

美国工程索引 (EI Compendex) 核心期刊  
美国《化学文摘》(CA) 来源期刊  
日本《科学技术文献速报》(JST) 来源期刊  
美国《剑桥科学文摘》(CSA) 来源期刊  
中国科学引文数据库 (CSCD) 来源期刊  
中文核心期刊要目总览 (第四版) 核心期刊  
中国核心期刊 (遴选) 数据库来源期刊

ISSN 1004-0595  
CODEN MAXUE7

# 摩擦学学报

## TRIBOLOGY

第40卷 第3期

Volume 40 Number 3

# 2019

# 摩 擦 学 学 报

(Mocaxue Xuebao)

第 40 卷 第 3 期 (总第 197 期) 2020 年 5 月

## 目 次

### · 研究论文

- 人手指腹与光滑物体间的静摩擦力与湿度和抓持力的关系····· 陈 强, 郭士杰, 甘中学 (271)
- 双渐开线齿轮传动的油膜刚度研究····· 樊智敏, 王明凯, 尹兆明 (280)
- MWCNTs 复合物纳米流体的摩擦学性能····· 关集俱, 刘德利, 王 勇, 冯伯华, 许雪峰 (289)
- 椭圆形结构摩擦片在核电站安全制动器中作用机理的数值研究·····  
····· 侯 硕, 贺 韶, 邓 玺, 奚 琛, 路广遥, 陈 帅 (299)
- 列车车轮滚动接触疲劳裂纹评价研究····· 刘颖宾, 宫彦华, 王 强, 高 伟, 张哲峰 (305)
- 690 合金传热管在不同摩擦副条件下的微动磨损性能研究····· 米 雪, 谢 海, 彭金方, 朱旻昊 (314)
- 核废料硼硅酸盐玻璃在酸性溶液环境下的摩擦磨损性能····· 乔 乾, 何洪途, 余家欣 (322)
- PEEK 旋转密封环密封性能仿真和试验研究····· 秦自臻, 周 平, 张 斌, 李洪武, 张 鹤, 郭东明 (330)
- 脲基功能化的咪唑无卤素离子液体对复合锂基润滑脂摩擦学性能的影响·····  
····· 曲铭海, 张朝阳, 杨志权, 于强亮, 蔡美荣 (339)
- 供油量对对数滚子弹流润滑特性的影响研究····· 孙浩洋, 张洪信 (346)
- 基于载荷谱的凸轮机构关键摩擦副优化研究····· 王军锋, 明仕林, 王晓光, 曾启文, 李 严, 陈光焱, 蔡振兵 (353)
- 干气密封旋转流场的宏观特性与介观速度场的逻辑关系研究·····  
····· 王 衍, 葛云路, 黄国庆, 胡 琼, 肖业祥, 胡 鹏 (364)
- 胺分子结构对聚脲润滑脂流变学性能的影响····· 徐 状, 任 佳, 赵改青, 王卓群, 蔡浩鹏, 王晓波 (378)
- 磨石强度对钢轨打磨行为的影响····· 章武林, 樊小强, 张鹏飞, 袁永杰, 朱旻昊 (385)

### · 综述与进展

- 粗糙表面统计接触模型的提出与发展····· 刘 勇, 夏 天, 陈志英, 闫国华 (395)

### 书评

- 从复合材料应用角度浅析如何做好电梯重点部分的防腐控制与检验——评《防腐蚀复合材料及其应用》····· 冯国行 (407)
- 机械专业类高校大学生实践能力培养策略——评《机械设计创新实践》····· 杨 奇, 杨丰铭 (408)
- 专业教育与思政教育并行, 激发学生专业能力培养——评《玻璃钢原材料手册》····· 赵英顺 (409)
- 大思政视域下复合材料安全应用教育探索与实践——《复合材料概论》····· 牛 蔓, 崔接友 (410)
- 人体能量采集与存储研究科技现状及未来发展趋势——评《能量收集技术》····· 刘勇求, 杨立波 (411)
- 复合材料成型工艺的发展对拓展复合材料的生产应用体系的影响——评《复合材料成型工艺及应用》····· 胡淑娟 (412)
- 合理运用物理知识, 提高体育运动认知——评《体育运动中的物理学》····· 史 伟 (413)
- 电气自动化专业英语教学方法创新——评《电气自动化专业英语》····· 喻馨锐 (414)

### 仪器介绍

- 兰州华汇仪器科技有限公司····· (彩页 1)
- 多功能摩擦磨损试验仪 & 真空载流摩擦试验机····· (彩页 2)

责任编辑 周金芳

期刊基本参数 CN 62 - 1095/O4 \* 1981 \* b \* 16 \* 144 \* zh \* P \* ¥38.00 \* 2000 \* 15 \* 2020 - 05

# Tribology

Vol 40, No 3, May 2020

## Contents

Influence of Moisture and Grasping Force on Static Friction Force between Finger Pad and Object with Smooth Surface .....	CHEN Qiang, GUO Shijie, GAN Zhongxue	(271)
Film Stiffness of Double Involute Gears Transmission .....	FAN Zhimin, WANG Mingkai, YIN Zhaoming	(280)
Tribological Properties of Nanofluid Prepared by Composite of Multi-walled Carbon Nanotube and Oleic Acid .....	GUAN JiJu, LIU Deli, WANG Yong, FENG Bohua, XU Xuefeng	(289)
Numerical Study on the Mechanism of Friction Lining with Micro-Elliptical Texture in Safety Brake of Nuclear Power Plant .....	HOU Shuo, HE Shao, DENG Xi, XI Chen, LU Guangyao, CHEN Shuai	(299)
Evaluation of Rolling Contact Fatigue Crack of Train Wheels .....	LIU Yingbin, GONG Yanhua, WANG Qiang, GAO Wei, ZHANG Zhefeng	(305)
Effect of Mating Material on Fretting Wear Behavior of 690 Alloy .....	MI Xue, XIE Hai, PENG Jinfang, ZHU Minhao	(314)
Effect of Acid Solutions on Friction and Wear Behaviors of Nuclear Borosilicate Glass .....	QIAO Qian, HE Hongtu, YU Jiabin	(322)
Simulation and Experimental Study on Sealing Performance of PEEK Rotary Seal Ring .....	QIN Zizhen, ZHOU Ping, ZHANG Bin, LI Hongwu, ZHANG He, GUO Dongming	(330)
Effect of Urea-Containing Imidazole Halogen-Free Ionic Liquid on Tribological Properties of Composite Lithium Grease .....	QU Minghai, ZHANG Chaoyang, YANG Zhiquan, YU Qiangliang, CAI Meirong	(339)
Oil Supply in EHL Performance for the Logarithmic Profile Roller .....	SUN Haoyang, ZHANG Hongxin	(346)
Optimization on Key Friction Pair of Cam Mechanism Based on Load Spectrum .....	WANG Junfeng, MING Shilin, WANG Xiaoguang, ZENG Qiwen, LI Yan, CHEN Guangyan, CAI Zhenbing	(353)
The Logic Relationship between Macroscopic Characteristics and Mesoscopic Velocity Field of High-Speed Rotating Flow Field of Dry Gas Seal .....	WANG Yan, GE Yunlu, HUANG Guoqing, HU Qiong, XIAO Yexiang, HU Peng	(364)
Effect of Amine Molecular Structure on Rheological Properties of Polyurea Grease .....	XU Zhuang, REN Jia, ZHAO Gaiqing, WANG Zhuoqun, CAI Haopeng, WANG Xiaobo	(378)
Probing the Effect of Grinding Stone Strength on Rail Grinding Behavior .....	ZHANG Wulin, FAN Xiaoqiang, ZHANG Pengfei, YUAN Yongjie, ZHU Minhao	(385)
The Development of Statistical Contact Model for Rough Surface .....	LIU Yong, XIA Tian, CHEN Zhiying, YAN Guohua	(395)

# 《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)	陈晓阳(教授)
	程先华(教授)	戴振东(教授)	邓建新(教授)	丁传贤(院士)	丁建宁(教授)
	方亮(教授)	冯大鹏(研究员)	葛世荣(教授)	郭东明(院士)	郭峰(教授)
	郭强(教授)	郭志光(研究员)	韩志武(教授)	胡丽天(研究员)	胡献国(教授)
	胡元中(教授)	黄平(教授)	黄伟九(教授)	贾均红(研究员)	靳忠民(教授)
	寇宏超(教授)	雷明凯(教授)	黎明(教授)	李红轩(研究员)	李久盛(研究员)
	李俊(院士)	李曙(研究员)	刘焜(教授)	刘阳(高工)	刘莹(教授)
	刘勇兵(教授)	路新春(教授)	彭旭东(教授)	钱林茂(教授)	强颖怀(教授)
	任露泉(教授)	任天辉(教授)	水琳(教授级高工)	佟金(教授)	汪久根(教授)
	王成焘(教授)	王海斗(教授)	王华明(教授)	王金清(研究员)	王黎钦(教授)
	王立平(研究员)	王齐华(研究员)	王文中(教授)	王晓波(研究员)	王晓雷(教授)
	翁立军(研究员)	乌学东(研究员)	邢建东(教授)	严立(教授)	严新平(教授)
	阎逢元(研究员)	杨军(研究员)	杨沛然(教授)	杨生荣(研究员)	虞烈(教授)
	张建荣(教授)	张俊彦(研究员)	张绪虎(教授)	张永振(教授)	张招柱(研究员)
	张治军(教授)	周峰(研究员)	周惠娣(研究员)	周健松(研究员)	朱旻昊(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40卷 第3期(总第197期) 2020年5月

(1981年创刊)

## Tribology

Bimonthly

Vol 40 No 3, (Sum No 197) May 2020

(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 中国国际图书贸易总公司  
(中国国际书店 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)



9 771004 059202





DOI: 10.16078/j.tribology.2019200

# 人手指腹与光滑物体间的静摩擦力与湿度和抓持力的关系

陈强<sup>1,2,3</sup>, 郭士杰<sup>1,2,3\*</sup>, 甘中学<sup>4</sup>

(1. 河北工业大学 省部共建电工装备可靠性与智能化国家重点实验室, 天津 300130;

2. 河北省机器人感知与人机融合重点实验室, 天津 300130;

3. 河北工业大学 机械工程学院, 天津 300130;

4. 复旦大学 工程与应用技术研究院, 上海 200433)

**摘要:** 为了研究人手指抓持表面光滑物体时静摩擦力与湿度和抓持力的关系, 在本研究中设计并制作了一种可在被抓持物体的重量连续变化的条件下测量指腹变形、抓持力及摩擦力的装置. 在不同湿度和被抓持物体重量的条件下测量并分析了指腹变形及其与表面光滑物体之间的最大静摩擦系数, 通过指腹变形量度量指腹与被抓持物体之间的黏着力, 以此分析湿度对最大静摩擦系数的影响机理. 结果表明: 最大静摩擦系数依存于抓持力, 随抓持力的增加先呈负幂函数变化, 然后稳定为一定值; 湿度会影响指腹与被抓持物体之间的黏着力, 从而影响抓持的最大静摩擦力; 潮湿时黏着力最大, 抓取表面光滑物体最省力且不易打滑; 湿度对最大静摩擦系数的影响是非线性的, 最大静摩擦系数随湿度的增加而增加, 到达峰值后逐渐减小.

**关键词:** 指腹; 光滑表面; 摩擦; 湿度; 抓持力; 黏着力

中图分类号: TH117

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0271-09

## Influence of Moisture and Grasping Force on Static Friction Force between Finger Pad and Object with Smooth Surface

CHEN Qiang<sup>1,2,3</sup>, GUO Shijie<sup>1,2,3\*</sup>, GAN Zhongxue<sup>4</sup>

(1. State Key Laboratory of Reliability and Intelligence of Electrical Equipment, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China

2. Hebei Key Laboratory of Robot Perception and Human-Robot Interaction, Tianjin 300130, China

3. School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China

4. Academy for Engineering & Technology, Fudan University, Shanghai 200433, China)

**Abstract:** To explore how moisture and grasping force affect static friction force when a person grasped a smooth object, a new equipment, capable of measuring deformation, grasping force and static friction force of a finger pad when the object's weight continuously changed, was developed in this study. Using this equipment, the deformation and maximum static friction coefficient were measured and analyzed as the moisture and the object's weight were varied. The adhesion force between the finger pad and the smooth object was assessed by the finger pad deformation, thereby analyzing the effect mechanism of moisture on the maximum static friction coefficient. The results revealed that the maximum static friction coefficient decreased according to the law of negative power function as the grasping force got

Received 24 October 2019, revised 10 December 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: guoshijie@hebut.edu.cn, Tel: +86-15522035068.

The project was supported by the International Co-research Project on Innovative Technologies with Foreign Countries of the National Key Research and Development Plan (2016YFE0128700).

国家重点研发计划政府间国际科技创新合作重点专项项目(2016YFE0128700)资助.

larger, and then leveled off at a certain grasping force. Moisture affected the adhesion force between the finger pad and the smooth object, further affecting the maximum static friction force. The adhesion force value was greatest when contact surface was medium moisture content, which was the most labor-saving and difficult to slip when grasping smooth object. Besides, the effect of moisture on the maximum static friction coefficient was nonlinear. The maximum static friction coefficient showed a peak value at a certain moisture content.

**Key words:** finger pad; smooth surface; friction; moisture; grasping force; adhesion force

无论是人手还是机器人的仿生灵巧手, 抓持物体时施加给物体的法向力以及由此产生的手与物体之间的摩擦力是决定抓持操作是否稳定的直接因素<sup>[1-2]</sup>. 手在抓起表面光滑物体时, 抓持力必须足够大, 才可以产生防止滑动的切向力分量, 以克服重力, 把物体抓起<sup>[3]</sup>. 但过大的抓持力显然不必要, 不但浪费能量, 而且容易损坏物体或使其变形. 人在抓起物体时, 往往利用视觉信息, 基于经验, 无意识地判断物体的重量及其与指腹之间的摩擦系数, 决定初始抓持力, 然后基于对指腹与物体之间滑动状态感知, 通过实现滑动为零的反馈控制, 维持比较小的抓持力<sup>[4-7]</sup>. 机器人的仿生灵巧手抓持物体的控制也大都采用这种仿生控制策略<sup>[8-10]</sup>.

手指与表面光滑物体之间的摩擦是比较传统的研究领域之一, Derler等<sup>[11]</sup>通过研究手指在玻璃表面水平滑动时的滑动摩擦系数和法向力的关系, 得出了滑动摩擦系数随法向力的增加呈负幂函数变化的经验公式, 并用黏着模型和黏弹性变形理论解释了其试验结果; Pasumarty等<sup>[12]</sup>研究了手指在玻璃表面水平滑动时滑动摩擦系数与湿度、滑动速度的关系, 得出了无论湿度多大滑动摩擦系数总随滑动速度的增加而增加, 到达峰值后逐渐减小. 对于手指与物体表面之间没有相对滑动的静摩擦力, André等<sup>[13]</sup>研究了静摩擦系数、湿度和法向力三者之间关系, 但其试验利用在物体表面排列的多个电极测量湿度, 导致表面不光滑, 所测得的静摩擦力不再是手指与光滑表面之间的静摩擦力. 对于粗糙表面, Westling等<sup>[14-15]</sup>研究了人手抓取砂纸、绒面革和丝绸时抓持力与摩擦力的关系, 得出了防止滑动的最小抓持力与物体重量成比例的结论, 这个比例与静摩擦系数有关.

然而, 前人对关于手指抓持力的最大静摩擦系数研究较少, 最大静摩擦系数大小是决定我们施加多大抓持力能抓起1个物体, 而不至于打滑, 因此最大静摩擦系数是决定抓持操作是否稳定的关键因素, 最大静摩擦系数定义为临界状态(将要滑动还未滑动)下最大静摩擦力与法向力的比<sup>[12-13, 16]</sup>. 由于护理服务中的物体抓持往往在湿条件下进行, 因此本文中对指腹在不

同湿度条件下与光滑表面之间的法向力、最大静摩擦力以及指腹变形进行了试验研究, 揭示了湿度对最大静摩擦系数的影响规律, 分析了其影响机理. 最大静摩擦系数随抓持力的增加呈负幂函数变化的规律, 并且湿度对最大静摩擦系数的影响是非线性的, 最大静摩擦系数随着湿度的增加而增大, 到达峰值后逐渐减小. 这些结论可为机器人仿生灵巧手及其控制系统设计提供基础数据.

## 1 研究方法

### 1.1 试验方法

本研究中所搭建的试验平台由力检测装置、光学形变检测装置和湿度检测装置构成, 如图1所示. 力测量装置用于测量手指受力信息和被抓持物重量信息; 光学形变检测装置用于接收和测量接触区手指的形变; 湿度检测装置采用数字皮肤湿度测试仪, 用于测量接触表面的湿度.

如图1(a)所示的力测量装置由指针式推拉力计(HANDPI, NK系列、准确度0.5级、最小读数达0.001 N)、悬挂装置、工作台、夹持器和信号采集及数据分析计算机构成. 指针式推拉力计由夹持器固定在工作台上, 悬挂装置细节如图1(b)所示, 由两个3D打印的塑料夹持框架、六维力传感器(ATI, Mini40, 精度 $\pm 0.01$  N)和两个直角三棱镜构成. 两个三棱镜用双面胶分别固定于两个3D打印的塑料夹持框架外侧, 六维力传感器两侧通过螺栓连接于两个塑料夹持框架之间, 塑料夹持框架通过上部挂环悬挂于拉压力计下端. 六维力传感器测量手指法向力(抓持力)、切向力(摩擦力)信息、指针式拉压力计测量抓持物重量信息.

如图1(c)所示的光学形变检测装置采用非接触全场应变测量系统(Vic-3D v7, 位移分辨率面内:  $\pm 2 \mu\text{m}$ ; 离面:  $\pm 4 \mu\text{m}$ ), 满足测量手指接触区微位移以及形变分布精度要求. 为了让系统识别到接触区, 试验前手指接触区域需要提前打上散斑, 为减小散斑对手指接触区纹理特征影响, 我们选择小直径散点(直径0.17 mm)和较大点距(点距0.51 mm)的散斑标记印版. 我们做了对比试验, 结果表明手指在打散斑时测得摩擦系数和



Fig. 1 Experimental platform composition

图 1 试验平台构成

未打散斑测得摩擦系数在允许的测量误差范围内的数据结果高度一致。另外，散斑对手指摩擦系数改变不可能完全消除，在不同湿度条件下的试验过程中手指均有散斑标记，作为整个试验过程的恒定因素，对最后的试验结果对比没有影响。

接触区图像通过两个直角三棱镜反射入 CCD 相机，并将其传输到形变处理系统，通过运算处理获取被测区表面三维/二维位移和形变信息。补光灯用来提高接触区亮度，有利于系统捕捉到接触区。

采用超声波加湿机[HAD-001-GLW-CN, 见图1(d)]给手指腹添加水分，超声波加湿器主要是采用高频的震荡，使得加湿器中的水被抛离水面产生水雾。采用数字皮肤湿度测试仪测量湿度[CNAIER sg-9d, 测量误差±3%，见图1(d)]，试验中控制手指腹湿度，测试仪通过前端两个金属头接触皮肤表面来测量皮肤湿度，探头会释放出微弱的电流，通过测量微电流传导通过量来测量皮肤表面湿度，其测量结果为相对湿度值<sup>[17]</sup>。

### 1.2 试验过程

#### 1.2.1 湿度标定试验

在试验过程中控制湿度是本试验最关键问题。为

了更容易控制湿度和提高仪器测量可靠性，我们放宽湿度范围，每位受试者分别在干燥、潮湿和湿润3种湿度条件下进行标定试验，分别给干燥、潮湿和湿润3个湿度等级定了相对湿度范围，在此3个范围下我们的湿度测试仪很容易保证其测量可靠性，湿度等级列于表1中。

表 1 湿度等级表  
Table 1 Moisture grade table

Moisture grade	Relative moisture
Dry	36%~45%
Wet	55%~64%
Very Wet	74%~83%

Note: the relative moisture of finger skin ranges from 36% to 45%. Drying in this table is natural skin moisture<sup>[17]</sup>.

注：正常手指皮肤相对湿度范围在36%~45%之间，此表中的干燥即正常皮肤湿度<sup>[17]</sup>。

摩擦试验中反复测量湿度值也需要一定时间，在这期间手指表面水分也会随时间延长而逐渐挥发，这样在进入手指腹摩擦试验测量时指腹的实际湿度值就不一定是之前的测量值。为了解决这个问题，摩擦试验前我们做了湿度标定试验。我们通过手指腹接受



超声波加湿器加湿的时间来标定湿度值范围,如图1(d). 拇指位置被标定在距离加湿器底边缘(6 cm, 18 cm)位置,加湿器喷出水雾对指腹进行加湿,在到达规定时间段手指立刻拿开进行湿度测量,记录所用时间和该时间段下的相对湿度值. 该试验邀请10名健康受试者(5名男性,5名女性,年龄20至25岁)参加,试验开始前受试者用肥皂水将手清洗干净并自然干燥15 min,每人拇指指腹通过加湿器加湿,如图1(d)方式,同一时间段测3次,每次测量旋转湿度测试仪探头,在已测过指腹位置的周围继续测量,选择指腹4个不同区域平均值作为1次测量结果. 同一时间段共测10人,取这10人试验的平均湿度值作为该时间段下的相对湿度值. 共测量了7个时间段下的相对湿度值,得到时间和相对湿度关系曲线如图2所示. 图2中手指腹相对湿度值随着时间增大而增大,潮湿湿度范围对应30~48 s时间段,湿润湿度范围对应62~68 s时间段. 试验时取时间中间值39 s作为潮湿加湿时间,取时间中间值65 s作为湿润加湿时间. 正常手指皮肤相对湿度范围在36%~45%之间,这个范围也是我们对干燥湿度设定的范围,所以干燥条件直接采用皮肤自然湿度,不用采取加湿措施.

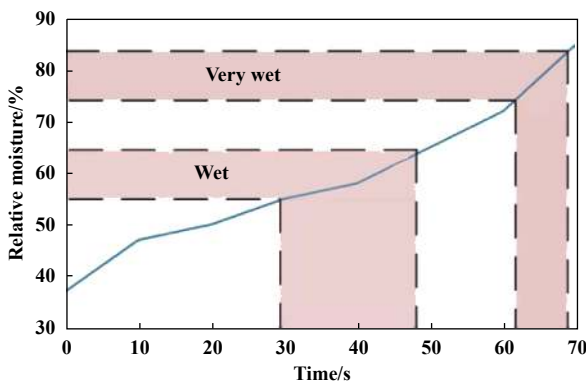


Fig. 2 Relationship curve of time and relative moisture  
图2 时间和相对湿度关系曲线

### 1.2.2 摩擦试验

本试验中邀请湿度标定试验中的6名受试者参加,试验开始前准备工作如下:打开非接触全场应变测量系统计算机,调整两架CCD相机镜头位置使之正对左右三棱镜,然后调整焦距和光圈亮度,使应变测量系统检测到拇指指腹散斑区.受试者用肥皂水将手清洗干净并自然干燥15 min,然后对拇指指腹打散斑;再对指腹进行超声波加湿,如图1(d)方式.试验过程:首先,受试者的指腹加湿后双手立刻保持如图1(a)所示的姿势,左右手拇指接触三棱镜表面不施加作用

力,该状态下拉力计施加在悬挂装置的拉力等于悬挂装置受的重力,悬挂装置自重13 N,此刻指针在13 N刻度位置;然后,试验辅助人员按下力信息采集按钮和应变测量系统图像采集按钮;最后,受试者接到试验辅助人员的开始指令后用拇指缓慢下拉悬挂装置.下落过程中眼睛直视拉力计指针,保持指针匀速转动直到指针到26 N刻度位置停止下拉.

试验过程中,悬挂装置的铅直方向受力可用式(1)表示.其中 $F_{\mu}$ 表示手指的摩擦力, $F_p$ 表示拉力计受到的拉力, $G$ 表示物体的重量.

$$F_p = F_{\mu} + G \quad (1)$$

灵巧操作中法向力的范围在0~5 N<sup>[13,15]</sup>,根据本试验研究数据,对应的被匀速抓起表面光滑物的重量范围在0~13 N.我们研究的是灵巧操作过程,所以与被抓持物所受重力平衡的最大静摩擦力研究范围也应在0~13 N.根据式(1),指针需要匀速转动直到26 N刻度位置停止下拉.

每位受试者在每个湿度条件下测量3次,除干燥条件外同一湿度下每次重复试验均需要加湿器加湿(潮湿加湿39 s、湿润加湿65 s、干燥条件不加湿),每个湿度条件下共测量6名受试者.受试者分别在干燥、潮湿和湿润三种湿度条件下进行以上试验,最后获得3种湿度条件下的摩擦试验测试结果.为了尽可能减弱手部抖动对力信息采集的影响,采用双手匀速下放悬挂装置方法,并要求受试者下放悬挂装置时拉力计指针匀速转动,目的是为了使整个下放过程处于临界点处的准静态平衡状态,以忽略惯性力的影响.

## 2 试验结果与分析

### 2.1 最大静摩擦系数与法向力的关系

试验测得6名受试者的被抓持物法向力和最大静摩擦力数据,经处理得到在干燥、潮湿和湿润三种湿度条件下6名受试者的最大静摩擦系数与法向力数据曲线,如图3所示数据为6名受试者中的1名在每个湿度下3次试验的数据结果.图3中采集的每个点都是不同抓持物重量下的临界点.

由图3可知,湿度对最大静摩擦系数的影响是非线性的,存在1个使静摩擦系数最大的湿度范围.潮湿和湿润数据曲线平滑过渡且递减,从个体试验数据看到干燥数据曲线突降最低点后有一小段缓慢递增阶段,且湿润数据曲线在法向力 $F_N \leq 1$  N波动明显.法向力小于1 N时3种湿度下最大静摩擦系数普遍较大,且能达到6以上;法向力越趋近0 N时,3组曲线越陡峭.

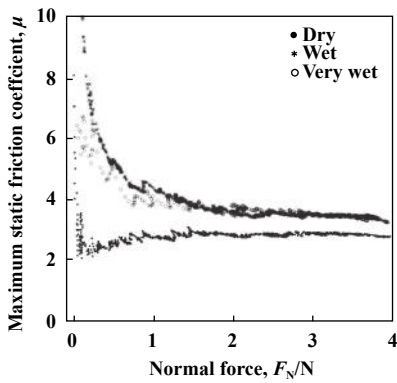


Fig. 3 The relationship between normal force and maximum static friction coefficient under three moisture grades  
图3 三种湿度等级下法向力和最大静摩擦系数关系

参考Derler等<sup>[11]</sup>对手在玻璃表面水平滑动时的滑动摩擦系数和法向力关系的试验结果, 这里假设法向力与最大静摩擦系数符合负幂函数关系, 即

$$\mu = aF_N^b + c \quad (b < 0) \quad (2)$$

式中:  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 是与湿度相关参数. 利用MATLAB Curve Fitting对试验测得6名受试者在干燥、潮湿和湿润3种湿度条件下的最大静摩擦系数与法向力数据曲线进行了拟合, 见图4曲线, 相应最大静摩擦系数的标准差(源于个体差异和重复试验误差等的总和)在图中曲线个别数据点处标注, 反映6名受试者在同一湿度下测得数据离散程度并不大, 拟合具有一定精确度. 拟合参数列于表2中. 表中 $R^2$ 为决定系数,  $R^2$ 越趋近1, 表示

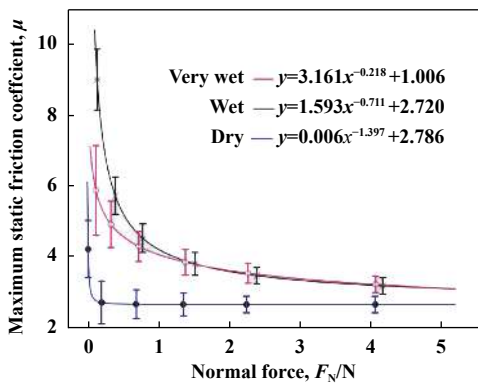


Fig. 4 The fitting curve between normal force and maximum static friction coefficient under three moisture grades  
图4 三种湿度等级下法向力和最大静摩擦系数拟合曲线

表2 公式(2)的参数值

Table 2 Parameter values of formula (2)

$\mu = aF_N^b + c$	$a$	$b$	$c$	$R^2$
Dry	0.006	-1.397	2.786	0.578
Wet	1.593	-0.711	2.720	0.965
Very wet	3.161	-0.218	1.006	0.914

拟合度越好. 潮湿和湿润条件下 $R^2$ 值均很高, 干燥条件下 $R^2$ 值较小.

随着法向力 $F_N$ 增大式(2)中 $aF_N^b$ 项逐渐减小到零, 进而最大静摩擦系数趋于常数 $c$ , 即 $F_N \rightarrow \infty \mu = c$ . 说明随着法向力 $F_N$ 增大, 最大静摩擦系数存在两个变化阶段, 前一阶段随 $F_N$ 增大衰减, 后一阶段与 $F_N$ 无关, 且稳定为一定值 $c$ .

以上分析可知: 最大静摩擦系数随法向力按照负幂函数规律变化, 这一变化规律在3种湿度条件下均成立, 且不受个体差异影响. 这一结论与Wolfram等<sup>[18]</sup>研究的法向力和静摩擦系数的关系相似, 所不同的是我们研究零界点处最大静摩擦系数且存在两个阶段: 当法向力较小时, 最大静摩擦系数主要由式(2)中的 $aF_N^b$ 项决定; 当法向力增大到 $aF_N^b$ 项足够小时, 最大静摩擦系数近似等于 $c$ , 式(2)的前后两项表征了静态抓持过程中手指最大静摩擦系数变化的两个阶段, 即为幂函数下降阶段和稳定阶段.

## 2.2 最大静摩擦系数与湿度之间的关系

### 2.2.1 湿度对最大静摩擦系数影响机理

针对图3~4试验结果, 探究湿度对最大静摩擦系数影响机理. 不同湿度下最大静摩擦系数与法向力的关系受指腹的力学特性影响, 指腹皮肤的黏着特性受湿度影响<sup>[19]</sup>. 对于指腹皮肤来说, 接触表面产生的摩擦力等于黏着力与变形力之和<sup>[19]</sup>:

$$F_\mu = F_{adh} + F_{def} \quad (3)$$

$$F_{adh} = \tau A_r \quad (4)$$

$$F_{def} = \alpha F_N^{\frac{4}{3}} \quad (5)$$

式中:  $F_\mu$ 为静摩擦力,  $F_{adh}$ 为黏着力,  $F_{def}$ 为变形力,  $A_r$ 为真实接触面积,  $\tau$ 为指腹皮肤于物体表面之间的界面剪切强度,  $\alpha$ 为变形常量,  $F_N$ 为法向力.

根据本试验平衡条件:

$$G = F_\mu \quad (6)$$

由式(3~6)可得:

$$G = \tau A_r + \alpha F_N^{\frac{4}{3}} \quad (7)$$

由于指腹皮肤表面存在纹理特征, 实际真实接触面积 $A_r$ 不同于表观接触面积 $A$ , 干燥条件下真实接触面积 $A_r$ 只有表观接触面积 $A$ 的30%<sup>[19]</sup>. 因此, 干燥条件下, 黏着力 $F_{adh}$ 相对较小, 静摩擦力主要来自于变形力 $F_{def}$ .

潮湿条件下, 指纹脊上沟壑被填满, 界面水合作用<sup>[13, 20-21]</sup>使真实接触面积 $A_r$ 增大,  $\tau A_r$ 增大, 黏着力 $F_{adh}$ 增大, 而变形力 $F_{def}$ 不变, 所以潮湿条件下最大静摩擦系数增加. 这一分析能够解释图3~4中潮湿比干

干燥条件下最大静摩擦系数大的原因. 不管是干燥还是潮湿条件, 随着法向力, 即抓持力的增加, 真实接触面积 $A_r$ 也将增加, 其极限值为表观接触面积 $A$ .

湿润条件下, 大量水分浸润在接触面, 受其影响皮肤与物体表面实际接触面积减少, 此时黏着力较小, 接触面极易产生滑动, 造成抓取过程短时性打滑和纵向加速度波动. 这解释了图3~4湿润比潮湿条件下最大静摩擦系数小的原因, 而且解释了图3中个体试验结果显示湿润数据波动最大, 而潮湿数据稳定性最好的现象. 图4对6名受试者曲线拟合结果显示三种湿度条件下法向力较小时最大静摩擦系数均很大, 这一现象主要与皮肤的黏着特性有关, 皮肤黏着力不依附于法向力, 拇指刚接触玻璃表面的法向力很小, 但这时的黏着力却很大.

以上理论分析可知随着湿度增大黏着力先增加到最大后减小, 在潮湿条件下黏着力最大. 为了分析不同湿度下指腹变形情况和黏着力对最大静摩擦系

数的影响, 本研究中测量了指腹与物体接触区内的指腹变形. 图5(a)和图5(b)为实测的10名受试者之一 $z$ 、 $y$ 方向的指腹变形分布图,  $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向图中已标出.

为了研究不同湿度条件下抓取同一重量物体手指法向变形, 图6(a)为试验测得三种湿度条件下指腹法向位移随抓持物重量变化关系, 该数据是测量的6名受试者指腹法向形变量的平均值, 根据误差显示6名受试者在同一湿度下测得数据离散程度, 通过方差分析不同湿度下指腹法向位移量在统计学上具有显著性差异( $p < 0.05$ ,  $F > 3$ ). 当重量 $G \leq 6$  N时手指处于法向变形阶段, 3种湿度条件下指腹法向位移曲线不重合, 说明在不同湿度下拿起同一重量物体时手指法向变形不相同. 当重量 $G \geq 6$  N时手指变形达到极限, 保持稳定值, 测得指腹法向最大位移平均值约为2.8 mm. 湿润条件下法向位移曲线始终在最上方, 而潮湿条件下法向位移曲线始终在最下方, 这说明抓取同一重量物体, 湿润的法向变形最大, 潮湿的法向变形最小. 这

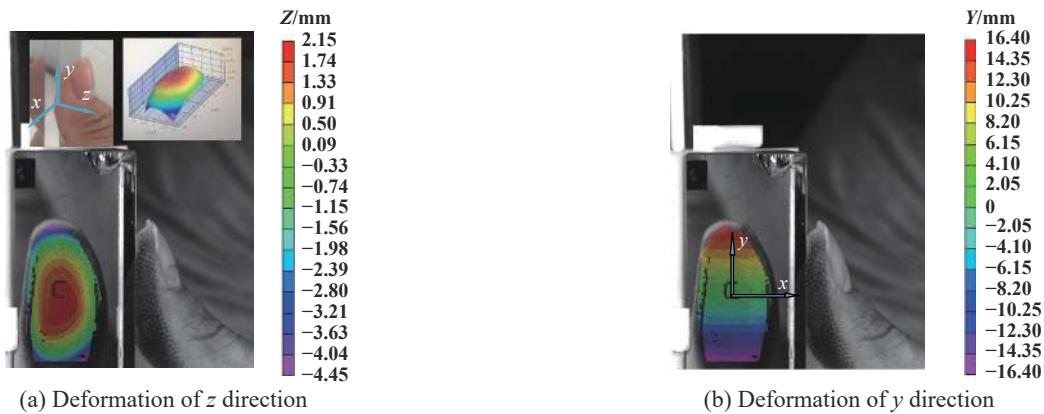


Fig. 5 Deformations distribution of  $y$  and  $z$  direction

图5  $z$ 、 $y$ 方向的形变分布图

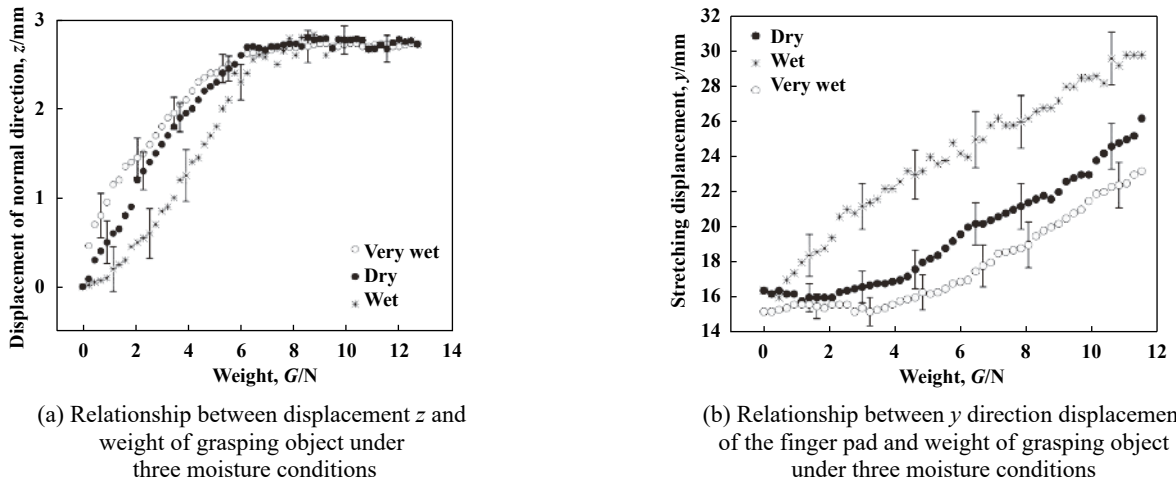


Fig. 6 Relationship between deformation of the finger pad and weight of grasping object under three moisture conditions

图6 三种湿度条件下指腹形变量与抓持物的重量关系



一结果也证明了潮湿条件下抓取物体最省力。

我们把接触区面积 $A$ 近似为椭圆, 如图7所示. 那么 $A_r = \pi xy$ , 公式(4)可以近似写成:

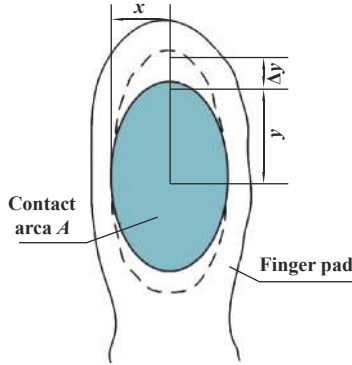


Fig. 7 Contact area A change of finger pad  
图7 指腹接触区面积A的变化

$$F_{adh} = \tau\pi xy \tag{8}$$

对式(8)两边取增量得:

$$\begin{aligned} F_{adh} + \Delta F_{adh} &= \tau\pi(x + \Delta x)(y + \Delta y) \\ F_{adh} + \Delta F_{adh} &= \tau\pi xy + \tau\pi x\Delta y + \tau\pi\Delta x y + \tau\pi\Delta x\Delta y \end{aligned} \tag{9}$$

由图6(a)数据我们知道最初抓取重量的增大会引起指腹变形, 导致接触区面积增大, 当 $G=6\text{ N}$ 指腹法向位移 $z$ 基本达到极限, 此时接触区 $x$ 方向长度达到最大值, 试验测得此值为 $x=9\text{ mm}$ , 之后已不再增大. 当 $G \geq 6\text{ N}$ 时接触区面积变化主要受沿着接触面的切向力影响, 此试验在 $x$ 方向切向力为零, 皮肤在 $x$ 方向不受拉扯变形.  $x$ 方向形变可以忽略, 所以 $\Delta x=0$ , 带入(9)得:

$$F_{adh} + \Delta F_{adh} = \tau\pi xy + \tau\pi x\Delta y \tag{10}$$

联立公式(8)、(10)得:

$$\frac{\Delta F_{adh}}{\Delta y} = \tau\pi x \tag{11}$$

式(11)中 $\tau\pi x$ 为定值,  $\Delta F_{adh}$ 与 $\Delta y$ 成正比, 所以得出结论是 $y$ 方向形变量与黏着力 $F_{adh}$ 呈线性关系.

图6(b)为实测的3种湿度条件下指腹皮肤 $y$ 方向形变量与被抓持物重量之间的关系, 该数据是测量的6名受试者指腹 $y$ 方向形变量的平均值, 根据误差显示6名受试者在同一湿度下数据离散程度并不大, 通过方差分析不同湿度下指腹 $y$ 方向形变量在统计学上具有显著性差异( $p < 0.05, F > 4$ ). 这里用指腹皮肤 $y$ 方向形变量来度量黏着力 $F_{adh}$ 大小.

试验测得指腹在不受力(切向力 $F_S=0$ )时指腹中心到指尖的平均距离为 $16\text{ mm}$ , 在 $G=12\text{ N}$ 时指腹 $y$ 向达到最大拉伸长度. 潮湿条件下指腹 $y$ 向最大拉伸长度

为 $28\text{ mm}$ ; 湿润条件下指腹 $y$ 向最大拉伸长度为 $22\text{ mm}$ ; 干燥条件下 $y$ 向最大拉伸长度为 $24\text{ mm}$ . 指腹 $y$ 向拉伸长度曲线在潮湿条件下始终位于最上方, 在湿润条件下始终位于最下方, 这一结果证明潮湿条件下黏着力 $F_{adh}$ 最大, 湿润条件下黏着力 $F_{adh}$ 最小, 与前面理论分析结果一致. 在同一重量下潮湿 $y$ 向拉伸长度最大, 湿润 $y$ 向拉伸长度最小, 说明举起同一重量物体潮湿条件黏着力最大最省力, 湿润条件黏着力最小最费力.

### 2.2.2 湿度和最大静摩擦系数量化关系

为了研究不同法向力范围湿度与最大静摩擦系数关系, 将法向力依次划分为 $0 \leq F_N \leq 1\text{ N}$ ,  $1\text{ N} \leq F_N \leq 2\text{ N}$ ,  $2\text{ N} \leq F_N \leq 3\text{ N}$ 和 $F_N \geq 3\text{ N}$ , 计算3种湿度等级下4段法向力内最大静摩擦系数平均值, 如图8所示. 图8(a)数据中的标准差相比其他3个图大, 是因为 $0 \leq F_N \leq 1\text{ N}$ 在3种湿度条件下最大静摩擦系数随法向力 $F_N$ 变化幅度最大, 各数据点偏离平均值的偏差较大. 而且潮湿数据标准差为 $5.87$ , 相对其他点标准差大, 是因为潮湿条件下最大静摩擦系数数据在 $0 \leq F_N \leq 1\text{ N}$ 变化幅度最大, 各数据点偏离平均值偏差最大.

图8可知: 当 $F_N \leq 2\text{ N}$ 时, 湿度对最大静摩擦系数影响显著, 潮湿条件下最大静摩擦系数的值相较于干燥和湿润条件大得多; 当 $2\text{ N} \leq F_N \leq 3\text{ N}$ 时, 湿度对最大静摩擦系数影响较小; 当 $F_N \geq 3\text{ N}$ 时, 湿度对最大静摩擦系数影响最小. 图8(a~d)均呈现中间高两边低, 说明在给定法向力范围下随着湿度增大最大静摩擦系数先逐渐增加到最大值后逐渐减小, 且在潮湿条件下最大静摩擦系数最大.

为了确定式(2)中的湿度参数 $a$ 、 $b$ 和 $c$ 的值, 本文作者分析式(2)中的参数 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 随湿度变化关系, 图9所示为6名受试者的测试数据代入式(2)所得到的参数 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 的平均值, 根据误差显示6名受试者同一参数下数据离散程度并不大.

$a$ 、 $b$ 、 $c$ 为湿度参数, 由湿度决定.  $a$ 值的大小由 $F_N=1\text{ N}$ 时的最大静摩擦系数值减参数 $c$ 确定;  $b$ 决定式(2)曲线的形状;  $c$ 只与接触区有关. 图9中参数 $a$ 的值起伏最大, 对湿度变化最敏感. 参数 $b$ 始终为负值说明公式(2)的指数始终为负值,  $b$ 值随湿度增大而增大且越来越接近 $0$ , 说明湿度的增大使最大静摩擦系数曲线下降的幅度越来越小.  $c$ 值随着湿度等级的增大逐渐减小, 说明在不考虑指腹形变及力学特性的纯摩擦的理想状态下, 湿度越大接触面摩擦系数越小. 为了确定式(2)中的参数 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 的值, 可以通过细化湿度等级确定参数 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 与湿度等级对应关系曲线, 通过线性插值法确定某湿度等级下 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 的值, 通过确定式(2)

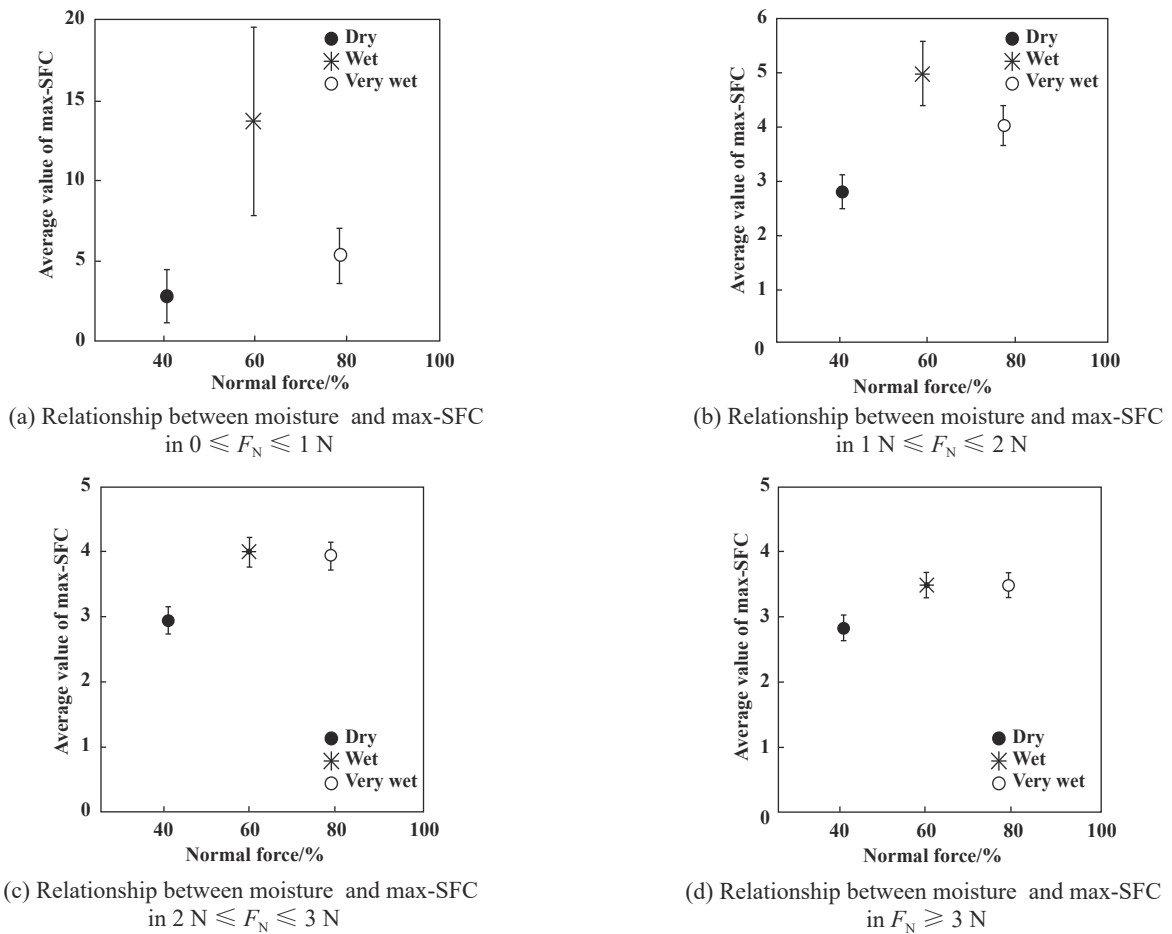


Fig. 8 Relationship between relative moisture and max-SFC under different ranges of normal force  $F_N$  (max-SFC express maximum static friction coefficient in here)

图8 不同法向力范围下相对湿度和最大静摩擦系数之间关系

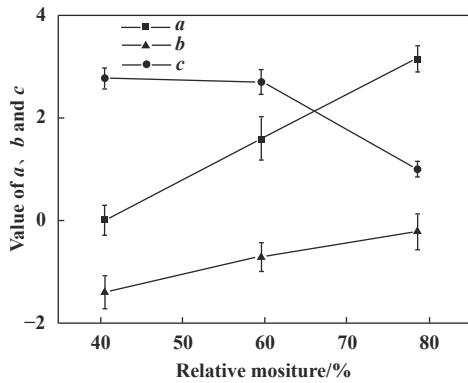


Fig. 9 Relationship between relative moisture and value of parameters  $a$ ,  $b$  and  $c$

图9 参数 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 值随湿度变化关系

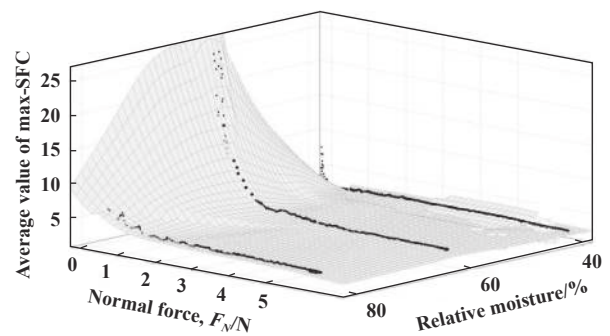


Fig. 10 3D relationship between moisture, normal force and max-SFC(max-SFC express maximum static friction coefficient)

图10 湿度、法向力和最大静摩擦系数3D关系图

中的参数,便可确定某湿度等级下法向力与最大静摩擦系数的关系式,为评估最大静摩擦系数大小提供依据.

为了综合分析湿度、最大静摩擦系数和法向力关系,作湿度、法向力和最大静摩擦系数的3D关系趋势图(见图10).图10显示相对湿度在60%附近,且 $F_N \leq 2$  N,

此区域为最大静摩擦系数快速变化区,对湿度和法向力的变化均敏感.

图10中显示法向力越小最大静摩擦系数越大,这一现象主要与皮肤的黏着特性有关.根据式(4),皮肤黏着力不依附于法向力,法向力较小时,但拇指接触

玻璃表面的黏着力却很大.根据式(3),法向力越小,黏着力占最大静摩擦力的比重越大,从而最大静摩擦系数越大.

图10中显示随着湿度增大,最大静摩擦系数先增加到最大后逐渐减小,且相对湿度在60%附近最大静摩擦系数普遍较大.这一现象也与皮肤的黏着特性有关,由上面湿度对最大静摩擦系数影响机理分析结论:随着湿度增大黏着力先增加到最大后减小,在潮湿条件下黏着力最大.根据式(5),在给定向力下 $F_{\text{def}}$ 为定值;再结合式(3),随着湿度增大,最大静摩擦力随黏着力先增加到最大后减小,从而最大静摩擦系数也先增加到最大后减小.

### 3 结论

a.一定湿度条件下最大静摩擦系数随抓持力增加呈负幂函数下降变化,其下降幅度与湿度具有直接关系.静态抓持过程中,手指最大静摩擦系数随抓持力变化分两个阶段,分别是幂函数下降阶段和稳定阶段.

b.湿度对最大静摩擦系数影响与皮肤的黏着力有关,潮湿条件下皮肤黏着力最大,抓持物体稳定性优于干燥和湿润条件.湿度对最大静摩擦系数的影响是非线性的,随着湿度增大最大静摩擦系数逐渐增加,达到最大值后减小.

c.法向力越小最大静摩擦系数越大,这一现象主要与皮肤的黏着特性有关.法向力越小,黏着力占最大静摩擦力的比重越大,从而最大静摩擦系数越大.

### 参考文献

- [1] André T, LÉvesque V, Hayward V, et al. Effect of skin hydration on the dynamics of fingertip gripping contact[J]. *Journal of The Royal Society Interface*, 2011, 8(64): 1574–1583. doi: 10.1098/rsif.2011.0086.
- [2] Tang Wei, Zhu Hua, Ding Luying, et al. Experimental study on friction characteristics of human hand skin[J]. *Journal of Tribology*, 2006, 26(5): 494–497 (in Chinese) [唐玮, 朱华, 丁璐颖, 等. 人体手部皮肤的摩擦特性试验研究[J]. *摩擦学学报*, 2006, 26(5): 494–497]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2006.05.020.
- [3] Zhang Meng, Mo Jiliang, Xu Jingye, et al. A new type of test device for analyzing finger contact friction[J]. *Journal of Tribology*, 2016, 36(6): 776–780 (in Chinese) [张猛, 莫继良, 徐敬业, 等. 一种分析手指接触摩擦的新型试验装置[J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(6): 776–780]. doi: 10.16078/j.tribology.2016.06.016.
- [4] Blau P J. The significance and use of the friction coefficient[J]. *Tribology International*, 2001, 34(9): 585–591. doi: 10.1016/S0301-679X(01)00050-0.
- [5] Zhang Bingyu, Li Wei, Shi Lei, et al. Study on the sensing ability of finger skin under different normal forces and texture spacing[J]. *Tribology*, 2014, 34(4): 452–458 (in Chinese) [张冰玉, 李炜, 石磊, 等. 不同法向力和纹理间距下的手指皮肤感知能力研究[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(4): 452–458].
- [6] Bowden F P, Tabor D. *Friction: an introduction to tribology*[M]. New York: RE Krieger Publishing Company, 1973.
- [7] Comaish S, Bottoms E V A. The skin and friction: deviations from Amonton's laws, and the effects of hydration and lubrication[J]. *British Journal of Dermatology*, 1971, 84(1): 37–43. doi: 10.1111/j.1365-2133.1971.tb14194.x.
- [8] Pang Qiang, Li Wei, Xu Ping, et al. Quantitative assessment of human skin friction perception based on partial least squares regression method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(3): 145–150 (in Chinese) [庞强, 李炜, 徐萍, 等. 人体皮肤摩擦感知基于偏最小二乘回归方法的量化评定[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(3): 145–150]. doi: 10.3901/JME.2014.03.145.
- [9] Kent B A, Lavery J, Engeberg E D. Anthropomorphic control of a dexterous artificial hand via task dependent temporally synchronized synergies[J]. *Journal of Bionic Engineering*, 2014, 11(2): 236–248. doi: 10.1016/S1672-6529(14)60044-5.
- [10] Takamuku S, Fukuda A, Hosoda K. Repetitive grasping with anthropomorphic skin-covered hand enables robust haptic recognition[C]//2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Sep22–26, 2008. Nice, France: IEEE, 2008: 3212–3217.
- [11] Derler S, Preiswerk M, Rotaru G M, et al. Friction mechanisms and abrasion of the human finger pad in contact with rough surfaces[J]. *Tribology International*, 2015, 89(9): 119–127.
- [12] Pasmarty S M, Johnson S A, Watson S A, et al. Friction of the human finger pad: influence of moisture, occlusion and velocity[J]. *Tribology Letters*, 2011, 44(2): 117–137. doi: 10.1007/s11249-011-9828-0.
- [13] André T, LefÈvre P, Thonnard J L. A continuous measure of fingertip friction during precision grip[J]. *Journal of Neuroscience Methods*, 2009, 179(2): 224–229. doi: 10.1016/j.jneumeth.2009.01.031.
- [14] Westling G, Johansson R S. Factors influencing the force control during precision grip[J]. *Experimental Brain Research*, 1984, 53(2): 277–284.
- [15] Johansson R S, Westling G. Roles of glabrous skin receptors and sensorimotor memory in automatic control of precision grip when lifting rougher or more slippery objects[J]. *Experimental Brain Research*, 1984, 56(3): 550–564.
- [16] Bowden F P, Tabor D. *The friction and lubrication of solids*[M]. Oxford: Oxford University Press, 2001.
- [17] Huang T H, Chou J C, Sun T P, et al. A device for skin moisture and environment humidity detection[J]. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 2008, 134(1): 206–212. doi: 10.1016/j.snb.2008.04.030.
- [18] Wolfram L J. Friction of skin[J]. *Journal of the Society of Cosmetic Chemists*, 1983, 34(8): 465–476.
- [19] Adams M J, Briscoe B J, Johnson S A. Friction and lubrication of human skin[J]. *Tribology Letters*, 2007, 26(3): 239–253. doi: 10.1007/s11249-007-9206-0.
- [20] Tomlinson S E, Lewis R, Liu X, et al. Understanding the friction mechanisms between the human finger and flat contacting surfaces in moist conditions[J]. *Tribology Letters*, 2011, 41(1): 283–294. doi: 10.1007/s11249-010-9709-y.
- [21] Gerhardt L C, StrÄssle V, Lenz A, et al. Influence of epidermal hydration on the friction of human skin against textiles[J]. *Journal of the Royal Society Interface*, 2008, 5(28): 1317–1328. doi: 10.1098/rsif.2008.0034.

DOI: 10.16078/j.tribology.2019198

# 双渐开线齿轮传动的油膜刚度研究

樊智敏\*, 王明凯, 尹兆明

(青岛科技大学机电工程学院, 山东 青岛 266061)

**摘要:** 在齿轮传动系统中, 齿轮啮合刚度对振动、冲击、齿轮动力学特性分析以及接触应力计算有重要影响. 根据双渐开线齿轮齿廓啮合特点, 基于弹流润滑理论, 建立了双渐开线齿轮传动油膜刚度计算模型, 研究双渐开线齿轮传动油膜刚度变化规律. 采用对比法分析了双渐开线齿轮与同参数普通渐开线齿轮传动油膜刚度差异, 并研究双渐开线齿轮齿廓参数和工况条件对油膜刚度的影响. 分析表明: 双渐开线齿轮由于轮齿分阶的影响, 与同参数渐开线齿轮传动油膜刚度相比有较大差异; 双渐开线齿轮传动油膜刚度随齿腰高度系数的增大而减小, 齿腰切向变位系数变化时, 油膜刚度基本不变; 工况条件变化时, 双渐开线齿轮传动油膜刚度随转速的增大而减小, 随载荷增量因子的增大而增大.

**关键词:** 双渐开线齿轮; 渐开线齿轮; 油膜刚度; 分阶参数; 工况条件

中图分类号: TH132

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0280-09

## Film Stiffness of Double Involute Gears Transmission

FAN Zhimin\*, WANG Mingkai, YIN Zhaoming

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Shandong Qingdao 266061, China)

**Abstract:** According to the meshing characteristics of double involute gears profile and the elastohydrodynamic lubrication theory, a calculation model of film stiffness of double involute gears was established to study on the change rule of film stiffness. The difference of film stiffness between double involute gears and involute gears was analyzed by contrast method, and the influence of tooth profile parameters and working conditions was studied. The analysis showed that double involute gears had a big difference in the film stiffness compared with involute gears, due to the effect of tooth waist order. Film stiffness decreased with the increase of the height coefficient of tooth waist. Film stiffness basically remained unchanged when the tooth waist tangential modification coefficient changed. The film stiffness decreased with the increase of rotational speed and increased with the increase of load increment factor.

**Key words:** double involute gears; involute gears; film stiffness; ladder-shaped parameter; working conditions

齿轮系统动力学研究主要采用集中参数法, 该方法所采用的齿轮啮合刚度是基于Hertz干接触理论建立的, 而在实际齿轮传动中, 当润滑产生的油膜刚度与接触刚度量级一致或远大于接触刚度时, 油膜刚度对齿轮啮合刚度将产生重要的影响.

随着弹流润滑理论与数值求解方法的发展, 齿轮润滑特性已成为许多研究者关注的焦点. Dowson等<sup>[1]</sup>提出无限长中心膜厚经验公式, 并通过试验验证公式

的正确性. 杨萍等<sup>[2]</sup>将斜齿轮传动等效为两个反向圆锥接触, 建立斜齿轮有限长热弹流润滑分析模型, 研究润滑油膜压力、膜厚及温度变化规律. Parsa等<sup>[3]</sup>提出一种基于载荷分担的直齿轮混合润滑模型, 研究表面粗糙度、载荷以及转速对摩擦系数的影响. Liu等<sup>[4]</sup>建立有限长斜齿轮非牛顿流体热弹流润滑模型, 在三个典型位置研究工况条件与齿廓参数对润滑特性的影响. Qin等<sup>[5]</sup>提出一种刚度计算模型, 研究当量曲率

Received 23 October 2019, revised 29 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: zmfan@163.com, Tel: +86-15318703850.

The project was supported by the Natural Science Foundation of Shandong Province(ZR2018MEE014).

山东省自然科学基金项目(ZR2018MEE014)资助.



半径、载荷与卷吸速度对油膜刚度、接触体刚度以及合成刚度的影响. Liu等<sup>[6]</sup>应用追踪法与能量转换机理, 研究不同转速与润滑温度对齿轮润滑油膜刚度与阻尼的影响. Zhang等<sup>[7]</sup>提出线接触弹流润滑振动模型, 研究载荷、卷吸速度与正弦波表面波幅对油膜刚度、接触刚度以及油膜阻尼的影响. Zhou等<sup>[8]</sup>建立齿轮传动油膜刚度与阻尼计算模型, 研究接触力、转速与齿数对油膜刚度的影响. 上述研究中, 均未将油膜刚度计算模型与齿轮实际啮合状况结合起来进行系统研究, 许多问题急需解决.

分阶式双渐开线齿轮(简称双渐开线齿轮)综合了普通渐开线齿轮与双圆弧齿轮的优点, 其齿廓由两段相错的渐开线中间以一段圆弧包络线过渡曲线连接而成, 其齿顶与齿根两渐开线齿廓呈阶梯式分布<sup>[9]</sup>. 由于该齿轮的齿根厚度比普通渐开线齿轮的齿根厚, 并且节点附近不相接触, 因此, 轮齿弯曲强度和接触强度都提高, 此外, 这种齿轮的工艺性比圆弧齿轮好<sup>[9]</sup>. 双渐开线齿轮弯曲强度<sup>[10]</sup>计算研究已比较成熟, 接触强度<sup>[11-12]</sup>研究亟待完善.

目前, 双渐开线齿轮接触强度研究主要集中在基于Hertz接触理论的干摩擦、光洁表面齿轮接触应力计算, 没有涉及弹流润滑状态下油膜刚度对啮合刚度的影响. 本文作者基于等温线接触弹流润滑理论, 根据双渐开线齿轮齿廓啮合特点, 建立双渐开线齿轮传动油膜刚度计算模型, 对比分析啮合周期内双渐开线齿轮与同参数普通渐开线齿轮油膜刚度变化差异, 研究双渐开线齿轮分阶参数和工况条件对油膜刚度的影响.

### 1 双渐开线齿轮啮合模型

假想的, 与齿轮共轭啮合的齿条, 称为该齿轮的基本齿条, 双渐开线圆柱齿轮的基本齿廓定义为其基本齿条的法向齿廓<sup>[13]</sup>.

双渐开线齿轮的基本齿廓由齿根圆弧AB、齿根直线BC、半径为 $\rho_g$ 的齿腰过渡圆弧CD及齿顶直线DE组成, 如图1<sup>[11]</sup>所示. 半径为 $\rho_f$ 的齿根圆弧与齿根直线BC相切于B点, 齿腰过渡圆弧CD与直线DE相切于D点、与直线BC相交于C点<sup>[13]</sup>.

图1中,  $\alpha_a$ 、 $\alpha_d$ 为齿顶、齿根部分的齿形角;  $y_a^*$ 、 $y_d^*$ 为齿顶、齿根切向变位系数;  $l_a^*$ 、 $l_d^*$ 为齿腰过渡圆弧齿顶、齿根高度系数;  $\rho_g$ 、 $\rho_f$ 为齿腰、齿根过渡圆弧半径;  $h_a^*$ 、 $c^*$ 为齿顶高度系数、顶系系数<sup>[13]</sup>.

图2为双渐开线齿轮接触线在啮合平面上展开图, 图2中阴影区域表示轮齿不参与啮合的部分.

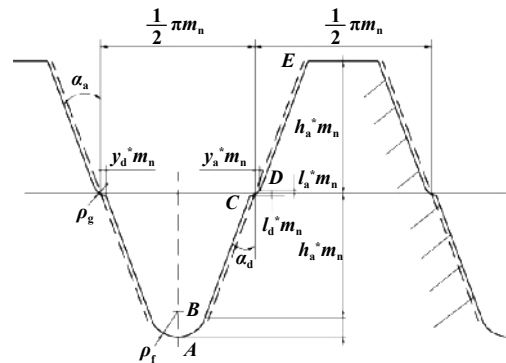


Fig. 1 Basic profile of double involute gear  
图 1 双渐开线齿轮基本齿廓

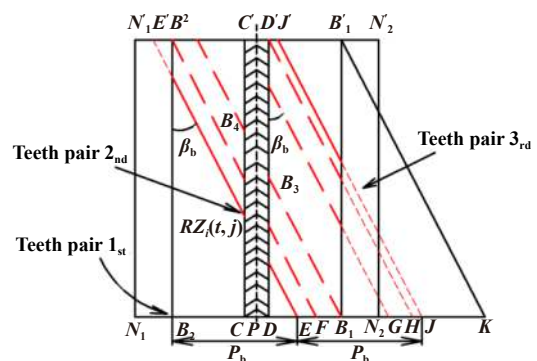


Fig. 2 Contact lines along the meshing plane  
图 2 双渐开线齿轮接触线沿啮合平面展开图

图2中,  $\beta_{b1}$ 、 $\beta_{b2}$ 分别为齿根、齿顶区域渐开线基圆螺旋角,  $p_b$ 为端面基圆齿距.

双渐开线齿轮啮合周期内同时啮合的第二对轮齿能够较好地反映双渐开线齿轮啮合特性. 考虑篇幅限制, 本文中只给出第二对轮齿接触线长度及当量曲率半径计算公式, 并研究啮合周期内第二对轮齿油膜刚度变化情况.

接触线长度 $L_2(t)$ 为

$$L_2(t) = L_{G2}(t) + L_{D2}(t) \tag{1}$$

$$L_{G2}(t) = \begin{cases} \frac{B_2 C}{\sin \beta_{b1}} & 0 < t \leq t_{G21} \\ \frac{[B_2 C - (v \cdot t - E' B'_2)]}{\sin \beta_{b1}} & t_{G21} < t \leq t_{G22} \\ 0 & t_{G22} < t \leq T \end{cases} \tag{2}$$

$$L_{D2}(t) = \begin{cases} \frac{v \cdot t + DE}{\sin \beta_{b2}} & 0 < t \leq t_{D21} \\ \frac{DB_1}{\sin \beta_{b2}} & t_{D21} < t \leq t_{D22} \\ \frac{B_2 B_1 - (v \cdot t - EF)}{\sin \beta_{b2}} & t_{D22} < t \leq T \end{cases} \tag{3}$$

其中:  $L_2(t)$ 、 $L_{G2}(t)$ 和 $L_{D2}(t)$ 分别为第二对轮齿在 $t$ 时刻接触线长度、齿根及齿顶区域接触线长度;  $v = \omega \cdot r_{b1}$ ,

$t_{G21} = E'B_2/v$ ,  $t_{G22} = E'C'/v$ ,  $t_{D21} = (B_2B_1 - P_b)/v$ ,  $t_{D22} = [P_b - (D'B_1 - JK)]/v$ ,  $T = P_b/v$ ;  $\omega$ 为小齿轮转速;其他参数见文献[13].

为考虑一般性应用,假设  $l_a^* = l_d^* = l^*$ ,  $y_a^* = y_d^* = y^*$ ,  $\alpha_a = \alpha_d = \alpha$ ,  $\beta_{b1} = \beta_{b2} = \beta_b$ <sup>[13]</sup>.

双渐开线齿轮在齿腰分阶区域不参与啮合.为研究双渐开线齿轮分阶区域两侧(即,齿顶啮合区域  $DB_1B_1D'$ 及齿根啮合区域  $B_2CC'B_2'$ ,如图3所示)润滑特性,将阴影区域两侧接触线上  $B_3$ 、 $B_4$ 点连接,构成1条虚线  $X_2(t)$ .

虚线  $X_2(t)$ 为

$$X_2(t) = \begin{cases} \frac{CD}{\sin\beta_b} & 0 \leq t \leq t_{X21} \\ \frac{v \cdot t - E'C'}{\sin\beta_b} & t_{X21} < t \leq t_{X22} \\ 0 & t_{X22} < t \leq T \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $t_{X21} = t_{G22}$ ,  $t_{X22} = E'D'/v$ .

将  $X_2(t)$ 与双渐开线齿轮接触线  $L_2(t)$ 连接,构成1条假想的接触线  $L_{2X}(t)$ ,称为“名义接触线”,  $L_{2X}(t) = L_2(t) + X_2(t)$ .

将名义接触线  $L_{2X}(t)$ 等分为  $m$ 段,则每段名义接触

$$RZ_2(t, j) = \begin{cases} \begin{cases} N_1B_2 + P_b + v \cdot t - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ NaN & a < j \leq (a+b) \\ B_2C + N_1B_2 + y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1-a-b) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & (a+b) < j \leq m \end{cases} & 0 \leq t \leq t_{R21} \\ \begin{cases} N_1B_2 + B_2B_1 - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ NaN & a < j \leq (a+b) \\ B_2C + N_1B_2 + y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1-a-b) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & (a+b) < j \leq m \end{cases} & t_{R21} < t \leq t_{R22} \\ \begin{cases} N_1B_2 + B_2B_1 - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ NaN & a < j \leq (a+b) \\ 0 & (a+b) < j \leq m \end{cases} & t_{R22} < t \leq T \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $NaN$ 表示双渐开线齿轮分阶区域不参与啮合.

从动轮曲率半径  $RC_2(t, j)$ 为

$$RC_2(t, j) = N_1N_2 - RZ_2(t, j) \quad (6)$$

当量曲率半径  $R_2(t, j)$ 为

$$R_2(t, j) = \frac{RZ_2(t, j) \cdot RC_2(t, j)}{RZ_2(t, j) + RC_2(t, j)} \quad (7)$$

## 2 油膜刚度计算模型的建立与求解

### 2.1 弹流润滑基本方程

非牛顿流体广义Reynolds方程<sup>[14]</sup>为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12u_r \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} \quad (8)$$

其中:  $(\rho/\eta)_e = 12(\eta_e \rho'_e / \eta'_e - \rho''_e)$ ,  $\rho^* = 2(\rho_e - \eta_e \rho'_e)$ ,  $\rho_e = (1/h) \int_0^h \rho dz$ ,  $\rho'_e = (1/h^2) \int_0^h \rho \int_0^z (1/\eta) dz' dz$ ,  $\rho''_e = (1/h^3) \times \int_0^h \rho \int_0^z (z'/\eta) dz' dz$ ,  $\eta_e = h / \int_0^h (1/\eta) dz$ ,  $\eta'_e = h^2 / \int_0^h (z/\eta) dz$

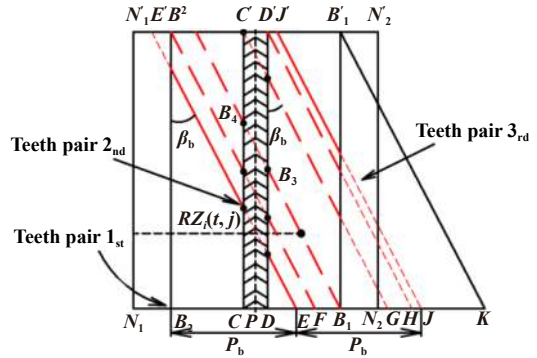


Fig. 3 Radius of curvature for the driving gear  
图3 双渐开线齿轮主动轮曲率半径

线的长度  $\Delta x_2(t)$ 为  $\Delta x_2(t) = L_{2X}(t)/m$ .齿根啮合区域内,名义接触线分段的数目为  $c = \text{round}(L_{G2}/\Delta x_2(t))$ ;齿顶啮合区域内,名义接触线分段的数目为  $a = \text{round}(L_{D2}/\Delta x_2(t))$ ;分阶区域内,名义接触线分段的数目为  $b = \text{round}(X_2(t)/\Delta x_2(t))$ .

当  $m$ 足够大时,取整函数  $\text{round}$ 可以去掉,且  $m = a + b + c$ .

主动轮曲率半径  $RZ_2(t, j)$ 为

式中:  $\rho$ 为润滑油密度;  $\eta^*$ 为润滑油等效黏度;  $h$ 为油膜厚度;  $p$ 为油膜压力;  $u_r$ 为润滑油卷吸速度;  $x$ 为计算域方向坐标,  $z$ 为膜厚方向坐标.

边界条件为

$$\begin{cases} x = x_{in} & p(x_{in}) = 0 \\ x = x_{out} & p(x_{out}) = \partial p / \partial x = 0 \end{cases}$$

式中:  $x_{in}$ 、 $x_{out}$ 分别为计算域起点和终点坐标.

润滑油黏度和密度分别采用Roelands黏压关系式和Dowson-Higgison密压关系式:

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp\{(\ln \eta + 9.67) \cdot [(1 + 5.1 \times 10^{-9} \cdot p)^c - 1]\} \quad (9)$$

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

式中:  $\eta_0$ 为润滑油环境黏度;  $\rho_0$ 为润滑油环境密度;  $z$ 为黏度-压力指数.



润滑油等效黏度为

$$\eta^* = \eta \frac{\tau/\tau_0}{\sinh(\tau/\tau_0)} \quad (11)$$

式中:  $\tau$  为润滑油剪切力;  $\tau_0$  为润滑油特征剪切力.

载荷平衡方程为

$$w = \int_{x_{in}}^{x_{out}} p dx \quad (12)$$

式中:  $w$  为单位线载荷, 定义为  $w = F/L$ ;  $F$  为某瞬时啮合轮齿所承载荷.

油膜厚度为

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x) \quad (13)$$

$$v(x) = -\frac{2}{\pi \cdot E} \cdot \int_{x_{in}}^{x_{out}} p(s) \ln(s-x)^2 ds \quad (14)$$

式中:  $h_0$  为中心膜厚,  $R$  为当量曲率半径,  $v(x)$  为弹性变形.

### 2.2 油膜刚度计算模型

假定润滑油为黏弹性体, 在接触区域内, 在每个计算节点处将油膜假设成若干个并联的“小弹簧”<sup>[15]</sup>, 则第  $i$  个节点处的油膜刚度  $k_{di}$  为

$$k_{di} = \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} \quad (15)$$

式中:  $\Delta f_i$  为节点  $i$  处载荷增量;  $\Delta h_i$  为油膜厚度的增量.

$t$  时刻第  $j$  段名义接触线上油膜刚度  $K_Z(t, j)$  为

$$K_Z(t, j) = \Delta x_2 \cdot \sum_{i=1}^n k_{di} = \Delta x_2 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\Delta X \cdot p_{2i} - \Delta X \cdot p_{1i}}{h_{1i} - h_{2i}} \quad (16)$$

式中:  $\Delta X$  为节点间距;  $p_{1i}$ 、 $p_{2i}$  分别为轮齿所承载荷为  $F_1$ 、 $F_2$  时油膜压力;  $h_{1i}$ 、 $h_{2i}$  分别为载荷为  $F_1$ 、 $F_2$  时油膜厚度,  $F_2 = F_1(1 + \Delta F)$ ,  $\Delta F$  为载荷增量因子.

$t$  时刻总油膜刚度  $K_b(t)$  为

$$K_b(t) = \sum_{j=1}^m K_Z(t, j) \quad (17)$$

## 3 油膜刚度求解路线与计算模型验证

### 3.1 模型求解方法

双渐开线齿轮传动油膜刚度的求解可以分为两部分, 其中包括弹流润滑求解和油膜刚度计算. 首先将双渐开线齿轮啮合特性参数带入弹流润滑模型, 采用多重网格法对润滑模型进行求解, 得出载荷分别为  $F_1$ 、 $F_2$  作用下油膜压力和厚度; 然后将求解的油膜压力和膜厚带入油膜刚度计算模型进行求解, 重复上述步骤, 得出啮合周期内同时啮合的第二对轮齿每段名

义接触线上的油膜刚度分布; 将同一条名义接触线上的油膜刚度进行叠加, 得出该时刻的总油膜刚度.

### 3.2 计算模型验证

为了验证双渐开线齿轮传动油膜刚度计算模型的正确性, 本文中分别对弹流润滑求解结果以及油膜刚度计算结果进行验证. 表 1 所示为根据文献[16]所述参数, 分别采用 D-H 经验公式、文献[16]所述模型和本文模型求解的中心油膜厚度、最小油膜厚度数值大小对比; 图 4 所示为根据文献[17]所述参数计算的油膜刚度在不同载荷作用下的变化情况. 由表 1、图 4 计算结果并对比文献[16-17]可知, 本文中求解的油膜厚度和油膜刚度与文献中的结果近似, 偏差较小, 由此确定本文中的计算模型是合理的.

表 1 三种方法计算结果对比

Table 1 Comparison of the results obtained by three methods

Project	D-H	Ref.[16]	Present model
Minimum film thickness/ $\mu\text{m}$	0.265 7	0.259 5	0.270 85
Central film thickness/ $\mu\text{m}$	0.357 7	0.290 2	0.306 83

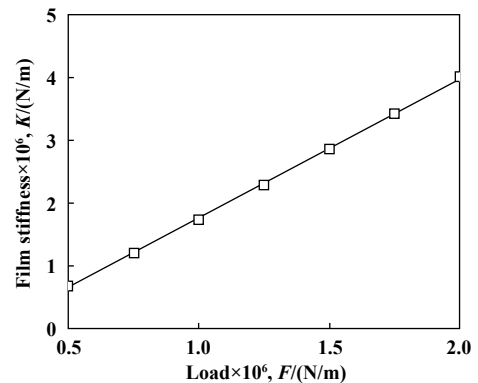


Fig. 4 Computational model validation

图 4 计算模型验证

## 4 结果与分析

双渐开线齿轮齿廓参数和工况条件如表 2 所示.

### 4.1 双渐开线齿轮与普通渐开线齿轮油膜刚度对比

图 5 所示为双渐开线齿轮、渐开线斜齿轮啮合过程中卷吸速度、当量曲率半径变化规律. 图 6 所示为名义接触线中间位置处(渐开线齿轮为接触线, 下同), 卷吸速度、当量曲率半径变化规律.

由图 5~6 可知, 双渐开线齿轮卷吸速度和当量曲率半径变化规律与同参数普通渐开线齿轮近似; 双渐开线齿轮卷吸速度和当量曲率半径在齿根啮合区大于普通渐开线齿轮, 在齿顶啮合区内, 由略小于渐开线齿轮逐渐增至略大于渐开线齿轮.

表2 齿廓参数和工况条件

Table 2 Profile parameters and operating conditions

Parameters/properties	Value
Gear number, $z_{1,2}$	23, 32
Tooth width, $B/\text{mm}$	60
Normal modulus, $m_n/\text{mm}$	4
Normal pressure angle, $\alpha_n$	20°
Helical angle, $\beta$	16°57'42"
Tooth waist tangential modification coefficient, $y^*$	0.08
Tooth waist altitude coefficient, $l'$	0.08
Speed, $n/(\text{r}/\text{min})$	1 000
Initial viscosity of lubricants, $\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.056
Torque, $T/(\text{N}\cdot\text{m})$	500
Incremental factor of load, $\Delta F$	0.012 5

卷吸速度和当量曲率半径出现差异是双渐开线齿轮切向变位系数与高度变位系数综合作用的结果. 双渐开线齿轮由于轮齿分阶的影响, 其齿根厚度大于渐开线齿轮, 齿顶厚度小于渐开线齿轮, 因此卷吸速度和当量曲率半径呈现如图6所示的现象.

图7所示为渐开线齿轮、双渐开线齿轮啮合过程中每段名义接触线上油膜刚度分布情况. 图8为两种

齿轮啮合周期内油膜刚度变化规律对比, 其中, 图8(a)为啮合周期内总油膜刚度变化规律, 图8(b)为接触线中间位置处, 该段名义接触线上油膜刚度变化规律.

由图7可知, 啮合周期内两种齿轮的总油膜刚度均逐渐减小; 双渐开线齿轮总油膜刚度在轮齿刚进入啮合时小于普通渐开线齿轮, 而随着啮合点向齿顶啮合区移动, 总油膜刚度逐渐大于渐开线齿轮; 双渐开线齿轮名义接触线中间位置处的油膜刚度略大于普通渐开线齿轮.

双渐开线齿轮在轮齿分阶位置不参与接触, 接触线长度小于普通渐开线齿轮, 导致单位线载荷增大, 油膜弹性变形减小, 每段名义接触线上油膜刚度大于普通渐开线齿轮, 而由于分阶区域的存在, 总油膜刚度小于渐开线齿轮; 当啮合点逐渐向齿顶啮合区移动, 名义接触线完全位于齿顶啮合区时, 在载荷、卷吸速度、当量曲率半径综合作用下, 总油膜刚度大于渐开线齿轮.

4.2 双渐开线齿轮分阶参数对油膜刚度的影响

图9所示为 $y^* = 0.08$ 时, 双渐开线齿轮分阶参数

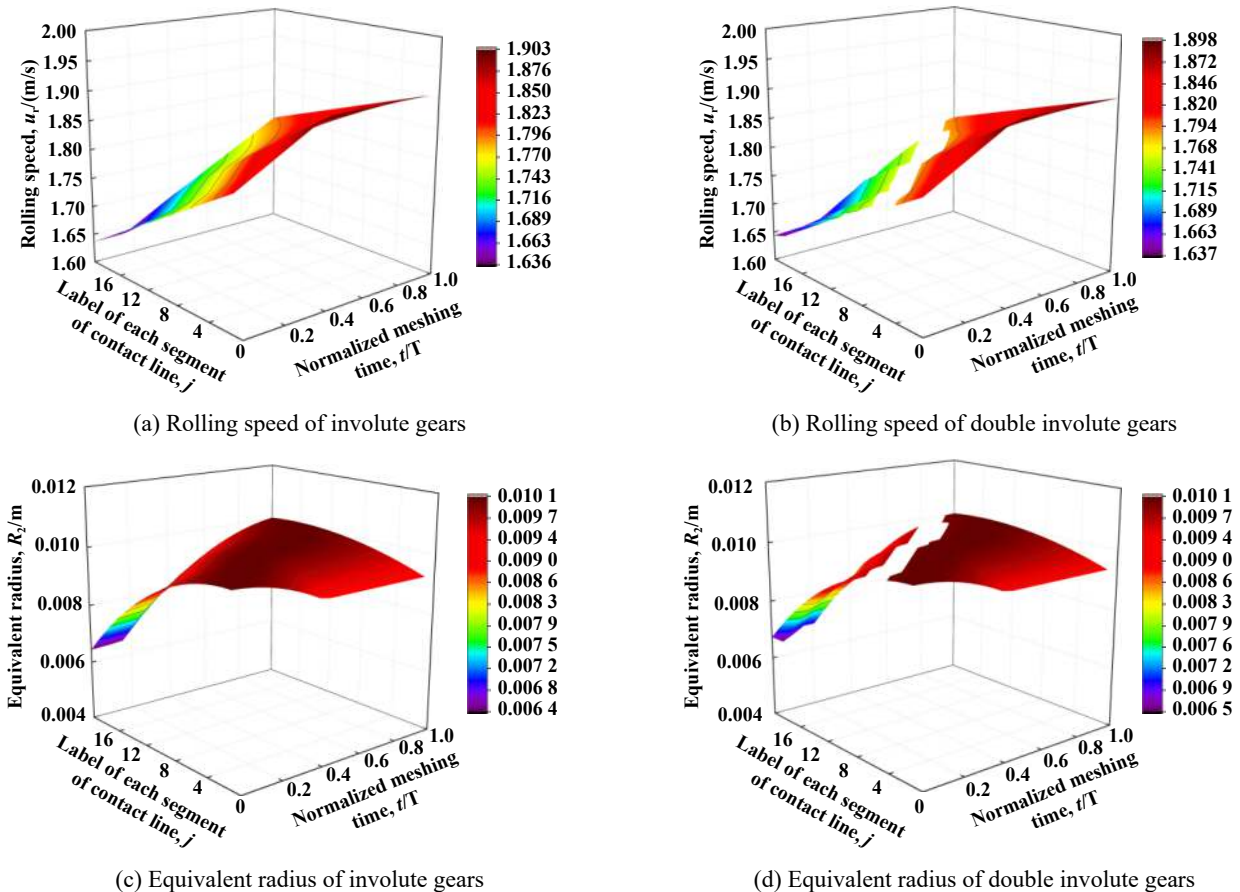


Fig. 5 Variations of rolling speed and equivalent radius

图5 卷吸速度、当量曲率半径变化规律

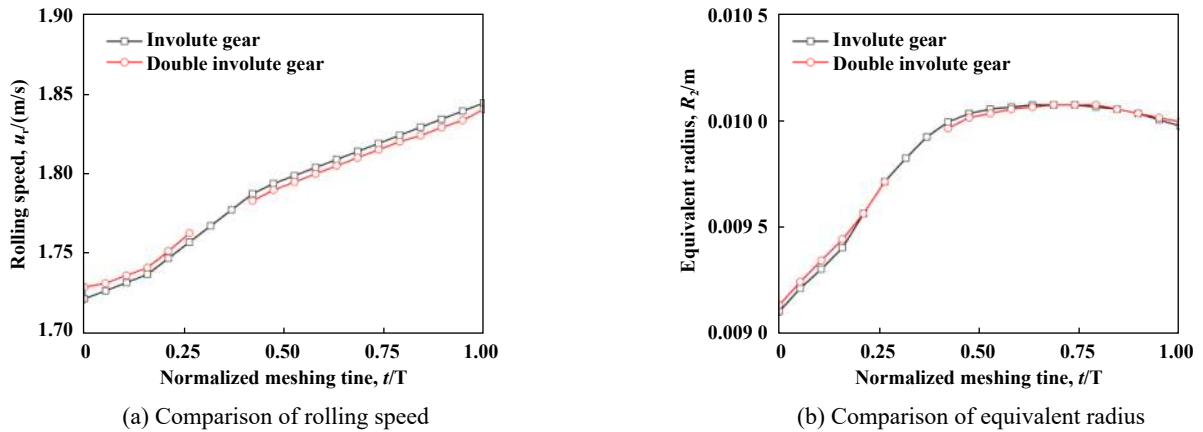


Fig. 6 Comparison of rolling speed and equivalent radius

图 6 卷吸速度、当量曲率半径对比

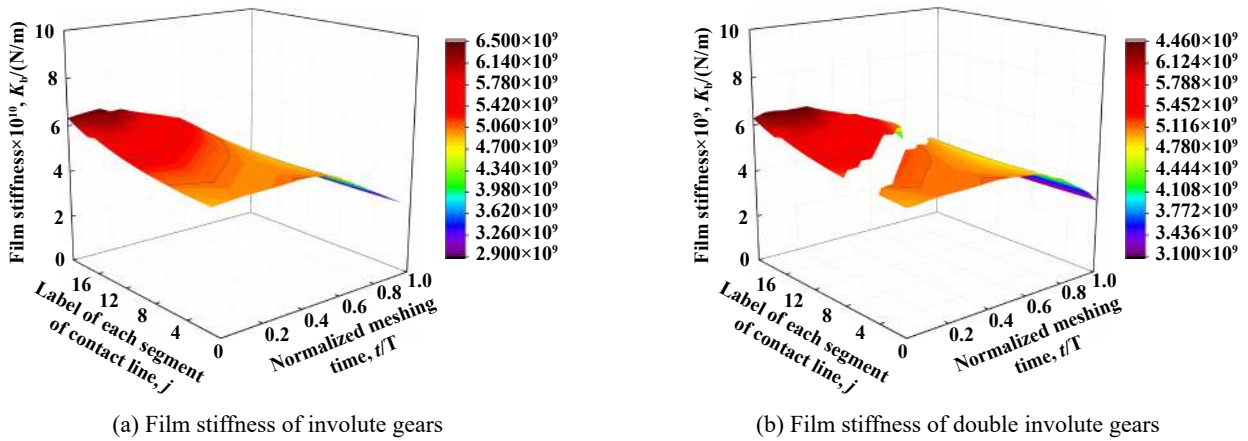


Fig. 7 Variations of film stiffness for two types of gears

图 7 两种齿轮油膜刚度分布规律

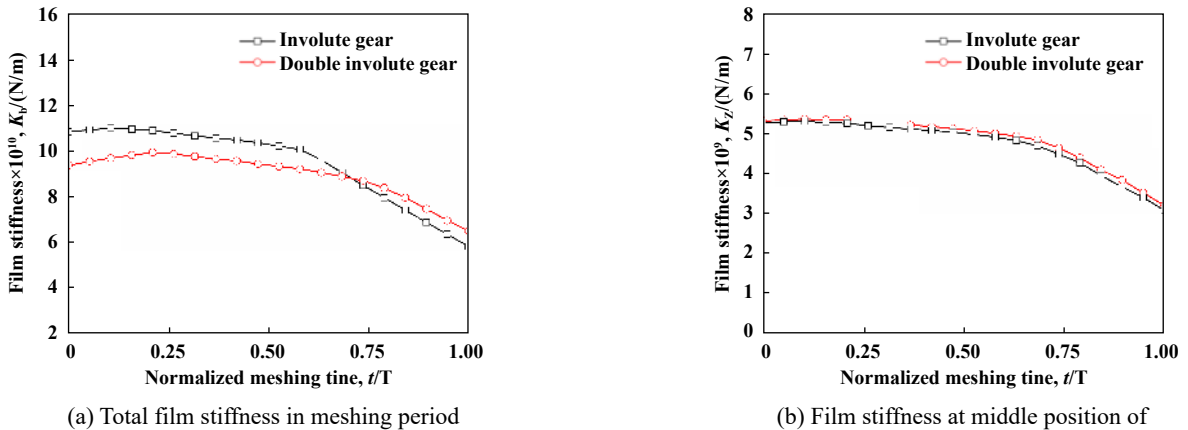


Fig. 8 Comparison of film stiffness for two types of gears

图 8 两种齿轮油膜刚度变化规律对比

$l^*$ 对油膜刚度的影响. 其中图9(a)和图9(b)分别为 $l^*$ 对总油膜刚度和接触线中间位置油膜刚度的影响.

由图9可知,  $l^*$ 变化时, 总油膜刚度在啮合周期内的变化规律保持不变, 总油膜刚度随 $l^*$ 增大而减小; 接触线中间位置的油膜刚度随 $l^*$ 增大而增大.

分阶参数 $l^*$ 增大, 导致双渐开线齿轮分阶区域扩大, 接触线长度减小, 单位线载荷增大, 油膜弹性变形减小, 每段名义接触线上油膜刚度增大, 而 $l^*$ 增大导致分阶区域扩大, 最终接触线上总油膜刚度减小.

图10所示为 $l^* = 0.08$ 时, 双渐开线齿轮分阶参数

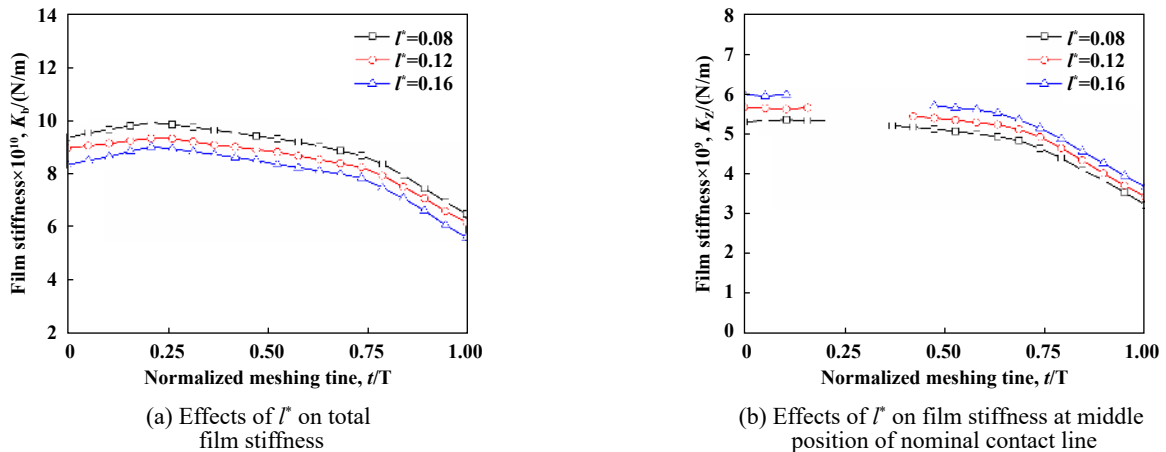


Fig. 9 Effect of  $l^*$  on film stiffness

图9  $l^*$ 对油膜刚度的影响

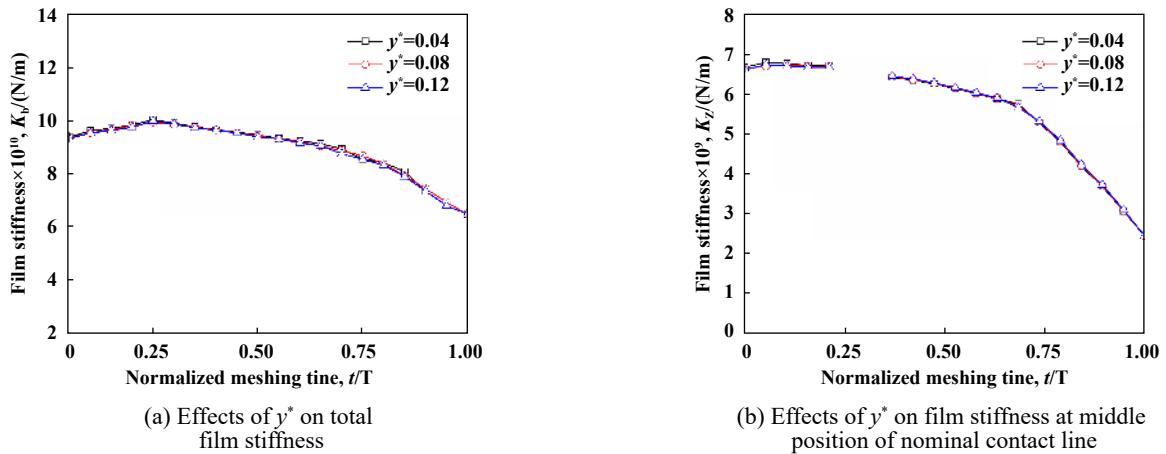


Fig. 10 Effect of  $y^*$  on film stiffness

图10  $y^*$ 对油膜刚度的影响

$y^*$ 对油膜刚度的影响. 其中, 图10(a)、图10(b)分别为  $y^*$ 对总油膜刚度和接触线中间位置油膜刚度的影响.

由图10可知,  $y^*$ 变化时, 油膜刚度变化较小.  $y^*$ 变化时对接触线长度、卷吸速度、当量曲率半径的影响较小, 载荷对油膜刚度的影响起主要作用, 油膜厚度、油膜刚度基本不变.

### 4.3 工况条件对油膜刚度的影响

图11所示为载荷增量因子 $\Delta F$ 对油膜刚度的影响. 其中, 图11(a)和图11(b)分别为 $\Delta F$ 对总油膜刚度和接触线中间位置油膜刚度的影响.

图12所示为转速 $n$ 对油膜刚度的影响. 其中, 图12(a)和图12(b)分别为 $n$ 对总油膜刚度和接触线中间位置油膜刚度的影响.

由图11~12可知,  $\Delta F$ 增大时, 油膜刚度增大;  $n$ 增大时, 油膜刚度减小.

载荷增量因子增大导致油膜弹性变形减小, 每段名义接触线上的油膜刚度增大, 总油膜刚度亦增大;

转速增大时, 油膜厚度增大, 油膜刚度随之减小.

