

润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.04

第42卷 总第304期
www.ljyf.com.cn

ISSN 1004-0699

CN 44-1287/H



中文核心期刊

中国科学引文数据库收录期刊

中国科技论文统计源期刊

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



广州机械科学研究院有限公司

Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd

专注

密封技术 为客户创造价值

广研密封·让机械运转更好地为人类服务

广州机械研究院密封工程技术研究中心的成立，为国内密封行业进行最新密封技术研究与推广平台，广研密封多年来一直致力为客户提供最新密封解决方案，提供国内最优质的产品和服务，为客户提供优质的密封技术解决方案和产品保障。



www.ljyf.com.cn
广州机械研究院有限公司
020-32128388

润滑与密封

RUNHUA YU MIFENG

第4卷 第4期 (总第208期) 2007年4月
月刊 (每月15日出版)
1976年创刊

主 管: 中国科学技术协会
主 办: 中国机械工程学会
广州机械科学研究集团有限公司
编辑出版: 《润滑与密封》编辑部
地 址: 广州市黄埔区科学路 828 号 (510700)

编 辑 委 员 会

主 任: 曹定斌
副 主 任: 张嗣伟 黄 兴
编 委: 温祥峰 谢友柏 徐滨士 王玉明
委 员: (按姓氏笔画排列)

王齐华 王海斗 王黎欣 付兴国
冯 煜 严国平 李 健 李 勇
杨泽松 张水强 张春晖 陈国高
江久松 廖文敏 周仲荣 姚泽祥
高诚辉 黄 平 葛俊荣 郭旭东
廖小鹏 虞 烈 戴振东 Z. Peng

主 编: 贺石中
执行副主编: 严 飞
编 辑: 黎 涛 廖天超
版 面 设 计: 邓琳婧 刘 娜
美 术 编 排: 陈开子
编辑部电话: (020) 32385313
编辑部邮箱: rhyq@vip.sina.com
网 址: www.rhyq.com.cn

广告策划: 曹国彦 黎文勤 谷瑞峰
广告热线: (020) 32385311 32388600 (传真)
发 行: 友朋阁
发行热线: (020) 32388626
网 址: 郭洪源
网站热线: (020) 82498580

发 行 范 围: 国内外发行
国内发行: 广东日报发行局
订 购 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

ISSN 0254-6050 国外发行代号: BM 549
CN 44-1260/TH 定价: 30 元/期, 360 元/年

CONTENTS

- 模拟海洋环境下新型水润滑轴承材料摩擦性能 ——
—— 盛成兴 吴祖英 姜 如 郭智成 (1)
表面粗糙度和轴颈对轴颈摩擦副润滑的影响 ——
—— 薛 彪 汪文根 洪玉平 (6)
膜层润滑的结构和摩擦特性的分子动力学模拟 ——
—— 白敏田 刘 昊 王宇 苏维雄
胡成志 王 凯 (12)
轴颈波度、圆度与键型耦合部特性数值分析 ——
—— 罗 玉 春 徐 季刚宇 (17)
油气润滑系统油气两相流流型转变研究 ——
—— 孙 杰 周 工 孙 杰 (23)
非稳态有机润滑剂膜的制备及其摩擦学性能研究 ——
—— 董 凡 张明强 任光强
李志刚 赵屹东 (29)
考虑混合油位的轴式密封密封特性研究 ——
—— 张兆桥 刘嘉超 李 军 (36)
表面结构在润滑条件下摩擦学性能研究 ——
—— 王 为 曹世雄 陈立宇
陈文明 陈 哲 (43)
膜变载荷作用下水润滑轴承副润滑性能分析 ——
—— 范德军 王保强 王 建 王 涛 (48)
基于显微图像的在线润滑油油中颗粒识别 ——
—— 曹晓光 潘明峰 严志军 曹 青
潘 博 李 强 沈俊刚 (53)
基础油中颗粒土润滑剂流变性能的影响 ——
—— 何 燕 郭小川 傅明敏
王 磊 吴克光 (60)
基于双杆-薄膜模型的液面型气液润滑摩擦特性研究 ——
—— 成 强 孙峰斌 (64)
轴瓦温度对干摩擦力学及摩擦学性能的影响 ——
—— 唐李明 王成杰 苏德仁
何志球 孙 红 (70)
基于温度比拟法的橡胶定子衬套影响密封性能的研究 ——
—— 程 强 高 磊 刘正良
郑志宇 肖 伟 (75)

本刊编入“中国科学引文数据库(CSCD)”,“万方数据——数字期刊库”,“中国核心期刊(遴选)数据库”,“中国期刊全文数据库(CJFD)”,“中文科技期刊数据库”,“美国化学文摘(CA)”,“《美国化学家学会系统文摘》(Royal Society of Chemistry)”,“《德意志化学家学会文摘》(Springer)”,“化学加不同语种文摘数据库,投稿时敬请留意。

- 一种精密气密封土壤的机构设计及其特性研究 ——
—— 李树森 崔 毅 (80)
- 基于 BP 神经网络与遗传算法的温基压缩机优化设计
—— 孙克厚 杨 杰 刘国强 王雷刚 (84)
- 圆锥油金属密封传感器设计及其试验研究 ——
—— 程 勇 冯二保 李国杰
刘 斌 岑 杰 (89)
- 基于改进遗传算法的齿轮箱润滑评定方法 ——
—— 梁宇翔 梁敏卿 梁钰杰 (95)
- 柴油机油泵系统文丘里管摩擦损失分析与结构优化
—— 梁永林 谢小彪 黄 强 刘永平 (101)
- 柴油机油泵杆衬套滑动密封磨损发生位置预测方法 ——
—— 廖 强 梁 翼 李 闯 (106)
- 喷气燃料添加剂对环烷酸酯类添加剂 TGA 敏感性的影响
—— 胡译群 程永堂 廖玉波 李 进 (111)
- 基于光催化降解油类污染传感器的技术研究 ——
—— 葛雨杰 姚建波 何伟康 陈 志 (115)

- 基于 Kriging 模型的密封环及动密封对腔压力多目标
优化 —— 解 成 曾 成 王引王 (119)
- 大承载液面型空气轴承承载性能的工程实验研究 ——
—— 靳付军 徐 明 孙旭青 高永平 (125)

- 低摩擦式密封套密封特性试验研究 ——
—— 周 坤 古 宁 邵 敏
王德兵 许 健 (132)
- 基于碟式离合器结合模式的液力油膜密封性能评价方法
—— 董志磊 王 月 肖海峰 魏晓宇 (137)

- 摩擦功率发电机首次应用于高转矩度谱谱仪 —— (5)
- 中科院开发及基于摩擦功率发电机的综合触发电控系统 —— (94)
- 国产精密磨床砂轮温度传感器的设计 —— (124)
- 中国润滑技术论坛 (2017) 征文通知 —— (140)

《润滑与密封》投稿要求

一、对来稿的要求

1. 来稿: 应具有科学性、实用性、创新性, 文字准确、通顺、精炼, 重点突出, 稿件应标注题名(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, 并标注中国分类号和作者简历, 若是科研基金项目或国家、部、省级基金项目, 请标注项目名称和编号标注在文后致谢的末尾。
2. 文题: 应简洁、简明地反映文章的内容, 符合编制题录、索引和检索及装订等可遵循的原则, 中文题长一般不宜超过 20 个字, 英文题长应与中文题长含义一致, 一般不超过 40 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) 起草或修改此文中文关键性理论或其他主要内容者; (3) 最终审阅该文发表者。每篇论文作者的排序应在投稿时确定, 在编辑过程中不应作更改, 作者单位应写全称, 并注明城市邮编和邮政编码, 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: 选关键词一般列前 3~5 个关键词即可, 标引的关键词应针对对文章研究的重点内容, 且通用性比较

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, 并对每幅图表冠以其有代表性的图(表)题(包括中英文), 本刊采用三栏表, 表中除数据外, 插图应由专业人士利用计算机绘制或扫描, 照片图上不要用于写字, 插图排列布局合理, 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阿拉伯数字加方括号标注, 参考文献中的作者, 1~3 名全部列出, 3 名以上只列前 3 名, 后加“等”或“et al”, 参考文献必须由作者对其原文核对无误, 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 4 篇。

二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿, 投稿网址: <http://www.qljgl.com.cn>, 作者修改稿件直接发至投稿箱 qljgl@pmail.com, 投稿时须提供联系电话、邮编等, 本杂志及技术编辑的对应作者所在单位审核, 并做正式合编印。
2. 本刊审稿期为二个月, 稿件录用情况通过邮件通知作者, 录用稿件同时邮寄正式录用通知书, 审稿意见及录用情况也可上网查询 (<http://www.qljgl.com.cn>)。
3. 本杂志由部属稿, 稿件一经录用, 本杂志责自负, 本刊有权对来稿做文字修改、删节, 凡有涉及原意的修改请视作者考虑。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 4 Apr 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: LIU Jianbin

Vice Chairmen: ZHANG Suxi HUANG Xing

Advisors: WEN Shizhu XIE Yushui XU Bixidi
WANG Yanning

Members of Editorial Committee:

WANG Qian	WANG Haidan	WANG Lijun
LIU Kan	YAN Xinying	FU Xingqun
LI Jian	LI Shu	YANG Peinan
ZHANG Yongbin	ZHANG Qianhui	CHEN Guoxu
WANG Jiguo	SHAO Yumin	ZHOU Zhongping
YAO Pingping	GAO Chenghui	HUANG Ping
GE Shizong	PENG Xiaohong	XIE Xiaoping
YU Lie	Dai Zhendong	Z. Peng

Chief Editor: HE Shizhong

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LI Xing LIAO Weichuan

Layout Design: DENG Lianjun LIU Na

Tel: (8620) 32385313

Fax: (8620) 32388660

Web: www.elynd.com.cn

E-mail: elynd@guet.com

Distributed Range: Distribution at home and abroad

Domestic Distributor: Newspapers and Publications
Board of Guangzhou

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

Post Distribution Code: 46-37

International Code: ISSN 549

Research and Test

Tribological Properties of New Water-Lubricated Bearing Materials under Simulated Marine Environment ---
----- SHENG Chenming WU Zemin
JIANG Song GUO Zhimei (1)

Effects of Surface Waviness and Disple on Elastohydrodynamic Lubrication -----
----- XIE Hu WANG Jiguo HONG Yaling (6)

Molecular Dynamics Simulation of the Structure and Friction Properties of Thin Film Lubrication -----
----- BAI Mank LIU Shi WANG Yu
LI Jian HU Chenghui WANG Peng (12)

A Numerical Analysis of the Coated Surface with Waviness and Taper Effect on Sealing Performance -----
----- LIU Yuan QIN Kai LI Xinyu (17)

Research on Pattern Transition of Oil-gas Two-phase Flow for Oil-gas Lubrication System -----
----- SUN Qiqun WANG Xiangjie (23)

Preparation and Tribological Behavior Study of Sulfur and Phosphorus Free Organic Molybdenum Additives ---
----- GONG Wu ZHANG Gangping REN Tianhui
LI Zhiqiang ZHAO Yidong (29)

Investigations on Leakage Flow Characteristics of Brush Seal with Consideration of Blow Down Effect ---
--- ZHANG Yueshan YAN Jianhua LI Jian (36)

Study on Tribological Properties of Laser Textured Surface under Grease Lubrication -----
----- WANG Yun ZENG Yanyi CHEN Lijun
YANG Xianming CHEN Zhe (43)

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of a Water-lubricated Bearing under Transient Loads -----
----- FAN Xianming WANG Yongqiang
WANG Jun WANG Tao (48)

Recognition for Particles in Lubricating Oil Based on Micro-image Method -----
--- HAO Yusheng FAN Xianming YAN Zhiqun
CHANG Jing PAN Bo JI Qiang SHEN Yiqun (53)

Effect of Base Oils on Rheological Property of Restonite Greases -----
----- HE Yan GUO Xianhui JIANG Mingjun
WANG Jing WU Hantian (60)

Study on Base-type Fail Bearing Characteristics Based on Link-spring Model ----- FU Jian LIN Weilin (64)

Effect of Curing Temperature on Mechanical and Tribological Properties of Nitrile-butadiene Rubber

----- YANG Lining WANG Shijie LI Xiaomeng
HE Enjin YAO Hong (70)

Research on Rubber Sealer Sealing Performance Affected by Swelling Based on Temperature Analogy Method

----- ZHANG Qiang GAO Lei
LIU Yuhang FENG Haiden JIANG Bin (75)

Application and Development

Structure Design and Properties Study of a Precision Air-bearing Spindle -- LI Shizhen REN Yi (80)

Wear Estimation for Wear Optimization Design Based on BP Neural Network and Genetic Algorithm

----- SUN Xiangping YANG Bing
LIU Qiangqiang WANG Leigang (84)

Design and Experimental Study of Metal Particle Sensors for Lubricating Oil. -- ZHANG Yang SI Kewei
LI Guosheng LIU Xuan LI Jie (89)

Clear Resin Wear Status Evaluation Method Based on Improved Radar Chart

----- ZHANG Yuxiang ZHANG Yixin
SUAN Zhongnan (95)

Simulation Analysis on Resistance and Structure Optimization of Diesel SCR Venturi Tube

----- ZHANG Yongling XIE Xiangping
HUANG Hong LI Shuping (104)

Prediction Method of Friction Fatigue Crack Initiation Location of Diesel Engine Connecting Rod Bushing

----- CAI Qiang ZHANG Yi LI Chang (106)

Influence of Additives in Jet Fuel on the Anticorrosion Agent T6002

----- HU Zexiang ZHANG Shitang
LIANG Lihou LI Jun (111)

Technical Analysis

Research of SOI Degradation Sewing Technology Based on Light Absorption

----- CHEN Mingji XIAN Jianbo
HE Jiale CHEN Long (115)

Multi-objective Optimization of Sealing Chamber Pressure for Sealing Engine Based on Keigong Model

----- XIE Huan ZHONG Wei WANG Yimin (119)

Engineering Experimental Investigation on the Performance of Large Load Capacity Air Full Bearing

----- SHU Xiangjun XU Gang
ZHENG Yuesong XIAO Yongshun (125)

Enterprise Forum

Experimental Investigation on Leakage Characteristics of Low Hysteresis Brake Seals

----- ZHOU Kun LI Ning GUO Hai
WANG Xiangyan TAN Jian (132)

Friction Characteristics Test Method of Transmission Oil Based on Wet Clutch Engagement Mode

----- DONG Zhiduo WANG Yuesong
AN Haiden ZHENG Pengjun (137)

广告刊户索引

广州机械科学研究院有限公司密封研究所

----- 0217012 封面

天津天河身模仪器有限公司

----- 0217013 封面

上海申申海博技术有限公司

----- 0217014 封二

新保达贸易(上海)有限公司

----- 0217026 插页 1

摩克森(北京)科技有限公司

----- 0217028 插页 2

广州诺林四化工程有限公司

----- 0217030 插页 3

温州博思曼密封件有限公司

----- 0217038 插页 4

上海泰和密封材料有限公司

----- 0217036 插页 5

天津诺尔科技有限公司

----- Y00018 插页 6

卓基先进材料(股)公司

----- 0217026 插页 7

雷沃重工

----- 0217002 插页 8

广州诺智工业场信息咨询有限公司

----- 0217011 插页 9

河北利姆尔橡塑制品有限公司

----- 0217030 目录封底背面

温州奥哲科技有限公司

----- 0217038 目录封底

四川兵工学报

----- Y17002 黑白内页 4

模拟海洋环境下新型水润滑尾轴承材料摩擦性能^{*}

盛昌兴^{1,2} 吴祖曼^{1,2} 姜 松^{1,2} 郭智威^{1,2}

(1. 武汉理工大学船舶动力工程技术交通行业重点实验室 湖北武汉 430063;
2. 国家水运安全工程技术研究中心可靠性工程研究所 湖北武汉 430063)

摘要: 利用高浓度羧基乙醇与不同浓度愈创木酚复合制备系列新型水润滑尾轴承材料, 在 CR-1 摩擦磨损试验机上考察其在模拟海洋环境下的摩擦性能, 对此分析不同配比材料摩擦系数和磨损量以及磨痕表面形貌的变化情况。结果表明, 在高浓度羧基乙醇中加入适量的愈创木酚可较好地改善材料的自润滑性能, 且随着愈创木酚含量的增加, 材料的摩擦系数和磨损率先减小后增加。这是因为愈创木酚在摩擦过程中会因受热氧化分解成一定量的油脂, 有助于摩擦副表面油膜的生成, 从而降低材料的摩擦磨损性能; 适量愈创木酚的加入可以有效降低材料的表面粗糙度, 改善摩擦副的表面性能, 从而提高材料的工作稳定性。

关键词: 海洋环境; 水润滑轴承; 愈创木酚; 摩擦性能

中图分类号: TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0190(2017) 04-001-05

Tribological Properties of New Water-lubricated Bearing Materials under Simulated Marine Environment

SHENG Changxing^{1,2} WU Zuman^{1,2} JIANG Song^{1,2} GUO Zhiwei^{1,2}

(1. Key Laboratory of Marine Power Engineering & Technology (Ministry of Transport), Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China; 2. Reliability Engineering Institute, National Engineering Research Center for Water Transportation Safety, Wuhan Hubei 430063, China)

Abstract: New materials of water lubricated bearing was prepared by polyethylene with different concentration of the gallic acid resin, and their friction and wear performances were investigated on the CR-1 friction and wear test machine under the simulated marine environment. The friction coefficient, wear mass loss and the surface morphology of the materials with different concentration of gallic acid resin were analyzed. The results show that the self-lubricating properties of the materials are perfectly improved by adding some gallic acid into polyethylene. With the increasing of the content of gallic acid resin, the friction coefficient and wear rate of the materials are first decreased and then increased, for the gallic acid resin can produce a certain amount of grease due to thermal oxidizing during the friction process, which contributes to the formation of water film in the surface of friction pair and improves the friction and wear properties of the materials. The addition of appropriate gallic acid resin can effectively reduce the surface roughness of the materials and improve the surface performance of friction pair, thereby improving the working stability of the materials.

Keywords: marine environment; water-lubricated bearing; gallic acid; friction performance

近年来, 水润滑尾轴承被广泛地应用于各种类型的船舶, 其具有优秀的工作可靠性、耐磨性、耐腐蚀性以及良好的抗冲击性。水作为尾轴承的润滑介质, 不仅具有成本低、环保、安全、取之不尽用之不竭等优点, 同时还可以有效解决船舶航行时的润滑油污染的问题。水润滑尾轴承在降低船舶污染指标的同

时, 解决了油污沾染军舰舷的问题, 这对于军舰而言, 具有十分重要的战略意义^[1]。

根据相关研究, 70%的船舶尾轴承与尾轴的失效是由于摩擦磨损造成的。水润滑尾轴承虽具有良好的润滑性能, 但这是建立在供水充足并形成压力水膜层的基础上, 而在船舶尾轴启停瞬间以及低速重载时, 会因供水不足的问题而导致水润滑尾轴承与尾轴之间产生干摩擦情况, 这将大大加速尾轴及尾轴承的磨损从而缩短其寿命^[2]。目前对尾轴承的研究多集中在橡胶尾轴承, 研究方向还没有涉及材料的自润滑性能, 且试验研究多是在纯净水为润滑介质的条件下进行

* 基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51079190); 湖北省高层次人才引进资助项目(鄂科发[2012] 00号)。

收稿日期: 2016-10-30

作者简介: 盛昌兴(1989—), 男, 博士, 教授, 研究方向为船舶动力系统可靠性。E-mail: scx2017@126.com

的, 难以预测船舶在海洋中航行时轴承工作的性能^[3-5]。拥有自润滑性能的材料可以有效缓解轴承在供水不足的情况下出现的干摩擦和磨蚀。而在模拟的海洋环境下研究水润滑型轴承的性能可为新型水润滑型轴承材料的开发提供试验基础。

愈创树脂是一种油性树脂, 其在受热时会分解一定量的油脂进入摩擦副之间, 帮助润滑水质的形成, 从而改善材料的摩擦副性能。本文作者以高密度聚乙烯为基体, 在其中加入一定量的愈创树脂, 制成新型水润滑型轴承材料, 同时模拟轴承与尾轴在海洋中的工作条件, 对其摩擦副性能进行了试验研究。旨在为自润滑材料的研究以及改善水润滑轴承的摩擦副性能提供试验基础。

1 试验部分

1.1 试验材料制备

试验材料为以高密度聚乙烯为基体, 加入一定量愈创树脂的新型水润滑型轴承材料。制备方法: 将干

后的愈创树脂按照一定比例(质量分数分别为 0.5%、0%和 1%) 加入到高密度聚乙烯(5000S)中, 经过混合、造粒、挤出、水冷、风干后制粒成颗粒混合物, 然后将制成的颗粒通过注塑和机械加工得到 3 组不同愈创树脂含量的试样, 同时制备 1 组不含愈创树脂的聚乙烯试样进行对比试验。

各试样的物理性能如表 1 所示。其中, 拉伸强度的测试依据 GB/T 1040, 检测时拉伸速率为 50 mm/min; 弯曲强度的检测依据 GB/T 9341, 检测时弯曲速率为 2 mm/min, 厚度为 4 mm; 冲击缺口冲击强度测试依据 GB/T 1843.2, 检测条件为 5.5 J 摆锤, 该性能主要以材料抗冲击能力; 密度的检测方法为 A 法(浸液法)。表 1 显示, 随着愈创树脂含量的增加, 试样的弯曲强度以及冲击韧性有所下降, 但其拉伸强度有所提高。综合来看, 新型材料的物理性能符合要求。

表 1 材料物理性能

Table 1 The physical properties of the materials

愈创树脂质量分数 $\omega_1/\%$	拉伸强度 σ_b/MPa	弯曲强度 $\sigma_{0.2}/MPa$	冲击缺口冲击强度 $\alpha_k/(kJ \cdot m^{-2})$	密度 $\rho/(g \cdot cm^{-3})$
0	23.38	18.77	25.97	0.944
0.5	23.8	19.09	22.6	0.946
1	22.09	16.56	20.9	0.948
1	22.28	16.86	19.29	0.951

1.2 海洋环境模拟

采用一定浓度的氯化钠溶液来模拟船舶轴承与尾轴的工作环境, 参照相关资料, 入海口海水表面的平均氯化钠质量分数的为 1.76‰, 海洋海水的平均氯化钠的质量分数为 3.5‰^[6]。因此, 试验分别配制了质量分数分别为 1.714‰、3.5‰的氯化钠溶液。同时, 为了更好地研究氯化钠含量对材料摩擦副性能的影响, 试验还配制了一组较高质量分数的氯化钠溶液, 即质量分数 5% 的氯化钠溶液。同时, 将室温内温度为 20~22℃ 以模拟海洋上大气温度; 使用水介质温控系统保持模拟液温度为 3.8℃ 左右以模拟海水温度; 向空气中喷洒质量分数为 3.5‰ 的氯化钠溶液以模拟海洋大气环境^[7]。

1.3 试验设备及方法

试验使用的 CBZ-1 摩擦副测试试验机如图 1 所示^[8]。该试验机由主机驱动系统、控制与采集系统以及水介质温控系统 3 部分组成。试验机的最大加载为 500 N, 最低转速为 50 r/min, 最高转速为 1 800 r/min, 且在转速低于 300 r/min, 会使用辅助小电

机, 以保证试验数据的精度。试验时, 试样浸泡在氯化钠溶液中, 制样摩擦体在变频电机的带动下与试样进行摩擦试验。试验过程中, 水介质温控系统控制海洋模拟液的温度, 控制与采集系统实时采集材料摩擦因数、转矩等试验数据。



图 1 CBZ-1 摩擦副测试试验机实物图

Fig. 1 The picture of the CBZ-1 friction and wear tester

为了验证材料在此速度磨损时的摩擦磨损性能, 试验转速设计为试验机载的 50 r/min, 参照美国军标, 试验最大载荷为 93 N, 考虑到试验过程中, 载荷会有一定量的波动, 试验载荷设计为 88 N, 每个试验材料将进行 135 min 的摩擦试验, 控制与采集系统每隔 1 s 采集一次试验数据, 使用电子天平对试验前后的材料进行称量, 计算材料的磨损失量, 使用 U 型激光干涉式表面轮廓测量仪对试验材料以及制盘表面形貌进行分析。

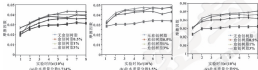


图2 材料在不同质量分数盐水中的摩擦系数

Fig. 2 Friction coefficient of the materials in different mass fraction of salt water

不同试验条件下各材料在稳定后的摩擦系数如表 2 所示, 可见, 随着创制酮含量的增加, 材料的摩擦系数先减小后增加, 当创制酮质量分数为 0.2% 时, 材料的摩擦系数最小, 这是由于创制酮是一种油性树脂, 在高密度聚乙烯中添加创制酮后, 创制酮在摩擦过程中会与受磨软化, 分泌出一定量的油膜并产生流动倾向, 当油膜流入摩擦副表面时, 有助于摩擦副表面水膜的形成, 改善了材料的摩擦性能, 降低了摩擦系数, 起到一定的自润滑效果, 但是当创制酮质量分数增加到 1% 时材料的摩擦系数反而增加, 这主要是由于以下 2 个原因造成: (1) 创制酮含量过高会导致摩擦过程中高分子聚乙烯与创制酮混合不均匀, 影响创制酮的自润滑性能发挥; (2) 创制酮含量过高导致材料的物理性能有所下降 (见表 1), 且材料表面粗糙度及颗粒变大, 影响了材料的摩擦性能。

表2 创制酮含量对摩擦系数的影响

Table 2 Effect of creatone content on friction coefficient

盐水质 分数 w/%	摩擦系数			
	树脂质量 分数 0	树脂质量 分数 0.05%	树脂质量 分数 0.1%	树脂质量 分数 0.2%
1.71%	0.026 1	0.026 1	0.041 1	0.039 9
1.8	0.027 7	0.029 6	0.047 9	0.027 6
2	0.027 1	0.029 3	0.049 8	0.028 1

2 试验结果与分析

2.1 摩擦系数及磨损量分析

在不同盐水质介质条件下材料的摩擦系数随试验时间的变化情况如图 2 所示, 可知, 各材料的摩擦系数随着试验时间增加先缓慢上升最后保持稳定, 创制酮含量不同的材料摩擦系数也有着一定的区别, 其中创制酮质量分数为 0.2% 的材料在不同盐水质介质中的摩擦系数均为最低。

不同试验条件下各材料的磨损失量如表 3 所示, 可见, 各材料的磨损失量随创制酮含量的变化情况与摩擦系数的变化情况较为接近, 也是先减少后增加, 创制酮质量分数为 0.2% 的材料磨损失量最小, 这主要是由于磨损失量与材料的摩擦系数关系很大, 一般认为摩擦系数变小, 磨损失量也会随之变小, 除将创制酮含量过高会导致材料物理性能降低, 还会致使材料在试验过程中更容易出现界面剥离, 也会加剧材料的磨损。

表3 创制酮含量对材料磨损失量的影响

Table 3 Effect of creatone content on wear mass loss

创制酮质 量分数 w/%	磨损失量/mg		
	盐水质 分数 1.71%	盐水质 分数 1.8%	盐水质 分数 2%
0	0.029 1	0.029 1	0.029 1
0.2	0.027 7	0.029 6	0.027 6
1	0.027 1	0.027 1	0.027 6
2	0.026 1	0.027 1	0.027 1

由表 3 还可看出, 在盐水质含量较高时, 含有创制酮材料的磨损失量均小于不含创制酮的高密度聚乙烯材料, 这表明在盐水质含量较高时, 创制酮可以有效地提高高密度聚乙烯材料的耐磨损性。

2.2 表面形貌分析

试验材料选择中心进行表面形貌测量。因为盐质量分数为 5% 的溶液更能反应材料在长时间工作后的

表面状况, 所以选择在质量分数为 5% 的氯化钠溶液中对试验的各材料进行表面形貌分析。图 3 为各材料在质量分数为 5% 的盐水中试验后的 3D 表面形貌图。

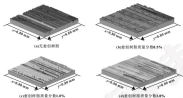


图 3 在质量分数 5% 的盐水中试验后材料的表面形貌

Fig. 3 Surface topography of the materials after tested in the salt water of mass fraction of 5%

由图 3 可见, 不同卤素阻燃剂含量的材料的表面形貌有较大的区别。其中, 卤素阻燃剂质量分数为 0.5% 时, 试验后材料表面的坑谷较高, 波峰较宽, 整体起伏较小, 表面比较平整; 卤素阻燃剂质量分数为 1.0% 时, 材料表面的坑峰深度较多, 起伏较大, 材料表面较为粗糙。

选取 S_a 、 S_z 、 S_{sk} 3 个参数对材料表面形貌进行分析。这 3 个参数可以很好地表征材料的表面形貌, 其中 S_a 为材料表面的平均偏差, 其反映了材料表面轮廓偏离程度, 其值越低表示材料表面高低起伏越小; S_z 为峰峰度, 其反映了材料表面高度分布的平整程度, 其值越低代表材料表面高度分布的平整; S_{sk} 为表面峰源密度, 其反映了单位面积内材料波峰个数, 直接反映了材料的表面平整程度, 其值越高表面平整度越好。各材料的表面形貌参数如表 4 所示。

表 4 卤素阻燃剂含量对试验后材料表面形貌的影响

Table 4 Effect of halogen content on material surface morphology after test

卤素阻燃剂 质量分数 $w/\%$	表面形貌参数		
	$S_a/\mu\text{m}$	S_z	S_{sk} (峰 μm^{-2} 峰数)
0	0.061	21.875	272.29
0.5	0.076	16.829	197.68
1	0.050	4.341	173.69
1.5	0.148	21.235	189.87

由表 4 可见, S_a 与 S_z 随着卤素阻燃剂含量的增加先减后增, S_z 在卤素阻燃剂质量分数为 0.5% 时达到最低, S_{sk} 在卤素阻燃剂质量分数为 1.0% 时达到最低, 这是由于卤素阻燃剂具有一定的自润滑性能, 促进了摩擦副之间水膜的形成, 改善了水润滑试验水在低速重载情况下难以形成良好的水膜的状况, 改善了摩擦副的工作环境, 使得试验后材料的波峰和波谷都为平缓。表 3 中各含有卤素阻燃剂的材料 S_a 值基本相同, 而高密度聚乙烯材料的 S_a 值高于含有卤素阻燃剂的材料, 这是由于在卤素阻燃剂不能很好地和高密度聚乙烯复合, 从而影响了材料的表面形貌, 使得材料平整度降低, 这种材料的摩擦性能有一定的影响。

2 结论

(1) 在高密度聚乙烯中加入适量的卤素阻燃剂可使材料拥有自润滑性能, 随着卤素阻燃剂含量的增加, 材料的摩擦系数和摩擦率先减小后增加, 这是因为卤素阻燃剂在摩擦过程中会因受热氧化, 分解出一定量的油膜并产生润滑倾向, 当油膜进入摩擦副表面时, 有助于摩擦副表面水膜的形成, 从而提高材料的摩擦副性能。

(2) 试验后材料的表面形貌分析表明, 在高密度聚乙烯中加入适量的卤素阻燃剂可以有效降低材料的表面粗糙度, 改善摩擦副的表面性能, 从而提高材料的工作稳定性。

参考文献

- [1] 董从林, 袁成波, 刘正林. 车-本构模型轴承摩擦可靠性寿命评估模型研究[J]. 润滑与密封, 2012, 36(12): 40-43.
DONG C B, YUAN C Q, LIU Z L, et al. Study on evaluation model of new reliability life of water lubricated steel roller bearing[J]. Lubrication Engineering, 2012, 36(12): 40-43.
- [2] 卢新平, 袁成波, 白秀琴. 车-轴摩擦模型的发明背景[J]. 摩擦杂志, 2019, 37(3): 187-194.
LU X P, YUAN C Q, BAI X Q, et al. Review and progress of marine tribology[J]. Chinese Journal of Tribology, 2019, 37(3): 187-194.
- [3] 李军华, 李良才, 刘宇. 本构模型轴承高分子内衬材料摩擦学性能试验研究[J]. 航海工程, 2011, 42(2): 67-69.
LI J H, LI L C, LIU Y. Experiment study on tribological properties of polymer lining of water lubricated steel bearing[J]. Ocean Engineering, 2011, 42(2): 67-69.
- [4] 周世林, 刘正林, 李汉华. 车-轴本构模型轴承摩擦性能试验研究[J]. 武汉理工大学学报, 2009, 32(3): 862-864.
ZHOU S L, LIU Z L, LIU H, et al. Experimental study on frictional characteristics of roller water-lubricated steel roller bearing[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2009, 32(3): 862-864.
- [5] GERCHEN A, FERRECHIN K, NOZZI A, et al. Tribological behavior of carbon-filled PTFE composites in water lubricated contacts[J]. Wear, 2015, 325/326: 498-505.
- [6] CHANGHU B H, WUJIALI, NIKON D C. Effect of lubricant-containing additives on the bearing capacity of fluoropolymer roller bearings[J]. Technical Physics, 2003, 48(2): 218-221.
- [7] 王书利, 白秀琴, 袁成波. 车-轴摩擦机理摩擦学研究进展[J]. 润滑与密封, 2013, 36(4): 117-121.
WANG X J, BAI X Q, YUAN C Q, et al. Advances tribological research for ship machinery[J]. Lubrication Engineering, 2013, 36(4): 117-121.
- [8] 李天翔, 王守军, 丁石武. 车-轴接触程度对于本构模型摩擦性能的影响[J]. 润滑与密封, 2014, 39(1): 64-67.
LI T X, WANG X J, DING S W, et al. Effect on tribology of roller layer on lubrication performance of water-lubricated bearings[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(1): 64-67.
- [9] LIU S H, LIU J B, LI C, et al. Effect of surface physicochemical properties on the lubricating properties of water film[J]. Science Direct, 2009, 264: 7137-7142.
- [10] 周新超, 闫志敏, 南作良. 车-轴噪声测试及声学材料摩擦轴承材料的研究[J]. 中国造船, 2009, 84(2): 77-84.
ZHOU X C, YAN Z M, NAN Z L, et al. Study of low noise water lubrication roller bearing material PTFE-N for ship steel roller[J]. Shipbuilding of China, 2009, 84(2): 77-84.
- [11] 沈加平. 海洋环境中的塑料腐蚀机理研究[J]. 化工技术与开发, 2015, 42(1): 48-50.
SHEN J P. Simulation study on steel corrosion in marine environment[J]. Development of Chemical Industry, 2015, 42(1): 48-50.
- [12] 杨林林. 虚拟海洋环境模拟方法及应用[J]. 江苏科技大学学报, 2019, 26(1): 214-217.
YANG S L. Virtual water and marine environment simulation method and its application[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2019, 26(1): 214-217.
- [13] 董从林. 本构模型轴承材料的摩擦性能机理及寿命预测模型研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.

摩擦纳米发电机首次应用于高灵敏度质谱仪

日前, 作为一种灵敏的分析技术, 质谱分析已经被广泛应用于生物医药、食品科学、国土安全、系统生物、药物发现等领域。在质谱分析中, 离子化是将中性分子带上电荷的关键的第一步。现有常用的离子化方法大多数依靠真空 (1e-6) 高压在离子源中将样品分子转化为气相离子。但是, 在电离过程中, 离子的数量并不受电压控制, 因而对离子数量难以进行精确控制。而且, 如果使用传统高压电源, 绝大部分 (99%) 的电荷/电流以及离子是浪费掉的。

固定电荷量的静电输出是摩擦纳米发电机 (TENG) 的一个本质特性。在政治理工学院、中国科学院北京纳米能源与系统研究所王中林院士和 Francesco Fantauzzi 教授团队, 用 TENG 驱动离子源, 实现了离子源在电荷数量、正负极性、信号频率等诸方面的精确控制。

首先, 该团队利用 TENG 成功实现了电喷雾离子化和等离子体放电离子化。由 TENG 提供的固定电荷量对离子化过程实现了前所未有的控制。该团队实现了电荷精度 (nanCoulomb) 的可控离子产生, 并提出了相关的物理模型。通过 TENG 的驱动, 离子脉冲的持续时间、频率、带电性都可以得到有效控制, 并实现了最小化的样品消耗。TENG 的微量电荷避免了质谱分析中 1e-6 高压下常见的电晕放电现象, 从而首次实现了超高压 (2~9 kV) 的电喷雾 (nanoESI)。该新方法提高了低电压下的电喷雾离子源的灵敏度, 并极大提高样品的利用率。TENG 驱动离子化所实现的质谱分析被成功用于检测各种有机小分子和生物大分子, 并达到了可以检测几千个分子的水平精度。TENG 驱动的文质离子喷雾还被用于在电喷雾表面进行阳离子沉积。

该研究对于质谱分析和 TENG 两个领域的发明都具有开创性意义。

(来源: 中国科学院北京纳米能源与系统研究所)

DOI: 10.3969/j.issn.0273-0890.2017.04.002

表面波纹度和凹坑对线接触弹流润滑的影响^{*}

薛 虎 汪久耀 洪玉芳

(浙江大学机械工程学院 浙江杭州 310027)

摘要:由于加工误差和表面损伤等,轴承零件表面会出现不同的表面形貌,表面凹坑和波纹度严重影响线接触润滑的润滑性能。采用系统法求解重载和轻载下波纹表面和凹坑表面润滑膜压力分布和膜厚以及表层 Mises 应力,发现表面波纹度会使油膜压力分布波动,应力波峰处的应力值会大于光滑接触表面的油膜压力,表面会向应力集中,重载时波纹度的影响更明显;表面凹坑会使凹坑两侧向侧向的压力峰,表面凹坑两侧油膜变薄;当凹坑在接触中心时,油膜压力对凹坑深度非常敏感,较小的凹坑深度就会导致油膜崩溃;而在出口区的凹坑会使二次区为峰并使得凹坑靠近接触中心的一侧,而且峰应力远大于正常接触压力,凹坑处有局部高应力和严重的应力集中,重载时较小的凹坑深度会引起相对更明显的应力峰和应力集中。

关键词:弹流润滑;表面波纹度;表面凹坑;二次应力峰;应力集中

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0273-0890(2017) 04-0002-06

Effects of Surface Waviness and Dimple on Elastohydrodynamic Lubrication

XUE Hu WANG Jiuyao HONG Yufang

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou Zhejiang 310027, China)

Abstract: Due to machining errors and surface damage etc., there is different surface topography on surfaces of bearing elements, and dimples and waviness significantly affect the lubricating properties of line contact surface. The lubricating film pressure and film thickness as well as subsurface Mises stress of the surfaces with waviness and dimples under heavy load and light load were solved with the system method. The results demonstrate that the surface waviness causes the fluctuation of film pressure. The peak pressures are higher than the normal contact surface pressures, the stress concentration occurs on the surface, and the effects are much more significant under heavy load. The dimples on the surface result in sharp pressure peak and humped surface profile besides the dimples. When the dimples locate at the center of the contact area, the film pressure is very sensitive to the dimple depth and a shallower dimple will lead to film collapse. The dimple at the outlet will make the pressure spike move to the inlet side of the dimple and the correspond pressure spike is much higher than that of smooth surfaces, and local high stress and severe stress concentration exist at the dimple area. Under heavy load the pressure spike and stress are more sensitive to the dimple depth.

Keywords: EHL; surface waviness; surface dimple; pressure spike; stress concentration

轴承零件表面不可能绝对光滑的,由于加工误差和表面损伤等,轴承表面会出现不同的表面形貌,VENNER 和 LIEBIGHT^[1] 将表面形貌分成两类,其中凹坑属于局部表面形貌,波纹度属于全局表面形

貌。滚动轴承的内、外圈赛道和滚动体表面波纹度是在生产过程中产生的一种加工误差,而在负载工作时表面会因疲劳、点蚀和塑性变形等产生凹坑,同样加工误差也会使轴承表面有凹坑产生,表面波纹度和凹坑必然存在并影响着表面润滑状态,表层应力、润滑膜厚度和压力以及温度、振动和噪声等都会受波纹度和凹坑的影响。

关于接触表面形貌对润滑的影响的研究虽已进行了很多工作^[2-4], VENNER 和 LIEBIGHT^[1] 研究了波纹度和凹坑对纯滑动重载线接触油膜厚度和压力分布的影响, SADEGH 和 KIM^[5] 研究了表面凹坑对重载线接触压力、膜厚、温度、摩擦因数的影响,发现

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(863 计划)(2013A600302); 国家自然科学基金项目(81373036)。

收稿日期: 2016-10-23

作者简介: 薛虎(1980—),男,硕士研究生,研究方向为滚动轴承摩擦学设计, E-mail: xuehu@zhuoemf.163.com。

通信作者: 汪久耀(1963—),男,工学博士,教授,研究方向为机械设计、摩擦学和齿面设计, E-mail: wjy_gz@zhuoemf.com。

压力随凹坑深度的影响很大。XU 等^[1]利用弹性流林森纳模型研究了粗糙线接触表面凹坑的影响, 发现凹坑弹性变形和机械硬化的作用, 凹坑对最大压力峰的影响要明显小于弹流润滑, 且由于弹性变形, 在凹坑边缘会出现应力集中。KUNNER 等^[2]的研究证实有波纹度表面影响的表面粗糙度, 在粗糙度情况下, 波纹度的幅度会衰减, 而且衰减程度与两表面之间的相互滑动有关。KALPKA 等^[3]通过无干涉实验获得了单个凹坑的表面接触的油膜厚度变化, 得到的结果与数值计算结果相符。在凹坑上、下游边缘油膜厚度会减少, 上、下游两侧油膜厚度变大。YU 等^[4]研究了不同凹坑形状和尺寸对油膜压力和摩擦力的影响, 发现椭圆形凹坑具有相对较好的减少摩擦力的效果。王郁和王静^[5]研究了表面波纹度对自由液面弹流流的影响, 发现表面波纹度的存在会导致油膜压力、膜厚和油膜温度的非线性变化, 且考虑热效应后的油膜厚度明显小于等温情况下的油膜厚度。

接触表面波纹度和凹坑对弹流润滑的影响一直是国内外学者研究的重点, 本文作者在前人研究的基础上, 用 HERTZ 和 HAMROCK^[6] 的半椭圆模型, 分别研究高高速和轻载荷低速工况下, 表面波纹度的幅度和波长、凹坑的尺寸和位置对线接触表面应力分布、弹流润滑膜厚度和压力的影响。

1 数学模型

线接触弹流润滑弹流润滑模型的基本方程是每个节点的无量纲化 Reynolds 方程^[7],

$$h_i' \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right) + \bar{\rho}_i \bar{\rho}_i' \left(\frac{\partial P}{\partial Y} - \bar{R} \right) = 0 \quad (1)$$

其中:

$$h_i = \frac{2}{\pi} \frac{\partial_i}{\bar{w}} \quad (2)$$

式中: h_i 为 i 节点处无量纲化膜厚; $M = \bar{w} \bar{w}' / \bar{v}$, \bar{w} 为 Hertz 接触半宽; P 为无量纲化压力; $P = p / p_{\text{max}}$, p_{max} 为最大 Hertz 接触压力; \bar{w} 为无量纲化接触线方向的坐标; $X = x / \bar{w}$, \bar{w} 为 i 节点处无量纲化膜度; $\bar{\rho}_i$ 为 i 节点处无量纲化密度; $\bar{\rho}_i'$ 为油膜出口处的 $\bar{\rho}_i'$; \bar{R} 为无量纲化速度参数; \bar{w} 为无量纲化载荷参数。

考虑弹性变形的膜厚方程为

$$\bar{R} = \bar{R}_0 + \frac{K'}{2} \bar{w} \quad (3)$$

其中:

$$\bar{R}_0 = \frac{2}{\pi} \bar{D}_i P_i' - \frac{1}{4} \ln \left(\frac{8 \bar{w} \bar{w}'}{\bar{w}} \right) \quad (4)$$

式中: \bar{D} 为线接触弹性变形影响系数矩阵, \bar{D} 的计算

见文献 [8]。

弹流油温度方程采用 Rebarth 公式:

$$\bar{\rho}_i = \exp \left[\ln \rho_{i0} + 0.6 \bar{t} \right] \cdot \left[(1 + 5.1 \times 10^{-5} \rho_{i0} P_i')^{-1} - 1 \right] \quad (5)$$

式中: ρ_{i0} 为基础油的密度。

弹流油温度方程为:

$$\bar{\rho}_i' = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-5} \rho_{i0} P_i'}{1 + 1.7 \times 10^{-5} \rho_{i0} P_i'} \quad (6)$$

经过多次尝试, 雷诺方程中的压力梯度采用后差分格式时收敛更容易:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial X} \right) = \frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta X} \quad (7)$$

分别考虑表面波纹度或者凹坑时, 膜厚方程修正为

$$\bar{R} = \bar{R}_0 + \frac{K'}{2} \bar{w} + \bar{S}_1 \quad (8)$$

$$\bar{R} = \bar{R}_0 + \frac{K'}{2} \bar{w} + \bar{S}_2 \quad (9)$$

$$\bar{S}_1 = \Delta \sin \left(\frac{2\pi \bar{w}}{\bar{L}} \bar{X} \right) \quad (10)$$

$$\bar{S}_2 = C \sqrt{1 - \left(\frac{\bar{X} - \bar{X}_0}{\bar{R}} \right)^2} \quad (11)$$

式中: \bar{L} 为无量纲化表面波纹度; \bar{L} 为无量纲化波长; \bar{R} 为椭圆凹坑接触线方向半轴参数, $\bar{R} = \bar{a} \bar{b}$; C 为椭圆凹坑深度方向半轴参数; \bar{X}_0 为凹坑中心点的 \bar{X} 坐标。

线平衡方程为

$$\int_{-\bar{w}}^{\bar{w}} P \bar{X} d\bar{X} = \frac{\pi}{2} \quad (12)$$

表面点 (x, y) 的应力为

$$\sigma_x = -\frac{2\gamma}{\pi} \int_{-\bar{w}}^{\bar{w}} \frac{\rho(\bar{t})(x - \bar{t})'}{[(x - \bar{t})' + y']^2} d\bar{t} \quad (13)$$

$$\sigma_y = -\frac{2\gamma'}{\pi} \int_{-\bar{w}}^{\bar{w}} \frac{\rho(\bar{t})}{[(x - \bar{t})' + y']^2} d\bar{t} \quad (14)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{2\gamma'}{\pi} \int_{-\bar{w}}^{\bar{w}} \frac{\rho(\bar{t})(x - \bar{t})}{[(x - \bar{t})' + y']^2} d\bar{t} \quad (15)$$

式中: y 为深度方向坐标, 坐标起点为接触表面。

在当前的研究中, 表面线接触表面应力分布的主要是表层最大张应力 σ_{max} , 表层正交微应力 σ_x , 和表层 Hertz 应力, 文中采用的是表层 Hertz 应力,

$$\bar{\sigma}_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{max}}}{k} = \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{k}} = \sigma_x' / k \quad (16)$$

式中: k 是综合弹性模量, $\frac{1}{k} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right)$,

ν_1 、 ν_2 是材料泊松比。

2 求解方法

对于弹流模型的求解采用 HOUKETT 和 HAMROCK 提出的系统法, 系统控制方程为偏微分 Reynolds 方程 (17) 和载荷平衡方程 (18), 数学求解采用高斯消元法与迭代法求解。

$$\left(\frac{\partial h}{\partial X}\right)^2 \cdot (\Delta h)^2 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial h}{\partial P_i}\right)^2 \cdot (\Delta P_i)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial X}\right) \cdot (\Delta X)^2 = -J \quad (17)$$

$$\sum_{i=1}^n C_i (\Delta P_i)^2 = \int_{-1}^1 (\Delta P)^2 dX = \frac{W}{2} - \int_{-1}^1 P dX = 0 \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial h}{\partial X} & \frac{\partial h}{\partial P_1} & \cdots & \frac{\partial h}{\partial P_n} & \frac{\partial h}{\partial X} \\ \frac{\partial h}{\partial X} & \frac{\partial h}{\partial P_1} & \cdots & \frac{\partial h}{\partial P_n} & \frac{\partial h}{\partial X} \\ \vdots & \vdots & \equiv & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial h}{\partial X} & \frac{\partial h}{\partial P_1} & \cdots & \frac{\partial h}{\partial P_n} & \frac{\partial h}{\partial X} \\ 0 & C_1 & \cdots & C_n & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta X \\ \Delta P_1 \\ \vdots \\ \Delta P_n \\ \Delta X \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -J \\ -J \\ \vdots \\ -J \\ -J \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\begin{cases} P_i^* = P_i^* + (\Delta P_i)^* \\ h_i^* = h_i^* + (\Delta h_i)^* \\ X_i^* = X_i^* + (\Delta X)^* \end{cases} \quad (20)$$

式 (17) — (20) 中, 角标 * 表示上一次迭代, 角标 \circ 表示到一次迭代, 偏导数和微商系数的求解见参考文献 [8] 的求解方法, 初始中心膜厚采用 Hamrock-Bushnell 中心膜厚公式^[8]:

$$h_c = \frac{K'}{W} \cdot 1.607 W^{-0.13} U_1^{0.714} U_2^{0.75} \quad (21)$$

式中: 载荷参数 $W = \omega^2 / (E E')$; 速度参数 $U_1 = \alpha_1 \alpha_2 / (E E')$; 材料参数 $U_2 = \alpha E$, $\alpha = \alpha_1 \cdot 5.1 \times 10^{-10} \cdot (\log_2 \alpha + 9.67)$, α 取 0.68。

初始压力采用 Hertz 压力分布, 系统法求解的迭代收敛准则为相对幅度判断准则, 相对收敛量为 $\epsilon_i = 1 \times 10^{-4}$, $i=1, 2, 3$,

$$\left| \frac{h_i^* - h_i^{\circ}}{h_i^*} \right| \leq \epsilon_i \quad (22)$$

$$\left| \frac{P_i^* - P_i^{\circ}}{P_i^*} \right| \leq \epsilon_i \quad (23)$$

$$\left| \frac{X_i^* - X_i^{\circ}}{X_i^*} \right| \leq \epsilon_i \quad (24)$$

3 结果与讨论

数值计算过程均在 MATLAB2006 平台上进行求解, 线接触 X 方向上的求解域为 $X=-5$ 到 $X=1.5$, 求解域被划分为 520 个等距网格, 表 1 为文中数值计算的部分工况参数。

表 1 数值计算工况参数

Table 1 Parameters for numerical calculation

参数	数值	参数	数值
$R_1/\mu\text{m}$	19.5×10^3	$R_2/\mu\text{m}$	8×10^3
E_1/Pa	2×10^{11}	E_2/Pa	2×10^{11}
ν_1	0.3	ν_2	0.3
α	0.68	$\Delta/\mu\text{m}$	0.003

分别考虑了轻载荷和高载荷下表面波纹度和凹坑的影响, 其中轻载条件下的载荷 W 为 1 000 N, 两表面平均的卷吸速度 u_0 为 0.2 m/s, 润滑油的基础粘度 η_0 为 1.25 Pa·s, 计算得到的轻载情况下的最大赫兹接触压力 p_{H0} 为 0.698 4 GPa, 光滑表面下稳态弹流的最小油膜厚度 h_{00} 为 1.055 8 μm , 显明一化最小膜厚 \bar{h}_0 为 1.680 3; 高载条件下的载荷 W 为 10 000 N, 两表面平均的卷吸速度 u_0 为 2.5 m/s, 润滑油的基础粘度 η_0 为 0.125 Pa·s, 计算得到的高载情况下的最大赫兹接触压力 p_{H0} 为 2.209 8 GPa, 光滑表面下稳态弹流的最小油膜厚度 h_{00} 为 0.568 7 μm , 显明一化最小膜厚 \bar{h}_0 为 0.1109。

3.1 表面波纹度的影响

图 1 (a) 所示是轻载荷下表面波纹度 $A=0.003$ λ , 波长分别为 $\bar{\lambda}=0$, $\bar{\lambda}=0.25$, $\bar{\lambda}=0.5$ 和 $\bar{\lambda}=1$ 时的润滑油膜压力和膜厚分布; 图 1 (b) 所示是轻载荷下表面波纹度波长 $\bar{\lambda}=0.5$, 波纹幅度分别为 $A=0$, $A=0.01$, $A=0.025$, $A=0.05$ 时的润滑油膜压力和膜厚分布; 图 1 (c) 所示是轻载荷下表面波纹度 $A=0.003$ λ , 波长 $\bar{\lambda}=0.25$ 时的表层 Mises 应力; 图 1 (d) 所示是轻载荷下表面波纹度 $A=0.05$, 波长 $\bar{\lambda}=0.5$ 时的表层 Mises 应力。可以看出, 在一定范围内, 表面波纹度会导致油膜压力和膜厚有同样的波状, 膜厚的波峰处会有油膜压力的波谷, 膜厚的波谷处会有油膜压力的波峰; 表面波纹度一定时, 表面波纹度的波长越小, 应力波的幅度越大; 波长一定时, 波纹度波幅越大, 应力波的幅度越大; 轻载荷时表面接触压力始终小于最大 Hertz 接触压力; 油膜的二次压力峰依然存在但压力峰值大于无波纹表面接触膜的二次压力峰值; 表面波纹度产生的压力波峰会使接触区表面产生局部高压区, 波长越小, 局部高压区区域多。

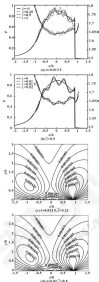


图1 轻载下波状表面薄膜压力、膜厚和 Mises 应力

Fig. 1 The film pressure, film thickness and Mises stress of wavy surface under light load

图2 (a) 所示是高载向下表面波状幅度 $A=0.0001$ 、波长分别为 $\lambda=0$ 、 $\lambda=0.25$ 、 $\lambda=0.5$ 和 $\lambda=1$ 时的侧向薄膜压力和膜厚分布; 图2 (b) 所示是高载向下表面波状幅度 $\lambda=0.5$ 、波状幅度分别为 $A=0$ 、 $A=0.0001$ 、 $A=0.0002$ 、 $A=0.0003$ 时的侧向

侧向压力和膜厚分布; 图2 (c) 所示是高载向下表面波状幅度 $A=0.0001$ 、波长 $\lambda=0.25$ 时的表层 Mises 应力; 图2 (d) 所示是高载向下表面波状幅度 $A=0.0001$ 、波长 $\lambda=0.5$ 时的表层 Mises 应力。

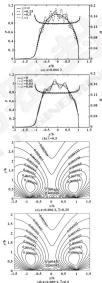


图2 高载下波状表面薄膜压力、膜厚和 Mises 应力

Fig. 2 The film pressure, film thickness and Mises stress of wavy surface under heavy load

由图2可以看出,高载荷时油膜压力和表层 Miss 应力对表面起伏度更敏感,很小的表面起伏幅度就会导致接触区压力有很大的波动;且接触中心压力波峰处的接触压力大于最大 Miss 接触压力;对比图1(a)和图2(a),对比图1(d)和图2(d)可知,虽然一化值不相同,接触表面附近应力集中区出现的位置类似,但高载时,应力集中更密集更明显,所以高载时,表面更容易因为起伏度而产生点蚀破坏。

3.2 表面凹坑的影响

图3(a)所示是轻载条件下接触表面入口处有凹坑, $X_c = -0.8$, 凹坑深度分别为 $C = 0.2$, $C = 0.5$,

$C = 0.8$ 时的油膜压力和膜厚分布;图3(b)所示是轻载条件下接触中心处有凹坑, $X_c = 0$, 凹坑深度分别为 $C = 0.25$ 和 $C = 0.28$ 时的油膜压力和膜厚分布;图3(c)所示是轻载条件下接触表面出口处有凹坑, $X_c = 0.8$, 凹坑深度分别为 $C = 0.2$, $C = 0.5$, $C = 0.8$ 和 $C = 1.1$ 时的油膜压力和膜厚分布;图3(d)所示是入口凹坑深度 $C = 0.8$ 时的接触区表层 Miss 应力;图3(e)所示是接触中心凹坑深度 $C = 0.28$ 时的接触区表层 Miss 应力;图3(f)所示是出口凹坑深度 $C = 0.8$ 时的接触区表层 Miss 应力。

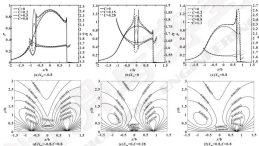


图3 轻载下凹坑表面油膜压力、膜厚和 Miss 应力

Fig. 3 The film pressure, film thickness and Miss stress of dimpled surface under light load

根据图3可知,轻载时,在一定深度内,当凹坑在入口处时,凹坑处油膜压力很小,凹坑两侧会出现压力峰;凹坑两侧边缘膜厚较小,表面有小的凸起;入口凹坑使整个接触区凹坑以外的接触压力明显大于同等工况下无凹坑表面的接触压力,凹坑越深,表面压力变化越大。

当凹坑在接触中心处时,油膜压力变化对凹坑深度很敏感;凹坑处有明显的压力下降,凹坑两侧有尖锐的压力峰,对应凹坑两侧边缘有表面凸起;接触中心的凹坑同样使二次压力峰和二次压力峰处的表面凸起更明显;凹坑越深,压力变化越明显。

当凹坑在接触区出口处时,同样凹坑处压力很小;但二次压力峰消失,只在凹坑靠近接触区边缘处有更加尖锐的压力峰,这个压力峰明显高于最大 Miss 接触压力,在凹坑两侧有明显的表面凸起;当凹坑深度在 $C = 0.5$ 到 $C = 1.1$ 之间时,凹坑深度对接触区压力分布的影响一样。

根据图3(d)、图3(e)、图3(f)可知,在表面凹坑处,由于存在尖锐的压力峰,在凹坑位置接近表面处会存在很大的应力集中,且应力大于没有凹坑时的应力,因此在表面凹坑的位置,表面更容易因为应力集中而产生破坏。

图4(a)所示是高载向下接触表面入口处有凹坑, $\lambda_{\text{rms}}=0.8$, 凹坑深度分别为 $C=0$, $C=0.02$, $C=0.04$ 和 $C=0.06$ 时的油膜压力和膜厚分布; 图4(b)所示是高载向下接触中心处有凹坑, $\lambda_{\text{rms}}=0$, 凹坑深度分别为 $C=0.005$ 和 $C=0.01$ 时的油膜压力和膜厚分布; 图4(c)所示是高载向下接触表面出口处有

凹坑, $\lambda_{\text{rms}}=0.8$, 凹坑深度分别为 $C=0.02$, $C=0.04$ 和 $C=0.06$ 时的油膜压力和膜厚分布; 图4(d)所示是入口凹坑深度 $C=0.06$ 时的接触区表层 $Mises$ 应力; 图4(e)所示是接触中心凹坑深度 $C=0.01$ 时的接触区表层 $Mises$ 应力; 图4(f)所示是出口凹坑深度 $C=0.06$ 时的接触区表层 $Mises$ 应力。

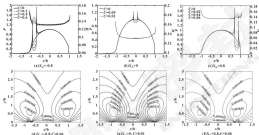


图4 高载下凹坑表面油膜压力、膜厚和 $Mises$ 应力

Fig.4 The film pressure, film thickness, and Mises stress of dimpled surface under heavy load

根据图4可知, 高载时, 在一定深度内, 当凹坑在入口区时, 凹坑处压力很低, 凹坑两侧有明显尖峰的压力峰, 凹坑对接触区中心和出口区的压力影响不明显, 凹坑越深, 压力变化越大; 且高载下凹坑两侧峰值压力特别大, 凹坑深度为 $C=0.06$ 时, 最大峰值压力接近2倍的最大 $Hertz$ 接触压力, 当凹坑在接触中心时, 油膜压力对凹坑深度很敏感, 凹坑两侧同样有尖锐的压力峰, 当凹坑在接触区出口区时, 凹坑对接触区油膜压力和膜厚的影响和凹坑在入口区时类似。

高载情况下, 因为凹坑边缘的峰值压力非常大, 在凹坑位置的应力非常大, 应力集中也非常明显, 表面容易产生破坏。

4 结论

(1) 表面波纹度导致油膜压力高度波化, 压力波峰处的压力值会大于光滑接触表面的压力; 表面波纹幅度一定时, 表面波纹度的波长越小, 压力波动的幅度越大, 波长一定时, 波幅度或幅越大, 压力波动

的幅度越大; 高载时油膜压力和表层 $Mises$ 应力对表面波纹度更敏感, 较小的表面波纹幅度会导致接触区内压力有极大的波动; 且接触中心压力波峰处的流体压力大于最大 $Hertz$ 接触压力; 当波长一定或长相同时, 接触表面附近应力集中区出现的位置类似, 但高载时, 应力集中更密集更明显, 所以高载高时, 表面更容易为表面波纹度而产生点蚀破坏。

(2) 接触区入口的表面凹坑会使凹坑两侧出现尖锐的压力峰, 对应位置的表面有剥蚀; 当凹坑在接触中心时, 油膜压力对凹坑深度非常敏感, 较小的凹坑深度就会导致油膜崩溃, 而出口区的凹坑会使二次应力峰移动到凹坑靠近接触中心的一侧, 且峰值压力远大于正常油膜压力, 凹坑处有局部高应力和严重的应力集中, 高载下凹坑两侧峰值压力特别大, 在凹坑位置的应力非常大, 应力集中也非常明显, 表面更容易产生疲劳失效。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.04.008

薄膜润滑的结构和摩擦特性的分子动力学模拟^{*}

白敏¹ 刘美¹ 王宇¹ 吕继刚² 顾成志³ 王鹏³

(1. 大连理工大学能源与动力工程学院 辽宁大连 116024; 2. 道达尔-一汽大连柴油机油有限公司研发部 辽宁大连 116024; 3. 大连理工大学土木工程学院 辽宁大连 116024)

摘要: 研究以正庚烷为润滑剂时薄膜润滑的结构特性和摩擦特性。采用分子动力学的方法建立薄膜润滑计算体系,探究温度和压力对薄膜润滑的形成、滑移现象和摩擦特性的影响。结果表明,纳米级薄膜润滑呈现向“分层”的易滑性;温度越高,润滑分子之间的吸附作用越强,越不易发生界面滑移,摩擦系数越大;压力越大,润滑膜越薄,越不易发生界面滑移,摩擦系数越大;薄膜润滑是一种过渡状态,且是一种可以独立存在的过渡状态。

关键词: 分子动力学; 薄膜润滑; 正庚烷

中图分类号: T0117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(2017)04-010-08

Molecular Dynamics Simulation of the Structure and Friction Properties of Thin Film Lubrication

BAI Min¹ LIU Mei¹ WANG Yu¹ LV Jigang² GU Chengzhi³ WANG Peng³

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China;
2. Dalian Dalian Engine Research and Development Department, Dalian Liaoning 116024, China;
3. School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China)

Abstract: The structural characteristics and friction properties of the lubrication film of thin film lubrication were studied with *n*-heptane as lubricant. The method of molecular dynamics was adopted to calculate the thin film lubrication system, and the influences on the film structure and component, the slip phenomenon and the friction properties by temperature and pressure were explained. Results show that nanometer level lubricating film shows layered performance similar to solid. The higher the temperature, the stronger the adsorption of solid and liquid molecules, the greater the friction, and the interface slip is less likely to occur. The greater the pressure, the more prominent the layered structure similar to solid, the greater the friction, and the interface slip is less likely to occur. Thin film lubrication is a transition state, which can exist independently.

