

润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.05

第42卷 总第100期
www.lmyrf.com.cn

ISSN 1000-8209
CN 44-1050/T1



中文核心期刊

中国科学引文数据库来源期刊

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



油气润滑技术

适用于高速高负荷运行的各种轴承
应用于钢铁工业的轧机、造纸机等重
工业场合。



绝缘轨道润滑技术

精确油气混合喷射位置
应用于高铁、地铁、地铁等高速列车
车辆的轮轴和轨道润滑。



自动链条润滑技术

精确油气混合喷射位置
应用于自动化产线上所有类型的运输
链和传动链。

来自德国 值得信赖

上海莱伯斯提供多种类型，多个系
列，多种应用的完整润滑解决方案。

IRIS
Certification

莱伯斯(上海)集中润滑技术有限公司

地址：上海中法大区长江路198号7号厂房

电话：021-68021806

网址：www.rebschina.com

邮编：200949

传真：021-68021508

邮箱：info@rebschina.com

REBS
Zentralschmiertechnik
Our target: NO FRICTION

润滑与密封

RUNHUA YU MIFENG

第44卷 第3期 (总第388期) 2017年3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
广州机械科学研究院有限公司
编辑出版: 《润滑与密封》编辑部
地 址: 广州市黄埔区茅岗路 828 号 (510700)

编 辑 委 员 会

主 任: 葛世荣
副 主 任: 张明伟 黄 兴
编 委: 蓝琦辉 谢友刚 徐威士 王玉明 曹建斌
委 员: (按姓氏笔画排列)
王齐华 王海牛 王翠欣 刘 琦
严新平 李 健 李 理 李朝晖
孟水刚 张水强 张春晖 陈国富
汪久根 邵天敏 周仲荣 周 峰
姚洪强 高福刚 周宇丽 钱林茂
袁成清 黄 平 孙旭东 谢小勇
阮 烈 戴朝东 Z. Peng

主 编: 贺石中
执行副主编: 严 飞
编 辑: 李 齐 廖天福
版 面 设 计: 邓晓娟 刘 娜
美 术 编 辑: 陈开宇
编辑部电话: (020) 32385313
编辑部邮箱: dhjydf@gpmai.com
网 址: www.dhjydf.com.cn

广告策划: 曹国仔 黎文勤 谷理通
广告热线: (020) 32385311 32589800 (传真)
发 行: 麦丽莎
发行热线: (020) 32389676
网 站: 郭伏假
网站热线: (020) 32496580
发 行 范 围: 国内外发行
国内发行: 广州日报发行局
订 阅 处: 全国各地邮局
国外发行: 中国国际图书贸易集团有限公司
(北京 399 信箱, 100048)

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

ISSN 0254-0150

CN 44-1260/TH

国内邮发代号: 46-57

国外发行代号: BM 349

定价: 20 元/期, 240 元/年

CONTENTS

- 单位面积-膜层厚度成膜率 SAG, 对漆膜的干燥性能
----- 刘祥玉 徐 敏 李维凡
袁文静 王德成 (1)
- 再生柴油机油漆使用过程的干燥性能变化评价
----- 胡志雄 张凤冲 张梅强
陈 宇 杨钦明 (8)
- 二甲醚发动机滑油二阶运动-稠化剂复合模型建立及数
值分析 ----- 陈伟斌 赵 波 (12)
- 水润滑下 Si6L 不锈钢与聚醚醚酮摩擦副性能研究
----- 张培强 王晋秋 姚定义
宁大勇 弓永军 (20)
- 小孔节流静压气体轴承承载力分析 -----
----- 程志勇 张其平
张泽峰 曹树红 (24)
- 基于有限元法的车轮踏面制动摩擦温升研究 ----
----- 陈 冲 吴 磊 符金云
王泽峰 王新高 (30)
- 浮环轴承环速比的试验研究 -----
--- 高基拉·阿不都瓦力 袁世强 徐 平
吴其波明·完凡 史峰飞 (36)
- 超长直列汽缸套横轴冲击态测试试验装置及其试验研
究 ----- 王德红 徐大军 朱 峰
李正德 徐 涛 (41)
- 扩口式管接头拧紧过程扭矩关系研究 -----
----- 张蔚峰 丁晓宇
刘敬东 袁承顺 (46)
- 除铁磁结构对本润滑道静压腔摩擦副承载力性能的
影响 ----- 王 涛 王世强
王 涛 冯晓宇 (53)
- 磨削液的改性及磨削土制磨削剂的实验研究 ----
---- 肖明俊 郭永海 郭小川 何 洪 (58)
- 表面粗糙度对浮环轴承润滑特性的影响 -----
----- 孙 超 康 泽 定 坤
张 磊 魏 冬 孙占群 (66)

本刊入选“中国科学引文数据库 (CSCD)”, “万
方数据——学术权威引源”, “中国核心期刊 (遴选) 数据库”, “中国期刊全文数据库 (CNKI)”, “中文科技期刊数据库”, “美国化学文摘 (CA)”, “《美国化学学会系
统文摘》 (Royal Society of Chemistry)”, “德意志 (莱佛斯)
数据库” (Scopus), 作者如不同意将文章入编, 投稿时
敬请说明。

基于 IFO 边界条件的材料密封性能理论分析

贺银强 袁成 史永刚

阎育光 严鹏飞 (73)

基于 ANSYS 的油封密封性能研究

张村英 王宝油 姜向敏 (78)

密封材料

小孔斜度对车削气膜减阻效率的模拟实验研究

曹士峰 谢小强 周爱敏 (83)

高速机床主轴石墨轴承材料的选型与性能评价

王进磊 阎育光 张健

袁立强 贾瑾 (86)

件布定下螺旋法二边膜密封性能研究

郑小涛 程阳 高九阳

曾九阳 徐建斌 (92)

分期式圆锥套密封装置密封性能试验研究

张其东 余中军 王东 (96)

叶片式燃油泵驱动门型密封结构的设计及性能分析

朱志超 蒋林

郭展 程文斌 (102)

密封材料

基于双弹筒双法基本模型的聚合物密封材料密封性能表征

黄伟强 袁磊 王莉 陆志平 (109)

材料表面品质相似度与摩擦因数关系

潘梓强 徐培日 李高杰 (113)

一种彩色快速图像自动分割方法

姚业勇 陈润杰 (117)

密封材料

材料空间环境效应研究方法概述

蔡青松 马国成 王海宁 柯鹏飞 (123)

密封材料

固体润滑剂密封性能及摩擦学性能研究

魏天鹏 李凤立 王振东

李阳阳 王康 (130)

伺服机构密封结构承压能力预测与失效判据研究

胡远洲 王程波 丁勇 (135)

密封材料

第十三届全国摩擦学大会成功举办

中国润滑技术论坛 (2017) 征文通知

《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, 标题应包括题名 (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, 并标出中图分类号和作者序号, 若该研究基金来源或国家、部、省拨款项目编号, 请标注名称和编号标注在文后致谢的后面。

2. 文题: 应恰当、简明地反映文章的内容, 符合编制题录、索引和选择关键词等所遵循的原则, 中文题名一般不宜超过 20 个汉字, 英文题名应与中文题名含义一致, 一般不超过 80 个字符。

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) 起草或修改过文中关键性理论或其他主要内容者; (3) 最终同意该文发表者, 每篇论文作者的数量应在投稿时确定, 在编辑过程中不应有所更改, 作者单位应写明全称, 并注明城市和邮政编码, 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: 每篇文章一般列出 3~5 个关键词即可, 标引的关键词应针对文章所研究的重点内容, 且通用性比较

强。

6. 图表: 按正文中出现的先后次序连续编号, 每个图表在文中均应有标注, 并对每幅图表冠以具有指向性的图 (表) 题 (包括中英文), 本刊采用三线表, 表中数据的竖线、横线应由专业人士用计算机绘制或绘制, 图例上不要用手写字, 标注做到布局合理、图形清晰、比例适中。

7. 参考文献: 按国标 GB 7714-2015 采用顺序编码制著录, 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”, 参考文献必须标注其原文核对无误, 中文参考文献须提供对应的英文译文, 每篇文章的参考文献应不少于 8 篇。

二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿, 投稿网址: <http://www.qlxb.com.cn>, 作者修改稿件请提交至邮箱 qlxb@pub.gd.cn, 投稿时须提供联系电话、邮编等, 编辑涉及技术问题的应请作者所在单位审核, 并附正式公函确认。

2. 本刊审稿期为二个月, 稿件录用情况通过邮件通知作者, 录用稿件随时邮寄正式录用通知书, 审稿进度及录用情况也可上网查询 (<http://www.qlxb.com.cn>)。

3. 本编辑部审稿属, 请勿一稿多投, 来稿文责自负, 本刊有权对来稿做文字修改、删节, 凡有涉及原意的修改请随稿作者说明。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 5 May 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 Boshu
WANG Yuming LIU Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qihua	WANG Bihua	WANG Lijun
LIU Kan	YAN Xiangping	LI Jian
LI Shu	LI Shaohui	SHENG Yonggang
ZHANG Yongqun	ZHANG Chunhui	CHEN Gaotao
WANG Juyun	SHAO Tianmin	ZHOU Zhongyong
ZHOU Feng	YAO Pingping	GAO Chenghui
GU Kai	QUAN Lianxin	YUAN Chengping
HUANG Ping	PENG Xiang	XIE Xiangping
YU Li	DAI Zhenqiang	Z. Feng

Chief Editor: HE Shiqiang

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LI Xing LIUO Mifeng

Layout Design: DENG Lianjun LIU Na

Tel: (8620) 32385313

Fax: (8620) 32389600

Web: www.ajyel.com.cn

E-mail: ajyel@pmail.com

Distributed Range: Distribution at home and abroad

Domestic Distributor: Newspapers and Publications Board of Guangzhou

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

Post Distribution Code: 46*57

International Code: ISSN 249

Research and Test

Tribological Properties of Nanocellulose Prepared by In-situ Sol-gel Method -----
----- LIU Xiangyu XU Nan LI Weimin
LIU Weiqing WANG Xianbin (1)

Evaluation of Tribological Properties of Regenerated Diesel Engine Lubricating Oils -----
----- HU Zhiyuan ZHANG Fengshen
ZHANG Fuping CHEN Zheng LIU Daming (8)

A Numerical Simulation of Piston Secondary Motion-Lubrication Coupling Model for Directly Inlet Engine -----
----- HAN Weidun ZHAO Bo (13)

Research on Tribological Behaviors of 316 L Stainless Steel Against Polyetheretherketone under Water Lubrication -----
----- ZHANG Zongqiang SHENG Fanqi HOU Jianyi
NING Dayong GONG Yangjun (20)

Load Capacity Analysis of Aerostatic Bearing with Orifice Restrictor -----
----- CHENG Zhiyong ZHANG Yanyong
ZHANG Zailong HUANG Shaohong (24)

Research on Wheel Temperature Rising Due to Tread Barling Based on Intermittent Heat Source Method -----
----- CHEN Shuai WU Lei FU Qingyun
WEN Zelong WANG Hongyu (30)

Experimental Research on Ring Speed Ratio of Floating Ring Bearings -----
----- MAJILAN Akbarulki PRU Shiyuan XU Hua
MAMTIMES Goni Sidi Xianglin (36)

A Rig Test to Measure Impact Wear Properties of the Joints on Extra-Long-Straight Steam Engine Cylinder Liners -----
----- WANG Dehong XU Jiajun
ZHU Feng LI Yujun XU Tao (41)

Study on Relationship between Preload and Tightening Torque of Flared Coupling in Tightening Process -----
----- SHENG Yinghui DENG Xianyu
LIU Jianhua YANG Chengyong (46)

Influence of Spline Cavity Structure on the Mechanical Properties of Water Lubricated Hybrid Spline Cavity Stem Bearings -----
----- WANG Jun WANG Yongping
WANG Tao FAN Xianrong (51)

Research on Modification of Bretonite and Preparation of Bretonite Ceramic

JIANG Mingjun ZHANG Donghan

GUO Xiaohuan HE Yan (58)

Effect of Surface Roughness on Static Characteristics of Floating Ring Bearing

QIN Chen KANG Yang SONG Kun

ZHANG HanZHEN Dong SHI Zhanpan (66)

A Theoretical Investigation on Lubricating Characteristics of Coaxing Rod Bearing Based on JFO Boundary Condition

HE Sheng YUAN Xia SHI Yangping

YANG Yuyang YAN Pengfei (73)

Research on Seal Performance of Oil Seal Based on

ABAQUS

ZHANG Faying WANG Honghan

JIANG Xiaojun (78)

Application and Development

Simulation Experimental Research on Air Film Drag Reduction Effect of Hole Inclination on the Van Body

CAO Lifeng XIE Xiaoping ZHOU Shengjin (83)

Selection and Performance Evaluation of Graphite Materials Used for High-speed Spindle Bearings

WANG Jianli TAN Yusheng

ZHANG Jian GU Yuhai JIA Qian (86)

Research on Boltd Flanged Connection Tightness under External Bending Moment

ZHENG Xiantao CHENG Yang GAO Juyang

YU Juyang XU Jiaomin (92)

Experimental Research on Sealing Pressure of Magnetic Grease Rotary Sealing Device with Split Structure

ZHANG Qilin YU Zhongjun

WANG Dong (96)

Design and Sealing Performance Analysis of a Donut-shaped Sealing Structure of Hydraulic Swing Vane

Cylinder

ZHU Zhihan JIANG Lin

GUO Chen CHENG Wenkai (102)

Technical Analysis

Describing about Viscoelastic Behavior of Polymer Sealing Material Based on Two-spring-two-piston Constitutive Model

HUANG Chuanhui ZHANG Lei

WANG Qian LI Xinghan (109)

Relationship between Surface Quality Similarity and Friction Coefficient of Materials

TANG Ziming REN Jingji LI Changjie (113)

An Automatic Segmentation Method of Color Topographic Images

FU Yuxun CHEN Wenjie (117)

Summary and Analysis

Research Status and Future Trends of Space Environment Effect on Materials

YONG Qingsong MA Gangrong

WANG Hailun HE Pengfei (123)

Enterprise Forum

Jet Fuel Resistance and Tribological Properties of Bonded Solid Film Lubricant

BAO Tianjian LI Fenglan WANG Zhenjun

LI Yangyang WANG Yan (130)

Study on Assembly Force Prediction and Failure Criteria of Screw-mechanism Sealing Structure

HU Yuhou WANG Haijun DENG Yong (135)

广告刊户索引

上海莱尔密封技术有限公司 B215015 封面

新恒达贸易(上海)有限公司 B215015 封面

国机智能科技有限公司 B115008 封二

广州康世达密封实业有限公司 B215016 插页1

广州卓群机械设备有限公司 B215000 插页2

西安天厚密封技术有限公司有限公司 B215005 插页3

厦门天鸿自动化有限公司 B215002 插页4

上海家德密封材料有限公司 B215006 插页5

温州博德密封材料有限公司 B215010 插页6

河北利顺尔橡塑制品有限公司 B215016 插页7

东莞车力基供源科技有限公司 B215000 插页8

周源超科技(北京)有限公司

B215000 目录封底背面

上海邦实密封工程有限公司 B215001 目录封底

重庆中恒密封机械制造有限公司 B215009 封二封底

广州丰光贸易有限公司 B215020 目录内页1

成都中恒源科技有限公司 B215020 目录内页3

西安海林科工贸有限公司 B15000 目录内页4

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.03.001

原位溶胶-凝胶法合成纳米 SiO₂ 润滑液的摩擦学性能*

刘翔宇^{1,2} 徐 楠¹ 李伟民¹ 姜文静¹ 王曉波¹

(1. 中国科学院兰州化学物理研究所润滑国家重点实验室 甘肃兰州 730000;

2. 中国科学院大学 北京 100049)

收稿日期: 2016-12-28

摘要: 采用溶胶-凝胶法在液体矿物油中原位制备纳米二氧化硅颗粒。利用透射电镜等手段研究反应条件, 如氨水和水的质量、正硅酸乙酯 (TEOS) 添加量、凝胶含量及水相温度对原位生成的纳米二氧化硅颗粒的尺寸和形貌的影响。结果表明: 随着 TEOS、氨水及水含量的增加, 纳米二氧化硅颗粒直径逐渐增大; 而随着凝胶含量增加以及反应温度的升高, 纳米二氧化硅颗粒直径逐渐减小至由高产团簇。使用四球摩擦试验机测试, 探究不同粒径的纳米二氧化硅颗粒对润滑油摩擦学性能的影响。结果表明, 随着纳米颗粒添加量的增加其摩擦系数和磨痕直径呈现先下降后上升的趋势; 在纳米颗粒最佳添加量时, 纳米颗粒直径越小其摩擦系数降低越明显; 同时, 纳米二氧化硅颗粒还具有优异的减摩抗磨性能。但纳米颗粒量受凝胶含量影响并非线性变化。

关键词: 纳米二氧化硅颗粒; 原位溶胶-凝胶法; 摩擦学性能

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0150(2017) 03-001-07

Tribological Properties of Nanosilica Prepared by In-situ Sol-gel Method

LIU Xiangyu^{1,2} XU Nan¹ LI Weimin¹ LIU Wenjing¹ WANG Xiaobo

(1. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Lanzhou Gansu 730000, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Silica nanoparticles were prepared in polyether oil with the in-situ sol-gel method. Effects of the ammonia concentration, water amount, tetraethyl orthosilicate (TEOS) concentration, polyether oil loading and reaction temperature on the size and morphology of SiO₂ nanoparticles were investigated by transmission electron microscopy (TEM). The formation mechanism of the resultant SiO₂ particles under different reaction conditions was discussed. An experimental study on friction reducing and wear-resistance performances of nanosilica lubricating fluid with different nanoparticle concentration and size were carried out by utilizing four-ball friction and wear testing machine. The results show that the friction coefficient and wear scar diameter of the nanosilica lubricating fluid is firstly decreased then increased with the increasing of nanoparticle concentration, and at the optimum concentration of nanoparticles, the effect of friction reducing and wear-resistance is enhanced as the nanoparticles diameter decreases. The lubricating fluid shows better friction reducing and anti-wear performance, however, due to the size variation, the optimum concentration did not show irregularity change.

Keywords: nano-silica; sol-gel method; tribological properties

由于纳米颗粒的特殊结构, 使其具备了尺寸效应、表面效应、体积效应等常规材料所不具备的物理化学特性^[1]。将纳米颗粒作为添加剂加入到润滑油中改善润滑油摩擦学性能的研究已有不少, 如王玉秋等^[2]制备了一种单分散纳米 SiO₂ 作为润滑油添加剂。

通过研究其摩擦学性能发现 SiO₂ 纳米颗粒能显著提高基础油的承载能力和抗磨减摩性能。纳米颗粒-润滑油分散体系是一类固-液两相系统, 稳定性是制约其实现规模化应用的难题^[3]。将制备的纳米颗粒经表面物理化学修饰后再分散到润滑油中的“两步法”是制备纳米润滑油广泛使用的方法^[4]。但是采用“两步法”制备的纳米润滑油存在以下技术难点: 一是由于添加时纳米颗粒的表面效应和较高的活性造成其极易团聚成二次粒子, 失去纳米颗粒所具有的特殊性质, 降低甚至失去其减摩抗磨特性; 二是采用各种表面活性剂对纳米颗粒表面进行物理或化学修饰增加了纳米润滑油的配方研究工作量和制备成本。CHEN 等^[5]

* 基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目 (973) (2013CB22830)。

通信日期: 2016-10-17

作者简介: 刘翔宇 (1978-), 男, 博士, 研究员, 主要研究方向为新型纳米润滑材料、环境友好型润滑油添加剂等的制备与行为机理。E-mail: xiangyu@lcp.cas.cn

采用“一步法”在 PAO6 基础油中以醋酸酐为催化剂, 原位制备了分散性良好的、稳定的含 Ni 纳米颗粒的稠滑油体系, 但是他们仍然采用了表面化学修饰的方法来稳定体系, 并没有充分利用两相界面结合力获得分散稳定的纳米颗粒稠滑油体系。

本文作者以正硅酸乙酯作为前驱体, 采用溶胶-凝胶法^[1]在水溶性聚氨酯中原位制备了纳米二氧化硅微球, 并考察了合成过程中各参数对纳米二氧化硅颗粒形貌的影响, 以及纳米二氧化硅微球的直径和含量对稠滑油摩擦学性能的影响。结果表明, 原位合成过程中的氨、水、TEOS、聚氨酯含量及温度等实验条件均显著影响纳米 SiO₂ 颗粒的直径及形貌, 制备的纳米 SiO₂ 颗粒作为稠滑油添加剂表现出良好的减摩抗磨性能。

1 实验部分

1.1 实验材料

实验采用的正硅酸乙酯 (TEOS)、浓氨水、乙醇、聚氨酯 (PAC-03C, 140 (C₁₂H₁₈O), (C₁₂H₁₈O), (C₁₂H₁₈O)₂, 40 ℃运动黏度为 100 mm²/s, 南京威尔

化工有限公司生产) 均为分析纯, 未经过进一步提纯; 采用的水为二次蒸馏水。

1.2 试样制备及表征和摩擦学性能测试

纳米二氧化硅微球制备过程: 将适量的 TEOS、水溶性聚氨酯与 100 mL 乙醇均匀混合, 然后向混合液中缓慢滴加氨水 (氨与水的摩尔比不同), 在一定温度下反应 8 h 后, 除去体系中含有的乙醇和水, 得到含有纳米 SiO₂ 颗粒的稠滑油, 具体反应参数、样品编号及制备的纳米 SiO₂ 颗粒的直径见表 1。

采用透射电镜 (TEM, Hitachi, H-7650, Japan) 对纳米颗粒的直径及形貌进行表征, 采用四球摩擦测试试验机测试样品的摩擦学性能, 实验钢球为 GCr15 钢球, 其直径为 12.7 mm, 硬度为 HR56-66, 实验前用丙酮对球进行超声清洗, 晾干后使用, 实验温度为 25 ℃, 载荷为 392 N, 转速为 1 200 r/min, 时间为 30 min, 实验结束后计算平均摩擦因数并使用光学显微测量量测直径, 在相同的测试条件下进行 3 次测量, 取平均值。

表 1 合成过程中各参数变化及样品编号

Table 1 Parameters in the synthesis process and the number of samples

样品编号	氨含量 w^a (mol · L ⁻¹)	水含量 w^b (mol · L ⁻¹)	TEOS 含量 w^c (mol · L ⁻¹)	聚氨酯含量 W/mol	温度 t/℃	平均直径 d/nm
K0-1	0.1	4.0	0.2	30	30	10
K0-2	0.2	4.0	0.2	30	30	30
K0-3	0.4	4.0	0.2	30	30	60
K0-4	0.4	2.0	0.2	30	30	30
K0-5	0.4	4.0	0.2	30	30	60
K0-6	0.4	4.0	0.2	30	30	70
K0-7	0.4	4.0	0.1	30	30	30
K0-8	0.4	4.0	0.2	30	30	60
K0-9	0.4	4.0	0.4	30	30	70
K0-10	0.4	4.0	0.2	5	30	100
K0-11	0.4	4.0	0.2	15	30	粒径分布不均
K0-12	0.4	4.0	0.2	30	30	团聚
K0-13	0.4	4.0	0.2	30	30	60
K0-14	0.4	4.0	0.2	30	30	60
K0-15	0.4	4.0	0.2	30	45	20
K0-16	0.4	4.0	0.2	30	60	团聚

2 结果与讨论

2.1 反应条件对合成纳米二氧化硅微球的影响

采用溶胶-凝胶法原位制备各分散二氧化硅微球颗粒的影响因素很多^[1], 本文作者主要分析了正硅酸乙酯水解缩合过程中氨水、水、TEOS、聚氨酯等各

量及水解温度等重要实验参数对纳米二氧化硅颗粒的直径和形貌的影响。

2.1.1 氨水含量对影响

图 1 示出了其他条件不变情况下, 氨水添加量分别为 0.1、0.2、0.4 mol/L 时, 制备的纳米二氧化硅

微球的直径及形貌(对应表1中样品S1-1、S1-2、S1-3)。可见,随着氨水含量的增加,纳米二氧化硅颗粒直径逐渐增大。这是因为,在碱性条件催化下,TEOS水解为了OH⁻离子直接进攻硅原子核的速率反

应,中间过程少,且OH⁻离子半径小,导致TEOS水解极易发生。随着氨水含量的增加,体系中OH⁻的浓度增加,TEOS水解的速率加快,从而促进了成核速率,使得二氧化硅微球的粒径增大^[2]。

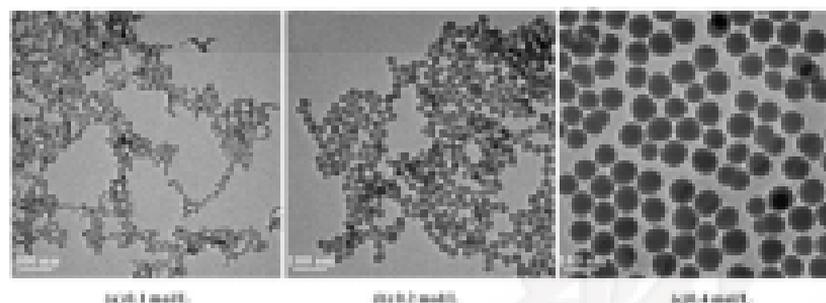


图1 不同氨水含量条件下制备的纳米二氧化硅微球形貌TEM照片

Fig. 1 TEM images of SiO₂ nanoparticles prepared with the different ammonia water addition amount (a) 0.1 mol/L; (b) 0.2 mol/L; (c) 0.4 mol/L.

2.1.2 水含量的影响

图2示出了其他条件不变情况下,水含量分别为0.2、0.3、0.4 mol/L时,制备的纳米二氧化硅微球的直径及形貌(对应表1中样品S2-1、S2-2、S2-3)。可见,随着水含量的增加,纳米二氧化硅微

球的直径逐渐增大。由TEM图可以看出,微球的单分散性都很好。这是因为,随着水含量的逐渐增大,TEOS的水解速率加快,导致二氧化硅微球粒径变大^[2]。

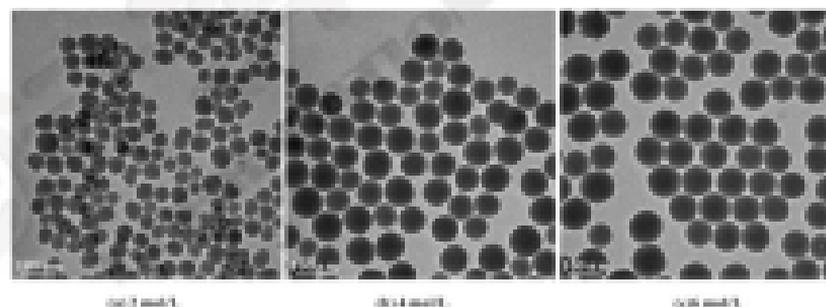


图2 不同水含量条件下制备的纳米二氧化硅微球形貌TEM照片

Fig. 2 TEM images of SiO₂ nanoparticles prepared with the different water content (a) 0.2 mol/L; (b) 0.3 mol/L; (c) 0.4 mol/L.

2.1.3 TEOS浓度的影响

图3示出了其他条件不变情况下,TEOS浓度分别为0.1、0.2、0.4 mol/L时,制备的纳米二氧化硅微球的直径及形貌(对应表1中样品S3-1、S3-2、S3-3)。可见,随着TEOS浓度的提高,二氧化硅微

球的直径增大。这是由于在OH⁻离子浓度一定时,正硅酸乙酯含量的增加导致反应的水解速率加快,形成了较大的三维网络中间体结构,在随后的缩聚过程中,这种较大的三维中间体结构逐步缩合为直径较大的纳米二氧化硅微球颗粒^[2]。

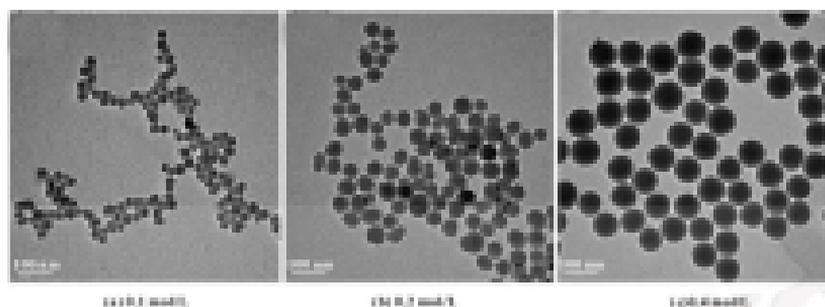


图 3 不同 TEOS 含量条件下制备的纳米二氧化硅微球网络 TEM 照片

Fig. 3 TEM images of SiO_2 nanoparticles prepared with the different TEOS concentration: (a) 0.1 mol/L; (b) 0.2 mol/L; (c) 0.4 mol/L.

2.1.4 水溶性聚脲含量的影响

图 4 给出了其他条件不变情况下, 聚脲含量分别为 5、15、30 mL 时, 制备的纳米二氧化硅微球的粒径及形貌 (对应表 1 中样品 S4-1、S4-2、S4-3)。可见, 随着聚脲含量的增加, 二氧化硅微球的直径逐渐减小直至出现严重的团聚。这是由于体系中水溶性聚脲高分子的加入可能会在二氧化硅微球形成初期通过氢键华力或者氢键吸附到二氧化硅微球表面, 形成保护层从而阻止后续的生长过程, 从而限制

二氧化硅微球的直径^[20]。同时, 高分子的加入可能导致溶剂的介电常数与聚脲聚脲的 Zeta 电位增大, 静电也相对增加, 粒子之间存在的静电斥力不足以阻止粒子由于布朗运动导致的碰撞、聚集, 从而可能导致随着聚脲含量的增加二氧化硅微球粒径减小直至出现严重的团聚^[21]; 体系密度的增大导致反应物扩散过程中的阻力增大, 造成晶核周围的反应物浓度降低生成直径很小的纳米颗粒, 同时由于小直径纳米颗粒的表面能应使其更易倾向于团聚^[22]。

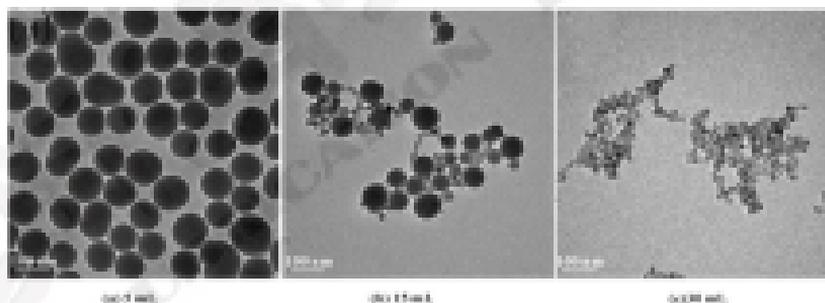


图 4 不同聚脲含量条件下制备的纳米二氧化硅微球网络 TEM 照片

Fig. 4 TEM images of SiO_2 nanoparticles prepared with the different polyurea amount: (a) 5 mL; (b) 15 mL; (c) 30 mL.

Fluores^[23] 逸出。高分子在良溶剂中, 由于高分子链段与溶剂分子之间的作用远大于高分子链段之间的作用, 高分子会以较松散的方式存在于溶剂中。乙醇对于含极性环境的聚脲分子链段具有溶解性, 此时

聚脲高分子链段会以较为松散的方式存在于氨水-乙醇中。如图 5 (a) 所示, TEOS 在此体系中进行水解缩合过程成球, 聚脲高分子通过位阻效应或氢键华力等作用影响纳米颗粒形貌。如图 5 (b)、(c) 所示,

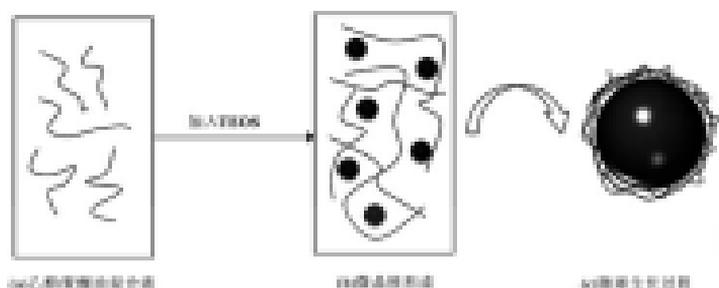


图5 乙醇-凝胶中原位合成纳米二氧化硅颗粒形成示意图

Fig. 5 Schematic of the formation process of silica nanoparticles prepared by the sol-gel method in the matrix of polyether and ethanol

2.1.5 温度种影响

图4示出了其他条件不变情况下, 不同反应温度下制备的纳米二氧化硅颗粒的粒径及形貌(对应表1中样品 SS-1、SS-2、SS-3)。可见, 随着反应温度的增加, 二氧化硅球形颗粒的粒径显著降低, 且团聚现象显著。这是因为, 随着温度的升高, TEOS水解缩合的速率加快, 二氧化硅的生成速度大幅提升, 体系中 TEOS 水解并迅速缩聚成可溶性聚合物并逐一

步形成大量不稳定的微晶核, 导致体系所制备的二氧化硅纳米颗粒平均直径减小, 纳米颗粒直径越小, 其表面效应越显著, 颗粒之间的相互作用力加大。加之, 温度越高, 纳米颗粒的运动速度加快, 碰撞频率大幅提高, 聚集效应显著^[1]。与此同时, 反应温度高, 体系中氨水与乙醇挥发速度加快, 不利于单分散微球的形成。

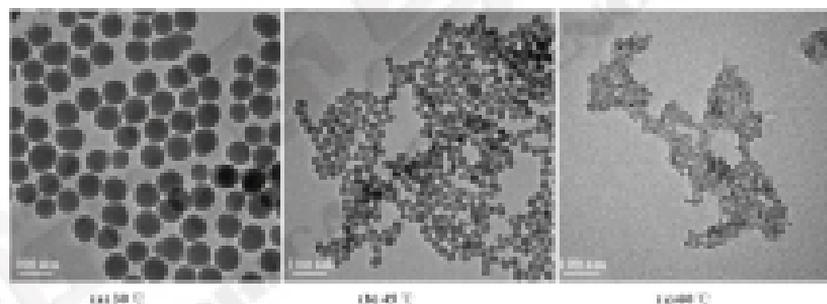


图4 不同温度条件下制备的纳米二氧化硅球形颗粒 TEM 照片

Fig. 6 TEM images of SiO₂ nanoparticles prepared under different temperature: (a) 30 °C, (b) 45 °C, (c) 60 °C

2.2 摩擦磨损性能

2.2.1 摩擦副表面

图7示出了纳米二氧化硅添加量为质量分数1%时平均摩擦因数随其粒径及含量变化的关系曲线。结果表明, 随着纳米二氧化硅质量分数的增加, 铜滑油的摩擦因数无减小而增大, 在质量分数为4.2%时不同粒径的纳米二氧化硅的摩擦因数均最小。这是因为, 当纳米颗粒添加量较小时, 纳米颗粒不能完全填充凹坑, 且在一定程度上减小摩擦表面的粗糙度, 具有一定的减摩效果, 但减摩效果不明显。当纳米颗粒含量继续增大时, 这时纳米颗粒可以完全填充凹坑, 此时

类似“滚珠”效应得到完全发挥, 减摩效果最佳^[10], 而随着纳米颗粒质量分数的继续增大, 摩擦过程中产生的巨大能量使纳米颗粒因摩擦导致粒径变大, 最终成为大粒径的杂质进而划伤摩擦副表面, 此时摩擦因数不降反升。

从图7还可看出, 铜滑油的摩擦因数随着纳米二氧化硅颗粒的减小而降低, 这是由于在摩擦过程中, 较小粒径的纳米二氧化硅随着铜滑油的流动更易进入到摩擦副表面之间的凹坑中, 将摩擦副表面之间的滑动摩擦转变为滚动摩擦, 因此降低了摩擦因数。

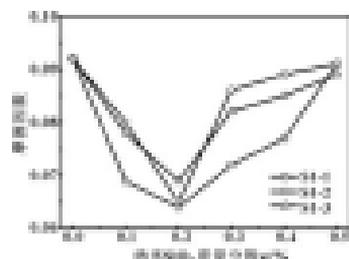


图7 不同粒径纳米二氧化硅的摩擦系数随其质量分数的变化曲线

Fig.7 Friction coefficient as a function of the additive concentration of particles with different size

2.1.2 磨痕直径及磨痕形貌分析

图8示出了纳米二氧化硅作为稠化剂添加剂时,钢球磨痕直径随其粒径及含量变化的关系曲线。可以看出,随着纳米二氧化硅质量分数的增加,磨痕直径先逐渐减小,这是由于在边界润滑条件下,处于摩擦副表面的二氧化硅纳米颗粒,由于粒径较小,熔点降低,在摩擦表面的局部高温下,纳米颗粒可能处于熔化、半熔化或溶胶状态,同时由于扩散、渗透等作用,纳米二氧化硅可能在摩擦副表面形成一层保护膜,从而使金属摩擦副表面间的摩擦显著降低^[1]。然而,样品50-1与50-3在质量分数为0.2%时磨痕直径达到最小值,样品50-2在质量分数为0.2%时达到最小值。这可能是由于摩擦表面磨痕宽度对纳米颗粒的尺寸具有选择性引起的,磨痕宽度的抗磨性能差异是由纳米颗粒尺寸及含量两方面相互影响导致的。

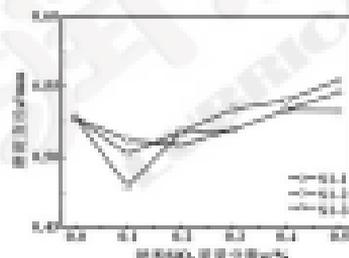


图8 不同粒径纳米二氧化硅的磨痕直径随质量分数的变化曲线

Fig.8 Wear scar diameter as a function of the additive concentration of particles with different size

由图7、8可知,纳米二氧化硅作为添加剂其最佳的摩擦系数和抗磨性能时的质量分数并不一致,这可能是由于纳米颗粒疏厚,润滑作用机制不同步所致。纳米颗粒首先在摩擦副表面形成沉积膜,对摩擦表面进行修复进而起到降低磨痕的作用。随后,纳米颗粒继续在修复的摩擦表面上沉积,将纳米颗粒的“微滚动”效应最大化,将滑动摩擦转变为滚动摩擦。正是由于修复作用所需的纳米颗粒含量低于滚动效应最大化所需的纳米SiO₂含量,造成摩擦性能所需纳米SiO₂含量高于抗磨性能所需含量。

将实验钢球用丙酮清洗晾干后置于光学显微镜下观察其磨痕形貌(见图9),可以看到,纳米二氧化硅的添加可以明显降低磨痕直径,其中颗粒最小的样品抗磨效果最好(见图9-(k))所示的试样5-1)。

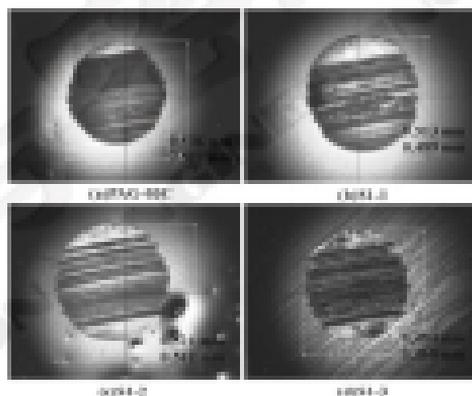


图9 不同粒径添加剂下摩擦副表面光学照片

Fig.9 Wear surface of the polyether oil with different size of SiO₂ nanoparticles at concentration of 0.1%

2.3 体系稳定性分析

图10展示了质量分数为0.2%的纳米SiO₂颗粒样品50-2在基础油中存放1周、3周、5周以及7周后的沉淀情况。可以看出,直至5周后才在样品瓶底部出现少量的纳米SiO₂颗粒,在7周后才出现明显的沉积现象。这说明利用聚醚油以及纳米二氧化硅固体颗粒之间的表面力可以保持纳米SiO₂颗粒在聚醚油中维持较长时间的稳定状态。



图 10 纳米二氧化硅对球状聚脲油中的稳定性

Fig. 10 The stability of SiO₂ nanoparticles in the polyurethane oil

3 结论

(1) 通过改变氨水、水、TEOS、蔗糖含量及温度, 采用溶胶-凝胶法在水溶性聚脲油中原位合成了纳米二氧化硅微粒。结果表明: 氨水、水、TEOS、蔗糖含量及温度均可作为调控纳米二氧化硅直径的有效手段; 随着 TEOS、氨水及水含量的增加, 纳米二氧化硅颗粒直径逐渐增大; 而随蔗糖含量增加以及反应温度的升高, 纳米二氧化硅颗粒直径逐渐减小直至出现严重团聚。

(2) 二氧化硅纳米微粒作为润滑油抗磨减摩添加剂, 其摩擦系数和磨损量均随纳米颗粒添加量的增加而表现出先降后升的趋势; 在最佳添加量时, 纳米颗粒粒径越小, 润滑油的摩擦系数和磨损直径越小; 添加适量的纳米二氧化硅能够同时显著地改善润滑油的抗磨减摩性能。

(3) 利用聚脲油以及纳米二氧化硅润湿颗粒之间的表面力可以保持纳米 SiO₂ 颗粒在聚脲油中维持较长时间的稳定状态。

参考文献

- [1] 吕文海, 周惠群. 纳米级复合摩擦剂中的应用研究[J]. 润滑与密封, 2003, 28(2): 65-67.
- [2] YU W C. 2000. In Situ Application of mesoporous in tribology[J]. Lubrication Engineering, 2003, 28(2): 65-67.
- [3] 董玉梅, 吕文海, 刘明玉. 单一半微纳米 SiO₂ 的制备及其作为润滑油添加剂的摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2009, 29(1): 54-58.
- [4] HOU Y Q, TAN Y T, LIU X N, et al. Preparation and tribological properties of mesoporous nano-SiO₂ particles as additive in lubricating oil[J]. Tribology, 2009, 29(1): 54-58.
- [5] 董玉梅, 李小红. 复合纳米级改性 SiO₂ 纳米颗粒的表面及摩擦学性能[J]. 材料科学与工程学院, 2006, 22(6): 370-376.

TEOS[J]. LIU X N, 2010. In Situ Characterization and tribological properties of surface modifying SiO₂ nanoparticles[J]. Journal of Materials Science (Engineering), 2010, 20(4): 254-256.

- [6] YU W, MEI H Q. A review on mesoporous preparation, stability mechanism and application[J]. Journal of Nanomaterials, 2012, 01(1): 17.
- [7] CHEN Y F, ZHANG T J, ZHANG J, et al. Preparation of nickel-based mesoporous silica filler in situ on epoxy resin and investigation of their tribological properties[J]. Tribology Letters, 2013, 44(2): 79-83.
- [8] STORER W. Controlled growth of mesoporous silica spheres in the micron size range[J]. Journal of Colloid and Interface Science, 1988, 20(2): 67-89.
- [9] 包志勇, 朱德刚, 孙征. 单一半微纳米二氧化硅制备方法的探究进展[J]. 材料导报, 2011, 25(18): 118-120.
- [10] HAO M H, ZHANG C H, WANG M, et al. Progress on preparation of mesoporous spherical nano-silica[J]. Materials Review, 2011, 25(18): 133-138.
- [11] 赵海, 余本刚, 郑强. 单一半微二氧化硅对球形颗粒的制备与合成机理[J]. 化学学报, 2009, 67(4): 562-566.
- [12] ZHANG L, YU J C, CHENG H, et al. Preparation and formation mechanism of mesoporous silica dioxide spherical particles[J]. Acta Chimica Sinica, 2003, 60(4): 562-566.
- [13] 熊德. 溶胶凝胶对正硅酸乙酯水凝胶合成机理的影响[J]. 无机材料学报, 1997, 12(3): 363-365.
- [14] LIU J. The effect of catalyst on the TEOS hydrolysis-condensation mechanism[J]. Journal of Inorganic Materials, 1997, 12(3): 363-365.
- [15] 高海刚, 曹博宇. 二氧化硅纳米微粒及其为模板的多孔材料[J]. 高等学校化学学报, 2009, 29(3): 533-539.
- [16] CHENG H L, CHEN S W. SiO₂ Colloidal crystals and mesoporous materials using them as template[J]. Chemical Journal of Chinese Universities, 2003, 26(3): 533-539.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.05.002

再生柴油机润滑油使用过程的摩擦学性能衰变评价^{*}

胡志远¹ 张凤珍¹ 张福强¹ 陈 争¹ 楼狄明²

(1. 同济大学汽车学院 上海 200804; 2. 克鲁勃润滑剂(上海)有限公司 上海 200700)

摘要:为验证再生润滑油的可行性,以早中晚柴油机油 15W-40 润滑油为研究对象,开展润滑油使用周期内的摩擦学性能衰变评价。分析了原、再生润滑油使用过程中的承载能力、减摩抗磨能力、磨痕表面形貌变化。结果表明,原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油的承载能力、减摩抗磨能力相当;3 个月使用周期内,随着使用时间的增加,原、再生润滑油的承载能力和减摩性能基本没有变化,再生润滑油第 3 个月使用周期内的抗磨性能降低;与原 15W-40 润滑油比较,不同使用阶段再生 15W-40 润滑油磨下的球珠磨痕形貌表面的粗糙度相对较大,早后期相对长、较深,材料脱落面积相对较大,再生润滑油的抗磨性能相对较差。

关键词: 再生润滑油; 承载能力; 减摩性能; 抗磨性能; 磨痕形貌

中图分类号: T811.7.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017) 05-0002

Evaluation of Tribological Properties of Regenerated Diesel Engine Lubricating Oils

HU Zhiyuan¹ ZHANG Fengzhen¹ ZHANG Fuqiang¹ CHEN Zheng¹ LOU Diming²

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 200804, China;
2. Klüber Lubrication (Shanghai) Co., Ltd., Shanghai 200700, China)

Abstract: To verify the feasibility of regenerated lubricating oils, a late diesel engine using 15W-40 oil was used as the research object, the tribological properties, i.e. carrying capacity, friction reducing and anti-wear ability, and wear surface morphology were studied during the using period of lubricating oil. The results show that the regenerated lubricating oil shows almost the same carrying capacity and friction reducing ability as the original oil. During the 3 months used cycle, along with the time, there are almost no change on the carrying capacity and the friction reducing ability of the original and the regenerated lubricating oils, but a little reduction of anti-wear ability of regenerated lubricating oil during the third using month. The wear surface of the ball lubricated by regenerated lubricating oil shows relatively long, deep furrows, relatively wide scratches, and relatively large chipping area compared to that of original 15W-40 oil during different using stage, which indicates that the regenerated lubricating oil has relatively poor anti-wear performance.

Keywords: regenerated lubricating oil; carrying capacity; friction reducing ability; antiwear ability; wear surface morphology

内燃机润滑油在使用过程中由于基础油氧化、添加剂消耗、油液污染等导致润滑油的性能产生衰变^[1]。当润滑油的性能衰变到一定程度后需要更换,否则将导致内燃机磨损加剧,缩短其使用寿命。再生润滑油是把更换后的废润滑油通过物理或化学方法进行处理,重新得到满足质量要求润滑油的方式^[2],可实现润滑油的再生利用,从环境保护、资源使用和

经济性的角度来看,都是有利的^[3],是处理废润滑油的发展方向。

润滑油的使用过程中,随着服役时间的推移,润滑油依次经历磨合磨损期、正常磨损期和异常磨损期^[4],零部件的磨损随着运行时间的增加而增大。润滑油的使用性能是影响柴油机性能的重要因素,在柴油机发生的故障中,因润滑不良引起的占 80% 左右^[5]。因此,对润滑油使用过程的性能衰变进行研究具有十分重要的现实意义。目前,国内外学者关于润滑油使用性能衰变的研究主要包括理化指标衰变研究^[6-8]和摩擦学性能衰变研究^[9-11]两方面。有关再生润滑油的研究主要有理化指标分析^[12-14]、摩擦学性能研究^[15-17],关于再生润滑油使用过程中摩擦学性

* 基金项目:上海中科华科微光计划项目(14ZJ1201802)。

收稿日期:2016-07-11

作者简介:胡志远(1970-),男,博士,副教授,研究方向为机动车污染排放控制及替代燃料。E-mail: huzhiyuan@tongji.edu.cn

能变化的研究未见报道。

本文作者对柴油公交车使用再生润滑油运行过程中摩擦学性能变化进行试验研究,系统研究再生润滑油使用过程中的机压性能、减摩性能、抗磨性能变化规律,为再生润滑油的推广使用提供参考依据。

1 试验部分

1.1 试验润滑油

试验润滑油为某品牌 15W-40 润滑油,以及该

15W-40 润滑油使用后再通过提纯新技术再生得到的再生润滑油。原、再生 15W-40 润滑油的 100℃运动粘度、高温高剪切粘度等指标如表 1 所示。可见,再生润滑油的各项指标与原润滑油处于同一水平,满足 GB 11122-2006 中国度等级 15W-40 柴油机油润滑油的黏温性能、抗乳化性能等要求。

表 1 原润滑油、再生润滑油的理化指标

Table 1 The physical and chemical indices of the original and regenerated lubricating oils

项 目	原 15W-40 润滑油	再生 15W-40 润滑油	GB 11122-2006	测试方法
运动粘度(100℃)($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	11.29	11.70	11.5~16.3	ASTM D445
粘度指数	137	137	-	ASTM D2279
高温高剪切粘度(150℃)($\text{mPa} \cdot \text{s}$)	4.08	3.90	3~3.7	GB/T 6741
低温启动粘度(-20℃)($\text{mPa} \cdot \text{s}$)	1 828	1 822	<1 000	ASTM D4290
倾点/ $^{\circ}\text{C}$	-27	-26	>= -27 $^{\circ}\text{C}$	GB/T 3535
磺酸(以 S0M 计)($\text{mg} \cdot \text{g}^{-1}$)	9.23	7.09	-	GB/T 8251
水分 1%	痕迹	痕迹	痕迹	GB/T 260
机械杂质 1%	无	无	<0.01	GB/T 511
总灰分为 1%	9.7	9.3	6.18	ASTM D6647
开口闪点/ $^{\circ}\text{C}$	236	227	3~23	GB/T 3536
泡沫性(泡沫倾向/稳定)($10^3 \text{ mL} \cdot \text{min}^{-1}$)	-	-	-	GB/T 12576
程序 I @ 24 $^{\circ}\text{C}$	0/0	0/0	<10/0	-
程序 II @ 49.3 $^{\circ}\text{C}$	10/0	10/0	<20/0	-
程序 III @ 72.4 $^{\circ}\text{C}$	0/0	0/0	<10/0	-
破乳化百分 1%	0.09	0.90	服务	GB/T 2430
酸 1%	0.398 2	0.399 4	服务	GB/T 17520
硫($\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1}$)	873	660	服务	GB/T 3702

1.2 试验设备

选择上海巴士第一公共交通有限公司同德投入使用的 2 辆 S77 路公交车为试验车辆,其中,一辆公交车使用再生润滑油,另一辆公交车使用原润滑油。公交车的日行驶里程均为 200 km,每 3 个月更换一次润滑油。公交车运行过程中,每隔一个月进行一次润滑油采样,分别记为样品 I、样品 II、样品 III,并对采样样品的机压性能、减摩性能、抗磨性能分别进行分析,研究其变化规律。

1.2.1 机压性能

润滑油的机压性能是衡量油品保护润滑部件在苛刻条件下不发生磨削、擦伤、烧蚀等失效的能力。一般采用最大无卡咬载荷和咬痕载荷表示,采用德国 Optimal Instruments Feedback GmbH 公司生产的多功能摩擦磨损试验机,根据 ISO 5430-2《润滑油四球承载能力 四球法》进行润滑油的机压性能试验,试验用球为 GG-15 轴承钢球,

直径为 12.7 mm,硬度为 HRC61~66,采用逐级加载的方法,测试主轴转速为 1 450 r/min,当四球由于油膜承载能力不够而出现接触烧蚀时,试验机自动停止运转,此时的载荷为润滑油的咬痕载荷,咬痕载荷的上一级为无卡咬载荷。

1.2.2 减摩性能

润滑油的减摩性能是润滑油在相互运动表面之间形成油膜,减少摩擦阻力的能力,一般用摩擦因数表示,良好的减摩性能表现为摩擦因数较小并且使用过程中摩擦因数保持稳定,采用德国 Optimal Instruments Feedback GmbH 公司生产的多功能摩擦磨损试验机,根据 ASTM D5707《使用高转矩性能测试机(S40V)测定润滑油摩擦和磨蚀特性的标准试验方法》进行润滑油的减摩性能试验,测量摩擦副为 GG-15 衬套盘,测试压力为根据公交车用润滑油机标称载荷的供需环-气缸套之间的压力设定,试验温度为

180 ℃, 测试时间为 120 min, 测试频率为 50 Hz。

1.2.3 承载性能

润滑油的抗磨性能是润滑油减少零部件表面的磨损, 延长使用寿命的能力。一般有磨痕直径和磨痕形貌。采用德国汉莎生产的 110 型多功能摩擦磨损四球试验机进行润滑油的抗磨性能试验。试验用球为 GG15 轴承钢球, 直径为 12.7 mm, 硬度为 180HRC-66, 主轴转速为 1450 r/min, 时间为 60 s, 常速。试验结束后采用轴径为 0.01 mm 的光学显微镜测量钢球的磨痕直径以评价润滑油的抗磨性能。每种油样用测磨痕直径为 2 个钢球横切, 纵向磨痕直径的平均值; 采用 Phoenix 台式扫描电子显微镜 (Scanning Electron Microscope, SEM) 分析磨痕表面形貌。

2 结果分析及讨论

2.1 承载能力

图 1 比较了原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油使用过程中的负载载荷变化。可以看出, 在 3 个月使用周期内, 原、再生润滑油的负载载荷保持稳定。说明润滑油使用过程中的承载能力没有变化; 另外, 再生润滑油的负载载荷也与原 15W-40 润滑油基本相同。

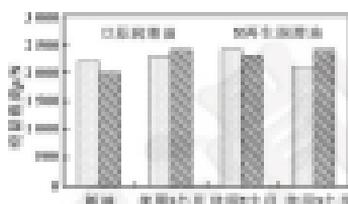


图 1 原、再生润滑油使用过程中的负载载荷

Fig. 1 The loading load of original and regenerated lubricating oils during using period

2.2 摩擦系数对比

图 2 比较了原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油使用过程中的摩擦系数变化。可以看出, 在 3 个月使用周期内, 原、再生润滑油的摩擦系数保持稳定, 且略有降低, 说明润滑油使用过程中的摩擦性能没有变化; 另一方面, 由于使用过程中产生的氧化产物在缸-盖试件接触面上形成了氧化物薄层, 起到了一定的减摩效果, 导致摩擦系数略有降低。与原 15W-40 润滑油比较, 再生润滑油的减摩性能相当, 且由于再生润滑油的运行温度相对较低, 其摩擦系数也相对更低。

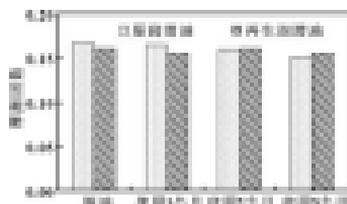


图 2 原、再生润滑油使用过程中的摩擦系数

Fig. 2 Friction coefficient of original and regenerated lubricating oils during using period

图 3 比较了原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油使用过程中的磨痕直径变化。可以看出, 在 3 个月使用周期内, 原润滑油制磨下的钢球磨痕直径基本保持同一水平, 而再生润滑油制磨下前 2 个月制球的磨痕直径变化不大, 但 3 个月制球的磨痕直径略有增大, 说明前 2 个月使用过程中, 再生润滑油的抗磨性能与原润滑油相当, 第 3 个月使用期间, 再生润滑油的抗磨性能相对较差。

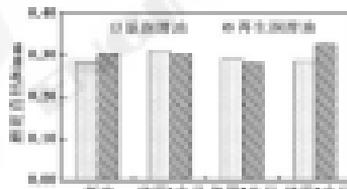


图 3 原、再生润滑油制磨下钢球的磨痕直径

Fig. 3 The wear scar diameter the steel ball lubricated by original and regenerated lubricating oils

2.3 磨痕表面形貌

图 4 示出了原、再生 15W-40 润滑油使用过程中, 制润滑油, 使用 1 个月, 2 个月, 3 个月制磨下的钢球磨痕表面的扫描电镜形貌。可见, 原的 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油制磨下的钢球磨痕表面较为平整, 都出现了不同程度的线性划伤、材料剥落以及犁沟。3 个月使用周期内, 随着使用时间的增长, 原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油制磨下的钢球磨痕表面的划伤变宽, 犁沟增长、变深, 材料剥落的面积变大。这说明, 随着使用时间的增长, 原、再生润滑油的抗磨性能变差。

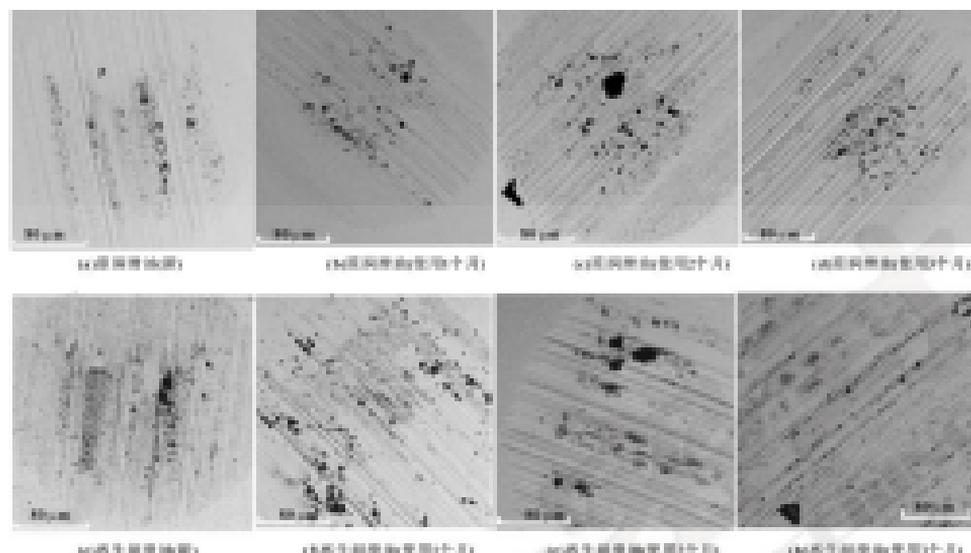


图4 原、再生润滑油润滑下钢球的表面形貌

Fig. 4 The wear surface morphology of the steel ball lubricated by original and regenerated lubricating oils. (a), (b), (c), (d) new oil, used for one month, two month and three month of original lubricating oils, respectively; (e), (f), (g), (h) new oil, used for one month, two month and three month of regenerated lubricating oils, respectively.

与原 15W-40 润滑油比较,不同使用阶段的再生 15W-40 润滑油润滑下的钢球磨损形貌表面的划痕间距较宽,犁沟相对较长、较深,材料脱落的面积极其较大,说明再生润滑油的抗磨性能相对较差,这是因为,再生润滑油的理化指标分析结果表明,再生润滑油中 $d \leq 5 \mu\text{m}$ 、 $5 \sim 15 \mu\text{m}$ 的颗粒物数量高于原润滑油,其 ISO 污染度等级 (14/7) 高于原润滑油 (14/6),某些大颗粒在磨损过程中形成了磨粒,导致钢球磨损表面出现了间距较为明显的磨痕磨痕,降低了其抗磨性能。另一方面,再生润滑油使用过程中的酸值升高幅度相对较大,这也是导致其抗磨性能较差的原因之一。

2 结论

(1) 再生润滑油的各项指标与原润滑油处于同一水平,满足 GB 11123-2006 中黏度等级 15W-40 柴油机油润滑油的高温性能、抗氧化性能等要求。

(2) 原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油的承载能力、减摩抗磨能力相当。在 3 个月使用周期内,原、再生润滑油的承载能力和摩学性能基本没有变化;再生润滑油在前 2 个月使用过程中的抗磨性能与原润滑油相当,第 3 个月使用周期的抗磨性能相对较差。

(3) 3 个月使用周期内,随着使用时间的增长,原 15W-40 润滑油、再生 15W-40 润滑油润滑下的钢球磨损表面的划痕变宽,犁沟增长、变深,材料脱落的面积极大,抗磨性能变差。

(4) 与原 15W-40 润滑油比较,不同使用阶段再生 15W-40 润滑油润滑下的钢球磨损形貌表面的划痕相对较宽,犁沟相对较长、较深,材料脱落的面积极其较大,再生润滑油的抗磨性能相对较差。

参考文献

- [1] 董峰的,刘洪波.关于润滑油在支那国与危言的探讨[J].内燃机,2009,(4):80-81.
- [2] IHSINC P J, 20050 X L. Causes and dangers of lubricating oil decay[J]. Internal Combustion Engines, 2009,(4):80-81.
- [3] 安军政,周志刚,王会本.我国废润滑油再生行业的需求及发展展望[J].精细与专用化学品,2009,(8):1-7.
- [4] AN J N, 2009; H J, WANG H D. Current situation and development prospects of waste lubricating oil recycling industry in China[J]. Fine and Specialty Chemicals, 2009,(8):1-7.
- [5] 吕强,杨洁.工业再生润滑油着色问题的研究[J].石油学报(石油加工),2008,(2):143-147.
- [6] LI Y, WANG J, WANG L. Study on coloring substances of recycled lubricating oil[J]. Acta Petrol Sinica (Petroleum Processing Section), 2008,(12):143-147.

- [4] 张尚华, 甘礼华, 徐子强, 等. 润滑油的流变机理及边界膜模型的研究进展[J]. 润滑与密封, 2006, 31(1): 147-153.
ZHANG S Y, GAN L H, XU Z Q, et al. Development in lubricant surface mechanism and boundary film model[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(1): 147-153.
- [5] 王利. 柴油机油润滑油使用性能评价方法的研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2011.
- [6] 李伟, 高斌, 刘春雷, 等. 汽车发动机润滑油使用规律的探讨[J]. 润滑与密封, 1998, 23(2): 33-37.
LI C, CHEN M, LIU C H, et al. Research for the degradation of in-service automotive engine lubricant oil[J]. Lubrication Engineering, 1998, 23(2): 33-37.
- [7] 王德峰, 包春江, 陈志华. 汽车发动机润滑油老化规律的试验研究[J]. 润滑与密封, 2006, 31(1): 48-52.
WANG D F, BAO C J, CHEN Z H. Experimental study on deterioration law of engine lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(1): 48-52.
- [8] 石磊发, 刘永凤, 周志才, 等. 船舶柴油润滑油氧化安定性能及降解分析[J]. 内河航海, 2003, 11(3): 263-267.
SHI L F, LIU Y F, ZHOU Z C, et al. Analysis on oxidizing stability and degradation analysis of marine diesel in-service lubricant[J]. Transactions of OCEC, 2013, 11(3): 261-267.
- [9] 张冠卿, 王敏娟, 尹地强, 等. 颗粒对不同服役阶段润滑油氧化性能的影响[J]. 中国表面工程, 2002, 25(1): 96-100.
ZHANG G Q, WANG X L, YIN D Q, et al. Oxidological properties of lubricant for different periods affected by wear particles[J]. China Surface Engineering, 2002, 25(1): 96-100.
- [10] 张尚华, 甘礼华, 徐子强, 等. 不同服役阶段润滑油的氧化性能及降解分析[C]. 第十一届全国摩擦学大会论文集, 甘肃: 兰州, 2011.
- [11] 刘建方, 刘吉, 廖静梅, 等. 颗粒添加对不同服役阶段润滑油氧化性能影响[J]. 润滑与密封, 2014, 39(12): 24-28.
LIU J F, LIU J, LIAO J, et al. Effects of oxidizing additives on oxidological properties of lubricant oils for different periods[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(12): 24-28.
- [12] 孙伟, 陈文学, 刘大宇, 等. 汽车直喷柴油发动机燃烧产物变化规律研究[J]. 浙江交通职业技术学院学报, 2001, 12(3): 56-60.
SUN W, CHEN W H, LIU D Y, et al. Study on the change regularity of physical and chemical indexes of used engine oil before and after treatment[J]. Journal of Zhejiang Institute of Communications, 2001, 12(3): 56-60.
- [13] 刘建方, 周永福, 刘晶晶, 等. 柴油发动机油的分析与添加剂方法再生可行性研究[J]. 润滑与密封, 2005, 30(6): 76-82.
LIU J F, ZHOU Y F, LIU J J, et al. Analysis and feasibility study on additives recycling of waste engine oil[J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(6): 76-82.
- [14] 陈江, 王敏娟, 李士, 等. 再生润滑油理化性能分析与摩擦学性能评价[J]. 中国表面工程, 2011, 24(8): 73-77.
CHEN J, WANG X L, LI S, et al. Analysis of physical and chemical performances and evaluation of tribological properties of the recycled oil[J]. China Surface Engineering, 2011, 24(8): 73-77.
- [15] 陈江, 徐斌才, 王敏娟, 等. 废机油-再生润滑油的摩擦学性能[J]. 润滑与密封, 2002, 27(1): 6-9.
CHEN J, XU B C, WANG X L, et al. Tribological properties of waste and regenerative lubricating oil[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(1): 6-9.
- [16] 陈江, 王敏娟, 李士, 等. 再生柴油及废机油的摩擦学性能[J]. 材料保护, 2002, 35(4): 27-30.
CHEN J, WANG X L, LI S, et al. Regeneration and tribological properties of waste lubricating oil for diesel engine[J]. Journal of Materials Protection, 2002, 35(4): 27-30.
- [17] LIU J F, ZHOU Y F, CHEN H T, et al. Tribological and economic evaluation of recycled mineral lubricating oils[J]. Science China (Technological Sciences), 2011, 54(12): 2967-2972.
- [18] 刘建方, 刘吉, 廖静梅, 周永福. 再生润滑油在不同条件下的摩擦学性能研究[J]. 润滑与密封, 2013, 38(6): 81-86.
LIU J F, LIU J, LIAO J, et al. Regeneration and tribological performance evaluation of waste lubricating oils[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(6): 81-86.

(上接第7页)

- [14] 李强. 单分散二氧化硅微球的制备与表征[J]. 中国陶瓷, 2002, 40(4): 32-36.
LI Q. Synthesis and characterization of monodisperse silica particles[J]. China Ceramic, 2002, 40(4): 32-36.
- [15] 石磊, 林心强, 程秀凤. 水性硅油分子对二氧化硅微球粒径的控制[J]. 无机化工, 2002, 44(9): 21-24.
SHI L, LIN X Q, CHENG X F. Size control of water-soluble meso-templated silica microspheres[J]. Inorganic Chemicals Industry, 2002, 44(9): 21-24.
- [16] 李朝霞, 段涛, 杨玉峰. 单分散二氧化硅微球制备的影响[J]. 材料学报, 2009, 23(14): 133-146.
LI Z Y, LIU J N T, YANG Y. Effects of single factor on synthesis of meso-templated silica-oxide-spheres[J]. Materials Review, 2009, 23(14): 133-146.
- [17] FLORES F J. Principles of polymer chemistry[M]. New York: Cornell University Press, 1985.
- [18] 廖静梅, 王敏娟, 孔秀娟, 等. 纳米二氧化硅微球的可控制备[C]. 北京: 2008年中国化工学会年会论文集, 2008.
- [19] 廖静梅, 廖秀娟, 程静, 等. 超细二氧化硅球的改性及其在润滑油中的应用[J]. 材料科学与工程学院, 2009, 27(3): 463-467.
LIAO J F, ZHANG Q Y, LI S, et al. Modification of ultrafine silica particles and its application in lubricating oil[J]. Journal of Materials Science & Engineering, 2009, 27(3): 463-467.
- [17] 王德华, 张强, 李金虎, 等. 本型纳米二氧化硅颗粒的制备及其摩擦学性能研究[J]. 摩擦学学报, 2001, 31(2): 118-123.
WANG D H, ZHANG W, LI J Y, et al. The preparation and tribological properties of water-soluble nano-silica particles[J]. Tribology, 2001, 31(2): 118-123.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0717.2017.03.008

二甲醚发动机活塞二阶运动-润滑耦合模型建立及数值分析*

韩伟斌¹ 赵波²

(1. 上海交通大学动力机械及工程教育部重点实验室 上海 200240;
2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240)

摘要: 通过对选择搭载 W66 发动机的供油、燃油系统, 开发出一台二甲醚发动机, 试验采集二甲醚发动机燃油参数, 并对活塞运动和润滑分析, 建立润滑-多体系统以及自由曲轴、连杆、活塞组成的多体系统的耦合润滑模型, 基于拉格朗日乘子法建立多体动力学方程, 并采用有限单元法对润滑模型进行求解, 将耦合计算结果与实验对比, 验证模型准确性, 根据现有二甲醚发动机活塞裙部的结构参数, 研究不同润滑裙部参数对缸缸及润滑的影响, 结果表明, 活塞裙部圆角小时, 活塞二阶运动的空间越小, 导致缸缸现象减轻, 磨损降低, 但较小的圆角会产生比较高的侧压力, 因此活塞侧压力也会加剧, 引起较大的摩擦力和摩擦功耗; 活塞裙部圆角最高点的位置也会影响润滑-缸套系统的运动和润滑特性; 裙部面与活塞销中心的距离越小越容易满足力与力矩平衡条件, 有利于降低缸缸以及摩擦功耗。

关键词: 二甲醚发动机; 润滑; 多体动力学; 摩擦学

中图分类号: U464.131.1; TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 1000-0717(2017)03-0018-07

A Numerical Simulation of Piston Secondary Motion-Lubrication Coupling Model for Dimethyl Ether Engine

HAN Weibin¹ ZHAO Bo²

(1. Key Laboratory of Power Machinery and Engineering of the Ministry of Education, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China; 2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A dimethyl ether (DME) engine was developed with a modified fuel supply and injection system based on a WEICHAO W66 Diesel engine. The combustion parameter of DME engine was acquired by experiments, and a numerical model for piston dynamics and lubrication analysis was proposed by coupling the dynamics model of multi-body system consisting of piston, crank and connecting rod, and the lubrication model of piston skirt-liner system. The lubrication model was solved with finite element method (FEM), while the multi-body dynamics equations were established with Lagrange multipliers. The coupling calculation results were compared with experimental ones, and the accuracy of the model was verified. Based on the present piston skirt structure, some structure parameters of piston skirt were investigated so as to reveal their effect on the slap noise and lubrication performances of the piston. The results show that, the smaller the clearance of piston, the smaller the space of secondary motion of piston, which will decrease the slap noise of piston and reduce the wear. However small piston clearance will produce higher shearing force of oil film, and aggravate surface contact of asperity, leading to larger friction force and power consumption. Barrel peak position of piston skirt will also affect the characteristics of lubrication and motion of the piston skirt-cylinder system. When the distance between barrel surface and piston pin center is smaller, the balance condition of force and torque is more easy to be satisfied, which is helpful for reducing slap noise and friction power consumption.

