ring

图9 轴承外圈形貌的SEM照片

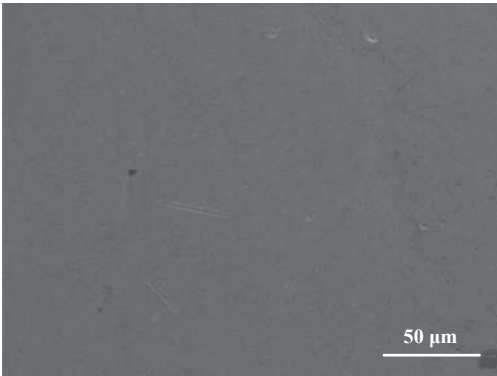
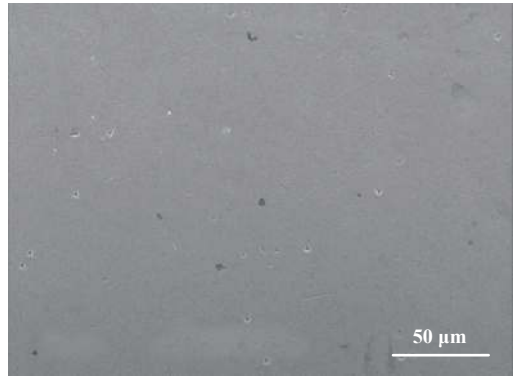
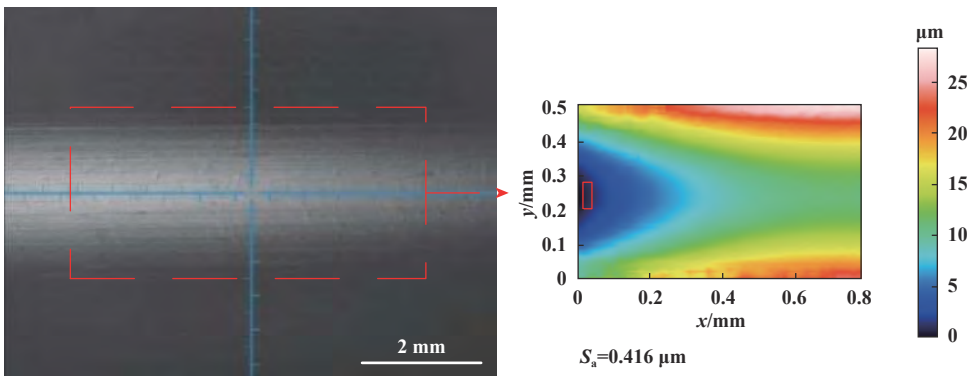
(a) 1<sup>#</sup> Bearing ball(b) 2<sup>#</sup> Bearing ball

Fig. 10 SEM micrographs of bearing ball

图10 轴承滚珠形貌的SEM照片

Fig. 11 1<sup>#</sup> bearing inner ring surface view and channel surface three-dimensional topography图11 1<sup>#</sup>轴承内圈表面图及沟道表面三维形貌图

2<sup>#</sup>轴承相应位置的面粗糙度为 $0.521\ \mu\text{m}$ ,二者表面粗糙度无明显差异.此结果表明,轴承在进行完寿命试验后运动副接触面无明显变化,轴承油润滑效果良好.

### 3 结论

a. 红外地球敏感器扫描电机轴承润滑油初始油

量的理论计算结果表明:按照10倍设计裕度,单个轴承入轨后初始供油量 $107\ \text{mg}$ ,可满足电机轴承在轨运行5年寿命需求.

b. 扫描电机地面1:1寿命试验结果表明,扫描电机运行时间已达8年,运行状态良好,常温工况下,电机电流在 $20\sim 40\ \text{mA}$ 之间波动稳定.表明RIPP4854碳氢

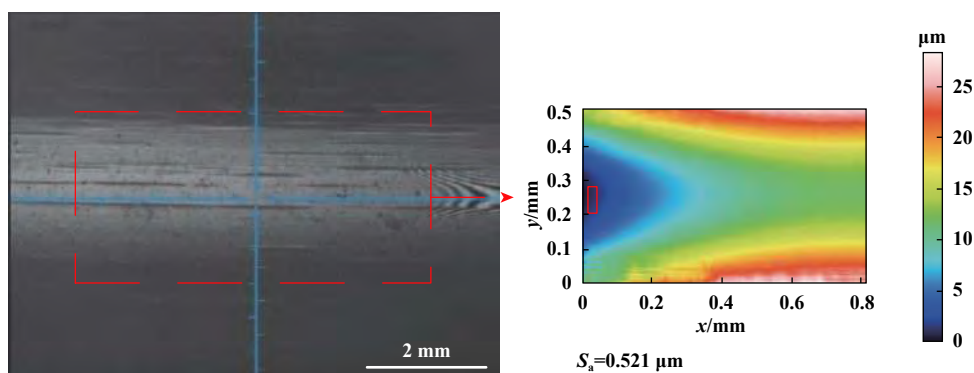


Fig. 12 2<sup>nd</sup> bearing inner ring surface view and channel surface three-dimensional topography

图 12 2<sup>nd</sup>轴承内圈表面图及沟道表面三维形貌图

润滑油因其良好的润滑性能,可以满足扫描电机5年寿命需求。

c. 寿命试验结束后,对扫描电机轴承进行了SEM和表面形貌分析。分析结果表明:与未进行寿命试验的1<sup>#</sup>轴承相比,2<sup>#</sup>轴承内、外圈滚道、滚珠表面光亮,润滑状态良好。SEM图像显示2<sup>#</sup>轴承无点蚀、压痕产生。表面形貌分析表明:运动副表面虽有较浅划痕,轴承内圈运动副表面粗糙度由0.421 μm变为0.521 μm,并无明显变化。

综上所述,RIPP4854碳氢润滑油可较好地满足空间扫描电机轴承油润滑寿命需求,润滑效果良好,此结果可为其他中高转速的空间运动机构油润滑设计及润滑油选用提供试验依据参考。

## 参考文献

- [1] Kazuaki M, Takashi N, Shingo O, et al. Long life technology combining hybrid ceramic bearing and passive oil feed system[C]. '17th European Space Mechanisms and Tribology Symposium 2017', Hatfield, UK, 20-22 September 2017.
- [2] Pepper S V. Lifetimes of multiply alkylated cyclopentane oil in contact with various metals, evaluated with vacuum spiral orbit tribometer[R]. NASA/TM-2018-219869.
- [3] Poplawski J V, Loewenthal S H, Oswald F B, et al. Analysis of space station centrifuge rotor bearing systems: A case study[R]. NASA/TP-2014-217906.
- [4] Roberts E W. Space tribology: its role in spacecraft mechanisms[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2012, 45(50): 503001. doi: 10.1088/0022-3727/45/50/503001.
- [5] Deng Rong, Yuan Haitao, Hu Tingliang, et al. Life test of solid-lubricated bearing assembly for scan mechanism of space camera[J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(6): 1408-1412 (in Chinese) [邓容, 袁海涛, 胡亭亮, 等. 空间相机扫描机构固体润滑轴承组件的寿命试验[J]. 光学精密工程, 2016, 24(6): 1408-1412].
- [6] Wu Bo, Qing Tao, Zhou Ningning. Method to estimate the optimum quantity of lubricating oil in flywheel bearing and its experimental verification. aerospace control and application[J]. 2014, 40(6): 42-47(in Chinese) [吴博, 卿涛, 周宁宁. 飞轮轴承润滑最佳油量的估算方法及实验验证[J]. 空间控制技术与应用, 2014, 40(6): 42-47].
- [7] Kenji K, Akihito S, Yukitoshi F, et al. Lubrication performance of ionic liquids as lubricants for space mechanisms under high vacuum and low temperature[J]. Tribology Online, 2015, 10(2): 138-146. doi: 10.2474/trol.10.138.
- [8] Prozhega M V, Albagachiev A Y, Smirnov N I, et al. Lubricating materials for mechanisms operating in space[J]. Journal of Friction and Wear, 2018, 39(4): 355-340.
- [9] Zhang Yan. Research on life prediction method for rolling bearings in simulated space conditions based on vibration spectrum[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016(in Chinese) [张焱. 模拟空间环境下滚动轴承寿命的振动谱表征与预测方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016].
- [10] Masuko M, Kishi K, Suzuki A, et al. The lifetime of boundary lubrication performance of small-quantity-applied liquid lubricants for space mechanisms evaluated with a vacuum reciprocating tribometer[J]. Tribology Transactions, 2010, 53(1): 75-83.
- [11] Ohno N, Sonoda K, Tsuchida H, et al. Bearing fatigue life tests of two advanced base oils for space applications under vacuum and atmospheric environments[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 859-866. doi: 10.1080/10402004.2011.608155.
- [12] Liu Yudai. Vacuum design manual[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1991(in Chinese) [刘玉岱. 真空设计手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1991].



DOI: 10.16078/j.tribology.2019015

# 定子表面织构对超声电机性能的影响

曾帅帅, 李锦棒\*, 陈鹏飞, 崔玉国

(宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211)

**摘要:** 针对超声电机摩擦材料磨损严重和温升高的问题, 采用在定子表面加工微织构的方法, 提高了电机机械特性并降低了摩擦材料磨损。首先, 用显微镜测量超声电机定子表面摩擦材料黏着区域, 设计出三种不同密度的凹坑织构, 采用激光的方法加工在定子表面; 然后, 测试超声电机负载特性、效率特性和温升特性并观察定子表面。结果表明: 3-凹坑织构定子电机空载转速最高, 相比光滑定子电机高出 12.1%, 5-凹坑织构定子电机堵转转矩和最大效率最高, 分别高于光滑定子电机 13.04% 和 17.1%, 同时电机的温升也有所降低。通过观察定子表面发现, 凹坑织构有大幅降低摩擦材料黏着的作用, 这种作用可以增加电机接触界面能量转换效率, 提高了电机的性能并降低了摩擦材料的磨损。

**关键词:** 超声电机; 机械特性; 温升特性; 摩擦磨损; 表面织构

中图分类号: TM354

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0504-07

## Effect of Stator Surface Texture on the Performances of an Ultrasonic Motor

ZENG Shuaishuai, LI Jinbang\*, CHEN Pengfei, CUI Yuguo

(Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Zhejiang Ningbo 315211, China)

**Abstract:** Aiming at the problem-solving of the severe wear and temperature rise of friction materials used in ultrasonic motors, by using the method of fabricating micro-texture on the stator surface, the mechanical properties of ultrasonic motor was improved and the wear of friction material was reduced. Firstly, the positions of material adhesive area on the stator surface was measured by a microscope. After that three different density textures were designed and fabricated on stator surface by laser. Then, the speed-torque characteristics, efficiency-torque characteristics and temperature rise of the motor were tested. Meanwhile, the stator surface was observed. The results showed that the no-load speed of 3-dimple-texture stator was the highest, which was 12.1% higher than that of smooth stator. The stall torque and efficiency of 5-dimple-texture stator was the highest, which were 13.04% and 17.1% higher than that of smooth stator motor respectively. The temperature rise of textured stator was also reduced. By observing stator surface, it was found that the dimple texture greatly reduced the adhesion of the friction material, which can increase the energy conversion efficiency of the motor contact interface, improved the motor performance and reduced the wear of the friction material.

**Key words:** ultrasonic motor; mechanical characteristics; temperature characteristics; friction and wear; surface texture

超声电机是利用定转子间的摩擦力驱动转子运动的压电驱动器。相比传统电机, 超声电机具有低速大转矩、断电自锁、启停响应快、运行无噪声和无电磁

干扰等优点, 目前在医疗设备、航空航天和机器人等领域有广泛的应用前景, 同时也存在一些缺点, 例如效率低、寿命短和发热严重等<sup>[1]</sup>。

Received 21 January 2019, revised 1 April 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: lijnbang@nbu.edu.cn, Tel: +86-18758328822.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51675288) and Zhejiang Provincial Natural Science Foundation (LQ18E050002).

国家自然科学基金项目(51675288)和浙江省自然科学基金项目(LQ18E050002)资助。

目前,提高超声电机性能的主要方法有优化摩擦材料和改进定子结构.摩擦材料的基体通常为具有自润滑性的聚合物材料,一般需要添加摩擦改进剂提高其性能.常用的改进剂有玻璃纤维、钛酸钾晶须、碳纤维、芳纶纤维和二硫化钼等<sup>[2-5]</sup>.Song等<sup>[2]</sup>在PTFE基摩擦材料中添加了玻璃纤维,研究发现高真空条件下,由于摩擦热较高摩擦材料易发生黏着磨损.Fan等<sup>[3]</sup>研究发现在超声电机用PTFE基摩擦材料中添加质量分数为5%钛酸钾晶须,可以有效地提高其摩擦系数和耐磨性.丁庆军等<sup>[6]</sup>研究发现将环氧树脂基摩擦材料粘涂在定子表面,有效地减少了定转子接触界面间的摩擦系数.Rahman等<sup>[7]</sup>通过在定子上打孔增加了中性轴到定子顶面的位置,研究发现改进后的电机具有更高的效率特性.上述研究在一定程度上改善了超声电机的摩擦磨损特性,并提高了电机的输出性能,但是由于超声电机的摩擦驱动原理,摩擦材料的磨损及摩擦带来的温升问题依然是制约超声电机进一步应用的难题,也是超声电机领域的研究热点之一.

