

润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.07

第47卷 总第111期
www.lhyse.com.cn



中文核心期刊

中国科学引文数据库收录期刊

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

弹性密封 稳定对接

第四代乙炔PTFE弹性密封片(板)

JINYOU

PTFE材料领军企业
www.gpfe.com.cn | 021-15948277



润滑与密封

RUNHUA YU MIFENG

第44卷 第7期 (总第341期) 2007年7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: 广州市番禺区市桥南路328号 (511300)

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 王海斗 王翠欣 刘 琦
严新平 李 健 李 理 李勤辉
孟水刚 张水刚 张春晖 陈国高
汪久根 雷天敏 周仲荣 周 群
姚洪强 高福顺 周平福 钱林茂
袁成清 黄 平 孙旭东 谢小勇
周 烈 魏朝东 Z. Peng

主 编: 贺石中
执行副主编: 严 飞
编 辑: 谢天超 刘 娜
版 面 设 计: 邓德胜
美 术 编 排: 陈开平
编辑部电话: (020) 32385311
编辑部邮箱: dhjy@pccw.com
网 址: www.dhjy.com.cn

广告策划: 曹国仔 覃文勤 谷理通
广告热线: (020) 32385311 32589800 (传真)
发 行: 麦新菊
发行热线: (020) 32389676
网 址: 郭汝毅
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

ISSN 0254-0150 国内邮发代号: 46-57
CN 44-1260/TH 国外发行代号: BM 349
定价: 20元/期, 240元/年

CONTENTS

- 基于受限环境模型的油液粘度特性变化规律研究 ……
——曾宇帆 周利强 王官洪
——张厚红 梅 彬 (1)
- 颗粒污染物对润滑油润滑性能的影响试验研究 ……
——盛庆兴 宁秋峰 张工人 李永生 (7)
- 油气润滑测试系统中气阻故障反应研究 ……
——孙志国 杜 彪 阮程河 (14)
- 基于 CFD 的汽机-汽机复合型滑动轴承性能分析 ……
——李 华 俞志敏 (19)
- 不同润滑条件下多瓦 $MgAl_2O_4$ 陶瓷滑动轴承性能研究
——— 范 磊 董晓建 阮学刚 马向东
——— 葛 磊 雷廷敏 (26)
- 机械密封的磨损分析 ……
——— 任朝刚 张鹤娟 赵伟明
——— 王保国 董光彪 (32)
- 基于多相流模型的摩擦激励信号研究 ……
——— 李精明 魏泽东 丁 明 (37)
- 球墨铸铁滑动轴承支撑轴颈研究 ……
——— 何建豪 周俊杰 魏 超 (43)
- 等温条件下非牛顿流体的弹流特性分析 ……
——— 杨玉承 刘晓玲 位彦超 (48)
- 考虑空穴压力的磨擦表面径向滑动轴承性能研究 ……
——— 郝 勇 赵三星 (54)
- 润滑剂固相摩擦性能影响因素分析 ……
——— 何 威 廖文峰 王国家
——— 叶 林 李梦斌 (60)
- 适用于基体金属硬度密封衬套能力近似解的分析 ……
——— 葛 磊 董晓建 (66)
- 离子液膜层在油润滑条件下的转动滑动摩擦副性能
——— 罗 军 蔡根良 吴恒良
——— 彭全才 朱英亮 (72)
- 外嵌金属环式聚脲橡胶密封衬套密封性能分析 ……
——— 张 宇 王向心 李洪伟 周汝敏 (78)

本刊编入“中国科学引文数据库 (CSCD)”, “万方数据—数字化期刊群”, “中国核心期刊 (遴选) 数据库”, “中国期刊全文数据库 (CNKI)”, “中文科技期刊数据库”, “美国化学文摘 (CA)”, “《美国化学家学会会报文摘》 (Royal Society of Chemistry)”, “理化 (美国化学家学会) (RSC)”, “作者如不同意被他人编入, 投稿时敬请说明。

液配应力对油膜轴衬衬套变形的影响	-----	-----	-----
----- 麻 杨 王建峰 孟义宁 朱正平 (84)			
浮环弹性变形对浮环轴承刚度特性的影响	-----	-----	-----
----- 王军军 康 洋 岳 超			
----- 张 磊 魏 冬 孙晶群 (89)			
金属存在下聚α-烯烃基础油氧化安定性能结构对比分析	-----	-----	-----
----- 郭英才 曹逸然 吴 楠			
----- 杨宏伟 魏 琳 郭 峰 (95)			
聚脲土壤化聚合物轴承油及其摩擦学性能研究	-----	-----	-----
----- 刘丕全 周文良 徐心磊			
----- 陶晓平 杨 敏 (100)			

CONTENTS

基于正交试验的高压X型密封结构优化	-----	-----	-----
----- 刘涵宇 王泳涛 王祥斌			
----- 陈 昊 郭旭东 (106)			
基于在线油液监测的海上钻井平台发动机故障报警例	-----	-----	-----
----- 陶 磊 贺石中 (111)			
基于有序样品聚类模糊理论发动机状态监测研究	-----	-----	-----
----- 刘玉典 杨 阔 王德东 (117)			
喷油提前角对船舶柴油机电缸室-进气管管侧的影响	-----	-----	-----
----- 曹海强 王 瑞 葛夏斌 (121)			

液膜影响下滑动轴承性能分析	-----	-----	-----
----- 寇 建 杨建明 周 磊			
----- 高成水 邵小文 (125)			

REVIEWS

高精度凸齿分割器凸齿误差和磨损支撑轴侧偏分析	-----	-----	-----
----- 周文伟 (131)			
二端定轴刚体侧滑轴承球的真空浮动特性	-----	-----	-----
----- 赵会平 寇淑玲 李永泉 王红伟			
----- 胡汉军 曹 珍 胡耀军 (135)			

REVIEWS

中科院合肥研究院在石墨烯纳米复合材料研究方面取得进展	-----	-----	-----
----- (6)			
阿特拉斯-科勒推出 C200-250 (VSD) 系列喷油螺杆机	-----	-----	-----
----- (13)			
新型集团叉车智能定位传感器, 可取代复杂激光测距系统	-----	-----	-----
----- (25)			
中科院大在二维材料研究中取得系列进展	-----	-----	-----
----- (77)			
透明可拉伸的压电式摩擦纳米发电机的研制成功	-----	-----	-----
----- (94)			
功能 304F 薄板材料研究获系列进展	-----	-----	-----
----- (116)			
中国网络技术标准以 (2017) 获突破	-----	-----	-----
----- (140)			

《润滑与密封》投稿要求

一、对来稿的要求

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, 篇幅应控制在题名(中英文)、摘要及关键词(中英文)、作者及作者单位(中英文)、正文、参考文献等, 并附中国分类号和作者简历, 若该科研成果申请或国家、部、省级攻关项目, 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逻辑的原则, 中文题长一般不宜超过 20 个汉字, 英文题长应与中文题长含义一致, 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) 起草或修改过中文关键词性理论或其它主要内容者; (3) 最终同意该文发表者, 每篇论文作者的数量应在投稿时确定, 在编辑过程中不应再行更改, 作者单位应写明全称, 并注明城市邮编或邮编, 作者简历应包括姓名、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: 论著文章一般列 3~5 个关键词即可, 标引的关键词应对应文章所研究的重点内容, 且通用性比

较高。

6. 图表: 依正文中出现的先后次序连续编号, 每个图表中文中均应标注, 并对每幅图表冠以其具有代表性的图(表)号(包括中英文), 本刊采用三线表, 表中数据的整理, 编辑应由专业人士利用计算机软件制作或输入, 并对图上不要用手写字, 插图版面应合理, 图形清晰, 比例适中。

7. 参考文献: 按国标 GB 7714-2015 采用顺序编码制著录, 按照其在正文中出现的先后顺序用阿拉伯数字加方括号标注, 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原文, 中文参考文献提供对应的英文译文, 外文文章的参考文献应不少于 20 篇。

二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿, 投稿网址: <http://www.djpld.com.cn>, 作者修改稿请通过提交互动邮箱 djpld@foxmail.com, 投稿时请提供联系电话、邮编等, 本期刊涉及技术保密的应经作者所在单位审核, 并盖正式合同印。

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, 审稿进度及录用情况可上网查询 (<http://www.djpld.com.cn>)。

3. 本期刊由原稿稿, 均为一次性授, 本期刊文自负, 本刊有权对来稿做文字修改、删节, 凡有涉及原意的修改请随稿作者考虑。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 7 Jul. 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 Youhai XU Biaoqi
WANG Yuming LIU Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qihua	WANG Bihua	WANG Lijun
LIU Kun	YAN Xiang	LI Jun
LI Shu	LI Shaohai	SHENG Yonggang
ZHANG Yongshen	ZHANG Chunhui	CHEN Gaotao
WANG Juyun	SHAO Tianxin	ZHOU Zhongyong
ZHOU Feng	YAO Pingping	GAO Chenghui
GU Kai	QUAN Liman	YUAN Chengping
HUANG Ping	PENG Xiang	XIE Xiangping
YU Li	DAI Zhenqiang	Z. Peng

Chief Editor: HE Shiqiang

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LIAO Beichun LIU Su

Layout Design: DENG Lianjun

Tel: (8620) 32385313

Fax: (8620) 32389600

Web: www.ajyund.com.cn

E-mail: ajyund@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*37

International Code: ISSN 249

Research and Test

Study on Change Rules of Oil Viscosity Characteristics
Based on Deepening Environment Model -----
CAO Xiangping, ZHOU Zhaoping, WANG Guodong,
ZHANG Gaohong, YANG Bin (1)

Experimental Study on the Effect of Particle Contaminant
on Anti-wear Performer of Lubricating Oils ----
----- SHENG Chenqing, MENG Changping,
ZHANG Yuesen, LI Yongsheng (7)

Research on Salt Field Effect of an ECT in Oil-air Lubri-
cation Testing System Based on CORSEOL. -----
-- SUN Qijun, DE Chen, CHEN Changbin (14)

Computational Fluid Dynamics Analysis of a Journal
Bearing with Groove-texture Composite Structure --
----- SU Hua, YU Shiqiang (19)

Study on Tribological Properties of Porous MgAl₂O₄
Ceramics under Different Lubrication Conditions --
----- FAN Lei, JIA Xiangping, CHEN Huanhui,
MA Xiangping, CHEN Jing, LI Yanchang (26)

Stick-slip Analysis of Mechanical Seal -----
REN Shanshan, ZHANG Pengyong, ZHAO Weiqiang,
ZHUANG Supan, DENG Guangyong (32)

Study on Frictional Vibration Signal Based on Multifractal
----- LI Jingping, WEI Haijun, DENG Gang (37)

Study on Supporting Characteristics of Flow Distribution
Shaft in a Ball Piston Pump -----
---- LI Jianbin, ZHOU Junjie, WEI Chen (43)

Analysis of EHL Characteristics of Non-Newtonian Fluid
under Isothermal Condition -----
YANG Yuhong, LIU Xianling, XIN Zhongbin (48)

Study on Performance of Journal Bearing with Slip Surface
by Considering Cavitation Pressure -----
----- ZHONG Yong, ZHANG Saoyang (54)

Analysis on Influence Difference of Lubricating Medium
on Tribological Properties -----
---- HE Xia, LIAO Weidong, WANG Guoyong,
ZHANG Lin, LI Hongyan (60)

Approximate Analytic Method on Sealing Capability of Helical Seal for Seal Pressure-less Fluid	
..... CHEN Guo SHEN Pengjun (66)	
Rotational Friction Tribological Properties of Ion-Substituted Layer under Oil Lubrication	
..... LIU Jun CAI Zhengming HU Jiliang FENG Jinfang ZHU Minhan (72)	
Sealing Performance Analysis of a Saddle-shaped Rubber Sealing Ring with an Outside Metal Ring	
..... CHEN Ping WANG Xinxin LI Qipeng ZHOU Shaomin (78)	
Effect of Assembly Stress on the Force of Oil Film Bearing Bush	
..... WU Yang WANG Jianwei WENG Faming ZHU Zhongping (84)	
Effect of Floating Ring Elastic Deformation on Lubrication Characteristics of Floating Ring Bearing	
..... WANG Junhui KANG Yang QIN Chen ZHANG Han ZHENG Dong SHI Zhanqun (89)	
Comparative Analysis of Performance and Structure on Thermal Oxidative Degradation of Poly- α -Olefin Base Oil in the Presence of Metal	
..... FENG Xiancai FRI Yawei WU Nan YANG Hongwei YAO Ting GUO Erng (95)	
Synthesis of Vegetable Oil with Bristle as Catalysts and Its Lubricating Properties	
..... LIU Shujin ZHOU Wenfa XU Xian TAO Dehua YANG Jingji (100)	

Application and Development	
Structure Optimization of a X-Ring Seal under High Pressure by Orthogonal Array Method	
..... LIU Hongyu WANG Shuping MENG Xianghai LI Min FENG Xuebing (106)	
Engine Fault Alarm Prediction of Offshore Drilling Platforms Based on Online Oil Monitoring	
..... TAO Hai HE Shihong (111)	
Research on Condition Monitoring of Engines Based on Orderly Sample Clustering and Fuzzy Theory	
..... LIU Yaling YANG Chuan WANG Xianbing (117)	
Influence of Injection Timings on Wear of Cylinder Liner-Piston Ring of Marine Diesel Engine	
..... JIA Zhongping WANG Rui GE Jihuan (121)	
Analysis of Journal Bearing Characteristics under the Influence of Varnish	
..... ZHANG Chu YANG Jiaogang LIU Shi GAO Qinghui DENG Xiaomou (125)	
Technical Analysis	
Lubrication Analysis of Cam Roller and Taper Support Flank for High Precision Cam Inductor	
..... ZHOU Huanwei (131)	
Characteristics of Vacuum Spring of Multidimensional Double-Solid Lubrication Ball Bearings	
..... ZHANG Yaoping ZHANG Kaiyong LI Yongshan WANG Kai HU Haijun CAO Zhen HU Jiong (135)	

广告刊户索引

上海金山氟材料有限公司	BF16023 封面	温州博恩炭素材料有限公司	BF16030 插页 4
中国石油化工有限公司	BF17018 封面	河北利顺尔橡塑制品有限公司	BF17040 插页 3
上海华油润滑油技术有限公司	BF18014 封二	上海邦安检测工程有限公司	BF18011 目录封底
广州普达达密封实业有限公司	BF15018 插页 1	重庆中德润滑油制造有限公司	BF18039 封二封底
东莞车为星仪器科技有限公司	BF17000 插页 2	西安海林科工贸有限公司	BF16028 黑白内页 1
西安天厚润滑油技术有限公司	BF17005 插页 3	成都中超润滑油科技有限公司	BF17029 黑白内页 3
南通超科技(北京)有限公司	BF17008 插页 4	广州市先贤贸易有限公司	BF16029 黑白内页 4
厦门天视自动化有限公司	BF16002 插页 5		

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.07.001

基于变深环境模型的油液黏度特性变化规律研究^{*}

曹学鹏^{1,2} 周树强¹ 王官洪¹ 张翠红^{1,2} 杨 彬¹

(1. 长安大学工程机械学院, 陕西西安 710064; 2. 公路养护装备国家工程实验室, 陕西西安 710064)

摘要:针对变深环境下油液黏度随温度、压力等环境参数的改变而变化的问题,建立变深下以环境压力、海水温度为环境特征参数的变深环境模型,采用“拟合方程”推导油液黏度变化规律模型,通过对 ISO VG 32 与 ISO VG 46 理论值率进行误差分析,得到其最大误差分别为 4.9%、8.4%,验证了该模型的合理有效性。基于上述模型提出以水深为自变量的油液黏度理论分析模型,揭示油层下潜深度的增加油液黏度随水层厚度增加、过渡调整、稳定增加的三阶段动态变化规律。变深环境下油液黏度特性变化规律为水下液压介质的筛选及变深液压设备的性能分析奠定了理论基础。

关键词: 变深环境; 环境模型; 黏度特性; 变化规律; 性能预测

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150 (2017) 07-0001-06

Study on Change Rules of Oil Viscosity Characteristics Based on Deepening Environment Model

CAO Xuepeng^{1,2} ZHOU Shuqiang¹ WANG Guanhong¹ ZHANG Cuihong^{1,2} YANG Bin¹

(1. School of Construction Machinery, Chang'an University, Xi'an Shaanxi 710064, China; 2. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment, Chang'an University, Xi'an Shaanxi 710064, China)

Abstract: Aimed at the problem that the viscosity of incompressible synthetic ester oil changes with the varying environmental parameters under deepening environment, such as temperature and pressure, the deepening environment model was established with environmental pressure and sea water temperature as environmental parameters, and the model of oil viscosity was deduced by using the "model equation". By analyzing the error of theoretical results of ISO VG 32 and ISO VG 46, their maximum errors are obtained by 4.9% and 8.4%, respectively, which verifies the validity of the model. Based on the above model, a theoretical analysis model of oil viscosity using sea depth as the independent variable was proposed, which reveals three-step dynamic change rules of oil viscosity with the increasing of dive depth, including increasing rapidly, transition adjusting and increasing steadily, respectively. The changing rule of oil viscosity characteristics under deepening environment lays theoretical foundation for selection of underwater hydraulic medium and analysis of the performance of hydraulic equipment in deepening environment.

Keywords: deepening environment; environment model; viscosity characteristics; change rules; performance prediction

液压传动具有功率密度大、结构紧凑、传动平稳等优点,被广泛应用于深海作业设备。随着海洋工程、深海石油开采、深海采矿等技术的不断发展,各种水下机器人、深潜器等深海探测设备得以迅猛发展,海洋探索也逐渐从浅海走向深海^[1],这对液压传

动技术在海洋开发领域中的应用提出了更高的要求。液压油作为液压系统能量传递的载体,其物理属性之一的黏度对环境变化非常敏感,尤其在变深条件下,随海水的压力、密度、温度、盐度等环境参数的改变而产生较大变化。针对环境因素对油液黏度特性的作用规律,国内外学者进行了一定研究。美国 Georgia Institute of Technology 的 BARR 与荷兰 Delft University of Technology 的 ROHLAND 等均提出了变温变压下液压油黏度修正模型,用于预测液压油黏度特性随环境温度、压力的变化规律^[2-3];中国北方车辆研究所的宋超武等^[4]提出了基于专用液压油黏度与温度的经验公

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51305026); 国家高技术研究发展计划(863计划)项目(2012AA0903A4); 陕西省自然科学基金项目(2017JQ6003)。

收稿日期: 2017-06-11

作者简介: 曹学鹏(1982-),男,博士,教授,研究方向为机电液一体化, E-mail: caoxp2007@163.com

式,推导了温度在压力、温度综合作用下的函数关系;空军工程大学李永刚等^[2]对液相温度与压力、温度之间的数学模型进行了综述。国内外研究结果表明,温度与压力的变化对液相温度特性产生重要影响,但对液相温度转移规律的研究多建立在实验条件下,未涉及稳定环境,尤其变深环境对液相介质的作用规律。

本文作者分析变深环境对液相温度特性的作用规律,给出了以水深为自变量的液相温度理论分析模型,揭示了水下液相系统的介质温度特性变化规律,为水下液相介质的选择及深水液相设备的性能预测提供理论依据。

1 变深环境模型

1.1 水下环境压力

水下环境压力包括海水自重产生的压力、大气压力 p_0 及水下设备与浮流相对运动所产生的动态压力。当水深 $h=1\ 000\text{ m}$ 时水下环境压力 p 可表示为

$$p(h) = p_0 + \rho_w g h + \frac{1}{2} \rho_w v^2 \left[1 - \left(\frac{v}{c} \right)^2 \right] \quad (1)$$

式中: p_0 为大气压力; ρ_w 为海水密度; g 为重力加速度; v 为水深 h 处的海水流速; c 为水下设备相对海水的运动速度。

当水深 $h > 1\ 000\text{ m}$ 时,浮流速度小,水下设备受环境限制,运动缓慢,动态压力可忽略,式(1)简化为

$$p(h) = p_0 + \rho_w g h \quad (2)$$

1.2 水下环境温度

热带海域是海洋探测和开发的重要领域,为此以热带海域为基础分析海水温度的变化规律。以物理海洋学专著^[4]中热带海水温度曲线为依据,采用解析表达式逼近函数数据的方法对海水温度进行分段拟合,获得水下环境温度模型。

$$T_s(h) = \begin{cases} 1.96 \times 10^{-3} h^3 - 1.02 \times 10^{-2} h^2 - 2.29 \times 10^{-1} h + 28.17 & h \in (0, 430) \\ 9.127 h^{-1.00} - 0.512 & h \in (430, 7\ 000) \end{cases} \quad (3)$$

式中: $i=1, 2$ 。

由水下环境温度模型将热带海水温度垂直分布曲线及相对误差图如图1所示。可知,模型拟合曲线与实测数据基本吻合,其计算结果在750、1\ 000、

5\ 000 m处相对误差较大,最大为4.2%,模型总体合理,可较为准确地预测不同深度下的海水温度。

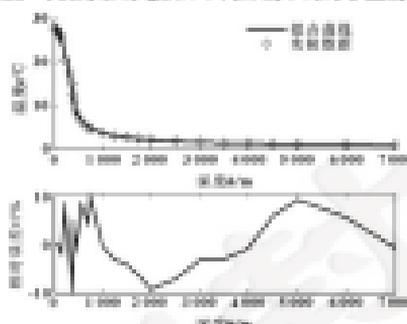


图1 热带海水温度垂直分布曲线及相对误差图

Fig. 1 Theoretical distribution curve and relative error tropical sea temperature

1.3 水下环境模型

联立式(1)~(3),可得0~7\ 000 m水深范围内变深环境模型:

$$S(h) = \begin{cases} p_1(h), T_1(h) & h \in (0, 430) \\ p_2(h), T_2(h) & h \in (430, 1\ 000) \\ p_3(h), T_3(h) & h \in (1\ 000, 7\ 000) \end{cases} \quad (4)$$

可知,不同海层对应不同的水下环境压力及海水温度模型,对液相介质的影响亦不同。

假设水下设备温度、洋流流速分别为15、0.2 m/s,海平面大气压力、海水温度分别为0.1 MPa和28℃,由水下环境模型(4)获得的变深环境特征参数与下潜深度间的变化曲线如图2所示。

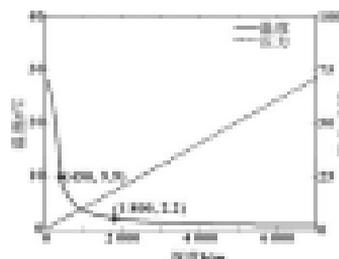


图2 变深下环境压力、海水温度动态变化曲线

Fig. 2 The dynamic change curve of ambient pressure and sea temperature under the change of depth

由图2可知, 下潜深度增加, 海水温度呈非线性下降, 下降过程分为快速下降、降幅减缓、缓慢下降3个阶段。相应区间分别为0~430 m、430~1 500 m、1 500~7 000 m, 温度首先从28℃快速降至6.9℃, 此后降幅减缓, 逐渐降至2.2℃, 最后缓慢减少至1℃。平均降幅幅度分别为每百米4.2、0.56、0.037℃。海水压力总体呈线性增加, 同时计算表明动态压力与海水自身压力相比很小, 仅在浅水区需予以考虑。

表1 复合条件下常用黏度计算模型
Table 1 Common viscosity model under compound condition

模型名	数学模型	适用范围
ROBLAND ^[1]	$\frac{\ln \mu + 1.2}{\ln \mu_0 + 1.2} = \left(\frac{k_0 + 100}{s + 100} \right)^2 \left(1 + \frac{p}{2000} \right)$	精度高, 参数难确定
CHENG 和 WERNLICH ^[2]	$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p + \frac{R}{s} - \frac{R}{k_0} + \frac{2p}{s})$	参数不易确定, 使用少
Al-Badair ^[3]	$\mu_0 = \mu_0 \exp(\beta(p - 34.7))$	用于低温高压的环境
Vogel & Bass ^[4]	$\mu = k \exp(\frac{R}{s+C}) \exp(\alpha p)$	形式简单, 使用广泛

Vogel方程与Bass方程分别反映温度、压力对黏度的影响, 两者的综合方程形式简单, 参数易确定, 被广泛应用于工程计算与数值分析中, 独立方程^[4]如下:

$$\mu_0 = k \exp\left(\frac{R}{s+C}\right) \quad (5)$$

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (6)$$

为提高综合方程计算精度, 采用“拟态方程”, 即以Bass方程为基础, 考虑温度与压力对黏度的综合影响^[4],

$$\mu(p, s) = \mu_0 \exp\left[\frac{p}{\alpha_1 + \alpha_2 p + (k_1 + k_2)p}\right] \quad (7)$$

进而得到温度与压力共同作用下的动态黏度系数方程:

$$\alpha(p, s) = \frac{\ln \mu - \ln \mu_0}{p - \mu_0} = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_2 p + (k_1 + k_2)p} \quad (8)$$

式中: α_1 、 α_2 、 k_1 、 k_2 均为相应参数; μ_0 为大气压力; p 单位为 MPa, s 单位为 ℃。

综上所述, Vogel与Bass油液黏度迁移规律模型可进一步表示为

2 变深下油液黏度迁移规律模型

2.1 油液黏度迁移规律

2.1.1 油液黏度迁移规律模型

对于变深变压条件下油液黏度的变化规律, 前人基于经验与理论推导出了许多数学模型, 其中部分常用模型如表1所示。表1中, α 、 β 、 γ 、 k 、 S 、 Z 、 C 、 R 、 k 为相应参数; μ_0 为大气压下介质黏度; n 为黏压系数。

$$\mu = k \exp\left[\frac{R}{s+C}\right] \exp\left[\frac{p}{\alpha_1 + \alpha_2 p + (k_1 + k_2)p}\right] \quad (9)$$

2.1.2 油液黏度迁移规律模型验证

油液黏度迁移规律模型是对油液黏度特性的变深迁移规律进行分析的基础, 采用ISO VG 32号油(液压油2 ES 32)与ISO VG 46号油(ATF 93L HL 46)对其精度进行验证。不同条件下油液黏度^[4]如表2所示。采用待定系数法, 将表2数据代入式(5)与式(6), 获得方程参数如表3所示, 将表3参数代入油液黏度迁移规律模型, 获得温度、压力两环境参数变化时的油液黏度, 其实验数据与拟合数据对比图, 相对误差如图3~4所示。可知, 实验数据与油液黏度迁移规律曲线重合度高, 不同温度压力下2种油液误差分布为: VG 32号油拟合数据相对误差主要在(-0.069, 0.033)范围内浮动, 位于(47.7℃, 331.5 MPa)处的数据误差最大, 为0.069; 而VG 46号油拟合数据相对误差主要在(-0.082, 0.084)范围内浮动, 位于(20℃, 109.4 MPa)处的数据误差最大, 达0.084。综上所述, 油液黏度迁移规律模型合理, 经计算获得的多参数精确, 可为准确地预测油液黏度迁移规律。

表2 VC22号油与 VC46号油黏度实验数据
Table 2 The experimental data of VC22 and VC46

油品	温度 $t/^\circ\text{C}$	压力 p/MPa	黏度 $\eta/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	油品	温度 $t/^\circ\text{C}$	压力 p/MPa	黏度 $\eta/(\text{mPa}\cdot\text{s})$
VC 22	26.4	0.1	84.3	VC46	26	0.1	88.87
		100	208			50	278
		207	372			84.4	467
		278	1 213			108.1	600
		388	2 780			168.6	2 588
		428	3 333			231.2	4 933
	47.7	0.1	24.8		46.2	0.1	30.2
		81	35			56	36.2
		166	131			133.6	373
		248	298			210.6	600
		356	372			312.6	1 687
		428	1 333			368.7	2 132
76.9	0.1	79.9	76.7	0.1	12.09		
	112	28		84.4	39		
	211	71		93.2	36.7		
	307	182		173.7	1 288		
	398	307		272.8	2 788		
	458	428		293.9	3 988		

表3 Vogel方程及修正系数方程参数

Table 3 The parameters of Vogel's equation and strain coefficient

油液	$k/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	$B/^\circ\text{C}$	$C/^\circ\text{C}$	a_1/MPa	$a_2/(\text{MPa}\cdot^\circ\text{C}^{-1})$	b_1	$b_2/^\circ\text{C}^{-1}$
VC 22	0.084 36	1 713.9	82.7	71.78	0.029 9	0.043 32	3.75×10^{-4}
VC 46	0.092 76	1 333.6	166.1	39.72	0.039 1	0.036 58	2.34×10^{-4}

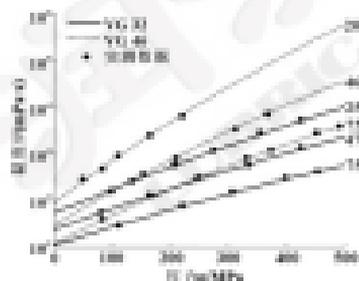


图3 变环境参数下油液黏度变化曲线

Fig. 3 Viscosity curves of oils under variable environmental parameters

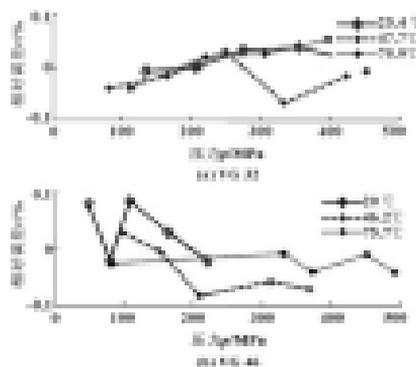


图4 油液黏度拟合数据相对误差

Fig. 4 The relative error of fitting data of oil viscosity

2.2 变深下油藏黏度非稳态模型

变深下油藏渗流特性的过渡规律的模型:

耦合变深环境模型与油藏动态变化模型, 获得变

$$\mu(k) = \begin{cases} \mu(\rho_w(k), \alpha_1(k)) & k = (0, 400) \\ \mu(\rho_w(k), \alpha_2(k)) & k = (400, 1\ 000) \\ \mu(\rho_w(k), \alpha_3(k)) & k = (1\ 000, 7\ 000) \end{cases} \quad (10)$$

当水下段各层位于某一海层, 例如位于 1 000~7 000 m 时, 其油藏渗流过渡规律模型具体表达式为

$$\mu = K_{\text{avg}} \left(\frac{\mu}{\mu_0 + \mu_1 \rho_w^{1.25} + 0.522 \mu + c} \right) \cdot \left(\frac{\rho_w + \rho_w \mu^b}{\mu_0 + \mu_1 (9.3376 \rho_w^{1.25} + 0.522 \mu) + [\mu_2 + \mu_3 (9.3376 \rho_w^{1.25} + 0.522 \mu)] (\rho_w + \rho_w \mu^b)} \right) \quad (11)$$

将变深 k 及其他 7 个参数代入上述方程, 可得到油藏渗流在此海层的变化规律。

3 油藏渗流特性的变深过渡规律

YC 32 号油初始黏度低, 渗流、驱油特性好, 在水下拥有更广泛的应用空间, 将其参数代入变深下油藏渗流特性的过渡规律模型, 获得规律如图 5 所示。

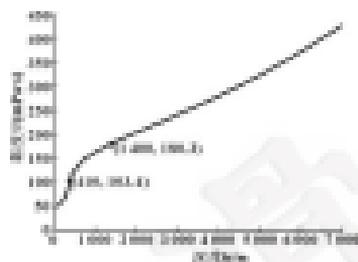


图 5 变深下 YC 32 号油黏度变化曲线

Fig. 5 The viscosity change curve of YC 32 under the change of depth

由图 5 可知, 油藏黏度随水深增加是非线性增大。变深下黏度特性变化规律总体可分为 3 个阶段, 即快速增长、过渡阶段、稳定增加, 相应区间分别为 0~400 m、400~1 000 m、1 000~7 000 m。第一阶段黏度从 47.3 mPa·s 增加至 163.4 mPa·s, 增幅较大, 平均增幅为每百米 11.7 mPa·s。第二阶段黏度增至 180.3 mPa·s, 但增幅逐渐减小, 平均增幅为每百米 7.8 mPa·s。第三阶段黏度从 180.3 mPa·s 增加至 471.3 mPa·s, 增幅平稳, 平均增幅为每百米 5.2 mPa·s。

油藏黏度的变化幅度受环境压力与海水温度的影响, 在不同的海层, 分别改变单一环境变量, 黏度变化曲线如图 6 所示。第一阶段定压变温条件下黏度增量为 56.4 mPa·s, 而定温变压条件下黏度增量为 4.25 mPa·s, 此水层海水温度对黏度的影响远大于环

境压力对黏度的影响, 对黏度变化起主导作用。而第二阶段环境压力对黏度的影响远大于海水温度对黏度的影响, 对黏度变化起主导作用, 油藏黏度随环境压力的增加呈线性增长。第二阶段定压变温条件下黏度增量为 56 mPa·s, 而定温变压条件下黏度增量为 4.2 mPa·s, 虽然海水温度对黏度的影响仍大于环境压力对黏度的影响, 但由图 6 (b) 可知, 海水温度对黏度的影响逐渐减弱, 而定温变压条件下的增幅保持不变。由第二阶段进入第三阶段, 环境压力逐渐替代海水温度成为影响黏度的主要因素, 综上所述, 油藏黏度呈现不同变化规律主要是由环境压力与海水温度随水深不同所致, 主要影响因素随水深的不同而变化。

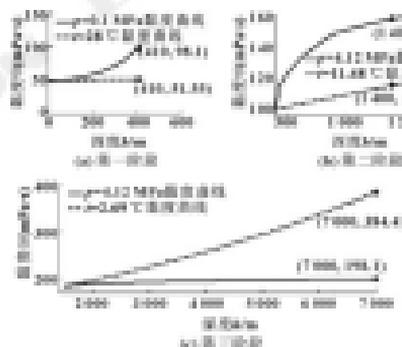


图 6 单一环境变量变化黏度增长曲线

Fig. 6 Viscosity growth curves under single environmental variable

4 结论

(1) 建立了以水深为自变量, 环境参数海水温度与环境压力为因变量的变深环境模型, 通过实际数据验证了水下环境温度模型的合理性, 揭示了环境参数随水深度的变化规律, 为油藏渗流特性的变深过渡规律分析打下基础。

(2) 采用“模态方程”推导了变温变压条件下

油膜温度迁移规律模型。通过对 ISO VG 32 与 ISO VG 46 理论结果进行误差分析, 得到其最大误差分别为 6.9%、8.4%, 验证了模型合理有效, 计算所得数据准确可靠, 为油膜温度特性的交叉迁移规律分析提供了理论依据。

(3) 构建了油膜温度特性的交叉迁移规律模型, 对交变下 ISO-VG 32 温度进行了预测与分析, 获得了油膜温度“三段式”交变迁移规律。即快速增加、过慢调整、稳定增加等 3 个阶段。进一步分析表明油膜温度呈现不同变化规律主要是由环境压力与海水温度随水深不同所致。相关研究结果为工程实际应用提供了理论支持。

参考文献

- [1] 曹宇刚, 王锐刚, 李斌. 深海海底压力随深度规律及其建模技术[J]. 海洋通报, 2010, 29(4): 466-473.
CAO Y G, WANG X J, LI B C, et al. The development status and key techniques of deep-sea hydraulic power source[J]. Marine Science Bulletin, 2010, 29(4): 466-473.
- [2] BALE S, MARY C, ROUSSEAU S, et al. An improved viscosity correlation for viscosity at high pressure[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Technology, 2011, 227(9): 1056-1060.
- [3] VERONE P, BAIN S. Classical EHL versus quantitative EHL: A perspective part I—Real viscosity-pressure dependence and the viscosity-pressure coefficient for predicting film thickness[J]. Tribology Letters, 2004, 24(1): 1-12.
- [4] HOHLANDER C J A. Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils[D]. The Ohio

State University of Technology, 1980.

- [5] 宋延强, 荆崇波, 王大江. 军用履带装甲车液压油压力的试验与分析[J]. 兵工学报(坦克装甲车与火炮分册), 2000(3): 12-17.
SONG Q Y, JING C B, WANG D J. The experiments and analysis of hydraulic oil of an armored caterpillar[J]. Acta Armamentaria, 2000(3): 12-17.
- [6] 李永福, 魏新江, 曹文强. 车-路工作条件模拟物性的数字建模[J]. 机床与液压, 2011, 39(1): 105-108.
LI Y L, WEI X J, CAO W Q, et al. Physical characteristics modeling of hydraulic medium[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(1): 105-108.
- [7] 李福同. 液路元件液路系统的压力特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [8] 叶安佑. 物理海洋学[M]. 青岛: 青岛海洋大学出版社, 1990.
- [9] CHENG H S, STEINMANN R. A numerical solution for the pressure, temperature, and film thickness between two infinitely long, lubricated rolling and sliding cylinders, under heavy load[J]. Journal of Basic Engineering, 1963, 85(7): 699-704.
- [10] HANSEN K T, HANSEN L L. An improved viscosity-temperature correlation for crude oils[J]. Petroleum Science and Technology, 2003, 21(11/12): 1625-1630.
- [11] GONZ F W, SCHUBERT A, BUCK R, et al. Viscosity-pressure-temperature behaviour of mineral and synthetic oils[J]. Journal of Synthetic Lubrication, 2003, 18(1): 51-79.
- [12] VERONE P, BAIN S. Classical EHL versus quantitative EHL: a perspective Part I—Real viscosity-pressure dependence and the viscosity-pressure coefficient for predicting film thickness[J]. Tribology Letters, 2004, 24(1): 1-12.

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锐由课题组向将少量石墨烯与聚二甲亚砜(DMSO)混合, 从海阔天空 PEMS 导热性能的研究思路, 并与安徽海阔科学中心与王锐团队合作, 在 10 T 强磁场设备下制备出各向异性的石墨烯-PEMS 复合材料。该课题组的研究结果表明, 石墨烯在强磁场下的取向可以显著提高 PEMS 的导热率。

PEMS 作为高分子有机硅聚合物的一种, 具有高化学透明度、化学惰性、无毒、非易燃等特性, 广泛应用于生物医疗系统、微流体装置以及柔性电子设备等多个领域。然而 PEMS 的低导热率严重制约了它的应用功能。近年来, 科研人员持续探索通过填充高热导率填料以提高聚合物导热性能的方法。然而填料在保证聚合物本身的柔韧性等优势的前提下大幅度提高聚合物的导热性能。

该课题组选用石墨烯(室温下导热率可高达 3000 W/(m·K))作为导热填料, 与 PEMS 基体混合均匀后, 在 10 T 强磁场下使石墨烯发生取向形成各向异性的结构。从而有效地提升 PEMS 的导热性能。研究结果表明, 在石墨烯质量填充分数为 1% 的情况下, 各向异性石墨烯/PEMS 的导热率比纯 PEMS 材料高出 174%。并且, 在如此低的石墨烯填充情况下, PEMS 可以保持其良好的柔韧性和生物相容性。该研究提出的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。

(来源: 中国科学院合肥物质科学研究院)

DOI: 10.3969/j.issn.0273-9106.2017.07.002

颗粒污染物对润滑油抗磨性能的影响试验研究^{*}

盛昌兴^{1,2} 宁朝雄¹ 张亚人¹ 李永生¹

(1. 武汉理工大学能源动力工程技术创新行业重点实验室 湖北武汉 430063; 2. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063; 3. 长江武汉航运工程局 湖北武汉 430014)

摘要: 针对船用柴油机油液可能受到的颗粒污染问题, 选取铜、铁、硅 3 种固体颗粒污染物, 研究润滑油在不同浓度、不同颗粒大小的颗粒污染物影响下的抗磨性能变化。试验采用四球摩擦磨损试验机评价润滑油摩擦磨损性能, 通过显微镜、在线光谱仪分析钢球表面磨痕及其表面磨痕形貌特征。探討船用柴油机油液对颗粒污染物对其抗磨性能的影响规律。结果表明, 不同污染物颗粒对润滑油抗磨性能影响效果有明显差异, 低浓度的铁和铜颗粒起到了减阻磨削的作用, 但浓度达到一定值时, 润滑油性能发生突变, 抗磨性能变差; 软质的铜颗粒和含硬度高时对润滑油抗磨性能影响很小, 但浓度达到一定值时, 润滑油抗磨性能恶化; 高硬度的硅颗粒具有明显的刮削作用, 导致润滑油膜直接破裂, 加剧磨损。

关键词: 润滑油; 抗磨性; 颗粒污染物; 摩擦副

中图分类号: TQ117 文献标志码: A 文章编号: 0273-9106(2017)07-002-07

Experimental Study on the Effect of Particle Contaminant on Anti-wear Performance of Lubricating Oils

SHENG Changxing^{1,2} NING Chaolong¹ ZHANG Yaren¹ LI Yongsheng¹

(1. Key Laboratory of Marine Power Engineering Technology in Transportation Industry, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China; 3. Changjiang Wuhan Waterway Engineering Bureau, Wuhan Hubei 430014, China)

Abstract: For the marine diesel engine lubricants may be subject to particle pollution factors, three kinds of solid particles of copper, iron and silicon were selected to study the anti-wear performance of lubricating oil under the influence of different particle size pollutants. The friction and wear properties of lubricating oil were evaluated by four-ball friction and wear tester. The surface wear scar and surface wear morphology of steel ball were analyzed by microscope and online geometry to explore the impact of particle contaminant the wear resistance of lubricating oil. The results show that the effect of different pollutants on the wear resistance of lubricating oil is obviously different. The iron particles under low concentration in the lubricating oil can reduce the wear and tear, however, when the concentration of iron particles reaches a certain value, a abrupt change of lubricating oil performance happens and its wear resistance becomes worse. Soft copper particles under low concentration has very small influence on the wear resistance of lubricating oil, while when the concentration of soft copper particles reaches a certain value, the wear resistance of lubricating oil is deteriorated. High hardness of silicon particles have significant cutting effect and will result in direct cracking of lubricating oil film and increase the wear and tear of steel ball.

Keywords: lubricating oil; anti-wear performance; particle contaminant; friction coefficient

机器设备运行时, 润滑油中的颗粒污染物是影响

润滑油抗磨性的重要因素, 而润滑油抗磨性能变得加剧设备的磨损, 直接影响机械的使用寿命与安全。因此, 研究润滑油中颗粒污染物对其抗磨性能的影响具有重要的意义。

关于润滑油中颗粒污染物的影响, 许多学者都进行了基础理论和实际应用方面的研究^[1-4], 同时还研究了润滑油中固体颗粒的分析方法以及固体颗粒与油膜承载能力之间的关系^[5-7], 但关于润滑油中颗粒污

* 通信作者: 湖北省高层次人才引进计划项目(科技创新 [2012] 86 号); 长江武汉航运工程局项目。

收稿日期: 2017-04-10

作者简介: 盛昌兴(1988-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为状态监测与故障诊断、流场分析与摩擦磨损。E-mail: scx1988@126.com

染物对润滑油润滑性能影响的研究。目前尚未见到相关报道。本文亦旨在针对船用柴油机润滑油可能受到的颗粒污染物因素, 研究润滑油在颗粒污染物影响下润滑性能的变化情况。试验选取的润滑油固体颗粒污染物为铜、铁、硅 3 种颗粒。在实际工况中, 柴油机以纸质摩擦副为主, 但有可能存在胶状不同的颗粒夹杂在其中。因此选用具有硬度代表性的硅颗粒和铜粉颗粒进行对比试验。在相同工况、不同颗粒浓度及颗粒大小的情况下, 通过四球机试验测定摩擦因数、试球磨损程度、磨斑大小、表面粗糙率进一步分析润滑油的润滑性能变化规律。

1 试验部分

1.1 油样制备

试验所用润滑油型号为美孚仕尊 402。润滑油颗粒污染物磨蚀测试试验共分为 6 组: 第 1 组为对比试验组, 润滑油中不含任何污染物颗粒; 第 2—4 组在润滑油中添加不同浓度、不同颗粒大小的铜粉; 第 5 组在润滑油中加入不同浓度的铁粉; 第 6 组在润滑油中加入了不同浓度的硅颗粒。

表 1 含颗粒污染物润滑油试验的制备

Table 1 The preparation of lubricating oil samples containing different particulate pollutants

试验	污染物 种类	浓度浓度 ρ ($\mu\text{g}\cdot(\text{mL})^{-1}$)	颗粒大小 $d/\mu\text{m}$
第 1 组	无	0	0
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100
第 2 组	铁颗粒	0.05	200
		0.05	200
		0.1	200
		0.2	200
第 3 组	铁颗粒	0.05	100
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100
第 4 组	铁颗粒	0.05	200
		0.05	200
		0.1	200
		0.2	200
第 5 组	铜颗粒	0.05	100
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100
第 6 组	硅颗粒	0.05	100
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100

1.2 试验条件的确定

通过润滑油承载能力测试结果, 该润滑油在转速

为 $1450\text{ r}/\text{min}$ 、载荷为 800 N 时, 30 s 就会发生卡咬现象。润滑油被证实, 载荷过大会导致试球过度磨损, 不能有效承载信息; 而载荷过小时, 试球未能发生卡咬, 试球摩擦表面信息不明显, 不利于信息的提取。因此, 选取载荷时要既能保证试球正常摩擦副过程又要防止试球的过度磨损。基于润滑油承载能力测试结果, 设定试验转速为 $1000\text{ r}/\text{min}$, 时间为 3 h , 负荷为 400 N 。在四球摩擦副测试仪的规定负荷下, 控制试验机保持转速恒定, 并控制润滑油的温度恒定。每组试验重复三次, 取平均值。

1.3 试验设备及方法

试验采用的设备如图 1 所示。试验设备与国标试验对比: (1) 各组试验工作载荷、转速相同, 为试验数据对比提供统一的参考量; (2) 工作时间由国标试验的 10 h 增加至 3 h ; (3) 增加磨粒监测系统, 如图 1 所示。磨粒监测系统内置过滤器, 通过橡胶软管与四球机的油盆相连接, 利用高压泵使球盆内润滑油不断循环, 连接管的入口端橡胶管嘴部浸入油盆底部, 便于全部润滑油以及内污染物颗粒进入循环。磨粒监测系统可实时监测内部滤芯润滑油内颗粒浓度状态, 为监测试球磨损程度提供更可靠依据。



图 1 四球摩擦副测试仪与在线监测系统

Fig 1 Four-ball tribometer and wear tester and the online monitoring system

试验过程中的摩擦因数实时在线采集。摩擦因数的变化在一定程度上反映了摩擦副表面从磨合到正常磨削的整个变化过程, 同时观察磨痕和摩擦副表面形貌。为研究提供更多磨损过程信息^[6]。

2 试验结果与分析

2.1 磨粒浓度对摩擦因数的影响

2.1.1 不同颗粒浓度下的摩擦因数变化趋势

图 2 示出了无外加污染物颗粒的边界润滑状态下的正常滑动摩擦因数的初始数据及拟合曲线。在 $0\sim 2\text{ h}$ 摩擦因数呈上升趋势, 为磨合期。该阶段是摩擦副表面相互作用的初期阶段。由于磨合作用, 摩擦副表

触表面积逐渐增大。当运行一段时间后, 摩擦因数变化逐渐平缓, 经过良好磨合期, 进入稳定磨合阶段, 即正常磨损期。此时摩擦副表面已磨合良好, 磨损进入稳定期, 磨损稳定期间摩擦因数为 0.135。因此试验是进行润滑油抗磨性能研究, 所以试验并没有到剧烈磨损期 (下列试验过程均为正常磨损阶段)。由于施加载荷较小, 试验期间滑动磨损试验处于边界润滑状态。

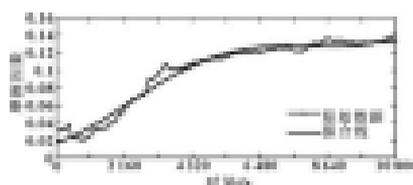


图2 润滑油无污染物时摩擦因数的变化

Fig. 2 The friction coefficient of the oil without particulate pollutant

图3示出了润滑油中颗粒尺寸及含量对摩擦因数的影响。图4、5分别示出了100目制粉颗粒质量浓度对润滑油摩擦因数的影响。

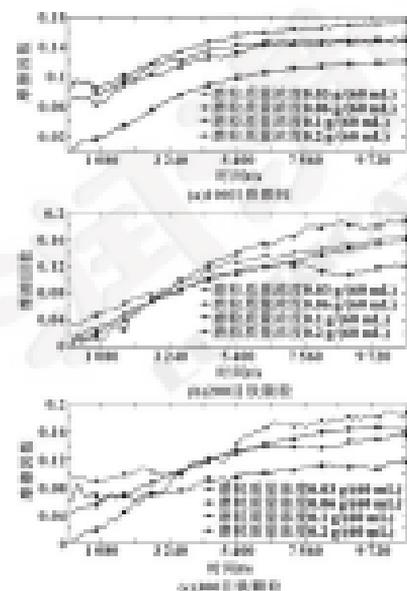


图3 润滑油中颗粒尺寸及含量对摩擦因数的影响

Fig. 3 Effect of iron particle size and content on friction coefficient
(a) 100-mesh iron particles; (b) 200-mesh iron particles;
(c) 300-mesh iron particles



图4 润滑油中100目铜粉颗粒含量对摩擦因数的影响

Fig. 4 Effect of the content of 100-mesh copper powder particles on friction coefficient



图5 润滑油中100目硅粉颗粒含量对摩擦因数的影响

Fig. 5 Effect of the content of 100-mesh silicon particles on friction coefficient

从图3(a)可见, 该粉颗粒大小为100目时, 不同颗粒含量润滑油的摩擦因数在0~2k为上升趋势, 此时为试体磨合期, 随着表面粗糙程度的下降以及表面润滑油膜的生成, 摩擦表面进入正常磨损期, 2~3k摩擦稳定, 摩擦因数达到稳定值。图中摩擦质量浓度为0.05 g/(60 mL)时摩擦因数初始值与其他浓度明显不同, 经过试验验证, 主要原因是摩擦因数的传感器工作间隔时间不同, 导致开始工作时的初始应力的差异, 结果不影响摩擦因数走势以及稳定时摩擦因数数值, 该试验影响可忽略不计。

图3~5中摩擦因数在2k后摩擦因数均达到稳定值。图4中100目制粉颗粒质量浓度0.2 g/(60 mL)时, 稳定摩擦因数最大为0.162; 其他组别稳定摩擦因数基本在同一等量级。试验机制略有差别影响以及润滑油中颗粒浓度等原因, 导致试验前期数据波动较大, 但速率在可控范围之内。图5中, 使用4种不同浓度硅颗粒污染物的润滑油进行2k试验时稳定摩擦因数均为0.16左右, 不同颗粒浓度时摩擦因数变化趋势吻合, 试验最大质量浓度0.2 g/(60 mL)时摩擦因数略低于其他浓度值, 这是因为其达到一定浓度时颗粒识别导致摩擦因数降低。

试体磨合期状态具体到摩擦副表面, 是实际接触表面积的弹性部分逐步减少以及弹性部分逐渐增加的过程, 故润滑油抗磨性能体现在摩擦稳定期。图3(a)中, 当100目铁粉质量浓度为0.05 g/(60 mL)

对其摩擦因数低于无添加污染物时的摩擦因数,此时铁粉对滑油润滑效果明显。根据摩擦学原理,铁粉硬度与试球硬度相近,低硬度的金属颗粒起到了一定的润滑作用,减轻了其对滑油膜的切削作用,滑油的抗磨性能未被破坏。图3(a)中,当300目铁粉质量浓度为 $0.05\text{ g}/(60\text{ mL})$ 时的摩擦因数稳定值为 0.117 ,略低于400目、200目铁粉磨粒的摩擦因数。在此浓度下磨粒越小对油膜作用越迟,润滑减摩作用越明显。

根据铁粉及其硬度表可知,制铁粉的莫氏硬度在 $2.5\sim 3$,硬度远小于试球的硬度,且磨粒的形状和边缘影响磨粒的磨损。制铁粉颗粒地非常的不规则表面光滑,并且一定量的低硬度制铁粉,在相互作用的表

面有一定缓冲作用,对滑油抗磨性影响很小,如图4所示。

制铁粉的莫氏硬度为 6.5 ,远大于试球的硬度,一定浓度变化范围内,制铁粉浓度变化对设备摩擦影响作用相同,滑油膜被直接破坏,严重影响滑油抗磨性能,如图5所示。肖纯等人^[2]的研究表明,制铁粉经过磨粒过程之后,其尺寸减小,制铁粉在引起磨粒磨损的同时,自身也在摩擦磨粒中压碎,在磨粒磨粒工况下制铁油膜极易被破坏,抗磨性能受到严重影响。

2.1.2 铁粉颗粒尺寸对稳定摩擦因数的影响

根据实验结果,整理得到不同铁粉颗粒尺寸及含量制滑油的稳定摩擦因数,如表2所示。

表2 不同铁粉颗粒尺寸及含量制滑油的稳定摩擦因数

Table 2 The stable friction coefficient of the oils with different size and content of iron particle

铁粉尺寸	稳定摩擦因数			
	$0.05\text{ g}/(60\text{ mL})$	$0.06\text{ g}/(60\text{ mL})$	$0.1\text{ g}/(60\text{ mL})$	$0.2\text{ g}/(60\text{ mL})$
100目	0.121	0.174	0.181	0.117
200目	0.121	0.184	0.189	0.161
300目	0.117	0.172	0.184	0.161

由表2知,目数越大,磨粒越小,100目、200目、300目铁粉在添加质量浓度为 $0.05\text{ g}/(60\text{ mL})$ 时,摩擦因数几乎相同,并且低于无添加磨粒制滑油的稳定摩擦因数 0.115 ,即微量铁粉磨粒没有加剧摩擦,反而起到了一定的减摩作用。其他浓度时摩擦因数均大于无添加磨粒制滑油的稳定摩擦因数,试验中的污染物颗粒起到了加剧摩擦的作用,摩擦因数随浓度的增加达到峰值。并且当铁粉磨粒越小,污染物颗粒需要更高浓度才能达到其摩擦因数峰值,当铁粉为100目时,质量浓度为 $0.06\text{ g}/(60\text{ mL})$;当铁粉为

200目时,质量浓度为 $0.1\text{ g}/(60\text{ mL})$;当铁粉为300目时,质量浓度为 $0.2\text{ g}/(60\text{ mL})$ 。当铁粉达到一定浓度时,铁粉会发生“团聚”,团聚的铁粉尺寸变大,影响制滑油膜的形成。图6示出了质量浓度为 $0.06\text{ g}/(60\text{ mL})$ 的100目铁粉对供试仪拍摄的图像,设定拍照间隔时间为 1 min ,图6中选取时间分别为 20 、 60 、 100 min ,可以看出, 20 min 时磨粒较少,分布较为分散;随着照相时间的延长,制滑油温度升高,磨粒增多,磨粒加剧, 60 min 时磨粒增加;当试验机运行 100 min 时,磨粒开始“团聚”。



图6 100目铁粉制滑油油线供试仪图

Fig.6 The online photography of the oil containing 100 mesh iron particles

2.1.3 不同颗粒含量对稳定摩擦副的影响

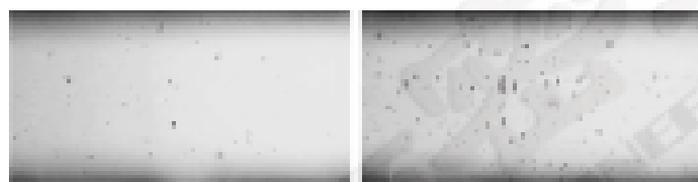
不同颗粒含量测润滑油的稳定摩擦副数如表 3 所示, 不同种类颗粒污染物中, 由于铜的硬度低, 铜粉在磨损情况下, 对测磨副抗磨性能作用效果最差, 硅颗粒的硬度较高, 研究表明, 磨料硬度与摩擦副硬

度差值大于 0.3 时, 就是典型的磨粒磨削, 可直接破坏形成的油膜, 对测磨副有明显的破坏作用, 硬质的硅颗粒所引起的磨损有加剧加快的趋势, 导致表面磨痕明显, 如图 7 所示, 20 min 高速仪测磨副磨粒物明显增加且部分颗粒较大。

表 3 不同颗粒含量测润滑油的稳定摩擦副数

Table 3 The stable friction coefficient of the oil with different content of particles

颗粒	稳定摩擦副数			
	0.05 g/(60 mL)	0.08 g/(60 mL)	0.1 g/(60 mL)	0.2 g/(60 mL)
铜粉 600 目	0.156	0.155	0.141	0.162
铁粉 600 目	0.121	0.174	0.150	0.147
硅粉 600 目	0.158	0.163	0.140	0.154



(a) 10 min 磨副

(b) 20 min 磨副

图 7 硅颗粒测磨副油表面微视图

Fig. 7 The surface morphology of the oil containing silicon particle

2.2 测磨副表面形貌对磨损的影响

不同工况下试样磨损程度、磨损类型不同, 试验采用光学显微镜对不同工况下磨副表面形貌进行拍摄

分析, 结果见表 4, 其中测磨副中磨粒质量浓度均为 0.2 g/(60 mL)。

表 4 不同工况测磨副表面形貌

Table 4 The friction surface morphology in different working conditions

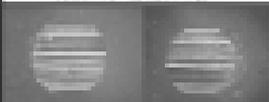
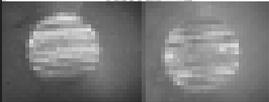
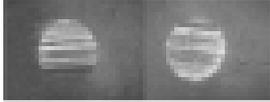
不同工况及测磨副表面形貌 (测磨副大颗粒数不同)	平均直径	特征	不同工况及测磨副表面形貌 (测磨副大颗粒数不同)	平均直径	特征
	0.501 μm	磨痕较浅, 表面有较多磨痕, 各痕比较密集均匀, 磨痕较浅		0.640 μm	磨痕较深且间距较大, 磨痕表面面积大
	0.533 μm	磨痕较深		0.780 μm	磨痕较深, 表面磨痕较粗, 表面深窄沟较少, 磨痕间距较大
	0.601 μm	磨痕较深较多, 磨痕表面细小		0.613 μm	磨痕较深, 表面有较多深窄沟, 磨痕明显

表4中试球磨削部分的表面形貌、磨痕尺寸大小、磨削程度与冲蚀面积按定值规律基本吻合,冲蚀面积越大,磨痕表面积越大,磨削程度也越深,则磨削机磨性能越差。在此浓度条件下,磨削程度远小于试球硬度,试球磨痕较小,表面形貌较为平整,磨削导致的磨削磨痕较少,表面磨痕较细,表面厚度较少,接触面相对光滑。硅粉颗粒导致的磨痕较深,磨痕表面积大于磨削磨痕的表面积。硅粉颗粒度远大于试球硬度,属于典型的磨粒磨削。表面有多条深沟,磨痕明显。测速测机磨性能可从磨痕尺寸与表面粗糙程度直观呈现。

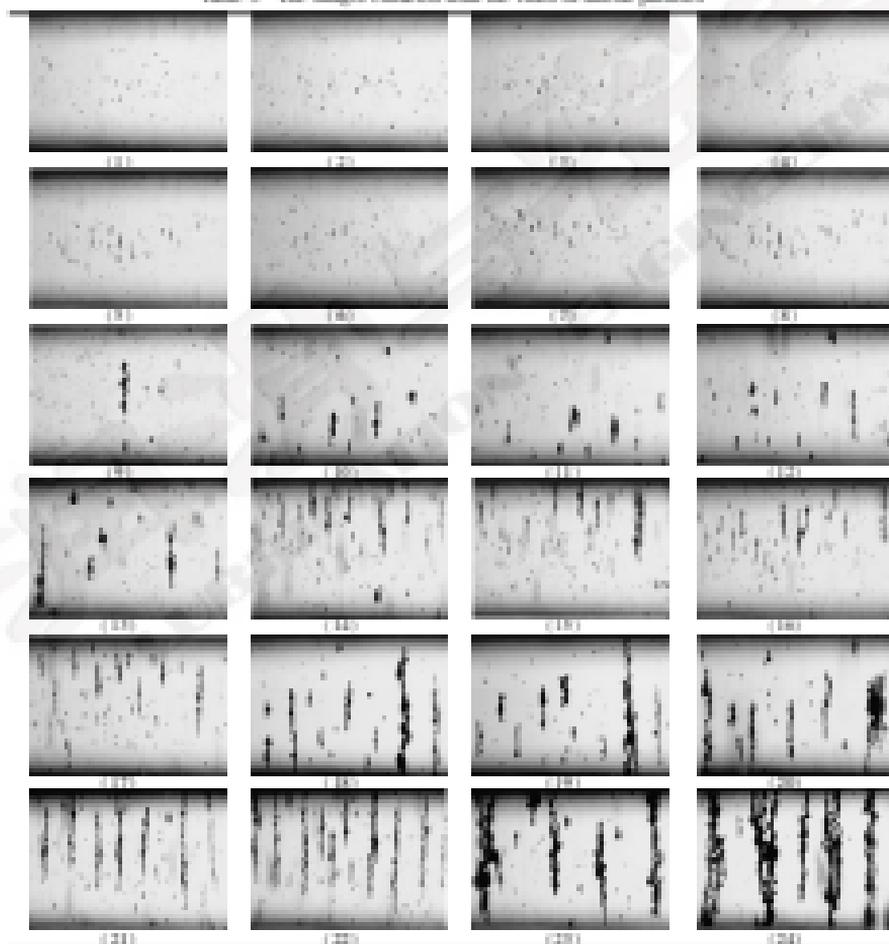
2.3 磨削液浓度对磨削机磨的影响

测速仪在线监测分析技术主要应用于监测润滑油中的磨削磨粒。试验选择硅粉颗粒质量浓度为 $0.2\text{ g}/(100\text{ mL})$ 的测速液进行分析。根据生成图像、磨削深度以及磨粒大小数据发现试球磨削规律。从而进一步分析测速液在高硬度矿物下机磨性能变化。记录时间为 $7\text{ 帧}/\text{min}$ 。

表5给出了测速液中污染物为 100 目 硅粉颗粒时的测速仪记录图像,硅粉颗粒质量浓度为 $0.2\text{ g}/(100\text{ mL})$,记录时间为 3 s ,选取相同时间间隔图像。

表5 硅粉颗粒视频中提取的图像

Table 5 The images extracted from the video of silicon particles



注:每个图像帧画面时域区实际尺寸为 $1.3\text{ mm}\times 1\text{ mm}$ 。

图 (1) 至图 (8) 中有少量硅颗粒, 硅颗粒为非金属物质, 不受供油状态影响, 随着供油状态启动, 则润滑油开始流动, 硅颗粒迅速分布均匀, 开始时试球磨损量较小, 油液中磨损金属碎屑较少; 随着试验时间的增加, 油液中出现少量的大颗粒, 试球磨损加剧。在供油状态变的作用下一些细长的片状磨粒开始聚集, 由于硅颗粒硬度远大于试球硬度, 油液中逐渐出现大量的切屑磨粒, 有大尺寸磨粒时也有小尺寸的。图 (18) 至图 (24) 中的磨粒迅速增加, 油液中的硅颗粒杂质导致磨损加剧。

3 结论

试验研究不同浓度、不同颗粒大小的供磨粒、磨粒物, 硅颗粒存在于柴油机润滑油中时磨损的磨损过程, 通过足量供油、供油状态分析试球表面磨损及其表面磨粒形貌特征, 探讨用柴油机润滑油污染物对其抗磨性的影响规律。结果表明, 不同污染物颗粒对润滑油抗磨性作用效果有明显差异, 铁粉在低浓度下起到了减磨减损的作用, 但浓度达到一定值时, 随着供油状态发生突变, 抗磨性能变差; 铁质的磨粒磨粒, 在此浓度条件下, 对试球磨损磨粒作用很小, 但浓度达到一定值时, 试球磨损加剧, 润滑油抗磨性能变差; 高硬度硅颗粒具有明显的切屑作用, 导致润滑油直接破裂, 加剧磨损。

参考文献

[1] 袁成海. 磨损过程中的磨粒来源和磨粒金属颗粒及其相互关系研究[J]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.

- [2] 吕地, 姜桂林, 关定海, 等. 基于电子传感器的高速摩擦在线监测系统的研究[J]. 机床与液压, 2006, 44(7): 73-78.
- [3] CHEN, ZHANG P L, WU D H, et al. Research on online monitoring system for oil wear debris based on ultrasonic sensor[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006, 44(7): 73-78.
- [4] 张成. 润滑油抗磨颗粒污染物对摩擦环-合金钢副性能影响的研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2008.
- [5] 史文娟, 石立杰. 新一代磨粒直读检测技术在设备润滑状态监测领域的应用[J]. 润滑与密封, 2003, 28(8): 179-183.
- [6] HUI A F, HUI L J, LIANG T F. Application of direct wear debris laser imaging techniques in lubrication state monitoring for Equipment[J]. Lubrication Engineering, 2003, 40(8): 179-183.
- [7] 黄中强. 微粒润滑油颗粒成分分析方法研究[J]. 车用润滑技术与产品, 2008(14): 178-179.
- [8] 黄选中, 陈峰, 周婷. 气相色谱技术在润滑油表面氧化态分析中的应用[J]. 石油化学工业, 2003, 34(7): 11-15.
- [9] HUI Y W, ZHOU Y, YAO T, et al. The application of modern analysis and testing technology in the evaluation of lubricating oil[J]. Petrochemical Industry Application, 2003, 34(7): 11-15.
- [10] 刘成, 朱高阳, 关立涛. 早期润滑油中磨粒颗粒对油膜厚度磨损速率影响承载能力的影响[J]. 润滑与密封, 2006, 31(11): 81-85.
- [11] LIU Q, ZHOU T C, WANG D H, et al. Effect on oil film bearing capacity of hydraulic sliding bearing by solid particles in lubricant[J]. Lubrication Engineering, 2006, 44(11): 81-85.
- [12] 段志和. 提高型多功能电液磨粒试验机测控系统设计[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2004.

阿特拉斯·科普柯推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆机

阿特拉斯·科普柯日前推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆压缩机。该系列可靠高效, 采用集成式 VSD 设计, 变频器与电机经特殊设计并配备保护, 可在允许电压范围内实现最高效率。此外, 特殊设计的变频电机, 足以满足电机冷却与压缩制冷要求。

阿特拉斯·科普柯 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆压缩机与市场上其他同类型压缩机相比, 占地面积减少 30%, 更加节省安装空间, 可在有限空间内安装更多的设备。

先进的螺杆主机与高效的油气分离器帮助用户降低能耗和运行费用。定制配置高效 G202/203 高效电机, G200-250 (VSD) 采用专利的可变转子型线和精心选配的轴承, 独一无二的专利设计转子保证其高性能, 相比同类设备提升 10%, 流量提升 3%, 优化设计的油气分离器能减少压缩、降低出口含油量, 从而降低维护成本, 提高稳定性。

G200-250 (VSD) 采用高效的冷却器, 铜头排气温度在合理范围内, 减少由于高温导致的停机损失。此外, 不锈钢水冷却器易于拆卸清洗能力更强。

此外, 该系列自带的 9448 和 9449 智能星压缩机智能程序可最大限度地延长正常运行时间, 同时配备清晰详细的彩色显示屏让用户更方便掌握重要信息及数据。此外, 该压缩机还配备阿特拉斯·科普柯先进的 E3-Access 监控系统, 监控设备的运行及维护状况。

“G200-250 (VSD) 系列是阿特拉斯·科普柯中国研发团队联合国内客户需求的最新研发成果。”阿特拉斯·科普柯压缩机技术业务领域中国客户中心总经理 Erik Røys 说道, “我们很高兴将这一系列的产品带给各行各业的客户, 降低能耗, 提高压缩机运行的稳定性和运行效率始终是我们的目标。”

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.07.009

油气润滑测试系统中 ECT 软场效应研究^{*}

孙启国 杜 超 陈超洲

(北方工业大学机械与材料工程学院 北京 100044)

摘要: 电容层析成像系统的传感器具有“软场”特性, 即敏感场分布受被测介质的影响。为获得高质量的成像图像, 利用 COMSOL 软件快速求解油气润滑测试系统 ECT 的灵敏度矩阵, 运用 COMSOL 和 MATLAB 联合仿真, 对管道内层流和环状流 2 种典型流型的灵敏度矩阵的软场效应进行分析, 并且应用 LBP 算法和 OSES 算法, 分别考虑场忽略软场效应的情况下对 2 种流型进行图像重建, 仿真结果表明, 软场效应改变了灵敏度分布, 图像重建精度明显提高, 检测灵敏度较高; 采用软场效应改变的灵敏度矩阵进行图像重建, 将有效提高重建图像精度。

关键词: 油气润滑; COMSOL; 电容层析成像; 软场效应

中图分类号: TP212.1; TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017)07-0044-09

Research on Soft Field Effect of an ECT in Oil-air Lubrication Testing System Based on COMSOL

SUN Qiguo DU Chao CHEN Chaozhou

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

Abstract: Electrical capacitance tomography (ECT) sensor has the "soft field" characteristics which causes the sensitivity distribution is dependent on the permittivity distribution. To obtain high quality reconstruction images, sensitivity matrix of an ECT used in oil-air lubrication testing system was solved quickly by COMSOL software. The soft field effect on the sensitivity of two typical flow patterns, laminar flow and annular flow, in the pipeline was analyzed by both COMSOL software and MATLAB software. Two flow patterns were reconstructed separately by LBP algorithm and OSES algorithm when the soft field effect was taken into account or not. Simulation results show that the sensitivity distribution is changed when the soft field effect exists, and the detection sensitivity is higher when the lubricating oil is closer to the wall of pipe, and precision of the reconstructed image is improved effectively using the sensitivity matrix changed by the soft field effect.