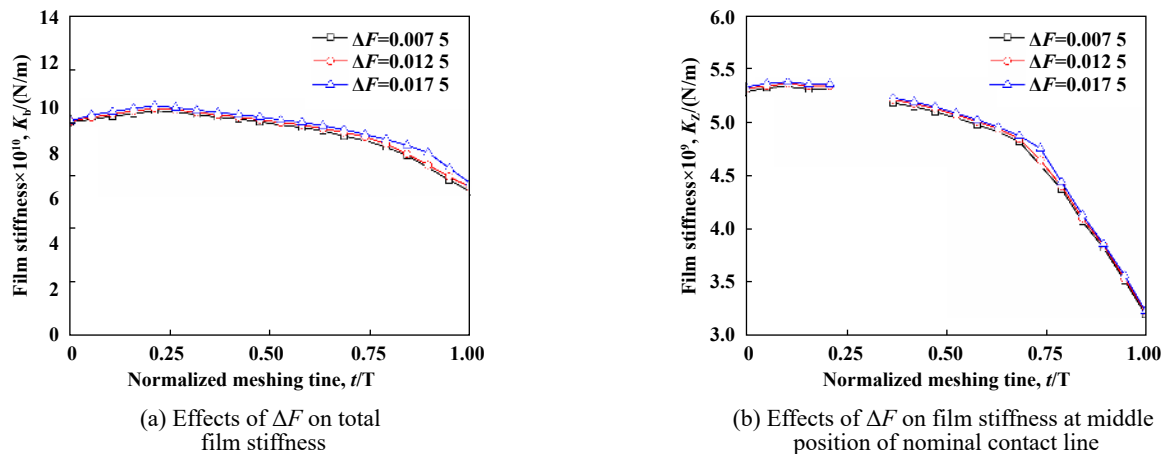
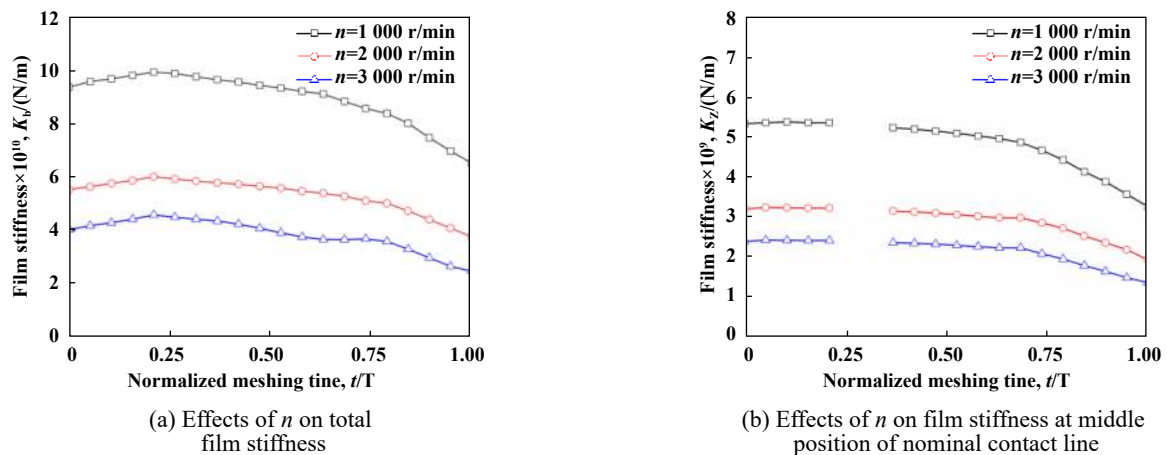
## 5 总结

本文中较全面地推导出双渐开线齿轮传动接触线长度与当量曲率半径计算公式, 建立了双渐开线齿轮传动油膜刚度计算模型, 分析了啮合周期内双渐开线齿轮与同参数普通渐开线齿轮油膜刚度变化规律差异, 研究了双渐开线齿轮齿廓参数和工况条件对油膜刚度的影响, 得出以下结论:

a. 较小的油膜刚度有助于提高齿轮传动抗冲击能力, 与同参数普通渐开线齿轮相比, 双渐开线齿轮轮齿在除接触线完全位于齿顶啮合区之外的位置, 油膜刚度小于普通渐开线齿轮.

b. 双渐开线齿轮齿腰切向变位系数对油膜刚度的影响较小, 选择较大的齿腰高度系数有助于提高双渐开线齿轮啮合过程中抗冲击能力.

c. 齿轮传动过程中载荷、转速变化都会影响油膜

Fig. 11 Effect of  $\Delta F$  on film stiffness图 11  $\Delta F$  对油膜刚度的影响Fig. 12 Effect of  $n$  on film stiffness图 12  $n$  对油膜刚度的影响

刚度, 主要是通过单位线载荷和卷吸速度来综合影响油膜刚度。

### 参考文献

- [1] Dowson D, Higginson G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [2] Yang Ping, Yang Peiran. Theory of thermal elastohydrodynamic lubrication for helical gears[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, (10): 43–48 (in Chinese) [杨萍, 杨沛然. 斜齿圆柱齿轮的热弹流润滑理论[J]. 机械工程学报, 2006, (10): 43–48]. doi: 10.3321/j.issn:0577-6686.2006.10.007.
- [3] Parsa M, Akbarzadeh S. A new load-sharing-based approach to model mixed-lubrication contact of spur gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, 2014, 228(11): 1319–1329. doi: 10.1177/1350650114538615.
- [4] Liu M Y, Zhu C C, Wu C H. Parametric studies of lubrication performance of a helical gear pair with non-Newtonian fluids[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1): 317–326. doi: 10.1007/s12206-015-1235-2.
- [5] Qin W, Chao J, Duan L. Study on stiffness of elastohydrodynamic line contact[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 86: 36–47. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.12.001.
- [6] Liu F H, Theodossiades, Bergman L A, et al. Analytical characterization of damping in gear teeth dynamics under hydrodynamic conditions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 94: 141–147. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.007.
- [7] Zhang Y Y, Liu H J, Zhu C C, et al. Oil film stiffness and damping in an elastohydrodynamic lubrication line contact-vibration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(7): 3031–3039. doi: 10.1007/s12206-016-0611-x.
- [8] Zhou C J, Xiao Z L. Stiffness and damping models for the oil film in line contact elastohydrodynamic lubrication and applications in the gear drive[J]. Applied Mathematical Modelling, 2018, 61: 634–649. doi: 10.1016/j.apm.2018.05.012.
- [9] ZhangGuanghui, XuHongbin, Long Hui. Fractionaldouble involute gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineerin, 1995, 31(6): 47–52 (in Chinese) [张光辉, 许洪斌, 龙慧. 分阶式双渐开线齿轮



- [J]. 机械工程学报, 1995, 31(6): 47–52]. doi: [10.3321/j.issn:0577-6686.1995.06.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0577-6686.1995.06.016).
- [10] Xu Hongbin, Zhang Guanghui, Jiateng Zhengming. Study on bending strength of fractional doubleinvolute gear[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(11): 1267–1269 (in Chinese) [许洪斌, 张光辉, 加藤正名. 分阶式双渐开线齿轮弯曲强度的研究[J]. 中国机械工程, 1999, 10(11): 1267–1269]. doi: [10.3321/j.issn:1004-132X.1999.11.020](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-132X.1999.11.020).
- [11] Zhou Wanfeng. Research on contact characteristics of double involute gear[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2016(in Chinese) [周万峰. 双渐开线齿轮接触特性研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2016].
- [12] Fan Zhimin, Zhang Xiuwen, Ma Yongdong. Contact stress of double involute gear based on fractal theory[J]. Tribology, 2019, 39(2): 150–156 (in Chinese) [樊智敏, 张秀文, 马永东. 基于分形理论的双渐开线齿轮接触应力研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 150–156].
- [13] Fan Zhimin, Zhang Ruqi. Engaging analysis of double involute gears with ladder shape of tooth[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2003, (5): 779–781 (in Chinese) [樊智敏, 张汝琦. 双渐开线齿轮传动的啮合分析[J]. 机械科学与技术, 2003, (5): 779–781]. doi: [10.3321/j.issn:1003-8728.2003.05.028](https://doi.org/10.3321/j.issn:1003-8728.2003.05.028).
- [14] Liu Mingyong, Wu Chenhui, Liu Yadong, et al. Analysis on isothermal EHL line contact with different rheological model[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(9): 23–28 (in Chinese) [刘明勇, 吴晨辉, 刘亚东, 等. 基于不同流变模型的等温线接触弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(9): 23–28]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2017.09.005](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2017.09.005).
- [15] Zhang Yuanyuan. The study of contact stiffness and damping of an EHL lubricated spur gear pair[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016(in Chinese) [张园园. 直齿轮弹流润滑接触的刚度与阻尼研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016].
- [16] Liu Mingyong, Liu Huaiju, Zhu Caichao, et al. Analysis on the mixed lubrication performance of finite line contact[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(14): 96–100, 118 (in Chinese) [刘明勇, 刘怀举, 朱才朝, 等. 有限长线接触混合润滑特性研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(14): 96–100, 118].
- [17] Zhang Y Y, Liu H J, Zhu C C, et al. Influence of lubrication starvation and surface waviness on the oil film stiffness of elastohydrodynamic lubrication line contact[J]. Journal of Vibration & Control, 2018, 24(5): 924–936.



DOI: 10.16078/j.tribology.2019223

# MWCNTs复合物纳米流体的摩擦学性能

关集俱<sup>1,2\*</sup>, 刘德利<sup>1</sup>, 王勇<sup>2</sup>, 冯伯华<sup>3</sup>, 许雪峰<sup>3</sup>

(1. 常熟理工学院机械工程学院 超精密轴承技术研究中心, 江苏 常熟 215500;

2. 苏州工业职业技术学院 精密制造工程系, 江苏 苏州 215104;

3. 浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 浙江 杭州 310014)

**摘要:** 将油性剂油酸(OA)填充进多壁碳纳米管(MWCNTs)的空腔内制备复合物, 再以复合物为添加剂制备一种纳米流体, 考察了复合物的质量分数、MWCNTs的酸处理时间以及摩擦测试条件等对纳米流体摩擦学性能的影响, 并分析了复合物的润滑机理. 结果表明: 油酸被成功填充到经酸处理的MWCNTs管内, 填充率约20%; 摩擦过程中, 复合物制备的纳米流体的摩擦系数有不断减小趋势, 其减摩效果甚至优于同等含量的油酸乳化液; 当复合物的质量分数为0.1%左右时, 纳米流体可获得最佳的减摩、抗磨效果; 随着酸化处理时间的增加, 复合物制备的纳米流体的减摩、抗磨性能会有所提高. 摩擦过程中, 复合物可释放出油酸并形成润滑膜, MWCNTs则能够在油酸形成的润滑膜上发挥“微轴承”的作用, 从而使复合物获得更加优良的减摩、抗磨效果.

**关键词:** 碳纳米管; 复合物; 纳米流体; 摩擦磨损; 润滑机理

**中图分类号:** TH117.1

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)03-0289-10

## Tribological Properties of Nanofluid Prepared by Composite of Multi-walled Carbon Nanotube and Oleic Acid

GUAN Jiju<sup>1,2\*</sup>, LIU Deli<sup>1</sup>, WANG Yong<sup>2</sup>, FENG Bohua<sup>3</sup>, XU Xuefeng<sup>3</sup>

(1. *Research Center for Ultra-precision Bearing of College of Mechanical Engineering, Changshu Institute of Technology, Jiangsu Changshu 215500, China*

2. *Precision Manufacturing Engineering Department, Suzhou Vocational Institute of Industrial Technology, Jiangsu Suzhou 215104, China*

3. *Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Manufacturing Technology, Ministry of Education & Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310014, China*)

**Abstract:** Multi-walled carbon nanotubes (MWCNTs) were filled with oleic acid (OA) to prepare the composite additives for use in the nanofluid. The influence of additive concentration, acid treatment time of MWCNTs, the test conditions on the tribological properties of the nanofluid were investigated, and the lubrication mechanism of the composite was also studied. The results showed that the OA was successfully filled into the MWCNTs with a filling rate of about 20%. In the process of friction, the friction coefficient of nanofluid prepared by the composite tended to decrease gradually, and its final friction reduction effect was even better than that of the oleic acid emulsion under different loads. The nanofluid could achieve better tribological properties as the concentration of the composite was about 0.1%. The tribological properties of the nanofluid would be improved with the increase of the acidification time. It was supposed that the composite could release the OA to form a lubrication layer during the friction process, which

Received 12 November 2019, revised 20 February 2020, accepted 28 February 2020, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: dawejiju@163.com, Tel: +86-571-88320729.

The project was supported by the Youth fund of National Natural Science Foundation (51805345) and Youth fund of Jiangsu Natural Science Foundation(BK20170373).

国家自然科学基金青年基金项目(51805345)和江苏省自然科学基金青年基金项目(BK20170373)资助.

enabling the MWCNTs to play a role of "micro-bearing" on the formed lubrication film, thus the better tribological properties of the composite were achieved.

**Key words:** multi-walled carbon nanotube; composite; nanofluid; friction; lubrication mechanism

切削加工过程中,切削液的作用是改善刀具-切屑、刀具-工件间接触区域的摩擦接触状况,从而提高工件加工表面质量、降低刀具的磨损<sup>[1]</sup>.因此,切削液的润滑性能对加工表面质量具有显著的影响.传统的切削液由于成分、配方等方面的局限,在润滑、传热和渗透等方面性能的提升空间有限.为了适应高效、绿色切削加工技术的发展,人们开始探索利用纳米粒子制备纳米流体,并运用于切削加工.纳米流体的概念最初由Choi等提出<sup>[2]</sup>,是指将纳米粉体分散到水、油等传统介质中,制备出的均匀、稳定的分散液.纳米粒子导热性好,且具有较好的润滑性,因此能够较好地改善纳米流体切削液的导热性能和润滑性能.常用于制备纳米流体切削液的纳米粒子有MoS<sub>2</sub>、SiO<sub>2</sub>和TiO<sub>2</sub>等固体润滑剂以及各种碳纳米微粒(MWCNTs、石墨烯和C60等)<sup>[3-5]</sup>.

MWCNTs是由多层石墨片绕旋转中心卷曲而成的纳米管,作为一种润滑添加剂时,MWCNTs可以显著改善润滑介质的摩擦学性能<sup>[6-7]</sup>.在合适条件下,还可将其他物质导入MWCNTs的空腔中,使其传导性能、电性能、磁性能和摩擦学性能等发生变化<sup>[8-9]</sup>.本课题组提出:将各种润滑剂填充到MWCNTs内制备MWCNTs复合物(简称复合物),再以复合物为添加剂制备纳米流体切削液,这一方面可以改善切削液的传热和润湿性能,另一方面,切削过程中复合物可将其中的润滑剂释放到切削区域,起到更好的润滑作用.一种切削区域润滑作用的模型如图1所示.

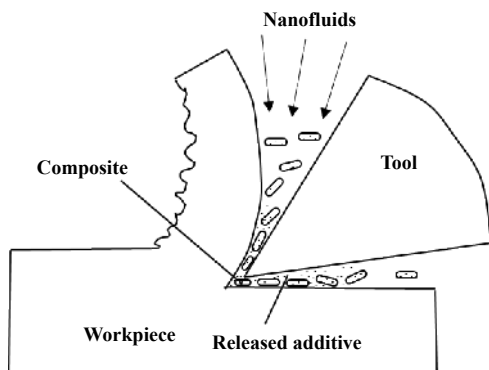


Fig. 1 Model for the lubrication mechanism of the nanofluid in cutting area

图1 聚合物纳米流体在切削区域的润滑作用模型

目前,对MWCNTs及其化学修饰物的摩擦学性能研究较多<sup>[10-14]</sup>,但尚无对这种内部填充型复合物的摩

擦性能的研究.本文中选用油酸作为被填充剂制备复合物,并利用复合物制备纳米流体,研究了复合物的浓度、MWCNTs的酸处理时间和摩擦测试条件等对纳米流体摩擦学性能的影响,并试图揭示摩擦过程中润滑剂的释放与润滑机理.本文研究结果将为纳米流体在切削中的应用提供理论基础,并对复合物在其他摩擦与润滑领域的应用提供参考.

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及纳米流体制备

(1) MWCNTs的酸化处理.多壁碳纳米管(质量分数>95%、内径20~50 nm)购自上海阿拉丁试剂公司,所购MWCNTs长径比较大,需先对MWCNTs进行酸化截短处理,以利于填充.酸化处理时,先将20 g MWCNTs投入800 ml的酸处理液中,酸处理液由浓硝酸、浓硫酸和双氧水组成,三者体积比3:1:1,混合后再用水1:1稀释;再将上述混合物在80 °C下加热回流2~12 h,同时施加磁力搅拌,转速为500 r/min;搅拌完成后,将混合物进行真空抽滤,所得滤饼在80 °C下烘干后球磨6 h,得到酸处理MWCNTs.

(2) 复合物的制备与表征.油酸由天津恒兴化学试剂制造有限公司提供.制备时,先利用200 ml无水乙醇溶解10 g油酸,再投入20 g的酸处理MWCNTs;将混合物装入球形瓶中抽真空至-0.06 MPa,同时在60 °C水浴温度下超声6 h;超声结束后将混合物进行真空抽滤,用无水乙醇反复清洗滤饼,以去除尚未被填充的油酸,再将所得滤饼在80 °C下烘干后球磨8 h,即可制得复合物.采用Nicolet 6700红外光谱仪(FTIR)分析复合物的红外光谱特征,KBr压片;采用FEI TECNAI G20透射电子显微镜(TEM)观察样品的微观结构,测试时加速电压200 kV;采用TG 6300型综合热分析仪测定复合物的热失重曲线,温升范围为100~800 °C,升温速率为20 °C/min.

(3) 纳米流体制备.制备纳米流体时,需采用表面活性剂作为分散剂,本文中优选非离子表面活性剂吐温-80和阴离子表面活性剂十二烷基苯磺酸钠的混合物(质量比7:3)作为复配型表面分散剂.为了排除其他添加剂对摩擦测试的影响,本文中简化纳米流体配方为表面活性剂+复合物或酸处理MWCNTs.首先配制复配表面活性剂的质量分数为0.5%的基础液,再称取

不同质量的酸处理MWCNTs或复合物添加到100 ml 基液中;最后将混合物在50 °C条件下机械搅拌30 min, 并经1 h的超声分散后制备出不同质量分数的纳米流体.

### 1.2 摩擦试验方法

四球试验在MMW- I 型万能摩擦磨损试验机上进行, 钢球为II级GCr15钢球( $\Phi$ 12.7 mm, HRC59~61). 首先, 配制油酸、酸处理MWCNTs、复合物(经酸处理8 h) 的质量分数均为0.1%的3组纳米流体, 测试样品在转速为1 000 r/min, 载荷分别为200、400、600和800 N时的摩擦系数. 其次, 配制复合物质量分数在0.01%~0.5%之间变化的纳米流体, 并测定样品在试验载荷为400 N、转速为1 000 r/min条件下的摩擦系数;最后, 利用酸处理时间分别为2、4、6、8、10和12 h的复合物, 制备质量分数为0.1%的7组样品, 并测定样品在试验载荷为400 N、转速1 000 r/min条件下的摩擦系数. 试验均在常温下进行, 摩擦测试时间30 min, 采用Zeiss Axio Scope. A1光学显微镜观察试球磨斑形貌并测量磨斑直径.

销-盘摩擦试验在兰州中科凯华CFT- I 型测试仪上进行, 上试样为直径 $\Phi$ =4 mm的GCr15钢销, 下试样

为GCr15钢环(外径 $\Phi$  = 76 mm, 内径 $\psi$  = 20 mm,  $h$  = 1 mm,  $R_a$  =1.5  $\mu$ m), 测试对象为三种添加剂质量分数均为0.1%的纳米流体, 测试时试验机转速为500 r/min, 载荷为200 N, 试样销回转半径15 mm, 试验在常温下进行, 测试时间20 min. 试验前后用丙酮超声清洗试样环, 采用S-4700型扫描电镜(SEM)分析磨损面的形貌, 采用AXIS Ultra DLD 型X 射线光电子能谱仪(XPS)分析磨损表面主要元素的结合能, 测试时电子通能为80 eV, 采用污染碳C1s的结合能284.8 eV作为内标.

## 2 结果与讨论

### 2.1 复合物的表征

#### 2.1.1 FTIR分析

图2为MWCNTs、酸处理MWCNTs、油酸和复合物的红外光谱图. 图2(b)中, MWCNTs在酸处理后出现了新的吸收峰, 如3 632和1 722  $\text{cm}^{-1}$ 波长附近, 这应归属于羟基、羧基等<sup>[15]</sup>, 表明酸处理后的MWCNTs端面键合了羟基、羧基等基团, 这有利于提高酸处理MWCNTs与基础液的亲和性, 提高其在基础液中的分散稳定性<sup>[16]</sup>;另外, 发现在1 543  $\text{cm}^{-1}$ 左右出现碳环结

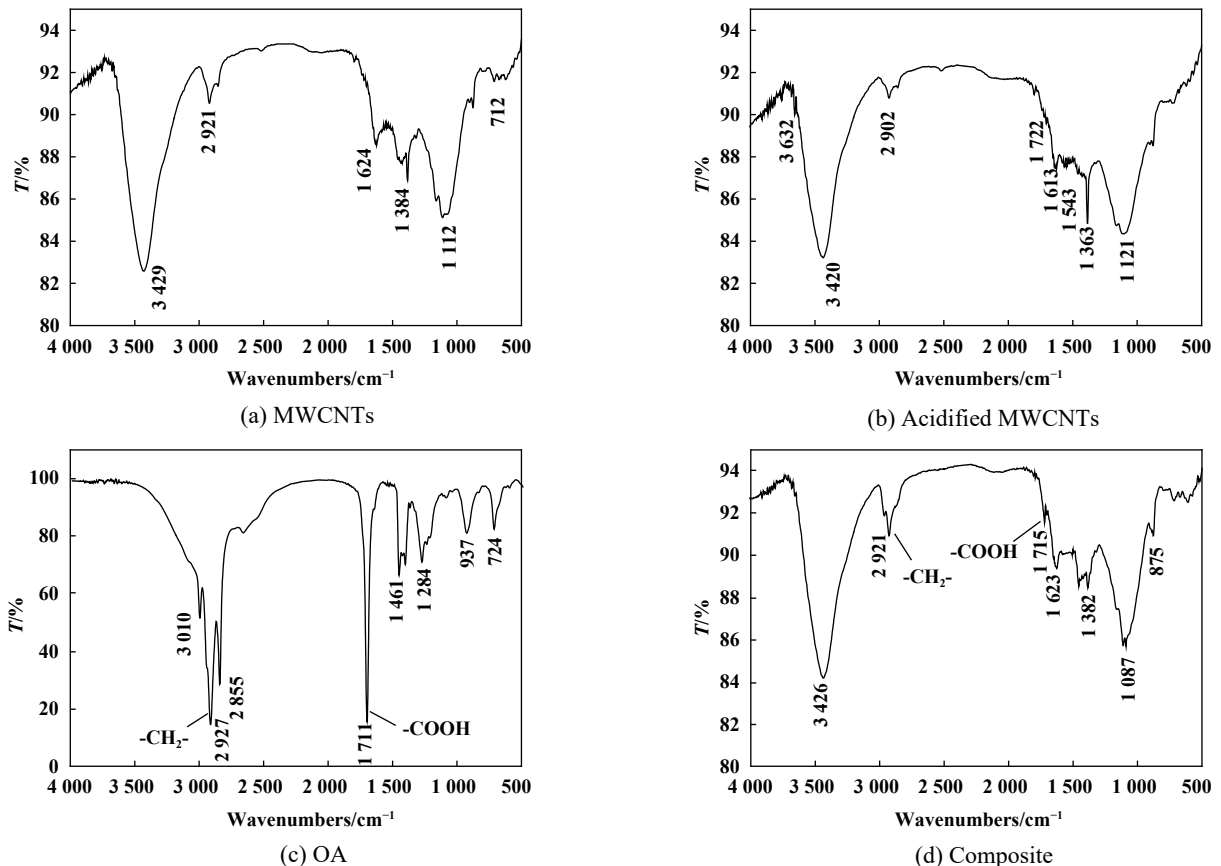


Fig. 2 FTIR spectrum of MWCNTs, acidified MWCNTs, oleic acid and the composite

图 2 MWCNTs、酸处理MWCNTs、油酸和复合物的红外光谱图



构的平面吸收峰,证明酸处理后MWCNTs的管状结构得到了保存,这是管内能够填充油酸的前提.图2(d)中,油酸的基团 $-\text{CH}_2-$ 、 $-\text{COOH}$ 的特征吸收峰 $2927$ 和 $1711\text{ cm}^{-1}$ 均有出现,也未发现明显的新特征峰,复合物的特征峰形为酸处理MWCNTs和油酸峰形的部分叠加,表明填充过程中油酸和MWCNTs之间主要发生物理结合.

### 2.1.1 TEM分析

图3(a~c)分别为MWCNTs、酸处理MWCNTs和复合物的TEM影像.图3(a)可见MWCNTs的中空结构;图3(b)中,酸处理MWCNTs管的端面有阴影区域存在,这是由于MWCNTs被酸处理截短后,其端面被羧基、羟基等基团修饰,使得碳的浓度得到提高.图3(c)中,所观测区域的MWCNTs管内存在被填充的油酸,这直观地证实了复合物的形成.填充过程利用毛细管作用驱动力诱导润滑剂进入MWCNTs内腔,其前提是润滑剂与MWCNTs管内表面的作用力足够大,使二者发生浸润作用<sup>[17]</sup>.根据Laplace方程推导的液-固界面上接触角与表面张力的关系公式(1),以及气-液界面压力差的公式(2)<sup>[18]</sup>:

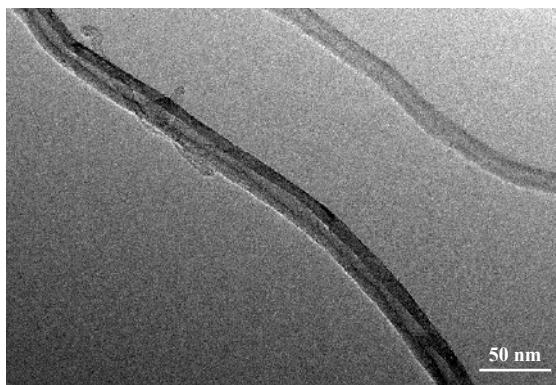
$$\cos\theta = (\gamma_{sv} - \gamma_{sl})/\gamma \quad (1)$$

$$P = 2\gamma\cos\theta/r \quad (2)$$

式中: $\theta$ 为液-固界面接触角, $\gamma$ 为液体表面张力, $\gamma_{sv}$ 为固-气界面表面张力; $\gamma_{sl}$ 为固-液界面表面张力, $r$ 为曲率半径.其中接触角 $\theta$ 决定了MWCNTs能否被润滑剂浸润并发生毛细作用,当 $\theta > 90^\circ$ 时,气-液界面的压力差 $\Delta P$ 为负值,无法发生浸润作用,只有当 $\theta < 90^\circ$ 时,浸润现象才能发生,填充作用才能进行.表面张力 $\gamma_{sv}$ 越小, $\theta$ 越小, $\Delta P$ 越大,润滑剂越容易被填充进MWCNTs管中.因此,只有表面张力低于 $100\sim 200\text{ mN/m}$ 的物质,如水、乙醇和酸类等才能在一定条件下被填充入MWCNTs管中.本文中用油酸表面张力 $33.8\text{ mN/m}$ ,被溶解到无水乙醇中后,进一步减小了油酸本身的表面张力,使其在超声搅拌的条件下更易于通过毛细管效应进入管内,而后续的加热使无水乙醇挥发,管内的油酸则得到保留.但除了管内的油酸外,还有一部分油酸分子结构在MWCNTs的端面外,图3(d)则给出了一种复合物的模型.

### 2.1.3 热重与差热分析

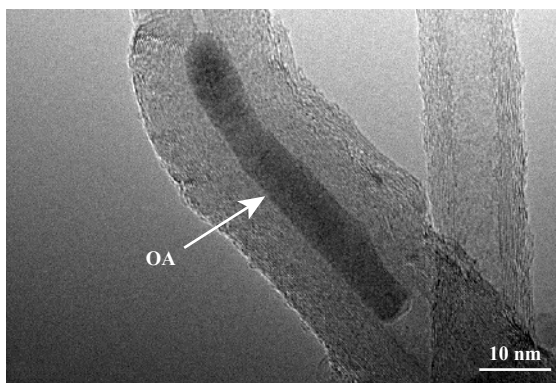
图4(a)和图4(b)分别为MWCNTs、酸处理MWCNTs



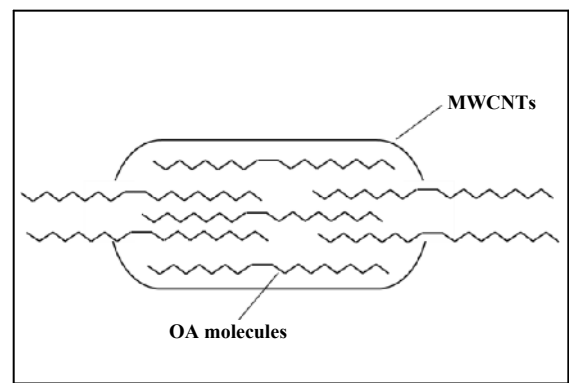
(a) MWCNTs



(b) Acidified MWCNTs



(c) Composite



(d) Model of composite

Fig. 3 TEM micrographs of MWCNTs, acidified MWCNTs, the composite and a molecular model of the composite

图3 MWCNTs、酸处理MWCNTs、复合物的TEM影像和复合物的一种分子模型

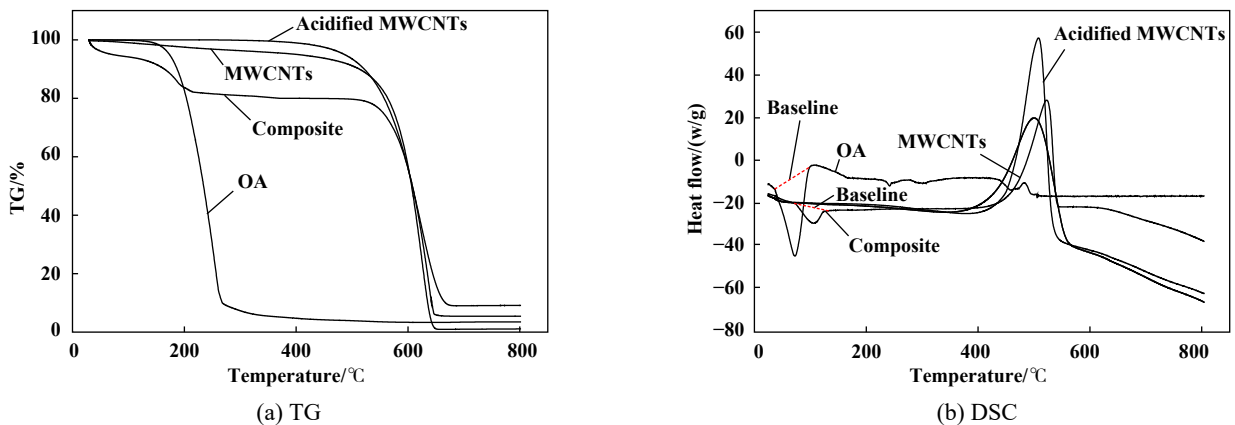


Fig. 4 The TG and DSC curves of MWCNTs, acidified MWCNTs, OA and the composite

图4 MWCNTs、酸处理MWCNTs、油酸和复合物的TG与DSC曲线

和复合物的热重分析(TG)和差热分析(DSC)结果. 图4(a)中, MWCNTs和酸处理MWCNTs的具有较为相似的热失重过程, 复合物在100~200 °C温度范围内有较为明显的失重过程, 这是复合物中的油酸受热逸出的结果. 另外, 油酸在MWCNTs中的填充率( $\eta$ )可以根据相变潜热公式(3)来计算<sup>[19]</sup>:

$$\eta = \frac{H_f}{H_p} \times 100\% \quad (3)$$

其中:  $H_f$ 为复合物中油酸的相变潜热,  $H_p$ 为相同质量油酸的相变潜热, 单位均为J/g. 图4(b)的DSC曲线中, 油酸和复合物在低温时均有1次明显的相变吸热过程, 该过程中的相变潜热值可通过DSC曲线与基线所围成的峰面积进行计算, 由此求得复合物中油酸的相变潜热为37.85 J/g, 而相同质量油酸的相变潜热为181.25 J/g, 因此可以算出油酸的填充率为20%左右.

## 2.2 纳米流体的摩擦学性能

### 2.2.1 摩擦试验载荷的影响

图5为不同载荷下两种纳米流体和油酸乳化液的摩擦系数随时间变化的趋势. 可见摩擦过程中油酸乳化液的摩擦系数变化不大, 摩擦状态较为平稳, 这是由于在低载荷下, 油酸分子易吸附在摩擦界面上形成物理吸附膜; 较高载荷下, 油酸分子中的极性基团易与金属反应生成化学反应膜起到润滑作用, 因此油酸润滑液具有较好的润滑性能<sup>[20-21]</sup>. 在不同载荷下, 酸处理MWCNTs纳米流体的摩擦系数比油酸乳液的高, 在较低载荷下的摩擦状态较稳定, 但在较高载荷下摩擦系数波动较大. 有研究认为, MWCNTs在摩擦副表面可以有效滚动, 从而起到“微轴承”的作用, 降低摩擦系数<sup>[22-24]</sup>, 但MWCNTs缺乏有效的、起润滑作用的基团, 且化学性质较为稳定, 因而同等含量情况下, 其润滑效果不如油酸.

在初始阶段, 复合物纳米流体的摩擦系数波动较大, 此时表现的应是MWCNTs的摩擦特性. 随着摩擦的进行, 复合物纳米流体的摩擦系数趋于平稳, 且有逐渐减小的趋势, 最后甚至低于油酸乳化液的摩擦系数, 这主要是由于复合物在摩擦区域被挤压、剪切, 其内部的油酸被释放, 并起到了促进减摩的作用.

### 2.2.2 添加剂质量分数的影响

图6为复合物和酸处理MWCNTs的质量分数对所制备纳米流体摩擦系数和磨斑直径(WSD)的影响. 可见, 随着含量的增大, 两种纳米流体的摩擦系数呈先减小后增大的趋势, 磨斑直径也有相似的变化趋势, 碳管的最佳质量分数在0.1%左右. 这是由于碳管含量较高时, 作用于摩擦区域的碳管粒子增多, 所起到的“微轴承”润滑作用越明显; 但含量过高会造成碳管的团聚和沉积<sup>[25]</sup>, 反而会导致摩擦区域的碳管减小, 使得摩擦系数增大, 磨损加剧.

### 2.2.3 MWCNTs酸处理时间的影响

图7是MWCNTs的酸处理时间对纳米流体摩擦系数和磨斑直径的影响. 可见, 随着酸化处理时间的增加, 摩擦系数和磨斑直径的值均有减小的趋势. 这是由于MWCNTs酸处理时间越长, 碳管的长径比越小, 油酸对MWCNTs的填充、修饰越充分. 这一方面使得复合物本身的减摩性能得到提高, 另一方面使复合物在基础液中的分散性稳定性得到提高, 纳米粒子在基液中分散更均匀, 摩擦时起有效润滑作用的复合物粒子越多, 从而提高了纳米流体的摩擦学性能. 但酸处理时间过长会影响MWCNTs的结构完整性, 影响油酸在碳管中的填充, 因此, 酸处理时间也不宜过长, 以8 h左右为宜<sup>[25]</sup>.

## 2.3 复合物的润滑机理

图8为油酸乳化液、酸处理MWCNTs和复合物纳

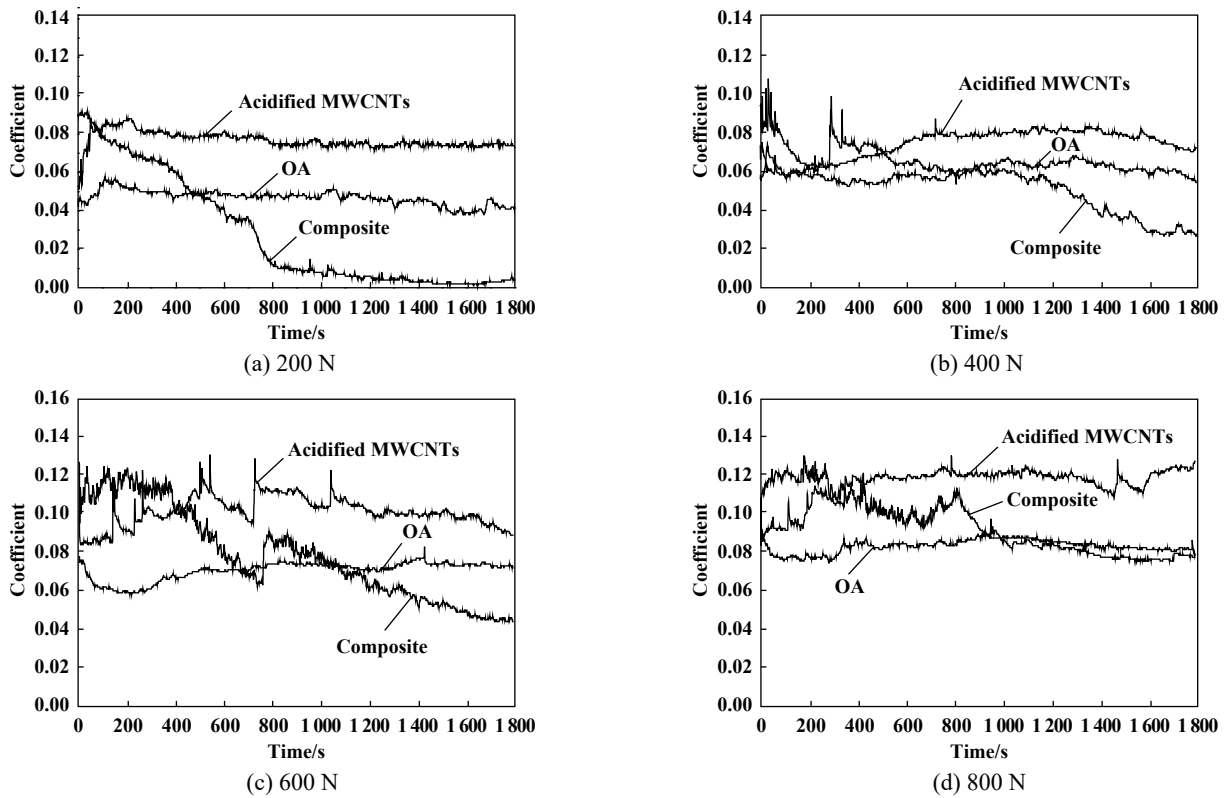


Fig. 5 The effects of the test load on the friction coefficients of two nanofluids and the emulsion of OA

图5 测试载荷对两种纳米流体和油酸乳化液摩擦系数的影响

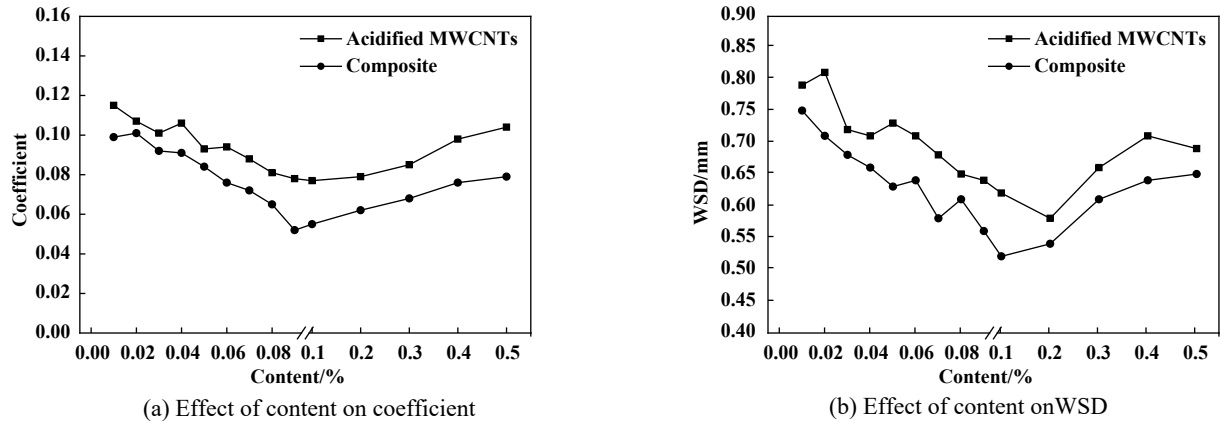


Fig. 6 The effect of the content of acidified MWCNTs and composite on the coefficient and *WSD* of the nanofluids

图6 复合物和酸处理MWCNTs的含量对纳米流体摩擦系数和磨斑直径影响

米流体润滑条件下试样盘磨损区域形貌的SEM照片. 图8(a)中, 油酸乳化液润滑条件下的磨损表面较为粗糙, 表层出现黏着磨损导致的剥落层. 图8(b)中, 酸处理MWCNTs纳米流体润滑条件下的磨损表面较为光滑、一致, 这主要是由于MWCNTs的“微轴承”效应起到了隔离、抛光的作用, 另外还发现在磨损表面凹坑中可能存在MWCNTs的沉积现象(如箭头所指处). 图8(c)中, 复合物纳米流体润滑条件下磨损区域的表面质量有进一步改善, 其表面也有MWCNTs沉积区域

的存在.

对GCr15钢表面和图8中的磨损面进行了XPS能谱分析, 以进一步研究润滑层的形成过程. XPS能谱的分峰结果如图9所示, 表1则列出了各被测面上主要元素的相对含量. 由图9可见, GCr15钢表面C1s和O1s的峰形较为单一, 主要归属于污染碳、C-Fe和O-Fe等中的种类. 油酸乳化液作用时, C1s和O1s能谱中有新的峰形出现, 在288.4和531.5 eV的峰位处、归属于-COOH基团的峰形尤为明显; 表1中, 与GCr15钢



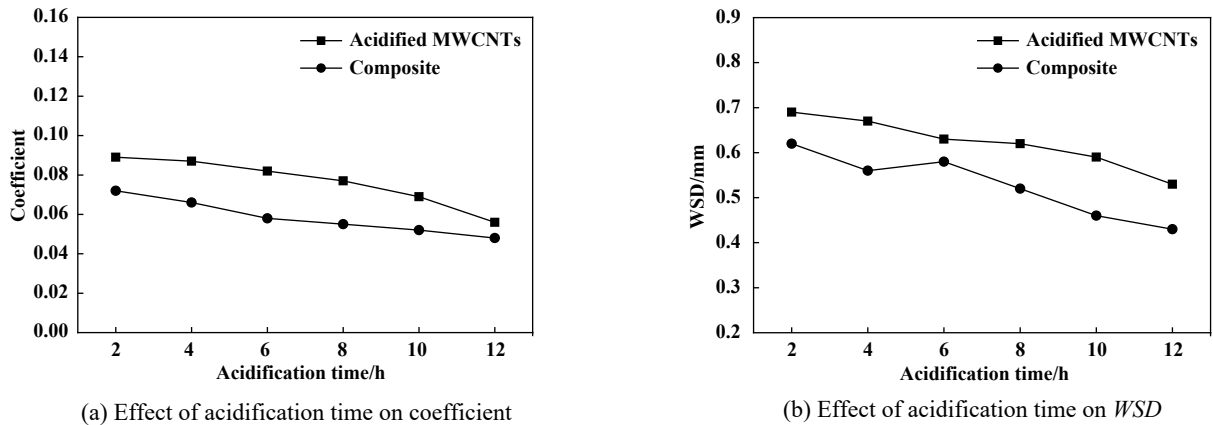


Fig. 7 The effect of acidification time on the coefficient and WSD of the nanofluids

图7 酸化处理时间对纳米流体摩擦系数和磨斑直径影响

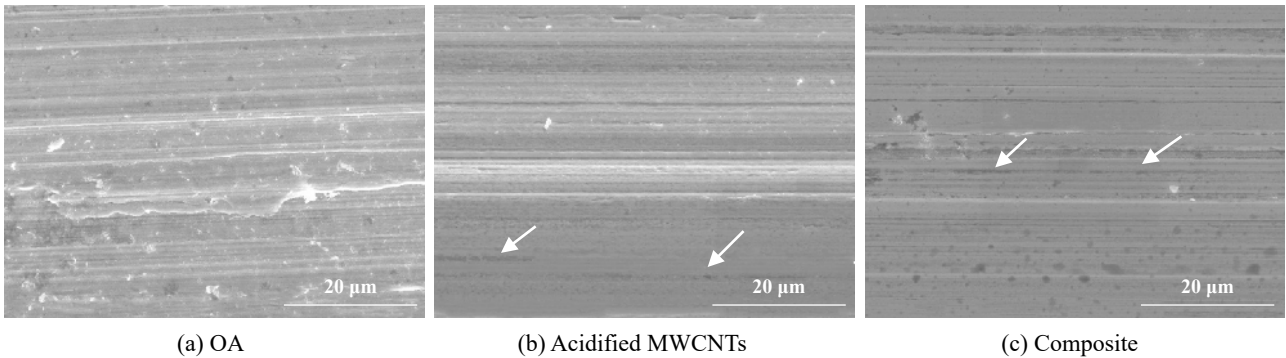
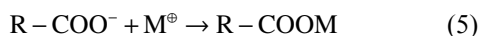
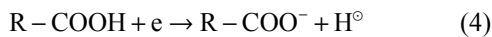


Fig. 8 SEM morphology of the worn surface under different nanofluids

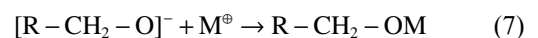
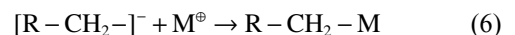
图8 不同纳米流体作用下磨损表面形貌的SEM照片

表面相比, 油酸乳化液作用下磨损面上C和O的相对含量分别提高了23.4%和25.7%, 这充分证明了油酸中的羧基在摩擦界面上的化学吸附. 阴离子作用机理(NIRAM)可以用来解释油酸的化学吸附过程: 摩擦时, GCr15钢表面释放低能电子, 并在表面微凸体处形成带正电的活性中心, 外逸电子与靠近摩擦面的羧酸分子形成阴离子和自由基, 阴离子吸附在活性中心上形成羧酸皂R-COOM<sup>[26-28]</sup>. 该过程可用式(4)和(5)来表示.



对MWCNTs纳米流体作用下磨损表面上碳和氧的能谱进行分峰处理, 得到的拟合峰值284.6、286.1和288.5 eV左右的峰形应分别归属于C-C、C-O和C=O中的碳种类, 而拟合峰值529.8和532.6 eV应分别归属于C=O和C-O中的氧种类. 与GCr15钢表面相比, MWCNTs纳米流体润滑作用下磨损面上C和O的相对含量分别提高了64.3%和14.9%. 摩擦过程中, MWCNTs主要起“微轴承”的作用, 但有部分MWCNTs在摩擦剪切作用下发生破裂, 所形成的分子片段会在摩擦界

面上可能发生式(6)和(7)的摩擦化学反应, 形成化学吸附膜. 总之, 摩擦过程中MWCNTs的沉积、吸附导致C元素相对含量的显著提升, 这也进一步增强了复合物的减摩效果.



复合物纳米流体起润滑作用时, 磨损面上的C1s和O1s能谱中也有新的峰形出现, 能谱中表征C=O/C-O的小峰形要较MWCNTs纳米流体作用时的强, 但较油酸乳化液作用时的弱, 表明复合物所形成的润滑层主要表现出MWCNTs作用时的特征, 但也具有油酸乳化液作用时的特点. 表1中, 复合物纳米流体润滑条件下磨损面上C含量得到进一步提升, Fe的相对含量最低, O的含量介于油酸和MWCNTs单独作用结果之间. 上述分析证明复合物作用时磨损面上形成了更充分的润滑层, 且润滑层的成分和性质介于油酸和MWCNTs单独作用时所形成的润滑层之间.

结合摩擦化学的基本理论, 本文中给出了一种复合物作用于摩擦界面时所形成的润滑层的模型, 如图10

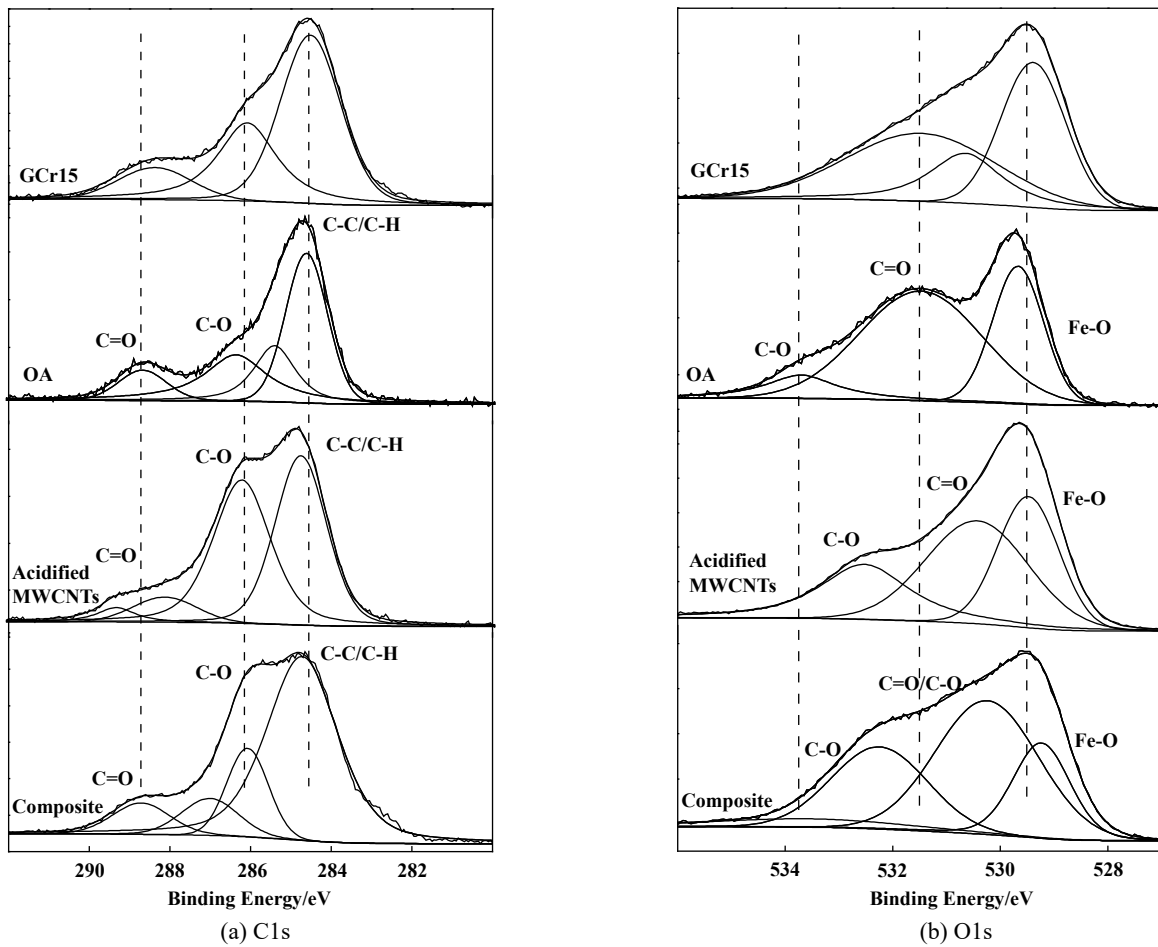


Fig. 9 The XPS spectra of GCr15 steel surface and the worn surface under lubrication of different nanofluids  
图9 GCr15钢表面和不同纳米流体作用下磨损表面C1s和O1s的XPS能谱

表1 GCr15钢表面以及不同纳米流体作用下磨损面上主要元素的相对含量

Table 1 The relative elements content on GCr15 steel surface and wear surface under lubrication of different nanofluids

Elements	Relative Content / %			
	GCr15	OA	Acidified MWCNTs	Composite
C	19.17	23.65	31.49	33.75
O	35.22	44.26	40.46	41.57
Fe	44.24	30.64	26.54	23.23
Cr	1.37	1.45	1.51	1.45

所示. 推测摩擦过程中润滑层的形成机理如下: (I) 复合物所释放出油酸, R-COOH等基团通过物理/化学吸附形成润滑膜起到润滑作用; (II) 部分MWCNTs在摩擦剪切作用下发生破裂, 所产生的碎片基团如R-CH<sub>2</sub>-、R-O-等吸附在摩擦界面上, 也能够形成润滑膜, 起到进一步的润滑效果; (III) 复合物能在上述已形成润滑膜之上发挥“微轴承”的作用, 从而增强了润滑效果. 复合物的摩擦学特性, 以及所形成的润滑层的成分和性质兼具油酸和MWCNTs单独作用时的特点, 在油酸

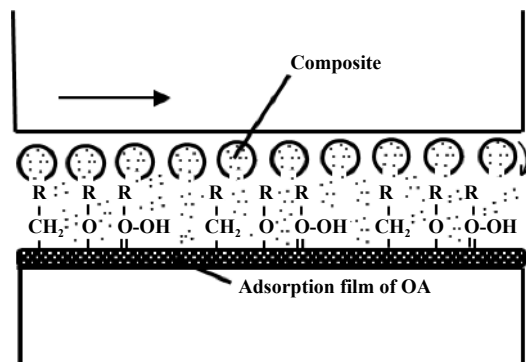


Fig. 10 The model of the lubrication layer formed by the composite

图10 复合物作用下润滑层的模型

得到充分释放后, 它们在摩擦界面形成了一种复合型润滑层, 起到更加优良的减摩效果.

### 3 结论

a. 润滑剂油酸被成功填充到经酸化处理的MWCNTs管内, 填充率约为20%.

b. 摩擦过程中, 利用复合物制备的纳米流体的摩擦系数有逐渐减小的趋势, 且在不同载荷下, 其减摩效果甚至优于油酸乳化液。

c. 当复合物的质量分数为0.1%左右时, 纳米流体能够取得较好的减摩、抗磨效果; 随着酸化处理时间的增加, 复合物纳米流体的减摩、抗磨效果越好。

d. 摩擦过程中, 复合物能释放出其中的油酸润滑剂, 油酸通过物理/化学吸附形成润滑膜, 复合物在已有润滑膜之上起到“微轴承”的作用, 最终形成的复合型润滑层使得复合物获得更加优良的减摩、抗磨效果。

### 参考文献

- [1] Jerry P B. Metalworking fluids[M]. Florida: CRC Press, 2006.
- [2] Choi S U S, Eastman J A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles[C]. In International Mechanical Engineering Congress and Exhibition. San Francisco, USA, 1995.
- [3] Mohamed O, Amarpreet S, Rashmi W, et al. Recent developments and performance review of metal working fluids[J]. Tribology International, 2017, 114: 389–401. doi: [10.1016/j.triboint.2017.04.050](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.04.050).
- [4] Li B K, Li C H, Zhang Y B, et al. Heat transfer performance of MQL grinding with different nanofluids for Ni-based alloys using vegetable oil[J]. Journal of Cleaner Production, 2017, 154: 1–11. doi: [10.1016/j.jclepro.2017.03.213](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.03.213).
- [5] Amrita M, Srikant R R, Sitaramaraju A V, et al. Preparation and characterization of properties of nanographite-based cutting fluid for machining operations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, 2014, 228(3): 243–252. doi: [10.1177/1350650113502003](https://doi.org/10.1177/1350650113502003).
- [6] Jiang Peng, Yao Kefu. Investigation on tribological properties of lubricating oil with carbon nanotubes additive[J]. Tribology, 2005, 25(5): 394–397 (in Chinese) [姜鹏, 姚可夫. 碳纳米管作为润滑油添加剂的摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(5): 394–397]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2005.05.003](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2005.05.003).
- [7] Li Minxian, Deng Xianqin, Guo Peikang, et al. Tribological properties and mechanism of carbon nanotubes in grease[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(4): 120–126 (in Chinese) [厉敏宪, 邓先钦, 郭培康, 等. 碳纳米管在润滑脂中的摩擦学性能及机制研究[J]. 润滑与密封, 2019, 44(4): 120–126]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2019.04.020](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2019.04.020).
- [8] Shi L, He Y R, Hu Y W, et al. Controllable natural convection in a rectangular enclosure filled with Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>@CNT nanofluids[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 140: 399–409. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.104](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.104).
- [9] Yuba R P, Li W Z. Synthesis, properties, and applications of carbon nanotubes filled with foreign materials: a review[J]. Materials Today Physics, 2018, 7: 7–34. doi: [10.1016/j.mtphys.2018.10.002](https://doi.org/10.1016/j.mtphys.2018.10.002).
- [10] Gong K L, Wu X H, Zhao G Q, et al. Tribological properties of polymeric aryl phosphates grafted onto multi-walled carbon nanotubes as high-performances lubricant additive[J]. Tribology International, 2017, 116: 172–179. doi: [10.1016/j.triboint.2017.07.010](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.07.010).
- [11] Qian S H, Wang H Y, Huang C H, et al. Experimental investigation on the tribological properties of modified carbon nanotubes[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(3): 499–505. doi: [10.1108/ILT-05-2017-0138](https://doi.org/10.1108/ILT-05-2017-0138).
- [12] Nie P, Min C Y, Song H J, et al. Preparation and tribological properties of polyimide/carboxyl-functionalized multi-walled carbon nanotube nanocomposite films under seawater lubrication[J]. Tribology Letters, 2015, 58: 7. doi: [10.1007/s11249-015-0476-7](https://doi.org/10.1007/s11249-015-0476-7).
- [13] Zhang W, Ma G J, Wu C W. Anti-friction, wear-proof and self-lubrication application of carbon nanotubes[J]. Reviews on Advanced Materials Science, 2014, 36(1): 74–87.
- [14] Ge X Y, Xia Y Q, Feng X. Influence of carbon nanotubes on conductive capacity and tribological characteristics of poly (ethylene glycol-ran-propylene glycol) monobutyl ether as base oil of grease[J]. Journal of Tribology, 2016, 138(1): 011801-1–6.
- [15] Wen Shifu, Xu Yizhuang. Fourier transform infrared spectroscopy[M]. Beijing: Chemistry Industry Press, 2016: 287–345(in Chinese) [翁诗甫, 徐怡庄. 傅里叶变换红外光谱分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2016: 287-345].
- [16] Nurettin S, Muammer K. Stabilization of the aqueous dispersion of carbon nanotubes using different approaches[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2018, 8: 411–417. doi: [10.1016/j.tsep.2018.09.011](https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.09.011).
- [17] Ajayan P M, Iijima S. Capillarity induced filling of carbon nanotubes[J]. Nature, 1993, 361: 333–335. doi: [10.1038/361333a0](https://doi.org/10.1038/361333a0).
- [18] Dujardin E, Ebbesen T W, Hiura H, et al. Capillarity of carbon nanotubes[J]. Science, 1994, 265: 1850–1852. doi: [10.1126/science.265.5180.1850](https://doi.org/10.1126/science.265.5180.1850).
- [19] Ding Enyong, Liang Xuehai. Derivation of latent heat formula in differential scanning calorimetry[J]. Journal of Instrumental Analysis, 1999, 18(1): 52–54 (in Chinese) [丁恩勇, 梁学海. 差示扫描量热法中相变潜热公式的推导[J]. 分析测试学报, 1999, 18(1): 52–54]. doi: [10.3969/j.issn.1004-4957.1999.01.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.1004-4957.1999.01.016).
- [20] Majzner M, Kajdas C K. Reactions of carboxylic acids under boundary friction conditions[J]. Tribologia, 2003, 34: 63–80.
- [21] Lu R G, Shigeyuki M, Hiroshi T. Low friction properties of associated carboxylic acids induced by molecular orientation[J]. Tribology International, 2017, 113: 36–42. doi: [10.1016/j.triboint.2016.10.042](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.042).
- [22] Liu Chun, Xia Yanqiu, Cao Zhengfeng. Conductivity and tribological properties of carbon nanotubes in grease[J]. Tribology, 2015, 35(4): 393–397 (in Chinese) [刘椿, 夏延秋, 曹正锋. 碳纳米管在润滑脂中的导电性和摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 393–397].

- [23] Miyoshia K, Street Jr K W, Vander Wal R L. Solid lubrication by multiwalled carbon nanotubes in air and in vacuum[J]. *Tribology Letters*, 2005, 19(3): 191–201. doi: [10.1007/s11249-005-6146-4](https://doi.org/10.1007/s11249-005-6146-4).
- [24] Dai W, Bassem K, Hong G, et al. Roles of nanoparticles in oil lubrication[J]. *Tribology International*, 2016, 102: 88–98. doi: [10.1016/j.triboint.2016.05.020](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.020).
- [25] Guan J J, Wang J, Lv T, et al. Dispersion stability and enhanced heat transfer of cutting use nanofluids prepared by composite of carbon nanotubes and dialkyl pentasulfide[J]. *Materials Research Express*, 2019, 6(8): 085633. doi: [10.1088/2053-1591/ab28f3](https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab28f3).
- [26] Kajdas C K. Importance of the triboemission process for tribochemical reaction[J]. *Tribology International*, 2005, 38(3): 337–353. doi: [10.1016/j.triboint.2004.08.017](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.08.017).
- [27] Fischer D A, Hu Z S, Hsu S M. Tribochemical and thermochemical reactions of stearic acid on copper surfaces in air as measured by ultrasoft X-ray absorption spectroscopy[J]. *Tribology Letters*, 1997, 3(1): 35–40. doi: [10.1023/A:1019109407863](https://doi.org/10.1023/A:1019109407863).
- [28] Rashi G, Amzad K, Om P K. Fatty acid-derived ionic liquids as renewable lubricant additives: effect of chain length and unsaturation[J]. *Journal of Molecular Liquids*, 2020, 301(1): 112322.



DOI: 10.16078/j.tribology.2019176

# 椭圆形织构摩擦片在核电站安全制动器 中作用机理的数值研究

侯硕\*, 贺韶, 邓玺, 奚琛, 路广遥, 陈帅  
(中广核研究院有限公司, 广东 深圳 518124)

**摘要:** 核电站安全制动器基于高精度、高可靠性设计, 而摩擦片是安全制动器功能执行的核心零件, 其摩擦性能影响核电站设备的安全性和经济性. 本文作者将椭圆织构应用于安全制动器的摩擦片中, 通过数值方法研究了椭圆织构摩擦片在电磁制动器中的作用机理; 建立椭圆织构摩擦片分析模型, 同时利用有限元法求解摩擦片端面的压力分布情况, 并研究了椭圆倾斜角、长细比、织构深度和摩擦面间隙变化对压力分布的影响规律. 结果表明: 增加椭圆织构的长细比可以有效地降低摩擦面的磨损; 椭圆织构倾斜角为 $45^\circ$ 时, 气膜承载力最大, 可以有效降低摩擦面的磨损; 椭圆织构太深或太浅均会增加摩擦面的磨损, 当深度为 $1\ \mu\text{m}$ 时, 可以起到很好的减磨效果; 椭圆织构产生较大的气膜承载力从而增大间隙, 但气膜承载力随摩擦片间隙增加而减小, 因而使摩擦片间隙固定在一定范围, 既减少了磨损又保证了设备的稳定运行. 本文中涉及的数值研究为完善电磁制动器中的椭圆织构摩擦片设计提供解决方法, 后续在产品样机中应用并通过了寿命试验验证.

**关键词:** 安全制动器; 摩擦片; 微椭圆织构; 气膜; 核电站  
**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)03-0299-06

## Numerical Study on the Mechanism of Friction Lining with Micro-Elliptical Texture in Safety Brake of Nuclear Power Plant

HOU Shuo\*, HE Shao, DENG Xi, XI Chen, LU Guangyao, CHEN Shuai

(China Nuclear Power Technology Research Institute, Guangdong Shenzhen 518124, China)

**Abstract:** The frictional performance of safety brake used in nuclear power plant affects the safety and economy of nuclear power plant equipment. In this study, the micro-ellipse texture was applied to the friction lining of safety brake. The mechanism of electromagnetic brake's friction lining with elliptical texture was studied by numerical method. The analysis model of friction lining with micro-ellipse texture was established, at the same time, the pressure distribution on the surface of the friction lining was solved by the finite element method. The influence of ellipse inclination angle on the pressure distribution was studied, which provided the basis for perfecting the design of the friction lining with elliptical texture in the electromagnetic brake.

**Key words:** safety brake; friction lining; micro-elliptical texture; gas film; nuclear power plant

### 1 Introduction

Safety brakes are typically used in critical transportation equipment, e.g. fuel-operated equipment, in the nuclear power plant. They are of crucial importance, because the vast majority of them are related to nuclear

safety. Safety brakes are designed based on high-precision, high-reliability. The friction linings, which are the core components in safe brakes, suffer wear inevitably in the rotor operation. Hence, the service life of the friction lining is reduced.

Surface texture technology provides an effective

Received 20 September 2019, revised 15 January 2020, accepted 17 February 2020, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: hou\_shuo@cgnpc.com.cn, Tel: +86-18118787950.

way to solve the friction and wear problems. Cong et al<sup>[1-2]</sup> processed out of different diameter and spacing of the micro-circular texture in the friction lining surface based on the bionic non-smooth theory, and found that this type of friction lining has a significant anti-wear effect. Bai et al<sup>[3-6]</sup> carried out studies on the dynamic coefficients of gas film stiffness and damping as well as the amplitude frequency characteristic by numerical calculation with the perturbation method, and found that the elliptical texture was beneficial to improve the dynamic pressure effect of the dry gas seal, thus improving the opening force. This kind of texture can effectively reduce the contact of friction surface and thus reduce the wear. Andy and Lian<sup>[7]</sup> use the genetic algorithm to carry out the clutch friction lining structure optimization by MATLAB, thus the volume of the friction lining was reduced. Chen et al<sup>[8]</sup> use the circular iteration method to optimize the shape parameters of the elliptical texture and analyze the influence of piston motion velocity on the friction characteristics of the texture surface. Therefore, the micro-elliptical texture can be applied to the electromagnetic brake friction lining in order to achieve the purpose of reducing wear and controlling friction on the friction lining surface. However, the literature published in the current research in this area has not yet been reported. So it is of great significance that the reliability and life of safety brake can be improved by adopted the micro-elliptical texture.

In this paper, the mechanism of the electromagnetic brake friction lining with micro-ellipse texture was studied by numerical method. First, the micro-elliptical textured friction lining analysis model was established. Secondly, the finite element method was used to solve the pressure distribution on the surface of the friction lining, and the influence of the elliptical inclination angle on the pressure distribution was studied to develop the design theory of micro-elliptical textured friction lining in electromagnetic brakes and guide upgrading of the products.

## 2 Theoretical model

### 2.1 Geometric model

The structure of electromagnetic safety brake is shown in Fig.1, mainly including the stator, armature,

rotor and spline housing. When the power is on, the armature is absorbed by the stator and the inner springs of the stator are compressed. There is a reasonable gap between the armature and the rotor. When the rotor rotates with the spline housing, the brake is opened. When the accident occurs, the brake is de-energized. And then the compression springs in the stator release, the stator and armature are separated. The armature presses against the friction lining of the rotor by spring force, and this produces a braking force which is transmitted to the load through the spline housing.

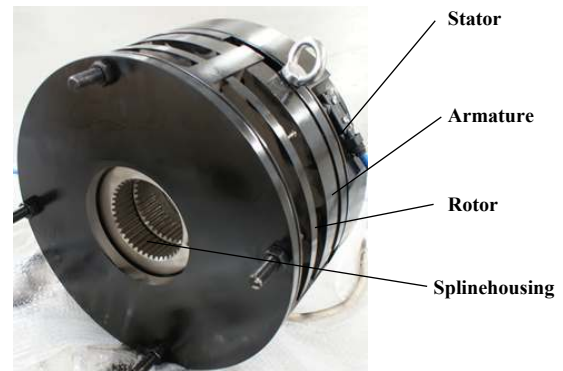


Fig. 1 Electromagnetic brake structure diagram

In order to reduce the wear of the friction lining, the micro-elliptical texture was produced on its surface. The distribution of micro-elliptical textures on the friction lining is shown in Fig.2. The radial micro-elliptical textured column as a unit of calculation is shown in Fig.3.

As shown in Fig.3, the area density of the elliptical texture on the friction lining is as follows:

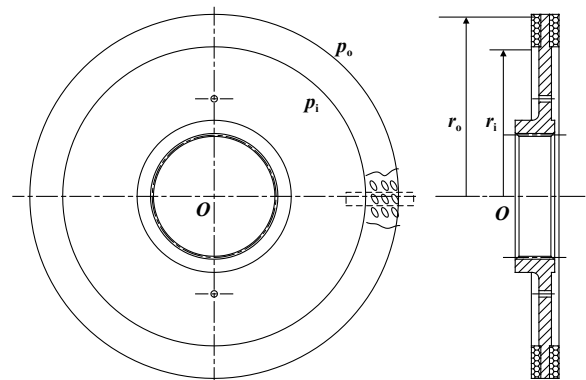


Fig. 2 Schematic diagram of the distribution of micro-elliptical textures on the friction lining

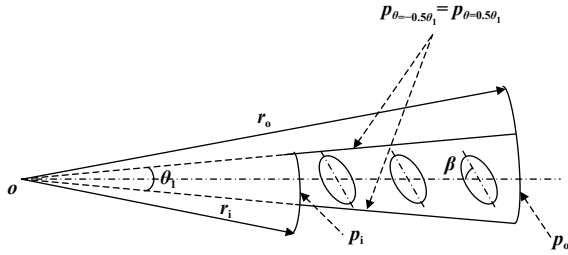


Fig. 3 Radial micro-elliptical textured columns and boundary conditions

$$S_p = \frac{n_\theta n_r ab}{r_o^2 - r_i^2} \quad (1)$$

where  $n_\theta$  and  $n_r$  are the number of circumferential and radial elliptical textures, respectively;  $a$  and  $b$  are long axial radius and short axial radius of the elliptical textures;  $r_o$  and  $r_i$  are the outer radius and inner radius of friction lining, respectively.

According to the literature<sup>[5]</sup>, the directivity of the micro-ellipse texture can be characterized by the slenderness ratio  $\gamma$  and the inclination angle  $\beta$ . The slenderness ratio  $\gamma$  can be defined as:

$$\gamma = \frac{a}{b} \quad (2)$$

### 2.2 The gas film thickness equation

The gas film thickness equation is as follows:

$$h(x, y) = \begin{cases} h_0 + h_p & (x, y) \in \text{texture area} \\ h_0 & (x, y) \in \text{non-texture area} \end{cases} \quad (3)$$

where  $h_0$  is the gas film thickness in the non-texture area, and the  $h_p$  is the depth of texture.

### 2.3 Control equation of gas film

When the pressure distribution of gas film is solved, the gas is considered flowing continuously and the effect of rarefaction can be ignored. The following basic assumptions can be made according to the friction and wear problem of the friction lining in this paper<sup>[9]</sup>:

- (1) The gas flow between the friction surfaces is laminar and the phase transformation does not occur.
- (2) The gas is Newtonian fluid.
- (3) The influence of volume force and inertial force is neglected.
- (4) The influence of friction surface roughness on flow is ignored.

The control equation for the gas in the friction surface thickness can be expressed by the Reynolds equation as follows:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_x}{2} \frac{\partial(ph)}{\partial x} + \frac{U_y}{2} \frac{\partial(ph)}{\partial y} \quad (5)$$

where  $(x, y)$  is the coordinate in the rectangular coordinate system,  $U_x, U_y$  is the velocity along the  $x$  and  $y$  directions respectively,  $p$  is pressure of gas film.  $\mu$  is viscosity of gas film,  $h$  is thickness of gas film.

### 2.4 The mesh of a micro-elliptical textured cell

In order to express the mesh of the gas film clearly, the micro-elliptical textured cell is shown in Fig.4. The fine mesh is used in micro-elliptical texture area (area 2), and the coarse mesh is used in non-texture area (area 1). In this way, the calculation accuracy can be well ensured.

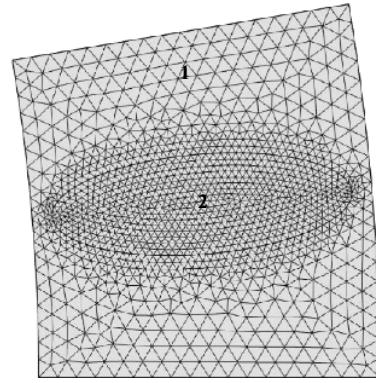


Fig. 4 The mesh of a texture cell for gas film

### 2.5 Boundary conditions

Fig.3 shows the boundary condition. The inner and outer pressure at the inner and outer diameter of the gas film is equal to the atmospheric pressure  $P_a$ , which can be expressed by Eq. (6). The periodic boundary condition is expressed by Eq. (7).

$$p_i = p_o = p_a \quad (6)$$

$$p(r, \theta = -0.5\theta_1) = p(r, \theta = 0.5\theta_1) \quad (7)$$

### 2.6 Load capacity

Load capacity of the gas film reflects the load carrying capacity of the gas film. The large load capacity of the gas film can reduce the friction and wear. The expression can be shown as follow:

$$W = \iint p dx dy \quad (8)$$

## 3 Analysis of calculation results

The control Eq.(5) is solved by the finite element

method<sup>[7]</sup>, and the parameters remain unchanged except for the parameters discussed in the calculation. The geometrical parameters of the friction lining are  $r_o=140$  mm,  $r_i=115$  mm,  $h_0=1\mu\text{m}$ ,  $h_p=1\mu\text{m}$ ,  $n_r=12$ ,  $n_c=360$ ,  $\gamma=2$ ,  $S_p=22\%$ . Physical parameters are  $p_a=0.1$  MPa,  $\mu=1.8\times 10^{-5}$  Pa·s,  $\omega=19.1$  rad/s,  $\beta=60^\circ$ .

### 3.1 Influence of the slenderness ratio on the load capacity

Fig.5 shows the effect of slenderness ratio of the elliptical texture on the load capacity of the gas film. It can be seen from Fig.5, the greater the slenderness ratio of the elliptical texture, the greater the load capacity of the gas film. It can be seen that under the condition of other parameters being constant, the load capacity of the gas film can be increased with the increase of the slenderness ratio of the elliptical texture. So the clearance of the friction surface can also become large. Thereby it is effective to reduce the friction and wear of the friction surface by increasing the slenderness ratio of the elliptical texture.

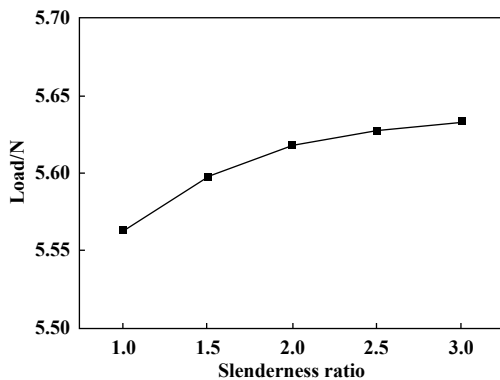


Fig. 5 Effect of slenderness ratio on the load capacity

### 3.2 The influence of the inclination angle on load capacity

Fig.6 shows the influence of micro-ellipse texture inclination angle on the load capacity of gas film. It can be seen from Fig.6 that the load capacity of the film increases and then decreases with the increase of the inclination angle of elliptical texture. The results show that there is an optimal value of the inclination angle of the elliptic texture, which can maximize the load capacity. In the model discussed, the optimal value is  $45^\circ$ , and it also shows that when the inclination angle of the micro-ellipse texture is  $45^\circ$ , the friction and wear on

the surface of the friction lining can be effectively reduced.

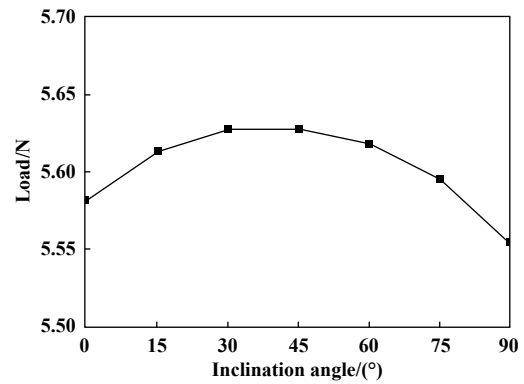


Fig. 6 The influence of inclination angle on the load capacity

### 3.3 Influence of the texture depth on the load capacity

Fig.7 shows the effect of micro-elliptical texture depth on the load capacity of gas film. From Fig.7, it can be seen that the load capacity of gas film increases and then decreases with the increase of elliptical texture depth, and finally tends to a constant value. When the depth of elliptical texture is  $1\mu\text{m}$ , the load capacity of gas film is the largest. The result shows that the texture depth can be designed to  $1\mu\text{m}$  when designing friction lining with elliptical texture, which can play a very good anti-wear effect. If the micro-elliptical texture is too deep or too shallow, the anti-wear effect will be affected.

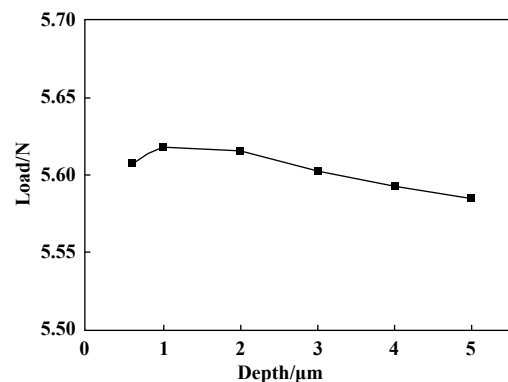


Fig. 7 Effect of texture depth on the load capacity

### 3.4 Influence of the clearance on the load capacity

Fig.8 shows the influence of the clearance on the load capacity of the gas film. It is shown from Fig.8 that the load capacity of the gas film decreases with the



increase of the clearance between the friction surfaces. The results show that the micro-elliptical texture can generate the large load capacity of gas film when the clearance between friction surfaces is small in order to reduce the friction and wear. When the clearance between friction surfaces is large, it cannot produce a larger load capacity of the gas film. So the clearance between friction surfaces cannot become larger and larger, which can ensure the stability of the system operation.

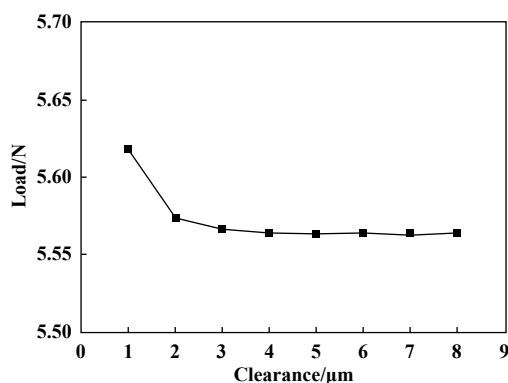


Fig. 8 Influence of the clearance on the load capacity

## 4 Conclusion

In this paper, a friction lining model with micro-elliptical texture of electromagnetic brake was established, and the action mechanism in electromagnetic brake was numerically studied. The effect of micro-elliptical texture slenderness ratio, inclination angle, depth and friction surface clearance on the film bearing capacity was analyzed. The conclusions are as follows:

a. Increasing the slenderness ratio of the micro-ellipse texture can effectively reduce the friction and wear on the surface of the friction lining.

b. When the inclination angle of elliptical texture is  $45^\circ$ , the load capacity of the gas film is the largest, which can effectively reduce the friction and wear on the friction surface.

c. The deep or shallow micro-ellipse texture will affect the abrasion-reducing effect. When the depth is  $1 \mu\text{m}$ , the micro-ellipse texture can play a very good effect of reducing wear.

d. The micro-elliptical texture can generate larger load capacity of gas film when the friction surface clearance is smaller. So the friction and wear can be reduced to make the friction surface clearance larger. When the clearance between friction surfaces is large, it cannot produce a larger load capacity of the gas film. So the clearance between friction surfaces cannot become larger and larger, which can ensure the stability of the system operation.

e. The structure has been used in the prototype of the product and met the requirements of the fuel operating equipment.

## 参考文献

- [1] Xue Jing, Cong Qian, Hao Jianfeng. Experiment research on friction and wear performance of bionics nonsmooth friction plate. Proceedings of National Tribology Conference of China[C]. Haerbin, 2006(in Chinese) [薛晶, 丛茜, 郝建峰. 仿生非光滑摩擦片摩擦磨损性能的试验研究. 全国摩擦学学术会议论文集[C]. 哈尔滨, 2006].
- [2] Cong Qian, Jin Jingfu, Zhang Hongtao, et al. Experiment research on friction and wear of bionics nonsmooth structure[J]. Lubrication Engineering, 2006, (3): 22–24 (in Chinese) [丛茜, 金敬福, 张宏涛, 等. 仿生非光滑结构的摩擦磨损试验研究[J]. 润滑与密封, 2006, (3): 22–24]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2006.03.008.
- [3] Bai Shaoxian, Wei Jia, Zhu Delei, et al. Thermoelastohydrodynamic gas lubrication of t-groove face seals: Stability of sealing film[J]. Tribology, 2019, 39(2): 131–139 (in Chinese) [白少先, 魏佳, 朱得磊, 等. T型槽端面密封气膜热弹流润滑动态稳定性[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 131–139]. doi: 10.16078/j.tribology.2018073.
- [4] Bai Linqing, Bai Shaoxian, Peng Xudong, et al. Hydrodynamic performance of inclination-dimpled face gas seal[J]. Tribology, 2011, 31(2): 97–103 (in Chinese) [柏林清, 白少先, 彭旭东等. 倾斜微孔端面气体密封的动压特性研究[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(2): 97–103].
- [5] Bai S X, Peng X D, Li Y F, et al. A hydrodynamic laser surface textured gas mechanical face seal[J]. Tribology Letters, 2010, 38: 187–194. doi: 10.1007/s11249-010-9589-1.
- [6] Bai Shaoxian, Peng Xudong, Li Jiyun, et al. Experimental study on hydrodynamic effect of orientation micro-pored surfaces[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54(3): 659–662. doi: 10.1007/s11431-010-4265-0.
- [7] An Di, LianZheman. The optimization design of clutch friction disks on MATLAB genetic algorithm[J]. Journal of Yanbian University (Natural Science), 2018, 44(3): 279–282 (in Chinese) [安迪, 廉哲满. 基于MATLAB遗传算法的离合器摩擦片优化设计[J]. 延边大学学报(自然科学版), 2018, 44(3): 279–282].

- [8] Chen Xiaolan, Zeng Liangcai, Chen Xiaobo, et al. Friction performance of gap seal hydraulic cylinder based on optimization of elliptical texture[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, (6): 14–19 (in Chinese) [陈小兰, 曾良才, 陈晓波, 吴振鹏. 基于椭圆织构优化的间隙密封液压缸摩擦性能研究[J]. 液压与气动, 2018, (6): 14–19]. doi: [10.11832/j.issn.1000-4858.2018.06.003](https://doi.org/10.11832/j.issn.1000-4858.2018.06.003).
- [9] Wen Shizhu, Huang Ping. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua Universitypress, 2012(in Chinese) [温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012].
- [10] Wang Xucheng. Finite element method[M]. Beijing: Tsinghua Universitypress, 2003(in Chinese) [王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003].

DOI: 10.16078/j.tribology.2019210

# 列车车轮滚动接触疲劳裂纹评价研究

刘颖宾<sup>1,2</sup>, 宫彦华<sup>3</sup>, 王强<sup>1\*</sup>, 高伟<sup>3</sup>, 张哲峰<sup>1,2</sup>

(1. 中国科学院金属研究所 材料疲劳与断裂实验室, 辽宁 沈阳 110016;

2. 中国科学技术大学 材料科学与工程学院, 安徽 合肥 230026;

3. 马鞍山钢铁股份有限公司 技术中心, 安徽 马鞍山 243000)

**摘要:** 列车车轮踏面表层金属滚动接触疲劳是影响列车运行安全性和舒适性的核心科学问题。借助金相显微镜、扫描电镜、透射电镜和显微硬度计, 通过开展列车车轮材料的标准滚动接触疲劳试验, 将标准接触疲劳样品的损伤行为与实际服役车轮的损伤行为对比分析, 研究了列车车轮的滚动接触疲劳裂纹评价方法。结果表明: 车轮表层金属接触疲劳开裂是表层金属累积塑性变形损伤的结果; 标准滚动接触疲劳样品剥离坑的深度恰好等于硬化层的深度, 实际服役车轮剥离坑的深度小于硬化层的深度; 将车轮表面的滚动接触疲劳裂纹命名为“三角形指向性裂纹”; 初步建立了车轮表面滚动接触疲劳损伤程度的定量评价方法。

**关键词:** 滚动接触疲劳; 列车车轮; 累积塑性变形; 剥离; 裂纹评价方法

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0305-09

## Evaluation of Rolling Contact Fatigue Crack of Train Wheels

LIU Yingbin<sup>1,2</sup>, GONG Yanhua<sup>3</sup>, WANG Qiang<sup>1\*</sup>, GAO Wei<sup>3</sup>, ZHANG Zhefeng<sup>1,2</sup>

(1. *Materials Fatigue and Fracture Division, Institute of Metal Research, Chinese Academy of Sciences, Liaoning Shenyang 110016, China*

2. *School of Materials Science and Engineering, University of Science and Technology of China, Anhui Hefei 230026, China*

3. *Technology Center, Ma'anshan Iron & Steel Co Ltd, Anhui Ma'anshan 243000, China*)

**Abstract:** Rolling contact fatigue of the wheel tread, which affects the safety and comfort of train, is the key scientific issue. Standard rolling contact fatigue test was carried out for a common wheel material and the damage behaviors of the standard rolling contact fatigue sample and the service wheel were compared using metallographic microscope, scanning electron microscope, transmission electron microscope and microhardness tester. The rolling contact fatigue crack evaluation method of the train wheel were studied. The results show that the rolling contact fatigue cracking is the result of cumulative plastic deformation damage of the surface metal. The depth of the spalling pit of the standard rolling contact fatigue sample is exactly equal to the depth of the hardened layer. The depth of the spalling pit of the service wheel is less than the depth of the hardening layer. The rolling contact fatigue crack on the wheel surface is designated as “triangular directional crack. Quantitative evaluation method for rolling contact fatigue damage degree of wheel surface was proposed.

**Key words:** rolling contact fatigue; train wheel; cumulative plastic deformation; spalling; crack evaluation method

随着现代铁路运输系统的快速发展, 列车轴重和速度均不断增加, 车轮受到的损伤也越来越严重, 寿

命越来越短<sup>[1-3]</sup>。列车车轮在服役过程中踏面损伤问题频发, 严重困扰着列车运行的安全性、经济性和舒适

Received 30 October 2019, revised 3 December 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: gmwang@imr.ac.cn, Tel: +86-24-83978226.

The project was supported by the Special Fund for Strategic Pilot Technology of Chinese Academy of Sciences (B) (XDB22020202). 中国科学院战略性先导科技专项(B类) (XDB22020202)资助。

性. 车轮损伤超限后, 需对车轮踏面镟修, 而车轮镟修不仅降低了车轮的使用寿命、增加了车辆的维护成本, 还直接影响整列列车的运转率. 因此, 车轮滚动接触疲劳评价及滚动接触疲劳机制研究具有重要意义.

科研人员对车轮的滚动接触疲劳机制进行了大量研究. Granham等<sup>[4]</sup>认为, 滚动接触疲劳是车轮表面经循环碾压, 晶粒细化, 硬度升高, 产生塑性变形, 塑性变形不断累积, 超过材料的韧性极限时裂纹萌生. Blod等<sup>[5]</sup>认为, 滚动接触疲劳是因为棘轮效应产生塑性累积变形, 当累积变形达到材料的韧性极限时裂纹萌生. Eadie等<sup>[6]</sup>提出滚动接触疲劳是由于轮轨间的摩擦力造成车轮表层金属塑性流动, 从而促进车轮疲劳磨损. 此外, 也有学者研究了列车轴重<sup>[7-8]</sup>、曲线通过半径<sup>[9-10]</sup>、横向力<sup>[11]</sup>和轮轨摩擦系数<sup>[12]</sup>等因素对车轮滚动接触疲劳的影响. 综上所述, 滚动接触疲劳损伤是车轮长期服役导致的累积损伤, 它是材料与环境共同作用的结果, 车轮材料滚动接触疲劳机理研究是解决滚动接触疲劳问题的基础.

本文作者主要研究了标准滚动接触疲劳样品和实际服役车轮的滚动接触疲劳机制以及滚动接触疲劳裂纹的评价方法; 随后, 根据接触疲劳裂纹的特征, 对车轮表面滚动接触疲劳裂纹进行了命名, 为实际服役车轮滚动接触疲劳失效分析时外力方向的辨别提供依据; 最终提出了滚动接触疲劳裂纹损伤程度的定量评价方法.

### 1 试验材料与方法

本文中的研究对象为某地铁车轮材料. 车轮材料的化学成分和机械性能分别列于表1和表2中.