激光表面织构是一种改善摩擦副摩擦学特性的有效方法,它具有减少摩擦磨损和提高耐磨性等优点<sup>[8-11]</sup>.胡天昌等<sup>[12]</sup>研究了织构对45#钢摩擦性能的影响,研究发现较大织构密度和较大孔径更有利于减磨抗磨.目前,织构主要应用于转子的摩擦片上来改善

超声电机的性能.王丰等<sup>[13]</sup>研究发现摩擦材料表面加工织构可以减少定转子接触面间的摩擦系数以及降低磨损量.Liu等<sup>[14-15]</sup>研究了聚酰亚胺摩擦材料表面织构化对超声电机性能的影响,研究发现织构化的摩擦材料提高了超声电机的输出性能.针对超声电机定子和转子接触界面磨损问题,可以探索织构在超声电机中的应用,以改善接触界面的磨损并提高电机性能.

本文作者采用激光加工的方法在行波超声电机定子表面加工织构,测试超声电机机械特性、温升特性及摩擦磨损特性,揭示织构对电机特性的影响规律,为行波超声电机定子表面织构的设计与应用提供试验基础.

## 1 超声电机性能测试装置

本文作者采用超声电机性能测试装置,如图1所示.该装置组成部分包括:螺旋测微头、燕尾导轨、压力传感器、定子、转子、速度-转矩传感器以及磁粉制动器.压力传感器与燕尾槽导轨上部固定,螺旋测微头可移动燕尾导轨给电机施加预紧力.压力传感器可精确测量预紧力的大小,转矩-转速传感器用来采集超声电机的转矩和转速,磁粉制动器用于给电机施加转矩.该试验装置能够精确测试电机的负载特性和效率特性,满足本文中的试验需求.

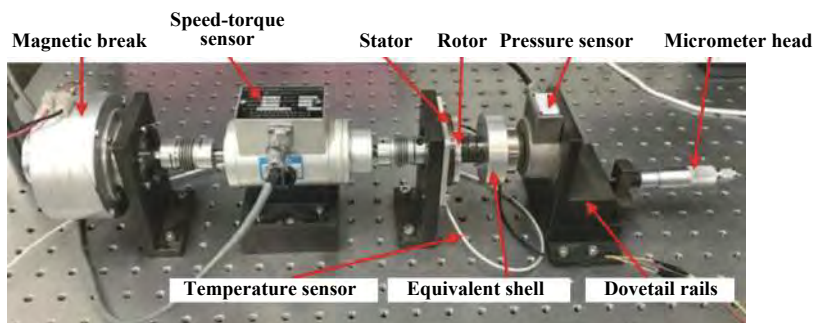


Fig. 1 Ultrasonic motor test device

图1 超声电机测试装置

试验采用西安创联超声技术有限公司生产的USM60-2型行波超声电机,其定转子结构如图2所示.定子材料为锡青铜,直径为60 mm,转子材料为铝合金,转子表面粘贴厚度为0.2 mm的摩擦材料.摩擦材料由基体和摩擦改进剂组成,基体为聚四氟乙烯,重量占45%~65%,摩擦改进剂包括碳纤维和纳米金刚石等,重量占35%~55%.

超声电机在工作时,定子外环发生超声振动,内环与外壳连接无振动,为了测试电机的温升,将温度

传感器布置在底座与定子内环连接部分,如图2所示.定子与支架的间隙较小,选择尺寸为3 mm×2 mm×1 mm的热电阻温度传感器,并在底座上开一个凹槽,用来布置连接线,连接温度显示仪.

## 2 定子表面织构位置确定

在定子上布置过多的微织构会降低定转子间的摩擦系数,使电机的性能下降,因此,需要根据摩擦材料的黏着位置布置凹坑织构.为了确定摩擦材料在定

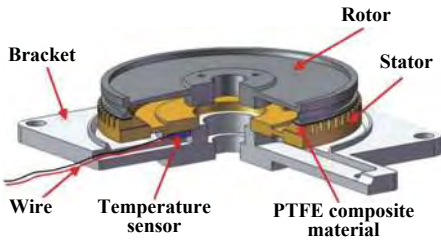


Fig. 2 The stator and rotor structure and temperature sensor arrangement in ultrasonic motor

图2 超声电机定转子结构和温度传感器的布置

子表面的黏着位置,给电机施加250 N的预紧力,运行2 h后,观察定子表面并对黏着区域进行测量.通过多个定子齿上黏着区域的测量发现,黏着区域的位置相对稳定,为半径 $R_1$ 到 $R_2$ 的面域(其中, $R_1=27.978$  mm和 $R_2=28.760$  mm).在黏着区域上,设计出三种不同密度织构,即1-凹坑、3-凹坑和5-凹坑织构,如图3所示.

采用Nd:YA固体脉冲激光器在定子表面加工出这三种织构,如图4所示.图4(a)为1-凹坑织构,凹坑布置在黏着区域中间;图4(b)为3-凹坑织构,在1-凹坑织构外侧 $d_1$ 处布置两个凹坑(其中 $d_1=0.403$  mm);图4(c)为5-凹坑织构,在3-凹坑织构内侧 $d_2$ 处布置两个凹坑, (其中 $d_2=0.403$  mm);图4(d)凹坑织构三维形貌,凹坑宽度约为 $312.5\ \mu\text{m}$ ,深度约为 $210.4\ \mu\text{m}$ .脉冲激光器的

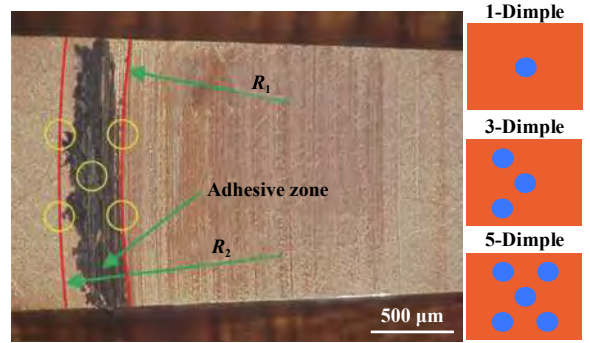


Fig. 3 Friction and wear of stator surface of ultrasonic motor  
图3 超声电机定子表面摩擦磨损

工作参数为电流为220 A,脉宽为0.2 ms,频率为2 Hz.激光器加工凹坑织构时会产生铜屑飞溅到定子表面,加工织构后,采用2 000目砂纸将定子表面打磨平整,并用超声波清洗机清洗定子表面.

### 3 测试结果

#### 3.1 织构对电机机械特性的影响

采用图1所示超声电机测试装置,设置预紧力250 N,改变磁粉制动器的输入电流给电机施加不同的转矩,测试电机的负载特性和效率特性.在测试中,以负载 $0.05\ \text{N}\cdot\text{m}$ 为步长递增,在每个负载下保持20 s,记录直

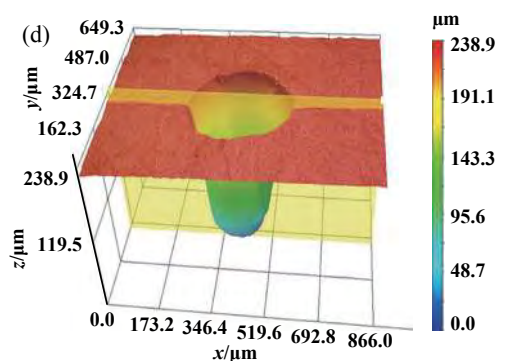
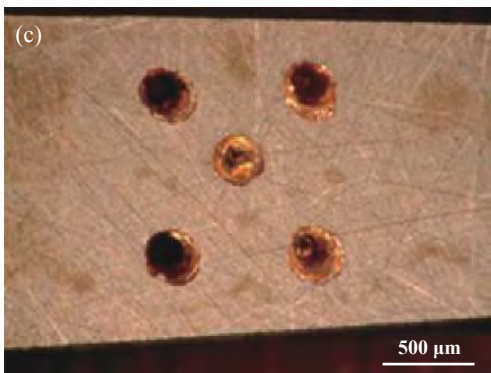
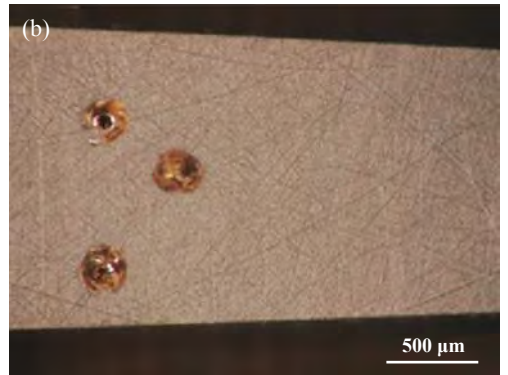


Fig. 4 Surface texture of stator: (a) 1-dimple texture; (b) 3-dimple texture; (c) 5-dimple texture; (d) 3D morphology of dimple

图4 定子表面织构:(a)1-凹坑织构;(b)3-凹坑织构;(c)5-凹坑织构;(d)凹坑3D形貌

流稳压电源的电流和电机的转速, 并计算平均值. 电机的输入功率为稳压电源电压与电流的乘积, 输出功率通过转速和负载计算. 这样即可得到电机的负载特性和效率特性, 测试结果如图5所示. 由图5(a)得出, 随着凹坑织构密度的增加, 电机的负载特性有着明显提高. 光滑、1-凹坑织构、3-凹坑织构以及5-凹坑织构定子电机的空载转速分别为89.16、96.58、99.91和97.20 r/min. 3-凹坑织构定子电机空载转速最高, 相比光滑定子电机高出12.1%. 光滑、1-凹坑织构、3-凹坑织构和5-凹坑织构定子电机的堵转转矩分别为1.15、1.15、1.2和1.3 N·m. 其中, 5-凹坑织构定子电机的堵转转矩最高, 相比光滑定子电机高出13.04%. 当转矩为0.85 N·m时, 5-凹坑织构定子电机转速与光滑定子电机转速的最大差值为15.17 r/min. 由图5(b)可以看出, 加工织构后, 超声电机的效率有不同程度的提高. 光滑、1-凹坑织构、3-凹坑织构和5-凹坑织构定子的最大效率分别为30.67%、32.58%、33.99%和35.91%. 5-凹坑织构定子电机最大效率最高, 相比光滑定子电机提高了17.1%. 当

转矩小于0.9 N·m时1-凹坑织构定子电机效率大于光滑定子电机效率. 当转矩大于0.9 N·m时1-凹坑织构定子的效率略小于光滑定子的效率. 试验表明, 定子表面织构可以提高超声电机负载特性与效率特性, 其中, 3-凹坑织构负载特性较好, 5-凹坑织构效率特性较好.

### 3.2 超声电机温升特性

采用贴片式热电阻温度传感器测试超声电机温升特性, 传感器的测量精度为0.3 °C. 为防止温度过热损坏定子, 预紧力设为200 N, 测试时间为35 min, 每隔1 min观察并记录仪表显示值, 每组数据测量3次, 然后计算出平均值. 为保证测试条件一致, 每次测试前, 首先使电机温度降至28 °C, 测试结果如图6所示. 由图6(a)可得出, 织构定子可以改善电机的温升趋势. 经过35 min, 光滑、1-凹坑织构、3-凹坑织构和5-凹坑织构定子电机温度分别为41.67、40.67、40.33和40.33 °C. 5-凹坑织构与3-凹坑织构定子电机温度最低, 相比光滑定子电机降低1.34 °C. 由图6(b)可得出, 定子表面织

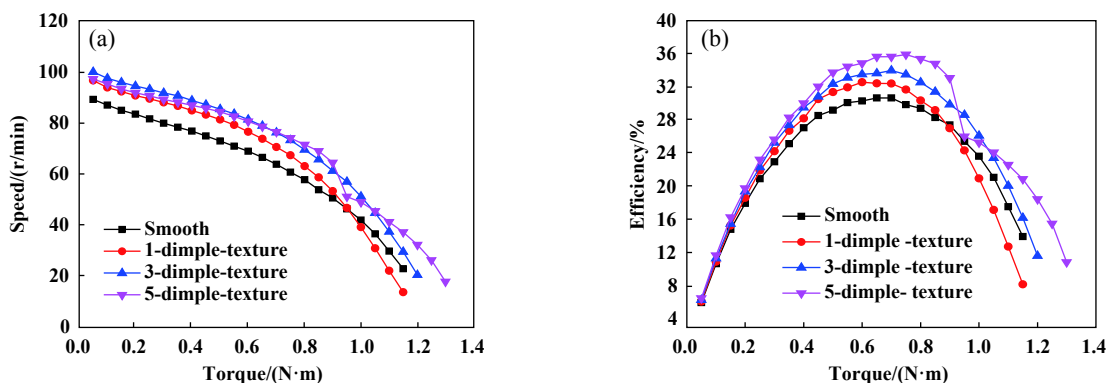


Fig. 5 Mechanical characteristics of ultrasonic motor with different stator surface textures: (a) Load characteristics; (b) Efficiency characteristics