Keywords: oil-air lubrication; COMSOL; electrical capacitance tomography; soft field effect

电容层析成像 (Electrical Capacitance Tomography, ECT) 技术是自 20 世纪 80 年代发展起来的一种用于检测多相流参数的过程层析技术。该技术通过电容传感器阵列可获得各个电极间的电容值, 然后通过一定的图像重建算法将管道内部的流型可视化, 从而得到管道内部多相流的分布信息。因 ECT 具有廉价、快速、抗干扰和无放射性等特点, 近几年来在

电力、化工、石油等工业部门中存在两相流的过程中得到了迅速发展的大量应用^[1-4]。然而应用于油气润滑系统微小尺度下的 ECT 技术研究尚不多见^[5]。

ECT 技术的应用主要依赖于重建图像的精度, 重建图像的精度主要由灵敏度矩阵值和灵敏度矩阵决定, 并与所采用的图像重建算法有关。其中, 高信噪比、高分辨率、宽测量范围及抗干扰能力、稳定性强的数据采集系统, 可获得精度较高的微小电容值^[6]。灵敏度矩阵表明的是测量电容值与被测介质分布之间的本质关系, 与图像重建直接相关^[7]。然而 ECT 的图像重建过程中的软场效应、反问题的病态方程和不确定性, 对图像重建有很大的影响^[8]。本文作者基于油气润滑测试系统 ECT 的需要, 利用 COMSOL 求解油气润滑管道内的 2 种典型流型的电势分布, 并分别考虑了软场效应与灵敏度矩阵和图像重建精度的影响, 为获得高精度的油气润滑 ECT 图像重建提供了参考。

* 基金项目: 北京市属高等学校人才强校计划项目 (FK201601104)。

收稿日期: 2017-04-08

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

通信作者: 杜超 (1993-), 男, 硕士研究生, 研究方向为油气润滑系统水平管道的 ECT 成像系统的研究。E-mail: duochao@mail.ncut.edu.cn

1 电容测井成像的数学模型

以 8 电极油气测井测试系统的 ECT 为研究对象, 因实际中所采用的是电容测极板长度与管道直径比大于 1.5 的 ECT 传感器, 因此可忽略传感器的轴向差异, 将其简化为二维场来处理^[1]。图 1 为油气测井测试系统 ECT 的二维截面图。

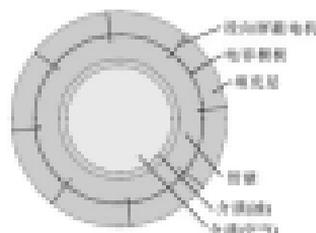


图 1 油气测井测试传感器截面图

Fig. 1 Section view of oil-gas logging tool sensor

1.1 ECT 数学模型及控制场表达式

因为油气测井系统 ECT 传感器模型可以采用静电场分析方法来分析, 所以通过以下泊松方程求解:

$$\nabla \cdot (\epsilon(x, y) \cdot \nabla \phi(x, y)) = 0 \quad (1)$$

式中: $\epsilon(x, y)$ 为二维的测极板介电常数分布; $\phi(x, y)$ 为二维的电位分布函数。

另外, 对于电容测井传感器的边界条件, 可以使用第一类边界条件 (即 Dirichlet 边界条件), 其数学表示形式为

$$\begin{aligned} \phi(x_1, y_1) &= \begin{cases} V_1(x, y) \in F_1 \\ V_2(x, y) \in F_2 \end{cases} \\ (i=1, 2, \dots, n_1 \text{ 且 } i \neq j) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: F_1 、 F_2 表示电容测极板; 或者 i 所在的边界, F_1 表示屏蔽层边界。

依据电学原理^[2], 油气测井系统 ECT 的电容测极板的电容值 C_j 可用下式表示:

$$C_j = \iint_{\Omega} \epsilon(x, y) \cdot S_j(x, y, \epsilon(x, y)) d\Omega \quad (3)$$

式中: $j=1, 2, \dots, 2n_1$ 表示油气测井管道截面; $\epsilon(x, y)$ 为管道截面处油气介质分布函数; $S_j(x, y, \epsilon(x, y))$ 为测极板电容 C_j 的灵敏度分布函数。

灵敏度分布函数反映了截面内任意一点介质对电容 C_j 的影响程度, 当管道内介质分布不同时, 管道内同一位置对电容 C_j 的影响程度是不同的, 介质的变化与灵敏度函数的变化是非线性关系的, 这被称为场效应。一般为了便于求解, 通常假设灵敏度分布函数受介质分布函数的影响很小并忽略, 因此可以

把式 (3) 直接表示为

$$C_j = \iint_{\Omega} \epsilon(x, y) \cdot S_j(x, y) d\Omega \quad (4)$$

1.2 测极板灵敏度函数的计算

一般情况下, 求解测极板灵敏度函数通常把求解区域划分为很多像素, 然后对每个像素点分别施加高介电常数物质, 求出其对应的电容值变化, 从而得到灵敏度函数, 其计算公式可由公式 (4) 推出, 即

$$S_j(x) = \frac{C_j(\epsilon_j(x)) - C_j(\epsilon_0)}{[C_j(\epsilon_0) - C_j(\epsilon_0)] \cdot (\epsilon_j - \epsilon_0)} \cdot \mu(x) \quad (5)$$

式中: ϵ_0 、 ϵ_j 分别是油气测井管道内的绝缘介质和空气介质的介电常数; $\mu(x)$ 是第 j 个像素与面积相对应的补偿因子; C_j 表示 i 板板与 j 板板之间的电容值。

其中, 公式 (5) 的电容值可通过有限元方法求解 ECT 正问题求解获得, 但是这种方法运算量大耗时较长。为了快速计算灵敏度函数, 运用电势分布法^[3] 直接实现油气测井测试系统 ECT 敏感度的计算, 得到电容灵敏度函数为

$$S_j(x) = \frac{\Delta C}{\Delta \epsilon} = - \frac{\int \Delta \epsilon_i \cdot \Delta \phi_i d\Omega}{V} \quad (6)$$

式中: $\Delta \epsilon_i$ 指的是空间介质为油相介质 ϵ_i , 第 i 板板加 V 电压, 其余板板接地时, 电容在求解域内的分布; $\Delta \epsilon_j$ 指的是空间介质为空气介质 ϵ_0 , 第 j 板板加 V 电压, 其余板板接地时, 电容在求解域内的分布。

2 基于 COMSOL 的仿真设置

在 COMSOL 的环境下, 仿真实验采用的是 8 电极有源同电极的油气测井 ECT 传感器, 其中电容测极板角 θ 为 45° , 管道壁厚为 2 mm, 屏蔽层与绝缘管道的间距为 1 mm。图 2 给出了建立的油气测井环状流的仿真模型, 与建立的油气测井管道模型划分网格, 为了减少计算量并提高指定域的求解精度, 对电容测极板施加充满测井油介质的区域采用细分网格, 其余部分采用常规尺寸划分, 得到的油气测井管道网格划分模型如图 3 所示。

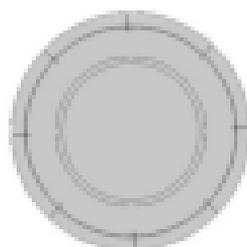


图 2 油气测井管道仿真模型

Fig. 2 Simulation model of oil-gas logging tool sensor

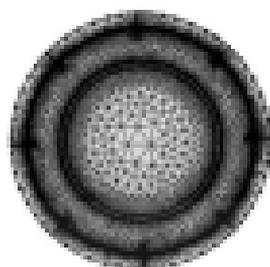


图2 油气润滑管道模型网格划分

Fig.2 Meshing model of the oil-air lubrication pipeline

COMSOL 中求解条件设计中的解方程如下:

$$(1) \text{ 分节电容: } \omega(\epsilon_1 - \epsilon_2) = \frac{\rho_0 \rho(\bar{V}_0 - \bar{V})}{d};$$

$$(2) \text{ 接地: } \bar{V} = 0;$$

$$(3) \text{ 终端 (激励电极): } C = \rho_0 \bar{V};$$

$$(4) \text{ 守恒方程: } -\nabla \cdot d - \rho_0 \cdot \rho_0 - \nabla \bar{V} = \rho_0;$$

其中: ϵ_1 是相对介电常数, ρ 是空间电荷密度, d 是厚度。

此外, 空气的介电常数 $\epsilon_1 = 1$; 油的介电常数 $\epsilon_2 = 2$ 。仿真过程中, 将激励电压设置为 5 V, 检测电极的电压设置为 0, 分别研究当 1—4 号电极作为激励电极, 其他电极作为检测电极时, 油气润滑管道中的电势等势线图。

2 仿真结果及故障模式分析

为了分析故障效应对风轴轴颈润滑的影响, 在相同设置条件下对油气润滑管道内层流和环状流这 2 种典型流型, 同工况下的仿真结果进行了对比。表 1 中列出了油气润滑管道内分别在空流、层流以及环状流的流型下, 1—4 号电极分别做激励电极时, 所形成的电势等势线图。

表 1 润滑管道内各流型的等势线图

Table 1 Equipotential lines of different flow patterns in oil-air lubrication pipeline

流型	激励电极			
	1号电极	2号电极	3号电极	4号电极
空流				
层流				
环状流				

由表 1 可知, 电势等势线在不同流型状态下均在激励电极处相当集中, 而随着与该电极距离的增大, 其等势线也越来越疏。其次, 等势线会随着介质的相对介电常数的不同而发生弯曲现象。由此可见, 油气润

滑 ECF 系统的电势分布不仅不均匀, 而且随着其中介质分布的变化而变化, 并且该系统对管道中心部分的检测轴颈感应较管道靠近的检测轴颈感应好。

根据表 1 中等势线图的弯曲现象可以取该感应对

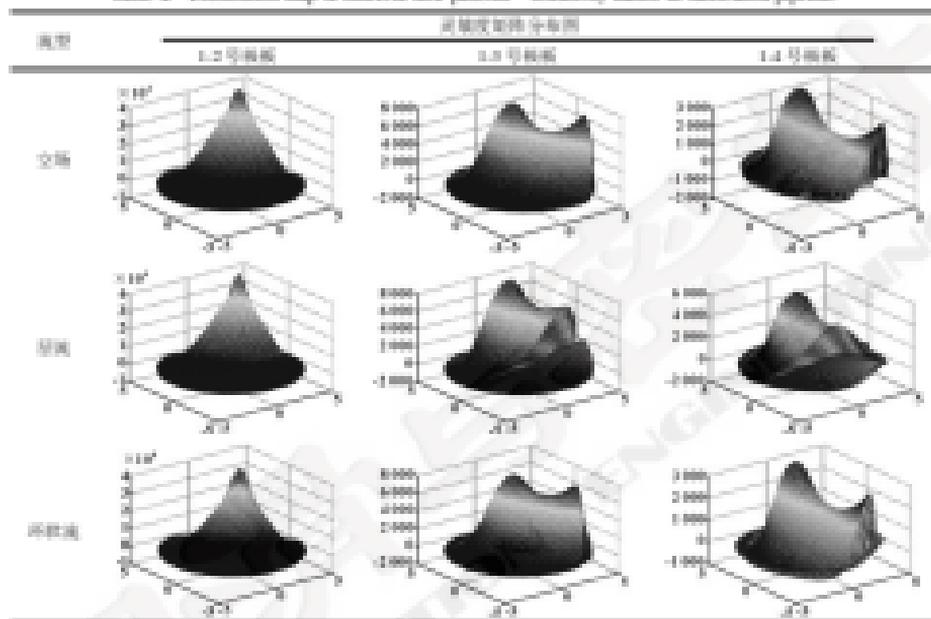
电势分布有一定的影响。由于灵敏度分布表征了画面内任意一点对电容值的影响程度并且较为直观, 因此有必要进一步分析软场效应与灵敏度矩阵的影响。

将以上不同板极板为激励电极情况下, 求解的电

势分布模型保存成 *mph* 文件, 然后通过 COMSOL 与 MATLAB 联合仿真, 调用 *mphinterp* 函数和公式 (6) 得到各个电极板的灵敏度矩阵。表 2 给出了测井管道内不同流型下灵敏度矩阵分布图。

表 2 测井管道内不同流型灵敏度矩阵分布图

Table 2 Distribution map of different flow patterns' sensitivity matrix in lubrication pipeline



通过对比表 2 中各流型 1-3 号板极的灵敏度矩阵分布图, 可知软场效应对相邻板极的影响较小, 而对于非相邻板极的影响较大。且通过对比不同流型下, 同一板极的灵敏度矩阵分布图可知, 当高介电常数物质 (油) 填充高介电常数 (空气) 的正敏感区域时, 其灵敏度会降低, 而在除此之外的区域则其灵敏度值较复合电常数时增加。由此可知, 软场效应的存在改变了其原有的灵敏度分布, 高介电常数 (油) 分布在不同的区域对灵敏度分布的影响也不相同。因此, 电容值较大时并非管道内充满测井油介质, 电容值小时也并非管道内全为空气介质。

4 软场效应对图像精度的影响

为了得到软场效应对图像精度的影响程度, 通过使用线性反投影算法 (LBP) 和基于最大类间方差法的改进算法 (OTSA), 分别在考虑和忽略软场效应的情况下, 对原流型进行图像重建。表 3 给出了测井管

道内 2 种流型重建的结果对比。其中, 管道内部深色区域填充的是空气介质, 浅色区域填充为测井油介质。

由表 3 可知, 2 种算法在考虑软场效应的情况下, 其图像重建效果较好, 而在忽略软场效应的情况下, 图像重建效果相对差一些。为了对重建图像的图像精度有更直观的认识, 采用相对误差误差公式进行计算比较, 相对误差误差公式为

$$e = |\hat{c} - c| / |c| \quad (7)$$

其中, c 为模型的真实分布灰度值, \hat{c} 为重建图像的灰度值分布。

测井管道内考虑和忽略软场效应的 2 种重建模型的图像相对误差见表 4, 其中相对误差越小, 说明图像重建质量越好。由表 4 可知, 同一算法下, 考虑软场效应的图像相对误差比忽略软场效应的图像相对误差要低, 说明在考虑软场效应的情况下进行图像重

造的精度高。同一类型,不同算法下,CEM 算法比 LBP 算法的图像相对误差低。通过对 LBP 算法的图像相对误差进行分析,考虑场效应与忽略场效应的相对误差差别较小,因此如果对模型进行定性分

析,则使用 LBP 算法在忽略场效应下进行图像重建要比基于变化的轴灵敏度所用的时间会更短,也更方便。但定量分析,则应该采用场效应改变后的灵敏度矩阵进行图像重建。

表 3 测井管道内 2 种模型重建结果

Table 3 Image reconstruction results of two flow patterns in the lubrication pipeline

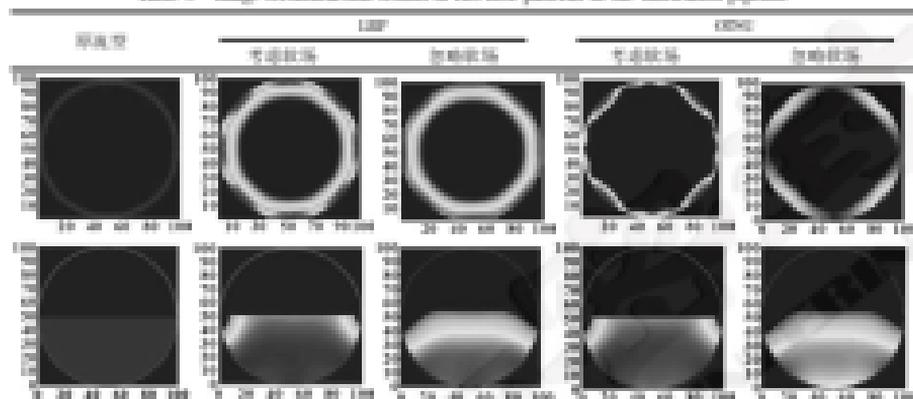


表 4 图像相对误差

Table 4 Relative error rate of the images

模型	LBP		CEM	
	无场效应	场效应	无场效应	场效应
环状流	1.521 6	1.691 2	0.662 0	0.822 6
层流	0.627 0	0.627 4	0.661 0	0.734 2

5 结论

(1) 灵敏度场受油气两相介质分布的影响,靠近电极处的检测轴灵敏度。管道中心处检测轴灵敏度低,从而可得到两相流介质靠近管道处时的图像重建效果好。

(2) 场效应调整否改变了其原有的轴灵敏度分布,两相流介质分布在不同的区域对轴灵敏度分布的影响也不相同。

(3) 在图像重建的过程中,采用由场效应改变后的灵敏度矩阵进行图像重建,将有效提高重建图像精度。

参考文献

[1] 陈武, 刘磊. 新型 ECT 传感器在热场中的应用研究[J]. 工程物理学报, 2009, 30(11): 1889-1898.
CHEN W, LIU L. Applied research of a novel ECT sensor in high temperature environment [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1889-1898.

[2] HUNDARAJAN K, ENED L, WARDHANI A Y. Moisture content estimation in paper pulp using fringe field impedance spectroscopy [J]. IEEE Sensor Journal, 2005, 4(3): 378-380.
[3] 孙心河, 陈旭刚, 孙超. 基于 COMSOL 的油气两相系统 ECT 二维阵列电极特性分析[J]. 测井与成像, 2013, 40(4): 35-41.
[4] 孙心河, 陈旭刚, 孙超. C-Characteristics analysis for the ECT's three-dimensional array electrodes in oil-gas lubrication system base on COMSOL [J]. Lubrication Engineering, 2003, 40(4): 37-41.
[5] 王亚. 分布式阵列成像系统的研制及其在两相流参数检测中的应用研究[D]. 扬州: 浙江大学, 2009.
[6] 孙心河, 陈旭刚, 孙超. 单一种子电荷分布的电容成像灵敏度分布计算方法[J]. 计算物理, 2008, 23(1): 87-92.
WU C H, PENG L H, SUN X H, et al. A calculation method of sensitivity distribution with electrical capacitance tomography [J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2008, 23(1): 87-92.
[7] 赵玉晶, 张宝龙, 闫允. 一电层析成像技术的研究进展与分析[J]. 仪器仪表学报, 2002, 23(8): 999-1005.
ZHAO Y L, ZHANG B L, YAN Y Y. Latest development and analysis of electrical capacitance tomography technology [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2002, 23(8): 999-1005.
[8] 李楠. 新型电容传感器设计及其 ECT 技术研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2009.
[9] 王飞. 电容层析成像问题数学特性与图像重建算法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2004.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.07.006

基于 CFD 的沟槽-织构复合型滑动轴承性能分析^{*}

苏 华 俞志雄

(西北工业大学机电学院 陕西西安 710072)

摘要: 为进一步提高滑动轴承的承载能力以满足大功率滑动轴承的设计要求,在沟槽型滑动轴承上增加沟槽,设计沟槽-织构复合型滑动轴承结构,建立沟槽-织构复合型滑动轴承性能数值分析模型,通过 CFD 数值仿真研究沟槽结构参数对润滑滑动轴承承载能力和摩擦特性的影响。结果表明,采用沟槽-织构复合形式可进一步提高轴承的承载力和综合性能;在结构参数一定的情况下,沟槽尺寸和分布形式对轴承性能有很大影响,当沟槽布置在织构上游区,沟槽轴向长度大于周向长度时有利于提高轴承的综合性能;在一定的使用条件下,合理设计沟槽深度、沟槽长宽比及周向布置区域大小,不仅能够有效提高轴承的承载力,而且能够减小轴承的摩擦力和漏油量,进一步改善滑动轴承的性能。

关键词: 径向滑动轴承; 沟槽-织构复合; 承载力; 摩擦力

中图分类号: V213.4; TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6595(2017)07-0006-07

Computational Fluid Dynamics Analysis of a Journal Bearing with Groove-texture Composite Structure

SU Hua YU Zhixiong

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an Shaanxi 710072, China)

Abstract: In order to improve bearing load capacity of journal bearing to meet the designing requirement for a great power journal bearing, by adding a shallow groove on texture-bearing, a groove-texture composite journal bearing was designed. A numerical simulation analysis model of a groove-texture composite journal bearing was established, and the effect of groove on friction and load capacity of texturing bearing was studied by using computational fluid dynamics (CFD). The results show that the groove-texture composite structure can enhance the load capacity and integrated performance of journal bearing. The size and distribution of groove has a great influence on bearing performance. For given texturing parameters, when the grooves are arranged in the upstream region of the texture and the groove axial length is larger than the circumferential side, the overall performance of the journal bearing will be improved obviously. For a given operation condition, the bearing capacity can be increased by optimal design of groove depth, groove aspect ratio and the circumferentially area of groove respectively, and the friction and seal leakage of the bearing can be reduced simultaneously.

Keywords: journal bearing; groove-texturing composite structure; load capacity; friction

航空航天等机械传动系统对高性能滑动轴承的设计需求日益迫切。随着传动功率 (Ground Turbo Fan, GTF) 发动机中的行星轮滑动轴承就是一项核心技术,其高承载力要求、高速工作条件和相对狭小的尺寸空间,对滑动轴承的工作性能提出了很高要求。为了在有限的设计空间内提高轴承的承载能力和降低摩擦损耗,本文作者提出一种具有表面沟槽与织构复合形式的滑动轴承结构,以期为大功率行星轮

滑动轴承设计提供新思路。

近年来对具有表面微结构的滑动表面摩擦学研究引起国内外学者的广泛关注。研究表明,设计合理的表面微结构对于提高滑动接触表面的承载力、降低摩擦阻力具有积极作用^[1-3]。很多学者研究了具有不同形状和尺寸的微结构对流体动压润滑性能的影响,如 TALALGHBI 等^[4]、尹明高等^[5]研究了球形、圆柱形、矩形、三角形等不同微结构形状及尺寸对滑动轴承承载力及摩擦损耗的影响,发现矩形或方形微结构对轴承性能影响较大。于海武和王程雷^[6]、KANGO 等^[7]、YU 等^[8]分析了微结构几何参数及其分布形式对流体动压润滑性能的影响,发现合理设计几何参数及分布可以获得良好的动压润滑性能。胡建全和宋军^[9]开展了

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (2014010001)。

收稿日期: 2016-09-15

作者简介: 苏华 (1980—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为润滑与密封、机械传动研究等。E-mail: hsuah@nwpu.edu.cn

变厚度分布的圆柱微织构表面结构按轴向往复运动下的滑动摩擦试验,发现变厚度分布的织构在较高载荷和滑动速度时能达到最佳的摩擦效率。WANG^[10]、KISHIMOTO^[11]等^[12]通过试验发现,表面织构能提高流体的压力,减小表面的粗糙度,并且大尺寸织构与小尺寸织构的组合能够更好地提高承载能力。

为了减小分析规模,很多学者将轴承结构简化为局部的平面模型,这种方法对于深入研究织构滑动表面润滑机理较为有利,但是其结果不能直接用于设计织构在滚动轴承布置方式。如 BEZJAK^[13] 和 KLICKERMAN^[14] 发现,如果在整个轴承表面布置微织构反而会降低承载力,虽然在轴承局部表面布置织构可以提高承载力,但其结果有局限且与轴承离心率有很大关系^[15]。因此为了了解织构对整个轴承的作用,需要在完整的轴承模型上开展相关研究。另外,从现有研究结果来看,单一形式的织构对大功率滚动轴承承载力的提升作用尚未达到令人满意的效果。

本文作者针对大功率离心式滚动轴承的设计要求,在前期方形织构型滚动轴承研究的基础上^[16],提出沟槽-织构复合型滚动轴承结构,建立了完整的沟槽-织构复合型滚动轴承性能分析模型,采用基于 N-S 方程的 CFD 技术,通过分析沟槽的分布位置和尺寸参数对织构型滚动轴承摩擦学性能的影响,提出可进一步提高轴承性能的沟槽-织构复合型滚动轴承结构形式。

1 沟槽-织构复合型滚动轴承几何结构

沟槽-织构型滚动轴承结构如图 1 所示(图中略去了油腔结构)。图 2 为以最大油膜厚度处为起点,沿周向展开的轴瓦示意图,织构形状为方形,边长为 a ,控制单元边长为 k ,深度为 h ,如图 3 所示;定义织构深径比 $k_1 = \frac{h}{a}$,织构面积率 $k_2 = \left(\frac{a}{k}\right)^2$ 。图 2 中沟槽周向边长为 a_1 ,轴向边长为 a_2 ,沟槽厚度为 k_3 ,定义沟槽截面长宽比 $k_4 = \frac{a_1}{a_2}$,以轴承最大油膜厚度处轴承宽度中点为原点,轴承周向展开角为 α 轴,轴向长度为 z 轴,建立如图 2 所示直角坐标系,轴承油膜厚度方程为

$$h = \begin{cases} h_0 = \alpha(1 + z \cos \alpha); & \text{光滑区域} \\ h_0 + k_1; & \text{织构区域} \\ h_0 + k_3; & \text{沟槽区域} \end{cases} \quad (1)$$

式中: h_0 为光滑区域油膜厚度; α 为轴承半锥角; a 为轴承离心率; z 为轴承周向角度。

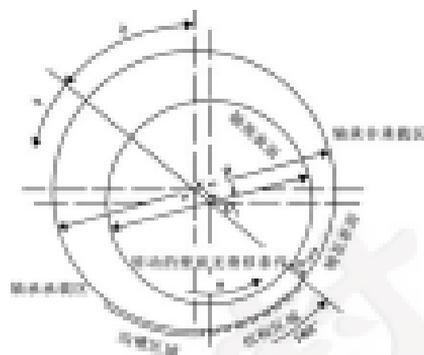


图1 沟槽-织构型滚动轴承

Fig.1 Journal bearing with groove-texture structure

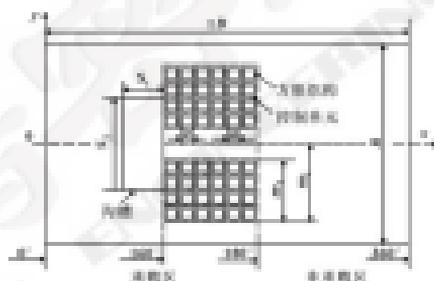


图2 轴瓦周向展开图

Fig.2 Bearing circumferential unrolled figure

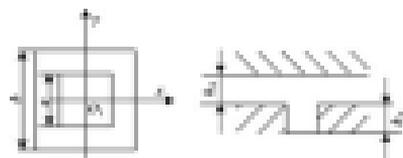


图3 单个方形织构几何参数

Fig.3 Geometric parameters of a single square texture

文中滚动轴承的基本参数为:轴颈直径 $d = 80$ mm,轴承相对间隙 $\phi = 0.2\%$,轴承离心率 $\alpha = 0.7$,偏转角 $\theta = 50^\circ$,轴颈长度 $l = 100$ mm,润滑油动力粘度为 $\eta = 0.045$ Pa·s,密度 $\rho = 800$ kg/m³,轴颈转速 $\omega = 8\ 500$ r/min。参照文中轴承设计参数,采用与文献[4]类似方法,确定了以下具有较好承载能力和较小摩擦力的方形织构结构参数: $k_1 = 0.6$ μm , $k_2 = 0.025$, $k_3 = 0.3$,织构的周向分布区域为 $160^\circ \sim 180^\circ$ 。

轴向往复参数: $m_x = 20 \text{ mm}$, $m_y = 20 \text{ mm}$ (如图 2 所示), 织构分布区域关于 x -轴对称。

2 沟槽-织构复合型滑动轴承性能数值分析模型

本文作者采用数值仿真方法分析沟槽织构复合型滑动轴承的性能, 在文中分析条件下, 并考虑润滑剂结果的高粘性, 提出以下假设条件: 假设油液为不可压缩流体 (马赫数 $Ma < 0.1084$), 且不考虑其黏温效应; 假定轴承为刚体不考虑其变形的影响; 假设轴承表面光滑, 不考虑表面粗糙度的影响。

2.1 控制方程

采用基于 Navier-Stokes (N-S) 方程的 CFD 方法进行滑动轴承性能数值分析, N-S 基本方程为

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mu \Delta \mathbf{u} \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; \mathbf{u} 为流体速度; \mathbf{f} 为单位质量流体上的质量力; p 为流体压力; 拉普拉斯算子 $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$, \mathbf{u} 为流体在时间 t 时的速度。

考虑到润滑油的气穴效应, 采用液气两相流动的仿真计算模型。

2.2 三维数值计算模型及边界条件

建立沟槽-织构复合型滑动轴承实体域三维模型, 如图 4 所示, 采用六面体单元网格离散流体域, 控制六面体网格的扭曲率小于 0.1, 保证较好的网格质量。



图 4 沟槽-织构复合型滑动轴承实体域三维网格模型

Fig. 4 The fluid domain 3D mesh model of journal bearing with groove-texture composite structure

采用 FLUENT 软件进行沟槽-织构复合型滑动轴承性能分析, 设置以下边界条件: 模型内表面为旋转壁面, 模型外表面为固定壁面, 两端面设置为压力出口条件, 出口压力为环境压力, 采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型模拟流场的紊流现象, 采用 Schmeer-vanor 模型模拟流场的空化效应, 空化压力设为 0.1 MPa, 考虑计算时间和计算精度, 采用 SIMPLEC 算法, 收敛精度设为 1×10^{-5} , 通过迭代计算求得轴承油膜的压力、

切应力和速度分布, 油膜压力应乘以表面积分可得轴承的承载力

$$w = \int p \, dA \quad (3)$$

切应力应乘以表面积分可得轴承油膜的摩擦力

$$F_f = \int \tau \, dA \quad (4)$$

轴承油膜的摩擦系数为

$$f = \frac{F_f}{w} \quad (5)$$

润滑油的流量由出口速度对端面的积分可得

$$L = \int u \, dA \quad (6)$$

2.3 CFD 仿真结果方法的验证

为了验证文中数值计算方法的正确性, 根据文献 [10] 提供的滑动轴承性能分析数据, 采用 CFD 法进行了数值仿真, 表 1 所示为文中计算结果与文献 [10] 采用有限差分法求解 Reynolds 方程的结果对比。

表 1 文中计算结果与文献 [10] 结果对比

Table 1 Comparison of the calculation results in this paper and that of Ref. [10]

项目	承载力 w/N	摩擦系数 f $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-2})$	油膜厚度 L' $(\text{N} \cdot \text{m})$	侧流量 Q m^3/s
文献 [10] 结果	22.680	1.737×10^{-2}	1.13	708.6
文中计算结果	22.622	1.67×10^{-2}	1.133 3	708.03

可以看出, 文中仿真结果与文献 [10] 结果基本吻合, 表明文中仿真计算方法的正确性。

2.4 CFD 模型网格独立性验证

模型的网格质量和密度是保证计算结果准确性的关键, 所以有必要进行模型网格独立性验证, 表 2 所示为针对文中沟槽-织构型滑动轴承油膜模型的网格独立性验证结果。

表 2 不同网格数量下的织构型滑动轴承性能

Table 2 The performances of journal bearing calculated with different meshing numbers

网格数量	承载力 w/N	摩擦力 F_f/N	油膜厚度 L' $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-2})$	计算时间 t/min
303 134	1.9 736.8	672.03	0.093 8	12.83
708 712	1.9 548.7	708.17	0.094 9	33.76
868 890	1.9 570.0	713.08	0.094 1	44.80
1 200 820	1.9 688.3	718.63	0.093 0	83.77

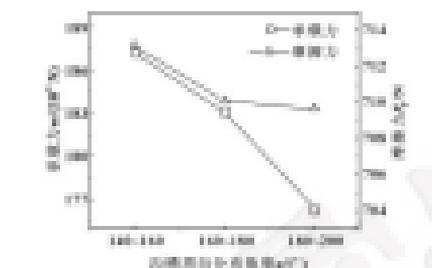
综合考虑计算精度和计算效率,采用网格数量为 800 000 的模型进行计算。

3 沟槽结构对复合型轴承性能的影响

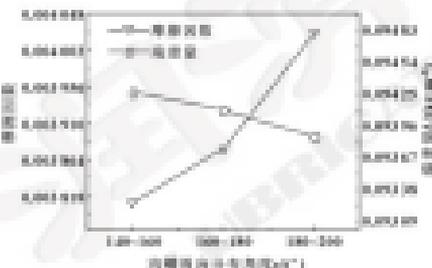
在上述确定的方形结构滑动轴承结构的基础上,分析沟槽周向分布位置及区域大小、沟槽深度和宽度比等参数对沟槽-结构复合型滑动轴承性能的影响,以确定合理的沟槽-结构匹配结构形式。

3.1 沟槽周向位置对轴承性能的影响

保持沟槽周向尺寸不变,周向边长 $a_x = a_y = 10 \mu\text{m}$, 球冠沟槽周向角度为 30° , 沟槽长度比 $k_x = 1$, 沟槽深度比 $k_z = 9.4 \mu\text{m}$, 改变沟槽的周向布置位置,即沟槽位于结构区域上游 ($140^\circ \sim 160^\circ$)、中游 ($160^\circ \sim 180^\circ$)、下游 ($180^\circ \sim 200^\circ$)。分析沟槽的不同位置对结构型轴承性能的影响,结果如图 5 所示。



(a) 沟槽周向位置对承载力及摩擦系数的影响



(b) 沟槽周向位置对摩擦系数及真实泄漏量的影响

图 5 沟槽相对位置对轴承性能的影响

Fig. 5 Effect of groove's relative position on journal bearing's performance: (a) bearing capacity and friction;

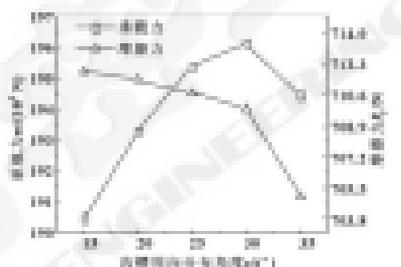
(b) friction coefficient and real leakage

从图 5 可以看出,沟槽的周向相对位置发生变化时,轴承的承载力、摩擦系数变化较大,摩擦力、泄漏量变化相对较小。当沟槽布置在结构区域的上游 ($140^\circ \sim 160^\circ$) 时,轴承的承载力最大,摩擦系数最小。因为沟槽布置在结构区域上游即动压油膜入口区

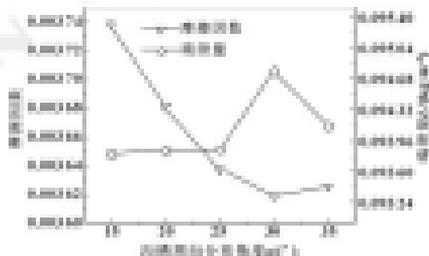
域时,随着油膜经沟槽时会产生流体动压力,再流经结构区域时会产生二次动压力,从而能够提高结构型轴承承载力。即沟槽主要起到了动压轴承作用,增加了结构型轴承的动压效应。沟槽布置在中游、下游时,沟槽主要起到储油器的作用,轴承摩擦力和泄漏量有所降低。

3.2 沟槽周向分布区域大小对轴承性能的影响

控制沟槽位于结构区域的上方,即位于 $125^\circ \sim 160^\circ$ 区域内,取沟槽深度 $k_z = 30 \mu\text{m}$, 沟槽长度比 $k_x = 1:1$, 改变沟槽周向分布角度大小,计算周向分布角从 15° (即分布在 $145^\circ \sim 160^\circ$ 区域) 变化到 30° (分布在 $125^\circ \sim 160^\circ$ 区域) 时轴承性能的变化,结果如图 6 所示。



(a) 沟槽周向分布角对承载力及摩擦系数的影响



(b) 沟槽周向分布角对摩擦系数及真实泄漏量的影响

图 6 沟槽周向分布角对结构型轴承性能影响

Fig. 6 Effect of groove's circumferential degree on journal bearing's performance: (a) bearing capacity and friction; (b) friction coefficient and real leakage

从图 6 可以看出,随着沟槽周向分布角度的增大,沟槽面积随之增大,流体产生的动压效应更为明显,所以结构型轴承的承载力会随之增大。摩擦力、摩擦系数会随之减小。但是当沟槽周向分布角度大于 30° 时,承载力下降,说明存在一个相对最佳的沟槽周向分布区域。在文中计算条件下,当沟槽周向分布角为 30° (即沟槽位于 $125^\circ \sim 160^\circ$ 区域) 时,轴承

的综合性能状况。

3.2 沟槽深度对轴衬型密封轴承性能的影响

保持沟槽边长不变, 并将沟槽布置在轴衬区域上方, 即沟槽周向分布区域为 $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$, 周向边长 $s_1 = 4.6 \mu\text{m}$, 沟槽长度比 $k = 1$, 改变沟槽的深度 h , 分析不同沟槽深度对轴承性能的影响, 结果如图 7 所示。

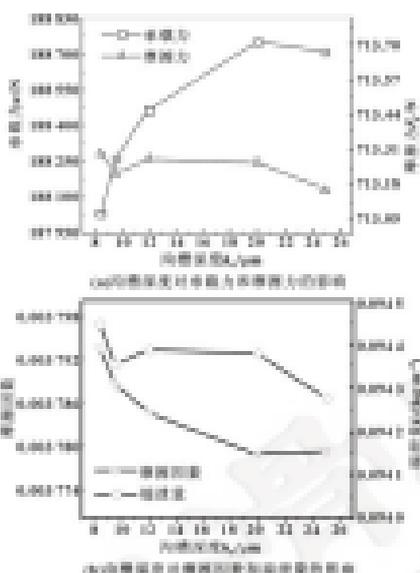


图7 沟槽深度对轴衬型密封轴承性能的影响

Fig. 7 Effect of groove's depth on journal bearing's performance: (a) bearing capacity and friction;

(b) friction coefficient and end leakage

从图7可以看出, 沟槽深度对轴承的承载力及摩擦系数影响较大, 对轴承的摩擦力、端泄量影响较小。当沟槽深度为 $20 \mu\text{m}$ 时, 轴衬型轴承的承载力达到最大值, 摩擦系数达到最小。因为当沟槽深度大于轴衬深度 ($k = 0.6 \mu\text{m}$) 时, 流体产生的二次动压更强烈, 会进一步提高轴衬型轴承的承载力, 但是沟槽深度进一步增大时 (如超过 $20 \mu\text{m}$) 承载力会有所下降, 说明沟槽深度与轴衬深度之间存在一个最优值。当沟槽深度大于最优值时, 流体在沟槽内产生高涡现象, 抑制了流体动压效应, 不利于轴承性能的提高。

3.4 沟槽长度比对比轴衬型密封轴承性能的影响

保持沟槽面积不变, 并将沟槽布置于轴衬区域上方, 即沟槽周向分布区域 $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$, 周向边长 $s_1 = 4.6 \mu\text{m}$, 沟槽的深度 $h = 20 \mu\text{m}$, 改变沟槽长度比 k , 分析不同沟槽长度比对轴衬性能的影响, 结果如图 8 所示。

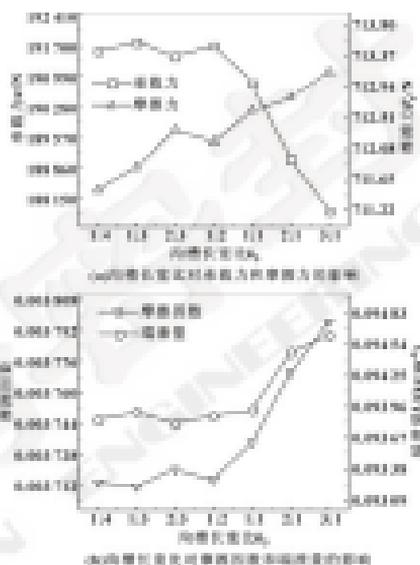


图8 沟槽面积比对比轴衬型密封轴承性能的影响

Fig. 8 Effect of groove's ratio on journal bearing's performance: (a) bearing capacity and friction;

(b) friction coefficient and end leakage

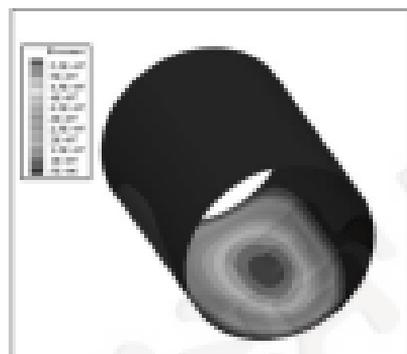
从图8可知, 随着 k 的增大, 轴衬承载力呈下降趋势, 摩擦力、摩擦系数及端泄量增大。同时, 比较 k 小于1和大于1的情况发现, 当 k 大于1时各性能指标明显变差。故 k 小于1, 即当沟槽周向边长 s_1 小于轴衬边长 s_2 时, 轴承具有较大的承载力及较小的摩擦力、摩擦系数和端泄量。这是因为当 k 小于1时, 沟槽轴向方向边长 s_2 较大, 在相同的周向承载区域内可使更多的动压流体同时流进沟槽和轴衬区域, 提高了整体的流体动压效果, 而且更大的轴衬边长会使沟槽更容易储存润滑油, 减小了润滑油的端泄量。此外, 当 k 小于1时, 各性能参数没有波动, 故在此条件下亦存在一个最优的长宽比。如文中当

$k, \omega: 1:3$ 时, 轴承的承载力最大, 摩擦因数最小, 摩擦力和端游量相对较小。

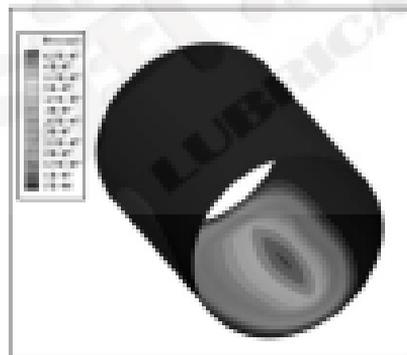
4 复合型轴颈性能对比分析

为了说明沟槽-织构复合型滚动轴承的性能优势, 对比了在相同条件下方形织构型和沟槽-织构复合型滚动轴承的性能。沟槽相关参数为: 沟槽布置在织构区域上游 ($140^\circ \sim 160^\circ$), 沟槽周向分布角为 30° , 沟槽深度为 $20 \mu\text{m}$, 沟槽长宽比 $k, \omega: 1:3$ 。

如图 9 (a)、(b) 所示分别为方形织构滚动轴承和沟槽-织构复合型滚动轴承的油膜压力分布云图, 图 10 示出了 2 种结构轴承在 $y=0.5R$ 处的下轴瓦周向压力分布曲线, 可以看出增加沟槽后轴承的最大油膜压力位置右移, 最大油膜压力明显增大, 油膜压力分布形式也有所改变。



(a) 方形织构滚动轴承



(b) 沟槽-织构复合型滚动轴承

图 9 轴承油膜压力云图 (P/Pa)

Fig. 9 Nephogram of bearing oil film pressure (P/Pa) (a) journal bearing with square texture; (b) journal bearing with groove-texture composite structure

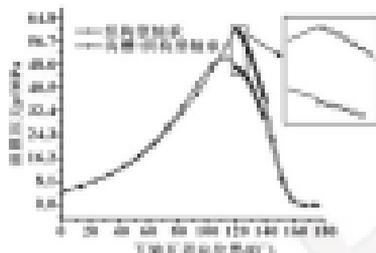


图 10 滚动轴承下轴瓦周向压力分布 ($y=0.5R$)

Fig. 10 The circumferential pressure distribution of the lower bearing pads ($y=0.5R$)

织构型滚动轴承与沟槽-织构复合型滚动轴承的性能参数对比如表 3 所示, 可以看出沟槽-织构复合型结构可以明显提高轴承的承载力, 并使摩擦力、摩擦因数和端游量在织构型轴承的基础上更进一步降低。

表 3 滚动轴承性能对比

Table 3 Comparison of the performance of journal bearings with different texture

性能	承载力 F_c/N	摩擦力 F_f/N	摩擦因数 $f(\%)$	端游量 Δ $(10^{-3} \mu\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
织构型轴承	14.97	715.1	4.8	9.598
复合型轴承	19.81	598.9	3.0	9.276
任意交叉比	8.69	76.99	7.79	79.99

5 结论

(1) 在织构型滚动轴承的基础上增加沟槽可以改变油膜压力分布, 提高油膜的最大压力, 使织构型滚动轴承的承载力得到有效改善, 同时降低了轴承摩擦力和端游量。

(2) 沟槽布置在织构区域上游时, 沟槽主要起到了增压轴承作用, 流经沟槽的油液再次流经织构区域, 会产生二次增压效应, 使得油膜的压力得到较大提高, 改善了织构型轴承的承载能力; 而沟槽布置在织构区域中部、下游时, 沟槽主要起到降油器的作用, 有利于减小织构型轴承的摩擦力。

(3) 在沟槽布置在织构上游区域的条件, 沟槽轴向达长大于周向达长时对提高轴承性能较为有利。在文中计算范围内, 沟槽周向分布角度在 30° 左右有利于提高轴承的综合性能。

(4) 对于给定的织构尺寸, 沟槽深度、长宽比及周向分布角度等对轴承性能影响规律较为复杂, 存在相对的最优值使得轴承综合性能得以有效提升, 今后可通过沟槽织构复合型轴承结构参数的优化设计进

一步提高轴滚的综合性能。

参考文献

- [1] MA C H, 2011. An optimum design model for treated surface with elliptical-shape dimples under hydrodynamic lubrication [J]. *Tribology International*, 2011, 44, 987-995.
- [2] PAPADOPULOS C I, NIKOLAPOPOULOS P C, KARIDON L. Evolutionary optimization of micro-throat bearings with periodic parallel isosceles surface texturing [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133, 021001-1-10.
- [3] KAMAYANI E, SHIBUYAMA A. Optimization of partially treated parallel-throat bearings with square-shaped micro-dimples [J]. *Tribology Transactions*, 2007, 50(3), 403-408.
- [4] 苏华, 周化. 轴滚的制造特性及滚印轴承应用研究 [M]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [5] TULLIGHER N, PILLAY W, MANFROTTO F. Effect of treated area on the performance of hydrodynamic journal bearing [J]. *Tribology International*, 2011, 44, 211-219.
- [6] 尹明波, 葛国定, 高万成, 等. 1 种轴滚的制造对滚动轴承性能的影响 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(1), 159-162.
- [7] YIN W H, CHEN C D, GAO W C, et al. Effects of three types of surface texture on the performance of journal bearing [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2004, 36(1), 159-162.
- [8] 于海武, 王斌. 轴滚表面微结构对表面粗糙度及润滑性能的影响 [J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(2), 209-213.
- [9] YU H W, WANG X L. Theoretical analysis on hydrodynamic lubrication of cylinder micro-dimple surface texture [J]. *Nanjing*

- University of Aeronautics & Astronautics*, 2010, 42(2), 209-213.
- [10] KANEKO H, MIYAMA H K, FURUKI Y K. Comparative analysis of treatment and generated hydrodynamic [journal bearing] [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2014, 228(1), 82-93.
- [11] YU H W, WANG X L, ZHONG F. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between confined contacting surfaces [J]. *Tribology Letters*, 2011, 37, 123-130.
- [12] 高建全, 苏华. 表面微结构及其对摩擦学性能的影响 [J]. 摩擦与润滑, 2009, 30(2), 94-97.
- [13] GU J Q, 2011. H. Surface texture and its influence on tribological properties [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(2), 94-97.
- [14] WANG X L. Optimization of the surface texture for ultra-thin fluid sliding in water [J]. *Applied Surface Science*, 2008, 253, 1267-1286.
- [15] KISHIO T, HALPERIN C, HILGEMANN Y, et al. Experimental investigation of laser surface treated parallel-throat bearings [J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(2), 269-280.
- [16] HILGEMANN Y, ALKHEEMAN Y. A laser surface treated journal bearing [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124, 699-702.1-9.
- [17] GUILLAUD N, GUZYATSKOV S, KRYVANTSEV M. Computational fluid dynamic analysis of a journal bearing with surface texturing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2004, 222(2), 97-102.

堡盟集团发布智能轴承传感器，可取代复杂激光测量系统

在生产检测过程中，检测位置、物体高度或倾斜角度的测量都是非常重要的任务。凭借创新型 ProScan 3D 系列传感器，堡盟提供了一种非常简便的高性价比解决方案，可取代复杂的激光测量系统。

这种智能型检测传感器采用无线激光测量原理，出厂前已进行预配置，可以轻松完成复杂的测量任务。而且物体检测不受物体颜色、形状和表面质量的影响。相较于常见的安装方式，ProScan 传感器能以倾斜达 60° 的角度任意安装，且无需反光板。这样，即便在狭小的空间内，也能实现精准安装。

ProScan 3D 系列产品在工业应用中的使用非常广泛。例如，在选别过程的在线质量检测中，ProScan 3D 可高效检测材料厚度。即便在快速输送过程中，该传感器也能全自动、可靠地完成与光电测影之间的对比。这样就可以立即检测出不符合规格的原材料并将其剔除，从而避免昂贵的返工甚至后期的缺陷产品更换。直接效率提升从而有效确保原材料在进一步加工时减少生产停顿，并防止对加工工具造成损坏。

凭借特殊的算法，ProScan 3D 还可以精确测量由橡胶等透明或半透明材料制成或涂有黑色表面，因而成为检测工业领域的理想检测设备。例如，黑色的钢制橡胶带的厚度检测便是 ProScan 3D 的应用领域之一。无需任何复杂的编程，ProScan 3D 就能实现高精度测量，并立即评估测量结果，从而将产品迅速送入后续加工环节。

堡盟集团是国际领先的工厂自动化和过程自动化生产厂家之一。目前堡盟集团的足迹已遍布全球 20 个国家并拥有 38 家分公司。堡盟集团的产品业务主要涉及传感器、运动控制、视觉技术、过程仪表和物联网系统。其丰富的产品线覆盖在各个行业并使客户受益于堡盟所提供的完整咨询和可靠服务的国际平台。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.07.008

不同润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦学性能研究*

范磊 贾晓理 陈华辉 马向东 陈庆 雷延栋
(中国矿业大学(北京)材料科学与工程系 北京 100083)

摘要: 多孔尖晶石具有化学稳定性好、耐磨、耐腐蚀、热膨胀系数小、热导性良好的优点,利用溶胶凝胶法制备在不同润滑条件下对多孔结构陶瓷尖晶石的摩擦学性能进行测试,并用扫描电子显微镜及能谱仪对其表面形貌进行观察。结果表明: $MgAl_2O_4$ 陶瓷溶胶制备条件下的陶瓷制成为微性润湿和亲油溶胶;多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷在与氧化铝球对摩过程中发生了元素迁移;多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的孔隙结构可以储存润滑油,在摩擦过程中起到自润滑作用;与干摩擦相比,聚 α -烯烃(PAO油)润滑剂含有碳纳米管的聚 α -烯烃(PAO+CNT)润滑剂的加入可以有效起到减磨作用,特别是润滑剂分为PAO+CNT首次润滑时,减磨效果更为明显,平均摩擦系数由干摩擦时的0.68下降至0.124,下降幅度达81.8%。

关键词: $MgAl_2O_4$ 陶瓷; 多孔结构; 润滑; 摩擦系数

中图分类号: TB123; TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0150(2017)07-0008-06

Study on Tribological Properties of Porous $MgAl_2O_4$ Ceramics under Different Lubrication Conditions

FAN Lei JIA Xiaoli CHEN Huahui MA Xiangdong CHEN Qing LEI Yandong

(Department of Material Science and Engineering, China University of Mining and Technology (Beijing), Beijing 100083, China)

Abstract: Spinel has good chemical stability, wear resistance, corrosion resistance, low thermal expansion coefficient, good insulation properties. The tribological performance of the porous structure of the spinel was tested under different lubrication conditions with the micro wear test machine, and the wear surface was observed by scanning electron microscope and energy spectrometer. The results show that the micro wear mechanism of $MgAl_2O_4$ ceramic is mainly brittle spalling and adhesive wear, there is element migration in sliding process between porous $MgAl_2O_4$ ceramics and Si_3N_4 ball. The pore structure of $MgAl_2O_4$ ceramic can play a role in storing lubricant, so that porous $MgAl_2O_4$ ceramic has the self-lubricating function in the process of friction and wear. Comparison with dry friction, the friction coefficient can be effectively reduced by the lubricants of poly alpha olefin (PAO oil) and the PAO oil containing carbon nanotubes poly alpha olefin (PAO+CNT). The friction reducing effect is more obvious by PAO+CNT lubricant, the average friction coefficient is decreased to 0.124 from 0.686 in dry friction, and the falling proportion reaches 81.8%.

Keywords: spinel ceramic; porous structure; lubrication; friction coefficient

多孔尖晶石 ($MgAl_2O_4$) 目前主要用于耐火材料、耐磨材料、精细陶瓷及涂料工业,近年来逐渐拓展到光性能材料、催化劑及其载体材料等高新技术领域^[1]。 $MgAl_2O_4$ 是一种无色透明的晶体,其单晶常呈八面体形,晶带宽度为 2.6×10^{-2} °, 密度为 3.58

g/cm^3 , 熔点为 2135 °C, 莫氏硬度为 8.0 。它是一种化学稳定性好、耐磨、耐腐蚀、热膨胀系数小、热导性良好的晶体材料^[2-4], 且同时具有良好的力学性能、热稳定性以及机械性能等,其物理性质介于 Al_2O_3 和 MgO 晶体的物理性质之间^[5]。随着结构陶瓷韧性的提高,其在汽车工业、化学工业、高温切削刀具和航空航天等领域得到越来越多的应用,而随技术发展的,对陶瓷摩擦副性能的要求日益提高^[6]。

本文件者在原材料中加入适量水玻璃黏结剂,利用溶胶凝胶的方法,制备了多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷,并考

* 基金项目: 中央高校基本科研业务专项资助项目(2015YQ09); 大学生创新创业训练计划项目(C20160009)。

收稿日期: 2016-09-27

作者简介: 范磊(1985—),男,博士研究生,工程师,研究方向为摩擦学原理及先进耐磨材料研究。E-mail: fanlei@cumt.edu.cn

其在不同条件下的摩擦学性能进行了研究, 包括干摩擦、聚 α -烯烃 (PAO 油) 润滑及含有硼纳米管聚 α -烯烃 (PAO+CNT) 润滑等条件, 并对孔洞结构对润滑介质效率进行了评价, 探讨了 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨损机制以及在不同润滑介质下的摩擦学特点。

1 实验部分

将多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷样品测试表面用 $1\ 200^\circ$ 金刚石磨盘抛光, 用 KQ-1000K 型数控超声波清洗机清洗 30 min, 清洗介质为无水乙醇, 置于干燥箱烘干 2 h。

利用 WDW-1E 可控气氛纳米摩擦磨损试验机对样品分别在干摩擦、PAO 油润滑、PAO+CNT 润滑条件下进行测试, 实验载荷为 7 N, 回转半径为 2 mm, 球磨副为直径 5 mm 氮化硅 (Si_3N_4) 球, 磨削时间为 30 min, 每组试样测试 3 次, 实验结果取平均值, 实验过程中收集干摩擦条件下磨屑。

用 KQ-1000K 型数控超声波清洗机对 PAO 油润滑、PAO+CNT 润滑条件下的实验试样清洗 15 min, 清洗介质为无水乙醇, 清洗结束后置于干燥箱中烘

干 1 h。

在日本 HITACHI S-3000S 型扫描电子显微镜下观察磨痕及磨屑。

2 结果与讨论

2.1 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦学性能

干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨损形貌如图 1 所示, 从图 1 (a) 中可以看出, 在微磨过程中, 磨痕表面直径较大的孔洞被磨屑充填, 较小的孔洞被磨屑层覆盖, 磨性剥落的磨屑一部分被磨环应力区基体摩擦区域, 堆积在磨痕边缘, 一部分堆积在多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的孔隙之中, 图 1 (b) 为放大的图片, 可以看出, 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨损机制为磨性剥落和基体磨削, 在磨环应力的作用下, 剥落层逐渐被研磨球碾碎成磨屑, 或达到脱离基体的临界应力值从基体表面脱离下来, 在干摩擦副磨环应力作用下, 磨屑层表面出现塑性变形, 形成了一系列塑性摩擦痕, 如图 1 (c)、(d) 所示。

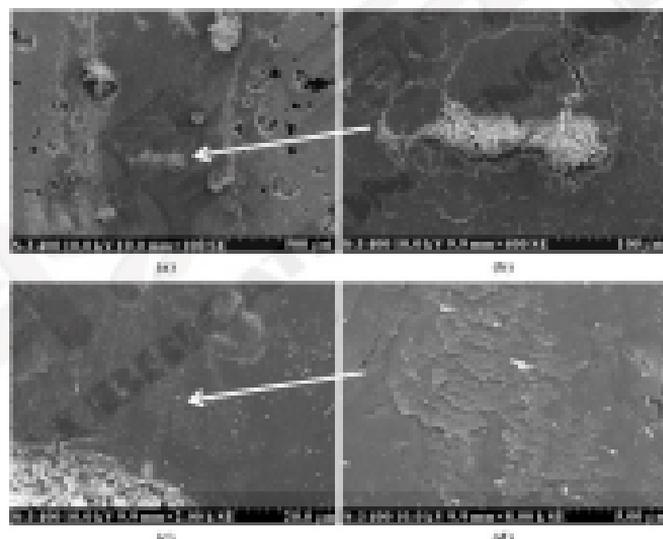


图 1 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷磨损形貌

Fig. 1 Wear morphology of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under dry friction condition

对多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦表面磨屑层进行能谱分析, 如图 2 所示, 通过测定, 元素组成比例如表 1 所示, 除了 Mg 、 Al 、 O 等 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的主要元素外,

还存在 Si 元素, 说明 $MgAl_2O_4$ 陶瓷与 Si_3N_4 磨球摩擦过程中, 均发生剥离, Si 元素在摩擦过程中从磨球转移到多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷表面。

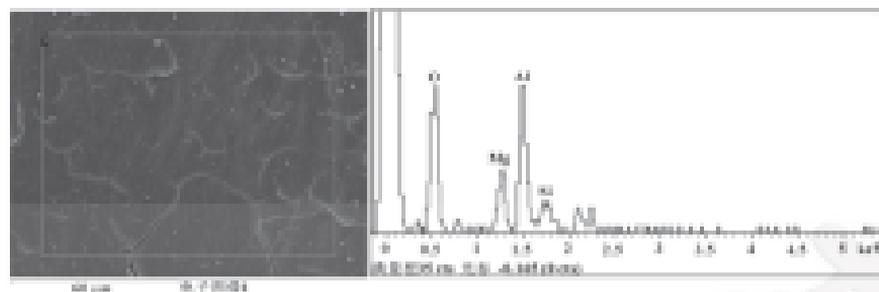


图2 黏层表面成分分析图谱

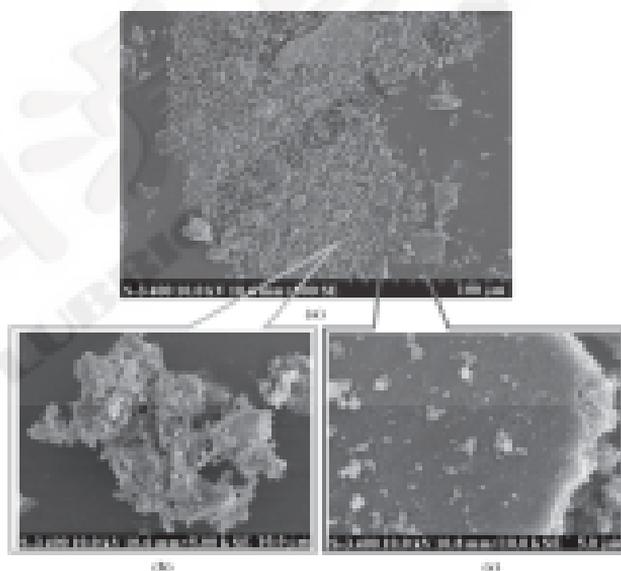
Fig. 2 Composition analysis of adhesion layer surface

表1 黏层表面元素组成比例

Table 1 The proportion of the surface elements of the adhesion layer

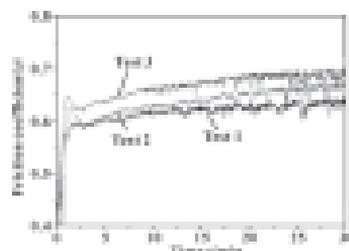
元素	质量分数 $w/\%$	原子分数 $a/\%$
O K	48.41	60.94
Mg K	12.01	10.26
Al K	33.32	24.77
Si K	3.67	4.02
总计	100.00	

对于干燥条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷与 $K_2Si_2O_7$ 球对摩擦形成的磨屑进行观察,如图3所示,可以看到,磨屑尺寸跨度较大,既有小于 $1\ \mu\text{m}$ 的颗粒状磨屑,也有达到 $60\text{--}70\ \mu\text{m}$ 的片状磨屑,小尺寸颗粒状磨屑由于比表面积大,发生了团聚现象,如图3(b)所示。通过观察大尺寸片状磨屑表面,如图3(c)所示,磨屑表面存在塑性变形层叠层,这进一步证明了多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨蚀是脆性剥落和黏着磨蚀共同作用的结果。

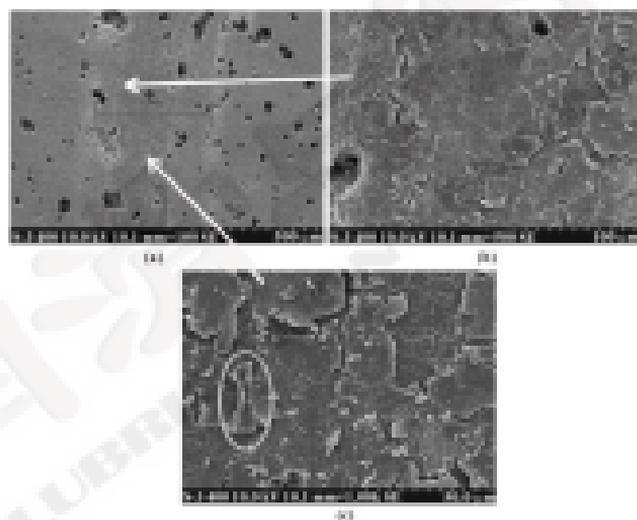
图3 干燥条件下 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨屑Fig. 3 Wear debris of $MgAl_2O_4$ ceramic under dry sliding

对多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷干燥摩擦条件下的微磨损过程

中等磨蚀率的测定结果如图4所示。

图4 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线Fig. 4 Friction coefficient curves of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under dry sliding

由图4可以看出,在稳定摩擦时期(5~30 min),摩擦系数波动较为剧烈,波动范围为0.579~0.704,通过计算,干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的平均摩擦系数为0.666。YANG等^[1]的研究表明:

图5 PAO油润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷磨损形貌Fig. 5 Wear morphology of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under PAO oil lubrication

对PAO油润滑条件下的多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数进行测试,如图6所示,多次测试的摩擦系数和干摩擦条件相比,摩擦系数曲线相对平滑,波动不明显,经对数据进行统计(统计方法同干摩擦条件),摩擦系数波动范围为0.465~0.475;通过计算,PAO油润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的平均摩擦系数为0.457,与干摩擦相比,下降幅度达到28.2%。PAO油的存在,使得摩擦副间形成一层油

膜,减少了材料表面微凸体与对磨球的直接接触以及接触点的接触强度,从而起到减磨作用;此外,试样存在的大量孔隙也起到储油的作用。

2.2 PAO油润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦学性能

对PAO油润滑条件下进行微磨测的多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷进行观察,如图5所示,和干摩擦条件的试样相比,陶瓷表面磨损层开裂较为剧烈,原因在于PAO油流动性好,在试样和对磨副进行摩擦时,循环应力将其基体附着层之间的键能中,介入了 $MgAl_2O_4$ 陶瓷基体和表面附着层之间,从而使附着层边缘翘起,当循环应力使附着层达到脱离基体的临界应力时,使从基体表面脱落。从图5(a)可以看出,有些片状磨屑发生了卷曲,说明附着层的韧性比较好,多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷PAO油润滑的磨削机制除磨削作用外,附着磨削也起到很重要的作用。

减少了材料表面微凸体与对磨球的直接接触以及接触点的接触强度,从而起到减磨作用;此外,试样存在的大量孔隙也起到储油的作用。当对摩擦副过孔面上方时,可以将PAO油从孔隙中挤出,对摩擦副进行润滑;另外,摩擦副过程中形成的磨屑掉入孔隙时,也会将其中的PAO油挤出,对摩擦副进行润滑。可见,多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷经过一次储油,可以在之后的摩擦过程中起到自润滑作用。

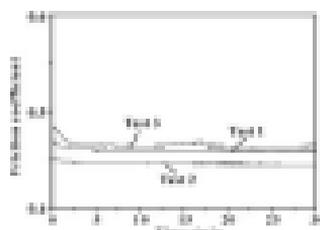


图6 PAO润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线

Fig. 6 Friction coefficient curves of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under PAO lubrication

2.3 PAO+CNT润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线

将PAO+CNT润滑油涂布在多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷表面,然后置于无水乙醇中超声清洗15 min后,其摩擦区域形貌如图7所示,其中图7(a)为涂布PAO+CNT并清洗后基体图像,图7(b)为陶瓷表面孔隙图像,从图7(a)可以看出,清洗过后,PAO油被洗掉,大量CNT大量地附着在基体表面,从图7(b)可以看出,孔隙中充填着大量的碳纳米管。

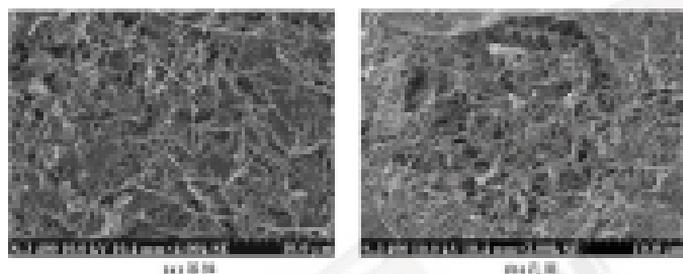


图7 $MgAl_2O_4$ 陶瓷表面CNT形貌图

Fig. 7 Morphology of $MgAl_2O_4$ ceramic surface with CNT

对PAO+CNT润滑条件下进行微磨削的孔隙 $MgAl_2O_4$ 陶瓷进行观察,如图8所示。

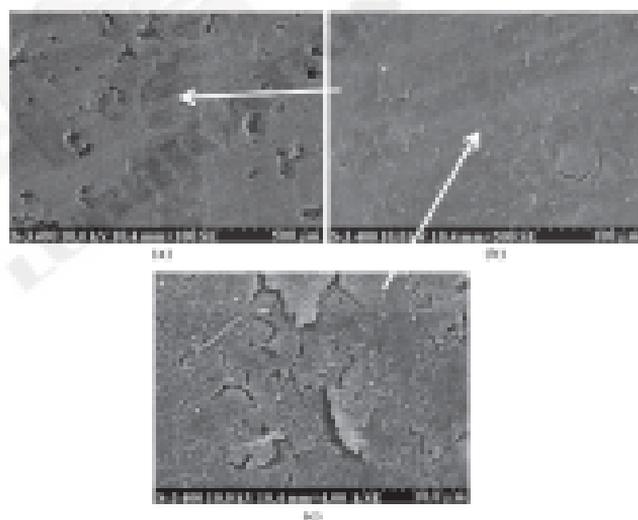


图8 PAO+CNT润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷微磨削形貌

Fig. 8 Micro morphology of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under PAO+CNT lubrication

由图 8 可以看出, 摩擦表面形成了黏着层, 在黏着层上附着有 CNT, 表面黏着层边缘有翘曲, 这是由于在磨削过程中, PAO+CNT 膏状润滑剂在摩擦应力作用下被挤压至黏着层间的缝隙, 位于基体与表面黏着层之间, 从而使得表面黏着层边缘翘曲。由于 PAO+CNT 为膏状, 流动性不如 PAO 油, 使黏着层脱离基体的强度不如 PAO 油, 所以其表面黏着层脱离状态介于干摩擦和 PAO 油润滑 2 种摩擦条件之间。

对 PAO+CNT 润滑条件下的多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线进行测试, 如图 9 所示, 多次测试的摩擦系数和干摩擦条件相比相对平滑, 摩擦系数曲线波动不明显, 经对数据还进行统计(统计方法同干摩擦条件), 摩擦系数波动范围为 0.108~0.125; 通过计算, PAO+CNT 润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的平均摩擦系数为 0.124, 与干摩擦相比, 下降幅度达到 88.8%, PAO 油的存在, 使得摩擦时间形成一层油膜, 起到减磨作用, CNT 分散于 PAO 油膜中, 还进一步起到了减磨作用。此外, 试样存在的大量孔隙也起到储存 PAO+CNT 润滑剂的作用, 当对摩擦面过孔隙上方时, 可以将 PAO+CNT 膏状润滑剂从孔隙中带出, 对摩擦面进行润滑; 另外, 摩擦过程中形成的磨屑进入孔隙时, 也会将其中的 PAO+CNT 膏状润滑剂挤出, 对摩擦面进行润滑。可见, 多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷经过一次储存在 PAO+CNT 润滑剂, 可以在之后的摩擦过程中起到自润滑作用, 其效果优于 PAO 油单独润滑。

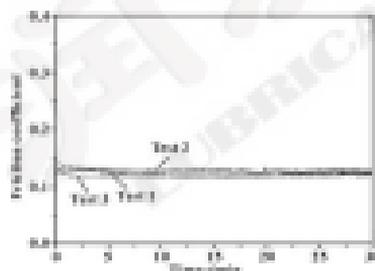


图 9 PAO+CNT 润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线

Fig. 9 Friction coefficient curves of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under PAO+CNT lubrication

3 结论

(1) 对多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷进行微磨削实验, 分析出其磨削机制为塑性磨削和黏着磨削的共同作用。

(2) 在磨削表面黏着层上检测到 Si 元素, 证明多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷在与氮化硅 (Si_3N_4) 球磨过程中发生了元素迁移。

(3) 多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的孔隙结构可以起到储存润滑剂介质的作用, 当对摩擦面过孔隙上部, 可以将润滑剂介质带到基体表面, 从而起到润滑作用; 而当润滑剂减磨作用减弱, 形成的磨屑掉入孔隙中, 将润滑剂介质挤出, 从而形成新的润滑膜, 起到减磨作用。多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷一次存储润滑剂介质, 可以在摩擦磨削过程中起到自润滑作用。

(4) 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷与氮化硅 (Si_3N_4) 球磨时的平均摩擦系数为 0.646, PAO 油可以起到有效的减磨作用, 其润滑下的平均摩擦系数下降至 0.457; 当润滑剂为 PAO+CNT 膏状润滑剂时, 减磨效果更为明显, 平均摩擦系数下降至 0.124, 与干摩擦相比, 下降幅度达到 88.8%。

参考文献

- [1] 王喜凤, 王慧慧, 冯丁, 等. 多孔氧化铝基材料性能、制备与应用趋势[J]. 粉末冶金技术, 2009, 27(3): 222-224.
- [2] BERTHOMIEU, PIERRE D D H, JOSEPH D, et al. Temperature dependence of the electronic structure of oxides (MgO , $MgAl_2O_4$, and Al_2O_3)[J]. *Physica Scripta*, 1990, 43(4): 337-351.
- [3] 张忠宁. $MgAl_2O_4$ 陶瓷材料的制备研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2006, 6*9.
- [4] HOSONO H M. Structural, electronic and optical properties of spinel $MgAl_2O_4$ oxide [J]. *Physica Status Solidi B*, 2008, 245(12): 2800-2807.
- [5] YOSHIMIZU K M, YUKIMURA K. Optically stimulated luminescence structure of magnesium aluminate ($MgAl_2O_4$) spinel[J]. *Radiation Measurements*, 2006, 41: 167-169.
- [6] DEGENS H, ALBRECHT H J. A review on the synthesis and microstructure development of transparent spinel ($MgAl_2O_4$)[J]. *Journal of the American Ceramic Society*, 2009, 92(7): 1472-1480.
- [7] FRIEDT H, TRAMER C M. Automobile engine inlet-valve approaching the surface [J]. *NASA*, 2000, 341, 093-200.
- [8] YANG J Q, LIU Y, XU X Y, et al. Microstructure and tribological characteristics of sintered layer on 2013 steel in air and vacuum [J]. *Surface & Coating Technology*, 2009, 200, 708-712.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.07.006

机械密封的黏滑分析^{*}

任珊珊[†] 张鹏鹏[†] 赵伟刚[†] 庄宙国[†] 董光雄[†]

(1. 西安交通大学现代设计技术与轴承系统教育部重点实验室 陕西西安 710049;
2. 西北工业大学 陕西西安 710072)

摘要: 机械密封的黏滑与摩擦引起的黏滑有关, 以相对运动环为摩擦副进行摩擦性能试验, 通过分析摩擦因数曲线的变化趋势以及两摩擦副的磨损形貌, 揭示在动环与静环相对运动的过程中发生了黏滑现象。考虑动环刚度, 构建相对运动黏滑模型, 通过仿真分析黏滑对相对速度曲线的影响以及启动时期的黏滑磨损机制。结果表明, 动环在摩擦副的启动初期导致黏滑, 动环的最大转速在启动过程中达到相对瞬态速度的2倍; 黏滑在启动后启动阶段并没有发生, 仅在速度波动阶段出现。而在速度恢复稳定上升阶段, 黏滑现象消失; 黏滑最终造成密封副表面严重的黏滑磨损。

关键词: 机械密封; 黏滑现象; 黏滑磨损

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6595(2017) 07-006-05

Stick-slip Analysis of Mechanical Seal

REN Shanshan[†] ZHANG Pengpeng[†] ZHAO Weigang[†] ZHUANG Zouguo[†] DONG Guangxiong[†]

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China; 2. Northwestern Polytechnical University, Xi'an Shaanxi 710072, China)

Abstract: The wear of mechanical seal is related with vibration caused by stick-slip. The friction and wear test was carried out with the static and dynamic rings of mechanical seal as the friction pairs. By analyzing the changing trend of friction coefficient and the wear surface morphology of the static and dynamic rings, it was proposed that the stick-slip vibration occurs during the relative motion between the static ring and the dynamic ring. Considering the stiffness of the dynamic ring, the stick-slip model of mechanical seal was established. The effect of stick-slip motion on surface morphology and the stick-slip wear mechanism of seal pairs were illustrated through the simulation analysis. The results show that the rotating of dynamic ring under the friction torque leads to stick-slip. The maximum speed of dynamic ring reaches twice high as the speed of static. Stick-slip does not occur in the quick start stage, and it just happens when the speed fluctuates. When the ring speed rises stably, the stick-slip phenomenon disappears. The stick-slip causes severe adhesive wear of the seal surface finally.

