

# 润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.06

第42卷 第6期  
www.cjml.com.cn

ISSN 0361-9324  
CN 11-2807/T4



中文核心期刊

中国科学引文数据库来源集刊

中国科技论文统计源期刊

1976年创刊 CODE RYMID2 主办：中国机械工程学会 广州机械科学研究院有限公司



奥捷科技  
—— 中国润滑专家

## 奥特润滑 行业标杆

奥捷科技长期致力于自主研发具有自主知识产权和核心竞争力的中国润滑技术，为国内外客户提供有竞争力的设备润滑综合解决方案和服务。已获颁50多项国家和发明专利和国际发明专利，是国家唯一行业标准主编单位之一。



Leading  
Autel  
Leading  
Autel  
Leading  
Autel

广州奥捷润滑技术有限公司  
Autel Technology Co., Ltd

## 润滑与密封

RUNHUA YU MIFENG

第4卷 第4期 (总第200期) 2007年4月  
月刊 (每月15日出版)  
1976年创刊

主 管: 中国科学技术协会  
主 办: 中国机械工程学会  
广州机械科学研究所有限公司  
编辑出版: 《润滑与密封》编辑部  
地 址: 广州市黄埔区科学城 628 号 (510700)

## 编 辑 委 员 会

主 任: 葛世荣  
副 主 任: 李刚伟 黄 兴  
编 委: 蓝琦辉 谢友刚 徐威士 王玉明 曹建斌  
委 员: (按姓氏笔画排列)  
王齐华 王海牛 王翠欣 刘 超  
严新平 李 健 李 理 李刚辉  
孟水刚 张水刚 张春辉 陈国高  
汪久根 雷天敏 周仲荣 周 群  
姚洪强 高福祥 周小丽 钱林茂  
袁成清 黄 平 孙旭东 谢小鹏  
阮 烈 戴振东 Z. Peng

主 编: 贺石中  
执行副主编: 严 飞  
编 辑: 李 杰 廖天福  
责任编辑: 邓德清 刘 娜  
美术编辑: 陈开平  
编辑部电话: (020) 32385311  
编辑部邮箱: dhjydf@gsri.com  
网 址: www.dhjydf.com.cn

广告策划: 曹国仔 黎文勤 谷理通  
广告热线: (020) 32385311 32589800 (传真)  
发 行: 龙丽娟  
发行热线: (020) 32389676  
网 站: 郭伏假  
网站热线: (020) 32496580

发行范围: 国内外发行  
国内发行: 广东省报刊发行局  
订 阅 处: 全国各地邮局  
国外发行: 中国国际图书贸易集团有限公司  
(北京 399 信箱, 100048)

广告经营许可证: 4400000000002  
印 刷: 广州市新怡华务有限公司  
国内邮发代号: 46-57  
国外发行代号: BM 349  
定 价: 20 元/期, 240 元/年

ISSN 0254-0150  
CN 44-1260/TH

## CONTENTS

- 考虑表面粗糙度的液膜密封空化及承载能力分析 ——  
————— 李航涛 郑永明 曹国超  
杨文勇 王晋昌 孙吉峰 (1)
- 考虑侧轮效应的高速列车裙裾表面法向接触刚度研  
究 ——  
————— 肖 磊 方 斌 薛 超 郑 峰 (7)
- 某型航空发动机润滑油的热氧化安定性研究 ——  
————— 吴 赫 曹 连 伟 马 军 郭 峰 (11)
- 基于最大类间方差的油气润滑测试系统 ICT 图形  
重建 —— 孙 磊 周 北 周 罗 虎 斌 (17)
- 超高速磨削中微压添加剂对 GG-15 轴承钢表面粗糙度  
的影响 —— 刘 建 加 赵 海 平 李 华  
张 强 周 文 廷 聂 伟 成 (22)
- 热处理方式对 GG-15 钢与 86A 钢干摩擦副性能  
的影响 ——  
————— 李 忠 志 朱 强 李 永 强 高 润 超 (26)
- 薄片式密封变形分析及密封性能研究 ——  
————— 王 博 文 王 之 敏 刘 立 坤 (30)
- 点接触混合润滑的数值求解方法 ——  
————— 罗 剑 赵 江 军 (35)
- 为接触球轴承保持架定孔形状对其稳定性的影响 ——  
————— 张 永 宇 曹 耀 红 李 珂 (40)
- 不同粗糙度对齿轮齿条热弹流润滑的影响 ——  
————— 徐 岩 红 卫 俊 强 崔 润 刚 王 立 峰 (47)
- 润滑油膜状态下滑动轴承的磨蚀特性研究 ——  
————— 王 军 军 李 洋 李 强  
张 海 强 李 洋 占 群 (51)
- 梯度复合结构球列车车轮力学性能的影响 ——  
————— 张 延 科 程 志 杰 (59)
- 窄齿条件下滚子摩擦副润滑特性的实验研究 ——  
————— 毕 成 栋 丁 建 宇 吴 旭 阳 孙 永 峰 李 润 耀 (63)
- 考虑气穴影响的径向滑动轴承性能研究 ——  
————— 吴 超 李 家 豪 马 明 飞  
祝 晓 管 吴 允 尹 雪 梅 (69)
- 旋转接触形密封副的建模与仿真研究 ——  
————— 甘 屹 刘 恩 范 浩 斌 (73)

本刊编入“中国科学引文数据库 (CSCD)”, “万方数据——数字期刊网”, “中国核心期刊 (遴选) 数据库”, “中国期刊全文数据库 (CNKI)”, “中文科技期刊数据库”, “美国化学文摘 (CA)”, “《美国化学学会系刊文摘》 (Royal Society of Chemistry)”, “荷兰《皇家图书馆数据库》 (Rugnet)”, 作者如不同意请本人或编辑部接洽。

- 基于红外光谱和神经网络识别的润滑油水分检测  
----- 廖 军 史令飞 王超奇 (79)
- g-C<sub>3</sub>N<sub>4</sub>的制备及其在PEO/AAO中的摩擦学性能研究  
----- 王 鑫 虞莉萍 张 健 王争成 (83)
- 月球样品真空密封结构适应性试验研究  
----- 王惠勇 李爱峰 孙 亮  
纪 明 马 强 王克成 (88)
- 穿舱电缆填料函密封结构有限元分析  
----- 刘德强 苏如木 邓全水 伍广春 (92)
- 电机换向器密封的结构设计及性能分析  
----- 张 强 郭志明 周文涛 徐晋伟 (96)

- 多功能齿轮油滴油天平测试装置及实验方法研究  
----- 张 强 王 斌 周维杰 (102)
- 发动机油在不规则表面的溅射行为研究  
----- 张雪涛 李 强 张磊敏  
王 雷 王令杰 (107)
- 燃气轮机润滑系统滑油趋势预测  
----- 郭佳新 徐文彦 郭 定  
刘宇健 何 山 (113)

- 摩擦密封安全可靠性及完整性的设计控制  
----- 谭林斌 王志成 欧 律 (119)

- 一种自修复功能基加剂的制备及性能研究  
----- 曹志丁 欧博明 余红艳 曹伟群 魏 敏  
潘震君 胡大刚 蔡政超 邓兆国 (126)
- 一种抗磨型铜基分散剂的研究  
----- 郭 强 黄 卿 金 杰  
赵正平 徐小红 (132)
- 一种快速供能蒸汽驱动的机构设计  
----- 梅顺成 王建军 胡黎明 (136)

- 功能化碳纤维材料研究系列进展  
----- (6)
- 中国制浆技术论坛 (2017) 征文选编  
----- (16)
- 多孔石墨烯复合材料可增强电液性能  
----- (46)
- 中科院合肥研究院在石墨烯领域率先开展复合材料研究方面取得进展  
----- (64)
- 2017年度(第六届)“蓝桥杯”竞赛——优秀青年学者奖”开始颁奖候选人  
----- (72)
- 2017中国半超化技术大会暨海峡两岸半超化技术论坛在大港召开  
----- (132)

## 《润滑与密封》投稿要求

### 一、对本稿的要求

1. 标题: 应具有科学性、实用性、逻辑性, 文字准确、简明、精炼, 重点突出, 稿件应标注页次(中英文)、摘要及关键词(中英文)、作者及作者单位(中英文)、正文、参考文献等, 并提供中图分类号和作者简介, 若是科研项目或国家、部、省、部级项目, 请附项目名称和编号标注在文后致谢的末尾。
2. 文题: 应恰当、简明地反映文章的内容, 符合编制题录、索引和选择关键词等所遵循的原则, 中文题名一般不宜超过 20 个汉字, 英文题名应与中文题名含义一致, 一般不超过 80 个实词。
3. 作者: 应具备下列条件: (1) 参与选题和设计或参与资料的分析和解释者; (2) 起草或修改此文中文关键性理论或其他主要内容者; (3) 最终同意该文发表者, 每位论文作者的顺序应在投稿时确定, 在编辑过程中不应再作更改, 作者单位应写明全称, 并注明城市邮编和邮编, 作者间亦应标注姓名、性别、出生年、学位、职称、研究方向、邮编。
4. 摘要: 中英文摘要一律采用结构式摘要, 主要包括研究目的、方法、结果和结论 4 部分, 中文摘要 300 字以内, 英文摘要与中文摘要相对应。
5. 关键词: 论英文摘要一般列 3~5 个关键词即可, 标引的关键词应针对大文章研究的重点内容, 且通用性比较

强。

6. 图表: 按正文中出现的先后次序连续编号, 每个图表在文中均应有标注, 并对每幅图表冠以具有指向性的图(表)题(包括中英文), 本刊采用三栏表, 表中数据竖排, 插图应由专业人士用计算机绘制或加强, 照片图上不要用手写字, 插图版面布局合理, 图形清晰, 比例适中。

7. 参考文献: 按国标 GB 7714-2015 采用顺序排列制著录, 按照其在正文中出现的先后顺序排列的序号加方括号标注, 参考文献中的作者, 1~3 名全部列出, 3 名以上只列前 3 名, 后加“等”或“et al”, 参考文献必须由作者对其原文核对其无误, 中文参考文献须提供对应的英文原文, 每篇文章的参考文献应不少于 10 篇。

### 二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿, 投稿邮箱: <http://www.lubrication.com.cn>, 作者修改稿件请直接发至邮箱 [lubrication@pub.com.cn](mailto:lubrication@pub.com.cn), 投稿时须提供联系电话、邮编等, 本杂志社及技术编辑应及时与作者所在单位联系, 并确认是否修改。
2. 本刊审稿周期为二个月, 稿件录用情况通过邮件通知作者, 录用稿件同时邮寄正式录用通知书, 审稿意见及录用情况可上网查询 (<http://www.lubrication.com.cn>)。
3. 本编辑部保留原稿, 赠加一篇备份, 来稿文责自负, 本刊有权对来稿做文字修改、删节, 凡有涉及原意的修改请视情与作者沟通。

Analysis of Cavitation and Load-carrying Capacity of Lip-  
oil Film Seal with Consideration of Surface  
Roughness -----  
----- LI Zhentao HAO Maming CAO Hongyan  
YANG Wenjing WANG Yunde SUN Xinhai (1)

Research on Normal Contact Stiffness between Rough Sur-  
faces of High-speed Wheel/Rail Considering Batched  
Effect ----- XIAO Qian FANG Jian  
CHANG Chao ZHENG Jifeng (7)

Studies on Thermal Oxidation Stability of Some Aviation  
Lubricating Oils -----  
WU Nan FEI Yuesi MA Jun GUO Feng (11)

An Image Reconstruction Algorithm Based on GTSU for  
ECT Used in Oil-vair Lubrication Testing System --  
-- SUN Qiguo DE Qian LIU Guangrong (17)

Effect of Extreme Pressure Additives on the Surface  
Roughness of GC15 Bearing Steel in Ultra  
High Speed Grinding -----  
----- LI Xianhua ZHAO Zhuan SHAN Shiyin  
ZHANG Chao ZHOU Wenbo GONG Weimin (22)

Effect of Heat Treatment Method on Dry Friction and Wear  
Properties of GC15 Steel Against Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> -----  
----- LI Qinghong ZHU Qiang  
LI Dongjin GAO Yunde (26)

Research on Leaf Deformation and Sealing Performance of  
Leaf Seal -----  
-- WANG Bowen WANG Zeli LIU Likun (30)

Numerical Solving Method of Mixed Lubrication in Point  
Contact ----- LIU Jian ZHANG Saoping (35)

Effect of Cage Pocket Hole Shape on Stability of Angular  
Contact Ball Bearing -----  
----- ZHANG Leyu XIAO Shuhong LI Qi (40)

Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Gear Rack  
under the Effect of Different Rough Texture -----  
----- XU Caibang WANG Yanyang  
ZHANG Yonggang WANG Lian (47)

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 6 Jun. 2017

Since 1976

**Authorities in Charge:** China Association for Science  
and Technology

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

**Editor & Publisher:** (LUBRICATION ENGINEERING)  
Editorial Department

**Addr:** Huangpu, Guangzhou, P.R.China

Editorial Committee

**Chairman:** GE Shiqiang

**Vice Chairmen:** ZHANG Siwei HUANG Xing

**Advisors:** WEN Shiduo XIE Yunde XU Biao  
WANG Yuming LIU Jianbin

**Members of Editorial Committee:**

|                |               |                |
|----------------|---------------|----------------|
| WANG Qian      | WANG Biao     | WANG Lijun     |
| LIU Kan        | YAN Xiang     | LI Jun         |
| LI Shu         | LI Shaohai    | SHENG Yonggang |
| ZHANG Yongshen | ZHANG Chunhui | CHEN Gaoran    |
| WANG Juyun     | SHAO Tianxin  | ZHOU Zhongrong |
| ZHOU Feng      | YAO Pingping  | GAO Chenghui   |
| GU Kai         | QUAN Lianxin  | YUAN Chengping |
| HUANG Ping     | PENG Xuhong   | XIE Xiangping  |
| YU Li          | DAI Zhenqiang | Z. Feng        |

**Chief Editor:** HE Shiqiang

**Vice Chief Editor:** YAN Fei

**Editor:** LI Xing LIU Mifan

**Layout Design:** HENG Lianjun LIU Na

**Tel:** (8620) 32385313

**Fax:** (8620) 32389600

**Web:** www.ajyud.com.cn

**E-mail:** ajyud@pmail.com

**Distributed Range:** Distribution at home and abroad

**Domestic Distributor:** Newspapers and Publications  
Board of Guangzhou

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

**Post Distribution Code:** 46\*57

**International Code:** BH 549

Static Characteristics of Journal Bearings under Starved Lubrication -----  
 ----- WANG Junshi KANG Yang QIN Chen  
 ZHANG Hao ZHENG Dong SHI Zhanqun (51)

Influence of Coarset Composite Structure on Mechanical Properties of Railway Wheel -----  
 ----- ZHANG Zhongke CHENG Xiyun (59)

Experimental Study on Zirconium Oxide Hydrodynamic Lubrication of Roller Friction Pairs -----  
 SHAN Chenglong HENG Jianming WU Changyong  
 RAI Daogang HEI Taoping (65)

Effect of Cavitation on Journal Sliding Bearing Performance -----  
 ----- WU Chen LI Mengrong MA Mingfei  
 GONG Xiangyun WU Yun YIN Xianwei (69)

Modeling and Simulation of Lip Seals for Revolving Axis -----  
 ----- GAN Yi LIU Sheng ZHANG Jinfeng (73)

**Application and Development**

Lubricating Oil Moisture Detection Based on Induced Spectrum and Extreme Learning Machine -----  
 ----- QU Jun SHI Lingfei WANG Jiefeng (79)

Preparation and Tribological Performance in PEG400 of p-C<sub>6</sub>N<sub>4</sub> Nanomaterial -- WANG Rui SHI Liping  
 ZHANG Hong WANG Liao (83)

Experimental Investigation on Adaptability of Laser Samples Vacuum Sealing Structure -----  
 ----- WANG Changyong LI Haidan SUN Liang  
 Ji Ming MA Gang WANG Kezhong (88)

Finite Element Analysis of Seal Structure of Guide Sliding Boxes -----  
 LIU Boyan CHEN Baomo  
 QIU Jinhai REN Guangshu (92)

Structure Design and Performance Analysis of Water Lip and Film Seal ----- ZHANG He HAO Wenling  
 YANG Wenjing XU Lianhai (96)

**Technical Analysis**

Research on a Multi-functional Gear Box Tester for Changing Power Losses and Its Test Methods -----  
 -- ZHANG Pei WANG Bin ZHOU Yajie (102)

Study on Adsorption Behavior of Engine Oils on Stainless Steel Surface -----  
 -- ZHANG Xianan LI Peng ZHANG Daohong  
 WANG Lei KONG Lingjie (107)

Wear Tensile Forecasting of Gas Turbine Lubricating System -----  
 ----- SUN Jian TONG Wenzuo LANG Hong  
 LIU Yajie HE Shan (113)

**Summary and Analysis**

Safe and Integrity Analysis for the Reliability Design Control Techniques of Rubber and Plastic Sealing -----  
 ----- TAN Guohua LAN Zhicheng GU Jing (119)

**Enterprise Forum**

Study of a Self-repairing Lubricant Additive -----  
 ----- ZENG Zhaoping GU Ruijing YU Hongya  
 HUANG Weizong YIN Min PAN Lujun  
 HU Dayun LI Hanchun QIU Zhongxi (126)

Study of an Antifuse Seal Dispersant -----  
 ----- GUO Peng HUANG Qing JIN Peng  
 ZHANG Zhenghua XU Xianheng (133)

Design of a Fast Acquisition Mechanism of Hot Steam Cylinder Oil ----- YANG Shunsheng  
 WANG Jiankang HU Desheng (136)

## 广告刊户索引

福州奥特科技有限公司 ----- BF15032 封面  
 新德达贸易(上海)有限公司 ----- BF17015 封面  
 上海卓尔国际商务技术有限公司 ----- BF15031 封二  
 南方中金环境股份有限公司 ----- BF17020 插页 1  
 河北利姆尔橡塑制品有限公司 ----- BF17010 插页 2  
 广州诺拜化工工程有限公司 ----- BF16030 插页 3  
 中国石化润滑油有限公司 ----- BF17017 插页 4  
 天津天河分析仪器有限公司 ----- BF17025 插页 5  
 福州博德曼密封件有限公司 ----- BF16030 插页 6

晶基先进材料(股)公司 ----- BF15026 插页 7  
 泰美多 ----- BF17007 插页 8  
 唯克森(北京)科技有限公司 ----- BF16020 插页 9  
 成都十超精密科技有限公司 ----- BF17023 插页 10  
 天津海罗德科技有限公司 ----- J116018 目录封底背面  
 南通超科投(北京)有限公司 ----- BF16027 目录封底  
 机械工业汽车军需物资质量监督检测中心 ----- QC10060 黑白内页 1  
 四川兵工学报 ----- Y17002 黑白内页 4

## 考虑表面粗糙度的液膜密封空化及承载能力分析

李振涛 郝本明 曹恒超 杨文静 王誉磊 孙鑫辉  
(中国石油大学(华东)密封技术研究所 山东青岛 266580)

收稿日期:2016-12-20  
修回日期:2017-01-10

摘要:为进一步探索表面粗糙度对液膜密封影响,基于液膜空化的3D空化模型,建立粗糙表面液膜密封物理模型,采用有限体积法离散控制方程并用 Gauss-Seidel 迭代法求解,分析表面粗糙度、膜厚及操作工况特征数对液膜密封空穴发生及承载能力的影响。结果表明,以空化面积此为判据,液膜中空穴区域随膜厚增大而增大且承载能力呈减小趋势,且两者均随工况特征数的增大而增大;在膜厚较小时(小于5~6 μm)时,较大表面粗糙度有助于空穴发生及承载能力,而在膜厚较大时,其影响减弱甚至被忽略;在较高工况特征数时,较大表面粗糙度对承载能力的影响更明显,而在较低工况特征数时,较大表面粗糙度对空穴区域的增大影响明显。

关键词:液膜密封;空化;承载能力;表面粗糙度

中图分类号:TB117.2 文献标志码:A 文章编号:0254-0150(2017)04-0001-06

引用格式:李振涛,郝本明,曹恒超,杨文静,王誉磊,孙鑫辉.考虑表面粗糙度的液膜密封空化及承载能力分析[J].润滑与密封,2017,42(4):1-6.

## Analysis of Cavitation and Load-carrying Capacity of Liquid Film Seals with Consideration of Surface Roughness

Li Zhen-tao HAO Ben-ming CAO Heng-chao YANG Wen-jing WANG Yu-lei SUN Xin-hui

(Institute of Sealing Technology, China University of Petroleum, (Shanghai) Shandong 266580, China)

Abstract: In order to explore the effects of surface roughness on the liquid film seals, based on the three-dimensional (3D) cavitation model, the physical model of radial groove liquid film seals with surface roughness was established, and the average flow Reynolds equation with consideration of surface roughness was discretized by finite control volume method and solved by Gauss-Seidel relaxation iteration method. Effects of surface roughness, film thickness and operation characteristic number on the cavitation occurrence and load-carrying capacity were analyzed. Results indicate that, by the cavitation area rate as the criterion, cavitation area becomes larger but load-carrying capacity becomes smaller as the increase of film thickness, and both of them become larger when the characteristic number is increased. Larger surface roughness can help to improve the cavitation area and load-carrying capacity as film thickness is relatively smaller as below 5~6 μm, but the effect of surface roughness is weakened and even is ignored. As well, larger surface roughness contributes to improving the load-carrying capacity for the case of higher characteristic number and also increasing the cavitation area under the condition of smaller characteristic number.

Keywords: liquid film seals; cavitation; load-carrying capacity; surface roughness

液膜密封对密封面上激光加工的微米级深的槽沟直线条、螺旋线等的存在,旋转时在密封唇接触面形成具有较高液膜刚度的液膜层,使其在旋转环和静止环之间可提供良好的动态密封性,避免了密封面接触,实现密封非接触式运转<sup>[1-4]</sup>。但正是由于这些激光加工的微造型或凹加工精度、压力变形或热变形等导致的表面形貌,液膜密封唇接触面不可避免地产生大量微窝或无窝的液膜刚度变化区和收敛区。当

流量区液膜压力低于润滑介质的饱和蒸汽压时,局部汽化形成空穴,即液膜发生空化<sup>[5]</sup>。研究表明,液膜密封空化不同于机械密封液膜汽化问题,前者是一种物理现象,主要是因动压作用导致局部压力下降而引起,温度是次要因素;后者是一种热力学变化过程,主要指机械密封端面液膜由液相转变为汽相,是摩擦和润滑综合作用的结果,主要取决于液膜温度和压力分布<sup>[6]</sup>。不论是空化还是汽化,均对液膜密封稳定运行具有重要的影响<sup>[7-9]</sup>。

近年来,国内外较多研究人员致力于对激光加工微造型机械密封或类似结构的轴液中空化问题的研究。普遍认为,密封性能的提升与液膜中空穴的形成相关,并且密封唇沟槽或微造型在较小膜厚时能够有

·基金项目:国家自然科学基金项目(51375409);山东省自然科学基金及成果转化专项(2014GG02X0002-A)。

收稿日期:2016-12-20

作者简介:李振涛(1982-),男,博士研究生,研究方向为流体力学密封。E-mail: lztao@163.com



### 2.2 随机分析

为方便分析,假设旋转环和静止环具有相同的表面粗糙度,且表面粗糙度均满足具有各向同性的高斯概率分布。在不考虑表面粗糙度时,密封端面副非德区(即德区和预区)对应的两光滑平面间名义膜厚为 $h=h_0$ ,而德区名义膜厚为 $h=(h_0+k_0)$ ,如图1(b)所示。考虑表面粗糙度后,则由 $h$ 决定的随机膜厚 $h_r$ 为

$$h_r(x, y) = \frac{h}{2\Delta_k} \left[ 1 + \cos \left( \frac{k}{\sqrt{2}} \sigma \right) \right] + \frac{\sigma}{\sqrt{2} \Delta_k k_0} \quad (10)$$

式中: $\sigma$ 为两表面粗糙度的综合均方根偏差,其与粗糙度参数平均 $R_a$ 满足关系式 $^{[1]}$ 。

$$\sigma = \sqrt{2} R_a \quad (11)$$

### 2.3 有限元数值化求解

图2所示为单侧期刊计算域局部网格,图中阴影线为以节点 $P$ 为中心的控制体积。为获得迭代代数方程,采用有限体积法对控制方程式(7)进行离散,积分式为

$$\iint_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \phi r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( F \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] \Delta V + \iint_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \phi r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( F \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] \Delta V = \iint_V \gamma \frac{\partial}{\partial z} \left[ (1 + (1-F)\phi) \bar{h} \right] \Delta V \quad (12)$$

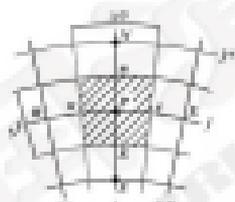


图2 极坐标下控制体示意图

Fig. 2 Control volume in polar coordinates.

采用 PATEL $^{[2]}$  提出的离散格式对式(12)进行积分并整理,得到中心节点 $P$ 处 $\phi$ 值的代数方程表达式为

$$A_P \phi_P - \phi_P = \phi_P (A'_P - \phi_P + A''_P + \phi_P) + \phi_P (A'_P - \phi_P + A''_P - \phi_P) + S_P \quad (13)$$

$$\text{式中: } A'_P = \frac{K_{z, \text{静}} \Delta z}{\Delta r} \cdot F_{z, P}, \quad A''_P = \frac{K_{z, \text{动}} \Delta z}{\Delta r} \cdot F_{z, P}, \quad A'_P = \frac{K_{r, \text{静}} \Delta r}{\Delta z} \cdot F_{r, P}, \quad A''_P = \frac{K_{r, \text{动}} \Delta r}{\Delta z} \cdot F_{r, P}, \quad A'_P = \frac{\gamma r_{i, \text{静}}^2 \bar{h}_i (1-F_{z, i})}{\Delta z}, \quad A''_P = \frac{\gamma r_{i, \text{动}}^2 \bar{h}_i (1-F_{z, i})}{\Delta z}$$

$$A'_P = \left( \phi_P \frac{K_{z, \text{静}} \Delta z}{\Delta r} + \phi_P \frac{K_{z, \text{动}} \Delta z}{\Delta r} + \phi_P \frac{K_{r, \text{静}} \Delta r}{\Delta z} + \phi_P \frac{K_{r, \text{动}} \Delta r}{\Delta z} \right) \cdot F_{z, P} + \gamma r_{i, \text{静}}^2 \bar{h}_i (1-F_{z, i}), \quad S_P = \gamma r_{i, \text{静}}^2 \bar{h}_i (\bar{h}_i - \bar{h}_P), \quad K_{r, P} = (r_{i, \text{静}}^2)_{z, P}, \quad K_{z, P} = (r_{i, \text{动}}^2)_{z, P}$$

$$K_{r, P} = (r_{i, \text{静}}^2)_{z, P}, \quad K_{z, P} = (r_{i, \text{动}}^2)_{z, P}, \quad \bar{h}_i = (\bar{h}_{i, \text{静}} + \bar{h}_{i, \text{动}}) / 2, \quad \bar{h}_P = (\bar{h}_{P, \text{静}} + \bar{h}_{P, \text{动}}) / 2$$

$$K_{r, P} = 1 / (0.5 / K_{r, P} + 0.5 / K_{r, P}), \quad K_{z, P} = 1 / (0.5 / K_{z, P} + 0.5 / K_{z, P}), \quad \bar{h}_i = 1 / (0.5 / \bar{h}_{i, \text{静}} + 0.5 / \bar{h}_{i, \text{动}}), \quad \bar{h}_P = 1 / (0.5 / \bar{h}_{P, \text{静}} + 0.5 / \bar{h}_{P, \text{动}})$$

采用 Gauss-Seidel 松弛迭代方法对式(13)进行求解 $^{[3]}$ , 迭代收敛准则为

$$\left| \frac{\phi_P^{(n+1)} - \phi_P^{(n)}}{\phi_P^{(n)}} \right| < 10^{-4} \quad (14)$$

式中: $n+1, n$ 分别表示本次和上一次迭代值。

迭代收敛后,可获得计算域内通用变量 $\phi$ 和空化数 $F$ 的分布,进而可求解整个计算域内液膜压力 $p$ 分布及承载能力大小。

(1) 密封端面液膜压力分布

在全液膜区:

$$p = [p_c - p_v] + \phi \rho g \quad (15)$$

在空穴区:

$$p = p_v \quad (16)$$

(2) 空化面积比

空化面积比定义为液膜中空化面积与整个计算域面积之比,可用于表征液膜中空化发生概率大小,具体定义为

$$A_c = \frac{\sum \sum F / (i_{\text{max}} - i_{\text{min}})}{\sum \sum 1} \quad (17)$$

式中: $F < 1$ 。

(3) 承载能力

获得整个计算域压力分布后积分,并将式(4)及式(7)中的简化一维代入积分式后,可得液膜密封承载能力表达式:

$$W = M - \int \left( F \phi h + \frac{p_v}{p_c - p_v} \right) \Delta V \quad (18)$$

式中: $M = N_c (p_c - p_v) \pi r_c^2$ 。

### 3 计算结果与分析

图4所示的物理模型几何结构参数与操作工况参数如表1所述。根据式(7),操作工况特征数 $\gamma$ 表示密封一维操作工况参数,与润滑介质的粘度 $\mu$ 、旋转角速度 $\omega$ 及密封面向内径成比例。参照文献[12],数值模拟时密封端面液膜具有流态动态效应,需满足膜厚比 $h_0/\lambda > 2$ 。在接下来计算结果分析过程中采用粗糙度参数平均 $R_a$ 表示表面粗糙度且变化范围为

0.1~1.0  $\mu\text{m}$ , 当  $R_{\text{eff}}=0$ , 表示密封表面为光滑平面。

表1 物理模型几何参数和工艺参数

Table 1 Geometrical parameters and operational parameters of the physical model

| 物理量  | 数值                  |
|--|---------------------|
| 密封圈内半径 $r_1/\text{mm}$                       | 32.5                |
| 密封圈外半径 $r_2/\text{mm}$                       | 32.5                |
| 空穴槽半径 $r_3/\text{mm}$                        | $35 \times 10^{-3}$ |
| 槽深 $h_1/\mu\text{m}$                         | 8                   |
| 槽数 $N_1$                                     | 8                   |
| 名义膜厚 $h_2/\mu\text{m}$                       | 1~8                 |
| 润滑油粘度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$         | 0.001               |
| 润滑油密度 $\rho_0/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ | 997                 |
| 综合工况指数 $\gamma$                              | $1000 \sim 1.0000$  |
| 粗糙度参数平均 $R_a/\mu\text{m}$                    | 0~1.0               |
| 密封圈内压 $p_1/\text{MPa}$                       | 0.2                 |
| 密封圈外压 $p_2/\text{MPa}$                       | 0.1                 |
| 空穴压力 $p_3/\text{MPa}$                        | 0                   |

图3所示为单周期计算内的液膜压力分布图。可知,密封圈内液膜压力分布形成于膜厚较薄区,向空穴位于膜厚及散区。在空穴区,压力保持不变且等于空穴压力  $p_3$ 。



图3 液膜压力分布

Fig. 3 Distribution of the liquid film pressure

图4所示为单周期计算内空穴区示意图。其中计算域沿周向和轴向网格划分为  $80 \times 80 \times 80$ 。可知,液膜开始破裂位置位于槽区和粗区的边界处,向空穴沿周向向另一侧槽区和粗区边界处逐渐形成或扩展且液膜有形成位置位于沟槽内。相对于内半径,空穴区域外径方向逐渐向直线槽槽处扩展,且由于槽区和粗区周向边界的磨耗,空穴区同时沿周向向高压侧扩展。

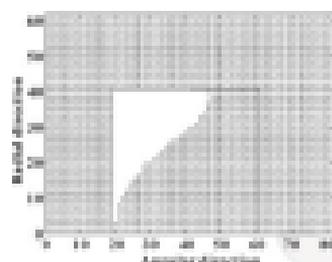


图4 液膜中空穴分布 (网格数为  $80 \times 80$ ,且空穴内为空白区)

Fig. 4 Distribution of cavitation in the liquid film (the grid numbers are  $80 \times 80$  and the blank is cavitation)

### 3.1 对空穴发生的影响

图5给出了在密封表面分别为粗糙表面和光滑平面时,膜厚对空穴发生的影响。且无量纲指数  $\gamma=1.000$ , 当密封表面为光滑平面即  $R_{\text{eff}}=0$  时,空穴面积比随着膜厚由  $2 \mu\text{m}$  增加至  $8 \mu\text{m}$  时呈类似上开抛物线变化趋势。这主要是由于随着膜厚的增加,密封摩擦副间润滑油膜厚度随载荷的减小而在分散区更多局部压力高于空穴压力,随之空穴区域增大。当密封表面为粗糙表面时,不同表面粗糙度时计算的空穴面积比随膜厚变化规律与光滑平面时相类似。为便于分析,定义同膜厚时粗糙表面和光滑平面分别对应空穴面积比的比值,该比值随着膜厚增加逐渐变小;但随着表面粗糙度的增大而增大,尤其是在相对较小膜厚如  $h_2 < 5 \sim 6 \mu\text{m}$  时,比值更加明显。而且,在较小膜厚度如  $R_a < 0.4 \mu\text{m}$  时,空穴面积比数值几乎与光滑平面相应结果相接近。

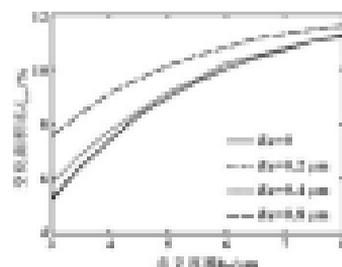


图5 膜厚对空穴发生的影响 ( $\gamma=1.000$ )

Fig. 5 Effect of the thickness on cavitation occurrence ( $\gamma=1.000$ )

图6给出了在密封表面分别为粗糙表面和光滑平面时,空穴发生无量纲一化指数  $\gamma$  的变化规律。且

膜厚  $h_0 = 4 \mu\text{m}$ , 不论密封表面为粗糙表面还是光滑平面。随着特征数由 500 增加至 5 000, 空化面积比呈现增加趋势, 这主要是由于雷诺—化特征数的增加使液膜内液体运动增强, 相应地, 在液膜破裂位置“负压”形成能力亦增强。由图可知, 在密封表面粗糙度数值上存在折变点, 当  $R_a < 0.2 \mu\text{m}$  时, 表面粗糙度影响可忽略; 当  $R_a > 0.2 \mu\text{m}$  后, 随着表面粗糙度的增加, 空化面积比呈现近似线性缓慢增加趋势; 对应于特征数 500、1 000、2 500、5 000, 空化面积比随表面粗糙度由  $0.2 \mu\text{m}$  增加至  $1.0 \mu\text{m}$  时的增长率分别为 60%、26.4%、15.4%、9.1%。这意味着虽然较高特征数可促进空化发生, 但是在工况时表面粗糙度对空穴区域增长影响较小; 相反地, 较低特征数抑制了空化发生, 但是较大的表面粗糙度对空穴区域增长影响明显。

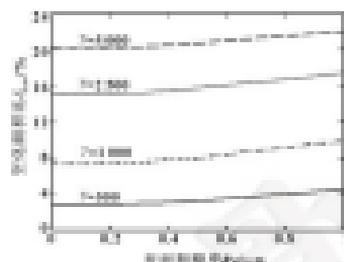


图4 特征数  $\gamma$  对空化及空化影响 ( $h_0 = 4 \mu\text{m}$ )

Fig. 4 Effect of characteristic number on cavitation area ratio ( $h_0 = 4 \mu\text{m}$ )

### 3.2 对承载能力的影响

图7示出了膜厚取值为  $2 \sim 8 \mu\text{m}$ , 特征数  $\gamma = 1 000$ , 密封表面分别为粗糙表面和光滑平面时, 膜厚对液膜密封承载能力的影响。可知, 随着膜厚增加, 粗糙表面和光滑平面2种工况下的液膜承载能力均呈现下降变化规律, 但是密封表面粗糙度  $R_a < 0.4 \mu\text{m}$  时, 液膜承载能力变化趋势几乎与密封表面为光滑平面时相同。当表面粗糙度  $R_a > 0.4 \mu\text{m}$  时, 粗糙表面和光滑平面对应液膜承载能力差值在较小膜厚如  $h_0 < 3 \mu\text{m}$  时相差较大, 且随着膜厚的增加, 该差值逐渐减小甚至趋向于0, 该规律表明较小膜厚时, 较大粗糙度可显著提升液膜承载能力, 而当膜厚大于一定值如  $h_0 > 8 \mu\text{m}$  后, 表面粗糙度的影响较弱以至于可被忽略不计; 同时, 意味着式(1)中的压力重量因子趋向于1而背侧重量因子趋向于0。

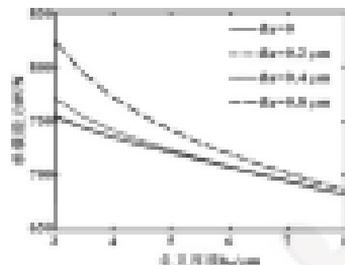


图7 膜厚对承载能力的影响 ( $\gamma = 1 000$ )

Fig. 7 Effect of film thickness on load-carrying capacity ( $\gamma = 1 000$ )

图8示出了膜厚  $h_0 = 4 \mu\text{m}$  时, 液膜承载能力随特征数的变化规律。可知, 随着特征数增大, 液膜承载能力相应增加, 相对于光滑平面, 当表面粗糙度  $R_a = 0.2 \mu\text{m}$  时, 不同特征数时的液膜承载能力几乎无变化; 随着表面粗糙度的增加, 液膜承载能力逐渐增大。当表面粗糙度由  $0.2 \mu\text{m}$  增加至  $1.0 \mu\text{m}$  时, 特征数为 500、1 000、2 500、5 000 时的承载能力增加幅度分别为 4.4%、7.5%、11.5%、14.4%。这意味着在相同密封表面粗糙度时, 较高的特征数可提升承载能力; 而在相同特征数时, 较大表面粗糙度亦可提升承载能力。

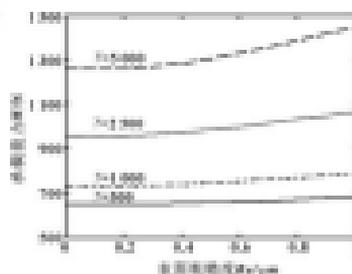


图8 特征数对承载能力的影响 ( $h_0 = 4 \mu\text{m}$ )

Fig. 8 Effect of characteristic number on load-carrying capacity ( $h_0 = 4 \mu\text{m}$ )

## 4 结论

(1) 以空化面积比为判据, 在相对较小膜厚时其空化面积比较小, 但相对于光滑平面, 较大表面粗糙度有助于增大空穴区域。随着膜厚的增大, 空化面积比增大, 意味着较大膜厚利于催生空穴; 但是表面

粗糙度的影响减小甚至被忽略。

(2) 较大量纲一化的粗糙数虽可促进空穴,但相对于光滑平面,该工况时表面粗糙度对空穴区域增长影响较小;相反地,较小粗糙数虽抑制了空穴发生,但是较大的表面粗糙度对空穴区域增长影响明显。

(3) 润滑承载能力随着膜厚的增大而迅速减小,而随粗糙度的增大而增大。相对于光滑平面,当膜厚较小时,较大粗糙度可显著提升润滑承载能力;而当膜厚达到一定值后,表面粗糙度的影响较弱的以至于可被忽略不计。在粗糙数相同时,较大表面粗糙度亦可在一定程度上提升承载能力。

#### 参考文献

- [1] SALANT D P, BISHLEER S J. Wetting and leakage in spiral groove systems pumping mechanical seals [J]. *THERMOFLUID TRANSACTIONS*, 1993, 36(1): 59-66.
- [2] QIU Y, KHEISSAM M M. Investigation of tribological behavior of annular rings with spiral groove [J]. *THERMOFLUID International*, 2013, 44(1): 8497-8499.
- [3] 王松, 曹光伟, 马成波, 等. 液膜润滑及气膜在微接触式机械密封的对比分析 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(5): 133-136.  
WANG T, SUN J J, MA C B, et al. Comparative analysis of non-contact mechanical seals with liquid [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(5): 133-136.
- [4] 蔡本明, 李强冲, 孙文杰, 等. 机械密封技术及应用 [M]. 2版. 北京: 中国石化出版社, 2004, 76-78.
- [5] FAYANF P, SALANT D P. A computational method for cavitation in a vane mechanical seal [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1992, 114, 199-204.
- [6] 李强冲, 蔡本明, 孙文杰, 等. 液膜和液膜对液膜润滑机械密封空化特性影响 [J]. *化工学报*, 2016, 67(5): 2007-2014.  
LI Q Z, LI Q M, SUN W J, et al. Effects of cavitation and liquid on cavitation characteristics of liquid lubricated mechanical seal [J]. *CHINESE Journal*, 2016, 67(5): 2007-2014.
- [7] 陈江波, 吴振斌, 庄木子, 等. 机械密封液膜被搅空化的研究进展 [J]. *润滑与密封*, 2008, 33(2): 138-141.  
CHEN H L, WU Q B, ZHANG M Z, et al. Research on liquid film cavitation in mechanical seal [J]. *Journal of Tribology and Lubrication Machinery Engineering*, 2008, 33(2): 138-141.
- [8] 王松, 曹光伟, 王立明, 等. 机械密封液膜空化问题研究进展及进展 [J]. *化工学报*, 2012, 63(11): 3379-3382.  
WANG T, HUANG W F, WANG T M. Research and progress of mechanical seals operating with vaporization transition [J]. *CHINESE Journal*, 2012, 63(11): 3379-3382.
- [9] 蔡本明, 孙文杰, 蔡大海, 等. 空穴化液膜的润滑性能对密封性能影响研究 [J]. *中国石油大学学报(自然科学版)*, 2016, 40(3): 332-337.  
CAO B M, SUN W J, CAI D H, et al. Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation [J]. *Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science)*, 2016, 40(3): 332-337.
- [10] WANG T, HUANG W F, LIU X F, et al. Experimental study of roughness mechanical face seals with laser face treating [J]. *Tribology International*, 2014, 72, 90-97.
- [11] QIU Y, KHEISSAM M M. Experimental investigation of tribological performance of laser treated stainless steel rings [J]. *Tribology International*, 2011, 44(5): 603-614.
- [12] FLEHN N, Cheng H S. Application of average film model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1979, 101(2): 237-240.
- [13] LEBECK A G. Principle and design of mechanical face seals [M]. New York: A Wiley Interscience Publication, 1991, 68-88, 107-103.
- [14] PETERLIN R V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. New York: Hemisphere Publishers, 1990, 72-73.
- [15] XIEHC H W, WANG J Q. Steady-state hydrodynamic lubrication modeled with the Reynolds-Petroff mass conservation model [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 34(3): 031703-1-6.

## 功能 MOF 薄膜材料研究获系列进展

中国科学院福建物质结构研究所结构化学国家重点实验室成功合成了负载超小铜纳米点阵的孔穴 MOF 薄膜材料。铜纳米点 (CDs) 由于其高化学稳定性、高毒性、良好的生物亲和性和优异的物理性能, 在催化、光电、传感和生物医疗等方面都有着广泛的应用前景。该实验室创新性地将 MOF 材料和葡萄糖分子在微波温度下的羟基基团, 去水后铜纳米点与 MOF 材料的复合, 一般 MOF 材料的研究温度需超过 300 ℃, 而葡萄糖分子的研究温度均在 200 ℃左右。因此, 负载葡萄糖分子的 MOF 材料在 200 ℃下保持结构不变, 但是葡萄糖被氧化行与限制在 MOF 孔中的铜纳米点, 从而得到分子的一的 CDs@MOF 复合材料。铜纳米点的尺寸可以通过选择在不同孔结构的 MOFs 去实现。制备的铜纳米点负载型 MOF 薄膜不仅具有良好的形貌和光学透明度, 而且表面水凝胶可网络孔穴及光催化和电催化反应。该研究为设计了超小铜纳米点阵在 MOF 膜中的可控合成, 并开发了新型 CDs@MOF 复合光催化材料。

据了解, 功能复合薄膜材料的高效、经济制备是当今新型薄膜材料研究的难点之一, 尤其是光功能复合薄膜的制备和应用还需求大力发展。

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0790.2017.04.002

## 考虑棘轮效应的高速轮轨粗糙表面法向接触刚度研究<sup>\*</sup>

肖 超<sup>1,2</sup> 方 斌<sup>1</sup> 昌 超<sup>1</sup> 郑 强<sup>1</sup>

(1. 华东交通大学轨道交通工具运用工程教育部重点实验室 江西南昌 330013;  
2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 四川成都 610061)

10.13228/j.issn1000-0790.2017.04.002

摘要: 轮轨接触表面状态直接影响轮轨接触刚度, 而高速列车轮轨滚动接触过程中, 接触表面材料会产生塑性变形, 且轮轨接触表面在循环接触载荷作用下, 接触表面材料塑性变形累积产生棘轮效应, 因此, 研究高速轮轨法向接触刚度时应考虑棘轮效应。基于 Weierstrass-Mandelbrot 函数分析理论建立高速轮轨滚动接触刚度数值模型, 考虑轮轨滚动接触棘轮效应, 采用非线性的有限元软件 ANSYS 建立高速轮轨滚动接触微观有限元模型。数值计算结果表明, 接触载荷作用下考虑轮轨塑性变形后可更为准确分析高速轮轨法向接触刚度; 循环接触载荷作用下, 接触表面材料等效应应力随接触表面循环次数增加先增加后趋于稳定, 从而使得轮轨接触刚度也先下降低后趋于稳定; 在循环接触最高循环次数作用下, 法向刚度对高速轮轨接触刚度影响明显, 而摩擦系数对轮轨法向接触刚度影响较小。

关键词: 棘轮效应; 高速列车; 接触关系; 接触刚度; 有限元法

中图分类号: TB117 文献标志码: A 文章编号: 1000-0790(2017)04-0002-04

## Research on Normal Contact Stiffness between Rough Surfaces of High-speed Wheel/Rail Considering Ratchet Effect

XIAO Chao<sup>1,2</sup> FANG Bin<sup>1</sup> CHANG Chao<sup>1</sup> ZHENG Qiang<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Vehicle Operation Engineering of Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang Jiangxi 330013, China; 2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest China Jiaotong University, Chengde Sichuan 610061, China)

**Abstract:** The states of wheel/rail contact surfaces directly affect the wheel/rail contact stiffness, while the plastic deformation is produced in the wheel/rail surface materials during the rolling contact process of high-speed train, and the ratchet effect is produced caused by the accumulation of wheel/rail surface plastic deformation under cyclic contact load. Therefore, the ratchet effect should be considered when studying the normal contact stiffness of the high-speed wheel/rail. A roughness numerical model of high-speed wheel/rail rolling contact was established based on fractal theory of Weierstrass-Mandelbrot function, and wheel/rail rolling/contact microscopic finite element model was constructed by nonlinear finite element software ANSYS based on normal contact stiffness theory and considering the ratchet effect of wheel/rail rolling contact. The numerical calculation results show that there may be more accurate analysis of normal contact stiffness by considering the role of plastic deformation of high-speed wheel/rail. Under cyclic contact load, the equivalent plastic strain of rail surface material is increased firstly then tends to be stable with the increase of contact load cycles, and the wheel/rail contact stiffness is decreased firstly then also tends to be stable. Under the same contact load cycles, normal load has obvious influence on wheel/rail contact stiffness, while friction coefficient has less influence on contact stiffness.

**Keywords:** ratchet effect; high-speed train; wheel/rail interaction; contact stiffness; fractal theory

在轮轨滚动接触分析中, Kalker 三维弹性体半赫

兹滚动接触理论得到广泛应用, 其中接触刚度定义为法向接触载荷与接触位移之比<sup>[1]</sup>。在此基础上, 国内外学者对 Kalker 滚动接触理论进行了不断的修正和完善, 以全面考虑轮轨接触几何、不同轮轨接触类型的的影响<sup>[2]</sup>。目前关于轮轨接触理论中接触刚度的研究不多, 张书强等<sup>[3]</sup>考虑滚动接触物体的曲面性质, 利用有限元法和数值矩阵理论推导了接触刚度计算公

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81373033); 牵引动力国家重点实验室开放课题(09-1407); 国家自然科学基金项目。

收稿日期: 2016-07-20

作者简介: 肖超(1977—), 男, 博士, 教授, 研究方向为高速列车轮轨关系。E-mail: jiaochao@ecjtu.cn

式, LINDBERG 等<sup>[11]</sup>研究了轮轨接触问题, 建立了考虑接触体形状和表面粗糙度影响的弹性体滚动接触激励模型, 指出轮轨接触刚度与轮轨表面粗糙度直接相关, 接触刚度与接触表面粗糙度呈非线性关系, LIU 等<sup>[12]</sup>在研究滚动球轴承的滚动接触刚度时发现接触面表面状态的变化导致接触刚度呈时变特性, 从而直接影响了轴承的激励特性, 而关于接触面粗糙度影响法向接触刚度的研究比较多, 王南山等<sup>[13]</sup>基于 Hertz 接触分形理论及其修正模型, 考虑弹塑性过渡变形机制, 建立了粗糙表面法向接触刚度弹塑性分形模型, 研究发现弹塑性变形机制对该法向接触影响明显, ZHANG 等<sup>[14]</sup>针对连接件结合面的接触刚度进行了深入研究, 考虑粗糙表面弹塑性变形的影响建立修正的法向接触刚度模型, 并通过试验验证及薄层计算精度大为提高, PERLINSKI 和 KILB<sup>[15]</sup>采用有限元方法建立两粗糙平面接触模型, 基于弹塑性本构模型分析了接触面内接触应力和接触变形的关系, FROSTBERG 等<sup>[16]</sup>通过接触刚度相关的非线性接触刚度建立了车轮/轨道接触模型, 研究了轮轨接触法向和切向特性, 但其接触刚度模型仅考虑了接触面粗糙度表面的弹性变形, 而轮轨材料在滚动接触循环载荷作用下其接触表面经历弹性变形、塑性变形和磨蚀效应多个阶段, 因此, 考虑轮轨材料的磨蚀效应研究轮轨接触刚度的时变特性对于准确计算高速轮轨接触问题来说十分必要。

### 1 基于分形理论的高速轮轨接触面粗糙度数值模型

由于轮轨表面粗糙度的存在, 轮轨接触在微观上是“多点接触”<sup>[17]</sup>, 而这种多点接触具有不规则性和复杂性, 分形理论是轮轨接触面粗糙度描述的最佳选择<sup>[18]</sup>, 分形粗糙表面的数值模拟方法有中点拟幂法、逆傅里叶变换法和 Weierstrass-Mandelbrot (W-M) 函数法, 其中 W-M 函数具有正交性和自相似性等分形函数的数学特性, 可准确定义高速轮轨接触面粗糙度特征。

W-M 数学方程为

$$z(x) = z_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2^n \pi x)}{y^{2n}} \quad (1)$$

式中:  $z(x)$  表示此层下接触面轮轨高度;  $x$  为轮轨位置坐标;  $z_0$  表示特征尺度 ( $\mu\text{m}$ );  $y$  表示分形指数 ( $1 < y < 2$ ),  $y$  越大, 表面越粗糙;  $\pi$  是粗糙面波长的倒数, 表示表面轮廓的空间频率;  $n$  是阶数指数;  $\cos$  是函数初始项, 表示曲线结构的起始截止频率相对应的阶数, 一般满足如下关系:

$$y^n = 1/\Delta \quad (2)$$

其中,  $\Delta$  为取样长度。

由式 (1) 分形函数可知, 特征尺度  $z_0$  和分形指

数  $y$  决定了轮轨表面粗糙度, 一般来说, 由于随机轮廓的高度部分服从正态分布,  $y$  取值为 1.5 较为合适; 当采样区间取  $1 \text{ mm}$  时, 接触刚度的界面分形指数  $y$  可取为 1.622, 尺度系数  $z_0$  取值为  $6.0044 \times 10^{-4} \text{ m}^{1-y}$ , 编制分形函数 MATLAB 程序得到轮轨表面粗糙度如图 1 所示, 改变分形指数  $y$  可以得到不同粗糙度的表面, 分形指数  $y$  越大, 表面越光滑。



图1 随机分形粗糙表面轮廓

Fig. 1 Random fractal rough surface profile

### 2 考虑磨蚀效应的粗糙表面接触面粗糙度

轮轨接触面其实质为 2 个粗糙表面相互接触, 也就是粗糙表面上微凸体间的相互作用, 通常可简化为一粗糙表面和一刚性表面相互接触<sup>[19]</sup>, 对于轮轨接触来说, 可将车轮简化为刚性, 且在取样长度内, 轮轨接触面可近似为两微小平面接触, 对于粗糙平面微凸体来说, 在循环法向载荷作用下, 微凸体可能经历弹性、塑性硬化、塑性硬化和磨蚀效应 4 种材料响应, 如图 2 所示。

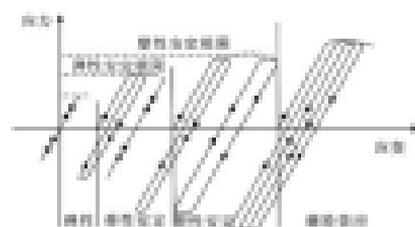


图2 循环载荷作用下轮轨接触区的材料特性

Fig. 2 Material characteristics of wheel-rail contact area under cyclic normal load

对于弹塑性问题来说, 有限元分析中通常采用的是增量型本构关系, 需要点确定材料屈服法则, 流动法则和硬化规律, 非线性有限元软件 ABAQUS 制成的磨蚀载荷作用下金属塑性变形本构模型, 应力应变的关系相对于线性模型更加准确, 最重要的是可以考虑磨蚀效应, 平均应力松弛和循环硬化。

此模型屈服面定义为

$$f(\sigma - \alpha) - \sigma^2 = 0 \quad (2)$$

式中:  $f(\sigma - \alpha)$  为等效 Mises 应力;  $\sigma$  为应力张量;  $\alpha$  为背应力;  $\sigma^2$  为屈服面大小。

流动法则确定塑性应变增量方向, 定义为

$$\dot{\sigma}^p = \frac{\partial f(\sigma - \alpha)}{\partial \sigma} \dot{\sigma} \quad (3)$$

式中:  $\dot{\sigma}^p$  是塑性应变率;  $\dot{\sigma}$  是等效塑性应变率。

硬化法则表示材料塑性变形累积后的屈服条件, 即屈服面的变化规律, 可写成:

$$\sigma^2 = \sigma_0^2 + \phi \dot{\sigma}^p (1 - \sigma^2)^k \quad (4)$$

式中:  $\sigma_0^2$  是其塑性应变时的屈服面对应的等效应力;  $\dot{\sigma}^p$  是塑性流动率;  $\dot{\sigma}$  是等效塑性应变率;  $\phi$  是屈服面大小的最大变化量;  $k$  则为屈服面随应变变化的速率。

轮轨表面材料在发生弹轮效应之后其总的应变的总定义为

$$\dot{\sigma} = \dot{\sigma}^e + \dot{\sigma}^p \quad (5)$$

式中:  $\dot{\sigma}$  为总的应变率;  $\dot{\sigma}^e$  为弹性应变率。

接触刚度是抵抗接触变形的能力, 单个粗糙峰的法向接触刚度可定义为法向力  $F$  与法向接触变形  $\delta_n$  之比:

$$k_n = \frac{F}{\delta_n} \quad (6)$$

接触面等效法向接触刚度可定义为接触表面各粗糙峰法向接触刚度并联之和:

$$\frac{1}{k_n} = \frac{1}{\sum_{i=1}^m k_{ni}} \quad (7)$$

式中:  $m$  为接触面内粗糙峰数量;  $k_{ni}$  为粗糙峰对应的法向接触刚度。

## 2 数值仿真计算

以取样长度内轮轨接触的简化模型为例, 采用 ABAQUS 软件建立如图 3 所示轮轨分形粗糙面接触二维有限元模型, 车轮平面向为两轴刚体, 钢轨平面向采用 CAX4 进行离散, 轮轨接触表面长度为 1 000  $\mu\text{m}$ , 在表面粗糙峰处网格细化至 1  $\mu\text{m}$ , 轮轨接触采用面面接触, 采用罚函数定义轮轨接触条件, 接触材料本构关系选取以反应金属材料随环境载荷作用下弹轮效应的 Chaboche 随动硬化模型, 材料在半循环试验中的应力应变关系如图 4 所示, 弹性模量为  $2.05 \times 10^5 \text{ MPa}$ , 泊松比为 0.3。

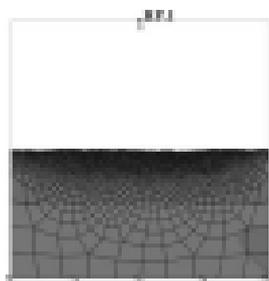


图3 轮轨分形粗糙面接触有限元模型

Fig. 3 Finite element model of wheel/rail fractal rough contact surface



图4 钢轨材料本构关系曲线

Fig. 4 Constitutive relation curve of rail material

为准确描述接触状态下轮轨接触法向载荷并充分利用有限元计算的收敛性, 车轮施加位移载荷 6  $\mu\text{m}$ , 钢轨施加全约束, 在位移载荷的作用下, 钢轨表面材料经历弹性变形阶段和弹塑性变形阶段, 图 5 所示为轮轨表面材料接触刚度在弹性变形机制下的时变特性, 在一个分析步时间, 轮轨接触刚度线性增加至 6  $\mu\text{m}$ , 轮轨表面材料经历弹性变形和弹塑性变形的不同阶段, 在弹性变形阶段, 轮轨接触刚度呈线性变化, 轮轨接触刚度随载荷成正比; 在轮轨材料进入弹塑性变形阶段, 轮轨接触刚度同样随载荷增加而增加, 但是很明显的非线性特性且趋于稳定, 也就是说, 考虑弹塑性变形的高速轮轨法向接触刚度更能反映实际情况。

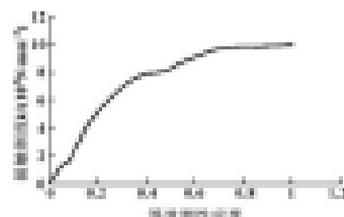


图5 弹性变形机制下时变接触刚度

Fig. 5 Wheel/rail contact stiffness under elastic deformation

在轮轨滚动接触循环载荷作用下, 轮轨表面材料塑性变形累积产生疲劳效应。图 6 所示为不同循环载荷下侧轨材料等效塑性应变。随着位移循环次数的增加, 侧轨表面材料等效塑性应变增加但增长率减小, 趋于稳定。

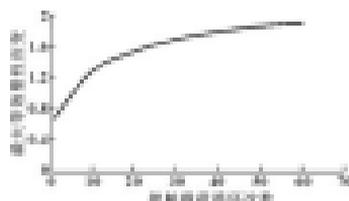


图 6 不同循环载荷下侧轨材料等效塑性应变

Fig. 6 Equivalent plastic strain of rail material under different cycle contact load

在 4  $\mu\text{m}$  相同位移载荷作用下, 由于侧轨表面等效塑性应变随着循环次数的增加而增加, 故轮轨接触刚度随着循环次数的增加而减小, 但也逐渐趋于稳定, 如图 7 所示, 这也符合理论分析结果。

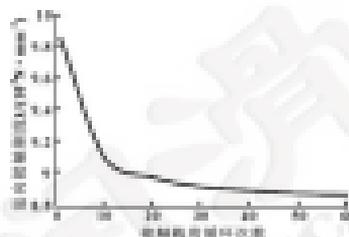


图 7 接触载荷循环次数对轮轨法向接触刚度的影响

Fig. 7 Effect of contact load cycles on wheel/rail normal contact stiffness

对于轮轨接触问题, 主要包含法向载荷和切向摩擦的影响, 前述结论已经表明法向载荷对轮轨法向接触刚度影响明显, 在考虑轮轨接触疲劳效应时, 在相同循环接触载荷作用下, 随着法向载荷增加, 轮轨法向接触刚度随之增加, 如图 8 所示。图 9 所示为不同摩擦因数条件下轮轨接触刚度的变化规律。由于摩擦因数主要影响轮轨接触切向特性, 在考虑轮轨滚动接触疲劳效应特性的情况下, 摩擦因数对于轮轨法向接触刚度影响甚微。

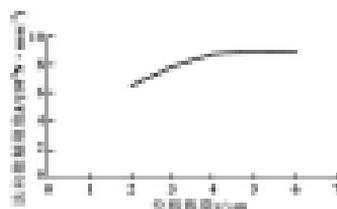


图 8 接触载荷循环次数对轮轨法向接触刚度的影响

Fig. 8 Effect of displacement load on normal contact stiffness under the contact load cycles of 30



图 9 接触载荷循环次数、位移载荷为 4  $\mu\text{m}$  时不同摩擦因数下轮轨法向接触刚度

Fig. 9 Variation of wheel/rail normal contact stiffness under the contact load cycles of 30 and displacement load of 4  $\mu\text{m}$

## 4 结论

(1) 接触载荷作用下轮轨表层材料发生非弹性变形, 弹性变形阶段轮轨接触刚度随载荷增加线性变化, 非弹性变形阶段轮轨接触刚度随载荷非线性增加, 考虑非弹性变形的高速轮轨接触刚度研究更为准确。

(2) 循环接触载荷作用下, 轮轨接触塑性变形累积产生疲劳效应, 侧轨表层材料等效塑性应变随接触载荷循环次数增加而增加并趋于稳定, 从而导致在相同位移载荷作用下, 轮轨接触刚度随循环次数增加先下降后同样趋于稳定。

(3) 在相同接触载荷循环次数作用下, 法向载荷对高速轮轨接触刚度影响明显, 而摩擦因数对于轮轨法向接触刚度影响较小。

## 参考文献

- [1] AMBROSIATO C, F T, PROCCIANI C E, FERRERO, et al. Track design handbook for light rail transit [M]. 2nd ed. Washington: Transportation Research Board, 2002.
- [2] JIN X, ZHANG J. A complementary principle of elastic bodies of arbitrary geometry in rolling contact [J]. Computers & Structures, 2001, 79(26): 2633-2640.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0845.2017.04.008

## 某型航空发动机润滑油的热氧化安定性研究<sup>\*</sup>

吴楠 费逸伟 马军 郭峰

(空军勋务学院航空油料物资系 江苏徐州 221000)

**摘要:**通过高温高压反应釜实验模拟发动机实际工况条件,研究不同氧化温度对以聚 $\alpha$ -烯烃合成油为基础油,2,6-二叔丁基对甲酚和邻、对-二异辛基二苯胺为抗氧剂的某型航空润滑油热氧化性能的影响,并根据润滑油高温氧化后产物的结构组成,分析PAO-航空润滑油的氧化反应机制。结果表明,温度越高,该型航空润滑油产生的小分子越多,酸度越高,粘度增大,抗氧剂的加入可以明显延缓油品粘度的变化过程,并抑制小分子异构烷烃和烯烃的生成;在高温氧化变化过程中,PAO-基润滑油的高温氧化反应经历了自由基反应历程。

**关键词:**聚 $\alpha$ -烯烃;航空润滑油;热氧化安定性

**中图分类号:** TQ117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0845(2017) 04-0008-06

## Studies on Thermal Oxidation Stability of Some Aviation Lubricating Oils

WU Nan FEI Yiwei MA Jun GUO Feng

(Department of Aviation Oil and Material, Air Force Logistics Institute, Xuzhou Jiangsu 221000, China)

**Abstract:** Through simulating the operating condition of aviation engine by the high temperature and high pressure autoclave, the change rule of the physico-chemical properties of the oil samples mixed by poly- $\alpha$ -olefin base oil and antioxidants of 2,6-di-*tert*-butyl-4-methylphenol and *p*,*p'*-diisooctyl diphenylamine was studied at different temperature. The oxidation mechanism of PAO aviation lubricating oil was studied using a variety of analysis analytical methods, and the oxidized products at high temperature were analyzed. The results show that a large number of low molecular compounds are produced in the aviation lubricating oil with the increasing of temperature, which results in the viscosity reduction and acid value increasing. The antioxidants slow down the alternation process of viscosity significantly, and inhibit formation of small molecular alkanes and olefins. The thermal oxidation of the oil samples follows a radical reaction mechanism.

**Keywords:** poly- $\alpha$ -olefin; aviation lubricating oil; thermal oxidation stability

航空润滑油在飞机发动机运行过程中发挥润滑、密封和降温等作用。润滑油品质的稳定性直接影响飞机设备的正常运转和使用寿命<sup>[1]</sup>。热氧化安定性是润滑油品质的重要指标之一<sup>[2-4]</sup>。随着航空涡轮发动机的广泛应用,发动机结构更加复杂,运行工况更加严峻,发动机的运转转速不断提高,涡轮温度急剧上升,航空润滑油面临的工作环境也更加苛刻。高温、高压、高转速等因素对工作环境都对航空润滑油的热氧化安定性提出了更高的要求。润滑油一旦发生失效,将严重影响飞机发动机的正常运转,甚至造成机毁人亡的重大事故。

某型航空发动机润滑油在工作过程中会出现不同

程度的颜色变深、粘度增大、稠化物增多等劣化现象。该型航空润滑油以聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)合成油为基础油,2,6-二叔丁基对甲酚(DTBP)和 $p$ 、 $p'$ -二异辛基二苯胺(DOHPA)为抗氧剂,再配合清净分散剂、摩擦抑制剂等其他添加剂调配而成。一般正常的使用温度在300℃左右,但是当发动机减速或关闭时,进入发动机的空气温度急剧减少或停止,此时油水主要或只能靠靠副油冷却,短时间内润滑油将处于250~300℃高温<sup>[5-7]</sup>。因此,综合考虑高温环境的影响,掌握该型航空润滑油的热氧化变化规律,可以为提高航空润滑油的热氧化安定性提供可靠的数据支持。

本文作者按照该型航空润滑油组成的配比关系,

以PAO合成润滑油为基础油,混合理配抗氧剂DTBP和DOHPA,通过高温高压反应釜实验模拟发动机实际工况条件,探讨不同氧化温度对航空润滑油理化性能的影响,并利用多种现代分析手段,根据润滑油高

\* 基金项目:江苏省自然科学基金项目(8K20061007)。

收稿日期:2016-08-27

作者简介:吴楠(1980-),女,硕士研究生,副教授,研究方向为油品分析与应用。E-mail: wunan\_xh@163.com

氧化后产物的结构组成。分析研究 PAO 基空滤器油的氧化变化机制。

## 1 实验部分

### 1.1 实验仪器

6890/5973 型气相色谱-质谱联用仪 (GC/MS), 美国 Agilent 公司生产; IR-360 型傅里叶红外光谱仪, 美国 Nicolet Magna 公司生产; DMV-301A 石油产品运动粘度测定仪; 高温高压反应釜。

### 1.2 实验油样制备

第一组油样: 取 50 g PAO 基础油加入 500 mL 高温高压反应釜中, 根据该型发动机使用现状, 设定加热温度分别为 170、200、230、270、300 °C, 每种温度下保持反应 2 h, 搅拌转速为 600 r/min, 反应结束后立即将反应釜放入凉水浴中冷却至室温, 取出油样待测。为方便描述, 将室温下的 PAO 油样和 170、200、230、270、300 °C 温度下反应的 PAO 油样分别标记为  $F_{170}$ 、 $F_{200}$ 、 $F_{230}$ 、 $F_{270}$ 、 $F_{300}$ 、 $F_{300}$ 。

第二组油样: 将 50 g PAO 基础油、0.25 g DOPC 和 0.25 g DOPPA 混合均匀, 按照相同的实验方法, 分别在 170、200、230、270、300 °C 下反应 2 h 后, 取出油样待测, 将经过高温反应的添加抗氧化剂的 PAO 油样分别标记为  $F'_{170}$ 、 $F'_{200}$ 、 $F'_{230}$ 、 $F'_{270}$ 、 $F'_{300}$ 、 $F'_{300}$ 。

### 1.3 高温中压油样测试方法

按照 GB/T 264-1983 (1991) 和 GB/T 265 方法

标准, 分别测定不同温度下高温氧化后油样的酸值和运动粘度。

### 1.4 FTIR 分析

采用 KBr 压片法, 分辨率为  $4\text{ cm}^{-1}$ , 对高温反应后各组油样在  $400\text{--}4\,000\text{ cm}^{-1}$  范围内进行扫描。

### 1.5 GC/MS 分析

#### 1.5.1 检测条件

石英毛细柱 HP-5MS, 规格为  $30\text{ m}\times 0.25\text{ mm}\times 0.25\text{ }\mu\text{m}$ , Crosslinked 0.5% PhMe Siloxane, 流动相载气为氮气, 流速为  $1.0\text{ mL/min}$ , 分流比为 20:1, 进样、离子化电压为 70 eV, 离子源温度为 230 °C, 进样口温度为 250 °C, 质量扫描范围为 33-300 amu。

#### 1.5.2 升温程序

设定初始温度 120 °C, 以  $10\text{ }^\circ\text{C/min}$  的速度升温至 274 °C, 保持 2 min, 再以  $0.5\text{ }^\circ\text{C/min}$  的速度升温至 284 °C, 保持 2 min, 最后以  $10\text{ }^\circ\text{C/min}$  的速度升温至 300 °C, 保持 2 min。

#### 1.5.3 鉴别峰判定法

参考 ASTM 法和 NIST 05 标准数据库检索鉴定化合物, 根据置信度或相似度, 综合化合物的气相色谱出峰时间、分子离子峰等信息, 确定化合物结构。

## 2 结果与讨论

### 2.1 油样高温中压油样性质的变化

表 1 列出了经过不同温度氧化反应后油样的运动粘度值和酸值。

表 1 油样的运动粘度 ( $40\text{ }^\circ\text{C}$ ) 和酸值

Table 1 Acid value and kinematic viscosity at  $40\text{ }^\circ\text{C}$  of the oil samples

| 油样        | $40\text{ }^\circ\text{C}$ 运动粘度<br>$\nu(\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1})$ | 酸值(以 KOH 计)<br>$\alpha(\text{mg}\cdot\text{g}^{-1})$ | 油样         | $40\text{ }^\circ\text{C}$ 运动粘度<br>$\nu(\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1})$ | 酸值(以 KOH 计)<br>$\alpha(\text{mg}\cdot\text{g}^{-1})$ |
|-----------|---|--|------------|---|--|
| $F_{170}$ | 17.93   | 0.039  | $F'_{170}$ | 18.39   | 0.039  |
| $F_{200}$ | 17.97   | 0.039  | $F'_{200}$ | 18.89   | 0.039  |
| $F_{230}$ | 17.88   | 0.139  | $F'_{230}$ | 18.11   | 0.039  |
| $F_{270}$ | 17.23   | 0.226  | $F'_{270}$ | 17.79   | 0.143  |
| $F_{300}$ | 14.38   | 0.437  | $F'_{300}$ | 17.86   | 0.223  |
| $F_{300}$ | 8.78  | 0.436  | $F'_{300}$ | 12.43   | 0.433  |

从表 1 中酸值测量结果可以看出, 混合抗氧化剂的 PAO 油样的酸值略大于 PAO 基础油, 这可能是由于抗氧化剂溶解于润滑油中, 抗氧化剂自身的位阻结构增大了润滑油的流动阻力, 使其酸值增大。随着反应温度的升高, PAO 基础油的酸值逐渐降低, 当热反应温度较低 ( $<200\text{ }^\circ\text{C}$ ) 时, 运动粘度变化不大, 当温度升高至  $200\text{ }^\circ\text{C}$  以上时, 酸值急剧下降; 加入抗氧化剂的 PAO 油样的运动粘度虽然也随温度的升高而降低, 但变化趋势平缓; 当反应温度高于  $270\text{ }^\circ\text{C}$  时, 酸值才产生较大变化。当反应温度从  $170\text{ }^\circ\text{C}$  上升至  $300\text{ }^\circ\text{C}$  时, PAO 基础油的酸值由  $17.97\text{ mm}^2/\text{s}$  下降到  $8.78$

$\text{mm}^2/\text{s}$ , 下降幅度为 51.4%, 而加入抗氧化剂的 PAO 油样的酸值则下降幅度为 34.4%, 衰减幅度减小, 由此可见, 加入抗氧化剂后, PAO 润滑油的氧化安定性增强, 抗氧化剂可以有效抑制油品温度的衰减。

从表 1 中酸值测量结果可以看出, 随着高温氧化温度的升高, PAO 油样的酸值逐渐增大, 在相同反应温度下, 含有抗氧化剂油样的酸值略低于 PAO 基础油, 且上升幅度较小。在  $200\text{ }^\circ\text{C}$  时, PAO 基础油的酸值为  $0.226\text{ mg/g}$  (以 KOH 计), 与实际高温氧化的油样酸值相比, 增大 20 余倍, 而加入抗氧化剂的 PAO 油样的酸值仅增加 30 余倍。由此可见, 抗氧化剂的加入有效阻

止了油品在高温氧化过程中酸性物质的生成。

## 1.2 油样结构组成的变化

### 1.2.1 FTIR 分析

图1为PAO基础油添加抗氧剂的PAO油样经过不同温度氧化后产物的红外光谱图。

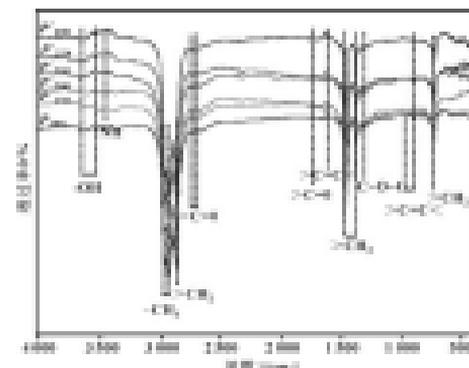


图1 PAO基础油高温氧化后产物的红外光谱图

Fig.1 Infrared spectra of PAOs after oxidation test at different temperature

从图1中可以看出,在 $2925\sim 2850\text{ cm}^{-1}$ 处有非常强的吸收峰,说明有大量的 $-\text{CH}_2$ 和 $-\text{CH}_3$ 官能团;

$1721\text{ cm}^{-1}$ 附近有尖而强的吸收峰,说明PAO反应油样中存在较多4个以上相连 $-\text{CH}_2-$ 的单元; $3400\sim 3420\text{ cm}^{-1}$ 和 $3450\text{ cm}^{-1}$ 附近宽吸收峰为 $-\text{OH}$ 和 $-\text{NH}$ 吸收峰; $2730$ 、 $1741\text{ cm}^{-1}$ 处的 $\text{C}=\text{O}$ 峰小而弱, $996$ 、 $888\text{ cm}^{-1}$ 处也出现了 $\text{C}=\text{C}$ 的吸收峰。在红外光谱图中, $-\text{OH}$ 、 $\text{C}=\text{O}$ 、 $\text{C}=\text{C}$ 等特征官能团的出现,说明PAO润滑油经过高温氧化后发生裂解交变,有可能生成醇、酮、酸等产物。但由于产物量较少,无法定量说明抗氧剂对油样氧化反应程度的影响。

### 1.2.2 GC/MS 分析

图2分别展示了PAO基础油加入抗氧剂的PAO油样经过不同温度氧化后产物的总离子色谱图。可以发现,在保留时间 $17\text{ min}$ 以后,色谱图中检测到的化合物均为一些多聚体。因此重点研究前 $17\text{ min}$ 的GC/MS色谱图。该时间内的产物主要是分子量较小的正构烷烃、异构烷烃和烯烃等。各类化合物的种类数和相对质量见表2。比较图2、3所示2用PAO油样的总离子色谱图发现,随着反应温度的升高,小分子物质的分子离子峰数量增多,峰面积也显著增大。这说明在高温氧化过程中,PAO油样的氧化反应程度逐渐加深,PAO长链分子断裂为烷烃、烯烃等短链分子;加入抗氧剂后,PAO油样的氧化反应明显减弱,抗氧剂不断消耗,自身的分子离子峰面积逐渐减小。

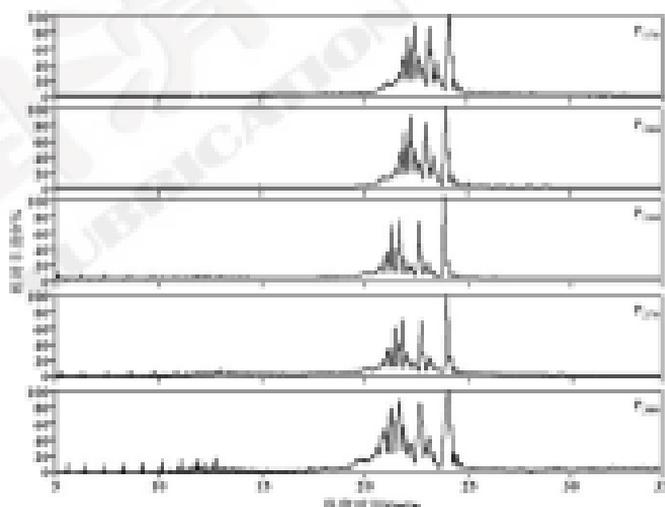


图2 PAO基础油高温氧化后产物的总离子色谱图

Fig.2 The ion chromatograms of PAOs after oxidation test

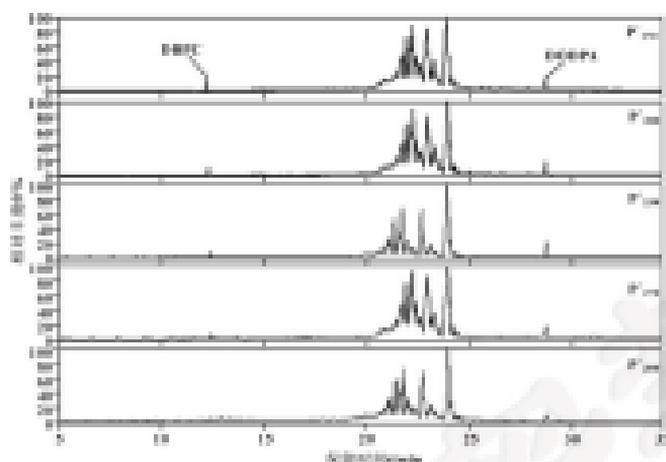


图 3 含有抗氧剂的 PAO 油样高温氧化后产物的总离子色谱图

Fig. 3 The ion chromatogram of PAOs containing antioxidants after oxidation test

表 2 PAO 油样高温氧化反应后产物分布及相对含量

Table 2 Distribution and relative contents of PAOs after oxidation test

| 样品编号              | 正构烷烃 |          | 异构烷烃 |          | 烯烃           |       |
|-------------------|------|----------|------|----------|--------------|-------|
|                   | 种类数  | 相对含量 (%) | 种类数  | 相对含量 (%) | 种类数 相对含量 (%) |       |
| P <sub>100</sub>  | 2    | 0.067    | 4    | 0.376    | 3            | 0.224 |
| P <sub>150</sub>  | 3    | 0.134    | 4    | 0.493    | 3            | 0.481 |
| P <sub>200</sub>  | 7    | 0.336    | 4    | 0.408    | 4            | 0.684 |
| P <sub>250</sub>  | 12   | 2.675    | 20   | 1.113    | 23           | 3.827 |
| P <sub>300</sub>  | 33   | 8.406    | 28   | 3.538    | 27           | 9.962 |
| P' <sub>100</sub> | 2    | 0.050    | 3    | 0.261    | 2            | 0.132 |
| P' <sub>150</sub> | 2    | 0.230    | 4    | 0.360    | 2            | 0.399 |
| P' <sub>200</sub> | 3    | 0.438    | 4    | 0.429    | 3            | 0.684 |
| P' <sub>250</sub> | 10   | 2.607    | 7    | 0.998    | 10           | 3.603 |
| P' <sub>300</sub> | 32   | 8.368    | 18   | 3.708    | 20           | 9.074 |

从表 2 中数据可以对比, 在氧化反应过程中, PAO 基础油在 120 ℃ 下的氧化产物中有 2 种正构烷烃、4 种异构烷烃和 3 种烯烃, 它们的相对含量分别为 0.067%、0.376% 和 0.224%。反应温度升至 300 ℃ 时, 分子链结构受到严重破坏, 氧化产物中有 35 种正构烷烃、25 种异构烷烃和 47 种烯烃, 它们的相对含量分别为 8.406%、3.538% 和 9.962%。温度升高使 PAO 油样裂解程度加深, 大量小分子物质的生成增加了润滑油分子的流动性, 分子间作用力减弱, 分子间摩擦力减小, 使得 PAO 油样的运动粘度降低。

含有抗氧剂的 PAO 油样随着反应温度的升高也

会发生裂解反应, 但反应产物的种类和相对质量均小于未添加抗氧剂的 PAO 基础油。特别是烯烃的种类和相对质量减少程度较大, 250 ℃ 时, PAO 基础油的氧化产物中有 5 种烯烃, 相对含量为 0.684%; 加入抗氧剂后, PAO 油样的氧化产物中有 2 种烯烃, 相对含量为 0.359%, 降低幅度 25%。由此可见, 抗氧剂可以有效减缓 PAO 润滑油的高温氧化裂解, 抑制烯烃的生成。

### 1.3 钛基润滑油氧化反应机理

PAO 在高温作用下, 其可能的热裂解和热氧化反应机制如图 4 和图 5 所示。

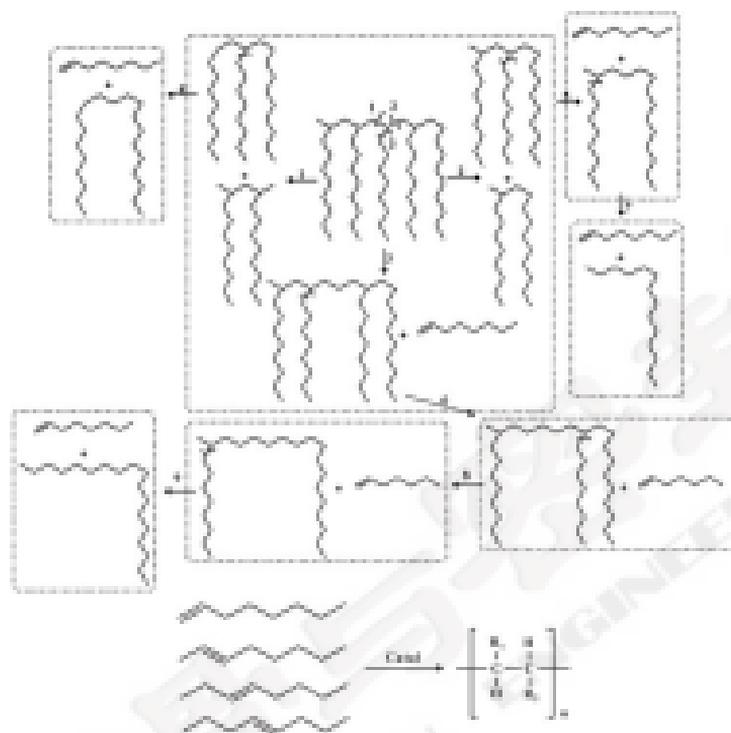


图4 PAO热裂解反应机制

Fig. 4 Pyrolysis mechanism of PAO in the thermal condition.