图5 不同定子表面织构超声电机机械特性:(a)负载特性;(b)效率特性

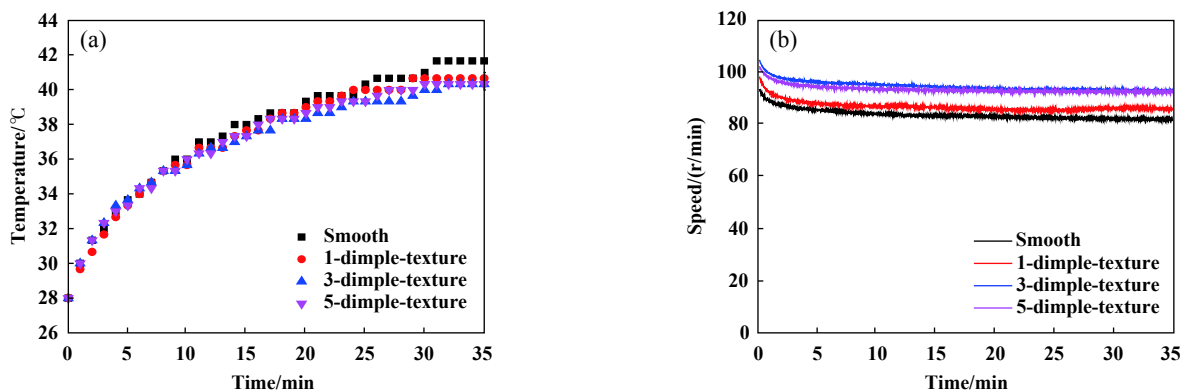


Fig. 6 Temperature rise of ultrasonic motor with different stator surface texture: (a) Temperature-time; (b) Speed-time

图6 不同定子表面织构超声电机温升:(a)温度-时间;(b)转速-时间

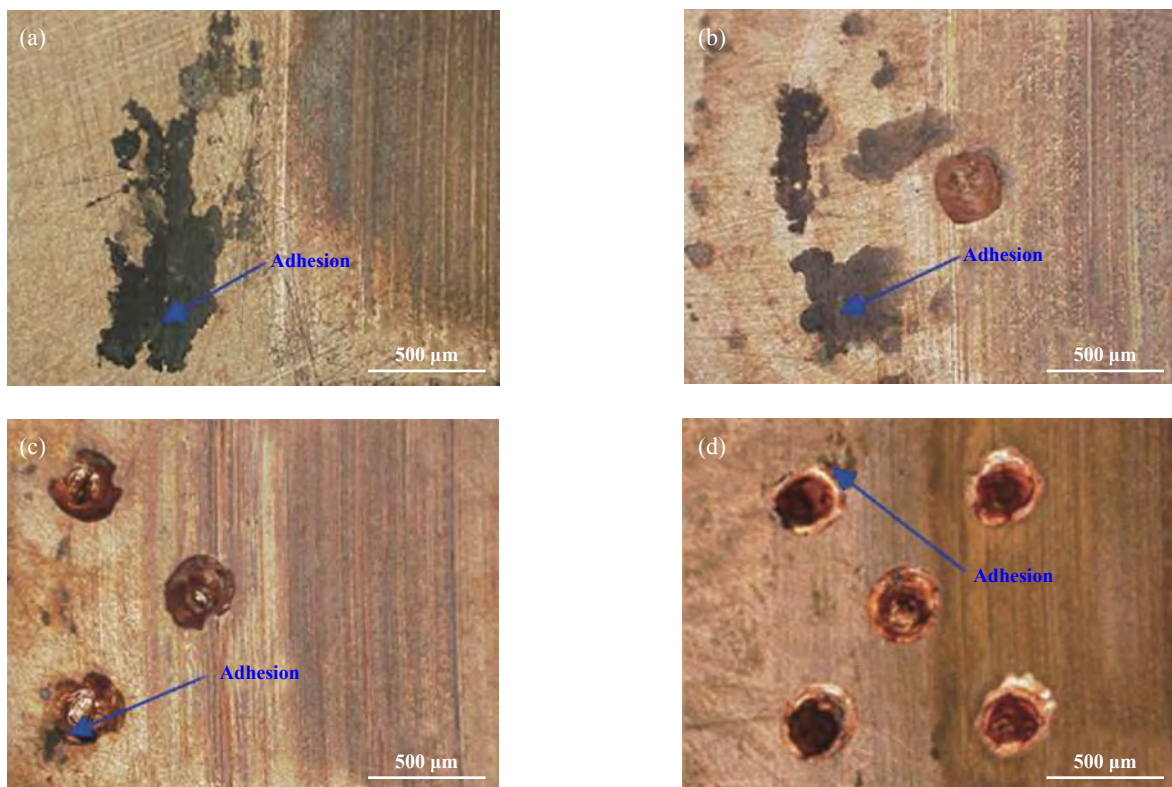


Fig. 7 Surface wear of stators with different textures: (a) smooth; (b) 1-dimple texture; (c) 3-dimple texture; (d) 5-dimple texture

图7 不同织构定子表面磨损: (a)光滑; (b)1-凹坑织构; (c)3-凹坑织构; (d)5-凹坑织构

构对电机转速下降幅度有着明显的影响. 在0~35 min内, 光滑、1-凹坑织构、3-凹坑织构、5-凹坑织构定子电机转速下降幅度分别11.50、12.07、11.40和9.49 r/min. 其中, 5-凹坑织构定子电机转速下降幅度最低.

### 3.3 织构对电机定子表面磨损的影响

给定、转子施加250 N的预紧力, 运行5 h后, 观察定子表面, 四种定子表面如图7所示. 由如图7(a)可看出, 光滑定子表面有大片的摩擦材料黏着, 黏着物颜色较深, 说明黏着物有较大的厚度. 1-凹坑织构定子表面摩擦材料黏着呈现分散状态, 黏着物个体尺寸较小, 颜色较浅, 如图7(b)所示. 由图7(c~d)可看出, 3-凹坑织构定子和5-凹坑织构定子表面只有少量黏着物, 黏着物呈颗粒状, 无明显的黏着现象. 试验结果表明, 织构可以减少定子表面摩擦材料黏着, 随着凹坑织构数量的不断增加, 定子表面摩擦材料的黏着逐渐减少.

## 4 讨论

超声电机是由定子和转子间的摩擦力进行驱动的, 所以定、转子接触界面的磨损是不可避免的. 由于超声振动的存在, 定、转子组成一对特殊的摩擦副, 其摩擦磨损特性也具有特殊性. 研究表明, 超声电机中

PTFE基摩擦材料的磨损以黏着磨损和疲劳磨损为主<sup>[16-17]</sup>. PTFE材料很容易在对摩件表面形成一层转移膜, 可以有效降低接触面的摩擦系数, 但往往使PTFE的磨损加重. 超声电机中需要一定的摩擦力, 保证电机的驱动性能, 同时需要降低摩擦材料的磨损, 提高电机的寿命. 因此, 在超声电机接触界面上, 转移层是需要尽可能避免的.

在本研究中, 首先测量了摩擦材料在定子表面的黏着区域, 在该区域上, 布置三种凹坑织构, 研究了织构对材料摩擦磨损特性, 电机输出特性及温升特性的影响. 结果表明, 凹坑织构大大减少了摩擦材料的黏着现象, 磨损量也大幅减低, 同时电机的速度和效率也有不同程度的提高, 电机温升有明显的下降.

定子和转子的摩擦示意图如图8所示. 对于光滑定子, 定子表面对摩擦材料有较强的黏着作用, 在超声振动的作用下, 摩擦材料表面极易因疲劳产生裂纹, 然后黏结到定子表面. 加工织构以后, 凹坑织构降低了定子表面对摩擦材料的黏着面积, 打断了黏结的连续性, 这样就避免了摩擦材料大块的剥落和转移. 转移层的减少保证了接触界面的摩擦力, 增大了定转子接触界面的能量转换效率, 使电机的速度和效率均

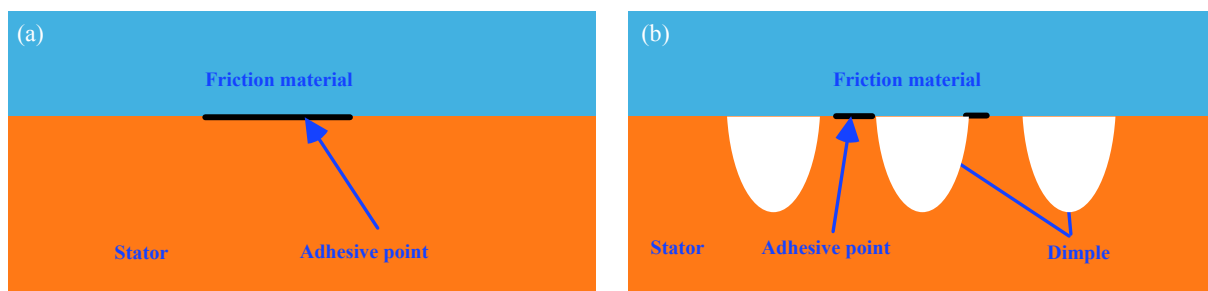


Fig. 8 Wear mechanism of friction material and stator contact surface: (a) Smooth stator; (b) Textured stator

图8 摩擦材料和定子接触表面磨损机理: (a)光滑定子; (b)织构定子

有提升,同时也降低了电机的温升。

## 5 结论

a. 织构可以有效提高超声电机负载特性与效率特性. 相比光滑定子电机, 3-凹坑织构定子电机空载转速提高12.1%, 5-凹坑织构定子电机最大效率提高17.1%、堵转转矩提高13.04%。

b. 织构可以有效降低超声电机温升. 对电机温升测试, 经过35 min, 5-凹坑织构与3-凹坑织构定子电机温度低于光滑定子电机1.34 °C. 在0~35 min内, 5-凹坑织构定子电机转速下降幅度最小。

c. 织构可以大幅降低定子和转子接触界面摩擦材料的黏着. 1-凹坑织构有大片黏着, 3-凹坑织构有少量黏着, 5-凹坑织构几乎无黏着, 凹坑可大幅降低摩擦材料的黏着, 提高超声电机接触界面的能量转换效率。

## 参考文献

- [1] Guo Jifeng, Bai Yang, Wang Jian. Recent development and prospect of multi-degree-of-freedom ultrasonic motors[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(15): 65–68 (in Chinese) [郭吉丰, 白洋, 王剑. 多自由度超声波电机的研究进展和展望[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(15): 65–68].
- [2] Song Fuzhi, Yang Zhenhui, Zhao Gai, et al. Tribological performance of filled PTFE-based friction material for ultrasonic motor under different temperature and vacuum degrees[J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2017, 134(39): 45358. doi: 10.1002/app.v134.39.
- [3] Fan Yu, Ding Qingjun, Yao Zhiyuan. Properties of potassium titanate whisker reinforced polytetrafluoroethylene-based friction materials of ultrasonic motors[J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2012, 125(5): 3313–3317. doi: 10.1002/app.v125.5.
- [4] Wang Qihua, Song Fuzhi, Zhang Xinrui, et al. Impact of fillers and counter face topography on wear behavior of PTFE polymers for ultrasonic motor[J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2017, 134(19): 48835.
- [5] Zhao Gai, Wu Chuhan, Zhang Liangchi, et al. Friction and wear

behavior of PI and PTFE composites for ultrasonic motors[J]. *Polymers for Advanced Technologies*, 2018, 29(5): 1487–1496. doi: 10.1002/pat.v29.5.

- [6] Ding Qingjun, Yao Zhiyuan, Zheng Wei, et al. Experimental study of friction material adhere to the stator of the traveling wave type rotary ultrasonic motor[J]. *Tribology*, 2007, 27(6): 578–582 (in Chinese) [丁庆军, 姚志远, 郑伟, 等. 行波型超声电机定子摩擦材料的研制及其摩擦磨损性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2007, 27(6): 578–582]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2007.06.016.
- [7] Romlay Fadhlur Rahman Mohd, Yusoff Wan Azhar Wan, Piah Kamal Arifin Mat. Increasing the efficiency of traveling wave ultrasonic motor by modifying the stator geometry[J]. *Ultrasonics*, 2016, 64: 177–185. doi: 10.1016/j.ultras.2015.09.002.
- [8] Yang Xiao, Meng Xiangkai, Peng Xudong, et al. A TEHD lubrication analysis of surface textured mechanical seals[J]. *Tribology*, 2018, 38(2): 204–212 (in Chinese) [杨笑, 孟祥铠, 彭旭东, 等. 表面织构化机械密封热弹流润滑性能分析[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(2): 204–212]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.02.011.
- [9] Zhao Shuai, Wang Xiaolei. The effects of surface texture on the wear properties of mechanical seals made of metal and polymers[J]. *Tribology*, 2015, 35(6): 761–767 (in Chinese) [赵帅, 王晓雷. 高分子材料机械密封磨损特性及表面织构的影响[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(6): 761–767]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.06.016.
- [10] Lu Chongyang, Yang Xuefeng, Wang Shouren, et al. Dynamic pressure lubrication and anti-friction characteristics of the working surface of the cemented carbide with triangular grooved microtexture[J]. *Tribology*, 2018, 38(5): 537–546 (in Chinese) [鹿重阳, 杨学锋, 王守仁, 等. 三角沟槽形织构化硬质合金工作表面动压润滑及减摩特性[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(5): 537–546]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.05.006.
- [11] Yan Zhen, Sun Jiayi, Jiang Dong, et al. Tribological behavior of laser textured TiN films under dry friction condition[J]. *Tribology*, 2017, 37(4): 518–526 (in Chinese) [刻珍, 孙嘉奕, 姜栋, 等. 激光织构化TiN薄膜的干摩擦性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4): 518–526]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.04.014.
- [12] Hu Tianchang, Hu Litian, Ding Qi. Tribological properties of laser textured surfaces of 45# steel under dry friction[J]. *Tribology*, 2010, 30(1): 46–52 (in Chinese) [胡天昌, 胡丽天, 丁奇. 45#钢表面激光