Keywords: mechanical seal; stick-slip vibration; adhesive wear

机械密封^[1]的动质动环与静环, 在工作过程中因磨擦会导致产生严重的磨损, 而发生磨擦的机制之一与摩擦引起的黏滑有关。黏滑现象^[2]普遍存在于具有相对运动的接触副中, 涉及很多领域, 如快速车辆的轮轨接触界面上的黏滑运动^[3], 机车制动中的黏滑运动^[4], 轴承中轴颈的黏滑运动^[5]等。许多学者就机械接触的黏滑运动问题做了分析, 但是较少关于密封方面的黏滑研究。BOWEN^[6]和 TARDIF^[7]分析了静摩擦因数(μ_s)和动摩擦因数(μ_d)在 $\mu_s > \mu_d$ 情况下

大型泵系统的黏滑现象, 指出黏滑运动的幅值 $\Delta\omega$ 只与 μ_s/μ_d 成比例。BROCKLEY等^[8]通过假设 μ_s 是界面相对速度 v 的线性函数, 而 μ_d 是随时间的指数函数, 建立了 $\Delta\omega$ 的估计方程, 并分析了 $\Delta\omega$ 趋于0的条件。VAN DE VELDRE和DE BAETS^[9]通过实验提出了一个由减速运动引起黏滑运动的数学模型, 此模型中动摩擦因数是关于相对速度的线性关系的分段函数, 静摩擦力是随时间的函数, 通过量纲一化, 减少了影响参数的个数, 并分析了各个参数对黏滑运动的影响。SALAMON^[10]通过实验得出黏滑运动中位移、速度、加速度随时间的变化曲线图, 同时将动摩擦因数随相对速度变化的示意图。黏滑发生的原因通常被认为是由于静摩擦因数大于动摩擦因数, 摩擦力周期性变化是黏滑的激励源, 引起摩擦力变化的原

* 基金项目: 国家自然科学基金(215030111)。

收稿日期: 2016-09-20

作者简介: 任珊珊(1982—), 女, 硕士研究生, 研究方向为润滑理论、机械密封摩擦理论等。E-mail: ren992112@163.com
通信作者: 董光雄

因素很多,但摩擦因数随相对速度变化是最重要的原因之一。

本文作者通过密封动静环的摩擦磨损试验,分析摩擦因数曲线的变化趋势以及机械密封的摩擦磨损,提出在动环与静环相对运动的过程中发生了黏滞滑动,并经过简化建立动力学模型,得出的仿真分析结果符合实际现象。

1 密封副的摩擦试验

试验采用 UMT-2 试验机的旋转模块,通过转盘实验研究密封副的摩擦现象,其工作原理如下:上试样(静环)用夹具夹住并与传感器相连,下试样(动环)固定在工作台上。试验开始时,上试样保持静止,下试样高速旋转,保证试验 μ 值与实际 μ 值相同。

其中动环材料为 45 钢,静环材料为刚玉瓷,动环的几何参数如表 1 所示。

表 1 动环的几何参数

Table 1 The geometrical parameters of ring

材料	45 钢
内径 d_1/mm	52
外径 d_2/mm	64
长度 l/mm	9
密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7 850
弹性模量 E/Pa	206.2
泊松比 ν	0.3

2 密封副的黏滞模型

动静环在相对运动过程中,如图 1 所示,动环在动力矩矩的作用下角速度运动,此时作用在动环上的扭矩保持恒定。在摩擦扭矩的作用下,动环开始发生变形,当摩擦扭矩达到一定值时,动环发生黏滞;进入黏滞期后,动环上的扭矩开始不断增加,直到加在动环上的扭矩足够大,能够克服最大摩擦扭矩,动环再次开始运动,直至再次发生黏滞,以后摩擦副将重复上述运动,直到动环与静环不再发生黏滞。



图 1 动密封副接触示意图

Fig. 1 The schematic diagram of seal contact

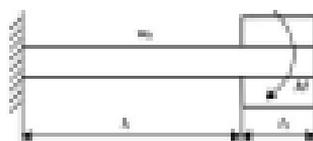


图 2 动环黏滞滑动的力学模型

Fig. 2 The sliding friction mechanical model of ring and ring

图 2 所示为动环黏滞滑动的力学模型,系统处于黏滞状态时,动环在摩擦扭矩的作用下受扭,动环的运动方程可以写成如下形式^[1]:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + k\theta = k\alpha_0 J - M \quad (1)$$

式中: θ 为转角。

动环受到的摩擦扭矩可以表示为

$$\begin{cases} M = M_0 & 0 \leq x < l_1 \\ M = M_0 + \Delta\mu NR & l_1 \leq x < l \end{cases} \quad (2)$$

式中: M_0 是稳定工作时的恒定摩擦扭矩,与黏滞滑动中的滑动摩擦力有关; $\Delta\mu NR$ 是比滑动摩擦扭矩多出的那部分扭矩。

假设从开始黏滞动环开始运动的初始时刻为 $t=0$, 则此时动环的转动角等于最大摩擦扭矩,因此,动环运动的初始条件为

$$\begin{cases} \theta|_{t=0} = -\frac{(M_0 + \Delta\mu NR)}{k} & 0 \leq x < l_1 \\ \frac{d\theta}{dt}|_{t=0} = 0 & l_1 \leq x < l \end{cases} \quad (3)$$

满足上述初始条件的方程 (1) 的一个解为

$$\theta(x) = \frac{\Delta\mu NR}{k\omega\omega_0} \sin(\omega_0 t - \varphi) + \alpha_0 J - \frac{M_0}{k} \quad (4)$$

动环转速可以表示为

$$\frac{d\theta}{dt} = \begin{cases} \frac{\Delta\mu NR}{k\omega\omega_0} \omega_0 \cos(\omega_0 t - \varphi) + \omega_0 & 0 \leq x < l_1 \\ 0 & l_1 \leq x < l \end{cases} \quad (5)$$

动环从运动、黏滞型再次发生运动的时间就是黏滞运动的周期 T , T 取决于转动扭矩再次达到最大摩擦扭矩的时间,当动环再次运动时有:

$$k\alpha_0 J - k\theta - (M_0 + \Delta\mu NR) = 0 \quad (6)$$

由此得到黏滞的驱动周期为

$$T = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\omega_0} + \frac{1}{\omega_{\text{static}}} \right) \omega_0 \quad (7)$$

作用在动环上的扭矩可以表示为

$$M(x) = \begin{cases} M_0 & 0 \leq x < l_1 \\ M_0 + \Delta\mu NR \frac{2x - l_1}{l - l_1} & l_1 \leq x < l \end{cases} \quad (8)$$

3 结果与讨论

3.1 启动阶段分析

图 1 为启动阶段测得的动摩擦系数随时间的变化关系如图 3 所示。

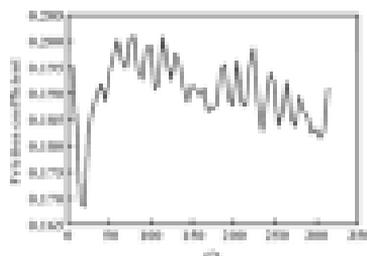


图 3 $p=2.5\text{ MPa}$ 、 $v=1000\text{ r/min}$ 下摩擦系数随时间的变化关系

Fig. 3 The friction coefficient changes over time under the p of 2.5 MPa 、 $v=1000\text{ r/min}$

从图 3 可以看出, 摩擦系数随着时间的变化呈现出高低交替变化的现象, 这与引起黏着滑动的摩擦系数变化情况比较相似^[11]。

3.2 急停分析

3.2.1 快速急停阶段

快速启动阶段动环速度随时间的变化, 如图 4 所示。

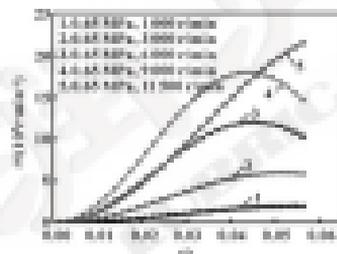


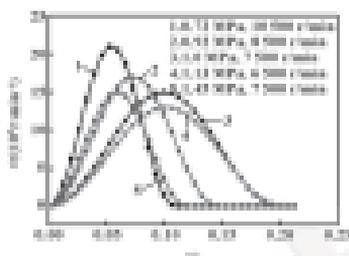
图 4 快速启动阶段动环速度随时间的变化

Fig. 4 The ring speed changes over time in the quick launch stage

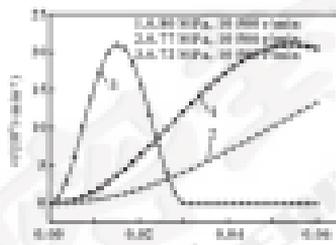
从图 4 中可以看出, 在同一介质压力下迅速启动, 动环始终在一定的速度下运行, 并没有发生黏滑, 即没有发生黏着现象。

3.2.2 速度不稳定阶段

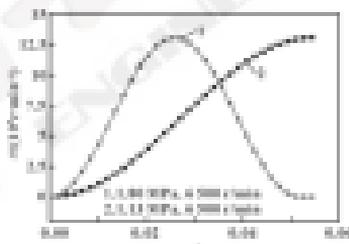
速度不稳定阶段不同介质压力下转速随时间的变化, 如图 5 所示。



(a) 1000 r/min 下不同介质压力下动环转速的变化



(b) 3000 r/min 下不同介质压力下动环转速的变化



(c) 6000 r/min 下不同介质压力下动环转速的变化

图 5 速度不稳定阶段不同介质压力下动环转速随时间的变化关系

Fig. 5 The speed of ring and ring changes over time in the unstable stage under different medium pressure

(a) 可以看出, 速度不稳定阶段出现了黏着现象, 说明速度在波动状态下是容易发生黏着的。从图 5 (b)、(c) 可以看出, 同一转速不同介质压力下, 介质压力较小的条件下发生了黏滑, 而介质压力较大的条件下并没有发生黏滑。因为介质压力抵消了一部分接触面上的载荷, 所以介质压力越大接触面所承受的载荷越小, 这一现象也说明了载荷越大,

黏着现象越容易发生。从图 5 (a)、(b)、(c) 可以看出, 同一转速不同介质压力下, 介质压力较小的条件下发生了黏滑, 而介质压力较大的条件下并没有发生黏滑。因为介质压力抵消了一部分接触面上的载荷, 所以介质压力越大接触面所承受的载荷越小, 这一现象也说明了载荷越大,

越容易发生磨损。

3.1.3 速度稳定上升阶段

速度稳定上升阶段动环速度随时间的变化,如图6所示。

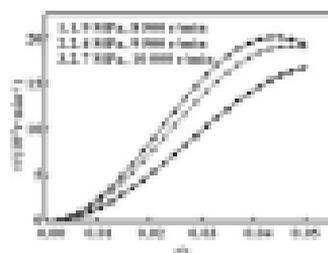


图4 速度稳定上升阶段动环速度随时间的变化

Fig. 4 The speed of rotary sealing ring changes over time in the stable rise stage.

从图6中可以看出,速度稳定上升阶段没有出现故障现象,说明当系统稳定后,故障现象不易产生。

从图4—4所示的动环的速度—时间关系可以看出,动环在运动过程中出现了静止—滑动—再静止—再滑动的现象,这正是摩擦运动的特征现象,在这种情况下,密封面由静止突然转为滑动,将会造成密封表面的柔软材料被较硬的动环材料刮削现象,发生材料转移,最终形成了摩擦副表面典型的摩擦磨损。图7所示的动环的磨损形貌可以清楚地看到由于摩擦磨损下的凹坑。

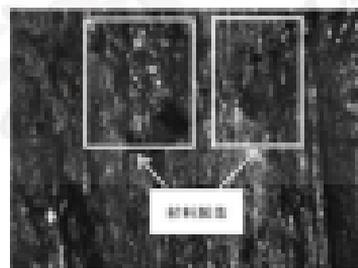


图7 动环的磨损形貌(200x)

Fig. 7 The wear morphology of static ring (100x)

3.1.4 动环的扭矩分析

发生磨损时不同情况下作用在动环上的扭矩随时

间的变化,如图8所示。

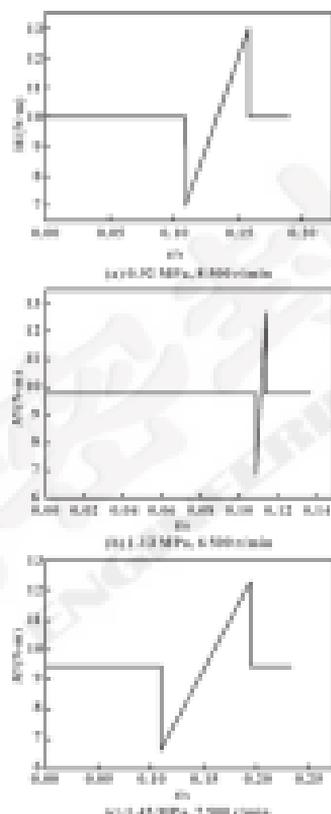


图8 发生磨损时不同条件下动环上的扭矩随时间的变化关系

Fig. 8 The torque on rotary sealing ring changes over time under different pressures during stability.

从图8可以看出,不同压力下发生磨损时作用在动环上的扭矩随时间的变化趋势大体相同,区别仅在于磨损周期、磨损时间以及扭矩峰值的差异。

综合试验结果,对摩擦副的启动过程做以下分析:随着摩擦的增加,密封宽度开始稳定增加,动环在外加扭矩的作用下开始启动,此段时间内作用在动环上的扭矩基本保持恒定。在摩擦扭矩的作用下,动环受到变形,机械弹性势能,进入摩擦副后,动环上的扭矩开始不断增加,直到加在动环上的扭矩足够

大,能够克服最大摩擦扭矩,动环再次开始运动。由于交变反复,使得动环的速度比初始的更高,供又到摩擦时,动环速度达到最大值,动环受摩擦扭矩的作用,速度又逐渐减小,当动力扭矩小于摩擦扭矩时,动环再次发生黏着。以后摩擦副将重复上述运动,直到动环与静环不再发生黏着。

3.2 黏着机制分析

动环与静环正常运行时,二者之间有一层很薄的润滑油膜,处于边界润滑状态(对应图9所示的Stribeck曲线上的I区)。受流体内摩擦的作用,摩擦副间保持稳定的摩擦扭矩 M_0 (对应图10所示的扭矩图中的 AB 段)。在意外冲击的作用下,润滑油变薄,动静环之间的间隙变小,摩擦副数量 Stribeck 曲线向左移动,摩擦副进入混合润滑状态(对应图9所示的Stribeck曲线上的II区),摩擦因数减小,摩擦扭矩随之减小,动环上的动力扭矩也减小(对应图10所示的扭矩图中的 BC 下降段)。在连续的摩擦状态下,部分区域的润滑油变得很薄甚至发生动静环的直接接触;当动环上的动力扭矩降低到最小值 M_0-4M (对应图10所示的扭矩图中的最低点 C)时,动环与静环发生黏着,此时动环开始发生弹性变形。随着润滑油的减薄,摩擦副之间的间隙越来越小,进入边界润滑甚至是干摩擦状态(对应图9所示的Stribeck曲线上的III区);摩擦因数逐渐增大,动环上的摩擦扭矩也不断增大,当动环上的动力扭矩达到摩擦扭矩的最大值 M_0+4M (对应图10所示的扭矩图中的最高点 D)时,动环由黏着转为滑动。此时动环受到的弹性变形达到最大值。动环滑动后,动静环之间留有间隙,此时密封介质进入;由于介质进入的量不大,形成的油膜很微薄,并且存在局部的接触,动静环的运动将继续重复上述过程。

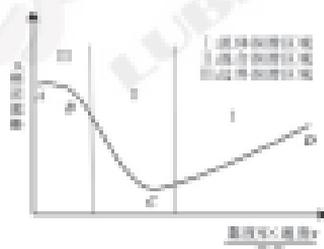


图9 摩擦因数与速度-黏度-载荷间的关系 Stribeck 曲线

Fig 9 The relationship between the friction coefficient and velocity and load

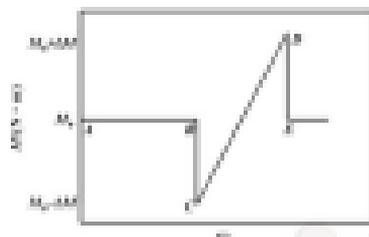


图10 发生黏着时作用在动环上的扭矩随时间的变化关系

Fig 10 The torque on sliding ring changes over time during stick-slip

由上述分析过程可知,黏着发生在 Stribeck 曲线上 BC 段所对应的摩擦因数随厚比减小的边界润滑区域。此时表现为摩擦副间速度的变化呈负斜率,进一步说明了这一过程中存在黏着现象。

4 结论

- (1) 密封副在相对运动过程中,动环在摩擦扭矩的作用下发生扭折,导致黏着。
- (2) 在黏着过程中,动环的最大转速达到转轴转速的两倍。
- (3) 黏着在预提升阶段并没有发生,速度或动阶段才出现了黏着现象。而当该环速度再次稳定上升时,黏着现象又不再产生。
- (4) 黏着造成密封副表面严重的轨道磨损。

参考文献

- [1] 周本华.机械密封实用技术[M].北京:机械工业出版社,2002.
- [2] 蔡奇峰.密封摩擦学原理[M].北京:清华大学出版社,2002.
- [3] 任文忠,王定军,周天明.车海洋石油水下管壳腐蚀及发展的趋势[J].石油机械,2008,36(9):131-133.
- [4] 高旭东,刘胜利,袁智平.车-轴于不同摩擦副对应的盘式制动器的摩擦特性研究[J].润滑与密封,2008,33(1):39-41.
- [5] NAI S D, LI Z H, YUAN Z J. et al. The study on the stick-slip characteristics based on friction pair of disc brake[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1):39-41.
- [6] 黄宇斌,曹华.利用数值机理分析的汽车圆盘制动摩擦副[J].现代制造工程,2009(1):26-28.
- [7] 吕会军.密封副轴衬套磨蚀动力学研究[J].西南石油大学学报(自然科学版),2004,26(4):150-159.
- [8] LI M H, HONG H C. The simulation and analysis of deflating stick-slip vibration[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science Technology Edition), 2004, 26(4): 150-159.
- [9] BOWDEN F P, TILBURN T. The friction and lubrication of solids[J]. Oxford/Clarendon Press, 1966, 90* 135.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.07.007

基于多重分形的摩擦振动信号研究^{*}

李精明^{1,2} 魏海军¹ 丁刚¹

(1. 大连海事大学轮机工程学院 辽宁大连 116026; 2. 上海海事大学商船学院 上海 201306)

摘要:为提取摩擦振动的特征信号和实现摩擦振动特征信号的表征,在摩擦磨损试验机上进行摩擦磨损试验,记录摩擦副摩擦振动数据,应用总体经验模式分解对包含一维摩擦副摩擦的非线性、非平稳的摩擦振动信号进行降噪,并应用多重分形对摩擦振动信号进行分析,得到多重分形谱图及其参数。研究结果表明,随着摩擦磨损试验的进行,包含一维摩擦副摩擦振动信号振幅分布多重分形谱图和频率分布多重分形谱图呈现一定的变化规律;多重分形谱图及其参数能够表征摩擦振动信号特征的变化,可用于摩擦副摩擦状态的识别。

关键词: 总体经验模式分解; 多重分形; 谱参数; 摩擦振动

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017) 07-007-06

Study on Frictional Vibration Signal Based on Multifractal

Li Jingming^{1,2} WEI Haijun¹ DING Gang¹

(1. Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Liaoning Dalian 116026, China;

2. Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai 201306, China)

Abstract: For the purpose of extracting and characterizing the characteristic signal of frictional vibration, experiments of friction and wear of a piston ring against a cylinder in marine diesel engine were conducted on the friction and wear testing machine. The nonlinear and nonstationary frictional vibration signals were denoised by using ensemble empirical mode decomposition (EEMD). The frictional vibration signals were analyzed by utilizing the multifractal algorithm to derive the multifractal spectrum as well as its parameters. The results show that with the operation of friction and wear tests go on, the amplitude distribution multifractal spectrum and the frequency distribution multifractal spectrum of the frictional vibration signals present certain change rule. The frictional vibration signal can be characterized by the multifractal spectrum as well as its parameters, indicating the method of frictional vibration signal recognition based on multifractal can be used for the state recognition of frictional vibration of friction pair.

Keywords: ensemble empirical mode decomposition; multifractal; spectrum parameter; frictional vibration

摩擦振动及机械动力学理论在摩擦磨损过程中产生的现象,蕴含着许多反映系统摩擦特征和摩擦磨损状态的信息^[1]。与摩擦因数、磨痕表面形貌及磨粒形貌等摩擦学信息相比,摩擦振动信号易于获取,可实时在线采集而不影响机械设备的正常运行^[2]。因此,摩擦振动的研究可为机械摩擦副的在线监测与状态识别提供新方法。

总体经验模式分解 (Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD) 是 WU 和 HUANG^[3] 提出的,它利用白噪声信号的统计特征,解决了经验模式分解

(Empirical Mode Decomposition, EMD) 模式退叠问题,能准确分解非平稳非线性复杂数据的内蕴模式。该方法已成功应用于信号处理^[4]、故障诊断^[5]等的研究。

多重分形谱能很好地刻画振动信号的奇异性,在机械故障诊断^[6]、柴油机燃合研究^[7-8]等领域有良好的应用。

针对摩擦振动信号特征提取的研究,有学者应用谱法小波^[9]、混沌^[10]等方法,取得一定的成果。本文作者利用摩擦磨损试验机设计试验获得摩擦振动信号,对信号进行 EEMD 分解重构实现信号降噪,应用多重分形方法对降噪后的摩擦振动信号进行分析,得到摩擦振动信号的振幅分布多重分形谱图和频率分布多重分形谱图及其参数,实现多重分形谱图及特征参数对摩擦副摩擦振动状态的表征,为机械摩擦副摩擦振动信号的研究提供了新的方法。

* 基金项目: 国家高技术研究发展计划 (863 计划) (2013A900200)。

收稿日期: 2016-09-17

作者简介: 李精明 (1981—),男,硕士研究生,讲师,研究方向为机械故障诊断。E-mail: jpl@dlmhu.edu.cn

1 实验部分

1.1 试验方法与材料

试验的设备采用 CPT-1 型摩擦磨损试验机, 图 1 给出了该试验机的原理。将试样和盘试样采用线切割方法分别从船用柴油机的供油环和缸套上截取。将试样固定在上轴下端部, 盘试样固定在下套上, 偏心轮连杆机构由电机驱动使上套和盘试样作往复运动。载荷由加载机构对试样施加于盘试样, 激励信号采用美国 PCB 公司生产的 354A36 型三轴加速度传感器测量, 灵敏度为 100 mV/g , 量程为 $\pm 50 \text{ g}$, 检测位置为盘试样下方。将试样材质为合金钢, 硬度为 HV600-680 GPa, 原始表面粗糙度 $R_a = 0.682 \mu\text{m}$, 截面尺寸为 $3 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$, 盘试样接触表面为圆弧, 材质为合金钢, 硬度为 HV320-420 GPa, 原始表面粗糙度 $R_a = 1.652 \mu\text{m}$, 截面圆的直径为 30 mm , 高度为 10 mm , 施加的试验力为 50 N , 驱动电机转速为 600 r/min , 将试样和盘试样相对运动的平均速度为 0.1 m/s , 试验时间为 600 min , 润滑方式为滴油润滑, 润滑介质为 Mobilgard 3040 船用润滑油, 黏度为 $142 \text{ mm}^2/\text{s}$ ($40 \text{ }^\circ\text{C}$)。

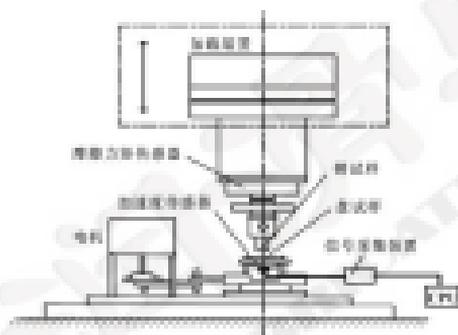


图1 CPT-1型摩擦磨损试验机原理图

Fig.1 Schematic diagram of CPT-1 tester

1.2 摩擦振动信号的特征

摩擦振动信号的采集分析系统为 LMS 公司的 SCADAS 型采集分析系统, 采集站向的摩擦振动信号, 采样频率为 $25\ 600 \text{ Hz}$, 采集的数据每 0.16 s 自动生成一个文本文件, 存入计算机。

图 2 示出了摩擦磨损试验初期、中期、末期采集的摩擦振动信号时域波形, 即对于试验采集的数据, 在第 1、300、600 min 各选取一个 0.16 s 的数据来分析。从图 2 可以看出, 所获得的摩擦振动信号很复杂, 微弱的摩擦振动信号埋没于背景噪声之中, 无

法可循, 需要降噪才能提取正确的摩擦振动特征。

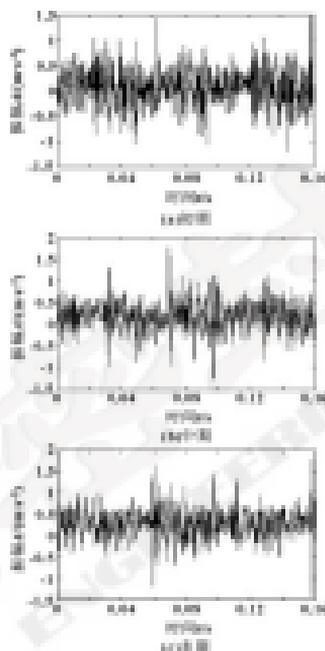


图2 摩擦振动信号时域波形

Fig.2 Time-domain wave form of frictional vibration signal

2 摩擦振动信号的 EMD 方法降噪

EMD 方法利用白噪声信号的统计特征, 通过多次给待分析信号加入零均值的高斯白噪声, 改变信号的振幅分布特性使得信号在不同尺度上具有连续性, 再对多次分解的 IMF 进行总体平均, 获得无规则混合的局部模态函数, 同时又加入的白噪声相互抵消。文献 [3] 给出的 EMD 的具体算法如下:

- (1) 初始化 EMD 总体平均次数 m 和加入的白噪声幅值系数 k , 令 $m=1$;
- (2) 执行第 m 次 EMD 分解:
 - ① 将待分析信号 $x(t)$ 加入一个给定幅度的高斯白噪声序列 $a_m(t)$, 得到第 m 次加噪后的信号 $x_m(t)$:

$$x_m(t) = x(t) + k \cdot a_m(t) \quad (1)$$
 - ② 用 EMD 算法分解 $x_m(t)$, 得到 m 个 IMF $C_{j,m}^i$ ($j=1, 2, \dots, J$), 其中 $C_{j,m}^i$ 为第 m 次分解得到的第 j 个 IMF;
 - ③ 若 $m < M$, 则返回步骤 (2), $m=m+1$;
- (3) 重复步骤 (1) 和步骤 (2), 每次加入不同

的白噪声序列;

(4) 对分解得到对应 IMF_{*i*} 进行总体平均, 将平均之后的 IMF 序列作为最终的结果。

应用总体均值模式算法分析摩擦振动信号, 试验初期摩擦振动信号分解结果如图 3 所示, 分解得到 8 个 IMF 分量 $C_1, -C_1$ 和一个残差 r_8 。从图 3 可以看出, 分解得到的 IMF 分量可使传感器采集的摩擦振动信

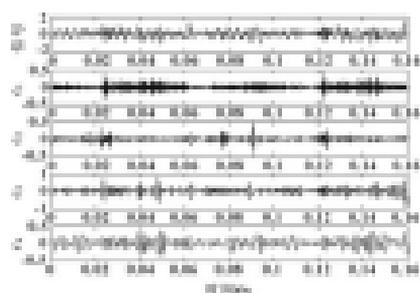


图 3 试验初期摩擦振动信号 EEMD 分解结果

Fig. 3 EEMD decomposition results of horizontal vibration signal at the beginning of the test

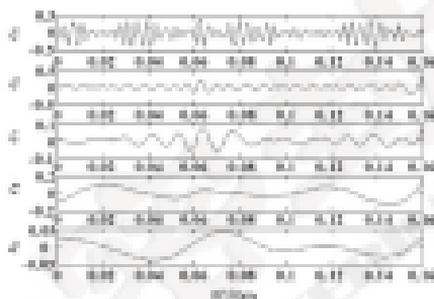


图 4 IMF 分量合成的摩擦振动信号

Fig. 4 The synthesized horizontal vibration characteristic signals of IMF

2 摩擦振动信号的多重分形分析

2.1 多重分形理论

复杂系统一般都具有自相似特征, 不仅体现为几何形体上的自相似, 也体现为某种质量、测度在空间上的分配。多重分形理论能很好地刻画非线性信号的奇异性, 是描述这类在不规则分形空间参数分布的定量化工具。多重分形的算法如下:

把研究对象划分为 N 个不同的区域 A_i ($i=1, 2, \dots, N$), 设 μ_i 为第 i 个区域测度的大小, P_i 为该区域 A_i 的生成概率, 不同的区域 A_i , P_i 也不同, 可以用不同的标度指数 α_i 来表示:

$$P_i \mu_i^{-\alpha_i} \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (2)$$

若测度大小趋于 0, 上式可转换为

号在不同的分辨率下呈现出来。摩擦振动信号具有频率高幅值小等特点^[1], 因此选择分量 $C_1, -C_1$ 重新合成摩擦振动信号, 对摩擦振动试验的初、中期、末期的摩擦振动信号进行 EEMD 分解, 选择 IMF 分量重构获得的摩擦振动信号如图 4 所示, 可以看出, IMF 分量重构获得的摩擦振动信号的幅值呈现明显的减小趋势, 冲击信息显著出现。

$$\alpha = \lim_{\mu \rightarrow 0} \frac{\ln \mu}{\ln \mu} \quad (3)$$

式中: α 是分形体某个区域的分形数, 由于小区域数目很大, 于是可得一个由不同 α 所组成的序列构成的谱, 并用 $\alpha(\mu)$ 表示相同 α 值的子集的分形指数。由于 $\alpha = [\alpha_{\min}, \alpha_{\max}]$, 故 $\alpha(\mu)$ 演变为光滑的单峰函数, 称为多重分形谱。

2.2 多重分形的测度意义分析

为分析多重分形的物理意义, 通过任意的维托尔集上赋予质量而形成一种非常不规则的一般地形, 这种地形具有典型的多重分形特性。利用多重分形法定量化这种特征, 首先在维托尔集上构造质量分布, 构造方法是: 将区间 $[0, 1]$ 均分为 3 份, 删掉区

间 $[1/3, 2/3]$ 、保留区间 $[0, 1/3]$ 和 $[2/3, 1]$ ，给区间 $[0, 1/3]$ 分配质量 $1/3$ ，给区间 $[2/3, 1]$ 分配质量 $2/3$ ，再按 $1/3$ 比 $2/3$ 质量比对每个子区间进行同样的迭代操作，最终得到如图 5 所示的具有典型多重分形特性的质量分布，小区间高度表示质量。



图 5 康托尔集质量分布
Fig. 5 Mass distribution of Cantor set

从图 5 可以看出，随着层次的不断加深，区间变得越来越多，而质量在这些小区间上的分布就会越来越参差不齐（奇异性），对于每一个给定的层，所有小区间上的质量之和都为 1。多重分形谱曲线能很好地刻画这种奇异性。在第 n 步时，任意一个小区间 i 的质量可以写成： $m_i = p^k(1-p)^{k-i}$ ，其中 p 表示在每一次划分时，分配到左边小区间的质量比率，具有质量 $m_i = p^k(1-p)^{k-i}$ 的小区间总共有 C_k^i 个。对于层次 k ，小区间的质量 $m_i = p^k(1-p)^{k-i}$ ，质量为 m_i 的小区间个数，记为： $N(m_i) = C_k^i$ 。上述两个等式中的 k 消去，得到 N 和 m_i 之间的函数关系，函数关系刻画了第 n 层小区间质量的分布情况，图 6 所示为第 4 层和第 5 层对应的 $N(m_i)$ 曲线。

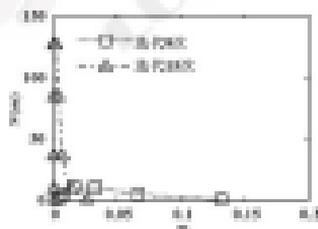


图 6 第 4 层和第 5 层小区间质量分布情况
Fig. 6 Mass distribution of the 4th layer and 5th layer

变得越来越多，表示有很多小区间具有相同的质量值，而大部分区间质量参差不齐，小质量值数量聚在一起。为方便比较幂对数坐标，考虑到无论 N 还是 m_i 以及小区间的大小都会随着 k 而呈指数类型的增长或者衰减，因此，对数定义为：层次每个小区间的长度大小，即 1^k ，这样就可以得到如图 7 所示的更规范图形。

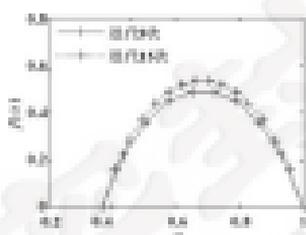


图 7 康托尔集质量分布多重分形谱
Fig. 7 Multifractal spectrum of Cantor set mass distribution

从图 7 可以看出，不同 k 所对应的 $-\log_2(N(m_i))$ 与 $\log_2(m_i)$ 的曲线（取负号使数值可以被解释为分形维），随着 k 的增长，曲线之间会快速地收敛，曲线构成了康托尔集上质量分布的多重分形谱。多重分形谱宽度越宽表示质量的取值越多样化，多重分形谱上的高度则对应了不同层次分形维的维度，维度越大则表示分形集合的复杂程度越高。

从康托尔集质量分布的多重分形分析可知，可将多重分形应用到摩擦激励信号的分析，可应用多重分形对摩擦副摩擦磨损过程中摩擦激励信号的幅值分布和频率分布进行分析。

1.1 摩擦激励信号的多重分形分析

应用多重分形对经 KEM30 摩擦仪获得的时域摩擦激励信号进行分析，摩擦磨损试验初期、中期、末期摩擦激励信号幅值分布多重分形分析结果如图 8 所示，可以看出，随着摩擦磨损试验的进行，摩擦激励信号幅值分布多重分形谱呈现出一定的变化规律，表 1 给出了摩擦激励信号幅值分布多重分形谱参数，表中 $\Delta \alpha_{max} \rightarrow \alpha_{max}$ ，随着摩擦磨损试验的进行， $\Delta \alpha$ 呈现逐渐增大的趋势，从 $\Delta \alpha$ 的物理意义可知，随着摩擦磨损试验的进行，摩擦激励信号的幅值分布范围渐为宽泛，表中 $\Delta \beta = \beta_{max} - \beta_{min}$ ， $\Delta \beta$ 呈现为减小的趋势，表明随着摩擦磨损试验的进行，摩擦激励信号的幅值分布数量上的区间均变狭窄， β_{max} 表示存在的幅值分布最大数量，表明随着摩擦磨损试验的进行，存在的

从图 6 可以看出，当 k 变大的时候，这条曲线会

振幅分布数量上先增大后减小。

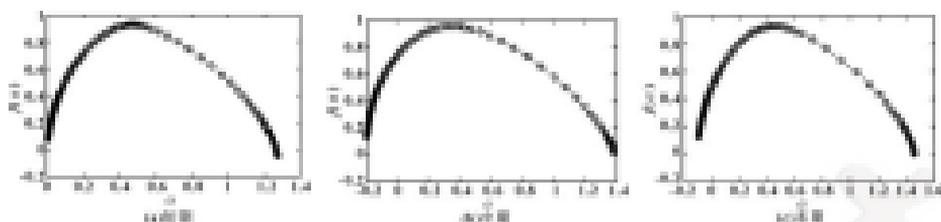


图8 摩擦振动信号振幅分布多量分布谱

Fig. 8 The amplitude distribution multifractal spectrum of frictional vibration signals.

表1 摩擦振动信号振幅分布多量分布谱参数

Table 1 The amplitude distribution multifractal spectrum parameters of frictional vibration signals.

试验	Δn	Δl	f_{max}
初期	1.129 4	0.970 2	0.932 6
中期	1.409 3	0.937 2	0.997 6
末期	1.507 9	0.932 1	0.932 6

为研究摩擦振动信号频域中的情况,对摩擦振动的时间域信号进行傅里叶变换,得到如图9所示的频域

信号。应用多量分布对频域摩擦振动信号进行分析,摩擦谱测试初期、中期、末期摩擦振动信号频率分布多量分布分析结果如图10所示,表2给出了摩擦振动信号频率分布多量分布谱参数。 Δn 表明摩擦振动信号的频率分布范围,表明随着摩擦谱测试的进行,频率分布范围先增大后减小。 Δl 呈现为逐渐增大的趋势,表明随着摩擦谱测试的进行,摩擦振动信号的频率分布数量上的区间跨度更为宽泛; f_{max} 基本不变,表明随着摩擦谱测试的进行,存在的频率分布最大数量基本不变。

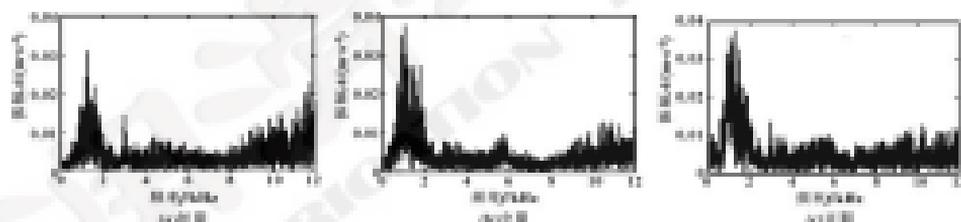


图9 摩擦振动信号频谱

Fig. 9 Frequency spectrum of frictional vibration signals.

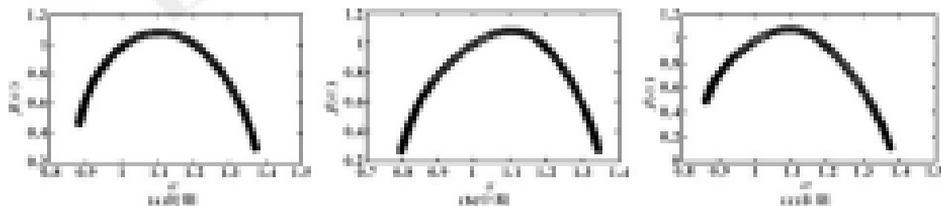


图10 摩擦振动信号频率分布多量分布谱

Fig. 10 The frequency distribution multifractal spectrum of frictional vibration signals.

表2 摩擦振动信号频率分布多重分形谱参数

Table 2 The frequency distribution multifractal spectrum parameter of frictional vibration signals

试验	Δn	Δf	f_m
初期	0.493 7	0.733 2	1.077 0
中期	0.563 0	0.686 3	1.077 0
末期	0.827 4	0.948 3	1.077 0

摩擦振动的变化与试验过程摩擦副表面粗糙度的变化密切相关。试验初期, 磨试样和盘试样的表面粗糙度较大, 磨试样 $R_a=0.660 \mu\text{m}$, 盘试样 $R_a=1.652 \mu\text{m}$, 磨粒运动过程中两表面磨痕严重, 摩擦振动剧烈。从图4中摩擦振动初期EMD分解合成的摩擦副初期振动信号可以看出, 初期的摩擦振动主峰明显, 平均振幅较大, 表明摩擦副相对运动产生的能量较大, 摩擦副刚度最大, 表现为摩擦振动信号的振幅分布范围相对较窄, 摩擦振动信号的振幅分布数量上的区间跨度较大。随着摩擦副的进行, 摩擦副表面的粗糙度逐渐下降, 磨痕的摩擦振动也减弱, 磨合过程摩擦表面消耗的能量减弱, 摩擦振动信号的振幅分布数量上的区间跨度收窄。至摩擦试验末期, 摩擦副进入稳定磨削状态, 摩擦振动主峰不明显, 平均振幅减小, 摩擦振动信号的振幅分布范围相对较宽, 摩擦振动信号的振幅分布数量上的区间跨度最小。频域上表现为频率分布数量上的区间跨度较大。

以上分析表明摩擦学系统为非线性耗散的力学系统, 可以利用多重分形谱图及其参数实现摩擦振动信号特征的表达, 识别摩擦副的状态。

4 结论

应用多重分形对降噪后的摩擦振动时域信号和频域信号进行分析, 得到摩擦振动信号的振幅分布多重分形谱和频率分布多重分形谱及其参数, 实现多重分形谱图及其参数对摩擦副摩擦副状态的表征, 主要结论如下:

(1) 随着摩擦副试验的进行, 摩擦振动信号振幅分布多重分形谱和频率分布多重分形谱呈现一定的变化规律。

(2) 多重分形谱能够很好地刻画摩擦振动信号的奇异性, 多重分形谱图及其参数能够实现摩擦振动信号的特征的表达, 可以用于摩擦副摩擦副状态的识别。

参考文献

- [1] 葛世杰, 李华. 摩擦学复合系统及其问题的量化研究方法[J]. 摩擦学报, 2002, 22(5): 489-496.
GE S J, LI H. Composite tribological system and quantitative study methods of their problems[J]. Tribology, 2002, 22(5): 489-496.
- [2] 陈强, 王本刚, 刘国军. 基于统计和分形理论的气缸磨痕表面面积表征[J]. 车用发动机, 2005(2): 89-92.
CHEN Q, WANG B G, LIU G J, et al. Characterization of cylinder liner wear surface based on statistic and fractal theory[J]. Vehicle Engine, 2005(2): 89-92.
- [3] WU X H, HUANG X K. Ensemble empirical mode decomposition: A noise tolerant data analysis method[J]. Advances in Adaptive Data Analysis, 2009, 1(1): 1-41.
- [4] 单旭, 郑志勇, 赵刚. 基于EMD的信号处理方法分析和应用[J]. 内燃机工程, 2011, 32(5): 68-73.
ZHANG X, ZHANG Z Y, ZHANG Y, et al. Signal processing method based on ensemble empirical mode decomposition[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2011, 32(5): 68-73.
- [5] WANG S, LIU C W, HU F H, et al. Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packet and EEMD-fractal dimension[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 43(2): 881-897.
- [6] 魏宇, 马平江. 局域时频域能量谱分析在表面粗糙中的应用[J]. 振动与冲击, 2007, 26(5): 60-63.
WEI Y, MA S J. Fast diagnosis using multifractal in local area time-frequency domain[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(5): 60-63.
- [7] 李国洪, 田建明, 吴德林. 基于“谐波拟合过程摩擦副刚度多重分形研究[J]. 测频与测时, 2006, 11(4): 99-103.
LI G H, TIAN J M, WU D L. Study on multifractal of friction moment in running-in process of cylinder three-groove ring[J]. Tribulation Engineering, 2006, 11(4): 99-103.
- [8] 李国洪, 吴德林, 王立志. 车-车油膜混合状态下振动信号多重分形研究[J]. 内燃机工程, 2009, 30(2): 13-19.
LI G H, WU D L, WANG L Z, et al. Study on multifractal parameters of vibration signal during running-in of diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(2): 13-19.
- [9] 李国洪, 任会英, 王立志. 车-车摩擦振动信号谐波小波包特征提取[J]. 摩擦学报, 2011, 31(5): 432-436.
LI G H, REN H Y, WANG L Z, et al. Characteristics extraction of friction vibration signal using harmonic wavelet packet transform[J]. Tribology, 2011, 31(5): 432-436.
- [10] SUN D, LI C B, WU D H, et al. Experimental study on the elastic attraction mechanism of the friction vibration in a running-in process[J]. Tribology International, 2013, 66(1): 260-267.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.07.008

球塞泵配流轴动静压支撑规律研究^{*}

刘建豪 周俊杰 魏 超

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室 北京 100081)

摘要:对球塞泵在稳态工况过程中配流轴的油膜支撑规律进行研究,建立配流轴的流场模型并通过流阻网络的方法对其膜层分布进行求解,得到径向不平衡力,结合配流轴密封带上的动压支撑力,建立配流轴的力学模型,通过数值迭代计算得到配流轴轴心随转速不同工况下的位置变化关系,结果表明,配流轴在稳态工况下可以被有效支撑,且具有较大的稳定裕量,稳态工况状态时的配流轴轴心平衡压力均升高而升高,随转速的升高而降低,因此高速运转时配流轴轴心偏移大,容易发生故障。

关键词:球塞泵;配流轴;流阻网络;膜层;自适应

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(2017)07-040-08

Study on Supporting Characteristics of Flow Distribution Shaft in a Ball Piston Pump

LIU Jianhao ZHOU Junjie WEI Chao

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The supporting characteristics of flow distribution shaft in a ball piston pump at the steady operating condition were studied. The flow field model was developed and the hydrostatic pressure was solved using the resistance network method. Considering the radial force obtained by the hydrostatic pressure and hydrodynamic force, a dynamic model was built, and the effect of the operating pressure on shaft micro-movement was analyzed. The results show that the flow distribution shaft can be supported effectively at steady operating condition and has a larger stability margin. The eccentricity of the flow distribution shaft is increased with increasing the operating pressure and decreased with increasing the rotating speed, therefore the flow distribution shaft has a larger eccentricity at the operating condition of high pressure and low rotating speed, and it is more easily to be worn.

Keywords: ball piston pump; flow distributing shaft; hydrodynamic and hydrostatic pressure; self-adaptive

球塞泵是一种新型的径向柱塞泵,结构简图如图1所示。依靠柱塞与作动环的偏心作用,柱塞沿球状滑槽在缸体孔中往复运动,从而完成吸油与压油过程^[1]。相比于传统的轴向柱塞泵,在相同的性能指标下,球塞泵的轴向尺寸大幅减小,占用空间小,功率密度高,零件少,结构简单紧凑,可靠性高;变量机构简单可靠,可以实现排量在一定范围内的无级变化。因此,球塞泵作为高性能车辆传动系统的重要组成元件,尤其在军用履带车辆的无级变速和转向中具有广泛的应用前景^[2-4]。

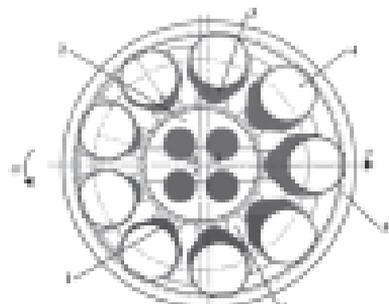


图1 球塞泵结构简图

Fig. 1 Structure diagram of ball piston pump

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51605030)。

收稿日期: 2016-08-30

作者简介: 刘建豪(1982-),男,硕士研究生,研究方向为车辆传动技术。E-mail: liu_jianhao@BIT.edu.cn

通讯作者: 周俊杰(1986-),男,博士,研究方向为车辆传动技术,副研究员级职称。E-mail: zhou_junjie@BIT.edu.cn

配流则是配流轴与缸体间的偶形接触副,其偶形问题是球塞泵设计的关键所在^[5]。现今国内对球塞泵的研究较少,大排量球塞泵实际工程应用不多,

的处于研发阶段。在国外已将该产品应用于装甲车辆的变速及转向机构,但属于军工产品,公开资料很少。国内对于圆锥形配流副的研究主要集中在径向柱塞泵方面,柱塞泵的配流副与此相似,在不断改进中,形成了开设高低压平衡油槽,并在平衡油槽内开设溢流孔或溢流孔的设计方法,有内沟通与外沟通 2 种方案,用于防止配流轴与缸体直接接触发生偏磨及“抱轴”现象^[1]。但是其柱塞支撑进行了相应研究,对配流轴偏心时密封副处的动压支撑没有考虑。

本文作者在上述研究的基础上,采用动静压综合支撑的原理,建立润滑模型,并结合配流轴动力学方程,通过数值解法对稳态工况下柱塞泵配流轴的支撑规律进行研究,为工程设计提供理论依据。

1 数学模型

1.1 柱塞泵结构

柱塞泵的缸体与配流轴采用间隙配合的方式,缸体由轴承支撑在泵壳座上,在工作时由电机驱动其转动,完成吸油与压油的过程。配流轴则由间隙中油膜的支撑处于浮动状态,不与缸体直接接触,为平衡配流轴所受到的径向力,在配流轴高压侧窗口的两侧开设平衡油槽,并设置溢流孔形成静压支撑,并利用缸体转动过程中形成的动压效应平衡剩余径向力,建立配流轴的支撑系统。图 2 所示为配流副流场模型简图。

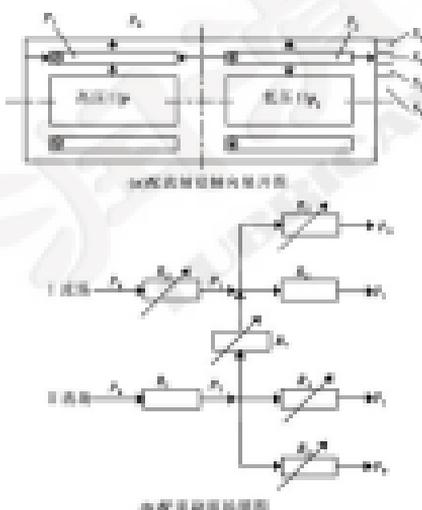


图 2 配流副流场模型简图

Fig. 2 Schematic diagram of flow distribution (a) structural diagram of flow distribution

柱塞泵工作时,缸体相对配流轴旋转,由于二者之间的间隙较小,对油膜的流动产生阻尼作用,且随配流轴偏心率变化而变化,是可变阻尼。溢流孔是一条倾斜的细孔,结构参数固定,起固定阻尼的作用,使油区的高压油全分成两条路线流动,一条是流经溢流副回到低压平衡油槽,压力由 p_1 降至 p_0 ,然后再经过间隙流到配流轴端面,压力降为环境压力 p_0 ,以及经过溢流孔到达吸油区,降为 p_0 ,这条流动路线称为 I 流路。另一条是油液通过溢流孔到达高低压平衡油槽压力降为 p_0 ,然后一部分流到端面,一部分内流到吸油区,最后一部分流经平衡油槽回到配流副到达高压平衡油槽,这条流动路线称为 II 流路^[2]。油膜的流动路线如图 2 (a) 所示,将溢流孔简化,得到如图 2 (b) 所示的更加清晰明了的流场简化图。由于柱塞泵是双向变量泵,为了实现双向变量配流轴径向力平衡,设计配流轴吸油区和排油区两侧尺寸相等,故只对其一侧进行分析和研究。

由于配流轴不受侧视方向,间隙倾斜角不变,根据流体力学连续性原理和液阻网络法^[3-5]可得:

I 流路:

$$\frac{p_1 - p_0}{R_1} + \frac{p_0 - p_0}{R_2} = \frac{p_0}{R_3} + \frac{p_0 - p_0}{R_4} \quad (1)$$

II 流路:

$$\frac{p_1 - p_0}{R_1} = \frac{p_0 - p_0}{R_2} + \frac{p_0}{R_3} + \frac{p_0 - p_0}{R_4} \quad (2)$$

若不计起始液膜效应修正系数的影响,省略偏心率二次项,则计算表达式为:

$$R_1 = R_2 = \frac{12\eta\mu_0 l}{\omega d^3} \quad (3)$$

$$R_3 = \frac{12\eta\mu_0}{\omega d^3 \left[\alpha + 6\epsilon \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (\alpha + \sin \alpha) \right]} \quad (4)$$

$$R_4 = \frac{12\eta\mu_0}{\omega d^3 \left[\alpha - 6\epsilon \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (\alpha + \sin \alpha) \right]} \quad (5)$$

$$R_5 = \frac{12\eta\mu_0}{\omega d^3 \left[\alpha + 6\epsilon \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (\alpha + \sin \alpha) \right]} \quad (6)$$

$$R_6 = \frac{12\eta\mu_0}{\omega d^3 \left[\alpha - 6\epsilon \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (\alpha + \sin \alpha) \right]} \quad (7)$$

$$R_7 = \frac{9\eta\mu_0}{\omega_0 d^3 \left(1 - \epsilon^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right)} \quad (8)$$

式中: r 为配流轴半径; δ 为配流副配合间隙; μ 为

油膜厚度; a 为偏心距; α 为配流包角; L 为摆尼孔长度; d 为摆尼孔直径。

对上述各参数取适当数值对配流轴进行设计, 通过式 (3) — (8) 计算得到液膜面, 并带入式 (1)、(2) 进行求解, 得到静压分布。

假设压力在轴向方向上为线性分布, 则配流轴所受向下和向上的轴向力 F_{z1} 和 F_{z2} 分别为

$$F_{z1} = 2\omega \sin \frac{\alpha}{2} \left[\rho_1(2a_1 + a_2) + \rho_2(a_2 + 2a_1 + a_2) \right] \quad (9)$$

$$F_{z2} = 2\omega \sin \frac{\alpha}{2} \left[\rho_2(a_1 + 2a_2 + a_1) \right] \quad (10)$$

$$F_z = F_{z1} - F_{z2} \quad (11)$$

由于配流轴结构左右对称, 压力分布也相同, 因此左右受力平衡, 合力为零。配流轴所受的竖直方向不平衡力会使其从同心位置开始运动, 偏心率逐渐增大, 通过动压效应产生动压承载力, 与静压轴向力进行平衡, 使配流轴稳定。

1.2 油膜及静模型

由于配流轴采用连续供油轴颈静压支撑设计, 配流轴处于全膜润滑状态, 润滑模型采用雷诺方程。一般形式的雷诺方程^[1]为

$$\frac{h}{12} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12} \frac{\partial h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12} \frac{\partial h}{\partial y} \right) = \rho \left(v \frac{\partial h}{\partial x} + w \frac{\partial h}{\partial y} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (12)$$

配流轴相对球体的位置截面如图 3 所示, 假设润滑油膜有相等的厚度, 油液不可压缩, 同时不考虑配流轴表面的接触变形, 配流轴弯曲变形, 表面粗糙和实际误差, 在图示坐标系中, $x = \omega t$, $dx = \omega dt$, 且油膜在 x 方向速度为 ω , 则得到配流轴的雷诺方程为

$$\frac{h}{12} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \right) + h^2 \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} = 6L \omega \rho \frac{\partial h}{\partial t} \quad (13)$$

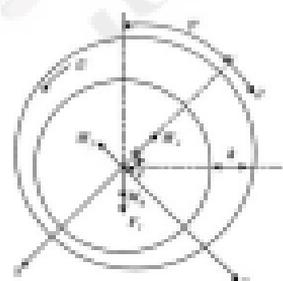


图 3 配流轴位置与受力平衡图

Fig. 3 Schematic diagram of shaft's position and forces

雷诺方程为

$$h = h_0(1 + \alpha \cos \theta) \quad (14)$$

式中: h_0 为油膜在轴向的流动速度, 即配流轴与球体间的相对转动的角速度。

根据求解出的压力分布, 可以计算得到密封带上的动压承载力为:

$$W_{z1} = \int \int \rho \omega h^3 \sin \theta d\theta dx \quad (15)$$

$$W_{z2} = \int \int \rho \omega h^3 \cos \theta d\theta dx \quad (16)$$

配流轴一侧有宽度为 a_1 和 a_2 的 2 条密封带 (如图 2 (a) 所示), 所以, 总承载力为这 4 条密封带上的承载力之和。

1.3 动力学模型

由于配流轴相对球体处于完全滑动状态, 主要受油膜力的作用, 配流轴受力分析如图 3 所示, 以竖直向下为正方向, 水平向右为正方向, 建立平衡方程如下:

$$F_z - W_{z1} \cos \theta - W_{z2} \sin \theta + M_y = M \ddot{y} \quad (17)$$

$$W_{z1} \sin \theta - W_{z2} \cos \theta = M \ddot{x} \quad (18)$$

式中: 偏位角 $\theta = \arctan \left(\frac{W_{z2}}{W_{z1}} \right)$; x 和 y 为配流轴偏心在 x 方向和 y 方向的速度; W_{z1} 和 W_{z2} 为 4 条密封带上 x 方向和 y 方向总的承载力。

2 配流轴静压支撑特性仿真

在上述模型的基础上, 对球面滚轮配流轴选取合适的尺寸进行仿真验证, 各参数如表 1 所示。

表 1 配流轴尺寸参数

Table 1 Structure parameters of shaft

参数	数值	参数	数值
L	10 mm	α	9° mm
ρ	0.216 Pa·s	a_1	10 mm
L	3 mm	a_2	4 mm
r	14 mm	ω	100 mm
d	0.07 mm	ω	5 r/s

对式 (12) 中的雷诺方程进行量纲一化:

$$y = hL/2 \quad (19)$$

$$\omega = (2a/L)^2 \quad (20)$$

$$h = h_0(1 + \alpha \cos \theta) = h_0 \quad (21)$$

$$\rho = 6L \omega \rho / \omega^2 \quad (22)$$

得到量纲一化的雷诺方程:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} - \frac{3 \cos \theta}{1 + \alpha \cos \theta} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\alpha \sin \theta}{(1 + \alpha \cos \theta)^2} \quad (23)$$

边界条件:

$$(1) \text{ 摆油孔压力: } P = P_0 \rho / (6L \omega R);$$

$$(2) \text{ 配流轴内表面压力定义为环境压力:}$$

(3) 侧油孔压力较小, 可以认为环境压力;

(4) 在油膜与周流膜的边界上取固定边界条件, $P = 0$, $\partial P / \partial r = 0$;

球塞泵输出的压力不是一个恒定不变的值, 而是呈周期性非线性变化的, 工作压力越高, 脉动幅度越大, 如图4所示(点曲线为单个球塞腔的压力, 实线为泵室的压力输出)。因此, 为使球塞泵能在某一工作压力下稳定工作, 不仅需要保证在恒定压力下配流轴相对球塞处于安全的位置, 而且在高压脉动时的能够保持相对稳定。根据上文中的模型和参数, 对不同工况配流轴相对球塞的位置进行计算仿真, 仿真流程如图5所示。这是一个循环迭代的过程, 当压力从一个值变化到另一个值时, 静压支撑模型计算所得的径向不平衡力会发生变化, 配流轴运动, 通过动力学模型得到新的偏心率和相位角, 并将其带入到静压支撑模型中进行迭代, 直到配流轴速度达到平衡。

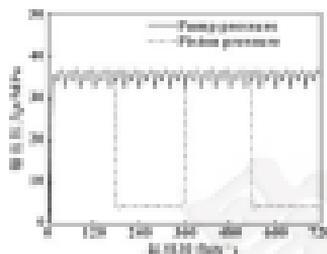


图4 球塞泵单个球塞腔及泵室输出压力

Fig.4 Output pressure of pump and piston

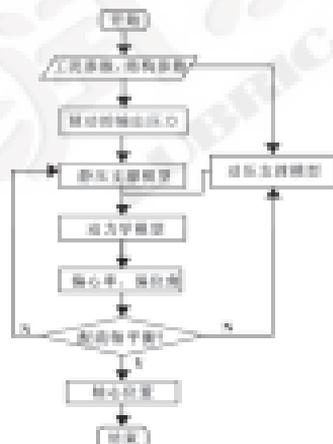


图5 数值仿真流程图

Fig.5 Simulation flowchart with numerical simulation

2 结果与讨论

根据表1中的参数, 在工作压力为25 MPa时, 由静压支撑模型可以得到配流轴流场的静压分布如图6所示。可以看出, 压力较高的区域主要在高压口和高压不平衡油槽处, 低压不平衡油槽处的压力与低压口和配流轴两端的环境压力接近, 几乎为0。高压口和低压不平衡油槽之间的密封带1上, 压力逐渐降为0, 平衡槽两端之间的密封带2上压力为0。在高压不平衡油槽处, 压力则按左右两侧密封带1、2逐渐降为0。

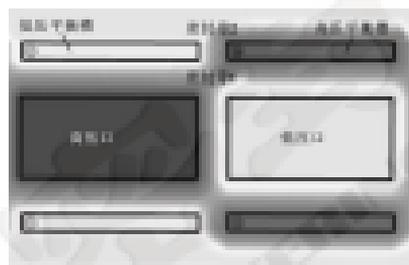


图6 配流轴静压力分布图

Fig.6 Hydrostatic pressure distribution

配流轴相对球塞的偏心率是表征配流轴工作稳定性的一个重要参数, 偏心率越大, 发生游摆的可能性越高。假设配流轴初始位置为同心状态, 则在图6所示的静压分布下, 根据式(11)得到径向不平衡力 F_r 为1155 N, 方向竖直向下; 配流轴受力不平衡, 从同心位置开始向下运动, 产生偏心, 该静支撑力出现并逐渐增大; 当配流轴达到受力平衡时, 配流轴在惯性作用下会继续运动, 此时, 配流轴所受静压支撑力大于径向不平衡力, 做减速运动, 直到速度为0, 再次做反向的加速运动, 产生振荡。如图7所示, 经过约0.2 s的振荡, 配流轴位置达到稳定状态。振荡的幅值主要与油膜的刚度有关, 油膜刚度越大, 振荡幅值越小; 振荡时间主要受油膜阻尼影响, 阻尼越大, 振荡过程消耗的能量越多, 振荡时间越短。

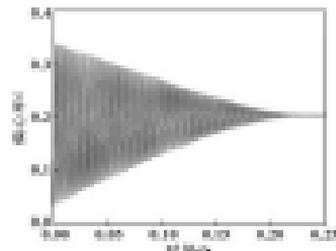


图7 初始位置时的振荡

Fig.7 Oscillation at initial position

在如图4所示的实际工作压力下,根据图5所示的仿真流程,得到偏心率随径向不平衡力的变化关系如图6所示。图6中,点曲线表示的是径向不平衡力 F_r 始终在1 050~1 350 N间周期性非线性波动,波动的最大总振幅达450 N,整体变化趋势与压力变化基本相同。由图6可知,配流轴的偏心率对径向不平衡力的影响较小,径向不平衡力随压力几乎成线性变化,在压力实时变化过程中,由于径向不平衡力的变化,配流轴的位置也随之不断调整来达到新的平衡,变化过程中同样会伴随振荡。当径向不平衡力 F_r 增大时,配流轴向下移动,间隙减小,偏心率(如图6中实线所示)增大,动压支撑力随之增大;当径向不平衡力 F_r 减小时,动压支撑力相对较大,使配流轴向上运动,间隙增大,偏心率减小,动压支撑力随之减小。因此,偏心率变化趋势与力 F_r 相同。

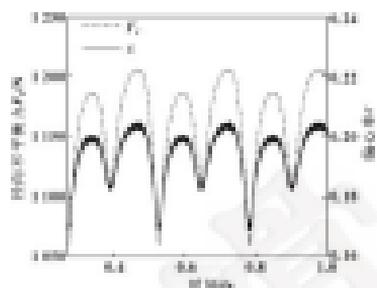


图6 配流轴偏心率随径向力变化关系

Fig. 6 Relation between eccentricity and radial force

图9所示为稳定状态下不同转速时配流轴偏心率随压力变化关系,可以看出,相同压力下转速越高,偏心率越小,这是因为动压承载力和配流轴与球塞的相对运动速度相关,转速越高,相对运动速度越快,动压承载力越大,而在轴压压力一定的情况下,配流轴所受径向不平衡力是一定的,因此,偏心率会降低。在转速一定时,压力增大时,径向不平衡力随之增大,此时,配流轴偏心率会随之增大以提供更大的动力承载力。

图9中的工况参数整体涵盖了球塞泵工作时的状态,不难看出,在高压、低速工作时,偏心率更大,但能够保持在正常范围以内。在工程实践中,高负载、低转速下配流轴更容易发生磨损,为保证球塞泵的可靠性,应尽量减小此工况下的工作时间。

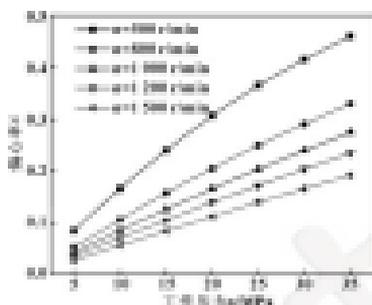


图7 偏心率随径向力和转速变化关系

Fig. 7 The relation of eccentricity with radial pressure and motor speed

4 结论

(1) 配流轴相对球塞的偏心率是配流阀工作可靠性的直观反映,工作时偏心率越小,说明越不容易发生磨损,且偏心率与最大值的差值可以作为配流轴稳定裕量,较大的稳定裕量可以保证配流轴受到冲击后发生磨损时不易与球塞发生接触。

(2) 在压力不断变化过程中,配流轴偏心率随之实时变化,在变化过程中伴随振荡,在稳态工况中,虽然压力有较大的波动,配流轴只在较小范围内波动,可以稳定工作。

(3) 稳定工作状态时的配流轴偏心率随压力的升高而升高,随转速的升高而降低。这是因为压力增大时,径向不平衡力增大,使偏心率增大来提高动压承载力;转速增大时,动压承载力随之增大,而径向不平衡力不变,所以偏心率变小。因此,在低速重载工况下,配流轴偏心率最高,配流轴更易发生磨损,实际工作中,应尽量避免这种情况。

参考文献

- [1] 刘建刚. 半液动球塞泵分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] 陈德明, 周纪武, 廖心俊, 等. 具有广阔应用前景的球塞泵[J]. 液压与气动, 2008(8): 68-75.
- [3] CHEN D M, ZHOU J W, ZHANG X J, et al. Ball piston pump with wide application and developing prospect[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(8): 68-75.
- [4] YUAN H H, ZHANG X J, ZHOU J W, et al. Experimental study on integrated hydraulic pump-motor system[C]//Proceedings of 6th International Symposium on Test and Measurement, International Academic Publishers, 2007: 4421-4424.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.07.009

等温条件下非牛顿流体的弹流特性分析

杨玉冰 刘晓玲 徐召楠

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

摘要:为研究弹流润滑的非牛顿效应,对稳态和时变条件下等温点接触非牛顿流体与非牛顿流体的弹流特性进行分析。假设润滑剂为 New-Kaying 非牛顿流体,研究各转速、滑道比、最大赫兹接触压力以及特征剪切应力对弹流润滑性能的影响。分析时变条件下非牛顿流体的弹流特性,并与牛顿流体进行比较。结果表明,等温、轻载工况下,速度的增加导致非牛顿流体产生较为尖锐的第二压力峰,导致非牛顿流体的接触区入口膜厚增加,且膜厚比随速度增加明显;高速、大滑道比条件下,非牛顿流体非牛顿效应更明显;时变条件下,速度波动对非牛顿流体和非牛顿流体膜产生较大影响,非牛顿流体的第二压力峰由各个瞬时始终小于牛顿流体。因此,等温点接触弹流润滑条件下,动态效应和非牛顿效应不应忽略。

关键词: 等温弹流润滑; 点接触; 非牛顿流体; 非牛顿效应

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)07-0009-06

Analysis of EHL Characteristics of Non-Newtonian Fluid under Isothermal Condition

YANG Yubing LIU Xiaoling XU Zhaoan

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

Abstract: In order to investigate the non-Newtonian effect of elastohydrodynamic lubrication (EHL), the EHL characteristics difference between Newtonian fluid and non-Newtonian fluid in steady state and time-varying condition was discussed. The lubricant was assumed to be a New-Kaying non-Newtonian fluid, and the effects of entrainment velocity, slide-rail ratio, the maximum Hertzian pressure and the characteristic shearing stress on the EHL performances were studied. The time-dependent EHL performance of non-Newtonian fluid was analyzed, and was compared with that of Newtonian fluid. Results show that, under isothermal and light load conditions, the increasing in the entrainment velocity leads to a sharp second pressure peak for Newtonian fluid, and the increasing of the entrance film thickness for non-Newtonian fluid, especially under the condition of large slide-rail ratio. Under the condition of high speed and large slide-rail ratio, the lighter the load, the more apparent the non-Newtonian effect. Under the time-varying condition, the entrainment velocity fluctuation has a great influence on both Newtonian and non-Newtonian fluid, the second pressure peak of the non-Newtonian fluid is always smaller than that of the Newtonian fluid at each instant. Therefore, dynamic effects and non-Newtonian effect should not be ignored for the study of isothermal point contact EHL.