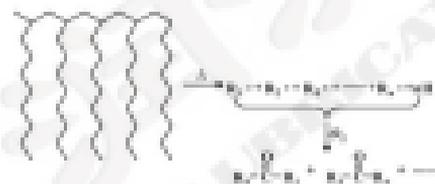


图5 PAO热氧化反应机制

Fig. 5 Oxidation mechanism of PAO in thermal condition.

稠环油的氧化一般遵循自由基链式反应过程,包括链引发、链增长、和链终止等。在链引发阶段,高温、热辐射以及金属杂质催化自由基的产生,引发自由基链反应,形成的化学反应活性较高的自由基特别不稳定,具有形成阻和电子环的倾向,能与所接触的其他分子的电子云发生相互作用,使许多稳定的分子参与反应,链增长过程即为自由基与烃分子或空气中的氧发生作用的过程。由于自由基非常活泼,因而它是链反应的活化质点,其发生化学反应的活化能一

般只有几千或几十千焦,远小于饱和分子间反应的活化能。因此,链增长过程能够不断地引入氧元素,使烃分子结构发生变化,链终止过程即为自由基的湮灭过程。在此过程中,自由基之间或者与惰性分子之间相互作用,形成了化学活性很低的化合物,致使自由基失去反应活性,从而终止了自由基链反应。

#### 4 结论

(1) 制备某型航空发动机稠环油的部分体系,研究 PAO 基础油在高温氧化反应过程中性能指标的变化规律,发现随着温度的升高,油样的运动粘度逐渐降低,倾点逐渐增大,尤其是氧化温度高于 230℃ 时,运动粘度急剧下降;当加入抗氧剂 DBPC 和 DMBPA 后,油样粘度的变化过程明显减缓,说明抗氧剂能够有效提高 PAO 属空间稠环油的抗氧化安定性。

(2) 通过 IR 和 GC/MS 分析手段,揭示航空稠环油经过高温氧化反应后分子结构的变化,发现随着航空稠环油氧化程度的加深,PAO 稠环油中的长链分子裂解为大量短链小分子化合物,小分子化合

物越多, PAO 油样的氧化会越严重。加入机泵使用后, 能够有效抑制小分子异构烷烃和烯烃的生成, 减缓润滑油的氧化。在高温氧化变化过程中, PAO 润滑油经历了自由基链式反应过程, 遵循热裂解和热氧化反应机制。

### 参考文献

- [1] SANDEN J C, SANDEN M C, SORZA S C, et al. Thermogravimetric and rheological characterization of automotive mineral lubricants after thermal degradation[J]. *Fuel*, 2004, 83(17): 2890-2898.
- [2] VINCENT J C, BASHAN Y E, WELLS R, et al. Redesigning allylated diphenylamine antioxidants for modern lubricants[J]. *Lubrication Science*, 2005, 19(1): 20-30.
- [3] BRANONDA K S, JOSEPH M P, SEVEN E L. Synthetic oil-based lubricants: a search for appropriate antioxidants[J]. *Energy & Fuels*, 2007, 21(4): 2608-2614.
- [4] PETERSSON A. High-performance base fluids for continuously adapted lubricants[J]. *Tribology International*, 2005, 40(4): 607-622.
- [5] 张永刚, 孙云鹏, 赵树彪, 等. 航空发动机润滑油向国石化 CC700 试验研究[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(7): 77-82.
- [6] ZHANG Y C, MAO Y P, ZHANG Y L, et al. Experimental research on high temperature oxidation of aviation engine oil by CC700[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(7): 77-82.
- [7] 黄志华, 孙云鹏, 赵树彪, 等. 航空发动机润滑油国石化国航

产物组成成分分析[J]. *河南师范大学学报(自然科学版)*, 2014, 42(1): 92-98.

- [8] XU Y W, FENG X L, YAO Z, et al. Analyzing components in poly-alpha-olefin aviation lubricating base oils under ultra-high temperature[J]. *Journal of Hebei Normal University (Natural Science Edition)*, 2014, 42(1): 92-98.
- [9] 金光明, 曹平江, 王保强. 用 FTIR 热分析技术研究润滑油、基础油的氧化安定性[J]. *润滑油*, 1999, 14(1): 80-83.
- [10] YU X M, TAN C J, WANG Y J. Studies on oxidation stability of lubricating oils and base oils by FTIR thermal analysis[J]. *Lubricating Oil*, 1999, 14(1): 80-83.
- [11] 张梅, 李茂盛, 李德顺. 利用 FTIR 考察环境友好型润滑油基础油氧化安定性的研究[J]. *润滑与密封*, 2006, 31(12): 189-192.
- [12] ZHANG M, LI J S, LI J Q. Study on the oxidizer stability of base oil for biodegradable lubricants using pressure differential scanning calorimetry method[J]. *2009, 30(12)*: 189-192.
- [13] 张占明, 陈文斌, 朱二波, 等. 航空发动机润滑油中抗氧化剂的有效性研究[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(8): 112-114.
- [14] ZHANG Z C, CHEN W L, HUANG L Q, et al. Study on degradation of antioxidant additive in an aviation lubricating oil[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(8): 112-114.
- [15] FENG XIAOHU C, ALEXANDER L, BRUCE P, et al. Assessment of the oxidizer stability of lubricant oil using three-coupled laser Raman excitation-resonance matrix spectroscopy[J]. *Analytica Chimica Acta*, 2014, 802(2): 1-12.

## 中国润滑技术论坛(2017)征文通知

各相关单位及作者:

2017 年我国润滑油行业在“一带一路”中拉开序幕, 原材料、添加剂、包装物价格的大幅上涨提高了润滑油企业的竞争压力, 也无疑给许多国际润滑油企业一剂新的选择, 不断提升品牌价值和产品质量, 以企业为驱动是市场竞争中企业生存的关键。

由《润滑油》编辑部及《润滑与密封》编辑部联合举办的“中国润滑技术论坛(2017)”拟定于 2017 年 9 月 13-14 日在昆明召开, 论坛将邀请润滑油、添加剂及相关行业国内外专家学者、研发与生产技术人员、营销专家等就相关问题展开广泛的交流与研讨。

大会将编辑出版《中国润滑技术论坛(2017)论文集》, 并将从中评选出优秀论文给予大会奖励, 从即日起广泛征集会议论文, 现将有关事项通知如下:

一、原文内容: ● 润滑油市场及相关行业发展趋势; ● 工业用润滑油产品及相关技术; ● 工业用润滑油产品及相关技术; ● 其他润滑油产品及相关技术

二、原文要求: 1. 应经论文所在单位上述主管同意, 并在国内外正式刊物上发表过的论文, 稿件一律不退, 请向编辑部稿; 2. 论文应符合国家各级单位的出版规定, 文字由左; 3. 论文篇幅尽量不超过 8000 字, 请注明 Word 排版, 其顺序如下: 题目、作者姓名、作者单位、通讯地址、邮编、电话、中文摘要(200-300 字)和关键词(3-8 个); 正文(图表按顺序); 参考文献、作者简介(主要应包括姓名、职称、受教育经历、工作经历、是否已公开发表文章、邮编等); 4. 投稿方式: 将投稿论文发到《润滑油》编辑部信箱, 并注明“中国润滑技术论坛(2017)论文”字样, 编辑部 E-mail: [bjedit@petroleum.com.cn](mailto:bjedit@petroleum.com.cn)

三、原文时间: 1. 请于 2017 年 8 月 2 日前发论文题目及摘要; 2. 请于 2017 年 7 月 15 日前发论文全文。

四、原文使用: 我们将根据论文重要情况向论文作者发出参会邀请, 并根据专家评议情况汇编论文集, 同时选择一定数量论文大会公开交流, 大会编辑组织专家对论文进行评选, 对优秀论文颁发证书和奖励, 符合杂志刊登要求的优秀稿件将优先发表在本杂志上。

热忱欢迎广大国内外从事润滑油研发、生产、管理与营销人员, 汽车产业及相关行业广大从业人员踊跃提交投稿。

投稿邮箱: [bjedit@petroleum.com.cn](mailto:bjedit@petroleum.com.cn) 电话: (0411) 84678975 (投稿、投稿), 84668260 (王雷)

《润滑油》编辑部  
《润滑与密封》编辑部

二〇一七年三月

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6539.2017.04.008

## 基于最大类间方差法的油气润滑测试系统 ECT 图形重建\*

孙启国 杜 超 罗光强

(北方工业大学机械与材料工程学院 北京 100044)

摘要: 提出一种基于最大类间方差法的油气润滑测试系统 ECT 图形重建的改进算法。该算法在 Landweber 迭代算法的基础上, 将油气润滑管道内的气相分布作为背景, 液相分布作为目标, 使用最大类间方差法获得油气两相被分离最小的阈值范围, 并在此基础上建立基于图像灰度的油膜厚度测量方法。仿真结果表明, 与线性反投影算法 (LBP) 和 Landweber 算法相比, 基于最大类间方差法的图形重建算法可有效消除成像中的伪影现象, 得到清晰的油气界面, 计算可获得准确度较高的油膜厚度。此外, 该算法还具有程序简单, 运算精度高的优点。

关键词: 油气润滑; 图像重建; 电荷层析成像; 最大类间方差法

中图分类号: TP312.1; TP312.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-6539(2017)04-0017-08

## An Image Reconstruction Algorithm Based on OTSU for ECT Used in Oil-air Lubrication Testing System

SUN Qiguo DU Chao LUO Guangqiang

(Mechanical and Materials Engineering College, North China University of Technology, Beijing 100144, China)

Abstract: A new image reconstruction method for oil-air lubrication testing ECT system based on OTSU was proposed. This algorithm was based on the Landweber iterative algorithm, the gas phase in the oil-air lubrication was taken as the background and the liquid phase was used as the target, and the OTSU method was used to obtain the gray threshold that the misclassification rate of gas and liquid phase is the minimum. The oil film thickness measurement method based on image gray-level was developed. Simulation results show that compared with linear back projection (LBP) algorithm and Landweber algorithm, the algorithm based on OTSU can eliminate effectively the artifacts in the LBP and Landweber algorithm to get clear oil-air boundaries and accurate oil film thickness. The algorithm is also simple and has a high imaging precision.

Keywords: oil-air lubrication; image reconstruction; electrical capacitance tomography; OTSU

电荷层析成像 (Electrical Capacitance Tomography) 技术是 20 世纪 80 年代中期在医学 CT 技术基础上形成和发展起来的一种多相流参数检测技术<sup>[1]</sup>。该技术通过安装在管道外部的电容板阵列, 经数据采集系统采集测量板间电容值, 使用某种图像重建算法将多相流落在管道内部的二维、三维状况可视化, 从而获得多相流体的流型、各相速度、各相物质份额和浓度以及各相流量。目前该技术在大管径下的石油管道加料成像<sup>[2]</sup>、低密度油气两相过程的监测<sup>[3]</sup>、流化床的多相流测量等方面中已得到了研究和

应用。然而, 应用于油气润滑系统微小尺度条件下的 ECT 技术的研究尚不多见<sup>[4]</sup>。

ECT 的测量精度主要取决于图像重建算法的速度与精度。常见的图像重建算法中, 线性反投影 (LBP) 算法和 Landweber 算法被广泛应用, 其中 LBP 算法虽然可以使成像速度得到提升, 但成像质量却得不到保证, 因而常用于定性分析; Landweber 算法是经典的图像重建算法, 但由于 ECT 的稀疏缺陷和轴对称的非线性特点, 会在迭代到一定次数之后出现重建图像序列的发展现象, 因两相流边界处出现伪影, 从而影响成像质量<sup>[5]</sup>。

本文作者针对油气润滑测试系统 ECT 图像重建的问题, 在 Landweber 算法基础上, 提出一种可重建后的图像使用最大类间方差法进行两相分离的算法。该算法能够有效去除油气交界处的伪影, 提高重建图像的测量精度和空间分辨率。实验中采用了多种算法对 3 种流型的流型进行图像重建, 结果表明, 本文所

\* 基金项目: 北京市属高等学校人才强校计划项目 (PHE20160710F)。

收稿日期: 2016-08-20

作者简介: 孙启国 (1963—), 男, 博士, 教授, 研究方向为摩擦学与工业润滑技术、机械系统动力学及其控制。E-mail: sqg@mail.ncut.edu.cn

者提出的算法得到的重建图像质量高于 LBP 法和 Lambert 法, 为油气两相系统微小尺度条件的图像重建和油膜厚度检测提供了一种行之有效的办法。

### 1 电容阵列成像系统

分析的电容阵列成像系统为实验室自制的 4 电极油气两相电容阵列成像系统, 如图 1 所示。该系统由电容传感器阵列、数据采集系统和上位机图像重建部分组成。电容传感器的侧极电极板均匀环绕分布在侧向管道外部, 当任意两板构成一电容时, 其余电极板接地。由于多种介质中的各相具有不同的介电常数, 管道内被测两相的介电常数的变化会引起极板间电容值的变化。通过数据采集系统, 得到 24 组电容值, 计算机利用这些测量的电容值, 使用一定的图像重建算法, 将管道内部各相分布可视化。对重建的图像提取油气两相流的特征参数, 可达到实时监测的目的。

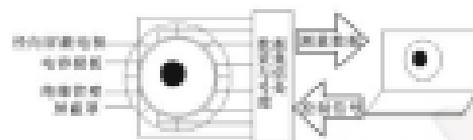


图 1 ECT 系统组成

Fig. 1 The composition of the ECT system

### 2 基于最大类间方差法的 ECT 系统图像处理

由于 ECT 系统的电场效应导致传感器的非线性特点, 采用适当的 ECT 图像重建算法重建图像后, 发现重建图像中包含一定的噪声或伪影, 且空间分辨率不高。为了获得质量较高的成像效果, 并更好地区分油气两相介质在重建图像上的分布, 需要用一定的阈值对重建图像的灰度值进行过滤。然而油气两相流的流动状况复杂, 介质分布多变, 设置固定的阈值无法适应变化的需要。因此, 采用最大类间方差法自动获得 ECT 重建图像中油气两相的灰度滤波阈值<sup>[1]</sup>。

#### 2.1 最大类间方差法原理

最大类间方差法是由日本学者大津提出的, 一种自适应的阈值确定的方法, 简称 Otsu<sup>[1]</sup>。该方法根据图像的灰度特性, 将图像分成背景和目标两部分, 背景和背景之间的方差值越大, 说明构成图像的这两部分的区别越大。当属于目标的一方成为背景或者属于背景的一方视为目标时, 其方差都会变小。因此, 使方差最大的分割意味着错分概率最小<sup>[1]</sup>。

本文作者在 Lambert 算法重建图像的基础上, 将油气两相管道内部的空气分布作为背景, 则图像分

布作为目标。采用最大类间方差法自动获得油气两相错分率最小的灰度滤波阈值。在用得到的最优阈值对重建图像进行处理后, 能够将两相清晰的油气两相边界, 实现对管内流型的准确重建。

假设图像的灰度值分布为  $1 \sim m$  级, 其中灰度值为  $k$  的像素有  $n_k$  个, 则图像的总像素数为

$$N = \sum_{k=1}^m n_k \quad (1)$$

各个灰度值的概率为

$$P_k = \frac{n_k}{N} \quad (2)$$

以分割阈值  $k$  将重建图像的灰度值分为背景部分  $k_1$  (目标) 和空气部分  $k_2$ , 即  $k_1 = [1, k]$  和  $k_2 = [k+1, m]$ , 两相产生的概率分别为

$$n_{k_1} = \sum_{k=1}^k P_k = \omega(k) \quad (3)$$

$$n_{k_2} = \sum_{k=k+1}^m P_k = 1 - \omega(k) \quad (4)$$

$k_1$  的平均灰度为

$$\mu_{k_1} = \sum_{k=1}^k \frac{kP_k}{n_{k_1}} = \frac{\mu(k)}{\omega(k)} \quad (5)$$

$k_2$  的平均灰度为

$$\mu_{k_2} = \sum_{k=k+1}^m \frac{kP_k}{n_{k_2}} = \frac{\mu - \mu(k)}{1 - \omega(k)} \quad (6)$$

式中,  $\mu = \sum_{k=1}^m kP_k$  是整个图像的灰度平均值,  $\mu(k) =$

$\sum_{k=1}^k kP_k$  是阈值为  $k$  时的灰度平均值。

则全部灰度平方的值为

$$\mu^2 = n_{k_1} \cdot \mu_{k_1}^2 + n_{k_2} \cdot \mu_{k_2}^2 \quad (7)$$

将式 (3) ~ (7) 代入, 得到两相间的方差为

$$\sigma^2(k) = n_{k_1} (\mu_{k_1} - \mu)^2 + n_{k_2} (\mu_{k_2} - \mu)^2 = \frac{[\omega(k) \mu(k) - \mu]^2}{\omega(k)(1 - \omega(k))} \quad (8)$$

通过遍历  $k$  值, 得到  $\max\{\sigma^2(k)\}$  时的  $k^*$  值, 则  $k^*$  即为最优的阈值。利用得到的阈值, 对 ECT 重建图像进行处理, 即可得到清晰的油气两相界面。

#### 2.2 基于最大类间方差法的 ECT 图像处理原理

基于最大类间方差法的油气两相 ECT 图像处理即在使用 Lambert 算法进行图像重建之后, 对生成图像的灰度值使用最大类间方差法分割的方法。即:

$$k_i^* = \begin{cases} 0 & k_i < k^* \\ k_i & k_i \geq k^* \end{cases} \quad (9)$$

式中,  $k_i$  为重建图像的第  $i$  个像素的灰度值,  $i=1, 2, 3, \dots, N$ ;  $k_i^*$  为第  $i$  个像素滤波后的灰度值;  $k^*$  为应用最大类间方差法得到的最优的阈值。

## 2 仿真结果及应用

### 2.1 仿真结果分析

为了验证最大熵方法在 ECT 图像重建中的有效性, 将 COMSOL 仿真得到的电容值及灵敏度矩阵, 通过 LBP 法和 Landweber 法在 MATLAB 中实现对原有模型的图像重建, 并对图像重建结果进行分析。

采用 8 电极有极向电极的 ECT 传感器进行仿真实验, 其中电容板极张角  $\theta$  为  $42^\circ$ , 管道壁厚为 2

mm, 屏蔽层与绝缘管壁的距离为 1 mm, 激励电压为 5 V。由于油气测井系统中气流两相流的流型为环状流, 因此仿真模型分别使用油膜厚度为 0.1 mm (模型一)、0.2 mm (模型二)、0.3 mm (模型三) 的环状流。其中, 重建图像的像素均为  $100 \times 100$ , Landweber 法迭代次数均为 200 次。

图 2 给出了 3 种模型的图像重建结果图。

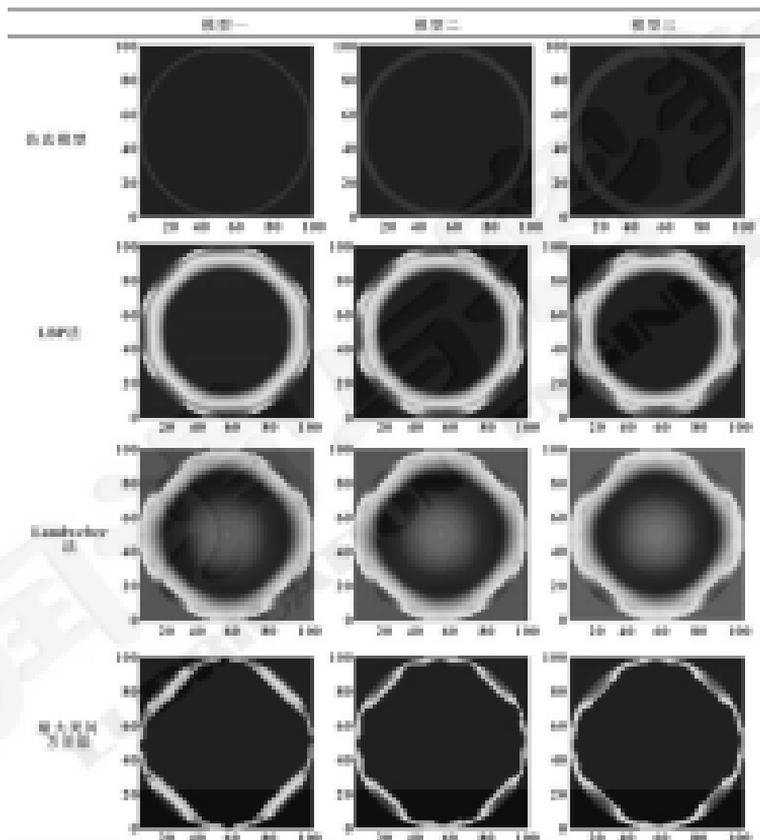


图 2 图像重建结果及对比

Fig. 2 Comparison of image reconstruction results

采用相对误差对重建图像的质量进行了评价。重建图像的相对误差越小, 说明重建图像的效率越好。

计算重建图像相对误差的公式为

$$\varepsilon = |I^e - CI| / |CI| \quad (10)$$

式中:  $C$  为模型的模型真实分布高度值,  $\hat{C}$  为重建图像的高度值分布。

表 1 给出了 3 种图像重建算法的相对误差率。可知, 3 种重建图像的相对误差率中最大类间方法的相对误差率要比 LBP 算法和 Landshofer 算法要小, 说明采用最大类间方法可有效提升重建图像的质量。且随着油膜厚度的增加, 3 种算法的相对误差率的变化趋势相同且均为逐渐减小。3 种算法的成像精度随着油膜厚度变化趋势相同的原因是因为, Landshofer 算法成像是基于 LBP 算法的高度值迭代后生成的新的高度值, 而最大类间方法成像是基于 Landshofer 算法的高度值进行高度值迭代后生成的又一新的高度值。所以 LBP 算法的成像精度趋势决定了 Landshofer 算法和最大类间方法的成像精度趋势。相对误差率随着油膜厚度增加而减少的趋势是因为, 在仿真模型的过程中, 油膜越薄网格划分越小, 而图像重建过程中采用的是固定的重建网格, 因此真过程中越小的网格会导致重建图像中越大的误差。

表 1 3 种图像重建算法的相对误差率

| 项目                | 模型一    | 模型二   | 模型三    |
|-------------------|--------|-------|--------|
| LBP 总相对误差率        | 82.33  | 35.46 | 126.33 |
| Landshofer 法相对误差率 | 114.83 | 89.56 | 126.56 |
| 最大类间方法相对误差率       | 67.39  | 66.20 | 33.31  |

从图 2 中也可看出, LBP 算法的相对误差率较大, 用 LBP 算法和 Landshofer 算法重建的图形有一定的伪影, 而通过使用最大类间方法, 可以有效地减少图像重建时的伪影效应, 使重建图像更为清晰。

### 1.2 最大类间方法在油膜厚度测量中的运用

油气两相 ECT 重建图像的灰度值表示了管道内部油气两相介质在管截面上的分布情况, 因此通过计算图像灰度与总灰度的比值, 可以获得油气两相流的空隙率  $\omega$ 。

$$\omega = \left[ 1 - \sum_{i=1}^n \frac{C_i^* A_i}{A} \right] \times 100\% \quad (11)$$

式中:  $C_i^*$  为通过最大类间方法得到的两相流迭代后的重建图像的灰度值;  $A_i$  为第  $i$  个像素的面积;  $A$  为所测量管道的总横面积;  $n$  为总的像素数。

假设油气两相管道内部油膜厚度均匀分布, 如图 3 所示, 根据所测量的管面空隙率  $\omega$ , 可求得液膜厚度  $\delta$ 。

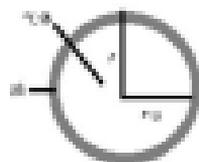


图 3 空隙率和油膜厚度换算关系图

Fig. 3 Relationship between void fraction and oil film thickness

截面空隙率为

$$\omega = \frac{(r_o - \delta)^2}{r_o^2} \quad (12)$$

则油膜厚度为

$$\delta = r_o(1 - \sqrt{\omega})$$

空隙率和油膜厚度换算关系如图 3 所示。表 2 给出了 3 种模型的油膜厚度计算值及误差率, 可以看出, 基于最大类间方法的图形重建算法能够为油膜厚度的测量提供一个较为准确的参考值, 并且随着的真油膜厚度的增加, 计算得到的油膜厚度值的误差率逐渐减小。这是因为, 油膜厚度的计算会用到空隙率, 而空隙率的计算是通过重建图像中两相流介质分布所占用的灰度值来计算的, 随着油介质分布所占用的比例增大, 空隙率越小, 反之越大。由于随着油膜厚度的增加, 重建图像的相对误差率变小, 即重建图像中两相流介质分布的误差变小, 因而空隙率的误差也会随着油膜厚度的增加而减小, 因此随着油膜厚度的增加, 计算得到的油膜厚度值的误差率会逐渐减小。

表 2 3 种模型的油膜厚度计算值及误差率

Table 2 Calculation values and error rate of oil film thickness of the three models

| 项目                      | 模型一   | 模型二   | 模型三   |
|-------------------------|-------|-------|-------|
| 油膜厚度 $\delta/\text{mm}$ | 19.45 | 37.26 | 66.09 |
| 误差率 $\omega/\%$         | 96.85 | 66.31 | 33.63 |

## 4 结论

(1) 提出一种基于最大类间方法的图形重建算法。在 Landshofer 算法图形重建的基础上, 通过自动获取 ECT 重建图像的灰度值或阈值, 对两相油 (目标) 和空气 (背景) 段为准确地分离。该算法具有程序简单、成像精度高的特点。

(2) 以重建图像的相对误差作为评价标准, 对基于最大类间方法的图形重建算法与线性投影算法 (LBP) 和 Landshofer 算法进行对比。结果表明, 基

于最大熵熵方法的算法可以有效地减少油气两相流分界面处的伪影, 能得到清晰的油气分界面, 从而实现薄尺度下油膜厚度的测量, 且该测量结果同实际油膜厚度吻合较好, 为油气两相流测试系统 ECT 系统的图像重建技术提供了一种可行有效的新方法。

#### 参考文献

- [1] 王西凤, 唐志尧, 李海青. 新型电容引析成像数据采集系统的研制[J]. 仪器仪表学报, 2004, 25(62): 424-427.
- WANG X F, TANG Z Y, LI H Q. A novel capacitance measurement system for electrical capacitance tomography[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2004, 25(62): 424-427.
- [2] YANG W Q, STOFF L L, BECK H S, et al. Development of a capacitance tomographic imaging system for multiphase measurement[J]. *Review of Scientific Instruments*, 1999, 70(1): 4108-4112.
- [3] YANG W Q, CHENGSHONGAN A, NATHAN S, et al. Adaptive calibration of a capacitance tomography system for imaging water droplet distribution[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2005, 15(5): 249-258.
- [4] 孙启国, 陈超刚, 张煜. 基于 COMSOL 的油气两相流系统 ECT 三维阵列电极特性分析[J]. 测井与成像, 2015, 10(4): 33-41.
- SUN Q G, CHEN C X, ZHANG C. Characteristics analysis for ECT's

three-dimensional array electrode in oil-gas lubrication system base on COMSOL[J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 10(3): 39-41.

- [5] 陈冲, 唐志尧. 基于改进 Runge-Kutta 型 Levenberg 的电容层析成像图像重建算法[J]. 电机与控制学报, 2004, 8(7): 107-112.
- CHEN C, TANG Z Y. Improved Runge-Kutta type Levenberg image reconstruction algorithm for electrical capacitance tomography system[J]. *Electric Machines and Control*, 2004, 8(7): 107-112.
- [6] XIE D L, LI H F, HUANG Z Y, et al. A new void fraction measurement method for gas-liquid two-phase flow based on electrical capacitance tomography system and Otsu algorithm[C]. *Proceedings of Intelligent Control and Automation*, 2004, ICCA 2004. Fifth World Congress on Intelligent and Automatic Control, 2004, 2307-2310.
- [7] 孙超刚, 张煜, 王西凤. 最大熵熵方法在图像处理中的应用[J]. 沈阳工业大学, 2008, 36(7): 23-26.
- SUN C G, ZHANG Y, WANG X F. Application of the Otsu method in image processing[J]. *Radio Engineering*, 2008, 7(7): 23-26.
- [8] 李超刚, 张煜, 董向元. 新型电容引析成像传感器的设计与应用[J]. 仪器仪表学报, 2007, 28(8): 1410-1415.
- LI C W, ZHANG Y, HUANG X Y. Design and application of electrical capacitance tomography sensors[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2007, 28(8): 1410-1415.

#### (上接第 10 页)

- [9] 张书强, 李强, 温建峰. 单具有面接触弹塑性体接触建模理论与数值方法[J]. 工程力学, 2005, 28(2): 36-37.
- ZHANG S Q, LI X, WEN J F, et al. Theory and numerical method of elastic bodies in rolling contact with curve contact area[J]. *Engineering Mechanics*, 2005, 28(2): 36-37.
- [10] LEINBERGER D E, SCHNEIDER A, ARTHAN J L. The influence of surface roughness on the contact stiffness and the contact flow effect in roller/rail wheel-rail interaction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330: 4287-4306.
- [11] LEINBERGER D E, STAVROPOULOS S, DE KALANIS S, et al. A non-linear state-dependent model for vibrations excited by roughness in rolling contacts[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 333: 197-211.
- [12] LIU L, WEI H Y, ZHU W. A new model for the relationship between vibration characteristics caused by the three-caying contact stiffness of a deep groove ball bearing and roller size[J]. *Journal of Technology*, 2010, 177(3): 691100-1-13.
- [13] 王西凤, 张平良, 王国生. 单非面接触参数建模的接触表面法向接触弹塑性体分析模型[J]. 振动与冲击, 2014, 33(9): 22-27.
- WANG X F, ZHANG X L, LIAN C H, et al. Elastic-plastic normal model for normal contact stiffness of rough surfaces with contact non critical contact parameters[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(9): 22-27.

- [14] ZHANG S, HUANG X, MAO J, et al. A modified normal contact stiffness model considering effect of surface topography[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Engineering Technology*, 2011, 236(8): 677-688.
- [15] FOSHAIRN K, KIM F. Implementation and application of a 3D micro-forest model for the contact between rough surfaces[J]. *Wear*, 2011, 303(1): 1-7.
- [16] FISHBECKE A, KRIPP W, NEUBERT J C. A four domain model for wheel-rail interaction aiming to include non-linear contact stiffness and tangential friction[J]. *WIT* [M]. SCHLITZ, WEINSTEIN R, THOMPSON D, CAMBER P F, et al. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2009, 263-291.
- [17] THOMASCHKE C, DRETHAGE P, HERTING W, et al. Friction in wheel-rail contact: A model comprising interfacial fluids, surface roughness and temperature[J]. *Wear*, 2011, 275(1): 2-12.
- [18] 邓维礼, 唐冲, 宋冠. 基于超声技术检测接触状态监测的数值模拟[J]. 西南交通大学学报, 2014, 49(6): 1075-1077.
- DENG W L, TANG C, SONG Y. Numerical Simulation of Monitoring Wheel-Rail Contact Condition Using Ultrasonic Technology[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2014, 49(6): 1075-1077.
- [19] 肖雨. 基于超声波对接触面研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.04.008

## 超高速磨削中极压添加剂对 GCr15 轴承钢表面粗糙度的影响<sup>\*</sup>

刘晓初<sup>1,2</sup> 赵 伟<sup>1,2</sup> 单士印<sup>1,2</sup> 张 超<sup>1,2</sup> 周文波<sup>1,2</sup> 虞伟威<sup>1,2</sup>

(1. 广州大学机械与电气工程学院, 广东广州 510006;

2. 广州大学金属材料强化制造高性能加工重点实验室, 广东广州 510006)

**摘要:** 配制含不同极压添加剂(硫系、氮系、磷系)的磨削液, 通过超高速磨削试验, 运用表面粗糙度仪及扫描电镜能量谱仪分析不同极压添加剂对 GCr15 轴承钢表面粗糙度的影响, 并探讨极压添加剂在磨削加工中的作用机制。结果表明, 研究的含硫系、氮系和磷系磨削液中, 含硫化脂肪油的磨削液和含氯化亚砷的磨削液对改善 GCr15 轴承钢磨削表面质量有明显的作用; 含硫化脂肪油的磨削液的表面性能最好, 这是因为在磨削过程中, 硫化脂肪油分解成活性硫并与金属磨削表面发生氧化化学反应, 生成有利于减摩抗磨的  $\text{FeS}$  或  $\text{Fe}_3\text{S}_2$  等化合物。

**关键词:** 极压添加剂; 超高速磨削; GCr15 轴承钢; 表面粗糙度

**中图分类号:** TG380 **文献标志码:** A **文章编号:** 0278-9099(2017)04-0008-04

## Effect of Extreme Pressure Additives on the Surface Roughness of GCr15 Bearing Steel in Ultra High Speed Grinding

LIU Xiaochu<sup>1,2</sup> ZHAO Zhan<sup>1,2</sup> SHAN Shiyin<sup>1,2</sup> ZHANG Chao<sup>1,2</sup>

ZHOU Wenbo<sup>1,2</sup> GONG Weiwai<sup>1,2</sup>

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Guangzhou University, Guangzhou Guangdong 510006, China;

2. Key Laboratory of High-performance Metal Materials (Enriched Grinding Machining, Guangzhou University,

Guangzhou Guangdong 510006, China)

**Abstract:** Grinding fluids with different extreme pressure additives(sulfur, nitrogen, phosphorus) were prepared. The effect of the extreme pressure additives on the GCr15 bearing steel surface roughness was analyzed through ultra high speed grinding test and using the surface roughness instrument and microscope, and the action mechanism of the extreme pressure additive in the grinding process was discussed. The results show that among the sulfur, nitrogen, phosphorus extreme pressure additives, the grinding fluid containing sulfated fat oil and the grinding fluid containing chlorinated paraffin can obviously improve the grinding surface quality of GCr15 bearing steel, while the improvement of the grinding fluid containing phosphoric acid is not obvious. The grinding fluid containing sulfated fat oil poses the best lubricating effect, because the complex compound containing  $\text{FeS}$  or  $\text{Fe}_3\text{S}_2$ , which has good friction reducing and anti-wear properties is formed by the chemical reaction of the active sulfur decomposed from the sulfated fat oil during the grinding process with the grinding metal surface.

**Keywords:** extreme pressure additive; ultra high speed grinding; GCr15 bearing steel; surface roughness

超高速离心磨削是一种对工作能以高速度旋转而带来离心效应和磨蚀效应以及周向预应力, 进而在磨削液的辅助下进行的新型加工方法, 可加工超高精度且具有表面残余应力的工件<sup>[1]</sup>。在磨削加工过程中,

磨削液不但可以降低磨削温度, 减少磨削力, 降低动力损耗, 而且还可以延长砂轮寿命和改善工件表面质量。常用的磨削液按其化学成分分为油基和水基 2 种类型, 具有润滑、冷却、防锈等作用<sup>[2]</sup>。超高速离心磨削加工中常用的磨削液为含碱系或氮系或磷系极压添加剂的乳化液水基磨削液。

不同的磨削液对工件表面加工质量具有不同的影响。廖木良男等<sup>[3]</sup>研究发现当砂轮转速 300 m/s 下, 含碱系极压添加剂的磨削液的磨削比大, 磨削效果更好。MOBILAN 等<sup>[4]</sup>分析了磨削过程中所需的磨削液流量以及磨削液应用方法。GREENSHIELD 等<sup>[5]</sup>研究

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51275100); 广州市科技计划项目(201508020001)。

收稿日期: 2016-08-30

作者简介: 刘晓初(1984—)男, 硕士, 教授, 研究方向为磨削设备及机器人、绿色设计与制造。E-mail: gllxiao@gu.edu.cn

了磨削液在超高速磨削时的冷却效果, RONALDO 等<sup>[2]</sup>研究了 CBN 砂轮在深磨工艺过程中磨削液的影响, RONALDO 等<sup>[3]</sup>研究了外圆磨削时,不同磨削液与 CBN 砂轮冷却效果的影响,张磊、马瑞琪等<sup>[4-6]</sup>建立了热量分配理论模型,研究了磨削液对磨削加工热量分配比的影响,同时也研究分析了各磨削液性能评价实验方法的优劣,为磨削液性能的评价提供了参考,康仁科等<sup>[7]</sup>研究了应用在超高速磨削中的 CBN 砂轮的磨削特性及不同磨削液对此砂轮磨削性能的影响,张孟洲、田秋利等<sup>[8-11]</sup>研究了含无机盐和含碱、氟系高压添加剂的磨削液的性能评定方法,但上述研究并未考虑在超高速磨削中不同磨削液配比或不同磨

削液成分组合对工作表面粗糙度的影响。

本文作者配制 3 种各高压添加剂(氟系、碱系、磷系)的磨削液,在超高速磨削液上进行单一变量试验,分别不同高压添加剂对 GG45 轴承钢表面磨削加工粗糙度的影响。

## 1 试验方面

### 1.1 磨削液的配置

选用乳化液水基磨削液进行试验,分别以碱化磨削液、氯化石蜡、磷酸盐 3 种高压添加剂作为试验的单一变量,配制的乳化型超高速离心磨削的磨削液配方如表 1 所示,并分别标为 1<sup>#</sup>—3<sup>#</sup>配方。

表 1 含不同高压添加剂的磨削液配方(质量分数)

Table 1 Grinding fluid formula with extreme pressure additive

| 序号             | 石蜡基 | 氯化石蜡 | 磷酸盐 | 二乙二 | 含氮碱 | 氟系 | 乳化  | 异戊地  | 碱化磨 | 氯化石蜡 | 磷酸盐 |    |
|----------------|-----|------|-----|-----|-----|----|-----|------|-----|------|-----|----|
| 1 <sup>#</sup> | 28  | 7    | 5   | 5   | 2   | 3  | 0.3 | 08.3 | 0.2 | 3    | 0   | 0  |
| 2 <sup>#</sup> | 28  | 7    | 5   | 5   | 2   | 3  | 0.3 | 10.3 | 0.2 | 3    | 15  | 0  |
| 3 <sup>#</sup> | 28  | 7    | 5   | 5   | 2   | 3  | 0.3 | 11.3 | 0.2 | 3    | 0   | 15 |
| 4 <sup>#</sup> | 28  | 7    | 5   | 5   | 2   | 3  | 0.3 | 10.3 | 0.2 | 3    | 0   | 15 |

### 1.2 试验条件

磨削试验在如图 1 所示的杭州机床厂生产的 MML7132X8/17 型超高速数控强力成形磨床上进行,采用的加工工件是未经过热处理的 GG45 轴承钢方钢,如图 2 所示,其规格为 20 mm×20 mm×100 mm。



图 1 MML7132X8/17 型超高速数控强力成形磨床

Fig. 1 MML7132X8/17 type ultra high speed numerical control strength forming grinding machine



图 2 GG45 轴承钢方钢

Fig. 2 GG45 bearing steel bar

### 1.3 试验方法

将 0<sup>#</sup>—3<sup>#</sup>磨削液试样分成 8 组,每组磨削液加工 4 个 GG45 轴承钢样品,总共 32 个样品。磨削试验在 MML7132X8/17 型超高速数控强力成形磨床上进行,工件转速为  $v_c = 2 \text{ m/s}$ 。

不同砂轮转速下的试验方法:将磨削深度设为  $k = 0.01 \text{ mm}$ ,在  $v_c = 20 \text{ m/s}$  工件转速下在 0<sup>#</sup>磨削液中对第一个样品进行超高速磨削试验,然后调整工件转速对第二个样品进行试验,依次类推完成第四个样品试验,分别换成 1<sup>#</sup>—3<sup>#</sup>磨削液,依次在不同工件转速下完成 4 个样品的磨削加工。

不同磨削深度下的试验方法:将工件转速设为  $v_c = 20 \text{ m/s}$ ,在  $k = 0.01 \text{ mm}$  磨削深度下在 0<sup>#</sup>磨削液中完成第一个样品试验后,调整磨削深度,在不同磨削深度下完成另外 3 个样品的磨削加工,依次类推,分别在 1<sup>#</sup>—3<sup>#</sup>磨削液中完成 4 个样品的磨削加工。

### 1.4 数据记录

运用 VMCS230 便携式粗糙度形状测量仪对 4 种磨削液作用下的超高速磨削加工后的 32 个工件表面粗糙度进行检测,在每个磨削区域内取 8 个测试位置点,去除其中的最大值和最小值,取剩余 6 点测量值的平均值为试验结果,采用 VHX-1000 型显微深度显微镜对 4 种磨削液作用下的高速及超高速磨削后的工件表面进行微观观察。

## 2 试验结果及分析

### 2.1 表面粗糙度

根据得到的表面粗糙度值,可做出工作台速度  $v_w = 2 \text{ m/min}$ 、磨削深度  $k = 0.01 \text{ mm}$  条件下表面粗糙度  $R_a$  与砂轮转速  $v_s$  的关系图(如图3所示),以及在砂轮速度  $v_s = 150 \text{ m/s}$ 、工作台速度  $v_w = 2 \text{ m/min}$  条件下的表面粗糙度  $R_a$  与磨削深度  $k$  的关系图(如图4所示)。

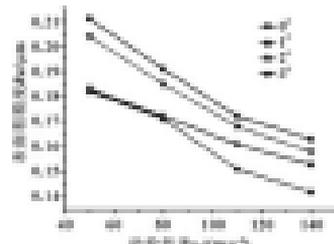


图3 不同磨削液作用下的表面粗糙度与砂轮转速的关系  
( $v_w = 2 \text{ m/min}$ ,  $k = 0.01 \text{ mm}$ )

Fig. 3 Variation of surface roughness with wheel speed under different grinding fluid ( $v_w = 2 \text{ m/min}$ ,  $k = 0.01 \text{ mm}$ )

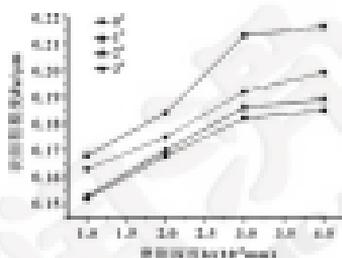


图4 不同磨削液作用下的表面粗糙度与磨削深度的关系  
( $v_w = 2 \text{ m/min}$ ,  $v_s = 150 \text{ m/s}$ )

Fig. 4 Variation of surface roughness with grinding depth under different grinding fluid

由图3可以看出,在同种磨削液作用下的GG45轴承钢在高速及超高速磨削之后得到的表面粗糙度  $R_a$  随着砂轮转速  $v_s$  的增加反而减少。在不同磨削液作用情况下,相对于其他压液加剂的 $\alpha^2$ 磨削液的表面粗糙度范围 $0.165 \sim 0.211 \mu\text{m}$ ,含硫化酯磨液的1#磨削液作用下的工件表面粗糙度值减少了 $0.02 \sim 0.029 \mu\text{m}$ ;含氯化石蜡的2#磨削液在砂轮转速  $v_s$  低时,磨削表面粗糙度值减少了 $0.019 \sim 0.028 \mu\text{m}$ ,但随着砂轮速度的提升,表面粗糙度效果次于1#磨削液好,表面粗糙度值只减少了 $0.01 \sim 0.011 \mu\text{m}$ ;含磺酸

盐的3号磨削液亦用下得到的工件表面粗糙度范围为 $0.158 \sim 0.204 \mu\text{m}$ ,表面粗糙度值的只减少了 $0.004 \sim 0.007 \mu\text{m}$ ,表明其润湿性不及1#和2#磨削液。

由图4可以看出,在同种磨削液作用下,工件表面粗糙度  $R_a$  随着磨削深度  $k$  的增加而变大,由于砂轮磨削深度的增加,砂轮磨粒切入磨削工件表面的深度增加,磨削力变大,摩擦更加剧烈,产生更多的磨削热,得到的工件表面质量反而降低。在不同磨削液作用下,相对于其他压液加剂的 $\alpha^2$ 磨削液的表面粗糙度范围 $0.168 \sim 0.216 \mu\text{m}$ ,含硫化酯磨液的1#磨削液能减少表面粗糙度 $0.016 \sim 0.031 \mu\text{m}$ ,含氯化石蜡的2#磨削液能减少表面粗糙度 $0.015 \sim 0.027 \mu\text{m}$ ,含磺酸盐的3#磨削液能减少表面粗糙度 $0.005 \sim 0.021 \mu\text{m}$ ,表明含硫化酯磨液的1#磨削液能更好地改善工件的表面质量。

运用VHX-3000型超景深显微镜对4种磨削液作用下的高速及超高速磨削后的GG45轴承钢古钱表面进行微观观察。

图5~8分别为砂轮速度  $v_s = 50 \text{ m/s}$ 、工作台进给速度  $v_w = 2 \text{ m/min}$  和磨削深度  $k = 0.01 \text{ mm}$  的磨削条件时,GG45轴承钢在4种磨削液作用下的磨削表面微观图(放大倍数为2000倍)。

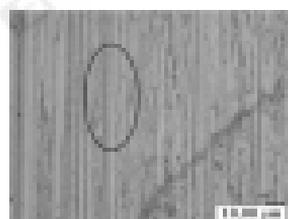


图5  $\alpha^2$ 磨削液作用时的微观图

Fig. 5 Micro diagram of the sample lubricated by No. 0 grinding fluid

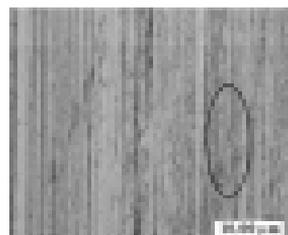


图6 1#磨削液作用时的微观图

Fig. 6 Micro diagram of the sample lubricated by No. 1 grinding fluid

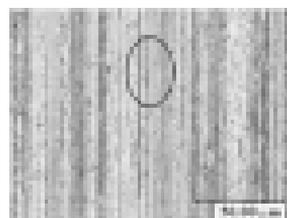


图 7 2#磨削液作用时的微视图

Fig. 7 Micro diagram of the sample fabricated by No. 2 grinding fluid

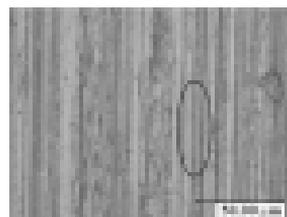


图 8 3#磨削液作用时的微视图

Fig. 8 Micro diagram of the sample fabricated by No. 3 grinding fluid

图 5 为 GC-15 轴承钢在高压添加剂的 1#磨削液作用下的磨削表面微视图。工件表面磨削不清晰, 磨削形成的沟槽深度较深, 并成条状状。图 6 为轴承钢在含氧化亚脂肪油添加剂的 1#磨削液作用下的磨削表面微视图。磨削后的工件表面磨削清晰, 磨粒在工件表面划成的沟槽很细密, 形状很规范, 且沟槽两端的陡起少。图 7 为 GC-15 轴承钢在含氧化亚脂肪油添加剂的 2#磨削液作用下的磨削表面微视图。工件表面磨削清晰, 磨粒磨削后形成的沟槽很细密, 且在表面有磨粒状脱落。图 8 为 GC-15 轴承钢在含磷酸衍添加剂的 2#磨削液作用下的磨削表面微视图。工件表面有较宽的磨削沟槽, 且沟槽两端的陡起明显。

### 2.2 不同机床及添加剂的磨削机制分析

在超高速磨削加工过程中, 磨削液中的化学成分可与摩擦表面金属发生摩擦化学反应, 生成吸附膜、沉积膜以及复合物。相关研究表明<sup>[20]</sup>, 氯化亚砷可与摩擦表面金属反应生成不利于减摩抗磨的氯化物, 造成金属表面的腐蚀和磨削。在一定程度上阻碍了磨削液在金属摩擦表面沉积膜复合物的生成, 降低了磨削液的抗磨润滑效果。而磷酸衍与磷酸盐在磨削过程中互相竞争金属摩擦表面, 阻碍了含磷酸盐磨削液的减摩抗磨作用。在磨削过程中, 氯化亚脂肪油分解成油

性碱并与金属磨削表面发生摩擦化学反应, 生成有利于减摩抗磨的 Fe-O 或 Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 等化合物, 从而增加磨削液的抗磨抗冲刷的润滑效果<sup>[21]</sup>。因此, 试验中所配制的含碱基、氮基和磷基的磨削液中, 含碱基高压添加剂具有最好的磨削效果。

### 3 结论

(1) 通过对工件表面粗糙度的测定, 表明在同样磨削液作用下, 随着砂轮转速的增加加工工件的表面粗糙度反而减少。随着磨削深度的增加表面粗糙度增加。研究的含碱基、氮基和磷基磨削液中, 含碱基磨削液的磨削液的润滑性能最好。

(2) 含氯化亚脂肪油的磨削液和含氧化亚砷的磨削液可改善 GC-15 轴承钢磨削表面质量有显著的效果。含磷酸盐的磨削液改善效果不明显。

#### 参考文献

- [1] 黄俊涛. 轴承钢超高速离心磨削的力学分析与研究[D]. 广州: 广州大学, 2005.
- [2] 刘松初, 袁哲俊, 李飞龙. 用 HAD 磨粒油磨削轴承钢的研制[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(1): 70-76. GUANG J L, YUAN Z J, LIANG F H. et al. Grinding Fluids for precision HED roller grinding[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1998, 30(1): 70-76.
- [3] 曹丹俊, 卢广进, 高子强. 添加剂与磨削液[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [4] MORGAN M N, JACKSON A B, WU H, et al. Optimization of fluid application in grinding[J]. CIEP Annual Manufacturing Technology, 2008, 37(1): 367-368.
- [5] CYRANOSKI T A, BOGALIC N B, BIRSK W B. Coolant control theory in grinding[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2004, 40(4): 429-436.
- [6] HOSALINGU Y P, THIRUGAN V P, BHASKAR C, et al. Analysis of the cutting fluid influence on the deep grinding process with a CBN grinding wheel[J]. Materials Research, 2008, 11(3): 401-417.
- [7] BHASKAR C B, KUNASING C B, BHASKAR C C, et al. Analysis of the different forms of application and types of cutting fluid used in plunge cylindrical grinding using conventional and superabrasive CBN grinding wheels[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2008, 48(12): 1217-1218.
- [8] 张磊, 马树坤, 赵国辉. 早强液对磨削加工热态分配比的影响[J]. 磨削与磨料, 2009, 30(4): 47-49.
- [9] ZHANG L, MA S Q, ZHAO G H, et al. Influence of coolant on heat partition in grinding process[J]. Lubrication Engineering, 2009, 30(4): 47-49.
- [10] 葛劲松, 程建刚, 张磊. 早强液性能评价试验方法研究[J]. 磨削与磨料, 2008, 29(4): 13-15.
- [11] GE J F Q, CHENG J B, ZHANG L, et al. Study on test method of grinding performance evaluation for grinding fluids[J]. Lubrication Engineering, 2008, 29(4): 13-15.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.04.006

## 热处理方式对 GCr15 钢与 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 副干摩擦磨损性能的影响<sup>\*</sup>

李庆忠<sup>1</sup> 朱 强<sup>1</sup> 李东旭<sup>2</sup> 高圆馨<sup>2</sup>

(1. 江南大学机械工程学院, 江苏无锡 214022; 2. 大连大高高技术陶瓷有限公司, 辽宁大连 116600)

摘要: 对 GCr15 钢进行网罩炉热处理和盐浴炉热处理, 在自制的快速磨削试验装置上, 以 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 陶瓷球为对偶件, 研究不同热处理方式对 GCr15 钢干摩擦磨损性能的影响; 利用白光干涉三维形貌测量仪和扫描电子显微镜观察磨削表面形貌, 结合 SPFP 三维图形分析软件计算 GCr15 钢体积磨损失量。研究表明: 与盐浴炉热处理相比, GCr15 钢网罩炉热处理后与 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 陶瓷球在多组试验条件下的平均干摩擦体积磨损失量更小, 磨损性能更好; 两种热处理方式的磨削失效原因均为疲劳磨削, 但网罩炉热处理后 GCr15 钢的磨削性能提高, 试验后磨削表面相对较光滑, 疲劳裂纹较少, 表面的局部塑性变形减小。

关键词: 摩擦磨损; 热处理方式; GCr15 钢; Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>

中图分类号: TH117; TG113.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-6595(2017)04-0006-04

## Effect of Heat Treatment Method on Dry Friction and Wear Properties of GCr15 Steel Against Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>

LI Qingzhong<sup>1</sup> ZHU Qiang<sup>1</sup> LI Dongxu<sup>2</sup> GAO Yuanxin<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi Jiangsu 214022, China;

2. Dalian Dahao Advanced Ceramic Co., Ltd., Dalian Liaoning 116600, China)

**Abstract:** The wear properties of GCr15 steel with salt bath furnace heat treatment and mesh bath furnace heat treatment were tested against Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic ball under dry friction condition by using self-made rapid wear test machine, the profiles of GCr15 steel wear surfaces were observed by White Light Interferometer (WLI) and Scanning Electron Microscope (SEM), the wear volume of GCr15 steel was calculated by SPFP 3D graphic analysis software. The results show that the GCr15 steel with mesh bath furnace heat treatment has smaller average dry friction and wear volume against Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic ball compared with that with salt bath furnace heat treatment, and its anti-wear properties are better under multiple experimental conditions. The wear failure mechanism of GCr15 steel by two heat treatment methods is fatigue wear, while the wear performance of GCr15 steel with mesh bath furnace heat treatment is improved, the wear surface of the test sample is relatively smooth and has less wear fatigue crack, and the plastic deformation is reduced.

**Keywords:** friction and wear; heat treatment method; GCr15 steel; Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>

混合陶瓷球轴承(滚动体为氮化硅、氧化锆、氧化钪等陶瓷,内、外套圈为轴承钢)因克服了传统制轴轴承在超高速、超高温等恶劣工况下的不足而在航天和机械加工等领域得到广泛应用<sup>[1]</sup>。但在混合陶瓷球轴承的实际使用过程中发现,当轴承润滑不良时,过度的磨损严重影响了轴承性能和使用寿命。

GCr15 钢作为国内应用广泛的轴承钢,使用量占轴承用钢的 90%。目前,国内外对 GCr15 钢的研究

主要集中在热处理工艺及摩擦磨损试验。朱圆馨等<sup>[2]</sup>研究了热处理工艺对 GCr15 钢硬度及抗拉强度等力学性能的影响。POLAT 等<sup>[3]</sup>研究了 DIN 300G6 钢在不同热处理介质下的磨削特性。文献 [4-6] 对 GCr15 钢干摩擦磨损在磨削磨削和车削磨削工况下的摩擦磨损特性进行了研究;文献 [7-8] 对 GCr15 钢在不同应用场合的磨削性能进行了试验研究。此外,研究还对 GCr15 钢与不同陶瓷材料对磨的性能进行了研究。闫玉坤等<sup>[9]</sup>研究了不同转速条件下 14P-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 与 GCr15 钢的摩擦特性;胡盛等人<sup>[10]</sup>对 GCr15 钢与 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 在过氧化氢中的摩擦磨损性能进行了研究;闫玉坤等<sup>[11]</sup>对几种不同氮化硅磨料对 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 陶瓷与 GCr15 钢摩擦磨损性能的影响进行了研究,但目前关

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81373026)。

收稿日期: 2016-08-08

作者简介: 李庆忠(1964-),男,博士,教授,研究方向为摩擦学、磨削与超精密加工。E-mail: lqz@jnu.com



侧体积磨损失量增加率为 44.7%, 网罩炉热处理处理的体积磨损失量增加率为 48.9%, 两者的体积磨损失量增加率相差较小, 为 4.2%; 当试验载荷为 80 N, 试验时间从 1 h 增加到 2 h 时, 盐浴炉热处理的 GG45 侧体积磨损失量增加率为 54.7%, 网罩炉热处理的 GG45 侧体积磨损失量增加率为 47.3%, 前者比后者大 7.4%, 网罩炉热处理的 GG45 侧体积磨损失量均小于盐浴炉热处理的 GG45 侧体积磨损失量, 4 组试验条件下, 前者的体积磨损失量分别为后者的 72.3%, 74.4%, 68.4%, 65.1%, 平均值为 70.05%。

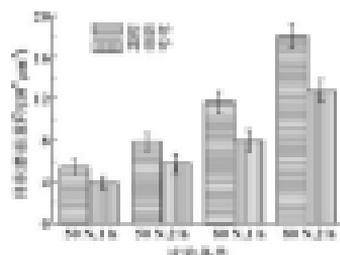


图 2 盐浴炉和网罩炉热处理的 GG45 侧体积磨损失量

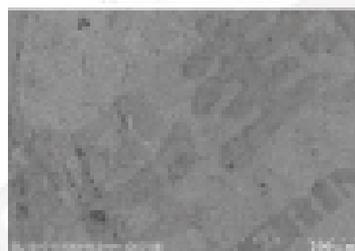
Fig. 2 Wear volume of GG45 steel with salt bath furnace and mesh furnace

## 2.2 磨痕表面形貌分析

盐浴炉和网罩炉热处理的 GG45 钢在载荷 80 N, 时间 2 h 试验后的磨痕表面形貌如图 3 所示, 可以看出, 2 种热处理方式的试验件磨痕表面均有裂纹产生, 表明主要发生了疲劳磨痕。对比两者可发现, 盐浴炉热处理的 GG45 钢的磨痕表面裂纹数量比网罩炉热处理的 GG45 钢的多, 且磨痕处呈龟裂状发展, 而网罩炉热处理的 GG45 钢的磨痕表面裂纹主要沿着磨痕沟道分布, 且磨痕表面相对光滑平整。该试验中, 试验球与试验件相比, 表面粗糙度更小, 硬度更大, 因此可以认为, 在试验球与试验件相互接触过程中, 试验件表面有许多尖锐的突起与试验球接触, 如图 4 (a) 所示。



(a) 盐浴炉热处理的 GG45 侧表面



(b) 网罩炉热处理的 GG45 侧表面

图 3 盐浴炉和网罩炉热处理的 GG45 侧的磨痕表面形貌

Fig. 3 SEM images of wear surface of GG45 steel with salt bath furnace (a) and mesh bath furnace (b)

当较大载荷作用在试验件和试验球之间时, 试验件表面的尖锐凸起在接触区域产生应力集中的现象性局部应力集中, 使试验件表面产生微裂纹, 主要为径向裂纹和侧向裂纹, 并与加载方向成一定角度从表面向试样内部扩展, 且进一步诱发一定程度的局部塑性形变, 如图 4 (b) 所示。当试验件和试验球相互滑动接触时, 在试验球表面高硬度微凸体和交变接触应力的作用下, 试验件表面的微凸体很容易发生整体的塑性变形并不断积累, 伴随塑性变形的积累, 试验件表面因应力集中而形成的裂纹进一步扩展, 使表面凸起发生品间断裂与穿晶断裂, 表面微凸体产生脆性断裂从表面脱离, 从而导致磨痕发生, 形成较光滑表面, 此时, 试验件形成环形磨痕, 如图 4 (c) 所示。

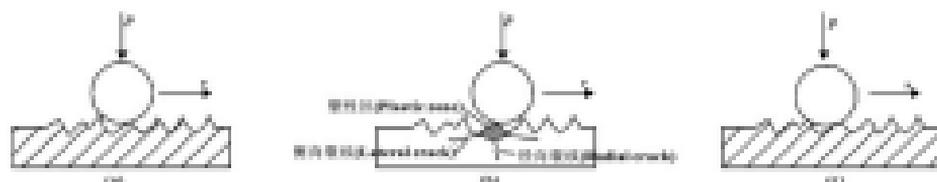


图 4 试验件表面与试验球表面接触模型

Fig. 4 Contact model of test sample surface and test ball surface

## 3 结论

(1) 热处理方式对GG45钢与Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷球对摩的干摩擦副性能有较大影响。GG45钢的网带炉热处理和盐浴炉热处理均能满足轴承零件的硬度和金相组织要求, 但网带炉热处理的GG45钢与Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷球对摩的平均体积磨痕量更小, 干摩擦副性能更佳。

(2) 网带炉热处理和盐浴炉热处理GG45钢的磨痕头致原因均为疲劳磨痕, 但网带炉热处理提高了GG45钢的磨痕性能, 试验后磨痕表面相对较光滑, 疲劳裂纹较少, 试样表面的局部塑性变形减小, 疲劳裂纹的萌生延迟。

### 参考文献

- [1] 王翠欣, 贾红霞, 郑志忠. 车削可靠性陶瓷轴承及本研究进展[J]. 航空发动机, 2013, 39(2): 67-73.  
WANG C X, JIA H X, ZHENG Z Z, et al. Advances in high-reliability ceramic rolling element bearing technology [J]. *Aero engine*, 2013, 39(2): 67-73.
- [2] 宋振勇, 张小全, 李志超. 车热处理工艺对高速轴承钢粗加工性能的影响[J]. 材料热处理学报, 2018, 36(7): 119-124.  
SU Z Y, ZHANG X Q, LI Z C, et al. Effect of heat treatment process on microstructure and properties of a high carbon chromium bearing steel [J]. *Transactions of Material and Heat Treatment*, 2018, 36(7): 119-124.
- [3] PISLAT H S, WILKINSON K, LITAFER N, et al. Wear behavior of heat treated 800C61 steels [J]. *Materials Today*, 2013, 16(4): 260-269.
- [4] 王开强, 曹德杰. 正离子溅射增层下GG45钢的冲击磨痕实验研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 32-37.  
WANG K Q, CAO D J. Experimental study on impact wear of GG45 steel with grease lubrication [J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(2): 32-37.
- [5] KRAMERBERG R, HANSEN V, LANGENBACH S, et al. Sliding wear of

800C61 in a steel-lubricated ball-on-ball contact under realistic loads [J]. *Tribology International*, 2012, 53: 1-11.

- [6] SUN Y B, HU L T, XIE Q J. Comparative studies on tribological behavior of multiple alloyed steel specimens with other liquid lubricants for various frictional materials [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(3): 602-610.
- [7] NARINBYN K, KAPTEJUNK W. The effect of nose phenomenon of grinding wheels with selenite alumina on chip formation during internal cylindrical plunge grinding of 800C61 steel [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2008, 37(1): 801-817.
- [8] CAO X L, WU L L, LI J, et al. Study of wear self-repair of steel 800C61 coated with lubricants modified with white layer copper complex [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 33(2): 17-8.
- [9] 闫立涛, 丁建群, 石雁林. 在不同润滑条件下HCP-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/GG45摩擦副磨痕特征的研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(1): 27-28.  
YAN Y T, DING Q J, SHI Y L, et al. Investigation of the tribological characteristics of HCP-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic against GG45 steel under different lubrication conditions [J]. *Lubrication Engineering*, 2002, 27(1): 27-28.
- [10] 胡盛, 王英利, 王浩. 车削Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/GG45摩擦副台肩氧化层分布中的摩擦副性能研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 1-4.  
HU S, WANG Y H, WANG B, et al. Study on the tribological properties of Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/GG45 sliding pairs in hydrogen peroxide with different concentration [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(8): 1-4.
- [11] 闫立涛, 孙志礼, 王敏仁. 车削钛合金磨削对Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷/Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷摩擦副摩擦性能的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 36(2): 100-102.  
YAN Y T, SUN Z L, WANG B, et al. Effect of tribological properties of Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic against GG45 steel under the lubrication of various additives [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 36(2): 100-102.
- [12] 高研轴系统. GB/T 3230-2002 [S].  
2006, 17(61): 66-68.

### (上接第25页)

- [10] 李仁林, 史兴发, 关小玲. 车削钛合金制CNS磨削的磨削性能及磨削液选择[J]. 轴承, 1999(3): 36-33.
- [11] 张志强, 杨景福, 唐川浩. 不同浓度油液磨削性能的评价方法[J]. 吉林工业大学学报, 1998(10): 82-89.
- [12] 田国机, 杨海飞, 冯志远. 车削Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷涂层磨削液的性能评价与机理分析[J]. 中国机械工程, 2008, 17(61): 66-68.  
TIAN G J, YANG H F, FENG Z Y, et al. Performance Evaluation and mechanism analysis of high efficiency organic grinding fluid for Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramic [J]. *China Mechanical Engineering*,

2008, 17(61): 66-68.

[13] 周敏. 磨削液与金属、磨具添加剂的确切组合应用[J]. 机械设计与研究, 2003, 17(2): 69-72.

GREEN W. Minimum toxic for the interaction of laser-activated grinding and XRF [J]. *Machine Design and Research*, 2001, 17(2): 69-72.

[14] 马江波, 胡发立, 丁建群. 车削钛合金磨削液在车削中的磨削行为[J]. 东北大学学报, 2003, 24(12): 1199-1198.

MA J B, HU F L, DING Q J, et al. Lubricating behavior of some alloyed oils in super-speed cut [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2003, 24(12): 1199-1198.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-0195.2017.04.007

## 柔片式密封变形分析及密封性能研究

王博文 王之彬 刘立坤

(北京航空航天大学机械工程及其自动化学院 北京 100190)

**摘要:**针对柔片式密封系统中柔片变形对密封性能的影响,建立密封区域的流场动力学模型以及基于弹性柔片小挠度弯曲变形的微分方程,并进行 ANSYS 单向耦合仿真计算,分析不同工况和结构参数对柔片变形和密封性能的影响。结果表明,柔片变形和密封泄漏量随着密封压力的增大呈增加趋势;密封压力、柔片尺寸以及背板-柔片间隙对柔片变形和密封泄漏量影响较大;增加背板-衬垫/柔片间隙会使密封柔片变形和密封初始位置呈退潮上升趋势,密封泄漏量随之增加。

**关键词:**柔片变形;密封性能;计算模型;耦合仿真;参数分析

**中图分类号:** TB136 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0195(2017)04-007-05

## Research on Leaf Deformation and Sealing Performance of Leaf Seal

WANG Bowen WANG Zhibin LIU Likun

(School of Mechanical Engineering and Automation, Beihang University, Beijing 100191, China)

**Abstract:** A hydrodynamic model of the sealing area and elastic leaf bending differential equations were established to study the leaf deformation and its influence on sealing performance. Through unidirectional fluid-solid coupling simulation and calculation by ANSYS, the effects of different working conditions and structural parameters on the sealing performance and leaf deformation were analyzed. The results show that the leakage and leaf deformation are increased linearly with the sealing pressure. Sealing pressure, leaf size and back plate-leaf gap have greater influence on leaf deformation and sealing performance. The increase of the gap between back plate and rotor or leaf can appropriately increase leakage by greatly making the leaf ends flat.

**Keywords:** leaf deformation; sealing performance; calculation model; coupling simulation; parameter analysis

柔片式密封作为航空发动机的一种非接触式密封,应用于高温、高压及高转速的工作环境<sup>[1]</sup>。与传统的研齿密封相比,柔片密封在结构上借鉴螺旋形的柔性叶片取代研齿密封中的研齿<sup>[2-4]</sup>,保证了良好的密封性能,而且叶片具有较好的轴向刚度,有效地避免了研齿密封中的磨齿和脆化效应<sup>[5]</sup>。

柔片密封在 20 世纪末期就已被广泛进行相应的实验研究<sup>[6]</sup>,研究人员同时也可对其进行数值分析和仿真计算并取得了一些进展<sup>[7]</sup>,但对于流场中柔片的变形规律及其对密封性能的影响还有待于进一步研究。本文作者通过对柔片式密封的结构分析,建立密封区域流体的动力学方程及基于弹性柔片小挠度弯曲的变形微分方程;利用商用软件 ANSYS 对密封区域的流场和柔片变形进行仿真计算。

### 1 柔片式密封结构

柔片式密封整体结构由 4 部分组成,分别是背板、柔片、背板以及盖板,如图 1 所示。

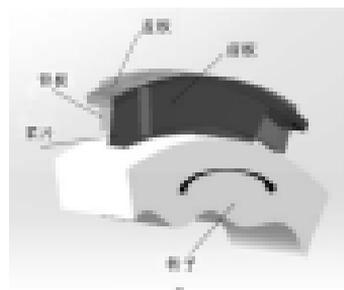


图 1 柔片式密封的结构和实物图

Fig. 1 Structure of leaf seal

密封流场可分为 4 个计算区域,分别为:背板-柔片间隙、柔片-柔片间隙、背板-柔片间隙以及柔

收稿日期:2016-08-11

作者简介:王博文(1992-),男,硕士研究生,研究方向为机械设计与制造。E-mail: 1311790336@163.com

通信作者:王之彬(1981-),男,教授,主要研究方向为密封与特种机械。E-mail: wang\_zhb@buaa.edu.cn

片-转子间隙<sup>[4]</sup>,如图2所示。高压流体从前板-转子间隙进入密封系统后,分别流入前板-罩片间隙、罩片-罩片间隙、罩片-转子间隙,背板-罩片间隙并从背板-转子间隙内流出。

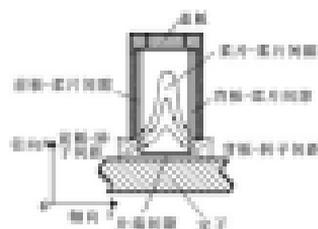


图2 柔性密封系统密封区域

Fig.2 Computational fluid region of leaf seal

罩片变形是由正反两面及片端流场的共同作用引起,其直接改变片端流场的结构尺寸,从而影响系统的密封性能。

## 2 研究方法

### 2.1 数学模型

密封区域流体在压差和流动达到稳定状态时,满足定常稳态流动的基本方程。利用有限差分法对连续性方程和动量守恒方程<sup>[5]</sup>进行离散化求解,方程形式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( r \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( r \frac{\partial v}{\partial y} \right) + S_x \quad (2)$$

式中: $\rho$ 为密度; $u$ 为轴向速度,可为轴向速度和径向速度; $r$ 为动力粘度; $S_x$ 为源项。

片间流体在罩片正反两面的压力及片端流体是罩片变形的作用力,如图3所示。

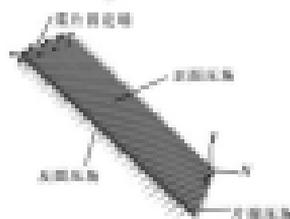


图3 罩片的受力图

Fig.3 Force diagram of leaf

可利用弹性力学差分法求解薄片的小挠度弯曲<sup>[6-7]</sup>,其基本方程为

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 2 \frac{d^2 w}{dx^2 dy^2} + \frac{d^2 w}{dy^4} = \frac{q}{D} \quad (3)$$

$$\text{其中, } D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$$

式中: $w$ 为片的变形量; $q$ 为单位面积上的载荷; $E$ 为弹性模量; $t$ 为薄片厚度; $\mu$ 为材料泊松比。

用有限差分法对方程(3)进行离散化求解,为方便计算,建立如图4所示的正方形坐标网格,可得式(4)。

$$20w_0 - 8(w_1 + w_2 + w_3 + w_4) + 2(w_5 + w_6 + w_7 + w_8) + (w_9 + w_{10} + w_{11} + w_{12}) = h^4 \left( \frac{q}{D} \right) \quad (4)$$

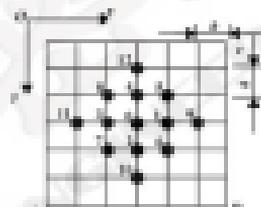


图4 离散正方形网格的单元示意图

Fig.4 Diagrammatic drawing of square grid

对于薄板型罩片的边界,有自由边界和固定边界2种,对于固定端边界,由 $w_1 = 0$ , $(\partial w / \partial x)_1 = 0$ 可知固定边界内外两排节点的挠度值都为 $w_1 = 0$ 。自由边界上的弯矩和总分布剪力为0,当 $\partial w$ 为固定边,图中 $12 - n - 1 = 2 - n$ 为自由边界时,

$$\begin{cases} w_1 = w_2 = w_3 = (2 + 2n)w_0 - w(w_4 + w_5) - w_6 \\ w_2 = (4 - 2n)(w_1 - w_3) - (2 - n)(w_4 + w_5 - w_6 - w_7) + w_8 \end{cases} \quad (5)$$

若 $\partial w$ 为两自由边交点,则:

$$w_1 = w_2 = w_3 = w_4 \quad (6)$$

### 2.2 仿真求解

利用 ANSYS Workbench 中的 FSI 模块求解罩片密封的单向流固耦合。分别建立流体区域和罩片的三维模型,对密封区域的流场进行仿真求解,并利用求解结果计算罩片的变形。考虑到密封系统的周向对称性,计算模型取2个罩片及其与前/背板间密封区域的三维流体空间作为分析对象,流场区域模型如图5所示。

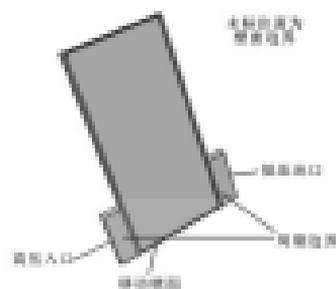


图3 流场模型及边界设置

Fig. 3 Flow model and boundary setting

图4所示, 压力从入口到出口沿轴向递减, 在出入口处压强较大。流体速度的轴向基本呈递增趋势, 在密封端面以偏向转子方向流动。

分别计算本用的密封系统基本参数见表1。

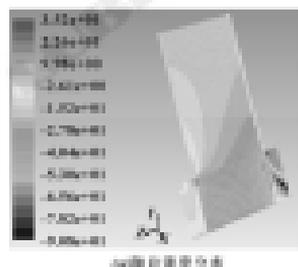
表1 密封系统基本参数

Table 1 Basic parameters of the sealing system

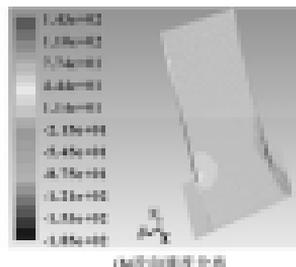
| 参数名称   | 取值例       |
|--|-----------|
| 转子直径 $d/\text{mm}$                           | 300       |
| 入口压力 $p_1/\text{MPa}$                        | 0.4       |
| 出口压力 $p_2/\text{MPa}$                        | 0.1       |
| 密封唇宽-密封间隙 $\alpha_1/\text{mm}$               | 0.05-0.10 |
| 唇侧间隙 $\alpha_2/\text{mm}$                    | 0.001     |
| 密封-转子间隙 $\alpha_3/\text{mm}$                 | 0.020     |
| 密封唇板-转子间隙 $\alpha_4/\text{mm}$               | 2.0       |
| 密封长度 $l/\text{mm}$                           | 11.0      |
| 密封宽度 $b/\text{mm}$                           | 3.0       |
| 转子转速 $\omega/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | 32 000    |

### 3.1.1 流场分析

利用 ANSYS 仿真得到流体区域压强和速度场如



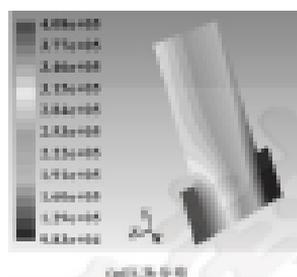
沿轴向速度分布



沿径向速度分布

图7 流体沿转子轴向和径向速度

Fig. 7 Axial velocity (a) and radial velocity (b) of fluid region along the rotor



沿轴向压力



沿轴向速度

图6 流体区域的压力和速度场云图

Fig. 6 Pressure (a) and velocity (b) cloud of the fluid region

轴向速度从入口到出口沿轴向基本呈递增趋势, 在出口处形成涡旋。径向速度在前侧间隙时最大, 沿背侧转子方向, 在背侧间隙内向转子方向快速流动并从出口处流出, 外周区域流体的径向速度相对较小, 如图7所示。

### 2.1.2 密封变形

叶片在密封系统中处于悬臂状态, 其变形状态与悬臂梁类似。由于轴向刚度较大, 叶片轴向向基本无变形。当叶片受压块作用整体偏离转子方向变形时, 其他向变形就从固定端向外端基本呈逐渐增长趋势。在叶片端从入口到出口轴向向逐渐递减, 叶片变形最大部位位于叶片端部迎压为入口处, 如图8所示。



图8 叶片变形云图

Fig. 8 Leaf deformation cloud

## 3 研究结论与分析

叶片在流场的作用下发生变形, 其片端轴向变形直接改变叶片片端与转子间隙从而严重影响密封泄漏量。研究时分别计算初始状态的泄漏量以及叶片变形后, 并对变形后流场区域的泄漏量进行重新计算。为研究叶片的变形规律, 叶片变形以叶片片端轴向变形的平均值来表征。

### 3.1 密封压力与密封性能

密封压力的变化对密封性能影响较大。随着入口压力的增加, 叶片片端压块“上抬”作用力明显增大。在表1参数的基础上, 当入口压力较小时, 叶片变形相对初始安装位置呈下沉状态。当入口压力超过一定值时, 叶片上浮且上浮量和密封系统泄漏量随入口压力的增加基本呈线性增长趋势, 如图9所示。

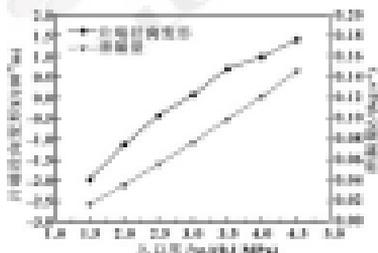


图9 入口压力对泄漏和叶片变形的影响

Fig. 9 Effect of inlet pressure on leakage and leaf deformation

### 3.2 叶片尺寸与密封性能

在其他结构和工况参数不变条件下, 叶片的宽度在4~8 mm 范围内变化时, 片端轴向变形和密封系统的泄漏量的变化规律如图10所示。密封泄漏量和叶片变形都随叶片宽度的增大而减小, 且差大时减小幅度更明显。

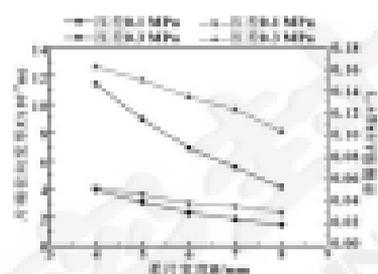


图10 叶片宽度对泄漏量和叶片变形的影响

Fig. 10 Effect of leaf width on leakage and leaf deformation

在其他结构和工况参数不变条件下, 叶片长度的改变对叶片轴向变形和密封泄漏量的影响如图11所示。由于叶片具有一定的轴向弹性且在流场中处于悬臂状态, 叶片变形随叶片长度的增大而增大。受变形影响, 密封泄漏量随长度的增大基本呈线性增长趋势, 且压差大时增长幅度更明显。

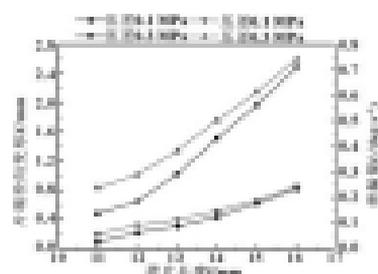


图11 叶片长度对泄漏量和叶片变形的影响

Fig. 11 Effect of leaf length on leakage and leaf deformation

### 3.3 背板位置与密封性能

在其他参数不变条件下, 背板与转子的间隙在1~2.5 mm 范围内变化时, 片端轴向变形和密封系统泄漏量的变化规律如图12所示。背板-转子间隙较小时, 叶片变形相对初始安装位置呈下沉趋势, 间隙较大时, 叶片变形相对初始安装位置呈上浮趋势且上浮量随间隙的增大而增大, 密封泄漏量随着背板-转子

问距的增大有小幅增加。

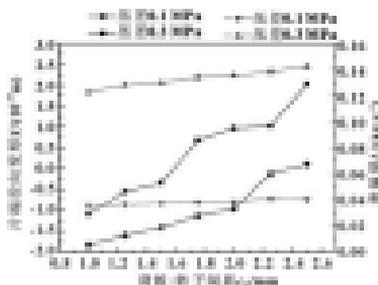


图12 背板-转子间隙对漏量和叶片变形的影响

Fig. 12 Effect of the back plate-rotor gap on leakage and leaf deformation

在其他参数不变的情况下,改变背板与转子的间隙,叶片端部变形和密封系统漏量的变化规律如图13所示,背板-叶片间隙增加使得出口处压强减小,叶片压缩下压作用力减小,在背板-叶片间隙较小时,叶片变形相对初始安装位置呈下沉趋势,间隙较大时叶片上浮且上浮量随间隙的增大而增加,密封漏量随着背板-叶片间隙的增大而增大,压差大时增加幅度更明显。

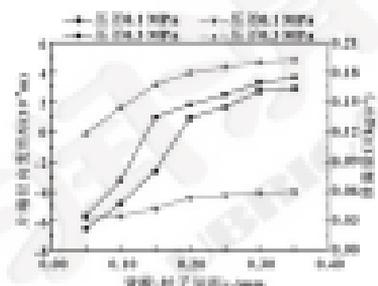


图13 背板-叶片间隙对漏量和叶片变形的影响

Fig. 13 Effect of the back plate-rotor gap on leakage and leaf deformation

### 3.4 叶片安装位置与密封性能

假设叶片末端与转子轴颈间形成平行间隙,当间隙值在12.5~100 μm范围内变化时,叶片端部变形和密封系统漏量的变化规律如图14所示,当其他参数不变时,随着叶片端部间隙的增加,叶片变形量基本保持不变,密封漏量有小幅度增加。

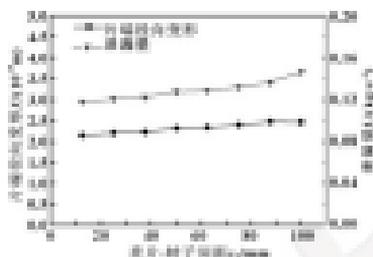


图14 叶片端部间隙对漏量和叶片变形的影响

Fig. 14 Effect of the leaf-rotor gap on leakage and leaf deformation

## 4 结论

(1) 随着入口压力的增大,叶片变形相对初始安装位置呈逐渐上浮趋势且上浮量和密封系统漏量呈增长趋势。

(2) 叶片尺寸对密封系统影响较大,结构设计时适当改变叶片的长度或宽度都会影响叶片的变形量进而影响密封系统漏量。

(3) 背板-转子/叶片间隙的增大会使得叶片变形相对初始安装位置呈逐渐上浮趋势,密封漏量随之增加。

### 参考文献

- [1] 王之雄. 透平膨胀机密封技术发展与展望[J]. 润滑与密封, 2006, 30(1): 200-206.
- [2] WANG Z L, WANG Z C. Development and prospect of leak seal in aero-engine[J]. Lubrication Engineering, 2006, 30(1): 200-206.
- [3] FLAHERTY D P J. Leak seals. ISBN075061171[P]. 1990-04-05.
- [4] KISHIMOTO T, SAJIC K, YOSHIMIZU T. Seal seal and seal line using the case. ISBN000179034[P]. 2002-02-05.
- [5] 孙德平, 李正华. 透平膨胀机密封设计与试验研究[J]. 航空发动机, 2009, 34(2): 17-19.
- [6] SUN D P, LI Z H, LI Z Y. Design and experimental study of leak seal[J]. Aeroengine, 2009, 34(2): 17-19.
- [7] NALINE H, MALKIN A, KATA E, et al. The development of high performance leaf seal[J]. Measurement of Intelligent Production, 2002, 326(7): 393-396.
- [8] KIM H, CHOI K, YONG S, et al. Seal seal mechanism and failure. ISBN99022[P]. 2002-07-09.
- [9] PARK H, OHN K, HONG H. Experimental characterization of the stiffness and leakage of a pointing leaf seal for turbine applications[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo/Power for Land, Sea, and Air, 2008, 1897-1898.
- [10] HONG H. Leaf seal. ISBN0006610[P]. 2013-02-06.
- [11] WILLIAMS D. Leaf seals. ISBN0000000[P]. 2008-05-04.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.04.008

## 点接触混合润滑的数值求解方法<sup>\*</sup>

罗 剑 赵二星

(武汉科技大学机械自动化学院 湖北武汉 430080)

**摘要:**基于半系统法的统一 Reynolds 方程,对点接触混合润滑进行数值模拟。在流体润滑区,采用 Reynolds 方程求解流体压力,在固体接触区采用简化 Reynolds 方程求解压力,弹性变形采用离散卷积-快速傅里叶变换(DC-FFT)计算。为了加快迭代收敛速度,在数值求解过程中使用渐进网格加密(Progressive Mesh Refinement, PMR)算法。数值模拟结果表明,该模型可以快速地求解粗糙和微糙表面条件下的各种润滑情况,包括全膜、混合和边界润滑,随着粗糙度的增加,润滑状态会从边界润滑向混合润滑最后过渡到全膜润滑过程。

**关键词:**半系统法;混合润滑;点接触;渐进网格加密算法

**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017) 04-0008-08

## Numerical Solving Method of Mixed Lubrication in Point Contact

LUO Jian ZHAO Erxing

(College of Mechanical and Automation, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan Hubei 430080, China)

**Abstract:** The numerical simulation of mixed lubrication in point contact was studied based on the semi-system method with a unified Reynolds equation. In the hydrodynamic lubrication areas, the hydrodynamic pressure was solved by the Reynolds equation, in the asperity contact areas, the contact pressure was solved by the simplified Reynolds equation. A discrete convolution and fast Fourier transform (DC-FFT) method was used to calculate surface deformation. In order to accelerate the iterative convergence speed, the progressive mesh densification (PMR) method was used in the numerical solving process. The numerical results show that this model can quickly solve different lubrication cases including full-film, mixed and boundary lubrication under the condition of smooth or rough surface. And as the entrainment speed is increased, the lubrication state varying from the boundary to mixed lubrication, then to full-film lubrication appears a smooth transition process.