Keywords: molecular dynamics; thin film lubrication; *n*-heptane

薄膜润滑剂是工程中使用最广的润滑材料,通常在其表面形成或微米量级的润滑保护膜。但现代机械设计中的摩擦不断变薄,纳米级润滑膜性的研究逐渐成为摩擦学研究的热点。润滑膜进入纳米量级时,其物理性质会发生很大的变化,如黏度升高、分层等许多典型态的性质等^[1]。此时,传统的高压动力学的规律不再适用。为了深入研究薄膜润滑的微观机制,引进了分子动力学的方法。分子动力学模拟(Mole-

cular dynamics simulation)是进行原子、分子级计算和材料性能研究的一种新型工具。分子动力学方法可通过原子运动的真实过程深刻地揭示纳米结构的变形及内在机制。在纳米尺度下材料力学行为数值模拟的研究中将得到广泛应用。

利用分子动力学的方法,之前的研究者获得了很多有价值的结果。SHIBUKAWA等^[2]、HOSHIZAKI等^[3]采用分子动力学的方法用LJ势计算薄膜润滑,结果表明润滑油膜的黏度随着固体层之间距离的不同而不同,黏度随分子两数型的增加而增加。KORGE和YONEGA^[4]利用分子动力学的方法,研究链长长度在6—80之间的烷烃分子,在不同压力下的界面滑移。STEVIAK等^[5]利用分子动力学的方法,研究链长为C20—C1400之间的分子(油膜厚度在2 nm左右)的

*基金项目: 国家自然科学基金项目(51276039, 51276033, 51376082)。

收稿日期: 2016-10-11

作者简介: 白敏(1982-),女,博士,教授,研究方向为内流润滑、纳米润滑等。E-mail: 1207688228@qq.com

动速度与摩擦剪切力的关系。TARAGLINO等^[2]采用分子动力学的方法,对正丁烷润滑了铜对铜表面的润滑效果进行研究,研究结果表明,在薄膜润滑的情况下正丁烷更能有效地保护金属表面。DING等^[3]采用分子动力学研究了表面粗糙度对超薄油膜润滑的纳米流变学的影响。

本文作者以正庚烷为润滑剂,运用分子动力学的方法探究温度和压力对润滑油膜结构组成、摩擦特性和摩擦特性的影响。

1 分子动力学模型及计算过程

1.1 薄膜润滑的分子动力学模型

图1示出了以正庚烷为润滑剂的薄膜润滑的分子动力学模型。模型主要分为2大部分,上下表面为由铜原子组成金属层,符合体立方分布,中间为由正庚烷分子组成的润滑膜。为了对摩擦过程进行模拟,下表面的金属层固定不动,上表面的金属层以 10 m/s 的速度向右移动,同时在上表面施加一个持续作用的力,从而形成摩擦过程,可以对润滑状况进行模拟。

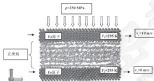


图1 薄膜润滑分子动力学模型

Fig. 1 Thin film lubrication molecular dynamics model

模型的初始尺寸为 $x=7.88\text{ nm}$, $y=7.88\text{ nm}$, $z=12.08\text{ nm}$ 。当压缩过程开始以后,润滑膜的厚度会减小,上下表面的金属厚度相同,原子个数也相同。薄膜润滑的模型中包含12 186个铜原子(上下2个金属层铜原子的总和),800个正庚烷分子。由于模拟过程采用的是混合原子力场,所以包含4 600个CH,虚拟原子间和4 600个CH,虚拟原子键。铜原子的分布为面心立方晶格分布,正庚烷分子的分布也是面心立方晶格分布。

1.2 模拟温度及计算过程

模拟计算采用混合原子力场势函数,其中原子质量和势能函数取自文献[8]。分子动力学模拟在 x 、 y 2个维度上采用周期性的边界条件,在 z 方向采用非周期性的边界条件。模拟的过程主要分为3个部分:弛豫、压缩和剪切。在弛豫的过程中,2个刚性层中的原子固定不动,从而保证系统的高度不变,可以使高温分子充分弛豫。通过充分的弛豫过程,系统的能量可以达到一种相对平衡。之后,上层刚性层以固定的速度向下运动,同时施加150、500 MPa的固定压力,产生压缩的效果。压缩过程完成以后,上层分子以 10 m/s 的速度向右运动,下层金属层固定不动,

还将产生了剪切的效果,这样就完成了整个摩擦过程。在这一过程中,上下两层的金属温度控制在需要的高温内,使用NVE系综,用速度恒定法控制温度,温度分别为200、315、335、355 K。模拟过程中的时间步长为1 fs,弛豫过程持续20 000步,压缩剪切过程持续400 000步以上。通过不同的压力与温度的组合,本文作者重点考察压力、温度对于薄膜润滑的结构组成、摩擦特性和流变特性的影响。

2 模拟结果及讨论

2.1 温度对薄膜润滑油膜结构组成的影响

图2示出了压力分别为250、500 MPa时,温度对液体分子数密度的影响。为了模拟薄膜润滑,把润滑剂的正庚烷分子定为400个。图中横坐标表示的是系统的高度,纵坐标表示的是正庚烷分子的数密度。图2(a)、(b)的并排拐点是近壁面的分子数密度大,这是因为正庚烷在金属表面产生了吸附现象,出现了吸附现象和界面吸附,在系统的中间部分,数密度差别不大,这就意味着在润滑膜的中间部分,依然保持着液体的某些特性。

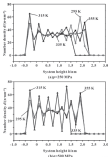


图2 温度对流体分子数密度的影响

Fig. 2 Effects of temperature on fluid number density of molecules
(a) 200 MPa; (b) 500 MPa

由图2可知,随着温度的升高,流体层状结构越明显。这是因为当温度升高时,流体的黏度降低,相互之间的作用力下降,产生层状结构,出现分层性。

图3是 $p=500\text{ MPa}$, $T=350\text{ K}$ 时薄层流膜的跨膜分层结构示意图。

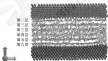


图3 $p=500\text{ MPa}$, $T=350\text{ K}$ 时的分层结构示意图

Fig. 3 Structure model at $p=500\text{ MPa}$ and $T=350\text{ K}$

由图2(b)可知,薄层系统的数密度大致分为6个不同的值,也就是说润滑油膜分为6层。由图3的模型示意图可以清楚地看到这种层状结构,其中第

一层和第六层为吸附层,第二层和第五层为有序层,第三层和第四层分界不明显,是流体层。

2.2 温度对薄层润滑油速度分布的影响

图4示出了压力分别为200、500 MPa时,正交向流体速度随温度的变化情况,横坐标表示的是系统高度,纵坐标表示的是速度。可以看出,正交向流体内部的速度分布形状大体相同,在正交向处由于受到吸附了强烈的吸附作用,正交向分子的速度与壁面吸附分子的速度大体一致,上下表面分别为0和 10 m/s ,流体内部的速度呈现线性分布,在同一压力下,随着温度的增加,流体膜的厚度降低,这是由于温度增加了分子间距,分子之间相互作用减弱,使得油膜厚度降低。同时可以看到,在速度分布中,上壁面的速度出现了一段直线分布,这说明了分子在上壁面受到的吸附力很强,形成了很厚的吸附吸附层,吸附层的厚度随着温度的增加而增加。

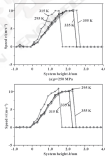


图4 正交向流体速度随温度的变化

Fig. 4 Variation of velocity with temperature
(a) 200 MPa; (b) 500 MPa

经典流体力学的理论认为,流体分子内部间距的作用,使得流体内部速度保持一致。图4的结果表明,由于润滑油形成了分层结构,不同的分子层之间

的速度是不同的, 图中速度的不连续性表明, 润滑膜出现了界面摩擦。

2.3 温度对薄层润滑油膜摩擦力的影响

图 5 示出了压力分别为 250、500 MPa 时, 正庚烷流体与壁面之间的相互作用力, 也就是摩擦力随温度的变化情况。横坐标表示的是模拟温度, 纵坐标表示的是摩擦力。



图 5 压力为 250、500 MPa 时摩擦力随温度的变化

Fig. 5. Variation of friction with temperature at the pressure of 250 and 500 MPa

图 5 的结果表明, 温度对于摩擦力的影响很大, 在压力相同的情况下, 摩擦力随温度的升高而增大, 也就是说温度越高润滑效率越低, 这是因为温度升高, 增加了分子间距, 油膜厚度相对减小, 油膜容易被压缩所以摩擦就越来越低。

2.4 压力对薄层润滑油膜摩擦力的影响

图 6 示出了 250 和 500 MPa 压力下, 温度分别为 285、305、325、355 K 时的数密度分布情况, 结果表明, 高压下的油膜厚度要略小于低压下的油膜厚度, 造成这一现象的主要原因在于, 高压时正庚烷分子的分层性高, 流动性变差, 同时还可以观察到, 润滑膜处的分子数密度要大于正庚烷流体内部的分子数密度, 这完全符合薄层润滑时所遵循的成膜机制。从体相、有序膜和吸附层的相结构图, 同时压力越大, 润滑膜的分层结构越明显, 越接近边界润滑。当压力减少时, 层次是模糊, 越接近边界润滑, 这也证明了薄层润滑确实是一种过渡状态, 且是一种独立存在的过渡状态。



图 6 载荷对分子数密度的影响

Fig. 6. Effect of load on molecular number density

2.3 应力对液膜润湿界面滑移的影响

图7显示了250和300 MPa压力下,温度分别为295、325、355 K时液膜速度分布随压力的变化。通过观察速度分布,可以探讨界面滑移的产生机制。结果表明,液膜的速度分布出现了明显的非

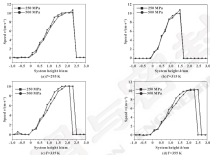


图7 应力对速度分布的影响

Fig.7 Effect of load on velocity distribution

3 结论

采用分子动力学的方法,可正統模拟液膜润湿的液膜润湿进行模拟。结果表明:对于液膜润湿,温度越大,分子密度越大,可压缩性越强,系统高度降低,在液膜润湿有液膜产生,并且随着温度的增加而增厚;压力越大,系统高度越低,越易形成层状结构,但是在液膜内部仍保持一部分液流特性,这表明液膜润湿是一种过渡状态,且是一种可以独立存在的过渡状态。

参考文献

- [1] 吕时伟,周平.摩擦学原理[M].北京:清华大学出版社,2008.
- [2] KUTYKHOV C L, SCHENK M J E, et al. Slippery in simple classical fluids in microgaps and nanoscale surfaces[J]. Nature, 1987, 330(3):461-465.
- [3] BODENBERG C, VOIGTJANSCH H, SCHENK M. Bulk viscosity of the Lennard-Jones fluid for a wide range of states computed by

连续性,则壁面处的分子由于吸附在全局表面,所以正液膜分子的速度与壁面速度基本是一致的,由于液膜润湿了分子结构,速度润湿了不连续性的特征,由此可以确定,液膜润湿状态存在着界面滑移,压力越大,滑移现象越明显。

equilibrium molecular dynamics[J]. Journal of Chemical Physics, 1987, 87(12):7199-7206.

- [4] KOKKE A, MOFFETT M. Chain length effects on frictional behavior of confined alkanic films of linear alkanes under shear[J]. Journal of Physical Chemistry B, 1998, 102(19):7669-7675.
- [5] STEINBERG I M, SAMBOLINI V N, BEE N J P. Velocity dependent rate of friction of confined hydrocarbons[J]. Langmuir, 2000, 26(11):8721-8728.
- [6] TANTALINO T, STEINBERG I M, PETERSON R N, et al. Impact of molecular structure on the lubrication gap: contact between curved surfaces with long range elasticity[J]. Journal of Chemical Physics, 2008, 128(1):207-216.
- [7] DEAC J N, CHEN J, YANIC J C. The effects of surface roughness on nanotribology of confined two-dimensional films[J]. Phys, 2006, 269(1-2):207-208.
- [8] ZHANG X, ZHU H, KAWABATA H, et al. A molecular dynamics simulation of boundary lubrication: the effect of n-alkane chain length and normal load[J]. Phys, 2013, 358(1-2):42-49.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.04.006

端面波度、锥度与槽型耦合密封特性数值分析*

罗 凯 蔡 雷 李新宇

(华中科技大学机械科学与工程学院 湖北武汉 430074)

摘要: 研究非接触端面密封中密封端面的波度、锥度与槽型耦合作用下非接触密封的密封特性。在层流、稳态的密封工况基础上,基于轴对称二维雷诺方程,结合数值求解方法,考虑波度、锥度与槽型耦合对密封特性的影响,得到泄漏率、开启力、液膜刚度,及其密封特性参数变化趋势。研究表明,当锥度一定时,随着波度增大,泄漏率增加,液膜刚度增加增大,而开启力则受端面槽型耦合影响,其中直方槽端面和锯齿槽端面开启力均随波度大小而改变,内槽及锯齿槽开启力呈现先增加后减小变化,而后,槽型端面的开启力位于同一面;当波度一定时,随着锥度提升,泄漏率增加,开启力增大,液膜刚度变弱。在非接触端面密封中,合理选取波度、锥度与槽型有利于保证密封的非接触状态,提高端面密封的可靠性和使用寿命。

关键词: 端面密封; 密封特性; 波度; 锥度

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0278-9099(2017)04-0017-06

A Numerical Analysis of the Grooved Surface with Waviness and Taper Effect on Sealing Performance

LUO Kai CAI Lei LI Xinyu

(School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan Hubei 430074, China)

Abstract: The seal performance was researched on the condition of grooved surface with waviness and taper on a non-contacting face seal. Under laminar flow and steady-state, two-dimensional (2D) Reynolds equation based on polar coordinate and the quantitative solution were used for getting the influence of sealing performance due to considering the grooved surface with waviness and taper so as to reveal the tendency of the three seal performance parameters of leakage rate, opening force and liquid film stiffness. The research shows that when taper is fixed, with increasing of waviness, the leakage rate is increased and the rigidity of liquid film is increased little, but the opening force is influenced by the grooved surfaces, among which the opening force of the square and open spiral groove surfaces is tended to decrease gradually, that of close spiral groove surface is tended to increase first and then decrease, finally, and that of three kinds of grooved surfaces are finally tended towards the same value. when waviness is fixed, along with the increasing of taper, the leakage rate and opening force are increased, and the rigidity of liquid film is decreased. On a non-contacting face seal, the optimum selecting of the grooved surface with waviness and taper is helpful for ensuring the non-contacting state of seal and improve the reliability and the working life of face seal.

Keywords: face seal; seal performance; waviness; taper

随着我国经济社会的发展和海洋开发的不断深入,设计与制造能满足国家对深海资源供给和储备,

拓展及深维空间要求的槽型密封定位设备已成为急需解决的重大问题之一。现有的大功率全回转推进器具有优良的动力定位精度、机动性和稳定性,能够满足人类对环流、风、浪、流交互作用等极端环境下的海洋探索的要求。同时,随着全回转推进器功率的不断提高,工程中对其关键部位的密封要求也越来越高。传统的接触式端面密封已经不能适应这种发展趋势,而非接触式端面密封,不但能适应腐蚀等恶劣环境,而且能将磨损量和泄漏率控制在设计的范围内。因此,非接触式端面密封得到迅速的发展与应用^[1]。

* 基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)(2014CB047501)。

收稿日期: 2016-10-20

作者简介: 罗凯(1989—),男,硕士研究生,研究方向为端面密封的密封性能优化技术。E-mail: 180236623@qq.com

通信作者: 李新宇(1983—),男,博士,副教授,研究方向为现代智能优化方法及其应用。E-mail: lxp@opt.ustc.edu.cn

在非接触端面密封中,密封特性直接与密封造型、面纹度、硬度与槽型等端面形貌对密封特性有显著影响,工况变化只是个诱发因素而已^[1-4],因此,研究分析端面纹度、硬度与槽型对密封特性影响十分重要。国内外围绕该问题开展了一系列研究,如:楼建超等^[5]、孙赫等人^[6]研究了鼓形端面密封对其密封性能;王松雪等^[7]对此研究了非接触端面密封中的动压与静压效应;YOUNG 和 LEBROCK 等从实验和理论角度对此分析了带有鼓形端面密封中的动压增压机制^[8];GREEN 等^[9]、MIN^[10]从端面形貌出发研究了端面密封中的间隙控制方法,并通过实验与理论模型进行了验证;ZHOU 等^[11]研究了螺旋形端面密封中的液膜刚度效应。

密封特性影响因素很多,宏观方面,有轴的转速、端面形态等;微观方面,有密封端面的表面粗糙度、鼓度、硬度、槽度等。研究表明,在宏观方面端面密封的槽型能增强液膜刚度从而显著提高密封特性^[12];微观方面纹度、硬度等端面形貌对密封特性影响最为显著^[13-14]。

目前,关于槽型和鼓度、硬度对非接触端面密封特性影响的研究有很多,但都忽略了两者耦合情况下对非接触端面密封密封特性的影响。为更深入了解与研究非接触端面密封,本文重点建立了上述因素耦合作用下的鼓度、硬度-槽型端面模型并对其进行求解,综合分析了非接触端面密封中密封特性。

1 数学模型

1.1 非接触端面密封

以某船舶制造厂家的某型号全回转推进器为研究对象,如图1所示,其尾轴密封中的端面密封结构如图1(a)所示,其中,动环通过传动轴与轴链轮实现转动,静环通过对应的轴与壳体连接。图中静环提供力减少两环之间的问题,以保证密封的可靠性(提供轴向上位移方向的补偿)。

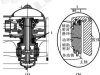


图1 非接触端面密封结构

Fig.1 Non-contacting face seal structure

1.2 几何模型建立

端面密封端面材料通常采用硬-软配对的形式,通常,硬质环端面比软质环端面前,同时运动时的变形及磨损少,一般将硬质环简化为刚性理想光滑平面^[15],因此,将图1所示的机械密封中的动环端面简化为刚性光滑平面,同时,鼓度纹度和硬度主要存在于静环上,分析考虑内螺旋槽、螺旋槽、直方槽3种槽型,如图2所示。

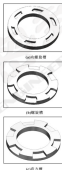


图2 端面几何模型

Fig.2 Geometrical model of surface: (a) inner spiral groove; (b) outer spiral groove only; (c) square groove

如图2所示,槽型端面可分为槽区、合区和夹区,根据轴向上是否开槽,将其简化为槽区和合槽区。图2为动静环之间鼓度、硬度的几何模型,则在极坐标中被膜厚度表达式如下:

$$\text{槽区:} \\ k = k_0 + k_1 \cos(\alpha - \alpha_0) (1 - \sin \alpha) \quad (1)$$

$$\text{合槽区:} \\ k = k_0 \cos(\alpha - \alpha_0) (1 - \sin \alpha) \quad (2)$$

式中: k 为任意位置的液膜厚度; k_0 为动静环与旋转

轴接触点液膜厚度; k_1 为楔形端面槽的深度; k_2 为端面等效液膜外径高度; α 为端面等效液膜倾角 ($\alpha = k_1 / (r_1 - r_2)$); r 为任意位置半径; r_1 为密封面外径 (压力入口半径); r_2 为密封面内径 (压力出口半径); $k_{\text{均}}$ 为液膜的平衡值; m 为液膜占等效液膜外径高度的比例, 简称液膜比 ($m = k_{\text{均}} / k_2$); θ 为液膜; θ 为任意位置角度坐标; ω 为楔形端面槽数。



图3 液膜、楔形端面结构示意图

Fig.3 Membrane, wedge and face diagram

2 数值求解

2.1 雷诺方程建立求解

假设密封腔内的流体介质处于等温、等质量流状态, 则端面间的液膜控制方程根据哈密尔顿推导了简化的雷诺方程^[4], 可得稳态的二维流坐标表达式:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(k^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(k^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\mu \omega r^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3)$$

式中: ω 为密封相对转速; μ 为流体黏度; (r, θ) 为计算单元中任意点的极坐标; k 为液膜厚度; p 为压力。

为避免数值奇异, 对公式中相关参数进行量纲一化, 得到量纲一化雷诺方程 K, ψ, M, P 以及参数 K, ψ 。

$$K = \frac{r}{r_1}, \quad \psi = \frac{r_2}{r_1}, \quad M = \frac{k}{k_2}, \quad K = \frac{6\mu \omega r_1^2}{k_2 P} \quad (4)$$

相应量纲一化雷诺方程为

$$\frac{1}{K^2} \frac{\partial}{\partial \psi} \left(M^3 \frac{\partial P}{\partial \psi} \right) + \frac{1}{K} \frac{\partial}{\partial K} \left(M^3 K \frac{\partial P}{\partial K} \right) = K \frac{\partial M}{\partial \psi} \quad (5)$$

如图4所示, 以楔形槽端面为例, 在对密封面进行流体计算的时候, 由于液膜沿周向周期性分布, 根据对称性, 仅取一半密封区域进行分析, 其边界条件如下:

外径处, 入口压力边界 $p_1 = p_{\text{in}}$;

内径处, 出口压力边界 $p_2 = p_{\text{out}}$;

周向边界为 $p_{\theta} = p_{\theta + \pi}$ 。



图4 密封端面边界示意图

Fig.4 Seal face boundary diagram

2.2 密封性能参数求解

为直观描述密封特性效率, 引入液膜率、开启力和液膜刚度3类密封参数^[4], 定义与计算公式如下:

(1) 液膜率: 液膜率为单位时间内液膜在密封端面中转移的体积, 一般需控制在一定范围内, 液膜率过高时, 可认为机械密封失效; 液膜率过小, 密封面得不到充分的润滑和冷却, 易造成温升过高, 计算公式如下:

$$Q = \int_{\psi}^{\psi} \int_{K}^K \frac{k^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dK \quad (7)$$

(2) 开启力: 密封的开启力为密封端面压力的合力, 保证了密封面在运转时相互分开, 计算公式如下:

$$F_{\text{开}} = \int_{\psi}^{\psi} \int_{K}^K p r d\theta dK \quad (8)$$

(3) 液膜刚度: 密封端面间单位液体的液膜厚度变化所引起的力变化, 液膜刚度是密封抵抗压力及扰动的直接体现, 其计算公式如下:

$$K = -dF_{\text{开}}/dk \quad (9)$$

3 计算结果及分析

计算采用的密封环几何参数及工况参数如表1所示。

表1 端面密封主要参数

Table 1 The main parameters of face seal		
密封环几何参数		工况参数
$r_1 = 100 \text{ mm}$	$r_2 = 95 \text{ mm}$	$p_1 = 15 \text{ MPa}$
$r_3 = 98 \text{ mm}$	$m = 20$	$p_2 = 10 \text{ MPa}$
$k_1 = 2.5 \text{ mm}$	$k_2 = 1.5 \text{ mm}$	$\mu = 0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

3.1 液膜厚度与压力分布

为合理地控制液膜的变化范围, 在此引入液膜比(液膜与液膜外径之比 m) 的概念, 在倾角为 20 grad 、液膜比为1的条件下, 将内圈端面、端面槽、端面槽2种液膜厚度和端面压力分布, 分别如图5—7所示。

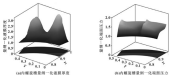


图5 内螺旋锥齿形一化膜厚度及端面压力分布

Fig. 5 Distribution of disc thickness (a) and transverse pressure (k) for clear spiral gear

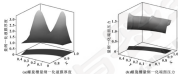


图6 开螺旋齿形一化膜厚度及端面压力分布

Fig. 6 Distribution of disc thickness (a) and transverse pressure (k) for open spiral gear

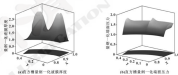


图7 直方锥齿形一化膜厚度及端面压力分布

Fig. 7 Distribution of disc thickness (a) and transverse pressure (k) for square gear

从图5、图6、图7的图(a)中可以看到, 盘形一化膜厚度存在着突变, 同时周向和轴向又存在着稳定的波动。齿形的存在, 使膜层厚度从齿顶到齿根区的过渡呈高一定的突变, 周向波度和轴向波度则分别使膜层厚度在周向和轴向上呈高一定的变化。对此3个齿形, 不同的齿形对膜层厚度的影响效果也不同。

从图5、图6、图7的图(b)可以看到, 盘形一化膜面压力在周向和轴向上也存在着周期性变化, 很

好地反映了端面波度、齿度的存在。同时可观察到齿形对端面压力的影响, 最为突出的是使压力分布尤其是其波峰更趋于平缓, 不同齿形影响效果不同。图5—7结果是在综合应用雷诺方程和数值求解方法下通过MATLAB软件仿真得到, 为后续针对齿形特性的分析提供了很好的依据。

3.2 齿形对密封性能的影响

设置齿顶为20 μm , 膜层处在0.2—1.2的区间

变化。图 8 展示了波厚比对密封特性的影响。

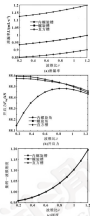


图 8 波厚比对密封特性的影响

Fig. 8 The effect of wave ratio on the seal performance

从图 8 (a) 可以看出, 随着波厚比的增大, 波幅率增加, 且增加的速率变大, 其中螺旋膜型的波幅率大于内螺旋膜型波幅率, 内螺旋膜型波幅率大于直方膜型波幅率。这是由于随着波厚比的增大, 波幅增大, 膜面中厚度控制的微型槽的幅度变大, 宽度从内径到外径的速率变大, 从而导致波幅率呈现如图 8 (a) 所示变化。

从图 8 (b) 可以看出, 随着波厚比的增大, 直方膜型和螺旋膜型向开启力呈现逐步变小的趋势, 内螺旋膜型向开启力呈现先增加后减小的变化, 最后 3 种膜型膜面的开启力趋于同一值。这是由于随着波厚比的增大, 产生的动压效应增强, 但波幅也发生着变化, 直方膜型和螺旋膜型产生的动压效应较弱, 内螺

旋膜型动压效应较强, 当波幅控制在较小时, 动压效应对开启力的增益效果大于波幅增大对开启力的增益效果, 但当波幅较大时, 会显著地影响膜面间隙中膜厚度的分布, 虽然动压效应依然增长, 但波幅增大造成的增益效果占主导地位, 从而导致开启力呈现如图 8 (b) 所示变化。

从图 8 (c) 可以看出, 随着波厚比的增大, 密封刚度呈现增强的趋势, 且增加速率变大。同时, 不同膜型对密封刚度的影响很小, 这是由于波厚比的增大, 动压效应增强, 导致膜刚度呈现变化, 而膜型对膜刚度则无显著影响。

1.3 膜度对密封特性的影响

膜厚度为 20~40 μm , 波幅一定, 研究了膜度对密封特性的影响。图 9 展示了膜度对密封特性的影响。

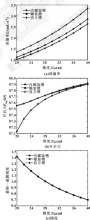


图 9 膜度对密封特性的影响

Fig. 9 The effect of tapers on the seal performance

从图9(a)可以看出,随着密度的增加,泄漏率增加,其中螺旋端面泄漏率大于内螺旋端面泄漏率,内螺旋端面泄漏率大于直方端面泄漏率。这是由于随着密度的增加,端面间隙增大,液膜的平均厚度增大,理论上泄漏率与液膜厚度呈现3次方的正比关系,从而导致泄漏率呈现如图9(a)变化。

从图9(b)可以看出,随着密度的增加,开启力增大,螺旋端面向与直方端面向开启力趋势线基本一致。最后3种端面随着密度的继续增大开启力趋于同一水平。这是由于端面间隙的增大,动压效应增强,从而导致开启力增大。且由于端面间隙增大到一定程度后,环境性的影响不再显著增强,从而使得开启力呈现如图9(b)变化。

从图9(c)可以看出,随着密度的增加,液膜刚度变弱,端面的槽型对液膜刚度变化基本无影响。这是由于随着端面间隙增大,液膜的平均厚度增大,液膜抵抗外界影响能力变弱,同时理论上刚度与液膜厚度呈反求导的关系,而槽型对液膜刚度无明显影响,所以刚度呈现如图9(c)变化。

4 结论

(1) 建立了基于槽型端面的液膜、密度端面向密封特性模型。结果表明,槽型能清楚地揭示液膜、密度和槽型耦合作用下其与密封特性的关系。

(2) 运用雷诺方程和合理的边界条件,结合具体的参数,采用数值求解方法对模型进行求解。结果表明:在非接触端面密封时,密度与密度对密封特性有显著性影响。当密度一定时,随着液度增大,泄漏率增加,开启力受端面的槽型影响,直方端面向和螺旋端面向开启力呈现逐步变小的趋势,内螺旋端面向开启力呈现先增后减变化。最后3种槽型端面的开启力趋于同一值,液膜刚度呈逐渐增大变化。当液度一定时,随着密度提升,泄漏率增加,开启力增大,液膜刚度变弱。

(3) 由于问题的复杂程度和求解难度,文中仅考虑了稳态下的密封特性,未涉及动态效应、弹性变形和热变形。下一步研究方向可综合考虑以上因素,从而更加全面、准确地预测密封的工作性能,并进一步对相关参数进行优化设计。

参考文献

[1] 孙尧利.机械密封接触润滑理论及其应用[M].北京:中国电力出版社,2011.
 [2] 迈克尔·瓦利斯基[M].陆永生,译.北京:化学工业出版社,2003:140~145.
 [3] NEZDZI, J. P. Mechanical seals [M]. Berlin/Springer, 2003, 1200

~1210.
 [4] 程建峰,王厚坤,李幼云.单流度端面的机械密封液膜动力特性数值分析[J].润滑与密封,2006,31(2):47~52.
 LING J M, MENG X K, LI J Y, et al. Thermohydrodynamic lubrication analysis of noncylindrical mechanical seals [J]. Lubrication Engineering, 2006, 61(2): 47~52.
 [5] 孙林,张林海,廖纪宁.单流度端面的液膜密封液膜时数值模拟[J].润滑与密封,2011,36(3):63~67.
 SUN B, ZHANG L, LIAO J N, et al. Numerical simulation of flow field in seal face seal with circumferential grooves [J]. Lubrication Engineering, 2011, 66(3): 63~67.
 [6] 王敬宇,刘莹,李卓然.单流式密封端面液膜密封液膜时数值[J].机械工程学报,2006,32(24):151~155.
 WANG X N, LIU Y, LI J H, et al. Mechanism of combined cavitation and viscous sheath flow seal surface groove without pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 40(20): 151~155.
 [7] TORING L A, LEBBECK A G. Closure to "discussion, experimental evaluation of a mixed friction hydrostatic mechanical face seal model considering radial gaps, thermal gaps and wear" [J]. Journal of Tribology, 2010, 132(1): 270~174.
 [8] GREEN I A. Transient dynamic analysis of mechanical seals including cavity contact and face deformation [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(3): 294~299.
 [9] MOY S J C. Closure control of a mechanical face seal [J]. Tribology Transactions, 1999, 42(3): 807~810.
 [10] ZHANG J, FENG H, SHI Q C. Experimental study on the hydrodynamic lubrication characteristics of support fluid film in a spiral groove mechanical seal [J]. Tribology International, 2008, 41: 982~986.
 [11] SUN B, WANG X, FENG C W, et al. Numerical and experimental investigation on the effect of axial holes on the hydrostatic seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2008, 130(3): 032802-1~032802-12.
 [12] SHI Q, SHI C, FENG X, et al. Behavior of gas spiral groove face seals operating at high pressure and speed [J]. Journal of Tribology, 2009, 132(2): 823882.
 [13] SHI Q, FENG X, LI Y, et al. A hydrodynamic face surface structure gas mechanical face seal [J]. Tribology Letters, 2010, 38(2): 187~194.
 [14] FENG X, LI J. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2010, 53: 439~450.
 [15] BRAMMER R, KUMARASWA C. A numerical analysis of the general surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal [J]. Process Engineering, 2012, 39(7): 1117~1126.
 [16] WANG Y. Face seal with spiral groove, 1196152452 [P]. 2000-11~20.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0889.2017.04.008

油气润滑系统油气两相流流型转变研究

孙启国 王兴杰

(北方工业大学机械与材料工程学院 北京 100044)

摘要: 依据 Mandelstam 图中环状流转变阈值, 利用 MATLAB 软件将选取的阈值与已有的无量纲准则数进行关联, 拟合得到油气润滑工况下新的环状流-环状流转变的无量纲准则式; 借助 Fluent 软件仿真验证该准则式的合理性, 并通过仿真得到油气润滑中分层流-环状流、间歇流-环状流的流型分布图。研究结果表明, 两相流流型图中两相气相分布规律与文献中对流型的描述一致, 压力分布规律也与前文符合已有的结论; 由于管径小的原因, 新的流型图的转变曲线在 Mandelstam 图环状流部分偏下, 但曲线走势基本相同, 故该流型图可以作为研究油气润滑环状流流型转变的依据。

关键词: 油气润滑; 环状流; 间歇流; 无量纲准则式

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 1000-0889(2017)04-0008-08

Research on Pattern Transition of Oil-gas Two-phase Flow for Oil-gas Lubrication System

SUN Qiguo WANG Xingjie

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

Abstract: Based on annular transition threshold in Mandelstam, through relating the selected threshold with the dimensionless criterion numbers by MATLAB software, a new dimensionless criterion formula of intermittent-annular flow transition under oil-gas lubrication condition. The rationality of this formula was tested by Fluent. A flow pattern transition map including stratified-annular flow and intermittent-annular transition was drawn by simulation. The research results show that the distribution discipline of oil-gas phase in two-phase flow simulated pattern is identical with the description of the pattern in the literature, the distribution discipline of pressure drop is agreed with previous conclusions. Because the diameter is smaller, the position of the transition curve about the new pattern map is lower than that in the Mandelstam, but the trend of curve is basically the same as the Mandelstam's, so this pattern map provides the basis for studying pattern transition.

Keywords: oil-gas lubrication; annular flow; intermittent flow; dimensionless criterion

油气润滑是近几年发展起来的一种新的润滑方式, 管道中油气两相是以环状流的形式接触, 经过一些分配元件, 以均匀稳定的环状流油膜达到润滑点^[1]。因此对于管道中环状流的变化特点以及环状流的控制也显得很有必要。对于环状流流型转变规律的研究, 学者们多采用量纲准则关联方法, 对试验数据进行处理, 根据特定流型发生转变时的机制特点, 通过量纲分析的方法, 将量纲准则式与实验数据

进行关联得到特定流型转换的经验公式^[2]。关于环状流流型的研究, 国内外也有大量的文献。WEDSMAN 和 KANG^[3]利用大量的实验数据, 提出水平管内的流型图, 并得到了层流流型间转换边界经验关系式。SPEKING 和 NYEKEN^[4]通过从垂直向上流动到向下流动整个倾斜角度的流型实验, 绘制了流型图, 同时在已有的流型式中引入了 5 个重要参数。胡志平等^[5]对水平管内油气两相环状流形成机理进行了实验研究, 用新的无量纲准则数关联实验数据, 得到分层流和环状流间环状流转变的准则关系式。孙启国等^[6]利用 RCT 电容层析成像检测系统研究了润滑系统参数对环状流油膜波动速度及含油率的影响, 然而到目前為止尚没有人对油气润滑背景下环状流两相进行研究。本文作者利用已有的流型图上的阈值并选取合理的无量纲准则数, 利用 MATLAB 软件拟合得到新的环状流转变无量纲准则式, 并通过仿真验证了该准则式的合理性。

基金项目: 北京中国高等职业院校人才培训计划项目 (FK620160710)

收稿日期: 2016-08-26

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

通信作者: 王兴杰 (1992-), 男, 硕士研究生, 研究方向为油气润滑系统设计及性能研究。E-mail: 187188768@qq.com

1 环状流型研究无量纲准则式

利用无量纲准则函数拟合实验数据,得到环状流转变界限是基于深厚的两相流理论和环状流型转变产生的机制,综合经典关系式得到的。两相流流型在发生变化时,两相界面会重新分配,使气流液相流动机制和传热机制发生变化,引起流场力和传热量的变化,所以流型确定与研究能进一步揭示两相流动一些基本规律,能够深入研究流动与传热特性。进而推动两相流的发展和研究^[1]。当气相与液相流速都较低时,水平管中气相在上液相在下,气流推动液相向前流动,气液相之间无明显的波动或接触,呈分层状。当流速逐渐增大,在液面形成越来越深,流速足够大时,液膜就可以脱离管壁,同时较小的液滴随着气相前进,大液滴则为重力的作用,沿着两侧管壁流下,此时水平管中气流液相波动强烈,分层状已经被破坏。取而代之的是液膜的断裂现象。文献[2-3]都提出了分层流-环状流转变准则式,对此分析2个准则式可知,2个实验条件下两相流物性参数基本相同时2种转变准则式相差较大。而在与 Mandhane 图的对比中发现文献[2]的结论存在很大的一致性,故采用文献[2]的结论作为绘制流型图的依据。式(1)、(2)为分层流-环状流转变无量纲准则式。

$$Fr_1 = 1.94 We_1^{-0.15} \quad (1)$$

$$\frac{\rho_1 u_{g0}^2}{(\rho_1 - \rho_2) g d} = 1.04 \left(\frac{\rho_1 u_{g0}^2}{\sigma} \right) \quad (2)$$

式中: Fr_1 为正值的弗劳德数,表示气相惯性力与液相重力的比值,在向环状流过渡时,气相与液相进行能量交换与传递,气流动能与液膜势能是影响此过程的重要因素; We_1 为液相韦伯数,表示形成环状流时液相对管壁的附着力与表面张力共同作用所引起的断裂特性; ρ_1 为气相密度; ρ_2 为液相密度; g 为重力加速度; d 为水平管直径; u_{g0} 为气相折算速度; u_{l0} 为液相折算速度; σ 是液相的表面张力系数。

当流速速度较大,流速较小时,水平管内则主要是液相,气泡是以微小气泡的形式在管道上方流动,此时属于气泡流。当流速逐渐增大,管道上方的气泡开始变大增多,分散的气泡开始发生结合,变成大气泡。当流速继续增大,可以将气膜冲破,管壁部的液膜沿着两侧管道铺开是湿壁管流,管壁的液膜有少量的因为重力作用沿管壁流下,但随着流速上升,流下的液滴会交得更少。采用周式龙等^[4]得出的环状流-环状流转变的理论模型作仿真实验对比,见公式(3)。

$$3.23 \left[1 + 0.25 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{0.75} \right]^{-0.61} \cdot$$

$$C_1 \left(\frac{1.673 \rho_1 u_{g0}^2}{\rho_1} \right)^{-0.61} \rho_1 u_{g0}^2$$

$$C_2 \left(\frac{\rho_1 u_{g0}^2}{\rho_1} \right)^{-0.61} \rho_1 \left(\frac{\rho_1}{0.718 - 0.215} \right) \quad (3)$$

式中: C_1 是气态与液膜的摩擦因子,取 $C_1 = 0.0292$; $m = 0.25$; $n = 0.2$; ρ_1 是液相的密度; ρ_2 是气体的密度。其他变量所代表的含义均与式(2)中的变量相同。

基于 WISDMAN 和 KAND^[5]得出的流型转变经验公式,以韦伯数与弗劳德数作为无量纲准则数,将 Mandhane 图中环状流过渡曲线的气液折算速度作为仿真实验依据,考虑油气到带工业应用条件下的流速和雷诺范围以及分界面与网眼相匹配的条件,选取6组数据用 MATLAB 中自定义公式拟合方法对无量纲准则数进行数据关联,得到新的环状流-环状流无量纲准则式。在拟合曲线适应性评价指标中,均方根误差为0.007,相关系数为0.998,表明数据与无量纲准则拟合良好。新的研究公式见式(4)、(5)。

$$K_0 = 0.057 Fr \quad (4)$$

$$\frac{\rho_1 u_{g0}^2}{[(\rho_1 - \rho_2) g d]^{0.5}} = 0.057 \left(\frac{\rho_1 u_{g0}^2}{(\rho_2 g d)} \right) \quad (5)$$

式中: K_0 为韦伯数指数,反映表面张力在流型过渡中的作用; Fr 为弗劳德数,反映气相惯性力克服液相重力在流型过渡中的作用。

2 仿真实验设计

2.1 仿真模型

理想环状流的特点是管道中心是高速气态,液膜附着管道壁面向均匀铺展,在气相与液相之间存在着分界面^[6]。故选取水平管道的中心轴向作为研究对象建立二维的高维域物理模型,根据管壁上下液相与管道中气相的流动分布情况作为判断流型的依据。

根据实验安全油气到带设备多数设定水平两相管道油气混合管直径为8 mm,气相的入口直径为8 mm,在距气相入口10 mm的地方为液相入口,直径为4 mm,管长为300 mm^[7]。模型的建立和网格划分都是在 ICEM 中完成的,简化模型网格划分如图1所示。



图1 计算模型网格划分示意图

Fig.1 Mesh display of computed model

在高维计算域边界条件的设置中,流动状态采用非定常,多相流模型采用VOF模型,湍流模型为K-epsilon,介质为空气和46°液原油,参考压力为

100 325 Pa, 时间步长为 1×10^{-6} 。

1.2 流型仿真实验组

每种过流流型取 3 组计算速度进行仿真实验, 考虑到油气两相流混合存在初始阶段、发展阶段、稳定阶段, 而实验所需观察的是发展与稳定阶段, 在距油气混合口 100 mm 处观察两相流分布图, 结合各种流

型分布特征对每组实验结果做对比性分析, 提取压降数据做在压降随时间流动图, 依据不同流型的压降特征进一步验证转变曲线的正确性^[14], 对于偏差点采用均分法修正并做仿真实验验证结果, 新的两相流-环状流准则式与已有的公式仿真结果进行对比, 具体实验组见表 1。

表 1 仿真实验组

Table 1 Experiment groups of simulation

流型	分阶段-环状流			倒置流-环状流(式(1)计算)			倒置流-环状流(式(2)计算)		
高气速度	$u_g = 13.2$	$u_g = 13.8$	$u_g = 17.5$	$u_g = 30$	$u_g = 52.3$	$u_g = 65$	$u_g = 35$	$u_g = 50$	$u_g = 65$
	$u_g = 6.15$	$u_g = 6.4$	$u_g = 6.35$	$u_g = 6.69$	$u_g = 1.30$	$u_g = 1.40$	$u_g = 1.80$	$u_g = 2.05$	$u_g = 2.30$
高气速度	$u_g = 1.10$	$u_g = 1.2$	$u_g = 1.3$	$u_g = 1.50$	$u_g = 1.65$	$u_g = 1.80$	$u_g = 1.90$	$u_g = 2.00$	$u_g = 2.10$
	$u_g = 0.13$	$u_g = 0.095$	$u_g = 0.082$	$u_g = 0.20$	$u_g = 0.26$	$u_g = 0.33$	$u_g = 0.40$	$u_g = 0.40$	$u_g = 0.70$

2 仿真实验结果与分析

2.1 分阶段向环状流转变的模拟

分阶段向环状流转变过程中, 液膜实际分布在整个管道主要通过管面液膜被气体“卷吸”带到

管道顶部, 从而与油气两相脱离, 由于液膜流量较小, 所以在形成的包裹液桥中气液体积较大, 图 2 为不同气液计算速度下, 分阶段向环状流转变的两相分布图。

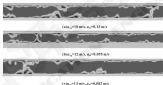


图 2 分阶段-环状流转变两相分布图

Fig. 2 Phenomena of two phase flow for stratified-annular flow transition

当气相计算速度为 10 m/s、液相计算速度为 0.13 m/s 时, 由图 2 (a) 可以看到液桥的形成原理^[15], 管面的液膜被气体吹起并向管顶聚集, 管面的液膜也在气体作用下, 管顶部的膜向下列管中间, 管面的液膜被吹起与管顶液膜接触, 这样形成的液桥将管道中的气相阻隔, 但液桥在惯性运动中无法维持这种阻隔, 会被气体冲破, 管壁上的液膜在惯性作用下附着在管壁上随气相向前运动, 管中间的液膜被吹散成小液滴, 从图 2 (b), (c) 中也可以看到这一过程。

两相流的压降与流型具有密切关系, 体现在两相界面的变形和运动上, 气液运动快慢会影响水平管道中静压大小, 气液之间作用变形又会使得局部压力改变, 所以不同流型的压降变化是不同的, 分阶段向环状流转变过程中, 由于气相速度较低, 所以整体的压差波动幅值较小, 因为界面波动度和小波的存在, 会出现间断的压差波峰, 然后伴随着的是较小的压差波动, 图 3 给出了不同气液计算速度下, 压降随时间流动曲线。

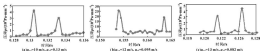


图 3 分层流-环状流间压降

Fig. 3 Pressure drop for stratified annular flow transition

3.2 间歇流向环状流的转变

间歇流向环状流的转变中, 液膜实际分布整个周向管道上, 而水平管道中高速气体将周向比流的气体冲破, 使得管道中的液膜连成整体。由于液相速度较

大的原因, 管道中液相所占体积较大, 气相所占周向的空隙率较低。图 4 为不同气液流速下, 按式 (2) 得到的间歇流向环状流转变的相分布图。

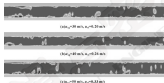


图 4 基于式 (2) 的间歇流-环状流间两相分布图

Fig. 4 Distribution of two phase flow by intermittent annular transition by formula (2)

当气相流速速度 20 m/s 、液相流速速度 0.20 m/s 时, 从两相分布图图 4 (a) 中观察到液膜沿上下管壁向前运动, 管道中心基本都是气相, 偶有气芯中夹杂少量的小液滴, 并没有观察到气弹形成的运动趋势, 而是已经形成了标准的环状流型。结合图 4 (b)、(c) 仿真实验结果参照式 (2) 给出的转变

准则式不符合本文作者的研究目的。

在形成标准的环状流型后, 液膜运动较为平稳, 管道内两相界面之间基本不存在大的起伏波, 所以压差波动幅值很小, 但会有界面小波的存在, 压差波动频率随着气相流速速度的增加而增大。图 5 示出了基于式 (2) 得到的各相实验压降随时间波动曲线。

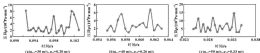


图 5 基于式 (2) 的间歇流-环状流间压降

Fig. 5 Pressure drop for intermittent annular flow transition by formula (2)

图6为不同气液折算速度下,按式(4)得到的同轴流-环状流转变的两相分布图。

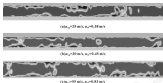


图6 基于式(4)的同轴流-环状流转变两相分布图

Fig. 6 Distribution of two-phase flow for intermittent annular transition by formula (4)

从图6中可以看出气弹形成的原理^[1]。管道中气弹间隔出现造成油膜将气弹隔开,这种间隔出现的气弹在受到气弹冲击作用后,尾部的油膜被冲破后夹杂在气流中或附着在壁面向前运动。由于液相速度较大,后面的油膜粘附到气弹尾部,从而又形成一个准气弹单元。因为这种气弹前部和尾部的油膜变少,气弹单元不易堵塞。在管道前部,两相流又处于稳定阶段,环状流已基本形成,随着气流两相折算速度的增大,气弹间的间隔变小,管道上下壁面油膜运动更

剧烈。

同轴流向环状流转变过程中,因为界面大的波动流的存在,压强会出现幅值大的波动,气流两相折算速度很大,两相之间运动复杂,导致压强波动曲线很不规则,大的波峰之间又存在小的波动,而且随着气相折算速度的增加,这种波动幅值也在增加。图7示出了不同气液折算速度下,按式(4)得到的各相实验压强随时间波动曲线。

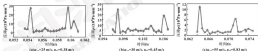


图7 基于式(4)的同轴流-环状流转变压降

Fig. 7 Pressure drop for intermittent annular flow transition by formula (4)

3.3 轴对称流型转变曲线图

将以上2种转变测试利用MATLAB软件进行曲线绘制,得到2种流型向环状流的转变曲线图,并将Matlab图中环状流转变部分与该曲线绘制在同一张二维图中进行对比,如图8所示。

其中仿真实验采用的管径为0.008 m,Matlab图采用的管径参数为0.254 m,由图8可以看出,环状流在小管径与大管径中曲线位置有一些差异,在分层流-环状流的转变中,当液速一定时,同样是分层流,液膜在大管径中液位低,在小管径中液位高;随

着气速增大,液面高度波动或者流型破坏,出现大的波动。气高整层油膜达到管顶部,另外油膜是从管道侧面沿着管壁被吹到管顶。随着气流向前运动,从能量转换的角度上主要是气相惯性力克服液相重力作用和液相粘附管壁的附着力作用的结果。但是由于管径小,液膜本身液位高,气流将油膜卷到管顶部需要的能量少,所以需要的气速小。在流型图上表现为,小管径中分层流-环状流转变时较小气相折算速度小,流型转变曲线比大管径偏下。

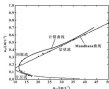


图8 环状流转变曲线对比图

Fig. 8 Compared map of annular flow transition

在环状流-环状流的转变中,当气速一定时,要形成环状流,获得液膜对整个水平管道中心的气相产生阻拖作用,就必须增大油速。由于管径大的原因,若要形成环状流,就需要更大的油速。只有当水平管道都充满了油流,随着气速的增大,小气液不断聚集融合成为大的气液,在连续的过程中随着气流的推动前进,当气速继续增大,环状流的气液将进行合并成一个整体,这对于环状流的产生是至关重要的。从能量转换的角度是气液两相之间的能量交换而气相“冲穿”液相引起的。在流型图上表现为,小管径中间液流-环状流转变的最小液相速度小,整体转变曲线比大管径偏下。

4 结论

(1) 在 Mandhane 流型图环状流转变曲线的基础上,采用合理的无量纲准则数,利用 MATLAB 软件中自定义公式拟合方法将气液相流速与无量纲准则数进行关联,拟合得到新的环状流到环状流转变的无量纲准则式。

(2) 基于建立的无量纲准则式确定了若干组真实实验组,对实验结果进行对比分析,通过观察两相分布图和液膜压降随时间变化图,结果与文献中油气两相流流型理论一致,气液相分布规律与文献中环状流的描述一致。

(3) 利用 MATLAB 软件对上述 2 种转变准则式进行曲线绘制,将所得转变曲线与 Mandhane 图进行对比。由于管径小与液膜属性不同的原因,新的流型图转变曲线较 Mandhane 图环状流部分偏下,但大致

的曲线走势相似,故该流型图可以作为研究油气两相环状流流型转变的依据。

参考文献

- [1] 黄杰.一种新型测速系统-油气测速系统[J].测井与密封,1996,21(4):56-57.
YAO J A new type of lubrication system, oil and gas lubricating system [J]. Lubrication Engineering, 1996, 21 (4): 56-57.
- [2] 刘志华,杨海刚,曲政正.单-水平管内油气两相流流型转变的实验研究[J].油气储运,2000,20(4):32-34.
LI Z H, QIAN H G, QU Z P, et al. An experimental study of two-phase flow pattern transitions of oil and gas in horizontal pipe [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2000, 20 (4): 32-34.
- [3] WISNIEWSKI J, LASCHE T. Flow pattern transitions in vertical and axially inclined flows [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1981, 7 (3): 271-281.
- [4] SPEERDINX P L, NOLTEEN V T. Regime maps for oil-water two-phase flow [J]. Chemical Engineering Science, 1993, 18: 779-793.
- [5] 孙会国,周正刚,王鹏飞.单-油气管道流型中含油率及油膜流速随速度实验研究[J].测井与密封,2004,28(7):18-20.
SUN H G, ZHOU Z G, WANG P F, et al. Experimental study of oil content and oil lubrication velocity in pipe under oil-water lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2004, 28 (7): 18-20.
- [6] MANDHANE J M, GRECOCHY C A, AXEL K. Flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1974, 1 (4): 337-350.
- [7] 周云龙,李刚,洪文刚.单-水平管内油气水三相环状流向环状流转变的研究[J].热能动力工程,2004,18(4):373-376.
ZHOU Y L, LI G H, HONG W P, et al. An investigation on the intercritical annular flow transition of oil-gas-water three-phase flow in a horizontal tube [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2004, 18 (4): 377-379.
- [8] 李志华,孙会国.具流阻-油气测速系统水平管内环状流的形成过程及特性研究[J].测井与密封,2012,37(7):81-82.
LI Z H, SUN H G, LI H B. The characteristics and the shaping process of the annular flow in the horizontal pipe of the oil-gas lubrication system [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37 (7): 81-82.
- [9] 周正刚.油气测速系统中油气两相流的特点及实验研究[M].北京:北方工业大学,2010.
- [10] 孙会国.气液两相流流型实验研究[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2009.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0712.2017.04.006

非硫磷有机钼添加剂的制备及其摩擦学性能研究^{*}

龚 民¹ 张刚强¹ 任天福² 李志鹏¹ 赵志东²

(1. 上海交通大学化学化工学院 上海 200240;

2. 中国科学院高能物理研究所北京同步辐射中心 北京 100049)

摘要:采用二己基乙十八胺与磷酸盐为原料,合成一种新型非硫磷有机钼添加剂 N-十八烷基膦二乙基膦二膦二膦 (HOAM),并利用红外光谱仪 (IR) 及电感耦合等离子体光谱发生仪 (ICP) 和元素分析 (EA) 对其进行结构表征。通过热重分析 (TGA) 研究其热稳定性,以钼基油为基础油,应用四球摩擦磨损试验机考察 HOAM 与市售的 Molyden 855 添加剂在钼基油中的抗磨减摩性能及抗压承载能力;应用扫描电子显微镜 (SEM) 和 X 射线能谱分析 (XANES) 分析其磨痕形貌及摩擦副的钼元素的化学组成。试验结果表明,HOAM 具有较好的热稳定性,减摩性能与抗压性能良好,其作为添加剂添加到钼基油中可使摩擦副表面直径减小,磨痕呈块状分布,磨损为浅;非硫磷有机钼添加剂 HOAM 在摩擦过程中在摩擦副表面发生化学反应,生成了含 MoO₃ 的润滑膜。相比 Molyden 855 具有更好的抗磨减摩性能。

关键词: 非硫磷; 有机钼添加剂; 摩擦学性能; XANES

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0712(2017) 04-0006-07

Preparation and Tribological Behavior Study of Sulfur and Phosphorus Free Organic Molybdenum Additives

GONG Min¹ ZHANG Gangqiang¹ REN Tianfu² LI Zhipeng¹ ZHAO Yidong²

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;

2. Beijing High Energy Physical Institute, Chinese Academy of Science, Beijing 100049, China)

Abstract: Stearylheptadecanamine and hexamethylenetetraamine were introduced to synthesize a novel type of sulfur and phosphorus free organic molybdenum additives called HOAM. Infrared spectroscopy (IR) and inductively coupled plasma spectrometry (ICP) were used to characterize the structure of synthesized additives. Thermogravimetric analysis (TGA) was used to study its thermal stability. The tribological properties and extreme pressure performances of HOAM and Molyden 855 on market sale as additives in lithium-base grease were evaluated using a four ball tester. The morphologies of wear surfaces were investigated by scanning electron microscopy (SEM) and the chemical nature of Mo element on the wear surface was analyzed by XANES. The results indicate that HOAM has a good thermal stability, and quite good friction reducing and extreme pressure properties. As additive in lithium-base grease, HOAM can make the wear scar diameter of steel ball be reduced, the shape of the wear scar more regular and the surface become shallower. During friction process, the lubrication film containing MoO₃ can be formed on the surface of friction pairs by chemical reaction of HOAM, it has better anti-wear and friction reducing properties than Molyden 855.

Keywords: sulfur and phosphorus free organic molybdenum additive; tribological properties; XANES

在经济日益发展的今天,能源消耗的迅速增加加剧了地球环境的恶化。摩擦与磨损是引起能源浪费,造成材料损耗或者破坏的主要因素之一^[1]。润滑剂添加剂在减少能源消耗,提高机械效率,延长使用寿命

等方面起到了不容忽视的作用^[2]。其中,有机钼添加剂可以降低摩擦系数,防止烧蚀,对于节能减排具有十分重要的意义^[3]。现阶段较为重要的 2 种有机钼添加剂是含硫和含磷化合物^[4],但他们在生产和使用过程中会产生大量的有害物质,这与节能环保的理念不相符合^[5]。有机钼化合物具有优良的摩擦学性能,它作为摩擦改进剂有机钼添加剂可以在润滑油或者润滑脂中起到抗磨减摩,提升负载,降低能耗的作用^[6],具有非常好的研究价值和应用前景^[7]。

* 基金项目:北京同步辐射装置资助项目(400013002)。

收稿日期:2016-06-02

作者简介:龚民(1989-),女,硕士研究生,研究方向为润滑材料及摩擦学化学。E-mail: 447592638@qq.com

本文件者利用一种羟羧酸与磷酸铵反应, 成功制备了一种新型磷酸酯 (HOAM) 添加剂, 并利用红外光谱仪 (IR) 及电感耦合等离子光谱发生仪 (ICP) 和元素分析 (EA) 对其进行分析。通过热重分析 (TGA) 研究了其热稳定性。同时, 将 HOAM 与市售的 Midyam 835 进行电化学性能比较; 利用四球摩擦测试试验机考察不同含量的添加剂在润滑剂中的摩擦学特性; 利用扫描电子显微镜 (SEM) 和 X 射线能谱分析吸收光谱 (XANES) 考察了其表面形貌及摩擦膜中铜元素的化学组成, 初步探究了其摩擦学机制。

1 实验部分

1.1 试剂

主要化学试剂有: 四水合铜硫酸、二乙基辛十八



图1 非硫磺有机铜 HOAM 的制备

Fig. 1 The preparation of sulfur and phosphorus free organic copper-phosphorus additive HOAM

1.2 非硫磺有机铜 HOAM 的表征

利用傅立叶变换红外 (FT-IR) 对产物 HOAM 进行分析, 所得图谱如图 2 所示。



图2 产物 HOAM 的红外 IR 图谱

Fig. 2 IR spectrum of synthesized HOAM

从图 2 中可以看出, 2 918.2、2 850.6 cm^{-1} 处为 C-H 的伸缩振动吸收峰, 3 400 cm^{-1} 处主要是配位基氮和羟基峰; 1 284.53 cm^{-1} 处为脂肪 C-H (即 CH_2) 的变形振动吸收峰; 1 661.13 cm^{-1} 处为 C=O 的伸缩振动吸收峰; 721.39 cm^{-1} 处为长碳链 - (CH_2)_n- ($n > 4$) 的平面弯曲吸收峰; 在 1 460~1 700 cm^{-1} 的区域内为 C-N 的弯曲变形振动引起的中等强度吸收带; 在 600~900 cm^{-1} 处为 C-C 键的弯曲振动吸收带^[1]。

综合铜盐的红外图谱可知, 524.01 cm^{-1} 处为 Cu 元素的特征峰, 而反应前 985 cm^{-1} 处的弱基 Cu=O

基、铜化剂、二甲苯、分析纯, 均为集团产品; 通用磷酸酯, 北京科达化学化工有限公司产品。

1.2 非硫磺有机铜 HOAM 的制备

称量 24.0 g 二乙基辛十八酯至 200 mL 三口烧瓶中, 加入 0.3 g 催化劑后再加入 250.0 mL 二甲苯作为溶剂, 在机械搅拌下回流。称量 26.0 g 四水合铜硫酸溶于 40.0 g 去离子水中, 利用恒压滴液漏斗逐滴加入三口烧瓶中, 利用分水器分离生成的水。反应 4~7 h 至无水滴出, 过滤得到墨绿色溶液, 旋蒸除去溶剂, 真空干燥得到黑色固体, 即 N-十八烷基二乙基磷酸酯二铜 (HOAM)。反应方程式如图 1 所示。

的伸缩振动吸收峰在反应后都移动到更低波数 934 cm^{-1} 处, 这说明反应过程中 Cu 原子与羟基 (-OH) 成键, Cu 原子的 3d 轨道进入了羟基上氧原子上部分电荷, 从而减弱了 Cu=O 的伸缩振动, 使峰发生位移。综合以上分析, HOAM 的红外 IR 分析结果如图表 1 所示。

表1 合成产物 HOAM 的红外 IR 分析结果

Table 1 IR data of synthesized HOAM	
波数 λ/cm^{-1}	官能团
3 422.4, 3 429.3	-OH
2 918.2, 2 850.6	C-H
1 287.2	"CH ₂ "
1 667.4, 1 280.9	-C=O-
1 661.1	-C=O-
930.0	"C-N"
870.8	C-C
721.2	-(CH ₂) _n - (n > 4)
935.9	Mu=O
870.0	Mu=O

1.4 非硫磺有机铜 HOAM 的 ICP 表征

利用元素分析 (EA) 电感耦合等离子光谱发生仪 (ICP) 对产物 HOAM 进行分析, 产物的元素分析结果如表 2 所示。可知, 产物为非硫磺有机铜添加剂 HOAM。

表2 产物 HDAM 的元素分析结果

Table 2 Elemental analysis of the synthesized HDAM

元素	理论值 wt%	测定值 wt%	相对误差 wt%
C	54.88	55.03	0.27
O	15.25	15.08	0.27
N	3.00	3.31	0.31
Mo	19.87	19.59	0.28

1.5 热稳定性测试

添加剂 HDAM 的热稳定性通过热重分析 (Thermogravimetric analysis, TGA), 使用 Perkin-Elmer 7 热重分析仪序列, 在氮气氛围中从室温升温至 700 °C, 加热速率为 20 °C/min。

1.6 摩擦磨损性能评价

摩擦磨损实验在济南试金集团有限公司生产的立式万能摩擦磨损试验机 (MMW-4) 上进行, 试验条件为: 空载, 转速 1450 r/min, 时间 30 min, 试验所用钢球为二级 GCr15 标准钢球, 硬度为 HRC29~41, 直径为 $\phi 12.7$ mm, 各元素的质量分数分别为: Co, 1.30%~1.45%; C, 0.40%~0.48%; Si, 0.15%~0.35%; Mn, 0.25%~0.4%; Ni, <0.30%; Cu, <0.25%; P, <0.027%; S, <0.020%。

将合成的 HDAM 及非硫的 Molybdenum S55 分别按质量分数 0.5%、1.0%、2.0%、3.0% 加入到润滑剂中, 测试每个样品在 98、196、392、588 N 负载下的摩擦学性能, 采用精度为 0.01 mm 的显微测微仪 3 个下试球的磨痕直径, 取算术平均值, 在四球机上读取实时摩擦系数, 并计算其平均值, 重复试验 3 次, 再计算平行实验 3 次后的平均值。

最大无卡咬负荷 (μ_c 值) 与最大烧斑负荷 (μ_{sc} 值) 的测试在厦门天机自动化有限公司生产的 MM-104 四球摩擦试验机上进行, 试验所用钢球与摩擦磨损试验钢球相同, 测定方法为 GB/T 12563-1999, 测试条件: 试验时间 60 s, 转速 1260 r/min。

1.7 表面形貌分析

摩擦磨损试验结束后, 取出负载 294 N 下摩擦磨损实验的下试球, 用石油醚超声清洗 2 次, 各 2 min,

用型号为 Nova Nano SEM 的扫描电子显微镜 (SEM) 观察磨损表面形貌。

1.8 摩擦仪 XANES 测试

摩擦模拟在摩擦磨损试验机中的上试球, 摩擦条件为: 添加剂质量分数分别为 1.0% 和 3.0%, 载荷为 294 N, 试验结束后将上试球用石油醚超声清洗, 置于干燥处, 留存待测。

XANES 测试在北京高能物理研究所同步辐射源中心的中能实验站进行, 通过双晶单色器 (DCM) 产生能量范围为 1 500~4 000 eV (分辨率 0.4 eV 左右) 的 X 射线并获得相关束的 L 边 XANES 光谱, 光子吸收光谱通过荧光产生 (FY) 模式记录摩擦副表面的化学信息, 每个样品至少经过 2 次扫描并相加, 之后即除去背景。

2 结果与讨论

2.1 HDAM 的热稳定性

图 2 为 HDAM 的热重分析图, 可以看出, HDAM 的分解温度在 200 °C 以上, 具有较高的热稳定性, 适合作为润滑液添加剂。



图2 HDAM 的热重分析图

Fig. 2 Thermogravimetric analysis of HDAM

2.2 HDAM 及 Molybdenum S55 两种添加剂的摩擦学性能

2.2.1 化学性能分析及比较

对比 HDAM 及 Molybdenum S55 两种添加剂在相同载荷下, 摩擦系数随质量分数的变化情况, 如图 4 所示。

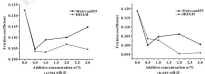


图4 不同载荷下 2 种添加剂的摩擦系数随质量分数变化曲线

Fig. 4 Variation of friction coefficient with additive concentrations under different loads. (a) 294N; (b) 588N

可知, 这两种添加剂都有非常明显的减摩性能, 相比于不使用添加剂, 质量分数 3.0% 的 HDA-M 可以使猪基胎的摩擦因数下降 30%, 并且在高载荷下, HDA-M 的减摩性能明显优于 Molyden 855。

图 3 对比的是 HDA-M 及 Molyden 855 两种添加剂在相同质量分数下, 摩擦因数随载荷的变化情况, 可以看



图 3 1 种添加剂在相同质量分数下摩擦因数随载荷变化曲线

Fig. 3 Variation of friction coefficient with loads for two additives with same additive concentration: (a) additive concentration of 1.00%; (b) additive concentration of 3.0%

此外, 还进一步观察 2 种添加剂的摩擦因数随时间变化曲线, 如图 4 所示, 可以发现, 添加了相同质量分数的 HDA-M 添加剂以后, 不仅整体摩擦因数有所下降, 而且摩擦因数随时间变化趋势更趋于平缓, 波动较小, 这也可以说明 HDA-M 的减摩性能优于 Molyden 855。



图 4 不同添加剂的摩擦因数与摩擦时间的关系曲线 (质量分数 3.0%, 载荷 200 N)

Fig. 4 The relationship between the friction coefficient of HDA-M and Molyden 855 and rubbing time (additive concentration of 3.0%, load of 200 N)

2.1.2.2 减摩性能分种及对比

图 7 对比了 HDA-M 及 Molyden 855 两种添加剂在相同载荷下, 磨痕直径随质量分数的变化情况, 显然, 这两种添加剂都有非常明显的减摩性能, 并且磨痕直径随着添加剂质量分数的增加呈现下降趋势, 相比于纯磨基胎, 添加 3.0% (质量分数) 的 HDA-M 可

以使得磨基胎的磨痕直径下降 30%, 并且在高载荷下 HDA-M 的磨痕直径优于 Molyden 855 的磨痕直径, 可以说明在高载荷下, HDA-M 的减摩性能明显优于 Molyden 855。



以使得磨基胎的磨痕直径下降 30%, 并且在高载荷下 HDA-M 的磨痕直径优于 Molyden 855 的磨痕直径, 可以说明在高载荷下, HDA-M 的减摩性能明显优于 Molyden 855。



图 7 不同载荷下 2 种添加剂的磨痕直径随质量分数变化曲线
Fig. 7 Variation of wear scar diameter with additive concentration under different loads: (a) 200%; (b) 300%

图8对比了 H6AM 及 Molyvac 855 两种添加剂在相同质量分数下, 磨斑直径随载荷的变化情况。可知, 这 2 种添加剂的磨斑直径均随着载荷的增大先减小后增大。这是由于一开始负荷过小, 不利于摩擦副表面发生摩擦化学反应生成摩擦膜; 随着负荷的增大摩擦膜开始形成, 磨斑直径下降; 然后负荷继续增大, 磨斑直径随着剪切强度的增强而增大。经过对比可知, 在不同载荷下 H6AM 的磨斑直径基本小于 Molyvac 855, 可见, H6AM 比 Molyvac 855 拥有更好的抗磨性能。



图 8 2 种添加剂在相同质量分数下磨斑直径随载荷变化曲线

Fig. 8 Variation of wear scar diameter with load for two additives with same additive concentration: (a) additive concentration of 1.0%; (b) additive concentration of 3.0%

2.1.3 抗压性能对比

图 9 给出了不添加添加剂和分别添加质量分数 3.0% 的 H6AM 和 Molyvac 855 时的石墨球的 P_H 值 P_H 值。可以发现 H6AM 和 Molyvac 855 两种添加剂都能增大石墨球的最大无卡咬负荷 P_H 值, 但是 Molyvac 855 增大将更为显著。H6AM 和 Molyvac 855 两种添加剂都能增大石墨球的最大脆切负荷 P_{Hc} 值, 并且 H6AM 增大将更为明显。由此可见, H6AM 和 Molyvac

855 两种添加剂都有一定的抗压性能。

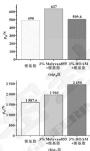


图 9 2 种添加剂的抗压性能对比

Fig. 9 Comparison of contact pressure performances of two additives: (a) P_H value; (b) P_{Hc} value

2.2 铜基磨粒表面分析

图 10—12 分别给出了石墨球 (不含添加剂) 和分别添加质量分数 1.0% 和 3.0% 的 Molyvac 855 及 H6AM 的石墨球磨后摩擦副表面实验后铜球的磨痕形貌。

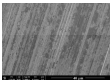
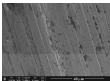
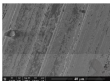


图 10 石墨球 (不含添加剂) 磨后的磨痕形貌 (SEM 图)

Fig. 10 SEM specimen of wear surface lubricated by grease



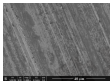
含2.0% Molyvan835



含1.0% Molyvan835

图11 含2.0%和1.0% Molyvan 835的润滑脂润滑下的钢球表面SEM图

Fig. 11 SEM spectra of steel surfaces lubricated by greases with 2.0% and 1.0% Molyvan 835 added



含2.0% HIOAM



含1.0% HIOAM

图12 含2.0%和1.0% HIOAM的润滑脂润滑下的钢球表面SEM图

Fig. 12 SEM spectra of steel surfaces lubricated by greases with 2.0% and 1.0% HIOAM added

经过对比,可以看出,未添加添加剂的钢球表面磨痕较多,磨痕较深且不均匀,而加入添加剂以后,磨痕变得变浅且磨痕更为均匀,说明 HIOAM 和 Molyvan 835 都有非常出色的抗磨能力,能快速地形成有效的保护膜,并且从图中可以看出,加入 HIOAM 后的摩擦副表面生成的保护膜较加入 Molyvan 835 以后的更多,覆盖面更广,并且片状物质的量随着添加剂质量分数的增大而增多,这也是摩擦因数下降的一个有力依据。

2.4 扫描型 XANES 数据处理和分峰

XANES 数据记录了摩擦表面的化学信息,表3给出了 $\text{MoL}_{2,3}$ 和 $\text{MoL}_{2,3}^+$ 的各次边吸收峰峰位^[21],图13给出的是 HIOAM 和 Molyvan 835 摩擦副铜元素的 L 边 XANES 图谱,油样中添加剂总质量分数为 1.0%

和 1.0%,峰位信息如表4所示。

表3 $\text{MoL}_{2,3}$ 和 $\text{MoL}_{2,3}^+$ 的边边吸收峰位
Table 3 The percentage peak for the $\text{MoL}_{2,3}$ and $\text{MoL}_{2,3}^+$ spectra

Item	$\text{MoL}_{2,3}^+$ /E/eV	$\text{MoL}_{2,3}$ /E/eV
L ₁	2010.0	2010.0
L ₂	2120.0	2120.0
L ₃	2120.0	2121.7
M ₁	211.7	211.8
M ₂	206.0	206.0
M ₃	210.2	211.7
M ₄	211.0	211.7

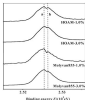


图 11 HOAM 和 Molyvan 855 的摩擦膜中 Mo 元素的 L 边 XANES 图谱

Fig. 11 TET Mo L-edge XANES spectra for anti-wear films generated from different additives.