Keywords: isothermal EHL; point contact; Newtonian fluid; Non-Newtonian effect

弹性流体动力润滑(简称弹流润滑)是齿轮、滚动轴承、凸轮等机械零件的主要润滑方式^[1]。在现有的大多数点接触弹流润滑理论分析中,通常将润滑

剂视为牛顿流体,并用牛顿型流体模型计算弹流润滑的压力分布和膜厚,这种简化方法一般是合适的^[2]。但是,为了改善使用性能,现代润滑油通常含有由多种高分子材料组成的添加剂,加之大量使用合成润滑油,常呈现非牛顿特性,使得润滑剂的流变行为成为润滑设计和研究中不可忽略的因素^[3]。近年来的研究表明^[4-6],牛顿流体模型会高估摩擦系数和热效应。因此在弹流润滑分析中,2种流体在不同的速度、滑道比、载荷等参数下具有不同的弹流特性。

为了研究等温条件下牛顿流体与非牛顿流体弹流

• 基金项目: 国家自然科学基金项目(81473026, 81073211); 山东省自然科学基金项目(ZR2014J007)。

收稿日期: 2016-11-18

作者简介: 杨玉冰(1991—),男,硕士研究生,研究方向为润滑理论。E-mail: yangyubing@163.com

通信作者: 刘晓玲(1972—),女,博士,教授,主要研究方向为润滑理论。E-mail: lu_xiaoling@163.com

而弹流特性的差异, 本文作者不考虑热效应, 拟探讨等温、稳态条件下速度、载荷等, 载荷等参数对非牛顿流体与非牛顿流体弹流特性的影响, 并讨论了在时变条件下非牛顿流体与非牛顿流体的弹流特性差异。

1 数学模型

1.1 几何分析

假设流体符合 *Ree-Eyring* 流变特性, 可用下式来描述:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\sigma_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right) \quad (1)$$

式中: η 为非牛顿流体的黏度, 非牛顿流体的表面黏度; σ_0 为 *Ree-Eyring* 流体的特征剪应力, 并假定 σ_0 是与压力和温度无关的常数。

Ree-Eyring 流体的等效黏度 η^* 为

$$\eta^* = \frac{\eta(\sigma/\sigma_0)}{\sinh(\sigma/\sigma_0)} \quad (2)$$

非牛顿流体的剪应力 σ 和等效黏度 η^* 的计算详见文献 [4]。

1.2 关于非牛顿流体的 Reynolds 方程

对于稳态与非稳态问题, 点接触非牛顿流体弹流问题的广义 Reynolds 方程^[7]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{r}{\eta^*} \right)^2 \dot{x} \frac{\partial h}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{r}{\eta^*} \right)^2 \dot{y} \frac{\partial h}{\partial y} \right] =$$

$$12\alpha_0(x) \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} + 12\eta^* \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial t} \quad (3)$$

方程 (3) 中的各参数定义详见文献 [4, 8]。

1.3 关于非牛顿流体的 Reynolds 方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{r}{\eta^*} \right)^2 \frac{\partial h}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{r}{\eta^*} \right)^2 \frac{\partial h}{\partial y} \right] =$$

$$12\alpha_0(x) \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} + 12\eta^* \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial t} \quad (4)$$

对于稳态问题: $F=0$; $u_0(x) = u_{00}$, $u_1(x)$ 为 t 时刻的变形速度, u_0 为速度变化前的稳态变形速度; 对于时变问题: $F=1$; $u_0(x) = u_{00} \times C_1(t)$, $C_1(t)$ 为速度的动态变化系数, 本文作者主要研究稳态速度变化半个正弦波后回到初始稳态的过程, 其表达式为

$$C_1(t) = \begin{cases} 1 + A \sin \frac{\pi t}{t_1} & 0 \leq t \leq t_1 \\ 1 & t \geq t_1 \end{cases} \quad (5)$$

式中: A 为速度正弦变化的幅值; t_1 为速度被正弦变化的时间 (s)。

速度波动时, 其动态变化系数随时间的变化如图 1 所示。

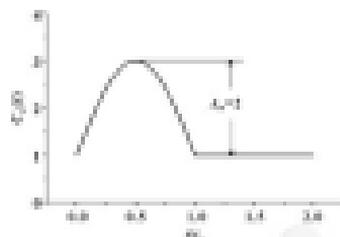


图 1 速度的动态系数随时间的变化曲线 ($\rho_0=0.881 \text{ g}$)

Fig.1 Variation in the velocity dynamic coefficient versus time for $\rho_0=0.881 \text{ g}$

1.4 稳态膜厚分析

$$h(x_0, y) = h_{00} + \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} + \frac{z}{\alpha h^2} \quad (6)$$

$$\int \frac{\rho^*(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy'$$

1.5 时变膜厚分析

$$h(x_0, y, t) = h_{00}(t) + \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} + \frac{z}{\alpha h^2} \quad (7)$$

$$\int \frac{\rho^*(x', y', t)}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy'$$

其他控制方程还包括载荷平衡方程、Reynolds 膜厚关系、Dowson-Highamton 膜厚关系, 详见文献 [4]。

2 数值方法

为了减少参数, 数值计算在对方程 (1) — (7) 验明一阶的基础上进行, 从而有利于对计算结果的分析, 改善计算过程的数值稳定性, 当所分析的问题为时变问题时, 应在若干个瞬时求解, 与求稳态工况的解^[8]类似, 而在每一瞬时数值求解仍是在反复迭代中实现的, 计算过程中, 压力的求解采用多重网格法^[9], 膜厚的计算运用多重网格积分法^[10], 收敛判据为压力和载荷的相对误差均小于 1×10^{-6} 。

3 结果与分析

给定的输入参数如下: 环境黏度 $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa} \cdot s$, 椭圆比 $k_1 = 3$, 综合弹性模量 $E^* = 226 \text{ GPa}$, 膜压系数 $\alpha = 2.1 \times 10^{-10} \text{ Pa}^{-2}$, 非牛顿的特征剪应力 $\sigma_0 = 10 \text{ MPa}$ 。

3.1 稳态条件下弹流问题的非牛顿流体分析

3.1.1 速度正弦变化和速度的影响

图 2 给出了在载荷 ($\rho_0 = 0.5 \text{ GPa}$)、变形速度分别为低速 ($u_0 = 0.05 \text{ m/s}$)、中速 ($u_0 = 0.3 \text{ m/s}$) 和高速 ($u_0 = 1.5 \text{ m/s}$) 条件下非牛顿流体和非牛顿流体

的膜厚和压力分布,并考虑了滑油比与非牛顿流体的影响。

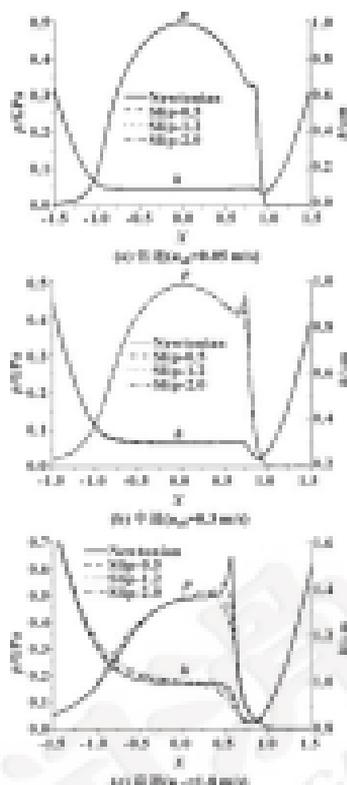


图2 轻载,不同速度下 $T=0$ 油膜的膜厚和压力比较
($p_a=0.5 \text{ MPa}$)

Fig.2 Comparison of film thickness and pressure on $T=0$ under light load and different velocity ($p_a=0.5 \text{ MPa}$)

由图2(a)可见,在轻载、低速条件下,2种流体的压力和膜厚分布几乎相同,滑油比对非牛顿流体的压力和膜厚分布几乎无影响;随着速度的增加,如图2(b)所示,2种流体的第二压力峰出现了较明显的差异,牛顿流体的第二压力峰较高,且随着滑油比的增加,非牛顿流体的第二压力峰降低,而膜厚分布差异较小;当卷吸速度增加到 $u_a=1.8 \text{ m/s}$ 时,如图2(c)所示,2种流体的弹流特性出现了显著差异,非牛顿流体的入口区压力大于牛顿流体,从接触区入口到出口区,两者的压力分布始终存在差异,随着滑

油比的增加,非牛顿流体的第二压力峰逐渐消失,与非牛顿流体相比,牛顿流体的第二压力峰更高,在接触区入口,非牛顿流体的膜厚大于牛顿流体,且滑油比越大,这种差异越明显,滑油比较大的非牛顿流体较早出现了油膜出口现象,且滑油比越大, $T=0$ 油膜的最小膜厚越小,因此,在轻载条件下,2种流体的弹流特性随卷吸速度的增加而产生差异,卷吸速度越大,2种流体的弹流特性差异越大;同时高温条件下滑油比的影响更大,非牛顿效应更明显。

3.1.2 特征应力 σ_0 的影响

图3给出了轻载、低速条件下,特征应力对牛顿流体和非牛顿流压力、膜厚以及摩擦因数的影响,可见,在轻载、低速工况下,特征应力对牛顿流体和非牛顿流体的膜厚几乎无影响,而对压力的影响主要体现在第二压力峰,且特征应力越小,非牛顿流体的第二压力峰越高,而特征应力对非牛顿流体的摩擦因数影响较为明显,由图3可见,随着特征应力的增加,非牛顿流体的摩擦因数随之增加。

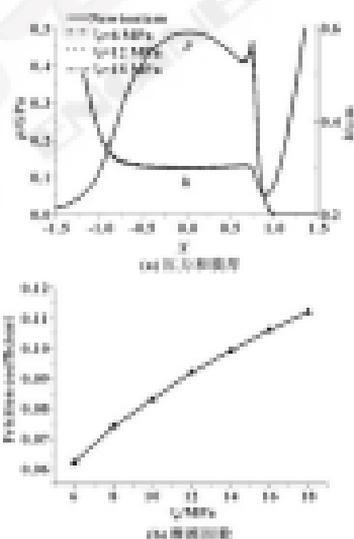


图3 特征应力对压力、膜厚和摩擦因数的影响
($p_a=0.5 \text{ MPa}$, $u_a=0.5 \text{ m/s}$, $slip=0.5$)

Fig.3 Effect of characteristic drawing stress on pressure and film thickness (a), and the friction coefficient (b) ($p_a=0.5 \text{ MPa}$, $u_a=0.5 \text{ m/s}$, $slip=0.5$)

3.1.3 进口轴速 u_a 的影响

图4、5比较了卷吸速度 $u_a=2.0 \text{ m/s}$ 、滑油比为

$\lambda=2.0$ 时, 最大峰值压力分别为0.5、1.5、2.5 GPa时牛顿流体与非牛顿流体在 $T=0$ 截面的膜厚和压力分布。由图4(a)可见, 在高速 ($u_{in}=2.0$ m/s)、大滑流比条件下, 当载荷较轻 ($p_{in}=0.5$ GPa) 时, 膜厚与压力分布存在明显差异, 牛顿流体的压力分布有较为明显的第二压力峰, 且第二压力峰值较大。而同样工况下非牛顿流体没有明显的第二压力峰, 压力曲线分布比较平缓。如图4(b)、(c)所示, 2种流体在接触区入口处的膜厚分布差异较大, 且两者都有较为明显的膜厚出口膨胀, 非牛顿流体出现出口膨胀

的时间相对较早, 且 $T=0$ 截面的最小膜厚低于牛顿流体。随着载荷的增加, 如图5(a)所示 ($p_{in}=1.5$ GPa), 两者压力分布的差异减小, 似在第二压力峰处存在差异; 在接触区入口处, 非牛顿流体的膜厚大于牛顿流体。当载荷增加至 $p_{in}=2.5$ GPa 时, 如图5(b)所示, 牛顿流体与非牛顿流体之间的压力分布几乎无差异, 而非牛顿流体的膜厚要小于了牛顿流体的膜厚。因此在高速、大滑流比条件下, 载荷对2种流体的挤流特性影响较大, 且载荷越小, 非牛顿效应越明显。

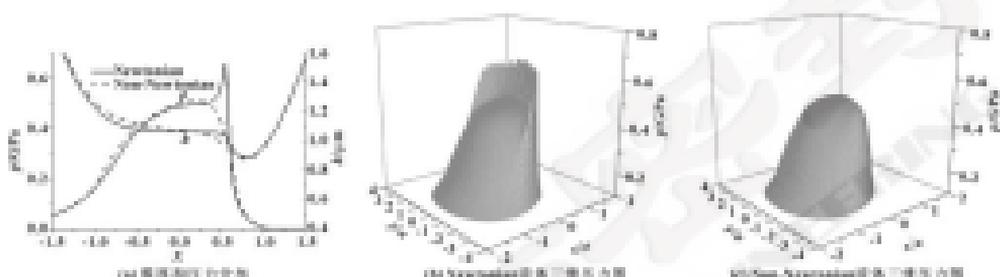


图3 轻载下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较和三维压力图 ($p_{in}=0.5$ GPa, $u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

Fig. 3 Comparison of film thickness and pressure of $T=0$ and three-dimensional maps of the pressure (a) (c) under light load condition ($p_{in}=0.5$ GPa, $u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

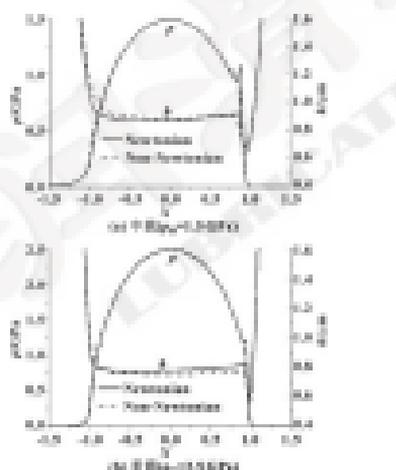


图4 中载、重载下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较 ($u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

Fig. 4 Comparison of film thickness and pressure of $T=0$ under medium and heavy load ($u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

图4给出了中载、高速条件下, 滑流比较小时的压力和膜厚分布。可见, 2种流体的挤流特性差异主要体现在膜厚分布, 压力的分布趋于一致。与大滑流比条件不同(见图5(b)), 非牛顿流体的膜厚始终大于了牛顿流体。因此, 高速重载条件下, 滑流比对2种流体的膜厚分布影响明显。

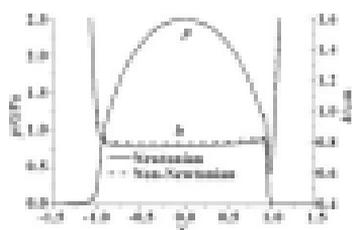


图5 重载、低滑流比下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较 ($p_{in}=2.5$ GPa, $u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=0.5$)

Fig. 5 Comparison of film thickness and pressure of $T=0$ under heavy load and small slip ratio ($p_{in}=2.5$ GPa, $u_{in}=2.0$ m/s, $\lambda=0.5$)

3.2 特定条件下牛顿与非牛顿流体试液分析

取速度波动的幅值 $A=2$ ，速度波动的周期 $t_0=0.0001$ ，把速度波动的持续时间 t_0 等分成 100 份，整个时变振的时间计算域为 $0 \leq t \leq 4t_0$ 。

当 $p_0=0.8 \text{ GPa}$ ， $u_0=2.0 \text{ m/s}$ ，初始磨痕比为 0.25 时，图 7 给出了速度变化过程中 $Z=0$ 截面上 8 个瞬时的压力和膜厚分布。其中 $t=0$ 时的压力和膜厚为初始速度 $u_0=2 \text{ m/s}$ 时的稳态解。可以看出，速度的增大对压力的影响主要体现在第二压力峰，且压力随速度的变化并不同步，即速度达到最大时 ($t=0.5t_0$)，第二压力峰仍在增加。在 $t=t_0$ 瞬时，二次压力峰破裂，且峰值最大。非牛顿流体的压力峰始终小于牛顿流体。膜厚对速度变化较为敏感，但对速度变化的响

应较慢。在 $t=0.25t_0$ 瞬时，速度处于增加过程，膜厚从接触区入口到出口逐渐减小，且非牛顿流体的膜厚小于牛顿流体。在 $t=0.5t_0$ 瞬时，速度达到最大值，2 种流体在入口区的膜厚变大于出口区，非牛顿流体的膜厚略大于牛顿流体。在 $t=0.75t_0$ 瞬时，2 种流体的膜厚达到一种较稳定状态，除油膜最薄处，入口区与出口区膜厚无明显差异。在 $t=t_0$ 瞬时，速度减小到 u_0 ，入口区的膜厚明显减小，接触区出现了油膜增厚现象。在 $t=2t_0$ 瞬时，牛顿流体的膜厚分布趋于稳定，非牛顿流体膜厚出现较大的波动。在速度波动结束后，从 $t=3t_0$ 瞬时至 $t=4t_0$ 瞬时，2 种流体的压力和膜厚分布与 $t=2t_0$ 瞬时差异很小。

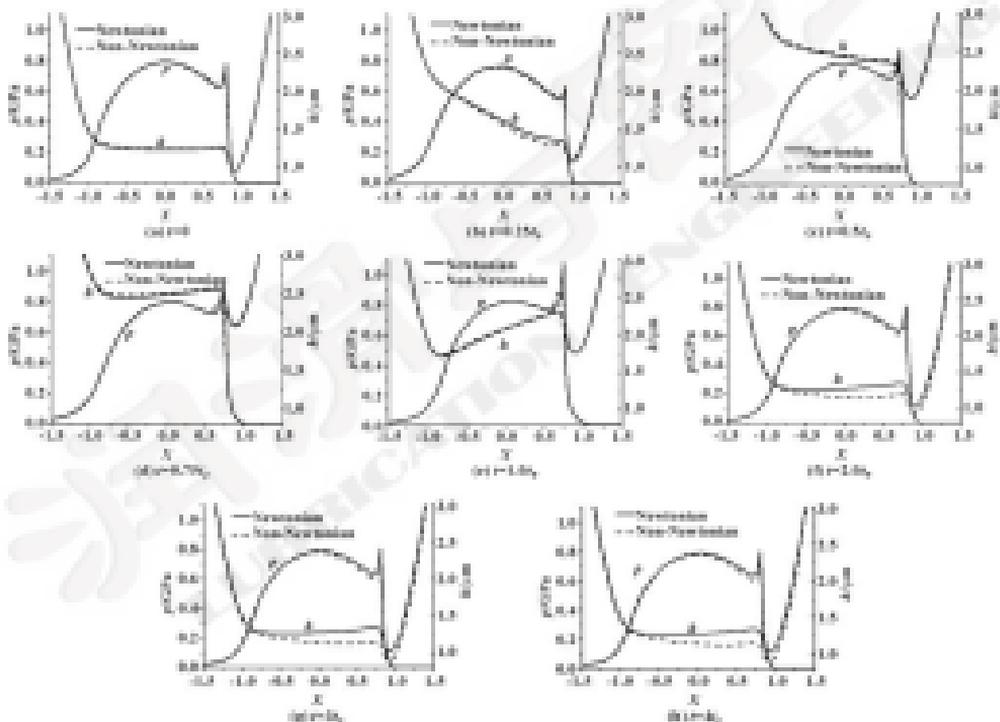


图 7 速度变化时 $Z=0$ 截面上 8 个瞬时的膜厚和压力比较 ($p_0=0.8 \text{ GPa}$ ， $u_0=2.0 \text{ m/s}$)

Fig. 7 The pressure and film thickness at right instants on $Z=0$ for various in velocity ($p_0=0.8 \text{ GPa}$ ， $u_0=2.0 \text{ m/s}$)

图 8 给出了牛顿流体与非牛顿流体的最小膜厚随时间的变化。可见，当 $t=0.5t_0$ 瞬时速度达到最大值时，最小膜厚仍在增加，即最小膜厚的变化滞后于速度的变化。牛顿流体的最小膜厚在 $t=1.5t_0$ 瞬时逐渐

稳定，最小膜厚略大于速度变化前的状态。而非牛顿流体的最小膜厚在 $t=1.5t_0$ 瞬时逐渐稳定，最小膜厚略小于速度变化前的状态。

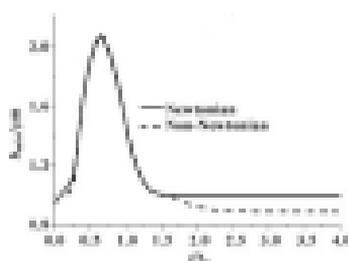
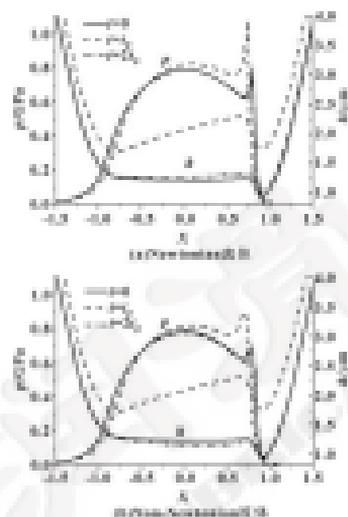


图8 2种流体最小膜厚随时间的变化

Fig.8 Variation in the minimum film thickness versus time for the two fluid

图9给出了2种流体在相同速度、不同瞬时的压力和膜厚比较。

图9 速度相同, 2个瞬时的膜厚和压力比较
($u_0=0.8\text{ m/s}$, $u_1=2.0\text{ m/s}$)Fig.9 Comparison of 2 instants film thickness and pressure at the same velocity ($u_0=0.8\text{ m/s}$, $u_1=2.0\text{ m/s}$)

由图9可以看出, 在速度的波动变化过程中, 虽然这2个瞬时的速度相同, 但是压力和膜厚分布差异比较明显, 在 $t=0$ 瞬时, 压力和膜厚分布与其他瞬时的分布差异较大, 牛顿流体的第二压力峰更加尖锐。从 $t=0$ 和 $t=2s$ 2个瞬时的压力、膜厚分布可见, 在速度波动结束后的一个周期, 2种流体的膜厚分布趋于稳定, 相较于速度波动之前的膜厚分布稍有差

异。与第0瞬时相比, 2种流体第2s瞬时入口区膜厚差异较小, 出口区的膜厚差异较大, 牛顿流体第2s瞬时膜厚大于第0瞬时膜厚, 非牛顿流体反之。因此, 等温点接触弹流润滑条件下, 牛顿与非牛顿流体的动态响应和润滑侧的非牛顿效应不容忽视。

4 结论

(1) 等温、轻载、低速工况下, 牛顿与非牛顿流体的弹流特性几乎无差异, 随着速度的增加, 牛顿流体产生较为尖锐的第二压力峰, 非牛顿流体入口区膜厚明显增加, 且峰高比增大增加越明显。

(2) 等温、轻载工况下, 速度较小时, 特征响应力对非牛顿流体的压力和膜厚几乎无影响, 摩擦因数随着特征响应力的增加而增加。

(3) 在高速、大摩擦比条件下, 载荷较轻时2种流体的压力和膜厚分布差异明显, 非牛顿效应显著, 但随着载荷的增加, 这种差异逐渐减小。

(4) 在时变条件下, 由于速度波动, 2种流体的压力和膜厚分布都会发生明显变化, 牛顿流体产生尖锐的第二压力峰, 非牛顿流体的第二压力峰在各个瞬时始终小于牛顿流体, 2种流体的膜厚变化与速度变化并不同步。

参考文献

- [1] DOWSON D, HIGGINS G R. Elastohydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication [M]. Oxford, Pergamon Press, 1966.
- [2] 杨玉峰, 李振, 张俊. 非牛顿流体弹流润滑特性分析 [D]. 青岛: 青岛理工大学, 2005.
- [3] 胡金波, 杨伟, 周海. 基于瞬态弹流润滑问题的热效应及非牛顿效应分析 [J]. 润滑与密封, 2003, 28(2): 18-22.
- [4] CHU J L, YANG P, YANG P R. Analysis of thermal effect and non-newtonian effect based on transient elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2003, 58(2): 18-22.
- [5] LIU X, YANG M, YANG P, et al. Non-Newtonian thermal analysis of point EHL contacts using the flying model [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122(1): 79-83.
- [6] 王高波, 周海, 杨伟. 非牛顿流体对点接触弹流润滑特性的影响 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 41-47.
- [7] WANG Y H, HONG X H, YANG H H, et al. Effect of non-Newtonian behavior of lubrication on the EHL in heavily loaded point contacts [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 41-47.
- [8] 杨伟. 流体润滑数值分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [9] YANG P, WEN S A generalized Reynolds equation for non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication [J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121(4): 693-698.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.07.010

考虑空穴压力的滑移表面径向滑动轴承性能研究

郑 勇 赵三星

(武汉科技大学机械自动化学院, 湖北武汉 430080)

摘要: 以给定转速的复合滑移表面径向滑动轴承为研究对象, 基于二元滑移模型, 利用质量守恒算法研究滑移长度(轴承滑移长度与半径间隙的比值)、偏心率 and 空穴压力对径向轴承的承载力、偏位角、摩擦因数的影响, 并和非滑移表面径向轴承进行比较。研究表明, 随着滑移长度增大, 承载力增大, 摩擦因数减小, 当滑移长度超过 10 后, 这些变化趋于饱和; 偏心率为 0 时复合滑移表面轴承仍具有一定的承载力, 适当提高偏心率, 承载力增加, 摩擦因数减小, 稳定性提高; 空穴压力对复合滑移表面径向滑动轴承性能性影响有限。

关键词: 复合滑移表面; 质量守恒算法; 摩擦性能; 空穴压力

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-1079(2017) 07-0104-06

Study on Performance of Journal Bearing with Slip Surface by Considering Cavitation Pressure

ZHENG Yong ZHAO Sansong

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

Abstract: Taking the given rotational speed of journal bearing with a combined slip surface as the research object, based on the two-component slip model, the influence of non-dimensional slip length (ratio of the bearing's slip length and clearance), eccentricity and cavitation pressure on the load capacity, attitude angle and friction coefficient was studied by using the mass conservation algorithm, and the results were compared with those under non-slip condition. The results show that as non-dimensional slip length increases, load capacity is increased and friction coefficient is decreased. However, all of them will reach a state of saturation when the non-dimensional slip length is more than 10. There exists a certain bearing capacity for the bearing with a combined slip surface when the eccentricity is 0. Properly increasing the eccentricity can enhance load capacity, reduce friction coefficient and improve stability of the bearing. The influence of the cavitation pressure on the performance of the journal bearing with a combined slip surface is obvious.

Keywords: combined slip surface; mass conservation algorithm; friction performance; cavitation pressure

非滑移边界条件(在固液表面上没有相对运动)一直是流体力学研究的基础。最近几十年, 随着微纳科技、测试技术以及制造技术的发展, 研究者从试验中观察到了滑移现象的发生。KOSIPI 和 TAMBULEN^[1] 通过试验发现水在刻蚀的玻璃表面能够发生滑移。WATANABE 等^[2] 通过对直径为 16 mm 高纯水管道的高速速度测量发现水与壁面产生滑移现象, 并且发现滑移速度与剪应力成正比。NEJO 等^[3] 通过试验发现牛顿流体在固体表面上发生滑移现象。

表面滑移通常能减少摩擦力^[4], 但同时也是以牺牲承载力^[5-6] 为代价。FORTIER 和 SALANT^[7] 研究了具有复合滑移表面(矩形滑移区域)的径向滑动轴承的摩擦学性能; WE^[8] 研究了具有不同滑移特性的复合表面径向滑动轴承的摩擦学性能及其机制; WANG 等^[9] 研究了具有复合滑移表面(圆形滑移区域)的径向滑动轴承的摩擦学性能。这些研究表明, 合理地将轴瓦表面设计成具有不同滑移特性的复合滑移表面能明显增大承载力并减小摩擦力。

目前, 关于径向滑动轴承壁面滑移的理论研究的尚较少, 考虑空穴压力(负压)和滑移的综合作用对轴承性能影响的研究还未见刊。本文作者基于质量守恒算法^[10] 和二元滑移模型^[11], 以具有复合滑移表面的径向轴承为研究对象, 综合考虑滑移条件和空穴负压对径向滑动轴承性能的影响, 探究在稳态下, 不同的滑移长度、偏心率、空穴负压对轴颈压力分布、

·通信作者简介: 国家自然科学基金项目(51405010); 武汉科技大学企业基金及其控制教育重点攻关项目(20140002)。

收稿日期: 2016-09-14
修回日期: 2016-11-11, 男, 硕士研究生, 研究方向为轴承润滑分析, E-mail: zhengyong1988@163.com

承载力、偏位角、摩擦因数等的影响,对轴承系统设计及其工程应用具有一定的参考价值。

1 理论模型

1.1 滑移机理分析

复合滑移表面径向轴承结构如图1所示,轴瓦表面由滑移区域和非滑移区域构成,滑移区域设计成

形,滑移区域的设计变量参数为周向滑移长度 L ,和轴向滑移长度 m ,轴瓦以角速度 ω 绕轴瓦轴保持静止,轴瓦表面和轴瓦的非滑移区由传统的材料构成,轴瓦的滑移区由具有低屈服限应力材料构成(文中,屈服限应力 $\sigma_s=0$)。

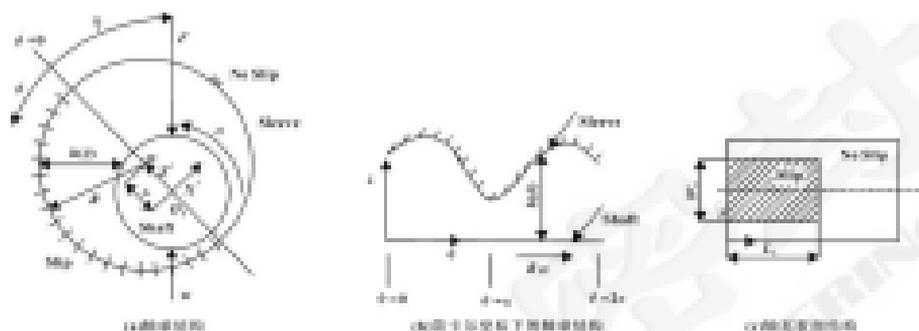


图1 径向轴承结构、笛卡尔坐标下的径向轴承结构和轴瓦表面结构

Fig.1 Diagrams of journal bearing configuration (a) journal bearing in Cartesian coordinate configuration (b) and bearing sleeve surface (c)

等厚度不考虑轴惯性效应的简单固体的 Navier-Stokes (N-S) 方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

二元滑移模型为

$$\tau_x = \tau_{x0} + \frac{\eta}{\alpha} \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2)$$

式中, τ_x 为固液表面剪应力; τ_{x0} 为固液表面微限剪应力; α 为滑移速度。

对式(1)进行求解之前需要确定边界条件,根据二元滑移模型,当 $\tau_x = \tau_{x0}$ 时,滑移发生且滑移长度 h 保持不变,假设固液表面剪应力总是阻止滑移,考虑到文中的微限剪应力为0($\tau_{x0} = 0$),故此时的边界条件为

$$\begin{cases} x=0, u=0, v=0 \\ x=h, \tau_x = \frac{h}{\alpha} \left(-\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right), \tau_y = \frac{h}{\alpha} \left(-\eta \frac{\partial v}{\partial x} \right) \end{cases} \quad (3)$$

利用边界条件式(3)对式(1)进行积分求得周向和轴向的速度表达式:

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 - \left(\frac{\omega R}{h+k} + \frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{k+2h}{h+k} \right) y + \omega R \\ v = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} y^2 - \left(\frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \frac{k+2h}{h+k} \right) y \end{cases} \quad (4)$$

将式(4)沿滑移厚度方向积分求得周向和轴向单位宽度流量并结合流量连续方程得控制方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{3h}{k+h} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \left(1 + \frac{3h}{k+h} \right) \right] = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \omega \alpha R h \left(1 + \frac{h}{k+h} \right) \right] \end{aligned} \quad (5)$$

采用质量守恒原理,由式(5)得到如下 $P-\theta$ 模型:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{3h}{k+h} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \left(1 + \frac{3h}{k+h} \right) \right] = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \omega \alpha R h \left(1 + \frac{h}{k+h} \right) \right] \end{aligned} \quad (6)$$

对式(6)进行无量纲化处理:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[R^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \left(1 + \frac{3R}{R+h} \right) \right] + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left[R^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \left(1 + \frac{3R}{R+h} \right) \right] = \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\eta \omega \alpha R \left(1 + \frac{R}{R+h} \right) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

无量纲化量为

$$H = \frac{h}{r}, \quad T = \frac{2\gamma}{L}, \quad \phi = \frac{\alpha}{R}, \quad R = \frac{h}{r}, \quad P = \frac{r'}{\omega r k^2}$$

式中: h 为油膜厚度; $h = r^* \cos \phi$; r^* 为轴颈偏心率; r 为半径间隙; 偏心率 $e = a/c$; R 为轴颈半径; L 为轴颈长度; k 为裙带长度; ω 为轴颈角速度; γ 为润滑油的动力粘度; ϕ 为周向量纲一坐标; T 为轴向量纲一坐标; p 为油膜压力; θ 为流比无量纲变量。

对式 (7) 利用有限差分法^[13] 进行离散得:

$$A_i P_{i,j} = A_i P_{i,j-1} + A_i P_{i,j+1} + A_i P_{i-1,j} + A_i P_{i+1,j} + \theta_{i,j} S_{i,j} - \theta_{i,j} S_{i,j} \quad (8)$$

式 (8) 中各参数:

$$A_i = R_{i,j}^2 / (1.0 + 3.0R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$A_i = R_{i,j}^2 / (1.0 + 3.0R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$A_i = [2R_{i,j} / (1.0 + 3.0R_{i,j})]^2 R_{i,j}^2 / (1.0 + 3.0R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$R_{i,j} = R_{i,j} + R_{i,j}$$

$$A_i = [2R_{i,j} / (1.0 + 3.0R_{i,j})]^2 R_{i,j}^2 / (1.0 + 3.0R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$R_{i,j} = R_{i,j} + R_{i,j}$$

$$A_i = A_i + A_i + A_i + A_i$$

$$S_i = 0.024R_{i,j} / (1.0 + R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$S_i = 0.024R_{i,j} / (1.0 + R_{i,j} / R_{i,j} + R_{i,j})$$

$$R_{i,j} = 0.5(R_{i,j} + R_{i,j})$$

其中: Δx 、 $\Delta \theta$ 分别表示控制容积周向和轴向的步长, 对式 (8) 进行求解的过程中, 采用质量守恒边界条件:

$$P = P_i, \quad \theta = 1 \text{ (空穴区)}$$

$$P = P_i, \quad \theta = 1 \text{ (全膜区)}$$

迭代求解过程中, 先对油膜压力分布场和流比率分布场做初值, 利用式 (8) 分别计算各点位的压力和新的流比率值, 当 $P_{i,j} = P_i$, $\theta_i = 1$; 当 $P_{i,j} = P_i$, $\theta_i < 1$, 油膜压力 P 和流比率 θ 互相耦合迭代计算, 当满足收敛精度时停止迭代, 得到稳定的压力和流比率值。为了加速迭代, 采用松弛迭代法:

$$\begin{cases} P = 0.5P_{new} + 0.7P_{old} \\ \theta = 0.5\theta_{new} + 0.7\theta_{old} \end{cases} \quad (9)$$

其中: 下角 new 表示当前迭代过程变量值; 下角 old 表示上一次迭代过程变量值。

为验证该算法的正确性, 按表 1 给出的径向轴承 ($R=0.0$) 参数加工况条件, 用 $P-\theta$ 模型计算, 并与文献 [13] 结果进行对比。

表 1 轴承参数和工况条件

Table 1 Geometric parameters and working conditions

参数	数值
半径 R/mm	0.05
长径比 $L/(2R)$	1.333
半径间隙 e/mm	0.0015
动力粘度 $\gamma/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.0217
环境压力 p_a/MPa	0
空穴压力 p_v/MPa	-0.072 136 79
偏心率 e	0.03
角速度 $\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	48.3

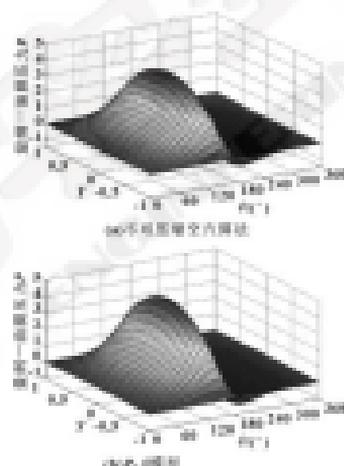


图 2 2 种不同方法下的油膜压力分布

Fig. 2 The oil pressure distribution calculated by two different methods

图 2 显示了文献 [13] 中的不可压缩空穴算法和文中的 $P-\theta$ 模型计算得到的轴承量纲一油膜压力分布。结果表明: 2 种算法得到的径向轴承量纲一油膜压力分布几乎完全一样, $P-\theta$ 模型计算的量纲一承载力和偏位角的相对误差分别为 1.11% 和 1%, 误差在合理范围内, 从而验证了该算法的正确性。

1.2 轴承载重

如图 1 (a) 所示, 径向轴承的 2 个方向上油膜力合力分别为

$$W_x = \frac{\omega R^2 L}{2\nu} \bar{W}_x = \frac{\omega R^2 L}{2\nu} \int \rho \cos\theta \sin\theta d\theta \quad (10)$$

$$W_y = -\frac{\omega R^2 L}{2\nu} \bar{W}_y = -\frac{\omega R^2 L}{2\nu} \int \rho \sin\theta \sin\theta d\theta \quad (11)$$

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (12)$$

说明一维合力为:

$$W' = \sqrt{W_x'^2 + W_y'^2} \quad (13)$$

偏位角:

$$\beta = \arctan\left(\frac{W_y'}{W_x'}\right) \quad (14)$$

径向轴承轴瓦表面的摩擦力:

$$F = \int \left[\frac{k}{2R} \frac{dy}{k} \left(\frac{k}{k+y} \right) + \left(\frac{\omega R^2 L}{k+y} \right) \right] dy = \frac{L\omega R^2 L}{2\nu} \int \left[\frac{W}{2} \frac{dW}{dW} \left(\frac{W+2R}{W+R} \right) + \left(\frac{1}{W+R} \right) \right] dW = \frac{L\omega R^2 L}{2\nu} f \quad (15)$$

轴瓦表面的摩擦因数:

$$f = \frac{C}{R} \frac{F'}{W} \quad (16)$$

2 结果与讨论

影响径向滑动轴承性能的因素颇多,下面结合滑移长度、偏心率、空气压力 3 个重要因素对复合滑移表面径向轴承性能的影响进行研究。轴承的工况参数如表 1 所示。在轴承轴瓦的滑移区采用有限差分法和牛顿迭代法进行迭代计算,在非滑移区令 $k=0$,式(7)即变成传统的雷诺方程。滑移区域设置成圆形,在周向和轴向的滑移长度分别设置成 $L_s=0.5L$, $W_s=0.7W$, L 和 W 分别为径向轴承的周向和轴向宽度。滑移区域的优化对系统性能的改变具有重要研究意义,但在本文中研究范围。

2.1 滑移长度的影响

WATANABE 等^[15]通过试验发现,滑移长度 k 的范围为 0.2~1.0 mm,文中取量纲一滑移长度 $k=0.0$ (非滑移)和 $k=1, 10, 20$ 。

图 3 和图 4 分别示出了在 4 种不同滑移长度下轴承中间截面周向及最小油膜厚度处 ($\theta=180^\circ$) 轴向油膜压力分布。由图 3 和图 4 可知:(1) 随着滑移长度的增加,油膜压力峰值不断增加,滑移长度越大,油膜压力峰值越大。其原因在于滑移区域雷诺方程发生了变化。(2) 当 $k=0$ 时,轴承的周向油膜压力峰值总是位于传统轴承周向油膜压力峰值的右侧,而轴承的轴向压力峰值与传统轴承轴向压力峰值都处于轴承的中间位置。(3) 当 $k>10$,周向和轴向油膜压力

不再随着滑移长度增大而改变,基本趋于饱和。

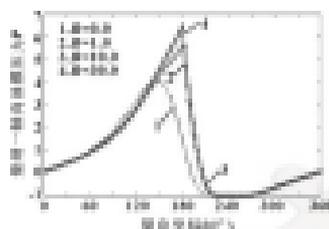


图 3 不同滑移长度下对应的周向油膜压力分布

Fig. 3 Circumferential pressure distribution at different slip length

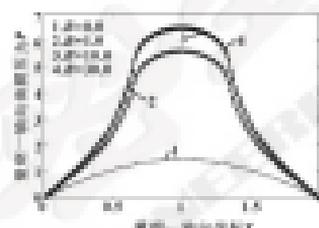


图 4 不同滑移长度下对应的轴向油膜压力分布

Fig. 4 Axial pressure distribution at different slip length

图 5 示出了滑移长度对轴承承载力、偏位角以及摩擦因数的影响。

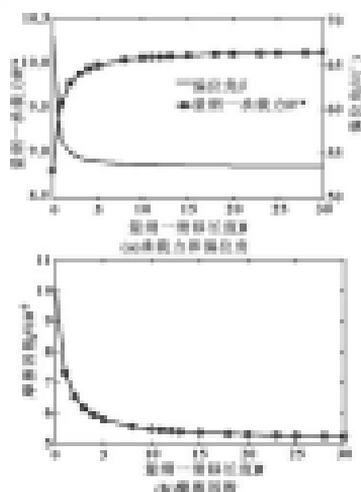


图 5 滑移长度对承载力、偏位角和摩擦因数的影响

Fig. 5 Effect of slip length on load capacity and attitude angle

(a) as well as friction coefficient (b)

由图5可知,随着搭接长度的增加,轴承的承载力不断增大,偏位角和摩擦因数不断减小,例如当 δ 由 0.0 增加到 20.0 时,承载力增加 14.1% ,偏位角减少 21.1% ,摩擦因数减小 45.8% ,但是这种增大或减小的速度是不同的,当 $\delta > 10$ 后搭接长度对承载力、偏位角以及摩擦因数的影响几乎达到饱和。

搭接长度 δ 在 $0 \sim 10$ 这个范围内对复合搭接表面轴承的承载力、偏位角和摩擦因数影响较大;超过这个范围后,搭接长度对承载力、偏位角和摩擦因数影响较小,这种复合搭接表面相比传统非搭接表面,能够明显地提高轴承的承载力,减少摩擦损耗,改善轴承的稳定性。这与FORBES和SALANT^[7]、WANG等^[8]的结论一致。

2.2 偏心率的影响

图6示出了偏心率和搭接长度对轴承的承载力、偏位角、摩擦因数的影响。

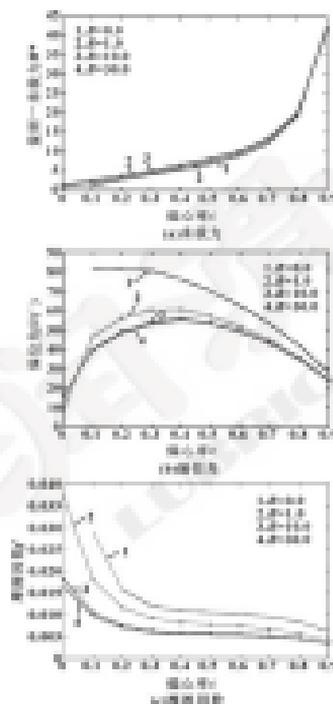


图6 偏心率对承载力、偏位角、摩擦因数的影响

Fig.6 Effect of eccentricity ratio on load capacity (a) attitude angle (b) and friction coefficient (c)

而增大,但偏心率越大搭接长度的影响越小,例如在 $e=0.1$ 和 $e=0.3$ 两种工况下,对于 δ 在 $0.0 \sim 20.0$ 变化时,承载力分别增大了 23.06% 和 14.72% 。(2)小偏心率时,复合搭接表面轴承承载力较小,但相对于非搭接表面轴承有所改善,需特别指出的是:当 $e=0.0$ (相当于等间距)时,复合搭接表面仍具有一定的承载力,这为等间距工况下形成液体动压、提高承载力提供了新的思路。(3)当偏心率 e 在 $0 \sim 0.3$ 变化时,偏位角随着偏心率的增加而增加,但随着搭接长度的增加而减少;当偏心率 $e > 0.1$ 时,偏位角随着偏心率和搭接长度的增加而减少(这与WANG等^[8]的结论一致)。(4)摩擦因数随着偏心率和搭接长度的增加而减小,但偏心率越大搭接长度影响越小,例如在 $e=0.1$ 和 $e=0.3$ 两种工况下,对于 δ 在 $0.0 \sim 20.0$ 变化时,摩擦因数分别减小了 20.7% 和 47.4% 。

2.3 空穴压力的影响

图7示出了空穴压力和搭接长度对轴承的承载力、偏位角、摩擦因数的影响。

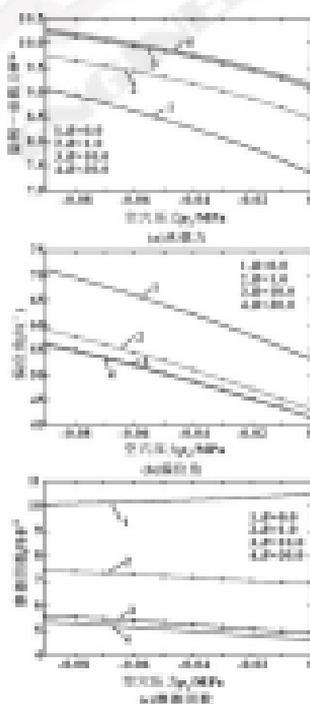


图7 空穴压力对承载力、偏位角、摩擦因数的影响

Fig.7 Effect of cavitation pressure on load capacity (a) attitude angle (b) and friction coefficient (c)

可知,(1)承载力随着偏心率和搭接长度的增加

可知, (1) 承载力随着空穴压力的降低而增大, 空穴压力越低 (即与环境压强越大), 承载力和偏位角越大; 当空穴压力趋近于 0 时, 轴承的承载力最小。(2) 非滑移表面轴承的摩擦因数随着空穴压力降低而大幅度减小, 而复合滑移表面轴承的摩擦因数随着空穴压力的降低而增大。例如在 $R=0.0$ (非滑移) 和 $R=30.0$ 两种工况下, 当空穴压力由 0 变为 -0.08 MPa 时, $R=0.0$ (非滑移) 时的摩擦因数减少了 3.9% , $R=30.0$ 时的摩擦因数增加了 14.19% 。

考虑空穴压力时, 复合滑移表面轴承相对于非滑移表面轴承, 承载力增加, 偏位角减小, 摩擦因数减小, 空穴压力越低, 滑移长度越大 ($R=10$), 承载力越大, 偏位角越小, 摩擦因数越小。因而, 在考虑滑移对轴承性能的影响时应综合考虑空穴压力的影响。

3 结论

基于二元滑移模型和质量守恒计算对复合滑移表面径向轴承进行数值计算, 探究不同的滑移长度、偏心率和空穴压力对轴承的承载力、偏位角和摩擦因数的影响, 得出以下结论:

(1) 相对于非滑移表面轴承, 增加复合滑移表面轴承的滑移长度不仅可以提高承载力, 减小摩擦因数, 同时提高系统的稳定性。但当滑移长度达到 10 以后, 这种改善趋于饱和。

(2) 复合滑移表面轴承系统的承载力随着偏心率的增加而不断增加, 在小偏心率时当偏心率为 0 时, 复合滑移表面轴承仍具有承载能力。

(3) 在考虑滑移对轴承性能的影响时应综合考虑空穴压力的影响。在相同工况下, 考虑空穴压力时, 复合滑移表面轴承能提供较大的承载力, 较小的摩擦因数, 较小的偏位角。

(上接第 53 页)

[4] 陈金磊, 陈沛然. 振动下的非牛顿流体润滑分析 [J]. 润滑与密封, 2006, 31(6): 27-28.

CHEN J L, CHEN P R. Analysis on the non-Newtonian thermal rheohydrodynamic lubrication subjected to normal vibration [J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(6): 27-28.

[5] CHEN P, YANG P. Influence of a slip film near the point con-

参考文献

- [1] JOSEPH P, TAYLOR J. Direct measurement of the apparent slip length [J]. Physical Review E, 2000, 71(3): 035303.1-7.
- [2] WATSON K, DEVLIN T, DEVLIN H. Drag reduction of Newtonian fluid in a circular pipe with a highly water-soluble surfactant [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1999, 383: 229-238.
- [3] NITO C, AN AND H, HOSAKAWA H, et al. Boundary slip in Newtonian liquids: a review of experimental studies [J]. Reports on Progress in Physics, 2000, 63(11): 2009-2067.
- [4] CHEN J B, SPIES H A, SAITO H. Newtonian lubrication in low-load hydrostatic lubrication with a hydrophobic surface [J]. Tribology International, 2007, 40: 193-199.
- [5] SPIES H A. The full-circled bearing Part 1, extended Reynolds equation [J]. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part 3, Journal of Engineering Tribology, 2001, 217(1): 1-10.
- [6] SPIES H A. The full-circled bearing Part 2, potential applications to low-load bearings [J]. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part 3, Journal of Engineering Tribology, 2001, 217(1): 23-26.
- [7] FURUKO T, SAITO H. Numerical analysis of a slider bearing with a journal bearing with a heterogeneous slip-two-slip surface [J]. Journal of Tribology, 2009, 137(4): 820-823.
- [8] WU C W. Performance of hydrodynamic lubrication (journal bearing with a slippery surface) [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2009, 60(6): 291-298.
- [9] WANG L L, LI C B, WANG M, et al. The numerical analysis of the radial slider bearing with combined surface slip [J]. Tribology, 2012, 27: 500-504.
- [10] ANJAN R P, JAI M, BHASKARA C C. A mass-conserving algorithm for dynamical lubrication problems with cavitation [J]. Journal of Tribology, 2009, 131: 031702.1-7.
- [11] SPIES H, GRASSIE S. Equation for slip of simple liquid at smooth solid surfaces [J]. Langmuir, 2000, 16: 5060-5071.
- [12] PILEGAARD S V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. New York: Hemisphere, 1985, 12-126.
- [13] 陈博. 基于质量守恒边界条件的滑移空穴问题 [D]. 上海: 上海交通大学, 2020, 2-74.
- net surface on thermal rheohydrodynamic lubrication [J]. Tribology International, 1999, 32: 167-173.
- [10] TENNEN C H. Multiscale solution of the EHL line and point contact problems [D]. Netherlands: Twente University, 1991.
- [11] BEHNKE A, LEIBERKANT A. Multiscale matrix multiplication and fast solution of integral equations [J]. Journal of Computational Physics, 1990, 91: 528-533.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.07.011

润滑介质对摩擦性能影响差异分析^{*}

何霞 廖文玲 王国荣 钟琳 李梦媛

(西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

摘要: L-CKD150润滑油和复合锂基稠滑脂已广泛应用于石油装备制造领域。为研究2种润滑介质对摩擦副摩擦性能及磨损机制的影响差异,采用MMW-1型微机控制立式万能摩擦磨损试验机,开展不同接触压力与线速度及不同润滑环境下摩擦学实验研究。结果表明:实验工况下,两“盒”摩擦副表面以磨粒磨损为主,同时存在粘着磨损;相比于L-CKD150润滑工况,复合锂基稠滑脂润滑时两“盒”表面磨痕更长更为严重,进而加大摩擦副接触疲劳损伤程度,最大波动幅值为L-CKD150润滑下的3.7倍;盒试样表面磨粒磨损与接触压力有关,0.5 MPa接触压力下,L-CKD150润滑时磨粒磨损较严重,1.5 MPa下则复合锂基稠滑脂润滑时更严重,磨粒磨损是影响盒试样磨损量差异的主要因。

关键词: 润滑油; 复合锂基稠滑脂; 磨粒磨损; 磨料磨损

中图分类号: TB1117.1 文献标志码: A 文章编号: 1000-0709(2017)07-0011-06

Analysis on Influence Difference of Lubricating Medium on Tribological Properties

HE Xia LIAO Wenling WANG Guorong ZHONG Lin LI Mengyuan

(School of Mechanical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengde Sichuan 610500, China)

Abstract: L-CKD150 lubricant oil and compound lithium lubrication grease are widely used in the fabrication and wear reducing of the oil and gas equipment. To investigate the influence difference of L-CKD150 lubricant oil and compound lithium lubrication grease on tribological properties and wear mechanism of friction pairs, the tribology experiments were carried out under different contact pressure and linear velocity as well as different lubrication condition by using pin-on-disc friction pair of MMW-1 vertical universal tribometer. The results show that under the experimental conditions, the wear mechanism of pin-on-disc friction surface is mainly abrasive wear, accompanying by adhesive wear. Compared with L-CKD150 lubrication, the adhesive wear of pin-on-disc surface under compound lithium grease lubrication is more serious, which results in the increasing of the fluctuation amplitude of friction coefficient, and the maximum fluctuation amplitude is 3.7 times of that under L-CKD150 lubrication. The abrasive wear of disc specimen surface is related to the contact pressure, under the contact pressure of 0.5 MPa, the abrasive wear of disc specimen surface is more serious when lubricated by L-CKD150, while under the contact pressure of 1.5 MPa, the abrasive wear is more serious when lubricated by compound lithium grease, and abrasive wear is the main factor to influence the wear loss of pin specimens.

Keywords: lubricant oil; compound lithium lubrication grease; abrasive wear; adhesive wear

据统计,一次能源的使用约 1/3 消耗于摩擦磨损^[1],约 70% 的设备损坏是由于各种形式的磨损而引起的,因此减小摩擦磨损对提高能源的有效利用率及设备的使用寿命具有重要意义。摩擦副表面的磨损与多种因素有关,其中润滑介质是重要因素之一,不

同润滑介质主要影响摩擦副表面油膜形成、润滑状态和磨损形式。润滑油和稠滑脂是 2 种主要的润滑介质,目前不同类型的润滑油和稠滑脂已被广泛应用于各种机械中^[2-4]。为此,针对一定工况下润滑介质对摩擦磨损的影响,研究人员做了大量的研究工作,从润滑介质组成、添加剂等方面找到合理有效提高其润滑性能的手段^[5-7]。

石油勘探、开发钻井过程中,石油装备制造的使用寿命、运转效率、运转成本等有着重要的影响^[8],而机械零部件的磨损失效又是影响石油机械如压裂泵^[9]、钻头轴承^[10-11]等的使用寿命的主要因素。L-CKD150润滑油和复合锂基稠滑脂已被广泛应用于

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51506030)。

收稿日期: 2016-12-26

作者简介: 何霞(1978—),女,硕士,副教授,研究方向为石油装备摩擦学理论。E-mail: hexia@swpu.edu.cn

通信作者: 廖文玲(1982—),男,硕士研究生,研究方向为钻井理论与应用力学。E-mail: 1828269772@163.com

在润滑油剂筛选过程中, 2种润滑油性能, 特别是黏度, 存在较大差异, 但并没有实验分析相同工况下 L-CKD450 润滑油和复合锂基润滑油对摩擦磨损性能的影响差异及 2 种润滑油下表面的磨损机制, 并基于磨损机制针对性地找到减小接触表面摩擦磨损的方法。

本文作者选用 L-CKD450 润滑油和复合锂基润滑油 2 种润滑油, 以钢-盘试件和 20CrNiMo 为钢-盘摩擦副试样材料, 采用 MMW-1 型摩擦副试验机开展摩擦学实验, 对此分析 L-CKD450 润滑油和复合锂基润滑油对摩擦磨损性能的影响差异及 2 种润滑油环境下表面的磨损机制。

1 实验部分

1.1 实验设备

实验装置为 MMW-1 型微机控制立式万能摩擦副试验机, 采用钢-盘摩擦副 (如图 1 所示) 进行摩擦学实验。钢试样与旋转主轴相连, 旋转轴转速由伺服电机控制, 范围为 $1 \sim 2000 \text{ r/min}$ 。盘试样通过螺钉定位, 固定安装在盘试样轴套中。试验载荷由轴杆传动机构加载, 并由压力传感器实时测量反馈得到, 最大载荷为 2 000 N。视觉传感器测量得到接触表面

的摩擦扭矩经换算后获得表面摩擦因数。

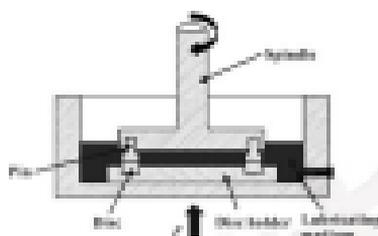


图 1 钢-盘摩擦副示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the pin-disk friction test

1.2 实验材料与实验方法

钢试样材料为 20CrNiMo, 盘试样材料为钢青铜, 其物理性能如表 1 所示。钢试样直径为 8 mm, 长度为 14 mm, 经磨削处理后表面粗糙度为 $0.03 \mu\text{m}$, 接触表面抛光处理粗糙度为 $Ra0.2 \mu\text{m}$ 。盘试样外径为 24 mm, 内径为 20 mm, 厚度为 30 mm, 表面氧化处理后粗糙度为 $0.03 \mu\text{m}$, 粗糙度为 $Ra0.2 \mu\text{m}$ 。润滑油剂分别为 L-CKD450 润滑油和复合锂基润滑油。

表 1 实验材料物理性能

Table 1 Physical properties of 20CrNiMo and beryllium bronze

材料	弹性模量 E/GPa	泊松比	抗拉强度 σ_b/MPa	硬度 $H_{\text{RC}}/(\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2})$
20CrNiMo	206	0.29	1 500	7.05
轴套铜	127.8	0.40	(1 200~1300)	8.2

在室温 ($20 \text{ }^\circ\text{C}$)、环境空气中开展摩擦学实验。实验前调试试验装置, 并安装试样及添加足够的润滑油剂。不同润滑油剂、载荷 (接触压力) 和速度下单次实验时间为 120 min, 具体工况如表 2 所示。实验前将利用石油醚和超声清洗机装置对钢-盘试样进

行清洗, 钢样品采用电子天平 (精度 0.0001 g) 测量试样质量。实验前将试样质量差值即为试样的磨减量, 并采用白光干涉仪 (BRUKER contour G1K-1) 和扫描电镜对试验后试样表面形貌及元素进行观察和分析。

表 2 工况参数

Table 2 Parameters of condition

Number	Contact pressure p/MPa	Velocity $v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	Lubricating medium
1	0.5	0.2	L-CKD450 lubricant oil
2	0.5	0.5	L-CKD450 lubricant oil
3	1.0	0.2	L-CKD450 lubricant oil
4	1.0	0.5	L-CKD450 lubricant oil
5	0.5	0.2	Compound lithium grease
6	0.5	0.5	Compound lithium grease
7	1.0	0.2	Compound lithium grease
8	1.0	0.5	Compound lithium grease

2 结果与分析

2.1 摩擦系数波动

图2给出了相同接触压力和速度工况下,同一盘试样接触表面摩擦系数在2种不同润滑介质下随时间变化关系。可知,4种不同工况下,相比L-CKD150润滑介质,复合锂基稠齿磨削条件下摩擦系数随时间波动更大,摩擦系数波动值如图3所示。此外,由图2(a)和图3可看出,接触压力为0.5 MPa,线速度

为0.2 m/s时,复合锂基稠齿磨削条件下摩擦系数呈阶跃状波动,阶跃状分布摩擦系数最大相差在2左右,该工况下的摩擦系数波动幅度最大,为L-CKD150润滑油润滑时的4.7倍。由图2(d)和图3可知,接触压力为1.5 MPa,线速度为0.5 m/s时,复合锂基稠齿磨削条件下各阶段的摩擦系数均大于L-CKD150的润滑油,摩擦系数波动值也达到L-CKD150润滑油润滑时的3.9倍。

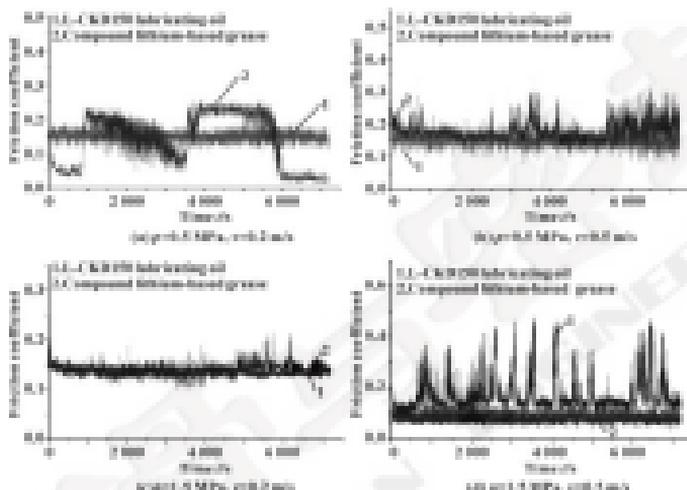


图2 摩擦系数随时间变化曲线

Fig. 2 Friction coefficient as a function of time

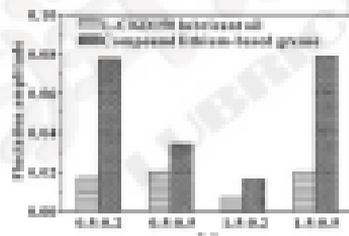


图3 不同工况下摩擦系数波动幅度

Fig. 3 Fluctuation amplitude of friction coefficient under different conditions

图4给出了不同润滑介质下同一盘试样的磨削量。由图4(a)可知,接触压力为0.5 MPa, L-CKD150润滑下的盘试样磨削量大于复合锂基稠

齿下的磨削量,但2种润滑介质下的磨削量差距很小;而在接触压力为1.5 MPa时,复合锂基稠齿磨削条件下盘试样的磨削量更大,且2种润滑介质下磨削量的差距明显增大;另外,最大盘试样磨削量出现在接触压力为1.5 MPa,线速度为0.5 m/s的复合锂基稠齿磨削工况下,最大磨削量为0.093 g,为相同工况下L-CKD150润滑油润滑时的6.9倍。由图4(b)可知,2种接触压力下,各线速度为0.2 m/s时复合锂基稠齿磨削条件下盘试样磨削量更大,在线速度为0.5 m/s时L-CKD150润滑油润滑条件下盘试样磨削量更大;另外,在接触压力为1.5 MPa,线速度为0.2 m/s工况下,复合锂基稠齿磨削条件下的盘试样磨削量最大,而相同工况下L-CKD150润滑油润滑时的磨削量最小,2种润滑介质下磨削量相差10倍。

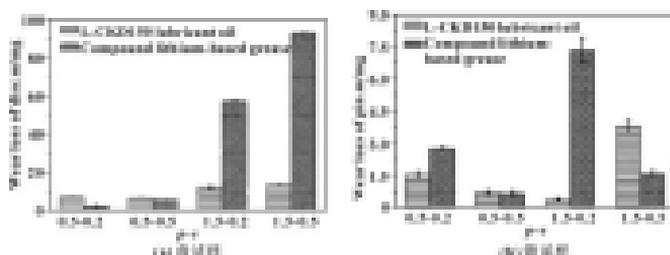


图4 销-盘试样磨损量 (a) 盘试样; (b) 销试样

Fig. 4. Wear loss of pin and disc specimens. (a) disc specimens; (b) pin specimens.

1.2 表面粗糙度分析

表3列出了不同实验工况下销盘副盘试样实验后表面形貌。可知, 接触压力为0.5 MPa时, 相比复合润滑剂润滑剂, L-CKD50润滑剂将下盘试样表面有更宽和更深的磨痕, 犁沟作用明显; 接触压力为1.5 MPa

时, 相比接触压力为0.5 MPa工况, L-CKD50润滑剂将下盘试样表面磨痕变化很小, 而复合润滑剂润滑剂将下盘试样表面磨痕变宽, 变深, 且比润滑剂润滑剂下更严重。

表3 不同工况下实验后销盘副盘试样表面粗糙度

Table 3. Wear morphology of disc specimens under different conditions.

	L-CKD50 油	复合润滑剂润滑剂
$p=0.5 \text{ MPa}$, $v=0.2 \text{ m/s}$		
$p=0.5 \text{ MPa}$, $v=0.5 \text{ m/s}$		
$p=1.5 \text{ MPa}$, $v=0.2 \text{ m/s}$		
$p=1.5 \text{ MPa}$, $v=0.5 \text{ m/s}$		

图5示出了不同工况下实验后盘试样表面粗糙度 R_a 和 R_p 值。可看出, 0.5 MPa 接触压力下,

L-CKD50润滑剂时盘试样粗糙度参数 R_a 和 R_p 值更大, 而1.5 MPa接触压力下, 复合润滑剂润滑剂时盘试

样表面粗糙度 R_a 和 R_z 值更大, 与表 3 中不同接触压力下测得介质环境表面粗糙度影响吻合。

对此分析图 4 (a) 中盘试样磨痕量, 表 3 中盘试样表面粗糙度和图 5 中盘试样表面粗糙度可知, 0.5 MPa 接触压力下, L-CKD450 润滑油时盘试样表面磨痕更宽、更厚, 表明摩擦副表面产生的磨粒磨痕更严重, 盘试样表面磨粒磨痕去除材料更多, 进而导致盘试样磨痕量更大, 与图 4 (a) 结果吻合。而 1.5 MPa 接触压力时, 复合锂基润滑油测得盘试样表面磨痕更严重, 盘试样的磨痕量更大, 因此, 盘试样表面磨粒磨痕差异是导致盘试样磨痕量差异的主要因素。

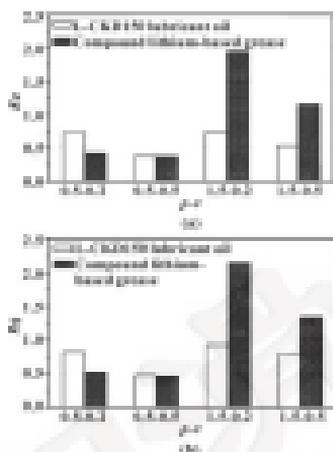


图 3 不同工况下盘试样表面粗糙度

Fig. 3 Surface roughness of disc specimens under different conditions

图 4 所示为不同工况下, 销试样表面 EDS 成分分析结果, 图中编号与表 2 中编号相对应。可知, 除 1、2 和 3 三种工况下 20Co/50Ni 销试样磨痕表面未发现铜元素, 其余工况下销试样表面均有不同量的铜存在, 因此 2 种润滑介质润滑环境下摩擦副表面存在一定数量的磨粒。此外, 相同接触压力和速度工况下, 由销试样表面铜元素含量对比 L-CKD450 润滑油和复合锂基润滑油 2 种润滑介质对磨粒磨痕的影响差异可知, 复合锂基润滑油测得时, 销试样表面铜元素含量均比 L-CKD450 润滑油环境下多, 因而表面磨粒磨痕更严重。磨粒磨痕时摩擦副表面金属不断发生磨蚀、破坏, 再磨蚀的交替过程^[2], 增加接触表面摩擦力的波动幅度, 进而导致复合锂基润滑油测得下摩擦副系数

波动幅度大于 L-CKD450 润滑油测得时, 如图 2 所示。

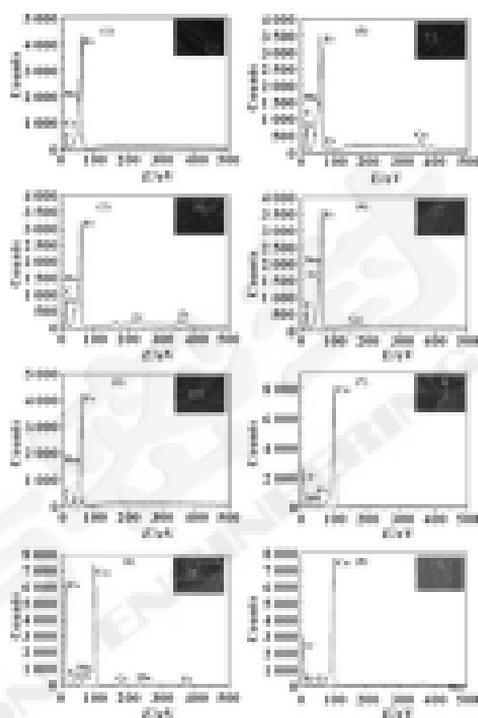


图 4 销试样表面 EDS 分析

Fig. 4 EDS analysis of pin specimens

3 结论

(1) 相比 L-CKD450 润滑油, 复合锂基润滑油测得将增大摩擦副的波动幅度, 0.5 MPa 接触压力和 0.2 m/s 速度下, 波动幅度最大, 增加 3.7 倍。

(2) 润滑介质对盘试样磨痕的影响差异与接触压力有关, 接触压力为 0.5 MPa 时, L-CKD450 润滑油测得下磨痕更大, 1.5 MPa 接触压力下测复合锂基润滑油测得下磨痕更大, 销试样磨痕的差异与线速度有关, 0.2 m/s 速度下, 润滑油测得下销试样磨痕更严重, 0.5 m/s 速度测得润滑油测得下磨痕更大。

(3) 实验条件下, 盘试样表面形貌及销试样 EDS 分析表明, 销-盘试样摩擦副表面主要以磨粒磨痕为主, 同时伴随着一定的磨蚀磨痕, 0.5 MPa 接触压力下, L-CKD450 润滑油下盘试样表面磨粒磨痕更严重, 1.5 MPa 接触压力下测复合锂基润滑油测得表面磨粒磨痕更严重, 磨粒磨痕是造成不同接触压力下润滑

介质对盘试样表面磨损速率的主要因素。此外,相比 L-CKD50 润滑油,复合微基团润滑油的磨损环境下摩擦副表面损伤更为严重,进而增加摩擦因数随时间变化的波动幅度。

参考文献

- [1] 蓝齐德.摩擦学原理[M].北京:清华大学出版社,1999,287-413.
- [2] MARTIN-LAFRANCO J R, VALANCA C, SANCHEZ M C, et al. Evaluation of thermal and tribological properties of lubricating greases modified with recycled LDPE [J]. Tribology Transactions, 2012, 55(4): 618-628.
- [3] LIU Y B, WANG C B, YUAN J J, et al. The effect of Fe₃O₄ solid lubricant on the tribological properties of bearing steel under grease lubrication [J]. Tribology Transactions, 2010, 53(3): 467-472.
- [4] XIA Y Q, WEN Z X, FENG X. Tribological properties of a lubricant-calcium grease [J]. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, 2019, 33(1): 30-36.
- [5] NAN F, XU Y, NI H S, et al. Effect of Cu nanoparticles on the tribological performance of silylated base grease [J]. Tribology Transactions, 2014, 57(10): 1020-1026.
- [6] 杨标, 周文强, 李屹. 纳米级碳纳米管油膜添加剂对两种铁 HT200 摩擦副性能的影响 [J]. 材料工程, 2010(4): 94-98.
- YANG B, ZHOU W B, LI Y, et al. Influence of nanopolymerizable lubricant additive on friction and wear properties of 6060 Al/SiC friction components [J]. Journal of Materials Engineering, 2010(4): 94-98.
- [7] 赵磊, 廖保华, 张思川. 纳米级碳纳米管油膜添加剂对两种材料表面的摩擦磨损行为 [J]. 材料研究学报, 2010, 30(4): 67-62.

- ZHOU L, CAO Z B, ZHANG Z C, et al. Tribological properties of graphene as effective lubricant additive in oil on treated bronze surface [J]. Chinese Journal of Materials Research, 2016, 30(1): 67-62.
- [8] 江泽明, 方建华, 葛汝冰. 石墨烯在井下基础油中含磷酯三元基础润滑油的摩擦减阻特性 [J]. 摩擦学报, 2016, 36(1): 111-116.
- [9] JIANG Z M, FANG J H, CHEN H S, et al. Tribological properties of base oil and lubricating oils containing ultraviolet phosphor ester composite (UV) [J]. Tribology, 2016, 36(1): 117-126.
- [10] 王同军. 牙轮钻头滑动轴承工作机理研究 [M]. 成都: 西南石油学院, 2002.
- [11] 何嵩, 廖文琦, 王同军. 牙轮钻头滑动轴承对压裂液地塞增稠剂摩擦性能的影响 [J]. 润滑与密封, 2016, 41(7): 98-104.
- HE X, LIANG W L, WANG C B, et al. Influence of ridge ridge tribo-ly on tribological performances of phosphor ester in lubricating grease [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(7): 98-104.
- [12] 王同军, 廖文琦, 方建华. 牙轮钻头滑动轴承失效分析 [J]. 润滑与密封, 2006, 31(10): 22-24.
- WANG C B, ZHENG J W, WANG Q J. Failure analysis of rock bit journal bearings [J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(10): 22-24.
- [13] 周志强, 王峻风, 廖文琦. 牙轮钻头滑动轴承失效分析 [J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2008, 30(3): 126-130.
- ZHANG Z Q, WANG X F, XU Y F, et al. The failure analysis of three roller bit sliding bearing [J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2008, 30(3): 126-130.

(上接第 47 页)

- [4] 周纪高, 陈云飞, 廖心俊. 牙轮钻头油膜配流平衡阀特性 [J]. 矿业工程学报, 2008, 24(12): 60-66.
- WU J B, ZHU Y F, ZHANG X J, et al. Balancing characteristics of flow divider guide in ball piston pump [J]. Transactions of the CSME, 2008, 26(12): 83-86.
- [5] 杨华勇, 艾青柳. 同轴轴向往复配流阀结构特性的研究进展 [J]. 中国机械工程, 2004, 15(17): 1587-1593.
- YANG H Y, AI Q L. Development of lubrication of port plate/cylinder block in axial piston pump [J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(17): 1587-1593.
- [6] 陈云飞, 周纪高. 径向柱塞泵配流轴受方平衡性分析 [J]. 机械与液压, 2009, 25(11): 78-79.
- CHEN Y F, ZHANG C B. Force analysis of flow divider guide in axial piston pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(11): 78-79.
- [7] 周宇武, 陈和标. 新型径向柱塞泵配流阀的结构设计研究 [J]. 润滑与气动, 2008(1): 7-9.

- JIANG X W, CHEN H Q. The structure design study for a certain axial piston pump with axial flow distribution [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2000(5): 7-9.
- [8] 廖本军, 史增祥. 产研具有动态反馈的配流阀设计方法 [J]. 液压气动与密封, 2000, 20(1): 22-26.
- SHEN Y J, ZHU W N, LI K L. A design method of the flow divider guide with pressure control feedback loop [J]. Hydraulic Pneumatics & Seals, 2000, 20(1): 22-26.
- [9] KOKIYOKO K, KANE H, OKAMOTO K. A study on characteristics of surface-restriction compressed gas bearing with T-shaped groove [J]. Bulletin of JSME, 1982, 25(210): 26-30.
- [10] AMES H B. High speed supports using aerostatic aerodynamic bearing [J]. Industrial Lubrication & Tribology, 2000, 52(2): 67-73.
- [11] 蓝齐德. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.07.012

适用于幂律流体螺旋密封封液能力近似解析分析*

陈 原 宋鹏云

(昆明理工大学化学工程学院 云南昆明 650500)

摘要:为研究密封介质为非牛顿流体的螺旋密封封液性能,以幂律流体为研究对象,基于CREANE推导的密封介质的牛顿流体时螺旋密封封液能力计算方法,将幂律流体二维定常流速度分布方程替代牛顿流体二维定常流速度分布方程,近似解析得到密封介质为幂律流体的螺旋密封封液能力表达式,将该近似解析计算结果与利用Fluent软件模拟的结果进行对比,两者数据较为吻合,利用理论近似解析法,分别分析操作参数和几何参数对封液能力的影响,结果表明,当螺旋密封用于密封幂律流体时,封液能力随粘度系数、流性指数、转速的增加而增大;随螺旋角、相对槽宽、相对槽深的增加先增大再减小。

关键词:螺旋密封; 幂律流体; 近似解析; 封液能力

中图分类号: TH42 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017)07-0012-06

Approximate Analytic Method on Sealing Capability of Helical Seal for Seal Power-law Fluid

CHEN Guo SONG Pengyun

(Faculty of Chemical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming Yunnan 650500, China)

Abstract In order to analyze the performance of the helical seal with the non-Newtonian fluid as seal medium, taking power-law fluid as the research object and based on CREANE's sealing capability equation for Newtonian liquid lubricated helical seal, the sealing capability equation for power-law fluid lubricated helical seal was obtained with approximate analytic method by replacing the velocity distribution equation of the two-dimensional steady flow of Newtonian fluid with the velocity distribution equation of the two-dimensional steady flow of power-law fluid. A comparison was made with the results for this approximate analytic method and the numerical simulation by Fluent software, which showed the results between the two methods were consistent. The influence of operating parameters and geometric parameters on the sealing capability was analyzed by the approximate analytic method. The results show that the sealing capability is increased with the increasing of flow behavior index, consistency coefficient and shaft speed, and increased at first and then decreased with the increasing of spiral angle, relative groove width and relative depth.