**Keywords:** semi-system method; mixed lubrication; point contact; progressive mesh densification

混合润滑是一种流体润滑和微凸体直接接触共存的状态。在工程实际中,没有绝对光滑的表面,由于平均油膜厚度和零件接触表面的粗糙度高度达到了同一甚至更高的量级,因此在润滑过程中经常会发生固体直接接触,而固体之间的直接接触是导致零件磨损、失效的重要原因,因此混合润滑的研究得到了越来越多的关注。然而对混合润滑数值模拟的重点在于如何同时处理流体和表面接触问题。首先,流体润滑和固体接触的边界是不确定且不规则的,另外更重要的是流体润滑和固体接触遵循不同的规律,即 Reynolds 方程和弹性力学方程,而将这 2 种不同的方程综合到一个系统来求解混合润滑,其收敛稳定性很差。

在早期的研究中,由于计算机和数值算法的限制,主要采用的是统计模型<sup>[1]</sup>。1988 年 ZHU 和 CHENG<sup>[2]</sup>采用此统计模型并结合 GREENWOOD 和 TRIPP<sup>[3]</sup>的固体接触模型分别求得了流体压力和固体接触压力,以平衡载荷。然而此统计模型只能求得平均流体压力和粗糙表面接触压力以及平均膜厚,却不能提供有关压力和膜厚的局部真实信息。直到 1999 年,JIANG 等<sup>[4]</sup>第一次提出了确定性模型,在流体润滑区使用 Reynolds 方程求解流体压力,而固体接触压力则使用 FFT 技术,但此求解方法在涉及到严重的固体接触时收敛性难以得到保障。随后 SHI 和 ZHU<sup>[5]</sup>、王文中等<sup>[6]</sup>提出了统一 Reynolds 方程求解混合润滑,在流体润滑区同样使用 Reynolds 方程求解流体压力,但固体接触压力则使用简化 Reynolds 方程求得,弹性变形使用多重网格积分法。该模型可以同时求解包括全膜、混合以及边界润滑状态,即使发生严重的固体接触,该模型的收敛性依然很稳定,但其求解方法是直

\* 基金项目:国家自然科学基金项目(51405002);武汉科技大学自主创新及科技成果转化项目(20140007)。

收稿日期:2016-09-02

通信作者:罗剑(1982-),男,硕士研究生,研究方向为混合润滑。E-mail: luojian@wustk.edu.cn

就在最终的高密度网络上进行迭代,因此收敛速度快,而多尺度网络积分法则十分复杂且计算速度慢,本文作者也是采用该模型求取混合刚度,但数值算法则是基于 $AD^2$ 提出的半系统法。为了加快表面非线性变形的计算,采用Liu等<sup>[2]</sup>提出的BCFFT算法,且为了加快收敛速度,使用了PMD (Progressive Mesh Decomposition)<sup>[3-4]</sup>方法,该方法首先在低密度网络中将网收敛解,然后作为高密度网络的迭代初值。

## 1 理论模型

### 1.1 混合网络控制方程

在高弹网络区选择压力 $p_n$ ,使用Reynolds方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho h^3) \quad (1)$$

式中:压力 $p_n$ 在计算域边界设为0以满足边界条件且在计算域内不能小于0;卷吸速度 $u_x$ 与 $x$ 轴方向重合; $h$ 表示油膜厚度; $\rho$ 表示润滑油的密度。

引入等效粘度 $\eta^*$ 来考虑油膜侧的非牛顿特性:

$$\frac{1}{\eta^*} = \frac{1}{\eta} + \frac{\eta_0}{\eta} \frac{\tau_w}{\tau_c} \left( \frac{\tau_w}{\tau_c} \right) \quad (2)$$

式中: $\tau_w$ 表示特粘剪切应力,取为18.0 MPa; $\tau_c$ 表示屈服在上下表面上的剪切应力<sup>[5]</sup>; $\eta_0$ 为表面粘度。

在膜厚为0的刚体接触区,式(1)左端的压力项消失,接触压力 $p_c$ 使用简化Reynolds方程求解:

$$u \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho h^3) = 0 \quad (3)$$

油膜厚度方程:

$$h(x, y, t) = h_0(x) + \frac{F^*}{2k_1} + \frac{p}{2k_2} \quad \forall (x, y, t) \in \Omega \quad (4)$$

式中: $h_0$ 表示初始中心膜厚; $k_1$ 和 $k_2$ 分别表示 $x=0$ 和 $y=0$ 平面的等效半径; $k_1$ 和 $k_2$ 分别为表面1、2的粗糙度, $F^*$ 表示非线性变形向下式计算:

$$\forall (x, y, t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{p(\xi, t) + p_0(\xi, t)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-t)^2}} d\xi \quad (5)$$

载荷平衡方程:

$$\int \int (\rho_1(x, y) + \rho_2(x, y)) dxdy = W \quad (6)$$

雷诺方程和弹性方程分别采用Reynolds公式和Duncan-Hughes公式<sup>[6]</sup>。

### 1.2 量纲一化

将方程(1)~(6)参数进行量纲一化处理:

$$X = \frac{x}{a}, Y = \frac{y}{a}, \bar{p} = \frac{p}{p_n}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \bar{h} = \frac{hR}{a^2}, \bar{p}_c = \frac{p_c}{p_n},$$

$$T = \frac{u_0}{a}$$

式中: $X, Y$ 为量纲一坐标值; $a$ 为赫兹接触半径; $u_0$ 为量纲一速度; $\bar{p}$ 为量纲一压力; $\eta_0, \eta_0$ 分别为润滑油的初始粘度和等效; $p_n$ 为量纲一压力; $R$ 为量纲一膜厚; $p_n$ 为最大赫兹压力; $T$ 为量纲一时间。

量纲一化的Reynolds方程为

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \bar{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[ \bar{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial Y} \right] = \frac{\partial (\bar{\eta} \bar{h})}{\partial X} + \frac{\partial (\bar{\eta} \bar{h}^3)}{\partial X} \quad (7)$$

$$\text{其中: } \bar{\eta} = \eta = \left( \frac{\eta_0 p_n}{12 \eta_0 \tau_c R} \right) \left( \frac{\bar{p}}{\bar{\eta}} \right)$$

其他量纲一化方程皆由此方法推出,在此不再赘述。

## 2 数值方法

采用有限差分法对方程(7)进行离散,实施细节可参考文献[7],针对每一个压力未知节点,对应的离散差分方程如下:

$$A_{i,j} P_{i-1,j} + B_{i,j} P_{i,j} + C_{i,j} P_{i+1,j} = F_{i,j} \quad (8)$$

式中: $A_{i,j}, B_{i,j}, C_{i,j}, F_{i,j}$ 均为系数。

显然,方程(8)中关于 $y$ 方向的侧向耦合性也将得到保留,处理方法是方程(8)通过雅克比阵迭代<sup>[8]</sup>求解;迭代时通过逐列扫描代替逐点扫描,同时求得每一列上所有节点的压力,即对于给定的网标 $j$ ,同时求解所有未知压力 $P_{i,j}$ ,其中 $2 \leq i \leq m-1$ ,当所有网标 $j$ 遍历完即验证压力是否收敛,如不收敛则运用雅克比迭代法的思想再求更新系数矩阵 $A_{i,j}, B_{i,j}, C_{i,j}, F_{i,j}$ 以继续进行下一次压力迭代循环。

在以往的迭代方法中,差分方程(8)中压力项的系数矩阵 $A, B$ 以及 $C$ 仅仅是由Reynolds方程左边的压力项组成,而Reynolds方程右边的侧向项 $(\partial \bar{h} / \partial X)$ 则被认为是已知的,然而这种处理方法在重载或低速情况下,其收敛性和数值稳定性的变得非常差,半系统法的基本原理就是系数矩阵 $A, B, C$ 的组成不仅包含压力项,还包含侧向项(因为膜厚中的表面非线性变形也是压力的函数),因此在重载或低速情况下,即使压力项收敛的甚至为0时,系数矩阵依然能够保证对角占优,所以该算法的数值稳定性也就能够得到保障。

非线性变形方程(5)经量纲一化并离散后变为

$$P_{i,j} = \frac{2}{\pi} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m B(i-j, j-1) P_{i,j} \quad (9)$$

式中: $P_{i,j}$ 表示节点 $(i, j)$ 处的压力; $B(i-j, j-1)$ 为影响系数,其计算公式如下:

$$E_1^* = \frac{1}{2} \left( \frac{A_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}}{A_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}} + \frac{A_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}}{A_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}} \right) + \\ A_1 \ln \left( \frac{\phi_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}}{\phi_1 - \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}} \right) + A_1 \ln \left( \frac{\phi_1 + \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}}{\phi_1 - \sqrt{A_1^2 - \phi_1^2}} \right) \quad (10)$$

其中:  $A_1 = (k+i) \frac{1}{2} \Delta L$ ,  $A_2 = (k-i) \frac{1}{2} \Delta L$ ,  $\phi_1 = (1-i) \frac{1}{2} \Delta L$ ,  $\phi_2 = (1+i) \frac{1}{2} \Delta L$

式(9)实际上是离散二维线卷积分算, 可用信号处理领域中的频域分析方法求计算弹性变形, 以便加快计算速度。然而为了应用 FFT 技术, 需将线卷积分化为面卷积, 所以压力  $P$  和影响因素  $\phi$  在计算前需要进行预处理, 具体细节请参考文献 [4]。

FEM 算法的基本思想是首先将离散差分方程 (8) 在低密度网络上进行迭代, 以便迅速消除低阶误差并获得收敛解。由于网络较少, 所以计算速度很快。迭代过程中一旦满足收敛精度要求如  $\epsilon_1 = 10^{-6}$  便转到网络高密度网络上进行迭代, 以消除高阶误差并将列更高精度解。再迭代过程中将上一级网络密度列计算出的收敛解 (即油膜厚度和压力) 通过插值函数插值之后作为

本级网络密度迭代的初值, 重复以上过程直至在最终网络上得到精度更高如  $\epsilon_2 = 10^{-8}$  的收敛解。

## 3 结果与讨论

因为本文主要研究的是点接触问题, 所以采用弹性圆球在刚性平板上滚动的情景。在后者算例中, 计算域取为:  $-1.5 \text{ m} \leq x \leq 1.5$ ,  $-1.5 \text{ m} \leq y \leq 1.5$ 。在圆球上施加固定载荷为  $F = 80 \text{ N}$ , 等效弹性模量  $E^* = 219.78 \text{ GPa}$ ,  $R_1 = R_2 = 19.05 \text{ mm}$ , 润滑油初始厚度  $h_0 = 0.006 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。2008 年以来在大多数工程研究中, 网络密度  $256 \times 256$  计算出的数值误差是可以接受的, 除了特殊情况外, 更高密度的网络是没有必要的。因此文中所有算例采用三级网络, 低密度网络为  $64 \times 64$ , 中密度网络为  $128 \times 128$ , 高密度网络为  $256 \times 256$ 。选取临界膜厚  $\alpha = 10^{-6}$  用以判断是否发生微凸体接触。当量膜一膜厚  $R$  大于  $\alpha$  时采用 Reynolds 方程求解流态压力, 而  $R$  小于  $\alpha$  则采用简化 Reynolds 方程求解微凸体接触压力。

### 3.1 无量纲化

为了验证数值算法的正确性, 对无量纲化在不同卷绕速度下的润滑情况进行了数值模拟。图 1 给出了沿  $x$  方向中心线上的油膜厚度和压力分布曲线。

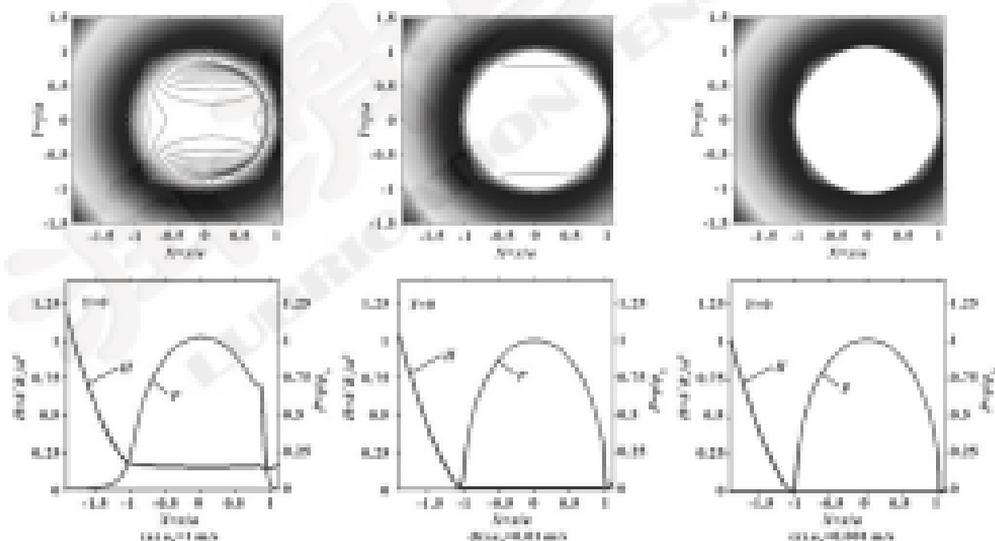


图 1 光滑表面在不同卷绕速度下的油膜厚度和压力分布曲线

Fig. 1 Film thickness and pressure distribution curves for smooth surface under different entrainment velocity

当圆球表面运动速度为  $1 \text{ m/s}$  时, 两接触表面被润滑油完全隔开, 此时处于全膜润滑状态, 如图

1 (a) 所示, 可以很清楚地看到二次压力峰和出口喷流现象, 膜厚等值线图中出现典型的马鞍状。当速

度降低到  $0.00 \text{ m/s}$  时, 膜厚明显降低, 如图 1 (k) 所示。此时二次压力峰和出口端拖尾都消失了, 当速度进一步降低到  $0.001 \text{ m/s}$ , 此时处于边界润滑状态。利用统一 Reynolds 方程求解的压力分布和干摩擦的赫兹理论基本吻合。因此, 该算法模型可以成功地求解光滑表面下的不同润滑情况。

### 3.2 粗糙表面油膜

在实际工程中零件的接触表面通常是很糙的, 而光滑解并不能反映粗糙度对润滑性能的影响, 本文作者利用数值方法模拟了高斯随机粗糙表面 (如图 2 所示, 其均方根值  $R_z = 0.3 \mu\text{m}$ ), 并将其施加在钢板表面上, 然后测试其在不同卷吸速度下的润滑情况。图 3 展示了在粗糙表面下的膜厚和压力分布曲线。当卷吸速度为  $0.1 \text{ m/s}$  时接触面积比  $A_c = 0.3\%$ , 存在很少数的微凸体接触, 可看作全膜润滑, 如图 3 (a) 所示。当速度降低到  $0.00 \text{ m/s}$  时, 接触面积比  $A_c$  和接触载荷比  $F_c$  明显增加, 表明越来越多的微凸体开始接触, 此时处于混合润滑状态, 再加载荷由润滑油

膜和微凸体共同承担, 如图 3 (k) 所示。而当速度进一步降低到  $0.001 \text{ m/s}$  时, 接触面积比为  $52.2\%$ , 接触载荷比为  $32.9\%$ , 已发生了很严重的微凸体接触了。从图 3 (e) 还可以看出, 相比于同条件下的光滑表面, 粗糙表面在赫兹接触区产生了很多的压力波动, 而有些压力峰是最大赫兹压力的 2~4 倍, 因此这些点将可能产生应力集中或表面损伤。



图 2 高斯随机粗糙表面 ( $R_z = 0.3 \mu\text{m}$ )

Fig. 2. Gaussian random rough surface ( $R_z = 0.3 \mu\text{m}$ )

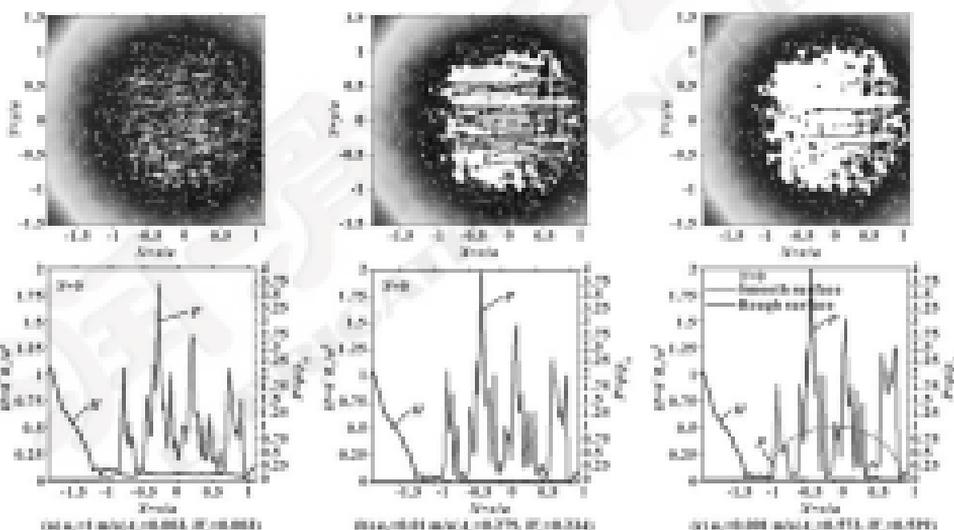


图 3 粗糙表面在不同卷吸速度下的膜厚和压力分布曲线

Fig. 3. Film thickness and pressure distribution curves for rough surface under different entrainment velocity

图 4 给出了粗糙表面下卷吸速度对接触面积比和平均膜厚度的影响。由图可知, 当卷吸速度低至  $1 \times 10^{-7} \text{ m/s}$  的时候, 接触面积比超过了  $80\%$ , 此时还有小部分的粗糙峰没有接触, 这些粗糙峰之间还残留有少量润滑油, 但此时平均膜厚接近于 0, 流体刚

开始应破裂。当速度较小 (小于  $0.05 \text{ m/s}$ ) 时随着速度的增加, 接触面积比显著减少, 而平均膜厚则增加很快; 而当速度较大 (大于  $0.1 \text{ m/s}$ ) 时随着速度的增加, 接触面积比减少至 0, 而平均膜厚则迅速增加, 此时已处于全膜润滑状态。

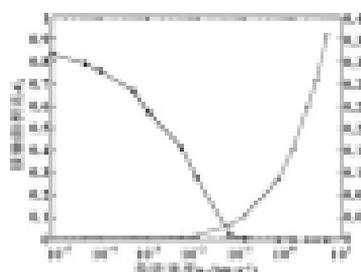


图4 粗糙表面在不同卷吸速度下的接触面积比和平均膜厚

Fig.4 Contact area ratio and average film thickness for rough surface under different entrainment velocity

## 4 结论

(1) 基于多重尺度法的统一 Reynolds 方程,在数值模拟混合弹流时,无论是高弹弹道区还是低弹弹道区,都采用统一方程系统和数值方法,即使发生很严重的弹体接触,依然能保证收敛稳定性。

(2) FMD 算法的引入能为下一级高密度网格提供更好的初值,与直接在 finest 网格上进行迭代相比,该算法在保证收敛精度的前提下极大地提高了收敛速度。

(3) 数值模拟结果表明,粗糙表面会显著影响压力分布,产生压力波动,但从边界到混合弹道区全弹道弹道依然是光滑过渡的。

### 参考文献

- [1] PATEL N, CHENG H. Averge film model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 42-47.
- [2] ZHU D, CHENG H. Effect of surface roughness on the point con-

- act EHL[J]. Journal of Tribology, 1999, 120(1): 57-77.
- [3] GREENWOOD J A, TRIPP J R. The contact of two nominally flat rough surfaces[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970, 166(1): 625-633.
- [4] BANG S, HAN D Y, CHUNG H S, et al. A mixed-elastohydrodynamic lubrication model with asperity contact[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(3): 440-449.
- [5] HU T Z, ZHU D. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2005, 127(1): 1-8.
- [6] 王文中,王刚,周汉中.单-多级网格跨尺度弹道弹道过程研究[J].润滑与密封, 2006, 31(9): 32-35.
- WANG W Z, WANG W, ZHU T Z, et al. Study of transition from full film to boundary lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(9): 32-35.
- [7] NI X. Numerical analysis of elastohydrodynamically lubricated line and point contacts with rough surfaces by using asymptotic and multigrid methods (rough surfaces I and 2)[D]. Fuzhou: Fujian University, 1993.
- [8] LIU H B, WANG Q, LIU C A. Variable method of discrete convolution and FFT (DC-FFT) for contact analysis[J]. Wear, 2005, 243(1): 100-111.
- [9] ZHU D. The state aspects of numerical solutions of thin-film and mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(3): 166-179.
- [10] FU W, WANG J, ZHU D. Progressive mesh discretization method for numerical solution of mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(7): 621-624.
- [11] LI D, LAHREKIAN A. A mixed EHL model with asymptotic integrated contact volume discretization[J]. Tribology International, 2009, 42(8): 1165-1172.
- [12] YENNER C H, LAHREKIAN A. Multi-level methods in lubrication[M]. KHOSROUABADI, ELASTICITY (CHENG), 2008.

(上接第 34 页)

- [10] 崔海峰,王之标,王作. 梁片式弹体弹道运动数值仿真分析[J]. 航天动力学, 2013, 28(9): 1875-1879.
- LIANG H F, WANG Z B, WANG W. Numerical simulation and analysis of beam slice trajectory flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 1875-1879.
- [11] 刘刚,王之标. 丁型梁片式弹体数值计算及性能分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 41(8): 1346-1353.
- LIU J, WANG Z B, DING L. Numerical simulation and performance analysis of beam slice[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 36(8): 1346-1353.
- [12] 刘刚. 梁片式弹体数值研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.

- [13] 刘理平, 潘向华, 王敏平. 工程弹性力学[M]. 上海: 同济大学出版社, 2002.
- [14] 申向平. 梁片式弹道问题差分计算的探讨[J]. 内蒙古大学学报(自然科学版), 1993, 14(3): 80-85.
- SHEN X P. The scheme of difference calculation in the short leveling problem[J]. Journal of Inner Mongolia Institute of Agricultural Animal Husbandry, 1993, 14(3): 80-85.
- [15] 熊伟. 弹道差分法求解弹道变长及应力[J]. 广东土木与建筑, 2006(7): 28-30.
- CHEN W. Solution of short deformation and stress by difference method[J]. Guangdong Architecture Civil Engineering, 2006(7): 28-30.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.04.009

## 角接触球轴承保持架兜孔形状对其稳定性的影响

张乐中 肖曙红 李 琦

(广东工业大学机电工程学院 广东广州 510606)

**摘要:** 保持架的兜孔形状影响保持架的稳定性,是角接触球轴承稳定性的因素之一。研究角接触球轴承兜孔形状对其稳定性的影响,以方兜孔和圆兜孔保持架为例,研究其在不同轴向载荷、径向载荷、转速以及间隙比、沟道半径系数等工况参数下的稳定性,以及工况参数和结构参数对保持架“外圈引导面平均摩擦转矩的影响规律。结果表明,随着轴向载荷、径向载荷的增加,保持架的平均摩擦转矩减小,稳定性逐渐降低,且圆兜孔保持架的稳定性略高于方兜孔保持架。随着轴向载荷、转速的增加,保持架的平均摩擦转矩增大,稳定性增加,且方兜孔保持架的稳定性略高于圆兜孔。随着内外沟道半径系数的增大,保持架的稳定性先增大后减小。且外沟道半径对保持架稳定性的影响比内沟道半径的大。

**关键词:** 角接触球轴承;保持架;稳定性;摩擦

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)04-0009-07

## Effect of Cage Pocket Hole Shape on Stability of Angular Contact Ball Bearing

ZHANG Layu XIAO Shuhong LI Qi

(School of Electromechanical Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou Guangdong 510606, China)

**Abstract:** Cage pocket hole shape affects the stability of the cage, it is one of the factors determining the stability of the ball bearing. The effect of cage pocket hole shape of the angular contact ball bearing on the stability of the cage was studied by taking the cages of square and circle holes as an example, the stability was studied under different working conditions of the angular contact ball bearing axial load, radial load, rotation speed and clearance ratio and groove curvature coefficient, as well as for the influence on average friction torque of the cage-outer ring guide face by condition parameters and structure parameters. The results show that with the increasing of radial load and clearance ratio, the average friction torque of cage is reduced, the stability is gradually decreased, and the stability of the cage with circular hole is a little higher than that with square hole. Along with the increasing of axial load and rotation speed, the average friction torque of cage is increased, and the stability is improved, and the stability of the cage with square hole is a little higher than that with circular hole. Along with the increasing of inside and outside groove curvature coefficient, the stability of cage is increased first and then reduced, and the influence of outside groove curvature coefficient on the stability of cage is greater than inside groove curvature coefficient.

**Keywords:** angular contact ball bearing; cage; stability; wear

高速精密轴承失效的主要原因之一足保持架磨损后导致间隙增大和受到冲击载荷的作用时保持架运动的不稳定性加剧。轴承运转时总的特征一般都会反映到保持架上,因此保持架的结构特性一直是高速精密轴承设计中必须考虑的重要因素之一。

保持架在轴承结构中极其重要和特殊,它的动力

学特性十分复杂,但国内外只有少数学者展开了相关研究。目前的理论分析研究方法还不是十分完善,有关角接触球轴承保持架稳定性影响因素的研究还不够全面。GUPTA<sup>[1]</sup>研制了用于滚动轴承动态性能模拟的计算机程序,并推出了软件,开创了轴承动力学研究的先河;MEKAS等<sup>[2]</sup>在建立动力学分析模型时考虑了轴承保持架的6个自由度,编程并实现了轴承各元件间相互作用的计算机程序,但他们对保持架的稳定性没有做进一步的研究。叶振环<sup>[3]</sup>在滚动轴承动力学中用连续假设来建立关于保持架的动力学模型,认为保持架转速与钢球角转速不一致而引起的碰撞力由

• 基金项目: 国家自然科学基金项目(50775001)。

收稿日期: 2016-08-13

作者简介: 张乐中(1982-),男,硕士研究生,研究方向为高速高精度自动化设备及其密封技术。E-mail: 2009942009@qq.com

3部分组成:球与兜孔间的作用关系,滚子与兜孔之间的流体作用关系,钢球转速与保持架转速,并且得出结论:保持架的问题比对保持架的稳定性起关键作用。刘秀梅<sup>[4]</sup>建立了刚体作用时角接触球轴承的动力学模型,主要从轴承工况参数探讨了影响轴承保持架稳定性的因素并提出了合理的建议。

由于动力学分析方法考虑的影响因素是最完整的,故本文作者在轴承动力学基础上,利用机械系统动力学分析软件 ADAMS 的二次开发功能,对不同兜孔形状的保持架的稳定性进行了研究,分析了不同轴向和径向载荷、转速、间隙比及曲率系数等工况条件下,改变对应的结构参数和工况参数对兜孔保持架和兜孔保持架(如图1、2所示)稳定性及动力学特性的影响,研究结果对轴承的优化设计,提高轴承运转的稳定性及寿命等方面有一定的参考应用价值。

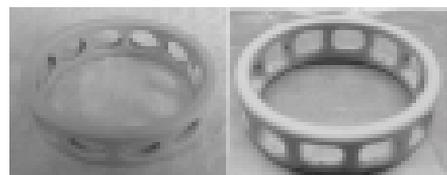


图1 圆兜孔保持架

图2 方兜孔保持架

Fig. 1 The circular hole cage

Fig. 2 The square hole cage

## 1 保持架与钢球、滚子的相互作用

### 1.1 保持架兜孔与钢球法向作用力

基于 HERTZ 的第五代角接触球轴承的试验模型<sup>[5]</sup>,考虑钢球与保持架之间的弹性变形量,可得钢球与兜孔间法向作用力为

$$Q_{ij} = \begin{cases} K_c \cdot \delta_{ij} & (\delta_{ij} \leq \delta_{c0}) \\ K_c \cdot \delta_{ij} + K_r - (\delta_{ij} - \delta_{c0})^2 & (\delta_{ij} > \delta_{c0}) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\delta_{ij}$ 为第*i*个兜孔中心位置与其对应钢球中心位移; $K_c$ 为试验数据确定的线性弹性量; $\delta_{c0}$ 为保持架兜孔间隙; $K_r$ 为钢球和保持架兜孔接触时的负刚度弹性量。

### 1.2 保持架兜孔与钢球接触面的摩擦阻力

作用于接触面上入口区的流体,钢球-兜孔接触面处的侧滑速度与滚子之间会产生一定的摩擦阻力,可分为滑动摩擦阻力 $F_{p_{sliding}}$ 与滚动摩擦阻力 $F_{p_{rolling}}$ ,如图3所示。分析中假设钢球-保持架兜孔间的接触面中心位于保持架平均直径与兜孔表面的交点上,钢球表面的滑动摩擦阻力:

$$F_{p_{sliding}} = 0.3C_1 \sqrt{F_{ij}} \sin \alpha_{ij} \quad (2)$$

$$F_{p_{rolling}} = 0.5C_2 \sqrt{F_{ij}} \sin \alpha_{ij} \quad (3)$$

钢球表面的滚动摩擦阻力:

$$F_{p_{rolling}} = F_{p_{sliding}} \sin \alpha_{ij} \sqrt{R_{ij} / R_{ij0}} \quad (4)$$

$$F_{p_{rolling}} = F_{p_{sliding}} \sin \alpha_{ij} \sqrt{R_{ij} / R_{ij0}} \quad (5)$$

式中: $\alpha_{ij}$ 为*i*方向钢球与兜孔表面速度的平均值; $R_{ij}$ 为钢球与兜孔表面上的*i*方向的有效曲率半径; $R_{ij0}$ 为钢球与兜孔表面在*i*方向上的平均速度; $R_{ij0}$ 为钢球与保持架兜孔接触面的最小曲率半径; $\alpha_{ij}$ 为*i*方向钢球与保持架兜孔间的相对滑动速度。

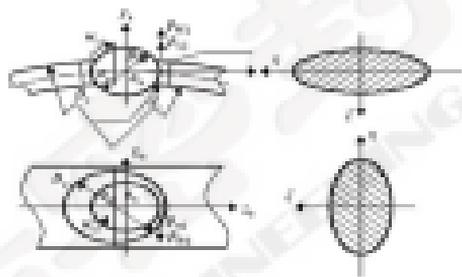


图3 钢球-兜孔接触面的摩擦力

Fig. 3 Friction force of ball-cage contact surface

### 1.3 保持架与引导套圈的相互作用

如图4所示, $r$ 为接触引导角,由润滑油和表面粗糙度、转速等因素确定<sup>[6]</sup>。

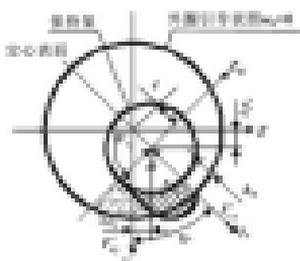


图4 引导引导

Fig. 4 The guide way of the outer ring

(1) 当间隙比  $\alpha < \alpha_{cr}$  时,保持架与套圈之间为流体动压润滑状态,它们之间的相互作用由润滑油的流体动压效应所产生,套圈引导表面与保持架定位表面可以简化成是有限短轴接触的特例,再根据其几何特征,由流体动压润滑所产生的分布压力作了保持架的

合力  $F$ ，可将其用 2 个正交的分量  $F_x$  和  $F_y$  来描述 (如图 4 所示)。

其中：

$$F_x = m_{\text{保持架}} \omega_r^2 R_c / [4C(1-\nu^2)^{3/2}] \quad (8)$$

$$F_y = m_{\text{保持架}} \omega_r^2 R_c / [4C(1-\nu^2)^{3/2}] \quad (9)$$

同时，保持架内油膜的压力分布还对保持架表面产生摩擦力矩  $M$ ：

$$M = 2m_{\text{保持架}} R_c R_c' / (C \sqrt{1-\nu^2}) \quad (10)$$

式中： $m_{\text{保持架}}$  为保持架质量； $\omega_r$  为保持架轴角速度； $R_c$  为保持架定心表面半径； $R_c'$  为保持架定心表面宽度； $\nu$  为泊松比； $C$  为保持架引导间隙； $\delta$  为保持架中心的相对偏移量。

(2) 当间隙比  $\nu = \nu_c$  时，保持架与套圈之间为 Hertz 接触状态，其与内套圈的接触为线接触，并且可根据 Hertz 相互作用力来计算其接触作用力，在作用力计算轴向作用力为

$$F_x^H = 0.3685 L^{2/3} \delta^{2/3} \quad (11)$$

$$F_y^H = \text{sign}(\nu - \nu_c) \mu F_x^H \quad (12)$$

式中： $L$  为保持架与套圈的当量弹性长度； $\delta$  为接触长度； $\delta$  为接触点的总变形量  $\delta = \nu - \nu_c$ ； $\mu$  为保持架与引导套圈之间的边界摩擦系数，取 0.02； $\text{sign}$  为取正负符号。

由 Hertz 接触产生的力矩为

$$M_x^H = R_c' F_x^H \quad (13)$$

## 2 仿真与实验分析

为了直观地反映保持架稳定性的优劣，一般采用文献 [9] 的判断标准，将保持架稳定性即速度偏差比定义为保持架质心移动速度的标准偏差与平均值的比值。其计算公式为

$$\sigma_v = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v})^2}}{\bar{v}} \quad (14)$$

式中： $v_i$  为各时间点保持架质心运动速度； $\bar{v}$  为保持架质心运动的平均速度； $\sigma_v$  为速度偏差比值。较小的速度偏差比值对应更为稳定的保持架运动。

### 2.1 仿真方法

以滚动轴承动力学的理论为基础，对 ADAMS/View 模块进行二次开发，以用来对圆孔与方孔保持架的角接触球轴承的稳定性进行仿真研究。用 CMD 语言建立参数化的角接触球轴承动力学模型其参数化界面，如图 5 所示，再用程序设计语言 Fortran 编写轴承各元件间的相互作用力的子程序，最后将其编译生成动态链接库文件 (.dll)，从而便

Fortran 与 ADAMS 求解器模块进行链接，进而实现角接触球轴承动力学模型的求解与仿真。



图 5 参数化建模界面

Fig. 5 Interface for parameterized modeling

### 2.2 实例工况对比分析

以某型号角接触球轴承 (见图 6) 为例，其外形尺寸及内部主要参数如下：轴承外径  $d$  为 68 mm，内径  $d_i$  为 40 mm，钢球数目为 17，轴承宽度  $B=15$  mm，球直径  $D_s=7.925$  mm，高速转子轴承运转时内圈旋转，外圈静止不动，轴承运转时为外圈引导，轴承的工作环境为 40℃，保持架引导间隙取 0.196 mm，以此角接触球轴承参数进行动力学仿真分析，考虑不同轴向往复载荷、转速以及间隙比、当量摩擦系数等参数下内圈圆孔与方孔保持架稳定性及摩擦力的影响。

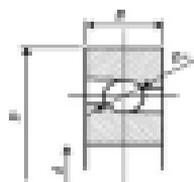


图 6 某型号角接触球轴承几何参数

Fig. 6 Profile parameters of a type of angular contact ball bearing

#### 2.2.1 轴向往复对不同孔保持架稳定性的影响

在其他条件不变仅改变轴向往复高时，当轴承转速  $\omega = 3000$  r/min 时，在不同轴向往复高作用下，轴向往复对 2 种保持架稳定性的影响如图 7—9 所示。

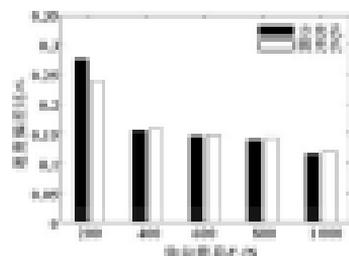


图7 不同轴向载荷作用下2种保持架的稳定程度

Fig.7 The stability of two kinds of cages under different axial load

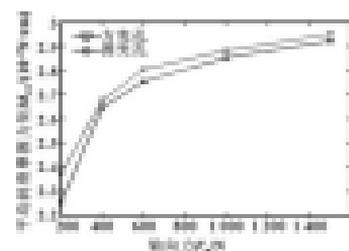


图8 不同轴向载荷下2种保持架的平均润滑摩擦力矩

Fig.8 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different axial load

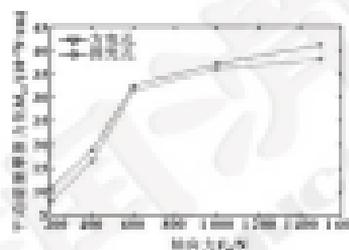


图9 不同轴向载荷下2种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig.9 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different axial load

从图7—9可以看出:随着轴向载荷的增加,2种保持架的稳定性逐渐提高且方宽孔保持架的稳定性略优于圆孔;2种保持架与外圈引导导向的平均润滑摩擦力矩和平均碰撞摩擦力矩均逐渐增加,平均碰撞摩擦力矩变化显著且比平均润滑摩擦力矩大很多;方宽孔保持架的平均润滑摩擦力矩略大于圆孔保持架,而平均碰撞摩擦力矩则相反。这是因为,轴向力的增加限制了钢球的滚动,减少了钢球与保持架的碰撞频率,又因为润滑油作用时摩擦力较小,润滑油速度变化不大,故使得保持架比较稳定。

### 2.1.2 径向载荷对不同孔孔保持架稳定性的影响

当轴端的轴向载荷为600 N,内圈转速 $\omega=3\ 000$  r/min,其他条件不变时,在不同径向载荷作用下,径向载荷对2种保持架稳定性的影响如图10—12所示。

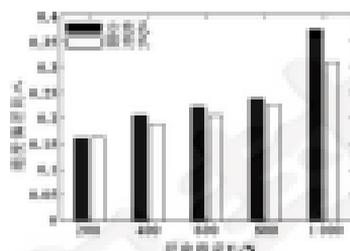


图10 不同径向载荷下两种保持架的稳定程度

Fig.10 The stability of two kinds of cages under different radial load

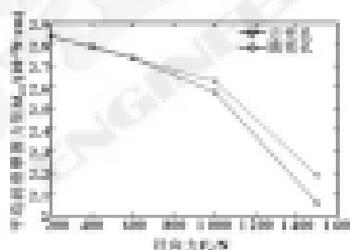


图11 不同径向载荷下2种保持架的平均润滑摩擦力矩

Fig.11 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different radial load

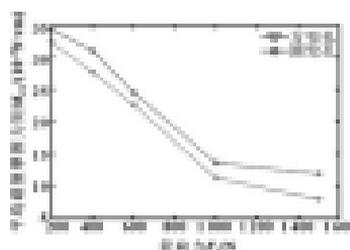


图12 不同径向载荷下2种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig.12 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different radial load

由图10—12可知:随着径向载荷的增大,2种保持架的稳定性逐渐降低且圆孔保持架稳定性略优于方宽孔保持架;2种保持架与外圈引导导向的平均润滑摩擦力矩和平均碰撞摩擦力矩均逐渐降低,平均

摩擦摩擦力矩变化显著且比平均润滑摩擦力矩大得多。这是因为, 增加轴向载荷使保持架与外套圈的相互作用频率会降低, 使得外套圈对保持架运动作用减弱, 降低了其稳定性。

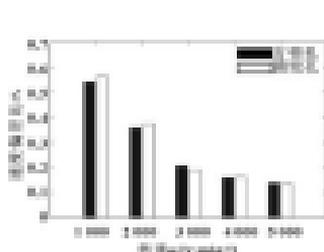


图 13 不同转速下 2 种保持架的稳定性

Fig. 13 The stability of two kinds of cages under different speed

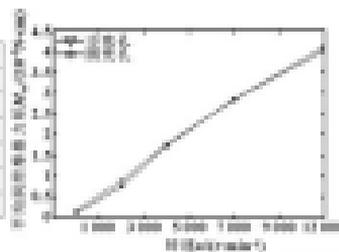


图 14 不同转速下 2 种保持架的平均润滑摩擦力矩

Fig. 14 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different speed

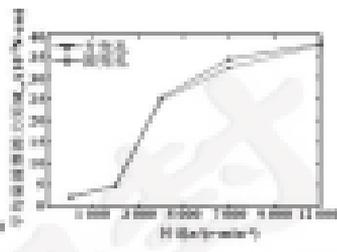


图 15 不同转速下 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig. 15 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different speed

由图 13—15 可以看出: 随着转速的增加, 2 种保持架的稳定性是增加且稳定程度基本一样, 2 种保持架与外套圈引导面的平均润滑摩擦力矩和平均碰撞摩擦力矩逐渐增大, 万变孔保持架的平均润滑摩擦力矩略大于固定孔保持架, 平均碰撞摩擦力矩则相反, 2 种保持架平均碰撞摩擦力矩变化显著且比平均润滑摩擦力矩大得多。这是因为, 转速的增加会使保持架在运动过程中被快速地推向外套圈引导面, 使得

### 2.1.3 转速对不同孔孔距保持架稳定性的影响

当轴向力  $F_x = 600 \text{ N}$ , 径向力  $F_r = 200 \text{ N}$  其他条件不变时, 在不同转速作用下, 转速对 2 种保持架稳定性的影响如图 13—15 所示。

保持架与外套圈引导面之间的接触频率提高, 同时, 在较高的转速下, 球与保持架几何配合较好, 故保持架运动相对趋于稳定。

### 2.1.4 间隙比对不同孔距保持架稳定性的影响

当轴向力  $F_x = 600 \text{ N}$ , 径向力  $F_r = 200 \text{ N}$ , 内圈转速  $\omega_{in} = 600 \text{ r/min}$ , 其他条件不变时, 在不同间隙比作用下, 间隙比对 2 种保持架稳定性的影响如图 16—18 所示。



图 16 不同间隙比下 2 种保持架的稳定性

Fig. 16 The stability of two kinds of cages under different clearance ratio

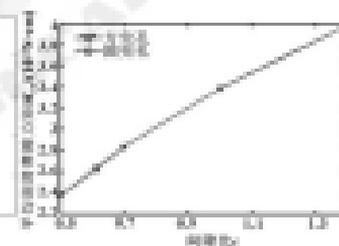


图 17 不同间隙比下 2 种保持架的平均润滑摩擦力矩

Fig. 17 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different clearance ratio

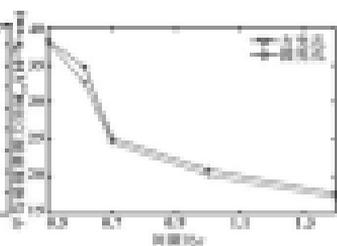


图 18 不同间隙比下 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig. 18 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different clearance ratio

从图 16—18 可以看出: 随着间隙比的增加, 2 种保持架的稳定性均逐渐降低且万变孔的稳定性要略优于固定孔的稳定性; 2 种保持架与外套圈引导面

平均润滑摩擦力矩均逐渐增大, 平均碰撞摩擦力矩逐渐减小, 且万变孔的摩擦力矩要小于固定孔的摩擦力矩; 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩变化显著且比平

均制得摩擦力矩大很多, 这是因为, 间隙比的增大使球与保持架的相互碰撞作用增加, 且这种作用力是非对称的, 从而使保持架的稳定性降低。

### 2.1.5 外内曲率对不同孔型保持架稳定性的影响

当轴套的轴向力  $F_x = 600 \text{ N}$ , 径向力  $F_r = 300 \text{ N}$ ,

内圈转速  $n = 8\ 000 \text{ r/min}$ , 内外曲率系数为 0.54, 其他条件不变时, 在不同外内曲率作用下, 两种保持架对 2 种保持架稳定性的影响如图 19—21 所示。

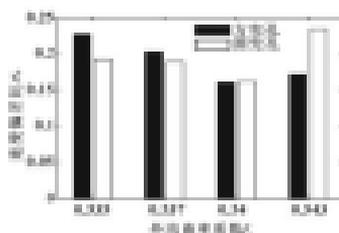


图 19 不同外内曲率下 2 种保持架的稳定性

Fig. 19 The stability of two kinds of cages under different outer groove radii

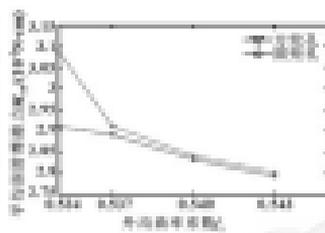


图 20 不同外内曲率下 2 种保持架的平均润滑摩擦力矩

Fig. 20 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different outer groove radii

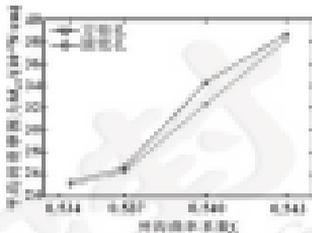


图 21 不同外内曲率下 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig. 21 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different outer groove radii

由图 19—21 可知, 随着外内曲率系数的增大, 2 种保持架的稳定性先逐渐增大后逐渐减小; 2 种保持架与外圈引导面的平均润滑摩擦力矩逐渐减小且方型孔保持架的减小大于圆型孔保持架的; 2 种保持架平均碰撞摩擦力矩逐渐增大且圆型孔保持架的增大大于方型孔保持架的; 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩变化显著且都要比平均润滑摩擦力矩大很多, 这是因为, 在高速情况下, 外内曲率系数的增大会影响各孔

阵列排布的形成, 故保持架的不稳定性有明显差别, 而制球与球道间的配合程度降低, 使得平均摩擦力矩也有变化。

### 2.1.6 内内曲率对不同孔型保持架稳定性的影响

当轴套的轴向力  $F_x = 600 \text{ N}$ , 径向力  $F_r = 300 \text{ N}$ ,

内圈转速  $n = 8\ 000 \text{ r/min}$ , 外内曲率系数 0.54, 其他条件不变时, 在不同内内曲率作用下, 两种保持架对 2 种保持架稳定性的影响如图 22—24 所示。

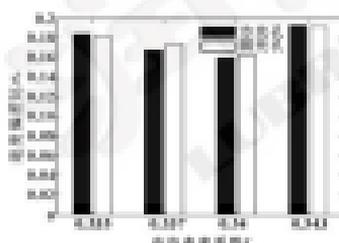


图 22 不同内内曲率作用下 2 种保持架的稳定性

Fig. 22 The stability of two kinds of cages under different inner groove radii

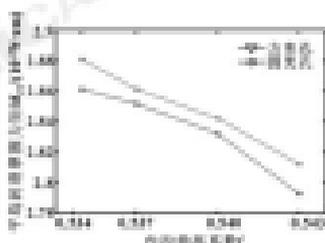


图 23 不同内内曲率作用下的平均润滑摩擦力矩

Fig. 23 Average friction torque of lubrication of two kinds of cages under different inner groove radii

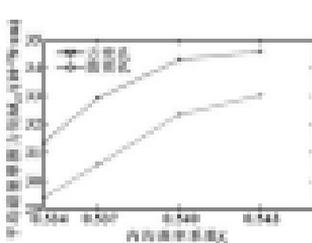


图 24 不同内内曲率作用下 2 种保持架的平均碰撞摩擦力矩

Fig. 24 Average friction torque of collision of two kinds of cages under different inner groove radii

由图 22—24 可知, 随着内内曲率的增大, 方型孔与圆型孔保持架的稳定性先增加后降低, 当内内曲

率系数为 0.337, 0.540 时, 方型孔保持架的稳定性优于圆型孔保持架, 而当内内曲率系数为 0.336,

0.343 时,则相反。2种形状的保持架与外齿圈引导面间的平均副磨擦力矩都逐渐减小,而平均碰擦摩阻力矩均逐渐增大。方宽孔保持架与外齿圈引导面的平均副磨擦力矩大于圆宽孔的,而平均碰擦摩阻力矩则相反。

## 2 结论

以某型号为捷球轴承为例,研究轴向载荷、径向载荷、内圈转速、回圈比以及荷曲率对方宽孔和圆宽孔保持架的稳定性、保持架-外圈引导面平均摩阻力矩的影响规律,得出如下结论:

(1) 在其他条件不变时,轴向载荷的增加会使方宽孔和圆宽孔2种保持架的稳定性增加,也会使平均副磨擦力矩和平均碰擦摩阻力矩都增大。

(2) 在其他条件不变时,径向载荷的增加使2种保持架的稳定性逐渐降低,同时也使平均副磨擦力矩和平均碰擦摩阻力矩都减小;圆宽孔保持架的稳定性略优于方宽孔保持架。

(3) 在其他条件不变时,随着转速的增加,保持架的稳定性逐渐提高,但同时平均副磨擦力矩和平均碰擦摩阻力矩也增加。

(4) 在其他条件不变时,回圈比均增大使2种保持架的稳定性逐渐降低,但不同工况参数下都有一个最佳回圈比使轴承保持架稳定性最佳。在文中轴承参数下,当回圈比小于1时,2种保持架的稳定性大致相当;在回圈比大于1后,2种保持架稳定性明显降低且圆宽孔保持架稳定性优于方宽孔保持架。

(5) 在其他条件不变时,在一定内外荷曲率系数范围内,存在一个最佳的内外荷曲率系数,使2种

保持架的稳定性相对最佳,且外荷曲率的变化对稳定性的影响比内荷曲率的大。

## 参考文献

- [1] GUPTA P K. Stator dynamic effects in high-speed roller-bearing ball bearings[J]. Tribology Transactions, 1983, 26(3): 393-398.
- [2] MERRIS C R. The dynamics of ball separation in ball bearings. Part II: results of optimization study[J]. Tribology Transactions, 1983, 26(3): 288-298.
- [3] MERRIS C R, JAC K G. The dynamics of ball separation in ball bearings. Part I: analysis[J]. Tribology Transactions, 1983, 26(3): 273-287.
- [4] MERRIS C R, POLLOCK R. Computational design and life prediction bearings[R]. ICR for Power Report, WL 78276a-8888, 1995.
- [5] 叶振. 非恒定交变载荷高速滚动轴承力学行为研究[D]. 天津: 天津大学, 2003.
- [6] 叶振. 高速滚动轴承力学分析模型与保持架动态性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2003.
- [7] HANSEN M. C. R. User's manual for computer program ANALYSIS OF BEARINGS [R]. NASA-CR-303866 (302-108869), 1982.
- [8] WALTERS C T. The dynamics of ball bearing[J]. Journal of Lubrication Technology, 1975, 99(1): 1-10.
- [9] CHANDE N, R. S. WALTERS C R, SATHISH P. Cage instability in cylindrical roller bearing[J]. Journal of Tribology, 2000, 126: 683-688.
- [10] 白. Auto-Cad 98 教程设计[M]. 上海: 华东理工大学出版社, 2000, 121-180.
- [11] 刘. Auto-Cad 98 教程设计教程[M]. 北京: 北京邮电大学出版社, 2003, 163-173.

## 多孔石墨复合材料可增强电极性能

近年研究表明, 纳米电极材料有较宽势垒相当于高电导率的高离子电导率的电解质膜, 但材料制备问题由金属膜电极的超薄研究型电极中达到其优异性能, 难以制备较高负载量的高功率电极中实现其应用潜力。美国加州大学洛杉矶分校涂翰章教授团队最近研制出一类三维多孔石墨复合电极材料, 成功地解决了电极性能随高负载量急剧下降的关键难题, 使得制备高负载的高性能电极成为可能。

涂翰章介绍, 虽然许多纳米材料在一些研究型器件中展现了优异的储能性能, 但在此类器件中, 电极活性材料负载量经常只有在高负载器件中使用负载量的 10% 左右。由于极低的负载量, 活性体在整体器件中的容量或功率密度很难能大幅度地超过现在的锂离子电池。如果只是想简单地增加电极厚度, 随着厚度的增加, 电子输运电阻和离子扩散电阻都会显著增加, 致使电极性能急剧下降。

涂翰章研发的三维多孔石墨复合电极材料, 高电导率的石墨网络结构提供了优异的电子传输特性, 而其多层次孔结构则大大促进了离子的快速输运。从而使得该材料在高负载电极中首次同时实现了较高的容量和很高的功率特性。“这标志着高性能电极材料在高功率储能器件方向发展的道路上迈出了关键的一步。”中国科学院院士、中国科学院金属研究所研究员涂翰章评论道。

涂翰章表示, 这一方案可以适用于其他高性能电极材料, 为高功率器件中实现此类高性能储能材料的潜力提供了一个切实可行的途径, 有望极大提高高功率储能器件的容量和充放电速度。

(来源: 科技日报)

DOI: 10.3969/j.issn.1009-2502.2017.04.010

## 不同粗糙纹理对齿轮齿条热弹流润滑的影响<sup>\*</sup>

徐彩红 王优强 张同刚 王立梅

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

摘要: 将齿轮齿条的运动简化为圆柱与无限大平面之间的运动, 建立考虑齿条和齿条表面粗糙纹理影响的齿条齿条齿的热弹流润滑模型, 采用牛顿流体、压力求解采用多圆筒法, 弹性变形采用多圆筒积分法, 计算得到不同粗糙纹理下的压力与膜厚, 并与光滑表面进行比较, 同时比较考虑热效应与等温情况下的压力与膜厚, 计算结果表明, 受粗糙纹理的影响, 齿条齿条齿机构的压力、膜厚和温升均有所波动, 最小膜厚变薄; 矩形和三角形粗糙纹理表面粗糙峰和粗糙谷内部会形成局部的弹流现象, 产生局部高压峰; 考虑热效应时粗糙纹理表面的温升更明显波动, 其压力和膜厚的波动幅度更大。考虑热效应的齿条齿条齿机构的弹流润滑分析更符合工程实践。

关键词: 齿轮齿条; 粗糙纹理; 弹性流弹流润滑; 压力; 膜厚

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 1009-2502(2017)04-0010-06

## Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Gear Rack under the Effect of Different Rough Texture

XU Cairong WANG Youqiang ZHANG Tonggang WANG Limei

(School of Mechanical Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao Shandong 266520, China)

Abstract: The transmission model of the gear rack was simplified to the motion between the cylinder and the infinite plane, and a thermal elastohydrodynamic lubrication model was established to consider the influence of rough texture of gear and rack tooth surface. With Newton fluid, the pressure was solved by multi-journal method, and elastic deformation was solved by multiple-joint integration method. The pressure and film thickness under different rough texture was calculated and compared with that of smooth surface, and the pressure and film thickness were compared with and without considering thermal effect. The results show that the rough texture results in the fluctuation of the pressure, film thickness and temperature rise of the transmission mechanism of gear rack, and the minimum film thickness becomes thinner. Partial EHL phenomenon is produced in the roughness valleys and rough peaks of rectangular and triangular rough texture surface, resulting in the local pressure peaks. When considering the thermal effect, the rough texture surface exhibits a fluctuation in temperature rise, and a much larger fluctuation in pressure and film thickness. The elastohydrodynamic lubrication analysis of the transmission mechanism of gear rack considering thermal effect is more in line with engineering practice.

Keywords: gear rack; rough texture; EHL; pressure; film thickness

齿条齿条机构是现代机械中应用广泛的传动机构, 具有传动结构简单、传动精度较高(可达0.1 mm)、可无限长度对换结构、传动速度可以很高等优点, 适用于大载荷、工况恶劣环境中, 并可以实现圆周运动与直线运动之间的转换, 被广泛应用于转向机构中。

在工程实际中, 热效应条件下粗糙纹理对齿条齿条齿机构传动过程中油膜压力和膜厚的影响不容忽

视。这是因为随着油膜厚度与金属表面粗糙纹理属于同一数量级, 且传动过程中, 随着油温会有一定程度的上升, 从而影响到油膜厚度, 进而影响油膜厚度。国内外学者对粗糙纹理影响齿条齿条齿机构传动流弹流润滑的研究较多, 黄干等人<sup>[1]</sup>研究了表面粗糙度对弹性流弹流润滑性能的影响; 杨志强等<sup>[2]</sup>研究了表面粗糙纹理对非牛顿热弹流润滑性能的影响; 高宏鸣等<sup>[3]</sup>研究了表面横向粗糙峰对点接触热弹流润滑的影响; 王优强和徐家<sup>[4]</sup>就连续啮合粗糙度对齿条齿条齿机构的影响做了研究; 黄兴保和王优强<sup>[5]</sup>就微观形貌表征对齿条齿条齿机构流弹流润滑做了分析。

以上都是关于粗糙表面点对点接触模型、线接触模

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51375249)。

收稿日期: 2016-07-15

作者简介: 徐彩红(1980-), 女, 硕士研究生, 研究方向为齿条齿条齿机构的弹流润滑分析。E-mail: 798268879@qq.com

型弹流润滑影响的研究,并且多数为单副齿轮或一种副齿机理对弹流润滑影响的研究,针对不同连续副齿机理对机构弹流润滑影响的研究还较为少见,并且,这些研究中多为直齿齿轮或斜齿齿轮方面的研究,齿条齿条传动机构弹流润滑方面的研究还比较少见。在工程实际中,不会只有单副齿轮和单一副齿的表面,因此有必要对连续副齿机理以及不同副齿机理表面对齿条齿条传动机构弹流润滑的压力与油膜厚度的影响进行分析。

本文作者应用多重网格技术,求得齿条齿条机构在不同副齿机理下的弹流润滑完全数值解。通过对齿条齿条不同副齿机理下弹流润滑的分析,可了解齿条齿条机构传动过程中的润滑状态,从而采取数值降低齿条副齿及胶合的概率。

## 1 齿条齿条副齿机理及相关参数计算

### 1.1 齿条齿条啮合原理

齿条齿条传动机构中,齿条等同于齿轮各齿的部分变为直线,齿条曲线的渐开线也变为直线,如图1所示。其理论啮合线 $A_1A_2$ 与齿条基圆相切于 $A_1$ ,由于齿条的基圆为无穷大,所以啮合线与齿条基圆的啮合点 $A_1$ 在其对远处,齿条1与齿条2齿条在任何位置啮合时,啮合点都应在理论啮合线 $A_1A_2$ 上。

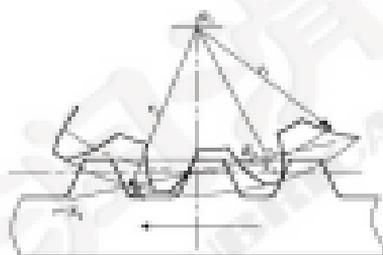


图1 齿条齿条传动机构的啮合原理

Fig. 1 Meshing principle of gear rack transmission

### 1.2 齿条齿条副齿啮合点位置与半半径与基础速度

齿条齿条传动与齿轮传动相比,无论是作标准安装,啮合角都与分度圆压力角相等。在图2中,点 $P$ 为节点,齿条传动齿条在啮合线上啮合,齿条齿条线和齿条齿条副齿与理论啮合线的交点分别为 $A_1$ 、 $A_2$ ,即在理论啮合线内的 $A_1A_2$ 为齿条齿条传动机构的实际啮合线,几何参数如图2所示。

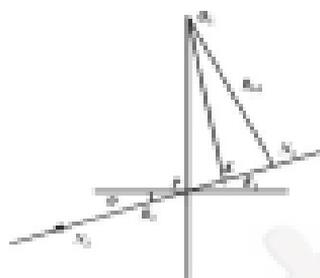


图2 齿条齿条机构的传动几何参数

Fig. 2 Transmission geometry parameters of gear rack mechanism

若 $K$ 为啮合点,啮合圆半径为 $K$ ,则:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (1)$$

其中, $R_1 = R_1, R_2$ 为齿条基圆半径, $R_1 = R_2 \tan \alpha$ , $R$ 为 $R_1, R_2$ 的值为无穷大。所以,啮合圆半径 $K = R$ ,啮合速度 $v = \omega R$ ,两运动表面的切向速度相等,故:

$$\omega = \frac{(v_1, v_2)}{R} = \omega_1 \quad (2)$$

### 1.3 基本参数

采用齿条齿条传动参数如下:齿条齿条 $Z = 10$ ,转速 $\omega = 30 \text{ r/min}$ ,压力角 $\alpha = 20^\circ$ ,齿宽 $B = 200 \text{ mm}$ ;齿条压力角 $\alpha = 20^\circ$ ,齿数 $Z_1 = 120$ ;齿形系数 $F = 3.5a$ ,周长度 $L = FZ$ ,弹性模量 $E_1 = E_2 = 216 \text{ GPa}$ ,泊松比 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ ,润滑油的环境粘度 $\eta = 0.08 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,润滑油的环境粘度 $\mu_e = 870 \text{ kg/m}^2$ ,润滑油的粘度 $\nu = 2.000 \text{ l/(kg} \cdot \text{K)}$ ,齿条齿条的粘度 $\nu_1 = 470 \text{ l/(kg} \cdot \text{K)}$ ,润滑油的导热率 $\lambda = 0.14 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ,齿条齿条的导热率 $\lambda_1 = 46.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 。

### 1.4 齿条齿条啮合点的接触几何

将齿条齿条的传动模型简化为半径为 $R$ 的圆柱与无限大平面之间的运动。啮合点上的横向为沿啮合线方向的齿条齿条法向横向分量,则机构所受横向力 $W = F_{\text{c}} / (\omega R, R)$  (3)

式中: $F_{\text{c}}$ 齿条传动功率, $\omega$ 为角速度, $R$ 为齿条分度圆半径, $R$ 为齿宽。

## 2 齿条齿条传动的基本方程

(1) 雷诺-化 Reynolds 方程<sup>[4]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( x \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \frac{\partial (h^3 \dot{h})}{\partial x} \quad (4)$$

其中, $\dot{h} = 1/\int_0^x \frac{\partial h}{\partial x} dx$ , $x = \frac{R^2}{\omega R}$ , $h = \frac{z}{2} \frac{1}{\omega R}$ ;

$$\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x}\right) = 12(\bar{u}_0 \bar{p}^2 / \bar{q} - \bar{p}^2), \bar{p}^2 = 2(\bar{u}_0 - \bar{u}_0 \bar{p}^2),$$

$$\bar{p}_x = \int \bar{p} dx, \bar{p}_y = \int \bar{p} \left[ \frac{d_1 d_2}{\psi} \bar{p} \right], \bar{p}_z = \int \bar{p} \left[ \frac{d_1 d_2}{\psi} \bar{p} \right],$$

$$\bar{u}_0 = 1/\int \frac{1}{\bar{q}} dx,$$

式中:  $\bar{p}$  为量纲一油膜压力;  $\bar{h}$  为量纲一油膜厚度;  $x$  为量纲一接触区坐标;  $\bar{p}_x$  为量纲一侧滑油速度;  $\bar{p}_y$  为量纲一横滑;  $\bar{p}_z$  为量纲一垂直速度。

## (2) 膜厚方程

假设齿条齿面与齿条齿面都存在粗糙纹理, 则考虑表面弹性变形的量纲一膜厚方程为

$$h = h_0 + \frac{r}{2} - \frac{1}{\psi} \int_{x_0}^{x_1} P(x) dx [1 - \beta'] \Delta x' + z \quad (5)$$

### ① 假设微观形貌为余弦波时

$$z = \begin{cases} A \cos(\frac{\pi}{l} x), & |x| < l/2 \\ 0, & |x| > l/2 \end{cases}$$

### ② 假设微观形貌为矩形波时

$$z = \begin{cases} A, & |x| < 2Nl \\ -A, & |x| < (2N+1)l \end{cases} \quad N=1, 2, 3, 4,$$

3, 4, 7

### ③ 假设微观形貌为三角形波时

$$z = \begin{cases} \frac{A}{l} [x] + (2N-1)A, & |x| < 2Nl \\ -\frac{A}{l} [x] - (2N-1)A, & |x| < (2N+1)l \end{cases}$$

$N=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$

式中:  $h_0$  为中心膜厚 ( $\mu\text{m}$ );  $R$  为齿条与齿条材料的综合弹性模量 ( $\text{Pa}$ );  $x_0$ 、 $x_1$  分别为计算域的起点、终点坐标 ( $\mu\text{m}$ ), 且  $P(x_0) = \mu$ , 则  $x_1 = \psi_0$ ;  $A$  为量纲一粗糙纹理幅值;  $l$  为量纲一粗糙纹理波长。

## (3) 膜压关系

采用 Barus 膜压关系<sup>[16]</sup>, 其量纲一化形式为

$$\bar{p} = \exp \{ A_1 [ -1 + (1 + A_2 \bar{p}^2)^{A_3} (A_4 \bar{p}^2 - A_5)^{A_6} ] \} \quad (6)$$

其中:  $A_1 = \ln \mu_0 + 0.67$ ;  $A_2 = 5.1 \times 10^{-7}$ ;  $A_3 = P_0 / (P_0 - 138)$ ;  $A_4 = 138 / (P_0 - 138)$ ;  $A_5 = \alpha / (A_2 A_3)$ ;  $A_6 = \beta' / (A_2 A_3)$ 。

式中:  $\mu_0$  为润滑油环境温度 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ );  $A_2$  为 Barus 膜压系数;  $\alpha$  为 Barus 膜压系数;  $\beta'$  为 Barus 膜压系数;  $P_0$  为环境温度;  $P'$  为油膜温度。

## (4) 密压关系

考虑热效应的量纲一密压关系式为

$$\bar{p} = 1 + C_1 \rho_0 \bar{p}^2 (1 + C_2 \rho_0 \bar{p}^2) - C_3 T_0 (\bar{p} - 1) \quad (7)$$

式中:  $C_1$ 、 $C_2$  为密压系数;  $C_3$  为温度系数。

## (5) 横滑方程

齿条齿条传动过程中量纲一横滑方程为

$$\int_{x_0}^{x_1} P(x) dx = \omega/2 \quad (8)$$

## (6) 能量方程

不考虑体积力和热辐射影响, 量纲一能量方程为

$$P_x \cdot \bar{p}_x - \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + P_x \cdot$$

$$z_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + P_x \cdot z_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \quad (9)$$

其中:  $\bar{q} = \frac{h}{\psi} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)$ ;  $P_x = \rho_0 \bar{p} / \psi$ ;  $z_0 = \rho_0 \bar{p} h / \psi$ ;

$z_0' = \rho_0 (h/l) z_0 = l' / (\rho_0 l)$

## (7) 固体热传导方程

量纲一化的固体热传导方程为

$$\begin{cases} CN_x - \bar{U}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} = \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \\ CN_x - \bar{U}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} = \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \end{cases} \quad (10)$$

其中:  $CN_x = \rho_0 l h k_x$ ;  $CN_y = \rho_0 l h k_y$ 。

## 3. 计算方法与结果分析

### 3.1 计算步骤

采用牛顿法, 压力求解采用多重网格法, 弹性变形求解采用多重网格积分法。

压力的计算域为

$$\begin{cases} x_1 = x_0 - l \\ x_2 = x_1 + l \end{cases}$$

计算中取  $x_0 = -4.6$ ,  $x_1 = 1.4$ , 采用“串”循环。

利用多重网格法进行计算, 划分网格共 6 层, 每层节点数分别为 24、64、124、244、484 和 964, 以最低压力为压力初值, 压力求解在各层网络上均使用 Gauss-Seidel 类松弛迭代, 压力的迭代方法包括压力的迭代过程和  $h_n$  的调整, 且压力的迭代在每层网络上都要进行。

### 3.2 结果分析与讨论

#### 3.2.1 粗糙纹理对润滑油压力分布的影响

分别不同粗糙纹理对齿条齿条传动副润滑的影响, 并将不同粗糙纹理作用下的膜厚和压力分布与光滑表面进行比较, 图 3、图 4 分别给出了矩形粗糙纹理作用下齿条齿条传动机构的压力与膜厚分布; 图 5、图

6分别示出了三角形粗糙纹理作用下齿面各传动机构的压力与膜厚分布,图7、图8分别示出了正弦粗糙纹理作用下齿面各传动机构的压力与膜厚分布。

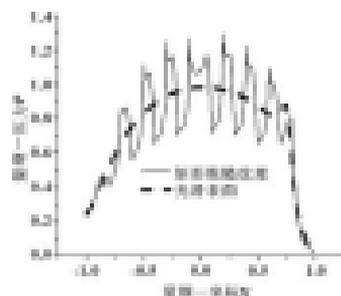


图3 三角形纹理与光滑表面齿面—压力比较

Fig. 3 Comparison of multidimensional pressure between triangular texture and smooth surface

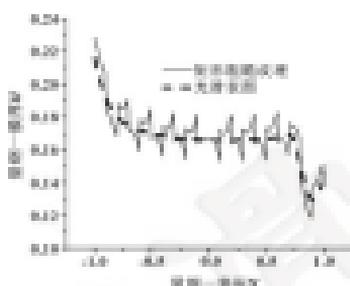


图4 三角形纹理与光滑表面齿面—膜厚比较

Fig. 4 Comparison of multidimensional film thickness between triangular texture and smooth surface

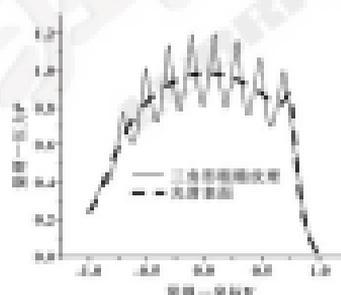


图5 三角形纹理与光滑表面齿面—压力比较

Fig. 5 Comparison of multidimensional pressure between triangular texture and smooth surface

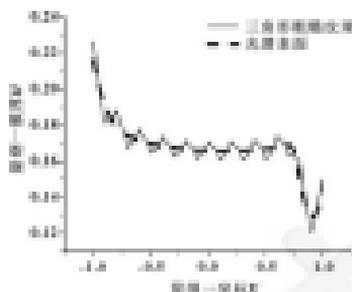


图6 三角形纹理与光滑表面齿面—膜厚比较

Fig. 6 Comparison of multidimensional film thickness between triangular texture and smooth surface

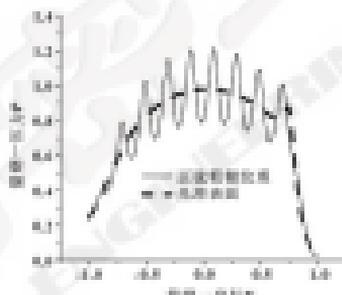


图7 正弦粗糙纹理与光滑表面齿面—压力比较

Fig. 7 Comparison of multidimensional pressure between sinusoidal texture and smooth surface

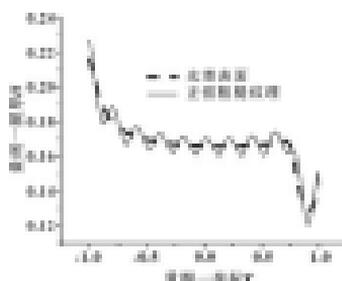


图8 正弦粗糙纹理与光滑表面齿面—膜厚比较

Fig. 8 Comparison of multidimensional film thickness between sinusoidal texture and smooth surface

比较3种粗糙纹理与光滑表面的膜厚与压力可知,由于还线粗糙纹理的存在,在接触区域内,油膜压力和膜厚呈现波动状态,这主要是由于粗糙纹理的存在,改变了接触区域内的综合曲率半径,导致压力与膜厚

呈现波动状态,粗糙纹理表面的最小膜厚较光滑表面有明显减小,并且压力受粗糙度的影响波动尤为明显,膜厚受粗糙纹理的影响没有压力曲线,这主要是因为油膜在压力变化的作用下存在一定的滞后作用。此外,比较3种粗糙纹理的压力与膜厚可以看出,在粗糙度数值与该区域相同的条件下,在矩形粗糙纹理和三角形粗糙纹理表面较光滑表面无论是粗糙谷还是粗糙峰内部都会形成一个局部的滞流现象,并且矩形纹理表面较三角形纹理表面更为明显,这主要是因为粗糙峰在人口区封住了油的流动,使人口区承载区的油量减少,使得该处压力急剧上升,膜厚减小,润滑状况变差;而正弦型粗糙纹理表面粗糙峰对人口区油压力的滞流现象不明显,因而没有明显的压力突变产生。

### 3.1.2 粗糙纹理对接触区温度分布的影响

比较不同粗糙纹理下接触区域的温度分布,如图9—12所示,其中图9为光滑表面下的温度分布图;图10为矩形粗糙纹理下的温度分布图;图11为三角形粗糙纹理下的温度分布图;图12为正弦型粗糙纹理下的温度分布图。

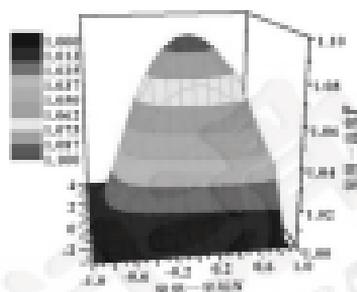


图9 光滑表面下的接触区温度

Fig. 9 Temperature of contact area under smooth surface

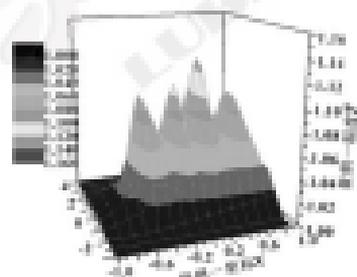


图10 矩形粗糙纹理下接触区的温度图

Fig. 10 Temperature of contact area under the rectangular rough texture

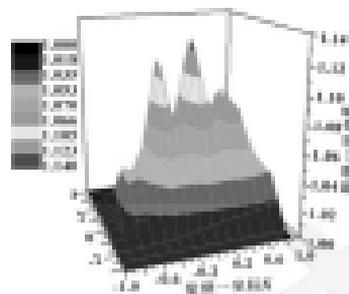


图11 为三角形粗糙纹理下接触区的温度图

Fig. 11 Temperature of contact area under the triangular rough texture

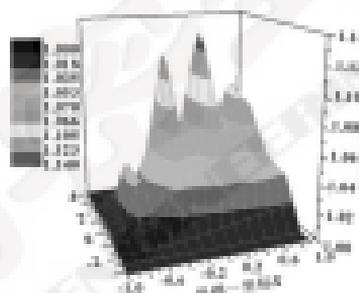


图12 为正型粗糙纹理下接触区的温度

Fig. 12 Temperature of contact area under the sinusoidal rough texture

由图9—12可以看出,与光滑表面相比,粗糙纹理表面考虑热效应时的温升呈现波动,且粗糙纹理表面的最高温度要明显高于光滑表面的最高温度,温度升高必然会导致润滑油黏度下降,从而造成油膜变薄,对润滑产生不利的影响,并且较高的高温对于齿条齿条机构的稳定运转而言,是不利的。

### 3.1.3 考虑热效应与等温状态下粗糙纹理表面压力与膜厚对比

在矩形粗糙纹理下齿条齿条传动机构考虑热效应与等温状态下压力与膜厚比较如图13、图14所示,可以看出,考虑热效应条件下无论是压力分布还是膜厚分布,受粗糙纹理表面的影响其波动幅度更大,此等温状态下粗糙峰处的压力更高,膜厚更薄,这主要是由于考虑热效应条件下,温度升高会导致润滑油黏度降低,使得压力与膜厚波动幅度变大,然而,齿条齿条实际传动过程中必然存在温度升高,等温状态仅仅是一种理想状态,因此在考虑热效应的条件下分析粗糙纹理对齿条齿条传动机构润滑的影响更加符合工程实际。

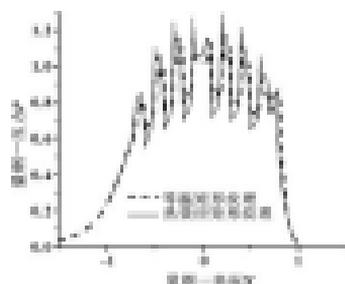


图 13 齿形粗糙纹理考虑热效应与等温状态压力分布比较

Fig. 13 Comparison of pressure distribution under the condition of the thermal effect and the isothermal state

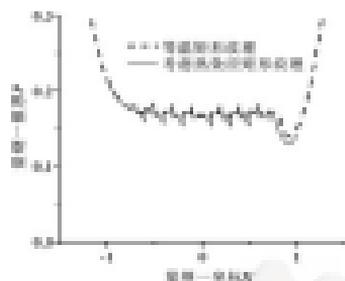


图 14 齿形粗糙纹理考虑热效应与等温状态油膜厚度分布比较

Fig. 14 Comparison of film thickness distribution under the condition of the thermal effect and the isothermal state

#### 4 结论

(1) 齿形粗糙磨合过程中, 粗糙纹理表面下的油膜压力和油膜厚度出现波动, 与光滑表面相比, 最小膜厚变小, 因此粗糙纹理的存在对齿形齿条机构的稳定性是不利的。

(2) 与光滑表面相比, 在齿形齿条机构粗糙纹理表面考虑热效应时的温升呈现波动, 且粗糙纹理表面时的最高温度要明显高于光滑表面的最高温度, 致使润滑油粘度降低, 膜厚变薄, 对润滑不利。

(3) 齿形和三角形粗糙纹理表面粗糙峰和粗糙谷内会形成压力突变现象, 产生局部压力峰, 这些局部压力峰的存在使得齿形齿条的压力, 膜厚和温升呈现出明显的波动特征, 然而, 齿形齿条的高压和高温会造成齿形齿条疲劳破坏, 所以连续的波状粗糙度对齿形的润滑是不利的。

(4) 齿形齿条传动机构考虑热效应条件下无论是压力分布还是膜厚分布, 受粗糙纹理表面的影响其波动幅度更大, 比等温状态下粗糙峰处压力更高, 膜厚更薄。由于在机构传动过程中必然有温度升高, 因

此考虑热效应的齿形齿条机构的弹性润滑的分析更符合工程实际。

#### 参考文献

- [1] 黄平, 陈杰, 周奇峰. 表面粗糙度对接触刚度性能弹性润滑特性的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1996, 36(1): 32-37.
- [2] HUANG P, CHEN J, WEN X. Effect of roughness on lubrication of two elastic bodies in line contact[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 1996, 36(1): 32-37.
- [3] 周心强, 田金磊, 周沛然. 齿面粗糙度对非牛顿流体润滑特性的影响[J]. 润滑与密封, 2008, 33(4): 9-11.
- [4] YANG X Q, CHU J L, YANG P R. Influence of surface roughness on the lubricating behavior of elliptic EHL contacts under thermal non-Newtonian conditions[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 9-11.
- [5] 高亚明, 姜明, 周沛然. 齿面纵向粗糙度对点接触弹性润滑特性的影响[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 31-34.
- [6] CAO L H, JIANG M, YANG P R. Influence of anisotropically oriented surface asperity on the thermal EHL of point contact[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(1): 34-38.
- [7] 王兆强, 李军. 粗糙度对粗糙度有直齿齿轮润滑特性的影响[J]. 机械工程学报, 2009, 45(10): 117-118.
- [8] WANG Y Q, WANG Y Q. Influence of surface roughness on the thermal elastohydrodynamic lubrication of involute spur gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 102-108.
- [9] MCKENEN E. The effect of variation of viscosity with pressure on the load-carrying capacity of the oil film between gear teeth[J]. Inst Pet, 1952, 38(344/345): 666-672.
- [10] 黄利强, 王兆强. 粗糙度对表面可自润滑的弹性润滑的影响[J]. 润滑与密封, 2008, 33(5): 32-37.
- [11] HUANG X B, WANG Y Q. Effect on elastohydrodynamic lubrication of spur gear running-in by microstructure characterization[J]. Lubrication Engineering, 2009, 45(9): 97-97.
- [12] SUN X C, MERRILL J R. Transient elastohydrodynamic lubrication of involute spur gears under isothermal conditions[J]. Wear, 1984, 95(2): 163-168.
- [13] 王兆强, 杨洪强. 齿形齿条传动系统直齿圆柱齿轮热态弹性润滑分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(9): 10-15.
- [14] WANG Y Q, YANG P R, TONG J W. Thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(9): 10-15.
- [15] 周沛然. 流体的弹性润滑分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2000.
- [16] 周沛然. 流体的弹性润滑动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [17] 王兆强, 李洪洪, 佟善伟. 齿形齿条的弹性润滑设计[J]. 煤矿机械, 2003(8): 27-8.
- [18] WANG Y Q, LI H H, TONG J W. The EHL design of involute spur gear transmission[J]. Coal Mine Machinery, 2003(8): 3-8.