- 织构化及其干摩擦特性研究[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(1): 46–52]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.01.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.01.014).
- [13] Wang Feng, Ding Qingjun, Zhao Gai, et al. Study on properties of surface texturing polyimide films friction materials of ultrasonic motor[J]. Applied Chemical Industry, 2017, 46(9): 1859–1862 (in Chinese) [王丰, 丁庆军, 赵盖, 等. 表面织构化聚酰亚胺薄膜超声电机摩擦材料性能研究[J]. 应用化工, 2017, 46(9): 1859–1862]. doi: [10.3969/j.issn.1671-3206.2017.09.049](https://doi.org/10.3969/j.issn.1671-3206.2017.09.049).
- [14] Liu Xiaoliang, Qiu Jinhao, Zhao Gai. Improved energy conversion efficiency of the ultrasonic motor with surface texture[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(9): 1729–1736. doi: [10.1108/ILT-02-2018-0053](https://doi.org/10.1108/ILT-02-2018-0053).
- [15] Liu Xiaoliang, Qiu Jinhao, Zhao Gai. Effect of laser surface texturing on tribological properties of polyimide composites in the application of traveling wave rotary ultrasonic motor[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(4): 569–577. doi: [10.1108/ILT-06-2016-0130](https://doi.org/10.1108/ILT-06-2016-0130).
- [16] Li Jinbang, Qu Jianjun, Zhang Yanhu. Wear properties of brass and PTFE–matrix composite in traveling wave ultrasonic motors[J]. Wear, 2015, 338-339(1): 385–393.
- [17] Mazza Luigi, Trivella Andrea, Grassi Roberto, et al. A comparison of the relative friction and wear responses of PTFE and a PTFE-based composite when tested using three different types of sliding wear machines[J]. Tribology International, 2015, 90: 15–21. doi: [10.1016/j.triboint.2015.04.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.04.001).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019001

# 石墨烯掺杂的陶瓷和金属自润滑材料研究进展

冯彦寒, 方建华\*, 吴江, 刘坪, 范兴钰, 王鑫, 姜自超  
(陆军勤务学院 油料系, 重庆 401311)

**摘要:** 石墨烯(GN)具有独特的纳米层状结构, 是一种性能优异的纳米润滑材料, 在自润滑材料的研究领域获得了广泛的关注. 文章综述了掺杂石墨烯的陶瓷和金属自润滑材料的最新研究进展, 重点探讨了石墨烯对材料力学和摩擦学性能的作用机理, 以及石墨烯自身结构不同引起的性能差异, 总结了掺杂石墨烯的陶瓷和金属材料的制备方法, 简要介绍了各种制备方法的特点. 文章还对现有的研究成果进行总结分析, 指出了当前研究中仍待解决的问题, 为今后的研究工作提出了建议.

**关键词:** 石墨烯; 自润滑材料; 陶瓷; 金属; 烧结; 涂层; 粉末冶金

中图分类号: TH140.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)04-0511-12

## Research Progress on Graphene Doped Ceramic and Metal Self-lubricating Materials

FENG Yanhan, FANG Jianhua\*, WU Jiang, LIU Ping, FAN Xingyu,  
WANG Xin, JIANG Zichao

(Department of Oil, Army Logistics University, Chongqing 401311, China)

**Abstract:** Graphene is an excellent lubricating nano-material with unique lamellar structure and many other outstanding properties. In recent years, graphene has attracted the attention of scholars in various fields. In this article, the recent progress on graphene doped ceramic and metal self-lubricating materials were summarized, the mechanism of mechanical and tribological properties affected by graphene was mainly discussed. The manufacture methods and their features were also introduced. Moreover, the state of the art of research was analyzed, and then the issues and suggestions were proposed for the further study.

**Key words:** graphene; self-lubricating materials; ceramics; metals; sintering; coatings; powder metallurgy

2004年, 英国曼彻斯特大学的Andre Geim教授和Kostya Novoselov研究员使用特殊的胶带, 对高定向石墨(HOPG)进行反复的剥离, 首次获得了只有一层碳原子的石墨烯<sup>[1]</sup>. 具有二维结构的石墨烯是继零维富勒烯、一维碳纳米管之后碳纳米材料的又一重大发

现, 受到了各领域学者的广泛关注. 相关研究和计算<sup>[2-3]</sup>表明, 石墨烯的杨氏模量高达1.0 TPa, 具有理论值为2 630 m<sup>2</sup>/g的比表面积, 室温下15 000 cm<sup>2</sup>/(V·S)的载流子迁移率和6 000 W/(m·K)的理论热导率. 这些突出的性能, 使其成为了近年来材料领域的研究热点, 并

Received 3 January 2019, revised 9 April 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 July 2019.

\*Corresponding author. E-mail: fangjianhua71225@sina.com, Tel: +86-13320233398.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51375491), the Natural Science Foundation of Chongqing (CSTC 2014JCYJAA50021, CSTC 2017JCYJAX0058) and the postgraduate research and innovation project of Chongqing (CYB18128).

国家自然科学基金项目(51375491)、重庆市自然科学基金项目(CSTC 2014JCYJAA50021, CSTC 2017JCYJAX0058)和重庆市研究生科研创新项目(CYB18128)资助.



显示出极高的应用价值。

石墨烯具有超薄的纳米层状结构, 非常容易进入摩擦界面, 片层之间的低剪切强度可以产生有效的抗磨减摩作用, 研究表明, 石墨烯作为润滑添加剂可以显著提高润滑油的抗磨减摩性能<sup>[4-6]</sup>。油润滑作为一种高效的润滑方式被广泛采用, 但是其工作温度一般不超过300 °C, 且存在回收利用困难, 污染环境等问题。在高温高载荷等苛刻环境中, 以及不适合使用润滑油的场合, 自润滑材料成为重要选择, 因此基于石墨烯优异的摩擦学性能开发高性能自润滑材料具有重要现实意义。

自润滑材料是指在摩擦过程中可以自发产生润滑效应的复合材料, 通常是在陶瓷、金属、高分子聚合物等材料中掺杂固体润滑剂制备得到。自润滑材料可以满足高温、高载荷、高真空、强辐射及人体环境等特殊条件下的使用需求, 在航空航天、精密仪器、核工业、军用装备、人造关节等领域具有广阔的应用前景。本文综述了掺杂石墨烯的陶瓷和金属材料的研究进展, 对石墨烯的自润滑机理进行了探讨, 总结了材料的制备方法, 分析了当前存在的问题, 并对进一步研究和发展进行了展望。

## 1 石墨烯对材料性能的作用机理

### 1.1 石墨烯对基体性能的影响及机理

石墨烯对基体材料性能的影响主要包括力学性能和摩擦学性能两个方面: 石墨烯本身具有很高的强度, 掺杂到材料中可以起到增强增韧作用, 此外石墨烯的存在可以抑制晶粒的过度生长, 从而提高材料的力学性能; 石墨烯可以在摩擦界面形成转移膜, 产生良好的自润滑效应, 界面以下的石墨烯还可以有效分散应力, 防止应力集中或向基体深处传递而引发的严

重磨损(见图1), 从而使材料获得优异的抗磨减摩性能。

#### 1.1.1 微观结构

金属或陶瓷粉末在烧结过程中, 由于表面能减小的趋势, 会发生晶粒的融合生长, 产生晶粒粗化现象, 这一现象在烧结后期的保温阶段尤为明显。晶粒的过度生长容易在材料内部形成孔隙, 降低致密度, 增加内应力, 造成材料的力学性能下降。石墨烯可以对晶粒产生包裹和隔离效应, 抑制晶粒的过度生长使晶粒细化, 有利于材料性能的提升。

Chen等<sup>[7]</sup>研究了石墨烯/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ 复合陶瓷材料的微观结构, 如图2所示, 掺杂了质量分数1%石墨烯的复合材料晶粒尺寸比纯 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 更小且更均一, Liu等<sup>[8]</sup>的研究也证实了这一现象, 在对金属材料与石墨烯的掺杂研究中也发现了晶粒细化现象<sup>[9]</sup>。Chen等还利用高分辨率透射电镜(HRTEM)观察了石墨烯与 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 界面结合情况, 在石墨烯与 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 界面没有产生中间相, 两者的结合属于强物理结合, 这种结合方式有利于应力分散, 因而可以提高复合材料的韧性。但是Ramirez等<sup>[10]</sup>的研究却发现石墨烯与 $\text{Si}_3\text{N}_4/\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Y}_2\text{O}_3$ 复合陶瓷的界面间出现了约3 nm厚的非晶态玻璃相, 这说明石墨烯与不同陶瓷基体会产生不同的结合方式, 这种不同的结合方式的形成机理还有待研究。

#### 1.1.2 转移膜理论

转移膜(Transfer film)理论是石墨烯基自润滑材料重要的抗磨减摩机理, 摩擦过程中石墨烯从材料内部拉出, 附着在摩擦表面形成转移膜, 石墨烯的层间低剪切强度使得转移膜具有良好的减摩作用, 而且石墨烯转移膜可以将两摩擦表面隔离开, 并能有效分散摩擦应力, 起到优异的抗磨作用。对材料摩擦表面及对偶摩擦表面的观察均发现了转移膜的存在(SEM和拉曼光谱表征)。

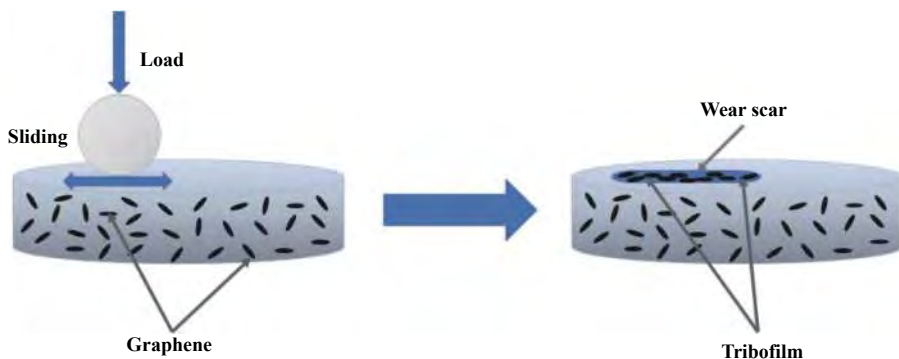


Fig. 1 Schematic diagram of the graphene-based self-lubricating materials and its mechanism of friction reduction and wear resistance

图1 石墨烯基自润滑材料及其抗磨减摩原理示意图

Wang等<sup>[11]</sup>制备了 $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiC}/$ 石墨烯(ATG)复合陶瓷试样, 其中石墨烯质量分数为0.2%。与GCr15钢球对磨发现, 摩擦过程可以分为磨合阶段和稳定阶段, 磨合阶段的摩擦系数不稳定, 而稳定阶段ATG的摩擦系数在不同载荷和滑动速度下, 均明显低于不含石墨烯的试样, 且磨损率下降了约50%。对磨损表面的分析表明, 石墨烯在磨损表面形成了一层润滑膜, 因此ATG试样的摩擦磨损大大减小。Li等<sup>[12]</sup>对比了石墨烯/铜和石墨/铜复合材料的摩擦磨损性能, 发现前者的摩擦系数和磨损率更小, 对磨损表面转移膜的分析显示, 石墨烯形成的转移膜粒径更小且更均匀地覆盖在磨损表面, 因此具有更好的抗磨减摩性能。

### 1.1.3 磨损界面晶粒细化理论

有研究指出<sup>[13-14]</sup>, 纳米结构材料的主要磨损机制是磨损界面亚表层的动态再结晶作用。Yao等<sup>[14]</sup>研究了纯铜材料的磨损特性, 他们指出磨损界面由表层的纳米结构混合层和亚表层的动态再结晶结构组成, 动态再结晶的晶粒尺寸显著影响磨损性能, 晶粒尺寸越

小, 抗磨性能越好。

Zhai等<sup>[15-16]</sup>对石墨烯/ $\text{Ni}_3\text{Al}$ 复合材料抗磨减摩机理的研究中发现, 复合材料磨损界面出现了一层2~6  $\mu\text{m}$ 厚的晶粒细化层(见图3), 这层晶粒细化层由转移膜、磨屑碎片和细化的基体晶粒等组成, 且排列紧密, 没有裂纹和孔洞的存在。Zhai等由此提出了一种新的抗磨减摩机理, 他们认为石墨烯的存在使剪切应力在表层被分散, 并导致磨损界面发生塑性形变产生了晶粒细化层。晶粒细化层的生成能更好地分散应力, 使应力不会向材料基体深处传播, 因此材料的磨损形式主要是塑性形变, 不会产生严重的黏着磨损和疲劳裂纹。目前这一现象仅在金属基体中有相关报道, 还未发现在陶瓷基体中的相关报道。

## 1.2 石墨烯制备方法导致的性能差异

石墨烯自身的形态、结构和层数对其性能的发挥有显著影响, 结构完整、表面光滑和层数较少的石墨烯对材料性能提升更为明显, 表面缺陷和褶皱较多的石墨烯则可能降低材料的性能。目前规模化制备少