Keywords: dimethyl ether engine; piston; multi-body dynamics; tribology

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(91441120); 上海市浦江计划项目(14PJ0504)。

收稿日期: 2016-07-11

作者简介: 韩伟斌(1991-), 男, 硕士研究生, 研究方向为二甲醚的应用。E-mail: qh_jia@sjtu.edu.cn

随着我国快速发展的经济对能源需求量的持续增加, 能源进口依赖度逐步提高, 因此有必要寻找石油的替代能源。优化我国的能源结构, 在我国富煤、贫油的国情下, 可采用已成熟的两步法技术由煤经大规模制取代用燃料二甲醚(DME)。DME是一种符合国

国国情的情况代用燃料,其他安排复杂、价格贵,可充分发挥我国煤炭资源优势。但是,DMC 的粘度随柴油很多,在发动机上应用时可靠性不足。另外,减小内燃机摩擦功已成共识,其中活塞环的摩擦损失占主要部分^[1],是由活塞环与汽缸内壁的相对运动引起的。活塞环部还涉及活塞的磨损、振动及寿命,因此,有必要研究 DMC 作为燃料时活塞环部与汽缸运行状态的关系。

本文作者针对二甲醚发动机建立活塞-缸套间将与活塞-连杆-曲轴多体动力学的耦合模型,在处理不规则域时,有限元法(FEM)灵活性强^[2],因此活塞-缸套副摩擦模型的求解一般基于有限元法。通过有限元法计算整体的压力分布,得到流体动压产生的力矩力矩,并将其视为作用于活塞环部的外部作用力;由发动机气缸压力估算侧裙部产生的流体动压力,并将结果作为多体系统动力学方程的输入,研究间隙、裙部突起位置、侧裙曲率等活塞环部结构参数对摩擦、侧裙效果的影响。

1 二甲醚发动机试验装置及数学模型

1.1 二甲醚发动机试验装置

试验用二甲醚发动机由四冲程、水冷、直列、立式六缸,90%电控共轨增压柴油机构造而成,排量为 6.23 L,额定功率为 153 kW,额定转速为 2 300 r/min,缸内压力为 12.5 MPa,冷却液温度限值为 200 °C。改造包括:共轨供油系统改进,高压泵、低压泵、高压共轨泵,喷油器多数改变,图 1 示出了 90% 电控共轨增压二甲醚发动机试验装置。

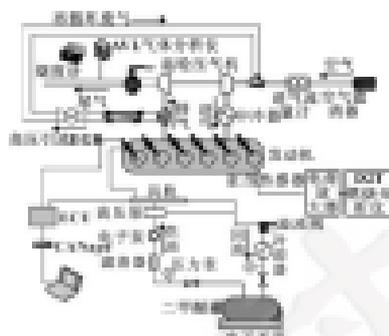


图 1 二甲醚发动机试验装置

Fig. 1 DME engine test system

1.2 流体动压润滑模型

考虑表面粗糙度影响,用平均雷诺方程求解活塞裙部和汽缸壁间的油膜,方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = - \frac{1}{2} \left[\dot{h}_x \frac{\partial h}{\partial x} + \dot{h}_y \frac{\partial h}{\partial y} \right] + \dot{h}_z \frac{\partial h}{\partial z} \quad (1)$$

式中: ρ 是润滑油的动力粘度; x 和 y 分别是沿活塞裙部径向和轴向往的坐标,如图 2 所示; h 和 p 分别是油膜厚度及油膜压力; \dot{h} 是活塞运动速度; ρ 是表面粗糙度; \dot{h}_x 和 \dot{h}_y 分别代表沿 x 轴、 y 轴的压力流系数; \dot{h}_z 代表轴向流系数; \dot{h}_z 为膜系数^[3],这些系数以表面粗糙度形式定义^[4-6]。

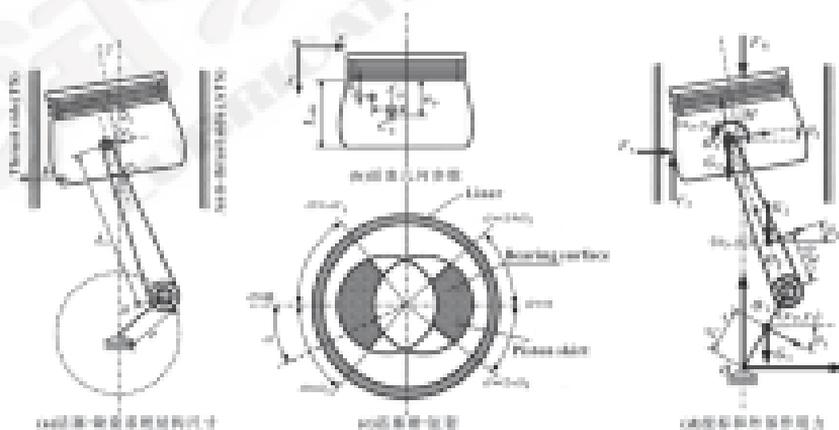


图 2 活塞-缸套系统

Fig. 2 Piston-cylinder system (a) structural dimensions; (b) piston geometry parameters; (c) piston skirt-cylinder bore; (d) coordinates and external forces

通过该系、固定相对位置得到轴膜厚度分布^[24]

$$k(x, y) = r + k_m(x, y) + r_0 \cos \alpha + \frac{r}{L_m}(x_0 - x_1) \cos \alpha + d(x, y, t) \quad (2)$$

式中: r 是该系裙与固定套筒的表面径向间隙; $k_m(x, y)$ 是该系裙侧向挠度; L_m 是该系裙部的长度; α 是该系裙上翘角; x_1 和 x_0 分别为该系裙部和轴端相对中心线的横向位移; $d(x, y, t)$ 定义为因弹性变形与热变形引起的该系裙与固定套筒的增加量。

根据该系与固定套筒的相对位置, 该系倾角 γ 与该系横向位移 x_0 为

$$\begin{cases} \gamma = \tan \gamma = \frac{x_0 - x_1}{L_m} \\ x_0 = x_1 + \gamma L_m \end{cases} \quad (3)$$

因此, 方程 (2) 改写为

$$k(x, y) = r + k_m(x, y) + [x_0 + (y - x_0)\gamma] \cos \alpha + d(x, y, t) \quad (4)$$

式中: x_0 是从该系裙到该系裙轴端的垂直取距。

由方程 (4) 知, 雷诺方程中的基压效应项可定义为

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \left[\frac{\partial x_0}{\partial t} + (y - x_0) \frac{\partial \gamma}{\partial t} \right] \cos \alpha \quad (5)$$

现采用量纲一化数

$$\begin{aligned} \bar{x} &= x/L, \quad \bar{y} = y/L, \quad \bar{h} = h/c, \quad \bar{z} = z/c, \quad \bar{m} = m/(c\rho) \\ \bar{x}_0 &= x_0/L, \quad \bar{x}_1 = x_1/(c\rho), \quad \bar{\gamma} = \gamma R/(c\rho), \quad \bar{r} = r/\rho^2/(c\rho R) \end{aligned} \quad (6)$$

式中: R 是该系半径; c 为曲轴半径; ρ 是曲轴轴颈速度。

雷诺方程可写为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) &= -\bar{m} \left[\bar{h} \frac{\partial \bar{\gamma}}{\partial t} + \bar{\gamma} \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \right] \\ \bar{p} \Big|_{\bar{x}=0} &= \frac{12\bar{r}}{c} \bar{h} \left[\frac{\partial \bar{x}_0}{\partial t} + (\bar{y} - \bar{x}_0) \frac{\partial \bar{\gamma}}{\partial t} \right] \cos \alpha \end{aligned} \quad (7)$$

该系裙侧向看模型的边界条件为

$$\begin{cases} p(x, y) = 0, y = 0, L_m \\ p(x, y) = 0, x = 0, m \text{ on } m_1 \\ \frac{\partial p}{\partial x} = 0 & m = 0, \text{ on the 2nd boundary condition} \end{cases}$$

1.3 多体系统的运动分析

图 2 所示多体机械系统由曲柄、连杆和该系组成, 各部件由该副和力单元连接。该系统有 3 个主体, 共 8 个自由度, 其广义笛卡尔坐标为

$$q^T = [q_1^T \quad q_2^T \quad q_3^T]^T, \quad q_i^T = (x_i, y_i, \theta_i)^T, \quad (i=1, 2, 3) \quad (9)$$

式中: $(x_i, y_i)^T$ 是主体 i 上参考点在惯性坐标系 AOO' 内的位置向量; θ_i 是主体 i 的角坐标, 如图 2 (b)

所示。

可见, 该系固定系统中轴端的存在限制了该系运动的幅值, 但不限制横向自由度及旋转方向。

在多体系统中, 系统运动学约束方程一般由运动副或指定的系统运动轨迹确定^[25], 系统的运动约束方程为

$$\Phi(q, t) = \begin{pmatrix} x_i - \bar{x}_i \cos \theta_i \\ y_i - \bar{y}_i \cos \theta_i \\ \theta_i - \alpha \\ x_i - r \cos \theta_i - \bar{x}_i L_i \cos \theta_i \\ y_i - r \cos \theta_i - \bar{y}_i L_i \cos \theta_i \\ x_i - x_0 - (y_i - y_0) \tan \alpha \end{pmatrix} = 0 \quad (10)$$

式中: \bar{x}_i 表示构件 i 质心的位置。

方程 (10) 对时间 2 次微分得

$$\ddot{\Phi} = (\ddot{\Phi}_1^T \ddot{q}_1 + \ddot{\Phi}_2^T \ddot{q}_2 - 2\ddot{\Phi}_3^T \ddot{q}_3 + \ddot{\Phi}_4^T \ddot{q}_4) = 0 \quad (11)$$

式中: $\ddot{\Phi}_i$ 是约束方程的雅可比矩阵; \ddot{q}_i 和 \ddot{q}_i' 分别为系统的速度和加速度向量。

多刚体系统中动力学的约束方程^[26-27]可写为

$$M \ddot{q} = Q - \Phi_i^T \lambda \quad (12)$$

$$[0, -m_1 g, 0, 0, -m_2 g, 0, F_x, F_y, F_z, m_1 g, M] \ddot{q} = 0 \quad (13)$$

$$M = \text{diag}(m_1, m_1, I_1, m_2, m_2, I_2, m_3, m_3, I_3) \quad (14)$$

式中: Q 是合力向量, 包含重力、作用在该系侧面的侧绕气体力、油膜力、微扰接触力; g 是重力加速度; m_1 和 m_2 分别是曲轴和连杆的质量; $m_3 = m_1 + m_2$, 是该系和该系裙的总质量; F_x 是作用在该系侧面的侧绕气体力; $M = M_1 + M_2$, 是该系裙的总力矩; 向量 λ 包括拉格朗日乘子 $-\Phi_i^T \lambda$ 项, 表示该机构的约束力^[28]; 矩阵 M 是系统质量矩阵; I 为构件 i 相对于点 O 的惯性力矩。

联立方程 (11) 和 (12)^[29-30] 得

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_i^T \\ \Phi_i & 0 \end{bmatrix} \ddot{q} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\gamma = \Phi_i \ddot{q} = -(\Phi_i \ddot{q}_1) \ddot{q}_1 - 2\Phi_i \ddot{q}_2 \ddot{q}_3$$

分系由方程 (14) 求得, 方程 (15) 所代表的平衡方程求解时, 不能直接使用与运动约束有关的位能和速度方程, 因数值误差的存在, 对系统速度和加速度变量向前动态积分, 不一定能实现系统约束^[31-32], 为控制数值积分中的约束偏差, 本文亦采用随轴附加稳定项, 制以简的位置和速度约束偏差, 逐渐减小加速度约束偏差^[33-34], 方程 (15) 可修改为

$$\begin{bmatrix} M & \Phi^T \\ \Phi & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \dot{A} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma^{-1} 2\delta(\Phi_j \dot{q}^T \Phi_j) - \dot{q}^T Q \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中: δ 、 \dot{q} 是要在仿真过程中确定的反演参数^[16]。

对二甲醚发动机,除考虑活塞摩擦力损失外,还需考虑活塞二阶运动所引起的噪声和激波。噪声强度可由活塞作用在缸套上的总能量 E 包括横向运动的能量及转动能量来反映^[17]。

$$E = \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}_c^2 \quad (17)$$

2 试验与仿真结果分析

2.1 数学模型验证

图3示出了1600 r/min转速、400 N·m扭矩工况下测量的二甲醚发动机缸压、压力升高率,其中左面横轴为362°曲角,其中右面横轴为372.5°缸压达到峰值 9.6 MPa,右面横轴为368.5°压力率达到峰值 0.302 MPa/s。采用上述数学模型,输入二甲醚发动机结构参数,包括燃烧室形状参数、缸径、压缩比、曲柄半径、连杆长度、行程、止点位置等参数,导入实测缸压数据,将仿真结果,并做网络无关联性检验。

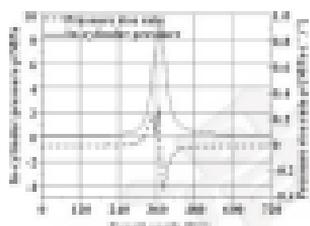


图3 二甲醚发动机缸压及压升率

Fig. 3 The in-cylinder pressure and pressure rise rate of DME engine

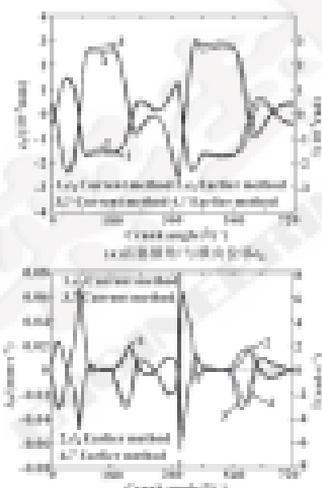


图4 不同计算模型的活塞二阶运动参数

Fig. 4 The piston second-order motion parameters of different calculation model (a) $\ddot{y} = \ddot{y}_c$ (b) $\dot{y} = \dot{y}_c$

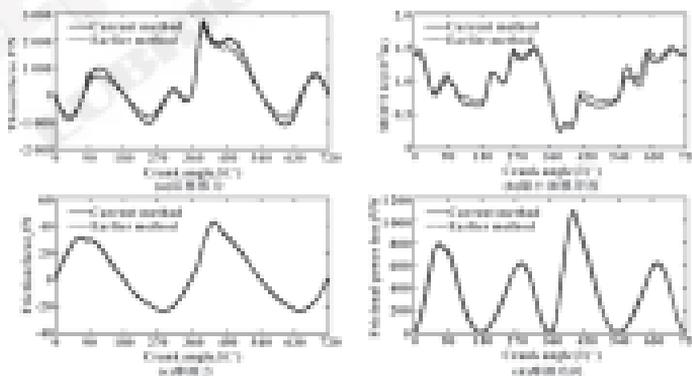


图5 不同计算模型的活塞衬套润滑状况对比

Fig. 5 Piston-face lubrication conditions of different calculation model (a) shear force of plasma; (b) minimum of film thickness; (c) friction torque; (d) frictional power loss

为验证仿真方法和仿真结果的可靠性,同时采用牛顿拟人逆法, FEM^[18-20]求解活塞二阶运动问题,活塞摩擦-缸套的耦合问题。图4示出了不同计算模型得到的活塞二阶运动参数,图5示出了不同计算模型得到的活塞衬套润滑状况,包括活塞推力、最小油膜厚度(MMFT)、摩擦力及摩擦功耗。通过对比发现,2种方法得到的活塞二阶运动及润滑特性吻合较好,证明文中方法的可靠性。

2.2 油层厚度对油层的影响分析

图6示出了不同油层厚度下该滚动力学特性参数。可知, 油层越大, 滚层二阶运动空间越大, α_0 和 β 变化也越大。另外, 振幅的大小与滚层二阶运动直

接相关。由图6可知, α_0 和 β 随着油层厚度的增加而增大, 大约在曲轴转角 360° 时都达到最大值, 这意味着油层增大会加剧偏缸。

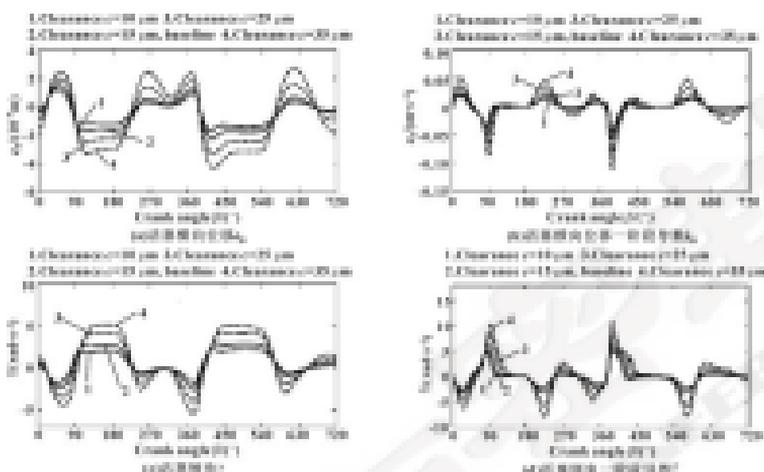


图6 不同油层厚度下滚层动力学特性参数

Fig. 6. Piston dynamic parameters of different piston clearance: (a) lateral displacement; (b) first-order derivative of lateral displacement; (c) piston inclination; (d) first-order derivative of piston inclination.

图7示出了不同油层厚度下滚层副磨特性参数。从图7(a)可知, 不同油层厚度下的磨力曲线几

乎重合, 这意味着滚层副磨对磨力大小影响较小, 实际上磨力大小主要受曲轴转速的影响。

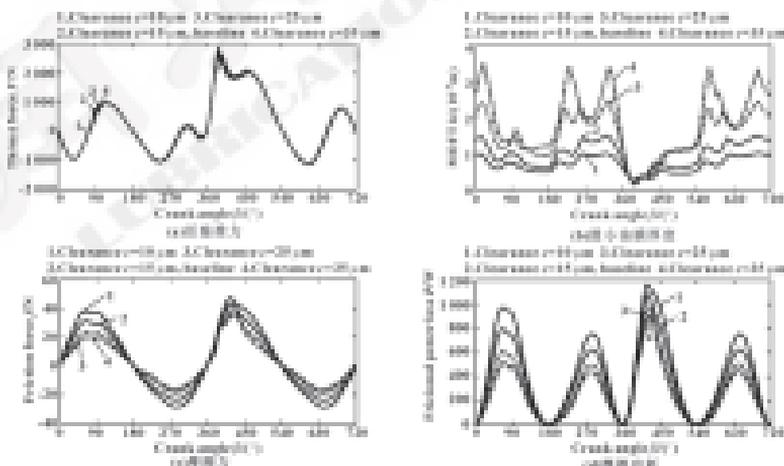


图7 不同油层厚度下滚层副磨特性参数

Fig. 7. Piston tribology parameters of different piston clearance: (a) shear force of piston; (b) minimum oil film thickness; (c) friction torque; (d) vertical groove loss.

由图7 (k) 可明显看出, 随间隙增大, 油膜厚度显著增加。当该间隙减小时, 将需要更大的油膜压力来限制挤膜的二阶运动, 以此来保证挤膜运动的稳定性(见图4)。因此油膜厚度越小, 需要提供的承载能力越大。由方程(20) 得, 油膜厚度越小所产生的油膜剪切力越大, 并且会具有更大的接触粗糙度, 因此该间隙越小摩擦阻力以及摩擦损失也越大, 图7 (e)、(f) 也很好地印证了这一点。

该间隙越大越有助于挤膜与气室间的动压润滑, 并不会减少摩擦损失, 但是挤膜运动的稳定性受到影响, 加剧及恶化有增加的趋势。

2.3 油室横断面位置的影响分析

图8 示出了不同挤膜外形形状。该油室总体外形形状为不明显的轴型。为更直观地展示, 横纵坐标采用不同的制度, 通过分别上下移动轴型峰顶点的位置, 构造了4个不同的轴型面, 并研究了它们对挤膜摩擦力和动力学性能的影响。这些轴型面在挤膜部的顶部和底部有相同的偏差, 基准轴型面峰顶点与挤膜

部顶部距离为20 mm。

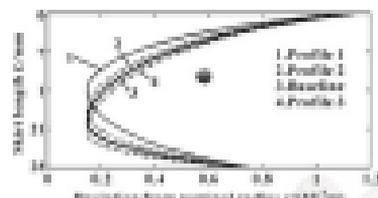


图8 不同挤膜外形形状

Fig.8 Different piston profile shapes

当该轴型面由该油室中心向着该油室部向下运动时, α_x 和 β 将会有明显改变, 见图9。由于文中的轴型面在该油室中心的下部, 最大油膜压力一般比其在轴型面峰位, 轴型面下移, 该油室中心产生的力矩增大。为此需要较大的 α_x 和 β 值来实现力矩平衡。另外, 由图9 可得, α_x 和 β 随着轴型面位置向下移而增大, 进一步导致磨损加剧。

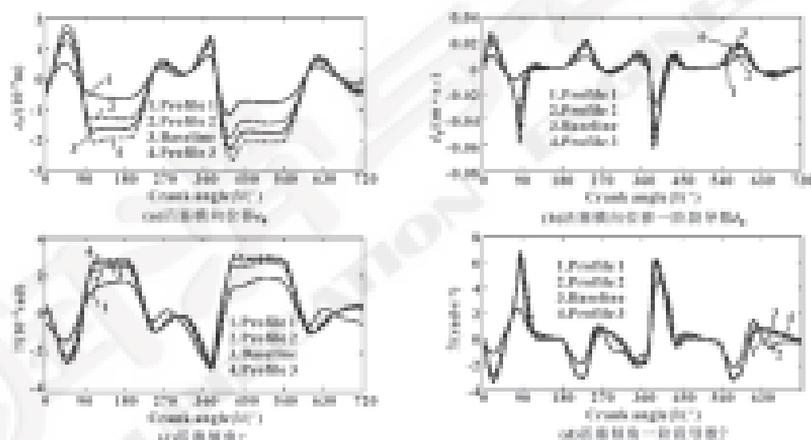


图9 不同轴型面峰顶点位置下动力学特性比较

Fig.9 Dynamic characteristics comparison with different axial peak position: (a) lateral displacement; (b) first-order derivative of lateral displacement; (c) piston inclination; (d) first-order derivative of piston inclination

由图10 (a) 可知, 轴型面位置对力大小的影响不明显。轴型面位置越低, 该油室中心产生的力矩就越大, 导致在油膜厚度较薄的前提下, 要产生更大的油膜压力才能平衡力矩。其中在该油室从止点向下止点运动的过程中这种状况尤为明显, 见图10 (b)。

油膜厚度越小不仅会产生比较高的油膜剪切应力, 表面接触粗糙度也会增大, 因此轴型面位置越低, 摩擦阻力及摩擦损失也会增大, 见图10 (c)、(d)。可见, 轴型面与该油室中心的距离越小, 越容易满足挤膜的受力及力矩平衡, 更有利于降低磨损及摩擦损失^[11]。

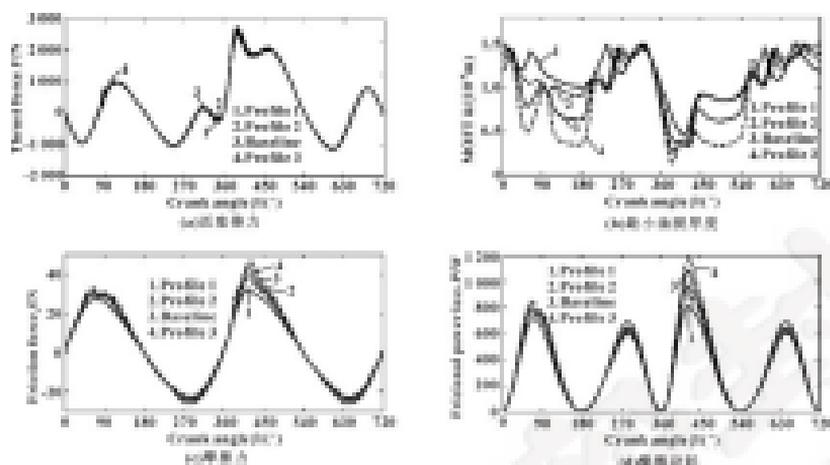


图 10 不同轴面轮廓相位位置下润滑特性的比较

Fig. 10 Lubrication characteristics comparison with different base profile position (a) Shear force of plane 1 (b) minimum oil film thickness (c) friction force (d) friction power

3 结论

(1) 采用有限单元法求解油膜与缸套间的雷诺方程, 建立基于活塞-连杆-曲轴系统的多体耦合动力学方程以及穆克比约尔矩阵, 构建活塞-二阶运动-润滑耦合模型并获得准确的计算结果。

(2) 间隙越小, 活塞-二阶运动的空间耦合, 导致漏缸现象越为, 磨削磨损。然而较小的间隙会产生比较高的油膜剪切力, 凹凸体表面接触也会加剧, 因此较小的间隙会引起较大的摩擦力及摩擦功耗, 活塞裙部轮廓相位的位置也会影响活塞-缸套系统的运动和润滑特性。

(3) 裙部面与活塞销中心的距离越小越容易满足力与力矩平衡条件, 有利于降低漏缸以及摩擦功耗。因此, 为了设计较高性能的活塞, 需要综合考虑各设计参数对摩擦功耗和漏缸的影响。

参考文献

- [1] TUNG C, MICHELAN W L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future [J]. *Tribology International*, 2004, 37, 917-936.
- [2] FLEISS N, CHENG H. An average film model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. *Journal of Tribology*, 1979, 101, 37-47.
- [3] FLEISS N, CHENG H. Application of average film model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. *Journal of Tribology*, 1979, 101, 220-229.
- [4] MENG F, ZHANG Y, HU Y, et al. Three-dimensional hydrodynamic

lubrication analysis of piston skirt considering oil film inertia effect [J]. *Tribology International*, 2007, 40, 1089-1099.

- [5] MENG F, ZHANG Y, HU Y, et al. Effects of the connecting rod-related design parameters on the piston dynamics and the skirt-liner lubrication [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Automobile Engineering*, 2013, 227 (4), 483-493.
- [6] MENG F, HU Y. A new numerical analysis for piston skirt-liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia [J]. *Tribology International*, 2012, 47, 238-249.
- [7] FLEISS N, MICHELAN W, MICHELAN N, et al. A parametric study on the Reynolds modification method for forced dynamics of constrained multibody systems [J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2011, 6(2), 024901-9.
- [8] FLEISS N, MICHELAN W, MICHELAN N, et al. Dynamic analysis for piston multibody mechanical systems with lubricated joints [J]. *Multibody System Dynamics*, 2008, 17, 67-74.
- [9] MUYENDEN G, ARBIBI J, HEDIS B. Numerical study of parametric effects on the dynamic response of piston multibody systems with differently located frictionless revolute clearance joints [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 53, 307-319.
- [10] HU Y, MENG F, ZHANG C, et al. Piston dynamic characteristics analysis based on FEH method Part I, influenced by piston skirt parameters [J]. *Advances in Engineering Software*, 2014, 75, 68-85.
- [11] MENG F, CHANG C. An application of Newton's method to the lubrication analysis of air-lubricated bearings [J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42, 419-424.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.03.006

水润滑下 316L 不锈钢与聚醚醚酮摩擦磨损性能研究^{*}

张增强 孟繁毅 侯文文 宁大勇 弓永军

(大连海事大学交通与运输装备与海洋工程学院, 辽宁大连 116026)

摘要: 为了寻找适合于水液压泵/马达的摩擦副材料, 以 316 L 不锈钢与四种聚醚醚酮(PEEK, 30% 碳纤维增强 PEEK (PEEKCF30), 30% 碳纤维增强 PEEK (PEEKCA30), PEEK 和石墨及碳纤维增强 PEEK (PEEKHPV)) 组成的摩擦副为研究对象, 利用 MMW-1 立式万能摩擦磨损试验机测定水润滑下接触表面摩擦副的摩擦系数和温度以及磨损的磨痕量, 并通过激光共聚焦显微镜对试样表面磨痕形貌进行分析。结果表明: 316 L-PEEKHPV 摩擦副的摩擦系数、摩擦温度、磨痕量均小于其余 3 组摩擦副, 适合作为水液压泵/马达的摩擦副材料。316 L 不锈钢与 PEEKCF30 配对时, 摩擦机制为腐蚀和磨蚀, 磨痕较为严重; 与 PEEKCA30 配对时, 摩擦机制为磨蚀; 与 PEEKHPV 配对时摩擦机制主要为粘附, 磨痕较为轻微。

关键词: 水润滑; 摩擦副; 聚醚醚酮; 摩擦磨损性能

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017) 03-0006-06

Research on Tribological Behaviors of 316 L Stainless Steel Against Polyether-ether-ketone under Water Lubrication

ZHANG Zengqiang MENG Fanyi HOU Wenwen NING Dayong GONG Yongjun

(Transportation Equipment and Ocean Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: In order to find the appropriate counter materials of friction pairs for water hydraulic pump/motor, the friction pairs composed of 316 L stainless steel and four kinds of polyether-ether-ketone (PEEK), including pure PEEK, 30% glass-fiber-reinforced PEEK (PEEKCF30), 30% carbon-fiber-reinforced PEEK (PEEKCA30), and PEEK, graphite and carbon-fiber-reinforced PEEK (PEEKHPV) were taken as study objects, the friction coefficient and temperature of the contact surface of the friction pairs, and their wear extent under water lubrication were measured by using a MMW-1 vertical universal friction and wear tester. The worn surface morphologies of the samples were analyzed by a laser scanning confocal microscope. The results show that, among the four sets of friction pairs, the friction pairs of 316 L-PEEKHPV has the lowest friction coefficient, friction temperature and wear extent, they are more suitable for the counter materials of key friction pairs in water hydraulic pump/motor. The friction mechanism is abrasion and scratch for the counter materials of 316 L stainless steel and PEEKCF30, which results in the serious wear. The friction mechanism is scratch for the counter materials of 316 L stainless steel and PEEKCA30, while the friction mechanism is mainly swelling for the counter materials of 316 L stainless steel and PEEKHPV, and the wear of the friction pairs is slight.

Keywords: water lubrication; friction pairs; PEEK; tribological behavior

* 基金项目: 国家自然科学基金委员会项目 (81473084, 81273083); 辽宁省自然科学基金项目 (LJ20130047); 中央高校基本科研业务专项基金项目 (3112003038); 国家科技支撑计划项目 (2014CB041200, 2014CB041200); 辽宁省高等学校优秀人才支持计划项目 (LJ20130047); 辽宁省自然科学基金项目 (2014020007); 大连市科技计划项目 (2014J11GC0206, 2014J11GC0203)。

收稿日期: 2016-07-08

作者简介: 张增强 (1979-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为水润滑传动、水下作业机电装备。E-mail: zengqiang@163.com

通信作者: 孟繁毅 (1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为直驱电机驱动水轮机调速。E-mail: mengfy173@163.com

水液压传动技术是使用过滤后的淡水或海水代替矿物油作为工作介质的一门新型的绿色液压技术^[1]。水介质因其无污染、安全性好等优点, 使得水液压传动技术在水处理、船务工程、核反应堆、船舶、水下作业、食品加工等行业已有广泛的应用^[2-4]。水液压泵/马达是水液压系统的动力源执行元件, 也是水液压系统的关键元件。由于水介质的理化特性差异导致其磨屑、摩擦磨蚀、腐蚀、气蚀等现象比油压泵/马达严重, 其关键摩擦副的相对运动速度高、接触应力大、润滑条件差等工作环境极大地限制了水液压泵/马达的使用寿命, 成为水液压系统推广应用的关键。

水的粘度低,是相同温度下水压油的 $1/50\sim 1/30$,设计上需要摩擦副的配合间隙非常小,以减少磨损。以上两点导致水液压泵/马达中的摩擦副易发生表面的直接接触,造成表面磨蚀失效。因此所研制的(海)水液压泵/马达关键摩擦副必须要有良好的耐磨性、耐腐蚀性、抗疲劳特性和抗气蚀能力。

为了使水液压泵/马达可以在(海)水环境中正常运行,其关键摩擦副必须采用高强度、抗腐蚀和耐磨性好的材料。此外,除了水环境(特别是海水)中的金属间会形成一个腐蚀电池,从而产生电偶腐蚀,因此水液压泵/马达的各摩擦副不能采用单一金属材料。近年来,随着工程陶瓷、高分子材料等新型材料的发展,使得水液压传动技术取得了长足的进步。与金属材料相比,工程塑料具有自润滑性好、摩擦性能低、摩擦副数低和耐腐蚀性能好等优点;与陶瓷材料相比,工程塑料具有良好的加工性能并且成本低。因此,工程塑料成为水液压泵/马达关键摩擦副的首选。

浙江大学熊波等^[2]使用 M-200 摩擦副试验机证明了改性聚氨酯(PEEK)与等离子陶瓷涂层时摩擦学性能优于与不锈钢对摩。北京工业大学申凤梅^[3]通过 MCF-10 端面摩擦副试验机研究了碳纤维增强聚氨酯(CF/PEEK)与 316L、17-4PH、氮化硅、氮化硼陶瓷对摩的摩擦副特性,得出了氮化硅陶瓷-CF/PEEK 摩擦副摩擦学性能最好的结论。燕山大学王志军等^[4]借助 MMU-30 卧式端面摩擦副试验机对 316 L、9Cr18Mo 与 PEEK、硬 ABS 树脂、PEEK/CF30 等 10 种工程塑料对摩时的摩擦学性能进行研究,证明 316L-PEEK/CF30 摩擦副是水液压马达的最佳选择。DAYTE 和 CARDINO^[5]利用环-块磨副试验机研究了碳纤维和碳纤维增强 PEEK 与不锈钢干摩擦下的摩擦副特性的影响,发现 PEEK/CF30 复合材料的摩擦学性能最好,其摩擦副对尘埃颗粒运动速度和表面粗糙度的影响。DAYTE 和 CARDINO^[5]的研究表明,碳纤维的放置方向会影响 CF/PEEK 复合材料的摩擦学及机械性能。

通过以上文献的分析可知,聚氨酯(PEEK)相比其他工程塑料无论是与金属或是陶瓷配副都具有优异的摩擦学性能。许多学者对此已经做了大量研究。但是针对不同种类的聚氨酯(PEEK)与不锈钢之间的摩擦副性能研究较少。316 L 不锈钢具有耐腐蚀性强、加工方便、成本低等优点,较适合作为(海)水元件摩擦副的配对材料。本文作者选择市面上应用最广泛的 4 种聚氨酯(PEEK)材料亦为试验研究对象。通过模拟水液压泵/马达关键摩擦副的

实际工况,探究 PEEK 与 316 L 不锈钢摩擦副的摩擦副特性,为筛选应用于水液压泵/马达关键摩擦副的配对材料提供实验数据。

1 试验材料与方案

试验的聚氨酯副选用市面上最常用的 4 种材料,分别是纯聚氨酯副(PEEK3000)、30%碳纤维增强 PEEK (PEEK/CF30)、30%碳纤维增强 PEEK (PEEK/CA30)、PIEK、石墨和碳纤维增强 PEEK (PEEK/SPV)。

摩擦副试验机在 MMU-1 立式万能摩擦副试验机上进行,试验采用环-盘滑动接触形式模拟水液压泵/马达摩擦副的接触形式,摩擦副上试件为圆盘,材料为 316 L 不锈钢,其内径为 25 mm,外径为 30 mm,平均摩擦直径为 26.5 mm,厚度为 5 mm,表面粗糙度为 $Ra0.4\ \mu\text{m}$,下试件为圆环,材料为 PEEK,其内径为 18 mm,外径为 24.7 mm,厚度为 10 mm,表面粗糙度为 $Ra0.4\ \mu\text{m}$,磨副试验机的原理如图 1 所示,上试件由主动轴带动时转动的,下试件固定不动,通过加载轴提供轴向的加载力,上下试件均处于装满水的水套中,从而实现摩擦副接触表面在水润滑条件下的往复滑动。

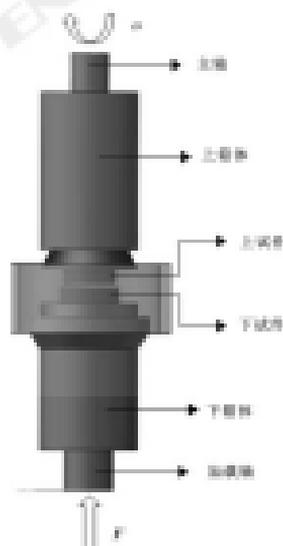


图 1 MMU-1 立式万能摩擦副试验机

Fig. 1 MMU-1 vertical universal friction and wear tester

试验上端副试验材料为 316 L, 下端副试验材料分

别采用 PEEK1000、PEEKHPY、PEEKGF30、PEEK-CA30, 润滑油为过滤后的自来水, 过滤精度为 3-20 μm , 设定试验条件为: 接触应力为 0.8 MPa, 相对滑动速度 1.4 m/s, 测试时间 2 h, 室温。试验过程中记录摩擦因数、水温变化。试验结束后, 利用 Olympus 激光干涉显微镜检测测试摩擦副前后表面形貌, 采用 0.1 mg 精度的电子天平测量试件的磨损失量。

2 结果与分析

2.1 摩擦副性能对比分析

图 2 给出了 316 L 与 4 种 PEEK 的摩擦因数随时间变化的曲线。可以看出, 316L-PEEKHPY 对偶时间的平均摩擦因数最小, 并且波动幅值很小。在试验时间内摩擦因数稳定在 0.19 左右。316L-PEEKCA30 对偶时间的初始摩擦因数为 0.26, 随着时间增加摩擦因数增大, 大约 36 min 后摩擦副磨合结束, 摩擦因数保持在 0.34 上下波动。316L-PEEK1000 对偶副在整个摩擦过程中摩擦因数变化较为平稳, 一直稳定在 0.24 左右。316L-PEEKGF30 对偶副的摩擦因数随时间变化波动较大, 波动区间为 0.29-0.36, 其平均摩擦因数在 4 组摩擦副中最大, 最大值为 0.33。

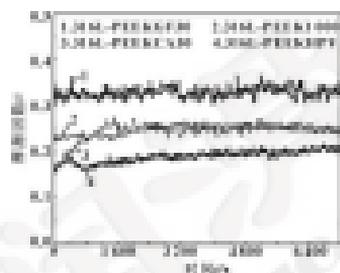


图 2 不同摩擦副摩擦因数随时间的变化

Fig. 2 Variation of friction coefficient of different friction pairs with test time

试验环境温度为 18.1℃, 图 3 给出了不同摩擦副间摩擦所引起水盘中水温的变化曲线。可以看出, 4 组对偶摩擦副在摩擦过程中由于摩擦热场会使水盘中的温度升高, 其中 316 L-PEEKHPY 与 316L-PEEKCA30 摩擦副的温度随时间的变化较为平缓, 温升分别为 4.3 和 5℃。316 L-PEEKGF30 与 316 L-PEEK1000 摩擦副在前 60 min 的温升比较明显, 之后温升都有趋于稳定的趋势, 但温升分别为 7.3 和 6.2℃, 高于前两组摩擦副。

从图 3 所示的水温变化还可以看出, 水温随时间的变化趋势与图 2 中 4 组摩擦副摩擦因数的变化趋势

是相一致的, 摩擦因数越大, 表示摩擦副之间的相对运动越激烈, 温升越高, 同时因摩擦产生的磨损失量增大, 由此产生的磨损失量越大, 最终导致样品表面的严重磨损。

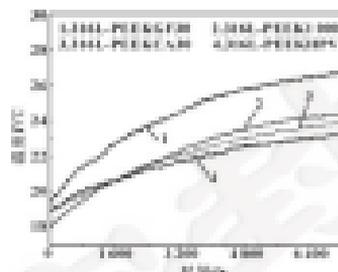


图 3 不同摩擦副水温随时间的变化

Fig. 3 Variation of water temperature of different friction pairs with test time

图 4 给出了不同摩擦副试验后 316 L 不锈钢和 PEEK 的磨损失量变化。可以看出, 316L-PEEKGF30 摩擦副的磨损失量, 无论是 316 L 还是 PEEK 的磨损失量均为 4 组中最大的, 其中 316 L 的磨损失量为 3.4 mg, PEEKGF30 的磨损失量为 7.1 mg。由图 2 可知, 该组摩擦副的摩擦因数也大于其余 3 组, 摩擦因数越大运动越激烈, 摩擦热量越大, 因此导致磨损失量增大。另外 3 组摩擦副中, 316 L 的质量变化较小, 3 组差别不大, 但 PEEK 的磨损失量存在差别, 其中 PEEKHPY 的磨损失量最小, 为 1.5 mg, 这也与图 2 中其摩擦因数最小相对应。

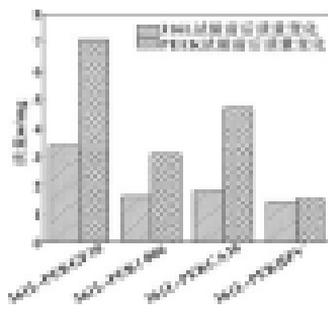


图 4 不同摩擦副试验后磨损失量变化

Fig. 4 Variation of wear mass of different friction pairs after wear test

2.2 摩擦副制样时

图 5 显示了 PEEK 磨削前后的形貌。由 PEEKCF30 磨削前后形貌可以看出(见图 5(a)、(b)), 其表面磨削较为严重, 磨削后的接触表面出现大片的金属区域并非垂直划痕, 同时还可以看到大量黑色的磨屑被碾到 PEEKCF30 的表面, 这说明该摩擦副在对穿过程中发生了黏着磨削中的粘附和擦伤现象。严重的黏着和表面粗糙化使得摩擦系数显著增加且波动加大, 同时产生了大量的微细磨屑, 使得 PEEKCF30 磨削量增大。由 PEEK1000 磨削前后形貌

可以看出(见图 5(c)、(d)), 磨削后其原始形貌已经不存在, 并伴有较多宽划痕, 也存在磨屑被压入接触表面的现象。由 PEEKCAM 磨削前后形貌可以看出(见图 5(e)、(f)), 磨削后其大部分表面被磨平, 但仍存在原有形貌并非有明显擦伤现象。从 PEEKHPV 磨削前后形貌可以看出(见图 5(g)、(h)), 磨削后其表面的痕迹是 4 组中较为轻微的, 原有形貌保留最多, 表面磨痕较为均匀, 伴有轻微的划伤, 其划痕较细, 因而其摩擦系数和磨削量较低。

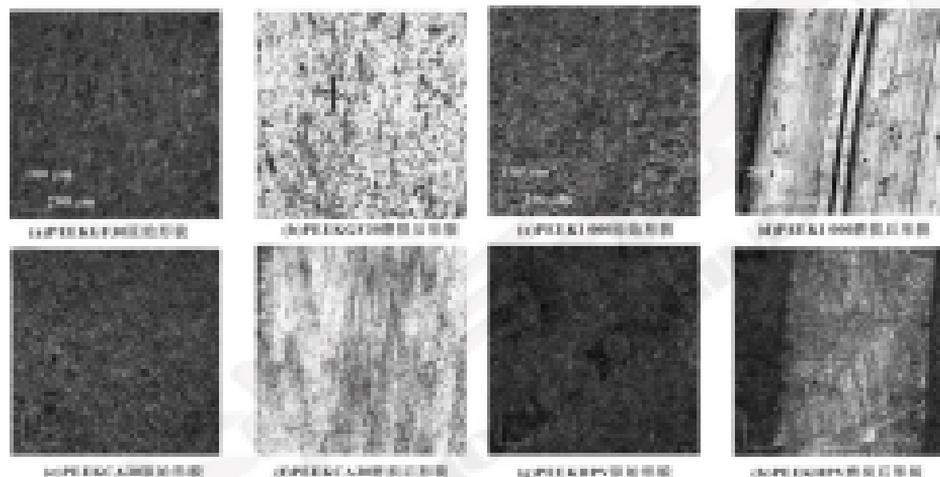


图 5 PEEK 磨削前后形貌

Fig. 5 The surface of PEEK before and after wear test (a), (b) original and worn surface of PEEKCF30; (c), (d) original and worn surface of PEEK1000; (e), (f) original and worn surface of PEEKCAM; (g), (h) original and worn surface of PEEKHPV

3 结论

(1) 316 L 不锈钢与 PEEKHPV 配对时, 摩擦系数最小, 平均摩擦系数为 0.09, 引起的水温升最小为 4.2℃, 并且试验后试件的磨痕质量也是最少的, 说明其摩擦学性能较好, 适合作为水液泵/马达关键摩擦副材料。

(2) 316 L 不锈钢与 PEEKCF30 配对时, 摩擦机制为粘附和擦伤, 磨削较为严重。与 PEEKCAM 配对时, 摩擦机制为擦伤; 与 PEEKHPV 配对时磨削较为轻微, 其磨削机制主要是划伤。

参考文献

[1] 杨中强, 周华. 水液泵技术研究新进展[J]. 液压与气动, 2003(2): 1-6.

YANG Zhong, ZHOU Hua. New achievements in water hydraulics

[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2003(2): 1-6.

[2] 刘根水, 吴德发, 李永林. 海水液压力水点在海岛各中的运用[J]. 机械工程师, 2014, 06(7): 28-30.

LIU T H, WU D F, LI Y L. Application of seawater hydraulics in deep-sea equipment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 06(7): 28-30.

[3] CHEN H P. Trends in design of water hydraulics motion control and specialized solutions[C]. // Proceedings of the 6th IFPE International Symposium on Fluid Power, Tokyo, 2000, 420-421.

[4] HIRAO M, YITTAI G H, BANIKI A, et al. Water hydraulic actuators for IEEE maintenance devices[J]. Fusion Engineering and Design, 2009, 04(1): 101-102.

(下转第 124 页)

doi:10.3969/j.issn.0254-0150.2017.05.020

小孔节流静压气体轴承承载力分析

程志勇^{1,2} 张燕平^{1,2} 张再峰¹ 黄树红^{1,2}

(1. 华中科技大学中微清洁与可再生能源学院, 湖北武汉 430074;

2. 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北武汉 430074)

摘要: 以小孔节流静压气体轴承为研究对象, 从节流孔内的高速出发, 通过工程假设采用气体轴承的建模与分析, 并借助 MATLAB 编程, 采用有限差分法, 牛顿迭代法实现了对气流场二维设计计算, 得到轴承的压力分布和承载力, 并分析对此承载力可能产生影响的因素, 包括偏心率、轴承间隙、供气孔直径、环境温度、节流孔个数、供气压力, 结果表明, 不同参数对承载力影响不同, 偏心率、轴承间隙及供气压力对承载力影响较大, 增大偏心率, 增大供气压力, 减小轴承间隙, 减小节流孔直径及增加节流孔个数, 均会使轴承承载力变大; 节流孔直径及每圈节流孔个数均为实际工程限制存在取值范围。

关键词: 气体轴承; 承载力; 有限差分法

中图分类号: TH137 文献标志码: A 文章编号: 0254-0150(2017)05-020-06

Load Capacity Analysis of Aerostatic Bearing with Orifice Restrictors

CHENG Zhiyong^{1,2} ZHANG Yanping^{1,2} ZHANG Zaifeng¹ HUANG Shuhong^{1,2}

(1. China-EU Institute for Clean and Renewable Energy, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan Hubei 430074, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan Hubei 430074, China)

Abstract: With the aerostatic bearing with orifice restrictors as the research object, the model of gas bearing considering the gas flow in the orifice was set up based on engineering assumptions. Finite difference method and Newton iteration method were used to obtain gas film flow field, pressure distribution and load capacity with the MATLAB programming. The factors that may affect the load capacity of aerostatic bearing were analyzed and discussed, including eccentricity, bearing clearance, the pore diameter, the ambient temperature, the number of orifices, and supply pressure. The results show different parameter has different effect on load capacity of air bearing. Among them, eccentricity, bearing clearance and supply pressure has greater impact on load capacity. The load capacity will be increased by increasing the eccentricity, increasing supply pressure, decreasing bearing clearance, decreasing pore diameter and increasing number of orifices. Due to the engineering limitations, it exists the preferred value for the number of orifices and the pore diameter.

Keywords: gas bearing; load capacity; finite difference method

液体润滑轴承润滑介质可压缩性很小, 使液体润滑轴承可以产生很大的承载能力和刚度, 因此长期以来工业生产中广泛使用的轴承是液体润滑轴承。但液体润滑轴承润滑介质黏度很大, 在高转速时会产生较大的摩擦功耗和热量, 使其无法适用于高转速场合。气体轴承是采用黏度低且随温度变化小、清洁无污

染、耐腐蚀、可压缩性好等特性的气体作为润滑介质的滑动轴承。气体的诸多特点一方面使轴承具有功耗低、寿命长和精度高等优点。在高速支承、微摩擦低功耗支承、高精度支承和特殊工况下的支承领域占有绝对的应用优势。但是气体轴承存在承载力偏低的问题, 因此分析气体轴承承载力的影响因素, 并优化设计轴承参数有利于最大限度地提高气体轴承的承载力。

气体轴承, 按照气膜产生机制, 可以分为静压气体轴承、动压气体轴承、动静压混合气体轴承及气液两相轴承, 其中小孔节流静压气体轴承研究、应用较多。张广辉^[1]分析了偏心率、转速、节流孔排数对动静压混合气体轴承和动压气体轴承的压力分布及承载

• 基金项目: 国家自然科学基金青年基金项目(20120160090)。

收稿日期: 2016-08-30

作者简介: 程志勇(1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为空气轴承。E-mail: chengzhiyong@hust.edu.cn

通信作者: 张燕平(1971-), 女, 博士, 副教授, 研究方向为内流与传热流体力学、热力学系统性能分析与诊断, 太阳能热发电。E-mail: zyp2017@hust.edu.cn

力的影响;章正伟^[4]分析了偏心率、供气压力对小孔节流静压气体轴承压力分布的影响;王德俊^[5]分析了偏心率、轴承间隙、供气孔直径对小孔节流静压气体轴承的影响,并进行试验验证;廖万欢^[6]通过使用 Matlab PDE 工具箱分析偏心率、小孔直径、平均半径间隙、取轴端距离及宽度对轴承静态性能的影响;罗小军^[7]借助 ANSYS 求解雷诺方程,分析了供气压力、平均气膜厚度、节流孔直径、节流孔轴向相对位置对气体轴承静态性能的影响;BO 等^[8]介绍气体轴承工作原理,推导并求解雷诺方程来分析气体轴承动态静态性能;YANG 等^[9]研究了节流孔对静压气体轴承的影响;DAL 和 KARACAY^[10]研究了高轴承间隙下气体轴承的性能;LIAN 和 ZHANG^[11]利用有限元分析软件分析偏心率、孔径、供气压力及转速对静压气体轴承承载力的影响。从已知的文献可知,目前系统性全面综合地分析小孔节流静压气体轴承承载力的研究较少,本文作者从气体轴承承载力随转速的变化关系入手,讨论不同参数对轴承承载力的影响,从而全面地分析影响轴承承载力的因素。

静压气体轴承在气膜间隙内的流动,满足可压缩

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + v \frac{\partial \rho}{\partial z} &= 1 - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(2 \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right] \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + v \frac{\partial \rho}{\partial z} &= 1 - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \right] \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + v \frac{\partial \rho}{\partial z} &= 1 - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(2 \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right] \end{aligned} \right. \quad (1)$$

气体轴承的气膜厚度 h 很小,一般为 12~30 μm , 相对于轴承直径 D , 通常情况下 $h/D=1 \times 10^{-3} \sim 1 \times 10^{-2}$, 因此可以忽略周向表面曲率的影响,将气体在最大轴承间隙处展开,把圆柱形轴承的气膜展开成平面,相较于轴向、 z 方向,气膜厚度、 z 方向及周向、 θ 方向的气流速度分量很小,可以忽略,即气流无环向流动,只是沿着 x 方向流向两端,压力降为环境压力 p_a 。

气膜厚度很小,可以忽略体积力,假定气体雷诺数不大,气流流动为层流流动,轴承为刚性表面,不产生变形,气体在流动过程中,在气膜内产生的热量很少,轴承本身材质的导热能力比气膜内导热能力

的雷诺方程,通过对雷诺方程的求解就可以求得气体轴承的静态特性,求解可压缩雷诺方程的解析解比较困难,目前的研究集中采用数值方法求解,如有限差分法、有限元法和有限体积法,气体轴承间隙相对于轴承直径很小,较难使用有限体积法建模,本文作者采用有限差分法,对其进行数值计算,得到气膜压力分布,并在此基础上计算出轴承的承载力,为工程设计及应用提供参考。

1 数学模型

1.1 建立雷诺方程

1.1.1 气体质量守恒方程

静压气体轴承的特征主要取决于稠密气体在轴承间隙中的流动状态,即研究气体轴承时稠密流体就是研究气体在轴承间隙中的流动状态,经典的流体力学假定微团对运动的流体轴承两表面是理想的无滑面,而且通常情况下气流被假设为牛顿流体,所以气体轴承中气体的流动特性可以用 Navier-Stokes 方程描述,从 Navier-Stokes 方程入手,结合气体轴承气体间隙的具体条件,进而求得气体间隙运动方程,式(1)为可压缩流体的三维线性 Navier-Stokes 方程^[12]。

大得多,故可以假设气体间隙的流动为等温过程,由于气体温度对气体压力变化不敏感,等温过程温度不变,则可假设气体黏性系数 μ 为常数,忽略轴承静态运动,只考虑轴承与轴颈之间的相对运动,且轴承无弹性变形,因此,式(1)可以简化为式(2)^[13]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial \rho}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \end{aligned} \right. \quad (2)$$

1.1.2 绝态气体洞道连续体方程

气体洞道满足质量守恒定理,于是有式(3),

$$\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

1.1.3 气体洞道气体绝态方程

根据等温过程设定,可以假定气体温度与环境温度相等,即 $T=T_0$ 。在此假设条件下,对于等温气体洞道有:

$$\frac{d\rho}{\rho} = RT_0 = RT_0 \frac{d\rho}{\rho} \quad (4)$$

1.1.4 等温绝态气体洞道雷诺方程

联立方程(1)、(2)、(4)并化简,忽略 z 方向上的流动,得到无节流孔处等温绝态气体洞道雷诺方程(5)及节流孔处等温绝态气体洞道雷诺方程(6):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) = 6\mu v_x \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) + 12\mu v_x \frac{\rho}{h} = 6\mu v_x \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (6)$$

1.2 量纲一化

选取量纲一化参数,大气压力 p_0 作为参考压力 p ,气膜平均厚度 h_0 、轴颈直径 d_0 作为参考特征长度 l ,则有: $\bar{p} = \frac{p}{p_0}$, $\bar{h} = \frac{h}{h_0}$, $\bar{x} = \frac{x}{l}$, $\bar{z} = \frac{z}{l}$ 。

得到量纲一化方程:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\rho}^2 \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\rho}^2 \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial \bar{x}} \right) = 6\bar{\rho} \bar{h} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} (\bar{\rho} \bar{h}) \quad (7)$$

其中, \bar{h} 为无量纲轴函数, $A_0 = \frac{12\mu v_x l^2}{p_0 h_0^3}$, \bar{Q} 为节流孔引入的气体质量流量因子, $\bar{Q} = \frac{24\mu^2 v_x}{k_0 p_0}$, A_1 为引入的罗布内克符号,在节流孔处, $A_1 = 1$;在非节流孔处, $A_1 = 0$ 。由于 $\dot{m}_1 = \rho v_x h_0 k_0$,故 $\bar{Q} = \frac{24\mu^2 v_x}{k_0 p_0} \rho v_x = \frac{24\mu^2 v_x}{k_0 p_0} \dot{m}_1$, \dot{m}_1 为质量流量,可根据小孔流量公式

$\dot{m}_1 = k_0 \rho v_x A_0 \sqrt{\frac{p_0}{\rho}}$ 求得,其中 k_0 为临界

压力比, $k_0 = \frac{p_0}{p_c} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, $p_c = \frac{p_0}{k_0}$ 。当 $p_c = p_0$ 时,

$$\bar{p}_c = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

当 $p_c > p_0$ 时, $\bar{p}_c =$

$$\left[\frac{1}{2} (k_0^{\gamma-1} - p_c^{\gamma-1}) \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

1.3 迭代求解

根据 Newton 迭代格式构造迭代计算公式,采用

中心差分格式进行离散化得到最终的计算公式

$$-\bar{d}_{i,j} = \mu_{i,j} \bar{d}_{i-1,j} + k_{i,j} \bar{d}_{i+1,j} + \mu_{i,j} \bar{d}_{i,j-1} + \mu_{i,j} \bar{d}_{i,j+1} \quad (8)$$

其中

$$\mu_{i,j} = -\frac{\bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j})}{2 (\Delta \bar{x})^2} - \frac{3\bar{h}_{i,j} \bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j})}{4 (\Delta \bar{x})^2}$$

$$\frac{\bar{p}_{i,j} - \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2} + \frac{A_0 \bar{h}_{i,j}}{4 \Delta \bar{x}}$$

$$k_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i+1,j})}{2 (\Delta \bar{x})^2} - \frac{3\bar{h}_{i,j} \bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i+1,j})}{4 (\Delta \bar{x})^2}$$

$$\frac{\bar{p}_{i,j} - \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2} + \frac{A_0 \bar{h}_{i,j}}{4 \Delta \bar{x}}$$

$$\mu_{i,j} = 2\bar{Q}_{i,j} \frac{(\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j}) (\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j})}{4 (\Delta \bar{x})^2} - \bar{Q}_{i,j}$$

$$\left[\frac{\bar{p}_{i,j} - \bar{h}_{i,j} \bar{p}_{i-1,j}}{(\Delta \bar{x})^2} + \frac{\bar{p}_{i,j} - 2\bar{h}_{i,j} \bar{p}_{i-1,j}}{(\Delta \bar{x})^2} \right] - \frac{3\bar{Q}_{i,j} \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2}$$

$$\frac{3\bar{Q}_{i,j} \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2} - \frac{A_1 (\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j})}{4 \Delta \bar{x}}$$

$$d_{i,j} = -\frac{\bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j})}{2 (\Delta \bar{x})^2} - \frac{\bar{p}_{i,j} - \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2}$$

$$-\bar{d}_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j})}{2 (\Delta \bar{x})^2} - \frac{\bar{p}_{i,j} \bar{h}_{i,j}}{(\Delta \bar{x})^2}$$

$$\bar{d}_{i,j} = \bar{p}_{i,j} \bar{h}_{i,j} \left[\frac{\bar{p}_{i-1,j} - 2\bar{h}_{i,j} \bar{p}_{i-1,j}}{(\Delta \bar{x})^2} + \frac{\bar{p}_{i-1,j} - \bar{h}_{i,j} \bar{p}_{i-1,j}}{(\Delta \bar{x})^2} \right] + \bar{h}_{i,j} \left[\left(\frac{\bar{p}_{i-1,j} - \bar{h}_{i,j}}{2 \Delta \bar{x}} \right)^2 + \left(\frac{\bar{p}_{i-1,j} - \bar{h}_{i,j}}{2 \Delta \bar{x}} \right)^2 \right] + 3\bar{Q}_{i,j} \bar{h}_{i,j} - \frac{(\bar{p}_{i-1,j} - \bar{h}_{i,j}) (\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j})}{4 (\Delta \bar{x})^2} - \frac{A_0 \bar{h}_{i,j} (\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j})}{4 \Delta \bar{x}} - \frac{A_1 \bar{h}_{i,j} (\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i-1,j})}{4 \Delta \bar{x}} + \frac{\bar{Q}_{i,j}}{2}$$

2 计算对象及方法

2.1 计算对象

本文作者研究对象为小孔节流静压气体轴承,其结构如图1所示。轴承长度 L 取50 mm,轴承内圆直径 D 取50 mm,采用双排供气结构,单排的节流孔数 n 取8,供气孔直径 d 取0.2 mm,其中供气孔与轴间之间的距离 $L/4$ 为12.5 mm,轴承平均间隙 h_0 取0.2 mm,环境压力为大气压力,外部供给气体从节流小孔进入,压力由供气气压 p_0 降为 p ,并从轴承两端流出,基本参数参照文献[4]选取,具体参数如表1所示。

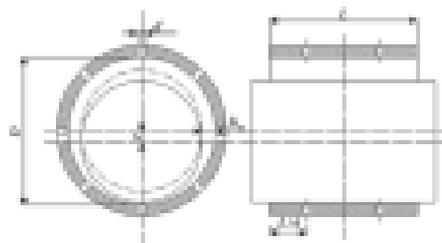


图1 小孔节流静压气体轴承结构示意图

Fig.1 Schematic of orifice bearing with orifice restriction

表1 小孔节流静压气体轴承相关参数

Table 1 Parameters of orifice bearing with orifice restriction

轴承长 L/mm	50
轴承内圆直径 D/mm	50
轴承平均间隙 h_0/mm	0.2
节流孔直径 d_0/mm	0.2
轴心字	0.2
小孔节流系数 μ	0.8
空气粘度 $\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}$	1.807
空气密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.205
大气压力 p_0/Pa	101325
供气压力/大气压力 α	500
供气压力 p_0/Pa	50662.5
空气密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.178 7
节流孔排数	2
每排节流孔个数	8
轴承长度方向节流孔排数 n_x	60
轴承圆周方向节流孔数 n_y	120

2.2 计算方法

采用有限差分法进行计算,计算过程主要分为以下几步:

(1) 建立小孔节流静压气体轴承的雷诺方程;

(2) 采用有限差分法对二阶偏微分的雷诺方程进行处理,用近似解代替精确解;

(3) 采用牛顿迭代法,借助 MATLAB 进行编程及求解。

迭代计算采用松弛迭代法,利用 MATLAB 编程进行求解,计算流程图如图2所示。

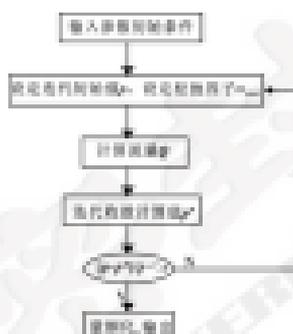


图2 MATLAB求解压力分布计算流程图

Fig.2 Flowchart of MATLAB solving pressure distribution

$$p_{i,j}^{k+1} = (1 - \omega_{i,j}) p_{i,j}^k + \omega_{i,j} \left(\frac{-\mu (p_{i+1,j}^k - p_{i-1,j}^k) \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \mu (p_{i,j+1}^k - p_{i,j-1}^k) \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - S}{\omega_{i,j}} \right)$$

$\omega_{i,j}$ 为迭代因子,数值介于0~2之间,其中,松弛因子大于1时为超松弛,小于1时为亚松弛,迭代收敛条件为 $\text{Max}(|\bar{p}_{i,j}^k - \bar{p}_{i,j}^{k+1}|) = 10^{-6}$, MATLAB 为矩阵表示数字形式,因此为了编程时直观方便,采用图3所示的网格迭代图进行编程。

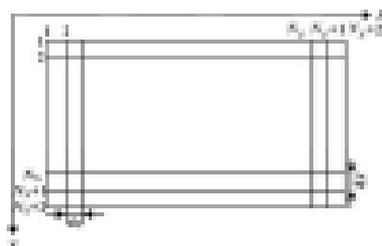


图3 网格迭代图

Fig.3 Grid iteration

2.3 边界条件及处理方式

速度边界条件:在壁面处气体分子的速度和轴承表面的速度相等,即轴承内/外表面处气体分子速度

等于轴表面线速度,轴颈与轴内表面处气体分子速度为0。

压力边界条件:由静压气体轴承工作原理可知轴承两端的气压为大气压力,气体单元与周围大气相连,因此此两气体单元压力边界为 $p=p_0$ 。节流孔进气处,此处与气源相连,气体单元的压力边界 $p=p_0$ 。

2 数值结果及分析

利用建立的计算模型,借助 MATLAB 编程求解得到轴承转速为 30 000 r/min 时的气体轴承压力分布图,如图 4 所示。图中峰值为节流小孔所在位置,由于存在偏心,故各个峰的大小不一致,峰最大值处为轴承内外圆间距离最小的地方。

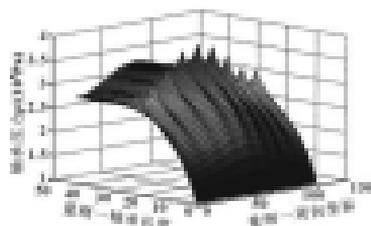


图4 气体轴承压力分布

Fig. 4 Pressure distribution of gas bearing

为了分析承载力影响因素,逐一改变偏心率、轴承间隙、节流孔直径等参数,计算分析其对轴承承载力的影响。

2.1 偏心率对轴承承载力的影响

改变偏心率的数值,编程计算,得到不同偏心率下承载力随转速的关系,如图 5 所示。



图5 不同偏心率下承载力与转速的关系

Fig. 5 Relation between load capacity and speed under different eccentricity

可以看出,偏心率越大,相同转速下承载力越大。从转速来看,在相同的偏心率下,轴承的承载力

随转速的增加,先增大后减小,存在一个最高值。同时高偏心率下,承载力随转速的变化率更大。在设计轴承时,偏心率的大小决定了工作载荷的大小,为了保证轴承具有足够的刚度和承载力,偏心率不能够太大,一般取在 0.2~0.4 之间。

2.2 轴承间隙对轴承承载力的影响

轴承间隙是气体轴承最重要的参数之一,其数值一般为几十微米,微小的变化就会带来轴承特性很大的改变。当轴承间隙减小时,各种气孔后的压力趋于一致,压差不大,使得承载力很小。而当轴承间隙很大时,趋于无穷时,节流孔后压力都为常压,压差不大,同样会使承载力很小。所以为保证轴承有较大的承载力,轴承间隙一定要选取得当。在不同轴承间隙条件下,承载力随转速的变化曲线如图 6 所示。可知,在所选计算范围内,轴承间隙越大,相同转速下承载力越小。同时,不同轴承间隙情况下,承载力与转速的关系也不一致。

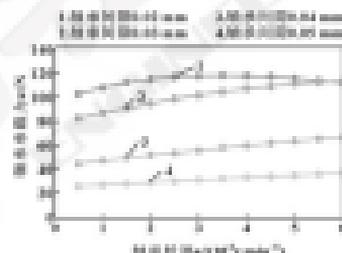


图6 不同轴承间隙下承载力与转速的关系

Fig. 6 Relation between load capacity and speed under different bearing clearance

2.3 节流孔直径对轴承承载力的影响

不同节流孔直径下,承载力随转速的变化曲线如图 7 所示。

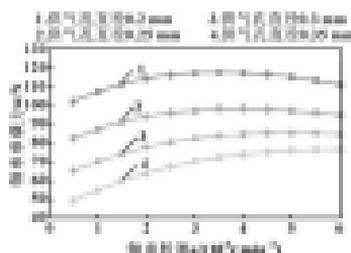


图7 不同节流孔直径下承载力与转速的关系

Fig. 7 Relation between load capacity and speed under different pore diameter

可以看出,在计算点选取的区间内,供气孔直径越大,承载力越小,因此可以将最小直径选率作为最佳的供气孔直径。但是如果考虑加工工艺的问题,供气孔越小加工的难度越大,理论上来讲供气孔直径一般不小于 0.2 mm ,故可将 0.2 mm 作为最佳供气孔直径。

3.4 环境温度对轴承承载力的影响

根据假设可知,环境温度,即大气温度,与气膜温度相同,图8示出了不同环境温度下,承载力随转速的变化关系。可知,环境温度会影响轴承的承载力,但是环境温度对轴承承载力的影响不大,这是由于润滑介质——空气的相关物性参数在温度变化时变化较小,如表2所示,因此在设计气液轴承时,可以忽略环境温度对轴承承载力的影响。

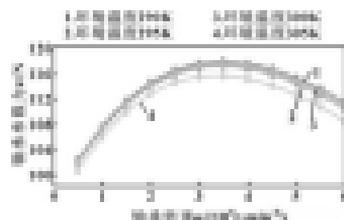


图8 不同环境温度下承载力与转速的关系

Fig. 8 Relation between load capacity and speed under different ambient temperature

表2 空气物性参数表

Table 2 Physical parameters of air

温度 T/K	压强 $p/10^5\text{ Pa}$	密度 $\rho/$ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	空气流 体 $\nu/$ $(10^{-6}\text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1})$	动力 $\eta/$ $(10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s})$
298	0.10133	1.1797	1.4597	1.839
299	0.10133	1.1751	1.4573	1.839 3
300	0.10133	1.1707	1.4559	1.833 7
301	0.10133	1.1671	1.4555	1.832

3.5 节流孔个数对轴承承载力的影响

节流孔个数为每两节流孔的个数,本文亦采用相同的计算轴承模型为双腔结构,图9示出了不同节流孔个数情况下,承载力随转速的变化关系。可以看出,节流孔个数对承载力有较大影响,半节流孔数不能小于4,半节流孔个数小于4时,相同转速下承载力较小,大于或等于8时,区别不大,因此每两节流孔数最佳的值是8。

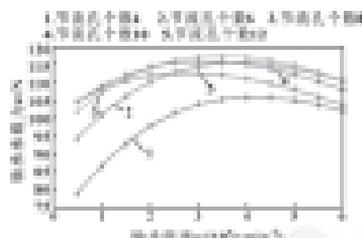


图9 不同节流孔数下承载力与转速的关系

Fig. 9 Relation between load capacity and speed under different orifice number

3.6 供气压力对轴承承载力的影响

图10示出了不同供气压力下,承载力随转速的变化关系。可知,供气压力越大,相同转速下承载力越大,而且供气压力对承载力影响较大,效果较明显,但是供气压力不能太大,太大容易产生气液激动现象,轴承容易失稳。另一方面,供气压力太大会增加各个制造成本,因此尽可能地选择较大的供气压力应在合适的条件下。

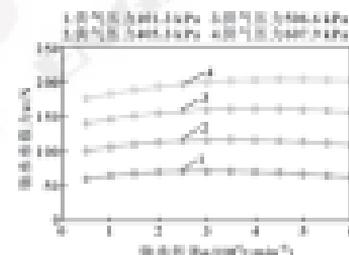


图10 不同供气压力下承载力与转速的关系

Fig. 10 Relation between load capacity and speed under different supply pressure

4 结论

(1) 偏心率、轴承间隙、供气孔直径及供气压力均对轴承承载力有较大影响,偏心率越大,相同转速下承载力越大;轴承间隙越大,相同转速下承载力越小;供气孔直径越小,承载力越大,但是由于加工工艺考虑,供气孔直径不能太小;气压力越大,承载力越大,但是由于经济成本及系统稳定性考虑,供气压力不可能太大。

(2) 环境温度对气液轴承承载力影响不大,在初步设计计算时可以忽略。

ISSN: 02.3999/J.issn.0239-9390.2017.03.006

基于间隙热源法的车轮踏面制动摩擦温升研究^{*}

陈 帅¹ 吴 磊² 付青云³ 温泽峰¹ 王衡禹¹

1. 西南交通大学机械工程学院 四川成都 610031;

2. 西南交通大学峨眉校区机械工程系 四川峨眉 614202;

3. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 四川成都 610061)

摘要:针对传统模拟车轮踏面制动摩擦热流边界加载方式存在的不足,如匀速热源法计算精度较低和移动热源法计算效率较低,提出基于间隙热源加载法的车轮踏面制动摩擦温升有限元计算方法,以重载列车紧急制动为研究对象,通过与以往的移动热源法和匀速热源法进行对比,研究新方法的计算精度和计算效率。计算结果表明,在计算精度方面,新方法不仅可以达到移动热源法的计算精度,还保持与匀速热源法法模拟的网压和踏面的接触-脱离现象导致的车轮踏面温度时间历程曲线波动现象。在计算时间方面,新方法的计算效率与匀速热源法的相当,但新方法计算速度比移动热源法的快4.3倍。

关键词: 列车制动; 热流密度; 温度场; 温度波动

中图分类号: U279.2; TB117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0239-9390(2017)03-0006-06

Research on Wheel Temperature Rising Due to Tread Braking Based on Intermittent Heat Source Method

CHEN Shuai¹ WU Lei² FU Qingyun³ WEN Zefeng¹ WANG Hengyu¹

1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Emei Sichuan 614202, China;

3. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610061, China)

Abstract: For the inadequacies of the traditional heat loading methods to simulate the tread braking, such as the lower computational accuracy in the steady source method and the lower computational efficiency in the moving source method, a new heat flux loading method called intermittent heat source method was put forward to calculate the wheel temperature rising due to tread braking. The computational accuracy and efficiency of the intermittent heat source method was analyzed and compared with moving heat source method and steady heat source method with the help of the finite element model based on emergency braking of a heavy haul train. The results show that the computational accuracy of intermittent heat source method is equivalent to that of moving heat source method, while far higher than that of steady heat source method. The temperature-time curves of intermittent heat source method and moving heat source method have a common phenomenon of fluctuation, which simulates the phenomenon of actual physical processes when wheel tread braking. The computational efficiency of intermittent heat source method is equivalent to that of steady heat source method, while 4.3 times faster than that of moving heat source method.

Keywords: train braking; heat flux loading; temperature field; heat fluctuation

—基金项目: 国家自然科学基金委员会项目(51405059, 51364117, 51774480); 中国铁路总公司课题(2016X004-F; 2016X002-F; 2016X014-F; 2016X010-F); 中国铁路总公司科技开发专项研究基金项目(2016004X110)。

收稿日期: 2016-08-16

作者简介: 陈帅(1990-),男,硕士研究生,研究方向为轮轨关系。E-mail: cshuai@swjtu.edu.cn

通信作者: 王衡禹(1979-),男,博士,副教授,研究方向为轮轨摩擦及轮轨养护。E-mail: hwyang@home.swjtu.edu.cn

为满足经济社会发展需求,发展重载运输成了一种必然。重载列车是运输大宗货物综合效益最有效的形式,它具有运量大、能耗少、不易受雨雪雾天气影响等优势。车轮踏面闸瓦制动是重载列车广泛采用的制动形式,其具有制动力大、可靠性高,且还能改善轮轨黏着特性的优点^[1]。

采用闸瓦制动的列车制动时,车轮踏面温度会上升将近 300℃,且随着列车轴重的不断增加,车轮踏

面的制动温升将会更高。车轮踏面温度升高不仅会降低车轮踏面强度, 诱发车轮踏面热裂纹; 还与轮缘共同作用, 使车轮轮缘承受更高的应力。北美铁路的相关研究表明^[2]: 制动产生的热负荷是车轮轮缘高应力的主要来源。由制动热负荷产生的轮缘热应力远大于机械载荷产生的机械应力。如果车轮踏面制动温度过高, 就会提高车轮热损伤风险, 且会导致车轮失效, 对列车的安全运行造成威胁^[3]。因此, 对列车踏面制动温升和热应力的研究一直是铁路科研工作者的研究热点^[4]。李红霞等^[5]运用 ANSYS 模拟 3 种典型制动工况下(紧急制动、常用制动和快速制动)车轮的温度场分布和热应力变化, 并用试验结果验证了仿真结果的可靠性。陈静^[6]利用数值计算的方法对 40t 轴重货车紧急制动和长大下坡制动的车轮热负荷情况进行了模拟, 分析了其温度场和应力场, 并对车轮强度进行了预测。袁雷雷^[7]开发了一套踏面制动车轮瞬态温度场的有限元计算程序, 并对轴重、制动距离、运行速度的不同组合进行了一系列的计算, 对影响温度场的主要因素进行了分析。

在车轮踏面摩擦制动温升计算中, 涉及如何将车轮与闸瓦间的摩擦热能(动能转化的热能)分配到车轮踏面上的问题。以往的摩擦热能分配方式为移动热源法和均布热源法 2 种。移动热源法是假设闸瓦与车轮踏面之间相对移动的摩擦流加温方式; 均布热源法是假设热流密度等效为沿车轮踏面的均匀分布的加温方式^[8]。张洪等人^[9]对计算车轮踏面制动温升的移动热源法和均布热源法进行了对比研究, 得出了移动热源法计算得到的车轮踏面温度具有波动性的结论, 并认为均布热源法计算效率更高。然而, 移动热源法计算得到的车轮表面温度波动性, 恰好反映了车轮踏面制动过程中车轮相对闸瓦与滑动一周时, 车轮踏面的加热(踏面与闸瓦接触)和冷却(踏面与闸瓦不接触)过程。综合分析以上计算方法发现: 均布热源法计算效率高, 但计算准确率低; 移动热源法计算准确率高, 但计算效率低。因此 2 种方法均不适合对长运行距离的踏面制动温升进行准确仿真计算, 需要开发一种同时具备高计算准确度和高计算效率的踏面制动温升数值计算方法。

针对目前移动热源法和均布热源法存在的问题, 本文作者提出一种新的车轮踏面制动温升热流分配方法——网鞍热源法, 并以采用踏面制动的重载列车紧急制动为研究对象, 将有限元法与以往的均布热源法和移动热源法进行对比, 评估 3 种方法的计算精度和计算效率。计算结果显示, 网鞍热源法具有计算准确度高和计算效率高的优点, 适用于对车轮踏面制动

温升的长运行距离仿真计算。

1 计算模型

采用有限元方法建立车轮踏面制动温度场数值计算模型。模型中考虑车轮的实际几何尺寸, 用热流边界条件模拟闸瓦与车轮踏面间的摩擦热流(摩擦热流由轴重、轮径、闸瓦宽度、瞬时速度和制动减速度等共同决定), 同时流边界条件模拟车轮与周围环境的热交换。

1.1 有限元模型

考虑到轮辋结构的对称性, 建立了半个车轮的有限元模型。模型采用轮径为 840 mm 的钢轮, 车轮踏面为 L 型。车轮有限元模型如图 1 所示, 材料属性见表 1。模型中的节点数为 341 400, 最小网格尺寸为 0.4 mm。为了保证计算精度和提高计算效率, 将车轮踏面表面局部区域网格进行了细化处理。

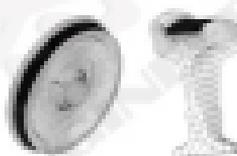


图 1 车轮有限元模型

Fig. 1 The finite element model of the wheel

表 1 车轮材料参数

Table 1 The material parameters of the wheel

密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	7 800
比热容 $c/(J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	470
热传导率 $\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	80
环境温度 $T_0/^\circ C$	40

1.2 边界条件

闸瓦制动的车轮温升一般只考虑两流边界条件, 即热输入的第二类边界条件(热流边界条件)和热流输出的第三类边界条件(对流边界条件), 如图 2 所示。在计算模型中, 热流边界条件关注热流的大小和热流在车轮踏面上的分布形式。其中, 热流密度的大小可通过能量守恒定理确定, 然而热流分布形式的处理上却相对复杂。以往的解决办法要么没有反映实际车轮踏面温升过程, 要么是计算效率太低。本文作者提出了一种新的方法——网鞍热源法, 既可以有效反映实际情况又可以提高计算效率。

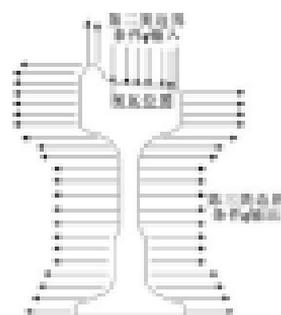


图2 车轮边界条件示意图

Fig.2 The steel boundary condition diagram

1.1.2.1 热流边界条件

热流边界条件要考虑的第一个任务是热流密度。热流密度是热流输入面上单位时间流入单位面积的热量。根据能量守恒定律,假设车辆在制动过程中动能的损失全部转化为摩擦热,这些摩擦热绝大部分通过踏面输送到车轮中,很小的一部分由闸瓦吸收,因此引入车轮与闸瓦间的热流分配系数 q ,则车轮踏面热流密度 q' 为

$$q'(x) = q \frac{d\left(\frac{1}{2}v^2 - \frac{1}{2}v_0^2 - \gamma(x)\right)}{d(x)} = q \frac{mv(v_0 - v)}{S} \quad (1)$$

式中: v_0 为车辆初速度, m/v_0 为每个车轮所承受的质量, $k_{02} \cdot a$ 为制动减加速度, m/v^2 : S 为闸瓦与踏面接触面积, γ 为

其中热流分配系数 q 为

$$q = \frac{k_1 \sqrt{v_0}}{k_1 \sqrt{v_0} + k_2 \sqrt{v_0}} \quad (2)$$

式中: k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 分别为车轮导温系数、闸瓦导温系数、车轮导热系数和闸瓦导热系数。

根据车轮闸瓦的材料属性,一般取 q 为0.91^[2]。

1.1.2.2 热流加载方式

热流边界条件的第二个任务是确定热流分布形式,也称之为热流加载方式。以往的热流加载方式有移动热源法和均布热源法2种,本文作者提出了间断热源法。图1为3种热流加载方式的示意图。

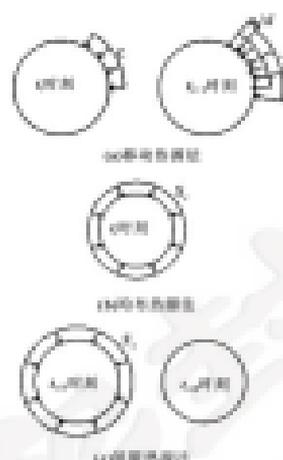


图1 3种热流密度加载方式示意图

Fig.1 Three heat flux loading methods diagram (a) moving heat source method; (b) evenly heat source method; (c) intermittent heat source method

1.1.2.2.1 移动热源法

在闸瓦制动过程中,车轮与闸瓦之间始终存在着相对运动,两者的接触面时刻在改变着,导致踏面上热流密度的输入区域不断变化,热流密度的输入区域是一个连续变化的过程,想要真实地模拟闸瓦制动过程,就必须在热流加载上体现车轮踏面与闸瓦的“接触—脱离接触—接触”的交替过程,就像是闸瓦在车轮踏面上移动一样,将这种仅应用瓦相对于车轮踏面移动的热流加载方式称为移动热源法。

移动热源法加载方式如下:

(1) 设车轮周长为 S ,并将其等分为 n 份,每个横岗步内闸瓦相对于车轮踏面周向方向的移动距离为

$$\Delta l = \frac{S}{n} \quad (3)$$

(2) 闸瓦相对于踏面移动 Δl 距离所用的时间间隔 Δt_i 为

$$\Delta t_i = \frac{2\Delta l}{(v_i + v_{i-1})}, \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (4)$$

式中: i 为横岗步序号; v_i 为当前横岗步速度时的车轮圆周线速度; $i=1$ 时对应的 v_0 为车轮初始圆周线

速度, m 为总截角步数, $m = \frac{L}{\Delta x}$, 其中, L 为制动距离。

(7) 记网孔长度为 L , 车轮转动过程中网孔扫过的区域内有 $\frac{L}{\lambda}$ 的踏面施加热流边界条件, 其余 $1 - \frac{L}{\lambda}$ 部分施加对流边界条件, 热流大小通过公式 (1) 计算, 得到:

$$q_w(x) = q(x) \quad (5)$$

(4) 每个截角步内, 对流边界条件沿车轮周向移动 Δx , 为确保模拟结果的连续性, 必须使 $\Delta x < L$, 考虑到计算机的计算效率, 取 $\Delta x = \frac{L}{2}$ 。

1.1.2.2 均布热流法

移动热流法虽然能够较为真实地模拟网孔在踏面上的移动, 但是计算效率低, 所以有些研究者对此进行了简化, 将其热流密度简化为沿踏面周向均匀分布的加载方式, 即均布热流法。均布热流法假设车轮踏面整个周向 (网孔扫过的区域) 同时有热流输入, 根据热流密度函数公式 (1), 热流密度函数与接触面积成正比, 所以采用均布热流法时, 需要将公式 (1) 表示的热流密度进行等效转换, 相应的转换系数为

$$q_w(x) = \frac{L}{\lambda} q(x) \quad (6)$$

1.1.2.3 网眼热流法

均布热流法虽然形式简单且计算效率高, 但是忽略了网孔制动过程中网孔与踏面“接触-脱离接触-接触”的交替过程, 使计算结果与实际物理现象之间存在明显差异。基于此, 本文作者提出了一种能够两者兼顾的热流密度加载方式, 即网眼热流法。

网眼热流法是将均布热流法中只承受热流输入区域修改为热流与对流交替进行的加载面。以网孔相对于车轮转动一周耗费的时间为 t_c , t_c 为从制动开始到车轮相对踏面, 车轮转动一周的过程中, 踏面与网孔持续接触的时间为 t_{c1} , 不接触的时间为 t_{c2} , 且 $t_c = t_{c1} + t_{c2}$ 。在网孔可能接触的踏面踏面上, 在整个 t_c 时段内, t_{c1} 时段施加热流边界, t_{c2} 时段施加对流边界, 根据能量守恒定律, 采用网眼热流法时, 车轮转动一周的热流总量等于均布热流法转动一周的热流总量, 则可将网眼热流法的热流密度改写为

$$q_w(x) = \frac{t_{c1}}{t_c} q_w(x) = \frac{t_{c1}}{t_c} \frac{L}{\lambda} q(x) \quad (7)$$

假设车轮踏面相对于网孔转动一周之内为匀速运动, 则车轮某部分与网孔接触的时间与车轮转动一周

的时间之比等于网孔长度与车轮周长之比, 即 $\frac{t_{c1}}{t_c} =$

$\frac{L}{\lambda}$, 经化简公式 (7) 可写为

$$q_w(x) = q(x) \quad (8)$$

1.1.3 对比边界条件

由于车轮结构简单, 且车轮转速较高, 因此影响车轮表面对流换热系数的主要因素是车辆运行速度, 根据实验法可以得到第二类边界条件表面换热系数 $h^{[10]}$ 为

$$h(x) = 0.3822v + 14.26v^2 \quad (9)$$

1.1.4 计算条件

以 25 t 轴重的重载列车为分析对象, 通过计算紧急制动工况下车轮踏面的温度场特性, 分析比较 3 种热流密度加载方法的计算效率和计算结果的差异, 其中车体总质量为 100 t, 制动初速度为 80 km/h, 制动减加速度为 1.2 m/s²。

2 计算结果与分析

基于不同热流密度加载方式, 对踏面制动导致的车轮温升问题进行仿真, 分别计算紧急制动工况下的车轮温度场, 讨论移动热流法、均布热流法和网眼热流法计算得到的车轮温度时间历程特性、温度场分布特性和温度场波动特性, 以及各种热流加载方式的计算效率。

2.1 温度时间历程特性

分别选取 3 种热流密度加载方式下最高温度对应节点, 并绘制其时间历程曲线, 结果如图 4 所示。

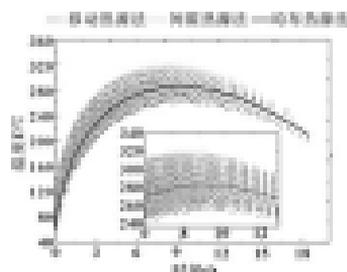


图 4 3 种热流密度加载方法最高温度节点时间历程曲线
Fig. 4 The temperature-time curves of the highest temperature node with three heat flux loading methods.