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0799.2017.04.011

## 贫油润滑状态下滑动轴承润滑静特性研究<sup>\*</sup>

王军军 康 洋 康 超 张 浩 甄 冬 师占群

(河北工业大学机械工程学院 天津 300130)

摘要: 对充分润滑和贫油润滑状态下滑动轴承油膜分布规律进行理论分析, 建立贫油润滑状态下油膜分布模型, 通过 Ekin 算法、基于质量守恒边界条件, 采用有限差分法求解模型, 研究恒定负载下, 不同供油流量对滑动轴承油膜分布和轴颈静态平衡位置的影响, 并在贫油润滑状态下, 研究负载变化对滑动轴承油膜静特性的影响。结果表明, 在贫油润滑状态下, 随着供油流量的减小, 轴颈偏心率增加, 油膜起始角增加, 油膜终止角减小, 完整油膜覆盖区域减小, 油膜厚度变薄; 当供油流量不变时, 增加负载会加剧贫油润滑现象。

关键词: 滑动轴承; 贫油润滑; 油膜分布; 静态平衡位置

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0271-0799(2017)04-0011-06

## Static Characteristics of Journal Bearings under Starved Lubrication

WANG Junjun KANG Yang QIN Chao ZHANG Hao ZHEN Dong SHI Zhanqun

(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China)

Abstract: A theoretical investigation was carried out for the oil film distribution of journal bearing under the condition of sufficient lubrication and starved lubrication, and the distribution model of oil film under starved lubrication was established. According to Ekin algorithm, the finite difference method was adopted to solve the model based on the JFO boundary condition. The effect of different supply flow rate on the oil film distribution and the static equilibrium position of journal bearing under constant load was studied, and the effect of load change on the static characteristics of the oil film of journal bearing under starved lubrication was studied. The results show that under starved lubrication, with the decreasing of the supply flow rate, the eccentricity ratio of journal is increased, the start angle of the oil film is increased and the end angle is decreased, the full oil film coverage area is reduced, and the oil film thickness becomes thin. When the supply flow rate is constant, the phenomenon of starved lubrication will aggravate when increasing the load.

Keywords: journal bearing; starved lubrication; oil film distribution; static equilibrium position

滑动轴承在充分润滑条件下工作时, 在润滑收敛区形成完整油膜, 而在润滑发散区, 当油膜不能承受表面压力的作用时, 完整油膜破裂形成空穴, 即使将滑动轴承全部浸在油池中, 轴颈旋转时, 在润滑发散区仍然不可避免地会出现空穴<sup>[1]</sup>。而在供油量不足、供油管道堵塞等状态下, 当供油流量小于油膜能够完整地覆盖润滑收敛区所需的最小流量时, 在润滑收敛区就会出现空穴, 此时, 滑动轴承便工作在贫油润滑状态下, 不同供油流量对滑动轴承静特性有不同的影响, 因此研究贫油润滑状态下滑动轴承静特性具

有重要意义。

国内学者针对不同润滑条件下滑动轴承油膜静特性进行了实验与理论研究。TANAKA<sup>[2]</sup>建立贫油模型, 通过实验观察油膜空穴的变化, 研究了供油流量对轴颈偏心率和起始角度的影响。HASHIBE<sup>[3]</sup>和 OGHTAI<sup>[4]</sup>通过实验在贫油润滑状态下研究滑动轴承的稳定性, 通过改变供油流量, 然后观察空穴的变化来确定是否贫油和贫油程度, 并测量轴心轨迹的变化。张浩等人<sup>[5]</sup>将环状轴承内油膜简化为滑动轴承油膜, 通过改变供油压力来改变压差供油流量, 认为当压差供油流量小于油膜流量时, 出现贫油。文献[3-8]研究了求解雷诺方程的不同边界条件, 认为采用 JFO 边界比 Reynolds 边界更符合实际情况, 当轴承处于贫油润滑状态时, 在润滑收敛区出现液体和气体共存的两相流状态。KLEIN<sup>[6]</sup>提出 J 雷诺方程, 采用雷诺的变化率反映空穴区油膜流动的不连续性。SALMERON 等<sup>[7]</sup>基于质量守恒边界条件, 研究了

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81273180); 天津市自然科学基金项目(14JCZJJC11800; 14JCZJJC12300)。

收稿日期: 2016-09-01

作者简介: 王军军(1984-), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械状态监测和故障诊断, E-mail: 112807399@qq.com。

通信作者: 师占群(1963-), 男, 博士, 教授, 研究方向为机械状态监测和故障诊断, E-mail: s\_zq@hebut.edu.cn。

轴颈转速、外载荷及空穴压力对轴承润滑性能的影响。潘青等<sup>[1]</sup>通过对 ELMOD 算法进行改进, 得到了质量守恒边界条件的不可压缩流体的空穴算法。

完整油膜起始点位置反映了润滑油供应的程度<sup>[2]</sup>。本文作者选取完整油膜起始角度  $\alpha$  为多数来研究其油膜润滑状态下油膜特性。空穴区边界采用双曲线方程形式。通过 ELMOD 算法, 基于质量守恒边界条件求解雷诺方程。研究在恒定负载和恒定转速下, 不同供油量对滑动轴承油膜分布和轴颈静平衡位置的影响, 并在其油膜润滑状态下, 研究了负载对滑动轴承油膜静特性的影响。

## 1 模型建立和理论分析

### 1.1 建立滑动轴承模型

充分润滑和贫油润滑是以油膜能否完整覆盖问隙收敛区为判断条件。在充分润滑状态下, 油膜能够完整的覆盖问隙收敛区。而在贫油润滑状态下, 油膜不能完全地覆盖问隙收敛区, 而是随着问隙的减小, 润滑油逐渐铺开, 直至完整覆盖轴承宽度, 形成完整油膜。

图1给出了滑动轴承坐标系, 图2为将油膜从最大问隙处沿径向剖开得到的油膜分布图。 $\alpha_1$  为完整油膜起始边界与问隙收敛入口位置的夹角,  $\alpha_2$  为完整油膜结束边界与问隙收敛入口位置的夹角。当轴承处于充分润滑状态下,  $\alpha_1 = 0^\circ$ 。当轴承处于充分润滑和贫油润滑的临界状态,  $\alpha_1 = \alpha_2$ 。而当轴承处于贫油润滑状态下,  $\alpha_1 > 0^\circ$ , 而且随着供油流量的减小, 贫油程度加剧,  $\alpha_1$  逐渐增大。当供油量几乎为0时, 轴承处于极度贫油润滑状态下, 轴颈与轴瓦之间最小问隙  $h_{\min} = 0$ , 只在最小问隙处形成完整油膜, 完整油膜区域几乎缩小成一条直线, 此时,  $\alpha_1 \sim 180^\circ$ 。

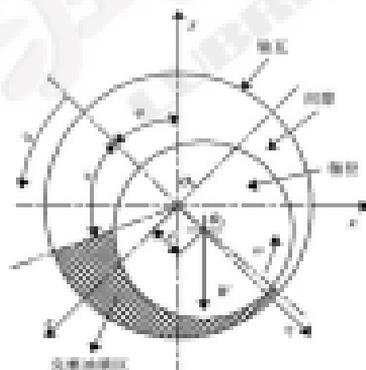


图1 轴承坐标系

Fig.1 Coordinate of the bearing

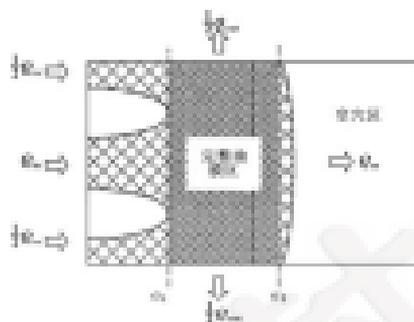


图2 充分润滑状态下油膜分布

Fig.2 Oil film distribution under full lubrication

### 1.2 基于质量守恒边界条件的不可压缩流体空穴算法

在完整油膜区, 采用雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

忽略一化雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2)$$

在含有空穴区域, 压力被认为是零, 压力梯度为0, 随着空穴体积的变化, 油膜厚度也发生变化。根据连续方程和 N-S 方程推导出侧滑方程为

$$U \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = 0 \quad (3)$$

忽略一化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

通过 ELMOD 算法<sup>[1]</sup>, 引入变量  $\xi$  和无关函数  $g$ 。在不同区域,  $\xi$  被赋予不同的物理意义。在油膜完整区  $\xi$  代表量纲一压力, 在空穴区代表空穴体积的变化。

$$\xi = \begin{cases} \frac{p}{p_0} & \text{(在完整油膜区, 即 } \xi > 0) \\ \frac{V}{V_0} - 1 & \text{(在空穴区, 即 } \xi < 0) \end{cases} \quad (5)$$

$$g = \begin{cases} 1 & \xi = 0 \\ 0 & \xi < 0 \end{cases} \quad (6)$$

得到可以同时描述油膜完整区和空穴区的广义雷诺方程, 忽略一化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial (g\xi)}{\partial x} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial (g\xi)}{\partial z} \right) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} [U(1 + (1 - g)\xi)] \quad (7)$$

量纲一化量为

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \bar{z} = \frac{z}{L}, \bar{R} = \frac{R}{r}, \bar{h} = \frac{h}{c}, \bar{v} = \frac{v}{\omega r}, \bar{u} = \frac{u}{\omega r}$$

式中:  $\rho$  为润滑油的密度;  $\rho_0$  为空气区润滑油的密度;  $L$  为轴承长度;  $R$  为轴承半径;  $h$  为油膜厚度;  $h_0 = r - r_{\text{轴颈}}$ ;  $v$  为油膜厚度;  $u$  为油膜偏心距;  $\omega$  为轴颈角速度;  $U$  为轴颈切向速度;  $\mu$  为润滑油黏度。

### 1.3 边界条件

(1) 轴向方向: 在轴承前端面和后面面的油膜压力:

$$P = p_a = p_e \quad (8)$$

(2) 圆周方向: 在油膜破裂处

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0; p = p_e \quad (9)$$

在油膜再形成处, 根据质量守恒边界条件可得:

$$\frac{h'}{2\pi} \frac{\partial h}{\partial \theta} = \frac{c}{2} \left( 1 - \frac{h}{c} \right) \quad (10)$$

式中:  $p$  为油膜压力;  $p_e$  为环境压力;  $p_a$  为空气压力;  $\alpha$  为空气边界的法向方向;  $v$  为边界处的法向速度。

### 1.4 油膜合力平衡

当油膜受力平衡稳定运转时, 油膜的合力与负载  $F$  大小相等, 方向相反。

$$F_x = \frac{\mu \omega R^2}{c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_0^{2\pi} P_x \cos \theta d\theta d\theta \quad (11)$$

$$F_y = \frac{\mu \omega R^2}{c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_0^{2\pi} P_x \sin \theta d\theta d\theta \quad (12)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (13)$$

式中:  $F$  为油膜合力;  $F_x$  为沿  $x$  方向油膜合力;  $F_y$  为沿  $y$  方向油膜合力。

### 1.5 油膜流量平衡

当流量达到平衡后, 根据流量守恒条件可得:

$$Q_{\text{in}} = \frac{\mu R \omega}{4} \left[ \int_{\theta_1}^{\theta_2} Q_{\text{in}} d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} Q_{\text{out}} \left( \frac{h'}{c} \right) d\theta \right] \quad (14)$$

$$Q_{\text{in}} = \frac{\mu R \omega}{4} \int_{\theta_1}^{\theta_2} Q_{\text{in}} d\theta \quad (15)$$

$$Q_{\text{in}} = \frac{2\mu R \omega}{L} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( -h' \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{\theta_1} d\theta \quad (16)$$

$$Q_{\text{in}} = Q_{\text{in1}} + Q_{\text{in2}} + Q_{\text{in3}} + Q_{\text{in4}} \quad (17)$$

式中:  $Q_{\text{in1}}$  为进入完整油膜起始边的流量;  $Q_{\text{in2}}$  为离开完整油膜终止边流量;  $Q_{\text{in3}}$  为油膜端面流量;  $Q_{\text{in4}}$  为供油流量;  $\alpha_1$  为完整油膜起始角;  $\alpha_2$  为完整油膜破裂角。

### 1.6 油膜厚度公式

油膜厚度公式  $h$  是由于油膜受到的切向力和挤压力产生的<sup>[1]</sup>。

$$h = \frac{\mu \omega R^2}{c} \left[ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_0^{2\pi} \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right] d\theta dz \right]^{1/2} \quad (18)$$

### 2 数值计算方法

基于质量守恒边界条件, 通过有限差分, 采用超松弛迭代法反复迭代计算求解, 直至油膜满足合力平衡、流量平衡, 求解流程如图 3 所示, 其中: 压力收敛判断: 迭代精度  $\lambda$ , 取  $10^{-4}$ 。

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m |P_{i,j}^k - P_{i,j}^{k-1}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m |P_{i,j}^k|} = \lambda_1 \quad (19)$$

油膜合力收敛判断: 迭代精度  $\lambda_2$ , 取  $10^{-4}$ 。

$$\frac{|F - F_0|}{F} = \lambda_2 \quad (20)$$

流量收敛判断: 迭代精度  $\lambda_3$ , 取  $10^{-4}$ 。

$$\frac{|Q_{\text{in}} - Q_{\text{in0}}|}{Q_{\text{in}}} = \lambda_3 \quad (21)$$

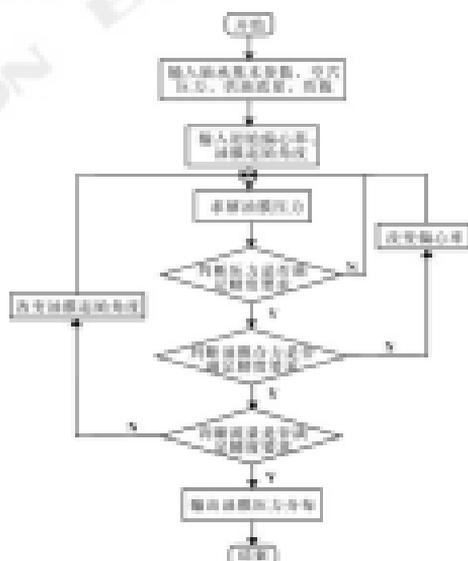


图 3 程序流程图

Fig. 3 Program flow chart

## 3 计算结果与分析

选取 602000 滚动轴承为例, 表 1 列出了计算参数。

表 1 计算参数

Table 1 Calculation parameters

| 参数                         | 数值                   |
|----------------------------|----------------------|
| 轴承长度 $l/m$                 | 0.110                |
| 轴承半径 $r/m$                 | 0.05                 |
| 油膜厚度 $h/m$                 | $1.0 \times 10^{-2}$ |
| 润滑油的粘度 $\eta/(Pa \cdot s)$ | 0.020                |
| 环境压力 $p_0/Pa$              | 0                    |
| 空穴压力 $p_v/Pa$              | -72 138.70           |

### 3.1 不同供油量对油膜特征的影响

在额定负载  $F=10\text{ kN}$  时, 分析供油量对轴颈静平衡位置、油膜起始角度和摩擦功耗的影响。

图 4 为在不同转速下计算得到的油膜流量曲线, 由图可得: 随着转速的增加, 流量是逐渐增加, 说明轴颈需要供油量增加。随着油膜起始角度  $\alpha$  的增加, 流量是减少, 说明轴颈处于贫油润滑状态下, 所需的流量减少。

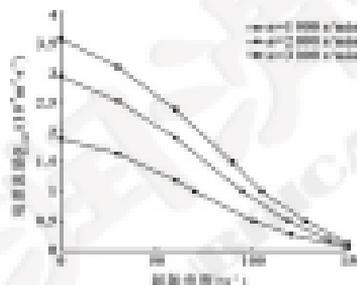


图 4 不同转速下油膜流量曲线

Fig. 4. Oil leakage flow of all film with different speed

图 5 为  $\omega=2\ 000\ \text{r/min}$  时, 不同供油量下, 距轴颈向中截面  $L/4$  处周向油膜压力分布, 由图可得: 在临界贫油润滑状态下, 完整油膜起始角度  $\alpha_1 = 0^\circ$ , 而随着供油量的减小, 贫油现象加剧, 在润滑收敛区, 空穴区域逐渐增加, 油膜起始角度  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ , 完整油膜起始角逐渐后移; 在润滑发散区, 油膜收敛角度  $\alpha_1', \alpha_2', \alpha_3'$ , 完整油膜收敛角逐渐前移, 说明随着贫油的加剧, 完整油膜区域逐渐缩小。

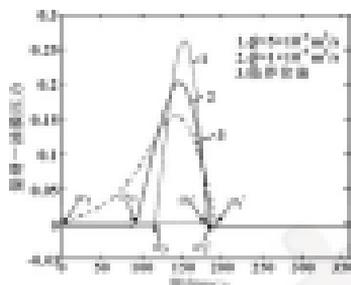


图 5 距轴颈向中截面  $L/4$  处周向油膜压力分布

Fig. 5. Radial of the pressure distribution at the place from middle section distance for  $L/4$  bearing width

图 6 和图 7 给出了供油量对轴颈静平衡位置的影响。随着供油流量的减小, 由图 6 可得轴颈偏心率逐渐增加, 由图 7 可得轴颈偏位角逐渐减小。因此, 随着供油流量的减小, 油膜厚度变薄, 轴颈静平衡位置逐渐下移。在转速较高时, 轴颈偏心率较小, 改变供油量对轴颈静平衡位置影响不大。

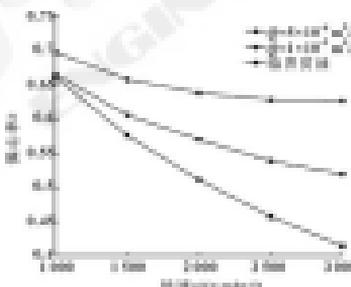


图 6 不同供油量下轴颈偏心率

Fig. 6. Eccentric rate of journal under different supply flow rate

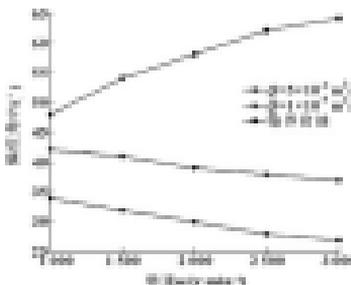


图 7 不同供油量下轴颈偏位角

Fig. 7. Attitude angle of journal under different supply flow rate

在充分润滑状态下 (包括临界贫油润滑), 随着

转速的增加, 轴承偏心率逐渐减小, 轴承偏位角逐渐增加。在变油膜状态下, 随着转速的增加, 轴承偏心率逐渐减小, 轴承静平衡位置逐渐上移, 但上移速度逐渐变缓; 轴承偏位角则随着转速的增加逐渐减小, 这是因为随着转速的增加, 轴承偏心率减小, 油膜厚度变厚, 所需流量增加, 而供油量不足, 导致润滑油聚集在最小油膜厚度附近, 使得偏位角逐渐减小。

图 8 示出了供油量对油膜起始角度的影响, 可以看出, 当油膜刚好完整的覆盖承载区域, 轴承处于临界变油膜状态时, 油膜起始角度  $\alpha_1 = 0^\circ$ 。当供油量低于充分润滑所需的流量时, 起始角度增加, 使出现变油膜现象; 并且, 随着供油流量的减小, 油膜起始角度逐渐增大, 油膜完整区域逐渐后移。随着转速的增加, 轴承偏心率减小, 承载区域增加, 所需流量增加, 其油膜量加剧, 导致油膜起始角度逐渐增加。

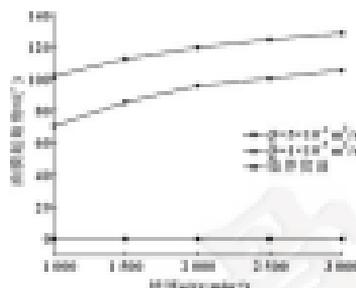


图 8 不同供油量下油膜起始角度

Fig. 8 Oil film starting angle under different supply flow rate

图 9 示出了供油量对油膜摩擦功耗的影响, 可以看出, 随着供油流量减小, 轴承润滑不充分, 使得摩擦功耗逐渐增加。随着转速的增加, 摩擦功耗逐渐增加, 供油量对摩擦功耗的影响随转速的增加逐渐增大。

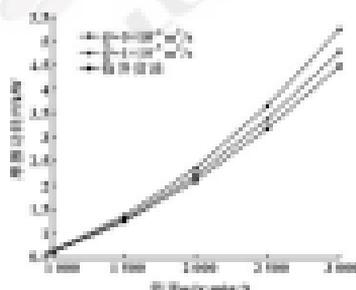


图 9 不同供油量下油膜摩擦功耗

Fig. 9 Oil film friction power under different supply flow rate

### 3.2 负载变化对油膜静特性的影响

在供油量  $q=5 \times 10^{-4}$  变油膜状态下, 分析负载对轴承静平衡位置、油膜起始角度和摩擦功耗的影响。

图 10 和图 11 给出了负载对轴承静平衡位置的影响, 可以看出, 随着负载的增加, 轴承偏心率逐渐增加, 偏位角逐渐减小, 说明油膜厚度变薄, 轴承静平衡位置逐渐下移, 但下移速度逐渐变缓, 这是因为当偏心率增大时, 油膜承载力会急剧增加, 在负载较小时, 轴承偏心率较小, 改变负载对轴承静平衡位置影响较大。

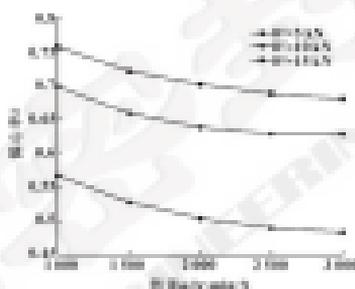


图 10 不同负载下轴承偏心率

Fig. 10 Eccentricity ratio of journal under different load

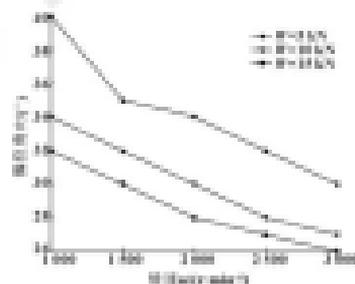


图 11 不同负载下轴承偏位角

Fig. 11 Eccentricity angle of journal under different load

图 12 示出了负载对油膜起始角度的影响, 可以看出, 随着负载的增大, 油膜起始角度逐渐增大, 油膜完整区域逐渐后移, 这是因为负载增大, 油膜受到的挤压力增加, 使得油膜流量增加, 轴承需要补充更多的润滑油来平衡油膜支持负载, 但由于供油量不足, 导致油膜起始角度增大, 即使偏心率有所增加, 所需流量有所减小, 但也只是减缓了油膜起始角度增大的速度。在负载较小时, 改变负载, 对轴承偏心率的影响较大, 使得油膜起始角度变化较大。

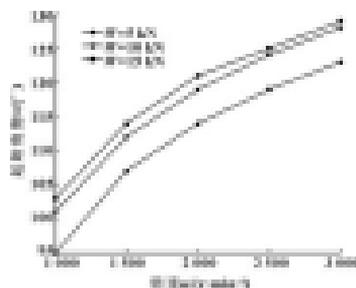


图12 不同负载下油膜起始角变化

Fig.12 Oil film starting angle under different load

图13显示了负载对油膜摩擦功耗的影响,可以看出,随着负载的增加,油膜受到的挤压力增大,当轴颈旋转时,摩擦力增加,导致摩擦功耗迅速增加,负载对油膜摩擦功耗影响随着转速的增加逐渐增大。

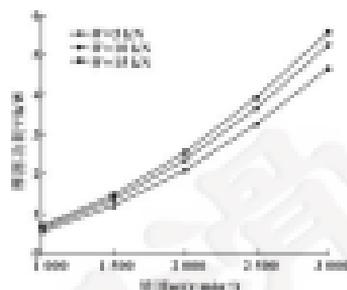


图13 不同负载下油膜摩擦功耗

Fig.13 Oil film friction power under different load

#### 4 结论

建立润滑油膜状态下油膜分布模型,用 ERLSD 算法,基于质量守恒边界条件,采用有限差分法求解模型,研究了在润滑油膜状态下,不同参数对滑动轴承油膜静特性的影响,得出如下结论:

(1) 减小供油流量和增加负载,油膜起始角底部增加,供油流量逐渐加弱,完整油膜区域缩小,轴颈偏心率增加,偏位角减小,轴颈平衡位置逐渐下移。

(2) 增加转速,油膜起始角底部增加,供油流量逐渐加弱,轴颈偏心率减小,偏位角减小,轴颈平衡位置逐渐上移。

(3) 减小供油流量,增加负载和增加转速,油膜摩擦功耗都增加,供油流量和负载对油膜摩擦功耗影响随着转速的增加逐渐增大。

#### 参考文献

- [1] 孙大成. 润滑力学讲义[M]. 北京: 中国石化出版社, 2004.
- [2] TERAKA H. Journal bearing performance under starved lubrication[J]. Tribology International, 2000, 33: 259-264.
- [3] HAYASHI-TSUJII, YOSHIDA H. Multilaminar method for small clear journal bearings with starved lubrication[J]. Journal of Japanese Society of Tribologists, 2000, 51(4): 267-276.
- [4] 张浩, 周占刚, 张顺心. 单-多介质窄间隙边界条件的总环轴承载油膜静特性理论分析[J]. 机械工程学报, 2004, 30(9): 880-887.
- [5] ZHANG H, WU J Q, ZHANG H X, et al. Theoretical investigation on starved lubricating characteristics of the bearing ring bearing based on Johnson-Fisher-Olsson boundary condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(9): 880-887.
- [6] 卓北, 王小华, 张自明. 滚动轴承润滑膜边界条件的比较[J]. 润滑与密封, 2000, 25(8): 3-4.
- [7] HU H, WANG X J, ZHANG Z H. A comparison between two boundary conditions of journal bearings[J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(8): 3-4.
- [8] 周占刚, 周占全, 解永波. 单-多介质 Reynolds 方程求解的动态边界条件研究[J]. 黑龙江电力, 2004, 26(3): 346-349.
- [9] YANG J F, LIU Z H, XIE Y H, et al. A dynamic boundary condition study on using Reynolds equation[J]. Heilongjiang Electric Power, 2004, 26(3): 346-349.
- [10] 尹伟, 王小华, 陈军. 单-多介质润滑分析中的边界条件[J]. 轴承, 2003(12): 76-80.
- [11] YIN W, WANG J H, WU J, et al. Boundary condition in lubrication analysis of journal bearings[J]. Bearing, 2003(12): 76-80.
- [12] 李强, 周永刚, 刘国虎. 计入 JFO 边界条件的滚动轴承性能分析[J]. 机械强度, 2009, 32(2): 270-274.
- [13] LI Q, ZHANG H Y, LIU H L. Analysis of the performance of journal bearing with JFO boundary condition[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 32(2): 270-274.
- [14] ELLEBO H C. A variation algorithm[J]. Journal of Tribology, 1984, 105(3): 380-384.
- [15] WU JIANHONG, HU H W, ZHANG H X, et al. 单-多介质窄间隙边界条件的轴承载油膜静特性分析[J]. 润滑与密封, 2004, 29(12): 10-23.
- [16] WU JIANHONG, HU H, ZHANG H X, et al. A lubrication analysis of a ship stern bearing based on JFO boundary condition[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(12): 10-23.
- [17] 潘晋晋, 卓北, 王小华. 单-多介质窄间隙边界条件的轴承载油膜静特性分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 41-45.
- [18] PAN J J, HU H, WANG X J, et al. The analysis of the performance of dynamically loaded journal bearing with mass conserving boundary condition[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 41-45.
- [19] 屈维钧. 概率论初步[M]. 北京: 清华大学出版社有限公司, 2002.
- [20] 黄子. 测量数据处理方法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.

DOI: 10.3969/j.issn.0273-0891.2017.04.012

## 梯度复合结构对列车车轮力学性能的影响<sup>\*</sup>

张政科 程西云

(汕头大学工学院 广东汕头 515063)

**摘要:**基于列车车轮表面抗磨损的功能要求,制定列车车轮表面为抗磨损功能区,台肩部位与车轮基体间设计合理的梯度复合结构,开展具有梯度复合结构的列车车轮设计方法研究。以 Hertz 接触理论为依据,采用 ANSYS 建立轮轨热-结构耦合模型,分析轮轨接触温度场及其静态接触作用下应力分布,分析梯度复合结构对列车车轮力学性能的影响。结果表明,与无梯度复合结构的车轮相比,梯度复合结构能有效降低车轮表面抗磨区与基体间等效应力突变,改变列车车底应力分布特征,从而防止抗磨区在热-结构耦合作用下脱落。基于文中给定工况下,提出当抗磨区厚度为 1.0 mm 时,列车车轮表面抗磨区与基体间厚度为 2.0 mm,中间层为 8 层时线性梯度复合结构就可有效减缓耦合面上等效应力突变的结论。

**关键词:** 梯度结构; 热-结构耦合; 列车车轮; 结构设计

**中图分类号:** TB112; TB13 **文献标志码:** A **文章编号:** 0273-0891(2017) 04-0012-08

## Influence of Gradient Composite Structure on Mechanical Properties of Railway Wheel

ZHANG Zhengke CHENG Xiyan

(College of Engineering, Shantou University, Shantou Guangdong, 515063, China)

**Abstract:** Based on the functional requirements of the surface of the railway wheel, the surface of railway wheel was defined as an anti-wear functional area, a reasonable gradient composite structure was designed in the joint surface between anti-wear area and substrate. The influence of gradient composite structure on the mechanical properties of the wheel was analyzed. Based on the Hertz contact theory, wheel/rail thermal-structural coupling model was established by using ANSYS, the stress distributions of wheel/rail under temperature load and static contact was analyzed. The results show that compared with the non-graded structure, the gradient composite structure can reduce the equivalent stress mutation in the joint surface between the anti-wear area of wheel and the substrate, and change the characteristics of stress distribution of wheel to prevent the anti-wear area of wheel from falling off under the action of thermal-structural coupling. Based on the specific working conditions in this paper, the conclusion is drawn that when the thickness of anti-wear area is 1.0 mm, the equivalent stresses mutations of the wheel can be effectively reduced by adopting the linear gradient composite structure with thickness of 2.0 mm in the joint surface between anti-wear area and substrate and 8 interlayers.

**Keywords:** gradient structure; thermal-structural coupling; railway wheel; structure design

随着 3D 打印快速成型技术的应用,传统机械制造方式发生了巨大改变,机械制造将从传统对单一材料进行切削加工转变为运用粉末状金属或塑料等可融合材料,通过逐层打印的方式制造零件。制造技术

的这种转变,使得对机械零件不同功能区域选择不同性能的材料来完成相应功能成为可能。这种设计方法使机械零件不同的功能区域有目的地选择具有相应特性的材料,通过材料及其工艺的调整和控制,实现多种材料形成不同材料结构在同一零件上的集成,满足零件不同部位的性能要求。这种基于零件功能和力学性能分析为基础的零件材料-结构设计,将会设计出综合性能更加优异的零件。基于这种设计思想的方法,又称为基于功能区域梯度复合材料-结构设计<sup>[1-3]</sup>。

列车的运行是通过轮轨相互作用产生的牵引和制动靠摩擦来实现的,列车在高速重载运行过程

\* 基金项目:广东省自然科学基金项目(2014A030313079)。  
收稿日期:2016-07-22  
作者简介:张政科(1982-),男,硕士研究生,研究方向为机械设计及理论。E-mail: 13821387336@qq.com  
通信作者:程西云(1966-),男,教授,研究方向为材料表面涂层与表面技术、金属材料表面改性技术及电气控制技术。E-mail: cyxheng@stu.su.edu.cn

中,列车车轮踏面失效问题变得越来越突出,严重影响铁路运输<sup>[1]</sup>。WANG等<sup>[2]</sup>在轮轨表面进行激光磨削,使得轮轨试样硬度大幅度提高,抗磨测力得到改善。其次周等<sup>[3]</sup>利用激光器在列车车轮表面获得Co基合金涂层,试验表明列车车轮表面硬度明显提高,耐磨性得到增强。然而采用单一材料制造加工的列车车轮,难以解决铁路运输中的磨削失效问题。因此,基于列车车轮表面抗磨削的功能要求,在车轮表面抗磨区和基体间设计合适的梯度过渡结构,开展适合列车车轮硬度复合结构的研究,对于提高车轮表面抗磨性能具有重要的意义。

本文作者采用有限元分析软件 ANSYS 建立轮轨踏面-结构耦合模型,分析轮轨接触区温度载荷及静态接触作用下应力分布;基于列车车轮表面抗磨削的功能要求,制定列车车轮表面为抗磨削功能区,研究抗磨削区与车轮基体间不同梯度过渡方式的应力分布及变化,设计出具有梯度复合结构的列车车轮。

## 1 轮轨计算模型

### 1.1 轮轨接触模型

根据 Hertz 接触理论,轮轨间接触问题可以简化为一个圆柱体作用了一个平空间平面上,视为平面应力问题<sup>[4]</sup>。图1给出了简化的二维轮轨接触模型。

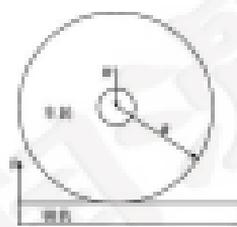


图1 轮轨接触模型

Fig. 1 Wheel-rail contact model

由 Hertz 接触理论可知<sup>[4]</sup>,轮轨接触面上接触压力分布为

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad (1)$$

接触面上最大接触压力  $p_0$  出现在接触面中心,

$$p_0 = \frac{2F}{\pi a} \quad (2)$$

式中:  $F$  为列车车轮横向单位长度的压向作用力,  $F = \frac{1F}{4a}$ ,  $a$  的取值参照文献 [4],  $F$  为轴重;  $R$  为车

轮半径;  $a$  为沿  $x$  轴方向的接触区半轴长,且

$$a = \sqrt{\frac{FR}{\sqrt{K'}}} \quad (3)$$

$$\frac{1}{K'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (4)$$

其中:  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $\nu_1$ 、 $\nu_2$  分别为钢轨和车轮的弹性模量和泊松比。

### 1.2 梯度过渡模型

在 ANSYS 中建立轮轨踏面-结构耦合分析模型,车轮半径为 525 mm,材料为 CL60 钢,钢轨试样长 1 200 mm 宽 120 mm,材料为 U70Mn 钢。图2示出了轮轨有限元网络模型,钢轨左上角位置为坐标原点,对列车车轮施加 200 kN 横向,在车轮中心建立 P164 节点,载荷转换为在 P164 节点上加横向往单位长度的压向作用力  $F$ ,通过它来控制车轮的边沿,对钢轨的每端施加约束,轮轨参考温度为室温 (20 °C),对轮轨整体施加 70 °C 温度载荷,采用直接耦合法来求解轮轨的接触问题,接触单元采用增强型接触单元计算,将单元函数进行一系列修正迭代,为使模型的计算收敛了精确解,对靠近接触面的特定区域网格细化。

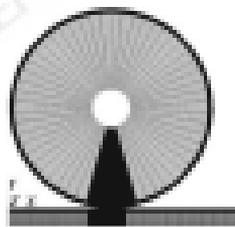


图2 轮轨有限元模型

Fig. 2 Finite element model of wheel-rail

表1、2给出了不同温度下 CL60 钢和 U70Mn 钢材料性能参数<sup>[5-7]</sup>。

表1 CL60 钢的性能参数

Table 1 The property parameters of CL60 steel

| 温度<br>$t/^\circ\text{C}$ | 弹性模量<br>$E_1/\text{GPa}$ | 泊松比<br>$\nu_1$ | 线膨胀系数<br>$\alpha_1/^\circ\text{C}^{-1}$ | 密度 $\rho_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ |
|--------------------------|--------------------------|----------------|---|---|
| 20                       | 212                      | 0.284          | $9.6\times 10^{-6}$                     | 7 850                                     |
| 100                      | 209                      | 0.288          | $11.9\times 10^{-6}$                    | 7 850                                     |

表2 U71Mn钢的性能参数

Table 2 The property parameters of U71Mn steel

| 温度<br>$t/^\circ\text{C}$ | 弹性模量<br>$E_0/\text{GPa}$ | 泊松比<br>$\nu_0$ | 屈服强度<br>$\sigma_s/\text{MPa}$ | 密度<br>$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ |
|--------------------------|--------------------------|----------------|-------------------------------|--|
| 20                       | 210                      | 0.3            | $11.8\times 10^6$             | 7 800                                      |
| 100                      | 208                      | 0.302          | $12.3\times 10^6$             | 7 800                                      |

## 2 梯度复合结构设计

### 2.1 梯度渐变层分布形式

图3为列车车轮向轮缘区梯度渐变示意图。车轮表面轮缘区的材料选取强度高、耐磨性良好, 具有很高化学稳定性的陶瓷类。列车车轮表面轮缘区与基体间梯度复合材料的组成成分随车轮厚度方向呈现一维连续分布。梯度复合材料组成成分随厚度分布采用 TAKASHIMA 等<sup>[11]</sup>提出的幂函数形式渐变, 陶瓷类随列车车轮厚度方向上分布为:  $F(x) = (x/d)^p$ , 其中  $F(x)$  为陶瓷类在梯度渐变层中的体积分数,  $d$  为沿车轮厚度方向梯度渐变层厚度,  $K_0$  为梯度渐变层的总厚度,  $p$  为成分分布指数。通过改变  $p$  值的大小, 可以改变梯度结构中陶瓷类分布。

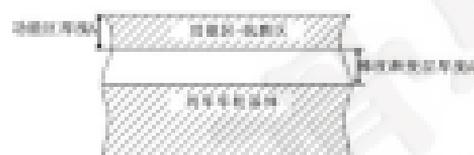


图3 列车车轮向轮缘区梯度渐变示意图

Fig. 3 The lineal group gradient schematic drawing of railway wheel

### 2.2 梯度复合材料属性描述

列车车轮表面陶瓷类与基体间梯度复合材料的物理力学性能的描述, 决定了计算的精确性。梯度复合材料的性能参数均采用 TAKASHIMA 等<sup>[11]</sup>提出的混合定律及推导得到。梯度渐变层中复合材料的弹性模量为

$$E = \left[ E_1 E_2 \frac{\eta + E_1}{\eta + E_2} + E_1 E_1 \right] \cdot \left[ E_1 \frac{\eta + E_2}{\eta + E_1} + E_2 \right]^{-1} \quad (5)$$

式中:  $E_1$ 、 $E_2$  分别为陶瓷类和 CL60 钢的弹性模量;  $V_1$ 、 $V_2$  分别为复合材料中陶瓷类和 CL60 钢的体积分数,  $\eta$  一般取 4.5 GPa, 关于  $\eta$  的取值可参阅文献 [12]。

复合材料的泊松比  $\nu$  按下式计算:

$$\nu = \frac{E_1 \nu_1 + E_2 \nu_2}{E} \quad (6)$$

式中:  $\nu_1$ 、 $\nu_2$  分别为陶瓷类和 CL60 钢的泊松比。

复合材料的线膨胀系数  $\alpha$  按下式计算:

$$\alpha = (\alpha_1 E_1 E_2 + \alpha_2 E_2 E_1) \cdot (E_1 E_2 + E_1 E_1)^{-1} \quad (7)$$

式中:  $K = \frac{E}{2(1-\nu)}$ ;  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  分别为陶瓷类和 CL60 钢的线膨胀系数。

表3给出了不同温度下陶瓷类材料的性能参数<sup>[13]</sup>。

表3 TiC 的性能参数

Table 3 The property parameters of TiC

| 温度<br>$t/^\circ\text{C}$ | 弹性模量<br>$E_0/\text{GPa}$ | 泊松比<br>$\nu_0$ | 屈服强度<br>$\sigma_s/\text{MPa}$ | 密度<br>$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ |
|--------------------------|--------------------------|----------------|-------------------------------|--|
| 20                       | 320                      | 0.194          | $7.4\times 10^6$              | 4 940                                      |
| 100                      | 320                      | 0.194          | $7.76\times 10^6$             | 4 940                                      |

### 2.3 梯度复合结构设计原则

在设计列车车轮表面陶瓷类与基体间梯度复合结构时, 以最大等效应力不发生在梯度渐变层内部及梯度渐变层与列车车轮基体结合面间, 等效应力变化平缓, 最大程度减小结合面间等效应力突变为设计准则, 从而得到梯度复合结构的理论最优模型。

## 3 计算结果与讨论

### 3.1 ANSYS 接触算法的收敛验证

轮轨在静态接触状态下, 模拟 21 t 轴质量, 车轮轮轨接触面宽度  $b = 6.25 \text{ mm}^2$ 。根据 Hertz 接触理论, 由式 (2)、(3)、(4) 计算出  $a = 8.5 \text{ mm}$ ,  $p_0 = 945 \text{ MPa}$ 。由 ANSYS 接触算法计算的接触区半轴长  $a = 8.8 \text{ mm}$ , 最大接触压力  $p_0 = 902 \text{ MPa}$ 。2 种方法得到的接触压力分布如图 4 所示, 可以看出, ANSYS 接触算法与赫兹接触理论得到的结果很吻合, 验证了采用 ANSYS 接触算法是可行的。

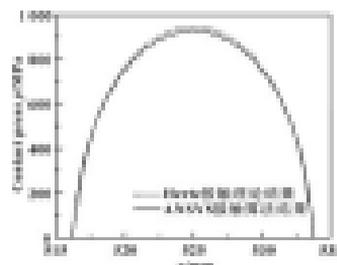


图4 ANSYS 接触算法与赫兹接触理论计算结果对比

Fig. 4 Comparison of the results by ANSYS contact algorithm and Hertz contact theory

### 3.2 有无梯度层厚度对等效应力对比

为了研究列车车轮表面磨耗, 规定车轮表面为机磨削功能区, 机磨区太薄满足不了车轮耐磨削的功能要求, 太厚会增加功能区制造成本。结合现有列车运行情况及其机磨削试验研究结果<sup>[24]</sup>, 规定车轮表面厚度 1 mm 区域为机磨区能满足车轮机磨削功能要求, 机磨区离车轮中心分布。

对车轮表面机磨区厚度  $A_1 = 1$  mm, 机磨区与列车车轮基体间无梯度层交层及有  $A_2 = 2$  mm 线性梯度层交层的 2 种试样, 分别考虑车基-结构耦合作用下, 列车车轮沿  $x$  轴方向对称轴上的等效应力分布, 结果如图 5 所示。可以看出, 无梯度层交层时, 机磨区同列车轮基体结合面间存在较大等效应力突变, 等效应力值从 342 MPa 增加到 348 MPa, 应力突变率达到 40%。而在机磨区与列车车轮基体间设计梯度层交层后, 应力值变化平缓, 大大降低了机磨区界面处等效应力突变。在机磨区与列车车轮基体间设计梯度层交层能有效改善等效应力突变, 提高机磨区与列车车轮基体综合性能。梯度层交层如何设计, 梯度层交层的厚度及结构形式对列车车轮应力分布的影响, 还需要进行设计分析与讨论。

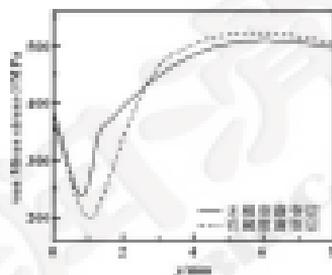


图 5 有无梯度层交层时对对称轴上等效力对比

Fig. 5 Comparison of equivalent stress on the symmetric axis of the wheel with and without gradient layer

### 3.3 梯度层交层结构形式对等效应力影响

图 6 示出了机磨区厚度  $A_1 = 1$  mm, 梯度层交层厚度  $A_2 = 2$  mm, 是铁基-结构耦合作用下, 梯度层交层结构形式对车轮沿  $x$  轴方向对称轴上等效力分布的影响。可以看出, 梯度层交层结构形式对机磨区表面等效应力为基本无影响, 但对梯度层交层与机磨区及列车车轮基体结合面间的等效应力有一定影响。

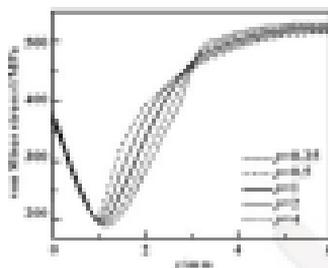


图 6 梯度层交层结构形式对对称轴上等效力影响  
Fig. 6 Effect of gradient layer structure form on equivalent stress on the symmetric axis of the wheel

图 7 示出了梯度层结构形式对梯度层交层结合面间应力突变的影响, 当体积分数系数  $p$  由 0.15 向 0.4 变化时, 机磨区与梯度层交层结合面间等效应力突变逐渐增加约 60 MPa, 而梯度层交层与列车车轮基体结合面间等效应力突变由最初的 45 MPa 逐渐减小。梯度层交层设计目的在于使机磨区不通过磨削列车车轮基体, 是最大程度减小结合面间的等效应力突变。比较梯度层交层中梯度层厚度方向上体积分数的几种结构形式, 采用线性梯度结构单结构形式  $p = 0$  时, 等效应力变化平缓, 可以有效减小梯度层交层与机磨区及列车车轮基体结合面间的等效应力突变。

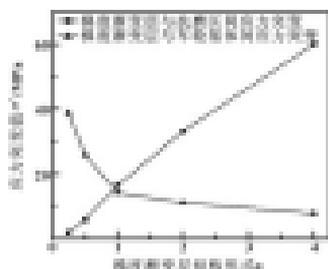


图 7 梯度层结构形式对梯度层交层结合面间应力突变影响  
Fig. 7 Effect of gradient layer structure form on the stress mutation of the joint surface between the gradient layers

### 3.4 梯度层交层厚度对等效应力影响

图 8 示出了机磨区厚度  $A_1 = 1$  mm, 梯度层交层采用线性梯度结构, 是铁基-结构耦合作用下, 梯度层交层厚度对车轮沿  $x$  轴方向对称轴上等效力分布的影响。可以看出, 随着梯度层交层厚度增加, 机磨区表面及机磨区与梯度层交层结合面间等效应力基本无

影响。但对梯度渐变层与列车车轮基体结合面间应力, 车轮最大等效应力发生位置有一定影响。

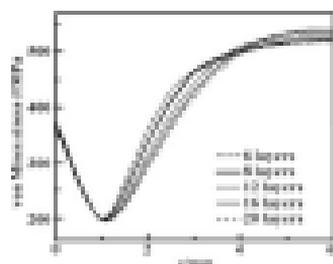


图 8 梯度渐变层层数对车轮对称轴上等效力影响

Fig. 8 Effect of gradient layer number on equivalent stress on the symmetric axis of the wheel

图 9 示出了渐变层层数对梯度渐变层与列车车轮基体间应力的影响。梯度渐变层层数增加引起梯度渐变层与列车车轮基体结合面间等效应力增加, 但是梯度渐变层与列车车轮基体结合面间应力为尖峰应力减小趋势。当梯度渐变层层数增加到 14 层时, 最大等效应力发生在梯度渐变层与列车车轮基体结合面。进一步增加到 20 层, 最大等效应力发生在梯度渐变层内。这表明渐变层层数过多使得渐变层层间和梯度渐变层与列车车轮基体结合面间等效应力过高, 成为列车车轮最易发生应力集中, 出现接触疲劳失效的区域。这与设计准则相违背。当梯度渐变层层数为 4 层时, 可以有效减小梯度渐变层与列车车轮基体结合面间应力为尖峰, 同时梯度渐变层与列车车轮基体结合面间应力不至于过大, 最大等效应力发生在列车车轮基部, 满足设计要求。

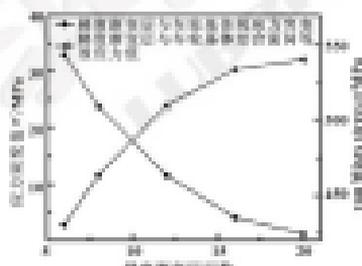


图 9 渐变层层数对梯度渐变层与车轮基体间应力影响

Fig. 9 Effect of gradient layer number on the stress of the joint surface between the gradient layer and wheel substrate

### 3.5 梯度渐变层厚度对力学性能影响

图 10 示出了机磨区厚度  $\delta = 1 \text{ mm}$ , 梯度渐变层

采用层数为 4 层的线性梯度结构, 在热-结构耦合态下, 梯度渐变层厚度对车轮的, 轴方向对称轴上等效力分布的影响。可以看出, 梯度渐变层厚度增加, 列车车轮的最大等效应力逐渐增大, 机磨区表面及机磨区与梯度渐变层结合面间等效应力基本无影响, 但对梯度渐变层与车轮基体结合面间应力, 车轮最大等效应力发生位置有影响。

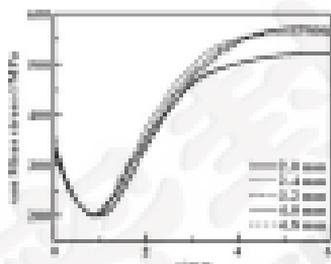


图 10 梯度渐变层厚度对车轮对称轴上等效力影响

Fig. 10 Effect of gradient layer thickness on equivalent stress on the symmetric axis of the wheel

图 11 示出了渐变层厚度对梯度渐变层与列车车轮基体间应力的影响。随着梯度渐变层厚度增加, 梯度渐变层与列车车轮基体结合面间等效应力增加, 当梯度渐变层厚度为 4 mm 时, 最大等效应力发生在梯度渐变层与列车车轮基体结合面间。厚度继续增加至 4.8 mm 时, 最大等效应力发生在梯度渐变层内。这表明梯度渐变层厚度过厚将使得渐变层层间和渐变层与列车车轮基体结合面间等效应力过高, 成为最易发生应力集中, 出现接触疲劳失效的区域, 不满足设计准则要求。因此当梯度渐变层厚度为 2 mm 时, 梯度渐变层与列车车轮基体结合面间应力为最小, 最大等效应力发生在列车车轮基部, 满足设计要求。

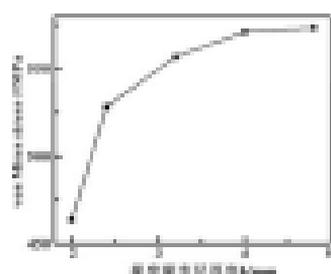


图 11 渐变层厚度对梯度渐变层与车轮基体间应力影响

Fig. 11 Effect of gradient layer thickness on the stress of the joint surface between the gradient layer and wheel substrate

### 3.6 讨论

在研究的热-热-结构耦合模型中,假定列车车轮表面厚度 $1\text{ mm}$ 区域为机磨区,理论分析表明,采用厚度为 $2\text{ mm}$ ,中间层为8层的线性梯度复合结构,能够有效降低由于热-结构耦合作用引起列车车轮表面机磨区与基体间等效应力突变,提高机磨区与基体间结合性能,这种防止机磨区的脱落是有利的,进一步理论分析还表明,适当增加或减小机磨区的厚度,机磨区与基体间等效应力变化不明显,对于列车车轮表面制备厚度在 $0.7\sim 1.2\text{ mm}$ 的机磨区,采用上述理论可行,文中列车车轮梯度复合结构设计是基于特定工况下进行的,功能层与梯度渐变层围绕车轮中心沿车轮厚度方向呈层状分布,假定梯度渐变层间不存在滑动,各层之间结合强度要大于机磨区滑动。

### 4 结论

- (1) 梯度复合结构能有效降低因热-结构耦合作用引起列车车轮表面机磨区与基体间等效应力突变。
- (2) 在文中特定工况下,当列车车轮表面机磨区厚度为 $1\text{ mm}$ 时,机磨区与基体间设计厚度为 $2\text{ mm}$ ,中间层为8层的线性梯度复合结构就能大幅度降低机磨区与基体结合面间的等效应力突变,应力突变下降40%以上,制备厚度在 $0.7\sim 1.2\text{ mm}$ 的机磨区,机磨区与基体间设计厚度为 $2\text{ mm}$ ,中间层为8层的线性梯度复合结构的同样可以降低因热-结构耦合作用引起列车车轮表面机磨区与基体间等效应力突变。

#### 参考文献

- [1] 程西云,孙俊,肖俊.车轴磨蚀对固定副轮对动载荷冲击性能影响的实验研究[J].机械工程学报,2024,50(10):87-94.  
CHENG X Y, SUN J, XIAO J. Experiment study of influence of gradient structure on the loading strength and impact resistance of Ni/Si ceramic coatings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 50(10): 87-94.
- [2] 程西云,孙俊,肖俊.梯度结构对动载荷冲击性能影响的实验研究[J].机械工程学报,2022,48(2):124-130.  
CHENG X Y, SUN J, XIAO J. Study of influence of gradient structure on the impact resistance of Ni/Si ceramic coatings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 48(2): 124-130.
- [3] 王栋,王磊,孙俊,等.车轴磨蚀动载荷热-热分析[J].机械设计,2021,26(4):10-15.

- WANG W, WANG C T, CHEN J, et al. Analysis of wheel-rail friction heating during wheel sliding[J]. Journal of Machine Design, 2021, 28(1): 50-55.
- [4] WANG W, JIU J, CHEN J, et al. Effect of laser cladding on wear and damage behavior of heavy-load wheel-rail materials[J]. Wear, 2024, 511(1-2): 105-120.
- [5] 袁大明,王戈敏,胡吉华,等.重载工况下车轮磨蚀对轮轨磨痕与接触性能影响[J].功能材料,2024,45(9): 9039-9047.  
YUAN D M, WANG W, JIU J, et al. Effect of wheel cladding on wear and damage property of wheel-rail under heavy-load condition[J]. Journal of Functional Materials, 2024, 45(9): 9039-9047.
- [6] 孙学博,肖俊.轮轨摩擦学[M].北京:中国铁道出版社,2024.
- [7] JOHNSON K L. Contact mechanics[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [8] 曹世强,李博,艾良华,等.基于 ANSYS 的轮轨接触应力分析[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2023,52(4): 175-178.  
CAO S Q, LI X, WEN L H, et al. Fatigue analysis of wheel-rail contact based on ANSYS[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University(Natural Science), 2023, 52(4): 175-178.
- [9] 曹世强,孙志远.机械工程材料性能数据手册[M].北京:机械工业出版社,2024.
- [10] YAMAMOTO K, ITOHARA T, MIYOSHI M. Space application of advanced structure materials[J]. IOP Conf. Ser., 1999, 97-100.
- [11] TIBBETTS I, TORRETTA V, HUGHES M. Strength and ductility of Fe-Ni-C alloys composed of austenite and martensite with various strength[C]//Proceedings of Third International Conference on Strength of Metals and Alloys, Cambridge, London, 1973, 611-645.
- [12] WILLIAMSON K L, RABIN B H, DODDLE J T. Finite element analysis of thermal residual stresses in graded ceramic-metal interfaces. Part 1: model description and geometrical effects[J]. Journal of Applied Physics, 1993, 74(2): 1100-1120.
- [13] 张宇红,李亚明,孙志才,等.Fe-Ni 基功能梯度材料热膨胀力学有限元分析[J].复合材料学报,2024,43(4): 87-92.  
ZHANG Y H, LI Y M, SUN J C, et al. Coupling gradient analysis of Fe-Ni PZT using finite element method[J]. Acta Material Composite Sinica, 2024, 43(4): 87-92.
- [14] 孙博,曹世强.动车车轮磨痕磨痕及其改善性能研究[D].杭州:浙江理工大学,2023.

## 中科院合肥研究院在石墨烯填充导热复合材料研究方面取得进展

中国科学院合肥物质科学研究院先进制造技术研究所研究员王巍杰课题组与向博少量石墨烯与聚二甲亚砜(DMSO)混合,从提高其 DMSO 导热性能的研究思路,并与安徽桐城分中心方军课题组合作,由 10 个课题组及各自制备的各向异性的石墨烯-PMMA 复合材料,研究结果表明,在石墨烯含量充分为 1% 的情况下,各向异性石墨烯-PMMA 的导热率比 PMMA 材料高出 170%。并且,在如此低的石墨烯填充量下,PMMA 可以保持其良好的柔韧性和生物相容性。该研究成果在强磁场下使石墨烯发生取向形成各向异性化结构的方法,可以有效地提升复合材料的导热率,具有良好的应用前景。

DOI: 10.3969/j.issn.0271-9196.2017.04.013

## 零卷吸条件下滚子摩擦副弹流特性的实验研究<sup>\*</sup>

卓成林<sup>1</sup> 丁建宁<sup>1</sup> 吴朝阳<sup>1</sup> 柏冬梅<sup>1</sup> 华同耀<sup>2</sup>

(1. 常州大学机械工程学院 江苏常州 213164; 2. 常州光洋轴承股份有限公司 江苏常州 213064)

收稿日期: 2016-12-28

**摘要:**采用线接触光学膜流实验装置,在零卷吸工况下研究滚子在零卷吸速度条件下的弹流特性,探讨不同周期同一载荷下滚子摩擦副光学卷吸速度对油膜厚度的变化情况,以及载荷对零卷吸速度下滚子弹流特性的影响。结果表明:在滚子转速近零卷吸速度时,弹流效应起主导作用,油膜被挤出接触区内,形成凹坑,并且该凹坑油膜较为稠密;在往复运动工况下,滚子周期性地运动次数影响零卷吸速度对滚子的油膜厚度,在启动瞬间滚子中间的油膜厚度最小,随着运动次数的增加,滚子中间的油膜厚度逐渐增加,多次启动后,油膜将达到相对稳定的厚度;载荷对滚子零卷吸速度下的弹流特性影响较大,随载荷的增大接触区增大,滚子端部最小油膜厚度减小,滚子端部边缘效应增大。

**关键词:**弹流理论;零卷吸速度;滚子

**中图分类号:** TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0271-9196(2017)04-0013-04

## Experimental Study on Zero-entrainment Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Friction Pairs

SHAN Chengdong<sup>1</sup> DING Jianning<sup>1</sup> WU Chaoyang<sup>1</sup> BAI Dongmei<sup>1</sup> HUA Tongyao<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou Jiangsu 213164, China;

2. Changzhou Guangyang Bearing Co., Ltd., Changzhou Jiangsu 213064, China)

**Abstract:** The characteristics of zero-entrainment elastohydrodynamic lubrication of roller friction pairs were studied under the using conditions on the optical line contact EHL experimental device. The variation of film thickness of roller at the zero-entrainment was investigated under the same load in different cycle, and the influence of load on the characteristics of zero-entrainment elastohydrodynamic lubrication of roller was analyzed. The results show that when the roller speed is close to zero-entrainment, the extrusion effect plays a dominant role, the oil film is sucked within the contact area to form depression, and the oil film is thinner. In the reciprocating motion, the number of roller periodic motion influences the oil film thickness of roller at the zero-entrainment, the oil film thickness in the middle of the roller is minimum at the start moment of roller, and it is increased gradually with the increasing of the using frequency, and then reaches a relatively stable state after using for many times. Load has a large influence on the EHL characteristics of roller at the zero-entrainment, with the increasing of load, the contact area is increased, the minimum film thickness in the roller end is decreased, and the edge effect of roller end is increased.

**Keywords:** elastohydrodynamic lubrication; zero-entrainment; roller

在弹流润滑的研究中,自1967年GERRARD和CAMERON<sup>[1]</sup>第一次用光学干涉法发现了点接触弹流的马氏形状至今,对于点接触下的弹流润滑特性的实验和理论研究都已比较完善。相比较而言,线接触下弹

流润滑特性的研究还较为缓慢。1974年WIMER和CAMERON<sup>[2]</sup>利用光学干涉法,并采用弹性局部加载技术,研究了不同载荷和速度下两接触滚子和表面有划痕的滚子的弹流特性。随着近年来高速重载轴承越来越广泛的应用,对有限长线接触的研究<sup>[3-5]</sup>又开始受到研究人员关注。理论研究方面,徐义等人<sup>[6]</sup>运用改进的数值方法求得了与实验结果相符的等面有限长直导线滚子的弹流数值解。与无限长线接触弹流率相比,揭示了润滑状态下滚子摩擦副的边缘效应和端部对油膜分布的影响。谢晓玲等<sup>[7]</sup>运用Reefrying理论,求得了零卷吸工况点接触弹流润滑的完全数值解,分析了凹后深度随表面速度的变化规律,同时

**\* 基金项目:** 江苏省自然科学基金联合基金项目(812010271-02); 江苏省自然科学基金项目(8K2011250)。

**收稿日期:** 2016-12-28

**作者简介:** 卓成林(1981—),男,硕士研究生,研究方向为润滑理论、实验测试技术。E-mail: 87097602@qq.com

**通信作者:** 丁建宁(1964—),男,博士,教授,主要研究方向为微/纳制造与测试技术、纳米摩擦学以及纳米表面工程。E-mail: dingj@cczu.edu.cn

刘刚和程野等<sup>[1]</sup>应用多普勒测速技术和扫描摄像, 获得了零卷吸条件下有限长线接触弹流润滑问题的完全数值解, 揭示了油膜的局部增厚的现象, 刘刚等<sup>[2]</sup>建立起有限长线接触两球滚了半个周期的弹流润滑模型, 选用 Reynolds 方程和 Power-Law 流体进行相关弹流润滑分析。

由于干摩擦中常用透明材料, 透明材料高载荷工况下易断裂的特性导致线接触的实验研究落后于理论研究, 尤其是接近实际工况的实验研究, 李刚等<sup>[3]</sup>在线接触的实验研究方向, 突破性地将载荷提高到了超过 2 000 N, 实现了线接触下重载工况的实验研究, 纪小磊等<sup>[4]</sup>采用多光干涉技术观察往复运动条件下两球接触的状态及弹流特性, 研究载荷和频率对往复运动弹流润滑膜的影响。

轴承滚子在机器启动和停止的瞬间会出现滚子零卷吸速度的状态, 容易造成滚子损坏, 为了研究滚子零卷吸速度对弹流特性的影响, 本文重点在线接触光弹流实验装置<sup>[5]</sup>上, 用曲柄机构的单侧驱动单根滚轴的启动, 当曲柄运动至最高点和最低点时, 即很快改变运动方向时, 滚子的卷吸速度将瞬时变为 0, 因此在一个周期中必定有个零卷吸速度时刻, 可用于研究滚子零卷吸速度下的弹流特性。

## 1 实验部分

### 1.1 实验装置

实验装置是基于光干涉原理设计的一种曲柄机构, 图 1 为实验装置图, 其工作原理参见文献[14], 滚轴用的量块就是 M20H1603BC 型高精度透纹变型半高透明量块, 使用光干涉光源同轴照明, 工作距离为 42 mm, 变倍主体透纹变倍范围为 2.0~6.5 倍, 试验光源为冷光源, 前增加上 4 个半窄带光纤, 中心波长为 600 nm。



图 1 实验装置

Fig. 1 Experimental rig

### 1.2 实验条件

实验在室温 20 °C (±0.1 °C), 富油润滑条件下进行, 采用型号为牌 PM100 稠滑油, 其在 20 °C 时的密度为 885.0 kg/m<sup>3</sup>, 动力粘度 (20 °C) 为 0.173 Pa·s, 黏稠率为 1.467, 试验滚子的直径为 40 mm, 全长 10.5 mm, 端部有滚珠, 滚子的表面粗糙度  $R_a$  为 0.032 μm。

## 2 实验结果及分析

### 2.1 同一滚子下的弹流润滑特征

选取滚子在中等载荷滚动工况下, 在启动瞬间的 4 个周期内, 滚子运动至同一位置时的 4 次零卷吸速度时刻, 研究其油膜变化规律, 如图 2 所示, 在每个周期中选取 3 个时刻, 分别为零卷吸速度时刻 (即  $t = 0.2$ ), 零卷吸速度前 1/8 周期时刻 (即  $t = 5E/8$ ) 以及零卷吸速度后 1/8 周期时刻 (即  $t = 5E/8$ ), 分析 3 个时刻的光干涉油膜形状图像, 图 3 给出了 4 个周期的 3 个时刻的光干涉油膜形状图像, 滚子承受的恒定载荷为 495 N, 最大卷吸速度为 0.11 m/s, 运动周期  $T$  约为 120 ms。



图 2 滚子卷吸速度变化

Fig. 2 Variation of roll speed

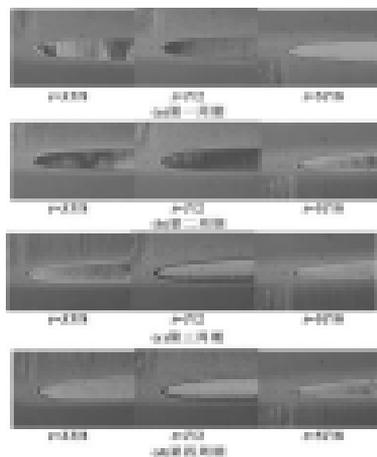


图 3 每个周期油膜形状干涉图 (495 N)

Fig. 3 Interference patterns of film shape for each cycle (495 N)

比较图 3 中各个周期的油膜形成状况可知, 第一周期油膜第二周期干涉带中部接触区域颜色明显变深变暗, 第三周期和第四周期干涉带中部接触区域又变得明亮, 除了中部接触区域的颜色明暗变化表明油膜厚度有所变化。

为了更为清楚地了解各个时期的油膜厚度变化情况, 绘制了各个周期滚子中部位置的油膜厚度变化曲线, 如图 4 所示。

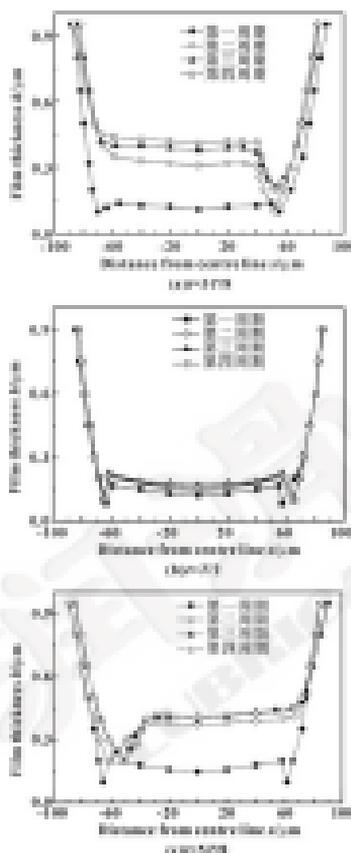


图 4 摆动工况下油膜厚度变化 (400 N)

Fig. 4. Variation of film thickness under oscillating (400 N)

在不同的卷吸速度下, 润滑的形成方式分别由基团效应和动压效应来决定, 在低速工况时, 动压效应较弱, 基团效应成为了主要的成膜方式, 所以在卷吸速度时 ( $\alpha=3/2$ ), 基团效应起主导作用, 因此油膜

被封在接触区内, 形成凹腔, 并且该处油膜较为稀薄, 从油膜厚度对比图 4 (a) 中也可以看出, 凹腔处的油膜厚度减小, 图 4 (a) 显示, 在起始时间, 即第一周期的卷吸速度时, 中部接触区域油膜厚度最小, 说明此时润滑油未能充分地润湿滚子, 而当滚子开始运动, 第二周期再次达到卷吸速度时, 中部接触区的油膜厚度明显比起始时增加, 而后, 当滚子第三周期第四周期内达到相应位置的卷吸速度时, 油膜厚度曲线基本重合, 其油膜厚度变化已经不明显, 说明此时滚子中部区域的油膜厚度已基本保持稳定。

另一方面, 在滚子边缘处, 各周期的油膜厚度曲线基本重合, 说明摆动次数对卷吸速度时滚子边缘处的油膜厚度影响不大, 其主要影响表现在滚子中部接触区域。

实验表明, 在往复运动工况下, 除了周期性运动的次数对卷吸速度时油膜滚子的油膜厚度更有影响的, 该影响主要表现在滚子初始运动的几个周期内, 起始时, 滚子中部的油膜厚度最小, 随着摆动次数的增加, 滚子中部的油膜厚度也是逐渐增加, 经过多次周期性摆动后, 其中部接触区的油膜厚度将不再增加, 而达到一个相对稳定的状态, 这个实验证实了在实际工作情况下, 轴承滚子在启动时润滑较差, 此时的润滑剂对滚子的润湿不充分, 未能达到良好的润滑状态, 当滚子运动一段时间, 滚子与齿道之间得到充分润湿后, 其受摩擦磨损的程度也相应减小, 这也为后续的研究提供了重要的实验依据。

### 2.1 不同载荷下的转速润滑特性

为了研究载荷对卷吸速度情况下轴承滚子润滑特性的影响, 在相同的实验条件下, 仅改变载荷, 对同一对滚子进行了 3 组不同载荷作用下的磨痕实验, 实验的总载荷量  $F$  分别 495, 1 468, 2 452 N; 相应的最大接触应力  $p_H$  分别为 0.42, 0.76, 0.92 GPa, 其油膜形成图像如图 5 所示。



图 5 卷吸速度时不同载荷作用下的油膜形成图

Fig. 5. Variation of film shape under different loads at one entrainment speed

图 5 所示的不同载荷作用下的轴承滚子油膜形成图像, 均为滚子启动正常运动一段时间后且中部油膜厚度已基本达到稳定后的卷吸速度时的图像, 可以

看出载荷的增大使得滚子的接触宽度变大,接触区域面积也随之变大,尤其在滚子的中部,随着压力的增大,中部接触区逐渐变得不明显,表明滚子边缘效应增强,压力增大效果越明显。

为了更明确载荷对零卷吸速度时滚子润滑特性的影响,分别从滚子中部位置和滚子端部轴向对其进行研究,图4给出了不同载荷条件下滚子中部轴向和滚子端部轴向的膜厚。

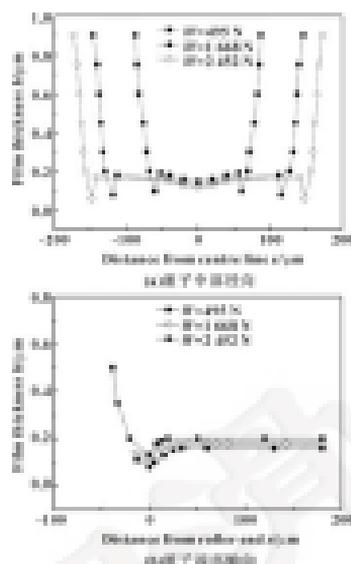


图4 零卷吸速度时不同载荷作用下滚子膜厚

Fig. 4 Variation of film thickness under different loads at zero roller rotation speed: (a) axial film thickness in the middle of roller; (b) axial film thickness in roller end

从图6(a)中可以看出,载荷的增大使得滚子接触区域的宽度明显增大,由挤压效应造成的油膜凹陷逐渐随着压力的增加而向外移动,中部接触区的油膜厚度有微小变化,并未随载荷的增大而受较大影响,随着载荷的增大,中部接触区域的面积也随之增大,因此油膜厚度变化不明显,而在滚子的端部,图6(b)中显示出在载荷较小时,端部润滑效果较差,端部油膜厚度较大,而在重载荷作用下滚子端部最小油膜厚度变小,因此过大的载荷使得滚子端部产生了严重的边缘效应,边缘效应的产生是滚子磨损加剧的重要原因之一。

滚子的结构实验,接近于静态实验,而滚动工况是一个不稳定的工作状态,为了研究整个滚动工况中轴承滚子的润滑特性,开展对轴承滚子动态实验的研究必不可少。

## 2 结论

(1) 在滚子转速为零卷吸速度时,挤压效应起主导作用,油膜被挤在接触区内,形成凹坑,并且此处油膜较为稀薄,在往复运动工况下,滚子周期性运动的次数对零卷吸速度时轴衬滚子的油膜厚度是有影响的,该影响主要表现在滚子初始运动的几个周期内,启动时,滚子中部的油膜厚度最小,随着运动次数的增加,滚子中部的油膜厚度也是增加,经过多次周期性运动后,其油膜将达到相对稳定的程度。

(2) 卷吸速度为零时的线接触摩擦实验类似于滚子的摩擦实验,对于对称凸滚子,滚子端部的接触区宽度要比中部大;然而动态实验表明,重载荷时,滚子端部的油膜厚度比其中部的小,实际上比滚子在出口区的油膜厚度还要小,因此,对于凸滚子的设计,应该在往复运动状态下进行。

## 参考文献

- [1] GONIAS H, CAMBERN A. The mapping of elastohydrodynamic contacts [J]. *ASLE Transactions*, 1967, 80(2): 217-226.
- [2] WYMER D C, CAMBERN A. Elastohydrodynamic lubrication of a line contact [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1975, 180: 221-235.
- [3] NEWBY A, GONIAS H. Elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1993, 16: 598-606.
- [4] 陈介华, 江久根, 张树军. 对数螺线面接触滚子的弹流润滑分析 [J]. *机械工程学报*, 2011, 47(19): 143-148.
- [5] CHEN J H, JIANG J C, ZHANG S Y. Elastohydrodynamic lubrication of tapered rollers with logarithmic profile [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(19): 143-148.
- [6] 刘俊峰. 轴颈-滚子副温度对润滑特性的影响 [J]. *机械工程学报*, 2011, 47(7): 127-132.
- [7] LIU X L, YANG P H. Influence of roller gear temperature on lubricating behavior [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(7): 123-127.
- [8] 孙海洋, 陈俊峰, 刘俊峰. Lundberg 对数滚子的弹流润滑特性及其几何量的修正 [J]. *摩擦学学报*, 2008, 28(1): 68-72.
- [9] SUN H Y, CHEN S Y, LIU C H. Study on thermal EHL performance of Lundberg profile rollers and the modification of its running value [J]. *Tribology*, 2008, 28(1): 68-72.
- [10] NISHIMIZU M, GIERHART R. Edge contact effect on thermal elastohydrodynamic lubrication of finite contact lines [J]. *Tribology International*, 2014, 71: 80-86.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6538.2017.04.014

## 考虑气穴影响的径向滑动轴承性能研究

吴超<sup>1</sup> 李蒙蒙<sup>1</sup> 马明飞<sup>1</sup> 巩晓娟<sup>1</sup> 吴允<sup>1</sup> 尹雪梅<sup>2</sup>

(1. 郑州轻工业学院机电工程学院 河南郑州 450002; 2. 郑州轻工业学院软件学院 河南郑州 450002;  
3. 郑州轻工业学院能源与动力工程学院 河南郑州 450002)

**摘要:**建立计入气穴影响的径向滑动轴承的数学模型,以转速、偏心率 and 长径比为变量,利用 FLUENT 软件对径向滑动轴承进行仿真,分析油膜的承载力、偏位角、离心阻力和温度随气穴位置、计算效率变化,随转速、偏心率 and 长径比的增加,轴承最大压力、承载力、最高温度、气腔体积分数和离心阻力增大,而偏位角减少,气穴起始位置随偏心率的增大而前移,这在实验中调整气穴位置提供参考;偏心率对油膜最大压力的影响大于转速,偏心率越大,油膜最大压力越大;气穴对轴承油膜承载性能有很大影响,结合实验中的油膜破裂现象,认为考虑气穴更为符合实际情况。

**关键词:** 径向滑动轴承; 气穴; 偏心率; 长径比

**中图分类号:** TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6538(2017) 04-0014-04

## Effect of Cavitation on Journal Sliding Bearing Performances

WU Chao<sup>1</sup> LI Mengmeng<sup>1</sup> MA Mingfei<sup>1</sup> GONG Xiaojuan<sup>1</sup> WU Yun<sup>1</sup> YIN Xuemei<sup>2</sup>

(1. Mechanical and Electrical Engineering Institute, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou Henan 450002, China; 2. Software Engineering College, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou Henan 450002, China; 3. School of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou Henan 450002, China)

**Abstract:** The mathematical model of journal sliding bearing considering the effect of cavitation was established. The performances of journal sliding bearing were investigated by FLUENT software with revolving speeds, eccentricity and length-diameter ratio as variables, and the change of bearing capacity of oil film, eccentricity angle, circumferential resistance, occurred position of cavitation and temperature was discussed. The results show that with the increasing of revolving speeds, eccentricity and length-diameter ratio, the maximum film pressure, bearing capacity, circumferential resistance, gas volume fraction of oil film and the maximum temperature are increased and the eccentricity angle is decreased. Occurred position of cavitation is forward along with the increasing of eccentricity, it provides a reference to observe cavitation location in the experiment. Variation of maximum pressure with eccentricity is more obvious than with revolving speed, and the greater the eccentricity, the greater the maximum film pressure. There is a great influence on the bearing capacity of the bearing oil film by cavitation, and it is more in line with the actual situation when considering the cavitation according to the phenomenon of oil film rupture in the experiment.