滚动接触疲劳试验在GPM-30微机控制滚动接触疲劳试验机上进行. 按照YB/T 5345-2006《金属材料滚动接触疲劳试验方法》将试样加工为所要求的JP-3号主试样[图1(a)]和PS-1号陪试样[图1(b)], 滚动接触疲劳样品和钢轨试样的直径均为60 mm, 轮轨试样的接触类型为线接触. 根据AAR M-107/M-208《WHEELS, CARBON STEEL》规范附录C《AUTHORIZATION

表1 轮轨材料化学成分(质量分数)

Table 1 Chemical composition of wheel and rail material (mass fraction)

Material	w(C)/%	w(Si)/%	w(Mn)/%	w(P)/%	w(S)/%	w(Cr)/%	w(Cu)/%	w(Mo)/%	w(Ni)/%	w(V)/%
Wheel	0.56	0.35	0.78	0.007	0.007	0.15	0.14	0.03	0.12	<0.02
Rail	0.71	0.39	0.10	0.013	0.011	-	-	-	-	-

表2 车轮材料机械性能

Table 2 Mechanical properties of wheel material

Yeild strength, $\sigma_{0.2}$ /MPa	Tensile strength, $\sigma_b$ /MPa	Elongation/%	Microhardness/HV
601	945	19	294

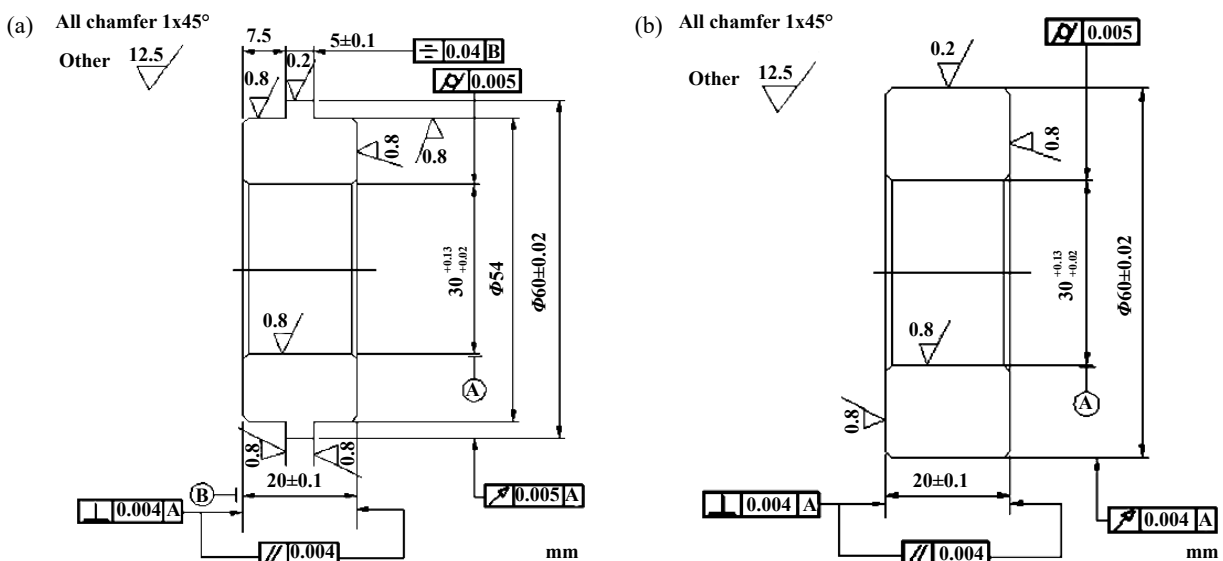


Fig. 1 Specimen size of (a) rolling contact fatigue main sample and (b) accompanying sample

图1 滚动接触疲劳主试样(车轮)(a)和陪试样(钢轨)(b)的尺寸



FOR CLASS D WHEEL TEST ALLOTMENT》第 3.1.6.2 款的要求, 进行滚动接触疲劳试验, 试验条件列于表 3 中。

本次试验接触应力为 1 400 MPa, 试验车轮转速设定为 1 000 r/min, 滑差率设定为 0.3%。实际服役车轮服役工况非常复杂, 受环境气候因素影响, 既存在润滑工况(如大雾清晨或雨雪天), 也存在非润滑工况(如晴天中午), 由于滚动接触疲劳试验过程中样品转速通常较大, 为了减少摩擦磨损和摩擦生热, 使实验室模拟试验更真实反映实际工况的滚动接触特征, 通常采用油或水润滑。本次接触疲劳试验在水润滑条件下进行, 试验过程中使用振动传感器实时监测试验机的振动, 样品表面发生剥离将导致试验机振动, 当振动传感器监测到的振动幅值超过预设值时, 试验机自动停机, 此时的循环次数即为车轮的滚动接触疲劳寿命。

试验结束后, 用火线切割机切取小块试样, 用 VHX-1000E 体视显微镜和 SUPRA35 扫描电子显微镜

观察试样表面的损伤形貌, 用 Olympus OLS4000 激光共聚焦 3D 显微镜观察滚动接触疲劳样品表层组织的变形, 用 FEI Tecnai F20 透射电镜观察滚动接触疲劳样品表层微观结构的变化, 用 LECO AMH43 全自动显微硬度计测量试样近表层显微硬度的变化规律。

## 2 结果及分析

### 2.1 滚动接触疲劳宏观损伤分析

标准滚动接触疲劳试验样品滚动接触疲劳试验后, 表面损伤形貌包括剥离坑、裂纹和压痕, 如图 2 所示。试样接触表面共有 3 处肉眼可见的剥离坑, 面积分别为 12.36、3.91 和 3.12 mm<sup>2</sup>。实际服役车轮踏面的滚动接触疲劳裂纹特征如图 3 所示。由图 3 可知, 实际服役车轮滚动接触疲劳裂纹和实验室标准样品滚动接触疲劳样品表面裂纹指向滚动方向, 而实际服役车轮裂纹指向垂直于滚动方向, 这是由车轮所受外力方

表 3 滚动接触疲劳试验条件  
Table 3 Rolling contact fatigue test condition

Contact stress/MPa	Slip/%	Speed/(r/min)	Experimental environment	Accompanying material
1 400	0.3	1 000	Water lubrication	U71MnG

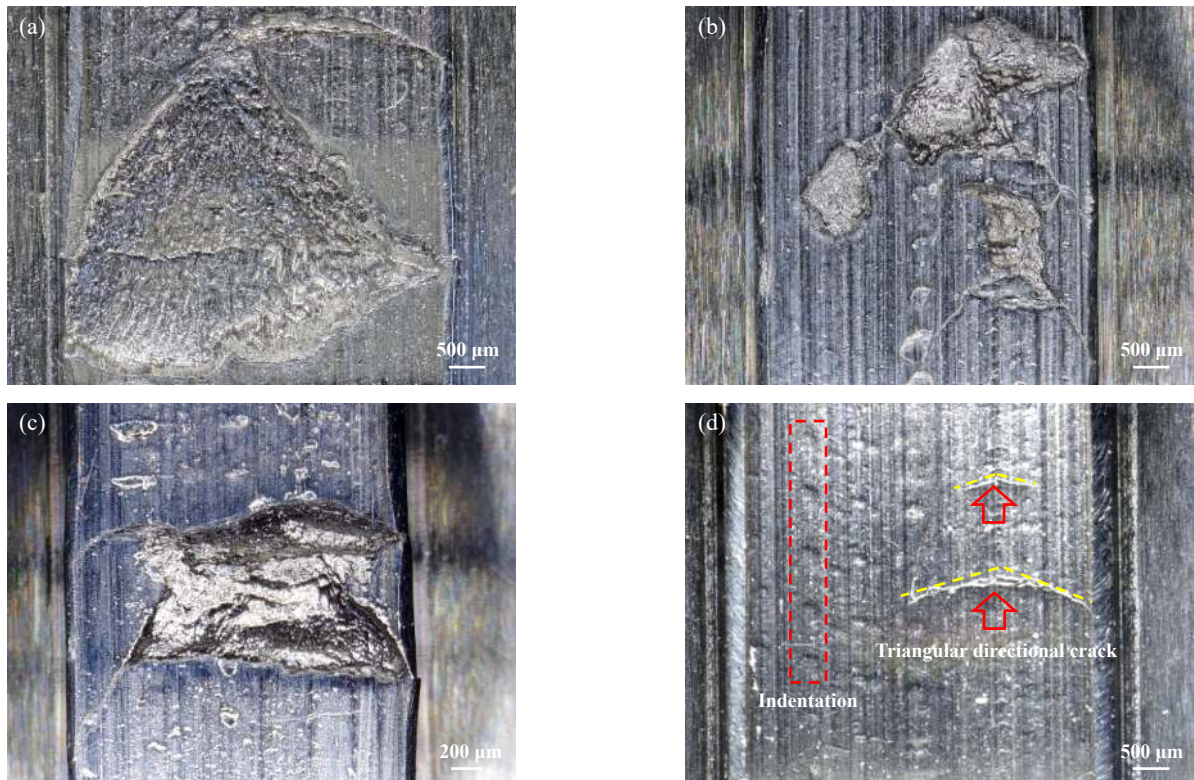


Fig. 2 Surface morphology of the damaged standard rolling contact fatigue sample

图 2 标准滚动接触疲劳试样表面损伤形貌

向决定的, 裂纹指向反映了导致接触疲劳开裂的外力的方向, 可作为该类问题受力分析的依据。

标准滚动接触疲劳样品在实验室条件下开展试验后, 样品表面剥离坑截面形貌如图4(a)所示, 剥离坑最大深度约0.6 mm. 实际服役车轮踏面剥离坑截面形貌如图4(b)所示, 剥离坑深度约为1.5 mm. 数据对比分析发现, 标准接触疲劳样品表面的剥离坑深度远小于实际服役车轮踏面剥离坑的深度. 这是由于标准滚动接触疲劳试验时试样表面存在水润滑, 试样表面的摩擦力远小于实际服役车轮工况下与轨道之间的摩擦力. 摩擦力是引起金属表层组织变化的主要因素, 摩擦力越小则样品硬化层越浅. 因此, 实验室标准滚动接触疲劳试样剥离坑的深度远小于实际服役车轮踏面剥离坑的深度。

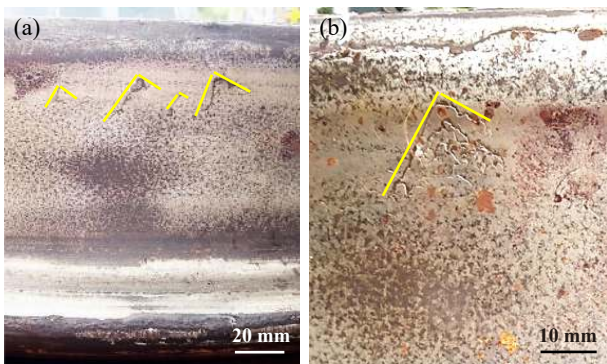


Fig. 3 Crack characteristics of a service wheel tread  
图3 实际服役某车轮踏面裂纹特征

## 2.2 滚动接触疲劳微观损伤分析

采用扫描电镜观察标准接触疲劳样品表面未剥离和剥离处的微观损伤形貌. 如图5所示, 滚动接触疲劳样品接触表面存在两种损伤形式, 分别为麻坑[见图5(a)]和犁沟划痕[见图5(b)]. 图5(c)给出了其中1处剥离坑的扫描图像, 图5(d)和图5(e)为图5(c)中剥离坑裂纹源区的放大图像, 从图5(d)中可观察到1条疲劳弧线, 根据断口特征判断, 滚动接触疲劳裂纹是从试样

的表面萌生的. 裂纹从试样表面萌生后沿图中箭头指向扩展, 最终车轮试样表层金属发生剥离掉块。

在裂纹扩展的过程中, 由于应力的急剧变化, 导致了剥离坑中间出现了1条裂纹扩展台阶. 另外, 在裂纹源处及其附近的样品表面上观察到多个表面压痕缺陷, 由于缺陷容易引起应力集中, 所以表面缺陷很可能演化为接触疲劳的裂纹源。

## 2.3 表层形变损伤分析

### 2.3.1 剥离坑处显微硬度梯度

图6(a)和图6(b)分别为图4中标准接触疲劳样品和实际服役车轮剥离坑星标位置处的显微硬度梯度曲线. 如图6(a)所示, 标准接触疲劳样品剥离坑左右两侧硬化层深度约为0.6 mm, 实际服役车轮剥离坑左右两侧硬化层深度约1.5 mm. 接触疲劳裂纹扩展是由材料的微观组织结构和外加载荷共同作用的结果. 根据显微硬度梯度曲线判断, 标准接触疲劳样品硬化层的深度与剥离坑的深度恰好吻合, 即裂纹扩展至硬化层与基体交界处时, 裂纹尖端不再往更深处扩展, 而是沿着硬化层与基体交界线扩展一定距离后折向表面. 而实际服役车轮硬化层的深度(大于3 mm)大于剥离坑1.5 mm的深度, 这是由于实际服役车轮硬化层厚度过大, 外力无法促使裂纹向更深处扩展, 裂纹只能在硬化层某一深度停止向下扩展, 继而水平扩展一定距离后折向表面. 由于标准接触疲劳试验样品表面的剪切应力远小于实际服役车轮踏面的剪切应力, 使得标准接触疲劳试验样品的剥离坑为浅碟形, 而实际服役车轮的剥离坑为深U形, 其差异主要归因于剪切应力的差异。

### 2.3.2 表层组织结构分析

图7(a)和图7(b)分别为标准滚动接触疲劳试验样品表层和实际服役车轮踏面表层微观组织的形变情况, 标准接触疲劳样品表层为1层很薄的塑性变形层, 厚度大约17  $\mu\text{m}$ , 而实际服役车轮表层组织有明显的塑性变形流线特征, 甚至出现晶粒破碎细化现象. 经统计, 晶粒细化层和形变层最大深度可达3 mm, 远大

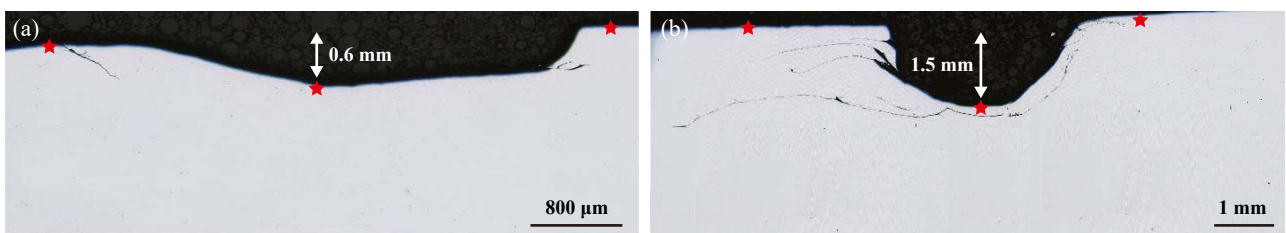


Fig. 4 Spalling pit cross-section topography of (a) the standard rolling contact fatigue sample and (b) service wheel  
图4 标准接触疲劳样品(a)和服役车轮(b)剥离坑截面形貌



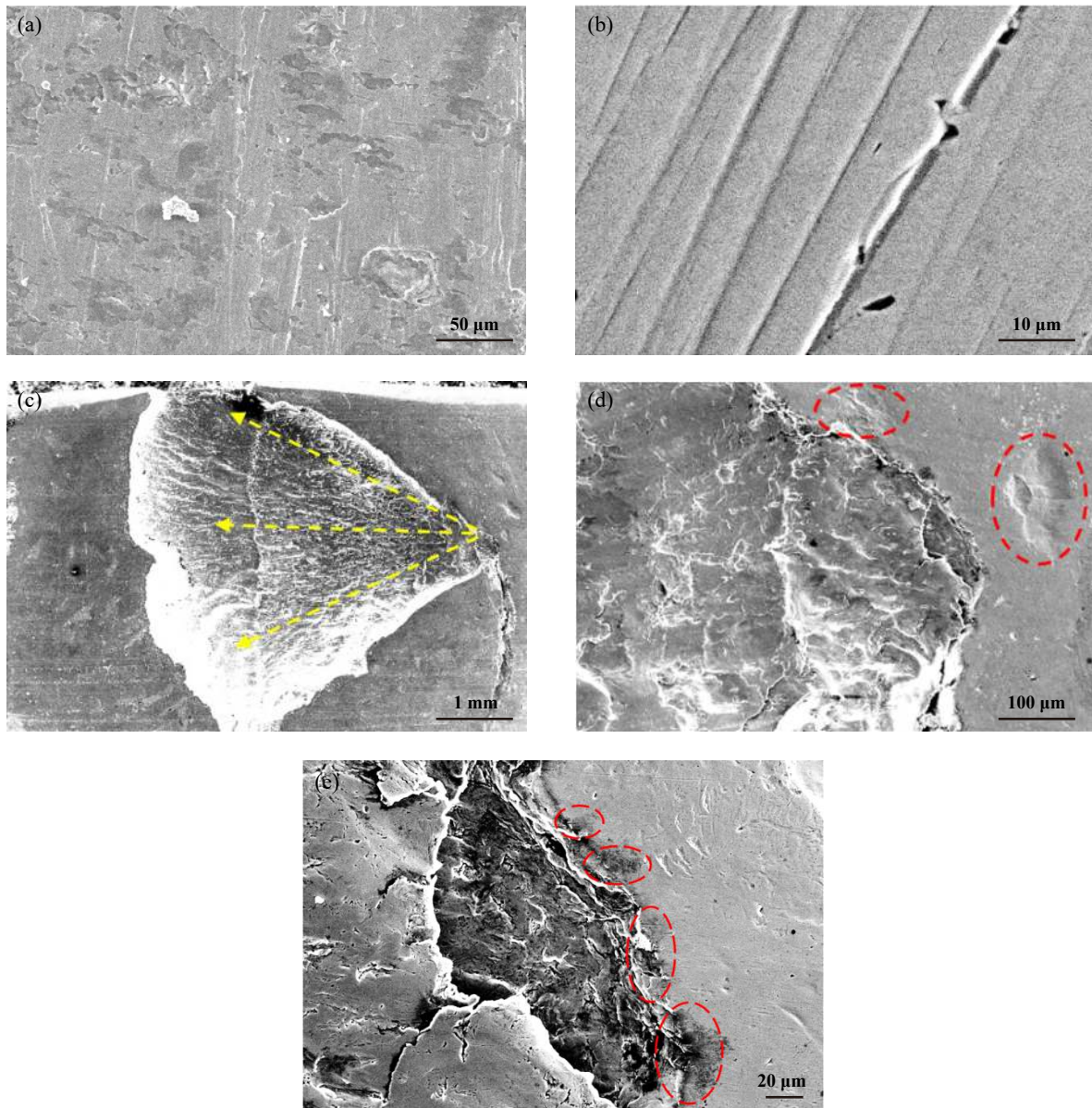


Fig. 5 Micro-morphology of the surface of the standard rolling contact fatigue sample (a) (b) without spalling and (c) (d) (e) spalling pit

图 5 标准接触疲劳样品表面未剥离(a) (b)及剥离坑(c) (d) (e)的微观形貌

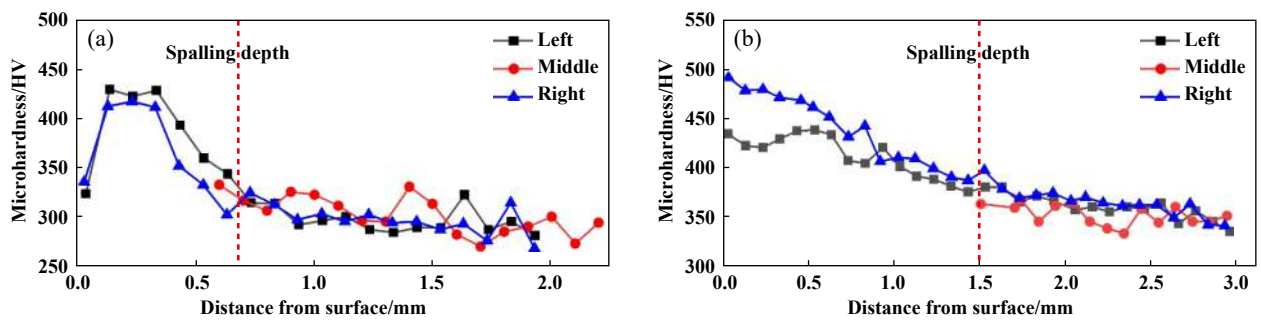


Fig. 6 Gradient microhardness of the left, middle and right sides of the spalling pit on (a) the standard rolling contact fatigue sample and (b) service wheel

图 6 标准接触疲劳样品(a)和实际服役车轮(b)剥离坑左侧、中间和右侧近表层显微硬度梯度

于标准接触疲劳样品表层形变层厚度. 如图7所示, 标准接触疲劳样品和实际服役车轮的裂纹均从表面萌生, 萌生位置表层金属均发生了塑性变形, 裂纹萌生后沿一定角度向内部扩展, 这说明它们的萌生机制是相似的. 实际服役车轮裂纹扩展角度小于实验室标准样品接触疲劳裂纹扩展角度. 标准接触疲劳样品裂纹扩展角度为 $36^\circ$ , 而实际服役车轮裂纹扩展角度为 $12^\circ$ . 事实上, 滚动接触疲劳裂纹是在压应力和剪切应力共

同作用下开裂的, 剪切应力越大, 裂纹扩展方向与滚动圆切线方向的夹角越小.

### 2.3.3 基体和硬化层透射电镜观察

经透射电镜观察, 图8给出了标准接触疲劳样品基体[图8(a~b)]和硬化层区域[图8(c~d)]以及实际服役车轮硬化层区域[图8(e~f)]微观组织形貌. 如图8(a~b)所示, 车轮材料的组织是由珠光体和先共析铁素体组成. 标准接触疲劳样品基体中先共析铁素体以及珠光

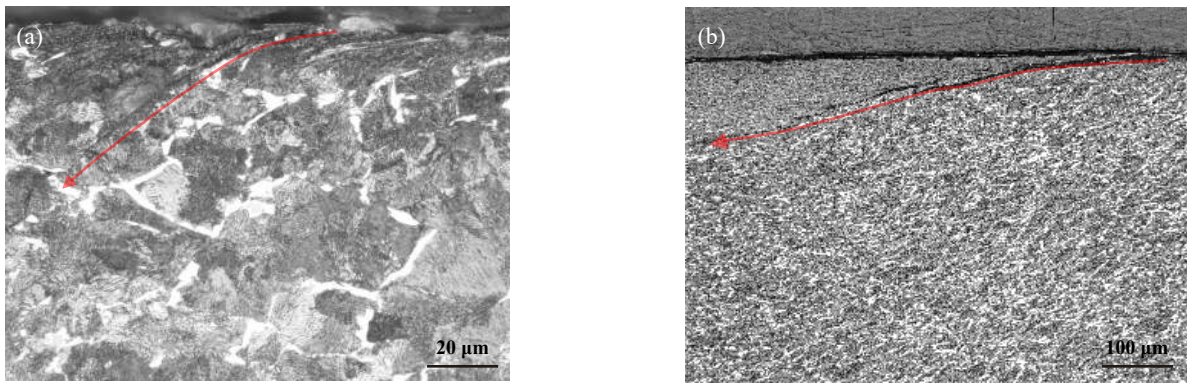


Fig. 7 Near-surface microstructure deformation of (a) the standard rolling contact fatigue sample and (b) service wheel  
图7 标准接触疲劳样品(a)和实际服役车轮(b)近表层微观组织形变规律

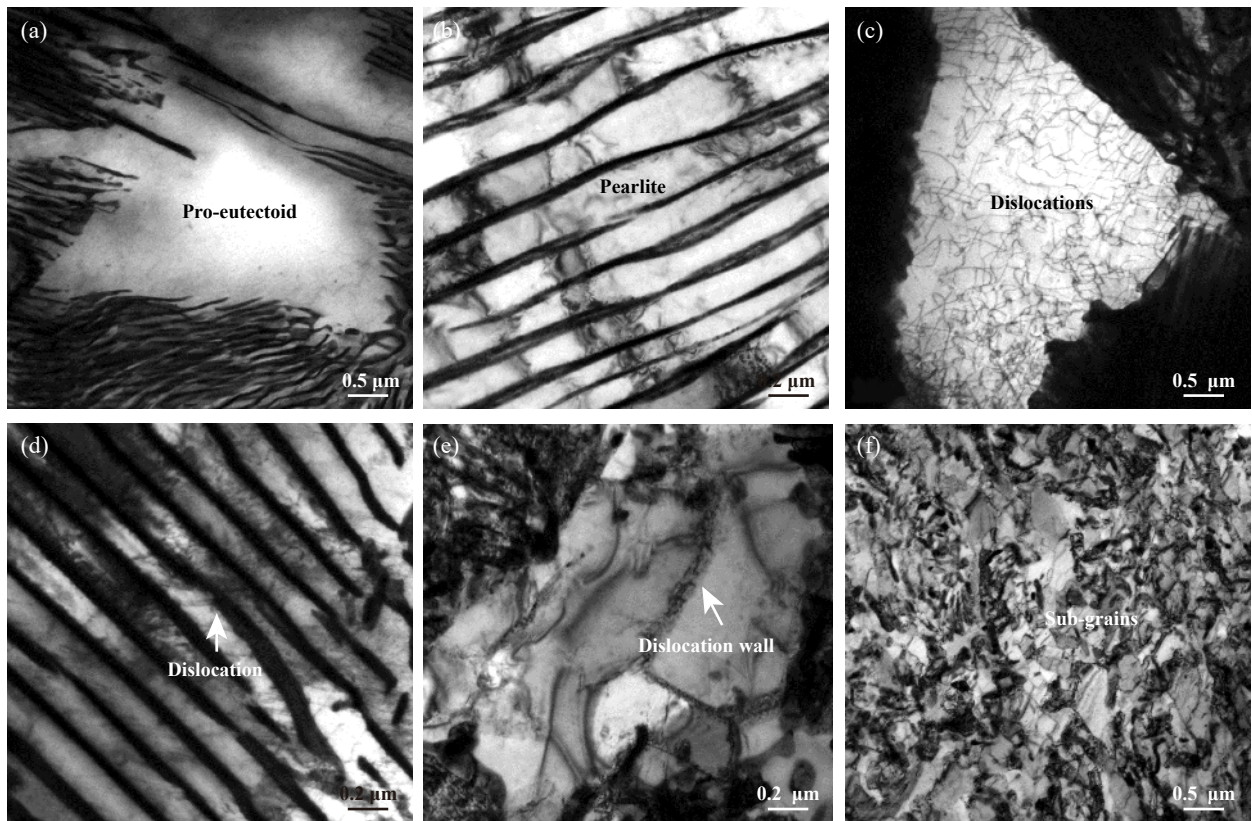


Fig. 8 Transmission electron microscopic observation of (a) (b) the standard rolling contact fatigue sample matrix, (c) (d) deformed layer and (e) (f) service wheel deformed layer

图8 标准接触疲劳样品基体(a)(b)、形变层(c)(d)以及实际服役车轮形变层(e)(f)透射电镜观察



体中铁素体片层内均未发现位错; 标准接触疲劳样品硬化层发生了塑性变形, 硬化层中的先共析铁素体内和珠光体中铁素体片层内观察到大量位错. 实际服役车轮硬化层内先共析铁素体中观察到位错墙, 且珠光体片层碎化, 形成大量形变亚晶, 这是实际服役车轮表层金属长期滚动接触后产生严重塑性变形的结果. 两者对比发现, 实际服役车轮的损伤程度远大于标准接触疲劳样品的损伤程度. 这种损伤差异主要源于标准接触疲劳样品表面和实际服役车轮踏面剪切应力的差异.

### 2.3.4 车轮滚动接触疲劳开裂机制

由前述分析可知, 车轮试样表层组织发生累积塑性变形, 裂纹主要优先从表面萌生. 当裂纹在试样表面萌生后, 在循环压应力和剪切应力的作用下, 裂纹沿特定角度向试样内部扩展, 该扩展角度由剪切应力大小决定, 扩展至某一深度时, 外力无法进一步促使裂纹向更深处扩展, 此时裂纹尖端开始水平扩展, 当扩展一定距离后, 转向试样表面, 由此引起试样表面金属剥离. 剥离过程示意图见图9.

## 3 滚动接触疲劳裂纹统计及评价方法

列车车轮滚动接触疲劳裂纹及缺陷的评价始终是车轮材料接触疲劳行为研究的重要内容, 因为对缺陷尺寸和形状的描述是接触疲劳损伤量化评价的基础. 本文作者在车轮材料滚动接触疲劳机理研究的基础上尝试探索一种接触疲劳缺陷或裂纹的评价方法, 尤其是滚动接触疲劳裂纹的量化评价方法.

在进行接触疲劳样品表面宏观损伤观察与分析时, 发现了大量滚动接触疲劳裂纹, 这些裂纹具有一定的指向性特征, 本文作者将这类裂纹统一命名为“三角形指向性裂纹”, 三角形指向性裂纹形貌见图2(d).

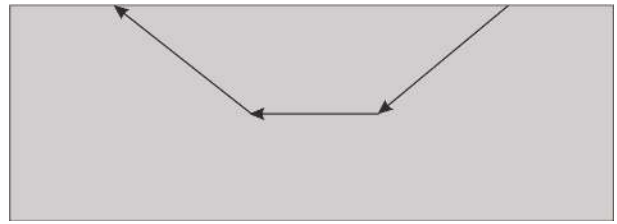


Fig. 9 Schematic diagram of rolling contact fatigue spalling on wheel sample surface

图9 车轮试样表面金属滚动接触剥离剥落示意图

为了对裂纹进行更好的描述, 现将裂纹简化为图10(a)中的三角形, 定义了车轮试样表面裂纹的长度和取向. 其中 $c$ 表示裂纹的长度;  $\theta$ 表示导致接触疲劳裂纹开裂的主应力方向与车轮前进方向的夹角, 裂纹取向向左侧偏;  $\lambda$ 表示裂纹取向向右侧偏. 实际车轮在服役过程中, 利用车轮踏面裂纹取向可以判断工况条件下造成车轮损伤的外力性质和方向, 这为未来实际服役车轮损伤原因分析中外力性质辨析提供了判据.

由于本试验采用的是标准滚动接触疲劳试验, 因而导致车轮试样表面发生接触疲劳的力比较简单, 理论上导致接触疲劳裂纹的外力方向是样品滚动圆的切线方向. 为了揭示三角形指向性裂纹的长度分布以及外力偏离车轮滚动方向的角度规律性, 随机选取了试样表面42处三角形指向性裂纹进行测试和统计, 如图10(b)所示. 车轮试样表层裂纹的长度总体在0.5 mm以内, 个别裂纹长度接近2.5 mm. 外力偏离滚动方向的角度大小总体在 $10^\circ$ 以内, 个别角度接近 $20^\circ$ 和 $45^\circ$ .  $\theta$ 均值为 $5.75^\circ$ ,  $\lambda$ 均值为 $6.77^\circ$ , 裂纹长度 $c$ 的均值为0.52 mm. 这里可以有两种理解: 其一, 向左偏的角度和向右偏的角度相差很小(约 $1^\circ$ ), 基本上以车轮材料试样滚动圆的切线方向为中心; 其二, 在车轮材料试样上导致发生接触疲劳的应力方向均在试样滚动方向的 $\pm 7^\circ$ 以内. 理论上, 在标准试验中应该不发生这种

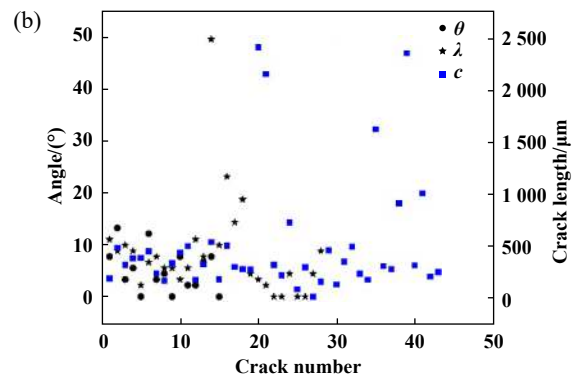
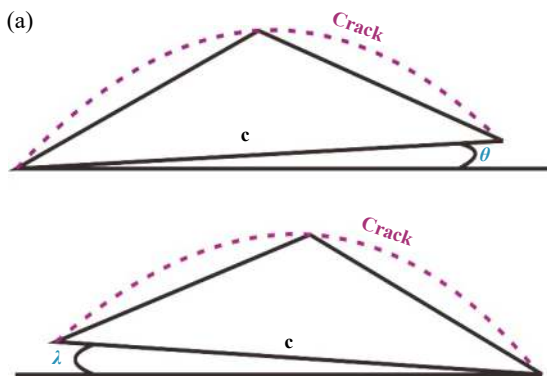


Fig. 10 (a) Triangular directional crack diagram and (b) statistical diagram

图10 三角形指向性裂纹示意图(a)及统计图(b)

偏转或角度非常小,但事实上存在这种以主方向为中心的偏转,导致这种主应力左右微小偏转的原因可能是测试过程中试样的振动引起的.因此,采用这种方向定义导致接触疲劳的外力的性质会有少量的误差,但定性反应外力方向较为准确,为诱发滚动接触疲劳裂纹外力方向的判断提供了重要依据.

图11给出了滚动接触疲劳样品截面微观组织上

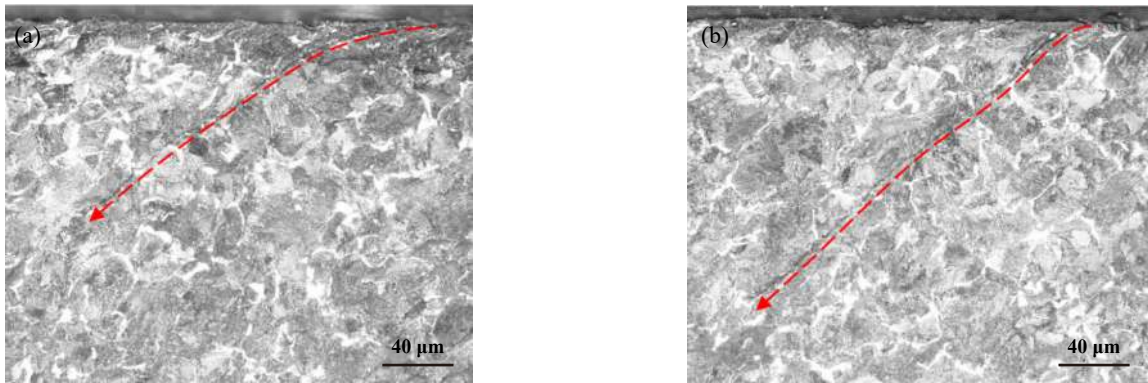


Fig. 11 Crack propagation path of the rolling contact fatigue sample

图 11 滚动接触疲劳样品裂纹扩展路径

表 4 滚动接触疲劳裂纹数据统计表

Table 4 Statistics data of the rolling contact fatigue crack

Crack number	1 <sup>#</sup>	2 <sup>#</sup>	3 <sup>#</sup>	4 <sup>#</sup>	5 <sup>#</sup>	6 <sup>#</sup>	7 <sup>#</sup>	8 <sup>#</sup>	9 <sup>#</sup>	10 <sup>#</sup>	11 <sup>#</sup>	12 <sup>#</sup>	13 <sup>#</sup>
Crack straight lengthd inward/μm	113	143	167	205	220	222	241	249	253	380	448	732	892
Crack propagation depth/μm	88	99	113	149	154	131	158	123	159	214	288	410	219
Crack propagation angle, β/(°)	42	29	42	46	52	33	39	33	40	33	42	37	27
Statistics (13)	Mean value		Maximum value			Minimum value			Range		Mid-value		
Crack straight lengthd inward /μm	328		892			113			779		241		
Crack propagation depth /μm	177		410			88			322		154		
Crack propagation angle, β/(°)	38		52			27			25		39		

随机统计13条裂纹,裂纹向内部扩展的直线长度 $d$ 的均值为328 μm,裂纹扩展深度 $h$ 均值为177 μm,裂纹扩展角度 $\beta$ 均值为38°.统计数据列于表4中.

当裂纹在试样表面萌生后,其扩展方向有两个,分别是沿着试样表面横向扩展和向试样内部扩展,有的裂纹表面长度短但深度大,有的裂纹表面长度长但深度小,接触疲劳裂纹对试样带来的损伤用表面裂纹长度表达或用裂纹向内部扩展的直线长度表达都不够全面.因此,在本文中提出用裂纹在试样表面扩展的长度均值 $\bar{c}$ 和裂纹向试样内部扩展的直线长度均值 $\bar{d}$ 的乘积大小 $S$ 表达试样上的滚动接触疲劳裂纹给试样造成的损伤,见公式(1).此方法可作为在相同试验条件下对比不同车轮试样滚动接触疲劳损伤程度的一种评价方法.

随机选取的2条裂纹扩展路径.由图11可知,该试验条件下滚动接触疲劳样品的接触疲劳裂纹萌生于表面,萌生位置全部在珠光体内,裂纹扩展路径基本呈直线走势,裂纹尖端在扩展过程中或穿越珠光体扩展或穿过先共析铁素体扩展,未看到文献[13]中报道的沿着先共析铁素体边界扩展的现象.此外,观察到裂纹容易沿金属流变线方向扩展,这一点与文献报道基本一致.

$$S = \bar{c} \times \bar{d} \quad (1)$$

式中: $\bar{c}$ 表示裂纹在试样表面扩展的长度均值; $\bar{d}$ 表示裂纹向试样内部扩展的直线长度均值; $S$ 表示试样上的裂纹扩展的平均面积,表示试样损伤程度大小.

统计结果显示,该试样滚动接触疲劳裂纹在试样表面扩展长度均值 $\bar{c}$ 为303 μm,裂纹向试样内部扩展的直线长度均值 $\bar{d}$ 为328 μm,损伤程度 $S=99\ 384\ \mu\text{m}^2$ .

## 4 结论

本文中主要研究了标准接触疲劳样品和服役车轮滚动接触疲劳损伤机理,并探索了滚动接触疲劳裂纹及缺陷的评价方法.通过研究得出以下几点结论:

a. 标准接触疲劳样品和实际服役车轮接触疲劳裂纹均从金属表面萌生,标准样品接触疲劳裂纹扩展

角度显著大于实际服役车轮接触疲劳裂纹扩展角度,主要是因为标准试验存在水润滑,样品所受剪切应力小于实际服役车轮。接触疲劳剥离坑截面观察发现,标准样品剥离坑截面呈现浅碟形,深度为0.6 mm,而实际服役车轮表面接触疲劳剥离坑呈现深U形,深度为1.5 mm,实际车轮剥离坑更深。

b. 由于标准样品所受剪切应力较小,所以标准样品硬化层深度远小于实际服役车轮硬化层深度。透射电镜观察结果表明,标准接触疲劳样品硬化层内的先共析铁素体和珠光体中铁素体片层内均有位错线,而实际服役车轮硬化层内的先共析铁素体中发现了位错墙,且珠光体内片层碎化,形成大量形变亚晶,进一步证明实验室标准接触疲劳样品表层金属损伤程度远远小于实际服役车轮。

c. 车轮表面滚动接触疲劳裂纹大多呈三角形,具有一定的指向性,将其命名为“三角形指向性裂纹”,可据此判断实际服役车轮工况下引起滚动接触疲劳的外载荷方向,为分析实际服役车轮滚动接触疲劳外载荷方向的辨别提供了重要依据。

d. 提出了一种面向接触疲劳裂纹损伤程度的评价方法,采用试样表面滚动接触疲劳裂纹扩展的长度和裂纹向材料内部扩展的直线长度的乘积评价车轮材料滚动接触疲劳损伤的大小。

## 参考文献

- [1] Grassie S L. Rolling contact fatigue on the british railway system: treatment[J]. *Wear*, 2005, 258: 1310–1318. doi: 10.1016/j.wear.2004.03.065.
- [2] Ishida M, Ban T, Lida K, et al. Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behavior[J]. *Wear*, 2008, 265: 1497–1503. doi: 10.1016/j.wear.2008.02.041.
- [3] Yu Rongquan, Li Qiang, Li Na, et al. Numerical analysis on prediction of rolling contact fatigue crack initiation life of wheel[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(12): 20–24 (in Chinese) [于荣泉, 李强, 李娜, 等. 车轮滚动接触疲劳裂纹萌生寿命预测[J]. *铁道学报*, 2015, 37(12): 20–24]. doi: 10.3969/j.issn.1001-8360.2015.12.004.
- [4] Garnham J E, Davis C L. The role of deformed rail microstructure on rolling contact fatigue initiation[J]. *Wear*, 2008, 265(9): 1363–1372.
- [5] Bold P E, Brown M W, Allen R J. Shear mode crack growth and rolling contact fatigue[J]. *Wear*, 1991, 144: 307–317. doi: 10.1016/0043-1648(91)90022-M.
- [6] Eadie D T, Elvidge D, Oldknow K. The effect of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: Full-scale Fail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling[J]. *Wear*, 2008, 265: 1222–1230. doi: 10.1016/j.wear.2008.02.029.
- [7] Li Xia, Wen Zefeng, Jin Xuesong. Investigation into wheel wear and fatigue of heavy-haul railways[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2011, 33(3): 28–34 (in Chinese) [李霞, 温泽峰, 金学松. 重载铁路车轮磨损和滚动接触疲劳研究[J]. *铁道学报*, 2011, 33(3): 28–34]. doi: 10.3969/j.issn.1001-8360.2011.03.005.
- [8] Zhou Yu, Huang Xuwei, Zhang Dongfeng, et al. Influence of axle load of heavy-duty railway vehicles on fatigue crack initiation and wear development of rails[J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2019, 36(4): 8–16 (in Chinese) [周宇, 黄旭炜, 张东风, 等. 重载铁路车辆轴重对钢轨疲劳裂纹萌生和磨损发展的影响[J]. *华东交通大学学报*, 2019, 36(4): 8–16].
- [9] He Chenggang, Zhou Guiyuan, Wang Juan, et al. Effect of curve radius of rail on rolling contact fatigue properties of wheel steel[J]. *Tribology*, 2014, 34(3): 256–261 (in Chinese) [何成刚, 周桂源, 王娟, 等. 曲率半径对车轮滚动接触疲劳性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(3): 256–261]. doi: 10.3969/j.issn.0258-2724.2009.02.020.
- [10] Tian Guangrong, Zhang Weihua, Chi Maoru. Study on curve negotiation performance of heavy-haul train[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2009, 31(4): 98–103 (in Chinese) [田光荣, 张卫华, 池茂儒. 重载列车曲线通过性能研究[J]. *铁道学报*, 2009, 31(4): 98–103].
- [11] Zhou Guiyuan, He Chenggang, Liu Qiyue. Damage mechanism of railway wheels under condition with angle of attack[J]. *Tribology*, 2015, 35(6): 768–773 (in Chinese) [周桂源, 何成刚, 刘吉华, 等. 冲角工况下列车车轮损伤机理研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(6): 768–773]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.06.017.
- [12] Xiao Qian, Fang Jun, Wang Lei. Effect of friction coefficient on instant rolling contact fatigue of high speed train wheels[J]. *China Railway Science*, 2016, 37(3): 68–74 (in Chinese) [肖乾, 方骏, 王磊. 摩擦系数对高速列车车轮瞬时滚动接触疲劳的影响[J]. *中国铁道科学*, 2016, 37(3): 68–74]. doi: 10.3969/j.issn.1001-4632.2016.03.010.
- [13] Zeng Dongfang. Study on methods for improving resistance to wear and rolling contact fatigue of high-speed railway wheel steel[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2017(in Chinese) [曾东方. 高速铁路车轮钢磨损和滚动接触疲劳性的改善方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017].

DOI: 10.16078/j.tribology.2019199

# 690合金传热管在不同摩擦副条件下的 微动磨损性能研究

米雪<sup>1</sup>, 谢海<sup>1</sup>, 彭金方<sup>2\*</sup>, 朱旻昊<sup>2\*</sup>

(1. 中国核动力研究设计院核反应堆系统设计技术重点实验室, 四川成都 610213;

2. 西南交通大学材料科学与工程学院, 四川成都 610031)

**摘要:** 采用MFF-3000电磁振动微动疲劳与磨损试验机, 研究两种抗振条材料(退火405不锈钢和淬火回火06Cr13)对690合金传热管的微动磨损性能的影响, 试验采用块/管线接触方式, 即线接触。试验结束后, 采用OM、SEM、EDX和EPMA和三维光学显微镜对磨痕微观形貌和成分等进行分析, 对比分析两种摩擦副的微动摩擦行为。结果表明: 当配副材料为405不锈钢时, 690合金的磨损相对严重; 工况相同时, 06Cr13的磨损比405不锈钢严重, 且405不锈钢的磨屑尺寸较小, 06Cr13磨痕表面存在大量的剥层裂纹。随着温度增加, 磨屑增加, 氧化程度加剧, 磨损加剧, 主要的磨损机制为磨粒磨损和剥层。

**关键词:** 微动磨损; 690合金; 405不锈钢; 06Cr13; 管/块接触

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0314-08

## Effect of Mating Material on Fretting Wear Behavior of 690 Alloy

MI Xue<sup>1</sup>, XIE Hai<sup>1</sup>, PENG Jinfang<sup>2\*</sup>, ZHU Minhao<sup>2\*</sup>

(1. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Nuclear Power

Institute of China, Sichuan Chengdu 610213, China

2. School of Materials Science and Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Fretting wear tests of 690 alloy against two anti-vibration bar materials (annealed 405 stainless steel and quench-tempering 06Cr13) have been carried out using a fretting wear test rig (MFF-3000) with a contact configuration of tube-on-plate. After tests, the worn surfaces and cross-sections were examined through optical microscope, scanning electron microscopy, energy dispersive X-ray, electron probe microanalysis and a 3D optical microscope in order to obtain information of morphology and surface chemical composition. The results indicated that the damage of 690 alloy was severe when the contacting material was annealed 405 stainless steel. Under the same experimental condition, the damage of quench-tempering 06Cr13 anti-vibration bar was worse than that of annealed 405 stainless steel. The wear particles of annealed 405 stainless steel was smaller than that of quench-tempering 06Cr13. Meanwhile, numerous delamination cracks were observed on worn surfaces of quench-tempering 06Cr13. In general, with increasing temperature, more wear particles and higher level of oxygen content were observed. The most severe damage was obtained at 90 °C and oscillation amplitude of 100 μm. The main wear mechanisms were delamination and abrasive wear.

**Key words:** fretting wear; 690 alloy; 405 stainless steel; 06Cr13; tube-on-plate

Received 23 October 2019, revised 29 December 2019, accepted 30 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: pengjinfang@swjtu.edu.cn, Tel: +86-13548043069; E-mail: zhuminhao@swjtu.cn, Tel: +86-28-87600715.

The work was supported by the National Natural Science Foundation of China (U1534209, 51305364).

国家自然科学基金项目(U1534209, 51305364)资助。



在压水堆核电厂中,蒸汽发生器是产生汽轮机所需蒸汽的换热设备,也是一、二回路的枢纽,是关键设备<sup>[1]</sup>。蒸汽发生器传热管内部高速流经的高温、高压流体引起传热管的流致振动(Flow-induced vibration-FIV,流致振动)<sup>[2]</sup>,会使传热管与抗振条(或支撑板)接触处发生微动损伤(微动磨损和微动疲劳)<sup>[3-4]</sup>,致使传热管壁因磨损而减薄,使其使用寿命显著降低<sup>[5-6]</sup>。因此防止蒸汽发生器传热管的破损,是核能安全工程的重大课题<sup>[7]</sup>。

对传热管的研究,主要集中在微动疲劳<sup>[8-9]</sup>、微动磨损<sup>[10-11]</sup>、应力腐蚀<sup>[12]</sup>、微幅冲击<sup>[13-14]</sup>和数值研究<sup>[15-16]</sup>等方面,而针对传热管与抗振条在水环境下的微动磨损的研究相对较少<sup>[17-18]</sup>。本文作者选取退火405不锈钢和淬火回火06Cr13作为抗振条的试验材料,试验采用块/管线接触方式,在室温和90℃的水环境中进行微动磨损试验,对比不同抗振条在磨损性能上的优劣。

## 1 材料和方法

试验材料为外径 $d_{17.5}$  mm、内径 $d_{15.4}$  mm、长25 mm的690合金管(690 alloy),其表面粗糙度为 $R_a=0.4$   $\mu\text{m}$ 。对偶件为10 mm×12 mm×4 mm的退火405不锈钢块(简称405不锈钢,即405SS,硬度为HV168)和淬火回火06Cr13块(简称06Cr13,硬度为HV160),其表面粗糙度 $R_a$ 为0.6  $\mu\text{m}$ 。试验采用块/管线接触方式,接触区为矩形,摩擦副的接触运动方式如图1所示。

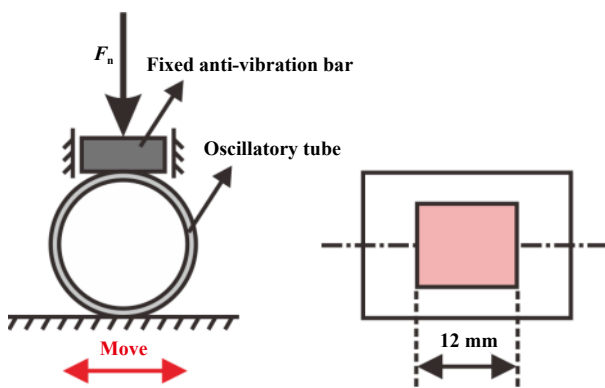


Fig. 1 The schematic diagram of contacting configuration  
图1 摩擦副的接触运动方式示意图

试验环境为氨水和去离子水混合的水溶液,室温下其pH值为9.0~9.1,电导率小于3.0。微动磨损试验参数如下:法向载荷 $F_n$ 为40 N;位移幅值 $D$ 为20和100  $\mu\text{m}$ ;试验温度 $T$ 为室温(RT, 20~25℃)和90℃( $\pm 2$ ℃)。当位移幅值 $D$ 为20  $\mu\text{m}$ 时,试验频率 $f$ 为30 Hz,试验循环周

次 $N$ 为 $10^6$ ;当位移幅值 $D$ 为100  $\mu\text{m}$ 时,试验频率 $f$ 为5 Hz,试验循环周次 $N$ 为 $10^5$ 。本研究中采用的微动试验机为MFF-3000电磁振动微动疲劳与磨损试验机,为保证具有可靠试验数据,进行了重复试验,试验次数不低于3次。

试验结束后,采用光学显微镜(OM, OLYMPUS BX50)和扫描电子显微镜(SEM, JOEL JSM-6610LV)对磨痕表面和剖面进行磨痕形貌和磨损机制分析;结合SEM配置的电子能谱(EDX, OXFORD X-MAX50 INCA-250)和电子探针(EPMA, JOELJXA-8230)对磨痕进行局部微区成分分析;采用三维光学显微镜(Bruker, Contour GT-I)进行接触损伤区的二维和三维轮廓分析。

## 2 结果与分析

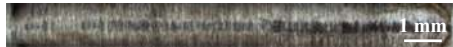





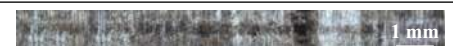

### 2.1 磨痕光学形貌分析

当 $D=20$   $\mu\text{m}$ 时,磨痕宽度较小,磨损轻微,磨痕表面有磨屑堆积;随着温度的增加,磨痕宽度和磨损程度增加较小(见图2)。当 $D=100$   $\mu\text{m}$ ,磨损较 $D=20$   $\mu\text{m}$ 时严重;随着温度的增加,磨屑和磨痕宽度明显增加。在管试样上,磨痕较多堆积于接触区中心;在块试样上,磨屑堆积于磨痕边界,这可能是由于试验过程中试样放置的位置导致的。









### 2.2 磨痕扫描电镜形貌分析

由图3可知,室温下,当 $D=20$   $\mu\text{m}$ 时,管试样的磨痕宽度约为280  $\mu\text{m}$ ,在接触区边界有少量的磨屑堆积,主要的磨损机制是磨粒磨损和剥层。当 $D=100$   $\mu\text{m}$ 时,管试样的磨痕宽度约为520  $\mu\text{m}$ ,磨痕表面被磨屑所覆盖,表面上有剥层裂纹区域。在微动过程中,最大切应力位于距表面一定距离的位置,此处塑性变形最剧烈,在交变应力的作用下反复变形,使得该处材料局部弱化而出现裂纹,裂纹先平行于表面扩展,最后分叉延伸到表面,形成剥层裂纹,最终使得材料呈片状剥落形成剥落坑。

由图4可知,当 $D=20$   $\mu\text{m}$ 时,管试样的磨痕宽度分别约为280  $\mu\text{m}$ (室温)和300  $\mu\text{m}$ ( $T=90$ ℃),且表面未见磨屑堆积;随着温度的增加,磨损和犁沟的深度增加,接触区宽度略微增加。当 $D=100$   $\mu\text{m}$ ,室温时,磨痕表面有犁沟和剥落坑,磨屑堆积于剥落坑中;与 $D=20$   $\mu\text{m}$ 时进行对比,犁沟深度增加,磨损增加,接触区宽度增加。当 $D=100$   $\mu\text{m}$ , $T=90$ ℃时,磨屑堆积于磨痕边界,表面有剥层裂纹,磨屑形状呈片层状,且磨屑尺寸比室温时大。当配副材料为06Cr13时,随着温度的增加,试样的磨损程度增加,剥层在损伤中所起的作用加剧;

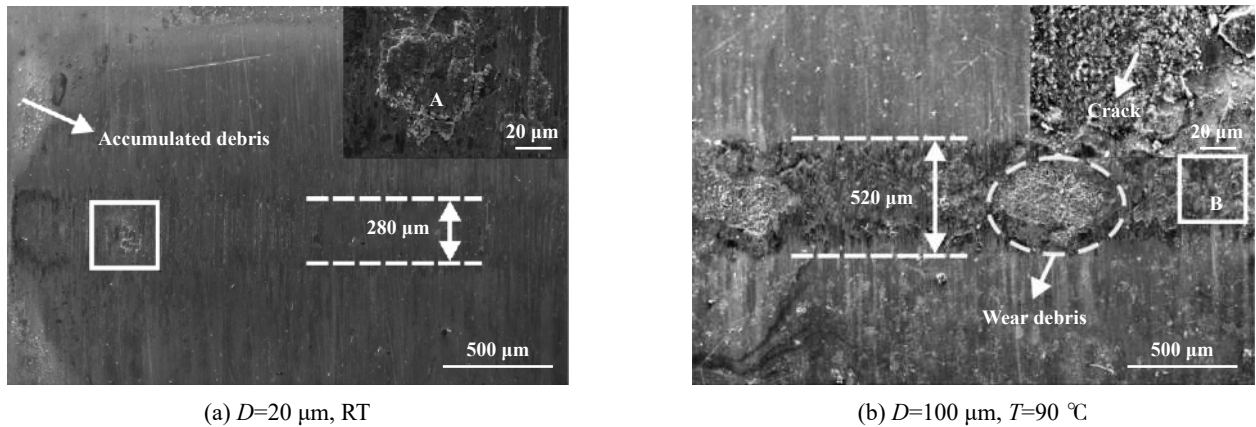
<i>D</i>	Material	RT	90 °C
20 μm	690 Alloy		
	405 SS		
100 μm	690 Alloy		
	405 SS		

(a) 690 alloy/ 405SS

<i>D</i>	Material	RT	90 °C
20 μm	690 Alloy		
	06Cr13		
100 μm	690 Alloy		
	06Cr13		

(b) 690 alloy/ 06Cr13

Fig. 2 The OM micrographs of the worn surfaces  
图2 不同温度和位移下磨痕的光学显微镜形貌图



(a) *D*=20 μm, RT

(b) *D*=100 μm, *T*=90 °C

Fig. 3 SEM micrographs of the 690 alloy, 690 alloy against 405 SS  
图3 不同温度和位移下690合金形貌的SEM照片, 配副材料405不锈钢

当温度相同时, 100 μm的磨损明显比20 μm的严重. 由图3~4可知, 当对偶件为405不锈钢时, 690合金的磨损较严重; 当配副材料为06Cr13时, 磨屑更易堆积于690合金的磨痕边界. 在试验过程中, 水起到润滑的作用, 减少磨损, 同时水作为外力加速磨屑排出接触区, 堆积于磨痕边界. 室温时, 磨损轻微, 产生的磨屑较少, 磨痕表面基本没有磨屑堆积, 磨损机制以磨粒磨损为主; 当*T*=90 °C时, 磨损加剧, 产生的磨屑较多, 少量磨屑堆积于磨痕中心, 磨损机制主要为磨粒磨损和剥层.

图5所示为不同温度和位移下抗振条材料的扫描电镜形貌图. 由图5可知, 当试验条件相同时, 405不锈钢的磨屑尺寸比06Cr13的小. 当*D*=100 μm, *T*=90 °C

时, 06Cr13表面有明显的剥层裂纹, 磨痕表面有大量的磨屑堆积, 磨损严重. 结合图4的结果, 可以推测, 当*D*=100 μm, *T*=90 °C时, 06Cr13磨损严重产生大量的磨屑, 形成第三体, 起固体润滑和承重的作用, 减少摩擦表面的接触, 从而减少690合金的磨损.

### 2.3 磨痕表面化学成分分析

图6所示为图3和图4扫描电镜图中对应位置(A, B, C和D)的EDX谱图. 由图6可知, 当*D*=20 μm, 室温, 配副材料为405不锈钢时, 690合金磨痕表面的含氧量(原子分数47.6%)较高; 而当配副材料为06Cr13时, 690合金磨痕表面的含氧量仅为26.93%(原子分数). 可以看出, 当对偶件为405不锈钢时, 690合金氧化程度较高, 磨损较严重, 此结果与扫描电镜结果相符. 当

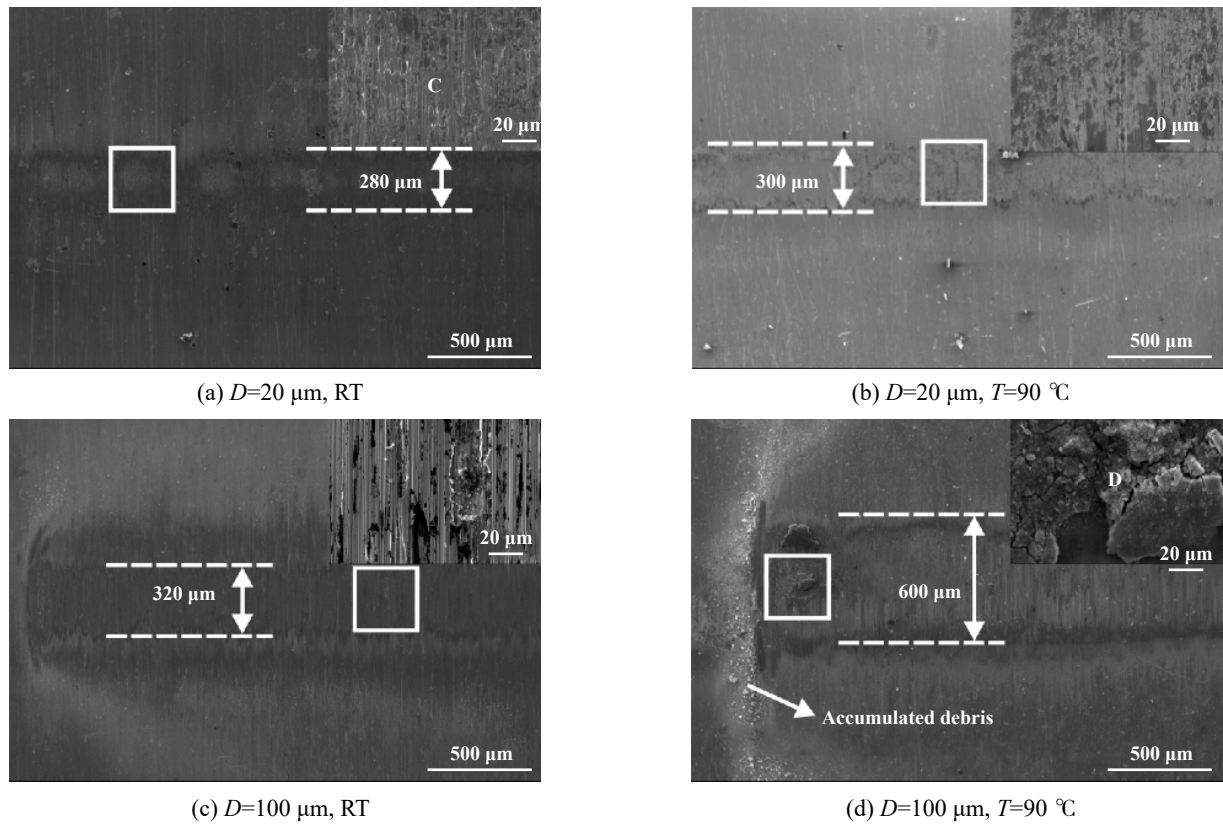


Fig. 4 SEM micrographs of the 690 alloy, 690 alloy against 06Cr13  
图 4 不同温度和位移下690合金的扫描电镜形貌图, 配副材料06Cr13

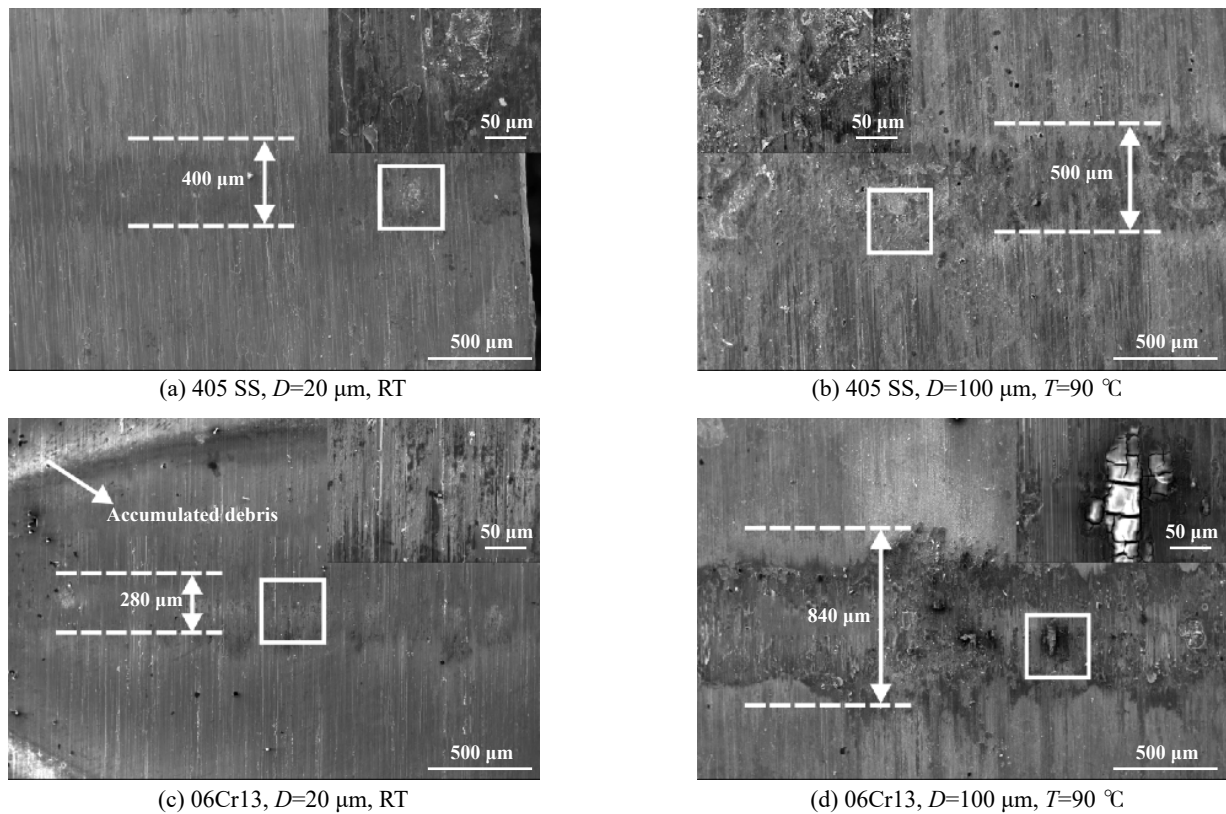


Fig. 5 SEM micrographs of the worn plates  
图 5 不同温度和位移下抗振条材料形貌的SEM照片



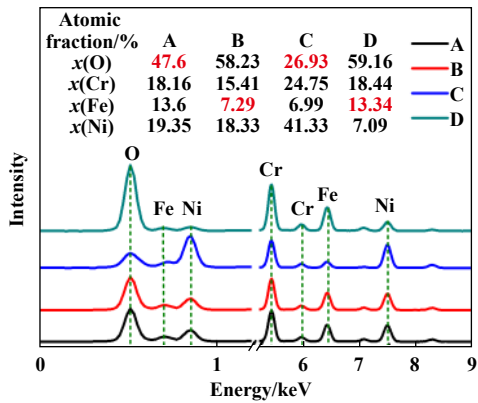


Fig. 6 EDX results of site A~D in Fig.3 and Fig.4

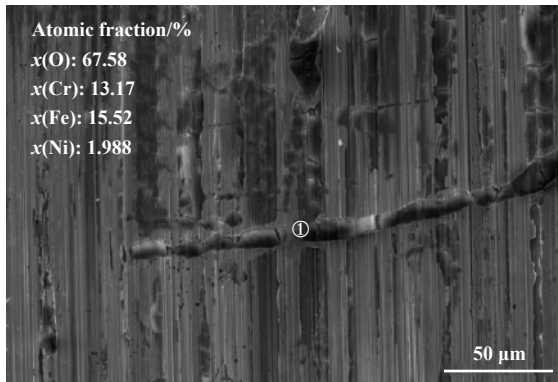
图6 扫描电镜图(图3和图4)中对应各点的EDX分析

$D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$ 时, 690合金磨痕表面的含氧量接近; 而当配副材料为405不锈钢时, 690合金磨痕表面的含铁量(原子分数7.29%)较低, 其含量约为与06Cr13进行配副(原子分数13.34%)时的一半. 690合金的主要成分为Ni和Cr, 在690合金表面检测到的Fe主

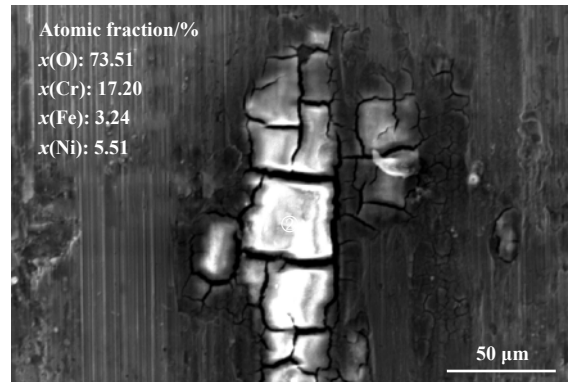
要来自摩擦副, 因此可以推测06Cr13的磨损比405不锈钢严重, 此结果与图5扫描电镜结果相符.

图7为不同温度下06Cr13磨痕表面的EDX分析. 由图7可知, 随着温度的增加, 氧的相对含量增加. 在剥层裂纹区域检测到很高的O峰, 氧的相对含量高于67% (原子分数), 说明在微动过程中, 材料表面先由于相对运动被氧化, 然后才以剥层方式剥落.

图8所示为690合金的EPMA线扫描结果, 由未磨损区域向磨痕区域进行扫描, 扫描路径为箭头所指,  $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$ . 由图8可知, 在磨痕区域, 有镍和铬的贫瘠区, 氧和铁的富集区, 表明该区域为磨屑堆积区域, 磨屑的主要成分为铁的氧化物; 在磨痕区域中氧和铁的含量变化呈现锯齿状, 这可能和在水介质中磨屑充当磨粒有关, 在犁沟内氧化严重, 所以氧和铁的含量较高, 而其他区域氧和铁的含量较低, 因此呈现锯齿状. 当配副材料为06Cr13时, 在部分区域检测的镍含量基本接近为零, 可能是由于06Cr13材料在微动过程中由于黏着磨损转移到690合金表面. 因此,



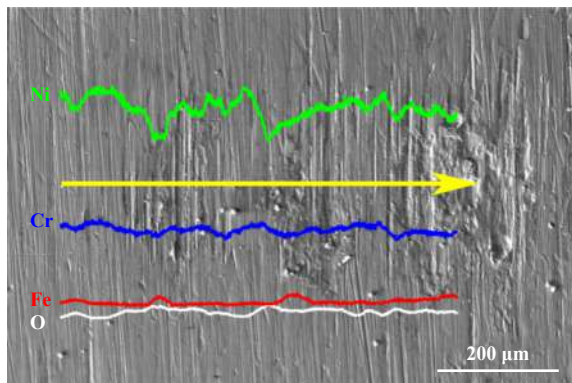
(a) RT



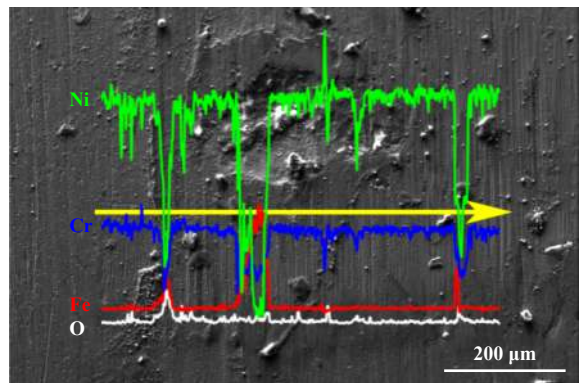
(b)  $T=90\ ^\circ\text{C}$

Fig. 7 SEM micrographs of the worn 06Cr13 plates

图7 不同温度下06Cr13磨痕表面的EDX分析,  $D=100\ \mu\text{m}$



(a) 405 stainless steel



(b) Suench-tempering 06Cr13

Fig. 8 SEM micrographs and EPMA line scan on worn surface of 690 alloy,  $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$

图8 690合金的EPMA线扫描结果,  $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$

当690合金和06Cr13配副时, 主要的磨损机制是磨粒磨损、黏着磨损和剥层.

### 2.4 磨痕形貌分析

由图9可知, 当配副材料为405不锈钢时, 690合金的磨损相对严重, 磨损深度和磨痕宽度较大. 当 $D=100\ \mu\text{m}$ , 随着温度的增加, 磨痕的深度增加. 室温时,

磨损轻微, 磨损深度在 $3\sim 5\ \mu\text{m}$ 左右, 位移的增加并未明显改变磨损深度; 当 $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ \text{°C}$ 时, 磨损深度最大, 磨损深度大于 $11\ \mu\text{m}$ . 图9(b)中有1个区域磨损深度大于 $12\ \mu\text{m}$ , 该样品在试验过程中接触均匀, 导致局部区域磨损深度过大可能由于该样品此处材料的缺陷.

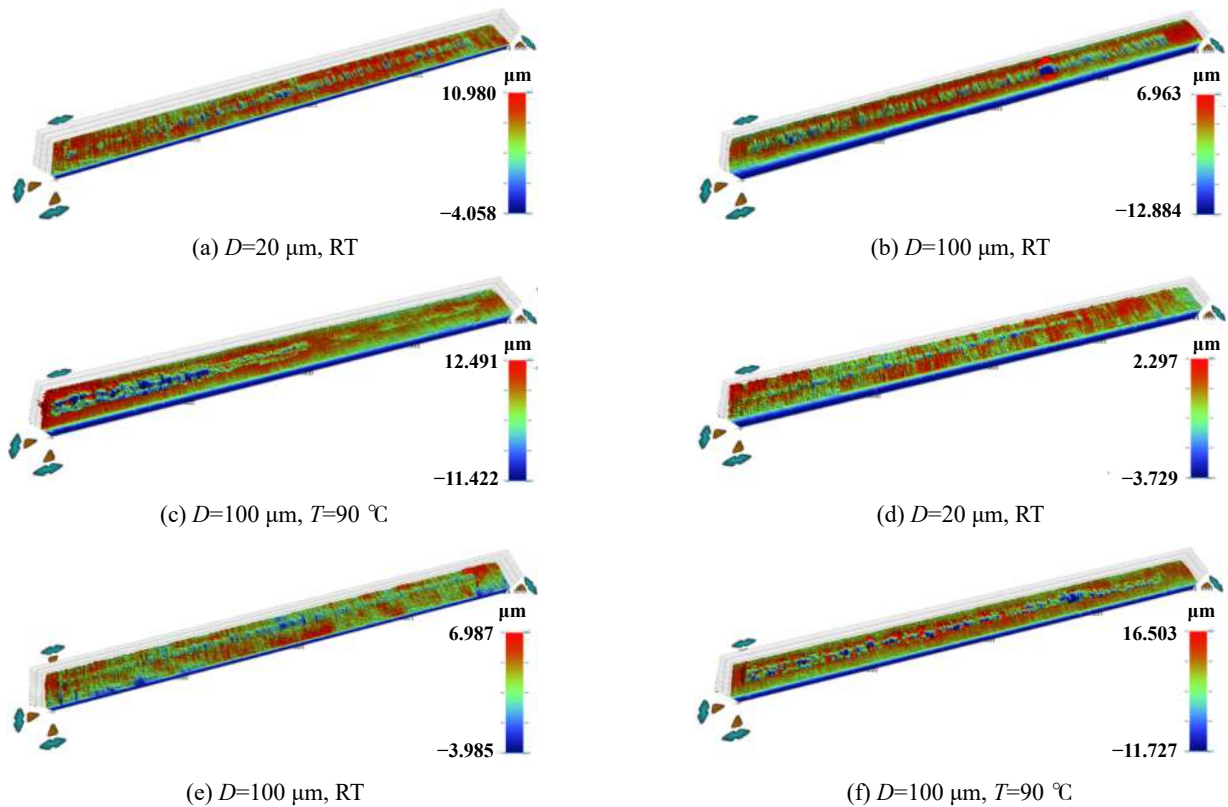


Fig. 9 The 3D-profile micrographs of the fretting tube scars, (a), (b)and(c)- 690 alloy/405 SS, (d), (e)and(f)- 690 alloy/06Cr13  
图 9 690合金的三维形貌图, (a)、(b)和(c)的配副材料为405不锈钢, (d)、(e)和(f)的配副材料为06Cr13

图10所示为与不同材料配副的690合金的沿微动方向的二维轮廓图, 选取的位置为图9中磨痕的中心位置. 由图10可知, 室温时, 690合金的磨损深度较小, 低于 $2\ \mu\text{m}$ . 当 $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ \text{°C}$ 时, 当配副材料为06Cr13时, 690合金的磨痕边界区域高于基准面, 这可能是磨屑堆积导致, 此结果与图4和图5的扫描电镜结果相符; 当配副材料为405不锈钢时, 690合金的磨损深度大于 $10\ \mu\text{m}$ , 且690合金的磨损比与06Cr13配副严重.

### 2.5 剖面分析

综上所述, 当 $T=90\ \text{°C}$ 、 $D=100\ \mu\text{m}$ 时, 690合金的磨损较为严重. 因此, 选取 $T=90\ \text{°C}$ 、 $D=100\ \mu\text{m}$ 工况下的样品由沿微动方向剖开, 用树脂镶嵌后, 经砂纸研磨、抛光后在扫描电镜下观察其剖面形貌. 当配副材料为06Cr13时, 690合金的剖面形貌如图11所示. 由图11可

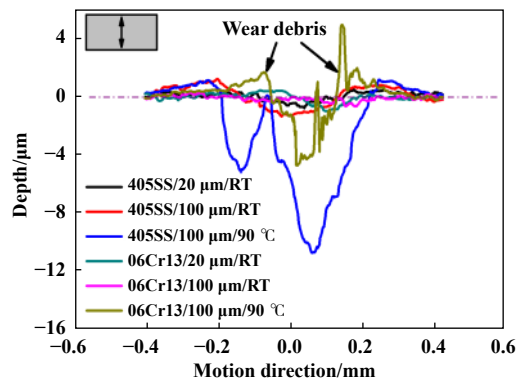


Fig. 10 The profile of the fretting tube scars, along with the fretting direction  
图 10 690合金沿微动方向的二维轮廓图

知, 690合金的剖面未观察到裂纹和磨屑层, 在690合金的剖面能观察到“U”型凹坑, 这可能是由于剥层导



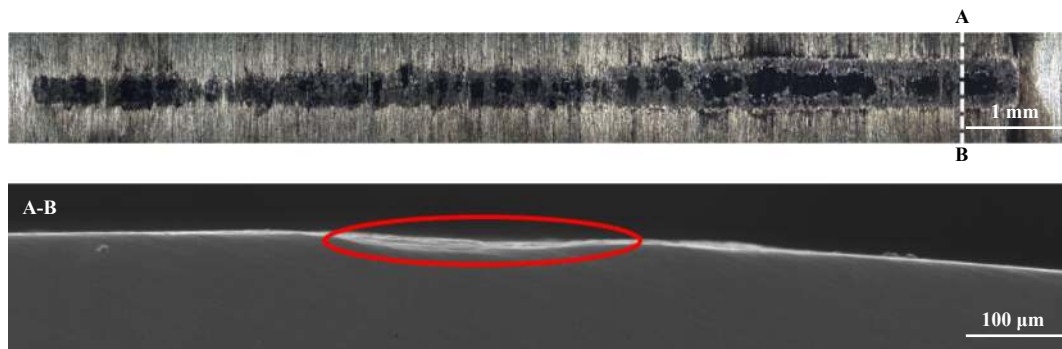


Fig. 11 The cross-section morphologies of worn 690 alloy,  $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$ , 690 alloy/06Cr13

图 11 690合金的剖面分析结果,  $D=100\ \mu\text{m}$ ,  $T=90\ ^\circ\text{C}$ , 配副材料06Cr13

致. 总体而言, 690合金磨损不严重.

### 3 结论

a. 随着温度和位移的增加, 690合金表面的磨屑增加, 氧化程度加剧, 磨损加剧; 主要的磨损机制为磨粒磨损和剥层, 且随着温度的增加, 剥层在损伤中所起的作用加剧. 由于水的作用, 690合金的磨损轻微, 其剖面未见裂纹和磨屑层.

b. 当配副材料为405不锈钢时, 690合金的磨损较严重. 这可能是由于工况相同时, 06Cr13的磨损比405不锈钢严重, 06Cr13形成大量磨屑, 起固体润滑和承重的作用, 减少690合金的磨损. 此外, 405不锈钢的磨屑尺寸较小, 06Cr13磨痕表面存在大量的剥层裂纹.

c. 磨痕表面的化学成分分析表明, 06Cr13表面的材料在剥落之前, 由于相对运动已被氧化; 690合金的EPMA线扫描结果表明, 在磨损区域中氧和铁的含量变化呈现锯齿状; 黏着磨损致使的材料转移, 690合金表面有贫镍区.

### 参考文献

- [1] M Helmi Attia. Fretting fatigue and wear damage of structural components in nuclear power station-fitness for service and life management perspective[J]. Tribology, 2006, 39(2): 1294–1304. doi: 10.1016/j.triboint.2006.02.052.
- [2] Che Honglong, Lei Mingkai. Fretting wear damage of steam generator tubes and its prediction modeling[J]. China Nuclear Power, 2013, 6(2): 115–119 (in Chinese) [车宏龙, 雷明凯. 蒸汽发生器传热管的微动磨损损伤及预测模型[J]. 中国核电, 2013, 6(2): 115–119].
- [3] Rubiolo P R, Young M Y. On the factors affecting the fretting-wear risk of PWR fuel assemblies[J]. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239(1): 68–79. doi: 10.1016/j.nucengdes.2008.08.021.
- [4] Ding Xunshen. Fretting wear and protection of steam generator tubes[J]. Nuclear Safe, 2006, (3): 27–32 (in Chinese) [丁训慎. 蒸汽发生器传热管的微振磨损及其防护[J]. 核安全, 2006, (3): 27–32]. doi: 10.16432/j.cnki.1672-5360.2006.03.007.
- [5] Ding Xunshen. The design safety of steam generators in NPP[J]. Nuclear Safe, 2005, (2): 1–6 (in Chinese) [丁训慎. 核电站蒸汽发生器设计中的安全问题[J]. 核安全, 2005, (2): 1–6]. doi: 10.16432/j.cnki.1672-5360.2005.02.001.
- [6] Tang Hui. Fretting damage one of world-wide difficulties in the field of nuclear power equipment and structures for a long-term[J]. Nuclear Power Engineering, 2000, 21(3): 221–231 (in Chinese) [唐辉. 世界核电设备与结构将长期面临的一个问题—微动损伤[J]. 核动力工程, 2000, 21(3): 221–231]. doi: 10.3969/j.issn.0258-0926.2000.03.008.
- [7] Zhang Xiaoyu, Ren Pingdi, Zhang Yafei, et al. Fretting wear behavior of Incoloy 800 alloy at high temperature[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2010, 20(8): 1545–1551 (in Chinese) [张晓宇, 任平弟, 张亚非, 等. Incoloy800 合金的高温微动磨损特性[J]. 中国有色金属学报, 2010, 20(8): 1545–1551]. doi: 10.19476/j.ysxb.1004.0609.2010.08.016.
- [8] Zheng Jinsong, Zhao Lina, Li Gan. The effect of contact force and temperature on the fatigue life of Inconel 690 alloy[J]. Materials Protection, 2015, 48(3): 27–30 (in Chinese) [郑劲松, 赵丽娜, 厉淦. 接触应力和高温环境对Inconel 690合金微动疲劳寿命的影响[J]. 材料保护, 2015, 48(3): 27–30]. doi: 10.16078/j.tribology.2019124.
- [9] Jae-do Kwon, Han-kyu Jeung, Il-sup Chung, et al. A study on fretting fatigue characteristics of Inconel 690 at high temperature[J]. Tribology International, 2011, 44: 1483–1487. doi: 10.1016/j.triboint.2010.11.006.
- [10] Li Jie Lu Yonghao. Displacement amplitude effects on the fretting wear behavior and mechanism of Inconel600 alloy[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2014, 36(10): 1328–1334 (in Chinese) [李杰, 陆永浩. 位移幅值对Inconel600合金微动磨损性能和机制的影响[J]. 北京科技大学学报, 2014, 36(10): 1328–1334]. doi: 10.13374/j.issn1001-053x.2014.10.008.
- [11] Zhang X, Ren P, Peng J, et al. Fretting wear behavior of Inconel 690 in hydrazine environments[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2014, 24(2): 360–367. doi: 10.1016/S1003-

- 6326(14)63069-7.
- [12] Do Haeng Hur, Deok Hyun Lee. Effect of solid solution carbon on stress corrosion cracking of Alloy 600 in a primary water at 360 °C [J]. *Materials Science & Engineering A*, 2014, 603: 129–133. doi: [10.1016/j.msea.2014.02.063](https://doi.org/10.1016/j.msea.2014.02.063).
- [13] Yang Rong, Cai Zhenbing, Lin Yingwu, et al. Investigation on impact fretting wear behavior of alloy 690 tube at dry and room temperature[J]. *Tribology*, 2015, 35(5): 525–530 (in Chinese) [阳荣, 蔡振兵, 林映武, 等. 690合金管在室温干态下的冲击微动磨损特性研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(5): 525–530]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.05.002](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.05.002).
- [14] Cai Zhenbing, Deng Xiaojian, Yang Rong, et al. Micro-amplitude impact wear behavior of 690 alloy under deionized water and dry conditions[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(4): 14–18 (in Chinese) [蔡振兵, 邓小剑, 阳荣, 等. 690合金在去离子水和干态下的微幅冲击磨损行为研究[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(4): 14–18]. doi: [10.13465/j.cnki.jvs.2015.04.003](https://doi.org/10.13465/j.cnki.jvs.2015.04.003).
- [15] Feng Zhipeng Zang Fenggang Zhang Yixiong. Numerical study on flow induced vibration characteristics of heat transfer tube[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2014, 48(10): 1807–1813 (in Chinese) [冯志鹏, 臧峰刚, 张毅雄. 传热管流体诱导振动特性的数值研究[J]. *原子能科学技术*, 2014, 48(10): 1807–1813]. doi: [10.7538/yzk.2014.48.10.1807](https://doi.org/10.7538/yzk.2014.48.10.1807).
- [16] Tang Lichen Xie Yongcheng Jing Yi, et al. Influence of in-plane contact stiffness of anti-vibration bar on flow-induced vibration of heat-transfer tube in steam generator[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2016, 50(4): 645–652 (in Chinese) [唐力晨, 谢永诚, 景益, 等. 抗振条面内接触刚度对蒸汽发生器传热管流致振动的影响[J]. *原子能科学技术*, 2016, 50(4): 645–652]. doi: [10.7538/yzk.2016.50.04.0645](https://doi.org/10.7538/yzk.2016.50.04.0645).
- [17] Mi X, Wang W X, Xiong X M, et al. Investigation of fretting wear behavior of Inconel 690 alloy in tube/plate contact configuration[J]. *Wear*, 2015, 328: 582–590. doi: [10.1016/j.wear.2015.04.003](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.04.003).
- [18] Mi X, Cai Z B, Xiong X M, et al. Investigation on fretting wear behavior of 690 alloy in water under various temperatures[J]. *Tribology International*, 2016, 100: 400–409. doi: [10.1016/j.triboint.2016.05.012](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.012).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019197

# 核废料硼硅酸盐玻璃在酸性溶液环境下的 摩擦磨损性能

乔乾, 何洪途\*, 余家欣

(西南科技大学 制造过程测试技术教育部重点实验室, 四川 绵阳 621010)

**摘要:** 通过环境可控的直线往复摩擦磨损试验机, 以不锈钢球为对磨副, 探究核废料硼硅酸盐玻璃在不同pH酸性溶液环境中的磨损行为和磨损机理. 研究发现, 随着外界溶液pH逐渐从1增大到7, 摩擦过程中的摩擦系数缓慢增加, 但硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的磨损量呈现先增大后减小的变化规律. 硼硅酸盐玻璃在不同pH下的材料去除与其界面的电荷特性和接触情况密切相关. 当溶液pH < 2.5时, 硼硅酸盐玻璃基底和不锈钢球表面带正电荷, 界面的排斥作用降低了界面的直接接触和剪切应力, 从而降低了玻璃材料的磨损量; 当pH为2.5时, 硼硅酸盐玻璃表面几乎不带电荷, 使得硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在磨损过程中进行直接的接触, 导致其磨损量最大; 当pH > 2.5时, 硼硅酸盐玻璃表面与不锈钢球表面分别带负电荷和正电荷, 界面间呈现吸引力作用, 界面间的水化层对磨损界面起到润滑作用, 从而降低硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的磨损量.

**关键词:** 硼硅酸盐玻璃; 磨损; pH; 静电作用

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0322-08

## Effect of Acid Solutions on Friction and Wear Behaviors of Nuclear Borosilicate Glass

QIAO Qian, HE Hongtu\*, YU Jiabin

(Key Laboratory of Testing Technology for Manufacturing Process, Ministry of Education, Southwest University of Science and Technology, Sichuan Mianyang 621010, China)

**Abstract:** Using an environment-controlled linear reciprocating tribometer, the effect of acid solutions on wear behaviors of nuclear borosilicate glass were studied by rubbing against a stainless steel ball under different pH solutions. Experimental results indicated that the steady-state friction coefficient increased slowly, and the wear damage of the borosilicate glass increased firstly and then decreased when the solution pH increased gradually from 1 to 7. Further analysis showed that the wear mechanism of borosilicate glass in acid solutions strongly depended on the electrostatic effects and contact conditions of the sliding interface. When the pH was less than 2.5, both the borosilicate glass substrate and stainless steel ball were positively charged, the interface repulsive force reduced the direct contact and shear stress of the interface, resulting in the decrease of wear volume of glass materials. When the pH of the solution was 2.5, the borosilicate glass was almost zero-charged, the direct contact between borosilicate glass and stainless steel ball led to the substantial material loss. In contrast, when the pH was higher than 2.5, the borosilicate glass substrate and stainless steel ball were negatively charged and positively charged, respectively. The interface presented the attractive effect, and the hydration layer between the interfaces lubricated the sliding interface, resulting in lower wear volume of both borosilicate glass and stainless steel ball.

**Key words:** borosilicate glass; wear; pH; electrostatic effects

Received 22 October 2019, revised 4 December 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: hehongtu@swust.edu.cn, Tel: +86-816-6089685.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51605401, 51575462) and the Scientific Research Fund of Sichuan Provincial Education Department, China (17ZA0408).

国家自然科学基金项目(51605401, 51575462)和四川省教育厅科研重点项目(17ZA0408)资助.

硼硅酸盐玻璃凭借耐高温且机械化学性能优异的特点被广泛应用于核废料固化处理技术<sup>[1-2]</sup>。通常情况下, 高放射性核素首先熔融于硼硅酸盐玻璃中以固定核素, 然后将填充材料混合处理放置于承装玻璃固化体的不锈钢罐中, 最后埋深于近1 km的深层地质层中, 以限制并防止放射性核素的释放<sup>[3]</sup>。然而, 用于核废料处理的硼硅酸盐玻璃在前期搬运、安装和地质存储的过程中, 不可避免地面临着接触、摩擦和材料破坏过程, 进而威胁到核废料玻璃中放射性核素的稳定性<sup>[4]</sup>。因此, 研究硼硅酸盐玻璃在不同条件下的材料破坏和去除行为对其服役过程和玻璃固化技术等均具有重要的指导作用<sup>[5]</sup>。

通常情况下, 水分子被认为是导致玻璃内部主体结构破坏的最主要因素, 因为水分子易与玻璃中Si-O-Si网络结构发生水合和水解等反应<sup>[6]</sup>。例如, Gin等<sup>[7]</sup>发现核废料国际简易玻璃(ISG)中含有Si-O-Si和B-O-Si主体结构, 当面临水分子等化学腐蚀作用时, 硼硅酸盐玻璃表面会同时析出Na<sup>+</sup>以及与其析出动力学相当的B元素, 因此, 硼硅酸盐玻璃表面很容易出现水分子诱导玻璃主体结构的水解反应。此外, Aréna等<sup>[8]</sup>发现核废料玻璃中的Zn和Zr等元素与Si-O-Al网络结构相连接, 进而导致硼硅酸盐玻璃出现二次分离相, 使得玻璃内部结构在水分子的侵蚀作用下易形成凝胶层, 从而降低硼硅酸盐玻璃的溶解速率。值得注意的是, 除了水分子诱导的静态腐蚀作用, 水分子还会影响核废料玻璃的磨损性能。例如, 乔等<sup>[9]</sup>发现, 在干燥环境下, 核废料硼硅酸盐玻璃的摩擦系数和磨损量最大, 随着环境湿度从RH20%增大到RH70%时, 玻璃基底的磨损系数、磨损量和次表面损伤程度逐渐减小, 而在液态水环境下, 由于水分诱导的摩擦化学反应和润滑作用, 使得此时玻璃基底的磨损量和次表面损伤均远小于干燥和潮湿环境下。

除了中性的水分子, 不同酸碱性的液体环境也能显著影响材料的摩擦磨损性能。例如, Kalin等<sup>[10]</sup>发现Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>材料在强酸(pH=0.85)和强碱(pH=13)的溶液环境下的摩擦系数明显小于其他环境, 但其对应的磨损量却很大, 这主要归因于Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>在强酸和强碱环境下的溶解性较大。Zhang等<sup>[11-13]</sup>发现玻璃和氮化硅球的磨损行为主要受到氢离子浓度的影响, 当处在强酸溶液环境时(pH<2), 界面的氢离子浓度足够高, 进而导致摩擦系数受到界面双电层和水化层的影响, 造成界面的摩擦系数小于0.06<sup>[14]</sup>。同时, Yan等<sup>[15]</sup>发现当外界溶液的pH从7逐渐降低至1时, 聚醚醚酮(PEEK)与氮化硅球的界面摩擦系数急剧降低, PEEK的磨损量降低

了近两个量级, 分析表明, 酸性溶液中氢离子诱导双电层产生的斥力、电黏性和水化层是PEEK/Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>材料摩擦磨损性能降低的主要原因。

对于玻璃材料而言, 在纯水或酸性环境中的水分子(H<sub>2</sub>O)或水合氢离子(H<sub>3</sub>O<sup>+</sup>)易与玻璃表面发生水合和离子交换反应。例如, Sheth等<sup>[16]</sup>发现当钠钙硅玻璃经90 ℃的HCl溶液(pH=1)处理24 h时, 玻璃的Si-O-Si网络结构的IR吸收峰从1 060 cm<sup>-1</sup>增大到1 065 cm<sup>-1</sup>, 这表明Na<sup>+</sup>在酸性液体环境中易于从玻璃表层中析出, 使得玻璃表层变成“富SiO<sub>2</sub>”结构。但是, 由于用于核废料固化处理的硼硅酸盐玻璃成分的不同, 造成其在纯水或者酸性环境下的离子交换反应和摩擦化学反应也有所不同。然而, 针对于硼硅酸盐玻璃在不同酸性环境下的摩擦磨损性能以及演化规律还未见报道。

为了系统地研究硼硅酸盐玻璃在不同酸性溶液环境下的磨损行为和摩擦磨损机理, 选用不锈钢球作为摩擦副, 研究硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液环境下的摩擦磨损性能。通过对比分析不同pH溶液环境下硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的二维特征磨损形貌与磨损体积, 揭示pH变化对硼硅酸盐玻璃材料去除行为的影响规律与机理。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料

选取典型用于核废料玻璃研究的硼硅酸盐玻璃(中国建筑材料科学研究院, 北京)作为摩擦磨损试验的基底材料。硼硅酸盐玻璃的化学组成为51.55%SiO<sub>2</sub>(质量分数 $w$ )、15.58%B<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、14.24%Na<sub>2</sub>O、7.66%Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、5.96%CaO和5.01%ZrO<sub>2</sub>, 该玻璃的化学组成跟广泛应用于核废料玻璃研究的玻璃(ISG玻璃和SON68玻璃)的化学组成非常接近<sup>[1, 5]</sup>。采用 $\phi$ 4 mm的不锈钢球(锐利五金钢球, 浙江)作为摩擦磨损试验的对磨副。通过采用质量分数38%的HCl溶液(成都市新都区木兰镇工业开发区, 四川)配制不同pH溶液以实现摩擦磨损试验中不同的溶液环境, 并采用微型pH计(PHS-W系列, 上海般特仪器有限公司)进行pH的标定以及测量, 溶液的pH分别设置为1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、4.0、5.0、6.0和7.0。

### 1.2 试验方法

在摩擦磨损试验前, 将硼硅酸盐玻璃基底和不锈钢球在无水乙醇和纯水中先后超声清洗3 min, 然后用高纯氮气吹干备用。采用环境可控的直线往复摩擦磨



损试验机(MFT-3000, Rtec, San Jose, CA)进行摩擦磨损试验. 试验的磨损长度为5 mm, 磨损速度为4 mm/s, 磨损时间为3 min, 法向载荷为2 N. 每一种工况条件下的摩擦磨损试验至少单独重复5次, 以确保获取的试验数据的真实性和可信度. 借助白光干涉三维形貌扫描仪(MFT-3000, RTEC, San Jose, CA)进行原位观测硼硅酸盐玻璃基底和不锈钢球表面的磨痕形貌和二维特征磨损线轮廓, 同时基于材料的二维特征磨损线轮廓计算其对应的磨损体积, 以总结硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液环境中的磨损规律. 最后, 采用扫描电镜(EVO18, Zessie, Oberkochen, Germany)观测硼硅酸盐玻璃基底的磨痕形貌.

## 2 结果和讨论

### 2.1 硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在不同pH环境下的摩擦行为

图1(a)为不同pH环境下硼硅酸盐玻璃与不锈钢球的摩擦系数随摩擦磨损时间的变化规律. 可以看出, 随着摩擦磨损的进行, 硼硅酸盐玻璃界面的摩擦系数逐渐稳定在0.2~0.3的范围内, 其具体数值与试验环境的pH值密切相关. 基于图1(a)的结果, 图1(b)示出了玻璃界面稳态摩擦系数随溶液pH值的变化规律. 当外界溶液环境的pH为1.0时, 摩擦磨损接触界面的稳态摩擦系数约为0.20. 随着溶液pH值的逐渐增大, 玻璃界面的稳态摩擦系数也逐渐增大. 当溶液pH数值在2.0~5.0范围内时, 玻璃界面的稳态摩擦系数约为0.23, 但随着溶液pH的进一步增大, 硼硅酸盐玻璃界面的摩擦系数进一步增大, 在pH=7时达到最大(约0.27). 结果表明, 在摩擦磨损过程中, 外界溶液pH会影响硼硅酸盐玻璃的稳态摩擦系数, 硼硅酸盐玻璃界

面的稳态摩擦系数呈现随着溶液pH的增加而缓慢增大的变化规律. 值得注意的是, 硼硅酸盐玻璃在酸性溶液中的摩擦系数与在液态水环境中(约0.24)的比较接近<sup>[9]</sup>, 表明此时摩擦界面的润滑作用和摩擦化学作用主导界面的摩擦磨损行为.

### 2.2 硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在不同pH下的磨损行为

图2(a~c)为摩擦磨损试验后3个典型不锈钢球的二维特征磨损线轮廓, 分别对应磨损时溶液pH分别为1.0、2.5和5.0. 可以发现, 无论溶液pH的大小, 不锈钢球均出现了明显的材料去除(磨损), 且磨损表面相对光滑. 为了定量对比不锈钢球在不同酸性条件下磨损体积变化, 图2(d)示出了通过计算得到的不锈钢球磨损体积随溶液pH的变化规律. 当溶液pH为1.0时, 不锈钢球的磨损体积最低, 为 $0.4 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$ , 随着溶液pH值的增大, 不锈钢球的磨损体积逐渐增大, 当溶液pH为2.5时达到最大值( $1.2 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$ ). 然而随着溶液pH的进一步增加, 不锈钢球的磨损体积开始缓慢减小, 当溶液pH=7.0时, 不锈钢球的磨损体积降低为 $0.42 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$ . 结果表明, 在摩擦磨损过程中, 不锈钢球的磨损性能容易受到溶液pH的影响. 当pH小于2.5时, 不锈钢球的磨损量随着pH的增加而增大, 而当pH大于2.5时, 不锈钢球的材料去除量随着溶液pH的增加而缓慢减小.

图3为不同pH溶液下磨损试验后硼硅酸盐玻璃基底的磨损形貌、磨损轮廓以及磨损高度和体积的变化规律. 可以看出, 硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液的磨损试验下均出现了明显的材料去除[图3(a~d)], 且比不锈钢的更为严重(图2). 图3(e)和图3(f)分别为通过计算得出的硼硅酸盐玻璃基底在不同pH溶液环境下的磨损

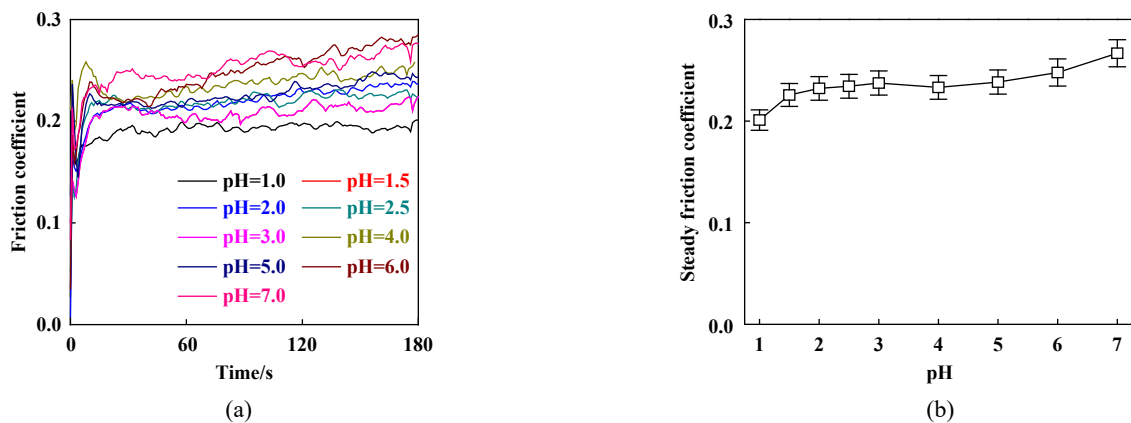


Fig. 1 Friction coefficient (a) and steady-state friction coefficient (b) of borosilicate glass substrates when rubbing with a stainless steel ball in various pH solutions

图1 硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液中的摩擦系数(a)以及稳态摩擦系数(b)



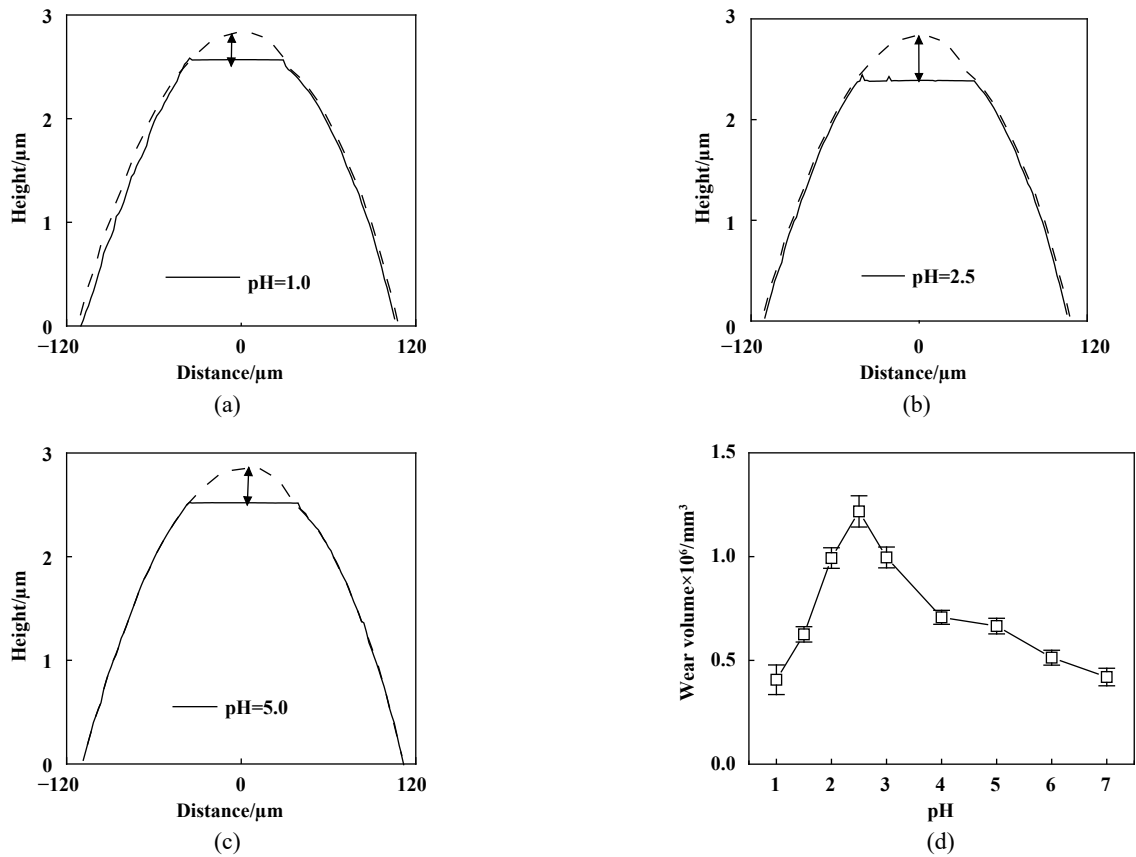


Fig. 2 Characteristic line profiles (a~c), and wear volume (d) of stainless steel ball surface after wear tests in various pH solutions

图 2 不锈钢球在不同pH溶液环境中摩擦磨损后的二维特征磨损轮廓线(a~c), 磨损体积(d)

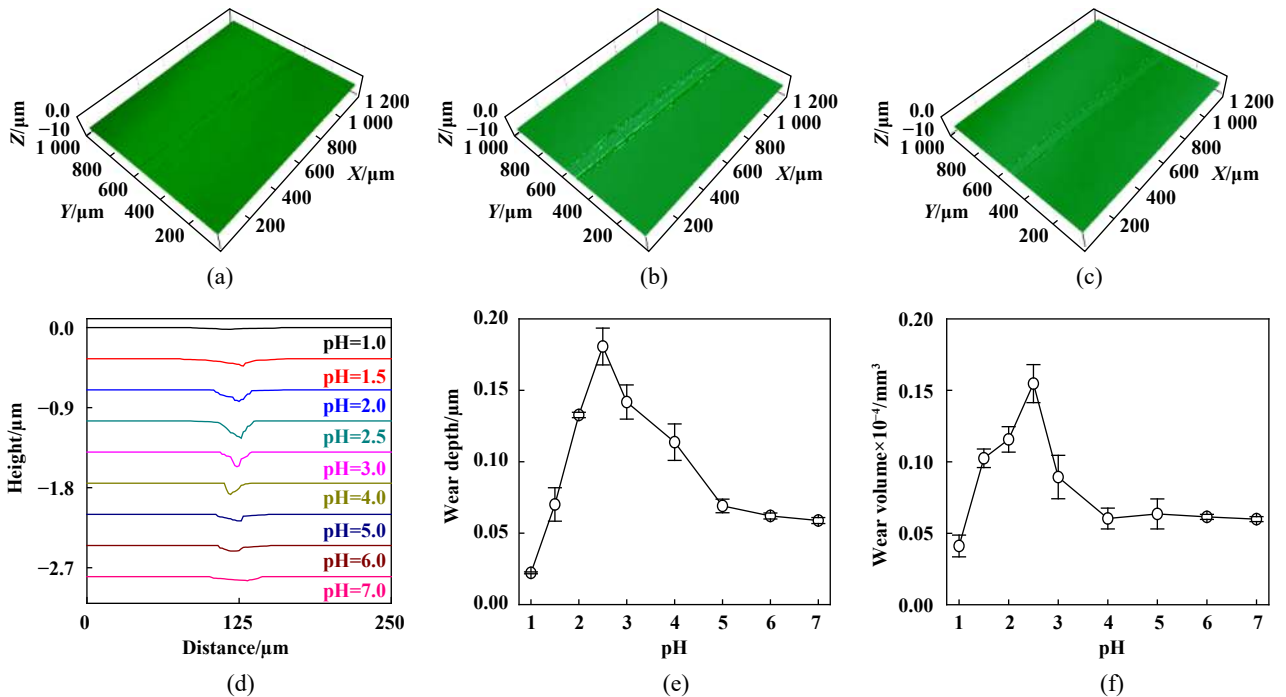


Fig. 3 Optical profilometer images (a~c), characteristic line profiles (d), wear depth (e) and wear volume (f) of borosilicate glass surface after wear tests in various pH solutions

图 3 硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液中摩擦磨损后的典型表面形貌(a~c), 二维特征磨损轮廓线(d)和磨损深度(e)以及磨损体积(f). 其中(a~c)对应的pH分别为1.0、2.5和5.0

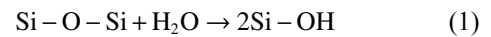
深度和磨损体积. 当溶液pH从1.0增至2.5时, 硼硅酸盐玻璃基底的磨损深度从 $0.02\ \mu\text{m}$ 逐渐增至 $0.18\ \mu\text{m}$ , 其对应的磨损体积则从 $0.04\times 10^{-4}\ \text{mm}^3$ 增至 $0.15\times 10^{-4}\ \text{mm}^3$ . 然而当溶液pH进一步增大时, 硼硅酸盐玻璃基底的磨损深度和磨损体积却开始缓慢减小, 当溶液pH=7.0时, 硼硅酸盐玻璃的磨损深度和体积分别降低至 $0.06\ \mu\text{m}$ 和 $0.06\times 10^{-4}\ \text{mm}^3$ . 上述结果表明, 硼硅酸盐玻璃基底的磨损规律对接触界面溶液pH的变化非常敏感, 当pH小于2.5时, 硼硅酸盐玻璃基底的磨损量随着溶液pH的增加而增大, 然而当pH大于2.5时, 硼硅酸盐玻璃基底的磨损随着溶液pH的增加而缓慢减小. 这与不锈钢球的磨损量随溶液pH的变化规律一致(见图2).