表 4 2 种添加剂摩擦膜的 Mo 元素的 L 边 XANES 图谱的峰值信息

Table 4 Peak position of the TET Mo L-edge XANES spectra for anti-wear films generated from different additives.

Items	TET Mo L-edge peak position	
	a	b
HOAM-1.0%	2 525.5	2 526.6
HOAM-1.0%	2 525.5	2 526.6
Molyvan 855-1.0%	2 525.5	2 526.6
Molyvan 855-1.0%	2 525.5	2 526.6

可以看出,加入不同质量分数的添加剂以后,在摩擦副表面所形成的摩擦膜含有相同的组成,均在 2 525.5、2 526.6 eV 附近有比较强烈的吸收峰,与参考文献[14]可知,化合物 $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ 的 L 边 XANES 图谱的峰值为 2 525.7、2 526.9 eV^[14]。故研究表明,对于 2 525.5、2 526.6 eV 附近的吸收峰是 MoO_4^{2-} ,即硼元素在摩擦副表面发生化学反应生成 MoO_4^{2-} , MoO_4^{2-} 由于其独特的氧化结构,在摩擦表面形成了较好的保护膜^[14]。

HOAM 和 Molyvan 855 相比减磨效果更好,说明钼元素的存在起到了良好的减摩效果,而由谱文元素表征可知,HOAM 相比于 Molyvan 855 含有更高的钼元素含量,能在摩擦副表面形成更好的保护膜,由此可以解释制备的含硼添加剂比市售的 Molyvan 855 具有更高的摩擦学性能。

3 结论

(1) 利用一种烷氧基酸与硼酸衍生物为原料,合成了一种新型非磺酰有机硼添加剂 HOAM,并采用红外光谱仪 (IR) 及电感耦合等离子体光谱发生仪 (ICP) 对其进行了元素表征,热重分析表明该产物具有较高的热稳定性,适合用作润滑油添加剂。

(2) 以硼基酯作为稠化材料,用四球摩擦试验机考察了 HOAM 和 Molyvan 855 两种添加剂减摩抗磨性能,得出 HOAM 和 Molyvan 855 两种添加剂均有非常好的减摩抗磨性能,抗磨性能随着添加剂质量分数的增加而增强,并且 HOAM 在不同质量分数和负荷下的表现均比 Molyvan 855 更为优异的性能,其中高质量分数和高负荷下更为明显。

(3) 测试与此较质量分数 3.0% 的 HOAM 和 Molyvan 855 两种添加剂的 μ_s 值与 μ_k 值,发现它们都有一定的极压性能,且效果相当。

(4) 扫描电子显微镜 SEM 的分析结果表明,HOAM 和 Molyvan 855 都有非常出色的抗磨减磨能力,并且 HOAM 的形貌更抗磨减磨更为均匀,保护膜的厚度更均匀,所以它的抗磨减磨能力比 Molyvan 855 更为出色。

(5) XANES 分析得知 HOAM 和 Molyvan 855 是 2 类含硼润滑油添加剂在高温高压的极端摩擦环境中,分子中的硼基团或原子开始发生一系列化学反应形成保护膜,这层膜内含有 MoO_4^{2-} ,有效起到减摩抗磨效果。

参考文献

- [1] 张福生.我国润滑油工业应用中的压力巨大,谈我国润滑油工业应用现状的调查[J].中国表面工程,2008,21(2):80-82.
- [2] ZHANG F W. Economic potential of technology application in industry in China[J]. China Surface Engineering, 2008, 21(2): 80-82.
- [3] 熊福平.我国润滑油技术的发展及其在国民经济中的作用[J].润滑与密封,2008,33(9):90-94.
- [4] LIU F Y. The development of tribology and its benefits in China[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(9): 91-94.
- [5] 伏喜林,周文利,张允学.车用润滑油添加剂的概况及发展的趋势[J].汽车工艺与材料,2006(8):17-6.
- [6] LIU X H, ZHANG W X, ZHANG L H, et al. The current status and development trend of additives in lubricating oil[J]. Automobile Technology & Material, 2006(8): 17-6.
- [7] 石玉梅,方学敏.两种新型的含硫磺添加剂之反腐蚀体系在润滑油中的协同作用机理[J].摩擦学学报,1999,19(1):29-33.
- [8] QIAN Y L, FANG X J. The synergistic effect mechanism of the combination system of two typical additives containing sulfur phosphorus in lubrication oil[J]. Tribology, 1999, 19(1): 29-33.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.007

考虑闭合效应的刷式密封泄漏特性研究^{*}

张元桥¹ 阎重超² 李 军²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院 陕西西安 710049; 2. 中航商用航空发动机有限责任公司 上海 200241)

摘要:采用基于非线性 Darcian 多孔介质模型的 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 方程的数值方法研究其在周向和具有周向的刷式密封在不同压力和转速下的泄漏特性。提出针对刷式密封闭合效应的周向修正公式。考虑闭合效应后具有周向的刷式密封泄漏量的预测结果与实验数据吻合。验证所建立刷式密封闭合效应修正模型的准确性。研究结果表明,刷式密封面与轴轴间的周向间隙导致刷丝内部压力降低且具有较为明显的径向压差,径向压差的存在导致刷丝产生闭合效应,进而减小了刷式密封的有效密封间隙;闭合效应使得刷式密封有效间隙随着压比升高而减小。数值计算刷式密封泄漏特性时考虑闭合效应可以显著提高预测精度;在相同压力和转速下,具有周向的刷式密封的泄漏量明显大于无周向刷式密封的泄漏量;刷式密封的泄漏量随着压比的增大而增大;在所研究的转速范围内转速对刷式密封的泄漏特性的影响有限。

关键词: 刷式密封; 泄漏特性; 闭合效应

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017)04-0007-07

Investigations on Leakage Flow Characteristics of Brush Seal with Consideration of Blow Down Effect

ZHANG Yuanqiao¹ YAN Zhongchao² LI Jun²

(1. School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China;
2. AVIC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai 200241, China)

Abstract: The leakage flow characteristics of the experimental brush seal with zero clearance and clearance at different pressure ratios and rotational speeds were numerically investigated using Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) solutions based on the non-linear Darcian porous medium model. The corrected formula for the blow down effect of brush seal was presented. The numerical predicted leakage flow rate of the clearance brush seal was in well agreement with the experimental data with consideration of blow down effect, which validated the corrected formula for the brush seal blow down effect. The research results show that the clearance between the bristle tip and the shaft results in the decrease of the pressure and relatively obvious radial pressure difference in the bristle pack of brush seal, and then leads to the reduction of effective clearance of brush seal. The effective clearance of brush seal is decreased with the increasing of pressure ratio due to the blow down effect. The prediction accuracy of the leakage flow rate of brush seal can be improved significantly with consideration of blow down effect. The leakage flow rate of the clearance brush seal is larger than that of the zero clearance case at the same pressure ratio and rotational speed. The leakage flow rate of brush seal is increased with the increasing of the pressure ratio, while the rotational speed has less effect on leakage flow rate in the presented rotational speeds range.

Keywords: brush seal; leakage flow; blow down effect

刷式密封相比迷宫密封具有更加宽获得久的密封性能和优秀的转子稳定性^[1]。刷式密封的刷丝直径且纤细(直径 0.01~0.25 mm),气流从刷丝间微小孔

隙中快速流过,由于刷丝间的闭合效应、芯撑效应等因素,泄漏流在刷丝内部的流动十分复杂^[2]。

科研人员采用实验测量和数值模拟的方法开展了刷式密封泄漏特性及其影响因素的研究。PLIGACHEN^[3]采用实验测量和数值模拟分析了 4 种不同转子直径和齿顶设计刷式密封的泄漏特性。文献[4~6]研究了结构参数和运行工况等对轴颈内部刷式密封泄漏特性的影响。BOGLI^[7]采用多孔介质方

* 基金项目: 航空科学在上海分院的专项。

收稿日期: 2016-07-08

作者简介: 张元桥(1983—),男,硕士研究生,研究方向为气动热力学与流热耦合分析。E-mail: zhangyuanqiao@vip.sjtu.edu.cn

还分析了几何尺寸和运行工况对刷式密封泄漏特性的影响。GRI^[1]等^[2]采用基于 *non-Darcian* 多孔介质模型开展了刷式密封泄漏特性及其影响因素的数值研究,并开展了实验验证工作。为了等人^[3]设计搭建了刷式密封高温高转速试验台并开展了静态试验测试。张义桥等^[4]设计了标准刷式密封结构并采用数值模拟的方法验证了所设计刷式密封可降低漏后特性。李保刚等^[5]数值模拟了刷式密封的流场和温度场,验证了固定转速下存在临界转速使得刷式密封自由端速度达到临界值。

由于设计和运行条件限制,刷式密封的刷丝束与转轴需要间隙来保证足够的流量冷却或者润滑条件;此外转子径向跳动、瞬时运行工况变化和过快的刷丝磨损等均会导致径向间隙的产生^[6]。

CHEN^[7]和 FRANCIS^[8]采用实验测量和有限元方法分析了具有间隙的刷式密封网合效应,给出了根据实验数据计算网合效应强度的半经验方法。GRI^[9]等^[10]采用改进 *non-Darcian* 多孔介质模型研究了具有间隙的刷式密封的流场并考虑了网合效应。研究结果表明,间隙改变了刷式密封的泄漏流场特性。FRANCIS^[11]等^[12]通过实验和数值方法研究了刷式密封网合效应的气动原理。网合效应是由于径向压力梯度导致的,流体最初沿轴向流动,由于距底板下方流动面积的减小,流体开始转向转子面,靠近刷丝顶部的流体进入刷丝顶部下方的间隙,导致该部分区域产生漏流。在刷丝顶部附近产生径向压力梯度,从而产生了网合力。

网合效应减小了具有间隙的刷式密封实际运行时的间隙,要准确预测刷式密封泄漏特性必须考虑刷丝束的网合效应。因此建立刷式密封网合效应的修正模型公式,对于获得刷式密封实际运行工况下的泄漏特性具有重要的影响。本文作者提出了刷式密封网合效应的修正公式,并通过实验测量的刷式密封泄漏特性进行验证。在此基础上,考虑刷丝束网合效应计算了不同压比和转速下的具有间隙和无间隙的刷式密封泄漏特性,分析了刷式密封内泄漏流场形态、刷丝束内部压力分布规律,揭示了刷式密封径向间隙对泄漏特性和网合效应的影响机制。研究工作为考虑网合效应的刷式密封实际运行工况下泄漏特性研究提供了技术手段。

1 数值方法

泄漏流体在刷式密封的刷丝之间随机分布的微小孔隙中湍流通过,类似于在多孔介质内的流动。因此,采用多孔介质模型来模拟刷丝束内的流体流动是目前刷式密封泄漏特性分析的可行方法。将刷丝束处

理为多孔介质,实际上就是在动量方程中增加惯性损失项和粘性损失项,分别代表刷丝对流体的惯性阻力和粘性阻力:

$$F_i = -A_i \rho u_i - \frac{1}{2} B_i \rho |u_i| u_i \quad (1)$$

式中: A_i 和 B_i 分别表示刷丝束多孔介质内部的惯性损失系数矩阵和粘性损失系数矩阵。

沿刷丝方向的惯性阻力系数 k_x 为 0, 垂直刷丝方向的惯性阻力系数 k_y 以及垂直于刷丝方向的粘性阻力系数 α_x 、 α_y 和粘性阻力系数 k_{xv} 、 k_{yv} 与刷丝直径 d 和孔隙率 ϵ 相关,计算公式如下:

$$\begin{aligned} \alpha_x = \alpha_y &= \frac{66.67(1-\epsilon)^2}{d^2 \epsilon^3} & \alpha_z &= 0.24 \alpha_x \\ k_{xv} = k_{yv} &= \frac{2.33(1-\epsilon)}{d \epsilon} & k_{zv} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

孔隙率 ϵ 表示刷丝束多孔介质中微小孔隙的体积与刷丝束总体积之比。

$$\epsilon = 1 - V_{\text{brush}} / V_{\text{total}} = 1 - \pi d^2 h / (4 \sin \theta r^2) \quad (3)$$

式中: h 是刷丝高度; r 是刷丝束厚度; θ 是刷丝倾角。

对于具有间隙的刷式密封,在压力较高时,刷丝束内部的径向气流使得刷丝束向转子面移动,使得径向有效间隙减小。刷丝束与转子面设计间隙等结构参数以及进出口压比等运行参数均会影响网合效应。当压比和设计间隙增大时,网合效应则越强烈^[13]。PLUGG^[14]根据实验数据拟合出了具有间隙刷式密封的实际间隙与压比的经验关系式,但相应系数随刷式密封结构参数改变而变化。本文作者综合考虑设计间隙与压比的影响,并考虑到随着压比的增大,网合效应强度的增加幅度减弱的特点(对压比取自然对数),提出了考虑网合效应刷式密封间隙的修正公式:

$$\bar{h}_{\text{net}} = \alpha_1 \exp(\alpha_2 \alpha_3 \ln(\alpha_4 \bar{p})) \quad (4)$$

式中: \bar{h}_{net} 为网合效应引起的间隙尺寸减小量占原始间隙 h_0 的百分比; \bar{p} 为进出口压比; α_1 、 α_2 、 α_3 为经验系数,由文献^[14]数据拟合确定,其分别为 14.264、0.8、1.261。

图1给出了 \bar{h}_{net} 以及等效间隙 \bar{h} (即实际有效间隙占设计间隙 h_0 的百分比) 随压比的变化曲线。可以看出,提出的考虑网合效应的间隙修正公式很好地反映了密封有效间隙数值的改变。必须指出的是,虽然该公式的经验系数是利用文献^[14]数据拟合确定,但在采用式(4)计算文中研究的刷式密封的网合效应强度时,计算的泄漏量与实验数据符合良好。

说明了式(4)计算闭合效应强度的有效性。



图1 压比对刷式密封闭合效应强度的影响

Fig.1 Effect of pressure ratio on the strength of film close effect

2 仿真与分析

2.1 计算模型与网格

数值计算采用 ANSYS-FLUENT 进行。由于刷式密封结构具有轴对称的特点,采用二维轴对称流场模型模拟刷式密封内的泄漏流动,详细几何参数如表1所示。图2给出了实验测量的刷式密封结构和计算网格,网格数为6.5万。采用有限体积的流场控制方程,紊流模型选择 $k-\omega$ SST 两方程紊流模型,其中对流项选用二阶迎风格式,扩散项采用中心差分格式。计算工质为不可压缩理想空气,进口按要求压差给定总压及总温,出口给定静压,转子面和刷式密封的齿顶齿根侧面等所有固体壁面均为无滑移壁面,转轮壁面的转速根据工况要求给定。

表1 刷式密封几何结构参数

Table 1 Geometrical parameters of brush seal

Geometrical dimension	Value
Shaft relative diameter	R_0
Front gear relative inner diameter	$1.017R_0$
Backing plate relative inner diameter	$1.014R_0$
Front and backing plate relative outer diameter	$1.267R_0$
Cover plate relative inner diameter	$1.014R_0$
Cover plate relative width	$1.133 \times 10^{-3} R_0$
Brush relative height	$5.135 \times 10^{-3} R_0$
Brush peak relative width	$1.687 \times 10^{-3} R_0$
Relative sealing clearance	0 and R_0

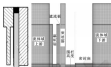


图2 刷式密封结构和计算网格

Fig.2 Brush seal structure and computational grid

2.2 无量纲化

刷式密封泄漏特性和运行工况参数以及压力数据进行了无量纲化处理,无量纲泄漏系数定义如下:

$$\bar{m} = \frac{m}{\sqrt{P_0} / (\gamma P_0 R^2 \mu)} \quad (5)$$

式中: m 为实际泄漏量; P_0 、 ρ_0 分别为出口温度和压力; R 为转子半径; μ 是定常系数(其他为 0.532),相对转速由式(6)定义:

$$\bar{\omega} = \omega / \omega_0 \quad (6)$$

式中: ω 为实际转速; ω_0 为实际最低转速。

无量纲静压系数由式(7)定义:

$$P = p / p_0 \quad (7)$$

式中: p 为实际静压; p_0 为出口静压。

无量纲压差由式(8)定义:

$$\Delta P = \Delta p / p_0 \quad (8)$$

式中: Δp 为静压差。

为便于叙述,刷式密封齿与转轮间具有径向间隙(间隙为 R_0)的刷式密封称为 R_0 , 零间隙刷式密封记为 R_0 。图3示出了转速分别为 0 、 $2.5\omega_0$ 、 $5.5\omega_0$ 时2种间隙下刷式密封的泄漏系数随压比的变化曲线。可以看出,刷式密封的泄漏系数随压比的增大而增加。有间隙刷式密封 R_0 相比零间隙刷式密封 R_0 的泄漏量显著增加;并且随压比的增大,两者的差值更大。这主要是因为压比增大,因刷式密封的唇缘作用,导致 R_0 径向间隙的泄漏流量增加速率大于 R_0 , 相应位置流量增加速率,对于零间隙的刷式密封 R_0 , 泄漏系数数值结果与实验数据吻合良好,数值结果与实验数据的差异原因在随着压比升高,刷式密封两侧压差而产生轴向压缩^[1],但同时也会导致刷式密封内部孔隙率减小,由于刷式密封厚度以及孔隙率减小两者的作用,使得实验数据与数值结果之间有一定偏差,而对于具有间隙的刷式密封 R_0 , 在压力较高时,刷式密封内部的径向气流使得刷齿向转子侧移动,使得径向间隙减小,因此压比较高时,泄漏系数的数值结果

此实验数据大,并且且此增大,不考虑回合效应的数值结果和实验误差越大,这主要是因为随着压比增大,回合效应强度增强,密封有效间隙减小,而密封有效间隙对泄漏量有着显著影响^[1],因此这是随着压比增大而增大;当采用考虑回合效应的刷式密封间隙修正公式(4)时数值结果与实验数据一致,说明式(4)计算回合效应强度的合理性。从图3还可以看出:刷式密封泄漏系数随着转速的升高而降低,并且随着压比增大转速对泄漏系数的影响增大。

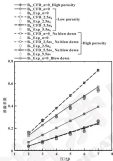


图3 刷式密封泄漏系数随压比的变化

Fig. 3 Leakage flow coefficient versus pressure ratio

为更好地研究转速对刷式密封泄漏特性的影响,图4给出了等间隙和具有回差的2种刷式密封在压比为3时转速对泄漏系数的影响曲线(图中标注数据为相应转速下,刷式密封系数实验值)。定义转速升高泄漏系数减小量 $\alpha_{\text{转}} = \frac{\bar{m}_{\text{转}} - \bar{m}_{\text{转}0}}{\bar{m}_{\text{转}0}}$,其占零转速时刷式密封系数 $\bar{m}_{\text{转}0}$ 的百分比 $\alpha_{\text{转}} = \frac{\bar{m}_{\text{转}} - \bar{m}_{\text{转}0}}{\bar{m}_{\text{转}0}} \times 100\%$,其中 $\bar{m}_{\text{转}}$ 为该转速下刷式密封系数。实验结果表明2种刷式密封泄漏系数随着转速的升高而略微降低,主要原因有二:一是转速升高,转子直径同离心伸张略微增大,刷式密封的间隙随之略微减小,从而使得泄漏量降低;二是由于刷头数和齿数构成的密封腔室,以及刷齿率

的剧烈作用,泄漏气流在密封腔室中形成强烈的旋涡流动,粘性耗散效应使得泄漏气流的动能转化为内能,转速升高,密封腔室中的旋涡流动强度和旋涡控制力增大,粘性耗散作用逐渐增强,泄漏气流的动能更有效地耗散^[1],从而使得泄漏量降低,转速升高,等间隙刷式密封 B_s 的泄漏系数减小量 $\alpha_{\text{转}}$ 比具有回差密封时 $B_{\text{回}}$ 更小,这主要是因为转速对 B_s 的泄漏系数的影响因素主要是上述原因二,而除了离心伸张并不会影响其泄漏量;同时 $B_{\text{回}}$ 刷齿率与转子紧密接触,在周向、径向和轴向都存在流动阻力,转速对泄漏系数的影响受到刷齿率阻力的抑制^[2],但是其占零转速时刷式密封系数 $\bar{m}_{\text{转}0}$ 的百分比 $\alpha_{\text{转}}$ 呈相反趋势,即转速对 $B_{\text{回}}$ 的影响更大,这主要是因为通过径向间隙的泄漏量占了较大比例,使得转速的影响减弱。此外,可以发现数值研究结果相比于实验测量略微忽略了转速对泄漏量的影响,主要是因为数值计算结果没有考虑转速导致的转子离心伸张效应,也就是没有考虑上述原因一。

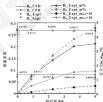


图4 转速对刷式密封泄漏系数的影响(压比是3)

Fig. 4 Effect of rotational speed on the leakage flow coefficient of brush seal (pressure ratio, $p=3$)

2.3 径向回差对泄漏量影响特性和回合效应影响机制

具有回差刷式密封 $B_{\text{回}}$ 相比等间隙刷式密封 B_s ,由于回合效应等因素,其内部流动状态更为复杂,图5给出了 $B_{\text{回}}$ 在回差为 $h_{\text{回}}$ 、压比为7、转速为0时的流动图景。泄漏流体流过间隙时缺乏有效的阻力向使得流速变高,回差内部压力因此降低,刷齿率内部部分流体合由于“抽吸效应”^[1]进入回差(如图5中①),大约占比25.4%,进而引起进入刷齿率内的流体(如图5中②)增加,对于图示给定的压比和回差,

通过刷丝束和间隙流出的流体分别占总流量的 33.9% 和 66.1%。

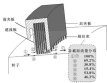


图3 具有间隙的刷式密封泄漏流动模型

Fig. 3 Leakage flow distribution model of clearest brush seal

图 6 给出了刷式密封各截面向量流量随间隙大小变化曲线。可以看出：随着间隙增大，刷丝泄漏量 m_1 增加；通过间隙流出的流量 m_2 随间隙增大而增大；流入刷丝束的流量 m_3 ，由于间隙内部的抽吸作用，随着间隙增大而增大，但同样地通过刷丝束流入间隙的流量 m_4 也随之增加，而使得通过刷丝束的流量 m_5 变化很小，说明随着间隙增大，刷丝泄漏量增加主要是由于通过间隙的流量 m_2 增加导致。

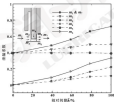


图4 刷式密封在不同截面处的流量系数 (压力比 7, 转速为 0)

Fig. 4 Leakage flow coefficients at different cross section in clearance (pressure ratio 7, speed 0)

和流线分布。具有多孔介质性质的刷丝束对流体有着显著的阻滞作用，压力降低主要发生在刷丝束内部，进刷丝束控制容积与转子面之间的间隙，进入刷丝束和进流形成的腔室，受两者作用在腔室内形成了强烈涡流流动，使得进刷丝束的能量有效地转化为热能，起到了一定的密封作用。在刷丝束靠近转子面区域，对于零间隙情形，如图 7 (a) 所示，流体几乎沿轴向流动；而对于零间隙情形，如图 7 (b) 所示，由于间隙内部流速很高，压力较低，间隙的抽吸作用使得刷丝束内部部分流体进入间隙，抽吸作用使得轴向流动加强，使得刷丝束向转子面靠边，产生闭合效应，进流量减小。

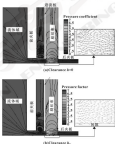


图7 零间隙和具有间隙的刷式密封静压分布曲线图例和流场分布 (压力比 7, 转速为 0)

Fig. 7 Static pressure contours and streamline distribution of brush seals with zero and clearance structure (pressure ratio 7, speed 0)

图 8 高度对进流量有着显著影响^[4]，图 8 高度以下区域压力等多数变化十分剧烈，且静压下降主要集中在刷丝束图 8 高度附近^[4]，因此有必要分析 2 种刷式密封在图 8 高度以下区域的压力分布态势，以进一步揭示径向间隙对进流特性和流场的影响机制以及闭合效应产生的原因。

图 7 示出了 2 种刷式密封的静压系数等值线示例

图8为刷式密封各位置示意图。图9(a)给出了3个位置(P_1 、 P_2 、 P_3)径向静压系数分布曲线。可以看出:由于径向间隙的存在,刷式密封进口位置(P_1)具有间隙的刷式密封 R_0 ,间隙区域的静压系数明显小于零间隙刷式密封 R_0 。刷式密封中间位置(P_2)在整个围裙高度区域 R_0 的静压系数小于 R_0 ,并且在 P_2 的下游以及 P_3 全部具有较为明显的径向压差,导致流体从刷式密封进入间隙。即上述分析的“抽吸效应”,这一径向压差导致流体径向流入间隙的同时也会产生前述分析论述的“吻合效应”;而在出口位置(P_3)则刚好相反, R_0 间隙区域的静压系数大于 R_0 。



图8 刷式密封不同位置示意图

Fig. 8 Different position of bristle pack

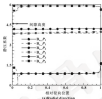


图9 刷式密封不同位置的静压系数分布 (压力比=7, 转速=0)

Fig. 9 Static pressure coefficient distribution of bristle pack at different positions. (pressure ratio=7, speed=0)

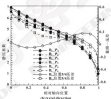


图9(b)示出了3个位置(P_1 、 P_2 、 P_3)轴向静压系数分布曲线及位置5和4径向静压-压差分布曲线。可以看出,各位置静压系数随轴向逐渐降低,并且在刷式密封出口位置(相对轴向位置大于0.8)压降更为明显,同时 R_0 的轴向静压系数随轴向逐渐降低。可以认为相比 R_0 、 R_0 的刷式密封内部压力更小,因此进入刷式密封的流量 Q ,也就更大(如图4所示)。从位置5和4径向静压-压差分布曲线可以看出, R_0 在进口段存在一较小的径向压差梯度,而 R_0 进口段存在一较大的径向压差梯度,出口段存在径向压差梯度,由于进口位置流体几乎垂直进入刷式密封,径向压差梯度使得部分流体进入间隙,出口段刷式密封内流体存在很大的径向速度(刷式密封上游流体高度比刷式密封导致),

因此出口段的压差梯度并不会导致间隙内的流体进入刷式密封,如图7(b)所示。

3 结论

(1) 提出了考虑吻合效应的刷式密封运行时的间隙修正公式,结合实验测量的具有间隙和零间隙的刷式密封在不同压比和转速的泄漏量的数值计算,验证了考虑吻合效应的基于非线性Darcy多孔介质模型的刷式密封泄漏特性分析方法的有效性。

(2) 由于吻合效应,刷式密封有效间隙会随着压比升高而减小,考虑吻合效应对刷式密封有效间隙的影响,可以更加精确地预测刷式密封泄漏量。

(3) 转速升高,刷式密封泄漏量略微减小;转速对具有间隙的刷式密封的泄漏量的影响程度小于零间隙刷式密封。

(4) 刷式密封内部轴向压降主要发生在靠近后夹

膜的出口段, 润滑油顶部指向回腔的存在导致润滑油内部压力降低且具有较为明显的径向压差, 使得进入润滑油的质量增大, 但由于回腔的抽吸作用, 会有部分油液进入回腔, 因此通过润滑油流出的流量变化很小, 径向压差导致油液流向流入回腔的同时也会产生闭合效应。

参考文献

- [1] CHEFF H B, HENDRICKS E C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2008, 23(2): 313-349.
- [2] DOCK Y, BAHAR A S, NEETHY S K N C, et al. Computational fluid dynamics investigation of leaks and leakage performance depending on geometric dimensions and operating conditions [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 126(3): 60290-1-13.
- [3] PUCHERRY A B. Aggregation of experimental and theoretical data for leaks and leakage evaluation [R]. AIAA Paper, 2017-3398, 2017.
- [4] HENDRICK P, OUTIERA B. Experimental testing of carbon leaks seals for aero engines bearing chambers [R]. ASEE Paper, CT2014-26664, 2014.
- [5] FLECKNER W, HENDRICK P, OUTIERA B, et al. Thermal and flow phenomena associated with the behavior of leaks seals in aero engine bearing chambers [R]. ASEE Paper, CT2014-26598, 2014.
- [6] OUTIERA B, HENDRICK P. Influence of geometrical parameters on the performance of leaks seals for aero-engines bearing chambers [C]. ASEE Paper, CT2014-27039, 2015.
- [7] QIU B, LI J, XIN X. Investigation into the flow behavior of multistage leaks seals [J]. *Proc IMechE Part A: Journal of Power and Energy*, 2014, 228(4): 404-426.
- [8] 方宁, 吴福亮, 曹伟. 单级压气机漏流高速密封试验台研制 [J]. *润滑与密封*, 2004, 29(6): 121-123.
- [9] LI N, FENG X H, HE L, et al. Development of high-temperature and high-speed test rig of aeroseal [J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(8): 121-123.
- [10] 张文科, 张博, 李树通. 单级压气机密封试验流场数值模拟结构优化 [J]. *润滑与密封*, 2015, 40(2): 67-72.
- [11] ZHANG W P, ZHANG B, LI X Y, et al. Numerical simulation on leakage flow characteristics and optimization on structure of low pressure leaks seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(2): 67-72.
- [12] 李树通, 曹伟. 单级密封试验流场数值模拟研究 [J]. *润滑与密封*, 2006, 31(2): 121-123.
- [13] CHAI B T, FU Y. Numerical simulation on flow and temperature distribution of leaks seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2004, 40(2): 121-123.
- [14] DOCK Y, KAHN M P, HENDRICKS E M, et al. Evaluation of flow behavior for clearance leaks seals [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, 130(1): 62-92.
- [15] CHEN GUOXIONG P P, HONGWEI A. Leaks seal flow down [R]. AIAA Paper, 2001-0497, 2001.
- [16] FRANCESCOFINI C, JONES T V, CALLESPIN D R. Improved understanding of flow down in clearance seals [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(4): 041004-1-10.

(上接第 35 页)

- [9] OTTER J, CHRISTIAN C. Fuel economy beyond BRAC LFB: Contribution of modern engine oil tests to real world performance [J]. *SAE International Journal of Fuels and Lubrication*, 2012, 5(3): 1028-1033.
- [10] HIRAKAWA N, YOSHITAKA T, TAKAHASHI H. Low sulfates ash, low sulfur, low phosphorus, low zinc lubricating oil composition, 20090270000 [P]. 2009-02-27.
- [11] 刘志宏, 吴福亮. 右利螺线为单螺改进密封的应用 [J]. *沈阳工科大学学报: 自然科学版*, 2008, 4(1): 77-80.
- [12] LI J L, XIA Y Q. Application of organic molybdenum compound as friction modifier [J]. *Journal of Shenyang Institute of Engineering (Natural Science)*, 2008, 4(1): 77-80.
- [13] 李立刚, 吴福亮, 吴福林. 车-码. 新型油剂对油液性能检测添加剂改善油液性能的影响 [J]. *石油炼制与化工*, 2005, 34(10): 49-55.
- [14] QIAO Y L, MOU P J, XIA Y Q, et al. Effect of containing sulfone

- and silylamine detergent on antioxidant and friction reducing properties of oil-soluble organic molybdenum additive [J]. *Friction & Wear and Tribotechnology*, 2003, 34(10): 49-55.
- [15] COLEMAN N R, DALY L R, WINDLEY S K. Introduction to infrared and raman spectroscopy [M]. 2nd ed. London: Academic Press, 1995.
- [16] GEORGE S J, SMITH D H, FU J. Molybdenum X-ray absorption edges from 200 to 20, 000 eV: The benefits of soft X-ray spectroscopy for chemical oxidation [J]. *Journal of Inorganic Biochemistry*, 2008, 103(2): 157-167.
- [17] 龙元之. 非纯氧化物矿物油和双酯中的单酯分子特性和作用机理研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- [18] YANO A, WATANABE N, MIYAZAKI T. Study on sludge formation during the oxidation process of turbine oils [J]. *Tribology Transactions*, 2000, 43(2): 110-122.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.008

表面织构在脂润滑条件下的摩擦性能研究^{*}

王 匀 曾彦琳 陈立宇 杨夏明 陈 哲

(江苏大学机械工程学院 江苏镇江 212013)

摘要: 采用电火花加工制备表面粗糙度 Ra、1.90 μm 激光加工系统制备 H13 钢表面加工后不同密度的织构, 以润滑油膜为润滑剂, 利用 MTR-1A 摩擦试验机对摩擦副进行试验, 考察表面织构在不同载荷、不同转速条件下的摩擦磨损特性。实验结果表明, 在脂润滑条件下表面织构能有效改善摩擦副表面的摩擦性能; 与无激光织构试样相比, 表面织构试样的摩擦因数显著降低; 一定范围内, 随着织构密度的增加, 平均摩擦因数呈现先减小后增大的趋势, 且织构密度为 10% 时的平均摩擦因数最小, 最小平均摩擦因数为 0.18, 较无激光织构试样减小 32.29%。摩擦因数随测试载荷的增大而减小, 但随着转速的增加呈现先减小后增大的变化趋势。

关键词: 表面织构; 脂润滑; 摩擦性能

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017) 04-0008

Study on Tribological Properties of Laser Textured Surface under Grease Lubrication

WANG Yun ZENG Yanlin CHEN Liyu YANG Xiaming CHEN Zhe

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: The texture with different density were produced on H13 steel surface by acoustro-optic Q diode-pumped YAG laser processing system. The MTR-1A computer controlled universal friction and wear tester was used to investigate the friction and wear characteristics of the texture surfaces under different load and rotating speed with grease as a lubricant. The test results show that surface texture can effectively improve the lubrication properties of the friction pairs under the condition of grease lubrication. With the increasing of texture density, the average friction coefficient is decreased firstly and then increased in a certain range, and the average friction coefficient is the minimum when the texture density is 10%, the minimum average friction coefficient is 0.18 which is reduced by 32.29% compared with the untextured specimens. The friction coefficient is decreased with the increasing of the test load, while which is decreased firstly and then increased with the increasing of the rotating speed.

Keywords: surface texture; grease lubrication; tribological properties

在机械零部件、装备各系统中, 其相互接触的表面间的摩擦磨损行为直接影响着整个系统的服役寿命、工作效率、承载能力和安全系数。据统计, 约 80% 零件损坏和 40% 磨损损失由各种形式的摩擦磨损引起^[1], 机械零件与每年因摩擦磨损直接造成的经济损失达数十亿元。现今, 表面织构对于改善接触表面间摩擦性能的研究受到国内外广大学者的关注。Li 等^[2]在乏油条件下进行圆盘实验, 结果表明存在最优

的表面织构密度, 使得摩擦因数减小, 摩擦性能更佳。BRILIN 等^[3]在混合润滑条件下对不同直径的表面织构参数进行试验研究, 结果表明合理的表面织构直径的摩擦因数减小高达 40%。谢天兵等^[4]在 40° 斜表面进行织构化处理, 通过圆盘实验考察了织构化对其摩擦性能的影响。实验结果表明, 织构化的摩擦因数均有不同程度的减小且表现更为稳定, 并且磨损率也得到一定程度的降低。王斌等人^[5]的研究结果显示, 表面织构对试样的表面硬度和磨痕有显著影响。织构化试样的硬度增加磨痕明显降低。BAGNYAT 等^[6]应用仅应用于剥蚀技术在玻璃涂层表面进行表面织构造型, 通过圆盘实验将 MoS₂ 固体润滑剂沉积到织构中, 结果显示微凹坑作为润滑剂的储存池, 能够环境接触表面提供持续润滑, 促使摩擦副显著减小。Li 等^[7]在环氧复合材料上进行表面织构并填充 MoS₂

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273028); 江苏省科技支撑计划(162003099-1); 江苏省产学研联合创新专项资金项目(BY201602110)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 王匀(1979—), 男, 博士, 教授, 研究方向为汽轮机光加工及摩擦学。Email: wangyun@ujsu.edu.cn

粉末。结果显示其摩擦因数从 0.18 减小到 0.1, 结构密度为 7.1% 的试样在固体润滑条件下的磨耗寿命更长。大量研究结果表明: 对于动压润滑条件下, 表面结构与流体间容易形成空化现象, 提高整个润滑表面的承载能力^[5]; 对于干摩擦条件下, 表面结构可提供磨削, 减少“三体磨削”现象, 进而减小摩擦因数提高耐磨性^[6]; 对于固体润滑条件下, 表面结构能够提供固体润滑剂, 形成“二次润滑”, 延长摩擦副表面的润滑时间, 提高耐磨性^[7]。目前国内外对于表面结构改善摩擦磨削的研究基本都是围绕流体润滑条件、干摩擦和固体润滑开展, 对于表面结构在磨削润滑条件下的研究还相对较少。

本文作者使用激光加工方法, 在 H13 试样表面加工出规则分布的不同密度的微孔阵列结构, 并研究其在磨削条件下的摩擦性能, 分析研究表面结构技术在接触表面磨削条件下的减磨机制。

1 试验部分

1.1 试验材料及试样制备

试验试样采用小止推圈, 材料均选用 H13 钢并经过热处理, 硬度为 HRC50~52, 试样经激光机激光表面磨削精度 R_a 为 0.1 μm , 试样结构尺寸如图 1 所示, 止推圈表面微孔阵列密度分别为 0%、5%、10%、

15%、20%、25%。激光加工设备采用二极管泵浦 Nd:YAG 激光加工系统, 通过产光器 Q 控制产生脉冲激光, 激光波长为 532 nm, 电流为 17~20 A, 频率为 1 600 Hz, 脉冲次数为 5 次, 采用氮气作为辅助气体。试样经打磨、超声波清洗后, 采用 WYKO-NHT100 型非接触式表面三维形貌分析仪对表面结构形貌进行测量, 结构表面形貌如图 2、3 所示, 可以看出微孔阵列直径为 $(100\pm 8) \mu\text{m}$, 深度为 $(10\pm 2) \mu\text{m}$,

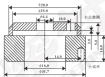


图 1 试样结构尺寸

Fig. 1 Size of sample

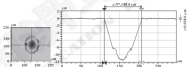


图 2 微孔阵列尺寸图

Fig. 2 3D profile of the micro-dimple

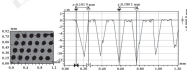


图 3 微孔阵列试样表面形貌

Fig. 3 Surface morphology of micro-treated specimen

1.2 摩擦磨损试验设备

摩擦磨损试验采用 MMW-1A 型万能摩擦磨损试验机。试验机载荷加载范围为 10~1 000 N, 主轴转速范围为 5~2 000 r/min, 该试验机可进行销-盘点面接触滑动摩擦磨损试验, 也可进行环-环面接触摩擦磨损试验。试验采用环-环面接触, 试验载荷分别为 100、200、300、400、500 N, 主轴转速分别为 50、100、150、200、250 r/min, 润滑剂采用通用型基础油。

2 结果与分析

2.1 织构密度对摩擦系数的影响

图 4 示出了在载荷为 100 N、转速为 100 r/min 时摩擦系数随织构密度的变化曲线。

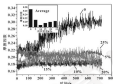


图 4 不同密度织构表面平均的摩擦系数

变化曲线 (载荷: 100 N, 转速: 100 r/min)

Fig. 4 Friction coefficient for different density of surface textures at load of 100 N, rotating speed of 100 r/min

可以看出: 织构密度为 0 的光滑试样, 在试验进行约 3 min 左右时, 润滑状态开始改变, 摩擦系数增大, 这是由于润滑油在载荷相对滑动的条件下逐渐被消耗, 摩擦副之间得不到充分的润滑, 而又没有润滑油的补充, 随着实验的继续, 摩擦副之间逐渐趋于干摩擦状态, 滑动摩擦逐渐向着边界摩擦转化, 导致摩擦系数增加, 所以单纯的光滑面在润滑的条件下无法保持稳定的润滑状态, 与光滑无织构试样相比, 织构试样表现出较小的摩擦系数, 且摩擦系数波动较光滑试样稳定。这是由于织构面摩擦副之间的润滑充分, 表现出良好的润滑状态, 故其摩擦系数呈现出较为稳定的变化趋势。织构面试样在实验过程中的摩擦系数呈现出下降趋势, 这是由于试验刚开始时, 摩擦副表面的润滑油膜为湿态, 表现出固-液润滑, 但随着摩擦副之间的摩擦生热, 润滑油逐渐表现出固-液

混合, 由于微结构在运动润滑条件下容易产生氧化现象, 使得摩擦副之间的摩擦系数减小, 不同织构密度的试样的摩擦系数也呈现不同的变化情况。随着织构密度的增加, 5 种试样的平均摩擦系数呈现出先减小后增加的变化趋势, 织构密度为 10% 的试样表现出较小的摩擦系数, 其平均摩擦系数为 0.18 左右, 较光滑无织构试样的平均摩擦系数减小 32.25%, 织构密度为 5%、15%、20% 和 25% 的试样的平均摩擦系数较光滑无织构试样的平均摩擦系数也分别减小 21.90%、27.97%、25.82% 和 24.18%。另一方面, 织构密度为 5%~15% 的试样的摩擦系数较 20% 和 25% 的试样波动不稳, 这是由于随着织构密度的增大, 微结构间距逐渐减小, 当织构密度达 20% 时, 微结构间距小于微结构直径大小, 微结构间距的减小, 导致摩擦副表面的粗糙度增加, 从而增大摩擦面积, 使得摩擦系数波动较大。

2.2 载荷对织构表面摩擦系数的影响

图 5 示出了不同密度织构表面在转速 100 r/min 时的摩擦系数随载荷变化曲线。



图 5 不同密度织构表面的摩擦系数随载荷变化曲线

(转速: 100 r/min)

Fig. 5 Friction coefficient for different density of surface textures with load at rotating speed of 100 r/min

可以看出: 不同织构密度的试样随着施加载荷的增加, 其摩擦系数均呈现出减小的趋势, 且织构试样的摩擦系数均较光滑无织构试样小。这是由于随着载荷的增大, 摩擦副之间的润滑油更好地分布于摩擦副表面, 相互接触的表面形成及良好的隔离作用, 使得摩擦系数减小。对于微结构表面, 随着载荷的增大, 更有利于润滑油填充到微结构中, 对摩擦副形成有效润滑, 而载荷的增大也更有利于微结构在润滑的形成; 另外, 根据摩擦学二模次定律, 在接触面积不变的情况下, 摩擦系数随载荷的增大而减小, 试验的结果也符合此定律。5 种不同织构密度的试样中, 随

着载荷的增加,摩擦因数分别减小43.19%、35.36%、32.82%、33.52%和40.97%,即结构密度为5%和25%的试样受载荷变化的影响较其他试样大,说明试验载荷在一定范围内变化时,其值越大,摩擦副表面的润滑效果越佳,较大或较小的结构密度受载荷变化的影响较大。

2.3 转速对比对表面摩擦因数的影响

图6示出了不同密度结构表面在载荷为100 N时的摩擦因数随转速变化曲线。



图6 不同密度结构表面的摩擦因数随转速变化曲线(载荷:100 N)

Fig. 6 Friction coefficient for different density of surface textures with rotation speed at load of 100 N

可以看出,不同结构密度的试样随着转速的增

加,其摩擦因数均呈现出先减小后增加的趋势,且结构的试样的摩擦因数的减小幅度较光滑的试样小,这是由于随着转速的增加,摩擦副表面的润滑膜转移速度加快,使得摩擦副接触表面有良好的润滑条件,摩擦因数减小;此外,对于微结构表面,微结构中的润滑膜能够快速地被萃取和补充,且较高的转速产生的热量较高,使得润滑膜呈现熔融态,对于微结构表面容易产生二次润滑,起到良好的减摩效果。但是,当转速继续增加时,摩擦因数反而增加,这是由于当转速过大时,摩擦副在快速滑动过程中,润滑膜形成的润滑膜容易被破坏而得不到修复,使得其润滑效果降低,导致摩擦因数增加。

2.4 摩擦与磨合

不同结构密度试样表面磨痕形貌的口描电镜如图7所示,可以看出,光滑的试样表面出现了明显的沟槽痕迹,且磨痕出现氧化现象,这反映了光滑无结构试样的润滑状态差,导致其摩擦因数波动较大,由摩擦产生的高温使试样表面出现氧化。微结构试样表面的磨痕明显较光滑无结构试样小,且磨痕宽度分布较光滑无结构表面均匀,即结构密度为20%和25%的试样表面磨痕较严重,比视轻度的沟槽磨痕;结构密度为5%、10%和15%的试样表面出现轻度的磨痕,尤其是结构密度为10%的试样,表现出较好的耐磨性。

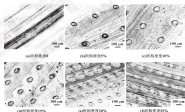


图7 试样的磨痕形貌

Fig. 7 Wear morphology of samples

表面结构能改善摩擦副接触表面的摩擦特性,表面良好的耐磨性能,主要有以下几个方面的原因:

(1) 表面结构有利于润滑膜在接触表面成膜形成“二次润滑”,改善摩擦副的润滑状态;(2) 微结构

表面产生局部强化作用,使表面硬度提高,耐磨性增强。(3)表面织构有利于液态润滑油在微凹坑中形成油膜润滑,提高摩擦副表面的承载能力;(4)微结构还能对收集磨屑的作用,减少“三体磨粒”现象的发生。

2 结论

(1)在一定条件下,表面织构化试样较光滑无织构化试样表面的摩擦因数有明显的减小,且表面织构化试样的摩擦因数更稳定,说明表面织构在润滑条件下具有较好的润滑效果。

(2)在转速 100 r/min、载荷 100 N 条件下,随着织构密度的增大,平均摩擦因数呈现出先减小后增大的趋势,且织构密度为 10%时的平均摩擦因数最小,最小平均摩擦因数为 0.18,较光滑无织构试样减小 32.25%。

(3)实验条件下,试样的摩擦因数随着载荷的增大而减小,说明一定范围内,载荷越大,摩擦因数越小。

(4)随着转速的增大,试样的摩擦因数先减小后增大。

参考文献

[1] 王秉华,吴新凯.基于摩擦学的面织构化技术及应用研究进展[J].工具技术,2002,(4):11-14.
WANG B H, WU X Y. Research on application of surface texturing based on tribology[J]. Tool Engineering, 2002, 4(4): 7-11.

[2] LI K W, WANG F Q, HU Y X, et al. Friction and wear performance of laser-grooved surface under starved lubrication[J]. Tribology International, 2014, 77(77): 97-108.

[3] BEAMAN B, GREENBERG C, SCHNEIDER J, et al. Effect of

laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication[J]. Tribology International, 2014, 77(8): 142-147.

[4] 周天海,胡福天,丁志.40°微沟表面激光织构化及其干摩擦特性研究[J].摩擦学报,2008,28(1):46-52.
HU T C, HU F T, DING Z. Tribological properties of laser-treated surfaces of 40° steel under dry friction[J]. Tribology, 2008, 28(1): 46-52.

[5] 王斌,李秋良,张强.激光表面织构化对 40°钢干摩擦特性的影响[J].润滑与密封,2013,38(12):11-14.
WANG B, CHANG Q Y, ZHANG Y. Tribological properties of laser-treated surfaces on 40° steel under dry friction[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(12): 11-14.

[6] BARNETT P, ALLENBY B, MURTHY C, et al. Surface texturing for adaptive solid lubrication[J]. Surface & Coatings Technology, 2009, 205(17): 71-79.

[7] LI J L, SONG D H, DAI J H, et al. Effect of surface laser texturing on friction properties of nickel-based composite[J]. Tribology International, 2009, 42(5/6): 1093-1099.

[8] 于知方,陈强.磨削条件下表面织构对滚动轴承性能的影响[J].润滑与密封,2014,39(10):1-8.
YU Z F, CHEN W. Effect of surface texture on load carrying capacity of sliding surface under grease lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10): 1-8.

[9] 曹文彬.磨削对摩擦过程的影响[J].武汉纺织大学学报,1992(4):449-455.
CAO W B. Effects of abrasive grit on the process of friction[J]. Journal of Wuhan Institute of Building Materials, 1992(4): 449-455.

[10] MOKEN A, MANJREK R H, YAMAMOTO H, et al. Effects of groove diameter and depth on the tribological performance of DLC coating under lubricated sliding conditions[J]. Applied Surface Science, 2010, 256(1):1133-1139.

(上接第 11 页)

参考文献

[1] TENNEN C B, LAUBERTH A A. Transient analysis of surface friction in an EHL line contact in the case of sliding[J]. Journal of Tribology, 1990, 114(2): 183-193.

[2] SANGHVI P, JAIN K H. Effects of a single bump or dent in time dependent thermal line EHL lubrication[J]. Journal of Tribology, 1990, 114(1): 9-20.

[3] XU C, NEKKAL D A, SANGHVI P, et al. Elastohydrodynamic lubrication with three EHLs[J]. Journal of Engineering Tribology, 1999, 203(4): 233-244.

[4] VENKAT C H, CHAKRABARTY P, LAUBERTH A A, et al. Amplitude reduction of asperities in transient EHL line contacts[J]. Tribology Science, 1997, 11, 103-112.

[5] K. RUPPA I, HARTL M, KRANIC I, et al. Single steel within elastohydrodynamic contact: comparison between experimental and numerical results[J]. Journal of Engineering Tribology,

2007, 221(8): 633-644.

[6] YU H, DING H, HUANG W, et al. The effect of single asperity on friction of parallel surfaces[J]. Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(8): 699-703.

[7] 王斌,王静.表面粗糙度对自由液膜润滑性能的影响[J].润滑与密封,2013,38(3):24-28.
WANG B, WANG J. Effect of surface asperities on the thermal elastohydrodynamic lubrication in a free-film motion[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(3): 24-28.

[8] HOFFERT L C, HANSENKE J. Fast approach for calculating the asperities and pressures in elastohydrodynamically lubricated contacts at high loads[J]. Journal of Tribology, 1998, 120(2):411-420.

[9] HANSENKE J, JACOBSON B G. Elastohydrodynamic lubrication of line contacts[J]. ASLE Transactions, 1994, 27(4): 233-267.

ISSN: 02.1009/3 Issn: 0274-1016 2017-04-009

瞬变载荷作用下水润滑轴承弹流润滑性能分析*

范晓梦 王优强 王 健 王 涛

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

摘要: 综合考虑弹性与瞬态效应, 建立水润滑轴承弹流数学模型, 数值模拟阶跃、矩形脉冲、正弦脉冲以及高斯脉冲4种不同形式的瞬变载荷下, 水润滑轴承轴颈的压力与膜厚在不同瞬时的变化趋势。结果表明, 在瞬变载荷作用的时间段内, 压力增大, 膜厚减小, 且相比膜厚的波动幅度压力波动较为明显; 4种形式的瞬变载荷中, 矩形脉冲与阶跃载荷产生的最小膜厚最低。

关键词: 瞬变载荷; 水润滑轴承; 水润滑轴承

中图分类号: TH117.2 文献标志码: A 文章编号: 0274-1016(2017)04-0009-08

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of a Water-lubricated Bearing under Transient Loads

FAN Xiaomeng WANG Youqiang WANG Jian WANG Tao

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

Abstract: A numerical model of elastohydrodynamic lubrication of the water-lubricated bearing considering thermal and transient effects was built. The change of pressure and film thickness was obtained by numerical simulation for the water-lubricated bearing at different instant under four different forms of transient load, including the step, rectangular pulse, sinusoidal pulse and Gaussian pulse. The results show that the pressure is increased while the film thickness is decreased under the transient load time, and the fluctuation of pressure is more obvious compared with the film thickness. The value of the minimum film thickness is the lowest caused by the rectangular pulse and the step load among of the four different forms of transient load.

Keywords: transient load; dynamic bearing; water-lubricated bearing

滑动轴承在工作中需要经常改变润滑状态, 使摩擦副之间产生润滑膜, 润滑膜的厚度和质量能够影响转子的稳定性与承载力^[1]。当轴承受到外界瞬变载荷的作用时, 润滑膜压力与最小润滑膜厚度会发生较大变化, 尤其当最小润滑膜厚度较小时, 轴承和轴之间会发生摩擦或碰撞, 从而影响轴承的正常运转^[2]。

对于水润滑轴承的研究, 目前主要集中在轴承的表面形貌、轴承变形、平衡特性及振动噪声分析等方面^[3-4]。而在不同形式的瞬变载荷作用下水润滑滑动轴承时的时变弹流润滑数值分析的文献较少。许大强等^[5]分析了瞬变载荷作用下滑动轴承的时变特性, 对瞬变载荷作用下轴心轨迹变化规律进行了研究。马全奎等^[6]研究了瞬变载荷作用下滑动轴承轴心轨迹、最大油膜压力及最小油膜厚度的变化规律。吴岳山和

郭百森^[7]研究了冲击载荷作用下滑动轴承的油膜压力与应力, 对比分析了阶跃等几种不同冲击载荷作用下轴承的压力分布情况。但以上研究对轴承润滑性能的几何分析较少, 本文作者考虑时变及热效应的影响, 以水作为润滑剂, 选用陶瓷为摩擦副材料, 建立了时变弹流润滑模型, 数值模拟了阶跃、矩形脉冲、正弦脉冲以及高斯脉冲4种不同形式的瞬变载荷下, 水润滑轴承轴颈的压力与膜厚在不同瞬时的变化趋势。

1 基本方程

外界载荷的瞬变使得该润滑问题不再适用于稳态解法, 因此考虑轴颈压力与膜厚随着时间的变化, 因此数值求解时的雷诺方程应同时考虑时变及热效应。

1.1 Reynolds方程

考虑时变效应的 Reynolds 方程^[8]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{h}{\eta} \right)^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + 12U \frac{\partial (h^3)}{\partial x} = 12 \frac{\partial (h^3)}{\partial t} \quad (1)$$

式中定义了如下当量:

$$(h^3) = 12 \left(\eta_0 \rho / \eta' - \eta' \rho \right) \quad (2)$$

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51375289)。

收稿日期: 2016-08-07

作者简介: 范晓梦 (1990-), 女, 硕士研究生, 研究方向为水润滑轴承的弹流润滑分析。E-mail: 1780427030@qq.com

$$\rho' = 2(\rho_0 - \rho_0 \rho_0') \quad (3)$$

$$\rho_0 = (1/h) \int_0^h \rho_0 dx \quad (4)$$

$$\rho_0' = (1/h^2) \int_0^h \int_0^h (\rho_0'/\rho_0) dx dx \quad (5)$$

$$\rho_0'' = (1/h^3) \int_0^h \int_0^h \int_0^h (\rho_0''/\rho_0) dx dx dx \quad (6)$$

$$\eta_0 = h \int_0^h (1/\eta) dx \quad (7)$$

$$\eta_0' = h^2 \int_0^h (\eta'/\eta) dx \quad (8)$$

其中: ρ 为侧滑剂 (水) 的密度 (kg/m^3); η 为侧滑剂 (水) 的黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); h 为侧滑剂厚度 (mm); ρ 为本侧滑剂压力 (Pa); ρ' 、 (ρ'/ρ) 和 $(\rho'/\rho)'$ 分别为与流体黏度 η 和密度 ρ 有关的无量纲参数, 下标 0 代表无量。

Reynolds 方程的压力边界条件为

$$\begin{cases} p(x_0) = p(x_{n+1}) = 0 \\ p(x) = 0(x_0 < x < x_{n+1}) \end{cases} \quad (9)$$

1.2 载荷分解

采用 Rankine 的经验公式^[10], 用国际单位制可表示为

$$\eta = \eta_0 \exp\left\{\left[\ln\left(\frac{p}{0.067}\right) + 1\right] + 3.14 \times 10^{-5} p\right\} \cdot \left(\frac{p - 1.58}{p_0 - 1.58}\right)^{-0.7} \quad (10)$$



图1 阶跃载荷



图2 矩形脉冲载荷

1.3 霍夫分解

运用 Duvigneau-Hoffmann 密度-黏度关系式^[11]:

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 \rho' (1 + C_2 \rho') - C_3 (T - T_0)] \quad (11)$$

式中: $C_1 = 0.6 \times 10^{-4} \text{ Pa}^{-1}$; $C_2 = 1.7 \times 10^{-4} \text{ Pa}^{-1}$; $C_3 = 0.000 65 \text{ K}^{-1}$.

1.4 边界分解

由于弹流润滑研究仅涉及到接触点附近的区域, 因此这里采用如下膜厚方程:

$$h(x, t) = h_0(x) + \frac{u'}{22} - \frac{z}{44R} \quad (12)$$

式中: $h_0(x)$ 为刚体的中心膜厚 (m); R 为等齿曲率半径 (m); K 为综合弹性模量 (GPa).

1.5 载荷分解

对于瞬态载荷作用下的考虑时变效应的膜厚方程为

$$\int_{x_0}^{x_{n+1}} p(x, t) dx = w + w_1(t) \quad (13)$$

式中: w 为外加静载荷 (N/m); $w_1(t)$ 为外加变载荷 (N/m).

图1—4分别示出了4种瞬变载荷的作用方式。



图3 正弦脉冲载荷



图4 高斯脉冲载荷

Fig 2 The rectangular pulse load

Fig 3 The sine pulse load

Fig 4 Gaussian pulse load

作用阶跃载荷时:

$$w_1(t) = \begin{cases} 0 & (x < 0.04 \text{ m}) \\ \frac{A}{h} & (0.04 \text{ m} < x < 0.08 \text{ m}) \end{cases} \quad (14)$$

作用矩形脉冲载荷时:

$$w_1(t) = \begin{cases} 0 & (x < 0.04 \text{ m}) \\ \frac{A}{h} & (0.04 \text{ m} < x < 0.08 \text{ m}) \\ 0 & (x > 0.08 \text{ m}) \end{cases} \quad (15)$$

作用正弦脉冲载荷时:

$$w_1(t) = \begin{cases} 0 & (x < 0.04 \text{ m}) \\ \frac{A}{h} \sin(2\pi x / \lambda_p) & (0.04 \text{ m} < x < 0.08 \text{ m}) \\ 0 & (x > 0.08 \text{ m}) \end{cases} \quad (16)$$

作用高斯脉冲载荷时:

$$w_1(t) = \begin{cases} 0 & (x < 0.04 \text{ m}) \\ \frac{A}{h} \exp\left[-\left(\frac{x-0.05}{0.005}\right)^2\right] & (0.04 \text{ m} < x < 0.06 \text{ m}) \\ 0 & (x > 0.06 \text{ m}) \end{cases} \quad (17)$$

式中: A_i 代表瞬变载荷幅值; B 代表轴承的宽度; t 代表计算的时间; λ_i 代表瞬变载荷的脉宽。

1.6 能量方程

$$\rho \left(\mu \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda \frac{\partial T}{\partial y} - \gamma \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho} \quad (18)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (19)$$

式中: ρ 为流体的密度; T 表示润滑油膜温度; ρ 表示流体的比热容; k 表示导热率; u 表示 x 方向的流速。

本问题的能量方程具有如下边界条件:

$$T(0, x, z) = T_0 \quad (当 \quad D(0, x, z) = 0) \quad (20)$$

轴与轴颈之间的热传导方程为

$$\begin{cases} -\rho_a \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_i \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \\ -\rho_b \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_i \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \end{cases} \quad (21)$$

2 数值计算方法

将以上的方程进行无量纲化, 令时间间隔为 100 ms, 并将其划分为 100 个瞬时, t 瞬时载荷随时间的变化分别如图 1—4 所示。对于时变问题, 每个瞬时的数值求解在压力和温度的反复迭代中实现。采用多重网格法^[10]求解压力, 采用 4 层网格, 最顶层上共 964 个节点。通过多重网格积分法^[11]求解弹性变形, 运用逐列扫描法进行求解能量方程。具体计算采用 W 循环。

3 结果及分析

3.1 无量纲参数

润滑计算中所用无量纲参数如表 1 所示, 其中共同输入的参数有: 显明一速度参数 $\bar{U} = 2.0 \times 10^{-3}$, 显明

一载荷参数 $\bar{W} = 1.0 \times 10^3$, 当量曲率半径 $R = 0.02$ m, 载荷幅值 $A_i = 0.5$ kN, 轴颈宽度 $B = 0.02$ m, 计算时间 $t = 0.1$ s, 入口参数 $\bar{u}_0 = 4.6$, 出口参数 $\bar{u}_1 = 1.4$ 。

表 1 润滑相关参数

Table 1 Relevant parameters of lubrication

水的环境粘度 η_0 (Pa·s)	0.001
环境密度 ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1000
本导热系数 k ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	0.38
水的比热容 c ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	4 180
铜轴 ω 轴颈 ω 的密度 ρ_a ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1 900
铜轴 ω 轴颈 ω 的密度 ρ_b ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 800
铜轴 ω 轴颈 ω 的导热系数 k_a ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	32
铜轴 ω 轴颈 ω 的导热系数 k_b ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	48
铜轴 ω 轴颈 ω 的比热容 c_a ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	700
铜轴 ω 轴颈 ω 的比热容 c_b ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	470
铜轴 ω 轴颈 ω 的膨胀系数	0.23
铜轴 ω 轴颈 ω 的膨胀系数	0.1
铜轴 ω 轴颈 ω 的弹性模量 E_a / GPa	100
铜轴 ω 轴颈 ω 的弹性模量 E_b / GPa	200
环境温度 T_0 / K	313

3.2 阶跃型无载荷作用下的润滑性能对比

3.2.1 阶跃载荷

图 5 所示的是施加 $F = 0.5$ kN 阶跃载荷时, 在 $t = 0.04$ s 瞬时接触区内润滑油中心压力、中心膜厚及最小膜厚在阶跃载荷下的时间曲线。可以看出, 在 $t = 0.04$ s 时施加 $F = 0.5$ kN 阶跃载荷时, 水膜润滑的中心压力、中心膜厚及最小膜厚均出现了阶跃现象。压力的变化趋势与施加的载荷趋势一致, 而膜厚的变化趋势与之相反。

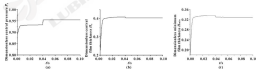


图 5 阶跃载荷作用下的压力与膜厚分布

Fig. 5 The distribution of pressure and film thickness under the step load

3.1.2 矩形脉冲载荷

图6所示的是在 $\alpha=0.04$ 时施加 $F=0.5$ kN 矩形冲击载荷, 载荷脉宽 $\lambda_c=0.02$ s时, 所得到的水润滑膜

层中心压力、中心膜厚与最小膜厚。可以看出, 在矩形载荷作用的时间内, 中心压力明显增大, 膜厚变化较小, 中心膜厚与最小膜厚均减小。

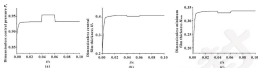


图6 矩形脉冲载荷下的压力及膜厚分布

Fig. 6 The distribution of pressure and film thickness under the rectangular pulse load

3.1.3 正弦脉冲载荷

图7所示的是在 $\alpha=0.04$ 时施加 $F=0.5$ kN 正弦冲击载荷, 载荷脉宽 $\lambda_c=0.02$ s时, 所得到的水润滑膜中心压力、中心膜厚与最小膜厚。可以看出, 压力与

膜厚均在施加载荷时出现波动, 且中心压力波动幅度较大, 压力在载荷增大时, 相应的中心膜厚与最小膜厚减小。

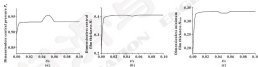


图7 正弦脉冲载荷下的压力及膜厚分布

Fig. 7 The distribution of pressure and film thickness under the sine pulse load

3.1.4 高斯脉冲载荷

图8所示的是在 $\alpha=0.04$ 时施加 $F=0.5$ kN 高斯冲击载荷, 载荷脉宽 $\lambda_c=0.02$ s时, 所得到的水润滑膜

中心压力、中心膜厚与最小膜厚。可以看出, 压力与膜厚均出现波动, 压力明显增大, 膜厚减小, 膜厚波动幅度较小。

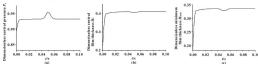


图8 高斯脉冲载荷下的压力及膜厚分布

Fig. 8 The distribution of pressure and film thickness under the Gaussian pulse load

3.2.5 不同形式载荷下最小膜厚对比

图9所示为阶跃、矩形脉冲、正弦脉冲与高斯脉冲4种冲击载荷下最小膜厚的对比。可以看出,4种不同的冲击载荷中,高斯脉冲产生的最小膜厚最大,而矩形脉冲载荷与阶跃载荷产生的最小膜厚最小。

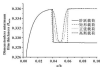


图9 不同冲击载荷下最小膜厚对比

Fig. 9 Comparison of the minimum film thickness under different transient load

4 结论

(1) 综合考虑时变效应与热效应,分析了4种不同形式载荷下水润滑膜压力、膜厚的变化,得到了中心压力、中心膜厚与最小膜厚随时间变化的分布曲线。结果表明,压力的变化较膜厚的变化更为明显。

(2) 在瞬态载荷作用的时间段内,中心压力增大,膜厚整体减小。压力的变化规律与施加载荷一致,而膜厚与之相反。

(3) 施加的4种不同形式的载荷中,矩形载荷与阶跃载荷产生的最小膜厚最小,最不利于轴承的润滑。

参考文献

- [1] STRAND H. Journal bearing lubrication design-a statistical study with FEEM[J]. Tribology International, 2007, 40: 665-671.
- [2] 黄冰峰. 冲击载荷作用下不同轴承油膜润滑性能研究[J]. 航海工程, 2014, 43(7): 112-115.
HUANG B F. Research on fluid lubrication performance of intermediate bearing under impact load[J]. Ship & Ocean Engineering, 2014, 43(7): 112-115.
- [3] 史德川, 王庆强. 瞬态冲击对水基微流体动轴承润滑膜厚的影响[J]. 润滑与密封, 2013, 38(11): 95-98.
SHI D C, WANG Y Q. Influence of micro-morphology on EHL

lubrication of water-based levelfield journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2013(11): 95-98.