移动热流法最符合网孔制动的物理过程, 所以计算结果最精确, 从图 4 所示的仿真结果可看出, 均布热流法能够仅反应移动热流法温度的整体变化趋势; 网

取热源法与移动热源法得到的结果基本相同,且能够反应均布热源法所缺乏的温度波动特性。

表2给出了3种热流密度加载方式所计算得到的最高温升,结果显示:间歇热源法的计算结果与移动热源法的计算结果基本相等,能够达到移动热源法的计算精度。

表2 3种热流密度加载方式计算的最高温升

Table 2 The highest temperature rise with three heat flux loading methods

加载方式	最高温升/℃
移动热源法	296.6
均布热源法	296.2
间歇热源法	296.6

2.2 温度场分布特性

选取3种热流密度加载方式下相同最高温升时刻,观察3种方式下的车轮温度场分布云图,如图5—7所示,结果显示:移动热源法计算得到的车轮温度场呈现非均匀分布,均布热源法和间歇热源法计算得到的车轮温度场呈现均匀分布。



图5 移动热源法温度场

Fig. 5 The temperature field of the moving heat source method



图6 均布热源法温度场

Fig. 6 The temperature field of the evenly heat source method



图7 间歇热源法温度场

Fig. 7 The temperature field of the intermittent heat source method

图5中显示:车轮最高温升出现在闸瓦与车轮啮合脱离的位置,而最低温升出现在闸瓦与车轮啮合接触的位置。移动热源法所计算得到的这种非均匀分布以及最高(最低)温升出现的位置体现了闸瓦制动过程中闸瓦与踏面“接触—脱离接触—接触”的交替过程的物理现象,而均布热源法和间歇热源法计算结果均不能再现上述现象。

2.3 温度波动特性

为真实模拟车轮与闸瓦的“接触—脱离接触—接触”的交替过程,移动热源法和间歇热源法在热流加载过程中,闸瓦与车轮踏面的接触面不是单一地吸收热量,而是存在吸热、放热的交替进行,在吸热阶段温度升高,放热阶段温度降低,所以呈现出温度的波动现象,而采用均布热源法计算时,整个接触面均为热流输入面,所以呈现出平滑的曲线。

选取最高温升节点所在径向截面,绘制其径向各节点的温度时间历程曲线,观察各节点的温度波动情况,如图8和图9所示。

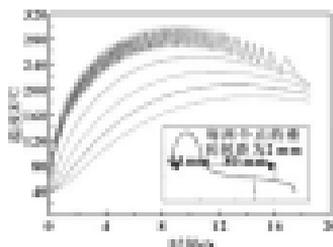


图8 移动热源法波动深度

Fig. 8 The depth of fluctuation of the moving heat source method

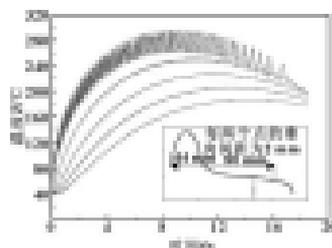


图9 间歇热源法波动深度

Fig. 9 The depth of fluctuation of the intermittent heat source method

结果表明: 不论采用移动热源法还是间歇热源法, 当热向深度为4 mm时, 节点的温度时间历程曲线的波动特性基本消失。所以间歇热源法和移动热源法计算得到的温度时间历程曲线的波动特性可以反映闸瓦制动过程中闸瓦与踏面“接触-脱离接触-接触”交替过程的物理现象, 且间歇热源法可以达到移动热源法的计算精度。

2.4 计算效率

表2给出了3种热流密度加载方式的计算耗时(使用4核I7250工作站计算)。结果显示, 在相同条件下, 间歇热源法的计算效率是移动热源法的4.3倍, 而均匀热源法的计算效率仅是间歇热源法的1.3倍。这表明间歇热源法与均匀热源法计算效率相当, 但远高于移动热源法。

表2 3种热流密度加载方式的计算耗时

Table 2 The time-consuming of calculation with three heat flux loading methods

加载方式	计算耗时/s
移动热源法	26
均匀热源法	6
间歇热源法	7.4

3 结论

(1) 在分析以往车轮踏面制动温升计算方法优缺点的基础上, 提出了一种新的计算车轮踏面制动温升的有限元方法——间歇热源法。

(2) 通过建立有限元模型, 以重载列车的紧急制动为研究对象, 采用3种热流密度加载方式计算车轮的温度时间历程特性、温度场分布特性、温度场波动特性和计算效率。结果表明: 间歇热源法计算得到的温度时间历程曲线和最高温升与移动热源法的基本

相同。间歇热源法和移动热源法计算得到的温度时间历程曲线均有波动现象, 且波动程度基本相同; 间歇热源法的计算效率与均匀热源法的计算效率相当, 且远高于移动热源法。

(3) 间歇热源法可以达到移动热源法的计算精度, 且计算效率远高于移动热源法。因此, 更适合于长运行距离的车轮踏面制动温升的仿真计算。

参考文献

- [1] 严志华. 车辆工程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
- [2] MATHIASSEN C, PULCH J. Wheel thermal loading issues for heavy haul service[C]//Proceedings of the 16th Rail Association for Railers Association, America, 2009.
- [3] 曹文, 董峰, 王宁. 列车速度与道岔铁路的轮轨接触研究[J]. 中国科学报, 2012, 32(1): 96-104.
- [4] ZHANG W, DONG L, WANG X, et al. A comparative investigation between rolling contact fatigue and wear of high speed rail and heavy haul railway[J]. Tribology, 2012, 32(1): 96-100.
- [5] 曹正华, 陈嘉林. 制动制动车轮温度场研究[J]. 铁道车辆, 2008, 36(7): 7-15.
- [6] 郑红波, 周志平, 廖金志. 列车典型制动条件下货车车轮温度场和热应力场的有限元仿真[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(4): 580-584.
- [7] ZHANG W, LIU Y J, ZHANG Q Z, et al. Finite element simulation of the temperature field and thermal stress field of a freight wheel under typical braking conditions[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 28(4): 580-584.
- [8] 陈松. 20 t轴重货车制动热负荷分析[J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(4): 32-36.
- [9] 陈松. 20 t轴重货车制动热应力场的有限元研究[J]. 铁道学报, 2009, 31(2): 10-16.
- [10] 张世, 周树峰, 周志平. 列车不同热流加载方式下车轮踏面制动温度和应力场模拟分析[J]. 铁道与采矿, 2013, 38(1): 49-52.
- [11] ZHANG P, WEN Z F, WU L, et al. Temperature and stress field analysis of wheel tread loading process using different heat flux loading mode[J]. Lubrication Engineering, 2009, 36(5): 49-52.
- [12] VERHEIJEN T. Temperature at railway tread loading-Part 1: modelling[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2007, 221: 167-182.
- [13] 李华, 安帆, 刘伟红. 列车重载货车车轮温度场与应力场研究[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(2): 346-349.
- [14] LI P, AN Q, LIU J H, et al. Research on temperature and stress field of heavy-haul freight car wheel[J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(2): 346-349.
- [15] 贾正平. 重载车辆转向架制动动态温升特性研究[D]. 上海: 同济大学, 2007.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.03.007

浮环轴承环速比的试验研究^{*}

买买拉·阿不都瓦克¹ 袁世强¹ 徐 华^{1,2} 买买提明·艾尼¹ 史鹏飞¹

(1. 西安交通大学现代设计及其转子轴承系统教育部重点实验室 陕西西安 710049;

2. 新疆大学机械工程学院 新疆乌鲁木齐 830046)

摘要: 在浮环转子轴承系统静、动力学分析中, 环速比是影响油膜、温升及转子轴承系统的稳定性和可靠性的重要指标, 以水作为润滑介质, 在工转速1 000~10 000 r/min, 载荷为45、75 N工况下, 实验测定浮环轴承浮环的转速和环速比, 并研究浮环转速和环速比随主轴转速的变化趋势, 实验结果表明, 浮环轴承在重载小偏量与轴瓦之间的相对速度, 环速比与工作转速之间呈非线性关系, 在重载工况下环速比随着主轴转速的升高快速下降, 由此进一步优化设计的需要, 以维持环速比稳定, 而在轻载工况下环速比随着主轴转速的升高而上升, 说明浮环轴承更适用于高速轻载场合。

关键词: 浮环轴承; 结构尺寸; 环速比

中图分类号: TH133.3 文献标志码: A 文章编号: 0274-6595(2017) 03-006-05

Experimental Research on Ring Speed Ratio of Floating Ring Bearings

MALLAN Abduravul¹ PEI Shiyuan¹ XU Hua^{1,2} MAMTIMIN Aini¹ SHI Xiangfei¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotating-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China; 2. School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi Xinjiang 830046, China)

Abstract: The ring speed ratio of floating ring bearing is an important performance index which affects the power consumption and temperature rise, and the stability and reliability of the rotor bearing system. An experiment was designed to measure the floating ring speed and ring speed ratio of the floating ring bearing, with water as lubricant and under the shaft speed ranges between 1 000 r/min to 10 000 r/min, the load of 45 N and 75 N respectively. The effects of shaft speed on the floating ring speed and ring speed ratio were investigated. The experimental results show that floating ring bearing can effectively reduce the relative speed between the journal and the bearing, and there is nonlinear relationship between ring speed ratio and shaft speed. Under the heavy static load condition, the ring speed ratio is decreased rapidly with the increasing of shaft speed, which indicates there is a need for further optimization to maintain a stable ring speed ratio. Under the light static load condition, the ring speed ratio is increased with the increasing of shaft speed, which indicates the floating ring bearing is more suitable for using at high speed light load condition.

Keywords: floating ring bearing; structure parameters; ring speed ratio

随着旋转机械向高速、高转速、大功率和轻量化方向的发展趋势, 对轴承性能的要求越来越高, 在高速和超高速运转工况下, 一般的滚动轴承和滑动轴承已经不能很好地满足工作要求, 为满足高速运转的需要, 研究人员设计出了浮环轴承, 浮环轴承的具体结构, 可以视为2个径向普通滑动轴承的组合, 即是一

种被运动浮环分开的双膜润滑轴承, 如图1所示。

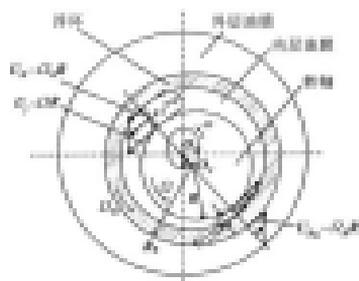


图1 浮环轴承示意图

Fig. 1 Schematic view of the floating ring bearing

* 基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目 (2013CB730602); 陕西省工业科技攻关项目 (2016CJ0022)。

收稿日期: 2016-07-11

作者简介: 买买拉·阿不都瓦克 (1989—), 男, 硕士研究生, 研究方向为润滑理论与摩擦学, E-mail: 1429071124@qq.com。

通信作者: 袁世强 (1963—), 男, 博士, 讲师, 研究方向为润滑理论与多尺度设计, E-mail: peishiyuan@mail.xjtu.edu.cn。

对于径向浮环轴承, 运动浮环的引入会增加副磨层的磨损速度, 从而增加其动态响应, 也会增加副磨层的动态作用引起热变形, 同时单层油膜副磨层可以提高副磨层质量, 大大减小轴颈与轴瓦之间的相对速度, 从而降低轴承系统的温度和摩擦功耗, 使得副磨油膜的可视于层流状态, 尤其是在高速、超高速的情况下能保证机器系统稳定工况。设计好的浮环轴承可以在相同承载能力下比普通轴承的功耗低 30%~35%^[1]。

浮环轴承具有制造价格低、摩擦功耗低、稳定性好等优点, 目前已被广泛应用于涡轮增压器、内燃机等高速、轻载的转子系统中。从最初探索浮环轴承可行性和实用性到其特性的研究, 再到机械设备上的实际应用, 以及对浮环轴承的动态特性研究, 国内外学者在理论和实验方面对浮环轴承已大量的研究工作, 并通过不断创新, 为高浮环轴承设计积累了许多经验和方法。例如 Li 和 Zhang^[2] 考虑温度对副磨油膜厚度的影响, 对高速浮环轴承的转速比和承载能力进行了研究, 认为浮环轴承只适合于高速、轻载工况。CLARK 等^[3] 通过研究浮环轴承的稳态模型, 很好地模拟出浮环轴承内部的温度分布和变化。徐恩及等^[4]、赵海军和孙洪^[5] 对涡轮增压器浮环轴承的转速比及动态稳定性进行了研究, 分析了保证浮环平衡运转的条件。安世章等^[6] 考虑热效应的影响, 建立了浮环轴承热流场动力学侧磨模型, 对转速比随主轴转速变化的侧磨进行了研究, 为高速浮环轴承的热力学建模和计算分析提供了一定的理论依据。吴哲敏等^[7] 考虑热效应的影响, 研究了结构参数对浮环轴承侧磨特性的影响, 为浮环轴承的设计提供了指导。

在浮环轴承设计和使用过程中, 目前虽然取得了较大的进展, 但依然存在较多问题, 例如高速下浮环转速突降^[8] 或“卡死”、油膜晃动^[9]、侧动过大^[10]、甚至突发性停机故障^[11] 等, 浮环轴承设计的理论和试验研究还远不完善。

在浮环转子轴承系统静、动力学分析中, 环速比是一个重要的参数, 其数值选取是否合理将直接影响到副磨、温升及转子轴承系统的稳定性和可靠性的重要指标, 因此, 如何在全工况范围内准确计算环速比就显得尤为重要。本文作者采用实验的方法对浮环轴承浮环的转速和环速比进行测量, 并研究浮环转速和环速比随主轴转速的变化趋势。

1 试验部分

1.1 浮环轴承结构

浮环轴承可以视为 2 个径向普通滑动轴承的组合, 即是一种被运动浮环分开的双膜副磨轴承, 轴颈表面和浮环内表面之间的副磨层为内膜 (内层膜

层), 浮环外表面和轴承内表面之间的副磨层为外膜 (外层轴承)。因此, 对于浮环轴承的设计可以在普通滑动轴承的基础上进行。在设计过程中, 常常有一些给定的参数, 比如增加载荷、轴的相关尺寸、转速等, 最后按照已给定的参数和实际的试验来选取, 优化并确定浮环轴承的最佳尺寸, 包括直径比、内外膜相对厚度、偏心率等^[12]。

图 2 标出了浮环轴承的有关参数, 表 1 给出了浮环轴承的几何参数和工况参数。

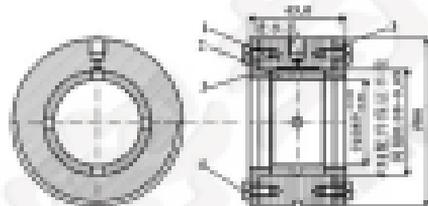


图 2 浮环轴承几何参数

Fig. 2 Geometrical parameters of the floating ring bearing

表 1 浮环轴承的几何参数和工况参数

Table 1 Geometrical parameters and working condition of the floating ring bearing

浮环内半径	$R_1 = 20.00 \text{ mm}$
浮环外半径	$R_2 = 23.00 \text{ mm}$
内膜厚度	$L_1 = 26 \text{ mm}$
外膜厚度	$L_2 = 26 \text{ mm}$
轴颈内间隙	$C_{11} = 07.45 \text{ } \mu\text{m}$
轴颈外间隙	$C_{12} = 63.15 \text{ } \mu\text{m}$
转速	$n_1 = 1\,000 \sim 10\,000 \text{ r/min}$
载荷	$F = 35 \sim 75 \text{ N}$
进油温度	$T_1 = 21 \sim 25 \text{ } ^\circ\text{C}$
润滑介质	过热水

1.2 实验台结构及实验条件

图 3 为水润滑轴承支撑实验台的结构示意图。实验台主要由转子轴承系统、试验浮环轴承、静载荷加载系统、供水系统、驱动系统 (气浮电机) 和数据采集系统等组成。实验台主轴由孔径参数相同的 2 个水润滑静压轴承支撑, 轴承在套筒内部安装并通过对轴颈座在底座上固定, 轴承以水作为润滑介质, 高压水进入实验台后分为两路分别进入高低轴承, 供水系统根据实验要求提供可调的供水压力, 保证静压轴

求安全工作。实验主轴通过联轴器在气浮轴承支撑的电机带动下工作。联轴器中装有缓冲橡胶。驱动电机与实验主轴存在不对中的冲击。气浮电机通过变频器提供不同的工作频率来实现对电机转速的控制,从而调节试验主轴的转速。在实验主轴端部安装有加载装置。通过悬挂的砝码来施加和调节载荷。为了避免偏载,在气浮轴承外圈加工了一个槽,由绳通过槽施力在轴承上。

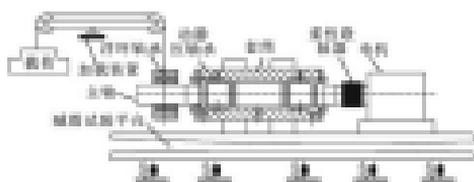


图3 实验台示意图

Fig. 3 Schematic view of the test rig

实验以水作为浮环轴承的润滑介质。水作为一种低粘度、大比热容的润滑介质,能够很好地解决轴承转子系统高速长时间运转时的温升问题。水的进口温度为 $21 \sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。实验在工作转速 $1\ 000 \sim 10\ 000\ \text{r/min}$ 、 $75\ \text{N}$ 和 $45\ \text{N}$ 两种载荷下进行。

1.3 实验方案

实验采用了1个电流流位移传感器(上海欧多GD9000-D)测量浮环的转速(其布置如图4所示),2个温度传感器分别测量进油和出油温度(分别安装在进油孔和出油孔位置),1个拉力传感器测量施加的载荷大小,1个流量传感器测供油量。

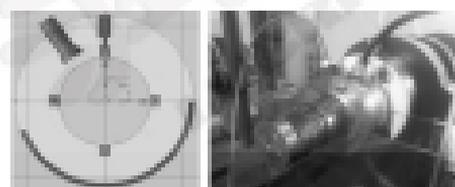


图4 传感器的布置

Fig. 4 Setup of the eddy-current sensor

采集系统为 NI PXI-6042 机箱系列配合 A/D 采集卡 PXI-6255, 其通道数为 24, 分辨率为 $16\ \text{bit}$, 单通道的最高采样率可达 $10\ \text{MHz}$ 。

在轴承体上垂直浮环轴承的中心线位置加工了一个螺孔,用于浮环转速的测量。由于要将探头埋入

并密封,因此需确定油压的分布以选定此位置^[7]。因此螺孔中心线尽量选在 \rightarrow 向。

由于浮环轴承上有进油孔,浮环旋转小孔与经过电流位移传感器安装位置时采集的电压信号均会有畸变。从而可判断浮环轴承的转动周期,并计算出对应的转速。使用 LabVIEW 编写采样实现数据采集,采样频率为 $4\ 000\ \text{Hz}$ 。在主轴转速稳定下用电流位移传感器的时域信号和转速信号如图 5 所示。



图5 主轴转速为 $1\ 200\ \text{r/min}$ 时的时域信号和频信号

Fig. 5 The time domain signal and frequency spectrum at the specific speed of $1\ 200\ \text{r/min}$

从图 5 中主轴转速 $1\ 200\ \text{r/min}$ 下的时域信号和频域信号可以观察到,试验采集到的工频信号非常明显,表明所搭建的试验台的测试系统是可靠的。

2 实验结果与分析

在主轴转速 $4\ 700\ \text{r/min}$ 、载荷 $75\ \text{N}$ 工况下,用电流位移传感器的时域信号和转速信号,图 6 示出了加速试验时测得的部分时域信号和转速信号。

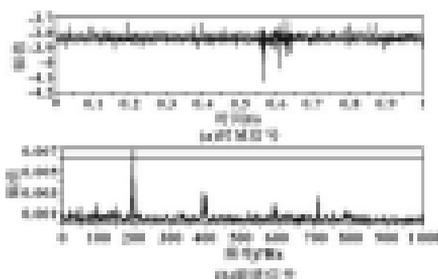


图6 加速试验时的时域和频信号 ($4\ 700\ \text{r/min}$, $75\ \text{N}$)

Fig. 6 The time domain signal and frequency spectrum at acceleration test ($4\ 700\ \text{r/min}$, $75\ \text{N}$)

分析时域信号和频谱信号数据可得到浮环的转速。图7示出了浮环的转速和环速比随主轴转速的变化曲线。

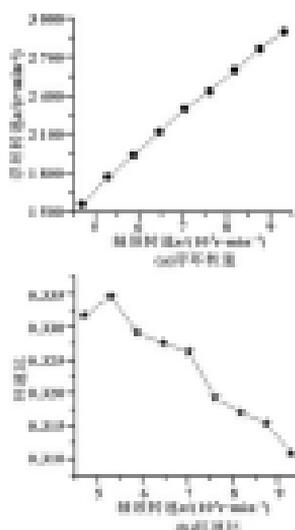


图7 加速试验时浮环转速和环速比随转速的变化 (75 N)

Fig. 7 Variation of ring speed and ring speed ratio with main speed at acceleration test (75 N)

在同样工况条件下, 做了浮环轴承降速试验。如图8所示为主轴转速为452 r/min时采集到的时域信号和频谱信号。

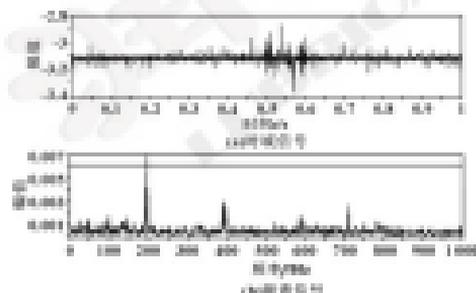


图8 降速试验时的时域信号和频谱信号 (0.452 r/min, 75 N)

Fig. 8 The time domain signal and frequency spectrum at deceleration test (0.452 r/min, 75 N)

分析数据得到了浮环的转速和环速比随转速变化的趋势, 如图9所示。可见环速比与工况转速之间呈

非线性关系。

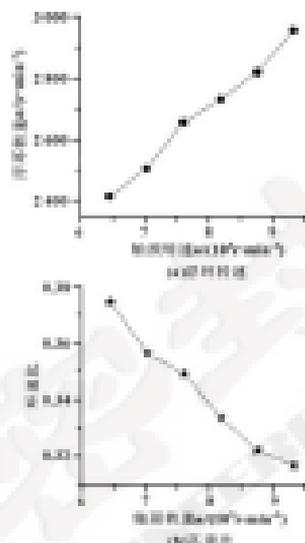


图9 降速试验时浮环转速和环速比随转速的变化 (75 N)

Fig. 9 Variation of ring speed and ring speed ratio with main speed at deceleration test (75 N)

SAWA^[10]等基于接触理论提出了环速比的计算公式^[11]:

$$\frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{1}{1 + (\mu_s L_o R_o' / (\mu_r L_r R_r') + C_o / C_r)} \quad (1)$$

式中: ω_r 、 ω_s 分别表示浮环和轴颈转速; μ_s 、 μ_r 分别为内外膜摩擦系数; L_o 、 L_r 分别为内外膜宽度; R_o 、 R_r 分别为浮环内外半径; C_o 、 C_r 分别为内外膜间隙。

该公式因形式简单、使用方便等优点被很多学者所采纳, 然而其使用范围还有待考证。另一方面, 当前研究多基于等膜假设开展^[11], 即假定内外膜具有相同的膜度, 根据公式(1), 当浮环结构尺寸确定后, 环速比是常数, 与转速和载荷等工况参数不相关。然而试验结果与此相反, 由图7和图9可发现, 环速比随主轴转速的升高而快速下降。在主轴转速达到较大值时, 环速比值为0.38, 并有保持下降的趋势, 但低速时环速比值为0.38, 这似乎存在着膜高转速工况条件下浮环轴承的膜度和膜况之间相对速度的减小效果并不明显。为使浮环轴承转子系统在高转速下能长时间稳定工作, 需要进一步优化设计。

在主轴转速 2 371 r/min、载荷 45 N 工况下, 采集到的时域信号和频域信号如图 10 所示。

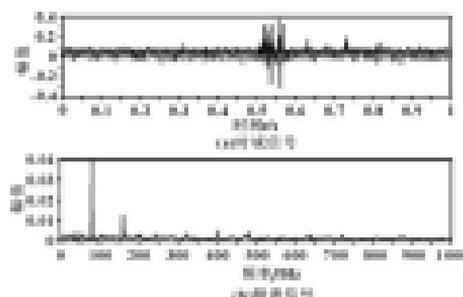


图 10 时域信号和频域信号 (2 371 r/min, 45 N)

Fig 10 The time domain signal and frequency spectrum (2 371 r/min, 45 N)

图 10 显示了浮环的转速和环速比随转速的变化曲线。从图 11 可知, 随加载荷 45 N 时环速比随主轴转速的升高而上升, 环速时达到了 0.586, 在主轴转速达到较大值时, 环速比达到 0.513, 并有继续上升的趋势。这说明在高转速、轻载工况条件下浮环轴承在减小轴颈与轴瓦之间的相对速度方面效果很明显, 稳定性更好, 更适合于高速轻载的情况。

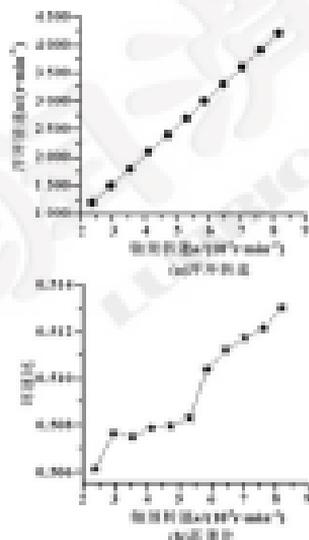


图 11 浮环转速和环速比随转速的变化 (45 N)

Fig 11 Variation of ring speed and ring speed ratio with main speed (45 N)

从图 7、9、11 可知, 主轴转速超过一定值以后浮环才开始转动, 比如从图 7 可以看到, 主轴转速超过 4 300 r/min 后浮环才开始启动, 浮环开始转动的时间有所滞后, 这可能是由于内外圈的初期接触引起的。

3 结论

(1) 浮环轴承能有效减小轴颈与轴瓦之间的相对速度, 浮环的降速作用对解决液膜机械高速长时间运行时的温升高、摩擦功耗大等问题有显著作用。

(2) 高速重载下 (如载荷为 75 N) 浮环轴承环速比随着主轴转速的升高快速下降, 因而高速重载下如何维持环速比稳定还有待进一步研究和优化设计, 而高速轻载下环速比随着主轴转速的升高有继续上升的趋势, 说明浮环轴承更适合于高速轻载的情况。

(3) 浮环开始转动的时间有所滞后, 这可能是由于内外圈的初期接触引起的。

参考文献

- [1] 姚圣军. 液膜力学报 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [2] LI C, HANSEN H M. On the steady state and dynamic performance characteristics of floating ring bearings [J]. Journal of Tribology, 1992, 14(3): 389-397.
- [3] CLARK D W, PAUL C, WILKINSON C N, et al. A steady state model of floating ring bearing, including thermal effects [J]. Journal of Tribology, 1992, 14(1): 147-149.
- [4] 徐忠友, 冯民, 李光彪. 考虑热效应的浮环轴承转速的计算 [J]. 车用发动机, 2009(3): 35-37.
- [5] XU H Y, TAO H, LI C. T. Speed ratio calculation for floating ring bearing considering thermal effect [J]. Vehicle Engineer, 2009(3): 35-37.
- [6] 赵新军, 何洪. 增压器浮环轴承转子系统稳定性的研究 [J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(4): 307-310.
- [7] 黄世军, 徐华, 石高翔. 浮环轴承动态热流场及动力特性分析 [J]. 机械工程学报, http://www.cnki.net/journals/2011/01/2107_014_20110220.0842.084.html.
- [8] 买若松, 黄世军, 徐华. 考虑热效应在应用的浮环轴承润滑特性分析研究 [J]. 润滑与密封, 2009, 32(3): 34-39.
- [9] MALLON A, PEH Y, XU H, et al. Study on lubrication characteristics of floating ring bearing considering thermal effect [J]. Lubrication Engineering, 2009, 42(3): 34-39.
- [10] ANDREU L, ARZUFFI J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers [J]. Journal of Engineering Tribology, 2004, 118(3): 457-466.
- [11] TRIPPETT R J, LI D F. High-speed floating ring bearing, test and analysis [J]. Tribology Transactions, 1984, 27(1): 77-81.
- [12] SCHIFFERLIN H. Oil-film and axial-film optimization concerning its own systems with full-floating ring bearings [J]. Nonlinear Dynamics, 2009, 57(4): 589-612.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6538.2017.03.008

超长直列汽缸套接缝处冲击磨损试验装置及其试验研究^{*}

王德红¹ 徐久军¹ 朱 峰¹ 李玉德¹ 徐 涛²

(1. 大连海事大学轮机工程专业工程实践行业重点实验室 辽宁大连 116026; 2. 上海船舶设备研究所 上海 200034; 3. 威孚博格商用车制动工艺研究所有限公司 江苏常州 213011)

摘要: 针对超长直列汽缸套接缝处与活塞环之间的高速冲击特点, 设计高速差速型“面-面”接触磨损试验装置, 通过模拟活塞环与超长直列汽缸套接缝处的接触状态, 模拟速度及活塞缸内压力, 测量活塞环、汽缸套不同位置的磨损量, 观察活塞环、汽缸套磨损后的形貌变化, 探索在高速冲击下活塞环与超长直列汽缸套接缝处的磨损规律。结果表明, 设计的高速差速型“面-面”接触磨损试验装置, 可以模拟超长直列汽缸与活塞环之间的高速冲击磨损行为; 汽缸套接缝处存在侧向会增加该处早期磨损量, 尤其在大轴增加时该处磨损更严重; 侧向汽缸套的“进环面”磨损严重, 行程中吸及“背环面”磨损较轻。

关键词: 超长直列汽缸套; 冲击磨损; 活塞环

中图分类号: TM117.1; TK220.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-6538(2017)03-008-08

A Rig Test to Measure Impact Wear Properties of the Joints on Extra-Long-Straight Steam Engine Cylinder Liners

WANG Dehong¹ XU Jiujun¹ ZHU Feng¹ LI Yude¹ XU Tao²

(1. Key Lab of Ship-machinery Maintenance & Manufacture, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China; 2. Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200034, China; 3. GSE (Johansen Institute Co., Ltd.), Changzhou Jiangsu 213011, China)

Abstract: “Face-Face” high differential rotation speed wear equipment was designed to investigate the impact wear properties between piston ring and the joints on extra-long-straight steam engine cylinder liners. By simulating the sliding speed, contact pressure and status between piston ring and cylinder, the wear of piston rings and cylinder liners was measured and their surface morphology was observed. Conclusions are as follows, “Face-Face” high differential rotation speed wear equipment can be used to investigate the impact wear properties between piston ring and the joints on extra-long-straight steam engine cylinder liners; the changes on the joints between cylinder liners will increase the wear of cylinder liners, especially the wear of piston ring; the wear on the face-piston ring position of cylinder liners is serious, while it is mild on other positions.

Keywords: extra-long-straight cylinder liners; impact wear; piston ring

汽缸套-活塞环作为直汽动力装置中的核心零部件, 其摩擦副性能直接影响直汽机的机械效率和可靠性^[1]。为获得持久摩力, 直汽动力装置普遍采用超长直列汽缸^[2]。而超过 6 m 的汽缸套无法一次加工, 只能采用拼接的方式连接。为了消除工部面粗糙

度对加工精度及热机械变形带来的影响, 各零件缸套端部工部面加工成大倒角, 导致接触部位产生较大倒角四棱。当活塞的最大滑动速度超过 50 m/s² 时, 活塞环与汽缸套连接处会产生强烈的冲击, 此时对接触力远远大于活塞环的弹力和背压之和, 导致缸套与活塞环的磨损加剧, 甚至使活塞环刮伤, 导致维护周期缩短, 工作寿命及可靠性大大降低。

国内外学者进行缸套-活塞环磨损试验时, 主要针对上止点附近的工况条件, 其普遍采用的试验方法是: 选用缸套、活塞环零件或从零件上取样, 通过模拟该摩擦副的往复运动形式、模拟最大轴压、上止点附近的工作温度和线速度, 以及轴压的剩磁轴差进行试验^[3-5]。该试验方法为了保证配时期间的边界制

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51506028); 辽宁省教育厅基金项目(20150507); 中央高校基本科研业务费专项基金项目(3112016032)。

收稿日期: 2016/06/20

作者简介: 王德红(1962—), 女, 硕士研究生, 研究方向为内燃机摩擦副。E-mail: wdh@163.com

通信作者: 徐久军(1967—), 男, 博士, 教授, 研究方向为内燃机摩擦学和机械摩擦学材料。E-mail: xu_jiujun@163.com

速状态,其滑动速度普遍较低($<0.3\text{ m/s}$)。然而,滑动速度将对冲击磨削行为造成巨大影响。因此,现有的试验方法和结论难以模拟和反映超长直列汽缸套腔壁处冲击磨削行为。

本文作者针对超长直列汽缸套-活塞环配副之间的运动特点和工况条件,研制了高速高载荷“面-面”接触磨削试验装置,探索活塞环与超长直列汽缸套腔壁处的冲击磨削规律,为直列动力装置汽缸套-活塞环配副间的设计提供依据。

1 试验装置

1.1 设计思路

考虑到零件在设备中的服役时间普遍较长,国内外通常采用加速磨削的方式进行试验,其普遍采用磨削“形式-条件”一致的模拟准则,即在试验过程中材料的磨削机制与实际工况一致,但磨削过程加速。由于材料磨削行为的系统性,要达到以上目的很大程度需要工况近似来实现。根据经典磨削方法的一般表达式 $v_w = K_p K_f W^{-1/2}$ (式中 v_w 为磨削量, K_f 为磨削系数, p 为载荷, W 为材料硬度, L 为磨削行程),可知:工况条件主要影响磨削系数 K_f ;而硬度 W 则主要反映材料自身性能。因此,在磨削试验方法设计中,重点通过载荷 p 和磨削行程 L 进行强化。基于超长直列汽缸套腔壁处的冲击磨削行为,以强化载荷显著容易导致磨削机制的改变,且高速高载荷设备稳定性及安全性要求更高。因此,设计的试验装置主要通过强化磨削行程 L 进行加速磨削试验,即对汽缸套转壁处在短时间内进行高速多次的冲击磨削。

超长直列汽缸套,活塞运动的线速度很高,但往复频率非常低。活塞环与汽缸套之间的往复运动形式,可近似地认为是单向直线运动。因此,采用转盘试验机的单向旋转运动可以近似地模拟超长汽缸套与活塞环的运动形式。同时转盘试验机的上转盘盘的结构特点也实现了实现较高的线速度。

传统的转盘试验机采用的是单一试样运动的方式,即上试样盘固定,下试样盘旋转。然而要想达到超过 30 m/s 的线速度,仅靠旋转下试样盘需要非常高的线速度,再考虑下试样盘产生的冲击力,这就带来旋转轴冷颤、动平衡及减振等一系列问题,对试验机的结构要求更高、更复杂。

高速高载荷“面-面”接触磨削试验装置采用上、下试样盘同轴旋转的运动方式,即上试样在旋转中构成一个“面”,下试样在旋转中构成另一个“面”,试样接触形式属于“面-面”接触。同传统单一试样运动结构相比,试样高速运动结构的最大优点是:试样自身的旋转速度较低,但上、下试样之间的相对速度很

高,即获得同样的相对速度,该装置的结构仅需要一个旋转速度,因此该装置的动平衡结构更简单,对试样加工精度要求较低,即装置造价低、试验成本少。

为了保证接触状态,上试样(活塞环试样)以互成 120° 安置,下试样(汽缸套试样)由4片圆心角 90° 的扇形试样拼接成圆环,且各试样拼接处为使线接触,用以模拟超长直列汽缸套各环之间壁壁间的表面几何形貌。

1.2 试验装置结构设计

图1给出了高速高载荷“面-面”接触磨削试验装置的结构示意图。可知,活塞环、汽缸套试样分别固定在上、下转盘上,采用上、下转盘同轴旋转的方式来获得活塞环、汽缸套之间较高的相对速度。

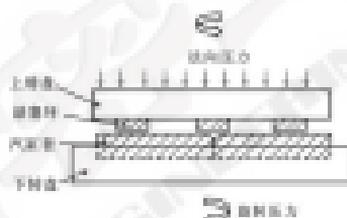


图1 试验装置结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the test rig

试验装置采用110KV-M60000型控制电机驱动,TS7型控制电机控制器调节转速,同步率进行传动。载荷压力采用CL-YB 2-VT型应变式力传感器进行测量。试验装置采用“球杆-弹簧-钢球-上转盘-上试样”的力传递结构对3个互成 120° 分布的上试样(上试样分布见图2)施加压力,以“球-盘”的结构进行力传递可以保证在高速旋转运动时加载压力的稳定,又使上、下试样有较强的自适应能力,有利于接触状态的稳定。

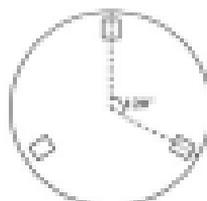


图2 上试样分布示意图

Fig. 2 Schematic diagram of upper specimen distribution

试验装置工作参数如下:

上试样最大旋转半径: 220 mm; 下试样最大旋转半径: 340 mm; 上电机转速: 0~4 000 r/min; 下电机转速: 0~4 000 r/min; 试样相对线速度: 0~80 m/s; 液面压力: 0~1 000 N

2 试验部分

2.1 试验材料及尺寸

活塞环作为上试样由真实活塞环上截取, 取样位置为开口处两侧 10° , 取样长度 10 mm。活塞环基体材料为合金铸铁, 其工作表面喷涂 Cu-Cr-Mo 合金, 涂层厚度约为 200 μm , 外径为 150 mm, 轴向高度为 5 mm, 径向高度为 9 mm, 工作表面粗糙度 $R_a=0.3 \mu\text{m}$, 横断面形状为对称椭圆, 椭圆高度约 10 mm, 工作面硬度为 HV407 (测试压力 3 N)。下试样从真实汽缸套上截取, 材料为 45CrMo 钢, 试样表面经磨床加工, 粗糙度 $R_a=0.56 \mu\text{m}$, 硬度为 HB262, 试样经机械加工成 1/4 扇形圆环, 外圆直径为 140 mm, 内圆直径为 80 mm, 厚度为 6 mm, 试样拼接处按线角度尺寸参考实际缸套线角度尺寸, 线角度为 20° , 拼接处形貌如图 3 所示。

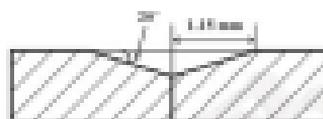


图3 汽缸套试样拼接处示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the cylinder liner joints

下试样拼接后圆槽深度的 0.4 mm , 下试样拼接后结构如图 4 所示, 试样安装后的用于分散进行测量, 保证拼接后试样间平行度小于 0.01 mm , 上、下试样接触点与转盘中心相距 135

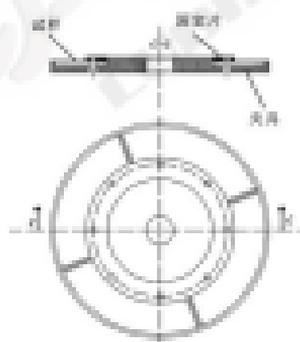


图4 超声汽缸套试样拼接处结构示意图

Fig. 4 Schematic diagram of liner specimens distribution

测液介质选用 1 000 $^\circ\text{C}$ 汽缸油, 标准为 GB/T 467-1994, 100 $^\circ\text{C}$ 时动力粘度为 $38 \text{ mm}^2/\text{s}$, 为模拟超长直列汽缸套-活塞环工况, 试验选取载荷 1.5 MPa, 上转盘转速 2 200 r/min, 下转盘转速 2 000 r/min (试样相对线速度约 60 m/s), 试验以“加速-保持-减速”的方式为一个循环周期, 其加速曲线如图 5 所示, 试验前后上、下试样均分别在汽油、乙醇溶液中超声清洗 15 min, 每相试验进行 2 个循环周期, 累计循环行程约 2 200 m, 每周试验前在下试样表面均匀涂抹汽缸油的 10 μL , 为克服单组磨蚀试验数据离散性大缺点, 每组试验重复 3 次取均值。

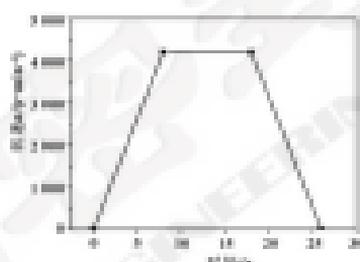


图5 试验加速曲线

Fig. 5 Curve of testing speed

2.2 测试方法

采用 PhilipsAL-MIT60 $^\circ$ 分析型扫描电子显微镜 (SEM) 观察活塞环磨蚀前后的表面形貌; 采用 OLSIMPUS 公司 LEXT-60L6000 型 3D 激光共聚焦显微镜观察汽缸套试样磨蚀后表面形貌, 并测量汽缸套试样磨蚀后各位置的轮廓, 计算磨蚀体积和表面粗糙度形貌; 采用梅特勒 AL204-C1 型电子天平 (精度 0.1 μg) 称量活塞环试样磨蚀前后的质量差值求表面磨蚀磨蚀量。

3 结果与讨论

3.1 汽缸套侧角对活塞环磨蚀影响规律

图 6 是侧角对活塞环磨蚀量影响对比图, 可知, 与有侧角汽缸套对磨的活塞环的磨蚀量远大于与无侧角汽缸套对磨的活塞环, 前者均为后者的 10 倍, 说明汽缸套侧角对活塞环磨蚀影响巨大, 同时也表明设计制造的高转速旋研“面-面”式磨蚀试验装置对汽缸套侧角有较好的敏感度, 可以研究侧角汽缸套对活塞环磨蚀的影响规律, 图 6 中每组试验的磨蚀量偏差均在一定范围内波动, 说明该试验装置具有较好的重复性。

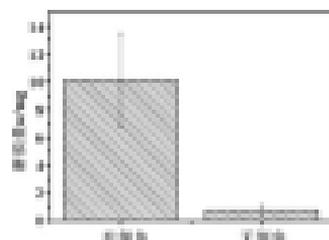
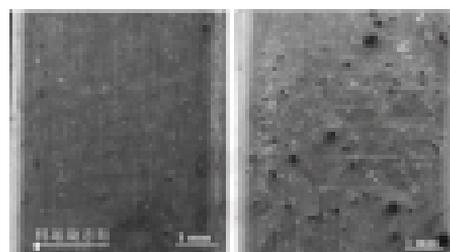


图4 倒角对活塞环磨损量的影响

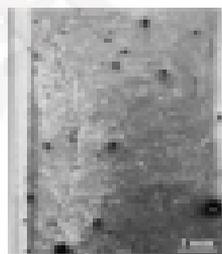
Fig.4 Effect on the wear of piston rings by the chamfer on the joints between cylinder liners

图7是活塞环试验前后的表面SEM形貌图。可知,本磨使活塞环四周方向有明显机械加工痕迹(见图7(a));与无倒角汽缸套对磨后,在活塞环运动方向的前端有除层状微剥落的痕迹,运动方向中端和末端有明显平行于运动方向的划痕(见图7(b));与有倒角汽缸套对磨后,在活塞环运动方向的前端,活塞环涂层有明显剥落,除层剥落形状呈月牙状,在运动方向末端有轻微划痕(见图7(c))。



(a) 磨后表面形貌

(b) 与无倒角汽缸套对磨



(c) 与有倒角汽缸套对磨

图7 活塞环表面SEM形貌

Fig.7 Surface morphology of piston rings

3.2 倒角汽缸套磨损机理

图8示出了有、无倒角汽缸套试验磨损后的表面各处磨痕量。可见,无论是是否存在倒角,汽缸套试样的“迎环面”均磨损严重,行程中段及“背环面”均磨

损较轻。汽缸套试样的磨损主要是倒角结合处“迎环面”的磨损。而试样边缘倒角后,汽缸套试样“迎环面”的磨损将加剧,磨痕量约为无倒角试样的3倍。无倒角试样“迎环面”磨损严重可能是由于试样加工及装配时的误差,以及试验台误差导致试样间不对水平造成的。

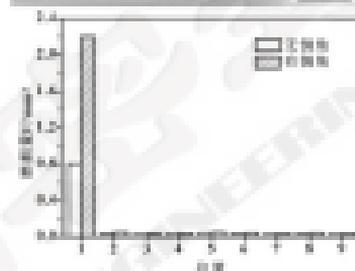
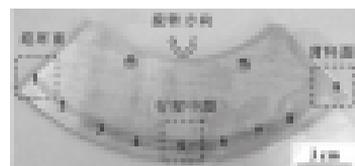


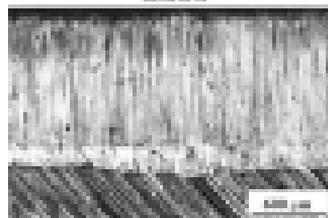
图8 汽缸套不同位置各处磨痕量

Fig.8 Wear volume at different position of cylinder liner

图9是汽缸套磨损后的“迎环面”局部SEM形貌图。



(a) 迎环面



(b) 背环面

图9 汽缸套不同位置的表面SEM形貌

Fig.9 Surface morphology of cylinder liner

由图9可知, 在高速冲击磨损失效后, 无侧角汽缸套“进环面”磨痕较轻, 磨痕宽度较小(见图9(a)), 而有侧角汽缸套“进环面”磨痕较宽, 侧角处的加工痕迹已基本消失, 磨痕严重。

4 结论

(1) 设计制造的高低速旋转“面-面”接触磨损失效试验装置可以研究汽缸套侧角对进环面磨痕影响规律, 且通过实验证明汽缸套侧角对进环面磨痕影响巨大。

(2) 汽缸套接触处存在侧角会增加该处磨痕的磨痕, 尤其将增加大幅增加材料磨痕处的磨痕。

(3) 在高速冲击作用下, 侧角汽缸套的“进环面”磨痕严重, 汽缸套行程中段及“背环面”磨痕较轻, 汽缸套试样的磨痕主要是侧角结合处“进环面”的磨痕。

参考文献

[1] 杨明武, 张毅群, 王建国. 单-单大型专用设备润滑系统[J]. 船舶科学技术, 2013, 33(1): 111-116.
YANG M W, ZHANG Y Q, WANG J B, et al. Research on lubricating system for certain large special equipment[J]. Ship Science and Technology, 2013, 33(1): 111-116.

[2] 杨永. 汽缸材料层与电液材料层[J]. 科技世界, 2019(18): 182-182.

[3] 刘中伟. 汽缸材料层的动力学建模及仿真[D]. 北京: 北京交通大学, 2014.

[4] ORNST P, MULLER T, FRIEDR H J, et al. The influence of oil

supply and cylinder liner temperature on friction, wear and scuffing behavior of piston ring cylinder liner contacts: a new model test[J]. Tribology International, 2008, 41, 306-314.

[5] 马志军, 李文学, 潘利刚. 车-缸副进环面润滑磨损失效 MEX 涂层的摩擦学性能[J]. 摩擦学报, 2004, 24(4): 308-312.

[6] THIRIAN J J, QIN J, BLAIS P J. The effect of lubricating oil contamination on the friction and wear of piston ring and cylinder liner materials in a reciprocating bench test[J]. Wear, 2003, 259(7): 1028-1035.

[7] 曹建文, 吴德胜, 王均宁. 金属陶瓷涂层对侧角主副汽缸套-进环面摩擦学行为的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 47-49.

[8] HAN D H, CHEN D L, WANG J. The effect of ceramic metal lubricant additives on tribological behavior of cylinder liner/piston ring of main marine diesel engine[J]. Lubrication Engineering, 2009, 36(2): 47-49.

[9] LIU F M, CHRISTENSEN E J. Consideration of test parameters in reciprocating tribometers used to evaluate ring/cylinder contact[J]. Tribology Letters, 2008, 33(1): 61-68.

[10] 陈楠, 王培金, 王建国. 铝合金材料涂层与 PVD/CVD 涂层环对侧角磨痕的改进[J]. 内燃机学报, 2014, 32(5): 474-479.

[11] ZHU F, WANG Z Q, WANG J P, et al. Wear mechanism alloy cast iron cylinder liner (coated PVD/CVD) piston ring[J]. Transactions of China, 2014, 32(5): 474-479.

[12] MCKIBBIN J. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8): 981-988.

(上接第40页)

[11] BENECI A, HITCHCOCK H, HENNESSY W, et al. Analytical linearization analysis of a rotor supported by floating ring bearings[J]. Nonlinear Dynamics, 2009, 57(1): 497-507.

[12] PITCHERMAN A, HENYALE D R, HENNINGSEN A, et al. Case history of a failure of a gas turbine with a floating sleeve bearing. C.// Proceedings of ASME Design Engineering Technical Conference-DETC99/VIB-5264, 1999.

[13] 张立明, 张文学, 潘友柏. 车-缸副轴承的磨损动力学模型建立[J]. 北京: 高等教育出版社, 1999.

[14] WICKHAM W G. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization[J]. Tribology International, 1993, 14(2): 113-119.

[15] 张文学, 葛洪, 李华. 车-缸副参数对进环面材料磨损的动态影响[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2013, 47(3): 160-166.
ZHANG W J, CHEN W J, LI P, et al. Dynamic effects of system parameters on speed ratio of floating ring bearing[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2013, 47(3): 160-166.

[16] 潘友柏, 赵正群. 车-缸副轴承轴承的动态特性[J]. 北京航空航天大学学报, 1990, 16(2): 106-113.

[17] CHEN C Q, ZHANG P Z. Performance of floating ring journal bearing[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1990, 16(2): 106-113.

[18] 王楠, 葛洪, 李华. 车-缸副副轴对转子轴承系统稳定性影响的大致研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(3): 64-68.
WANG L, GE H Y, LI H, et al. Influence of rotor influence on interacting system stability[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(3): 64-68.

[19] 葛洪, 李华, 马磊, 车-缸副度变副轴结构减振器问题的快速求解方法[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(1): 119-126.

[20] 张文学, 葛洪, 王均宁. 车-缸副轴承温度预测模型构建及其试验验证[J]. 内燃机工程, <http://www.cnki.net/journal/detail/34.1279.TK.20150405.0050.004.html>.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6952.2017.05.009

扩口式管接头拧紧过程扭拉关系研究

熊影辉 丁晓宇 刘艳华 唐承统

(北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081)

摘要:对扩口式管接头拧紧过程中各组件进行力学分析,分析接触面在拧紧过程中的接触状态。结果表明:扩口式管接头在拧紧过程中的4个接触面中,相对运动的接触面有3个,分别是螺母与管接头之间的螺纹接触面、管套与螺母之间的环状接触面、管套与螺母之间的圆柱接触面。基于普通螺栓过盈的扭拉关系,建立扩口式管接头扭拉关系的理论公式,采用六面体网格建模方法建立扩口式管接头(包含喇叭和角盖)的仿真模型,并对扩口式管接头间隙及过盈2种配合形式的扭拉关系进行理论和仿真计算。结果表明:管套与螺母圆柱接触面为间隙配合时,扭拉关系理论公式的计算误差是非常准确的;管套与螺母圆柱接触面为过盈配合时,理论公式可能产生非常显著的误差,需要引入修正系数。

关键词:扩口式管接头;拧紧过程;扭拉关系;六面体网格

中图分类号:U464.232; TB117.1 文献标志码:A 文章编号:1003-6952(2017)05-009-07

Study on Relationship between Preload and Tightening Torque of Flared Coupling in Tightening Process

XIONG Yinghui DING Xiaoyu LIU Yanhua TANG Chengtong

(School of Mechanical and Vehicle Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The mechanical analysis of the various components of the flared coupling was carried out to determine the contact state of the contact surface during the tightening process. The results show that during the tightening process of flared coupling, there are three relatively sliding surfaces among six contact surfaces, which in respect are the screw contact surface between nut and flared coupling, the ring contact surface between sleeve and nut, and the cylindrical contact surface between sleeve and nut. Based on relationship between the preload and tightening torque of common bolt connection, the theoretical formula of the relationship between the preload and tightening torque of the flared coupling was obtained. The simulation model of flared coupling (includes bellows angle and thread) was set up by hexahedral mesh modeling method, and the relationship between the preload and tightening torque of two kinds of assembly forms was studied as clearance and transition fit. The results show when the cylindrical contact surface of the sleeve and the nut is in clearance fit, the theoretical formula of the relationship between the preload and tightening torque is very accurate. When the contact surface is in transition fit, the theoretical formula may cause significant errors, and a correction factor is required to be introduced.

Keywords: flared coupling; tightening process; relationship between the preload and tightening torque; hexahedral mesh

扩口式管接头由于结构紧凑、装卸方便等特点,广泛应用于航空航天、船舶、船舶等领域的管路系统中^[1-3],起闭管路连接和密封的作用。工程应用中,设计、加工、装配等阶段的多种因素都会影响扩口式管接头的密封性能^[4-6]。其中装配阶段产生的轴向预紧力是影响管接头密封性能的重要因素之一。轴向预紧力过小时,密封区域的接触应力不足,不能实现有

效的密封;轴向预紧力过大时,过高的接触应力会超过材料的屈服极限,破坏结构的完整性,导致泄漏的发生^[7]。因此,对于某一规格的扩口式管接头,轴向预紧力必须控制在合理的范围内,才能保证可靠的密封性能。

扩口式管接头主要采用翻形法进行装配,因此必须获得其扭拉关系,才能实现与轴向预紧力的精确控制。对于普通螺栓连接,国内外学者通过理论建模和有限元仿真等方法,得出了比较精确的扭拉关系^[8-10]。而对于扩口式管接头这种较为复杂翻形连接结构的扭拉关系,目前针对性的研究工作还比较少。由于扩口式管接头结构组件多且复杂,相比普通

收稿日期:2016-03-21

通信作者:丁晓宇(1984-),男,博士,讲师,研究方向为数字化装配、向可制造与智能装配技术。E-mail: dxxy@bjit.edu.cn

螺栓连接有着更多的接触面, 受拧紧过程中各组件之间的接触状态不确定等因素的影响, 其接触关系的确定更加困难。同时, 对于扩口式管接头拧紧过程中各接触面的接触状态, 目前也尚未有详细的研究报道。

本文作者以 74° 扩口式管接头为研究对象, 首先对扩口式管接头各接触面进行力学分析, 确定了拧紧过程中各接触面的接触状态, 再普通螺栓连接的接触关系公式应用到扩口式管接头模型上, 得出扩口式管接头的接触关系公式; 针对目前扩口式管接头的仿真计算中多采用二维网格^[14], 无法对接触关系进行研究的现状, 以 306 mm × 1.5 mm 的扩口式管接头为例, 对扩口式管接头螺纹连接区域采用 FLUENT 等^[15]提出的六面体网格布局方法, 依据国际中的尺寸对管接头、螺母、管套和扩口管^[16]进行三维六面体网格划分, 在有限元分析软件 ANSYS 中进行力学计算; 同时, 研究了扩口式管接头中的管套与螺母的圆柱接触面为间隙和过盈配合形式时的接触关系。

1 扩口式管接头接触面摩擦系数分析

扩口式管接头主要由管接头、螺母、管套、扩口管 4 个组件构成, 如图 1 所示, 组件之间有 6 处接触面, 分别为: 管接头与螺母之间的圆柱接触面 (记为 A_1), 管接头与扩口管之间的锥形接触面 (记为 A_2), 扩口管与管套之间的锥形接触面 (记为 A_3), 管套与螺母之间环形接触面 (记为 A_4), 管套与螺母之间的圆柱接触面 (记为 A_5), 扩口管与管套之间的圆柱接触面 (记为 A_6)。装配过程中, 圆柱接触面 A_1 提供轴向预紧力, 使得锥形接触面 A_2 上产生接触应力, 实现密封的效果。

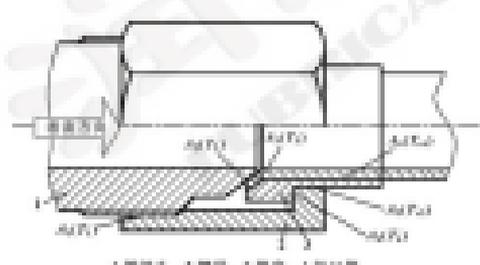


图 1 管接头接触力结构示意图

Fig. 1 Friction torque on flared coupling

MITSUI^[17]已给出了接触面 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 可提供的最大静摩擦力矩 F_1 、 F_2 、 F_3 、 F_4 的理论计算公式。接触面 A_5 和 A_6 为结构中的两对圆柱接触面, 对应的最大静摩擦力矩分别是 F_5 和 F_6 。 F_1 和 F_6 无法

通过公式直接求出, 目前对于扩口式管接头的研究也没有考虑它们的影响。

最大静摩擦力矩 F_1 、 F_2 、 F_3 、 F_4 的理论计算公式为

$$F_1 = F \left(\frac{P}{2a} + \frac{\mu_1 r_1}{\cos \alpha} \right) \quad (1)$$

$$F_2 = F \frac{\mu_2 r_2}{\cos \alpha_2} \quad (2)$$

$$F_3 = F \frac{\mu_3 r_3}{\cos \alpha_3} \quad (3)$$

$$F_4 = F \mu_4 r_4 \quad (4)$$

式中: F 是轴向预紧力; P 为螺纹导程; μ_1 为圆柱面摩擦系数; r_1 为圆柱等效半径; α 为螺纹牙型角的 $1/2$; μ_2 为管接头与扩口管之间的摩擦系数; r_2 为管接头与扩口管圆锥接触区域的摩擦等效半径; α_2 为管接头端面倾角的 $1/2$; μ_3 为扩口管与管套之间摩擦系数; r_3 为扩口管与管套圆锥接触区域的摩擦等效半径; α_3 为扩口管内壁角的 $1/2$; μ_4 为管套与螺母间环形接触面摩擦系数; r_4 为管套与螺母间环形接触区域的摩擦等效半径。

公式 (1) 和普通螺栓连接的圆柱面接触计算公式完全相同, 公式和普通螺栓连接端面接触的计算方法一致^[17]。需要说明的是, F_1 、 F_2 、 F_3 、 F_4 、 F_5 和 F_6 是各接触面可提供的最大静摩擦力, 并不一定是与拧紧力矩了相平衡的摩擦力矩。丁建春等^[18]认为只有 F_1 和 F_6 是与 T 相对应的摩擦力矩, 而周惠等人^[19]认为, F_1 、 F_2 、 F_3 和 F_4 均是是与 T 相平衡的摩擦力矩, 但都没有给出详细的解释。

在拧紧过程中, 只有相对运动的接触面提供与拧紧力矩 T 相平衡的摩擦力矩。实际装配过程中, 管接头和扩口管的旋紧自由度都被固定, 似乎转动螺母实现拧紧。在这种情况下, A_1 面存在相对滑动, A_1 面没有相对滑动, 因此, F_1 是与 T 相平衡的摩擦力矩, F_6 则不是, F_2 、 F_3 、 F_4 和 F_5 是否是与 T 相平衡的摩擦力矩, 需要讨论以下 2 种情况: (1) A_1 和 A_6 面有相对滑动, A_2 和 A_3 面没有相对滑动; (2) A_1 和 A_6 面存在相对滑动, A_4 和 A_5 面没有相对滑动。在拧紧过程中出现第 1 种情况时, 螺母带动管套转动, 管套和螺母之间为静摩擦, 可将螺母与管套等效为一部, 如图 2 (a) 所示, 与拧紧力矩 T 相平衡的摩擦力矩为 F_1 、 F_2 和 F_6 。此时扩口式管接头的接触关系公式为

$$T = F_1 + F_2 + F_6 \quad (5)$$

对于第 2 种情况, 管套与螺母之间发生相对滑动, 扩口管与管套之间为静摩擦, 如图 2 (b) 所示, 与拧紧力矩 T 相对应的摩擦力矩为 F_1 、 F_3 和 F_6 。此

时管接头的拉拔关系公式为

$$F = F_1 + F_2 + F_3 \quad (6)$$

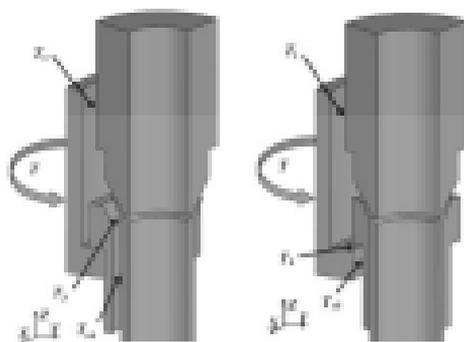


图2(a) 扩口管-管套发生相对转动

图2(b) 管套-螺母发生相对转动

Fig 2(a) The relative rotation of sleeve and barrel

Fig 2(b) The relative rotation of sleeve and nut

在轴向预紧力 F 的作用下, 扩口管与管套之间存在轴向作用力 F_{ax} 、摩擦力 f 。轴向作用力 F_{ax} 垂直于管面, 摩擦力 f 可在与管面相切的平面上正交分解为 2 个相互垂直的摩擦力 f_{α} 和 f_{β} 。 f_{α} 沿管面母线方向, f_{β} 沿管面的切线方向 (且垂直于母线)。在管套与螺母之间的接触面上, 存在着轴向作用力 F_{ax} 和摩擦力 f 。同理, 将摩擦力 f 进行正交分解为力 f_{α} 和 f_{β} 。 f_{α} 沿螺母接触面母线方向, f_{β} 沿管面切线方向 (且垂直于母线), 如图 3 所示。

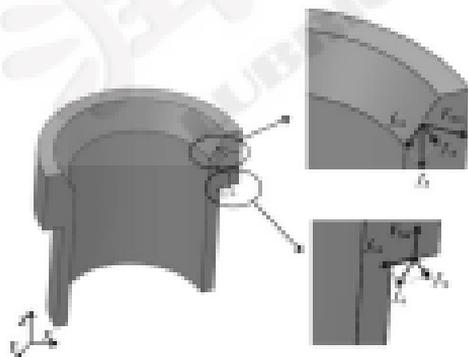


图3 管套受力分析图

Fig 3 Force analysis of sleeve

在管套的 $X-Z$ 平面上做剖面, 将力对剖面进行投影, 剖面上存在力 F_{ax} 、 f_{α} 、 F_{ax} 和 f_{β} , 如图 4 所示。



图4 $X-Z$ 剖面管套受力分析图

Fig 4 Force analysis of sleeve on section $X-Z$

为保证力的平衡, 管套在 X 轴和 Z 轴应满足下列等式:

$$X: f_{\alpha} - F_{ax} \sin \alpha - f_{\beta} \sin \alpha = 0 \quad (7)$$

$$Z: F_{ax} - F_{ax} \cos \alpha - f_{\alpha} \cos \alpha = 0 \quad (8)$$

对于管套上的摩擦力 f_{α} 、 f_{β} 进行正交分解, 得到 f_{α} 和 f_{β} 的表达式为:

$$f_{\alpha} = \sqrt{(F_{ax} \sin \alpha)^2 + F_{ax}^2} \quad (9)$$

$$f_{\beta} = \sqrt{(F_{ax} \cos \alpha)^2 - F_{ax}^2} \quad (10)$$

管接头的螺纹面为无侧隙条件下的侧-侧接触, 其摩擦因数 μ 的典型取值^[11] 为 0.15; α_0 取值 30° 。在这种情况下, 联立公式 (7) — (10) 可得, μ_0 在 (0, 1) 内取值时, f_{α} 始终大于 f_{β} 。由此可知, 在扩口式管接头的实际装配过程中, 会出现如图 2 (b) 所示的情况。与拧紧力矩 F 相平面的摩擦力矩为 F_1 、 F_2 和 F_3 。管套与螺母的圆柱接触面 (A, 面) 为间隙配合时, $F_3 = 0$, 此时扩口式管接头的拉拔关系公式为

$$F = F_1 + F_2 = F \left(\frac{F}{2a} + \frac{\mu r_1}{\cos \beta} \sin \alpha \right) \quad (11)$$

对于规格为 M16 mm × 1.5 mm 的 74° 扩口式管接头, F 取值 1.5 mm; r_1 取值 7.675 mm; β 取值 30° ; a 取值 6.425 mm, 摩擦因数均取值为 0.15, 代入公式计算可得:

$$F = 2.53 \times 10^{-3} \text{ kN} \quad (12)$$

管套与螺母的圆柱接触面 (A, 面) 为过盈配合

时,由于管套的变形,存在了,该接触无法通过理论计算获得,目前工程上一般不考虑其对接触关系的影响,将公式称为扩口式管接头的接触关系公式。

2 扩口式管接头有限元模型建立

由于螺纹结构的几何复杂性(螺纹升角造成的非对称性等),使用高质量的六面体网格对扩口式管接头结构进行精确网格划分(精确表达螺旋升角和牙型角)是极其困难的。为了划分网格的方便,有相关研究忽略了螺纹牙^[2],有的则忽略了螺旋升角^[3],这类处理方法改变了螺纹连接的几何结构,无法用于接触关系的计算。还有一些研究工作针对三维螺纹结构采用了四面体网格进行划分,并进行了接触关系计算^[4]。由于整个螺纹牙部分都是应力集中区域,为了保证足够的计算精度,需要数量巨大的四面体网格,计算效率相对较差。也有研究采用六面体网格单面体构造螺纹牙,并经过一个过渡区域将螺纹牙与螺杆连接在一起,这种方式得到的几何模型与实际有一定的误差,且过渡区域可能会对计算精度带来负面影响。近几年,FLUXUS等^[5]针对螺纹结构提出的整体六面体网格划分策略被越来越多的学者采用^[6],这种方法可以针对螺纹结构生成规则的高质量六面体网格,并实现螺纹牙部分与螺杆部分的自然过渡连接,这种方法在计算精度和计算效率方面均优于现有的其他方法。本文作者针对扩口式管接头的螺纹连接部分采用FLUXUS等^[5]提出的网格划分方法,借助HyperMesh2.0对M16×mm×1.5 mm的扩口式管接头进行有限元模型建立,管接头、螺母、管套和扩口管的网格局部情况如图5所示。为了保证计算精度,接触区域(且应力集中)网格进行细化;同时,为了提高计算效率,对非接触区域(且应力不集中)网格进行优化(如图5所示)。

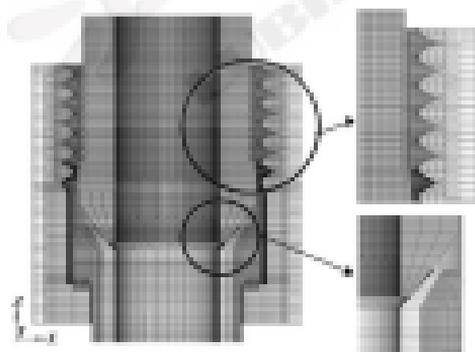


图5 管接头模型网格示意图

Fig.5 Mesh of barrel coupling

接触面的目标面选用Targz170单元,接触面选用Contd173单元,模型中材料均为钢材(45°钢和20°钢),设定为线弹性材料,其弹性模量等于206 GPa,泊松比为0.3,摩擦因数取值为0.15,模型中共包含475 586个单元。在仿真过程中,管接头和扩口管在螺母的作用下实现相互紧固,有限元模型的边界条件设置如下:限制管接头顶端和扩口管尾端的 X 、 Y 方向的自由度,为了提高模型收敛的稳定性,限制螺母外表面部分节点的 Z 向自由度,如图6所示。



图6 模型边界条件示意图

Fig.6 Boundary conditions of the model

同时,选择在螺母的外表面(外圆柱面)加载轴向载荷来模拟螺杆的拧紧效率。为了方便在螺母的外圆柱面施加轴向载荷,在螺母的外圆柱面上耦合了一层Ssd154单元,Ssd154单元为二维单元,可直接加载轴向力。在Ssd154单元上施加轴向载荷 r ,由此产生轴向力 F ,实现对螺母施加拧紧力矩 T ,具体计算公式如下:

$$F = F_0 \cdot nR \quad (12)$$

$$T = F_0 \cdot nR^2 \quad (14)$$

其中, n 为螺纹模型外表面的面积, R 为螺母外圆柱面半径,如图7所示。

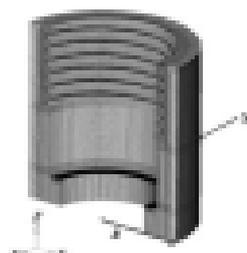


图7 模型轴向加载示意图

Fig.7 The load of the model

综合公式,计算出对管接头施加 $50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 扭矩时,在 $S_{\text{eq}}=1.54$ 的单元上应施加 2.814 MPa 的当量应力。

对于管套与螺母圆柱接触面的问题经过 2 种配合形式,分别建立了 2 个模型进行分析。 A_1 面为间隙配合时,模型中 A_1 面留有 0.1 mm 的间隙(记为模型一); A_1 面为过盈配合时,模型中 A_1 面为完全配合,无间隙,摩擦系数设为 0.15 (记为模型二),2 种模型的网格布局如图 8 所示。

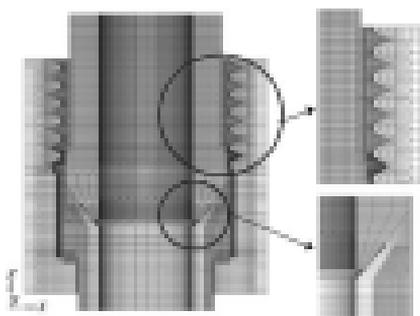


图 8 模型一、模型二网格布局示意图

Fig. 8 Mesh of model 1 and model 2

3 扩口式管接头拧紧过程仿真计算结果与分析

前文对扩口式管接头拧紧过程的分析表明,管套与螺母之间(A_1 和 A_2 面)会发生相对滑动,扩口管与管套之间(A_3 和 A_4 面)不会发生滑动,即在管接头的拧紧过程中,只有螺母在运动,与螺母相关的接触面 A_1 、 A_2 和 A_3 面存在相对滑动,对扩口式管接头施加 $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的拧紧力矩时,仿真计算得到模型一、模型二中各组件的位移情况,如图 9 (a)、(b)所示。

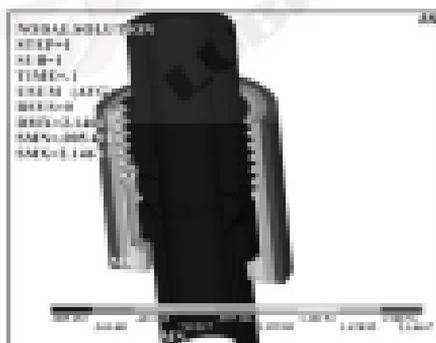


图 9 (a) 模型一组件位移云图

Fig. 9 (a) The displacement of components in model 1

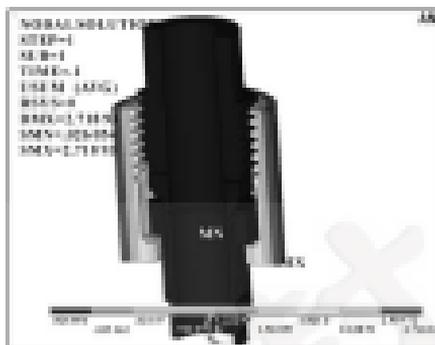


图 9 (b) 模型二组件位移云图

Fig. 9 (b) The displacement of components in model 2

从图 9 可以看出,在拧紧过程中,只有螺母面(A_1 面)、螺母与管套之间的接触面(A_2 和 A_3 面)发生了相对滑动,扩口管与管套之间为静摩擦力,无相对滑动,对模型一和模型二中各组件的旋转角度进行提取,得到随着拧紧力矩的增加,旋转角度与拧紧力矩的对应关系,如图 10 所示。

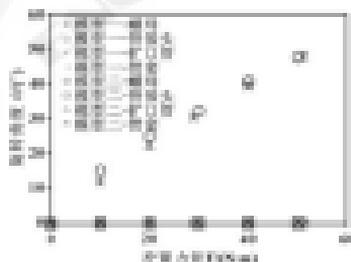


图 10 拧紧力矩-组件旋转角度曲线

Fig. 10 Variation of rotation angle with tightening torque

模型一和模型二中,在拧紧力矩达到 $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时,螺母的旋转角度达到了 46.8° 和 47.5° ,其他 3 个组件的提取的旋转角度均为 0 ,未发生转动,与第一节中的分析结果一致。

对模型中管接头轴向预紧力的仿真值进行了提取,并与公式的理论值进行了对比,如图 11 所示,并计算轴向预紧力的相对误差,如图 12 所示。CANDEMIRBEYI 和 NAGAR^[1]的研究表明,对于普通螺纹还提,细拉头部的理论公式是非常准确的,普通螺纹还提的轴向预紧力的理论值和仿真值的相对误差小于 5% ,对于文中的模型一, A_1 面为间隙配合时,公式与仿真值的误差小于 1% ,对于装配精度更

求不高的应用场合, A 面通常为间隙配合, 不存在摩擦力矩 T_{μ} 。此时按照公式来计算扩口式管接头的扭矩关系公式是非常准确的。对于某些对装配精度要求较高的场合, A 面可能为过盈配合, 用以提高管接头与扩口管之间的对中精度。在拧紧过程中, 随着轴向摩擦力的增加, 管套发生轴向变形与径向变形, 致使圆柱接触面上存在相互摩擦, 产生接触力和摩擦阻力矩 T_{μ} , 如图 13 所示。

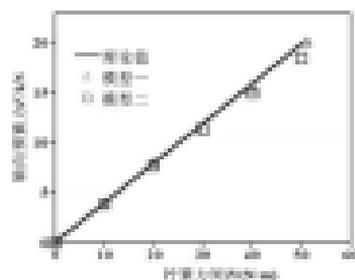


图 11 拧紧力矩-轴向摩擦力与理论曲线

Fig. 11 Variation of axial force with tightening torque

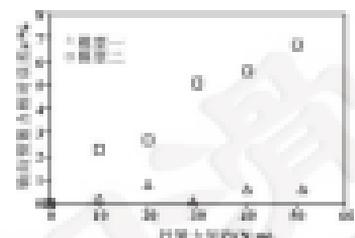


图 12 拧紧力矩-相对误差变化曲线

Fig. 12 Variation of relative error of perfol with tightening torque

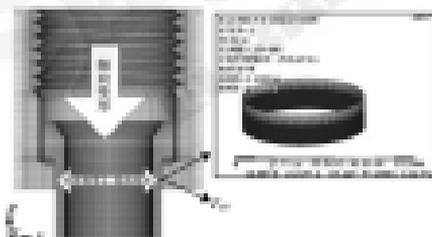


图 13 摩擦力矩 T_{μ} 示意图

Fig. 13 Friction torque T_{μ}

由图 12 可知, 对于模型二, 公式 (14) 的相对误差随拧紧力的增大而不断增大, 在 $30 \text{ Nm} \sim 40 \text{ Nm}$ 时接近 7%。对于某些高精度装配场合是不可忽略的, 因此在工程中可以考虑引入修正系数对扩口式管接头的扭

矩关系进行修正。

4 结论

(1) 对扩口式管接头的各接触面进行受力分析, 分析在拧紧过程中各组件的接触状态, 得出扩口式管接头在拧紧过程中, 接触面总的接触面有 3 个, 分别是螺母与管接头之间的螺纹接触面 A_1 、管套与螺母之间的环形接触面 A_2 , 以及管套与螺母之间的圆柱接触面 A_3 。

(2) 基于普通螺栓连接的扭矩关系公式, 建立了扩口式管接头扭矩关系的理论公式, 借助 Ansys 进行拧紧过程仿真, 对理论公式的准确性进行验证。结果表明: 管套和螺母的圆柱接触面 (A, 面) 为间隙配合时, 理论公式计算的扭矩关系是非常准确的; 管套和螺母的圆柱接触面 (A, 面) 为过盈配合时, 随着拧紧力矩的增加, 理论公式计算结果的误差逐渐增大。因此对于高精度装配场合, 应考虑引入修正系数对扩口式管接头的扭矩关系进行修正。

参考文献

- [1] 周鑫, 周庆伟. 对连接球面密封结构的密封率研究[J]. 宇航学报, 2007, 28(3): 792-796.
- [2] ZHONG X, ZHANG H W, LIU H Y. Leak rate prediction of ballface seal joint[J]. Journal of Astronautics, 2007, 28(3): 792-796.
- [3] 周成成. 某型舰载管接头的接触几何与受力分析[D]. 环境与制造学报, 2009, 28(4): 282-284.
- [4] CHENG C X, ZHANG H W. Sealing ability and force analysis for pipe joints[J]. Journal of Propulsion, Rocketry, Mechatronics and Guidance, 2009, 28(4): 282-284.
- [5] 周成成. 舰载密封设计技术[M]. 北京: 中国标准出版社, 2006.
- [6] 周成成, 张方敏. 3D 模型管接头角度参数对密封性能的影响分析[J]. 环境技术, 2009, 28(2): 4-6.
- [7] BAN C H, ZHANG F X. Analysis of the influence of angle parameters on ballface pipe union for performance of sealing pipeline[J]. Environmental Technology, 2009, 28(2): 4-6.
- [8] 周成成, 张方敏. 3D 模型管接头密封性能模拟结构的数值设计[J]. 制造与检测, 2008, 28(3): 88-90.
- [9] BAN C H, ZHANG F X. Radial design method of the sealing pipeline joint structure with ballface pipe union[J]. 2008, 28(3): 88-90.
- [10] 王小刚, 张方敏, 黄刚. 基于 ANSYS 的圆锥形密封结构的参数分析[J]. 化工自动化, 2009, 28(8): 26-27.
- [11] WANG X G, ZHANG F X, ZHANG P. Analysis of parameters of pipeline cone sealing structures based on ANSYS[J]. Ordnance Industry Automation, 2009, 28(8): 26-27.
- [12] 王小刚, 张方敏, 黄刚. 基于 ANSYS 的球头-锥孔型圆锥形密封结构的分析[J]. 兵工学报, 2009, 30(1): 87-90.
- [13] WANG X G, ZHANG F X, ZHANG H. Design of conical & conical pipeline cone sealing structure based on ANSYS[J]. Machinery, 2009, 36(1): 77-80.