Keywords: helical seal; power-law fluid; approximate analysis; sealing capability

螺旋密封是一种非接触型流体动力密封,其适用于高温、高压、腐蚀以及含颗粒等苛刻介质工况,而被广泛应用于石油化工等行业中。螺旋密封典型结构如图1所示,当螺旋密封旋转时,无密封环间隙流体受到粘性剪切,从而形成由低压侧向高压侧的轴向压差,其值与密封腔内压力相等,使密封介质停

止漏^[1]。

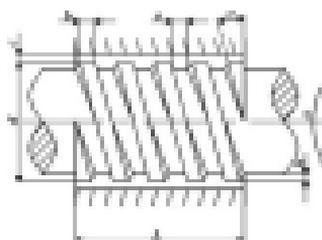


图1 螺旋密封典型几何模型

Fig. 1 Geometric model of helical seal

* 基金项目:昆明理工大学学科方向团队资助项目。

收稿日期:2016-09-20

作者简介:陈原(1982-),男,硕士研究生,研究方向为机械密封。E-mail: 694832624@qq.com

通信作者:宋鹏云(1960-),男,博士,教授,博士生导师,主要研究方向为流体密封技术。E-mail: songpengyun@kustm.km.cn

据压力平衡的观点,利用 N-S 方程推导出了层流工况下螺旋密封时液能力公式,但是在工程设计应用中与实际测得值差距较大。CHEN^[1]根据流量平衡观点,提出泵送流量与沿螺旋槽和沿螺旋密封的泄漏量之和相等,以此推导出的层流工况下螺旋密封时液能力公式适用性较强。GOLUBOV^[2]对螺旋密封分别处于前流和层流的工况进行数值模拟,得到了密封间隙漏损特征,并分析了提高密封液力的方法。薄相峰等^[3]采用自主设计的实验装置,对螺旋密封的螺旋槽宽、螺旋角等不同的螺旋结构参数做了对比研究。马利勃^[4]从泵的角度对螺旋密封“气泡”以及“密封失效”现象作出了合理、全面的解释,并提出了一种新型组合螺旋密封。刘宇伟等^[5]利用软件 MATLAB 对螺旋密封的螺旋结构参数进行优化,得到了最佳的螺旋密封参数。

上述有关螺旋密封的研究都是针对牛顿流体进行的,但是在化学工业、石油工业、生物医学等诸多领域还存在着很多非牛顿流体,如聚合物溶液、悬浮液、石油、稠油剂等,均呈现出非牛顿流体的特征^[6]。典型的非牛顿流体类型有幂律流体、宾汉流体和非牛顿性流体等^[6]。在此类介质的生产和输送过程中所使用的各类旋转机械均面临密封的问题,研究非牛顿流体的密封问题是十分必要的。

由于幂律流体是工业上常见的一种非牛顿流体,本文作者以幂律流体为研究对象,基于 CHEN^[1]推导密封介质为牛顿流体时螺旋密封时液能力的计算方法,将流量平衡观点^[1]得到的幂律流体二维定常流动速度分布方程替代牛顿流体二维定常流动速度分布方程,近似解得密封介质为幂律流体的螺旋密封时液能力表达式,将近似解的计算结果与利用 Fluent 软件模拟的结果进行对比,借此说明该近似解和法的合理性。

1 螺旋密封时液能力近似解析求解

在螺旋密封间隙上主要存在 2 种流动:由螺旋轴旋转带动介质旋转而引起的泵送流动和由密封两端压差引起的压差泄漏流动,其中压差泄漏流动分别发生在螺旋槽内和环形槽中。CHEN^[1]认为当泵送流量和泄漏流量相等时,密封可实现无泄漏,而所需的螺旋密封时液能力即此时密封腔与外界的压力差 Δp 。

1.1 泵送流量 Q_1 求解

泵送流动可简化为螺旋槽中的环状特流动,同化后的速度满足:

$$v_r = v + r\omega \sin\alpha \quad (1)$$

式中: v 为螺旋轴转动的圆周速度; ω 为沿螺旋轴方向的分量,即泵送速度; α 为螺旋角。

代人文献^[11]中幂律流体二维定常流动速度分布方程,可得螺旋槽槽内任意一点处的泵送速度表达式为

$$v = \frac{v_0}{1 + \frac{r}{\lambda}} \quad (2)$$

式中: λ 为槽径; v_0 为槽深方向坐标。

由于所得幂律流体环状特流动速度分布与牛顿流体环状特流动速度分布是一致的,因此当前密封介质为幂律流体时螺旋密封的泵送流量与密封牛顿流体一样,即:

$$Q_1 = \frac{\pi}{2(n+1)} \omega b \lambda \sin\alpha \quad (3)$$

式中: a 为轴向槽宽; b 为轴向齿宽; λ 为螺旋轴外径。

1.2 压差流量 Q_2 、 Q_3 求解

在牛顿螺旋槽内的压差流量 Q_2 时,可等效为两静止平行平板间的纯压差流动,等效后模型如图 2 所示,两平板间间隙高度为 h ,平板长度 $L/\sin\alpha$,平板宽度 $\sin\alpha$,其中, L 为螺旋长度, i 为螺旋头数, α 为螺旋角。

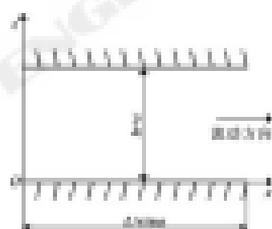


图2 等效流动模型

Fig. 2 Model of equivalent flow model

由文献^[11]中幂律流体二维定常流动速度分布方程可得此时幂律流体在两静止平行平板间的纯压差流动时速度分布表达式为

$$v = \frac{a(x^2 - h^2 - \epsilon)}{2\alpha m \left(\frac{\alpha m x}{h^2 + \epsilon} \right)^{1/n}} \frac{dp}{dx} \quad (4)$$

式中: α 为粘度系数; n 为流性指数。

将式(4)中的微元作如下替换:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{L/\sin\alpha} \quad (5)$$

且通过整个平板间隙的流量满足:

$$Q_2 = \sin\alpha \int_0^L v dx \quad (6)$$

联立式(4)、(5)、(6)可得:

$$Q_s = \frac{\Delta p}{12\mu\alpha \left(\frac{\cos\alpha}{k-e}\right)^{-1}} \cdot \frac{\pi i (k+e)^2 \cos^3\alpha}{L} \quad (7)$$

在求解螺旋槽内的流场速度 Q_s 时, 可等效为静止同心环形螺旋槽间的轴压差流动, 再将同心环形螺旋槽展开, 即为静止平行平板间的轴压差流动, 等效后模型如图 2 所示, 两平板间距高度为 e , 平板长度为 $kl/[\cos(\alpha+k)]$, 平板宽度为 $i\cos\alpha \cos(\alpha+k)$,

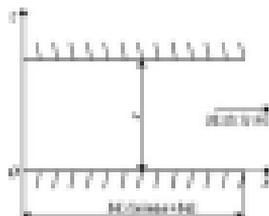


图2 等效流动模型

Fig.2 Model of equivalent flow

由文献 [11] 中螺旋流体二维定常流动速度分布方程可得此时螺旋流体在两静止平行平板间的轴压差流动时速度分布表达式为

$$u = \frac{e(x-e)}{2\mu\alpha \left(\frac{\cos\alpha}{k-e}\right)^{-1}} \frac{dp}{dx} \quad (8)$$

可将式 (8) 中的微元形如下替换:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p \cdot (\alpha + k)}{kl/\cos\alpha} \quad (9)$$

且通过整个平板间距的流量满足:

$$Q_s = (\alpha + k) i \cos\alpha \cos\alpha \cdot \int_0^e u dx \quad (10)$$

联立式 (8)、(9)、(10) 可得:

$$Q_s = \frac{\Delta p}{12\mu\alpha \left(\frac{\cos\alpha}{k-e}\right)^{-1}} \cdot \frac{(\alpha + k)^2 \pi^2 \cos^3\alpha \cos\alpha}{L} \quad (11)$$

再设 k_1 为相对槽宽, 满足 $k_1 = \cos(\alpha+k)$; k_2 为相对槽深, 满足 $k_2 = (k-e)/e$, 可得螺旋槽的几何形状关系满足:

$$\alpha i = \alpha k_1 \cos k_2 \quad (12)$$

$$k = e(k_2 - 1) \quad (13)$$

由式 (3)、(7)、(11) 可建立 $Q_s = Q_1 + Q_2$, 再代入关系式 (12)、(13), 可得密封螺旋流体时螺旋密封的轴压差力 Δp 表达式为

$$\Delta p = \frac{6\mu\alpha e^2 \alpha (\cos\alpha)^{-1} \cos^3\alpha (k_2 - 1)}{k_1^{-1} \cos^2\alpha + \frac{1}{k_2 - k_1}} \cdot \frac{1}{e^2} \quad (14)$$

将令:

$$K = \frac{6\mu\alpha \cos(k_2 - 1) \cos^3\alpha}{k_1^{-1} \cos^2\alpha + \frac{1}{k_2 - k_1}}, \quad \text{将其为密封系数,}$$

则式 (14) 可简化为

$$\Delta p = \frac{\mu\alpha k_1^{-1} K}{e^2} \quad (15)$$

值得注意的是, 当式 (15) 中的粘性指数 $n=1$ 时, 所得的螺旋密封时轴压差力方程与文献 [3] 中所称的螺旋密封于密封平板流体时轴压差力方程一致, 这说明所称螺旋密封时轴压差力方程也适用于密封介质为平板流体的情况。

2 算例验证

为验证用于密封螺旋流体的螺旋密封时轴压差力理论解法的合理性, 将理论解与计算结果与利用 Fluent 软件模拟的结果进行对比分析。

2.1 算例描述

螺旋密封的几何参数和流体参数大部分来自于文献 [12], 螺旋槽外径 $d = 30 \text{ mm}$, 螺旋长度 $L = 40 \text{ mm}$, 螺旋角 $\alpha = 30^\circ$, 槽深 $k = 0.2 \text{ mm}$, 轴向槽宽 $e = 0 \text{ mm}$, 轴向槽宽 $l = 0 \text{ mm}$, 螺旋头数 $i = 2$, 平板间距分别为 $e = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 \text{ mm}$, 环境压力 $p_1 = 0.1013 \text{ MPa}$, 轴轮的转速为 $\omega = 3000 \text{ rad/s}$, 密封介质取文献 [12] 中不含固相的水基型钻井液, 其密度为 $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$, 稠度系数为 $m = 3 \text{ Pa} \cdot \text{s}^n$, 流性指数为 $n = 0.6$ 。

2.2 流场几何划分

为便于分析研究, 将螺旋密封内部流域分为 2 部分, 如图 4、5 所示, 螺旋密封密封的内部流场流动特性可知, 图 4 所示流场的流体是在螺旋槽内随螺旋轴旋转, 将其称为动域, 图 5 所示流场的流体相对与动域是静止的, 故将其称为静域。



图4 动域

Fig.4 Moving zone

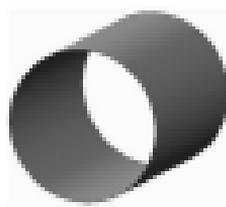


图5 静域

Fig.5 Stationary zone

利用软件 ICEM 进行网格划分, 对动域进行网格划分时, 采用四面体占优的网格类型先得到四面体网格, 端面的个数由圆柱头数控制, 再将四面体网格拉伸成非结构六面体占优的动域网格。对静域进行网格划分时, 在端面作 O-Grid 形成结构型面网格, 再将四面体网格拉伸成非结构六面体的静域网格。最后, 将动静域进行网格绑定, 交界处利用 Interface 连接。

2.3 求解器设置

采用软件 Fluent 对模型密封区域进行求解。求解时, 对于动域使用移动坐标系 (Moving Reference Frame), 设置转速为 ω 。对于静域网格参数设置, 与动域接触的所有壁面设定为移动壁面 (Moving Wall), 给定转速为 ω , 与静域接触的所有壁面设定为静止壁面。密封腔侧端面设置为压力进口 (Pressure-Inlet), 大气侧端面设置为压力出口 (Pressure-Outlet)。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法, 压力插值采用 Second Order 格式, 迭代精度为 1×10^{-4} 。

2.4 近似解法与数值模拟法对比分析

为了减少数值模拟中由网格导致的误差, 必须对网格的独立性进行检验, 以消除网格与模拟结果的影响。图 4 给出了半径腔体 $r=0.05 \text{ mm}$ 时模型密封时液能力 Δp 在不同网格数 N 下的计算结果, 当不同的网格数下得到的结果误差小于 2% 时, 则认为结果可靠^[2]。综合考虑计算精度和计算机配置情况, 所采用的网格数为 1 185 320。对于其他的计算模型均进行网格独立性检验。

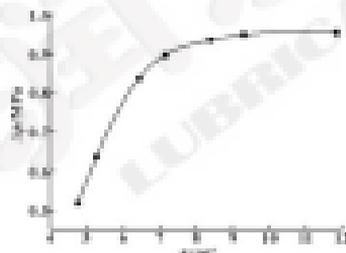


图4 网格独立性检验

Fig. 4 Mesh independence test

当半径腔体 r 分别为 0.05、0.1、0.15 和 0.2 mm 时, 近似解法求得的时变能力与数值模拟的计算结

果进行比较。如图 7 所示, 可以看出, 近似解法和数值模拟法表示的变化趋势一致, 计算结果较为吻合。

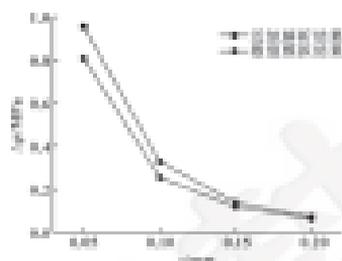


图7 2种方法所得时变能力值比较

Fig. 7 Comparison of sealing capability by two methods

3 密封密封时液能力影响因素分析

为进一步研究影响密封密封时液能力的因素, 以本文数值案例中的操作参数和几何结构的参数为基础, 利用时液能力近似解法表达式, 变化单个参数, 研究密封密封时液能力随这些参数的变化规律。

3.1 操作参数对时液能力的影响

流性指数 n 和稠度系数 m 是表征非牛顿流体的重要物性参数, 因此研究非牛顿流体的流性指数 n 和稠度系数 m 对模型密封时液能力的影响是十分有必要的。在不改变其他参数的前提下, 分别求出 n 在 0.00~1.00 之间 7 个不同稠度系数时的时液能力 Δp , 如图 8 所示; 在不改变其他参数的前提下, 分别求出 m 在 0.5~1.5 之间 9 个不同流性指数时的时液能力 Δp , 如图 9 所示。

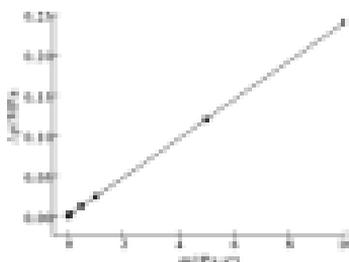


图8 时液能力与稠度系数关系曲线

Fig. 8 The relation curve of sealing capability and the consistency coefficient

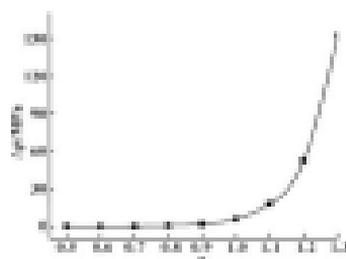


图9 封液能力与流性指数关系曲线

Fig. 9 The relation curve of sealing capability and the flow behavior index

由图8可以看出,封液能力 Δp 随稠度系数 m 的增大而线性增加,因此可知,较大稠度系数的非牛顿流体更容易被密封;由图9可以看出,封液能力 Δp 随流性指数 n 的增大而增加,且增加的速率也随流性指数 n 的增大而加快,因此可知,当密封介质为非牛顿流体($n > 1$)时,稠度密封的封液能力比密封介质为假塑性流体($n < 1$)时强,换言之,同一稠度密封在固定转速的情况下,密封腔内的介质为非牛顿流体比介质为假塑性流体时可承受的压力大。

在不改变其他参数的前提下,分别求出 ω 在50~700 rad/s之间8个不同转速时,假塑性流体($n = 1.3$)和假塑性流体($n = 0.6$)的封液能力 Δp ,如图10所示,可以看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,封液能力 Δp 随转速 ω 的增大而增加,并且,当密封介质为假塑性流体时,封液能力 Δp 的增大速率随转速 ω 的增大是增加的,而当密封介质为假塑性流体时,封液能力 Δp 的增大速率随转速 ω 的增大是减小的,这也意味着高转速密封下的稠度密封更有利于对非牛顿流体的密封。

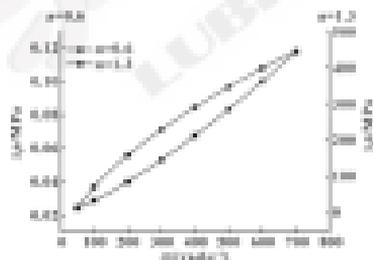


图10 封液能力与转速关系曲线

Fig. 10 The relation curves of sealing ability and the shaft speed

3.2 几何结构参数对封液能力的影响

在不改变其他参数的前提下,分别求出 α 在 $3^\circ \sim 30^\circ$

之间10个不同倾角时,假塑性流体($n = 1.3$)和假塑性流体($n = 0.6$)的封液能力 Δp ,如图11所示。

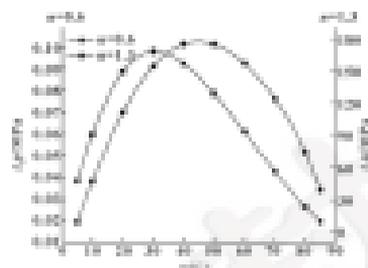


图11 封液能力与螺旋角关系曲线

Fig. 11 The relation curve of sealing capability and the spiral angle

由图11可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,封液能力 Δp 都随螺旋角 α 的增大先增大再减小,最大峰值出现在 α 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 的范围内,可同理假设想来解释这一现象,当螺旋密封的螺旋角为 $\alpha = 0^\circ$ 、 $\alpha = 90^\circ$ 时,螺旋槽实际分别为与轴纵向平行和与轴线平行的槽,这2种情况都是不可能产生轴向的泵送流场的, $\Delta p = 0$,因此在 $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ 螺旋密封的封液能力会出现最大值,从图中还可看出,在其他参数相同的情况下,密封介质为假塑性流体时的螺旋密封出现最大封液能力所对应的螺旋角比密封介质为假塑性流体时大,这为密封介质为非牛顿流体时螺旋密封的设计中螺旋角的选择提供了理论指导。

在不改变其他参数的前提下,分别求出 R_s 在0.1~0.9之间9个不同相对宽度时,假塑性流体($n = 1.3$)和假塑性流体($n = 0.6$)的封液能力 Δp ,如图12所示。

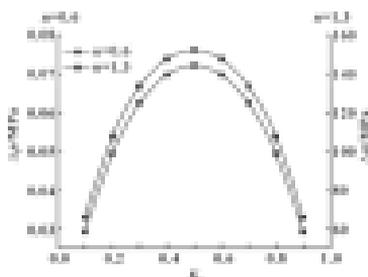


图12 封液能力与相对槽宽关系曲线

Fig. 12 The relation curve of sealing capability and the relative groove width

由图 12 可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,时变能力 Δp_r 随相对密封宽 k_r 的增大先增大再减小,最大值出现在 $k_r = 0.5$ 时。由于 $k_r = \omega/(a+k)$,这意味着螺旋密封轴向往复宽与轴向齿宽相等时,这为密封介质为非牛顿流体时螺旋密封的设计中相对密封宽的选择提供了理论指导。

在不改变其他参数的前提下,分别求出 k_r 在 1.5~6 之间 100 个不同相对密封宽时,假塑性流体 ($a=1.5$) 和假塑性流体 ($a=0.4$) 的时变能力 Δp_r , 如图 13 所示。

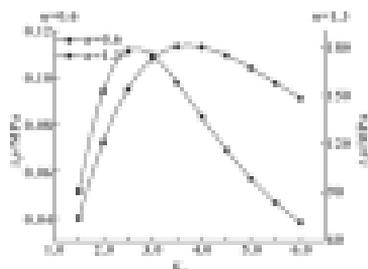


图 13 时变能力与相对密封宽关系曲线

Fig 13 The relation curves of sealing ability and the relative power depth

由图 13 可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,时变能力 Δp_r 随相对密封宽 k_r 的增大先增大再减小,最大值出现在 k_r 为 2~4 的范围内。由于 $k_r = \omega/(a+k) < 1$,这意味着螺旋密封时密封与平均间隙宽度比值为 1~3 时,螺旋密封的时变能力最强。还值得注意的,在其他参数相同的情况下,密封介质为假塑性流体时螺旋密封时变最大时变能力所对应的相对密封宽比密封介质为假塑性流体时大。这为密封介质为非牛顿流体时螺旋密封的设计中相对密封宽的选择提供了理论指导。

4 结论

(1) 以非牛顿流体为研究对象,通过忽略解析求解,获得螺旋密封时变能力表达式,可为螺旋密封的设计与应用提供理论依据。

(2) 当螺旋密封用于密封非牛顿流体时,时变能力随刚度系数、流性指数、转速的增加而增大;随螺旋角、相对密封宽、相对密封厚的增加先增大再减小。当螺旋角 $\alpha = 20^\circ \sim 40^\circ$, 相对密封宽 $k_r = 0.5$, 相对密封厚 $k_t = 2 \sim 4$ 时螺旋密封的时变能力最佳。

参考文献

[1] 蔡永波, 郑旭东. 轴唇密封螺旋密封的优化模型与优化计算

[J]. 液压与气动, 2009, 33(12): 177-18.

[2] DE J R, PRINC X B. Optimization model and calculation of loading helical seal for seal pumps [J]. Fluid Machinery, 2009, 33(12): 175-180.

[3] KOSKI E V. Hydrodynamic seal for rotating shafts [J]. Chemie Ingenieur Technik, 1989, 61(10): 2007-212.

[4] CHENGE A B. Theoretical for the surface sealings pumps [C]. // Proceedings of 7th International Conference on Fluid Sealing, 1975.

[5] GOLDSTEIN A L. The development of a three-stage screw-type helix seal [C]. // Proceedings of 8th International Conference on Fluid Sealing, 1980.

[6] 高旭峰, 刘斌, 倪顺利. 气-液螺旋密封性能的试验研究 [J]. 液压与气动, 2011, 35(8): 1-5.

[7] HU X F, LIU H, HONG H L, et al. Experimental investigation on the capability of spiral seal [J]. Fluid Machinery, 2011, 35(8): 1-5.

[8] 马国辉. 螺旋密封气-液密封失效机理分析 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(3): 15-18.

[9] MA GH. Analysis on the mechanism of gas ingestion and failure of helical seal [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(3): 15-18.

[10] 刘志伟, 李俊刚, 刘少军, 等. 螺旋密封时变能力的计算及其优化 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 1327-1330.

[11] LIU X W, SHENG Y J, LIU J, et al. The calculation and optimization of sealing capability for spiral seal [J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(8): 132-135.

[12] YANG Q-H, HU PRINC, YANG Y K. A novel Reynolds equation of non-Newtonian fluid for lubrication simulation [J]. Technology International, 2009, 50(12): 1897-1903.

[13] LIU H L, MOORE G V, WOODS R H. A sealing rule for the flow mobility of a power-law fluid through unidirectional three-groove seals [J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, 2011, 84(10): 46-50.

[14] 高洪梅, 周平. 非牛顿流体 [M]. 4 版. 北京: 清华大学出版社, 2012: 237-28.

[15] 袁朝干, 袁朝晖. 非牛顿流体的非定常流动方程在密封轴向往复密封中的应用 [J]. 内燃机学报, 1988, 6(2): 160-176.

[16] QIU Z C, CHEN H N. Application of the unsteady Reynolds equation for non-Newtonian fluids in dynamically loaded journal bearing [J]. Transactions of CSICE, 1999, 4(4): 367-376.

[17] 杨晓全. 几何参数对螺旋密封性能影响的研究 [D]. 上海: 华东理工大学, 2010.

[18] 杨志. 非牛顿流体在流道中流动特性的数值模拟 [D]. 青岛: 中国海洋大学, 2010.

[19] 严文, 宋鹏云, 毛文亮, 等. 螺旋密封气-液密封面气液两相场的数值分析 [J]. 摩擦与密封工程学报, 2019, 39(8): 227-232.

[20] CHEN W, SHENG P Y, SHAO W Y, et al. Numerical analysis of temperature field of gas film in spiral groove dry gas seal [J]. Journal of Design and Integration Machinery Engineering, 2019, 33(8): 222-228.

DOI: 10.3969/j.issn.0273-0890.2017.07.013

离子渗硫层在油润滑条件下的转动微动摩擦磨损性能*

罗 军¹ 蔡福兵¹ 莫继良¹ 彭金方¹ 朱曼曼²

(1. 贵州学院化学与材料工程学院, 材料表面与腐蚀防护贵州高校工程研究中心, 贵州贵阳 550005;
2. 西南交通大学摩擦学研究所, 牵引动力国家重点实验室, 四川成都 610031)

摘要: 利用低温离子渗硫技术在 L250 钢表面制备渗硫层, 在干摩擦和油润滑条件下开展不同角位移幅度的转动微动摩擦试验, 并利用扫描电子显微镜、能谱仪和电镜仪对表面进行微观分析。试验结果表明, 与干摩擦相比, 油润滑条件下离子渗硫层呈现由不同的微动运行工况区, 部分微动区和部分轻度的边界向主滑动, 微动区的运行范围增大; 在部分微动区, 渗硫层在油润滑条件下的摩擦因数几乎不变, 且明显高于干摩擦, 磨损十分轻微; 在微动区, 渗硫层在油润滑条件下的摩擦因数的低于干摩擦, 呈现“初始-陡升-稳定”3个阶段, 其磨损机制为磨粒-磨痕磨损。

关键词: 转动微动; 离子渗硫层; 复合润滑; 摩擦磨损性能

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0273-0890(2017)07-013-06

Rotational Fretting Tribological Properties of Ion Sulfurized Layers under Oil Lubrication

LUO Jun¹ CAI Zhenbing¹ MO Jiliang¹ PENG Jinfang¹ ZHU Manman²

(1. Engineering Research Center for Materials Protection of Wear and Corrosion of Guizhou Province, University of Guizhou, College of Chemistry and Materials Engineering, Guiyang University, Guiyang Guizhou 550005, China;
2. Tribology Research Institute, traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China)

Abstract: The sulfurized layer was prepared on the surface of L250 steel by low temperature ion sulfuration technique. The rotational fretting wear tests of sulfurized layer were carried out under different angular displacement amplitudes in dry sliding and oil lubrication. The wear scars were analyzed by scanning electron microscope, energy dispersive spectroscopy and surface profilometer. The experimental results show that the sulfurized layer show different wearing condition fretting map in oil lubrication compared with dry sliding. The boundary between slip regime and partial slip regime moves to the left. The width of the slip regime is broadened. In the partial slip regime, the friction coefficient of the sulfurized layer in oil lubricating presents as a constant which is significantly lower than in dry sliding. And the damage of the sulfurized layer is very slight. In the slip regime, the friction coefficient of the sulfurized layer in oil lubrication exhibits "initial-rapidly-steady stages", which is still lower than that in dry sliding. Moreover, the wear mechanism of the sulfurized layer in oil lubrication is mainly abrasive wear and delamination in the slip regime.

Keywords: rotational fretting; ion sulfurized layer; composite lubrication; tribological properties

转动微动是在法向载荷的作用下处于接触面上的两半圆轴或轴销与接触面不平行的往复运动, 作为一种典型微动运行模式, 其微动摩擦磨损现象较其在其它各制造业中, 已成为零部件失效的重要因

素^[1]。作为固体润滑剂由于高承载力和低摩擦系数等特点, 在轴向、径向以及摆动微动模式上具有显著的抗微动磨损性能^[2], 而离子渗硫在效率、寿命、环保等方面有诸多优势, 使之在固体润滑领域中扮演了重要的角色^[3]。离子渗硫层既适用于宏观干摩擦磨合, 又广泛应用在油润滑工况, 实现“固体润滑-液体润滑”的复合润滑^[4]。然而, 目前针对油润滑条件下的离子渗硫层是否适合转动微动以及其抗转动微动磨损性能的评价等均鲜有研究报道。基于此,

* 基金项目: 教育部创新团队科学基金项目(8071170); 国家自然科学基金项目(51605009)。

收稿日期: 2017-06-17

作者简介: 罗军(1980—), 男, 博士, 副教授, 研究方向为摩擦学与表面工程, E-mail: luojun_gyfu@163.com

本文作者将研究离子渗碳层在油润滑条件下的转动微动摩擦性能, 从而进一步深化和丰富对离子渗碳层抗微动微动摩擦的认识。

1 试验部分

1.1 试验材料及制备

试验所用的基材材料为中碳钢 1250 钢 (尺寸为 $20\text{ mm}\times 20\text{ mm}\times 20\text{ mm}$, 表面粗糙度 $R_a=0.01\text{ }\mu\text{m}$),

对摩副采用 GG15 钢球 (直径为 40 mm , 表面粗糙度 $R_a=0.01\text{ }\mu\text{m}$)。表 1 显示了 1250 钢和 GG15 钢的主要化学成分和机械性能。离子渗碳利用 LDM2-15 型等离子化学热处理设备, 具体工艺参数见表 2。制备的渗碳层主要由 Fe₃C 和 Fe₂C 组成 (见图 1), 表面粗糙度 $R_a=1.2\text{ }\mu\text{m}$, 表面硬度为 1HV (65±5), 渗碳层厚度为 $2\text{ }\mu\text{m}$ 。

表 1 基材 1250 钢和对摩副 GG15 钢的主要化学成分和机械性能

Table 1 Chemical composition and mechanical properties of the substrate and counterpart

Material	Elements mass fraction w/%							Mechanical property				
	C	Si	Mn	Cr	Mo	P	S	Ni	σ_b/MPa	σ_s/MPa	Hardness	EC/CPa
1250	0.50	0.20	0.44	0.39	—	0.09	0.09	0.09	560	400	H1220	210
GG15	0.54	0.19	0.29	1.49	0.03	0.09	0.01	0.34	1 400	2 000	H1800	210

表 2 离子渗碳处理工艺参数

Table 2 Process parameters of surface nitriding technology

反应气体	升温电流/A	保温温度/°C	保温电压/V	保温时间/h	保温电流/A
酒精碱蒸汽	3	280	8.50	5	33

表 3 转动微动试验参数

Table 3 Test parameters for rotational fretting

滑动频率 /Hz	相位差 /°	轴向载荷 /N	循环次数
0.5	$0.125^\circ\sim 1^\circ$	20~50	1~1 000

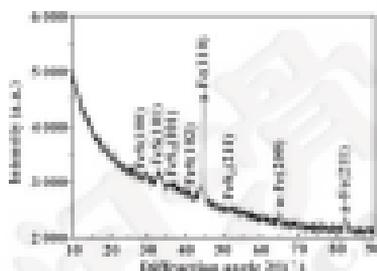


图 1 离子渗碳层表面 X 射线衍射图谱

Fig. 1 XRD spectrum of the surface of the ion-nitrided layer

1.2 转动微动试验

转动微动摩擦试验的装置基于文献 [8] 所述装置, 表 3 为详细的试验参数。油润滑通过 60° 机械油润滑整个摩擦副实现。微动试验后, 摩擦副的微观形貌使用 Quanta200 型扫描电子显微镜和 XRM40 型光学显微镜获得。摩擦区域的成分利用扫描电子显微镜配套的 7666-66 WDX 型能谱仪分析, 摩擦的二硫化亚铁通过 NanoMap-D 型纳米仪测定。

2 结果与讨论

2.1 微动运行区域特征

研究结果表明微动运行区域可由微动试验得到的 $F_t-\theta$ (摩擦力-角位移曲线) 曲线确定^[7-8]。图 2 所示为离子渗碳层在干摩擦和油润滑条件下随循环次数变化的 $F_t-\theta$ 曲线, 如图 2 (a) 所示, 当 $F_t=20\text{ N}$, $\theta=0.125^\circ$, 干摩擦和油润滑条件下渗碳层的 $F_t-\theta$ 曲线均为直线型, 表明微动运行于部分摩擦状态。当角位移幅值增加到 0.25° 或 0.5° (见图 2 (b), 2 (c)), 渗碳层在干摩擦条件下经过短暂的磨合后 $F_t-\theta$ 曲线继续呈直线型, 而在油润滑条件下, 整个微动循环中 $F_t-\theta$ 曲线表现为平行四边形, 即微动摩擦进入了完全摩擦状态。当角位移幅值增加到 1° , 渗碳层在 2 种环境下下的 $F_t-\theta$ 曲线均呈现平行四边形, 渗碳层在干摩擦条件下也进入了完全摩擦状态。

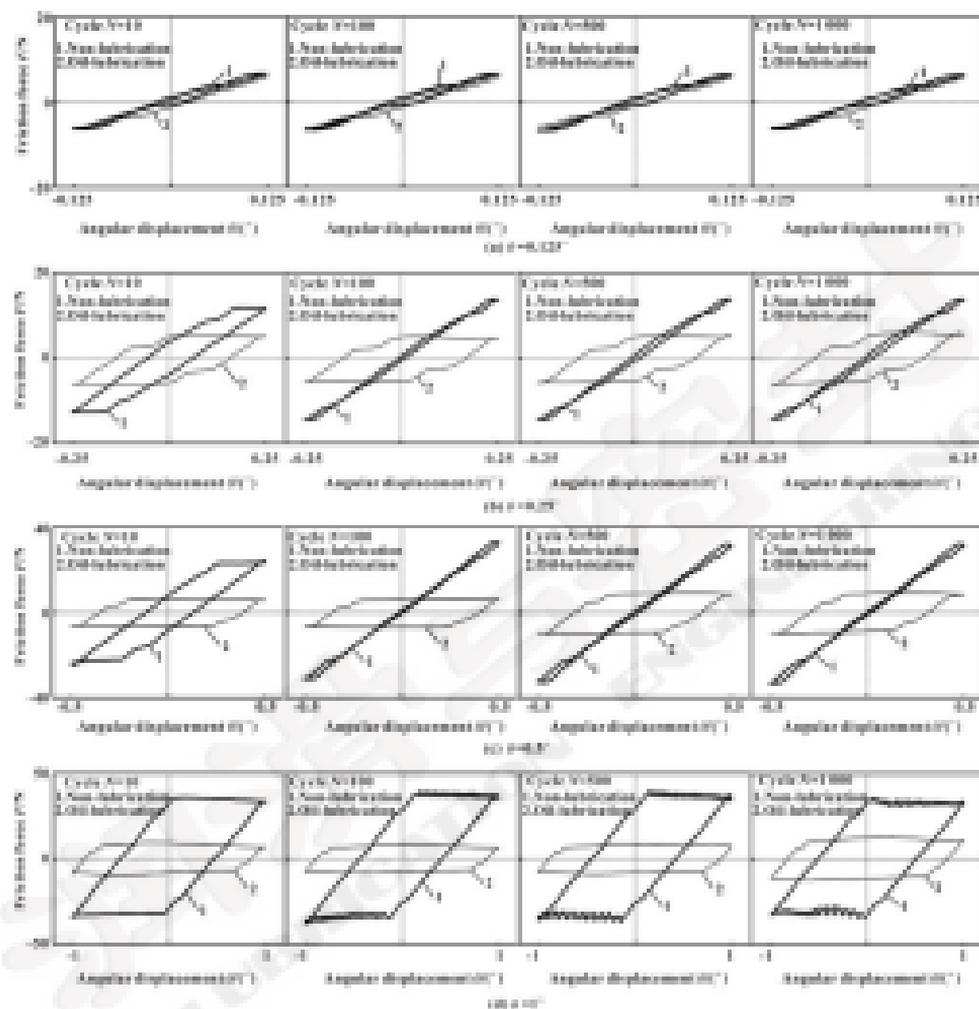


图2 两子薄膜层在不同负载和油膜条件下干摩擦和油膜条件的 P_s - P_m 曲线随循环次数的演变 ($F_s = 20\text{ N}$)

Fig.2 Evolution of the P_s - P_m curves as function of the number of cycles of two collected layers in dry sliding and oil lubrication under varied angular displacement ($F_s = 20\text{ N}$)

图3示出了两子薄膜层在干摩擦和油膜条件下的运行工况微动图。2种环境下均未发现混合区^[10]。薄膜层在干摩擦和油膜条件下的微动运行区域不同,油膜条件下,磨擦区(Slip Region, SR)与

部分磨擦区(Partial Slip Region, PSR)的界限向左移动,可能由于处在复合润滑条件下的薄膜层具有更好的基体特性。

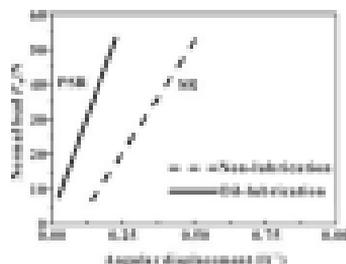


图3 离子液膜层在干摩擦和油润滑条件下的运行工况摩擦图 ($N=1\ 000$)

Fig. 3 Running condition friction map of ion collected layer in dry sliding and oil lubrication ($N=1\ 000$)

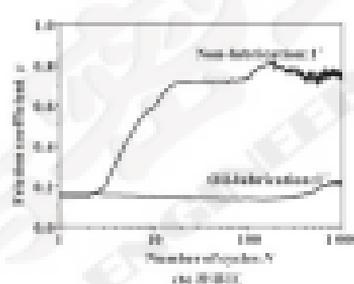
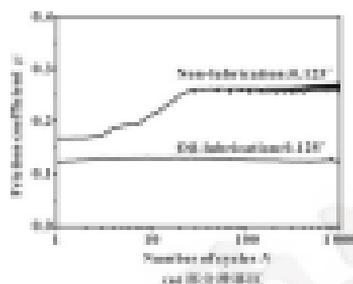


图4 离子液膜层在干摩擦和油润滑条件下不同滑动区域的摩擦系数对比 ($F_N=20\ N$)

Fig. 4 Comparison of the friction coefficient of ion collected layer in different testing under dry sliding and oil lubrication ($F_N=20\ N$)

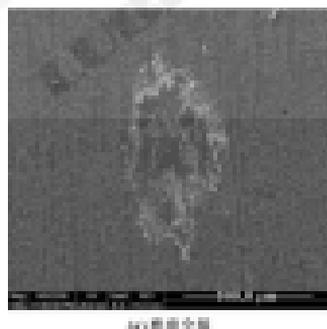
2.3 微动摩擦条件

图5和图6分别示出了离子液膜层在干摩擦和油润滑条件下部分转移区的磨损形貌。由于液膜层较软,对钢球在往复滑动过程中致使其发生塑性变形,

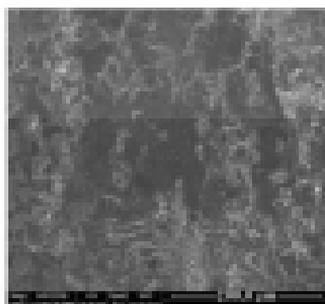
2.2 摩擦曲线

图4示出了离子液膜层在干摩擦和油润滑条件下不同滑动区域随循环次数改变曲线的摩擦系数。在部分转移区 ($\theta=6.123^\circ$),液膜层在干摩擦条件下的摩擦系数呈“初始-脱开-稳定”3个阶段,而在油润滑条件下摩擦系数在整个试验过程几乎不变,且低于干态下的摩擦系数(见图4(a))。在转移区,当 $\theta=1^\circ$,液膜层在干摩擦条件下的摩擦系数出现了初始、脱开、下降和稳定4个阶段,在油润滑条件下摩擦系数呈现“初始-脱开-稳定”3个阶段,且初始阶段在整个试验过程中占据较长时间,摩擦系数在整个微动循环过程中始终高于干摩擦(见图4(b))。

但同部分转移区转动幅度较小,只是在接触界面呈现塑性流动(见图5(a))。在油润滑条件下,由于配合副将整个接触面几乎没有磨损痕迹,只有零星轻微的起皮(见图4(b)中白色箭头所示)。



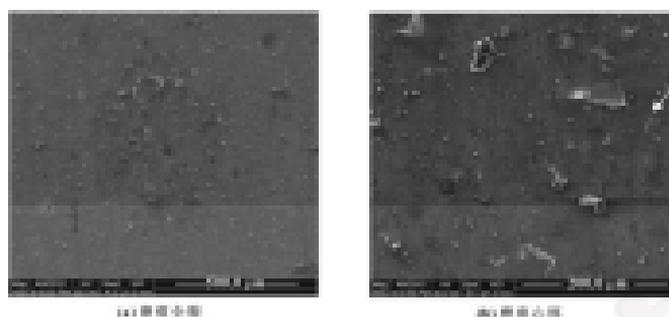
(a) 磨损全局



(b) 磨损细节

图5 离子液膜层在干摩擦条件下部分转移区的磨损形貌扫描电镜照片 ($F_N=20\ N$, $\theta=6.123^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig. 5 SEM microscope images of the wear scar on the friction collected layer in PHE under dry sliding ($F_N=20\ N$, $\theta=6.123^\circ$, $N=1\ 000$)



(a) 磨损全景

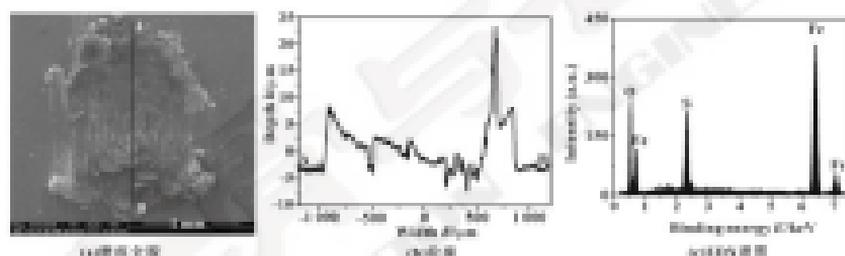
(b) 磨损中心

图6 离子溅射层在油润滑条件下磨损形貌扫描电镜照片 ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=6.12^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.6 SEM microscope images of the wear scars for the ion-sputtered layer in PVE under oil lubrication ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=6.12^\circ$, $N=1\ 000$)

图7 展示了离子溅射层在干摩擦条件下磨损区的磨痕显微分析结果。可见, 微动进入磨损区, 离子溅射层在干摩擦条件下的磨痕加剧, 产生了大量磨屑。

磨屑聚集层厚度且分布在磨痕顶部与磨痕中心之间, 使得磨痕呈现“U”型(见图7(b))。磨痕表面的EDX分析结果表明发生了氧化磨屑(见图7(c))。



(a) 磨痕全景

(b) 磨痕剖面

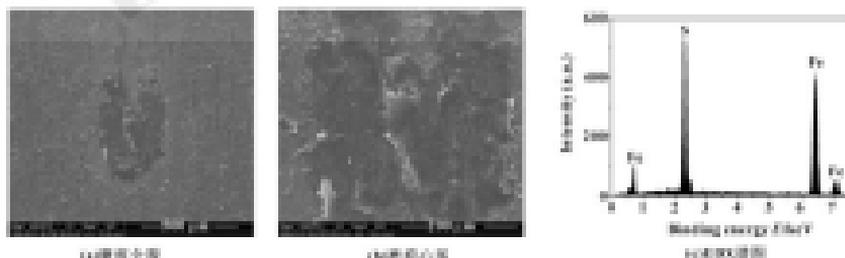
(c) EDX谱图

图7 离子溅射层在干摩擦条件下磨损区磨痕的显微分析 ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.7 Microanalysis of the wear scar obtain after dry sliding ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

由于混合润滑, 离子溅射层在油润滑条件下的磨痕面积明显小于干摩擦(见图8(a)), 磨痕程度也小于干摩擦, 整个接触面发生塑性流动, 并发生磨

屑。由于润滑油的密封, 整个微动过程未发生氧化磨屑(见图8(c))。



(a) 磨痕全景

(b) 磨痕中心

(c) EDX谱图

图8 离子溅射层在油润滑条件下磨损区磨痕的显微分析 ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.8 Microanalysis of the wear scar after oil lubrication ($P_s=20\text{ W}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

3 结论

(1) 与干摩擦相比, 离子液辅助在油润条件下改变了运行工况激励源, 使得摩擦区运行范围扩大, 部分摩擦区运行范围缩小。

(2) 离子液辅助在油润条件下表现出明显的减磨效果, 无论在摩擦区还是部分摩擦区, 摩擦因数都低于干摩擦。

(3) 离子液辅助在油润条件下的减磨效果明显, 在摩擦区, 液辅助的减磨机制为磨粒磨削和润层, 而在部分摩擦区则为钝化。

参考文献

- [1] 周仲华, VINCENT L. 滑动摩擦[M]. 北京, 科学出版社, 2002.
- [2] GEDDISA V, NEDIMAK T, SINDRANEC J, et al. Failures of bearings and axles in railway freight wagons[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(11): 984-994.
- [3] 周仲华, 廖振伟, 阮文. 列车轴箱表面磨痕/摩擦复合成因的滑动摩擦机理研究[J]. *材料工程*, 2005(7): 66-72.
- [4] CHOI H C, CAM E R, YEE W, et al. Textured fretting wear of self-terminated layers prepared on sapphire[J]. *Journal of Materials Engineering*, 2005(7): 66-72.
- [5] LIU J, ZHU M H, WANG Y D, et al. Study on rotational fretting wear of bonded MoS₂ solid lubricant coating prepared on sapphire

on sapphire steel[J]. *Tribology International*, 2011, 44(11): 1060-1070.

- [6] ZHU M H, ZHANG Z H. An investigation of sapphire diamond-lubed solid lubricant coatings in fretting conditions[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2004, 144(2/3): 240-245.
- [7] 王海宁, 阮文士, 刘永波. 滑动摩擦电致润滑剂研究[M]. 北京, 科学出版社, 2008.
- [8] 罗军, 庄大明, 刘家波. 离子液辅助和离子液复合时摩擦表面的摩擦学性能[J]. *中国表面工程*, 2005(2): 10-12.
- [9] ZHANG X, ZHANG Z H, LIU J, et al. Tribological behavior of the sapphire-coated surface by immobilizing a ionolubricating oil[J]. *China Surface Engineering*, 2006(2): 10-12.
- [10] MO J L, ZHU M H, ZHANG Z H, et al. Study on rotational fretting wear of TiN/Al₂O₃ ceramic coating[J]. *Tribology International*, 2009, 42(10/9): 912-917.
- [11] 周仲华, 朱良民. 复合滑动摩擦[M]. 上海, 上海交通大学出版社, 2000.
- [12] ZHANG X, YIN XINJIE L. Coating induced by fretting of aluminum alloy[J]. *Journal of Tribology*, *Transactions of the ASME*, 1997, 119(1): 90-92.
- [13] ZHANG Z H, NAKAMURA K, ZHU M H, et al. Progress in fretting maps[J]. *Tribology International*, 2008, 41(10): 1055-1073.

中国科大在二维材料研究中取得系列进展

中国科学技术大学博士张洋与校外团队合作, 揭示了过渡金属二硫属化合物二维范德瓦耳斯单层边缘结构的普适性原子尺度机制; 进一步, 基于所发现的边缘结构模式的可调性, 与实验团队合作首次实现了二维缺陷纳米单管自下而上的可控生长, 并揭示了其调控机制。

过渡金属二硫属化合物(TMDC)作为二维材料家族的一大重要分支, 因其具有可调的带隙宽度、高载流子迁移率, 与光场很强的相互作用、内容丰富的自旋轨道耦合效应以及各向异性等特性, 在电子、光学、自旋电子学等领域具有巨大的应用前景。而且随着二维材料渐成为器件时, 不可避免地会面对体系的各种边界, 其结构性质对器件的整体稳定性和性能都具有极其重要的影响。针对这一基本问题, 研究人员利用第一性原理计算, 系统地研究了MoS₂(Mo:黄, 钨:黑)二维范德瓦耳斯单层边缘的结构、电子学性质等。结构上, 该研究首次揭示Mo边缘存在一种新颖且普适的(2n-1)度结构模式, 即通过边缘Mo和S原子位置的交替实现相对边缘金属原子的自我钝化, 导致体系能带的显著降低。物理上, 以MoS₂二维范德瓦耳斯单层为例, 揭示了边缘边缘具有普适的边缘金属态和器件的自旋序。该研究不仅为早期实验上观测到的边缘金属态的起源提供了可能的解释, 也为后续实验上生长单管结构提供了不可或缺的理论基础。在纳米电子学、自旋电子学、光学和催化等领域具有重要的应用前景。

二维材料渐成为器件所面临的另一大挑战是降低体系的维度进一步可控地降低, 如制备纳米尺寸可控的量子点、量子线、纳米单管等。伴随着二维材料维度的降低, 会衍生出丰富而奇异的物性。然而, 目前的TMDC纳米单管研究仅限于通过利用透射电子显微镜(TEM)的电子束照射自上而下(top-down)制备, 其边缘不可避免地存在许多缺陷, 大大制约了相应的物性相对器件应用。张洋等人与美国犹他州大学奥里门汀分校教授施亚刚和浙江大学教授金会洪提供的实验研究团队合作, 基于前期对TMDC边缘结构的理论工作, 在国际上首次以自下而上(bottom-up)的方法实现了MoS₂纳米单管的可控制备。

由于TMDC材料相较于金属态的自旋化结构模式具有普适性, 这种通过边缘结构控制体系形貌的生长机制也将适用于其他TMDC体系。

(来源: 中国科学技术大学)

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.07.014

外嵌金属环式鞍形橡胶密封圈密封性能分析

陈平 王响心 李琪琪 周淑敏

(北京化工大学机电工程学院 北京 100029)

摘要:针对天然气过滤器快开盲板采用的内置刚性或弹性加强鞍形橡胶圈启闭的橡胶局部变形过大及局部撕裂失效等问题,提出一种改进的具有浮动功能及防挤出外嵌金属环式鞍形橡胶圈结构,利用有限元软件 ANSYS 仿真分析该新型密封圈的密封性能、浮动功能及防挤出特性等。结果表明,该密封圈内嵌密封性能良好,且能够有效降低局部区域应力水平,从而可延长橡胶密封圈的使用寿命;该密封圈的浮动特性大大减少卸压后快开门盲板启闭时可能遇到的阻力;采用外嵌金属环改善了橡胶圈受力状态,并有效防止橡胶材料挤出。

关键词: 鞍形橡胶密封圈; 金属环; 快开盲板

中图分类号: TH136 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)07-014-06

Sealing Performance Analysis of a Saddle-shaped Rubber Sealing Ring with an Outside Metal Ring

CHEN Ping WANG Xixin LI Qiqi ZHOU Shumin

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aimed at the problem of the local excessive deformation in rubber and local tearing failure of a saddle-shaped rubber sealing ring with steel ring or metal spring used in lock ring type fast opening blind cover in natural gas filter, an improved saddle-shaped sealing ring was presented, which has the feature of floatability and adopts an outside metal ring to prevent rubber extrusion. The numerical simulation analysis was conducted on the sealing performance, the features of floatability and preventing rubber extrusion of the new sealing ring by using the FEA software Abaq/US. The results show that the sealing ring has the advantages of good sealing performance, and can effectively reduce the stress level of the local area to prolong the service life of the rubber sealing ring. The feature of floatability can greatly reduce the resistance to open the door lock ring after unloading. The friction state of the rubber ring is improved by the form of outside metal ring, and the rubber material extrusion is effectively prevented.

Keywords: saddle-shaped sealing ring; metal ring; quick opening end closure

快开盲板在天然气过滤器上有重要应用,国际上主要有英国公司生产的 CD 型锁环式快开盲板结构、法国公司的 PT 型结构以及德国公司的 KKK-LOCK 型结构,国内也有自主研发的快开盲板产品。在我国天然气长输管线上应用数量最多的是英国 CD 型锁环式快开盲板。但是,深入了解各类快开盲板产品在国内外天然气管网上的使用情况后发现,无论进口产品还是国产产品,在使用一段时间后均出现了部分锁环卡在锁环槽中,导致门盖启闭困难的问题发生,使得快开结构无法实现“快开”的设计功能,而且这一现象较为普遍^[1]。

针对上述问题,本文作者所在的课题组和江苏德供过滤器设备有限公司在联合参与的 2012 年启动的大型天然气过滤器快开盲板国产化研制项目的研发过程中,经详细考察和研究发现,导致门盖启闭困难的主要原因是在密封圈与门盖密封面密封间隙偏小(初始间隙为 1~2 mm),容易在承压卸压后密封圈的弹性门盖,不能完全回位。为此,项目组研制了一种新型鞍形密封圈以替代现有 C 型(鞍形)密封圈。通过适当增大密封面间隙来避免上述门盖启闭困难的问题。研制成功后的密封圈已有投入了工程实际应用^[2]。目前鞍形橡胶圈结构上采用的是内置刚性或弹性加强圈,在实际应用中仍存在橡胶局部变形过大及局部撕裂失效等问题^[3],本文作者采用外嵌式金属环对鞍形橡胶圈结构进行改进,并利用有限元软件 ANSYS 仿真分析其密封性能。

收稿日期: 2016-09-27

作者简介: 陈平(1960—),男,博士,副教授,研究方向为压力容器结构分析及密封技术。E-mail: choping_hust@163.com

1 橡胶密封副及密封原理

外嵌金属环式橡胶密封副及其异形锁环式快开密封结构如图1所示。其中密封副可置于高压法兰凸缘上的密封槽内,与门盖或高压密封面间将扩大约3~4 mm,该密封副为组合密封副,包括橡胶密封副与异形金属锁环2部分,如图1所示。

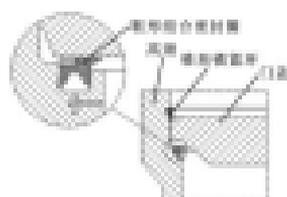


图1 橡胶密封副结构示意图

Fig.1 Structure of rubber-shaped sealing ring

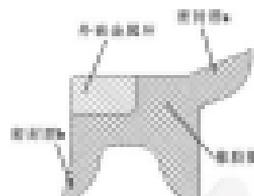


图2 组合密封副截面形式

Fig.2 Section shape of combined sealing ring

橡胶密封副上有2个主要密封面,即图2中的密封副a和密封副b,与环内宽弹簧圈(或锁丝环)异形橡胶密封副结构(其侧面见图3)区别仅用外嵌金属环替代内宽弹簧圈。原有结构使用情况显示,在内宽弹簧圈附近的橡胶有部分挤出及撕裂现象,该区域应力分布就不均匀,设置外嵌金属环是为更好防止橡胶材料在密封副处的挤出,同时改善橡胶副应力分布,一般应取外嵌金属环的高度比密封副间距距离大出1~2 mm为宜。金属环与橡胶副整体可以采用简单的胶套结构(便于用后的分离拆卸),可多次重复使用,原圈上金属环只要没有明显塑性变形或损坏是可以按长期重复使用的。



图3 内宽弹簧圈(或锁丝环)橡胶密封副侧面图

Fig.3 Section shape of rubber-shaped sealing ring with metal spring (or steel ring)

该密封副的浮动原理示意如图4所示,其工作步骤为

步骤A:初次装配时,首先将橡胶密封副安装至密封槽内,密封副外侧密封副a紧贴密封槽外侧,另外侧封面上密封副a与门盖密封面贴合,以实现密封副的初始密封。

步骤B:密封槽底部沿周向方向均布3~4个通气孔,加载内压后,压力由通气孔进入密封副内腔,在内压逐渐升力作用下,橡胶密封副使门盖侧移动,最终使门盖密封面,达到完全自紧密封效果。

步骤C至F:为卸载后的开门过程,即卸载内压后,一般情况下利用锁环上设置的抓手使锁环收缩从而打开门盖,为提高操作可靠性,高压法兰上可设计一组下压螺钉,使锁环、门盖密封副同时沿轴向向内移动1~2 mm,此时锁环已与同体底部法兰分离,可实现无阻力地收缩锁环,进而顺利打开门盖(见图4步骤E和F所示)。

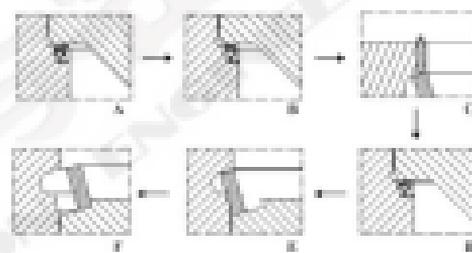


图4 外嵌金属环橡胶密封副浮动原理示意图

Fig.4 Principle of rubber-shaped sealing ring with an external metal ring

由图4显示上述橡胶密封副具有一定的浮动特性,相比内嵌锁丝C形密封副,外嵌金属环密封副可实现门盖锁环无阻力打开,金属环内圈侧能有效防止橡胶材料挤出现象,为了进一步说明金属环的作用以及了解组合密封副的密封性能,下面将采用有限元分析软件 ANSYS 对密封副的密封性能、浮动性能及密封性能进行模拟。

2 密封性能有限元分析

分析的密封副结构及应用场景拟针对国内高压大直径天然气输运管网,即选择管径约达1350 mm,内压12.6 MPa,操作工况下所使用的快开盲板结构,橡胶密封副主要几何尺寸如图5所示,即外径为1630 mm,密封槽宽度约30 mm,最高总高约30 mm,总宽约30 mm,金属环高和宽度均按经验定为4和30 mm,环外侧与密封槽间初始状态取0.2 mm,

2.2 组合橡胶圈应力分析

在内压 12.6 MPa 时, 防堵件外涂金属环式橡胶密封圈和内涂侧拉形橡胶密封圈的变形云图分别如图 8 和图 9 所示。比较图 8 和图 9 可知, 内涂侧

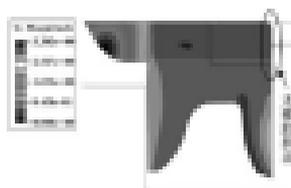


图 8 组合密封圈的变形云图

Fig. 8 Deformation contour of combined sealing ring

在内压 12.6 MPa 时, 防堵件外涂金属环式橡胶密封圈和内涂侧拉形橡胶密封圈的 Von Mises 应力云图分别如图 10 和图 11 所示。由图 10 可知, 外涂金属环能很好地改善橡胶圈的局部应力分布, 其最大应力点的位置如图 10 所示, 大小为 4.343 MPa, 金属环附近区域的应力均在 0.5 MPa 以下, 远小于丁腈



图 10 组合密封圈 Von Mises 应力云图

Fig. 10 Von Mises stress contour combined sealing ring

橡胶金属环在 12.6 和 18.9 MPa 内压下的 Von Mises 应力云图如图 12 所示(计算时取侧面厚度为 0.2 mm)。可知, 金属环的变形应力水平较低, 2 种

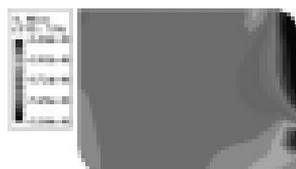


图 12 在 12.6 MPa 和 18.9 MP 压力下金属环 Von Mises 应力云图

Fig. 12 Von Mises stress contour of metal ring at the sealing pressure of 12.6 MPa (a) and 18.9 MPa (b)

工况下的应力最大值分别为 62.6 和 68.2 MPa, 均远小于材料的屈服强度, 这表明外涂金属环的强度能满足工作要求。

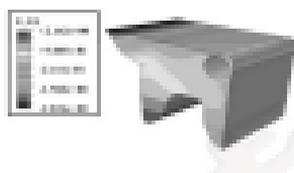


图 9 内涂侧拉形橡胶密封圈的变形云图

Fig. 9 Deformation contour of rubber saddle-shaped sealing ring

橡胶材料的强度极限。由图 11 可知, 由于橡胶圈比橡胶圈, 在侧拉圈附近区域橡胶圈的 Von Mises 应力水平较高, 最大值为 12.66 MPa。由此可见, 防堵件外涂金属环式橡胶密封圈能够消除密封圈局部应力的可能, 可延长橡胶圈使用寿命, 实现橡胶圈多次重复使用, 节省成本。



图 11 内涂侧拉形密封圈 Von Mises 应力云图

Fig. 11 Ring with steel ring Von Mises stress contour of rubber saddle-shaped sealing ring with steel ring

2.3 密封性能影响因素分析

2.3.1 外圈金属环宽度影响

将外金属环截面尺寸的高度取 6 mm, 宽度作为变量分别计算了宽度为 10、11、12、13 mm 时密封

圈间的密封性能及其应力分布, 不同宽度金属环的接触压力分布曲线如图 13—15 所示 (宽度为 10 mm 时的密封圈已在原文给出)。

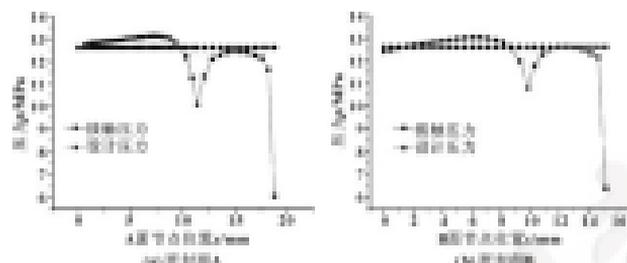


图 13 金属环宽度为 11 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 13 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 11 mm

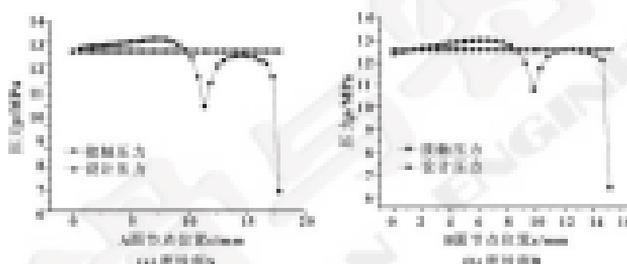


图 14 金属环宽度为 12 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 14 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 12 mm

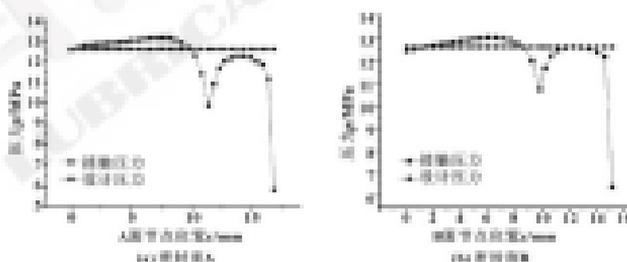


图 15 金属环宽度为 13 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 15 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 13 mm

可知, 随着金属环宽度增加, 密封圈及密封面 A 和 B 上的接触压力变化不大, 都能满足密封要求。如表 2 所示, 金属环和橡胶密封圈 von Mises 应力随着金属环宽度的增加逐渐降低, 但变化幅度也不大。

如在宽度为 13 mm 时金属环最大应力仅为 63.7 MPa, 可见变化很小, 但分析显示, 当密封介质压力增加时, 可以通过适当增加金属环的宽度来满足相应金属环密封圈的强度要求。

表3 不同金属环宽度下的最大应力

Table 3 Maximum stress under different metal ring width

金属环宽度 b_0/mm	10	11	12	13
最大应力 σ/MPa	62.6	63.9	65.1	66.7

2.3.2 密封间隙对密封性能的影响

安装间隙如图 16 所示, 综合考虑加工制造精度、安装方便性及密封受压后的浮动性等因素, 设计时该间隙不宜太小, 初始设计的安装间隙设置为 0.2 mm, 另外分别选取 0.3、0.4、0.5 mm 几种间隙进行了有限元分析, 其关键密封面上的压力分布曲线与前述一致, 如图 17 所示为间隙是 0.3 mm 时密封面 A 和 B 的接触压力分布情况。

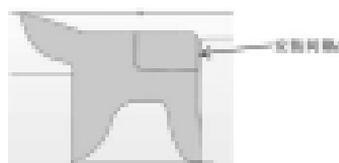


图 16 新型密封结构的安装间隙示意图

Fig. 16 Assembly gap of new type sealing structure

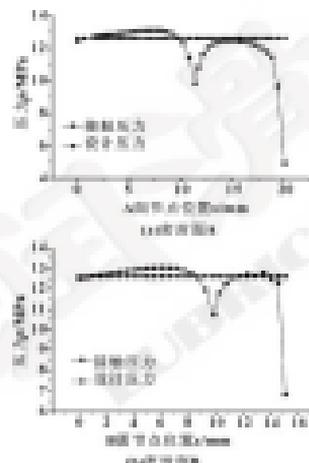


图 17 安装间隙为 0.3 mm 时密封面 A、B 接触压力分布曲线

Fig. 17 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and B (b) at the assembly gap of 0.3 mm

结果表明, 间隙为 0.3 mm 时关键密封面的最大接触压力均大于介质压力, 能够满足密封性能的要求; 并且在工况状态下也没有橡胶材料挤兑情况的发生, 可实现密封功能。

另外, 通过仿真得到 0.2、0.3、0.4、0.5 mm 4 种

安装间隙下新型密封圈金属环 Von Mises 应力云图, 提取金属环上的最大应力值分别为 62.6、63.1、65.4、66.7 MPa, 由此可见, 随着安装间隙的增大, 金属环 Von Mises 应力最大值会随之增加, 但仍小于材料的屈服强度, 因此, 安装间隙 0.2~0.5 mm 均为合理的取值范围, 所以制作的金属环只要保持与密封圈有一定的间隙, 并能在安装时自如进出, 一般即可满足强度要求, 这样也能降低金属环的制造难度。

3 结论

(1) 针对圆管环式天然气快开盲板提出一种筒形密封金属环式橡胶密封圈结构, 该密封圈的浮动特性大大减小卸压后打开门盖圆管环时可能遇到的应力, 避免快开盲板情况的发生, 同时改善橡胶圈受力状态, 并有效防止材料挤兑。

(2) 新型密封圈结构具有良好的应力分布状态与密封性能, 同时其密封面间隙能够满足浮动特性的要求, 避免门盖不易开启的问题。

(3) 金属环宽度取值范围为 10~13 mm, 安装间隙为 0.2~0.5 mm 时, 橡胶密封圈都能满足密封要求, 且金属环 Von Mises 应力均小于材料的屈服强度。

参考文献

- [1] 罗凡, 俞国平, 刘刚, 车继刚. 天然气快开盲板安全密封性能研究[J]. 机械制造, 2009(9): 87-89.
- [2] LIU P, YU G P, LIU G, et al. Research on the function of safety interlock for German KSBLOCK quick opening closure[J]. Machinery, 2010(9): 87-89.
- [3] 石秀兵, 王增成, 谷仕成. 天然气快开盲板的密封结构优化与有限元分析[J]. 上海燃气, 2007(3): 11-13.
- [4] HE X B, WANG L C, XIN J Y, et al. Research and finite element analysis on the seal structure of a new type quick opening closure[J]. Shanghai Gas, 2007(3): 11-13.
- [5] 周天德, 陈平, 陈永忠. 基于 Ansys Workbench 的快开盲板密封分析及优化[J]. 化工机械, 2014(4): 444-446.
- [6] 周天德. 大型圆环式天然气快开盲板结构优化设计试验研究[D]. 北京, 北京理工大学, 2004.
- [7] 周天德. 圆环式天然气过滤器快开盲板结构分析与改进[D]. 北京, 北京理工大学, 2006.
- [8] 石忠, 新型天然气过滤器快开盲板橡胶密封圈结构分析与性能试验[D]. 北京, 北京理工大学, 2003.
- [9] 石忠, 陈平, 周天德. 高压天然气快开盲板用 C 形橡胶密封圈特性分析[J]. 密封与管阀, 2011, 40(3): 69-93.
- [10] XIE Y, CHEN P, WANG X M. Sealing performance analysis of rubber C-ring for high-pressure natural gas quick-opening closure[J]. Lubrication Engineering, 2013, 40(3): 69-93.
- [11] 陈德, 袁小敏, 赵恩欣, 等. 密封橡胶圈密封面线性接触有限元分析[J]. 密封与管阀, 2009, 39(11): 76-79.
- [12] CHEN M, JIANG X M, ZHANG Z X, et al. The non-linear contact finite element analysis of the mouth shaped rubber sealing ring[J]. Lubrication Engineering, 2009, 39(11): 76-79.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6539.2017.07.019

装配应力对油膜轴承衬套受力的影响^{*}

麻 扬 王德梅 孟凡宁 左正平

(太原科技大学山西省冶金设备设计理论与技术重点实验室 山西太原 030024)

摘要: 运行过程中所受外力场是影响油膜轴承衬套运行可靠性的重要因素。为了提高油膜轴承衬套运行可靠性,分析装配应力对油膜轴承衬套受力的影响。计算衬套和轴承座过盈配合时衬套所受的装配应力、油膜轴承运行过程中油膜对衬套的摩擦力和油膜压力,并运用有限元软件对衬套进行应力场数值模拟,获得衬套在多方作用下的应力、应变分布,并与真实装配应力和摩擦力的理论值进行比较。结果表明,装配对衬套的摩擦力对衬套的影响远小于,可以忽略。而油膜轴承衬套在初始情况下的装配应力改变了衬套承载区应力和应变的大小和变化规律。设计油膜轴承衬套时更应考虑装配应力的影响,以提高其运行可靠性。

关键词: 油膜轴承; 衬套; 装配应力; 过盈量

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6539(2017)07-0019-09

Effect of Assembly Stress on the Force of Oil Film Bearing Bush

MA Yang WANG Jiamei MENG Fanning ZUO Zhengping

(Shanxi Provincial Key Laboratory on Metallurgical Device Design Theory and Technology, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China)

Abstract: The force field is an important factor to affect the reliability of the oil-film bearing bush during the running process of oil-film bearing. In order to improve the operating reliability of oil-film bearing bush, the influence of assembly stress on the oil-film bearing bush was studied. The assembly stress caused by the interference fit of bush and bearing seat, the friction force of oil film on bearing bush and the oil film pressure were calculated, and by loading the three kinds of forces on the bearing bush, the stress and strain of bearing bush was analyzed by finite element software. The simulated results were compared with that without considering the assembly stress and friction. The results show that the friction force of oil film on bearing bush is small and the effect of friction force on bearing bush can be ignored. The assembly stress of oil-film bearing bushing in the initial condition changes the values and change rule of stress and strain in the bearing area of the bushing. The effect of assembly stress on oil-film bearing bushing should be considered to improve the operating reliability of oil-film bearing bush when designing the oil-film bearing bushing.

Keywords: oil film bearing; bushing; assembly stress; interference

油膜轴承广泛应用于大型水利水电、航空航天工程及重型机械等领域^[1]。衬套即为油膜轴承的核心零件,其运行行为对油膜轴承最终的使用性能起着至关重要的作用。衬套也是油膜轴承中最容易损坏的零件,对其在运行过程中的所受应力的研究是对油膜轴

承衬套进行设计失效分析的重要依据。而且衬套承载区受到的循环交变应力是导致衬套合金层失效的主要原因。因此,研究实际配合状态下油膜轴承衬套的受力具有非常重要的意义。

近年来,国内外学者对滑动轴承的油膜压力和过盈配合进行了研究。唐静等人^[2]利用有限差分法求解滑动轴承油膜压力的分布,并通过有限元模拟,得出滑动轴承合金层应力、应变的分布。史冬岩等^[3]计算了油膜压力的分布情况,分析了油膜压力作用下轴瓦合金层的应力分布情况。HELLI等^[4]通过流体力学和弹流理论计算了轴承的特性,并分析了轴承弹性变形对轴承性能的影响。MIK等^[5]研究了轴衬接触中油膜压力和温度场的分布规律。然而,目前大部分研究主要是关于油膜压力对衬套的影响,对于轴承

* 基金项目: 山西省自然科学基金项目(20160110310202); 山西省重点研发计划重点项目(20160301010107); 山西省专项推广实施类项目(20160302); 山西省研究生教育创新项目(201603042)。

收稿日期: 2016-09-08

作者简介: 麻扬(1991—),男,硕士研究生,研究方向为现代机械装备设计理论与关键技术。E-mail: 8022965481@qq.com

通信作者: 王德梅(1973—),女,博士,教授,主要研究方向为摩擦学、先进制造技术。E-mail: wdm@163.com

在实际运行过程中受到的复杂应力对衬套的影响尚缺乏研究。而在复杂应力场中, 轴承衬套在装配过程中所受到的装配应力是不可忽视的。

本文作者在自制的大型智能综合轴颈轴承试验台上, 以试验台所用衬套为研究对象, 通过编制油膜压力计算程序计算出一定工况下轴承区的油膜压力分布; 同时应用有限元软件对衬套与轴承座的过盈配合进行模拟, 并对运行过程中油膜对衬套的周向力进行加载, 从而模拟并分析了衬套在多方作用下的应力、应变分布。

1 衬套受力分析

衬套在实际工作中受到的力主要有以下 3 个方面: 油膜对衬套径向的油膜压力; 油膜对衬套的周向摩擦力和衬套在过盈装配时受到的装配应力。如图 1 所示。图 1 中, p 为衬套外表面向受到的装配应力, p' 为衬套内表面向受到的油膜压力, f 为油膜对衬套内表面向的摩擦力。

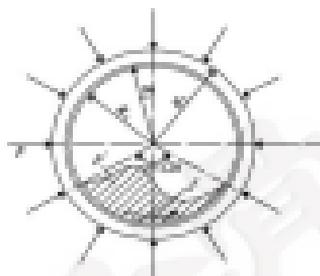


图 1 衬套受力示意图

Fig. 1 Diagrammatic sketch of bearing force

1.1 油膜压力计算

假设轴承油膜厚度满足雷诺压力方程的雷诺方程, 根据 Navier-Stokes 方程进行推导, 其雷诺方程如式 (1) 所示。

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

式中: x 为周向坐标; z 为轴向坐标; p 为油膜压力;

k' 为油膜厚度; U 为轴颈速度; μ 为油膜黏度。

将式 (1) 量纲一化, 可得雷诺方程的量纲一化形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(N \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{T} \right)^2 \frac{\partial}{\partial X} \left(N \frac{\partial p}{\partial X} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中: $N = 12\mu U a^3$; $\theta = \omega t$; $x = R'\theta$; $k = 2a^3/3$; p 为油膜压力; a 为偏心距; e 为偏心率; r 为半径间隙; d 为衬套内径; T 为轴颈的宽度; φ 为偏位角。

采用有限差分法求解雷诺方程^[2], 得到某工况下轴承区的油膜压力分布如图 2 所示。

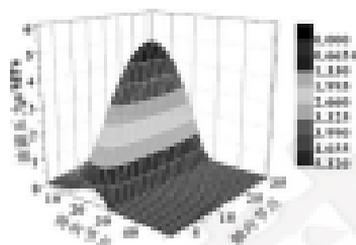


图 2 轴承区油膜应力分布

Fig. 2 Oil film pressure distribution of bearing area

1.2 装配应力计算

根据试验台衬套与轴承座的加工公差, 计算理论过盈量值为 $k=0.075 \text{ mm}$, 为了计算简便, 将轴承座与衬套的配合看作 2 个同心套筒套在一起, 对轴承座进行近似处理, 将正六体结构等效简化为近似的同心套筒^[3], 轴承座的近似“套筒”与轴承座原有结构具有相同的体积。经过分析计算, 等效的套筒外径 $k=225 \text{ mm}$, 轴承座与衬套的配合相当于组合型套筒间的过盈配合, 如图 3 所示。

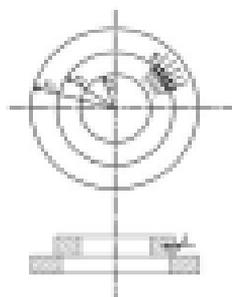


图 3 等效过盈配合示意图

Fig. 3 Schematic diagram of equivalent interference fit

由装配压力与过盈量的关系式:

$$p = \frac{k}{\delta} \left[\frac{1}{E} \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \nu_1 \right) + \frac{1}{E} \left(\frac{r_3^2 + r_4^2}{r_3^2 - r_4^2} \nu_2 \right) \right] \quad (3)$$

式中: E_1 、 ν_1 分别为内筒材料的弹性模量和泊松比; E_2 、 ν_2 分别为外筒材料的弹性模量和泊松比; r_1 为衬套内筒内径基本尺寸; r_2 为轴承座内半径 (或衬套中

径)基本尺寸; r_0 为轴承座等外筒外径基本尺寸。

当内外筒体为同一种材料时,有 $E_1=E_2=E$, $\mu_1=\mu_2=\mu$, 式(3)化为

$$p = \frac{E \Delta(r_0 - r)(r_0 + r)}{2(r_0^2 - r^2)} \quad (4)$$

本文作者所研究的轴承座和衬套筒体为同种材料 45°钢,所以使用式(4)进行计算,其中: E 为 45°钢材料的弹性模量,取 200 GPa。

将数据代入式(4)求解得到轴承装配压力 $p=125.2 \text{ MPa}$ 。

1.3 油膜厚度力的计算

总的油膜摩擦力是承载区和非承载区的总和,考虑到非承载区不产生油膜压力,故不计算摩擦力,则总摩擦力近似等于承载区摩擦力。为了计算简便取摩擦因数 $\mu=0.002$, 计算油膜的周向摩擦力。

2 有限元模拟

综合考虑轴承的结构和研究重点,对油膜轴承实际进行适当的简化,建立油膜轴承和衬套的三维模型如图4所示,在 Workbench 中进行静力学模拟分析。

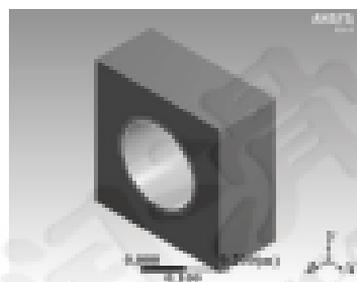


图4 油膜轴承模型

Fig.4 Model of oil film bearing

2.1 油膜压力的加载

油膜轴承的承载区通常为 120° 包角范围内,本文作者将承载区分为轴向节点 37 个,周向节点 51 个,将计算所得的油膜压力,如图 2 所示,分区域对承载区进行施加载荷。在非承载区,考虑 Reynolds 条件和空化现象,其油膜力为 0 。

2.2 过盈配合的模拟

过盈装配一般有压力压装和温差膨胀 2 种装配方法,有限元软件针对这 2 种装配法可分别采用动态和静态接触计算方法来模拟装配过程。动态接触计算方法按照实际压装过程在适当位置施加位移或载荷边界条件,动态模拟压入装配的整个过程。静态接触分

析是按照两配合物体的实际过盈量建立有限元模型,并让其有限元网格按实际过盈量重合,定义接触容限来确定发生接触的节点。

其中研究的不是瞬时的冲击响应,而是装配以后结构的静力响应,属于静态分析。在 Workbench 里通过对衬套和轴承座的接触进行设置^[4],模拟过盈配合的情况。

2.3 油膜厚度力的加载

为了使加载过程尽量简便和摩擦力尽量接近实际情况,将承载区域所受摩擦力分为 51 个区域进行加载,每个区域加载的摩擦力取该区域摩擦力的平均值,非承载区域将摩擦力视为 0 。

3 结果与讨论

衬套与轴承座过盈配合时衬套的应力图如图 5 (a)所示,应变云图如图 5 (b)所示。从衬套的应力云图可以看出,衬套的最大装配应力为 128.9 MPa ,与通过公式计算出来的结果 125.2 MPa 的误差为 3.0% ,可能是在计算过程中将轴承座近似为理想圆筒造成的。可见,通过有限元模拟过盈配合率近似计算轴承座与衬套的装配应力是可行的。

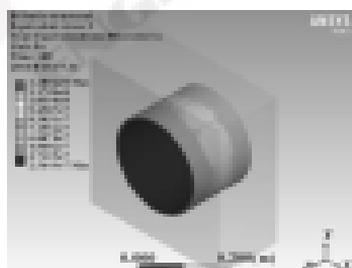


图5(a)过盈配合时衬套的应力图

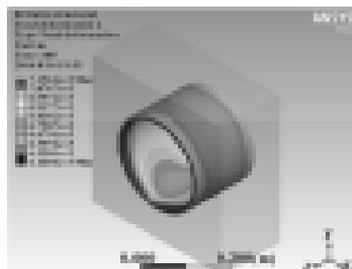


图5(b)过盈配合时衬套的应变图

图5 Stress (a) and strain (b) diagram of oil film bearing bush with interference fit

从图5(a)中可以看出, 衬套考虑装配应力时, 衬套的外表面上的应力远大于内表面所受的油膜压力, 外表面的中间部分所受应力有些波动且应力值偏小; 其最大应力不在衬套表面处, 而在衬套的侧体和合金基体界面处。

从图5(b)中可以看出装配应力对衬套变形的影响, 其中最大变形处于衬套的边界处, 整个衬套的外侧部分的应变小于衬套两边的应变, 这是因为过盈配合接触的边缘效应造成的, 而承载区的变形反而比较小, 这是由于装配应力和油膜压力共同作用造成的。

当衬套不考虑油膜对衬套的摩擦力时, 模拟的结果与加载摩擦力时的应力、应变云图比较相似, 两者区别很小。提取衬套承载区 $x=0$ 处轴向节点的应力、应变与加载油膜摩擦力时的数据进行对比, 如图6所示。

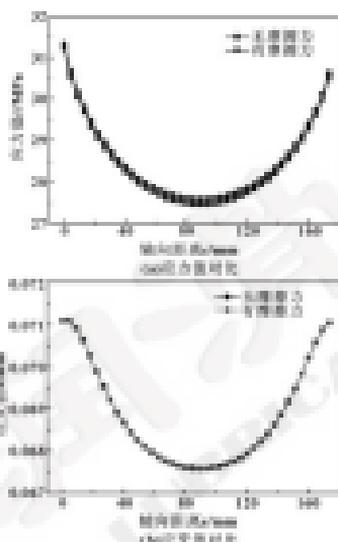


图6 衬套有无摩擦力时衬套应力、应变对比

Fig.6 Comparison of stress (a) and strain (b) of bush with and without considering friction

从图6中可以看出, 衬套在有无摩擦力时的应力对比很小, 应变比较相似。这是因为油膜轴承的摩擦因数较低, 其在运行过程中所受到的摩擦力很小, 因此, 在对油膜轴承衬套进行分析时油膜对其的摩擦力

可以忽略不计。

当衬套不考虑过盈配合所造成的装配应力时, 衬套的应力、应变图如图7所示。



图7 无过盈配合时衬套应力与应变图

Fig.7 Stress (a) and strain (b) diagram of oil film bearing bush without interference fit

从图7中可以看出, 不考虑过盈配合时, 衬套的最大应力和最大变形处都在承载区油膜压力的最大处, 与油膜压力的大小规律相符合。但是和考虑过盈配合时的云图相比差别比较大, 而且应力和应变的规律有所不同。

为了更直观地观察有无考虑装配应力时的应力、应变的区别, 从图7中截取不考虑装配应力时衬套承载区 $x=0$ 处轴向节点的应力、应变值, 与考虑装配应力时的数据进行对比, 如图8所示。

从图8中可以看出, 考虑装配应力时衬套的应力、应变和考虑装配应力时相差比较大, 而且改变了承载区衬套应力和应变的变化规律。因此, 装配应力对于衬套的影响比较大, 过盈配合所造成的装配应力是不可以忽略的。

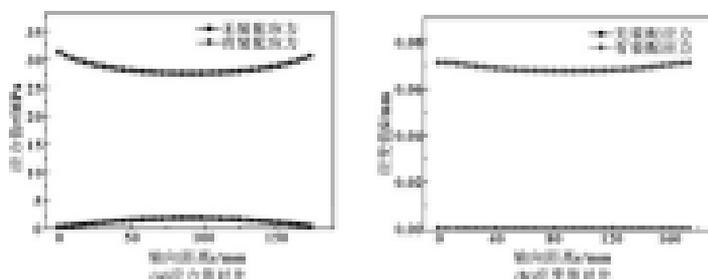


图8 衬套有无过盈配合时应力、应变对比

Fig.8 Comparison of stress (a) and strain (b) of bush with and without considering interference fit

4 结论

(1) 通过有限元模拟过盈配合近似计算的轴承压与衬套的装配应力,与通过公式计算出来的结果的区别为 3.0%,表明通过有限元模拟过盈配合近似计算轴承与衬套的装配应力是可行的。

(2) 考虑装配应力时衬套的应力、应变和不考虑装配应力时相差比较大,而且改变了承载区衬套应力和应变的变化规律,因此在油膜轴承衬套的设计过程中要充分考虑装配应力的影响。

(3) 衬套在有无考虑摩擦力时的应力差比较小,应变比较相似,因此油膜对衬套的摩擦力可以忽略不计。

参考文献

- [1] 王建国,黄大宇,丁凡.瓦轴油膜轴承润滑理论模型研究进展[J].润滑与密封,2012,37(10):132-136.
WANG J W, HUANG D Y, DING F. Advances on oil-film bearing lubrication theory research[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(10): 132-136.
- [2] 蒋健,方志勇,朱才明.滚动轴承油膜压力及混合层应力分布[J].中国大学学报(自然科学版),2008,38(4):776-780.
JIANG J, FANG Z Y, ZHU C M, et al. Oil film pressure and stress distribution in alloy rings of journal bearing[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2008, 38(4): 776-780.
- [3] 史中石,张成,任克龙.滚动轴承压力分布及流特性数值

[J].哈尔滨工程大学学报,2011,32(9):1134-1138.