**Keywords:** journal sliding bearing; cavitation; eccentricity; length-diameter ratio

径向滑动轴承一般用于高速重载的场合,具有启动小和转速高快等特点,其油膜特性是决定到了

系统工作稳定的重要因素。气穴和温度场对油膜承载性能产生很大影响<sup>[1]</sup>,但考虑这些因素后,偏微本解油膜力学方程较为困难<sup>[2]</sup>。自 20 世纪 70 年代以来,FLUENT 商用 CFD 软件得以推广,用于求解油膜力学方程很大程度上减少了研究者的工作量。孟凡明等<sup>[3]</sup>以径向滑动轴承为算例,对比分析了 CFX 和 FLUENT 软件用于计算轴承油膜的特性。吴雪梅等<sup>[4]</sup>通过 FLUENT 的内置网格定的轴承油膜的温度场分布。徐林等人<sup>[5]</sup>利用 FLUENT 研究了油膜力场的分布,结果表明模拟结果与理论研究及实验结果一致。

· 基金项目: 国家自然科学基金-河南省人才基金项目(151004315); 国家自然科学基金-青年基金项目(81404037); 郑州轻工业学院大学生科技活动项目。

收稿日期: 2016-08-20

作者简介: 吴超(1976—),男,博士,副教授,研究方向为油膜轴承-转子系统动力学。

通信作者: 尹雪梅(1979—),女,博士,副教授,研究方向为流体力学计算分析。E-mail: yinxuemei@zzuli.cn

王彦超等<sup>[1]</sup>利用 FLUENT 模拟了离心机油膜轴空气化现象并做了空气区的迁移分析,得出了转速越大,气穴前移越明显的结论。虽然学者们对油膜轴油膜特性已有深入的研究,但综合考虑气穴、温度等因素的探索仍比较欠缺。本文拟以离心压缩机油膜轴为例,通过 Gambit 建立三维结构化网格,利用 FLUENT 软件,对不同转速、不同偏心率模拟此条件下的油膜特性进行计算分析,以便为实验提供参考。

## 1 控制方程

控制方程涉及连续性方程、动量守恒方程、能量守恒以及稠密物的黏滞热物性函数。

### 1.1 连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0$$

其中:  $\rho_m$  是质量平均速度,  $\rho_m$  是两相混合密度:

$$\rho_m = \frac{\alpha_1 \rho_1 + \alpha_2 \rho_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad \rho_m = \alpha_1 \rho_1 + \alpha_2 \rho_2$$

式中:  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  分别为稠密相的质量和气体相体积分数。

### 1.2 动量方程

忽略体积力的影响,则动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \mathbf{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\rho_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)]$$

其中: 平均动力黏度  $\mu_m = \alpha_1 \mu_1 + \alpha_2 \mu_2$ ,  $\rho_m$ ,  $\rho_1$  分别为稠密相、气相黏度。

### 1.3 能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_1 \rho_1 E_1 + \alpha_2 \rho_2 E_2) + \nabla \cdot (\alpha_1 \rho_1 E_1 \mathbf{v}_1 + \alpha_2 \rho_2 E_2 \mathbf{v}_2) = \nabla \cdot (k_m \nabla T)$$

其中:  $k_m$  为导热系数, 取为 0.1;  $E_1 = E_2 = \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$ ;  $E_1$ 、 $E_2$  分别代表液相和气相, 方程的右边代表热传导的能量。

### 1.4 湍流描述

模型 Reynolds 黏度关系式<sup>[2]</sup>:

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)}$$

式中:  $T_0$  为参考温度 (K);  $\mu_0$  为在温度  $T_0$  下的黏度 (Pa·s);  $\beta$  为黏温指数。

## 2 轴承结构尺寸及 FLUENT 求解器设置

径向滑动轴承结构如图 1 所示, 网络模型如图 2 所示。表 1 给出了轴承结构尺寸和润滑油物性参数。

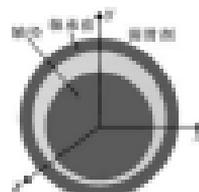


图 1 滑动轴承结构示意图  
Fig. 1 The sketch of journal bearing



图 2 网格模型  
Fig. 2 Mesh model

表 1 轴承结构尺寸和润滑油物性参数  
Table 1 The parameters of bearing structure and oil

|        |                       |
|--------|-----------------------|
| 轴颈直径   | 38 mm                 |
| 轴瓦间隙   | 0.03 mm               |
| 进油边界压力 | 80 000 Pa (表压)        |
| 出口边界压力 | 0 (表压)                |
| 环境压力   | 101 325 Pa (大气压)      |
| 空气压力   | 20 000 Pa             |
| 润滑油密度  | 870 kg/m <sup>3</sup> |
| 润滑油黏度  | 0.1 kg/(m·s) (300 K)  |
| 气相黏度   | 1.7 kg/m <sup>2</sup> |
| 气相密度   | 1.2 kg/m <sup>3</sup> |
| 比热容    | 1 000 J/(kg·K)        |
| 热导系数   | 0.1 W/(m·K)           |

空化模型选用 FLUENT 提供的基于全空化模型及膜的模型<sup>[3]</sup>, 包含了相变、气液运动和不可凝气体等两相流质量传递的影响。由于该处是瞬态计算, 所以采用 PISO 计算。为加快求解速度和保证求解的稳定, 压力、动量、体积分数和能量项均采用一阶迎风格式。给油时选择了欧几里德。迭代过程中, 观察收敛曲线收敛情况, 使时间步长在 0.000 000~0.001 s 内调整适当, 以净流量小于进口和出口流量两者之间的最小值的 1% 作为判断收敛的标准。根据计算得到的雷诺数小于 1 000, 设置为层流。

### 3 数学模型的验证

为了验证方法的可行性, 采用文献 [8] 的网络模型和轴承结构参数, 以 6 000 r/min 为计算条件, 对比轴承中心油膜压力, 如图 3、4 所示。文献 [8] 中油膜最大压力为 8.14 MPa, 本文作者计算的油膜最大压力为 8.11 MPa, 相差 0.37%, 小于 2% 的误差要求, 故文中采用的数学模型和计算方法是合理的。

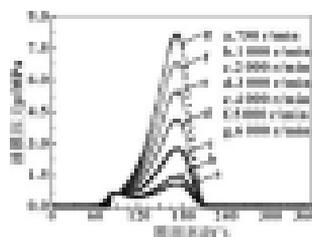


图3 振动 [x] 数据

Fig. 3 The data of vibration [x]

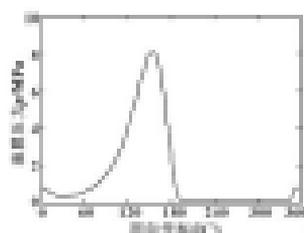


图4 验证数据

Fig. 4 Validation data

#### 4 结果与分析

选择表1的轴承参数, 计算了转速为1 000—4 000 r/min、偏心率为0.5—0.8、长径比为0.6—1.2

等共64种不同工况和轴承参数下的油膜特性, 得到了考虑气穴时, 转速、偏心率和长径比对轴承性能的影响, 部分计算结果如图5—10所示。

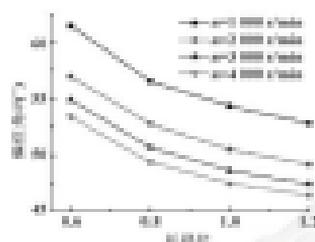


图5 偏位角随长径比的变化

Fig. 5 Variation of eccentricity with length-diameter ratio

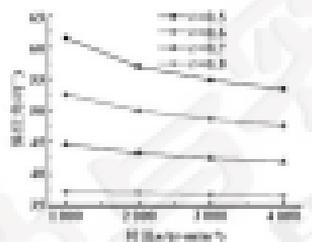


图6 偏位角随转速的变化

Fig. 6 Variation of eccentricity with rotating speed

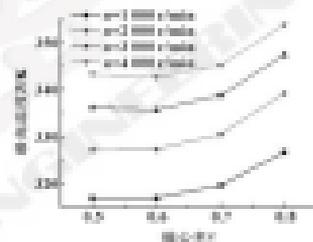


图7 最高温度随偏心率的变化

Fig. 7 Variation of maximum temperature with eccentricity

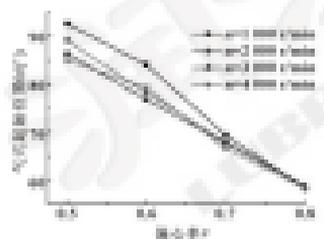


图8 气穴起始位置随偏心的变化

Fig. 8 Variation of covered position of cavitation with eccentricity

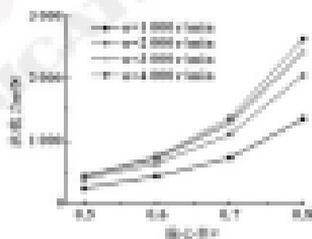


图9 承载力随偏心的变化

Fig. 9 Variation of load with eccentricity

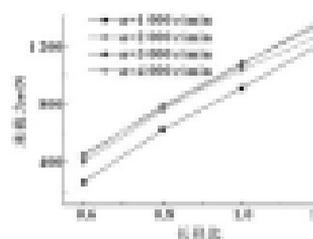


图10 承载力随长径比的变化

Fig. 10 Variation of load with length-diameter ratio

见图5和图6中可以看出, 偏位角随转速、偏心率和长径比的增大而减小, 当偏心率较大时(如 $e=0.8$ ), 偏位角随转速和长径比的变化并不明显。

从图7中可以看出, 偏心率小于0.6时, 油膜最高温度随偏心率的变化并不明显, 偏心率大于0.6

时, 油膜最高温度随偏心率的增大而增大。

图8给出了气穴起始位置随偏心率而转速的变化规律, 参考承载力方向, 以气体体积分数大于等于0.1即为起始点判断标准, 可以看出, 偏心率增大, 气穴起始位置前移, 在低速下, 转速的变化对气穴起

始位置的影响不大。

从图9和图10中可以看出,承载力随偏心率的变化率逐步增加,随长径比的变化率较为稳定。

图14给出了转速和偏心率变化时相对应的最大油膜压力的周向位置。可以看出,当偏心率一定时,转速改变对最大油膜压力位置的影响并不明显;但是随着偏心率的改变,最大压力具有阶段性变化。

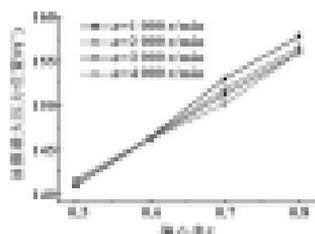


图14 油膜最大压力周向位置

Fig. 14 The circumferential position of the maximum film pressure

## 5 结论与展望

(1) 计算中是否考虑气穴对轴承油膜承载特性有很大影响。结合实验中的油膜破裂现象,认为考虑气穴更为符合实际情况。

(2) 轴承的转速、偏心率和长径比与其承载特性具有正相关或负相关的规律性。

(3) 最大油膜压力的周向位置受转速的影响较小,受载荷确定的偏心率的影响较大。

(4) 实际实验中,一般是承载力作为自变量,偏位角、偏心率和油膜最大压力等作为因变量。因此,今后的探索将会利用 FLUENT 的网格技术,对滑动轴承更为实际的研究。

### 参考文献

[1] 白文选,王成海,陈扬.考虑气穴影响的微动轴承油膜压力

场研究[J].润滑与密封,2008,33(1):60-66.

[2] B B, WANG J M, WU T. Research on oil film pressure field of elliptic oil film bearings with considering cavitation effect [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1): 60-66.

[3] 孟凡明,陈厚达,杨泽. CFD 在 Flaxco 台套向动轴承油膜设计图中的具体应用[J].重庆大学学报(自然科学版),2011, 36(1): 77-84.

[4] MENG F M, CHEN T F, YANG T. Discussion on similarities and differences between CFD and Fluent software in calculating journal bearing lubrication [J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2011, 36(1): 77-84.

[5] 黄首峰,高功,张华林,等.基于 FLUENT 的径向滑动轴承油膜压力仿真[J].机械设计与制造,2007(8): 249-250.

[6] HUANG S F, GAO G, ZHANG H L, et al. Static characteristics simulation of journal sliding bearing based on FLUENT [J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(8): 249-250.

[7] 余林,李永民,段进华.基于 Flaxco 的动态径向油膜力场模拟研究[J].润滑与密封,2011, 36(4): 82-86.

[8] TU L, LI D M, HUANG Z W. Pressure field numerical simulation of hydrodynamic bearing based on Fluent [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(4): 82-86.

[9] 王洪刚,李华,王成海,等.基于 FLUENT 的径向轴承动态流场的仿真与分析[J].微型机械,2007(4): 22-28.

[10] WANG H Y, ZHOU L, WANG J M, et al. Simulation and analysis on cavitation phenomenon of oil film bearing in oil well based on FLUENT [J]. Heavy Machinery, 2007(4): 27-28.

[11] 张合明.滑动轴承的流体动力润滑理论[M].北京:高等教育出版社,1998.

[12] KIMCHI H K, ATHANASOULIS W W, LI H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(5): 647-654.

[13] 程亮,李华,胡立峰,等.轴承转速对滑动轴承油膜特性及轴瓦结构特性的影响[J].润滑与密封,2003, 28(1): 23-26.

[14] XIE Y, ZHANG H, HU Y M, et al. Effect of journal rotation speed on characteristic of oil film and structural characteristic of bearing [J]. Lubrication Engineering, 2003, 28(1): 23-26.

## 2017 年度 (第六届) “温诗铸枫叶奖——优秀青年学者奖” 开始征集候选人

“温诗铸枫叶奖——优秀青年学者奖”由清华大学温诗铸院士首创设立,用以奖励在摩擦学及相关领域做出突出贡献的优秀青年学者。“温诗铸枫叶奖——优秀青年学者奖”每年评审1次,每次评选4~2名,2006年度奖金为人民币壹万元/人(税前)。获奖人当年可优先申请清华大学摩擦学国家重点实验室重点开放课题1项。优秀青年学者奖候选人由评审当年1月1日至6月底40周岁。“温诗铸枫叶奖——优秀青年学者奖”候选人需由具有正高级职称专业对口单位的同行专家推荐并提交推荐信材料,包括:“推荐信”和“候选人基本情况表”及必要的附件(代表性成果不超过3篇/项)。上述推荐信材料由推荐截止日前寄送至温诗铸院士基金管理委员会秘书处。同时,一并发送上述材料的光电子版。“温诗铸枫叶奖——优秀青年学者奖”不接受自荐。推荐信受理截止日期为2017年6月15日,邮寄材料以邮戳为准。

ISSN: 02.1009/j.issn.0254-0150.2017.04.019

## 旋转轴唇形密封圈的建模与仿真研究

甘屹<sup>1</sup> 刘彪<sup>1</sup> 张劲勇<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学机械工程学院 上海 200093; 2. 上海海立液压技术有限公司 上海 210111)

**摘要:** 为了进一步研究唇形密封圈的密封机制, 建立唇形密封的理论模型, 基于流型因子分析轴向泵吸效应, 建立雷诺流量方程; 运用周向平均速度方程描述密封界面流场, 采用 G-W 模型近似描述唇圈接触时互相接触下的接触力与径向变形; 定量分析密封界面的周向摩擦力, 并给出流阻率表达式; 对以上各因素进行耦合分析, 结合唇形密封圈的实际应用工况及结构参数进行仿真计算, 得出其方向角、膜厚、压力分布, 并得到流量随转速和膜厚变化的关系。研究结果表明, 流量随转速增加而增加, 但增速逐渐变缓; 流量随膜厚增加而增加, 但高膜厚时会快速增加增大并导致流量急剧增加。因此实际设计中膜厚和转速应综合考虑多种因素。

**关键词:** 唇形密封; 泵吸效应; 耦合分析; 仿真

**中图分类号:** TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150 (2017) 04-019-06

## Modeling and Simulation of Lip Seals for Revolving Axis

GAN Yi<sup>1</sup> LIU Biao<sup>1</sup> ZHANG Jinyong<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Hai-gong Hydraulic Technique Co.Ltd., Shanghai 210111, China)

**Abstract:** In further reveal the seal mechanism of lip seals, a theoretical model was created and solved by simulation. The axial pumping effect was analyzed based on flow factor and the equation governing the flow rate was derived. Circumferential average Reynolds Equation was defined to describe the flow in the seal interface, the G-W model was utilized to approximately describe the stress and the normal deformation of the contacting asperities of the lip and the shaft, and the expression of the friction transferred by fluid was given. All of the above parts was considered to be coupled and analyzed as a whole. With a lip seal used in a propeller shaft as an example, the simulation analysis was carried out based on its actual operating conditions and structural parameters to obtain the distribution of angle of asperities, film thickness and pressure, and the relationship between the net flow rate with the rotational speed and the roughness of the lip seal was also analyzed. The results that the net flow is increase with the increasing of speed, but the growth rate gradually slows down. Net flow is increased linearly with the increasing of surface roughness, but high surface roughness will result in the increase of leakage and cause the surface to be worn more easily, therefore, the selection of actual lip roughness should consider various factors synthetically.

**Keywords:** lip seal; pumping effect; coupling analysis; simulation

在用于旋转轴的动密封形式中, 唇形密封圈(简称唇封)占有重要的地位<sup>[1]</sup>。但由于未能透彻揭示其密封原理, 唇封的设计与选型仍存在一定的盲目性, 也不利于结构创新和改进<sup>[2]</sup>。因此, 有必要进一步探讨唇封实现密封的物理过程, 以获得结构型式和参数与密封性能的关系。唇封是通过将流体从高压侧泵向高压侧以抵消泄漏从而实现密封的, 这种能力称为

泵吸效应。目前普遍认可的泵吸原理是基于离心力的结构效应和基于粗糙峰类型型的表面效应共同作用<sup>[3]</sup>。低转速工况下, 离心力小使得结构效应微弱; 同时摩擦力大且油膜厚度小使得表面效应较弱<sup>[4]</sup>。因此本文作者仅对表面效应部分进行讨论。

通过数值的高与对比试验, 学者们对唇封做了大量研究。CARRELLI<sup>[5]</sup>用正交规律模拟唇口表面形貌, 并考虑空化效应, 研究操作参数对密封性能的影响。结果表明美林液压效应提升了唇口。在此基础上, SALANT 和 FLAHERTY<sup>[6]</sup>考虑唇口径向变形对密封进行弹流润滑分析, 认为密封界面处于完全弹流润滑状态; 随后, SHI 和 SALANT<sup>[7]</sup>又修正了这一观点, 认

收稿日期: 2016-07-26

作者简介: 甘屹 (1979—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为先进制造技术。E-mail: gany@ustb.edu.cn

通信作者: 刘彪 (1979—), 男, 硕士研究生, 研究方向为密封唇形密封圈。E-mail: liubiao@ustb.edu.cn

为密封界面为混合润滑, 因而必然存在粗糙峰接触和接触压力; 之后, SALANT 和 ROCKE<sup>[3]</sup> 引入了无量纲因子 $\lambda$ , 加快了计算速度, 结果也更接近实际情况。以上模型都将轴视为光滑轴, 而贾晓红和王玉明<sup>[4]</sup>则讨论了轴的微粗糙度对承载能力的影响; 贾晓红等<sup>[5]</sup>通过正交试验仿真, 研究了各参数对密封性能的影响规律; 郭飞等人<sup>[6]</sup>在文献[4]的基础上做了更为全面的耦合分析并基于无量纲因子进行建模。

本文作者在现有研究的基础上, 进一步考虑轴表面粗糙度对承载能力的影响。通过对承载能力原理的分析修正承载流量关于无量纲因子的表达式; 在工况为高压低速从动空穴效应可忽略的前提下用二维一维平均雷诺方程<sup>[7]</sup>代替二维雷诺方程以减小计算量, 并提出一个新的公式来近似计算周向摩擦力; 同时还建立了理论模型, 并针对不同于上述文献的工况和结构参数进行仿真求解。

## 1 理论模型

图1是密封密封轴向上截面示意图。接触区两侧分别为工作流体与外界环境。稳定工作状态下, 轴-轴套表面被径向载荷压紧, 唇口在唇-轴摩擦力作用下发生周向剪切变形, 改变了粗糙峰方向角<sup>[4]</sup>, 从而产生了轴向流动; 唇尖两侧轴向流动都指向唇尖, 使得唇口位置流体压力升高并产生密封唇(唇口进一步变形), 以此堵住泄漏油膜; 此外, 流体周向流动会产生离心效应, 对粗糙峰有一定磨平作用, 有助于堵停油膜。由于唇口两侧接触角不同, 唇尖两侧轴向流量并不相等, 唇尖总是将流量从小接触角侧向大接触角侧, 因此小接触角侧总是对应高压侧。



图1 唇口接触区示意图

Fig.1 Schematic of contact area of oil seal

以上各因素相互耦合, 共同决定密封性能。为分析这些因素的具体影响, 对唇形密封唇面以下假设:

- (1) 唇口初始纹理方向为轴向;
- (2) 唇口及轴套表面粗糙高度分布函数为高斯分布, 自相关函数为低阶数且多高次的三角函数;
- (3) 忽略流体压力油膜厚方向的变化;

(4) 油膜厚度远小于轴径, 将流体的周向运动视为平动;

(5) 轴变形远小于唇口变形, 将轴视为刚体。

### 1.1 流量原理分析

流体在各向异性粗糙表面间隙内流动, 且流动方向与表面自相关长度  $\lambda$  最大或最小方向不一致时, 会因粗糙峰的作用而产生垂直于初始流动方向的横向流动<sup>[8]</sup>, 其中  $\lambda$  是方向的函数。由表面自相关函数定义式  $\lambda(\theta) = 0.5a^2$ , 这是因为各向异性表面粗糙峰对不同方向流动产生的剪切附加速度大小不一致, 因此, 横向流量大小与  $\lambda$  及方向角  $\theta$  有关<sup>[9]</sup>, 如图2所示。密封唇口表面初始纹理方向 ( $\lambda_0$  方向) 为轴向 (假设4),  $\theta = 0$ ; 唇口周向变形后成为轴向坐标  $x$  的函数, 且  $\cos\theta$  与唇口周向变形前轴向坐标成正比关系。

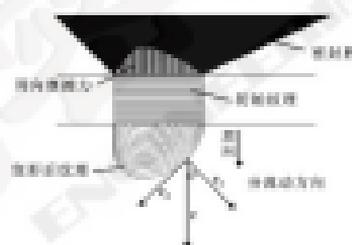


图2 流量原理示意图

Fig.2 Schematic of pumping effect

将初始流动(假设4)沿  $\lambda$  最大、最小方向分解, 则分解流动同样为剪切流且不会产生垂直自身的横向流动。唇口和轴套表面粗糙峰产生的剪切附加流在单独作用时与光滑表面流量为线性叠加<sup>[10]</sup>, 若将整个流场叠加一个足够大的反向速度  $u'$ , 则由流量关系: 新流场与原流场流量之和为  $u' + \sqrt{k_z(x)}$ , 可知二者共同作用时不存在耦合量, 也为线性叠加。其中  $\sqrt{k_z(x)}$  是周向平均油膜厚度。由于  $\sqrt{k_z(x)}$  差异较小, 略去平行流量之间的影响, 则  $x_1$ 、 $x_2$  方向平均流量  $Q_1$ 、 $Q_2$  分别为

$$Q_1 = \frac{1}{2} \cdot \cos\theta \cdot \sqrt{k_z(x)} - \frac{1}{2} \cdot \cos\theta \cdot u' \cdot a$$

$$(\Phi_1)_a = \frac{1}{2} \cdot \cos\theta \cdot u' \cdot a - (\Phi_1)_a \quad (1)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} \cdot \sin\theta \cdot \sqrt{k_z(x)} - \frac{1}{2} \cdot \sin\theta \cdot u' \cdot a$$

$$(\Phi_2)_a = \frac{1}{2} \cdot \sin\theta \cdot u' \cdot a - (\Phi_2)_a \quad (2)$$

式(1)和式(2)中, 唇口粗糙度对流动起阻碍作用, 故其前边附加减号为负,  $v$  是轴表面线速度, 若记圆周平均粗糙中心线距离为  $\overline{k(x)}$ , 则<sup>[2]</sup>:

$$\overline{k(x)} = \frac{k(x)}{2} + \frac{k(x)}{2} \cdot \left( \frac{k(x)}{\sqrt{R}} \right) + \frac{1}{\sqrt{2R}} \cdot \left( -\frac{k(x)}{2} \right) \quad (3)$$

式中:  $\sigma'_{\alpha}$ 、 $\sigma'_{\beta}$  分别是唇口和轴粗糙峰距不平均方根值, 若记高度分布函数为  $f(x)$ , 则

$$\sigma'_{\alpha} = \sqrt{\sigma_{\alpha}^2 - \frac{\sigma_{\alpha}^4}{\sigma^2}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} f^2(x) \cdot f(x) dx \quad (4)$$

$\sigma'_{\alpha}$  可类似计算,  $\Phi'$  是粗糙度因子, 由  $\sigma'$ 、该方向上的  $k$ 、 $\overline{k(x)}$  确定<sup>[2]</sup>, 其第一个下标表示方向, 第二个下标表示表面。

$(\Phi'_{\alpha})_{\alpha}$ 、 $(\Phi'_{\beta})_{\alpha}$  的确定需先求唇轴表面在  $x$ 、 $y$  方向上的  $k$ , 对各向异性表面,  $k$  是方向的函数, 或椭圆规律分布<sup>[2]</sup>, 其  $k_{\alpha}$ 、 $k_{\beta}$  分别对应唇轴长短轴, 则  $x$ 、 $y$  方向对应的  $k_x$ 、 $k_y$  分别为

$$k_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^2 \theta}{k_{\alpha}^2} + \frac{\sin^2 \theta}{k_{\beta}^2}}}$$

$$k_y = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^2 \theta}{k_{\beta}^2} + \frac{\sin^2 \theta}{k_{\alpha}^2}}} \quad (5)$$

则进一步可以得到:

$$Q_{\alpha} = Q_1 \cdot \cos \theta - Q_2 \cdot \sin \theta = \frac{1}{2} \cdot \cos \theta \cdot \cos \theta \cdot \left[ -\sigma'_{\alpha} - (\Phi'_{\alpha})_{\alpha} + \sigma'_{\beta} - (\Phi'_{\alpha})_{\beta} + \sigma'_{\alpha} \cdot (\Phi'_{\alpha})_{\alpha} - \sigma'_{\beta} \cdot (\Phi'_{\alpha})_{\beta} \right]$$

$$Q_{\beta} = Q_1 \cdot \sin \theta + Q_2 \cdot \cos \theta = \frac{1}{2} \cdot \left[ \sin^2 \theta \cdot \left[ \overline{k(x)} - \sigma'_{\alpha} - (\Phi'_{\alpha})_{\alpha} + \sigma'_{\beta} - (\Phi'_{\alpha})_{\beta} \right] + \cos^2 \theta \cdot \left[ \overline{k(x)} - \sigma'_{\beta} - (\Phi'_{\alpha})_{\beta} + \sigma'_{\alpha} - (\Phi'_{\alpha})_{\alpha} \right] \right] \quad (6)$$

### 1.2 反压力分析

唇-轴间隙内的流动可分为轴向流动和周向流动两部分, 由于压力梯度对周向不均匀对轴向流量无影响, 而通过引入流量因子, 又可以将模型平均化来描述流场, 所以, 可以将压力及膜厚沿圆周平均化而不影响轴向流动连续性, 而由此造成的周向流场描述不完全的部分, 对密封性能又没有影响, 所以, 基于雷诺方程假设, 由各圆周表面流量相等, 再写连续性

方程:

$$\frac{d \left( \overline{k(x)} \cdot \frac{dQ}{dx} \right)}{dx} = \frac{-12q}{(\Phi'_{\alpha})_{\alpha} + (\Phi'_{\alpha})_{\beta}} - \frac{d(Q_{\alpha})}{dx} \quad (8)$$

式中:  $(\Phi'_{\alpha})_{\alpha}$ 、 $(\Phi'_{\alpha})_{\beta}$  分别为表面轴和唇粗糙度纹理对压力流阻程度的压力流量因子, 二者为相乘叠加<sup>[2]</sup>;  $q$  是动力粘度。

由唇内流向外高压侧的实际流量, 称为净流量, 它是以密封效率的重要参数, 其值为

$$Q = q \cdot d \cdot \left( Q_{\alpha} + (\Phi'_{\alpha})_{\alpha} + (\Phi'_{\alpha})_{\beta} \cdot \frac{\overline{k(x)}}{12q} - \frac{dQ}{dx} \right) \quad (9)$$

### 1.3 唇-齿径向变形分析

实际情况表明, 对于工作良好的唇形密封副, 其唇口接触区主要是磨合润滑状态, 流体压力使唇-轴接触压力为两同心圆唇口径向载荷, 密封副径向变形包括 3 个部分: 唇端峰磨平; 唇尖磨平; 密封副整体扩张, 变形量可通过 Workbench 结构分析得到, 其中流体压力由上一节流程给出, 接触载荷由 G-W<sup>[2]</sup> 接触模型 (假设 2) 给出:

$$W(x) = \frac{d}{2} \cdot \alpha - E' \cdot E'' \cdot \sigma'' \cdot \cos \left( -\frac{k(x)}{\sigma'} \right) \quad (10)$$

式中:  $\alpha$  是接触表面粗糙峰点数;  $E'$  是当量弹性模量;  $E''$  是峰顶曲率半径;  $\sigma' = \sqrt{\sigma_{\alpha}^2 + \sigma_{\beta}^2}$  是当量粗糙度均方根值;  $k(x)$  是径向变形后粗糙中心线之间的距离, 其余约束条件预先设定。

### 1.4 唇-齿周向变形分析

周向变形量可以通过 Workbench 结构分析得到, 其约束条件为: 底部固定约束, 唇口摩擦力的约束, 稳定工作状态下, 摩擦力由两部分组成: 粗糙峰直接接触下的边界摩擦或于摩擦以及流体对粗糙峰的冲击力, 后者轴周向分量同时也是唇齿咬合的摩擦, 虽然唇口任一位置周向状态不断变化, 但对任意周向表面, 可认为两部分摩擦力大小及所占比重都是不变的。

流体对粗糙峰的冲击力同时作用在唇、轴两表面上, 且方向相反, 由于不同轴周位置的周向流场平均速度十分接近, 且轴周流量远小于唇周流量, 因此可以忽略轴周流量带来的流量变化, 由动量守恒可知唇口表面摩擦力等于轴表面摩擦力。

唇、轴表面所受到的摩擦力显然由流速沿唇厚的梯度分布决定; 同时, 流速分布也决定了流量大小, 而对于不同的表面纹理, 流速的分布都服从牛顿切应力定律, 具有相似性, 因此, 壁面摩擦力与唇周流量

具有相同且单调的函数关系。当流速分布由雷诺方程给出时,摩擦切应力与流量满足: $\tau = \eta \cdot \frac{v}{2Q}$ ,其中 $Q$ 是雷诺方程求得的流量。当流速分布由  $N-S$  方程给出时,上式仍然适用,只需对流量  $Q$  作此修正,则密封副圆周线摩擦应力为

$$F_t = f \cdot \pi \cdot d \cdot \eta \cdot \frac{v}{2Q_0} \cdot \omega \cdot d \quad (11)$$

式中: $f$ 为摩擦因数,实际上是边界摩擦和干摩擦相叠加的效果,参考文献[13]取0.25。

## 2 仿真及分析

### 2.1 仿真流程

唇形密封副的密封机制是一个多因素强耦合的系统,各参数互相影响,仿真流程图如图3所示。

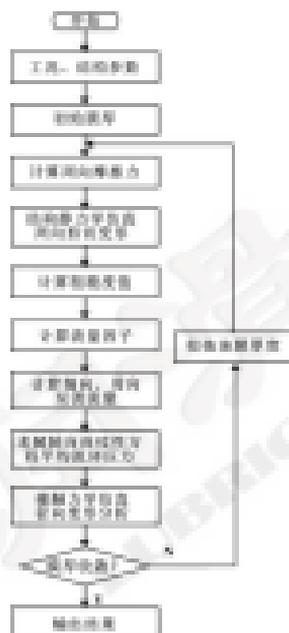


图3 仿真流程图

Fig.3 Flow diagram of simulation

仿真流程由 MATLAB 控制,膜口径向和周向变形分析通过调用 Workbench 完成,分析结果以轴向节点-变形量的表格形式输出,其他仿真内容包括雷诺方程求解都由 MATLAB 完成,利用上文所述公式对所有节点进行计算,结果同样为节点-数据形式,并

用于 Workbench 输入,仿真结束需要所有节点数据全部收敛,接触力学分析中,流体压力以载荷形式施加,初始膜厚是流体压力均匀分布下的计算结果,为提高有限元仿真计算效率,以2个夹角为 $40^\circ$ 的周向截面所获得的部分作为几何模型,在2个截面上施加循环周向约束模拟完整模型。

### 2.2 仿真结果与分析

采用磨粒土轴密封副的实际参数进行仿真,轴径 $d=180\text{ mm}$ ,转速 $\omega=230\text{ r/s}$ ,线速度为 $2.17\text{ m/s}$ ,唇形轴衬水深 $5\text{ mm}$ ,压强约为 $5\text{ MPa}$ ,润滑油压力为 $0.45\text{ MPa}$ ,润滑油黏度为 $46^\circ$ ,其运动黏度为 $4.6 \times 10^{-7}\text{ m}^2/\text{s}$ ,动力黏度均为 $0.84\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,密封材料为丁腈橡胶,Mooney-Rivlin 模型参数为 $C_{10}=1.26\text{ MPa}$ , $C_{20}=0.78\text{ MPa}$ , $C_{30}=1.68\text{ MPa}$ , $C_{40}=2.94\text{ MPa}$ , $C_{50}=0.74\text{ MPa}$ ,由于转速较高膜两侧压力较高,不考虑空穴效应;膜口自粗长度 $k_{10}=1.66\text{ }\mu\text{m}$ , $k_{20}=5.0\text{ }\mu\text{m}$ ;轴衬自粗长度 $k_{30}=2.33\text{ }\mu\text{m}$ , $k_{40}=1.0\text{ }\mu\text{m}$ ;颗粒半径 $R=4.0\text{ }\mu\text{m}$ ;初始膜厚为 $1.5\text{ }\mu\text{m}$ ;两侧倾角分别为 $45^\circ$ , $25^\circ$ ;初始过盈量为 $1.6\text{ mm}$ ;膜口粗糙度 $\sigma_{10}=1.1\text{ }\mu\text{m}$ ;轴衬粗糙度 $\sigma_{20}=0.35\text{ }\mu\text{m}$ ;摩擦切应力系数 $\lambda=1.66\text{ N/mm}$ ,初始压力为 $35\text{ N}$ 。

图4示出了方向角 $\theta$ 随轴向的变化曲线,可知,方向角 $\theta$ 点位于唇尖偏向高压侧位置,并且十分靠近,其两侧方向角正负相反,可知唇尖流量皆指向 $\theta$ 点,唇尖侧方向角绝对值明显大于高压侧方向角绝对值,故其摩擦流量也更大,这是防止磨损的必要条件。

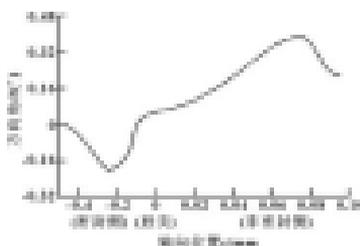


图4 方向角轴向分布图

Fig.4 Axial distribution of the angle of roughness orientation

图5示出了流体压力分布曲线,最高压力峰前位于唇尖偏高压侧,且此侧膜压力梯度大于高压侧,随着转速升高,压力峰前位置还会进一步向唇尖侧移动,对此图4可知,压力曲线极点位置同时也是方向角峰点位置,最高压力出现在唇尖侧边界附近。

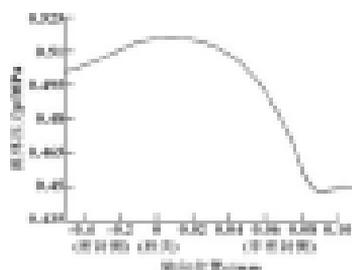


图3 流体压力轴向分布图

Fig. 3 Axial distribution of fluid pressure

图4示出了副唇平均油膜厚度沿轴向的分布。唇尖处厚度最小,且小于当量粗糙均方根值,说明该处副唇处于边界润滑状态。接触边缘处膜厚较大,为混合润滑状态。且油膜厚度几乎呈直线上升。高速进入流体润滑状态。

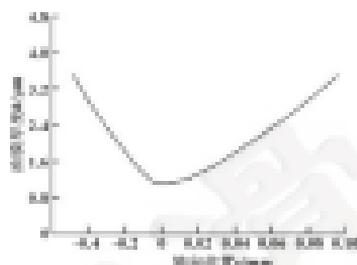


图4 油膜厚度轴向分布图

Fig. 4 Axial distribution of film thickness

在额定条件下,净流量为 $2.35\mu\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$ ,总摩擦力矩为 $1.96\text{N}\cdot\text{m}$ 。仅转速变化时,净流量变化如图7所示。

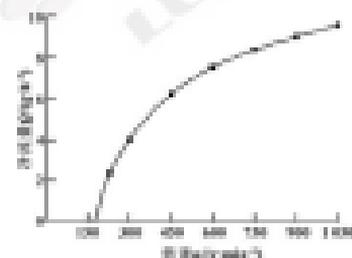


图7 转速对净流量的影响

Fig. 7 Speed effect on net flow

由图7可知,净流量随转速增加而增加,但增速逐渐变缓。这是因为净流量增加的同时,油膜厚度增加而摩擦力和方向角都减小,从而减缓了净流量的增加。转速较大时,净流量近似和转速成线性关系。转速较小时,存在临界转速使其向净流量为0,但由于唇尖与进唇轴向流速前膜厚分布不同,进唇仍存在,两侧流体发生交换。为保证密封效果,应确保净流量相对进唇量有一定裕度。

密封副效率是由表面纹理的变形造成的,唇尖处应随表面形貌参数不同而不同,保持其他参数和轴表面形貌不变,净流量随唇口粗糙度变化如图8。由图8可知,净流量随粗糙度近似呈线性增加。粗糙度小于一定程度即出现溢漏。但是,粗糙度增加会导致油膜厚度增加,这使得实际进唇量的减少并不如净流量的增加那样显著;总摩擦力和转速下净流量应微弱,高粗糙度会使进唇量增大;此外,较高粗糙度的表面更容易磨蚀。因此,实际唇口粗糙度的选取应综合考虑多种因素,选择合适大小。



图8 唇口粗糙度对净流量的影响

Fig. 8 Roughness of oil seal lip versus net flow

### 3 结论

对唇形密封界面内的物理过程建立了理论模型并求解;对密封过程所涉及的物理进行了更全面的耦合分析。通过数值仿真求解,得出了额定条件下的方向角、平均流体压力、油膜厚度沿轴向的分布、净流量和总摩擦力以及净流量随转速和唇口表面粗糙度的影响,可为唇形密封副的设计与选型提供理论依据。

因为唇形密封副的复杂性,在进一步的研究中,还需要考虑结构效应和温度效应;对于高速、高压工况,还需要考虑空化效应对流场和摩擦的影响。

#### 参考文献

- [1] 黄兴. 国内特种密封行业的发展状况及发展动态[J]. 液压气动与密封, 2005(1): 42-45.
- [2] 蔡仁高. 密封新技术, 原理与工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013.

- [1] 于成武, 傅彬俊. 油膜破裂时的动态过程[J]. 润滑与密封, 1998, 18(3): 8-11.
- YU X W, FU B J. The dynamic process of the mixing of oil [J]. Lubrication Engineering, 1998, 18(3): 8-11.
- [2] CABELLI A. The effect of operating parameters upon radial lip seal performance[J]. ASME, 80(10): 1989.
- [3] SALANT D F, PLAMBERT S L. Elastohydrodynamic analysis of reverse pumping in rotary lip seals with microcavitations[J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(3): 6-12.
- [4] SHI F, SALANT D F. Numerical study of a rotary lip seal with a quasimolecular scaling surface [J]. ASME Journal of Tribology, 2004, 126(3): 817-824.
- [5] SALANT D F, ROESKE A H. Hydrodynamic analysis of the film in radial lip seal using flow factors [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122(3): 190-194.
- [6] ROESKE A H, SALANT D F. Elastohydrodynamic analysis of a rotary lip seal using flow factors [J]. Tribology Transactions, 2000, 43(3): 508-516.
- [7] FURU N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1979, 103(1): 17-27.
- [8] FURU N, CHENG H S. Application of the average flow model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(4): 220-229.
- [9] 贾晓红, 王文明. 滚动轴承密封油膜厚度随转速和方向周期性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2013, 43(10): 1428-1433.
- JIA X H, WANG W. Oil-film thickness jumping by a shaft with a microcavitated groove for rotary lip seals [J]. Tsinghua University (Natural Science Edition), 2013, 43(10): 1428-1433.
- [10] 贾晓红, 郭飞, 黄平. 基于子面合周滑油膜厚度的轴封结构优化[J]. 润滑与密封, 2013, 38(3): 1-5.
- JIA X H, GUO F, HUANG P. Structure optimization of lip seals based on a mixed lubrication model [J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(3): 1-5.
- [11] 郭飞, 贾晓红, 黄平. 滚动轴承密封油膜合周滑油膜厚度测试研究[J]. 机械工业出版社, 2014, 89(3): 137-144.
- GUO F, JIA X H, HUANG P. et al. Structure optimization of lip seals based on a mixed lubrication model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 89(3): 137-144.
- [12] SHI F W. On the effects of roughness distribution, a mapping and fluidly scale analysis of flow factors [J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119(7): 737-754.
- [13] BILLEN Y, HERRMANNENS F, HOLLER M. Quantitative parameters for rock joint surface roughness [J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2000, 33(4): 237-242.
- [14] YANG Y, HERRMANNENS C. The effects of anisotropic surface topography and relative motion on hydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 69-74.
- [15] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P. Contact of nominally flat rough surfaces [J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1966, A295: 300-314.
- [16] 李同强, 丁德雄, 陈德顺. 车-文多凸点微子面微文面工质膜润滑的数值研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 47-48.
- LI T Q, DING D X, CHEN D S, et al. Experimental investigation for the cylindrical roller of ESR under heavy load and varying constraints [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 47-48.
- [17] 纪小伟, 董心明, 郭峰. 车-文复合运动条件下润滑油膜特性的实验观察[J]. 润滑与密封, 2012, 37(3): 60-64.
- JIA X W, LI X M, GUO F, et al. Observations of lubricant film properties under reciprocation conditions [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(3): 60-64.
- [18] 李同强, 郭峰, 陈德顺. 车-文多凸点微子面微文面工质膜润滑的数值研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 47-48.
- LI T Q, DING D X, CHEN D S, et al. Design of experimental rig for testing multi-miscure lubricating film under variation velocity [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 47-48.

#### (上接第68页)

- [9] 徐文, 马宏刚, 康晓磊. 量子摩擦对微润湿特性的影响[J]. 摩擦学报, 1998, 18(1): 39-44.
- XU W, MA J J, KANG X T. Elastohydrodynamic Lubrication of Fluid-Line Contacts [J]. Tribology, 1998, 18(1): 39-44.
- [10] 刘皓皓, 孙金磊. 高弹性-窄齿根点接触热弹流润滑的仿真现象分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 20-22.
- LIU H H, SUN J L, YANG F K. Analysis of the abnormal phenomenon in the thermal micro-elastohydrodynamic point contact elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 20-22.
- [11] 刘皓皓, 高伟然. 窄齿根条件下有限长线接触热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 1-3.
- LIU H H, YANG F K. Analysis of the Zero-restraint Fluid film contact thermal EHL [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(3): 1-3.
- [12] 刘皓皓, 朱才朝, 刘泽华. 有限长线接触非牛顿流弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 47-53.
- LIU H H, ZHU C C, LIU Z H. A thermal EHL model for finite
- line contact with non-Newtonian fluids [J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(2): 47-53.
- [13] 李同强, 丁德雄, 陈德顺. 车-文多凸点微子面微文面工质膜润滑的数值研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 47-48.
- LI T Q, DING D X, CHEN D S, et al. Experimental investigation for the cylindrical roller of ESR under heavy load and varying constraints [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 47-48.
- [14] 纪小伟, 董心明, 郭峰. 车-文复合运动条件下润滑油膜特性的实验观察[J]. 润滑与密封, 2012, 37(3): 60-64.
- JIA X W, LI X M, GUO F, et al. Observations of lubricant film properties under reciprocation conditions [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(3): 60-64.
- [15] 李同强, 郭峰, 陈德顺. 车-文多凸点微子面微文面工质膜润滑的数值研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 47-48.
- LI T Q, DING D X, CHEN D S, et al. Design of experimental rig for testing multi-miscure lubricating film under variation velocity [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 47-48.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-8209.2017.04.016

## 基于红外光谱和极限学习机的润滑油水分检测

曹 军<sup>1</sup> 史令飞<sup>1</sup> 王雷雷<sup>2</sup>

(1. 海军航空工程学院飞行器工程系 山东烟台 264001;  
2. 海军航空工程学院研究生管理大队 山东烟台 264002)

**摘要:** 采用极限学习机方法建立润滑油水分的定量预测模型,该方法利用 *Kernal-Store* 方法对样本进行划分,以减少建模的工作量和提高建模速度。采用极限学习机方法对某特种车润滑油的水分进行定量预测,并与偏最小二乘法和 BP 神经网络方法进行对比,结果表明,采用极限学习机方法所建模型更加稳定,预测结果更加精确,可作为快速检测润滑油水分含量的检测手段。

**关键词:** 润滑油; 红外光谱; 水分; 极限学习机

**中图分类号:** O657.33; TH262.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-8209(2017)04-0016-04

## Lubricating Oil Moisture Detection Based on Infrared Spectrum and Extreme Learning Machine

OU Jun<sup>1</sup> SHI Lingfei<sup>1</sup> WANG Leilei<sup>2</sup>

(1. Department of Airframe Vehicle Engineering, Naval Aeronautical and Astronautical University, Yantai Shandong 264001, China; 2. Graduate Students' Brigade, Naval Aeronautical and Astronautical University, Yantai Shandong 264002, China)

**Abstract:** The quantitative prediction model of the lubricating oil moisture was established by using the extreme learning machine method, in which *Kernal-Store* method was used to divide the sample so as to reduce the working of modeling and improve the modeling speed. The quantitative prediction of the lubricating oil moisture for a special vehicle was carried out by the extreme learning machine method, and the predicted result was compared with that by the partial least square method and BP neural network method. Results show that the model based on the extreme learning machine method is more steady and the predicted result is more accuracy. The extreme learning machine method can be used as a rapid detection method of the lubricating oil moisture.

**Keywords:** lubricating oil; infrared spectrum; moisture; extreme learning machine

红外光谱分析技术是一种广泛应用于润滑油质量分析的现代分析技术,化学计量学方法结合红外光谱用于定量分析是一个发展较为迅速的方向<sup>[1]</sup>。

润滑油在实际使用过程中,会受到发动机其他系统中物质的污染(如水、乙二醇和燃料),导致润滑油质量下降。发动机润滑油中的水分主要来自燃烧气体冷凝、冷却液渗漏和清洗过程等。润滑油中的水分通常以游离水、乳化水和结合水的形式存在。水分会导致油品氧化变质,导致油品产生沉淀,并破坏油膜的生成,使润滑油越来越差;水分还会使设备慢慢腐蚀、锈蚀;与此同时,润滑油中部分添加剂(尤其是金属盐类)会与水发生水解反应而失效,最终

堵塞油路,削弱润滑油的循环和供应。因此,润滑油中的水分含量是油品监测的重要指标之一<sup>[2]</sup>。文献[3-5]采用偏最小二乘法和 BP 神经网络法研究了润滑油中的水分含量和酸值等,但由于润滑油本身是一个较为复杂的体系,偏最小二乘法是一种线性的多元校正方法,可能并不是进行定量预测的最佳选择;而 BP 神经网络虽然是非线性的方法,但其收敛速度慢,网络易陷于局部极小,学习过程中常常发生震荡,如果隐单元的参数选择不当,运行结果也会极不稳定。

本文作者以某特种车润滑油为研究对象,研究了极限学习机方法在润滑油水分定量分析中的应用,并与采用偏最小二乘法和 BP 神经网络方法所建模型的鲁棒性和预测的精确度进行对比。

### 1 极限学习机

极限学习机(Extreme Learning Machine, ELM)是一种同单层的单隐层前馈神经网络学习算法,能

收稿日期: 2016-07-27

作者简介: 曹军(1982-),男,硕士,教授,研究方向为油液分析。E-mail: yu@ccit.com

有效地解决各种问题,它的做法如下:

- (1) 随机产生输入层与隐各层的连接权值;
- (2) 随机产生隐各层神经元的阈值;
- (3) 设置隐各层神经元的个数。

只需要完成上述3个步骤就可以获得唯一的最优解。因此,它具有学习速度快,泛化性能好的优点。

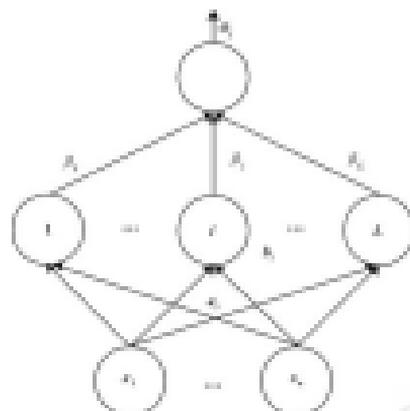


图1 单隐层神经网络结构图

Fig.1 The structure diagram of SLM

根据学习机结构如图1所示,对于一个单隐层神经网络,假设有  $N$  个任意的样本  $(x_i, y_i)$ , 其中,  $X = [x_{11}, x_{12}, \dots, x_{1L}]^T \in R^L$ ,  $x_i = [x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iL}]^T \in R^L$ , 对于一个有  $K$  个隐层节点的单隐层神经网络可以表示为

$$\sum_{j=1}^K \beta_j g(W_j \cdot X_i + b_j) = y_i, j=1, \dots, N \quad (1)$$

式中:  $g(\cdot)$  为激活函数;  $W_j = [w_{j1}, w_{j2}, \dots, w_{jL}]^T$  为输入权重;  $\beta_j$  为输出权重;  $b_j$  是第  $j$  个隐层单元的偏置。

为了使输出的误差尽可能小,就可以表示为

$$\sum_{j=1}^K |y_j - x_j| = 0 \quad (2)$$

即存在  $\beta_j$ ,  $W_j$  和  $b_j$ , 使得

$$\sum_{j=1}^K \beta_j g(W_j \cdot X_i + b_j) = y_i, j=1, \dots, N \quad (3)$$

可以矩阵表示为

$$Wp = F \quad (4)$$

式中:  $W$  是隐层节点的输出;  $p$  是输出权重;  $F$  是期望输出。

$$W = (W_1, \dots, W_K, b_1, \dots, b_K, x_1, \dots, x_L)$$

(5)

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_K \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_N \end{bmatrix} \quad (6)$$

为了能够训练单隐层神经网络,希望得到  $\hat{W}$ ,  $\hat{\beta}$ ,  $\hat{b}$ , 使得:

$$\|W(\hat{W}, \hat{\beta}) - F\| = \min_{W, \beta} \|W(W, \beta) - F\| \quad (7)$$

其中,  $i=1, \dots, L$ , 这相当于最小化损失函数

$$E = \sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^K \beta_j g(W_j \cdot X_i + b_j) - y_i)^2 \quad (8)$$

在以上算法中,隐层的输出矩阵  $W$  随着  $W$ , 和  $b$ , 的随机确定而唯一确定,此时,上述问题就可以转化为求解一个线性系统  $Wp = F$ , 则  $p$  可以表示为

$$\hat{p} = W^{-1}F \quad (9)$$

其中,  $W^{-1}$  是矩阵  $W$  的 Moore-Penrose  $\Gamma$  广义逆,而且可以通过计算证明得到的  $\hat{p}$  的范数是最小的,并且唯一<sup>[1]</sup>。

根据学习机算法的主要步骤:

- (1) 确定隐各层神经元个数, 设定输入层与隐各层间的连接权值 = 隐各层神经元的偏置  $b_j$ ;
- (2) 选择隐各层神经元的激活函数, 计算输出矩阵  $W$ ;
- (3) 计算输出层权重  $\hat{p} = W^{-1}F$ 。

## 2 实验与讨论

### 2.1 样品的光谱测试

实验采用 BRUKER BT-206120 红外光谱仪<sup>[1]</sup>, 收集某种样品的制油油样 32 个, 以空气为参比进行光谱扫描, 扫描 60 次取平均值, 以减少光谱采集过程中随机因素干扰, 保证光谱精度, 制油油样品的原始红外光谱图如图 2 所示。

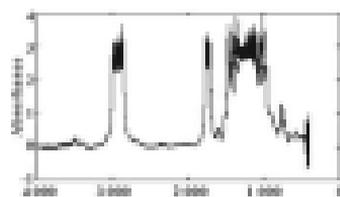


图2 样品原始光谱图

Fig.2 The original spectrum of the sample

### 2.2 样品的水分测试

按照 GB/T 260 标准方法<sup>[1]</sup> (对应 ASTM D95) 对制油油样品的水分含量进行测试, 该方法水分含量的最小测量值为 0.03% (质量分数), 进行实验时, 可

同一个样品进行 2 次实验取平均值。其中, 最大值为 0.180 5%, 最小值为 0.087 9%, 均符合标准方法的限定与建模要求的范围。样品测定的平均值为 0.112 1%, 标准差为 0.044 1%。

### 2.1 样品的划分

建模的过程中, 选择有代表性的训练集不但可以减少建模的工作量, 提高模型建立的速度, 而且对模型的适用性和准确性也有很大影响。采用了 Kennard-Sauer 方法<sup>[7]</sup>进行样品的划分, 以欧氏距离为评判标准将 32 个样本划分为 25 个训练集和 7 个验证集, 具体情况如表 1 所示。

表 1 样品的划分

Table 1 Classification of samples

| 样本集 | 个数 | 范围                | 均值       | 标准差      |
|-----|----|-------------------|----------|----------|
| 训练集 | 25 | 0.087 9%~0.180 5% | 0.106 9% | 0.029 7% |
| 验证集 | 7  | 0.087 9%~0.180 5% | 0.121 9% | 0.023 9% |

## 2 机器学习机建立模型

### 2.1 选择光谱的波段

在实际选择波段的过程中, 部分光谱区域内样品的光谱信息较弱, 这些信息并不能反映样品的性质, 通过优化选择合适的光谱区间, 净化谱图的信息, 能够突出反映样品信息的光谱区域进行筛选, 最后筛选出最有效建模光谱区域, 以提高工作的运算效率和模型的预测精度。

水分子是由 2 个原子构成的并有 3 个振动自由度的非线性分子, 这 3 个振动会产生偶极矩的变化, 且都具有红外活性, 它们的振动频率、频率各不相同, 且各自拥有不同的基频吸收位置, 高低为: 在波数 3 652  $\text{cm}^{-1}$  处产生对称伸缩, 在波数 3 256  $\text{cm}^{-1}$  处产生不对称伸缩, 在波数 1 545  $\text{cm}^{-1}$  处产生弯曲振动。通过对单一样品的红外光谱图进行分析并选择建模区间, 如图 3 所示。

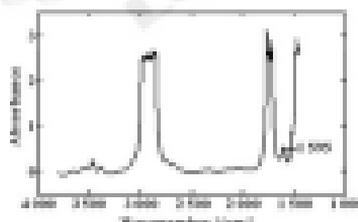


图 3 单一样品原始光谱图

Fig. 3 The original spectrum of the sample

波数 1 500  $\text{cm}^{-1}$  处的波峰一般是制碱用的氯化、碱化的特征测量区间, 此区间内与水分子有关的信息表现不明显, 所以不选择该波段附近的区间用来建立模型。通过分析, 由于分子间的特定的化学性质, 水分子与硫酸、钠盐等物质发生化学反应而产生氢键, 此时水分子特征吸收峰位置发生改变, 一般是向低波数区间发生移动, 所以认为在波数 3 756、3 652  $\text{cm}^{-1}$  这两处伸缩振动会发生改变, 考察 3 900~3 450  $\text{cm}^{-1}$  这个区间, 发现水分子的特征振动的吸收强度较大<sup>[8]</sup>, 对比所有制碱油红外谱图, 如图 4 所示, 可以清楚看到在 3 700~3 480  $\text{cm}^{-1}$  吸收峰变化规律明显, 因此, 3 700~3 480  $\text{cm}^{-1}$  波段可以用于建立模型。



图 4 样品的部分区间原始光谱图

Fig. 4 The partial interval original spectrum of the sample

### 2.2 光谱预处理方法的选取

光谱在测定过程中不可避免地产生误差, 因此, 对光谱进行预处理极其重要, 预处理的目的剔除非含样品, 消除噪声, 减弱以至于消除各种非目标因素对光谱的影响, 提高模型的稳定性和预测精度。常用方法有均值中心化、标准化、归一化、导数、平滑、正交信号校正等。本文作者以校正标准偏差 (SBC) 和预测标准偏差 (SEP) 为指标, 研究了多种预处理方法的组合方法, 利用最小二乘法建立模型, 最后确定了以小波包变换<sup>[9]</sup>占主导进行标准归一化的预处理方法, 此方法下的 SBC 和 SEP 值最小, 分别为 0.018 和 0.012。

### 2.3 隐含层神经元个数的确定

为了确定隐含层神经元的个数, 将初始值设定为 2, 间隔为 2, 逐渐增加至 30, 以预测标准偏差 (SEP) 大小为依据确定最佳的神经元个数, 结果如图 5 所示, 可以看出, 神经元个数为 12 时, 模型的预测标准偏差 (SEP) 最小, 所以神经元个数确定为 12。

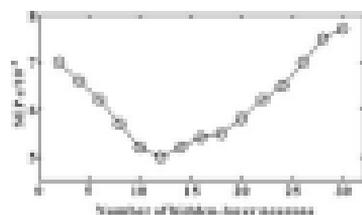


图3 隐含层神经元个数对RMSE的影响

Fig. 3 Effect of hidden-layer neurons numbers on RMSE

### 3.4 建立预测模型

在上述研究的基础上,采用神经网络学习方法建立测油测水分定量预测模型。首先对原始光谱进行预处理,输入层神经元个数即为建模区间内的波段点个数。在 $3\ 700\sim 3\ 400\text{ cm}^{-1}$ 的波段内,共有157个波段点,取以157个神经元。输出的是水分含量标准,取以对应神经元数为1,取整向上建模结果,确定比测含湿神经元数为12,激活函数选择 sigmoidal 函数,建模的结果如表2和图4所示。

表2 建模的预测结果

Table 2 Prediction results of the model

| 序号 | 真实值      | 预测值      | 误差        | 绝对误差     |
|----|----------|----------|-----------|----------|
| 1  | 0.183 7% | 0.186 7% | -0.003 0% | 2.331 6% |
| 2  | 0.208 2% | 0.198 6% | +0.009 6% | 0.732 6% |
| 3  | 0.142 0% | 0.137 0% | +0.005 0% | 3.821 2% |
| 4  | 0.080 2% | 0.091 2% | -0.011 0% | 3.543 2% |
| 5  | 0.138 0% | 0.138 6% | -0.000 2% | 1.946 2% |
| 6  | 0.087 9% | 0.092 3% | -0.004 4% | 2.238 2% |
| 7  | 0.133 0% | 0.129 6% | +0.003 4% | 3.760 2% |

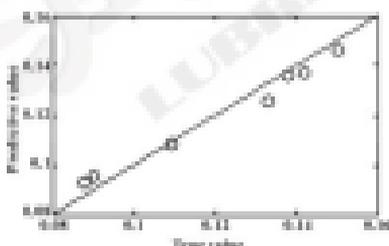


图4 真实值与预测值的比较

Fig. 4 The comparison of true value and predictor value

### 4 建模方法的对比分析

将采用神经网络学习方法建立的测油测水分预测模型的预测结果,与偏最小二乘法(PLS)及BP神经

网络2种建模方法的预测结果进行比较,结果如表3所示。

表3 不同建模方法的比较

Table 3 Comparison of different modeling methods

| 建模方法    | 校正标准偏差 | 预测标准偏差 |
|---------|--------|--------|
| 偏最小二乘法  | 0.000  | 0.002  |
| BP神经网络法 | 0.007  | 0.008  |
| 神经网络法   | 0.003  | 0.003  |

由表3可以看出,3种建模方法中,偏最小二乘法的预测标准偏差最大,说明模型预测能力相对其他2种方法较差。这是因为偏最小二乘法是一种线性建模方法,而测油测水本身是一个较为复杂的体系,采用这种线性方法建立的模型可能陷入过拟合,所以偏差较大。采用BP神经网络这种非线性方法建模结果较好,但训练时间即较长。采用神经网络法这种非线性方法的校正标准偏差和预测标准偏差均为最小,如图4所示,采用该方法建模进行预测的7个样本与实际值偏差不大,基本都分布在 $\pm 4\%$ 线附近,说明该模型的测油与测水结果较其他2种方法更好。

### 5 结论

提出采用神经网络(KLM)对测油测水分的红外光谱进行定量分析的方法,并与偏最小二乘法(PLS)与BP神经网络法进行了比较。结果表明,采用神经网络学习方法所建模型的稳定性更好,预测精度更高,预测相对误差是在 $\pm 7\%\sim 5.6\%$ 之间。

### 参考文献

- [1] 许林,廖宇广.化学计量学方法[M].北京,科学出版社,2006.
- [2] 测油测水分测定技术[M].北京,石油工业出版社,2006.
- [3] 姜永成,周洪祥.基于小波变换和BP神经网络的测油测水分模型研究[J].测油测水,2008,23(2):46-50.
- [4] WEN Q H, TAN H X. The research of measuring the water content in the lubricating oil based on neural network and BP neural network[J]. Lubricating Oil, 2008, 23(2):46-50.
- [5] 高惠敏,张瑜,张景红.发动机测油测水分快速检测方法研究[J].农机化研究,2008,32(7):227-233.
- [6] BANG S L, SHIN S Y, TAN L H. Study on fast measurement of water content of engine lubricant[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2005, 32(7):222-223.
- [7] 马兰之,曹克,张树松.基于一种基于改进偏最小二乘算法的红外光谱测油测水分测油测水的新方法[J].测油与测水,2012,27(3):69-90.
- [8] MA L Z, CAO K L, ZHANG S Y, et al. A new method based on multi-band spectrum and improved partial least square to determine the acid number of used lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 2012, 27(3):69-90.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.04.017

## $g-C_3N_4$ 的制备及在 PEG400 中的摩擦学性能研究

王睿<sup>1</sup> 廖青萍<sup>1</sup> 张恒<sup>1</sup> 汪李波<sup>2</sup>

(1. 中国石油兰州润滑油研究开发中心 甘肃兰州 730000;

2. 河南理工大学材料科学与工程学院 河南焦作 454000)

摘要:以三聚氰胺为前驱体采用热解法制备二维纳米材料  $g-C_3N_4$ , 用 X 射线衍射(XRD)对  $g-C_3N_4$  粉体样品进行物相分析,同时用扫描电子显微镜(SEM)分析  $g-C_3N_4$  表面形貌,采用球盘摩擦测试机考察  $g-C_3N_4$  作为聚乙二醇 400(PEG400)添加剂对钢-钢球盘摩擦学性能的影响,并采用扫描电子显微镜及 X 射线光电子能谱仪分析试验后钢球盘表面形貌、元素分布及典型元素的化学状态。结果表明,所制备的  $g-C_3N_4$  具有二维层状纳米结构,作为添加剂在 PEG400 中具有良好的摩擦学性能,SEM 和 XPS 分析表明,在摩擦学过程中  $g-C_3N_4$  因钢球盘摩擦表面形成了摩擦保护膜,从而提高了 PEG400 的摩擦学性能。

关键词:  $g-C_3N_4$ ; PEG-400; 添加剂; 摩擦学性能

中图分类号: O64; TH117.3 文献标志码: A 文章编号: 0278-9099(2017)04-0017-05

## Preparation and Tribological Performance in PEG400 of $g-C_3N_4$ Nanomaterial

WANG Rui<sup>1</sup> MI Liping<sup>1</sup> ZHANG Heng<sup>1</sup> WANG Libo<sup>2</sup>

(1. PetroChina Lanzhou Lubricating Oil Research and Development Institute, Lanzhou Gansu 730000, China;

2. School of Materials Science and Engineering, Henan Polytechnic University, Jiaozuo Henan 454000, China)

Abstract: Two-dimensional nanomaterial  $g-C_3N_4$  was chemically synthesized using the melamine. The morphology and crystalline structures of the  $g-C_3N_4$  powder were characterized by scan electron microscopy (SEM) and X-ray diffraction (XRD). The tribological properties of the prepared  $g-C_3N_4$  nanomaterial as an additive in PEG400 were evaluated with a four-ball tester. The morphology of steel ball wear surface, the distribution of elements and the chemical state of typical elements were analyzed by SEM and XPS. The results show that the prepared  $g-C_3N_4$  has two dimensional layered nanostructure, it exhibits excellent friction reducing properties and good anti-wear ability in PEG400. SEM and XPS analysis indicate that physical adhesion film mainly composed of  $g-C_3N_4$  and some adsorbed organic compounds is formed during the friction process. These contribute to the good friction reducing and anti-wear ability of  $g-C_3N_4$  nanomaterial as PEG400 additive.

Keywords:  $g-C_3N_4$ ; PEG-400; additive; tribological performance

摩擦磨损作为自然界普遍存在的现象,消耗掉全世界 1/3 的一次能源,而磨损则是材料和设备破坏失效的 3 种主要方式之一,约有 80% 的机器零部件都是因为磨损而失效,而且 30% 以上的机械装备的总性率故障都是起因于磨损失效和过度磨损,造成的损失相当于 GDP 的 2% 以上。为了降低摩擦和磨损造成的危害,减少能源消耗,耐磨材料及耐磨添加剂应运而生。纳米材料作为一种新的耐磨添加剂也受到了研究人员广泛的关注,纳米材料包括零维纳米材料(如

$Ca^{2+}$ 、 $Si^{2+}$ 、 $CaF_2^{2+}$ 、 $SiO_2^{2+}$ 、 $ZnO^{2+}$ 、 $CaS^{2+}$  等)、一维纳米材料(如碳纳米管<sup>[1-3]</sup>、 $W_x^{1+}$ 、 $MoS_2^{1+}$ 、 $\alpha-Fe_2O_3^{1+}$ )和二维纳米材料(如石墨烯<sup>[4-6]</sup>、氧化石墨烯<sup>[7-9]</sup>、 $MoS_2^{1+}$  等)。大量研究表明,二维纳米材料作为耐磨添加剂能够显著改善耐磨剂的摩擦学性能。

$g-C_3N_4$  是一种新型二维纳米材料<sup>[10]</sup>,具有类似石墨结构的层状化合物,主要是由 C、N 和微量的 O 元素所组成,不含重金属元素,是一种潜在的绿色耐磨添加剂。目前  $g-C_3N_4$  的研究主要集中在其光性能方面,而其作为耐磨添加剂的摩擦学性能研究尚很少<sup>[11]</sup>。本文着重主要研究了  $g-C_3N_4$  二维纳米材料的制备、结构表征及作为 PEG400 合成油添加剂的摩擦

收稿日期: 2016-08-02

作者简介:王睿(1988-),女,硕士,高级工程师,从事油品润滑研究。E-mail: wangrui\_1988@petrochina.com.cn

学性能,并探讨了其润滑作用机制。

## 1 实验部分

### 1.1 试验材料及试样制备

试验所用的三聚氰胺、聚乙烯吡咯烷酮(PV-K30)、PEG400、丙酮、乙醇等试剂均为分析纯,使用前都不作进一步处理。

$g-C_3N_4$ 由三聚氰胺热聚合制备得到,具体制备过程:将一定量的三聚氰胺放置于坩埚中,然后置于管式炉中,以氮气为保护气,以 $5\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ 升温速度升温到 $350\text{ }^\circ\text{C}$ 后保温 $2\text{ h}$ ,自然冷却后得到黄色固体 $g-C_3N_4$ ,将所得 $g-C_3N_4$ 研磨成粉末状备用。

取不同质量的 $g-C_3N_4$ 加入到PEG400基础油中,加入质量分数1%的聚乙烯吡咯烷酮作为分散剂,搅拌均匀 $1\text{ h}$ 后得到 $g-C_3N_4$ 质量分数分别为0.025%、0.05%、0.1%、0.25%、0.5%的润滑剂试样。

### 1.2 试验方法

采用JSM-6000LV型扫描电子显微镜对 $g-C_3N_4$ 的形貌和结构进行表征,采用X-射线粉末衍射仪(XRD,ADVANCE)对样品进行物相分析。

采用MM-81A立式万能摩擦磨损试验机(济南思达测试技术有限公司生产)考察不同润滑剂试样的摩擦学性能,试验所用钢球为GCr15轴承钢,其直径为 $12.7\text{ mm}$ ,硬度为HRC59-61,试验前,钢球、油杯及夹头的采用石油醚超声清洗 $2\text{ 次}$ 共 $15\text{ min}$ ,吹干待用,试验条件为:室温,转速 $1\text{ 450 r}/\text{min}$ ,试验时间 $30\text{ min}$ ,试验后,用扫描电子显微镜对钢球摩擦面的形貌进行分析,用F10-S702型多功能X-射线光电子能谱(XPS)对摩擦面进行成分分析,选择 $K\alpha$ 激发源,通过能量为 $29.25\text{ eV}$ 以行电离的 $C_{1s}$ 结合能 $284.8\text{ eV}$ 作为内标,电子结合能的测量精度均为 $\pm 0.1\text{ eV}$ 。

## 2 结果与讨论

### 2.1 $g-C_3N_4$ 的形貌及结构

图1为制备的 $g-C_3N_4$ 样品的XRD谱图。

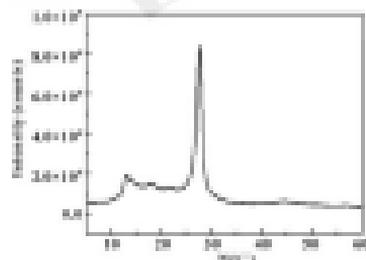


图1  $g-C_3N_4$ 样品的XRD谱图

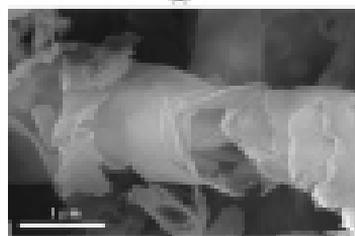
Fig.1 XRD pattern of  $g-C_3N_4$  sample

可以看出,所制备样品的衍射峰与文献相一致,都包含 $2$ 个衍射峰,在 $27^\circ$ 左右的衍射峰对应于 $g-C_3N_4$ 晶体的(001)晶面衍射,是由 $g-C_3N_4$ 层内周期性堆叠的二维环结构平面所产生的,晶面间距为 $0.426\text{ nm}$ ;而 $27^\circ$ 左右的衍射峰对应于 $g-C_3N_4$ 晶体的(002)晶面衍射,是由 $g-C_3N_4$ 的周期性共轭层状结构堆叠面产生的,其晶面间距为 $0.323\text{ nm}^{-1}$ 。

为了观察 $g-C_3N_4$ 纳米材料的形貌特征,采用扫描电子显微镜对样品进行了分析表征,结果如图2所示,可以看出,所制备的 $g-C_3N_4$ 形貌不规则,但均为片层结构,片层厚度在纳米级,由高倍放大图像可以看出,有些片层卷曲呈管状,这可能是由于所制备的 $g-C_3N_4$ 纳米片表面存在缺陷,为了减小或消除表面缺陷降低比表面积,达到稳定结构,二维纳米片发生卷曲,呈现不规则的卷曲形状。



(a)



(b)

图2  $g-C_3N_4$ 样品的SEM图

Fig.2 SEM images of  $g-C_3N_4$  sample

### 2.2 $g-C_3N_4$ 的摩擦学性能

在恒定 $200\text{ N}$ 载荷下采用四球试验机上考察了 $g-C_3N_4$ 添加质量分数对PEG400基础油的性能的影响,结果如图3所示,可以看出,纯PEG400润滑下的摩擦系数和磨斑直径分别为 $0.042$ 和 $0.45\text{ mm}$ ,加了1%分散剂后发现不但起不到减摩抗磨作用,反而使得摩擦学性能下降,摩擦系数和磨斑直径均增大,而 $g-C_3N_4$ 加入PEG400后润滑油的摩擦学性能得

到明显提高,尤其是摩擦因数在负载的增加和质量分数 0.025% 时就显著下降,从 0.042 降低为 0.034,这说明  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 具有优异的减摩性能。当  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 质量分数为 0.1% 时,摩擦因数最低,之后随着  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 质量分数的增加开始增大,这可能是由于添加量的增加  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 的分散稳定性降低,导致发生了沉淀。相对减摩性来讲,  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 对 PEG400 的减摩性提高不是太显著。在 0.1% 质量分数时,磨痕直径由 0.45 mm 降低为 0.40 mm。

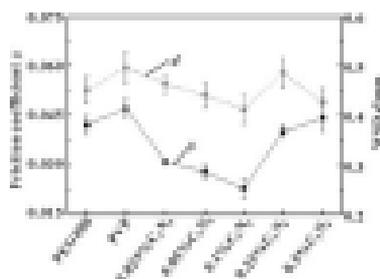


图 3 摩擦因数和磨痕直径随  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 的质量分数的变化曲线 (200 N, 1 400 r/min)

Fig. 3 Friction coefficient and wear scar diameter as a function of  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> concentration (200 N, 1 400 r/min)

为了考察载荷对  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 添加剂摩擦学性能的影响,对  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 质量分数为 0.1% 的 PEG400 在不同载荷下的摩擦学性能进行了考察,结果如图 4 所示。

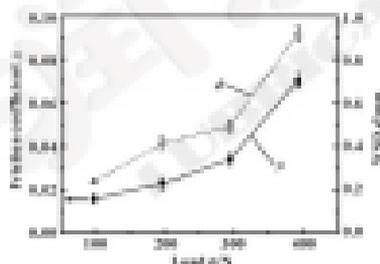


图 4 磨痕直径和摩擦因数随载荷的变化曲线 (1 400 r/min)

Fig. 4 Wear scar diameter and friction coefficient as a function of applied load (1 400 r/min)

随着载荷的增加,摩擦因数和磨痕直径均随之增加,这说明在高载荷下  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 的减摩减磨效果并不显著。这可能是由于  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 在高载荷及高的摩擦温度下比较稳定,无法在摩擦面发生摩擦化学反应形成

有效的减摩保护层。

### 2.3 铜球磨痕表面分析

图 5 示出了载荷 200 N 下,用 PEG400、添加质量分数 1.0% PVP 与质量分数 0.1%  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 的 PEG400 润滑下的铜球磨痕表面形貌。

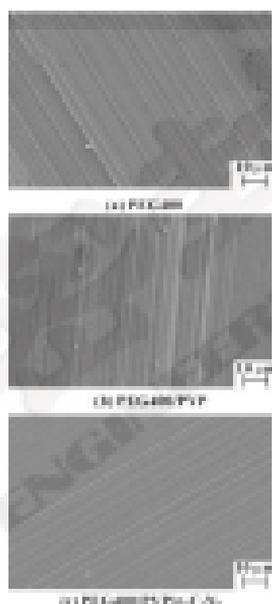


图 5 铜球磨痕表面扫描电镜图 (200 N, 1 400 r/min)

Fig. 5 SEM morphologies of the worn steel surfaces lubricated with different lubricants (200 N, 1 400 r/min)

可以看出,与用 PEG400 润滑下的磨痕面相比,添加 PVP 后形貌明显增加,而添加  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 后磨痕表面上犁沟减少,磨痕交错,这与上面的摩擦测试实验结果相对应。说明在摩擦过程中  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 沉积在摩擦接触部位,形成了一层富含  $\alpha$ -C<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 的保护层,有效地降低了摩擦因数,同时将摩擦副隔离开,使得摩擦性能得到一定的改善。

图 6 为 200 N 载荷下,铜球磨痕的 XPS 图谱,可以看出, C<sub>1s</sub> 的 XPS 谱峰分别位于 284.8、286.5、288.2 eV,其中位于 284.8 eV 谱峰归属于有机物中的 C-H,286.5 eV 谱峰对应于 PVP 中 C-N 的电子结合能,288.2 eV 谱峰对应于 N-C-N 中 C 的结合能<sup>[27]</sup>; N<sub>1s</sub> 的 XPS 谱峰分别位于 398.7、399.4、400.7、404.8 eV,分别对应于 C-N-C、N-C<sub>2</sub>、PVP 和电荷转移导致的 N<sub>2</sub> 电子结合能<sup>[27]</sup>; O<sub>1s</sub> 的 XPS

谱峰分别位于 529.6、531.6、532.2 eV, 其中位于 529.6 eV 谱峰归属于铁的氧化物中的铁, 531.6 eV 谱峰对应了羟基中铁的电子结合能, 532.2 eV 谱峰对应了羟基中氧的电子结合能;  $\text{Fe}_{2\text{O}_3}$  的电子结合能位于 516.6 eV, 对应于铁的氧化物。以上 XPS 分析结果表明,  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  纳米材料作为添加剂, 在摩擦时产生的高电荷条件作用下沉积在摩擦接触面上, 形成了一

层保护膜, 该保护膜将摩擦金属表面分开, 由于它具有类似于石墨的结构, 因此能够降低摩擦因数。另外摩擦表面吸附的有机物也会对一定的减摩作用, 但由于  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  并非完全剥离的单片层, 而是有一些颗粒处于微米级, 不能完全脱离摩擦副, 因此摩擦过程中的抗磨效果一般。

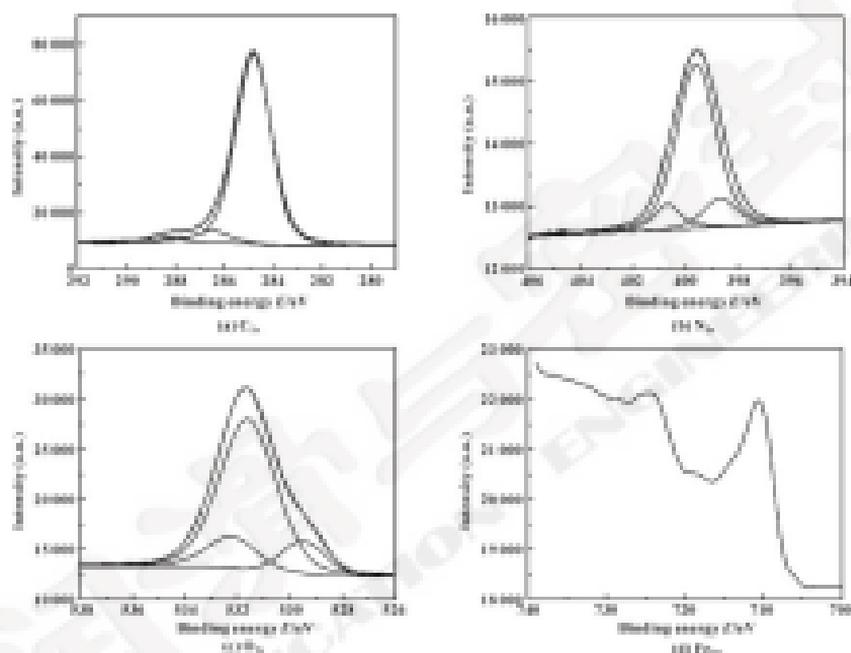


图4 摩擦表面典型元素XPS谱图

Fig. 4 XPS spectra of typical elements on the worn steel surface.

## 3 结论

(1) 以三聚氰胺为原料制备了  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  二维纳米材料。样品为片层结构, 片层厚度在纳米级, 有些片层卷曲呈管状。

(2) 以 PVP 为分散剂, 将  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  作为添加剂加入到 PEG400 中考察了摩擦学性能。结果表明,  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  能够显著改善 PEG400 润滑油的减摩性能, 但抗磨性能改善有限。磨损面形貌及成分分析表明,  $\text{g-C}_3\text{N}_4$  纳米材料作为润滑添加剂在摩擦过程中沉积在摩擦表面, 形成富含二维纳米材料的物理沉积膜, 降低了摩擦表面间的吸引力, 因此摩擦因数显著降低。

## 参考文献

- [1] ZHOU J F, WU X H, ZHANG X J, et al. Tribological behavior and lubricating mechanism of Cu nanoparticles in oil [J]. Tribology Letters, 2009, 32(1): 215-218.
- [2] CHEN H, JIENSHENG BATTIE A, CARRELLA J J, et al. Tribological behavior of polyalphaolefin with the addition of nickel nanoparticles [J]. Tribology International, 2009, 42(12): 2127-2132.
- [3] WANG L H, ZHANG W, WANG X H, et al. The preparation of CoF<sub>2</sub> nanofiber coated with oleic acid by extraction method and application in lithium grease [J]. Materials Research Bulletin, 2009, 45(12): 2220-2227.