- [8] 廖朝富, 邱增, 陈志宝. 罩液环快速接头的设计及有限元分析[J]. 机床与液压, 2002, 30(2): 133-136.
LIAO C F, QIU Z, CHEN Z B. Design and finite element analysis of hydraulic fast joint[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2002, 30(2): 133-136.
- [9] YANG H, WANG X H, ZHONG W H, et al. Finite element analysis on seal quality of the tank engine's common rail system[J]. Applied Mechanics & Materials, 2011, 123 (126): 1326-1333.
- [10] 徐飞龙, 张勇. 影响油液密封性能特性的有限元分析[J]. 机电工程, 2002, 29(7): 809-813.
XU F L, ZHANG Y. Finite element analysis of influence of seal lip shape for sealing performance[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2002, 29(7): 809-813.
- [11] 周曲, 黄智伟, 刘永刚, 等. 装配误差对球面密封件密封状态影响分析[J]. 航天器工程, 2009, 20(6): 33-39.
ZHOU Q, HUANG Z W, LIU Y G, et al. Influence of assembly errors on sealing state of spherical seal structure[J]. Aerospace Engineering, 2009, 20(6): 33-39.
- [12] 林冲, 张勇. 罩液环密封头-锥面密封性能研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(5): 109-111.
LIN C, ZHANG Y. Research on sealing property of globe case joint for pipeline[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(5): 109-111.
- [13] 周曲, 黄智伟, 闫少波, 等. 球头-锥面密封结构非线性接触分析[J]. 航天器环境工程, 2009, 22(4): 211-214.
ZHOU Q, HUANG Z W, YAN S B, et al. Nonlinear contact analysis of globe case joint[J]. Aerospace Environment Engineering, 2009, 22(4): 211-214.
- [14] 王宇, 李文堂, 洪军, 等. 罩液环罩面密封性能的影响因素[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(4): 132-136.
WANG Y, LI W T, HONG J, et al. Factors affecting ball bearing surface effective radius[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(4): 132-136.
- [15] 周曲, 黄智伟, 周平波, 等. 密封球体与球面密封头参数影响因素分析[J]. 现代制造工程, 2004, 23(4): 3-6.
ZHOU Q, HUANG Z W, WANG C T, et al. Analysis of influence factors on seal effectiveness bearing itself ball shape coefficient[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2004(3): 1-6.
- [16] SHYKHAI N. Development of design charts for balls perforated up to the plastic range[J]. Journal of Engineering for Industry, 1976, 98(1): 849.
- [17] MIKURUMI T, NISHIMURA M, MURAKOSHI T. Propagation of ball-rod thread sealing with accurate geometry and finite element analysis[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2000, 122(1): 103-105.
- [18] GB/T 1642-2000. 扩口式管接头扩口锥尺寸[M]. 北京: 中国标准出版社, 2000.
- [19] GB/T 1647-2000. 扩口式管接头用 A 型螺母[M]. 北京: 中国标准出版社, 2000.
- [20] GB/T2668-2000. 扩口式管接头管套[M]. 北京: 中国标准出版社, 2000.
- [21] 丁德忠, 王德斌, 杨西, 等. 行囊力能对典型管接头密封性能影响研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(2): 9-13.
DING D Z, WANG D B, YANG X B, et al. Research on the effect of tightening torque to the seal width of a typical pipe joints[J]. Hydraulics & Environment Engineering, 2002, 27(2): 9-13.
- [22] 周曲, 黄智伟, 刘永刚. 球面密封件密封状态力学分析试验验证[J]. 中国空间科学学报, 2007, 23(2): 42-46.
ZHOU Q, HUANG Z W, LIU Y G. Mechanical analysis and testing for sealing situation at spherical seal joint[J]. Chinese Space Science and Technology, 2007, 23(2): 42-46.
- [23] 周维春. 机械设计师[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [24] 王振升, 郑明理, 王建群. 非接触式下滑道密封圈的密封性能分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(3): 1868-1876.
WANG Z S, ZHENG M L, WANG J Q. Sealing performance of pipeline connection under the tensile load[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(3): 1868-1876.
- [25] LIU W B, MIKURUMI T, MIYAZAKI A, et al. Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fasteners[J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 15(4): 604-613.
- [26] YANG C, HONG J, ZHONG W, et al. Three-dimensional finite element analysis of the mechanical properties of ball-rod connection[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 26(3): 364-372.
- [27] CAHILLIEMBERTI S, VASSILI S. Finite element simulation of process control for ball tightening in joints with unperforated contact[J]. Journal of Manufacturing Science & Engineering, 2004, 126(2): 349-356.

第十三届全国摩擦学大会成功举办

4月29-31日, 第十三届全国摩擦学大会暨2007年全国青年摩擦学学术年会在江苏南京成功召开。本次会议由中国机械工程师学会摩擦学分会主办, 中国矿业大学、南京航空航天大学、南京理工大学、常州大学、江南大学、江苏大学和江苏省机械工程师学会摩擦学委员会联合承办。德生医疗器械(中国)有限公司等15家单位协办。来自全国的高等院校、科研院所、企业界的约1600名摩擦学工作者参加了会议。

会议期间, 摩擦学院士和摩擦学院士分别做了《先进制造中的若干摩擦学问题》和《摩擦学研究进展》向大会主旨报告。其他特邀教授、王成国理事长、贾石中教授、杨俊杰副总工、韩志斌教授、周峰研究员、杨德贵副总工、王海平教授、康福春教授、王军副理事长, 对摩擦学理论分别做了摩擦学理论、微多和应用等问题做了大会主旨报告和主题邀请报告。与会代表分别就材料摩擦学、摩擦学理论及应用、生物医学摩擦学、微纳摩擦学、工业摩擦学、表面工程及摩擦学、摩擦学设计等7个主题进行了学术研讨与交流。

ISSN: 02.7999/j.issn.0274-9079.2017.05.010

阶梯腔结构对水润滑动静压阶梯腔艉轴承力学性能的影响*

王健 王悦强 王涛 范晓萌

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

摘要:建立不同腔数数目和不同腔体长度下水润滑动静压阶梯腔艉轴承的三维实体模型,利用 ANSYS Workbench 软件对模型进行有限元应力分析,研究腔数与腔长对阶梯腔艉轴承力学性能的影响。结果表明,随着阶梯腔数增加,轴承应力集中区域减少且应力分布变化趋于平缓,而轴承位移随腔数变化不大,因此增加腔数能有效改善艉轴承的力学性能,增加轴承的稳定性;阶梯腔腔长过大或者过小时都会导致轴承应力分布变化大,影响轴承的力学性能,对于 6 腔阶梯腔艉轴承,当腔长在 420~460 mm 之间时,轴承的力学性能相对稳定。

关键词:滚动轴承; 阶梯腔; 静压腔; 力学性能

中图分类号:TH133.3 文献标志码:A 文章编号:0274-9079(2017)05-010-08

Influence of Stile Cavity Structure on the Mechanical Properties of Water Lubricated Hybrid Stile Cavity Stern Bearings

WANG Jian WANG Youqiang WANG Tao FAN Xiaomeng

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

Abstract: Three-dimensional solid model of water lubricated hybrid stile cavity stern bearings with different cavity number and different cavity length was established. The finite element static analysis of the model was carried out by using ANSYS Workbench software to study the influence of number and length of the stile cavity on the mechanical properties of stern bearing. The results show that with the increasing of cavity number, the bearing stress concentration area is decreased, the change of stress and strain tends to be gentle, and the bearing displacement changes little, then the mechanical properties and stability of stern bearing can be effectively improved by increasing the cavity number. Too big or too small cavity length will increase the bearing stress and strain and affect the mechanical properties of the bearing. The mechanical property is relatively stable for the six cavity stern bearing when the cavity length is between 420 mm and 460 mm.

Keywords: rolling bearing; staircase cavity; static cavity; mechanical properties

船舶作为水运的主要交通工具,担负着我国贸易运输、海洋开发和保卫国家主权的重要责任,并扮演了重要角色。船舶轴承是船舶的重要组成部分,艉轴承是其重要组成部件,其中水润滑船舶艉轴承具有较高的性能,能够有效降低噪声和减小振动冲击。在船舶艉轴承中应用广泛的有^[1]。船舶艉轴承在运转过程中经常出现故障,常见的故障形式包括磨蚀、剥蚀和分离。轴承的剥蚀阶段经常出现在启动和停车阶段,在这 2 个阶段轴承常常处于干摩擦或近乎干摩擦的状态,导致轴承严重磨蚀,大大降低了轴承的使用寿命。

为了解决船舶艉轴承出现的摩擦剥蚀问题,研究

人员对轴承加以改进创新,在轴承内部开设腔结构,将轴承设计成一种新型的动静压阶梯腔轴承。新结构避免了主轴与轴承直接接触,从而形成液体润滑。由于动静压轴承的承载能力,主要取决于供油压力、承载尺寸和油腔结构等^[2],所以相比与普通轴承,动静压阶梯腔轴承除了能够有效解决剥蚀问题外,还能够增强动压效应进而增强轴承的承载能力^[3]。

目前,国内的一些学者对阶梯腔动静压轴承做了大量的研究和有益的探索^[4-6]。邵俊鹏等^[7]利用 FLUENT 仿真软件研究了不同形状油腔的流速分布和压力分布,结果表明星形腔的内部流场优于椭圆形油腔,但该文只考虑了单一的高速方面的因素,未从静力学的角度进行力学性能的分析。王芳芳等^[8]针对轴承在高速运转过程中产生的轴承失效问题进行了研究,设计了一种新型的带侧多孔阶梯轴承并在腔内开设有多排孔,从而达到了降低温升的目的,但没

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51373249)。

收稿日期: 2016-08-26

作者简介: 王健(1989-),男,硕士研究生,研究方向为摩擦学与表面工程。E-mail: 113377098@qq.com

文献从降低温升的角度进行研究,并未考虑新型结构的力学性能。本文作者利用有限元软件 Workbench 对腔形轴承进行了应力分析,研究了不同腔数和不同腔长腔形腔轴承的力学性能。

1 腔轴承模型结构

1.1 模型的基本参数和制造

腔轴承是由轴承套圈和外圈套圈 2 部分构成,对腔轴承的单元属性和材料属性进行定义;外圈套圈为合金钢,密度为 7800 kg/m^3 ,弹性模量为 206 GPa ,泊松比为 0.25 ;轴套材料为硬橡胶,密度为 1850 kg/m^3 ,弹性模量为 7.48 MPa ,泊松比为 0.4 。为了减小计算量对模型的其他几何尺寸进行了简化处理,具体几何结构尺寸如表 1 所示。

表 1 模型几何尺寸
Table 1 Model geometry size

轴承外径 r_1/mm	300
半径比	2:1
腔数厚度 h/mm	30
腔深厚度 a/mm	0.1
内圈半径 r_2/mm	15

根据表 1 给出模型的基本参数,利用 Solidworks 三维绘图软件分别绘制了 4、5 和 6 腔腔形腔轴承腔形腔轴承基本模型,在 6 腔腔形腔轴承模型的基础上,分别绘制不同腔长的腔轴承模型,如图 1、2 所示为 6 腔腔形腔轴承剖视图和平面图。



图 1 6 腔腔形腔轴承剖视图

Fig. 1 Six cavity roller bearing section



图 2 6 腔腔形腔轴承平面图

Fig. 2 Six cavity roller bearing planar graph

1.2 三维实体模型的导入

将建好的模型导入到有限元软件中进行分析,以 6 腔腔形腔轴承模型为例,建立的腔轴承实体模型如图 3 所示,其中坐标系中的 Z 轴为腔轴承的轴向方向,顺时针为轴承的旋转方向。



图 3 腔轴承实体模型

Fig. 3 Three bearing entity model

2 有限元仿真分析

将建好的模型导入到 ANSYS Workbench 软件中进行应力分析,设置好材料类型和单元属性,对构建模型按照边界尺寸大小为 0.005 mm 进行网格划分,如图 4 所示,设定运行温度为 $22 \text{ }^\circ\text{C}$,然后对模型进行施加的载荷并求解进行求解和计算。

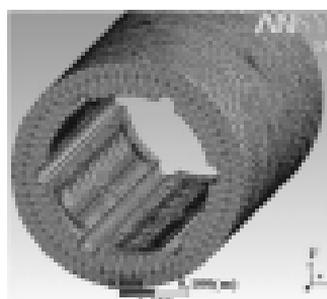


图 4 腔轴承三维模型网格划分

Fig. 4 Three bearing mesh model figure

以图 3 所示的 6 腔腔形腔轴承为例,划分网格列如下结果:节点 109 190 个和单元 67 858 个,对轴承的外表面施加全约束,以防止轴承轴向滑动,更贴近实际情况,当腔轴承内部无沟槽和型腔情况下,腔形腔内压力分布^[7]如图 5 所示,其中, F 为外

线角, ω 为角速度, e 为偏心率, α 为偏位角, h 为油膜厚度, p 为油膜压力。

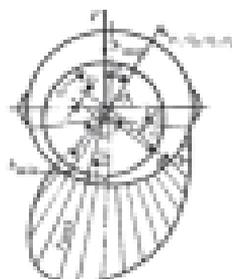


图3 动压腔隙内压力分布

Fig. 3 The pressure distribution of dynamic pressure lubrication

由于深沟球轴承可以在转速比较低的情况之下形成连续完整的油膜^[24], 所以假设开设沟槽和腔隙的轴承内的压强分布是如满足图4所示的压力分布, 先将轴承分割成许多较小的区域, 根据图3所示的压力分布进行离散取值, 将取好的压力值施加到相应的区域内, 输入数值进行运算, 最后模拟得出应力、应变和位移三维模型图。假设轴承运动状态是动静态平衡状态, 运行工况为稳态环境; 轴承在轴向方向不发生位移; 不考虑海水的惯性力。

2 结果及讨论

2.1 不同腔数轴承的力学性能

建立的4、5、6腔深沟球轴承模型, 其他几何尺寸都相同, 将其导入 ANSYS Workbench 软件中, 施加相同大小的载荷进行静力学分析, 设定最大载荷为 3 000 N, 分别得到应力、应变和位移的变化情况, 如图 6—8 所示。



图6 不同腔数材料轴承的应力图

Fig. 6 Stress distribution of balls cavity steel bearings with different cavity numbers

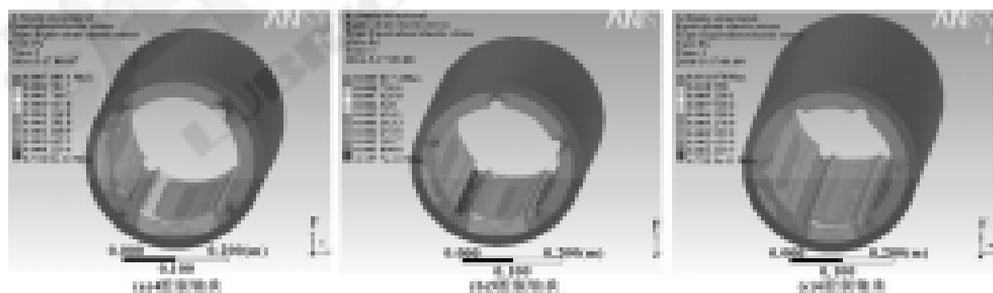


图7 不同腔数材料轴承的应变图

Fig. 7 Strain distribution of balls cavity steel bearings with different cavity numbers

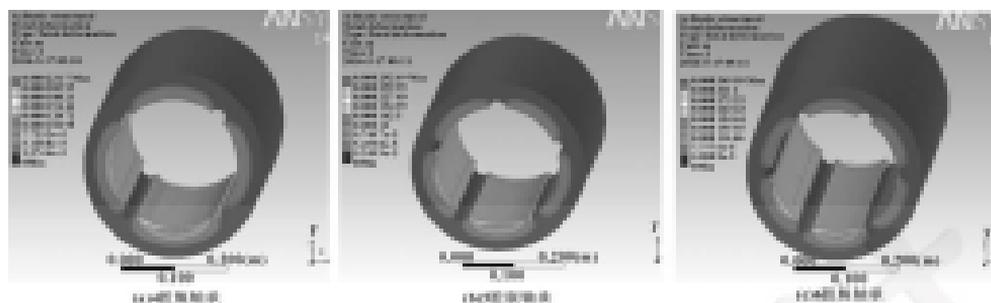


图8 不同腔数腔形控制轴承的位移图

Fig. 8 The displacement of air cavity stress bearings with different cavity numbers

如图6所示为不同腔数轴承的应力三维图,可以看出,轴承的应力集中区域主要出现在内部内圈与外圈交界处的外圈,轴承的内圈也有应力集中区域,出现这种现象的原因主要是内圈承受了主轴的大部分压力,使得内圈出现了明显的应力集中现象;而左侧是由于主轴在运转过程中,自身离心惯性力的作用向左侧发生了偏移,发生挤压力度相对较大,4腔腔形控制轴承最顶端有三处应力集中点,5腔在最顶端有两处应力集中点,左侧也出现了较明显的应力集中区域;6腔腔形控制轴承最顶端只有一处应力集中点,且分布比较平缓。

图7示出了不同腔数的腔形控制轴承的应变图,可以看出,4腔轴承的应变区域变化比较剧烈,而5腔和6腔腔形控制轴承的应变区域变化相对比较平缓,出现这种现象的原因可能是,随着轴承腔数的增加,轴承内部被分割的面数越多,这样每个面承受的应力就相对减小,轴承的变形就变得相对平缓了很多。

如图8所示为不同腔数轴承的位移变化情况,可以看出,不同腔数腔形控制轴承的位移变化情况基本相同,其中4腔轴承最大位移值为 0.2217 mm ,5腔轴承最大位移值为 0.2025 mm ,6腔轴承最大位移值为 0.1809 mm 。

综上所述,腔形控制腔数控制轴承的力学性能有着十分重要的影响,增加腔形控制腔数可以有效地改善轴承的力学性能,提高轴承的使用寿命,增加轴承的稳定性,综合比较3种腔形控制轴承发现,当腔数为6腔时,此时轴承的力学性能要优于其他2种腔形轴承。

3.2 不同腔数控制轴承的力学性能

建立腔长分别为360、380、400、420、440、460、480、500、520 mm的4腔腔形控制轴承模型,

并将模型导入到ANSYS Workbench软件中进行有限元应力分析,分析得到应力、应变和位移变化情况。

如图9所示为不同腔长下最大应力值的变化折线图,可以看出,当腔长在360~420 mm时,最大应力值波动较小,腔长为420~440 mm时最大应力值突然大幅度降低,在腔长为440 mm时达到最低点 300.06 MPa ,然后最大应力值迅速增大,最后趋于稳定,出现这种现象的原因是由于受力面不均衡导致受力不均匀进而出现应力集中现象,而在轴承内部开设了腔形结构,破坏了受力面连续性导致应力增大,腔长过那么腔形面积就过小,较小的腔形面积就会导致轴承表面变化比较突兀,应力就会较大,同样,当腔长较长时面积就越大,较大的腔形面积会完全破坏轴承表面原本的完整性,使得受力更加不均衡,应力增大,所以,腔长过大或者过小都会引起应力变大,即存在一个最佳的腔长区间,使得最大应力值最小。

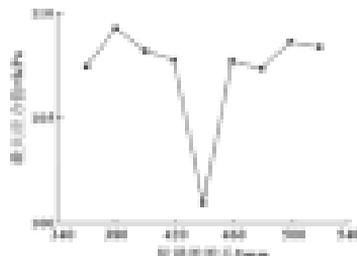


图9 不同腔长下最大应力值的折线图

Fig. 9 Maximum stress values under different cavity length

如图10所示,随着腔长的不断增大,最大应变值先趋于减小然后增大,当腔长在400~480 mm区间内时最大应变值相对比较平缓且数值较低,480 mm

时达到最大值。

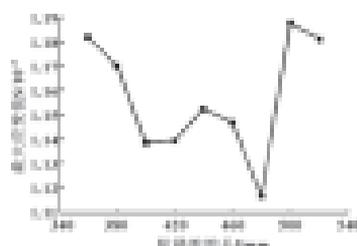


图 10 不同腔长下最大应力的情况

Fig. 10 Maximum stress under different cavity length

从图 11 中可以看出, 轴承的最大位移值呈现波动式变化。随着腔长的增加, 最大位移值呈下降趋势, 当腔长在 420~460 mm 间时, 最大位移值的变化相对平缓, 波动较小。

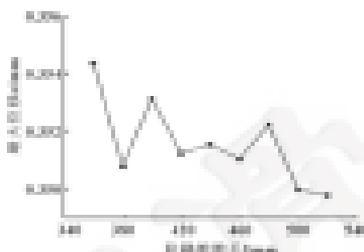


图 11 不同腔长下最大位移的情况

Fig. 11 Maximum displacement under different cavity length

综上所述, 腔长过大或者过小时都会导致应力应变变大, 不利于轴承本身的力学性能, 当腔长为 420~460 mm 时, 轴承的最大应力值、应变值和位移值都相对小, 此时轴承的力学性能最佳。

4 结论

(1) 阶梯型阶数增加, 轴承应力集中区域减少且应力应变分布趋于平缓, 而轴承位移值变化不大, 因此增加阶梯型阶数能有效改善轴承的力学性能, 提高轴承的使用寿命, 增加轴承的稳定性。

(2) 研究的 3 种阶梯型轴承中, 4 阶阶梯型轴承的力学性能要优于其他 2 种阶梯轴承。

(3) 阶梯型腔长过大或者过小时都会导致应力

应变值变大, 影响轴承的力学性能。对于研究的 4 阶轴承, 当腔长为 420~460 mm 时, 轴承的最大应力值、应变值和位移值都相对小, 此时轴承的力学性能最佳。

参考文献

- [1] 孟勇, 刘正德. 本型阶梯型轴颈轴承动态性能的试验与分析[J]. 噪声与振动控制, 2014, 39(4): 64-70.
- [2] JIN Y, LIU Z L. Experimental research on performance of water-lubricated roller screw bearing based on vibration analysis[J]. Noise & Vibration Control, 2014, 39(4): 64-70.
- [3] 王亦军. 新型滑动型轴承设计特性分析[D]. 北京, 北京工业大学, 2007.
- [4] 曹华, 李忠良, 李华. 新型高速轴承主轴承与滑动型轴承结构及性能研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(2): 11-14.
- [5] DAN F, ZHANG T H, XIA H. The structure of new journal hybrid bearing for high-speed machine spindle and its performance[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 11-14.
- [6] 刘泽松, 陈阳, 张厚林. 基于 FEA 的液体动压轴承油膜压力研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(10): 35-38.
- [7] LI H, CHU H, ZHANG H L. Research on static characteristics of step/shallow groove hybrid bearing based on FEA/CFD[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(10): 35-38.
- [8] 陈炳生. 液体静压及半静压轴设计[M]. 北京, 国防工业出版社, 1980.
- [9] 张胜安, 侯志华, 张万里, 等. 基于 CFD 的液体动压液膜轴承承载特性研究[J]. 制造技术与机床, 2012(9): 64-68.
- [10] CHU H A, ZHOU Z Q, XIAO J W, et al. Bearing characteristics study on liquid hybrid bearing based on CFD[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2012(9): 64-68.
- [11] 陈俊刚, 张地华, 李国彪. 基于 FEA 的阶梯轴承轴颈的轴承载静止状态仿真研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 93-95.
- [12] WEI J F, ZHANG Y Q, LI F C. Static flow simulation of hydrostatic bearing ellipse and sector rotor based on FLUENT[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 93-95.
- [13] 王立华, 陈阳, 李华. 新型本型滑动型高速主轴轴承的流场模拟[J]. 润滑与密封, 2010, 35(12): 20-24.
- [14] WANG F F, CHEN W, ZHANG T F. Flow field simulation of a new type of hydrostatic high speed spindle bearing[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(12): 20-24.
- [15] 仲照, 王凯, 卢成, 等. 基于 Ansys 的不同阶梯轴颈轴承的轴间应力分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(3): 37-42.
- [16] LI H, WANG T Q, LI X J, et al. The static structural analysis of the custom spiral groove screw bearing based on Ansys[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(3): 37-42.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0790.2017.05.011

膨润土的改性及膨润土润滑脂制备的实验研究

蒋明俊 张东豪 郭小川 何 燕

(后勤工程学院油料应用与管理工程系 重庆 408311)

摘要:采用钠化剂 NaF、NaCl、Na₂CO₃ 对膨润土进行钠化改性,进一步采用十八烷基三甲基氯化物(1831)、十八烷基二甲基季基氯化物(1827)、十六烷基三甲基氯化物(1631)对膨润土进行有机改性,考察膨润土的钠化和有机改性的条件,探讨膨润土润滑脂的制备工艺。结果表明,2%~3% Na₂CO₃ 在 60℃~80℃ 下改性 30~60 min 的效果较好。采用十八烷基三甲基氯化物(1831)或十八烷基二甲基季基氯化物(1827)与十六烷基三甲基氯化物(1631)复合改性取得良好效果。用改性膨润土作为稠化剂制备的润滑脂具有良好的高温性、胶体安定性、机械安定性、防锈防腐性、抗水性和抗压抗磨性。

关键词:膨润土;膨润土;钠化改性;季胺盐

中图分类号: T811.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0790(2017)05-0011-08

Research on Modification of Bentonite and Preparation of Bentonite Grease

JIANG Mingjun ZHANG Donghao GUO Xiaochuan HE Yan

(Department of Military Oil Application & Management Engineering, Logistics Engineering University, Chongqing 408311, China)

Abstract: Sodium modification of bentonite was investigated by use of NaF, NaCl, Na₂CO₃, and organic modification of bentonite was investigated by use of octadecyl trimethyl ammonium chloride (1831), octadecyl dimethyl heptyl ammonium chloride (1827) and hexadecyl trimethyl ammonium chloride (1631). Conditions of sodium and organic modification were studied, the technology of preparing bentonite grease were examined. The results show that the sodium modification effect is better under the condition of Na₂CO₃ content 2% to 3%, the temperature between 60℃ and 80℃, the time between 30 minute and 60 minute. The organic modification effect by 1831 or 1827 blending with 1631 is better. The bentonite greases prepared by modified bentonite possess good properties, such as high temperature property, colloidal stability, mechanic stability, anti-rust property, anti-oxidation property, water-proof property, extreme pressure and anti-wear property.

Keywords: bentonite grease; sodium modification; quaternary ammonium salt

近年来,我国的稠化剂产量和质量都得到很大发展,稠化剂年产量占全球稠化剂总产量的38%左右,成为全球稠化剂生产第一大国^[1-4]。但我国生产的高端点稠化剂所占比例与美国、欧洲和日本比较还有差距,尤其是膨润土稠化剂所占比例还很低(1%左右),而美国的膨润土稠化剂占其年产量的4%以上^[5]。膨润土稠化剂是采用有机膨润土矿化矿物油或合成油并加入添加剂而成的高温多效稠化剂,作为减摩和密封稠化剂,其具有广泛的应用^[6]。美国的膨润土资源丰富,发展膨润土稠化剂前景广阔,而随着生

产基础和复合稠化剂膨润土的氯化改性价格的迅速上涨,也给发展膨润土稠化剂提供了机会。

膨润土矿的主要成分是蒙脱石。蒙脱石的结构是由Si-O四面体与Al-O八面体组成的层状硅酸盐^[7](如图1所示)。蒙脱石的Al³⁺容易被其他金属离子取代而在层间带有电荷。蒙脱石的离子交换层间电荷是进行膨润土钠化和有机改性的基础。膨润土的钠化改性就是利用钠盐(如Na₂CO₃、NaF、NaCl等)的钠离子,将蒙脱石晶体中的钙离子及其他金属离子置换的过程。热基膨润土的有机氯化改性就是利用蒙脱石晶体的层状结构,通过络合反应,逐渐瓦解吸附作用等将季铵盐或其他有机长链引入到蒙脱石晶格上,制备有机膨润土稠化剂,并进而制备各膨润土稠化剂^[8-11]。

收稿日期:2016-08-18

作者简介:蒋明俊(1984-),男,教授,研究方向为油料理化及润滑材料。E-mail: jiangmingjun@163.com

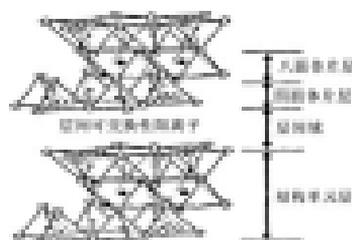


图1 蒙脱石的晶体结构

Fig.1 Crystal structure of montmorillonite

国内外对膨润土的改性及其剥离剂的制备进行了研究。NAK^[1]以植物油为基础油, 季铵盐为改性剂, 制备成膨润土剥离剂。ISCHIK 和 UHANSKAYA^[2]研究了十八烷基二甲基季基氯化铵作为膨润土改性剂的改性工艺, 研究表明, 当改性剂的添加量增加时, 膨润土的剥离能力显著提高, 但当改性剂添加量超过一定限度后, 膨润土剥离剂的性能变差。MACKENZIE 等^[3]以有机胺和环氧化合物作为膨润土的改性剂, 制备的膨润土对漆剂有更好的感受性。MAGUIRAN 等^[4]考察了多种助分散剂在膨润土剥离剂制备过程中的作用, 不同的膨润土选择适合的助分散剂可以制备出高质量的膨润土剥离剂。DRENE^[5]通过有机阳离子和膨润土的反应制备自清洁膨润土剥离剂, 这种

剥离剂在生产膨润土剥离剂时不需要助分散剂。MAGUIRAN 等^[4]的实验发现, 膨润土的分散程度对膨润土剥离剂的机械安定性有重要影响。陈本彰^[6]考察了膨润土、复合脲、复合胺 3 种膨润剂剥离不同类型基础油制备的高沸点剥离剂的性能。黄伟聪等^[7]利用季铵盐改性膨润土, 基于植物油、乙醇和各种添加剂制备出适用于高温条件的膨润土剥离剂。李家^[8]考察了助分散剂、制备工艺及后处理等对膨润土剥离剂性能的影响。陈志明^[9]用改性膨润土剥离剂制备具有优良机械性能的环境友好型剥离剂。宋红英等^[10]采用脲衍生物、脲衍生物改性的基膨润土制备膨润土剥离剂, 结果表明, 用脲衍生物改性膨润土剥离 1500[#] 基础油制备的剥离剂具有优良的高油性、较好的抗水性和成膜性; 用脲衍生物改性膨润土剥离 PM60 基础油制备的剥离剂具有较好的高油性、机械安定性和抗水性。宋瑞和等^[11]考察了不同季铵盐对膨润土剥离剂性能的影响。

本文作者对膨润土的纯化和有机化改性工艺进行了实验研究, 对膨润土的改性和制备条件进行了优化, 制备出性能良好的膨润土剥离剂。

1 实验部分

1.1 主要原料

实验用主要原料如表 1 所示。

表 1 实验用主要原料

Table 1 Raw material in the experiments

原料名称	纯度及外观	生产厂家
无机蒙脱土	工业级(灰白色粉体)	浙江中核新材料股份有限公司
有机蒙脱土	纯白色粉体(型号: J80XZ-100)	浙江中核新材料股份有限公司
无水硫酸铜	AR	成都中特化工试剂厂
氯化钠	AR	天津中核化学试剂有限公司
无水乙醇	AR	重庆中化工业有限公司
甲酸	AR	成都中特化工试剂有限公司
十八烷基二甲基氯化铵 (AR)	工业试剂(白色片状颗粒)	重庆中核化学工业有限公司
十六烷基二甲基氯化铵 (AR)	工业试剂(白色片状颗粒)	重庆中核化学工业有限公司
99.999% 基础油	100℃运动粘度 8.7 mm ² /s	兰州石化有限公司

1.2 膨润土的纯化和有机化改性

1.2.1 膨润土的纯化改性

膨润土的纯化改性是利用纯化剂(如 NaF、NaCl、Na₂CO₃ 等)中的 Na⁺将膨润土中的 Ca²⁺、Mg²⁺ 等离子置换出来, 得到纯基膨润土。纯化过程为:

(1) 将膨润土粉体、纯化剂与一定量的水溶液(固液比为 1:10)混合搅拌均匀, 视情况调节 pH 值;

(2) 将此混合液置于恒温水浴中进行一定时间的快速搅拌。

1.2.2 膨润土的有机化改性

纯化好的膨润土继续进行有机化改性, 使膨润土表面具有亲油性。有机化改性剂有季铵盐、脲衍生物等^[12], 如十八烷基二甲基季基氯化铵 (AR27)、双十八烷基二甲基氯化铵 (AR28)、十八烷基三甲基

氯化铝 (1631)、十六烷基三甲基氯化铵 (1630) 等。有机氯化改性过程:

- (1) 将改性剂与一定量的水溶液 (固液比 1:10) 混合后搅拌均匀, 加入脲基膨润土混合液中, 置于恒温水浴中, 快速搅拌一定时间;
- (2) 离心萃取液分离, 并用蒸馏水洗 3~4 次;
- (3) 将得到的有机膨润土置于 80 °C 干燥箱中进行真空干燥;
- (4) 用球磨机对得到的有机膨润土进行粉碎、过筛, 即得到有机膨润土改性剂。

1.2 膨润土改性剂制备

分别利用本改性的有机膨润土或经过改性的有机膨润土制备了膨润土润滑脂, 制备过程如下:

- (1) 将一定量的有机膨润土与基础油混匀, 快速搅拌一定时间后, 加入助分剂, 继续快速搅拌, 直至透明化;
- (2) 升温除杂后分离;
- (3) 根据需要加入添加剂, 搅拌均匀;
- (4) 三度过滤后 3~4 次得到膨润土润滑脂。

1.4 改性膨润土及膨润土润滑脂性能测试

采用日本岛津公司生产的 Lab XRD-6000 型 X 射线衍射仪和美国 PEAKS KLMPK 公司生产的 FT-IR 红外光谱仪对膨润土改性前后的结构进行分析, 以判定改性的效果。

采用大连北方公司生产的塞入度测定仪, 按 GB/T 269-1991《稠度型和石油型锥入度测定仪》测定稠度锥入度; 采用大连北方公司生产的稠网分筛(静志法)测定仪, 按 SH/T 0026-1992《稠度锥网分筛测定法(静志法)》测定稠度锥网分筛; 采用大连北方公司生产的 BF-21 稠度锥温度范围滴点测定仪, 按 GB/T 3499-2008《稠度锥温度范围滴点测定仪》测定稠度锥滴点; 采用大连北方公司生产的 BF-62 汽车轮毂轴承脂锥入度测定仪, 按 SH/T 0026-1992《汽车轮毂轴承稠度锥入度测定仪》测定稠度锥锥入度; 采用大连北方公司生产的 BF-68 稠度锥机水淋性能测定仪, 按 SH/T 0048-1992《稠度锥机水淋性能测定仪》测定稠度锥机水淋性能; 采用大连北方公司生产的 BF-60 稠度锥重发测头测定仪, 按 GB/T 7325-1987《稠度锥和稠度锥重发测头测定仪》测定稠度锥重发测头; 采用大连北方公司生产的稠度锥相似度测定仪, 按 SH/T 0048-1992《稠度锥相似度测定仪》测定稠度锥相似度。

按 SH/T 0062-1992《稠度锥耐压性能测定仪(四球机法)》在济南试验机厂生产的 MQ-800 四球

摩擦试验机上考察稠度锥耐压性能。

2 结果与讨论

2.1 膨润土改性氯化过程

膨润土氯化改性后, Na^+ 分布在膨润土硅氧四面体层间, 充当平衡负电荷的作用, 使单元层间的层间力因此减弱, 膨润土与阳离子改性剂的离子交换作用增强。一些学者对膨润土氯化影响因素进行了探讨, 郭彩云等^[17]试验发现, 膨润土的层间距离随着氯化剂用量的增加而减小, 认为氯化剂用量应控制在 3% (质量分数), 王明明^[18]探讨了 pH 值对氯化效率的影响, 认为 pH=8 时, 制备的膨润土质量较好, 唐廷勇等^[19]认为氯化改性时的 pH 值不宜过高, pH=10 时氯化效率最好, 苏福军等^[20]研究了氯化温度对氯化效率的影响, 认为氯化温度为 85 °C 时最合适, 曹明珠等^[21]考察了氯化改性的影响因素, 认为足够的反应时间和强度可使膨润土氯化反应充分。

膨润土氯化改性的效果可用与高保型润脂的变化来判断, 亦可用制备膨润土有机氯化改性后制备得到的稠度锥的性能好坏来间接判断, 下面探讨了氯化剂种类及用量、氯化温度及氯化时间与稠度锥性能的影响。

2.1.1 氯化剂种类及用量的影响

选用 3 种氯化剂 (Na_2CO_3 、 NaF 、 NaCl) 进行考察, 氯化剂用量为 3% (质量分数), 氯化完成后进一步有机化, 并制备各稠度锥, 通过测定膨润土的层间距及稠度锥的锥度和分筛量来确定氯化效率, 初步试验结果表明 Na_2CO_3 的效果优于 NaF 和 NaCl , 进一步考察 Na_2CO_3 用量对氯化效率的影响, 当氯酸钠质量分数分别为 1%、2%、3%、4.5%、5.5% 时, 按照氯化、有机氯化性及稠度锥制备的步骤, 得到的膨润土稠度锥的性能见表 2。结果表明, 氯化剂氯酸钠质量分数为 2%~3% 时稠度锥的性能较好。

表 2 氯酸钠用量对膨润土改性效率的影响

Table 2 Effect of dosage of Na_2CO_3 on the properties of bentonite greases

氯酸钠质量分数 $w/\%$	1	2	3	4.5	5.5
工作锥入度 $d/(0.1 \text{ mm})$	378	360	328	387	396
稠网分筛: 600 °C, 20 h/ $w/\%$	1.8	1.8	1.8	2.1	2.3
层间距 d/nm	1.877	1.876	1.876	1.862	1.863

2.1.2 氯化温度的影响

分别采用 22、40、60、80 °C 氯化温度, 按照的

化、有机化改性及剥离剂制备的步骤。得到的膨润土剥离剂的性能见表 3。结果表明, 钠化温度为 60~80 °C 时剥离剂的性能较好。

表 3 钠化温度对膨润土剥离剂性能的影响

Table 3 Effect of sodium modification temperature on the properties of bentonite gresses

钠化温度 $t/^\circ\text{C}$	20	40	60	80
工业膨入度 4/(50.1 mm)	370	334	298	320
膨润分油(100 °C, 24 h)/%	2.3	2.0	1.6	1.8
层间距 d/nm	1.942	1.876	1.971	1.956

2.1.3 钠化时间的影响

在确定钠化剂碳酸钠质量分数为 3%, 钠化温度为 60 °C, 考察钠化时间的影响。当钠化反应时间分别为 30、60、90、120 min 时, 按照钠化、有机化改性及剥离剂制备的步骤, 得到的膨润土剥离剂的性能见表 4。结果表明, 钠化时间为 30~60 min 时剥离剂的性能较好。

表 4 钠化时间对膨润土剥离剂性能的影响

Table 4 Effect of sodium modification time on the properties of bentonite gresses

钠化时间 t/min	30	60	90	120
工业膨入度 4/(50.1 mm)	298	294	376	344
膨润分油(100 °C, 24 h)/%	1.9	1.8	2.3	2.9
层间距 d/nm	1.971	1.871	1.947	1.969

2.1.4 钠化膨润土的性能分析

对钠化前后的膨润土进行了 FT-IR 分析, 结果如图 2 所示。



图 2 钙基膨润土与钠基膨润土的 IR 谱

Fig. 2 IR spectra of Ca-bentonite and Na-bentonite

在中频区 1 036 cm^{-1} 附近为 3~6-6 的伸缩振动峰, 膨润土钠化反应后, 此峰分裂为双峰, 这是钙基膨润土和钠基膨润土之间差别的典型特征。在高频区 (3 650~3 200 cm^{-1}), 3 640 cm^{-1} 附近蒙脱石结构中桥氧八面体的-OH 伸缩振动峰和 3 400 cm^{-1} 附近蒙脱石层间水分子-OH 的伸缩振动峰基本保持一致。在低频区 (470~940 cm^{-1}), 钠基膨润土的红外吸收峰的强度低于钙基膨润土, 这是由于钙水合离子 (主要是 Ca^{2+}) 的存在使蒙脱石表面官能团加氢键络合物。

钠化前后膨润土的 XRD 分析结果如图 3 所示。钙基膨润土钠化后层间距变小, 由 1.5 nm 减小到 1.2 nm, 峰高强度降低, 表明 Na^{+} 取代 Ca^{2+} 或 Mg^{2+} 进入膨润土层间后, 膨润土层间距的综合量变小, 有利于发生阳离子的取代反应。

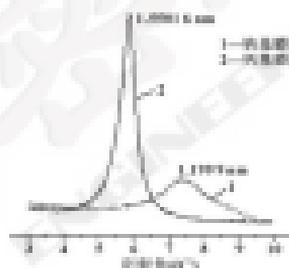


图 3 钙基膨润土与钠基膨润土的 XRD 谱

Fig. 3 XRD patterns of Ca-bentonite and Na-bentonite

2.2 基于手性源的膨润土有机化改性

提高膨润土在基础油中的分散性, 膨润土需要进行有机化改性。有机化改性的原料可采用季铵盐有机改性剂, 也可采用酰胺、树脂等有机改性剂, 其中季铵盐较为常用。下面探讨季铵盐种类及用量、反应温度及时间对有机化改性效率的影响。

2.2.1 季铵盐种类及用量的影响

考察了不同种类季铵盐十八烷基三甲基氯化铵 (1831)、十八烷基二甲基季氯化铵 (1827)、十六烷基三甲基氯化铵 (1631)、十二烷基三甲基氯化铵 (1231) 对膨润土改性效率的影响。效果好坏的周期以改性后膨润土的层间距及制备得到的剥离剂的基础性能为依据。

初步试验表明, 采用 1831 及 1827 与 1631 复合改性的效果较好。下面分别考察 1831 及 1827 与 1631 用量对改性效率的影响。

表 5 给出了改性剂 1831 用量为 0.8CEC, 0.9CEC, 1.0CEC, 1.1CEC, 1.2CEC 时, 有机土剥

磨削后的性能。结果表明, 1831 添加量为 1.0(CBC)-1.1(CBC) 时磨削后的性能较好。

表 5 改性剂 1831 添加量对磨削土质磨削性能的影响

Table 5 Effect of dosage of organic modifier 1831 on the properties of bentonite grouts

1831 添加量	0.8(CBC)	0.9(CBC)	1.0(CBC)	1.1(CBC)	1.2(CBC)
工作圈入度 $d_r/(0.1 \text{ mm})$	320	310	280	290	290
磨削分钟(180 °C, 20 kPa/7s)	2.6	2.5	2.1	2.2	2.2
总磨削 α/mm	1.879	1.962	1.962	1.988	2.039

为了考察 1831 与 1631 复合改性的效果, 分别用二者添加量为 (0.5+0.5) CBC, (0.6+0.4) CBC, (0.7+0.3) CBC, (0.8+0.2) CBC, (0.9+0.1) CBC 进行试验, 结果如图 4 所示。可见, 1831 的添加量为 0.6CBC, 1631 的添加量为 0.4CBC 时改性效果较好。

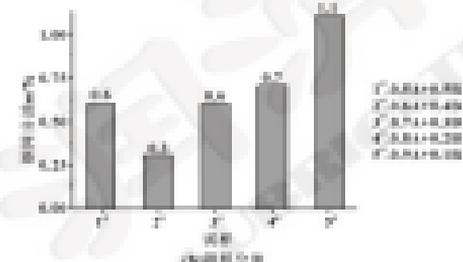
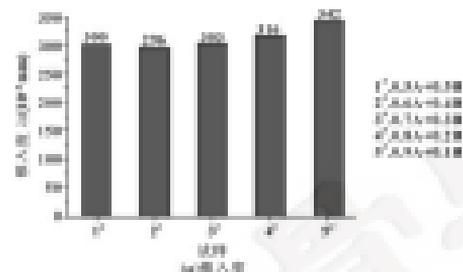


图 4 复合改性剂比例对磨削土质磨削性能影响

Fig. 4 Effect of compound modifier ratio on the properties of bentonite grouts: (a) coarse grinding; (b) oil separation of steel cutting method

2.1.2 有机改性温度的影响

以 1831 为有机改性剂, 考察不同反应温度对改性效果的影响。有机改性反应温度分别为 70、80、90、93 °C, 反应时间为 1 h, 改性后膨润土的 XRD

分析结果如图 5 所示。所制备的制磨削的硬度和分离性能见表 6。试验结果表明, 有机改性温度为 80-90 °C 的效果较好。

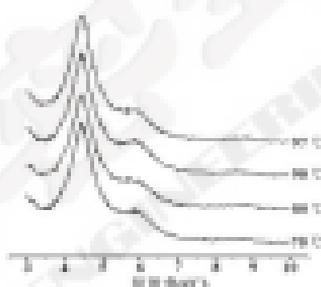


图 5 有机膨润土的 XRD 图

Fig. 5 XRD patterns of organobentonite

表 6 有机改性温度对磨削土质磨削性能的影响

Table 6 Effect of organic reaction temperature on the properties of bentonite grouts

温度 $t/^\circ\text{C}$	70	80	90	93
工作圈入度 $d_r/(0.1 \text{ mm})$	300	281	311	328
磨削分钟(180 °C, 20 kPa/7s)	2.3	1.9	1.8	2.0
总磨削 α/mm	1.988	1.873	1.988	1.971

2.1.3 有机改性时间的影响

采用 1831 为有机改性剂, 反应温度为 80 °C, 考察不同反应时间对改性效果的影响。改性时间分别为 30、60、120、180 min, 改性后膨润土的 XRD 分析如图 6 所示, 所制备的制磨削的硬度和分离性能见表 7。试验结果表明, 有机改性时间为 60 min 的效果较好。

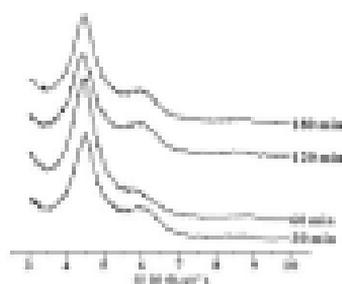


图6 有机膨润土的XRD图

Fig. 6 XRD patterns of organobentonite

表7 有机化反应时间对膨润土调质性能的影响

Table 7 Effect of organic reaction time on the properties of bentonite greses

反应时间 t /min	30	60	120	180
工作层入度 d (50.1 mm)	300	261	320	337
膨胀分油(100℃, 20 kPa)/%	2.2	1.9	2.3	2.3
层间距 a /nm	1.971	1.875	1.982	1.983

2.1.2.4 有机化后膨润土结构分析

膨润土有机化前后的XRD分析结果如图7所示。可见, 膨润土有机化后层间距由1.26 nm增大至1.93 nm, 说明有机改性剂分子进入膨润土层间后使膨润土的层间距增大。

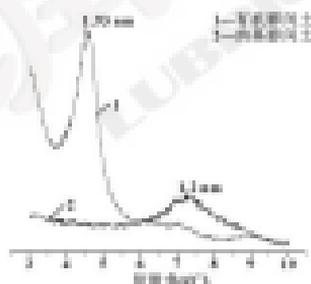


图7 Na膨润土与有机膨润土的XRD图

Fig. 7 XRD patterns of Na-bentonite and organic bentonite

膨润土有机化前后的FT-IR分析结果如图8所示。在3400 cm^{-1} 附近是由有机八面体-OH引起的伸

缩振动峰, 3400 cm^{-1} 附近是由层间水分子-OH引起的伸缩振动峰。在2800-2902 cm^{-1} 区域是-CH₃的对称和不对称的伸缩振动峰, 此峰表明季铵盐的有机链对膨润土成功改性; 在1600-1700 cm^{-1} , 有机膨润土与钠基膨润土的红外谱峰基本一致, 说明有机改性后膨润土的层间骨架结构未发生改变。

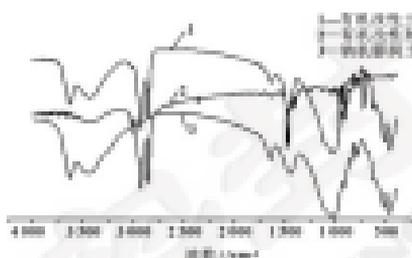


图8 钠基膨润土、CTMAB、有机膨润土的红外光谱图

Fig. 8 IR spectra of Na-bentonite, CTMAB and organic bentonite

2.2 膨润土调质剂制备工艺条件探讨

2.2.1 混合剂用量的影响

膨润土调质剂制备过程中, 必须加入助分散剂。为此, 考察了甲醇、乙醇、丙酮、碳酸内酰胺的助分散效果, 结果表明其助分散效果均较好。

2.2.2 搅拌的影响

膨润土调质剂制备过程中, 加入助分散剂后, 需要通过高速搅拌来帮助分散, 形成调质剂的胶体结构。为此, 设定高速搅拌时间分别为10、20、30 min, 考察搅拌时间对调质性能的影响, 结果见表8。可见, 搅拌时间为20-30 min时的效果较好。

表8 搅拌时间对膨润土调质性能的影响

Table 8 Influence of the stirring time on the performances of bentonite greses

搅拌时间 t /min	10	20	30
工作层入度 d (50.1 mm)	293	278	274
熔点 θ /℃	300	313	317
膨胀分油(100℃, 20 kPa)/%	1.7	1.3	1.2

2.2.3 添加剂对膨润土调质性能的影响

在确定抗絮剂、防腐剂、油性剂用量的条件下, 考察了3种抗絮剂T962、T964、T932对膨润土调质性能的影响及T932不同加入量对膨润土调质性能的影响, 试验结果见表9和表10。数据显示, 3种抗絮剂均具有较好的抗絮性能。

表 9 脲基剂对脲基土固相酶性能的影响

Table 9 Effect of UP additives on the performance of bestimite granules

项 目	脲基剂*1.5P/T362	脲基剂*1.5P/T350	脲基剂*1.5P/T332	脲基剂	实验方法
外观	黄褐色	黄褐色	黄褐色	黄褐色	目测
工作粒入度 d_4 (0.1 mm)	268	271	268	275	GB/T 2689-2000
滴点 α /°C	352	343	352	342	GB/T 3498-2008
颗粒分选(100 °C, 24 h)/w/%	0.4	0.7	0.4	0.8	GB/T 9321-1992
颗粒分选(100 °C, 24 h)	1 瓶	1 瓶	1 瓶	1 瓶	GB/T 7326-1987
延长工作粒入度变化率 Δ /%	12	13	9	13	GB/T 2689-2000
水磨(30 °C, 1 h)/w/%	2.1	2.3	2.4	2.7	GB/T 9329-2004
四球机试验 $p_{0.01}$ /%	864	921	921	411	GB/T 9320-2002
四球机试验 $p_{0.05}$ /%	2 432	1 961	2 432	1 969	GB/T 9320-2002

表 10 T352 对脲基土固相酶性能的影响

Table 10 Effect of T352 on the performance of bestimite granules

项 目	脲基剂*1.5/T352	脲基剂*2.0/T352	脲基剂*3.0/T352	脲基剂	实验方法
外观	黄褐色	黄褐色	黄褐色	黄褐色	目 测
工作粒入度 d_4 (0.1 mm)	277	271	269	275	GB/T 2689-2000
滴 点 α /°C	352	α 350	α 350	348	GB/T 3498-2008
颗粒分选(100 °C, 24 h)/w/%	0.4	0.4	0.2	0.4	GB/T 9321-2000
滴点量(99 °C, 22 h)/w/%	1.6	1.4	1.5	1.8	GB/T 7321-1987
颗粒分选(100 °C, 24 h)	1 瓶	1 瓶	1 瓶	1 瓶	GB/T 7326-1987
延长工作粒入度变化率 Δ /%	30	23	18	33	GB/T 2689-2000
水磨(30 °C, 1 h)/w/%	2.4	2.3	2.1	2.7	GB/T 9329-2004
颗粒分选(-15 °C, 10 h) α^2 /(Pa \cdot s)	215.2	206.7	217.6	199.5	GB/T 9328-1995
耐磨性(32 °C, 48 h)	1 瓶	1 瓶	1 瓶	1 瓶	GB/T 9326-2008
漏失量(100 °C, 4 h)/w/g	0.1	0.05	0.02	0.15	GB/T 9328-1992
四球机试验 $p_{0.01}$ /%	864	1 020	1 138	411	GB/T 9320-2002
四球机试验 $p_{0.05}$ /%	2 432	3 922	4 903	1 969	GB/T 9320-2002
水磨(30 °C, 1 h)/w/%	2.4	2.3	2.1	2.7	GB/T 9329-2004

2.5 脲基土固相酶性能测试

按照前述的脲化和有机化改性方法制备的有机脲

固土和半脲的有机脲固土, 分别制备得到有机脲固土

固相酶, 2 种固土固相酶的性能评定结果见表 11。

表 11 脲基土固相酶的性能

Table 11 Properties of bestimite granules

项 目	07C-01	07C-02	08/T 0827-0993	实验方法
外观	黄褐色	黄褐色	-	目测
工作粒入度 d_4 (0.1 mm)	269	275	269-269	GB/T 2689-2000
滴点 α /°C	α 350	α 350	α 270	GB/T 3498-2008
颗粒分选(100 °C, 24 h)/w/%	0.2	0.4	<0.1	GB/T 9321-2000
滴点量(99 °C, 22 h)/w/%	1.3	1.8	<1.1	GB/T 7321-1987
颗粒分选(100 °C, 24 h)	1 瓶	1 瓶	无绿色或褐色变化	GB/T 7326-1987
延长工作粒入度变化率 Δ /%	18	17	<20	GB/T 2689-2000
水磨(30 °C, 1 h)/w/%	2.2	2.3	<1.8	GB/T 9329-2004
颗粒分选(-15 °C, 10 h) α^2 /(Pa \cdot s)	217.6	204.4	<180.0	GB/T 9328-1995
耐磨性(32 °C, 48 h)	1 瓶	1 瓶	<1 瓶	GB/T 9326-2008
漏失量(100 °C, 4 h)/w/g	0.02	0.02	<0.1	GB/T 9328-1992
颗粒分选(四球机法)0.002/%	967	993	α 490	GB/T 9320-1992

可见,产品具有良好的高温性、胶体安定性、机械安定性、防锈性、抗水性、防腐性和极压抗磨性,达到了 SH/T 0537-1993 (2003) 技术指标的要求。

3 结论

(1) 通过实验得出了膨润土的活化改性条件: Na_2CO_3 的质量分数为 2%~3%, 活化温度为 60~80 °C, 活化反应时间为 30~60 min。

(2) 探讨了膨润土的有机化改性条件: 0.04 份加量为 1.0~1.4CEC, 或 0.01 改性剂 0.6CEC+0.01 改性剂 0.4CEC 复合改性, 在 80~90 °C 反应 60 min, 有机化改性效果良好。

(3) 考察了添加剂对膨润土润滑脂性能的影响, 得出了添加剂优化配方, 制备的产品具有良好的高温性、胶体安定性、机械安定性、防锈性、抗水性、防腐性和极压抗磨性。

参考文献

[1] 魏立勇, 葛洪宇, 蒋明俊, 等. 2017 年中国及全球润滑油生产状况分析[J]. 石油商技, 2018, 32(4): 1-13.

[2] 廖大勋, 蒋明俊, 廖小川, 等. 高温润滑脂的发展概况[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 164-167.

[3] 崔卫平, 蒋明俊, 廖小川, 等. 高温润滑脂的研究现状[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 160-162.

[4] 廖小川, 葛洪宇, 蒋明俊, 等. 基于有机膨润土稠化剂润滑脂的制备工艺研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2014(3): 49-52.

[5] JIANG M J, GE H Y, CHEN H L, JIANG M J, et al. Study on preparation process of bentonite grease based on ammonium modified bentonite diluents[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2014(3): 49-52.

[6] 吴廷刚. 润滑脂技术大全[M]. 2 版. 北京: 中国石化出版社, 2009: 662-777.

[7] 蒋明俊, 廖小川. 润滑脂性能及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2009: 204-212.

[8] NAE H. Dispenser thickness compatible with system to be thickened. US 8263616[P]. 2000-10-10.

[9] DEJOKA T I, URBANOVICIA O I. Modified ammonium-bentonite clays used in the manufacture of lubricating greases[J]. JOMCI Symposium, 1994, 36(7): 9-11.

[10] MACKENZIE K A, YERKHOF A. Method for preparing clay-based grease compositions. US 2002[P]. 0978-10-24.

[11] MACMURRAN K D, CHAYTON A, BIRCHHEAD W W, et al. Purified organophilic clay grafted lubricating grease thickened with purified organophilic clay grafted process for preparing purified organophilic clay gulfans. US 8263616[P]. 1997-10-12.

[12] DEJOKA T I. Dispenser products containing a treated chain alkyl quaternary ammonium ion. US 8263616[P]. 1999-10-

14.

[13] MACMURRAN K D, CHAYTON A, BIRCHHEAD W W, et al. Studies of the behavior of dispersed organoclay in grease systems[J]. JOMCI Symposium, 1994, 36(7): 90-102.

[14] 廖小川. 高温膨润土润滑脂[J]. 润滑与密封, 1993, 18(4): 22-25.

[15] CHEN L Z. Study on the high dropping point bentonite grease[J]. Lubrication Engineering, 1991, 46(1): 77-83.

[16] 贾树强, 肖明, 肖晓军, 等. 有机改性膨润土的高温润滑脂的研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(10): 112-115.

[17] JIANG M J, GE H Y, CHEN H L, et al. Development of excellent high and low temperature properties of bentonite grease[J]. Lubrication Engineering, 2002, 57(5): 117-119.

[18] 李家. 影响膨润土润滑脂的添加剂[J]. 润滑油, 2008, 29(2): 47-49.

[19] Li S. The factors of affecting the consistency of bentonite grease[J]. Lubrication Oil, 2008, 29(2): 47-49.

[20] 廖明俊, 廖小川. 膨润土的生产和应用[J]. 石油商技, 2002, 26(2): 10-14.

[21] CHEN H Q. Production and application of environment-friendly grease[J]. Petroleum Products Application Research, 2002, 26(2): 10-14.

[22] 廖江勇, 廖小川, 何树强, 等. 十八烷基胺基膨润土改性膨润土润滑脂的制备研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(4): 159-159.

[23] 廖江勇, 崔卫平, 蒋明俊, 等. 基于有机膨润土稠化剂膨润土润滑脂的制备研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(4): 159-159.

[24] 廖江勇, 崔卫平, 蒋明俊, 等. 十八烷基胺基膨润土改性膨润土润滑脂的制备研究[J]. 合成树脂原料, 2008, 39(3): 1-4.

[25] 廖江勇, 蒋明俊. Bentonite grease modified with glyceric resin[J]. Synthetic Lubricants, 2008, 39(3): 1-4.

[26] 宋建刚, 冯永刚, 侯磊. 添加有机膨润土润滑脂中的应用[J]. 润滑油, 2011, 36(4): 53-56.

[27] HONG H B, FENG Y L C, XU J. Application of additives in bentonite grease[J]. Lubricating Oil, 2011, 36(4): 53-56.

[28] 廖江勇, 廖小川, 廖平川, 等. 膨润土润滑脂纯质及其改性工艺优化研究[J]. 非金属材料, 2007, 39(2): 42-44.

[29] 王明刚. 膨润土改性膨润土的研究[J]. 中国石油大学胜利学院学报, 2012, 26(1): 11-17.

[30] JIANG M J. Study on Neutralization of bentonite[J]. Acta Shandong College Shoude Petroleum University, 2012, 26(1): 10-17.

[31] 廖江勇, 王平, 侯磊, 等. 有机膨润土的纯质、改性、有机改性研究现状[J]. 矿产综合利用, 2013(1): 9-13.

[32] 方刚, 刘学海. 改性膨润土的制备及其影响因子研究[J]. 地质工程, 2009, 35(5): 41-44.

[33] 曹明礼, 于国明, 袁晓娟. 膨润土的活化改性研究[J]. 矿业工程, 2008, 21(2): 24-26.

ISSN: 02.1009/5, Issn: 0274-1070, 2017, 05, 012

表面粗糙度对浮环轴承润滑静特性的影响^{*}

秦超 康洋 宋坤 张浩 甄冬 师占群

(河北工业大学机械工程学院 天津 300130)

摘要:为研究粗糙度对浮环轴承静特性的影响,基于雷诺方程并结合随机粗糙模型建立粗糙型似的浮环轴承模型,采用有限差分法对模型进行求解,得到浮环轴承润滑过程中的油膜厚度和油膜压力分布。结果表明,油膜承载力随粗糙度的增大而增大,内层油膜承载力大于外层油膜承载力,漏油流量随粗糙度的增大而减小,内层油膜漏油流量大于外层油膜漏油流量;摩擦功耗随粗糙度的增大而增大,内层油膜摩擦功耗小于外层油膜摩擦功耗。

关键词:浮环轴承;油膜;粗糙度;静特性

中图分类号:TH117.2 文献标志码:A 文章编号:0274-1070(2017)05-0012-07

Effect of Surface Roughness on Static Characteristics of Floating Ring Bearing

QIN Chao KANG Yang SONG Kun ZHANG Hao ZHEN Dong SHI Zhanqun

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

Abstract: The theoretical model of floating ring bearings under different conditions was built based on the Reynolds equation and random rough model to study the effect of surface roughness on the static characteristics of floating ring bearings. The oil film thickness and pressure distribution were obtained by solving the theoretical model with finite difference method. The results show that the bearing capacity of oil film is increased with the increasing of surface roughness, and the bearing capacity of inner oil film is larger than that of outer oil film. The leakage rate of floating ring bearings is decreased with the increasing of the surface roughness, and the leakage rate of inner oil film is larger than that of outer oil film. The friction power consumption is increased with the increasing of surface roughness and the friction power consumption of inner oil film is less than that of outer oil film.