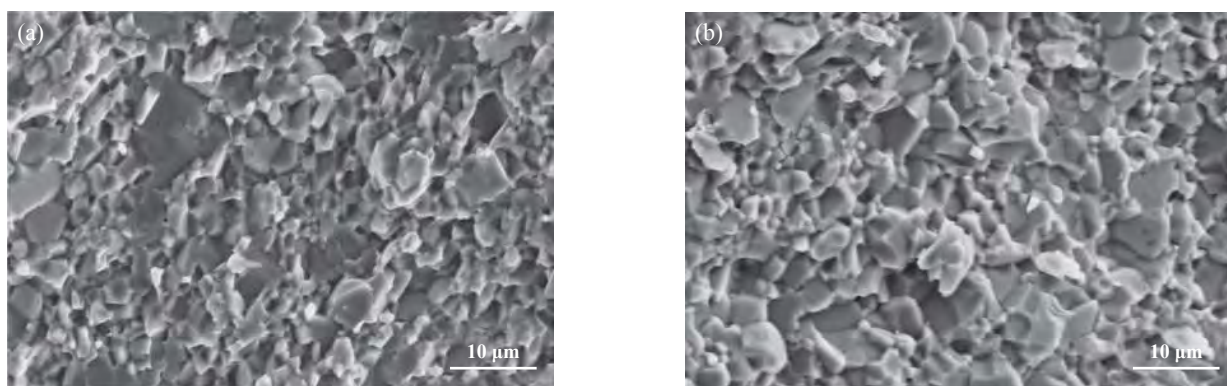


Fig. 2 SEM micrographs of the fractured surfaces: (a) pure  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , (b) 1% GN/  $\text{Al}_2\text{O}_3$ <sup>[7]</sup>  
图2  $\text{Al}_2\text{O}_3$ 陶瓷断裂表面形貌的SEM照片: (a)纯 $\text{Al}_2\text{O}_3$ , (b)质量分数为1%的GN/  $\text{Al}_2\text{O}_3$ <sup>[7]</sup>

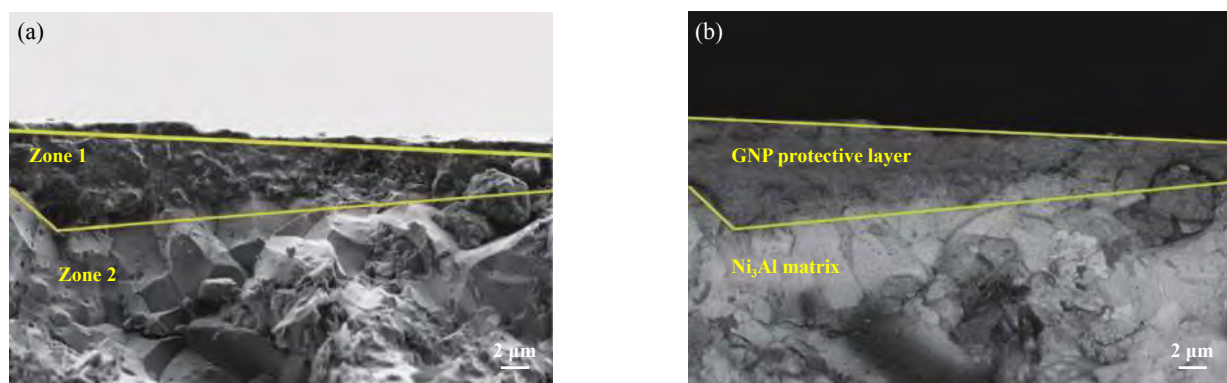


Fig. 3 (a) SEM micrograph of the cross-section of a worn surface and (b) the back scatter electron image in chemical composition mode of the same area<sup>[15]</sup>

图3 磨损界面晶粒细化层横截面形貌的SEM照片<sup>[15]</sup>

层、结构完整的石墨烯依然是一个富有挑战的课题, 昂贵的价格依然制约着石墨烯从实验室走向应用, 当前制备石墨烯的方法主要包括机械剥落法、氧化还原法和电化学剥落法。

### 1.2.1 机械剥落法

机械剥落法主要是利用高能球磨机对石墨进行长时间球磨, 在磨球间的剪切力作用下不断进行剥落得到石墨烯。此方法简便易行, 但通常得到的石墨烯层数较多, 难以获得少层石墨烯。Knieke等<sup>[17]</sup>研究了球磨法制备石墨烯, 得到了平均厚度3 nm左右的石墨烯纳米片, Balázs等<sup>[18]</sup>参考Knieke的方法制备石墨烯, 并研究了Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/石墨烯陶瓷复合材料的摩擦学性能, 他们发现在有水存在的条件下, 石墨烯质量分数为10%时的复合材料摩擦系数最稳定, 且磨损量最小。

### 1.2.2 氧化还原法

氧化还原法通常也被称为改进的Hummers方法, 此方法是基于Hummers等<sup>[19]</sup>提出的制备氧化石墨的方法改进而来, 用于制备氧化石墨烯(GO)和还原氧化石墨烯(RGO)。氧化还原法成本较低, 操作简便, 可以用于大量制备石墨烯, 但是制备过程中经历了氧化还原过程, 得到的石墨烯往往结构不完整, 褶皱较多, 并且残留有含氧官能团, 这也限制了石墨烯的性能。Shen等<sup>[20]</sup>采用这种方法制备了表面褶皱很多的GO, 并将其添加到环氧树脂中制备了GO/环氧树脂复合材料。GO的加入大大增加了环氧树脂的摩擦系数但是降低了磨损率, 这一方面是由于表面褶皱很多的GO增加了材料表面粗糙度, 导致摩擦系数大大增加, 另一方面GO表面的羟基、羧基会与环氧树脂发生化学反应, 产生良好的粘附效应, 提高材料的强度, 从而降低材料的磨损率。

### 1.2.3 电化学剥落法

Wang等<sup>[21]</sup>和Parvez等<sup>[22]</sup>分别报道了在有机体系和无机体系中采用电化学剥落法制备石墨烯的方法, 成功得到了表面结构完整的少层石墨烯(3层左右)。此种方法可以快速简便制备高质量的石墨烯, 得到的石墨烯具有良好的透光度和导电性。

Kim等<sup>[23]</sup>对比了掺杂电化学剥离石墨烯(EG)、GO和RGO的Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>陶瓷复合材料的力学性能, 其中EG/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>的断裂韧性和抗弯强度最高, 这是由于EG的表面结构更加完整, 与Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>晶粒的结合最为牢固。此外, EG/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>还具有优异的抗磨减摩性能, 添加体积分数为1%的EG时, 复合材料摩擦系数减小了50%, 磨损率降低了一个数量级。

## 2 陶瓷-石墨烯自润滑材料

陶瓷材料具有高熔点、高硬度和耐腐蚀等优异特性, 可以满足极端环境中的使用需求, 因而在工程领域得到快速发展和广泛应用。但是陶瓷材料固有的脆性使其耐磨损性能较差, 高载荷下容易发生严重的磨损断裂<sup>[24]</sup>, 同时陶瓷材料表面的化学惰性影响润滑剂的吸附性能, 难以形成稳定的润滑膜, 润滑效果随摩擦副材料与结构不同变化较大<sup>[25]</sup>。为了克服陶瓷材料的这些缺陷, 开发高性能的陶瓷基自润滑材料成为具有实用价值的选择。

相对于金属和聚合物材料, 陶瓷材料脆性大, 更容易发生断裂<sup>[26]</sup>。大量研究指出, 掺杂石墨烯可以提高陶瓷材料的力学性能, 如硬度、断裂韧性、抗弯强度和弹性模量等, 但是石墨烯掺杂量的变化对材料性能有着不同的影响, 这方面还需要具体讨论。一般认为, 陶瓷材料力学性能的提升对于抗磨性能的提升有所帮助。

陶瓷-石墨烯自润滑材料制备的关键在于粉体制备和烧结两个步骤<sup>[27]</sup>。粉体处理和烧结过程对于添加剂的分散, 晶粒的生长以及材料的致密度等有重要影响, 并最终决定材料的性能。此章节重点从粉体制备和烧结技术两个方面介绍陶瓷-石墨烯复合材料的制备过程, 简要介绍了陶瓷-石墨烯自润滑涂层的制备方法, 并对其力学性能和摩擦学性能进行讨论。

### 2.1 粉体制备

石墨烯片层之间存在 $\pi$ - $\pi$ 相互作用, 容易发生团聚导致分散不均, 因此粉体制备的关键是使石墨烯均匀、稳定地分散在陶瓷粉体中。石墨烯与陶瓷混合粉体的制备主要通过超声、搅拌或者球磨等方法, 使两者充分均匀混合。这里主要介绍三种最常用的粉体制备方法: 球磨法、胶体法和溶胶-凝胶法。

#### 2.1.1 球磨法

球磨法利用碰撞、挤压等机械力作用, 可以将不同粉末充分混合, 同时可以阻止纳米颗粒的团聚, 保持其原有的纳米级尺寸。球磨可以分为干磨法和湿磨法, 助磨剂的加入(湿磨法)可以获得更好的分散效果, 球磨法具有快速、简单和低成本等优点。

Tapasztó等<sup>[28]</sup>研究了石墨烯在陶瓷基体中的分散情况。他将石墨烯纳米片与氮化硅粉末混合球磨后烧结, 利用中子小角散射光谱分析了石墨烯在氮化硅中的分散情况, 并使用SEM对断裂表面进行观察, 结果表明石墨烯可以很好地分散在烧结后的材料中, 没有发

生团聚。Sedlák等<sup>[29]</sup>采用湿法球磨处理石墨烯/B<sub>4</sub>C混合粉末,并在2 100 °C下热压烧结,得到的复合材料在高载荷(50 N)条件下的抗磨减摩作用更明显,且随着石墨烯含量(质量分数1%~6%)的增加,抗磨减摩效果更好。

### 2.1.2 胶体法

胶体是一种稳定均匀的分散相,将石墨烯和陶瓷粉末制成液相胶体,再把两种单一胶体在搅拌或超声条件下缓慢混合,就可以得到充分均匀混合的石墨烯/陶瓷混合胶体。胶体法处理通常采用同种溶剂,并且需要进行表面处理。通过表面改性(如氧化)或加入表面活性剂,可以使石墨烯和陶瓷粉末表面带上电荷,由于电荷间的相互作用(吸引或排斥),进而使胶体分散得更为均匀。

Centeno等<sup>[30-31]</sup>使用氨水制备GO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>胶体,他将Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>粉末加入到pH=10的氨水中,搅拌形成稳定的胶体悬浮液,随后将GO悬浮液缓慢加入Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>悬浮液中,并不断搅拌。经历异质凝聚过程以后,离心分离得到GO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>浆料,并进行冻干和烧结。摩擦试验显示,GO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>的磨损率降低了约50%,摩擦系数降低了约10%。Ramirez等<sup>[10, 32]</sup>分别将石墨烯、Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>和Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>通过超声搅拌分散在异丙醇中,按照一定比例混合后继续搅拌形成均匀分散的胶体,最后利用旋转蒸发器去除溶剂并烧结。在异辛烷润滑条件下,含有石墨烯的复合陶瓷在高载荷下抗磨减摩效果显著,200 N载荷时摩擦系数降低了11%,磨损率降低了56%。Llorente等<sup>[33]</sup>分别使用乙醇和异丙醇作为溶剂分散GO和石墨烯, Kim等<sup>[23]</sup>分别使用99:1的DMF/H<sub>2</sub>O混合液和纯DMF作为溶剂分散GO和RGO制备混合粉末,这是由于氧化石墨烯表面带有羧基、羟基等极性官能团,更容易分散在强极性溶剂中。

### 2.1.3 溶胶-凝胶法

溶胶-凝胶法同样基于胶体,但胶体法是一个物

理过程,而溶胶-凝胶法伴随着化学变化。该方法主要利用金属盐类(无机盐、醇盐和皂盐等)在溶剂中分散,经过水解、缩合反应得到溶胶体系,再加入催化剂(酸性或碱性电解质)或利用溶剂蒸发作用,使胶体微粒凝聚得到凝胶体系,最后通过高温烧结形成氧化物陶瓷。溶胶-凝胶法可以将多组分充分混合,其均匀度可以达到分子级甚至原子级水平。

溶胶-凝胶法不仅可以制备块体材料,而且尤为适合制备涂层。目前已有大量文献报道采用溶胶-凝胶法制备陶瓷材料: Zhang等<sup>[34-37]</sup>分别用钛酸四丁酯[Ti(OBu)<sub>4</sub>]和AlCl<sub>3</sub>制备了TiO<sub>2</sub>和Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>陶瓷涂层,在制备Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>涂层时,他们还通过加入Cu(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>和Zn(CH<sub>3</sub>COO)<sub>2</sub>得到掺杂CuO和ZnO的陶瓷涂层; Piwoński等<sup>[38]</sup>使用仲丁醇铝制备了Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>陶瓷涂层; Lee等<sup>[39]</sup>在水溶液中将GO和Al(NO<sub>3</sub>)<sub>3</sub>混合,100 °C下将水蒸发,350 °C下煅烧,得到Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/GO混合粉末,由于Al<sup>3+</sup>离子和GO表面的羧基有强烈的亲和作用,因此混合粉末的均匀度能够达到分子级水平。方燕洁等<sup>[40]</sup>使用Ti(OBu)<sub>4</sub>制备了掺杂石墨烯的溶胶体系,并采用浸渍提拉法,在玻璃基体上涂膜并烧结,得到石墨烯/TiO<sub>2</sub>陶瓷涂层。与GCr15钢球对磨发现,石墨烯/TiO<sub>2</sub>陶瓷涂层的摩擦系数显著降低,并且经历长时间的摩擦不失效。