为了进一步掌握硼硅酸盐玻璃在不同酸性环境下的磨损行为, 图4对比了不同酸性环境下硼硅酸盐玻璃磨损区域及其次表层损伤的扫描电镜图. 可以看出, 当pH为1.0和5.0时, 硼硅酸盐玻璃表面磨痕相对光滑, 在摩擦过程中, 玻璃基底的材料去除深度较小, 少量的磨屑黏着在磨痕内部. 然而当pH为2.5时, 玻璃表面出现了明显的材料去除, 磨痕内部伴随着大量的磨屑和赫兹裂纹. 同时, 通过图4(d)可以发现, 当pH为1.0和5.0时, 玻璃基底的次表层损伤相对轻微, 损伤形式以剪切变形为主, 次表层深度分别为 $7.8\ \mu\text{m}$ 和 $13.4\ \mu\text{m}$ , 然而当pH为2.5时, 次表层损伤形式包括剪切变形和少量的微裂纹, 整个次表面的损伤呈现“半月”状, 损伤深度为pH为1.0和5.0时的近1.8~3.2倍(约 $24.6\ \mu\text{m}$ ),

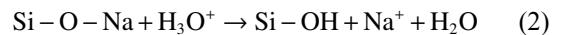
损伤位置存在明显的横向裂纹和侧向裂纹. 结果表明, 硼硅酸盐玻璃基底在不同酸性溶液环境下的次表层损伤规律和表层损伤规律一致(见图3).

### 2.3 硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在不同pH下的磨损机理

前期研究表明<sup>[17]</sup>, 在液态环境中, 界面的摩擦化学反应将对材料的磨损起到重要影响, 其中针对硼硅酸盐玻璃, 水分子诱导的摩擦化学反应往往起着主导作用. 通常情况下, 水分诱导硅酸盐玻璃表面的摩擦化学反应主要包括两个因素: 第一, 剪切应力下的Si-O-Si网络结构的水解反应, 造成其网络结构键的断裂, 从而加速玻璃表面结构的损伤与破坏. 该过程即为应力腐蚀理论是应力腐蚀理论<sup>[18]</sup>, 其化学反应可表示为



第二, 玻璃表面析出性 $\text{Na}^+$ 的析出与离子交换作用. 对于钠钙玻璃而言, 玻璃表层的 $\text{Na}^+$ 易析出, 并与环境中的水化物质(如 $\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{H}_3\text{O}^+$ )发生离子交换反应, 其化学反应可表示为



然而前期研究表明<sup>[9]</sup>, 主导核废料硼硅酸盐玻璃在水分环境下摩擦磨损性能的主要因素不是析出性 $\text{Na}^+$ 诱导的摩擦化学反应, 而是界面的水解作用和润滑作用. 此外, 当外界溶液环境包含大量 $\text{H}^+$ 时, 由于玻璃表面活性基团的改变, 界面摩擦磨损性能也会发生

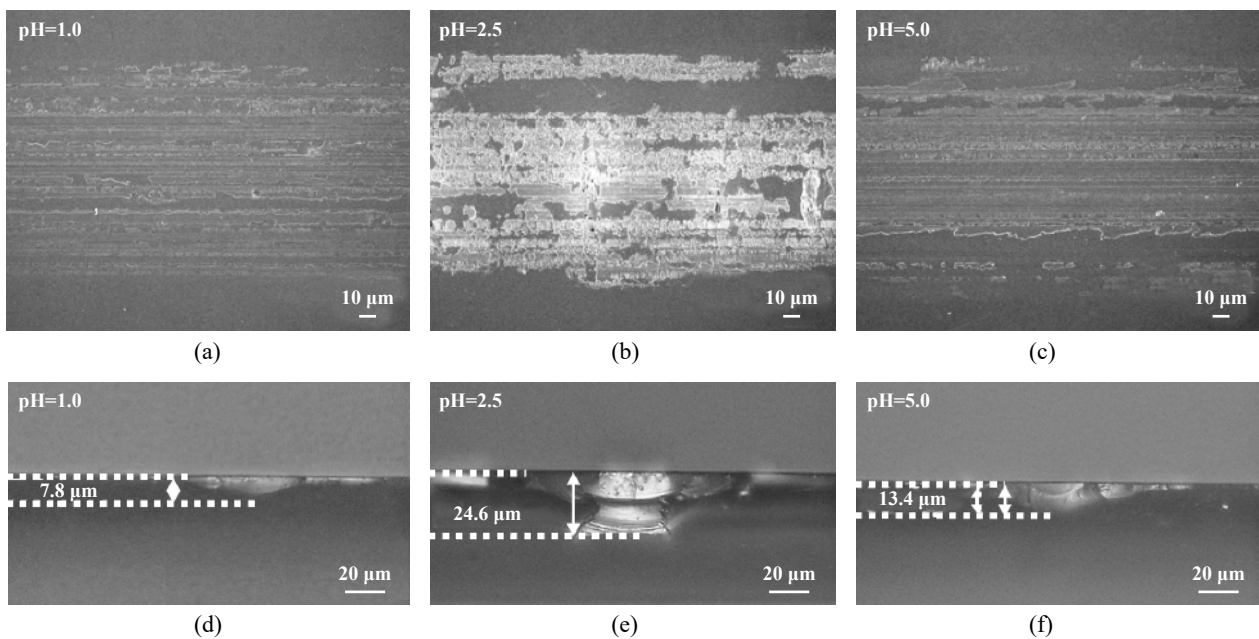
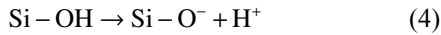
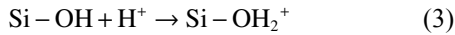


Fig. 4 SEM micrographs of the wear track (a~c) and subsurface damage (d~f) of borosilicate glass after wear tests in various pH solutions

图4 硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液中的形貌和次表面损伤的SEM照片

改变<sup>[11-13]</sup>, 因此, 氢离子的浓度将显著影响玻璃材料的磨损机理. 在酸性溶液中, 硼硅酸盐玻璃表面活性基团可能与H<sup>+</sup>发生如下化学反应:



上述两种反应的发生与溶液的pH值(H<sup>+</sup>浓度)密切相关, 当溶液的H<sup>+</sup>浓度较大时, 玻璃表面将形成Si-OH<sub>2</sub><sup>+</sup>[见式(3)], 此时玻璃表面正电荷的数量大于负电荷的数量, 导致玻璃表面净带正电荷; 然而, 当溶液H<sup>+</sup>浓度较小时, 玻璃表面形成Si-O<sup>-</sup>[见式(4)], 此时玻璃表面正电荷的数量小于负电荷的数量, 进而导致玻璃表面净带负电荷. 研究表明, 当溶液中H<sup>+</sup>浓度达到某一特征值时, 固体材料表面的净带电荷会变成零, 这一数值即为该材料的等电点(pH<sub>pzc</sub>)<sup>[19]</sup>. 对于不锈钢球, 其等电点为7<sup>[20]</sup>. 根据双电层理论, 当溶液pH<7.0时, 不锈钢球表面在酸性溶液中正电荷的数量高于负电荷的数量, 因此不锈钢球在pH在1.0到7.0之间均带正电<sup>[21]</sup>. 早期流动电流测量表明, 二氧化硅的pH<sub>pzc</sub>为2.0<sup>[22]</sup>, 然而该方法无法直接准确测量硼硅酸盐玻璃等块状材料的等电点. 但由于氧化玻璃的pH<sub>pzc</sub>约为1.8~2.8<sup>[23-24]</sup>, 此外, 硼硅酸盐玻璃界面和不锈钢球的磨损量在pH等于2.5前后的磨损量变化趋势完全相反(图1~3), 可以推断, 核废料硼硅酸盐玻璃的pH<sub>pzc</sub>为2.5. 因此, 根据双电层理论, 玻璃表面在溶液pH<2.5时带正电, pH>2.5时带负电. 可以看出, 由于在不同pH值(H<sup>+</sup>浓度)的溶液中, 硼硅酸盐玻璃和不锈钢球表面所带电荷有所变化, 因此, 硼硅酸盐玻璃在不同pH环境下的磨损性能与其界面的接触情况以及电荷特性密切相关.

当溶液pH等于2.5时, 由于硼硅酸盐玻璃表面所带电荷量很小或几乎为零, 使得摩擦过程中的静电效应相对较弱, 因此导致硼硅酸盐玻璃与不锈钢球在摩擦磨损过程中直接接触, 磨损过程中产生的磨屑也大量堆积在磨痕中央, 使得界面的磨损机制为黏着磨损,

从而导致玻璃基底和不锈钢的磨损量最大, 如图2~3所示. 此外, 通过图4(e)可以发现, 玻璃基底的次表层损伤在pH为2.5时最为严重, 次表面存在明显的半球状损伤区域, 且存在横向裂纹. 上述现象表明, 当外界溶液pH与硼硅酸盐玻璃基底的等电点非常接近时, 摩擦诱导的应力腐蚀作用将导致硼硅酸盐玻璃和不锈钢球出现较大的磨损量, 并加深玻璃次表层损伤和裂纹扩展.

当外界pH不等于2.5时, 硼硅酸盐玻璃界面的静电荷将不再为零, 进而接触界面的电荷效应和材料的磨损行为也将有所改变. 图5分别示出了硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在较大和较小pH时的磨损机理图. 当pH小于2.5时[图5(a)], 溶液中氢离子浓度较高, 表面质子化效应导致硼硅酸盐玻璃和不锈钢表面均带正电[式(3)]. 当两个带同种电荷的界面进行接触摩擦时, 玻璃界面会形成排斥力, 从而减少硼硅酸盐玻璃基底与不锈钢球的直接接触, 进而减少接触界面的摩擦系数(图2)和磨损量(图3~4). 随着H<sup>+</sup>浓度的增加(pH值减小), 由双电层效应引起的排斥力和电黏性逐渐增大<sup>[25]</sup>, 使得玻璃界面的有效接触压力大大降低, 此时, 界面电荷效应对玻璃基底的磨损行为起到了主导作用, 从而使得在pH≤2.5范围内, 硼硅酸盐玻璃基底和不锈钢球的磨损量随着pH的降低而逐渐降低(图2~4). 这与Yan等<sup>[15]</sup>发现聚醚醚酮(PEEK)与氮化硅球的磨损随溶液pH降低而减小的现象一致.

另一方面, 当溶液pH>2.5时, 溶液中的H<sup>+</sup>浓度大幅度减小, 导致硼硅酸盐玻璃界面带负电荷[式(4)], 然而不锈钢球表面仍呈正电, 因此此时摩擦接触界面呈现吸引力的电荷效应[图5(b)]. 由于水分子的极性, 界面引力的电荷效应仍然会诱导形成界面水合层, 从而对摩擦界面产生润滑效果, 最终降低玻璃和不锈钢球的磨损量. 值得注意的是, 当pH>2.5时, 玻璃界面的摩擦系数较大(图1), 表明引力的电荷效应对玻璃摩擦系数的变化要小于斥力的电荷效应(图5). 所以, 当pH>2.5时, 正是由于硼硅酸盐玻璃和不锈钢球摩擦界

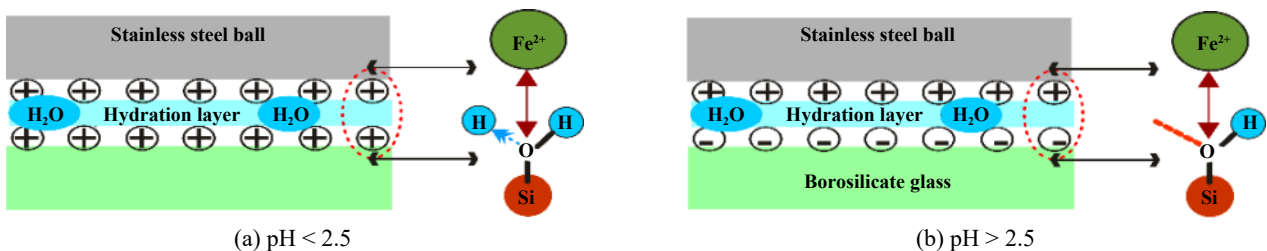


Fig. 5 Wear mechanism diagram of borosilicate glass surface in various pH solutions

图 5 硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液中摩擦磨损行为的机理图



面的水合层结构,最终降低玻璃基底和对磨副的磨损量(图3~4)<sup>[26]</sup>.随着溶液pH的增大,界面应力的电荷效应增强,从而使得此时硼硅酸盐玻璃与不锈钢球的磨损量随着pH的增大而减小(图2~4).

为了进一步验证硼硅酸盐玻璃表面电荷特性对其磨损性能的影响,图6示出了速度对硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液下的磨损性能的影响.可以看出,当pH=1和pH=5时,硼硅酸盐玻璃的磨损深度和磨损体积要明显小于pH=2.5时,此外,当滑动速度从4 mm/s减小至0.5 mm/s,硼硅酸盐玻璃在pH=1.0时的磨损量从 $0.032 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ 增至 $0.036 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ ,在pH=2.5时的

磨损量从 $0.1 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ 增大到 $0.62 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ ,而在pH=5.0时的磨损量从 $0.048 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ 增至 $0.11 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ .结果表明,当pH=1.0和5.0时,硼硅酸盐玻璃基底的磨损行为对磨损速度的变化并不敏感,这是因为此时主导玻璃磨损的因素是玻璃表面电荷特性.然而在pH=2.5时,玻璃基底的材料去除对磨损速度的变化非常敏感,这是因为此时主导玻璃磨损的因素是界面的接触情况,当滑动速度降低时,玻璃界面的接触时间增大,使得玻璃在相同磨损次数条件下的磨损量明显增大,这与氧化玻璃在潮湿空气中随速度的增大而减小的结果一致<sup>[27]</sup>.

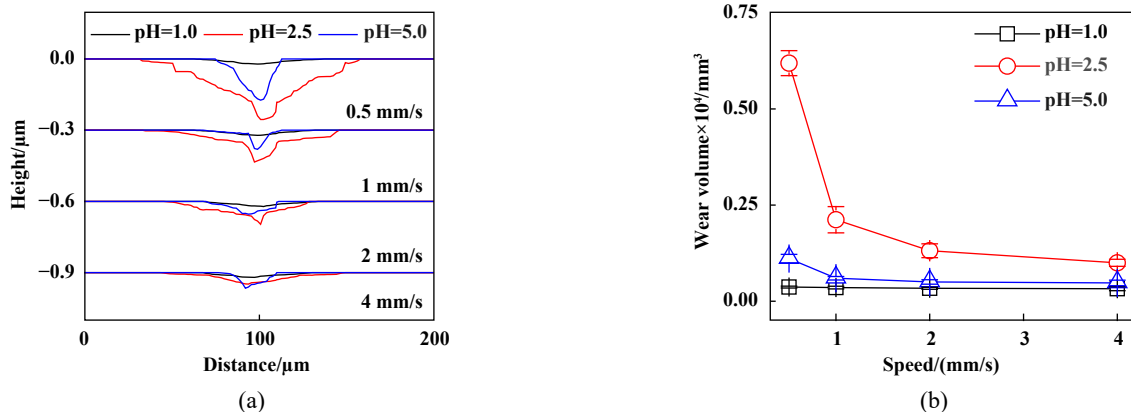


Fig. 6 Characteristic line profiles (a) and wear volume (b) of borosilicate glass substrate in various pH conditions under different velocity

图6 不同磨损速度下硼硅酸盐玻璃在不同pH溶液中的典型磨损轮廓线(a)和磨损体积(b)

综上所述,核废料硼硅酸盐玻璃的摩擦磨损性能对溶液pH的大小非常敏感.当溶液pH逐渐从1.0增大到7.0,摩擦过程中的摩擦系数缓慢增加,但硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的磨损量呈现先增大后减小的变化规律.硼硅酸盐玻璃在不同pH下的材料去除与其界面的电荷特性和接触情况密切相关.当溶液pH < 2.5时,硼硅酸盐玻璃基底和不锈钢球表面带正电荷,界面的排斥作用降低了界面的直接接触和剪切应力,从而降低了玻璃材料的磨损量;当pH为2.5时,硼硅酸盐玻璃表面几乎不带电荷,使得硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在磨损过程中进行直接的接触,导致其磨损量最大;当pH > 2.5时,硼硅酸盐玻璃表面与不锈钢球表面分别带负电荷和正电荷,摩擦界面的引力作用导致界面间水分子产生极性,从而对磨损界面产生润滑作用,并降低了硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的磨损量.

### 3 结论

a. 当溶液pH从1.0逐渐增至7.0时,摩擦界面的摩

擦系数呈现缓慢增大的趋势.

b. 当溶液pH从1.0逐渐增至7.0时,硼硅酸盐玻璃与不锈钢球的磨损量均呈现先增大后减小的变化规律.硼硅酸盐玻璃在不同pH下的材料去除与其界面的电荷特性和接触情况密切相关.当pH为2.5时,硼硅酸盐玻璃和不锈钢球在磨损过程中进行直接的接触,导致磨损量最大;当pH < 2.5时,界面的排斥作用降低了界面的直接接触和剪切应力,降低了材料的磨损量;当pH > 2.5时,界面间呈现吸引力作用,导致界面间的水化层对磨损界面起到润滑作用,并降低了硼硅酸盐玻璃和不锈钢球的磨损量.

### 参考文献

- [1] Gin S, Abdelouas A, Criscenti L J, et al. An international initiative on long-term behavior of high-level nuclear waste glass[J]. *Materials Today*, 2013, 16: 243–248. doi: 10.1016/j.mattod.2013.06.008.
- [2] Gin S, Jollivet P, Fournier M, et al. The fate of silicon during glass corrosion under alkaline conditions: a mechanistic and kinetic study with the international simple glass[J]. *Geochimica et Cosmochimica*



- Acta, 2015, 151: 68–85. doi: [10.1016/j.gca.2014.12.009](https://doi.org/10.1016/j.gca.2014.12.009).
- [3] Xu Kai. Review of international research progress on nuclear waste vitrification[J]. Materials China, 2016, 35(7): 481–488 (in Chinese) [徐凯. 核废料玻璃固化国际研究进展[J]. 中国材料进展, 2016, 35(7): 481–488].
- [4] Qin Aifang, Zhao Xiaolong, Wang Haitang. Coupled thermo-hydro-mechanical properties in field near nuclear waste repository[J]. Chinese Journal of Underground Space and Engineering, 2013, 9(5): 1201–1207 (in Chinese) [秦爱芳, 赵小龙, 王海堂. 核废料处置库近场热-水-力耦合性状[J]. 地下空间与工程学报, 2013, 9(5): 1201–1207].
- [5] Poinsot C, Gin S. Long-term behavior science: The cornerstone approach for reliably assessing the long-term performance of nuclear waste[J]. Journal of Nuclear Materials, 2012, 420: 182–192. doi: [10.1016/j.jnucmat.2011.09.012](https://doi.org/10.1016/j.jnucmat.2011.09.012).
- [6] Ledieu A, Devreux F, Barboux P, et al. Leaching of borosilicate glasses I experiments[J]. Journal of Non-Crystalline Solids, 2004, 343: 3–12. doi: [10.1016/j.jnoncrysol.2004.06.006](https://doi.org/10.1016/j.jnoncrysol.2004.06.006).
- [7] Gin S, Beaudoux X, Angeli F, et al. Effect of composition on the short-term and long-term dissolution rates of ten borosilicate glasses of increasing complexity from 3 to 30 oxides[J]. Journal of Non-Crystalline Solids, 2012, 358: 2599–2570.
- [8] Aréna H, Godon N, Rébiscoul D, et al. Impact of Zn Mg Ni and Co elements on glass alteration: Additive effects[J]. Journal of Nuclear Materials, 2016, 470: 55–67. doi: [10.1016/j.jnucmat.2015.11.050](https://doi.org/10.1016/j.jnucmat.2015.11.050).
- [9] Qiao Qian, He Hongtu, Yu Jiaxin. Effect of water on friction and wear behaviors of nuclear waste borosilicate glass[J]. Tribology, 2020, 40(1): 40–48 (in Chinese) [乔乾, 何洪途, 余家欣. 水分对核废料硅酸盐玻璃摩擦磨损性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(1): 40–48]. doi: [10.16078/j.tribology.2019096](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019096).
- [10] Kalin M, Novak S, Vizintin J. Wear and friction behavior of alumina ceramics in aqueous solutions with different pH[J]. Wear, 2003, 254: 1141–1146. doi: [10.1016/S0043-1648\(03\)00326-0](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00326-0).
- [11] Li J J, Zhang C H, Ma L R, et al. Superlubricity achieved with mixtures of acids and glycerol[J]. Langmuir, 2013, 29(1): 271–275. doi: [10.1021/la3046115](https://doi.org/10.1021/la3046115).
- [12] Li J J, Zhang C H, Luo J B. Superlubricity behavior with phosphoric acid-water network induced by rubbing[J]. Langmuir, 2011, 27(15): 9413–9417. doi: [10.1021/la201535x](https://doi.org/10.1021/la201535x).
- [13] Ma Z Z, Zhang C H, Luo J B, et al. Superlubricity of a mixed Aqueous solution[J]. Chinese Physical Letter, 2011, 28(5): 056201. doi: [10.1088/0256-307X/28/5/056201](https://doi.org/10.1088/0256-307X/28/5/056201).
- [14] Li J, Zhang C, Sun L, et al. Tribochemistry and superlubricity induced by hydrogen ions[J]. Langmuir, 2012, 28(45): 15816–15823. doi: [10.1021/la303897x](https://doi.org/10.1021/la303897x).
- [15] Yan S, Wang A, Fei J, et al. Hydrogen ion induced ultralow wear of PEEK under extreme load[J]. Applied Physics Letter, 2018, 112(10): 101601. doi: [10.1063/1.5019412](https://doi.org/10.1063/1.5019412).
- [16] Sheth N, Luo J, Banerjee J, et al. Characterization of surface structures of dealcalized soda lime silica glass using X-ray photoelectron, specular reflection infrared, attenuated total reflection infrared and sum frequency generation spectroscopies[J]. Journal of Non-Crystalline Solids, 2017, 474: 24–31. doi: [10.1016/j.jnoncrysol.2017.08.009](https://doi.org/10.1016/j.jnoncrysol.2017.08.009).
- [17] He Hongtu, Yu Jiaxin. Wear properties of soda lime glass in various liquid environments[J]. Journal of the American Ceramic Society, 2018, 46(1): 45–52 (in Chinese) [何洪途, 余家欣. 钠钙玻璃在不同液体环境中的磨损性能[J]. 硅酸盐学报, 2018, 46(1): 45–52].
- [18] Tomozawa M. Stress corrosion reaction of silica glass and water[J]. Physics and Chemistry of Glasses, 1988, 39: 65–69.
- [19] Zhu B, Xia P, Ho W, et al. Isoelectric point and adsorption activity of porous g-C<sub>3</sub>N<sub>4</sub>[J]. Applied Surface Science, 2015, 344: 188–195. doi: [10.1016/j.apsusc.2015.03.086](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2015.03.086).
- [20] Petermann L, Doren A, Baroux B, et al. Zeta potential measurements on passive metals[J]. Journal of Colloid and Interface Science, 1995, 171: 179–186. doi: [10.1006/jcis.1995.1165](https://doi.org/10.1006/jcis.1995.1165).
- [21] Zhang Hui, Li Chengtao, Song Lijun. Effect of pH on electrochemical properties of 316L stainless steel[J]. Corrosion Protection, 2013, 34(7): 593–596 (in Chinese) [张晖, 李成涛, 宋利君. pH对316L不锈钢电化学性能的影响[J]. 腐蚀与防护, 2013, 34(7): 593–596].
- [22] Laskowski J, Kitchener J A. Hydrophilic-hydrophobic transition on silica[J]. Journal of Colloid Interface Science, 1969, 29: 670–679. doi: [10.1016/0021-9797\(69\)90219-7](https://doi.org/10.1016/0021-9797(69)90219-7).
- [23] Horn J M, Onoda G Y. Surface charge of vitreous silica and silicate glasses in aqueous electrolyte solutions[J]. Journal of the American Ceramic Society, 1978, 61: 523–527. doi: [10.1111/j.1151-2916.1978.tb16132.x](https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.1978.tb16132.x).
- [24] Parks G A, Bruyn P D. Zero point of charge of oxides[J]. Journal of Physical Chemistry, 1962, 66: 967–973. doi: [10.1021/j100812a002](https://doi.org/10.1021/j100812a002).
- [25] Dekeizer A, Fokink L G J, Lyklema J. Thermodynamics of proton charge formation on oxides-microcalorimetry[J]. Colloids Surface, 1990, 49: 149–163. doi: [10.1016/0166-6622\(90\)80099-P](https://doi.org/10.1016/0166-6622(90)80099-P).
- [26] Jia Junhong, Zhou Huidi, Gao Shengqiang, et al. The tribological behavior of carbon fiber reinforced polyimide composites under water lubrication[J]. Tribology, 2002, 22(4): 273–276 (in Chinese) [贾均红, 周惠娣, 高生强, 等. 聚酰亚胺复合材料的摩擦性能及其机理研究[J]. 摩擦学学报, 2002, 22(4): 273–276]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2002.04.008](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2002.04.008).
- [27] He H, Xiao T, Qiao Q, et al. Contrasting roles of speed on wear of soda lime silica glass in dry and humid air[J]. Journal of Non-Crystalline Solids, 2018, 502: 236–243. doi: [10.1016/j.jnoncrysol.2018.09.014](https://doi.org/10.1016/j.jnoncrysol.2018.09.014).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019212

# PEEK旋转密封环密封性能仿真和试验研究

秦自臻<sup>1</sup>, 周平<sup>1\*</sup>, 张斌<sup>2</sup>, 李洪武<sup>3</sup>, 张鹤<sup>3</sup>, 郭东明<sup>1</sup>

(1. 大连理工大学 精密与特种加工教育部重点实验室, 辽宁 大连 116024;

2. 中国兵器工业集团 第五三研究所, 山东 济南 250031;

3. 中国北方车辆研究所 车辆传动重点实验室, 北京 100072)

**摘要:** 为研究低刚度胀圈型旋转密封环的接触状态和密封性能, 以聚醚醚酮(PEEK)材料的无槽环和V形槽环两种密封环为研究对象, 基于COMSOL有限元软件建立了旋转密封流固耦合模型, 对密封状态进行了模拟分析, 并在试验台上测试了密封环的摩擦转矩和漏率。仿真结果表明: 在载荷作用下, 密封环的变形显著影响密封面接触压力和流体压力分布。试验结果表明: 由于槽区流体的静压承载作用, V形槽环的摩擦转矩比无槽环小40%左右, 但由于端面开槽减小了局部径向密封宽度, V形槽环漏率比无槽环大10%左右。另外, 两种环的摩擦转矩随转速增加均没有下降趋势, 说明在试验条件下密封面动压减摩效果不显著。研究结果有助于进一步认识胀圈型旋转密封环的密封机理, 指导新型密封环的设计。

**关键词:** 旋转密封; 流固耦合; 聚醚醚酮; 摩擦转矩; 漏率

**中图分类号:** TH117.2

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)03-0330-09

## Simulation and Experimental Study on Sealing Performance of PEEK Rotary Seal Ring

QIN Zizhen<sup>1</sup>, ZHOU Ping<sup>1\*</sup>, ZHANG Bin<sup>2</sup>, LI Hongwu<sup>3</sup>, ZHANG He<sup>3</sup>, GUO Dongming<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory for Precision and Non-traditional Machining Technology of Ministry of Education, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024, China

2. Institute 53, China North Industries Group Corporation, Shandong Jinan 250031, China

3. Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** In order to study on contact state and sealing performance of low-stiffness expanding rotary seal ring, two kinds of seal rings, untextured ring and V-shape grooved ring, were investigated. A fluid-structure coupling model for the rotary seal rings was developed, based on the finite element analysis software COMSOL, and the sealing state was analyzed. Also, friction torque and leak rate of the seal rings were tested on a test rig. Simulated results showed that, under external loads, the deformation of PEEK seal rings significantly influenced the distribution of contact and fluid pressure on the sealing faces. Experimental results showed that, due to hydrostatic load carrying in grooved area, the friction torque of V-shape grooved ring was about 40% lower than that of untextured ring, whereas the leak rate was 10% more owing to the reduction of local radial sealing width. The friction torque of neither rings decreased with rotational speed, indicating no obvious hydrodynamic friction reduction on the end face of the seal rings under test conditions. The research results provided further understanding of the sealing mechanism of the expanding rotary seal ring and guide the design of new seal rings.

**Key words:** rotary seal; fluid-structure coupling; PEEK; friction torque; leak rate

Received 1 November 2019, revised 28 December 2019, accepted 30 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: pzhou@dlut.edu.cn, Tel: +86-411-84707430.

The project was supported by NSFC science foundation for innovative research groups(51621064) and the National Natural Science Foundation of China (51875078, 51605079).

国家自然科学基金创新研究群体科学基金(51621064)和国家自然科学基金面上项目(51875078, 51605079)资助。

胀圈型旋转密封是一种用于旋转运动场合的接触式流体密封<sup>[1]</sup>, 具有结构简单, 尺寸紧凑, 易于拆装等特点. 随着各类旋转机械服役的环境温度、主轴转速和密封介质压力的提高, 密封环出现了严重磨损和热变形等问题, 导致摩擦转矩和漏率突然增大, 密封性能降低, 甚至出现密封失效现象, 从而引发设备故障, 造成经济损失.

胀圈密封环的材料主要包括合金铸铁、锡青铜和合金钢等金属材料, 以及石墨、高分子等材料, 它们的特点各不相同. 金属胀圈在航空航天<sup>[2]</sup>、化工机械<sup>[3]</sup>和车辆工程<sup>[4]</sup>等领域应用广泛. 但是由于金属胀圈密封环刚度、硬度大, 与其对摩件(本文中指主轴和壳体)贴合程度低, 在高PV值工况下漏率较大. 此外, 密封环硬度大还容易导致主轴轴槽端面的磨损, 提高设备维护成本<sup>[5]</sup>. 一些高分子材料由于具有优异的自润滑性, 逐渐应用到密封摩擦领域, 而且其具有较低的刚度和硬度, 可有效减小漏率, 避免轴槽和壳体磨损. 目前高分子旋转密封环常用的材料主要有聚四氟乙烯(PTFE)、聚醚醚酮(PEEK)和聚酰亚胺(PI)等<sup>[6]</sup>.

传统的铸铁胀圈, 已经具有行业标准<sup>[7]</sup>, 但现役高分子胀圈的设计和计算, 大多直接参照了传统的铸铁胀圈, 存在不合理之处, 需要对计算方法进行改进. 由于高分子材料弹性模量相对金属较小, 因此在高压密封介质作用和对摩件接触的情况下, 会发生复杂的流固耦合作用. 国内外对高分子旋转密封环的密封面润滑特性<sup>[8]</sup>和密封性能<sup>[9-12]</sup>进行了理论和试验研究, 对机械密封、唇形密封和O型圈等接触式密封进行了流固耦合研究<sup>[13-17]</sup>, 但针对高分子胀圈旋转密封的流固耦合研究仍然较少, 对其受力状态和密封机理研究不够深入.

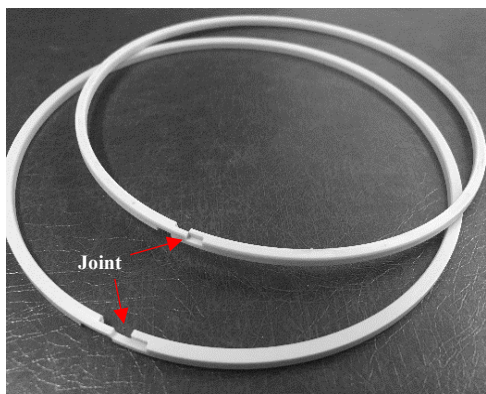
本文中以PEEK材料的无槽环和V形槽环两种密封环为研究对象, 基于COMSOL软件建立了胀圈旋转密封流固耦合模型, 考虑了密封面流体压力分布与密封环受力变形的耦合作用, 并计算了密封环的摩擦转矩和漏率. 另外, 在试验台上测试了两种密封环在不同工况下的摩擦转矩和漏率. 通过仿真与试验结果的对比分析, 揭示了高分子胀圈密封环的受力状态和密封机理, 为其结构设计和性能预测提供了理论指导.

### 1 胀圈旋转密封流固耦合模型

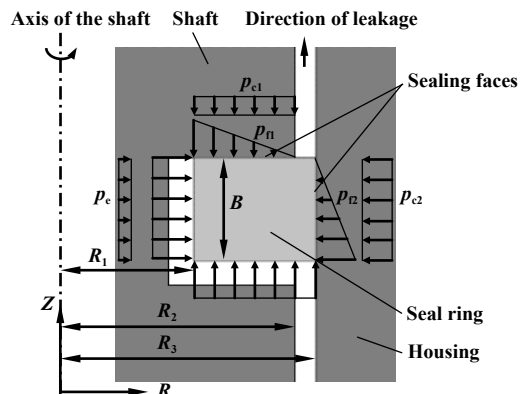
如图1所示, 胀圈型旋转密封环是1个带切口的弹性环, 装配在旋转轴上的环形槽中, 在流体介质压力下, 与主轴和壳体紧贴, 形成两个密封面, 从而阻止流体泄漏.

如图1(b)所示, 胀圈密封环在工作时受到流体介质直接作用的压力 $p_0$ 、自身弹力 $p_e$ 、密封面上的流体膜压力 $p_{n1}$ 和 $p_{n2}$ 以及对摩件的接触力 $p_{c1}$ 和 $p_{c2}$ . 传统的金属胀圈, 在工程计算时, 假设流体压力从入口到出口处从 $p_0$ 线性减小至0, 而接触力均匀分布.

对于PEEK等高分子材料的密封环, 由于弹性模量与金属相比较小, 在载荷作用下会发生复杂的变形, 影响密封面流场的分布, 而流体膜压力分布会影响密封环的受力变形, 因此本文中重点考虑了密封环在不同工况下的流固耦合作用, 并建立了1个流固耦合仿真模型. COMSOL Multiphysics软件以有限元法为基础, 擅长求解多物理场耦合方面的问题, 因此本文中选择了COMSOL的固体力学和薄膜流动两个模块, 以求解密封环的受力变形和密封面的流场分布, 并通过耦合算子将两个模块联系起来. 为简化模型, 降低计算复杂性, 模型基于以下假设: ①忽略各组件



(a) Figure of the rotary seal ring



(b) Load conditions of the seal ring

Fig. 1 Schematic diagram of the expanding rotary seal

图 1 胀圈型旋转密封示意图

以及流体的重力;②密封面流体为不可压缩层流;③流体与固体界面为无滑移边界. 仿真计算流程见图2, 主要步骤如下:

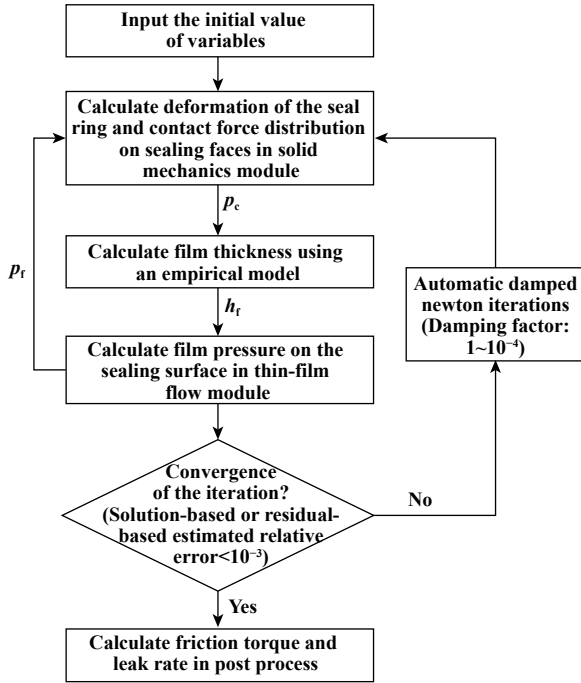


Fig. 2 Flow chart of fluid-structure interaction analysis  
图2 流固耦合分析流程图

在固体力学模块中, 建立密封环与其对磨件的接触模型. 根据V形槽环的周期性, 建立了1/18模型以减小计算量, 密封环的材料为PEEK, 对磨件材料为38CrSi. 所建有限元模型边界条件和网格划分如图3所示.

在薄膜流动模块中, 建立密封环两个密封面的流动模型. 在密封环设计阶段, 会通过轴向厚度和径向宽度的设计, 确保端面摩擦力矩小于外圆面摩擦力矩<sup>[1]</sup>, 因此本文中假设密封环与壳体保持静止, 主轴旋转,

与密封环存在相对滑动. 密封端面和圆柱面流场的控制方程分别为如下两种形式的二维雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\eta r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

$$\frac{1}{R_3^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (2)$$

其中:  $h$ 为液膜厚度,  $p$ 为液膜压力,  $\eta$ 为流体动力黏度,  $R_3$ 为密封环外圆半径,  $\omega$ 为密封环端面和轴槽端面的相对滑动角速度,  $r$ 、 $\theta$ 和 $z$ 分别表示径向、周向和轴向坐标. 流体密度和黏度按照试验所用的某品牌10W-40号润滑油进行设置, 油液温度设置为65℃, 入口压力设置为介质压力 $p_0$ , 出口压力设为零, 初始压力设为从入口到出口均匀线性减小.

固体力学和薄膜流动两个模块的耦合, 是借助1个经验模型, 通过COMSOL的线性拉伸算子实现的. 该模型建立了等效油膜厚度和固体接触压力的关系, 简化了复杂的粗糙表面润滑分析模型, 对于相同的材料, 该模型主要受表面纹理特征的影响. 由于密封环端面和外圆柱面都通过车削加工一次完成, 表面纹理特征较为接近, 因此该经验模型对于端面和圆柱面都适用. 本文中通过试验标定得到经验模型, 试样的加工采用与密封环相同的车削工艺, 试验装置如图4(a), 试样与上盘的环形槽粘接, 以保证泄漏仅发生在试样和下盘的接触面. 通过液压泵从进油口供油, 通过下盘上3个均布的漏油孔测试泄漏量, 在上盘上配置不同重量的配重块, 来改变试样端面所受的接触力. 测得漏率后, 通过环形平板间隙流动公式, 即式(3), 来计算等效膜厚 $h_f$ .

$$Q = \frac{\pi h_f^3 \Delta p}{6\eta_0 \ln \frac{R_5}{R_4}} \quad (3)$$

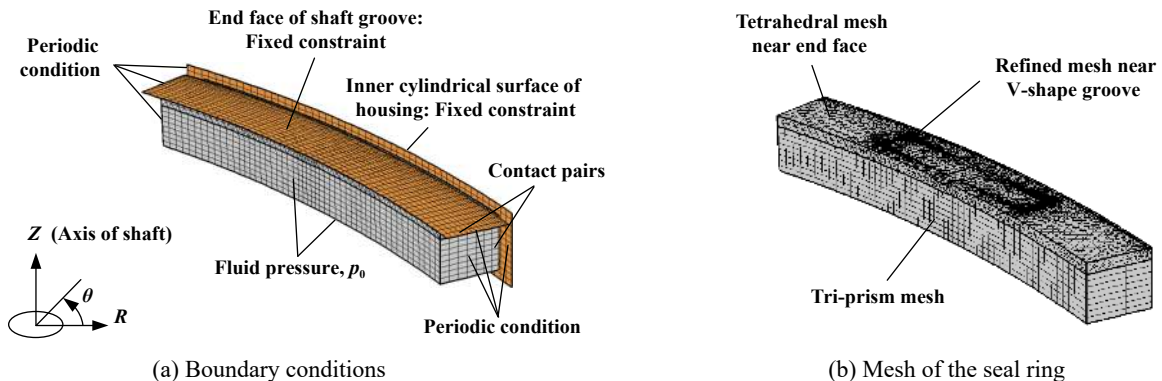


Fig. 3 Mesh and boundary conditions of seal ring in solid mechanics module

图3 固体力学模块中模型的网格划分和边界条件



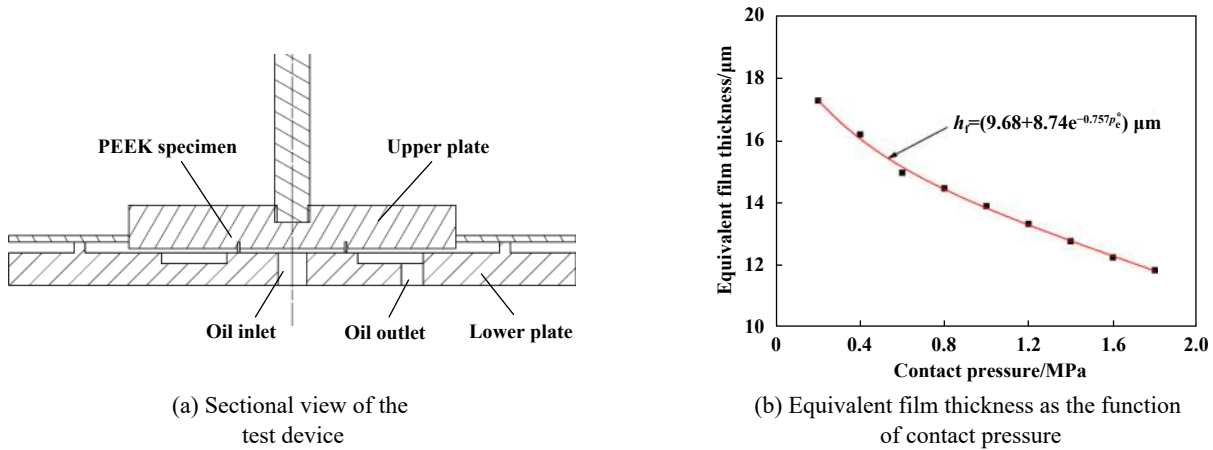


Fig. 4 Test device for empirical model and the fitting results

图 4 经验模型试验装置和拟合结果

其中:  $Q$  为漏率,  $\Delta p$  表示内外环压差,  $R_5$  和  $R_4$  分别表示试样外径和内径,  $\eta_0$  表示室温条件下流体黏度. 对试验曲线进行拟合, 结果如图 4(b) 所示, 得到:

$$h_f = (9.68 + 8.74e^{-0.757p_c^*}) \mu\text{m} \quad (4)$$

其中  $p_c^* = p_c/1 \text{ MPa}$ , 表示纲一化的接触压力.

在固体力学模块中的密封面处定义膜厚变量  $h_f$ , 该变量通过式(4)计算. 然后使用线性拉伸算子, 将膜厚  $h_f$  映射至薄膜流动模块, 求解密封面流体压力  $p_f$  的分布. 之后再将流体压力  $p_f$  映射回固体力学模块的密封面处, 这样就将固体力学模块和薄膜流动模块进行了双向耦合. 可以通过改变薄膜流动模块的角速度  $\omega$  和密封介质压力  $p_0$ , 来对不同转速和压力下的密封环进行模拟. 计算收敛后, 通过式(5~6)进行后处理, 得到摩擦转矩  $M_f$  和漏率  $Q_1$ , 其中, 摩擦转矩包含了密封环端面和轴槽端面的接触摩擦以及密封端面流场的流体剪切, 泄漏率包含了密封环端面和外圆面的流体泄漏:

$$M_f = k_c \iint_{S_1} p_c r ds + \iint_{S_1} \left( k_{f1} \frac{\eta r^2 \omega}{h_f} + k_{f2} \frac{h}{2} \frac{\partial p_f}{\partial \theta} \right) ds \quad (5)$$

$$Q_1 = \oint_{\text{outlet}} v_n h_f dl \quad (6)$$

在式(5)中,  $p_c$  为轴槽端面的接触力,  $p_f$  为流体膜的压力,  $r$  为任意点的径向坐标.  $k_c$  为油润滑下粗糙接触摩擦系数, 本文中取 0.1<sup>[18]</sup>.  $k_{f1}$  和  $k_{f2}$  为无量纲系数, 表示粗糙度、滑动速度和压力梯度对流体剪切力的影响<sup>[19]</sup>, 本文中根据实际工况分别取 0.2 和 0.8. 在式(6)中,  $v_n$  为出口边界上的法向流出速度, 通过对出口边界进行封闭积分得到漏率. 上述仿真步骤涉及的一些参数列于表 1 中.

表 1 仿真参数

Table 1 Parameters for simulation

Parameters	Specification
Inner radius of the seal ring, $R_1/\text{mm}$	59.6
Outer radius of the shaft, $R_2/\text{mm}$	62.35
Outer radius of the seal ring, $R_3/\text{mm}$	62.5
Thickness of the seal ring, $B/\text{mm}$	2.6
Young's elastic modulus of PEEK, $E_1/\text{GPa}$	3.7
Young's elastic modulus of 38CrSi, $E_2/\text{GPa}$	206
Poisson's ratio of PEEK	0.2
Poisson's ratio of 38CrSi	0.3
Oil density at 20 °C, $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	876
Viscosity index of oil	161
Dynamic viscosity of oil at 65 °C, $\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.031 1
Dynamic viscosity of oil at 30 °C, $\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.123 5
Oil temperature in simulation, $T/^\circ\text{C}$	65

## 2 胀圈旋转密封环密封性能试验

密封环性能试验在旋转密封试验台上进行, 如图 5 所示, 它由试验腔体、液压系统、伺服控制系统和测量系统组成. 胀圈型旋转密封环安装在主轴上的环槽中, 对称布置在腔体进油口两侧, 腔体下部有两个出油口, 位于密封环安装位置的外侧, 油液从出口流出, 通过液压系统进行循环. 电机与腔体之间布置有扭矩传感器, 用于测试主轴的转矩. 整个轴系由伺服电机进行驱动, 可以实现 3 000 r/min 内的无级变速, 以及在负载转矩变化条件下的转速恒定. 由于密封面存在相对摩擦, 且密封结构紧凑, 难以直接测量密封面油温, 故在腔体出油口布置热电偶, 测量漏油的油温来代替密封面油温.

试验对象为 PEEK 胀圈型旋转密封环, 其装配后的外圆直径为 125 mm, 径向宽度 2.9 mm, 轴向厚度 2.6 mm.

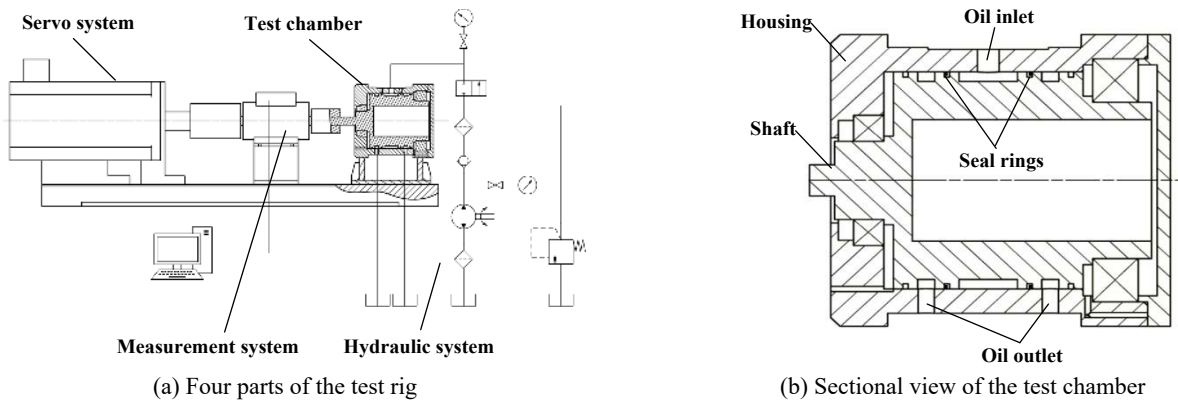


Fig. 5 Schematic diagram of the test rig

图5 试验台示意图

根据端面结构形式可将试验对象分为无槽环和V形槽环两组。图6(a)为V形槽环的尺寸结构图,无槽环的密封端面上没有特殊结构,是由机加工得到的平面,而V形槽环的密封端面除去切口位置之外,均布了17个

V形槽。单个槽的实际形貌如图6(b)所示,槽最深处距密封端面为150 μm,加工误差±15 μm。密封环对摩件的材料均为38CrSi 合金钢,密封介质为某品牌10W-40牌号的机油。

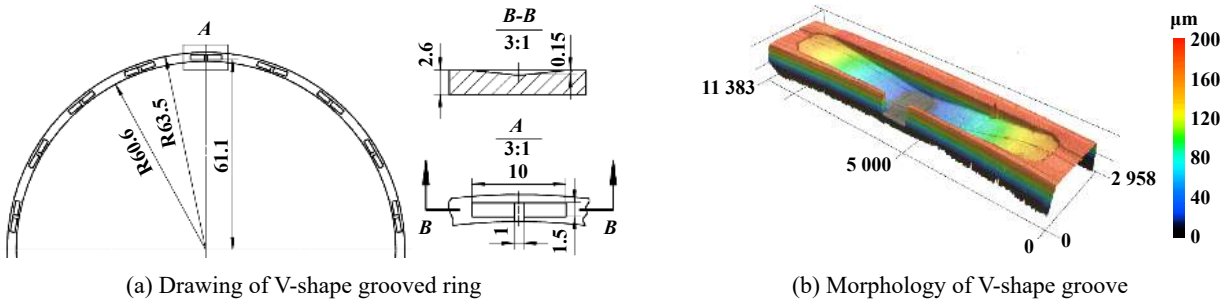


Fig. 6 Schematic diagram of the test specimen

图6 试验样品示意图

试验前,先在1 000 r/min, 0.5 MPa工况下磨合2 h, 然后进行多工况试验。试验转速分别为500、1 000、1 500和2 000 r/min, 密封油压分别为0.5、1.0和1.5 MPa, 折合PV值的变化范围是1.6~19.6 MPa·m/s。试验过程控制转速和压力不变,记录主轴转矩和出口油温变化。为了得到密封环的摩擦转矩,还测试了在这四种转速条件下的空载转矩,各组试验实测转矩与空载转矩求差,即可得到摩擦转矩。另外,漏率的测试均在65 °C下进行,以排除温度对漏率的影响。得到摩擦转矩与漏率结果后,与流固耦合仿真的结果进行对比,验证计算模型的可靠性。

### 3 结果与讨论

#### 3.1 密封环的变形分析

图7展示了油液温度65 °C, 压力1.5 MPa, 主轴转速1 000 r/min条件下无槽环的截面变形,以及密封面接触压力 $p_c$ 和流体压力 $p_f$ 分布。

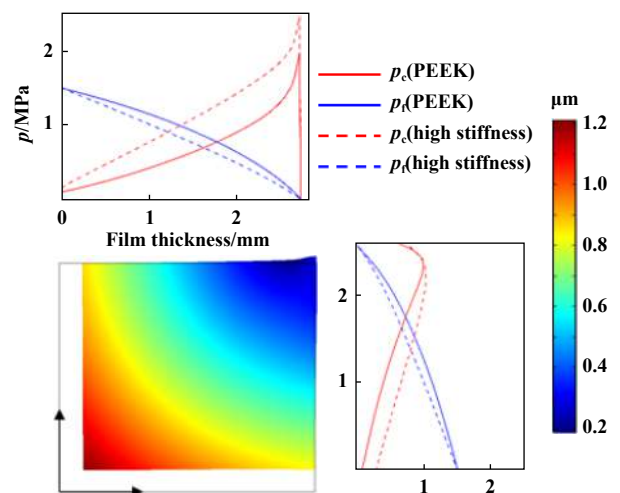


Fig. 7 Sectional deformation of untextured ring and pressure distribution of the sealing surface

图7 无槽环截面变形与密封面受力分布

将图7结合图1分析,由于密封面间隙连通了密封空间和外部环境,其入口到出口的流体压力一定为递

减趋势, 考虑流体压力对密封环的作用后, 接触压力必定为递增趋势. 但接触压力递增会导致密封面形成收敛间隙, 即流体膜厚度递减, 引起流体压力由线性变为抛物线型, 在这种耦合作用下, 密封面上接触压力和流体压力会变为非线性分布. 另外, 在密封端面的出口处, 密封环和轴肩接触产生了应力集中现象, 使密封端面接触压力分布更加非线性. 这说明第一节介绍的工程简化计算方法, 对接触力和流体压力的假设是不可靠的, 在设计计算中有必要考虑密封环的流固耦合.

另外, 图7中虚线表示高刚度密封环(弹性模量为 206 GPa)的接触压力和流体压力分布, 与低刚度 PEEK 密封环相比, 接触压力较大, 流体压力较小, 且分布更趋于线性. 这说明对于低刚度的 PEEK 密封环, 流固耦合作用更加明显, 相比于高刚度的金属环, 更应该在设计计算中考虑流固耦合作用.

### 3.2 工况条件对摩擦转矩的影响

图8为两种密封环在不同主轴转速、油液压力和油液温度下的摩擦转矩. 在不同转速和温度下, 摩擦转矩均随压力增大而显著增大. 这是因为增大油液压

力, 密封环非密封端面受到的流体压力增大, 同时密封面的入口压力也增大, 但密封面流体压力分布形式仍然基本不变, 从入口到出口出递减. 因此, 密封端面所受接触力会增大, 进而导致摩擦转矩增大. 另外, 通过式(4)可知, 接触压力增大会引起等效膜厚减小, 则由式(5)可知流体剪切摩擦力也会增加, 从而导致摩擦转矩增大.

另外, 在相同压力下, 两种环摩擦转矩随着转速增大呈上升趋势, 随温度升高呈下降趋势. 主要原因如下: 由式(5)可知, 摩擦转矩包含固体摩擦力矩和流体剪切力矩. 转速和温度对固体接触力 $p_c$ 影响小, 故对固体摩擦力矩影响很小, 而转速和温度增大分别会使式(5)的右端第二项中的 $\omega$ 增大,  $\eta$ 减小, 从而使流体剪切力矩增大. 另外, V形槽将流体引入密封面, 在周向存在压力梯度, 见图9(b), 所以转速增大还会使式(5)右端第三项的压力梯度增大. 因此两种环总摩擦转矩随转速增加而增大, 随温度增加而减小.

此外, 无槽环和V形槽环的流体压力与接触力分布存在明显差异. 图9(a、c)中的无槽环端面流体压力和接触力沿周向均匀分布, 这是由无槽环周向几何一

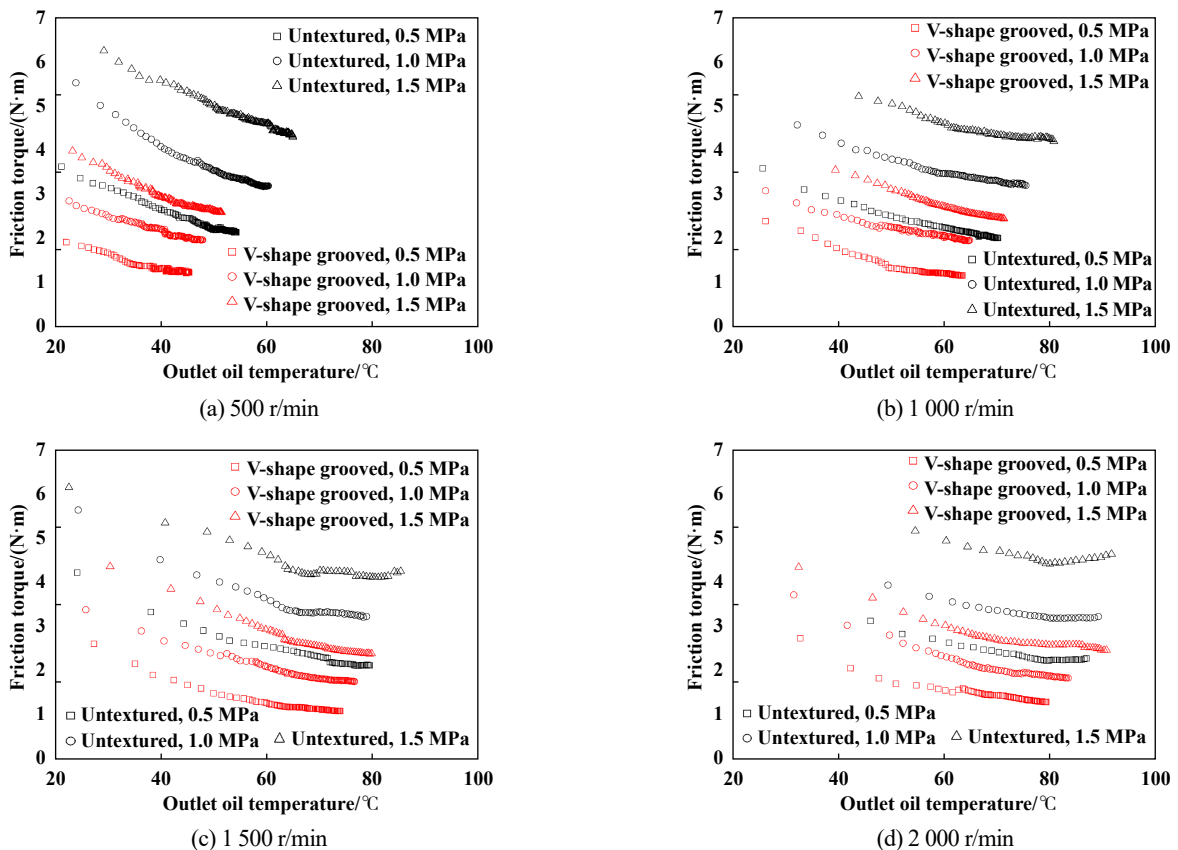


Fig. 8 Effect of working condition on friction torque of the seal rings

图 8 工况条件对密封环摩擦转矩的影响



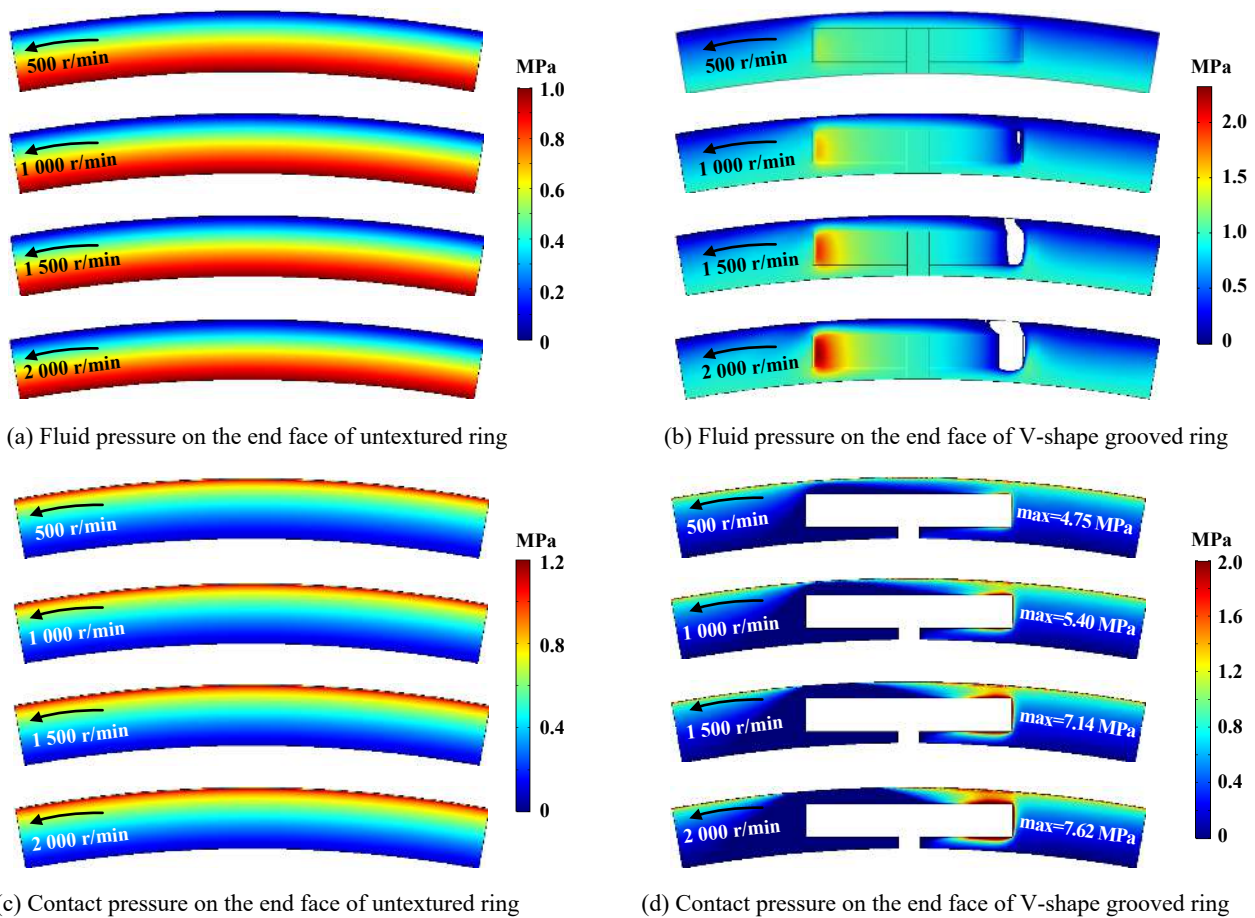


Fig. 9 Fluid pressure and contact pressure on sealing end face of the two rings ( $p_0=1.0$  MPa,  $T=65$  °C)

图9 两种密封环密封端面流体压力和接触力分布(介质压力1.0 MPa, 油温65 °C)

致性决定的,而沿径向是非均匀分布,从图7可知是由密封环截面变形造成的.图9(b)中随着转速增加,V形槽局部产生了动压效应,空化区面积逐渐增大,图9(d)中随着转速增大,空化区附近密封面接触压力也显著增大.本文试验转速最高达到2 000 r/min,V形槽环在该转速下空化区面积比例不大,因此总流体承载力和低速条件下相比减小并不明显,导致总接触力和摩擦转矩变化不大.综上所述,V形槽区域的流体静压力有效提高了流体承载力,因此与无槽环相比摩擦转矩有所降低.在转速2 000 r/min以上,空化区面积逐渐增大,动压效应引起的减摩作用才能逐渐显现,起到进一步减小接触压力和摩擦转矩的作用.

图10为两种密封环在油液温度65 °C时摩擦转矩.结果表明,流固耦合模型的摩擦转矩计算结果,与试验结果的变化趋势基本相同,数值上相差20%以内,说明仿真模型对实验结果有较好的预测能力.另外,对于本文分析的密封环结构而言,对于V型槽密封环,在密封介质压力为1 MPa时,外圆柱面摩擦转矩为2.15~2.19 N·m,端面固体摩擦转矩为1.87~2.01 N·m,

说明密封环端面存在相对滑动而外圆面静止的假设是合理的.

### 3.3 工况条件对漏率的影响

图11为胀圈型旋转密封环在不同主轴转速、油液压力下,油液温度为65 °C时的漏率.从图11中可以看出,漏率随转速和压力增大而呈增大趋势,但是漏率受压力影响更大.这是因为胀圈密封端面是一个径向宽度很窄的面,密封环工作时的流体介质压力很大,故径向压力梯度很大,压力梯度决定了流体径向流速,因此漏率对压力变化很敏感.而转速对漏率的贡献主要在于对油液的离心作用,转速增大会使密封面流体离心力增大,加速流体沿径向的流动,从而增大漏率,但由于密封面径向宽度小,离心作用不明显,故漏率对转速不敏感.另外,V形槽环不同工况下的漏率比无槽环大10%左右,且漏率随压力变化更敏感.从图9(b)可以看出,这是因为V形槽将流体引入密封面后,相当于在局部减小了密封端面的径向宽度,提高径向压力梯度,从而增大了漏率.

另外,图11表明:流固耦合模型的漏率计算结果



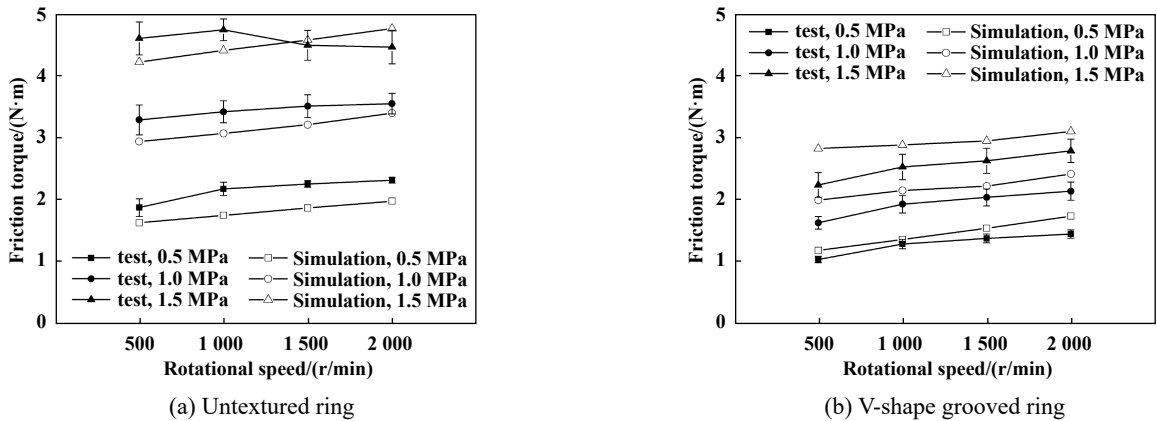


Fig. 10 Comparison between experimental and simulated results of friction torque ( $T=65\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

图 10 摩擦转矩的试验和仿真结果对比(油温 $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

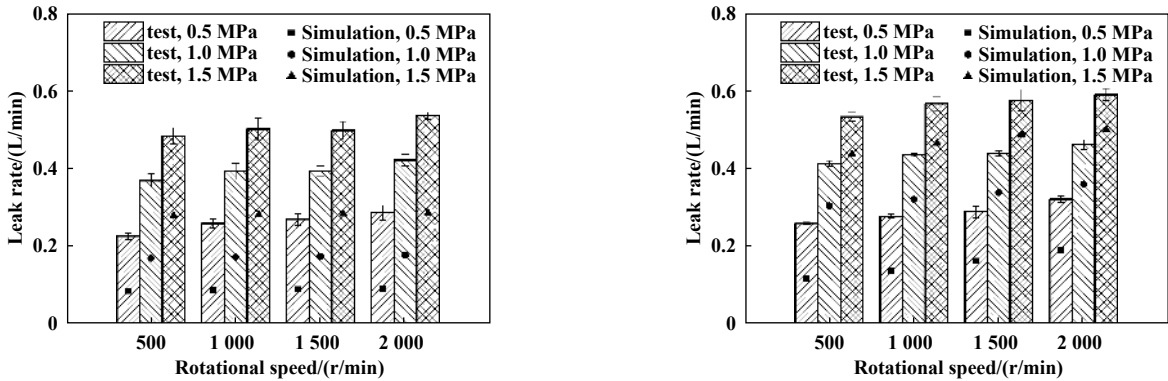


Fig. 11 Comparison between experimental and simulated results of leak rate (at  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

图 11 漏率的仿真和试验结果对比( $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

与试验结果的变化趋势相同,但数值上普遍小于试验结果,其主要原因有两个:①流固耦合模型中没有考虑密封环切口处的泄漏,而实际上密封环切口存在额外的泄漏量;②实际工况下,由于零件加工装配误差、装置的振动等因素,会导致密封面油膜厚度的不稳定,从而导致试验测得漏率大于数值计算得到的漏率。

#### 4 结论

a. 基于有限元软件COMSOL,建立了胀圈旋转密封流固耦合模型.仿真结果表明密封环在载荷下发生了复杂变形,导致密封面固体接触力和流体压力分布的不均匀.摩擦转矩和漏率的计算结果能定性预测试验结果,为胀圈密封环密封性能的预测提供了有效方法。

b. 以无槽环和V形槽环两种PEEK胀圈型密封环为试验对象,进行了摩擦转矩和漏率的测试.结果表明,V形槽环在不同工况下的摩擦转矩低于无槽环约40%,但漏率偏大10%左右.这是因为在V形槽处,流体静压直接作用,起到了平衡载荷的作用,减小了总

的固体接触力,从而减小摩擦转矩.但V形槽的存在相当于在局部减小了密封端面的径向宽度,提高径向压力梯度,从而增大了漏率.因此,在漏率允许的情况下,在密封面上开V形槽能有效降低摩擦转矩,减小传动功率损耗。

c. 在相同介质压力下,两种环摩擦转矩随着转速增大呈上升趋势,随温度升高呈下降趋势,这是由于增大转速提高了油液剪切力,而温度升高降低油液黏性,减小流体剪切力.另外,在相同温度下,漏率主要受密封介质压力影响,随主轴转速变化不敏感。

#### 参考文献

[1] Peng Shiyi. Rotary seal device[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1976: 66-81(in Chinese) [彭拾义. 旋转密封装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1976: 66-81].

[2] Liu Yanmei, Sun Yang, Song Hongda. Study of seal ring of turbojet engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(6): 45-47 (in Chinese) [刘艳梅, 孙扬, 宋鸿达. 某涡喷发动机机密封环研制[J]. 推进技术, 1999, 20(6): 45-47]. doi: 10.3321/j.issn:1001-4055.1999.06.011.

- [3] Niu Limin, Li Shuying, Sun Haiou, et al. Design of metal ring contact seal[J]. Journal of Harbin Engineering University, 1995, 16(1): 1–6 (in Chinese) [牛利民, 李淑英, 孙海欧, 等. 金属涨圈接触式密封设计实践[J]. 哈尔滨工程大学学报, 1995, 16(1): 1–6].
- [4] Hu J, Wei C, Li X. A uniform cross-speed model of end-face seal ring with spiral grooves for wet clutch[J]. Tribology International, 2013, 62: 8–17. doi: [10.1016/j.triboint.2013.01.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.01.015).
- [5] Li Shan, Zhang Hongzhuang, Shi Jiangtian, et al. Seal hoop of packing material PTFE used for military vehicles[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2003, 27(2): 50–51 (in Chinese) [李闪, 张宏壮, 施江天, 等. 重载车辆用填充PTFE材料密封环[J]. 机械工程材料, 2003, 27(2): 50–51]. doi: [10.3969/j.issn.1000-3738.2003.02.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-3738.2003.02.016).
- [6] Gong R, Liu M, Zhang H, et al. Experimental investigation on frictional behavior and sealing performance of different composites for seal application[J]. Wear, 2015, 342-343: 334–339. doi: [10.1016/j.wear.2015.10.001](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.10.001).
- [7] Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. JB/T 8547-2010 Alloy cast iron rings for hydrodynamic drive[S]. Beijing: China Machine Press, 2010(in Chinese) [中华人民共和国工业和信息化部. JB/T 8547-2010液力传动用合金铸铁密封环[S]. 北京: 机械工业出版社, 2010].
- [8] Gong Ran, Che Huajun, Li Hongwu, et al. Prediction and experimental research on evolution for frictional contact of isothermal sealing ring[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 66–71 (in Chinese) [宫燃, 车华军, 李洪武, 等. 等温密封环摩擦状态演变预测与试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 66–71]. doi: [10.3901/JME.2011.17.066](https://doi.org/10.3901/JME.2011.17.066).
- [9] Gong Ran, Li Hongwu, Zhou Xiaojun. Tribological properties of seals in integrated transmission of vehicle[J]. Tribology, 2008, 28(6): 541–545 (in Chinese) [宫燃, 李洪武, 周晓军. 传动装置密封环摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(6): 541–545]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2008.06.011](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2008.06.011).
- [10] Gong Ran, Li Hongwu, Zhou Xiaojun. Experimental study on dynamic sealing performance under high pressure and high speed[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2): 100–103 (in Chinese) [宫燃, 李洪武, 周晓军. 高速高压流体密封性能的试验研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(2): 100–103]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2008.02.027](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2008.02.027).
- [11] Watanabe K, Seki K, Tadano H, et al. A study on the friction reduction of seal ring for automatic transmission by applying surface texture[J]. Tribology Online, 2017, 12(3): 151–154. doi: [10.2474/trol.12.151](https://doi.org/10.2474/trol.12.151).
- [12] Gronitzki M, Poll G W G. Optimization of the tribological performance of rectangular seals in automotive transmissions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(3): 259–270. doi: [10.1243/13506501JET247](https://doi.org/10.1243/13506501JET247).
- [13] Wang Leqin, Meng Xiangkai, Dai Weiping, et al. Analysis on sealing performance and fluid-solid coupling model of contacting mechanical seals[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(11): 1864–1866 (in Chinese) [王乐勤, 孟祥铠, 戴维平, 等. 接触式机械密封流固耦合模型及性能分析[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(11): 1864–1866]. doi: [10.3321/j.issn:0253-231X.2008.11.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0253-231X.2008.11.016).
- [14] Stupkiewicz S, Marcinişzyn A. Elastohydro-dynamic lubrication and finite configuration changes in reciprocating elastomeric seals[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 615–627. doi: [10.1016/j.triboint.2008.08.008](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.08.008).
- [15] Liu Xiangfeng, Wei Linzong, Huang Weifeng, et al. Theoretical analysis on fluid-structure coupling of hydrostatic mechanical seal[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2011, 51(12): 1839–1843 (in Chinese) [刘向锋, 魏琳宗, 黄伟峰, 等. 静压式机械密封流固耦合的理论分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2011, 51(12): 1839–1843].
- [16] Peng C, Guo S, Ouyang X, et al. An eccentric 3-D fluid-structure interaction model for investigating the effects of rod parallel offset on reciprocating-seal performance[J]. Tribology International, 2018, 128: 279–290. doi: [10.1016/j.triboint.2018.07.028](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.07.028).
- [17] 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](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.02.011).
- [18] Andrade T, Wiebeck H, Sinatora A. Effect of surface finishing on friction and wear of Poly-Ether-Ether-Ketone (PEEK) under oil lubrication[J]. Polímeros, 2016, 26(4): 336–342. doi: [10.1590/0104-1428.2183](https://doi.org/10.1590/0104-1428.2183).
- [19] Patir N, Cheng H. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Transactions of the ASME, 1979, 101(2): 220–229.

DOI: 10.16078/j.tribology.2019174

# 脲基功能化的咪唑无卤素离子液体对复合 锂基润滑脂摩擦学性能的影响

曲铭海<sup>1,2\*</sup>, 张朝阳<sup>2</sup>, 杨志权<sup>2</sup>, 于强亮<sup>2,3\*</sup>, 蔡美荣<sup>2</sup>

(1. 德州学院 纺织服装学院, 山东 德州 253023;

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. 中国石油兰州润滑油研究开发中心, 甘肃 兰州 730060)

**摘要:** 合成了两种脲基功能化的咪唑无卤素离子液体DOSS-1和DOSS-4. 采用SRV-V微动摩擦磨损试验机和Bruker-NPFLEX表面非接触光学三维轮廓仪, 考察这两种离子液体作为2号复合锂基润滑脂(G)的减摩抗磨添加剂的摩擦学性能. 摩擦测试结果表明: 这两种功能化咪唑离子液体添加到2号复合锂基润滑脂(G)中均表现出优异的减摩抗磨性能. 在添加量同等条件下, 长链的DOSS-4表现出优于DOSS-1的减摩抗磨性能. 当添加质量分数为3%时, DOSS-4和DOSS-1的减摩抗磨性能最佳. 利用表面轮廓和扫描电镜进一步分析了磨斑表面的形貌, 同时结合X射线光电子能谱仪(XPS)进一步分析了磨斑表面主要化学元素组成, 阐明其摩擦机理. 该离子液体能够显著地降低摩擦磨损是因其摩擦副表面形成了含N元素和S元素的化学反应膜.

**关键词:** 脲基; 咪唑离子液体; 多库酯; 锂基润滑脂; 摩擦学性能

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0339-07

## Effect of Urea-Containing Imidazole Halogen-Free Ionic Liquid on Tribological Properties of Composite Lithium Grease

QU Minghai<sup>1,2\*</sup>, ZHANG Chaoyang<sup>2</sup>, YANG Zhiquan<sup>2</sup>, YU Qiangliang<sup>2,3\*</sup>, CAI Meirong<sup>2</sup>

(1. College of Textile and Clothing Engineering, Dezhou University, Shandong Dezhou 253023, China

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

3. PetroChina Lanzhou Lubricating Oil R&D Institute, Gansu Lanzhou 730060, China)

**Abstract:** Two urea based-functionalized imidazole halogen-free ionic liquids (IL), DOSS-1 and DOSS-4 were synthesized. As reduce friction and anti-wear additives for 2<sup>#</sup> lithium complex grease (G), their tribological properties were investigated using friction and wear tester (SRV-V) and surface non-contact optical 3D profiler (Bruker-NPFLEX). The friction test results show that lithium complex grease with addition of ILs had excellent friction-reduction and anti-wear performance. The addition of 3% DOSS-4 (or DOSS-1) produced excellent improvement for friction and wear. The tribological property of DOSS-4-G is superior to DOSS-1-G of equivalent addition amount of IL. The surface morphology of the worn surface was analyzed by a Bruker-NPFLEX 3D surface profile and scanning electron microscopy. The chemical states of the main elements of wear spot was determined by X-ray photoelectron spectroscopy and the lubrication mechanism was clarified. The significant effects for IL on the friction-reduction and anti-wear performances were attributed to the formation of tribofilm containing elements N and S on the worn surfaces.

Received 12 September 2019, revised 12 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: mhqu@163.com; yql@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968177.

The project was supported by Gansu International Cooperation Project (18ZD2WA011), China Postdoctoral Science Foundation Funded Project (2019M653798) and the National Natural Science Foundation of China (51705504).

甘肃省国际合作项目(18ZD2WA011), 中国博士后基金面上项目(2019M653798)和国家自然科学基金青年项目(51705504)资助.

**Key words:** urea group; imidazolium ionic liquid; docusate; lithium-based grease; tribological properties

随着环境问题越来越严重,人们对环保也愈加重视,环境安全等问题引起人们的广泛关注.在工业领域,环境问题的集中凸显主要体现在工业革命之后,当时的环境污染源主要以排放的大量煤烟尘和二氧化碳等有害物质为主,近代工业以来,随着机械制造能力和水平的逐渐提高,工业润滑需求问题也日益凸显,既要求发展高性能的润滑材料以满足机械设备的长效润滑需求,又要求润滑材料本身具有优良的环境友好性能<sup>[1]</sup>.离子液体是一种完全由阴阳离子构成的室温熔融盐,在室温或接近室温下呈液态,具有低挥发性、不可燃、蒸汽压低和热稳定性高等性能<sup>[2-6]</sup>.2001年,自叶承峰等<sup>[7]</sup>首次报道了离子液体作为润滑剂的研究工作以来,科研工作者对离子液体作为高性能润滑剂<sup>[8-11]</sup>及润滑油脂添加剂的工作进行了广泛的研究<sup>[12-14]</sup>,这些报道的离子液体多集中在咪唑类、吡啶类等阳离子的四氟硼酸盐和六氟磷酸盐类离子液体.然而,上述离子液体中的阴离子易水解,易产生引起腐蚀基底的有毒副产物(HF)<sup>[15]</sup>,而且生物毒性较大,降解过程中产生的中间体对环境造成较大的危害<sup>[16]</sup>.

近些年来,研究工作者逐渐意识到,发展无卤素的新型离子液体,有望解决上述问题.凡明锦等<sup>[17-19]</sup>合成了无卤素的新型离子液体润滑剂,具有优异的摩擦学性能和高的水解稳定性.

多库酯钠(2-磺酸基丁二酸二(2-乙基)己酯钠盐)是一种表面活性剂,在医用上作为非刺激性缓泻药的主要成分,口服后可以软化润滑肠道,常被用于制备不同类型的轻泻药<sup>[18]</sup>.脲基(HNCONH)具有以下独特的性能:(1)化合物分子间因氢键的作用,氧化稳定性和机械稳定性高;(2)氮原子上存在孤电子对,与金属配位形成稳定的配位键,牢固地化学吸附在金属表面<sup>[20]</sup>.

本文作者通过分子设计,将脲基官能团与多库酯基团分别引入到咪唑离子液体的阳离子与阴离子分子结构中,获得了一类脲基功能化的咪唑无卤素离子液体,系统考察了其作为复合锂基脂添加剂的物理化学性能和摩擦学性能.

## 1 试验部分

### 1.1 原料及试剂

溴代正丁烷(百灵威科技有限公司,99.0%),碘甲烷(安耐吉化学,98%),乙腈(科密欧化学,99.5%),1-

(3-氨丙基)咪唑(安耐吉化学,98%),异氰酸正丁酯(安耐吉化学,98%),多库酯钠(百灵威科技有限公司,95%),2号复合锂基润滑脂(G)由中国石油润滑油公司兰州润滑油研发中心提供.

### 1.2 离子液体的合成和表征

根据文献<sup>[18, 21]</sup>合成离子液体DOSS-1.室温下,将50 mmol的1-(3-氨丙基)咪唑分散在200 mL乙腈中,向其中缓慢滴加50 mmol的异氰酸正丁酯,控制滴加速度,保持1 h滴加完毕,并继续反应4 h后加入50 mmol的碘甲烷并避光反应24 h,反应结束后,用旋转蒸发器除去溶剂,得到功能化咪唑碘盐.将制备的咪唑碘盐分散在200 mL丙酮中,加入50 mmol多库酯钠,室温搅拌24 h,反应结束后过滤掉碘化钠,用旋转蒸发器蒸除溶剂,用二氯甲烷溶解上述液体,水洗3次,有机相用无水硫酸钠干燥过夜,过滤掉硫酸钠减压蒸除溶剂,得到淡黄色液体DOSS-1,产率88%.

根据文献<sup>[18, 21]</sup>合成离子液体DOSS-4.室温下,将50 mmol的1-(3-氨丙基)咪唑分散在200 mL乙腈中,向其缓慢滴加50 mmol的异氰酸正丁酯,控制滴加速度,保持1 h滴加完毕并继续反应4 h后加入50 mmol的溴代正丁烷,在85 °C回流24 h,反应结束后,用旋转蒸发器蒸除溶剂,得到功能化咪唑溴盐.将制备的咪唑溴盐溶于200 mL丙酮中,加入50 mmol的多库酯钠,室温搅拌24 h,反应结束后过滤掉溴化钠,除去溶剂,用二氯甲烷溶解上述液体,水洗3次.有机相用无水硫酸钠干燥过夜,过滤掉硫酸钠后减压蒸除溶剂,得到红棕色液体DOSS-4,产率90%.

采用核磁共振波谱(Bruker 400Mz, <sup>1</sup>H NMR: 400 MHz, <sup>13</sup>C NMR: 100 MHz)和高分辨四级杆飞行时间质谱(micoTOF-Q II)对咪唑离子液体进行结构表征.

### 1.3 含咪唑离子液体锂基润滑脂的制备

将离子液体DOSS-1和DOSS-4分别以质量分数1%、3%和5%添加至2号复合锂基润滑脂(G)中,采用常州自立化工机械有限公司S-65三辊研磨机研磨3次,得到不同质量分数的功能化咪唑离子液体复合锂基润滑脂,记为DOSS-1-G和DOSS-4-G.

采用德国耐驰公司STA 449 F3 TGA-DSC(NETZSCH)同步热分析仪测试DOSS-1-G、DOSS-4-G和2号复合锂基润滑脂的热稳定性,试验条件如下:氮气气氛,升温速率10 °C/min,升温区间25~600 °C.大连北方分析仪器有限公司BF-22宽温度润滑脂滴点测定仪测定





表1 不同样品热失重温度

Table 1 Thermogravimetric temperature of the samples

Sample	Thermogravimetric temperature/°C		
	10%Loss	20%Loss	50%Loss
Pure G	293.43	334.52	410.71
1% DOSS-1-G	309.19	349.28	419.75
3% DOSS-1-G	302.71	344.56	417.23
5% DOSS-1-G	297.62	335.51	430.48
1% DOSS-4-G	298.07	335.71	419.35
3% DOSS-4-G	306.72	350.29	421.79
5% DOSS-4-G	302.38	347.21	422.83

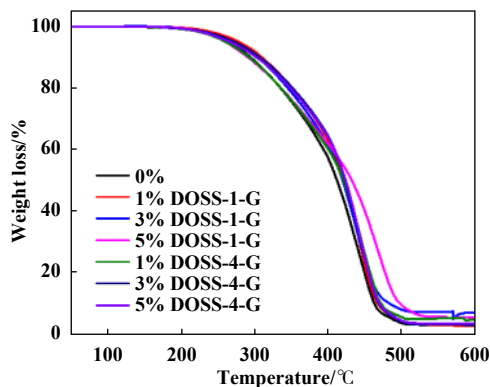


Fig. 2 TG curves of functionalized imidazolium ionic liquid grease and blank grease.

图2 功能化咪唑离子液体润滑脂和复合润滑脂的TG曲线

### 2.2.2 锂基润滑脂的理化性能

根据国家标准 GB/T 269-1991和 GB/T 3498-2008分别测得2号复合锂基润滑脂和添加不同质量分数功能化离子液体的2号复合锂基润滑脂的滴点和锥入度. 表2列出了2号复合锂基润滑脂和分别添加不同质量分数功能化咪唑离子液体的2号复合锂基润滑脂的滴点和锥入度. 由表2可知, 添加DOSS-1和DOSS-4后, 2号复合锂基润滑脂的锥入度略有所增加, 表明功能化咪唑离子液体的加入对2号复合锂基润滑脂的胶体结构影响较小. 随着添加剂质量分数的增加, 2号复合锂基润滑脂的滴点有所下降, 但均大于280 °C, 表

表2 各样品的锥入度和滴点

Table 2 Penetration (1/4) (0.1 mm) and dropping point/°C of the samples

Sample	Penetration(1/4) (0.1 mm)	Dropping point/°C
Pure G	219	295
1% DOSS-1-G	223	291
3% DOSS-1-G	227	288
5% DOSS-1-G	231	283
1% DOSS-4-G	227	286
3% DOSS-4-G	233	285
5% DOSS-4-G	234	281

明添加DOSS-1和DOSS-4后, 不影响2号复合锂基润滑脂在高温下使用.

### 2.3 摩擦学性能

图3(a)所示为不同质量分数的DOSS-1-G、DOSS-4-G和2号复合锂基润滑脂在温度120 °C、载荷200 N条件下的摩擦系数曲线, 由摩擦系数曲线可知, 所有添加功能化咪唑离子液体的2号复合锂基润滑脂在120 °C时的摩擦系数均低于2号复合锂基润滑脂的摩擦系数. 当功能化咪唑离子液体添加质量分数在3%的时候, 摩擦系数趋于稳定, 约0.1左右. 这是由于在温度较高时, 随着添加量的增加, 离子液体更容易发生摩擦化学反应而生成化学反应润滑膜, 并且其在摩擦过程中形成的润滑保护膜牢固性大幅度提高, 因而使该2号复合锂基润滑脂的减摩性能显著提升.

图3(b)为试验结束后下试样钢块的磨损量图. 由图3(b)可清楚看出添加功能化咪唑离子液体的2号复合锂基润滑脂的磨损体积明显小于2号复合锂基润滑脂, 显示出优异的抗磨性能. 随着功能化咪唑离子液体中碳链链长的增加, 在相同的添加量下, 不仅其摩擦系数降低, 而且磨损体积更小. 这是由于离子液体分子中的N、S活性元素在摩擦过程中与基底发生了摩擦化学反应, 形成了具有减摩及抗磨特性的摩擦化学反应边界润滑膜, 而且随着离子液体碳链的增加, 形成这种边界润滑膜的趋势增加, 减摩抗磨性能增强.

### 2.4 磨斑表面形貌

利用光学表面轮廓仪和扫描电子显微镜对磨斑表面形貌进行分析, 结果如图4~5所示. 从图4可见, 加入功能化咪唑离子液体后, 相比2号复合锂基润滑脂, 其磨斑的深度和宽度均明显减小. 对于加入DOSS-1-G和DOSS-4-G的2号复合锂基润滑脂, 随着离子液体添加量的增加, 磨斑明显变小, 且在相同的添加质量分数下, DOSS-4-G对应的磨斑深度和宽度明显低于DOSS-1-G.