- [3] QIU H Q, DONG J X, CHEN C X. Tribological properties of  $CoF_2$  nanoparticles as additives in lubricating oils [J]. *Wear*, 1999, 230: 39-48.
- [4] LI X H, CANG Z, ZHANG Z J, et al. Surface modification in situ of nano- $SiO_2$  and its structure and tribological properties [J]. *Applied Surface Science*, 2006, 252: 7636-7641.
- [5] 董琦, 康庆. 表面修饰纳米二氧化硅的制备及其摩擦性能研究 [J]. *润滑与密封*, 2010, 35(9): 83-86.
- [6] CHU P, CHEN S. Preparation and anticorrosion properties of zinc-layer-coated ZnO nanoparticles [J]. *Lubrication Engineering*, 2010, 35(9): 83-86.
- [7] KANG S H, WANG B, ZHU L, et al. Synthesis and tribological property study of olefin acid-modified copper sulfide nanoparticles [J]. *Wear*, 2008, 265: 150-154.
- [8] 李立强, 赵中杰. 表面修饰纳米氧化铜油膜中的高温摩擦性能研究 [J]. *润滑与密封*, 2010, 35(1): 1-4.
- [9] QIAN Y L, MENG L B, JIAN L X. Study on friction performance of carbon nanotubes in mineral oil at elevated temperature [J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 30(1): 1-4.
- [10] WANG H C, WANG X H, JIN W J, et al. Tribological and colloidal properties of zinc liquid-based nanofluids containing functionalized multi-walled carbon nanotubes [J]. *The Journal of Physical Chemistry C*, 2010, 114: 8749-8756.
- [11] CHATURVEDI V, MAJUMDER D, DANDHONY P, et al. In situ Mechanism and friction-reduction mechanism for carbon nanotube dispersion in lubrication [J]. *Tribology Letters*, 2012, 47: 487-493.
- [12] ZHANG L L, TU J P, WU H M, et al.  $W_2$  nanowires prepared by self-transformation process and their tribological properties as additive in base oil [J]. *Materials Science and Engineering A*, 2007, 454: 493-497-499.
- [13] KAMIN W, KOSKOPOL J, BERGHAUS W. Mechanisms and improvements in the friction and wear behavior using MoS<sub>2</sub> nanotubes as potential of additives [J]. *Wear*, 2017, 380-381: 39-43.
- [14] HONG H J, JIA X H, LI N, et al. Synthesis of  $n-Fe_3O_4$  nanowire/graphene oxide composites and their tribological properties [J]. *Journal of Materials Chemistry*, 2012, 22: 699-702.
- [15] ZHANG W, ZHANG W, ZHU H W, et al. Tribological properties of olefin acid-modified graphene as lubricant oil additives [J]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2011, 44: 205303.
- [16] ERENKISHAN V, BANURAJAN R, SIVANAN V, BANARAJAN R. S. Graphene-based engine oil nanofluids for tribological applications [J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2011, 3(12): 4223-4227.
- [17] LIU J H, WANG L W, CHEN C H. Modification of graphene platelets and their tribological properties as a lubricant additive [J]. *Tribology Letters*, 2011, 41: 209-215.
- [18] 李立强, 赵中杰, 董琦, 等. 表面修饰纳米二氧化硅的摩擦性能研究 [J]. *摩擦学学报*, 2010, 34(3): 323-330.
- [19] QIAN Y L, ZHANG H C, ZHANG J, et al. Friction and wear properties of water-dispersing system of multilayer graphene [J]. *Tribology*, 2014, 34(5): 532-536.
- [20] KAWAHARA H, MIYAHARA Y, ILLINO A A, et al. Tribological properties of multilayer graphene oxide sheets as water-based lubricant additives. *Carbon*, 2010, 48: 720-723.
- [21] MIYATA H, MIYAHARA Y, CHAIKHAN C, et al. Oil lubricant tribological behavior improved through dispersion of few-layer graphene oxide [J]. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 2010, 14: 0907-0908.
- [22] NUNOBUKI A, D'ACQUINO V, PETEROSIC N, et al. Graphene oxide nanosheets as effective friction modifiers for oil lubricant materials, methods, and tribological results [J]. *Tribology*, 2013, 33(11): 1197-1202.
- [23] HU B H, LIU W, WANG Q J, et al. Tribological properties of multilayers disulfide nanosheets by multilayer coating process as additive in liquid paraffin [J]. *Tribology International*, 2009, 42: 85-89.
- [24] XU P, ZHANG L L, LIU C, et al. Graphene-like carbon nitride nanosheets for improved photoanalytic activities [J]. *Advanced Functional Materials*, 2012, 22: 4763-4770.
- [25] YANG J, ZHANG H T, CHEN H B, et al. Fabrication of the  $g-C_3N_4/Ca$  nanocomposite and its potential for lubrication applications [J]. *RSC Advances*, 2015, 5: 62251-62260.
- [26] YA H J. Self-templating synthesis of mesoporous graphite-carbon nitride with enhanced photoanalytic  $H_2$  evolution under visible light [J]. *Chemical Communications*, 2012, 48: 3450-3452.
- [27] HU T H, WANG H W, HANJUNO G J. Sol-gel derived ZnO/PVP nanocomposite thin film for suppressible surface erosion [J]. *Materials Science and Engineering C*, 2007, 27: 410-420.
- [28] WANG X J, YANG W Y, LI F T, et al. In situ microwave-assisted synthesis of porous  $N-TiO_2/g-C_3N_4$  heterojunctions with enhanced visible-light photoanalytic properties [J]. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2013, 52: 17140-17150.
- [29] TAN H C, LI Z S, ZHU Z C. Photoregulation of thiolamine H and methyl groups over hexamethyl  $g-C_3N_4$  under visible light irradiation [J]. *Langmuir*, 2010, 26: 3950-3955.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0101.2017.04.018

## 月球样品真空密封结构适应性试验研究<sup>\*</sup>

王春勇 李昊清 孙 亮 纪 明 马 聪 王克成

(兰州空间技术物理研究所 甘肃兰州 730000)

**摘要:**我国探月三期工程关键任务之一是采集月球样品并返回地球,可靠的月球样品封装技术是确保月球样品原态、保证地面数据分析准确性的关键。针对月球样品密封与地面数据分析的要求,提出利用铜合金-钛合金刀口密封为主密封,橡胶圈密封为辅密封的完全密封结构,对密封结构进行环境适应性试验。试验结果表明,设计的密封结构适用于月球样品密封,防止月球样品被污染。

**关键词:**月球探测; 样品密封; 金属密封; 完全密封

**中图分类号:** TP78 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0101(2017) 04-0018-04

## Experimental Investigation on Adaptability of Lunar Samples Vacuum Sealing Structure

WANG Chunyong LI Huiqing SUN Liang JI Ming MA Cong WANG Kecheng

(Lanzhou Institute of Physics, China Academy of Space Technology, Lanzhou Gansu 730000, China)

**Abstract:** One key task of the third phase of China's Lunar Exploration Project is to collect lunar sample and return to the Earth. Sealing technology is used to maintain the original state of lunar sample and ensure the reliability of ground analyzing based on lunar samples. According to the requirement of lunar sample sealing and data analyzing, a structure of sealing lunar sample by using titanium alloy and knife-edge as primary vacuum seal and rubber gasket as redundant seal against primary seal failure is proposed, and some relevant experimental of sealing structure is carried out. Experiment result shows that this optimized sealing structure can be used to seal lunar samples without being contaminated.

**Keywords:** lunar exploration; sample sealing; knife-edge seal; redundant seal

到目前为止,只有美国和前苏联进行了多次月球探测和采样,其中美国进行4次载人登月采样,前苏联进行2次无人采样<sup>[1]</sup>。美国月球样品采集封装由宇航员完成,使用2种封装污染技术:一种是金属罐密封为主密封,橡胶圈为辅密封的密封封装技术<sup>[2]</sup>,如图1所示;一种是金属唇形密封技术<sup>[3]</sup>,将不锈钢刀口压入软铜合金密封材料形成密封,如图2所示。前苏联为无人月球样品采集密封,样品密封方式为橡胶圈密封<sup>[4]</sup>,样品封装容器设置在返回舱内。

从图1中可以看出,橡胶圈安装在金属罐唇形密封结构的外侧,盖体与罐体利用弹簧卡扣使橡胶圈压紧形成密封密封,如图1(a)所示;然后将金属唇形密封化对密封面进行研磨形成主密封,如图1(b)所示。

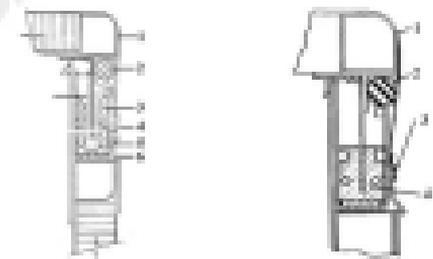


图1 金属唇形密封结构  
Fig. 1 Metal seal structure (a) titanium alloy alloy before sealing; (b) titanium-copper alloy after sealing

图2所示月球样品密封容器采用金属唇形技术,在密封容器上加工刀口,在盖体上安装铜合金,利用盖体上的卡扣机构,密封容器刀口压入盖体铜合金,同时将盖体与密封容器锁紧,防止盖体铜合金与密封容器刀口分离。该结构在阿波罗12用于采集气态样品,阿波罗15-17用于采集岩石样品<sup>[5]</sup>。

\* 基金项目:探月工程三期自主研发基金项目(YW312001)。  
收稿日期:2016-07-28  
作者简介:王春勇(1982-),男,硕士研究生,工程师,研究方向为空间机构机构。E-mail: wcy0279@126.com



图2(a)月球样品容器



图2(b)气体分析容器

图2 气体收集罐

Fig. 2 Gas-tight can (a) special environment sample; (b) gas analysis sample container

图3所示月球样品采样器集成在返回器内,采样完成后返回器盖体关闭,同时利用样品采样器盖体上的橡胶圈与采样器筒体形成密封,完成月球样品的密封。

时,最后在返回器舱内充入高纯度氮气对月球样品进行保护。



图3(a)月球样品采集器筒体



图3(b)月球样品采集器筒体

图3 返回器月球样品采样器

Fig. 3 Lunar samples collector of Lunar Return Vehicle (a) after sealing; (b) before sealing

通过两种国外月球样品采样封装技术,本文作者提出利用刀口金属搭接为主密封,橡胶圈为辅助密封的完全密封技术<sup>[2-4]</sup>来设计月球样品真空密封结构,并针对密封结构的高低温环境适应性进行研究。

#### 1 橡胶圈与刀口唇瓦完全密封方面

考虑月球表面环境因素,月球样品采集自动化及密封可靠性,将钛合金、O形橡胶圈设计在对装容器盖体上,刀口与钛合金的同时,Φ形橡胶圈与对装容器内壁形成径向密封,密封结构如图4所示。

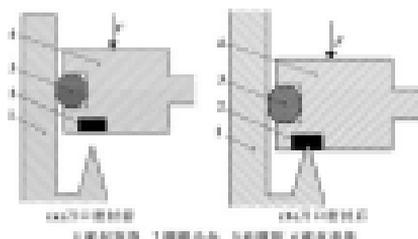


图4 设计时橡胶圈与刀口唇瓦完全密封结构

图4 Rubber-tight sealing structure of sealing ring and knife-edge sealing (a) before knife-edge sealing; (b) after knife-edge sealing

探测器及射前,月球样品封装容器内部首先进行真空排气,从而等净化处理,然后在月球样品封装容器内充入略高于大气压的高纯氮气,利用橡胶膜向外密封防止大气的渗透封装容器,月球样品封装完成后,外力驱动盖体向下运动,封装容器顶盖全开口与人铜合金密封盖全,同时橡胶膜与封装容器形成橡胶膜向外密封,该密封结构中橡胶膜材料选用改性氟橡胶,其硬度为68(邵A5),工作温度为-90~200℃,压缩率约为 $15\%^{(1)}$ ,刀口与人铜合金密封盖厚度为 $0.5\text{ mm}^{(2)}$ 。

## 2 橡胶膜与刀口腔体其余密封环境适应性试验

### 2.1 O形橡胶膜向空密封技术环境适应性试验

由于高温环境会对橡胶膜密封效率产生影响,因此需在常温、低温(-80℃)和低温恢复至常温3种状态下,分别对O形橡胶膜密封效率进行了检测。常温状态及低温恢复至常温状态采用双通道检测仪器<sup>[3]</sup>进行检测;低温状态采用真空规定对测量出的容器内部压力变化值,通过测试数据计算得出低温状态下橡胶膜的效率。图3是检测系统示意图,表1是O形膜密封检测试验结果。

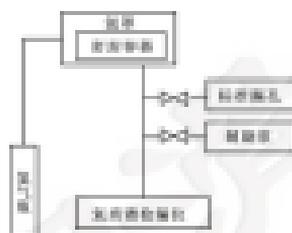


Fig. 3 Sketch of leak rates measuring system

图3 检测系统示意图

表1 橡胶膜效率检测结果

| 试验温度                               | 常温<br>(20℃)           | 低温<br>(-80℃)          | 低温回<br>到常温            |
|------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 漏率 $L/(Pa \cdot m^3 \cdot s^{-1})$ | $3.6 \times 10^{-10}$ | $3.6 \times 10^{-10}$ | $3.6 \times 10^{-10}$ |

试验结果表明:在低温状态下O形膜密封效率较大,但低温恢复至常温后,密封效率基本与常温状态下的效率一致。

### 2.2 O形橡胶膜密封环境适应性试验

刀口密封是月球样品舱内密封的关键,它的可靠性是保证月球样品不被污染的关键。由于月球样品封装容器在返回地球的过程中会经历空间高温环境,空间高、低温环境可能会影响刀口密封的密封效率,

因此针对刀口密封需进行高温环境、低温环境密封效率试验。

高温试验时,将密封试件在高温(120~124℃)下保温4h,待恢复至室温12h后检测其漏率。低温试验时,将密封试件在低温(-85~-89℃)下保温4h,待恢复至室温12h后检测其漏率。再低温交叉试验时,在温度-85℃~124℃下进行6个循环试验,每个循环高、低温的各保持4h,待恢复至室温12h后检测其漏率。刀口环境试验结果见表2。

表2 刀口密封效率检测结果

Table 2 Experimental results of leak-edge seal

| 试验条件 | 温度/℃    | 漏率 $L/(Pa \cdot m^3 \cdot s^{-1})$ |
|------|---------|------------------------------------|
| 常温   | 20      | $3.6 \times 10^{-10}$              |
| 高温   | 120~124 | $2.7 \times 10^{-9}$               |
| 低温   | -85~-89 | $3.6 \times 10^{-10}$              |

从表2可以看出,在经历高温试验后刀口密封效率大大增加,从常温的 $3.6 \times 10^{-10} Pa \cdot m^3/s$ 增加到 $2.7 \times 10^{-9} Pa \cdot m^3/s$ ,因此判断经过高温试验后刀口密封失效。

## 3 刀口密封失效分析其原因

### 3.1 失效原因分析

高温试验后装置密封效率明显上升,效率为 $10^{-9} Pa \cdot m^3/s$ 数量级,刀口密封失效。通过分析认为:高温试验刀口密封失效是由于刀口与人铜合金的相对位置发生变化引起的。刀口与人铜合金的驱动力通过盖体上端向提供,当刀口与人铜合金 $0.5\text{ mm}$ 后,盖体上端向通过限位结构保持一定的侧壁压力 $F$ ,且限位结构与刀口都在密封容器上,二者相对位置不发生变化,如图4所示。密封结构在120℃时,盖体会随刀尖方向收缩,由于盖体上端向被约束,因此盖体只能随着刀尖向下膨胀,经过计算盖体膨胀伸长约 $0.009\text{ mm}$ ,因此刀口会随刀尖与人铜合金 $0.009\text{ mm}$ ,当从高温恢复至室温时封装容器刀口恢复至常温刀尖 $0.5\text{ mm}$ 的深度,此时相当于刀口与人铜合金基体面产生 $0.009\text{ mm}$ 的间隙,因此刀口密封失效<sup>[4]</sup>,效率上升至 $10^{-9} Pa \cdot m^3/s$ 数量级。

低温试验后密封装置效率有所变化,但仍维持 $10^{-10} Pa \cdot m^3/s$ 数量级,与常温状态效率检测结果相当。通过分析认为:低温试验刀口密封仍能保持较高的密封性,原因是刀口与人铜合金的相对位置不变,同样在驱动力作用下刀口与人铜合金 $0.5\text{ mm}$ 后,盖体上端向通过限位结构保持一定的侧壁压力 $F$ ,刀口与人铜合金的相对位置不发生变化,如图4所示。密封结构在-85℃时,盖体会随刀尖方向收缩,由于

盖体上端向前的约束,因此盖体只能远离刀尖向上收缩,经过计算盖体冷收缩量为 $0.028\text{ mm}$ ,因此恢复至室温后刀口与铜合金基体表面应产生 $0.028\text{ mm}$ 的间隙,但是由于预紧力 $F$ 一直存在,且预紧力远大于刀口对铜合金 $0.028\text{ mm}$ 所需要的外力 $F_0$ ,因此刀口与铜合金基体之间无间隙产生,密封率无明显变化。

通过高温及降温试验对比分析,得出高温刀口密封失效原因是高温膨胀导致刀口与铜合金相对位置发生了变化,装置恢复室温后刀口与铜合金产生缝隙而导致密封率增加。

### 3.2 改进措施

通过上述失效原因分析,只有保证铜合金与刀口的相对位置不发生变化,才能保证刀口密封性能,因此,对密封结构进行改进,如图4所示。

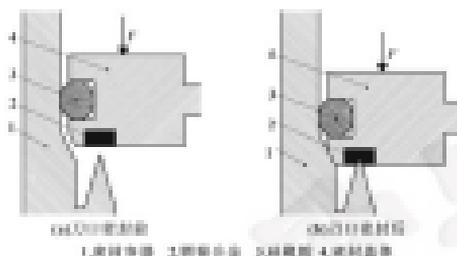


图4 改进前密封结构与改进后可调节密封结构

Fig. 4 Improved adjustable sealing structure of sealing ring and knife-edge sealing (a) before knife-edge sealing (b) after knife-edge sealing

如图4所示,当刀口对铜合金时,盖体背面与衬套衬套背面配合,形成限位,当温度升高时,衬套衬套与盖体通过螺母限制刀口继续压入铜合金,保持刀口与盖体铜合金相对位置保持不变。

### 3.3 改进后密封性能适应性试验

对改进的密封结构进行空间高真空环境适应性试验,试验结果如表3所示。

表3 刀口密封改进后试验结果

Table 3 Experimentation results of improved

knife-edge seal

| 试验条件  | 温度/ $^{\circ}\text{C}$        | 密封率 $A/(Pa \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$ |
|-------|-------------------------------|---|
| 室温    | 25                            | $3.1 \times 10^{-7}$                              |
| 高温    | +120 ~ +124                   | $3.6 \times 10^{-7}$                              |
| 低温    | -178                          | $4.7 \times 10^{-7}$                              |
| 高真空循环 | -87 ~ -125 $^{\circ}\text{C}$ | $3.6 \times 10^{-7}$                              |

## 4 结论

采用橡胶圈与刀口密封完全密封方案,设计月球样品真空密封结构,并针对结构进行空间高真空适应性试验,结果表明,设计的密封结构经空间高真空环境后仍保持室温下 $10^{-7}\text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 数量级的密封率,因而能够维持月球样品的状态,防止月球样品污染。

### 参考文献

- [1] HERRON J. A Deep space absolute-a chronology of deep space and planetary probes 1958-2000 [R]. NASA Office of Historical Relations NASA History Office, Washington DC, 2000: 0001, 2012, 17.
- [2] 孙健, 吴亮, 向开明, 车月峰等人. 探月工程总体概念设计 [J]. 航天器工程, 2009, 19(3): 99-106.  
FENG J, HUANG H, XIAO H, et al. Conception design of a lunar robotic sampling and return mission [J]. Spacecraft Engineering, 2009, 19(3): 99-106.
- [3] Design studies and prototype fabrication of lunar sample return [R]. Lunar Science National Laboratory, 1968.
- [4] ALLTON J B. Lunar samples: Apollo collection, curation, handling, storage [R] and Soviet lunar samples [R]. NASA Technical Paper, JSC-17084, 2000.
- [5] ELLAN H. Review, review of sample acquisition and curation during lunar surface activities [R]. NASA Technical Paper, JSC-2674, 2000, 20-25.
- [6] KRAMER F C, THORNTON D B, WALTON W J A. [R]. Apollo 11 lunar sample information catalogue [R]. NASA Technical Paper, JSC-3242, 1977.
- [7] WARDEN J. Apollo 11 lunar sample information [R]. NASA Technical Paper, NASA TP-833, 1970, 11-17.
- [8] HERRON J. Lunar 10, an outstanding new achievement of Soviet space science, foreign Technology Division [R]. NASA Technical Paper, NASA RP-236, 1970.
- [9] 郑本刚, 杨国春, 付朝晖, 车月峰等人. 月球样品真空密封技术的可行性分析 [J]. 航天器环境工程, 2009, 19(3): 43-49.  
DU Y C, YANG Z C, FU Z H, et al. Feasibility study of the technology of automatic recognition for lunar sample [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2009, 19(3): 43-49.
- [10] 张斌, 于亮, 杨华勇. 月球样品密封技术综述 [J]. 航天器环境工程, 2003, 03(1): 26-33.  
ZHANG B, YU W, YANG H Y. A review of recognition technologies for planetary samples [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2003, 03(1): 26-33.
- [11] 中国科学院月球样品返回舱密封结构设计规范 [J]. 航天器环境工程, 2004, 04(1): 170-175.
- [12] 赵进东, 郑本刚, 曹炳生, 等. 真空密封手册 [M]. 3版. 北京: 国防工业出版社, 2004, 09(1): 1201-1209.
- [13] 付朝晖, 于亮, 郑本刚, 等. 月球样品真空密封技术可行性研究 [J]. 真空科学与技术学报, 2004, 24(3): 220-224.  
FU Z H, XU W, DU Y C, et al. Novel ultra high vacuum sealing technique with soft metal knife edge for space crafts [J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2004, 24(3): 220-224.
- [14] 月球样品密封方法 [J]. 2000(4).

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.04.019

## 穿舱电缆填料函密封结构有限元分析

刘俊远 陈如本 邱金水 任广鲁

(海军工程大学动力工程学院 湖北武汉 430033)

**摘要:**利用 Ansys 软件建立穿舱电缆填料函密封结构的二维轴对称模型,对填料函中填料在安装状态下的变形及力学行为进行有限元分析,分析填料轴向预压缩量、接触面过盈量、接触面摩擦系数对填料函密封性能的影响。结果表明,预压缩量对填料轴向位移、接触面径向位移、径向接触应力的影响程度较大,且三者均随着预压缩量的增大而增大。预压缩量一定,接触面过盈量对填料轴向位移影响程度较小,在预压缩量位置处,接触面径向应力随着过盈量的增大呈线性增长,摩擦系数对径向接触应力影响程度较小,随着摩擦系数的增大,径向接触应力略有增长。

**关键词:**电缆填料函; 径向接触应力; 密封结构

**中图分类号:** TB750 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)04-019-04

## Finite Element Analysis of Seal Structure of Cable Stuffing Boxes

LIU Boyuan CHEN Ruben QIU Jinshui REN Guanglu

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei 430033, China)

**Abstract:** Ansys was utilized to establish the a two-dimensional axisymmetric finite element model of the seal structure of the cable stuffing boxes, the deformation and mechanical behavior of the stuffing box packing in the mounted state were analyzed. The factors influencing sealing performance of the stuffing box were studied, such as the axial pre-compression of packing, magnitude of interference, friction coefficient of contact surface. Results show that pre-compression has a large influence on axial displacement of packing, radial displacement of contact surface and radial contact stress, and all of which are increased with the increasing of pre-compression. When pre-compression is constant, magnitude of interference has little influence on axial displacement of packing, while at the specified axial location, with the increasing of magnitude of interference, the radial stress of contact surface is increased linearly. Friction coefficient has little influence on radial contact stress, and radial contact stress is increased slightly with the increasing of friction coefficient.

**Keywords:** cable stuffing box; radial contact stress; seal structure

随着潜艇水下试验室首面大量的电缆填料函, 填料函密封结构的设计直接影响到潜艇的安全, 若该密封结构设计不合理, 保障航行过程中就有可能引起密封失效, 海水将通过填料函漏入艇室内部, 电缆填料函中填料是由若干个垫圈填料环组成的, 将填料塞入电缆与填料函所构成的空腔内, 随着压紧螺母使填料发生轴向压缩, 从而使得填料向径向方向膨胀, 使填料与轴、填料函内壁接触产生密封压力, 该压力即为径向接触应力。

目前, 并没有标准的理论计算方法可以真实描述填料函中填料的力学性能, 且进行试验研究也具有一

定的难度, 因此, 有必要应用数值仿真分析的方法求得更真实的密封应力。目前国内对于密封结构的有限元分析主要集中在 O 形密封圈<sup>[1]</sup>, 填料函有限元分析领域较少涉及。李斌<sup>[2]</sup>在研究 V 型填料密封的力学及耐腐蚀性能时, 将填料函中的填料视为一个整体进行有限元分析, 该方法并不能真实反映填料力学性能; MAANY 和 BOUZEDJ<sup>[3]</sup>对阀门填料函进行有限元分析, 得本密封压力随摩擦系数、轴向压缩力的变化趋势, 但并未考虑接触面过盈量的影响。本文亦采用大型通用有限元分析软件 Ansys 对穿舱电缆填料函典型密封结构进行建模和计算, 分析接触面过盈量、摩擦系数及压紧螺母轴向位移对填料密封性能的影响, 为穿舱填料函密封结构设计提供理论基础。

### 1 计算模型

穿舱电缆填料函密封结构中填料函、填料、电缆及压紧螺母均是轴对称的, 如图 1 所示, 图中电缆直

收稿日期: 2016-07-20

作者简介: 刘俊远 (1977-), 男, 硕士, 副教授, 研究方向为舰艇安全技术。E-mail: liujunyu@163.com

通信作者: 陈如本 (1980-), 男, 硕士研究生, 研究方向为舰艇安全技术。E-mail: 782321286@qq.com

径  $d_1 = 20 \text{ mm}$ , 填料函内径  $d_2 = 62 \text{ mm}$ , 填料函外径  $d_3 = 62 \text{ mm}$ , 填料函长度  $L = 70 \text{ mm}$ , 填料是由 5 个矩形填料环组成的, 其总长度  $l = 50 \text{ mm}$ , 矩形填料环在理想条件下, 轴向及径向所受的载荷不是轴对称的; 同时根据 Alogos 软件的功能特点, 可将穿舱电缆填料函三维密封结构简化为平面轴对称模型, 该简化不仅能够反映密封结构的真实力学性能, 亦可提高计算速度。

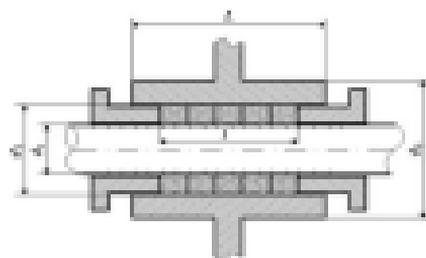


图1 穿舱电缆填料函密封结构示意图

Fig.1 Structural diagram of seal structure of stuffing-box

如图2所示, 由于密封结构边界条件的复杂性, 若只是单独提取填料进行仿真分析, 会影响仿真结果的真实性及有效性, 因此, 需将密封结构中填料函、电缆、填料环作为一个整体进行有限元分析, 将复杂的电缆结构简化为线芯和绝缘层, 线芯材料为铜, 绝缘层材料采用硅橡胶, 线型及填料函材料均为钢, 各部件材料参数如表1所示, 将压紧螺母设置为轴对称体, 并为其指定参考点。目前, 国内舰门填舱密封中早已利用聚四氟乙烯 (PTFE) 和石墨等材料取代石墨作为填料材料, 聚四氟乙烯主要用于密封低温介质, 而石墨适用于高温介质<sup>[2]</sup>, 由于海水属于低温介质, 因此选择聚四氟乙烯作为矩形填料环材料。

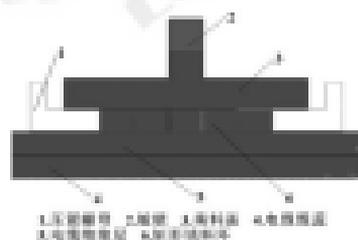


图2 密封结构的轴对称模型

Fig.2 The axisymmetric model of seal structure

表1 各部件材料参数表

Table 1 Stuffing-box components material parameter

| 名称  | 材料   | 弹性模量 $E/MPa$       | 泊松比  |
|-----|------|--------------------|------|
| 铜型  | 铜    | $2.1 \times 10^5$  | 0.3  |
| 填料函 | 钢    | $2.1 \times 10^5$  | 0.3  |
| 线芯  | 铜    | $1.17 \times 10^5$ | 0.33 |
| 绝缘层 | 硅橡胶  | 280                | 0.4  |
| 填料环 | PTFE | 1.80               | 0.23 |

## 2 有限元模型

利用 Alogos 软件进行有限元分析, 主要仿真填料函中填料所受到的轴向应力、侧向压力等力学行为, 研究轴向位移增量、接触面过盈量、接触面摩擦因数对填料轴向位移、接触面径向位移、接触面径向接触应力轴向分布的影响, 填料函的轴对称有限元模型如图3所示, 模型中填料由 5 个方形填料环组成, 每个填料环宽度为 10 mm, 采用四面体单元描述填料与电缆, 填料与填料函内壁之间的接触问题, 采用接触单元描述绝缘层与线芯、矩形填料环与填料环之间的接触问题。

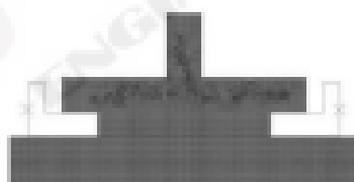


图3 密封结构的有限元模型

Fig.3 The finite element model of seal structure

边界条件: (1) 约束模型、电缆两端的轴向、径向位移及平面内旋转, 即  $U_x = 0, U_y = 0, U_z = 0$ ; (2) 约束压紧螺母的径向位移及平面内旋转, 设置其轴向位移, 作为填料环的轴向预压增量, 即  $U_x = 0, U_y = 0$  设置值,  $U_z = 0$ 。

Mooney-Rivlin 模型中定义的超弹性材料是 Alogos 材料库中最能表征矩形填料环特性的<sup>[1]</sup>, 它的增量是由三轴压力测试确定的, 并且仅考虑加载的情况, 在初始加载过程中, 利用 Mooney-Rivlin 模型可以达到描述填料环、电缆绝缘层超弹性材料在大变形下的力学性能, 为研究上述 3 个因素的影响, 取填料左右端预压增量  $w_{L1}, w_{R1}$  分别为 0, 0.2, 0.4, 0.6 mm; 取填料与电缆接触面之间的过盈量  $\Delta L$ , 填料与填料函内壁接触面之间的过盈量  $\Delta R$ , 分别为 0, 0.02, 0.04, 0.06, 0.08 mm; 取填料与电缆接触面之间的摩擦因数  $\mu$ , 为 0.2, 0.3, 0.4, 取填料与填料函内壁

接触面之间的摩擦因数 $\mu$ ,为0.2,

### 5 仿真结果及分析

图4示出了在有限元分析模型中取一定的预压缩量( $w_{10} = w_{20} = 0.2, 0.4 \text{ mm}$ )和摩擦因数( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ ),在不同过盈量情况下填料轴向位移的轴向分布,可以看出,随着预压缩量增加,填料轴向位移的轴向位置整体增大,且填料轴向位移最大点位于填料的左右两端,其值近似等于预压缩量。在预压缩量一定的情况下,接触面过盈量对固定位置处的轴向位移的影响程度较小,如图5所示,当 $w_{10} = w_{20} = 0.4$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ 时,在轴向位置30、40 mm处,随着过盈量增大,该处轴向位移减小,但其变化率较小。

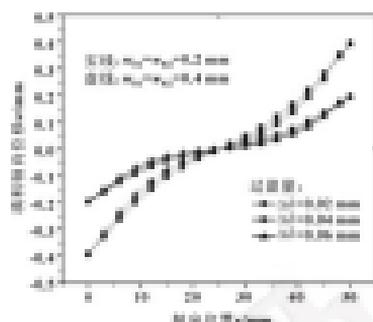


图4 填料轴向位移的轴向分布

Fig. 4 The axial distribution of axial displacement of packing

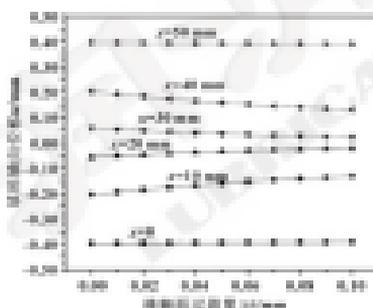


图5 固定位置处填料的轴向位移 ( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 5 Axial displacement of packing at specified location ( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

图6示出了在有限元模型中取一定预压缩量( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ )和摩擦因数( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )时,不同过盈量情况下接触面径向位移的轴向分布的变化曲线,可以看出,填料与电缆接触面的径向位移变化并

不均匀,先急剧增大,而后呈抛物线形式减小,在填料中间位置处达到最小值,由于预压缩量 $w_{10}$ 、 $w_{20}$ 相等,径向位移变化趋势呈W型,最大径向位移并非发生了填料轴向位移最大处(填料最左端),发生该情况的主要原因是接触面最左端处受电缆的径向约束,如图7所示,对于给定轴向位置处( $x = 10, 30 \text{ mm}$ ),接触面径向位移随接触面过盈量呈线性增长。

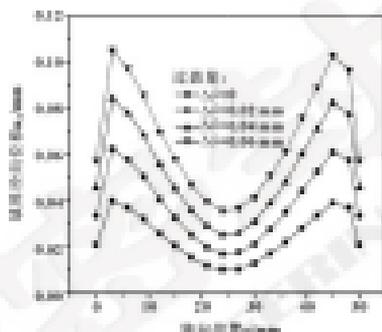


图6 接触面径向位移的轴向分布 ( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 6 The axial distribution of radial displacement of packing ( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

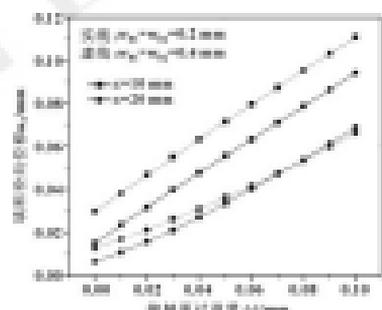


图7 不同位置处填料的径向位移 ( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 7 Radial displacement of packing at specified location ( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

图8示出了在有限元模型中取一定预压缩量( $w_{10} = w_{20} = 0.4 \text{ mm}$ )和摩擦因数( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )时,不同过盈量工况下填料与电缆、填料与填料接触面径向接触应力轴向分布的变化曲线,径向接触应力是表征填料密封结构密封性的一个重要参数,由图8可知,在固定轴向位置处,径向接触应力随着过盈量的增大呈线性增长,过盈量越大,径向接触应力轴向的变化率就越大。

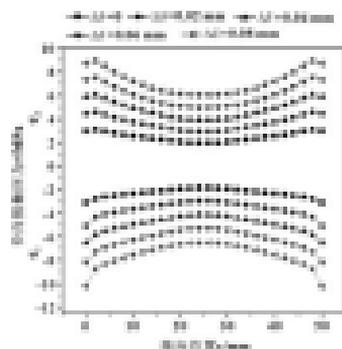


图8 不同初始误差量工况下径向接触应力 ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 8 Radial contact stresses under different magnitude of initial error ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

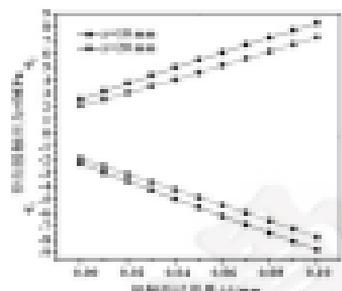


图9 指定位置处径向接触应力 ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 9 Radial contact stresses at specified location ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

图8显示了在有限元模型中取一定接触面过盈量 ( $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ ), 摩擦因数 ( $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ ) 取填料左侧初始过盈量 ( $w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ) 时, 不同右侧初始过盈量工况下接触面径向接触应力沿轴向分布的变化曲线。可知, 初始过盈量对径向接触应力的影响较大, 很大程度上决定了成型填料环的密封性能。初始过盈量  $w_0$  越大, 径向接触应力越大, 当  $w = 25 \text{ mm}$  时, 其增长速率随着轴向位置的增大而增大, 理论上径向接触应力越大, 密封性能越好, 但过大的径向接触应力长期作用于填料、电缆, 会对填料、电缆绝缘层产生破坏破坏, 材料表面或内部产生微裂纹失去弹性, 即产生永久变形, 使得径向接触应力减小, 降低成型填料环的密封性能和使用寿命, 严重的还会导致烧芯, 使金属结构层变形与烧穿。因此, 在确保填料环密封的前提下, 控制好填料环安装时过盈量厚薄程度以及接触面的过盈量, 使最小径向接触应力略大于介质压力, 减少成型填料环及电缆的损伤, 保证

成型填料环的弹性性能。

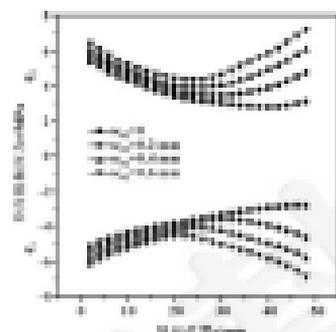


图10 不同初始过盈量  $w_0$  下径向接触应力 ( $w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

Fig. 10 Radial contact stresses under different pre-compression ( $w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.2$ )

图11显示了在有限元模型中取一定初始过盈量 ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ), 接触面过盈量 ( $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ ), 摩擦因数  $\mu_1$  ( $\mu_2 = 0.2$ ) 时, 在不同摩擦因数  $\mu_2$  工况下接触面径向接触应力沿轴向分布的变化曲线。可以看出, 在该工况下, 摩擦因数  $\mu_2$  对径向接触应力影响程度较小, 随着摩擦因数  $\mu_2$  的增大, 径向接触应力略有增长, 但并非摩擦因数越大越好, 主要是因为摩擦因数越大, 要想达到规定的压缩量, 就需要越大的轴向应力来克服填料与电缆间的摩擦力, 而摩擦因数增大易对填料、电缆表面磨损, 且填料的轴向变形量变化不大, 不能明显提高径向接触应力。因此, 在成型填料环加工时, 应尽量减小其表面粗糙度, 以免因其摩擦因数过大而影响密封效果及使用寿命。

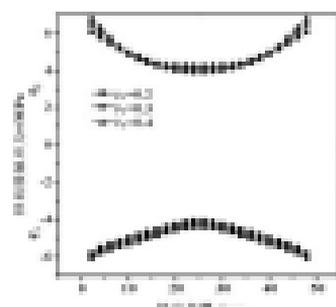


图11 不同摩擦因数  $\mu_2$  下径向接触应力 ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = 0.2$ ,  $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ )

Fig. 11 Radial contact stresses under different friction coefficient ( $w_0 = w_0 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $\mu_1 = 0.2$ ,  $\Delta L_1 = \Delta L_2 = 0.04 \text{ mm}$ )

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.020

## 电机液膜密封的结构设计及性能分析<sup>\*</sup>

张 蔚<sup>1</sup> 郝本明<sup>1</sup> 杨文静<sup>1,2</sup> 徐鲁峰<sup>1,2</sup>

(1. 中国北方车辆研究所车辆传动重点实验室 北京 100072; 2. 中国石油大学(华东)化学工程学院 山东青岛 266580; 3. 东营海源密封技术有限公司 山东东营 257067)

**摘要:**为解决电机密封在高转速、双向旋转工况下面漆介质向电机绕组内侧泄漏的问题,设计一套液膜密封装置,采用有限差分法离散化求解基于雷诺方程,利用 MATLAB 求解得到液膜压力分布,比较两种槽和 T 型槽的液膜密封装置的性能,承载能力及侧漏量分别随转速、膜厚的变化规律。结果表明,同条件下槽形槽压力峰高大于 T 型槽;两种槽在较高的转速或较大的膜厚下即可实现液膜密封的完全闭合;同膜厚下槽形槽开启力大于 T 型槽且两种槽开启力随转速、膜厚变化明显;综合分析,两种槽均适用于高转速、双向旋转的电机液膜密封。

**关键词:**电机;液膜密封;结构设计;性能分析

**中图分类号:** TM317.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017)04-020-06

## Structure Design and Performance Analysis of Motor Liquid Film Seal

ZHANG Wei<sup>1</sup> HAO Benming<sup>1</sup> YANG Wenjing<sup>1,2</sup> XU Lufeng<sup>1,2</sup>

(1. Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China; 2. College of Chemical Engineering, China University of Petroleum (East China), Qingdao Shandong 266580, China; 3. Dongying Huiyuan Sealing Technology Co., Ltd., Dongying Shandong 257067, China)

**Abstract:** A liquid film seal device was designed to solve the problem constituted by motor's lubricating medium leakage to motor winding at special conditions such as high speed rotation and positive and negative rotation. The finite difference method was used to discretize the Reynolds equation in the cylindrical coordinate system and the film pressure distribution of seal face was obtained by using MATLAB solver. The variation of pumping performance, bearing capacity and leakage with the rotation speed and film thickness were compared for the liquid film seals with the two grooves and T groove. Results show that the pressure peak value of the two grooves seal is larger than that of T groove seal under the same conditions. The two grooves seal can realize the anti-pumping of leakage medium completely in lower speed or larger film thickness. The opening force of the two grooves seal is larger than that of T groove seal under the same film thickness, and the opening force of the two grooves seal changes obviously with the rotation speed and film thickness. It should be given priority to the two grooves on the motor liquid film seal in comprehensive analysis.

**Keywords:** motor; liquid film seal; structure design; performance analysis

电机密封的作用是防止润滑介质向电机内侧泄漏,而电机密封故障引起的润滑介质泄漏将影响电机绕组的绝缘性能,甚至导致电机绕组短路烧毁。研究人员对电机密封展开了一系列的研究,如张景亮<sup>[1]</sup>分析了西安空腔中采用的单端面机械密封在潜水电机密封中的应用;陈利军和廖祥标<sup>[2]</sup>在高速电机的密封改造中,提出将原泵采用的油腔密封和整四氟乙烷序

动迷宫密封组成的组合密封改造成两道接触式密封和一道迷宫密封;张帆等人<sup>[3]</sup>介绍了潜油电机为满足油井特殊环境中长期定转的要求而采取的几种密封形式,采用多道机械密封的方法实现其定转轴的密封。但如何解决电机密封在高转速、双向旋转的工况下面漆介质向电机绕组内侧泄漏的问题,目前尚未见列相关报道。本文作者设计了一套液膜密封装置,其端面分别采用槽形槽与 T 型槽;将任意标系下的雷诺方程离散为五点差分格式,利用 MATLAB 求解得到液膜压力分布,进而比较了两种槽和 T 型槽的多功能性、承载能力及侧漏量分别随转速、膜厚的变化规律,为液膜密封在电机上的应用提供参考。

<sup>\*</sup>基金项目: 车辆传动国家重点实验室基金项目 (9140C3160204)。

收稿日期: 2016-07-19

作者简介: 张蔚(1977—),女,硕士,副研究员,研究方向为车辆传动系统设计与性能分析。E-mail: zhang\_wei\_well@163.com。

## 1 电机密封结构设计

### 1.1 普通电机密封结构

原电机密封结构如图 1 所示,密封的位置处于电机轴和电机壳体之间。原电机密封采用挤压型填料密封。其工作原理是靠靠挤压密封弹性件发生弹性变形,产生足够大的接触压力来阻碍介质渗漏。但由于在高速运行中挤压型弹性体容易加剧,弹性体体积减少导致接触压力不断减少而使密封失效。考虑到电机密封的高转速并正反转变运行,铜合金无铜杂质,无腐蚀性且不易汽化和结晶的情况;同时,考虑到电机内部空间狭小,轴向尺寸不超过 25 mm 的情况,本文作者设计了一套液膜密封装置来解决电机密封在高转速、正反转变工况下的密封问题。液膜密封具有无需复杂密封油供给与循环系统,可在高的  $\mu$  值下使用,可显著减少密封端面的磨损,可在特殊工况下可靠运行等优点<sup>[4]</sup>。

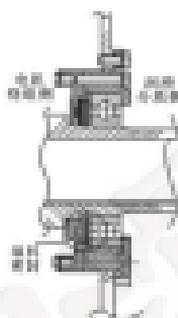


图 1 原电机密封结构

Fig. 1 Original structure of motor seal

### 1.2 改进后的电机密封结构

针对电机高转速和正反转变的工况,选用双向液膜液膜密封型式。由于受弹流效应影响,零件易受冲击且密封面摩擦条件恶劣,要求零件耐磨性和耐冲击性高,因此液膜密封式采用多点微小弹簧结构,而密封采用牙嵌式结构,动环用旋转零件。考虑到轴高速时由于离心力作用会严重影响弹簧的弹性,增大密封件的转动惯量会剧烈搅动液膜介质而增加阻力,影响转动件平衡,这就要求摩擦副材料有较高的  $\mu$  值,防止制动过大<sup>[5]</sup>。由于端面转速较大,故采用静止式密封,动环与轴直接配合,利用轴套与轴套零件夹套传递力矩,动环转动的实际轴向尺寸为 25 mm,最终改进后的电机液膜密封如图 2 所示,其采用单端面、平衡型、多弹簧、静止式和弹簧内嵌式结构,动

环采用硬化纯质合金材料,静环采用材质为 304 的的金属环镶嵌在基环,密封的接触点有 4 个,分别是高压与密封腔体之间的 O 形圈密封,高压与静环之间的 O 形圈密封,动环与轴套之间的 O 形圈密封和动静环端面密封。其中由于动静环端面密封属于动密封,易发生密封失效,本文作者将重点研究液膜密封与 T 型槽 2 种端面密封对密封性能的影响。



图 2 改进后的电机密封结构

Fig. 2 The improved motor seal

## 2 计算模型与特性参数

### 2.1 计算模型

图 3 给出了内径液环结构的液膜密封与 T 型槽的几何模型。

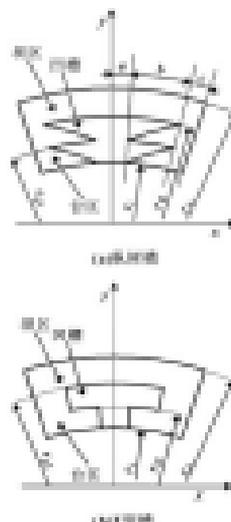


图 3 液膜密封与 T 型槽的几何模型

Fig. 3 Geometric structure of groove (a) for non groove;

(b) T groove

其结构参数为: 横截面的槽口比  $\beta$  为 4, 槽口比  $\alpha$  为 1.5, 螺旋角  $\alpha$  为  $30^\circ$ ; T 型槽槽径  $r_1$  为 48.5 mm, 槽高半径  $r_2$  为 4 mm; 槽宽比  $\gamma$  为 0.33; 端盖结构参数为: 内径  $r_3$  为 42.5 mm, 外径  $r_4$  为 48.5 mm, 槽深  $h$  为 5, 槽数  $N$  为 24, 取端盖内圆壳体为计算对象, 由于流场是轴对称且周期性分布, 理论上各区域的流场是相同的, 若端盖开槽数为  $N$ , 则可以选择整个密封端盖的  $1/N$  份数为计算区域, 密封介质为润滑油, 黏度  $\mu$  为  $0.028 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ , 密度  $\rho$  为  $872 \text{ kg/m}^3$ , 密封内腔处压力  $p_1$  为  $0.1 \text{ MPa}$ , 密封外腔处压力  $p_2$  为  $0.5 \text{ MPa}$ 。

### 2.2 控制体积

(1) 承载能力: 密封承载能力又称开启力, 由液膜压力场在端盖区域积分得到, 计算公式为

$$F_c = \int_{\Omega} \int_0^h p \cdot \text{d}A \cdot \text{d}z = N \int_{\Omega} \int_0^h p \cdot \text{d}A \cdot \text{d}z \quad (1)$$

(2) 泄漏量: 泄漏量用体积泄漏量或质量泄漏量表示, 利用端盖内圆液膜压力的积分求得,

$$Q_v = r_3 \int_{\Omega} \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right)_{z=0} \text{d}A \quad (2)$$

## 3 数值计算

### 3.1 基本假设

为便于方程的求解, 对密封内腔内流场做了如下的简化<sup>[4]</sup>:

- (1) 忽略惯性力的影响;
- (2) 端盖内圆壳体的流动属于连续介质流动;
- (3) 密封液膜中的流场作层流运动, 液膜中没有涡流和回流, 而且符合牛顿粘性定律;
- (4) 密封在基体轴下工作, 密封端盖间的摩擦产生热量少, 温度变化可忽略;
- (5) 膜厚很薄, 认为在膜厚方向液体的压力和密度保持不变。

### 3.2 有限差分模型

利用有限差分法对柱坐标系下的雷诺方程进行离散<sup>[5]</sup>, 可得

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

图 4 为有限差分法的控制体积图, 在整个密封端面上均存在点网格, 在这个控制体积上径向液膜和周向液膜分别为

$$\Delta r = \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (4)$$

$$\Delta \theta = \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{h}{2} \quad (5)$$

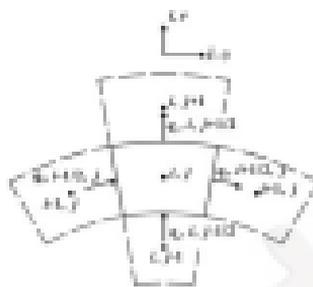


图 4 有限差分法的控制体积

Fig. 4 Control volume of finite difference

由公式 (5) 可计算出通过控制体左边界的质量, 见公式 (6),

$$m_{r-1/2} = -\frac{h^3}{12\mu r_{i-1/2}} \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)_{r=r_{i-1/2}} + \rho \frac{h^3}{2} \quad (6)$$

在控制体的边界处必须将膜厚和压力梯度考虑在内, 又中边界处膜厚取两边界节点的中点 (假定两边界节点的平均膜厚可用), 边界处压力梯度采用中心差分法计算, 见公式 (7),

$$\left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)_{r=r_i} = \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta r} \quad (7)$$

将式 (6) 代入式 (7), 可以类似写出其他 3 个边界的表达式, 则径向液膜和周向液膜可以表示为式 (8) — (11),

$$m_{r-1/2} = -\frac{h^3}{12\mu} \left( \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta r} \right) \quad (8)$$

$$m_{r+1/2} = \frac{h^3}{12\mu} \left( \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta r} \right) \quad (9)$$

$$m_{\theta-1/2} = -\frac{h^3}{12\mu r_i} \left( \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta r} \right) + \rho \frac{h^3}{2} \quad (10)$$

$$m_{\theta+1/2} = \frac{h^3}{12\mu r_i} \left( \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta r} \right) + \rho \frac{h^3}{2} \quad (11)$$

假定弹性效应可以忽略, 动平衡面完全平行, 在控制体内的液体总量为常数, 因此总流量为 0, 即满足公式 (12),

$$\left( m_{r+1/2} - m_{r-1/2} \right) \Delta \theta + m_{\theta+1/2} \left( r_i - \frac{h}{2} \right) \Delta \theta - m_{\theta-1/2} \left( r_i + \frac{h}{2} \right) \Delta \theta = 0 \quad (12)$$

将式 (8) — (11) 代入公式 (12), 整理得到膜厚场下雷诺方程式 (3) 的有限差分表达式, 即公式 (13) 所示,

$$\begin{aligned}
 & p_{i,j} \left[ \frac{k'_{x_{i+1,j}}}{12\rho_{i,j}} \frac{\Delta x}{\Delta x} + \frac{k'_{x_{i-1,j}}}{12\rho_{i,j}} \frac{\Delta x}{\Delta x} + \frac{k'_{x_{i,j}}}{12\rho_{i,j}} \left( r_{i,j} - \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{\Delta \theta}{\Delta x} + \frac{k'_{x_{i,j}}}{12\rho_{i,j}} \left( r_{i,j} + \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{\Delta \theta}{\Delta x} \right] - p_{i+1,j} \frac{k'_{x_{i+1,j}}}{12\rho_{i,j}} \frac{\Delta x}{\Delta x} - p_{i-1,j} \frac{k'_{x_{i-1,j}}}{12\rho_{i,j}} \frac{\Delta x}{\Delta x} - \\
 & p_{i,j} \frac{k'_{r_{i,j}}}{12\rho_{i,j}} \left( r_{i,j} - \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{\Delta \theta}{\Delta x} - p_{i,j} \frac{k'_{r_{i,j}}}{12\rho_{i,j}} \left( r_{i,j} + \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{\Delta \theta}{\Delta x} - \frac{r_{i,j} \rho_{i,j} \Delta x}{2} (k'_{r_{i+1,j}} - k'_{r_{i-1,j}}) = 0
 \end{aligned} \quad (12)$$

公式(12)可以写为五点差分格式,如公式(14)所示。

$$A_{i,j} p_{i+1,j} - B_{i,j} p_{i,j} - C_{i,j} p_{i-1,j} - D_{i,j} p_{i,j+1} - E_{i,j} p_{i,j-1} = 0 \quad (14)$$

式中:  $A_{i,j}$ 、 $B_{i,j}$ 、 $C_{i,j}$ 、 $D_{i,j}$ 、 $E_{i,j}$  为系数。

此处系数包含了密封几何结构的信息,对于给定模型各个系数也是固定的。

公式(14)可以应用在压力未知的各个节点。对于密封模型,单周期节点如图5所示。在密封环内径和外径侧的节点压力是已知的,由于周期性边界条件,在  $i=1$  和  $i=N$  上的节点压力相等。

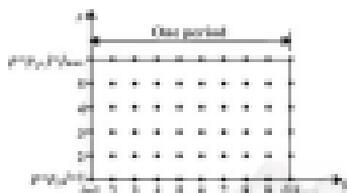


图5 单周期节点图

Fig. 5 Single-cycle node figure

本文作者采用逐次超松弛迭代(SOR)的方法求解压力分布,见式(15)。此种迭代方式中 Gauss-Seidel 的结果(见式(16))用来作为每个迭代步中的变数的基础。在逐次超松弛迭代中加松弛因子  $\omega < 1$  则收敛更快,  $\omega > 1$  时迭代不稳定,因此应该取松弛因子  $1 < \omega < 2$ 。

$$p_{i,j}^{n+1} = (1-\omega) p_{i,j}^n + \omega p_{i,j}^{*n+1} \quad (15)$$

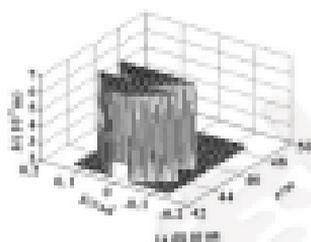
$$p_{i,j}^{*n+1} = \frac{1}{A_{i,j}} \left( B_{i,j} p_{i,j}^{*n+1} + C_{i,j} p_{i-1,j}^{*n+1} + D_{i,j} p_{i,j+1}^{*n+1} + E_{i,j} p_{i,j-1}^{*n+1} \right) \quad (16)$$

用最大误差法来控制迭代的结束,见式(17),最终得到密封环间隙流体的压力分布。

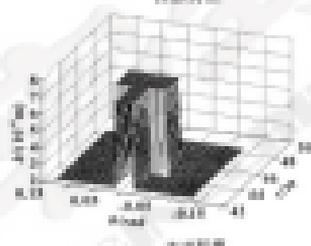
$$\max_{i,j} \left| \frac{p_{i,j}^{n+1} - p_{i,j}^n}{p_{i,j}^n} \right| < \delta \quad (17)$$

### 3.3 网格划分格式

如图6所示,分析采用  $55 \times 45$  的网格密度,可满足求解的精度要求且计算速度适中。经验证,网格无关性良好。



14 新衬垫



14 T衬垫

图6 新衬垫和T型结构的网格图

Fig. 6 Mesh density map of the new gasket (a) and T gasket (b)

### 3.4 计算流程

- (1) 采用有限差分法对控制方程进行离散;
- (2) 确定边界条件;
- (3) 逐次超松弛迭代;
- (4) 确定 MATLAB 计算流程图,如图7所示;

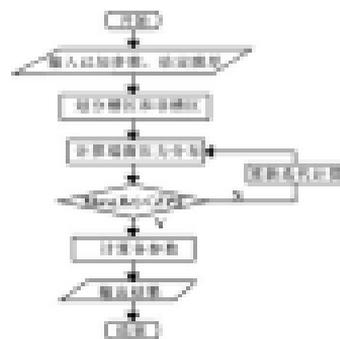


图7 计算流程图

Fig. 7 Diagram of calculation procedure

- (5) 应用 MATLAB 进行编程;
- (6) 求解换流器压力分布及流场参数,并输出

结果。

在循环过程中给定稳态时密封副随液体膜厚,用最大相对误差法来控制迭代的结果,最终得到密封副间隙流场的压力分布,然后求解机封槽与T型槽的泄漏量与承载能力。

#### 4 模型的特性分析

##### 4.1 压力分布特征

图8所示为机封槽与T型槽的压力云图,可知,

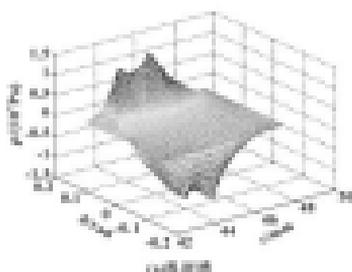
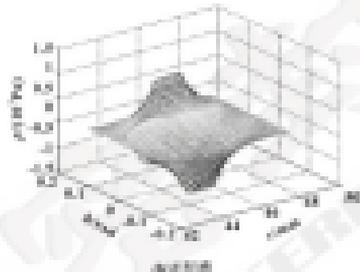


图8 机封槽与T型槽的压力云图

Fig. 8. Pressure cloud chart of the seal groove (a) and T groove (b)



##### 4.2 槽宽对不同槽型泄流的影响

图9示出了膜厚在5 μm下泄漏量随转速的变化曲线。规定正值为外径向内流的泄漏,负值为内径向外流的窜流。可知,在转速较低时,窜流效率不明显,因而反造成的泄漏不能通过动环槽反馈回高压侧;随着转速增加,窜流能力增强,从内向外侧介质窜到外侧槽口达到密封效果,此款两槽型可知,机封槽在9 000 r/min下即可实现泄漏介质的完全反馈,而T型槽在12 000 r/min时才能实现。因此,机封槽窜流性能较优,在高速运行工况下有更好的密封效果。

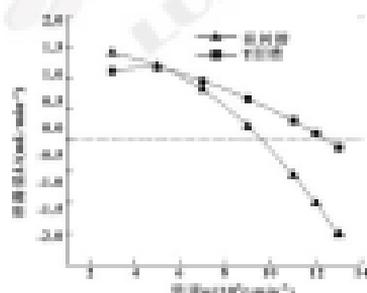


图9 泄漏量与转速关系 ( $h=5 \mu\text{m}$ )

Fig. 9. Variation of leakage with speed ( $h=5 \mu\text{m}$ )

机封槽压力峰位于高压侧槽深处和高压侧槽深处,且后者数值显著大<sup>[7]</sup>;T型槽在槽深处压力为负最大。比较可知,在相同的情况下,两槽型无收敛区域,T型槽峰面压力小于机封槽,但T型槽压力沿轴向有较大梯度,在径向方向的变化幅度较小<sup>[8]</sup>,使得整个密封轴向受力更稳定。

图10示出了膜厚在下开唇力随转速的变化曲线。可知,随着转速增加,机封槽的承载性能显著增加,而T型槽槽口面积较大,没有收敛的问题,显著削弱了开唇力的增加,并且随着转速的增加,抑制效率越明显。

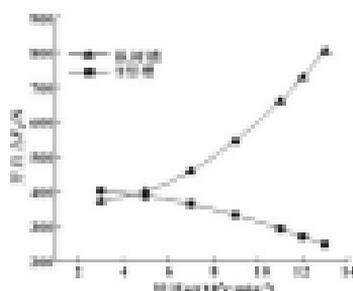


图10 开唇力与转速关系 ( $h=5 \mu\text{m}$ )

Fig. 10. Variation of opening force with speed ( $h=5 \mu\text{m}$ )

##### 4.3 膜厚对不同槽型泄流的影响

在9 000 r/min转速下泄漏量随膜厚的变化如图11所示,当膜厚较小时,窜流效率明显;随着膜厚增大,窜流性能减弱,泄漏量不断增大,泄漏量由负值变为正值,即由向外侧槽反馈变为向内径向泄漏。

比较图中两曲线可得: 滚膜槽在膜厚为 1~2.5  $\mu\text{m}$  时泄漏量不断增大, 在膜厚为 2.5  $\mu\text{m}$  时达到最大值; 相对于 T 型槽, 滚膜槽有较大幅度的负值区间, 可以在更大的膜厚范围内稳定运行。

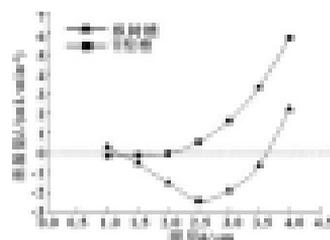


图 11 滚膜量与膜厚关系 ( $n=8000 \text{ r/min}$ )

Fig. 11 Variation of leakage with film thickness ( $n=8000 \text{ r/min}$ )

在 8000  $\text{r/min}$  转速下开启力随膜厚的变化如图 12 所示。随膜厚的增大, 滚膜槽开启力呈先增大后减小的趋势, 而 T 型槽开启力随膜厚增大而缓慢减小, 变化相对不明显; 在相同膜厚下, 滚膜槽的承载能力大于 T 型槽。

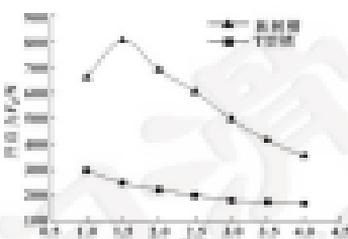


图 12 开启力与膜厚关系 ( $n=8000 \text{ r/min}$ )

Fig. 12 Variation of opening force with film thickness ( $n=8000 \text{ r/min}$ )

## 5 结论

(1) 滚膜槽在较宽的转速和较大的膜厚下即可

实现滚膜介质的完全双轴, 滚膜槽的泵送性能优于 T 型槽。

(2) 滚膜槽开启力随转速增大而显著增大, T 型槽开启力随转速增大而逐渐减小, 同膜厚下滚膜槽承载能力更强。

(3) 滚膜槽较适用于高转速、双向旋转的电机滚膜密封。

## 参考文献

- [1] 张景彪. 潜水电机滚膜密封结构分析[J]. 电机技术, 2009(4): 81-83.
- [2] ZHANG J. L. Analysis and study on the hermetic construction for submersible motor[J]. Electrical Machinery Technology, 2009(4): 81-83.
- [3] 葛树军, 廖甘林. 大型高速电机密封滚膜的改造[J]. 电机, 2008(4): 73-75.
- [3] GEGU J., LIANG G. H. PM seal reconstruction for high speed large motor[J]. Machinery, 2008(4): 73-75.
- [4] 张帆, 马志群. 卧式潜油电泵设备的密封[J]. 石油管理, 2014(9): 256-258.
- [4] ZHANG F., MA Z. Q. Horizontal oil pump equipment sealing[J]. Petroleum Management, 2014(9): 256-258.
- [5] 葛本明, 杨利军, 任文杰. 基于无刷永磁电机的双向垂直组合滚膜密封密封机理分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(4): 1-6.
- [5] GE B. M., YANG L. J., REN W. J. et al. Flow field analysis of liquid film seals with bidirectional multiple combination of spiral grooves based on oilless motor gear pump[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 1-6.
- [6] 葛本明, 李振坤. 任文杰. 垂直双向滚膜密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2014.
- [6] GE B. M., LI Z. K., REN W. J. et al. Bidirectional film seal technology and application[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2014.
- [7] LEBEDEV A. G. Principles and design of mechanical face seals[M]. New York: John Wiley & Sons, 1991.
- [8] 马建强. 双向旋转滚膜密封式油气分离器密封性能研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- [8] MA J. Q. Bidirectional film seal type oil and gas separator sealing performance research[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.
- [9] 胡文强, 陈青华, 余向平. T 型槽气密封端面密封的数值模拟[J]. 润滑与密封, 2008, 33(11): 20-23.
- [9] HU W. Q., CHEN Q. H., YU X. P. Numerical simulation of face film seal on a shape groove dry gas seal[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(11): 20-23.

(上接第 135 页)

[3] 张帆, 黄刚, 周海光. 垂直双向滚膜密封的密封机理与气密封产品[J]. 石油化学工业, 2015, 42(1): 26-31.

CHEN P., HU WANG G., ZHANG W. C. et al. Flow dispersion and its research progress[J]. Fine and Specialty Chemicals, 2015, 21(1): 26-31.

[4] STROGAN C. D., BROWN W. B. Lubricating oil additive composition and method of making the same. 7705942[P]. 2000-06-28.

[5] CROSSLAND M. D. Baseoil post-treatment of PDSA detergent for improved dispersion of DCE soot. EP244136[P]. 2012-12-05.

[6] CROSSLAND M. D., FURBERG J. K., EYLANDS B. A. et al. Base dispersion composition for soot handling in DCE oil. EP244136[P]. 2012-11-12.

[7] 赵正华, 廖树忠, 雷成虎. 垂直双向滚膜密封垂直滚膜性能研究[J]. 润滑与密封, 2015, 38(8): 108-112.

ZHAO Z. H., LIANG S. Y., LIU S. L. et al. Performance study of oiliness by soot in diesel engine oil[J]. Lubrication Engineering, 2015, 38(8): 108-112.

[8] MCLAREN K. D., CHEYKHOVA E. A. Lubrication oil additive and lubricating oil composition containing same. EP244136[P]. 2012-12-05.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.04.021

## 多功能齿轮搅油功率损耗实验装置及实验方法研究<sup>\*</sup>

张 侃<sup>1,2</sup> 王 斌<sup>1</sup> 周俊杰<sup>1,2</sup>

(1. 江苏大学机械工程学院 江苏镇江 212003; 2. 盐城工学院机械学院 江苏盐城 224051)

**摘要:**搅油损失会严重影响齿轮传动装置功耗中所占的比重,是导致能源浪费的主要原因之一。为精确测定不同工况下齿轮的搅油损失,设计一种新型搅油功率损耗测量的多功能试验装置,并介绍针对不同齿形齿轮的搅油损失、圆盘与齿轮对搅油损失和非标准齿形齿轮的搅油损失的实验方法。该装置可用于不同齿形齿轮、非标准齿形齿轮的搅油损失试验研究,通过分析齿形尺寸变化或其他因素对搅油损失的影响,用于齿轮与圆盘的搅油实验,本研究由啮合区产生的搅油损失。

**关键词:**搅油损失; 齿轮形; 搅油油; 齿廓曲线

**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017) 04-0021-05

## Research on a Multi-functional Gear Box Tester for Churning Power Losses and Its Test Methods

ZHANG Kai<sup>1,2</sup> WANG Bin<sup>1</sup> ZHOU Yajun<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu 212003, China;

2. School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China)

**Abstract:** Churning power losses account for a larger proportion of power consumption in dip-lubricated transmission gears, which is one of the main factors leading to lubrication failure. In order to accurately determine power losses for the gears immersed in lubricating oil in variety of work situations, a new multi-function gear box churning torque loss tester was designed, and the experimental methods for different churning power loss experiments were introduced, including churning power loss experiment of different tooth profile gears, churning power loss experiment of gears and discs, churning power loss experiment of non-standard spur gears. The tester could be used to study the influence to churning power losses by changing the gear size change or other factors by the churning power loss experiment of different tooth profile gears and non-standard spur gears, to investigate the churning power losses in the working state by the churning power loss experiment of gears and discs.

**Keywords:** churning power losses; gears; lubrication oil; backlash; churning

由于不断上涨的燃油价格和对可持续性发展策略的实施以及燃料环境的污染影响等因素,动力传动效率在运输、航空航天以及能源产业等行业越来越受到关注。变/减速功率损失已成为动力传动系统重点研究的内容之一<sup>[1-4]</sup>。为准确预测变/减速时的搅油损失,齿轮搅油实验装置是必要的实验设备。近年来,国内外学者设计了多种不同的搅油实验装置。谢文宏等<sup>[5]</sup>、廖晓强和吴青虎<sup>[6]</sup>直接使用实验测试方法对单独运转的直齿轮进行搅油功率损失测定,对啮

齿搅油功率损失的齿轮模数、齿数、齿宽、转速、搅油深度以及润滑油的密度、黏度等多个参数进行研究,并进行了各种参数依次变化的分组实验。陈其伟和姜志志<sup>[7]</sup>针对现有搅油实验装置存在的机身笨重及齿轮箱体部分无法实现角度变换等问题,设计了一种新型的箱体可调整多用途齿轮搅油实验装置,可模拟多种工况进行实验,并适合进行不同安装角度下齿轮箱的搅油实验研究;另外,该设备通过在齿轮箱内加入不同的填充物改变齿轮箱内腔的形状,可用于研究内腔形状对搅油损失的影响。CHANGENET 和 VILKX<sup>[8]</sup>参考 ARRIKA 等<sup>[9]</sup>搅油实验,研究齿轮轴间距离轴径取离与搅油损失的影响,通过在箱体内加入可调整位置的轴向挡块和径向挡块,实验得到了轴向间隙大小所带来的影响比径向间隙大小更大的结论。HÖHN 等<sup>[10]</sup>为了在测试搅油损失大小的同时研究负载

\* 基金项目: 江苏省自然科学基金(自然科学基金)面上研究项目(8K20160221)。

收稿日期: 2016-07-22

作者简介: 张侃(1991-), 女, 硕士研究生, 研究方向为机械设计。E-mail: zhangkai@jhu.edu.cn

及润滑情况对齿轮寿命的影响,设计了一套配置动力循环机构的实验装置,可方便对负载转矩进行调节,既达到增加负载的实验目的又节约了电机的容量。

上述实验装置可有效测试齿面油的整体搅油损失,有助于研究影响搅油损失的各项因素,但还存在难以定量测试齿面油与搅油损失的关系,例如:相啮齿面间所形成齿面与润滑油产生的涡流搅油损失,啮合齿面间所带油膜刚性地被吸入和排出齿面时所产生功率损失。另外,国内外搅油实验中最常研究的是标准直齿轮,而对于非标准直齿轮或其他齿形齿轮的搅油损失研究甚少。为研究特殊齿形齿轮的搅油损失,本文作者设计出一种多功能齿面搅油功率损失实验装置,可对不同齿形齿轮的搅油损失进行实验,可研究齿形影响搅油损失提供实验依据;采用该装置对齿轮和圆盘进行搅油实验,得到齿轮各部分搅油损失。

### 1 搅油损失的理论研究

齿轮传动系统的功率损失主要分为两大类,第一类为有效功率损失,主要包括齿面摩擦功率损失和轴承摩擦功率损失,其大小与承载转矩(负载)有关;第二类为无载功率损失,在搅油润滑条件下,主要包括齿面搅油的搅油功率损失、风阻功率损失,其大小与承载转矩(负载)无关,其中齿面的功率损失要明显高于轴承的功率损失,且齿面的搅油损失又远高于其风阻功率损失,因此齿面的摩擦功率和搅油功率一直是学术界和工业界重点关注的问题。

TRISKALOV<sup>[1]</sup>采用高粘度润滑油(200~2 000 mm<sup>2</sup>/s)和齿面转速,对模数分别为2~8 mm的齿轮进行了大量的搅油实验,拟合出一种搅油损失经验表达式:

$$C_{\omega} = \rho \omega^2 k_{\omega} V_{\omega}^2 C_{\omega} \quad (1)$$

式中: $C_{\omega}$ 为搅油—搅油损失系数,其大小与搅油过程中润滑油流动状态密切相关,并与齿轮的尺寸有关; $\rho$ 为润滑油的密度, $k_{\omega} \omega^2$ 为搅油齿轮的转速,单位为 $\text{mm}^2/\text{s}$ ; $V_{\omega}$ 为搅油,单位为 $\text{mm}^3$ ; $C_{\omega}$ 为搅油齿轮节圆半径,单位为 $\text{mm}$ 。

当处于层流搅油时( $Re < 6 \sim 1 250$ );

如果 $Re^{-0.2} F_0^{-0.2} > 6.7 \times 10^{-4}$ , 则 $C_{\omega} = 4.576 Re^{-0.2}$ ;

$$F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{h}{R_2} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

否则

$$C_{\omega} = 1.63 Re^{-0.2} F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{h}{R_2} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

当处于湍流搅油时( $1 250 < Re < 36 000$ );

$$C_{\omega} = 0.332 Re^{-0.2} F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{h}{R_2} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

式中: $Re$ 为雷诺数; $F_0$ 为弗劳德数; $h$ 为搅油深度,单位为 $\text{mm}$ ; $V_0$ 为搅油体积, $m^3$ ; $V_1$ 为润滑油体积, $m^3$ ; $V_0/V_1$ 是搅油体积之比。

TRISKALOV<sup>[1]</sup>得出的结论为:(1)搅油损失与齿面齿形结构无关;(2)搅油损失与润滑油流动状态密切相关;(3)搅油损失受到润滑油的粘度影响不大。

LAUSTER和BOOS<sup>[10]</sup>使用和文献[10]相类似的搅油测试方法,对汽车变速箱进行模拟实验,得出了搅油损失与齿面齿形结构以及润滑油流动状态无关的结论,并推导出了另一种搅油—搅油损失系数 $C_{\omega}$ 的表达式:

$$C_{\omega} = 1.95 Re^{-0.2} F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{h}{R_2} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

文献[10]与文献[11]在大量的仿真实验基础上建立的计算模型和得出的经验计算公式,均没有考虑到齿面齿形结构这一重要因素,在实际应用中有很大的缺陷,BOOS<sup>[10]</sup>通过研究不同尺寸的圆盘和齿轮在润滑油和水中中的搅油,得到的搅油损失表达式与搅油—搅油损失系数分别为

$$C_{\omega} = \frac{C_{\omega}}{Re} \lambda_1 \lambda_2 C_{\omega} \quad (2)$$

$$C_{\omega} = \begin{cases} \frac{30}{Re}, & Re < 2 000 \\ 8.4 \times 10^{-4} Re^{-0.2}, & 2 000 < Re < 10 000 \\ \frac{2 \times 10^4}{Re}, & Re > 10 000 \end{cases}$$

式中: $\lambda_1$ 为搅油齿轮的搅油面积。

可知,在层流搅油和湍流搅油的过渡阶段,搅油损失系数随着雷诺数 $Re$ 的增加而增加,即润滑油粘度越高会产生越高的搅油损失,这和实验得出的结论不相符。

GRANGET和VELEX<sup>[11]</sup>分别改变润滑油的圆度和圆度,进行了100次搅油实验,经过拟合实验数据,得到的搅油损失计算公式为

$$F_{\omega} = \frac{F_{\omega}}{2} \lambda_1 \lambda_2 C_{\omega} \quad (3)$$

其中,当 $\frac{mb}{r} = Re < 4 000$ 时,

$$C_{\omega} = 1.3666 Re^{-0.2} F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

当 $\frac{mb}{r} = Re > 4 000$ 时,

$$C_{\omega} = 1.644 F_0^{-0.2} \left( \frac{h}{R_1} \right)^{-0.2} \left( \frac{h}{R_2} \right)^{-0.2} \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{-0.2}$$

当 $4000 < \omega < 60000$ 时,可用线性插值法计算出 $C_1$ 的大小。

式中: $\omega$ 为角速度,  $\text{mm}^2/\text{s}$ ;  $D_1$ 为搅油齿轮节圆半径,  $\text{mm}$ 。

CHANGNET 和 VELUX<sup>TM</sup> 的实验结论为:(1)改变齿轮箱的结构形状可以改变搅油损失,提高传动效率;(2)一对啮合齿轮的总搅油损失并不等于其单个齿轮搅油损失值的总和。

以上3种计算搅油损失的方法,计算结果都有偏差,文献[13]对比了不同旋转速度和搅油厚度下几种计算方法的计算结果,认为拟合公式(3)的计算结果更精确。本文作者设计的实验装置公式(3)进行理论推导。

## 2 新型搅油实验装置的设计

搅油损失的拟合公式(1)~(3),都是基于真实的实验拟合的结果,其能计算出齿轮整体搅油损失,齿轮主要构成面有内齿面、内侧面以及齿顶面,各部分与润滑油接触都会产生局部搅油损失,由文献[13]的结论,一对啮合齿轮的总搅油损失并不等于其单个齿轮搅油损失值的总和,在齿轮啮合区域润滑油周期性地被吸入和排出啮合齿隙时会产生局部搅油损失,为研究这些局部搅油损失,本文作者设计了一种多功能齿轮搅油功率损失实验装置,如图1所示。

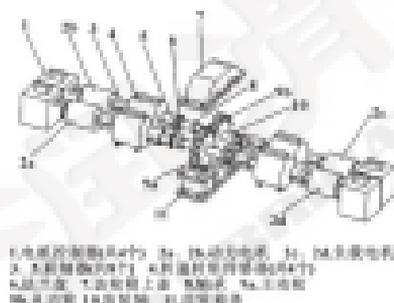


图1 实验装置示意图

Fig. 1 Schematic of experiment device

该实验装置中,主动轮和从动轮可相对旋转,齿轮箱内设有多个温度传感器,用于检测润滑油与空气温度;设有4个转速转矩传感器,分别位于主动轮的两侧,测量齿轮的转速与转矩,从而得出其搅油损失大小。

为方便快捷研究不同齿形齿轮、非标准直齿轮以及圆盘的搅油损失,便于实验安装与操作,图2所示为组合式齿轮和圆盘,由基圆盘和齿圈组合而成,使用刚

性橡胶材料制成的外齿圈和内齿圈,可根据需求制成不同齿形齿圈,由于两侧均是搅油功率损失,属于无载功率损失,在实验过程中,齿轮无需承载负载,因此齿轮受力较小;另外,其齿圈层厚度非常小,可避免搅油造成的影响可忽略不计;并且通过实验测得该材料制成的齿圈完全满足实验条件,在实验中需变更圆盘时,无需拆卸整个齿轮箱内部结构,只需将内齿圈与之匹配的齿轮固定即可;在对比不同齿形齿圈或对比不同参数的非标准直齿轮搅油损失时,只需更换外齿圈。

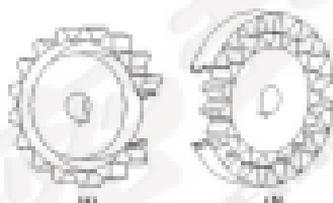


图2 组合式齿圈示意图

Fig. 2 Schematic of combined gear

## 3 齿轮搅油损失的实验方法

图1所示的实验装置,可通过对几种不同密度和黏度的润滑油进行实验,考察润滑油对搅油损失的影响;分别设置不同的实验参数,如电机的转速、搅油厚度、齿宽等,考察各参数对搅油损失的影响;采用不同齿形齿轮或圆盘,考察齿形齿圈结构对搅油损失的影响。

齿轮搅油损失 $P_o$ 主要分为两大类:一是单个齿轮转动时与周围润滑油之间相互作用而产生的功率损失,其中包括齿轮齿面与润滑油的损失 $P_{o1}$ ,齿轮内侧面与润滑油的损失 $P_{o2}$ ,相等两齿面间啮合区齿隙与润滑油产生的搅油功率损失 $P_{o3}$ ;二是一对啮合齿轮运转时润滑油周期性地被吸入和排出啮合区齿隙时产生的功率损失 $P_{o4}$ 。

### 3.1 不同齿形对搅油损失影响的实验方法

齿轮的齿形不同,主要表现在相等两齿面间形成齿廓不同,而其齿顶圆面和内侧面区别不大,因此,不同齿形齿轮的搅油损失中,其 $P_{o1}$ 与 $P_{o2}$ 可视为相同,但 $P_{o3}$ 的大小会不同,测试不同齿形齿轮可选择直齿轮、斜齿轮与人字齿轮,表1列出了3种齿轮的传动特点和齿形特点,这些因素是否就是影响搅油损失的主要原因,可通过实验来探究,通过实验可得出不同齿形齿轮的搅油损失以及影响搅油损失的主要因素。