SHI ZH Y, ZHANG C, REN L L, et al. Research on the oil film pressure and dynamic coefficient of a sliding bearing[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2011, 32(9): 1134-1138.

- [4] HUI W A, HONGJIE H, MAATIN W, et al. Hydrodynamic and elasto-hydrodynamic studies of a cylindrical journal bearing[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(2): 197-202.
- [5] XIE F W, HEJIAN C, XIAO B, et al. Fluid state and transmission characteristics of oil film between rotating friction pair[J]. Recent Patents on Mechanical Engineering, 2013, 8(1): 33-45.
- [6] WANG J, KANG J, ZHANG Y, et al. Velocity monitoring and control on oil-film bearing lubrication with broadband[J]. Technology International, 2014, 78(1): 61-66.
- [7] WANG J, KANG J, YANG L. Theoretical and experimental studies for steel roller's slotted disk[J]. Aachen Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 229(2): 329-334.
- [8] 马立新,王建国,胡亚文.滚动轴承试验台负载特性模型的建立与仿真[J].轴承,2010(1):37-39.
MA L X, WANG J W, HU Y W, et al. Build and calculation of load characteristic model for oil-film bearing test rig[J]. Bearing, 2010(1): 37-39.
- [9] NICH S. Structure and deformation of a long hydrodynamic journal bearing[J]. Computers & Structures, 1993, 48(1): 83-90.
- [10] ZHANG Y, MCELAIN B, FANG S. Design of interference fit via finite element method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2010, 52(9): 1833-1838.

(上接第 36 页)

- [9] BECKLEY C A, CAMBERG E, PORTER A F. Friction induced vibration[J]. Journal of Technology, 1987, 89(2): 359-368.
- [10] VAN DE VLIET P, DE BACON P. Mathematical approach of the influencing factors on stick-slip induced by decelerative motion[J]. Wear, 1996, 201(1-2): 80-93.
- [11] KAKIMOTO T. Normal displacement and dynamic friction characteristics in a stick-slip process[J]. Technology Internat-

ional, 1987, 20(1): 29-31.

- [11] KYLLINGBOM A, BERGHE C W. A study of slip-stick motion of the ball[J]. SVE Shifting Engineering, 1988, 3(4): 369-375.
- [12] MURAKI M, MIYAZAKI K, KOSHINO T. A laboratory simulation for stick-slip phenomena on the hydraulic cylinder of a construction machine[J]. Technology International, 2005, 38(10): 739-742.

ISSN: 02.1009/3 issn. 0274-1059 2017. 07. 016

浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响^{*}

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:采用有限差分法建立轴承内、外油膜的 Reynolds 方程, 根据方程求解浮环弹性变形方程, 得出不同转速和偏心率下浮环的弹性变形量, 研究浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响。结果表明, 随着转速和偏心率的增加, 浮环弹性变形量逐渐增加, 浮环弹性变形降低了内油膜的承载力, 增大了流量和摩擦功耗, 增加了外油膜的承载力, 增大了流量, 但对外油膜摩擦功耗影响很小。

关键词: 浮环轴承; 弹性变形; 油膜厚度; 润滑特性

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1059(2017) 07-0016-06

Effect of Floating Ring Elastic Deformation on Lubrication Characteristics of Floating Ring Bearing

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

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

Abstract: The finite difference method was adopted to solve the Reynolds equation and the film thickness equation of the inner and outer oil film and the floating ring elastic deformation equation. The floating ring elastic deformation at different rotating speeds and different eccentricities was obtained, and the effects of floating ring elastic deformation on the lubrication characteristics of floating ring bearing were studied. The results show that the floating ring elastic deformation is increased gradually with the increasing of rotating speed and eccentricity. The floating ring elastic deformation reduces the carrying capacity, the side leakage flow, and the friction power consumption of the inner oil film, and increases the bearing capacity and the leakage flow of the outer oil film, while it has little influence on the friction power consumption of the outer oil film.

Keywords: floating ring bearing; elastic deformation; oil film thickness; lubrication characteristics

浮环轴承是一种在轴颈和轴瓦之间加一个浮环的滑动轴承, 浮环将单腔油膜分隔成双腔油膜, 轴颈与浮环之间形成内油膜, 轴瓦与浮环之间形成外油膜。当轴颈旋转时, 由于离心力的作用, 滑动浮环也一起转动, 减小了与轴颈和轴瓦之间的相对速度, 降低了摩擦功耗^[1]。由于浮环轴承具有低功耗、稳定性高等优点, 被广泛应用于涡轮增压器等高转速机械场合。浮环是一个很轻的薄壁零件, 当轴颈高速旋转时, 浮环受压会发生弹性变形, 而且浮环轴承内、外层油膜厚度都很小, 浮环弹性变形对浮环轴承

润滑特性也会有很大影响^[2], 因此考虑浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响是十分必要的。

国内外研究人员对浮环轴承润滑特性进行大量研究, 但在研究浮环轴承润滑特性时多忽略浮环弹性变形, 将浮环看作刚性元件; 而在研究浮环和轴瓦弹性变形规律时, 并没有考虑浮环和轴瓦弹性变形对滑动轴承润滑特性的影响。张义静等^[3]建立浮环轴承内外层非线性油膜油膜力解析模型, 得出不同转速下侧漏油流量、浮环结构参数对环速比的影响。郑淑娟等^[4]采用边界元方法, 研究浮环转速变化对轴承动力特性的影响。师占群等^[5]分析了轴颈转速对浮环轴承静平衡位置、油膜非线性以及轴承内间隙润滑的影响。SAN ANDRÉS 等^[6]建立浮环轴承的流体模型, 研究了不同转速下浮环轴承环速比、内外间隙、油膜摩擦功耗和油膜厚度的变化规律。MOCHTAR^[7]建立了浮环轴承理论模型, 通过数值计算求解得到浮环轴承结构参数与轴承的承载力的关系。BELLICANT^[8]采用有限差分法求解模型, 研究了不同轴颈转速对浮环轴

* 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(13JCZJC011000; 14JCZJC012000)。

收稿日期: 2016-09-12

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: 122907099@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_zhan@hebut.edu.cn。

$$k_{z_{i+1}} = k_z + \frac{F_z}{2R_i} + \frac{F_z}{2R_o} + k_{z_{i-1}} \quad (19)$$

$$k_{z_{i+1}} = k_z + \frac{F_z}{2R_i} + \frac{F_z}{2R_o} + k_{z_{i-1}} \quad (20)$$

式中: R_i 、 R_o 分别为内油膜接触区域 x 、 y 方向的当量曲率半径; R_{i-} 、 R_{i+} 分别为外油膜接触区域 x 、 y 方向的当量曲率半径。

证明一化量为

$$k_x = \frac{F_x}{R_i}, \quad \delta = \frac{2\delta}{L}, \quad R(\theta, \delta) = \frac{k_{z_{i+1}} R_i}{F_x}, \quad F_x = \frac{F_x R_i}{k_{z_{i+1}} R_i} \delta = \frac{F_x}{R_i}, \quad R(\theta, \delta) = \frac{k_{z_{i+1}} R_i}{F_x}, \quad F_x = \frac{F_x R_i}{k_{z_{i+1}} R_i} \delta = \frac{F_x}{R_i}$$

证明一化内、外油膜刚度方程:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \delta} \left(R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right) = \frac{\partial R(\theta, \delta)}{\partial \theta} \quad (21)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R_o}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \delta} \left(R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right) = \frac{\partial R(\theta, \delta)}{\partial \theta} \quad (22)$$

以复求解上述数学模型, 当满足精度要求之后可得内、外油膜的承载力、刚度度量、摩擦功耗。

内、外油膜承载力:

$$\begin{cases} F_x = \frac{k_{z_{i+1}} R_i}{k_{z_{i+1}}} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 F_z \sin \theta \sin \delta \, d\theta \, d\delta \\ F_y = \frac{k_{z_{i+1}} R_i}{k_{z_{i+1}}} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 F_z \cos \theta \sin \delta \, d\theta \, d\delta \end{cases} \quad (25)$$

$$F_z = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (26)$$

$$\begin{cases} F_{x-} = \frac{k_{z_{i-}} R_o}{k_{z_{i-}}} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 F_z \sin \theta \sin \delta \, d\theta \, d\delta \\ F_{y-} = \frac{k_{z_{i-}} R_o}{k_{z_{i-}}} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 F_z \cos \theta \sin \delta \, d\theta \, d\delta \end{cases} \quad (27)$$

$$F_{z-} = \sqrt{F_{x-}^2 + F_{y-}^2} \quad (28)$$

式中: F_x 、 F_y 分别为内油膜沿 x 、 y 方向的承载力; F_z 为内油膜承载力; F_{x-} 、 F_{y-} 分别为外油膜沿 x 、 y 方向的承载力; F_{z-} 为外油膜承载力。

内、外油膜流量:

$$Q_i = 2\omega_i (m_i + m_o) R_i L \int_{-\pi}^{\pi} \left(-R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) d\theta \quad (29)$$

$$Q_o = 2\omega_o R_o L \int_{-\pi}^{\pi} \left(-R(\theta, \delta) \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) d\theta \quad (20)$$

式中: Q_i 、 Q_o 分别为内、外油膜流量度量。

内、外油膜摩擦功耗:

$$\begin{aligned} \varphi_i &= \frac{m_i (m_i + m_o) R_i L}{\rho_i} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right)^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\delta \\ \varphi_o &= \frac{m_o R_o L}{\rho_o} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{R_o}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right)^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\delta \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \varphi_i &= \frac{m_i (m_i + m_o) R_i L}{\rho_i} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right)^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\delta \\ \varphi_o &= \frac{m_o R_o L}{\rho_o} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{R_o}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \theta}{\partial \delta} \right)^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\delta \end{aligned} \quad (22)$$

式中: φ_i 、 φ_o 分别为内、外油膜摩擦功耗。

2 数值计算方法

求解流程如图 3 所示。

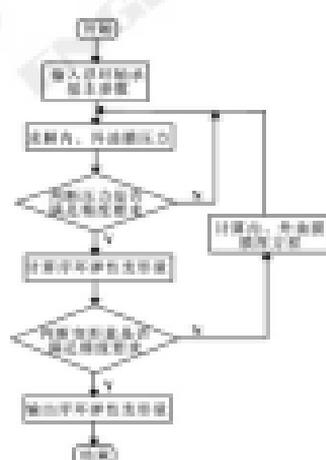


图 3 程序流程图

Fig. 3 Program flow chart

其中压力收敛判据为

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^{(k+1)} - P_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^{(k+1)}|} \leq 10^{-4} \quad (22)$$

浮环弹性变形量收敛判别为

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |C_i^{(n)} - C_i^{(n-1)}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |C_i^{(n)}|} \leq 10^{-3} \quad (26)$$

3 计算结果及分析

浮环轴承的结构参数如表1所示。

表1 主要尺寸

Table 1 Main dimensions

参数	数值
轴衬厚度 b/mm	0.01
浮环轴承内间隙 c_1/mm	2×10^{-3}
浮环轴承外间隙 c_2/mm	8×10^{-3}
轴衬半径 R_1/mm	7.5×10^{-2}
浮环外径 R_2/mm	1.00×10^{-1}
润滑油的粘度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.012
浮环弹性模量 E/Pa	2.1×10^7
浮环的转速	0.20

3.1 浮环最大弹性变形量

图4给出了轴衬转速分别为 30 000、50 000、50 000 r/min ，偏心率为 0.1—0.8 时，计算得到的浮环最大弹性变形量。可以看出，随着转速的增加，浮环弹性变形量逐渐增加；随着偏心率的增加，浮环弹性变形量也逐渐增加。这是因为随着转速和偏心率的增加，油膜压力增大，使得浮环受压力产生弹性变形量增加。

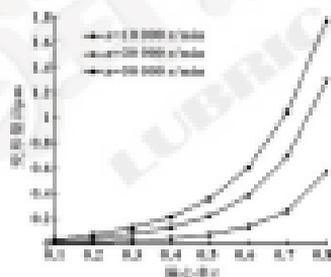


图4 不同转速下浮环最大弹性变形量

Fig. 4 Maximum elastic deformation of floating ring at different rotating speeds

3.2 计入浮环弹性变形的轴承润滑特点

选取轴衬转速为 50 000 r/min 和偏心率为 0.1—0.8，对比分析计入浮环弹性变形对浮环轴承内、外

油膜承载力、油膜流量和摩擦功耗的影响。

图5和图6分别给出了浮环轴承在计入浮环弹性变形和不计入浮环弹性变形条件下，内、外油膜承载力随偏心率的变化规律。由图5可以看出，计入浮环弹性变形得到的内油膜承载力低于不计变形得到的内油膜承载力，说明浮环弹性变形降低了内油膜承载力。由图6可以看出，计入浮环弹性变形得到的外油膜承载力高于不计变形得到的外油膜承载力，说明浮环弹性变形增加了外油膜承载力。这是因为内油膜压力大于外油膜压力，浮环弹性变形量为正，使得内油膜问题增加，外油膜问题减小，从而降低了内油膜承载力，增加了外油膜承载力。而随着偏心率的增大，油膜压力增大，浮环弹性变形量也逐渐增加，对油膜承载力的影响也逐渐增加。并且，由于内油膜问题小了外油膜问题，使得浮环弹性变形对内油膜承载力的影响较大。

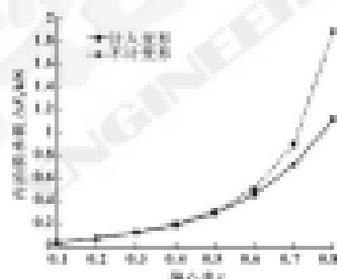


图5 计入和不计入浮环弹性变形下内油膜承载力

Fig. 5 Bearing capacity of inner oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

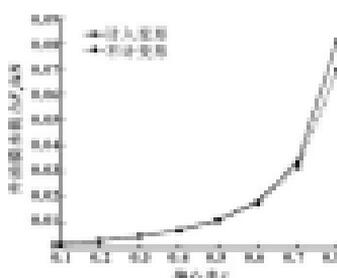


图6 计入和不计入浮环弹性变形下外油膜承载力

Fig. 6 Bearing capacity of outer oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

图7和图8分别给出了浮环轴承在计入浮环弹性

变形和不计浮环弹性变形条件下,内、外油膜流量随偏心率的变化规律。由图7可以看出,计入浮环弹性变形得到的内油膜流量低于不计变形得到的内油膜流量,说明浮环弹性变形降低了内油膜流量。由图8可以看出,计入浮环弹性变形得到的外油膜流量高于不计变形得到的外油膜流量,说明浮环弹性变形增加了外油膜流量。浮环弹性变形对内、外油膜流量的影响随偏心率的增加逐渐增大,且浮环弹性变形对内油膜流量的影响较大。

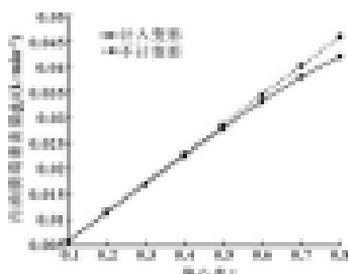


图7 计入和不计入浮环弹性变形下内油膜流量

Fig. 7 Hydrodynamic flow of inner oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

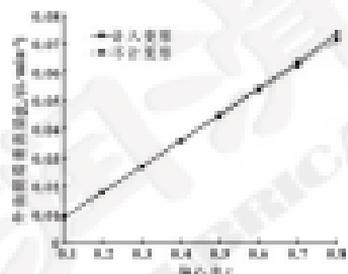


图8 计入和不计入浮环弹性变形下外油膜流量

Fig. 8 Hydrodynamic flow of outer oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

图9和图10分别示出了浮环轴承在计入浮环弹性变形和不计浮环弹性变形条件下,内、外油膜摩擦功耗随偏心率的变化规律。由图9可以看出,计入浮环弹性变形得到的内油膜摩擦功耗低于不计变形得到的内油膜摩擦功耗。说明浮环弹性变形降低了内油膜摩擦功耗。由图10可以看出,计入浮环弹性变形和不计变形得到的外油膜摩擦功耗几乎不变,说明浮环弹性变形对外油膜摩擦功耗影响可以忽略不计。浮环

弹性变形对内油膜摩擦功耗的影响较大,并且随偏心率的增加逐渐增大。

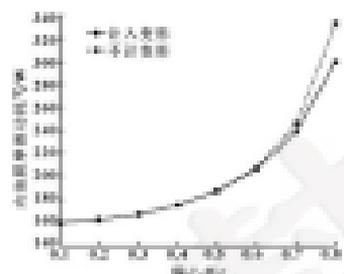


图9 计入和不计入浮环弹性变形下内油膜摩擦功耗

Fig. 9 Friction power consumption of inner of film with and without considering elastic deformation of floating ring

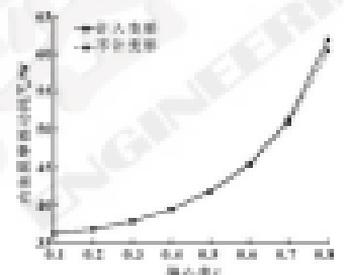


图10 计入和不计入浮环弹性变形下外油膜摩擦功耗

Fig. 10 Friction power consumption of outer of film with and without considering elastic deformation of floating ring

4 结论

(1) 随转速和偏心率的增加,浮环弹性变形量逐渐增加,浮环弹性变形对内油膜的影响较大。

(2) 浮环弹性变形降低了内油膜的承载力、流量和摩擦功耗;增加了外油膜的承载力、流量,对外油膜摩擦功耗影响较小。

参考文献

- [1] 张直明. 液动轴承的流体力学理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
- [2] 张直明. 液动轴承[M]. 北京: 国防工业出版社, 1996.
- [3] 葛红, 葛洪林, 李少配. 基于 ANSYS 的浮环液动静压轴承中浮环的有限元分析[J]. 轴承, 2011(4): 9-13.
- [4] CHEN H, CHEN C T, CHEN S Q. Finite element analysis on floating ring of hybrid floating ring bearing based on ANSYS[J]. Bearing, 2013(4): 9-13.
- [5] 张文忠, 陈国, 李华. 浮环液动静压对浮环轴承制造比动念影响[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2003, 27(1): 160-

- 199.
- ZHANG W J, CHEN W J, LI F, et al. Dynamic effects of system parameters on speed ratio of floating ring bearing [J]. Journal of Nankai University (Engineering Science Edition), 2013, 47 (5): 640-646.
- [4] 廖朝朝, 杨德全, 高树慧. 浮环轴承的优化设计参数对刚性的影响[J]. 内蒙古民族大学学报(自然科学版), 2004, 19 (5): 297-299.
- XING F L, YANG B-Q, LI X H. The effect of geometry of bearing inner with the variation of floating ring transformation velocity [J]. Journal of Inner Mongolia University for Nationalities (Natural Science Edition), 2004, 19 (3): 297-299.
- [5] 傅占刚, 张浩, 宋中强. 单-双级面齿油压力对浮环轴承刚度的影响理论分析[J]. 河北工业大学学报, 2003, 42 (1): 60-66.
- SHI X-Q, ZHANG H, HONG J-Y, et al. A theoretical study on the effects of load and lubricant film pressure on the lubrication of floating ring bearings [J]. Journal of Hebei University of Technology, 2003, 42 (1): 60-66.
- [6] ANDRÉS L R, MATHIASSEN J C, JÓHAN R, et al. Advances in nonlinear analysis of passenger vehicle hubchambers: a virtual laboratory supported by test data [C]. // Proceedings of World Tribology Congress III, 2009: 893-897.
- [7] WRIGHT M G S. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization [J]. Tribology International, 1993, 24 (2): 103-119.
- [8] BERGANT M, PERNYŠ P, VORŠEK F, et al. 3D thermal analysis: finite CFD analysis of power traction losses in a hubchamber's journal bearing and comparison with finite difference method and experimentation [C]. // Proceedings of 22th ECTRAC European Congress, Bratislava, 2009.
- [9] 王智刚, 孙文刚, 夏成勇. 径向滑动轴承过盈配合变形的研究[J]. 测压与测时, 2008, 30 (4): 64-67.
- WANG X C, SUN W L, XIA C Y. Research of deformation in journal bearings with interference fit [J]. Lubrication Engineering, 2008, 30 (4): 64-67.
- [10] 张帆, 廖尚武, 孙福军. 浮环轴颈热变形对大直径面齿油动轴承刚度的影响[J]. 机械设计与研究, 2004 (2): 59-64.
- ZHANG F, ZHANG B-Q, SUN L J, et al. The performance study on thermo-elastic deformation of journal bearing with large diameter and heavy load [J]. Machine Design and Research, 2004 (2): 59-64.
- [11] 傅志, 张浩, 宋中强. 浮环轴颈热变形对油动轴承刚度的影响及轴瓦接触特性的影响[J]. 测压与测时, 2003, 25 (1): 23-26.
- XIE Y, ZHANG B, HU T W, et al. Effect of journal rotation speed on characteristic of oil film and structural characteristic of bearings [J]. Lubrication Engineering, 2003, 25 (1): 23-26.
- [12] 宋文, 李雪松, 胡合作. 考虑油膜弹性的浮环轴承的轴颈面接触特性研究[C]. // 中国工程热物理学会热机分会 2009 年学术年会论文集, 2009: 993-994.
- [13] 孙文刚. 测压力学研究[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1990.
- [14] 傅占刚, 高树慧. 测压学原理[M]. 北京: 清华大学出版社有限公司, 2002.
- [15] 傅占刚. 测压数据计算方法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.

透明可拉伸的仿皮肤式摩擦纳米发电机研制成功

近年来, 随着柔性晶体管-集成电路、可拉伸光电器件、可拉伸显示屏和电子皮肤等各种革命性功能产品的大量涌现, 柔性可拉伸电子产品取得了飞速的发展。这些产品对其制造设备提出了更高的要求, 希望其具有相当的柔韧性和可拉伸性。然而, 现有制造器件可以同时实现柔韧性、高透明度和可拉伸性。另外, 市场不断增长的可穿戴电子产品和其他便携式产品, 要求其制造设备除柔韧性和可拉伸性之外, 也需要同时具有良好的生物兼容性。

传统的电阻式发电机很难实现可拉伸性, 而近年快速发展的摩擦纳米发电机 (TENG) 则可满足柔性电子设备的上述需求。近来报道的可拉伸摩擦纳米发电机主要是采用橡胶衬套、石墨烯、银纳米线等导电网络增强的弹性衬套制备。但是, 这种材料的可拉伸性有限, 且难以实现高透明度。

在中国科学院北京纳米能源与系统研究所王中林院士和周江阳研究员的共同指导下, 北京纳米能源与系统研究所潘攀等研究人员, 将弹性体和离子本征材料结合, 研制出了一种全新的仿皮肤式摩擦纳米发电机 (KTEG), 该器件首次实现兼具高透明度 (平均透光率, 可见光 96.2%) 和高可拉伸性 (单轴应变, 11400%), 同时兼具实现生物机械收集、触觉感知等功能。该工作为透明、可拉伸能源设备和柔性电子皮肤的研究提供了一个全新的视角。

此 KTEG 能够产生高达 140 V 的开路电压, 瞬时功率密度为 28 $\mu\text{W}/\text{cm}^2$ 。KTEG 具有广阔的市场前景, 由于材料选用的是生物兼容性好的水凝胶, 它可以直接黏贴在人体的皮肤上, 驱动许多可穿戴电子产品, 如 LED、电子手表等。该研究首次提出了一种具有超高可拉伸性和透明度的 KTEG, 由于透明度高不会干扰光学信息的传递, 同时兼具能量收集和触感知觉, 因此非常适合人造皮肤、由驱动软体机器人、柔性显示屏和可穿戴电子产品中有潜在的应用前景。

(来源: 中国科学院北京纳米能源与系统研究所)

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.07.017

金属存在下聚 α -烯烃基础油热氧化衰变性能结构对比分析^{*}

彭星才¹ 费逸伟¹ 吴楠¹ 杨宏伟¹ 姚婷¹ 郭峰²

(1. 空军勤务学院学员一大队, 江苏徐州 221000; 2. 空军勤务学院航空油料物资系, 江苏徐州 221000)

摘要: 借助高温氧化加速试验, 模拟金属存在下聚 α -烯烃(PAO)航空润滑油基础油高温工作环境, 对比分析添加金属Cu模拟油膜的外观、黏度和酸值变化, 利用GC/MS检测不同温度下油样的组成情况, 并根据物质结构分析PAO理化性能变化的原因。结果表明, 金属Cu加速了PAO的高温裂解, 产生了单炔生炔化合物, 加速了油品的氧化变质, 使油品黏度降低, 并生成了酸性物质使油品酸值增加; GC/MS分析结果表明, 金属Cu的存在会加速PAO的氧化和裂解, 产生碳数更少的烃分子, 也促进含双键的不饱和烃、含氮化合物等物质的生成, 在宏观上使油样运动黏度降低、酸值增大和颜色加深。

关键词: 聚 α -烯烃; 热氧化变质; GC/MS; 基础油

中图分类号: TQ26.34 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017)07-0017-08

Comparative Analysis of Performance and Structure on Thermal Oxidative Degradation of Poly α -Olefin Base Oil in the Presence of Metal

PENG Xiancai¹ FEI Yiwei¹ WU Nan¹ YANG Hongwei¹ YAO Ting¹ GUO Feng²

(1. Cadet Brigade 1, Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China;

2. Department of Aviation Oil and Material, Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China)

Abstract: By means of high temperature thermal oxidation accelerated simulator, the high-temperature operating environment of PAO aviation lubricating oil in the presence of copper was simulated, and the variation of appearance, viscosity and acid value of PAO was analyzed before and after adding copper by constant. The micro composition of samples under different temperature was detected by GC/MS, and the reason of the physical and chemical properties changes of PAO was analyzed according to the material structure. The result shows that the high temperature cracking of PAO is accelerated in the presence of copper, some chlorophanes are produced, which accelerate the oxidation deterioration of PAO and make oil products kinematic viscosity reduced. The formation of acidic material results in the increasing of the acid value of PAO. The analysis results of GC/MS show that, the presence of copper will accelerate the oxidation and cracking of PAO, promote the formation of hydrocarbon molecules with less carbon numbers, and the substances such as unsaturated hydrocarbon containing double bonds and ncy-compounds. So the viscosity of the oil sample is decreased, the acid value is increased and the color is deepened.

Keywords: PAO; thermal oxidative degradation; GC/MS; base oil

目前, 航空润滑油常用聚 α -烯烃(PAO)和酯类油作为基础油。其中PAO以其优越的热稳定性、抗氧化性、热安定性和氧化安定性等, 常用于军用润滑油中^[1]。然而在现役某型三代战机发动机中发现, 其主燃油会出现不同程度地出现黏度下降、酸值增大、颜色变深等现象^[2]。研究发现, 除了油品结构组成等内部因素, 温度、金属和氧气接触面积等工作环境对油

液性能变化影响密切。其中, 温度是航空润滑油热氧化变质的主要因素^[3-4], 尤其是在高温环境下润滑油与金属材料表面接触时, 油品容易发生强烈的氧化、裂解和聚合等化学变化^[5-6], 将严重影响油品寿命。经检测发现, 使用后的润滑油常常含有Cu、Fe等金属元素^[7-8]。因此, 开展金属存在下航空润滑油的热氧化变质规律研究具有重要意义。

本文作者以航空润滑油基础油PAO为实验油液, 研究了不同温度下金属Cu对油样外观、黏度、酸值的影响, 利用气相色谱-质谱联用技术(GC/MS)分析了油样组成结构变化情况, 并分析了PAO结构组成与其理化性能变化的关联性, 为改善油品使用性能

* 基金项目: 江苏省自然科学基金项目(8K20061107); 江苏省青年基金项目(8K20150046)。

收稿日期: 2016-09-28

作者简介: 彭星才(1992-), 男, 硕士研究生, 研究方向为航空油料技术监控。E-mail: 332823429@qq.com

标准制定提供理论和技术指导,对提高航空润滑油和发动机可靠性具有一定的参考价值。

1 试验部分

1.1 试验材料及设备

实验材料:聚 α -烯烃(PAO)基础油,基础油研究所提供;金属Ca片,规格 $17\text{ mm}\times 12\text{ mm}\times 1\text{ mm}$,依据SH-T0596《润滑油氧化安定性测定法》、SH-T0520《合成油氧化安定性测定法》、QJ2663-1988《轻质航空润滑油氧化安定性测定法(金属片法)》以及QJ2699-1988《航空涡轮发动机润滑油氧化安定性测定法》等标准中关于金属种类和尺寸的要求,结合实际实验情况制备Ca片。

实验设备:KCF 1005-30型高温氧化模拟加速装置(容积500 mL,设计压力32 MPa,最高使用压力22 MPa,设计温度420℃,最高使用温度400℃;磁力搅拌,最高搅拌转速1 100 r/min,加热功率2 kW),烟台粉科公司生产;D8Y-300B石油产品运动黏度测定仪,大连博仪仪器有限公司生产;9J-600全自动电位测定仪,北京高敏成科技有限公司生产;Agilent 6890A/5973型气相色谱/质谱联用仪,美国Agilent公司生产。

1.2 高温氧化模拟实验

先用细砂纸打磨金属Ca片,用酒精擦去表面的金属屑与杂质。打磨好后浸到在异辛烷溶液中,贮存备用;称取25 g油样加入高温氧化模拟加速装置中,从异辛烷洗液溶液中取出Ca片,用脱脂棉擦去表面上的洗涤剂,投入油样中;依据发动机运转一段温度和模拟温度,分别设定实验温度为180、200、240、260、300℃,在800 r/min搅拌转速下使油样在不同温度下反应2 h;反应结束后将油样置于冰水中冷却至室温,取出高压釜中的反应油样进行检测。同时,设置不加Ca片的对照实验组,在相同条件下进行实验。表1给出了不同温度的实验油样的编号。

表1 不同温度的实验油样的编号

Table 1 The test oil sample number under different temperature

实验油样	原料	180℃	200℃	240℃	260℃	300℃
PAO	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6
PAO+Ca	F_{10}	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{15}

1.3 运动黏度测定

按照GB/T 265 (ASTM D445),对不同温度下实验油样40℃运动黏度进行测定。

1.4 高温氧化

按照GB/T 2684-2000 (2006)《石油产品和润滑油氧化测定法(电位滴定法)》,测定不同温度下高温反应后油样的酸值。

1.5 气相色谱/质谱联用技术(GC/MS)分析

气相色谱/质谱联用实验条件:石英毛细管柱HP-5MS,流动相载气为He,流速为1.0 mL/min,分流比为20:1,离子化电压为70 eV,柱源,离子源温度为250℃,进样口温度为250℃,质量扫描范围为23~300 amu,参照FID法与MS/MS标准谱库化合物数据库鉴定氧化化合物,用化合物标准MSDBs数据库对此分析数据每一个化合物,根据质荷比或相对保留时间确定化合物的结构,并结合化合物的气相色谱保留时间、分子离子峰或者特征离子峰,主要离子峰和同位素峰等信息进行分析,确定每一个化合物的结构。

2 结果与讨论

2.1 金属Ca对油样颜色的影响

通过高温氧化模拟加速实验,比较有无金属添加剂时PAO基础油颜色的变化。研究表明,无金属添加剂时,PAO基础油在180和200℃下颜色未发生明显变化,保持无色透明状态,油样颜色只有在260℃时才会较明显地呈现黄色,并且可见微量黑色固体颗粒沉积在瓶底。而在反应釜中加入金属Ca片后,PAO油样颜色变化相对显著,在180℃下PAO油样微呈黄色,200℃颜色加深,黄色已比较明显,且略有浑浊;之后随着温度上升,油品的颜色还进一步加强,260℃时变化更加明显,与没有Ca作用的油样颜色差异显著。综合比较金属Ca高温反应后的颜色变化不难发现,随着温度升高,油样可能裂解成某些生色化合物,金属Ca在航空润滑油高温氧化中发挥显著的催化加速作用。

2.2 金属Ca对油样运动黏度的影响

润滑油通常会在高温环境中出现“交稠”现象,如图1所示,随着温度的升高,PAO的40℃运动黏度下降,并且温度越高,下降幅度越大,说明高温会造成润滑油的黏度变化。在反应温度低于240℃时,无论是否加入金属Ca,PAO基础油的运动黏度未发生明显变化。其中,未加入金属Ca的油样运动黏度略微下降,由17.94 mm²/s降低到17.23 mm²/s,变化幅度仅为3.96%;而加入Ca片后油样黏度呈略微上升趋势,由17.94 mm²/s升高到18.43 mm²/s,变化幅度仅为2.73%。但当反应温度高于240℃后,PAO黏度下降幅度变得剧烈,尤其是加入Ca片的油样降幅较为明显,在260℃时,加Ca和未加Ca的油样的运动黏度降幅分别为34.4%和39.8%,这表明

Cu的存在使油品粘度增加提高了14.6%，说明金属Cu加速了油品的氧化变质。在其反应温度达到300℃后，未加入金属Cu和加入Cu的油样的运动粘度降幅分别达到了33.9%和39.9%，高温下PAO的长侧链烷基结构被破坏，产生了分子质量相对较小的物质，分子之间的色散力减小。宏观表现之一为粘度降低，且在金属Cu作用下，加速了PAO的氧化变质。

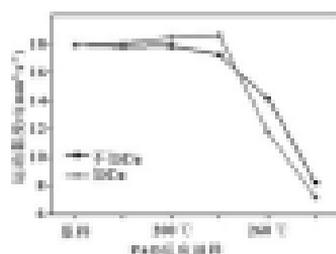


图1 不同温度下油样40℃运动粘度变化曲线

Fig.1 Variation of oil complex's kinematic viscosity at 40 °C under different reaction temperature

2.3 金属Cu对油样颜色的影响

图2对比了不同条件下PAO高温实验后的颜色变化情况。总体上看，无论是添加Cu，油品颜色会随着反应温度的升高而增大，说明温度加速了PAO的氧化变质。

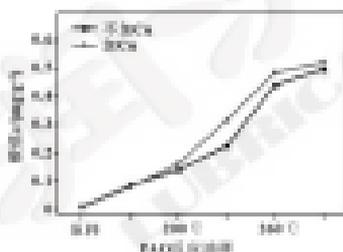


图2 不同温度下油样颜色变化曲线

Fig.2 Variation of oil complex's acid value under different reaction temperature

在300℃前，加Cu与不加Cu油品的酸值相差不多；300℃之后，加Cu油品的酸值增大趋势明显大于未加Cu油品。在260℃高温下，未加Cu油样的酸

值升高了0.48 mg/g (以KOH计)，加Cu后油样的酸值升高了4.478 mg/g (以KOH计)，这表明在金属作用下酸值提高了10.1%；而在300℃后，两者酸值增长速度都有所下降。体系可能发生了其他相应反应。如在300℃高温下，在金属作用下酸值仅升高了3.1%。上述结果表明，金属Cu加速了PAO的氧化，生成了酸性物质从而提高了油品的酸值。

2.4 GC/MS分析

通常来看，物质的分子结构难以承受持续上升的高温。当温度达到一定程度时，物质结构会被破坏，性质也会相应变坏。气相色谱-质谱联用技术(GC/MS)是鉴定有机化合物常用的可分离分析手段，可以提供两种组分的信息，也是分析样品中热稳定、低沸性和易挥发的有机化合物常用的方法。通过分析金属存在下PAO高温氧化反应分子结构与组成，可揭示基础油高温氧化反应过程的微观变化。

图3是PAO添加金属Cu前后高温氧化反应GC/MS图。表2和图4归纳统计了PAO在有无金属Cu的环境中氧化产物的种类分布、相对含量及对比情况。可以发现，在有金属Cu存在的环境中，小分子的峰不仅数目更多，而且峰的高度更高，峰面积也更大。说明金属Cu催化加速了PAO分子的裂解，分子结构严重破坏。在无金属Cu的环境中，PAO高温氧化反应共鉴定出88种化合物，包括45种正构烷烃、25种异构烷烃、47种烯烃和醇、醚、酯等3种其他化合物。而加Cu之后发现了108种化合物，分别为49种正构烷烃、34种异构烷烃、50种烯烃以及醇、醚、酯等5种非烃类化合物。特别是当温度达到260℃以上时，PAO氧化反应急剧增加，在有金属Cu的催化作用下，各反应产物种类和相对含量剧大增加，分子结构的变化更加突出，分子量较小的正构烷烃、异构烷烃和烯烃种类和含量的增大直接导致了油品运动粘度的降低。烯烃和酯类等有色、生色化合物的生成使油品颜色加深；另外，PAO在高温氧化反应过程中产生了醇、酮和酸等非烃类化合物，也使油品颜色增大。由此可见，金属在基础油高温氧化过程中，既促进了链状烷烃结构的进一步断裂，产生数量更少的烃分子，也促进了含双键的不饱和烃、含氧化合物等生色物质的生成，生成数量更宽以及生色物质。在宏观上使油样的运动粘度降低，酸值增大和颜色加深。

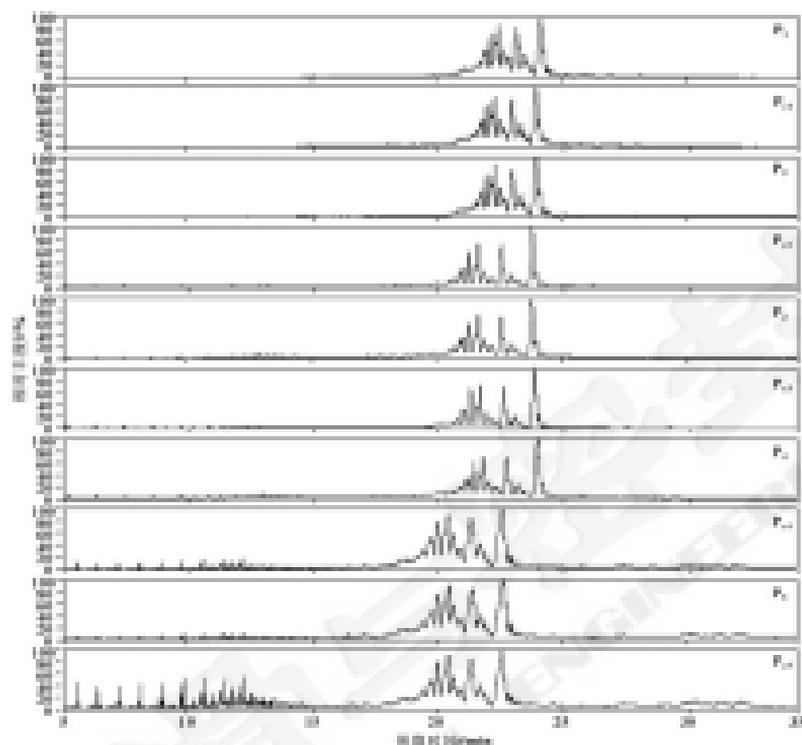


图 3 添加金属 Cu 后 PAO 的总离子流色谱对比图

Fig. 3. The contrast of ion chromatogram of PAO before and after adding copper

表 2 PAO 高温氧化油样中各化合物的相对含量

Table 2. Relative content of the compounds in PAO after reaction at different temperature

样品编号	正构烷烃		异构烷烃		烯烃		其他化合物	
	种类数	相对含量 $\omega\%$	种类数	相对含量 $\omega\%$	种类数	相对含量 $\omega\%$	种类数	相对含量 $\omega\%$
P ₁	2	0.002	4	0.237	0	0.000	0	0
P ₂	3	0.004	4	0.244	0	0.000	0	0
P ₃	4	0.006	4	0.278	4	0.200	0	0
P ₄	12	0.508	10	0.532	20	0.409	2	0.372
P ₅	13	0.507	20	1.076	47	0.982	3	0.968
P ₆	9	0.497	12	0.687	9	0.220	0	0
P ₇	7	0.156	18	0.798	18	0.276	0	0
P ₈	9	0.242	19	0.895	20	0.398	1	0.069
P ₉	11	0.719	26	1.277	41	0.982	3	0.876
P ₁₀	19	0.878	34	0.824	50	12.67	5	1.283

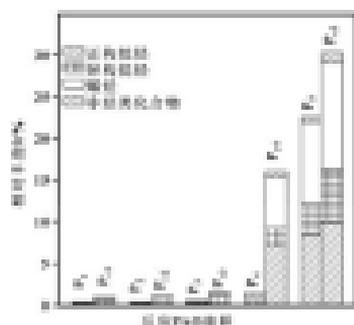


图4 添加金属Cu前后PAO高温氧化反应的产物组分分布对比

Fig. 4 The contrast of composition distribution of the oxidation decay products of PAO before and after adding copper

3 结论

(1) 无金属Cu时, PAO油样仅在200℃时才会明显变黄, 而在金属Cu存在下, PAO油样颜色加深更快, 250℃后颜色变黄较明显, 且略有挥发, 说明金属Cu加速了PAO的高温裂解, 产生了一些生色化合物。

(2) 金属Cu存在下加速了油品的氧化变质, 使油品酸度降低; 金属Cu加速了PAO的氧化, 生成了酸性物质从而提高了油品的酸值。

(3) GC/MS分析结果表明, 在有金属Cu存在的环境中, 小分子量的峰不仅数目更多, 且峰高的峰更高, 峰面积也更大, 说明金属Cu催化加速了PAO分子的裂解, 分子结构严重破坏; 加Cu之后生产的化合物种类增多, 多为正构烷烃、异构烷烃、烯烃以及酮、酸、酯等非烃类化合物, 说明金属Cu在PAO高温氧化过程中, 还促进了低分子量结构的进一步断裂, 产生数量更少的轻分子, 也促进了含硫的杂环和轻、含氮化合物等生色物质的生成。在宏观上使油样运动粘度降低, 酸值增大和颜色加深。

参考文献

- [1] 吴德洪. 合成润滑油的物化与配方[M]. 合成润滑油材料, 2012, (9): 19-21.
- [2] Wu D. Discussion on characteristics and progress of synthetic lubricants in base[J]. Synthetic Lubricants, 2012, (9): 19-21.
- [3] 费逸伟, 孙开强, 陈开敏. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应的影响[J]. 润滑与密封, 2014, (9): 10-15.

FEI Y W, FENG X L, CHEN Q P, et al. Effects of antioxidant on viscosity decay of poly α -olefin lubricating base oil under high temperature[J]. Lubrication Engineering, 2014, (9): 10-15.

- [4] DEJANDRE K, HERRERA, ARTURO J, STPANOVIC. Development of a new oxidation stability test method for lubricating oils using high-pressure differential scanning calorimetry [J]. Thermochimica Acta, 2003, 402: 3-15.
- [5] MULLER T P, BERNAS H, LUNA, ESTELIO W, BUCKER, et al. Assessment of biodegradability and oxidation stability of mineral, vegetable and synthetic oil samples [J]. Industrial Crops and Products, 2011, 33: 879-885.
- [6] 费逸伟, 费逸伟, 陈开敏. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程及评价方法[J]. 合成润滑油材料, 2014, (9): 10-15.
- [7] CHENG Z H, FEI Y W, YANG H W, et al. The oxidation decay process at elevated temperature and evaluating method of poly α -olefins[J]. Synthetic Lubricants, 2015, (6): 36-39.
- [8] 费逸伟, 陈开敏, 费逸伟. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程的机理研究[J]. 西安石油大学学报, 2015, (2): 98-102.
- [9] FEI Y W, CHEN Q P, YANG T, et al. Mechanism on synthesis of poly α -olefin oxidation lubricating base fluid[J]. Journal of Xi'an University, 2015, (6): 98-102.
- [10] 费逸伟, 孙开强, 陈开敏. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程产物物化组成分析[J]. 河南师范大学学报: 自然科学版, 2014, (2): 97-99.
- [11] FEI Y W, FENG X L, YANG T, et al. Analyzing compounds in poly α -olefin oxidation lubricating base oils under ultra-high temperature[J]. Journal of Henan Normal University (Natural Science Edition), 2014, (2): 97-99.
- [12] 费逸伟, 陈开敏, 费逸伟. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程的机理研究[J]. 化工时刊, 2014, (9): 22-25.
- [13] FEI Y W, CHEN Q P, TAO T, et al. Research on the thermal cracking decay of poly α -olefin oxidation lubricating oil [J]. Chemical Industry News, 2014, (9): 22-25.
- [14] 费逸伟, 孙开强, 陈开敏. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程的影响[J]. 合成润滑油材料, 2014, (9): 10-15.
- [15] TAO T, MA Y H, CHEN J T, et al. Effect of temperature on physicochemical properties in gas and diesel[J]. Synthetic Lubricants, 2014, (4): 37-41.
- [16] 李德. 铜离子对 α -烯烃基础油氧化反应过程的影响[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2015.
- [17] HERRERA K, CARRERA E T, SCHNEIDER E W, et al. Lubricant degradation and related wear of a steel pin in lubricated sliding against a steel disc [J]. ICFR Applied Materials & Surfaces, 2011, 3(7): 2817-2821.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0190.2017.07.018

膨润土催化聚合植物油及其摩擦学性能研究

刘石金¹ 周文夫¹ 徐心雷¹ 陶德华¹ 杨敬一²

(1. 华东理工大学石油加工研究所 上海 200237; 2. 上海大学机电工程与自动化学院 上海 200072)

摘要:以膨润土为膨化剂合成大豆油(SO)高黏度聚合油,同时在SO中加入桐油(TO),考察TO对聚合反应的影响,并研究SO和TO合成的植物油基STO聚合油的理化性能及摩擦学特性。结果表明,聚合SO的最佳条件为:膨润土催化剂和氯化剂LiCl的质量分数分别为6%和6%,反应温度为305℃,反应时间为6h;TO侧链中含有两个内酯基团为Diels-Alder反应提供了二烯体,促进了STO聚合反应,缩短产物达到所需黏度的时间;STO聚合油的黏度指数为其基油黏度指数与不同黏度级别矿物油,承载能力和抗磨性能高于同黏度级别矿物油,高于于294 N载荷条件下减摩性能优于同黏度级别的矿物油。

关键词:膨润土;大豆油;桐油;聚合;摩擦学性能

中图分类号: TQ626.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0190(2017) 07-0018-06

Synthesis of Vegetable Oil with Bentonite as Catalyst and Its Lubricating Properties

LIU Shijin¹ ZHOU Wenfu¹ XU Xinlei¹ TAO Dehua¹ YANG Jingyi²

(1. Research Institute of Petroleum Processing, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. School of Electromechanical Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: Polymerized oil with high viscosity were synthesized by polymerization of soybean oil (SO) with catalyst of bentonite. Tung oil (TO) was added into SO and the effect of TO on the polymerization reaction was studied. The physical and chemical properties of vegetable oil based polymerization oil from SO and TO were studied. The results show that the optimal conditions of SO polymerization are that the mass fraction of bentonite catalyst and LiCl catalyst is 6% and 6%, respectively, the reaction temperature and time is 305 °C and 6 h. The conjugated diene acid contained in the fatty acid of TO can promote the polymerization of STO and shorten the time that the polymerized oil reaches the desired viscosity. Compared with the mineral oils with the same viscosity grade, STO polymerization oil has better viscosity index and low temperature flow performance, higher carrying capacity and better anti-wear performance, and a more superior friction-reducing performance at the load of less than 294 N.

Keywords: bentonite; soybean oil; tung oil; polymerization; tribological properties

以石油为原料的矿物油基润滑油,一方面受到石油资源趋于短缺的限制,另一方面其难以降解进入环境后容易造成污染,因此开发新型的可降解的润滑油基础油具有重要的意义。植物油作为环境友好的可再生资源受到广泛关注。植物油分子中的长链酯基及其含氧酯基结构,使其具有优良的减摩性能,但植物油启动黏度及启动转矩高、低温流动性差,且分子中含有不饱和双键易被氧化,从而影响了它的使用。为此,对植物油进行化学改性以制备环境友好型润滑油。受

到国内外研究者越来越多的关注。KISHAN等^[1]以大豆油为原料,通过环氧化法制备的桐油油表现其优良的低温流动性、较好的热稳定性以及抗磨减摩性能。LATHI和RAJPLASSON^[2]采用环氧异构化的方法合成了可生物降解的植物润滑油。徐玉玲等^[3]以桐油油和正丁醇为原料,以醚交换综合环氧化的方法合成环氧桐油醇丁酯,提高了其环氧化能力和减摩性能。李瑞华等^[4]采用环氧化结合异构化的方法对豆油进行改性,合成了摩擦学性能优于1504S的高黏度化学改性油。MIRAL和ZORAN^[5]、KINSECU和PETROVIC^[6]以豆油为原料以超临界为催化剂得到了高黏度的聚合油。RADLOVE等^[7]以豆油和蓖麻油为原料研究降低机械催化剂对植物油聚合反应的影响。REKAS等^[8]研究了微胶囊对大豆油黏度及稠滑性

收稿日期: 2016-09-09

作者简介: 刘石金(1982—),男,硕士研究生,研究方向为环境友好润滑油。E-mail: YTH080704@mail.ecust.edu.cn

通信作者: 杨敬一(1970—),男,博士,副教授,研究方向为石油加工。E-mail: jyyang@ecust.edu.cn

能的影响, 2010等^[14]以豆油为原料在氩气等离子体作用下合成了高黏度的环境友好型润滑油, 80-SIKK等^[15]研究了酶固定催化酯化的反应工艺。

我国酶固定产量世界第一, 占世界总量的60%, 目前酶固定产量已超过 250 万 t, 酶固定价格便宜且无毒, 具有广泛的应用前景, 祝广山等^[16]利用响应面方法优化了酶固定催化酯化制二甲酯的工艺参数, 陆向红等^[17]研究了酶固定催化酯化合成二甲酯的反应工艺, 本文作者以酶固定为催化剂合成高黏度的植物油基聚合物, 考虑我国定制油生产大国, 每年制油产量占世界总量的80%, 选取以大豆油 (Soybean Oil, SO) 为原料, 加入制油 (Tung Oil, TO) 制备 STO 混合物, 以酶固定为催化剂催化合成高黏度聚合物, 并研究植物油基 STO 聚合物的理化性能及摩擦学特性。

1 实验装置

1.1 实验材料与试剂

实验所用的植物油为大豆油 (SO) 和制油 (TO), SO 由上海良友海狮油脂实业有限公司提供, TO 产地为贵州罗甸, 以 SO 为原料加入一定量的 TO 制备 STO 混合原料油, 采用 Agilent 公司 GC7890A-865979C 型气相色谱-质谱联用仪 (GC-MS) 分析通过胺交换反应测定 SO 和 TO 的甲酯组成, 矿物基润滑油 150ES 和 125ES 为工业基础油, 聚合反应中采用的催化剂为酶固定 (工业品), 酶固定剂为氯化钙 (分析纯)。

1.2 酶固定催化聚合植物油方法

称取一定量植物油、酶固定剂酶固定、酶固定剂氯化钙及沸石, 加入带有温度计、搅拌器和氮气通入装置的 250 mL 三口烧瓶中, 在氮气保护下加入酶固定所需温度, 并开始计时, 反应一定时间后, 将产物冷却至 70 °C 左右, 趁热过滤除去固体酶固定剂得到植物油聚合物。

1.3 聚合产物的粘度测试方法

采用 ASTM D485 方法测定原料油和聚合产物在运动温度 (40、100 °C); 采用 ASTM D2270 方法测定油样的粘度指数 (VI), 油样的倾点和滴点分别采用 ASTM D97 和 ISO 3 961: 1 996 测定。

1.4 聚合产物的润滑性能测试方法

采用 MS-800 微机模式四球磨测试试验机 (厦门四球机厂生产) 测定样品的耐压性能、抗磨性能和减摩性能, 所用钢球为上海钢球厂生产的 GCr15 二级钢球 (直径 12.7 mm, 硬度 HRC 59-61), 按照 GB 1463-82 方法测定润滑油的最大无卡咬负荷即耐压性能 (P_H 值), 测试条件为: 转速 1450 r/min, 磨削时

间 30 s, 按照 GB/T 2680-90 方法测定样品的抗磨性能, 测试载荷分别为 99、198、296、393 N, 测试条件为: 转速 1450 r/min, 磨削时间 30 min, 利用式 (1) 计算数据量被测试 3 个下试球的平均磨粒直径 (WSD, μm , 0.01 mm), 摩擦因数由摩擦扭矩测定仪测得的摩擦扭矩换算得出, 作为评定样品的减摩性能。

2 结果与讨论

2.1 反应条件对 SO 聚合反应的影响

2.1.1 酶固定催化剂量对聚合的影响

在酶固定剂 LiCl 用量为 0.6% (质量分数), 反应温度为 305 °C, 反应时间为 3 h 的条件下, 考察酶固定剂用量对大豆油 SO 聚合产物 40 °C 粘度的影响。

由图 1 可以看出, 当酶固定剂加入量较少时, SO 聚合产物的 40 °C 粘度随着酶固定剂加入量的增加而迅速提高, 如酶固定剂质量分数由 2% 增加到 6%, SO 聚合产物 40 °C 粘度由 268 mm^2/s 增加至 458 mm^2/s , 这是由于酶固定剂含有 3 个酶固定剂 2 种核心, 1 种是能够选择非共价键与油酸生成共价的复合物, 而 3 种酶固定剂能够使共价键产生复合物, 因此酶固定剂能够使 SO 的聚合反应^[18], 当酶固定剂质量分数达到 6% 后, 继续增加酶固定剂用量 SO 聚合产物 40 °C 粘度变化较小, 这可能是由于酶固定剂与 SO 分子结合的缘故^[19], 因此酶固定剂的最佳用量为 6% (质量分数)。

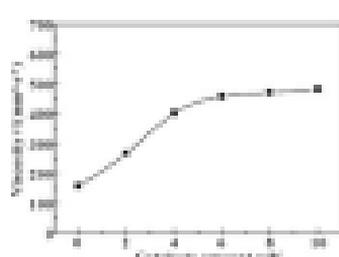


图 1 酶固定剂用量对 SO 聚合产物 40 °C 粘度的影响
Fig. 1 The effect of catalyst amount on polymerization products' viscosity at 40 °C

2.1.2 酶固定剂用量的影响

在酶固定剂用量为 6% (质量分数), 反应温度为 305 °C, 反应时间为 3 h 条件下, 考察酶固定剂 LiCl 用量对 SO 聚合产物 40 °C 粘度的影响。

由图 2 可以看出, 当 LiCl 加入量较少时, SO 聚合产物的 40 °C 粘度随着酶固定剂用量的增加而明显增加, 如 LiCl 质量分数由 0 增至 0.6% 时, SO 聚合产

物的 40 °C 黏度由 283 mm²/s 增加至 458 mm²/s, 但当 LCI 质量分数大于 0.4% 时, S0 聚合产物的 40 °C 黏度变化不大。这说明助催化劑只能在一定范围内加快反应的进程, 但不是影响催化反应的主要因素, 助催化劑的最佳用量为 0.4% (质量分数)。

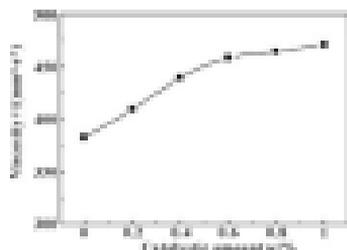


图 2 助催化劑用量对 S0 聚合产物 40 °C 黏度的影响

Fig. 2 The effect of catalyst amount on polymerization product's viscosity at 40 °C

2.1.3 反应温度的影响

在催化劑用量为 6% (质量分数), 助催化劑用量为 0.4% (质量分数), 反应时间为 5 h 条件下, 考察反应温度对 S0 聚合产物 40 °C 黏度的影响。

由图 3 可以看出, 当聚合温度小于 265 °C 时, S0 聚合产物的 40 °C 黏度随着温度的升高缓慢地上升, 即聚合反应速率很小; 聚合反应速率在 265 °C 后急剧增大, 当反应温度为 305 °C 时, S0 聚合产物的 40 °C 黏度提高到 458 mm²/s。温度的上升加速了植物油分子的运动, 充分了之间碰撞次数增加, 反应速率增大。同时温度的提高为非共轭双键转变为共轭双键提供了较高的能量, 从而加快共轭化速率^[1], 所以提高温度可以加速热聚合反应的速率。当反应温度大于 305 °C 后, S0 聚合产物的 40 °C 黏度随着反应温度增加的速度开始变慢, 所以选择 305 °C 为最佳的反应温度。

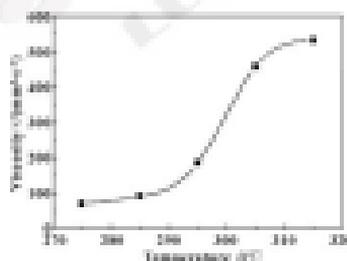


图 3 反应温度对 S0 聚合产物 40 °C 黏度的影响

Fig. 3 The effect of reaction temperature on polymerization product's viscosity at 40 °C

2.1.4 反应时间的影响

在催化劑用量为 6% (质量分数), 助催化劑用量为 0.4% (质量分数), 反应温度为 305 °C 的条件下, 考察反应时间对 S0 聚合产物 40 °C 黏度的影响。

由图 4 可以看出, 随着反应时间的增加 S0 聚合产物的 40 °C 黏度开始快速增加, 当反应时间超过 6 h, S0 聚合产物黏度的增加速率变慢, 这是由于 S0 聚合反应时间增加, 副反应也增加, 因此选择 6 h 为最佳的反应时间。

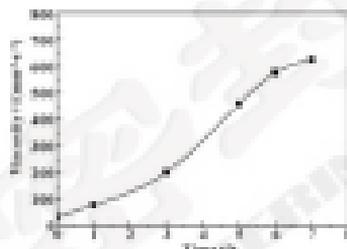


图 4 反应时间对 S0 聚合产物 40 °C 黏度的影响

Fig. 4 The effect of reaction time on polymerization product's viscosity at 40 °C

2.2 SFO 混合油的热聚合反应

为了达到更高黏度的聚合油并且缩短聚合反应的时间, 以大豆油 S0 为原料加入桐油 TO 制备 SFO 混合油, 在蒙脱土上的催化作用下进行聚合反应, S0 与 TO 的脂肪酸组成通过 GC/MS 气相色谱-质谱联用仪进行分析, 结果见表 1。S0 中的脂肪酸主要为油酸 (C_{18:1}), 亚油酸 (C_{18:2}) 和硬脂酸 (C_{18:0}), 而 TO 主要含有共轭三烯酸 (C_{18:3}) 与亚油酸 (C_{18:2})。TO 中含共轭三烯结构如图 5 所示。在催化劑用量为 6% (质量分数), 助催化劑用量为 0.4% (质量分数), 反应温度为 305 °C, 反应时间为 6 h 的条件下, 考察 TO 加入量对 SFO 聚合产物 40 °C 黏度的影响, 结果见表 2。



图 5 TO 的共轭三烯结构

Fig. 5 Conjugated triene structure of TO

表1 50和70中主要脂肪酸组成(质量分数)

Table 1 Fatty acid composition of 50 and 70

Aliphatic acid	C _{16:1}	C _{16:2}	C _{16:3}	C _{18:1}	C _{18:2}	C _{18:3}	C _{20:1}	C _{20:2}	C _{20:3}	Other
50	2.69	26.3	26.6	6.78	-	13.6	0.32	0.61	0.66	3.53
70	19.07	21.92	-	6.80	0.63	7.07	3.17	1.33	0.23	0.4

表2 TO含量对570聚合产物40℃粘度的影响

Table 2 The effect of tung oil amount on 570 polymerization products' viscosity at 40℃

Tung oil content w/%	10	20	30	40
Viscosity η' ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	358	370	979	1788

植物油及其聚合物 P50、P570 和矿物油 1508S、1758S 的物理性质如表 3 所示。由表 2 和表 3 可知, 在不加 TO 的条件下, 反应 6 h 后得到的 50 聚合产物 P50 的 40℃ 粘度由 33.9 mm^2/s 增加到 375 mm^2/s , 100℃ 粘度由 7.84 mm^2/s 增加到 62.0 mm^2/s 。TO 的加入量为 20% (质量分数), 反应 3 h 后得到的 570 聚合产物 P5701 的 40℃ 粘度由 42.9 mm^2/s 增加到 370 mm^2/s , 100℃ 粘度由 9.10 mm^2/s 增加到 62.0 mm^2/s 。TO 的加入量为 30% (质量分数), 反应 3 h 后得到的 570 聚合产物 P5702 的 40℃ 粘度由 48.3 mm^2/s 增加到 979 mm^2/s , 100℃ 粘度由 9.80 mm^2/s

增加到 203 mm^2/s 。实验表明, 在 50 加入 TO 制备 570 混合物, 在聚酮土催化作用下聚合反应, 可以得到高密度的聚合体并且显著缩短聚合反应的时间。由 TO 的 GCMS 分析可知, TO 脂肪酸中含有 33.02% 的 C_{16:1}、C_{16:2} 的 2 个双键处于共轭体系, 为 Diels-Alder 反应提供了二烯体, 促进聚合反应的进行, 从而缩短产物达到所需粘度的时间。

P50 的硬度 (以 1.1 号, 下同) 由 130 $\text{g}/(100 \text{ g})$ 下降到 87 $\text{g}/(100 \text{ g})$, P5701 的硬度由 136 $\text{g}/(100 \text{ g})$ 降至 94 $\text{g}/(100 \text{ g})$, P5702 的硬度由 139 $\text{g}/(100 \text{ g})$ 降至 80 $\text{g}/(100 \text{ g})$ 。聚合产物的硬度下降表明, 聚合物分子中酯键双键的含量明显下降。参照 0500-00-02 硬度分类, P50 和 P5701 与矿物油 1508S 的硬度级别相同, P5702 与矿物油 1758S 的硬度级别相同, P5701 和 P5702 的硬度指数分别为 180 和 178, 模点均为 -8℃。P5701 和 P5702 的硬度指数与室温流动性能均优于相同硬度级别矿物油。

表3 50和570聚合产物的理化性质

Table 3 Physical and chemical properties of 50 和 570

Samples	Viscosity η' ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)		Viscosity index	Pour point $^{\circ}\text{C}$	Solubility value (以 1.1 号) $\omega'(\text{g}/(100 \text{ g}^{\circ}))$
	40℃	100℃			
50	33.9	7.84	233	-10	130
70	111	26.8	181	-2	140
5701	42.9	9.10	201	-11	136
5702	48.3	9.80	194	-11	139
P50	375	62.0	179	-6	87
P5701	370	62.0	180	-8	94
P5702	979	60	178	-8	80
1508S	401	31.4	77.0	-4	-
1758S	528	22.3	83	3	-

注: 5701 和 5702 分别为含 20%、30% (质量分数) TO 的 570 混合物。

2.3 聚合物与矿物油摩擦字体成式样

2.3.1 聚合物的摩擦性能

以最大无卡咬负荷 (F_{max} 值) 来评定不同基础油的耐压性能, 结果见图 4。P50 和 P5701 的 F_{max} 值分别达到 1 068.2 和 754.6 N, 明显大于同硬度级别的矿物油 1508S, P5702 的 F_{max} 达到 833.0 N, 优于同硬度级别的矿物油 1758S。

这是因为原料油 50 和 70 分子中不饱和双键使吸附在金属表面分子之间的间距较大, 导致了吸附分子间的色散相互作用较弱^[24], 利用催化聚合的方法降低了 50 和 70 中的双键的含量可使聚合物在金属表面形成的吸附膜更加致密; 同时 P50、P5701 和 P5702 分子的硬链长度也很大, 故形成的吸附膜的强度和厚度较大^[24]。

PSO 和 PStO4 具有相近的黏度等级, 但 PSO 的减摩性能优于 PStO4, 这主要是由于 PStO4 比 PSO 含有更多的不饱和双键, 当它吸附于金属表面时, 由于双键的吸附作用, 导致吸附膜变得松散, 而 150BS 和 175BS 矿物油分子不含极性含氧官能团, 仅靠金属表面形成机械强度较低的物理吸附膜^[10]。聚合物在全金属表面形成的化学吸附膜厚度大于矿物油的物理吸附膜。

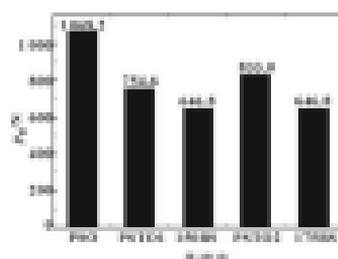


图6 几种不同基础油吸附油的 p_2 值
Fig.6 The p_2 values of different base oils

2.1.2 减摩性能

在不同载荷条件下测定了几种基础油的减摩直径(WSD), 考察聚合油的减摩性能, 如图7所示, 由图7(a)可知, 测试载荷由98 N增加到392 N, PSO 和 PStO4 的 WSD 分别由 0.24 和 0.17 mm 增加至 0.35 和 0.30 mm, 150BS 的 WSD 由 0.27 mm 增加至 0.35 mm, 在相同载荷下 PStO4 的 WSD 最小, 150BS 的最大。

由图7(b)可知, 测试载荷由98 N增加到392 N, PStO2 的 WSD 由 0.08 mm 增加至 0.28 mm, 且其值均低于相同载荷下 175BS 的 WSD; 尤其是在载荷为 392 N 时, PStO2 的 WSD 为 0.28 mm, 明显低于 175BS 的 0.41 mm。

这是由于在不同载荷下聚合物 PSO, PStO4 和 PStO2 未发生摩擦化学反应, 仅靠金属表面形成疏松的吸附膜, 而当载荷增加时聚合物在摩擦化学反应过程中分子分解并形成低聚物分子, 该分子与铁发生化学反应生成羧酸铁, 分子嵌在吸附于金属表面, 从而减轻了金属表面的摩擦和磨损^[11]。这表明聚合物 PSO, PStO4 和 PStO2 的减摩性能优于同黏度级别的矿物油, 聚合物分子与金属表面形成的化学吸附膜可以更加有效地降低金属表面的摩擦。

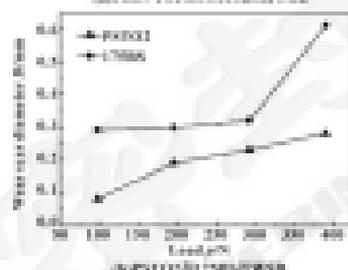
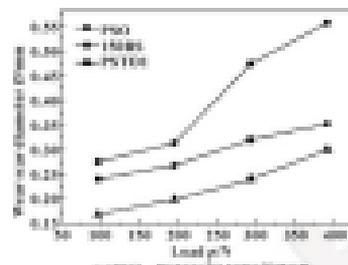


图7 不同黏度级别减摩剂的减摩曲线

Fig.7 Variation of the wear scar diameter with the tested load

2.1.3 减摩性能

在不同载荷条件下测定了几种基础油的摩擦因数, 如图8所示, 由图8(a)可知, 测试载荷由98 N增加到294 N, PSO 的摩擦因数由 0.066 降低至 0.055, 且其值均小于相同载荷下 150BS 的摩擦因数, 当载荷继续增加至 392 N 时, PSO 的摩擦因数增大, 但其值仍小于 150BS 的摩擦因数, 这说明 PSO 的减摩性能优于 150BS, 这是因为 PSO 形成的羧酸铁配合物物质的减摩性能优于 150BS 的物理吸附膜, 能更有效地降低由摩擦引起的能量损失, 在载荷小于 294 N, PStO4 的摩擦因数均小于相同载荷下 150BS 的摩擦因数, 说明在低载荷下 PStO4 的减摩性能优于 150BS, 当载荷继续增加至 392 N 时, PStO4 的摩擦因数增加, 略大于相同载荷下 150BS 的摩擦因数。

由图8(b)可知, 测试载荷由98 N增加到392 N, PStO2 摩擦因数由 0.087 降低至 0.075, 其值均小于相同载荷下 175BS 的摩擦因数, 这说明 PStO2 形成的羧酸铁配合物物质的减摩性能优于 175BS 的物理吸附膜, 能更有效地降低由摩擦引起的能量损失, 因此在载荷为 98-392 N 条件下 PSO 和 PStO2 的减摩性能优于同黏度级别矿物油的减摩性能。

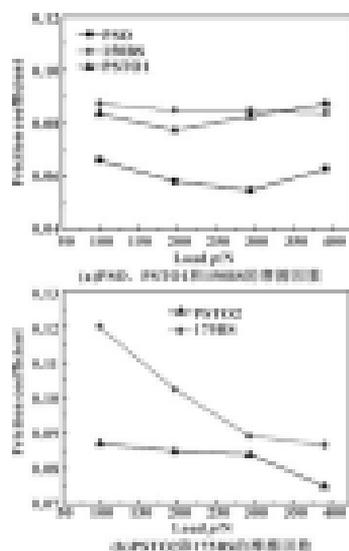


图3 摩擦系数随载荷变化的变化曲线

Fig.3 Variation of the friction coefficient with the tested loads.