图5所示为相应的扫描电镜照片. 图5(a)为2号复合锂基润滑脂润滑后的磨斑表面形貌, 其表面粗糙, 出现了较多的平行犁沟和划痕, 说明刮擦磨损严重; 图5(b)和图5(e)分别为添加质量分数1% DOSS-1-G和1%DOSS-4-G的2号复合锂基润滑脂润滑后的磨斑表面形貌, 相较于图5(a), 两者的犁沟数量减少, 并且图5(e)的磨痕宽度明显低于图5(b); 如图5(c、f)所示, 当离子液体添加质量分数达到3%时, 磨斑明显变轻且表面变得光滑, 说明摩擦过程中的刮擦现象明显减少, 2号复合锂基润滑脂的减摩抗磨性能得到极大改善; 如图5(d)

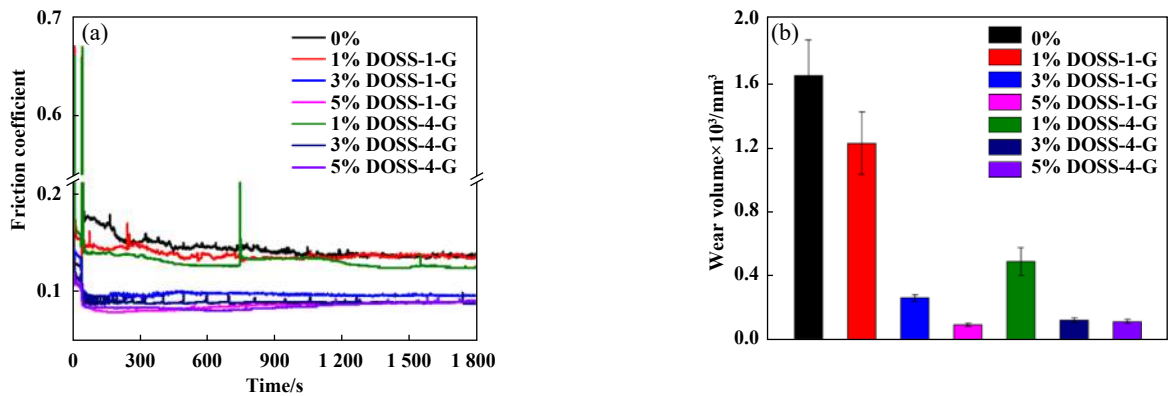


Fig. 3 Evolution of the friction coefficient (a) and wear volume (b) of the lower sample steel block at 120 °C

图 3 润滑脂作为钢/钢摩擦副的润滑剂的摩擦系数曲线(a)和试验结束后下试样钢块的磨损量图(b)

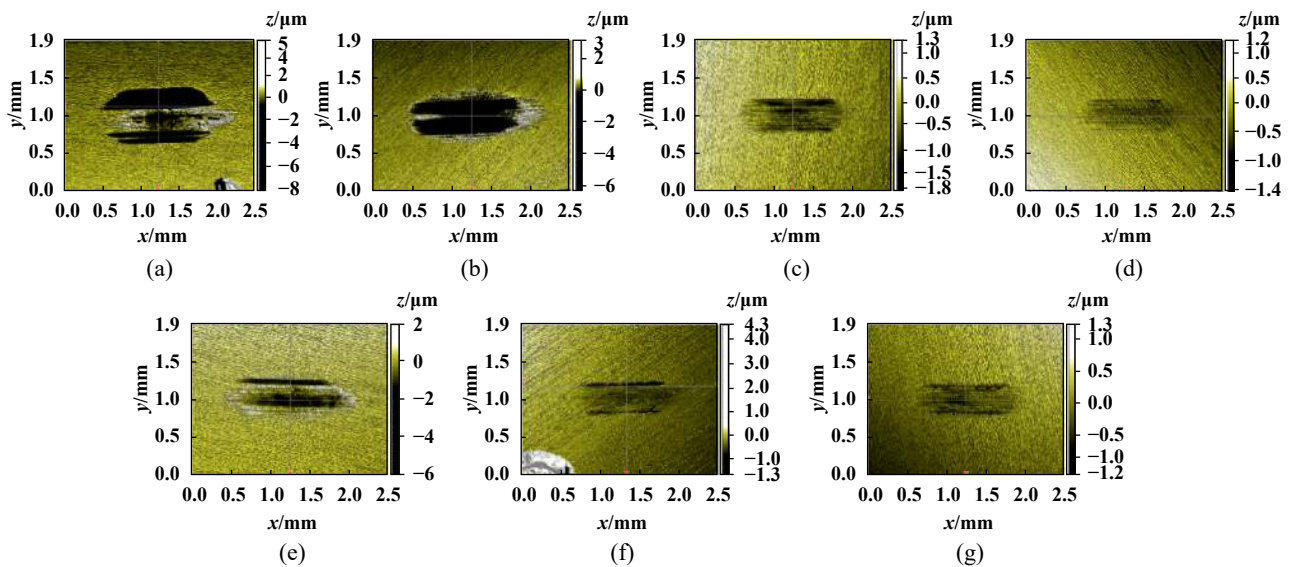


Fig. 4 3D morphologies of worn surfaces lubricated by samples of (a) Pure G; (b) 1%DOSS-1-G; (c) 3%DOSS-1-G; (d) 5%DOSS-1-G; (e) 1%DOSS-4-G; (f) 3%DOSS-4-G; and (g) 5%DOSS-4-G

图 4 不同试样润滑后的磨斑三维形貌照片: (a)空白2号复合锂基润滑脂; (b)1%DOSS-1-G; (c) 3%DOSS-1-G; (d) 5%DOSS-1-G; (e) 1%DOSS-4-G; (f) 3%DOSS-4-G; and (g) 5%DOSS-4-G

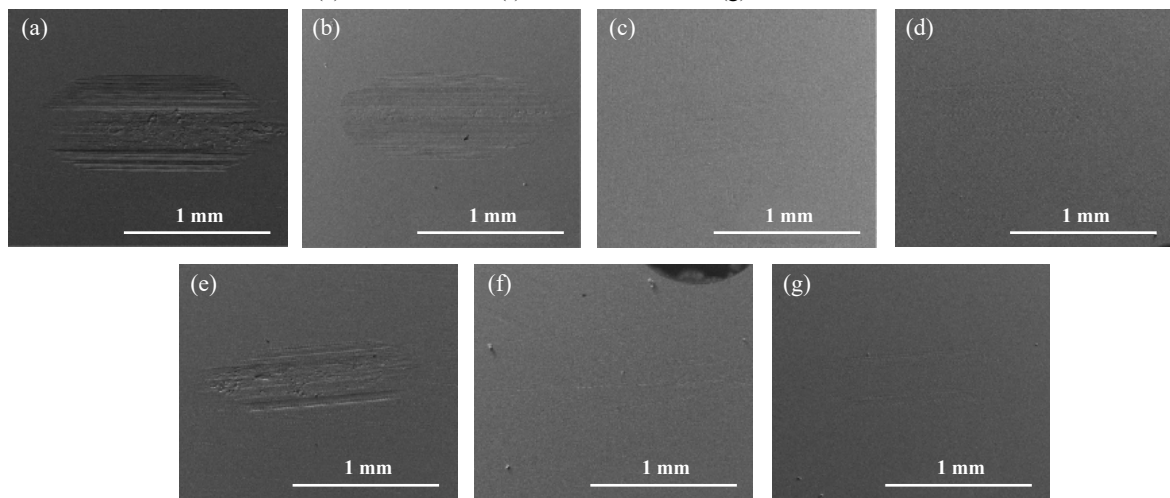


Fig. 5 SEM micrographs of worn surfaces lubricated by samples of (a) Pure G; (b) 1%DOSS-1-G; (c) 3%DOSS-1-G; (d) 5%DOSS-1-G; (e) 1%DOSS-4-G; (f) 3%DOSS-4-G; and (g) 5%DOSS-4-G

图 5 不同试样润滑下的磨斑形貌的SEM照片: (a) 空白2号复合锂基润滑脂; (b)1%DOSS-1-G; (c) 3%DOSS-1-G; (d) 5%DOSS-1-G; (e) 1%DOSS-4-G; (f) 3%DOSS-4-G; and (g) 5%DOSS-4-G



和图5(g)所示,继续增加离子液体的添加质量分数至5%时,摩擦轨迹几乎很难观察到,而且添加量相同时,DOSS-4-G对应的磨斑深度和宽度明显小于DOSS-1-G.

## 2.5 润滑机理

为了进一步研究两种功能化咪唑离子液体作为添加剂的减摩抗磨作用机理,对2号复合锂基润滑脂、添加质量分数5% DOSS-1-G和5% DOSS-4-G的2号复合锂基润滑脂润滑后的磨斑表面元素的化学形态进

行了XPS分析,结果如图6所示.从图6中可见磨斑中的Fe、O、N和Li元素的峰位和化学态形式基本一致.O1s能谱的结合能峰值为529~530、533和531.5~532 eV, O元素主要以金属氧化物<sup>[22]</sup>、C-O和C=O<sup>[23]</sup>的化学态形式存在;N1s能谱的结合能峰值较弱,表明存在着含量较低的氮氧化物<sup>[24]</sup>.润滑脂中添加功能化咪唑离子液体后,在163.1~162.4 eV出现明显的S2p吸收峰,结合Fe2p峰值710.8和724.9 eV,可以推测Fe元素以氧化物和FeS、FeS<sub>2</sub>的化学态形式存在<sup>[17,26-27]</sup>.

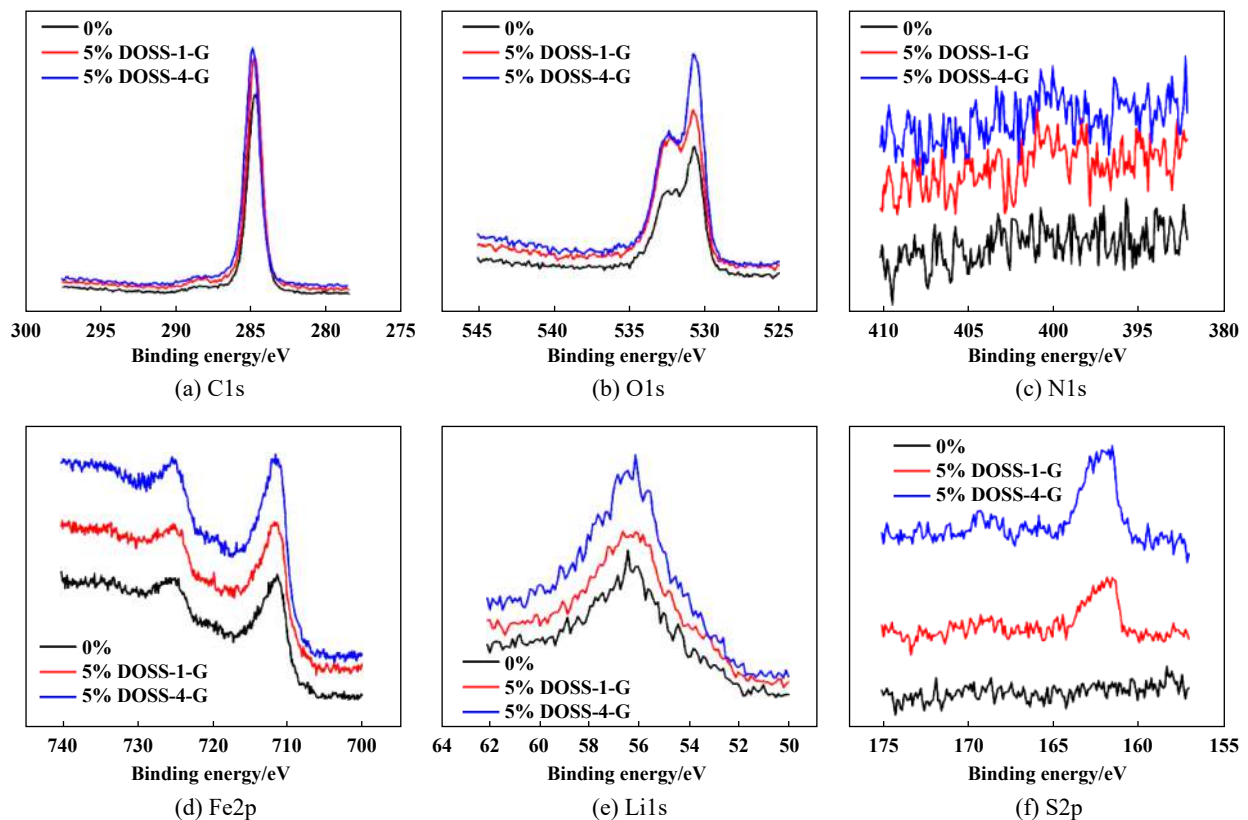


Fig. 6 XPS spectra of C1s, O1s, N1s, Fe2p, Li1s and S2p on the worn surfaces lubricated by different samples

图6 不同样品磨斑中C1s、O1s、N1s、Fe2p、Li1s和S2p的XPS谱图

综上所述可推测,在摩擦过程中,功能化咪唑离子液体包含的活性元素与新生的铁表面发生了复杂的摩擦化学反应,形成了1层含有Fe、O、N和S等元素的摩擦化学反应膜.这层反应膜的存在有效地阻隔了钢/钢摩擦副的直接接触,产生了优异的减摩抗磨性能.

## 3 结论

a. 合成了两种功能化咪唑离子液体,通过核磁共振和高分辨率质谱确认了离子液体的结构.

b. 添加两种功能化离子液体对2号复合锂基润滑脂的物理性能几乎没有影响.

c. 通过对不同样品摩擦系数、磨损量和磨斑表面

形貌分析,合成的两种功能化咪唑离子液体的添加质量分数为3%时,表现出优异的摩擦学性能.

d. 在相同添加量下,随着咪唑环上侧链的增长,功能化咪唑离子液体的减摩抗磨性能增强.

e. 添加功能化离子液体后的2号复合锂基润滑脂的减摩抗磨机理为离子液体与金属表面发生摩擦化学反应,形成了含N和S元素的润滑膜,在摩擦过程中发挥了优异的减摩抗磨性能.

## 参考文献

- [1] Sheldon R A. Green solvents for sustainable organic synthesis: state of the art[J]. Green Chemistry, 2005, 7(5): 267-278. doi:



- 10.1039/B418069K.
- [2] Welton T. Room-temperature ionic liquids. Solvents for synthesis and catalysis[J]. *Chemical Reviews*, 1999, 99(8): 2071–2084. doi: 10.1021/cr980032t.
- [3] Wasserscheid P, Welton T. Ionic liquids in synthesis[M]. John Wiley & Sons, 2008.2. doi: 10.1002/9783527621194.
- [4] Fan Mingjin, Zhang Chaoyang, Wen Ping, et al. Relationship between molecular structure and tribological performance of amino acid ionic liquid lubricant[J]. *China Surface Engineering*, 2017, 30(3): 148–158 (in Chinese) [凡明锦, 张朝阳, 文平, 等. 氨基酸离子液体润滑剂的结构与摩擦学行为的关系[J]. *中国表面工程*, 2017, 30(3): 148–158]. doi: 10.11933/j.issn.1007-9289.20161025001.
- [5] Hallett J P, Welton T. Room-temperature ionic liquids: solvents for synthesis and catalysis[J]. *Chemical Reviews*, 2011, 111(5): 3508–3576. doi: 10.1021/cr1003248.
- [6] Yu Bo, Cui Yifei, Wu Gensheng, et al. Tribological performances of dicationic ionic liquids at elevated temperature[J]. *Tribology*, 2018, 38(5): 595–600 (in Chinese) [于波, 崔逸飞, 伍根生, 等. 双咪唑阳离子结构离子液体的高温摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(5): 595–600]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.05.013.
- [7] Ye C, Liu W, Chen Y, et al. Room-temperature ionic liquids: a novel versatile lubricant[J]. *Chemical Communications*, 2001, (21): 2244–2245. doi: 10.1039/B106935G.
- [8] Fan M, Ma L, Zhang C, et al. Biobased green lubricants: physicochemical, tribological and toxicological properties of fatty acid ionic liquids[J]. *Tribology Transactions*, 2018, 61(2): 195–206. doi: 10.1080/10402004.2017.1290856.
- [9] Fan M, Zhang C, Guo Y, et al. An investigation on the friction and wear properties of perfluorooctane sulfonate ionic liquids[J]. *Tribology Letters*, 2016, 63(1): 11. doi: 10.1007/s11249-016-0698-3.
- [10] Zhou F, Liang Y, Liu W. Ionic liquid lubricants: designed chemistry for engineering applications[J]. *Chemical Society Reviews*, 2009, 38(9): 2590–2599. doi: 10.1039/B817899M.
- [11] Minami I. Ionic liquids in tribology[J]. *Molecules*, 2009, 14(6): 2286–2305. doi: 10.3390/molecules14062286.
- [12] Jiménez A E, Bermúdez M D, Iglesias P, et al. 1-N-alkyl-3-methylimidazolium ionic liquids as neat lubricants and lubricant additives in steel–aluminium contacts[J]. *Wear*, 2006, 260(7-8): 766–782. doi: 10.1016/j.wear.2005.04.016.
- [13] Qu J, Blau P J, Dai S, et al. Ionic liquids as novel lubricants and additives for diesel engine applications[J]. *Tribology Letters*, 2009, 35(3): 181–189. doi: 10.1007/s11249-009-9447-1.
- [14] Cai M, Zhao Z, Liang Y, et al. Alkyl imidazolium ionic liquids as friction reduction and anti-wear additive in polyurea grease for steel/steel contacts[J]. *Tribology Letters*, 2010, 40(2): 215–224. doi: 10.1007/s11249-010-9624-2.
- [15] Nagendramma P, Khatri P K, Thakre G D, et al. Lubrication capabilities of amino acid based ionic liquids as green bio-lubricant additives[J]. *Journal of Molecular Liquids*, 2017, 244: 219–225. doi: 10.1016/j.watres.2009.09.030.
- [16] Pham T P T, Cho C W, Yun Y S. Environmental fate and toxicity of ionic liquids: a review[J]. *Water research*, 2010, 44(2): 352–372. doi: 10.1016/j.watres.2009.09.030.
- [17] Fan M, Song Z, Liang Y, et al. Laxative inspired ionic liquid lubricants with good detergency and no corrosion[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2014, 6(5): 3233–3241.
- [18] Fan M, Yang D, Wang X, et al. Doss-based QAILs: as both neat lubricants and lubricant additives with excellent tribological properties and good detergency[J]. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014, 53(46): 17952–17960. doi: 10.1021/ie502849w.
- [19] Song Z, Yu Q, Cai M, et al. Green ionic liquid lubricants prepared from anti-inflammatory drug[J]. *Tribology Letters*, 2015, 60(3): 38. doi: 10.1007/s11249-015-0611-5.
- [20] Liu L, Sun H W. Impact of polyurea structure on grease properties[J]. *Lubrication Science*, 2010, 22(9): 405–413. doi: 10.1002/ls.140.
- [21] Yu Q, Wu Y, Li D M, et al. Supramolecular ionogel lubricants with imidazolium-based ionic liquids bearing the urea group as gelator[J]. *Journal of Colloid and Interface Science*, 2017, 487: 130–140. doi: 10.1016/j.jcis.2016.10.020.
- [22] Finšgar M, Kek M D. An electrochemical, long-term immersion, and XPS study of 2-mercaptobenzothiazole as a copper corrosion inhibitor in chloride solution[J]. *Corrosion Science*, 2014, 83: 164–175. doi: 10.1016/j.corsci.2014.02.016.
- [23] Cai M, Liang Y, Zhou F, et al. Anticorrosion imidazolium ionic liquids as the additive in poly(ethylene glycol) for steel/Cu-Sn alloy contacts[J]. *Faraday Discussions*, 2012, 156: 147–157. doi: 10.1039/C2FD00124A.
- [24] Yao M, Fan M, Liang Y, et al. Imidazolium hexafluorophosphate ionic liquids as high temperature lubricants for steel-steel contacts[J]. *Wear*, 2010, 268: 67–71. doi: 10.1016/j.wear.2009.06.028.
- [25] Goh S W, Buckley A N, Gong B, et al. Thiolate layers on metal sulfides characterised by XPS ToF-SIMS and NEXAFS spectroscopy[J]. *Minerals Engineering*, 2008, 21: 1026–1037. doi: 10.1016/j.mineng.2008.03.014.
- [26] Cong Peihong, Wu Xingyang, Sun Chang. Application of X-ray photoelectron spectroscopy in the tribological studies[J]. *Tribology*, 2010, 30(1): 97–104 (in Chinese) [丛培红, 吴向阳, 孙畅. X射线光电子能谱(XPS)在摩擦学研究中的应用[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(1): 97–104]. doi: 10.16078/j.tribology.2010.01.013.
- [27] Han Yunyan, Zhang Lin, Feng Dapeng. Tribological behaviors of zinc dialkyl phosphate as a lubricant additive[J]. *Tribology*, 2013, 33(2): 118–122 (in Chinese) [韩云燕, 张霖, 冯大鹏. 二烷基磷酸锌作为润滑油添加剂的摩擦学行为研究[J]. *摩擦学学报*, 2013, 33(2): 118–122]. doi: 10.16078/j.tribology.2013.02.005.

DOI: 10.16078/j.tribology.2019145

# 供油量对对数滚子弹流润滑特性的影响研究

孙浩洋\*, 张洪信

(青岛大学机电工程学院, 山东 青岛 266071)

**摘要:** 针对现有的凸度设计研究没有考虑供油量因素的现状, 研究了供油量对对数滚子弹流润滑特性的影响, 指出: 在轴向中部, 对数滚子的乏油润滑特性与无限长线接触弹流的乏油润滑特性相似; 在轴向端部, 当供油量较小时, 膜厚较小且轴向颈缩不明显; 随供油量的增加, 膜厚沿滚子轴线方向逐渐由中部向端部增大, 轴向颈缩逐步建立, 直至形成膜厚的端部闭合效应达到充分供油润滑. 在供油量由乏油到充分供油的变化过程中, 压力的边缘效应趋于显著. 因此, 充分供油条件下的凸度设计结果不能直接用于乏油工况, 乏油时需要的凸度量将小于充分供油润滑的凸度量.

**关键词:** 弹流; 有限长线接触; 对数滚子; 乏油; 凸度设计  
**中图分类号:** TH117.2

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)03-0346-07

## Oil Supply in EHL Performance for the Logarithmic Profile Roller

SUN Haoyang\*, ZHANG Hongxin

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Qingdao University, Shandong Qingdao 266071, China)

**Abstract:** Because the factors of oil supply are not taken into account in current crowning design, the influence of oil supply on the elastohydrodynamic lubrication characteristics of logarithmic roller was studied. It was concluded that in the middle of the roller in the axis directions, the lubrication characteristics of logarithmic roller were similar to those of infinite line contact under elastohydrodynamic lubrication. At the axial end, when the oil supply was low, the film thickness was low and the axial oil film neck shrinkage was not obvious. With the increase of oil supply, the film thickness increased gradually from the middle to the end along the axis direction of the roller, and the axial oil film neck shrinkage was gradually established until the end closure effect of the film thickness took into effect. Therefore, full oil lubrication was reached. The edge effect of pressure tended to be significant in the process from oil starvation to oil enrichment. Therefore, the results of crowning design under fully oil conditions can not be directly applied to oil-starvation conditions, and the crowning value needed in oil-starvation conditions was less than that of fully oil lubrication.

**Key words:** EHL; finite line contact; logarithmic profile roller; oil starvation; crowning design

线接触副通常工作在润滑状态下, 因承载能力大, 所以在工程中应用广泛, 如滚子轴承的滚道与滚

子之间, 凸轮及其滚子从动件之间等, 属于有限长弹流润滑的研究范畴. WYMER等<sup>[1]</sup>的开创性工作指出:

Received 6 August 2019, revised 9 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: haoyangnew@163.com, Tel: +86-532-85953626.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (50905090, 51575286), Shandong Provincial Natural Science Foundation, China(ZR2014EEM031) and Shandong Provincial Key Research and Development Program, China (2017GGX50106).

国家自然科学基金项目(50905090,51575286), 山东省自然科学基金项目(ZR2014EEM031)和山东省重点研发计划项目(2017GGX50106)资助.

不同于点接触弹流和无限长弹流, 滚子的边缘效应及据此提出的凸度设计是有限长弹流的特有研究内容; 由于接触区狭长轴向流动困难, 有限长弹流更容易出现乏油润滑。

高速是机械设备发展的方向之一, 乏油是润滑领域的1个研究热点. 杨沛然等<sup>[2]</sup>对无限长线接触弹流提出了过量供油、适量供油和乏油的概念; Chevalier等对点接触弹流进行了乏油润滑研究<sup>[3]</sup>; 武丹丹等<sup>[4]</sup>分别针对Newton流体和Ree-Eyring流体对无限长线接触弹流在乏油工况下的成膜性能进行了研究; 白新瑞等<sup>[5]</sup>使用Elrod算法求得了相切圆弧修形滚子的乏油数值解, 主要讨论了供油量对滚子中部压力和膜厚分布的影响规律。

滚子润滑的特性主要体现在轴向端部的边缘效应. 近年来有限长弹流润滑研究取得较大进展<sup>[6,7]</sup>; 马家驹等<sup>[8]</sup>讨论了修形滚子的端部闭合效应; 信召顺等<sup>[9]</sup>对圆柱滚子轴承进行了微观非牛顿热弹流润滑研究; 孙浩洋<sup>[10]</sup>对充分供油条件下的滚子润滑问题进行了系统分析, 进而首次提出了最佳凸度量取值区间的概念, 指出最佳凸度量取值区间的下限由膜厚分布确定, 以确保全膜润滑, 最佳凸度量取值区间的上限由压力分布确定, 以确保压力分布的轴向均匀性, 并初步揭示了充分供油条件下的最佳凸度量取值区间随工况参数的变化规律<sup>[11]</sup>; 吴继强等<sup>[12]</sup>在运用拟动力学分析方法完成轴承的运动和力分析的基础上, 引入Hu-Zhu混合润滑模型<sup>[13-14]</sup>分析了端部圆弧修形的鼓形滚子的性能并讨论了凸度设计的问题, 但在分析中没能考虑到供油量的影响. 可见对滚子的乏油润滑研究尚待深入. 对数凸形是最佳凸形<sup>[10]</sup>, 且对数滚子在高性能滚子接触副中得到广泛应用, 但尚未见到针对对数滚子的乏油润滑研究报导, 因此本文作者就供油量

对对数滚子的润滑特性, 特别是对边缘效应的影响展开研究。

### 1 对数滚子润滑的数学模型

如图1所示, 记对数凸形滚子全长为 $L$ , 中部半径为 $R_x$ . 滚子与下方固体组成摩擦副, 记载荷为 $w$ , 固体表面线速度为 $u_1$ , 滚子以角速度 $\omega$ 绕轴线转动, 滚子表面线速度 $u_2 = \omega R_x$ , 则卷吸速度 $u_e = (u_1 + u_2)/2$ . 分别沿卷吸速度方向和滚子轴向建立 $x$ 和 $y$ 坐标, 沿膜厚方向建立 $z$ 坐标. 为单纯讨论供油量的影响, 取等温模型研究. Reynolds方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 12u_e \frac{\partial}{\partial x} (\rho \theta h) \quad (1)$$

式中:  $p$ 为压力,  $h$ 为膜厚, 设润滑剂为牛顿流体,  $\eta$ 为动力黏度,  $\rho$ 为密度. 部分油膜因子 $\theta(x, y) = \frac{h_f(x, y)}{h(x, y)}$ ; 其中:  $h_f$ 为油膜厚度,  $h$ 为摩擦副间隙. 当 $h_f < h$ , 即膜厚不能填满摩擦副间隙时, 油膜压力 $p=0$ ; 当 $h_f = h$ 时, 油膜压力 $p>0$ , 即:

$$\begin{cases} 0 < \theta(x, y) < 1, & p(x, y) = 0 \\ \theta(x, y) = 1, & p(x, y) > 0 \end{cases} \quad (2)$$

不区分适量供油与过量供油, 对不乏油润滑统称为充分供油润滑. 充分供油润滑时部分油膜因子 $\theta$ 恒取为1. 上式的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}, y) = p(x_{out}, y) = p(x, -y_{out}) = p(x, y_{out}) = 0 \\ p(x, y) \geq 0, \quad x_{in} < x < x_{out}, \quad -y_{out} < y < y_{out} \end{cases} \quad (3)$$

黏度与压力的关系为

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ A_1 \left[ (1 + A_2 p)^{Z_0} - 1 \right] \right\} \quad (4)$$

式中:  $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$ ,  $A_2 = 5.1 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ,  $Z_0 = \alpha / (A_1 A_2)$ ,  $\alpha$ 为Barus黏压系数。

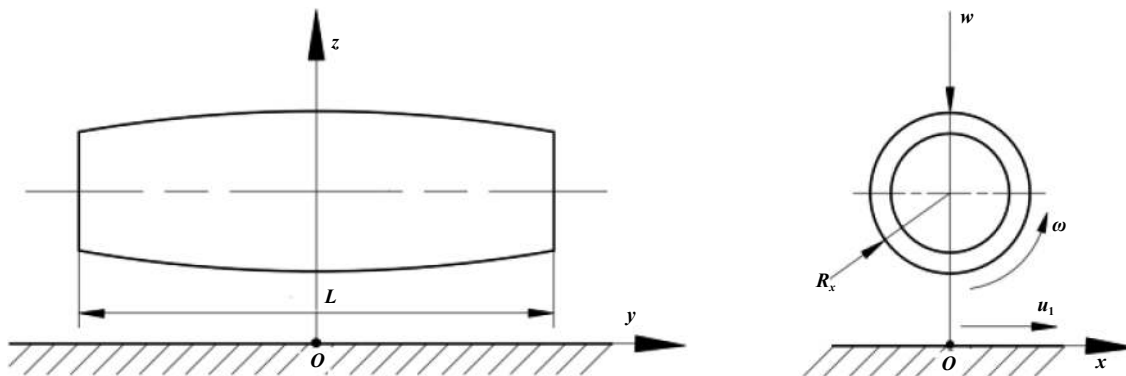


Fig. 1 Diagram of logarithmic roller lubrication

图1 对数滚子润滑的示意图

密度与压力的关系为

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p)] \quad (5)$$

式中:  $C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ,  $C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ .

对数滚子的摩擦副间隙方程为

$$h(x, y) = h_{00} + \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' + R_x - \sqrt{(R_x - \delta \cdot S_{lu}(0, y))^2 - x^2} \quad (6)$$

$\delta$ 为文献[11]定义的凸度系数,  $S_{lu}(0, y)$ 为Lundberg对数轮廓母线函数. 当 $\delta=1$ 时, 即为干接触下根据静弹性力学求得的理想轮廓.  $\delta$ 的引入是为了表征润滑工况下需要的凸度量与干接触下需要的凸度量的不同.

载荷平衡方程为

$$\iint p dx dy = w \quad (7)$$

## 2 求解技术

求解过程在量纲一化后进行, 量纲一化的方法详见文献[10]. 压力求解使用多重网格法, 其中弹性变形使用多重网格积分法. 设置6层网格,  $x, y$ 方向在最高

层网格上分别均布257和513个节点.  $x$ 方向求解域为 $[-4.6a, 1.8a]$ , 其中 $a$ 为对应无限长线接触的Hertz接触半宽;  $y$ 方向求解域为 $[-0.5L, 0.5L]$ . 压力初值取对应的无限长线接触赫兹压力场. 压力和载荷的计算精度分别取 $1 \times 10^{-4}$ 和 $1 \times 10^{-5}$ . 压力和膜厚以有量纲量表达, 表达结果的量纲一化坐标为 $X=100x/R_x$ ,  $Y=100y/R_x$ .

一组典型的输入工况如下: 环境温度 $t_0 = 313 \text{ K}$  (即 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ), 摩擦副综合弹性模量 $E' = 226 \text{ GPa}$ , 两固体密度 $\rho_a = \rho_b = 7850 \text{ kg/m}^3$ . 矿物油的环境黏度 $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , Barus黏压系数 $\alpha = 21.9 \text{ GPa}^{-1}$ , 环境密度 $\rho_0 = 870 \text{ kg/m}^3$ . 滑滚比为 $S = (u_1 - u_2)/u_e = 0.5$ , 卷吸速度 $u_e = 0.5 \text{ m/s}$ , 载荷 $w = 50 \text{ N}$  ( $p_H = 0.379 \text{ GPa}$ ,  $p_H$ 为相应的无限长线接触最大Hertz接触压力). 滚子长度 $L = 2.5 \text{ mm}$ , 滚子中部半径 $R_x = 5 \text{ mm}$ , 凸度系数 $\delta = 2$ .

## 3 结果和讨论

用入口区等效供油膜厚 $h_{oil}$ 表征供油量, 增大 $h_{oil}$ 直至充分供油润滑计算. 图2和图3给出了 $h_{oil}$ 分别取为 $0.2$ 和 $0.25 \text{ }\mu\text{m}$ 的压力、端部压力以及膜厚的分布图, 图4给出了充分供油条件下对应工况的计算结果. 可以看出: 随着供油量的增加, 端部压力的边缘效应

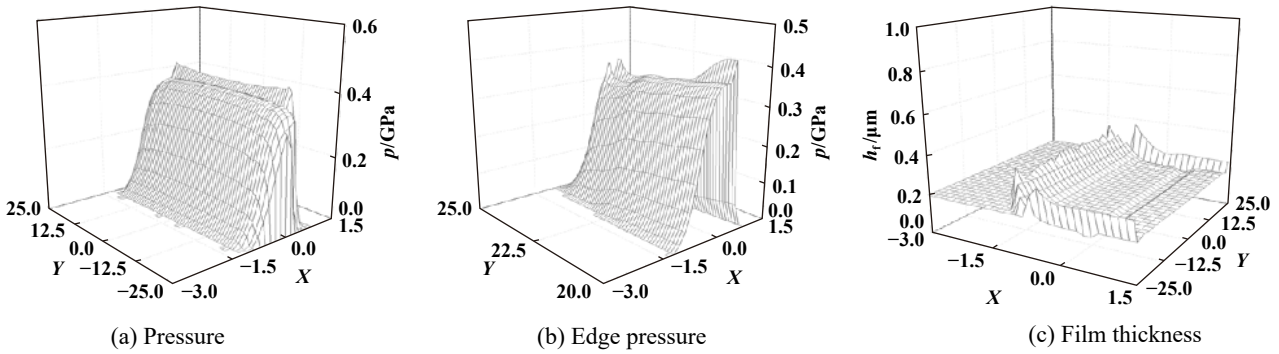


Fig. 2 Numerical solutions of  $h_{oil}=0.2 \text{ }\mu\text{m}$

图2  $h_{oil}=0.2 \text{ }\mu\text{m}$ 的数值解

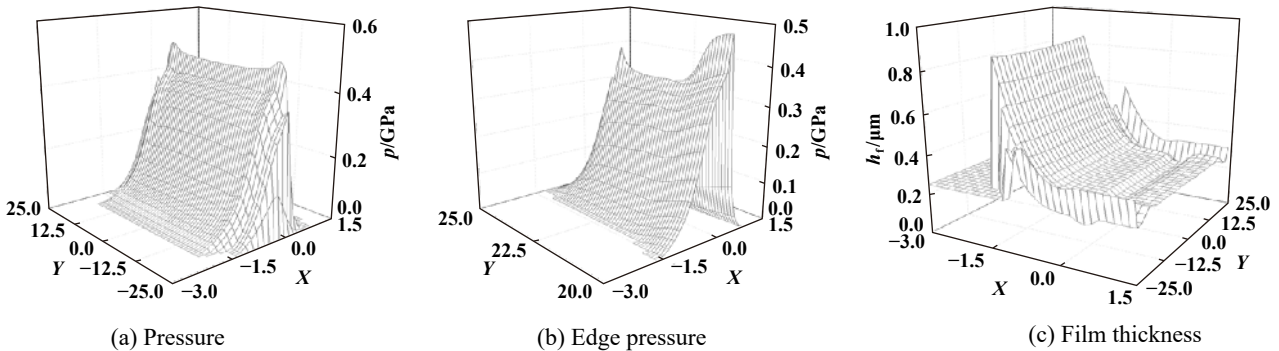


Fig. 3 Numerical solutions of  $h_{oil}=0.25 \text{ }\mu\text{m}$

图3  $h_{oil}=0.25 \text{ }\mu\text{m}$ 的数值解



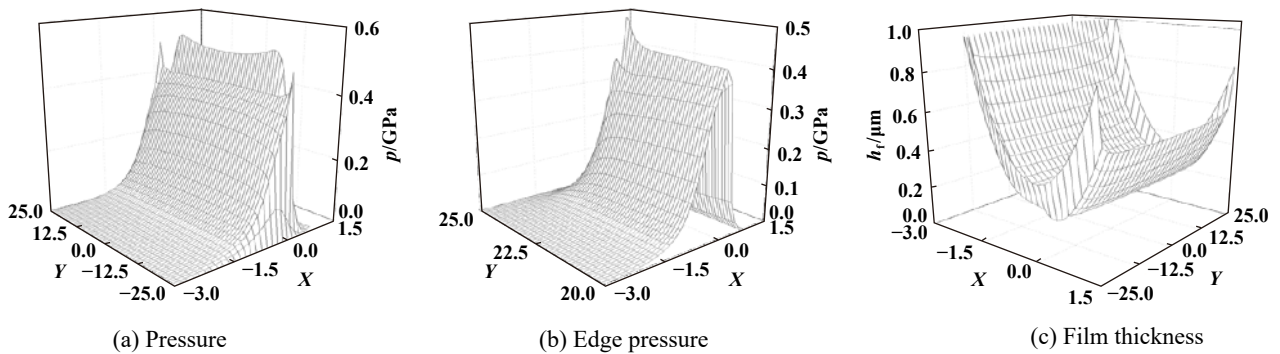


Fig. 4 Numerical solutions of fully oil supply

图 4 充分供油润滑的数值解

有增大趋势[见图2(b)、图3(b)和图4(b)];膜厚逐渐增大[见图2(c)、图3(c)和图4(c)]. 供油量的增加使得膜厚增加容易理解, 值得注意的是供油量对压力边缘效应的影响. 为定量比较, 取滚子中部沿卷吸速度方向即  $Y=0$  截面和滚子轴线方向即  $X=0$  截面讨论.

在滚子中部沿卷吸速度方向, 随供油量的增加直至达到充分供油润滑的过程中, 由图5(a)可见: 二次压力峰逐渐抬高且其位置向润滑入口移动, 承载区也有向润滑入口移动的趋势; 由图5(b)可见: 膜厚增大且油

膜起始位置从靠近接触区中部向润滑入口区方向移动直至充分供油润滑时铺满入口间隙; 由图5(c)可见: 摩擦副间隙逐渐增大; 由图5(d)可见: 入口油膜的起始位置逐渐向润滑入口方向移动直至铺满入口间隙, 当  $h_{oil}=0.3 \mu\text{m}$  时油膜已铺满  $Y=0$  截面的摩擦副间隙. 在没有达到充分供油之前, 随供油量的增加, 动压效应将增强, 图5给出的压力膜厚的变化趋势是动压效应增强的结果, 且这一规律与已有的无限长线接触的乏油润滑特性相似<sup>[5]</sup>. 这再次表明滚子中部的润滑特性与

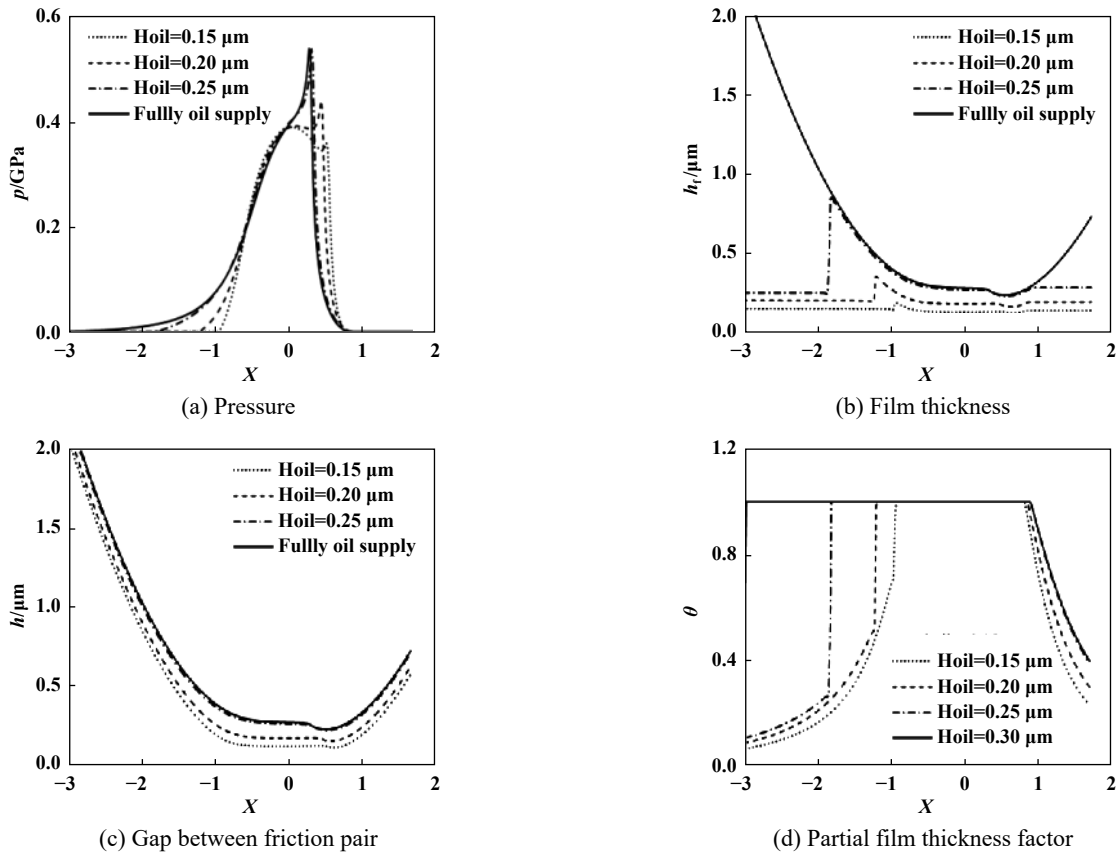


Fig. 5 Effect of oil supply on lubrication performance of  $Y=0$

图 5 供油量对  $Y=0$  截面润滑性能的影响

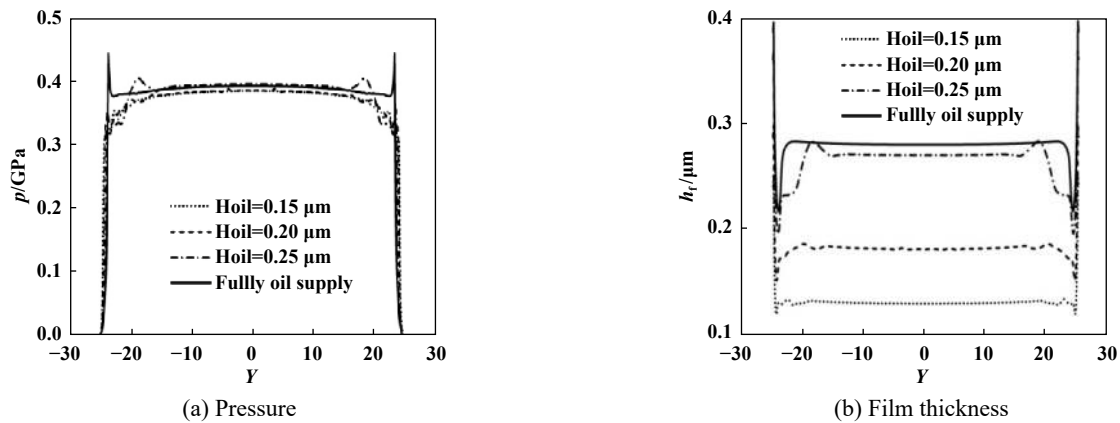


Fig. 6 Effect of oil supply on lubrication performance of  $X=0$

图6 供油量对 $X=0$ 截面润滑性能的影响

无限长线接触弹流的润滑特性相似<sup>[1]</sup>.

沿滚子轴线方向, 随供油量的增加直至达到充分供油润滑的过程中, 由图6(a)可见: 中部压力略有增大但变化不显著, 端部压力则显著增大逐渐出现压力的边缘效应; 由图6(b)可见: 膜厚的轴向颈缩趋于显著, 端部闭合效应<sup>[8]</sup>逐渐建立.

边缘效应以及为消除边缘效应而提出的凸度设计是有限长线接触研究的特有内容, 已有的凸度设计研究只考虑了凸形凸度几何参数、载荷速度等工况参数, 以及润滑油黏度密度等物性参数, 没有考虑供油量的影响<sup>[11]</sup>. 上述结果表明, 在同一凸度量下供油量会影响边缘效应的强弱, 进而将影响到凸度设计的结果. 随供油量的增加, 压力的边缘效应趋于显著, 考虑到增大凸度量可以降低压力的边缘效应<sup>[10]</sup>, 因此供油量越大, 需要的凸度量也有增大的趋势. 为证实上述分析, 分别取为 $h_{oil}=0.25 \mu m$ 和充分供油, 以图6的工况参数为基础, 将凸度系数分别取为1、1.2、1.5和3, 比较不同供油条件下凸度量对压力边缘效应的影响, 计算结果见图7. 可以看出: 对应于同一凸度量, 充分供油时的边缘效应大于乏油工况[图7(a~c)], Lundberg轮廓在润滑条件下均出现边缘效应[图7(a)], 因此润滑条件下应取 $\delta>1$ 即Lundberg轮廓的凸度量不足, 这与已有研究结论一致<sup>[7]</sup>; 充分供油时略大的凸度量与乏油工况时略小的凸度量对压力的轴向分布规律影响有等效性, 例如 $\delta=1.2$ 时的乏油解与 $\delta=1.5$ 时的充分供油解的边缘效应是相似的[图7(b~c)]. 乏油时 $\delta=1.5$ 已消除边缘效应[图7(c)], 可作为当前工况的凸度量设计结果; 充分供油时 $\delta=1.5$ 仍有边缘效应, 相应的凸度量设计结果应大于1.5. 当 $\delta=3.0$ 时, 因凸度量偏大, 乏油时的压力分布已明显向轴向中部集中, 充分供油时的轴

向压力分布向轴向中部集中程度不如前者显著.

乏油时的凸度量设计结果将小于充分供油润滑的凸度量设计结果. 由于乏油润滑介于充分供油润滑与干接触之间, 故这一结论也验证了他人早年的考虑弹流润滑工况时所设计的滚子凸度量会大于干接触工况下设计的滚子凸度量<sup>[6]</sup>之结论. 极端乏油将趋近于干接触, 进而凸度量趋近于根据静弹性理论推得的Lundberg对数轮廓即凸度系数 $\delta=1$ . 可见在凸度设计中, 除了考虑工况参数外, 还应将供油量考虑在内, 这将丰富凸度设计的内容.

## 4 结论

a. 在滚子中部, 供油量对对数滚子润滑特性的影响与无限长线接触弹流的结果相似, 即随供油量的增加, 在卷吸速度方向二次压力峰增大, 位置向入口区方向移动; 膜厚增大, 油膜起始位置逐渐从靠近接触区中部向入口区方向移动直至充分供油润滑时铺满入口间隙.

b. 在滚子轴向, 随乏油程度的加强, 滚子端部的压力边缘效应减小且压力沿轴向分布有向中部收缩的趋势. 供油量将影响压力的边缘效应, 因此, 在凸度设计中除了考虑了凸形凸度几何参数、载荷速度等工况参数, 以及润滑油黏度密度等物性参数外, 还应考虑供油量的影响. 乏油时的凸度量设计结果将小于充分供油润滑的凸度量设计结果.

c. 随供油量的增加, 膜厚沿滚子轴线方向逐渐由中部向端部增大, 轴向颈缩逐步建立, 直至形成膜厚的端部闭合效应达到充分供油润滑. 动压效应随供油量的减小而减弱进而降低压力的边缘效应, 是乏油与充分供油工况凸度量设计结果不同的原因.

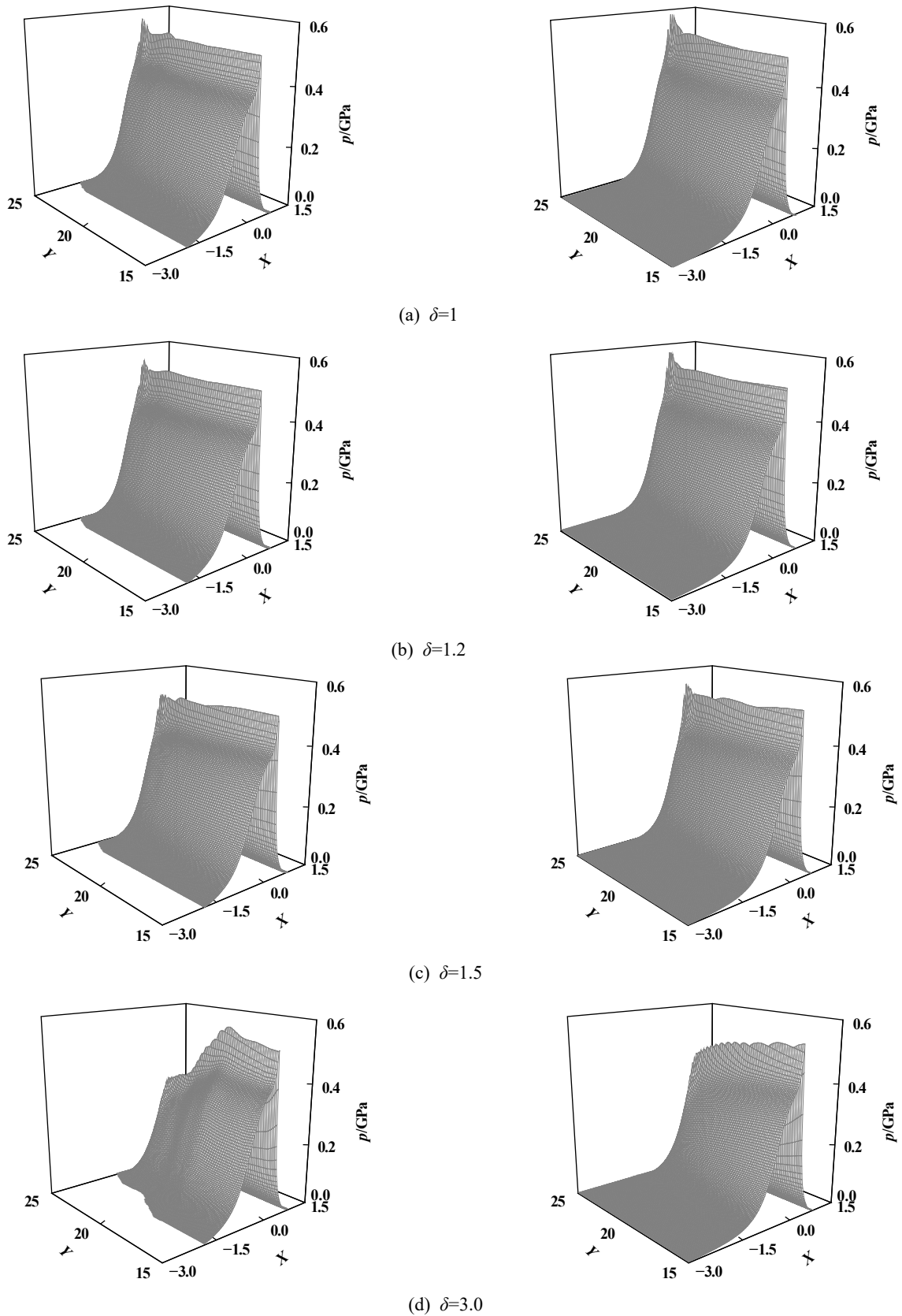


Fig. 7 Comparisons of the effect of crowning value on the end pressure distributions under different oil supply conditions (the left columns are the solutions of oil starvation  $h_{oil}=0.25 \mu\text{m}$ , the right columns are the solutions of full oil supply)

图 7 不同供油量工况下凸度量对端部压力分布的影响比较(左列为乏油解  $h_{oil}=0.25 \mu\text{m}$ , 右列为充分供油解)

## 参考文献

- [1] Wymer D G, Cameron A. Elastohydrodynamic lubrication of a line contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1974, 188(19): 221–238.
- [2] Yang Peiran, Cui Jinlei, Kaneta Motohiro, et al. Analysis of oil supply conditions for elastohydrodynamic lubrication in line contacts[J]. Tribology, 2006, 26(3): 242–246 (in Chinese) [杨沛然, 崔金磊, 兼田栢宏, 等. 线接触弹性流体动力润滑的供油条件分析[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(3): 242–246]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2006.03.011.
- [3] Chevalier F, Lubrecht A A, Cann P M E, et al. Film thickness in starved EHL point contacts[J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(1): 126–133. doi: 10.1115/1.2834175.
- [4] Wu Dandan, Liu Xiaoling, Long Tao. Thermal analysis for starved elasto-hydrodynamic lubrication line contacts based on elrod algorithm[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(10): 51–57, 67 (in Chinese) [武丹丹, 刘晓玲, 龙涛. 基于Elrod算法的线接触乏油热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(10): 51–57, 67]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2018.10.010.
- [5] Bai Xinrui, Liu Xiaoling. Analysis of elastohydrodynamic lubrication for cylindrical roller bearings under starved oil-supply condition[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(1): 45–50 (in Chinese) [白新瑞, 刘晓玲. 乏油条件下圆柱滚子轴承的弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(1): 45–50].
- [6] Chen Xiaoyang, Zhang Zhiming, Ma Jiaju. Prospects for lubrication of finite line contacts[J]. Tribology, 1997, 17(3): 281–288 (in Chinese) [陈晓阳, 张直明, 马家驹. 有限长线接触弹流润滑的现状与展望[J]. 摩擦学学报, 1997, 17(3): 281–288]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.1997.03.016.
- [7] Wang Zhijian, Shen Xuejin, Chen Xiaoyang, et al. Recent progress of elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts[J]. Tribology, 2016, 36(1): 117–131 (in Chinese) [王志坚, 沈雪瑾, 陈晓阳, 等. 有限长线接触弹流理论研究的最新进展[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(1): 117–131]. doi: 10.16078/j.tribology.2016.01.018.
- [8] Ma Jiaju, Chen Xiaoyang, Liu shuangbiao. End closure of roller contacts in EHL[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 19(1): 71–73 (in Chinese) [马家驹, 陈晓阳, 刘双表. 滚子摩擦副弹流的闭合效应[J]. 中国机械工程, 1999, 19(1): 71–73]. doi: 10.3321/j.issn:1004-132X.1999.01.023.
- [9] Xin Zhaoshun, Liu Xiaoling, Yang Yubing. Analysis of non-newtonian thermal micro-EHL in cylindrical roller bearings[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(11): 43–48 (in Chinese) [信召顺, 刘晓玲, 杨玉冰. 圆柱滚子轴承的微观非牛顿热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(11): 43–48]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.11.008.
- [10] Sun Haoyang. A study on the steady thermal EHL design and transient iso-thermal EHL characteristics of profiled rollers[D]. Shanghai: Shanghai University, 2005(in Chinese) [孙浩洋. 凸度滚子的稳态热弹流设计和动态等温特性研究[D]. 上海: 上海大学, 2005].
- [11] 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, 张洪信. 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].
- [12] Wu Jiqiang, Wang Liqin, Lu Yufan, et al. Geometric modification on mixed lubrication performance of low-speed cylindrical roller bearing[J]. Tribology, 2019, 39(4): 470–478 (in Chinese) [吴继强, 王黎钦, 陆宇帆, 等. 几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(4): 470–478]. doi: 10.16078/j.tribology.2018169.
- [13] Zhu Dong, Hu Yuanzhong. 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.
- [14] Hu Yuanzhong, Zhu Dong. 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.



DOI: 10.16078/j.tribology.2019187

# 基于载荷谱的凸轮机构关键摩擦副优化研究

王军锋<sup>1</sup>, 明仕林<sup>2</sup>, 王晓光<sup>1\*</sup>, 曾启文<sup>1</sup>, 李严<sup>2</sup>, 陈光焱<sup>1</sup>, 蔡振兵<sup>2\*</sup>

(1. 中国工程物理研究院 电子工程研究所, 四川 绵阳 621900;  
2. 西南交通大学 摩擦学研究所, 四川 成都 610031)

**摘要:** 通过台架试验测得凸轮机构的凸轮转动轴在实际工况下的载荷谱。然后, 结合载荷谱和机构几何尺寸进行力学分析, 得到凸轮轮廓上的载荷分布。针对机构关键摩擦副在最大载荷附近发生严重磨损的问题, 以载荷分布为基础, 通过UMT摩擦磨损试验机进行模拟机构实际接触情况的试样试验, 探究摩擦副材料的摩擦学行为, 优化摩擦副材料。结果表明: 摩擦副材料的摩擦学行为与其硬度和韧性都有关系, 在韧性无较大差别时, 硬度较高的材料耐磨性较强。对于硬度较低、韧性较高的材料, 摩擦时会在其表面形成黏着层, 减缓其进一步磨损, 但是摩擦系数较高。试验预测在以减缓凸轮转动轴阻力增长为目的下, 凸轮、滚子和滚子轴材料分别为TC4、022Cr12Ni9Cu2NbTi和07Cr17Ni7Al时, 其效果最好。后经原尺寸机构实际工况试验, 验证了预测的正确性。

**关键词:** 凸轮机构; 载荷谱; 耐磨性; 磨损机理; 材料优化

中图分类号: TH112.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0353-11

## Optimization on Key Friction Pair of Cam Mechanism Based on Load Spectrum

WANG Junfeng<sup>1</sup>, MING Shilin<sup>2</sup>, WANG Xiaoguang<sup>1\*</sup>, ZENG Qiwen<sup>1</sup>, LI Yan<sup>2</sup>,  
CHEN Guangyan<sup>1</sup>, CAI Zhenbing<sup>2\*</sup>

(1. Institute of Electrical Engineering, China Academy of Engineering Physics, Sichuan Mianyang 621900, China  
2. Tribology Research Institute, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China)

**Abstract:** The load spectrum of a cam mechanism was measured via a bench test. Thereafter, the load distribution along the cam profile was obtained by dynamic analysis according to the load spectrum and the mechanism sizes. Aiming at the severe abrasion of the cam mechanism key friction pairs at the position near the maximum load, a specific sample experiment based on load distribution was conducted on a UMT tribo-test rig to explore the tribological behavior of the friction pair materials, and eventually, optimizing friction pair material. The results showed the tribological behaviors of these materials were related to their hardness and toughness. For those materials without great extent of toughness distinction, their abrasion resistance got stronger as their hardness increased. For the material with lower hardness and higher toughness, an adhesion layer on worn surface protected the base material from further abrasion and produced higher friction force. According to the experiment, it is predicted that an optimal combination of TC4 as the cam, 022Cr12Ni9Cu2NbTi as the roller, and 07Cr17Ni7Al as the roller shaft for slowing down the increment of the cam

Received 17 October 2019, revised 7 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: wxgrain@163.com (WANG), Tel: +86-13881181553; E-mail: czb-jiaoda@126.com (CAI), Tel: +86-15828457775.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (U1730131), the Young Scientific Innovation Team of Science and Technology of Sichuan (2017TD0017) and the Sichuan Province University Scientific Research Innovation Team Project (18TD0005).

国家自然科学基金项目(U1730131), 四川省青年科技创新研究团队项目(2017TD0017)和四川省高校科研创新团队项目(18TD0005)资助。

rotary shaft resistance torque. Finally, a verification test under the condition same with that of the real work was performed to validate the correctness of the prediction.

**Key words:** cam mechanism; load spectrum; abrasion resistance; abrasion mechanism; material optimization

凸轮机构广泛应用于自动化装备中,因为适当地设计凸轮的轮廓,可以使从动件实现各种复杂运动规律,具有电控系统难以取代的结构简单、响应快速等特点<sup>[1]</sup>。但是,凸轮与从动件的高副接触的大应力滑动摩擦使其易发生磨损失效。因此,凸轮机构关键摩擦副的抗磨损能力是决定凸轮机构可靠工作寿命的一个重要因素,也是其设计重点之一。

凸轮机构摩擦副常用的材料有铸铁、锻钢以及合金钢<sup>[2-3]</sup>。随着设计要求的提高,陶瓷<sup>[4]</sup>、粉末冶金材料<sup>[5]</sup>等具有更高耐磨性的材料或者DLC<sup>[6]</sup>、TiAlN<sup>[7]</sup>等涂层技术也得以应用于凸轮机构。凸轮机构摩擦学特性研究方法包括台架试验和试样试验。台架试验常用于汽车凸轮轴的摩擦磨损特性研究,比如,Ofune<sup>[8]</sup>、Kano<sup>[6]</sup>等通过研制特定的试验机研究了汽车凸轮轴的摩擦学特性与表面光洁度、润滑油种类和涂层的关系;Sert等<sup>[9]</sup>通过台架试验研究了凸轮轴摩擦学特性与材料硬度、相对滑动速度的关系。台架试验模拟研究对象的实际工况,所以其成本较高,因此用试样试验研究材料的摩擦学行为较为常用。摩擦学行为具有强烈的系统依赖性<sup>[10]</sup>,与其工作环境相关<sup>[11]</sup>,因此,试样试验需要结合机构的载荷、滑动速度、设计寿命、气氛和温湿度等实际工况参数以提高其结果的可靠性。

本文作者以转动从动件凸轮机构为研究对象,结合载荷谱技术,介绍了一种优化凸轮机构摩擦副的方法。首先,通过台架试验测得凸轮机构按照实际工作规律运行情况下的凸轮转动轴的扭矩谱(载荷谱)。然后,结合凸轮机构的尺寸,求得凸轮轮廓上的载荷分

布,并以此载荷分布为依据,对不同的摩擦副材料进行摩擦磨损试样试验,选择最优的摩擦副材料。最终,用最优摩擦副材料加工原尺寸机构,并进行现场工况试验,验证了优化的有效性。

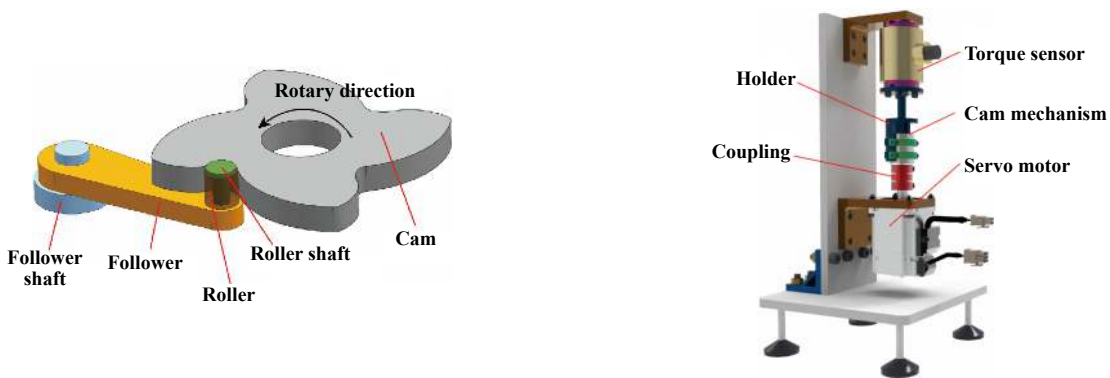
## 1 测量载荷谱和载荷分布

### 1.1 凸轮机构的结构和载荷谱测量设备

试验所用的凸轮机构结构如图1(a)所示,机构由凸轮、滚子、滚子轴、拨杆及拨杆轴组成,拨杆上安装有扭转弹簧,迫使其与凸轮紧密接触。滚子轴与拨杆固定,滚子与滚子轴为间隙配合。在机构工作时,电磁力矩带动凸轮绕其中心轴转动,凸轮带动拨杆绕拨杆轴转动。机构以分步前进形式工作,即1次电磁激励,凸轮进行1次推程和回程,凸轮转动1圈,即完成4个行程工作。随着工作行程的增加,凸轮/滚子和滚子/滚子轴摩擦副的磨损逐渐加剧,凸轮前进的阻力增大,直至电磁驱动力矩不足以驱使凸轮完成1个行程,机构失效。

凸轮机构摩擦副的摩擦学行为与其所受载荷有关,而在凸轮机构运行过程中,其载荷是时刻变化的。因此,测量其载荷谱和载荷分布,并以此为依据进行试样试验研究,可以更加准确地研究摩擦副材料的摩擦磨损特性。

载荷谱测量设备示意图如图1(b)所示,此设备的工作原理在文献[12]中已详细介绍。机构安装于其夹具之中,伺服电动机带动凸轮转动轴按照与其实际工况相同的运动规律运动(运动规律在实际工作现场测得,并规划伺服系统按照同样规律运动),扭矩传感器



(a) Structure of the cam mechanism

(b) Schematic of the load spectrum measurement instrument

Fig. 1 Schematics of the cam mechanism and the load spectrum measurement instrument

图1 凸轮机构和载荷谱测量设备示意图

测得凸轮转动轴阻力矩. 设备同时测得凸轮转动轴的阻力矩信号和转动角度信号, 并一一对应.

### 1.2 凸轮机构转动轴载荷谱分析

机构的运动规律和扭矩谱如图2(a)所示, 机构运行1个周期(凸轮转动90°)用时150 ms, 分为两步跳动, 最终在凸轮近心点附近振动直至停止在近心点. 在凸轮转动轴转动27.3°时, 其阻力矩达到最大值14.9 N·mm, 而后再减小. 扭矩谱中存在的振动信号是由于机构按照此两步跳跃式的运动造成机架振动而形成的.

图2(b~c)是结合凸轮轮廓和各零件的尺寸, 对机构进行力学分析<sup>[12]</sup>而得到的扭矩和正压力在凸轮轮廓上的分布. 由于机构的特殊性, 在凸轮轮廓的0°~6.0°和84.0°~90°, 凸轮并未与滚子接触, 所以在图中, 此部分数据为空. 由图可知, 在滚子到达凸轮轮廓的28.2°的位置, 凸轮转动轴阻力矩达到最大值14.9 N·mm, 越过最高点后快速下降, 在凸轮轮廓36.7°处阻力矩反向, 而后保持在-4 N·mm左右, 此时拨杆和滚子组件作为动力推动凸轮回程. 凸轮/滚子的正压力在推程阶段大于回程阶段, 在凸轮轮廓25.2°的位置达到最大值1.28 N, 回程阶段其正压力稳定在0.7 N左右. 由文献<sup>[12]</sup>

可知, 凸轮机构在推程阶段的最大载荷附近发生最为严重的磨损, 所以选择最大载荷为试验依据.

## 2 摩擦磨损试验过程

### 2.1 试验方法

影响机构正常工作的关键摩擦副为凸轮/滚子摩擦副和滚子/滚子轴摩擦副, 凸轮/滚子摩擦副为外圆线接触摩擦副, 滚子/滚子轴为内圆线接触摩擦副, 且两个摩擦副的正压力相等. 在机构运行之初, 凸轮/滚子摩擦副发生滚动摩擦, 滚子/滚子轴摩擦副发生滑动摩擦, 随着运行行程增加, 滚子/滚子轴摩擦副的摩擦阻力持续增大, 凸轮/滚子摩擦副也会发生滑动摩擦. 结合机构实际工况和试验设备条件, 设计如图3所示的平面/柱面线接触滑动摩擦磨损试验. 试验以UMT摩擦磨损试验机为基础, 附加外部旋转驱动构成整体设备. 平面试样夹具与UMT的三维力传感器连接, 外部电机驱动柱面试样旋转, 与平面试样接触即形成模仿机构接触的线接触摩擦副.

对于凸轮/滚子摩擦副, 滚子磨损更严重, 所以在其试验中, 滚子材料作为平面试样, 凸轮材料作为柱

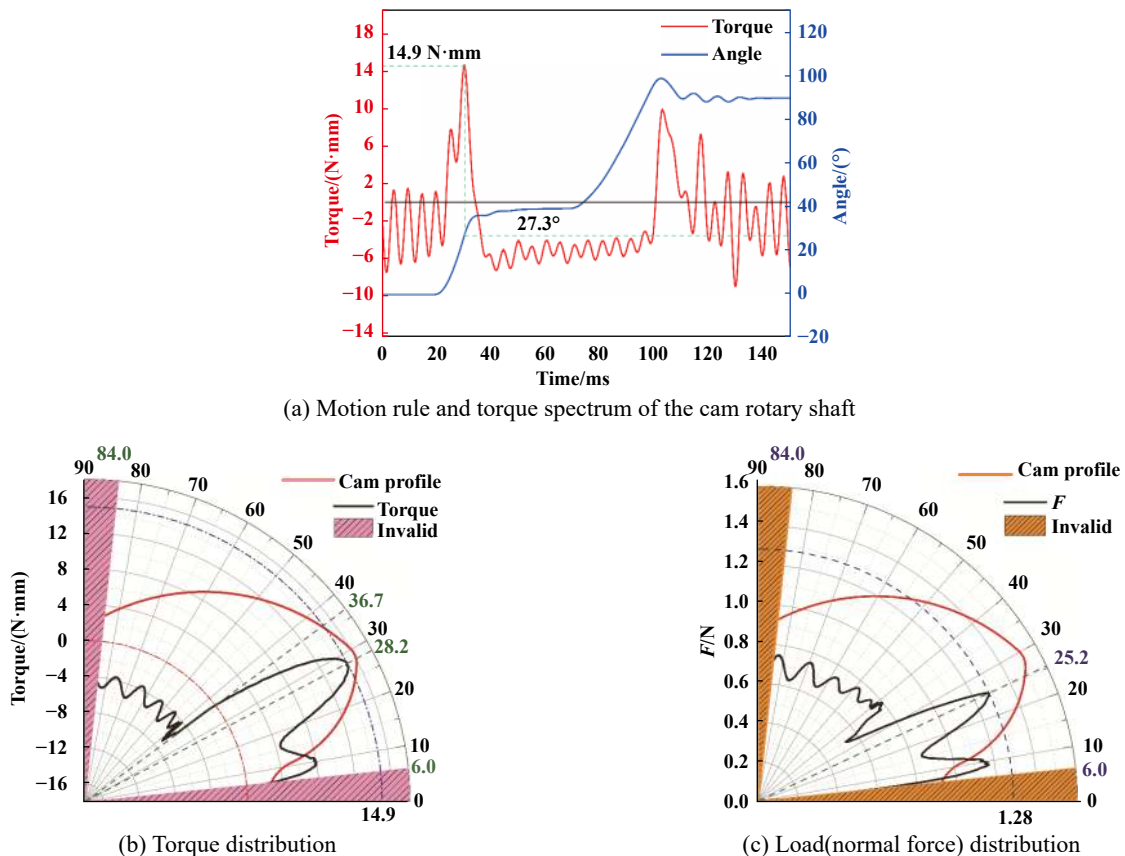


Fig. 2 Load spectrum of the cam mechanism

图 2 凸轮机构的载荷谱

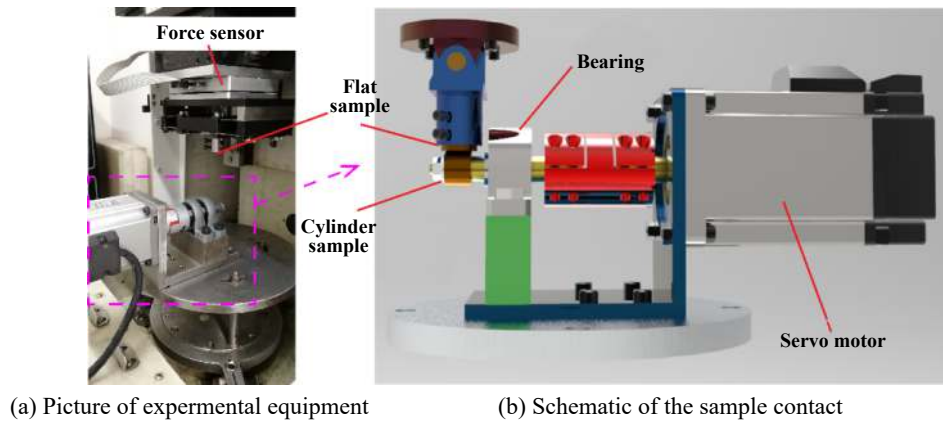


Fig. 3 Schematic of the experimental equipment

图3 试验设备示意图

面试样;对于滚子/滚子轴摩擦副,由于滚子轴位置相对固定,而滚子可以绕着滚子轴自由转动,导致滚子轴磨损严重,所以在其试验中,滚子轴材料作为平面试样,滚子材料作为柱面试样。

综合考虑工艺性和耐腐蚀能力,设定如表1所示的备选摩擦副材料,材料对应的成分列于表2中。材料的摩擦学特性主要与其硬度和韧性有关<sup>[13]</sup>,所以对于摩擦磨损严重的滚子材料,选用了硬度较高的材料022Cr12Ni9Cu2NbTi、90Cr18MoV和一种韧性高的材料1Cr18Ni9Ti。相对于滚子,分别选择硬度较高的07Cr17Ni7Al和硬度较低的40Cr13作为滚子轴材料,硬度和韧性居中的TC4作为凸轮材料,以比较其摩擦

学特性。

### 2.2 试验参数

试验参数有载荷*F*、行程*S*和转速*n*。在机构中,最关键的载荷为1.28 N,根据赫兹弹性接触理论,在试验最大接触应力与机构实际工况最大接触应力相等的情况下,试验载荷为

$$\begin{cases} \text{Cam/Roller: } F_C = \frac{b_2}{b_1} \times 1.28 \times \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \times \rho_m \\ \text{Roller/Roller shaft: } F_R = \frac{b_4}{b_3} \times 1.28 \times \left( \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{\rho_4} \right) \times \rho_m \end{cases} \quad (1)$$

其中: $F_C$ 为凸轮/滚子摩擦副对应的试验载荷, $b_2=1.5\text{ mm}$ 为试验试样的线接触长度, $b_1=1.3\text{ mm}$ 为机构的凸轮/滚子摩擦副的线接触长度, $\rho_1=0.5\text{ mm}$ 为机构最大载荷处对应的凸轮曲率半径, $\rho_2=0.8\text{ mm}$ 为机构滚子的外半径, $\rho_m=7\text{ mm}$ 为试验柱面试样的外半径。 $F_R$ 为滚子/滚子轴摩擦副对应的试验载荷, $b_4=10\text{ mm}$ 为试验试样的线接触长度, $b_3=1.4\text{ mm}$ 为机构的滚子/滚子轴的线接触长度, $\rho_3=0.390\text{ mm}$ 为机构滚子轴的曲率半径, $\rho_4=0.406\text{ mm}$ 为机构滚子的内半径。据此,可解得 $F_C=33.6\text{ N}$ , $F_R=6.47\text{ N}$ 。

以机构中的凸轮/滚子摩擦副的滑动行程6.52 mm作为摩擦磨损试验的行程*S*的依据。机构的设计寿命

表1 摩擦副材料相关参数

Table 1 Information of friction pair materials

Group	Part	Material	Hardness(HRC)
A1	Cam	TC4	32
	Roller	022Cr12Ni9Cu2NbTi	52
	Roller shaft	07Cr17Ni7Al	52
A2	Cam	TC4	32
	Roller	1Cr18Ni9Ti	20
	Roller shaft	40Cr13	37
A3	Cam	TC4	32
	Roller	90Cr18MoV	56
	Roller shaft	40Cr13	37

表2 相关材料化学成分

Table 2 Chemical compositions of related materials

Material	w(C)/%	w(Fe)/%	w(Ti)/%	w(Al)/%	w(V)/%	w(Cr)/%	w(Ni)/%	w(Nb)/%	w(Cu)/%	w(Mo)/%
TC4	<0.1	<0.3	balanced	5.5~6.8	3.5~4.5	-	-	-	-	-
022Cr12Ni9Cu2NbTi	<0.03	balanced	0.8~1.4	-	-	11~12.5	7.5~9.5	0.1~0.5	1.5~2.5	<0.5
07Cr17Ni7Al	<0.09	balanced	-	0.75~1.5	-	16~18	6.5~7.5	-	-	-
1Cr18Ni9Ti	<0.12	balanced	<0.8	-	-	17~19	8~11	-	-	-
40Cr13	0.36~0.45	balanced	-	-	-	12~14	<0.6	-	-	-
90Cr18MoV	0.85~0.95	balanced	-	-	0.07~0.12	17~19	<0.6	-	-	1~1.3



是 25 000 个运动循环, 以此得到试验的柱面试样旋转圈数:

$$\begin{cases} \text{Cam/Roller} : N_C = \frac{6.52 \times 25000}{2\pi \times \rho_m} = 3706 \\ \text{Roller/Roller shaft} : N_R = N_C/2 = 1853 \end{cases} \quad (2)$$

其中: 滚子的外半径是内半径的 2 倍, 因此假定两个摩擦副在运动中都全程滑动的情况下, 滚子/滚子轴摩擦副的摩擦行程为凸轮/滚子的一半, 所以有  $N_R=N_C/2$ . 另外, 在实际工况中, 两个摩擦副不会都全程滑动, 所以设定循环圈数减半的试验, 作为对照试验, 即  $N_{C2}=N_C/2=1853$ ,  $N_{R2}=N_R/2=927$ .

根据图 4 所示的机构的凸轮/滚子相对滑动速度示意图求得试验转速  $n$ , 在凸轮和滚子相对滑动的情况下, 滚子相对凸轮的滑动速度为  $v_r$ , 对应的试验转速为

$$n_c = |v_r|/\rho_m \quad (3)$$

在滚子和滚子轴相对滑动的情况下, 其对应的试验转速为

$$n_R = n_C/2 \quad (4)$$

其中  $|v_r|$  根据图 4 所示的示意图求得:

$$|v_r| = \sqrt{|v_a|^2 + |v_e|^2 - 2 \times |v_a| \times |v_e| \times \cos \alpha} \quad (5)$$

其中:  $v_a$  为滚子上与凸轮接触点(牵连点)的绝对速度,  $v_e$  为其牵连速度,  $\alpha$  为  $v_a$  和  $v_e$  的矢量夹角,  $v_a$ 、 $v_e$  和  $\alpha$  根据图 2(a) 的凸轮转动轴运动规律和机构尺寸求得. 结合试验设备, 设定凸轮/滚子摩擦副的试验转速  $n_C=60$  r/min, 滚子/滚子轴摩擦副的试验转速  $n_R=30$  r/min.

每组试验进行 3 次, 取其数据平均值作为最终数据. 试验结束后, 采用 JSM6610LV 扫描电子显微镜观察磨痕表面形貌和成分以分析磨损机理, 使用白光干涉仪测得平面试样的磨痕轮廓以分析磨损程度. 最终, 结合摩擦系数、磨损程度和磨损机理, 选择最佳的

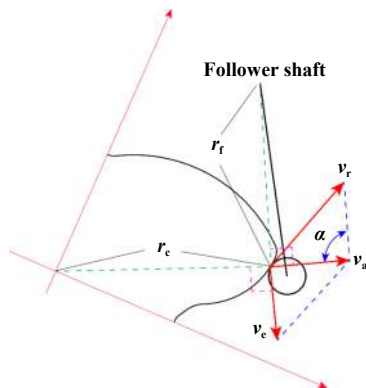


Fig. 4 Relative slide speed schematic of the cam/roller  
图 4 凸轮/滚子相对滑动速度示意图

摩擦副材料.

### 3 试验结果

#### 3.1 凸轮/滚子摩擦副的摩擦学行为

##### 3.1.1 摩擦系数和磨损特性

图 5(a) 是凸轮/滚子摩擦副试验的摩擦系数, 图中的摩擦系数是 UMT 摩擦磨损试验机三维力传感器采集到的切向力与正压力之商, 图 5(b~d) 是平面试样(滚子材料)磨损特性表征. 据图可知, 3 种摩擦副材料在相对滑动过程中, 在 100 s 以内其摩擦系数快速增加, 这是因为表面吸附膜的破坏<sup>[14]</sup>, 而后进入稳定状态. 在稳定阶段, A1 组摩擦副材料的摩擦系数最低, A2 和 A3 组接近. 从摩擦系数方面分析, A1 组的滚子材料具有最佳的减缓机构阻力矩增势的效果. 然而, 根据图 5(b~c) 的磨痕轮廓可知, A2 组的滚子材料相对凸轮材料具有最佳的耐磨性, A1 和 A3 接近. 根据表 1, A1 的滚子材料 022Cr12Ni9Cu2NbTi 和 A3 的滚子材料 90Cr18MoV 具有接近的硬度, 而 A2 的滚子材料 1Cr18Ni9Ti 硬度较低. 根据 Archard 理论及其修正<sup>[15-18]</sup>, 材料的抗磨损能力与硬度具有正相关关系, 且与材料的塑性、脆性等其他属性相关. 对于 1Cr18Ni9Ti 这种较软的材料, 其低的磨损量可能与其高韧性有关系.

##### 3.1.2 磨损机理

图 6 是 A1 组滚子材料的磨痕 SEM 和 EDS 表征. 根据图 6(a-b) 可知, 半程试验后, 滚子材料 022Cr12Ni9Cu2NbTi 表面具有明显的刮痕(Point1 处)和颗粒黏着物(Point2 处). 刮痕处的成分比重接近滚子本身材料的成分比重, 说明此处发生磨粒磨损; 颗粒黏着物处含有较多的 Ti、Fe 和 O, 说明此处含有凸轮材料的黏着, 发生氧化黏着磨损.

根据图 6(c-d) 可知, 全程试验后, 滚子材料上布满了黏着层(Point3 处)和粗糙的剥层颗粒(Point4 处), 这两处均含有大量的 Ti 和 O, 说明此时滚子材料表面完全被凸轮材料的氧化物黏着. 在 A1 组的凸轮和滚子材料按照与机构实际工作下的载荷、滑动速度和行程相同的试验中, 主要发生黏着磨损, 凸轮材料(硬度较低)氧化黏着于滚子材料(硬度较高)之上, 符合 Archard 的理论.

图 7 是 A2 组滚子材料的 SEM 和 EDS 表征. 无论是半程试验还是全程试验后的滚子材料, 其表面均具有明显的挤压覆层, 并且覆层处包含大量的 Ti 和 O, 而滚子材料 1Cr18Ni9Ti 只有 <0.8% 的 Ti, 所以, 当 1Cr18Ni9Ti 与 TC4 发生滑动摩擦时, TC4 的氧化物极大程度地黏

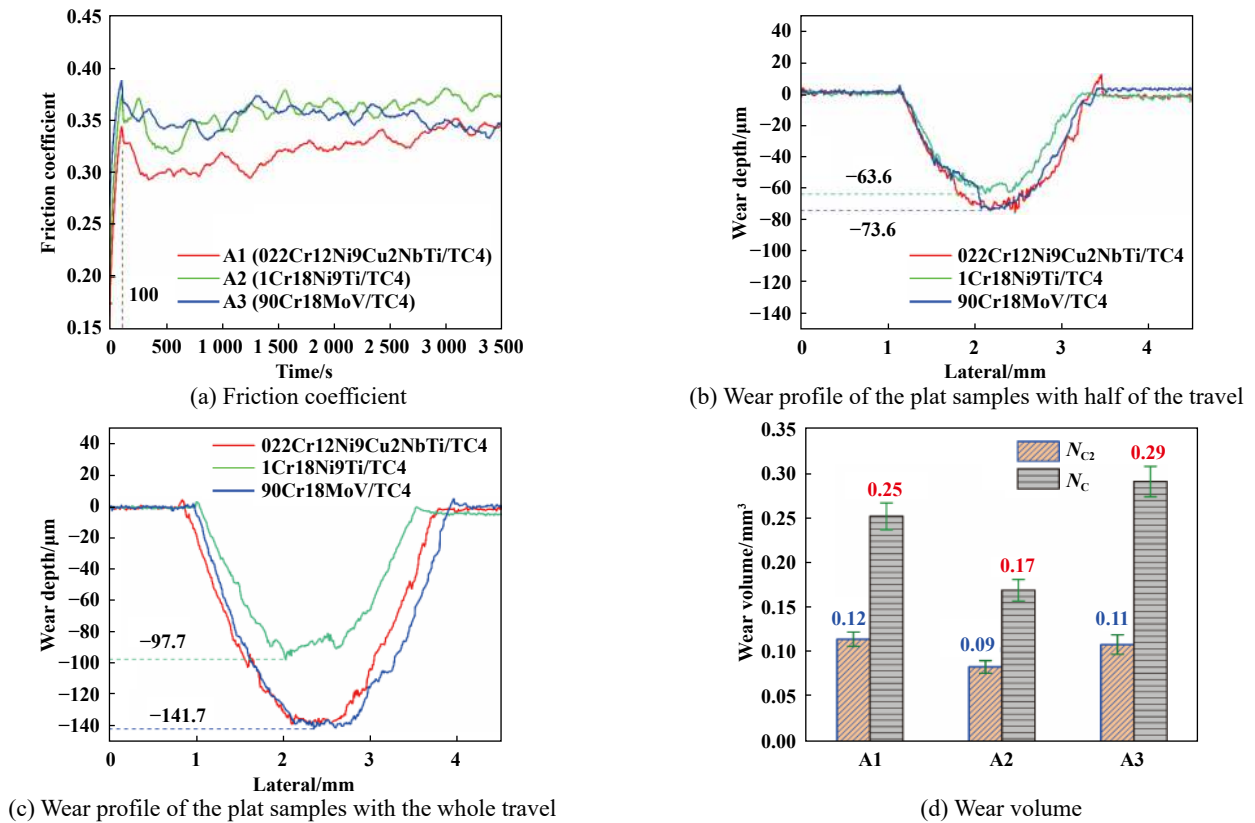
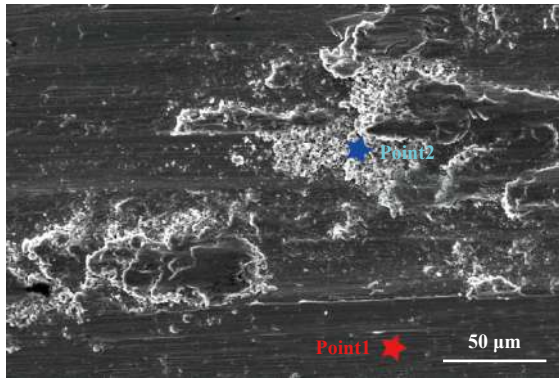
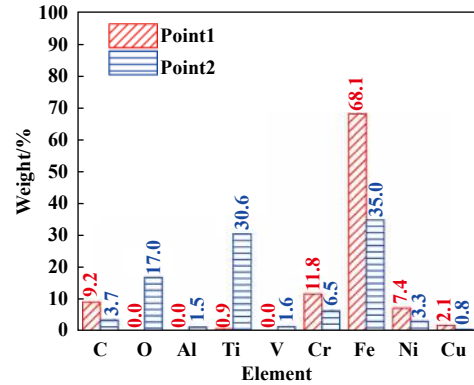


Fig. 5 Friction and wear properties of the cam/roller pair

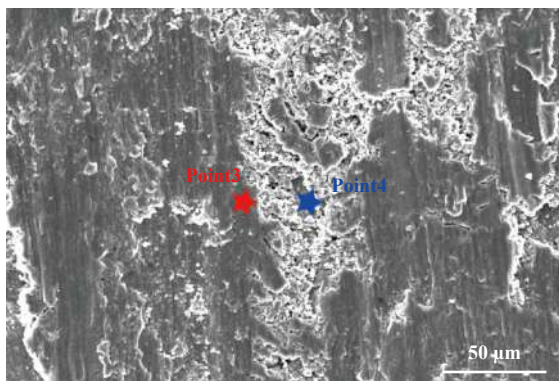
图5 凸轮/滚子摩擦磨损特性



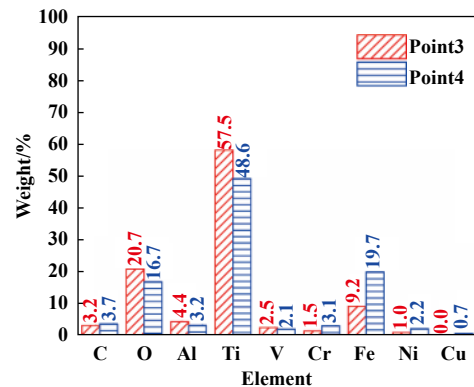
(a) Morphology of the plat sample with half of the travel



(b) Element weight percentage of the marks in fig.6 (a)



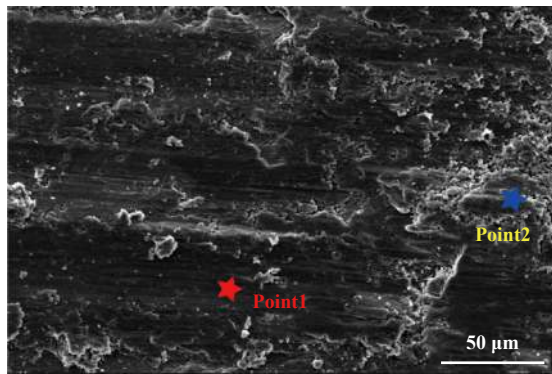
(c) Morphology of the plat sample with the whole travel



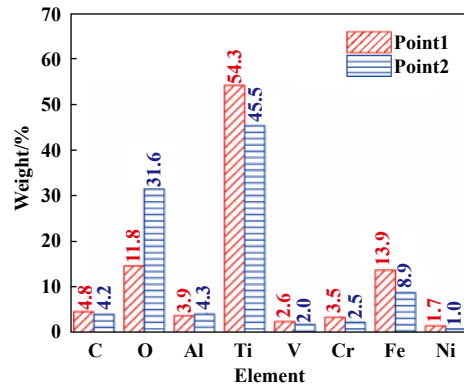
(d) Element weight percentage of the marks in fig.6 (c)

Fig. 6 Wear morphology and element weight percentage of the 022Cr12Ni9Cu2NbTi plat sample

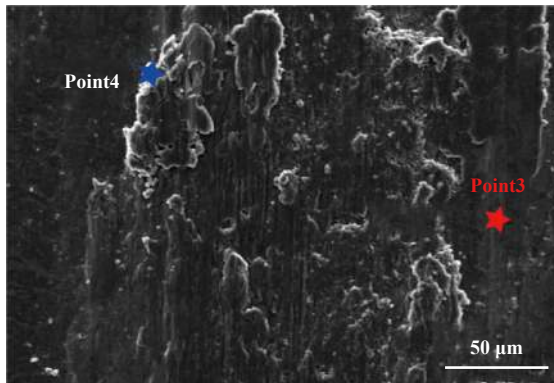
图6 022Cr12Ni9Cu2NbTi平面试样的磨痕形貌和成分



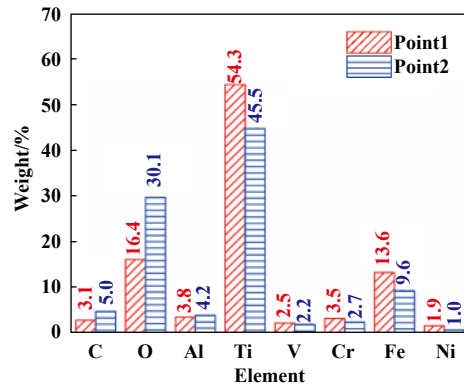
(a) Morphology of the plat sample with half of the travel



(b) Element weight percentage of the marks in fig.7 (a)



(c) Morphology of the plat sample with the whole travel



(b) Element weight percentage of the marks in fig. 7 (c)

Fig. 7 Wear morphology and element weight of the 1Cr18Ni9Ti plat sample

图 7 1Cr18Ni9Ti平面试样的磨痕形貌和成分

着于1Cr18Ni9Ti之上. 而1Cr18Ni9Ti的硬度较低, 造成这种现象的原因是1Cr18Ni9Ti的高韧性和强黏附力, 在受到摩擦时产生重塑性变形和加工硬化<sup>[19]</sup>, 磨粒涂附于其上. 因此, 滚子上TC4的氧化物黏着层与凸轮材料(TC4)摩擦, 减缓滚子材料被进一步磨损, 所以其磨损量最小[见图5(b-d)], 但是摩擦系数较大[见图5(a)].

图8为A3组滚子材料的磨痕SEM和EDS表征结果. 当TC4与90Cr18MoV相对滑动时, 无论全程半程, 90Cr18MoV上均出现黏着层(Point2、Point5处)和氧化颗粒(Point3、Point4处). 黏着层(Point2、Point5处)具有许多Ti、Fe、O和Cr, 说明当TC4与90Cr18MoV相对滑动时, 两种材料的混合氧化磨粒被挤压黏着于90Cr18MoV之上; 氧化颗粒(Point3、Point4处)含有大量的Ti, 其次是O, 说明这些氧化颗粒是TC4的氧化颗粒, TC4发生氧化脱落. 另外, 在滚子材料表面其他地方(Point1、Point6处), 无明显黏着或者刮擦痕迹, 其成分以Fe、Ti和O居多, 说明此处也含有TC4和90Cr18MoV的氧化物. 在A3组的凸轮和滚子材料按照与机构实际工作相同的载荷、滑动速度和行程的试验中, 主要发生黏着磨损, 凸轮材料(硬度较低)氧化黏着于滚子材

料(硬度较高)之上, 符合Archard的理论.

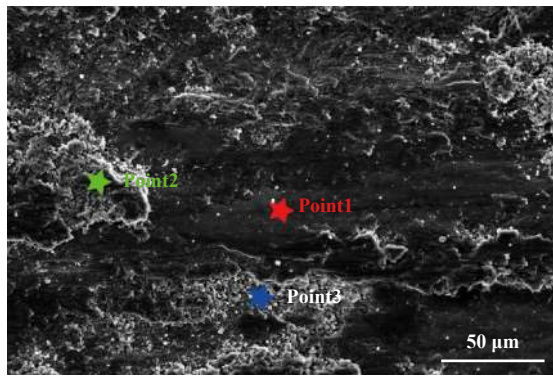
凸轮/滚子摩擦副3种备选材料022Cr12Ni9Cu2NbTi/TC4、1Cr18Ni9Ti/TC4和90Cr18MoV/TC4在按照与实际机构相同载荷、滑动速度和行程的试验中, 均出现氧化和黏着磨损, 即凸轮材料氧化黏着于滚子材料之上. 1Cr18Ni9Ti因其高韧性而导致黏着最强、磨损最小. 而022Cr12Ni9Cu2NbTi的摩擦系数最小. 在凸轮机构中, 在凸轮/滚子摩擦副滑动阶段, 影响凸轮转动轴的阻力矩的因素有界面摩擦系数、零件轮廓的变化(磨损量). 而凸轮/滚子摩擦副在工作时首先发生滚动摩擦, 影响凸轮转动轴阻力的因素主要是材料的微观滑移、弹性滞后、塑性变形和黏附效应<sup>[13]</sup>, 据此预测, 对于1Cr18Ni9Ti这种硬度低、韧性大和表面亲和力大的材料, 在滚动时其能量损耗更加严重, 滚动阻力更大. 根据试验预测, 在以减缓机构的凸轮转动轴阻力增长为目的的情况下, 022Cr12Ni9Cu2NbTi/TC4具有最佳效果.

### 3.2 滚子/滚子轴摩擦副的摩擦学行为

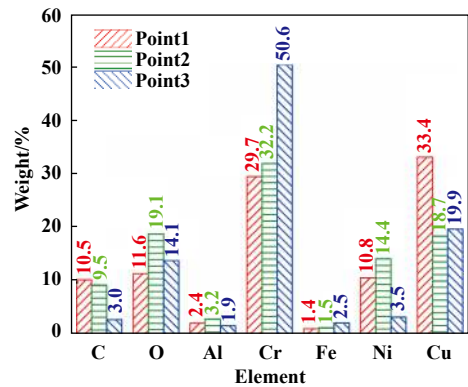
#### 3.2.1 摩擦系数和磨损特性

图9(a)是滚子/滚子轴摩擦副试验的摩擦系数,

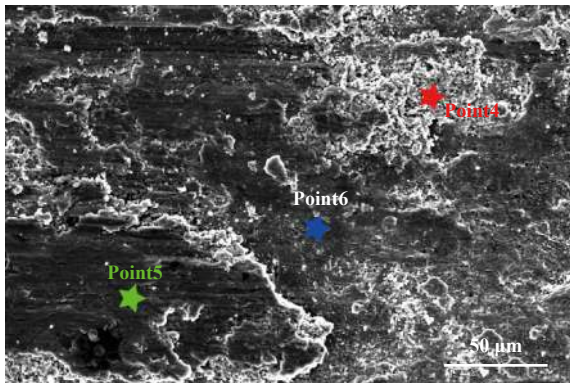




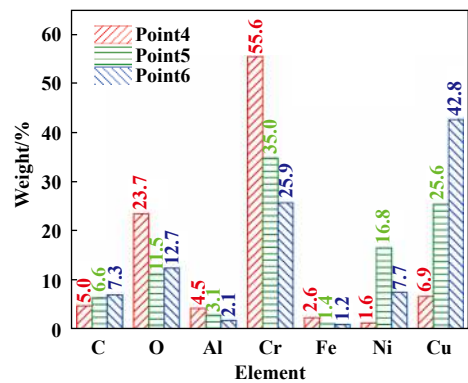
(a) Morphology of the plat sample with half of the travel



(b) Element weight percentage of the marks in fig.8 (a)



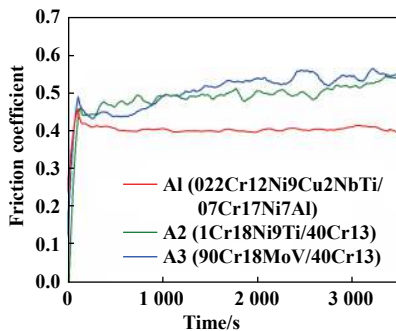
(c) Morphology of the plat sample with the whole travel



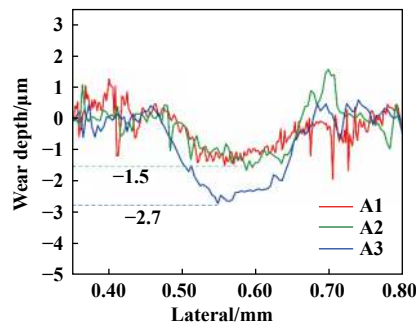
(d) Element weight percentage of the marks in fig.8(c)

Fig. 8 Wear morphology and element weight of the 90Cr18MoV plat sample

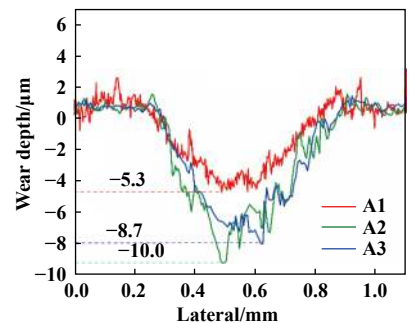
图8 90Cr18MoV平面试样的磨痕形貌和成分



(a) Friction coefficient



(b) Wear profile of the plat sample with half of the travel



(c) Wear profile of the plat sample with the whole travel

Fig. 9 Friction and wear properties of the roller/roller shaft pair

图9 滚子/滚子轴摩擦磨损特性

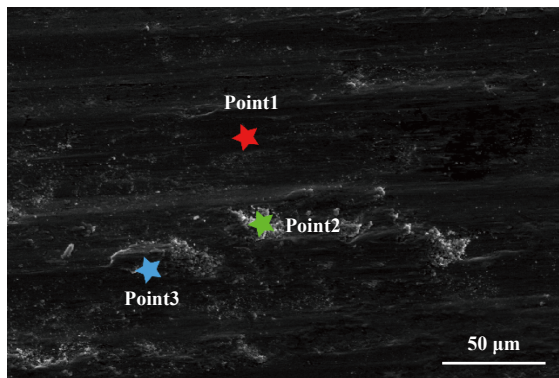
图9(b~c)是3种滚子轴材料的磨损特性表征. 3组材料相对滑动时,也都经历1个相对短的表面吸附膜破坏过程<sup>[14]</sup>,而后进入稳定阶段. A1组的滚子和滚子轴材料相对滑动时,其摩擦系数最低且增势最小. 从摩擦力方面考虑, A1组材料具有最佳的减缓凸轮转动轴阻力矩增长的效果. 根据图9(b~c)可知, A1组的滚子轴材料相对于滚子材料具有最好的耐磨性,而A3的滚子轴材料相对于其滚子材料具有最差的耐磨性, A2组滚

子轴材料居中. 结合表1可知, A1的滚子轴材料相对于其滚子材料具有较高的硬度,而A3组较低,造成了它们磨损行为的差异. A2组的滚子轴材料硬度虽然较滚子材料1Cr18Ni9Ti高,但是1Cr18Ni9Ti具有很高的韧性和黏附能力,造成其摩擦对偶材料磨损量较大.