表1 不同齿形齿轮的特征

| 齿形形式   | 传动特点               | 齿形特点            |
|--|--------------------|-----------------|
|  | 传动不平稳、有冲击<br>齿顶有倒角 | 无啮合角            |
|  | 传动平稳、且存<br>在齿顶力    | 有啮合角            |
|  | 传动平稳、且不<br>存在齿顶力   | 有一切齿顶倒角<br>的啮合角 |

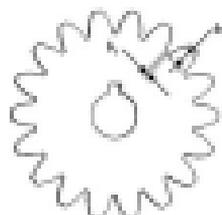


图1 非标准直齿轮示意图

Fig. 1 Schematic of non-standard spur gear

### 3.2 圆盘与齿轮对润滑油影响的实验方法

文献[12]中使用圆盘代替齿轮,方便测试和计算润滑油损失,但得出的结果会产生一定误差,齿轮和圆盘在形状结构上存在一定区别,必会对润滑油损失产生不同影响,其区别在于,齿轮周向不完整,存在齿隙,而圆盘周向完整,不存在齿隙,则单个圆盘润滑油损失不包括 $P_{\text{se}}$ ,且与齿轮相比,二者的 $P_{\text{se}}$ 值也不同,一对齿轮或一对圆盘润滑油时,二者的 $P_{\text{se}}$ 值不相同,为了测试出齿轮与圆盘的 $P_{\text{se}}$ 值的大小,分别对半齿轮、半圆盘、一对齿轮、一对圆盘进行润滑油实验测试。

关于构成润滑油损失的方程组为

$$\begin{cases} P_{\text{se}} = P_{\text{se}} + P_{\text{se}} + P_{\text{se}} \\ P_{\text{se}} = P_{\text{se}} + P_{\text{se}} \\ P_{\text{se}} = 2P_{\text{se}} + 2P_{\text{se}} + 2P_{\text{se}} + P_{\text{se}} \\ P_{\text{se}} = 2P_{\text{se}} + 2P_{\text{se}} + P_{\text{se}} \end{cases} \quad (4)$$

由方程(4)可计算出

$$\begin{cases} P_{\text{se}} = P_{\text{se}} - 2P_{\text{se}} \\ P_{\text{se}} = P_{\text{se}} - 2P_{\text{se}} \end{cases} \quad (5)$$

其中,半齿轮润滑油损失 $P_{\text{se}}$ 、半圆盘润滑油损失 $P_{\text{se}}$ 、一对齿轮润滑油损失 $P_{\text{se}}$ 、一对圆盘润滑油损失 $P_{\text{se}}$ 均可由上述实验测得,将列不同条件下的 $P_{\text{se}}$ 、 $P_{\text{se}}$ 、 $P_{\text{se}}$ 和 $P_{\text{se}}$ 后,根据方程组(5)可计算得到 $P_{\text{se}}$ 和 $P_{\text{se}}$ 。

### 3.3 非标准直齿齿轮传动的实验方法

图2所示为非标准直齿轮示意图,图中标准齿顶宽 $k_1$ 和齿高 $k_2$ ,这两个参数是影响齿轮润滑油损失 $P_{\text{se}}$ 的主要因素,为研究齿轮几何形状对润滑油损失产生的影响及影响程度,设定比例参数 $k = k_1/k_2$ ,取 $k$ 值分别为0.1~0.9等,制作出如图2所示的齿圈,进行半齿轮润滑油损失试验,可得列 $P_{\text{se}}$ 与 $k$ 的曲线图及相关公式,从而得出齿圈大小对润滑油损失的影响。

### 4 实验步骤与数据处理

影响齿轮润滑油损失的因素很多,例如齿轮的浸油深度、齿数、齿宽、旋转速度、润滑油的流动黏度等,图3所示的实验装置可用于测试直齿轮、斜齿轮、人字齿轮和圆盘的润滑油损失,比较不同齿形齿轮环润滑油损失影响情况及测试齿轮啮合区的润滑油损失,并对实验参数进行定量分析,即:可在改变某一影响因素及变换旋转速度条件下,测试该条件下齿轮润滑油损失。

下文通过两组实验的模拟,分析浸油深度这一重要影响因素对润滑油损失的影响情况,图4所示为浸油深度参数 $k$ , $k$ 的范围为0~1,大小等于齿轮齿顶与直径之比,当齿轮未浸入润滑油时, $k = 0$ ;当齿轮浸油位置在圆心处, $k = 0.5$ ;当齿轮完全浸没到润滑油中, $k = 1$ ,实验1通过对直齿轮、斜齿轮以及人字齿轮进行一系列实验,测试在不同转速、浸油深度下不同齿形齿轮的润滑油损失率,实验2通过进行单个齿轮、一对齿轮、单个圆盘及一对圆盘的一系列实验,测试得出数据,并解联公式(3)计算其啮合区的润滑油损失。

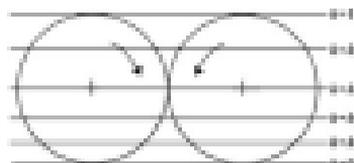


图4 齿轮浸油深度参数

Fig. 4 Oil immersion depth parameters of gear

#### 4.1 不同转速、浸油深度下齿轮的润滑油损失

选用的润滑油黏度为 $\mu$ ,所测试的直齿轮、斜齿轮和人字齿轮具有相同的模数 $m$ 、齿数 $z$ 和齿宽 $b$ ,当齿轮齿数、模数与齿宽不变,润滑油黏度不变

时,测试不同齿形齿轮在不同浸油深度下的浸油损失,设定齿轮的浸油深度分别为 $k=k_1, k_2, k_3, \dots, k_i, \dots, k_m$ ,其中 $i=1, 2, 3, \dots, m$ 。设定转速分别为 $n=n_1, n_2, n_3, \dots, n_j, \dots, n_m$ ,其中 $j=1, 2, 3, \dots, m$ 。通过改变齿轮的浸油深度和转速,在浸油深度为 $k$ 、转速为 $n_j$ 的条件下,测量取样 $m$ 次,然后取平均值,以减小测量误差。表2给出了3种齿形齿轮在不同转速、浸油深度条件下的浸油损失测试值的处理形式。

表2 不同转速、浸油深度的浸油损失测量值

Table 2 Churning power loss at different rotation speed and oil immersion depth of gear

| 转速    | 直齿齿形 $c^*$ | 斜齿齿形 $c^*$ | 人字齿形 $c^*$ |
|-------|------------|------------|------------|
| $n_1$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ |
| $n_2$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ |
| $n_3$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ |
| —     | —          | —          | —          |
| $n_j$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ |

注:浸油损失 $P_{c1}^*$ 、 $P_{c2}^*$ 、 $P_{c3}^*$ 中,下标 $1, 2, 3$ 分别表示直齿形、斜齿形和人字齿形;下标 $n$ 表示转速( $n=n_1, n_2, n_3, \dots, n_j, \dots, n_m$ );上标 $k$ 表示浸油深度为 $k$ ( $k=k_1, k_2, k_3, \dots, k_i, \dots, k_m$ )。

#### 4.2 不同转速、浸油深度下啮合区的浸油功率损失

先选择实验所用的润滑油,其黏度为 $\mu$ 。选择测试的齿轮和圆盘,可选择直齿形、斜齿形或其他类型的齿轮,其主要参数为模数 $m$ 、齿数 $z$ 和齿宽 $b$ 。测试圆盘需选择直径与齿轮节圆直径相等、厚度与齿宽相等,以便于比较测试结果。

设定齿轮的浸油深度分别为 $k=k_1, k_2, k_3, \dots, k_i, \dots, k_m$ ,设置转速分别为 $n=n_1, n_2, n_3, \dots, n_j, \dots, n_m$ 。通过改变齿轮的浸油深度和转速,在浸油深度为 $k$ 、转速为 $n_j$ 的条件下,分别进行单个齿轮、一对齿轮、单个圆盘和一对圆盘的浸油实验。测量取样 $m$ 次,然后取平均值,得出数据如表3所示。

根据公式(5)可得,在浸油深度为 $k$ 、转速为 $n_j$ 条件下,一对齿轮和一对圆盘啮合区的浸油损失功率损失可计算得出

$$\begin{cases} P_{c2} = P_{c2}^* - 2P_{c1} \\ P_{c3} = P_{c3}^* - 2P_{c1} \end{cases} \quad (6)$$

式中, $P_{c2}$ 、 $P_{c3}$ 分别为一对齿轮和一对圆盘的啮合区浸油损失; $P_{c1}$ 、 $P_{c2}$ 、 $P_{c3}$ 、 $P_{c4}$ 分别为单个齿轮、一对齿轮、单个圆盘、一对圆盘的浸油损失测量值;下标 $n$ 和上标 $k$ 表示在转速为 $n_j$ 、浸油深度为 $k$ 的实验条件下测试得出的结果。

表3 不同转速、浸油深度的浸油损失测量值

Table 3 Churning power loss at different rotation speed and oil immersion depth of gear

| 转速    | 圆盘 $c^*$   |            | 齿轮 $c^*$   |            |
|-------|------------|------------|------------|------------|
|       | 单个         | 一对         | 单个         | 一对         |
| $n_1$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ | $P_{c4}^*$ |
| $n_2$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ | $P_{c4}^*$ |
| $n_3$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ | $P_{c4}^*$ |
| —     | —          | —          | —          | —          |
| $n_j$ | $P_{c1}^*$ | $P_{c2}^*$ | $P_{c3}^*$ | $P_{c4}^*$ |

注:浸油损失 $P_{c1}^*$ 、 $P_{c2}^*$ 、 $P_{c3}^*$ 、 $P_{c4}^*$ 中,下标 $1, 2, 3, 4$ 、 $c^*$ 表示单个圆盘、一对圆盘、单个齿轮、一对齿轮;下标 $n$ 表示转速( $n=n_1, n_2, n_3, \dots, n_j, \dots, n_m$ );上标 $k$ 表示浸油深度为 $k$ ( $k=k_1, k_2, k_3, \dots, k_i, \dots, k_m$ )。

#### 4 结论

针对不同齿形齿轮、圆盘与齿轮的浸油损失,设计了一种多齿形齿形浸油功率测试实验装置,并对其实验方法进行阐述。该装置通过直齿形、斜齿形和人字齿形浸油实验,可得出不同齿形对浸油的不同影响;通过一个或一对齿轮、圆盘的浸油实验,可得圆盘与齿轮对浸油损失的影响;通过设定标准直齿形齿轮的比例参数 $k$ ,可得圆盘几何形状对浸油损失产生的影响及影响程度。该装置性能可满足各种不同的实验需求,且具有相当高的实用性。

#### 参考文献

- [1] WANG H, LI Z J, CHEN X H, et al. Modeling and analysis of the dynamic efficiency of manual transmission/overhaul[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(3): 417-426.
- [2] 王斌, 陈中流. 混合润滑状态下展开线齿形啮合区油膜分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(12): 1980-1984.
- [3] WANG H, CHEN X H. Analysis of working efficiency of inductor gear based on mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2014, 42(12): 1980-1984.
- [4] 雷文会, 刘刚, 程野. 齿形对浸油功率损失的影响研究[J]. 实验力学, 2014, 30(2): 299-304.
- [5] LIANG W H, LIU K, CHEN Y H. Calculation and experimental verification of helical gear churning power loss based on finite element analysis[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2015, 30(2): 299-304.
- [6] 雷文会, 刘刚, 程野. 基于有限元分析的直齿形浸油损失计算及实验验证[J]. 工程力学, 2014, 33(5): 230-236.
- [7] LIANG W H, LIU K, CHEN Y H. Theoretical calculation and experimental study of spur gear churning power loss based on finite element analysis[J]. Engineering Mechanics, 2014, 33(5): 230-236.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0919.2017.04.022

## 发动机油在不锈钢表面的吸附行为研究<sup>\*</sup>

张雪涛 李 鹏 张东恒 王 雷 孔令杰

(中国石油大连润滑油研究开发中心 辽宁大连 116022)

摘要: 采用石英晶体微天平(QCM-D)研究1种发动机油(SN 5W-40级别)在不锈钢表面的吸附行为,并与基础油进行对比。结果表明,基础油在不锈钢表面很快达到吸附平衡,吸附层为黏弹性薄膜。在正庚烷冲洗后吸附层全部脱附。发动机油中的添加剂明显增加了其与不锈钢之间的吸附作用。随时间的增长,吸附层的厚度不断增加,形成的吸附层也为黏弹性薄膜。在正庚烷冲洗后吸附层部分脱附,逐渐形成了稳定的吸附层。此吸附层仍为黏弹性薄膜。研究样品浓度、温度以及进样速度对吸附过程的影响。结果表明,饱和吸附质量和冲洗后已稳定吸附时的吸附质量均与样品浓度成正比;温度的升高不利于样品在不锈钢片表面的吸附,但有利于冲洗过程的脱附;温度越高,脱附率越高;进样速度对吸附过程的影响并不显著。

关键词: 石英晶体微天平; 吸附行为; 发动机油

中图分类号: T811.7.2 文献标志码: A 文章编号: 1000-0919(2017)04-0022-06

## Study on Adsorption Behavior of Engine Oils on Stainless Steel Surface

ZHANG Xuetao LI Peng ZHANG Dongheng WANG Lei KONG Lingjie

(PetroChina Dalian Lubricating Oil R & D Institute, Dalian Liaoning 116022, China)

**Abstract:** The adsorption behavior of engine oil (Grade SN 5W-40) on the stainless steel surface was studied using Quartz Crystal Microbalance with Dissipation Monitoring (QCM-D), and was compared with that of base oil. It is found that the adsorption equilibrium can be quickly established on the stainless steel surface by base oil, and the adlayer is viscoelastic film and is desorbed completely after rinsing using n-heptane. The adsorption between engine oil and stainless steel surface is enhanced by the additives in the engine oil, and the mass of adlayer is increased along with the adsorption time. The formed adlayer by the engine oil is viscoelastic film and is partly desorbed after rinsing using n-heptane, and then the stable viscoelastic adlayer is formed. The effect of concentration, temperature and injection rate of the engine oil on the adsorption process was investigated. The results show that the mass of saturated adsorption and the stable adsorption mass after rinsing are proportional to the concentration of engine oil. The increase of temperature is unfavorable to the adsorption, but it is beneficial to the desorption of engine oil on the rinsing process, and the desorption rate becomes higher as increasing temperature. The effect of the injection rate of engine oil on adsorption process is not obvious.

**Keywords:** quartz crystal microbalance; adsorption behavior; engine oil

汽车发动机的磨损约在 25% 发生在冷启动期间, 因此在冷启动期间的保护就显得尤为重要。在发动机油中添加纳米活性粒子, 利用其强大的吸附作用<sup>[1]</sup>, 使发动机油充分吸附在发动机表面, 形成持久的保护膜, 降低了启动和热车阶段的发动机磨损, 可有效保护发动机, 延长发动机寿命。

物质在材料表面吸附行为的研究方法主要包括石英晶体微天平 (Quartz Crystal Microbalance, 简称

QCM) 法<sup>[2]</sup>和表面等离子共振 (Surface Plasmon Resonance, 简称 SPR) 法<sup>[3]</sup>。其中 QCM 是一项重要的表面研究技术, 应用基础为著名的 Sauerbrey 方程<sup>[4]</sup>:

$$\Delta f = -\frac{2f_0^2 \Delta m}{A \sqrt{\rho_s \mu_s}}$$

式中:  $\Delta f$  为频率变化;  $f_0$  为芯片基频;  $A$  为芯片的有效面积;  $\rho_s$  和  $\mu_s$  分别为芯片的剪切模量和密度。

基于 Sauerbrey 方程的 QCM 主要应用于大气与环境污染物检测<sup>[5]</sup>、金属腐蚀与防护<sup>[6]</sup>、高分子相交<sup>[7]</sup>、以气相反应动力学等<sup>[8]</sup>。然而, 因为 QCM 在液体环境中测孔过大而不能获得稳定的驱动方式, 限制了其在液体中的应用。1988 年, SCHMIDT 和 HATTORI<sup>[9]</sup>实现了在液体环境中稳定测得的 QCM,

\* 基金项目: 中国石油科技管理部项目 (2016KJ12007)。

收稿日期: 2016-07-26

作者简介: 张雪涛 (1981—), 男, 工学硕士, 高级工程师, 研究方向为润滑油添加剂。E-mail: zhangxuetao\_dalian@163.com

但是非线性地增加了定量分析 QCM 数据的复杂性, 采用 Sauerbrey 方程推算的实验值往往偏离真实值<sup>[24]</sup>。为了解决这一问题, 科研人员一方面研究了溶剂的影响理论和规律, 提出了  $\Delta f$  与溶液黏弹性、密度、介电常数等参数相关的公式<sup>[25-27]</sup>, 另一方面对 QCM 在硬件上进行优化改造, 提出加非阻抗分析功能的 QCM (impedance QCM, 简称 i-QCM)<sup>[28-31]</sup>和半能量耗散型阻抗功能的 QCM (QCM with Dissipation, 简称 QCM-D)<sup>[32-34]</sup>。QCM-D 能够同时监测共振频率 ( $\Delta f$ ) 和能量耗散因子 ( $\Delta D$ ) 的变化,  $\Delta D$  是由分子间作用造成的, 它的变化与样品表面吸附层的黏弹性直接相关<sup>[35]</sup>。当  $\Delta D < 1 \times 10^{-6}$  时, 通常认为吸附层为刚性薄膜, 当  $\Delta D > 1 \times 10^{-6}$  时, 通常认为吸附层是黏弹性薄膜<sup>[36]</sup>。QCM-D 具有操作简便、样品无需特殊处理、灵敏度高以及特异性好等优点, 被广泛应用于吸附/解吸、黏弹性、降解以及降解/结晶等的研究。

表 1 样品的性能参数

Table 1 The properties of the samples

| 样品             | 100 °C 运动黏度<br>$\eta(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$ | 密度参数     | 密度(20 °C)<br>$\rho(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ | -50 °C 基础油运动黏度<br>$\eta(\text{mPa} \cdot \text{s})$ | -10 °C 基础油运动黏度<br>$\eta(\text{mPa} \cdot \text{s})$ |
|----------------|--|----------|--|---|---|
| Ys4            | 4.758  | 124      | 899.0  | -   | -   |
| Ys6            | 6.423  | 131      | 901.3  | -   | -   |
| PA603          | 14.92  | 127      | 914.6  | -   | -   |
| 1 <sup>#</sup> | 14.20  | 140      | 924.8  | 1 000   | 20 200  |
| 2 <sup>#</sup> | 13.41  | 164      | 929.7  | 4 300   | 19 400  |
| 3 <sup>#</sup> | 13.36  | 176      | 924.6  | 4 070   | 31 800  |
| 测试方法           | GB/T 265   | GB/T 199 | GB/T 5902  | GB/T 6808   | NB/SH/T 0942  |

### 1.2 QCM-D 实验过程

实验前, 首先清洗测频池, 方法如下: 依次用无水乙醇和正庚烷冲洗测频池, 随后用高纯氮气干燥。随后清洗晶片, 方法如下: 先用无水乙醇冲洗, 随后采用正庚烷超声处理, 高纯氮气干燥后装入测频池内, 准备完毕并开启仪器, 启动转动泵, 使正庚烷冲洗液流过晶片, 待实验温度稳定后开始采集信号, 约 10 min 后将管路切换至样品, 使样品流过晶片, 将频率信号和耗散因子信号趋于稳定后切换至缓冲液, 待信号稳定一段时间后即停止采集信号, 整个实验过程完成。

## 2 结果与讨论

### 2.1 基础油在不锈钢表面的吸附行为

本文作者采用 QCM-D 研究 3 种发动机油在不锈钢晶片表面的吸附行为, 结果发现, 3 种发动机油在不锈钢表面的吸附性能差异显著, 进一步研究了样品浓度、温度以及进样速度对吸附过程的影响。

## 1 实验部分

### 1.1 仪器及试剂

使用石英晶体微天平 (QCM-D): Q-Sense E1 型, 购于瑞士在物理科技有限公司, 实验晶片为 Q5X 304 S02540 (50 mm) 镀不锈钢晶片, 正庚烷: 分析纯, 购于国药集团化学试剂有限公司, 无水乙醇: 分析纯, 购于国药集团化学试剂有限公司, 高纯氮气, 大连光明气体公司提供。

对比基础油选择 Ys4 (Ys4), Ys6 (Ys6) 和 PA6 调和油 (PA603), 发动机油样: 3 种油样的均为 API SN 5W-40 级别, 具体品牌隐去, 分别标识为 1<sup>#</sup>、2<sup>#</sup>和 3<sup>#</sup>油样, 表 1 给出了各样品的性能参数。

发动机油是由基础油添加剂组成, 而 SN 5W-40 级别的发动机油通常采用 III 类或者 IV 类基础油调制, 因此, 首先研究了基础油在不锈钢表面的吸附行为, 试验温度为 20 °C, 样品质量分数为 10%, 样品进样速率为 20  $\mu\text{L}/\text{s}$ , 样品选择 Ys4、Ys6 以及 PA6 调和油 PA603, 其中 PA603 的 100 °C 运动黏度与 1<sup>#</sup>、2<sup>#</sup>和 3<sup>#</sup>发动机油的 100 °C 运动黏度相近。

图 1 和图 2 分别示出了 Ys4 吸附过程的频率变化曲线和耗散因子变化曲线, 其中 F3 为基线, F3 为 3 倍频, F5 为 5 倍频, F7 为 7 倍频, F9 为 9 倍频, 可以看出, 基线信号波动较大, 两倍频幅度较大, 因此下文均采用信号比较稳定且精确度较高的 3 倍频信号。

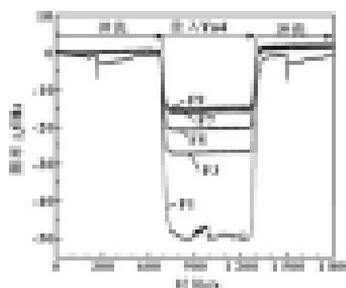


图1 Test吸附过程频率变化曲线

Fig. 1 Frequency shift induced by the adsorption of Test

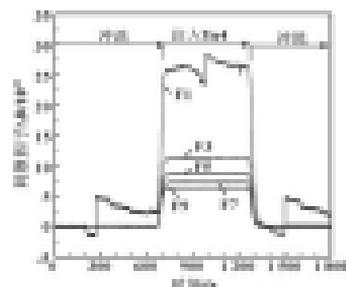


图2 Test吸附过程耗散因子变化曲线

Fig. 2 Energy dissipation induced by the adsorption of Test

图3和图4示出了3种基础油吸附过程的频率变化曲线和耗散因子变化曲线。可知,当基础油样品浸入不锈钢晶片时,频率迅速降低,随后趋于稳定,说明基础油与不锈钢表面作用形成吸附层,吸附量依达到饱和,吸附层厚度不再增加;由耗散因子的变化可知, $\Delta D_{\text{ads}}$ 变化远大于 $1^{\circ}00^{\circ}$ ,说明形成的吸附层为非弹性薄层<sup>[16]</sup>。另外,当切换为正庚烷冲洗液时, $\Delta f_c$ 与 $\Delta D_c$ 迅速回到基线,说明基础油与不锈钢晶片作用形成的吸附层不牢固,易被冲洗掉。可推断,基础油与不锈钢晶片作用力较弱。

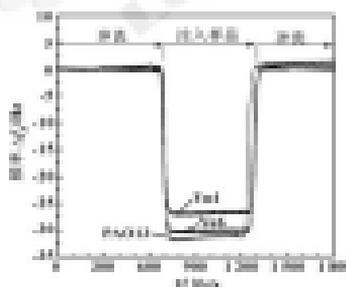


图3 基础油吸附过程频率变化曲线

Fig. 3 Frequency shift induced by the adsorption of base oils

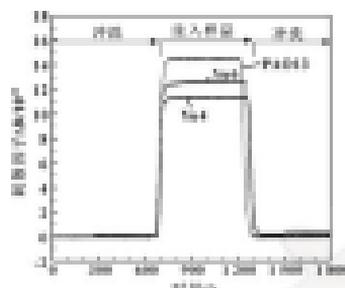


图4 基础油吸附过程耗散因子变化曲线

Fig. 4 Energy dissipation induced by the adsorption of base oils

由图3和图4可以得到各基础油与不锈钢晶片吸附饱和时的 $\Delta f_{\text{ads}}$ 与 $\Delta D_{\text{ads}}$ ,结果列于表2,从表中可以看出,3种基础油的 $-\Delta f_{\text{ads}}$ ( $\Delta D_{\text{ads}}$ )从小到大的次序为Test、Tuh、PAO11。由于3种基础油与不锈钢晶片的吸附层很相似,那么引起 $-\Delta f_{\text{ads}}$ 不同的原因有可能是吸附层的厚度或者是吸附层的密度,吸附层的密度越大,厚度越大, $-\Delta f_{\text{ads}}$ 越大。

表2 基础油与不锈钢晶片吸附饱和时的 $-\Delta f_{\text{ads}}$ 与 $\Delta D_{\text{ads}}$ Table 2  $-\Delta f_{\text{ads}}$  and  $\Delta D_{\text{ads}}$  induced by the saturated adsorption of base oils on stainless steel surface

| 基础油   | $-\Delta f_{\text{ads}}/\text{Hz}$ | $\Delta D_{\text{ads}}/10^{-3}$ |
|-------|------------------------------------|---------------------------------|
| Test  | 27                                 | 11.0                            |
| Tuh   | 20                                 | 12.5                            |
| PAO11 | 12                                 | 14.4                            |

## 1.2 发动机油在不锈钢表面的吸附行为

图5和图6示出了发动机油在不锈钢晶片上吸附过程的频率变化曲线和耗散因子变化曲线。由图5可知,当发动机油样品浸入量液池时, $\Delta f_c$ 迅速降低,说明油样在不锈钢表面产生了吸附。其中,1#油样的吸附层在30~60s后即达到饱和, $\Delta f_c$ 随时间的变化趋于平缓,当采用正庚烷冲洗液, $\Delta f_c$ 迅速上升至基线,说明1#油样与不锈钢晶片的作用力较弱。2#油样的吸附层在30~60s后即达到一个低值,随后 $\Delta f_c$ 随着时间的增长仍然在快速降低,吸附层的厚度与质量仍然在不断增长,且增长很快,说明2#油样与不锈钢晶片存在较强的吸附作用,当采用正庚烷冲洗液, $\Delta f_c$ 迅速上升至一高位后又继续下降,并且随着时间的增长迅速降低至正庚烷冲洗液前的位置,说明2#油样形成的吸附层很牢固,在正庚烷的冲洗下未发生脱

性的吸附,但是并未完全吸附,后又继续吸附,结果是吸附层在吸附剂正反旋涡冲洗前的状态。这更进一步证明了2号油样与不锈钢晶片的吸附性强。2号油样的吸附层在30~60s后即达到一个平衡,随后4s,随着时间的增长仍然在中速降低,吸附层的厚度与质量仍在不断增长,且增长较快,说明2号油样与不锈钢晶片存在较强的吸附作用,当采用正反旋涡冲洗后,4s,转速上升至 $-10 \text{ Hz}$ 左右,随后随着时间的增长,4s,趋于稳定,说明吸附层在正反旋涡的作用下发生脱附,脱附到一定程度后达到平衡,吸附层不再发生变化,残留的吸附层较为牢固。这进一步证明了2号油样与不锈钢晶片的吸附性强。

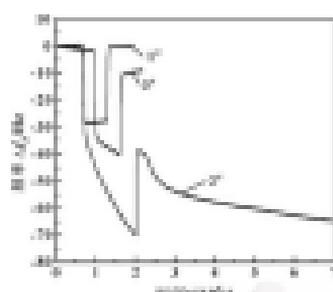


图6 发动机油吸附过程的频率变化曲线

Fig. 6 Frequency shifts induced by the adsorption of engine oils

由图6可知,当发动机油样品质量相等时,2号油样在不锈钢表面形成的吸附层为弹性薄膜;1号油样在正反旋涡冲洗时,4s,转速回到零,这进一步证明了1号油样形成的吸附层被高压冲洗掉;2号油样在正反旋涡冲洗时,4s,转速回到零至 $10 \times 10^3$ 左右,仍然远大于 $1 \times 10^3$ ,说明残留的吸附层仍然为弹性薄膜;2号油样的结果与2号相似,残留的吸附层也为弹性薄膜。

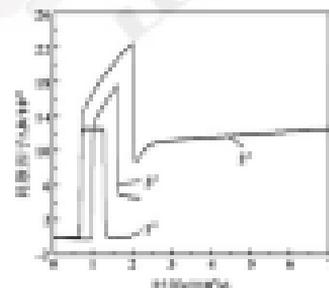


图8 发动机油吸附过程的耗散因子变化曲线

Fig. 8 Energy dissipation induced by the adsorption of engine oils

以上结果表明,2号油样中的添加剂并没有增强其与不锈钢之间的吸附作用,而1号和3号油样中的添加剂明显增强了其与不锈钢之间的吸附作用,形成的吸附层牢固,不易被破坏,可以更好地保护发动机。但是,由于3种发动机油所含的添加剂种类繁多,究竟是哪一种或几种添加剂引起的吸附作用差异是值得研究的。

### 2.3 发动机油质量分数对吸附过程的影响

以2号油样为例,研究了油样质量分数对其在不锈钢表面吸附过程的影响,结果如图7~9所示,可以看出,2号油样加入后4s,转速降低,表明2号油样在不锈钢表面的吸附质量迅速增加,约60s后,4s,变化趋于平缓,吸附趋于饱和,吸附饱和状态下,4s,的大小随着油样质量分数的增加呈线性增加(如图9所示),说明2号油样在正反旋涡液相和金属表面吸附剂之间稳定分配,各吸附层之间的吸附性质相似。用正反旋涡冲洗后,4s,显著回升,但并不回升至零,说明油样间的吸附作用较强,远金属表面的吸附层发生脱附,远金属表面的吸附层比较稳定。

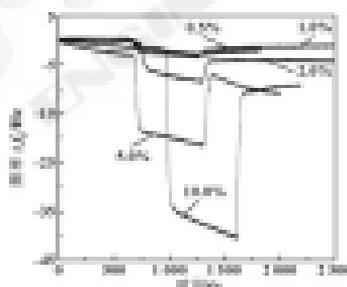


图7 不同质量分数的发动机油吸附过程的频率变化曲线

Fig. 7 Frequency shifts induced by the adsorption of engine oils with different concentration

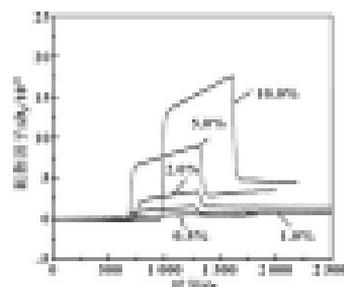


图9 不同质量分数的发动机油吸附过程的耗散因子变化曲线

Fig. 9 Energy dissipation induced by the adsorption of engine oils with different concentration

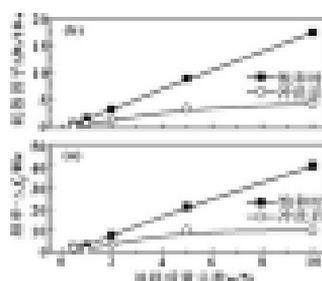


图9 油样质量分数对吸附过程的影响

Fig. 9 Effect of oil concentration on adsorption process

当油样质量分数为 0.5% 时,形成的吸附层为刚性薄膜(此时  $AD_c < 1 \times 10^{-4}$ )。正庚烷冲洗后,发生了脱附,脱附了 21.4%。残留吸附层为刚性薄膜;当油样质量分数为 1.0% 时,形成的吸附层为弹性薄膜(此时  $AD_c > 1 \times 10^{-4}$ )。正庚烷冲洗后,发生了脱附,脱附了 62.5%。残留吸附层变成刚性薄膜(此时  $AD_c$  小于  $1 \times 10^{-4}$ );当油样质量分数为 2.0%、3.0% 和 4.0% 时,形成的吸附层均为弹性薄膜。正庚烷冲洗后,均发生了脱附,分别脱附了 36.0%、21.4% 和 33.0%。残留吸附层均为弹性薄膜。从图 9 中可以看出,吸附饱和时,吸附质量与油样质量分数成正比,而在冲洗后达到稳定吸附时,吸附质量随油样质量分数的增加而增加,当油样质量分数超过 3.0% 时,吸附质量趋于不变,说明此时达到稳定吸附的上限。

#### 2.4 温度对吸附过程的影响

采用 2# 油样,样品质量分数为 3.0%, 选择速度为  $20 \mu\text{L}/\text{s}$ ,考察了温度对吸附过程的影响,结果如表 3 所示。随着温度的升高,饱和吸附层的质量呈下降趋势,说明温度的升高不利于样品在不锈钢基片表面的吸附,各温度下的饱和吸附层均为弹性薄膜;冲洗后,发生脱附,各吸附层的质量明显降低,并且温度越高,吸附层质量降低得越明显,脱附率越高,说明温度的升高有利于脱附,各温度下的稳定吸附层仍为弹性薄膜。

表 3 温度对吸附过程的影响

Table 3 Effect of temperature on adsorption process

| 温度<br>/°C | 吸附饱和时          |                | 冲洗后            |                | 脱附率<br>/% |
|-----------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------|
|           | $AD_c/10^{-4}$ | $AD_s/10^{-4}$ | $AD_c/10^{-4}$ | $AD_s/10^{-4}$ |           |
| 30        | 2.1            | 9              | 1.1            | 3.3            | 67.8      |
| 40        | 13.3           | 3.4            | 1.3            | 1.3            | 96.3      |
| 60        | 11.3           | 3.3            | 1.3            | 2.0            | 81.1      |

#### 2.5 选择速度对吸附过程的影响

采用 2# 油样,质量分数为 3.0%, 实验温度为 30 °C,考察了选择速度对吸附过程的影响,结果如图 10 所示。可知,选择速度对吸附过程的影响并不显著,随着选择速度的增加,饱和吸附层的质量先增大后减小,饱和吸附层为弹性薄膜;正庚烷冲洗后,发生脱附,随着选择速度的增加,稳定吸附层的质量先增大后减小,在选择速度小于  $10 \mu\text{L}/\text{s}$  时,稳定吸附层变成刚性薄膜,选择速度大于  $10 \mu\text{L}/\text{s}$  时,稳定吸附层仍为弹性薄膜。

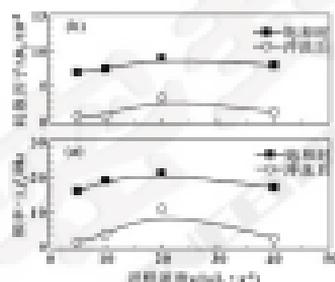


图 10 选择速度对吸附过程的影响

Fig. 10 Effect of injection rate on adsorption process

## 3 结论

(1) 采用 QCM-D 研究了 3 种发动机油在不锈钢表面的吸附行为,3 种发动机油与不锈钢表面的吸附作用从强到弱的依次是 2#, 2', 1', 其中 1' 油样不能形成稳定的吸附层。

(2) 发动机油在不锈钢表面的饱和吸附层的质量与样品质量分数成正比,而在冲洗后达到稳定吸附时,吸附质量也随着样品质量分数的增加而增加,当样品质量分数超过 3.0% 时,吸附质量趋于不变,说明此时达到稳定吸附的上限。

(3) 随着温度的升高,饱和吸附层的质量呈下降趋势,各温度下的饱和吸附层均为弹性薄膜;正庚烷冲洗后发生脱附,温度越高,脱附率越高,说明温度的升高有利于脱附,各温度下的稳定吸附层仍为弹性薄膜。

(4) 选择速度对吸附过程的影响并不显著。

#### 参考文献

- [1] KIKUCHI I, O, ARAI A [J]. *NOX*, 2011, 11(2): 101-107. *Chemical Reviews*, 2012, 112(1): 1818-1878.

- [2] KUTYALINSKI I, JOHANNSMANN D, RECHTER H P. Measuring what you cannot see and visualizing what you hear: interpreting quartz crystal microbalance data from adulated interfaces [J]. *Analytical Chemistry*, 2001, 73(20): 4838-4848.
- [3] HOTA R, BANIKAWA Y, MIKURA M. Detection of conformational changes in an immobilized protein using surface plasmon resonance [J]. *Analytical Chemistry*, 1998, 70(16): 3039-3044.
- [4] SAUERBREY C. The use of quartz oscillators for weighing thin layers and for microweighing [J]. *Zeitschrift für Physik*, 1959, 153: 206-222.
- [5] ZHU B, LI W, ZHANG T, et al. Detection of urea with a functional polymer-coated quartz crystal microbalance sensor [J]. *South African Journal of Chemistry*, 2007, 60: 1187-1204.
- [6] BRUCKENSTEIN S, SCHULZ M. Experimental aspects of use of the quartz crystal microbalance in solution [J]. *Electrochimica Acta*, 1995, 40: 1265-1280.
- [7] JAMES D, THIEL D Y, BUSHILL C E, et al. Phase change and clarity effects on a quartz crystal microbalance [J]. *Analyst*, 1994, 119: 2005-2007.
- [8] ALDER J F, MCCALLUM J. Piezoelectric crystals for mass and chemical measurements: a review [J]. *Analyst*, 1983, 88: 1097-1105.
- [9] NOMEKA T, HATTORI O. Determination of micro-molar concentrations of cyanide in solution with a piezoelectric device [J]. *Analytica Chimica Acta*, 1985, 153: 323-326.
- [10] WARD M D, BUTTER D A. In-situ interfacial mass detection with piezoelectric transducers [J]. *Sensors*, 1995, 1(8): 1007-1027.
- [11] HERR C F, KANIGAWA K R, KILPATRICK J R, et al. Physical description of a chemically modified quartz crystal resonator [J]. *Journal of Applied Physics*, 1995, 78(3): 1995-2000.
- [12] MARTIN S J, SPATES J J, WISSENGRUP K D, et al. Resonator oscillation response to liquid loading [J]. *Analytical Chemistry*, 1997, 69: 2085-2094.
- [13] JOHANNSMANN D, GRABBE J, WISSER J, et al. Thermoelastic properties of thin films coated with a quartz crystal resonator [J]. *Thin Solid Films*, 1995, 250/251: 962-969.
- [14] KAPLAN A L, THOMPSON B. Network analysis method applied to liquid-phase acoustic-wave sensors [J]. *Analytical Chemistry*, 1993, 65: 1514-1519.
- [15] BOSCHAL M, HERR C F, STEINBERGER C, et al. Simultaneous frequency and dissipation factor (DF) measurements of biomolecular adsorption and cell adhesion [J]. *Food and Bioprocess Technology*, 1997, 10(7): 239-246.
- [16] HERR C F, BOSCHAL M, HELTZBERG P, et al. Energy dissipation kinetics for protein and antibody-antigen adsorption under shear oscillation on a quartz crystal microbalance [J]. *Langmuir*, 1998, 14: 728-734.
- [17] 谷中野, 原太郎, 今谷太. 等. 利用 QCM-D 研究 ZEPF 在不润湿表面的吸附行为 [J]. *测压与密封*, 2013, 28(1): 85-90.
- [18] CHAN T T, JOHNS D H, KONG L, et al. Study on the adsorption behavior of ZEPF on stainless steel surface using QCM-D [J]. *Lubrication Sci*, 2013, 25(3): 59-65.
- [19] BOSCHAL M, KUNZMANN E. A simple setup to simultaneously measure the resonant frequency and the absolute dissipation factor of a quartz crystal microbalance [J]. *Review of Scientific Instruments*, 1996, 67: 1210-1211.
- [20] KARLSSON P M, PALMQUIST A E C, HOLMBERG K. Adsorption of sodium dodecyl sulfate and sodium dodecyl phosphate on aluminum, studied by QCM-D, XPS and AAS [J]. *Langmuir*, 2008, 24: 13414-13419.

## (上接第 106 页)

- [4] 董晓峰, 吴利虎. 齿面接触承载能力测试研究 [J]. *机械传动*, 2007, 31(1): 65-68.
- [5] HUI X Q, WU C H. The experimental study of gear transmission system churning power loss [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2007, 31(1): 63-68.
- [6] 陈景华, 董晓峰. 一种齿面可变形齿面接触承载能力测试机构的设计及测试 [J]. *测压与密封*, 2003, 18(9): 48-50.
- [7] CHEN S W, JIANG S Z. Design and test of a gear loss churning torque loss tester with changeable inclination angle [J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 40(9): 81-88.
- [8] CHANGJINET C, MILIX P. Housing influence on churning losses in geared transmission [J]. *ASME Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(8): 081-008.
- [9] ARIMURA Y, UENO T, HIRAYAMA T, et al. The lubricant churning loss in spur gear systems [J]. *Bulletin of the JSMC*, 1973, 16(3): 881-892.
- [10] HERR C F, MICHAELIS K, OTTO H P. Influence of immersion depth of slip lubricated gears on power loss, bulk temperature and cooling load carrying capacity [J]. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2008, 4(2): 143-156.
- [11] TIEBERHOFF A S. Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion [J]. *Vestnik Makhovskogo*, 1975, 33: 17-17.
- [12] LAETHKE E, BOHM M. Zum Wärmehaushalt mechanischer Schweißwerke für Stahlhohlwege [J]. *VDA Rev*, 1983, 188: 43-55.
- [13] BOHME H. Churning losses of shafts and gears running partially submerged in oil [C]. // Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, Illinois, 1989: 156-159.
- [14] CHANGJINET C, MILIX P. A model for the prediction of churning losses in geared transmission: preliminary results [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(1): 128-135.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-0195.2017.04.023

## 燃气轮机润滑系统磨损趋势预测

孙佳斯 佟文伟 郎宏 刘宇佳 何山

(中国航发沈阳发动机研究所 辽宁沈阳 110015)

**摘要:**为预测燃气轮机润滑系统试验阶段潜在的磨损故障,应用神经网络及遗传算法(GA)对某型燃气轮机系统试验期间润滑油中典型元素的光谱监测数据趋势进行预测。通过改变光谱分析数据归一化的范围及调整学习率的自适应性对标准误差反向传播(BP)神经网络进行改进,并利用遗传算法对改进的BP神经网络的权值和阈值进行优化,建立适合某型燃气轮机润滑系统试验阶段磨损趋势预测的模型。结果表明,所建模型具有较高的预测精度和较强的实用性,能有效提高磨损故障的预测成功率。

**关键词:** 燃气轮机; 润滑系统; 磨损趋势预测; BP神经网络; 遗传算法

**中图分类号:** V263.9; TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0195(2017)04-023-06

## Wear Trend Forecasting of Gas Turbine Lubricating System

SUN Jias, TONG Wenwei, LANG Hong, LIU Yujia, HE Shan

(AECI Shenyang Engine Research Institute, Shenyang Liaoning 110015, China)

**Abstract:** The oil spectral analysis data of the classic metal elements contained in the used oil during the long-time test was forecasted by genetic algorithm (GA) and neural network to predict the wear trend of the gas turbine lubricating system. The standard BP network was improved by changing the normalization range of the oil spectral analysis data and adjusting the adaptivity of learning rate, and the weights and thresholds of the improved BP network was optimized by GA. The wear trend forecasting model of a gas turbine lubricating system during its testing period was built, and the potential wear trend was predicted by the well-trained model. The results shows the proposed model is practical and promising in the wear trend prediction of gas turbine lubricating system during the testing period, which can improve the forecasting accuracy of wear fault.

**Keywords:** gas turbine; lubricating system; wear trend forecasting; BP neural network; genetic algorithm

燃气轮机长期在高温、高速、高负荷的多态环境下工作,极易造成润滑系统运转部件的异常磨损而引起发动机故障<sup>[1]</sup>。在润滑系统磨损趋势预测阶段,可掌握潜在的危险,保障其运行的安全性。从试验用润滑油的光谱分析结果中,可了解润滑油中金属元素的种类和含量,从而判断发生异常磨损的零部件部位及其磨损程度<sup>[2]</sup>。但是大多数情况下,分析人员的经验及分析手段对分析结果的影响很大;另外,光谱分析数据常常仅用于同已知磨损值进行对比,未能得到更多润滑系统磨损的信息;此外,在润滑系统试验时可使用润滑油消耗、换油、变质等进行不定期换油或换油,从而更加影响磨损状况的判断。利用人工

智能神经网络融合遗传算法的技术<sup>[3-6]</sup>对在润滑系统试验阶段的磨损趋势进行预测,可以解决这一非线性问题。能够克服当前分析人员分析水平不均、油质监控手段少等缺点,提高润滑系统磨损故障预测的成功率。

基于油液样本的复杂性和不规则性,本文作者利用BP神经网络建立某型燃气轮机润滑系统试验阶段磨损趋势预测的模型。针对标准BP网络收敛速度慢的缺点,通过改变学习率的方法对其进行改进;同时改进BP神经网络易陷入局部最小值的缺点,利用遗传算法对其权值和阈值进行优化。

### 1 油液光谱分析原理的概述及监测数据分析

油液光谱分析可监测燃气轮机工作过程中润滑油颗粒的等、粒子的磨损情况。有该地检测油液中被测元素的含量,参照金属成分与磨损副材料相对应(见表1),判断润滑系统是是否正常的金属元素含量的磨损面与其具体结构及使用状况有关。

收稿日期:2016-08-18

作者简介:孙佳斯(1986-),女,硕士研究生,工程师,研究方向为航空发动机润滑系统故障诊断与预测。Email: jiasun@163.com

表1 某型燃气轮机燃油元素与相应的燃油部位

Table 1 The main elements and the corresponding main positions of the gas turbine

| 金属元素 | 它相应金属元素的主要元件名称   |
|------|------------------|
| 铁    | 轴承, 部分轴承零件等, 壳体等 |
| 铜    | 部分轴承零件等, 壳体      |
| 铝    | 部分轴承零件等, 衬套      |
| 镍    | 密封, 壳体           |
| 钛    | 壳体, 部分轴承衬套       |
| 钒    | 部分轴承衬套, 壳体       |
| 钨    | 壳体               |
| 钼    | 部分轴承零件等          |

燃油内部的结构件绝大多数为铁基材料, 所以 Fe 元素的变化是综合判断燃油整体磨损水平的重要指标。而在众多取样部位中, 油箱中油样反映了各部位磨损情况的平均水平。本文即采用 Spectral 型燃油光谱仪监测了油箱中油样的 Fe 元素含量的变化。图 1 是某型燃气轮机长时间试验油箱中油样的 Fe 元素光谱分析数据图, 图中还给出了 Fe 元素的告警值及限值。

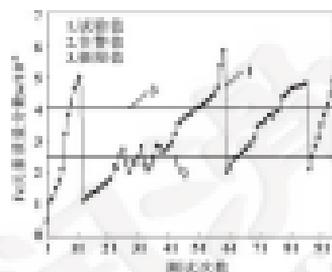


图1 油箱油样中 Fe 元素光谱分析数据

Fig. 1 The oil spectral analysis data of Fe element in the oil samples from the oil tank

由图 1 可知, 油箱中油样的 Fe 元素的含量在试验过程中不断地波动。由于燃气轮机在研制试验中, 其性能还不稳定, 试验过程中 Fe 元素会超过限值, 因此当 Fe 元素光谱分析值超过限值时, 会通过增加燃油的方法以降低 Fe 元素含量。例如, 在磨合阶段的第 18 次检测时, Fe 元素质量分数从  $3 \times 10^{-6}$  增长到  $5 \times 10^{-6}$ , 超过所规定的限值, 此时增加了燃油, Fe 元素质量分数迅速下降到  $1 \times 10^{-6}$ ; 又如, 在第 47 次检测时, Fe 元素含量又超出限值, 再一次增加了燃油, Fe 元素质量分数降为  $2 \times 10^{-6}$ , 然后又持续增加, 直到试验结束, 超过限值。

试验结束后, 对燃气轮机进行检查, 发现齿轮发生严

重磨损, 齿轮齿面掉齿, 如图 2 所示。造成上述现象的原因是齿轮承载动负荷大, 齿轮加工超差及装配间隙控制不到位等。

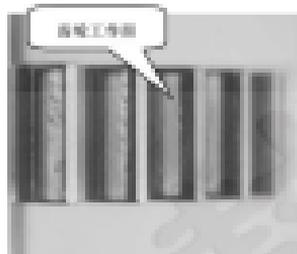


图2 燃气轮机齿轮齿

Fig. 2 The wear gear

从上述分析可知, 现有的燃油光谱分析手段只能监测某时刻的磨损情况, 并不能对下一时刻的磨损情况进行预测。因此, 本文作者通过对实际燃气轮机燃油光谱分析数据的分析, 提高了磨损趋势预测精度。

## 2 燃气轮机磨损趋势预测模型的构建方法

### 2.1 标准 BP 神经网络

理论上, BP 神经网络在给定合适的结构和适当权值的情况下可近似为任意非线性连续函数。它利用误差反向传播函数来缩小网络输出值与实际值之间的均方误差。BP 神经网络的拓扑结构如图 3 所示。但是标准 BP 函数的训练速度较慢, 导致其难以满足短期预测的实际要求; 此外, 多层神经网络的性能曲线存在多个局部最小值, 使其难以收敛到全局最小值。因此, 为实现对燃气轮机润滑系统的磨损趋势的预测, 需对标准 BP 神经网络进行改进。

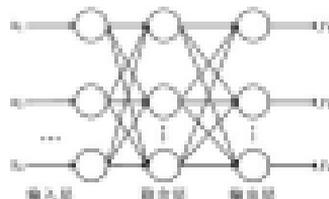


图3 BP神经网络结构

Fig. 3 The structure of BP neural network

### 2.2 改进的 BP 神经网络

标准 BP 算法由于学习率是常数导致其在网络过程中收敛速度慢, 可见学习率的选择对于其性能影响巨大。学习率越小, 网络时间越长且收敛速度越慢, 但过大的学习率会导致不收敛。此外, 除了网络初期

的学习率不一定适合训练的后期。因此,在迭代过程中,自适应学习率函数可以使BP神经网络训练时总可以将训练合适的学习率。学习率可变的BP算法是通过观察误差的增减来判断的,判断标准是:如果误差下降则误差减小,则增加学习率;反之,则降低学习率以避免过度调节。学习率的增减通过乘以一个增量/减量因子实现:

$$\eta(n+1) = \begin{cases} k_{+}\eta(n) & e(n+1) < e(n) \\ k_{-}\eta(n) & e(n+1) > e(n) \\ \eta(n) & \text{其他} \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $r$  为误差减少系数;  $k$  为误差增加系数;  $k_{+}$  是学习率增长系数;  $k_{-}$  是学习率降低系数。

根据文献[4],标准BP神经网络的学习率  $\eta$  的初始值设为 0.05,自适应学习率BP神经网络中的参数  $\eta$  设置为 1,初始学习率设置为 0.01。

BP神经网络虽然具有实现任何复杂非线性映射的能力,但是它容易陷入局部最优。因此,利用遗传算法全局搜索能力强的特点对所述的BP神经网络模型进行优化,以提高预测的精度。

### 2.3 遗传算法

遗传算法是模拟生物进化的优化工具,它可根据种群的选择进化行为,且每个个体表明问题搜索空间的一种近似解决方案。从任意初始种群开始,遗传算法通过个体的选择和变异,有效地获得稳定的种群繁殖和选择过程,因此它可将种群进化为更优化的搜索空间范围。

#### 2.3.1 编码长度

在迭代优化过程中,由于遗传算法不能直接作用于所述模型的多数参数的,所以需要对这些参数和权值进行编码。本文采用实数编码,不仅较二进制的更易理解,而且可以节省基因解码时间。此外,实数具有范围大和准确率高的优势,有助于得到最优结果。对BP神经网络连接权值和阈值进行实数编码,编码长度计算公式为:  $L = kx_1 + kx_2 + kx_3$ , 其中  $k$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$  分别为输入层、隐含层和输出层的节点数。

#### 2.3.2 适应度函数

将每个个体对应BP神经网络的初始权值和阈值,用训练数据训练BP神经网络后预测系统输出,把预测输出和期望输出之间的误差绝对值作为个体适应度值  $F$ ,计算公式为

$$F = k \left( \sum_{i=1}^n |y_i - o_i| \right) \quad (2)$$

式中:  $n$  为网络输出节点数;  $y_i$  为BP神经网络第  $i$  个节点的期望输出;  $o_i$  为第  $i$  个节点的预测输出;  $k$  为系数。

#### 2.3.3 选择操作

选择轮盘赌法,即基于适应度比例的选择策略,每个个体  $i$  的选择概率  $p_i$  为

$$p_i = \frac{f_i}{\sum_{j=1}^N f_j} \quad (3)$$

$$f_i = \frac{k}{F_i} \quad (4)$$

式中:  $F_i$  为个体  $i$  的适应度值。由于适应度值越小越好,所以在个体选择前对适应度值求倒数;  $k$  为常数;  $N$  为种群个体数目。

#### 2.3.4 交叉操作

交叉操作是在一对母体以相对的概率( $p_c$ )交换部分染色体而产生新的个体。这个过程可以扩大种群的多样性和搜索空间的遍历性。由于个体采用实数编码,所以交叉操作采用实数交叉法,第  $k$  个染色体  $a_k$  和第  $l$  个染色体  $b_k$  在  $j$  位的交叉操作如下:

$$a_{kj} = a_{kj}(1-k) + b_{kj}k \quad (5)$$

$$b_{kj} = a_{kj}(1-k) + a_{kj}k \quad (6)$$

式中:  $k$  是 [0, 1] 间的随机数。

#### 2.3.5 变异操作

选取第  $r$  个个体的第  $s$  个基因  $a_{rs}$  进行变异,变异操作方法如下:

$$a_{rs} = \begin{cases} a_{rs} + (a_{rs} - a_{rs}) \times f(g), & r > 0.5 \\ a_{rs} + (a_{rs} - a_{rs}) \times f(g), & r < 0.5 \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $a_{rs}$  为基因  $a_{rs}$  的上界;  $a_{rs}$  为基因  $a_{rs}$  的下界;

$f(g) = r_1 \left( 1 - \frac{g}{G} \right)$ ,  $r_1$  为一个随机数,  $g$  为当前迭代次数,  $G$  为最大进化代数;  $r$  为 [0, 1] 间的随机数。

利用遗传算法和改进的BP神经网络结合的方法构建预测模型的流程图如图4所示,主要包括3个步骤:

(1) 确定BP神经网络的基本结构,确定输入层节点数,根据输入参数确定输出层节点数,再根据大量模拟试验确定最佳的隐含层节点数,最后,得到遗传算法的初始长度。

(2) 利用遗传算法优化改进的BP神经网络的权值和阈值,随即产生一个种群,其个体反映网络的权值和阈值,接着通过适应度函数计算适应度值,然后通过选择、交叉和变异操作找到最优个体。

(3) 利用遗传算法优化改进的BP神经网络模型进行预测,首先,将最优个体初始化,BP神经网络的权值和阈值在训练过程中可局部优化;经优化后的BP神经网络模型对某型燃气轮机实时试验滑移系统的滑移趋势进行精确和有效地预测。

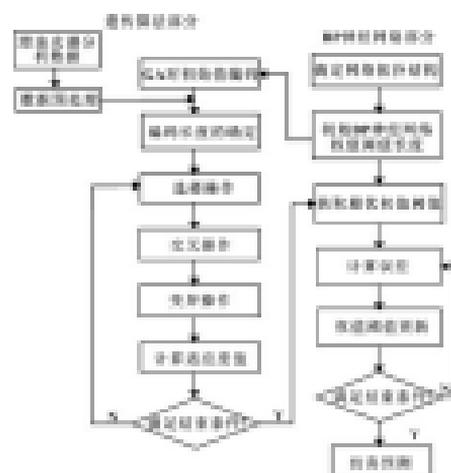


图4 复合模型构建流程图

Fig.4 The flowchart of combined model

### 3 模型的建立及验证

#### 3.1 模型的建立

##### 3.1.1 数据预处理

归一化可以消除输入和输出数据之间量级的差别,使输入和输出数据成为范围归一化的数据,以避免引起大的误差。数据归一化可提高神经网络的学习效率和网络预测的准确性。Sigmoid 函数值在  $[0, 1]$  之间均匀分布,然而本文文献 [4] 报道,当该函数值分布在  $[0.1, 0.9]$  之间时,预测的结果更好。因此,文中归一化的范围改为  $[0.1, 0.9]$ 。归一化过程如下:

$$y = \frac{x - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}} \times (0.9 - 0.1) + 0.1 \quad (8)$$

反归一化过程如下:

$$x = \frac{y - 0.1}{0.9 - 0.1} \times (x_{\max} - x_{\min}) + x_{\min} \quad (9)$$

对图 1 中给出的典型燃气轮机测速系统长时间试验所监测的 6 元素光谱分析数据结果进行归一化处理,结果见表 2。

表 2 光谱分析数据归一化结果

Table 2 The normalization results of the spectral analysis data

| 次数 | 原始分数 $\omega \times 10^4$ | 归一化后    | 次数 | 原始分数 $\omega \times 10^4$ | 归一化后    | 次数 | 原始分数 $\omega \times 10^4$ | 归一化后    |
|----|---------------------------|---------|----|---------------------------|---------|----|---------------------------|---------|
| 1  | 0.80                      | 0.193 0 | —  | —                         | —       | 88 | 4.80                      | 0.739 1 |
| 2  | 1.10                      | 0.193 4 | 91 | 4.02                      | 0.631 3 | 87 | 2.10                      | 0.341 9 |
| 3  | 1.23                      | 0.208 7 | 82 | 4.11                      | 0.644 9 | 88 | 2.80                      | 0.409 1 |
| 4  | 1.80                      | 0.280 9 | 83 | 4.20                      | 0.658 5 | 89 | 2.40                      | 0.367 2 |
| 5  | 1.73                      | 0.273 1 | 84 | 4.26                      | 0.667 9 | 90 | 3.10                      | 0.492 9 |
| 6  | 2.00                      | 0.310 6 | 85 | 4.26                      | 0.667 9 | 91 | 3.32                      | 0.532 8 |
| 7  | 3.23                      | 0.607 3 | 86 | 4.43                      | 0.689 2 | 92 | 3.80                      | 0.598 1 |
| 8  | 3.82                      | 0.698 1 | 87 | 4.49                      | 0.726 4 | 93 | 4.12                      | 0.666 4 |
| 9  | 4.23                      | 0.698 3 | 88 | 5.31                      | 0.829 0 | 94 | 4.40                      | 0.694 7 |
| 95 | 4.81                      | 0.718 9 | —  | —                         | —       | 95 | 4.80                      | 0.766 2 |

##### 3.1.2 模型参数

设置 BP 神经网络结构为  $5-5-1$ , 即输入层有 5 个节点, 隐含层有 5 个节点, 输出层有 1 个节点, 共有  $5 \times 5 + 5 \times 1 = 30$  个权值,  $5 + 1 = 6$  个阈值。遗传算法个体编码的长度为  $30 + 6 = 36$ 。遗传算法的种群数目为 100, 交叉概率为 0.2, 变异概率为 0.05。训练好的权值和阈值见表 3, 其中输入层到隐含层的权值用  $w_i$  表示, 隐含层到输出层的权值用  $w_o$  表示, 隐含层的阈值用  $\theta_i$  表示, 输出层的阈值用  $\theta_o$  表示。

表 3 GA 优化后的权值和阈值

Table 3 The weights and thresholds optimized by GA

|            |          |          |          |          |          |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|
|            | 1.036 2  | -0.923 7 | 1.956 4  | -0.676 2 | -2.082 9 |
|            | 1.876 9  | 2.096 9  | -1.129 0 | -1.003 4 | 1.428 2  |
| $w_1$      | -0.909 0 | -2.482 9 | 2.989 7  | 0.217 6  | -3.192 7 |
|            | -1.807 6 | 2.384 0  | 1.289 6  | 2.989 4  | 1.096 9  |
|            | 1.848 1  | 1.277 2  | 2.429 9  | -2.983 3 | -1.729 7 |
| $w_2$      | -2.131 4 | -0.094 0 | 0.189 7  | 0.061 9  | -1.633 2 |
| $w_3$      | 2.006 9  | 1.680 3  | -0.689 4 | -1.189 7 | -0.339 6 |
| $\theta_i$ | 0.531 3  |          |          |          |          |

### 3.2 模型的训练

利用所建模型对光测分析数据进行训练, 以连续  $n$  个样本训练第  $n+1$  个样本。将前 90 次的监测数据作为学习样本进行训练, 后 5 次的监测数据即作为预测。同时应用标准 BP 神经网络 (SBBP)、改进 BP 神经网络——自适应学习率的 BP 神经网络 (ImBP) 和遗传算法优化自适应学习率的 BP 网络 (GAlmBP) 对相应监测的样本进行训练, 各神经网络的训练结果与实际值见图 5—7。

如图 5—7 所示, 所建的 SBBP 神经网络中第 10、11、45、32、80、85、87 次训练值与实际值相差较大; ImBP 神经网络的训练精度相对有所改进, 第 12、59 次训练值与实际值相差较大; GAlmBP 神经网络的训练误差最小, 其训练值与实际值基本一致。因此, 遗传算法优化 BP 神经网络的权值和阈值可以减小其训练误差, 用该训练好的神经网络对监测数据进行预测可提高模型的预测精度。

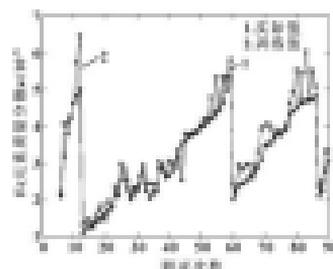


图 5 SBBP 神经网络训练值与实际值比较

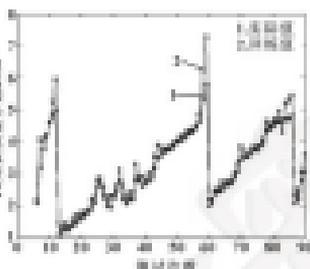


图 6 ImBP 神经网络训练值与实际值比较

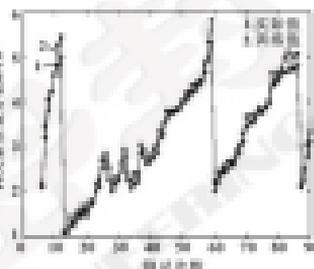


图 7 GAlmBP 神经网络训练值与实际值比较

Fig 5 Comparison between the training data by SBBP neural network and actual data

Fig 6 Comparison between the training data by ImBP neural network and actual data

Fig 7 Comparison between the training data by GAlmBP neural network and actual data

### 3.3 模型的验证

利用上述训练好的 GAlmBP 神经网络对后 5 次的监测数据再进行预测以验证模型预测的精确度。同时

也应用训练好的 SBBP 神经网络和 ImBP 神经网络对其进行了预测, 各神经网络的预测结果及实际值的比较见图 8—10, 预测误差见表 4。

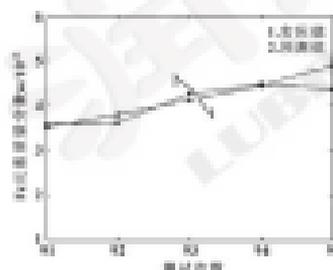


图 8 SBBP 神经网络预测值与实际值比较

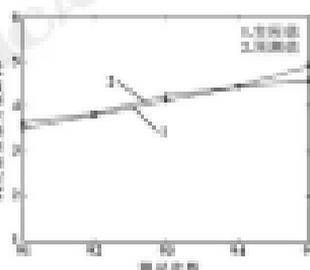


图 9 ImBP 神经网络预测值与实际值比较

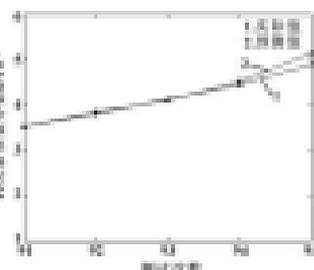


图 10 GAlmBP 神经网络预测值与实际值比较

Fig 8 Comparison between the prediction data by SBBP neural network and actual data

Fig 9 Comparison between the prediction data by ImBP neural network and actual data

Fig 10 Comparison between the prediction data by GAlmBP neural network and actual data

如图 8—10 所示, GANetBP 神经网络的预测值与实际值几乎一致, 相对误差的绝对平均值为 1.85% (见表 4)。较 InetBP 神经网络的 2.94% 和 SnetBP 神经网络的 4.32% 均有提高, 且在测压值无漂

分析仅的测试误差范围内, 因此说明应用遗传算法优化的改进 BP 神经网络模型对多室燃气轮机测压系统试验数据预测趋势预测具有可行性。

表 4 各神经网络模型的预测误差

Table 4 The prediction errors of each neural network

| 序号         | 实际值 $\omega/10^3$ | GANetBP 神经网络      |                  | InetBP 神经网络       |                  | SnetBP 神经网络       |                  |
|------------|-------------------|-------------------|------------------|-------------------|------------------|-------------------|------------------|
|            |                   | 预测值 $\omega/10^3$ | 相对误差 $\omega/\%$ | 预测值 $\omega/10^3$ | 相对误差 $\omega/\%$ | 预测值 $\omega/10^3$ | 相对误差 $\omega/\%$ |
| 94         | 3.82              | 3.83              | -0.36            | 3.80              | 3.12             | 3.78              | -1.70            |
| 92         | 3.80              | 3.83              | 1.21             | 3.86              | 1.05             | 3.81              | -0.00            |
| 93         | 4.12              | 4.09              | -0.73            | 4.23              | 2.68             | 4.27              | 3.64             |
| 96         | 4.64              | 4.51              | 1.97             | 4.39              | 1.12             | 4.47              | 0.67             |
| 95         | 4.90              | 5.15              | 5.10             | 4.87              | -0.73            | 4.98              | -0.62            |
| 相对误差的绝对平均值 |                   | 1.85              |                  | 2.94              |                  | 4.32              |                  |

#### 4 结论

基于多室燃气轮机长时间试验的测压值无漂监测分析数据, 应用改进 BP 神经网络——自适应学习率的 BP 神经网络建立测压趋势预测的模型, 利用遗传算法对其权值和阈值进行了优化, 克服了 BP 神经网络收敛速度慢, 易陷入局部最小值的缺点, 提高了所建模型的预测精度, 得到了较为满意的結果。

#### 参考文献

- [1] 袁娟, 程俊, 李文明. 基于遗传算法改进的 BP 神经网络模型的多室燃气轮机测压[J]. 测压与密封, 2014, 36(1): 24—28.
- [2] SHENG C N, CHENG J, LI W B, et al. Intelligent recognition of wear mechanism based on improved BP neural network model by genetic algorithm[J]. Lubrication Engineering, 2014, 7(1): 24—28.
- [3] 袁海如, 李成强, 王华. 基于粒子群优化 GA 的改进 BP 网络模型的多室燃气轮机测压技术与应用[J]. 测压与密封, 2014, 36(1): 100—106.
- [4] CHEN H B, LI X W, WANG X, et al. A method of improving generalization by BP network based on fitness GA[J]. Computer Technology and Development, 2014, 24(1): 100—106.
- [5] 曹利军, 李克武, 曹成达. 基于动态自适应遗传算法的测压模型研究[J]. 测压技术, 2013, 32(10): 103—108.
- [6] CHU Y Q, LI X W, CHENG Y, et al. Study on threshold value dynamic adjustment of regular old genetic algorithm[J]. Measurement & Control Technology, 2013, 32(10): 106—108.

- [4] 赵亚臣, 张永斌. 改进遗传粒子组合遗传神经网络的测压趋势预测[J]. 测压与密封, 2009, 30(1): 40—42.
- [5] ZHANG X B, ZHANG L E, PAN J C. Prediction of wear trend using modified BP neural network based on genetic algorithm[J]. Lubrication Engineering, 2009, 30(1): 40—42.
- [6] 曹华. 多室燃气轮机测压软件[M]. 北京: 航空工业出版社, 2011.
- [7] YE F, XU X Z. A short-term load forecasting model of natural gas based on optimized genetic algorithm and improved BP neural network[J]. Applied Energy, 2014, 124: 102—113.
- [8] ARIFUNNISA F, SOHMANAN R, RAHMANIYANNI F, et al. Artificial neural network development by means of a novel combination of grammatical evolution and genetic algorithm[J]. Bio-inspired Applications of Artificial Intelligence, 2015, 19(1): 1—15.
- [9] LIU Y, HUI B, ZHENG C N, et al. Research and evaluation on new in gas-turbine starting transmission through oil spectral analysis with HAFSA method[J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2013, 33(1): 1370—1375.
- [10] ROZHEKIJIC J A, HANIGARAI Y E, BERENSONG J A, et al. The use of artificial neural network (ANN) for modeling the world life of the failure assessment in blades of steam turbines[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 30: 962—978.
- [11] GORUMANAN J, MENDEL B, WILSON K. Design predictor tool and optimization of journal bearing using neural network model and multi-objective genetic algorithm[J]. Scientific Journal, 2011, 18(1): 1000—1010.

## 天然生物与仿生梯度材料研究获进展

中国科学院金属研究所沈阳材料科学国家(联合)实验室材料与加州大学圣地亚哥分校及加州大学圣地亚哥分校合作, 揭示了生物组织与材料中广泛存在的梯度结构取向特征, 并成功设计了一种高分子材料模拟生物组织的仿生设计新策略, 即通过控制微观组织取向获得梯度变化力学性能, 实现与梯度、强度与韧性的优化分布与相互匹配, 从而显著提高力学性能。通过力学分析与数值模拟, 他们建立了结构取向与各力学性能之间的定量关系, 阐明了材料损伤力学提高的机理, 并成功设计了仿生梯度结构的设计方案。

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0759.2017.06.022

## 橡塑密封安全可靠性和完整性的设计控制<sup>\*</sup>

谭桂斌<sup>1,2</sup> 兰志成<sup>1</sup> 欧 静<sup>1</sup>

(1. 国家橡塑密封工程技术研究中心, 广州机械科学研究仪器有限公司 广东广州 500325;  
2. 中国石油大学(北京) 北京 102249)

摘要: 密封可靠性及安全性涉及设备各类预测、检测、预防、诊断、分析、诊断等方法和技术, 对减轻密封失效率和完整性具有重要意义。橡塑密封(密封件、密封系统等)是制造业高可靠性发展的不断发展的。针对国内产业设置技术基础和时代安全性的新要求, 研究密封件和橡塑密封可靠性与完整性理论与实际的特征; 以油气资源勘探开发、储运加工过程的密封完整性技术为例, 分析橡塑密封系统管理、绿色设计控制的核心技术; 展望密封完整性研究方向。

关键词: 密封完整性技术; 橡塑密封系统; 预测管理; 可靠性分析

中图分类号: TH132.4; TH22 文献标志码: A 文章编号: 0271-0759(2017)06-0119-07

## Safe and Integrity Analysis for the Reliability Design Control Techniques of Rubber and Plastic Sealing

TAN Guibin<sup>1,2</sup> LAN Zhicheng<sup>1</sup> OU Jing<sup>1</sup>

(1. National Engineering Research Center of Rubber and Plastic Sealing, Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 500325, China; 2. China University of Petroleum (Beijing), Beijing 102249, China)

Abstract: It is essential to study the predicting, detecting, preventing, evaluating, diagnosis capabilities and other techniques, in order to reduce the failure rate and potential hazard for the sealing systems. To develop advanced sealing materials and products to meet the requirement of harsh conditions, which is critical for the full lifecycle safety of key industries, major projects and equipment. Facing with the new challenges on the quality technology, safety, and low-emission industry, the integrity and reliability theory of rubber & plastic seals was studied. Taking an example on sealing integrity of the oil & gas industry, including the exploitation, transportation, and processing equipment, the intelligent and green method of design control techniques was analyzed. The research direction of sealing integrity and reliability is prospected.