3 结论

(1) 聚丙烯土催化聚合 50 的最佳条件: 催化剂聚丙烯土质量分数为 4%, 助催化剂 LiCl 质量分数为 0.6%, 反应温度为 305 °C, 反应 6 h 后聚合产物 P50 的 40 °C 黏度达到 575 mm²/s, 在 90 加入 30 制备 SFO 混合油, 由于 T60 酯类中含有 35.05% 的 C₁₈, 为 Diels-Alder 反应提供了二烯基, 促进聚合反应的进行, 从而缩短产物达到所需黏度的时间。

(2) 以 50 为原料加入 30 制备 SFO 混合油, 反应 2 h 聚合产物 P5T01 和 P5T02 的 40 °C 黏度分别达到 579 和 979 mm²/s, P50、P5T01 和 P5T02 的摩擦系数下降, 表明聚合油分子中双键含量的含量明显下降, P5T01 和 P5T02 的摩擦系数分别为 180 和 178, 倾点均为 -8 °C, 2 种聚合油的黏度指数与其基油性能均优于同黏度级别矿物油。

(3) P50、P5T01 和 P5T02 的承载能力均优于同等黏度级别的矿物油, 在载荷为 98~204 N 条件下, P5T01 的承载性能优于同黏度级别矿物油 150HS, 在载荷为 98~392 N 条件下, P50、P5T01 和 P5T02 的抗磨性能优于同黏度级别矿物油, P50 和 P5T02 的承载性能优于同黏度级别矿物油的承载性能。

参考文献

- [1] EHRICH S T, SHARMA R K, LIU Z S, et al. Lubricant base stock potential of chemically modified vegetable oils [J]. *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, 2002, 50(10): 2977-2982.
- [2] LATIF P S, SETHI S K. Green approach for the preparation of biodegradable lubricant base stock from epoxidized vegetable oil [J]. *Applied Catalysis B: Environmental*, 2007, 69(3): 207-212.
- [3] 余玉琦, 高新露, 王婷婷, 等. 环氧植物油酯的合成及其摩擦学性能研究 [J]. *润滑与密封*, 2001, 26(4): 40-42.
- [4] XU Y L, CHU X L, Wang T T, et al. Study on the synthesis of low rate of epoxy fatty acid and its rheological properties [J]. *Lubrication Engineering*, 2003, 28(4): 44-47.
- [5] 李清华, 陶德华, 王新, 等. 环氧改性工业油的流变学特性及其氧化稳定性研究 [J]. *润滑与密封*, 2009, 34(3): 46-47.
- [6] LI Q H, TAO D H, WANG H, et al. The rheology characteristics and oxidation stability of chemically modified soybean oil [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(3): 44-47.
- [7] MISHAL I, JOHNSON P S. Polymerization of soybean oil with ox peroxide [J]. *Franklin, Franklin State University*, 2011.
- [8] KUNDIC M, PETROVIC Z S. Catalytic polymerization of biological oils with copper(II) catalyst [J]. *2009-05-10*.
- [9] KAMALOV S B, TAYLOR H M, BOND W R, et al. Catalytic isomerization of vegetable oils, nickel catalyst [J]. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1968, 60(10): 997-1002.
- [10] BOND W R, BOND W R, KUNDIC M, et al. Microwave irradiation effects on the structure, viscosity, thermal properties and stability of soybean oil [J]. *Industrial Crops and Products*, 2007, 25(1): 1-7.
- [11] ZHANG X, YANG J, TAO D H, et al. Tribological study of nitrogen plasma polymerized soybean oil with nitrogen heterocyclic structures [J]. *Industrial Crops and Products*, 2013, 41(2): 298-303.
- [12] ZHANG X, YANG J, TAO D H, et al. Synthesis and tribological properties of air plasma polymerized soybean oil with acetonitrile structure [J]. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 2014, 91(5): 827-837.
- [13] KUNDIC M, PETROVIC Z S, LIU Z S, et al. Active sites in the clay catalyzed isomerization of oleic acid [J]. *Journal of Molecular Catalysis A: Chemical*, 1999, 150(1): 109-109.
- [14] 杨广山, 李平, 刘云, 等. 聚丙烯土催化植物油中合成二烯烃平衡的工艺优化 [J]. *应用化工*, 2005, 34(10): 1462-1465.
- [15] ZHANG X, LI Q H, LIU T, et al. Optimization for production of diene acid methyl ester catalyzed by bromine [J]. *Applied Chemical Industry*, 2009, 39(10): 1467-1469.
- [16] 陈向东, 郭地坤, 付地坤, 等. 由活性钙向土催化油酸合成二烯烃 [J]. *石油化学*, 2009, 44(4): 403-408.
- [17] LI X H, CHU X L, LIU T, et al. Catalytic synthesis of diene acid from oleic acid over modified activated clay [J]. *Process Chemical Technology*, 2013, 44(4): 103-103.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.07.019

基于正交试验的高压X形密封圈结构优化^{*}

刘洪宇¹ 王冰清¹ 孟祥彪² 陆 曼¹ 彭旭东¹

(1. 上海航天控制技术研究所, 上海伺服系统工程技术研究中心, 上海 201109;
2. 浙江工业大学过程装备及其再制造教育部工程研究中心, 浙江杭州 310032)

摘要: 基于正交试验法, 利用 ANSYS 软件建立带内圈 X 形密封圈的二维轴对称几何模型, 分析沟槽结构、倒角结构、安装状态和操作工况等参数对密封圈静态密封性能和可靠性的影响, 以最大 Von Mises 应力最小为优化目标, 对 X 形密封圈结构进行优化。结果表明, 沟槽口宽和沟槽底角倒角尺寸过大或过小均会使密封圈产生应力集中, 最大 Von Mises 应力随沟槽倒角尺寸和沟槽底角增大均先增大后减小, 随着密封沟槽增大而快速增大, 增大沟槽底角更有利于提高主密封面上的接触压力, 但会引起最大 Von Mises 应力增加, 增大密封沟槽厚度有利于减小最大 Von Mises 应力。但 X 形圈安装状态影响: 在高压 (流体压力大于 10 MPa) 条件下, 操作工况、安装状态参数和沟槽结构参数依次为影响密封圈密封性能和可靠性的主要因素, 是密封圈结构优化设计需要重点研究的对象。

关键词: X 形密封圈; 正交试验; 结构优化; 静态密封性能

中图分类号: TB12 文献标志码: A 文章编号: 0254-0150(2017)07-019-09

Structure Optimization of a X-Ring Seal under High Pressure by Orthogonal Array Method

LIU Hongyu¹ WANG Bingqing¹ MENG Xiangbiao² LU Man¹ PENG Xudong¹

(1. Shanghai Institute of Spaceflight Control Technology, Shanghai Engineering Research Center of Servo System, Shanghai 201109, China; 2. MOE Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Zhejiang University of Technology, Hangzhou Zhejiang 310032, China)

Abstract: Based on orthogonal array method, the two-dimensional axial symmetric geometric model of a X-ring with backup ring structure used in hydraulic servo system under high pressure was created by using the ANSYS software, and the influence of groove structure, backup ring structure, installation status and operating conditions on the static sealing performance and reliability of sealing ring were analyzed. The structure of X-ring was optimized based on the optimization objective to minimize the maximum value of Von Mises stress of the sealing ring. The results indicate that too small or too large groove notch and bottom chamfer sizes will all cause concentrated stress of X-ring. The maximum Von Mises stress is increased first and then decreased along with the increasing of the chamfer and width of backup ring, and is increased rapidly with the increasing of sealing clearance. Increasing the compression ratio of X-ring is helpful to improve the contact pressure on the sealing surface, while the maximum Von Mises stress will also increase. Increasing the tensile ratio of X-ring is helpful to reduce the maximum Von Mises stress, but the installation of X-ring becomes difficult. The parameters of operating conditions, installation status and backup ring structure are the major factors which affect the sealing performance and reliability of X-ring in fact, under high pressure more than 10 MPa, which is the object of research on the optimization design of sealing ring structure.

Keywords: X-ring seal; orthogonal array method; structure optimization; static sealing performance

X 形橡胶密封圈 (简称 X 形圈), 又称星形橡胶

密封圈, 是在 O 形圈的基础上改进而来。在高压系统中可以替代 O 形圈^[1]。X 形圈是一种典型的双唇往复式密封件, 与 O 形圈相比, 具有自润滑效果好、摩擦力较低、能较好地克服扭转等应用优势^[2]。

* 基金项目: 国家重点基础研究计划 973 项目 (2014CB040500); 浙江省自然科学基金项目 (L141000002)。

收稿日期: 2016-10-17

作者简介: 王冰清 (1991—), 男, 硕士研究生, 研究方向为现代摩擦密封技术。E-mail: hupang11@163.com

目前, X 形圈的结构设计主要参照 O 形密封圈标准, 缺乏相应的国家标准或行业标准来指导设计。国内外关于 X 形圈的研究主要集中在密封圈应力分

构成密封机理分析两方面^[1-3]。比如,刘占军和邓志林^[4]分别比较了X形变曲面和X形圈的最大综合等效应力情况;侯咏涛等^[5]研究了丁腈橡胶X形圈在静压和往复工况状态下各应力的变化规律;杨俊军等^[6]针对该泵系统用X形圈的最易失效部位,对其截面结构进行了改进设计,并研究了曲面几何参数对密封圈应力分布和密封性能的影响。但是制定X形圈标准必需考虑的高德结构、安装状态和工况参数等对X形圈性能综合作用的有关研究鲜有报道,因此开展相关研究意义重大。

本文作者基于正交试验法,利用ANSYS商业软件建立高压工况下带衬圈的X形密封圈结构的二维轴对称几何模型,分析了高德结构、挡圈结构、密封圈的安装状态和工况等9个典型参数对X形圈密封性能和可靠性的影响,并以密封圈可靠性达到最高为优化目标,给出了相关研究参数的最优取值范围,以期为X形圈的实际应用及相关标准的制定提供参考。

1 有限元模型

1.1 几何模型

以液压制浆机用该密封圈为研究对象,主要包括挡圈、X形圈和衬圈3部分。有限元仿真用二维轴对称几何模型,如图1所示。该密封圈的y轴方向做周期性往复运动,X形圈结构尺寸为 $\phi 67.7 \text{ mm} \times 2.62 \text{ mm}$,外凸圆底和内凹圆底半径分别为0.62、0.3 mm,挡圈形式为双形圈,定义衬圈与X形圈接触的摩擦副接触面为主密封面;该处压力作用区域为介质侧,反之为非介质侧。

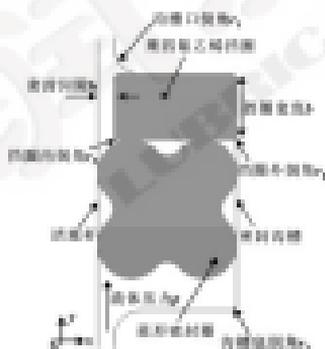


图1 有限元仿真几何模型

Fig.1 Concrete model for finite element analysis

1.2 材料参数

仿真用密封挡圈材料为聚四氟乙烯复合材料,弹

性模量 $E=1\ 000 \text{ MPa}$,泊松比 $\nu=0.3^{[7]}$;X形密封圈材料为丁腈橡胶,弹性模量为 7.8 MPa ,泊松比为0.498;该密封材料为不锈钢材料,有限元的真实材料作刚体处理^[8]。

丁腈橡胶材料具有高度的几何非线性、材料非线性及接触非线性三重非线性特性^[9]。为使有限元仿真分析接近实际应用,综合采用两参数Mooney-Rivlin超弹模型和Poisson泊松响应非弹模型作为丁腈橡胶材料模型。其中,Mooney-Rivlin超弹模型中, $C_{10}=1.964 \text{ MPa}$, $C_{20}=0.409 \text{ MPa}^{-1}$;Poisson泊松响应模型中,加权系数 α_1 和松弛时间 τ ,分别为: $\alpha_1=0.333 \text{ s}$, $\tau=0.4$, $\alpha_2=0.333 \text{ s}$, $\tau_2=0.4^{[10]}$ 。

1.3 有限元网格

X形圈和衬圈有限元单元均选用六节点单元PLANE183,密封圈接触方式为面-面接触,采用刚-柔接触类型。接触单元和目标单元类型分别为CON-TACT172、TARGET169,X形圈与挡圈、挡圈和衬圈的摩擦副摩擦系数为0.25,挡圈与衬圈的摩擦系数为0.1,接触算法采用增强的罚函数法。

2 正交试验设计

在X形圈的有限元仿真分析中,Von Mises应力是考虑了第一、第二和第三主应力的一个综合性概念,可以随本身橡胶密封圈的密封头失效破裂失效进行评价;主密封面上接触压力的大小反映了橡胶密封圈的密封性能优劣,且仅当其面不小于密封压力时满足密封要求^[11]。本文作者研究了高德结构、挡圈结构及安装状态和操作工况等因素中9个参数对X形圈最大Von Mises应力与主密封面上接触压力的影响,参数定义如图1和表1所示。

表1 影响X形圈接触应力分布的9个参数

Table 1 The nine parameters affecting the contact stress distribution of a X-ring seal

高德结构	r_1	挡圈开口的内角半径
挡圈结构	r_2	挡圈唇的内角半径
	D	挡圈内径的内角半径
挡圈结构	D_1	挡圈外径的内角半径
	h_1	圆形截面挡圈的厚度
安装状态	α	X形圈衬圈的固定率
	τ	X形圈衬圈的松弛率
操作工况	k	挡圈与衬圈材料之间的摩擦
	p	密封介质的压力

表2所示为 $L_9(3^4)$ 正交试验表,用于研究表1中9个参数对X形圈各应力分布的影响,仿真用

正交试验的因素和水平如表 3 所示。与沟槽结构、沟槽结构及安装状态和操作工况等相关的 9 个因素用字母 A—I 表示, 其中, 因素 I 有 3 个水平, 分别用数字

1—3 表示; 因素 A—H 有 4 个水平, 分别用数字 1—4 表示, 每个参数的取值范围均参考相关标准及规范。

表 2 有限元仿真正交试验表 $L_{36}(4^9 3^1)$

Table 2 The $L_{36}(4^9 3^1)$ orthogonal array for simulation

试验序号	A	B	C	D	E	F	G	H	I	试验序号	A	B	C	D	E	F	G	H	I	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	17	3	1	3	1	4	2	4	2	3	
2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	18	3	1	4	2	1	3	2	4	3	
3	1	2	3	4	1	2	3	4	3	19	3	2	1	4	4	1	2	3	7	
4	1	2	4	3	4	3	1	2	4	20	3	2	2	3	1	4	4	1	8	
5	1	3	1	3	2	4	2	4	3	21	3	3	3	3	3	3	3	3	1	
6	1	3	2	4	3	1	4	2	4	22	3	3	4	4	2	2	1	1	2	
7	1	4	3	2	3	4	3	4	1	7	23	3	4	1	2	3	4	1	2	3
8	1	4	4	1	3	2	2	3	3	8	24	3	4	2	1	2	1	3	4	4
9	2	1	3	4	3	4	2	1	4	25	4	1	1	4	2	3	3	2	3	8
10	2	1	4	3	3	1	4	3	3	26	4	1	2	3	3	2	1	4	7	7
11	2	2	1	1	2	3	4	4	2	27	4	2	3	1	2	4	3	3	6	6
12	2	2	2	2	2	2	2	2	1	28	4	2	4	2	3	4	3	1	3	9
13	2	3	3	2	4	1	1	4	3	29	4	3	1	2	1	2	4	3	4	4
14	2	3	4	1	1	4	3	2	7	30	4	3	2	1	4	3	2	1	3	3
15	2	4	1	3	4	2	3	1	4	31	4	4	3	3	1	1	2	2	2	2
16	2	4	2	4	1	3	1	3	3	32	4	4	4	1	4	4	4	4	1	1

表 3 正交试验的因素及其水平

Table 3 Factors and levels of the orthogonal design

因素	参数	单位	水平			
			1(30)	2(40)	3(71)	4(81)
A	α	%	30	42	45	48
B	r_1	mm	0.1	0.2	0.3	0.3
C	r_2	mm	0.1	0.2	0.3	0.3
D	δ	mm	0.02	0.03	0.07	0.13
E	β	%	1	2	3	3
F	r_3	mm	0.1	0.2	0.3	0.3
G	r_4	mm	0.1	0.2	0.3	0.3
H	h	mm	1.0	1.5	2.0	2.5
I	p	MPa	12(21)	16(22)	16(23)	18(24)

为排除其他因素对正交优化试验结果的影响, 将沟槽与沟槽相邻的圆角取为 0.45 mm, 假定沟槽是非金属质材料, 外圆角尺寸一致, 且等于沟槽内圆角半径大小; 这里密封副圆角特指沟槽与沟槽相邻的圆角。

2 正交试验结果及分析

为便于开展对比分析, 定义 A_p 为 X 形面主密封副的最大接触压力与流体压力 p 之比, A_p 为 X 形面最大 Von Mises 应力值, R 为同一因素不同水平下 X

形面的最大 Von Mises 应力值的极差。图 2 所示为不同正交试验序号下静态性能指标 A_p 的大小, 可见, A_p 值均大于 4, 说明 X 形面密封副满足密封性能要求, A_p 越大, 密封副的密封性能越好, 但越容易及发生摩擦副失效。

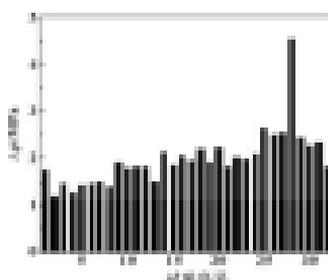


图 2 各正交试验下 X 形面的静态性能指标 A_p 值

Fig. 2 The value of static sealing performance index A_p of a X-ring and varying with trial number

图 3 所示为各正交试验序号下 X 形面密封副的最大 Von Mises 应力值, 以 A_p 值为研究对象, 根据正交试验表 2 对表 3 中 9 个因素进行单因素影响分析, 结果

如图4-8所示,其中,某一测点某个水平下的 Δp_i 值为该测点该水平下的所有试验序号对应 Δp_i 值的平均值。

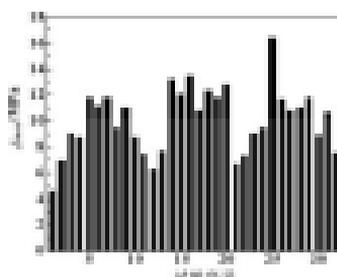


图3 各号试验下X形副的最大Von Mises应力值

Fig.3 The value of maximum Von Mises of a seal ring with trial numbers

图4所示为沟槽内倒角尺寸参数对X形副最大Von Mises应力值的影响。可以看出,当沟槽口和沟槽底的倒角尺寸过大或过小时均会使密封副产生应力集中,选择合适的高槽倒角尺寸可以缓解密封副的应力分布问题。理由是:当沟槽口倒角或沟槽底倒角的尺寸过小时,密封副通过沟槽向沟槽传递的压力基本可以以作用力形式传递,引起密封副应力增大;相反,若沟槽口倒角过大,沟槽受密封副挤压发生明显变形从而导致密封副应力不均匀引起应力集中;而在前直板密封条件下,增大沟槽底倒角并不会引起沟槽发生明显变形。

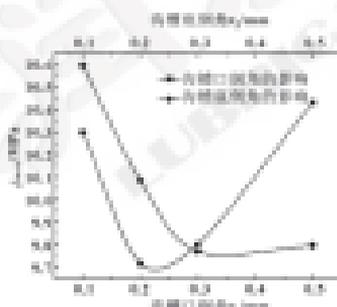


图4 沟槽口倒角和沟槽底倒角对X形副最大Von Mises应力值的影响

Fig.4 Effects of groove mouth and bottom chamfer sizes on σ_{max}

图5和图6所示分别为与沟槽相关的参数对X形副最大Von Mises应力值的影响。由图5可知,X形副的 Δp_i 值发生在沟槽内,外侧角尺寸 ≤ 0.3 mm处;

倒角尺寸小于 0.3 mm时,随着倒角尺寸的增大,密封副被挤入沟槽间隙部分越多,应力集中越明显;当倒角尺寸大于 0.3 mm时,再进一步增大倒角尺寸,密封副已经完全被挤入倒角间隙,因此 Δp_i 值略微下降。由图6可知,密封间隙为 $0.05-0.07$ mm时,X形副的 Δp_i 值上升最快,表明密封副正处于被挤入密封间隙的临界阶段。在高压条件下,沟槽起防止密封副被挤入沟槽口间隙的作用,且通过依靠自身变形可以降低密封副的应力集中,本研究中当沟槽宽度取 1.5 mm时,密封副的 Δp_i 值最大。

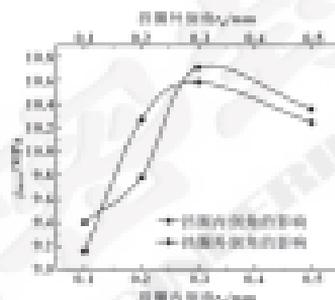


图5 沟槽内、外倒角对X形副最大Von Mises应力的影响

Fig.5 Effects of inner and outer chamfering of backing ring on σ_{max}

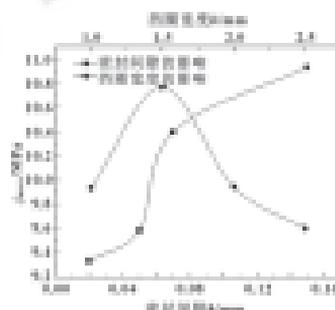


图6 密封副宽度和沟槽宽度对X形副最大Von Mises应力的影响

Fig.6 Effects of sealing and chamfer and backing ring width on σ_{max}

图7和图8所示分别为密封副的安装状态和操作工况参数对X形副最大Von Mises应力值的影响。由图7可看出,增大压缩率有利于提高密封副上密封面上的接触压力,但会引起密封副 Δp_i 值增加,且密封副容易发生摩擦副磨损失效。增大密封副拉伸率有利于减小 Δp_i 值,但安装变得困难。由图8可看出,介质

压力 p 对密封圈 d_m 的影响基本呈正线性关系, d_m 在压力值大于20 MPa时变化不大,表明X形圈已经受挤压完全与挡圈贴合。

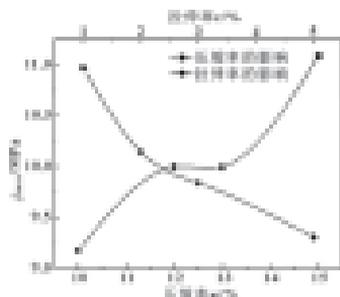


图7 压缩率和拉伸率对X形圈最大Von Mises应力的影响
Fig.7 Effects of compression ratio and tensile ratio on σ_{max}

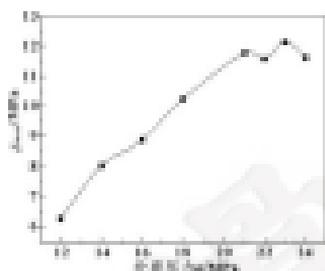


图8 介质压力对X形圈最大Von Mises应力的影响
Fig.8 Effects of fluid pressure on σ_{max}

图9所示为正交试验因素主次性分析,若某因素对应的者值越大,表明该因素对密封圈的可靠性影响程度越明显,是正交试验的主要因素;反之则为次要因素。由图9可知,密封圈的工况参数对其可靠性影响最大,其次是安装状态,最小是沟槽结构参数。

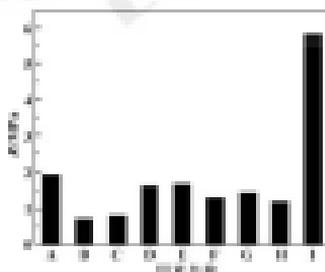


图9 正交试验因素主次性分析

Fig.9 The importance ranking of orthogonal array factors

4 结论

(1) 在满足静密封条件的前提下,结合实际应用得到正交试验研究获得各因素的优化范围为:沟槽口倒角 $0.15\sim 0.3$ mm,沟槽底倒角 $0.25\sim 0.5$ mm,挡圈内倒角 $0\sim 0.15$ mm,挡圈外倒角 $0\sim 0.15$ mm,挡圈宽度 $2.0\sim 2.5$ mm,密封间隙 $0\sim 0.03$ mm,压缩率 $10\%\sim 12\%$,拉伸率 $3\%\sim 5\%$ 。

(2) 对正交试验结果进行极差分析,得到影响密封圈可靠性各因素的主次顺序为:介质压力、压缩率、拉伸率、密封间隙、挡圈外倒角、挡圈内倒角、挡圈宽度、沟槽底倒角和沟槽口倒角。

(3) 在文中研究条件下,使X形圈可靠性最高的最佳结构参数值为:压缩率 10% ,沟槽口倒角 0.25 mm,沟槽底倒角 0.3 mm,密封间隙 0.02 mm,拉伸率 3% ,挡圈内倒角 0.1 mm,挡圈外倒角 0.1 mm,挡圈宽度 2.5 mm,介质压力 12 MPa。

(4) 在高压工况下,介质压力对密封圈的密封性能和可靠性起关键性主导作用,挡圈的结构参数较为次要作用,因此在实际应用过程中可以有针对性地进行研究设计。

参考文献

- [1] 张强,王同志,刘刚,等.深海液压系统X形圈密封性能分析[J].润滑与密封,2013,38(2):49-50.
ZHANG Q, WANG C, LIU T, et al. Analysis of seal performance for X-ring of deep-sea hydraulic system[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(2): 49-50.
- [2] 李红强,谢志江,张金亮.基于ANSYS的X形密封圈密封性能分析[J].煤矿机械,2013,36(10):148-150.
LI H Q, XIE Z J, ZHANG J L. Analysis of sealing characteristics of X-ring based on ANSYS[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 36(10): 148-150.
- [3] 刘志军,平志林.X形密封圈密封圈应力有限元分析[J].润滑与密封,2007,32(2):127-129.
LIU Z J, PING Z L. Finite element analysis of stress on the rubber sealing X-ring seal structure[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(2): 127-129.
- [4] 侯秋香,余志祥,刘云斌,等.X形丁腈橡胶密封件的有限元分析[J].宁夏材料工艺,2007(4):18-20.
HOU Q X, YU Z X, LIU Y B, et al. Finite element analysis for nitrile rubber X-ring seal structure[J]. Aerospace Materials & Technology, 2007(4): 18-20.
- [5] 曹俊,赵政利,王志强,等.气动式密封机构密封圈的密封性能分析[J].兵器材料科学与工程,2004,27(1):77-81.
CAO J, ZHAO Z L, WANG Z Q, et al. Sealing performance analysis of sealing device in pneumatic cylinder[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2004, 27(1): 77-81.

ISSN: 02.7999/j.issn.0274-9076.2017.07.020

基于在线油液监测的海上钻井平台发动机故障报警预测*

陶 辉 贺石中

(广州机械科学研究股份有限公司设备检测与检测研究所 广东广州 510710)

摘要: 在线油液监测反映机器异常磨损状态信息是设备故障诊断技术的核心和瓶颈。针对中海油勘探分公司西II 302海上钻井平台目前存在的油液离线检测方式不能及时发现磨损状态等问题,对海上钻井平台发动机机油开展油液在线实时监测,介绍在线监测系统平台的组成和在线监测的实施方案。针对实时监测向量的油液十大磨粒超标报警报警,结合离线检测分析验证实时监测结果的准确性。

关键词: 在线油液监测; 故障诊断; 实时监测; 报警维护

中图分类号: T811.7 文献标志码: A 文章编号: 0274-9076(2017)07-020-06

Engine Fault Alarm Prediction of Offshore Drilling Platform Based on Online Oil Monitoring

TAO Hui HE Shizhong

(Equipment Condition Detection Institution, Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510700, China)

Abstract: It is the core and bottleneck of equipment fault diagnosis technology by using the online oil monitoring to characterize the abnormal wear state information of machines. Aimed at the existing problems that the offline lubricating oil monitoring method is unable to reflect promptly the lubrication oil condition in an offshore drilling platform, the online oil monitoring was carried out on 5 engines of the offshore drilling platform. The composition of online monitoring system platform and implement plan were introduced. Aimed at the fault alarm that the amount of large grains exceeds the standard by real-time monitoring in the oil, through the offline ferrography analysis, the accuracy of monitoring results is verified.

Keywords: online oil monitoring; fault diagnosis; real-time monitoring; visual maintenance

润滑油是机械设备的“血液”, 润滑失效直接导致机械传动部件异常磨损, 是机械装备故障的主要根源。直接影响工矿企业大型装备的安全运行^[1]。目前传统的油液监测是需要到设备指定地点采集样品, 通过样品传递到达专业的油液实验室进行分析诊断, 这种离线监测方式, 一方面监测周期长, 采样代表性、样品传递以及检测过程均影响诊断结论的可靠性; 另一方面由于离线监测无法实现参数的实时采集, 数据不及时, 数据量也不足, 难以对设备状态进行实时评估, 也就很难对设备的剩余有效寿命(RUL)进行精准预测; 此外, 取样进行离线检测通常需要停机, 影响正常生产; 另外, 对于环境条件恶劣的生产现场, 例如海上石油开采平台、风电发电厂

等, 取样还会耗费大量的人力物力, 增加了劳动成本^[2]。而在线监测具有实时、数据量大、数据连续性、不影响生产以及人工维护成本低等特点, 是油液监测发展的重要方向之一。

在线监测中对磨粒的正确识别是进行设备故障诊断的重要任务, 它直接关系到设备故障诊断的最终结果, 对设备的状态监测、故障原因分析等的准确性有着极其重要影响。伴随着人工智能及油液分析技术信息化的发展, 磨粒故障诊断及监测也进入了智能化阶段。智能在线监测的发展与进步, 提高了油液监测效率, 增加了检测结果的可信度, 给出了合理的可靠性评估指标并实现诊断智能化, 使油液监测技术为企业设备管理安全可靠性管理提升做出了更大的贡献。真正意义上实现了机械装备在润滑油性能指标的快速高效检测, 设备侧磨粒状态的智能诊断及设备侧磨粒侧视维护策略的优化。在线监测领域, 文献[3]研究了一种在线快速磨屑分析的方法, 经过图像采集、二值化处理、磨屑分割、特征构造、趋势分析等对供速磨屑中的供速磨屑进行诊断, 实现了机械装备故障

* 基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2015CB0505003); 广州机械科学研究股份有限公司项目 (17100002)。

收稿日期: 2017-02-10

作者简介: 陶辉 (1983—), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为智能检测技术、在线油液监测。E-mail: taohui@gpcc.com



图4 海上钻井平台在线监测系统人机界面

Fig. 4 The man-machine interface of online monitoring system on offshore drilling platform

在对1号机组在线监测过程中,2016年11月29日,发现70~100 ppm及100~150 ppm报警频率增加,如表1所示,系统出现了报警频繁,界面报警和

声音同时报警。西江302作业区于2016年12月3日进行了采样送检。

表1 1号机组11月29日监测数据(对应12月3日送检样品)

Table 1 Measured data of No. 1 unit in Nov. 29 [corresponding to the sample sent in Dec. 3]

序号	时间	温度	报警频率			
			70~100 ppm	100~150 ppm	>150 ppm	非报警频率
1	2016-11-29 01:00	78.59 ℃	12	3	0	1
2	2016-11-29 01:15	78.59 ℃	12	3	0	1
3	2016-11-29 01:30	78.59 ℃	12	3	0	1
4	2016-11-29 01:45	78.59 ℃	12	3	0	1
5	2016-11-29 02:00	78.59 ℃	12	3	0	1
6	2016-11-29 02:15	78.59 ℃	13	3	0	1
7	2016-11-29 02:30	78.59 ℃	16	3	0	1
8	2016-11-29 02:45	78.59 ℃	17	7	0	1
9	2016-11-29 03:00	78.59 ℃	17	10	0	1
10	2016-11-29 03:15	78.59 ℃	19	10	0	1

2016年12月9日,在线监测再次发现1号机组70~100 ppm及100~150 ppm报警频率增加,如表2所示,系统共出现了报警频繁,界面报警和声音同时报

警。西江302作业区于2016年12月12日再次进行了采样送检。

表2 1#机道12月9日实测数据(对应12月12日送检样品)

Table 2 Measured data of No. 1 unit in Dec. 9 (corresponding to the sample sent in Dec. 12)

序号	时间	温度	测湿颗粒	测湿颗粒	测湿颗粒	非测湿颗粒
			75~100 μm	100~150 μm	>150 μm	100~200 μm
1676	2008-12-09 9:30	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1677	2008-12-09 9:39	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1678	2008-12-09 9:48	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	2	1	1
1679	2008-12-09 9:57	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	2	1	1
1680	2008-12-09 9:56	78.39 $^{\circ}\text{C}$	4	4	1	1
1681	2008-12-09 9:59	78.39 $^{\circ}\text{C}$	4	4	1	1
1682	2008-12-09 10:04	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	4	1	1
1683	2008-12-09 10:09	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	3	1	1
1684	2008-12-09 10:14	78.39 $^{\circ}\text{C}$	6	3	1	1
1685	2008-12-09 10:19	78.39 $^{\circ}\text{C}$	7	6	1	1

2008年12月13日,在线监测第三次发现1#机道 70~100 μm 及 100~150 μm 测湿颗粒增加,如表3所示,系统出现了报警提醒,并向报警和声光同

时报警。西江302作业区于2008年12月14日第三次进行了采样送检。

表3 1#机道12月13日实测数据(对应12月14日送检样品)

Table 3 Measured data of No. 1 unit in Dec. 13 (corresponding to the sample sent in Dec. 14)

序号	时间	温度	测湿颗粒	测湿颗粒	测湿颗粒	非测湿颗粒
			75~100 μm	100~150 μm	>150 μm	100~200 μm
1671	2008-12-13 9:30	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1672	2008-12-13 9:39	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1673	2008-12-13 9:48	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1674	2008-12-13 9:57	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1685	2008-12-13 9:56	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1686	2008-12-13 9:59	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1687	2008-12-13 10:04	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1688	2008-12-13 10:09	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1689	2008-12-13 10:14	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	1	1	1

3 测湿测粉联动验证

对于这种连续报警情况,西江302作业区在2008年12月3日,12月12日,12月14日分别对磨

粉机磨室进行了取样,并送到专业检测机构进行离线检测分析,检测结果如图5~7所示。

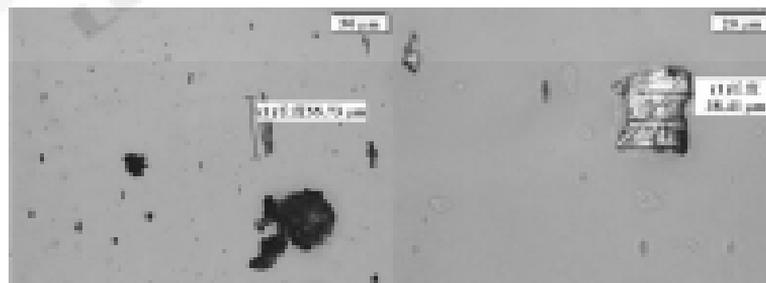


图5 12月3日测湿测粉颗粒(运行995s)

Fig. 5 Moisture particles in the mill sample in Dec. 3 (running for 995 s)

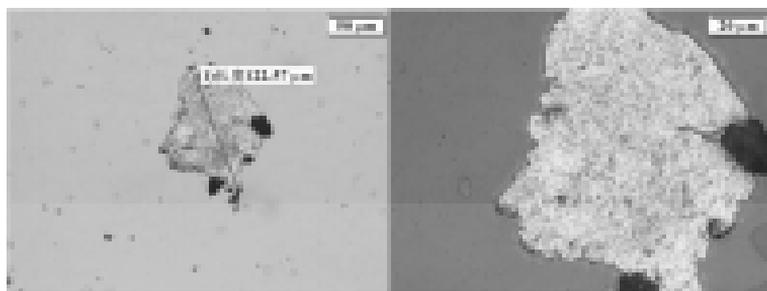


图6 12月12日油样中颗粒(运行198 h)

Fig. 6. Monitor particles in the oil sample in Dec. 12 (running for 198 h)

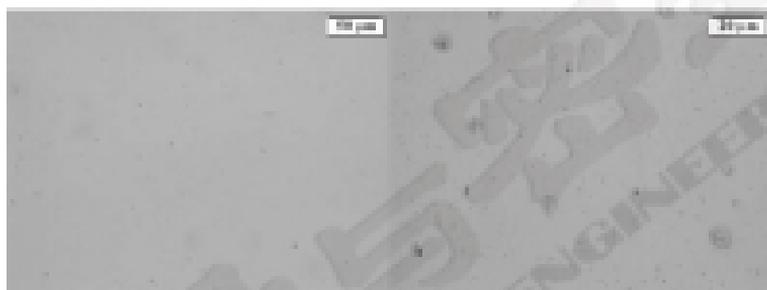


图7 12月18日油样中颗粒(运行208 h)

Fig. 7. Monitor particles in the oil sample in Dec. 18 (running for 208 h)

从铁谱分析结果看,油中的确有较大尺寸的颗粒,尺寸最大达 $120\ \mu\text{m}$ 。这些大尺寸的颗粒处于在线监测的传感器的检测范围,因此能被在线监测装置捕捉到。

4 过滤器滤网堵塞分析

截取过滤器滤网的滤网,对清洗滤网的油进行铁谱分

析,结果如图8、图9所示,可以看出,滤网上有少量尺寸约 $50\ \mu\text{m}$ 的铁谱性颗粒,这也与在线监测的结果相吻合。

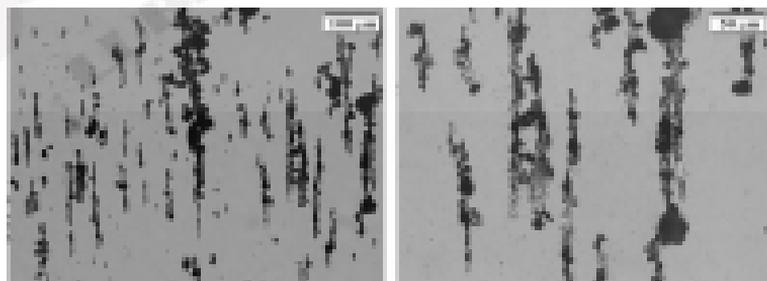


图8 过滤器滤网的铁谱性颗粒分析

Fig. 8. Monitor particles analysis of filter screens

5 结论

中海油海上钻井平台在线监测系统出现报警后,结合该测在线监测和高线快速分析,证实了油中的确含有大尺寸的微细性颗粒。中海油海上钻井平台根据检测结果,更换了 1 号机的滤芯和过滤器,重新开机并恢复正常运行。

在线监测可检测的大尺寸的颗粒较为敏感,尽管在检测精度和高线分析尚有一定的差距,但其反应的是设备的实时状况,这是离线监测所不能达到的。大部分情况下,报警都是来源于设备相关部件的磨损,但是不排除系统管路中沉积的残油颗粒被冲刷到了测井油中这种偶发性的因素,因此,若在线监测报警时,应综合分析颗粒浓度变化趋势,如果颗粒浓度只是短时间内上升,后又趋于平稳,那可能源于沉积颗粒的影响;如果在一段时间内持续上升,且浓度也出现异常,则可能出现异常磨损。另外,当在线监测出现连续报警时,可以立即取样分析,以综合判断设备是否存在异常。

参考文献

- [1] 郑文彬. 摩擦学中的三个定理[J]. 摩擦学学报, 2000, 21(1): 104-106.
- [2] XIE Y B. Three axioms in tribology[J]. Tribology, 2000, 21(1): 104-106.
- [3] 张明杰, 葛国杰. 基于长时连续监测的海上钻井平台原油颗粒检测难点研究与对策[J]. 测井与测井, 2008, 40(11): 129-132.
- [4] ZHANG H L, CHEN W J. Fluid Characterization research and countermeasures of diesel engine on offshore drilling platform

based on long-term oil monitoring[J]. Lubrication Engineering, 2008, 40(11): 129-132.

- [5] WU T H, MAO J H, WANG J T, et al. A new on-line stand for seepage[J]. Technology Transactions, 2002, 22(1): 623-631.
- [6] ZHANG Q F, ZHANG C N, YANG Y L, et al. Performance identification analysis of the steel gear oil[J]. Advances in Chemical Engineering and Science, 2008, 4(3): 77-79.
- [7] 武延海, 陈树刚, 吴洪义. 基于图像识别在线快速油液传感器的图像数字图像处理技术[J]. 机械工程学报, 2008, 24(1): 63-67.
- [8] WU T H, QIN H F, WU J Y. Image digital processing technology for visual on-line leakage sensor[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(1): 63-67.
- [9] ZHANG K, WU T H, SHAO Q H, et al. On-line measurement of oil film thickness using geometrically oriented[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2006, 14(10): 1007-1010. doi:10.1007/s11818-006-9599-3.
- [10] 梅振, 冯伟, 贺志中. 新一代综合在线快速油液分析仪的测漏算法及检测方法[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2012, 16(10): 40-44.
- [11] TAO H, CHEN W, HU H X, et al. A method of noise state analysis based on integration of on-line frequency image feature information[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2012, 34(10): 40-44.
- [12] 梅振, 冯伟, 贺志中. 新一代快速油液分析仪中基于数据流快速改进 Otsu 的设计与应用[J]. 电子设计工程, 2014, 22(12): 20-26.
- [13] TAO H, CHEN W J, HU H X, et al. The design and application of improved Otsu based on New Colony Algorithm on on-line frequency image analysis[J]. International Electronic News, 2014, 12(1): 20-26.

功能 MOF 薄膜材料研究获系列进展

功能复合薄膜材料的高效、经济制备是当前新型薄膜材料研发的重点之一,尤其是光功能复合薄膜的制备和应用还亟需大力发展。

最近,中国科学院福建物质结构研究所物理化学国家重点实验室研究团队曾健领导的研究团队成功合成了具有超小铜纳米点阵的金属 MOF 薄膜材料。铜纳米点 (Cu₂) 由于其高化学稳定性、低毒性、良好的生物兼容性和优异的物理性能,在催化、光电、传感和生物检测等方面都有广泛的应用前景。该研究团队创新性地利用了 MOF 材料和葡萄糖分子在氧化还原度上的显著差异,去实现铜纳米点与 MOF 材料的复合。一般 MOF 材料的氧化温度高超过 300 ℃,而葡萄糖分子的氧化温度却在 200 ℃ 左右。因此,具有葡萄糖分子的 MOF 材料在 200 ℃ 下能保持结构不变,但是葡萄糖被氧化行为限制在 MOF 孔中的铜纳米点位置。从而获得分散均匀的 Cu₂@MOF 复合材料。铜纳米点的尺寸可以通过选择拥有不同孔结构的 MOFs 去调整。制备的铜纳米点负载型 MOF 薄膜不仅具有良好的电学和光学透明度,而且表面尚该段可用的光致发光响应和光降解反应。该研究工作实现了超小铜纳米点阵在 MOF 模板中的可控合成,并发现了新型 Cu₂@MOF 复合光降解材料。

同时,该研究团队制备了能够高效选择性检测挥发性有机物的吡嗪基 PZC₂MOF 薄膜材料,探索了 MOF 薄膜的生长取向、厚度、缺陷位置等因素对 MOF 薄膜性能的影响,开发了一系列具有手性筛分功能和催化功能的新材料。

(来源:中科院福建物质结构研究所)

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.07.021

基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测研究

刘玉兵¹ 杨 川¹ 王耀东²

(1. 空军勤务学院军事交通系 江苏徐州 221000; 2. 北部战区空军装备部 山东济南 250000)

摘要:提出基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测研究方法,利用有序样品聚类方法,对油液光谱分析数据进行分类,实现了发动机的状态监测;利用模糊理论方法,结合发射光谱分析数据判断发动机的异常磨损部位,采用该方法对通用型 GPT5.9 型柴油发动机状态进行监测,确定发动机可能出现的异常磨损部位,与发动机维修实际的检测结果一致,证明上述研究方法对发动机异常磨损部位的确定具有一定的适用性。

关键词:发动机; 状态监测; 有序样品聚类; 模糊理论; 光谱分析; 原子发射光谱分析

中图分类号: TM117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)07-021-08

Research on Condition Monitoring of Engines Based on Orderly Sample Clustering and Fuzzy Theory

LIU Yubing¹ YANG Chuan¹ WANG Yaodong²

(1. Department of Military Transportation, Air Force Logistics College, Xuzhou, Jiangsu 221000, China;

2. Department of Air Force Equipment, Northern War Zone, Jinan Shandong 250000, China)

Abstract: An engine condition monitoring research method was proposed based on orderly sample clustering and fuzzy theory. Orderly sample clustering method was applied to divide oil ferromgraphy data into several categories and the engine condition monitoring was realized. Fuzzy theory method was applied to find out the location of the abnormal friction pairs of engine in combination with atom emission spectrum analysis data. The method was adapted for the condition monitoring of the diesel engine Cummings GPT5.9, the possible abnormal wear position was determined, and the results were in accordance with the actual inspection results of engine disassemble. It is proved that the above research method is suitable for identifying the abnormal wear portion of engine.

Keywords: engine condition monitoring; orderly sample clustering; fuzzy theory; ferromgraphy; atom emission spectrum

作为设备状态监测的主要手段之一,油液监测技术在评价润滑油和发动机当前工作状态、预测其状态变化趋势等方面发挥着重要的作用^[1]。文献[4-6]分别基于模糊神经网络、灰色时序组合模型和灰度分析对发动机的磨损状态进行分析,取得一定的效果。但由于发动机的磨损是一个极其复杂的过程,加之发动机异常磨损受多种因素的影响,发动机中磨损副众多,且磨损元素与磨损副不足——对应关系,致使发动机状态监测及异常磨损位置确定困难重重^[7]。

发动机的监测数据具有有序性,通常的聚类方法已不再适用对其聚类分析。鉴于此,本文作者提出基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测的方法,该方法利用有序样品聚类方法,结合光谱分析数据判断发动机的状态;利用模糊理论方法,结合发射光谱

分析数据判断发动机的异常磨损部位。

1 试验设计

对 EquiGPT5.9 柴油发动机进行正常磨损期的试验,试验时间为 65 h。在试验过程中,人为设置异常磨损,定期收集发动机的油样,利用 ZTP-X2 直读式光谱仪获得光谱数据,利用 OS4H MotorCheck 全自动综合油料分析监测仪获得原子发射光谱数据,从而获得反映发动机磨损状态的转速参数和光谱参数。试验的流程如图 1 所示。其中,发动机状态由 FCT-4800 发动机试验系统控制 W620 水力测功器实现。

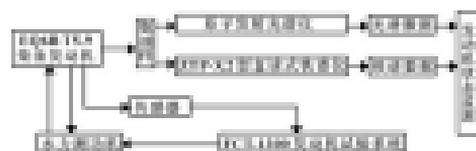


图 1 试验流程图
Fig. 1 Schematic of experiment

收稿日期: 2016-09-12

作者简介: 刘玉兵 (1984—),男,博士,教授,主要研究方向为车辆运用工程。E-mail: lyb@appt.163.com

由于发动机的正常磨损期是一个比较长的过程,为使试验过程中发动机能够提前出现异常磨损现象,在发动机的正常磨损阶段人为设置异常磨损,使发动机出现异常磨损,以获得发动机正常磨损阶段异常磨损状态的数据。直读式铁谱仪获得的大颗粒质量分数 A_1 和小颗粒质量分数 A_2 的变化趋势如图2所示。

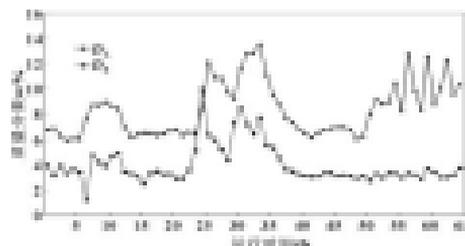


图2 试验结果
Fig. 2 Result of experiment

2 基于有序样品聚类的发动机状态识别

聚类分析的基本程序是,首先根据一批样品的多个观测指标,具体地找出一些能够度量样品或指标之间相似程度的参数,然后利用统计量将样品或指标进行归类。

2.1 参数选择

试验得到的铁谱分析参数有 A_1 、 A_2 、 A_1+A_2 、 A_1-A_2 、 $(A_1-A_2)/A_1$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 、 $(A_1+A_2)/A_1$ 、 $(A_1+A_2)/A_2$ 、 A_1/A_2 、 A_2/A_1 。由于这些参数对发动机状态的识别灵敏度大小有差别,因此,以下利用层次分析方法(Analytic Hierarchy Process,简称AHP),从上述8个参数中筛选出与发动机状态具有良好对应关系的参数,作为评价发动机状态的参数。

根据试验结果,将评价矩阵:

$A =$

1	6.02	0.98	0.37	0.26	2.89	0.25	3.01
0.17	1	0.17	0.35	0.33	0.30	0.11	0.22
1.02	5.88	1	0.48	3.86	5.11	0.27	3.05
1.75	3.65	2.08	1	0.53	2.97	0.38	3.03
3.85	7.69	0.33	1.89	1	4.96	0.58	2.01
0.35	3.18	0.20	0.38	0.20	1	0.22	1.04
4.00	9.09	3.70	4.17	1.85	4.54	1	4.89
0.33	4.56	0.23	0.35	0.50	0.96	0.20	1

将评价矩阵 A 的各个元素进行归一化处理,即可得各参数反映发动机磨损状态的贡献权重的排序 $(A_1-A_2)/A_1$ (0.372)、 $(A_1-A_2)/A_2$ (0.225)、 A_1-A_2 (0.172)、 A_1+A_2 (0.143)、 A_1 (0.081)、 $(A_1-$

$A_2)/A_2$ (0.052)、 $(A_1-A_2)/A_1$ (0.044)、 A_2 (0.044)。对上述结论进行一致性检验, $A_{max} = 8.102$ 得, $CI = 0.007$ 。

$$\text{则 } CR \text{ 为: } CR = \frac{CI}{RI} = \frac{0.007}{1.41} = 0.005 < 0.1$$

满足一致性检验要求,基于AHP方法的铁谱分析参数权重排序是成立的。根据排序结果,选择 $(A_1-A_2)/A_1$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 、 A_1-A_2 作为有序样品聚类的非参数。

2.2 基于有序样品聚类的发动机状态识别

将AHP方法选出的参数 $(A_1-A_2)/A_1$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 、 A_1-A_2 ,运用MATLAB进行有序样品聚类,求得最优分割,运算结果为

$array = [25 \quad 39 \quad 50]$,在26~39 & 40~51 & 52~65没有异常磨损,式中, $array$ 为编程中的函数。

为了证明上述计算结果的准确性,图3、4给出了 $(A_1-A_2)/A_1$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 、 A_1-A_2 随时间变化曲线图。



图3 $(A_1-A_2)/A_1$ 随时间变化曲线
Fig. 3 Curve of $(A_1-A_2)/A_1$ with time

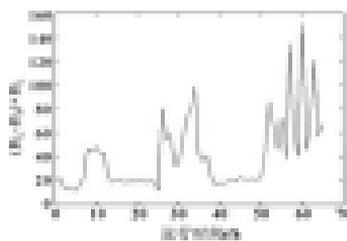


图4 $(A_1-A_2)/A_2$ 随时间变化曲线
Fig. 4 Curve of $(A_1-A_2)/A_2$ with time

由以上曲线变化规律可以发现,在第25 & 以前的曲线与40~50 & 时间段内的曲线相对平缓,而26~39 & 40~51 & 52~65 & 时间段内曲线变化剧烈,在26~39

k 例 51~65 k 时间段内分别有 32、33、36、32、60、63 k 等超标准现象,说明在这 2 个时间段内出现异常磨损。

3 基于模糊理论发动机异常磨损部位的确定

在上述状态监测的基础上,采用模糊理论^[4],利用发射光谱数据对发动机异常磨损位置进行判断。

模糊诊断方法的实质是根据模糊关系矩阵 R 和元素隶属,进行模糊模式识别,以确定某种元素的可能产生的磨损部位。构建模糊诊断矩阵,即找到各种元素与磨损部位之间的模糊关系,即确定模糊矩阵的元素 r_{ij} 。本文这里采用由模糊统计法求得模糊隶属度,方法如下:

$$r_{ij} = \frac{a_{ij}}{A} \quad (1)$$

i: 元素程度超标时属于 j 磨损时异常磨损的次数
j: 元素程度超标的总次数

影响发动机的磨损不确定性因素很多,为了克服不确定性因素的影响,采用多因素综合评价法对模糊隶属度 r_{ij} 进行修正。

元素矢量为

$$Z = (a_1, a_2, \dots, a_m) \quad (2)$$

其中 a_i ($i=1, 2, \dots, m$) 是发动机具有元素 a_i 的隶属度,其实际值为

$$a_i = \begin{cases} 0 & (\text{检测元素程度未超标}) \\ 1 & (\text{检测元素程度超标}) \end{cases}$$

最后得到异常磨损部位的矢量为

$$Y = Z \cdot R = (a_1, a_2, \dots, a_m) \quad (3)$$

表 3 元素超标时检测出异常磨损部位的次数

Table 3 Times of friction pairs abnormal as elements exceed standard

元素	汽缸与缸盖(a_1)	汽缸销与衬套(a_2)	汽缸环与缸套(a_3)	轴瓦与曲轴(a_4)
Al	1	0	0	1
Cr	1	0	1	0
Ca	0	1	0	0
Fe	0	0	0	2

表 3 中“0”表示该磨损部位的材料中不含该元素,“1”表示该磨损部位的材料中含有该元素。由二精放谱检测表 1 中第 54 k 的数据将 Cr 超标,根据式(2)得超标元素矢量 Z 为

$$Z = [a_1, a_2, a_3, a_4] = [0, 1, 0, 0]$$

式中:“0”表示该元素程度没有超标,“1”表示该元素程度超标。

由表 1 的模糊诊断矩阵为

在获得模糊诊断矩阵的基础上,利用最大隶属度原理,结合发动机故障统计资料,确定发动机的异常磨损位置。

发动机异常磨损段的主要磨损元素如表 1 所示,表 2 给出了康明斯 6475.9 型柴油发动机磨损元素与磨损部位的对应关系,根据该发动机长期维修统计资料,得到该发动机元素超标和发动机异常磨损部位对应出现次数,如表 3 所示。

表 1 主要磨损元素的种类

Table 1 Gradient of main wear element

检测时间/k/h	Al	Cr	Ca	Fe
27	1.66	0.087	1.36	0.2
54	0.28	0.103	0.8	0.09

表 2 康明斯 6475.9 型柴油发动机磨损元素与发动机的磨损部位对应关系

Table 2 Relation of wear element and friction pairs for Cummins 6475.9 diesel engine

元素	汽缸与缸盖	汽缸销与衬套	汽缸环与缸套	轴瓦与曲轴
Al	1	0	0	1
Cr	1	0	1	0
Ca	1	1	1	1
Fe	0	0	0	1

$$R = \begin{bmatrix} 0.28 & 0 & 0 & 0.09 \\ 0.16 & 0 & 0.04 & 0 \\ 0.01 & 0.28 & 0.06 & 0.55 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

由式(3)计算得到磨损部位向量 $Y = [0.16, 0, 0.04, 0]$,根据最大隶属原理确定磨损部位,对照表 2 知,发动机可能出现的异常磨损的部位是汽缸环与缸套,与发动机解体实际检查结果一致。

4 结论

(1) 提出通过布辛样品集来对快速监测数据进行聚类分析,以此判断发动机是否存在异常磨损。针对发动机中摩擦副多、工况与摩擦副不是一一对应的特点,利用模糊理论确定发动机异常磨损可能存在的位置,并对模型中应用的模糊判断矩阵采用多因素综合评分法进行修正。提出了模糊判断矩阵的适应力和准确性。

(2) 以康明斯 6BTR.9 型柴油发动机为例,基于布辛样品集类和模糊理论发动机状态监测方法,确定发动机可能故障异常磨损的部位是活塞环与缸套,与发动机解体实际检查结果一致,证明上述研究方法对发动机异常磨损部位的确定具有一定的适用性。

参考文献

- [1] 赵伟.基于网络的智能化油液监测系统开发[D].武汉:武汉理工大学,2002.
- [2] 余命.智能化多参数油液综合故障诊断理论与方法的研究[D].上海:上海交通大学,2007.
- [3] 程树刚.基于油样光谱分析的设备磨损状态监测系统的研究[D].广州:广东工业大学,2008.
- [4] 刘玉凤,张中林,周华.基于模糊神经网络发动机状态监测系统的建立[J].润滑与密封,2009,34(7):70-76.
- [5] LIU Y B, ZHANG Z Y, ZHOU H, et al. Establishing of engine condition monitoring system based on fuzzy neural network[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 74-76.
- [6] 刘玉凤,陈洪忠.模糊神经网络对布辛模型发动机磨损状态监测中的应用研究[J].润滑与密封,2007,32(4):189-190.
- [7] LIU Y B, CHEN Y Z, HU C J. Application of grey-ME combination model in engine condition monitoring[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(4): 189-190.
- [8] 陈立志,宋东,徐新强.润滑油油谱数据关联度分析在发动机状态监测中的应用研究[J].润滑与密封,2006,31(4):107-109.
- [9] CHEN Z W, SU D, XU X S. Application of correlation degree analysis of oil spectral data in condition monitoring of engine[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(4): 107-109.
- [10] 张伟明.基于油液监测的发动机异常磨损研究[D].合肥:徐州工业大学,2008.
- [11] 彭飞,王宇智,刘建军.基于模糊理论的装备油液系统故障诊断研究[J].机械设计与制造,2009(12):102-104.
- [12] PENG F, WANG X X, LIU J J. Study on fault diagnosis of equipment hydraulic system based on fuzzy theory[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(12): 102-104.
- [13] YU H, LIU X H. Latency of synthetic ester in emulsified fluid[J]. Synthetic Lubricants, 2010, 17(1): 6-9.
- [14] 刘建军,葛洪波,黄伟力.气-液乳化液性摩擦副润滑剂在重负荷机械油液和矿物油中的摩擦学性能[J].石油炼制与化工,2002,33(4):39-40.
- [15] PENG J W, CHEN B H, HUANG W J, et al. Synthesis and tribological behavior of phosphorus-nitrogen-coordinated asphrased oil as lubricating additive[J]. Petroleum Processing and Petrochemicals, 2002, 33(4): 29-33.
- [16] ANITHAVAN V, KISHAN S, PANDI J. Tribological studies of thermally and chemically modified vegetable oils for use as environmentally friendly lubricants[J]. Bios, 2004, 237(3): 199-202.
- [17] KATO H, ASAKI Y, KOSHIKAWA C, et al. Mechanisms of oiliness additives[J]. Technology International, 2000, 33(3): 241-267.
- [18] 黄伟力.基于唯唯列生物在重负荷油中的摩擦学性能研究[J].摩擦学报,2005,25(4):37-42.
- [19] HUANG W J. Tribological properties of benzothiazole derivatives as additives in asphrased oil[J]. Technology, 2003, 23(4): 33-37.
- [10] 阮强,曹国良.合成酯在乳化液中的润滑性能[J].合成润滑材料,2008,17(1):8-9.

【上接第105页】

- [10] 阮强,曹国良,赵武英.辛基醇上接物相的成对氧化降解油酸二聚体的影响[J].福州大学学报(自然科学版),2011(5):696-700.
- [11] LI F Q, CAI L Y, ZHANG H Y, et al. Effect of the structure and composition of lecithins on the distribution of the emulsified acid[J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science Edition), 2011(5): 696-700.
- [12] 宋晓燕,刘国良,李德兰.辛-壬二油基合成油液基油酸酯的制备研究[J].中国粮油学报,2006,31(4):75-79.
- [13] HONG X Y, ZHANG Q, HU Y L, et al. Preparation of soybean oil based greasing ink vehicle[J]. Journal of Chinese Cereals and Oil Association, 2006, 21(4): 71-75.
- [14] BRIDGMAN F P, THORNTON D. The Structure and Lubrication of Lubricants[M]. New York: Oxford University Press, 2001, 203-208.
- [15] 刘建军,葛洪波,黄伟力.气-液型摩擦油剂润滑剂添加的摩擦学性能研究[J].材料学报,2004,18(8):107-109.
- [16] PENG J W, CHEN B H, HUANG W J, et al. Study tribological performance of asphrased oil with hydroxy-type lubricating additive[J]. National Review, 2004, 33(8): 107-109.
- [17] 阮强,曹国良.合成酯在乳化液中的润滑性能[J].合成润滑材料,2008,17(1):8-9.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0089.2017.07.022

喷油提前角对船舶柴油机气缸套-活塞环磨损的影响*

贾卓敏 王 靖 葛景欢

(武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063)

摘要: 对油柴油机气缸套-活塞环径向磨损的理论计算方法, 以某船舶柴油机为例, 模拟柴油机喷油提前角过大或过小导致的非正常燃烧情况下的燃烧压力曲线, 计算不同喷油提前角下柴油机气缸套-活塞环的磨损量。结果表明: 喷油提前角过小时, 柴油机的爆发压力会明显降低, 燃油燃烧不完全, 下死点附近径向磨损量比正常燃烧情况的高, 但缸套径向磨损量和正常燃烧时相差不大且从最大磨损量变化的趋势中一致; 喷油提前角过大时, 当燃油达到压缩点时, 燃油蒸发程度降低或消失, 造成燃油的燃烧持续时间过长, 燃烧压力的峰值提高, 且靠近上死点处附近会出现明显的靠背磨损, 在下死点附近润滑油膜部分发生破裂, 向边界润滑状态, 最大径向磨损量会突然增大。

关键词: 柴油机; 非正常燃烧; 气缸套; 磨损量

中图分类号: TM171.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0089(2017)07-022-06

Influence of Injection Timings on Wear of Cylinder Liner-Piston Ring of Marine Diesel Engine

JIA Zhuomin WANG Jing GE Jinghuan

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

Abstract: A calculation method of diesel engine cylinder liner-piston ring radial wear was put forward. Taking the marine diesel engine as an example, the combustion pressure curve of diesel engine was simulated under the condition that the injection timings is too large or too small, the wear of cylinder liner-piston ring of diesel engine under different injection timings was calculated. The results show that when the injection timings is too small, the explosion pressure of diesel engine will decrease to cause the incomplete combustion of fuel, the radial wear of cylinder liner near bottom dead center is higher than that under normal combustion, while the variation trend of the maximum wear is basically the same. When the injection timings is too large, the fuel atomization is decreased or disappeared when the fuel pressure reaches the ignition, resulting in a long time of fuel combustion and a high peak combustion pressure. There will be obvious adhesion wear around the cylinder ignition, the lubricating oil film of cylinder liner near bottom dead center breaks down to result in the boundary lubrication and the sudden increase of maximum radial wear.

Keywords: diesel engine; abnormal combustion; cylinder liner; wear rate

柴油机在长时间的运行过程中, 某个或部分气缸难免会有不正常的燃烧情况发生, 不正常的燃烧情况主要体现在缸内燃烧压力曲线和缸套-活塞环磨损程度的变化。严重的柴油机气缸套磨损会使柴油机的运转异常, 降低柴油机的使用寿命, 更严重的会导致船舶柴油机的停运^[1], 甚至造成生命财产的严重危害, 因此研究柴油机不正常燃烧对缸套-活塞环磨损的影响具有重大的意义。

关于柴油机气缸套-活塞环磨损的研究有很多,

其中张洪和肖奔非^[2]对气缸套二冲非线性磨损过程进行了理论研究, 考虑了油膜厚度、润滑油温度和速度、表面粗糙度和柴油机运行时间等因素的影响, 推导出各种影响因素情况下缸套二冲非线性磨损的计算方程; 王克成等^[3]对高增压环境条件下的柴油机气缸套磨损进行了计算研究, 充分考虑各个海拔高度因素对气缸套磨损的影响, 得出了在海拔 5 000 m 左右时气缸平均的磨损量达到最大值的结论。然而大多数学者是在考虑一些基本的影响因素情况下对气缸套磨损进行理论计算研究的^[4]。关于非正常的燃烧因素对缸套磨损的研究基本处于空白状态。基于以上情况, 本文选取几个常见的非正常燃烧例子, 调整柴油机工况使其按照非正常燃烧压力曲线工作, 测量每个工况下缸套-活塞环经 400 h 长时间运行后的磨损情况。

*基金项目: 武汉理工大学国家地方联合创新团队项目(2016-2017)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 贾卓敏(1987-), 男, 本科, 研究方向为船舶推进技术。E-mail: 339982624@qq.com

1 计算模型

1.1 柴油点火模型

因为柴油机是以压燃的方式进行点火的,因此在Sk-I模型的基础上进一步将柴油压燃模型修正模型。修正模型是以链锁反应为理论基础的,使燃烧能够不断自发地进行。修正的Sk-I模型将有机燃油的自然燃为活化分支链锁反应,为了便于分析,该模型将点燃过程中有共同性质的组分归类在一起。修正的Sk-I模型的反应过程可以由下列反应方程^[1]表示:

链锁引发 $\text{RH} + \text{O}_2 \xrightarrow{k_1} \text{R} + \text{O}_2$, 链锁扩展 $\text{R} + \text{O}_2 \xrightarrow{k_2} \text{R} + \text{P} + \text{O}_2$, 链锁终止 $\text{R} + \text{R} \xrightarrow{k_3} \text{R}_2$, $\text{R} + \text{Q} \xrightarrow{k_4} \text{R} + \text{Q}$, 分支反应 $\text{R} \xrightarrow{k_5} \text{R}_2$, 线性链终止 $\text{R} \xrightarrow{k_6} \text{I}$, 二次链终止 $\text{R}_2 \xrightarrow{k_7} \text{I}$ 。

在上述反应方程式中, RH 为发生燃烧反应的碳氢化合物, R 为燃料产生的自由基, R 为反应中间产物, P 为一氧化碳、二氧化碳和水等生成物, Q 为活性中间产物, I 为无法参与反应的组分; k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、 k_6 、 k_7 则表示各化学反应的反应速率常数。

1.2 燃气的流场模型

柴油机点火以后,燃烧场将会按照流场模型进行,为了保证燃烧模拟的准确性,采用了双方程控制模型。即用 k - ϵ 模型对缸内流场进行三维数值模拟。 k - ϵ 模型属于涡流湍流模型,它的计算稳定性较高,对计算资源的要求低且花费不高。 k - ϵ 模型是在应用最多的一种湍流时间模型,经过学者不断的修正改进, k - ϵ 模型现在已经成为比较完善的模拟柴油缸内三维流动现象的模型。湍流动能方程^[2]和湍流耗散率方程^[2]如下:

湍流动能输运方程:

$$\rho \frac{dk}{dt} + \rho u_i \frac{dk}{dx_i} = P + G - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{dk}{dx_j} \right) \quad (1)$$

湍流耗散率方程:

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \left(C_{\epsilon 1} P + C_{\epsilon 2} G + C_{\epsilon 3} \frac{\partial G}{\partial x_j} - C_{\epsilon 4} \epsilon \right) \frac{\rho}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

其中, P 、 G 和 μ_t 的表达式为

$$P = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{dk}{dx_j} \right) \quad (3)$$

$$G = -g_i \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

式中: k 为湍流动能生成率, m^2/s^2 ; ϵ 为湍流动能耗散率, m^2/s^3 ; μ_t 为湍流黏性系数; μ 为层流黏性系数; g_i 、 g_j 为湍流副标称数; P 为平均压力产生项; G 为重力产生项。各系数的标准取值分别是: $C_\mu = 0.09$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $C_{\epsilon 3} = 0.8$, $C_{\epsilon 4} = 0.33$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $\sigma_\epsilon = 0.9$ 。

1.3 缸内燃烧模型

对Miles-Schabel 链锁反应公式进行改进,将汽油缸内的燃烧预测模型公式:

$$\lambda = K \frac{P}{M} N_c \quad (6)$$

式中: K 为燃烧效率系数; N_c 为燃烧效率循环次数; M 为柴油燃气组成的分子量。

2 案例的计算与分析

以MAN-B&W 12G98MC-C 型船舶柴油机的燃腔压力进行仿真模拟,通过调整柴油机的喷油提前角及模拟不同喷油提前角下的燃腔压力曲线,将实验上的柴油机按照模拟的喷油提前角喷油及点火燃烧。运行400 h 后对实验柴油机的缸盖-活塞环径向磨损情况进行测量,结合各种情况下的燃腔压力曲线,得出喷油提前角过大或过小导致的非正常磨损情况对缸盖-活塞环径向磨损的影响。

2.1 柴油机仿真对燃烧压力的影响

MAN-B&W 12G98MC-C 型船舶柴油机的主要参数如表1所示。

表1 柴油机主要参数

Table 1 Main parameters of diesel engine	
参数	数值
冲程数	2
形式	直立式
气缸数量	12
额定功率	68 200 kW
额定转速	104 r/min
缸径	980 mm
行程	2 050 mm
喷孔个数	4
喷孔直径	1.42 mm
喷油器油缸直径	8 mm
喷油角度	135°

根据主机各个参数,用仿真软件Flux/FL建立燃烧室的二维上止点三维模型,将模型导入Flux/FL燃烧模拟软件中,用Flux/FL中的Hybrid Assistant 工具自动生成压缩上止点的体网格,如图1所示。

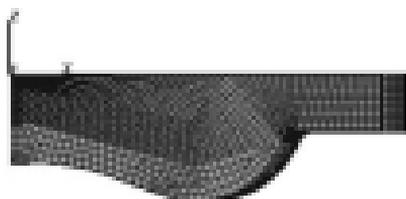


图1 压缩上止点时燃烧室网格

Fig. 1 Combustion chamber grids at compression top dead point

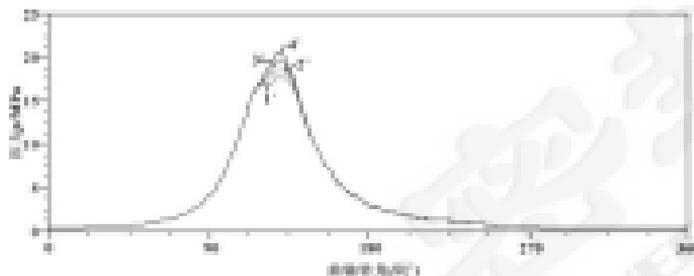


图2 不同喷油提前角下的缸内压力曲线

Fig. 2 Cylinder pressure curves under different injection timings

图2中喷油提前角为 2° 的缸内燃烧压力曲线为正常燃烧压力曲线。具有明显的发火点；喷油提前角为 1° 的燃烧爆发压力明显降低，这表明喷油提前角太小，燃油没有燃烧完全；喷油提前角为 3° 和 4° 时，虽然爆发压力高，但是没有明显的燃烧点，这表明喷油提前角过大，燃油提前喷油雾化，当燃油达到燃烧点时，燃油雾化程度降低或者消失，造成燃油的燃烧持续时间过长。

2.2 喷油提前角对柴油机油套磨损的影响

将MAN-B&W 12K96MC-C型船舶柴油机4个气缸的喷油提前角分别设置为 1° 、 2° 、 3° 和 4° ，测试柴油机运行 800 h 后其缸套-活塞环磨损情况，图3示出了实测缸套的磨损情况。



图3 缸套磨损情况

Fig. 3 Wear of cylinder bore

MAN-B&W 12K96MC-C型船舶柴油机正常燃烧的喷油提前角为 2° （曲轴转角，下同）。因此选择比 2° 提前和提后的喷油提前角作为测试角度。而在柴油机运行过程中，喷油量和喷油提前角不会变化很大，所以测试角度的间隔角选择为 1° ，即分别选择 1° 、 2° 、 3° 和 4° 作为柴油机测试的喷油提前角。调整好模型的喷油提前角后，通过FEM软件模拟的燃烧压力曲线如图2所示。

图3中体现了多处不正常磨损。磨损类型为刮伤磨损。颜色越深表示刮伤磨损越严重，磨损量越多。测量船舶柴油机的4个气缸套位向最大的磨损量，结果如图4所示。横坐标表示离上止点的距离，纵坐标表示磨损的厚度。

从图4可以看出，因为喷油提前角为 2° 、 4° 的非正常燃烧的过程后并非常长，气缸内的温度急剧升高，润滑油的温度降低，润滑油的承载能力降低，润滑油的燃烧导致缸内压力突然变大，柴油机气缸套位向最大磨损量磨损量降低，因为下死点附近的油膜比正常磨损的情况。油膜比正常边界状态，缸套下死点处磨损明显增加。正常燃烧情况下的柴油机气缸套-活塞环的位向最大磨损量测量在任何位置地都相对较低。因为和正常的喷油提前角相差不大，喷油提前角为 1° 时对应的缸套位向磨损量和正常燃烧相差不大，缸套位向最大的磨损量的趋势基本接近一致，而且磨损的数值相差也不大。但是在距离上死点 $1-1.65\text{ m}$ 处时，位向最大磨损量比正常燃烧情况的要高。喷油提前角为 3° 和 4° 时，因为喷油提前角太大，柴油机气缸压缩的不够充分，在压缩室燃烧位置处时，燃油雾化的不是很好，导致燃烧点延迟，燃烧压力降低，但是柴油机的缸套的磨损量异常增大。随着曲轴的转动，气缸磨损降低很快；距离上死点 2 m

之后的气缸盖, 侧窗油膜部分发生破裂, 出现了边界侧窗状态, 最大径向侧窗测量突然增大。

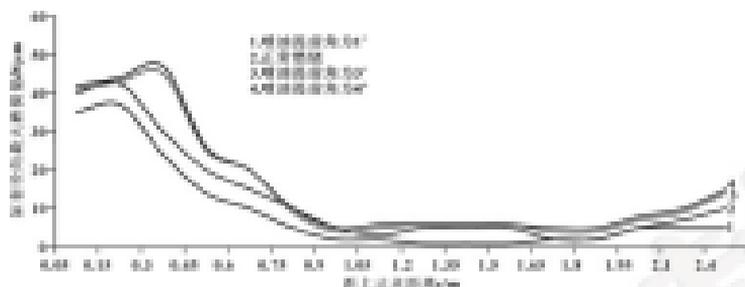


图4 不同喷油提前角下缸套的侧窗量

Fig. 4. Wear of cylinder under different injection timing.

2.3 实验结果可靠性的验证

为了验证以上测量结果的可靠性, 利用已经成熟的理论对缸盖-活塞环侧窗进行计算, 选择 2° 喷油提前角

侧窗对应的数据曲线作为验证对象, 将计算结果和测量结果进行对比分析, 如图 5 所示。

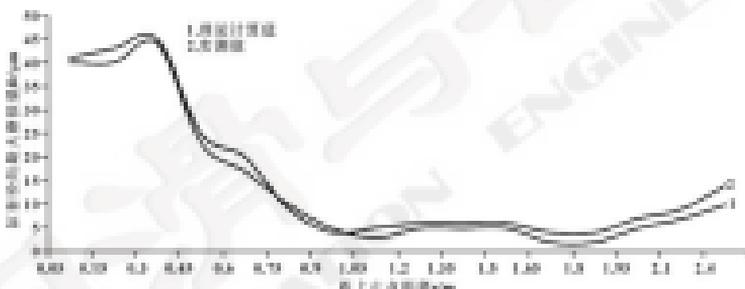


图5 与缸盖径向侧窗计算值和实测值对比

Fig. 5. Comparison between the calculated and measured values of the radial wear of cylinder bore.