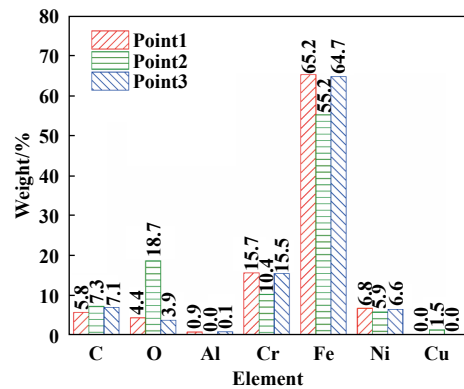
### 3.2.2 磨损机理

图10是3种滚子/滚子轴摩擦副试验的滚子轴磨痕形貌和EDS成分的质量百分比. 在A1的试验中,滚子

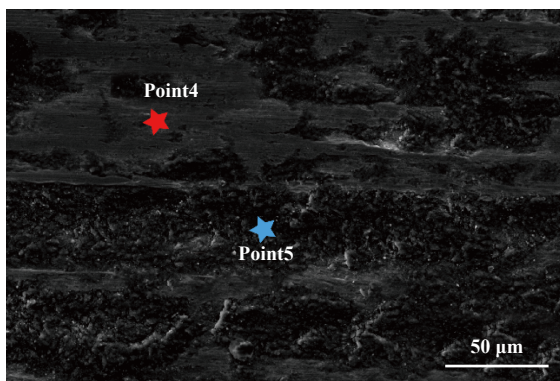




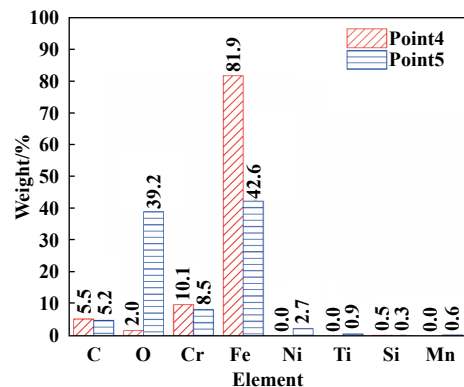
(a) Wear morphology of 07Cr17Ni7Al from group A1



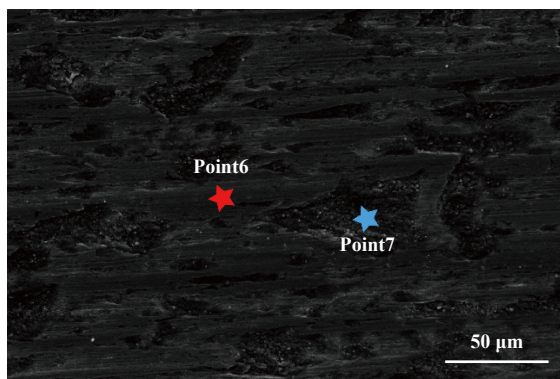
(b) Element weight percentage of the marks in fig.10 (a)



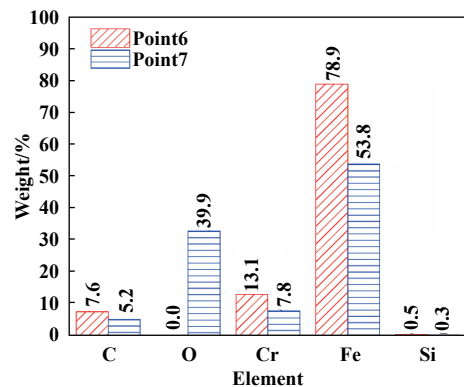
(c) Wear morphology of 40Cr13 from group A2



(d) Element weight percentage of the marks in fig.10 (b)



(e) Wear morphology of 40Cr13 from group A3



(f) Element weight percentage of the marks in fig.10 (e)

Fig. 10 Wear morphology and element weight of the roller shaft

图 10 滚子轴磨损形貌和成分

轴出现平滑的刮擦磨痕形貌(Point1处)和氧化磨粒堆积(Point2处),且平滑刮擦处的成分接近滚子轴本身材料07Cr17Ni7Al,所以此处发生磨粒磨损;氧化磨粒堆积处含有较多O和Cu,说明此处含有滚子材料022Cr12Ni9Cu2NbTi的氧化物. A1的滚子轴与滚子按照与实际工作情况相同的载荷、滑动速度和行程滑动时主要发生磨粒磨损和较轻的氧化黏着.

据图10(c~d)所示的A2的试验的滚子轴材料40Cr13的SEM和EDS表征可知,在与1Cr18Ni9Ti滑动之后,40Cr13的表面出现剪切刮痕(Point4处)和粗糙的黑色

附着物(Point5处),剪切刮痕处的成分接近滚子轴本身材料40Cr13,说明此处滚子轴材料被擦伤,黑色附着物含有较多的O,并出现Ni,说明Point5处含有滚子材料1Cr18Ni9Ti的氧化物.滚子轴材料比滚子材料硬,但是韧性比滚子材料低,滚子轴材料同时发生擦伤和黏着,摩擦系数较大,滚子轴磨损量也较大.

据图10(e~f)的A3组滚子轴材料的SEM和EDS表征可知,与90Cr18MoV相对滑动时,40Cr13表面出现大量的擦伤(Point 6处)和局部的黑色区域(Point 7处),擦伤处为滚子轴本身材料,黑色区域含有较多O,不含

Mo, 说明此处为滚子轴本身的氧化. 当40Cr13与90Cr18MoV滑动时, 40Cr13较软, 被严重擦伤并氧化.

结合摩擦系数、磨损特性和磨损机理, 在3种材料按照与凸轮机构实际工作情况相同的应力、滑动速度、行程滑动的试验中, 其摩擦磨损规律与相对硬度与韧性都有关. 在韧性无较大差别时, 软材料发生较为严重的磨粒磨损; 当高韧性材料发生摩擦时, 其表面形成黏着层, 减缓其进一步磨损, 但是摩擦力较大. 试验中, A1组的滚子轴材料具有最低的摩擦系数和最佳的耐磨性, 因此预测, A1组的滚子/滚子轴摩擦副材料在凸轮机构实际工作情况下具有最好的减缓阻力矩增势效果.

#### 4 优化材料的摩擦学特性验证

试验以凸轮机构的载荷谱为基础, 在保持与机构关键摩擦副相同应力、滑动速度和行程的情况下的滑动摩擦磨损试验中, 预测A1组的凸轮/滚子和滚子/滚子轴配副材料具有最佳的减缓机构扭矩增长的效果, A2组因其滚子材料的高韧性, 预测其阻力较大. 为了验证这种方法的有效性, 用这两组材料加工原尺寸凸轮机构, 然后安装于其实际工作环境中, 以与真实工况相同的电磁力矩驱动其运行, 观测其可靠工作步数.

试验结果表明, 用A2组摩擦副材料加工的原尺寸机构, 工作2 000步后, 其运动失稳, 可靠性大幅降低. 用A1组摩擦副材料加工的原尺寸机构, 工作8 000步后, 其运动规律大致保持稳定, 未出现工作失稳状况, 所以A1组摩擦副材料具有明显更高的减缓凸轮转动轴阻力矩效果, 验证了上述预测的正确性和方法的有效性.

#### 5 结论

a. 台架试验测得机构的载荷谱, 然后对机构进行力学分析, 得到机构关键摩擦副的载荷沿着凸轮轮廓的分布. 根据分布可知机构在推程阶段载荷较大, 在凸轮轮廓25.2°处达到最大值1.28 N.

b. 结合载荷谱设计模拟机构实际工作的线接触滑动情况的摩擦副材料优化试验. 试验结果表明, 3种摩擦副材料的摩擦学行为与硬度和韧性均有关系. 在韧性无较大差别时, 硬度较高的材料其耐磨性较强. 对于1Cr18Ni9Ti这种硬度低、韧性高的材料, 在与其他材料相对滑动时, 会在其表面形成黏着层, 防止其进一步磨损, 但是摩擦系数高. 试验预测在以减缓凸轮机构阻力矩增长为目的的情况下, 凸轮、滚子和滚子

轴材料分别为TC4、022Cr12Ni9Cu2NbTi和07Cr17Ni7Al时, 其效果最好.

c. 用试验得出的最优材料和次选材料加工原尺寸机构, 在实际工作情况下运行以验证优化效果, 结果显示最优材料在运行8 000次以后仍无明显失稳, 而次选材料运行2 000次即不能可靠工作. 证明了基于载荷谱的凸轮机构关键摩擦副优化方法的有效性.

#### 参考文献

- [1] Sun Huan, Chen Zuomo, Ge Wenjie, et al. Theory of machines and mechanisms[M]. Beijing: Higher Education Press, 2013(in Chinese) [孙桓, 陈作模, 葛文杰, 等. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013].
- [2] Michalski J, Marszalek J, Kubiak K. An experimental study of diesel engine cam and follower wear with particular reference to the properties of the materials[J]. Wear, 2000, 240(1-2): 168-179. doi: 10.1016/S0043-1648(00)00353-7.
- [3] Wang Rui, Wang Linshan, Liang Xuebing, et al. Research status of friction and wear properties and mechanism of automotive cam materials[J]. Powder Metallurgy Industry, 2018, 28(5): 65-70 (in Chinese) [王蕊, 王林山, 梁雪冰, 等. 汽车凸轮材料摩擦磨损性能及机理的研究现状[J]. 粉末冶金工业, 2018, 28(5): 65-70]. doi: 10.13228/j.boyuan.issn1006-6543.20170018.
- [4] Braza J F, Licht R H, Lilley E. Ceramic cam roller follower simulation tests and evaluation[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(4): 595-602. doi: 10.1080/10402009208982161.
- [5] Liang Xuebing, Li Gai, Wang Linshan, et al. Study on friction and wear properties of powder metallurgy sinter hardening cam material[J]. Powder Metallurgy Technology, 2015, 33(2): 83-88 (in Chinese) [梁雪冰, 李改, 王林山, 等. 粉末冶金烧结硬化凸轮材料的摩擦磨损性能研究[J]. 粉末冶金技术, 2015, 33(2): 83-88]. doi: 10.19591/j.cnki.cn11-1974/tf.2015.02.001.
- [6] Kano M. Super low friction of DLC applied to engine cam follower lubricated with ester-containing oil[J]. Tribology International, 2006, 39(12): 1682-1685. doi: 10.1016/j.triboint.2006.02.068.
- [7] Zhang H, Wang S, Guo P, et al. Microstructure and wear properties analysis of TiAlN film deposited on Cam profile using ion sputtering[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(6): 968-976. doi: 10.1080/10402004.2013.815833.
- [8] Ofune M D, Banks P, Morina A, et al. Development of valve train rig for assessment of cam/follower tribochemistry[J]. Tribology International, 2016, 93: 733-744. doi: 10.1016/j.triboint.2015.02.026.
- [9] Sert H, Can A, Arkan H, et al. Wear behavior of different surface treated cam spindles[J]. Wear, 2006, 260(9-10): 1013-1019. doi: 10.1016/j.wear.2005.06.012.
- [10] Xie Youbai. Three axioms in tribology[J]. Tribology, 2001, 21(3): 161-166 (in Chinese) [谢友柏. 摩擦学的三个公理[J]. 摩擦学学报,

- 2001, 21(3): 161–166]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2001.03.001](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2001.03.001).
- [11] Colaco R, Vilar R. A model for the abrasive wear of metallic matrix particle-reinforced materials[J]. *Wear*, 2003, 254(7-8): 625–634. doi: [10.1016/S0043-1648\(03\)00185-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00185-6).
- [12] Ming S, Wang J, Cai Z, et al. Load distribution measurement instrument for oscillating follower cam mechanism[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2019, 90(4): 045114. doi: [10.1063/1.5090166](https://doi.org/10.1063/1.5090166).
- [13] Wen Shizhu, Huang Ping. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2018(in Chinese) [温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2018].
- [14] Ma Guozheng, Xu binshi, Wang Haidou, et al. Effect of surface nanocrystallization pretreatment on the tribological properties of sulfide layers of 1Cr18Ni9Ti stainless steel[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(11): 75–81 (in Chinese) [马国政, 徐滨士, 王海斗, 等. 表面纳米化预处理对1Cr18Ni9Ti不锈钢渗硫层摩擦学性能的影响[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 75–81]. doi: [10.3901/JME.2011.11.075](https://doi.org/10.3901/JME.2011.11.075).
- [15] Gui Changlin. The archard design calculation model and its application methods[J]. *Lubrication Engineering*, 1990(1): 12–21 (in Chinese) [桂长林. Archard的磨损设计计算模型及其应用方法[J]. 润滑与密封, 1990(1): 12–21].
- [16] Li Xia, Jin Xuesong, Hu Dong. Theoretical model and numerical method of wheel profile wear[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(9): 193–200 (in Chinese) [李霞, 金学松, 胡东. 车轮磨损计算模型及其数值方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 193–200]. doi: [10.3901/JME.2009.09.193](https://doi.org/10.3901/JME.2009.09.193).
- [17] Liou J W, Chen L H, Lui T S. The concept of effective hardness in the abrasion of coarse two-phase materials with hard second-phase particles[J]. *Journal of Materials Science*, 1995, 30(1): 258–262. doi: [10.1007/BF00352159](https://doi.org/10.1007/BF00352159).
- [18] Zum Gahr K H. Microstructure and wear of materials[M]. Elsevier, 1987.
- [19] Xu Xiangyang, Xu Binshi, Liu Wenjin, et al. Fretting wear behavior of 1Cr18Ni9Ti stainless steel in sliding regime[J]. *Tribology*, 2002, 22(6): 4442448 (in Chinese) [徐向阳, 徐滨士, 刘文今, 等. 1Cr18Ni9Ti不锈钢在滑移区的微动磨损行为[J]. 摩擦学学报, 2002, 22(6): 4442448]. doi: [10.16078/j.tribology.2002.06.008](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2002.06.008).

DOI: 10.16078/j.tribology.2019189

# 干气密封旋转流场的宏观特性与介观速度场的逻辑关系研究

王衍<sup>1\*</sup>, 葛云路<sup>1</sup>, 黄国庆<sup>1</sup>, 胡琼<sup>1</sup>, 肖业祥<sup>2</sup>, 胡鹏<sup>1</sup>

(1. 江苏海洋大学机械与海洋工程学院, 江苏连云港 222005;

2. 清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室&能源与动力工程系, 北京 100084)

**摘要:** 旋转流场中的流体流动比较复杂, 特别是在高转速、微尺度工况时, 流场中的流体流态及其判断方法缺乏完备的理论模型. 选择干气密封作为高速旋转流场的研究对象, 以开启力和泄漏量作为宏观特性表征指标参数, 选择剪切(周向)、径向及轴向速度分量对速度流场进行介观表述, 通过Fluent软件仿真计算大跨距转速(低转速至超高转速)时的宏观、介观指标参数, 研究密封性能指标参数与速度场间的内在逻辑关系. 结果表明: 低速旋转流场中的轴向速度分量较小, 可忽略不计, 转速升高会促使轴向速度分量持续增大, 当转速持续增大并超过某一临界值时, 轴向速度分量会出现迅速升高的情形; 轴向速度分量的变化情形与微尺度流场(开启力和泄漏量)波动密切相关, 是影响旋转流场流态的关键性指标参数, 也是引起宏观流场特性变化的主要因素; 径向速度分量的变化情形与微尺度流场泄漏量的变化规律基本一致, 随着转速的增大, 泄漏量的宏观性能反馈要早于开启力波动的出现. 基于以上研究, 同时根据管道雷诺数、流量因子判定模型及流体力学基本理论, 尝试提出了基于三维速度分量的针对旋转流场流态的椭球判定模型.

**关键词:** 干气密封; 旋转流场; 流态; 宏观特性; 介观速度场

中图分类号: TH133.36

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0364-14

## The Logic Relationship between Macroscopic Characteristics and Mesoscopic Velocity Field of High-Speed Rotating Flow Field of Dry Gas Seal

WANG Yan<sup>1\*</sup>, GE Yunlu<sup>1</sup>, HUANG Guoqing<sup>1</sup>, HU Qiong<sup>1</sup>, XIAO Yexiang<sup>2</sup>, HU Peng<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Ocean Engineering, Jiangsu Ocean University, Jiangsu Lianyungang 222005, China

2. State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering & Department of energy and power engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** Because of the complex fluid flow in the rotating flow field, especially under the high speed and micro scale conditions, the fluid flow state and its judgment methods were lack of a complete theoretical model. This paper chose the dry gas seal as the research object of high speed rotating flow field, with its opening force and leakage rate as index

Received 18 October 2019, revised 27 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: qqwangyan2006@163.com, Tel: +86-18360576317.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51741504, 51805199), National Key Research and Development Program(2017YFC0404200), Province Natural Science Foundation of Jiangsu(BK20191471), "Blue and blue project" of Universities in Jiangsu Province, Jiangsu "Six Talent Peaks" Project(GDZB-076), Lianyungang City "521 project" Project, Talent Fund Project of Jiangsu Ocean University (KQ19004).

国家自然科学基金项目(51741504, 51805199), 国家重点研发计划项目(2017YFC0404200), 江苏省自然科学基金项目(BK20191471), 江苏省高校"青蓝工程"项目, 江苏"六大人才高峰"项目(GDZB-076), 连云港市"521工程"项目和江苏海洋大学人才引进科研基金项目(KQ19004)资助.



parameters of macroscopic property characterization. The shear (circumferential), radial and axial velocity components were used to give mesoscopic description of the velocity field. Fluent software was used to simulate and calculate the macro and mesoscopic parameters of large-span rotation speed (from low to ultra-high rotational speed), and the internal logical relationship between sealing performance parameters and velocity field was studied. The results showed that the axial velocity component in the low-speed rotational flow field was small and negligible, but the increase of rotation speed caused the axial velocity component to increase continuously. And when the rotational speed increased and exceeded a critical value, the axial velocity component increased rapidly. The variation of the axial velocity component was closely related to the fluctuation of the micro-scale flow field (the opening force and leakage). It is a key parameter that affected the flow pattern of rotating flow field and a main factor that caused the change of macroscopic flow field characteristics. The variation of the radial velocity component was basically consistent with the variation of the leakage in the microscale flow field. With the increase of the rotation speed, the macroscopic performance feedback of the leakage was earlier than the appearance of the opening force fluctuation. Based on the above research and according to the definition of Reynolds number of pipeline, the flow factor determination model and the basic theory of fluid mechanics, an ellipsoid determination model based on three-dimensional velocity component for the rotational flow field was proposed.

**Key words:** dry gas seal; rotating flow field; flow state; macroscopic characteristics; mesoscopic velocity field

近年来,干气密封(Dry gas seal)技术的迅速发展得益于近代工业,特别是石化、能源、航空和军事工业在某些特殊工况下(高速、高温和高精密等)对设备稳定运行的迫切要求<sup>[1-2]</sup>。其非接触运行时形成的微尺度间隙是高速旋转流场的典型代表,随着产品的应用范围逐渐向高速、高压方向拓展<sup>[3-4]</sup>,科学阐释密封副间流体的真实流动状态及其与宏观密封性能的作用机制对研究旋转类流场的稳定性至关重要。此外,干气密封的密封副间隙只有 $3\sim 10\ \mu\text{m}$ <sup>[5-6]</sup>,属于一种介于宏观与微观之间的体系(这里定义为介观场),在高转速下进行实验测试或流场分析存在耗费大、操作难、准确性不高等诸多问题,且实验研究受工况条件的限制一般转速均在 $20\ 000\ \text{r/min}$ 以下<sup>[7-8]</sup>,仅依靠实验手段进行干气密封系统性分析的能力有限。

国内外学者主要采用仿真模拟和数值计算的方法对干气密封进行系统性研究和计算,此时对微尺度流场流态的分析和假设是计算研究的前提。目前,针对干气密封微尺度流场流态属于层流或湍流仍存在较大争论<sup>[9-13]</sup>,大部分学者选择基于层流流态进行干气密封的分析计算<sup>[14-17]</sup>,而少部分学者<sup>[18-19]</sup>鉴于微尺度旋转流场的复杂性和不确定性,选择适宜低 $Re$ 数的湍流模型进行计算求解。可见,建立1个相对合理、准确的旋转流场流态的判定模型或方法是正确、科学研究干气密封的必要理论基础,也是进行干气密封及其类似旋转流场特性计算中亟需解决的1个基础性问题。

依据流体力学基本理论、干气密封工作机理及当前研究基础<sup>[20-21]</sup>,干气密封优良特性的宏观表现与密

封运行中各微尺度流场(压力场、速度场等)的介观特性紧密相关。密封副间压力场的分析研究已涵盖各类槽型,且已取得了较一致的观点:槽底部的集聚效应是干气密封动压产生的根源。相对而言,针对密封间隙速度场的分析缺乏较深入的研究,系统开展速度场与压力场的内在联系研究以及将介观流场与宏观密封特性进行关联研究应具有一定的科学意义。鉴于此,本文作者基于对介观尺度下气体摩擦状态、连续性假设的分析讨论,通过对干气密封介观速度场的系统研究,同时结合宏观密封性能表现,尝试提出并阐释高速旋转流场的宏观特性与介观速度场的内在逻辑关系。以期对科学研究旋转流场的复杂流动机理和调控机制提供理论借鉴。

## 1 旋转流场的基础问题

### 1.1 基本假设<sup>[22]</sup>

- (1) 密封介质在界面无相对滑动;
- (2) 不考虑重力和离心力的作用效果;
- (3) 忽略温度和压力对气膜流体黏度的影响;
- (4) 忽略超音速时阻塞效应的影响;
- (5) 密封副在运行过程中始终保持平行,除槽底面之外的其余表面理论光滑。

### 1.2 摩擦状态分析

鉴于干气密封动静环间的气膜只有微米级,因此在研究微尺度旋转流场特性时,首先需要对密封副间的摩擦状态进行判断。依据文献<sup>[23]</sup>的方法,采用相对膜厚法进行密封副间摩擦状态的判断,相对膜厚 $\zeta$ 的表达式为

$$\zeta = \frac{h}{\sigma} = \frac{h}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (1)$$

其中： $h$ 为气膜厚度， $\mu\text{m}$ ； $\sigma_1, \sigma_2$ 为密封端面的粗糙度均方根偏差， $\mu\text{m}$ 。

规定当 $\zeta \geq 3$ 时为流体摩擦状态；当 $1 < \zeta < 3$ 时为混合摩擦状态；当 $0.4 < \zeta \leq 1$ 时为边界摩擦状态；当 $\zeta \leq 0.4$ 时为干摩擦状态。

根据《机械密封技术条件》(JB4127-85)，金属材料端面粗糙度不低于 $0.2 \mu\text{m}$ ，非金属材料端面粗糙度不低于 $0.4 \mu\text{m}$ 。取干气密封膜厚 $h$ 取值 $2 \sim 10 \mu\text{m}$ ，计算得相对膜厚 $\zeta$ 为 $4.47 \sim 22.35$ ，为流体摩擦状态，可以形成稳定气膜。

### 1.3 连续性分析

由于干气密封摩擦副之间的气体润滑膜相当薄，只有微米级，因此在研究气膜的流动特性时，需要判别此时是否满足连续介质假设条件。为此，引入可以确定连续介质假设适用范围的判据-克努森准则(Knudsen)。克努森准则的定义为气体分子平均自由程与所研究问题中物体的特征尺寸之比，即 $K_n = \lambda/L$ 。平均自由程是该气体中所有分子一次碰撞到下一次碰撞所走过距离的平均值，由气体的种类及密度决定。在一定温度下，气体的平均自由程与其压强成反比。表1列出了标准状况下一些常用气体的平均自由程<sup>[24]</sup>。特征尺寸是指气体中物体的尺度或者是流动通道的尺度，这里为干气密封气膜厚度。

根据气体动力学基本理论，当 $K_n < 0.01$ 时，气体被认为是连续介质，对于中等的 $K_n$ 数( $0.01 \sim 0.1$ )，气体运动仍具有连续介质的特性<sup>[25]</sup>。所以，由表1的数据可得如下结论：一般工况下，即当气膜厚度(特征尺寸)不小于 $2 \mu\text{m}$ 时<sup>[26]</sup>，间隙中的气体具有连续介质的特性，可视为连续介质。

表1 标态下几种常用气体分子的平均自由程 $\bar{\lambda}$

Table 1 Mean free path  $\bar{\lambda}$  of several common gas molecules in the standard state

Gas	Air	Hydrogen	Nitrogen	Oxygen	Helium	Argon
$\bar{\lambda}/\mu\text{m}$	0.069	0.112	0.059 9	0.064 7	0.179	0.066 6

## 2 仿真计算

计算分析选用流体力学计算分析软件Fluent，针对每一种物理问题的流动特点，如稳态流动或非稳态流动、层流或湍流、可压缩或不可压缩等，Fluent软件均有相应的数值解法，使得计算的稳定性和精度方面达到最佳。

### 2.1 几何模型

选择工业中广泛使用的螺旋槽干气密封<sup>[27-28]</sup>为研究对象，槽型在整个密封端面呈周期分布<sup>[29]</sup>，如图1(a)所示。为提高计算效率，选择1个周期内的螺旋槽区域为建模和计算区域，如图1(b)所示，具体参数列于表2中。

### 2.2 网格划分及边界设置

干气密封几何模型网格划分的难点在于密封环径向与厚度方向上的尺寸对比严重失调(差距为4个数量级)，处理不当就会严重影响网格划分的精度和质量，造成仿真结果失真<sup>[30]</sup>。鉴于此，本文作者采用UG建立三维模型，将模型在横向先放大1 000倍，然后导入至Gambit中进行网格划分，划分结束后通过逐次拉伸的形式将面网格拉伸成体网格，这种网格划分的方法可以较好地确保不同方向上网格质量的一致性，还可以避免对连接面进行Interface设置及其造成的不确定性。放大后的模型在导入Fluent后通过Scale设置进行模型的实际尺寸还原，进而进行仿真计算，最后得到的网格数量约为80万左右，如图2所示。

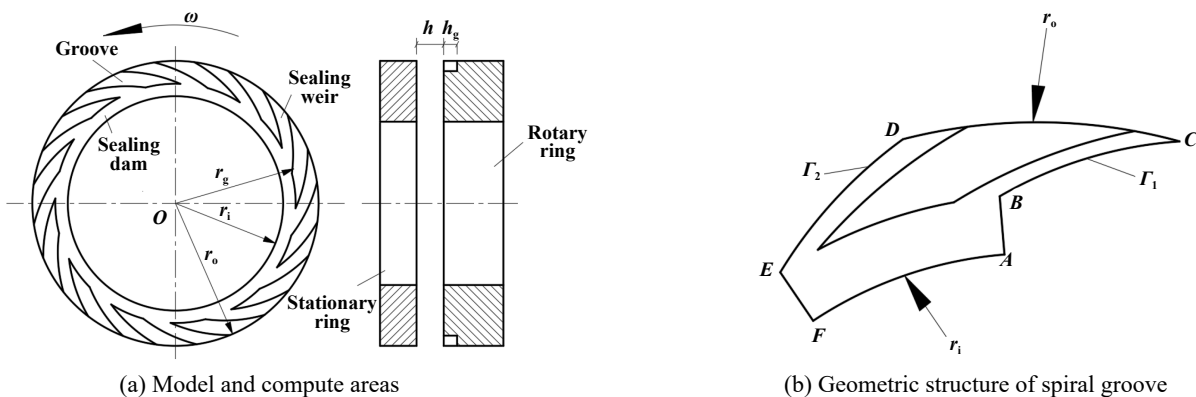


Fig. 1 Geometric model

图1 几何模型

表2 计算参数

Table 2 Numerical simulation parameters

Parameters	Specification
Outer radius of the seal ring, $r_o/mm$	77.78
Root radius of the seal ring, $r_g/mm$	69
Inner radius of the seal ring, $r_i/mm$	58.42
Width ratio of the groove to the ridge, $\kappa$	1
Groove depth, $h_g/\mu m$	2~10
Film thickness, $h/\mu m$	2~10
Medium	Ideal gas
Inlet pressure, $P_{in}/MPa$	0.5, 1~4
Outlet pressure, $P_{out}/MPa$	0.101 3
Rotation speed, $N \times 10^4/(r/min)$	1~10
Spiral groove number, $N_g$	12
Helix angle, $a/(\circ)$	15

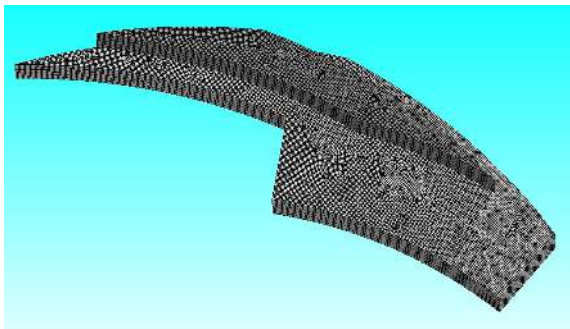


Fig. 2 Mesh generation  
图2 网格生成

边界条件的设置主要有两类. 一是强制性压力边界条件<sup>[31]</sup>: 密封环槽外径入口 $r_o$ 处为被密封区域高压侧, 压力值可变, 用 $P_{out}$ 表示; 槽型内径出口 $r_i$ 处为环境区域低压侧, 为恒定的大气压, 用 $P_{in}$ 表示. 另一种是计算区域内的周期性边界条件<sup>[32]</sup>: 结合图1(b)所示, 对称边界 $\Gamma_1$ 和 $\Gamma_2$ 上的压力处处相等:  $p|\Gamma_1=p|\Gamma_2$ , 即 $p(\theta+2\pi/N_g)=p(\theta)$ . 同时基于质量流量守恒原理, 通过对称边界 $\Gamma_1$ 和 $\Gamma_2$ 上的质量流量也应该是相等的, 即有 $q|\Gamma_1=q|\Gamma_2$ .

### 2.3 流态选择及性能参数计算

为深入研究微尺度流场的内在变化规律, 在不确定干气密封旋转流场具体流态形式时, 分别选择层流和湍流两种流态进行分析<sup>[33-34]</sup>. 层流模型选择Laminar, 湍流模型选用 RNG  $k-\epsilon$ 湍流模型, 此模型是由 Yakhot及Orzag<sup>[35]</sup>建立的, 是一种适用于低雷诺数的湍流模型:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k u_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k u_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\epsilon}^*}{k} G_k + C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3)$$

在Fluent中, 湍流模型的选择首先需要在Viscous Model中选择 $k-\epsilon$ (2 eqn), 将默认的Standard模式改为RNG模式, 其他参数设置及常数定义选择默认值即可.

开启力的计算<sup>[36]</sup>:

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r d r d \theta = N_g \int_0^{\pi/6} \int_{r_i}^{r_o} p r d r d \theta \quad (4)$$

泄漏量的计算<sup>[37]</sup>:

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^h v r d z d \theta = N_g \int_0^{\pi/6} \int_0^h v r d z d \theta \quad (5)$$

## 3 仿真结果分析

### 3.1 仿真方法验证

图3所示为不同膜厚下湍流和层流两种流态的压力分布图. 由图3可以看出, 在螺旋槽尖端出现了高压的集聚区域, 膜厚越小, 螺旋槽压力峰值越大, 微尺度流场的动压效果越好, 这与干气密封的现有理论是相符的. 由图3可以进一步看出, 不同膜厚下, 湍流时的最大开启力均略高于层流.

为验证仿真计算的正确性, 选择螺旋槽干气密封的相关经典文献<sup>[18, 38]</sup>进行同参数下的验证计算, 以开启力 $F_o$ 为目标参数, 对比结果列于表3中.

由表3可以看出, 三种不同膜厚时, 本文计算方法得到的开启力与文献值符合较好, 最大误差均在3%以内, 随膜厚的变化趋势与文献中也较接近, 可以验证本文计算方法和参数设置的正确性.

### 3.2 宏观特性分析

在进行干气密封高速下的宏观特性分析时, 选择开启力和泄漏量作为干气密封宏观特性的表征量, 课题组的最新研究表明<sup>[22]</sup>: 类似于气浮轴承的微振动现象, 干气密封会出现疑似受气体压力波动流影响的扰流、波动现象—开启力、泄漏量与转速的非正相关变化, 尤其在高压、大膜厚和小槽深时的扰流效应愈加显著. 且在转速持续增大过程中, 干气密封微尺度流场会出现二次突变点现象. 需要指出的是, 针对流场中出现的宏观性能参数(开启力和泄漏量)的波动情形, 同时基于气膜系统的失稳机理方面的研究, 许多学者的研究成果<sup>[39-43]</sup>表明这是由于流场中气体流态的改变造成的. 鉴于此, 选择认为干气密封宏观性能参数出现波动时即表明此时的流场流态已发生改变, 即此时已发生了流场的转捩现象.

本文作者结合两种流态形式, 在不同膜厚下作了进一步分析, 结果如图4所示, 开启力随膜厚增大而减



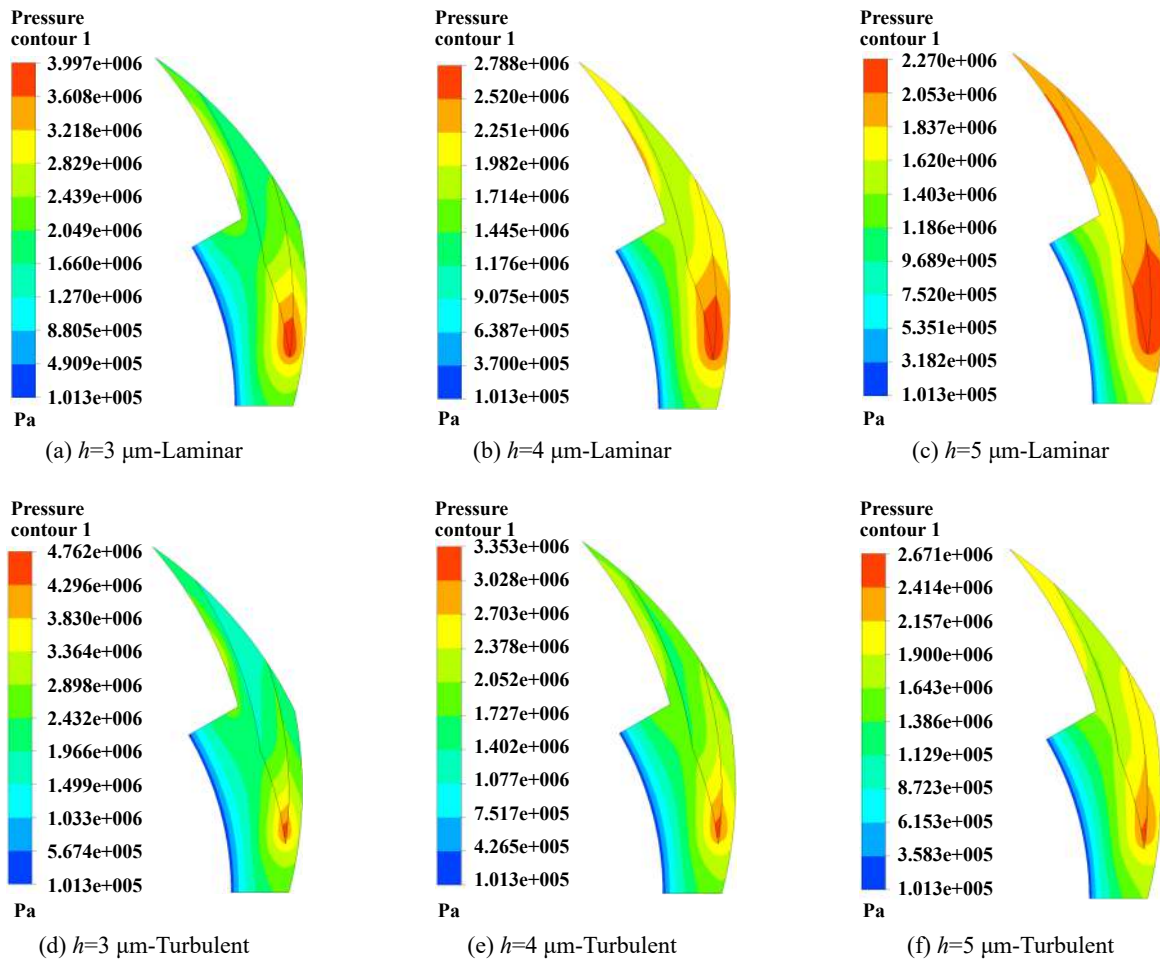


Fig. 3 Pressure distribution in microscale flow field under different film thickness and flow regime

图 3 不同膜厚及流态下微尺度流场压力分布( $P_{in}=2\ \text{MPa}$ ,  $h_g=4\ \mu\text{m}$ ,  $N=4\times 10^4\ \text{r/min}$ )

表 3 不同膜厚下性能参数对比

Table 3 Comparison of performance parameters under different film thickness

$h/\mu\text{m}$	Opening force, $F_o/N$			Deviation	
	1	2	3	1	2
2.03	35.67	35.17	34.62	2.93%	1.56%
3.05	31.62	31.50	31.08	1.71%	1.34%
5.08	29.35	29.37	28.93	1.44%	1.49%

1-尹晓妮<sup>[38]</sup>, 2-Wang Bing<sup>[18]</sup>, 3-本文计算值

小、泄漏量随膜厚增大缓慢升高;两种流态下宏观密封性能规律、趋势基本一致,层流时的开启力随转速升高增幅逐渐放缓,在膜厚较大时还出现了降低趋势,而泄漏量随转速升高呈现出较明显的先增大后减小的趋势;湍流时稍显复杂,开启力和泄漏量呈现增大-减小-增大的交替变化规律;整体而言,两种流态下的开启力具体数值相差不大,层流时的泄漏量较湍流流态略有增大,原因可能是在模型选择时,层流模型对应的流体为理想自由气体,而湍流模型对应的是黏性流体所致。

通过进一步分析,可以看出:在研究的转速区间内,层流时的开启力和泄漏量在随转速升高时呈现出一次突变点现象,而湍流时出现了两次突变点现象。大致的突变点出现及对应的转速值统计结果列于表4中,由于转速区间限制,部分层流时的开启力突变点值未能显示完全。

由表4可知,随着膜厚的增大,两种流态下的开启力两次突变点及泄漏量一次突变点对应的速度值呈下降趋势,而泄漏量二次突变点对应的速度值呈现缓慢上升趋势。说明膜厚越大时,介观流场中越容易出现引起宏观性能波动的不稳定因素,一定范围内,较小的膜厚有益于维持干气密封介观流场的稳定性。

### 3.3 介观速度场分析

为深入阐释干气密封宏观性能参数的变化规律及内在作用机制,进一步分析了工况参数变化时与其对应的介观速度场变化情况。研究发现,速度场中不仅存在周向剪切速度分量 $v_\theta$ 和径向速度分量 $v_r$ ,高速时还出现了一定量值的轴向速度分量 $v_a$ ,如图5(a)



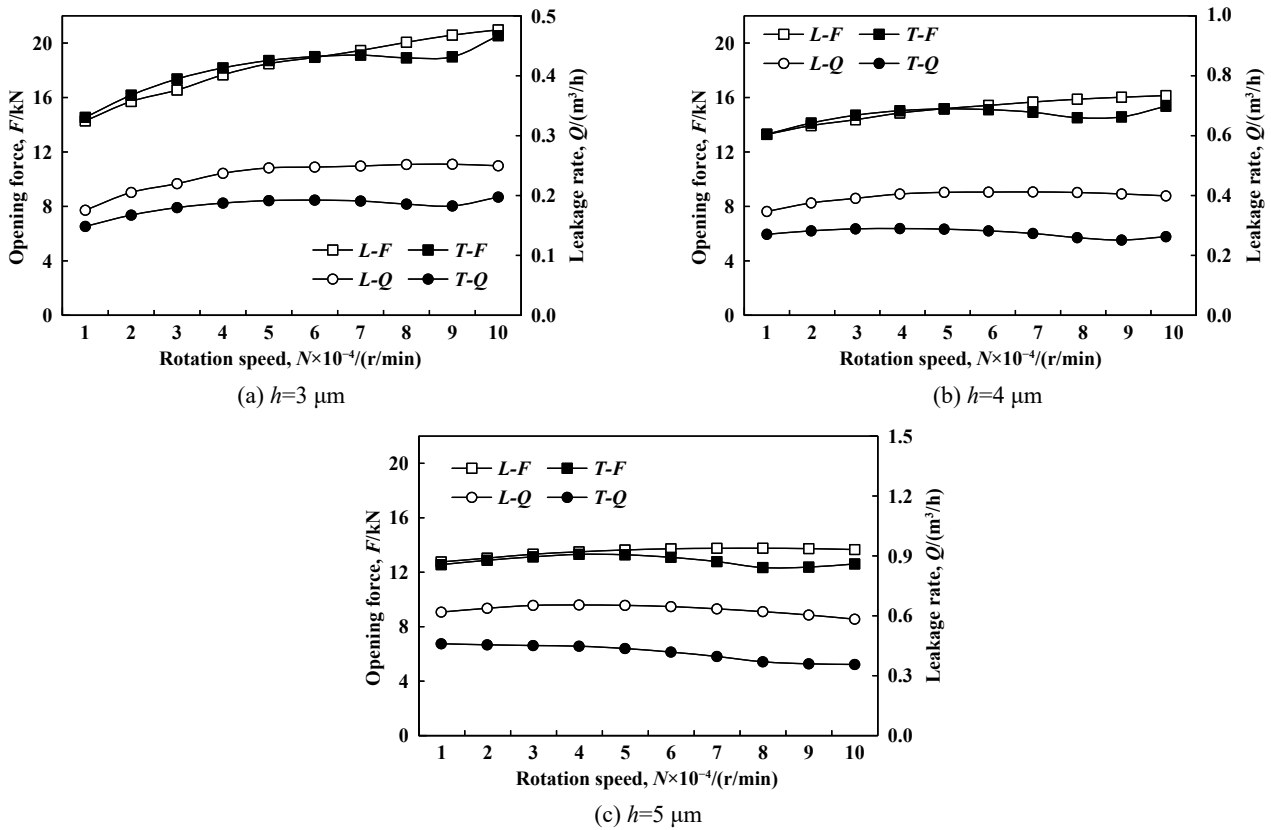


Fig. 4 The variation trend of macroscopic sealing performance under different flow patterns

图 4 不同流态下宏观密封性能变化趋势 ( $P_{in}=2 \text{ MPa}$ ,  $h_g=4 \mu\text{m}$ )

表 4 突变点对应的转速值

Table 4 Speed corresponding to the inflection point

$N \times 10^4 / (\text{r/min})$		Opening force to the inflection point		Leakage rate to the inflection point	
		Primary inflection point	Secondary inflection point	Primary inflection point	Secondary inflection point
$h=3 \mu\text{m}$	Laminar	-	-	9	-
	Turbulent	7	9	6	9
$h=4 \mu\text{m}$	Laminar	-	-	4	-
	Turbulent	5	8	6	9
$h=5 \mu\text{m}$	Laminar	8	-	4	-
	Turbulent	3	8	2	10

所示. 由于密封端面不同区域的气膜速度不同, 不同膜厚或不同位置时的气膜速度也不同, 鉴于此, 最大速度  $v_{\text{max}}$  和轴向速度分量  $v_a$  的分析面向整个非槽区和槽区端面流场, 径向速度分量  $v_r$  的分析选择出口面, 因为这一位置的量值最稳定, 与最大速度  $v_{\text{max}}$  理论对应. 根据流动因子计算方法,  $v_r$  与  $v_a$  可通过流场分析直接得出,  $v_c$  可由公式  $v_{\text{max}}^2 = v_r^2 + v_c^2$  计算得出. 相比于轴向分量  $v_a$ , 流场中径向分量  $v_r$  与周向分量  $v_c$  为主流速度方向, 低转速时的  $v_a$  相较于  $v_r$  或  $v_c$  而言, 基本可以忽略不计, 但当转速突破某一高值时 ( $N=9 \times 10^4 \text{ r/min}$  左右, 以湍流计算为准),  $v_a$  会呈现迅速增大的趋势, 此时不应再忽视这一分量的影响.

基于流体动力学原理及速度场中轴向速度分量的突变现象, 产生这一现象的原因可能是因为超高转速使得微尺度流场波动增大、突破了轴向运动原有的力系束缚, 进而表现为  $v_a$  出现突变增加现象. 进一步分析图5(a)可知, 周向剪切速度分量  $v_c$  与转速  $N$  基本呈线性关系, 而径向速度  $v_r$  随转速的增大, 呈现先增大后减小的变化趋势, 说明随着转速的增大, 确实使得介观流场出现了一定程度的扰动, 才会对径向的介质流动出现了干扰.

综合分析图5可知, 层流时三种速度分量数值略高于湍流流态, 但整体趋势基本一致. 图5(b~d)分别为压力、膜厚及槽深的变化对速度分量的影响规律, 由

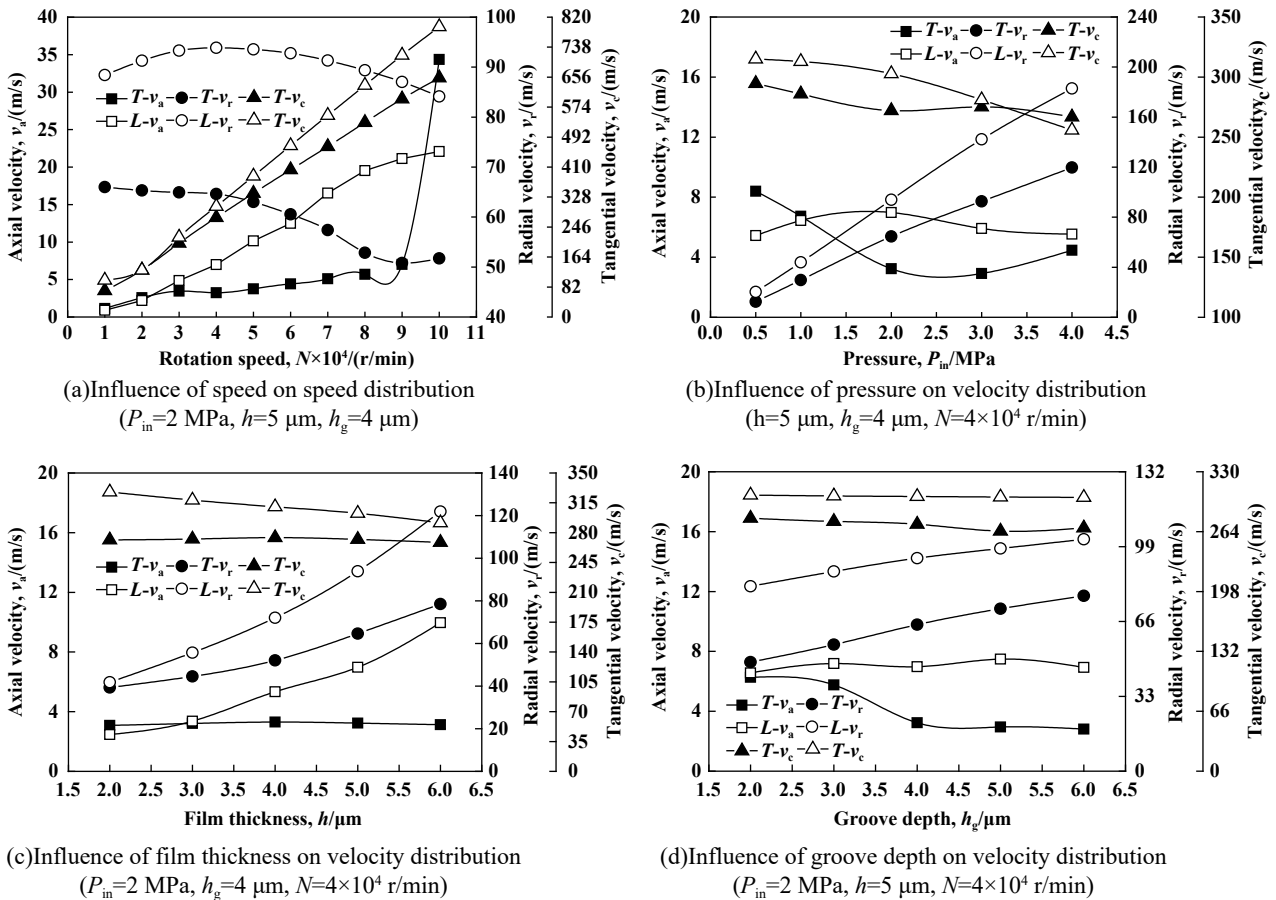


Fig. 5 Evolution law of velocity distribution under different working conditions

图5 不同工况下速度分布变化规律

图5可知, 两种流态下的压力增大均促使 $v_r$ 增大,  $v_c$ 随压力的增大基本呈现缓慢降低的趋势, 而 $v_a$ 随压力的增大呈现一定的波动后, 基本也趋于稳定, 说明压力的增大有利于促进流体径向方向的流动, 但对于轴向和周向的流动有一定的抑制作用, 表明压力的持续增大有利于流体在周向和轴向方向上的稳定流动; 两种流态下,  $v_r$ 对膜厚的变化较敏感, 随膜厚的增大 $v_r$ 增幅较大, 而 $v_c$ 随膜厚增大缓慢降低, 原因可能是膜厚的增大逐渐分散了周向速度分量的强度, 降低了速度分量值的大小; 不同流态时, 膜厚的变化对 $v_a$ 影响表现不同, 湍流时 $v_a$ 对膜厚变化不敏感, 而层流时的 $v_a$ 随膜厚增大而增大; 槽深方面, 除了 $v_r$ 随槽深的增大而缓慢增大外, 整体而言, 槽深变化对 $v_a$ 和 $v_c$ 影响不大。

综上所述, 干气密封微尺度流动情况复杂, 层流和湍流对密封性能参数的影响规律整体基本一致, 主要表现为具体数值的差别; 在湍流时出现了开启力和泄漏量交替上升、下降的波动变化情形, 且在高压、高速、大膜厚、小槽深时愈为明显; 转速对流场各速度分量的影响最显著, 其次是压力、膜厚和槽深, 一般工况

下, 周向和径向速度分量为主要影响因素, 但在超高速下, 轴向速度分量的影响不可忽视。

### 3.4 宏观特性与介观流场内逻辑关系

为深入探索密封性能的宏观特性与介观流场的内在逻辑关系, 将宏观特性参数(开启力、泄漏量)与介观速度分量置于同一转速下进行对比分析, 鉴于周向转速分量与转速呈基本稳定的线性关系, 介观流场选择轴向与径向速度分量为研究对象。如图6所示, 为不同膜厚时层流与湍流时的对比结果, 由图6可以看出, 膜厚越大对应的开启力和泄漏量波动越明显; 不同参数、不同流态时泄漏量 $Q$ 与径向速度分量 $v_r$ 的变化趋势基本一致, 二者的突变点也是一一对应的, 表明泄漏量的变化是径向速度分量的即时、宏观体现, 两者具有紧密的内在联系; 层流时随转速增加,  $v_r$ 出现了先增大后微弱减小的波动趋势, 原因可能是微尺度流动在高速时出现了某些不利于动压形成或降低动压能量的因素。

相比于泄漏量与径向速度的即时反馈关系, 开启力 $F_0$ 与轴向速度分量 $v_a$ 的即时关系并非完全一致, 但

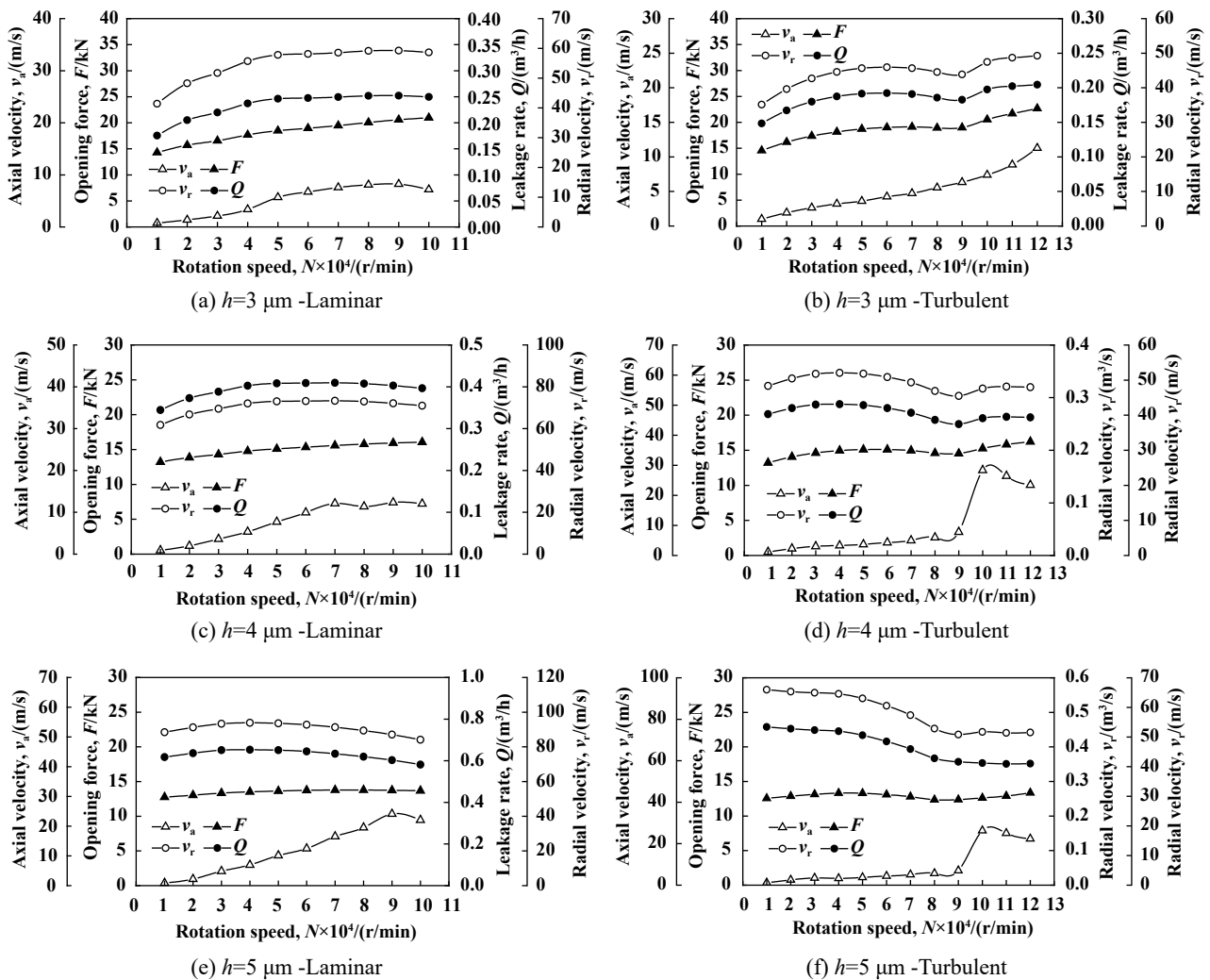


Fig. 6 Comparative analysis of macroscopic performance parameters and mesoscopic velocity components at different rotating speeds

图6 不同转速下宏观性能参数与介观速度分量的对比分析( $P_{in}=2\text{ MPa}$ ,  $h_g=4\text{ }\mu\text{m}$ )

二者均呈现随转速升高而增大的趋势。湍流流态时, 转速的持续升高使 $v_a$ 迅速升高, 在膜厚较大时甚至出现了 $v_a$ 突然激增的情形, 且突变位置与宏观二次突变点(开启力二次突变点)一一对应, 如图6(d, f)所示。由上, 当 $v_a$ 上升到一定值(突变)时, 表明流场中开启力和泄漏量也发生了较大程度的波动(可能发生了转捩、漩涡等宏观现象, 有待后续研究验证), 预示着 $v_a$ 可以一定程度反应出流场中开启力的波动情形, 可作为流场中波动情况的表征因子。

根据以上分析, 基本可以得出以下推论: 轴向速度分量 $v_a$ 对宏观性能参数有较大影响, 径向速度分量 $v_r$ 与泄漏量 $Q$ 密切相关, 且为即时、对应的关系; 轴向速度分量 $v_a$ 的增大预示着流场中可能出现了干扰或减弱动压效应的因素, 对密封的稳定运行不利。由此可见, 轴向速度分量对高速旋转流场流态的分析至关重要。

## 4 旋转流场流态三维判定模型的探索

### 4.1 干气密封流场流态的现有判定方法

#### 4.1.1 雷诺数判定模型

目前, 雷诺数(Reynolds number), 表示流场中惯性力和黏性力的比值, 是用来判别黏性流体流动状态的1个无量纲数。1883年由英国人O. Reynolds研究管道内流体的流动形式而提出, 计算公式如下:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (6)$$

其中: $\rho$ 、 $U$ 、 $\mu$ 分别为流体的密度、流速与黏性系数,  $L$ 为特征长度。当流体流过圆形管道时,  $L$ 为管道的当量直径, 利用雷诺数可判别流体的流动是层流还是湍流: 当雷诺数较小时, 黏性力对流场的影响大于惯性力, 流场中流速的扰动会因黏性力的有效制约而减弱, 流体流动稳定, 为层流; 若雷诺数较大时, 黏性力

对场的影响小于惯性力, 对扰动的抑制能力减弱, 流速的微小变化容易发展、增强, 形成紊乱、不规则的紊流场。

相关学者<sup>[44-46]</sup>对干气密封性能参数分析计算时, 选择直接采用公式(6)进行干气密封流场流态的类比分析: 将*U*类比为平均旋转线速度*v*, *L*类比为气膜厚度*h*. 密封几何参数为外径 $r_o=77.78\text{ mm}$ , 内径 $r_i=58.42\text{ mm}$ , 密度 $\rho=1.29\text{ kg/m}^3$ , 黏度 $\mu=1.86\times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ , 膜厚 $h=3\text{ }\mu\text{m}$ , 取转速 $N=1\times 10^4\text{ r/min}$ . 平均线速度计算公式如下:

$$v = \frac{N \times \pi \times 2 \left( \frac{r_o + r_i}{2} \right) \times 10^{-3}}{60} \quad (7)$$

求解后带入公式(6)得 $Re=14.84$ .

图7所示为管流中流体流态判定准则, 当雷诺数 $Re \leq 2\ 300$ 时表示流态为层流,  $2\ 300 < Re \leq 4\ 000$ 时为过渡流动状态,  $Re > 4000$ 时为完全湍流状态. 基于管道雷诺数判定模型, 同时依据本文中选定参数下的计算结果( $Re=14.84$ )可知, 即使干气密封转速达到 $N=1 \times 10^6\text{ r/min}$ , 雷诺数( $Re=1\ 484$ )依旧小于 $2\ 300$ , 理论结果仍然为层流流动, 可见, 直接依据管道雷诺数公式进行旋转流场的判定结果的准确性值得商榷。

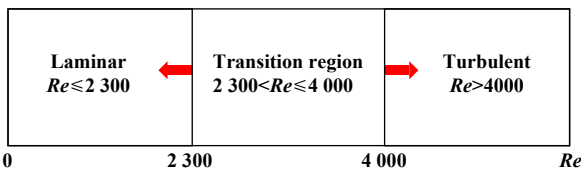


Fig. 7 Pipeline Reynolds number determination model  
图7 管道雷诺数判定模型

#### 4.1.2 流动因子判定模型

参照文献<sup>[47-48]</sup>中的定义和方法, 对机械密封旋转流场流态的判断, 选择依据流动因子 $\zeta$ 的方法可能更加科学和准确,  $\zeta$ 的定义如下式所示:

$$\begin{cases} \zeta = \sqrt{\left(\frac{Re_c}{1600}\right)^2 + \left(\frac{Re_p}{2300}\right)^2} \\ Re_c = \frac{\rho v_c L}{\mu} \\ Re_p = \frac{\rho v_r L}{\mu} \end{cases} \quad (8)$$

其中:  $Re_c$ 和 $Re_p$ 分别为单独考虑Couette周向剪切流动和Poiseuille径向压力流动时的雷诺数. 对应式(8)可用两等偏心率的椭圆模型表示, 如图8所示. 类似于管道雷诺数判定模型, 规定 $\zeta < 9/16$ 时表示流体处于层流状态,  $9/16 \leq \zeta \leq 1$ 时为过渡流动状态,  $\zeta > 1$ 时为完全湍流

状态. 取 $N=1 \times 10^4\text{ r/min}$ ,  $h=5\text{ }\mu\text{m}$ ,  $h_g=3\text{ }\mu\text{m}$ ,  $P_{in}=2\text{ MPa}$ , 依据本文参数条件及文献<sup>[10]</sup>的计算方法, 通过流场计算分析, 可得到 $v_r$ 及端面最大流速 $v_{max}$ ,  $v_r=85.58\text{ m/s}$ ,  $v_{max}=129.59\text{ m/s}$ , 由公式 $v_{max}^2=v_r^2+v_c^2$ 可求出 $v_c=97.31\text{ m/s}$ , 带入(8)式, 可得:  $Re_c=33.75$ ,  $Re_p=29.68$ ,  $\zeta=0.025 \ll 1$ , 根据流动因子判定模型, 此时流场流态为层流。

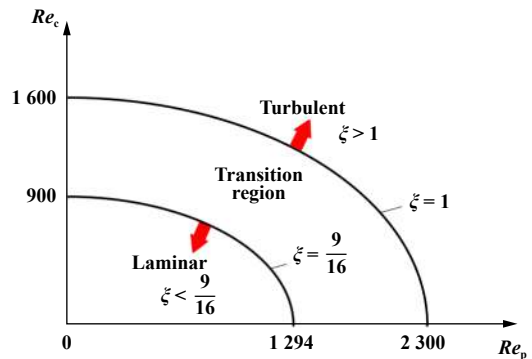


Fig. 8 Flow factor decision model  
图8 流动因子判定模型

根据以上计算结果, 进一步研究表明, 在其他条件不变的情况下, 转速与流动因子 $\zeta$ 基本为线性关系, 如图9所示. 经拟合计算可求得从理论上达到湍流条件( $\zeta \approx 1$ )时对应的湍流临界转速, 结合雷诺数判定模型, 可得到两种模型分别对应的临界转速, 结果列于表5中, 即只有当实际转速达到或超过临界转速时, 才能从理论上判定为湍流流态。

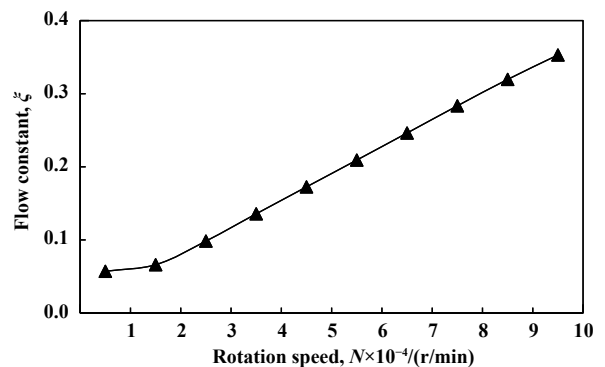


Fig. 9 Relation between rotation speed and flow constant  
图9 转速与流动因子变化关系

可见, 同时考虑转速及压差的流动因子判定方法较管道雷诺数模型的临界转速相对较低一些, 较能实际反应出转速和压力对密封端面流场的影响. 但其临界转速 $N$ 仍需达到 $3.0 \times 10^5\text{ r/min}$ 时才能满足理论上达到湍流判定模型的条件( $\zeta \approx 1$ ), 结合前文研究结果, 当转速达到 $9 \times 10^4\text{ r/min}$ 时即出现了微观流场和宏观性能



表 5 两种模型对应的临界转速  
Table 5 Critical speed corresponding to the two models

Type	Decision parameter	Decision value of complete turbulence	Critical speed
Reynolds number model	$Re$	4 000	$2.7 \times 10^6$
Flow factor model	$\zeta$	1	$3.0 \times 10^5$

参数的波动情形, 可见, 采用流动因子模型进行旋转流场流态的判定也存在一定的局限性。

### 4.2 三维判定模型的提出

#### 4.2.1 数学模型

本文仿真计算结果表明, 高速旋转流场中必须考虑轴向速度分量的因素, 借鉴流动因子的二维椭圆模型, 同时根据扰动产生与轴向速度分量的内在逻辑联系, 提出了同时考虑周向、径向及轴向的三因素速度分量的三维椭球判定模型:

$$\lambda = \sqrt{\left(\frac{Re_c}{1600}\right)^2 + \left(\frac{Re_p}{2300}\right)^2 + \left(\frac{Re_a}{X}\right)^2} \quad (9)$$

$$\begin{cases} Re_c = \frac{\rho v_c L_{Hc}}{\mu} & (10a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} Re_p = \frac{\rho v_r L_{Hp}}{\mu} & (10b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} Re_a = \frac{\rho v_a L_{Ha}}{\mu} & (10c) \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_{Hc} = 4 \frac{A_c}{S_c} = 4 \frac{Bh}{2B} = 2h & (11a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_{Hp} = 4 \frac{A_p}{S_p} = 4 \frac{\pi 2r_m h}{2\pi 2r_m} = 2h & (11b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_{Ha} = 4 \frac{A_a}{S_a} = 4 \frac{\pi(r_o^2 - r_i^2)}{2\pi(r_o + r_i)} = 2B & (11c) \end{cases}$$

如式(9)所示, 相对于(二维)流动因子判定模型, 椭球模型不仅包含有单独考虑Couette周向剪切流动

和Poiseuille径向压力流动时的雷诺数 $Re_c$ 和 $Re_p$ , 还考虑了轴向流动时的雷诺数 $Re_a$ 的影响. 系列公式(10)所示为三类雷诺数对应的计算模型, 整个模型的关键在于特征尺寸 $L$ 的定义: 依据流体力学基本原理, 选择水力直径 $L_H$ 为各雷诺数模型中的特征尺寸, 具体表达式为过流断面面积 $A$ 与过流断面上流体与固体接触周长 $S$ 之比的4倍, 如系列公式(11)所示.

如上所示, 图10(a)和图10(b)分别为周向和径向速度分量对应的水力直径计算模型, 与公式(11a)和(11b)对应, 其中,  $B$ 为密封环宽度,  $r_m$ 为计算区域平均半径. 式(9)中 $X$ 为待定 $Re_a$ 对应的临界雷诺数, 对于干气密封而言, 轴向速度分量是沿气膜厚度方向的, 如图10(c)所示, 可以将其类比为无限窄管道模型, 即 $X$ 可取湍流临界雷诺数值4 000.

进一步分析三维椭球判定模型可知, 公式(9)对应的判定模型为一空间等偏心率椭球体, 如图11所示, 其对应的判定方式可表述如下: 当 $\lambda < 9/16$ 时对应的流态为层流,  $\lambda > 1$ 对应的流态为湍流,  $9/16 \leq \lambda \leq 1$ 表示处于层流到湍流的过渡区, 此时的流场开始出现扰动因素.

#### 4.2.2 模型验证

为验证三维椭球模型的正确性, 验证思路是结合干气密封高速旋转流场的宏观表征特点: 一方面, 湍流的出现与旋转流场中开启力、泄漏量等宏观参数不具有即时的对应关系, 即流场刚发生转换时并不意味

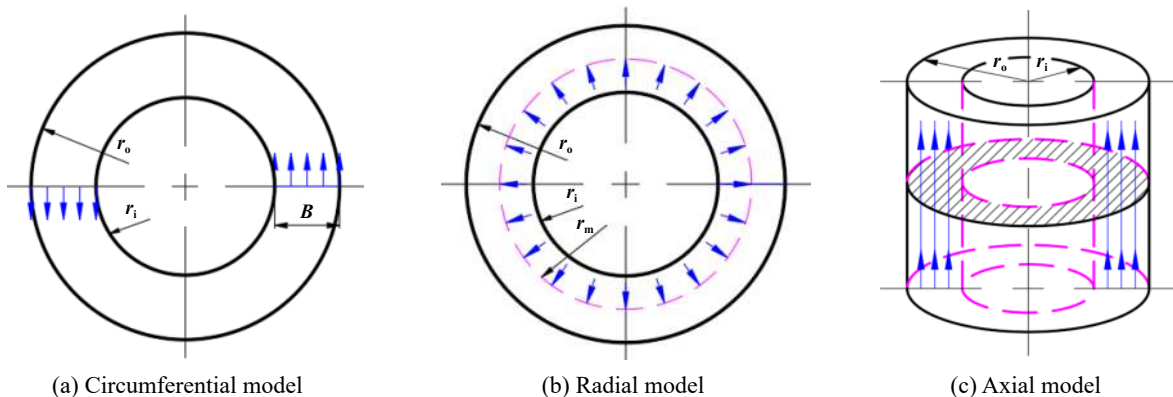


Fig. 10 Hydraulic diameter calculation model

图 10 水力直径计算模型



表8 验证组别-转捩前  
Table 8 Validation group-before the transition

$N/(r/min)$	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1 000	0.12	0.34	0.60	0.83	0.29	0.11	0.72	0.52	0.61	0.87	0.14	0.40	0.90	0.68	0.42	0.23
2 000	0.12	0.34	0.60	0.84	0.29	0.11	0.72	0.53	0.61	0.87	0.15	0.40	0.90	0.68	0.42	0.18
3 000	0.12	0.34	0.61	0.85	0.28	0.13	0.72	0.53	0.61	0.87	0.16	0.40	0.90	0.68	0.42	0.20
4 000	0.14	0.35	0.62	0.85	0.28	0.22	0.73	0.53	0.61	0.87	0.23	0.40	0.90	0.68	0.42	0.24
5 000	0.18	0.35	0.62	0.86	0.29	0.29	0.73	0.54	0.61	0.87	0.32	0.40	0.90	0.68	0.42	0.32
6 000	0.23	0.36	0.64	0.87	0.29	0.36	0.73	0.54	0.60	0.87	0.38	0.40	0.90	0.67	0.42	0.38
7 000	0.28	0.36	0.64	0.89	0.30	0.42	0.73	0.55	0.60	0.87	0.46	0.41	0.90	0.67	0.42	0.47
8 000	0.32	0.39	0.66	0.90	0.35	0.47	0.73	0.55	0.60	0.87	0.55	0.43	0.90	0.67	0.42	0.53
9 000	0.34	0.43	0.67	0.91	0.42	0.55	0.74	0.56	0.60	0.87	0.62	0.48	0.90	0.67	0.48	0.64

## 5 结论

a. 高转速旋转流场的内部流体流动异常复杂,基于传统管流雷诺数或二维流动因子判定模型得出的湍流临界转速与实际工况差距较大,不能满足旋转流场中流体流态的准确判定要求。

b. 旋转流场中同时存在周向、径向和轴向速度分量,在转速较低时,轴向速度分量较小,可忽略不计,当转速持续增大并达到某一临界值时,轴向速度分量存在突然增大的现象,此时需考虑轴向速度分量对整个流场和宏观特性的影响。

c. 对干气密封旋转流场而言,径向速度分量与宏观泄漏量存在即时、一一对应的动态关系,轴向速度分量与干气密封宏观性能参数(开启力和泄漏量)密切相关,可以作为介观流场流态的关键指标参数。

d. 依据提出的三维椭球模型对旋转流场中流体流态的判定结果与实际情形符合较好,较传统模型具有良好的准确性。

## 参考文献

[1] Miller B A, Green I. Semi-analytical dynamic analysis of spiral groove mechanical gas face seals[J]. Tribology International, 2003, 125: 404-413.

[2] Ding X X, Lu J J. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 96: 438-450. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.045.

[3] Alexandr K, Vladimir D. Experimental investigation dry gas dynamic seals used for gas compressor unit[J]. Procedia Engineering, 2012, 39: 379-386. doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.041.

[4] Shen Wei, Peng Xudong, Jiang Jinbo, et al. Analysis on the actual effect of high speed supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. CIESC Journal, 2019, 70(7): 2645-2659 (in Chinese) [沈伟, 彭旭东, 江锦波, 等. 高速超临界二氧化碳干气密封实际效应影响分析[J]. 化工学报, 2019, 70(7): 2645-2659].

[5] Wang Yuming, Liu Wei, Liu Ying. Current research and developing trends on non-contacting mechanical seals[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2011, 2(2): 29-33 (in Chinese) [王玉明, 刘伟, 刘莹. 非接触式机械密封基础研究现状与展望[J]. 液压气动与密封, 2011, 2(2): 29-33]. doi: 10.3969/j.issn.1008-0813.2011.02.010.

[6] Ding Xuexing, Zhang Weizheng, Yu Shurong, et al. Dry gas seal dynamics[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2016(in Chinese) [丁雪兴, 张伟政, 俞树荣, 等. 干气密封动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016].

[7] Jiang Jinbo. Theoretical and experimental study of the bionic design of grooved surface of a high speed dry gas seal[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2016(in Chinese) [江锦波. 高速干气密封端面型槽仿生设计理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2016].

[8] Xu Hengjie, Song Pengyun, Mao Wenyuan, et al. Analysis of inertia effect of high pressure and high speed carbon dioxide dry gas seal under laminar flow[J]. CIESC Journal, 2018, 69(10): 4311-4323 (in Chinese) [许恒杰, 宋鹏云, 毛文元, 等. 层流状态下高压高转速二氧化碳干气密封的惯性效应分析[J]. 化工学报, 2018, 69(10): 4311-4323].

[9] Ma Gang, Zhao Wei, Shen Xinmin. Three dimensional numerical simulation on the micro-gap flow field of spiral groove gas film seal[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(3): 7-11 (in Chinese) [马纲, 赵伟, 沈心敏. 螺旋槽气膜密封微间隙流场的三维数值模拟[J]. 润滑与密封, 2012, 37(3): 7-11]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2012.03.002.

[10] Ding Xuexing, Fu Yingjie, Zhang Jing, et al. Fluid state analysis on flow field of gas seal with spiral groove based on CFD[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(4): 330-334 (in Chinese) [丁雪兴, 富影杰, 张静, 等. 基于CFD的螺旋槽干气密封端面流场流态分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 330-334].

[11] Yasuna J A, Hughes W F. Squeeze film dynamics of two-phase seals: part II-turbulent flow[J]. Journal of Tribology, 1994, 114(3): 479-488.

[12] Shahin I, Gadala M, Alqaradawi M, et al. Three dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove

- depth and different tapered Grooves[J]. *Procedia Engineering*, 2013, 68: 205–212. doi: [10.1016/j.proeng.2013.12.169](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.169).
- [13] Ransom D L, Andres L S. Identification of force coefficients from a gas annular seal-Effect of transition flow regime to turbulence[J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42(3): 487–494. doi: [10.1080/10402009908982245](https://doi.org/10.1080/10402009908982245).
- [14] Sun J J, Ma C B, Yu Q P, et al. Numerical analysis on a new pump-out hydrodynamic mechanical seal[J]. *Tribology International*, 2017, 106: 62–70. doi: [10.1016/j.triboint.2016.10.033](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.033).
- [15] Jiang J B, Peng X D, Li J Y, et al. A comparative study on the performance of typical types of bionic groove dry gas seal based on bird wing[J]. *Journal of Bionic Engineering*, 2016, 13(2): 324–334. doi: [10.1016/S1672-6529\(16\)60305-0](https://doi.org/10.1016/S1672-6529(16)60305-0).
- [16] Wang Y M, Yang H X, Wang J L, et al. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves[J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(6): 800–806. doi: [10.1080/10402000903115445](https://doi.org/10.1080/10402000903115445).
- [17] Su H, Rahmani R, Rahnejat H. Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 110: 270–284. doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.011](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.011).
- [18] Wang B, Zhang H Q, Cao H J. Flow dynamics of a spiral groove dry gas seal[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 26(1): 78–84. doi: [10.3901/CJME.2013.01.078](https://doi.org/10.3901/CJME.2013.01.078).
- [19] Ding Xuexing, Zhang Penggao, Huang Yifang, et al. Numerical simulation of computational fluid dynamics(CFD) of the micro-scale flow field in the spiral groove dry gas seals[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2008, 36(5): 287–290 (in Chinese) [丁雪兴, 张鹏高, 黄义仿, 等. 螺旋槽干气密封微间隙流场的CFD数值模拟[J]. *化工机械*, 2008, 36(5): 287–290]. doi: [10.3969/j.issn.0254-6094.2008.05.008](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-6094.2008.05.008).
- [20] Liu Tun, Liu Yuhua, Chen Shijie. Hydrostatic gas lubrication[M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1990(in Chinese) [刘墩, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990].
- [21] Bai Shaoxian, Wen Shizhu. Gas thermal lubrication and sealing[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2016(in Chinese) [白少先, 温诗铸. 气体热动力润滑与密封[M]. 北京: 清华大学出版社, 2016].
- [22] Wang Yan, Hu Qiong, Xiao Yexiang, et al. Turbulence effect and suppression mechanism of dry gas seal at ultra-high speeds[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2019, 10(40): 123072 (in Chinese) [王衍, 胡琼, 肖业祥, 等. 超高速干气密封扰流效应及抑扰机制[J]. *航空学报*, 2019, 10(40): 123072].
- [23] Wen Shizhu, Huang Ping. Principles of tribology (Fourth edition)[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009(in Chinese) [温诗铸, 黄平. 摩擦学原理(第四版)[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002].
- [24] Gu Jianzhong. Thermal tutorial (Revised edition)[M]. Beijing: Higher Education Press, 1961: 85-89(in Chinese) [顾建中. 热学教程(修订本)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1961: 85-89].
- [25] Lin Zhaofu. Gas dynamics[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1988: 4-7(in Chinese) [林兆福. 气体动力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988: 4-7].
- [26] Hao Muming, Li Zhentao, Ren Baojie, et al. Mechanical seal technology and application[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010(in Chinese) [郝木明, 李振涛, 任宝杰, 等. 机械密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010].
- [27] Ibrahim S, Mohamed G, Mohamed A, et al. Three dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove depth and different tapered grooves[J]. *Procedia Engineering*, 2013, 68: 205–212. doi: [10.1016/j.proeng.2013.12.169](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.169).
- [28] Ma C H, Bai S X, Peng X D. Thermoelasto hydrodynamic characteristics of T-grooves gas face seals[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 102: 277–286. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.034](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.034).
- [29] Wang Yan, Sun Jianjun, Hu Qiong, et al. Numerical analysis of dry gas seal flow orderliness based on microstructure modeling[J]. *Journal of tribology*, 2018, 38(6): 673–683 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 胡琼, 等. 基于微尺度造型的干气密封流动有序性数值分析[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(6): 673–683]. doi: [10.16078/j.tribology.2018098](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018098).
- [30] 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型槽气膜密封数值分析及槽型优化[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(4): 420–427].
- [31] Bo R. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions slip flow consideration[J]. *Tribology Transactions*, 2000, 43(3): 411–418. doi: [10.1080/10402000008982357](https://doi.org/10.1080/10402000008982357).
- [32] Wang Yan, Sun Jianjun, Ma Chenbo, et al. Multiparameter CFD numerical analysis of improved T-groove dry gas seal[J]. *Tribology*, 2014, 6(45): 1834–1840 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 马晨波, 等. 改良T型槽干气密封多参数CFD数值分析[J]. *中南大学学报*, 2014, 6(45): 1834–1840].
- [33] Gent A N. Engineering with rubber: how to design rubber components[M]. USA: Hanser Gardner Publications, 1992
- [34] Bai S X, Peng X D, Li Y F, et al. A hydrodynamic laser surface textured gas mechanical face seal[J]. *Tribology Letters*, 2010, 38(2): 187–194. doi: [10.1007/s11249-010-9589-1](https://doi.org/10.1007/s11249-010-9589-1).
- [35] Wang Fujun. Computational fluid dynamics analysis-theory and application of CFD software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004(in Chinese) [王福军. 计算流体动力学分析(CFD软件原理与应用)[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004].
- [36] 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].



- [37] Peng Xudong, Jiang Jinbo, Bai Shaoxian, et al. Structural parameter optimization of spiral groove dry gas seal under low or 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).
- [38] Yin Xiaoni, Peng Xudong. Selection of a shape function in finite element analysis for a spiral groove dry gas seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 175(3): 13–14 (in Chinese) [尹晓妮, 彭旭东. 干式气体端面密封性能的有限元分析中形函数的选择[J]. *润滑与密封*, 2006, 175(3): 13–14]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2006.03.005](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2006.03.005).
- [39] Aoyamae T, Kakinuma Y, Kobayashi Y. Numerical and experimental analysis for the small vibration of aerostatic guideways[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2006, 55(1): 419–422. doi: [10.1016/S0007-8506\(07\)60449-1](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60449-1).
- [40] Yoshimura T, Hanafusa T, Kitagawa T, et al. Clarifications of the mechanism of nano-fluctuation of aerostatic thrust bearing with surface restriction[J]. *Tribology International*, 2012, 48: 29–34. doi: [10.1016/j.triboint.2011.03.030](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.03.030).
- [41] Eleshaky M E. CFD investigation of pressure depressions in aerostatic circular thrust bearing[J]. *Tribology International*, 2009, 42(7): 1108–1117. doi: [10.1016/j.triboint.2009.03.011](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.03.011).
- [42] Chen X D, He X M. The effect of the recess shape on performance analysis of the gas-lubricated bearing in optical lithography[J]. *Tribology International*, 2006, 39(11): 1336–1341. doi: [10.1016/j.triboint.2005.10.005](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.10.005).
- [43] Ye Yanxi. Vibration characteristics of aerostatic bearing in ultra-precision motion stage[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2010(in Chinese) [叶焱玺. 超精密运动平台中气浮支承振动特性的研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2010].
- [44] Jiang Xiaowen. Numerical simulation and optimum groove geometric parameters for spiral groove dry gas seal[D]. Nanjing: Nanjing University of Technology, 2004(in Chinese) [蒋小文. 螺旋槽干气密封数值模拟及其槽形参数优化[D]. 南京: 南京工业大学, 2004].
- [45] Xu Jing. A research on the technology of spiral groove dry gas seal of pump[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2012(in Chinese) [徐静. 泵用螺旋槽干气密封技术研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2012].
- [46] Jinag Xiaowen, Gu Boqin. Characteristics of gas film between end faces of spiral groove dry gas seal[J]. *CIESC Journal*, 2005, 56(8): 1419–1425 (in Chinese) [蒋小文, 顾伯勤. 螺旋槽干气密封端面间气膜特性 [J]. *化工学报*, 2005, 56(8): 1419–1425]. doi: [10.3321/j.issn:0438-1157.2005.08.008](https://doi.org/10.3321/j.issn:0438-1157.2005.08.008).
- [47] Mayer E. Mechanical seal[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1981(in Chinese) [Mayer E. 机械密封[M]. 北京: 化学工业出版社, 1981].
- [48] Brunetiere N, Tournier B, Frene J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(3): 515–523. doi: [10.1115/1.1456453](https://doi.org/10.1115/1.1456453).

DOI: 10.16078/j.tribology.2020006

## 胺分子结构对聚脲润滑脂流变学性能的影响

徐状<sup>1,2</sup>, 任佳<sup>1</sup>, 赵改青<sup>1,2</sup>, 王卓群<sup>1,2</sup>, 蔡浩鹏<sup>3</sup>, 王晓波<sup>1,2\*</sup>

(1. 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;

2. 青岛市资源化学与新材料研究中心, 山东 青岛 266100;

3. 青岛中科润美润滑材料技术有限公司, 山东 青岛 266100)

**摘要:** 以三种具有典型分子结构的单胺为主要原料, 采用同一种方法制备了三种相同稠化剂含量的聚脲润滑脂. 利用扫描电镜(SEM)表征了三种聚脲润滑脂中稠化剂的微观结构. 结果表明: 十八胺聚脲润滑脂的稠化剂形貌为缠绕的纤维结构, 环己胺和苯胺聚脲润滑脂的稠化剂形貌为堆积的棒状. 同时, 研究探讨了三种聚脲润滑脂在不同温度下的触变性能、储能模量、损耗模量和表观黏度的变化规律, 并解释了其流变学性能与稠化剂的微观形貌和分子间作用力的关联性. 本研究结果将为聚脲润滑脂的设计开发提供良好的理论指导, 并促进聚脲润滑脂性能研究与应用的发展.

**关键词:** 聚脲润滑脂; 流变学性能; 触变性能; 模量; 表观黏度

**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)03-0378-07

## Effect of Amine Molecular Structure on Rheological Properties of Polyurea Grease

XU Zhuang<sup>1,2</sup>, REN Jia<sup>1</sup>, ZHAO Gaiqing<sup>1,2</sup>, WANG Zhuoqun<sup>1,2</sup>, CAI Haopeng<sup>3</sup>, WANG Xiaobo<sup>1,2\*</sup>

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

2. Qingdao Center of Resource Chemistry and New Materials, Shandong Qingdao 266100, China

3. Qingdao lubemater Lubricating Material Technology Co, Ltd, Shandong Qingdao 266100, China)

**Abstract:** Three polyurea greases with the same mass fraction of thickener were prepared by the same method using three kinds of monoamines with typical molecular structure. The microstructure of thickeners in three polyurea greases was characterized by scanning electron microscopy. The results showed that the microstructure of thickener in octadecylamine polyurea grease was entangled fiber structure, and which in cyclohexylamine and aniline polyurea grease was stack spindle. Moreover, the thixotropic properties, storage modulus, loss modulus, and apparent viscosity of three polyurea greases were investigated at different temperatures. The relationship between rheological properties of polyurea greases and the micromorphology and intermolecular forces of the thickener was explained. This study provided a good theoretical guidance for the design and development of polyurea greases, and promote the research and application of polyurea greases.

**Key words:** polyurea grease; rheological properties; thixotropic properties; modulus; apparent viscosity

聚脲润滑脂是为满足高温、高速和高负荷运行的近代工业设备对润滑材料的苛刻需求而发展的一种

性能优异的润滑脂, 被广泛应用于航空、冶金、汽车、电器和军事装备等领域<sup>[1-3]</sup>. 与金属皂基的稠化剂体系

Received 6 January 2020, revised 19 February 2020, accepted 28 February 2020, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: wangxb@licp.cas.cn, Tel: +86-13730987781.

The project was supported by the National Key R&D Program of China(2018YFB2000601).

国家重点研发计划(2018YFB2000601)资助.

相比,聚脲润滑脂的稠化剂体系中无金属阳离子,避免了对基础油的催化氧化作用;此外,其稠化剂体系中固有的功能性的胺基基团,具有良好的抑制氧化的作用.因此,聚脲润滑脂具有优良的氧化安定性<sup>[4]</sup>,非常适用于现代工业设备对长寿命润滑的需求,被认为是21世纪最具有发展潜力的润滑脂之一<sup>[5]</sup>.

目前,研究人员在聚脲润滑脂的成脂过程、稠化剂的晶型结构、组成对性能的影响、高温硬化规律等方面已开展了相关研究<sup>[6-11]</sup>,对聚脲润滑脂的发展和应起到了极大的推进作用.但是,对于聚脲润滑脂流变学性能研究的报道较少.流变学是研究润滑脂流动和变形的性能,与润滑脂的密封性能和泵送性能具有重要的关联性<sup>[12-13]</sup>.此外,润滑脂在轴承中的润滑行为可以解释为润滑脂的微观结构和动态衍变的过程,主要是变形和流动特性,流变性能将显著影响润滑脂在润滑点的分布和衍变.因此,脲基润滑脂流变学性能的研究对于其润滑性能也是至关重要的<sup>[14-18]</sup>.

在本工作中,选用制备聚脲润滑脂普遍使用的十八胺、环己胺和苯胺三种典型分子结构的单胺和4,4-二苯基甲烷二异氰酸酯为稠化剂的原材料,以MVI 500为基础油,通过直接皂化法制备了三种稠化剂含量相同的聚脲润滑脂.系统研究了三种聚脲润滑脂在不同温度下的触变性能、储能模量和损耗模量以及表观黏度的变化特性,并采用扫描电镜(SEM)表征了三种聚脲润滑脂稠化剂的微观形貌,总结分析了不同分子结构的胺对聚脲润滑脂流变学性能和微观形貌的影响.该工作可为聚脲润滑脂的设计制备提供良好的指导作用,并将促进聚脲润滑脂以及轴承行业的发展.

## 1 试验部分

### 1.1 材料及制备

#### 1.1.1 试剂及材料

十八胺(OA)、环己胺(CA)和苯胺(CN)购买于金锦

乐化学有限公司,4,4-二苯基甲烷二异氰酸酯(MDI)购买于万华化学集团股份有限公司;MVI 500购买于荆门石化总厂;正庚烷(98%)购买于阿拉丁试剂有限公司.

表1 MVI 500基础油的理化性能

Table 1 Typical properties of MVI 500 base oil

Item	Specification	Test Method
Kinematic viscosity at 40 °C/(mm <sup>2</sup> /s)	82.12	GB/T 265
Kinematic viscosity at 100 °C/(mm <sup>2</sup> /s)	8.46	GB/T 265
Viscosity index (VI)	62	GB/T 1995
Pour point /°C	-27	GB/T 3535
Flash point/°C	230	GB/T 267

#### 1.1.2 聚脲润滑脂的制备

首先在三口烧瓶中将十八胺溶于1 kg的MVI 500基础油中,然后在反应釜中加入2.4 kg的MVI 500基础油,开启搅拌,并加入MDI后升温至80~100 °C,分批加入溶解的十八胺溶液,保温反应1 h后,加入少量水,除去过量的MDI,然后缓慢升温除去水分,继续升温至170~190 °C进行炼化,然后冷却至室温,将样品用精密三辊研磨机研磨3次,即得稠化剂质量分数为15%的十八胺聚脲润滑脂的样品.

采用上述相同的制备方法分别制备环己胺和苯胺聚脲润滑脂样品.

将所得的十八胺聚脲润滑脂样品标记为OA,环己胺聚脲润滑脂的样品标记为CA,苯胺聚脲润滑脂的样品标记为AN.化学反应式如图1所示.

## 1.2 试验方法

### 1.2.1 润滑脂理化性能测试

根据国家标准GB/T 269测试制备聚脲润滑脂的工作锥入度,根据GB/T 3498测试制备润滑脂的滴点,依据SH/T 0324测试润滑脂的分油性能,依据SH/T 0122测试润滑脂的滚筒安定性能.

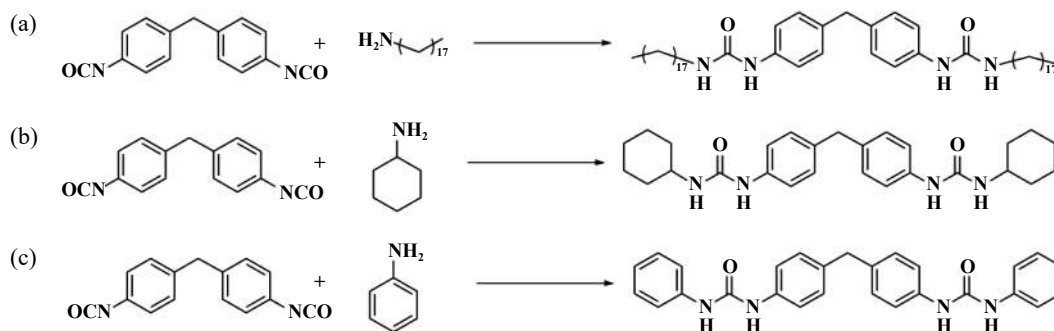


Fig. 1 Scheme of synthesis polyurea grease: (a)OA, (b)CA, (c)AN

图1 聚脲润滑脂反应示意图:(a)OA, (b)CA, (c)AN

### 1.2.2 润滑脂微观形貌和流变学性能测试

采用日本电子株式会社的扫描显微镜(JSM-7610F)观察制备聚脲润滑脂稠化剂的微观形貌. 取少量润滑脂样品粘附在铜网上, 然后浸入正庚烷中洗脱基础油数次, 直到润滑脂中的基础油洗脱干净, 放置室温下干燥后, 再将样品喷金处理后进行观察.

采用Anton Parr的流变仪(MCR 302)测试制备聚脲润滑脂的流变学性能. 触变性能测试采用平板旋转模式, 平板间距为1 mm, 测试方法如下: 剪切速率由 $0.01 \text{ s}^{-1}$ 逐渐增大到 $500 \text{ s}^{-1}$ , 恒定剪切后, 剪切速率由 $500 \text{ s}^{-1}$ 逐渐降低到 $0.01 \text{ s}^{-1}$ ; 储能模量( $G'$ )和损耗模量( $G''$ )测试采用平板振荡模式, 测试间距为1 mm, 剪切形变量为0.01%~150%; 表观黏度测试采用锥板模式, 为保证样品温度的均匀性, 测试前进行1 min的预剪切处理, 预剪切速率为 $100 \text{ s}^{-1}$ , 测试间距为0.1 mm, 测试剪切速率为 $1000 \text{ s}^{-1}$ , 测试时间为5 min.

## 2 结果与讨论

### 2.1 聚脲润滑脂的基本性能

表2为制备的十八胺聚脲润滑脂(OA)、环己胺聚脲润滑脂(CA)和苯胺聚脲润滑脂(AN)的基本性能. 从表2中数据可以看出, 十八胺和环己胺制备的聚脲润滑脂的锥入度较小, 即稠化能力较强; 苯胺聚脲润滑脂锥入度较大, 即稠化能力较弱. 十八胺聚脲润滑脂的胶体安定性和滚筒安定性较好.

表2 聚脲润滑脂的基本性能

Table 2 Typical properties of polyurea greases

Properties	OA	CA	AN
Worked penetration /mm	306	296	370
Dropping point / $^{\circ}\text{C}$	203	299	301
Oil separation/% (100 $^{\circ}\text{C}$ , 24 h)	0.1	0.9	0.5
Roll stability/mm	-5	+23	+29

### 2.2 聚脲润滑脂稠化剂的微观形貌

图2为十八胺聚脲润滑脂(OA)、环己胺聚脲润滑脂(CA)和苯胺聚脲润滑脂(AN)稠化剂形貌的SEM照片. 从图2中可以看出, 十八胺聚脲润滑脂的稠化剂为纤维状, 且呈现一定的缠绕结构; 环己胺聚脲润滑脂和苯胺聚脲润滑脂的稠化剂为均匀堆积的棒状结构, 环己胺聚脲润滑脂稠化剂的粒子长约为 $0.5 \mu\text{m}$ , 苯胺聚脲润滑脂稠化剂的粒子长约为 $1.0 \mu\text{m}$ . 即不同分子结构单胺制备的聚脲润滑脂的稠化剂形貌和大小不同. 聚脲润滑脂稠化剂的分子之间主要是通过氢键和范德华力连接形成稠化剂的空间结构, 三种胺分子连接不同的基团, 使其制备的聚脲稠化剂分子之间的氢键和范德华力作用的强度不同, 所以形成的稠化剂的微观形貌和粒子大小差异较大<sup>[7, 19]</sup>.