- [4] 张斌, 李敏, 廖本光. 油膜润滑条件下滚动轴承润滑与应力数值模拟[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 36(7): 1227-1232.
ZHANG B, LI B, LIAO B C. Numerical simulation of lubrication and stress in sliding bearing considering oil film lubrication[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2012, 36(7): 1227-1232.
- [5] 陶世正, 杨俊, 廖本光. 车削变载荷的轴承瞬态润滑机理分析与试验研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(7): 214-216.
TAO S Z, YANG J, LIAO B C, et al. Vibration and noise mechanism analysis and tests for water lubrication roller bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(7): 214-216.
- [6] 许文强, 马金彪, 廖本光. 车削变载荷作用下滑动轴承润滑特性分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(4): 42-45.
XU W Q, MA J B, LI B C, et al. Dynamic analysis of a sliding bearing under transient load[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(4): 42-45.
- [7] 马金彪, 陶世正, 陈加江. 变工况条件下滑动轴承轴心线的计算模拟[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 36(1): 9-15.
MA J B, TAO S Z, CHEN J J. Simulation of journal centre trajectories of hydrodynamic journal bearing under transient load[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 36(1): 9-15.
- [8] 吴应时, 廖本光. 冲击载荷作用下滑动轴承油膜压力与应力研究[J]. 传感器与微系统, 2008, 27(4): 67-69.
WU Y T, LIAO B C. Research on pressure and stress field of journal bearing subjected to shock loading[J]. Transducers and Microsystem Technologies, 2008, 27(4): 67-69.
- [9] 葛洪峰, 杨国栋. 弹性流体力学原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [10] BERLANDI C J A, VIESTER J C, WEIDEMANN L T. The viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils and its correlation with chemical constitution[J]. Journal of Fluid Engineering, 1965, 87(4): 663-667.
- [11] DOWSON D, HIGGINS G R. Elastic-hydrodynamic lubrication[M]. London: Pergamon Press, 1977.
- [12] MENZIE C B. Multiscale solution of the eld film and point contact problems, parafelsch [M]. Karlsruhe: Universität, 1991.
- [13] 杨国栋. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6595.2017.04.010

基于显微图像的在线润滑油中磨粒识别^{*}

郝延龙 潘新强 严志军 常青 潘博 李强 沈毅刚

(大连海事大学轮机工程学院 辽宁大连 116026)

摘要:针对现有润滑油颗粒监测技术的不足,提出一种将流控技术与供谱技术相结合的磨粒在线检测方法。该系统利用微流控芯片取代传统狭缝并开盖或成谱;在仪器的规格设计上,采用基于远视场侧视显微镜与自相关的方法进行颗粒尺寸计算,应用傅里叶级方法对显微图像进行颗粒提取,得到粒径及边界更加清晰的图像;在磨粒特征提取上,运用颜色特征用来识别磨粒的成分,包括铁质磨粒、有色金属磨粒及非金属磨粒,运用尺度和形状等特征识别磨粒产生的磨损机制;在磨粒的识别上,应用灰色关联分析方法实现磨粒的自动识别。该磨粒在线监测系统不仅能够对磨粒进行计数,也可以对磨粒类型进行判断,其准确率达到90%。

关键词: 磨粒; 在线监测; 微流控技术; 图像处理; 特征提取; 灰色关联度

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6595(2017) 04-010-07

Recognition for Particles in Lubricating Oil Based on Micro-image Method

HAO Yanlong PAN Xinqiang YAN Zhijun CHANG Qing PAN Bo LI Qiang SHEN Yigang

(College of Marine Engineering, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: For the shortages of the current oil wear particles monitoring technologies and the demand of oil wear particles monitoring, a new oil wear particles monitoring method that combines micro-fluidic technology with tomography technology was prepared. In the system, the micro-fluidic chip is applied to replace the traditional freemarg and obtain microscopic image, the image differentiation and autocorrelation function is used to estimate the fuzzy measure, the Wiener filter is applied to restore blurred image, the color features are used to identify the composition of wear particles, including iron wear particles, non-ferrous wear particles and oxide abrasive, the scale and shape features are used to identify the wear mechanism, and the gray relational analysis method is applied to realize the automatic recognition of wear particles. This on-line monitoring system can count the wear particles, and also can recognize the types of particles. The accuracy of automatic recognition of wear particles can reach 90%.

Keywords: wear particles; detection on-line; micro-fluidic technology; image processing; feature extraction; theory of greyrelational analysis

机器运转时,由于零件表面相对运动和接触,不可避免地会产生摩擦、磨损。零件的磨损失效是机械故障常见、最主要的失效形式,占机械失效故障的80%^[1]。对机器的状态进行监测可以在早期发现故障,并对其故障原因、部位等进行分析,实现故障维修。因此,对设备进行在线磨粒状态监测具有重要的意义。

磨粒检测原理和收集磨粒方法的不同,在线磨粒

监测传感器主要分为电测型、导电型、光电型和超声型4种类型^[2-4]。以上4种方法能够监测油液中磨粒的大小和数量,但是不能够识别磨粒的几何特征,不能够判断磨粒的类型。供谱技术克服了上述的缺点,既能检测磨粒大小又可以判断磨粒类型,因此供谱技术是油液磨粒检测的一种重要手段。国内多所高校、科研院所的研究人员在油液磨粒在线供谱技术研发方面做了大量的工作。1990年,西安交通大学自主研究设计了我园第一台单通道 OLF-1 在线供谱仪。在 1994 年对 OLF-1 进行改进研发了四通道 OLF-4 型在线供谱仪^[5]。2004 年,清华大学徐刚等人^[6]设计了在线图像供谱仪的硬件系统。2007 年,西安交通大学武建梅等^[7]研发了图像式的在线供谱仪。2012 年,陶辉等人^[8]研究了一种融合在线供谱图像特征

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81322007)。

收稿日期: 2016-06-14

作者简介: 郝延龙(1989-),男,硕士研究生,研究方向为船用润滑油的在线分析。E-mail: haoyanlong@263.net.cn

通信作者: 严志军(1967-),男,教授,研究方向为设备润滑与故障诊断技术。E-mail: yanzz@dlm. edu. cn

信息的测速测距诊断方法。

虽然在在线测速技术的研究取得了一定的成果,但测速技术中测速片的制备过程复杂,无法融入测速油系统中实现磨粒的在线监测。当微电子分析领域快速发展的微流控技术为油液在线检测提供了新的机遇。微流控技术的高度集成性、分析快速性以及体积微型化为提高油液分析水平提供了良好的平台。因此,开发基于微流控技术的量微图像在线监测系统,实现更有效的磨粒在线监测,既可以识别磨粒的形态学特征,也可以识别磨粒的种类。

1 实验系统

采用的实验系统是在在线测速技术基础上进行改进设计的,其结构如图1所示。系统中用微流控芯片取代测速片,不需要测速技术中的测速臂引导收集测速性颗粒,使检测更加简单、方便、快捷。芯片结构如图2所示,通道内径 $150\ \mu\text{m}$,将检测测速油在此通道内缓慢流动。由于通道内径小,油液中磨粒一些宏观条件下观察不到的特征,在此通道中应用显微成像技术可以观察到,例如表面纹理和颜色。



图1 在线监测系统原理图

Fig. 1 On-line monitoring system



图2 芯片的结构

Fig. 2 The structure of chip

2 图像处理

2.1 图像的测速模糊恢复

由于磨粒与量微镜的相对运动,会使拍摄的磨粒图像模糊,因此需对模糊的磨粒图像进行恢复增强处

理,以便对磨粒的形态学特征参数的提取及磨粒的分类处理。对运动模糊图像进行恢复处理的关键是确定图像模糊退化模型。图3表示图像的退化模型^[1]。



图3 图像退化模型

Fig. 3 Degradation model of image

模型中 $g(x, y)$ 表示运动模糊图像, $f(x, y)$ 表示输入图像, 图像退化的物理系统模型简化为 H , $n(x, y)$ 表示噪声。模型中运动模糊图像 $g(x, y)$ 与输入图像 $f(x, y)$ 之间有如下关系^[1]。

$$g(x, y) = H[f(x, y)] \oplus n(x, y) = f(x, y) * k(x, y) \oplus n(x, y) \quad (1)$$

式中: $*$ 为卷积运算; $k(x, y)$ 表达 H 的过程。在曝光的时间内, 设磨粒沿测速油输送方向移动了 L 个像素, $k(x, y)$ 表示^[1]为

$$k(x, y) = \begin{cases} \frac{1}{L}, & 0 \leq x \leq L-1 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (2)$$

式中: x 方向为测速油输送方向。

磨粒模糊图像的复原主要是确定退化模型中的运动模糊尺度 L , 本文作者借鉴基于运动模糊图像微分与自相关的方法进行模糊尺度计算^[2-4], 该方法抗噪声能力强, 模糊尺度计算精度高。

图像每一行相关函数的曲线上都有一对共轭相关峰, 共轭相关峰对称地分布于零相关峰的两侧, 其横坐标的差值为模糊尺度 L 的 2 倍。图像的每一行都会求出一个模糊尺度, 共得到 $\text{max}(M)$ 个值, 最后求出这些值中出现频率最高的值作为此图像的模糊尺度。对图像的每一行都求出一个模糊尺度, 然后求得最高频率值目的是抑制噪声于此, 提高模糊尺度识别精度和可靠性。模糊尺度 L 确定后可以对图像进行复原, 本文作者应用维纳滤波方法对模糊图像进行模糊恢复, 系统所采集的图像是 24 位真彩色图像, 在对图像模糊恢复前将其转化成灰度图像, 如图4所示。



图4 运动模糊磨粒图像

Fig. 4 Motion-blurred image of wear particle

图4是运动模糊的微粒图像, 求得图像中每一行的像素相关函数曲线如图5所示, 模糊尺度为 3 pixels, 求得图像每一行自相关函数得模糊图像的视

图尺度 λ 为 6 pixels, 依据模糊尺度 λ 数值, 应用维纳滤波对图像进行模糊恢复得到图6所示的运动模糊恢复图像。

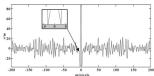


图5 自相关函数

Fig.5 Autocorrelation function



图6 运动模糊恢复图像

Fig.6 Motion blurred recovery image

此时图4和图5可以看出, 模糊恢复后的图像边界和表面纹理更加清晰, 便于微粒几何特征参数的提取。

3 图像的特征提取

机器视觉领域中包含各种类型的微粒, 难以选择合适的参数描述所有的微粒, 但可以应用一些特定的特征参数描述几种典型的微粒, 特征参数的提取可以从以下 3 个方面进行: 尺度、形状和颜色。其中, 颜色特征用来识别微粒的成分, 包括纸质微粒、有色金属微粒和无机物微粒; 其他特征用来识别微粒产生的磨削机制, 包括切削磨削、球状磨削、破裂剥落磨削和层状磨削。以下分别介绍尺度、形状和颜色特征参数的特征提取方法。

3.1 尺度特征值的提取

采用面积 A 、周长 P 和短、长轴 (a, b) 3 个参数描述微粒尺度特征。

二值图像中微粒图像的面积 A 是微粒图像所占像素点的个数, 即区域的边界点内包含的所有像素点, 面积的计算公式如下:

$$A = \sum_{x=0}^{m-1} \sum_{y=0}^{n-1} f(x, y) \quad (2)$$

式中: x, y 表示图像中像素的位置, 二值图像中用“1”表示微粒图像, “0”表示背景, 则面积就是统计“1”像素点的数量。

将图像的像素看成点, 则周长 P 就是区域边界 8 邻域的总长度。图7示出了微粒的灰度图像, 图8示出了提取其边界的图像^[6], 依据图中白色像素点的数目可以计算周长。



图7 微粒灰度图像

Fig.7 Gray image of particle



图8 边界二值图像

Fig.8 Binary image

将微粒图像拟合椭圆^[7], 长轴定义为该微粒的短轴 a 、长轴 b ^[8], 如图9所示, 椭圆中的椭圆即为该微粒的拟合椭圆。通过测量椭圆的短、长轴值, 可以获得微粒的近似短、长轴。



图9 微粒拟合椭圆

Fig.9 Particle fitting ellipse

3.2 形状特征值的提取

本文作者研究的形状特征只包括圆度度、短长轴

之比和圆度度3个。圆形度用来刻画颗粒边界的复杂程度。其定义为等价圆的周长平方与颗粒轮廓的周长平方之比。颗粒的等价圆直径为: $d_{eq} = (4A/\pi)^{1/2}$, A 表示颗粒的面积。所以圆形度度的圆形度用公式(4)表示。

$$C_c = \frac{(4\pi R_{eq})^2}{P^2} \quad (4)$$

式中: P 表示颗粒图像的周长。形状越接近圆形, 其值越接近1, 其他形状的圆形度都小于1, 且值越小, 说明颗粒区域越离散, 形状越复杂。球形颗粒尺寸较小且呈圆形, 而其他颗粒为条状或片状, 所以用圆形度度尺度特征就能将球形颗粒与其他颗粒区分开。

短长轴之比 k 为图像的短轴与长轴相除的积。公式如下所示:

$$k = \frac{a}{b} \quad (5)$$

圆度度是反映颗粒形状凹凸程度的指标。它定义为物体面积 A 与其轮廓凸包 A_{in} 的面积之比, 即:

$$C_{in} = \frac{A}{A_{in}} \quad (6)$$

很显然, 多边形越圆, 其圆度度就越大。颗粒颗粒中的不规则颗粒呈弯曲的细长条状, 其圆度度比较小, 因此, 圆度度特征是区分不规则颗粒的重要指标。

3.3 颜色特征提取原理

可以用颗粒的颜色特征区分不同类型的颗粒。例如红色氧化物颗粒是三氧化二铁的化合物, 黑色氧化物颗粒是四氧化三铁、氧化铁、氧化亚铁的混合物。因此可以应用图像的颜色区分红色氧化物颗粒和黑色氧化物颗粒的类型。进而判断机器侧磨床的品质及磨轮的磨削状态。对颗粒颜色的描述可以直接利用 HSV 颜色模型中的色度分量和亮度分量。由于光线和颗粒表面形状的影响, 往往会出现十几种颜色。本文作者采用颗粒表面像素色度的平均值和亮度的值作为颗粒表面颜色的描述, 定义如下:

$$\bar{H} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M H(i) \quad (7)$$

$$\bar{V} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M V(i) \quad (8)$$

式中: $H(i)$ 为颗粒像素 i 的色度值; $V(i)$ 表示像素的亮度值; M 为像素的数目。

4 不同类型颗粒的特征采集

图 8 示出了应用图像系统采集到的 7 种典型颗粒。在采集图像中为了消除各分量的干扰和便于计算, 图 8(a) — (c) 所示颗粒图像采用灰度图像, 而图 8(f) — (h) 所示颗粒图像需要先将 RGB 格式转化为 HSV 格式, 并且对这 3 种颗粒只测颗粒材质的判断, 不区分其类型, 所以采集的是彩色图像。

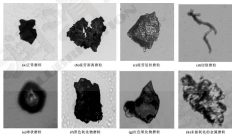


图 8 典型磨粒图像

Fig. 8 The images of typical wear particles: (a) normal wear particle; (b) fatigue spalling wear particle; (c) fatigue layered wear particle; (d) cutting wear particle; (e) ball wear particle; (f) black oxide wear particle; (g) red oxide wear particle; (h) red oxide wear particle without be oxidized

分别求出上述7种微粒的特征参数: 面积、周长、长轴、长轴、短轴、短轴之比、圆弧度、圆率度、椭圆度、亮度均值和方差, 结果如表1所示。表中, a表示正常微粒, b表示被剥离微粒, c表示被剥离状

微粒, d表示切割微粒, e表示球状微粒, f表示黑色氧化物微粒, g表示红色氧化物微粒, h表示没有被氧化的金属微粒。

表1 微粒的特征参数测量值

Table 1 Characteristic parameters of wear particles

特征	a	b	c	d	e	f	g	h
面积 $A/\mu\text{m}^2$	20.90	1472.39	1467.26	719.97	37.60	-	-	-
周长 $P/\mu\text{m}$	22.90	413.09	396.99	381.92	22.60	-	-	-
长轴 $L/\mu\text{m}$	3.39	49.30	93.29	96.30	3.81	-	-	-
短轴 $l/\mu\text{m}$	0.670 4	0.702 0	0.706 8	0.333 9	0.970 3	-	-	-
圆弧度	0.827 4	0.503 2	0.872 8	0.881 0	0.922 1	-	-	-
圆率度	0.788 9	0.999 0	0.723 9	0.543 1	0.907 2	-	-	-
亮度均值	-	-	-	-	-	0.206 2	0.003 0	0.008 9
亮度方差	-	-	-	-	-	0.297 2	0.014 0	0.116 7

表1中, 面积、长轴、短轴可以表示微粒的大小, 而周长受边界复杂程度的影响很大, 比较被剥离状微粒与切割微粒的周长和面积可以发现, 前者的面积较大, 达到3 167.26 μm^2 , 是后者的7倍, 周长仅为后者的0.88倍左右, 因此可知周长不能作为衡量微粒大小的标准。

圆弧度和圆率度可以作为区分切割微粒的2个特征参数, 该微粒的圆弧度为0.664 6, 远远小于其他微粒, 圆率度为0.343 1, 其他微粒的圆率度都大于0.7。

圆率度可以作为判断球状微粒的特征参数, 球状微粒的圆率度一般大于0.9, 其他微粒的一般小于0.9。

黑色氧化物微粒的亮度均值最小, 一般小于0.4, 因此可以通过亮度均值判断黑色微粒; 没有被氧化的金属微粒因其是黄色, 其亮度均在0.166 7左右, 而红色的氧化物微粒的亮度均值一般在0~0.111 1之间, 其两者的亮度均值在0.4以上, 因此可以通过亮度均值与亮度方差相结合判断微粒类型。

正常微粒的面积比较小, 一般小于5 μm^2 。

被剥离微粒和被剥离状微粒与其他微粒相比形态学特征参数没有明显的不同, 单只应用形态学特征参数不能将其与其他微粒区分开, 下面应用亮度关联法对正常微粒、切割微粒、球状微粒、黑色氧化物微粒、红色氧化物微粒、没有被氧化的金属微粒进行识别。

5 基于灰色关联度理论微粒的识别

灰色系统理论^[14]是一种十分有效的利用已知信息预测和判断未知信息的数学工具。通常微粒种类的判断, 需要专门知识丰富的经验, 而引入灰色理论中的灰色关联度分析方法, 就可以利用计算机建模, 实现微粒的分类与识别。即通过计算待识别微粒模式与标准微粒模式的灰色关联度^[15], 关联度一般在0~1之间, 比较关联度的大小, 其值越大越接近标准微粒, 从而确定微粒的类型。

一个待分类的微粒也是一个部分信息已知, 部分信息未知的灰色系统。在以上6种微粒特征参数已知的基础上, 将待分类微粒与这6种微粒分别进行关联度计算, 得到6个关联度, 其中关联度最大的就认为是此种微粒。具体方法如下:

(1) 建立参考向量与比较向量。建立一个4行4列的矩阵, 一共6种典型微粒即正常微粒、切割微粒、球状微粒、黑色氧化物微粒、红色氧化物微粒、没有被氧化的金属微粒共4个行向量, 以脚标*a*表示。每一行向量代表一种典型微粒的4个特征参数, 分别代表面积、周长等, 以符号*j*表示。将表1的数据代入便可以得到参考向量。

$$a_j = \begin{bmatrix} a_{j1}(1) & a_{j1}(2) & \dots & a_{j1}(4) \\ a_{j2}(1) & a_{j2}(2) & \dots & a_{j2}(4) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{j4}(1) & a_{j4}(2) & \dots & a_{j4}(4) \end{bmatrix} = \{a_{ij}(j)\}$$

式中: $m=1, 2, \dots, 6; j=1, 2, \dots$

如果有 N 个待测微粒, 每个微粒有 6 个特征参数也组成一个向量, 将其归为比较向量 a_{ij}

$$a_{ij} = \{a_{ij}(1) \ a_{ij}(2) \ \dots \ a_{ij}(6)\} = \{a_{ij}(j)\}$$

$i=1, 2, \dots, N$ (10)

(2) 因待测参数的量纲不一致需进行量纲一化, 采用归一化方法进行量纲一化处理, 将每一行的所有数据除以第一个数据, 然后得到一个归一的数列, 这个归一的数列即是各个参数的值对于第一个参数的百分比。

(3) 计算出待测微粒比较向量与典型微粒数据集中的每一个向量在每一个参数点 (j) 上的关联系数

$$R_{ij}(j) = \frac{\Delta_{ij}(j) \cdot \mu \Delta_{ij}(j)}{\Delta_{ij}(j) + \mu \Delta_{ij}(j)} \quad (11)$$

式中: $\Delta_{ij}(j) = |a_{ij}(j) - \mu_j(j)|$; $\Delta_{ij}(j) = \max \min \Delta_{ij}(j)$ 是两数最小差, $\Delta_{ij}(j) = \max \max \Delta_{ij}(j)$ 是两数最大差; μ 为分辨率, 取 $\mu=0.5$ 。

(4) 计算待测微粒与 6 个典型微粒之间的关联度 R_{ij}

$$R_{ij} = \sum_{j=1}^6 R_{ij}(j) \cdot W_j \quad (12)$$

式中: W_j 为 6 种典型微粒的 6 个参数的各自权重值。

微粒的 6 个特征参数在判断中所起的作用不是均等而是加权的, 因此引入权重值, 例如在判断是否是球形微粒时, 只要考察它的圆度就可以了, 其他参数不起参考作用。

6 种典型微粒的 6 个参数的各自权重值, 其具体数值见表 2。

表 2 6 种典型微粒参数的权重值

Table 2 Coefficient of 6 typical near particles

典型微粒	圆度	球形度	圆率度	其圆度	色度均数	亮度均数
	A	F	C ₁	C ₂	W ₁	W ₂
a	0.5	0.5	0	0	0	0
d	0	0	0.5	0.5	0	0
e	0	0	1	0	0	0
f	0	0	0	0	0	1
g	0	0	0	0	0.5	0.5
h	0	0	0	0	0.5	0.5

判定关联度最大的为识别结果, 关联度值本身的大小反映了识别的置信程度。

应用系统采集到的微粒图像进行分类如图 11 所示。



图 11 采集微粒图像

Fig 11 Acquisition of particle image

对图像中的微粒从左到右编号为 1~10, 共 10 个微粒, 包括球形微粒 1 个, 红色氧化物正常微粒 1 个, 金黄色正常微粒 1 个, 黑色氧化物球形微粒 1 个, 黑色氧化物正常微粒 1 个和部分被氧化的正常金黄色微粒 1 个, 微粒编号及其类型如表 3 所示。

表 3 微粒编号及其类型

Table 3 Number and type of near particles

编号	1	2	3, 6, 7, 8, 10	4	5	9
类型	球形微粒	红色氧化物正常微粒	金黄色正常微粒	黑色氧化物球形微粒	黑色氧化物正常微粒	部分被氧化的正常金黄色微粒

利用灰色关联分析的方法对 10 个微粒进行了识别试验, 取得了较好的正确率, 结果如表 4 所示。

表 4 微粒识别的结果

Table 4 Results of recognition of near particles

编号	1	2	3, 6, 7, 8, 10	4	5, 9
类型	球形微粒	红色氧化物正常微粒	金黄色正常微粒	黑色氧化物球形微粒	黑色氧化物正常微粒

由表 4 可以看出, 对以上 10 个微粒进行分类取得较好的结果, 分类的准确率达到 90%, 其中只有第 9 个微粒被误判, 其原因是部分被氧化后, 使得亮度均值减小。

6 结论

(1) 提出将在线测速技术与微流控技术相结合的思路, 建立基于微流控技术的显微图像在线识别系

况,该系统在图像的模糊恢复上,采用基于运动模糊图像微分与自相关的方法进行模糊尺度计算,应用维纳滤波方法对模糊图像进行模糊恢复,得到纹理及边界更加清晰的图像;在磨粒特征的提取上,运用颜色特征用来识别磨粒的成分,包括铁质磨粒、有色金属磨粒和氧化物磨粒,运用尺度和形状等特征用来识别磨粒产生的磨削机制;在磨粒的识别上,应用灰色关联分析方法实现磨粒的自动识别。

(2) 该磨粒在线监测系统不仅能对磨粒进行计数,也可以对磨粒类型进行判断,其准确率达到90%。

参考文献

- [1] 夏志新. 液相色谱仪控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [2] DAVIS C A, CARL R E. Advances in real time oil analysis[J]. *Fracturing Oil Analysis Reporter*, 2000, 11, 26-31.
- [3] 王耀南. 大型滚动轴承的在线检测与大型和重型金属的状态监测[J]. 机械强度, 2000, 22(3): 187-190.
- [4] WAN Y Q, WU B. Damage mechanism of the rolling element bearing and the condition monitoring of the large particles wear[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2000, 22(3): 183-185.
- [5] 郝延龙. 新型油液在线监测系统技术[J]. 测控技术, 2005, 24(4): 8-10.
- [6] 王青. New technologies in real time oil analysis[J]. *The Measurement & Control Technology*, 2000, 20(4): 46-50.
- [7] 李二波, 葛树明. 在线磨粒监测传感器技术的研究现状与发展趋势[J]. 传感器世界, 2000, 9: 6-9.
- [8] NEY E, CHEN C H. Research status and development trend of on-line wear particles' monitoring sensor technology[J]. *Sensory World*, 2000(9): 6-9.
- [9] 孙纪峰. 新型油液在线粘度在线监测传感器研究[J]. 润滑与密封, 2003, 28(10): 73-76.
- [10] WU Y B, JIANG K R. Research on sensor of on-line hydraulic oil contamination detection[J]. *Lubrication Engineering*, 2003, 28(10): 73-76.
- [11] 赵华, 刘洪, 唐文敏. 基于模糊推理的磨损量及其特征参数的研究[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(2): 110-112.
- [12] ZHANG F, LIU T, XIE Y B. On-line sampling and characteristic extraction of using SDFd frequency[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2000, 19(2): 110-112.
- [13] 张新, 刘洪, 唐文敏. 基于模糊推理模型的硬件系统设计[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2004, 44(11): 1475-1480.
- [14] WU X, LIU Y, LI X J, et al. On-line image frequency's hardware system[J]. *Journal of Tsinghua University (Science & Technology)*, 2004, 44(11): 1475-1481.
- [15] 武延海, 邱树刚, 夏文义. 车削磨粒视觉在线快速传感器的图像数字化处理方法[J]. 机械工程学院, 2000, 44(9): 63-67.
- [16] WU X H, QIU H R, WU J Y, et al. Image digital processing technology for visual on-line frequency sensor[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2000, 44(9): 63-67.
- [17] 陶树, 冯伟, 贺心宁. 车—种融合在线快速磨粒特征信息的磨粒状态诊断方法[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2002, 17(4): 46-51.
- [18] TAO S H, FENG W, HE X Z, et al. A method of wear state analysis based on integration of on-line frequency image feature information[J]. *Journal of Harbin University of Science and Technology*, 2002, 17(4): 46-51.
- [19] 陈纪东, 赵理, 唐文敏. 车—刀磨损模式识别的神经网络识别[J]. 中国科技论文, 2005, 30(2): 192-196.
- [20] CHEN J Q, ZHANG Y, LIU C Y, et al. Dynamic diagnosis method based on neural network[J]. *Journal of Chinese Scientific Papers*, 2005, 30(2): 192-196.
- [21] 张树峰. 数字图像处理[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
- [22] YITZHAKY Y, KOPPEL N A. Identification of motion blur for image restoration[J]. *Graphical Models and Image Processing*, 1997, 59(3): 320-325.
- [23] YITZHAKY Y, KOPPEL N A. Identification of the blur extent from motion-blurred images[J]. *Proceedings of SPIE, The International Society for Optical Engineering*, 1999, 3470: 2-11.
- [24] 白宇中. 磨屑—刀屑式在线边缘检测[J]. 中国科技论文在线, 2007, 32(4): 290-293.
- [25] MAHDI Z, HOSSEINI H. Interactive continuous edge detection[J]. *Journal of Chinese Scientific Papers Online*, 2003, 4(4): 290-293.
- [26] PILLI M, PIZZICHERONI A W, PIZZICHERONI R. Edge-specific distance fast-angle filter[C]. // *Proceedings of International Conference on Image Processing*, 1999, 1999: 802.
- [27] 曹旭峰, 邱树刚, 黄逸松. 车—磨屑颜色关联分析的磨粒识别[J]. 润滑与密封, 2000, 25(5): 112-116.
- [28] JIANG K R, FENG W B, FENG Y W, et al. Wear particle recognition based on gray correlation analysis[J]. *Lubrication Engineering*, 2000, 25(5): 112-116.
- [29] 罗树强, 唐文敏, 董克彪. 车—角色可靠性设计模型及其在机械工程中的应用[J]. 国防科技大学学报, 2002, 26(3): 90-95.
- [30] LIU Y X, CHEN X X, ZHANG L T, et al. Grey reliability design model and its application in mechanical engineering[J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 2002, 24(3): 90-95.
- [31] 李俊峰. 灰色系统理论及其在快速磨粒和图像处理中的应用研究[D]. 上海: 东华大学, 2000.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1079.2017.04.011

基础油对膨润土润滑脂流变性能的影响^{*}

何燕 郭小川 蒋明俊 王晶 吴昊天

(后勤工程学院军事油料应用与管理工程系 重庆 401311)

摘要: 选用5种基础油制备改性后的膨润土制备膨润土润滑脂,通过流变仪对润滑脂进行动态和稳态流变试验,考察基础油对润滑脂流变性、屈服等流变性能的影响。试验表明,基础油黏度越大,膨润土润滑脂凝胶体系越稳定;黏度相近的基础油中,环烷基油对润滑脂的增稠度较石蜡基油的更大。温度对膨润土润滑脂流变性能影响较大,高温时,润滑脂流变率增加,屈服点和流动点都明显高于低温时的值,而润滑脂弹性势能高温时较低温时大。随着温度的升高,更容易转变为流动体系。

关键词: 膨润土润滑脂;基础油;流变性能

中图分类号: TQ1117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1079(2017)04-0011-04

Effect of Base Oils on Rheological Property of Bentonite Greases

HE Yan GUO Xiaochuan JIANG Mingjun WANG Jing WU Haotian

(Department of Military Oil Application & Management Engineering, Logistics Engineering University,
Chongqing 401311, China)

Abstract: Bentonite greases were prepared by using five kinds of base oils and the bentonite modified by quaternary ammonium salt. The dynamic and steady rheological tests of the prepared bentonite greases were carried out by the rheological meter to study the effect of base oils on the rheological parameters of bentonite greases, including thixotropy, storage modulus, and etc. The results show the higher the base oil viscosity, the more stable of the gel system of grease is. The bentonite greases prepared by naphthenic base oil have higher structural strength than that by paraffinic base oil although two base oils have similar viscosity. Rheological performance of the bentonite grease is obviously affected by temperature. At low temperature, the thixotropic hysteresis loop area, the storage modulus of yield point and flow point of the bentonite grease is larger than that of high temperature. Therefore, the bentonite greases have greater elastic potential at low temperature than at high temperature, and they are more easily changed into a flow system with increasing of temperature.

Keywords: bentonite grease; base oil; rheological performance

膨润土润滑脂是一类重要的非皂基润滑脂,是由有机膨润土无机矿物油或合成油制备而成。它具有较好的机械稳定性和胶体安定性,而且对环境友好,生物降解性好,是最具发展潜力的非皂基润滑脂之一。但膨润土润滑脂在高温下长期使用有发干现象,且稠化能力较弱、抗剪切能力较差。这些缺点制约了它的广泛应用。

目前已有一些研究就基础油^[1]、膨润土种类^[2-4]、助分散剂^[5-7]以及工艺条件^[8-10]等对膨润土润

滑性能的影响进行过探讨,但针对膨润土润滑脂流变性能的影响研究还很少。大多数研究集中于锂基润滑脂^[11]、美孚脂等^[12]以季铵盐改性的膨润土为稠化剂,考察矿物油、合成油和酯类油等不同种类基础油对润滑脂性能的影响。结果表明F-6040与钙皂稠化剂配伍性最差,酯类油最好。王欣等人^[13]考察了国内外生产的10种不同类型有机膨润土稠化能力及其流变性能,认为膨润土润滑脂制备过程中基础油对膨润土有较弱的选择性,以1500S为基础油时,只有脂肪胺类磺酸盐改性的膨润土才能形成性能优异的润滑脂。

本文作者以季铵盐改性的膨润土为稠化剂,以乙醇为助分散剂,不加入其他添加剂,采用5种环烷基、石蜡基矿物油,制备稠度相近的膨润土润滑脂,通过流变仪对润滑脂进行动态和稳态流变试验,探讨不同基础油对应的润滑脂呈现流变性能的不同及其

* 基金项目: 总后勤部司令部项目(15J2014C007); 后勤工程学院青年基金项目(YQ14-228602); 后勤工程学院“2110工程”项目。

收稿日期: 2016-09-26

作者简介: 何燕(1980—),女,硕士研究生,讲师,研究方向为润滑油脂与石油产品的开发和应用。E-mail: 10332266@qq.com

原因。为聚丙烯土稠膏实际应用和研究开发奠定理论基础。

1 实验部分

1.1 实验条件

实验主要原料有: 聚丙烯土 MFCCL 340; 基础油 T100、T400、2000S、1500S、4000S; 助分散剂乙醇。

1.2 稠膏的制备

先将 40%~100% 基础油 (占基础油总量的质量分数) 加入放置一定量的有机聚丙烯土的反应容器中, 室温搅拌均匀 20 min 后, 再加入 10%~30% (占聚丙烯土的质量分数) 分散剂, 继续搅拌 30 min, 加热除去过量的分散剂, 最后三遍筛网筛 3 次, 成膏^[1]。

1.3 稠膏触变性的评价

用扫描电子显微镜 (日立 S-4800) 观察所制稠膏的颗粒结构, 并对固含量、滴点、稠网分油等基本理化性能进行评定。

采用 Anton Paar MCR302 旋转流变仪测定稠膏触变性能, 测试夹具选用 PP 30, 转子距离平板为 1 mm, 动态流变实验方法: 控制剪切速率的条件下, 采用循环法 (剪切速率的变化 $2 \text{ s}^{-1} \sim 50 \text{ s}^{-1} \sim 2 \text{ s}^{-1}$), 研究稠膏的黏度和应力随剪切速率变化过程, 分析稠膏触变性。动态流变实验方法: 在控制应变模式^[2]下, 应变范围为 0.05%~100%, 角速度为 30 rad/s, 考察稠膏的储存模量等随应变幅度的变化过程。

2 结果与讨论

2.1 基础油理化性能

实验选取黏度不同、种类不同的基础油, 对基础油基本理化指标进行测定, 所得结果见表 1。

表 1 基础油部分理化指标

Table 1 Physical and chemical indexes of base oils

项目	油品				
	T100	T400	2000S	4000S	1500S
运动黏度(100 ℃) $\nu(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	18	6.5	2.7	9.2	3.06
运动黏度(40 ℃) $\nu(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	380	109	43	13.42	30.8
倾点/℃	-23	-33	-33	-11	-8
闪点(开口)/℃	310	317	174	332	230
稠油(以 4000 计) $\nu(\text{mg} \cdot \text{g}^{-1})$	<0.01	<0.01	<0.02	0.01	<0.02

2.2 稠膏的基本性能

实验所制聚丙烯土稠膏稠度相近, 环烷基油所需稠化剂较石蜡基油的少; 同类型的基础油, 黏度越大

的基础油所需稠化剂较少, 5 种稠膏基本性能指标见表 2。

表 2 不同基础油聚丙烯土稠膏的基本性能

Table 2 The properties of kerosene greases with different base oils

基础油	稠化剂含量/%	1/4 工作锥入度 1/75.0 mm)	滴点 /℃	稠网分油 /%
T100	7.3	63	>300	0.8
T400	8.1	63	>300	1.9
2000S	11.8	63	>300	0.6
4000S	12.0	64	>300	1.1
1500S	10.1	67	>300	1.4

2.3 稠膏的扫描电子显微镜(SEM)分析

实验对 5 种聚丙烯土稠膏进行 SEM 分析, 分析表明 5 种稠膏的扫描图片仅有明显差异, 图 2 示出了 4000S 所制稠膏的扫描图, 可见稠膏呈层状结构, 层与层之间结构较为疏松, 非状清晰可见, 同时存在叠层状态, 叠层较为均匀。



图 2 聚丙烯土稠膏 SEM 图片

Fig. 2 SEM micrographs of kerosene grease

2.4 基础油对聚丙烯土稠膏触变性的影响

触变性是指稠膏的一种重要的特性: 剪切增强引起黏度降低, 稠膏发生稀; 剪切减小或者停止时, 黏度开始回升, 恢复部分凝胶结构。试验通过触变环面积来表征稠膏的触变性, 触变环面积越大, 表明破坏稠膏结构所需的能量越大, 而一定时间内, 结构恢复越快; 反之亦然^[3]。

图 3 示出了不同基础油聚丙烯土稠膏在不同温度下的触变环面积, 由图 3(a) 可知, T100 对应的稠膏触变环面积最大, 表明相同剪切条件下, 破坏 T100 稠膏结构所需的能量最大, 结构相对容易破坏, 但其结构恢复较慢; 4000S 制成的稠膏触变环面积最小, 说明破坏其结构相对容易, 但一定时间内

其结构恢复速度较快。图2(b)中,130℃各基础油对应的稠滑脂触变环面积由大到小依次为2000S、T400、1505S、T110、4005S。总的来说,环烷基础油制成的稠滑脂触变环面积普遍较石蜡基础油制成的稠滑脂的大。低黏度石蜡基稠滑脂的触变环比高温度的大。

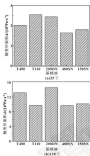


图2 不同基础油稠滑脂土稠滑脂触变环面积

Fig. 2 Thixotropic liperoids loop of base oils prepared with different base oils (a) 25 °C; (b) 130 °C

比较图2(a)、(b)可知,温度对稠滑脂触变性影响较大,130℃时各稠滑脂触变环面积相对25℃时均有一定程度减小,表明在高温下,破坏稠滑脂结构所需能量较高温下的小,这可能因为稠滑脂土稠滑脂是一种结构分散体系,稠化剂分子与基础油分子之间存在着静电、氢键等作用力,温度较低的情况下,静电和氢键共同作用,因此破坏结构所需能量较大;随着温度的升高,静电作用减弱,更多的是氢键在起作用,尽管氢键数量较少,但强度较大,因此结构得以保持,此时破坏结构所需能量相对低温时的变小,即结构恢复较快。

2.3 基础油对稠土稠滑脂储能容量和点度的影响

通过动态实验,考察稠滑脂的储存模量(G')、损耗模量(G'')随应变的变化过程,并得到屈服点和流动点的应变。

储存模量(G')是反映稠滑脂保持自身形状的一种能力, G' 越大稠滑脂呈现胶体状态结构保持越好,这与稠滑脂胶体结构有着密切关系,损耗模量(G'')越小,稠滑脂就越接近理想弹性状态, G' 和 G'' 随应变的变化而变化,在初期很小的应变区域内, G' 和 G'' 近似不变,此区域的终点称为屈服点,此点的应变为屈服应变(γ_y), γ_y 是衡量稠滑脂开始流动难易程度的关键指标,其值越大表示稠滑脂在外力作用下发生形态转变的时间越长,它与受力没有关系; $G' = G''$ 时的交点为流动点,对应的应变为 γ_f ,标志着稠滑脂从以弹性为主转变为以黏性为主,一般来说, γ_y 越小,稠滑脂应变程度越小,时间更短; γ_f 越大,外力作用时间和行程越长^[16]。

25℃时,T400稠滑脂的 γ_y 为0.5%,其他4种基础油稠滑脂 γ_y 均为0.65%,130℃时,T110的 γ_y 最大,为0.5%,T400和2000S的均为0.1%,1505S和4005S的均为0.60%,由此可见,常温下基础油黏度达到一定值后,稠滑脂就不易流动;相同条件下,环烷基础稠滑脂比石蜡基础稠滑脂达到屈服点的应变更大,时间更长,更不易屈服。

图3示出了不同基础油稠滑土稠滑脂屈服点和流动点的应变参数,由图3(a)可知,25℃和130℃时,5种稠滑脂屈服点 G' 的大小顺序一致,由大到小依次为2000S、1505S、4005S、T400、T110,高温下的 G' 均不同程度地较常温下的 G' 低,即高温下稠滑脂的弹性势能普遍较低温下的弹性势能小,如图3(b)所示,流动点 G' 数值也存在高温比低温时的小;25℃时不同基础油稠滑土稠滑脂的流动点 G' 由大到小依次为2000S、4005S、1505S、T110、T400,即环烷基础而言,基础油黏度越小,对应流动点 G' 越大,即弹性势能越大,黏弹性表现越明显,石蜡基础则是黏度越小,对应流动点 G' 越小,即弹性势能越小,与25℃时的流动点 G' 数值相比,130℃时的 G' 没有呈现出明显规律,2000S对应的 G' 仍然是最大的,环烷基础对应的 G' 由大到小依次为2000S、T400、T110;石蜡基础中,黏度较小1505S对应的 G' 比4005S的大,与常温下的情况一致。

如图3(c)所示,130℃时,以T400为基础油的稠土稠滑脂流动点应变最大,即稠滑脂应变程度最大,由凝胶态多转变为流动态多所需剪切力最大,外力作用时间和行程最长,其他4种稠滑脂流动点应变由大到小依次为4005S、T110、1505S、2000S,这与基础油黏度大小顺序是一致的,由此可见,高温下稠土稠滑脂是否容易达到流动点很可能与基础油

的黏度有关。黏度越大,越不易达到流动点,反之则然。即其他条件相等的情况下,基础油黏度越大,聚丙烯土润湿剂凝胶体系越稳定。25℃时,聚丙烯土润湿剂凝胶流动点应受由大到小依次为 T100、1300N、T400、4000N、2000N,其中黏度最小的 2000N 对应的应变仍最小;基础油黏度相近的 T100 和 4000N 相比,T100 对应的润湿剂更不易流动。即黏度相近的基础油,环境基所制润湿剂凝胶体系更稳定。这可能因为季铵盐阳性的聚丙烯土润湿剂分子结构的烷基链和芳香链侧链能力较非离子性分子结构的正构烷烃和芳烃侧链强。

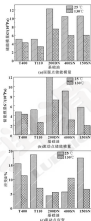


图 3 不同基础油聚丙烯土润湿剂凝胶点和流动点时流变参数

Fig. 3 Rheological parameters of bentonite gels with different base oils at yield point and flow point: (a) storage modulus at yield point; (b) storage modulus at flow point; (c) strain at flow point

3 结论

(1) 不同基础油中,环境基础油稠度的触变环面积普遍较石蜡基油的大,低黏度石蜡基油稠度的触变环面积比高黏度的大。

(2) 聚丙烯土润湿剂是否容易达到流动点可能与基础油的黏度有关。黏度越大,越不易达到流动点。高温下基础油黏度越大,聚丙烯土润湿剂凝胶体系越稳定;基础油黏度相近时,环境基稠湿剂的结构强度较石蜡基的更强。

(3) 温度对聚丙烯土润湿剂流变性能影响较大。低温时,稠湿剂触变环面积较高温时的大。凝胶点和流动点储存模量均大于高温时的值。故稠湿剂弹性势能较高温时较高温时大。随着温度的升高,更容易因变为流动体系。

参考文献

- [1] 孙德福,肖明,肖晓华,等.高固含量性流变剂的聚丙烯土润湿剂的研制[J].润滑与密封,2002,27(8):112-113.
SUN D F, XIAO X H, XIAO X H, et al. Development of excellent high and low temperature properties of bentonite grease[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(8): 112-113.
- [2] KIRKE M D, KIRKE M J. Each biarily acceptable oil based greases achieved with organophilic clay[J]. Nippon Seisaku, 2000, 27(9): 12-16.
- [3] 李红军,梁小娟,杨廷辉,等.十八胺对聚丙烯土改性聚丙烯土润湿剂性能的研究[J].润滑与密封,2007,32(4):156-158.
- [4] 魏江,CHEN S C, YANG T D, et al. Study on the synthesis of grease with organobentonite modified by urea-formaldehyde resin using octadecylamine as chain terminator[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(4): 156-158.
- [5] 陈洪国,肖明,肖晓华,等.聚丙烯土润湿剂的热稳定性和抗氧化性能研究[J].润滑与密封,2011,36(2):111-113.
CHEN S C, XIAO X H, XIAO X H, et al. Study on thermal stability and oxidation resistance of bentonite grease[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(2): 111-113.
- [6] 杨海今,隋立伟,孙德福,等.聚丙烯土润湿剂流变性能与稠度的分析[C]//全国第十七届润滑剂技术交流会论文集,2013:127-132.
- [7] 李菲.影响聚丙烯土稠度的因素[J].润滑油,2008,25(2):43-45.
- [8] P. The factors of affecting the consistency of bentonite grease[J]. Lubrication Oil, 2008, 25(2): 43-45.
- [9] MACMILLAN E D, KIRKIN D, HOSCHKEITZ W, et al. Effective utilization of organophilic diorganics[J]. Nippon Seisaku, 1997, 30(12): 403-405.
- [10] 孙德福,梁小娟,肖晓华.季铵盐润湿剂流变性能的研究[J].合成润滑材料,1998,23(2):37-40.

ISSN: 02.1009/3.issn.0274-1079.2017.04.012

基于双杆-弹簧模型的波箔型气体动压轴承特性研究*

皮俊¹ 林伟斌¹

(中国民航大学中航航空工程学院 天津 300300)

摘要:应用双杆-弹簧模型计算波箔型气体动压轴承的等效刚度矩阵,应用有限元法计算顶盖的挠度,通过控制气膜厚度的数值,由 Reynolds 方程迭代求解轴承的挠度曲线、顶盖挠度、气膜厚度和压力分布。通过算例,研究波箔等效刚度与相关参数的关系,研究轴承载荷与转速、环境压力以及平均气膜厚度的关系。结果表明,轴承的承载能力随轴承转速的增大而增大,且增大的速率逐渐减小;轴承承载能力随轴承内部环境压力的增大而增大;平均气膜厚度减小,轴承承载能力增大。

关键词:波箔型气体动压轴承;双杆-弹簧模型;等效刚度;轴承载荷

中图分类号: TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1079(2017)04-0012-06

Study on Bum-type Foil Bearing Characteristics Based on Link-spring Model

PI Jun¹ LIN Weibin¹

(Nav-Transport Institute of Aviation Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: The equivalent stiffness matrix of bump-type foil bearings was calculated by using the link-spring model, the deflection of top foil was calculated by using finite element method, and the deflections of bump-type foil and top-foil, the thickness of air film and the pressure distribution of bump-type foil bearings were obtained by solving Reynolds equation with iteration which stops by the convergence of the air film thickness. The relationship between equivalent stiffness of bump-type foil and the other parameters, and the relationship between bearing loads and rotate speeds, environment pressures and average thickness of air film were studied by an example. The results show that the load capacity of bearing is increased with the increasing of the bearing speed, and the increasing rate is decreased gradually. The bearing capacity of bearing is also increased with the internal pressure of the bearing. The smaller the average film thickness, the greater the bearing capacity becomes.

Keywords: bump-type foil bearings; link-spring model; equivalent stiffness; bearing loads

长期以来,工业上所使用的轴承都是不可压缩的液体润滑轴承。液体润滑具有诸多优点,但也具有相当的局限性。而空气动力轴承更是具有低噪声、寿命长、适应温度范围广等优点。在 20 世纪 60 年代,空气膜片轴承的概念被提出了出来,随着不断发展和改进,波箔型气体动压轴承已发展到了第三代。

国内外的对波箔型气体动压轴承进行了相关研究。2008 年,庞烈^[1]提出了一种波箔型气体动压轴承动力学分析的新方法,该方法通过引入柔性元件的动态和静态变形,将动态雷诺方程和柔性支承结构弹

性变形方程进行耦合求解。2005 年,庞烈等^[2]对上面的分析方法做进一步研究,考虑了更多的因素。2008 年,徐国斌^[3]采用有限差分法求解雷诺方程,通过气膜片变形方程的耦合迭代,解决了波箔型气体动压轴承气膜厚度分布和气压压力。2011 年,夏朝波^[4]利用商业软件模拟了气体动压轴承气膜内部流场,得到轴承内部气膜速度和压力分布,研究了各相关参数对轴承性能的影响。2012 年,马永刚^[5]建立了关于稠密气体的简化的二维传热模型,通过两膜气膜的能量方程,计算气膜的温度分布。2015 年,石卓奇^[6]对波箔止推轴承进行理论建模,讨论了相关参数对其承载能力的影响,完善了轴承测试实验平台,完善了箔片加工工艺,对止推轴承的静特性做了实验验证。国际上,HEXNER 等^[7]第一次对波箔型气体动压轴承进行了分析,并且详细给出了轴承的静载特性。LEE 等^[8]研究了顶盖度对静态和动态承载性

*基金项目:中央高校基本科研业务费中国民航大学专项(102201300004)。

收稿日期:2016-10-13

作者简介:皮俊(1975—),男,博士,副教授,研究方向为机械振动、流场分析。E-mail: jip@nuc.edu.cn

能的影响。2007年, SAN ANDRES 和 KIM^[1] 运用偶的一维和二维模型, 对流阻型气体动压轴承的分析方法提出了改进, 这个改进运用了 *lockwood* 方法。

总而言之, 流阻型气体动压轴承在国外已有大量成熟的研究, 值得学习与借鉴。本文作者将采用杆杆-弹簧模型^[2] 和有限差分方法对流阻型气体动压轴承特性进行研究。

1 气体动压轴承理论基础

对于流阻型气体动压轴承的基础理论研究, 应当以普通圆柱气体轴承的理论为基础。气体动压轴承从启动到稳定运转经过如下 3 个状态: 静止、轴颈爬升、轴颈起阶、质心偏移、稳定运转。普通轴承的动力学分析基本方程是 *Reynolds* 微分方程, 见式 (1)。

$$\frac{d}{dx} \left(\rho \frac{dh^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dx} \left(\rho h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu(h_1 + h_2) \frac{d(\rho h)}{dx} + 12 \frac{d(\rho h)}{dx} \quad (1)$$

其中:

$$A_1 = -\frac{A \cos(\beta, R) \cos(\beta, R) + \sin(\beta, R) \sin(\beta, R)}{\cos^2(\beta, R) \sin^2(\alpha, R) + \cos^2(\beta, R) \sin^2(\alpha, R)}$$

$$A_2 = \frac{A \sin(\alpha, R) \sin(\beta, R) - \cos(\alpha, R) \cos(\beta, R)}{\cos^2(\beta, R) \sin^2(\alpha, R) + \cos^2(\beta, R) \sin^2(\alpha, R)}$$

$$R = \frac{L}{r_1}, \quad A = \frac{A_0}{\mu}$$

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{1+A}, \quad \beta_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{1-A}$$

式中: L 表示轴承宽度; r_1 表示轴颈半径; A 是动压轴承数。

流阻型气体动压轴承应考虑轴颈的弹性变形, 假设该弹性变形量为 Δh , 则流阻型气体动压轴承的气膜厚度表达式为

$$h = h_0(1 + \varepsilon \cos\theta) + \Delta h \quad (2)$$

2 杆杆-弹簧模型参数计算及分析

流阻型气体动压轴承的轴颈由轴型的流阻片和轴型的平衡片组成, 杆杆-弹簧模型由两刚性连杆杆和一个水平放置的弹簧组成, 模拟的是流阻的物理结构, 如图 1 所示。



图1 杆杆-弹簧模型示意图

Fig.1 Link-spring model

如果用一根杆杆-弹簧模型表示一个流阻结构,

$$\frac{d}{dx} \left(\rho h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dx} \left(\rho h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu(h_1 + h_2) \frac{d(\rho h)}{dx} + 12 \frac{d(\rho h)}{dx} \quad (1)$$

绝大部分情况下, 气体轴承都在小偏心率的情况下运转, 假设偏心率为 ε , 以 ε 为小变量的微动法就成为了一个用以求解方程 (1) 的最基本方法。

若轴颈位有限度的, 假设以轴颈始端表面圆心为起点, 其轴向长度为 r_0 ; 以轴颈表面圆周上一点为起点, 轴颈周向长度为 α_0 ; R 为轴颈半径, 轴颈长度为 $2L$ 。定义: 流阻一宽度 $\beta = r_0/r_1$, 角度 $\theta = \alpha_0/R$ 。在文献 [11] 中, 给出了有限宽轴颈轴承的 *Reynolds* 微分方程的一阶微动解的形式:

可以用一个等效刚度来表征系统^[2], 将其简化成一个竖直弹簧, 如图 2 所示。



图2 等效弹簧模型

Fig.2 Equivalent spring model

2.1 模型参数计算

假设杆杆-弹簧模型中水平弹簧的刚度系数为 k_1, k_2 , 通过三角定理计算,

$$k_1 = \frac{F}{\Delta} = \left[\frac{R_1^2}{2\Delta L} \left(2\alpha_0 - \frac{\sin^2 \alpha_0}{\alpha_0} + \sin 2\alpha_0 \right) + \frac{R_1}{2L} \right]$$

$$\left(R_1 = \frac{h_0}{2} \sin 2\alpha_0 \right)^{-1} \quad (4)$$

如图 2 所示, 记等效竖直弹簧的刚度系数为 K , 如图 3 所示, Δh 为弹性轴颈的竖直变形量, ΔL 为等效水平弹簧的水平变形量, α 为刚性连杆杆与水平弹簧的夹角, 则:

$$\Delta L = \sqrt{\left(2R_1 \sin \frac{\alpha_0}{2} \right)^2 - \left(R_1 (1 - \cos \alpha_0) - \Delta h \right)^2} - R_1 \sin \alpha_0 \quad (5)$$

$$\tan \alpha = \frac{R_1 (1 - \cos \alpha_0) - \Delta h}{R_1 \sin \alpha_0 + \Delta L} \quad (6)$$



图3 模型水平位移与竖直位移关系

Fig. 3 Relationship between ΔL and Δh

假设 F_i' 为作用在第 i 个簧圈顶点的作用力, F_i' 为等效水平弹簧的拉力, F_i' 为刚性连接杆在水平方向上的分力, μ 表示簧圈与轴之间的摩擦系数, η 表示水平与竖直之间的摩擦系数。在文献 [10] 中, 应用动静平衡, 给出了从第 i 个簧圈到第 $i+1$ 个簧圈的等效竖直弹簧刚度递推式:

$$k_i' = \frac{2(\Delta L - \Delta L^{i-1})k_i - F_i \Delta L^{i-1}}{\Delta L^i} \quad (7)$$

其中, 系数 A 和 B 分别为

$$\begin{cases} A = 0.5 \Delta L \left(\frac{1}{\tan \alpha} - \mu^{i-1} \right) (1 - \eta^i \tan \alpha^i) \\ B = 0.5 \Delta L^{i-1} \left(\frac{1}{\tan \alpha^{i-1}} + \mu^{i-1} \right) (1 + \eta^{i-1} \tan \alpha^{i-1}) \end{cases} \quad (8)$$

式 (7) 给出了等效竖直弹簧刚度矩阵的递推式, 但仍需要确定初始值才能进行迭代计算。

同样地, 在簧片自由端有

$$k_i'' = \frac{F_i''}{\Delta h^i} = \frac{2 \Delta L^i \Delta h}{\Delta h^i} \quad (9)$$

其中,

$$A'' = 0.5 \Delta L \left(\frac{1}{\tan \alpha} - \mu^{i-1} \right) (1 - \eta^i \tan \alpha^i) \quad (10)$$

假设轴上的簧圈个数为 N , 簧圈半径为 R_i , 半锥角为 α , 簧圈间距为 L , 则 N , R_i 和 α 应满足下式:

$$2NR_i \sin \alpha + L = 2nR_i$$

即

$$R_i = \frac{nR_1 - L}{N \sin \alpha} \quad (11)$$

其中, R_1 表示轴的内径。由于簧圈等效刚度不应大于簧圈的高度, R_i 的取值范围是有限的。假设 $R_i = (R_1, R_2]$, 则 R_i 满足:

$$R_i (1 - \sin \alpha) \geq \Delta h \quad (12)$$

2.2 双向-弹簧模型子轴刚度矩阵的影响因素
通过 MATLAB 编程可计算弹簧-双杆模型等效刚度等效刚度矩阵。

假设研究的参数值如表 1 所示。

表 1 计算模型参数值设定

Table 1 Parameters of the model

参数	数值
空气密度系数	$\rho = 1.4$
气体动力粘性系数	$\mu_g = 1.46 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
轴圈半径	$r_1 = 26 \text{ mm}$
轴半高度	$L = 7.5 \text{ mm}$
锥心中	$\alpha = 0.1$
环境压力	$p_0 = 0.1 \text{ MPa}$
气体平均厚度	$h_0 = 20 \text{ } \mu\text{m}$
轴圈厚度	$\delta = 0.005 \text{ mm}$
轴圈内半径	$R = 26.2 \text{ mm}$
轴片弹性模量	$E = 210 \text{ GPa}$
轴片的泊松比	$\nu = 0.29$
簧圈间距	$L_1 = 0.5 \text{ mm}$

2.2.1 子轴刚度与簧圈数的关系

为研究等效刚度与簧圈数 N 的关系, 假设在等效度条件下进行计算。由于 $\Delta h^1 = \Delta h^2 = \dots = \Delta h^N = \Delta h$, 有 $k_1' = k_2' = \dots = k_N' = k$ 。假设摩擦系数 $\mu = \eta = 0.1$, 簧片厚度 $L_1 = 0.01 \text{ mm}$ 。给定不同簧圈数 N , R_i 和 α 满足关系式 (12), 则等效竖直簧圈刚度与 R_i 、 α 大小的关系如图 4 所示。



图4 等效刚度与簧圈半锥角的关系

Fig. 4 Relationship between equivalent stiffness and R_i

从图 4 可以看出, 给定轴圈内径的条件下, 在一定范围内 ($R_i = (R_1, R_2]$), 给定 μ 、 η 的情况下, 等效竖直簧圈的刚度随簧圈半锥角的增大而增大, 而随簧圈数的增加, 等效竖直簧圈的刚度会相应地增

大, 这是因为随着波函数的增加, 波函数与球面及轴光线的摩擦效应增大, 从而造成固定端附近的波函数在相同轴向下变形困难, 最终导致波函数整体刚度增大。但是波函数不应无限制地增加, 因为过多的波函数支数会使得波函数与球面及轴光线的临界摩擦力过大, 从而造成波函数被锁死, 无法提供库伦阻尼, 失去了阻尼存在的意义, 对系统稳定性有负面影响。

2.1.2 等效刚度与层片厚度的关系

为研究等效刚度与层片厚度 h_0 的关系, 同样在等效条件下, 假设波函数 $N=50$, $\alpha_0 = \frac{2\pi}{3}$, $\mu = \eta = 0.1$, 等效刚度与层片厚度 h_0 的关系如图 5 所示。



图 5 等效刚度与层片厚度的关系

Fig. 5 Relationship between equivalent stiffness and h_0

从图 5 可以看出, 随着层片厚度的增加, 等效刚度也随之增大。

2.1.3 等效刚度与摩擦因数的关系

为研究等效刚度与摩擦因数的关系, 假设等效条件下, 给定波函数 $N=50$, $h_0 = 100 \mu\text{m}$, 则等效刚度与摩擦因数 μ 、 η 的关系如图 6 所示, μ 表示波片与轴光线的摩擦因数, η 表示波片与球面之间的摩擦因数。



图 6 等效刚度与摩擦因数的关系

Fig. 6 Relationship between equivalent stiffness and friction coefficient

图 6 中, $\eta=0.1$, $\mu=0$ 的刚度曲线即 $\eta=0$, $\mu=0.1$ 的刚度曲线是一致的, 说明 η 和 μ 对于等效刚度大小的影响是一致的。

比较 $\eta=0$, $\mu=0.1$ 和 $\eta=0.1$, $\mu=0.1$ 的刚度曲线, $\eta=0$, $\mu=0$ 和 $\eta=0$, $\mu=0.1$ 的刚度曲线 (或比较其他合适的一对刚度曲线) 可以看出, 无论 η 或者 μ 的增大, 都会使得等效刚度增大。

同时, 从图 6 还可以发现, 不同摩擦因数组合条件下, 与等效刚度最大值对应的平衡角值是不一样的, 且无论 η 或者 μ 的增大, 都会使得等效刚度最大值所对应的平衡角值增大。

2 薄膜变形的计算

波片的挠度可以由双杆-弹簧模型的等效刚度来求得, 下面来推导有摩擦分区计算波片的挠度。

假设 q 为作用在薄板上的分布垂直载荷, r_x 和 r_y 为薄板沿层的剪应力, 薄板的挠曲变部分满足以下方程:

$$\begin{cases} \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \nabla^4 w = -q + \frac{h}{2} \left(\frac{\partial r_x}{\partial x} + \frac{\partial r_y}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{2G} r_x - \frac{r_y'}{4(1-\nu)} \frac{h}{\partial x} (\nabla^2 w) \\ \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2G} r_y - \frac{r_x'}{4(1-\nu)} \frac{h}{\partial y} (\nabla^2 w) \end{cases} \quad (12)$$

为了得到更精确的结果, 考虑波片与波面球面间存在摩擦力, 假设 $r_x = r_y = 0$, 假设第 i 个波函数端与球面接触面垂直方向的相互作用力为 F_x^i , 则:

$$r_x^i = r_y^i = q + F_x^i \quad (14)$$

由式 (12)、(14) 可得

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \left(\frac{1}{2G} - \frac{3h(1+\nu)}{2E} \right) \left(\frac{\partial r_x}{\partial x} + \frac{\partial r_y}{\partial y} \right) + \frac{3(1+\nu)}{2E} q \end{cases} \quad (15)$$

如图 7 所示, 假设 OB 为固定边约束, OB 为薄板对边, BC 和 AC 边为自由边, 假设对薄板平面划分的网格数为 $M \times N$, 其中 M 为 OB 方向上的节点数, N 为 OC 方向上的节点数, 假设 OB 方向的步长为 h_x , OC 方向的步长为 h_y 。



图 7 薄板网格划分

Fig. 7 Top left mesh

对于固定边 OA , 应当满足边界条件 $w = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0$; 对于对称边 OB , 由对称性, 假设 $w(x, -1) = w(x, 1)$; 对于自由边 AC , 应当满足边界条件 $M_x =$

$0, F_x = 0$,

由边界条件, 可以通过差分法求得该圆各个节点的温度值:

$$w(x, j+1) = -\frac{k_x}{k_y} [w(x+1, j) - 2w(x, j) + w(x-1, j)] + 2w(x, j) - w(x, j-1) + k_x \tau - \frac{1+\nu}{E} q + \left[\frac{F_x(x+1, j) - F_x(x, j)}{k_x} + \frac{F_x(x, j+1) - F_x(x, j)}{k_y} \right] + \frac{2(1+\nu)}{E} v(x, j) \quad (16)$$

4 轴承气膜厚度及其他性能参数计算

轴承内气压是十分重要的一项静态性能参数, 采用图 8 所示的迭代计算流程图, 计算了液阻型气体动压轴承的温度、液阻高度、气膜厚度和轴承内气压。



图 8 迭代计算流程图

Fig. 8. Flowchart of iteration

液阻型气体动压轴承内气压分布如图 9 所示, 当 ϕ 在 90° 附近时, 轴承内压力达到最大值; 当 $0^\circ < \phi < 180^\circ$ 时, 轴承内相对气压值小于 1, 因此 $0^\circ < \phi < 180^\circ$ 为轴承的工作区域, 液阻高度如图 10 所示, 通过计算, 液阻的最大高度出现在自由端, 轴承内部 (即 $\phi = 0^\circ$ 处), 在这个地方的液阻没有边界约束, 且此处的液阻相当于液阻最大的地方, 因此使得液阻降低, 液阻型气体动压轴承的液阻高度如图 11 所示, 液阻的高度与轴承内相应位置的气压值大小相关,

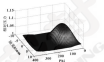


图 9 液阻型气体动压轴承内气压分布

Fig. 9. Pressure distribution in bearing



图 10 液阻型气体动压轴承液阻高度

Fig. 10. Distribution of liquid height



图 11 液阻型气体动压轴承液阻高度

Fig. 11. Distribution of liquid height

液阻型气体动压轴承气膜厚度分布如图 12 所示, 算例中平均气膜厚度 $h_a = 20 \mu\text{m}$, 由计算结果, 当 ϕ 在 $90^\circ \sim 270^\circ$ 之间时, 气膜厚度是小于平均气膜厚度的, 气膜的最小值出现在 180° 附近, 从而说明了液阻型气体动压轴承的轴承的偏位角是非常小的。



图 12 液膜型气体动压轴承气膜厚度

Fig. 12 Thickness of air film in bearing



图 13 轴承载荷与轴承转速的关系

Fig. 13 Relationship between load and rotate speed



图 14 轴承载荷与环境压力的关系

Fig. 14 Relationship between load and environment pressure



图 15 轴承载荷与平均气膜厚度的关系

Fig. 15 Relationship between load and thickness of air film

5 结论

(1) 应用耦合-耦合模型计算液膜型气体动压轴承的液膜等效刚度矩阵, 应用有限元法计算膜的刚度, 将两者结合并代入 Reynolds 方程, 迭代计算出轴承内部的气膜厚度和气压分布, 通过与文献 [7, 11] 的实验结果对比, 证明该方法计算结果比较准确。

(2) 研究液膜等效刚度与相关参数的关系, 结果表明, 随着液膜高度、液膜数、膜片厚度的增大, 轴承等效刚度均增大, 随膜片数量的增大, 轴承等效刚度也增大。

(3) 研究轴承载荷与转速、环境压力以及平均气膜厚度的关系, 结果表明, 随轴承转速、偏心率和轴承内部环境压力的增大, 轴承载荷均增大, 而随平均气膜厚度的增大, 轴承载荷减小。

参考文献

- [1] 袁烈, 弹性薄片轴承的气膜刚度矩阵[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(7): 127-130.
- YU L. Solution of elastic aerodynamic lubrication for compliant foil bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(7): 127-130.
- [2] 袁烈, 袁林, 袁海, 弹性薄片空气动压轴承的安全气膜刚度矩阵[J]. 中国科学: 技术科学(材料科学), 2005, 35(7): 788-790.
- [3] 袁烈, 弹性薄片液膜型气体动压轴承的理论分析与实验研

究[J]. 轴承, 南京航空航天大学, 2008.
- [4] 袁林, 弹性薄片液膜型气体动压轴承的特性分析和实验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2002.
- [5] 石平奇. 液膜型气体动压轴承承载特性的理论与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [6] 袁烈. 液膜型气体动压轴承膜片平均厚度对轴承性能影响分析[D]. 合肥: 中国科技大学工程热物理研究所, 2011.
- [7] HERRBERT W, WALSPFERT J, FISHLIN G. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 6(6): 447-459.
- [8] LEE D H, KIM Y C, KIM K W. The static and dynamic performance analysis of air foil journal bearings for various bump foil widths[J]. KSTAB, 2006, 22(1): 243-251.
- [9] SUN JINHOON I, KIM T H. Improvements in the analysis of gas foil bearings: integration of top foil HD and HD structural models[C]. // Proceedings of the ASME/JSME international joint tribology conference, San Antonio, TX, USA, 2006.
- [10] FENG K, KANISHI H. Load-carrying model of bump-type foil bearing[C]. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air, Orlando, Florida, USA, 2009, GT2009-59200.
- [11] LEE D H, ANJIBBE M, FENG J. A new bump-type foil bearing structure analytical model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 1047-1056.
- [12] 郑庆春. 流体力学教程[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998, 271-274.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-6539.2017.04.013

硫化温度对丁腈橡胶力学及摩擦学性能的影响*

唐黎明^{1,2} 王世杰¹ 吕晓仁¹ 何恩球¹ 么虹¹

(1. 沈阳工业大学机械工程学院 辽宁沈阳 110870; 2. 沈阳化工大学能源与动力工程学院 辽宁沈阳 110142; 3. 中国航空工业空气动力研究院 辽宁沈阳 110034)

摘要: 研究高温硫化(100~150℃)对丁腈橡胶物理性能及摩擦磨损行为的影响,运用扫描电镜对丁腈橡胶表面形貌进行分析,探讨不同硫化温度丁腈橡胶的磨损机制。结果表明,随着硫化温度的升高,硫化胶的物理性能(交联密度、拉伸强度、硬度)呈现先升后降的趋势,由硫化温度为120℃时,胶件具有较好的综合性能;随着硫化温度的升高,硫化胶的磨痕量先减小后增大,由硫化温度为120℃时胶件的磨痕量最低,摩擦因数也最低且最稳定;120℃硫化胶的磨损机制主要为磨料磨损,而其他温度硫化胶为更严重的黏着磨损。因此,120℃硫化胶具有优异的减磨抗磨擦的能力。

关键词: 硫化温度; 丁腈橡胶; 干燥胶; 力学性能

中图分类号: TH117.1 文献标志码: A 文章编号: 0274-6539(2017) 04-013-05

Effect of Curing Temperature on Mechanical and Tribological Properties of Nitrile-butadiene Rubber

TANG Liming^{1,2} WANG Shijie¹ LV Xiaoren¹ HE Enqiu¹ YAO Hong¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang Liaoning 110870, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang Liaoning 110142, China; 3. AVIC Aerodynamics Research Institute, Shenyang Liaoning 110034, China)

Abstract: The physical performances and wear behaviors of nitrile-butadiene rubber (NBR) under the conditions of low curing temperature between 100 °C and 150 °C were studied. The morphology of wear surface of NBR was measured using scanning electron microscopy (SEM), and the wear mechanism of NBR under different curing temperature was discussed. The results indicate that as the curing temperature increased, the physical performances of NBR, such as crosslinking density, tensile strength and hardness are firstly increased and then decreased, and the outstanding integrated properties is achieved for NBR under the curing temperature of 120 °C. As the curing temperature increased, the wear loss of NBR is firstly decreased and then increased, and the NBR sample under the curing temperature of 120 °C has the lowest wear loss, the lowest and most stable friction coefficient. Abrasive wear is dominating for NBR sample under the curing temperature of 120 °C, while the wear mechanism changes from single abrasive wear into more adhesion wear for the NBR sample under other curing temperature. NBR sample under curing temperature of 120 °C exhibits outstanding adhesion wear resistance.