时以上数据的分析统计可知, 气缸盖最大侧窗深度的置信概率为 0.90 的均值区间是 $[0.023, 0.041]$, 均值为 0.029 7, 服从正态分布, 计算得气缸盖径向最大侧窗深度为 46.05 μm , 与实测值 45.7 μm (置信概率为 0.95) 误差为 2.41%, 计算得到的侧窗最大侧窗所在点距上止点 0.3 m, 与实测值 0.309 m 相比, 误差为 2.91%。在 0.95 置信度区间内, 最大计算误差为 4.734%。从以上数据可以看出, 柴油机气缸盖侧窗的计算值和测量值基本吻合, 因此, 非正常燃烧对气缸盖侧窗试验的结果是准确的。

3 结论

(1) 柴油机气缸盖-活塞环侧窗的计算值和测量值基本吻合, 证明提出的理论计算方法是正确的。

且降低, 燃油燃烧不完全, 喷油提前角过大时, 当燃油达到预燃点时, 燃油雾化程度降低或消失, 造成燃油的燃烧持续时间过长, 燃烧压力的峰值很高。

(2) 与正常燃烧的情况相比, 非正常燃烧对柴油机气缸盖-活塞环的侧窗量在点火处位置附近较大, 出现明显的侧窗侧倒, 且会导致下死点附近侧窗油膜部分发生破裂, 出现边界侧窗状态, 最大径向侧窗测量突然增大, 其中喷油提前角过小时, 缸盖径向侧窗量和正常燃烧时相差不多且最大侧窗量变化趋势基本一致, 但下死点附近侧窗侧倒量比正常燃烧情况的高; 喷油提前角过大时, 在下死点附近侧窗侧窗量会突然升高。

(2) 喷油提前角过小的情况下, 爆发压力会明

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0801.2017.07.020

漆膜影响下滑动轴承性能分析^{*}

张 楚¹ 杨建刚¹ 刘 石¹ 高庆水¹ 邓小文²

(1. 广东电网有限责任公司电力科学研究院 广东广州 510080;

2. 东南大学电机制造振动国家工程研究中心 江苏南京 210096)

摘要:漆膜是润滑油中一种化学反应的产物,为了分析漆膜对滑动轴承性能的影响,将漆膜简化为轴承承载区以內的突起状杂质和沉积物,在 Reynolds 方程基础上,通过修改轴承间隙函数及其对角度的偏导数考虑不同间隙影响,应用有限差分法建立漆膜滑动轴承性能计算模型,分析漆膜轴承和未漆膜轴承内压力分布、油膜厚度、轴承中心位置、温升等特性。结果表明,全漆膜轴承承载区内同时存在漆膜引起的台阶高度和轴承承载区间隙引起的特殊压力波动,台阶高度改变了滑动轴承油膜压力分布特性和轴承承载能力,导致轴承平衡位置发生改变;漆膜堆积,偏心率增加偏角减小;漆膜沉积后,轴承最小油膜厚度减小,承载能力减小,温升油温增大,对轴承安全运行产生不利影响;漆膜厚度较小时,最小间隙附近台阶高度形成的动态效应明显,容易形成局部高压和高温,漆膜厚度增大到一定程度后,漆膜对轴承性能的影响趋于平缓。

关键词: 滑动轴承; 漆膜; 承载能力

中图分类号: TM617.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0801(2017) 07-020-06

Analysis of Journal Bearing Characteristics under the Influence of Varnish

ZHANG Chu¹ YANG Jiangang¹ LIU Shi¹ GAO Qinghui¹ DENG Xiaowen²

(1. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510080, China;

2. National Engineering Research Center of Turbo-generator Vibration, Southeast University, Nanjing Jiangsu 210096, China)

Abstract: Varnish is the product of a chemical reaction within oil. In order to study the influence of varnish on bearing characteristics, journal varnish was simplified to be a rectangle protuberance in journal bearing load zone. Reynolds equation was modified to consider the influence of irregular bearing gap by changing the gap function and its partial derivative to the angle, and simulation model to analyze journal bearing dynamics was set up using the finite difference method. Oil pressure distribution, film thickness, journal position and oil temperature increase were calculated and compared between the bearings with and without the influence of varnish. It is found that the step flow effect caused by varnish and the squeeze flow effect exist in bearing load zone simultaneously. The step flow effect changes oil pressure distribution and therefore bearing load characteristics, which leads to the change of journal position, journal eccentricity and deflection angle turn to small with the increased varnish thickness. The smallest film thickness and load capacity are decreased while the maximum film pressure and oil temperature are increased under the effect of varnish. There is bad influence of varnish on the safe and reliable operation of bearing. The dynamic pressure effect nearby the smallest gap zone is clear if varnish angle is small, which causes local high pressure and temperature. Influence of varnish on bearing characteristics tends to be slow with the increase of varnish angle.

Keywords: journal bearing; varnish; carrying capacity

滑动轴承是汽轮发电机组、压缩机等大型旋转机械的重要部件,起着支撑转子的重要作用。滑动轴承出现

故障后,对机组安全、稳定与可靠运行的影响很大。

漆膜又称之为积碳、结胶,是润滑油中一种化学反应的产物,是一种新的与基础油非添加剂完全不同的化学物质。漆膜生成机理复杂,与润滑油品质与滑动轴承工况有关。轴承受载后运行产生的高温会加速漆膜形成^[1-4]。滑动轴承内形成的漆膜极易附着在金属表面,特别是在轴承最小间隙处,导致轴承刚

* 基金项目: 中国南方电网有限责任公司科技项目 (12JG0000000004)。

收稿日期: 2016-07-12

作者简介: 张楚(1985—),男,硕士,工程师,从事电力设备振动故障诊断及处理工作。E-mail: zhangchu7189@163.com

速不仅, 随着检测技术的发展, 人们对传统用于透平机械的基础油液方法进行了重大调整, 一些大型透平机械的滑油轴承相继出现了油膜问题。目前, 国外在油膜形成机制、检测、预防及清除方面正在开展研究, 已初步形成油膜检测标准方法, 并纳入 API 标准。

含漆膜轴承因为漆膜的存在导致间隙不规则, 国内外对带有不规则问题的轴承性能的研究大多集中在四槽和微小结构对轴承摩擦性能的影响上^[1-3]。文献 [4] 研究发现曲轴环表面网纹形态结构对摩擦副摩擦特性的影响较大。文献 [7] 研究表明, 轴承表面微小的凹坑会带来更多能量损失和更高润滑油出口温度; 文献 [8] 的实验研究表明, 表面形状紊流结构相对于平流结构对轴承润滑状态的影响要小。文献 [9] 采用 CFD 技术建立了三维结构化滑油轴承的仿真分析模型, 分析了微结构分布位置、形状和尺寸对轴承承载能力的影响及其机制。

上述研究表明, 瓦全表面凹坑或微结构会影响和改变轴承性能, 特别当凹坑或微结构位于承载区时, 漆膜不同凹坑和微结构, 是一种位于承载区的微突起结构, 并且主要存在于最小间隙附近, 其对轴承性能的影响应该大于最小间隙附近, 但是人们在漆膜对滑油轴承性能影响方面的研究还不够深入, 随着漆膜问题越来越突出, 这方面的研究正在受到人们的关注。

本文作者根据漆膜特征建立了含漆膜滑油轴承性能分析模型, 采用有限差分法求解漆膜作用下的 Reynolds 方程, 研究了漆膜厚度、尺寸等因素对滑油轴承性能的影响, 评估漆膜对滑油轴承安全运行的影响, 为含漆膜滑油轴承的性能分析、状态监测和故障诊断提供了参考。

1 含漆膜轴承计算分析模型

Reynolds 方程是滑油轴承性能研究基础, 这是一组关于油膜压力的偏微分方程, 可以采用有限差分

有限元等方法来求解。与普通滑油轴承不同的是, 含漆膜轴承求解时还需要考虑轴承内部因为漆膜所带来的结构不规则性影响。

1.1 漆膜模型

研究表明, 润滑油中不可分解物通过最小轴承间隙处时, 在高温等因素作用下, 容易积聚在瓦全表面, 形成漆膜, 如图 1 所示。图 2 给出了一组汽轮机机组滑油轴承漆膜图片。



图 1 滑油轴承漆膜形成原理

Fig. 1 Location of journal bearing varnish



图 2 汽轮机滑油轴承图片

Fig. 2 Picture of journal bearings with varnish

由漆膜形成原理可知, 漆膜大多位于轴承承载区, 可以简化为如图 3 所示的网纹形状。漆膜的形状和位置可以用漆膜向起始和终止角度 θ_1 和 θ_2 、漆膜厚度 h 、漆膜轴向起始和终止位置 x_1 和 x_2 等来表示。为了较为准确地模拟漆膜形状, 漆膜边界处的厚度假设呈梯形分布, 将滑油轴承油膜收敛区剖开, 形成如图 3 所示的简化求解区域。

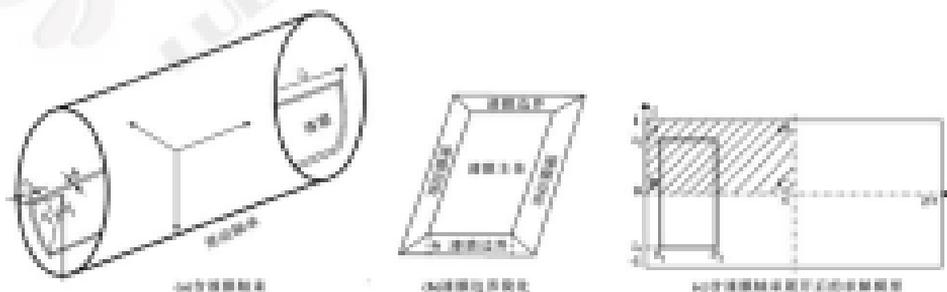


图 3 含漆膜滑油轴承计算分析模型

Fig. 3 The simulation model of bearing with varnish: (a) the simplified model of bearing with varnish; (b) the simplified model of varnish boundary; (c) the expanded model of bearing with varnish

1.2 含液膜滚动轴承润滑方程

将润滑油视为不可压缩流体, 如图4所示滚动轴承坐标系中, 以油膜压力为变量的 Reynolds 方程的简化形式为

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right] = 3 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

Reynolds eq.

式中: x 由最大油膜厚度处算起; l 为轴承的宽度; $k=2s/\lambda$, ($-1 \leq k \leq 1$), 当坐标原点取在轴承宽度中央时, s 是轴承轴向宽度坐标; h 为液膜—油膜厚度; a 为偏心距, $e=a/\varepsilon$, ε 为偏心率, α 为轴承倾角。

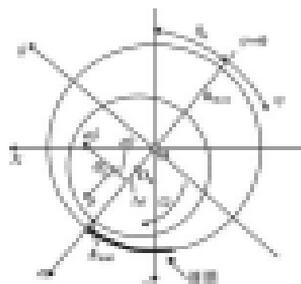


图4 含液膜滚动轴承模型

Fig.4 Model of bearing with cavities

考虑轴对称性, 求解区域选为图3(a)所示阴影区域, $0 \leq \theta \leq \pi$, $0 \leq r \leq R$ 。

油膜压力边界条件: 入口轴边、端面 AB 边处 $p=0$, 对称边 BC 处 $\partial p / \partial x = 0$, 同时采用半 Sommerfeld 条件, 认为只有收敛区内存在完整油膜, 即:

$$\begin{cases} \Phi = \delta_1 - \delta_2 = 0, & p = 0 \\ \Phi = \delta_1 + \alpha - \delta_2 + 2\alpha, & p = 0 \end{cases} \quad (2)$$

已知轴承油膜压力分布后, 由压力积分求得轴承水平和垂直方向上的承载 F_x, F_y :

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{\mu \omega R l}{(1-\nu)E} \int_0^\pi \int_0^R (P/\delta) \sin \Phi \delta^2 P \delta \delta r \\ F_y &= \frac{\mu \omega R l}{(1-\nu)E} \int_0^\pi \int_0^R (P/\delta) \cos \Phi \delta^2 P \delta \delta r \end{aligned} \quad (3)$$

式中: μ 为润滑油粘度; R 为轴承半径; ω 为转动角速度; Φ 是由轴承正上方起始计量的角度。

摩擦力 F 和摩擦因数 f 计算方式如下:

$$\begin{aligned} F &= \int_0^\pi \int_0^R \left(\frac{\mu U}{\delta} \right) r dr \\ f &= \frac{F}{F_y} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: U 为轴承表面圆周速度, $U = R\omega$ 。

绝热流动下的润滑油温度方程为

$$\rho c \left[\frac{\partial h}{\partial t} - \frac{k}{l \rho c} \frac{\partial p}{\partial x} \right] \frac{\partial h(\alpha, T)}{\partial \alpha} - \frac{k}{l \rho c} \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{\partial h(\alpha, T)}{\partial \theta} = \rho \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{k}{l \rho c} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中: $\alpha = R\theta$; T 为润滑油温度; c 为比热容; ρ 为润滑油密度; k 为油膜厚度, $k = h_0$ 。

温度方程求解时, 将进口处油温设为进口温度, 轴承端部温度边界条件为

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

采用有限差分法求解 Reynolds 方程和温度方程。计算时, 固定轴承偏心率不变, 调整偏位角, 直至油膜合力垂直向上, 从而得到相应偏心率下的油膜压力分布, 并通过求解温度方程得到温度和温度分布。

1.3 液膜对轴承性能的影响

液膜对轴承性能的影响主要表现在对滚动轴承间隙影响上, 无液膜区域内轴承间隙分布满足:

$$\begin{cases} h = \delta + \delta \sin \theta \\ \frac{\partial h}{\partial \theta} = -\delta \cos \theta \end{cases} \quad (7)$$

含液膜区域内轴承间隙减小, 间隙分布满足:

$$\begin{cases} h = \delta + \delta \sin \theta - \bar{\delta} \\ \frac{\partial h}{\partial \theta} = -\delta \cos \theta - \frac{\partial \bar{\delta}}{\partial \theta} \end{cases} \quad (8)$$

式中: $\bar{\delta}$ 为液膜量纲一厚度, 液膜厚度对周向角度的偏导数:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{\delta}}{\partial \theta} = 0, & \text{液膜主体内} \\ \frac{\partial \bar{\delta}}{\partial \theta} = \alpha, & \text{液膜边界处} \end{cases} \quad (9)$$

式中: α 为液膜边界处液膜厚度梯度系数。

1.4 网络及其划分

仿真试验表明, 无液膜轴承轴向和周向划分段数为 10~20 时, 载荷、偏心率、偏位角、最大压力、最小油膜厚度等关键技术指标的计算误差 $\alpha' < 0.5\%$ 。

含液膜轴承间隙不规则, 压力变化较大, 网络划分要密些。试验表明, 轴向和周向划分段数取为 20~40 段, 可以满足关键技术指标计算误差 $\alpha' < 0.5\%$ 要求。

2 液膜影响分析

以某轴承为例进行分析, 轴承直径 $D=565$ mm, 半径间隙 $\gamma=0.423$ mm, 轴承长度 $L=320$ mm, 轴承载荷 $W=150$ kN, 转速 $\omega=1000$ rad/min, 液膜位于承

载区, 油膜厚度 $L=2$, 整圈一油膜厚度 $\bar{L}=0.24$, 张角为 $20^\circ \sim 150^\circ$, 润滑油密度 $\rho=890 \text{ kg/m}^3$, 粘度 $\mu=0.025 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 比热容 $c_p=1906 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 。

2.1 油膜厚度及压力分布

图3给出了相同轴承载荷下有油膜和无油膜轴承内油膜厚度和压力分布情况。从图3(a)可见, 无油膜轴承的承载区内油膜厚度以三角函数形式近似变化, 含油膜轴承在整个承载区内的油膜厚度都明显减小。

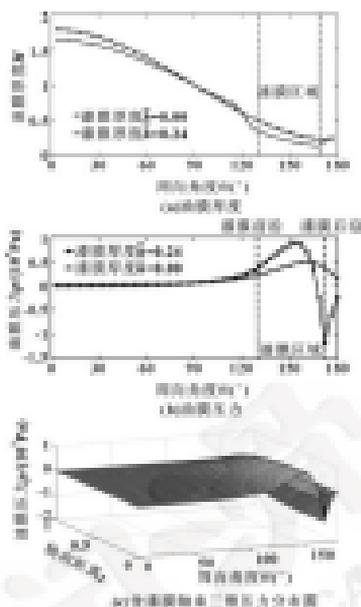


图3 两种形式下油膜厚度和压力分布情况

Fig. 3 Oil film thickness and pressure distribution of bearing with and without eccentricity: (a) oil film thickness; (b) oil pressure distribution; (c) the 3D pressure figure of bearing with eccentricity

从图3(b)可见, 因非承载区域内介质流动方向同轴逐渐减小, 形成挤膜效应, 压力逐渐增大; 非承载前部轴颈间隙突然变小, 在台阶流和楔形挤膜流动效应的共同作用下, 油膜压力增大; 非承载后部轴颈, 间隙突然变大, 台阶流效应与楔形效应部分相抵, 导致油膜压力减小; 非承载厚度增大到一定程度后, 台阶流效应大于楔形间隙效应, 在轴承间隙收敛区内也有可能形成负压区。因此, 含油膜轴承承载区内油膜压力分布特性取决于轴承内楔形间隙区效应和油膜台阶流效应共同作用结果, 与无油膜轴承相比, 油膜压

力分布差异也主要表现在油膜区域内。

2.2 轴心率和偏位角

图4给出了相同载荷下油膜偏心率和偏位角随油膜厚度变化情况。随着油膜厚度的增大, 台阶流导致的挤膜效应增大, 油膜偏心率和偏位角减小。

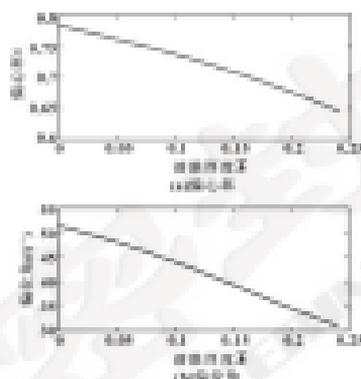


图4 轴心率和偏位角随油膜厚度变化情况

Fig. 4 Change of eccentricity ratio (a) and attitude angle (b) with eccentricity

2.3 摩擦系数

图5给出了相同载荷下油膜摩擦系数随油膜厚度变化情况。随着油膜厚度的增大, 凸起油膜对润滑油的流动形成了阻碍, 导致轴承摩擦系数增大。

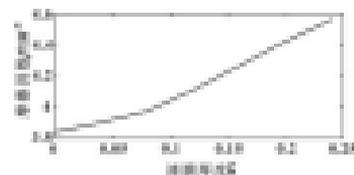


图5 轴承摩擦系数随油膜厚度变化情况

Fig. 5 Change of bearing friction coefficient with eccentricity

2.4 轴承安全裕

轴承承载能力、最小油膜厚度、最大油膜压力和润滑温度等是评价轴承安全性的重要因素。

图6给出了相同载荷下最小油膜厚度, 最大油膜压力随油膜厚度变化情况。随着油膜厚度的增大, 最小油膜厚度减小, 轴承承载能力减小, 轴承润滑状况恶化, 最大油膜压力增大, 轴承乌金层承受的温度增大, 对轴承安全运行不利。

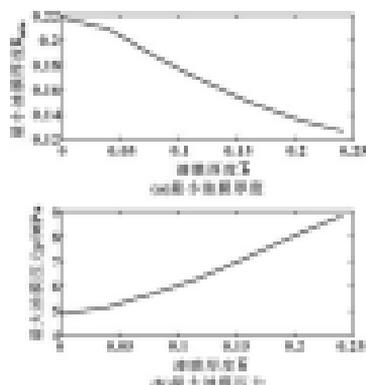


图4 最小油膜厚度和最大压力随油膜厚度变化情况

Fig. 4 Change of the minimum film thickness (a) and the maximum of pressure (a) with variate thickness

图9给出了相同载荷下有液膜和无液膜轴承内润滑油温度分布比较。可以看出,液膜区域内润滑油温升达到28.1℃,较无液膜轴承温升12.1℃要高约16℃,并导致液膜轴承总温升约高11.4℃。润滑油温过高将会导致其温过高以及润滑油氧化等故障。

综合上述分析可知,液膜产生后,最小油膜厚度减小,最大油膜压力增大,润滑油温升增大,摩擦功减小,对轴承安全运行将会产生不利影响。



图9 液膜轴承和无液膜轴承润滑油温度分布

Fig. 9 Oil temperature distribution of bearing with and without varnish

2.3 液膜厚度影响分析

液膜大多位于承载区,分析时设定液膜厚度不变,液膜终止角位于最小间隙处,通过改变液膜起始角来改变液膜张角,研究液膜张角对轴承性能的影响。

图10给出了不同液膜张角下油膜压力分布,随着液膜张角的减小,轴承最小间隙附近台阶高度引起的油压效应越为明显,液膜边界附近形成了很大的动压,对最小间隙附近的油膜压力分布产生了很大影响,最小间隙附近甚至形成了局部高压。

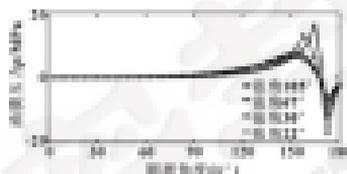


图10 不同液膜张角下油膜压力分布

Fig. 10 Pressure distribution with different varnish angle

图11给出了不同液膜张角下油膜温度分布,图12给出了摩擦因数、最小油膜厚度、最大油膜压力随液膜张角变化情况。液膜张角减小后,最小间隙附近油膜温升越为明显,局部会出现高温,随着液膜张角的减小,摩擦阻力增大,最小油膜厚度减小,最大油膜压力增大,说明液膜张角越小,对轴承的危害越大。

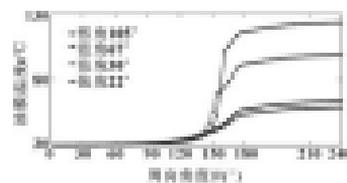


图11 不同液膜张角下油膜温度分布

Fig. 11 Temperature distribution with different varnish angle

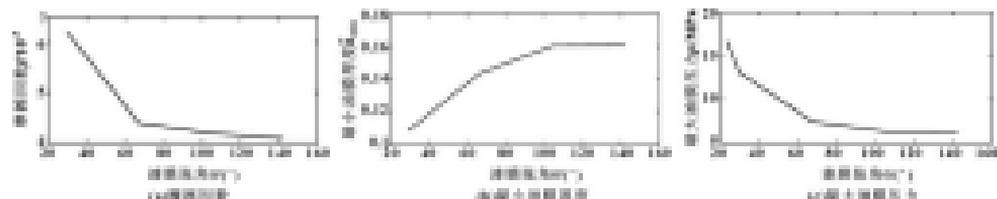


图12 液膜张角影响分析

Fig. 12 Influence of varnish angle on bearing characteristics (a) friction coefficient; (b) the minimum oil film thickness; (c) the maximum oil pressure

3 结论

(1) 含磨屑轴承承载区内同时存在磨屑引起的台阶流和轴承收敛间隙引起的层流流动效应, 台阶流效应改变了磨动轴承油膜压力分布特性和承载特性。

(2) 磨屑使得轴承最小油膜厚度减小, 最大油膜压力增大, 承载能力减小, 随着油温再增大, 对轴承安全运行将会产生不利影响。

(3) 磨屑改变了轴承平衡位置, 磨屑越厚, 偏心率和轴位角越小。

(4) 磨屑张角较小时, 轴承承载区内最小间隙附近台阶流形成的动压效应明显, 容易形成局部高压和高温, 对轴承的危害较大, 磨屑张角增大到一定程度后, 磨屑对轴承性能的影响趋于平缓。

参考文献

- [1] YOSHINO H, HIRATA Y, HIRATA M, et al. Deposits on bearing pad caused by particulate contamination in turbine oil [J]. *Tribology Online*, 2015, 10(2): 162-171.
- [2] HANAMI S, UCHIYAMA S, KAWAHARA H. Varnish formation in the gas turbine oil system [J]. *Journal of ASTM International*, 2009, 6(2): 10149-10150.
- [3] 肖敏, 严志军, 林国红. 磨屑颗粒对径向轴承润滑影响的模拟研究 [J]. *润滑与密封*, 2005, 30(7): 23-27.
XIAO M, YAN Z J, LIN G H. Study of groove debris effect on journal bearing lubrication by simulation method [J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 30(7): 23-27.
- [4] 高洪河, 王惠琴. 表面缺陷对滚动轴承混合润滑特性的影响 [J]. 轴承, 2003(2): 100-106.

- [5] 肖敏, 2003(2): 100-106.
- [6] LIU D M, WANG H H. Mixed lubrication characteristics of surface texture on sliding bearing [J]. *Lubrication*, 2013(2): 56-59.
- [7] 王惠琴, 林国红, 肖敏. 表面缺陷的接触形式对其润滑特性的影响 [J]. *润滑与密封*, 2003, 28(4): 86-89.
- [8] WANG J F, QIAN W, XIEYU L, et al. Effect of surface texture anisotropy on lubrication characteristics [J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(4): 86-90.
- [9] 卢伟, 刘洪河. 磨屑分布面积不同对其润滑特性影响的研究 [J]. *摩擦学学报*, 2013, 33(4): 587-592.
- [10] YU, LIU X H. A study of lubricating property on mesh micro-circulation surface [J]. *Tribology*, 2003, 23(4): 337-342.
- [11] BERTHO P P, MURRAY A N, CLARKE J C P, et al. Experimental comparison of the performance of a journal bearing with a single and a twin axial groove configuration [J]. *Tribology International*, 2012, 54: 1-8.
- [12] QIU M F, WILSON J E, HARRINGTON E. The effect of sector shape on the friction coefficient and stiffness of gas-lubricated parallel-shaft bearings [J]. *Tribology International*, 2013, 67: 270-280.
- [13] 严志军, 林国红, 肖敏等. 磨屑颗粒对径向滚动轴承承载能力的数值模拟 [J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2005, 33(12): 27-31.
- [14] YIN M H, CHEN C J, GAO D C, et al. Influence mechanism of micro texture on load carrying capacity of journal bearing [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2005, 33(12): 27-31.

(上接第124页)

参考文献

- [1] 王平. 内燃机润滑系统-缸套润滑系统的润滑研究 [M]. 上海: 上海交通大学, 2006.
- [2] 张勇, 周冲. 缸套二三维非线性接触过程的数值模拟及试验研究 [J]. *润滑与密封*, 2006, 31(2): 95-98.
ZHANG Y, ZHOU C. The Numerical analysis and experimental investigation for two-dimensional nonlinear contact characteristics of the cylinder bore [J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 31(2): 95-98.
- [3] 王克成, 张毅, 张磊. 曲轴润滑油缸套“油环”润滑环设计研究 [J]. *润滑与密封*, 2011, 36(1): 13-16.
WANG K C, ZHANG Y, ZHANG L. Numerical calculation on oil-ring engine cylinder bore-piston ring wear [J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(1): 13-16.
- [4] 江洪, 李华. 对壳内缸套磨损及控制策略 [J]. *小型内燃机与增压*, 2008, 3(3): 90-96.

- [5] HANIC W, ZHU H, LIU H X. Cylinder wear and pressure sensors [J]. *Small Internal Combustion Engine and Motorcycle*, 2008(5): 90-96.
- [6] 王欣. 4000 柴油机油烧过程的油增数据模拟 [D]. 南昌: 南昌大学, 2012.
- [7] 李朝松. 多工况条件下柴油机的性能和质量影响的研究 [D]. 成都: 西华大学, 2012.
- [8] DEKLAN H M, STEEL J A, BERTHO P P. A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder bore interaction in diesel engines using acoustic emission [J]. *Tribology International*, 2006, 39(12): 1654-1662.
- [9] D'AMBROSIO S, FERRARO A. Effect of exhaust gas recirculation in diesel engines burning late PCCI type combustion strategy [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 109(2): 1269-1280.
- [10] 李长松. 小型高速航空柴油发动机混合气形成及燃烧特性的研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2014.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0889.2017.07.020

高精度凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋润滑分析^{*}

周欢伟

(广州铁路职业技术学院 广东广州 510430)

摘要:为了提高凸轮分割器的运动精度,通过分析凸轮分割器的运动结构原理,建立凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋在润滑过程中的接触力学模型;通过研究凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋接触表面润滑状态的边界润滑状态,建立边界润滑中最小油膜厚度的数学模型,分析速度、温度、粘度对边界润滑油膜形成的影响规律,提出提高凸轮分割器良好润滑环境的策略,保证边界润滑油膜有效地形成。

关键词: 凸轮分割器; 边界润滑; 接触; 油膜

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0889(2017)07-020-08

Lubrication Analysis of Cam Roller and Taper Support Flank for High Precision Cam Indexer

ZHOU Huanwei

(Guangzhou Railway Polytechnic, Guangzhou Guangdong 510430, China)

Abstract: In order to improve the motion accuracy of cam indexer, the model of wear process was established between the cam roller and the taper support flank after analyzing the motion structural principle in the lubrication process. Through studying the boundary lubrication between the cam roller and the surface of taper support flank, the mathematical model at least the minimum film thickness of boundary lubrication was established. The effects of all film formation were explained among the velocity, the temperature and the viscosity of boundary lubrication. The strategy was put forward to keep the good lubricating environment of cam indexer, and ensure the formation of boundary lubricant film.

Keywords: cam splitter; boundary lubrication; wear; oil film

卧式封口机需要连续有规律地进给的运动,使封口杯能在封口时有精准的封口时间,封口后即可随封口杯行走,并将下一个封口杯移动到指定封口位置,进行下一封口杯的封口。凸轮分割器是实现间歇运动的主要驱动装置,常见的类型包括圆筒凸轮分割器^[1]、平面凸轮分割器^[2]、立体凸轮分割器、共轭生等^[3]等。在选择凸轮分割器的类型时,主要应考虑其实际工作中的转速大小,以实现所需的效率和精度要求。同时他们还建立了凸轮分割器模型的数学建模,获得凸轮分割器的关键要素,达到高效高精度运行的目标。廖耀华^[4]对凸轮分割器的人力轴和动力轴磨损问题展开了研究,建立了减少误差产生的策略。

高速精密凸轮分割器的运动精度为 $\pm 30''$,重复精度为 $2''$,也就是说,如果凸轮分割器的圆盘直径为 400 mm 时,只能允许 $\pm 0.017\text{ mm}$ 的重复定位精度误差。随着对凸轮分割器运动精度要求重要作用,为提高凸轮分割器的定位精度,需要对其内部润滑性能进行研究。本文作者从凸轮分割器的内部结构出发,分析影响凸轮分割器运动精度的因素,探索润滑油的选择原则,研究影响油膜形成的规律,获得改善油膜形成的方法,最后将研究成果应用到高速精密的凸轮分割器中,验证研究结果的有效性。

1 影响精度的关键要素

卧式封口机的凸轮分割器由人力轴和动力轴构成,通过人力轴上的锥度支撑肋,与动力轴上带有均匀分布凸轮滚子无间隙垂直啮合,实现人力轴与动力轴间90°传动(如图1图2所示)。凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋之间理论上是点接触或线接触,且接触面积小,应力较大,由于它们之间存在立方摩擦,造成凸轮分割器存在接触疲劳磨损、黏着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损等,严重影响其运动精度。

*基金项目:广州市科技计划委员会-科学研究专项(201707010200);广州市属高校产学研结合基地项目(16C33101)。

收稿日期:2017-07-20

作者简介:周欢伟(1987-),男,博士,副教授,研究方向为中外合资设备、数控加工技术、机械设计。E-mail: zhouhuanwei@163.com

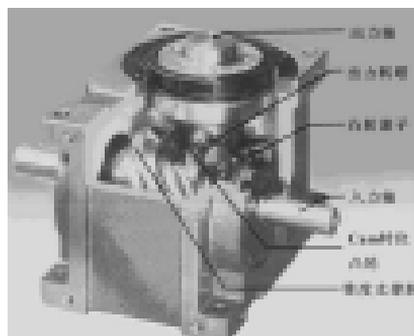


图1 凸轮轴结构示意图

Fig.1 Structure diagram of cam shaft

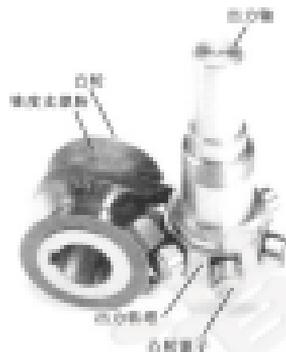


图2 凸轮轴滚子和凸轮轴衬套接触示意图

Fig.2 The contact diagram between the cam roller and the tappet support bush

1.1 凸轮轴衬套磨损

凸轮轴衬套在运动中, 凸轮轴滚子和衬套受到交变力和摩擦应力的反复作用, 致使工作表面产生裂纹。随着裂纹的深入和延伸, 致使表面出现小片脱落的小凹坑, 导致凸轮轴衬套产生噪声。

1.2 凸轮轴衬套

由于凸轮轴衬套长期处于高速运动状态下, 衬套支撑面的工作表面随着工作时间的增加而温度增高, 造成其工作表面因热膨胀变形而产生不平整的峰谷, 出现凸轮轴滚子和衬套支撑面材料黏着在一起, 在相对运动中使黏着处的材料被撕脱, 形成裂纹或凹坑, 导致凸轮轴衬套运动不精确或噪声过大。

1.3 凸轮轴衬套

由于润滑油中的硬质颗粒使得凸轮轴衬套在相对运动时产生磨粒磨损, 表面被压出凹坑后产生材料脱落,

导致凸轮轴衬套工作时出现噪声。

1.4 凸轮轴衬套

润滑油本身对凸轮轴衬套有一定的腐蚀性, 而凸轮轴衬套在工作时造成的表面局部高温, 更加剧了凸轮轴滚子和衬套支撑面工作表面材料的变质和脱落, 导致凸轮轴衬套运动不精确或噪声过大。

2 卧式封油机的凸轮轴衬套的润滑分析

为减少衬套的磨损, 提高其运动精度, 需对凸轮轴滚子和衬套支撑面进行润滑, 这样不仅可以避免金属直接接触, 减少摩擦损失, 还可以改善其润滑。理论上, 最佳的润滑可以减少或者避免凸轮轴滚子和衬套支撑面产生摩擦, 使其局部不被磨削, 从而延长凸轮轴衬套的使用寿命。但如果润滑选择不当, 反而会凸轮轴衬套的凸轮轴滚子和衬套支撑面润滑环境恶化, 加剧接触面的局部磨损, 使凸轮轴的精度和轴心力受到严重影响, 因此润滑油的选择对凸轮轴衬套十分重要。

凸轮轴衬套对润滑油的黏度要求较高, 黏度越大, 凸轮轴滚子和衬套支撑面之间更容易形成油膜, 且摩擦表面间的油膜增厚, 因而较高的润滑油黏度可减少或避免摩擦表面产生磨削。然而润滑油黏度增加, 摩擦表面的阻力也在增加, 功率损失也在增加。因此, 合理地选择润滑油的黏度。

凸轮轴滚子和衬套支撑面在高压下运动, 黏度随压力的增高而增大, 当高压大于3 MPa时, 压力对黏度的影响明显加大。凸轮轴衬套在运动过程中, 会产生大量的热量, 使油温受到一定的影响, 高品质的润滑油, 黏度随温度变化小。高压压力、温度与黏度之间的关系为

$$\eta = \eta_0 \exp[\alpha p - \beta(T - T_0)] \quad (1)$$

式中: η 为测试压力和温度下的黏度; η_0 为大气压下的黏度; α 为压力系数; p 为测试压力; β 为温度系数; T 为测试温度; T_0 为室内温度。

以某型号的石油油 90# 机油为例, 当其黏度在 460 mPa·s 时, 工作时润滑油的温度控制在 40 ℃, 可在 1 个标准大气压 (101.325 kPa) 下, 通过公式 (1) 计算, 获得测试压力和温度下的黏度 η 为 170.6 mPa·s。通过上述研究可知, 凸轮轴衬套在运动过程中, 油膜压力主要取决于载荷的大小, 凸轮轴的转速越大, 油膜压力越大, 油膜厚度越小, 转速越高, 油膜厚度越大。

3 凸轮轴衬套的润滑模型

3.1 选择润滑油黏度功率模型

在运动过程中, 凸轮轴滚子和衬套支撑面之间的润滑条件不同, 其表面油膜厚度会随着载荷增加, 温度

升高而减少,进而使局部油膜破裂,形成干摩擦,出现边界润滑的现象,造成表面磨损的过程加快。为了减少出现边界润滑的概率,需要研究边界润滑的特点,磨擦功率。

3.1.1 边界润滑的特点

渐开线闭口机的凸轮分割器的边界润滑存在以下的特点:

- (1) 凸轮滚子和锥度支撑轮的表面之间存在较大的直接接触负荷;
- (2) 由于高压多人,凸轮滚轮表面产生裂纹,致使表面产生疲劳点蚀;
- (3) 所采用的润滑油为黏度较高的油,便于在低速高压情况下形成油膜。

3.1.2 摩擦功率的计算模型

凸轮滚子和锥度支撑轮的啮合点所在圆的压力角为 φ ,转动存在磨擦,在其他合点的瞬时磨擦功率 $P_f(\omega)^{-1}$ 为

$$P_f(\omega) = f(\omega)F_f(\omega) = (\omega) \times 10^{-3} \quad (2)$$

式中: $f(\omega)$ 为啮合点处的瞬时摩擦因数; $F_f(\omega)$ 为啮合点处的瞬时法向力; $N_0 = (\omega)$ 为啮合点瞬时滑动速度; $\omega = \omega_0$ 。

根据凸轮滚子和锥度支撑轮的载荷和材料属性,当在外力载荷的作用下,凸轮滚子和锥度支撑轮表面产生弹性接触,局部会产生弹性变形、塑性变形、疲劳点蚀,甚至产生断裂等现象,SAKAYAMA和KAGIMOTO^[1]分析了摩擦过程中的分子化学变化,获得了促进摩擦化学反应的土壤因素是外逸电子、带电粒子、摩擦化学键等。在凸轮滚子和锥度支撑轮表面摩擦过程中,产生了的外逸电子、带电粒子会形成有机碳质、热质等,使接触表面局部温度瞬间过高,在瞬时法向力 $F_f(\omega)$ 的作用下,啮合点瞬时滑动速度 (ω) 较高,使化学键瞬间断裂,造成瞬时磨擦功率 $P_f(\omega)$ 急剧增加。

3.1 影响油膜形成的因素

由于边界润滑的存在,为确保凸轮滚子和锥度支撑轮的表面之间不直接接触,需要计算最小油膜厚度。POPOV^[2]根据Lambert理论与Feshel-Kuznetsov模型,建立了油膜最小的动摩擦力和最大静摩擦力的数学模型,总结出黏态与动态摩擦是在狭小范围内发生的,且可以用更切确量的松弛时间和晶体参数建立数学模型,获得影响油膜形成的规律。王斌和陈非^[3]利用复合模型,建立了结合弹流润滑和边界润滑的复合模型,获得了动态模拟润滑过程中的摩擦因数。

凸轮滚子和锥度支撑轮的表面之间的油膜形成状况决定了凸轮分割器的运行精度。根据DOVSON和MILGOSKI^[4]提出的最小油膜厚度计算公式,可获得凸轮滚子和锥度支撑轮的表面之间最小油膜大小,

$$\lambda_{\min} = \frac{2.65\omega^{-0.25}(\omega_0 E)^{0.75} E'^{0.25}}{k^2 \omega^2} \quad (3)$$

式中: ω 为润滑油黏度系数, ω_0/N_0 为大气压为0(压力为0)时的动力黏度, $F_0 = \omega_0 E$ 为卷吸速度(凸轮滚子和锥度支撑轮接触向平均速度), $\omega = \omega_0 E$ 为当量曲率半径, ω' 为接触区最高线速度, $N_0 = \omega_0 E'$ 为材料综合弹性模量, F_0 。

从式(3)中分析得到凸轮滚子和锥度支撑轮的油膜厚度与润滑油的黏度、卷吸速度、承载负荷息息相关。

边界膜的形成与破裂的速度与润滑油的物理性能、化学性能、机械力、温度等密切相关^[5],温度越高,选用低黏度的润滑油,较容易形成油膜,可减少油膜形成对运动精度的影响,低速运转时,选用稠度高的黏度越高,则阻力产生的越大,发热量越多,致使局部温度也就越高,较适合承载负荷较大的运动,根据凸轮滚子和锥度支撑轮的运转情况,合理选择它们的运动速度,便于容易形成油膜,凸轮分割器中,由低温区变化到高温区时,温度变化较大,润滑油的黏度指数高应选用较大的,由于工作环境温度较高,加入相应的添加剂,使润滑油的闪点高,稳定性和抗氧化性稳定可靠。

研究表明,油膜的厚度在几 μm 至100 μm 的分子了层变化,此润滑油对温度敏感度高,且容易产生副产物,当温度升高时,吸咐的副产物产生产业化,同时形成金属氧化物,如氯化物、硫化物、磷化物等,通过分析发现,凸轮滚子和锥度支撑轮的侧磨痕呈现绿色到褐色,形状呈向散性的现象,随着摩擦的增加,斑点的面积变大的聚合物,当此产物的生长速度大于摩擦剪切速度,即获得理想化的边界润滑膜效果。

3.2 实验分析

选用凸轮滚子半径为25 μm 的凸轮分割器,将其安装在渐开线闭口机上,其中凸轮滚子和锥度支撑轮选用45 $^\circ$ 钢,工作温度控制在40 $^\circ\text{C}$ 以内,输入轴 $\omega = 30 \text{ r/min}$,为了获得其运动幅度为 $\pm 30^\circ$,重复精度为 $1''$,需要保持最小油膜厚度 λ_{\min} 为0.1 μm ,根据式(3)计算获得,选用大气压为0(压力为0)时的动力黏度 $660 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 比较合适,使用度的中石油46 $^\circ$ 机油其转速在20~100 r/min ,其黏度在320~660 $\text{mPa}\cdot\text{s}$,实验发现,选用此机油较易形成油膜,使

凸轮分割器的重复定位精度在 $1\mu\text{m}$ 、运动精度为 $11\mu\text{m}$ 。另外发现,凸轮轴子和裙度支撑轴运行一定时间后,为使得接触面能充分润滑,凸轮分割器需要调整润滑周期,第一次为周期 500~1 000 h 后(2~4 月),第二次是在第一次后每 3 000 h 更换一次。

4 结束语

通过分析凸轮分割器的运动结构原理,获得影响其运动精度的主要原因,包括接触疲劳磨损、磨料磨损、磨粒磨损、面蚀磨损等。通过凸轮分割器的润滑分析,选择合适黏度的润滑油;探索润滑对凸轮分割器的凸轮轴子和裙度支撑轴等直接接触件的作用,构造凸轮轴子和裙度支撑轴在润滑过程中的磨蚀力学数学模型。由于凸轮轴子和裙度支撑轴在运动时常处于边界润滑,研究速度、温度、黏度对边界润滑膜形成的影响;最后通过实验分析了所选润滑油的润滑膜特性,提出凸轮分割器的润滑油的更换周期。

参考文献

- [1] 熊志林. 凸轮分度凸轮机构的参数化设计与仿真[M]. 兰州: 兰州理工大学, 2012.
- [2] 袁林. 凸轮分度凸轮机构 CAD 系统的研究与开发[D]. 烟台: 烟台大学, 2013.
- [3] 吴敏生, 王冲, 罗国杰. 车削分度凸轮机构的造型设计[J]. 机械制造, 2016, 45(1): 22-25.
- [4] WEI Z H, WANG J, HUI C J, et al. Kinematic design of intermittent cam subgroups cam mechanism[J]. *Machinery*, 2016, 45(1): 22-25.
- [5] 王斌. 凸轮机构轴衬接触面接触应力场确定数值分析[J]. 机电信息, 2016(24): 17-20.
- [6] 王斌. 基于此. 混合润滑状态下展开线直齿凸轮轴齿面接触分析[J]. 河南大学学报(自然科学版), 2014, 42(42): 990-993.
- [7] WANG B, CHEN X B. Analysis of working efficiency of flexible gear gears based on mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. *Journal of Tsinghua University (Natural Science)*, 2014, 42(12): 1982-1985.
- [8] SARAVANAN K, RAMANATHAN H. Tribomodulation from random materials in atmosphere[J]. *Tribol*, 1991, 127, 335-341.
- [9] POPOV V L. A theory of the transition from state to Stribeck friction in boundary lubrication layers[J]. *Solid State Communications*, 2000, 118, 369-375.
- [10] HERRMANN D, HENNINGHOFF C B. Elastohydrodynamic Lubrication for the fundamental of roller gear lubrication[M]. Oxford: Pergamon, 1998.
- [11] 王久根, 张增志. 边界润滑膜的成因与破裂分析[J]. 润滑与密封, 2005, 30(8): 4-8.
- [12] WANG J C, ZHANG J. Film formation and breaking of boundary lubricating layer[J]. *Lubrication Engineering*, 2005, 30(8): 4-8.
- [13] HAN C J, ZHANG B, ZHANG J. Sealing performance analysis and cross section mechanism of X-ring[J]. *Machining Design and Research*, 2015, 31(1): 60-64.
- [14] 汤斌, 唐斌, 王华. 沟形密封在水下电机密封装置中的有限元分析[J]. 机械研究与应用, 2012(2): 70-73.
- [15] TANG B, XIE P, WANG B. Finite element analysis of three-leaflet sealing applied on motor dynamic sealing device[J]. *Mechanical Research & Application*, 2012(2): 70-73.
- [16] 郑志鹏, 沈明学, 董树松. 车削密封副 O 形橡胶密封副滑动特性[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(6): 826-832.
- [17] ZHENG J P, SHEN M X, DONG S K, et al. Friction characteristics of the rubber O-ring for a mechanical seal[J]. 2014, 48(6): 826-832.
- [18] 周晓. 车削密封副 O 形密封副密封特性研究与有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [19] 周树华. 橡胶密封副摩擦特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2013.
- [14] HAN C J, ZHANG B, ZHANG J. Sealing performance analysis and cross section mechanism of X-ring[J]. *Machining Design and Research*, 2015, 31(1): 60-64.
- [15] TANG B, XIE P, WANG B. Finite element analysis of three-leaflet sealing applied on motor dynamic sealing device[J]. *Mechanical Research & Application*, 2012(2): 70-73.
- [16] 郑志鹏, 沈明学, 董树松. 车削密封副 O 形橡胶密封副滑动特性[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(6): 826-832.
- [17] ZHENG J P, SHEN M X, DONG S K, et al. Friction characteristics of the rubber O-ring for a mechanical seal[J]. 2014, 48(6): 826-832.
- [18] 周晓. 车削密封副 O 形密封副密封特性研究与有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [19] 周树华. 橡胶密封副摩擦特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2013.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.07.020

二硫化钼固体润滑球轴承的真空摆动特性^{*}

赵云平 张凯峰 李永春 王毅博 胡汉军 曹 珍 郭建星

(兰州空间技术物理研究所真空技术与物理重点实验室 甘肃兰州 730000)

摘要: 以常规精密二硫化钼固体润滑球轴承为研究对象, 采用摆动试验装置, 在真空环境中研究其在小角度往复运动工作模式下的摩擦扭矩、磨损形貌、使用寿命。结果表明: 在真空环境中小角度往复运动模式下, 二硫化钼固体润滑轴承摩擦表面不能够形成有效的润滑膜, 因而轴承摩擦扭矩增大, 磨损加剧严重, 且在一定范围内摆动角度越小、摆动频率越高, 轴承的摩擦扭矩增加越大, 磨损加剧越严重; 工作在较小角度往复摆动模式下二硫化钼固体润滑轴承的运转寿命远小于同等接触应力条件下单向运转时的轴承运转寿命。

关键词: 球轴承; 固体润滑; 二硫化钼; 真空摆动

中图分类号: TM317.2 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017)07-020-06

Characteristics of Vacuum Swing of Molybdenum Disulfide Solid Lubrication Ball Bearings

ZHAO Yunping ZHANG Kaifeng LI Yongchun WANG Yibo
HU Hanjun CAO Zhen GUO Jianxing

(Science and Technology on Vacuum Technology and Physics Laboratory, Lanzhou Space Technology Institute of Physics, Lanzhou Gansu 730000, China)

Abstract: Taking the conventional precision molybdenum disulfide solid lubrication ball bearing as the object of study, its characteristics, such as friction torque, wear morphology and service life, were studied under the condition of small angle swing in vacuum by using the swing test device. The results show that under the condition of small angle swing in vacuum, due to the effective transfer lubricant film can not be formed in the friction surface of bearing, the friction torque of bearing is increased and the necessary wear is serious. And in a certain range, the smaller the swing angle and the higher the swing frequency, the greater the friction torque of the bearing and the more serious the necessary wear. The service life of molybdenum disulfide solid lubrication ball bearing running in small angle and reciprocating oscillation mode is far less than that running in single direction under the same contact stress condition.

Keywords: ball bearing; solid lubrication; molybdenum disulfide; vacuum swing

轴承是机械设备中支撑轴及其他旋转体, 减小摩擦阻数的一种重要机械零件, 球轴承是以滚珠为滚动体的滚动轴承, 其摩擦阻数仅为滑动轴承的百分之一到几十分之一, 因此被广泛应用于各种精密机械中。国内外空间机构中也使用了大量的球轴承, 这些轴承采用了特殊的润滑方式以保障在宇宙真空中能够正常工作。二硫化钼在真空中具有优异摩擦特性, 采用真空喷射沉积技术在球轴承滚道制备二硫化钼固体润滑薄膜, 能够让轴承获得真空中低摩擦

力和长运转寿命。因此二硫化钼固体润滑球轴承在国内卫星、飞船等空间飞行器的多种机构中得到广泛应用, 保障了这些机构可靠地运转。实践证明, 采用喷射二硫化钼再镀膜同自润滑材料制备的固体润滑球轴承, 在转载(膜层膜应力 $\rho=1\text{ GPa}$)、中低速($\rho_0=10^4\text{ s}^{-1}$)、单向连续运转条件下真空运转寿命可以达到 10^6 以上, 基本能够满足大多数空间机构的需求; 另外一方面, 这种固体润滑球轴承的运转寿命和载荷(膜层膜应力)、运转模式、转速密切相关, 在不同工况条件下会呈现不同的轴承寿命特征, 一般来讲随着载荷的增加, 寿命快速降低。

随着卫星功能和寿命要求的增加, 出现了一些空间机构, 它们需要在往复摆动模式下长期工作, 如空间相机地平扫描机构需要在往复摆动实现地对地扫描观察, 天线指向机构需要随时对地进行微小角度的调

* 基金项目: 航天科技集团公司重大工艺研究项目 (2016-720013-27)。

收稿日期: 2016-10-12

作者简介: 赵云平(1974-), 男, 博士, 高级工程师, 研究方向为空间机构润滑技术研究, E-mail: zhaoyunping@vip.sina.com

整,这些机构中的轴承不能够连续旋转,而在一定角度范围内往复摆动。这些机构在进行设计时需要确认轴承能否满足其寿命需求,因此本文作者开展了二硫化钼固体润滑球轴承真空环境中摆动工况下寿命特性的实验研究。

1 实验部分

1.1 试验对象

以常用精密球轴承为试验对象(材质和制造方式与国内空间站机构中普遍使用的固体润滑轴承相同),采用摆动试验装置,在真空环境中研究其在小角度往复运动工作模式下的特性,试验后反测能够发现其结构缺陷的磨损摩擦部位,分析轴承滚道表面面磨擦情况以判断轴承润滑状态。一般地,如果轴承摩擦系数增大3倍以上,或轴承滚道出现明显剥落,金属基材暴露,即判定轴承润滑失效。

1.2 试验对象

706C 精密球轴承,精度 P4 级,材质 9Cr18 不锈钢,润滑方式“真空镀膜 MoS₂ 初始润滑膜+自润滑材料保持膜”,滚道表面采用真空控制溅射沉积工艺制备约 1 μm 厚度的二硫化钼润滑膜,与其运转特性均在自润滑材料保持膜协同润滑,轴承零件及整体外形图分别如图 1、2 所示,轴承成对安装在试验轴承组件中,每个组件安装 2 对 706C 固体润滑轴承,如图 3 所示,轴承采用硬接触方式,载荷为 15 N,赫兹接触应力约 1 GPa。



图 1 固体润滑轴承零件

Fig 1 Parts of solid lubrication bearing



图 2 固体润滑轴承

Fig 2 The solid lubrication bearing

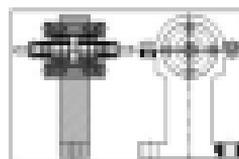


图 3 轴承试验组件

Fig 3 The bearing test assembly

1.3 试验装置

试验系统包括真空环境装置和放置在其中的自研真空轴承摆动试验装置,其结构示意如图 4 所示,每台电机两端的各连接一套 706C 轴承组件,测控软件和驱动装置可控制电机实现设定角度、设定频率的往复摆动,试验过程中可以测量轴承组件摩擦转矩、摆动信号、温度等参数,轴承摆动试验装置实物如图 5 所示。

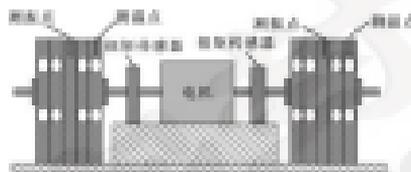


图 4 轴承摆动试验单元示意图

Fig 4 Schematic diagram of bearing swing test unit



图 5 轴承摆动试验装置

Fig 5 The bearing swing test device

1.4 试验条件

环境条件: 真空度 $p=1.3 \times 10^{-4}$ Pa

工况条件: 按照 706C 轴承特点,选定特定摆动角度和摆动频率,开展定数磨损寿命试验,4 种试验工况条件组合见表 1。

表 1 摆转轴承试验条件

Table 1 Bearing swing test condition

试验号	摆动角度 $\alpha/(^\circ)$	摆动频率 f/Hz	摆动次数 $n/次$
1	$\alpha=5$	20	4×10^5
2	$\alpha=5$	50	4×10^5
3	$\alpha=10$	50	4×10^5
4	$\alpha=20$	50	4×10^5

2 结果与讨论

2.1 轴承摩擦系数变化趋势

采用 BHC2000 轴承低速摩擦系数测试仪测量轴承摩擦系数,并比较试验前后的测量结果。

试验1轴承摩擦转矩情况见表2,对此轴承试验前后摩擦转矩,启动摩擦转矩明显增大10倍以上,低速运转摩擦转矩平均值和最大值也都增加了近10倍,试验后轴承摩擦转矩最大值一般为 $0.4\text{ N}\cdot\text{cm}$ 左右,峰值达到 $0.72\text{ N}\cdot\text{cm}$,按照轴承摩擦转矩失效判据定义,该批轴承均已失效。

表2 试验1:试验前后轴承摩擦转矩

Table 2 Bearing friction torque before and after test for Test 1 $10^{-7}\text{ N}\cdot\text{cm}$

编号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
12	试验前	0.1	0.2	3.0	0.3	2.8	0.1
	试验后	32.2	26.3	49.3	6.9	44.0	7.8
107	试验前	3.6	3.3	2.3	0.6	2.9	0.5
	试验后	86.7	67.4	65.9	9.8	72.1	8.8
240	试验前	2.3	2.4	2.3	0.4	2.0	0.3
	试验后	29.2	36.2	31.2	5.6	33.6	5.6
83	试验前	2.6	2.3	2.8	0.3	2.3	0.4
	试验后	37.2	36.3	42.9	6.6	33.3	4.4

试验2轴承摩擦转矩情况见表3,可见,轴承摩擦转矩最大值和平均值均比试验前有明显的增大,变化幅度接近10倍,最大值一般在 $0.3\text{ N}\cdot\text{cm}$ 左右,其中峰值为 $0.42\text{ N}\cdot\text{cm}$,按照轴承摩擦转矩失效判据定义,该批轴承也已经全部失效。

表3 试验2:试验前后轴承摩擦转矩

Table 3 Bearing friction torque before and after test for Test 2 $10^{-7}\text{ N}\cdot\text{cm}$

编号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
631	试验前	0.4	0.6	0.4	0.7	0.5	0.3
	试验后	38.9	34.3	36.0	6.4	42.1	6.4
672	试验前	5.1	5.7	6.3	0.4	5.0	0.4
	试验后	11.3	9.2	18.3	3.2	23.4	3.3
760	试验前	5.6	6.3	4.3	0.7	4.2	0.8
	试验后	28.3	26.2	36.2	8.9	33.2	6.3
840	试验前	3.6	3.3	2.8	0.3	2.1	0.3
	试验后	36.6	33.7	31.4	4.2	23.7	3.6

试验3轴承摩擦转矩情况见表4,可见,轴承摩擦转矩较试验前有所增加,增加幅度接近2种试验轴承明显量级小,最大值大多小于 $0.2\text{ N}\cdot\text{cm}$,按照摩擦转矩判据原则,部分轴承失效。

表4 试验3:试验前后摩擦转矩

Table 4 Bearing friction torque before and after test for Test 3 $10^{-7}\text{ N}\cdot\text{cm}$

编号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
671	试验前	0.6	0.2	0.9	0.6	0.6	0.3
	试验后	17.3	15.3	20.6	3.0	23.8	4.2
692	试验前	0.4	0.4	0.7	0.4	0.3	0.4
	试验后	16.3	16.2	12.3	2.4	15.6	2.3
730	试验前	3.1	6.3	3.1	0.7	4.4	0.3
	试验后	9.2	10.6	8.9	1.3	8.2	0.8
727	试验前	0.4	3.7	3.1	0.4	3.0	0.2
	试验后	0.4	0.3	0.4	0.6	0.4	0.2

试验4轴承摩擦转矩见表5,可见,轴承摩擦转矩试验前后没有明显的变化。

表5 试验4:试验前后摩擦转矩

Table 5 Bearing friction torque before and after test for Test 4 $10^{-7}\text{ N}\cdot\text{cm}$

编号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
114	试验前	3.7	0.3	3.3	0.3	4.0	0.3
	试验后	0.6	0.3	3.6	0.4	3.4	0.4
697	试验前	0.6	0.6	0.3	0.4	0.2	0.3
	试验后	3.7	0.6	0.6	0.3	0.3	0.3
117	试验前	3.3	0.3	2.6	0.4	2.0	0.4
	试验后	3.7	7.3	6.6	0.7	7.1	0.3
178	试验前	3.4	0.6	3.3	0.3	3.3	0.3
	试验后	0.3	0.9	3.6	0.4	0.3	0.4

2.2 轴承滚道磨痕及沟槽材料成分分析

试验后对多试的固体润滑轴承进行分解,观察滚道表面情况,4组轴承无负载工况下磨痕形貌比较情况如表6所示。

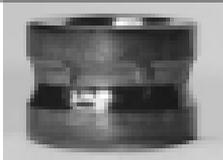
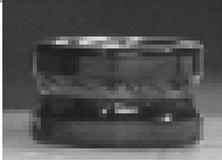
可以看出,试验1轴承的滚道表面出现与滚珠对应的7段凹坑状磨痕带,宽度约 3 mm ,磨痕带内则有磨痕层消耗殆尽,滚道面衬基露,可见金属本色,表面部分氧化。磨痕程度严重,磨痕区域两端可见黑色磨屑堆积;试验2轴承滚道上与滚珠对应的7段凹坑状磨痕带,宽度近 3 mm ,磨痕区域内则有磨痕层被剥脱,滚道金属露底,但磨痕和氧化程度较试验1轴承略轻,磨痕区域两端不可见磨屑的磨痕堆积;试验3轴承滚道上均匀分布不连续的磨痕带,磨痕带内则有磨痕部分破裂,滚道与衬基露金属基面,但没有明

层的磨削细化,同时赛道内可见的转移副磨材料分布。试验4轴承赛道上出现连续带钢运动轨迹,同时

磨层大部分完整,个别局部区域有针点状脱落,同时赛道内可见明显的转移副磨材料形成片状磨层。

表4 3000 轴承不同参数模拟试验后的磨痕形貌

Table 4 Wear morphology of 3000 bearings with different using parameters

序号	试验1轴承	试验2轴承	试验3轴承	试验4轴承
试验参数	($\alpha 0^\circ$, 20 Hz)	($\alpha 0^\circ$, 10 Hz)	($\alpha 30^\circ$, 20 Hz)	($\alpha 20^\circ$, 10 Hz)
轴承内圈图				
赛道磨痕形貌				

2.1 磨痕区域成分分析

试验1、2、3轴承赛道接触区域可见明显的磨层剥落和金属裸露,说明润滑体系已经失效;而试验4

轴承磨层大部分完整,对个别区域进行扫描电镜剥落,对试验4轴承赛道内磨剥带区域进行扫描电镜微能谱(EDS)或元素成分分析(EPR),结果如图4所示。

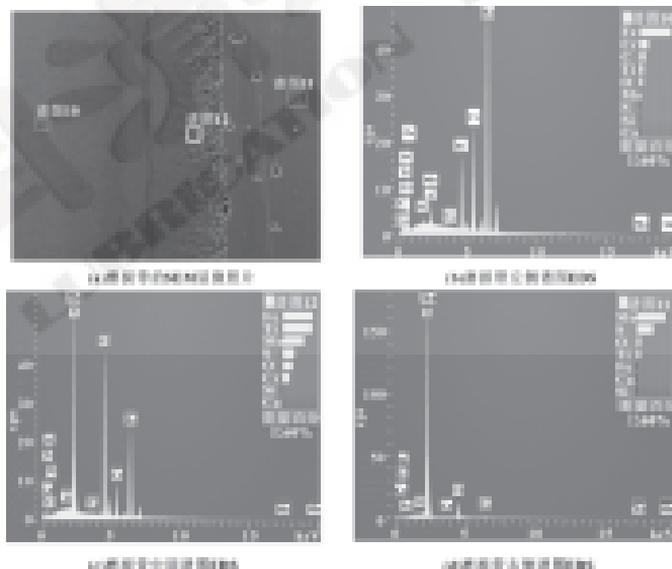


图4 轴承赛道磨痕的EDS和EPR结果

Fig. 4 EDS and EPR results of bearing roller wear area

图6中轴承滚道磨削带区域从左至右分为3个区域。左侧区域为钢球和滚道接触区域,取其中有阶状孔部位进行分析。EDS显示该区域成分以Fe、Cr元素为主,S、Mo元素很少,说明原磨削的MoS₂固体润滑膜被磨削殆尽,暴露出基体材料;中间区域为接触区的边缘部位,有微量磨屑堆积,EDS分析显示既有S、Mo又有Fe、Cr,说明该区域的磨屑既有磨屑成分,也有磨削的金属材料;右侧区域为非接触区域,EDS显示S、Mo元素为主,Fe、Cr元素极少,说明存在完整的固体润滑膜,没有基体材料暴露。

以上分析表明,即使对于宏观表面状态最好的试验4轴承,在微观上润滑膜已接近失效。

2.4 轴承小角度启动工况理论分析

对于球轴承,轴承旋转时内部滚动体在公转同时还进行自转。自转频率计算公式为

$$f = [P/(2\pi)] [1 - (R/r)^2] \omega \cos\alpha$$

式中: f 为滚动体自转频率; P 为轴承节圆直径; R 为滚动体直径; α 为接触角。

假设滚动体与滚道之间仅有相对滑动,则它们之间的相对行程为

$$L = \alpha R \omega t \cos\alpha$$

式中: β 为滚动体自转转动角度。

对于固体润滑轴承,轴承润滑体承担了在滚道上相对润滑膜外,在轴承运转过程中,通过滚动体的自转运动会从润滑膜材料上得到材料并排列滚动体和滚道表面,形成持续的转移润滑膜,如图7所示。理论上滚动体的自转角度小于90°时,润滑膜自润滑材料无法转移列滚道上形成转移润滑膜。

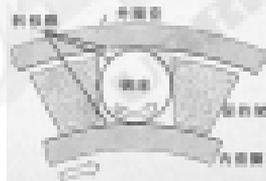


图7 轴承转移润滑示意图

Fig.7 Schematic diagram of bearing transfer lubrication material

试验用708C固体润滑轴承大部分数为:轴承内径4 mm,轴承外径22 mm,轴承节圆直径15 mm,钢球直径3.969 mm。因此,计算得708C轴承滚动体自转频率 $f=1.77 Hz$ 。滚动角度与滚珠自转角度、滚珠相对滚道行程关系如表7所示。

表7 708C轴承滚动体对应滚道自转角度

Table 7 Rolling using angle corresponding to ball spin angle

滚动体自转角度 $\alpha/(^\circ)$	滚珠自转角度 $\beta/(^\circ)$	滚珠相对行程 L/mm	备注
0°	18	0.6	不能形成转移膜
5°	33.9	1.29	不能形成转移膜
25.5°	90	3.1	形成转移润滑膜

因此,对于试验用708C轴承能够形成转移润滑的条件为滚动角度大于25.5°。

2.5 轴承启动摩擦条件下试验研究

试验中708C固体润滑轴承在不能形成转移润滑的工况下,启动角度越小,启动频率越高,过程中轴承的摩擦力矩增加越大;而轴承在启动角度达到26°以上,滚动体自转角度大于90°,能够在运转过程中持续转移保持膜的润滑材料与滚道相对二硫化钼形成持续润滑时,轴承表现本较小的摩擦扭矩。

轴承磨削程度随启动角度增大而减小,对此5°,10°,26°试验轴承,润滑膜磨削情况、磨削深度、基体磨削化程度依次降低。这是因为轴承在小角度启动工况下滚珠无法得到保持膜的材料以转移膜的形式转移至高速地形成对轴承的持续润滑。轴承的摩擦取决于润滑膜二硫化钼润滑膜。在滚珠在启动时二硫化钼润滑膜以反复定向排列,这个过程中容易形成磨削膜,而磨削膜完全磨落后最终导致金属与金属的直接接触,回金属间粘连、啃蚀造成磨削的不断扩大。对于启动角度大于26°的轴承,滚珠的自转角度达到90°,可部分转移保持膜的润滑材料,因此高速磨削较轻。从高速内圈的显微照片观察,仍然存在大量的固体润滑膜。

启动角度相同时,启动频率高的轴承磨削情况更加严重。高频率启动的轴承,在启动过程中加速减速过程中的加速度较大,在启动慢过程中滚珠的运动动量大,对于固体润滑膜的瞬间冲击更大,造成固体润滑材料的严重磨削,加剧轴承的早期失效。

轴承滚道接触区磨削长度远大于理论计算。从拆解轴承的滚道磨道显微照片可以看出,该磨相对滚道进行程要远大于计算值,这是由于启动过程中速度的快速变化,惯性冲击所致。

综合以上分析,说明二硫化钼固体润滑轴承在真空环境中小角度往复运动模式下,滚珠与滚道之间将形成区域磨削,轴承启动摩擦力矩增大,润滑膜磨削和金属磨屑在区域两端堆积,形成摩擦力矩尖峰的出现。润滑膜的往复耐磨寿命与启动角度和启动频率有关。运转次数达到4~10⁵次时,5°,10°角度的轴承润滑膜已基本消耗掉,26°角度轴承出现局部针点状磨削,达到一种磨削失效的临界状态。

3 结论

对于空间机构中工作在微小角度往复摆动模式下二硫化钼固体润滑球轴承,由于在运转过程中不能够形成充分有效的转移润滑膜,轴承的刚度主要依靠初始喷射二硫化钼润滑剂,轴承运转寿命远小于同等接触应力条件下单向运转时的轴承运转寿命。在1 GPa接触应力条件下,轴承运转寿命小于 4×10^7 次。

参考文献

- [1] HARRISON T A, ROYDALLA W N. Rolling bearing analysis[M]. London/Taylor and Francis Group, 2006.
- [2] ROYDALLA W N. Space tribology handbook[M]. Paris (European Space Agency, 2002).
- [3] ZAKHARENKO E V. Tribology for aerospace applications[M]. Chicago, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 1997.
- [4] FLEISCHMANN E F, ROYDALLA W N. Application of space tribology in the USA[J]. Tribology International, 1998, 25(2): 157-158.
- [5] FLEISCHMANN E F. Self-lubricating polymer composites and polymer transfer film lubrication for space applications[J]. Tribology International, 1998, 25(2): 149-152.

- [6] 王作威, 袁云凤. 空间环境模拟器滚动轴承的润滑剂研究进展[J]. 润滑与密封, 2012, 37(4): 90-98.
- [7] WANG W C, PEI Y T. Research progress of lubricants for earth orbiting bearings in space remote sensing[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(4): 90-98.
- [8] 葛志华, 周军, 赵云平. 气态钼酸盐 MoS₂/Mo₂O₃ 复合润滑剂的中速重载工况与失效分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(12): 46-49.
- [9] WANG Z H, ZHONG Y, ZHANG Y F, et al. Analysis of wear and lubrication failure during the wear-life tests of operating MoS₂/Mo₂O₃ composite films[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(12): 46-49.
- [10] 张经纬, 胡小勇, 何家文. 气态钼酸盐润滑 MoS₂ 膜润滑性能测试及分析[J]. 材料工程, 1999, 30(1): 41-47.
- [11] 徐志, 朱文发, 周树华, 等. 钼系钨系二硫化钼固体润滑剂与气态钼酸盐性能研究[J]. 中国机械工程, 2009, 14(20): 1768-1769.
- [12] LI J, ZHANG M H, ZHANG Z H, et al. Friction wear behavior of PTFE-based bonded solid lubrication coatings[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(20): 1768-1769.

中国润滑技术论坛(2017)征文通知

各相关单位及作者:

2017年我国润滑行业新一轮“绿色”产业升级序幕,原材料、添加剂,包括物物化的大幅上涨提高了润滑油企业的竞争压力,也无疑将带动润滑油行业一起新的洗牌,不断将高品质物物化产品品质,以期南方市场与北方竞争中企业实力的比拼。

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)”定于2017年9月27-28日在昆明召开,论坛将邀请润滑油、添加剂及相关行业的国内外专家学者、研发与生产技术人员、经销商等就我国当前问题展开广泛深入交流与研讨,大会将编印出版《中国润滑技术论坛(2017)论文集》,所有高水平稿件优先发表给予大会奖励,从即日起广泛征集会议论文,现将有关事项通知如下:

一、论文内容

- 润滑油市场及相关行业发展趋势;世界和国内石油及能源需求发展趋势;国内外基础油、润滑油市场供需分析;润滑油相关行业走势;国内外基础油、润滑油添加剂市场、发展与挑战;节能、环保及绿色润滑油对润滑油的要求
- 车用润滑油产品及相关需求;汽车及其油品的发展与节能减排的相关性;车用发动机润滑油、制动油、尾气后处理等化学产品的研发与更新;车用替代燃料和生物柴油、发展及对润滑油的要求;车用燃料及其添加剂的研究和发展;汽车新技术及对润滑油、脂、添加剂的需求;内燃机节能减排技术;当前产业政策及政策对汽车和油品行业发展的影响;车用润滑油的应用技术及油品分析、评定方法;节能、环保及绿色润滑油对车用润滑油的要求
- 工业润滑油产品及相关技术;工业4.0的发展趋势;船舶、工程机械、电力等行业研究及发展;新技术、新材料及智能制造工业润滑油的要求;OEM技术发展和趋势;润滑液对工业润滑油的要求;摩擦及复合工业润滑油的技术发展;现场试验、检测方法及相关测试方法与标准;工业润滑油使用性能的研究与跟踪
- 其他润滑油产品及相关需求;以上未涵盖的润滑油产品及相关技术研究;国内外基础油生产工艺技术现状及发展;基础油在润滑油中的应用;润滑油调合工艺研究;废油再生工艺研究

二、论文要求

- (1) 应紧扣论文内容符合上述主题范围,未在国内正式刊物上发表过的论文,稿件一律不退,请自留底稿。(2) 论文应符合国家和各单位的保密规定,文责自负。(3) 论文篇幅尽量不要超过4000字,请用Word排版,其顺序如下:题目、作者姓名、作者单位、通讯地址、邮编、中文摘要(200-300字)和关键词(3-4个)、正文(图表另附)、参考文献、作者简介(主要成就、职务、职称等)、工作经历、工业经历、是否公开发表过文章、邮箱等)。(4) 投稿方式:将投稿论文发到《润滑油》编辑部邮箱,并注明“中国润滑技术论坛(2017)论文”字样,编辑部E-mail: zhejief@petrolchina.com.cn

三、论文时间

- (1) 请于2017年8月2日前将会议论文题目及摘要。(2) 请于2017年7月18日前将会议论文全文。

四、论文使用

我们将根据论文征集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提交大会公开交流,大会期间将安排专家对论文进行评选,对优秀论文颁发证书和奖励,符合会议刊登要求的优秀稿件将刊登在杂志上。

热忱欢迎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撰文投稿。

投稿邮箱: zhejief@petrolchina.com.cn 电话: (0531) 84870975(韩颖、张磊), 84865480(王雷)

《润滑油》编辑部

《润滑与密封》编辑部

二〇一七年三月



长城AE 液压油

全能保护液压系统 让设备运转更顺畅

AE系列液压油性能卓越，卓越的品质，可替代同类进口产品，用于工业各种苛刻设备中及煤矿等极端工况油液中，具有优异性能。该产品获得了国际知名液压元件制造商（ConocoPhillips, F70, P60, 丹佛斯 (Danos-Vickers) 等）认证。



扫一扫



扫一扫

 长城润滑油

中国石化润滑油有限公司

服务热线: 400-811-1111 <http://www.cwpcc.com>