Keywords: floating ring bearing; lubrication; roughness; static characteristics

浮环轴承是一种在轴和轴承之间有一个浮动环的径向滑动轴承,浮环将轴承的整个油膜区域分为内外两层油膜,轴承座和浮环环带表面、浮环内带表面和轴颈之间分别形成内外层油膜。在浮环轴承稳定运转时,浮环以一定转速旋转,有效减小与轴颈和轴瓦之间的相对速度,从而减小油膜力引起的摩擦损失。设计良好的浮环轴承,在相同的承载能力下,相比普通滑动轴承的功耗可减少20%~30%^[1]。所以,浮环轴承更加适合涡轮增压器这种高转速和高温度的工作环境。但是,恶劣的工作环境导致了浮环轴承很高的故

障率^[2]。另外,长期以来,浮环轴承主要以经验公式率进行设计,使其很难达到最优的状态。因此,通过开展静压浮环轴承润滑特性的研究,对延长其设备的使用寿命,提高设备的可靠性等方面具有十分重要的意义。目前对浮环轴承的研究很多,但研究对通常忽略了浮环轴承表面粗糙度对润滑特性的影响。而实际工业中的轴承表面不可能是完全光滑的,且工作环境不同,粗糙度也不相同。浮环轴承润滑的静特性也会产生不同的影响,故研究粗糙度对浮环轴承静特性的影响具有十分重要的意义。

国内外的大量统计表明,润滑与冷却故障占据了与轴承的故障率稳居涡轮增压器的2种主要故障形式^[3]。涡轮增压器的转子把浮环轴承作为支撑系统,浮环将轴颈油膜分为内层油膜和外层油膜,所以浮环内外的存在油膜油膜,这样一是可以降低油膜剪切力,二是可以有效缓冲了不平衡激励,同时可以避免轴与轴承间表面接触和干摩擦,当轴承无法产生完全的动压效应时,轴颈和轴瓦之间摩擦现象严重,轴

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273188); 天津市自然科学基金项目(15JC78004300); 14JC78004200

收稿日期: 2016-08-02

作者简介: 秦超(1990—),男,硕士研究生,研究方向为机械状态监控和故障诊断, E-mail: 260025388@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控和故障诊断, E-mail: s_zh@hebut.edu.cn

求表面粗糙度发生变化,这样可能造成在机器启动或停车等相对速度较低的情况下,轴与轴承之间处于摩擦或边界摩擦状态,使轴承产生磨损,降低轴承的精度和使用寿命^[4]。

国内外专家对浮环轴承的润滑特性进行大量理论研究。埃及开罗大学 MOGHAYB^[5]建立了浮环轴承的理论模型,通过数值求解得出浮环轴承转速、内外间隙比等结构参数与轴承承载能力和摩擦因数的关系。SAN ANDRÉS 等^[6]提出了汽车涡轮增压器中浮环轴承的模型,研究了浮环密封对油膜的温升、浮环轴承内外间隙的影响及浮环轴承的热效应。SIAN 等^[7]分析了轴承间隙在转速不断增高的情况下对涡轮增压器转子特性的影响。得出增大轴承的外间隙可以有效减小摩擦转矩和浮环轴承的磨损。阿陶尤和乌中阿^[8]研究了浮环轴承的静态特性,表明浮环与轴的转速比随内外层油膜间隙比的减小而增大。同时表明浮环轴承适合在高速轻载的场合使用。张强等人^[9]采用有限差分法求解质量守恒边界条件的 Reynolds 方程,建立了实际润滑状态下的内油膜压力分布模型,得出较大的静载荷将比油压力可以提高浮环轴承的轴颈量,阿陶尤^[10]通过将统一化雷诺方程离散化,利用有限元的方法求解浮环轴承的静、动特性。袁成涛等^[11]在试验机上产生了滚动轴承的各个典型磨蚀过程,收集各阶段产生的磨蚀信息,再根据磨蚀表面形貌,研究了磨蚀和磨蚀表面粗糙度及其对应关系,结果表明检测磨蚀油中的磨蚀信息能间接获得磨蚀轴承的磨蚀表面特征,从而对滚动轴承的状态进行诊断。宋敏^[12]通过真实粗糙表面接触模型的研究,得出真实粗糙表面间的接触对研究摩擦、磨蚀和润滑起着非常关键的作用。

综上所述,对于浮环轴承润滑及稳定性的研究,不论在理论上还是在实际上都已经取得了很多成果,但关于表面粗糙度影响的研究尚不够深入。本文作者基于浮环轴承润滑理论,采用有限差分法对雷诺方程进行求解,对浮环轴承在不同粗糙度下的润滑特性进行了分析。

1 数学模型

图1为浮环轴承结构示意图,根据其结构,轴颈表面与浮环内表面间的油膜形成内层油膜,浮环外表面与轴瓦之间的油膜形成外层油膜。

滑动轴承的静态雷诺方程^[13]为

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

式中: p 为油膜压力; μ 是润滑油液粘度; U 是轴颈转速; h 是油膜厚度。

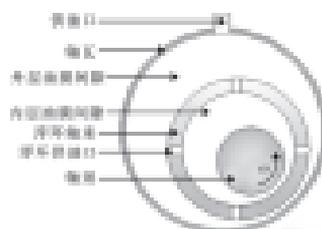


图1 浮环轴承结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the floating ring bearing

浮环轴承可以看作2个串联的滑动轴承,内外层油膜的表达式分别如下:

内层油膜的量纲一化雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}_1^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}_1^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial \bar{h}_1}{\partial x} \quad (2)$$

外层油膜的量纲一化雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}_2^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}_2^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial \bar{h}_2}{\partial x} \quad (3)$$

式中: \bar{h}_1 、 \bar{h}_2 分别为内、外层量纲一油膜厚度; \bar{p}_1 、 \bar{p}_2 分别为内、外层量纲一油膜压力; ϕ_1 、 ϕ_2 分别为内、外层油膜角度; D_1 、 D_2 分别为轴承内径、外径; l_1 、 l_2 为轴承宽度; $h_1 = \omega_1(D_1/2)$ 、 $h_2 = \omega_2(D_2/2)$ 。

在考虑粗糙度的影响时^[14]可将式(1)写成如下形式:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

用 k 代替式(1)中的 h ,将油膜厚度 h 分离成两部分之和:

$$h = h_0 + h_1 \quad (5)$$

式中: h_0 为光滑油膜厚度; h_1 为由于粗糙引起的油膜厚度。

一般情况下,可以假设 h_1 为整个润滑表面的平均值为 \bar{h}_1 ,对式(4)两边取数学期望

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

式中: $E(\cdot)$ 表示数学期望算子,定义其为

$$E(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xf(x) dx \quad (7)$$

式中: $f(x)$ 表示随机变量 x 的概率密度分布。

通过采用 CHRISTENSEN 和 TONDEK^[15-17]提出的随机粗糙模型,将此粗糙型滑动轴承雷诺方程的量纲一化形式为

$$\frac{\partial}{\partial \rho} \left(K(\bar{M}) \frac{\partial K(\bar{P})}{\partial \rho} \right) + \left(\frac{d}{r} \right)^2 \frac{\partial}{\partial s} \cdot$$

$$\left(\frac{1}{K(1/\bar{M}^2)} - \frac{\partial K(\bar{P})}{\partial s} \right) = -\sigma \sin \varphi \quad (8)$$

式中: \bar{M} 为量纲一油膜厚度; \bar{P} 为量纲一油膜压力; d 为轴颈直径; r 为轴颈半径; σ 为偏心率; φ 为油膜角度。

通常在实际的工程中, 滑动轴承油膜的厚度分布的概率密度分布一般服从超高斯分布, 在计算过程中采用下列多项式分布, 多项式分布对高斯分布有很好的近似:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{35}{32} (x^2 - x_0)^4, & |x| < x_0 \\ 0, & |x| \geq x_0 \end{cases} \quad (9)$$

式中: x 表示量纲油膜厚度变化范围的 1/2, 其量纲一化值 $C = \frac{x}{(2\sigma)}$ 为量纲度。

将式 (9) 代入数学期望算子中可以得到 $K(\bar{M})$,

$K(\bar{M})$ 、 $K\left(\frac{1}{\bar{M}}\right)$ 、 $K\left(\frac{1}{\bar{M}^2}\right)$ 等量, 其具体表达式为

$$K(\bar{M}) = \bar{M} \quad (10)$$

$$K\left(\frac{1}{\bar{M}}\right) = \bar{M}^2 + \bar{M}^2 / 3 \quad (11)$$

$$K\left(\frac{1}{\bar{M}^2}\right) = \frac{35}{32} \left[(C^2 - \bar{M}^2) \ln \frac{\bar{M} + C}{\bar{M} - C} + \right.$$

$$\left. \frac{2}{15} C^3 (15\bar{M}^2 - 40C^2\bar{M} + 12C^4) \right] \quad (12)$$

$$K\left(\frac{1}{\bar{M}^3}\right) = \frac{35}{32} \left[8(C^2 - \bar{M}^2) \ln \frac{\bar{M} + C}{\bar{M} - C} + \right.$$

$$\left. \frac{4}{3} C^3 (15\bar{M}^3 - 25C^2\bar{M}^2 + 8C^4) \right] \quad (13)$$

$$K\left(\frac{1}{\bar{M}^4}\right) = \frac{35}{32} \left[12\bar{M}^3 - C^2 \right] (C^2 - \bar{M}^2) \ln \frac{\bar{M} + C}{\bar{M} - C} +$$

$$\ln \frac{\bar{M} + C}{\bar{M} - C} + 2C^3 (15\bar{M}^3 - 12C^4) \quad (14)$$

将以上原理应用到浮环轴承中可得量纲浮环轴承的雷诺方程的量纲一化形式, 即:

内层油膜雷诺方程的量纲一化形式:

$$\frac{\partial}{\partial \rho_1} \left(K(\bar{M}_1) \frac{\partial K(\bar{P}_1)}{\partial \rho_1} \right) + \left(\frac{d_1}{r_1} \right)^2 \frac{\partial}{\partial s_1} \cdot$$

$$\left(\frac{1}{K(1/\bar{M}_1^2)} - \frac{\partial K(\bar{P}_1)}{\partial s_1} \right) = -\sigma_1 \sin \varphi_1 \quad (15)$$

外层油膜雷诺方程的量纲一化形式:

$$\frac{\partial}{\partial \rho_2} \left(K(\bar{M}_2) \frac{\partial K(\bar{P}_2)}{\partial \rho_2} \right) + \left(\frac{d_2}{r_2} \right)^2 \frac{\partial}{\partial s_2} \cdot$$

$$\left(\frac{1}{K(1/\bar{M}_2^2)} - \frac{\partial K(\bar{P}_2)}{\partial s_2} \right) = -\sigma_2 \sin \varphi_2 \quad (16)$$

式中: d_1 、 d_2 分别为轴颈内径、外径; r_1 、 r_2 为轴颈半径; σ_1 、 σ_2 分别为内、外油膜角度。

由以上数学模型推导可得轴承力、端泄流量、摩擦功耗相关参数的数学表达式, 进而求得其参数值。

量纲一化轴承力 $K(\bar{W}) = K(W) \rho^2 / (2R\mu\omega)$, 其中: $K(W)$ 为轴承力, R 为轴颈半径, ρ 为轴颈内径, η 为润滑油的动力粘度, ω 为角速度, 它可以通过压力分布 $K(\bar{P})$ 在轴颈表面积分求得, 即:

$$K(\bar{W}_1) = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} K(\bar{P}) \cos \varphi_1 d\varphi_1 ds_1 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} K(\bar{P}) \cos \varphi_1 ds_1 d\varphi_1 \quad (17)$$

$$K(\bar{W}_2) = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} K(\bar{P}) \sin \varphi_2 d\varphi_2 ds_2 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} K(\bar{P}) \sin \varphi_2 ds_2 d\varphi_2 \quad (18)$$

$$K(\bar{W}) = \sqrt{K(\bar{W}_1)^2 + K(\bar{W}_2)^2} \quad (19)$$

量纲一化端泄流量 $K(\bar{Q}) = 2\pi K(Q) / (R^2 \omega)$, 其中: $K(Q)$ 为端泄流量, R 为轴颈半径, ω 为轴颈角速度, 它可以通过压力分布 $K(\bar{P})$ 在轴颈周向积分求得, 即:

$$K(\bar{Q}) = - \int_0^{2\pi} \frac{1}{K(1/\bar{M})} \frac{\partial K(\bar{P})}{\partial s} \Big|_s ds \quad (20)$$

内层油膜摩擦功耗的量纲一因子 $K(\bar{M}_1) = \mu \Omega(\bar{M}_1) / (\rho_1 (\Omega_1 - \Omega_2) \omega^2 \lambda_1)$, 其中: Ω 为角速度, Ω_1 为浮环角速度, 外层油膜摩擦功耗的量纲一因子 $K(\bar{M}_2) = \mu \Omega(\bar{M}_2) / (\rho_2 (\Omega_2 - \Omega) \omega^2 \lambda_2)$, 其中: $K(\bar{M}_i)$ 为摩擦功耗, 内、外层油膜量纲一摩擦功耗的计算公式分别为

$$K(\bar{M}_1) = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left\{ \frac{K(\bar{M}_1)}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial K(\bar{P}_1)}{\partial s} \right)^2 + \left(\frac{\partial K(\bar{P}_1)}{\partial \rho_1} \right)^2 \right] + \frac{\rho_1}{K(\bar{M}_1)} (\Omega_1 - \Omega_2)^2 K_1^2 \right\} ds_1 d\varphi_1 \quad (21)$$

$$K(\bar{M}_2) = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left\{ \frac{K(\bar{M}_2)}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial K(\bar{P}_2)}{\partial s} \right)^2 + \left(\frac{\partial K(\bar{P}_2)}{\partial \rho_2} \right)^2 \right] + \frac{\rho_2}{K(\bar{M}_2)} (\Omega_2 - \Omega)^2 K_2^2 \right\} ds_2 d\varphi_2 \quad (22)$$

2 数值求解算法

实际应用中,大部分学者用数值方法求解浮环轴承雷诺方程,这样可以较少的时间计算得到很好的结果。用数值方法求解油膜压力就是将轴承的油膜均匀地划分为许多个等间距的网络,再把各节点上的压力值构成各阶差商,从而近似取代雷诺方程中的导数,将雷诺方程转化为代数方程组,最后求解出每个节点上的压力。

在节点 (i, j) 的一阶导数,可近似地表达成相邻节点上的 P 值构成的中差商^[2]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{i,j} &= \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta x} \\ \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{i,j} &= \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta y} \end{aligned} \quad (23)$$

在节点 (i, j) 的二阶导数,可采用一阶导数的中差商与相邻中步长换入点进行表示,同理相邻节点

$$\begin{aligned} & \frac{H'_{i+1,j}P_{i+1,j} + H'_{i-1,j}P_{i-1,j} - (H'_{i+1,j} + H'_{i-1,j})P_{i,j}}{(\Delta x)^2} + \left(\frac{d}{dt}\right)' \\ & \frac{H'_{i,j+1}P_{i,j+1} + H'_{i,j-1}P_{i,j-1} - (H'_{i,j+1} + H'_{i,j-1})P_{i,j}}{(\Delta y)^2} = \mu \frac{H_{i,j} - H_{i+1,j}}{\Delta x} \end{aligned} \quad (27)$$

整理得:

$$A_{i,j}P_{i+1,j} + B_{i,j}P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + D_{i,j}P_{i,j-1} - E_{i,j}P_{i,j} = F_{i,j} \quad (28)$$

其中各系数为

$$\begin{cases} A_{i,j} = H'_{i+1,j} \\ B_{i,j} = H'_{i-1,j} \\ C_{i,j} = \left(\frac{d}{dt} - \frac{\Delta y}{2\Delta x}\right)' H'_{i,j+1} \\ D_{i,j} = \left(\frac{d}{dt} - \frac{\Delta y}{2\Delta x}\right)' H'_{i,j-1} \\ E_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j} \\ F_{i,j} = \Delta y (H'_{i,j+1} - H'_{i,j-1}) \end{cases} \quad (29)$$

$$P_{i,j}^{n+1} = \beta \left[\frac{A_{i,j}P_{i+1,j}^{n+1} + B_{i,j}P_{i-1,j}^{n+1} + C_{i,j}P_{i,j+1}^{n+1} + D_{i,j}P_{i,j-1}^{n+1} - F_{i,j}}{E_{i,j}} - P_{i,j}^n \right] + P_{i,j}^n \quad (31)$$

β 值一般在 1-2 间选取,取太大可能使过程不收敛。

为了判断每次迭代的结果是否达到足够精度从而中止迭代过程,一般以下列公式作为相对收敛准则:

$$\frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M |P_{i,j}^n - P_{i,j}^{n-1}|}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M |P_{i,j}^n|} = \delta \quad (32)$$

一般相对收敛值 δ 在 10^{-4} 附近进行取值。

值的中差商对式中的一阶导数进行表示,可以得出:

$$\begin{aligned} \left[\frac{d}{dt}\left(H'\frac{\partial P}{\partial x}\right)\right]_{i,j} &= \\ \frac{H'_{i+1,j}P'_{i+1,j} + H'_{i-1,j}P'_{i-1,j} - (H'_{i+1,j} + H'_{i-1,j})P'_{i,j}}{(\Delta x)^2} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \left[\frac{d}{dt}\left(H'\frac{\partial P}{\partial x}\right)\right]_{i,j} &= \\ \frac{H'_{i,j+1}P'_{i,j+1} + H'_{i,j-1}P'_{i,j-1} - (H'_{i,j+1} + H'_{i,j-1})P'_{i,j}}{(\Delta y)^2} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta x} \quad (26)$$

这样,正常工况、等温、不可压缩的雷诺-化 Reynolds 方程即化为

得到:

$$P_{i,j} = \frac{A_{i,j}P_{i+1,j} + B_{i,j}P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + D_{i,j}P_{i,j-1} - F_{i,j}}{E_{i,j}} \quad (30)$$

于是中间节点的压力值就可以通过节点周围四个节点上的压力值求进行计算。

采用超松弛迭代法进行求解,把式(30)计算出来的压力值和初始压力值之间的差乘以一个大于 1 的系数 β (松弛因子),再加到初始值作为新值。

输入 Reynolds 边界条件:在每一行上,从起始边向终止边方向进行逐点计算,当计算某点的压力值为负数,即可取为 0,因此每行油膜自然破裂边的位置就是取在该点的位置。

3 计算结果与分析

选取的浮环轴承的结构参数设置如表 1 所示,分析该浮环轴承在不同转速及加载度下静特性参数变化的规律,最终得出承载力、轴颈位置、摩擦功耗相关参数的变化趋势。

表1 浮环轴承的主要尺寸

Table 1 Main dimensions of the floating ring bearing

参数	数值
轴承长度 L/mm	0.02
浮环轴承内层间隙 e_1/mm	20×10^{-3}
浮环轴承外层间隙 e_2/mm	80×10^{-3}
轴颈半径 r/mm	7.97×10^{-2}
浮环半径 r_0/mm	1.00×10^{-2}
润滑油密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	900
润滑油40℃粘度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.2

3.1 粗糙度对油膜承载力的影响

选取宽径比 $B/D=2$ 、粗糙度为 $C=0.1$ 的浮环轴承, 计算得到轴颈转速分别为 10 000、30 000、70 000 r/min 时偏心率分别为 0.1、0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 时浮环轴承内外层油膜承载力, 如图 2、3 所示。

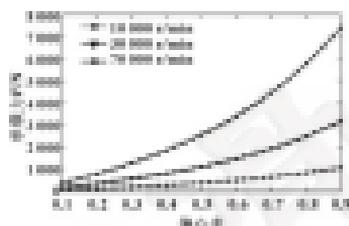


图2 不同转速下内层油膜承载力

Fig. 2 Bearing capacity of inner oil film at different speeds

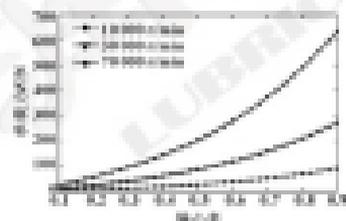


图3 不同转速下外层油膜承载力

Fig. 3 Bearing capacity of outer oil film at different speeds

从图 2、3 可知, 在相同的偏心率下, 浮环轴承内外层油膜的承载力随轴颈转速的增加而增加; 在相

同的转速下, 浮环轴承内外层油膜的承载力随偏心率的增加而增加; 且浮环轴承内层油膜的承载力大于外层油膜的承载力。

选取宽径比 $B/D=2$ 、轴颈转速 $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ 的浮环轴承, 计算得到粗糙度、粗糙度 $C=0.3$ 和粗糙度 $C=0.5$ 和偏心率分别为 0.1、0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 时浮环轴承内外层油膜承载力, 如图 4、5 所示。

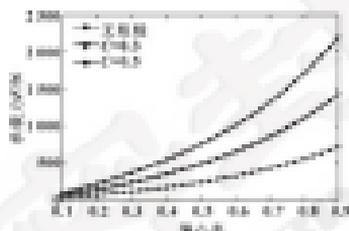


图4 不同粗糙度下内层油膜承载力

Fig. 4 Bearing capacity of inner oil film under different roughness

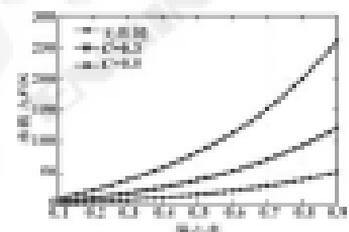


图5 不同粗糙度下外层油膜承载力

Fig. 5 Bearing capacity of outer oil film under different roughness

从图 4、5 可知, 在相同的偏心率下, 浮环轴承内外层油膜的承载力随粗糙度的增加而增加; 在相同的粗糙度下, 浮环轴承内外层油膜的承载力随偏心率的增加而增加; 同时, 浮环轴承内层油膜的承载力大于外层油膜的承载力。

3.2 粗糙度对油膜流量的影响

选取宽径比 $B/D=2$ 、粗糙度为 $C=0.1$ 的浮环轴承, 计算得到轴颈转速分别为 10 000、30 000、70 000 r/min 和偏心率分别为 0.1、0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 时浮环轴承内外层油膜流量, 如图 6、7 所示。

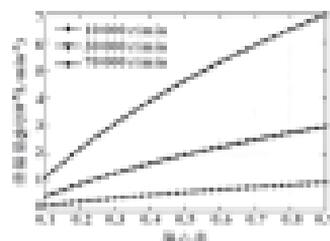


图6 不同转速下内层油膜漏速曲线

Fig. 6. Oil leakage of inner oil film at different speeds.

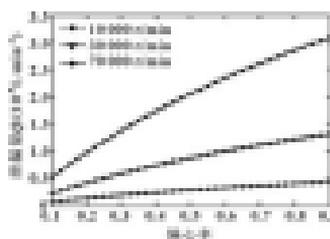


图7 不同转速下外层油膜漏速曲线

Fig. 7. Oil leakage of outer oil film at different speeds.

从图6、7可知,在相同的偏心率下,浮环轴承内外层油膜的漏速是随转速的增加而增加;在相同的转速下,浮环轴承内外层油膜的漏速是随着偏心率的增加而增加,且浮环轴承内层油膜的漏速是大于外层油膜的漏速。

选取宽径比 $B/D=2$ 、轴颈转速 $n=10\ 000\ \text{r/min}$ 的浮环轴承,计算得到无粗糙、粗糙度 $C=0.3$ 和粗糙度 $C=0.5$ 的偏心率分别为 $0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$ 时浮环轴承内外层油膜漏速,如图8、9所示。

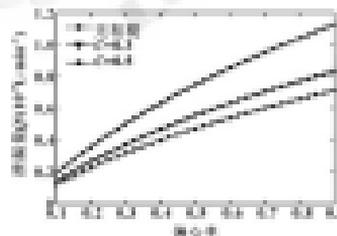


图8 不同粗糙度下内层油膜漏速曲线

Fig. 8. Oil leakage of inner oil film under different roughness.

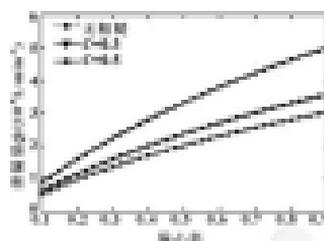


图9 不同粗糙度下外层油膜漏速曲线

Fig. 9. Oil leakage of outer oil film under different roughness.

从图8、9可知,在相同的偏心率下,浮环轴承内外层油膜的漏速是随粗糙度的增加而减小;在相同的粗糙度下,浮环轴承内外层油膜的漏速是随着偏心率的增加而增加,且浮环轴承内层油膜的漏速是大于外层油膜的漏速。

1.3 粗糙度对摩擦功耗的影响

选取宽径比 $B/D=2$ 、粗糙度为 $C=0.1$ 的浮环轴承,计算得到轴颈转速分别为 $10\ 000, 20\ 000, 70\ 000\ \text{r/min}$ 的偏心率分别为 $0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$ 时浮环轴承内外层油膜摩擦功耗,如图10、11所示。

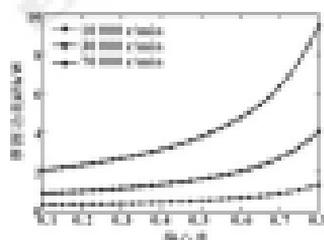


图10 不同转速下内层油膜摩擦功耗

Fig. 10. Friction power of inner oil film at different speeds.

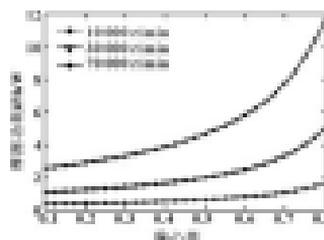


图11 不同转速下外层油膜摩擦功耗

Fig. 11. Friction power of outer oil film at different speeds.

从图 10、11 可知,在相同的偏心率下,浮环轴承内外层油膜的摩擦功耗随转速的增加而增加;在相同的转速下,浮环轴承内外层油膜的摩擦功耗随着偏心率的增加而增加;且浮环轴承内层油膜的摩擦功耗小于外层油膜的摩擦功耗。

选取宽径比 $b/d=2$ 、轴颈转速 $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ 的浮环轴承,计算得到无侧隙、侧隙度 $C=0.3$ 和侧隙度 $C=0.5$ 和偏心率分别为 0.1 、 0.2 、 0.3 、 0.4 、 0.5 、 0.6 、 0.7 、 0.8 、 0.9 时浮环轴承内外层油膜摩擦功耗,如图 12、13 所示。

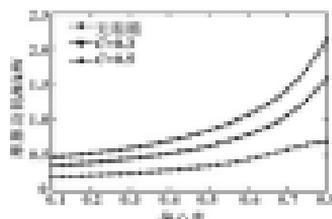


图 12 不同侧隙度下内层油膜摩擦功耗

Fig. 12 Friction power of inner oil film under different clearances

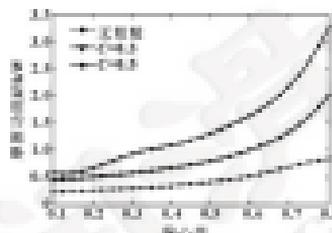


图 13 不同侧隙度下外层油膜摩擦功耗

Fig. 13 Friction power of outer oil film under different clearances

从图 12、13 可知,在相同的偏心率下,浮环轴承内外层油膜的摩擦功耗随侧隙度的增加而减小;在相同的侧隙度下,浮环轴承内外层油膜的摩擦功耗随着偏心率的增加而增加;且浮环轴承内层油膜的摩擦功耗大于外层油膜的摩擦功耗。

4 结论

(1) 浮环轴承的内外层油膜承载力随着侧隙度的增大而增大。同时,随着轴颈转速的增大而增大。而且浮环轴承内层油膜承载力大于外层油膜承载力。

(2) 浮环轴承的内外层油膜摩擦功耗随着侧隙度的增大而减小,随着轴颈转速的增大而增大。且浮环轴承内层油膜摩擦功耗是大于外层油膜摩擦功耗。

(3) 浮环轴承的内外层油膜摩擦功耗随着偏心率的增大而增大,随着轴颈转速的增大而增大。且浮环轴承内层油膜摩擦功耗小于外层油膜摩擦功耗。

参考文献

- [1] 电机学. 清华大学出版社 [M]. 北京, 国防工业出版社, 1998.
- [2] 朱大禹. 轴颈压力与侧隙理论 [M]. 北京, 机械工业出版社, 1992.
- [3] 张子华, 孙振刚. 轴颈侧隙油膜增压器工作原理及失稳模式分析 [J]. 内燃机与动力装置, 2008(1): 39-46.
- [4] ZHANG Z C, HUANG H, LIU H. Working principle and failure analysis on turbochargers [J]. Internal Combustion Engine & Power Plant, 2008(1): 33-36.
- [5] 孙自刚, 陈文生, 孙振刚等. 油膜增压器轴颈的优化设计 [J]. 机床与液压, 1998(12): 9-11.
- [6] WUKATYK M G. A floating ring journal bearings theory, design and optimization [J]. Tribology International, 1993, 24(2): 113-120.
- [7] PAN ANJUN* * 1, RYU MINHYUN* 1 (北京) 1. K. et al. Influence on nonlinear stability analysis of passenger vehicle turbochargers: a critical laboratory conducted to test data [C]. // Proceedings of the World Tribology Congress, II, Washington DC, 2003, 693-697.
- [8] PAN ANJUN* * 1, RYU MINHYUN* 1, CHEN K. et al. Nonlinear analysis of small turbochargers supported on floating ring bearings: highlights in bearing analysis and experimental validation [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(3): 393-397.
- [9] PAN A, WANG W J, PENG X J. Effects of bearing water clearance on the dynamic behaviour of the full floating ring bearing supported turbocharger rotor [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 33(4): 1347-1374.
- [10] 周德光, 冯中民. 浮环轴承动态特性的研究 [J]. 润滑与密封, 1999(20(5)): 14-20.
- [11] ZHANG X C, GU Z H. Investigation of static characteristics of floating ring bearings [J]. Lubrication Engineering, 1988, 20(5): 10-20.
- [12] 张强, 周文刚, 张树心, 等. 基于等效冷阻边界条件的浮环轴承油膜静特性理论分析 [J]. 机械工程学报, 2014, 40(9): 100-107.
- [13] ZHANG H, GUO Z Q, ZHANG H X, et al. A theoretical investigation on started lubricating characteristics of the floating ring bearing based on Mikheev-Polyub-Petrov boundary condition [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 100-107.
- [14] 周树文. 油膜浮环轴承动态特性的理论研究 [D]. 福州: 福州大学, 2005.

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0759.2017.03.013

基于 JFO 边界条件的连杆衬套润滑特性理论分析

贺 胜 原 霞 史永刚 杨育光 严鹏飞

(华北大学机械与动力工程学院, 山西太原 030051)

摘要: 采用有限差分法求解基于 JFO (Jakobsson-Flinóy-Olesen) 边界条件 (即质量守恒边界) 下的雷诺方程, 推导出连杆衬套油膜压力分布、油膜厚度、油膜承载力、侧向油流流量表达式; 建立连杆衬套在失油润滑状态下的油膜压力分布模型, 分析载荷对连杆衬套轴心轨迹位置、最大油膜压力和最小油膜厚度的影响。结果表明, 在不同曲轴转速下, 连杆衬套的润滑特性具有相似的变化规律, 且在柴油机的做功行程上止点的附近区域的油膜厚度大于供油量, 导致油膜的交变性和振荡, 形成交变及生边界摩擦, 即干摩擦或边界摩擦; 连杆衬套与活塞销的最佳相对间隙为 0.025%~0.05%。

关键词: JFO 边界条件; 连杆衬套; 轴心轨迹; 失油润滑

中图分类号: T0117.1 文献标志码: A 文章编号: 0271-0759 (2017) 03-0013-08

A Theoretical Investigation on Lubricating Characteristics of Connecting Rod Bushing Based on JFO Boundary Condition

HE Sheng YUAN Xia SHI Yonggang YANG Yuguang YAN Pengfei

(School of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan Shanxi 030051, China)

Abstract: The finite difference method was adopted to solve Reynolds equation based on the JFO (Jakobsson-Flinóy-Olesen) boundary condition, the oil film pressure distribution of the connecting rod bushing was obtained, and the analytical expressions of the hydrodynamic force, discharge capacity were derived. A model of the oil film pressure distribution of the connecting rod bushing was developed under starved lubrication, and the effects of load on the static equilibrium position, the maximum of film pressure and the minimum oil film thickness of the connecting rod bushing were analyzed. The results show that the lubricating characteristics of the connecting rod bushing have the same change rule under different crankshaft speed. The real discharge of oil film near the top dead center of the diesel working stroke is larger than oil supply, which may lead to the formation of oil-film boundary friction, even dry friction or wear. The optimal relative gap is 0.025% to 0.05 % between connecting rod bushing and piston pin.

Keywords: JFO boundary condition; connecting rod bushing; axis orbit; starved lubrication

连杆衬套的可靠性对发动机正常工作有很大影响^[1]。连杆衬套是柴油机油路喷嘴连杆小头间的轴承部件, 它与连杆小头、油室壁分别为过盈配合与间隙配合^[2]。在工作中承受很大的交变载荷, 是内燃机的主要磨损零件之一。连杆衬套失效形式主要是磨损, 所以有必要对连杆衬套的润滑油膜进行分析。

根据流体力学理论^[3], 轴承的动态参数与其间隙内油膜厚度有关, CHIESSIOPPERESIOIS^[4]通过建立数学模型将油膜压力分布情况。但大量实验表明, 油膜在侧向间隙内并不是总是连续的, 会在某一区域发

生破裂而不能承受载荷, 所以求解雷诺方程, 首先确定积分边界条件, 以确定积分常数, 确定油膜起始点和终止点的位置。常用的边界条件有 Sommerfeld 边界条件、半 Sommerfeld 边界条件、Reynolds 边界条件、质量守恒边界条件 (Jakobsson-Flinóy-Olesen, JFO)。目前学术界主要认可 Reynolds 和 JFO 边界条件, 但由于 Reynolds 边界条件没有考虑在油膜内形成边界时还应满足质量守恒的条件, 所以 JFO 边界条件比 Reynolds 边界条件更接近实际情况^[5]。1981 年 ELROD^[6]在 JFO 边界条件上利用质点守恒关系, 引入库仑变量, 从而实现了动态油膜边界的自动确定; VIJAYARACHAVAN^[7]在文献 [6] 基础上改进了算法, VINGEST 等^[8]求解了侧向滑动轴承的 Reynolds 方程, 并比较了在 JFO 与 Reynolds 边界条件下的最小油膜厚度、侧向油流量、轴心轨迹等多项参

基金项目: 山西省自然科学基金项目 (20120832121); 山西省高校高新技术产业化项目 (201208021)

收稿日期: 2016-11-27

作者简介: 贺胜 (1983—), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦副润滑。E-mail: 618484235@qq.com

TANAKA^[1]在径向单摆滑动轴承研究中提出了一种二维雷诺方程模型并计算了其油膜的静平衡位置及油膜压力分布情况。

本文作者利用有限差分法求解基于 $z=0$ 边界条件的三维 Reynolds 方程, 根据平衡条件即能求出油膜承载力, 并载荷与挤压油膜承载力动态平衡, 推导出轴心轨迹的公式, 得到一个工作周期内的最大油膜承载力、流量和最小油膜厚度表达式, 利用 MATLAB 进行仿真, 对连杆衬套的润滑特性进行了理论分析。

1 连杆衬套油膜润滑的理论模型

如图 1 所示为连杆衬套轴承径向截面示意图。

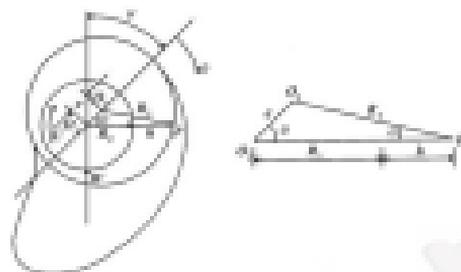


图 1 连杆衬套轴承径向截面示意图

Fig. 1 Radial cross-section of connecting rod bushing

在稳定工况下求解圆柱形径向滑动轴承的三维雷诺方程, 也就是带油膜连杆衬套与滑套销间隙的油膜压力分布的通用雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{dh}{dx} - 12 \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

式中: h 为膜元油膜厚度; p 为油膜中的内压; η 为润滑油粘度; U 为润滑油相对速度。

引入无量纲化公式:

$$X = \frac{x}{R}, \quad Z = \frac{z}{R}, \quad \bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{p} = \frac{p}{p_a}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_a}, \quad \bar{t} = \omega t,$$

$$U = \omega R$$

则式 (1) 变为

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial Z} \right) = 6\bar{\eta} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial X} - 12\bar{\eta} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (2)$$

式中: p_a 为环境压力, 其值等于大气压力 101.3 kPa。

设 $A = \frac{6\bar{\eta} \bar{h}^3}{c^3 p_a}$, 代入式 (2) 得:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial Z} \right) = A \frac{\partial \bar{h}}{\partial X} + 2A \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (3)$$

式 (3) 即为无量纲化的二维雷诺方程。

如图 1 所示, 在连杆衬套周向的各个位置油膜厚度 h 为滑套销与连杆衬套之间的径向距离。在连杆衬套的一个工作周期内, 油膜厚度是随着轴心变化的, 油膜向各个位置的油膜厚度在每一时刻都不相同, 则滑套销最大时油膜厚度达到最大 (h_{\max}), 则滑套销最小时油膜厚度最小 (h_{\min}), 油膜厚度公式为

$$h = r \cos \theta + e = R(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (4)$$

式中: θ 为半径角; e 为偏心率; r 为偏心距; θ 为滑套销方向角。

由式 (4) 可知, 当 $\theta = 0^\circ$ 时, $h_{\max} = R(1 + \varepsilon)$; 当 $\theta = 180^\circ$ 时, $h_{\min} = R(1 - \varepsilon)$ 。

由 $z=0$ 边界条件的要求, 引入无量变量 ρ , 在油膜完整区域 ($\rho=1$), 在油膜破裂区域 ($\rho=0$), 同时根据相似轴心^[2]计算, P 在油膜完整区表示为密度比, 在油膜破裂区为体积比, 油膜压力在破裂区为一恒定函数, 在完整区表示为

$$\bar{p} = P - \rho - 1 \quad (5)$$

式中: P 为定空穴量唯一膜元压力。

在不考虑单摆油缸对连杆衬套与滑套销间隙的影响时, 连杆衬套与滑套销角速度的比值为一定值, 由式 (6)^[3]表示

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{1}{1 + \lambda^2 C} \quad (6)$$

式中: Ω_1 为连杆衬套; Ω_2 为滑套销角速度。

为了得到更加准确的油膜压力与厚度, 将轴承所受外载荷与瞬时油膜承载力对比求调整油膜厚度, 所以当外载荷与油膜承载力平衡时的油膜厚度是实际厚度, 故连杆衬套的载荷方程为

$$W_s = \int_0^{2\pi} p h dx \quad (7)$$

$$F_s = \sqrt{W_s^2 + M_s^2} \quad (8)$$

$$F_s = W_s \quad (9)$$

式中: F_s 为轴径, 方向所受载荷; M_s 轴径, 方向所受载荷。

连杆衬套与滑套销之间的润滑油在运动过程中不断磨损, 为保证油膜的完整性与连续性, 需要不断补充润滑油, 油膜起始点和油膜终止点之间的流量差与从轴承供油端流入的润滑油流量差或补充油膜的两部分, 由油膜压力所引起流量差称为端流量, 也是流量的主要部分, 其间隙的油膜的上游边流量, 下游边流量, 轴承端流量, 流量差流量公式分别为

$$Q_{in} = (R_1 + R_2)R_3 C L / 4 \left[\int_{-1}^1 K \left(\frac{z}{2a} \right) dz \right] \quad (10)$$

$$Q_{out} = (R_1 + R_2)R_3 C L / 4 \left[\int_{-1}^1 R_4 dz \right] \quad (11)$$

$$Q_{sum} = \frac{1}{2} Q_{in} (1 + \sigma) - \frac{1}{2} Q_{out} (1 - \sigma) = d L \omega \sigma \quad (12)$$

$$Q_{sum} = K C_1 A \sqrt{\frac{2 \rho g \Delta p_c}{\rho_c \gamma}} \rho^{0.7} \quad (13)$$

式中: Q_{in} 、 Q_{out} 分别为油膜压力的起始边流量与终止边流量; Q_{sum} 为油膜端流量; Q_{sum} 为压差边流量; 为连杆衬套上油孔个数; C 为流量系数; A 为连杆衬套上单个油孔面积; ρ 为润滑油密度。

当端流量大于侧向油供给量时, 会发生黄油现象, 油膜厚度减小, 油膜完整性被破坏导致其承载力降低。本文作者研究的连杆衬套与滑套箱采用飞溅润滑方式, 采用文献 [8] 中的模型来计算其油膜润滑状态下油膜压力的分布。在发生如图 2 所示的黄油润滑状态时, 在整个轴承宽度范围内润滑油并不覆盖油膜整个上边界, 而新补充的润滑油从环边界中间注入, 润滑油在下边界从轴承两端返回流进入上边界, 从而在其之间形成一个空穴区, 轴承承载能力的减小导致其面积也随之减小, 当两部分润滑油再次相交时形成新的完整油膜区域。

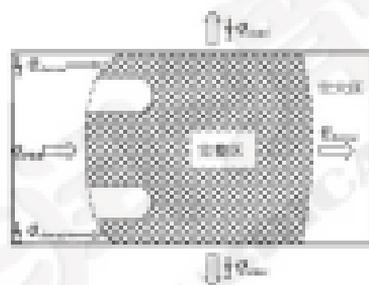


图2 黄油状态下油膜压力分布图

Fig. 2 Oil film pressure distribution under starved lubrication

2 计算方法

采用有限差分法求解控制化雷诺方程, 雷诺方程在完整油膜区域 ($\rho=1$) 是一个椭圆型方程形式, 采用中心差分法求解; 在空穴区域 ($\rho=0$) 雷诺方程变成双曲型方程形式, 采用迎风格式求解。将求解域化成等形或不等形的网格后可将偏微分方程离散化, 再根据差分公式用差商替代偏导数并利用迭代法求解代数方程组, 设定收敛精度, 得到在求解域中的各节点的变量值, 从而模拟润滑油膜的应力分布。

在充分润滑条件下对连杆衬套润滑特性进行仿真时, 假设连杆衬套与滑套箱之间为完整油膜, 且满足合力平衡条件, 然后对雷诺方程和油膜合力方程进行求解, 并利用惯性迭代法计算不同载荷下连杆衬套与滑套箱的静平衡位置。在黄油润滑状态下对连杆衬套进行润滑特性的仿真时, 考虑油孔位置的边界条件, 连杆衬套与滑套箱之间为不完整油膜。在满足流量连续和合力平衡的条件下, 采用超松弛迭代法对雷诺方程、油膜合力方程和流量方程进行求解, 每次迭代结束后, 验证误差是否达到精度要求并决定是否终止迭代, 收敛准则见式 (14), 如果判断不成立, 继续迭代, 若成立, P_c 即为方程的解。

$$\left| \left| \int_{-1}^1 P_c dz - P_c \right| \right| \leq \varepsilon \quad (14)$$

一般取 $\varepsilon = 10^{-6}$ 。

3 计算结果与分析

连杆衬套与滑套箱问题的油膜压力满足非0边界条件, 在稳定工况下连杆衬套所受的载荷为动载荷, 其作用方向垂直向上, 表1列出了连杆衬套的参数。

表1 仿真参数

Table 1 Simulation parameter

参数	数值
轴承宽度 L/mm	80
轴承间隙 δ/mm	0.1
连杆衬套内径 r_1/mm	11.1
滑套箱直径 R/mm	51
连杆衬套厚度 h/kg	0.8
润滑油黏度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.032
润滑油密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	880
流量系数	0.61

3.1 连杆衬套的载荷随曲轴转速的变化

图3示出了连杆衬套所受载荷随曲轴转速的变化。可见, 在不同曲轴转速下连杆衬套所受载荷变化规律大致相同, 随着转速的增大, 载荷的变化幅度也相应增大, 但最大载荷的降幅减小了。这是由于转速与滑套箱的加速度成正比, 从而使得连杆小头与滑套箱的惯性力增大, 但加速度的方向与惯性力方向相反, 所以载荷值减小。当气体作用力与往复惯性力方向相同时, 转速与连杆衬套所受的载荷成正比; 当其方向相反时, 转速与连杆衬套所受的载荷成反比。这是因为作用在滑套上的气体作用力方向是不变的, 当气体力作用方向与滑套加速度方向相同, 而与往复惯性力方向相反时, 在转速增大时最大载荷反而开始减小, 所以在滑套做功行程的止点附近区域载荷能达到判

大。图3所示在不同曲轴转角下的外载荷变化是符合实际的。

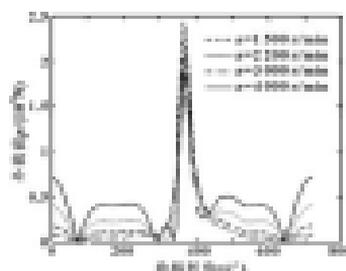


图3 外载荷随转速的变化曲线

Fig. 3 Variation of external load with rotational speed

3.1 不同曲轴转速下偏心距的变化

曲轴转速对进样衬套的偏心轨迹的影响用偏心率表示。从图4中可以看出，偏心率的最小值、平均值随着转速的增大而增大，偏心率的最大值随着转速的增大而减小，但幅度不大。这说明进样衬套承受的惯性力与转速成正比。从图3、4中可以看出，偏心率达到最大值的位位置与承受最大载荷处差不多是同一位置，也是在做功行程上止点的某处，因此此处最容易发生刮伤油膜破裂而形成空气区，导致进样衬套和活塞销发生刮伤油膜影响造成拉伤。

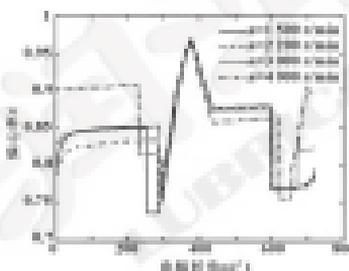


图4 偏心率随转速的变化曲线

Fig. 4 Variation of eccentricity with rotational speed

3.2 进样衬套的油膜压力

图5示出了不同转速下进样衬套的最大油膜压力。可以看出，最大油膜压力的峰值随着转速的增大而减小，且最大油膜压力在不同转速下的变化规律是相同的。1500 r/min 工作转速下最大油膜压力的峰值最大，2000、3000、4000 r/min 工作转速下的最大油膜压力峰值相差不多。进样衬套的最大油膜压力

在进油机的一个工作周期内会随进样衬套所受载荷和运动情况呈现周期性地变化，所以随着油膜破裂后会再形成新的油膜。此外，产生最大油膜压力峰值的位置与产生最大偏心率的位置差不多是同一处，即在做功行程上止点的某处。

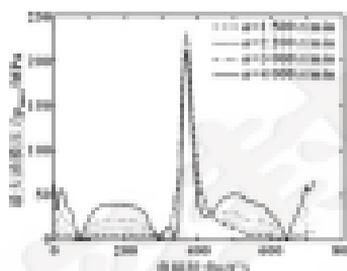


图5 最大油膜压力随转速的变化曲线

Fig. 5 Variation of maximum film pressure with rotational speed

3.4 最小油膜厚度在不同曲轴转速下的变化规律

图6示出了不同转速下进样衬套最小油膜厚度曲线。在不同转速下，进样衬套油膜厚度的最小值在外载荷比较小时较大。随着外载荷的增大，油膜量也增大，导致最小油膜厚度减小。在一个周期内当最小油膜厚度的值太小时，油膜的完整性就会被破坏而形成空气区，导致进样衬套和活塞销间发生边界摩擦，甚至发生了摩擦而导致拉伤。从图中还可以看出，最小油膜厚度的最小值与产生最大偏心率的位置差不多是同一位置，即在做功行程上止点的某处。

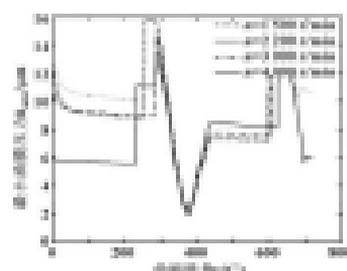


图6 最小油膜厚度随转速的变化曲线

Fig. 6 Variation of minimum film thickness with rotational speed

3.5 润滑油性能参数在绝对温度变化下的影响规律

图7示出了最大油膜压力 p_{max} 随循环回圈 ϕ 的变化情况。在 $\phi=0.014\%$ 时油膜压力有一个小高峰，随即急剧下降到 $\phi=0.025\%$ 左右时油膜压力又缓慢上

升。当连杆衬套的外载荷不发生变化时,最小油膜厚度的侧向最大油膜压力的增大而减小,从而导致摩擦转矩的降低。因此,在连杆衬套与滑道间的最佳相对间隙为 0.025%~0.05%。

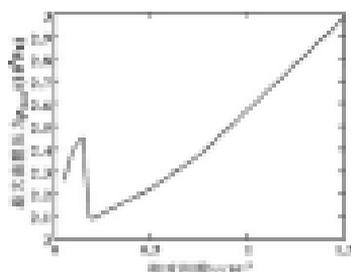


图7 最大油膜压力和相对间隙

Fig.7 Relation of maximum of the pressure and relative clearance

4 结论

(1) 在不同的曲轴转速下连杆衬套的润滑特性曲线的变化规律是相同的。

(2) 连杆衬套在柴油机每一个工作周期的做功行程的上止点附近区域油膜的侧向量大于供油量,可能发生供油现象,油膜的完整性会被破坏或发生边界摩擦,甚至于摩擦或者咬死。

(3) 通过最大油膜压力和相对间隙分析得到连杆衬套与滑道间的最佳相对间隙为 0.025%~0.05%。

(上接第 19 页)

[12] WU C, ZHENG L. An average Reynolds equation for partial film lubrication with a contact force[J]. *Journal of Tribology*, 1989, 111, 186-190.

[13] SHIBASAKI R. A. Dynamics of multibody systems[M]. Cambridge, Cambridge University Press, 2003.

[14] NEERATYOSH P F. Computer-aided analysis of mechanical systems[M]. New York, Prentice-Hall Englewood Cliffs, 1988.

[15] DE JALON J C, ERIC E. Kinematic and dynamic simulation of multibody systems: the real-time challenge[M]. New York, Springer, 1994.

[16] RAYN P. A continuous analysis method for planar multibody systems with joint clearance[J]. *Multibody System Dynamics*, 1998, 2, 1-20.

[17] SUWENGO D, KIMU J, KITA H. Dynamic analysis of planar rigidly mechanical systems with two-dimensional revolute joint[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 79, 209-220.

[18] RICHARDS M, COHEN J, SHARMA K, et al. The effect of the lubricated revolute joint parameters and hydrodynamic force

参考文献

- [1] 熊平. 船用曲轴油杆轴衬套设计[M]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [2] 王旭, 胡志超, 李群, 等. 船用曲轴轴颈的润滑接触问题研究[J]. *船舶机械设计与制造*, 2005(7), 44-45.
- WANG Q, HU X Y, HONG J, et al. Study on piston pin coating of a two-cylinder diesel engine[J]. *Design & Manufacture of Diesel Engine*, 2003(7), 44-45.
- [3] 张立明. 滚动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996, 1-90.
- [4] CHRISTOPHERSON D C. A new mathematical method for the solution of the lubrication problem[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1941, 146(1), 126-130.
- [5] MOHAMED A A, 朱高岩. 产汽膜-基于满足边界条件条件的有限元法润滑特性分析[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(12), 30-33.
- MOHAMED A A, ZHU J Z, LI Y Q. Lubrication analysis of a slip-stick bearing based on JFO boundary condition[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(12), 30-33.
- [6] KLEISS D C. A resolution algorithm[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1994, 105(1), 350-354.
- [7] YUANGHONGTIAN D. An efficient numerical procedure for dynamic hydrodynamic analysis of rotating bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1996, 118(7), 687-693.
- [8] VINCENT H, MARCHETTINI P, POCOCK J. Cavitation in dynamically loaded journal bearings using mobility method[J]. *Weiss*, 1996, 193(2), 103-102.
- [9] TSUNAKA H. Journal bearing performance under mixed lubrication[J]. *Tribology International*, 2000, 33(3), 259-264.
- multibody on the dynamic response of planar multibody systems[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2002, 39, 633-654.
- [10] HAMMACHE J. Stabilization of constants and integrals of motion in dynamical systems[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1972, 1, 1-10.
- [11] KIM J, CHUNG I, LEE H. Determination of the feedback coefficients for the constant violation stabilization method[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998, 204, 223-232.
- [12] GONZALEZ G, RAJANIN G. The effect of piston skirt profiles on secondary motion and friction[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136, 082503.1-7.
- [13] NYE L, HONG X, XIE Y. Effect of lubricant shear thinning on the mixed lubrication of piston skirt-line system[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2011, 227(7), 1869-1884.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.05.014

基于 ABAQUS 的油封密封性能研究^{*}

张付英^{1,2} 王宏浩¹ 姜向敏¹

(1. 天津科技大学机械工程学院 天津 300222;

2. 天津市轻工与食品工程机械有限公司设计与在线监测重点实验室 天津 300222)

10.13333/j.cnki.jlce.2017.05.014

摘要:利用 ABAQUS 有限元分析软件模拟和分析旋转轴唇形油封在静态和动态 2 种状态下的密封性能。通过轴向推动建模方法,建立静态条件下油封的二维有限元模型,并分别对有无弹簧 2 种情况下过盈量、弹簧刚度系数及理论接触宽度对油封静态密封接触压力和接触宽度的影响进行分析。在动态条件下建立油封的三维有限元模型,并分别对轴转速和轴口与轴之间的摩擦系数对油封摩擦力和摩擦扭矩的影响。分析结果表明,过盈量相同的情况下,带弹簧的油封密封性能高于不带弹簧的油封。且油封的密封性能随弹簧刚度系数的增加而提高,随理论接触宽度的增大而降低;当时的摩擦系数随摩擦系数的增加而增大,但随的转速变化对其影响不大。

关键词: 唇形油封; 密封性能; 接触压力; 接触宽度; 摩擦扭矩

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0278-9099(2017)05-014-08

10.13333/j.cnki.jlce.2017.05.014

Research on Seal Performances of Oil Seal Based on ABAQUS

ZHANG Fuying^{1,2} WANG Honghao¹ JIANG Xiangmin¹

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;

2. Key Laboratory of Integrated Design and on-Line Monitoring of Light Industry and Food Engineering Machinery and Equipment in Tianjin, Tianjin 300222, China)

Abstract: The sealing performance of rotary shaft lip seal under both static and dynamic states were simulated and analyzed using ABAQUS software. The two-dimensional finite element model for oil seal under static conditions was established through the modeling method of axial pushing, and the effect of the interference fit, the spring stiffness coefficient and the theory contact width with or without spring on the static sealing index, such as contact pressure and contact width were also analyzed. The three-dimensional finite element model for oil seal under dynamic conditions was established, and the influences of the rotational speed and the friction coefficient between the lip and the shaft on the friction force and friction torque of oil seal were analyzed. Analysis results show that with the same interference fit, the sealing performance of oil seal with spring is higher than that without spring, and the sealing performance is improved along with the increasing of spring stiffness coefficient, but reduced with the theory contact width increasing; the friction torque for seal is increased with the increasing of friction coefficient, but is not affected by the changing shaft speed.

Keywords: lip seal; sealing performance; contact pressure; contact width; friction torque

旋转轴唇形密封件(通常称为油封)因其结构的简单、安装方便、密封可靠等特点而被广泛应用于机床、汽车等各类工程机械中。由于油封的密封性能受油封轴口的压力分布、接触宽度、过盈量、弹簧刚度系数、两侧唇角、油膜厚度和沟槽等因素的影响,因此设计的油封密封性能在实际评价之前不可预见,使得基于有限元分析获得的油封密封性能的研究得到重视。为研究油封工作时接触摩擦引起的磨损等

效的密封失效,陈博群^[1]通过有限元软件模拟了油封的磨损;廖伟等人^[2]应用有限元软件分析了结构参数和轴转速对油封接触宽度和压力分布的影响;王宝森等^[3]通过建立有限元平面轴对称模型分析了油封的唇角、接触宽度等结构参数对接触压力的影响,但未能就油封在旋转过程中密封性能展开分析。本文作者利用 ABAQUS 软件分别建立了油封的二维和三维有限元分析模型,对油封在静态和动态下的密封性能进行模拟,分析了油封的过盈量、接触宽度、弹簧刚度系数、摩擦系数及轴转速等参数对密封件密封性能的影响,所得到的分析结果与实际情况具有良好的致性。

* 国家自然科学基金项目(51475000)。

收稿日期:2016-07-15

作者简介:张付英(1968-),女,博士,教授,主要研究方向为产品创新设计和密封设计。E-mail: zdfuying@tust.edu.cn

1 有限元模型的建立

1.1 建模方法选取

如图1所示为油封基本结构, x 、 y 和 z 分别表示径向坐标、轴向坐标和周向坐标。传统的有限元建模方法通常建立轴对称平面模型, 并对油封外表面进行全约束, 密封唇部与轴是过盈配合。在建模时使二者刚好接触, 即将密封轴内径那个内圆面对内径大小。在模拟安装过程时, 只需给轴一个径向位移, 但位移恰好是过盈量大小, 同时给轴向位移约束, 以此得到预压缩状态的有限元模型, 如图2(a)所示。本研究在采用的建模方法同样是对油封外表面进行全约束, 但密封轴和油封均按照实际尺寸建模。开始时将密封轴和油封轴向分离, 然后通过将密封轴轴向移动装入油封中, 从而得到预压缩状态的油封模型, 有限元模型如图2(b)所示。

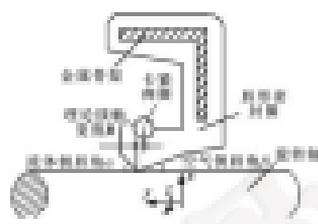


图1 油封结构图

Fig. 1 OIL seal structure diagram

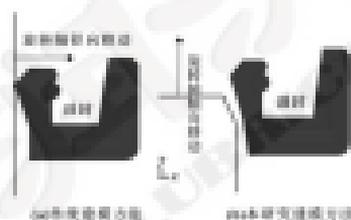


图2 油封有限元二维建模

Fig. 2 Finite element model of oil seal (a) traditional modeling method (b) axial movement modeling method

由于油封的平面轴对称有限元模型, 只是三维实体模型的一种简化。如果把平面轴对称模型扩展还原为三维实体模型后, 再用传统方法(如图2(a)所示)使密封轴轴向移动装入油封, 显然不具有科学性且无法操作。因此, 本文作者全部采用轴向移动法(如图2(b)所示)进行建模。



图3 油封有限元三维建模

Fig. 3 Three-dimensional finite element modeling of oil seal (a) traditional modeling method (b) axial movement modeling method

1.2 模型建立

建模所选油封为某汽车减速箱输入轴的油封, 其型号为35 mm×75 mm×6 mm, 油封材料为丁腈橡胶(NBR)。

由于油封的结构复杂和其材料的非线性变形等特点, 为了建模和分析方便, 简化了一些对结果不会产生较大影响的结构细节。考虑油封装配时的完全轴对称性, 静态密封分析(如分析过盈量、接触宽度、非接触区系数等参数对密封性能的影响)时, 采用轴向移动法建立的二维轴对称模型来模拟实际中的三维问题, 这种简化不会影响分析结果, 但是将大大减少建模及分析的时间。但在分析密封轴转速以高摩阻系数等动态因素影响时, 由于二维模型缺少周向自由度, 无法模拟动态过程, 所以将二维模型提高为三维模型进行分析。

丁腈橡胶是高度非线性的复合材料, 具有非线性的应力应变关系。采用两参数Mooney-Rivlin模型来表征橡胶材料应力、应变的各项性能。材料的应变能函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_2 - 3)$$

$$\text{应力应变关系为}$$

$$\Delta \sigma = \Delta W / \Delta \epsilon$$

式中: Δ 是应变, σ 是应力; 材料常数可根据丁腈橡胶的硬度由经验公式^[1]计算得到:

$$C_{10} = \frac{15.75 - 2.15H_a}{100 - H_a}$$

$$C_{20} = \frac{K}{13} \quad C_{21} = \frac{1}{4} C_{20}$$

所分析的油封橡胶材料的邵氏A硬度为70, 通过计算可得材料参数分别为: $C_{10} = 0.1889$, $C_{20} = 0.1887$ 。

2 油封静态仿真结果及分析

2.1 过盈量对的影响

过盈量是指在自由状态(未受弹簧力)唇口直径与轴径之差, 它可产生唇口无弹簧时的径向力, 并补偿轴的偏心。过盈量过大, 在安装偏心和轴向晃动

量太大,容易造成磨损,降低密封性;过盈量太大,唇口紧贴轴上,唇轴间的间隙过小,唇和轴之间是“干接触”。在高速旋转下,唇和轴表面间可能会迅速产生高温,加速唇口老化,甚至烧损密封唇,使密封失效。因此,选择适当的过盈量是保证油封正常工作的重要参数。

在有弹簧和无弹簧 2 种情况下分别对过盈量为 0.2~0.6 mm 时进行测定分析,图 4 显示了随过盈量 δ 的变化唇口接触压力沿轴向的分布情况。可知,接触压力在轴向的分布趋势一致,在接触面对面上,油侧接触压力最大,在空气侧又逐渐减小为 0;随过盈量的增大,唇口最大接触压力呈现增大趋势,当过盈量 $\delta=0.45$ mm 时达到最大值,随后逐渐下降;而接触宽度随过盈量的增大一直呈现增大的趋势。由此得出,过盈量增加,不仅影响唇口最大接触压力,而且唇口接触宽度也逐渐增加。

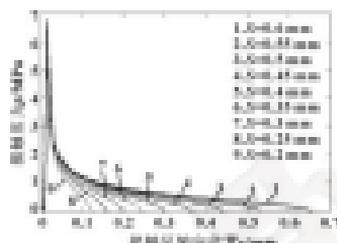


图 4 唇口接触压力分布随过盈量 δ 的变化

Fig. 4 Changes of the contact pressure distribution of the lip with the interference of δ

在最大接触压力下,即过盈量 $\delta=0.45$ mm 时,油封在有弹簧和无弹簧 2 种情况下接触压力沿轴向的分布如图 5 所示,图 6 所示为在无弹簧 2 种情况下唇口最大接触压力随过盈量的变化情况;图 7 所示为有弹簧 2 种情况下唇口实际接触宽度随过盈量的变化趋势。

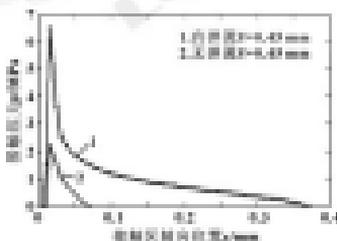


图 5 过盈量 $\delta=0.45$ mm 时唇口接触压力分布

Fig. 5 The distribution of contact pressure on the lip with the interference of $\delta=0.45$

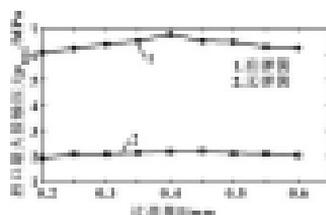


图 6 唇口最大接触压力随过盈量 δ 的变化

Fig. 6 The change of maximum contact pressure of the lip with the interference of δ



图 7 唇口接触宽度随过盈量 δ 的变化

Fig. 7 The change of the contact width of the lip with the interference of δ

可见,过盈量相同的情况下,带弹簧时的接触压力明显高于无弹簧时的接触压力,两种情况下的最大接触压力和接触宽度随过盈量的变化趋势相同,但在数值上带弹簧时的最大接触压力和接触宽度都高于不带弹簧时的值。

由于弹簧的约束能够提高油封唇口的接触压力,增加密封面的接触宽度,提高油封密封性能。因此,在实际工作中应根据压力需要选择合适的过盈量并适当设置油封弹簧。

2.2 弹簧刚度系数 k 的影响

弹簧对于油封的密封性能影响十分明显,因此,实际工作中对于弹簧的设计也是一个很重要的课题^[2]。

研究弹簧刚度系数的影响时,其他参数保持不变,对弹簧刚度系数 k 在 0.8~4.4 N/mm 之间进行测定分析^[2],步长取 0.4 N/mm,图 8 所示为随弹簧刚度系数 k 的变化唇口接触压力沿轴向的分布情况;图 9 所示为唇口最大接触压力随弹簧刚度系数的变化曲线;图 10 所示为弹簧刚度系数对唇口接触宽度的影响。

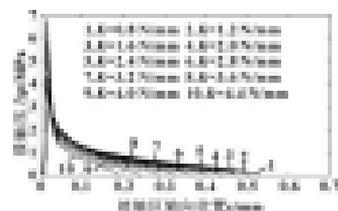
图 8 唇口接触压力分布随弹簧刚度系数 K 的变化

Fig. 8 Changes of contact pressure distribution of lip contact with spring stiffness coefficient K

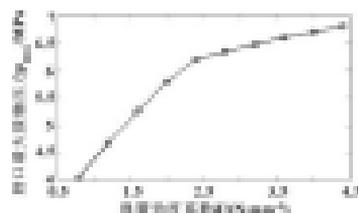
图 9 唇口最大接触压力随弹簧刚度系数 K 的变化

Fig. 9 The change of maximum contact pressure of the lip with the spring stiffness coefficient K

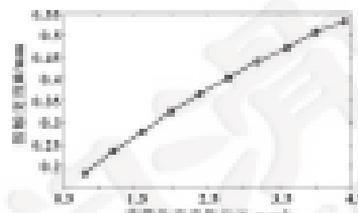
图 10 唇口接触宽度随弹簧刚度系数 K 的变化

Fig. 10 Changes of contact width of lip with spring stiffness coefficient K

分析结果表明, 唇口最大接触压力随接触宽度都是随弹簧刚度系数的增加而增加, 这也充分体现了弹簧在液封密封性能方面所起的作用。

2.3 理论接触宽度 R 的影响

理论接触宽度 R 是密封副唇口平面到弹簧槽中心平面的距离, R 的大小对密封的密封性能具有重要作用, 因此应将其控制在一个合理的范围内^[10]。为了研究理论接触宽度 R 值对液封密封性能的影响, 保持其他参数不变, 将理论接触宽度 R 为 0~0.6 mm 进行离散分析。图 11 所示为不同理论接触宽度 R 时唇口接触压力沿轴向的分布情况, 图 12 所示为唇口最大接触压力随理论接触宽度 R 的变化曲线, 图 13

所示为理论接触宽度 R 对唇口接触宽度的影响。

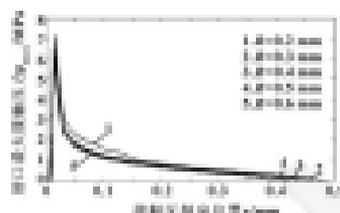
图 11 唇口接触压力分布随理论接触宽度 R 的变化

Fig. 11 Changes of contact pressure distribution along with the theoretical contact width R

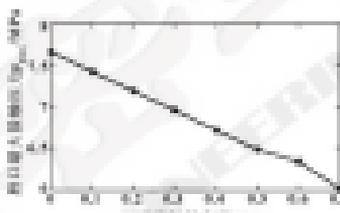
图 12 唇口最大接触压力随理论接触宽度 R 的变化

Fig. 12 Changes of the maximum contact pressure of the lip with the theoretical contact width R

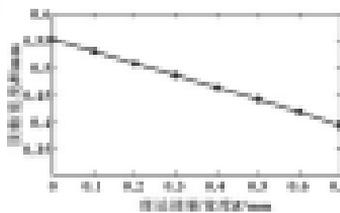
图 13 唇口接触宽度随理论接触宽度 R 的变化

Fig. 13 Changes of the contact width of the lip with the theoretical contact width R

分析结果表明, 随着理论接触宽度的增大, 唇口接触压力沿轴向的分布趋势一致, 但唇口的最大接触压力和实际接触宽度表现此递减的趋势。这是由于随 R 值增大, 弹簧中心距唇尖的距离增大, 弹簧对唇口的约束作用减弱导致的。

3 密封动态仿真结果及分析

3.1 轴与唇口接触面应力/力分析

工况下的液封与旋转轴之间的摩擦力决定了密封的使用寿命以及摩擦扭矩等重要指标, 从而直接影响轴

的工作寿命。在总轴力相同的情况下,对摩擦因数的优化分析,对降低摩擦损耗,延长油封的使用寿命和保证良好的密封性具有重要作用。

图14所示为静口最大接触压力随摩擦因数的变化曲线;图15所示为动态条件下摩擦因数与摩擦扭矩的关系曲线。

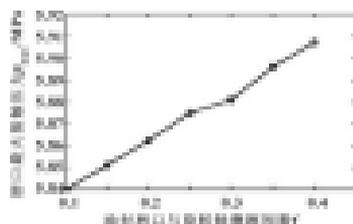


图14 静口最大接触压力随摩擦因数的变化

Fig. 14 The change of maximum contact pressure of the lip with the friction coefficient

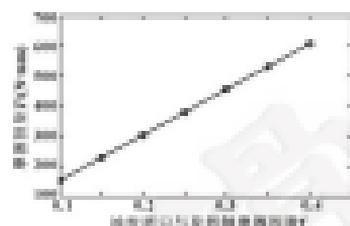


图15 摩擦扭矩随摩擦因数的变化

Fig. 15 The change of friction torque with the friction coefficient

分析结果表明,在过盈量及弹簧刚度不变的情况下,随摩擦因数的增大,静口最大接触压力缓慢的增大;在总轴力不变的情况下,摩擦扭矩随摩擦因数的增加,表现出明显的递增趋势。这个分析结果对工况下如何通过对改变摩擦因数控制摩擦扭矩提供了理论依据。

3.2 旋转密封速度的影响

油封的摩擦扭矩是反映油封摩擦状况的重要参数之一。在保证密封的前提下,应当适当减小摩擦扭矩,降低摩擦损耗,保证油封静口和旋转轴有良好的接触^[7]。为此,通过对转速为200~2 000 r/min进行理论分析,研究旋转转速与摩擦扭矩之间的关系。图16所示为随转速的变化静口最大接触压力的变化曲线;图17所示为动态条件下转速和摩擦扭矩的关系曲线。

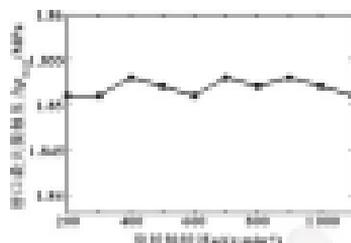


图16 静口最大接触压力随转速的变化

Fig. 16 Change of maximum contact pressure of lip with rotational speed

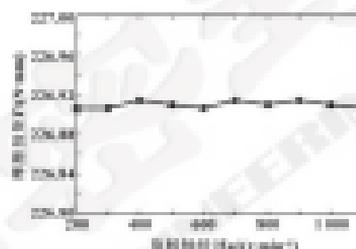


图17 摩擦扭矩随转速的变化

Fig. 17 Change of friction torque with rotational speed

分析结果表明,其他条件不变时,旋转速度的变化对静口最大接触压力和摩擦扭矩的影响不大。

4 结论

(1) 油封静口的接触应力分布,最大接触压力总是出现在靠近油侧,在空气侧逐渐减小。

(2) 静态分析时,在有无弹簧2种情况下,过盈量均对静口最大接触压力影响不大,但随着过盈量的增大,接触宽度明显递增;在过盈量相同时,弹簧对于油封静口压力和接触宽度影响明显,而且弹簧刚度系数越高,影响越明显;而随理论接触宽度的增加,静口最大接触压力和接触宽度均表现出递减趋势,但效率系数不如改变弹簧刚度系数明显。

(3) 动态分析时,旋转转速和摩擦因数均可对静口最大接触压力的影响较小,但摩擦因数对摩擦扭矩的影响较大,随着摩擦因数的增大,摩擦扭矩表现出明显的递增趋势。

(4) 将油封的二维和三维有限元建模相结合,从静态和动态两方面进行研究,研究结果对油封产品的结构设计、选择以及结构优化均有一定的指导意义。

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1076.2017.05.019

小孔斜度对车厢气膜减阻效果的模拟实验研究^{*}

曹立峰^{1,2} 谢小鹏¹ 周受状¹

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广东广州 510640;

2. 中国国际海运集装箱(集团)股份有限公司 广东深圳 518067)

摘要: 针对厢式运输车的减阻问题,采用气膜减阻的方法,并通过模拟风洞测试验证探讨小孔斜度对厢体气膜减阻效果的影响。在来流风速25 m/s、流速速度1 m/s条件下,分别对箱体表面具有15°、30°、45°、60°和90°五种不同小孔斜度的箱体模型在可变风速风洞装置中进行风阻模拟测试。结果表明,箱体气膜减阻率随着小孔斜度的增大而逐渐增大,当小孔斜度为90°时,可以获得3.324%的最大减阻率。

关键词: 厢式运输车; 气膜减阻; 摩擦阻力; 风阻测试

中图分类号: TB117 文献标志码: A 文章编号: 0274-1076(2017)05-019-05

Simulation Experimental Research on Air Film Drag Reduction Effect of Hole Inclinations on the Van Body

GAO Lifeng^{1,2} XIE Xiaopeng¹ ZHOU Shouqin¹

(1. School of Mechanical & Automobile Engineering, South China University of Technology, Guangzhou Guangdong 510640, China; 2. China International Marine Containers (Group) Co., Ltd., Shenzhen Guangdong 518067, China)

Abstract: Aimed at the problem of drag reduction on the van, the air film drag reduction method was adopted on the van body surface, and the influence on air film drag reduction effect by different hole inclinations on the van body surface was discussed by simulating the wind resistance test experiments. Under the condition of the mainstream velocity of 25 m/s and the flow velocity of 1 m/s, the wind resistance simulation test was conducted for the van model with different hole inclinations such as 15°, 30°, 45°, 60° and 90° on the van body surface in the variable wind speed resistance measurement device. The results show that the air film drag reduction rate of the van is increased gradually along with the increasing of hole inclinations, when the hole inclination is 90°, it can get the maximum drag reduction rate of 3.324%.

Keywords: van; air film drag reduction; frictional resistance; wind resistance test

水介质中的气膜减阻是利用水与空气密度、黏度的差别,在运动主体的周围释放空气,形成一层薄的气膜将两者隔离。通过改变流速、黏度,以及运动模式的改变,减少运动主体与水之间的摩擦阻力^[1]。雷诺边界层中的微气泡减阻^[2]、空气层减阻^[3]等与气膜减阻的原理类似,都是利用水与空气密度和黏度的差别来实现减阻作用。国内外很多学者通过实验验证了气膜减阻在水上船舶或水下潜艇等具有较好的减阻效果^[4]。但关于空气介质中的气膜减阻在车辆减阻中的尝试和应用目前研究较少^[5-7]。

文献[13]建立了气膜条件下箱体表面摩擦阻力的计算模型,但是对影响箱体表面摩擦阻力的因素缺少实验上的进一步探讨。本文作者通过模拟风洞测试验证探讨小孔斜度对厢体气膜减阻效果的影响。

1 气膜减阻机理

气膜减阻是在厢式运输车的箱体表面上渗透空气,相当于在外层高速气流与箱体表面之间,形成一层相对箱体表面为等速或者低速的渗透动态空气膜,以减少和隔绝外部高速气流与车厢体表面的直接摩擦作用,从而减少箱体表面的摩擦阻力实现减阻效果^[8]。

为实现箱体的减阻效果,箱体表面表面布置有若干空气渗透小孔。研究表明,小孔的孔径大小、间距,以及小孔的轴心与箱体表面的斜角(即小孔斜度)对减阻的效果有着直接的影响。本文作者分别探讨5种不同小孔斜度对箱体表面摩擦阻力的影响。

* 基金项目: 广东省自然科学基金项目(2014A030313032)。

收稿日期: 2016-08-28

作者简介: 曹立峰(1984—),男,博士后,助理研究员,研究方向为摩擦学理论与应用。E-mail: cailifeng2009@163.com

通信作者: 谢小鹏(1984—),男,博士,教授,研究方向为摩擦学理论与应用。E-mail: xiepeng@scut.edu.cn

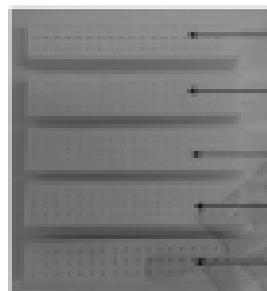
2 模拟实验研究

2.1 模拟箱体模型

实验模型的制作采用3D打印技术,模型材质为PLA材料,保证了箱体侧向小孔的加工精度,箱体模型的小孔直径为1 mm,纵向间距和横向间距为5 mm,小孔斜度分别为15°、30°、45°、60°、90°,共5种测试模型,实验土流速度为25 m/s,渗流速度为3 m/s(5种模型对应的气流量均为4.027 m³ L/min),箱体表面小孔的斜度及分布如图1所示。



(a) 箱体侧向表面小孔分布



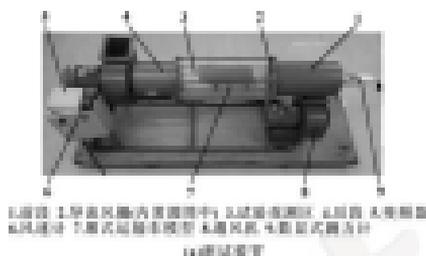
(b) 不同斜度材料箱体模型

图1 箱体表面小孔的斜度及分布图

Fig. 1 The inclination and distribution of small holes on the van body surface: (a) the cross section distribution of small holes on the van body; (b) van body model with different inclination.

2.1.1 风洞模拟测试方法

箱式运输车的风洞模拟测试在如图2所示的测风装置中进行,实验过程中采用通风机产生的气流模拟土流和流条件,空气压缩机产生的气流经过空气渗透小孔在箱体表面形成气流条件,在测试系统中,采用的数显式测力计的量程为5 N,测试精度为0.001 N,可以满足试验的测试精度要求,实验中模拟渗流速度所需的空气源采用空气压缩机泵送空气的形式,首先在箱体表面形成连续不断的渗透空气气流层。



(a) 测试装置



(b) 测力计与箱体模型

图2 可变风速测风装置及测试系统

Fig. 2 Variable wind resistance test device and test mode

为了获得箱体表面小孔中的气流速度,在压缩机的出气端安装了气体流量计,由气体流量计测得的气体流量按下式计算每个小孔中渗出气体的渗流速度:

$$v = \frac{Q}{N\pi(d/2)^2} \quad (1)$$

式中: v 为小孔中渗出气体的渗流速度, m/s; Q 为空气压缩机中渗出气体的空气流量, m³/min; N 为箱体表面上的小孔个数; d 为小孔直径。

由式(1)可知,通过调节气体流量,可得列实验所需的箱体表面渗流速度。

在土流速度25 m/s,渗流速度3 m/s条件下,分别测试了小孔斜度分别为15°、30°、45°、60°、90°的5种模型受到的阻力大小,此外,还测试了没有开孔的箱体表面无小孔的箱体模型。

2.1.2 风洞测试结果分析

为了研究箱体在不同小孔斜度条件下的气流减阻效果,设定如下的减阻率计算公式:

$$R = \frac{F - F'}{F} \times 100\% \quad (2)$$

式中: R 为减阻率; F 为某一土流速度条件下箱体表面无小孔时箱体受到的总阻力; F' 为在同一风速条件下箱体表面有小孔斜度时箱体受到的总阻力。

表1示出了5种小孔箱体模型及无小孔箱体模型受到的总阻力和气流减阻率,图3示出了气流减阻率随着小孔斜度的变化趋势。

表1 不同小孔斜度条件下的气膜减阻率

Table 1 Drag reduction ratio of test models under conditions of different inclination

小孔斜度 ($^\circ$)	总阻力系数		减阻率 R_D /%
	有斜度模型	无气孔模型	
15	0.170	0.172	0.001
30	0.126	0.172	1.269
45	0.122	0.172	1.319
60	0.110	0.172	1.567
90	0.109	0.172	1.524

由表1、图3可知,当主流速度为25 m/s、侧流速度为3 m/s时,随着小孔斜度的增大,侧体表面受到的总阻力逐渐减小,侧体表面的气膜减阻效果逐渐增加,并且当侧体表面上的小孔斜度为90°时,侧体模型可以取得约5.32%的最大减阻率,主要原因在于:小孔斜度的大小决定了侧流气流与外部来流气体之间相互作用的强烈程度,当小孔斜度为90°时,从小孔中喷出的气流可以直接与外部来流进行混合,增加了边界层的厚度,同时也使小孔下游的尾流分布更加扩散,从而使侧体表面受到的摩擦阻力减小。

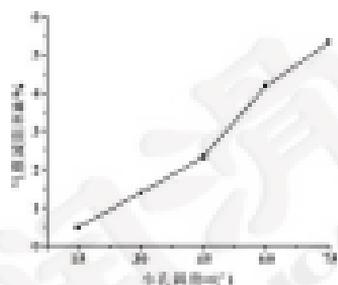


图3 气膜减阻率变化趋势

Fig. 3 Change trend of air film drag reduction rate

3 结论

通过风洞模拟测试的方法,探讨了当主流速度25 m/s、侧流速度3 m/s时,不同小孔斜度对侧体表面气膜减阻效果的影响,以侧体表面无小孔的侧体模型作为对比模型,在侧流装置中分别对具有5种不同小孔斜度的侧体模型进行模拟风洞测试,测试结果表明,侧体的气膜减阻效果随着小孔斜度的增大而增大,并且当小孔斜度为90°时,可以取得5.324%的最大减阻率。

参考文献

[1] 陈光强,黄亚高.侧流射流侧射的尾流速度曲线变化对气膜减阻效果影响的数值模拟[J].船工工程,2009,39(4):32-36.
CHEN K Q, HUANG Y G. Numerical simulation of the micro-hole

flow resistance reduction effect of different courses of incompressible vertical area[J]. Ship & Ocean Engineering, 2009, 39(4): 32-36.

[2] CHEN K Q. Friction drag reduction of external flows with hole-hole and gas injection[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 151-203.

[3] KISHIMOTO S, YAMAZAKI T. Drag reduction by gas injection in turbulent boundary layer: density ratio effect[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2006, 27(3): 436-444.

[4] FERRENTI A, TAGLIAPIETRA S. On the physical mechanisms of drag reduction in a spatially developing turbulent boundary layer (hole with micro-bubbles)[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2004, 505: 143-166.

[5] KWON H W, KIM H H, CHOI H J, et al. Experimental study on the reduction of skin friction drag in pipe flow by using coarse air bubbles[J]. Applications in Fluids, 2014, 35(4): 2-11.

[6] 曹立峰,周新,张军.两种侧气气膜减阻模型风洞测试研究[J].海军工程大学学报,2014,24(3): 8-9.
CAO L F, ZHOU X, ZHANG J. Experimental model experiment on resistance and water reduction by bubble layer[J]. Journal of Naval University of Engineering, 2014, 24(3): 8-9.