## 2.2 烧结技术

烧结是实现粉体成型和致密化的过程,烧结过程对于材料的性能有着至关重要的影响。不同的烧结方法和烧结温度得到的材料晶粒尺寸和致密度等有着很大差别,同时烧结时间(保温时间)和施加的压力也影响着晶粒生长行为<sup>[41]</sup>。目前常采用的烧结方法主要有常规无压烧结、微波烧结(MWS)、热压烧结(HP)、热等静压烧结(HIP)和放电等离子烧结(SPS)等。表1中列举了不同烧结条件获得的石墨烯-陶瓷复合材料的性能。

表1 不同方法和基体制备的石墨烯复合陶瓷材料的性能

Table 1 The mechanical properties of graphene-based ceramics composites manufactured by different methods and different substrate materials

Author	Substrate materials	Sintering method	Graphene content	Relative density	Fracture toughness/(MPa·m <sup>1/2</sup> )	Vickers Hardness/GPa
Csaba Balázs <sup>[18]</sup>	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	HP(1 700 °C, 50 MPa)	1%(weight)	98.24%	—	18.8
Chen Ya-fei <sup>[7]</sup>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	HP(1 500 °C, 25 MPa)	1%(weight)	98.1%	5.8	—
Richard Sedlák <sup>[29]</sup>	B <sub>4</sub> C	HP(2 100 °C, 25 MPa)	2%(weight)	98.3%	4.29	22.1
A. Centeno <sup>[30]</sup>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	SPS(1 500 °C, 80 MPa)	0.22%(weight)	99%	5.1	17.9
Javier Llorente <sup>[33]</sup>	SiC	SPS(1 800 °C, 50 MPa)	5%(volume)	99.9%	4.8	24.3
Pavol Hvizdoš <sup>[42]</sup>	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	HIP(1 700 °C, 20 MPa)	1%(weight)	97.4%	8.9	14.6
Liu Ying <sup>[43]</sup>	ZrO <sub>2</sub> /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	MWS(1 500 °C)	0.4%(volume)	98.76%	8.86	18.1

### 2.2.1 无压烧结方法

无压烧结通常在空气、真空条件或惰性气体保护下进行烧结,烧结过程要经历冷等静压成型、排胶和高温烧结等步骤.传统的无压烧结采用电阻炉进行加热,为使材料达到致密化要求,需要较高的烧结温度和较长的保温时间,但是长时间的高温会使晶粒过度生长,对材料性能有不利影响,目前较少用于陶瓷复合材料的研究.微波烧结技术是近些年出现的一种新型烧结技术,具有升温速率快,内外受热均匀,以及致密化温度低等特点,烧结时间较电阻炉大大缩短.

Liu等<sup>[43]</sup>研究了微波烧结制备石墨烯/ZTA( $ZrO_2 + Al_2O_3$ )复合陶瓷材料的性能,发现添加石墨烯体积分数为0.4%时复合材料的硬度和断裂韧性最好,分别达到了18.10 GPa和8.86  $MPa \cdot m^{1/2}$ . Wang等<sup>[11]</sup>采用微波烧结法制备的ATG复合陶瓷刀具具有优良的抗磨减磨性能,切削40Cr高硬度钢时,使用寿命比工业用LT55和YT15刀具分别增加125%和174%.

### 2.2.2 加压烧结方法

在烧结过程中给粉体施加压力,可以在较短的时间和较低的温度下,制备出性能相当的材料.常用的加压烧结方法包括热压烧结<sup>[7, 18, 44]</sup>、热等静压烧结<sup>[42, 45]</sup>和放电等离子烧结<sup>[30-33, 39, 46-48]</sup>.热压烧结设备可以给粉体施加几十MPa到几百GPa的轴向压力,外加压力使粉体结合得更为紧密,以此大大降低烧结温度,减小孔隙率,提高烧结的致密度.热等静压烧结采用气体、液体或者固体粉末传递压力,可以使粉体在各个方向上受到均匀的压力,克服了热压烧结过程中单向施加压力导致的粉体内部压力不均匀的问题,从而获得更加稳定的性能.放电等离子烧结与热压烧结的压力施加方式类似,但它是利用脉冲放电产生瞬时高温,使粉末颗粒表面活化并达到熔融状态,从而迅速结合(见图4).加压烧结的时间较无压烧结大为缩短,提高烧结效率的同时,可以避免长时间高温导致材料晶粒过度生长.此外,热压烧结和放电等离子烧结不仅可以用于陶瓷粉体的烧结,在粉末冶金领域也有着广泛的应用.

Rutkowski等<sup>[44]</sup>采用热压法制备了石墨烯/ $Si_3N_4$ 复合陶瓷材料,当石墨烯的质量分数为1%时,复合材料的断裂韧性和磨损率最佳,最小摩擦系数则出现在质量分数为0.5%时,更高的石墨烯含量会导致材料力学性能与摩擦学性能的下降. Balko等<sup>[45]</sup>采用热等静压烧结了石墨烯/ $Si_3N_4$ 复合陶瓷材料,并考察了它的高温摩擦学性能,添加石墨烯质量分数1%的复合材料在

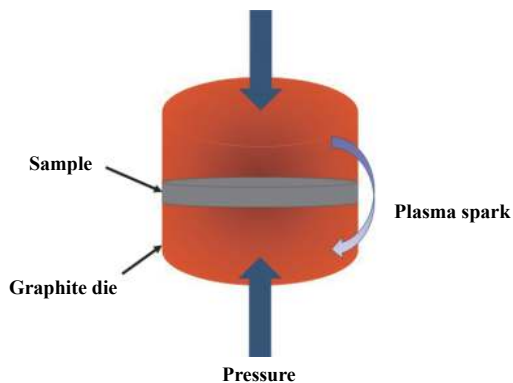


Fig. 4 The schematic diagram of spark plasma sintering (SPS)

图4 放电等离子烧结(SPS)示意图

300 °C时磨损率明显减小,摩擦系数在500 °C时明显减小. Llorente等<sup>[33]</sup>采用放电等离子烧结制备了石墨烯/SiC复合陶瓷材料,当石墨烯体积分数为5%时,摩擦系数最小,减少了10%,当石墨烯添加体积分数达到20%时,复合材料摩擦系数增加了23%,然而磨损率却下降了70%.

### 2.3 陶瓷涂层

陶瓷涂层具有优良的耐高温、耐磨损和耐腐蚀性能,广泛应用于涡轮发动机叶片、耐磨轴承和切削刀具等零部件,可以大幅提高零部件性能及使用寿命.与块体材料相同,掺杂石墨烯的陶瓷自润滑涂层同样具备优异的力学性能和摩擦学性能.目前陶瓷-石墨烯涂层的制备通常采用等离子喷涂法、溶胶-凝胶法和微弧氧化法等方法,但是陶瓷涂层的制备往往需要经历高温过程,如何防止石墨烯在高温环境中被破坏还是一个有待解决的问题.

Li等<sup>[49]</sup>采用干式球磨法处理石墨烯/ $ZrO_2$ 混合粉末,并利用等离子喷涂法制备了石墨烯/ $ZrO_2$ 复合陶瓷涂层.初始石墨烯添加质量分数为1%,最终得到的涂层中C质量分数为0.68%,Li等认为高温喷涂过程中石墨烯可以大部分保留下来.摩擦学试验表明,载荷为100 N时添加了石墨烯的 $ZrO_2$ 涂层摩擦系数减小了17.4%,磨损率减小了50%. Chen等<sup>[50]</sup>利用微弧氧化法在镁锂合金表面制备了一层石墨烯掺杂的 $SiO_2$ 复合陶瓷薄膜,他们发现石墨烯的存在可以提高薄膜的致密度,减小孔隙率,并且这层薄膜具备良好的抗磨减磨性能和防腐蚀性能,能够有效保护镁锂合金基体.试验表明,复合薄膜的摩擦系数最多降低62%,腐蚀电流密度下降了一个数量级.

## 3 金属-石墨烯自润滑材料

金属材料兼具高强度、高韧性和易加工成型等特

点,是目前应用最广泛的材料。但是金属材料硬度较低,在与相对较硬的材料对磨过程中容易产生严重的黏着磨损和磨粒磨损,某些金属表面的氧化膜还会增大摩擦阻力,造成额外的能源消耗。此外,一些承受高载荷的部件还容易形成疲劳裂纹,发生疲劳磨损使材料过早失效。

金属基自润滑材料旨在通过掺杂固体润滑剂,或者通过表面改性,提高金属的抗磨减磨性能,获得更长的使用寿命和更低的能量损耗,并且能够适应更加复杂、苛刻的使用环境。石墨烯可以改善金属的许多性能,本章节主要从块体和涂层两种制备形式,介绍金属-石墨烯自润滑材料的制备方法与性能。

### 3.1 块体材料

金属基自润滑块体材料主要采用粉末冶金法制备,由于石墨烯等非金属材料与金属的互溶度较低,采用粉末冶金法可以有效提高石墨烯在金属基体中的分散均匀度和结合强度,从而使复合材料获得更好的性能。粉末冶金法的主要技术特点与陶瓷材料的烧结类似,包括粉体的混合、烧结两个步骤,粉体混合通常采用球磨法,烧结通常采用无压<sup>[51-52]</sup>、热压<sup>[9, 12, 53]</sup>和放电等离子<sup>[16, 54-60]</sup>烧结。

Lei等<sup>[51]</sup>以蔗糖为碳源,与Ni粉混合烧结,在Ni基体内原位生长石墨烯结构,并研究了与不同摩擦副对磨时的性能,发现与ZrO<sub>2</sub>对磨时摩擦系数与磨损率最小,与GCr15对磨时最大,这可能是由摩擦界面化学反应造成的。邹高鹏等<sup>[52]</sup>将EG与Al、Cu和Zn粉末混合球磨后,利用无压烧结法制备了石墨烯/铝合金复合材料。摩擦磨损试验显示,石墨烯/铝合金复合材料的摩擦系数明显比铝合金低,并随着石墨烯含量(质量分数0.05%~0.2%)增加而降低。

Li等<sup>[12]</sup>采用热压法制备了石墨/Cu和石墨烯/Cu复合材料,他们发现掺杂相同质量分数(低于10%)时,石墨烯/Cu复合材料的硬度、抗弯强度、摩擦系数和磨损率均优于石墨/Cu复合材料。Meysam等<sup>[53]</sup>同样采用热压法制备了石墨烯/Al复合材料,添加石墨烯质量分数为1%时,摩擦系数显著下降而磨损率有所增加,他们认为石墨烯的添加量不应超过1%,否则会在基体中发生团聚,造成材料性能的下降。

Shi等利用放电等离子烧结制备了一系列石墨烯掺杂的TiAl和NiAl合金材料,系统地研究了载荷<sup>[16, 54-55]</sup>、温度<sup>[56-58]</sup>、摩擦副材料<sup>[59]</sup>对摩擦学性能的影响,并对石墨烯与Ag<sup>[56]</sup>、Ti<sub>3</sub>SiC<sub>2</sub><sup>[57]</sup>和WS<sub>2</sub><sup>[60]</sup>的协同润滑作用进行了研究。他们的研究较好地揭示了石墨烯对TiAl和

NiAl合金的机械性能与摩擦学性能的影响及机理,为这一复合材料的进一步研究与应用提供了很好的理论指导。

### 3.2 涂层材料

相对于陶瓷而言,金属表面的反应活性较高,因此涂层制备手段更加多样,且更加经济实用,除采用热喷涂外,还可采用电化学沉积、偶联剂表面接枝等方法制备金属-石墨烯自润滑涂层。

#### 3.2.1 热喷涂涂层

热喷涂主要包括火焰喷涂、等离子喷涂和爆炸喷涂等,具有沉积速率高,膜厚均匀可控,膜基结合强度高,对基体影响较小等优点,广泛应用于各种金属、非金属表面涂层的制备。热喷涂需经历基体清洗、表面粗化、喷涂过渡层和喷涂工作层等步骤,并根据需要进行涂层后处理,目前热喷涂工艺已经较为成熟,在各种耐磨、耐腐蚀以及热障涂层制备中有大量实际应用。但是热喷涂过程中喷涂材料会被加热到很高温度,如等离子喷涂最高温度可达上万摄氏度,难以保证石墨烯不被氧化破坏,因此热喷涂制备石墨烯自润滑涂层的相关研究还比较少,如何防止石墨烯在喷涂过程中氧化分解仍有待进一步研究。

Mukherjee等<sup>[61]</sup>在自制的惰性气体保护装置中,采用等离子喷涂制备了石墨烯/NiAl涂层,XPS分析表明涂层中大部分C元素是sp<sup>2</sup>杂化,说明石墨烯的类苯环结构被很好地保留了下来。Tian等<sup>[62]</sup>利用爆炸喷涂技术在316不锈钢表面制备了GO/WC-Co涂层,GO添加质量分数为0.5%时,得到的涂层结构致密,膜基结合强度没有明显变化,并且拥有良好的自润滑性能,50 N载荷下复合涂层的摩擦系数和磨损率分别下降了20%和47%。

#### 3.2.2 电化学涂层

电化学沉积具有悠久的历史,已经广泛应用于工业生产的各个领域,在金属表面改性和防护等方面发挥重要作用。电化学沉积设备简单灵活,能耗和污染均比较低,且镀膜沉积速度快,膜厚均匀,适应各种尺寸和形状的零件,因此发展电化学沉积法制备金属-石墨烯自润滑涂层,是一项十分具有应用前景的工作,此外石墨烯表现出的超疏水性,还在防腐涂层方面具有重要的应用价值。

Chen等<sup>[63]</sup>在不同石墨烯含量的镍盐电解液中电镀得到了石墨烯/Ni复合涂层,涂层显微硬度随石墨烯含量增加而提高,根据XRD结晶度计算得到的晶粒尺寸随石墨烯含量的增加而减小,这说明石墨烯一定程

度上阻止了晶粒粗化,改善了机械性能.摩擦磨损试验显示,复合涂层的摩擦系数随石墨烯含量增加而减小,磨损率则先增加后减小.Sahu等<sup>[64]</sup>利用电化学法在铜片表面沉积了一层GO,然后经过NaBH<sub>4</sub>溶液还原得到石墨烯涂层,这一涂层具有优异的防腐蚀性能.Mai等<sup>[65]</sup>在铜片表面反复喷涂GO分散液,形成一层GO薄膜,然后利用电化学还原将表面的GO还原,形成一层约500 nm厚的石墨烯涂层.试验表明,具备石墨烯涂层的铜表面摩擦系数最多可以降低16.6%,磨损率可以减少两个数量级.