### 2.3 聚脲润滑脂的流变学性能

触变性能是由于流体内部微结构在剪切作用力下被逐渐破坏, 体系内流动阻力下降, 从而表观黏度降低, 当剪切应力去除后, 其表观黏度又逐渐恢复的特性. 润滑脂在相同剪切应力作用下, 结构破坏程度

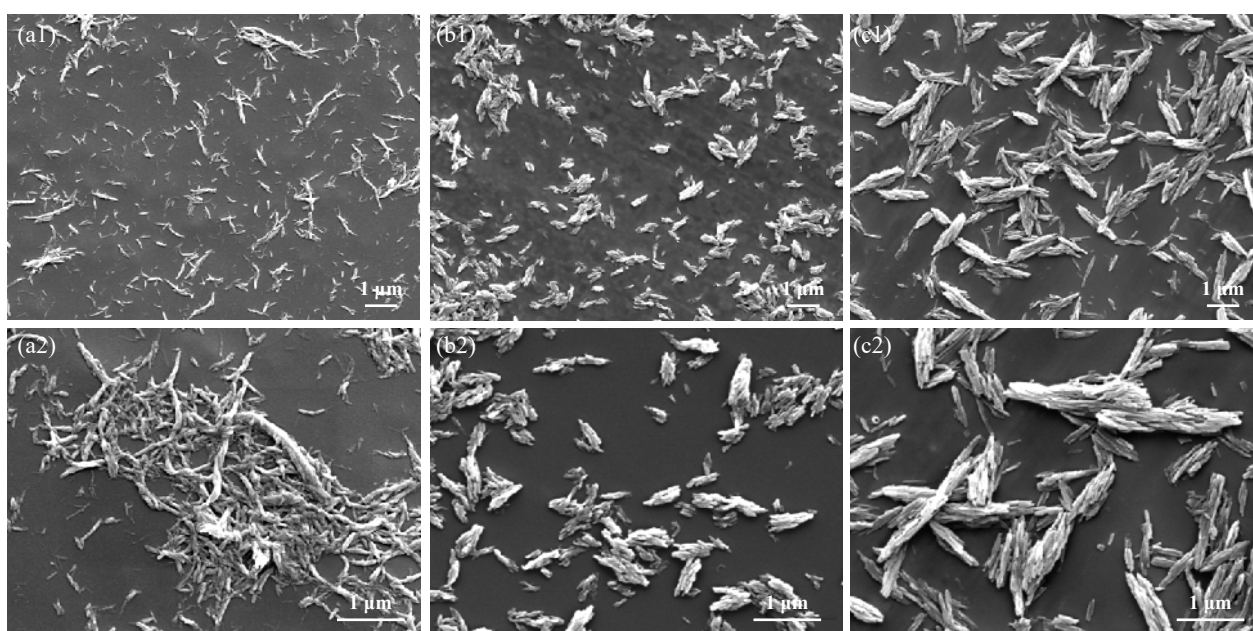


Fig. 2 SEM micrographs of polyurea grease thickener: (a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>)OA, (b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>)CA, (c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>)AN

图2 聚脲润滑脂稠化剂形貌的SEM照片: (a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>)OA, (b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>)CA, (c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>)AN



与其结构的可恢复性有关,受剪切力作用时,触变环面积越大,表明润滑脂结构的破坏速度显著高于恢复速度,即润滑脂的可恢复性较差;反之,触变环面积越小,润滑脂结构被破坏后的可恢复性能越好<sup>[20-21]</sup>.

图3为测试的十八胺聚脲润滑脂(OA)、环己胺聚脲润滑脂(CA)和苯胺聚脲润滑脂(AN)在25、50和100℃时的触变环曲线.由图3可以看出,在25℃时,十八胺和环己胺聚脲润滑脂的触变环较小,苯胺聚脲润滑脂的触变环较大,即十八胺聚脲润滑脂和环己胺聚脲润滑脂的结构可恢复性能较好,触变性能较好;在50和100℃时,十八胺聚脲润滑脂和苯胺聚脲润滑脂的触

变环较小,环己胺聚脲润滑脂触变环较大,即环己胺聚脲润滑脂的触变性能较差.对比相同胺制备的聚脲润滑脂样品在不同温度下的触变环可以看出,随着温度的升高,十八胺聚脲润滑脂的触变环无显著的变化,在100℃时,触变环少量增大;环己胺聚脲润滑脂的触变环出现显著增大的现象,苯胺聚脲润滑脂的触变环随着温度的升高出现明显减小的趋势.即十八胺聚脲润滑脂在25和50℃时具有较好的触变性能;环己胺聚脲润滑脂在25℃时具有较好的触变性能,在50和100℃时触变性能较差;苯胺在50和100℃时具有较好的触变性能.

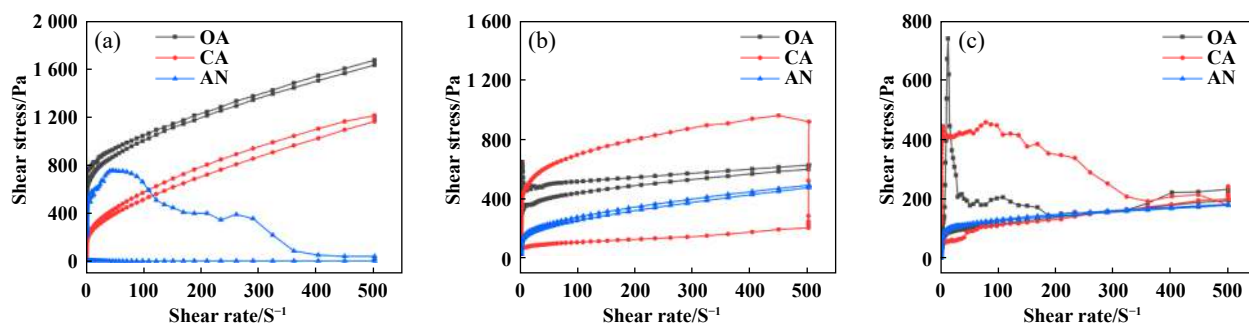


Fig. 3 Thixotropic property of polyurea grease at elevated temperatures: (a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

图3 聚脲润滑脂在不同温度下的触变环测试:(a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

十八胺聚脲润滑脂的稠化剂为缠绕的纤维结构,这种结构在基础油中形成的三维空间网状结构的强度较高,在较低温度时,结构被剪切应力破坏后的可恢复性较好,即触变环较小.环己胺聚脲润滑脂稠化剂呈均粒径0.5 μm粒子堆积的棒状结构,在较低温度时剪切应力破坏主要以分子间作用力为主,结构破坏后分子间作用力恢复较快,温度升高后,结构破坏以稠化剂粒子破坏为主,恢复性较差,结构破坏后的恢复速度迅速下降,即触变环迅速增大.苯胺聚脲润滑脂稠化剂呈粒径约1 μm的粒子堆积的棒状结构,粒子较大,在较低温度时,体系中基础油黏度较大,稠化剂结构破坏后再重新结合的阻力较大,结构恢复性能较差,触变环较大;当温度升高后,体系中基础油黏度降低,有利于稠化剂的运动与再结合,结构可恢复性能较好,所以触变环较小<sup>[13,22]</sup>.

储能模量( $G'$ )和损耗模量( $G''$ )代表润滑脂的黏弹性能,储能模量( $G'$ )代表润滑脂的弹性性能,损耗模量( $G''$ )代表润滑脂的黏性性能.当 $G' > G''$ 时,润滑脂主要以可恢复的弹性性能为主;随着弹性模量和损耗模量的降低,当 $G' = G''$ 时,达到润滑脂的相转变点,即润滑脂由半流体状态转变为流体状态,交点处的剪切

应力代表润滑脂的结构强度;当 $G' < G''$ 时,润滑脂主要以不可恢复的黏性性能为主.

图4为测试的十八胺聚脲润滑脂(OA)、环己胺聚脲润滑脂(CA)和苯胺聚脲润滑脂(AN)在25、50和100℃时的储能模量和损耗模量曲线.从图4中可以看出,三种聚脲润滑脂在测试温度下,随着剪切应变的逐渐增加,在经历了线性黏弹区(LVE)之后,均进入了非线性黏弹区,且储能模量和损耗模量相交,出现了相转变点,即从半流体状态转变为流体状态.在相转变点之前,储能模量始终高于损耗模量,主要表现为弹性性能;在相转变点之后,损耗模量高于储能模量,主要表现为黏性性能.

图5是根据图4测试数据得到的三种聚脲润滑脂在25、50和100℃时相转变点的剪切应力柱状图,即三种润滑脂结构强度的柱状图.对比不同胺制备润滑脂在相同温度下的结构强度可以看出,在25℃时,十八胺聚脲润滑脂结构强度最高,苯胺最低;在50℃时,十八胺和环己胺聚脲润滑脂结构强度相近,苯胺最低;在100℃时,环己胺结构强度最高,苯胺最低.对比同一种胺制备的聚脲润滑脂在不同温度下的结构强度可以看出,随着温度的升高,十八胺聚脲润滑脂的结

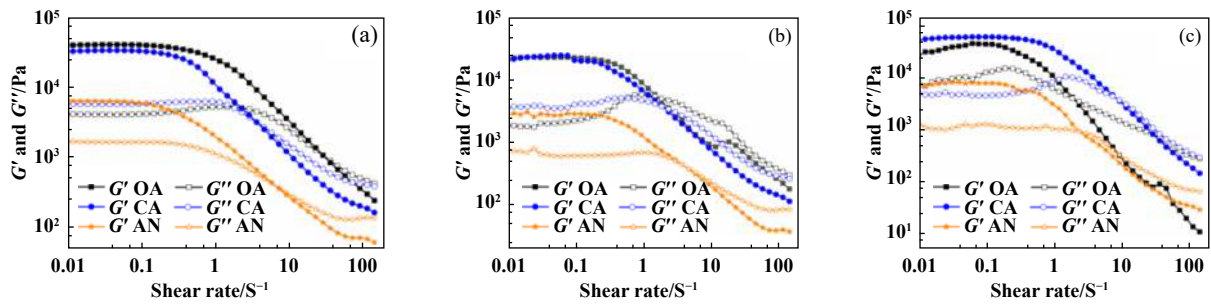


Fig. 4 Storage modulus ( $G'$ ) and loss modulus ( $G''$ ) of polyurea grease at elevated temperatures: (a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

图4 聚脲润滑脂在不同温度下的储能模量( $G'$ )和损耗模量( $G''$ )测试: (a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

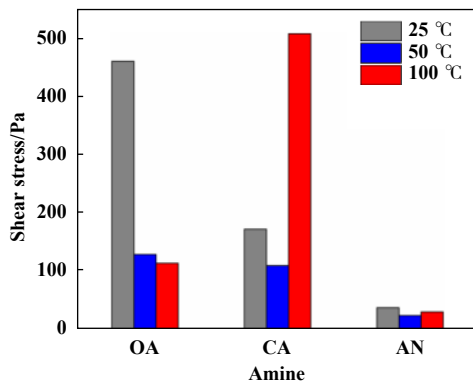


Fig. 5 Phase transition point shear stress of polyurea grease at elevated temperatures

图5 聚脲润滑脂在不同温度下的相变点的剪切应力

构强度逐渐降低,环己胺聚脲润滑脂的结构强度出现先降低,然后又显著升高的现象,苯胺聚脲润滑脂的结构强度无显著变化。

聚脲润滑脂分子之间主要通过氢键和范德华力连接形成稳定的空间结构,不同分子基团制备的稠化剂形成强度不同的分子间作用力和不同强度的空间结构。十八胺聚脲润滑脂稠化剂的纤维缠绕形成的空间结构强度较高,在较低温度时结构强度高,随着温度升高,体系表观黏度降低,分子间作用力减弱,结构强度降低。环己胺在较高温度时,可能分子间作用力

增强,即结构强度升高<sup>[7,9]</sup>。苯胺由于芳环的存在,随着温度升高分子间作用力变化不大,结构强度无显著变化<sup>[23]</sup>。

图6为十八胺聚脲润滑脂(OA)、环己胺聚脲润滑脂(CA)和苯胺聚脲润滑脂(AN)在25、50和100 °C时恒定剪切速率下的黏度变化曲线。从图6中可以看出,环己胺聚脲润滑脂的表观黏度较高,十八胺聚脲润滑脂和苯胺聚脲润滑脂的表观黏度较低。在测试温度下,随着剪切时间的逐渐增加,三种聚脲润滑脂的表观黏度在显著降低后达到恒定值,表明三种润滑脂都存在剪切稀化的特性。对比不同测试温度下同一种胺制备的润滑脂的表观黏度可以看出,随着温度的升高,三种润滑脂的表观黏度均表现出逐渐降低的趋势,即三种润滑脂表现出高温变稀的特性。这是由于温度升高,润滑脂体系内的基础油分子和稠化剂分子的运动阻力降低,所以体系流动性显著提高,表观黏度降低。

图7为根据图6的测试数据计算得到的三种聚脲润滑脂在25、50和100 °C时的表观黏度变化率的柱状图。对比同一种胺制备的润滑脂在不同温度下的表观黏度变化率可以看出,十八胺聚脲润滑脂在100 °C时表观黏度变化率较高;环己胺和苯胺聚脲润滑脂的表观黏度变化率随着温度的升高逐渐降低。对比不同胺

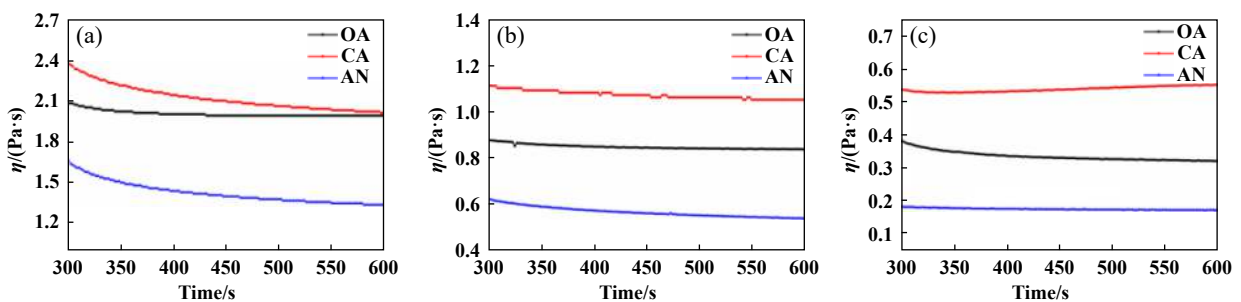


Fig. 6 Evolution of apparent viscosity with time for polyurea grease under shear rate at elevated temperatures: (a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

图6 聚脲润滑脂在剪切作用下不同温度的表观黏度变化曲线: (a) 25 °C, (b) 50 °C, (c) 100 °C

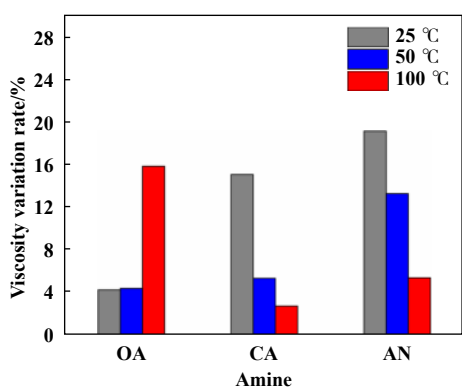


Fig. 7 Viscosity of variation rate of polyurea grease under shear rate at elevated temperatures

图7 聚脲润滑脂在剪切作用下不同温度下的表观黏度变化率

制备润滑脂在同一温度下的表观黏度变化率可以看出,在较低温度(25和50 °C)时,十八胺聚脲润滑脂表观黏度的变化率低于环己胺和苯胺聚脲润滑脂,这是由于十八胺聚脲润滑脂的皂纤维缠绕结构有利于抵抗剪切力的作用,较难形成与剪切力同向的趋向。随着温度的升高,在高温(100 °C)时,润滑脂体系中的基础油黏度显著降低,稠化剂在基础油中的运动阻力减小,流动性能显著升高,十八胺聚脲润滑脂的皂纤维在剪切力作用下易于被定向排列,表观黏度快速下降后趋于稳定,所以表观黏度变化率显著升高。而环己胺和苯胺聚脲润滑脂的棒状结构在较低温度(25和50 °C)时易于形成与剪切力同向的趋向,表观黏度变化率较大;当温度升高后,体系中基础油黏度显著降低,棒状结构的稠化剂在测试程序的预剪切处理阶段已与剪切应力形成同向趋向,表观黏度在剪切测试前后无显著变化,即表观黏度变化率变化也较小<sup>[24-25]</sup>。

### 3 结论

a. 不同胺分子结构制备的聚脲润滑脂的稠化剂微观结构不同,十八胺润滑脂稠化剂为缠绕的纤维结构,环己胺和苯胺润滑脂稠化剂为棒状。

b. 十八胺聚脲润滑脂在25和50 °C时具有较好的触变性能;环己胺聚脲润滑脂在25 °C时具有较好的触变性能,在50和100 °C时触变性能较差;苯胺在50和100 °C时具有较好的触变性能。

c. 随着测试温度的升高,十八胺聚脲润滑脂的结构强度逐渐降低,环己胺聚脲润滑脂的结构强度出现先降低后又显著升高的现象,苯胺聚脲润滑脂的结构强度无显著变化。

d. 十八胺聚脲润滑脂在100 °C时表观黏度变化率

较高;环己胺和苯胺聚脲润滑脂的表观黏度变化率随着温度的升高逐渐降低。

### 参考文献

- [1] Zhu Yanbin. Lubricating grease technology[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2015: 665-727(in Chinese) [朱延彬. 润滑脂技术大全[M]. 北京: 中国石化出版社, 2015: 665-727].
- [2] Liu L, Sun H W. Impact of polyurea structure on grease properties[J]. Lubrication Science, 2010, 22: 405-413. doi: 10.1002/lis.140.
- [3] Li Tong, Gu Xiaoying, Dong Luhu, et al. Application of new polyurea grease in the sector of slab caster[J]. Petroleum Products Application Research, 2015, (6): 18-20 (in Chinese) [李通, 谷校英, 董禄虎, 等. 新型聚脲基润滑脂在板坯连铸机扇形段的应用[J]. 石油商技, 2015, (6): 18-20]. doi: 10.3969/j.issn.1006-1479.2015.06.003.
- [4] Garshin M V, Porfiriyev Y V, Zaychenko V A, et al. Effect of base oil composition on the low-temperature properties of polyurea greases[J]. Petroleum Chemistry, 2017, 57(12): 1177-1181. doi: 10.1134/S0965544117060135.
- [5] Li Zhibin, Dong Luhu, Gao Yanqing. Research and development trend of polyurea grease[J]. Petroleum Products Application Research, 2013, (5): 18-22 (in Chinese) [栗志彬, 董禄虎, 高艳青. 聚脲润滑脂研究现状及发展趋势[J]. 石油商技, 2013, (5): 18-22]. doi: 10.3969/j.issn.1006-1479.2013.05.002.
- [6] Yang Wei, Yao Lidan, Zheng Shanwei. A study on structure and mechanism of diurea grease[J]. Acta Petrolei Sinica(Petroleum Processing Section), 2000, 16(4): 38-42 (in Chinese) [杨玮, 姚立丹, 郑善伟. 脲基润滑脂的结构及反应机理的研究[J]. 石油学报(石油加工), 2000, 16(4): 38-42].
- [7] Endo T, Kimura H, Moriuchi T, et al. Structure analyses of urea grease thickener OUDM[J]. Japanese Journal of Tribology, 1990, 35(5): 597-606.
- [8] Fei Yiwei, Du Zhanhe, Ji Feng. Study on the structure and performance of high temperature polyurea grease[J]. Petroleum Products Application Research, 1999, 17(5): 24-27 (in Chinese) [费逸伟, 杜占合, 季峰. 高温脲基润滑脂的结构与性能研究[J]. 石油商技, 1999, 17(5): 24-27].
- [9] Li Li, Wu Baojie, Liu Qinglian. Effect of biurea grease composition on its high temperature hardening[J]. Petroleum Products Application Research, 2013(5): 34-41 (in Chinese) [李立, 吴宝杰, 刘庆廉. 二脲基润滑脂组成对其高温硬化的影响研究[J]. 石油商技, 2013(5): 34-41]. doi: 10.3969/j.issn.1006-1479.2013.05.005.
- [10] Hoshi Y, Takiwatari K, Nanao H, et al. In situ observation of EHL films of greases by micro infrared spectroscopy[J]. Japanese Society of Tribologists, 2019, 14(2): 53-59.
- [11] Saatchi A, Shiller P J, Eghtesadi S A, et al. A fundamental study of oil release mechanism in soap and non-soap thickened greases[J]. Tribology International, 2017, 110: 333-340. doi: 10.1016/j.triboint.

- 2017.02.004.
- [12] Wang Xiaoli, Gui Changlin, Zhu Yanbin, et al. Study on rheological parameters of domestic lubricating grease[J]. Tribology, 1997, 17(3): 232–237 (in Chinese) [王晓力, 桂长林, 朱延彬, 等. 国产润滑脂流变参数的确定与研究[J]. 摩擦学学报, 1997, 17(3): 232–237]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.1997.03.007](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.1997.03.007).
- [13] Wang Weijun, Chen Jing, He Yifeng. Influence of mineral base oils on rheology of lithium lubricating grease[J]. Acta Petrolei Sinica(Petroleum Processing Section), 2018, 43(2): 316–325 (in Chinese) [王伟军, 陈靖, 何懿峰, 等. 矿物基础油对锂基润滑脂流变性能的影响[J]. 石油学报(石油加工), 2018, 43(2): 316–325].
- [14] Xu Nan, Wang Xiaobo, Ma Rui, et al. Insights into the rheological behaviors and tribological performances of lubricating grease: entangled structure of a fiber thickener and functional groups of a base oil[J]. New Journal of Chemistry, 2018, 42(2): 1484–1491. doi: [10.1039/C7NJ04833E](https://doi.org/10.1039/C7NJ04833E).
- [15] Lugt P M. A review on grease lubrication in rolling bearings[J]. Tribology Transactions, 2009, 52: 470–480. doi: [10.1080/10402000802687940](https://doi.org/10.1080/10402000802687940).
- [16] Xu Nan, Li Weimin, Wang Xiaobo, et al. Reinforcing effect of Lewis acid–base interaction on the high-temperature colloidal stability and tribological performance of lubricating grease[J]. Journal of Industrial and Engineering Chemistry, 2017, 46: 157–164. doi: [10.1016/j.jiec.2016.10.026](https://doi.org/10.1016/j.jiec.2016.10.026).
- [17] Osara J A, Bryant M D. Thermodynamics of grease degradation[J]. Tribology International, 2019, 137: 433–445. doi: [10.1016/j.triboint.2019.05.020](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.05.020).
- [18] Fan Xiaoqiang, Li Wen, Li Hao, et al. Probing the effect of thickener on tribological properties of lubricating greases[J]. Tribology International, 2018, 118: 128–139. doi: [10.1016/j.triboint.2017.09.025](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.025).
- [19] Yao Lidan, Yang Haining, Sun Hongwei, et al. Difference between the formation mechanism of lithium complex grease and urea grease[J]. Acta Petrolei Sinica(Petroleum Processing Section), 2010, 26(5): 747–754 (in Chinese) [姚立丹, 杨海宁, 孙洪伟, 等. 复合锂基润滑脂和脲基润滑脂成脂机理的差异[J]. 石油学报(石油加工), 2010, 26(5): 747–754].
- [20] Shen Tiejun, Hu Minghua, Liu Ruigang, et al. The influence of static thermal degradation on microstructure and rheological properties of lithium-calcium base grease[J]. Tribology, 2011, 31(6): 581–586 (in Chinese) [沈铁军, 胡明华, 刘瑞刚, 等. 静态热老化对锂-钙基润滑脂微观结构和流变性的影响[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(6): 581–586]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2010.05.010](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2010.05.010).
- [21] Zhou Weigui, Guo Xiaochuan, Jiang Mingjun, et al. Research and prospect of grease rheology[J]. Petroleum Products Application Research, 2014(5): 28–33 (in Chinese) [周维贵, 郭小川, 蒋明俊, 等. 润滑脂流变性研究现状及展望[J]. 石油商技, 2014(5): 28–33]. doi: [10.3969/j.issn.1006-1479.2014.05.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.1006-1479.2014.05.006).
- [22] Paszkowski M, Olszynska-fanus S. Grease thixotropy: evaluation of grease microstructure change due to shear and relaxation[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2014, 66(2): 223–237. doi: [10.1108/ILT-02-2012-0014](https://doi.org/10.1108/ILT-02-2012-0014).
- [23] He Yiwei, Sun Hongwei, Duan Qinghua. Exploration of mechanism for synthesis of lubricating grease[J]. Acta Petrolei Sinica(Petroleum Processing Section), 2009, 25: 98–102 (in Chinese) [何懿伟, 孙洪伟, 段庆华. 润滑脂合成机理探索[J]. 石油学报(石油加工), 2009, 25: 98–102].
- [24] Xu Jun, Wang Xiaobo, Liu Weimin, et al. Rheology of lithium grease under iced water and room air[J]. Tribology, 2013, 33(4): 406–412 (in Chinese) [许俊, 王晓波, 刘维民, 等. 冰水浴和自然冷却条件下锂基润滑脂的流变学性[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(4): 406–412]. doi: [10.3969/j.issn.1006-1479.2013.04.013](https://doi.org/10.3969/j.issn.1006-1479.2013.04.013).
- [25] Zhou Weigui, Guo Xiaochuan, Liu Yanli, et al. Effects of thicker amount on rheology of lithium grease[J]. Petroleum processing and petrochemicals, 2016, 47(7): 43–47 (in Chinese) [周维贵, 郭小川, 刘艳丽, 等. 稠化剂量对锂基润滑脂流变性的影响[J]. 石油炼制与化工, 2016, 47(7): 43–47]. doi: [10.3969/j.issn.1005-2399.2016.07.009](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-2399.2016.07.009).



DOI: 10.16078/j.tribology.2019219

# 磨石强度对钢轨打磨行为的影响

章武林<sup>1</sup>, 樊小强<sup>2\*</sup>, 张鹏飞<sup>1</sup>, 袁永杰<sup>1</sup>, 朱旻昊<sup>1,2</sup>

(1. 西南交通大学机械工程学院 摩擦学研究所, 四川 成都 610031;

2. 西南交通大学材料科学与工程学院 材料先进技术教育部重点实验室, 四川 成都 610031)

**摘要:** 磨石强度直接关系到钢轨打磨车的持续作业能力和磨削效率, 因此研究磨石强度对打磨行为及钢轨表面质量的影响, 对于现场磨石的优选具有重要参考价值. 参照Vossloh磨石抗压强度, 制备了三种不同抗压强度的磨石(GS-10, 68.9 MPa; GS-12.5, 95.2 MPa; GS-15, 122 MPa)并开展相应的打磨试验和表征. 结果显示, GS-15相对GS-10打磨量降幅约80%, 但磨削比增幅约88%, 表明磨石强度增大, 磨石耐磨性提高, 但磨削能力下降. 磨石和钢轨表面形貌显示, 磨石强度增大导致磨石自锐性变差, 磨削机制逐渐从切削转变为耕犁. 打磨钢轨表面SEM、EDS、XPS分析结果表明磨粒的切削作用是导致磨削热产生的首要因素, 且随着磨石强度的增大, 钢轨表面烧伤程度降低, 钢轨表面氧化产物中Fe<sup>2+</sup>含量上升而Fe<sup>3+</sup>含量下降. 钢轨剖面金相结果表明: 磨石强度增大导致钢轨表面白层、塑性变形层厚度增加, 使钢轨产生更严重的预疲劳. 因此, 对钢轨打磨磨石强度的合理调控和选择, 对于协调打磨效率和钢轨表面质量具有重要意义.

**关键词:** 钢轨打磨; 磨石; 抗压强度; 打磨机制; 表面质量

中图分类号: TG580.64; TH145.9

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0385-10

## Probing the Effect of Grinding Stone Strength on Rail Grinding Behavior

ZHANG Wulin<sup>1</sup>, FAN Xiaoqiang<sup>2\*</sup>, ZHANG Pengfei<sup>1</sup>, YUAN Yongjie<sup>1</sup>, ZHU Minhao<sup>1,2</sup>

(1. Tribology Research Institute, School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China

2. Key Laboratory of Advanced Technologies of Materials (Ministry of Education), School of Materials Science and Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China)

**Abstract:** The strength of the grinding stone (GS) has a significant effect on the sustainable operational capacity and grinding efficiency of grinding car, thus probing the effect of grinding stone strength on grinding behavior and rail surface quality will be beneficial for the selection of grinding stone on the field. According to the compressive strength of the Vossloh GS used on the field, three GSs (GS-10, 68.9 MPa; GS-12.5, 95.2 MPa and GS-15, 122.7 MPa) were prepared to carry out grinding experiments, and the corresponding characterizations were applied to analyze the surface morphologies of GSs and ground rails. The results showed that the GS-15 had a decrease of 80% on grinding volume but an increase of 88% on grinding ratio comparing with the GS-10. The results indicated that the improvement of GS strength produced a promotion of wear resistance and a reduction of grinding ability. The surface morphologies of GSs and rail samples showed that the improvement of GS strength resulted in a worse self-sharpening which caused the main grinding mechanism changing from cutting to ploughing. The results of SEM, EDS and XPS of the ground rail surface

Received 5 November 2019, revised 6 December 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: fxq@home.swjtu.edu.cn, Tel: +86-13880489329.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51705435) and Key Project of Sichuan Department of Science and Technology (2018JZ0048).

国家自然科学基金项目(51705435)和四川省自然科学基金项目(2018JZ0048)资助.

indicated that the cutting process had influences the production of grinding heat most, and the increase compressive strength of GS caused an improvement of  $\text{Fe}^{2+}$ , a reduction of  $\text{Fe}^{3+}$ , and a lower burning degree. However, the metallographic results viewing from the cross sections of ground rails showed that the thickness of the white etching layer and plastic deformation layer grew with the increase of the GSs' compressive strength, causing a more severe pre-fatigue of rail. Therefore, the reasonable regulation of the strength of GS was of great significance to the improvement of grinding efficiency and rail surface quality.

**Key words:** rail grinding; grinding stone; compressive strength; grinding mechanism; surface quality

铁路是国民经济大动脉,是综合交通运输体系的骨干和主要运输方式之一<sup>[1]</sup>。钢轨作为铁路系统重要的承载部件,承受垂向、横向和纵向等复杂多变的载荷<sup>[2]</sup>,其表面和内部会产生波磨、裂纹、剥离、压溃和点蚀等诸多缺陷<sup>[3]</sup>。目前国内外主要采用打磨将以上病害去除。钢轨打磨技术主要有主动打磨、高速被动打磨、铣磨复合打磨和砂带打磨等,其中主动打磨具有技术成熟、去除量大和效率高等优点,被国内外广泛应用于轨道交通钢轨维护<sup>[4-5]</sup>。

主动打磨技术中,电机带动磨石(Grinding stone,以下简称GS)高速旋转,磨石的磨削作用将钢轨表面“病害”去除。因此,打磨工艺、磨石性能将会直接影响钢轨打磨行为、钢轨表面质量甚至打磨后钢轨的服役安全性。周坤等<sup>[6]</sup>研究了不同荷载对钢轨打磨材料去除行为及钢轨表面质量的影响。张沐玥等<sup>[7]</sup>通过DEFORM-3D有限元模拟仿真,预测了打磨磨石磨损量随打磨距离呈近似线性变化的趋势。Uhlmann等<sup>[8]</sup>研究了打磨电机功率与钢轨表面硬度及粗糙度关系。Kanematsu等<sup>[9]</sup>从磨削效率和表面质量等方面综合评价了自制磨石和现场磨石的性能差异。Wang等<sup>[10]</sup>报道了细粒度的磨料可以使打磨后钢轨具有更佳的表面质量。先前的研究主要集中在打磨参数、磨石磨损预测、磨石类型对打磨过程的影响,然而关于磨石强度对钢轨打磨行为的作用机制,却鲜有报道。并且磨石的强度直接关系到打磨列车的连续作业里程、打磨效率以及钢轨的表面质量,因此开展磨石强度对打磨行为的研究可为线路钢轨打磨作业过程中磨石的优选提供重要的理论指导。

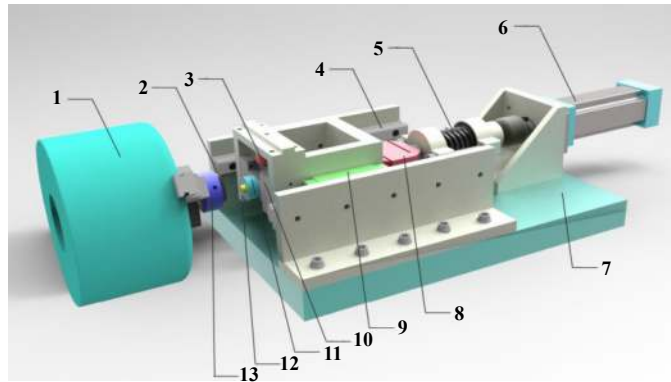
本文中制备了三种不同强度的磨石试样,并在自行设计的钢轨打磨试验机上开展了打磨试验。对磨石的磨削行为以及打磨后钢轨表面形貌、表面氧化行为和剖面晶体结构变化等进行了观察与综合分析,研究结果为钢轨打磨现场作业过程中磨石强度的合理选择提供了理论指导。

## 1 试验部分

使用雕刻机将线路上广泛使用的进口磨石(Vossloh)

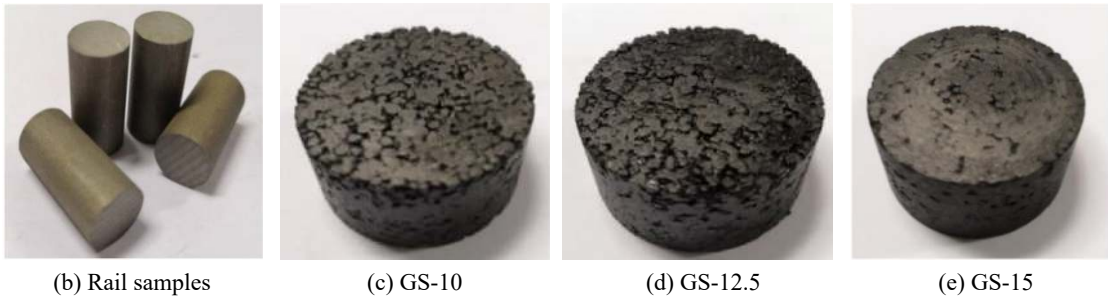
按比例缩小加工成 $\Phi 40 \text{ mm} \times 21 \text{ mm}$ 的小试样,并采用微控电子万能试验机(WDW-200)测试现场磨石试样(GS-F)的抗压强度(加载速率 $1 \text{ mm/min}$ ),测得现场磨石试样的抗压强度约为 $87.5 \text{ MPa}$ 。为了研究磨石强度对钢轨打磨行为的影响,通过调控磨石中树脂的含量,制得三种不同强度的磨石试样,如图1(c、d和e)所示。磨石试样中的磨料为线路上广泛使用的棕刚玉(F16)和锆刚玉(F16),粒度号F16的磨料其尺寸区间为 $1\ 400 \sim 1\ 100 \mu\text{m}$ <sup>[11]</sup>。其中,锆刚玉从圣戈班集团公司采购,棕刚玉从河南伊东风磨料公司采购,酚醛树脂和水溶性酚醛树脂液(湿润剂)由住友电木提供。磨石中的填料主要有冰晶石粉和黄铁矿粉等。经混料、热压和烧结等工序,制得尺寸为 $\Phi 40 \text{ mm} \times 21 \text{ mm}$ 的磨石试样。3组磨石配方以及对应的抗压强度列于表1中。由于线路钢轨打磨作业过程中,不需要对磨石进行修整和修锐,打磨过程中结合剂在打磨载荷作用下脱落使磨粒外露,因此为与现场打磨工况保持一致,试验前未对磨石试样进行修整。

打磨试验在自行设计的钢轨打磨试验机上进行,试验机结构示意图见图1(a)。该试验机的主体为CA6140车床,变频电机通过同步带与车床主轴相连,从而三爪卡盘能够为磨石提供稳定、连续可变的转速。圆柱状钢轨试样( $\Phi 10 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ )与磨石呈销-盘布置。棒状钢轨试样的轴心与磨石的轴心在同一水平面,且其轴心间距为 $15 \text{ mm}$ 。气缸(6)可以为打磨过程提供稳定的载荷。力传感器(3)和(8)可以分别测试打磨过程中的切向力、正压力。所用钢轨材料为目前中国高速铁路广泛应用的U71Mn(攀钢集团生产),棒状钢轨试样从钢轨轨头截取和加工。目前线路上主动打磨磨石的尺寸一般为 $\Phi 260 \text{ mm} \times 154 \text{ mm} \times 90 \text{ mm}$ (外径 $\times$ 内径 $\times$ 厚度)<sup>[12]</sup>;钢轨轨头打磨光带宽度在不同轨头曲率半径处有差异,大致变化区间为 $3 \sim 10 \text{ mm}$ ;磨石转速为 $3\ 600 \text{ r/min}$ ,打磨载荷为 $1\ 000 \sim 2\ 500 \text{ N}$ <sup>[6]</sup>。本试验中所选取的磨料粒度、磨料浓度与现场磨石接近,因而试验中直接通过“载荷/接触面积”计算磨石-钢轨接触应力。试验中选取的打磨载荷为 $500 \text{ N}$ ,磨石-钢轨接触应力为 $6.4 \text{ MPa}$ ,



1. Three-jaw chuck; 2. Grinding stone; 3. The tangential force sensor; 4. The horizontal lead rails; 5. Damping spring; 6. Air cylinder; 7. Supporting platform; 8. Grinding load sensor; 9. Sliding block; 10. Cross roller guide way; 11. The fixture of rail sample; 12. Rail sample; 13. The fixture of grinding stone

(a) Schematic diagram of grinding experimental equipment



(b) Rail samples

(c) GS-10

(d) GS-12.5

(e) GS-15

Fig. 1 The grinding device, rail samples and the self-prepared GSs

图 1 钢轨打磨试验装置及钢轨、磨石试样

表 1 磨石组分(其余为磨料)及抗压强度

Table 1 The composition(mass fraction)of grinding stone (the rest is abrasive) and the corresponding compressive strength

Samples	Resign	Filler	Compressive strength/MPa
GS-10	10%	5%	68.9
GS-12.5	12.5%	5%	95.2
GS-15	15%	5%	122.7

与线路上磨石钢轨的接触应力水平相当. 同时, 综合考虑打磨效果和试验机的现有试验能力, 经过多组预试验, 最终选定主轴转速600 r/min, 打磨时长30 s, 打磨载荷500 N. 同时, 打磨工况与现场钢轨打磨作业保持一致, 均为干磨削.

试验结束后, 采用电子天平(HZK-FA 210)分别称量钢轨、磨石打磨前后的质量; 采用体视显微镜(SM, OLYMPUS-DSX100, 日本)观察打磨前后磨石表面形貌及钢轨表面颜色; 采用白光干涉仪(3D-OM, Contour GT-K, BRUKER)、扫描电子显微镜(SEM, JSM-6610, JEOL)对钢轨试样表面形貌进行分析; 采用能谱仪(EDS, X-MAX50 INCA-250, OXFORD)、X射线光电子能谱(XPS, ESCALAB-250Xi, THERMO)观察打磨后

钢轨表面元素组成及化学状态; 采用光学显微镜(OM, OLYMPUS-BX60M, 日本)观察打磨后钢轨剖面金相. C1s的结合能取284.6 eV, 用于对其他元素结合能的标定<sup>[13]</sup>.

## 2 结果与讨论

### 2.1 磨石磨削性能分析

不同磨石打磨钢轨的打磨量、磨石-钢轨界面平均摩擦系数、磨削比如图2所示. 试验结果显示现场磨石(GS-F)的打磨量、界面摩擦系数和磨削比均较高, 分别为0.79 g、0.46和35.1. 自制磨石平均打磨量分别为GS-10, 1.0 g; GS-12.5, 0.7 g; GS-15, 0.2 g. 打磨量随着磨石强度的提高呈下降趋势, 特别是GS-15的打磨量较GS-12.5显著, 降幅约71.4%. 打磨量的下降表明磨石的磨削能力随着磨石强度的增强而减弱. 磨削比为钢轨的打磨量与磨石自身磨损量之比, 体现了磨石的磨削能力和耐磨性. 从图2中可以看出, GS-10、GS-12.5和GS-15的磨削比分别为12.8、16.0和24.1, 表明磨石强度的增强, 磨石的耐磨性也相应提高. 钢轨-磨石界面的摩擦系数为磨削过程中切向力与正压力的比值. 切向力由磨粒的磨削作用力、结合剂表面与钢轨



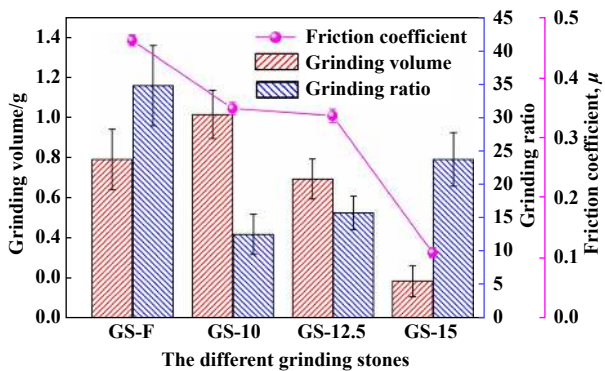


Fig. 2 The grinding volume, friction coefficient and grinding ratio of different grinding stones

图2 不同磨石打磨钢轨过程中的界面摩擦系数、打磨量和磨削比

的滑动摩擦力构成。图2显示GS-10、GS-12.5和GS-15与钢轨的界面平均摩擦系数分别为0.35、0.34和0.12，平均摩擦系数随着磨石强度的增强而下降，特别是GS-15相对于GS-12.5降幅64.7%。磨粒和结合剂在摩擦界面暴露的面积比决定了钢轨/磨石界面的摩擦系数。结果显示随着磨石强度的增强，摩擦系数呈下降趋势，表明磨粒和结合剂在摩擦界面暴露的面积比变小，磨石中参与磨削的磨料数量在下降。现场磨石与自制磨石相比，兼具优良的磨削效率、耐磨性，对自制磨石性能的提升具有重要参考价值。

### 2.2 磨石表面形貌分析

采用体视显微镜观察磨石试样打磨前后的表面

形貌。图3(a)为现场磨石打磨前后表面形貌，打磨前磨料被结合剂均匀包覆，打磨后结合剂脱落，磨料充分外露。由图3(b)可知，磨石GS-10试样，试验前表面磨粒形成三维空间骨架，磨粒表面被结合剂均匀包覆，磨粒之间通过结合剂粘连，磨粒出刃效果良好；在磨削载荷的作用下，磨石表面结合剂部分脱落，磨粒进一步外露形成具有切削能力的“切削刃”，同时部分外露的磨粒破碎后露出锋利的切削刃，使磨石磨削能力得到进一步提升。从图3(c)可以看出，GS-12.5磨石试样表面磨料形成的骨架被结合剂进一步填充，磨料出刃效果较差；打磨之后，磨石表面结合剂部分脱落，切削刃外露数减少。图3(d)显示：GS-15磨石试样磨石表面的磨料基本被结合剂覆盖，磨粒不能外露；打磨后磨石表面结合剂脱落较少，因而只有极少数微小的磨料刃尖外露起到切削作用；由于磨石与钢轨的反复滑动接触，在磨石表面形成了划痕。磨石表面形貌表明，当磨石的结合强度提高时，结合剂对磨料的把持力增强，打磨过程中结合剂不易脱落，导致磨料不能外露，进而使磨石的磨削能力下降。因而，在打磨过程参与磨削的切削刃数量也随着磨石强度的增强而减小，这也进一步解释了磨石-钢轨界面平均摩擦系数随着磨石强度的增强而下降的原因。

### 2.3 钢轨表面形貌及元素化学状态分析

钢轨试样打磨前后表面三维形貌和粗糙度，如图4所示。从图4(a)中可以看出，钢轨试样表面预先经过抛

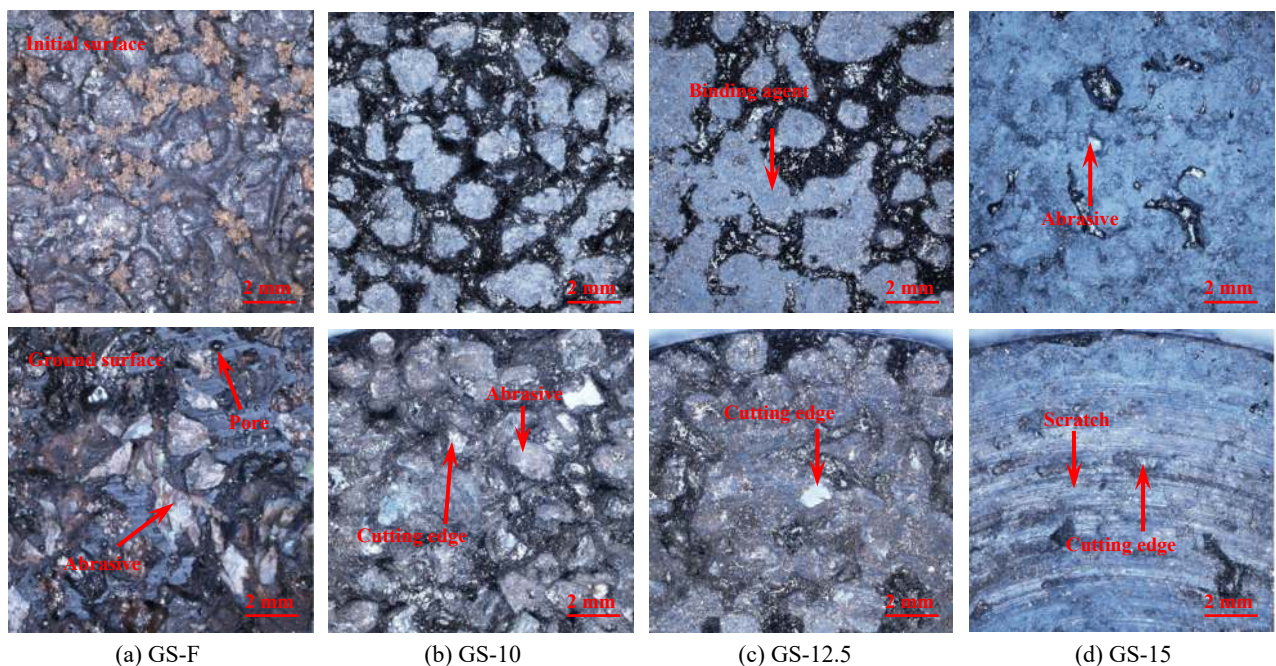


Fig. 3 The surface morphologies of the GSs before and after grinding

图3 不同强度磨石打磨前后表面形貌



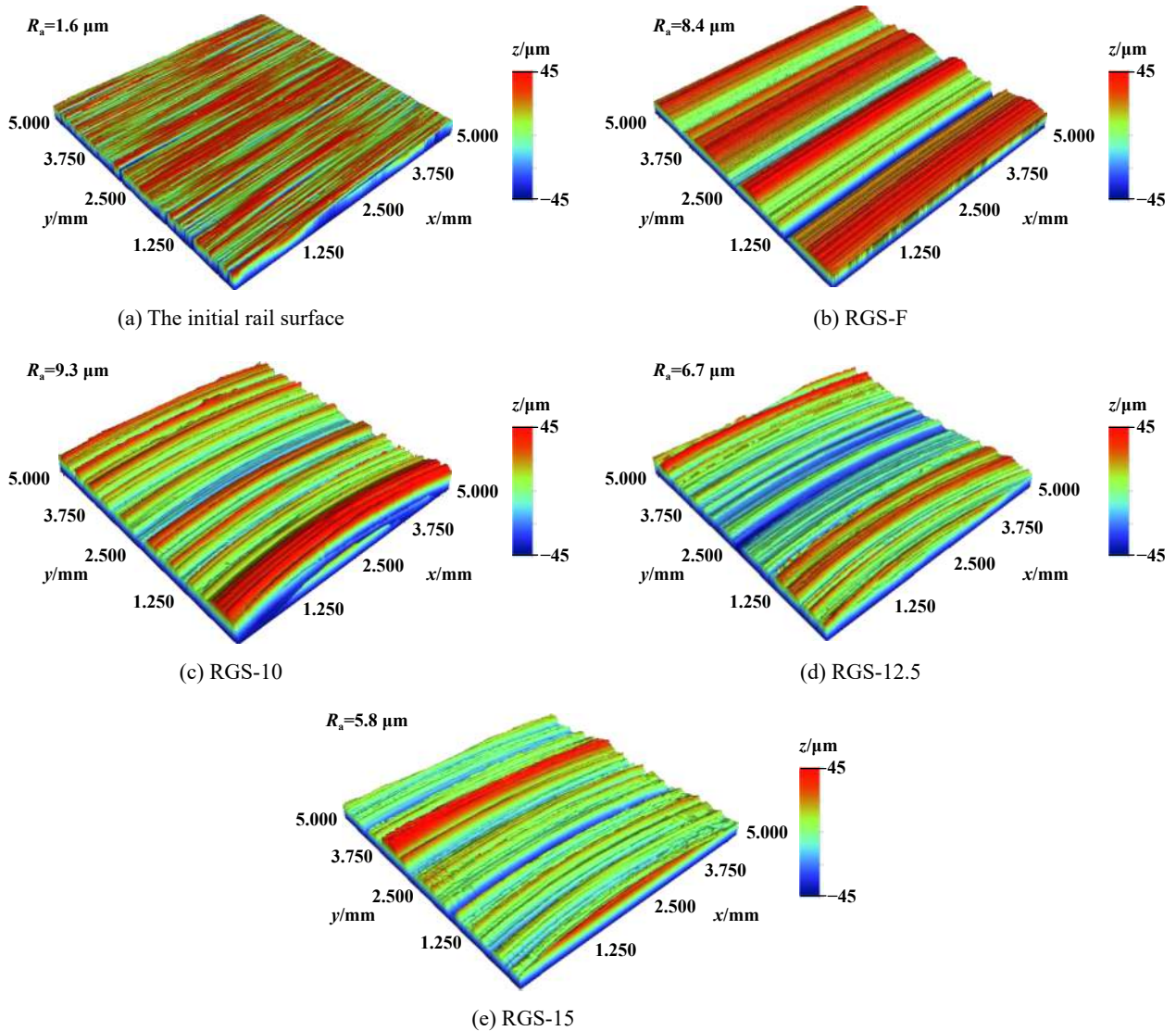


Fig. 4 The 3D profile and roughness of rail samples before and after grinding

图 4 钢轨试样打磨前后表面三维形貌和粗糙度

光之后表面平整,粗糙度较低( $R_a=1.6\ \mu\text{m}$ ).现场磨石GS-F打磨后钢轨表面形貌[见图4(b)]显示钢轨表面沟槽深度和宽度、表面粗糙度( $R_a=8.4\ \mu\text{m}$ )均较大,表明磨石GS-F中磨料出刃良好,切削能力较强.图4(c)、图4(d)和图4(e)展示了分别经GS-10、GS-12.5和GS-15磨石打磨后钢轨(以下依次简称为RGS-10、RGS-12.5、RGS-15)表面粗糙度依次为9.3、6.7和5.8  $\mu\text{m}$ ,打磨后钢轨表面粗糙度( $R_a$ )随着磨石强度的提高而降低.打磨后钢轨表面三维形貌表明,磨粒的磨削作用使钢轨试样表面形成了凹陷的沟槽以及隆起的脊线.研究表明,磨粒的耕犁、切削作用将导致沟槽的形成,同时材料受磨粒尖端挤压在沟槽两侧堆积形成隆起的脊线<sup>[14]</sup>.从图4中可以看出,从GS-10至GS-15,钢轨试样表面沟槽的宽度和数量大体上呈减小的趋势,这与图3中打磨后

磨石表面形貌的结果相吻合,表明磨石的切削能力在减弱.自制磨石与现场磨石相比,总体上磨料的切削深度相对较小,但钢轨表面粗糙度值均满足线路磨石供货条件Q/CR 1-2014所规定的10  $\mu\text{m}$ <sup>[12]</sup>.

为了进一步观察打磨后钢轨表面质量,分析磨石的磨削行为,采用体视显微镜(SM)、扫描电镜(SEM)对打磨后钢轨表面形貌以及磨屑形态进行观察分析.图5中钢轨表面形貌的SEM照片表明,打磨后钢轨表面的沟槽有两种特征:深度较大的沟槽(深沟槽)和光滑且较宽的沟槽(浅宽沟槽).深度较大沟槽是由锋利的磨粒刃尖切削作用导致的;钝化磨粒的耕犁作用使钢轨表面形成较宽、光滑且较浅的沟槽.从RGS-10至RGS-15,钢轨表面的深沟槽数量逐渐减少,而浅宽沟槽的数量逐渐增加,表明随着磨石强度的提高,主要

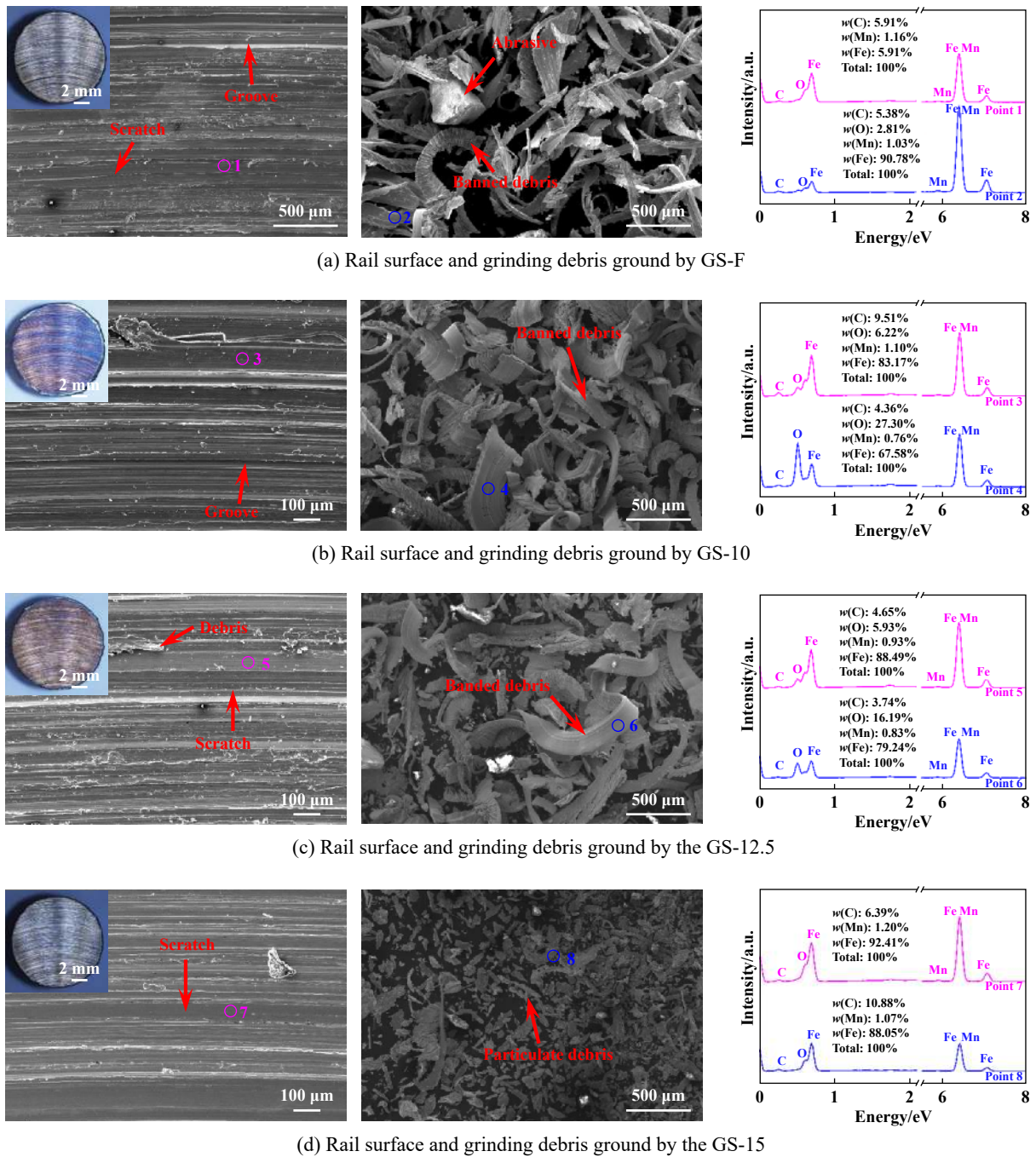


Fig. 5 Surface morphologies of ground rail surface and the grinding debris

图5 打磨后钢轨表面形貌及磨屑形态

磨削机制逐渐从切削转变为耕犁. 不同强度磨石打磨后产生的磨屑主要有卷曲的长条带状、块状以及颗粒状三种形态. 锋利的磨粒刃尖连续切削形成条状磨屑, 磨屑从刃尖的负前角流出而成卷曲状; 磨粒的不连续切削作用形成了块状、颗粒状的磨屑. 磨屑形态的结果进一步证明随着磨石强度的增大, 磨石中磨粒的切削作用在减弱. 现场磨石GS-F打磨后钢轨表面形貌以及磨屑形态与自制磨石(GS-10、GS-12.5)基本相近. 钢轨表面体视显微镜图显示, RGS-F、RGS-10、

RGS-12.5 RGS-15表面颜色依次为钢轨原色、蓝色、浅黄色和钢轨原色. Lin等的研究表明, 打磨温度低于471 °C时钢轨表面为正常色, 打磨温度为471~600 °C时钢轨表现为浅黄色烧伤, 而当打磨温度为600~735 °C时钢轨表面为蓝色烧伤<sup>[15]</sup>. 因此基于打磨后钢轨表面颜色变化可以推断, 随着磨石强度的降低, 磨削温度逐渐增大, 钢轨烧伤程度递增. 同时, EDS结果表明随着磨石强度的降低, 钢轨以及磨屑表面O元素含量逐渐增大, 表明磨削热作用下钢轨表面发生了氧化行为.

一般而言, 温度越高钢轨表面氧化程度越严重<sup>[15]</sup>. 因此, 结合前述磨石磨削机制随磨石强度增强逐渐从切削转变为耕犁的规律, 可以证明切削作用是钢轨打磨过程中产热的首要因素. Q/CR 1-2014中规定钢轨经磨石打磨后表面无“连续发蓝带”<sup>[12]</sup>, 因此打磨后钢轨 RGS-12.5(浅黄色)、GS-15(原色)满足验收要求, 而 RGS-10表面产生蓝色烧伤不满足验收要求. 虽然现场磨石(GS-F)磨削能力强, 磨削机制主要为切削作用, 但是钢轨表面并未发生“烧伤”[见图5(a)], 表明现场磨石对磨削热有优良的调控能力, 其主要原因可能为现场磨石具有一定的气孔率, 以及结合剂中添加了润滑减磨填料, 如石墨粉、二硫化钼和冰晶石等.

采用X射线光电子能谱(XPS)对打磨后钢轨近表面表层元素进行化学状态检测, 分析打磨后钢轨表面的氧化产物, 结果如图6所示. 不同强度磨石打磨后钢轨表面全谱分析结果[见图6(a)]表明, 打磨后钢轨表面存在C1s、O1s、Fe2p峰, 其中O原子百分比随着磨石强度的增大而下降, 这与钢轨表面EDS分析结果一致. 由于XPS检测的是材料近表层(约5 nm)元素状态, 因此XPS全谱检测到的元素种类与钢轨基材存在一定差

异<sup>[17]</sup>. C1s峰值(284.6 eV)主要用于标定其他元素的结合能. 钢轨表面氧化产物主要为Fe的氧化物, 所以着重分析Fe2p的窄谱. 图6(b)、图6(c)和图6(d)分别为钢轨RGS-10、RGS-12.5和RGS-15表面的Fe2p窄谱分析结果. 结果表明, 在710.1和712.4 eV处存在两个结合能峰值, 归结为Fe2p<sub>3/2</sub>; 在723.7和726.1 eV处存在Fe2p<sub>1/2</sub>的结合能峰值. Fe2p<sub>3/2</sub>的卫星峰在718.2 eV处. 710.1和723.7 eV处的两个峰值, 可能归结为Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>中Fe-O的结合能; 712.4和726.1 eV两处的峰值, 可能归结为FeO中Fe-O的结合能<sup>[16-17]</sup>. 结果表明打磨后钢轨表面在磨削热的作用下可能形成了Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>和Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub><sup>[18]</sup>. 同时, 在706.8 eV处并未检测到分析峰, 预示打磨后钢轨表面没有单质Fe的存在.

为了进一步分析不同强度磨石对打磨后钢轨表面氧化产物组分的影响规律, 对Fe2p窄谱中各峰面积百分数进行统计, 结果列于表2中. 数据显示, 依次从RGS-10、RGS-12.5至RGS-15, Fe<sup>2+</sup>2p<sub>3/2</sub>和Fe<sup>2+</sup>2p<sub>1/2</sub>峰面积百分数上升, 而Fe<sup>3+</sup>2p<sub>3/2</sub>和Fe<sup>3+</sup>2p<sub>1/2</sub>峰面积百分数下降, 表明随着磨石强度的增大, 打磨后钢轨表面氧化产物中Fe<sup>2+</sup>含量升高, 而Fe<sup>3+</sup>含量下降. 这是由于随

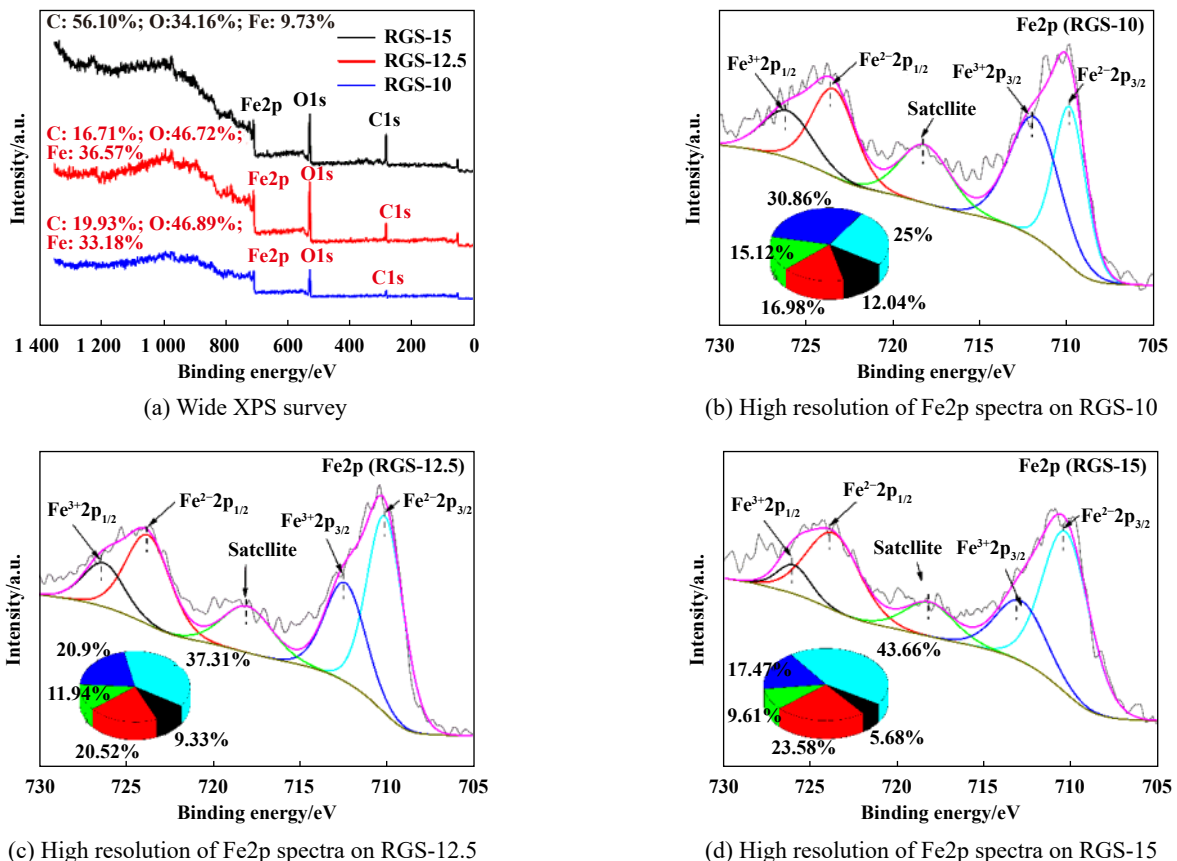


Fig. 6 The XPS analysis of rail surface ground by different GSs

图 6 不同磨石打磨后钢轨表面XPS全谱、窄谱分析



表2 不同强度磨石打磨后钢轨表面Fe 2P XPS谱图峰位及峰面积百分数

Table 2 The peak position of Fe2p XPS spectra and corresponding area ratio of ground rail surface by different GSs

Samples	Peak Position (P.P, $\pm 0.5$ eV) and area ratio (AR/%)									
	Fe <sup>2+</sup> 2p <sub>1/2</sub>		Fe <sup>2+</sup> 2p <sub>1/2</sub>		Satellite		Fe <sup>3+</sup> 2p <sub>3/2</sub>		Fe <sup>3+</sup> 2p <sub>3/2</sub>	
	P.P	A.R	B.E	A.R	B.E	A.R%	B.E	A.R	B.E	A.R
RGS-10	726.1	12.04	723.4	16.98	718.2	15.12	711.9	30.86	709.9	25.00
RGS-12.5	726.2	9.33	723.7	20.52	718.0	11.94	712.4	20.90	710.1	37.31
RGS-15	726.0	5.68	723.7	23.58	718.2	9.61	712.3	17.47	710.4	43.66

随着磨石强度的提高,磨石的磨削机制逐渐从切削转变为犁犁,磨削产热减少,磨削温度下降,在较低的磨削温度下钢轨表面材料氧化缓慢形成Fe<sup>2+</sup>;而在较大的磨削热导致的较高磨削温度作用下,钢轨材料氧化反应剧烈,形成的氧化产物中化学性质更稳定的Fe<sup>3+</sup>含量升高,钢轨表面出现蓝色烧伤。以上结果表明,在磨削热的作用下钢轨表面发生了氧化,氧化产物组分的不同使得打磨后钢轨呈现不同的颜色。对磨石强度的合理选择,可以有效避免对钢轨造成的蓝色烧伤,提高钢轨表面质量。

#### 2.4 钢轨剖面分析

钢轨打磨过程中,磨石与钢轨的相互作用会导致钢轨表面产生塑性变形和结构转变,从而直接影响打磨后钢轨的服役行为<sup>[19]</sup>。为了探索不同强度磨石对打磨后钢轨表面晶体结构的影响,沿着打磨方向利用线切割将钢轨试样剖开并制备金相样品,采用光学显微镜和扫描电子显微镜对剖面进行观察。图7表明,打磨后钢轨剖面由表及里依次分为3层:晶粒细化层、塑性

变形层和基体层。表面致密的晶粒细化层已经观察不到珠光体的片层结构,晶粒极度细化。RGS-10、RGS-12.5和RGS-15的该层厚度依次约为9、13和14  $\mu\text{m}$ 。相关研究表明,在打磨载荷、磨削热协同作用下,导致钢轨表层材料晶粒被拉长、破碎形成晶粒极度细化的纳米晶铁素体、纳米晶马氏体相以及极少数的颗粒渗碳体,并称之为白层(White etching layer, WEL)<sup>[9,15,20-21]</sup>。在塑性变形层中可以明显观察到珠光体片层组织沿打磨方向形成塑性流线,RGS-10、RGS-12.5和RGS-15中该层的厚度分别约为21、32和47  $\mu\text{m}$ 。塑性变形层以下为珠光体基体层。钢轨剖面结果表明,打磨后钢轨表面晶粒细化层、塑性变形层厚度均随着磨石强度的增大而增大。这是由于较低强度的磨石(如GS-10和GS-12.5)自锐性好,磨削能力强,主要磨削机制为切削,晶粒细化层和塑性变形层在形成的同时又被实时去除,因而厚度较小;然而,对于强度较大的磨石(如GS-15),主要磨削机制为犁犁,犁犁作用使钢轨表面产生严重的塑性变形,同时由于磨石的磨削能力较

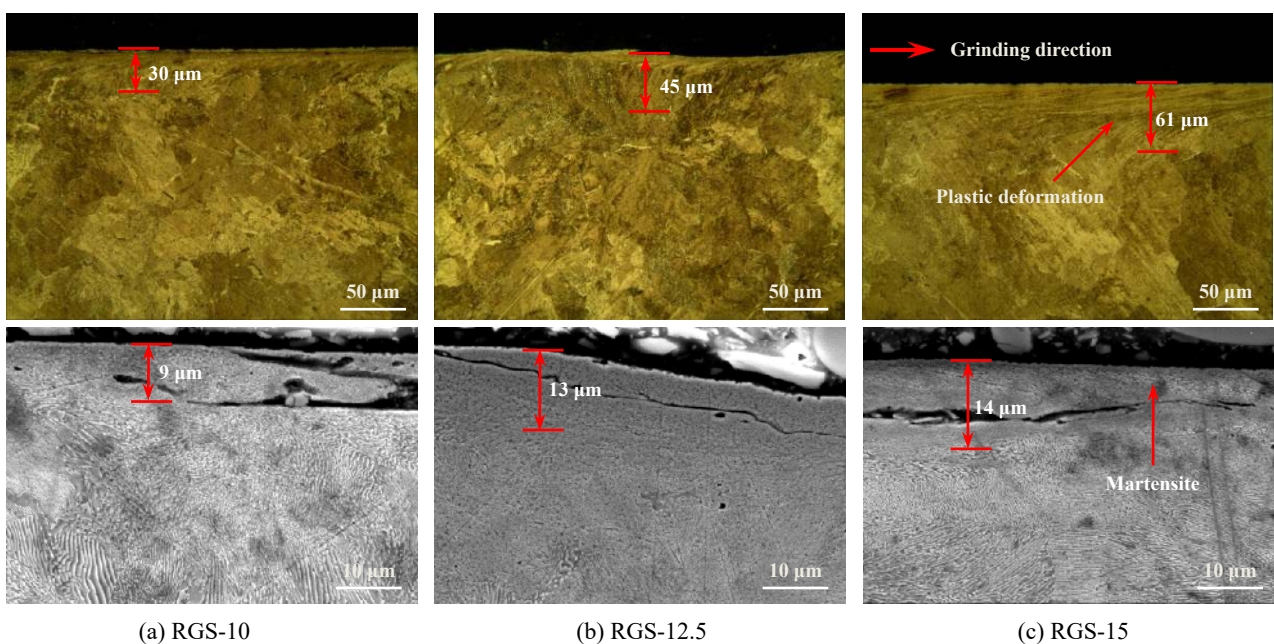


Fig. 7 The cross sectioned rail samples ground by different GSs

图7 不同磨石打磨后钢轨剖面



弱,塑性变形层在钢轨表面逐渐累积,使钢轨面晶粒细化层和塑性变形层进一步增大<sup>[21]</sup>。剖面形貌的SEM照片表明,在钢轨表面的晶粒细化层中存在裂纹和剥层现象。研究表明,打磨后钢轨表面的裂纹主要在白层和塑性变形层之间的界面萌生和扩展,使钢轨产生预疲劳,从而降低钢轨的使用寿命和服役安全性<sup>[20-21]</sup>。因此磨石强度的合理选择,可以有效减少钢轨表面白层和塑性变形层的厚度,提高钢轨服役安全性和可靠性。

### 3 结论

a. 通过调控磨石配方制备了三种不同强度的磨石。打磨试验结果表明,增大磨石强度,可以提高磨石的耐磨性,但磨石的自锐性变差,磨削能力下降。

b. 磨石强度降低,磨石的主要磨削机制逐渐从耕犁转变为切削,且磨粒切削作用是导致磨削热的首要因素,过大的磨削热将导致钢轨面材料严重氧化甚至出现“蓝色烧伤”。

c. 磨石强度增大,磨石中磨粒的耕犁作用加剧,钢轨表面白层和塑性变形层厚度增大,钢轨产生更严重的“预疲劳”,将导致打磨后钢轨服役安全性下降。

d. 对磨石强度的合理调控可以实现钢轨打磨效率和钢轨表面质量的高度协调,研究结果可为磨石性能的调控以及线路钢轨打磨磨石的选型提供重要理论参考。

### 参考文献

- [1] National Development and Reform Commission. The 13th five-year plan for railways[R]. Beijing: China Railways Corporation, 2017(in Chinese) [国家发展和改革委员会. 铁路“十三五”发展规划[R]. 北京: 中国铁路总公司, 2017].
- [2] Zhai Wanming, Zhao Chunfa. Frontiers and challenges of sciences and technologies in modern railway engineering[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2016, 51(2): 209–226 (in Chinese) [翟婉明, 赵春发. 现代轨道交通工程科技前沿与挑战[J]. 西南交通大学学报, 2016, 51(2): 209–226]. doi: 10.3969/j.issn.0258-2724.2016.02.001.
- [3] Zhong Wen. Experimental investigation of rail damnification mechanism[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011(in Chinese) [钟雯. 钢轨的损伤机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011. doi: 10.7666/d.y1957679].
- [4] Fan Wengang, Liu Yueming, Li Jianyong, et al. Development status and prospect of rail grinding technology for high speed railway[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(22): 184–193 (in Chinese) [樊文刚, 刘月明, 李建勇, 等. 高速铁路钢轨打磨技术的发展现状与展望[J]. 机械工程学报, 2018, 54(22): 184–193]. doi: 10.3901/JME.2018.22.184.
- [5] Jin Xuesong, Du Xing, Guo Jun, et al. State of arts of research on rail grinding[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2010, 45(1): 1–11 (in Chinese) [金学松, 杜星, 郭俊, 等. 钢轨打磨技术研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2010, 45(1): 1–11]. doi: 10.3969/j.issn.0258-2724.2010.01.001.
- [6] Zhou kun, Ding Haohao, et al. Influence of grinding pressure on removal behaviours of rail material[J]. Tribology International, 2019, 134: 417–426. doi: 10.1007/s00170-017-0498-4.
- [7] Zhang Shuyue, Zhou Kun, Wang Wenjian, et al. Effects of grinding parameters on the wear of grinding stone and rail material removal[J]. Tribology, 2018, 38(3): 327–333 (in Chinese) [张沐玥, 周坤, 王文健, 等. 打磨参数对钢轨打磨磨石磨损与材料去除影响研究[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(3): 327–333]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.03.010.
- [8] Uhlmann Eckart, Lypovka Pavlo, et al. Influence of rail grinding process parameters on rail surface roughness and surface layer hardness[J]. Wear, 2016, 366-367: 287–293. doi: 10.1016/j.wear.2016.03.023.
- [9] Kanematsu Yoshikazu, Satoh Yukio. Influence of type of grinding stone on rail grinding efficiency[J]. Quarterly Report of RTRI, 2011, 52(2): 97–102. doi: 10.2219/rtriqr.52.97.
- [10] Wang Wenjian, Gu Kaikai, et al. Influence of granularity of grinding stone on grinding force and material removal in the rail grinding process[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2018, 233(2): 355–365. doi: 10.1177/1350650118779495.
- [11] GB/T2481.1-1998. Bonded abrasives-Determination and designation of grain size distribution-Part 1: Macrogrits F4 to F220[S]. Beijing: State Administration for Market Regulation(in Chinese) [GB/T2481.1-1998. 固结磨具用磨料粒度组成的检测和标记第1部分: 粗磨粒 F4~F220[S]. 北京: 国家质量技术监督局, 1998].
- [12] China Railways Corporation. Q/CR 1-2014. China Railway Corporation Enterprise Standard: Technical specifications for the procurement of grinding wheel for the rail grinding train[S]. Beijing: China Railway Publishing House Co, LTD, 2014: 1-13(in Chinese) [中国铁路总公司. Q/CR 1-2014, 中国铁路总公司企业标准: 钢轨打磨车磨石订货技术条件[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2014: 1-13].
- [13] Zhou Yan, Cai Zhenbing, et al. Tribo-chemical behavior of eutectoid steel during rolling contact friction[J]. Applied Surface Science, 2016, 388: 40–48. doi: 10.1016/j.apsusc.2016.04.174.
- [14] Öpöz Tahsin Tecelli, Chen Xun. Experimental investigation of material removal mechanism in single grit grinding[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 63: 32–40. doi: 10.1016/j.ijmactools.2012.07.010.
- [15] Lin Bin, Zhou Kun, et al. Influence of grinding parameters on surface temperature and burn behaviors of grinding rail[J]. Tribology International, 2018, 122: 151–162. doi: 10.1016/j.triboint.2018.02.017.

- [16] Descostes M, Mercier F, Thomat N, et al. Use of XPS in the determination of chemical environment and oxidation state of iron and sulfur samples: constitution of a data basis in binding energies for Fe and S reference compounds and applications to the evidence of surface species of an oxidized pyrite in a carbonate medium[J]. *Applied Surface Science*, 2000, 165: 288–302. doi: [10.1016/S0169-4332\(00\)00443-8](https://doi.org/10.1016/S0169-4332(00)00443-8).
- [17] Yamashita Toru, Hayes Peter. Analysis of XPS spectra of Fe<sup>2+</sup> and Fe<sup>3+</sup> ions in oxide materials[J]. *Applied Surface Science*, 2008, 254(8): 2441–2449. doi: [10.1016/j.apsusc.2007.09.063](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2007.09.063).
- [18] Guan Hongbo, Chen Lei, Zhang xiuming, et al. Surface micro-structure damage of 40Cr samples in pre-stressed dry grinding process[J]. *China Surface Engineer*, 2016, 29(2): 117–122 (in Chinese) [关宏博, 陈磊, 张修铭, 等. 预应力干磨削加工40Cr工件表面微结构损伤[J]. *中国表面工程*, 2016, 29(2): 117–122]. doi: [10.11933/j.issn.1007-9289.2016.02.017](https://doi.org/10.11933/j.issn.1007-9289.2016.02.017).
- [19] Rasmussen Carsten Jørn, Fæster Søren, Dhar Somrita., et al Surface crack formation on rails at grinding induced martensite white etching layers[J]. *Wear*, 2017, 384-385: 8–14. doi: [10.1016/j.wear.2017.04.014](https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.04.014).
- [20] Steenbergen Michaël. Rolling contact fatigue in relation to rail grinding[J]. *Wear*, 2016, 356-357: 110–121. doi: [10.1016/j.wear.2016.03.015](https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.03.015).
- [21] Zhou Yan. Research on rolling contact friction damage and the formation mechanism of white etching layer of high speed rail-wheel material[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2017(in Chinese) [周琰. 高速轮轨材料滚动摩擦损伤及白层形成机理研究[D].成都: 西南交通大学, 2017].

DOI: 10.16078/j.tribology.2019191

## 粗糙表面统计接触模型的提出与发展

刘勇<sup>1\*</sup>, 夏天<sup>2</sup>, 陈志英<sup>3</sup>, 闫国华<sup>1,4</sup>

(1. 中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300;

2. 天津电子信息职业技术学院, 天津 300350;

3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

4. 中国民航大学 基础实验中心, 天津 300300)

**摘要:** 工程表面在微观尺度上是粗糙的, 粗糙表面之间的接触状态对于多种物理现象都有重要影响, 因此, 粗糙表面间的接触建模方法一直是摩擦学领域研究的热点. 由Greenwood和Williamson提出的GW统计接触模型是最受认可的粗糙面接触模型, 回顾了基于统计分析的粗糙面接触模型的发展, 根据对GW模型主要缺点的改进, 介绍了统计接触模型的研究现状, 总结了统计接触模型未来可能的研究热点.

**关键词:** 粗糙表面; 统计分析; 接触建模; 微凸体; 弹塑性变形

中图分类号: O313.5, TH131

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0395-12

## The Development of Statistical Contact Model for Rough Surface

LIU Yong<sup>1\*</sup>, XIA Tian<sup>2</sup>, CHEN Zhiying<sup>3</sup>, YAN Guohua<sup>1,4</sup>

(1. College of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China

2. Tianjin Electronic Information College, Tianjin 300350, China

3. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

4. Basic Experiment Center, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

**Abstract:** The engineering surface is rough on microscopic scale. The contact behaviour between rough surfaces has a significant influence on various physical phenomena. Therefore, the method of contact modeling between rough surfaces has been a hot topic in the field of tribology for a long time. The GW statistical contact model proposed by Greenwood and Williamson is the most recognized rough surface contact model. The developments of rough surface contact model based on statistical analysis were reviewed in the present work. According to the improvements of the main defects of GW model, the research status of the statistical contact model was introduced. Some possible research hotspots of the statistical contact model in the future were summarized.

**Key words:** rough surface; statistical analysis; contact modeling; asperity; elastoplastic deformation

物体表面很少是完全平坦的<sup>[1]</sup>, 即使是经过仔细加工的工程表面, 当对其进行放大时会发现表面是由许多大小不一的粗糙峰(微凸体)构成的<sup>[2]</sup>. 物体表面的曲率或者粗糙度通常会使得两个粗糙表面在接触过程中产生接触的区域只发生在这些微凸体上, 导致实际的接触面积要远小于名义接触面积<sup>[3-4]</sup>, 而且接触面不

连续, 因此产生的接触压力和应力通常相对较高. 在许多情况下这将导致接触区域的变形超出材料弹性变形的范围而发生失效或者屈服. 尤其是在金属表面的接触中, 除了发生弹性变形外, 大多数情况下还伴随有塑性变形的发生. 物体之间的真实接触状况对于研究和分析诸如摩擦、润滑、磨损、黏附、断裂、导热和

Received 21 October 2019, revised 6 January 2020, accepted 14 January 2020, available online 28 May 2020.

\*Corresponding author. E-mail: liuyongyb@126.com, Tel: +86-13502038386.

The project is supported by the Fundamental Research Funds for the Central Universities (3122019093).

中央高校基本科研业务费项目(3122019093)资助.

导电等物理现象都具有重要意义<sup>[5-6]</sup>,这其中涉及的工程应用包括轴承、机械接口、机械密封、凸轮、齿轮和接头结构等<sup>[7]</sup>.研究粗糙表面微凸体的接触变形规律以及接触力学性能,建立可用于工程实际的粗糙表面接触模型,不仅有助于提高接触体表面的承载能力,延长接触体的使用寿命,提高接触零部件的接触可靠性,而且对于摩擦学基础研究也具有积极的促进作用<sup>[8]</sup>.

截止到目前为止,有关粗糙表面接触建模的综述性文章已有若干篇发表<sup>[4, 7, 9-18]</sup>,1996年Bhushan<sup>[9]</sup>将单个微凸体的接触问题分为弹性固体的解析模型和层状固体弹塑性问题的有限元模型来进行综述.1998年Bhushan<sup>[10]</sup>按照粗糙表面微凸体的分布高度和几何形状是否有明确定义将接触模型分为两类进行了讨论,在此基础上,Bhushan根据接触面间是否存在液膜、接触面是否为同性材料、是否考虑切向载荷等,对接触模型做了详细评述.1999年Liu和Wang等<sup>[11]</sup>从粗糙面轮廓的描述方法、接触压力与表面位移关系的表示方法以及接触压力和表面位移方程的求解技术三方面对接触模型进行分类和回顾,并且对当时接触建模研究的最新进展进行了简要介绍.2000年Adams和Nosonovsky<sup>[12]</sup>对单个微凸体的接触力学模型和多微凸体的接触模型进行了介绍,重点介绍了接触面之间产生的作用力,并且介绍了弹性接触中的黏附力.Barber和Ciavarella<sup>[13]</sup>集中讨论了弹性接触问题,包括热弹性问题和各项异性材料的弹性接触问题,并且针对摩擦、磨损和粗糙度对接触的影响进行了评述.魏龙和顾伯勤等<sup>[14]</sup>于2009年将粗糙表面的接触模型分为Hertz接触模型、统计学接触模型和分形接触模型三类,对三类模型各自的优缺点进行了简要评述.胡兆稳和刘焜等<sup>[15]</sup>根据建模过程中是否对粗糙表面微凸体的形状和高度进行假设将接触模型分为两类:统计接触模型和数值接触模型,并且对多尺度的接触模型也进行了介绍.比较新的以接触问题和接触建模为主题的综述性论文分别由Ghaednia和Wang等<sup>[7]</sup>以及Müser等<sup>[16]</sup>发表于2017年,Ghaednia和Wang等<sup>[7]</sup>重点介绍了单个微凸体的接触模型,并且按照微凸体的几何形状以及加载方式对模型进行了分别评述;Müser等<sup>[16]</sup>根据接触模型求解策略的不同对模型进行分类介绍,并且通过计算机模拟生成了1个粗糙表面,在世界范围内邀请各个研究机构利用各自的接触理论和模型基于该粗糙表面进行接触建模,重点对比了不同接触模型的计算效果.另外,文献[4, 17-18]主要针对基于分形理论的粗糙表面接触模型进行了介绍.

统计接触模型是认可度最高的粗糙表面接触模型,但是,目前尚无针对统计接触模型的专门综述性文章,大部分与本文主题相关或相近的综述性文章的发表时间已经较为久远,虽然文献[7]和文献[16]于最近两年才发表,但是在文献[7]中,作者关注的重点是单个微凸体的接触模型,对粗糙表面的接触模型的介绍进行了简化,而文献[16]中作者重点对几种不同接触模型的代表模型的计算效果进行对比分析和评价.有鉴于此,本文作者将针对粗糙表面统计接触模型的发展历史和研究现状进行总结,介绍国内外在粗糙表面统计接触建模方面取得的最新进展,探索统计接触模型今后可能的研究趋势,为未来的研究提供参考和建议.

## 1 粗糙表面接触建模概述

### 1.1 单个微凸体的变形

在建立粗糙表面接触模型之前,首先要明确粗糙表面上微凸体的变形规律,该问题也被称为点接触或赫兹接触(Hertz contact)<sup>[7]</sup>,是接触力学中最重要的问题,已经引起学者们1个多世纪的关注<sup>[9, 19-21]</sup>.人们的普遍共识是微凸体的变形分为弹性变形、弹塑性变形和塑性变形3个阶段<sup>[22-26]</sup>.

对两个弹性体接触处应力状态的令人满意的分析是由Hertz首先提出的,Hertz接触理论也是经典接触模型的基础<sup>[14]</sup>,至今仍然是研究弹性接触问题的重要基础理论之一<sup>[27-31]</sup>.根据Hertz理论,半径分别为 $R_1$ 和 $R_2$ 的两个球体进行弹性接触时,接触面积 $a_c$ 、接触载荷 $f_c$ 、最大接触压力 $p_{em}$ 、平均接触压力 $p_{ea}$ 可以表示为变形量 $\omega$ 的函数:

$$a_c = \pi R \omega \quad (1)$$

$$f_c = \frac{4}{3} E R^{\frac{1}{2}} \omega^{\frac{3}{2}} \quad (2)$$

$$p_{em} = \left( \frac{2E}{\pi} \right) \left( \frac{\omega}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$p_{ea} = \frac{2}{3} p_{em} = \left( \frac{4E}{3\pi} \right) \left( \frac{\omega}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

式(1~4)中, $R$ 满足关系式 $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ ,为相对曲率; $E$ 满足关系式 $\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ ( $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\nu_1$ 和 $\nu_2$ 分别为两接触体的弹性模量和泊松比),为等效弹性模量.Hertz接触理论只适用于无塑性变形的弹性接触,对于金属表面的接触,当接触应力超过材料的屈服强度之后,会在接触微凸体的内部发生初始屈服.



从微凸体内部发生初始屈服到整个微凸体发生塑性变形过程中,微凸体处于弹性变形和塑性变形共存的状态,即弹塑性变形状态.到目前为止,还没有从基本原理推导出来的弹塑性接触的闭合解.大多数已发表的模型通过研究球体和平板之间的接触来简化分析,并应用有限元法<sup>[32-46]</sup>或者弹性理论和近似解的组合来模拟这种接触,该研究思路首先由Sinclair和Follansbee提出<sup>[7]</sup>.这类弹塑性模型可以分为三大类:即压平模型、压入模型和综合模型<sup>[7,20]</sup>.在压平模型中,平面被认为是光滑的刚性平面,整个变形发生在微凸体中.在压入模型中,认为微凸体是刚性的,平面是可变形的.而综合模型中认为接触的两个物体都是可变形的.尽管Jackson和Kogut<sup>[47]</sup>明确指出了压平模型和压入模型之间的区别,但是大多数学者在进行接触建模时并没有考虑二者的区别.

在高载荷下,当塑性变形扩展至整个微凸体时,认为此时微凸体达到完全塑性变形状态,和弹性变形一样,塑性变形也是弹塑性问题的1个极限状态<sup>[7]</sup>.关于塑性变形的解析分析,目前常用的思路是忽略微凸体的下沉和堆积,采用Tabor的<sup>[48]</sup>布氏压入试验结果来表示微凸体发生完全塑性变形时的平均接触压力 $p_{pa}$ 、接触面积 $a_p$ 和接触载荷 $f_p$ <sup>[49]</sup>:

$$p_{pa} = H \quad (5)$$

$$a_p = 2\pi R\omega \quad (6)$$

$$f_p = 2\pi R\omega H \quad (7)$$

式(5)和式(7)中, $H$ 为材料硬度,认为材料硬度 $H$ 与材料屈服强度 $\sigma_y$ 满足关系式 $H = 2.84\sigma_y$ (有时系数也取为3).

## 1.2 粗糙表面的描述和表征

在对粗糙表面进行接触建模来分析其接触行为和接触特性之前,需要对表面的拓扑形貌进行准确合理地刻画,具体来讲通过明确粗糙表面微凸体的数量、大小(高度、曲率半径)、形状和位置等参数来描述和表征1个粗糙表面<sup>[50]</sup>.目前,大致可以将对粗糙表面的描述归纳为以下三类:确定性描述、统计描述和分形描述.

### (1) 确定性描述

对粗糙表面的确定性描述方法很少对表面的几何形貌进行假设,即不需要对微凸体的形状和高度分布等参数进行假设,而是利用表面形貌参数的数字化技术手段来获取表面形貌的具体参数<sup>[51]</sup>,常用的表面形貌测量设备有针触式表面轮廓仪、扫描电子显微镜(SEM)、原子力显微镜(AFM)、扫描隧道显微镜

(STM)等.虽然由于仪器分辨率的原因,不同仪器测量同一表面得到的表面形貌会略有差别,但是通过测量得到的粗糙表面上每一点的高度坐标是1个客观存在的确定值,所得表面是1个已经明确界定了的特定表面(a well-defined surface).对粗糙表面的确定性描述是建立确定性接触模型、进行表面接触数值模拟的基础.值得注意的是,随着计算机技术的发展,针对大规模数据的高效计算已经得以实现,这促使以粗糙表面确定性模型为基础的表面接触的数值模拟受到越来越多的学者的重视,并且已经成为摩擦学领域的1个重要的发展方向.

### (2) 统计描述

对粗糙表面的统计描述为反映其随机特性提供了方法<sup>[11]</sup>,可分为随机过程描述和微凸体高度分布描述.随机过程描述是将粗糙表面相对于其平均平面的偏离看作是1个随机过程,即假设表面上各点的高度坐标的取值为随机过程,并可通过一定的分布函数和自相关函数加以描述,由此确定粗糙表面的几何形貌.微凸体高度分布描述假设微凸体的高度和曲率满足某种统计规律,通过给定统计分布函数来确定.由此可见,微凸体高度分布描述是对随机过程描述的简化,它将1个包含多尺度信息的粗糙表面简化为单一尺度的表面.在用统计方法描述粗糙表面时,为了利用已有的接触力学理论进行接触分析,通常还需要确定微凸体顶端的形状以及表面上微凸体的数量.对粗糙表面的统计描述的最大优点在于,其表达方式简单明了,这极大简化了粗糙表面间接触方程的推导,有利于进行粗糙表面间的快速接触分析.

### (3) 分形描述

随着研究的深入,有学者发现粗糙表面的形成实际上是1个非平稳的随机过程<sup>[52]</sup>,微凸体的高度分布与采样长度相关.将粗糙表面进行放大后,更多更小的细节会显现出来,即粗糙表面具有分形特性,因此可采用分形参数(分形维数 $D$ 和特征长度尺度系数 $G$ )来描述粗糙表面的几何形貌,这样一来便能包含粗糙表面的多尺度信息.值得注意的是,对粗糙表面的随机过程描述实际上也包含了多尺度信息,统计学参数和分形参数之间应该存在某种联系,而这种联系目前还没有得到充分的研究和揭示.对粗糙表面的分形描述是建立分形接触模型的基础,在利用表面粗糙度测量仪器提取表面形貌数据的基础上,基于分形理论计算表面的分形参数,由此确定其形貌特征,生成粗糙表面,之后进行接触建模工作.

### 1.3 主要度量指标

#### (1) 接触载荷与接触面积的关系

如前所述,两个粗糙表面在接触过程中,彼此之间并不能完美地贴合,真实接触仅出现在粗糙表面的较高微凸体上,从而导致真实接触面积远小于名义接触面积,而且接触面不连续,如图1所示<sup>[16]</sup>.由于粗糙表面间的真实接触面积与摩擦、磨损、断裂、导热和导电等诸多物理现象有着密切联系,因此如何准确获得接触载荷和真实接触面积之间的映射规律,一直是粗糙表面接触建模工作的重点,接触载荷和真实接触面积之间映射规律的准确性也就成为衡量接触模型好坏的重要指标之一.

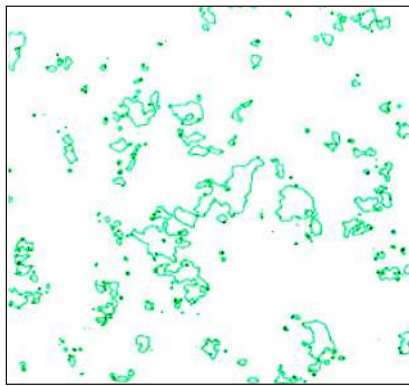


Fig. 1 Real contact area measured by experiment  
图1 实验测定的真实接触面积

#### (2) 接触载荷与平均表面分离距离的关系

两个粗糙表面在接触时,随着接触载荷的增加,平均表面之间的分离距离会逐渐减小,减小的程度直接影响着表面上微凸体的变形量的大小、变形方式以及接触面积的大小,所以平均表面分离距离随接触载荷的变化规律也常常被用来评价接触模型的优劣.

### 1.4 存在的问题和挑战

对于粗糙表面的接触建模存在的问题和挑战主

要有以下2个方面:

(1) 如何合理地选择接触模型.由于缺乏严格的实验验证和完整的解析解,使得学者们在从事结合面刚度建模、泄漏率预测、导电率的计算等需要用到接触模型的理论研究工作时,很难选择合适的接触模型.而对于实验学界来说,这也使得他们很难对不同学者的结果和解释进行判断.

(2) 如何将粗糙表面的随机性和多尺度特性包含在接触模型中.由于粗糙度的随机性和多尺度特征的复杂性,很难将其包含在模型中.尽管如此,许多学者尝试过解决这个问题,然而,如前所述,由于实际接触面积难以精确测量,仍然很难通过实验的手段来对其解决效果进行评价.

## 2 GW统计接触模型

1966年,由Greenwood和Williamson<sup>[53]</sup>提出的GW接触模型是统计接触分析的典型代表,为粗糙表面间的接触理论奠定了具有里程碑意义的基础,至今这一模型仍被研究者接受和使用<sup>[51,54]</sup>.

GW模型中,将两个粗糙表面的接触等效为1个光滑的刚性平面和1个粗糙表面的接触,并且假设各个微凸体的曲率半径都为 $R$ ,如图2所示.图2中, $z$ 为微凸体高度, $d$ 为微凸体的平均高度与刚性平面间的分离距离(微凸体变形量为 $\omega = z - d$ ), $h$ 为粗糙表面平均高度与刚性平面之间的距离, $y_s$ 为微凸体平均高度与粗糙表面平均高度的距离.