[7] JACOBSEN B N, BRUNSON T J X, KWEE T J, et al. Experimental study of air layer sustainability for frictional drag reduction[J]. Journal of Ship Research, 2014, 59(1): 30-42.

[8] KOSHIMA Y, KANEKI, ITO A, TAGASHIRO T, et al. Experimental study on micro-bubbles and their applicability to ships for skin friction reduction[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(3): 382-393.

[9] WU H J, ZHOU C H, LIN T T. Model test of the surface and side merged bubbles with the micro-bubble drag reduction[J]. Ocean Engineering, 2007, 34(1): 83-93.

[10] KISTANIN H, NIKHILKULAN B. Determination of optimum injection flow rate to achieve maximum micro-bubble drag reduction in ships: an experimental approach[J]. Scientific Bulletin, 2013, 20(3): 539-544.

[11] 叶文国.侧流射流侧射的气膜减阻对车侧气流力的影响[J].铁道机车车辆,2002(6): 36-37.
YE W G. Convective flow about decreasing train air resistance by thin film generation hydrogen[J]. Railway Locomotive & Car, 2002(6): 36-37.

[12] 谢小勇,曹立峰,曹建豪.侧式运输车侧体的气膜减阻风洞试验研究[J].润滑与密封,2014,39(4): 68-72.
XIE X Y, CAO L F, ZHANG J B. Experimental research on air film drag reduction of van body[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(4): 68-72.

[13] 谢小勇,曹立峰,曹建豪.侧式条件下侧表面摩擦阻力计算理论探讨[J].华南理工大学学报(自然科学版),2014, 43(2): 96-100.
XIE X Y, CAO L F, ZHANG J B. Theoretical investigation into friction resistance calculation of van body surface in the presence of air flow[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 43(2): 96-100.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6535.2017.05.016

高速机床主轴石墨轴承材料的选型与性能评价^{*}

王建国¹ 延育东¹ 张 健¹ 崔亚辉² 贾 谦²

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 陕西西安 710048;

2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 陕西西安 710049)

摘要: 低黏介质润滑可以使机床电主轴获得更高的转速以及更高的高速加工。石墨由于其物理上的优点特别适于低黏介质润滑环境。为选择一种合适的石墨轴承材料使之配合高速加工的需要, 在对电主轴使用工况分析的基础上, 获得石墨轴承材料的性能需求参数。根据性能需求, 设计由材料力学实验、热物理实验和摩擦学实验所组成的石墨材料性能测试体系, 选取4种常见石墨作为备选材料, 对其力学性能、热物理性能及摩擦磨损性能进行测试及评价, 并依据测试结果对其产生性能差异的原因。研究结果表明, 石墨化度适中并经过浸渍处理的石墨材料更适用于作为高速轴承的选材。

关键词: 石墨轴承; 石墨化度; 硬度; 导热系数; 磨损

中图分类号: TH 127.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6535(2017) 05-016-06

Selection and Performance Evaluation of Graphite Materials Used for High-speed Spindle Bearings

WANG Jianguo¹ YAN Yuedong¹ ZHANG Jian¹ CUI Yahui² JIA Qian²

(1. School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an Shaanxi 710048, China; 2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotating-bearing System, Xi'an

Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

Abstract: The electric spindle of machine tool can obtain higher speed to realize high speed and high efficiency machining when using the low viscosity lubrication medium, and because of its advantages of small expansion coefficient, good heat conduction performance and short-time dry friction resistance, graphite bearing is especially suitable for using at the condition of low viscosity lubrication medium. In order to select a suitable material of graphite bearing to meet the need of high speed machining, through the analysis of the spindle working condition, the demand parameters for the material of graphite bearing were obtained. The graphite material performance testing system consisting of material mechanics experiment, thermal physics experiment and tribology experiment was designed. Four kinds of common graphite materials were selected, and their mechanical properties, thermal physical properties and friction and wear properties were tested and evaluated. The reasons for differences in performance were explained from the microstructure. The research results show that the graphite materials with moderate degree of graphitization and after impregnation process are more suitable for using as the material of high-speed spindle bearing.

Keywords: graphite bearing; graphitization degree; hardness; heat conductivity coefficient; wear

精密加工技术是现代机械工程学科的一个重要发展方向, 它既是先进制造技术的基础和关键, 也是一个国家制造业水平的重要标志^[1]。随着国民经济及国防现代化的快速发展, 对制造业不仅要求精密而且要

求高速高效。这就需要数控机床能够实现高速切削。在高于常规切削速度几倍、十几倍条件下进行切削加工, 以提高加工效率和加工精度^[2-4]。高速切削的实现取决于机床主轴的性能, 而采用低黏介质润滑的轴承来进行支撑, 可使主轴能够应用于采用低黏介质润滑的机床主轴系统中, 并可使主轴在大负荷及大转速范围内保持动态稳定^[5-7]。同时, 由于石墨具有自润滑性能, 当主轴经过过紧或润滑中断而发生干摩擦

^{*} 基金项目: 陕西省教育厅专项科研计划项目 (16JK1528)。

收稿日期: 2016-07-28

作者简介: 王建国 (1979-), 男, 博士, 讲师, 研究方向为摩擦学、现代机床设计等。E-mail: jwang@xaut.edu.cn

情况时, 轴承不会使其磨伤^[4]。但是, 为轴承选择合适的石墨材料一直是个较为困难的工作。原因在于石墨材料的种类很多, 并且各类型石墨材料之间的性能差异很大^[5-6]。因此, 为轴承选择一种合适的石墨材料使之配合高速加工的需要是一项相当重要的基础研究工作^[4]。石墨的选材涉及材料学、热物理学及摩擦学等多个学科的知识, 需要进行综合考虑。已有研究对此进行了探索。许洪元等^[7]对碳基的石墨轴承材料的强度、磨蚀性和摩擦系数进行了实验研究, 对普通石墨和浸渍树脂石墨材料的弹性模量进行了测定, 确定了材料的拉伸和压缩强度极限。张A等^[8]研究了不同的石墨化度石墨在磨蚀环境下的磨蚀率。研究得到的基础摩擦学数据为密封轴承使用石墨材料和工艺的选用提供了参考。张帆等人^[9]进行了碳纤维树脂基石墨轴承制备及性能检测的数据化研究, 建立了石墨材料及轴承制备和检测等数据库, 选取了适合主轴电机运行工况的石墨材料。

但以上研究还不够深入, 对于轴承石墨的选材应该将轴承使用工况-轴承结构-石墨材料三者综合考虑进行综合考虑。本文作者从高速机床的实际需求出发, 分析了主轴的使用工况, 获得了对轴承石墨材料的性能要求。根据需求参数通过实验的方法对备选石墨材料进行性能对比和评价, 并从微观角度解释了产生性能差异的原因。

1 主轴石墨材料的性能要求

常用低黏稠度介质一般有空气、液氮、液压油等, 其密度见表1^[10]。液氮和液压油一般用于航天发动机及涡轮泵, 水和空气一般用于电主轴及微型燃气轮机、透平机等。

表1 几种低黏稠度介质的物性参数

Table 1 Physical parameters of several low viscosity lubricating medium

名称	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	运动黏度 $\eta / (10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
空气	1.293	0.151
液氮	808.9	0.20
水	999.82	1.00
液压油	894.9	1.70

文中研究的对象是采用低黏介质润滑的高速精密机床动静态主轴的石墨轴承。此类高速精密机床主要加工对象为光学镜头、平面镜、精密机械零件等^[11]。图1是动静态主轴的结构图。

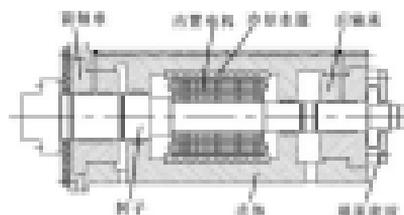


图1 动静态主轴结构图

Fig.1 The structure of static pressure spindle

动静态主轴采用动静态轴承来支撑转子, 常见的动静态主轴含有2个动静态径向轴承和2个动静态推力滚动轴承。动静态主轴的轴承材料一般为巴氏合金、不锈钢、铸青铜及自润滑材料等^[12]。高精度机床主轴的主要性能参数见表2。

表2 主轴的主要性能参数

Table 2 Main performance parameters of the spindle

序号	参数名称	取值范围
1	转速 $n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	大于 30 000
2	径向刚度 $k / (\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	50~100
3	轴向刚度 $k / (\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	50~100
4	最大载荷 F / N	200

所研究的动静态轴承为径向-推力组合轴承, 见图2(a)。轴承采用金属基体镶嵌石墨瓦块结构, 径向和推力瓦块皆为线形单小孔结构, 见图2(b)。径向石墨瓦块的内径为48 mm, 宽度为100 mm, 厚度为5 mm; 推力石墨瓦块的外径为100 mm, 内径为30 mm, 厚度为5 mm。磨削过程中, 主轴主要受径向、轴向及轴向3个方向的磨削力。一般情况下径向磨削力为轴承所受的最主要载荷, 它对轴承的运行影响最大, 所以径向石墨瓦块所受均力大于推力石墨瓦块。

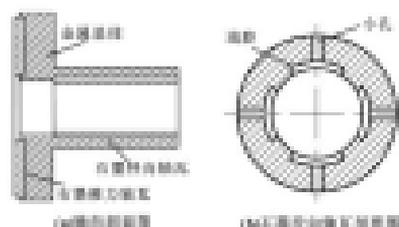


图2 石墨轴承结构示意

Fig.2 The structure of graphite bearing (a) axial section; (b) radial bearing block section

根据工况特点,主轴承在石墨材料需要满足以下几方面的性能:(1)有良好的力学性能,具有抗表面异物入侵的能力,承受一定弯矩的能力及抗压应力作用下变形和破坏的能力;(2)在热物理性能方面,应具有与金属基体相近的线膨胀系数和较大的导热系数;(3)具有良好的摩擦学性能,如稳定的摩擦因数及较小的磨粒量。

2 实验设计及试样制备

2.1 实验设计

根据前文对石墨轴承使用工况的分析,石墨材料的选择需要进行3个方面的实验工作,分别是力学性能实验、热物理性能实验及摩擦学性能实验。

力学性能实验包括肖氏硬度实验、抗折强度实验及抗压强度实验。肖氏硬度用来评价材料表面抗异物入侵的能力,实验遵循标准 JB/T 8133.4-1999《电测制品物理化学性能试验方法 肖氏硬度》,实验仪器为 HK-39 肖氏硬度计,试样尺寸为 $430 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ 。抗折强度指石墨材料单位面积承受弯矩时的抗弯折应力,用来评价材料抗弯应力作用下变形和破坏的能力,试验遵循标准 JB/T 8133.7-1999《电测制品抗折强度试验方法》,实验仪器为万能试验机,试验加载速度为 1 mm/min ,试样尺寸为 $4 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 32 \text{ mm}$ 。抗压强度用来评价材料抗压应力作用下变形和破坏的能力,实验遵循 JB/T 8133.8-1999《电测制品物理化学性能试验方法 抗压强度》,实验仪器为万能试验机,试验加载速度为 4 mm/min ,试样尺寸为 $8 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$ 。

热物理性能实验包括石墨材料线膨胀系数的测定和导热系数的测定。因石墨材料是仅在金属基体里面使用的,应满足与金属基体相近的线膨胀系数和较大的导热系数。线膨胀系数的测定遵循标准 GB 3324-2004,仪器为 DH-402C 热膨胀仪,试样尺寸为 $4 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$;测量环境温度为 $25 \text{ }^\circ\text{C}$,湿度为 60% 。导热系数系数的测定遵循标准 GB 226-2008,仪器为 LFA-457 热常数测定仪,试样尺寸为 $40 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$,环境温度 $25 \text{ }^\circ\text{C}$,湿度为 $35\% \sim 60\%$ 。试验时,将试样置于试样台上,并在试样背面安装热电偶,将试样箱放在电炉中,通电产生热脉冲,观察显示器中显示温度的变化,同时记录液面计算导热系数。

石墨轴承应具有较好的摩擦学性能,具体表现为稳定的摩擦因数及较小的磨粒量,进行摩擦副实验可获得摩擦副的摩擦因数及磨粒量,采用美国 LMR-2 摩擦副试验机,进行石墨钢-不锈钢盘套接触形式的水介质边界润滑实验,考察石墨轴承材料的摩擦学性能。石墨轴尺寸为 $46 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$,不锈钢盘尺寸

为 $40 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$,考虑到轴承的使用工况,实验 μ 值定为 $20 \text{ MPa} \cdot \text{m}^2/\text{s}$,力传感器感受载荷为 N 和水平摩擦力 F 并转化成信号输出,由计算机利用公式 $\mu = F/N$ 求出摩擦因数,磨粒量用体积磨粒量来代表,体积磨粒量是指在一定的条件下,材料磨削的体积变化量,体积磨粒量可用式(1)表示。

$$W = \rho \Delta V / \rho_0 \quad (1)$$

式中: W 为材料体积磨粒量, cm^3 ; ΔV 为材料磨削的质量, g ; ρ 为体积密度, $g \cdot \text{cm}^{-3}$ 。

2.2 试样制备

为选择合适的石墨轴承材料,选取了4种典型石墨材料进行实验,分别编号为 1[#]、2[#]、3[#]、4[#],其性能指标如表3所示。各选材料的选率是根据其石墨化度的大小及有无杂质处理来区分的,石墨化度是衡量炭素物质从无定形炭通过结构转变,其晶体接近完善石墨的程度,程度是利用金属或非金属填充石墨材料表面孔隙的一种处理工艺。

表3 4种石墨材料性能参数

Table 3 The performance parameters of four kinds of graphite materials

编号	密度 $\rho/(g \cdot \text{cm}^{-3})$	石墨化度 $\omega/\%$	杂质物
1 [#]	1.984	0	树脂树脂
2 [#]	1.757	80	无
3 [#]	1.983	80	树脂树脂
4 [#]	1.986	100	树脂树脂

4种典型石墨样品均为集成的块制而成,1[#]样品未经石墨化处理但经过树脂胶浆浸渍处理,其石墨化度为0,不存在碳的六方晶体,可以说是一种伪石墨;2[#]样品经过 $1500 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右的半石墨化处理但没有经过浸渍处理;3[#]样品既经过半石墨化处理也经过树脂胶浆浸渍处理;4[#]样品经过 $3000 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上的全石墨化处理并经过树脂胶浆浸渍。4种样品制作3组试样,每组实验重复进行3次,取3次实验的平均值,需要指出的是,由于石墨材料具有各向异性,将其在压制方向的各项性能都优于其他方向,所以在制作试样及实验时,要注意其选材的方向性。

3 实验结果及讨论

3.1 材料力学性能测试结果及讨论

对4种石墨样品分别进行肖氏硬度、抗折强度和抗压强度实验,实验结果见表4。可知,1[#]、2[#]和4[#]石墨样品的肖氏硬度、抗折强度和抗压强度均大于2[#]石墨样品,故经过浸渍的石墨,肖氏硬度、抗折强度及抗压强度均大于未经过浸渍处理的石墨,而石墨化度的大小对力学性能的影响并不明显,为力学性能

优选顺序是 2'、1'、4'、3' 样品。

表 4 石墨样品的材料力学性能

Table 4 Mechanical properties of the graphite samples

编号	直径/mm	抗压强度 f_c/MPa	抗压强度 σ_c/MPa
1'	1092.4	76.48	208.49
2'	1088.7	84.22	199.39
3'	1090.1	78.20	216.31
4'	1093.9	71.69	179.40

1.2 热膨胀性能测试结果及讨论

线膨胀系数试验分别测量各材料在 50、100 °C 时的膨胀量并计算线膨胀系数。其中 50 °C 模拟轴承一般工作条件, 100 °C 模拟轴承具有较大温升时的极端条件。实验结果见表 5。

表 5 石墨样品的线膨胀系数

Table 5 Linear expansion coefficient of the graphite samples

材料	线膨胀系数 $\alpha/(10^{-6} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	
	50 °C	100 °C
1'	8.6	9.6
2'	8.3	8.3
3'	7.4	7.2
4'	8.1	8.1
48 号钢	11.6	12.1
2041	10.2	10.1
1C10508	10.6	17.0

由表 5 中数据可知, 2' 石墨样品的线膨胀系数大于 1' 样品, 被浸渍过的石墨样品的线膨胀系数大于未经过浸渍的样品。比较 1'、2'、4' 样品的线膨胀系数可知, 随着石墨化度的增大, 线膨胀系数减小。

导热系数实验得到结果见表 6。对比 1'、2'、4' 样品的导热系数可知, 随着石墨化度的增大, 导热系数增大; 而浸渍工艺对导热系数影响较小。

表 6 石墨样品的导热系数

Table 6 Heat conductivity coefficient of the graphite samples

编号	导热系数 $\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	
	50 °C	100 °C
1'	2.60~3.14	3.09~4.16
2'	18.52~19.90	21.39~24.27
3'	13.14~16.61	11.79~17.36
4'	16.13~16.79	16.19~16.29

由主轴承石墨材料的性能要求可知, 应尽量选择线膨胀系数与金属基体相差不多, 且导热系数较大的石墨材料。综合线膨胀系数实验和导热系数实验的测试结果, 从与金属膨胀系数较为接近及导热系数最大的方面考虑, 各选石墨的优选顺序是 2'、4'、3'、1'。

1.3 摩擦学性能测试结果及讨论

采用 UMT-2 摩擦磨测试试验机对 4 种样品进行 10 min 的摩擦性能实验, 每种样品做 3 组实验, 实验结果见图 3。

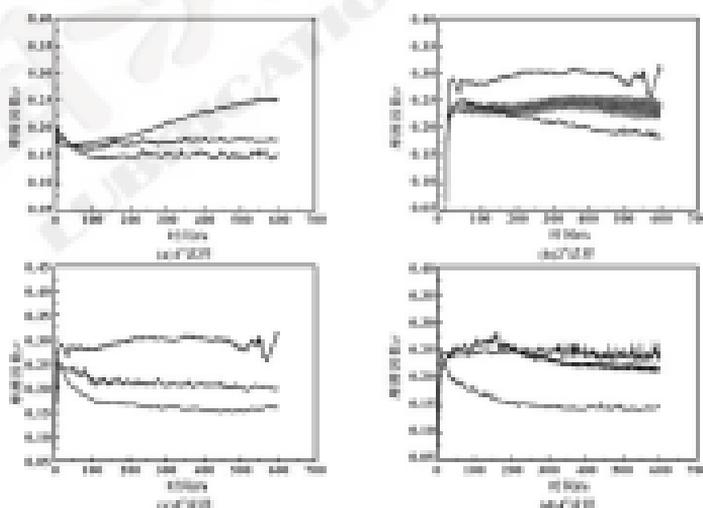


图 3 石墨样品的摩擦系数曲线

Fig 3 The friction coefficient curves of graphite samples

由图3所示的摩擦因数随时间变化的曲线可以看出, 1[#]和3[#]样品的摩擦因数变化稳定, 而2[#]和4[#]样品的摩擦因数波动比较明显, 主要原因可能是因为没有经过预处理及石墨化程度太高的石墨更容易产生脱落导致摩擦。

每种样品的磨擦量的实验时间为2 h, 磨擦实验结束后对试样进行称量获得质量差, 并通过计算转换成体积磨擦量, 每种石墨准备3个试样实验3次, 实验结果见表7。

表7 石墨样品体积磨擦量

Table 7 The wear volume of graphite samples

编号	体积磨擦量 V/mm^3
1 [#]	0.11~0.27
2 [#]	0.08~0.26
3 [#]	0.22~0.34
4 [#]	0.20~0.29

由表7可以看出: (1) 1[#]石墨样品的磨擦量最大, 可能是因为没有经过石墨化处理, 碳原子没有形成稳定的结构; (2) 2[#]石墨样品的磨擦量变化剧烈, 呈现无规律性, 可能由于其没有经过预处理, 表面更容易产生脱落现象; (3) 3[#]和4[#]石墨样品的磨擦量变化较为稳定, 但是由于4[#]石墨样品石墨化程度高, 比3[#]样品更容易脱落, 所以磨擦量更大。

综合摩擦因数和磨擦量的测试结果, 应选择摩擦因数稳定和磨擦量较小的石墨材料, 所以得到石墨材料优选顺序是3[#]、4[#]、1[#]、2[#]。

3.4 石墨材料电蚀蚀伤对性能的影响分析

通过分析摩擦磨擦试验前4种材料的电蚀照片来解释产生磨擦性能差异的原因, 图4示出了4种石墨材料表面电蚀结构, 可以看出: (1) 1[#]样品未经石墨化处理, 碳原子是无序排列的, 经过预处理填补了其无序结构造成的巨大孔隙, 使得其力学性能较好, 但由于碳原子没有形成层片结构, 其热物理性能和摩擦学性能都较差; (2) 2[#]样品经过石墨化处理, 碳原子已形成明显的层片结构, 材料表面微观排列有序, 但有明显孔隙, 这是由于其未经预处理有造成的, 孔隙的尺度在几微米到几十微米之间, 孔隙的表面积占剩余的30%左右, 这使其力学性能、热物理性能及摩擦学性能均较差; (3) 3[#]样品既经过石墨化处理也经过预处理电蚀处理, 表面致密孔隙少, 孔隙的尺度在几微米到十几微米之间, 孔隙的表面积占剩余的3%以内, 使得力学性能、热物理性能及摩擦学性能均为4种选材中最佳; (4) 4[#]样品经过全石墨化处理, 石墨层片结构形成得最完整, 结构更

加致密, 没有明显的孔隙, 但由于碳原子已完全形成了层片结构的六方晶格, 其力学性能较差, 而热物理性能和摩擦学性能较好。

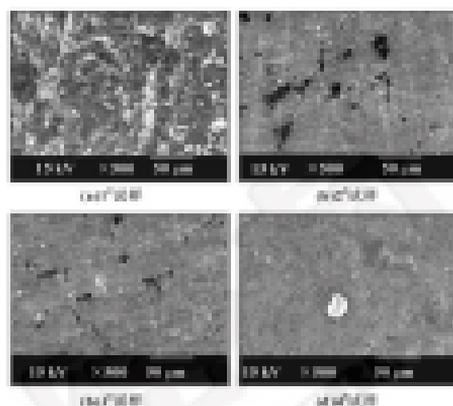


图4 石墨材料表面电蚀结构

Fig.4 Surface microstructure of graphite materials

图5示出了摩擦磨擦试验后石墨材料的表面电蚀结构。

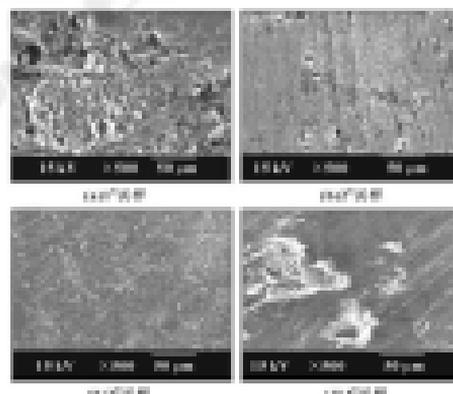


图5 摩擦磨擦试验后石墨材料表面电蚀结构

Fig.5 Surface microstructure of graphite materials after friction and wear tests

由图5可见: (1) 对于1[#]这种未经石墨化处理的材料, 磨擦后表面没有规则的划痕, 材料表面是无规律的脱落, 这样会导致磨擦量较大且规律不明显; (2) 2[#]材料未经过预处理, 表面产生了较为明显的划痕, 磨擦掉的粉末填补了大量表面孔隙, 从孔隙基本

上填充本看, 该试样的磨削量是比較大的; (3) $3^{\#}$ 石墨和 $4^{\#}$ 石墨都有均匀的刻痕, 并且表面孔隙也已被磨削物完全填充, 不利在了 $4^{\#}$ 石墨的石墨化程度高, 磨削时容易产生层片的脱落, 在图中可清楚看到 $4^{\#}$ 石墨表面有几处大的脱落产生的缺陷, 而 $3^{\#}$ 石墨表面磨痕均匀且无脱落痕迹。

综合 4 种各选石墨材料力学性能实验、热物理性能实验及摩擦学实验的结果可知:

(1) $1^{\#}$ 石墨的力学性能较好, 但热物理性能和摩擦学性能较差;

(2) $2^{\#}$ 石墨的力学性能、热物理性能及摩擦学性能均较差;

(3) $3^{\#}$ 石墨的力学性能、热物理性能及摩擦学性能均为两种材料中最佳;

(4) $4^{\#}$ 石墨的力学性能较差, 热物理性能和摩擦学性能较好。

综合考虑, 经过石墨化及煅烧处理的 $3^{\#}$ 石墨材料各项性能都较为理想, 符合主轴石墨轴承材料的选材要求。

4 结论

(1) 对于采用非金属材料的轴承, 石墨材料的选择需要进行多学科的综合考虑, 进行材料力学性能、热物理性能及摩擦学性能的测试。

(2) 煅烧工艺可改善石墨性能, 显著提高石墨石墨化率在石墨更适用于高速主轴的石墨轴承。

(3) 石墨材料的性能受石墨化程度影响较大, 经过石墨化处理的石墨比未经石墨化处理及经过全石墨化处理的石墨更适合使用在高速主轴上。

(4) 文中的研究结果为同样选了超导机械密封等使用石墨材料的高速旋转机械密封的选材。

参考文献

[1] 中国机械工程学会, 中国科学技术协会. 2008-2009 机械工业学刊发展报告[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2009, 70.

[2] 周红. 超高速切削加工技术研究[M]. 重庆: 重庆大学, 2004.

[3] 张新建, 杨永水. 超高速切削技术及应用[J]. 机电工程学报, 2003, 23(4): 89-90.

[4] 周文[等]. 高速切削技术在加工中的应用及发展趋势[J]. 航空制造技术, 2006(3): 37-38.

WANG J H. Application and development of high speed cutting in the manufacture[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2006(3): 37-38.

[5] 陈炳刚. 高速及超高速切削技术的发展与应用[J]. 机械制造, 1999(3): 36-38.

[6] 高树刚, 王文杰. 电主轴轴承定位结构的改进[J]. 制造技术与机床, 2009(10): 144-145.

WU M X F, WANG W J. Improvement of bearing location structure of electric spindle[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2009(10): 144-145.

[7] 杨文勇. 高速加工中的机床主轴轴承技术[J]. 轴承, 2002(12): 86-88.

[8] 王文辉. 铜-石墨轴承的性能及其应用与改制[J]. 机床技术, 2004(2): 37-38.

WANG L X. Properties, applications and development of carbon-graphite bearing[J]. Machine Technology, 2004(2): 37-38.

[9] 吴仁杰. 铜石墨轴承的研发和应用[J]. 机床技术, 2002(12): 6-7.

[10] 陈树. 石墨材料与石墨轴承[J]. 机床, 2000(4): 32-33.

CHEN H. Graphite material and graphite bearing[J]. Chemical Bearing, 2001(4): 32-33.

[11] SATYANARAYAN D V, HERRMAN J A, SHERWOOD T A, et al. In-situ generation of the oxidation stability and the mechanical properties of flexible graphite foil by laser oxide impregnation[J]. New Carbon Source, 2002, 27(1): 12-18.

[12] LIU C, CHEN X, CHEN H, et al. Preparation of expanded graphite-based composites by one-step impregnation[J]. Journal of Wuzhou University of Technology (Materials Science Edition), 2011, 26(2): 203-206.

[13] THAI M Y, TAN L W. Characteristics of electrical-mechanical polishing using graphite impregnated pad[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48, 1051-1057.

[14] 杨国华. 铜石墨石墨轴承摩擦学性能研究[D]. 佳木斯: 佳木斯大学, 2003.

[15] 洪庆文, 尹刚, 李华, 等. 铜基石墨轴承材料的强度和耐磨性能研究[J]. 润滑技术, 2006, 32(6): 8-9.

XU H N, LIAN W, LI H, et al. Experimental research on the wearability of graphite bearing of control motor pump[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(6): 37-38.

[16] JIA Q, ZHANG C N, ZHANG W C, et al. Dry friction and wear characteristics of impregnated graphite in a constant velocity test[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(3): 963-971.

[17] 张林, 李国平, 贾强, 等. 铜石墨铜石墨轴承制造及性能检测的数值模拟[C]. >> 第十一届全国摩擦学大会论文集, 中国摩擦学学会, 2011, 5.

[18] 熊学平, 肖国平, 肖文涛, 等. 几种铜石墨轴承合金下轴颈石墨轴承的性能分析[J]. 润滑与密封, 2006, 29(1): 10-13.

LIU X Y, MENG X H, FU T L, et al. Analysis of a hybrid bearing with various low-curvature faults[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(1): 10-13.

[19] 梁建春, 陈国达, 陈伟强, 等. 超精密机床研究现状与展望[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(8): 28-39.

LIANG J C, CHEN G D, CHEN Y X, et al. Research status and outlook of ultra-precision machine tool[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2004, 36(8): 28-39.

[20] 尹国刚, 张明华, 张林, 等. 铜石墨轴承材料的研究进展[J]. 润滑与密封, 2006, 31(8): 182-187.

TAN Y C, ZHANG W H, XIE T, et al. Research progress in sliding bearing materials[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(8): 183-187.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0195.2017.05.017

外弯矩下螺栓法兰连接紧密性研究^{*}

郑小涛 程 阳 高九阳 喻九阳 徐建民

(武汉工程大学机电工程学院 湖北武汉 430026)

摘要:为准确分析螺栓法兰连接系统的紧密性,利用当量内压法、当量轴向力法和变形协调方程,研究外弯矩作用下螺栓法兰连接中的垫片压紧应力。分析结果表明,若利用当量内压法来计算,外弯矩等同于内压,相当于增大了系统的内压,但不能体现向外弯矩作用下垫片应力在螺栓法兰连接系统分布的不均匀性。而利用当量轴向力法来计算,可以体现向整个系统承受外弯矩作用下的垫片应力沿圆周方向向各个法兰分布的不均匀性,并且垫片受拉侧和受压侧的压紧应力相差增大,其中受拉侧垫片应力减小,受压侧垫片应力增大,因此螺栓法兰连接的紧密性关键点考虑受拉侧的垫片应力。

关键词:外弯矩;内压;垫片压紧应力

中图分类号:TB42 文献标志码:A 文章编号:0254-0195(2017)05-0017-04

Research on Bolted Flanged Connection Tightness under External Bending Moment

ZHENG Xiaotao CHENG Yang GAO Jiuyang YU Jiuyang XU Jianmin

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan Hubei 430026, China)

Abstract: In order to analyze the tightness of bolted flanged connection system accurately, the method of equivalent pressure, equivalent axial force and deformation compatibility equation were used to study the gasket compression stress of bolted flanged connections under the external bending moment. The analysis results indicate that when the method of equivalent internal pressure is used to calculate the gasket compression stress, the external bending moment is equivalent to the internal pressure and the internal pressure of the system is increased, but the calculation result can not reflect the uneven distribution of gasket stress in the bolted flange connection system under external bending moment. When the method of equivalent axial force is used to calculate the gasket compression stress, the calculation result can reflect the uneven distribution of gasket stress along the circumferential direction of the pipe under external bending moment, and the compression stress difference is increased between the tension side and compression side of the gasket. Among them, the gasket stress is decreased on tension side and increased on compression side, so the gasket stress on tension side must be considered closely when studying the tightness of the bolted flanged connection.

Keywords: external bending moment; internal pressure; gasket contact stress

螺栓法兰连接系统的紧密性是各种高压容器、工业管道和化工设备安全运行的重要保障。然而螺栓法兰连接系统在操作工况下承受的内压、附加弯矩和温度等关键因素都会影响其紧密性,造成整个系统的泄漏失效,给生产带来安全隐患^[1]。尤其由于高温的影响,系统长时间工作后,螺栓、法兰和垫片材料损

伤及生端变现象,使得系统的紧密性降低。因此考虑在外弯矩、内压和高温作用下的垫片应力变化情况以及整个系统的紧密性研究已成为密封技术领域内一个新的热点^[2]。

目前,国内外已有相关文献研究了螺栓法兰连接系统在外弯矩作用下的紧密性,但对整个系统在弯、内压和高温共同作用下的垫片应力的研究^[3],尤其是垫片应力在外弯矩作用下,受拉侧和受压侧垫片压紧应力分布不均匀性的研究较少。因此本文着重基于当量内压法和当量轴向力法研究外弯矩对系统紧密性的影响,研究结果对高温法兰连接结构的紧密性研究具有一定的指导意义。

* 基金项目:国家自然科学基金项目(81303000);湖北省科技厅科学研究计划项目(2013CJ0006);武汉工程大学研究生教育创新基金项目(CX2016010)。

通信日期:2016-08-28

作者简介:郑小涛(1982-),男,博士,副教授,研究方向为向密封的可靠性、高温管道法兰的紧密性等。Email: zxtan@whut.edu.cn

1 螺栓法兰连接分析模型

本文作者研究的螺栓法兰中, 螺栓为双头螺栓, 材料为 25Cr2Ni4Y, 型号为 M20; 法兰为单源对焊法兰, 材料为 15CrMo, 规格为 NBP4-Class150; 垫片为柔性石墨金属复合垫片, 材质为 304, 规格为 DN100。

螺栓法兰连接系统是一个静不定结构, 在预紧和工作时, 螺栓伸长, 法兰轴向位移, 垫片压缩回弹都会发生相应的改变, 并且在高温条件下, 螺栓法兰连接也会发生相应的蠕变变形 (仅考虑螺栓的蠕变和垫片的蠕变), 但是它们的变化量要满足连接系统的变形协调条件^[1]。当连接结构上下法兰相同时, 变形协调方程为

$$w_1^* + 2w_2^* + w_3^* = w_4^* + 2w_5^* + w_6^* + w_7^* \quad (1)$$

根据各部分轴向位移与刚度、载荷之间的关系, 则有:

$$\frac{F_1}{K_1} + 2w_2 \frac{M_1}{K_2} + \frac{F_3}{K_3} = \frac{F_4}{K_4} + 2w_5 \frac{M_4}{K_5} + 2w_6 \frac{F_6}{K_6} + \frac{F_7}{K_7}$$

$$w_1^* = w_2^* \quad (2)$$

式中: F_1 、 F_3 和 F_4 、 F_7 分别为螺栓、垫片在预紧和强作时的螺栓力和垫片力; M_1 、 M_4 分别为法兰在预紧和强作时的弯矩; K_1 、 K_2 、 K_3 分别为螺栓、法兰、垫片刚度; w_1^* 为螺栓蠕变量; $w_2^* = \lambda_1 \cdot \sigma_1 \cdot t_1$, λ_1 为螺栓长度, λ_1 为蠕变应变率; $w_3^* = \lambda_2 \cdot \sigma_2 \cdot t_2$, λ_2 为垫片蠕变应变率; F_6 、 F_7 为垫片轴向回弹系数, F 为工作温度, t 为时间; k_6 为螺栓回到垫片力的轴向距离。

2 螺栓的计算方法

2.1 当量应力法

当量应力法目前已被纳入 ASME 规范, 在工程上应用得较多, 当螺栓法兰连接系统受到外弯矩时, 把外弯矩对管道或法兰的作用当作是内压对管道的作用, 即是在原有内压的基础上再增加一个当量内压, 利用当量应力法^[2]计算如下:

$$p_e = \frac{16M}{\pi d^3} \quad (3)$$

根据系统的平衡方程得到:

$$F_1 = F_2, \quad M_1 = F_2 k_1 \quad (4)$$

$$F_3 = F_4 + p_e A_1 + \frac{16M_1}{\pi d^3} A_1 \quad (5)$$

$$M_4 = F_4 k_4 + p_e A_2 + \frac{16M_1}{\pi d^3} A_2 \quad (6)$$

将式 (3) — (6) 代入式 (2) 中得到:

$$F_1 = F_2 - K_1 \cdot \left(p_e + \frac{16M_1}{\pi d^3} \right) \left(\frac{A_1}{K_1} + \frac{2k_1 \cdot A_1 k_4}{K_2} + \frac{2k_1}{K_3} \right) -$$

$$K_1 (w_1^* + w_2^*) \quad (7)$$

式中: p_e 为等效的内压; M_1 为外弯矩; A_1 为垫片的有效直径; p 为内压; A_1 为增压区面积; k_1 螺栓回到垫片内径的轴向距离; K_1 为螺栓法兰整体刚度, $\frac{1}{K_1}$

$$= \frac{1}{K_1} + \frac{2k_1^2}{K_2} + \frac{1}{K_3}$$

$$= \frac{1}{K_1} + \frac{2k_1^2}{K_2} + \frac{1}{K_3}$$

$$K_2 = \frac{16k_1 k_4}{(1 - \nu_1)^2} \quad K_3 = \frac{E_1 A_1}{L_1}$$

从式 (7) 可以看出, 垫片的压紧应力是与内压相关的。

2.2 当量轴向力法

当量应力法目前已被纳入标准纳入规范, 虽然在工程上大多采用当量应力法, 但是当量轴向力法更能体现垫片轴向应力分布的不均匀性, 在施加外弯矩的过程中, 垫片在受拉伸侧的应力会减小, 在受压缩侧的应力会增加, 应力沿轴向方向呈余弦分布, 利用当量轴向力法^[3]计算如下:

$$F_1 = \frac{4M_1}{d} \quad (8)$$

式中: F_1 为等效的轴向力; ω 为外弯矩作用垫片轴向两方向的角度。

根据系统的平衡方程得到:

$$F_1 = F_2, \quad M_1 = F_2 k_1 \quad (9)$$

$$F_3 = F_4 + p_e A_1 + \frac{4M_1}{d} A_1 \quad (10)$$

$$M_4 = F_4 k_4 + p_e A_2 + \frac{4M_1}{d} A_2 \quad (11)$$

式中: k_1 为作用了法兰内表面的螺栓应力力臂。

$$F_1 = F_2 - K_1 \cdot p_e \left(\frac{A_1}{K_1} + \frac{2k_1 \cdot A_1 k_4}{K_2} \right) - K_1 \cdot \frac{4M_1}{d} \cdot$$

$$\omega = \left(\frac{1}{K_1} + \frac{2k_1 k_4}{K_2} \right) - K_1 (w_1^* + w_2^*) \quad (12)$$

3 计算与分析

假设整个螺栓法兰连接系统的工作温度为 500 ℃, 预紧力为 328 663 N, 利用当量内压法计算得到不同外弯矩下垫片的压紧应力随时间的变化情况, 如图 1 所示, 结合图 1 和公式 (7) 可知, 施加的外弯矩相当于在原有内压的基础上再增加一个当量内压,

即外弯矩增大,系统的内压增大,而内压增大,垫片的压紧应力减小,但当系统压力保持保守,不能表现出随加弯矩后垫片应力沿圆周方向的变化。

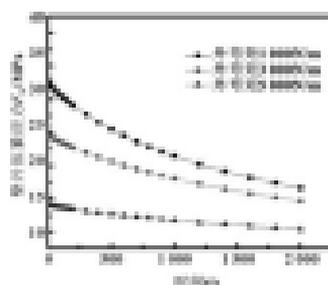


图1 基于当量轴向力的不同外弯矩下垫片压紧应力随时间的变化情况

Fig. 1 Curves of gasket stress applied time at different external bending moment based on the method of equivalent axial force

在300℃的情况下,考虑螺栓和垫片的蠕变,垫片压紧应力随着时间的增大而减小,并且外弯矩越大,垫片的压紧应力越小。

在2400h时间内,当外弯矩为1000N·m时,垫片的压紧应力从33.084MPa减小到36.62MPa;当外弯矩为3000N·m时,垫片的压紧应力从15.35MPa减小到16.325MPa。综上所述,在高温条件下,要选择合适的大小,防止系统内压过大,保证系统的密封效果。

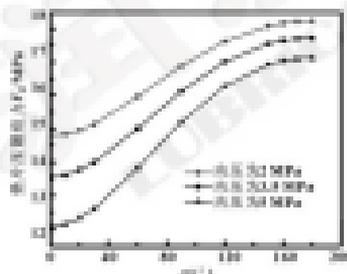


图2 基于当量轴向力的2000h后不同内压下垫片压紧应力沿圆周方向的变化情况(弯矩为3000N·m)

Fig. 2 Curves of gasket stress along the circumferential direction at different internal pressure after 2000h under the external bending moment of 3000 N·m based on the method of equivalent axial force

向力法得到的2000h后不同内压下垫片压紧应力沿圆周方向的变化情况。结合式(12)和图2分析得到,在外弯矩为3000N·m一定的情况下,当内压为2MPa时,垫片受拉侧和受压侧的应力差值为5.62MPa;当内压为3.5MPa时,垫片受拉侧和受压侧的应力差值为4.1435MPa;当内压为5MPa时,垫片受拉侧和受压侧的应力差值为3.0345MPa。由此可见,内压对垫片压紧应力在圆周方向分布的影响程度较小,垫片的受拉侧和受压侧应力差值变化不明显,这也验证了当外弯矩越大时,采用当量压力法并不能体现其垫片应力沿圆周分布越不均匀的特点。

图3示出了在系统内压为2MPa的情况下,基于当量轴向力法得到的2000h后不同外弯矩下垫片压紧应力沿圆周方向的变化情况。结合式(12)和图3可知,系统增加的外弯矩越大,沿圆周方向分布的垫片压紧应力越不均匀,垫片受拉侧和受压侧的压紧应力相差也越大。在系统内压为2MPa的情况下,当外弯矩为1000N·m时,垫片受拉侧和受压侧的应力差值为5.62MPa;当外弯矩为3000N·m时,垫片受拉侧和受压侧的应力差值为29.332MPa。因而在考虑螺栓法兰连接系统的紧密性时,不应忽略外弯矩对系统的影响。

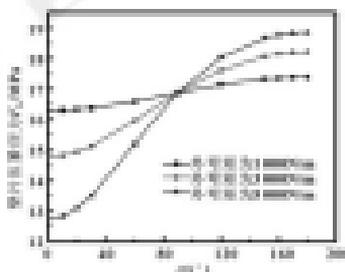


图3 基于当量轴向力的2000h后不同外弯矩下垫片压紧应力沿圆周方向的变化情况(内压为2MPa)

Fig. 3 Curves of gasket stress along the circumferential direction at different external bending moment after 2000h under the internal pressure of 2 MPa based on the method of equivalent axial force

外弯矩增加的过程中,受拉侧垫片压紧应力减小,受压侧垫片压紧应力增大,因此受压侧垫片进一步压紧,因此利用当量轴向力法考虑系统的紧密性时,需考虑外弯矩增加过程中,垫片受拉侧的紧密性。

图4示出了当内压为2MPa时,基于当量轴向力

图2示出了弯矩为3000N·m时,基于当量轴

法得到的不同外弯矩下垫片受压侧的泄漏率,由泄漏率 $L=A_0\rho\sqrt{\Delta P}$ 并参照图4可知,当内压为2 MPa,外弯矩越大,垫片受压侧的泄漏率越大,且随着附加时间的增加逐渐增加,系统紧密封性降低。因此在施加外弯矩时,应优先考虑垫片受压侧的密封情况,保证系统的紧密封性。用当量压力法计算的泄漏率,当外弯矩越大,计算的泄漏率就越大,计算的结果也仅当量轴向力法保守。

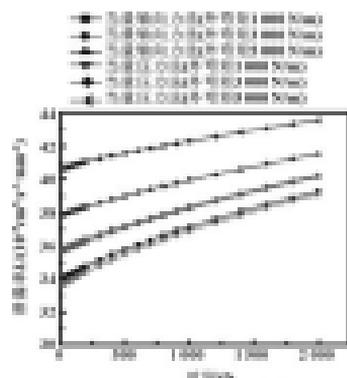


图4 基于当量轴向力法在不同外弯矩下垫片受压侧的泄漏率(内压为2 MPa)

Fig.4 Leakage rate of gasket stress on tension side at different external bending moment under the internal pressure of 2 MPa based on the method of equivalent axial force

4 结论

(1) 考虑外弯矩对法兰连接系统的影响时,相比当量压力法,当量轴向力法更能体现出外弯矩作用在系统上时垫片应力分布不均匀性。

(2) 考虑附加弯矩在系统上时,采用当量压力法计算时,施加的外弯矩越大,内压增大,垫片的压紧应力越小;采用当量轴向力法计算时,垫片受压侧和受拉侧的压紧应力幅值也越大,应优先考虑垫片受

压侧的密封情况,保证系统的紧密封性。

参考文献

- [1] 刘冲, 周勤勤, 陈琳. 附加弯矩作用下螺栓法兰连接强度及紧密封性分析[J]. 化工机械, 2007, 34(3): 264-268.
- [2] LIU C H, CHEN L, CHEN Y. Analysis of the strength and tightness of the bolted flange connection under the action of additional loads[J]. Chemical Machinery, 2007, 34(3): 264-268.
- [3] 冯红军, 刘勤, 周勤勤. 基于 ANSYS 的承受外弯矩作用的螺栓法兰连接的多参数化研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(10): 87-90.
- [4] FENG H J, LIU L, CHEN Y. Parametric study of the bolted flange connection subjected to external bending moment based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(10): 87-90.
- [5] 冯红军, 刘勤, 周勤勤. 外弯矩和附加弯矩对法兰连接紧密封性的影响[J]. 机械设计与制造, 2010(3): 187-190.
- [6] FENG H J, LIU L, CHEN Y. Effect of external bending moment and creep on Bolt machinery with bolted flange connection[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(3): 188-190.
- [7] MICHONNET A, BOUJOUA A. Corp. analysis of bolted flange joints[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2007, 83(3): 187-194.
- [8] 张德峰, 王琦, 周勤勤, 陈琳. 垫片高温性能及其测试方法[J]. 化工设备与维修, 2009, 36(1): 62-64.
- [9] ZHANG D F, WANG Q H, CHEN Y M. Properties of gaskets in high temperature and expansion method[J]. Process Equipment and Piping, 2009, 36(1): 62-64.
- [10] 李世峰, 郭仁良. 外弯矩下螺栓法兰头的研究述评[J]. 压力容器, 2002, 19(6): 38-41.
- [11] LIU H F, CHEN L. Advances in bolted flange joints subjected to external loads[J]. Pressure Vessel Technology, 2002, 19(6): 38-41.
- [12] BOUJOUA A, MICHELOTTI R. The design of flanges based on flexibility and tightness[C]// PVP2000, Proceedings of Pressure Vessels and Piping Conference, 2000, 37-38.
- [13] BOUJOUA A. Effect of the effect of external bending loads in bolted flange joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2000, 111(2): 321-321-6.

(上接第72页)

- [12] 黄成清, 王志东, 周志红. 车不同磨痕形式下的滚动轴承磨痕表面及其摩擦特征[J]. 润滑与密封, 2008, 33(12): 21-24.
- [13] YEAN C Q, WANG Z F, ZHANG X H, et al. Characteristics of worn surfaces and wear debris in sliding bearings under different wear modes[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(12): 21-24.
- [14] 李敏. 瓦文磨痕表面粗糙度的研究[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(3): 337-339.

WANG M. Study on the contact models of rough surfaces[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2004, 23(3): 337-339.

- [14] CHEN Y T, ZHANG H. Stochastic model for hydrodynamic lubrication of rough surfaces[J]. ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, 1999, 121(1): 1019-1026.
- [15] CHEN Y T, ZHANG H, HUANG H C. The hydrodynamic lubrication of rough bearing surfaces of finite width[J]. Journal of Tribology, 1975, 49(3): 320-329.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0709.2017.05.018

分瓣式磁脂旋转密封装置耐压性能试验研究

张其斌 俞中军 王东

(海军工程大学舰船综合电力技术国防科技重点实验室 湖北武汉 430031)

摘要: 某型大容量强流冷却电机上采用的磁脂旋转密封装置具有齿形结构, 运转线速度高、密封间隙大、密封直径大等特点。为测试其耐压性能, 建立分瓣式磁脂旋转密封装置耐压性能试验平台, 分析轴齿齿间及靠近腔体内侧齿面应力分布关键点, 测试各道磁脂密封耐压压力, 研究齿形间隙、线速度等参数对分瓣式磁脂旋转密封装置耐压性能的影响。结果表明, 各道密封齿的密封耐压性能分布规律与理论值不一致; 齿形间隙增大, 则该道磁脂密封耐压能力相对提高; 在一定范围内, 线速度对各道磁脂密封耐压能力影响很小。

关键词: 磁脂; 密封齿形; 耐压能力

中图分类号: TB42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0709(2017)05-0018-06

Experimental Research on Sealing Pressure of Magnetic Grease Rotary Sealing Device with Split Structure

ZHANG Qibin YU Zhongjun WANG Dong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Vessel Integrated Power System, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei 430031, China)

Abstract: Magnetic grease rotary sealing device used in a certain type of large capacity responsive cooling motor has characteristics of split structure, high line speed, large diameter and shaft diameter, and etc. In order to test the sealing pressure of the magnetic grease rotary sealing device with split structure, test platform was built. The effects of pole teeth gap and line speed on the sealing pressure of the device were researched through measuring the sealing pressure in pole teeth gap of rotary shaft and inside cavity by pressure sensors. The results show that the distribution rule of sealing pressure of each track of pole teeth does not follow the theory value. The greater the pole teeth gap, the higher the sealing pressure in this track of magnetic grease seal. Within a certain range, line speed has little effect on the sealing pressure of each track of magnetic grease seal.

Keywords: magnetic grease; rotary sealing; sealing pressure

某型大容量电动机采用的强迫式循环液及冷却技术实现了电机的高效散热, 具有高功率密度、高转速等优势。为保证液及冷却介质液体及气体不会泄漏至电机外, 该型电机必须具有较好的静密封和动密封性能。其中, 电机端盖与转轴间的动密封处具有线速度高、密封间隙大、密封直径大等特点, 且需承受电机运行过程中的振动与冲击。为此, 采取一种新型的旋转密封技术——磁脂旋转密封技术。磁脂旋转密封技术具有严密的密封性, 同时能基本保证零泄漏, 并且具有结构简单、磨损失少、寿命长、高可靠性等优点^[1]。此外, 为满足电机维修性要求, 磁脂密封装

置必须采用分瓣式结构。考虑到分瓣式结构的特殊性可能造成密封装置各道密封耐压分布规律与理论规律存在差异, 且密封耐压性能是衡量旋转密封装置的重要指标之一, 因此有必要针对分瓣式磁脂旋转密封装置的耐压性能进行试验研究。

1 磁脂密封原理及应力分布理论公式

磁脂液体具有在无机磁场环境下不表现磁性, 在磁场环境下被磁化产生磁性的特点。磁性液体密封基本原理如图1所示, 转轴和磁体之间为密封间隙, 密封间隙内充入磁脂, 永磁磁体在回路上产生强磁场并通过间隙, 在磁极板高处的磁场最强, 因此磁脂会聚集于极齿处, 磁液体将受外力形成“O”形密封圈从而填满腔密封间隙, 实现密封。密封装置一般由永久磁体、磁极、磁脂和转轴等组成。永久磁体一般采用磁性很强的铁氧磁材料^[2]。

收稿日期: 2016-08-20

作者简介: 张其斌(1981-), 男, 硕士研究生, 研究方向为船舶密封密封。E-mail: zhangqibin@163.com

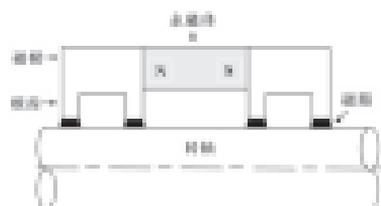


图1 磁密封原理图

Fig. 1 Schematic of magnetic grease seal

实际磁密封结构中多采用多级嵌齿结构, 密封结构总密封能力即为所有单级磁密封耐压能力的总和^[2]。在理想情况下, 磁密封结构中各级嵌齿的密封耐压能力基本相同, 但是单级磁密封耐压能力与磁体磁通量、密封间隙、表面粗糙度等因素有关, 而在实际情况下并不能完全保证各级嵌齿的状态完全一致。另外, 文中研究的磁密封磁基采取了分体式结构, 有利于传统的整块磁基, 这也可能对各级嵌齿的密封耐压能力产生影响。因此, 本文作者采用试验测试方法对分体式磁密封结构对装置耐压性能进行了研究。

目前, 普遍认可的密封耐压计算公式推导如下:

处于静止平衡状态下的磁体内任一点处的压强公式为

$$p = \int_0^r Mdr + \mu_0 p_0 + C \quad (1)$$

式中: M 为磁体的磁化强度, A/m ; r 为磁感应强度, T ; μ_0 为磁导率, H/m ; p_0 为磁体压强, m^2 ; C 为积分常数。

假设磁线性较强, 实际应用中, 磁体基本处于饱和磁化状态, 即磁体磁化强度接近饱和磁化强度。此外, 一般来说, 可以忽略重力的影响。因此, 若给出任意两点处的磁感应强度 B_1 与 B_2 , 则可得出两点的压强差值:

$$\Delta p_0 = p_2 - p_1 = \mu_0 (B_2 - B_1) \quad (2)$$

考虑两磁体自身具有一定磁度, 即有一定耐压能力, 则总的密封耐压公式为

$$\Delta p = \Delta p_0 + \Delta p_1 = \mu_0 (B_2 - B_1) + \Delta p_1 \quad (3)$$

式中: Δp_0 为磁体作用下产生的密封耐压压强; Δp_1 为磁体磁度带来的密封能力^[2]。

对于多级嵌齿情况, 密封装置总体密封耐压能力计算公式为

$$\Delta p_n = n \Delta p_1 = n (\mu_0 (B_2 - B_1) + \Delta p_1) \quad (4)$$

式中: n 为级数; Δp_0 为密封装置的总体密封耐压能力^[2]。

如图2所示, 当磁体两端压力 $p_1 = p_2$, 即两端无压差时, 磁体稳定聚集与嵌齿附近。当 $p_1 - p_2 < \Delta p$ 时, 磁体在外压差作用下发生形变, 但压强未达到密封耐压极限, 仍保持密封状态。当 $p_1 - p_2 = \Delta p$ 时, 外压差超过密封耐压极限, 磁体被冲散, 密封失效。失效后, 两端压 $p_1 - p_2$ 值减小, 当外压差小于了密封耐压极限时, 磁体在磁场力作用下重新聚集到嵌齿附近。此过程即为磁体在外压差作用下“自愈”过程^[2]。

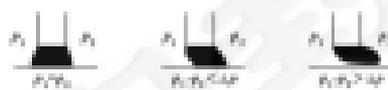


图2 磁体在外压差作用下的自愈过程

Fig. 2 Self-healing process of magnetic grease under differential pressure

2 试验装置

2.1 分体式磁基结构

区别于传统的整块磁基结构, 为满足电机的维修性要求, 该密封结构装置采用了分体式磁基结构, 如图3所示, 上下两分磁基嵌合面处涂漆面时密封并使用螺栓加以紧固以实现嵌合面的密封。

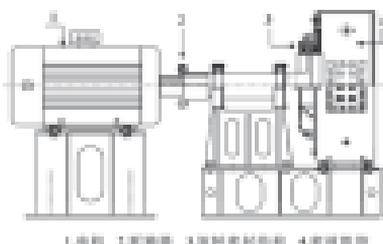


图3 分体式磁基密封磁基结构示意图

Fig. 3 Split structure of rotary sealing core

2.2 磁密封结构对试验装置

为探究分体式磁密封结构对装置各级密封耐压性能, 搭建了相应的试验平台, 试验平台构成如图4所示。装置转轴直径大, 密封磁基内部设计有冷却水通道, 辅助实验设备包括水泵、压力传感器、温度传感器、流量计、高压氮气等。



1.电机 2.驱动轴 3.密封测试腔体 4.磁齿传动

图4 试验平台组成

Fig.4 The composition of test platform

磁齿密封结构主要由磁水密封体、磁钢磁齿、冷却水道和转轴,如图5所示。

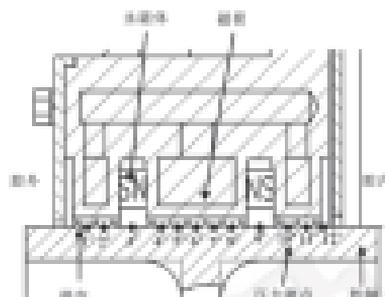


图5 磁齿密封结构示意图

Fig.5 Structure of magnetic gear rotary sealing

在转轴轴套间及靠近腔体内侧布置 12 个压力传感器测点,各压力测点布置位置如图 5 所示,压力传感器将压力信号转换为电信号并通过固定在转轴上的无线信号传输模块发送信号,信号接收模块接收信号后通过 USB 接口将数据传至计算机,完成压力信号的采集,试验平台实际装置如图 6 所示。

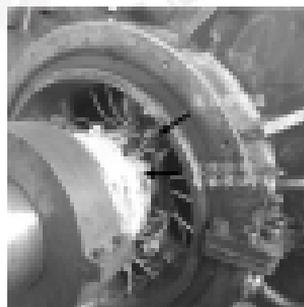


图6 试验平台装置实际图

Fig.6 Actual diagram of test platform device

2.3 工作参数

试验装置的结构参数及其他试验相关参数如表 1 所示。

表1 试验参数

Table 1 Experimental parameters

参数数量	12个
密封数量	2个
水密封数量	2圈
密封间隙	1 mm
线速度	3.68, 6.45 m/s
密封腔内压力	0~80 kPa
磁钢磁齿量	200~250 g

3 试验结果及分析

以腔内压力为 15 kPa 为初始压力,每增压 5 kPa,增压 30 ms,腔体内部压力上限为 50 kPa,分别以 2 种不同配方磁粉(二者配方不同,磁粉含量基本相等,磁度会有明显差异,以下简称磁度相对较小磁粉为 1 号磁粉,磁度较大磁粉为 2 号磁粉),在 3.68 m/s 及 6.45 m/s 2 种线速度下进行试验,理想情况下,若配合面不泄漏且每一道磁圈均能发挥密封作用,则随着腔内压力的增长,压力传感器应按顺序 12 至 1 的顺序逐一检测到气压并显示气压数值,状态稳定后,相邻 2 个速度间应存在压力差值,该差值即是相邻 2 个磁圈间对应磁圈的密封耐压能力。

3.1 分体式结构对磁钢密封可靠性的影响

磁圈在不同工况下试验结果如图 7 所示,为更加直观地体现各道磁圈的密封耐压性能,将 12 道磁圈在不同腔体内压力对应时间段的密封耐压压力取平均值以表征磁圈在该腔内压力时间段内的密封耐压性能,以 1 号磁圈在线速度 3.68 m/s 工况下为例,结果如表 2 所示。由表 2,第 11、12 道在整个试验过程中,密封耐压差值较小,数据稳定;第 4、7、8 道在整个试验过程中,密封耐压差值较大,基本不起承压作用;第 4 道磁圈以及第 10 道磁圈起到主要承压作用,该两道磁圈恰好位于水密封两侧,密封圈较大位置;第 9 道磁圈试验过程中能够保持稳定的承压状态,承压效果稳定;第 5 道磁圈随腔内压力增大承压性能逐渐上升并趋于稳定;第 3 道磁圈承压状态随试验过程逐渐增大;第 1、2 道磁圈未起到承压作用,原因在于第 3 至第 12 道磁圈已能够承受腔内气压压力。

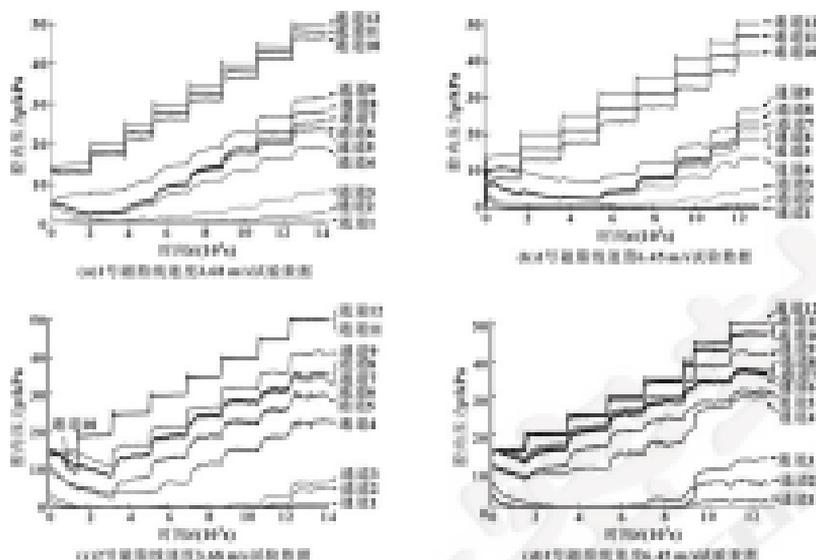


图7 不同工况下实验数据

Fig. 7 Experimental data under different working conditions. (a), (b) No. 1 magnetic gear at line speed of 5.00 m/s and 6.00 m/s, respectively; (c), (d) No. 2 magnetic gear at line speed of 5.00 m/s and 6.00 m/s, respectively

表2 各阶段平均磁压数据

Table 2 Average working pressure at each stage

腔内压力 p_0 /MPa	各阶段平均磁压力 p_1 /MPa					
	1 齿阶段	2 齿阶段	3 齿阶段	4 齿阶段	5 齿阶段	6 齿阶段
10	0.51	1.07	1.66	2.07	0.25	-0.56
20	0.18	0.90	-0.10	1.81	0.48	-0.33
25	0.18	0.28	0.61	2.90	0.99	-0.30
30	0.21	0.21	1.28	5.18	1.92	-0.28
35	0.21	0.33	0.94	7.39	2.96	-0.23
40	0.23	0.64	2.81	9.23	3.83	-0.07
45	0.26	1.08	0.76	10.43	3.76	0.29
50	0.29	1.90	3.41	11.31	0.00	0.33

腔内压力 p_0 /MPa	各阶段平均磁压力 p_1 /MPa					
	7 齿阶段	8 齿阶段	9 齿阶段	10 齿阶段	11 齿阶段	12 齿阶段
15	0.33	-0.20	3.21	5.83	0.60	1.09
20	0.33	-0.21	5.33	9.60	1.20	1.86
25	0.00	-0.10	5.00	11.23	1.64	2.07
30	0.03	0.06	0.87	12.12	1.75	1.91
35	0.54	0.28	0.53	12.77	1.72	1.93
40	0.70	0.8	0.11	13.79	1.81	1.86
45	1.02	1.36	3.88	14.55	1.81	1.83
50	1.09	2.90	3.91	15.21	1.80	1.73

由公式(4)可知,理论上,各道密封唇对密封压力应基本相等。实际工况下的试验结果表明,各道密封唇压力分布规律与理论不相符。分析其原因包括:(1)分体式结构的影响。如前文所述,拼合面使用密封胶密封并且外端使用螺栓紧固以保证拼合面整体处于密封状态。但是,考虑到拼合面具有12道梳齿,即使在保证整体密封的情况下,拼合面的可能存在间隙使得通过间隙实现气体流通。如图如第4、7、8道密封在整个试验过程中基本不起密封作用的情况。拆装密封时,基本可以保证每一道密封唇对密封唇间的涂装密封胶,即各道密封均具有一定的耐压能力。因此,这种现象可判断为分体式结构带来的影响。(2)实际装配密封过程中,难以保证各道密封唇密封唇间之间距如密封唇一致的的理想状态。而密封唇

加量对该道密封唇密封能力有所影响,造成各道密封唇密封性能不一致。

3.2 梳齿间距对各道密封唇压力的影响

唇内压力为45 kPa时,1、2号密封唇分别在1.68、6.45 m/s转速工况下12道密封唇密封压力值及相应平均值得如表3所示。总体而言,第4道、第10道密封唇在不同工况条件下的表现均相对较高的耐压压力值,密封时压力平均值分别达到12.41 kPa和10.43 kPa,远大于其他道密封唇密封能力。从图5可以观察到,第4道、10道密封唇均位于梳齿间距较大区域。因此,该试验装置在实际工况下,从一定程度上来说,梳齿间距越大,则该道密封唇的密封时压力值相对较高。

表3 不同工况密封唇密封压力值

Table 3 Sealing pressure magnetic gear under different working conditions

密封齿数	1号密封唇密封		2号密封唇密封		压力平均值/kPa
	速度 3.00 m/s	速度 6.45 m/s	速度 3.00 m/s	速度 6.45 m/s	
1 道密封	0.22	0.23	0.28	1.00	0.60
2 道密封	1.22	0.73	0.90	0.87	1.04
3 道密封	0.81	3.06	2.20	0.80	3.03
4 道密封	10.39	8.08	10.17	16.83	12.61
5 道密封	3.70	2.40	2.01	1.66	3.72
6 道密封	0.20	0.64	1.28	0.19	2.70
7 道密封	1.04	1.79	0.83	0.63	0.99
8 道密封	1.87	1.34	0.00	0.09	0.75
9 道密封	0.99	3.63	4.27	0.91	3.08
10 道密封	14.43	15.08	8.84	4.23	10.63
11 道密封	1.96	0.61	0.12	0.20	1.70
12 道密封	1.28	3.58	0.12	1.09	1.72

3.3 线速度对各道密封唇压力的影响

1号密封唇及2号密封唇在不同线速度下12道密封唇密封时压力对比值如图6及图9所示。

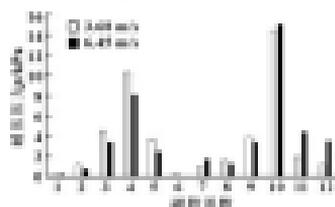


图8 不同线速度下1号密封唇密封时压力

Fig. 8 Sealing pressure of No. 1 magnetic gear at different line speed

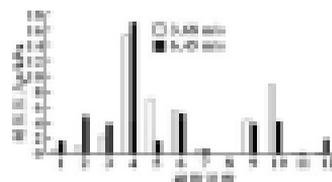


图9 不同转速下2号密封唇密封时压力

Fig. 9 Sealing pressure of No. 2 magnetic gear at different line speed

可以看出,除去个别异常并较大点外,在试验过程中转速对2种密封唇材料的各道密封唇密封时压力均无明显影响。一般而言,线速度提高将引起摩擦增

大,导致损耗增加,引起磁流变温度上升。磁流变温度升高影响磁流的氧化安定性从而影响磁流的运转寿命^[4]。此外,当某道磁流变密封压差过大而被冲破时,由于接触处于磨损状态可使该道磁流“愈合”,线速度差异对该道磁流“愈合”过程的影响无明显差别。因此,在一定范围内,线速度对各道磁流密封耐压能力的影响很小。

4 结论

(1) 实际工况下,各道磁流密封耐压力分布规律与理论不一致,其原因包括分离式磁流结构带来的影响以及实际过程中,难以保证每道磁流间隙密封磁流量相等。

(2) 对于所研究的分离式磁流结构磁流密封试验装置,一定程度上,磁流间隙增大,则该道磁流的密封耐压能力相对提高。

(3) 在一定范围内,线速度不同对各道磁流密封耐压力的影响很小。

参考文献

- [1] 军械试验性流变密封材料与应用[M].北京,国防工业出版社,2008.
- [2] 王敬.流变密封材料关键技术问题的研究[M].北京,北京交通大学,2007.

(上接第182页)

参考文献

- [1] 陈新.基于有限元模拟的油封应力分析[J].润滑与密封,2016,41(5):130-133.
- [2] CHEN X. F. Analysis of oil seal stresses based on finite element simulation[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(5): 130-133.
- [3] 曹伟,赵良平,张长余.车刀切削液密封性能的多因素分析[J].机械科学与技术,2013,34(9):1375-1383.
- [4] KANG S, SHIN S J, SH C C, et al. Finite element analysis of sealing performance of the rotary lip seal[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 34(9): 1375-1383.
- [5] 王宝海,孙红,孙伟民.油封唇口压力大小及分布的有限元分析[J].特种橡胶制品,2007,28(2):39-43.
- [6] WANG B H, SUN H, SUN W M. Finite element analysis of contact pressure on lip of the oil seal[J]. Special Purpose Rubber Products, 2007, 28(2): 39-43.
- [7] 曹特. A. 橡胶工程:如何设计橡胶配件[M].张立勋,译.北京,化学工业出版社,2002:212-219.
- [8] BA N H, BUNG H, HOAN W, et al. Numerical simulation and experimental study of shaft galling by linear structured shafts with rotary lip seals[J]. Tribology International, 2011, 44(5): 463-469.
- [9] 曹磊,孙伟民,王宝海.车刀密封对油封密封性能的影响[J].特种橡胶制品,2008,29(1):41-45.
- [10] TAN J, KANG W H, BUNG Y M, et al. Effect of groove shape on

- [1] H J, MINO F, ISE J, et al. The theoretical and experimental research on combination rotary sealing of lipseal and magnetic grease[J]. International Journal of Control and Automation, 2016, 9(3): 78-90.
- [2] 张洪.磁流变密封材料与密封性能研究[M].北京,北京理工大学,2008.
- [3] 曹伟,张秋海,曹红宇.车削速度对车削磁流变密封材料耐压性能分析[J].润滑与密封,2009,34(5):42-44.
- [4] XU Y, ZHANG Q X, CAI J N, et al. Pressure resistance performance analysis of high viscosity and non-Newtonian magnetic fluid sealing[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 42-44.
- [5] 张洪.磁流变密封材料研究及结构优化设计[M].北京,北京理工大学,2008.
- [6] 曹小华,杨进海,曹伟民.车削磁流变密封区及动密封和静密封的确定[J].石油化工设备,2002,11(1):13-15.
- [7] ZHANG H K, YANG F Y, LIU W H, et al. Sealing pressure of magnetic and dynamic grease loss[J]. Petrochemical Equipment, 2002, 9(3): 13-15.
- [8] 张洪,张秋海,曹红宇.车削密封密封材料寿命试验研究[J].润滑与密封,2013,38(1):60-63.
- [9] XU Y, ZHANG Q X, CAI J N, et al. Experimental research on operation life of special magnetic grease seal[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(1): 60-63.

the sealing performance of oil seal[J]. Special Purpose Rubber Products, 2009, 29(1): 41-45.

- [7] 赵恩先.杨式模量,与刚度参数 k 以及组合件刚度系数[J].物理通报,2003(8):40-44.
- [8] 孙兵,肖凤亮,李朝宇.橡胶密封制品[M].北京,化学工业出版社,2009:170-208.
- [9] FIEDL S, SCHNEIDER A E. Nonlinear computation of anisotropic solid rubber deformation[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1999, 167(2): 243-255.
- [10] 张永青,孙付英,王世强.基于 ANSYS 的 Y 型密封副结构的工作参数的优化设计[J].润滑与密封,2012,37(11):67-70.
- [11] ZHANG H K, ZHANG F Y, WANG H Q. The optimization design of structure and operating parameters of Y sealing ring based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(11): 67-70.
- [12] 傅德广,廖华文,张斌.影响油封密封性能的材料结构因素分析[J].特种橡胶制品,2009,30(1):41-44.
- [13] ZHU H C, XU H T, ZHANG B. Analysis of the material structure to effect the sealing property of oil seal[J]. Special Purpose Rubber Products, 2009, 30(1): 41-44.
- [14] 李新平,张立勋.德内申 L 型密封油封密封性能的多因素分析[J].汽车零部件,2009(1): 66-70.
- [15] LI X J, CAI Z C, ZHANG H K. The finite element analysis of the main rubbers of seal leakage[J]. Automobile Parts, 2009(1): 66-70.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.05.019

叶片式摆动液压缸门形密封结构的设计及性能分析

朱志超 蒋 林 郭 晨 程文凯

(武汉科技大学机械自动化学院 湖北武汉 430080)

摘要:针对叶片式摆动液压缸的泄漏问题,设计一种门形密封结构,该结构具有“自密封”优点,能够根据工作压力的大小调节密封压力,对密封面进行自适应密封。基于有限元分析方法,在 ANSYS 中建立门形密封结构的接触模型,研究预压缩量、工作压力对接触压力和油膜厚度的影响。结果表明,当门形密封结构的预压缩量在 0~2 mm,工作压力在 0~3 MPa 范围内时,密封面的接触应力分别随预压缩量和工作压力呈线性关系,反映自适应功能非常理想;同时对油膜厚度分布规律分析,具有良好的承载能力和润滑性,减少了密封面的摩擦,提高了叶片式摆动液压缸的密封效率和稳定性。

关键词: 门形密封结构; 自适应; 预压缩量; 接触应力; 油膜

中图分类号: TH137.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090 (2017) 05-0019-07

Design and Sealing Performance Analysis of a Door-shaped Sealing Structure of Hydraulic Swing Vane Cylinder

ZHU Zhichao JIANG Lin GUO Chen CHENG Wenkai

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

Abstract: A sealing structure was designed to reduce the leakage of the hydraulic swing vane cylinder. The door-shaped sealing structure has the advantage of self-sealing, which can adjust sealing pressure according to work pressure to complete the adaptive sealing of the sealing face. Based on finite element analysis method, the contact model of the door-shaped sealing structure was established in ANSYS, and the effects of pre-compression magnitude and work pressure on the contact pressure and oil film thickness of the sealing face were studied. The results show that when the pre-compression magnitude of the door-shaped sealing structure ranges from 0 to 2 mm, the work pressure ranges from 0 to 3 MPa, the contact pressure of sealing surface is linear with pre-compression magnitude and work pressure, which reflects the ideal self-sealing of sealing surface. The oil film of the sealing surface is in wedge-shaped distribution, and better carrying capacity and lubricity is realized in the sealing surface, which decreases the frictional force and improves the movement efficiency and stability of the hydraulic swing vane cylinder.