### 3.2.3 偶联剂接枝

偶联剂处理为表面改性提供了一种有效途径,它可以使惰性表面活化处理,用于进一步改性,也可以将两种性质差异很大,不易结合的表面接枝到一起.经历数十年的发展,目前偶联剂已经出现多个系列的产品,丰富了金属和高分子等材料的表面处理手段.当前应用最广泛的当属硅烷偶联剂,用它处理金属表面,可以在金属表面形成Me-O-Si-R键,其中R基团是活性基团,可再与其他材料结合形成涂层,这种共价键合的涂层比喷涂和电镀形成的物理结合涂层更加稳定.在微机电系统和钛合金生物材料等领域,偶联剂表面处理具有广阔的应用前景.

Qi等<sup>[66]</sup>使用APTES(3-氨基丙基三乙氧基硅烷)处理316L不锈钢表面,并在表面自组装形成单层GO涂层.试验显示,具有GO-APTES涂层的不锈钢基体摩擦系数为0.12~0.13,而不具有涂层的不锈钢基体则达到了0.45,同时磨损率也大大增加.Li等<sup>[67]</sup>通过溅射镀膜在硅片上沉积了Ti涂层,并以此为基体,同样使用APTES处理在表面自组装GO涂层,并最终经过水热法还原除掉了GO的大部分含氧基团.他们利用AFM(原子力显微镜)研究了微载荷(nN级)下涂层的抗磨减摩性能,结果显示涂层具有优异的抗磨减摩性能,摩擦系数和磨痕深度均显著减小.

## 4 结束语

综合现有的文献报道,石墨烯是一种性能优异的固体润滑剂,且具有极高的强度和韧性,国内外学者在石墨烯自润滑材料的理论及应用研究方面开展了大量工作,取得了令人瞩目的成果.石墨烯极高的弹性模量,层间的低剪切强度,以及良好的导热、导电性使其在复合材料研究领域备受关注,掺杂石墨烯的陶瓷和金属材料,不仅可以获得良好的自润滑性,某些力学性能也可以得到改善,展现出极高的应用价值.

目前石墨烯自润滑材料的应用研究还处于起步阶段,许多基础性的问题仍没有得到解决,石墨烯的形态、片径和厚度等因素对材料性能的影响缺乏系统性研究,对材料力学、摩擦学性能的作用结果及机理还没有统一的认识,在特殊环境中(高温、高真空和强辐射等)的性能研究得较少,仅有的研究显示高温环境中石墨烯的抗磨减摩性能可以得到提升,但这一现象的机理还没有得到较好的解释,高昂的生产成本也制约着石墨烯的工业化应用.为了更好地指导石墨烯自润滑材料的实际应用,今后还需要在以下几个方面对石墨烯自润滑材料进行深入研究:

- (1) 石墨烯的形态、片径和厚度等因素对材料性能的影响.
- (2) 微观尺度上石墨烯对材料性能作用机理的研究.
- (3) 环境因素,如温度、真空和辐射等对石墨烯自润滑材料性能的影响.
- (4) 石墨烯在热喷涂涂层中的应用研究.
- (5) 石墨烯与其他添加剂复配性能的研究.

## 参考文献

- [1] Novoselov K S, Geim A K, Morozov S V, et al. Electric field effect in atomically thin carbon films[J]. *Science*, 2004, 306: 666-669. doi: 10.1126/science.1102896.
- [2] Pu Jibin, Wang Liping, Xue Qunji. Progress of tribology of graphene and graphene-based composite lubricating materials[J]. *Tribology*, 2014, 34(1): 93-112 (in Chinese) [蒲吉斌, 王立平, 薛群基. 石墨烯摩擦学及石墨烯基复合润滑材料的研究进展[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(1): 93-112]. doi: 10.16078/j.tribology.2014.01.014.
- [3] Chen Yongsheng, Huang Yi. Graphene: A novel two-dimensional carbon nano material[M]. Beijing: Science Press, 2015: 4-11(in Chinese) [陈永胜, 黄毅. 石墨烯: 新型二维碳纳米材料[M]. 北京: 科学出版社, 2015: 4-11].
- [4] Eswaraiah V, Sankaranarayanan V, Ramaprabhu S. Graphene-based engine oil nanofluids for tribological applications[J]. *ACS Applied Materials&Interfaces*, 2011, 3(11): 4221-4227.
- [5] Lin J S, Wang L W, Chen G H. Modification of graphene platelets and their tribological properties as a lubricant additive[J]. *Tribology Letters*, 2011, 41(1): 209-215. doi: 10.1007/s11249-010-9702-5.
- [6] Zhao J, Li Y R, Mao J Y, et al. Synthesis of thermally reduced graphite oxide in sulfuric acid and its application as an efficient lubrication additive[J]. *Tribology International*, 2017, 116: 303-309. doi: 10.1016/j.triboint.2017.06.023.
- [7] Chen Y F, Bi J Q, Yin C L, et al. Microstructure and fracture toughness of graphene nanosheets/alumina composites[J]. *Ceramics*

- International, 2014, 40(9): 13883–13889. doi: [10.1016/j.ceramint.2014.05.107](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2014.05.107).
- [ 8 ] Liu J, Yan H X, Jiang K. Mechanical properties of graphene platelet-reinforced alumina ceramic composites[J]. *Ceramics International*, 2013, 39(6): 6215–6221. doi: [10.1016/j.ceramint.2013.01.041](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2013.01.041).
- [ 9 ] El-Ghazaly A, Anis G, Salem H G. Effect of graphene addition on the mechanical and tribological behavior of nanostructured AA2124 self-lubricating metal matrix composite[J]. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 2017, 95: 325–336. doi: [10.1016/j.compositesa.2017.02.006](https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2017.02.006).
- [10] Ramirez C, Figueiredo F M, Miranzo P, et al. Graphene nanoplatelet/silicon nitride composites with high electrical conductivity[J]. *Carbon*, 2012, 50(10): 3607–3615. doi: [10.1016/j.carbon.2012.03.031](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2012.03.031).
- [11] Wang J A, Cheng Y, Zhang Y, et al. Friction and wear behavior of microwave sintered  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiC}/\text{GPLs}$  ceramic sliding against bearing steel and their cutting performance in dry turning of hardened steel[J]. *Ceramics International*, 2017, 43(17): 14827–14835. doi: [10.1016/j.ceramint.2017.07.231](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2017.07.231).
- [12] Li J F, Zhang L, Xiao J K, et al. Sliding wear behavior of copper-based composites reinforced with graphene nanosheets and graphite[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2015, 25(10): 3354–3362. doi: [10.1016/S1003-6326\(15\)63970-X](https://doi.org/10.1016/S1003-6326(15)63970-X).
- [13] Chen X, Han Z, Lu K. Wear mechanism transition dominated by subsurface recrystallization structure in Cu–Al alloys[J]. *Wear*, 2014, 320: 41–50. doi: [10.1016/j.wear.2014.08.010](https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.08.010).
- [14] Yao B, Han Z, Lu K. Correlation between wear resistance and subsurface recrystallization structure in copper[J]. *Wear*, 2012, 294–295: 438–445. doi: [10.1016/j.wear.2012.07.008](https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.07.008).
- [15] Zhai W Z, Shi X L, Wang M, et al. Grain refinement: A mechanism for graphene nanoplatelets to reduce friction and wear of  $\text{Ni}_3\text{Al}$  matrix self-lubricating composites[J]. *Wear*, 2014, 310: 33–40. doi: [10.1016/j.wear.2013.12.014](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.014).
- [16] Zhai W Z, Shi X L, Yao J, et al. Investigation of mechanical and tribological behaviors of multilayer graphene reinforced  $\text{Ni}_3\text{Al}$  matrix composites[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2015, 70: 149–155. doi: [10.1016/j.compositesb.2014.10.052](https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2014.10.052).
- [17] Knieke C, Berger A, Voigt M, et al. Scalable production of graphene sheets by mechanical delamination[J]. *Carbon*, 2010, 48(11): 3196–3204. doi: [10.1016/j.carbon.2010.05.003](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2010.05.003).
- [18] Balázs C, Fogarassy Z, Tapasztó O, et al.  $\text{Si}_3\text{N}_4$ /graphene nanocomposites for tribological application in aqueous environments prepared by attritor milling and hot pressing[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2017, 37(12): 3797–3804. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2017.03.022](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2017.03.022).
- [19] Hummers W S, Offeman R E. Preparation of graphitic oxide[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 1958, 80(6): 1339–1339. doi: [10.1021/ja01539a017](https://doi.org/10.1021/ja01539a017).
- [20] Shen X J, Pei X Q, Fu S Y, et al. Significantly modified tribological performance of epoxy nanocomposites at very low graphene oxide content[J]. *Polymer*, 2013, 54(3): 1234–1242. doi: [10.1016/j.polymer.2012.12.064](https://doi.org/10.1016/j.polymer.2012.12.064).
- [21] Wang J Z, Manga K K, Bao Q L, et al. High-yield synthesis of few-layer graphene flakes through electrochemical expansion of graphite in propylene carbonate electrolyte[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2011, 133(23): 8888–8891. doi: [10.1021/ja203725d](https://doi.org/10.1021/ja203725d).
- [22] Parvez K, Wu Z S, Li R J, et al. Exfoliation of graphite into graphene in aqueous solutions of inorganic salts[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2014, 136(16): 6083–6091. doi: [10.1021/ja5017156](https://doi.org/10.1021/ja5017156).
- [23] Kim H J, Lee S M, Oh Y S, et al. Unoxidized graphene/alumina nanocomposite: fracture- and wear-resistance effects of graphene on alumina matrix[J]. *Scientific Reports*, 2014, 4: 1–10.
- [24] Xue Qunji, Liu Huiwen. Tribology of ceramics I. Friction and wear of ceramics[J]. *Tribology*, 1995, 15(4): 376–384 (in Chinese) [薛群基, 刘惠文. 陶瓷摩擦学I.陶瓷的摩擦与磨损[J]. 摩擦学学报, 1995, 15(4): 376–384]. doi: [10.16078/j.tribology.1995.04.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.1995.04.015).
- [25] Xue Qunji, Liu Huiwen. Tribology of ceramics II. Lubrication of ceramics[J]. *Tribology*, 1996, 16(2): 184–190 (in Chinese) [薛群基, 刘惠文. 陶瓷摩擦学II.陶瓷材料的润滑[J]. 摩擦学学报, 1996, 16(2): 184–190]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.1996.02.015](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.1996.02.015).
- [26] Munro M. Evaluated material properties for a sintered alpha-alumina[J]. *Journal of the American Ceramic Society*, 1997, 80(8): 1919–1928.
- [27] Porwal H, Grasso S, Reece M J. Review of graphene-ceramic matrix composites[J]. *Advances in Applied Ceramics*, 2015, 112(8): 443–454.
- [28] Tapasztó O, Tapasztó L, Markó M, et al. Dispersion patterns of graphene and carbon nanotubes in ceramic matrix composites[J]. *Chemical Physics Letters*, 2011, 511(4): 340–343.
- [29] Sedlák R, Kovalčíková A, Balko J, et al. Effect of graphene platelets on tribological properties of boron carbide ceramic composites[J]. *International Journal of Refractory Metals & Hard Materials*, 2016, 65: 57–63.
- [30] Centeno A, Rocha V G, Alonso B, et al. Graphene for tough and electroconductive alumina ceramics[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2013, 33(15): 3201–3210.
- [31] Gutierrez-Gonzalez C F, Smirnov A, Centeno A, et al. Wear behavior of graphene/alumina composite[J]. *Ceramics International*, 2015, 41(6): 7434–7438. doi: [10.1016/j.ceramint.2015.02.061](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2015.02.061).
- [32] Belmonte M, Ramírez C, González-Julián J, et al. The beneficial effect of graphene nanofillers on the tribological performance of ceramics[J]. *Carbon*, 2013, 61(11): 431–435.
- [33] Llorente J, Román-Manso B, Miranzo P, et al. Tribological performance under dry sliding conditions of graphene/silicon carbide composites[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2016, 36(3): 429–435. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2015.09.040](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2015.09.040).
- [34] Zhang W G, Liu W M, Wang C T. Tribological investigations of