Keywords: curing temperature; nitrile-butadiene rubber; dry sliding; mechanical properties

在通用橡胶中,丁腈橡胶具有优异的耐油性,因而被广泛应用于油封、油桶、耐油胶圈、耐油胶板等

零件及橡胶衬里等^[1]。目前国内橡胶衬里等橡胶的基材材料主要为丁腈橡胶。近年来,关于橡胶衬里等橡胶丁腈橡胶物性机械性能的研究取得了一些成果^[2-4],相关方面的理论与实验研究仍在不断深入。

硫化温度是橡胶硫化反应的最基本条件,硫化温度的高低,可直接影响硫化速度和产品质量。邓力^[5]研究了高温(150~190℃)快速硫化丁腈橡胶的性质,结果表明,随着硫化温度的增加,伸长率与拉伸伸长率等力学性能呈现下降趋势,摩擦学性能普遍下降。本文作者在保持其他硫化条件不变的前提下,重点考

*基金项目:辽宁省高等学校创新团队支持计划项目(14Z044002);辽宁省高等学校优秀青年学者项目(14J0203000);辽宁省青年千人人才工程资助基金项目(2013-143)。

收稿日期:2016-06-23

作者简介:唐黎明(1977-),男,硕士研究生,工程师,研究方向为燃油系统的设计与开发。E-mail: 2146101@stu.suon.com

察了硫化温度对丁腈橡胶硫化胶物理机械性能和摩擦学性能的影响, 为橡胶制定了橡胶制造工艺、物理机械性能及摩擦学性能的改进提供理论与实验依据。

1 实验部分

1.1 主要原材料

普通丁腈橡胶 (NBR), 丙烯酸 (CAN, 含量 40%), 三洲石化分公司生产; 橡胶硫化剂, 粒径为 35 nm, 山东东星新材料股份有限公司生产。

1.2 基本配方及硫化条件

基本配方: NBR 100 (质量分数, 下同), 硬脂酸 1.5, 硬脂酸 1, 氯化钾 (纳米级) 5, 高岭土类黑 (N330) 60, 促进剂二硫化苯并噻唑 (DB) 2.5, 促进剂二硫化四甲基基团三唑 (TMTD) 0.25, 促进剂氧化钙 (MgO) 0.15, 防老剂 1, 软化剂苯基二甲胺二辛酯 (DOP) 2。

硫化条件: 硫化温度为 100~150 °C, 硫化温度以 10 °C 增加, 硫化压力为 10 MPa。

1.3 主要设备与仪器

SK-150 型开炼式炼胶机, 青岛东乐机械集团有限公司生产; XLB 平板硫化机, 青岛东乐机械集团有限公司生产; M2000-A 型无转子硫化仪, 高纯科技股份有限公司生产; TH5000 系列 5 000 N 电子万能试验机, 江苏丰天源试验机厂生产; MPT-600 型微机控制磨擦测试试验机, 济南普鲁机电技术有限公司生产; JSM-6300LV 型扫描电子显微镜, 日本电子生产。

1.4 试样制备

硫化胶的制备: 丁腈橡胶采用 SK-150 型开炼式炼胶机炼胶, 加料顺序如下: 橡胶—硬脂酸—硬脂酸—氯化钾—防老剂—高岭土类黑与硫化剂分别依次加入—促进剂 DB、TMTD、 MgO 。在小料与大料混炼均匀的基础上, 混炼时间不超过 30 min, 最后再进行三角包 10 遍, 下片停放待用。

硫化试样的制备: 将放置 24 h 的混炼胶投入开炼机滚压 3~5 min, 用硫化仪测定硫化时间 t_{90} ; 将混炼均匀的混炼胶片裁断后置于模具中, 并将模具放置于平板硫化机中进行硫化, 硫化温度为 100~150 °C, 硫化时间 $t_{90}+5$ min, 硫化压力为 10 MPa, 制得硫化胶试样。

1.5 硫化胶物理性能测试

硫化胶拉伸性能测试按照 GB/T 528-2009 标准进行, 硬度测试按照 GB/T 2461-2009 标准进行。

硫化胶交联密度采用平衡膨胀法进行测试, 当硫化胶在溶剂中溶胀达到平衡时, 溶剂分子进入交联网络的速度与被排出的速度相等, 依据橡胶弹性统计

论基础可得交联密度公式, 即 Flory-Rehner 公式:

$$\nu_c = \frac{\ln(1 - \bar{V}_2) + \nu_2 + \bar{V}_2 \nu_2^2}{\bar{V}_2(\bar{V}_2^{\frac{1}{3}} - 0.5\bar{V}_2)}$$

式中: ν_c 为硫化胶交联密度, mol/mol³; \bar{V}_2 为橡胶在溶胀硫化胶中的体积分数; \bar{V} 为橡胶与溶剂的相互作用参数; \bar{V}_2 为溶剂的摩尔体积。

1.6 硫化胶摩擦性能测试

实验采用济南普鲁机电技术有限公司研制的 MPT-600 型微机控制磨擦测试试验机, 丁腈橡胶—铜摩擦副采用普通摩擦形式, 材质为 40Cr 的铜环在固定橡胶试样表面旋转摩擦, 橡胶试样尺寸为 40 mm×25 mm×6 mm, 实验在干摩擦条件下进行, 温度为室温 (20 °C), 旋转速度为 200 r/min, 外加负荷为 100 N, 试验持续时间 600 s, 实验过程中记录不同硫化温度硫化胶的摩擦系数随时间的变化规律, 用精度 0.1 mg 的电子天平称量磨擦前和橡胶试块的质量, 计算磨擦量。

2 结果与讨论

2.1 不同硫化温度硫化胶的摩擦性能

硫化温度对丁腈胶交联密度的影响如图 1 所示, 可以看出, 随着硫化温度的升高, 硫化胶的交联密度呈现先增大后减小的趋势, 120 °C 时的交联密度最高, 因此该硫化温度不利于硫化反应的开展, 导致硫化体系的活性降低, 阻碍了交联网络的形成, 硫化程度小, 由于实验中采用的硫化体系的性质偏向于有效硫磺硫化体系, 含有较多的多硫键, 而多硫键的热稳定性较差, 因此硫化温度升高会造成多硫键的裂解、短化以及主链改性, 从而导致了交联密度的下降^[24]。



图 1 不同硫化温度 NBR 的交联密度

Fig. 1 Crosslinking density on NBR of different curing temperature

不同硫化温度 NBR 胶料的抗拉强度如图 2 所示, 可见, 随着硫化温度的上升, 胶料抗拉强度先升后

降, 抗拉强度存在一个最佳值。在 100~120 °C 温度范围内, 硫化胶抗拉强度随温度升高迅速, 说明较高硫化温度有利于交联反应的进行, 生成了更多的交联网络, 提高了交联密度, 改善了胶料的力学性能; 随着硫化温度的继续升高, 在 120~150 °C 区同时, 胶料的抗拉强度呈缓慢下降趋势, 交联反应有效性随着硫化温度的升高而下降, 交联网络由于高温裂解而遭受破坏, 致使交联密度下降, 理论和实践都说明硫化胶的拉伸性能与交联密度成正比, 这是因为随着交联密度的增加, 橡胶分子链的运动受到限制, 产生一定交联所需要的力变得更大^[1]。



图 3 NR90 胶料强度随硫化温度的变化曲线

Fig. 3. Curve of tensile strength with different curing temperature

不同硫化温度 NR90 胶料的硬度如图 3 所示, 可以看出, 随着硫化温度的升高, 胶料硬度先变大后减小, 在 120 °C 时硬度取得最大值, 胶料硬度和模量是受交联密度影响最显著的性能, 随着交联密度的增加, 模量变大, 硬度增加, 对网络的阻力也增加^[1], 硬度受硫化温度影响的变化趋势, 与化学交联密度的变化趋势一致。



图 3 硬度随硫化温度变化曲线

Fig. 3. Curve of shore A hardness with different curing temperature

2.1 干燥条件下 NR90 的力学性能特点

图 4 示出了干燥条件下硫化胶模量随硫化温

度的变化曲线, 可以看出, 随着硫化温度的升高, 模量是先减小后变大, 在硫化温度为 120 °C 时, 硫化胶模量最小, 从物理化学的角度来看, 交联密度越小, 割断率越高, 这是由于较低程度的交联容易被机械应力破坏的缘故^[1]。由于 120 °C 硫化胶有着较高的交联密度, 单位体积交联点数目较多, 承受机械应力的有效分子链数目相比了其他硫化温度硫化胶的增多, 因此割断割断的能力更强。



图 4 NR90 胶料干燥时硫化温度的变化曲线

Fig. 4. Curve of wear loss with different curing temperature

不同硫化温度 NR90 摩擦因数随时间的变化曲线

如图 5 所示。

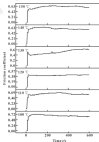


图 5 不同硫化温度 NR90 摩擦因数随时间的变化曲线

Fig. 5. Curve of friction coefficient with cure of NR90

可以看出, 在试验条件下, 120 °C 硫化胶摩擦因数曲线随时间的增长基本保持稳定; 其他硫化温度 NBR 摩擦因数-时间曲线存在摩擦因数增大的时间点, 说明在磨削过程中发生了磨削机制的转变。由于摩擦生热会导致橡胶表面热降解而比温度层, 该降解层具有一定的润滑作用^[24], 使得摩擦因数随时间变化呈现略向下倾斜的趋势, 直至稳定。

表 1 给出了干摩擦条件下不同硫化温度 NBR 摩擦因数稳定值。

表 1 不同硫化温度 NBR 的摩擦因数稳定值

Table 1 Stable friction coefficient of NBR of different curing temperature

Curing temperature of / °C	Stable friction coefficient
100	0.66
110	0.62
120	0.4
130	0.31
140	0.29
150	0.62

可以看出, 120 °C 硫化胶有最佳的摩擦因数稳定值。由于该硫化温度下 NBR 具有较高的硬度, 抵抗外界载荷向压入其表面的能力较强。其与配网之间实际接触面积较小, 导致摩擦表面分子相互接触产生的黏着摩擦力和由于压入凹凸体而使橡胶产生的滞后摩擦力均较小^[24], 因此硫化胶与对偶面之间摩擦力降低, 摩擦因数也随之减小。

2.3 不同硫化温度 NBR 磨痕形态分析

不同硫化温度 NBR 硫化胶磨削表面形貌如图 6 所示。可以看出, 除了磨料磨削造成的犁沟效应外, 磨削表面大多出现了由于黏着效应形成的黏着磨削。其中 100 °C 硫化胶磨削程度最为严重, 除了由于磨料磨削形成的犁沟, 磨削表面还出现了由于黏着磨削形成的“孔洞”; 140 °C 硫化胶磨削表面也出现了明显的胶料迁移的痕迹; 130、140、150 °C 硫化胶磨削特征明显, 但磨削程度低于其他硫化胶; 120 °C 硫化胶以磨料磨削为主, 未见黏着磨削, 具有较好的抗磨黏着磨削的能力。可见, 120 °C 硫化胶的磨削机制主要为单一磨削机制, 即磨料磨削, 其他硫化温度 NBR 在磨削过程中发生了磨削机制的转变, 即从单一磨料磨削迁移为更为严重的黏着磨削。

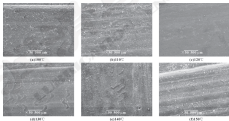


图 6 不同硫化温度 NBR 的磨削表面形貌

Fig. 6 Morphologies of worn surface on NBR of different curing temperature

3 结论

(1) NBR 硫化胶交联密度随硫化温度升高, 先增大后减小, 120 °C 硫化胶交联密度最高。橡胶成胶高的硫化温度均不利于胶料交联网络的形成与稳定。

硫化胶其他物性如拉伸强度、硬度等有着与交联密度相同的变化趋势。

(2) 120 °C 硫化胶拥有最佳的磨削量与摩擦因数稳定值。

(3) 120 ℃硫化胶的磨痕机制主要为单一磨痕机制,即磨料磨削。其他硫化温度 NBR 在磨削过程中发生了磨痕机制的转变,即从单一磨料磨削转变为更为严重的磨着磨削。因此, 120 ℃硫化胶具有优异的抗磨磨着磨削的能力。

参考文献

- [1] 杨建忠. 现代橡胶工艺学[M]. 北京: 中国石化出版社, 1995.
- [2] 李洪涛, 徐金凯, 郑玉华. 纳米氧化锌在 NBR 中的应用研究[J]. 橡胶工业, 2003, 30(8): 477-478.
- [3] ZHANG J H, XU J P, ZHONG T P. The application research of nano-ZnO in NBR[J]. China Rubber Industry, 2003, 30(8): 477-478.
- [4] LI Y L, WANG H J, MENG H, et al. A study on tribology of Ni-tribolite/natural rubber composites by incorporation of carbon nanotubes, molecular dynamics simulation[J]. Carbon, 2004, 42(12): 1383-1393.
- [5] 潘黎明, 王洪武, 吕晓仁. 单一不同类型磨料对天然橡胶的干摩擦行为研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 71-74.
- [6] TANG L M, WANG H J, LI X B, et al. Study on tribological behavior of NiO-tribolite/natural rubber containing different kinds of zinc oxide under dry sliding[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 71-74.
- [7] 潘黎明, 王洪武, 吕晓仁. 单一干摩擦条件下氧化铜对天然橡胶干摩擦行为的影响[J]. 高分子材料科学与工程, 2004, 32(11): 99-100.
- [8] TANG L M, WANG H J, LI X B, et al. Effect of zinc oxide on friction and wear behavior of NBR under dry sliding[J]. Polymer Materials Science and Engineering, 2004, 32(11): 99-100.
- [9] 单力. 高固快速成型天然橡胶物理性能的研究[D]. 上海: 上海工程技术大学, 2004.
- [10] 李鑫, 李洪涛, 赵军. 不同硫化温度对天然橡胶硫化胶网络

构及性能的影响[J]. 合成橡胶工业, 2004, 27(4): 300-311.
- [11] LI X, XU C Y, ZHANG F, et al. Influence of curing temperature on network structures and properties of natural rubber vulcanizates[J]. China Synthetic Rubber Industry, 2004, 27(4): 300-311.

- [12] CHENGLI W, HOFFMANN G, SIBONI C, et al. Structure and density of crosslinks in natural rubber vulcanizates: a combined analysis by NMR spectroscopy, mechanical measurements and rubberelastic theory[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1992, 65(2): 460-573.
- [13] STARRINOS J E, CHENDEKOFF W B, WILSON J. Two types of NMR blends for tire tread application[J]. Physics and Rubber Processing and Applications, 1989, 11(2): 93-98.
- [14] 王洪, 王洪武, 孙浩军. 干摩擦及原油润滑条件下磨料-单一磨料型天然橡胶的摩擦研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2008(9): 6-8.
- [15] WANG X, WANG H J, SUN H, et al. Research on wear behavior of NBR-steel pairs in dry sliding and oil lubricating[J]. Machine Tool and Automatic Manufacturing Technology, 2004(9): 6-8.
- [16] YOSHIZUMI Y, BAHAMONDI. The growth and bonding of transfer film and the role of CuO and PTFE in the tribological behavior of PEEK[J]. Wear, 1998, 213: 212-223.
- [17] BUREKA D K. Friction behavior of a rubber coating: effect of temperature and surface roughness variations[J]. Wear, 2000, 240(1/4): 620-623.
- [18] 王洪—. 橡胶的摩擦及试验[J]. 特种橡胶制品, 2000, 23(3): 50-62.
- [19] WANG C. T. Friction and testing of rubbers[J]. Special Purpose Rubber Products, 2000, 23(3): 50-62.
- [20] 胡斌. 干摩擦胶摩擦性能的影响因素及机理探讨[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2006.

(上接第63页)

- [9] DELGADO M A, FRANCIS J B. Effect of rheological behavior of lithium grease on the friction process[J]. Industrial Lubrication and Technology, 2000, 90: 37-43.
- [10] 范利兵, 沈建军. 润滑剂-基体油对摩擦副磨痕形成性的影响[J]. 合成润滑材料, 2004, 30(2): 1-3.
- [11] YU C L Y, HEIN T J, LIU Q L. Influence of base oil/flash chemistry of lithium grease[J]. Synthetic Lubricant, 2003, 16(2): 1-7.
- [12] 王洪, 郑金凯, 张广斌. 不同固上磨削制备中硬油对铜网上的磨损[C]. 全国第十七届润滑技术交流会论文集, 2003: 129-131.
- [13] 李洪涛, 潘洪林, 郑明松. 基于有机硅网上铜网对磨削的制备工艺研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),

2011(8): 48-54.

ZHANG D H, CHEN H L, JIANG W J, et al. Study on preparation processes of lithium grease based on ammonium-methyl-tert-butylamine backbone[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2011(3): 48-54.

- [14] 周维兵. 磨削磨痕形成性研究[D]. 重庆: 解放军后勤工程学院, 2004: 18.

- [15] 郑金凯, 张小川, 李洪, 等. 铜网磨痕形成性与轴承标志的关系[J]. 石油学报(石油加工), 2011, 29(4): 670-680.

CHENG J H, ZHANG X C, LI T, et al. Relationship between rheological properties of lubricating grease and bearing vibration value[J]. Acta Petrolei Sinica (Petroleum Processing Series), 2011, 29(4): 674-680.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0836.2017.04.014

基于温度比拟法的橡胶定子溶胀影响密封性能的研究^{*}

张强 高磊 刘亚良 彭慧芬 蒋 涛

(东北石油大学机械科学与工程学院 黑龙江大庆 163318)

摘要: 根据橡胶和金属引起的定子变形相似特点, 提出采用温度比拟法研究橡胶定子溶胀对密封性能的影响, 建立定子橡胶接触力学模型, 分析定子溶胀引起的变形和接触压力。研究结果表明, 定转子存在初始过盈, 接触压力随溶胀率的增加而显著增大; 定转子存在初始间隙, 定子在一定的溶胀率条件下, 定转子也能实现密封效果。为实现定转子密封性能, 可根据定子的溶胀率, 选择合适初始过盈量或间隙量。

关键词: 定转子; 溶胀; 接触压力; 温度比拟法

中图分类号: TH47 文献标志码: A 文章编号: 1000-0836(2017)04-0014-08

Research on Rubber Stator Sealing Performance Affected by Swelling Based on Temperature Analogy Method

ZHANG Qiang GAO Lei LIU Yuliang PENG Hui fen JIANG Tao

(College of Mechanical Science and Engineering, Northeast Petroleum University, Daqing Heilongjiang 163318, China)

Abstract: Based on the similar characteristics of the stator deformation caused by swelling and thermal expansion, the temperature analogy method was proposed to study the effect of swelling on the sealing performance of rubber stator. The rigid-flexible contact finite element model of stator and rotor was established, and the deformation and contact pressure caused by the stator swelling were analyzed. The results show that the contact pressure is increased with the increasing of the swelling ratio when the initial rotor has initially positive interference; under the condition of certain swelling ratio, the stator and rotor can also achieve the seal when the rotor has initially negative interference.

Keywords: stator and rotor; swelling; contact pressure; temperature analogy method

螺杆钻具已经成为目前应用最为广泛的井下动力钻具, 特别适用于定向井、水平井、深井和超深井作业^[1]。该种螺杆泵是一种纵向的人工举升设备, 已广泛应用于世界各国的机械采油工程中^[2], 不仅适用于水驱、聚合物驱和三元复合驱的油田, 而且适用于稠油、含砂和含气的油田。

无论是螺杆钻具, 还是螺杆泵, 其核心部件是定转子。其中定子衬套主要为了橡胶材料, 橡胶在井下钻井液或采出液冲刷后, 极易引起溶胀。一方面, 溶胀使橡胶体积增大, 占据了腔室体积, 导致容积效率降低^[3]; 另一方面, 溶胀使定转子过盈量增加, 加剧定转子接触面的磨损, 导致定子失效。

在定子衬套变形研究方面, 研究人员先后建立了二维^[4-6]和三维^[7]定子有限元模型, 采用了线弹

性^[8]、Mooney-Rivlin^[9,10]等本构模型, 描述橡胶大变形的力学性能, 进行了变形、受力及接触分析, 而对定子溶胀对密封性能的影响研究较少。由于定子橡胶在井下工作过程中溶胀是一个十分普遍的现象, 因此对橡胶溶胀特性的研究是十分必要的。贾向平等^[11]研究发现, 温胀和溶胀的变形规律相似, 但溶胀比温胀产生的位移大很多。根据溶胀和温胀变形规律相似的特点, 本文作者提出采用温度比拟法研究定子溶胀对密封性能的影响。

1 温度比拟法

1.1 溶胀机理

溶胀是橡胶或聚合物的共性之一。定子橡胶溶胀, 是油气介质中的有机小分子通过定子橡胶表面进入其内部, 并迫使向橡胶大分子的网络扩张, 然后逐渐撑开大分子的网络, 充分溶胀后, 达到稳定状态, 导致定子橡胶体积的增加。

在油气介质环境中, 定子橡胶材料及生溶胀, 产生的溶胀应变为各向同性应变(相似应变), 用 μ 表示^[12]为

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(11502050); 黑龙江省自然科学基金项目(12502050)。

收稿日期: 2016-07-10

作者简介: 张强(1981-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为流固耦合力学及其应用。E-mail: zhang2002@163.com

$$\sigma = \int_0^t \sigma' dt \quad (1)$$

式中: σ' 为应变率; t 为游胶时间。

应变率 σ' 是关于温度、时间等变量的函数。目前, 橡胶游胶应变率还没有相关理论公式。一般由实验测得, 从而得到橡胶游胶率。

德国 NOK 公司生产的 N3000 和 HCR 型橡胶通过优化橡胶中碳黑剂的含量, 使橡胶在各种介质中的游胶率控制在 1% 左右。而一般的丁腈橡胶 (NBR) 橡胶在气井工况下游胶率可达 10% 左右^[1]。丁腈橡胶在悉尼原油和印尼原油中的游胶率分别为 4% 和 7% 左右^[2]。例如 G40126-27 密封杆固定了, 通过室内实验得出橡胶游胶率为 3%~5%, 游胶厚度 1.63~2.72 mm^[3]。

忽略游胶过程, 取游胶达到平衡时的游胶率进行分析。取游胶率小于等于 10% 的一系列值进行计算。

1.2 基本原理

比拟法, 是根据两种物理现象之间的比拟关系, 通过一种物理现象的高测, 研究另一种物理现象的方法。在 2 种 (或 2 种以上) 物理现象中, 如果有可

用形式相同的数学方程描述的物理量, 它们之间便存在比拟关系。此拟法因此得名。该法的优点是, 用一种较易高测或计算的物理现象, 模拟另一种难以高测或计算的物理现象, 可使研究工作大为简化。

由于游胶和温度引起了定型线的变化规律相似^[4], 根据相似特点, 本文作者采用温度比拟法, 利用温度升高模拟定了橡胶体积膨胀的方法率等效游胶。温度比拟法, 也就是用定了橡胶温度引起膨胀的物理现象来等效定了橡胶游胶物理现象。

2 物理模型

2.1 几何模型

几何建模选取三头定转子, 根据定转子等距曲线方程, 曲线的生成主要分为 2 部分, 即 I 部曲线 II 部, 每一部分都有相对应的参数和方程。针对普通内摆线等距线型进行分析, 可得三头定转子横截面曲线方程。

根据三头定转子横截面曲线方程, 建立定转子内外轮廓曲线方程, 由轮廓曲线生成几何面, 几何参数见表 1。

表 1 几何参数

Table 1 Geometric parameters

定子内径 d_1/mm	定子外径 d_2/mm	定转子半径 r_1/mm	平衡半径 r_2/mm	等距主圆半径 r_3/mm	偏心率 e/mm	转子半径 r_4/mm
86	67	1	3	2	0.667	28.333

转子横截面 I 部曲线方程 ($F_1=0, 1, 2$):

$$\begin{cases} x = 2\cos\theta - \cos(2\theta) + 2 \cdot \cos[(1-F_1)\omega F_1/2 - \theta] \\ y = 2\sin\theta + \sin(2\theta) + 2 \cdot \sin[(1-F_1)\omega F_1/2 - \theta] \end{cases} \quad (2)$$

转子横截面 II 部曲线方程 ($F_1=1, 3, 5$):

$$\begin{cases} x = 3\cos(\omega F_1/3) + 2 \cdot \cos(\phi + \omega F_1/3) \\ y = 3\sin(\omega F_1/3) + 2 \cdot \sin(\phi + \omega F_1/3) \end{cases} \quad (3)$$

定子横截面 I 部曲线方程 ($F_2=0, 1, 2, 3$):

$$\begin{cases} x = 3\cos\theta - \cos(3\theta) + 2 \cdot \cos[(1-F_2)\omega F_2/2 - \theta] \\ y = 3\sin\theta + \sin(3\theta) + 2 \cdot \sin[(1-F_2)\omega F_2/2 - \theta] \end{cases} \quad (4)$$

定子横截面 II 部曲线方程 ($F_2=1, 3, 5, 7$):

$$\begin{cases} x = 4\cos(\omega F_2/4) + 2 \cdot \cos(\phi + \omega F_2/4) \\ y = 4\sin(\omega F_2/4) + 2 \cdot \sin(\phi + \omega F_2/4) \end{cases} \quad (5)$$

2.2 材料模型

定了橡胶广泛采用丁腈橡胶, 属于超弹性材料, 材料模型广泛采用 Mooney-Rivlin 双参数本构。橡胶硬度取 60kD, 可利用经验公式^[5]计算出 Mooney-Rivlin 模型的两个参数 C_{10} 和 C_{20} , 其中 C_{10} 为 0.966 MPa,

C_{20} 为 0.018 MPa。

橡胶是一种体积近似不可压缩材料, 泊松比 μ 接近 0.5, 一般在 0.499 0~0.499 9 范围内变化^[1], 本文泊松比取 0.499 6, 橡胶弹性模量 E , 不可压缩参数 λ 与 Mooney-Rivlin 模型参数的关系^[6]可表示为

$$E = 6(C_{10} + C_{20}) \quad (6)$$

$$\lambda = 2(1 - 3\mu)/(C_{10} + C_{20}) \quad (7)$$

由公式 (6) 和 (7), 可求得橡胶弹性模量为 3.354 MPa, 不可压缩参数为 0.001 4。

2.3 有限元模型

由于转子和定了外圈的侧齿与定了橡胶相比弹性模量很大, 为简化模型, 将定了侧齿去掉, 定了处理成弹性体, 转子可简化成刚体。

该法和索士域^[7]分别采用平面应变模型和空间模型, 对定了衬套进行了有限元计算, 发现 2 种模型得到的内轮廓线位移差别很小, 因此, 在不涉及加载约束计算的情况下, 为提高计算效率, 本文作者也采用平面应变模型。

为提高计算精度, 将定了橡胶几何面离散成

FLANGE18)单元。该单元是高阶二维八节点单元,具有二次位移函数,能够更好地适应定了不规则轮廓的网格划分。将子简化成刚体,不需要对转子几何角进行网格划分,只需对其轮廓线进行单元离散。

定子内表面轮廓线设置成接触面,参照 COS-TA172 接触单元。转子外轮廓线设置成目标面,离散成 TARGE169 目标单元。目标面和接触面之间构建刚柔接触对,建立如图 1 所示的定转子刚柔接触有限元模型。模型中,转子刚体目标面由 TARGE169 目标单元和 p 点节点组成, p 点节点位于转子刚体的中心。

省去定了约束,在定子橡胶外轮廓角节点施加固定约束,以及在转子刚体的 p 点节点施加固定约束。



图 1 定转子刚柔接触有限元模型

Fig. 1 Rigid-flexible contact finite element model of stator and rotor

2 计算结果及分析

2.1 自由游隙定子变形分析

先不考虑定转子的接触,定子橡胶游隙不受转子的约束,分析自由游隙变形,其中游隙率为 7% 的定子自由游隙变形曲线如图 2 所示,定子凸凸游隙变形大于凸凹游隙变形。



图 2 定子自由游隙变形云图

Fig. 2 Deformation contour of the stator free swirling

图 3 给出了定子自由游隙轮廓线变形曲线,定子自由游隙轮廓线的变形呈周期性变化,交替出现 4 个波峰和 4 个波谷,与 4 头定子吻合。



图 3 定子自由游隙变形曲线

Fig. 3 Deformation curves of the stator free swirling along profile

图 4 给出了凸凹和凸凸位置的游隙变形曲线,游隙率为 1%~19% 时,凸凹自由游隙变形为 0.117~1.185 mm,凸凸自由游隙变形为 0.226~2.475 mm,凸凸变形是凸凹变形的 2.36 倍。



图 4 凸凹和凸凸位置的游隙变形曲线

Fig. 4 Deformation curve of the stator free swirling at the convex and concave teeth

2.2 受限游隙定子变形分析

考虑定转子的接触,定子游隙受转子的约束,分析定子受限游隙变形,游隙率为 7%、定转子间隙值为 0.5 mm 时,定子受限游隙变形曲线如图 5 所示,定子游隙后,定子凸凹凸凸与转子接触,变形受到转子限制,定子凸凸变形向转子凸凹处扩展,定子凸凹的变形向其两侧扩展。



图 5 定子受限游隙变形云图

Fig. 5 Deformation contour of the stator confined swirling

图6给出了定子受液激磁的接触线变形曲线,在定子齿顶与转子齿顶位置处,定子的变形最大,在定子齿槽位置处,当游隙率大于4%时,定子变形为0.5 mm,达到初始间隙值。由此可见,定转子存在初始一定的间隙,定子在一一定的游隙率条件下,定转子也能实现密封效果。



图6 定子受液激磁的接触线变形曲线

Fig. 6 Deformation curves of the stator conductive winding along profile

3.3 游隙对接触压力的影响

定子不同游隙率,定转子初始有过盈或间隙条件下,定转子接触压力分布如图7所示,定子齿顶和齿槽的接触压力是不一样的,由图7(a)可见,初始过盈量取0.5 mm时,即使定子不发生磨擦,也存在接触压力,达到1.594 MPa,也能起到密封效果,由图7(b)可见,初始既无过盈也无间隙,当游隙率为4%时,接触压力达1.729 MPa,起到密封效果,由图7(c)、(d)可见,间隙值分别取0.4、0.8 mm,游隙率为7%和10%时,接触压力分别为1.745、1.772 MPa,也能起到密封效果。

间隙值取0.5 mm,图7(e)~(h)给出了不同游隙率下的接触压力分布,由图7(e)可见,游隙率为2%时,定子齿顶位置无接触压力,无密封作用,在其两侧的定子齿顶位置,由于游隙变形大,无发生接触,随着游隙率的增大,接触压力向定子齿顶方向扩展,如图7(f)所示,游隙率为4%时,定子齿顶位置有微小接触压力;游隙率为6%时,定子齿顶接触压力为1.648 MPa,起到密封效果。

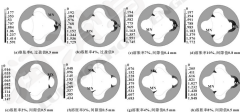


图7 定转子接触压力分布 (MPa)

Fig. 7 Contact pressure contour of stator and rotor (MPa) (a) filling ratio 0%, positive interference 0.5 mm; (b) filling ratio 4%, positive interference 0; (c) filling ratio 7%, negative interference 0.4 mm; (d) filling ratio 10%, negative interference 0.8 mm; (e) filling ratio 2%, negative interference 0.5 mm; (f) filling ratio 4%, negative interference 0.5 mm; (g) filling ratio 6%, negative interference 0.5 mm; (h) filling ratio 8%, negative interference 0.5 mm

取法定子齿顶和齿槽位置的接触压力,绘制成游隙率变化曲线,如图8所示,总体来看,定子接触压力齿顶的位置大于齿槽位置,随着游隙率的增加,齿顶接触压力线性增加,齿槽接触压力增加趋势先加快

后放缓。

由图8(a)、(b)可见,定转子初始既无过盈也无间隙,游隙率取2%以上时,定子齿顶和齿槽接触压力为0.5 MPa以上,才能起到密封效果,当定转子

存在初始过盈量时, 齿顶和齿凸的接触压力随着游隙率的增加而急剧增大。当过盈量为 0.5 mm, 游隙率

为 10% 时, 齿顶接触压力达到 7 MPa 以上, 齿凸接触压力达到 2 MPa 以上。



图 3 定转子接触压力随游隙率变化曲线

Fig. 3. Curve of contact pressure of stator and rotor with swelling ratio: (a) initially positive interference, at the crown tooth; (b) initially positive interference, at the convex tooth; (c) initially negative interference, at the crown tooth; (d) initially negative interference, at the convex tooth

当定转子存在初始间隙时, 由图 3 (c)、(d) 可见, 游隙率较小时, 定转子齿顶和齿凸位置无接触压力, 无密封作用。随着游隙率的增加, 定转子齿凸位置先有接触压力, 定转子齿顶位置后有接触压力。间隙值为 0.1~0.6 mm, 游隙率分别取 1%、2%、3%、4%、5%、6%、7%, 定了齿顶和齿凸位置才能同时存在接触压力。若定转子的接触压力取 0.5 MPa 以上, 则间隙值为 0.1~0.6 mm, 游隙率分别取 2%、4%、5%、6%、7%、8%。

4 结论

(1) 根据游隙和温差引起的定子变形相似特点, 为了等效橡胶变形, 提出了温度比较法, 对定转子刚柔接触进行了有限元分析计算。结果表明, 定转子存在初始过盈, 接触压力随着游隙率的增加而显著增大; 定转子存在初始间隙, 定子在一定的游隙率条件

下, 定转子也能实现密封效果。

(2) 在实际应用中, 可根据实验测得的定子橡胶游隙率乘实测橡胶对胶膜的接触压力, 估算定转子初始过盈或间隙的设计值。

(3) 文中只考虑了游隙对密封性能的影响, 下一步可综合考虑橡胶材料、游隙和温差、腔室压力、定转子接触及摩擦等因素的影响。

参考文献

- [1] 魏仲军, 张杰. 双液流密封轴封具定子衬套的热力耦合分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2013, 44(6): 2313-2327.

- HAN C., ZHANG J., LIU Y. Thermal-structure coupling analysis for general stator lining of PDM [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2013, 44(6): 2313-2327.

DOI: 10.3969/j.issn.0274-6503.2017.04.019

一种精密气悬浮主轴的结构设计及其特性研究*

李树森 任 毅

(东北林业大学机电工程学院, 黑龙江哈尔滨 150040)

摘要: 为改善加工工件表面质量, 针对精密车削加工的要求, 结合静压气轴承, 设计一种新型气悬浮主轴, 建立该系统结构的设计模型, 整体系统采用采用圆柱径向和平面止推气轴承相组合的支撑结构, 通过对比法确定了该结构的偏心率, 利用 FLUENT 软件验证流场的合理性; 在 ANSYS Workbench 中建立主轴转子的有限元模型, 对设计转速进行模态分析和验证, 结果表明, 设计的主轴转速范围内有稳定的共振区, 保证主轴运转稳定, 减小加工误差。

关键词: 气轴承; 气悬浮; 静特性; 模态分析

中图分类号: TH67 文献标志码: A 文章编号: 0274-6503(2017)04-0019-04

Structure Design and Properties Study of a Precision Air-bearing Spindle

LI Shusen REN Yi

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Northeast Forestry University, Harbin Heilongjiang 150040, China)

Abstract: In order to improve the surface quality of machined parts, combining with aerostatic bearings, a novel air-bearing spindle system was designed to meet the requirement for precision turning. A general design model of the system structure was established. The overall of spindle system uses aerostatic supporting structure combined with cylindrical radial and plane thrust bearing. The eccentricity value of the structure was determined by gauge ratio method, and the rationality of this value was verified by the FLUENT software. The finite element model of spindle rotor was established and simulated in ANSYS Workbench to verify the design speed. The result shows that the designed spindle speed can effectively avoid the resonance area, to ensure stable operation of the spindle and reduce the processing error of parts.

Keywords: spindle systems; aerostatic bearing; static characteristics; modal simulation

针对精密, 甚至超精密车削而言, 主轴系统是其核心部件。机床的加工质量与之密切相关, 而轴承的选择决定着主轴性能的优劣。目前, 在精密、超精密车削机床上应用较为普遍的轴承是静压气体轴承^[1-3], 其具备体积小、寿命长、高精度、无污染等突出优点。在精密加工发展的过程中, 涌现了许多典型的、具有代表性的气体静压轴承结构, 主要分为以下 3 种支撑结构形式: 一是圆柱径向轴承和端面止推

式; 二是两端半球支撑式; 三是前部用球形, 后部用圆柱径向轴承支撑式^[4]。

为进一步提高加工工件表面质量的重要指标, 本文作者结合气体轴承的特点和优势, 设计了一种圆柱与平面止推型^[5]精密气悬浮主轴结构, 以气悬浮主轴系统为研究对象, 借助于计算流体力学 FLUENT 软件包对其气流流场的压力分布进行数值分析^[6]; 同时结合有限元分析软件 ANSYS Workbench 建立主轴系统的有限元模型, 并进行模态分析, 为主轴结构的进一步优化设计以及动力学分析提供理论依据。

1 主轴系统的总体结构设计及原理

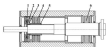
该精密气悬浮主轴系统的支撑结构采用后部 2 个圆柱径向轴承和 1 个端面止推轴承。根据机床加工过程中载荷分布情况, 采取主轴加工端采用承载能力较大的圆柱径向气体轴承, 止推轴承位于主轴的前端, 主轴系统的总体布局形成“工”字架结构, 结构示意图如图 1 所示。

* 基金项目: 哈尔滨科技创新区人才研究专项基金(优秀学者带头人)项目(2016021XJ0020); 黑龙江省自然科学基金项目(J200210) ; 南华大学博士学科专业专项研究基金(博导类)项目: 20120002100000。

收稿日期: 2016-06-07

作者简介: 任毅(1981—), 男, 硕士研究生, 研究方向为气体轴承。E-mail: renyigp@163.com

通信作者: 李树森(1964—), 男, 博士, 教授, 研究方向为气体轴承、现代设计理论与方法、农业与林业机械。E-mail: lshusen@126.com



1. 高精度套筒 2. 止推环 3. 止推环 4. 高精度球轴承
5. 球 6. 高精度球轴承

图1 气悬浮主轴结构示意图

Fig.1 The schematic diagram of the structure of precision air-bearing spindle

整个主轴由前端的柱径向轴承和后端的径径向轴承支撑，由独立的止推轴承利用了圆锥滚珠的止推板，用于承载轴向力。此外，通过调整两套止推板与主轴之间的配合，来确保 2 个径向轴承和止推轴承的重点度；通过调整轴衬，使前部径向轴承具有较高的回转精度，仅向气膜厚度取差了和轴承内孔的配合保证，调整两套垫圈于调整止推轴承的气膜问题，从而使该气悬浮主轴在高温旋转的过程中，保证较高的回转精度。同时，该气悬浮主轴结构比较简单，易于检修；在批量生产的情况下，可以降低装配难度，提高装配效率。

2 理论设计研究

该气体轴承设计采用节流式法^[12]，节流器类型的选择是使静压气体轴承具备一定承载其刚度的决定性因素。节流器的工作原理是在一定压力的气流进入轴承时，产生节流增压的效果。节流器对流体具有阻抗，气悬浮轴承的机械阻抗类似于电路中的电阻定律^[13]。流量 q_v 、压强与阻抗之间的关系如公式(1)所示。

$$q_v = \frac{p_1 - p_2}{R_1 + R_2} \quad (1)$$

式中： p_1 为供气压力； p_2 为出口压力（即轴承入口压力）； p_0 为环境压力； R_1 为节流器阻抗； R_2 为气膜阻抗。

静压气体轴承工作原理如图 2 所示。节流器的流量 Q 是恒定值，而气膜流量 Q_1 随着轴承间隙的变化而变化。当主轴上作用如图 2 所示的载荷 F 时，轴心沿着载荷方向发生了偏移。偏移量为 e ，造成轴与轴套靠近的一侧间隙变小，此处气膜厚度 h_1 增大，其他各层均发生变化，因此这一侧的间隙内的压力升高。同样道理，在另一侧，间隙内的压力降低，两侧产生的压力差，平衡了载荷，使得气体轴承具备一定的承载能力。



图2 静压气体轴承工作原理示意图

Fig.2 The schematic diagram of operation principle of static bearing

根据公式(1)得出表达式

$$R_2 = \frac{p_1 - p_2}{q_v} \cdot \frac{R_1}{R_1 + R_2} \quad (2)$$

确定表达式 R_2 的值，实际上就确定了设计状态下，节流器与气膜之间的阻抗匹配关系。依据表 1、表 2^[14]，确定最佳 R_2 值。

表1 不同偏心率 e 下的最佳 R_2 值

偏心率 e	0.1	0.5	0.9
最佳 R_2	0.6	0.4	0.05

表2 不同工况条件下的最佳 R_2 值

工况条件	最大流量	最大刚度	二者兼顾
最佳 R_2	0.4	0.6	0.323

根据该主轴系统的整体方案的规划与设计，在文献[8]的理论基础上，结合多年的实践经验，比较和分析了静压气体轴承几种常见节流器的类型及特性，选择应用最为广泛且设计方法最为成熟的小孔节流器，作为静压气体轴承的节流方式。

2.1 前后轴套轴承设计

轴承刚度最大以及减少轴承的气体膨胀以及环境等对轴承的影响出发，取径向轴承直径比 $d_1/d=1$ ，供气孔的位置 $d_1/d=1/4$ 。综合所设计的气悬浮主轴系统的结构尺寸，选定主轴前部小孔节流静压气体轴承的主要参数分别为： $d_1=100 \text{ mm}$ ， $d_2=60 \text{ mm}$ ；后部轴承宽度分别为： $d_3=100 \text{ mm}$ ， $d_4=60 \text{ mm}$ ；供气孔位置距轴承端面的距离： $h_1=15 \text{ mm}$ ， $h_2=20 \text{ mm}$ ；均采用双排节流孔。节流器孔数 6 个/排。根据表 1、表 2 选择偏心率 $e=0.5$ ，表达式 $R_2=0.4$ 。根据这些给定参数，同时通过计算和比较分析，最终确定前后静压气体轴承的供气压力 $p_0=0.5 \text{ MPa}$ ，平均气膜厚度 $h_0=20 \text{ }\mu\text{m}$ ，节流孔直径 $d_0=0.2 \text{ mm}$ ，其承载示意

图如图3所示。



图3 径向轴承承载示意图

Fig.3 The bearing capacity diagram of radial bearing

单个气膜孔产生的径向承载力:

$$F_{r_i} = \rho_i l (1-2f) b \sin \frac{\alpha}{8} + 2 \left[\frac{2}{3} (\rho_i - \rho_a) l b \sin \frac{\alpha}{8} \right] \quad (3)$$

对于该结构, 小孔节流气体轴承总的承载力:

$$W = C_r C_f \left[F_{r_1} - F_{r_2} + 2(F_{r_3} - F_{r_4}) \sin \frac{\alpha}{8} \right] \quad (4)$$

式中: C_r 为扩张系数; C_f 为非轴向流修正系数; l 为气膜孔到轴承轴向距离; ρ_i 为气膜孔出口压强; b 为气膜孔个数。

2.2 轴承止推轴承设计

该气悬浮止推系统设计了一种止推式复合静压气体轴承, 主要由两部分组成。两部分通过配合形成一个圆环体, 圆环体外表面经轴向均布加工有多组供气孔, 进行工作。其基本参数为: 止推轴承外半径 $R_o = 100 \text{ mm}$, 内半径 $R_i = 60 \text{ mm}$, 采用单排孔供气, 每排 8 孔。通过分析比较, 同时方便加工与装配, 其余参数与圆柱径向轴承相同。

轴向承载力

$$W' = \frac{K_f (\rho_i - \rho_a) (R_o - R_i)}{\ln(R_o/R_i)} \quad (5)$$

轴向刚度

$$C_f = \sqrt{2} W' / \delta_z \quad (6)$$

式中: $\sqrt{2}$ 为最佳刚度系数。

3 止推轴承的仿真分析

3.1 轴承气膜流场的模拟计算

利用 FLUENT 软件进行气体静压轴承流场的模拟仿真。作为目前工程应用较为广泛的计算流体力学软件, 其包含了许多丰富而先进的物理模型, 大大地提高了运算效率。选用较为经典的 GAMBIT 作为流场分析的图处理软件, 并在其中建立气膜流场的实体的真模型。以圆柱径向轴承为例, 针对该气体流场的结构特点, 为减少工本量, 沿轴向方向建立真实结构 1/2 的对称模型。由于其轴径向尺寸不是同一数量级, 相应比例悬殊。为了获得高质量的网格, 并使流

场仿真与真实更加贴近, 采用结构化网格的方法; 同时供气孔利用边界型网格划分, 沿气膜厚度方向细化网格, 如图4所示。



图4 网格划分示意图

Fig.4 The schematic diagram of grid division

场网格化处理后的模型导入 FLUENT 中, 利用其对气膜进行仿真求解。算法采用 SIMPLEC 迭代算法。当计算收敛满足收敛条件时, 计算停止。图5为径向轴承气膜压力等值线图, 可以看出在 α 方向由于偏心量的存在, 即在 α 方向气膜厚度变小, 气膜上的压力也随之变化。图6为止推轴承气膜流场压力等值线图, 其网格划分的方式同上所述圆柱轴承相似, 并采用相同的迭代算法。



图5 径向轴承气膜流场压力等值线图

Fig.5 The contour map of radial bearing gas film flow field pressure



图6 止推轴承气膜流场压力等值线图

Fig.6 The contour map of thrust bearing gas film flow field pressure

3.2 偏心率对轴承性能的影响

针对文中设计的轴承结构的参数,在主轴高速运转的状态下,通过改变外部影响条件偏心率 e ,分析偏心率的变化对该轴承承载力和刚度的影响。为了使更加准确地反映其变化规律,选取供气压力 p ,分别为0.3、0.5、0.8 MPa,进行仿真分析计算,结果如图7、8所示。



图7 偏心率与承载力之间的关系

Fig. 7 The relation curves of eccentricity and bearing capacity



图8 偏心率与刚度之间的关系

Fig. 8 The relation curves of eccentricity and stiffness

由图7、8可以看出偏心率的变化同时影响着轴承承载力和刚度,且影响效果刚好相反。不同供气压力下,随着偏心率的增大,轴承的承载力明显提高;不同供气压力下,随着偏心率的增大,轴承的刚度反而降低。因此综合考虑各种因素,轴承不宜选择过大或过小的偏心率,同时也验证了文中设计时选择偏心率 $e=0.5$ 的合理性。

4 主轴系统的模态分析

利用 SolidWorks 三维建模软件建立气悬浮轴承系统的设计模型,并结合 ANSYS Workbench 软件对其进行有限元模态分析,获取了主轴系统的前8阶固有频率和相应振型,具体如表2所示。主轴的2阶固有频率分析图如图9所示。

表2 主轴系统的前8阶固有频率

Table 2 The first 8-order natural frequency of the spindle system

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8
频率 /Hz	15.996	36.694	227.9	228.73	261.73	700.95	762.9	721.32

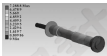


图9 主轴的2阶模态分析图

Fig. 9 The second-order modal analysis diagram of spindle system

主轴系统的临界转速为

$$n_c = 60f = 16.654 \times 60 = 999.24 \text{ (r/min)} \quad (7)$$

式中: f 为频率,Hz。

而以转速为4 000 r/min,能够有效地避免危险共振区,保证其正常运转地运转,确保机床的加工精度。模态分析的固有频率、振型等为主轴零件的优化设计,及时有效地避免共振现象的发生提供了参考依据。

5 结论

设计一种新型气悬浮轴承,对气流场的压力分布及模态仿真分析结果表明:同一供气压力下,承载能力与偏心率正相关,刚度与偏心率负相关。为同时兼顾承载能力及刚度,偏心率的取值应适中,根据表压比法选择偏心率 $e=0.5$ 。根据 FLEUNT 仿真验证了该参数的合理性;经过模态分析,4 000 r/min 轴承设计转速能够有效避开共振区,保证主轴运转稳定,减小加工误差。该气悬浮轴承系统结构简单,装配容易,为主轴零件优化设计提供了一种新的思路,具有很好的市场应用前景。

参考文献

- [1] 陈万强,倪志豪,吕欣.气悬浮轴承轴动态特性研究[J].机械传动,2014,38(5):40-48.
- [2] XIAO Y C, LIU S Q, LI L, et al. Review on the dynamic characteristics of aerostatic material spindles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(15): 40-55.
- [3] 梁建春,陈国达,孙敬洲,等.超精密机床研究现状与展望[J].哈尔滨工业大学学报,2014,46(5):28-35.
- [4] IBANI Y C, CHEN C D, HU Y Z, et al. Research status and outlook of ultra-precision machine tool [J]. Journal of Machine Manufacture of Technology, 2014, 46(5): 28-35.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.016

基于BP神经网络与遗传算法的温挤压模具优化设计*

孙兴平¹ 杨兵¹ 刘强强¹ 王雷刚²

(1. 长春工业大学机电学院 吉林长春 130012; 2. 江苏大学材料科学与工程学院 江苏镇江 212013)

摘要:以汽车转向球杆头杆“零件的温挤压机具为研究对象进行模具磨损分析及寿命预测,以影响温挤压机具磨损的4个主要因素,即模具入口处圆角大小、模具初始硬度、模具初始温度、摩擦因子作为工艺参数,并分别选取4个不同水平,确定四因素四水平的32组温挤压机具磨损试验方案,通过Deform-3D有限元数值模拟软件进行成形过程的数据模拟,以不同影响因素和对应模具的磨损量为样本训练BP神经网络,建立4个主要因素与环境温度之间的映射关系,以温挤压机具磨损量为目标函数,通过遗传算法对4个影响因素进行组合优化,使磨损量最小、寿命最长。

关键词: 模具磨损分析; 数值模拟; BP神经网络; 遗传算法

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017) 04-0016-05

Warm Extrusion Die Wear Optimization Design Based on BP Neural Network and Genetic Algorithm

SUN Xingping¹ YANG Bing¹ LIU Qiangqiang¹ WANG Leigang²

(1. School of Mechanic Engineering, Changchun University of Technology, Changchun Jilin 130012, China;

2. School of Materials Science and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu 212013, China)

Abstract: Taking the warm extrusion concave die for connecting cup-bulb of automotive steering system as an example, the die wear and life prediction was studied. With four major factors influencing the wear and life of warm extrusion concave die, including concave die's entrance angle, mold initial hardness, mold initial temperature and friction factor as the process parameters, and selecting four different levels, respectively, 32 groups of warm extrusion concave die wear test program with four factors and four levels were determined. Numerical simulation of forming process was carried out through the Deform-3D finite element numerical simulation software. The BP neural network was trained with different influence factors and corresponding die wear as samples, and the mapping relationship between the four major factors and the die wear outcomes was established. Taking warm extrusion concave die wear volume as objective function, the combinatorial optimization of four factors were carried out by genetic algorithm to minimize the wear of the die and realize the longest life of die.

Keywords: die wear analysis; numerical simulation; BP neural network; genetic algorithm

模具磨损是影响模具使用寿命的一个主要因素,因此对模具磨损研究十分重要。传统的模具磨损研究的参数选择方法多为试验方法,此方法不仅耗费大量财力物力,而且周期较长、效率较低,有时还得不到理想结果^[1-4]。

近年来,随着计算机技术和智能算法的不断发现,人工神经网络与遗传算法进入人们的视线,人工神经网络能够对规模较大的数据实现并行分布存储和处理,并且对复杂数据信息具有自适应和自学习能

力强的特点。对于分析那些需要同时考虑多种影响因素,又无确定数学模型数据之间的信息问题时有很好的借鉴作用^[5]。而遗传算法有高度并行、随机、通用、简单等特点^[6]。求解时能节约大量的数据处理时间,因此把遗传算法应用到实际生产加工中可以缩短产品研发周期,其已成功用于材料成形方面。陈晓平和陈朝朝^[7]在注射工艺的不同参数优化组合方面,利用神经网络与正交试验法进行了研究,研究目标是使铸件结构变形量最小,通过模拟分析证明了BP神经网络在多数预测及优化方面运用的结论。傅立军等^[8]通过优化各设计参数使制件材料导流槽孔出口流速最优的研究,证明了正交试验、神经网络和遗传算法3种方法结合可适用于求解实际工程问题。黄旭等人^[9]利用在有限元数值模拟中将不同的挤压模具型腔不同位置的模拟量值,作为BP神经网络的训练样本,建立

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51275216); 吉林省教育厅项目(吉教科字[2012]第104号)。

收稿日期: 2016-08-08

作者简介: 孙兴平(1979-),女,博士,讲师,研究方向为模具设计制造性加工等学术。E-mail: sun1979@163.com

满足一定要求的 BP 神经网络模型,并采用建立好的神经网络模型对挤压模具其他位置进行模拟预测,得出模具型腔预测的预测值与有限元数值模拟结果基本相吻合的结论。

综上所述,智能算法在对目标值预测和对材料成形工艺参数优化问题上有着好的实用价值。本文作者以汽车转向螺杆头杆一件件的温压成型为例,建立满足一定精度的影响温压成型模具的因素与成型预测量之间的 BP 神经网络模型,通过遗传算法优化影响因素,使温压成型预测量最优,提高了成型使用寿命。

1 汽车转向螺杆成形工艺及温压成型模具设计

如图 1 所示为汽车转向螺杆头杆一件的 1/2 模型,目前杆一件件经常选择的温压成型成形工艺方案一般分为 3 种^[2]:两工序复合挤压、温压复合挤压、多工序复合挤压。基于对模具成本和汽车转向螺杆生产效率的考虑,其成形工艺方案选择两工序温压复合复合挤压成形工艺如图 2 所示。



图 1 汽车转向螺杆 1/2 模型
Fig. 1. Axle knuckle assembly views



图 2 杆一件复合成形成形工艺

Fig. 2. Cap shaft composite forming process: (a) the filler; (b) warm extrusion inner hole (positive and negative compound extrusion); (c) cold extrusion special shaped hole (finishing stage)

由于汽车转向螺杆为对称零件,因此在有限元数值模拟挤压在两工序中,即零件成形第一工序数值模拟开始时,可把坯料、模具设计成如图 3 所示模型。由于两模预测比较严重,因此文中对汽车转向螺杆成形的温压成型预测进行了研究和寿命预测。



图 3 温压内孔(正负复合挤压)模具坯料 1/4 模型装配体
Fig. 3. Warm extrusion inner hole (positive and negative compound extrusion) filler blank 1/4 model assembly

2 BP 神经网络建立

2.1 输入输出参数的确定

选取影响温压成型预测的 4 个因素:内模入口圆角半径 r (A)、模具初始温度 t (B)、模具初始硬度 H (C)、摩擦因子 m (D),分别选取以上 4 个因素的 4 个不同水平值,水平值取值见表 1,为得到 4 个因素四水平的优化组合,使温压成型预测量最小,把影响温压成型预测的 4 个影响因素作为 BP 神经网络的输入参数,温压成型预测量亦为输出参数。

表 1 因素水平表
Table 1. Factor level table

水平	A 内模入口圆角半径 r/mm	B 模具初始温度 $t/^\circ C$	C 模具初始硬度 H	D 摩擦因子 m
1	0.5	200	HRC20	0.05
2	1.0	250	HRC25	0.15
3	1.5	300	HRC30	0.25
4	2.0	350	HRC35	0.35

2.2 BP 神经网络训练样本的选取

训练样本的数目对 BP 神经网络合理建立起网络重要的作用,训练样本数目越多,所建立的 BP 神经网络不应该能发现输入输出之间的映射关系,但是由于数据过多会大大增加计算量,因此,本文作者建立 BP 神经网络所采用的训练样本是四因素四水平组合的 22 组试验数据,BP 神经网络总的训练样本如表 2 所示。

表2 BP神经网络训练样本

Table 2 BP neural network training samples

序号	A 测速人 口测角半 径 α/mm	B 测速 初始温 度 $t/^\circ\text{C}$	C 测速 初始视 度 R	D 测速 因子 m	测速 量 W' (10^{-3}mm)
1	0.5	200	000.00	0.1	5.3
2	0.5	250	000.00	0.10	6.24
3	0.5	300	000.00	0.2	3.05
4	0.5	350	000.00	0.20	2.60
5	1	200	000.00	0.20	3.52
6	1	250	000.00	0.2	4.73
7	1	300	000.00	0.10	2.52
8	1	350	000.00	0.1	3.17
9	1.5	200	000.00	0.10	2.64
10	1.5	250	000.00	0.1	2.45
11	1.5	300	000.00	0.20	4.64
12	1.5	350	000.00	0.2	3.76
13	2	200	000.00	0.2	2.45
14	2	250	000.00	0.20	3.11
15	2	300	000.00	0.1	3.55
16	2	350	000.00	0.10	4.33
17	0.5	300	000.10	0.1	4.50
18	0.5	250	000.10	0.10	5.54
19	0.5	300	000.20	0.2	2.66
20	0.5	350	000.20	0.20	3.25
21	1	200	000.10	0.2	4.45
22	1	250	000.10	0.20	3.64
23	1	300	000.20	0.10	3.15
24	1	350	000.20	0.1	2.60
25	1.5	200	000.10	0.10	2.33
26	1.5	250	000.20	0.1	2.93
27	1.5	300	000.10	0.20	4.65
28	1.5	350	000.10	0.2	2.67
29	2	200	000.20	0.2	2.91
30	2	250	000.20	0.20	2.94
31	2	300	000.10	0.1	2.70
32	2	350	000.00	0.10	5.42

注：测速的测速量是采用 32 组试验作为工艺参数确定有固定数据测速所得。

2.3 BP神经网络结构及训练步骤

BP神经网络的网络层数选取 3 层，分别为输入层、隐含层、输出层。输入节点在四测入口测角半径 r 、测具初始温度 t 、测具初始视度 R 、摩擦因子 $m=4$ 个输入参数中选择。文中 4 个参数全选，因此输入节点数为 4 个，隐含层设计成 9 个节点。因只有测速在四测测量是非标值，所以输出层为 4 个节点。

通过以上分析可以确定如图 4 所示的 BP 神经网络结构模型。从左到右分别是输入层（4 个节点）、隐含层（9 个节点）、输出层（4 个节点）。



图4 BP神经网络结构模型

Fig.4 The BP neural network structure model

- (1) 传递函数的选择。输入层为隐含层，再有隐含层到输出层的传递函数都选择 $\text{logsig}(\cdot)$ ；
- (2) BP 神经网络的训练函数选择默认函数 trainlm ；
- (3) 网络调整。为保证建立的 BP 神经网络能更好地反映输入输出之间的映射关系，在训练 BP 神经网络时设置训练误差为 0。

BP 神经网络许多函数的生成程序已经编入 MATLAB 中，使用 MATLAB 建立 BP 神经网络省时方便。选择建立 BP 神经网络的基本程序段，如下所示：

```
net=newff(minmax(p), [hiddennum, outputnum], {'logsig', 'logsig'}, 'trainlm');
net.trainParam.epochs=5000;
net.trainParam.grad=0;
LP=1;
net=train(net, p, t); %p, t 分别代表输入输出数据
```

2.4 BP神经网络软件

2.4.1 软件样本选择

四因素四水平完整的试验组合如图 5 所示，可知完全试验是有 1-4 和 2-3 组成。2-3 代表建立 BP 神经网络所需训练样本的 32 组试验数据组合，为检验所建立的 BP 神经网络泛化能力的好坏，在 1-4 部分随机抽取 4 组试验参数组合及其相对应测速数据的测速下的测速在四测测量值作为检验 BP 神经网络泛化能力好坏的样本，检验样本如表 3 所示。



图5 完整试验组合

Fig.5 The complete test combination

表3 测试样本
Table 3 Test sample

序号	A 侧模入口圆角半径 r/mm	B 侧模具初始温度 $t/^\circ\text{C}$	C 侧模具初始硬度 H	D 侧模因子 m	数值模拟初始值 $E/(10^{-3}\text{mm})$	BP 神经网络的数值 $E/(10^{-3}\text{mm})$	误差
1	0.3	300	HRC30	0.20	3.90	4.006 8	2.39
2	1.0	200	HRC35	0.20	3.90	3.783 6	9.1
3	1.5	300	HRC30	0.15	3.00	2.833 7	6.17
4	2.0	300	HRC35	0.10	2.60	2.666 3	6.00

2.4.2 BP 神经网络分析

观察表 3, 对 4 组验证样本中使用有限元数值模拟得到的数据量值与对应 BP 神经网络预测所得温场场器具侧的数值量值进行误差大小计算, 结果都在 10% 之内, 这表明使用 2 种方式求解的数据量结果相差不大, 基本吻合, 所以可将通过网络得到的 BP 神经网络模型作为下一步使用遗传算法进行参数优化处理的模型。

3 遗传算法优化结果分析

根据建立好的 BP 神经网络模型, 以其为适应度函数, 编写在四因素取值范围内进行优化求解的遗传算法程序, 运行程序观察得到目标函数的变化和种群值变化如图 6 所示, 最终得出一个最优参数组合, 其对应数据量为 $2.3626 \times 10^{-3}\text{mm}$, 最优四因素组合及优化结果如表 4 所示。

表4 最优四因素组合及优化结果

Table 4 Optimal combination of four factors and optimization results

A 侧模入口圆角半径 r/mm	B 侧模具初始温度 $t/^\circ\text{C}$	C 侧模具初始硬度 H	D 侧模因子 m	数据量优化结果 $E/(10^{-3}\text{mm})$
1.982 3	242.769 3	HRC35	0.061 7	2.362 6

为方便模具设计和成形工艺参数选择, 做以下处理: 四侧入口圆角半径为 2.0mm , 模具初始温度为 242°C , 模具初始硬度为 HRC35, 侧模因子为 0.14 , 可确定好的 4 个影响因素进行组合, 通过 Deform 有限元数值模拟软件对图 5 模具内孔工件进行挤压成形, 观察温场场器具侧的状况, 工序结束后的图 5 模具侧视图如图 7 所示, 模具型腔最大部



图7 优化后侧视图温度场
Fig. 7 The temperature of cavity side view after optimization

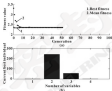


图6 目标函数的变化和种群值的变化

Fig. 6 The change of target solution (α) and the change of population value (β)

测量值为 $2.20 \times 10^{-3}\text{mm}$ (0.021mm), 与遗传算法优化得到的最优值进行比较, 误差约为 7.36% 。

4 模具寿命预测

对图 5 挤压四侧寿命的预测选定在模具的稳定磨损阶段, 当模具出现点蚀时, 即超过稳定磨损阶段时, 模具极易报废, 而此时的数据量大约为 60mm^3 , 模具寿命计算公式:

$$N = 60 - E \quad (1)$$

式中: N 为模具寿命; E 为制作成形一次模具数据量。

数据模拟阶段一般为模具稳定磨损时的状态, 因此将公式 (1) 代入图 7 可得:

$$N = 60 - 0.021 \times 0 = 60$$

可计算出模具的使用次数为 $2\ 723$ 次, 又因为模具进入稳定阶段, 模具的使用次数若不考虑汽车转向

磨杆生产时模具磨损的情况,为模具服役寿命预测寿命的90%,所以可在磨杆丝内孔工序时四模使用寿命为2000件。

5 结论

(1) 以影响磨杆内四模磨损的四模入口宽度角大小、模具初始硬度、模具初始温度、摩擦因子等4个主要因素作为工艺参数,确定四因素四水平的磨杆内四模磨损试验方案。

(2) 用数值模拟所得的试验数据训练 BP 神经网络,建立四模入口宽度角、模具初始硬度、模具初始温度、摩擦因子与四模磨损深度量之间的映射关系。

(3) 以四模磨损量为目标函数,通过遗传算法对4个影响因素进行组合优化,使四模磨损量最小,并利用获得的最小磨损量预测了磨杆内四模的寿命。

参考文献

- [1] 赵海,廖平,吴志明.冲齿磨粒技术[M].北京:电子工业出版社,2008.
- [2] 曲向文,周如林.模具设计中的摩擦学问题研究[J].润滑与密封,2004,29(2):60-62.
- [3] QIU X W, WU R L. The research of tribological problem in mold design[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(2):60-62.
- [4] 曲向文,周如林,庄淑村.车-滚属磨粒磨具磨损问题的研究进展[J].模具工业,2003,29(11):10-14.
- [5] MAH F Z, HU C L, ZHANG X C, et al. Development on the use of neural network learning algorithm[J]. Int J Model Simul, 2010, 29(1):101-114.