Keywords: door-shaped sealing structure; self-sealing; pre-compression magnitude; contact pressure; oil film

叶片式摆动液压缸由缸体、转动叶片、内装液压转阀等组成,具有结构紧凑、输出转矩大、控制精度高等优点,但是在叶片转动时隙间往往存在较大的泄漏^[1]。国内外对叶片密封的理论研究很少,在国内,NIKAS 和 SAYLES^[2-4]对叶片密封进行了多年的研究,主要探索了密封面的表面粗糙度对密封力刚度的影响以及非接触密封和复合叶片密封机制,但是建立的数学模型的计算结果误差较大。

在国内,哈尔滨工业大学的崔巍等人^[5]运用 ABAQUS 有限元软件,对摆线马达叶片的组合密封进

行了有限元分析,然后根据密封接触面应力求出密封面的油膜厚度,计算出总的泄漏量,但是该组合密封的“自密封”能力较差。密封结构不能根据工作压力的变化对结构的密封性进行有效的调节。武汉科技大学的谢良喜等^[6]设计了一种矩形截面的密封结构,但是其“自密封”能力仍有待改善。针对叶片密封中存在的泄漏较大的问题,本文重点设计了一种具有“自密封”功能的门形密封结构,并基于有限元方法,分析了影响密封面接触应力的主要因素,对叶片密封进一步展开理论研究。

1 模型建立

1.1 结构设计及工作原理

液压摆动缸叶片密封属于旋转副密封,旋转副密封不能单纯依靠密封结构合面间的间隙来实现密封,因

• 基金项目: 国家自然科学基金项目 (41305006)。

收稿日期: 2016-07-28

作者简介: 朱志超 (1980-),男,硕士研究生,研究方向为流体力学。E-mail: 1288994139@qq.com

可以看出, 安装后随着流体压力, 压缩变形主要体现在密封门形密封结构上, 而其他部件变形量很小, 这是因为其他部件的弹性刚度远大于门形密封结构。如图 4 (b) 所示, 在施加流体压力前, 门形密封结构变形量明显增大, 其最大接触应力由腔体两侧垂直位移到密封结构外侧顶端, 最大变形量由 0.470 948 mm 增大到 0.932 229 mm。

一般情况下, 综合等效应力值越大的区域, 材料越容易出现断裂, 使密封结构发生不可逆的破坏, 失去密封作用。图 7 为门形密封结构安装前和施加流体压力前的综合等效应力图, 它们的应力分布基本是对称的。门形密封结构的综合等效应力远远大于其他部分, 在安装前, 集中应力出现在门形密封结构腔体的左、右顶端, 最大应力值在腔体内侧右顶端 (MAX 处), 大小为 3.642 38 MPa (见图 7 (a))。如图 7 (b) 所示, 施加流体压力后, 应力集中范围发生变化, 最大应力值出现在门形密封结构左顶端, 最大应力值为 3.231 37 MPa。

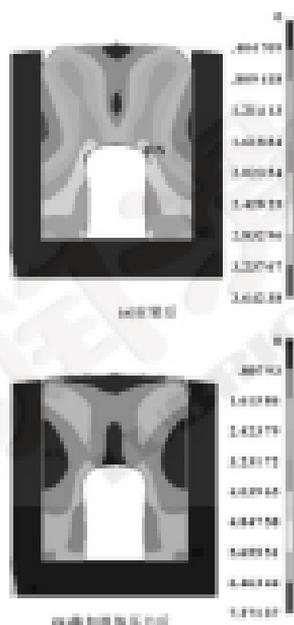


图 7 密封结构综合等效应力图

Fig 7 The equivalent stress of sealing structure (a) after installing; (b) after applying fluid pressure

图 8 是门形密封结构接触应力图, 由于该密封结构是对称的, 因此左右两边的接触应力分布理论上

相同的。图中标记区域 I、区域 II、区域 III 3 个接触面为门形密封结构的相关密封区域, 这 3 个密封区域的接触应力分布情况决定了门形密封结构的密封性能, 下面对这 3 个区域的接触应力情况进行分析。

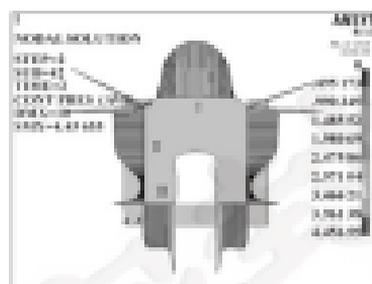


图 8 密封结构接触应力图

Fig 8 Contact stress of sealing structure

图 9 为区域 I 处的接触应力图, 表示了门形密封结构与滑动缸缸体接触应力分布状况。

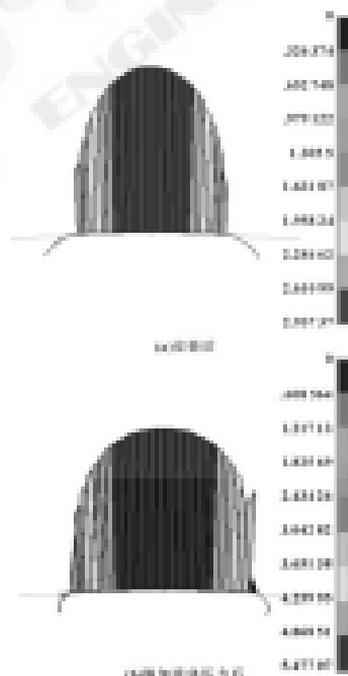


图 9 密封结构区域 I 接触应力图

Fig 9 Contact stress of sealing structure at area I (a) after installing; (b) after applying fluid pressure

可以看出, 门形密封圈的接触应力基本上是左右对称的, 两边的接触应力最小, 中间的接触应力最大, 接触应力大致呈抛物线分布。如图 9 (a) 所示, 安装门形密封结构后中间的接触应力值最大, 最大值为 $2.437\ 33\ \text{MPa}$, 然后接触应力向两边减小到 0。在节流压力作用后, 如图 9 (b) 所示, 接触带宽度明显增大, 最大接触应力值仍处在中间位置, 最大应力值为 $3.477\ 07\ \text{MPa}$, 大于工作时的节流压力值 $3\ \text{MPa}$, 安全裕度较大, 且从接触应力图可以看出大部分区域应力分布值都大于 $3\ \text{MPa}$, 因此门形密封结构的密封性是可以得到保证的。

图 10 为区域 I 处在施加节流压力后的接触应力分布曲线图, 可以看出整体呈抛物线分布, 中间变化较小, 两边的幅度较大, 经拟合后可将该接触应力分布曲线为

$$\sigma_x = -0.253\ 4x^2 + 2.351\ 9x - 0.537\ 9 \quad (4)$$

式中: σ_x 为施加节流压力后的密封面接触应力; x 为

截面横坐标的值, 范围为 $0.56\text{--}9.24\ \text{mm}$ 。

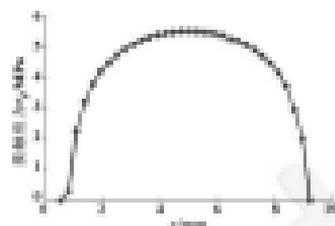


图 10 区域 I 接触应力分布曲线

Fig. 10 Distribution curve of contact stress at area I

图 11 为区域 II 处的接触应力图, 由于门形密封结构左右 2 个接触面受力相同, 因此取左侧为研究对象。

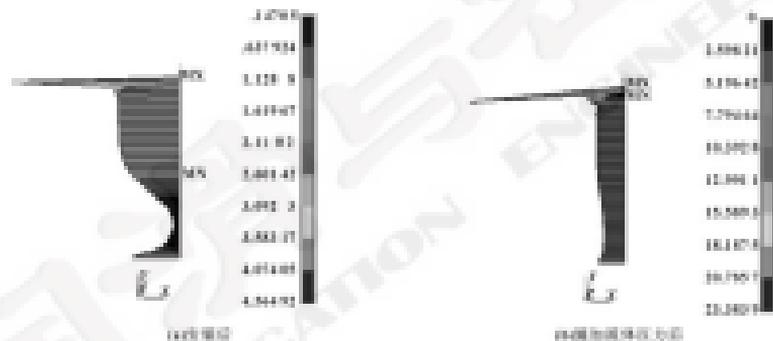


图 11 密封结构区域 II 接触应力图

Fig. 11 Contact stress of sealing structure at area II (a) after installing; (b) after applying fluid pressure

从图 11 (a) 可以看出, 密封结构安装后, 区域 II 的最大接触应力在顶端位置, 该接触应力在该位置快速达到最大值 $4.564\ 92\ \text{MPa}$ 。如图 11 (b) 所示, 当施加 $3\ \text{MPa}$ 的节流压力后, 从接触位置顶端开始, 接触应力快速增大到最大值 $7.760\ 44\ \text{MPa}$, 该值远大于工作时的节流压力, 密封的“安全裕度”非常高, 所以该处的密封性非常好, 然后接触应力以很快的速度下降至 0, 往下接触应力值稳定在 $3\ \text{MPa}$ 左右, 使门形密封结构两边紧贴叶片凹槽内。

图 12 为区域 III 处的接触应力图, 该处的接触应力基本呈对称分布。如图 12 (a) 所示, 在门形密封

结构的人口处接触应力值最大, 最大值为 $2.730\ 71\ \text{MPa}$, 然后向两边快速减小。如图 12 (b) 所示, 当施加节流压力后, 区域 III 处的接触应力大小分布变得均匀, 最大接触应力增大到 $4.965\ 33\ \text{MPa}$, 大于施加的节流压力, 可达到良好的密封效果。

研究的门形密封结构的 3 个接触区域中, 由于区域 II 和 III 处的接触应力远大于工作时的节流压力, 且在液压驱动缸工作时, 接触面相对静止, 其磨损量可忽略不计, 因此, 该密封结构的密封性主要由区域 I 的密封性决定, 下面通过改变门形密封结构的预压量和节流腔密封缸工作压力时其密封特性进行分析。

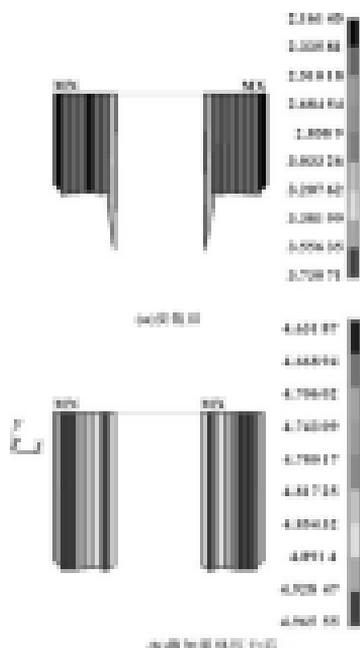


图12 密封结构区域接触应力分布

Fig. 12 Contact stress of sealing structure at area (a) after installing; (b) after applying fluid pressure

2.2 预压缩量对密封接触应力的影响

当摆线液压缸工作压力为3 MPa, 门形密封结构的预压缩量在0~2 mm之间, 每隔0.1 mm取一个参数, 共21组, 然后按照上述方法进行有限元仿真, 结果如图13所示。

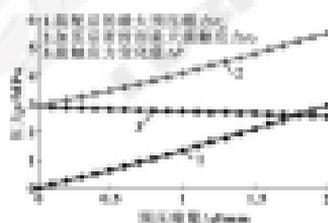


图13 预压缩量与接触应力关系

Fig. 13 Variation of contact stress with pre-compression magnitude

可见, 随着预压缩量 Δd 的增加, 密封面安装后施加流体压力后最大接触应力 α_1 和 α_2 不断增加, 且呈现线性关系。通过线性拟合得到 α_1 、 α_2 的一

阶拟合方程为

$$\alpha_1 = 1.456 \Delta d + 0.860 2 \quad (5)$$

$$\alpha_2 = 1.288 \Delta d + 2.829 7 \quad (6)$$

从式(5)、(6)可以看出, 门形密封结构预压缩量在0~2 mm范围内时, 其初始接触应力系数 $\mu = 1.456 3$, 该系数表示预压缩量对密封面接触应力的影响情况。当施加流体压力3 MPa后, 该系数减小为1.2886, 说明施加流体压力会减小预压缩量对门形密封结构密封性的影响。

2.3 工作压力对密封接触应力的影响

将摆线液压缸门形密封结构预压缩量设置为2 mm, 工作压力范围为0~3 MPa, 每隔0.15 MPa取一个参数, 共21组, 按照2.1节中的方法进行有限元仿真, 结果如图14所示。随着工作压力 p 的增加, 密封面施加流体压力后最大接触应力 α 不断增加, 且呈现线性关系。通过线性拟合得到 α 的一阶拟合方程如下:

$$\alpha = 0.850 5 p + 2.945 4 \quad (7)$$

从式(7)可以看出, 工作压力 p 在0~3 MPa范围内时, 门形密封结构的接触应力比率系数 k 为0.850 5, 该系数反映了工作时流体压力值对密封结构接触应力的影响情况。 k 值越大表明该门形密封结构的“自密封”效率越好, 反之, 则密封性越差。

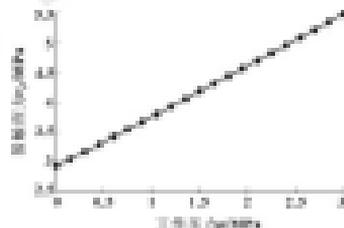


图14 工作压力与接触应力的关系

Fig. 14 Variation of contact stress with working pressure

2.4 门形密封结构密封油膜厚度的分布

摆线液压缸叶片在转动过程中, 密封面将会形成一定厚度和形状的油膜。对密封接触面的油膜量和摩擦起着决定性的作用。所以, 研究油膜形状及其厚度分布很重要。

2.4.1 油膜厚度的计算

要想直接求油膜厚度非常困难, 因此, 先求出密封面接触区的压力分布, 然后利用流体动力学方程反过求油膜厚度分布情况^[1], 问题就很好地解决了。设摆线缸密封线速度为 v , 油膜厚度为 $h(x)$, 对应的油膜压力为 $p(x)$, 油膜的黏度为 μ , 这里为

给定值,定义油膜压力值最大处的厚度为 k_0 ,则流体的平衡微分方程为

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{k - k_0}{k^3} \quad (8)$$

为了简化计算,将式(8)转化为显明化的形式,令 $k = k_0 + \delta$,则

$$G = 6\mu U (\delta - 1) / \delta^3 \quad (9)$$

由方程(8)、(9)可知,油膜的量纲一压力梯度为

$$G(\delta) = \left(\frac{K}{\mu U} \right) \cdot \left(\frac{dp}{dx} \right) \quad (10)$$

在数值上 G 和 $G(\delta)$ 是相等的,当液体在压缸工作时, μ 、 U 是已知的,压力分布也已知,从而 dp/dx 也是已知的,此时,只要求出最大压力处的油膜厚度 k_0 ,就可以求出 $G(\delta)$ 了,那么方程(9)就成了一个一元三次代数方程,因而很容易计算出 δ ,然后求得油膜厚度 $k(x)$ 。

运用MATLAB数值分析软件绘出方程(9)的曲线图,如图15所示,可以看出,当 $k < k_0$ 时,即 $k(x) < k_0$ 时, $G(\delta)$ 小于0,则 $dp/dx < 0$,这表明当 $k(x) < k_0$ 时,液体膜压力 $p(x)$ 随 x 增大的方向减小,当 $k > k_0$,即 $k(x) > k_0$ 时, $G(\delta)$ 大于0,则 $dp/dx > 0$,这表明当 $k(x) > k_0$ 时,液体膜压力 $p(x)$ 随 x 增大的方向增大。

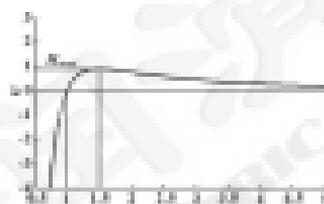


图15 方程(9)的曲线图

Fig. 15 The curve of equation (9)

将 G 对 δ 进行求导,得

$$G'(\delta) = \frac{6(3 - 2\delta)}{\delta^4} \quad (11)$$

令 $G'(\delta) = 0$,得 $\delta = 1.5$,则 $k = 1.5 k_0$,此时 $G(\delta)$ 取得极大值,将 $\delta = 1.5$ 代入方程(9)得极大值为 $8/9$,由于 $k_0'(x) = 0$ 是大于0的恒定值,此时 dp/dx 有极大值 $(dp/dx)_{max}$,则由方程(10)可得

$$k_0 = \sqrt{\frac{9\mu U}{4 \left(\frac{dp}{dx} \right)_{max}}} \quad (12)$$

此时, k_0 为已知量,因此 $k_0'(x) = 0$ 也为已知,所以只要求得某一点处的 dp/dx 的数值,就可以求得对应的 k 值,然后根据图15求出相应的 δ 值,最后求得该点处的油膜厚度 k 。

2.4.2 密封件的阿基米德分布

在液缸启动缸工作过程中,叶片启动的线速度为 $U = 1.5 \text{ m/s}$,液缸油动力粘度为 $\mu = 0.05 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,由方程(4)求导得接触应力梯度为

$$dp/dx = -0.508 k_0 + 2.533 \delta \quad (0.508 \text{ m} < x < 0.86 \text{ m}) \quad (13)$$

则最大油膜压力梯度为梯度为 $1.27 \times 10^7 \text{ Pa/m}$,将数值代入式(12)中求得密封面最大油膜压力处的油膜厚度 k_0 为 $3.42 \mu\text{m}$,然后根据2.4.1中的计算方法计算每一点的油膜厚度,绘制出密封面油膜厚度分布曲线,如图16所示,在中间位置 $x = 5 \text{ mm}$ 处为最大油膜压力位置,此处油膜厚度为 $3.42 \mu\text{m}$,最大油膜厚度约为 $7.94 \mu\text{m}$,最小油膜厚度为 $4.86 \mu\text{m}$,密封面油膜呈微形分布,具有良好的承载能力和耐磨性,同时减少了密封面的摩擦阻力,提高了叶片式密封液缸启动的启动效率和稳定性。

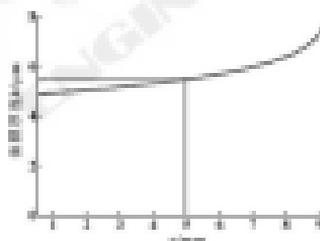


图16 油膜厚度分布曲线

Fig. 16 Distribution curve of oil film thickness

3 结论

(1) 以门形密封结构各个接触面最大接触应力为判断依据,在工作过程中最大接触应力均大于工作压力,且“安全裕度”较高,反映了设计的门形密封的密封性良好。

(2) 对门形密封结构进行有限元分析,当液缸排量不超过 2 mm^3 ,工作压力在 $0 \sim 3 \text{ MPa}$ 范围内时,密封面的接触应力分别与门形密封结构的液缸排量和工作压力呈一阶线性关系,这反映了门形密封结构具有良好的线性“自密封”能力。

(3) 根据流体动力学相关方法,推导密封面阿基米德分布曲线,该油膜曲线大体呈微形分布,具有良好的承载能力,不仅能够有效控制系统的液缸排量,还能够减少接触面的摩擦阻力,提高工作效率。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0190.2017.05.020

基于双弹簧双活塞本构模型的聚合物密封材料粘弹特性表征^{*}

黄传辉 张磊 王前 陆兴华

(扬州工程学院机电工程学院 江苏扬州 225008)

摘要: 提出一种新型的双弹簧、双活塞粘弹性本构模型来表征聚合物密封材料粘弹特性,并推导相应的蠕变方程和应力松弛方程。以聚四氟乙烯和聚醚醚酮为研究对象,在GTRT UMT-2 蠕变试验机及LX200-2000 动态热机械分析仪上考察其蠕变、松弛特性,并与本构模型计算结果进行比较。该本构模型计算得到的聚四氟乙烯和聚醚醚酮蠕变的蠕变、松弛特性与实验结果基本一致,表明该本构模型能较好地反映出2种聚合物材料的粘弹特性。

关键词: 本构模型; 聚四氟乙烯; 聚醚醚酮; 粘弹性

中图分类号: TB42; TB432.4 文献标志码: A 文章编号: 0254-0190(2017)05-0020-04

Describing about Visco-elastic Behavior of Polymer Sealing Material Based on Two-spring-two-piston Constitutive Model

HUANG Chuanghui ZHANG Lei WANG Qian LU Xinghua

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Yangzhou Institute of Technology, Yangzhou Jiangsu 225008, China)

Abstract The visco-elastic constitutive model comprising of two-spring-two-piston was put forward for describing about visco-elastic behavior of polymer sealing material. Corresponding creep equation and stress relaxation equation were deduced. The creep and relaxation characteristic of Polytetrafluoroethylene (PTFE) and Polyether etherone (PEEK) were studied on GTRT UMT-2 tester and LX200-2000 visco tester. The testing results of the characteristics of PTFE and PEEK agree with the calculated results by the constitutive model, which shows that two-spring-two-piston constitutive model can describe effectively visco-elastic behavior of PTFE and PEEK.

Keywords constitutive model; PTFE; PEEK; visco-elastic

聚四氟乙烯 (PTFE) 和聚醚醚酮 (PEEK) 均为综合性性能优良的聚合物材料,在工业密封中有着广泛应用。它们在承受外力时,材料内部的应力大小及分布随时间推移会发生变化,而且这种变化与材料的粘弹特性有直接关系,因此其密封效果和材料粘弹性有重要关系性,在某些环境下甚至会影响密封件的使用领域及寿命^[1-4]。

由于聚合物材料的结构复杂,受到分子等弹性力学性能受实验参数、环境条件的影响较大,其本构关系的建立比较困难^[5-7]。经典的 Maxwell 模型主要用于描述聚合物的应力松弛行为,它能够很好地解释大应变速率下材料高分子链发生大取向的问题,以及该现象对应力松弛的影响等问题,但该模型的缺点是必须保持恒定外加应力,取消外加应力后,该模型就失

效了。Voigt 模型一般用于分析高弹体的蠕变行为,描述蠕变过程,但该模型必须保持外加应力不变,当去掉外加应力后,应变可以随时间完全恢复,即没有黏性应变,且要使该模型产生一个瞬时应变需要施加无限大的力,这也是与实际不符的。标准线性固体模型可以在一定程度上解释黏弹性材料的蠕变、松弛特性,但在描述力学性能受频率影响的规律方面不够确切,并且不涉及温度的影响^[8-10]。KASAI 等^[11]提出的四参数模型能够描述频率对黏弹性材料性能的影响,但模型中使用的各参数没有明确的物理意义,且使用该公式计算时过程复杂,在实际分析应用中受到限制。在胡尔登^[12]提出的模型的基础上,唐广能^[13]提出了一种新型的力学模型,该模型由 2 个弹簧和 2 个活塞组成,并认为只要合理选择 2 个活塞与活塞间距之间被体的刚度,以及 2 个弹簧的刚度等参数,就可以较好地描述聚合物的蠕变、松弛特性。认为利用数学方法描述聚合物的蠕变、松弛过程开阔了新的视野。

本文作者提出了一种新型的双弹簧、双活塞黏弹性本构模型,推导了相应的蠕变方程和应力松弛方

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51273042); 清华大学博士后基金重点支持项目 (2014R200500000)

收稿日期: 2016-08-27

作者简介: 黄传辉 (1978-),男,博士,教授,研究方向为聚合物工程硕士学位, E-mail: huangch2008@yit.edu.cn

程,并利用这一模型表征了 PTFE 和 PEEK 的粘弹、蠕变性质。

1 本构模型的构建

图 1 给出了本文作者所采用的双弹簧、双阻尼元件模型的示意图。



图 1 本构模型示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the constitutive model

图 1 中, η_1 为阻尼 1 的粘性系数, η_2 为阻尼 2 的粘性系数, 其中 $\eta_1 \gg \eta_2$; K_1 为弹簧 1 的弹性模量; K_2 为弹簧 2 的弹性模量。

该模型受到载荷时, 材料的弹性行为主要由弹簧 1 表征, 黏性行为主要由阻尼 1 表征; 当外载荷去除后, 由于弹簧 2 和阻尼 2 的应变变量相等等于阻尼 1 的应变, 弹簧 2 则化或成脉冲, 阻尼 2 所发生的应变在弹簧 2 的作用下慢慢趋于稳定, 则 K_2 可用 σ_2 表征应力松弛, η_2 表征蠕变行为。

在该模型中, 系统总的应力可表示为

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad (1)$$

其中: $\sigma_1 = K_1 \varepsilon_1$, $\frac{d\sigma_2}{dt} = \frac{\sigma_2}{\eta_1}$, $\sigma_3 = K_2 \varepsilon_3$, $\frac{d\sigma_3}{dt} = \frac{\sigma_3}{\eta_2}$

式中: σ 为系统总应力; σ_1 为弹簧 1 的应力; σ_2 为阻尼 1 的应力; σ_3 为弹簧 2 的应力; ε 为系统总的应变; ε_1 为弹簧 1 的应变; ε_2 为阻尼 1 的应变; ε_3 为弹簧 2 的应变; ε_4 为阻尼 2 的应变;

系统的总应变为

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (2)$$

其中: $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 + \varepsilon_4$

将式 (1) 代入式 (2), 两边分别求导得:

$$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{d\sigma_1}{dt} + \frac{d\sigma_2}{dt} + \frac{d\sigma_3}{dt} = \frac{d\sigma}{dt} \left(\frac{K_1}{K_1} + \frac{1}{\eta_1} + \frac{\sigma_3}{\sigma} \right) \quad (3)$$

$$\frac{d\sigma - K_1 \varepsilon}{dt} = \frac{d\sigma}{dt} + \frac{K_2 \varepsilon}{\eta_2} \quad (4)$$

式 (3) 和式 (4) 进行拉普拉斯变换, 得:

$$\sigma(s) = \frac{1}{K_1} \sigma(s) + \frac{\sigma(s)}{\eta_1} + \frac{K_2 \varepsilon(s)}{\eta_2} \quad (5)$$

$$\frac{1}{s} \left(\frac{s}{K_1} + \frac{1}{\eta_1} - \frac{K_2}{\eta_2} \frac{1}{s + \frac{K_2}{\eta_2}} \right) \quad (5)$$

式 (5) 即为力学模型的本构方程。

材料在蠕变过程中, 应力可表示为

$$\sigma = \sigma_0 \bar{\sigma}(t), \quad \bar{\sigma}(t) = \begin{cases} 1, & t < 0 \\ 0, & t > 0 \end{cases}, \quad \sigma(t) = \frac{\sigma_0}{s}$$

代入本构方程得:

$$\sigma(s) = \sigma_0 \left[\frac{1}{K_1 s} + \frac{1}{\eta_1 s} - \frac{K_2}{\eta_2 s} \frac{1}{s + \frac{K_2}{\eta_2}} + \frac{K_2}{\eta_2} \frac{1}{s + \frac{K_2}{\eta_2}} \right] \quad (6)$$

式 (6) 进行拉氏逆变换得:

$$\sigma(t) = \sigma_0 \bar{\sigma}(t) \left[\frac{1}{K_1} + \frac{t}{\eta_1} - \frac{K_2 \eta_1}{\eta_2} (e^{-\frac{K_2}{\eta_2} t} - 1) + (K_1 + \eta_1 t) \right] = \sigma_0 \bar{\sigma}(t) \left[\frac{1}{K_1} + \frac{t}{\eta_1} + \frac{K_2}{(K_1 + \eta_1)^2} - \frac{K_2 e^{-\frac{K_2}{\eta_2} t}}{(K_1 + \eta_1)^2} - \frac{K_2 t}{\eta_2 (K_1 + \eta_1)} \right] \quad (7)$$

材料在松弛过程中, 应变可表示为

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \bar{\varepsilon}(t), \quad \bar{\varepsilon}(t) = \begin{cases} 1, & t < 0 \\ 0, & t > 0 \end{cases}, \quad \varepsilon(t) = \frac{\varepsilon_0}{s}$$

代入本构方程得:

$$\sigma(s) = \sigma(s) \left(\frac{s}{K_1} + \frac{1}{\eta_1} - \frac{K_2}{\eta_2} \frac{1}{s + \frac{K_2}{\eta_2}} \right) \quad (8)$$

$$\sigma(s) = K_1 \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{\eta_1} - \frac{K_2}{\eta_2} \frac{1}{s + \frac{K_2}{\eta_2}} \right) \quad (8)$$

将式 (8) 进行拉氏变换得:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 \bar{\varepsilon}(t) \left\{ \frac{1}{K_1} [K_1 - K_2 \eta_1 + \eta_2 (K_1 + \eta_1) + \Delta] - \exp[-(K_2 \eta_1 + \eta_2 (K_1 + \eta_1) - \Delta) / 2\eta_2 t] + (K_2 \eta_1 - \eta_2 (K_1 + \eta_1) + \Delta) \exp[-(K_2 \eta_1 + \eta_2 (K_1 + \eta_1) + \Delta) / 2\eta_2 t] \right\} \quad (9)$$

式中: $\Delta = \sqrt{(\eta_1 - K_2 \eta_1 + (K_1 + \eta_1)^2 + \eta_2^2)}$ 。

2 蠕变、松弛实验

PTFE 和 PEEK 材料均采用成品棒材, 经车削加工成 $\phi 10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 的圆柱体, 试样表面粗糙度均为 $Ra=0.4 \mu\text{m}$, 蠕变及松弛实验在 CTR 100T-2 型多功能试验机及 LK100-2000 电液伺服测试系统上进行, 实验温度为 $118 \text{ }^\circ\text{C}$, 湿度为 50%, 蠕变实验载荷分别为 50、100 N, 加载后在 1 h 内连续测量试件的压缩变形量, 松弛实验中, 在试样上分别施加载荷 50、100 N 后, 固定试件的压缩变形量, 在 1 h 内连续测量试件的压缩应力, 试件的压缩应力、压缩变形量等实验数据由自动数据系统记录。

2 结果与讨论

图 2 示出了实验得到的 PTFE、PEEK 2 种聚合物

的蠕变、松弛行为。可见, PTFE 和 PEEK 试样在加载瞬间均发生了较大的应变, 其后虽然载荷保持不变, 但随实验时间推移, 试样应变呈缓慢增加的趋势。

相对于 PTFE, PEEK 的蠕变特性更加明显。松驰实验中, 虽然应变保持不变, 但 2 种材料的内部应力随时间的推移而逐渐减小。

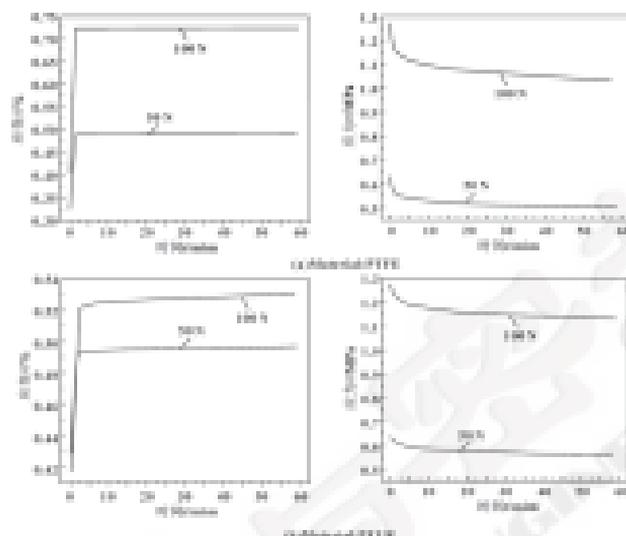


图2 实验测得的 PTFE 和 PEEK 的蠕变、松驰特性

Fig. 2 Creep and relaxation characteristics of PTFE and PEEK by experiments

利用双弹层、双粘层四参数模型分别对 PTFE 和 PEEK 的蠕变、松驰实验结果进行模拟, 结果如图 3 所示。

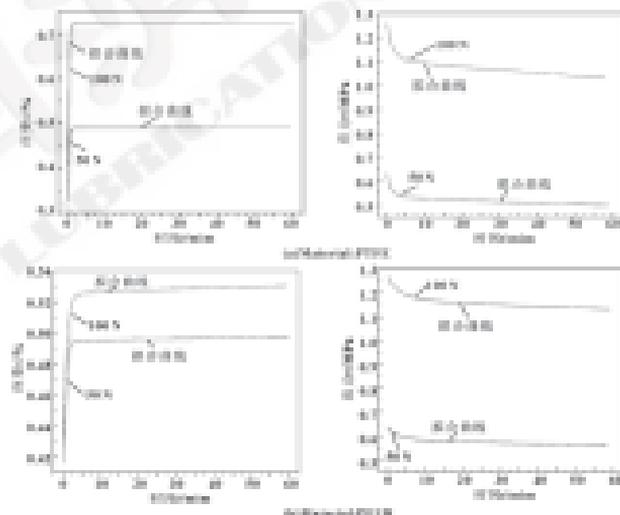


图3 计算结果与实验数据的对比分析

Fig. 3 The comparing analysis of calculated results and testing data

由图3可以看出,计算结果能够很好地模拟2种聚合材料的蠕变、松弛行为。这为聚合物弹塑性问题的数学描述开辟了新的途径。

4 结论

(1) 建立了双弹簧、双滑移两参数弹塑性力学模型的本构方程及蠕变方程、松弛方程;

(2) 通过对比分析理论计算结果和实验数据,表明该弹塑性力学模型能较好地反映 F300E 和 F300B 的蠕变、松弛行为。

参考文献

- [1] MOTTIC D L. Aspects concerning the particle reinforced composite materials technology and the influencing factors on their elastic coefficients[J]. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, 2009, 43A (10): 191-194.
- [2] KUBERNAK J, MUCKLEBACH J, MUELLER E. Loading rate behavior of FFRK composites [J]. WZL, 2002, 20(2): 567-569.
- [3] 吴杰,王宜文斌,潘学勇.采用超弹性+粘弹性+弹塑性本构模型的橡胶减振器动态非线性计算方法[J].机械工程学报, 2005, 40(14): 1097-110.
- [4] WU J, PAN X Y, PAN X Y. Computational method for dynamic properties of rubber isolator using hyperelastic-viscoelastic-plasticity constitutive model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 40(14): 1097-110.
- [5] 赵永功,段之旭.基于分数导数的橡胶材料两种粘弹性本构模型[J].清华大学学报(自然科学版), 2005, 45(2): 378-383.
- [6] ZHAO Y L, DUAN X C. Two viscoelastic constitutive models of rubber materials using fractional derivation[J]. Journal of Tian-

jin University (Science & Technology), 2005, 33(3): 378-383.

- [7] 李军强,刘志明,王立志.超弹粘塑性本构方程及其动力学应用研究综述[J].振动与冲击, 2009, 28(2): 116-121.
- [8] LI J, LIU Z W, WANG Z M. Review on the finite constitutive equation and its dynamic applications to viscoelastic materials [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(2): 116-121.
- [9] 李俊杰,林成钢,潘学勇.橡胶减振材料粘弹性的超声评价[J].测压与密封, 2007, 32(11): 89-93.
- [10] CHANG J J, LIU C X, WU D P. Evaluation of rubber friction materials viscoelasticity by ultrasonic wave method[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(11): 89-93.
- [11] 陈伟忠. 在弹粘-粘塑性材料本构模型的研究[J].高分子材料科学与工程, 2005, 23(4): 26-31.
- [12] CHEN W, BAI H H. Study on constitutive model of viscoelastic material[J]. Polymer Materials Science and Engineering, 2005, 23(4): 26-31.
- [13] KAGIWA, MUKOHJI J A, LIU W L, et al. Proceedings of ICF-17. 1 on viscoelastic behavior[J]. Energy Conversion and Storage Conf., 1999, 2: 1627-1632.
- [14] 明尔松. 橡胶的粘弹性力学模型[J]. 测压与密封, 1999(3): 14-18.
- [15] HU X H. Viscoelastic constitutive model of silk [J]. Nitrogen 888, 1999(3): 14-18.
- [16] 曾广强. 聚苯乙烯-聚氨酯粘弹性及其力学模型[J]. 华南理工大学学报, 2009, 33(2): 14-17.
- [17] ZENG G H, ZHU J P. Viscoelasticity and its mechanical model of polymer[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2009, 33(2): 14-17.

(上接第 29 页)

(3) 单侧节流孔个数小于 8 时, 相同转速下节流孔力较小, 大于或等于 8 时, 区别不大。因此每侧节流孔数最佳的值是 8。

(4) 在不同参数条件下, 节流孔力随着转速的变化趋势并不一致, 并不是转速越高, 节流孔力越大。在高转速情况下, 会有动压效应。

参考文献

- [1] 曾广强. 高速动密封混合气泄漏率种子系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- [2] 章正刚. 小孔节流器供气开闭瞬态种子系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [3] 王德彪. 小孔节流器供气开闭瞬态的特性计算与实验研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2010.
- [4] 刘万成. 节流器供气开闭瞬态的流动特性研究[D]. 哈尔滨: 中国工程物理研究院, 2006.
- [5] 罗小军. 超高速空气腔机电主瓣的稳定性研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2010.
- [6] LIU C Y, WANG C C, LIU T H. Performance analysis of high-

speed spoolless aerostatic bearings[J]. Technology International, 2009, 38(1): 8-14.

- [7] YANG D W, CHEN C H, KANG Y, et al. Influence of orifices on stability of non-aerostatic bearing system[J]. Technology International, 2009, 37(8): 1206-1216.
- [8] ENL A, KURBANOV T. Dynamics of externally pressurized air bearing with high values of clearance[C].//ASME 2010, 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2010.
- [9] DEAN M, ZHANG W. Effects of key factors on load-carrying capacity of radial static air bearing[C].// Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT), 2011 International Conference on, 2011, 948-950.
- [10] 潘树强. 气动力学基础[M]. 西安: 西安工业大学出版社, 1995.
- [11] 刘刚, 刘智华, 陈世忠. 腔内气流控制[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
- [12] 周伟. 轴动密封腔动密封技术难点的研制及流场压力的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6070.2017.05.021

材料表面品质相似度与摩擦因数关系*

汤梓铭 任靖日 李昌杰

(延边大学工学院 吉林延吉 133002)

摘要: 采用大止套摩擦原理, 针对两个物体在相互摩擦过程中, 材料配合的相互磨合摩擦现象进行实验研究, 选取表面粗糙度分析建立计算模型, 研究对两表面品质相似度与摩擦因数的关系。实验结果表明, 两对表面品质度的相似度与摩擦因数之间明显相关, 由于摩擦试验各参数相同条件下, 随着对两表面品质相似度的增大其摩擦因数也增大, 计算得到的表面相似度与摩擦因数 Pearson 相关性大于 0.8, 证明所提出的表面品质相似度计算模型的正确性。

关键词: 表面品质相似度; 聚类分析; 摩擦因数

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6070(2017) 05-021-04

Relationship between Surface Quality Similarity and Friction Coefficient of Materials

TANG Ziming REN Jingri LI Changjie

(College of Science and Engineering, Yanbian University, Yanji Jilin 133002, China)

Abstract: Based on the large thrust ring contact method, the friction coupling phenomenon was studied in the course of the interaction of two objects with different materials. The fuzzy clustering analysis method was selected to establish the calculation model, and the relationship between the surface quality similarity of two rub surfaces and the friction coefficient was studied. Experimental results show that the surface quality similarity of two rub surfaces and the friction coefficient is significantly correlated. The friction coefficient is increased with the increasing of surface quality similarity under the same test parameters in dry friction experiment. The Pearson's correlation coefficient between the calculated surface quality similarity and the friction coefficient is greater than 0.8, which indicates that the proposed surface quality similarity calculation model is correct.

Keywords: surface quality similarity; cluster analysis; friction coefficient

1965 年美国 ZAIHQI 教授在国际学术刊物《Information and Control》上发表了第一篇关于模糊概念的论文《Fuzzy Sets》, 宣告了模糊数学的建立^[1]。1980 年左右, 模糊理论引入我国, 引起了国内一些学者的关注并逐步展开研究, 取得了丰富的理论与应用成果^[2]。如今模糊数学被广泛应用于地质预报、气象预报、医疗分析、人工智能及工程环境质量评价等方面^[3]。而摩擦学这一概念起源于 1965 年, 其狭义地定义为“关于摩擦过程的学科”。此后, 摩擦学作为一门独立的学科受到世界各国工业界和教育部门的普遍重视。鉴于摩擦学问题涉及领域广泛, 其亦为一门

边缘学科往往与其他学科相互交叉渗透从而形成新的研究领域, 因此当务之急是要研究并形成与摩擦学的定义和性质相适应的可支撑自身独立发展的理论体系和方法体系^[4]。根据摩擦学的特性, 一些学者尝试性地将模糊数学引入到摩擦学研究中, 取得了一些应用成果^[5-7]。摩擦因数是摩擦副系统的综合特性, 受到摩擦过程中各种内外因素的影响^[8-10]。研究摩擦因数的变化及影响因素, 以控制摩擦过程并降低摩擦副耗具有普遍意义^[11-12]。因此, 本文亦将模糊数学中的相似度评估引入到摩擦系统中, 通过试验研究 2 个接触表面的相似程度对摩擦因数的影响, 为研究摩擦学这门古老的学科提供新思路。在新的数学思想下, 对摩擦现象进行尝试性分析, 也为建立完整的摩擦系统模型提供理论依据。

1 试验部分

1.1 试验材料及制备

选取机械工业中常用的 8 种材料: 201 钢、45 钢

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51265008)。

收稿日期: 2016-07-17

作者简介: 汤梓铭(1991-), 女, 硕士研究生, 研究方向为机械摩擦学及表面工程, Email: zimg@ybbnu.edu.cn

通讯作者: 任靖日(1962-), 男, 博士, 教授, 研究方向为机械摩擦学及表面工程, Email: jrcell@jlu.edu.cn

钢、HT25-27 铸钢、黄铜 H62、铜 LY-12、6063 铝、白 POM (Polymethylacrylate, 聚甲醛)、黑 POM, 分别制成大止推圈和大试环试样。表 1 给出了材料的相关参数。试样表面在万能式打磨机上用 200~4000 目的砂纸打磨成不同粗糙度的表面, 并利用 PG-1A 全

相试样抛光机对试样表面进行抛光。利用日本三丰 SV-3100 粗糙度仪测量表面粗糙度参数。试验中选取材料的硬度、轮廓算术平均偏差、包容度、切削速度、轮廓算术平均偏差的最大值、密度等为评价因素。

表 1 材料的相关参数
Table 1 Material parameters

材料	硬度	抗拉强度 σ_b /MPa	剪切强度 σ_s /MPa	密度 ρ /(g·cm ⁻³)
钢	HRC21	630	400	7.85
HT25-27 铸钢	HRC20	280	202	6.9
黄铜 H62	HRC10	370	200	8.90
铜 LY-12	HRC10	420	260	2.70
白 POM	HRC5	64	60	1.39
黄铜 200	HRC20	337	370	2.80
铝 6063	HRC5	120	200	2.73
黑 POM	HRC5	65	55	1.42

1.2 试验方法

由于试验是研究 2 个摩擦试件的表面品质相互配合对摩擦副数的影响, 因此选择面-面接触形式。采用陕西华摩测控技术有限公司生产的 MMW-1A 微机控制万能摩擦磨损试验机, 选择大止推圈摩擦副。试件的实物如图 1 所示。测控软件本身内置了相关的计算公式, 通过计算可在软件中实时显示摩擦因数以此来研究摩擦状态。



图 1 大止推圈摩擦副示意图
Fig. 1 Large thrust ring contact

试验在干摩擦条件下进行, 压力为 50 N, 为了降低由于摩擦速度过快而产生的温升, 减少其对摩擦过程的影响, 试验设定为低转速条件, 转速为 20 r/min, 设置试验时间为 30 min。在试验中, 为了减小误差采用平均值的方法, 对摩擦前同一试样表面的不同单位测量 10 次, 取平均值作为试件的表面粗糙度参数值 R_a 和 $R_{a_{max}}$ 。

将材料的硬度、轮廓算术平均偏差、包容度、切削速度、轮廓算术平均偏差的最大值、密度组成

为表征表面品质的集合 $S = [H_P, R_a, \sigma_s, \sigma_b, R_{a_{max}}, \rho]$ 。

将 $P = [S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6, S_7, S_8, S_9, S_{10}, S_{11}, S_{12}, S_{13}, S_{14}, S_{15}, S_{16}, S_{17}, S_{18}, S_{19}, S_{20}, S_{21}, S_{22}, S_{23}, S_{24}, S_{25}, S_{26}, S_{27}, S_{28}, S_{29}, S_{30}, S_{31}, S_{32}, S_{33}, S_{34}, S_{35}, S_{36}, S_{37}, S_{38}, S_{39}, S_{40}, S_{41}, S_{42}, S_{43}, S_{44}, S_{45}, S_{46}, S_{47}, S_{48}, S_{49}, S_{50}, S_{51}, S_{52}, S_{53}, S_{54}, S_{55}, S_{56}, S_{57}, S_{58}, S_{59}, S_{60}, S_{61}, S_{62}, S_{63}, S_{64}, S_{65}, S_{66}, S_{67}, S_{68}, S_{69}, S_{70}, S_{71}, S_{72}, S_{73}, S_{74}, S_{75}, S_{76}, S_{77}, S_{78}, S_{79}, S_{80}, S_{81}, S_{82}, S_{83}, S_{84}, S_{85}, S_{86}, S_{87}, S_{88}, S_{89}, S_{90}, S_{91}, S_{92}, S_{93}, S_{94}, S_{95}, S_{96}, S_{97}, S_{98}, S_{99}, S_{100}]$ 为参与对摩的组合试样集合, 其中第一个下标数字代表组数, 第二个数字代表的是一组实验的上下试件。

通过聚类分析在集合 P 中进行两两配对摩擦的表面品质 SM1、SM2 进行相似度计算, 相互配对摩擦的 2 个表面品质相似度的集合用 R 表示: $R = [r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6, r_7, r_8, r_9, r_{10}, r_{11}, r_{12}, r_{13}, r_{14}, r_{15}, r_{16}, r_{17}, r_{18}, r_{19}, r_{20}, r_{21}, r_{22}, r_{23}, r_{24}, r_{25}, r_{26}, r_{27}, r_{28}, r_{29}, r_{30}, r_{31}, r_{32}, r_{33}, r_{34}, r_{35}, r_{36}, r_{37}, r_{38}, r_{39}, r_{40}, r_{41}, r_{42}, r_{43}, r_{44}, r_{45}, r_{46}, r_{47}, r_{48}, r_{49}, r_{50}, r_{51}, r_{52}, r_{53}, r_{54}, r_{55}, r_{56}, r_{57}, r_{58}, r_{59}, r_{60}, r_{61}, r_{62}, r_{63}, r_{64}, r_{65}, r_{66}, r_{67}, r_{68}, r_{69}, r_{70}, r_{71}, r_{72}, r_{73}, r_{74}, r_{75}, r_{76}, r_{77}, r_{78}, r_{79}, r_{80}, r_{81}, r_{82}, r_{83}, r_{84}, r_{85}, r_{86}, r_{87}, r_{88}, r_{89}, r_{90}, r_{91}, r_{92}, r_{93}, r_{94}, r_{95}, r_{96}, r_{97}, r_{98}, r_{99}, r_{100}]$, 其中 r_i 代表 S_{i-1}, S_i 两个元素在集合 P 中的相似度, 剩下的以此类推, 将相互配对摩擦的 2 个表面品质得到的相应的摩擦副数集合用 $F = [f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_8, f_9, f_{10}, f_{11}, f_{12}, f_{13}, f_{14}, f_{15}, f_{16}, f_{17}, f_{18}, f_{19}, f_{20}, f_{21}, f_{22}, f_{23}, f_{24}, f_{25}, f_{26}, f_{27}, f_{28}, f_{29}, f_{30}, f_{31}, f_{32}, f_{33}, f_{34}, f_{35}, f_{36}, f_{37}, f_{38}, f_{39}, f_{40}, f_{41}, f_{42}, f_{43}, f_{44}, f_{45}, f_{46}, f_{47}, f_{48}, f_{49}, f_{50}, f_{51}, f_{52}, f_{53}, f_{54}, f_{55}, f_{56}, f_{57}, f_{58}, f_{59}, f_{60}, f_{61}, f_{62}, f_{63}, f_{64}, f_{65}, f_{66}, f_{67}, f_{68}, f_{69}, f_{70}, f_{71}, f_{72}, f_{73}, f_{74}, f_{75}, f_{76}, f_{77}, f_{78}, f_{79}, f_{80}, f_{81}, f_{82}, f_{83}, f_{84}, f_{85}, f_{86}, f_{87}, f_{88}, f_{89}, f_{90}, f_{91}, f_{92}, f_{93}, f_{94}, f_{95}, f_{96}, f_{97}, f_{98}, f_{99}, f_{100}]$, 其中 f_i 表示 S_{i-1} 与 S_i 试样对摩后取得的摩擦副数, 剩下的以此类推。

试验的核心任务就是研究相对应的 $R = d(F)$ 与 d 的关系, 即相似度与摩擦副数组合之间的关系, 选取相似度计算公式如下:

$$s'_{ij} = \frac{r_{ij} - \bar{r}_{ij}}{\sqrt{\frac{1}{m} \sum_{k=1}^m (r_{ik} - \bar{r}_{ik})^2}} \quad (1)$$

$$s_{ij} = 1 - \frac{2}{3} |s'_{ij} - s'_{ji}| \quad (2)$$

方程 (1) 表示相似矩阵的标准化处理, 也称为归一化数据处理, 从这个公式中可以发现, 它是将不同平行度的因素之间存在的量纲差异消除, 方程

(2) 中 α_{ij} 表示第 i 行和第 j 行之间的相似度, 其中 α 是选定参数。文中选择 $\alpha=0.05$, 公式计算得到的数值就是在一个模糊矩阵中 2 个材料的相似度。

下面分别以 304[#] 钢、铝 LY-12、白 POM 为实验基准, 与其他 7 种材料进行摩擦试验, 求得每一个对摩擦组合的摩擦因数平均值, 并寻找摩擦因数与计算得到的相似度值之间的关系。

2 结果与讨论

图 2 示出了以 304[#] 钢为基准与其他 7 种材料摩擦所得到的摩擦因数随时间变化的曲线。可以看出, 摩擦因数的变化是逐渐增加并最后趋于平稳的过程, 开始摩擦时 2 个表面的相似程度低, 因此摩擦因数波动较大, 随着摩擦时间的增加 2 个表面的相似程度增加, 摩擦因数趋于稳定。同样以铝 LY-12、白 POM 为基准的摩擦因数关系也呈现同样的变化趋势。



图 2 摩擦因数随时间变化关系曲线

Fig. 2 Variation of friction coefficient with time

图 3 示出了分别以 304[#] 钢、铝 LY-12、白 POM 为实验基准, 与其他 7 种材料进行摩擦得到的相似度与摩擦因数关系曲线。可以看出, 随着 2 个对摩擦表面品质相似度的增加, 其摩擦因数也在增强, 摩擦因数增大。这与日常认识相符合, 也证明了 2 个试件的表面相似程度与摩擦因数之间有一定的关系。

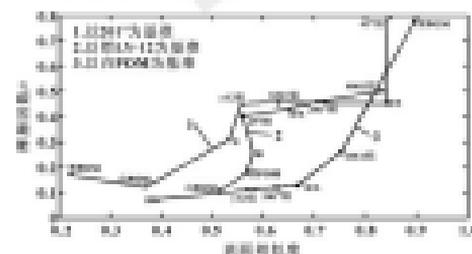


图 3 相似度与摩擦因数关系曲线

Fig. 3 Relationship between the similarity and friction coefficient

为了进一步验证试验中计算所得的表面品质相似度与摩擦因数之间的相关性大小, 将表面品质相似度作为因变量, 摩擦因数作为自变量, 在 Spss 软件中进行回归分析。以 304[#] 钢为例, 其计算结果见表 2。

表 2 表面相似度与摩擦因数相关性

Table 2 Correlation between surface similarity and friction coefficient

		相似度	摩擦因数
相似度	Pearson 相关性	1	0.894 ^{**}
	显著性(双侧)		0.002
摩擦因数	Pearson 相关性	0.894 ^{**}	1
	显著性(双侧)	0.002	
	N	7	7

*. 在 0.05 水平(双侧)上显著相关。

从表 2 中可以看出, Pearson 相关性大于 0.8, 同样以铝 LY-12 为试验基准的相关性约为 0.8; 以白 POM 为试验基准的相关性为 0.833, 由此说明表面品质相似度与摩擦因数显著相关, 并且足以证明利用表面品质相似度描述相互耦合现象是可行的。

3 结论

(1) 在相同的摩擦环境下一个固定物体的表面品质与不同相似程度的表面品质相互耦合配对摩擦, 得到不同的摩擦因数。

(2) 实验样本分析所得的表面品质相似度与摩擦因数, 通过 Spss 软件分析其两者的相关系数都大于 0.8, 由此说明理论假设的可行性。

(3) 在于摩擦试验各参数相同条件下, 2 个对摩擦试件的表面品质的相似度越大, 其摩擦因数越大。而针对表面品质概念的定义和表面品质集合中各个元素之间的权重比的影响还有待进一步研究。

参考文献

- [1] ZHANG L. & PANG W. [J]. Information and Control, 1995, 24 (3): 336-343.
- [2] 吴超, 林旭帆. 模糊数学及其在应用学科的新进展 [J]. 科技导报, 1999 (7): 24-28.
- [3] WEI C. 2005 & L. Fuzzy mathematics and its applications in China [J]. Science and Technology Review, 1999 (7): 24-28.
- [4] 汪应怀. 模糊集合论及其应用 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1983.
- [5] 周友军. 模糊数学系统的多域理论研究和建模 [J]. 摩擦学学报, 2000, 20 (1): 1-8.
- [6] XIE Y. B. On the system theory and modeling of fuzzy systems [J]. Technology, 2000, 20 (1): 1-8.

- [3] 周旭,刘长海.模糊综合评判在摩擦学诊断技术中的应用[J].润滑与密封,1999,14(4):8-10.
- WU J, LIU C. Q-Applications of fuzzy synthetic judgment in tribological diagnosis [J]. Lubrication Engineering, 1999, 14(4): 8-10.
- [4] 侯俊杰,刘建峰.用模糊数学方法研究四球机试验与磨损试验的相关性[J].润滑与密封,1999,14(4):11-16.
- CHOU J H, LIU J F. Investigation of correlation between four-ball machine and Timken test by fuzzy sets [J]. Lubrication Engineering, 1999, 14(4): 11-16.
- [5] DRZKOWICZ R V, MILLER V M, THOMPSON Y P. Effect of contact deformations on the adhesion of particles [J]. Journal of Colloid & Interface Science, 1979, 68(2): 317-326.
- [6] DRZKOWICZ R V. Microbiology and microhydrology of non-lubricity thin liquid films [M]. New York: CRC Press LLC, 2001.
- [7] 李军. D-P 摩擦学原理和应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [8] 张永强. 肖利敏. 材料干滑动摩擦磨损性能的研究进展 [J]. 润滑与密封, 2005, 30(9): 1-7.
- ZHANG Y Q, XIAO L X. Research development of frictional wear characteristic of materials under dry sliding [J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(9): 1-7.
- [9] 高乃德, 周平. 摩擦学原理 [M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [10] BOHLEN P F, TAMER D. The friction and lubrication of solid [M]. Oxford: Clarendon Press, 1994.
- [11] 史拉登尔. 摩擦学原理设计原理 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [12] JOHNSON K L, KENNEDY K, ROBERTS A B. Surface energy and contact of elastic solids [J]. Proceedings of the Royal Society A, 1971, 324(1586): 301-313.
- [13] 张凤良, 周平, 李德新. 车-磨件表面粗糙度对 PTFE 密封材料摩擦磨损性能的影响 [J]. 润滑与密封, 2001, 26(4): 69-72.
- ZHANG F L, ZHOU P, LI D X, et al. Effect of the surface roughness of matching materials on the friction and wear behavior of PTFE [J]. Lubrication Engineering, 2001, 26(4): 69-72.

(上接第 105 页)

参考文献

- [1] 周良辰, 田志旭, 魏文强. 车-对齿式滚动轴承齿面接触疲劳寿命[J]. 润滑与密封, 2014, 39(10): 76-80.
- ZHOU L C, TIAN Z X, WEI W Q, et al. Static and design of a helical rotary gear actuator [J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10): 76-80.
- [2] 孔繁强. 磨叶片与油封的接触密封性能分析 [J]. 矿山机械, 2007, 28(5): 64-66.
- KONG F Q. Analysis on contactivity seal of back blade and siltage [J]. Coal Mine Machinery, 2007, 28(5): 64-66.
- [3] NIKANIC K. Modelling and optimization of rotary water seals [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Technology, 2007, 221(14): 699-710.
- [4] NIKANIC K, SANJON B. Modelling and optimization of cam-profile rectangular re-ignoring seals [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Technology, 2008, 222(14): 697-612.
- [5] 熊能, 康庆良, 赵克定. 基于 ANSYS 的联合式动密封装置设计与摩擦学仿真 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2004, 36(2): 99-100.
- XIONG N, KONG Y L, ZHANG B. Calculation of leakage and friction of combined dynamic seals based on ANSYS [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2004, 36(2): 99-100.
- [6] 周良辰, 孔成忠, 孔国章. 车-滚环密封对叶片密封可靠性的影响 [J]. 润滑与密封, 2012, 37(4): 79-81.
- ZHOU L C, KONG J Y, KONG C Z, et al. Effects of the initial interference of cam seals on sealed reliability [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(4): 79-81.
- [7] 周良辰, 孔成忠, 孔国章. 双密封环-矩形截面对叶片密封可靠性和机械效率的数值研究 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 52-57.
- ZHOU L C, KONG J Y, WANG X H, et al. Numerical research on sealed reliability and mechanical efficiency of cam seals [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 52-57.
- [8] 王彬, 周平, 孙华伟. 车-轴衬套密封副的摩擦试验原理及控制特性 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 117-118.
- WANG B, ZHOU P, SUN H W, et al. Principle of oil film test on post pair of axial piston pump and control characteristics [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(11): 115-118.
- [9] 蔡仁良. 密封材料技术—原理与工程应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [10] 侯俊杰, 刘平. ANSYS 结构单元与材料应用手册 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [11] 熊能. 摩擦副联合密封结构的有限元分析与优化设计 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.

DOI: 10.3969/j.issn.0271-0802.2017.03.022

一种彩色铁谱图像自动分割方法^{*}

濮彦勇¹ 陈闻杰²

(1. 广州机械科学研究院有限公司设备检测与检测研究所 广东广州 510300;
2. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430070)

摘要: 铁谱图像有效分割是实现铁谱图像自动化分析的基础, 但彩色铁谱图像背景颜色相对单一, 磨粒区域同时包含亮区域和暗区域与背景色差较大, 且部分磨粒存在粘连的情况, 因此铁谱图像的有效分割难以实现。根据彩色铁谱图像特点, 提出基于两次 K-means 颜色聚类分离磨粒区域与背景区域, 并对磨粒区域采用改进的分水岭算法分割粘连磨粒的图像分割方法。该方法解决了铁谱图像中亮暗磨粒同时存在的情况下磨粒提取不齐全的问题, 并实现了粘连磨粒的分割。实验结果验证了该方法的有效性。

关键词: 彩色铁谱图像分割; K-means 聚类; 标记分水岭; 数字形态学

中图分类号: TP391 **文献标志码:** A **文章编号:** 0271-0802(2017)03-0107-06

An Automatic Segmentation Method of Color Ferrographic Images

PU Yanrong¹ CHEN Wenjie²

(1. Institute of Equipment Lubrication and Detection, Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510300, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430070, China)

Abstract: Ferrographic image segmentation is the premise of realizing ferrographic image automatic analysis. But ferrographic image contains both dark and bright wear particles, the background contains only a flat color and is different from the foreground color, and adhering condition is existed among parts of the wear particles, so the effective segmentation of the ferrographic image is very difficult. According to the characteristics of ferrographic image, a method of ferrographic image segmentation was proposed, in which twice K-means clustering was used to extract particle area from ferrographic image, then improved watershed algorithm was used to segment the adhering wear particles from foreground area. The method solves the problem of wear particles' incomplete extraction on the condition that light and dark particles are coexisting, and achieves the effective segmentation of adhering wear particles. Experimental results validate the feasibility of this method.

Keywords: ferrographic segmentation; K-means clustering; watershed algorithm; morphology

铁谱磨粒分析是机器磨损状态监测与故障诊断制定最有效的方法^[1-3]。除了传统的离线检测方法, 近年来人们开始研究在线监测技术。铁谱磨粒传感器安装在现场环境中, 通过光学显微镜的探取取油道内的磨粒图像, 经数字化处理和分析获得有用信息。铁谱图像的有效分割是实现铁谱图像自动化分析的关键一步。

通过对铁谱传感器采集的大量图像分析发现, 铁谱图像的背景颜色均油样与工况不同类油液背景颜色设计的不相同固定磨粒颜色也有亮暗及其他颜色如铁锈等; 虽然磨粒颜色与背景颜色均不固定, 但

是单幅图像中背景颜色单一, 且磨粒与背景颜色色差较大。在线铁谱传感器在油液流动过程中采集图像时, 可以将部分磨粒分割出来, 但仍有一部分磨粒粘连的情况, 这部分磨粒在磁场作用下, 沿磁力线方向排列成链状。

根据在线铁谱图像的特点, 本文亦提出将图像分割分成两部分实现, 第一步在 CIE-L*a*b 颜色空间对 (a, b) 通道进行两次 K-means 聚类将磨粒区域与背景分离; 第二步针对粘连磨粒部分采用标记分水岭算法将粘连磨粒分离。

1 磨粒区域与背景分离

根据铁谱图像特点, 分离磨粒区域与背景区域常用方法包括基于阈值的背景减除法、特征空间聚类法等^[4]。文献^[5]在 CIE-L*a*b 颜色空间对 a 通道灰度图分割采用最大类间方差法 (OTSU) 分割图像后再进行

* 基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2013BAE02B02)。

收稿日期: 2016-07-19

作者简介: 濮彦勇 (1989-), 女, 硕士, 研究方向为铁谱图像数字化处理。E-mail: puyanrong@gsri.com

道合并,由于单通道灰度图并不能很好地体现背景与前景颜色的差异,分割效果不理想。文献^[7]对预处理后的图像计算背景区域的灰度平均值和标准差提取背景色彩,再通过阈值法去除背景。该方法需要假设人为地调整背景色彩的误差范围。文献^[8]通过目标像素点的色彩熵量和背景色彩熵量的差值构造差矩阵,视色差矩阵为分割初始图像,从而将彩色图像转换为单通道图像处理,取得了较好的分割结果。但该方法的前景色彩熵量需提前设定,因此不适用于背景颜色不固定的场合。文献^[9]基于特征空间聚类法,通过对比多个颜色空间 K-means 聚类的效率,最终选定在 OGLab 颜色空间取 $K=2$,利用 (a, b) 颜色分量进行聚类,从而将磨粒区域与背景区域分离开。该方法避免了光照不均对聚类效率的影响,对部分灰度图像取得了较好的聚类结果。但是该方法没有解决亮磨粒和暗磨粒同时存在的问题,可能将部分磨粒区域当成背景。本文作者在此基础上,提出了进行 2 次 K-means 聚类的方法,将磨粒的亮区域与暗区域均从背景区域中分离出来。

1.1 K-means 聚类

K-means 算法广泛应用于数据聚类算法中。对于给定数据集 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, 算法步骤:

(1) 选取 k 个聚类中心 $C = \{c_1, c_2, \dots, c_k\}$;

(2) 对每一个 $i \in \{1, \dots, k\}$, 计算 X 集中的每个点到聚类中心 c_i 的距离, 将其分配到距离最近的簇 s_i 中;

(3) 对每一个 $i \in \{1, \dots, k\}$, 计算 s_i 中所有数据均值, 得到新的聚类中心;

$$c_i = \frac{1}{|s_i|} \sum_{x \in s_i} x \quad (1)$$

(4) 重复第 2 步和第 3 步直到满足迭代终止的条件。

最终将 X 分成 k 类, 满足最小平方误差和最小

$$\Delta = \sum_{i=1}^k \min_{c_i} \sum_{x \in s_i} \|x - c_i\|^2 \quad (2)$$

该算法的缺陷是输入参数 k 需事先确定以及聚类结果对初始聚类点的选择很敏感。而对于磨粒图像背景分离问题简化了问题, 直接取 $k=2$, 初始聚类点的选择采用 K-means++ 算法思想^[10]。第一个聚类中心 c_1 随机选取, 然后对每个点计算该点与 c_1 的最小距离, 选择距离最大的点作为第二个初始聚类中心

点, 然后进行常规 K-means 聚类。

1.2 OGLab 颜色空间聚类法

OGLab 颜色空间分离了明度信息 (用 L 值表示) 和彩色信息 (用 a 值和 b 值表示)。因此进行颜色聚类时, 可以排除光照不均的影响。另外, 该空间是均匀颜色空间, 能够直接用颜色空间的几何距离进行不同颜色的比较。两个颜色 (L_1, a_1, b_1) 和 (L_2, a_2, b_2) 之间的色差可以用欧氏距离来表示。若不考虑明度, 颜色之间的色差定义为

$$\Delta C = \sqrt{(a_1 - a_2)^2 + (b_1 - b_2)^2} \quad (3)$$

1.3 磨粒区域与背景分离

磨粒磨粒图像中存在磨粒亮有暗或其他磨粒颜色差异大的情况, 此时采用一次 K-means 聚类算法可能把部分磨粒当成背景。因此在完成第一次聚类分割后需要判断是否有部分磨粒区域求误差, 如果误差不全则需要进行一次聚类分割, 算法步骤:

(1) 在 Lab 颜色空间对 (a, b) 分量进行第一次 K-means 聚类, 得到部分磨粒区域;

(2) 排除这一部分像素点, 将剩下的像素点重新组合成样本数据矩阵, 再次进行 K-means 聚类;

(3) 计算第二次聚类后簇中心的距离, 即 ΔC 。若满足 $\Delta C > T$, 则合并 2 次分类后的磨粒区域, 若不满足则采用第二次分类结果, 输出第一次分类得到的磨粒区域, 对磨粒背景均匀度再进行调整, 文中取 $T=15$ 。

该算法对 2 种图像进行处理: 对于磨粒部分色彩差异很小的图像, 经过第一次聚类后效果较好, 则不再进行第二次聚类, 避免背景噪声影响前后景分离结果; 对于磨粒部分有亮有暗的图像, 进行 2 次聚类, 从而更全面地提取出磨粒区域, 磨粒区域与背景区域分割效果如图 1 所示。文献 [4] 采用 OFSM 法分割 4 通道图, 对图 1 (a) 进行分割时效果较好, 否则进行形态学处理能够分割出磨粒区域。但是对图 1 (a) 进行分割时把颜色偏红的磨粒当成了背景, 分割失败。文献 [7] 对图 1 (a) 进行一次聚类将暗磨粒区域提取出来, 亮磨粒区域则分为背景, 对图 1 (a) 分割后磨粒边缘的亮磨粒部分没有分割出来, 文中方法将图 1 (a) 磨粒的亮暗部分均提取出来, 对图 1 (a) 中的亮暗部分也能提取出来, 这表明文中方法提取磨粒区域更完整。

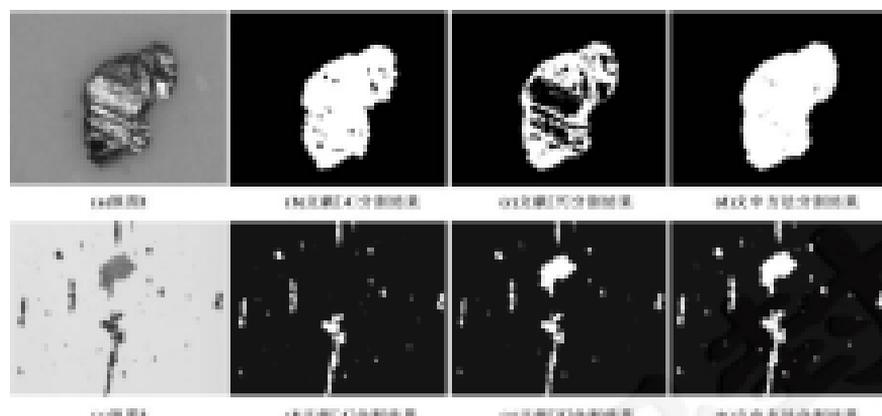


图1 不同方法分割区域与背景区域分割效果对比

Fig.1 Comparison of segmentation results of particle area and background area with different segmentation method

2 基于形态学分割

前文采用 *K-means* 聚类方法将粒相区域与背景区域分割开来,但单独粒相及背景的面积是作为一个整体与背景分离的,第二步将采用改进的 *Watershed* 分水岭算法将粒相进一步分割。

2.1 分水岭算法

分水岭算法的基本思想是将一幅图像看成三维的地形图;图像像素点所在位置用二维坐标表示,图像灰度值作为第三维,即称其为地形学中的“高度”,将像素点分成三类:区域最小值,区域最小值所在的“集水盆”、“集水盆”的边界形成“分水岭”,算法目标就是找到这些“分水岭曲线”。

直接采用分水岭算法会产生严重的误分割现象,解决误分割的常用方法大致分为前处理和后处理,后处理即对处理图像,标记后背景,前处理即分割后将区域合并,文献^[1]采用聚类算法对分割后的区域进行合并,该方法计算复杂度高,本文作者采用前处理方法,结合运用数学形态学的方法进行标记分水岭分割。

2.1.1 骨架标记

粒相在磁场作用下沿磁力线方向分布,呈现为“链条”状,大部分由正常运动粒相颗粒组成;异常大颗粒如使旁磁体和严重运动磁体颗粒呈块状或片状且尺寸相对较大。基于以上特点,采用以下方法进行骨架标记:首先对分割出大颗粒或粒相沉积区域求最小包围矩形的长宽比,来区分异常大颗粒和粒相沉积链。

$$r = \frac{l}{w} \quad (4)$$

式中: l 表示沿磁力线方向长度; w 表示宽度。

粒相链的长宽比相对较大, $r > 4$ 则判定为粒相链区域,在链粒相链颗粒是在该链流场中的链,链粒沉积时间短,链粒集还主要体现在前后链粒,左右链粒的情况较少,因此可以判断距离变换求取链粒近似质心位置即为背景标记从而分割出单个粒相,对异常大颗粒,使用形态学算法得到标记区域,实现步骤为

(1) 针对异常大颗粒区域,采用形态学算法运算,将单个目标区域算法缩小,记为标记区域 $f(x, y)$,二值形态学膨胀和腐蚀操作定义为

$$\begin{aligned} f \oplus k &= (f \oplus (k), C, f) \\ f \ominus k &= (f \ominus (k), C, f) \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $f(x, y)$ 为图像集合; $k(x, y)$ 为结构元素; (x_0, y_0) 为结构元素原点的集合; $(k) \oplus$ 表示 $k(x, y)$ 原点移位 (x_0, y_0) 后的像素点。

(2) 针对粒相链区域,首先做形态学开闭运算,平滑轮廓,消除链的尖凸物,填充空洞,这有助于寻找单个粒相链的近似质心区域,二值图像的形态学开运算和闭运算定义为

$$\begin{aligned} f \ominus k &= (f \ominus k) \oplus k \\ f \oplus k &= (f \oplus k) \ominus k \end{aligned} \quad (6)$$

将形态学运算和距离变换,得到距离图像 $d(x, y)$,二值图像的距离变换过程是计算每个像素距离最近非零像素的距离,变换的结果是一幅灰度级图像,设 $A = \{(x, y) | f(x, y) = 1\}$ 为前景区域, $B = \{(x, y) | f(x, y) = 0\}$ 为背景区域,则距离变换结果为

$$d = \min \{ \text{Distance}[(x, y), (i, j)], (x, y) \in A, (i, j) \in B \} \quad (7)$$

采用2次 K-means 聚类方法实现磨粒区域与背景区域的分离。其中第二次聚类以簇中心距离两列表判断是否需要再进行第二次聚类。从而更全面地提取磨粒区域。采用基于标记的分水岭分割算法进行邻近磨粒的分离。对磨粒链及异常大磨粒进行分类, 分别进行磨粒标记。采用基于距离变换的分水岭分割得到“分水岭曲线”作为背景标记。最后对形态学梯度进行

行分水岭分割得到最终分割结果。

选取包含链状磨粒、球状磨粒、针状磨粒等快速图像, 按照4所示的流程处理结果如图5所示。图中列出了磨粒提取结果, 最终分割结果的轮廓图及距离彩色填充图(便于观察)。可见, 该方法解决了快速图像中交错磨粒同时存在的情况下磨粒提取不完全的问题, 并实现了邻近磨粒的分割。

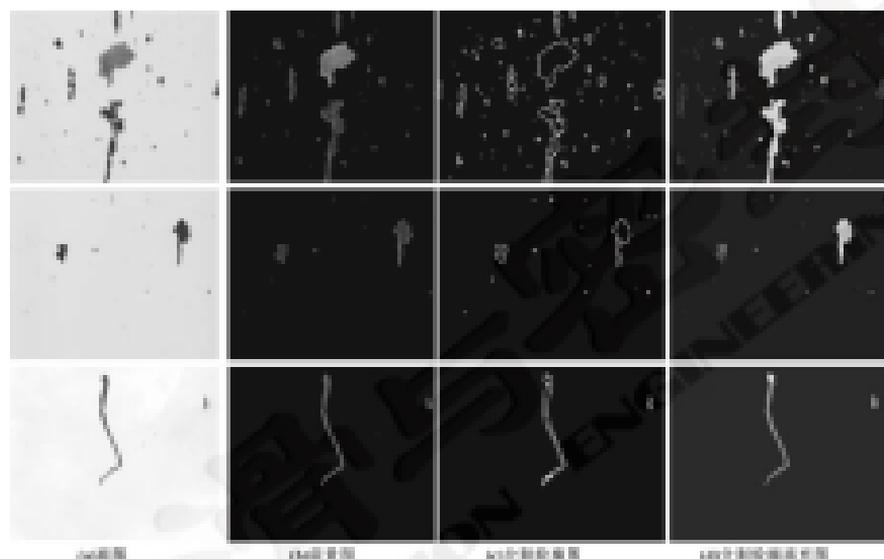


图5 粒子提取分割结果图

Fig.5 Segmentation results of topographic image

4 结论

(1) 在 RGB 颜色空间对 (a, b) 通道采用 2 次 K-means 聚类将磨粒区域从背景中提取出来, 有效解决了磨粒区域存在暗线或者磨粒颜色差异大的情况下磨粒区域提取不完全的问题。根据实际情况还可利用该思路进行多次聚类从而更精确的提取磨粒区域。

(2) 采用标记分水岭算法分割邻近磨粒区域。通过例列方法将异常大磨粒与磨粒链区分开来, 减少对异常大磨粒的误分割。对磨粒链区域通过距离变换、扩张极大值变换等形态学处理获得磨粒链近似质心区域作为标记从而分割出单个磨粒。

(3) 快速图像分割方法可在现场快速传感器采集的彩色快速图像具有一定的适用性, 为快速图像自动化采集分析提供了参考。

参考文献

- [1] 冯伟, 李秋林, 贾石中. 基于快速分析的磨粒分类识别方法与应用[J]. 润滑与密封, 2003, 40(11): 120~126. FENG W, LI Q, JIA S. Method and application of particle classification based on analytical topography[J]. Lubrication Engineering, 2003, 40(11): 120-126.
- [2] 熊开强, 吴军峰. 基于彩色图像分析的快速识别[J]. 中国图像图形学报, 2009, 14(1): 1-10. XIONG K Q, WU J R. Fast color image recognition techniques[J]. Journal of Image and Graphics, 2009, 14(1): 1-10.
- [3] 于世强, 董兴德. 基于背景色彩识别的磨粒图像分割方法[J]. 摩擦学报, 2009, 29(5): 687-691. YU S Q, DONG X D. New particle image segmentation method based on the recognition of background color[J]. Tribology, 2009, 29(5): 687-691.

- [4] 郑福娟, 宣妍, 姜兴丹. 基于 Kmeans 聚类与最大类间方差阈值的彩色图像分割[J]. 测图与地理, 2014, 39(12): 1017-1020.
- [5] QIU L., XU H. J. N. ZHANG X. F. Color image segmentation by Kmeans clustering and Otsu method[J]. Information Engineering, 2014, 39(12): 1021-1024.
- [6] 王静秋, 王峻波. 基于背景抑制的彩色图像分割[J]. 测图与地理, 2014, 39(5): 48-52.
- [7] WANG J. Q., WANG X. L. Color image segmentation based on the background subtraction[J]. Information Engineering, 2014, 39(5): 48-52.
- [8] 王静秋. 图像分割及识别关键技术研究与[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014, 89-95.
- [9] CHEN H. K. Efficient initialization of Kmeans for color quantization[C].//Proceedings of IEEE International Conference on Image Processing (ICIP). 2009, 1649-1652.
- [10] MEYER F. Topographic Distance and watershed lines[J]. Signal Processing, 1994, 16(1): 113-128.
- [11] GONGJIEZ H. C., WUJUN H. K. Digital image processing[M]. 3rd ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2013: 791-793.
- [12] 王宇, 康朝仁, 沈奕明. 基于非凸核度量的k-均值聚类分割彩色图像分割[J]. 中国图像图形学报, 2009, 13(11): 2176-2180.
- [13] WANG Y., CHEN D. H., WU J. N. et al. Watershed segmentation based on morphological gradient reconstruction and marker extraction[J]. Journal of Image and Graphics, 2009, 13(11): 2176-2180.
- [14] GONGJIEZ H. C., WUJUN H. K., WUJUN H. K. 数字图像处理[M]. 阮秋雅, 译. 北京: 电子工业出版社, 2009, 291-295.