- sol-gel ceramic films[J]. *Science in China Series B: Chemistry*, 2002, 45(1): 84–90. doi: [10.1360/02yb9012](https://doi.org/10.1360/02yb9012).
- [35] Zhang W, Liu W, Wang C. Characterization and tribological investigation of sol-gel  $\text{Al}_2\text{O}_3$  and doped  $\text{Al}_2\text{O}_3$  films[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2002, 22(16): 2869–2876. doi: [10.1016/S0955-2219\(02\)00063-8](https://doi.org/10.1016/S0955-2219(02)00063-8).
- [36] Zhang W G, Wang C T, Liu W M. Characterization and tribological investigation of sol-gel ceramic films on Ti–6Al–4V[J]. *Wear*, 2006, 260(4): 379–386.
- [37] Zhang W G, Liu W M, Liu Y, et al. Tribological behaviors of single and dual sol-gel ceramic films on Ti–6Al–4V[J]. *Ceramics International*, 2009, 35(4): 1513–1520. doi: [10.1016/j.ceramint.2008.08.009](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2008.08.009).
- [38] Piwoński I, Soliwoda K. The effect of ceramic nanoparticles on tribological properties of alumina sol-gel thin coatings[J]. *Ceramics International*, 2010, 36(1): 47–54. doi: [10.1016/j.ceramint.2009.06.024](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2009.06.024).
- [39] Lee B, Koo M Y, Jin S H, et al. Simultaneous strengthening and toughening of reduced graphene oxide/alumina composites fabricated by molecular-level mixing process[J]. *Carbon*, 2014, 78: 212–219. doi: [10.1016/j.carbon.2014.06.074](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2014.06.074).
- [40] Fang Yanjie, Bai Tao. Preparation and tribological properties of graphene/ $\text{TiO}_2$  ceramic films[J]. *Tribology*, 2017, 37(3): 297–304 (in Chinese) [方燕洁, 白涛. 石墨烯/ $\text{TiO}_2$ 陶瓷薄膜的制备及其摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(3): 297–304].
- [41] Chaim R, Levin M, Shlayer A, et al. Sintering and densification of nanocrystalline ceramic oxide powders: a review[J]. *British Ceramic Transactions*, 2015, 107(3): 159–169.
- [42] Hvizdoš P, Dusza J, Balázsi C. Tribological properties of  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -graphene nanocomposites[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2013, 33(12): 2359–2364. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2013.03.035](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2013.03.035).
- [43] Liu Y, Ai Y L, He W, et al. Grain growth kinetics in microwave sintered graphene platelets reinforced  $\text{ZrO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$  composites[J]. *Ceramics International*, 2018, 44(14): 16421–16427. doi: [10.1016/j.ceramint.2018.06.053](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2018.06.053).
- [44] Rutkowski P, Stobierski L, Zientara D, et al. The influence of the graphene additive on mechanical properties and wear of hot-pressed  $\text{Si}_3\text{N}_4$  matrix composites[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2015, 35(1): 87–94. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2014.08.004](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2014.08.004).
- [45] Balko J, Hvizdoš P, Dusza J, et al. Wear damage of  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -graphene nanocomposites at room and elevated temperatures[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2014, 34(14): 3309–3317. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2014.02.025](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2014.02.025).
- [46] Liu J, Yan H, Reece M J, et al. Toughening of zirconia/alumina composites by the addition of graphene platelets[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2012, 32(16): 4185–4193. doi: [10.1016/j.jeurceramsoc.2012.07.007](https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2012.07.007).
- [47] Wang X J, Lu M Y, Qiu L, et al. Graphene/titanium carbide composites prepared by sol-gel infiltration and spark plasma sintering[J]. *Ceramics International*, 2016, 42(1): 122–131. doi: [10.1016/j.ceramint.2015.08.017](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2015.08.017).
- [48] Wozniak J, Cygan T, Petrus M, et al. Tribological performance of alumina matrix composites reinforced with nickel-coated graphene[J]. *Ceramics International*, 2018, 44(8): 9728–9732. doi: [10.1016/j.ceramint.2018.02.204](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2018.02.204).
- [49] Li H Q, Xie Y T, Li K, et al. Microstructure and wear behavior of graphene nanosheets-reinforced zirconia coating[J]. *Ceramics International*, 2014, 40(8): 12821–12829. doi: [10.1016/j.ceramint.2014.04.136](https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2014.04.136).
- [50] Chen F, Zhang Y L, Zhang Y. Effect of graphene on micro-structure and properties of MAO coating prepared on Mg-Li alloy[J]. *International Journal of Electrochemical Science*, 2017, 12(7): 6081–6091.
- [51] Lei Y, Jiang J L, Bi T T, et al. Effect of counterparts and applied load on the tribological behavior of the graphene-nickel matrix self-lubricating composite[J]. *Tribology Letters*, 2018, 66(4): 129–138. doi: [10.1007/s11249-018-1084-0](https://doi.org/10.1007/s11249-018-1084-0).
- [52] Zou Gaopeng, He Xiancong, Sun Binzhou, et al. Mechanics performances and mechanism of aluminum alloy reinforced by graphene nanosheets[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2017, 27(11): 2228–2235 (in Chinese) [邹高鹏, 贺显聪, 孙滨洲, 等. 微纳石墨烯片增强铝合金的力学性能及其机理[J]. *中国有色金属学报*, 2017, 27(11): 2228–2235].
- [53] Tabandeh-Khorshid M, Omrani E, Menezes P L, et al. Tribological performance of self-lubricating aluminum matrix nanocomposites: Role of graphene nanoplatelets[J]. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2016, 19(1): 463–469. doi: [10.1016/j.jestech.2015.09.005](https://doi.org/10.1016/j.jestech.2015.09.005).
- [54] Yang K, Shi X L, Zhai W Z, et al. Tribological behavior of TiAl matrix self-lubricating composites reinforced by multilayer graphene[J]. *RSC Advances*, 2015, 5(55): 44618–44625. doi: [10.1039/C5RA03852A](https://doi.org/10.1039/C5RA03852A).
- [55] Huang Y C, Xue B, Shi X L, et al. Study on tribological performance of NiAl matrix self-lubricating composites containing graphene at different loads[J]. *Tribology Transactions*, 2017, 60(6): 1043–1052. doi: [10.1080/10402004.2016.1245455](https://doi.org/10.1080/10402004.2016.1245455).
- [56] Zou J L, Shi X L, Shen Q, et al. Dry sliding wear of TiAl-graphene-silver composite at elevated temperatures[J]. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2017, 26(9): 4615–4625. doi: [10.1007/s11665-017-2873-6](https://doi.org/10.1007/s11665-017-2873-6).
- [57] Xu Z S, Zhang Q X, Shi X L, et al. Tribological properties of TiAl matrix self-lubricating composites containing multilayer graphene and  $\text{Ti}_3\text{SiC}_2$  at High Temperatures[J]. *Tribology Transactions*, 2015, 58(6): 1131–1141. doi: [10.1080/10402004.2015.1046007](https://doi.org/10.1080/10402004.2015.1046007).
- [58] Xu Z S, Zhang Q X, Jing P X, et al. High-temperature tribological performance of TiAl matrix composites reinforced by multilayer

- graphene[J]. Tribology Letters, 2015, 58(3): 1–9.
- [59] Xu Z S, Shi X L, Zhai W Z, et al. Preparation and tribological properties of TiAl matrix composites reinforced by multilayer graphene[J]. Carbon, 2014, 67(2): 168–177.
- [60] Yao J, Shi X L, Zhai W Z, et al. The enhanced tribological properties of NiAl intermetallics: Combined lubrication of multilayer graphene and WS<sub>2</sub>[J]. Tribology Letters, 2014, 56(3): 573–582. doi: [10.1007/s11249-014-0439-4](https://doi.org/10.1007/s11249-014-0439-4).
- [61] Mukherjee B, Kumar R, Islam A, et al. Evaluation of strength-ductility combination by in-situ tensile testing of graphene nano platelets reinforced shroud plasma sprayed nickel-aluminium coating[J]. Journal of Alloys & Compounds, 2018, 765: 1082–1089.
- [62] Tian H L, Guo M Q, Wang C L, et al. Tribological behaviour of a self-lubricated GO/WC–12Co thermal spray coating[J]. Surface Engineering, 2017, 34(10): 762–770.
- [63] Chen J J, Li J L, Xiong D S, et al. Preparation and tribological behavior of Ni-graphene composite coating under room temperature[J]. Applied Surface Science, 2016, 361(1): 49–56.
- [64] Sahu S C, Samantara A K, Seth M, et al. A facile electrochemical approach for development of highly corrosion protective coatings using graphene nanosheets[J]. Electrochemistry Communications, 2013, 32: 22–26. doi: [10.1016/j.elecom.2013.03.032](https://doi.org/10.1016/j.elecom.2013.03.032).
- [65] Mai Y J, Ling H J, Chen F X, et al. Electrochemically reduced graphene oxide nanosheet coatings as solid lubricants in humid air[J]. Materials Research Bulletin, 2018, 102: 324–329. doi: [10.1016/j.materresbull.2018.02.035](https://doi.org/10.1016/j.materresbull.2018.02.035).
- [66] Qi S J, Li X Y, Dong H S. Improving the macro-scale tribology of monolayer graphene oxide coating on stainless steel by a silane bonding layer[J]. Materials Letters, 2017, 209: 15–18. doi: [10.1016/j.matlet.2017.07.087](https://doi.org/10.1016/j.matlet.2017.07.087).
- [67] Li P F, Zhou H, Cheng X H. Investigation of a hydrothermal reduced graphene oxide nano coating on Ti substrate and its nano-tribological behavior[J]. Surface&Coatings Technology, 2014, 254: 298–304.

# 投稿指南

《摩擦学学报》是《中国科学引文数据库》首批收录的期刊之一,已列入中国科学院文献评价中心《中国科学引文数据库统计源期刊》、科技部中国科学技术信息研究所《中国科技论文统计源期刊》和《中文核心期刊要目总览》,已被美国《工程索引(EI)》、《化学文摘(CA)》、《剑桥科学文摘(CSA)》以及日本《科学技术文献速报》等多种检索系统收录;已入编《中国学术期刊(光盘版)》,作者著作权费和稿酬一次性给付,如投稿人不同意将文章编入光盘版中,请在投稿时声明,本刊将进行适当处理.

## 1 栏目与篇幅要求

研究论文:报道具有学术价值的研究成果,全文在7 000字左右;

研究简报:报道最新的研究成果与进展,全文在5 000字左右;

工程应用:报道摩擦学研究领域的工程与应用进展,全文在7 000字左右;

专家论坛:报道国内外摩擦学界专家对摩擦学研究领域的最新进展与研究方向的论坛,全文在9 000字左右;

评述与进展:反映国内外摩擦学研究领域的最新进展与研究方向,全文在9 000字左右;

以上5个栏目的文章所限字数均包括图、表及参考文献,请注意文责由作者自负,请勿一稿多投.

## 2 稿件质量要求

(1) 本刊接收中、英文投稿.题名应简练,一般不超过20个字,题名中尽量不用缩略语、符号和分子式,中文稿件中必须具有约200字的中文摘要和详细的英文摘要,英文稿件需提供详细的中文和英文摘要,所有文章均请分别列出3~8个关键词和文章所属的中图分类号;

(2) 稿件全文按照1.5倍行距通栏排版;

(3) 稿件中的插图、表格和照片尽量精选(插图不得超出8幅),曲线图线条应平滑易辨,图上字符数码必须工整到位,表格一律采用3线表,图题、图注、表题及表中内容均应附有中、英文2种文字说明;

(4) 稿件中的计量单位及符号的使用请参照我国法定计量单位及有关国家标准;

(5) 参考文献应选择作者亲自阅读过的和最主要的,并按文中引用先后顺序编号(1篇文章最好不超过50条),非正式出版物和尚未发表的论文不得引用,著录格式请参照GB/T 7714-2015,且每条中文参考文献均需提供相应英文翻译.

## 3 投稿方式

本刊现采取网上投稿的方式处理稿件,投稿平台网址为[www.tribology.com.cn](http://www.tribology.com.cn),请在作者登陆一栏中点击新用户注册,注册完成后即可在网上投递论文.投稿时请仔细填写作者联系邮箱,以便及时接受编辑部的邮件.请国内的作者在网上投稿时附上中文标题和摘要.

## 4 稿件处理

(1) 投稿一经受理即发收稿回执,否则将退请作者补充或退稿;

(2) 稿件的处理情况一般在收稿后3个月内告知作者,需要修改的稿件将由编辑部整理改稿意见并通知作者,作者返回修改稿时应附有对改稿意见的逐条处理说明;作者可通过网站随时查询稿件的处理状态;

(3) 编辑有权对稿件作必要的文字修改,作者在收到编辑加工的清样后请务必仔细核对(仅可适当作个别改动),并尽快返回编辑部.请作者按版面支付发表费;

(4) 来稿一经发表,即按规定寄付稿酬并赠送当期刊物.