假设 $\phi(z)dz$ 为微凸体的高度分布函数,并且服从高斯分布.由此根据Hertz接触理论可知,微凸体的总数量 $N$ 为

$$N = \eta A_n \quad (8)$$

上式中: $\eta$ 为微凸体的面密度函数; $A_n$ 为名义接触面积.当单个微凸体的变形量 $\omega > 0$ ,即 $z > d$ 时,微凸体将发

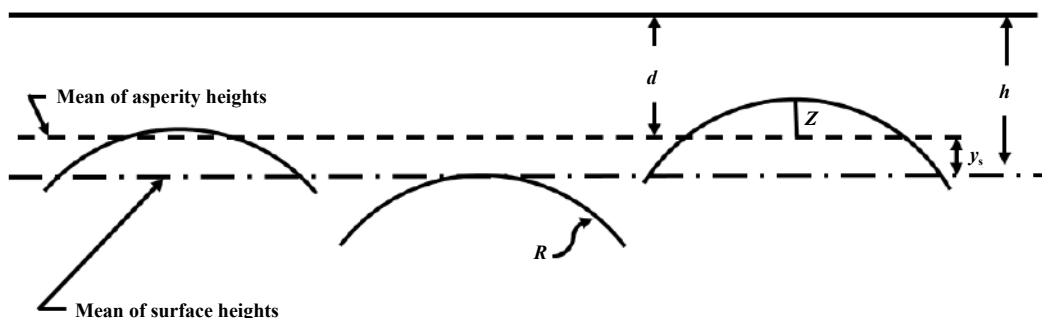


Fig. 2 Contact of rough surfaces  
图2 粗糙表面间的接触

生接触, 发生接触的微凸体数量  $n$  为

$$n = N \int_d^\infty \phi(z) dz \quad (9)$$

根据式(1~2), 总的接触面积  $A$  以及总的接触载荷  $F$  分别为

$$A = \pi NR \int_d^\infty (z-d) \phi(z) dz \quad (10)$$

$$F = \frac{4}{3} NER^{\frac{1}{2}} \int_d^\infty (z-d)^{\frac{3}{2}} \phi(z) dz \quad (11)$$

GW模型的提出为粗糙表面间的接触问题提供了新的建模思路, 此后半个多世纪以来, 不断有学者对GW模型进行修正和改进. 尽管GW模型是最被人们熟知和使用的接触模型<sup>[7]</sup>, 但是GW模型仍然因为存在以下4方面的问题而被许多学者批评:

(1) GW模型中假设所有微凸体的曲率半径  $R$  都相等. 该假设不论是对于自然表面还是工程表面都是不太可能出现的.

(2) GW模型中没有考虑微凸体的非弹性变形状态.

(3) GW模型中忽略了微凸体之间的相互作用.

(4) GW模型没有考虑粗糙表面的多尺度特性.

### 2.1 变曲率半径的统计接触模型

针对GW模型的第一点不足, Whitehouse和Archard<sup>[55]</sup>基于各向同性、高斯分布和自相关函数为指数函数形式3个基本假设, 研究了微凸体高度与曲率半径的相关性及其联合分布概率密度, 并且在GW模型的基础上建立了WA模型. Onions和Archard<sup>[56]</sup>利用文献<sup>[55]</sup>中提出的微凸体高度和曲率半径的联合概率密度函数, 建立了粗糙表面间的接触模型(OA模型), 对随机表面的接触问题进行研究. Greenwood<sup>[57]</sup>提出了粗糙表面接触的简化椭圆模型, 该模型中微凸体曲率半径不再为固定值, 微凸体高度  $\xi_0$  与曲率半径  $g_0$  的联合概率密度函数为

$$\phi_0(\xi_0, g_0) = \frac{9}{2\sqrt{2\pi}} \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha-1}} g_0^3 \operatorname{erfc} \left[ \sqrt{\frac{\alpha-1}{2(2\alpha-3)}} \left( 3g_0 - \frac{\xi_0 \sqrt{\alpha}}{\alpha-1} \right) \right] \exp \left( -\frac{\alpha \xi_0^2}{2(\alpha-1)} + \frac{3}{2} g_0^2 \right) \quad (12)$$

上式中:  $\alpha$  为Nayak's指数. 由此确定的粗糙表面微凸体发生弹性变形时的真实接触面和接触载荷为

$$A = \pi \iint \phi_0(\xi_0, g_0) \frac{z-d}{k_g} d\xi_0 dg_0 \quad (13)$$

$$F = \frac{4}{3} E \iint \phi_0(\xi_0, g_0) \frac{(z-d)^{\frac{3}{2}}}{k_g^{\frac{1}{2}}} d\xi_0 dg_0 \quad (14)$$

式(13~14)中:  $k_g = g_0 / \sqrt{m_4}$  ( $m_4$  可通过表面轮廓的均方根曲率  $\sigma_k$  求出:  $\sigma_k = \sqrt{m_4}$ ). 2009年, Carbone<sup>[58]</sup>基于GW模型提出了改进模型(SCGW), SCGW模型相对于原始GW模型的主要修正为允许GW模型中微凸体顶端的曲率半径取决于表面微凸体的最大高度. 2019年, Tomota和Kondoh等<sup>[30]</sup>利用Johnson分布代替高斯分布来表示粗糙表面微凸体的高度和曲率, 转换后微凸体的高度  $\xi$  和曲率半径  $g$  的表达式分别为

$$\xi = \begin{cases} \zeta + \lambda \sinh\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right) & \text{(JSU)} \\ \zeta + \frac{\lambda \exp\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right)}{1 + \exp\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right)} & \text{(JSB)} \end{cases} \quad (15)$$

$$g = \frac{\Delta \xi}{\Delta z} R \quad (16)$$

$$\frac{\Delta \xi}{\Delta \xi_0} \rightarrow \frac{d\xi}{d\xi_0} = \begin{cases} \frac{\lambda \cosh\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right)}{\delta'} & \text{(JSU)} \\ \frac{\lambda \exp\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right)}{\delta' \left[ 1 + \exp\left(\frac{\xi_0 - \gamma}{\delta'}\right) \right]^2} & \text{(JSB)} \end{cases} \quad (17)$$

式(15~17)中:  $h = \frac{d}{\sigma}$ , 为膜厚比( $\sigma$  为均方根粗糙度);  $\gamma$ 、 $\delta'$ 、 $\lambda$  和  $\zeta$  为Johnson分布的分布参数, 由Johnson分布的偏度和峰度的组合决定. 在此基础上, 根据GW模型中计算弹性真实接触面和接触载荷的思路, 得到的真实接触面积  $A$  以及总的接触载荷  $F$  分别为

$$A = \frac{\sqrt{\alpha}}{6\sqrt{3}} A_n \iint \frac{\langle \xi - h \rangle}{g} \phi_0(\xi_0, g_0) d\xi_0 dg_0 \quad (18)$$

$$F = \frac{2\alpha^{\frac{3}{4}}}{9\sqrt{3\pi}} \Omega A_n \iint \frac{\langle \xi - h \rangle^{\frac{3}{2}}}{g^{\frac{1}{2}}} \phi_0(\xi_0, g_0) d\xi_0 dg_0 \quad (19)$$

式(18~19)中,  $\Omega$  为BGT参数.

### 2.2 考虑微凸体弹塑性变形的统计接触模型

GW模型中主要讨论了粗糙表面在接触过程中, 微凸体发生弹性变形的情况. 事实上, 除了弹性变形, 微凸体还会发生弹塑性变形以及完全塑性变形<sup>[20]</sup>. 针对GW模型的第二点不足, Chang和Etsion<sup>[59]</sup>等(CEB模型)将微凸体的变形阶段分为弹性变形和塑性变形, 并根据压缩前后微凸体体积守恒原则, 给出了单个微凸体发生塑性变形时的接触面积  $a_p$  和接触载荷  $f_p$ :

$$a_p = \pi R \omega \left( 2 - \frac{\omega_c}{\omega} \right) \quad (20)$$

$$f_p = \pi R \omega \left( 2 - \frac{\omega_c}{\omega} \right) KH \quad (21)$$

式(20~21)中:  $\omega_c = \left(\frac{\pi KH}{2E}\right)^2 R$ , 为微凸体发生初始屈服时的变形量;  $KH$ 为所有发生非弹性变形的微凸体的平均压力(通常认为, 平均接触压力  $p_a = 0.4H$ , 即最大接触压力  $p_m = 0.6H$ 时, 微凸体发生初始屈服<sup>[48]</sup>;  $K = 0.454 + 0.41\nu$ ). 随后, 根据GW模型中关于总的接触面积和接触载荷的计算思路, Chang和Etsion等给出了CEB模型中的接触面积和接触载荷:

$$A = A_e + A_p = \eta A_n \pi R \int_d^{d+\omega_c} (z-d)\phi(z)dz + \eta A_n \pi R \int_{d+\omega_c}^{\infty} [2(z-d) - \omega_c]\phi(z)dz \quad (22)$$

$$F = \eta A_n E \left\{ \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} \int_d^{d+\omega_c} (z-d)\phi(z)dz + \pi R K \frac{H}{E} \int_{d+\omega_c}^{\infty} [2(z-d) - \omega_c]\phi(z)dz \right\} \quad (23)$$

上式中:  $A_e$ 和 $A_p$ 分别为发生弹性变形和发塑性变形的接触面积.

但是, CEB模型中忽略了微凸体弹性变形和塑性变形的中间状态—弹塑性变形, 导致临界点处不连续, 从而出现阶跃的现象<sup>[60]</sup>. Zhao和Maietta等<sup>[23]</sup>基于CEB模型, 利用对数函数和4阶多项式函数分别模拟了微凸体发生弹塑性变形时, 平均接触压力以及接触面积和微凸体变形量的关系, 从而将微凸体的变形分为弹性变形、弹塑性变形和塑性变形3个阶段, 并在此基础上建立了粗糙表面间的接触模型(ZMC模型). ZMC模型中, 总的实际接触面积和接触载荷分别为

$$A = A_e + A_p + A_{ep} = \eta A_n \pi R \int_d^{d+\omega_1} \omega \phi(z)dz + 2\eta A_n \pi R \int_{d+\omega_2}^{\infty} \omega \phi(z)dz + \eta A_n \pi R \times \int_{d+\omega_1}^{d+\omega_2} \omega \left[ 1 - 2\left(\frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}\right)^3 + 3\left(\frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}\right)^2 \right] \phi(z)dz \quad (24)$$

$$F = F_e + F_p + F_{ep} = \frac{4}{3} \eta A_n E R^{\frac{1}{2}} \int_d^{d+\omega_1} \omega^{\frac{3}{2}} \phi(z)dz + 2\eta A_n \pi H R \int_{d+\omega_2}^{\infty} \omega \phi(z)dz + \eta A_n \pi R \int_{d+\omega_1}^{d+\omega_2} \left[ H - H(1-K) \frac{\ln \omega_2 - \ln \omega}{\ln \omega_2 - \ln \omega_1} \right] \times \left[ 1 - 2\left(\frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}\right)^3 + 3\left(\frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}\right)^2 \right] \omega \phi(z)dz \quad (25)$$

式(24~25)中,  $A_{ep}$ 、 $F_{ep}$ 分别为发生弹塑性变形的微凸体的接触面积和接触载荷的总和;  $\omega_1$ 、 $\omega_2$ 分别为微凸体发生初始屈服时的临界变形量以及完全塑性变形的

时临界变形量. Kogut和Etsion<sup>[61]</sup>(KE模型)根据文献[34]中, 对单个微凸体与刚性平面的有限元仿真结果, 将微凸体的变形分为4个阶段, 即弹性变形、第一弹塑性阶段、第二弹塑性阶段和完全塑性阶段, 4个变形阶段对应的临界变形量分别为

$$\begin{cases} \frac{\omega}{\omega_c} = 1 \\ \frac{\omega}{\omega_c} = 6 \\ \frac{\omega}{\omega_c} = 110 \end{cases} \quad (26)$$

即当  $0 < \frac{\omega}{\omega_c} < 1$ 时, 微凸体发生弹性变形; 当  $1 \leq \frac{\omega}{\omega_c} \leq 6$ 时, 微凸体发生第一弹塑性变形; 当  $6 \leq \frac{\omega}{\omega_c} \leq 110$ 时, 微凸体发生第二弹塑性变形; 当  $\frac{\omega}{\omega_c} > 110$ 时, 微凸体发生完全塑性变形. 之后, Kogut和Etsion将以上结论融入GW模型中, 得到的总的接触面积和接触载荷分别为

$$A^* = \frac{A}{A_n} = \pi R \omega_c^* \left( \int_{d^*}^{d^*+\omega_c^*} I^1 + 0.93 \int_{d^*+6\omega_c^*}^{d^*+6\omega_c^*} I^{1.136} + 0.94 \int_{d^*+6\omega_c^*}^{d^*+110\omega_c^*} I^{1.146} + 2 \int_{d^*+110\omega_c^*}^{\infty} I^1 \right) \quad (27)$$

$$I^\alpha = \left( \frac{z^* - d^*}{\omega_c^*} \right)^\alpha \phi^*(z^*) dz^* \quad (28)$$

$$F^* = \frac{F}{A_n E} = \frac{2}{3} \pi R K \frac{H}{E} \omega_c^* \left( \int_{d^*}^{d^*+\omega_c^*} I^{1.5} + 1.03 \int_{d^*+6\omega_c^*}^{d^*+6\omega_c^*} I^{1.425} + 1.4 \int_{d^*+6\omega_c^*}^{d^*+110\omega_c^*} I^{1.263} + \frac{3}{K} \int_{d^*+110\omega_c^*}^{\infty} I^1 \right) \quad (29)$$

式(27~29)中: 带“\*”变量为利用表面高度标准差进行无量纲化之后的结果.

Jackson和Green<sup>[32]</sup>建立了单个微凸体与刚性光滑平面接触的有限元模型, 结果表明, 在小载荷条件下, 即微凸体的变形量较小时, 接触面积、接触载荷随变形量的变化规律与Hertz弹性接触理论基本一致, 当变形量为  $0 \leq \frac{\omega}{\omega_c} \leq 1.9$ 时, 微凸体的接触面积和接触载荷为

$$a_{JG} = \pi R \omega \left( \frac{\omega}{1.9\omega_c} \right)^B \quad (30)$$

$$f_{JG} = f_c \left\{ \left[ \exp \left( -\frac{1}{4} \left( \frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{5}{12}} \right) \right] \left( \frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{4H_G}{CS_y} \left[ 1 - \exp \left( -\frac{1}{25} \left( \frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{5}{6}} \right) \right] \frac{\omega}{\omega_c} \right\} \quad (31)$$



$$B = 0.14 \exp(23 \frac{S_y}{E}) \quad (32)$$

$$\frac{H_G}{S_y} = 2.84 \left[ 1 - \exp \left( -0.82 \left( \sqrt{\frac{\omega}{R}} \left( \frac{\omega}{1.9\omega_c} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{-0.7} \right) \right] \quad (33)$$

式(30~33)中:  $S_y$ 为材料的屈服强度;  $C = 1.295 \exp(0.763\nu)$ ( $\nu$ 为泊松比);  $f_c$ 为微凸体发生初始屈服时的临界接触载荷. Jackson和Green<sup>[62]</sup>基于以上结论,在GW模型的基础上,推导并建立了粗糙表面间的接触模型(JG模型).

2019年, Wang和Zhang等<sup>[31]</sup>对单个微凸体的弹塑性变形行为,采用改进的hermit插值方法,使其在弹塑性区的开始和结束处具有连续性和光滑性. 通过将接触行为和接触干扰转化为对数坐标,来减小多项式插值的波动效应. 之后,结合Hertz弹性接触理论和式(5~7)对于完全塑性变形时接触面积和接触载荷的计算,在GW模型的基础上推导建立了新的粗糙表面接触模型.

最近, Zhao和Li等<sup>[63]</sup>将单个微凸体的变形分为弹性变形、弹塑性变形和完全塑性变形3个阶段,并在此基础上,将弹塑性变形阶段又细分为前弹塑性变形、中弹塑性变形和后弹塑性变形3个阶段:

$$\begin{cases} \omega_c \leq \omega \leq 6\omega_c, & \text{前弹塑性变形} \\ 6\omega_c \leq \omega \leq 76.4\omega_c, & \text{中弹塑性变形} \\ 76.4\omega_c \leq \omega \leq 110\omega_c, & \text{后弹塑性变形} \end{cases} \quad (34)$$

之后,以Hertz理论描述微凸体的弹性变形,以式(5~7)表示微凸体的塑性变形,参考GW模型关于计算总的实际接触面积和接触载荷的思路,建立了新的粗糙表面接触模型.

### 2.3 考虑微凸体相互作用的统计接触模型

针对GW模型的第三点不足,许多学者在如何考

虑粗糙表面接触时微凸体的相互作用方面,也进行了大量探索. Zhao和Chang<sup>[64]</sup>提出了如图3所示的模型,  $u_m$ 为微凸体平均高度的位移量,  $u_g$ 为其他微凸体的压力引起的变形,  $\delta$ 为单个微凸体的总变形量. 图3中其余变量的物理意义与图2中的相同.

由图3可知有下列关系式成立:

$$\delta = \omega + u_g \quad (35)$$

$$d + \delta = d + \omega + u_g = z + u_m \quad (36)$$

根据式(35~36)可知:

$$\omega = z - d + (u_m - u_g) \quad (37)$$

将式(37)与GW中微凸体的变形  $\omega = z - d$  进行比较可知,  $(u_m - u_g)$ 反映的是由于相互作用对微凸体变形的影响程度. Zhao和Chang进一步假设每一个微凸体的基底面积  $a_i$  与其所承受的载荷  $f_i$  成正比关系:

$$a_i = \lambda f_i \quad (38)$$

因为基底面积的总和与名义面积相等,即:

$$\sum a_i = A_n \quad (39)$$

于是:

$$\lambda = \frac{A_n}{\sum f_i} = \frac{A_n}{F} = \frac{l}{P_a} \quad (40)$$

式(40)中  $P_a$  为整个粗糙表面的平均接触压力. 假设基底为正方形,边长为  $2l$ , 则  $l$  为

$$l = \frac{1}{2} a_i^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} \left( \frac{f_i}{P_a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (41)$$

根据Love公式以及式(41)可得:

$$u_m - u_g = \frac{4 \sqrt{f_i P_a} \ln(\sqrt{2} + 1)}{\pi E} = 1.12 \frac{\sqrt{f_i P_a}}{E} \quad (42)$$

则式(37)变为

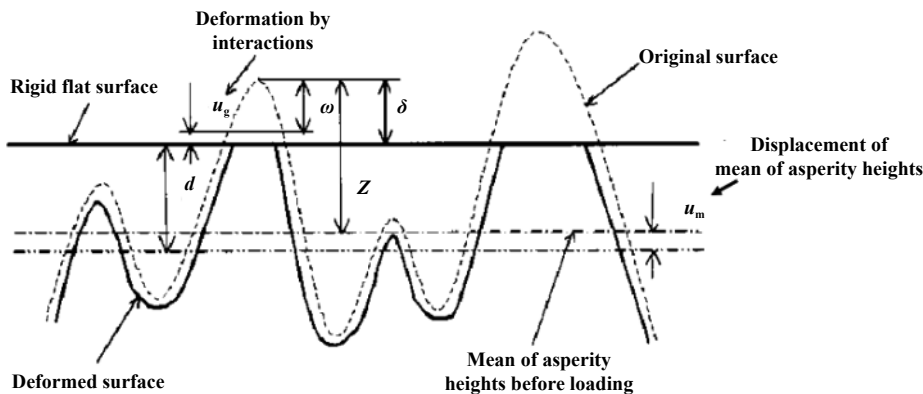


Fig. 3 Contact of a rough surface with a rigid smooth flat

图 3 刚性光滑平面与粗糙表面的接触

$$\omega = z - d + 1.12 \frac{\sqrt{f_1 P_a}}{E} \quad (43)$$

将上述结论应用于ZMC模型中, Zhao和Chang建立了考虑微凸体相互作用的统计接触模型.

Ciavarella和Greenwood等<sup>[65]</sup>假设在较大载荷下, 接触压力均匀分布在粗糙表面上, 并且由此产生的变形也是均匀分布的. 根据Timoshenko和Goodier<sup>[19]</sup>的理论, 当名义接触压力为 $P_{\text{nom}}$ 时, 作用在名义面积 $A_n$ 上的所产生的变形为 $\frac{mP_{\text{nom}}\sqrt{A_n}}{E}$  (对于Hertz接触,  $m=1$ ), 因此, 微凸体的高度将由GW模型中的 $z$ 变为 $z - \frac{P_{\text{nom}}\sqrt{A_n}}{E}$ , 考虑微凸体相互作用的微凸体的变形量为

$$\omega = z - \frac{P_{\text{nom}}\sqrt{A}}{E} - d \quad (44)$$

式(44)中,  $P_{\text{nom}}$ 可用迭代法求出, 其表达式为

$$P_{\text{nom}} = \frac{4}{3} \eta ER^{\frac{1}{3}} \sigma^{\frac{2}{3}} F_{\frac{3}{2}} \left( \frac{d}{\sigma} + \frac{P_{\text{nom}}\sqrt{A}}{E\sigma} \right) \quad (45)$$

式(45)中,  $F_{\frac{3}{2}}(h)$ 的表达式为

$$F_{\frac{3}{2}}(h) \equiv \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_h^{\infty} (s-h)^{\frac{3}{2}} \exp(-0.5s^2) ds \quad (46)$$

将式(44~46)代入GW模型中, 在文献[65]中基于GW模型建立了考虑微凸体相互作用的粗糙表面接触模型.

另外, 文献[66-68]中考虑了当微凸体相互错位, 产生“肩并肩”接触时对粗糙表面接触特性的影响, 如图4所示. Afferrante和Carbone等<sup>[69]</sup>考虑了粗糙表面在相互接近时, 微凸体在横向上的相互作用以及“聚合”现象, 对GW模型进行了修正.

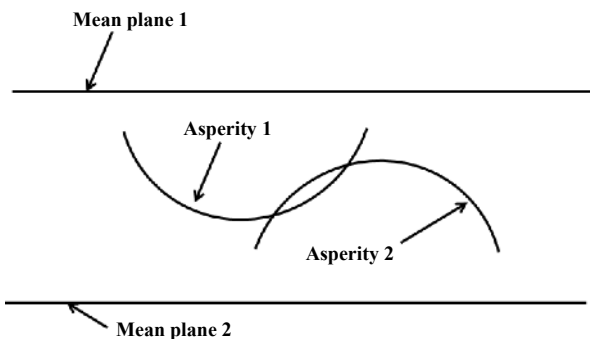


Fig. 4 Contact of rough surfaces considering asperity interaction

图4 微凸体的相互作用

## 2.4 多尺度接触模型

统计接触模型的优点是能够生成大量具有统计

参数的粗糙表面, 有利于分析不同特征表面的回归公式和接触特性的原始数据. 然而, 由于粗糙表面具有随机性和不平稳性, 导致表面形貌的统计参数对确定的表面往往具有不确定性, 所以建立的粗糙表面接触模型对接触特性的预测结果也就不是唯一的, 这是由于粗糙表面形貌具有多尺度特性, 而在一定的测量条件下得到的统计学表征参数并不能够反映表面粗糙度的全部信息, 表现出对仪器分辨率和取样长度的依赖<sup>[70-72]</sup>.

粗糙表面具有多尺度特性, 将其无限放大, 更多更小的细节会显现出来<sup>[3, 5]</sup>, Greenwood和Williamson在建模过程中并没有考虑粗糙表面的这种多尺度特性, 这也是GW模型经常被其他学者提到的缺点之一. 第一个粗糙表面的多尺度接触模型是由Archard<sup>[73]</sup>提出的, Archard模型中假设较小的微凸体堆叠在较大的微凸体上, 以此来刻画表面的多尺度特性, 建立了弹性变形范围内的多尺度接触模型, 该模型的提出甚至早于GW模型, 后续又有学者对Archard模型进行了完善和扩展<sup>[74-76]</sup>. 文献[77-78]中的多尺度接触模型的建模思路与Archard模型相同, 文献[77]中的多尺度模型还考虑了微凸体的弹塑性变形. 也有学者称这类模型为“叠层多尺度模型”<sup>[7]</sup>, 模型假设不同尺度上微凸体的总载荷相同, 同一尺度上微凸体的载荷相同, 由此得到的实际接触面积和接触载荷为

$$A = \left( \prod_{i=1}^{i_{\max}} \bar{a}_i \eta_i \right) A_n \quad (47)$$

$$F = \bar{f}_i \eta_i A_{i-1} \quad (48)$$

式(47~48)中,  $\bar{a}_i$ 和 $\bar{f}_i$ 分别为尺度 $i$ 上单个微凸体的接触面积和接触载荷;  $A_i$ 为某一尺度上微凸体的总接触面积;  $\eta_i$ 为微凸体密度. 另外, 还有其他学者利用类似的建模思想, 对粗糙表面的多尺度建模进行了尝试和探索<sup>[79-81]</sup>.

文献[25, 82]中假设粗糙面为分形表面, 建立了多尺度的接触模型. 事实上, 为了在建模过程中考虑多尺度特性, 更多学者选择基于分形理论来建立接触模型<sup>[82-85]</sup>, 相较于统计接触模型, 基于分形理论的接触模型对接触面进行分形描述, 这本身就能够反映粗糙表面的多尺度特性.

Wilson等<sup>[86-87]</sup>利用“叠层多尺度模型”的思想, 基于GW模型提出了粗糙面的多尺度接触模型, 该模型中, 引入了文献[88]中关于微凸体变形的结论, 将微凸体的变形分为完全弹性变形和弹塑性变形. Beheshti

和Khonsari<sup>[89-90]</sup>考虑了较大尺度上微凸体的曲率半径对弹塑性接触的影响,建立了多尺度的统计接触模型.另外,也有学者考虑将统计分析和分析理论结合起来建立多尺度的接触模型<sup>[91-92]</sup>.

### 3 未来研究方向

(1) 纳观粗糙表面统计接触模型.随着纳米加工技术的进步,零部件的尺寸进入到纳米尺度,此时,材料的宏观尺寸与变形载体的特征尺度处于同一量级,材料的力学性能将呈现出强烈的微尺度效应.如何在今后的建模工作中考虑材料力学行为的尺度效应,是统计接触模型未来的重要研究方向之一.

(2) 考虑材料基体塑性应变的统计接触模型.当前,针对粗糙表面的接触建模,基本都没有考虑材料基体的塑性应变对微凸体变形行为的影响,而在工程实际中,基体的塑性应变在金属件的塑性成形中几乎是不可避免的.有研究表明,基体的塑性应变将会大大降低微凸体的有效硬度.在塑性成形的粗糙表面的统计接触模型中,考虑基体的塑性应变,对于提高表面品质控制意义重大.

(3) 考虑多个界面现象的统计接触模型.大部分接触模型通常只考虑单个或者两个单独的界面现象,如微凸体的相互作用、材料的热弹塑性以及载荷的非均匀分布等.为了获得更加贴近实际情况的模拟结果,有必要在建模过程中同时考虑多个界面现象,对不同因素之间的耦合效果进行分析.

### 4 总结

统计接触模型是较早通过数值建模来反映粗糙表面接触状态、研究其接触特性的模型之一,GW模型是统计接触模型的代表,奠定了统计接触模型的发展基础.GW模型的主要缺点包括:假设所有微凸体的曲率半径都相等;没有考虑微凸体的弹塑性变形状态;忽略了微凸体之间的相互作用;没有考虑粗糙表面的多尺度特性.后续学者针对GW模型的缺陷做了许多更加贴近工程实际的改进,使得统计接触模型日趋成熟和完善.值得注意的是,随着学者们对GW模型的改进和完善,使得以GW模型为代表的统计接触模型中考虑的影响因素越来越多,统计接触模型的预测精度也得到了改善,但同时也使得统计接触模型变得越来越复杂,在此过程中统计接触模型逐渐失去了其表达上的简洁性以及计算上的高效性.

本文作者首先总结了粗糙表面接触建模的思路,

阐述了接触模型目前存在的问题和挑战,然后对以GW模型为代表的统计接触模型的研究现状和最新进展进行介绍,最后对统计接触模型未来可能的研究方向进行了展望.这些总结和探索将为后续的相关研究提供借鉴和参考.

### 参考文献

- [1] Xiao Huifang, Sun Yunyun, Xu Jinwu. An elastoplastic contact model for rough surface contact with continuous and smooth stiffness[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2019, 50(6): 1343-1350 (in Chinese) [肖会芳, 孙韵韵, 徐金梧. 刚度连续、单调且光滑变化的粗糙界面法向弹塑性接触模型[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(6): 1343-1350]. doi: 10.11817/j.issn.1672-7207.2019.06.011.
- [2] Carpick R W. The contact sport of rough surfaces[J]. Science, 2018, 359(6371): 38. doi: 10.1126/science.aaq1814.
- [3] Chen Z, Liu Y, Zhou P. A novel method to identify the scaling region of rough surface profile[J]. Fractals, 2019, 27(2): 1950011. doi: 10.1142/S0218348X19500117.
- [4] Ji Cuicui, Zhu Hua. Research progress on M-B fractal contact model[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(9): 114 -119 (in Chinese) [姬翠翠, 朱华. 粗糙表面分形接触模型的研究进展[J]. 润滑与密封, 2011, 36(9): 114-119]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2011.09.027.
- [5] Chen Z, Liu Y, Zhou P. A comparative study of fractal dimension calculation methods for rough surface profiles[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2018, 112: 24-30.
- [6] Ding Xuexing, Yan Ruqi, Jia Yonglei. Construction and analysis of fractal contact mechanics model for rough surface based on base length[J]. Tribology, 2014, 34(4): 341-347 (in Chinese) [丁雪兴, 严如奇, 贾永磊. 基于基底长度的粗糙表面分形接触模型的构建与分析[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 341-347].
- [7] Ghaednia H, Wang X, Saha S, et al. A review of elastic-plastic contact mechanics[J]. Applied Mechanics Reviews, 2017, 69(6): 60804. doi: 10.1115/1.4038187.
- [8] Yuan Yuan, Chen Yu, Zhang Jing. Fractal based elastoplastic mechanics model for contact with rough surface and its experimental verification[J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(6): 209 -221 (in Chinese) [原园, 成雨, 张静. 基于分形的三维粗糙表面弹塑性接触力学模型与试验验证[J]. 工程力学, 2018, 35(6): 209-221].
- [9] Bhushan B. Contact mechanics of rough surfaces in tribology: Single asperity contact[J]. Applied Mechanics Reviews, 1996, 49(5): 257-298.
- [10] Bhushan B. Contact mechanics of rough surfaces in tribology: multiple asperity contact[J]. Tribology Letters, 1998, 4: 1-35. doi: 10.1023/A:1019186601445.
- [11] Liu G, Jane Wang Q, Lin C. A survey of current models for simulating the contact between rough surfaces[J]. Tribology

- Transactions, 1999, 42(3): 581–591. doi: [10.1080/10402009908982257](https://doi.org/10.1080/10402009908982257).
- [12] Adams G G, Nosonovsky M. Contact modeling-forces[J]. Tribology International, 2000, 33(5-6): 431–442. doi: [10.1016/S0301-679X\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00063-3).
- [13] Barber J R, Ciavarella M. Contact mechanics[J]. International Journal of Solids & Structures, 2000, 37(1): 29–43.
- [14] Wei Long, Gu Boqin, Feng Fei, et al. Progress of study on contact models of rough surfaces[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 112–117 (in Chinese) [魏龙, 顾伯勤, 冯飞, 等. 粗糙表面接触模型的研究进展 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 112–117]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2009.07.028](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2009.07.028).
- [15] Hu Zhaowen, Liu Kun, Wang Wei, et al. Review and prospect of contact models of rough surfaces[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2011, 39(12): 71–74 (in Chinese) [胡兆稳, 刘焜, 王伟, 等. 粗糙表面接触模型的研究现状和展望[J]. 低温与超导, 2011, 39(12): 71–74]. doi: [10.3969/j.issn.1001-7100.2011.12.017](https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-7100.2011.12.017).
- [16] Müser M H, Dapp W B, Bugnicourt R, et al. Meeting the contact-mechanics challenge[J]. Tribology Letters, 2017, 65(4): 118. doi: [10.1007/s11249-017-0900-2](https://doi.org/10.1007/s11249-017-0900-2).
- [17] He Lin, Zhu Jun. Presentation and development of fractal contact model for rough surfaces[J]. Tribology, 1996, 16(4): 88–97 (in Chinese) [贺林, 朱均. 粗糙表面接触分形模型的提出与发展 [J]. 摩擦学学报, 1996, 16(4): 88–97].
- [18] Chen Guoan, Ge Shirong, Zhang Xiaoyun. Fractal geometry and the advances in tribology[J]. Lubrication Engineering, 1999, (5): 69–71 (in Chinese) [陈国安, 葛世荣, 张晓云. 分形几何与摩擦学进展[J]. 润滑与密封, 1999, (5): 69–71]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.1999.05.026](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.1999.05.026).
- [19] Timoshenko S, Goodier J N. Theory of elasticity: 2nd ed[M]. New York: McGraw-Hill, 1951.
- [20] Johnson K L. Contact mechanics[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987.
- [21] Yan W, Komvopoulos K. Contact analysis of elastic-plastic fractal surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1998, 84(7): 3617–3624. doi: [10.1063/1.368536](https://doi.org/10.1063/1.368536).
- [22] Chen Z, Etsion I. The elastic-plastic contact behavior of rough surfaces with hard coatings[J]. Tribology International, 2019, 134: 435–442. doi: [10.1016/j.triboint.2019.02.025](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.025).
- [23] Zhao Y, Maietta D M, Chang L. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 86–93. doi: [10.1115/1.555332](https://doi.org/10.1115/1.555332).
- [24] Sainsot P, Jacq C, Nelias D. A numerical model for elastoplastic rough contact[J]. Computer Modeling in Engineering & Sciences, 2002, 3(4): 497–506.
- [25] Gao Y F, Bower A F. Elastic-plastic contact of a rough surface with weierstrass profile[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical & Engineering Sciences, 2006, 462(2065): 319–348.
- [26] Wang Z, Liu X. Model for elastic-plastic contact between rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 2018, 140(5): 51402. doi: [10.1115/1.4040385](https://doi.org/10.1115/1.4040385).
- [27] An B, Wang X, Xu Y, et al. Deterministic elastic-plastic modelling of rough surface contact including spectral interpolation and comparison to theoretical models[J]. Tribology International, 2019, 135: 246–258. doi: [10.1016/j.triboint.2019.02.039](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.039).
- [28] Guo J, He P, Liu Z, et al. Investigation of an improved planar revolute clearance joint contact model with rough surface[J]. Tribology International, 2019, 134: 385–393. doi: [10.1016/j.triboint.2019.02.019](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.019).
- [29] Esfahani H A, Akbarzadeh S, Kadkhodaei M. Numerical and experimental study on the effect of considering plastic and elastoplastic deformation of each asperity in dry contact of rough surfaces[J]. Surface Topography: Metrology and Properties, 2019, 7(2): 25021. doi: [10.1088/2051-672X/ab2748](https://doi.org/10.1088/2051-672X/ab2748).
- [30] Tomota T, Kondoh Y, Ohmori T. Modeling solid contact between smooth and rough surfaces with non-gaussian distributions[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(4): 580–591. doi: [10.1080/10402004.2019.1573341](https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1573341).
- [31] Wang D, Zhang Z, Jin F, et al. Normal contact model for elastic and plastic mechanics of rough surfaces[J]. Acta Mechanica Sinica, 2019, 32(2): 148–159. doi: [10.1007/s10338-018-0066-y](https://doi.org/10.1007/s10338-018-0066-y).
- [32] Jackson R L, Green I. A finite element study of elastoplastic hemispherical contact against a rigid flat[J]. Journal of Tribology, 2005, 127(2): 343–354. doi: [10.1115/1.1866166](https://doi.org/10.1115/1.1866166).
- [33] Shankar S, Mayuram M M. Effect of strain hardening in elastic-plastic transition behavior in a hemisphere in contact with a rigid flat[J]. International Journal of Solids and Structures, 2008, 45(10): 3009–3020. doi: [10.1016/j.ijsolstr.2008.01.017](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2008.01.017).
- [34] Kogut L, Etsion I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 67(5): 657–662.
- [35] Etsion I, Kligerman Y, Kadin Y. Unloading of an elastic-plastic loaded spherical contact[J]. International Journal of Solids and Structures, 2005, 42(13): 3716–3729. doi: [10.1016/j.ijsolstr.2004.12.006](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2004.12.006).
- [36] Quicksall J J, Jackson R L, Green I. Elasto-plastic hemispherical contact models for various mechanical properties[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2005, 218(4): 313–322.
- [37] Shankar S, Mayuram M M. A finite element based study on the elastic-plastic transition behavior in a hemisphere in contact with a rigid flat[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(4): 44502. doi: [10.1115/1.2958081](https://doi.org/10.1115/1.2958081).
- [38] Zait Y, Kligerman Y, Etsion I. Unloading of an elastic-plastic spherical contact under stick contact condition[J]. International Journal of Solids and Structures, 2010, 47(7-8): 990–997. doi: [10.1016/j.ijsolstr.2009.12.014](https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2009.12.014).



- [39] Wadwalkar S S, Jackson R L, Kogut L. A study of the elastic-plastic deformation of heavily deformed spherical contacts[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(10): 1091–1102. doi: [10.1243/13506501JET763](https://doi.org/10.1243/13506501JET763).
- [40] Chung J C. Elastic-plastic contact analysis of an ellipsoid and a rigid flat[J]. Tribology International, 2010, 43(1): 491–502.
- [41] Chatterjee B, Sahoo P. Effect of strain hardening on elastic-plastic contact of a deformable sphere against a rigid flat under full stick contact condition[J]. Advances in Tribology, 2012, 2012: 1–8.
- [42] Chatterjee B, Sahoo P. Finite-element-based multiple normal loading-unloading of an elastic-plastic spherical stick contact[J]. International Scholarly Research Notices Tribology Tribology, 2014, 2013(1): 1–13.
- [43] Megalingam A, Mayuram M M. A comprehensive elastic-plastic single-asperity contact model[J]. Tribology Transactions, 2014, 57(2): 324–335. doi: [10.1080/10402004.2013.877179](https://doi.org/10.1080/10402004.2013.877179).
- [44] Liu M. Finite element analysis of large contact deformation of an elastic-plastic sinusoidal asperity and a rigid flat[J]. International Journal of Solids & Structures, 2014, 51(21-22): 3642–3652.
- [45] Liu M, Proudhon H. Finite element analysis of contact deformation regimes of an elastic-plastic hardening sinusoidal asperity[J]. Mechanics of Materials, 2016, 103: 78–86. doi: [10.1016/j.mechmat.2016.08.015](https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2016.08.015).
- [46] Jackson R L, Liu H, Leray D. A comparison of the predictions of a finite element model and multiscale model for a rough MEMS electrical contact: 59th IEEE holm conference on electrical contacts[C]. Newport, Rhode Island, USA, 2013.
- [47] Jackson R L, Kogut L. A comparison of flattening and indentation approaches for contact mechanics modeling of single asperity contacts[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(1): 209–212. doi: [10.1115/1.2114948](https://doi.org/10.1115/1.2114948).
- [48] Tabor D. The hardness of metals[M]. New York: Oxford University Press, 2000.
- [49] Abbott E, FA F. Specifying surface quality: a method based on accurate measurement and comparison[J]. Mechanical Engineering ASME, 1933, 55(7): 569–572.
- [50] Wang Qingpeng, Zhang Li, Du Baocheng, et al. Re-definition of asperity-peak for deterministic contact model on rough surfaces[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(11): 115–120 (in Chinese) [王庆朋, 张力, 杜宝程, 等. 粗糙表面确定性接触模型中峰的再定义[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(11): 115–120]. doi: [10.7652/xjtub201611018](https://doi.org/10.7652/xjtub201611018).
- [51] Sun Jianjun, Ji Zhengbo, Ma Chenbo. Reanalysis of the contact mechanics for rough surfaces[J]. Chinese of Theoretical and Applied Mechanics, 2018, 50(1): 68–77 (in Chinese) [孙见君, 嵇正波, 马晨波. 粗糙表面接触力学问题的重新分析[J]. 力学学报, 2018, 50(1): 68–77]. doi: [10.6052/0459-1879-17-272](https://doi.org/10.6052/0459-1879-17-272).
- [52] Majumdar A A, Bhushan B. Role of Fractal Geometry in Roughness Characterization and Contact Mechanics of Surfaces[J]. Journal of Tribology, 1990, 112(2): 205–216. doi: [10.1115/1.2920243](https://doi.org/10.1115/1.2920243).
- [53] Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1966, 295(1442): 300–319.
- [54] Lee J, Beheshti A, Polycarpou A A. Rough surface normal nanocontact stiffness: Experimental measurements and rough surface contact model predictions[J]. Journal of Applied Mechanics, 2016, 84(3): 31006.
- [55] Whitehouse D J, Archard J F. The properties of random surfaces of significance in their contact[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1970, 316(1524): 97–121.
- [56] Onions R A, Archard J F. The contact of surfaces having a random structure[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2002, 6(3): 289–304.
- [57] Greenwood J A. A simplified elliptic model of rough surface contact[J]. Wear, 2006, 261(2): 191–200. doi: [10.1016/j.wear.2005.09.031](https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.09.031).
- [58] Carbone G. A slightly corrected greenwood and williamson model predicts asymptotic linearity between contact area and load[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2009, 57(7): 1093–1102. doi: [10.1016/j.jmps.2009.03.004](https://doi.org/10.1016/j.jmps.2009.03.004).
- [59] Chang W R, Etsion I, Bogy D B. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2): 257–263. doi: [10.1115/1.3261348](https://doi.org/10.1115/1.3261348).
- [60] Zhao Yongwu, Lv Yanming, Jiang Jianzhong. A new elastoplastic contact model for rough surfaces[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3): 95–101 (in Chinese) [赵永武, 吕彦明, 蒋建忠. 新的粗糙表面弹塑性接触模型[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 95–101]. doi: [10.3321/j.issn:0577-6686.2007.03.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0577-6686.2007.03.016).
- [61] Kogut L, Etsion I. An improved elastic-plastic model for the contact of rough surfaces: 3rd Aimeta International Tribology Conference[C]. Vietri Sul Mare, Salerno, Italy, 2002.
- [62] Jackson, Robert L, Itzhak. A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces[J]. Tribology International, 2006, 39(9): 906–914. doi: [10.1016/j.triboint.2005.09.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.09.001).
- [63] Zhao G, Li S, Xiong Z, et al. A statistical model of elastic-plastic contact between rough surfaces[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2019, 43(1): 38–46. doi: [10.1139/tcsme-2017-0052](https://doi.org/10.1139/tcsme-2017-0052).
- [64] Zhao Y, Chang L. A model of asperity interactions in elastic-plastic contact of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(4): 857–864. doi: [10.1115/1.1338482](https://doi.org/10.1115/1.1338482).
- [65] Ciavarella M, Greenwood J A, Paggi M. Inclusion of “interaction” in the greenwood and williamson contact theory[J]. Wear, 2008, 265(5-6): 729–734. doi: [10.1016/j.wear.2008.01.019](https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.01.019).
- [66] Sepehri A, Farhang K. Three Dimensional Elastic-plastic Contact of Nominally Flat Rough Surfaces: Approximate Closed-form

- Equations: Proceedings of ASME/STLE International Joint Tribology Conference[C]. San Diego, California, USA, 2007.
- [67] Abdo J, Farhang K. Elastic-plastic contact model for rough surfaces based on plastic asperity concept[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2005, 40(4): 495-506. doi: [10.1016/j.ijnonlinmec.2004.08.003](https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2004.08.003).
- [68] Sepehri A, Farhang K. On elastic interaction of nominally flat rough surfaces[J]. *Journal of Tribology*, 2008, 130(1): 125-128.
- [69] Afferrante L, Carbone G, Demelio G. Interacting and coalescing hertzian asperities: A new multiscale contact model[J]. *Wear*, 2012, 278-279: 28-33.
- [70] Zhang X, Jackson R L. An analysis of the multiscale structure of surfaces with various finishes[J]. *Tribology Transactions*, 2017, 60(1): 121-134. doi: [10.1080/10402004.2016.1152620](https://doi.org/10.1080/10402004.2016.1152620).
- [71] Chen Y, Liang W, Lian H, et al. Experimental study on the effect of fracture geometric characteristics on the permeability in deformable rough-walled fractures[J]. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 2017, 98: 121-140. doi: [10.1016/j.ijrmm.2017.07.003](https://doi.org/10.1016/j.ijrmm.2017.07.003).
- [72] Panda S, Panzade A, Sarangi M, et al. Spectral approach on multi-scale roughness characterization of nominally rough surfaces[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(3): 031402. doi: [10.1115/1.4034215](https://doi.org/10.1115/1.4034215).
- [73] Archard J F. Elastic deformation and the laws of friction[J]. *Proceedings of the Royal Society. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1957, 243(1233): 190-205.
- [74] Ciavarella M, Demelio G. Elastic multiscale contact of rough surfaces: Archard's model revisited and comparisons with modern fractal models[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2001, 68(3): 496-498. doi: [10.1115/1.1352016](https://doi.org/10.1115/1.1352016).
- [75] Jackson R L. An analytical solution to an Archard-type fractal rough surface contact model[J]. *Tribology Transactions*, 2010, 53(4): 543-553. doi: [10.1080/10402000903502261](https://doi.org/10.1080/10402000903502261).
- [76] Ciavarella M, Murolo G, Demelio G, et al. Elastic contact stiffness and contact resistance for the Weierstrass profile[J]. *Journal of the Mechanics & Physics of Solids*, 2004, 52(6): 1247-1265.
- [77] Jackson R L, Streater J L. A multi-scale model for contact between rough surfaces[J]. *Wear*, 2006, 261(11-12): 1337-1347. doi: [10.1016/j.wear.2006.03.015](https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.03.015).
- [78] Bora C K, Flater E E, Street M D, et al. Multiscale roughness and modeling of MEMS interfaces[J]. *Tribology Letters*, 2005, 19(1): 37-48. doi: [10.1007/s11249-005-4263-8](https://doi.org/10.1007/s11249-005-4263-8).
- [79] Jackson R L, Ghaednia H, Elkady Y A, et al. A closed-form multiscale thermal contact resistance model[J]. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 2012, 2(7): 1158-1171. doi: [10.1109/TCPMT.2012.2193584](https://doi.org/10.1109/TCPMT.2012.2193584).
- [80] Angadi S V, Jackson R L, Choe S Y, et al. A multi-physics finite element model of a 35A automotive connector including multiscale rough surface contact[J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2010, 134(1): 1-11.
- [81] Jackson R L, Malucci R D, Angadi S, et al. A Simplified Model of Multiscale Electrical Contact Resistance and Comparison to Existing Closed Form Models: Proceedings of the IEEE Holm Conference on Electrical Contacts[C]. Vancouver, BC, Canada, 2009.
- [82] Goedecke A, Jackson R L, Mock R. A fractal expansion of a three dimensional elastic-plastic multi-scale rough surface contact model[J]. *Tribology International*, 2013, 59: 230-239. doi: [10.1016/j.triboint.2012.02.004](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.02.004).
- [83] Ciavarella M, Delfino V, Demelio V. A new 2D asperity model with interaction for studying the contact of multiscale rough random profiles[J]. *Wear*, 2006, 261(5-6): 556-567. doi: [10.1016/j.wear.2006.01.028](https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.01.028).
- [84] Chen Hongxu, Dong Guanhua, Xie Luofeng, et al. A piecewise calculation model for fractal rough surface contact deformation[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2018, 52(6): 722-728 (in Chinese) [陈虹旭, 董冠华, 谢罗峰, 等. 分形粗糙表面接触变形分段计算模型[J]. *上海交通大学学报*, 2018, 52(6): 722-728].
- [85] Yuan Y, Cheng Y, Liu K, et al. A revised majumdar and bushan model of elastoplastic contact between rough surfaces[J]. *Applied Surface Science*, 2017, 425: 1138-1157. doi: [10.1016/j.apsusc.2017.06.294](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2017.06.294).
- [86] Wilson W E, Angadi S V, Jackson R L. Electrical contact resistance considering multi-scale roughness: Proceedings of the IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, Orlando, Florida, USA, 2008[C].
- [87] Wilson W E, Angadi S V, Jackson R L. Surface separation and contact resistance considering sinusoidal elastic-plastic multi-scale rough surface contact[J]. *Wear*, 2010, 268(1-2): 190-201. doi: [10.1016/j.wear.2009.07.012](https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.07.012).
- [88] Johnson K L, Greenwood J A, Higginson J G. The contact of elastic regular wavy surfaces[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1985, 27(6): 383-396. doi: [10.1016/0020-7403\(85\)90029-3](https://doi.org/10.1016/0020-7403(85)90029-3).
- [89] Beheshti A, Khonsari M M. Asperity micro-contact models as applied to the deformation of rough line contact[J]. *Tribology International*, 2012, 52: 61-74. doi: [10.1016/j.triboint.2012.02.026](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.02.026).
- [90] Beheshti A, Khonsari M M. On the contact of curved rough surfaces: Contact behavior and predictive Formulas[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2014, 81(11): 111004. doi: [10.1115/1.4028426](https://doi.org/10.1115/1.4028426).
- [91] Liou J L, Lin J F. A modified fractal microcontact model developed for asperity heights with variable morphology parameters[J]. *Wear*, 2010, 268(1-2): 133-144. doi: [10.1016/j.wear.2009.07.003](https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.07.003).
- [92] Tian Hongliang, Zhong Xianyou, Zhao Chunhua, et al. One loading model of joint interface considering elastoplastic and variation of hardness with surface depth[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(5): 90-104 (in Chinese) [田红亮, 钟先友, 赵春华, 等. 计及弹塑性及硬度随表面深度变化的结合部单次加载模型[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(5): 90-104]. doi: [10.3901/JME.2015.05.090](https://doi.org/10.3901/JME.2015.05.090).

## 从复合材料应用角度浅析如何做好电梯重点部分的防腐控制与检验 ——评《防腐蚀复合材料及其应用》

单纯从物理定义的角度来看,复合材料是指在一种材料不能完全满足使用需求的情况下,根据具体需求方向,所生产出的更为符合人们要求的复合类物质,在加工的过程中需要两种或两种以上的原料作为实用添加成分.复合材料防腐是通过物理或化学抑制作用,降低材料损耗速率的实用手段,通常情况下是在物质表面涂覆一种氧化抑制剂,经过空气的固化作用后,形成稳定的薄涂层结构,从而保护存在于内部的复合型材料设备,如金属管道、升降电梯等均属于重要的防腐复合型材.以生漆为例,生漆也叫大漆,是常见的复合氧化抑制剂,具有抗水、耐磨和耐酸等多重应用性质,常被涂抹于金属电器设备表面,可有效阻挡外界环境中的水蒸气和酸碱溶液等物质,对设备薄弱或重点部分的防腐控制具有极强促进作用.近年来随着越来越多高层建筑的出现,电梯已经成为了楼宇结构中的重要通行工具.在正常使用过程中,受到应用年限等因素的影响,电梯的腐蚀程度也会不断增大,而被腐蚀后电梯的应用安全系数将会大打折扣,基于此,对电梯重点部分的防腐控制方法进行分析,就显得极为必要.

在电梯腐蚀控制的过程中,材料选择是非常重要的检验环节.随着复合材料加工技术的不断完善,聚氯乙烯、混合玻璃钢等物质的应用范围也在逐渐扩大,一些高档小区及办公大厦也开始安装复合材料型电梯设备.与传统金属制电梯相比,这种新型电梯的防腐工艺相对简单,应用年限也更长,不过出于安全性考虑,还应该注意对个别重点元件部分进行表面的防腐能力检验.通常情况下,为避免电梯重点部分被腐蚀,需要在成型加工时选取热敏性、热固性等特质较强的复合型材料,如不锈钢或聚氯乙烯板材等.从实际应用的角度来看,电梯的使用环境也会对各个重要部分造成严重腐蚀,为避免此情况的发生,则应对日常维护与保养提出更高水平的要求,例如设置井道通风时间、加强线槽密封性等,也应该要求相关保洁人员使用腐蚀性较弱的清洁剂等物质,在夜晚及其他电梯使用率相对较低的时间,可针对重点部分的复合材料型元件实施“涂油”处理,一方面隔绝外界的部分化学物质腐蚀作用,另一方面也可适当延长电梯的使用时长,不仅保障了使用者的安全性,也降低了因电梯设备更换而产生的不必要消费.

由张大厚所著,化学工业出版社于2006年10月出版的《防腐蚀复合材料及其应用》一书,结合当前复合材料应用观点,对现有不同物质的防腐控制手段进行了研究与分析.全书共包含10章39小节内容,其中第一、第二章概述了与防腐蚀复合材料相关的物理概念,并适当总结了复合材料制品的结构设计与制造方案;第二章第一小节明确提出了一种“抗渗特性”手段,并以电梯重点部分为例,讲解了铺层设计法则的实施原理,又联合必要的质量检验行为,阐述了电梯防腐控制的实用意义;第三至第六章着重论述了不饱和聚酯树脂复合材料的基本性质,通过分类复合材料管道的方式,研究了玻璃钢及其他物质的基本力学性能,又从连接形式及配件的角度,总结了几类特殊的复合材料结构形式设计方法;第七、第八章列举了环氧树脂基和其他树脂基两类复合材料,在研究国内、国外该类型物质发展现状的同时,提出了全新的复合材料施工技术,并结合现有资料数据进行全面的论述与研究;第九、第十章主讲防腐蚀复合材料的设计原理,并提出了几种常见的实际应用问题,如复合材料质量水平不达标、纤维增强材料应用能力弱等,根据第九章第2小节“树脂类材料的物理力学性能”可知,作者认为严控防腐蚀型材的选料标准,是解决现有应用问题的有效手段.而针对基层钢结构等复合材料来说,则应当主要解决玻璃钢胶料硬化慢、不硬化或硬化过快的问题.以树脂胶泥铺砌块材为例,作者认为这类物质存在起鼓、开裂、灌灰缝或勾缝不密实的情况,会加快结构体表面材料的腐蚀速度,而随着呋喃树脂混凝土材料的出现,原有腐蚀问题得到有效解决,且新型复合材料的稳定性能力更强,在实际应用过程中也具备更为广泛的发展空间.

总的来说,复合材料应用已经成为了一种必然的发展趋势,不仅在电梯防腐领域,在其他各行各业也都具有较为客观的挖掘潜力.《防腐蚀复合材料及其应用》作为《21世纪复合材料应用技术丛书》的重要组成部分,不仅展示了作者从事防腐蚀工程多年的研究成果,也对该领域的相关专业知识进行总结,在参考大量防腐蚀同行经验的同时,将该书汇总成1本相对较为完善的防腐技术研究资料手册.

基金项目:1.广东省特种设备检测研究院科技项目:基于物联网的交通控制系统电气安全智能监测管理平台开发与应用(编号:2019JD10)

2.广东省市场监督管理局科技计划:起重机械安全监控系统性能验证装(编号:2018CT04)

冯国行(广东省特种设备检测研究院 顺德检测院 广东 佛山 528300)



## 机械专业类高校大学生实践能力培养策略 ——评《机械设计创新实践》

随着现代工业科技的不断发展繁荣,高精尖科学技术人才成为当前社会的核心发展动力,社会和国家对我国科学技术人才的要求也在不断提高.在科技发展的大环境下,机械制造业作为我国对外国际竞争力的主要体现形式,其发展显得尤为重要.而在机械制造领域中,具有良好理论基础和实践能力的机械专业技术人员有着不可或缺的作用,也是我国机械制造产业经济发展转型的主要驱动者.但是就我国目前机械专业类高校大学生专业培养现状来看,大多数机械专业大学生依旧缺乏主观学习意识和实践创新意识,导致自身难以完全符合机械产业创新发展的要求,这就需要有关机械专业高校,对传统的机械专业学生教育课程体系和培养模式进行彻底改革,将学生的创新实践能力作为综合培养的首位,努力培养既有机械设计制造专业知识又具有产业实践能力的复合型人才,以此满足当前我国机械创业行业发展,迎合国家教育革命大潮.

《机械设计创新实践》一书是作者根据当前我国高校机械类专业课程实际教学改革要求,结合我国机械类专业课程教育经验和心得体会,依据机械产业发展现状,专门为当前我国机械专业高校学生学习机械设计知识,所编写的机械教育类用书.该书力求有效培养当前机械类专业学生的实际操作能力、机械设计创新能力以及产业综合实践能力.全书根据机械专业基础课程实验教学体系进行知识架构的塑造,目的是帮助学生在认知常用机械结构的基础上,掌握机械专业设计实验以及机械零部件的基本运行原理、实验技能以及实验方法.全书基本涵盖了当前工科类专业机械设计实验教学的所有教育项目,其核心内容主要包括常用机械零件的原理认识、受轴向载荷的单个螺栓连接、受倾覆力矩的螺栓组连接、带传动的滑动和效率测定、滑动轴承特性分析、轴系结构创意设计分析及、减速器的拆装与结构分析、机械传动性能综合、齿轮传动效率测定、摩擦及磨损、弹簧特性测试等多方面内容,除了常规的原理设计实验,作者在每一章节后面都附加了真实实验数据报告,指导教师可以根据自身课堂需求,根据不同机械专业学科的教育侧重进行灵活选择.《机械设计创新实践》一书不仅可以作为当前高校机械类专业的教学用书,还可以供广大机械设计与自动化工程产业的工程技术人才以及机械自学者学习使用.

实践能力是理工类专业大学生综合素质培养的关键,也是其未来就业发展的保证,所以提高机械专业类高校大学生实践创新能力具有重要意义.《机械设计创新实践》一书指出,想要有效提高学生的学习和实践积极性,必须要建立可以满足学生自身实践发展需要的实践性教育课程体系.因此,在日常教育过程中,指导教师首先需要充分了解学生对于实践性教学的认识程度和客观需求,以此为基础构建适合学生的实践教育课程体系.对此,现结合《机械设计创新实践》一书,提出以下几点机械专业类高校大学生实践能力培养策略作为未来教育参考:首先必须发挥机械类高校科研实验室的作用,增设实验教学课程体系,用于培养学生的实践创新能力.想要真正发挥教育实验室的作用,必须构建与学校教育条件相适应的专业实验教育体系,充分发挥机械类专业学生的主观能动性,帮助其养成积极主动的实践创新习惯.《机械设计创新实践》中曾经指出,实验教育是机械专业实践教育的核心,在实验参与过程中,学生对于实际问题的分析和解决能力均会得到有效提高.此外,学生亲身体验机械设计的整个过程,还有助于培养他们在机械设计领域的创新科研思维,使其能够更好的运用和把握自身学习的机械理论知识,为将来实际工作打下良好基础;其次,可以构建基于学科竞赛的学生创新竞争能力培养机制.有关院校可以让专业教师为竞赛主要评议,不仅有助于提高学生与教师的沟通积极性,还可以切实提高学生自主动手的创新能力.最后,革新机械专业教育考核方式.现阶段机械专业教育课程体系的考核制度仍旧以笔试为主,考试内容多为相关理论性知识,这样很难对学生的综合实践能力做出有效评价.有关专业院校可以通过灵活的考核方式,依靠课堂表现、理论知识和实践操作能力等多方面内容结合,综合评定学生学习情况,从而有效提高学生机械设计专业实践能力.

总而言之,对机械类专业学生实践能力的培养,不仅有助于学生未来发展就业活动,更有利于不断帮助学生建立工科性思维,增强其解决问题的实际能力.《机械设计创新实践》一书作为当代机械类专业实践创新教育教材,其内容丰富,具有极高针对性,可以为当前机械类专业学生实践能力的提升提供有力指导.

基金项目:湖北省2019年教育科学规划一般课题《以“五个思政”为基点探索民办高校大学生思想政治教育创新研究(课题编号:2019GB096)》的阶段研究成果.

杨奇 杨丰铭(通讯作者)(武汉华夏理工学院 智能制造学院,湖北 武汉 430223)



## 专业教育与思政教育并行，激发学生专业能力培养 ——评《玻璃钢原材料手册》

通过多种创新的教学方法使复合材料专业学科知识与思政教育紧密结合，专业教育与思政教育并行，激发学生专业能力培养，增强学生民族自豪感，达到优质人才培养和输送的最终目的。复合材料设计专业本身涉及领域具有极强的专业性，专业内容包括多种材料成型工艺、原理等，例如玻璃钢复合材料的工艺方法、采用设备等。在《玻璃钢原材料手册》中对玻璃钢这一复合材料的模压成型工艺、层压成型工艺等进行了详细的介绍。该书对强化复合材料设计学生对专业知识的掌握，培养学生逻辑思维，促进思政内容灵活接入均具有重要意义。

《玻璃钢原材料手册》于 2015 年由化学工业出版社出版。该书作者汪泽霖，为上海玻璃钢研究院的重要研究员，多年来一直长期从事玻璃钢的生产和应用研究，对玻璃钢/复合材料的原料选择、成型工艺等经验丰富，作者在退休后仍在相关企业担当技术指导工作。该书内容的编撰承载了作者几十年的工作经验和知识积累，因此全书内容系统而全面，是关于玻璃钢原材料选择与生产应用的教科书式图书。该书一共分为 16 个章节，主要包括以下知识点：不饱和热固性树脂（不饱和聚酯树脂、二甲苯不饱和聚酯树脂、乙烯基酯树脂、苯二甲酸二烯丙基酯树脂等）、环氧树脂（水甘油醚类环氧树脂、缩水甘油酯类环氧树脂和缩水甘油胺类环氧树脂等）、其他热固性树脂（酚醛树脂、苯并噁树脂和聚酰亚胺树脂等）、热塑性树脂（聚乙烯、聚丙烯、聚氯乙烯、聚苯乙烯和 ABS 树脂等）、增强材料（玻璃纤维、碳纤维、芳纶纤维和氧化铝纤维等）、填料（碳酸钙、碳酸镁和滑石粉等）、不饱和热固性树脂固化助剂（交联剂、过氧化物引发剂和偶氮化合物引发剂等）、环氧树脂固化剂及促进剂、环氧树脂稀释剂·增塑剂·增韧剂、表面防护材料和防老剂、阻燃剂、着色剂、表面处理剂、脱模剂、溶剂以及其他助剂。该书中几乎收集了目前常用的原料和助剂品种，对从事玻璃钢/复合材料研究、生产和应用的技术人员以及相关的销售人员具有重要指导意义。

所谓复合材料就是基于材料间的复合或整合，以提升材料性能，实现“1+1 > 2”效果。复合是材料升级的重要途径。通过对复合材料专业设计相关知识的学习，能够从思政教育角度了解到人的能力的提升与材料性能的提升是同样的道理。能力的复合关系或是团队的复合关系，都和材料的复合是同样的道理。在《玻璃钢原材料手册》中所涉及到的复合材料的知识量较大，从阅读和学习的过程中能够感受到其中富含的宝贵的理论知识和实践经验积累。由此可见该书的实用价值。同时，该书内容全面，知识点系统、详细也是最为突出的特点。全书 16 个章节，由浅入深，对基体树脂（热固性树脂、热塑性树脂）、固化剂、填料、引发剂、防老剂、稀释剂、阻燃剂、着色剂、溶剂、偶联剂、促进剂和脱模剂等玻璃钢常用原材料进行了一一阐述，同时，对每一种原材料分别从其英文名称、化学式、结构式、物化性能、制法和特性和应用等进行了阐述。复合材料专业设计学生通过对专业的知识的学习，能够看到专业的深度，通过专业学习培养职业信心，在纵向了解复合材料知识的深度后，能够以不断学习、不断积累、不断思考的原则指导自身，为复合材料专业领域贡献自己的力量。

《玻璃钢原材料手册》一书中全面阐述了玻璃钢的原料应用，以及通过多种工艺打造复合材料的过程。该书中对复合材料生产和应用全过程进行了细致阐述，如原料的化学式、结构式和物化性能，以及涉及到的原料助剂特性和选择原则等。该书的全面性、针对性突出，不仅适用于从事复合材料研究的技术人员、科研人员和高校复合材料专业师生，同时也可以为相关行业管理人员提供参考。

赵英顺（吉林交通职业技术学院 马克思主义学院，吉林 长春 130012）

## 大思政视域下复合材料安全应用教育探索与实践 ——《复合材料概论》

在人类的不断进化与发展中,材料的应用与开发始终贯穿其中,可以说不论是过去还是现在,材料已经成为人们赖以生存和改善生活最核心的部分之一.截止到今天,人类在经历了石器时代、陶器时代、铜器时代以及铁器时代以后,进入了崭新的人工复合材料合成时代,在这一时期内,新材料和旧材料不断发展并协同使用,可以有效提高人们对材料的应用效率,满足工业化生产和日常生活的材料应用需求.随着复合材料生产研究工作的不断深化,人们对复合材料的应用选择也越来越多.从这一角度来看,复合材料内部各材料结构之间虽然存在基本确定的关系,但是其结构和功能之间的关系却存在较大的不确定性,所以复合材料的安全应用教育探索和实践工作就显得尤为重要.而在当前思政教育不断在各学科领域普及的大环境下,复合材料教育领域中的思政教育也对促进复合材料教育教学效果起到了一定作用.通过思政教育,可以有效提高化工和复合材料领域学生的核心素养,帮助学生形成正确的研究应用思维,在日常学习和生活中起到立德树人的作用.当前随着我国复合材料应用研究教育体系改革的不断深化,有关教育部门对学科教育知识和教育理论也有着较高需求.

《复合材料概论》一书由哈尔滨工业大学出版社与哈尔滨工业大学教授王荣国老师联合出版,该书的作者长期从事现代复合材料的研究教育工作,具有非常深厚的化工复合材料学科教育理论知识和教育教学经验,可以对当前我国复合材料安全应用教育工作提出一定的教育意见.纵观全书,该书全面系统地介绍了当前最先进的不同基体复合材料的实际应用性能、应用条件和材料成型工艺.同时,作者还从我国目前化工复合材料研究现状入手,阐述了复合材料结构设计和界面理论.全书共有10章,第一章为总论部分,作者详细讲解了当前我国复合材料的发展情况和常规复合材料的基本性能、设计结构等;第二章为复合材料的基体材料,作者介绍了金属、无机胶凝、陶瓷和聚合物等多种复合材料的基体材料特征性质;第三章为复合材料的增强材料,作者以之前讲解的基体材料为基础,介绍了玻璃纤维和碳纤维等多种复合材料增强材料的应用;在书的第四和第五章中,作者分别讲解了复合材料界面理论和聚合物复合材料相关内容,包括聚合物基复合材料的常规成型工艺和安全应用等;而在书的中间和后半部分,作者分别介绍了金属基、陶瓷基、水泥基、碳和混杂纤维类复合材料的安全应用知识,为学生和复合材料教育工作者构建了1个清晰的复合材料安全生产应用教育框架.

纵观全书,作者采用了“材料现状分析—材料应用问题—客观案例展现”的逻辑思维进行编写,针对当前我国复合材料生产应用工艺教育体系问题,提出了自身的教育解读,并通过具体化的材料应用案例,将自身的教育意见更加形象地表达出来.针对当前我国复合材料研究成果和教育课程体系现状,该书以培养学生核心素养为出发点,重视学生复合材料应用的实践教育探索.该书立足于当前我国复合材料安全应用教育改革的最新理论成果,以理论研究、评价研究作为学科教育的重点内容,在书中详细展开,并通过当前我国复合材料生产应用教育现状以及客观教育问题的具体研究,提出了具有重要教育价值的理论指导,可以帮助有关专业学生,增强复合材料应用专业领域的学科知识,从而提高自身的综合素养.此外该书还具有以下特征:第一,是内容上的针对性.当代复合材料生产和应用教育体系较为复杂,传统应用教育很容易变成“普适化”教育缺乏针对性,而《复合材料概论》一书通过复合材料生产应用中具体化问题的分析,构建了具有高度针对性的教育学科体系,书中针对当前常用的各类复合材料研究主题内容,进行了详细的分类介绍,既有系统整体化的理论知识,又有各类材料独有的性质介绍和分析表现结果,体现了优良的教育针对性;其二,是实践上的可行性;复合材料安全应用教育的最终目的就是材料安全应用实践,作者在编写书中教育内容时,充分考虑了材料教育的应用性与时效性,可以帮助学生兼顾复合材料应用理论和应用实践,从而深层次地理解复合材料学科教育内容.

在现代产品设计中,复合材料很大程度上影响了产品的整体质量,随着我国现代科技的飞速发展,社会对复合材料应用性人才的需求会越来越大,复合材料安全应用教育的探索和实践工作也变得越来越重要.《复合材料概论》一书以我国复合材料研究理论为核心,构建了新的教育课程体系,其教育内容充实丰富,既可以作为高等院校复合材料与工程专业学生的教育参考书,也可以作为相关专业人才的工作指导书,具有重要的教育教学价值.

牛蔓 崔接友(通讯作者)(重庆建筑工程职业学院,重庆 400072)

## 人体能量采集与存储研究科技现状及未来发展趋势 ——评《能量收集技术》

当前科学技术发展已达到前所未有的进步,其中柔性可穿戴产品作为一种新型科技产品正迅速崛起,可穿戴设备生产量与使用量也逐年递增。据国际数据公司 (IDC) 的研究显示,2019 年第四季度全球可穿戴设备出货量增长 82.3%,2019 年全球可穿戴设备出货量达到 3.365 亿台。近几年可穿戴电子产品的电池容量不断扩大,设备功耗改善方面也取得了一定的进步,但整体上其能量密度与容量的提高空间仍较为有限。某些电池在产品使用过程中充电较为麻烦,若因电池故障而更换电池将会使投入更大。在此背景下人们不断地探索其他能量获取方式,如环境中的太阳能、热能和机械能等能量形式,但这些能量并非总是可用的。就此一些科学家从人体本身出发,探寻人体中的能量存储,如热能、机械能等,改变传统能量供应方式,实现人体能量采集与存储研究。如何从人体中获取能量,如何解决能量无法直接为电子设备供电问题,如何实现功率调节、储能与功率输入,这些问题都是该工程科学领域关注的重点问题。相关研究学者不断探索,相关著作也相继问世,其中《能量收集技术》一书的出版,对电能量收集技术、电磁能量收集技术和热能量收集技术等进行了详细的阐述。

《能量收集技术》一书于 2011 年由东南大学出版社出版,作者为沙山克·普里亚(印)和丹尼尔·茵曼(美),由黄见秋、黄庆安翻译。黄庆安作为东南大学电子科学与工程学院教授,博士生导师,长期从事 NEMS、人、RF/MEMS 器件与系统研究,科研经验丰富;黄见秋长期从事 MEMS 器件设计,其中“高性能 MEMS 器件设计与制造关键技术及应用”获得国家科学技术进步奖。《能量收集技术》融合了作者与译者的丰富科研与实践经验,学术价值与实用价值较高。全书共分为 19 个章节,主要包括压电能量收集技术、电磁能量收集技术、热能量收集技术、薄膜电池材料与技术、生物 MEMS 能量收集技术以及能量收集技术在结构健康监测、植入式医疗监测、有源射频传感器及识别等方面的应用,同时还包括对悬臂梁式压电能量收集器机电模型、振动式压电能量收集器性能计算、压电等效电路模型和利用背包的压电能量收集等方面的研究总结,在能量采集技术及模型计算后,还包括振动能量收集标准参考,可见本书扎实的理论性和有效的指导性。

现阶段无线传感网在环境监测和结构健康监测等方面应用日益广泛,且应用前景良好。但由于这些应用受制于自身能源供给,基于这种需求,能量采集与存储至关重要。在当前的人体能量采集与存储技术研究中,关于机械能采集的研究最广泛,主要是指从人体日常运动以及身体内部肌肉/器官等生物力学运动中获取机械能,基于其物理机制,人体机械能可转化为电能。电磁能量采集是较为传统的能量收集技术形式,当磁化体和导电线圈之间发生相对运动时候,电磁能量采集器就能够将机械能转换为电能,该形式具有显著优势,例如,从低频转换谐振器结构来看,转换效率相对较高,能够脱离外部电压源;同时,电磁能量采集的内部阻抗相对较小,在进行能量输出时输出效率较高,电流也相对较高,在系统尺寸大变大时,其能量采集价值也相对较大。通过该书中“电磁能量收集技术”的介绍,读者能够更深入地了解人体能量采集中电磁能量采集器的开发应用。

人体在进行运动的过程中,会产生机械能、热能和生化能,将这些能量转换为电能,再经过功率调节、能量存储单元处理后,电能就能够为电力负载提供较为稳定的功率供应。通过《能量收集技术》中关于“热能量收集技术与热能量收集技术的优化”的介绍可知,通过有效的热能量收集,保证功率稳定与输出功率足够,就可以为所需电子设备供电。关于未来人体能量采集与存储的趋势,要立足两种或多种能量收集技术的混合来看,以提升能量采集效率和输出稳定性。

《能量收集技术》中融合了大量的文献研究成果及实验检验,对等电磁能量、热能量和生物 MEMS 能量等各种能量的收集展开了详细介绍,理论知识与实验论证紧密配合,使本书的直观性大大增强。该书结合了作者及数十位专家多年的实践经验编纂而成,全书对能量收集展开了全面和详细的论述。《能量收集技术》的出版不仅有利于相关工程技术研究人事对能量收集展开更深入的研究,也能够为 MEMS、微电子、无线传感网以及机械工程、仪器仪表等领域的科研工作者、研究生及本科生提供学习参考。

基金项目:2019 年东莞市社会科技发展(一般)项目:人体能量收集核心技术研究(编号:2019507154529)

刘勇求 杨立波(广东科技学院 广东 东莞 523083)



## 复合材料成型工艺的发展对拓展复合材料的生产应用体系的影响 ——评《复合材料成型工艺及应用》

近年来,现代化复合材料在生产和发展应用过程中,其成型工艺和结构组织形式不断发展变化,各方面的应用性能也在稳步提升,目前不仅在建筑、航天和医疗等多个领域得到了广泛的应用和发展,就其在现代乐器制造中也获得的广泛的应用.对此本文中结合徐竹与国防工业出版社编写的《复合材料成型工艺及应用》一书,以钢琴为例详细探讨复合材料及其成型工艺在现代钢琴制造中的应用以及复合材料的发展对钢琴音乐创作和钢琴训练技巧和演奏性的影响,旨在强化复合材料在乐器制造方面的生产研究.

随着当前产业科技的不断发展延伸,复合材料已经成为我国工业生产领域最重要的研究课题之一,尤其是对我国生产制造业来说,复合材料工艺的发展会直接影响整体产业结构.《复合材料成型工艺及应用》作为我国最新一期普通高等教育的“十三五”规划教材,详细解读了我国最先进的复合材料生产制造理念.作者结合我国现代生产业各领域的实际情况,介绍了复合材料成型技术和实际应用性能,包括当前我国常用的复合材料典型生产工艺,如手糊成型工艺、模压成型工艺、缠绕成型工艺、热压罐成型工艺、拉挤成型工艺和夹层结构成型工艺等.全书除去绪论部分,可以分成10个技术模块.第一个模块为复合材料原料讲解部分,作者将复合材料进一步细化为增强材料、基体材料、预浸料和辅助材料四部分,详细讲解了各类材料的应用性能和整体应用策略;书中第二到第八个模块为复合材料成型技术解读部分,作者根据应用结构对当前我国最先进的复合材料成型工艺进行了详细的划分解读,除了常规工艺以外,作者还对复合材料液体成型和热塑性树脂基复合材料成型这两项当前复合材料热门研究工艺进行了深入评析;在书的最后一个模块中,作者详细介绍了现代复合材料低成本技术的发展趋势,包括现代制造领域经常运用的自动铺放和辐射固化技术.从整体来看,作者在《复合材料成型工艺及应用》中,既关注了当前复合材料成型工业技术知识的基础性、完成性和应用性,同时也兼顾了市场需求,详细解读了近年来新型的复合材料成型工艺,整体实用性极强.该书既可以作为现代材料生产专业高校学生的专业教材,同时也可以作为复合材料生产制造工艺开发研究技术人员的行业技能参考书.

作者在《复合材料成型工艺及应用》中指出,复合材料在我国具有很长的发展历史,其应用范围也在不断扩展,由于其在不同结构和环境下的应用方式可以满足社会各行业的需求,复合材料相比较传统单一的陶瓷、金属、高分子材料更具优势,对人类社会的发展具有重要推动作用.以音乐和钢琴训练演奏为例,音乐是人类社会进化工程中,最能够表达现实生活和艺术情感的行为活动,而钢琴演奏则是音乐表达最重要的方式之一.钢琴作为大型乐器的一种,其生产制造工艺具有悠久的历史,而随着生产材料的变化,钢琴制造工艺也在不断发展.钢琴的前身是管风琴,最初的生产制造材料为实木料,其生产工艺不仅对材料本身的完美程度有着超高度的要求,甚至对原木的密度、年轮宽度也有着极大地限制.而那时的钢琴演奏因为钢琴材料本身的限制性,需要演奏者掌握多重繁琐的操作技术,包括双手双脚的同时快节奏参与,同时控制多层手盘和脚键盘以及众多的音管和音栓,极大地限制了钢琴演奏技巧的普及性.而随着材料的发展,传统钢琴的制造工艺也在不断提升,钢琴也由传统的古钢琴向现代钢琴演化,其用料不再是单一的木料,而是囊括了金属、原木和树脂等多重材料,尤其是近年来随着复合材料的突破性发展,现代钢琴的制造用料有了多样化的选择,其整体生产工艺不断向轻量化迈进,随之也带来了钢琴演奏的技巧性变革.例如传统钢琴的琴弦大多以纯钢为核心材料,然而复合材料工艺发展以后,现代钢琴的琴弦则改成了复合型碳钢.结合《复合材料成型工艺及应用》中的内容我们可以确定,这种复合材料具有高度延伸性,所以在强力敲击后不会变形,整体形状由粗到细,可以有效降低音高,却没有降低发音品质.在演奏训练中,钢琴演奏者可以避免琴弦靠近音板边缘而出现的音色差异,有效提高演奏效果.除了钢琴弦,钢琴骨架的制造同样反映了复合材料的发展变化.传统钢琴的骨架全部由纯木构造,内部包含三根方木,支撑钢琴拉力,而随着现代复合材料生产工艺的发展,钢琴的骨架可以添加多种复合金属铁骨,具有稳定音准,提高支撑力的作用,对于演奏者来说可以及时调整演奏技法,提高切换频率.

随着复合材料应用范围的不断增加,其自身的结构特征也会随着其成型工艺的改变而不断变换.《复合材料成型工艺及应用》提出了一整套完整的复合材料生产应用体系,对于我国各领域的生产制造业来说,该书可以有效帮助当前研究人员合理把控未来研究趋势,并针对现有问题进行深度总结,此外该书编写语言多为日常用语,更易被学生接受,对我国复合材料生产教育发展具有十分重要的促进作用.

胡淑娟(仙桃职业学院,湖北 仙桃 433000)



## 合理运用物理知识,提高体育运动认知 ——评《体育运动中的物理学》

《体育运动中的物理学》是科学普及出版社出版的体育物理学教育普及类用书,该书详细介绍了常见运动中的所涵盖的物理学现象和内在物理学关系原理,可以作为当代体育运动教学中物理学关系理论的指导用书.作者在书中的开头以发问的形式,从日常体育运动中常见的多个体育运动现象入手,深入浅出地阐述了物理学对于体育运动训练研究的意义,体现了该书作者求真务实的著书态度.而在该书的正文部分,作者将多种物理学基本原理,如摩擦力学、离心现象、动量定理、伯努利方程、能量转换和力的相互作用等关系概念与对应的体育项目相结合,深入解读了体育运动训练中的物理学关系以及物理学对提高体育运动训练效果的实际作用.不仅符合现代体育教学的创新要求,同时也能提高学生对于体育运动训练的学习兴趣.此外书中还探讨了创新性体育运动和物理学关系原理、趣味体育训练等内容,可以作为当代体育教育训练重要的教学补充.

### 一、物理知识需要与体育教学互相渗透

在《体育运动中的物理学》中,作者指出体育老师在日常教学中,需要主动将体育与物理知识相互融合,同时兼顾学生物理学知识掌握情况,便于更好地构建物理学和体育教学融合下的课程体系,提高学生的学习效果.以体育教学中的跑步教学为例,跑步运动教学设计到的物理知识包括摩擦力、牛顿运动定律和加速度等.体育教师可以提前了解相关物理知识内容,通过自身的理解和提炼,在体育教学前为学生普及这些基础物理知识,从而保证学生在其后的体育跑步训练中,掌握运动技巧,提高体育训练效率.而对于一些物理学原理相对抽象复杂或者因为教学条件限制无法进行体育实践的体育项目,有关体育教师可以采用理论教育或者课后讲座的形式,将物理学相关知识点集中讲解或者整理后展现出来让学生自行讨论.通过对相关问题的深入分析,可以有效帮助学生理解体育运动中的物理知识,再根据物理学原理提高体育课程学习内容的学习效果,从而实现双向提升.

### 二、物理学知识内容的应用对体育教学的帮助

针对当前物理学知识对体育教学的提升作用问题,作者在《体育运动中的物理学》一书中也给出了相应整理和概括.其一是可以有效提高学生分析问题和解决问题的能力.学生正处于成长和发育的关键时期,老师的职责不仅是传授知识,提高学生的学习成绩,更需要帮助和培养问题的分析能力,这也有助于帮助学生形成正确的人生价值观.体育教师在日常教学中,引入物理学知识,引导学生对体育现象和运动过程进行抽象分析,可以帮助学生更好的了解体育运动问题的本质,在这一过程中也可以有效提高学生分析问题和解决问题的能力,锻炼学生从多个角度理解体育运动,帮助学生健康成长;其二是可以提高学生体育训练的积极性.传统体育教师在进行体育教学知识教学和技术训练时,一般仅能依赖于乏味的口语叙述和重复的训练,很容易让学生感觉枯燥无趣,丧失体育学习兴趣.面对这一问题,体育老师可以从常规体育现象入手,把物理学引入体育训练并合理贯穿到后续的运动知识教学中,从而激发学生的学习兴趣和让学生在充分学习体育技能原理的同时,应用物理学知识和物理学思维对其进行深入解析,形成自身独有的体育认知,从而达到体育训练和理论指导的双重教育目的;此外,通过合理运用物理学关系知识,可以帮助学生深入理解体育技术动作,增强自身支配四肢肌体的能力,让学生更清晰地掌握体育训练技术方法,提高体育运动效率.

总而言之,物理学中的内容知识和体育运动之间有着非常紧密的联系,学好物理知识对体育运动教学有着重要的作用.《体育运动中的物理学》一书以常规学生教育为中心,尊重当前体育教学实际情况和学生体育训练爱好,将物理学和体育运动教学深入结合,可以帮助更多的体育教育工作者把握体育教学的魅力和真谛,完成体育教学改革,构建体育教育创新课程体系.

基金项目:广西教育厅2016年广西高校中青年骨干教师基础能力提升项目“广西桂林龙舟竞渡文化传承发展与开发利用研究”(项目编号:KY2016YB171)

史伟(桂林理工大学体育教学部,广西桂林 541004)

## 电气自动化专业英语教学方法创新 ——评《电气自动化专业英语》

目前我国各类学科知识的交叉教学是教育发展的核心方向,而将各自专业取得的研究成果进行国内与国际之间的学术交流,是本专业学科知识发展的必经之路,可以有效避免专业科技发展陷入闭门造车的状态,也有利于及时取长补短.以我国电气自动化专业为例,目前电气专业国际学术会议官方用语一般为英语,由于科技英语的词汇范畴和语法表达与公共英语差异较大,所以电气自动化专业科技人员在进行学科交流的时候,仅依靠公共英语会遇到较大交流障碍.电气自动化专业英语教学可以帮助电气专业技术人员将电气专业知识与英语相结合,便于国际学术交流.随着我国电力系统相关领域研究的飞速发展,越来越多的新型电力产业理论和电力产品被开发和研制,同时也不断涌现出新的电气自动化专业词汇和术语,这就对我国高等院校电气自动化专业英语教育课程提出了更高的要求,需要有关教育机构在不断挖掘传统教育问题的同时,积极探究新的教育理念,优化和完善电气自动化专业英语教育内容.在此背景下,由黄星、刘治满编写的《电气自动化专业英语》一书,对我国当前电气自动化专业英语教育方法和教育课程体系改革创新具有重要意义.

《电气自动化专业英语》一书是编者根据我国电气专业英语教育教学改革大纲要求,结合我国电气自动化发展现状以及专业实践教学中的经验和体会,专门为高等院校电气自动化专业学生学习专业英语而编写的电气专业英语教材.全书可以分为以下几个部分.第一部分为基础英语知识部分,编者主要阐述了电气专业英语的技术特征、翻译技巧等;第二部分为专业英语技能叙述部分,作者主要编写了当前电子元件、电子电路、数字电路和电气自动控制系统等电器专业理论英语内容.除了上述内容以外,编者还在书中添加了电气自动化专业词汇表,不仅囊括了电气自动化专业英文文献的生词和主要专业表达词汇,还汇编了最新的电气自动化专业科技词汇,保证学习人员可以更准确地掌握电气自动化专业词汇表达.从实际应用上来看,《电气自动化专业英语》一书具有课程体系分明,词汇量大、复合词汇多和词义专业等特征,不仅可以作为当前我国高校电气自动化专业英语的教育用书,还可以供广大从事电气自动化专业工作、具备一定基础英语技能的专业技术人才和自学者使用,具有鲜明的实用价值.

近年来,随着我国电气科技的飞速发展,国际科技交流变得越来越频繁和普遍.为了有效借鉴国外发达国家在电气自动化专业科技开发等方面的丰富经验,国内电气工作者不仅需要具备良好的电气专业技能知识,还需要具备一定的专业英语沟通交流能力,也仅有这样才能在电气科技交流中,有效学习和掌握国外先进技术,时刻把握行业国际发展新动态,所以有关高校为努力提升电气自动化专业学生的英语水平,是提高其综合竞争力的重要保障.然而现阶段,国内电气自动化专业英语教育仍然存在一定问题:其一,专业英语教育课程安排不合理.当前国内大多数高校将基础英语课程安排在大一和大二,大三后才开设专业电气英语课程.学生在低年级需要花费大量的时间和精力研究基础英语,然后再重新学习专业英语,很容易降低学生的英语学习积极性.其二,电气自动化专业英语教材内容陈旧.当前国内电气专业英语教材内容虽然内容涉及面较广,但是其扩展内容普遍滞后于当前行业新态,不利于学生时刻掌握电气科技发展方向.最后是实践性问题,当前电气专业英语教育内容过于强调理论性和专业性,缺乏实践性内容,学生在学习时往往会感觉枯燥且在实际应用中无所适从.对此,现结合《电气自动化专业英语》一书,提出几点电气专业英语创新教育方法.《电气自动化专业英语》中指出,电气专业英语教育内容,必须以实践应用为主体,不能仅限于专业知识讲解.所以《电气自动化专业英语》一书在编写时,其内容反映了当前电气自动化领域科技最新动态,在保留其内容的基础上,注重实用性和岗位应用性,使学生可以更加自如地学习知识技能.所以有关教师在日常教学中需要注重实践与理论相结合,在强调专业知识的基础上,适时引入行业实践案例,提高学生行业思维,做到学以致用.此外,指导教师可以努力创新日常教育方法,改变传统灌输式教学,通过积极新颖的教育元素,调动学生的主观思考能力,时刻关注学生的学习自信,努力构建一种“学习轻松、学用一体”的学习氛围.

总之,电气自动化专业英语是当前我国高等电气专业人才所需要掌握的一项重要行业技能,学好电气专业英语可以有效提高自身的综合技能素质,从而提高自身行业竞争力.《电气自动化专业英语》一书作为电气自动化专业英语使用教材,其内容体系分明,可以为相关专业教育课程体系的创新发展,提供有力的指导.

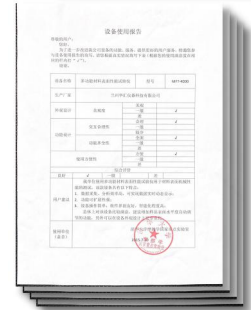
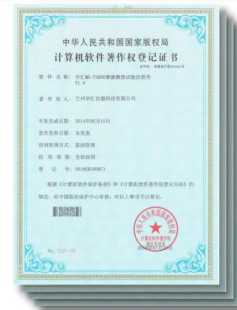




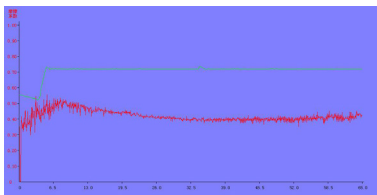
# 兰州华汇仪器科技有限公司

Lanzhou Huahui Instrument Technology Co., Ltd

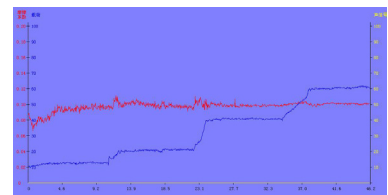
摩擦试验机广泛应用于交通运输、冶金建筑、汽车、宇航与造船以及国防科技、高等院校等国民经济的各个领域和部门。它作为一种精密测试设备，对于材料科学的快速发展、工业产品和工程结构的合理设计、有效地使用材料、改进工艺、减小产品的体积和重量、提高产品质量，以及保证安全可靠和提高使用寿命等，都具有极其重要的作用。现在的科学发展历程表明，科学仪器的创新是科技创新的组成部分，也是推动科技创新的重要支撑。



兰州华汇仪器科技有限公司结合中国科学院固体润滑国家重点实验室、清华大学摩擦学国家重点实验室在摩擦学领域的先进测量技术，研发了多种试验设备和极端条件下的检测设备。其中，MFT-4000 多功能材料表面性能试验仪实现了在一台仪器上对材料表面硬度检测、结合力检测、摩擦性能和耐磨强度检测、粗糙度检测、弹性模量检测、厚度检测等多项机械性能的检测；MFT-R4000 高速往复摩擦磨损试验仪针对材料表面及薄膜在不同载荷、不同



频率、不同温度及不同气氛下高速往复运动形式的摩擦性能和耐磨强度进行定量评价；MS-T3000 摩擦磨损试验仪对超滑材料(摩擦系数:0.001量级以下)的摩擦学性能和耐磨强度进行评价；MFT-EC4000 电化学腐蚀摩擦磨损试验仪主要针对腐蚀摩擦机理研究，从纳米、微观和宏观尺度上的多重测试，并且对表面处理材料、润滑材料及添加剂的选择进行定量评价。此外，还研制了TCU-VS6000 高真空(超低温)沙尘摩擦磨损试验仪、FCT-4000 超低温摩擦磨损试验仪、SFT-4000 超高真空摩擦磨损试验仪、MS-W6000 重载高温摩擦磨损试验机等。



## 多功能摩擦磨损试验机



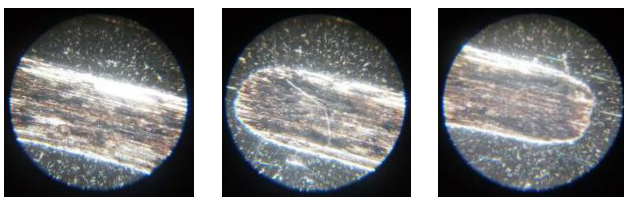
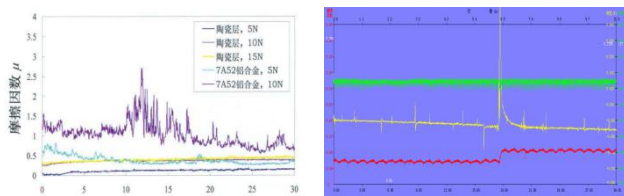
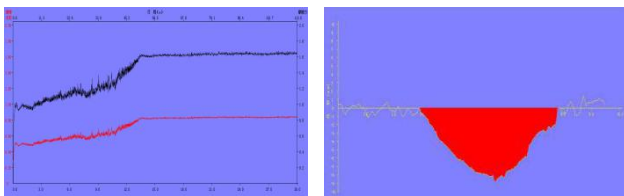
材料表面及薄膜摩擦磨损性能检测设备的多功能化、智能化、小型化、集成化以及高稳定性和高可靠性，将成为现代分析测试技术发展的必然趋势。由于实际摩擦环境可能千变万化，而进行摩擦试验要模拟实际

摩擦系统，在实验室再现摩擦现象及其规律性，以便对各参数进行观察测量，因此，为了满足要求，我们研发了MS-M9000多功能摩擦试验机。该仪器是集往复摩擦磨损测试、旋转摩擦磨损测试、环块摩擦磨损测试、冲击疲劳测试、电化学腐蚀摩擦磨损测试于一体桌面试验仪器，通过一台仪器可实现多种形式的摩擦磨损试验；同时该仪器还具有密封壳体，加热组件、油池等，可在不同气氛、不同介质、不同温度下进行摩擦磨损试验。

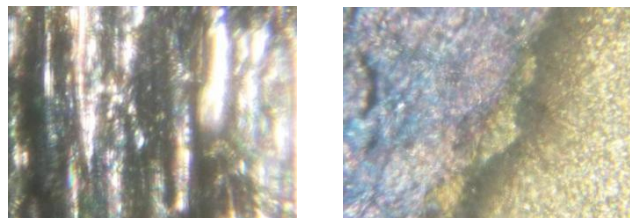
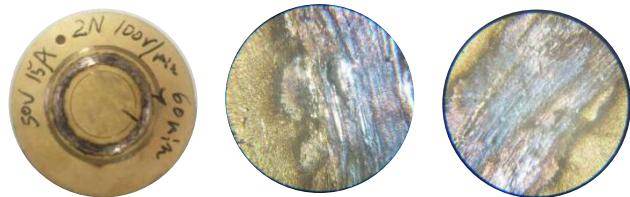
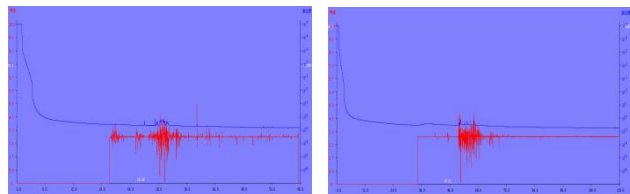
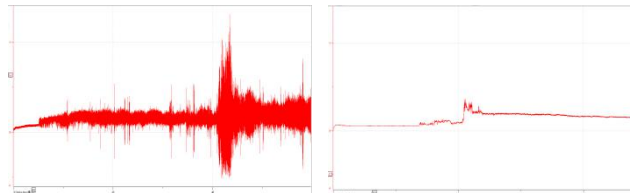
仪器适用于机械加工、交通运输、航空航天、海洋、化工、生物工程等诸多工业领域。

应用该仪器取得的部分成果：

- Tailoring the Tribocorrosion and Antifouling Performance of (Cr, Cu)-GLC Coatings for Marine Application 《APPLIED MATERIALS & INTERFACES》
- Friction and wear of Cr-doped DLC films under different lubrication conditions 《Vacuum》



## 真空载流摩擦试验机



载流摩擦磨损属于特殊工况下的摩擦磨损，是指处于电场或磁场中的摩擦副，在电流通过条件下摩擦副的摩擦磨损行为，它包括润滑条件下及干摩擦条件下的摩擦磨损特性研究。

载流摩擦磨损研究的主要背景为高速电气化铁路的受流、城市公共交通中电车的电力传输系统、工业中广泛应用的发电机电动机的碳刷与集电环、在航空航天领域运载火箭升空过程中的整流装置在运行过程中所产生的摩擦磨损行为等。

我公司基于此背景下研发了VCF-CSM40真空载流摩擦试验机，该试验机具有真空腔体，不光可以做大气下的载流摩擦试验，还可以进行真空或不同气氛下的载流摩擦磨损试验。

通过该试验机可以设置转速、载荷、电流、电压以及试验时间来进行试验，最终会测得摩擦系数以及电流的变化。