Keywords: seals and sealing integrity; rubber and plastic sealing system; lubricating and friction; reliability analysis

橡塑密封是制造业的基础配套件, 容易被忽视。然而, 诺贝尔奖获得者 EKENMAN 在 1986 年“挑战者号”航天飞机爆炸事故的调查时, 在电视直播会议中用伟大、精妙的简单“冰水实验”, 向公众阐明了弹性模量、密封材料与完整性<sup>[1]</sup>, 橡胶卷入史册的密封研究。

完整性技术在全球石油化工、核电、航空及发动机等广泛应用, 但在我国密封工程研究时还比较少见。本文作者围绕国家重大战略需求, 从交叉学科、学

术、创新应用等角度, 阐述了机械可靠性及密封完整性的核心理论和技术, 并以石油工业的密封完整性为例, 分析橡塑密封完整性与可靠性的设计控制技术。

### 1 橡塑密封件与密封系统的安全可靠性

密封件、液压件、轴承和齿轮等基础件是制造业发展的核心。品种规格繁多、量大面广, 其他零部件决定了主机和智能制造质量及可靠性, 但我国基础件和通用件行业的技术水平低, 生产规模小<sup>[2]</sup>。“十三五”期间, 工信部等实施“工业强基工程”, 将为制造强国战略等提供保障和条件。然而, 我国中低端经济、制造业战略及国防安全等对密封系统新需求, 当前橡塑密封研究和实践面临着新的历史性机遇和挑战(如图 1 所示)。

\* 基金项目: 国家工业和信息化部项目(7C11000003-02)。

收稿日期: 2016-06-30

作者简介: 谭桂斌(1983-), 男, 工学博士, 工程师, 研究方向为智能装备系统可靠性与工业管理等等。E-mail: ag@163.com



约占 38.8%。针对失效类型与故障环故障约占 28.4%，防务系统故障约占 13.4%，渗漏约占 3.0%，其他原因占 16.4%。某制造商分析了旋转机械的失效数据，发现密封失效约占 37%，轴承失效约占 22%，静压进膜失效约占 9%，膜压件失效约占 2%，联轴器失效约占 2%，其他因素占 7%。某石油产品失效分析表明，密封有关因素约占 64%（具体表现为防士密封和行杂物约占 30%，密封问题与润滑油流失约占 14%），零件总装配因素约占 9%，制动因素约占 5%，其他失效因素占 4%，产品无故障的占 16%。

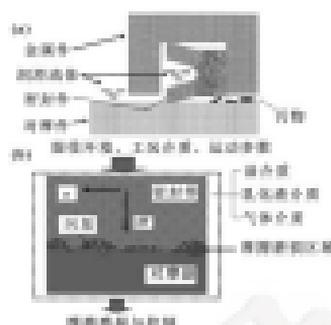


图1 密封界面结构与主要影响因素构成

Fig. 1 Main structures of elastomer sealing interface

我国制造业和主机长期“重装机、轻配套”，由于缺乏科学理论和工程实践的积累，橡塑密封可靠性和稳定性的研究，远远落后于机械系统与结构可靠性等的研究。例如，我国密封制造企业少有专门从事应用基础研究的结构。国内密封可靠性试验和现场数据等极其缺乏，标准规范缺失。而国外有关研究非常全面、系统和深入，实现了技术垄断，与装备制造发达国家相比，我国的机械可靠性领域问题较多<sup>[1]</sup>，特别是密封、齿轮、轴承等配套产业质量技术基础，可靠性研究尚需深化。要实现提升机械零部件的质量与可靠性水平，为实现中国制造强国提供保障。

## 2 橡塑密封系统监测与摩擦的动态监测

橡塑密封是经典的挤压与接触摩擦副<sup>[2]</sup>。从宏观能量的角度，摩擦是机械能转化为其他能量形式的过程<sup>[3]</sup>。一方面，摩擦中能量的初始形态，主要是机械能、动能、势能和功等；另一方面，摩擦能随动态传递后的形态与最终形态，包括材料结构性能等变化（位错、裂纹、塑性变形）、热能、其他能量（声、光、电、磁等）。经典力学的常识是，摩擦是阻碍运

动物体间的力，摩擦消耗了全世界 30% 的化石能源<sup>[4]</sup>。因此，密封过程会引起摩擦的能量损耗，因此过高追求密封阻力和性能将引起更高的能耗，但是，过紧的密封性能可能会导致高速漏气与故障率。密封的轴向摩擦和径向摩擦等，导致机器的不可逆能量消耗，所以，摩擦和密封就要合理控制其摩擦副行为。而橡塑密封件应避免严重摩擦副行为。

经典的 4 类动力传输，如机械传动、电力传动、液压传动、气流传动等伴随了机械摩擦。从机械传动到分子无序热运动的转变而被能量损耗，从摩擦学的角度来看，摩擦理论的阐明与检测仪器的研究将对理解摩擦的起源和过程提供新视角。所以，现代机器系统在电源系统、电机、轴承与转子等副摩擦时，还进行设备润滑与密封的智能检测，增强机械设备的可靠性。实现橡塑密封、衬套等密封寿命、密封唇面非变温环境中的尺寸稳定性，为提高生产效率、经济性及降低维护成本做出了贡献。

密封是当密封失效时，后续维修、维护等成本非常高昂，可能是失效密封元件价格的几百甚至几千倍。而在处理高温、有毒或危险性的流机械密封系统密封尤其关键，如炼油厂、石化厂、核电站、海上油田的密封失效，除了修理和临时停机停产的费用高昂之外，密封的有害物质泄漏到自然界，将直接威胁人类健康与安全。例如，2004 年年度博帕尔毒气泄漏、2006 年切尔诺贝利核泄漏事故、2010 年墨西哥湾漏油与海洋污染等。表 1 示出了典型的密封系统泄漏事故与失效分析。然而，这些事故并没有引起厂家的关注，在密封选型与设计、加工、安装、维护等环节中，仍没有得到高度重视。

表 1 典型的密封系统泄漏事故与失效分析

Table 1 Failure analyzed typical sealing accidents

| 序号 | 典型事故                              | 失效形式                     |
|----|-----------------------------------|--------------------------|
| 1  | 俄罗斯号与航天飞机的漏油                      | 密封不能适应动态等                |
| 2  | 2004 年三星号手机漏油等<br>1982 年美国北海平台天然气 | 电池漏油导致；隔膜失效等<br>安全阀密封不良等 |
| 3  | 康福扩管与漏油                           | 密封唇面磨损失效等                |
| 4  | 2010 年墨西哥湾平台漏油<br>并与严重漏油设备        | 密封唇面与油膜漏油；密封唇面密封不良等      |
| 5  | 2007 年道奇平台平台漏油事故<br>与硫化氢泄漏事故      | 安全阀密封不良等；密封与密封件密封不良等     |
| 6  | 压力管道及炼化化工企业<br>泄漏造成环境污染           | 密封唇面不良；密封唇面密封不良等         |

## 3 石油工业的密封可靠性技术及橡塑密封特点

20 世纪，以燃油为动力的机器系统工厂已应用于

国防、经济建设和生活领域,石油逐步成为影响现代工业国家经济发展的战略资源,因而油气储运管网被誉为“能源大动脉”。近 30 年,中国在世界石油经济、文化、能源战略等领域的影响力,离不开油气勘探开发、储运、加工等各个环节的重大科学成就,其中,就有基于风险的检测 (RRM, 一种追求安全性与经济性统一的多系统管理理念) 在大型石化装置上的应用、石油 RRM 管理体系及其完整性研究等。

油气勘探开发、储运、加工等各个环节都存在泄漏和污染的问题。在国外,曾有许多灾难事故与石油行业有关,引发了全球的争议和反思。为保护自然生态环境、人类健康安全,研究油气勘探、储运加工及深海石油等的密封完整性具有重要的现实意义。

1.1 油气勘探开发的非同类完整性与密封可靠性体系  
油气勘探科学是井筒流态、地层地质、不同管柱等构成的复杂物理系统。石油管工程与井筒完整性,都包含了密封屏障与完整性技术,其中有封隔器胶筒、尾管悬挂密封、井口水泥环、防喷器、固井水泥固、压裂液、橡胶密封、地层封堵等苛刻密封场合。因此,国家自然科学基金 (NSFC) 在 2002、2003 年连续资助了“油气钻井与完井基础研究创新群体”,首席专家是中国石油大学的高德林等。

自 1859 年美国宾夕法尼亚州的人类历史首次石油钻井成功,1863 年俄美国州首次建立炼油厂之后,目前全球有几百万个井眼,井筒。“钻头不到,油气不产”,井筒定复杂多相流体通道,井筒功能与密封完整性对于安全、高效、经济生产具有重要意义。著名的油服公司 Schlumberger, Baker-Hughes 和 Halliburton 等开展了大量研究和实践,认为陆地及海洋的油气、水合物、煤层气、深海金属矿等开采,无论是勘探、建设和生产,对地层与设备的流态的控制和密封始终是核心问题。一旦流态发生密封屏障的破坏与无控制的涌流、流动<sup>[1]</sup>,可能导致灾难性后果。

“井筒完整性”定义为“应用技术、操作和组成措施来降低开采风险,以保证油气井在整个寿命期间的安全”。例如,传统的井口系统和技术在极端高温高压条件下 (如 225 °C 与 180 MPa) 不能完全控制密封失效的风险;深层、深海、极地等井筒损坏,严重影响油气勘探的综合效益,甚至造成了井筒密封破坏之前漏油物、毒害和泄漏爆炸等灾难性事故,如墨西哥湾的漏油事故<sup>[2]</sup>。尤其在复杂结构水平井、大斜度井、定向钻井等,套管-水泥环-地层的固井密封质量,井筒套管 (侧管) 受力复杂且易于磨损、腐蚀、杆管柱的变形、断裂、穿割以及橡胶密封和耐腐蚀尤

为关键,但是,又必须先遭遇复杂地层、溢流和漏失物,势必造成井筒等潜在风险。中国石油大学高德林、邵永斌、樊建春等在井筒完整性与橡胶密封等进行了定量的研究<sup>[3]</sup>。但密封完整性和安全可靠设计控制等方面的研究较少。

在我国煤层气、页岩气、致密油气压裂现场需要伤害低的价格低、活性水、KCl 盐水、无污染的驱液深磺等,但是这些压裂液驱液成本高、易砂化、溢失大、造缝能力差,压裂效率与地质性能,美国“页岩气革命”与分段压裂的井工厂高液量式的普及,在全球能源市场造成巨大影响,但压裂液化学剂漏失对环境的行为和生态的破坏也不容忽视,如地层裂缝和管柱失效后,化学剂可能渗漏、扩散、污染,有毒物质投入水体引起社会问题,即缺乏密封完整性。

目前,中国石油产量 20% 仍来自老油田,剩余可采储量,经济效益依然可观。此外,我国 90% 以上油田完成水驱与聚合物驱等以后,转向后水驱开发,平均采收率的 20% 左右,剩余油大量滞留于地下,未来的采收率与提升空间很大,有其基础科学和技术技术装备,有待深入研究。例如,与国外油田和煤层相比,我国复杂结构井和高含蜡、高气流比、高含砂比、高温、腐蚀、稠油等复杂介质,导致了井下封堵漏失与密封的难度极大,存在密封适用性差、工作寿命短、效率下降等问题,橡胶密封时又表现为胶液稠高、冲蚀磨损、软磨硬等特性,因此,在橡胶密封设计与失效机制分析时,除了进行传统的流、固、热多场耦合因素分析外,需深入考虑尺度效应、空化及表面材料高温特性等因素。

1.2 深海油气开采的安全完整性与密封失效特性分析

非常规油气资源,一般系偏远且生态脆弱的区域 (如深水、深海、沙漠、极地),从世界范围看,石油资源则重要质化,实质化方向发展,常规石油储量日益减少,而非常规油气资源的占比更大 (约 80%),且几乎未开采,是未来开发的重点。页岩油气的储运、加工、储存工艺非常复杂,其潜在的操作失误、密封泄漏扩散与爆炸事故,造成的后果极其严重。邵永斌、徐善东、沈洪印等对石化装置和复杂系统进行智能化故障监测和完整性研究<sup>[4]</sup>;黄伟峰、顾永泉等对机械密封规律的研究<sup>[5]</sup>。

深水油气工程科学,涉及井筒流态、海底地层岩石、海洋外部环境、输送管道、流体的处理及工艺设备等完整性,井筒介质在深海造成漏失层、海面、称外漏,若立管、水下设施内的不可控扩散和沉降,称内漏。这二者的密封特征、失效途径和应急措施都不一

样,受海洋自然地理环境的制约,深海油气勘探与生产不仅要考虑风浪流、泥沙、海冰、海啸、风暴潮的破坏性影响,而且还要考虑地缘政治、海洋水深、海上超过船机等因素的影响。这些复杂因素之间互相耦合导致深海装备多系统配置、可靠性、自动化程度等方面要求更苛刻。通常,深海油气勘探以海上浮式结构物为基础,并配合使用钻井平台、生产平台、配套钻井管和设备及机器人等。所以,开发深海油气资源,必须克服“人地、下海”双重难度,对密封完整性及其遥控操作机器人提出了更多的科学技术要求。例如,张永斌、冯耀章和美国 WOODHEAD 等围绕管道完整性与风险控制<sup>[21]</sup>; 陈旭斌等进行了管道机器人动态密封的可靠性等分析<sup>[22]</sup>。深海石油工业,特别是海面温度 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右时,诱发了海面管理精细、砂沉积、水合物等保水安全保障难题,出现密封泄漏污染。海洋紧急救援的技术难度更大。

虽然我国已实现了 750, 1 500, 3 000 m 深海钻井装备各种队(例如 8030981 半潜式平台等),在深水开发和生产时钻井深度可达 10 000 m。但普遍面临的问题,我国深海装备的核心设备与零部件有“空心化”问题。深海装备的密封系统依赖进口。保水平台在服役状态下所受的外载包括平台倾斜、横向波浪力、纵向拉压、内压荷载等,会产生磨粒、断裂、磨损等不同失效形式。同时,我国南海保水油气资源等向陆地转移,步距陆地 300 km 以上,各种柔性管缆、水下控制系统、附件密封附件等数量高,供需失调、海啸、地震等恶劣天气时,封固再维修所需时间、成本增加,尤其加大了设计、制造和施工维护的难度;如罗伊兰、余建星等研究深海管道完整性<sup>[23]</sup>、陈旭斌等研究深海立管检测与机器人技术<sup>[24]</sup>。在不同作业海域、不同平台级环境下,不同保需求下,如何提高保水平台、水下生产系统与密封完整性以及海上作业的实时性与时效性,今后的需不断探索。与国外先进的科技研究水平相比,我国的密封基础科学、国产化密封工程应用要进一步提高。

#### 4 仿生密封安全的绿色与智能化设计控制

##### 4.1 绿色与自然仿生主体仿生密封材料的设计控制

在人类和高等生物中密封有多种形式。如细胞、细胞膜、绒毛、鱼的硬甲等。这些机制可近似为静密封摩擦<sup>[25]</sup>。但是,生物进化和器官演化过程中,没有发现滑动液密封或转子,即没有实现连续旋回或滑动的密封器官,即生物进化不能演化成具有充分密封性的动态密封。19 世纪末,工程师发明和改进了滑动活塞、密封件,引入了燃油发动机的各种内燃机,继工厂各种复杂的旋转或往复式机器。机械化进步,

带动了密封带技术进步。

动物自愈性、不稳定性、敏变性、环境适应性本能等利用综合效率等优于现代机器。通过 28 亿年的自然进化和生存竞争后,动物形成了许多简约有效的控制、巧妙的材料拓扑、功能丰富的表面结构、优异的几何结构等。此外,人足跟高等动物,皮肤皮肤和脚还是表面积最大的天然密封和防护屏障。细胞壁存在密封通道和强度高质等。因此,生物学和医学等有诸多科学问题待探索。自然界提供了许多仿生的新途径。需要从几何、物理、材料和控制等多角度模拟和创新工程仿生、密封摩擦等技术。

基于仿生的密封系统自愈、智能化技术的发展方向主要有:① 汽车和船舶企业等发展密封自愈合、液体自愈型的橡胶轮胎;② 研发管道输送时所需的管壁自愈及、密封自愈合等纳米涂层加固与技术;③ 研发在油封密封内能完全溶解、自磨灭的密封圈及密封圈等新材料与技术;④ 针对深海装备、海上风电或大型管道等苛刻的不可维修工况,大力推广和应用智能监测功能的橡胶密封系统。

##### 4.2 密封与润滑系统的摩擦技术基础和性能控制研究

汽车工业是密封、润滑的较大市场。预计 2050 年全球汽车保有量 20 亿辆(按目前的复度规定)。其中燃料电池车、混合动力车分别有 5 亿辆、11 亿辆。随着混合动力、智能传动系统及润滑技术的进步,本车新车平均效率预计每年提升 2%~3%;此外,预计 2040 年世界 90% 的交通运输用燃料仍来自石油。所以,润滑油体系、输送、低油等装备需求显著。我国对装备密封润滑的质量技术基础需要进一步研究。

密封件和液密封件、齿轮、轴承、紧固件等基础零部件(元器件)。它们在研发设计、检验检测、试验验证、标准制定、信息与管理产和运用服务等方面都诸多案例可分享,是摩擦学的重要研究对象<sup>[26]</sup>。如大型齿轮箱(齿轮、轴、轴承等)重大故障的 50% 属于润滑失效,64% 以上属于密封不当、润滑污染等。广州机械科学研究院开展了润滑摩擦的在线监测、基础数据库与多传感信息诊断系统研究应用,引入智能诊断、智能维护等,已成功应用在三峡电站、港口航运、国防船舶、大型风电场等。

建议的研究方向:① 基于大数据、云计算、物联网等,基础件的制造企业,研究院所等,积极地转型为调研、咨询、设计、研究和开发等综合方案服务商;② 针对润滑系统的品质检测评定、润滑在线检测、润滑密封润滑诊断等关键技术。如图 4 所示,其

理论基础和实际应用还要积累;③在物联网、大数据、云计算、虚拟现实等智能技术时代,应加强测压

传感器的早期故障诊断准确率,在优化测压基础数据库、新传感方法和技术等的研究。

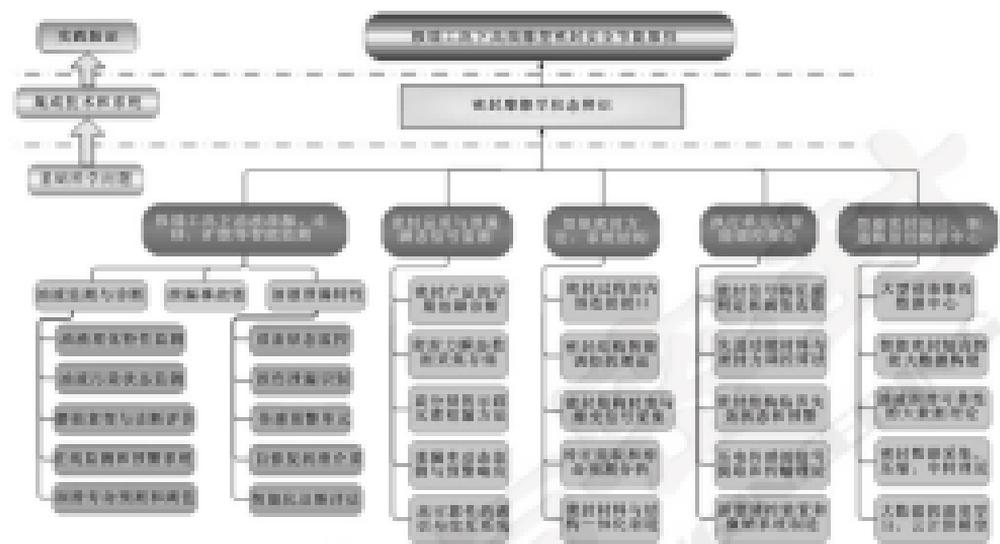


图4 测压与密封过程的智能化状态国际

Fig.4 Diagram of the work and writing diagnostic system

## 5 结论与建议

我国在制造强国战略等时代背景下,橡塑密封研究正面临历史性的机遇与挑战,要加强密封与测压系统安全可靠性的绿色、智能化研究,需密封完整性、密封:①加强密封完整性技术基础与智能化系统技术的研究、应用,包括密封完整性设计控制;②加强国际国内标准化工作,提高先进国家服务的综合能力,注重国际合作,提高世界舞台的话语权;③开发研制各种检测测试的平台,应用与测试制造的软件系统,实现技术转型。

### 参考文献

- [1] HENNINGSON R P, LINDSTROM E. What do you see what other people think? Another adventure of a custom character[M]. New York: W W Norton & Company, 1988.
- [2] 孙旭东,王玉明,黄川.车密封技术的发展与展望[J].流体力学与密封,2008(4):4-11.  
SUN X D, WANG Y M, HUANG C. et al. State-of-the-art and future development of sealing technology[J]. Hydraulic Pneumatics & Seal, 2008(4):4-11.
- [3] BA C X, PAN X Q, JIANG F J. Research status and development directions of hydraulics resources in China[J]. Friction

- and Science Bulletin, 2004(3):27-28.
- [4] 2007 F. Green technology as a catalyst where economic and environmental meet [C]//Address to the Fourth World Technology Congress, Kyoto, Japan, 2008, 3.
- [5] ZHANG H W. Recent developments of green technology[J]. Science Technology, Innovation and Progress, 2008(4):2:17-14.
- [6] 第一稿,王国防.机械工程学可靠性领域自然科学基金资助的情况分析[J].中国科学基金,2004,30(1):44-49.  
LAI Y N, WANG C B. Review on NSFC funding in the reliability research field of mechanical engineering discipline[J]. Science Foundation of China, 2004, 30(1):44-49.
- [7] ZHANG H W. Technology of elastomers[M]. Amsterdam: Elsevier, 2004.
- [8] 中国机械工程学会摩擦学分会.2004-2005 机械工程学学会研究报告(摩擦学)[M].中国科学技术出版社,2004.
- [9] 张朝华.关于摩擦学的思考[M].北京:清华大学出版社,2011.
- [10] 陶传华,沈为民,金凯.特种设备安全科技发展规划[J].中国特种设备安全,2005,11(6):22-22.  
TAO C H, SHEN C W, JIN Y W, et al. Looking back on the development of special equipment safety technology[J]. China Special Equipment Safety, 2005, 11(6):22-22.
- [11] CAO D L, WANG Y B. Progress in tribology mechanics and de-

- algorithms techniques for deepwater drilling [J]. *Petroleum Science Bulletin*, 2016, 1(1): 61-63.
- [12] ZHANG L B, HU J Q. Safety prognostic technology in complex petroleum engineering systems: progress, challenges and emerging trends [J]. *Petroleum Science*, 2013, 16(4): 486-493.
- [13] MIE L Y, PAN J C, BANGSUND H, et al. A safety barrier-based model for offshore drilling blowouts [J]. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2013, 26(1): 164-175.
- [14] HU J Q, ZHANG L B, WANG Y. A systematic modeling of fault interdependencies in petroleum process system for early warning [J]. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 2010, 43(8): 825-833.
- [15] ZHANG Z, XIN S, LI JIN W, et al. Real structural integrity monitoring via optical response of quantum dot/quantum wire [J]. *Energy Procedia*, 2013, 75: 2064-2067.
- [16] 沈为民, 周斌. 大型承压设备不停机电液无损检测技术及应用 [J]. *中国特种设备安全*, 2016, 12(1): 6-12.
- [17] SHEN C T, HU B. The on-line electromagnetic non-destructive testing technology for large pressure equipment and its application [J]. *China Special Equipment Safety*, 2016, 12(1): 6-12.
- [18] LIAN C J, HUANG W F, ZHANG F, et al. Fluid-solid coupling fracture model of mechanical seals in reactor coolant pumps [J]. *Science China Technological Sciences*, 2011, 54(9): 2399-2388.
- [19] 顾永泉. 机械密封技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [20] HU J Q, ZHANG L B, LIANG W. Stochastic predictive maintenance for complex multi-component system based on IBSN-BAZSOP model [J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2012, 90(5): 376-388.
- [21] 冯朝华, 冯朝华, 张冠军. 石油管材及设备材料服役行为与结构安全研究进展及展望 [J]. *石油管材与仪器*, 2016, 1(1): 1-7.
- [22] FENG T H, MA Q H, ZHANG C J. Research progress and prospect of performance and structural failure for petroleum tubular goods and equipment materials [J]. *Petroleum Tubular Goods and Instruments*, 2016, 1(1): 1-7.
- [23] HERRPPECK W, REIBERT W A, SCHMANN M, et al. Pipelines integrity assessment: A practical Approach [C]. // New York: ASME, 2005.
- [24] TAN C H, LIU S H, WANG D C, et al. Tubulogical behaviors of non-cold gel deposition in oblique drilling process [J]. *Technology Letters*, 2013, 37(1): 14, 58-58.
- [25] TAN C H, LIU S H, WANG D C, et al. Spatio-temporal structure in non-cold gel trapping at a well tubulogical contact [J]. *Tellus International*, 2015, 30: 276-281.
- [26] TAN C H, WANG D C, LIU S H, et al. Finding tubulogical properties of waxy oil in pipeline plugging with fluorescence technique [J]. *Tellus International*, 2014, 29: 26-37.
- [27] FANG H C, LI JIN M L, XU F T, et al. Reliability analysis of ice-induced fatigue and damage in offshore engineering structures [J]. *China Ocean Engineering*, 2008, 14(1): 11-21.
- [28] XU J N, XU Z H, LI H T. Research on fatigue modification of a submarine pipeline span subjected to waves and currents [J]. *China Ocean Engineering*, 2009, 23(4): 499-504.
- [29] TAN C H, LIU S H, WANG D C, et al. Measurement and analysis of non-cold gel trapping process at contact area under pure shearing condition [J]. *Measurement*, 2016, 83: 29-43.
- [30] 邵建斌, 王恩同, 杨建春. 海洋立管作业机器人可靠性与可维护性研究概述 [J]. *石油矿场机械*, 2016, 45(1): 80-86.
- [31] TAN C H, WANG D C, CHEN T C. Advances in reliability and reliability studies of marine robots for deepwater stores [J]. *Off Field Equipment*, 2016, 45(1): 80-86.
- [32] WELLSER H K, NAI H S. Field welding technology: principles and applications [M]. NEW YORK: MARCEL DEKKER Inc., 1998.
- [33] 邵建斌, 范浩, 邵斌. 车-重大装备维修时承接车体字识别与识别处理 [J]. *焊接学报*, 2016, 36(3): 69-76.
- [34] TAN C H, PAN Q, TAN F, et al. Advances in reliability on electric welding and its future trends for the large machinery [J]. *Technology*, 2016, 36(3): 699-699.

#### (上接第82页)

- [4] 袁立刚, 刘永坤, 邵建斌. 车-重大装备字识别的分类算法及在故障识别中的应用 [J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 40(10): 1813-1822.
- [5] SHI H H, LIU S L, TAN H L, et al. Classification algorithm based on extreme learning machine and its application in fault identification of reactor coolant pumps [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2016, 40(10): 1865-1872.
- [6] 孙竹峰. 基于支持向量机的红外光谱仪分析 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [7] 孙竹峰. 基于支持向量机的红外光谱仪分析 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [8] 孙竹峰, 尹新平, 贾石中. 车-油液监测分析系统应用技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [9] 孙竹峰. 基于红外光谱仪 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [10] BAYBENIN P, MOHIEDDIN C. Fourier transform infrared (FTIR) based oil condition monitoring for synthetic machine oils [M]. In: Vehicle Division Technical Report, 2003: TR-1267-2003.
- [11] 邵文杰. 基于小波包分析的图像融合方法 [J]. *河北理工大学学报*, 2009, 32(2): 42-45.
- [12] LIANG W J. The study on de-noising method by image fusion based on wavelet packet analysis [J]. *Journal of Hebei Polytechnic University*, 2009, 32(2): 42-44.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-8205.2017.04.029

## 一种自修复功能添加剂的制备及性能研究<sup>\*</sup>

曾志丁<sup>1</sup> 欧博明<sup>1</sup> 余红雅<sup>2</sup> 黄伟聪<sup>2</sup> 杨敏<sup>2</sup> 潘霖霖<sup>2</sup> 谢大树<sup>2</sup> 黎汉超<sup>2</sup> 邱兆国<sup>2</sup>

(1. 东莞太平洋润滑油有限公司, 广东东莞 525200;

2. 华南理工大学材料科学与工程学院, 广东广州 510640)

摘要: 以有机磷作为自修复添加剂的主要功能成分, 加入抗氧化剂和适当的极压抗磨剂, 制备一种自修复自修复功能添加剂; 通过四球摩擦试验、齿轮台架试验考察其性能, 利用扫描电镜 (SEM) 和 X 射线光电子能谱仪 (XPS) 等分析其自修复机制。结果表明, 该添加剂具有优良的减摩和摩擦副自修复性能; 在中低负载下该自修复添加剂主要通过自修复膜表面生成物理、化学吸附膜发挥减摩作用; 随着负载的增加和温度的升高, 添加剂中的有机磷和硫磷系极压抗磨剂组分发生分解并与摩擦副表面的金属反应生成二硫化物、磷酸盐、硫化亚铁、三氧化铁等沉积物, 从而发挥良好的减摩与抗磨作用; 在高负载下, 该自修复添加剂主要通过微冶金作用实现摩擦表面间的平整与自修复。

关键词: 添加剂; 减摩抗磨; 自修复

中图分类号: TQ117 文献标志码: B 文章编号: 1000-8205(2017)04-029-07

## Study of a Self-repairing Lubricant Additive

ZENG Zhiding<sup>1</sup> OU Boming<sup>1</sup> YU Hongya<sup>2</sup> HUANG Weicong<sup>2</sup> YIN Min<sup>2</sup>  
PAN Linsen<sup>2</sup> HU Dayue<sup>2</sup> LI Hanchao<sup>2</sup> QIU Zhaoqun<sup>2</sup>

(1. Dongguan Pacific Lubricant Co., Ltd., Dongguan Guangdong 525200, China; 2. School of materials science and Engineering, South China University of Technology, Guangzhou Guangdong 510640, China.)

**Abstract** A kind of additive which has self-repairing function for friction pair was prepared with organic molybdenum as the main functional component of self-repairing additive and by adding antioxidant and appropriate extreme pressure anti-wear agent. Its property were investigated by four-ball friction test and gear bench test, and the action mechanism was analyzed with scanning electron microscope and X-ray photoelectron spectroscopy. The results indicate that the prepared additive has excellent friction reducing, anti-wear and self-repairing properties. Under medium-low load, the prepared additive plays a role of friction reducing by forming physical and chemical adsorbing film on the surface of friction pair. With the increasing of load and temperature, organic molybdenum and sulfur phosphorus series EP-AW components in the prepared additive is decomposed and reacts with the surface of friction pair to form molybdenum disulfide, iron phosphate, ferrous sulfide, molybdenum oxide and other sediments, and these sediments play a role of good lubrication and anti-wear effect. Under heavy load, the prepared additive can realize smooth and repair of the wear surface through micro metallurgical effect.

**Keywords** additive; friction reducing and anti-wear; self-repairing

摩擦磨损是摩擦过程中普遍存在的现象。据统计, 世界 1/3 以上的能源损失来自于摩擦。同时, 磨损也是材料与设备失效的主要原因之一<sup>[1]</sup>。传统的硫磷型极压抗磨剂在高温、重载等苛刻工况下, 与摩擦副表面金属在瞬时高温高压下发生反应, 生成一层具有一定厚度、高熔点的化学反应膜, 可防止摩擦副直接接触, 有效保护设备, 并发挥一定的减摩抗磨

作用, 延长设备使用寿命<sup>[2-4]</sup>。但传统的硫磷型极压抗磨剂并不具备对磨损表面的修复再生功能, 磨损仍不可避免<sup>[5]</sup>。因此, 发展新型润滑添加剂技术, 降低摩擦磨损, 实现对摩擦副的动态自修复, 延长设备使用寿命, 减少摩擦磨损造成的经济损失, 实现节能减排效应, 具有重要的经济效益和社会效益。自修复功能添加剂 (以下简称自修复添加剂) 是近年来发展起来的一种新型润滑添加剂, 可在设备运行过程中与摩擦副, 摩擦副通过机械摩擦作用, 化学反应和电化学反应等, 实现物质相互交换, 最终在摩擦副表面形成具有耐高温、耐磨损、耐腐蚀等特点的修复保护层, 从而实现摩擦副表面的动态自修复<sup>[6-8]</sup>。

\* 基金项目: 东莞产学研合作项目 (2017200912201)。

收稿日期: 2016-08-30

作者简介: 曾志丁 (1983-), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为润滑材料研究与开发, E-mail: zengzhiding@pacificlub.com。

本文作者制备了一种在苛刻工况下具有减摩抗磨和摩擦副自修复作用的新型自修复添加剂,并通过正交试验对其配方进行了优化。通过四球摩擦试验<sup>[1]</sup>、齿轮台架试验<sup>[2]</sup>,使用SEM和XPS等分析方法评价了该添加剂的减摩抗磨和摩擦副自修复性能以及作用机制。

## 1 实验材料及仪器

主要原料:机机油A,机机油B,机机油C,极压机油A,极压机油B,有机钼,石蜡基基础油1-150cSt,标准220<sup>#</sup>工业齿轮油,石蜡油,添加剂。

主要仪器:四球摩擦试验机(厦门天机自动化有限公司生产),标准试验钢球,齿轮台架试验机,扫描电镜(SEM),X射线光电子能谱仪(XPS),测力搅拌器(带加热功能),辅助材料与工具(烧杯、镊子、脱脂棉、电吹风等)。

## 2 自修复添加剂的制备与优化

有机钼具有良好的减摩抗磨和摩擦副自修复作用<sup>[3]</sup>,故有选用有机钼作为自修复添加剂的主要功能成分。为适应苛刻工况下对润滑油抗氧化性能和极压抗磨性能的要求,采用复配技术,加入大量的机机油,并加入适量的极压机油,多种添加剂协同作用,使该复合添加剂具有优良的综合性能<sup>[4]</sup>。按配比将所有组分混合均匀,加热搅拌25~35 min,温度控制在25~65℃,直至所有固体添加剂完全溶解,达到均相为止,即制备自修复添加剂样品。使用四球摩擦试验机测试样品的最大无卡咬负荷 $p_H$ 、烧结负

荷 $p_S$ 和磨损测试(75℃,400 N,1 200 r/min,60 min)磨斑直径 $D$ ,评价样品的减摩抗磨性能。设计的初始配方见表1。

表1 自修复添加剂的初始配方

Table 1 Initial formula of self-repairing additive

| 组分    | 质量分数 $w/\%$ |
|-------|-------------|
| 机机油A  | 88          |
| 机机油B  | 10          |
| 机机油C  | 2           |
| 极压机油A | 3           |
| 极压机油B | 14          |
| 有机钼   | 6           |

试验测得初始配方自修复添加剂的主要性能指标: $p_H=2\ 120\text{ N}$ , $p_S=3\ 150\text{ N}$ ,实际磨斑直径 $D=0.560\text{ mm}$ ,可见初始配方的 $p_H$ 偏低,磨斑直径 $D$ 偏大,说明其减摩抗磨性能不太理想。影响这些性能的主要因素为各减摩抗磨剂的含量和比例(有机钼也属于极压机油范畴)。故设计正交试验,改变极压机油A、B和有机钼的含量(各机机油的含量按初始配方的比例缩放),测试各组样品的 $p_H$ 、 $p_S$ 和磨斑直径 $D$ ,以评价比较各组样品的减摩抗磨性能,筛选最佳的减摩抗磨剂比例,进而确定自修复添加剂的最终配方。正交试验条件及试验结果如表2所示。

表2 自修复添加剂正交试验因素水平表及正交试验结果

Table 2 Factor level table of orthogonal test and test results for self-repairing additive

| 试验组别 | 极压机油A<br>$w/\%$ | 极压机油B<br>$w/\%$ | 有机钼<br>$w/\%$ | $p_H/\text{N}$ | $p_S/\text{N}$ | $D/\text{mm}$ |
|------|-----------------|-----------------|---------------|----------------|----------------|---------------|
| 1    | 3.0             | 12.0            | 7.0           | 2 000          | 2 800          | 0.550         |
| 2    | 3.0             | 14              | 9             | 2 000          | 2 800          | 0.700         |
| 3    | 3.0             | 15.0            | 10.0          | 2 200          | 3 100          | 0.700         |
| 4    | 5               | 12.0            | 9             | 2 000          | 3 100          | 0.502         |
| 5    | 5               | 14              | 10.0          | 2 200          | 4 000          | 0.700         |
| 6    | 5               | 15.0            | 7.0           | 2 120          | 4 000          | 0.503         |
| 7    | 6.0             | 12.0            | 10.0          | 2 000          | 3 000          | 0.503         |
| 8    | 6.0             | 14              | 7.0           | 1 900          | 3 000          | 0.503         |
| 9    | 6.0             | 15.0            | 9             | 2 120          | 3 000          | 0.502         |

见表2可知,最佳配方为配方5,即极压机油A质量分数为5%,极压机油B质量分数为14%,有机钼质量分数为10.5%。但配方5的 $p_H$ 值和磨斑直径 $D$ 并未达到最优值。对正交试验结果进行分析,可知极压机油A的含量对 $p_H$ 值影响较大,极

压机油B和有机钼的含量对 $p_S$ 值和磨斑直径 $D$ 的影响较大。调整极压机油B的质量分数,经计算分析最佳因素水平组合应为:极压机油A质量分数5%,极压机油B质量分数15.5%,有机钼质量分数10.5%。制备各样品并进行四球测试,结果为:

$p_{10}=2\ 120\ \text{N}$ ,  $p_{15}=3\ 150\ \text{N}$ ,  $D=4.301\ \text{mm}$ , 其疲劳性能优于正文试验中的各试样品。故确定自修复添加剂的最终配方如表 3 所示。

表 3 自修复添加剂的最终配方

Table 3 Final formula of self-repairing additive

| 组 分         | 质量分数 A | 质量分数 B | 质量分数 C | 质量分数 D | 质量分数 E | 质量分数 |
|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|------|
| 质量分数 $w/\%$ | 10.0   | 9.0    | 3.0    | 0      | 10.0   | 10.0 |

## 2 自修复添加剂的评价

### 2.1 试验方法

#### 2.1.1 四球磨损试验

按照配方制备各适量的自修复添加剂, 将其按 4% 的比例 (质量分数) 加入基础油 1-E200S 中, 搅拌均匀。然后分别在 200、400、600、800 N 负载下进行四球长磨测试。测试条件: 25 °C, 1 200 r/min, 80 min。同时, 使用基础油 1-E200S 分别在同

样的负载下进行空白对照试验。记录磨痕直径, 并分别保存所有的试验钢球。

对上述添加自修复添加剂的试样, 在 800 N 的负载下再补充 3 个四球长磨测试 (停机点多参照图 1), 分别在刚开始磨损时 (摩擦因数急剧上升并伴有明显的摩擦声)、摩擦因数刚开始下降时、摩擦因数下降后刚稳定时停止测试, 并分别保存所有的试验钢球。

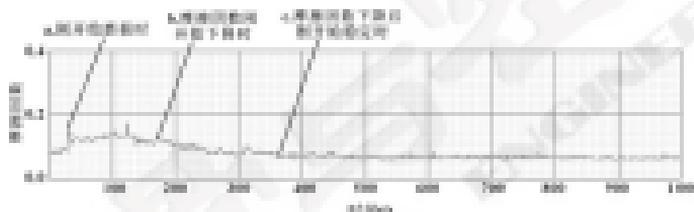


图 1 800 N 负载下四球长磨测试停机时间点

Fig. 1 Stopping point of four-ball wear test under 800 N load

样的油膜将以上各组试验钢球分别清洗干净, 用电吹风吹干后, 从每组试验的固定钢球 (每次四球长磨测试使用 4 个试验钢球, 其中 1 个为运动钢球, 3 个为固定钢球, 如图 2 所示) 中挑选 1 个, 包裹标记后进行 SEM 检测。

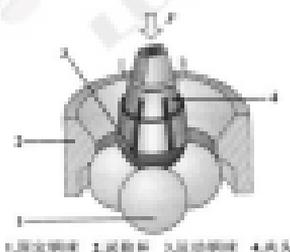


图 2 四球测试原理图

Fig. 2 Schematic diagram of four-ball wear test

#### 2.1.2 齿轮台架试验

为了进一步研究自修复添加剂的减摩抗磨与摩擦副自修复功能, 在齿轮台架试验机上进行齿轮台架试验。试验方案如下:

(1) 空白对照组: 将齿轮在标准 220<sup>#</sup> 工业齿轮油润滑条件下运行 3 h (570 N), 用溶剂油清洗, 拆下齿轮;

(2) 试验组: 将齿轮换一齿, 先在标准 220<sup>#</sup> 工业齿轮油润滑条件下运行 3 h (570 N), 用溶剂油清洗后, 再在添加 7% (质量分数) 自修复添加剂的标准 220<sup>#</sup> 工业齿轮油的润滑条件下运行 4 h (570 N), 用溶剂油清洗后, 拆下齿轮;

(3) 分别采用 SEM 和 XPS 对空白对照组和试验组齿轮进行表面分析。

## 2.2 结果与讨论

### 2.2.1 四球磨损试验结果与讨论

不同负载下试验组 (4% 自修复添加剂+90%的

1-1500N)与空白对照组(100%的1-1500N)的长磨直径对比如表4所示。

表4 圆球长磨测试长磨直径对比

Table 4 Comparison of wear scar diameter of four ball test

| 项目                   | 20 N  | 40 N  | 60 N  | 80 N  |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|
| 空白对照组长磨直径/mm         | 0.638 | 0.588 | 2.763 | 4.000 |
| 试验组长磨直径/mm           | 0.290 | 0.292 | 1.026 | 1.028 |
| 长磨直径降低率(以空白对照组为基准)/% | 54.39 | 54.37 | 62.87 | -     |

由表4可知:随着负载的增大,试验组和空白对照组的长磨直径均增大;无论负载高低,相同负载下试验组的长磨直径较空白对照组均显著减小。试验结果表明,该自修复添加剂在高、中、低负载下均具有优良的减摩抗磨作用。

不同负载下空白对照组与试验组圆球表面的SEM照片如图3、4所示。



图3 不同负载下空白对照组圆球磨痕表面整体(左)及局部放大(右)SEM照片

Fig. 3 Overall (left) and partial enlarged (right) SEM photos of wear surfaces of blank group steel balls under different loads

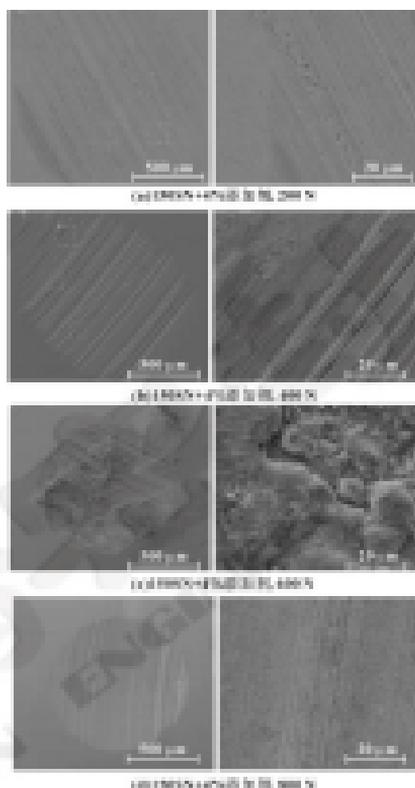


图4 不同负载下试验组圆球磨痕表面整体(左)及局部放大(右)SEM照片

Fig. 4 Overall (left) and partial enlarged (right) SEM photos of wear surfaces of experimental group steel balls under different loads

对比图3、图4中空白对照组与试验组的SEM照片,可以看出,相同负载下试验组圆球表面的磨痕明显小于空白对照组,说明自修复添加剂具有优良的减摩保护作用。试验组在负载为200~600 N时,随着负载的增加,长磨直径变大,摩擦表面的磨沟变深,表面粗糙度变大;当负载增加到600 N时,摩擦表面出现了大量的沉积物。当负载进一步提升至800 N时,摩擦表面反而变得较平整,表面粗糙度变小。这是因为在中低负载下,自修复添加剂体现的主要是减摩抗磨作用;在高负载下,自修复添加剂才表现出明显的摩擦副自修复功能。

试验组 800 N 负载下不同阶段的试验钢球表面 SEM 照片如图 5 所示。

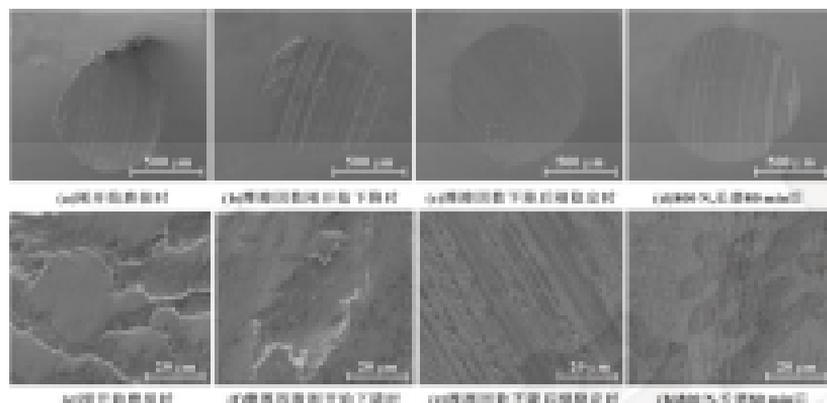


图 5 试验组 800 N 负载下不同阶段的试验钢球表面 SEM 照片 (图 (a) — (d) 为图 (a) — (d) 的局部放大)

Fig. 5 SEM photos of new surface of experimental group steel balls under 800 N load (Fig (a) to (d) is partial enlarged of Fig (a) to (d) separately)

分析图 5 可知, 800 N 负载下刚开始时钢球出现了严重磨削, 磨削表面呈大面积剥落, 表面粗糙度较大; 一直到摩擦回数刚开始下降时, 磨削表面还是有较大的块状剥落; 而摩擦回数下降后刚稳定时, 块状剥落区域基本被填平, 摩擦表面是比较规整的, 较浅的犁沟, 表面粗糙度变小; 长磨 90 min 后, 通过局部放大可以看到, 钢球摩擦表面比较平整, 犁沟比摩擦回数下降后刚稳定时更浅, 表面粗糙度更小。即在 800 N 负载下, 初期阶段钢球出现了较严重的磨削, 通过自修复添加剂的修复作用, 磨削被逐渐修复。与

上述, 该添加剂在重负载的苛刻工况下对磨削表面具有明显的修复作用。

### 3.1.2 齿轮台架试验结果

试验后齿表表面的 SEM 照片如图 6 所示, 可以看出, 齿轮在标准 250° 工业齿轮油润滑条件下出现明显的块状剥落, 表面粗糙度较大, 而在 7% 自修复添加剂+93% 标准 250° 工业齿轮油进行润滑修复后, 齿轮表面的块状剥落被整体平复, 呈划明显较浅的线状损伤, 表面粗糙度变小, 说明该自修复添加剂具有明显的摩擦副自修复功能。

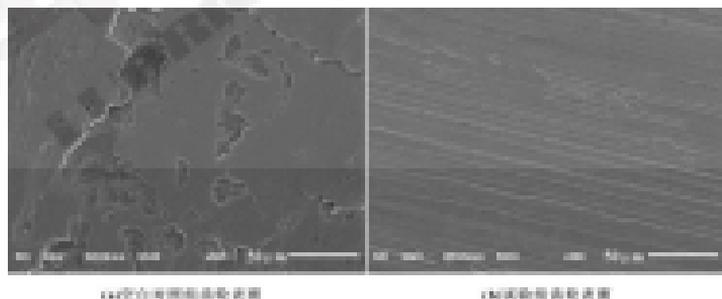


图 6 试验后齿轮表面的 SEM 照片

Fig. 6 SEM photos of gear surface after test (a) the gear surface of blank group; (b) the gear surface of experimental group

试验后对齿轮磨削表面进行 XPS 分析, 根据

XPS 数据计算得出的各元素含量如表 5 所示。

表5 齿轮台架试验 XPS 分析结果  
Table 5 XPS analysis results of gear bench test

| 元素               | 质量分数 $w/\%$ |       |
|------------------|-------------|-------|
|                  | 空白对照组       | 试验组   |
| C <sub>1s</sub>  | 28.99       | 32.32 |
| C <sub>2s</sub>  | 66.92       | 65.28 |
| Mn <sub>2p</sub> | 0           | 0.10  |
| Mn <sub>3s</sub> | 0           | 0.1   |
| Fe <sub>2p</sub> | 3.87        | 1.76  |
| Fe <sub>3s</sub> | 3.52        | 0     |

XPS 分析结果表明:在标准 220°工业齿轮油中试验后的齿轮表面不含铜元素和锌元素,而使用含自修复添加剂的标准 220°工业齿轮油修复后,齿轮表面含有微量的铜元素(质量分数 0.3%)和锌元素(质量分数 0.34%),且表现出明显的摩擦副自修复效果,说明有机铜和有机锌添加剂在自修复过程中发挥了重要作用。

图 XPS 表征的是齿轮磨削表面的最外层(5~10 nm),而在齿轮的磨削表面,通过齿轮副相互作用时产生的高温高压条件,齿轮油中的铁元素被氧化,在齿轮磨削表面产生了大量的含氧氧化物,所以在 XPS 测试中体现了高含量的氧元素与氧元素。

通过对试验组齿轮表面铜元素的 XPS 高分辨谱进行综合分析,如图 7 所示,可知,齿轮磨削表面的铜元素均为三氧化铜,即自修复添加剂在局部高温高压下与磨削表面作用生成了三氧化铜,三氧化铜具有优良的润滑与抗磨性能<sup>[1]</sup>,对实现自修复添加剂的减摩抗磨与摩擦副自修复功能具有重要作用。

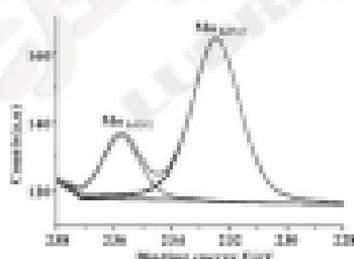


图7 试验组齿轮表面 Mn 元素的高分辨谱拟合曲线

Fig. 7 High-resolution XPS spectrum of Mn on experimental group gear surface

### 3.2.3 减摩抗磨与自修复机理探讨

该自修复添加剂为多种添加剂复配而成的复合添加剂,含有有机铜、硫磷多极压抗磨剂、抗氧剂等,这些添加剂组分多为稠性物质,在低负载下,有机铜、硫磷多极压抗磨剂等首先在摩擦副表面形成物理与化学吸附膜,发挥减摩抗磨作用;随着负载增大,摩擦副表面温度升高,有机铜和硫磷多极压抗磨剂开始分解(硫磷多极压抗磨剂能使催化加速有机铜的分解反应,故两者表现出一定的协同作用),其分解产物与磨削表面的金属发生摩擦化学反应,在磨削表面生成二硫化铜、磷酸铁、硫化铁等沉积物;随着温度和压力进一步提高,部分二硫化铜氧化生成三氧化铜,二硫化铜、硫化铁和磷酸铁均具有优良的润滑与抗磨性能,从而有效地提高了油膜的减摩抗磨性能,在高负载下长时间工作后,磨削表面的微小体被磨平产生塑性变形,通过微流作用逐渐不平整,沉积物也分散填充凹凸槽,凹凸不平的摩擦表面被再次磨平形成较平整的摩擦表面,从而实现磨削表面的修复与自修复<sup>[1]</sup>。

四球摩擦试验中试验组钢球表面的形貌变化图验证了这种趋势,在 200、400 N 等低负载下钢球表面主要是添加剂的物理与化学吸附,这些吸附膜具有一定的减摩抗磨作用,因此试验组钢球的长径直径和磨削明显小于空白对照组;负载增至 600 N,添加剂中的有机铜和硫磷多极压抗磨剂在高温高压下开始分解,与钢球磨削表面的金属反应生成二硫化铜、磷酸铁、硫化铁、三氧化铜等沉积物,这些物质大都具有优良的润滑与抗磨性能,可有效避免摩擦副金属直接接触产生堵塞现象;负载增至 800 N 并运行一段时间后,通过微流作用,钢球磨削表面被重新修复,齿轮台架试验中试验组齿轮表面的 XPS 分析结果验证了确有二氧化铜产生。

## 4 结论

(1) 制备的自修复添加剂按一定比例加入基础油或标准工业齿轮油中,表现出显著的减摩抗磨和摩擦副自修复效果,说明该自修复添加剂具有优良的减摩抗磨和摩擦副自修复性能。

(2) 自修复添加剂在中低负载下体现的主要是减摩抗磨作用,在高负载下才表现明显的摩擦副自修复功能。

(3) 在中低负载下自修复添加剂主要通过摩擦副表面生成物理、化学吸附膜发挥减摩抗磨作用;

随着负载的增加和温度的升高,有机钼和硫磺多极添加剂两相发生分解并与摩擦副表面的金属反应生成二硫化钼、磷酸铁、硫化亚铁、三氧化钼等沉积物,从而发挥良好的润滑与抗磨作用;在高负载下,主要通过微弧作用实现磨削表面的磨平与自修复。

#### 参考文献

- [1] 汪必.我国磨削自修复添加剂研究进展[J].新材料产业, 2011(12): 35-38.
- [2] 黄文斌.磨削添加剂应用指南[M].北京:中国石化出版社, 2003: 49-50, 70-72.
- [3] 李进, 陈国英, 李华明. 钼-硫磺系自修复添加剂的制备与性能研究[J].润滑与密封, 2013, 28(11): 1-6.
- [4] 马玉红, 杨志伟, 林士克. 钼-硫磺系自修复添加剂的发展现状[J].产研化工, 2013, 41(7): 47-53. MA Y H, YANG Z W, LINSI K, et al. Development status of friction and wear lubricant additive with self-repairable function[J]. *Chongqing Chemical Industry*, 2013, 41(7): 52-55.
- [5] 方建华, 陈洪波. 钼-硫-磷系自修复添加剂的应用和发展前景[J].合成润滑材料, 2009, 36(4): 24-29. FANG J H, CHEN H B, CHENG L. Progress of application and development about friction-reducing & self-repair additives[J]. *Synthetic Lubricants*, 2009, 36(4): 24-29.
- [6] 董建, 陈国英, 方建华. 钼-磷自修复添加剂的发展现状[J].合成润滑材料, 2009, 36(1): 17-21. DONG J, CHEN G Y, FANG J H. Present state of self-repair and self-repair additives[J]. *Synthetic Lubricants*, 2009, 36(4): 17-21.
- [7] 李华, 陈国英, 董建. 钼-磷-硫系磨削添加剂的自修复性能研究[J].石油炼制与化工, 2014, 45(7): 72-76. ZHANG X, CHEN G Y, CHENG F, et al. Study on self-repairing performance of lubricant additives[J]. *Petroleum Processing and Petrochemicals*, 2014, 45(7): 72-76.
- [8] 黄文斌, 张黎明, 王博宇. 钼-硫磺两相的磨削自修复[J].上海大学学报(自然科学版), 2011, 17(1): 90-93. MA Y H, ZHANG L M, WANG B Y, et al. Self-Repairment of Grinding in gear manufacturing[J]. *Journal of Shanghai University (Natural Science Edition)*, 2011, 17(1): 90-93.
- [9] 史国平, 狄其士, 马世宁. 钼-有机磷系钼-硫磺系磨削添加剂的摩擦学性能研究[J].中国表面工程, 2005, 18(2): 33-35.
- [10] 郭少飞, 马世宁, 狄其士, et al. Tribological performance of organic-mo sulfur addition[J]. *China Surface Engineering*, 2005, 18(2): 33-35.
- [11] 车晓彬. 磨削磨粒技术大全[M]. 2版. 北京: 中国石化出版社, 2009: 79-84.
- [12] 董建, 陈国英, 董洪波, 等. 钼-磷-硫系自修复添加剂的抗磨性能研究[J].润滑与密封, 2011, 36(8): 71-75. DONG J, CHEN G Y, DONG H B, et al. Synthesis and anti-wear property of the new, nano-particles[J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(8): 70-73.
- [13] 董建, 刘建强, 董洪波, 等. 钼-磷-硫系自修复添加剂与二硫化钼磨粒的抗磨性能对比[J].石油学报: 石油加工, 2007, 23(2): 24-29. MA Y H, CHEN G Y, ZHANG F X, et al. Antiswear synergism between organic molybdenum containing molybdenum and phosphorus and ZDDP[J]. *Acta Petrolei Sinica (Petroleum Processing Section)*, 2007, 23(2): 24-29.

## 2017年中国平坦化技术大会暨海峡两岸平坦化技术论坛在大连召开

由中国平坦化技术联盟以及摩学学会微纳制造摩学学会专业委员会主办,大连理工大学承办,“2017年中国平坦化技术大会暨海峡两岸平坦化技术论坛”于5月22日至25日,由大连理工大学召开,共有来自清华大学、台湾大学、大连理工大学、台湾科技大学、西南交通大学、新加坡科技大学、河北工业大学、浙江大学、华南大学、国防科技大学、南京航空航天大学、广东工业大学、福建福安光电、In-6(大连)、珠海润研、深圳微电子材料公司、Ems consulting等海峡两岸共计22所高校和26间企业的423人参会。会议开幕式由大连理工大学谭仁刚教授主持,大连理工大学副校长贾顺斌教授在开幕式上致辞。海峡两岸平坦化技术论坛组委会主席、清华大学摩学学会国家重点实验室陈新香教授以及大会副主席、台湾平坦化应用技术协会监事长陈昭彰教授分别致词,对会议的召开表示热烈的祝贺。

随着半导体制造技术的飞速发展,平坦化技术仍然是集成电路制造的核心技术之一,中国在平坦化技术上已经取得了长足的进步,并得到国际上学术界和产业界的重点关注。此次会议,对促进中国在该领域和海峡两岸产业界和学界的交流具有重大的意义。会议得到了天津珠海润研机电科技有限公司(Gald),河北工业大学(Gald),奥林匹克(中国)有限公司(Gald),IM silicon(Gald),北京格芯设备制造有限公司(Silov)和成都时代光电科技股份有限公司(Silov)的赞助支持。

本次技术论坛,邀请了台湾科技大学陈昭彰教授,河北工业大学刘玉明教授,天津华清精密机电科技有限公司赵耀文博士,大连理工大学谭平刚教授,In-6(大连)CMP技术主管王刚博士,西南交通大学微纳制造技术中心和珠海微电子材料有限公司技术发展总监吴国俊博士等48位专家学者做了大会邀请报告。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0190.2017.04.026

## 一种抗磨型烟炭分散剂的研究

郭鹏 黄清 金鹏 赵正华 徐小红

(中国石油兰州润滑油研究开发中心 甘肃兰州 730060)

摘要:为满足高规格柴油机油配方开发的要求,合成一种含芳胺和铜的抗磨型烟炭分散剂,通过烟炭分散试验、烟炭分散试验和减摩性能试验等评价其性能。结果表明,该分散剂不仅具有很好的烟炭分散性能,还具有优异的抗磨抗磨性能。

关键词:烟炭分散剂;烟炭分散;柴油机油

中图分类号:TK620.82;TQ117.1 文献标志码:B 文章编号:0254-0190(2017)04-026-05

## Study of an Antiwear Soot Dispersant

GUO Peng HUANG Qing JIN Peng ZHAO Zhenghua XU Xiaohong

(Petrochina Lanzhou Lubricating Oil R & D Institute, Lanzhou Gansu 730060, China)

Abstract: In order to meet the requirements of high grade diesel engine oil formulation development, an antiwear soot dispersant containing aromatic amine and molybdenum was synthesized and its properties were evaluated by soot dispersancy test, soot antiwear test and friction reduction test. The results show that this dispersant has good soot dispersancy and excellent anti-wear property of soot.

Keywords: antiwear soot dispersant; soot dispersancy; soot wear; diesel engine oil

为了降低柴油机油尾气中氮氧化物的排放量,使其达到尾气排放要求,发动机制造商普遍采用了发动机尾气再循环(EGR)等新技术来降低氮氧化物的排放。虽然新技术的应用显著降低了氮氧化物的排量,但也使得润滑油中的烟炭含量大大增加。大量的烟炭颗粒进入润滑系统后,不仅使得润滑好的分散剂会聚集形成较大的颗粒,导致油品黏度过快增长,发动机零件磨损、机油滤网堵塞等问题,因此减少烟炭颗粒对发动机性能所造成的这些负面影响至关重要<sup>[1-3]</sup>。

随着油品规格升级换代,API CJ-4及更高规格的柴油机油要求油品具有高烟炭含量下出色的黏度控制能力和优异的抗磨保护性能,这也意味着高规格配方的柴油机油需要添加性能优异的烟炭分散剂和抗磨剂。为了研制性能优异的烟炭分散剂,人们通过分子设计,在分散剂结构中引入不同的功能基团(如芳胺),得到的分散剂产品能很好地控制油品黏度增加<sup>[4-6]</sup>。在改进油品抗磨抗磨性能方面,研究发现增加ZDDP的含量并不能明显改善油品的抗磨抗磨性能,而将多种抗磨剂复配后才能取得很好的抗磨抗磨效果<sup>[7]</sup>。本研究探索研究一种具有很好烟炭分散

性能和抗磨抗磨性能的分散剂,并通过烟炭分散试验、烟炭分散试验和减摩性能试验,评价其性能。

### 1 实验部分

#### 1.1 产品的设计与合成

近年来的研究及发现,在分散剂结构中引入芳胺基团,合成的产品具有很好的烟炭分散性能<sup>[8-10]</sup>;同时研究还发现,在分散剂中引入铜元素,可以得到具有很好抗磨性能的分散剂<sup>[11]</sup>。若在分散剂结构中同时引入芳胺基团和铜元素,得到的产品是否同时具有烟炭分散和抗磨抗磨性能呢?基于此本文作者设计了一种抗磨型烟炭分散剂,其结构如图1所示。



图1 抗磨型烟炭分散剂分子示意图

Fig. 1 Antiwear soot dispersant molecule structure

其合成过程为:以庚烷丁醇与苯胺时,多胺多

胺、芳胺和含铜试剂为主要原料,在一定的溶剂和稀释油里混合,然后加热并剧烈搅拌反应8 h,按热

收稿日期:2016-07-22

作者简介:郭鹏(1986-),男,硕士,工程师,主要从事润滑油添加剂和油品配方研究工作。E-mail: guopeng\_9999@163.com

制备的 T-1 与高分子添加剂系列 T164 和磺酸化分散剂进行对比分析评价, 其中 T164 和磺酸化分散剂均为市售产品, 其主要性质见表 1。

表 1 各分散剂的主要性质

Table 1 The main properties of the dispersants

| 项目     | 质量分数<br>数 $w/\%$ | 磺酸(T164)计<br>$w(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$ | AST <sup>a</sup><br>$w/\%$ |
|--------|------------------|---|----------------------------|
| T-1    | 1.92             | 33.8  | 72.4                       |
| T164   | 1.08             | 19.3  | 79.4                       |
| 磺酸化分散剂 | 1.82             | 28.1  | 69.3                       |

注: AST 为评价分散剂油泥分散性能的方法, 试验按照方法 ISO-T 9823 进行。

## 1.2 评价方法

### 1.2.1 稠度分散剂测试

稠度分散剂性能测试按 GB/T 11137-1989 进行, 在发动机台架试验发动机油(稠度质量分数为 4.4%), 分别加入质量分数 1.1% 的 T-1、T164 和磺酸化分散剂, 通过测定油品浓度的变化考察其对稠度分散性能的影响。

### 1.2.2 钢球磨蚀试验测试

分别用 T-1、T164 和磺酸化分散剂调制成 C30-4 配方油, 在试验油中加入质量分数 2% 炭黑(代替铜屑), 将含炭黑的油样在 MMS-1J 型四球摩擦磨损试验机上进行机磨性能测试, 试验完成后测量钢球的磨痕直径。

### 1.2.3 减摩性能评价

将 T-1、T164 和磺酸化分散剂以质量分数 4.0% 的剂量加入到基础油 Yalvac-6 中, 然后将试验油在 MTF 试验机上进行减摩性能测试。

## 2 结果与讨论

### 2.1 分散剂的稠度分散性能

图 2 示出了在发动机台架试验发动机油(稠度质量分数为 4.4%) 分别加入质量分数 1.1% 的 T-1、T164 和磺酸化分散剂后油品浓度的变化。

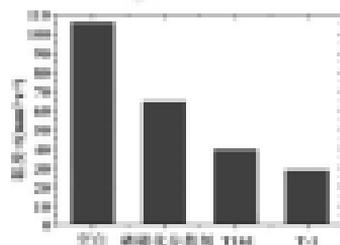


图 2 分散剂与油品黏度关系图

Fig 2 The relationship between the dispersants and oil viscosity

可以看出, 加入 T-1 分散剂的油品黏度最小, 说明其 T-1 对稠度的分散效果最好, 而磺酸化分散剂的稠度分散性能较差。

### 2.2 分散剂的抗铜屑磨蚀性能

将实验室合成的 T-1 与市售产品 T164、磺酸化分散剂以一定的加剂量调制制成 C30-4 配方试验油, 分别加入质量分数 2% 的炭黑, 在四球摩擦磨损试验机上进行试验后将得到的钢球磨痕直径见表 2, 可以看出, 几种分散剂在相同加剂量的条件下, 磺酸化分散剂的磨痕直径最大, T164 的钢球磨痕直径较大, T-1 的磨痕直径最小, 这说明机磨型铜屑分散剂 T-1 具有很好的抗铜屑磨蚀性能, T164 的抗铜屑磨蚀性能差, 磺化分散剂的抗铜屑磨蚀性能最差, 磺化分散剂是一种机磨分散剂, 具有比较好的减摩性能, 但其铜屑磨蚀试验的钢球磨痕直径较大, 加剂可能是磺化分散剂铜屑分散性能差, 导致铜屑发生聚集, 从而发生了严重的铜屑磨蚀。

表 2 各分散剂的钢球磨痕试验结果

Table 2 Four ball machine wear test results of each dispersant

| 分散剂       | T-1  | T164 | 磺酸化分散剂 |
|-----------|------|------|--------|
| 钢球磨痕直径/mm | 0.32 | 0.38 | 1.01   |

采用扫描三维表面轮廓仪和扫描电镜 (SEM) 等现代分析手段对机磨试验的钢球磨痕表面进行分析, 图 3~5 分别为 T-1、T164、磺酸化分散剂机磨试验的钢球磨痕表面三维轮廓图, 可以看出, T-1 的钢球磨痕直径很小, 而且磨痕表面的聚峰也比较平滑, 说明机磨型铜屑分散剂 T-1 的加入大大改善了摩擦过程中的磨痕, 明显提高了油品的抗铜屑磨蚀性能, T164 和磺酸化分散剂的钢球表面有明显的窄沟、磨痕深、磨蚀严重, 表现出磨痕磨蚀的特征。

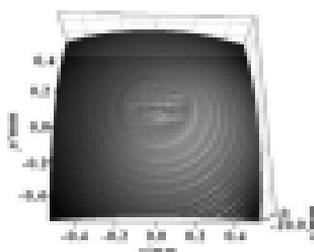


图 3 T-1 分散剂铜屑磨蚀试验钢球磨痕表面的 3D 形貌  
Fig 3 3D topography of the steel ball wear surface after test with T-1 as dispersant

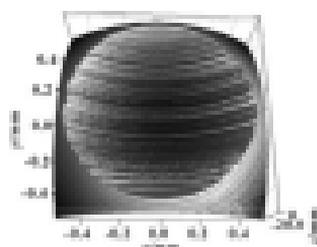


图4 T64分散剂润滑磨损试验钢球磨损表面的3D形貌

Fig.4 3D morphology of the steel ball wear surface after wear test with T64 as dispersant

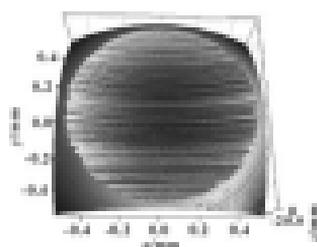


图5 磷硼化分散剂润滑磨损试验钢球磨损表面的3D形貌

Fig.5 3D morphology of the steel ball wear surface after wear test with phosphorus boronizing dispersant

时钢丸磨削试验的钢球磨损表面用扫描电镜进行分析,如图6所示。

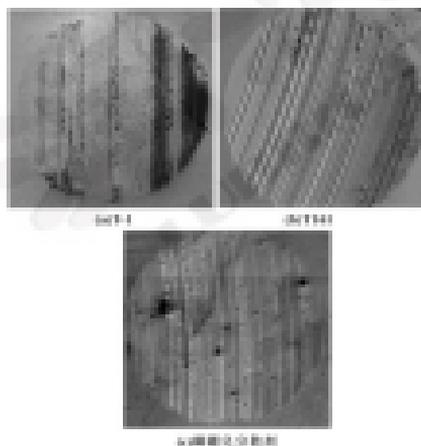


图6 钢丸磨削试验钢球磨损表面的SEM图

Fig.6 The SEM images of the steel ball wear surface after wear test (a) T-1; (b) T64; (c) phosphorus boronizing dispersant

T-1的钢球磨损中间区域有两条较宽的磨痕,磨痕边缘区域是较细的磨痕。T64和磷硼化分散剂发生磨痕的钢球表面宽度比较细密的磨痕,特别是磷硼化分散剂的钢球表面划痕又细又密。可能是由于仅有磷分散剂的粗黑颗粒磨削钢球表面引起的,是典型的磨粒磨痕现象。

### 2.3 混合剂的减摩性能评价

将实验室合成的T-1与市售产品T64、磷硼化分散剂分别以质量分数4.0%的用量加入到基础油T4中,然后将3种试验油在MTS微重力试验机上进行减摩性能评价,试验结果如图7所示。整体来看,T-1的减摩性能较好,在此速度(边界润滑状态)摩擦因数较小,具有较好的减摩性能。同时T-1试验油的摩擦因数较其他2种试验油较平地降到最低状态(出现拐点)。说明T-1试验油随着速度的增大更容易进入流体润滑的状态,从而体现出更好的减摩性能。

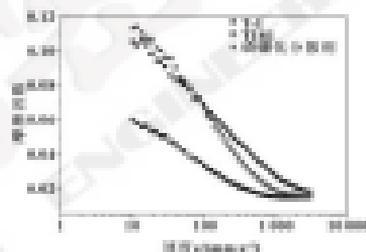


图7 各分散剂的减摩性能评价结果 (30 N, 180 °C)

Fig.7 The anti-friction performance evaluation results of the dispersants (30 N, 180 °C)

## 3 结论

研究了一种新型的抗磨型磷化分散剂T-1,模拟测试结果表明,该剂不仅具有很好的磷化分散性能,还具有优异的抗磨及磨粒控制性能和减摩性能,可以同时解决柴油机油的磷化分散和磨粒磨痕问题,对于高档柴油机油配方研究具有积极意义。

### 参考文献

- [1] 刘均德,金玉强.重负荷柴油机油磷化分散性能研究[J].润滑油,2009,29(2):10-13.
- [2] LIU J D, JIN Y Q. Study on the anti-dispersancy of heavy duty diesel engine oil[J]. Lubricating Oil, 2009, 29(2): 10-13.
- [3] 朱金菊,陈清华,赵智军,等.柴油机油磷化分散性能研究[J].润滑油与密封,2009,34(10):72-75.
- [4] ZHU J J, CHEN Q H, ZHAO Z J, et al. Research of the anti-dispersancy of diesel engine oils[J]. Lubricating Oil, 2009, 34(10): 72-75.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.04.027

## 一种快速获取热汽缸油的机构设计

杨顺成 王建兵 胡登明

(中船重工第七〇四研究所 上海 200031)

**摘要:** 将低黏(稠)高黏度汽缸油加热到易于输送的温度,耗能又耗时,利用汽缸油加热时密度下降,油液上浮汇集到液面油温总是最高的特点,将泵的吸油口设计成浮动半球面附近,从而实现了油液的快速获取,设计的汽缸油快速获取机构利用半球面附近吸油边的吸力驱动浮球面附近的进油通道打开从而让油液流入,实现了从大容量油舱快速获取热汽缸油的目的。试验表明,该机构中间动作几乎无冲击,机构运行平稳,性能符合设计要求。

**关键词:** 汽缸油; 浮球; 加热; 阀芯

**中图分类号:** U664.72; T811.7 **文献标志码:** B **文章编号:** 1000-0709(2017)04-027-05

## Design of a Fast Acquisition Mechanism of Hot Steam Cylinder Oil

YANG Shuncheng WANG Jianbing HU Dengming

(No. 704 Research Institute of China Ship Heavy Industry Group, Shanghai 200031, China)

**Abstract:** There is a large energy and time consuming when heating the whole tank of high-viscosity cylinder oil to the temperature of easy transportation. According to the characteristics that the hot oil always floats up and gathers on the liquid surface due to the density decreasing of high-viscosity cylinder oil when heating and the oil temperature on the liquid surface is always the highest, the oil suction part of the pump was designed to float near the liquid surface, so as to realize the rapid acquisition of the hot oil. The rapid acquisition mechanism of hot oil was designed, and two floating balls were used to drive the magnet-driving leading aluminum frame to open the inlet near the liquid surface for the hot oil, so the purpose of fast acquiring hot oil from large capacity oil tank was realized. Experimental results prove that the valve cores of the mechanism can shift without any impacts. The mechanism runs smoothly and the performance meets the design requirements.

**Keywords:** cylinder oil; floating ball; floating valve core

蒸汽汽缸油可分为矿油型和合成型<sup>[1]</sup>,前者有680号、1 000号至1 500号,后者只有1 500号,尽管原蒸汽汽缸油的标准已于2005年作废,但新标准至今尚未颁布,所以生产厂家仍多参照标准并结合用户的要求生产蒸汽汽缸油。以1 000号矿油型蒸汽汽缸油为例,其40℃运动黏度约为1 100 mm<sup>2</sup>/s, 100℃运动黏度约为38 mm<sup>2</sup>/s,可见温度对其黏度的影响非常显著,其黏温关系满足非常著名和常用的Walther黏温方程<sup>[2-4]</sup>:

$$\lg(\eta) = 0.6 + A + B/T$$

式中: $\eta$ 为运动黏度,mm<sup>2</sup>/s; $T$ 为绝对温度,K; $A$ 、 $B$ 为常数。

汽缸油黏度越高,低温性能越低启动性和低温泵送性越差<sup>[5]</sup>,输送比较困难。除须采用专门的稠滑油循环泵外,还必须对其进行加热,但这种加热

量巨大的汽缸油导热性能很差,将低黏(稠)高黏度汽缸油加热到易于输送的温度,耗能又耗时。另外,汽缸油的密度受温度和压力的影响很大,气压(大气压)时只受温度的影响,大气压对汽缸油密度的倒数与油的绝对温度成线性关系<sup>[6]</sup>。当汽缸油加热时,随着温度的上升,其密度逐渐变小,热汽缸油便从油舱的底部往上流动,冷却则向下沉,从而导致油温分布极不均匀,液面附近油温最高而底部最低,将底部(油泵吸油口附近)油温达到设定温度时,液面上部附近的油温已远远超过设定值;另外,如果油舱容量很大,而一次动作只需要几百到几千升油,仍要将整舱油加热到设定温度,这就导致了时间与能量的浪费。

虽然油舱设置搅拌器可改善油温分布,但导致油舱结构复杂,装置体积增大,如果巧妙地利用这种汽缸油的加热流动温度分布特性,将泵的吸油口设计成浮动半球面附近,则可快速获取满足稠滑油启动温度要求的热汽缸油,达到高效传输汽缸油的目标。

收稿日期:2016-12-28

作者简介:杨顺成(1966—),男,硕士,高级工程师,研究方向为船舶润滑与密封。E-mail: ysc@704i.163.com

## 1 机构的设计

某一种装置需要采用向柴油螺杆泵从油箱抽油向较远部位的设备间输送部分配侧滑油(汽缸油)<sup>[1]</sup>。该侧滑油箱容积较大,正常盛油2 500 L,采用螺旋形受油管热水加热器加热侧滑油,该输送管路也配置了热水加热受油管,油箱油的加热温度范围为30~60℃,用以往的加热方法在冬季将整箱油从0℃加热到30℃,需时超过5 h。

本文作者设计一种快速获取热油机构,可在热水供应流量和压力不变条件下,将加热时间缩短到0.5 h内,无论是瞬时用几升几十升油还是长时间间歇输送,该机构都能提供满足最低温度要求的侧滑油。

### 1.1 设计原理

如前所述,汽缸油加热时,即使加热器设置在底部,由于被加热的油密度变小,热油总是上浮到液面,冷油则向下沉,再加上汽缸油的导热性能差,这样所有热油很快汇集到液面顶部;环境温度越低,这种现象越突出,将获取热油机构(下文简称热油机构)的进油口设计成漂浮移动式,进油口通过浮球悬吊在液面附近,同时将柴油螺杆泵的吸油口还接到热油机构的前部出口,于是泵的吸油口虹吸到的总是来自液面附近的热油,液面不断下降,液位不断下移,热油机构的进油口位置也同步下移;当往油箱(或油罐)加注油时,液位上升,热油机构的进油口位置也同步上升,这样就实现了从大容量油箱(或油罐)快速获取热侧滑油的目的。

### 1.2 设计技术参数与指标

|            |                          |
|------------|--------------------------|
| 所有汽缸油熔点    | > 240℃                   |
| 汽缸油使用温度:   | 30~60℃                   |
| 油黏度(40℃时)  | > 600 mm <sup>2</sup> /s |
| 阀芯行程       | 11 mm                    |
| 流道孔径       | 8 mm                     |
| 每个位置打开流道孔数 | 25 (2×5) 个               |
| 每次取油油量     | 约4 L                     |
| 每次取油时间     | ≈ 30 s                   |
| 取油间隔时间     | ≈ 25 s                   |

### 1.3 热油机构的组成与工作原理

热油机构的组成如图1所示,由浮球、磁铁驱动阀质导杆、温度传感器、上封与止动阀质盖、阀质导杆和若干阀芯组成,磁铁驱动阀质导杆结构如图2所示,由半球与导向斜板、浮球支撑斜杆、条形磁铁质回架、回架阀质盖板 and 条形铁磁永久磁铁组成,阀芯结构如图3(a)所示,由圆形空心制

母、滑动阀芯质导杆、不锈钢复位弹簧、方形空心制螺母与圆形铁磁永久磁铁组成。

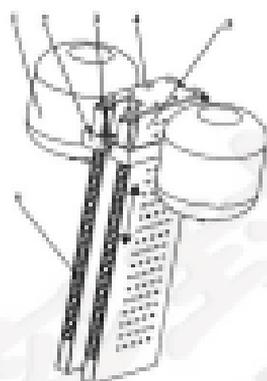


图1 热油机构的组成

Fig. 1 Composing of hot-oil-acquiring mechanism

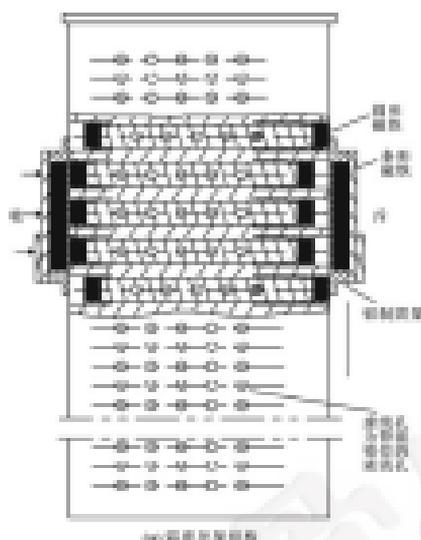


图2 磁铁驱动阀质导杆的结构

Fig. 2 Composing of magnetic-drive valve stem

图中,2个浮球和2个浮球支撑斜杆的还视,2个浮球支撑斜杆、温度传感器与4个条形磁铁质回架同半球与导向斜板的还视,上封与止动阀质盖同阀质导杆的还视,以及4个回架阀质盖板与对应4个条形磁铁质回架的还视都是螺纹连接,圆形空心制螺母和方形空心制螺母同滑动阀芯质导杆的还视也是螺纹连接,而2块圆形铁磁永久磁铁分别嵌入滑动阀芯质导杆两端的制螺母内,使其质导杆两端的

端向管架移位,在将条形块状液体注入磁铁质条形磁体固定框架内时,则考虑磁体与方向,如图2(a)所示。与磁体右端方形空心制磁管内磁体磁极相同产生排斥力,而与其左端圆形空心制磁管内磁体磁极相反产生吸引力。



(a) 磁体滑动套结构图



(b) 磁芯结构图

12.磁体中心制磁管 13.磁体中心制磁管 14.条形磁体固定架  
15.与磁体中心制磁管 16.磁体中心制磁管

图2 磁体驱动滑动套结构图及磁芯结构

Fig.2 Magnetic driving sliding sleeve structure (a) and core structure (b)

这样两芯两端向左的磁力的合力克服其在右端不被制复位弹簧的右用方向使两芯向左移动;在安装时此弹簧产生一定的预紧力,当磁体驱动磁质导架移动而使向左的磁力消失时,助力两芯复位;右端磁管为方形,起导向作用,可保证两芯上液流孔与导架上对应的液流孔在同一平面,打开时能对齐,不会减少实际的液流孔径大小。导架的前后宽的两侧面成形的液流孔,而且为了增加液流孔的密度,将后面向上液流孔

在纵向上错位,在横向上对齐,每排液流孔对应一个两芯的安装孔,总是只有液面附近的3个两芯是打开的,其余处于关闭状态,两芯顶部上封与止动磁质盖密封,磁质盖另一个作用则是止承载与导向制磁体向上移动,即确定了浮球的上部位置。承载与导向制磁体内有2个突起方块,嵌入到两制磁质导架左右两侧的凹槽内,起上下滑动导向作用。左右突起方块的2个侧面与导架的左右两侧的凹槽接触以及4个条形磁体固定框架的内侧面与导架的左右两侧面接触,发生摩擦,但所有磁体都仅受到直线摩擦的影响。

液面的位置通过浮球的位置反映出来,浮球的位置决定了4个条形磁体固定框架的位置,在任何位置4个条形磁体同时打开相应位置的5个两芯,当液面附近热油不断地通过这5个两芯打开的对应液流孔流入导架的内腔进入泵的人口,把泵压向外输出时,液面逐渐下降,这时2个浮球的浮力会变小,当总浮力小于2个浮球、磁体驱动磁质导架与温度传感器的总重力加摩擦力之和时,2个浮球和磁体驱动磁质导架向下移动,4个条形磁体位置随导架的位置而变化,前端打开的两芯至少有一个以上复位关闭,而至少有一个以上新的两芯打开,任何一个位置可同时打开3个两芯,即3排液流孔开通,为防止两芯回油力影响油动作现象,4个条形磁体固定框架上下堵堵了一段非磁体区,前端先将两芯两端部分成全部盖住而通过,才见到条形磁体对磁架其后的两芯两端施加磁力;后端在条形磁体离开两芯两端后,仍然在磁体磁力作用的两芯两端运行一段距离才离开。

采用上述热油机构,当温度较高的热油被加热时,热油密度变小就会向液面流动,聚集在液面的热油通过两芯打开的3排液流孔流向导架的内腔,进入泵的人口,并经过泵输出到设备,实现了从大容量的热油油罐或油箱中快速提取热油的目的。

#### 1.4 机构设计计算与主要参数的确定

设计计算与主要参数确定主要包括以下内容:

(1) 浮球的体积与质量:浮球与磁体驱动磁质导架全部浸没时的浮力(油温30℃)要等于两者总重力的1.2倍,确保浮球的一小部分露出液面。

(2) 通过试验确定合理的弹簧预紧力和弹性形变以及弹簧的极大压力,再以此为依据进行弹簧的设计,这个设计过程是反复的,需根据试验情况修改和调整弹簧有关的几何参数(中心径和簧丝直径 $d$ ),或者加工几种不同几何参数的弹簧进行试验,再根据试验结果进行选择。

(3) 两芯运动阻力:主要为弹簧反作用力,流



## 4 结论

设计的快速获取蒸汽压油的机构,运行平稳可靠,功能符合设计要求,能满足现场实际需要,可大为提升使用高粘度润滑油的润滑系统的使用效率,节省时间和能源。该机构的设计原理和方法也可应用到其他领域,如收集水面浮油装置的设计等。

## 参考文献

- [1] 查内尔达油,CD-7347.9994[8].
- [2] 王志芳,刘逸飞,潘红军,等.高粘度指数型汽轮机油[J].润滑与密封,2008,33(4):24-28.  
WANG Z F, LIU Y F, PAN J X, et al. Experimental study on viscosity-temperature correlation of lubricating oils [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 24-28.
- [3] SIKKENS C J. Viscosity-temperature correlation for liquids [J]. Technology Letters, 2008, 22(1): 67-70.
- [4] BARR R. The variation of viscosity with temperature and pressure for various oral lubricants [J]. Journal of Technology, 2003, 127(4): 433-435.
- [5] 李凡刚,王静,李强,等.高粘度指数型汽轮机油的粘度指数改进剂性能的试验研究[J].润滑与密封,2008,33(4):88-93.  
LI F G, WANG W, LI W, et al. Experimental study on improving the property of viscosity index improver of oil-type gas-turbine engine [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 88-93.
- [6] 程德成,陈永武,袁中学,等.新型自动调油平衡油气分离器中新型油滴特性分析[J].建筑节能通风空调,2009,28(9):

578.

CHENG D W, CHEN H X, YANG C H, et al. Research on flow characteristics of lubricant in novel lubricant gas separator having function of lubricant automatically balanced [J]. Building Energy & Environment, 2009, 26(5): 87-91.

- [7] 赵世华.高粘度指数特性对壳牌综合性能油影响的研究[D].沈阳:东北大学,2012.
- [8] 杨明成,张毅群,王建兵,等.单大型专用设备润滑系统[J].舰船科学技术,2013,35(1):101-106.  
YANG M C, ZHANG Y F, WANG J B, et al. Research on lubricating system for certain large special equipment [J]. Ship Science and Technology, 2013, 35(1): 101-106.
- [9] 周文德.铁电陶瓷材料的性能及研究进展[J].现代电子技术,2012,35(2):150-152.
- [10] HE W Y. Property and research progress of NaBrE piezoelectric material [J]. Modern Electronic Technique, 2012, 35(2): 151-152.
- [11] 魏丙富,周立,刘秀平.铁电陶瓷材料的性能的分析[J].电机与控制应用,2009,36(4):32-35.  
WEI C F, ZHOU Y L, LIU X Q. Analysis of thermal performance of NaBrE piezoelectric material [J]. Electric Machines & Control Application, 2009, 36(4): 32-35.
- [12] 周峰,贾春刚,才成刚,等.铁电陶瓷材料在不同体系化学镀工艺中的研究[J].材料保护,2008,39(2):32-35.  
ZHOU F, JIA C G, CAI C G, et al. Corrosion of NaBrE piezoelectric material in various electroless plating baths [J]. Materials Protection, 2008, 39(2): 32-35.
- [13] DANN M, BERTHOFF H. Analytical evaluation of stress and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis [J]. Technology International, 2009, 42(2): 989-996.
- [14] DANN M, BERTHOFF H. Evaluation of contact stress in stuffing-box packing [C] // Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference 2009, 23-27.
- [15] BEN J, SAGIOT A, BOUTERIN M. Topological investigation of packing friction along the stress of a valve [J]. Technology International, 2013, 46, 584-592.
- [16] FREEMAN V D, BERTHOFF H T, FORINA M A. Evaluation of the tightness of a frontal stuffing box gland and the friction of its sealing elements [J]. Chemical and Petroleum Engineering, 2013, 49(1-4): 163-167.
- [17] 凌建华,岳文鹏.壳牌综合油对调配合内圈密封的应力与接触应力有限元分析[J].润滑与密封,2009,34(5):65-68.  
LING J H, LIU Z F. Finite element analysis of stress and contact pressure of sheller Shelling ring with back-up ring [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 65-68.
- [18] 张广成,周玉巧,庄林涛.机械密封内圈密封材料接触应力分布的仿真与分析[J].大庆石油学院学报,2009,33(4): 84-87.  
ZHANG G C, ZHANG W Q, BAO C T. Calculation and analysis of radial pressure distribution on seal packing seal of the equipment [J]. Journal of Daqing Petroleum Institute, 2009, 33(4): 80-83.
- [19] 徐志远.弹性力学[M].北京:高等教育出版社,2008.

## (上接第95页)

## 4 结论

利用 Abaqus 软件对穿舱电缆填料内密封结构进行有限元分析,结果表明:预压质量对填料轴向位移、接触面径向位移、径向接触应力的影响程度较大;预压质量一定,接触面过盈量对轴向位移影响程度较小,在指定轴向位置处,接触面径向应力随着过盈量的增长呈线性增长;摩擦因数 $\mu$ ,对径向接触应力影响程度较小,随着摩擦因数 $\mu$ 的增大,径向接触应力略有增长。

## 参考文献

- [1] 卓品,葛卫刚,王磊,等.壳牌综合油对调配合内圈密封的应力有限元分析[J].润滑与密封,2008,33(9):65-68.  
ZHUO D, GE W G, WANG L M, et al. Finite element analysis of the sealing performance of Shelling seal structure [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(9): 65-68.
- [2] 周德成,王春峰,赵永刚,等.橡胶 O 形圈密封结构的有限元分析[J].北京航空航天大学学报,2008,34(2):258-260.  
HU D Y, WANG B Q, ZHOU Q H, et al. Finite element analysis of O-ring and structure [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 34(2): 258-260.
- [3] 崔斌.壳牌综合油对调配合内圈密封性能研究[D].上海:华东理工大学,2012,86-88.

资讯新平台，  
媒体新势力



 **G RPM 广研传媒**



广研传媒



汽车零部件  
[www.gqfbjz.com](http://www.gqfbjz.com)



机床与液压  
[www.jcyy.com.cn](http://www.jcyy.com.cn)



密封与密封  
[www.shpf.com.cn](http://www.shpf.com.cn)

广研传媒旗下包含二本期刊：《机床与液压》、《润滑与密封》、《汽车零部件》、《机床与液压》、《润滑与密封》是中文核心期刊，依托强大的传播力量，广研传媒将精心打造行业资讯平台，构筑互联网、移动性媒体和纸媒体整体传播。 **网络广告部电话：020-32385311**