- [6] 曹力.人工神经网络理论、设计及应用[M].北京:化学工业出版社,2007.
- [7] 纪良波,周玉福.基于神经网络和遗传算法的钛深成形工艺优化[J].机床与液压,2005,33(5):20-23.
- [8] JI L B, ZHOU Y F. Processing optimization of sheet metal drawing based on neural network and genetic algorithm[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005, 33(5):20-23.
- [9] 陈敏平,周树彬.神经网络与正交试验法组合优化注射工艺参数[J].模具工业,2007,33(7):1-5.
- [10] CHEN X P, ZHOU S C. Application of neural networks and orthogonal experiment method in optimization of injection process parameters[J]. Die & Mold Industry, 2007, 33(7):1-5.
- [11] 周文军,包志明,葛泽中.正交试验法、神经网络和遗传算法的结合[J].西华大学学报(工版),2009,29(1):79-82.
- [12] WU L J, BAO Z X, CHEN Z X. Combination of orthogonal experiment method, neural networks and genetic algorithm[J]. Journal of Nanjing University (Engineering & Technology), 2009, 29(1):79-82.
- [13] 黄超,孙光军,王亚刚.基于 BP 神经网络磨粒磨损预测模型[J].塑性工程学报,2006,15(2):64-66.
- [14] HUANG Y, SUN G X, WANG L C. Wear prediction of extrusion die based on BP neural network[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2006, 15(2):64-66.
- [15] 庄学刚,王学敏,王华兵,车.基于 FEM 的磨粒磨损分析及寿命预测[J].润滑与密封,2008,33(3):40-43.
- [16] WANG X Y, WANG H J, WANG H C, et al. Prediction of hot forging die service life based on finite element method[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(3):40-43.

(上接第87页)

- [1] 赵午云,陶恩志.一种超精密空气静压车床主轴的设计[J].液压与气动,2002,(1):23-27.
- [2] ZHAO W Y, TAO E Z. Design of the ultra-precision aerostatic lathe spindle[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2002, (1):23-27.
- [3] 于贺新,马文峰,王亚强.车-基于 FLEXT 的径向静压气浮轴承动态特性研究[J].润滑与密封,2009,34(12):77-81.
- [4] YU H C, MA W Q, WANG Z W, et al. Research on static characteristics of radial aerostatic bearings based on FLEXT[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(12):77-81.
- [5] 安晓刚,许奇,张飞虎.空气静压土壤气阀内压分布与动态特性分析[J].农业机械与装备工程,2009,7(3):48-66.

- [6] AN X H, XU Q, ZHANG F H. Pressure distribution of gas film and dynamic analysis for gas spindles[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2009, 7(3):48-66.
- [7] 张广顺,陶恩志.磨削节流器动压腔复合径向气浮轴承性能[J].机械工程学报,2003,37(5):75-80.
- [8] ZHANG C H, LIU Z H. Performance analysis of aerostatic eccentric hybrid journal gas bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(3):73-80.
- [9] 高雷,尹树刚,葛建军.小型高速磨削气浮气动主轴的研究[J].机械科学与技术,2010,34(10):1526-1529.
- [10] JIANG L, YIN H H, CHEN F J. Developing a small high-speed aerostatic pneumatic spindle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 34(10):1526-1529.
- [11] 王云.气浮磨削理论与气浮磨削设计[M].北京:机械工业出版社,1999.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0089.2017.04.017

润滑油金属磨粒传感器设计及试验研究

张勇 司二伟 李国盛 刘璇 黎杰

(华南理工大学机械与汽车工程学院 广东广州 510640)

摘要: 根据电磁感应原理设计一种润滑油金属磨粒传感器模型,并对金属磨粒传感器的基本结构和检测电路进行设计。在传感器测试试验台上对传感器检测抗磁性磨粒和铁磁性磨粒的能力进行测试。研究电压、温度对传感器的影响。测试结果表明,传感器可以准确检测到润滑油内的铁磨粒和铜磨粒,其中铁磨粒和铜磨粒的最小检测直径分别为200 μm 和500 μm 。在3~5 V电压下该传感器的输出特性稳定;在20~60 $^{\circ}\text{C}$ 温度范围,温度对传感器的影响可忽略,传感器的测量精度满足要求。

关键词: 电磁感应; 金属磨粒; 检测电路; 传感器

中图分类号: TP212; TP217.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0089(2017)04-0017-06

Design and Experimental Study of Metal Particle Sensors for Lubricating Oils

ZHANG Yong, SI Erwei, LI Guosheng, LIU Xuan, LI Jie

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, Guangdong 510640, China)

Abstract: A model of metal wear debris sensor for lubricating oil was presented based on the principle of electromagnetic induction, and the basic structure and detection circuit of metal abrasive sensor were designed. The ability of the sensor to detect the anti-magnetic abrasive grains and ferromagnetic abrasive grains was tested on the sensor test bench, and the influence of voltage and temperature on the sensor was studied. The test results show that the sensor can accurately distinguish the iron abrasive grains and copper abrasive grains in the lubricating oil. The minimum detection diameters of the iron and copper abrasive grains are 200 μm and 500 μm respectively. The output characteristics of the sensor is stable in the voltage range of 3 V to 5 V, and the effect of temperature on the sensor can be ignored accurately and the measurement can meet the requirements in the temperature range of 20 $^{\circ}\text{C}$ to 60 $^{\circ}\text{C}$.

Keywords: electromagnetic induction; metal particle; online detection; sensor

动力机械设备在运行的过程中,部件相对运动,会产生干摩擦等现象,在造成能源浪费的同时,也降低了动力机械设备的使用寿命^[1]。润滑油的添加可以减少磨损^[2]。然而随着行驶里程的增加,运行环境不断变化,润滑油会不断磨损行驶甚至变质^[3]。因此,监测设备中润滑油的状况,检测出润滑油的品质,进而获得设备运行的情况,对保证设备良好运行是十分重要的^[4-6]。

不同污染物对机械设备会造成不同程度的危害,金属磨粒是机械设备磨损产生的,可直接反映设备磨损情况,是判断磨损程度的重要指标^[7-9]。因此,只要能够及时检测出动力机械设备油液中的金属磨粒状态^[10],就可以判断出设备的运行情况^[11]。

为了能够准确稳定地检测油液中的金属磨粒,本文作者提出一种润滑油金属磨粒检测传感器模型,通过对模型的分相制作出传感器实物,通过相关试验得出传感器的检测精度,验证传感器区分非磁性金属和铁磁性金属的能力,同时验证传感器的稳定性。

1 传感器的设计

由于不同导电率不同,抗磁性金属磨粒有较弱磁场的感应,而非铁磁性金属磨粒有增强磁场的作。根据电磁感应原理设计出的螺线管式传感器,能够有效地区分润滑油中金属磨粒的种类。

收稿日期: 2016-08-26

作者简介: 张勇 (1980—),男,工学博士,教授,研究方向为内燃机结构、混合动力、车辆电子、摩擦学。E-mail: 30023973@qq.com

通信作者: 司二伟 (1980—),男,硕士研究生,研究方向为汽车电子。E-mail: 1162345688@qq.com

1.1 传感器线圈总论

根据电磁感应原理,当磁性颗粒通过电感线圈时,会使电感线圈的磁通量会发生变化,从而使电感线圈的电感值发生改变,如式(1)所示,当磁性金属颗粒物通过电感线圈时,线圈的磁通量增大,使线圈的电感值增大;当抗磁性金属颗粒通过电感线圈时,线圈的磁通量减少,使线圈的电感值减小。对于相同的金属颗粒物来说,电感量的变化量则受到颗粒大小的影响。由此可知,通过电感线圈的电感变化量就可以将检测到的金属颗粒的种类、尺寸大小、数量等参数^[1]。

$$L = \frac{\Phi N}{i} \quad (1)$$

式中: N 为线圈匝数; Φ 为磁通量; i 为通过电流。

1.2 传感器结构设计

该线圈管式的传感器是以透明塑料磁性管为骨架,将铜线圈制在骨架上形成线圈管式的传感器。线圈管式电感线圈将流经其中的液体中颗粒的变化转换为线圈电感量的变化。线圈电感量的变化受颗粒材质、颗粒大小的影响。颗粒在管路中的电感线圈是整个系统的核心元件,它担负着取颗粒信号并将传递给检测装置的任务。线圈的性能也决定了该传感器的检测灵敏度。设计时通过采用多股丝包线从而有效提高了线圈的品质。传感器的结构如图1所示。



图1 传感器结构

Fig.1 The structure of sensor

1.3 传感器磁场仿真

为了研究传感器的线圈内部及周围磁场的均匀性,运用 Ansoft Maxwell 12 有限元软件对其进行了定性分析。以匝数为 28 匝,线宽为 0.3 mm,线距为 0.2 mm,厚度为 50 μm 的空心线圈为例,运用 Ansoft Maxwell 12 有限元软件建立传感器的磁场模型,网格类型选四面体网格,网格最大尺寸为 0.1 mm,网格划分结果如图2所示。



图2 传感器模型线圈部分

Fig.2 Coil division of sensor model

仿真结果如图3所示。仿真结果表明,该传感器的内部磁场分布比较均匀,只在内径边缘有较大的突变。在径向上,传感器的磁场强度 H 是逐渐增大的,在靠近内径边缘处磁场强度急剧增大到最大值;传感器的外部磁场强度逐渐减小至 0。这说明本文作者所提出的传感器设计方法是可行的。

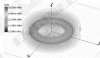


图3 传感器磁场仿真

Fig.3 Magnetic field simulation of the sensor

1.4 传感器检测电路的设计

测量电路的测量原理是利用桥路方法将传感器的线圈电感参数的变化,转换为频率的变化,频率的变化即为输出量。传感器的线圈与电容组成并联谐振回路,并联谐振回路的谐振频率为

$$f = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \quad (2)$$

电容 C 固定不变,金属颗粒通过线圈时, L 发生变化,会引起 f 发生变化。通过检测 f 的变化即可获得流过线圈的金属颗粒的特性^[2-4]。

根据式(2)可知频率变化量与电感变化量之间的关系如式(3)所示:

$$\Delta f = k \frac{\sqrt{L + \Delta L} - \sqrt{L}}{\sqrt{L(L + \Delta L)}} \quad (3)$$

式中: $k = \frac{1}{2\pi\sqrt{C}}$ 。

根据式 (2) 可知传感器输出频率变化率 α 与电感变化率 α_L 的关系如式 (4) 所示:

$$\alpha = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha_L}} \quad (4)$$

根据上述推导结果, 当金属颗粒通过传感器线圈时, 引起输出频率变化率发生改变, 通过测量传感器的输出频率变化率来获得金属颗粒的特性。

所设计的检测电路如图 4 所示, 传感器线圈作为电感单元接入电路, 相当于电路中的 L , 与电路中的电容单元组成 ΔC 并联谐振回路, 该电路可将接收到的电感值的变化转化为频率值的变化, 达到检测目的。



图 4 检测电路

Fig. 4 The detection circuit

2 传感器试验研究

2.1 传感器试验台的设计

传感器测试试验台由传感器、传感器检测电路、电源和示波器组成。传感器放在屏蔽罩内, 以避免外界的干扰影响试验。电源为恒压电源, 为检测电路提供 5 V 的电压。整个传感器测试试验台如图 5 所示。



图 5 传感器测试试验台

Fig. 5 Sensor test bench

将传感器安装在固定位置后, 连接好电路, 用夹具把具有一定数量、一定尺寸金属颗粒的磁性管移到传感器的中心, 对传感器的输出信号进行检测, 具体的操作如图 6 所示。



图 6 传感器检测操作示意图

Fig. 6 Schematic diagram of sensor detection operation

2.2 金属颗粒试样的制备

由于单个金属颗粒难以采样, 并且金属颗粒在测速液中不规则地聚集在一起, 所以在进行传感器试验时将聚集在一起的金属颗粒等价成相同体积的球体金属颗粒。具体做法是采用研磨的方法制备金属颗粒, 制成试样, 使用高精度测速仪对磁性管中的金属颗粒进行标定, 将其折算为一定直径的金属球颗粒, 如图 7 所示。



(a) 黄铜颗粒显微图像



(b) 铜颗粒显微图像

图 7 金属颗粒试样图像

Fig. 7 The images of metal particles: (a) microscopic image of brass particles; (b) microscopic image of copper particles

考虑到动力设备内部产生磨粒的部位主要由铁和铜 2 种金属材料构成, 因此选择铁为磨蚀性金属的代表, 铜为抗磨性金属磨粒的代表, 对传感器的检测效率进行检验, 分别选取磨粒直径为 200、400、500、600、700、800 μm 的铁、铜磨粒制成标准试样, 通过显微镜对磁性管壁金属磨粒进行标定。

2.3 金属磨粒试验研究

2.3.1 铁磨粒试验研究

在传感器测试试验台上对每种尺寸的铁磨粒进行 5 组平行试验研究, 试验结果如图 8 所示, 测试发现, 传感器能够区分 200~800 μm 尺寸的铁磨粒试样, 能够检测的最小铁磨粒试样的直径是 200 μm , 传感器的输出频率变化率为正值, 随着铁磨粒直径增大, 传感器的输出频率变化率不断增大。



图 8 铁磨粒试验研究

Fig. 8. Experimental study of Iron particles.

2.3.2 铜磨粒试验研究

铜是一种抗磨性的金属, 由于其相对电导率 μ , 远小于 1, 因此传感器对铜磨粒物的敏感度不高, 在传感器测试试验台上对每种尺寸的铜磨粒进行 5 组平行试验研究, 试验结果如图 9 所示, 可以看出, 传感器能够区分 500、600、700 μm 的铜磨粒试样, 对 200、400 μm 的铜磨粒试样检测效率不好, 能够检测到最小铜磨粒试样直径是 500 μm , 与铁磨粒相反, 铜磨粒的磁化率为负, 因此铜磨粒直径增大时, 传感器的输出频率也在增大, 传感器输出频率变化率却不断减小, 频率的变化率为负数, 基于同样的原因, 铜磨粒对磁场的影响也很小, 传感器检测铜磨粒精度较低。



图 9 铜磨粒试验研究

Fig. 9. Experimental study of copper particles.

前文铁、铜磨粒物的试验研究结果表明, 所设计的传感器能够探测的最小铁磨粒物直径是 200 μm , 能够探测到的铜磨粒的最小直径为 500 μm , 传感器能够有效地对金属磨粒物进行测量, 根据传感器检测金属磨粒物频率变化率的正负, 可有效区分磨蚀性磨粒物与抗磨性磨粒物, 达到了研究的目的。

2.4 传感器电压稳定性试验研究

由于传感器在实际测试过程中很难获得稳定的直流稳压电源, 因此, 有必要对传感器的电压稳定性进行测试, 以测试电压波动对传感器灵敏度和精度的影响, 选取铁磨粒为试验对象, 在测试时将电压分别调为 3、3.5、4、4.5、5 V, 在不同电压下对每种尺寸的铁磨粒分别测试 5 次, 取平均值, 图 10 给出了电压变化时对测试结果的影响。



图 10 电压变化对试验的影响

Fig. 10. Effect of voltage variation on test.

试验中发现, 电压变化时, 背景噪声和基频频率

也会产生一定的波动。基准频率为无颗粒物进入时, 所测得的平均频率; 背景噪声可视为无颗粒物进入时, 所测得的平均频率变化率。电压对基准频率的影响的实验结果如图 11 所示, 电压对背景噪声的影响的实验结果如图 12 所示。



图 11 电压对基准频率的影响

Fig. 11 Effect of voltage on reference frequency



图 12 电压对背景噪声的影响

Fig. 12 Effect of voltage on background noise

由图 11 和图 12 可知, 电压下降时, 背景噪声变化很小; 而电压下降时, 基准频率大幅度减小, 远远大于背景噪声的影响。由图 10 和图 12 可知, 电压下降时, 传感器测得的输出频率降低, 但同一尺寸的颗粒的频率变化率基本一致。同一尺寸的颗粒, 在不同的电压下, 传感器输出特性基本不变。因此, 在 1~5 V 电压范围内传感器的输出特性稳定。

2.5 环境温度影响试验

由于传感器工作环境存在很大的温度变化, 有必要对传感器进行温度影响试验, 以测试不同温度对检测系统产生的影响。

考虑到实验室的实际情况, 设计了在 20~70 °C 的温度范围内, 测试温度对检测系统的影响, 以 200、400、800 μm 的快制粉试样为试验对象, 工

作电压设为 5 V。采用空气加热的方法, 使传感器和检测电路的温度由 20 °C 上升到 70 °C, 每隔 10 °C 检测一次, 记录并计算其与标准尺寸下的平均频率变化率, 试验结果如图 13 所示。



图 13 温度对试验的影响

Fig. 13 Effect of temperature on test

在 5 V 的电压下, 测试温度对传感器的背景噪声和基准频率的影响, 结果分别如图 14、15 所示。



图 14 温度对背景噪声的影响

Fig. 14 Effect of temperature on background noise



图 15 温度对基准频率的影响

Fig. 15 Effect of temperature on the reference frequency

由图 13、14 可知, 在 20~60 °C 的温度范围, 温度对传感器的检测影响不大, 背景噪声几乎保持一致, 传感器对同一尺寸的颗粒物检测数据也非常接近, 说明温度变化对传感器的检测影响不大。由图 15 可知, 在 20~60 °C 的温度范围, 基准频率未发生变化。在 60 °C 以上的温度时, 温度对系统检测精度影响很大, 基准频率明显偏移, 主要是在再润时, 温度对检测电路的电子元器件产生了影响, 使得传感器检测系统无法正常工作。因此, 该系统在 20~60 °C 温度范围能够保持良好的稳定性, 对检测精度没有影响。

3 结论

(1) 根据电磁感应原理提出了一种润滑油金属颗粒传感器模型, 对传感器的基本结构和检测电路进行了设计, 设计并制作出润滑油金属颗粒传感器实物。

(2) 对金属颗粒的测试结果表明, 该传感器能够检测的最小铁颗粒直径是 300 μm , 能够检测到的制颗粒的最小直径为 500 μm , 并且能够在有效地区分磁性金属与非磁性金属颗粒物。

(3) 电压稳定性试验结果表明, 在 3~5 V 的电压下该传感器的检测结果没有明显波动, 能够稳定检测, 输出特性稳定。

(4) 温度对传感器的影响的试验表明, 在 20~60 °C 温度范围内, 背景噪声和基准频率未发生明显变化, 证明润滑油金属颗粒传感器的影响不大。

参考文献

- [1] MAREK. Magnetic method of condition monitoring [C]//Proceedings of vibration and wear in high-speed rotating machinery. Luban/Moscow: Academic Publishers, 1997: 77~80.
- [2] ROSSIGNOL, DEBRAS J M, DECKENF, et al. Modeling of nonresonant spiral inductors [J]. IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology, 1993, 16(1): 530~561.
- [3] BALAKRISHNAN A, PALANIC V D, JENSEN W T, et al. The influence of plane structure [C]//Proceedings of Applied Power Electronics Conference and Exposition 1995, 602~603.
- [4] HURLEY W C, DEFFY M C. Calculation of self and mutual in-

- ductances in plane magnetic structure [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1989, 25(4): 2438~2442.
- [4] HURLEY W C, DEFFY M C. Calculation of self and mutual inductances in plane sandwich inductors [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1997, 33(3): 2287~2290.
- [5] 蔡德胜. 新型油液在线检测技术 [J]. 测压技术, 2008, 24(4): 6~10.
- [6] 刘宇 W. New type of on-line monitoring technology of oil liquid [J]. Measurement and Control Technology, 2008, 24(4): 6~10.
- [7] 严新平, 张月雷, 毛军红. 在线油液监测技术现状与研究: 2011 年全国在线油液监测技术专题研讨会综述 [J]. 测压与测力, 2011, 26(10): 3~5.
- [8] YAN X P, ZHANG Y L, MAO J B. Development status and research trends of on-line oil monitoring technology [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(10): 3~5.
- [9] 谢文彬. 摩擦学领域的挑战及其对策 [J]. 中国机械工程, 1999, 4(1): 6~9.
- [10] XIE Y B. Challenges and countermeasures of tribology [J]. China Mechanical Engineering, 1999, 4(1): 6~9.
- [11] CHANG H, HANSEN T J, WOODS R J L, et al. Advanced condition monitoring of tapered roller bearings [J]. Tribology International, 2009, 42: 1048~1056.
- [12] MANSOURI A M, SUTHER ROBERT C. Analysis and optimization of nonresonant inductors and transformers for RF ICs [C]//Proceedings of IEEE Custom Integrated Circuits Conference, 1997: 123~128.
- [13] CHENGG C, ZHANGH H, WEIDAI K. A novel miniature planar inductor [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1997, 23(1): 2799~2798.
- [14] 范红涛, 张发荣, 李志全. 非电感式磁粉传感器中铁质颗粒的磁性研究 [J]. 摩擦学报, 2008, 28(3): 442~447.
- [15] FAN H H, ZHANG Y T, LI Z N, et al. Study on the magnetic properties of the iron magnetic abrasive particles in the inductor circuit [J]. Tribology, 2009, 29(3): 452~457.
- [16] FURBERG T C, WONG K S. Physical modeling of spiral inductors on silicon [J]. IEEE Transactions on Electron Devices, 2000, 47(3): 560~568.
- [17] HERMAN L, HURBERG C. A spiral inductor for hybrid and microwave applications [C]//Proceedings of 20th Electron Components Conference 1974, 1827~1831.

中科院开发出基于摩擦纳米发电机的综合触觉传感系统

人类的触觉是一种高度复杂并且功能多样的传感系统, 开发具有相似功能的人工触觉系统的研究受到人们的持续关注。李志刚院士的课题组与摩擦纳米发电机的综合触觉传感器不断被研究出来, 这些研究主要集中在于单一触觉领域的传感 (例如触觉、震动触觉等), 而人类的触觉却是多功能的集成系统。此外, 人工触觉传感器仍然需要更智能化的设计。

最近, 由中国科学院北京纳米能源与系统研究所王中林院士、唐茂君教授领导的团队, 通过结合单电机和双电机摩擦纳米发电机各自的优点, 开发了一种多功能的综合触觉传感系统。这种新型多功能触觉系统综合了单电机摩擦纳米发电机在接触、定位等领域的优势, 同时也利用了双电机模式在力学运动传感领域的优点, 实现了对接触、相对硬度、触点位置以及接触压力的传感。该触觉传感器在 40~100 N 的范围内, 对外力有良好的线性响应, 对触点具有 2 mm 的平面分辨率。这项工作不仅提出了一种多功能触觉传感系统的构建方法, 也进一步展示了摩擦纳米发电机在智能触觉传感领域的应用。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.018

基于改进雷达图的齿轮箱磨损评定方法

张宇翔^{1,2} 张林刚¹ 宣征南^{1,2}

(1. 太原理工大学化学化工学院, 山西太原 030024; 2. 广东石油化工学院机电工程学院, 广东茂名 525000;
3. 广东省石化装备故障诊断重点实验室, 广东茂名 525000)

摘要: 将齿轮箱润滑油分析中理化指标的实测值与其标准状态之间的偏差值作为评价指标, 结合熵值定量分析指标, 组成综合评价指标体系, 对各评价指标进行标准化处理, 采用信息熵思想确定各评价指标的权重, 针对传统雷达图评价法的缺陷和不足, 引进一种改进的雷达图评价方法, 进而建立齿轮箱运行状况评价的综合评价模型。经实例验证表明, 该方法不仅可以直观地表示出齿轮箱润滑油各项指标和总体指标的劣化程度, 而且能够实现各指标运行状况的综合量化评定, 为故障诊断提供理论依据。

关键词: 齿轮箱; 理化指标; 改进; 综合评价; 雷达图

中图分类号: T811.7.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017)04-0018-06

Gear Box Wear Status Evaluation Method Based on Improved Radar Chart

ZHANG Yuxiang^{1,2} ZHANG Linalg¹ XUAN Zhengnan^{1,2}

(1. College of Chemistry and Chemical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China;
2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Guangzhou University of Petrochemical Technology, Maoming
Guangdong 525000, China; 3. Guangdong Provincial Key Laboratory of Petrochemical Equipment Fault Diagnosis,
Guangdong University of Petrochemical Technology, Maoming Guangdong 525000, China)

Abstract: Combined with the ferrography quantitative analysis index, a comprehensive evaluation index system was composed by using the deviation of physical and chemical indicators between the measured value of used gearbox oil and its standard state. The standardization of each evaluation index was carried out, and the weight of each evaluation index was determined by information entropy. In view of the shortcomings of traditional Radar Chart, a novel Radar Chart evaluation method was introduced to establish a comprehensive evaluation model of the gearbox condition. Experimental results show that this method can clearly demonstrate the degree of deterioration of the individual indicator and the overall index of gearbox oil, and can realize the quantitative evaluation of the condition of the gearbox. It can provide a theoretical basis for the inspection and maintenance.

Keywords: gear box; physicochemical indicator; ferrography; comprehensive evaluation; radar chart

齿轮作为广泛应用的机械零件, 常常因为磨损失效而导致机器故障^[1]。实践证明, 通过油液监测技术与齿轮箱的运行状况进行实时监控, 能够减少因齿轮磨损失效而产生的机器故障^[2]。油液监测技术所采用的技术手段主要涉及润滑油常规理化分析和磨损渣

粒分析, 而理化分析一般用来界定润滑油状态^[3]。但在实践中发现, 当几个理化指标值同时逼近换油临界值时, 润滑油性能就已出现下降, 导致异常磨损。因此, 只有对理化指标进行综合评价, 并结合铁谱分析, 才能真正客观地获得齿轮的实际工作情况。

本文作者通过创建润滑油理化偏差指标(润滑油实测值与其标准状态之间的差值), 结合熵值定量分析指标, 组成评价指标体系, 然后将改进的雷达图思想与铁谱技术结合, 构建起基于雷达图的齿轮箱运行状态综合评价模型。通过实例验证了该方法的可行性与有效性。

基金项目: 广东省自然科学基金过程装备故障诊断与信息化控制工程技术开发中心开放基金项目(422014); 广东省石化装备故障诊断重点实验室开放课题(2016PTKJ-A0204607); 茂名市2016工业攻关项目(2016A21)

收稿日期: 2016-08-16

作者简介: 张宇翔(1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为石化设备失效机理监测应用平台研发, Email: 142399133@qq.com

1 粘度测定方法

改进的雷达图综合评价方法是一种图形化的方法,通常的理化分析初始数据并不能在图中表达出原有的意义,因此在原有数据的基础上,定义了适用于雷达图评价方法的评价指标。

1.1 粘度偏差指标 I_1

粘度是润滑油非常重要的一个性能指标,它决定着润滑油能否形成有效的油膜,从而保证理化指标分析主要分析油品的运动粘度,因此采用40℃粘度偏差值来表征在润滑油的粘度的变化,具体如下:

$$I_1 = \frac{|\nu_1 - \nu_2|}{\nu_2} \quad (1)$$

式中: ν_1 为在用油的粘度, ν_2 为油的粘度, $\nu_2 > \nu_1$ 。

1.2 酸值偏差指标 I_2

润滑油中的酸性组分主要是有机酸和酸性添加剂,这些成分会对机械部件造成腐蚀,所以理化分析常常将酸值作为一个重要的检测项目,用来表征油品的氧化变质程度^[1]。新油的酸值都很小,因此将酸值变化值占在用油酸值的百分比定义为酸值偏差指标,具体如下:

$$I_2 = \frac{A_1 - A_2}{A_2} \quad (2)$$

式中: A_1 为在用油的酸值测量值 (以 KOH 计), mg/g; A_2 为新油的酸值测量值 (以 KOH 计) mg/g。

1.3 水分偏差指标 I_3

润滑油中乳化水会使润滑油中添加的理化性能遭到破坏,削弱了润滑油的效力,从而无法在摩擦副表面形成有效的油膜,导致摩擦副发生磨损^[2]。因此,润滑油中水分必须控制在不可能低的程度,是润滑油必须要检测的一个重要项目,水分偏差指标定义如下:

$$I_3 = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \quad (3)$$

式中: m_1 为在用油的水分含量, mg; m_2 为新油的水分含量, mg。

1.4 铁谱式量指标 I_4 、 P_1

直读式铁谱仪是利用磨粒在铁谱仪中被分离后所形成的沉积层的透光率来表征分析油样中的磨粒总量。大磨粒直读数 I_4 敏感于油样中的大磨粒浓度,而大磨粒百分数 P_1 主要反映大磨粒量占总量的份额,敏感于磨粒的严重磨损^[3]。由于齿轮箱油样中磨粒粒度分布是异质大,且正常润滑油中没有磨粒产生的大磨粒,故直接将 I_4 、 P_1 作为铁谱定量指标^[4]。大磨粒百分数为

$$P_1 = (I_4 - I_4') / (I_4 + I_4') \times 100\% \quad (4)$$

2 权重确定方法

2.1 信息熵法

在多指标决策问题中,通常根据指标所提供的信息,对不同重要程度的指标赋予不同的权重,而上述指标所提供的是不同角度的指标信息,决策者很难对其进行主观赋权,则可以运用衡量客观信息量的多少,并带有信息完成筛选,所以,熵权也就成为多指标决策问题中客观赋权的一个理想方法。

2.2 熵和熵权的定义

熵的定义^[5]: 面对一个决策问题,设有 m 个指标和 n 个状态,可以将一个基于定性指标的 m 状态多指标评价矩阵 R 。

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & \dots & r_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ r_{m1} & \dots & r_{mn} \end{bmatrix}$$

在 $R = (r_{ij})_{m \times n}$ 中,由于各指标的单位和数量级不相同,所以不能进行直接比较,必须要对评价矩阵进行标准化,熵标准化后得:

$$\tilde{R} = (r_{ij}')_{m \times n}$$

式中: r_{ij}' 是第 j 个评价指标在第 i 个状态上的值,且有:

$$r_{ij}' = \frac{r_{ij}}{\max_j r_{ij}} \quad (5)$$

其中: $i=1, 2, \dots, m; j=1, 2, \dots, n$ 。

第 j 个指标的熵权定义为

$$H_j = -k \sum_{i=1}^m r_{ij}' \log_2 r_{ij}' \quad (6)$$

式中: $r_{ij}' = \frac{r_{ij}}{\max_j r_{ij}}$ 为第 j 个指标在第 i 个状态的指标比重, $k = \frac{1}{\ln 2}$ 。如果 $r_{ij}' = 0$, 则定义 $\lim_{r_{ij}' \rightarrow 0} r_{ij}' \log_2 r_{ij}' = 0$ 。

第 j 个指标的熵权定义为

$$w_j = \frac{1 - H_j}{m - \sum_{j=1}^n H_j} \quad (7)$$

由熵权的公式可知,指标的取值越大,熵权就越小,指标所提供的给决策者的信息量就越少,重要程度就越小^[6]。

2.3 基于雷达图的多轮盘工作液流评价方法

雷达图法是多指标决策问题中综合分析和评价的一种方法,其优势在于不但能够直观地体现出评价结果,而且还能够呈现出各指标和总体指标的优劣,本文作者将雷达图评价法用于基于铁谱技术的齿轮箱综合评价中,并且在原有雷达图的基础上做了改进,由各指标的权重来确定雷达图圆心角的大小,代替原

有雷达图圆心角均分的情况,解决了由于指标顺序不一致而导致的评估结果不唯一性^[2]。

3.1 雷达图样式构建

(1) 设有 n 个指标所组成的圆心角向量为: $\theta_i = [\theta_1, \dots, \theta_n]$, 则

$$\theta_i = 2\pi/n, \quad (8)$$

(2) 取定一点为圆心,以单位长度 l 为半径画圆,以圆心为起点,画一条射线与圆周相交,在射线上标注刻度,根据各指标圆心角画射线,得到 n 个扇形,沿各扇形圆心角的高平分线,将各角平分线亦为各指标的坐标轴,以各个标准化后的指标值为半径依次画 n 个指标所组成的扇形雷达图,如图 1 所示。



图 1 多指标综合评价雷达图

Fig. 1 The multi-index comprehensive evaluation radar chart

3.2 定性和定量综合评价

3.2.1 定性综合评价

将雷达图半径向量定义为

$$R_j = [R_1, R_2], \quad j=1, 2, \dots, n$$

其中:

$$R_1 = \frac{2\pi}{n} \quad (9)$$

$$R_2 = \frac{2l}{n} \quad (10)$$

式中: R_1 表示第 i 个指标所构成的扇形面积; R_2 表示第 i 个指标所构成扇形的周长。

R_1 表示各指标的劣化程度, R_1 越大,说明各指标偏离标准状态越远,劣化程度越严重; R_2 表示各指标相互影响和协调发展趋势,面积一定时, R_2 越大,说明各指标对应的统计序列趋于相等,评估状态的各指标发展趋于一致。

3.2.2 定量综合评价

定性分析可以直观体现待评价对象各指标的状态,但当各指标相互差别较大时,需要对待评价状态

进行综合的定量评价,采用雷达图常用的几何平均方法^[2]进行评价:

$$f(S_i, L_i) = \sqrt{S_i \cdot \frac{L_i}{2}} \quad (11)$$

式中: L_i 为与扇形面积 S_i 相等的圆的周长。

雷达图中各指标表示各评价状态偏离标准状态的程度,所以综合评价值为待评价状态的负指标, $f(S_i, L_i)$ 值越大,说明待评价状态各个指标偏离标准状态越远,齿轮箱运行状况也就越不理想,如表 1 所示。

表 1 评价等级划分

Table 1 The division of evaluation level

$f(S_i, L_i)$	状态	等级
<0.4	正常	I
$0.4 \sim 0.7$	警告	II
$0.7 \sim 1.05$	异常	III
>1.05	危险	IV

4 案例分析

4.1 设备与参数

以某多级离心风机的 H65H 型变速箱为研究对象,如图 2 所示,该变速箱为传动比为 1:1.25 的内齿轮增速箱,变频电机的额定功率为 11 kW,润滑油采用 L-HM68 号无灰抗磨液压油。



图 2 多级离心风机箱

Fig. 2 The unit of multi-stage centrifugal fan

对 H65H 型变速箱进行长期监测,通过使用运动幅度测定仪,全自动电位测定仪,库伦微量水分测定仪和直读式供油仪,测得第一时段的油液监测数据如表 2 所示。

表2 原始数据

Table 2 The original data of oil samples

油样	密度 ρ ($\text{mol}^3 \cdot \text{s}^{-3}$)	质量(以 100g 计) m ($\text{mg} \cdot \text{g}^{-1}$)	水分 w (%)	R_1	R_2
1	46.912 2	0.079 4	88.1	47.3	23.0
2	47.776 4	0.097 3	88.1	48.2	27.7
3	46.961 2	0.103 6	88.3	49.0	27.8
4	46.664 3	0.102 2	88.9	43.0	22.1
5	51.096 1	0.114 2	86.7	48.1	23.6
6	51.003 1	0.109 2	88.9	43.9	23.7
7	54.113 0	0.120 4	88.3	48.6	19.2
8	51.073 8	0.128 3	87.9	48.1	19.6
9	51.172 0	0.129 3	88.3	48.9	19.1
10	51.924 7	0.129 0	89.4	47.9	19.4
11	51.058 8	0.133 9	82.2	48.7	19.3
12	51.371 3	0.137 3	71.7	48.6	23.9
13	51.049 1	0.137 6	79.0	48.4	23.9
14	51.038 3	0.139 6	81.0	47.2	19.3
15	51.200 9	0.149 7	83.0	47.8	18.1

通过公式 (4) — (4) 计算得评价指标数据如表 3 所示。

表3 评价指标数据

Table 3 The data of evaluation index

油样编号	R_1	R_2	R_3	P_{10}	R_4
1	0.076 3	0.444 3	0.780 7	0.169 7	47.3
2	0.078 4	0.509 4	0.823 9	0.183 1	48.2
3	0.086 9	0.509 6	0.786 9	0.176 0	49
4	0.076 7	0.490 0	0.773 9	0.123 0	43
5	0.118 6	0.453 1	0.767 2	0.179 1	48.1
6	0.118 6	0.460 7	0.783 3	0.189 1	43.9
7	0.176 4	0.682 0	0.738 2	0.187 9	48.6
8	0.133 8	0.673 3	0.803 6	0.182 2	48.1
9	0.133 9	0.666 6	0.806 7	0.183 2	48.9
10	0.136 3	0.675 2	0.786 2	0.123 3	47.9
11	0.139 8	0.761 8	0.839 4	0.206 2	48.7
12	0.160 3	0.668 0	0.813 9	0.183 7	48.6
13	0.140 2	0.682 9	0.832 9	0.182 7	80.4
14	0.148 7	0.803 3	0.838 6	0.266 3	47.2
15	0.134 8	0.880 2	0.812 9	0.181 4	47.8

通过公式 (5) — (8) 进行标准化并求得各指标的权值和对应雷达图的圆心角, 分别如表 4、5 所示。

表4 标准化的评价指标数据

Table 4 Standardization of evaluation index data

油样编号	R_1	R_2	R_3	P_{10}	R_4
1	0.209 0	0.802 9	0.831 3	0.188 8	0.838 7
2	0.218 9	0.844 3	0.780 2	0.827 8	0.814 8
3	0.262 3	0.871 1	0.898 0	0.829 9	0.838 1
4	0.233 6	0.867 3	0.820 3	0.710 6	0.489 7
5	0.672 2	0.716 6	0.800 2	0.876 9	0.286 7
6	0.668 2	0.683 1	0.829 2	0.819 6	0.800 0
7	0.999 8	0.738 0	0.823 2	0.816 7	0.262 4
8	0.872 0	0.762 3	0.953 7	0.738 1	0.443 3
9	0.863 9	0.733 4	0.9573	0.800 0	0.836 9
10	0.833 2	0.762 2	0.926 9	0.966 4	0.823 6
11	0.792 3	0.862 2	0.993 9	0.826 9	0.820 3
12	0.968 4	0.882 3	0.968 0	0.777 3	0.833 3
13	0.794 8	0.999 3	0.968 1	0.873 4	0.871 0
14	0.842 7	1.000 0	0.966 9	0.608 2	0.999 2
15	0.764 2	0.996 2	0.999 9	0.710 7	1.000 0

表5 权值和圆心角计算结果

Table 5 Results of weight and central angle

指标	R_1	R_2	R_3	P_{10}	R_4
θ	0.196 0	0.200 0	0.202 1	0.200 3	0.199 6
β	70.53	72.36	72.37	72.46	71.66

任选 3 个油样, 如 2、6、10, 说明雷达图法在齿轮箱工作状态综合评价中的应用。根据现有数据画出油样 2、6、10 的雷达图, 如图 3 所示。

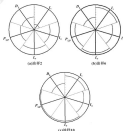


图3 油样雷达图

Fig. 3 Radar chart of oil samples

由公式 (8) — (10) 求得油样 2、6、10 的各个指标评价值和综合评价值, 如表 5 所示。

表 5 评价计算结果

Table 5 The results of evaluation

指标	I_1	I_2	I_3	P_{10}	R_1	R_2	R_3	R_4, I_4, I_5	等级
油样 2	0.218 9	0.661 0	0.708 2	0.627 8	0.811 8	0.991 2	1.360 3	0.972 6	Ⅱ
油样 6	0.998 3	0.683 1	0.929 2	0.829 6	0.990 0	1.820 8	4.830 1	1.771 3	Ⅲ
油样 10	0.651 4	0.761 2	0.928 9	0.988 1	0.843 8	2.082 7	3.122 4	1.487 9	Ⅲ

油样 6、10 处于异常磨损, 油样 2 处于警告状态; $I_1 < I_2 < I_3$ 说明油样 10 的各个指标相对劣化程度最严重。油样 6 次之, 而油样 2 的劣化程度最轻; $I_4 < I_5 < I_6$ 说明油样 2 各个指标劣化差异比较大, 表中油样 2 的 I_1 与其他 4 个指标相差比较大也得判断。同理, 油样 6 指标劣化差异次之, 而油样 10 指标劣化差异最小, 说明油样 10 各个指标都有较大的劣化。

4.2 效果验证

机械设备在发生异常磨损前, 应有一般磨损逐渐增加的过程, 也就是在大磨粒大量产生前, 小磨粒浓度会升高。由图 4 可知, 随着运行时间的增长, 从上午的同时, P_{10} 呈现向下降的趋势, 是因为小磨粒直读数上升速度比大磨粒直读数上升快。图 5 中润滑油各理化指标总体呈现上升趋势, 表明齿轮箱的润滑状态逐渐劣化。综合来看, 大小磨粒直读数据上升, 符合典型磨损曲线趋势, 内齿轮的润滑油理化指标趋于劣化, 都说明了磨损在加剧。



图 4 雷达定量劣化趋势

Fig. 4 The trend of demographic quantities



图 5 理化指标劣化趋势

Fig. 5 The trend of physicochemical indicators

图 6 给出了油样 2 和油样 10 的显微图片, 可见油样 10 中的磨粒浓度和数量上都要比油样 2 大, 进一步验证了改进雷达图综合评价的结果与实际工况一致。由此可见, 改进的雷达图评价方法能够全面、客观、合理地评价齿轮箱的运行状况。



油样 10



油样 2

图 6 显微照片

Fig. 6 The pictures of microscopy

5 结论

(1) 将雷达图法应用于齿轮箱运行状况综合评价中, 采用理化分析项目的偏差指标和铁谱定量分析指标为评价指标对齿轮箱运行状况进行评价, 评价结果与实际工况相符, 说明此方法能够有效、客观地对评价状态做出判断。

(2) 通过改进雷达图对不同运行阶段的油样进行监测评价, 实现了将量化指标上升而图形化的表示, 具有直观性和鲜明性。通过对雷达图进行特征向

量提取,达到对各个指标的综合评价,有助于实践中掌握维修计划。

(7) 采用信息熵与模糊综合达到的综合评价方法,主要是基于故障技术中的理化分析技术和故障定量分析技术,下一步将结合故障定性分析,来进一步完善这种综合评价方法。

参考文献

- [1] 高松伟,袁庆华,张瑞林,等.滚动轴承故障诊断过程中故障参数模糊性分析[J].机械传动,2008,32(3):24-28.
GAO S W, YUAN Q H, ZHANG R F, et al. Research on some characteristics of faults based on an analysis technique[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2008, 32(3): 24-28.
- [2] 何朝华,陈志华,宣富海.基于故障定量分析的滚动轴承模糊分析[J].机械传动,2013,37(7):100-108.
- [3] 何朝华,陈志华,宣富海.滚动轴承系统故障分析数据角色关联分析研究[J].机械传动,2014,38(4):99-112.
- [4] 杨其明,卢福平,贾志中,等.滚动轴承分析现场实用技术[M].北京:机械工业出版社,2009:1-6.
- [5] ANDREW HAMILTON, FRANCIS QUINN. Detailed state of the art review for the different online/offline of analysis techniques in context of axial nonlinear governors[J]. Journal of Technology, Transactions of the ASME, 2013, 135(4): 044502. 1-044502-08.

(上接第79页)

- [2] GILBERTO R D, ABBILIANO J L, SCHIRRI C. Fineness gain of progressive cavity pump[J]. Journal of Petroleum Technology, 2013, 35(7): 60-65.
- [3] 魏启超,吴文娟,唐艳.螺杆泵定子橡胶涂层对螺杆泵性能影响的研究[J].石油机械,2009,32(2):18-22.
WEI Q D, WU W X, TANG Y. Influence of stator rubber plating of screw pumps on volume efficiency and consistency[J]. China Petroleum Machinery, 2009, 32(2): 18-22.
- [4] 叶卫华,林高华,宋玉杰.单螺杆材料力学参数对螺杆泵密封性能的影响[J].测压与密封,2008,32(4):79-72.
YE W H, LIN G H, SONG Y J, et al. The effects of stator material mechanical parameters on progressive cavity pump seal performance[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(10): 75-72.
- [5] 祝敏华,高昆峰,袁华,曹庆.压力与轴衬对定子衬套变形的影响[J].西南石油大学学报:自然科学版,2010,32(4):173-176.
ZHU M H, GAO K F, YUAN H, CAO Q. Influence of stator pressure difference and pressure ratio on deformation of stator lining[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2010, 32(4): 173-176.
- [6] 张高,张士诚.常规螺杆泵定子衬套有限元分析[J].机械工程学报,2004,40(3):189-193.
ZHANG J, ZHANG S C. FEM analysis policy for a general

- [6] 高压密封材料制造与制造技术[M].北京:中国铁道出版社,2002:144-145.
- [7] ANDREW THORNTON, FRANCIS QUINN. Wavelet-based analysis of interval evaluation. Engineer by topography technique[J]. International Journal of Engineering Sciences, 2014, 5(7): 798-799.
- [8] 高松伟,张瑞林,高翔,等.一种改进的滚动轴承故障定量分析方法[J].西安电子科技大学学报:自然科学版,2014,41(8):110-120.
GAO S W, ZHANG R F, GAO X, et al. Improved method on weights determination of indexes in multi-objective decision[J]. Journal of Xidian University (Natural Science), 2014, 41(8): 110-120.
- [9] 王翠敏,李德刚,许寿超.改进型达到的在输变电工程综合评价中的应用[J].电力系统保护与控制,2012,40(3):117-123.
WANG Y L, LI Y J, XU S C. Application of improved value chart in comprehensive evaluation of power transmission and transformation project[J]. Power System Protection and Control, 2012, 40(3): 117-123.
- [10] 李国栋,李俊刚,魏晓东,等.基于改进达到的电能质量综合评价模型[J].电力系统自动化,2010,34(14):70-74.
LI G D, LI C Y, WANG X D, et al. A comprehensive power quality evaluation model based on value chart method[J]. Automation of Electric Power Systems, 2010, 34(14): 70-74.

www.guang's state[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(3): 109-110.

- [7] 魏开军,郑建冲,刘娟女,等.碳纤维复合材料性能分析[J].西南石油大学学报:自然科学版,2008,30(4):363-368.
- HAN C J, ZHOU Y L, LIU Q Y, et al. Performance analysis for an silicon wall thickness loading of PFR[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2008, 30(4): 363-368.
- [8] 曹向东,吴朋友,刘念,等.基于面数和面数特性的螺杆泵定子型线设计[J].工程力学,2011,28(7):198-202.
CAO X D, WU Y H, LIU H, et al. Design of stator of PCP based on expansion and cooling analysis[J]. Engineering Mechanics, 2011, 28(7): 198-202.
- [9] 黄涛,黄艳,钟晓敏,等.螺杆泵技术应用于油气田的适应性研究[J].钻井工艺,2009,32(4):26-31.
HUANG Q, HUANG Y, ZHONG X Y, et al. Adaptability analysis of screw pump technique applied in China's oil/gas field[J]. Drilling & Production Technology, 2009, 32(4): 26-31.
- [10] 陈伟,李作.螺杆泵定子衬套磨损影响因素的研究[J].橡胶技术网,2008(12):20-23.
CHEN Y, LI P. Study on the wearing properties of stator rollers of PCP stator[J]. Rubber Technology Market, 2008(12): 21-23.

ISSN: 02.1009/j.issn.0274-1076.2017.04.019

柴油机 SCR 系统文丘里管摩阻仿真分析与结构优化^{*}

张永栋¹ 谢小鹏² 黄 恒¹ 刘淑平²

(1. 广东交通职业技术学院, 广东广州 510630; 2. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东广州 510640)

摘要:设计一套柴油机尾气文丘里管引射净化装置, 为了减少文丘里管的摩阻阻力, 尽可能降低对柴油机功率和油耗的影响, 利用 Fluent 对文丘里管压力分布进行模拟分析, 分析其排气阻力, 并优化文丘里管的入口角度和出口角度。分析得出入口角和出口角均为 11°时, 设计的文丘里管排气阻力为最小。由不同转速下测试加装优化后的文丘里管对柴油机的油耗、功率的影响, 结果表明, 引射装置具有良好的吸入性, 且对柴油机功率和油耗的影响较小, 平均使柴油机功率下降 0.9%, 油耗平均增加了 1.2%。

关键词: 文丘里管; 阻力损失; 结构优化; 柴油机

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-1076(2017) 04-0019-08

Simulation Analysis on Resistance and Structure Optimization of Diesel Venturi Tube

ZHANG Yongdong¹ XIE Xiaopeng² HUANG Heng¹ LIU Shuping²

(1. Guangdong Communication Polytechnic, Guangzhou Guangdong 510630, China; 2. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou Guangdong 510640, China)

Abstract: A set of Venturi tube injection purification device of diesel exhaust. In order to reduce the friction resistance of the Venturi tube, and reduce the influence on engine power and fuel consumption, the Fluent was used to simulate the Venturi tube pressure distribution, analyze the exhaust resistance, and optimize the entrance and outlet angle of Venturi tube. The analysis result shows that when the entrance and outlet angle is all 11°, the designed Venturi tube passes the minimum exhaust resistance. The influence of the optimized Venturi tube on the fuel consumption and power of diesel engine was studied by tests at different speeds. The results show that the injection device has good suction performance, and has little influence on the diesel engine power and fuel consumption. The average power of the diesel engine is decreased by 0.9% and the average fuel consumption is increased by 1.2%.

Keywords: Venturi; resistance loss; structure optimization; diesel

为应对日益严峻的环境问题和降低 PM_{2.5} 排放, 我国柴油机全面推行第 IV 阶段标准。选择性催化还原法 (Selective Catalytic Reduction, SCR) 技术是实现标准的首选选择。SCR 技术将还原剂 (氨或尿素溶液) 喷入尾气流中, 在催化劑作用下起到还原氮氧化合物的目的。试验表明, 与 EGR (废气再循环) +DPF (微粒捕集器) 技术相比, 采用 SCR 技术节油 5%以上。

车载柴油机是能源消耗、环境污染的主要源头之一。因此, 对交通運輸車輛用柴油机开展节能减排方面的研究具有重大意义^[1-4]。本文作者针对目前 SCR 系统存在的成本不高、空间布置难, 应用到运输车辆上还存在一定难度的问题, 依据流体力学理论提出了一种结构简单、成本较低的柴油机文丘里管引射净化的 SCR 系统。

1 系统原理与结构

以柴油机为实验对象, 设计还原剂喷入装置, 如图 1 所示, 文丘里管安装在柴油机排气管中, 随着排气流速流动变化产生的负压将还原剂吸入。文丘里管结构如图 2 所示^[5]。理想的文丘里管结构应该建立在最低尾气流阻阻力条件下, 提供还原剂喷比所需的高空度。而气体的黏性在壁面产生的切向力造成了明显阻力^[6]。

* 基金项目: 广东省自然科学基金项目 (2016A030213027); 广东省交通厅科技项目 (华南-2016-06-002)。

收稿日期: 2016-12-16

作者简介: 张永栋 (1983—), 硕士, 讲师, 研究方向为车辆安全与环境, E-mail: zhangyongdong@163.com

通信作者: 谢小鹏 (1981—), 博士, 教授, 研究方向为车辆节能减排, E-mail: 88765889@qq.com

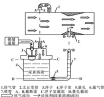


图1 柴油机尾气净化装置示意图

Fig.1 Schematic diagram of diesel engine exhaust gas purification device



图2 文丘里管结构示意图

Fig.2 Schematic of Venturi after absorber

这种渐扩渐缩的研究表明, 文丘里总阻为4%, 文丘里管喉部长度及截面变化所引起的阻力占90%以上。通过合理设计文丘里管的渐缩管、喉部长度和渐扩管喉管可以显著降低文丘里管的阻力损失。因此, 本文作者利用CFD软件对文丘里管的收缩角和扩张角进行计算机仿真, 分析了不同参数对排气阻力的影响, 获得了高效低阻的净化系统。最后通过实验验证文丘里管净化装置的实际效果^[8]。

2 文丘里管结构参数计算与确定

作为尾气净化还原剂的尿素, 其在高温下稳定, 且无毒、易存放, 而在高温下会热解产生还原剂所需的NH₃。

实验获得柴油机尾气中NO_x的最大排放量为 1.0015×10^4 (体积分数), 排气流量为 $3\ 345.89$ g/min, 通常情况下32.5%尿素溶液密度 ρ 为 1.087 g/mL, 则尿素溶液的最大需求量为: $V_{\text{尿}}=0.92$ mL。

2.1 文丘里管中尿素溶液的流动状态分析

取浮子室液面及喷嘴处液面为研究对象, 分析喷嘴处尿素溶液的流动状态。如图1所示, 由于浮子室液面远远大于喷嘴液面积, 因此忽略浮子室液面流速, 应用伯努利方程得:

$$k_{1,2} \rho_1 \frac{v_1^2}{2} = k_{2,2} \rho_2 \frac{v_2^2}{2} + \rho_2 \frac{v_2^2}{2} \quad (1)$$

又有:

$$\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2 + (k_1 - k_2) \rho_2 v_2 \quad (2)$$

同时考虑液流流出损失和流速收缩系数, 则每分钟通过喷嘴的尿素水溶液的流量为

$$Q_{\text{尿}} = 2.57 \mu \rho \sqrt{4\rho} \quad (3)$$

式中: k_1 、 k_2 为浮子室液面、喷嘴处液面高度; ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_0 分别为文丘里管入口、喉部和喷嘴处压力; 4ρ 为文丘里管产生的压强($4\rho = p_1 - p_2$); v_0 为喷嘴处尿素溶液流速; μ 为尿素溶液密度; α 为液流流出损失和流速收缩系数; ω 为喷嘴液面积(设喷嘴直径 2 mm)。

2.2 喉管处空气的流动分析

取文丘里管入口和喉管处为研究对象, 不考虑阻力损失, 应用伯努利方程得:

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} \quad (4)$$

假设文丘里管等流量流动, 得方程:

$$v_1 \omega_1 \frac{D_1^2}{4} = v_2 \omega_2 \frac{D_2^2}{4} \quad (5)$$

整理得喉管截面直径:

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{v_1}{v_2} \frac{\omega_1}{\omega_2}} \quad (6)$$

式中: v_1 、 v_2 为尾气在文丘里管入口和喉部的流速; ρ 为尾气密度;对于公式中多数这样参考化油器设计, 喉口形状合理且真空度估计在 1 kPa左右范围内, 则选取 $\alpha=0.75$ ^[9]; D_1 、 D_2 分别为文丘里管入口和喉部的直径。

排气流入喉口, 速度显著增加而压力降低, 在非增压发动机中, 内燃机工作范围内风冷发动机到排气源这一段排气管截面积的平均排气流速为 25 ~ 35 m/s^[10]。试验证明在发动机最大功率时NO_x排放量最大, 选择此时为计算工况, 则排气流速为 35 m/s, 此时雷诺数(Re)会大于临界状态, 排气气流为湍流。合架柴油机排气管直径 $D_1=42$ mm, 由于尾气具有复杂温度、压强变化过程, 因此以尾气质量流量、流速和排气管直径为依据, 估算尾气密度大约为 1.15 kg/m³, 设定喷嘴液面直径为 0.3 mm, 则喉口最小截面直径为: $D_2=26$ mm。

2 文丘里管喉部内流分析参数化设计

文丘里管喉部形状变化会影响排气阻力。理想的文丘里管应该建立在最小耗气流动阻力条件下, 提供

还原到制造所需的真空度。考虑加工方便, 文丘里管喉部结构设计如图 3 所示。结构中影响排气阻力的因素有 3 个: 文丘里管喉度 d 、入口角 α 、出口角 β 。一般入口角 $\alpha < 30^\circ$, 出口角 $\beta < 15^\circ$, 入口角、出口角更大会引起严重的气流冲击和强烈的回流, 增加阻力, 过小的文丘里管长度必定增加。



图3 喉口示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the throat

本文在利用流体力学数值仿真软件 Fluent 对文丘里管结构进行模拟分析, 研究文丘里管流场变化, 以便选择合适的参数。设定为排气管直径为 42 mm, 文丘里管喉小截面直径为 36 mm; 文丘里管入口处设定流速为 35 m/s, 方向为垂直于进口面; 出口处压力为 1 个大气压 (101.325 kPa); 模型物化设置为哑元, 壁面设为绝热情况, 不考虑热交换。采用 k- ω 湍流模型对文丘里管内部气流流动进行二维数值模拟^[1]。

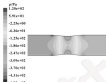
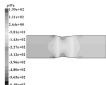
3.1 进出口角对阻力的影响

选定入口角 α 分别为 11° 、 15° 、 18° 、 22° , 分别出口角 (出口角 β 分别为 5° 、 7° 、 9° 、 11° 、 13° 、 15°) 对阻力的影响, 仿真数据如表 1 所示。可以看出, 在不同入口角下, 出口角度从 5° 变到 15° , 阻力均呈现小有所增大, 并均在出口角度 11° 时取得最小值, 因此选择 $\beta = 11^\circ$ 。 $\beta = 11^\circ$ 时不同入口角下的压力分布如图 4—6 所示。

表 1 不同出口角的仿真结果

Table 1 The simulation results of different outlet angles

出口角度 $\beta(^{\circ})$	出入口角 α / $^{\circ}$			
	$\alpha = 11^{\circ}$	$\alpha = 15^{\circ}$	$\alpha = 18^{\circ}$	$\alpha = 22^{\circ}$
5	88.55	88.47	89.17	87.85
7	83.80	83.49	86.28	87.58
9	83.79	84.12	84.99	86.50
11	83.02	83.02	84.49	86.16
13	83.18	83.81	84.71	86.78
15	83.19	83.71	84.90	87.00

图4 $\alpha = 11^\circ$, $\beta = 11^\circ$ 时文丘里管压力分布Fig. 4 The Venturi tube pressure distribution when $\alpha = 11^\circ$, $\beta = 11^\circ$ 图5 $\alpha = 18^\circ$, $\beta = 11^\circ$ 时文丘里管压力分布Fig. 5 The Venturi tube pressure distribution when $\alpha = 18^\circ$, $\beta = 11^\circ$ 图6 $\alpha = 22^\circ$, $\beta = 11^\circ$ 时文丘里管压力分布Fig. 6 The Venturi tube pressure distribution when $\alpha = 22^\circ$, $\beta = 11^\circ$

3.2 人口角对阻力的影响

在选定出口角 $\beta=11^\circ$ 后,设置人口角分别为 9° 、 11° 、 13° 、 15° 、 17° 、 21° 、 26° ,分别人口角对阻力的影响,结果如图2所示,可以看出, $\beta=11^\circ$ 下,人口角度从 9° 变到 26° ,阻力的先减小后增大,并在 $\alpha=11^\circ$ 时取得最小值,因此选择人口角为 11° 。

表2 $\beta=11^\circ$ 时不同出口角仿真结果

Table 2 The simulation results of different outlet angles when $\beta=11^\circ$

出口角度 $\alpha/(^\circ)$	9	11	13	15	17	21	26
压降 $\Delta p/\text{Pa}$	53.63	53.02	53.25	54.48	56.56	58.12	

由以上分析确定了人口角和出口角都为 11° 。此外,一般情况下长度 l 越长引起的流动阻力越大,考虑到接管外径,选择 $l=4\text{ mm}$,分别 $\alpha=11^\circ$ 、 $\beta=11^\circ$ 、 $l=4\text{ mm}$ 时文丘里管的流动阻力的进出口压力差为53.56 Pa,比 $l=0$ 时大出14 Pa,可以认为管长对阻力的影响小, $\alpha=11^\circ$ 、 $\beta=11^\circ$ 、 $l=4\text{ mm}$ 时文丘里管压力分布如图7所示。

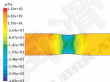


图7 $\alpha=11^\circ$ 、 $\beta=11^\circ$ 、 $l=4\text{ mm}$ 时文丘里管压力分布

Fig. 7 The Venturi tube pressure distribution when $\alpha=11^\circ$ 、 $\beta=11^\circ$ 、 $l=4\text{ mm}$

4 文丘里管对燃油机性能影响

文丘里管的尺寸、加工精度、表面粗糙度严重影响排气流动的正常流动,增加了排气阻力损失,影响燃油机性能。文丘里管芯的阻力损失等于摩擦阻力损失与局部阻力损失之和^[7]。在1 240、1 000、800 r/min 3个转速下,测试燃油机加装优化后的文丘里管对燃油机燃油率、功率的影响,结果如图8—10所示。



图8 转速1 240 r/min下文丘里管安装前后燃油机功率、油耗对比

Fig. 8 Comparison of power (a) and all-consumption (b) of diesel before and after installation of Venturi tube at speed of 1 240 r/min



图9 转速1 000 r/min下文丘里管安装前后燃油机功率、油耗对比

Fig. 9 Comparison of power (a) and all-consumption (b) of diesel before and after installation of Venturi tube at speed of 1 000 r/min

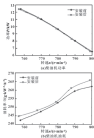


图 10 转速 800 r/min 下文丘里管安装前后柴油机功率、油耗对比

Fig. 10 Comparison of power (a) and oil consumption (b) of diesel before and after installation of Venturi tube at a speed of 800 r/min

在试验台上,规定转速下以扣除机械损失后的输出指标为净指标。因此,发动机做功就由克服附件加载所做的功、克服机械损失所做的功两大部分组成。其中,机械损失包括了各种运动副间的摩擦损失以及各种换气损失。由图 4—10 可以看出,在试验开始阶段时功率和油耗出现最大差值,出现这种情况的原因为:在试验开始时,发动机处于小负荷状态,换气损失在整个机械摩擦损失中所占的比重较高。柴油机性能更容易受换气损失变化的影响,而此时由于喉管的节流作用所引起的排气阻力加大了这一倾向;在试验结束时,发动机处于大负荷状态,此时带油机换气损失所占比重降低,但由于带油机的排气流量大、流速高,喉管的节流作用明显,产生的排气阻力大大提高,而且由于发动机不完全燃烧所产生的碳烟量增加,对催化器的性能产生影响。由于上述两方面原因对柴油机性能指标产生了较大影响。

通过图 4—10 所示曲线,可以看出,在柴油机的速度特性试验过程中,由于对喉管结构特别是其入口角度进行了优化,因此其对柴油机功率和油耗的影响较小。柴油机功率下降的平均值为 0.9%,最大值不超过 1.4%;柴油机平均油耗增加值为 1.2%,最大值不超过 1.9%。

5 结论

(1) 结合化油器构造,原理详细设计了文丘里管喷射装置,该装置结构简单、成本低廉、安装方便。

(2) 利用流体力学软件分析了文丘里管的压力分布,对排气阻力进行分析,优化选择出文丘里管合适的入口角度和出口角度。

(3) 通过实验验证了优化的喉管结构对发动机性能影响较小,达到了设计要求。

参考文献

- [1] 廖小钢,曹成福,曹文峰.不同喉口速度下喉管气流减阻效果的大涡模拟[J].润滑与密封,2019,40(12):121—124.
- [2] XIE X. P., ZHONG J. H., CAO L. F. Experimental research on air flow drag reduction effect of van body at different jet velocity [J]. Lubrication Engineering, 2019, 40(12): 121—124.
- [3] HEMED J. P. Numerical analysis for diesel engine treatment, current state of the art [R]. SAE Paper, 2000-01-0148, 2000.
- [4] 廖小钢,曹成福,曹文峰.气流条件下车体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),2019,43(7):96—101.
- [5] XIE X. P., ZHONG J. H., CAO L. F. 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), 2019, 43(7): 96—101.
- [6] 巴德,阿比萨,张勇.基于 CFD 技术的截止阀密封时流阻动态模拟[J].润滑与密封,2019,40(7):80—83.
- [7] BA P., ZHANG Y. N., ZHANG Y. H. CFD simulation of flow field when stop-valve opening or closing based on CFD [J]. Lubrication Engineering, 2019, 40(7): 80—83.
- [8] 刘冲,平广平. CFD-FLUENT 文丘里管助力损失与结构优化的数值模拟[J].环境科学与技术,2013,36(9):134—138.
- [9] LIU L., LI P. Numerical simulation on resistance loss and structure optimization of CFDFLUD Venturi tube [J]. Environmental Science & Technology, 2013, 36(9): 134—138.
- [10] 陈伟,陈伟.增压柴油机采用可变可变文丘里管式进气系统的仿真研究[J].小型内燃机与电机,2012,44(1):24—28.
- [11] CHEN X., ZHONG W. Researching of diesel multi-variable venturi intake pipes system [J]. Small Internal Combustion Engine and motorcycle, 2012, 44(1): 24—28.
- [12] WILLIAMS J., THELAKIS N., WOODHEAD F. Aerobic non-catalytic NO_x reduction in diesel engines using aqueous urea [R]. SAE Paper, 92041, 1992.
- [13] DEWY P. C., MERTZ P. A. Phenomenological evaluation model for a pre-cursor chamber diesel engine [R]. SAE Paper, 811219, 1981, 1981—1982.
- [14] HIRAHARA H., KANEKO T., SAKAI M. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions, Part 1: combustion modeling [J]. Bulletin of the JSME, 1993, 26(234): 569—583.