中国润滑技术论坛（2017）征文通知

各相关单位及作者：

2017年我国润滑油行业一片“蓝”声中拉开序幕。原材料、添加剂、包装物价格的大幅上涨提高了润滑油企业的运营成本，也无疑地推动润滑油行业新一轮的洗牌，不断提升品种和性能产品品质，以创新为手段是本轮竞争中企业突围的关键。

由《润滑油》编辑部及《测图与地理》编辑部联合举办的“中国润滑技术论坛（2017）”定于2017年9月15-16日在昆明召开。论坛将邀请测油、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、经销商等就相关议题展开广泛深入交流与研讨。大会将编辑出版《中国润滑技术论坛（2017）论文集》，并将优秀论文向优秀论文授予大会奖励。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供求发展趋势，国内外基础油、润滑油市场供需分析，润滑油相关行业发展趋势，国内外基础油、润滑油及添加剂市场，发展与问题，节能、环保及可再生能源对润滑油的要求
- 车用润滑油产品及相关技术，汽车及其油品的发展与节能减排的相关性，车用发动机件知识、制动油、尾气净化处理等化学用品的确定与交换，车用替代燃料材料知识，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、油添加剂的要求，内燃机节能减排技术，当前产业应用及政策对汽车和油品行业发展的影响，车用润滑油的检测技术及油品分析、评定方法，节能、环保及可再生能源对车用润滑油的要求；
- 工业用润滑油产品及相关技术，工业4.0的发展趋势，钢铁、工程塑料、电力等行业应用及发展，新技术、新材料及设备对工业润滑油的要求，OEM技术发展及趋势，润滑法对工业润滑油的要求，摩擦及合成工业润滑油的技术发展，国货试验、检测方法及相关技术方法与标准，工业润滑油使用性能的研究与应用
- 其他润滑油产品及相关技术，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，润滑油混合工艺研究，润滑油再生工艺研究

二、论文要求

1. 做好论文内容符合上述主题范围，本论坛内外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3000字，请用Word编辑，其顺序如下：题目、作者姓名、作者单位、通讯地址、邮政编码、中文摘要（200-300字）和关键词（3-8个）、正文（按发表顺序）、参考文献、作者照片（主要编辑姓名、职称、受教育程度、工作经历，先后已公开发表文章、职称等）。
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: zhylub@petrochina.com.cn

三、论文时间

1. 请于2017年8月2日前将论文题目及摘要。
2. 请于2017年7月18日前将论文全文发。

四、论文使用

我们的编辑同仁将竭诚为论文作者及单位服务，并视同专家审稿情况汇编论文集，同时选取一定数量论文提交大会公开交流，大会期间由专家对论文进行评价，对优秀论文颁发证书和奖励，符合杂志刊登要求的优秀稿件将得到发表杂志上。

热忱欢迎广大从事润滑油研发、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: zhylub@petrochina.com.cn 电话: (0631) 84679975 (转接、收稿), 82665460 (王宇)

《润滑油》编辑部
《测图与地理》编辑部

二〇一七年三月

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6595.2017.05.023

材料空间环境效应研究方法与发展^{*}

雍青松 马国政 王海斗 何鹏飞

(装甲兵工程学院装备再制造技术创新科技重点实验室 北京 100072)

摘要:空间环境是由国家天文耦合作用的结果,动态系统,是影响空间装备正常服役的重要因素,深入开展空间特殊环境效应研究已成为世界各国航天大国在航天领域,保证空间装备长寿命可靠运行的重要手段。总结近30年来世界各国进行空间环境效应研究的主要方法,即空间飞行试验、地面模拟试验和数值仿真计算,分析各种研究方法的优点与不足,综述各主要航天大国材料空间环境效应的研究现状,指出今后可以从基础理论和关键技术两个方面对空间环境效应进行深入研究,通过开发新型的模拟试验设备和先进的数值仿真技术,未来将在很大程度上减少空间环境效应研究的周期和成本,从而加速推进航天新材料和技术的研究与运用。

关键词:空间环境效应;空间飞行试验;地面模拟试验;数值仿真计算

中图分类号: V43 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017)05-023-07

Research Status and Future Trends of Space Environment Effect on Materials

YONG Qingsong MA Guozheng WANG Haitou HE Pengfei

(National Key Lab for Remanufacturing, Academy of Armored Forces Engineering, Beijing 100072, China)

Abstract Space environment is a complex and dynamic system that is coupled by various factors. It has been considered as a critical factor which affects the service life of space equipment. Therefore, developing an in-depth study on space environment effect has become an important means to reduce in-orbit failure rate of the spacecraft and guarantee long-term reliable operation of the space equipment for countries around the world. The main approaches in studying space environment effect were reviewed around the world in the last three decades, including spaceflight test, ground simulation test and numerical simulation. Based on the analysis of the advantages and disadvantages of these approaches, the research status in space environment effect of major spacefaring nations was summarized. It was pointed out that space environment effect can be further studied from the perspectives of the basic theory and the technical equipment in the future. It was expected that the cycle and cost of the study on space environment effect will be largely reduced by developing new simulation test equipment and advanced numerical simulation technology, and therefore the research and application of the related space materials and technology will be accelerated.

Keywords: space environment effect; spaceflight test; ground simulation test; numerical simulation

空间技术作为高新技术的代表的一个重要原因是空间装备结构复杂、恶劣且尚未被完全了解的空间环境的考验^[1]。随着航天活动的范围和时限逐步加大,空间装备的复杂程度和集成度不断增加,空间装备各表面环境敏感部件和运动部件逐渐增多,空间材料在特殊环境效应下的适应性和耐久性成为决定空

间装备可靠性和服役寿命的关键因素^[2]。NASA专家指出:空间环境工程技术的水平决定了一个国家空间技术所能达到的水平^[3]。包括中国在内的各主要航天大国都将空间特殊环境效应研究作为降低航天器在轨故障率、保证空间装备长寿命可靠运行的重要手段^[4]。然而实际空间环境复杂多变,研究难度大且对于相关技术的要求很高,如果沒有具有针对性的研究方法和技术手段,空间特殊环境效应的研究将难以有效推进。针对这一问题,几十年来自世界各国外开发了一系列用于研究空间环境效应的方法和试验装置,取得了很多有价值的数据和研究成果^[5]。本文作者从这一角度出发,归纳总结了各国研究空间特殊环境效应的主要手段和研究现状,以期为我国在相关领域

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81330041)。

收稿日期: 2016-07-08

作者简介: 雍青松(1967—),男,博士研究生,研究方向为国防装备再制造。E-mail: yongqingsong_yong@163.com

通信作者: 王海斗(1969—),男,工学博士,研究员,主要研究方向为摩擦学与装备再制造寿命评估等。E-mail: wanghaitou@afey.cn

的后续研究提供技术参考和数据支持。

1 空间飞行试验

空间飞行暴露试验是国外空间环境效应研究的重要手段。空间飞行试验是将试验样品搭载于宇宙飞船、航天飞机或其他专用平台上,经过一段时间的在轨暴露后,将样品回收回地面,利用各种检测、表征手段进行分析,并与地面试验比较,以获得试验样品的结构、性能变化特征。

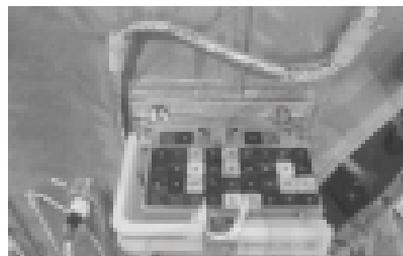
20世纪80年代以来,美国NASA、欧洲ESA、俄罗斯、日本等都针对空间环境效应进行过多次飞行暴露试验研究。按照飞行试验时间的不同,可将飞行暴露试验分为短期和长期2大类。短期飞行暴露试验时间一般为几十个小时,试验样品在一次任务中投放和回收。而长期飞行暴露试验可跨越数年,试验样品在一次任务中投放,在另外的飞行任务中回收^[1]。

1.1 短期飞行暴露试验

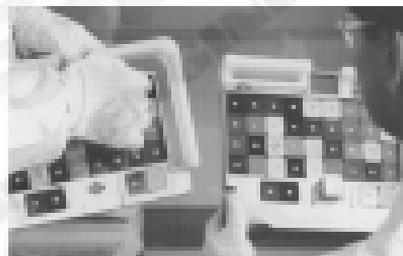
20世纪80年代初,具有天地往返运输功能的航天飞机的飞行活动引起人们对空间原子氧环境效应的

高度重视。NASA在前二次飞行任务后(SPS-1、SPS-2、SPS-3),就发现速率极低的薄材料会因原子氧侵蚀而发生明显的质量损失和颜色变化^[2]。随后,NASA先后在4次航天飞机飞行任务(SPS-4、SPS-5、SPS-6、SPS-41C、SPS-41、SPS-46)中专门开展了空间原子氧和紫外辐射效应研究^[3-6]。通过这些短期飞行试验,发现航天器常用的金属、石墨、聚合物、复合材料、热控涂层、太阳能电池板等大部分空间材料和部件都会被原子氧侵蚀,其表面形貌、表面成分、机械性能、热光学性能都会不同程度地发生变化。2008年9月,我国在“神舟-7”载人航天飞行任务中成功完成我国第1次国际微重力材料太空暴露试验,这也是中国首次暴露于低地球轨道(Low Earth Orbit, LEO, 200~700 km)环境并成功回收的空间材料试验样品,如图1所示^[7]。

短期飞行暴露试验结果有助于直观地理解材料在空间环境下发生的形貌和结构变化,并可为长寿命航天器的设计与选材提供参照。



(a)放置在轨道舱内壁上的固体润滑剂样品



(b)回收航天员舱内带回并带回地面的固体润滑剂样品

图1 中国首次空间飞行试验的回收返回材料样品

Fig. 1 Samples of solid lubricants in China's first spaceflight test: (a) solid lubricants placed in the inner wall of the orbital module; (b) solid lubricants took from inner space and then brought back to the ground

1.2 长期飞行暴露试验

长期空间飞行试验主要有美国的长期暴露试验装置(LDEF,“太阳峰座”卫星(SMM)、洛克希德空间飞行试验(LDEF),俄罗斯基于“和平号(Ms)”空间站进行的COSMOS/Ms、BOC-1/Ms,以及俄、美联合进行的和平号环境效应调查(MECP)等^[8-10]。

美国NASA的LDEF是迄今为止周期最长的空间飞行暴露试验。它自1984年由“挑战者”号航天飞机送入轨道,1990年由“哥伦比亚”号航天飞机成功回收,在323~476 km的LEO轨道飞行了6年个月,共进行了57项 30 000多个样品的试验。主要包括防护涂层、热控漆、金属、聚合物和复合材料等空间材

料的原子氧侵蚀、紫外辐射、电荷辐射、空间碎片撞击等多种LEO环境效应试验。LDEF为空间材料的环境效应研究提供了海量数据。

美国的SMM于1980年1月发射升空,轨道高度491~374 km,主要针对太阳辐射和原子氧进行研究。1984年4月,在SPS-41C飞行任务中将部分热控组件带回地面,发现多层隔热毡的外层材料Al-Kapton、Al-Mylar和热辐射器外表面的Ag-FEP都发生了明显变化,Kapton膜厚度损失40%,Ag-FEP出现了明显的质量和颜色变化。

LDEF的测试结果表明,FEP Teflon材料受原子氧长期侵蚀的质量损失比由短期试验结果推算出的值

大,且测试过程存在潜伏期并呈现非线性性的特点。

COMETS是一个安装在36m空间站外的,可自由收放的空间环境单面试验装置,轨道高度360~400 km,在轨运行240天。研究发现,所搭载的所有聚合物膜和复合材料样品都发生了氧化,大部分样品表面都受到硅烷醇与原子氧作用形成的硅氧化物层的污染。

EOC-1试验也在36m空间站上完成,可以操控除氧为主的300多种试样进行了470天的单面试验,结果表明氧化物/硝酸盐、氧化物/硫酸盐污染在LEO环境中具有较好的稳定性。

MEKP是俄罗斯和美国联合进行的一项空间环境单面试验,无源光学元件POGA1和POGA2是本次试验的主要内容,还包括轨道碎片收集器和无金属微流星体/空间碎片试验,称为国际空间站(ISS)的建造材料,POGA中的400个试样(包括热控涂层、聚合物膜、光学材料和多层隔热毡等)经历了48个月的单面试验,结果表明,聚合物与原子氧作用会形成氧化硅污染层,温控污染在原子氧和紫外线综合作用下表面变成琥珀色,导致太阳能电池效率显著增加。

上述长期飞行单面试验,不仅加深了人们对高真空、强辐射、微流星体等空间环境因素与材料相互作用机制的认识,还为空间环境效应的地面模拟试验和数值仿真试验提供了验证的标准。

总的来说,空间飞行试验的优点主要在于可以获得空间诸多环境因素对材料的综合作用效果,可搭载大量的试验样品,获得真实丰富的第一手试验信息;但其缺点也较为突出,主要是不实时对效应地定量分析,样品返回时间积分效应进行“事后”判断,样品返回地面后的恢复效应及回收过程的污染可能会给试验结果带来误差;此外,空间飞行试验的成本和技术要求较高,重复试验难以进行,试验周期相对较长。

2 地基模拟试验

地面环境模拟试验是在地面实验室建立能够模拟真实地重现空间某种或几种环境因素效应的试验设备,并在其中开展材料的空间环境行为研究。

美国、日本、俄罗斯以及其他欧洲国家都十分重视空间环境模拟试验,并建立了大量的地基空间环境效应试验装置^[2-4]。40余年来,我国也建成了具有国际先进水平的以KMG和CSC为代表的真空热试验设备和辐照试验设备,并研制了一大批能够模拟空间太阳辐射、原子氧、等离子体与带电、微流星与空间碎片等模拟环境效应的试验装置^[5-10]。

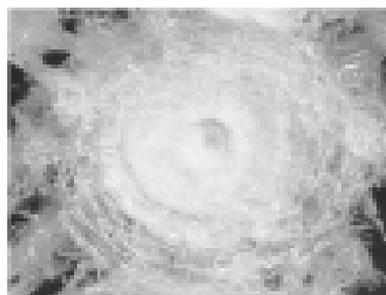
针对LEO环境中原子氧(AO)侵蚀的研究,国内外已建立了30余套AO效应地面模拟设备,所采用的技术手段包括等离子体放电、激光光致解离、压力推进、氧化物解吸等。目前,等离子体型AO模拟装置的使用最为广泛,它通过放电产生氧等离子体,再通过离子引出、加速、中性化等方法产生AO束流。按照放电电源的不同,可分为射频放电、微波放电、灯丝放电和离子放电等类型。美国Lockheed公司、NASA的Lewis中心、Johnson中心、Goddard中心、Marsfield中心分别研制了基于电容耦合放电^[11]、电感耦合放电^[12]、微波ECR放电^[13]的等离子体型AO源。这类设备的原子氧通量高达 $10^9\sim 10^{10}\text{ atom}/(\text{cm}^2\cdot\text{s})$,便于进行加速模拟试验。国内,北京卫星环境工程研究所、中科院合肥等离子体研究所、北京航空航天大学、中科院金属所等单位也都陆续研制或引进了多台AO效应模拟试验装置^[14]。

空间除了(电子、质子及重离子)辐射和电晕辐射(紫外、X射线、γ射线)也是航天器在轨异常损坏的重要原因。空间辐射对航天器的损伤模式主要分为造成航天器材料元器件辐射电离位移损伤的辐射总剂量效应和造成微电子器件老化和失效或者烧坏的单粒子效应。为了模拟辐射总剂量效应,常将电子源、质子源和紫外光源等集成同一台设备中模拟空间综合辐射环境。NASA Goddard中心研制的Co-60源能够产生能量为1.17 MeV到1.33 MeV的γ射线,研制的静电加速器模拟设备可提供能量为300 keV~1.7 MeV,电流0.004~100 μA的电子或质子束流^[15]。单粒子效应研究主要通过加速器产生质子、重离子,或用脉冲激光和同步辐射产物进行模拟。国内也已经研制出能同时模拟电子、质子和紫外辐射的综合辐射环境模拟装置,并引进了乌克兰、美国的综合辐射模拟设备。哈尔滨工业大学、北京卫星环境工程研究所、中科院物理研究所等单位针对空间综合辐射环境对航天器热控涂层材料、密封材料、绝缘材料的影响进行了大量研究^[16-18]。

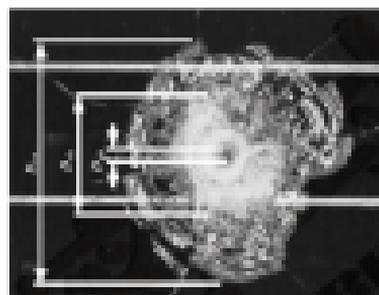
宇宙中的微流星体威胁人类航天活动留下的太空垃圾对航天器的高速碰撞也严重威胁着空间轨道和航天员的安全。地面超高速撞击试验是揭示航天器材料和器件在空间碎片作用下的损伤模式,验证空间碎片防护设计方案,以及探究物体在超高速碰撞下破坏机理的重要手段^[19]。常见地面超高速撞击试验装置包括二维射气枪、脉冲激光驱动飞片装置、多极磁驱动发射器、粉末静电加速器、等离子体加速器等^[20]。北京卫星环境工程研究所先后研制出了能弹毫米级(1~12 mm)弹丸加速到2~7 km/s速度的二维射气

能, 和能将被微米级金属碎片加速到 3~10 km/s 速度的激光驱动飞片发射系统^[21]。通过二硼硅气炮对飞片发射用熔铸石英玻璃的撞击试验获得了和 NASA 空间飞行试验相似的撞击效果, 如图 2 所示^[21]。研制的激光驱动飞片装置可将直径 1 mm、厚度数微米的金属碎片加速到 30.4 km/s, 实现了微米级碎片的超

高速发射^[21]。美、日、德、俄等国通过粉末静电加速器已经能够将被微米级空间碎片加速到数十公里每秒的速度^[22-24]。而我国在微米级碎片 30 km/s 以上速度和毫米级碎片 7 km/s 以上速度的稳定发射能力还待加强。



(a) 地面撞击试验结果



(b) 空间实际撞击结果

图 2 石英玻璃地面撞击试验和空间实际撞击效果对比

Fig. 2 Comparison of the impact damage features between laboratory experiment (a) and orbit impact (b) for fused-silica glass

与空间飞行试验相比, 地面模拟试验具有明显的低成本、效率高、周期短、试验参数易于测量和控制、试验方案可动态调整, 并且能进行加速试验等优点。因此, 地面模拟试验是目前空间环境效应研究领域应用最为广泛的试验方法。但这一方法也存在其不足, 主要表现为目前的模拟试验设备还难以完全准确地描述复杂多变的实际环境, 大部分的模拟试验设备只能模拟一种或几种实际环境, 因此其试验结果的可靠性还有待提高, 往往还需要实际的空间飞行试验来予以验证, 与实际应用的阶段还存在较大的距离。

3 数值仿真研究

实际空间环境是多因素交叉耦合作用的复杂、动态系统, 飞行试验和地面模拟试验难以获得真实、全面的试验结果, 特别是有些环境因素难以通过地面模拟试验完全再现。例如, 长时间稳定微重力环境的模拟, 7 km/s 以上速度毫米级空间碎片的模拟等都难以实现。数值仿真计算正是在这一条件下应运而生。目前航天大国如美、俄以及其他欧洲国家先后利用数值的高技术建立了空间环境模型和多种环境因素作用下多种空间材料和器件的损伤和寿命演变模型。我国也十分重视空间环境的数值仿真试验, 并用于航天器的设计研制。

基于原子氧与航天器表面材料作用机制的现有认识(高温氧化、再沉积), 研究人员建立了试验研

究原子氧与材料相互作用过程的“侵蚀-剥蚀”模型和“反应-沉积”模型和“碰撞-沉积”模型等, 并大量开展了空间原子氧效应的数值模拟研究^[25-27]。

如图 3 所示为应用蒙特卡罗 (Monte Carlo) 方法建立的“侵蚀-氧化”模型, 将表面材料和防护层材料划分成疏密不同的节点阵列组合体, 并在防护层上放置初始缺陷。AO 通过随机地入射到表面节点上, 并根据材料性质和反应概率判断节点处材料是否和 AO 发生反应。如果反应则去除相应节点, 如不反应则以漫反射或镜面反射的形式开始新的碰撞过程或从缺陷处逃逸。

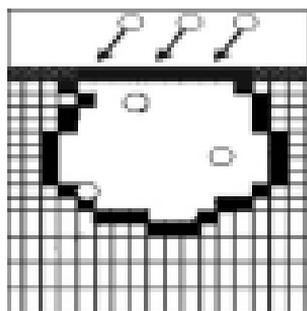


图 3 “侵蚀-氧化”仿真计算模型

Fig. 3 Simulation calculation model of "underlying oxidation"

LEI 团队^[1]通过“腐蚀-氧化”模型得到的空间碎片氧化效应的仿真结果(见图4(a))与NASA实际飞行试验结果^[2](见图4(b))十分吻合。

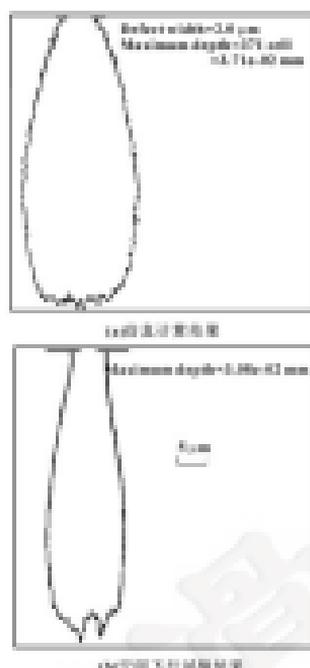


图4 “腐蚀-氧化”模型仿真计算结果与空间飞行试验结果对比

Fig. 4 Comparison of simulated result by “undercutting-oxidation” model (a) and space experimental result (b)

尤洛维茨流体动力学(简称SPW)法是一种不需要使用网格的欧拉格朗日耦合方法,被广泛应用于空间碎片超高速碰撞的模拟。俄罗斯航空航天局(ISA)、NASA和ESA等都基于SPW程序对空间防护材料和部件的弹道模拟方程、碰撞损伤模式和碰撞二次碎片云参数进行了系统的研究^[3]。我国学者徐金中等^[4]也基于SPW方法对空间碰撞碎片的形状、质量、速度和能量进行了仿真研究。

与这两种试验方法相比,数值仿真计算方法具有其特有的优势。即在深入了解空间环境因素与航天器材料作用机理的基础上,数值仿真模拟试验可以以更低的成本、方便灵活地进行多种环境因素和多种环境效应模拟。然而,就目前的技术而言,数值仿真计算方法还难以完全替代实际的空间飞行试验或地基模拟试

验,仿真计算的结果往往只是为实际的试验作参考,还需要实际的试验结果来相互验证。

4 结语

空间飞行试验、地基模拟试验以及数值仿真计算是空间特殊环境效应研究的重要手段。几十年来世界各国积累了大量的长期飞行试验和短期飞行试验数据,研制出一大批可以模拟空间太阳辐射、原子氧、等离子体与带电、微流星与空间碎片等特殊环境效应的试验装置,并将物理数值仿真技术先后建立了空间环境模拟和多种环境因素作用下多种空间材料和部件的损伤寿命退化模型。然而空间飞行试验成本过高,试验难以大面积地开展;同时,由于实际空间环境的复杂性,单纯的地基模拟试验或数值仿真计算都难以实现空间环境的全真模拟。实际研究过程中,地基模拟试验或数值仿真的结果往往都还需要通过空间飞行试验来进行验证,这极大地限制了空间环境效应研究的进展。因此今后可以从以下3个方面开展更加深入的研究:

(1) 基础理论研究。目前有关各种空间环境因素对航天器表面材料的作用机制还不是很清楚,尤其是多种空间环境因素交叉耦合条件对材料的协同作用机制还有待进一步揭示,这些基础理论问题的解决将大大提高地基模拟试验和数值仿真计算的准确性。

(2) 技术设备研究。空间环境是一个复杂动态的系统,目前的地基模拟试验只能模拟一种或几种空间环境因素,数值仿真也难以全面、准确地将空间环境重现。可见,更加先进的模拟试验设备的研制和仿真技术的突破对于空间环境效应研究具有重要的推动作用。

随着现代计算机技术的不断发展以及相关试验设备的研发和更新换代,相信本年将有望实现空间环境的全真模拟。仅通过地基模拟试验以及数值仿真计算就可以获得完整、准确的空间试验数据,大大降低空间环境效应研究的周期和成本,从而促进空间材料和相关技术的开发与应用。

参考文献

- [1] 王健梅. 空间环境防护技术的发展现状与趋势[J]. 卫星与网络, 2020(5): 66-68.
- [2] WANG X H. Development status and trend of space environment detection technology [J]. Satellite and Network, 2020(5): 66-68.
- [3] KROEMER C. Space environment, encyclopedia of astronautics [M]. Berlin, Springer Berlin Heidelberg, 2014, 178.
- [4] 向朝会, 张光伟, 黄迅. 宇航产品环境试验技术体系现状分析与发展趋势[J]. 航天器环境工程, 2017, 20(1): 208-214.

MANCINI B, BORG I L, BUONICCONTI X, et al. The technical system of environmental tests for spacecraft products [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2003, 20(3): 269-274.

[4] 沈自才, 闫德春. 空间辐射环境工程的现状与发展趋势 [J]. *航天器环境工程*, 2004, 31(3): 229-240.

SHEN Z C, YAN D C. Present status and prospects of space radiation environmental engineering [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2004, 31(3): 229-240.

[5] 董培宇. 我国空间环境试验的现状及发展对策 [J]. *航天器环境工程*, 2009, 26(3): 237-241.

TRINC J T. A review on spacecraft environment experiments in China and some proposals [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2009, 26(3): 237-240.

[6] 李开明, 滕宇平. 空间环境效应评价与防护技术研究需求与发展对策 [J]. *航天器环境工程*, 2009, 26(3): 234-238.

LI B M, CHEN X K. Evaluation of space environment effects and related protection techniques [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2009, 26(3): 234-238.

[7] O'LEARY H L, CAPOLUCCI P J. Archaeology and heritage of the human movement into space [M]. // ILLIENOV M & C. The impact of the space environment on material remains. Padova: Springer International Publishing, 2003, 13-28.

[8] 焦培新. 国外空间环境试验与防护技术现状及发展趋势 [J]. *航天器环境工程*, 2009, 26(3): 237-244.

JIAO B X. Space environment experiments and protection technology abroad [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2009, 26(3): 237-244.

[9] YUAN X X, NI X, YANG D H, et al. The study of a new technology for space environment effects monitor and application [J]. *Space Electronic Technology*, 2003, 30(3): 30-32.

[10] 刘小雷, 陈忠, 滕宇平, 等. 新型空间环境效应探测技术及其应用研究 [J]. *空间电子技术*, 2003, 30(3): 30-32.

[11] 刘小雷, 陈忠, 滕宇平, 等. 红点光电探测空间环境效应探测数据解析 [J]. *航天器环境工程*, 2004, 31(3): 478-482.

YUAN X X, NI X, YANG D H, et al. The analysis of detected data from the space environment effect detector with visible optical sensitivity solar cells [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2004, 31(3): 478-482.

[12] 刘宇明. 国际空间辐射环境效应研究 [J]. *航天器环境工程*, 2007, 24(4): 599-600.

LIU Y M. Studies on space ultraviolet environment and its effects on spacecraft materials [J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2007, 24(4): 599-600.

[13] BERTHOM M A, BERTHOM R, CHERKOVNE S. Space environment effect on earth observation satellite instruments [C]. // Proceedings of 7th International Conference on Recent Advances in Space Technologies, 2010, 627-630.

[14] 沈志彬, 刘小雷, 王彪. 原子钟频标及其地面模拟试验 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.

SHEN Z C, LIU X R, WANG B, et al. Simulation of radiation environment of atomic clocks and simulation and development of protection technologies [J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2009, 26(4): 263-267.

2003, 1993.

[16] SILVERMAN E M. Space environmental effects on spacecraft: LEO materials selection guide [R]. NASA CR-2004-1993.

[17] WOODWARD A. FLUX atomic oxygen effects on spacecraft materials (OTS-3 results) [R]. NASA TM-2000-1094.

[18] 武向. 中国航天员首次太空授课成功 神舟 7 号航天员飞行任务圆满收官 [J]. 国际太空, 2008(11): 178.

WU W. Chinese astronaut has made the historic first step in outer space for his country. China has successfully launched Shenzhou 7 manned space mission to outer space [J]. *Space International*, 2008(11): 178.

[19] 黄永波. 空间环境工程 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2009.

[20] HATHERTY M. An evaluation of liquid, solid, and gaseous lubricants for space mechanisms using a spiral orbit simulator [R]. NASA/CP-2000-216232, 2000.

[21] HUBERTY T, BARNHARTEN K A, KOSCHKE T. Simulation of polymer film and surface behaviour in a space environment [J]. *Applied Surface Science*, 1998, 102: 441-448.

[22] PHANG VANHIEP C C, WENZEL K F. Two strong atmospheric simulators for low earth orbit specific [C]. // Proceedings of 26th Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, USA, 1988.

[23] 金向红. 航天器环境工程理论与应用 [J]. *中国空间科学技术*, 2000, 21(4): 47-49.

JIN X H. Spacecraft environment engineering: the past and the future [J]. *Chinese Space Science and Technology*, 2001, 21(4): 47-49.

[24] 黄永波. K90 载人航天器空间环境试验设备 [J]. *中国空间科学技术*, 2002, 23(3): 1-9.

HUANG B C. Design of a thermal shield attached to K90 space simulator [J]. *Chinese Space Science and Technology*, 2002, 23(3): 1-9.

[25] CORREY J A, SANDROFF K L. Mechanisms of polymer degradation using an oxygen plasma generator [R]. NASA TM-2000-102683, 1999.

[26] CORREY M A, BRYNER T. Reaction of atomic oxygen (O(1D)) with various polymer films [J]. *Polymer Degradation and Stability*, 1988, 23(1): 129-138.

[27] STEINBOCK C R, STUBBERG T J, BASSON R S, et al. Low earth orbit atomic oxygen environmental simulation facility for space materials evaluation [C]. // Proceedings of 38 International Society for the Advancement of Material & Process Engineering Symposium & Exhibition, 1995.

[28] 董培宇, 刘向明, 程辉, 等. 原子钟/星外同步环境模拟试验与防护技术 [J]. *真空科学与技术*, 2009, 26(4): 263-267.

TRINC J T, LIU X F, WANG C, et al. Simulation of radiation environment of atomic clocks and simulation and development of protection technologies [J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2009, 26(4): 263-267.

[29] 孙晓军, 董文军, 程向红, 等. 模拟原子钟环境的高空弹道试验装置 [J]. *导弹学报*, 2002, 22(4): 862-867.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.03.022

固体膜润滑剂耐燃油及摩擦学性能研究

鲍天娇 李凤兰 王振军 李阳阳 王彦

(北京航空材料研究院 北京 100095)

摘要: 通过系列耐燃油及摩擦学性能试验设计, 模拟固体膜润滑剂在发动机燃油系统中的实际应用条件, 对比研究满足 MIL-PRF-6800 标准的固体膜润滑剂 (牌号 A)、航空通用高温固体膜润滑剂 (牌号 B) 以及航空用中温固体膜润滑剂 (牌号 C) 在燃油系统中的耐燃油及摩擦学性能。结果表明, 喷气燃料对 A 型固体膜润滑剂的影响不大, 喷气燃料浸泡后 A 型固体膜润滑剂的平均摩擦系数均在 0.02~0.05 范围内, 使用寿命均在 1 h 以上; A 型固体膜润滑剂与喷气燃料长期接触不会影响喷气燃料的性能; A 型固体膜润滑剂材料不论是含钼或无钼, 使用寿命还是耐燃油性能方面均明显优于 B 型及 C 型固体膜润滑剂。这证明为 A 型固体膜润滑剂中的 MoS₂ 和 Sb₂S₃ 起到了协同抗燃油作用。

关键词: 无油润滑; 固体膜润滑剂; 耐燃油

中图分类号: TB16; TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017)03-022-05

Jet Fuel Resistance and Tribological Properties of Bonded Solid Film Lubricant

BAO Tianjiao LI Fenglan WANG Zhenjun LI Yangyang WANG Yan

(Beijing Institute of Aeronautical Materials, Beijing 100095, China)

Abstract: Through the design of jet fuel resistance and tribological properties, the real conditions of solid film lubricant in engine was simulated. The jet fuel resistance and tribological properties of three kinds of solid film lubricants in the fuel system were researched and compared, including the solid film lubricant (Type A) which satisfied the standard of MIL-PRF-6800, general aviation high temperature solid film lubricant (Type B) and aerospace solid temperature solid film lubricant (Type C). The results show that type A solid lubricant has no influence on the properties of jet fuel in a longtime contact, and jet fuel has little influence on type A solid film lubricant. Whether dipping in fuel or not, the average friction coefficient of type A solid lubricant is maintained in 0.02 to 0.05, and wear life is above 1 hour. Type A solid lubricant is obvious superior to type B and C solid lubricant in carrying capacity, wear life and fuel resistance properties, which is benefited from the synergistic anti-wear effect between MoS₂ and Sb₂S₃ in the type A solid lubricant.

Keywords: oil-free lubrication; bonded solid film lubricant; jet fuel resistance

固体膜润滑是二战后随航空航天技术发展起来的一种新型润滑材料, 以整体材料、涂层或薄膜为主要润滑形式, 是一种能够满足高温 ($m=250\text{ }^{\circ}\text{C}$)、低温 ($m=-100\text{ }^{\circ}\text{C}$) 使用环境的润滑材料^[1]。固体膜润滑主要包括聚合物基自润滑复合材料、金属基高温抗磨减摩材料、固体润滑涂层和薄膜材料等^[2-4]。固体膜材料利用润滑剂与功能添加剂之间的协同作用, 显著提高了涂层的润滑、抗磨、承载和表面防护性能, 在耐高温、承载、环境适应性等方面有效地突破了传统润滑材料的性能瓶颈。在空中加油机等超音速飞行器中, 固体膜润滑剂的引入完全突破了一般依靠油膜润滑的局

限性, 实现了无油润滑, 因而可省去传统的供油系统和润滑管路, 简化密封装置, 达到了减重的效果, 并具有自润滑功能, 对工作环境及环境无污染等优点。然而, 固体膜润滑剂在加油机等系统中使用会使燃油变质, 因此, 需开展固体膜润滑剂在燃油中的耐燃油性能研究。

欧美最先在飞机上使用固体膜润滑剂, 并已形成以美军标为基础的材料体系, 其中满足 MIL-PRF-6800 的固体膜润滑剂具有长的耐磨寿命和一定的耐盐雾腐蚀能力, 可用于高载、长寿命等条件苛刻的部位。我国在固体膜润滑剂材料应用方面起步较晚, 目前仅有部分固体膜润滑剂在飞机上应用^[5-7]。为开展固体膜润滑剂在发动机中的应用研究, 本文着重通过系列耐燃油及摩擦学性能试验设计, 模拟固体膜润滑剂在发动机燃油系统中的实际应用条件, 对比研究了满足 MIL-PRF-6800 标准的固体膜润滑剂 (牌号 A)、

收稿日期: 2016-06-14

作者简介: 鲍天娇 (1987-), 女, 硕士研究生, 研究方向为航空涂料及润滑材料。E-mail: Mgj210@126.com

航空通用高温固体膜润滑剂(牌号B)以及航天用中温固体膜润滑剂(牌号C)在燃油系统中的耐腐蚀及摩擦学性能。

1 试验部分

1.1 材料及试样制备

摩擦学性能试样制备: 试验前将合金试片进行硫酸阳极氧化表面处理。在通风柜中, 依据制备工艺, 采用响铃将固体膜润滑剂分别涂敷在铝合金试片上, 将已响铃的试片及试验件在空气中干燥 30 min 后, 根据各润滑剂的固化条件进行涂膜固化后备用。试验用固体膜润滑剂为北京航空材料研究院生产, 分别为长寿命固体膜润滑剂(牌号A, 以下简称A型固体膜润滑剂)、通用固体膜润滑剂(牌号B, 以下简称B型固体膜润滑剂)及航天用中温固体膜润滑剂(牌号C, 以下简称C型固体膜润滑剂)。其中A型固体膜润滑剂性能满足 MIL-PRF-66000 技术规范, 使用温度在 260 °C 左右, 具有较高的使用寿命和承载能力。

3种固体膜润滑剂的主要成分见表1, 试验用基材材料牌号及试样尺寸见表2。

表1 固体膜润滑剂牌号及成分

Table 1 Composition of solid film lubricants

材料名称	牌号	主要成分
长寿命固体膜润滑剂	A	二硫化钨、二硫化钼、二硫化锑
航天用固体膜润滑剂	B	二硫化钨
航天用固体膜润滑剂	C	二硫化钨

表2 基材材料牌号及尺寸

Table 2 Size and mark of substrate material

材料	牌号	试验件尺寸
轴承钢	GCr15	49.5 mm 圆球
铝合金	7050	49.5 mm×8 mm 试片

1.2 试验条件

(1) 固体膜润滑剂耐燃油试验: 选择合适的容器, 将已喷涂不同固体膜润滑剂的 7050 铝合金试片完全浸于 RP-3 喷气燃料中(见图1), 经一定时间(0、3、5、7、15、30天)后取出, 自然晾干表面油膜, 备用。



图1 UMT-3摩擦学性能测试示意图

Fig. 1 Schematic diagram of tribological test with UMT-3

(2) 固体膜润滑剂摩擦学性能测试: 采用 UMT-3 摩擦学测试仪器, 以 49.5 mm 的 GCr15 圆球为对磨件, 与响铃不同固体膜润滑剂的 7050 铝合金试片配副。按图1所示摩擦方式研究不同固体膜润滑剂在 RP-3 喷气燃料中浸泡后的摩擦学性能(摩擦因数、耐磨寿命)。根据固体膜润滑剂的不同承载能力, 采用不同的试验条件(载荷、速度), 具体参数见表3, 采用美国巴斯 BS-51 显微仪对摩擦副试验前后油膜形貌进行观察。

表3 试验条件

Table 3 Experimental condition

润滑剂	载荷 F/N	速度 $v/(m \cdot s^{-1})$
A	490	0.1
B	49	0.1
C	78.4	0.1

2 结果与讨论

2.1 固体膜润滑剂耐燃油浸泡后摩擦学性能测试

图2~4分别示出了A型、B型、C型固体膜润滑剂经燃油浸泡后的摩擦学性能曲线。表4给出了浸泡不同时间的固体膜润滑剂的平均摩擦因数和耐磨寿命。从表4可以看出, 在 490 N 载荷、0.1 m/s 转速条件下, A 型固体膜润滑剂浸泡前后的平均摩擦因数均在 0.02~0.05 范围内, 耐磨寿命均在 1 k 以上; 在 49 N 载荷、0.1 m/s 转速条件下, B 型固体膜润滑剂浸泡前后的平均摩擦因数均在 0.17~0.22 范围内, 耐磨寿命均在 1 k 以内; 在 78.4 N 载荷、0.1 m/s 转速条件下, C 型固体膜润滑剂浸泡前后的平均摩擦因数均在 0.09~0.2 范围内, 耐磨寿命均在 1 k 以内。图例的试验也发现, B 型、C 型固体膜润滑剂在更高的载荷下耐磨寿命在 10 min 以内, 说明这 2 种固体膜润滑剂承载能力远低于 A 型固体膜润滑剂, 耐磨寿命远低于 A 型固体膜润滑剂。

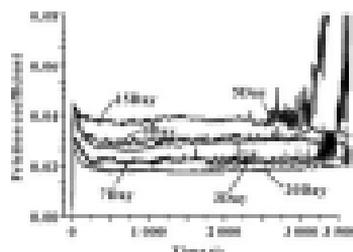


图2 A型固体膜润滑剂燃油浸泡前后摩擦学性能

Fig. 2 Tribological properties of Type A lubricant before and after dipping in jet fuel

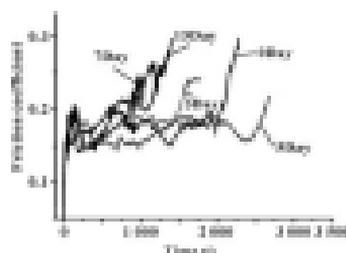


图3 B型固体膜润滑剂燃油剪切后润滑性能

Fig. 3 Tribological properties of Type B lubricant before and after clipping in jet fuel

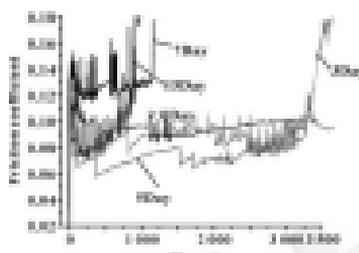


图4 C型固体膜润滑剂燃油剪切后润滑性能

Fig. 4 Tribological properties of Type C lubricant before clipping in jet fuel

表4 3种固体膜润滑剂在不同时间后摩擦学性能

Table 4 Tribological properties of solid film lubricant at different clipping time

浸泡时间 /s	试液膜 A		试液膜 B		试液膜 C	
	摩擦系数	耐磨寿命	摩擦系数	耐磨寿命	摩擦系数	耐磨寿命
0	0.02	>1 h	0.177	35 min	0.17	380 min
3	0.02	>1 h	0.19	28 min	0.15	45 min
5	0.02	>1 h	0.17	40 min	0.14	40 min
7	0.022	1 h	0.18	38 min	0.14	30 min
15	0.02	1 h	0.20	32 min	0.16	15 min
20	0.022	>1 h	—	—	—	—

由 3 种润滑剂的成分分析可知, A 型固体膜润滑剂成分中具有润滑组分 Si_3O_4 、 MgO 、 CaO 、 BaO 、 ZnO 之间的协同润滑理论^[17], Si_3O_4 颗粒比 MgO 、 CaO 颗粒硬, 在摩擦过程中, 涂层中的 MgO 可在涂层表面富集而形成具有优良减摩抗磨作用的润滑网络, 从而显著减轻摩擦损耗, 而除了 MgO 涂层下方的较硬的 Si_3O_4 可以起到承载和支撑作用, 赋予涂层良好的抗磨性能。

从表 4 还可看出, 经过燃油浸泡后, A 型固体膜润滑剂的平均摩擦系数略有浮动, 说明燃油浸泡对其平均摩擦系数的影响十分有限; 燃油浸泡对 A 型固体膜润滑剂的耐磨寿命没有破坏性影响, 在试验条件下浸泡 20 天后 A 型固体膜润滑剂的耐磨寿命仍保持在 1 h 以上, 而在 80°C 燃油燃料中浸泡 5 次以后, B 型固体膜润滑剂耐磨寿命明显缩短, 由 1 h 缩短到 25~30 min, 且随着浸泡时间的延长其耐磨寿命不断缩短, 说明燃油浸泡破坏了 B 型固体膜润滑剂的结构。同样, C 型固体膜润滑剂经过燃油浸泡呈现同样的变化规律, 其结构发生了破坏。由于固体膜润滑剂采用聚合物作为粘结基体, 在介质中会发生聚合物的溶胀导致基体结构受到破坏。3 种固体膜润滑剂中, A 型固体膜润滑剂性能满足 MIL-PRF-6800 技术标准, 配方进行了耐

金属设计, 因此耐蚀气燃料性能较好。

1.2 固体膜润滑剂失效机理研究

表 5 示出了 3 种固体膜润滑剂摩擦磨损试验后涂层显微形貌。可以看出, B 型及 C 型固体膜润滑剂经过一段时间的摩擦, 涂层不断脱落, 在失效前就出现了涂层在基体表面分布不均匀, 局部富集的现象, 而失效涂层 (以摩擦因数及发生显著突变作为失效的判断) 的显微形貌中更是有大片的富集出现, 磨粒的显微形貌表明, 在试验载荷与运转速度条件下, B 型及 C 型固体膜润滑剂随着摩擦试验的进行, 随着涂层不断脱落脱落, 直至到磨粒涂层大片脱落比露出大片金属基体露出, 随着磨粒失去润滑减磨的作用, 发生失效。

而在试验载荷与速度条件下, A 型固体膜润滑剂在失效前均匀完整地覆盖在基体表面, 在显微镜下呈圆形无光的表面状态, 说明 A 型固体膜润滑剂在与对磨件摩擦几周后表面形成了具有一定厚度的边界润滑层, 该润滑层在试验载荷与速度下长时间摩擦仍然完整地覆盖在基体表面, 没有明显的磨粒脱落现象, 因此该润滑层能够在试验载荷与速度下起到较好的降低摩擦、延长耐磨寿命的作用, 而对于失效的涂层,

均在磨痕边界出现较深的犁痕, 该犁痕表面完全无刷

试片表面局部不平整引起应力集中, 导致涂层发生金属

犁痕层。根据实际试验情况分析, 该涂层失效是由于

基体过薄而引起制备造成的。

表 5 摩擦油试验试片测试前后显微形貌

Table 5 Micrograph of solid film lubricant before and after experiments

		A 型固体膜润滑剂	B 型固体膜润滑剂	C 型固体膜润滑剂
测试前	宏观图			
	微观图			
测试后	宏观图			
	微观图			

2.3 涂层对喷气燃料性能的影响

摩擦学性能试验发现, A 型固体膜润滑剂不论是在承载能力、耐磨寿命还是润滑油性方面都明显优于 B 型及 C 型固体膜润滑剂。为了进一步确认 A

型固体膜润滑剂在实际工况中的可用性, 确保该涂层对喷气燃料无污染, 对经过 A 型固体膜润滑剂磨削后的 RP-3 喷气燃料进行了理化性能测试。理化性能检测结果如表 6 所示。

表 6 经过 A 型固体膜润滑剂磨削的 RP-3 喷气燃料理化性能

Table 6 Physical and chemical properties of RP-3 jet fuel before and after slipping type A

分析项目	试验前	试验后	分析方法
实际胶质 $w/(mg \cdot (100 mL)^{-1})$	<1	<1	GB/T2609
热安定性 (200 °C, 2.0 h)			GB/T2609
压力降 p/MPa	0	0	
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	0	0	
水分含量	91	92	GB/T2609
元素含量			ICP 法
$S_w/\%$	0.03	0.03	
$K_2, Na, Ca, V, Ni, Cu, Mg, Zn, Al, Mn$ $w/(mg \cdot kg^{-1})$	<1	<1	

由表 6 结果可知, 经过 A 型固体膜润滑剂 20 天

磨削的 RP-3 喷气燃料的理化性能 (实际胶质、水分含

性能、氧化安定性和元素等)没有明显的变化;从化学成分来看,没有明显的摩擦中元素的转移;RP-3 喷气燃料;RP-3 喷气燃料的基本理化性能如热安定性等也没有明显变化。说明 A 型固体润滑剂涂层与 RP-3 喷气燃料长时间接触,不会影响喷气燃料性能,因此该涂层可以在 RP-3 喷气燃料环境中安全使用。

3 结论

(1) 采用摩擦副与铝合金的对磨试验表明,喷气燃料使用前后 A 型固体润滑剂层的平均摩擦系数均在 0.02~0.03 范围内,耐磨寿命均在 1 h 以上。

(2) A 型固体润滑剂涂层与喷气燃料长期接触不会影响喷气燃料的性能。

(3) 耐燃油及摩擦学性能试验表明, A 型固体润滑剂涂层材料不论是在承载能力、耐磨寿命还是耐燃油性能方面都明显优于 B 型和 C 型固体润滑剂涂层,这是因为 A 型固体润滑剂涂层的 MoS₂ 和 S₂O₂ 之间的协同润滑作用赋予了其优异的承载能力与耐磨寿命。

参考文献

- [1] 马国栋,张其土,王海中. 气态固体润滑材料的研究现状[J]. 材料导报, 2006, 24(1): 66-71.
- [2] MA G D, ZHANG Q T, WANG H D, et al. State of research on gaseous solid lubrication materials[J]. Materials Review, 2006, 20(1): 66-71.
- [3] 李红斌, 田文梅, 吴芳. 高分子自润滑材料研究进展[J]. 材料导报, 2007, 21(10): 24-26.
- [4] LIANG H B, TIAN X M, WU F, et al. Recent research advance in self-lubricating polymer materials[J]. Materials Review, 2007, 21(10): 24-26.
- [5] 马国栋, 张成林, 范慧君. 气态固体润滑剂与摩擦学特性

研究[J]. 润滑与密封, 2006, 31(10): 134-136.

GE X J, JIN J L, FANG H L, et al. Study of tribological characteristics of bonded solid lubricant film[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(10): 134-136.

- [4] 王志刚, 王月梅, 郝建强. 气态层状固体自润滑复合材料的研究进展[J]. 中国有色金属学报, 2002, 12(7): 1048-1053.
- [5] WANG C C, WANG H C, PENG C Q, et al. Research progress of metallic solid self-lubricating composites[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2002, 22(7): 1048-1053.
- [6] 袁坤, 周德志, 大谷. 冲击点蚀条件下 MoS₂ 固膜润滑剂层的磨蚀[J]. 润滑与密封, 2004, 29(7): 70-73.
- [7] YU K, ZHONG D Z, GU L, et al. Wear of MoS₂ solid lubrication film on impact and sliding contact conditions[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(7): 70-73.
- [8] 王士伟. 固膜润滑剂应用的技术及其应用[J]. 粉末工艺, 2000(10): 20-25.
- [9] 李凤工, 陈炳强, 张成林. 气态自润滑材料的研究[J]. 航空材料学报, 2006, 26(7): 540-544.
- [10] LI F L, CHEN B Z, ZHANG Y, et al. Solid film lubricant used in aircraft[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2006, 26(3): 302-304.
- [11] YAMASAKI J, DONLICK M S, MCGHEEY N T. Mechanistic study of the synergism between MoS₂ and S₂O₂ lubricant systems using Raman spectroscopy[J]. Wear, 1993, 165: 103-108.
- [12] 王月梅, 周德志, 郝建强. 气态二硫化钼、石墨和一层二硫化钼的本性环氧树脂基固膜润滑剂涂层的摩擦学特性研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(4): 377-382.
- [13] WANG Y M, ZHONG D Z, CHEN J M, et al. Preparation and friction and wear behavior of waterborne epoxy resin-based bonded solid lubricant coatings[J]. Technology, 2005, 30(4): 377-382.

(上接第 23 页)

- [4] 袁国栋, 周华, 高学强. 气态元素层状复合材料制备本润滑下的摩擦学特性研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(1): 380-388.
- [5] JIAO H J, ZHONG D Z, WANG H Y, et al. Tribological behavior of filled polyetheretherketone composites in sliding against stainless steel under water lubrication[J]. Technology, 2005, 30(1): 383-388.
- [6] 袁国栋. 气态层状固膜润滑剂及涂层技术的研究[M]. 杭州: 浙江大学, 2004.
- [7] 中国航海水运重量及增重调制的材料选配及可靠性研究[R]. 北京: 北京工业大学, 2014.
- [8] WANG Z Q, CAO D B. Composite investigation on the tribological behavior of reinforced plastic composite under natural seawater lubrication[J]. Materials and Design, 2013, 51: 981-988.
- [9] WANG Z Q, CAO D B. Friction and wear properties of stainless steel sliding against polyetheretherketone and carbon-fiber-reinforced polyetheretherketone under natural seawater lubrication[J]. Materials and Design, 2014, 53: 881-887.

- [10] 王志强, 张成林. 由液相-固相与 CFRP 及 CFRP/PEEK 在海水中润滑下的摩擦学性能[J]. 中国表面工程, 2010, 28(2): 49-57.
- [11] WANG Z Q, MI J, CAO D B. Friction and wear properties of stainless steel sliding against CFRP/PEEK and CFRP/PEEK under seawater lubrication[J]. China Surface Engineering, 2010, 28(2): 49-57.
- [12] HAYASHI F, CAHILLON R. Tribological behavior of the composite PEEK/CFRP as dry sliding against steel using statistical techniques[J]. Materials and Design, 2009, 30: 550-562.
- [13] HAYASHI F, CAHILLON R. Effect of the reinforcement (carbon or glass fibers) on friction and wear behavior of the PEEK against steel under air dry sliding[J]. Wear, 2009, 266: 798-799.
- [14] KAWADA T, ZHANG C, BURKHART T A. Correlation between the tribological and mechanical properties of short carbon fiber resin based PEEK Materials with different fiber orientations[J]. Tribology International, 2005, 43(11): 1450-1457.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.05.020

伺服机构密封结构装配力预测与失效判据研究

胡逸洲 王辉娟 丁勇

(北京精密机电控制及设备研究所 北京 100076)

摘要:针对伺服机构大尺寸组件密封装配环节中密封件装配质量无法实时评判的问题,提出建立密封结构装配力预测模型的方法,建立装配力有限元分析模型,分析影响装配力的关键因素,模拟实际试验确定模型的具体参数,预测模型结果与实际结果趋势相同,验证预测模型的合理性,通过仿真得到密封件正负装配状态下装配力-装配路径曲线的包络范围,将其应用到伺服机构大尺寸组件密封装配工艺中,将降低密封装配失效及失效带来的不利影响,有效提高密封装配可靠性和质量。

关键词:密封结构; 装配力; 装配路径

中图分类号: TH117; TH162 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017) 05-020-06

Study on Assembly Force Prediction and Failure Criteria of Servo-mechanism Sealing Structure

HU Yizhou WANG Huijuan DING Yong

(Beijing Institute of Precision Mechatronics and Controls, Beijing 100076, China)

Abstract: A method for setting up prediction model of assembly force of seal structure was proposed to deal with the problem that the assembly quality of the sealing structure in the main parts of servo-mechanisms can't be judged timely. A prediction model of seal structure assembly force was established, and the essential elements of assembly force were analyzed. A press fitting test was conducted to define the parameters of prediction model. The predicted results are in good agreement with the experimental results, which verifies the rationality of the prediction model. An envelope range of the assembly force-path was obtained by simulation, and the simulation result can be used in the assembly of the sealing structure in the servo-mechanisms to reduce the damage of sealing structure, and accordingly increase the reliability and assembly quality of the sealing structure.

Keywords: sealing structure; assembly simulation; assembly force; assembly path

伺服机构大尺寸组件装配,密封结构装配是关键环节,但是装配质量靠人工经验和后续检测保证。在刚性与柔性密封结构的刚体的安装过程中,量化装配力,并建立一套密封装配力预测模型是提高装配质量的有效解决方法。

密封结构在装配过程中受到挤压,在轴向上产生装配力。装配力主要是由变形、摩擦引起的,其计算十分复杂^[1]。而通过试验来获得装配力范围费时费力,且无法得到极端情况下的装配力范围。有限元数值算法可快速对密封结构的装配力进行预测^[2],为密封装配力预测提供重要的数据参考。

在模拟密封件仿真方面,国内外学者利用土质有限元分析软件,对简单密封副做了大量的研究,主要是

对影响密封副密封性能的参数进行仿真研究^[3-5]。文献[4]基于实验和数据统计的方法提出了O形密封副装配中装配力-路径预测模型。文献[2]利用有限元分析软件 MSC.Marc 建立半金属浮动轴副密封有限元模型,模拟了实际装配过程,并与实际进行了比较。总的来讲,国内外在密封结构装配仿真方面的研究较为欠缺,特别是径向密封的装配。本文着重研究组合密封结构径向密封装配的装配力-路径预测模型。

1 仿真模型

1.1 模型背景

研究对象为某作动器油缸及油缸活塞的两道密封结构,如图1所示,第一道密封结构为活塞上的组合密封结构,第二道密封结构为油缸上的内圈-O形密封副密封并列结构。该密封在装配油缸时,需要经过这两道密封结构,以上两道密封结构都为轴对称结构,密封形式为径向动态密封。

收稿日期: 2016-06-20

作者简介: 胡逸洲(1992-),女,硕士研究生,研究方向为机电精密伺服机构。E-mail: 11291420775@163.com

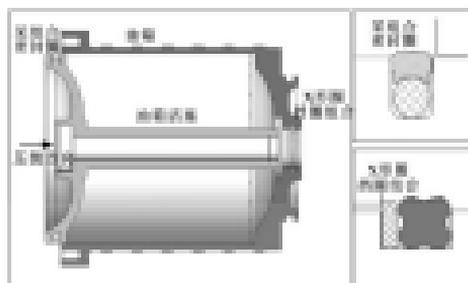


图1 密封结构

Fig. 1 Sealing structure

安装过程中,将油腔深度和安装油腔的深度定义为装配路径,图2示出了不同装配路径时,油腔与轴

套的相对装配状态,可见,装配路径不同,工件装配力也不同。

根据以上分析及有限元分析原理,分别建立组合密封圈、挡圈-X型密封圈装配有限元模型,再将仿真得出的两条装配力-装配路径曲线在装配路径上叠加,得到总的装配力。

研究的轴向动态密封的结构,约束条件均是轴对称的,可简化成2D问题进行分析。建立几何模型后,用Mooney-Rivlin模型来描述橡胶材料,应变能方程为

$$W=C_{10}(I_1-3)+C_{20}(I_2-3) \quad (1)$$

式中: C_{10} 和 C_{20} 为橡胶材料常数,可由从实验获得的经验公式^[2]中根据橡胶材料的硬度(或弹性模量)计算得出。

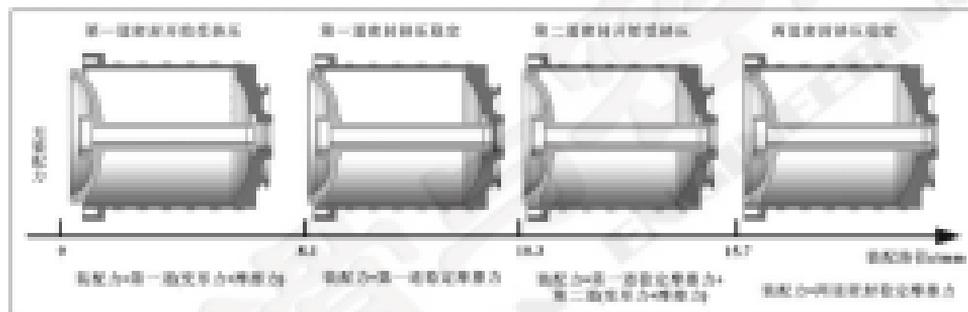


图2 不同路径的装配力分析

Fig. 2 Analysis of assembly force at different path

密封中的O形圈和X形圈材料为丁腈橡胶,组合密封圈材料为聚氨酯橡胶,其性能参数见表1。

表1 材料参数

Table 1 Material parameter

橡胶材料	C_{10}/MPa	C_{20}/MPa	硬度 $\mu(1.0 \times 10^{-3})$
聚氨酯	0.209	2.70	1.28
丁腈橡胶	1.87	0.47	1

1.2 边界条件

建立挡圈-X型密封圈模型中,挡圈装配时没有过盈量,忽略其对装配力的影响,将模型简化成单个X型密封圈模型,建立的有限元模型如图3所示。因为油腔及其密封材料是铝合金,硬度远大于橡胶,故将密封圈看成壳体,将油腔和挡圈材料视为刚体,定

义接触对,摩擦因数取为0.12。完成前处理后,约束油腔、油腔法兰的全部位移在自由度,最后对挡圈施加轴向位移载荷,表示挤压过程,仿真模型输入参数示意图如图4所示。

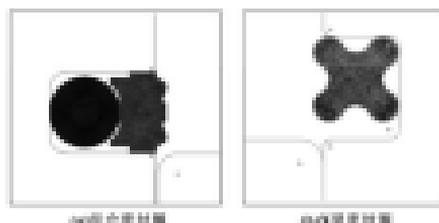


图3 有限元模型

Fig. 3 Finite element model (a) combined sealing ring

(b) X-ring

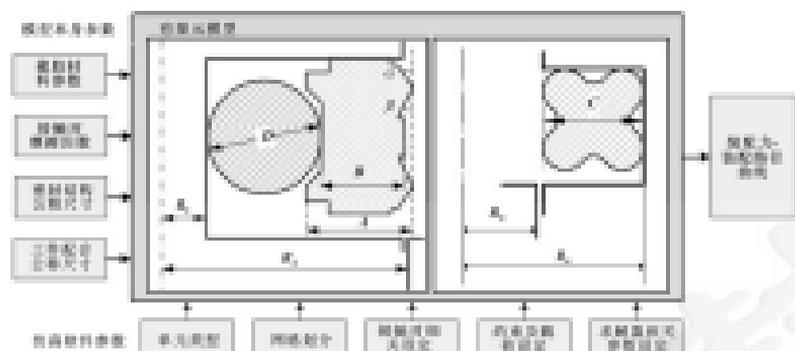


图4 有限元模型输入参数汇总

Fig. 4 Input parameter of model

密封环的几何形状随装配路径而变化, 即在变化状态如图5所示。

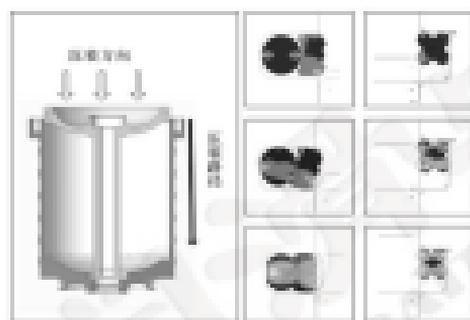


图5 密封环的几何形状

Fig. 5 Appearance status of seal structure

2 装配力主要影响因素

经过分析, 工件刚度、密封件结构状态、润滑情况等因素可能对装配力有较大影响。通过仿真的手段来研究各因素对装配力的影响权重, 最终得到仿真装配力随路径变化的关键变量。

2.1 润滑油粘度的影响

润滑油粘度是润滑油十分重要的性质, 就对装配工作实施正确润滑的关键。粘度过大时流动性不好, 摩擦面将不均匀润滑, 装配时摩擦因数相应较大; 粘度过小时会影响润滑油膜的形成。图6示出了不同润滑油粘度对应的摩擦因数下的装配力-路径曲线。

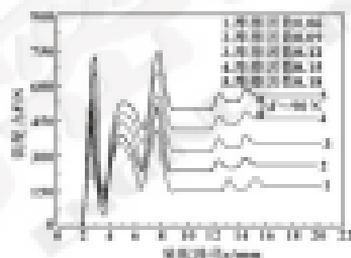


图6 润滑油粘度对装配力的影响

Fig. 6 Impact of lubricating viscosity on assembly force

从图6可以看出, 润滑油种类不影响装配力-装配路径曲线的变化趋势, 影响的是装配力的大小, 润滑油粘度越大, 装配力越大。摩擦因数增加 0.03, 最后稳定的装配力增加 90% 左右。

2.2 密封件尺寸公差的影响

分析 2 个密封结构关键尺寸, 影响装配力的主要尺寸公差如图7所示。

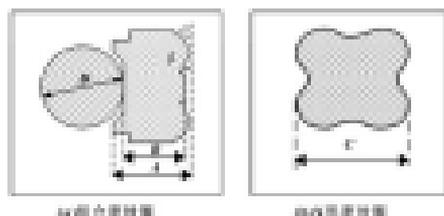


图7 密封结构关键尺寸

Fig. 7 Key size of seal structure: (a) combined sealing ring; (b) Sealing

其中, 关键尺寸公差取值为: $A_0=(5\pm 0.1)$ mm, $B_0=(4.3\pm 0.1)$ mm, $C_0=(3.53\pm 0.12)$ mm, $D_0=(7\pm 0.2)$ mm, $\alpha_0=32^\circ\pm 1.5'$, $\beta_0=32^\circ\pm 1.5'$ 。

通过分析密封结构尺寸公差对装配力大小的影响, 确定 4 组键尺寸, 分别仿真得到 2 组密封面装配力-路径曲线图, 下页, 从图 8 所示的仿真曲线图可以看出, 密封面的公差对装配力大小影响很大, 第一道密封面装配力上限与基本尺寸装配力各波峰差距为 522-2400 N, 装配力下限与基本尺寸装配力各波峰差距为 286-243 N, 除去因第一道密封面对装配力的影响, 第二道是即密封面本身结构公差导致, 装配力上限与基本尺寸装配力各波峰差距为 27-37 N, 装配力下限与基本尺寸装配力各波峰差距为 22-25 N。

两道密封面装配力上限相对其基本尺寸装配力分别增大了一倍, 装配力下限则相对降低了 50%。综上分析, 密封结构本身的尺寸公差是影响装配力大小的关键因素。

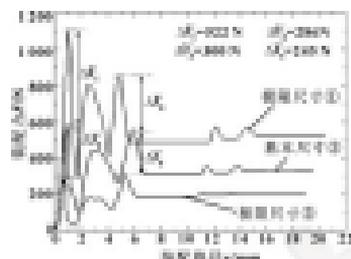


图 8 密封结构尺寸公差对装配力的影响

Fig. 8 Impact of seal structure size tolerance on assembly force

2.3 工件误差的影响

工件误差由工件配合公差和配合面部位误差组成, 影响装配力的工件关键配合尺寸主要有两个尺寸, 部位误差主要有两种类型, 即圆形、方形、矩形、倒圆型, 详见图 9, 其中, 关键尺寸公差取值为: $R_1=74.5_{-0.05}^{+0.05}$ mm, $R_2=65.0_{-0.05}^{+0.05}$ mm, $R_3=26.7_{-0.05}^{+0.05}$ mm, $R_4=17.0_{-0.05}^{+0.05}$ mm, $\Delta d=0.1$ mm。

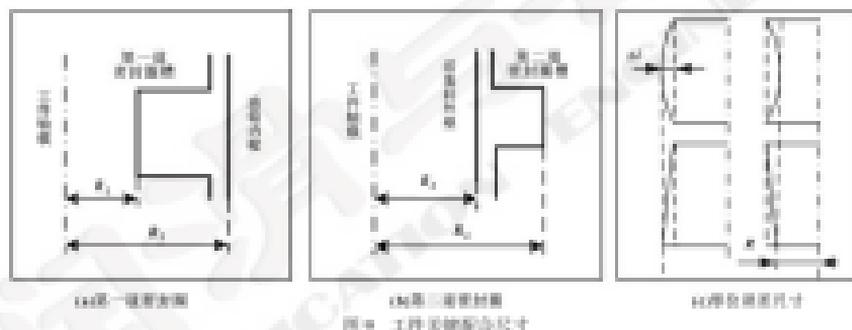


图 9 配合公差示意图 (a) 第一道密封面 (b) 第二道密封面 (c) 零件关键尺寸

公差的存在导致实际配合的零件与密封结构的过盈量有差异, 从而导致密封结构的压率率变化, 对工

件关键配合尺寸按照值进行仿真分析, 得到相应包络曲线, 如图 10 所示。

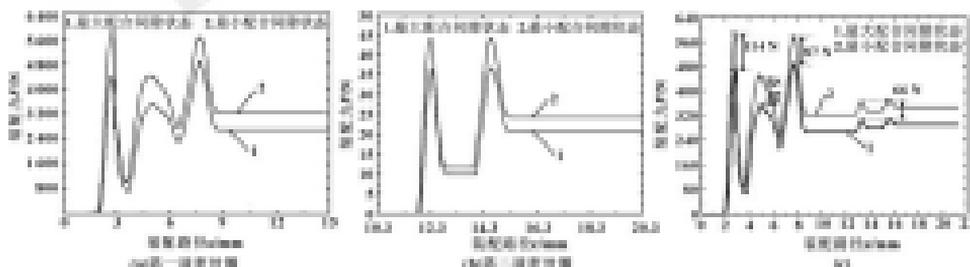


图 10 工件配合公差对装配力的影响

Fig. 10 Impact of fit tolerance of workpiece on assembly force

从图 10 可知, 不同工件配合尺寸公差下, 装配力-路径曲线趋势不变, 配合间隙越小, 压缩率越大, 装配力越大, 产生最大装配力的路径位移越小。压紧第一道密封圈时, 工件被压配合公差为 0.1 mm , 在配合尺寸处于被压状态时配合密封圈的装配力相差 100 N 左右, 详见图 10 (-); 压紧第二道密封圈时, 工件被压配合尺寸在 0.05 mm , 在配合尺寸处于被压状态时密封圈的装配力相差 4 N 左右。

工件形位误差范围一般在 0.05 mm 以内, 从上文对工件配合尺寸误差的仿真分析可知, 由于形位误差很小, 其对装配力的影响不超过 $\pm 10 \text{ N}$, 影响很小, 忽略考虑。

2.4 装配速度的影响

在瞬态分析中, 在相同位移载荷的条件下, 改变载荷加载时间, 来改变仿真装配速度的大小, 仿真结果显示, 改变压紧速度, 对模型装配力-装配路径无影响。

3 实验及仿真模型校验

压紧实验台如图 11 所示, 将油圈通过工装固定在实验台的自调整平台上, 油圈紧密与油圈初步接触, 设置实验台相关参数, 压紧将油圈紧密匀速压紧进油圈中, 实验台压板有一个力传感器, 通过力传感器测量这个过程中的装配力, 选取一个工件完成 10 组重复实验, 得出装配力-装配路径的数据如图 12 所示。



图 11 实验台

Fig. 11 Experimental rig

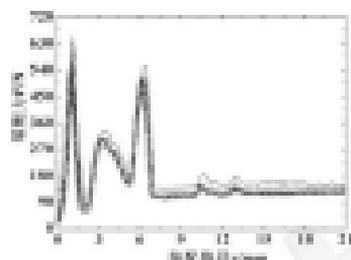


图 12 实验装配力-装配路径曲线

Fig. 12 Tested force-path of seal structure

考虑到各参数对装配力的影响, 结合实验数据调整参数和几何模型, 分别对两道密封结构仿真, 得到两道密封结构的装配力-装配路径曲线, 将两者装配力-装配路径曲线在整体装配路径上进行叠加, 得到工件装配力-装配路径曲线, 如图 13 所示, 该曲线一共有 5 处波峰, 可以看见, 因压紧组合密封圈产生 2 处波峰, 因压紧 X 形密封圈产生 2 处波峰, 两道密封圈压紧状态平稳时, 装配力处了一个稳定值。

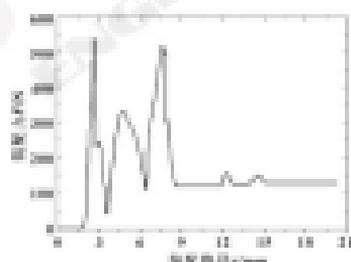


图 13 工件装配力-装配路径曲线

Fig. 13 Integrated force-path of seal structure

实际实验结果是刚较大的 2 倍, 分别计算曲线在 5 个波峰处的平均值, 并与仿真值进行对比, 见表 2。

表 2 装配力数据对比

Table 2 Comparison of simulation and test results

波峰号	1	2	3	4	5
实验值 F/N	564.9	805.3	805.1	100.0	100.7
仿真值 F/N	577.8	577.8	596.1	107.1	100.8
误差 $\alpha/\%$	2.1%	2.7%	3.1%	6.2%	3.6%

仿真得出的装配力-装配路径曲线趋势与实验实

全吻合,存在3个波峰,各峰值处的仿真值与实验值的误差在10%以内。经分析,误差来源于3个方面:一是实验台,测力传感器精度引起的实验误差;二是仿真模型参数误差,仿真模型中,模型尺寸是公称尺寸,并非特定实验件的尺寸,此外,模型中橡胶材料、摩擦因数等参数的设定与实际可能存在差异;三是在整个仿真过程中,建模中的网格划分及求解算法的选定,收敛标准和精度的选择等导致的误差。

利用仿真方法研究密封装配的装配力,主要目的是得到密封装配正常情况下的装配力范围,为判断密封装配情况提供有效的数据参考,仿真结果与实验值的误差在10%以内,证明建立的模型合理,满足工程应用的需要。

4 形成包络范围及失败判断

通过对密封结构装配影响因素的探讨,当摩擦因数较小、密封结构尺寸处于减小装配力极限状态、工件配合间隙较大时,可以得到密封结构装配力-装配路径包络范围的最小边界;反之,可以得到装配力-装配路径包络范围的最大边界,仿真得出曲线包络范围如图14所示,在实际装配过程中,可将仿真得到的包络曲线作为密封装配力参考数据,判断密封结构装配状态是否正常,控制装配力在包络范围内,当装配力不在包络范围内,可以判断密封装配失败,停止安装并及时避免密封结构装配失败及因失败带来的不利影响。

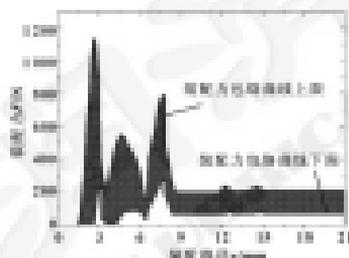


图14 装配力-路径包络范围

Fig. 14 Range of force-path

5 结论

(1) 以某伺服机构作动器油缸盖油缸活塞的密封结构为研究对象,建立了油缸-密封结构-油缸活塞装配既有单元模型,分析了影响装配力的关键因素,预测了正常装配情况下装配力-装配路径曲线的包络范围。

(2) 对油缸盖油缸活塞进行了压装试验,根据实验数据,建立仿真模型,仿真结果与实验结果装配力-路径曲线趋势完全一致,峰值数据误差控制在

10%以内,仿真模型有效,可进一步仿真求装配力包络范围。

(3) 影响装配力的关键因素有装配剂种类、密封结构尺寸公差和工作配合公差等,而装配速度与装配力-路径曲线无影响。

(4) 仿真中采用的是摩擦因数为分段设置,与实验结果相符,可通过仿真手段模拟实际装配过程中的摩擦因数。

参考文献

- [1] HIBEN C, KUPFINER C. Development of a force-path profile formulated for the assembly process of O-ring type seals [J]. *Proceedia CIRP*, 2014, 25: 223-228.
- [2] ZHANG H, CHEN J Q, YANG H B, et al. Simulation of the assembly process of new type single axial floating bearing [C]. // *Proceeding of 2011 Second International Conference on Mechatronics Automation and Control Engineering (IMACE)*, 2011.
- [3] 李强. 滚动密封结构有限元分析与实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [4] 曹社. 飞机系统液压作动器动态仿真及密封性能分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [5] 曹社, 张强, 张杰. 密封油缸密封圈的密封性能分析及有限元仿真 [J]. *机械设计与研究*, 2005, 11(4): 90-94.
- [6] HAN C J, ZHANG H, ZHANG J. Sealing performance analysis and cross section optimization of O-ring [J]. *Machine Design & Research*, 2008, 24(1): 90-94.
- [7] 陈国定, HAN H, HAN W. O 形密封圈的非线性力学分析 [J]. *机械科学与技术*, 2006, 19(5): 740-744.
- [8] CHEN C D, HAN H, HAN W. Analysis of elastomeric O-ring seals using the finite element method [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2009, 19(1): 740-744.
- [9] 陈本刚, 黄国海, 王宇. 二相粉末冶金发动机缸盖衬套下橡胶 O 形圈密封分析 [J]. *润滑与密封*, 2004, 29(2): 76-80.
- [10] CHEN J Z, HUANG M Y, HAN W B. Leakage analysis on rubber O-ring of solid rocket motor under long-term storage [J]. *Aviation Engineering*, 2004, 21(2): 76-80.
- [11] 任全刚, 李保敏, 王宇. 橡胶 O 形圈密封性能参数和失效寿命研究 [J]. *润滑与密封*, 2008, 29(1): 9-14.
- [12] REN Q H, CAI T M, WANG H Q, et al. Investigation on structure parameters and failure criteria of "O" type rubber sealing ring [J]. *Journal of Solid Rocket Technology*, 2009, 29(1): 9-14.
- [13] 周朝华, 王宇. 任全刚. 橡胶 O 形圈密封结构的有限元分析 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2009, 35(2): 233-240.
- [14] HU B Y, WANG H Q, REN Q H. Finite element analysis of O-ring and structure [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2009, 35(2): 233-240.
- [15] 李强, 李华军, 李洪武. 单级密封环摩擦状态仿真预测与试验验证 [J]. *机械工程学报*, 2008, 27(17): 66-71.
- [16] GONG H, ZHANG H J, LI H W, et al. Prediction and experimental research on evolution for frictional contact of isothermal sealing ring [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(17): 66-71.

高性能 & 安全润滑剂

—呵护您的设备

康达始于1888年，在法国世界成立，1900年一直致力开发和生产工业用润滑剂，产品种类高达1500种，主要应用于金属材料与塑料加工、机械加工、冲模、压铸、锻造、玻璃加工以及设备维护。

150



原生铝行业 & 铝热轧行业

- 压铸、挤压连续铸造
- 铝锭连续铸卷



钢铁行业

- HPC/L 多相钢热轧连续成型 (900 - 1000° C)
- 连续可热轧生产性用高合金钢 (水浸冷却)
- 连续退火用润滑剂



玻璃瓶行业

- 高速玻璃瓶 (两个阶段生产)
- 热水玻璃瓶 (两个阶段生产)
- 900 毫升 (270° C)



轴承行业 & 设备制造商

- 2000 种轴承的润滑剂
- 广泛的润滑剂产品：油膜剂、油雾剂、喷雾、清洗剂



轮胎行业

- 适用于各种规格轮胎的多种润滑剂



CONDAT

康达网中国·邮箱: info@condat.cn 网址: www.condat.cn · 电话: 021-50482952

021-50482952
021-50482952

广告经营许可证: 440606180193 邮发代号: 46-37 定价: 20.00元