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.020

柴油机连杆衬套微动疲劳裂纹萌生位置预测方法

蔡强 张翼 李闯

(中北大学机械与动力工程学院, 山西太原 030801)

摘要: 针对过盈配合的连杆小头和衬套之间存在的微动疲劳现象, 建立连杆有限元模型, 用 ANSYS 软件对其进行微动疲劳仿真, 提取并分析连杆-衬套接触区上的应力、位移数据, 分别用 RIEZ 综合参数法、MSE 临界面法和基于热力学势的力学势能函数法预测衬套微动疲劳裂纹萌生位置。结果表明, 3 种方法预测的裂纹萌生位置保持一致, 均衬套微动区内侧靠近萌生微动裂纹。用方尾桥-试样桥设备进行微动疲劳实验验证, 结果表明, 3 种方法预测位置与实验试样裂纹位置保持一致, 其中基于热力学势能函数法预测结果最为准确。

关键词: 连杆衬套; 微动疲劳; 裂纹萌生; 预测方法

中图分类号: TB422; TB417.1 文献标志码: A 文章编号: 0254-0090(2017)04-0020-09

Prediction Method of Fretting Fatigue Crack Initiation Location of Diesel Engine Connecting Rod Bushing

CAI Qiang ZHANG Yi LI Chuang

(School of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan Shanxi 030801, China)

Abstract: Aimed at the fretting fatigue phenomenon existed between the connecting rod and bushing interference fit, the finite element model of connecting rod was established, and the fretting fatigue simulation was conducted with ANSYS. The stress and displacement distribution on the contact surface of the connecting rod-bushing was extracted and analyzed, and the fretting crack initiation location of bushing was predicted by using RIEZ comprehensive parameter method, MSE critical surface method and the thermodynamic dissipation potential function method respectively. Results show that the predicted crack initiation location with three methods is very close, that is, the inner side of the bush edge is the most easy to crack. The fretting fatigue tests were carried out with the simulated specimens and the square foot bridge. Results show that the predicted location is consistent with the experimental data, and the prediction results based on the thermodynamic potential function method is the most accurate.

Keywords: connecting rod bushing; fretting fatigue; crack initiation; prediction method

两个紧固件连接的机械零件在交变载荷的作用下, 其接触面上会产生微动磨损, 长久之必会导致零件的疲劳寿命大大降低^[1]。柴油机连杆小头和衬套之间采用的是过盈配合, 其接触面上会产生过盈压力, 由于连杆衬套在运动过程中承受周期性变化的载荷而传递的交变载荷, 所以过盈配合的接触面会存在周期性的微小位移的相对滑动, 进而形成微动接触区。微动作用不但会引起接触区微动磨损, 导致衬套过盈量不足, 使转速效率下降, 造成发动机功率降低, 还会引发微动疲劳, 进而使衬套萌生裂纹, 引发连杆失效^[2]。在

微动载荷作用下, 连杆小头和衬套的接触表面各处的磨蚀程度必然有所差异, 在由微动磨损造成的表面微裂纹中, 并不是所有微裂纹都会扩展^[3]。因此, 找到一种合适的方法来预测磨蚀及微动裂纹萌生并使之于预防危险位置, 对于连杆衬套结构的改进及结构的可靠性设计具有重要意义。

1 柴油机连杆-衬套微动特性分析

1.1 有限元模型

用 PDM 软件建立柴油机连杆-衬套的三维实体模型。由于重点研究连杆小头和衬套之间的微动疲劳问题, 所以将连杆大头盖及螺栓作了省略处理。连杆小头材料选用 40Cr, 衬套材料选用铸钢, 其材料属性如表 1 所示。考虑连杆与衬套之间的接触以及活塞销和衬套之间的接触是摩擦-摩擦接触, 分别用 TARGE170 单元和 CONTACT49 单元来模拟其接触状态, 分别建立连杆小头和衬套、活塞销和衬套两对

收稿日期: 2016-09-24

作者简介: 蔡强 (1980—), 男, 硕士研究生, 研究方向为发动机总体技术及结构动态设计, E-mail: caiqiang@nuc.edu.cn

通信作者: 张翼 (1969^{*}), 男, 副教授, 研究方向为动力机械结构强度, E-mail: zhangyi@nuc.edu.cn

轴, 连杆小头和衬套之间是过盈配合。设置 RZ30PT (9) = 4 以忽略接触部件的几何位置造成的侵入或间隙, 过盈量通过 *step* 方式逐步施加; 设置 *form* *level* 实常数值为 0.2, 用来消除由于网格划分造成的初始过盈量, 最后设置 RZ30PT 参数为 0.05 来模拟连杆小头和衬套之间的过盈量。在接触区划分 1 mm 的细网格, 远离接触区划分 3 mm 的粗网格, 连杆端面对称面上施加对称约束, 连杆的大头端面施加全约束, 有限元模型如图 1 所示。

表 1 连杆材料的力学性能

材料	弹性模量 E/MPa	泊松比	密度 ρ ($g \cdot cm^{-3}$)	屈服强度 σ_s /MPa
20Cr	210	0.3	7.82	360
锡青铜	110	0.3	8.89	360



图 1 连杆三维实体模型及有限元模型

Fig. 1 Solid model and finite element model of the connecting rod

1.2 连杆小头-衬套接触面上的应力/位移分析

发动机工作过程中, 不同工况下连杆衬套受到该曲柄传递的载荷是不断变化的, 连杆衬套工作环境最恶劣的工况为最大爆发压力工况, 位于做功冲程上止点过转 10° 左右^[4], 采用静态载荷工况中应力与变形的关系来表征实际工况下某一特定时间的微动状态, 本文作者考虑低速工况和最大爆发压力工况这 2 个工况, 最大爆发压力工况下该曲柄受到的压力为 41 MPa, 在 ANSYS 中分 2 个载荷步对这 2 个工况进行加载。由于衬套在最大压力作用下受力最严重的区域为衬套下部承压区, 所以选择下部承压区中轴线作为研究区域, 取连杆小头中心位置作为坐标原点, 承压区中轴线所在直线为 *x* 轴, 提取连杆小头-衬套接触面承压区中轴线上的应力及位移, 其数值随 *x* 坐标的变化情况如图 2—4 所示。



图 2 接触区轴向正应力方向—坐标变化情况

Fig. 2 Normal stress distribution along *x* axis on the contact area



图 3 连杆-衬套相对位移量随 *x* 坐标变化情况

Fig. 3 Relative displacement distribution along *x* axis on the contact area between connecting rod and bushing



图 4 接触区切向应力方向—坐标变化情况

Fig. 4 Tangential stress distribution along *x* axis on the contact area

从图 2 可以看出, 承压区中轴线上的轴向正应力均为负值, 说明所受应力为压应力, 轴向正应力呈两端对称分布, 在接触边缘达到最大值, 最大为 -0.65 MPa, 远小于衬套材料的屈服强度, 衬套在屈服强度范围内发生失效说明微动作用能够使材料的抗疲劳破坏的能力大大降低。

从图 3 可以看出, 连杆小头和衬套的相对位移量呈中心对称分布, 分别在 -19 mm 和 19 mm 处达到最

大值。说明这两个地方可能是脆-弹交界区,容易引发微动裂纹萌生,最大位移量为 $3.4\ \mu\text{m}$, 小于 $300\ \mu\text{m}$, 满足微动疲劳对位移量的要求。

从图4可以看出,切向应力在 $-22\ \text{mm}$ 和 $26\ \text{mm}$ 出现2个峰值,切应力越大越容易造成微裂纹扩展,所以在该2个位置处产生的微裂纹容易扩展成宏观裂纹,在2个端点处由于边缘效应造成的切向应力局部较大的情况可以忽略。

2 微动疲劳预测方法

2.1 RIZZI综合参数法

RIZZI等^[17]在对尾端接触结构的微动疲劳问题进行试验研究时发现,微动表面损伤程度与接触区的摩擦功和剪切应力成正比。通过数值分析,引入了微动损伤综合参数 K 来衡量微动损伤对疲劳寿命的影响程度,并建立了式(1)所示的微动疲劳裂纹萌生位置预测公式,他们认为综合参数 K 值越大的地方越容易引发微动疲劳萌生。

$$K = \mu \sigma_{\text{rel}} (1 + \beta |\sigma_{\text{rel}}|) \quad (1)$$

式中: μ 代表摩擦系数; σ_{rel} 代表法向正应力; β 代表相对切向位移; α 代表切向应力。

2.2 MSE临界函数法

WALKER^[18]考虑有应力与有应力比对微动疲劳裂纹萌生特性的影响,认为最大剪应力是造成微动疲劳萌生的主要原因,提出了MSE临界平衡整合方程,其表达式如下:

$$\text{MSE} = \Delta S_{\text{max}} = S_{\text{max}} (1 - \alpha)^m \quad (2)$$

式中: S_{max} 为临界面最大剪应力; α 为临界面上的剪应力比; m 为综合参数,通常情况下取 $m = 6.5$ 。

根据MSE临界面法预测微动疲劳裂纹萌生位置时,首先利用有限元法计算接触区域上所有点的应力状态,并计算每个点180个截面上的剪应力,二阶剪应力的转换表达式如式(3)所示。

$$S_{\alpha} = \frac{S}{2} \left(1 + \frac{\cos 2\theta}{2} \right) + \frac{S_{\text{max}} \cos 2\theta}{2} \quad (3)$$

式中: θ 为临界面法线方向与 x 轴正半轴的夹角,且以 1° 的增长幅度增长,然后根据公式(2)计算接触面上各位置的最大MSE参数值, MSE参数值最大的地方就是微动裂纹最容易萌生的位置。

2.3 热力学参数法

HOJQATI-TALEBI等^[19]在Leslie发展的连续介质损伤力学(CMD)理论的基础上将其用热力学耗散势函数理论预测微动疲劳寿命,该方法引入了一个损伤变量 ψ , 考虑弹塑性势能的耦合,利用热力学定律和材料的性质来描述损伤的演化过程。一旦等效损伤应力 σ^* 累积到达临界值,宏观裂纹就会萌生。

假设材料的损伤是由总的弹性应变能支配的,而总弹性应变能可以看成应变能和体积应变能之和,即:

$$W = W^e + W^p = \int_{\Omega} \sigma' \epsilon' d\Omega + 3 \int_{\Omega} \sigma_{\text{eq}} \epsilon_{\text{eq}} d\Omega \quad (4)$$

式中: σ' 和 ϵ' 分别是应力 σ 的偏应力张量和弹性应变 ϵ' 的偏量; σ_{eq} 和 ϵ_{eq} 分别为静水应力和应变; 偏弹性应变和静水弹性应变可以定义为

$$\sigma' = \frac{1+\nu}{E} \frac{\sigma'}{(1-D)} \quad (5)$$

$$\epsilon'_{\text{eq}} = \frac{1-2\nu}{E} \frac{\sigma_{\text{eq}}}{(1-D)^2} \quad (6)$$

引入等效应力的概念, $\sigma_{\text{eq}} = \left(\frac{2}{3} \sigma' : \sigma' \right)^{1/2}$, 将式(4)进行整理可得:

$$W = \frac{1}{2E(1-D)} \left(\frac{2}{3} (1+\nu) \sigma_{\text{eq}}^2 + 3(1-2\nu) \sigma_{\text{eq}}^2 \right) \quad (7)$$

定义等效多轴损伤应力 σ^* :

$$W = \frac{\sigma^{*2}}{2E(1-D)} \quad (8)$$

结合以上各式可得等效损伤应力为

$$\sigma^* = \sigma_{\text{eq}} \left(\frac{2}{3} (1+\nu) + 3(1-2\nu) \left(\frac{\sigma_{\text{eq}}}{\sigma'} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (9)$$

式中: ν 代表泊松比; E 代表弹性模量。

计算得到的接触面上 σ^* 最大的地方即为微动裂纹最容易萌生的位置。

3 薄杆衬套微动疲劳裂纹萌生位置预测

3.1 RIZZI综合参数法

根据接触区各节点的应力、位移情况,编程计算180个节点在摩擦系数为0.3的情况下的RIZZI参数值, RIZZI参数随 x 坐标的分布情况如图5所示,可以看出, RIZZI参数在接触边缘内侧 $x = -26\ \text{mm}$ 处达到最大值,说明微动裂纹在此处萌生的概率最大,越靠近中间位置,相对位移越小, RIZZI参数值越小,说明在中间位置处不易萌生微动裂纹。



图5 RIZZI参数随 x 坐标分布情况

图5 RIZZI parameter distribution along x axis on the contact area

3.2 MRR 参数法

通过计算接触面每个节点在其 180 个面上的响应力和响应方式, 利用公式 (2) 计算出每个节点的最大 MRR 参数值, 计算结果如图 6 所示。可以看出, MRR 参数值关于原点对称分布, 并且在 $x = \pm 23 \text{ mm}$ 达到最大值。意味着微动裂纹在此处萌生。基于临界面的预测方法可以计算出裂纹的萌生角度。当截面的切线方向与 x 轴正半轴的夹角为 43° 时, MRR 参数最大, 即微动裂纹萌生角度为 43° 。



图6 MRR参数值沿x轴分布情况

Fig. 6 MRR parameter distribution along x axis on the contact area

3.3 应力学参数法

利用应力学参数预测微动疲劳裂纹萌生位置, 其中一个重要的参数是静水应力 σ_m , 计算公式为: $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$, σ_1 , σ_2 , σ_3 分别为第一、第二、第三主应力。提取接触区的应力值, 计算静水应力, 其分布情况如图 7 所示。根据公式 (7) 编程计算接触区等效静水应力值, 其在 x 坐标的变化情况如图 8 所示。可以看出, 等效静水应力关于原点是轴对称分布, 从两端向中间逐渐减小, 在 $x = \pm 23 \text{ mm}$ 处达到最大值, 说明微动裂纹在此处萌生的概率最大。在结构设计时要加强此处的结构强度。在 $x = 0$ 附近达到最小值, 说明中间位置处微动疲劳萌生的概率较小。预测结果与 MRR 参数法预测结果接近。



图7 接触区各应力沿x轴分布情况

Fig. 7 The stress distribution along x axis on the contact area



图8 等效静水应力沿x轴分布情况

Fig. 8 The equivalent static stress distribution along x axis

4 实验验证

考虑到实验成本及实验的可行性, 用轴式微动实验件对柴油机连杆-衬套进行微动疲劳实验模拟研究。其中, 试样接触区设计成光滑平面, 用单根拟衬套, 最小横截面积为 10 mm^2 ; 采用 2 个对称的固定桥模拟连杆小头, 试样和固定桥接触区的尺寸为 8 mm 。微动疲劳实验在 HNS-100 型微动疲劳试验机上进行, 如图 9 所示。实验时设置桥臂载荷为正值载荷, 频率为 20 Hz , 循环应力比为 -1 。试样左右两端通过万能销固定施加轴向压力模拟连杆小头-衬套之间的过盈力, 试样的上端被试验机的上夹头固定, 下端通过液压控制施加正值载荷。用单根拟衬套受到的发动机载荷, 模拟加载直至试样断裂。在多次实验的基础上发现, 在微动载荷作用下, 试样微动裂纹萌生位置大多分布在试样桥臂接触区边缘处, 如图 10 所示。



图9 HNS-100型微动疲劳试验机

Fig. 9 Fatigue fatigue test machine of HNS-100 type



图10 试样断裂位置示意图

Fig. 10 Fracture location of the specimen

从图 10 可以看出, 试件在启动载荷作用下发生了断裂, 裂纹首先与 x 轴正向成 45° 的方向扩展, 与 MSR 多数法预测的 45° 一致。这时是切应力起主导作用; 当裂纹扩展到试件内部一定深度时, 裂纹转而垂直于 x 轴正向扩展直至断裂, 此时是正应力起主导作用。裂纹断裂位置在接触摩擦边缘内侧。通过测量可得疲劳裂纹萌生位置在距离接触摩擦区右侧边缘 0.8 mm 位置处。观察断裂后的试件发现, 在接触区出现黑色磨痕, 是由疲劳磨痕造成的, 说明疲劳作用是造成构件失效的主要因素。由于实验试件的尺寸和村套的几何尺寸不同, 所以采用归一化处理的方法, 将断裂位置归一化处理成比例位置以便于将 3 种方法预测的村套疲劳裂纹萌生位置与实验值进行对比, 对比结果如表 2 所示。

表 2 疲劳裂纹萌生预测位置与实验值对比

Table 2 Comparison of the predicted position and

experimental results of fretting crack initiation

方法	RRR	MSR	热力学势函数	实验值
裂纹萌生位置 (距接触边缘距离)	4 mm	8 mm	7 mm	0.8 mm
比例位置	0.16	0.20	0.03	0.30

从表 2 可以看出, 3 种预测方法中基于 RRR 多数法和热力学势函数法预测疲劳裂纹萌生位置与实验值较为接近, 热力学势函数法预测精度较高, MSR 临界面法预测的结果精度较差, 所以用基于提高力学的热力学势函数法预测连杆村套疲劳裂纹萌生位置是可靠的。

5 结论

(1) 根据连杆-村套有限元法模拟得到的接触区的应力、位能分布, 分别用 RRR 综合多数法、MSR 临界面法、热力学势函数法预测了村套疲劳裂纹

萌生位置, 3 种方法预测结果接近, 都在村套接触边缘内侧磨痕引发疲劳裂纹萌生, 在结构设计时需要加强这部分的结构强度。

(2) 设计了万应轴-试件模拟连杆衬套杆头-村套之间的疲劳破坏行为进行实验验证。经过多次实验, 发现试件大多在接触摩擦边缘内侧发生断裂, 并且断裂处有黑色磨痕, 说明疲劳裂纹在此处萌生。经测量对比, 发现基于热力学势函数法预测结果与实验结果最为接近, 精度较高, MSR 临界面法预测结果精度较差, 但用 MSR 多数法预测的裂纹萌生角度与实验值接近。为村套的结构可靠性设计提供了参考。

参考文献

- [1] 周仲华, VINCENT L. 疲劳损伤[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [2] 赵俊生, 杜平, 贾文海. 滚动轴承衬套疲劳特性研究[J]. 机械强度, 2003, 25(2): 209-210.
- [3] ZHANG H, DU P, JIA W X. Fatigue characteristics analysis on connecting and loading of diesel engine[J]. Journal of Mechanical Strength, 2003, 25(2): 209-210.
- [4] 曹念清. 球-球接触摩擦副滚动疲劳寿命预测方法研究[D]. 太原: 中北大学, 2015.
- [5] 杜平. 滚动轴承衬套疲劳特性研究[D]. 太原: 中北大学, 2012.
- [6] BILEL C., MISHRANATHAN P D B., CHEN X C. An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint[J]. Experimental Mechanics, 1992, 32, 209-217.
- [7] WALKER K. The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 aluminum[C].// Effects of Environment and Complex Load History on Fatigue Life. Cambridge, 1970: 1-14.
- [8] KRIVENTY TALEKH H., WAHAB M A. Fretting fatigue crack initiation lifetime prediction tool using damage mechanics approach[J]. Technology International, 2013, 60, 178-186.
- [9] KRIVENTY TALEKH H., WAHAB M A., PALVI J D., et al. Prediction of fretting fatigue crack initiation and propagation lifetime for cylindrical contact configuration[J]. Technology International, 2014, 76, 73-81.

(上接第 105 页)

- [10] WATKINSON C. An analysis of finite volume, finite element, and finite difference methods using some concepts from algebraic topology[J]. Journal of Computational Physics, 1997, 133, 289-308.
- [11] 程野, 刘华, 李国栋. 基于形式 BCC 系统文法建模内流道数据模拟分析[J]. 内燃机工程, 2011, 32(3): 64-67.

YANG H, LIU J, CHENG C F, et al. Numerical simulation on flow in vertical tube of BCC system for turbocharged diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2011, 32(3): 64-67.

- [12] 王福军. 计算流体动力学分析, CFD 软件原理与应用[M].

北京: 清华大学出版社, 2004.

喷气燃料添加剂对环烷酸抗磨剂 T1602 感受性的影响

胡泽群¹ 张世堂² 梁立波³ 李 进⁴

(1. 海军后勤技术装备研究所 北京 100072; 2. 65813 部队 辽宁沈阳 110163;

3. 空军油料研究所 北京 100056)

摘要: 采用环烷酸活性高频率往复试验机 (HFWR) 和喷气燃料柱抗磨性评定仪 (BOCLE) 考察环烷酸抗磨剂对喷气燃料润滑性能的影响及其与喷气燃料其他添加剂的实际性能。结果表明, 喷气燃料对环烷酸具有较好的感受性, 环烷酸添加量为 10 $\mu\text{g/g}$ 时, 即可满足军用喷气燃料对润滑性能的要求, 添加量为 60 $\mu\text{g/g}$ 时, 即可满足民用航空燃料对润滑性能的使用需求, 添加量为 300 $\mu\text{g/g}$ 时, 即可达到车用柴油成分对润滑性能的要求。环烷酸抗磨剂与抗静电剂、金属钝化剂和防锈剂具有较好的实际性能, 与防锈剂具有较好的协同效应, 与抗静电剂具有较差的协同效果, 与金属钝化剂无协同作用。

关键词: 喷气燃料; 环烷酸; 高频率往复机; 抗静电剂; 金属钝化剂; 防锈剂

中图分类号: TQ628.82 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-9263(2017)04-117-06

Influence of Additives in Jet Fuel to the Anti-wear Agent T1602

HU Zequn¹ ZHANG Shitang² LIANG Libo³ LI Jin⁴

(1. Navy Institute of Logistics Technology & Equipment, Beijing 100072, China; 2. Unit 65813 of PLA, Shenyang Liaoning 110163, China; 3. Air Force FOL Research Institute, Beijing 100056, China)

Abstract: The influence of naphthenic acid as anti-wear additive on the lubricating properties of jet fuel, and the compatibility of naphthenic acids with other additives in jet fuel were evaluated, using high frequency reciprocating rig (HFWR) apparatus and Ball-on-cylinder lubricity evaluator (BOCLE). The results show that the jet fuel has a good sensibility of naphthenic acid, it can meet the lubricity request of military jet fuel by adding 10 $\mu\text{g/g}$ of naphthenic acid, meet the lubricity request of the jet fuel used in diesel engines by adding 100 $\mu\text{g/g}$ of naphthenic acid and meet the lubricity request of marine diesel fuel by adding 60 $\mu\text{g/g}$ of naphthenic acid. The naphthenic acid has a great compatibility with other additives including anti-static agent, metal deactivator and anti-rising agent, it has good synergistic effect with anti-rising agent, weak synergistic effect with anti-static agent and no synergistic effect with metal deactivator.

Keywords: jet fuel; naphthenic acid; lubricity improver; anti-static additive; metal deactivator; anti-rising agent

喷气燃料的润滑性也称为抗磨性, 抗磨性的好坏对发动机燃油供应及轴调节、油泵使用寿命乃至飞行安全均极为重要。在飞机发动机燃料供给系统和燃料控制单元中, 以燃料泵制油设备条件, 其中对燃料润滑性敏感的是柱塞泵, 柱塞与柱塞达到了高负荷和高温条件, 燃料系统设计材料是铜合金会导致设备坏燃料润滑性又轴径各部位区别, 不同生产工艺的喷气燃料润滑性能各异, 非加氢精制工艺润滑性能最好, 精制工艺次之, 加氢裂化最差 (柱塞直径 WSD 值在 0.80 mm 以上)^[1]。改善喷气燃料润滑性最有效的方法就是加入抗磨剂^[2], INZINKAO 等^[3]研究发现添加 20 $\mu\text{g/g}$ 的环烷酸就能够满足俄罗斯 RT 军用喷气燃

料的抗磨要求。国内曾研究过环烷酸对高闪点喷气燃料润滑性的影响^[4], 李进等人^[5]分别采用高频率往复试验机 and 球柱抗磨性评定仪考察了环烷酸用作喷气燃料抗磨剂时的润滑性能及其润滑机制, 结果表明, 环烷酸添加量为 60 $\mu\text{g/g}$ 时即可同时满足航空及发动机和柴油发动机对燃料润滑性的需求, 郑晓等人^[6]考察了喷气燃料其他添加剂对环烷酸抗磨剂 T1502 感受性的影响, 发现防锈剂使得电导率升高, 抗静电剂和金属钝化剂使得电导率降低, 防锈剂、抗磨剂和金属钝化剂协同使用时电导率呈下降趋势。

参照美国材料与试验协会采用的航空涡轮燃料润滑性测量方法 ASTM D388-1996^[7], 美国石化行业等效采用 SH/T 0687-2000 法测量喷气燃料的润滑性能^[8], 国标 3 号喷气燃料 GB 6536-2006^[9]规定民用喷气燃料柱塞直径 WSD 值要求小于 0.5 mm, 军用 3 号

喷气燃料 W50 值要求小于 $0.65 \mu\text{m}$ 。参照国际标准 ISO 1256-1 采用高转速反试验机来评定柴油的稠化性能^[1]。我国石化行业采用 SH/T 0745-2005 法测量柴油的稠化性^[2]。参照欧盟 EN 240-1998《车用柴油》制定的 GB 19147-2003《车用柴油》^[3]，要求稠化直径 WSL-4 值不大于 $460 \mu\text{m}$ 。参照国际通用馏分燃料规范 ISO 8217-2010《船用燃料油规格》^[4]，我国等效标准规范为 GB/T 17401-2002《船用燃料油》^[5]，其中稠化性控制指标定为稠化直径 WSL-4 值不大于 $520 \mu\text{m}$ 。

为了考察喷气燃料其他添加剂对环烷酸抗稠化剂稠化性能的影响，本文作者分别采用高转速反试验机 (HRHC)、球柱稠化性测定仪 (BCCIC) 考察环烷酸对喷气燃料稠化性的影响，并考察了环烷酸与喷气燃料其他添加剂的配伍性及对水分离性能的影响。

1 试验仪器与原料

试验采用的美国 PCS 公司生产的 HRHC 高转速反试验机，其工作原理如图 1 所示。试验方法：在 2 N 载荷下，上试件（钢球）以 30 Hz 频率，1 mm 往复冲程在下试件（圆环钢片）上进行往复运动，点接触产生摩擦。接触部位完全浸没于 60 °C 的 2 mL 试验油样中，75 min 后测量上试件表面直径并比较其原作为柴油稠化性评定值 WSL-4（单位为 μm ）。

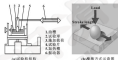


图 1 HRHC 仪器结构和工作示意图

Fig. 1 Schematic of HRHC testing machinery: (a) structure of testing machinery; (b) schematic of test method

试验采用的 ABE-SL 型球柱稠化性测定仪，为美国阿维贝尔公司生产。试验方法：在 60 N 压力载荷下，上试件（钢球）处于固定，下试件（圆环）以 240 r/min 速度转动，下试件的下部位完全浸没于 25 °C 的 30 mL 试验油样中。试验前先将油样预处理 15 min（处理条件为 0.5 L/min 和 3 L/min 的流速空气分别吹油样的底部和上表面进气，相对湿度为 10% 的空气以流速 3 L/min 流过油样上表面），试验 30 min 后在显微镜下测量上试件的磨损直径，即 W50（单位为 μm ）。

试验采用的其他仪器：水分含量数测定仪

MSAP，美国 MARRX 电子仪器公司生产；HL2000 型光学显微镜，日本 NIKON TECHNO 公司生产；KQHXF 型恒温超声波清洗机，昆山超群仪器有限公司生产。

试验采用的主要原料：环烷酸 T602 剂群剂，中石化某添加剂厂生产，其理化指标如表 1 所示；喷气燃料，中石化某炼油厂生产，其部分理化指标如表 2 所示。

表 1 环烷酸技术规格

Table 1 The property of naphthenic acids

性 质	要求	实测	测试方法
外观(以 ISO 计)	黄色	241.75	GB/T 3535
$\rho(20^\circ\text{C})/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$			
稠化率(以 ISO 计)	<120	286.50	GB/T 3535
$\rho(20^\circ\text{C})/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$			
酸含量分数 $w/\%$	<0.5	0.18	
馏程 $^{\circ}\text{C}$			
初馏点	<160	208	GB/T 6536
90% 馏出温度	>150	193	

表 2 喷气燃料品质规格

Table 2 Principal property of jet fuel

项 目	合格范围	检测方法
颜色/外观	黄色	GB/T 3535-2000
总酸值(以 ISO 计) $\rho/(\text{mg}\cdot\text{g}^{-1})$	0.0029	GB/T 12574-2000
总硫含量分数 $w/\%$	11.1	GB/T 11142-2008
总氮含量分数 $w/\%$	1.9	GB/T 11142-2008
机械杂质含量分数 $w/\%$	0.0007	GB/T 1792-2000
总碱金属含量分数 $w/\%$	0.0002	GB/T 380-2000
馏程 $^{\circ}\text{C}$		GB/T 6536-2000
初馏点	184.1	
10% 回收温度	198.3	
20% 回收温度	202.9	
30% 回收温度	211.3	
40% 回收温度	218.2	
终馏点 $^{\circ}\text{C}$	261.7	
密度(20 °C) $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	0.825	GB/T 380-2000
水分含量值	98	GB/T 18620-2000
凝固点 $^{\circ}\text{C}$	23	GB/T 382-2000
冰点 $^{\circ}\text{C}$	43.12	GB/T 382-2000
铜不溶物(100 °C, 2 h) $w/\%$	0	GB/T 9851-2000
铜不溶物(100 °C, 2 h) $w/\%$	0	GB/T 9851-2000
十六烷值指数	42	GB/T 386-2000
WSL-4 μm	708	GB/T 1784-2000
W50 μm	0.819	GB/T 10687-2007

2 结果与分析

2.1 抗静电添加剂考察

图2给出了环境瓶的 HFBR 测试和 BOCKLE 评价结果。超细燃料基础组分 BOCKLE 测试管嘴直径为 0.319 mm , HFBR 测试管嘴直径为 $305\text{ }\mu\text{m}$, 随着环境瓶添加剂的增加, BOCKLE 曲线和 HFBR 曲线呈下降趋势。采用 BOCKLE 评价耐磨性时, 环境瓶质量分数为 $20\text{ }\mu\text{g/g}$ 以内时曲线迅速下降, 质量分数为 $20\text{--}100\text{ }\mu\text{g/g}$ 时曲线缓慢下降, 环境瓶质量分数为 $10\text{ }\mu\text{g/g}$ 以上时即可满足车用燃气燃料管嘴直径 WSD 值不大于 0.45 mm 的要求, 说明在低剂量添加时燃气燃料对环境瓶的感受性较好。采用 HFBR 测试耐磨性时, 添加量低于 $40\text{ }\mu\text{g/g}$ 时环境瓶燃气燃料耐磨性的提高无效果, 添加量为 $40\text{--}80\text{ }\mu\text{g/g}$ 时曲线迅速下降, 添加量为 $80\text{--}180\text{ }\mu\text{g/g}$ 时曲线缓慢下降, 环境瓶添加量为 $80\text{ }\mu\text{g/g}$ 以上时即可满足车用燃料耐磨性管嘴直径 WSL4 值不大于 $460\text{ }\mu\text{m}$ 的要求, 添加量为 $40\text{ }\mu\text{g/g}$ 以上时即可满足船用部分柴油燃料耐磨性关于的要求管嘴直径 WSL4 值不大于 $520\text{ }\mu\text{m}$ 的要求。



图2 BOCKLE和HFBR上Ti602添加量对燃气燃料耐磨性的影响

Fig. 2 Impact of sulphuric acid mass fraction on the lubrication properties of jet fuel on BOCKLE and HFBR

2.2 抗静电与其他添加剂的配伍性

参照 GB 6577-2006 (3号燃气燃料) 标准, Ti602 的加入量不大于 20.0 mg/L , 考察环境瓶抗磨剂 Ti602 在燃气燃料中与其他添加剂的配伍效果。

2.2.1 抗静电剂

燃气燃料在生产、储运、加注、使用过程中极易产生静电荷, 由于静电荷积累速度相当快, 当其积累到一定程度时, 会产生静电火花, 点燃爆炸性混合气, 往往酿成重大灾害。抗静电剂的加入有助于增加油品在其流中的电荷滞留, 防止电荷高度积累。

参照 3 号燃气燃料标准 GB 6577-2006, 抗静电剂一般采用 NaAc 450 或 T1502, 初次加入量不大于 2.0 mg/L , 累计加入量不大于 5.0 mg/L , 抗静电剂与环境瓶抗磨剂 Ti602 配伍性能的考察结果见图 3, 结果表明, 抗静电剂添加质量分数为 $5\text{ }\mu\text{g/g}$ 时, 随着抗静电剂添加量的增加, 燃气燃料的耐磨性有改善的趋势; 抗静电剂对燃气燃料的耐磨性影响较小, 与 Ti602 有较好的协同效应。



图3 BOCKLE上抗静电剂对燃气燃料耐磨性的影响

Fig. 3 Impact of antistatic agent concentration on the lubrication properties of jet fuel on BOCKLE

2.2.2 金属钝化剂

燃气燃料在贮存、输送和使用过程中常会接触多种金属, 如铜、铁、铝等, 这些金属会明显加快燃料的氧化速度, 促进胶质和沉积物的生成, 金属钝化剂不是必需的添加剂, 炼油厂根据燃料来源和生产工艺选用。

参照 3 号燃气燃料标准 GB 6577-2006, 金属钝化剂 N, N' -二亚水杨-0, 2-丙二胺 (TI201), 初次加入量不得超过 2.0 mg/L , 总量不得超过 5.7 mg/L , 金属钝化剂对 80% 燃料基础组分的耐磨性及与 Ti602 抗磨剂的配伍性考察结果见图 4, 结果表明, 金属钝化剂对燃料耐磨性的促进效果不明显, 与抗磨剂无明显的协同作用, 但对抗磨剂并无副作用。



图4 金属钝化剂对燃气燃料耐磨性的影响

Fig. 4 Impact of metal deactivator concentration on the lubrication properties of jet fuel

2.1.3 除冰剂

喷气燃料中始终会存在一定量的除冰剂, 除冰剂量一般在百万分之十几至几十的范围内变化, 其大小除与喷气燃料本身的烃类化学组成有关外, 主要还与外界的大气温度和相对湿度有关, 温度越高, 湿度越大, 除冰剂越多^[1]。当温度下降至 0℃ 以下时, 会在燃料中形成不同形状的冰晶体, 燃料在泵下产生的冰晶体可能堵塞飞机发动机的输油系统(如滤网、阀门和管线), 引起供油中断, 使发动机出现故障甚至空中熄火, 造成严重的飞机事故。美国、英国和俄罗斯等国家都明确规定军用喷气燃料中必须加入一定量的除冰剂。

参照 3 号喷气燃料标准 GB 6530-2006, 除冰剂加入体积分数为 0.10%~0.15%, 除冰剂与机静用 T1602 配合性能的评价结果见图 5。结果表明, 除冰剂的加入量越高则直径越小, 二者表现出一定程度的协同效应。



图 5 除冰剂对喷气燃料除冰性能的影响

Fig. 5 Impact of anti-icing additive on the lubrication properties of jet fuel

2.2 环境酸对水分分离指数的影响

燃料中的表面活性物质易导致油水不分离、沉降困难等问题, 直接影响喷气燃料的水分分离性能, 一旦水分分离指数不合格, 过滤器寿命就会缩短, 甚至影响喷气燃料的使用。

参照 3 号喷气燃料 GB 6537-2006 对水分分离性能的要求, 不加机静电剂时水分分离指数不小于 85, 加入机静电剂时水分分离指数不小于 70, 采用 SH/T 6646(手摇式分离仪) 试验方法来测量 T1602 机静剂在不同添加剂量下对通用燃料水分分离指数的影响, 并与其他样品进行对比分析。从图 6 中可见, 环境酸对水分分离指数的影响很小, 在喷气燃料机静剂允许添加剂量之内能够满足我国 GB 6537-2006《3 号喷气燃料》对水分分离指数(不加机静电剂时)不小于 85 的要求。



图 6 环境酸对喷气燃料水分分离指数的影响

Fig. 6 Impact of sulphuric acids on water separation index of jet fuel

3 结论

(1) 喷气燃料对环境酸具有较好的感受性, 添加量在 10 $\mu\text{g/g}$ 以上时能满足喷气燃料润滑性能要求, 喷嘴直径不大于 0.65 mm 的规定, 而添加量在 60 $\mu\text{g/g}$ 时则达到通用部分燃料润滑性能要求, 喷嘴直径不大于 520 μm 的使用要求, 添加量在 100 $\mu\text{g/g}$ 时可满足军用要求, 对润滑性能规定喷嘴直径不大于 460 μm 的要求。

(2) 环境酸与喷气燃料其他添加剂具有较好的感受性, 与除冰剂具有较好的协同效应, 与机静电剂具有较好的协同效果, 与金属钝化剂无协同作用, 环境酸对喷气燃料水分分离指数的影响不大, 可满足 3 号喷气燃料对水分分离指数的要求。

参考文献

- [1] 梅志平, 张卓忠. 军用喷气燃料润滑性的研究[J]. 润滑与密封, 2009, 36(2): 130-132.
TAN Z P, ZHANG Z C. The Assessment of the lubrication characteristics of No.3 jet fuels[J]. Lubrication Engineering, 2009, 36(2): 130-132.
- [2] 梅志平, 张卓忠. 通用喷气燃料添加剂的发展[J]. 石化技术应用, 2008, 27(4): 3-8.
HAN H L, ZHANG Z C. The research progress of jet fuel additive[J]. Petrochemical Industry Application, 2008, 27(4): 3-8.
- [3] DEWEEKER P A, TAMM L, VAN S N, POPPIEL G V. Sulphuric acids as anticorrosive additives for jet fuels[J]. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, 1996, 30: 67-8.
- [4] 王欢, 梅志平, 梅志平. 军用喷气燃料润滑性能的研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(7): 60-63.
WANG X, MEI Z X, TAN Z P. Study on the lubricity of light-kerosene jet fuel[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(7): 60-63.
- [5] 李忠, 梅志平, 梅志平. 军用环境酸用喷气燃料润滑剂添加剂及其润滑研究[J]. 石油工程学报, 2009, 31(1): 31-35.
LI J, MEI Z X, CHEN C X, et al. Effect of sulphuric acids on lubricity of jet fuel and its anticorrosive mechanism[J]. Journal of Logistical Engineering University, 2009, 31(1): 31-35.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-9210.2017.04.022

基于光吸收的润滑油劣化传感技术研究

陈国杰^{1,2} 凌建波¹ 何佳乐¹ 陈龙^{1,2}

(1. 广州机械科学研究院有限公司 广东广州 510525;

2. 武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430070)

摘要: 根据润滑油老化后颜色变深的特性, 研究一种基于光吸收的润滑油劣化传感技术来测定润滑油的颜色, 从而检测润滑油的劣化状态。根据这个思路, 设计开发一款油液颜色传感器, 可实时在线采集润滑油的颜色信息, 并将数据发送到 PC 端的数据库中, 设计润滑油高温老化方案, 并采用实验室色度仪和颜色传感器定期监测润滑油老化样品。结果表明: 随着老化时间的增加, 润滑油的目视颜色不断加深; 通过对制备老化油液的数据与对比分析发现, 所研发的传感器的颜色输出、光强输出与实验室测得的润滑油色号之间都具有很强的相关性, 表明该油液颜色传感器可用于检测油液的颜色变化和劣化程度。

关键词: 在线监测; 颜色; 润滑油劣化; 油液监测

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-9210(2017)04-0119-04

Research of Oil Degradation Sensing Technology Based on Light Absorption

CHEN Mirje^{1,2} XIAN Jianbo¹ HE Jiale¹ CHEN Long^{1,2}

(1. Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510525, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430070, China)

Abstract: According to the properties that lubricating oil turns dark after aging, lubricating oil degradation sensing technology based on light absorption was researched to determine the color of the lubricating oil, so as directly to detect the degradation state of lubricating oil. According to this principle, an oil color sensor was designed and developed to gather the real-time online lubricating oil color information, and send the data to the database on PC. High temperature lubricating oil aging program was designed, and the aging lubricating oil samples was monitored regularly with laboratory chromaticity and color sensor. The result shows that with the increase of aging time, visual color of lubricating oil is deepening. Through the testing and comparison analysis to the aged oil, the color output and light intensity output of the sensor have strong correlation with the color number tested by instrument in oil lab, indicating that the oil color sensor can be used to detect the color and the degree of degradation of lubricating oils.

Keywords: on-line monitoring; color; lubricating oil oxidation; oil monitoring

润滑油在使用中不可避免地会因为各种因素产生老化, 由此降低润滑油的使用性能, 从而影响机械设备的运行, 甚至引发机械故障的严重后果^[1]。当润滑油发生老化时, 大分子会分解成较小的极性分子,

这些极性分子聚集成为胶、脂等物质, 使润滑油的有机质含量增高, 颜色变深^[2]。

目前用于监测润滑油老化的实验室手段主要有酸碱滴定、红外光谱, 而在实时监测手段主要有介电常数法^[3]。介电常数法测油品氧化也被称为“油品品质”, 其原理是当油液中的老化产物、金属颗粒和水的含量增加时, 油液的介电常数会增大。但实验研究和实际应用表明^[4], 水对介电常数的影响远大于油液老化和金属颗粒, 因此根据根据油液的介电常数来判断为老化或是哪怕微量水分污染。

本文作者研究了一种基于光吸收的润滑油劣化的

• 基金项目: 黄埔区应用基础研究中心 (201600000401); 广州市珠江区项目 (201600000401); 广东省科技计划项目 (20155000004012)。

收稿日期: 2016-10-18

作者简介: 陈国杰 (1983-), 男, 博士研究生, 高级工程师, 主要研究方向为设备润滑故障诊断与状态检测技术研究。E-mail: chenmirje@gucci.com

测技术,并结合 GB/T 6540-1986《石油产品颜色测定法》^[1]标准,将润滑油在老化过程中对光的吸收特性,简化为直线的颜色等级,方便实验室分析人员和运输人员通过油液颜色判断润滑油的使用寿命。

1 基于光谱学的润滑油劣化检测原理

色度学理论认为,任何颜色都可由红(R)、绿(G)、蓝(B)3种基本颜色按不同的比例混合得到,因此RGB被称为三原色^[2]。在图1所示的CIE-1931色度标准系统中,色度XYZ三刺激值与RGB直接转换关系式如下:

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.3689 & 1.7517 & 1.1302 \\ 1.0000 & 4.5907 & 5.2943 \\ 0.0563 & 1.1302 & 0.0060 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R \\ G \\ B \end{bmatrix} \quad (1)$$

再转换为CIE-1930色度坐标:

$$\begin{cases} x = \frac{X}{X+Y+Z} \\ y = \frac{Y}{X+Y+Z} \\ z = 1-x-y \end{cases} \quad (2)$$



图1 CIE-1931色度坐标系

Fig.1 CIE-1931 color rating coordinate diagram

Lambert-Beer定律认为,一束波长 λ 的单色光通过有色溶液时,由于一部分光被有色溶液中的吸光粒子吸收,故光的辐射就减弱,有色物质的浓度越大,有色物质的吸光粒子数越多则吸收到的光也越多,通过的光越少,数学表达式为

$$\lg\left(\frac{I_0}{I}\right) = KcL \quad (3)$$

式中: I_0 为入射光强度; I 为透射光强度; K 为比例系数; L 为光程; c 为吸光物质浓度, $cm \leq L$ 。

润滑油在整个生命周期中都是—种复杂的混合物,油液中不仅有包含着多种C原子数碳、多种异构形式碳链的基础油,还有为改变油液性能而加入的各种添加剂,使用过的油液中还包括着油液的降解产物以及可能的外界污染物,除金属离子污染物,微量外界污染物引起润滑油颜色的改变,在外界污染物改变油液颜色的程度之前,就可以通过温度、水分、酸值计数等手段发现,离子污染也可以通过光谱元素分析检测,因此,油液在使用过程中的颜色变化,可以认为是来源于油液的老化产物浓度增加而改变了其吸光度^[3],因此同样适用于Lambert-Beer定律,并且可以用式(3)进行简化,得下式:

$$\lg\left(\frac{I_0}{I}\right) = KcL \quad (4)$$

式中: Kc 为总的吸光系数; L 为光程; cm 。

在油液老化过程中,氧化物增多,颜色加深, Kc 值会增大,这也可描述为润滑油中氧化物浓度正比于其颜色深度,若已知入射光强度 I_0 和光程 L ,通过测量透射光强度 I 就能反映出当前油液的颜色。

事实上,油液监测中提到的红外光谱法也是基于Lambert-Beer定律^[4],但由于红外光谱对实验环境的要求较高,很难实现快速化、可移动和高可靠性,因此,本文作者研究一种具有较强环境适应性,能够直观反映油液老化程度的传感器。

2 传感器设计

油液颜色检测传感器如图2所示,包括壳体、发光管和光采集板,壳体包括油液流通管道、定位槽槽、密封固定孔和拆卸附件固定孔,光源发生组件和光采集板分别位于油液流通管道的两侧,在油液直接流过装有传感器的油液流通管道时完成油液的颜色检测,管道上设有2个透光孔,透光孔设置在油液流通管道的透光孔上,确保光路不受影响的同时两侧电路板不被污染,光采集板可以即时地检测不同标准的油液色度号,光采集板上布有光电二极管阵列,直接获得检测油液的RGB值,通过数据通信的端口传输到电脑上并保存。

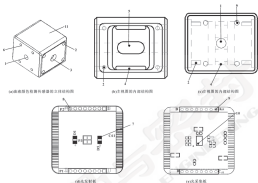


图2 油液颜色检测传感器的结构图 (a) 油液颜色检测传感器的3D透视图 (b) 主视图内部结构图 (c) 左视图内部结构图 (d) 发光板板图 (e) 接收板板图

图2 油液颜色检测传感器的结构图

Fig. 2 The structure of oil color detection sensor (a) three-dimensional structure of oil color detection sensor (b) internal structure of the main view (c) internal structure of the left view (d) the light emitting board (e) the light acquisition board

3 润滑油颜色老化试验对比分析

试验选用壳牌多宝[®]工业重汽润滑油模拟汽轮机油, 在100℃的环境中连续高温老化, 每24h取样一次, 抽样按照 GB/T 2688-2006《石油产品

色度测定》检测色度, 同时对开发的油液颜色传感器进行检测。设置传感器的入射光强为1300 lux, 光程为4 cm, 传感器实验结果与按 GB/T 2688-2006检测结果对比如表1所示。

表1 标准值与实际检测值对比

Table 1 The actual output value and standard comparison

色度	标准 ₁	标准 ₂	实际 ₁	实际 ₂	平均透射光强/1Lux
0.5	0.002	0.275	0.59	0.59	976.3
1	0.009	0.275	0.61	0.60	901.25
1.5	0.021	0.060	0.62	0.61	500.5
2	0.032	0.042	0.63	0.61	67.05
2.5	0.002	0.116	0.67	0.65	27.625
3	0.011	0.500	0.68	0.65	38.125
3.5	0.04	0.359	0.69	0.65	11.075
4	0.071	0.128	0.72	0.65	6.0125
4.5	0.108	0.296	0.80	0.65	1.275

从表4可以看出,随着色度的增加,其对应的CIE-1931色度坐标上 a^* 逐渐增加,而 b^* 逐渐减小。从传感器的输出可以看出,实际的 a^* 值与标准值具有较强的相关性,如图3所示。但实际的 b^* 值与标准值无明显的关联性,如图4所示。说明通过颜色 a^* 值可以反映油液颜色的变化。



图3 颜色坐标系上实际 a^* 值与标准值对比

Fig. 3 Measured values and standard values of a^* in color coordinate system



图4 颜色坐标系上实际 b^* 值与标准值对比

Fig. 4 Measured values and standard values of b^* in color coordinate system

从图5和图6可以看出,随着润滑油的老化,颜色变深,对光的吸收深度也越厚越大。通过对6种型号被测数据的散点图分析还可看出,不同型号型号的光吸收深度具有较大的分散度。这说明可以通过光吸收深度来判断油液的颜色,进而获得油液的老化信息。



图5 从色度0.5~2.0的散射光强度散点图

Fig. 5 Light intensity from color rate 0.5 to 2.0



图6 从色度2.5~4.5的散射光强度散点图

Fig. 6 Light intensity from color rate 2.5 to 4.5

4 研究遇到的难点与问题

通过对润滑油老化传感器技术的研究,以及传感器的开发与润滑油模拟老化试验,证明通过基于光吸收的传感技术可以用于判断润滑油老化引起的颜色变化。但在研究的过程中也发现了一些问题,包括:

- (1) 很难获得将黄色号润滑油的颜色坐标 a^* 值;
- (2) 当润滑油色号大于3后,光吸收检测精度下降,不利于黄色号油液的颜色;
- (3) 润滑油在100℃下的老化速率慢,导致研究周期较长;

针对以上问题,在传感器采用长波光谱等性能开展进一步的研究。

5 结论

(1) 根据润滑油老化后颜色变深的特性,提出了基于光吸收的润滑油老化传感技术。该技术可用于测定润滑油的颜色,也可以直接用于检测润滑油的老化状态。

(2) 设计开发了一款油液颜色传感器,可实时在线地采集到油液的颜色信息,并将数据发送到PC端的数据库中。

(3) 对润滑油在高温下模拟老化结果表明,随着老化时间的增加,润滑油的目视颜色不断加深。

(4) 通过对模拟老化油液的控制与对此分析发现,所研发的传感器的颜色输出、光强输出与润滑油的色号之间都具有很强的相关性,表明该传感器可用于检测油液的颜色和分析油液的老化程度。

参考文献

- [1] 陈明杰,严飞,陈敏. 基于近红外光谱法润滑油颜色测量的研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 100-102.
- [2] CHEN M J, YAN F, CHEN M, et al. Study on total acid number measurement of lubricant under actual application by infrared spectrometry[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(2): 101-102.
- [3] 陈克平,刘忠,葛四九. 基于电位电极的润滑油酸值测定方法[J]. 润滑与密封, 2009, 34(11): 106-108.
- [4] LIU K P, LIU H, GE S J. Determination of acid number for various lubricating oils based on potential jump[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(11): 106-108.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.04.023

基于 Kriging 模型的特林发动机密封腔压力多目标优化^{*}

解成¹ 曾威² 王引立²

(1. 西安学院机械工程学院 陕西西安 710025; 2. 中南大学交通与运输工程学院 湖南长沙 410075)

摘要: 为提高斯特林发动机活塞密封结构密封性能,减少密封结构的磨损量,以某型斯特林发动机为对象,将密封腔压力作为优化变量,分别以密封环的磨损量、密封环与活塞裙部的接触应力为响应指标,构建活塞环密封环的磨损性能和密封性能 Kriging 模型;以提高密封结构的性能、降低密封结构的磨损量为优化目标,以构建的 Kriging 模型为目标函数,建立斯特林发动机密封腔压力多目标优化模型,使用 NSGA-II 算法对密封腔压力范围进行多目标寻优,得到斯特林发动机密封腔压力的优化值为 4.99 MPa,利用斯特林发动机密封性能试验平台进行试验,结果表明,优化的密封腔压力在保证活塞环密封结构密封性能的同时,能够有效减少密封环的磨损量。

关键词: 斯特林发动机; 活塞环密封; Kriging 模型; 密封腔压力

中图分类号: TH122; TH13 **文献标志码:** A **文章编号:** 0278-9099(2017)04-0023-06

Multi-objective Optimization of Sealing Chamber Pressure for Stirling Engine Based on Kriging Model

XIE Cheng¹ ZENG Wei² WANG Yinli²

(1. School of Mechanic Engineering, Xi'an University, Xi'an Shaanxi 710025, China; 2. School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha Hunan 410075, China)

Abstract: In order to enhance the sealing property of piston rod dynamic seal structure of Stirling engine and reduce the wear loss of seal structure, taking a type of Stirling engine as an object, the Kriging models of wear performance and sealing property of piston rod sealing ring were established, in which the response values are the wear loss of sealing ring, and contact stress between sealing ring and piston rod, the design variable is the sealing chamber pressure. To regard the minimum value of wear loss and maximum value of contact stress as the optimization objects, to take the established Kriging models as the objective functions, the optimization model of the sealing chamber pressure was constructed. The optimum value of the sealing chamber pressure was sought by the NSGA-II algorithm, and the concrete value was 4.99 MPa. The test results obtained by sealing performance test device indicate that the optimum sealing chamber pressure can guarantee the piston rod sealing performance, and also reduce the wear loss of sealing ring effectively.

Keywords: Stirling engine; piston rod seal; Kriging model; working chamber pressure

斯特林发动机密封腔压力直接影响活塞杆密封结构的材料磨损量和密封性能,优化斯特林发动机密封腔压力,在确保活塞杆密封结构密封性能的基础上,合理控制密封材料磨损量,对保证斯特林发动机的工效率,提高斯特林发动机的使用寿命和工作可靠性具有重要作用。为了提高斯特林发动机的密封性能,杨东星等^[1]和 CHANG^[2]设计了一种新型的组合式活塞杆密封结构,提高了斯特林发动机的密封性能。杨

东星、张成^[3]针对活塞杆密封结构的特点,使用新型填充聚四氟乙烯编制作密封结构,提高了斯特林发动机的密封性能。曾威等人^[4]以活塞杆密封环形问题为对象,建立活塞密封结构的流固耦合模型,分析了静、动态条件下各活塞密封腔内压力-流量关系,为密封结构的流固特性计算提供了有效的数值计算模型。张磊等人^[5]通过理论计算的方式,得到了活塞热端径向间隙、冷端径向间隙和长度对密封性能的影响规律,为密封结构的优化提供了理论依据。上述文献分别从斯特林发动机活塞杆密封结构、密封材料和密封性能影响因素 3 个方面开展了相关研究,提高了斯特林发动机密封结构的密封性能,对保证斯特林发动机的工效率具有重要作用。但是,目前针对斯特林发动机密封腔压力对密封结构磨损量和密封性能的影

* 基金项目: 陕西省教育厅科研基金项目(14JQ22202); 西安学院科研基金项目(XJ150228; XJ140220)。

收稿日期: 2016-08-20

作者简介: 解成(1980—), 女, 硕士, 讲师, 研究方向为斯特林发动机密封结构。E-mail: jiec@xaxu.edu.cn

响的研究还较少。

为了在保证斯特林发动机活塞杆密封结构密封性能的同时,尽量降低密封结构的磨损失,延长密封结构的使用寿命,本文作者针对斯特林发动机活塞杆动密封结构的工作特点,考虑密封环工作压力对磨损失和密封性能的影响,通过磨损失试验和有限元数值计算方法,构建面向活塞杆密封结构磨损失性能和密封性能的 Kriging 模型,以此为基础,设计优化密封环压力的多目标优化模型,通过多目标优化计算,获得具有全局最优性的斯特林发动机密封环压力值。

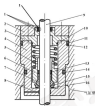


图1 斯特林发动机活塞杆动密封结构

Fig.1 Dynamical seal structure of the piston rod for the Stirling engine

如图1所示的动密封结构放大图1,为了提高槽式密封环的密封性能,需要在活塞杆密封环内充满压力介质,利用密封环压力 p_c 作用在O形密封环上,随之产生除自身预紧力之外的二次挤压,增加密封环密封性能,图中,A、C位置属于动密封,B、D、E位置属于静密封。

根据槽式密封结构的密封原理,增加密封环压力 p_c ,能够使O形密封环作用在密封环上的二次挤压增加,提高动密封结构的密封性能;与此同时,也会增加密封环的磨损失,导致密封结构使用寿命降低。因此,选择合理的密封环压力 p_c ,对于保证该密封结构的密封性能,延长密封结构使用寿命具有重要作用。

2 斯特林发动机活塞杆密封结构磨损失与密封性能 Kriging 模型

2.1 Kriging 模型

Kriging 模型是一种估计方差最小的无偏估计模型,能以已知数据样本的动态构造为基础,充分考虑

1 斯特林发动机活塞杆密封结构

活塞杆密封结构密封结构^[1]如图1所示,主要由静密封结构和动密封结构2个部分,其中,动密封部分主要包括槽式密封环1与动密封,两者安装于活塞杆9上,槽式密封环密封使用具有自润滑能力的填充聚四氟乙烯树脂制成,与活塞杆行程过盈配合,为了补偿活塞杆与密封环运动过程中产生的磨损失,在密封环外设置了O形密封环,通过向密封环施加径向压力,达到自锁紧目的。



1 槽式密封环结构放大图

- 1 槽式密封环
- 2 密封环
- 3 密封环
- 4 密封环
- 5 密封环
- 6 密封环
- 7 密封环
- 8 密封环
- 9 密封环
- 10 密封环
- 11 密封环
- 12 密封环
- 13 密封环
- 14 密封环
- 15 密封环
- 16 密封环
- 17 密封环
- 18 密封环

变量在取值范围内的相关结构,较好地拟合密封环材料磨损失和密封环压力随密封环压力变化的非线性关系,Kriging 模型包括回归部分和非参数部分^[2]:

$$y(x) = F(\beta, X) + Z(X) \quad (1)$$

其中, X 为近似模型设计变量; $F(\beta, X)$ 为关于 X 的已知函数确定的回归模型,可表示为

$$F(\beta, X) = \beta_0 f_0(x) + \beta_1 f_1(x) + \dots + \beta_m f_m(x) = \beta^T [f_0(x) f_1(x) \dots f_m(x)]^T = \beta^T \Phi(x) \quad (2)$$

式中: β 为回归系数; $f_i(x)$ 为事先确定的基函数; m 为训练样本的样本点数。

$Z(X)$ 是均值为0,方差为 σ^2 的随机过程,两函数点间的协方差为

$$\text{Cov}[Z(x_1), Z(x_2)] = \sigma^2 R(x_1, x_2) \quad (3)$$

其中: σ^2 为随机过程方差; R 为 $m \times m$ 阶的对称正定矩阵; $R(x_1, x_2)$ 是 m 个样本点中任意两个样本点 x_1 与 x_2 的空间相关函数,工程应用中通常采用 Gaussian 相关函数:

$$k(x_i, x_j) = \exp\left(-\sum_{l=1}^k R_l |x_i^l - x_j^l|\right) \quad (4)$$

其中, k 为变量数目; x_i^l, x_j^l 为样本点 x_i, x_j 在第 l 个方向上的坐标; R_l 为相关性系数; $x_i^l - x_j^l$ 为样本点 x_i, x_j 第 l 个元素的差值。

则可得到任意试验点 x 的响应值 $y(x)$ 与方差估计 $\hat{\sigma}^2$ 为

$$y(x) = \hat{\beta} + \sigma(x)^T R^{-1}(y - \hat{\beta}) \quad (5)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} (y - \hat{\beta})^T R^{-1}(y - \hat{\beta}) \quad (6)$$

其中, r^l 为长度为 n 的相关向量; f 为长度为 n 的单位向量; $\hat{\beta} = (f^T R^{-1} f)^{-1} f^T R^{-1} y$ 。

利用式 (6) 计算得到 Kriging 全局模型的无偏方差估计值 $\hat{\sigma}^2$ 。

利用极大似然估计 MLE 求解模型的相关参数 R , 即求解式 (7) 的非线性无约束问题:

$$MLE = \max_{R} \left\{ -\frac{1}{2} (\ln |R| + \ln |R|) \right\} \quad (7)$$

得到 Kriging 模型的相关参数 R 后, 计算得到试验点 x 与已知样本数据之间的相关向量 r^l , 通过式 (5) 得到响应值, 即可得到对应密封压力 p 下的密封环密封量和接触应力值。

2.2 全密封密封环密封性能与密封性能评价

2.2.1 密封环密封性能试验方案

密封环式密封环的材料为聚四氟乙烯 (PTFE, Polytetrafluoroethylene), 属于一种高分子量、高热稳定性的热塑性材料。为了获得密封环在不同压力下的密封性能, 使用 MTS-111 型电液式摩擦磨损试验机对材料的摩擦磨损性能进行评价^[6], 其试验方案如图 2 所示。



图 2 动态密封环密封性能试验装置

Fig. 2 Testing apparatus of the dynamical seal ring performance

随着压力 p 的增加, 材料变形使得摩擦副接触面积增加, 在正交滑动摩擦力的作用下, 密封环密封环密封量增加。通过加载不同的压力 p , 即可获得密封环在不同压力下的密封量 V , 用来衡量密封环的密

封性能。

2.2.2 密封环密封性能评价有元元模型

为了获得密封环密封结构在不同密封压力 p 下的密封性能, 以密封环与密封件的接触应力 σ 作为坐标, 接触应力越大, 表明其密封性能越好。基于密封环的实际工况, 参照图 1 密封结构放大图, 使用 FLASK2D 对密封环和密封件进行单元划分; 考虑密封环与 O 形橡胶圈的大变形特性, 分别使用 FLASK12D 单元和 PLANS12D 单元对两者进行划分, 构建密封结构的有限元模型, 如图 3 所示。



图 3 动态密封环有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the dynamical seal ring

有限元模型中各材料参数如表 1 所示。

表 1 有限元模型材料参数

Table 1 Material parameters of the FE Model

材料	材料	屈服应力 σ_s /MPa	弹性模量 E_s /MPa	泊松比 ν	摩擦系数 μ
1	密封环密封件	615	2.16×10^4	0.29	0.29
2	密封环衬套	18	960	0.12	0.20
3	O形圈衬套	—	0.20	—	0.29

使用如式 (4) 所示的 3 参数 Mooney-Rivlin 模型^[17]模拟 O 形橡胶圈的大变形特性。

$$W(I_1, I_2) = \sum_{i=1}^2 C_i (I_i - 3)^2 \quad (8)$$

其中, W 为修正的应变能密度; I_1, I_2 为应力变量的第 1、第 2 不变量; C_i 为材料的 Rivlin 系数, 具体参数如表 2 所示。

表 2 O形圈衬套 Rivlin 系数 (20 °C)

Table 2 Rivlin coefficient of the O ring at 20 °C

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
1.87	0.27	0.204	-0.793 4	1.280 7

时接触、活塞杆体和汽缸盖加固定约束,模型中各个接触部位分别使用 TARGET155 和 CONTACT5 单元为目标单元和接触单元设置“面面接触”接触对,在能与密封环接触的 Φ 形橡胶圈和密封环位置施加均布压力 p ,即可计算密封环与活塞杆体的接触应力 σ ,用以衡量不同压力 p 下面密封环的密封性能。

2.3 密封环的密封性能与密封性能 Keiging 模型

为了构建密封结构密封性能和密封性能 Keiging 模型,以期将密封结构密封压力 p 为变量,分别以密封性能 F 和密封环与活塞杆体的接触应力 σ 为响应值,

构建 Keiging 模型。为了保证 Keiging 模型的拟合精度,其训练样本点数量一般为响应二次多项式函数数量的 3 倍,其中函数数量 $k=(n+1)(n+2)/2$, n 为设计变量个数^[1]。由于本次设计仅密封环压力 p 一个设计变量,因此训练样本点数为 9。

某型涡轮增压器密封环压力 p 的设计区间为 0~9 MPa,因此在该区间均匀的选择 9 个压力值,分别使用 2.2.1 节和 2.2.2 节确定的方法计算对应压力下的密封性能 F 和密封环与活塞杆体的接触应力 σ ,最终得到的 Keiging 模型训练样本如表 3 所示。

表 3 Keiging 模型训练样本

Table 3 Training samples of the Keiging models

密封环压力 p /MPa	1	2	3	4	5	6	7	8	9
密封性能 F /(10^{-3} mm ²)	0.07	0.12	0.17	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.35
接触应力 σ /MPa	2.1	3.2	4.1	5.0	6.2	7.0	8.0	9.0	12.1

根据表 3 确定的 Keiging 模型训练样本,分别计算相关矩阵 R 、单位列向量 f ,使用最小二乘法计算接触应力的 Keiging 模型回归系数 $\hat{\beta}$:

$$\hat{\beta}_1 = (f^T R^{-1} f)^{-1} f^T R^{-1} y = -0.139 \quad (7)$$

$$\hat{\beta}_2 = (f^T R^{-1} f)^{-1} f^T R^{-1} y = 0.265 \quad (8)$$

利用 R 、 y 、 f 、 $\hat{\beta}$ 计算 $R^{-1}(y - \hat{y})$, 得到:

$$R^{-1}(y - \hat{y}) = [-3.76, 2.88, \dots, -4.96, 10.14] \quad (9)$$

$$R^{-1}(y - \hat{y}) = [-4.32, 1.33, \dots, 5.76, 8.93] \quad (10)$$

根据式 (8) 计算得到 Keiging 全局模型的无偏方差估计量 s^2 ,利用最大似然估计 MLE 求解模型的相关参数 $\hat{\alpha}$,得到接触应力的 Keiging 模型相关参数 $\hat{\alpha} = 0.033$ 。在此基础上,计算得到训练点 α 与已知样本数据之间的相关向量 s^2 ,通过式 (5) 得到响应面,即分别构建得到以材料密封性能 F 为指标的密封环密封性能 Keiging 模型和以密封环接触应力 σ 为指标的密封性能 Keiging 代理模型。

为了保证 Keiging 模型的精度,使用均方根误差^[1]对其拟合精度进行检验,由式 (5) 可得 Keiging 模型预测点的均方根误差为

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \left[(y - \hat{y})^T (y - \hat{y}) \right]} = \sqrt{s^2 (1 - y^T (f^T R^{-1} f)^{-1} f^{-1} R^{-1} y)} \quad (11)$$

检验过程中,在表 3 中随机选取了 5 组由试验和有限元分析计算得到的 F 和 σ 作为误差测试样本,将之与由 Keiging 模型计算得到的值进行对比,得到 2 个模型的均方根误差分别为 0.048 和 0.043,表明

Keiging 模型的拟合误差较小,能够较好地拟合密封环密封性能 F 和密封环接触应力 σ 随密封环压力 p 变化的趋势。

3 基于 Keiging 模型的新型增压器密封环压力多目标优化

3.1 密封环应力多目标优化模型

以密封环密封性能 F 最小和密封环接触应力 σ 最大为优化目标,以密封环压力 p 为设计变量,将密封性能 Keiging 模型和密封性能 Keiging 模型作为目标函数,得到密封环压力 p 的优化模型,如式 (14) 所示:

$$\begin{cases} \text{Find: } p \\ \text{min: } F(p) = f_1(p) \hat{\beta}_1 + \sigma(p) R^{-1}(y - \hat{y}) \\ \text{max: } \sigma(p) = f_2(p) \hat{\beta}_2 + \sigma(p) R^{-1}(y - \hat{y}) \\ s.t. \\ 0 \text{ MPa} \leq p \leq 9 \text{ MPa} \\ F \geq 0 \\ \sigma \geq 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中: $F(p)$ 和 $\sigma(p)$ 分别为密封环的密封性能 Keiging 模型和密封性能 Keiging 模型。

3.2 基于 NSGA-II 算法的密封环应力多目标优化

为了获得满足密封结构多目标性能的最佳密封环压力,需要借助多目标优化算法对式 (14) 进行寻优计算。考虑到第二代非支配排序遗传算法 (NSGA-II) 具有良好的收敛性能,且优化求解效率高^[22],选择 NSGA-II 对式 (14) 进行多目标优化,其初始种群规模为 20,进化代数为 50,交叉概率为 0.9,进行 1 000 次进化迭代,优化迭代过程如图 4

所示。根据图4所示,通过1000次进化计算,形成了明显的 Pareto 前沿。最终,密封腔压力稳定在 $2.96 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$, 接触应力 σ 稳定在 8.96 MPa 。

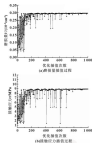


图4 基于 NSGA-III 的密封腔压力 p 多目标优化
Fig. 4 Multi-objective optimization of sealing chamber pressure p based on NSGA-III

3.3 优化结果

通过图4所示的1000次优化计算,得到的 Pareto 前沿及最优 Pareto 解如图5所示。此时,密封腔压力为 6.95 MPa , 对应的磨擦量为 $2.96 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$, 接触应力值为 8.96 MPa 。

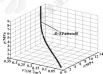


图5 Pareto 前沿及最优 Pareto 解

Fig. 5 Optimum Pareto solution and Pareto front

涡轮增压器发动机在稳定运行的过程中,为了保证该密封腔对结构的密封性能,且尽量减少磨擦对环的磨擦量,延长密封结构使用寿命,密封腔压力 p 应尽量稳定在 6.95 MPa 。

3.4 试验验证

根据涡轮增压器密封腔密封结构的密封原理,搭建密封性能试验平台(如图6所示),以氮气作为密封腔介质,使用气体流量计对工作腔压力分别为 $5, 6, 6.95, 8, 9 \text{ MPa}$ 下密封结构在 120 h 内的气态磨擦量进行测量,实现对优化的密封腔压力的验证。



图6 涡轮增压器密封腔密封性能试验平台

Fig. 6 Sealing performance test device of gas seal for turbocharger

通过 120 h 测试,不同密封腔压力下密封结构气态磨擦量随时间变化关系,如图7所示。

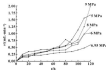


图7 不同密封腔压力为 120 h 内气态磨擦量

Fig. 7 Gas loss amounts of different sealing chamber pressures during 120 h

分析图7可知,在前20 k以内,随着密封腔压力的增加,气体泄漏量随之减少,表明密封性能随压力的增加而提高;在20 k以后,密封腔压力大对应的泄漏量却迅速增加,这主要是因为随着压力增加,密封环磨痕量随着密封环接触应力的增加而增大,导致密封性能下降。在整个120 k的测试周期内,与其他压力值相比,当密封腔压力为6.95 MPa时,其对应的泄漏量在整个测试时间内长期保持在较稳定的水平,表明在6.95 MPa压力下,密封结构不但密封性能较好,而且密封环的磨痕量较小,验证了优化方法的正确性。

4 结论

(1) 使用斯特林发动机活塞环密封环磨痕量和接触应力作为密封结构磨痕性能和密封性能的数量指标,以斯特林发动机密封腔压力为变量,分别构建了活塞环动密封结构磨痕性能和密封性能 Keijng 模型,获得了高精度的密封结构磨痕性能和密封性能计算模型。

(2) 以降低密封结构的磨痕性能和最高密封性能为优化目标,以斯特林发动机密封腔压力为变量,将构建的活塞环动密封结构磨痕性能和密封性能 Keijng 模型作为目标函数,设计得到了密封腔压力的多目标优化模型,使用 NSGA-II 算法对密封腔压力进行寻优计算,得到斯特林发动机密封腔压力的优化值为6.95 MPa。

(3) 利用斯特林发动机活塞环密封结构密封性能试验平台对优化的密封腔压力值进行验证,结果表明在6.95 MPa下,密封结构不但具有最优的密封性能,而且磨痕量较小,证明了文中方法的有效性。

参考文献

- [1] 陈永强, 靳庆, 袁俊. 斯特林发动机活塞密封装置设计[J]. 机械制造, 2015, 31(11): 31-33.
- [2] YANG D Y, XIE H, GONG J. The design of piston seal sealing device for Stirling engine[J]. Machinery, 2015, 31(11): 31-33.
- [3] CHANG J. Sealing performance analysis of ring seal rings in the stirling engine piston ring[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 697: 286-289.
- [4] 陈永强, 余照明, 袁俊. 活塞环动密封的密封性能研究[J]. 机械制造, 2015, 31(11): 31-33.
- [5] YANG D Y, YU J H, GONG J. Research on reliability of piston seal sliding seal structure[J]. Machinery, 2012, 38(11): 30-33.
- [6] YANG D, XIE H, GONG J. The analysis of a type of piston seal sealing material for stirling engine[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2013, 33(02): 121-123.
- [7] HOU S, ZHANG L, ZHANG X. Friction analysis for piston ring of seal device in the stirling engine[C]. // Proceedings of the 2nd International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology, 2012, 987-991.
- [8] 陈永强, 袁俊, 袁俊. 斯特林发动机活塞环密封装置密封方向研究[J]. 机械技术, 2013(4): 10-12.
- [9] YANG D Y, GAO C, GONG J. Research on force control to friction pair in piston ring packing of Stirling engine[J]. Computer Technology, 2012(4): 107-112.
- [10] 曹俊, 孙积平, 周宇. 基于模糊神经网络的气液密封装置密封性能数值计算[J]. 润滑与密封, 2010, 35(1): 93-95.
- [11] ZHANG J, PENG Y, HUANG X, et al. Numerical evaluation of film resistance characteristics of double-acting Stirling engine piston sealing[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(01): 89-95.
- [12] 张磊, 陈峰, 尹健. 斯特林发动机缸内气液密封问题的优化分析[J]. 机械工程, 2013, 41(1): 84-88.
- [13] ZHANG J, CHEN X, TIAN J, et al. Optimized analyses of catalytic chamber seals for Stirling engine displacers[J]. Composites, 2015(4): 14-18.
- [14] ZHANG W, YANG Y, XIE H, et al. CF-Keijng surrogate model based on the combination forecasting method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 230(18): 1574-1584.
- [15] 靳庆. 斯特林发动机活塞密封式密封性能相关问题研究[D]. 无锡: 无锡理工大学, 2013: 26.
- [16] 陈永强, 尹积平, 周宇. 基于 Keijng 模型的气液密封计算[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(12): 177-180.
- [17] XIE Y M, YU H F, CHEN J, et al. The reliability estimation based on Keijng model[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2007, 41(2): 177-180.
- [18] 俞廷芳, 王林, 孙金华. 改进 NSGA-III 算法在约束多目标优化中的应用[J]. 计算机应用研究, 2013, 30(1): 179-182.
- [19] YU T F, WANG L, PENG C H. Improved non-dominated sorting genetic algorithm applied in multi-objective optimization of real-coded filter combination[J]. Application Research of Computers, 2013, 30(1): 179-182.

国产精密摆线针轮减速器将投产

由哈工大机器人集团研发的国内首款完全自主知识产权的精密摆线针轮减速器即将投产, 因此国内这一精密仪器长期为国外垄断, 该高精度仪器的自主研发成功将使我国工业机器人的整机成本大幅降低。

与国内企业同规格机型相比, 国产的精密摆线针轮减速器, 集合了 RV 和摆线轮的优势, 克服了 RV 减速机不可小变化的缺点, 在保证性能的基础上, 缩小了尺寸, 降低了功耗, 降低了成本, 并实现了完全自主生产, 可防止二次污染, 资料显示, 中国已经连续 3 年成为全球最大的工业机器人市场, 自主研发的减速机研制成功, 无疑将大大提高中国机器人企业的竞争力。

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0090.2017.04.022

大承载波箔型空气动压轴承性能的工程实验研究^{*}

舒行军¹ 徐刚¹ 郑越青^{1,2} 肖永华¹

(1. 中国工程物理研究院机械制造工艺研究所 四川绵阳 621900;
2. 西安交通大学能源与动力工程学院 陕西西安 710049)

收稿日期: 2016-12-20
修回日期: 2017-03-06
录用日期: 2017-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51375422); 四川省重点研发计划项目(2016CZ0006)

Engineering Experimental Investigation on the Performance of Large Load Capacity Air Foil Bearing

SHU Xingjun¹ XU Gang¹ ZHENG Yueqing^{1,2} XIAO Yonghua¹

(1. Institute of Machinery Manufacturing Technology, China Academy of Engineering Physics, Mianyang Sichuan 621900, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

Abstract Through the engineering experimental method, the performance of large load capacity air foil bearing was investigated. Through the construction of inverted dynamic pressure bearing experimental system, the take-off characteristics, bearing ability, creating effect, bearing clearance and start-stop life of the designed dynamic pressure bearing used for 132 kW axial turbine were experimentally investigated. A method was proposed to determine the take-off speed of air foil bearing by using dynamics method, which could determine for the take-off speed more accurately. The engineering experimental results for the practical manufactured bearing show that the bearings can take off at about 3 000 r/min, and its load capacity is greater than 150 N. The creating process, good friction fighting and anti-wear effect, which can satisfy the 10 000 times of start-stop requirements. The actual performance of the bearing is the best when the gap is about 0.3 mm.

Keywords air foil bearing; lift-off speed; load capacity; bearing clearance

波箔型空气动压轴承以空气作为润滑剂, 弹性平箔作为支承表面, 弹性波箔作为支承零件。转子高速旋转时, 由于空气的黏性和膜厚的作用, 在平箔与转子表面之间产生动压效应, 使平箔与波箔发生弹性变形, 从而将平箔抬起, 使转子处于悬浮状态。轴向气膜压力的不均匀使箔片轴承具备了承受载荷的能力^[1]。空气动压箔片轴承工作时无需润滑油, 是一

种无油支承技术^[2]。同时运动副之间无接触摩擦, 没有摩擦热产生, 从根本上避免了滑动支承润滑油的“高温起雾”难题, 被认为是支承技术的一场革命。

对于空气动压轴承技术的研究既包括相关的理论研究, 也包括试验研究, 而且从某种意义上讲, 空气动压轴承更是一门试验技术。我国对空气动压轴承的相关理论研究早已开展, 上海理工大学、东南大学、中国航空工业第六〇九研究所、北京航空发动机研究院等曾对波箔型和悬臂型空气动压轴承进行了大量研究, 也取得了一些进展, 但是鉴于空气动压轴承在结构参数的选择、材料性能、加工工艺水平和装配精度等方面的要求, 许多研究只限于理论分析而未能并没有获得应用。目前国内开展空气动压轴承研究的单位主要有西安交通大学、哈尔滨工业大学、中国工程物理研究院机械制造工艺研究所等^[3-7]。高校

* 基金项目: 中物院应用技术开发重大项目(5046-03-021); 四川省重点研发计划项目(2016CZ0006); 四川省国防科技工业项目。

通信日期: 2016-12-20

作者简介: 舒行军(1977-), 男, 工学硕士, 高级工程师, 研究方向为空气动压箔片轴承技术及精密制造技术。E-mail: 1369886611@163.com

的研究主要集中在叶片和轮毂的物理建模和数值分析、新型轴承结构等方面。随之以相对简单的实验验证。由于数字建模的假设条件及实际边界条件的变化,使计算分析结果与实际工程应用之间存在一定的差距。本文作者直接采用工程实验的方法,针对特定结构的动压叶片轴承,通过大量的工程实验,得到了轴承的各种性能参数,并称之为实际的工程产品中,取得了良好的效果。

1 实验平台的构建

实验平台如图1所示,主要由支撑旋转部分、加载及测力部分、测试系统3部分组成。高速永磁电机(30 000 r/min)、高速测力轴承、变频器和其他结构零件构成了支撑旋转部分。轴承的加载及测力由滑轮、支架和砝码的实现,测力的测量由力传感器通过测力由固定在动压轴承上的两根导引的力来实现;测试系统包含硬件及软件,硬件由工控机、RS232-485转换器、变频器、数据采集卡、多路温度测试仪等组成,可以实现电机的自动化控制、叶片轴承温度及速度的测量。



图1 实验平台

Fig.1 Experimental system

测试软件基于LabVIEW平台开发,有参数设置模块、数据采集模块,电机的参数设置模块、启停控制模块,在线数据处理模块和离线数据处理模块等。动压轴承在该平台中亦为被研究对象,实验在于中间部位,两侧分别采用弹性测力装置并与固定测力轴承连接。

2 轴承的设计及制造

针对132 kW风机产品要求,轴承工作额定转速为18 750 r/min,单个轴承的承载力为125 N,同时,要求该轴承在转速4 000 r/min之前能够形成动压气膜,其完全起飞的转速不大于4 000 r/min。根据上述要求,初步计算确定轴承的结构参数如表1所示。

表1 动压径向轴承结构参数

Table 1 Structure parameter of the air film bearing

轴承形式	动压型
叶片结构	2层平盘,1层动盘
平盘厚度	各0.25 mm厚
动盘厚度	0.25 mm厚
动盘、平盘材料	Q900
动盘厚度	5 mm
径向轴承直径	80 mm
径向轴承宽度	80 mm

在结构参数基本确定的情况下,轴承的参数优化主要集中在名义问题的选择上。对于径向轴承而言,其正常工作需要同时满足承载力、偏位角和最小气膜厚度条件。

在给定125 N载荷下,计算了轴承的升速过程,主要表征量为偏位角、最小气膜厚度。如图2所示,从偏位角和最小气膜厚度变化来看,在整个工作区间(由起飞转速到额定转速),该设计的轴承姿态角小于45°,最小气膜厚度大于100 μm,满足最小气膜厚度与偏位角的要求,说明初步设计是有效的。



图2 载荷125 N下轴承升速过程中姿态角与最小气膜厚度变化

Fig.2 Variation of attitude angle (α) and gas film clearance (h) during speed-up process of bearing at the load of 125 N

对轴承的动态特性进行了分析,如图3所示,可以看出,该型号的叶片轴承刚度较大(相对于常见

的刚性薄片轴承), 总刚度在约 $3 \times 10^6 \text{ N/m}$, 这与其承载能力较高的要求有关。该型轴承的理想刚度则与特性需要在较高转速下才能表现出, 因此在其起飞 ($>4000 \text{ r/min}$) 后的升速过程中, 仍然可能经历一段动态不稳定区域。这给轴承实现高速运转带来一定难度。根据仿真获得的轴承刚度系数, 可以估算该系统的 1 阶共振频率在 $63.7 \sim 70 \text{ Hz}$ 之间, 对应转速为 $3620 \sim 4200 \text{ r/min}$, 共振频率落在其起飞转速附近, 意味着起飞前会伴有较明显的颤振。

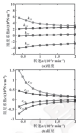


图3 载荷 120 N 下轴承升速过程的动态性能参数

Fig.3 Dynamic property parameters during speed up process of bearing at the load of 120 N (a)

根据设计参数及初步计算结果, 制造出的实用型薄片轴承如图4所示。为了方便实验检测, 将轴承缸体分为3部分, 用螺栓连接。在进行轴承回磨实验时, 主要通过制造不同内径的轴承来实现。



图4 被磨薄片轴承组件

Fig.4 The inside of bearing components

3 实验结果及分析

3.1 轴承起飞实验

通常研究薄片轴承起飞的方法是通过测量轴承运行过程中的摩擦力矩, 其实质方法是给薄片轴承施加一定的负载, 设定电机转速至目标转速, 启动电机, 待转速稳定后再保持稳定转速运行一段时间, 之后停止电机, 直至电机完全停止, 记录整个过程中力传感器的响应。

采用以上方式进行实验, 得到如图5所示的薄片轴承启动过程特征曲线, 该曲线与国内外研究人员得到的曲线完全一致。



图5 薄片轴承启动过程特征曲线

Fig.5 Characteristic curve of full bearing start-up process

经过研究发现, 随着转速进一步提高, 全速段的力矩水平仍会下降, 说明薄片轴承的接触摩擦并未完全消除。从现有实验文献资料来看, 无论多高的转速, 接触摩擦都不可能完全消除, 因为系统的微小震动会造成摩擦现象。因此许多学者基于摩擦力测量结果给出起飞转速的工程定义, 认为达到 $10\% \sim 20\%$ 的最大摩擦力的转速即为起飞转速, 但这个范围太宽, 难以给出起飞转速的准确数值。

分析表明, 由于轴承或支撑件的激励, 动压气膜是随时间不断变化的动态过程, 偶尔会出现瞬间的碰摩, 碰摩造成的摩擦力突变使得理论上的动压润滑效率难以完全体现。因为碰摩现象的存在, 使采用摩擦力测量方法难以确定起飞转速, 本文亦提出一种动力学方法来确定空气动压轴承起飞转速, 该方法在上述启停过程中, 检测轴承的振动变化, 当检测频谱中高于3倍土轴的频率成分基本消失, 则视为薄片轴承起飞。这样的起飞转速的定义的是工程意义的, 其理论依据为, 碰摩的冲击效果决定所产生的频率响应应具有覆盖此频率范围的冲击响应特征, 当高频成分越少则表明碰摩发生越少, 而土轴的频率是除了激励的特征, 否则随倍数的增加会衰减快, 高频段基本不出现共振峰, 因此以高频的头判断起飞的是对摩擦效应的表征, 与前述方法同属, 但频谱分析特征更明显, 使起飞转速的判断更准确, 图6给出空气动压轴

求的升速过程测速,依据以上方法,确定空气动力学轴承的起飞转速约为 $5\ 000\ \text{r/min}$ 。

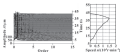


图6 空气动力学轴承升速测速

Fig. 6 Ball bearing acceleration spectrum

3.2 轴承承载能力实验

研究空气动力学轴承的承载能力时,承载能力可通过轴承的启动转矩、停车转矩与全速转矩来表征,当全速转矩不能表现其区别于启动的干摩擦转矩时,说明图片轴承达到承载极限。

在单边间隙 $\delta=0.2\ \text{mm}$ 、负载 $154\ \text{N}$ (总载荷 $154\ \text{N}$)情况下,测得的启动转矩、停车转矩、全速转矩如图7所示。可以看出,研发的图片轴承在 $4\ 000\ \text{r/min}$ 后表现出明显的动压特征,并随着转速升高全速转矩持续降低,因此判定研制的空气动力学轴承在 $154\ \text{N}$ 的载荷下能够起飞,这说明所研制的空气动力学轴承具备 $154\ \text{N}$ 以上载能力。



图7 间隙 $\delta=0.2\ \text{mm}$ 、负载 $154\ \text{N}$ 情况下的轴承力矩

Fig. 7 The moment of the bearing with clearance of $0.2\ \text{mm}$ under the load of $154\ \text{N}$

另外,采用测量电流方法来表征图片轴承的动压起飞特征,如图8所示。可见输入电流随转速提高而下降, $1\ 000\ \text{r/min}$ 下为 $20\ \text{A}$,而以 $4\ 000\ \text{r/min}$ 下仅为 $1\ \text{A}$,电流减小说明驱动力减小。而对于空载的模型装置而言,轴承摩擦是唯一驱动力来源,因此说明图片轴承在高转速下表现出明显的动压润滑效果,即轴承工作于起飞前的动压润滑工况。另外,电流的明显降低在一定程度上印证了图片轴承高效节能性。实验中注意到,在 $4\ 000\sim 6\ 000\ \text{r/min}$ 之间出现电流突然增大现象,这是因为 $4\ 000\sim 6\ 000\ \text{r/min}$ 之间有一个典型的临界转速出现,这一临界转速在动力学测试

中得到印证。



图8 不同转速下的电流

Fig. 8 Current under different rotational speed

3.3 轴承动压润滑性能对比实验

以有/无涂层的空气动力学轴承作为研究对象,进行轴承运行实验,比较有无涂层的2种图片轴承摩擦转矩,结果如图9所示。



图9 有无涂层的空气动力学轴承的摩擦转矩对比

Fig. 9 The friction torque of these ball bearings with and without coating: (a) start torque; (b) torque at full speed; (c) stop torque

实验结果表明, 涂层对降低空气动压轴承启停阶段的摩擦力矩非常明显。就之无涂层的空气动压轴承, 使用快慢调速涂层后空气动压轴承在启停阶段的摩擦功耗降低 80% 以上, 甚至在起飞后, 涂层仍使得动压效率下的摩擦力进一步降低, 原因是前向爬行摩擦现象, 涂层降低了摩擦下的摩擦力, 从而使得起飞运行阶段的摩擦力有所下降。另外从刹车时间也可看出, 涂层的减摩效果明显, 同样的转速下, 无涂层的情况刹车在 3 s 内完成刹车, 而有涂层的情况刹车完成刹车需要 5 s 时间。

通过寿命测试证实, 涂层在经历 10 000 次启停后, 仍然能够为空气动压轴承提供良好的减摩效果, 并且减摩效果有变好的趋势, 说明 10 000 次启停后涂层的减摩能力并未退化。观察发现虽然涂层与摩擦对 (见图 10), 然而离开轴承表面的涂层材料并未离开轴承间隙, 而是以粉末的形式依附在了工件表面, 从而进一步提供减摩, 从而减摩效果来看这种粉末减摩的效果不差于涂层本身。



图 10 10 000 次启停试验后涂层件

Fig. 10 The ball after 10 000 cycles of start-stop test

1.4 轴承间隙对性能的影响实验

轴承间隙的名义间隙是影响其性能的最重要因素, 在其他结构参数不变的情况下仅通过改变轴承间隙就能够大幅度地调控轴承性能, 因此其他结构参数改变受间隙限制时, 改变轴承间隙是常见的性能调控方式。这一点与高速滚子轴承的预紧力调控原理相似, 所不同的是, 空气动压轴承是通过间隙调控来实现的。本文作者研究负载 154 N 情况下, 间隙分别为 0.2、0.3、0.4 mm 时对轴承性能的影响。

负载 154 N 下, 不同名义间隙下力矩曲线如图 11 所示, 共振现象如图 12 所示。

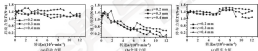


图 11 负载 154 N 下不同间隙下轴承的力矩曲线

Fig. 11 The curves of torque of the bearings under different clearance at the load of 154 N (a) start torque (b) torque at full speed (c) stop torque

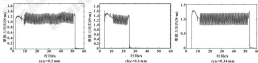


图 12 转速 1 000 r/min 下不同间隙下轴承的共振现象

Fig. 12 Resonance of the bearing under different clearance at the speed of 1 000 r/min

从图 11 可以看出, $c=0.2$ mm 时轴承的启/停摩擦力矩一直保持在相对高的水平, 在低速 (60~1 000 r/min) 下尤为明显, 这与其间隙较小有关。

$c=0.3$ mm 时轴承的启/停摩擦力矩一直保持在相对低的水平, 且启/停摩擦力矩随转速变化波动不大, 最为平稳。 $c=0.4$ mm 时轴承低速下启/停摩擦力矩也

张振。这与其间隙较大有关。然而 $\varepsilon=0.4\text{ mm}$ 时轴承的启-停摩擦力矩随转速增加而增加,最终超越另外2种工况而达到最高,说明该间隙下空气动压轴承不能成功起飞,这与理论分析结果基本一致。

另外,低负载下, $\varepsilon=0.2\text{ mm}$ 与 $\varepsilon=0.3\text{ mm}$ 时轴承的全速摩擦力矩基本在同一水平。在 $1\ 600\text{ r/min}$ 以下, $\varepsilon=0.2\text{ mm}$ 时的全速摩擦力矩甚至更宽一些,但在转速高于 $7\ 200\text{ r/min}$ 以后, $\varepsilon=0.3\text{ mm}$ 时的全速摩擦力矩始终最低且平稳下降。而 $\varepsilon=0.2\text{ mm}$ 与 $\varepsilon=0.4\text{ mm}$ 时在高于 $9\ 600\text{ r/min}$ 转速下出现了一次明显的波动,动压效果不好。

综合来看,间隙要合理选择,既要满足动压效应

需要,也要使启动摩擦力不过大。

不同间隙下,箔片轴承均在 $1\ 200\text{ r/min}$ 左右表现出起飞特征,其中以间隙 $\varepsilon=0.2\text{ mm}$ 时曲线特征最为明显。随着转速的提高,动压效果愈加明显。但从 $\varepsilon=0.2\text{ mm}$ 、 $\varepsilon=0.4\text{ mm}$ 两组实验来看,转速超过一定值时,曲线中间段出现摩擦力矩阶跃现象。从实验结果可知,阶跃使摩擦力矩明显增大,阶跃后又出现下降。阶跃前的下降段应该仍然是动压作用效果(见图13)。而对于 $\varepsilon=0.3\text{ mm}$ 的箔片轴承则没有出现阶跃现象,但曲线中间部分仍可看到存在明显的上升段。摩擦力矩增大的原因推测是高速下的强烈振动对动压气膜造成了不利影响。



图12 转速 $9\ 600\text{ r/min}$ 下的力矩曲线

Fig. 13 Torque curves at the speed of $9\ 600\text{ r/min}$

在转子以 $1\ 600\text{ r/min}$ 工作时,3个名义间隙下均出现了实测数据剧烈振动的现象,推测属于某种共振现象。但振动频率与激励频率并不同步,实测力激励频率非常低(约 1.7 Hz),而转子激励频率为 30 Hz 。

从频谱图(图14)可见,即使在振动剧烈的情况下, $\varepsilon=0.3\text{ mm}$ 时频率成分最少,可能是 $\varepsilon=0.3\text{ mm}$ 时运行最为稳定的原因。



图14 转速 $1\ 600\text{ r/min}$ 下不同间隙轴承功率谱密度的力激励频率

Fig. 14 The load vibration curves of the bearings with different clearance under $1\ 600\text{ r/min}$

以上实验证明, 轴承间隙设计是叶片轴承设计的关键。其对叶片轴承稳定性影响不亚于波形的弹性影响, 并且在波形的加工完成后, 改变间隙是成本最低的调整叶片轴承特性的唯一方式。

4 结论

通过构建立式的气压轴承实验平台, 对设计制造的用于132 kW风机的动压轴承进行了起飞特性、承载能力、除腔效果、轴承间隙、启停寿命等工程实验研究。结果表明, 实际制造的轴承能在5 000 r/min左右起飞, 承载能力大于154 N, 除腔的减磨减蚀效率良好, 能满足10 000次的启停要求。工程中的实际使用间隙在 $6.2\sim 6.3\text{ mm}$ 时为最佳。这些研究结果为轴承的下一步工程应用提供了参考。

参考文献

- [1] 侯子, 赵祥华, 赵立刚. 弹性支承叶片动压气膜向轴承理论模型研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(14): 1-5.
HOU Y, ZHANG X, ZHANG H. Study on the theoretical model of compliant foil journal bearing with elastic support[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(14): 1-5.
- [2] BRILLACCHINI C, LIANO Y M. Capacity estimation of foil air journal bearings for oil-free industrial applications[J]. Tribology Transactions, 2009, 43: 797-804.
- [3] ANSARIAN S R, KIM H. Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors[J]. Tribology International, 2009, 44: 758-773.

(上接第114页)

- [4] 刘院, 唐彬, 李刚. 喷嘴气燃料添加剂对燃油电喷 T102 感受性的影响[J]. 石化技术, 2002, 19(2): 12-14.
LIU LIU, TANG B, LI G. The influence of additives in jet fuel on the sensitivity of anti-knock agent T102[J]. Petrochemical Industry Technology, 2002, 19(2): 12-14.
- [5] American Society of Testing and Standard first method for measurement of stability of aviation turbine fuels by the hollow-cylinder stability evaluator (ASTM D2271) (ASTM D2271-1995) [S]. 1995.
- [6] 中国石油化工股份有限公司科技开发部. 航空涡轮燃料的稳定性测定法(单柱法)稳定性评定法[S]. 94-T 0667 [S]. 北京: 中国石化出版社, 2000: 1987-2018.
- [7] 中国石油化工股份有限公司科技开发部. 3号喷气燃料, GB 6037-2006[S]. 北京: 中国标准出版社, 2001: 129-138.
- [8] International Organization for Standardization first method of stability using high-frequency reciprocating rig (ISO 12136-1) [S]. IS 165, 1997.

- [4] 李健, 刘进刚, 侯立华. 直列空气轴承的密封技术突破与应用进展[J]. 轴承, 2004(11): 41-44.
LI JIAN, LIU JINGANG, HOU LIHUA. Recent technology breakthrough and application progress of foil air bearings[J]. Bearing, 2004(11): 41-44.
- [5] 袁照. 弹性箔片轴承的气膜润滑[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(1): 327-330.
YUAN ZHAO. Solution of elastic-analytic lubrication for compliant foil bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(1): 327-330.
- [6] 侯子, 唐彬, 唐立刚. 弹性支承叶片动压气膜径向轴承的实验研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(4): 1-4.
HOU Y, ZHANG X, TANG B, et al. Experimental study on the compliant foil journal bearing with elastic support[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 1-4.
- [7] 刘立华, 袁立刚, 唐广辉. 基于二维厚膜模型的气膜轴承承载特性[J]. 航空动力学报, 2002, 27(4): 1409-1413.
LIU LIHUA, YUAN LIGANG, TANG GUANGHUI. et al. Static characteristics of laminar gas foil bearing: integration of top foil 2-D thick plate model[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 27(4): 1409-1413.
- [8] 刘立华, 袁立刚, 徐彬. 空气涡轮箔片轴承自偿特性的实验研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(7): 32-35.
LIU LIHUA, YUAN LIGANG, XU BIN. C. Experimental study on the static characteristics of foil air bearing[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(7): 32-35.

- [10] 中国石油化工股份有限公司科技开发部. 航空涡轮燃料测定法(高频率往复试验法), 94-T 0666-2003 [S]. 北京: 中国石化出版社, 2000: 2764-2776.
- [11] 中国石油化工股份有限公司科技开发部. 车用柴油, GB 19420-2013 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2013: 199-207.
- [12] International Organization for Standardization. Petroleum products fuels (class F) application of master fuels, ISO 1217-2008 [S]. IS 165, 2008.
- [13] 中国石油化工股份有限公司科技开发部. 船用燃料油, GB/T 17410-2002 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2003: 287-218.
- [14] 刘立华, 高祥, 赵开红. 单-中支燃烧体稳定性对比研究(1) -航空燃油喷嘴影响研究[J]. 化工时刊, 2014, 28(7): 21-23.
LIU LIHUA, GAO X, ZHAO KH. et al. The performance contrast research of the different wing inhibitor (1) The fuel-jet influence of aviation fuel[J]. Chemical Industry Times, 2014, 28(7): 21-23.

DOI: 10.3969/j.issn.0278-9099.2017.04.029

低滞后刷式密封泄漏特性试验研究

周坤¹ 力宁¹ 郭辉¹ 王晓燕¹ 谭健²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所 湖南株洲 412002; 2. 陆军装备部军事代表局 北京 100050)

摘要:模拟航空发动机静态和动态工况,对低滞后刷式密封的密封特性进行试验研究。研究转速、进出口压力和温度等参数对低滞后刷式密封密封特性的影响规律。通过普通和低滞后刷式密封的试验对比,研究普通刷式密封的漏气现象,并进行低滞后刷式密封的持久试验。试验结果表明,低滞后刷式密封尚有优异的密封性能。在动态试验中,密封具有良好的跟随性,缓解了刷丝磨损效应。低滞后刷式密封尚有持久服役优化其密封性能潜力。

关键词:低滞后刷式密封;航空发动机;密封特性

中图分类号:TB42 **文献标志码:**A **文章编号:**0278-9099(2017)04-029-09

Experimental Investigation on Leakage Characteristics of Low Hysteresis Brush Seals

ZHOU Kun¹ LI Ning¹ GUO Hui¹ WANG Xiaoyan¹ TAN Jian²

(1. ARCC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China)

2. Military Representative Office of Army Equipment Department of PLA, Beijing 100050, China)

Abstract: By simulating the static and dynamic working conditions of the aerospace, experimental investigation on leakage characteristics of low hysteresis brush seals was carried out, and the influence on leakage characteristics of low hysteresis brush seals by rotational speed, inlet and outlet pressure difference of seal and temperature was investigated. Through experimental contrast of common and low hysteresis brush seals, the hysteresis phenomena of common brush seals were investigated, and endurance test for the low hysteresis brush seals was carried out. The testing results show that the low hysteresis brush seal has advantages of excellent sealing performance. The brushes almost fully recover after any runner excursion or growth throughout the dynamic test. The low hysteresis brush seals have potential for long life application with excellent sealing performance.

Keywords: low hysteresis brush seal; aerospace; leakage characteristics

随着航空发动机性能的不断提高,气路流路密封的密封已变成影响航空发动机性能的重要环节^[1]。刷式密封是近年来发明起来的一种新型接触式高负载性密封,因其密封性能优越,在航空发动机等叶轮机械中应用越来越广泛^[2]。

工程应用的试验表明,刷式密封在工作状态下,后挡板承受的轴向压应变随转速与刷丝、刷丝束与后挡板紧密配合,产生摩擦力。当转子运转时,因为离心或热膨胀等原因造成转子的径向偏移,使刷丝束变形而径向外移,而当转子恢复到原始位置时,刷丝束却因为摩擦力的作用而不能恢复到原始形状,刷丝束发生翘曲,导致摩擦量增大,这就是“刷丝滞后”现象^[3]。

因为刷丝束与后挡板之间摩擦力的存在,当转子发生偏移而进入刷丝束时,将导致刷丝束与转子接触面产生极高的摩擦力,从而加速刷丝磨损,降低刷式密封的使用寿命。

为了提高刷式密封的性能及使用寿命,从而满足工程应用的需要,一些学者采用数值分析方法对刷式密封的漏气现象及影响规律进行了研究^[4-6],并提出了低滞后刷式密封结构,但从已有的文献来看,目前的研究主要集中在低滞后刷式密封的数值计算分析,很少开展低滞后刷式密封试验研究。本文作者以低滞后刷式密封为研究对象,模拟航空发动机工况对低滞后刷式密封的密封特性进行了试验研究,研究了转速、进出口压力和温度等参数对低滞后刷式密封密封特性的影响规律。

1 低滞后刷式密封的结构及原理

低滞后刷式密封由后挡板、弹性密封圈、刷丝束和后挡板等组成,采用焊接工艺将它们连接起来,如

收稿日期:2016-09-26

作者简介:周坤(1980—),男,工学硕士,工程师,从事航空发动机密封设计及试验工作。E-mail: zhoukun126.com

图1所示, 前挡板处于气流的高压侧, 后挡板处于气流的高压侧。刷丝与刷杆的中心线成 45° ~ 55° 夹角, 并均匀分布, 紧密地填满了前挡板和后挡板之间。直径为 0.08 ~ 0.15 mm的刷丝经过排列和充量性或刷丝率, 刷丝率与密封跑道过盈配合, 形成密封界面, 限制气流从高压侧向低压侧泄漏。

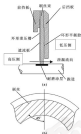


图1 低损耗刷式密封示意图

Fig. 1 Schematic diagram of low loss brush seal and

基本型刷式密封结构示意图, 如图2所示。



图2 基本型刷式密封示意图

Fig. 2 Schematic diagram of conventional brush seal and

低损耗刷式密封与基本型刷式密封的不同之处, 在于其前挡板处采取了低损耗结构设计, 在密封处与刷丝直接接触的部位设计成环形不平整, 使刷丝率与前挡板不贴合, 从而减小刷丝与刷丝之间以及刷丝率与前挡板的摩擦力。低损耗刷式密封更适应到了的偏移

或升降速变化, 使刷丝或刷丝刷丝后位置, 同时具有更好的密封性能和更长的使用寿命, 其在密封面和刷丝率之间增加有柔性密封环, 可以缓解高压侧气流对刷丝率造成的应力。

2 低损耗刷式密封装置特性试验

2.1 试验设备

针对低损耗刷式密封试验时高温、高速和高压的特点, 低损耗刷式密封试验在高温高速密封试验台上进行, 高温高速密封试验台原理图如图3所示^[10]。

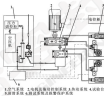


图3 高温高速密封试验台原理图

Fig. 3 Schematic diagram of the test device of high-temperature and high-speed

2.2 试验件

图4为低损耗刷式密封实物图。低损耗刷式密封试验件的直径为 148 mm, 与密封跑道过盈配合, 刷丝材料为钛基高温合金材料, 前、后挡板及柔性密封环材料为钛基高温合金, 在密封跑道上和刷丝接触部分喷涂有氧化铝的耐磨涂层, 以减少刷丝和跑道的磨痕。为了进行刷式密封磨损后密封试验, 设计加工了基本型刷式密封试验件, 如图4所示。



图4 低损耗刷式密封实物图

Fig. 4 Outside view of low loss brush seal and



图4 常规密封式密封实物图

Fig. 4 Outside view of conventional break seal

2.1 试验方法

微漏后刷式密封密封特性试验包括室、高温工况下静态试验、动态试验和持久试验。试验时密封最高转速为 30 000 r/min, 高压侧气体最高温度为 400 °C, 高压侧最大压力为 0.4 MPa。

在工程中, 通常采用泄漏参数 ϕ , 来衡量刷式密封的密封性能。密封泄漏参数 ϕ , 是评价刷式密封性能的一个重要指标。其值越低说明密封性能越好。泄漏参数 ϕ , 的关系式^[11]为

$$\phi = \frac{q\sqrt{P}}{D\rho_p} \quad (1)$$

式中: q 为质量泄漏量, kg/s; P 为上游气体总压, MPa; D 为密封外径, mm; ρ_p 为上游气体总压, MPa。

2 试验结果及分析

2.1 静态试验结果

静态试验是为了验证微漏后刷式密封在静态条件下的密封特性^[12]。图 6 示出了微漏后刷式密封在室温和高压 400 °C 工况下的静态密封特性曲线。



图6 微漏后刷式密封在室、高温工况下静态密封特性曲线

Fig. 6 Static leakage characteristic curves of the liquid sealant

break seal under room temperature and high temperature condition.

力比值) 的增大, 微漏后刷式密封的泄漏参数 ϕ , 先迅速增大, 当压力比在 2.4~3 范围内时, 室温工况下泄漏参数 ϕ , 保持在 0.006 kg · K^{-0.5} · mm/(N · s) 左右, 高温工况下的泄漏参数 ϕ , 保持在 0.005 kg · K^{-0.5} · mm/(N · s) 左右; 随着温度的升高, 微漏后刷式密封泄漏参数 ϕ , 下降。这是因为随着温度的升高, 刷毛在热增长作用下密封间隙减小, 所以泄漏量降低。

2.2 动态试验结果

动态试验是为了验证微漏后刷式密封在转子旋转状态下的密封特性^[13]。图 7 示出了室温和 400 °C 工况下微漏后刷式密封动态密封特性曲线。可以看出, 在压力比为 1.2~2.4 范围内, 随着压力比的增大, 密封泄漏参数 ϕ , 迅速增大; 在压力比为 2.4~3 范围内, 随着压力比的增大, 密封泄漏参数 ϕ , 缓慢增加。随着转速的增加, 泄漏参数 ϕ , 减小。这是因为随着转速的增加, 转子由于离心力膨胀增长的作用, 增大了转子轴向位移量, 减小了刷齿率与转子之间的密封间隙, 所以泄漏量减小; 随着温度的升高, 微漏后刷式密封的泄漏参数 ϕ , 下降。



图7 微漏后刷式密封动态密封特性曲线

Fig. 7 Dynamic characteristic curves of the liquid sealant (a) room temperature; (b) 400 °C

可以看出, 随着压力比 (高压侧压力与低压侧压

3.3 刷式密封端面动态密封特性对比试验

图8示出了基本型刷式密封和碳纤后刷式密封在转速为15 000、30 000 r/min, 温度为400℃工况下的动态密封特性曲线。可以看出, 在同样的压比和温度下, 转速为15 000 r/min时, 基本型刷式密封密封现象不明显; 转速为30 000 r/min时, 随着转速上升和下降, 基本型刷式密封泄漏系数 μ , 在转速下降时出现明显大于上升时的现象, 这是因为随着转速的上升, 刷齿由于离心增大而进入刷腔中, 刷齿率出现偏移, 当转速下降时由于摩擦力的存在, 刷齿率未能及时跟随转速恢复初始状态, 出现刷齿堆积现象, 导致泄漏量增大。碳纤后刷式密封在同样的压比和温度下, 随着转速的上升和下降泄漏系数 μ , 在很小的范围内波动, 没有大的差异, 这说明碳纤后刷式密封中的刷齿率与转速有比较好的跟随性, 没有出现刷齿堆积现象, 能有效抑制刷齿的堆积效应。从图中还可以看出, 在相同工况下碳纤后刷式密封的密封性能优于基本型刷式密封。

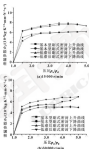


图8 刷式密封端面动态密封特性曲线(400℃)

Fig.8 Dynamic characteristic curves on lip seals of brush and (a) 15 000 r/min; (b) 30 000 r/min

3.4 耐久试验

耐久试验是为了检测碳纤后刷式密封在一定温度、转速和压比的工况下, 持久保持性能的能力^[2]。试验

在高温侧温度为400℃, 转速为30 000 r/min, 试验压比为4.2 MPa的工况下进行, 试验总计运行了50 h, 每间隔30 min测量一次高温静态工况下的泄漏量。

图9示出了碳纤后刷式密封泄漏系数随着时间变化曲线。可以看出, 在0~50 h试验时间内, 刷式密封试验件的密封泄漏系数 μ , 基本稳定在 $0.005\ 02\sim 0.006\ 44\ \text{kg}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mm}^3/(\text{N}\cdot\text{s})$ 。



图9 密封泄漏系数 μ 随时间变化曲线

Fig.9 Variation of seal leakage coefficient μ with time

图10为碳纤后刷式密封经过持久试验后密封实物图。可以看出, 碳纤后刷式密封经过50 h持久试验, 刷齿刷腔处均没有明显的磨损, 密封性能稳定。



图10 持久试验后密封件实物图

Fig.10 Inside view of brush and sprayers of sealant treated

4 结论

(1) 碳纤后刷式密封在所有试验工况条件下, 泄漏系数 μ , 保持在 $0.007\ \text{kg}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mm}^3/(\text{N}\cdot\text{s})$ 以内, 表现出优异的密封性能。

(2) 在静态试验时, 碳纤后刷式密封随着温度的升高, 泄漏系数 μ , 下降; 随着压比的增大, 泄漏系数 μ , 先逐渐增大, 当压比大于2.4后, 泄漏系数 μ , 缓慢增加。

(3) 在动态试验时, 碳纤后刷式密封随着转速的上升, 泄漏系数 μ , 下降; 随着温度的升高, 泄漏系数 μ , 下降。

(4) 与基本型刷式密封相比, 低摩刷式密封在动态试验中随着转速的上升和下降摩擦系数 μ , 变化不大, 这表明低摩刷式密封耐磨性与跑道有良好的跟随性, 有效缓解了“刷丝磨损”效应, 提高刷式密封性能和使用寿命。

(5) 低摩刷式密封在 50 h 持久试验中, 密封摩擦系数 μ , 基本稳定, 刷丝和跑道没有明显的磨损, 这说明低摩刷式密封具有持久优异性能的能力, 下一步将针对低摩刷式密封的使用寿命进行更深入研究。

参考文献

- [1] 廖德胜. 航空发动机密封系统设计与应用[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.
- [2] TUNCKE J C, JOHNSON R, Tucker P, et al. Application of ICF to labyrinth seals[J]. AIAA2001-3861, 2001.
- [3] HALL P, DEITZ A, JOHNSON R, et al. Dynamics and finite element stress of conventional brush seals[J]. AIAA1993-1998, 1993.
- [4] 王志刚, 梁小梅, 李飞. 单级离心刷式密封数值分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(9): 1080-1083.
WANG Z L, LIANG X M, LI F, et al. Low Reynolds brush seal numerical simulation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(9): 1080-1083.
- [5] 王文, 王志刚, 丁雷. 单级离心刷式密封时间平均特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(8): 1182-1186.
WEN W, WANG Z L, DING L, et al. Average turbulence analysis of centrifugal low Reynolds brush seal[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(8): 1184-1188.
- [6] ZHANG H F, SUNGSI B J. An analytical for investigating leakage in labyrinth systems phenomena in brush seals[J]. AIAA2000-3883, 2000.
- [7] CHENGJINXIONG P F, JIANGHONG A. Brush seal leak systems[J]. AIAA2003-3790, 2003.
- [8] 白志勇. 工作, 离心刷式密封产损机理特性的数值研究[J]. 航空发动机, 2003, 19(3): 34-38.
- [9] BAI Z Y, WANG W L, SUN Q. Numerical study on leakage characteristics of brush seal[J]. Aerospac, 2003, 39(3): 34-38.
- [10] 曹广海, 古洪洲. 离心干膜刷式密封产损机理的三维分离模型[J]. 航空动力学报, 2008, 23(3): 443-447.
CAO G H, GU H Z, WANG H P. A porous medium model for three-dimensional leakage flow through brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(3): 443-447.
- [11] 张文萍, 张华, 李初强. 单级离心刷式密封磨损机理的数值模拟与结构优化[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 67-72.
ZHANG W P, ZHANG H, LI C Q, et al. Numerical simulation on leakage flow characteristics and optimization on structure of low Reynolds brush seal[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 67-72.
- [12] 方宁, 梁勇光, 胡伟. 单级离心发动机高压轴密封试验台研制[J]. 润滑与密封, 2014, 39(4): 121-123.
FANG N, LIANG Y G, HU W, et al. Development of high temperature and high-speed seal testing of centrifugal[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(4): 121-123.
- [13] MOYRA GIL R, FREDERICK MARGARET P, JACOB B. Brush seal test results[J]. AIAA1997-2632, 1997.
- [14] CHENGJINXIONG P F. Revert brush seal and testing developments in china[J]. AIAA2000-3480, 2000.
- [15] HUNTERDICKS R C. Brush seal performance and durability issues based on T700 engine test results[J]. International Journal of Rotating Machinery, 1999, 2(1): 117-128.

(上接第 118 页)

- [1] 张敬飞, 杨定海, 刘政. 基于电子电荷量测量的油液在线监测技术研究[J]. 传感技术学报, 2008, 21(12): 2000-2005.
ZHANG J F, YANG D H, LIU Z, et al. Study of online oil monitoring technology based on dielectric constant measurement[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2008, 21(12): 2000-2005.
- [2] 刘民. 基于电子电荷量法的油液监测[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 90-93.
LIU M. Oil monitoring method based on the dielectric constant[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(1): 90-93.
- [3] 石油产品颜色测定法, ASTM-D153-04(s).
- [4] 王卓. 基于 CCD 三色色原理的颜色检测器的设计[D]. 天津: 天津大学, 2006.
- [5] 张华. 在线监测油液电液传感器技术研究[J]. 仪表技术与传感器, 2007(3): 3-6.
ZHANG H. Technology research of on-line spectrum sensor for lubricating oil[J]. Instrument Technique and Sensor, 2007(3): 3-6.
- [6] VAN DE VOSST P H, FONGERK B, DEWILB M, et al. FTIR acid and base number analysis: their potential to replace ASTM methods[EB/OL]. <https://www.royalacademy.nl/publication/22890211>.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0836.2017.04.026

基于湿式离合器结合模式的传动油摩擦特性评价方法

董志磊^{1,2} 王月行^{1,2} 安海峰^{1,2} 甄鹏厚^{1,2}

(1. 徐工集团江苏徐州工程机械研究院 江苏徐州 221004;

2. 高端工程机械智能制造国家重点实验室 江苏徐州 221004)

摘要:建立基于湿式离合器结合方式的传动油摩擦特性评价方法,该方法通过增加结合过程的能量密度来提高工况的苛刻度,能更真实地反映传动油在湿式离合器中的使用性能。采用该方法,利用 Autotest 湿式离合器试验台对不同传动油的摩擦特性进行考察,结果表明,该方法对其在不同摩擦特性的油品具有良好区分度,能量密度对传动油的摩擦特性有显著影响,提高添加剂中清洁剂和极压抗磨剂的数量有利于缩短换挡时间和减小换挡冲击。

关键词:湿式离合器;传动油;摩擦特性;换挡冲击

中图分类号:1319.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1000-0836(2017)04-026-04

Friction Characteristics Test Method of Transmission Oil Based on Wet Clutch Engagement Mode

DONG Zhilei^{1,2} WANG Yueqing^{1,2} AN Haifeng^{1,2} ZHEN Penghou^{1,2}

(1. Jiangsu Xucheng Construction Machinery Research Institute, Xucheng Construction Machinery Group, Xucheng Jiangsu

221004,China;2.State Key Laboratory of Intelligent Manufacturing of Advanced Construction Machinery,

Xucheng Jiangsu 221004,China)

Abstract: A friction characteristics test method of transmission oil based on wet clutch engagement mode was established, which adopted the method to improve the severity of working condition by increasing the energy flux of engagement. Based on this test method, Autotest wet clutch bench tester was used to investigate the friction characteristics of different transmission oils. The results show that the friction properties of different transmission oils can be effectively distinguished by this method. The energy flux has a great impact on the friction characteristics of transmission oils, it is conducive to shortening shift time and suppressing shift shudder by increasing the amount of detergent and extreme pressure additives and anti-wear additives.

Keywords: wet clutch; transmission oil; friction characteristics; shift shudder

湿式离合器作为动力传递的控制元件,在传动系统中得到了广泛的应用。湿式离合器内部的摩擦片与钢片的摩擦性能直接影响到变速箱的换挡质量,两者间良好的摩擦性能将有利于减小换挡冲击、缩短换挡时间和延长摩擦片的使用寿命^[1]。

湿式离合器摩擦性能的评价指标主要包括摩擦因数的大小及稳定性、结合时间和摩擦损失。摩擦因数反映了摩擦副传递转矩的能力和平衡性,平衡性指摩擦副由高摩擦状态到截止时没有产生由摩擦转矩升高引起的抖动,可以通过低点摩擦因数与高点摩擦因数的比值(摩擦波动)来评价^[2]。稳定性是指摩擦因数的保持能力,结合时间反映离合器的灵敏性,磨削

是用来评估到摩擦油对摩擦片的润滑保护能力。

湿式离合器内部的摩擦片与对偶件浸泡在润滑油中工作,其摩擦性能受材料、表面形貌、工况条件和传动油等多种因素的影响^[3]。其中,传动油对摩擦性能的影响得到了大量研究^[4]。目前传动油摩擦性能试验装置主要采用基于湿式制动器结合方式的 SAE No.2 摩擦试验机^[5],但由于结合方式上的不同,使用该摩擦试验机不能真实反映油品在湿式离合器中的摩擦特性。本文作者提出了一种基于湿式离合器结合方式的试验方法,通过增加结合过程的能量密度来提高工况的苛刻度,实验多数结合变速换挡工况,因而能更真实地反映油品在湿式离合器中的摩擦特性,可为油品开发提供依据。

1 试验部分

1.1 试验设备

湿式制动器输出端的转动惯量为无穷大,而湿式

收稿日期:2016-06-21

作者简介:董志磊(1984-),男,硕士,工程师,从事传动系统润滑油研发。E-mail: dzhilei@126.com

离合器的轴端转动惯量通常很小,为了与实际换挡工况一致,采用了Automan 型式离合器试验台考察油品的摩擦特性。Automan 型式离合器试验台主要包括输入轴单元、实验油槽和输出轴单元 3 部分。输入轴单元包括输入电机和输入轴惯量,实验离合器安装在实验油槽中,输出轴单元包括输出电机和输出轴惯量,输入电机和输出电机分别带动离合器输入端和输出端旋转至设定转速。用变频器控制离合器输入端和输出端的转速,输入端和输出端模拟离合器输入端和输出端的负载,以等效换挡惯量表示。

1.2 实验方法

实验采用增加换挡过程的能量密度来提高工况的苛刻度,对某型号的工程机械动力换挡变速箱进行工况换算,各换挡过程的能量密度见表 1。一档起步能量密度最高,达到了 0.08 kJ/cm^2 。

表 1 换挡过程中摩擦片的能量密度

Table 1 Energy flux in various shift conditions

工况	1 档起步	1,2 档 间换挡	2,3 档 间换挡	3,4 档 间换挡
能量密度 ($\text{kJ} \cdot \text{cm}^{-2}$)	0.08	0.03	0.03	0.02

依据变速箱实际换挡参数,制定了能量密度递增的实验方法(见表 2),实验包括 13 个能量等级,各能量等级中每 10 个结合循环采集一组数据,摩擦因数取平均值,考察中点动摩擦因数,终点静摩擦因数,启动比和结合时间的变化,中点动摩擦因数是输入轴转速为最高转速的 1/2 时输入轴摩擦副对应的摩擦因数,终点静摩擦因数是摩擦片锁止时输入轴转速对应的摩擦因数,结合时间为从开始出离摩擦副到达到峰值转矩对应的时间。

表 2 能量递增实验参数

Table 2 Parameters of stepped energy test

能量等级	能量密度 ($\text{kJ} \cdot \text{cm}^{-2}$)	结合压力 p/MPa	输入轴转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	输入轴惯量 $J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	油温/ $^{\circ}\text{C}$	循环次数
1	0.01	0.5	500	0.25	53	100
2	0.02	0.6	700	0.25	53	100
3	0.03	0.75	900	0.25	53	100
4	0.04	0.85	1 000	0.25	53	100
5	0.05	0.95	1 120	0.25	53	100
6	0.06	1.05	1 220	0.25	53	100
7	0.07	1.1	1 320	0.25	53	100
8	0.08	1.2	1 420	0.25	53	100
9	0.09	1.25	1 500	0.25	53	100
10	0.10	1.3	1 600	0.25	53	100
11	0.11	1.35	1 650	0.25	53	100
12	0.12	1.45	1 750	0.25	53	100
13	0.13	1.5	1 800	0.25	53	100

选用具有不同摩擦特性的 2 种传动油进行实验,其中一种为研发油,一种为参考油,以考察实验方法的区分能力,参考油为高品质传动油,研发油为优化了

摩擦特性的传动油,两者的理化性能数据见表 3,由于含有高含量的极压抗磨剂,研发油的四球实验数据明显好于参考油,具有优良的极压抗磨性能。

表 3 参考油和研发油的性能数据

Table 3 Performance data of reference oil and R & D oil

油品名称	运动粘度 $\nu_{40} /$ ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	磨粒直径 d/mm	$\rho_1/\%$	$\rho_2/\%$	2002 值	元素质量分数 $\times 10^{-3}$		
						Ca	Zn	P
参考油	6.35	0.14	0.00	1.600	32.97	36	100	0.00
研发油	6.09	0.14	1.340	2.900	44.06	829	713	6.53

2 结果与讨论

2.1 能量密度影响

图1示出了能量密度对纯点静摩擦系数和静动比的影响。可以看出,随着能量密度的提高,制基摩擦片在1种传动油中的纯点静摩擦系数均呈现先上升后下降的趋势。这是因为,在其低能量密度下,随着接触压力的上升摩擦表面出现了直纹接触,而其能量密度下S、P类添加剂的活性不足,未能在摩擦表面生成边界润滑膜,因此造成了摩擦系数的升高。随着能量密度的提高,S、P类添加剂活性增强,逐渐能够与金属表面反应生成边界润滑膜,因而纯点静摩擦系数又出现下降趋势,而下降的幅度与添加剂的种类、活性含量有关。研发油中含有大量的S、P类有机硫酯类,因此纯点静摩擦系数下降幅度较大。在整个能量密度范围内,研发油的静动比始终小于多参油,更有利于高高结合过程的平顺性。



图1 能量密度对纯点静摩擦系数和静动比的影响

Fig. 1 Impact of energy flux on pure-point static friction coefficient and the ratio of static and dynamic friction coefficient

中点动摩擦系数受到润滑油粘度、摩擦表面压力和润滑油中的添加剂等因素的影响。添加剂中的清净剂会使中点动摩擦系数升高。图2示出了能量密度对中点动摩擦系数和结合时间的影响。



图2 能量密度对中点动摩擦系数和结合时间的影响

Fig. 2 Impact of energy flux on midpoint dynamic friction coefficient and slip time

可以看出,随着能量密度的提高,制基摩擦片在1种传动油中的中点动摩擦系数均呈现先上升后下降的趋势。这是因为,能量密度较低时,随着表面压力的升高,摩擦副间的润滑油被挤开,摩擦表面出现部分接触,因此1种油的摩擦系数均迅速增大。随着能量密度的升高,制油油中的有机硫酯类活性增强,能够与摩擦表面接触点发生化学反应生成边界润滑膜,又导致了摩擦系数的下降。

研发油的粘度大于多参油,因此其黏性摩擦较大。研发油中含有高含量的清净剂,使其能量密度下油膜倾向于吸附在摩擦表面,又促进了摩擦转矩的升高。低能量密度较低时研发油的中点动摩擦系数大于多参油,高能量密度下,粘度及边界膜、清净剂在摩擦表面的发生等副反应以及在摩擦表面接触点产生部分边界润滑膜又减小了摩擦副在研发油中的中点动摩擦系数。由于摩擦片在研发油中具有更高的中点动摩擦系数,在摩擦副相对滑移时能够提供更大的摩擦转矩,因此结合时间更短。

2.2 表面分析

表4给出了在2种传动油中经过能量密度实验后制基摩擦片表面的原子百分比。制油油中含有的S、P、Zn等活性添加剂元素与摩擦片表面发生摩擦化学反应,并沉积在摩擦片表面。研发油侧磨下的摩擦片表面的相应元素含量较高,说明制基摩擦片在研发油中生成了更多的边界润滑膜,因而其摩擦系数下降更快。摩擦片表面的Ca元素来源于制油油添加剂中的清净剂,由于研发油中含有高含量的清净剂,因此摩擦片表面侧磨的Ca元素含量也较高。

表4 摩擦片表面的原子百分比

Table 4 Atomic percentage of friction plate surface

元素	制基摩擦片	试验用摩擦片	
		多参油	研发油
S	0	0.99%	1.2%
Ca	0.27%	0.39%	0.75%
P	0	0.4%	1.22%
Zn	0	0.53%	2.65%

3 结论

(1) 开发一种基于式离合器结合模式的传统油膜摩擦特性评价方法,依据能量密度对变速器换挡工况进行模拟,该方法的多数设计依据变速器箱的实际换挡参数,与不同传动油的摩擦特性具有良好的区分性。

(2) 能量密度对摩擦副结合过程中的中点动摩擦系数和纯点静摩擦系数有显著影响,变速箱传动油的选择应与使用工况匹配。

(3) 中点动摩擦系数影响结合时间,液压机构

则是影响纯点法摩擦因数的主要因素, 既能显著使下屈服和附加周中的纯净剂显著影响中点法摩擦因数。

参考文献

- [1] M&G E. Wet tribology friction characteristics in limited slip differential[J]. Lubrication, Lubric University of Technology, 2008.
- [2] TUNG H. Z., BARNWELL S., SAMUEL H., et al. Developing additive technology for wet dual-chamber transmissions[J]. Lubrication, 2012, 37(2): 22-28.
- [3] 刘小伟, 张志明, 高俊刚, 等. 湿式离合器摩擦副配对接触特性的影响研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2015(4): 7-11.
- [4] LIU X. C., ZHANG Z. C., GAO J. H., et al. Effect of engagement pressure on engagement characteristics of wet clutch[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2015(4): 7-11.
- [5] KIKUCHI S. K. Lubricant aging effects on wet clutch friction characteristics[J]. Lubrication, Lubric University of Technology, 2008.
- [6] MAEKI T. F., SHIBUYAMA I., KIKUCHI S., et al. Fundamentals of anti-additive durability, Part II (fluid effects)[J]. SAE Technical Paper, 2003-01-1294, 2003.
- [7] SAE International. SAE MS-2 friction test machine 1.000-c/m² (staged power test) J2007-0807[S].
- [8] 郭海峰, 李超刚, 周永丹. 双离合器自动变速器润滑油的摩擦特性评价[J]. 润滑与密封, 2012, 37(7): 78-81.
- [9] CHOI H. T., LIU H. H., BARNWELL S. H. Evaluation on the friction characteristics of dual-chamber transmission fluid[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(7): 78-81.
- [10] SHIBUYAMA I. S. Adsorption of additives on wet friction pairs and their frictional characteristics[J]. Japanese Journal of Tribology, 1994, 39(12): 1479-1486.

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”声中转型升级, 原材料、添加剂、包装物价格的大幅上涨加剧了润滑油企业间的竞争压力, 也无疑地推动润滑油行业一起新的洗牌, 不断提高产品附加值和产品品质, 以创新为驱动是本届学术年会主题的现实。

由《润滑油》编辑部及《润滑与密封》编辑部联合主办的“中国润滑技术论坛(2017)”拟定于2017年9月13-16日在昆明召开, 论坛将邀请润滑油、添加剂及相关行业的国内专家学者、研发与生产技术人员、应用专家等就相关问题展开广泛深入的交流与研讨。

大会编辑出版《中国润滑技术论坛(2017)论文集》, 并由专家评审择优遴选优秀论文入选大会会刊, 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、润滑油及添加剂现状、发展与展望; 节能、环保及尾气排放对润滑油的要求
- ◆ 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; 车用发动机润滑油、制动油、尾气后处理等化学品的研究与发展; 非传统润滑技术概述、发展及对润滑油的要求; 非传统润滑剂及其添加剂的研究和发展; 汽车新技术及对润滑油、油、脂及添加剂的要求; 内燃机节能减排技术; 当前产业政策及政策对汽车油品行业发展的影响; 车用润滑油的监测技术及油品分析、评定标准; 节能、环保及尾气排放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、工程机械、电力等行业研究及发展; 新技术、新标准及当前对工业润滑油的要求; 工业技术及相关趋势、减排应用对工业润滑油的要求; 燃料及合成工业润滑油的技术发展; 尾气减排、减排方法及减排方式等方法与标准; 工业用油使用性能的研究与跟踪
- ◆ 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业技术现状及发展; 基础油由润滑油中的应用; 润滑油调合工艺研究; 润滑油再生工艺研究

二、论文要求

- (1) 根据论文内容界定上述主题范围, 未在国内正式刊物上发表过的论文, 稿件一律不返, 请勿自留底稿。(2) 论文应符合国家和各单位的保密规定, 文字真实。(3) 论文篇幅尽量不要超过3000字, 请用Word排版, 其顺序如下: 题目、作者姓名、作者单位、通讯地址、邮政编码、中文摘要(200-300字)及关键词(3-8个)、正文(图表及插图)、参考文献、作者商会(主要应包括姓名、职称、受教育经历、工作经历等, 是否公开发表过文章、邮箱等)。(4) 投稿方式: 将投稿论文发《润滑油》编辑部信箱, 并说明“中国润滑技术论坛(2017)论文”字样, 编辑部E-mail: zhylub@petrolchina.com.cn

三、论文时间

- (1) 请于2017年9月2日前将会议论文题目及摘要。(2) 请于2017年7月18日前将会议论文全文。

四、论文使用

我们将根据论文质量择优入选大会论文集, 并依据专家评议情况汇编论文专刊, 同时选向一定数量论文代表大会公开交流, 大会期间还将专家对论文进行评选, 对优秀论文颁发证书和奖牌, 符合会议刊登要求的优秀稿件将刊登发表在杂志上。

热忱欢迎广大国内从事润滑油研发、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@petrolchina.com.cn 电话: (8610) 84878973(转接) 微信: zhylub 邮编: 100044(北京)

转发：机械工业出版社出版《机械设计手册》（第六版） 暨限量刊登企业宣传版面的通知

《机械设计手册》自 1961 年出版以来，已经历经修订了五版。截至 2011 年，累计销售量超过 300 余万册。作为国家重点科技图书和机械工业领域影响力最强、最具权威的大型工具书，先后获得中国出版政府奖（2003 年）、中国机械工业科学技术一等奖（2011 年）、全国优秀图书奖（1999 年）、机械工业部科技进步二等奖（1997 年），并多次评为全国优秀畅销书。

机械工业是我国国民经济的重要产业，在我国实现经济社会转型升级和参与全球经济合作、推进国家产业竞争力以及实现“中国制造 2025”目标等方面具有战略性的支撑作用。国家科技进步重大装备制造业是我国由制造大国迈向制造强国和制造强国的核心内容和关键。

大型装备制造企业必须加强产品的开发与设计研究，机械产品的设计已由传统设计模式向现代设计模式转变，现代设计的特色是广泛采用信息技术，特别设计量机技术，更为注重概念设计、数字化设计、网络化设计、绿色化设计、多物理场设计的综合设计技术。机械工业出版社围绕“中国制造 2025”目标，致力于打造全球知识和服务网络，特定于 2017 年 4 月出版《机械设计手册（第六版）》。

《机械设计手册（第六版）》按照科学、先进、实用、可靠的原则编制，编写人员汇集了领域与行业内 200 多位专家学者、工程精英、权威专家，他们中有中国科学与中国工程院院士 12 位，博士学位 2 位，教授、研究员和高级工程师 22 名。他们立足本领域的权威和精英，深厚的理论功底、丰富的实际设计经验和优秀的职业素养，确保了本册手册的高水平和权威性，实现了以下几个方面具有鲜明的特色和优势：

- 第一、全面新增纳米科学产业。
- 第二、设计内容全覆盖。
- 第三、新增设计标准、可靠、简明、实用。
- 第四、首次引进机电一体化技术。
- 第五、现代设计全面、丰富。
- 第六、综合设计提高建筑量、完整全面。

本册手册共分 6 卷。

第 1 卷《常用设计资料》

主要内容包括：常用资料、常用数学公式和常用力学公式、机械工程材料、零部件设计常用基础标准、零件结构的设计工艺等。

第 2 卷《机械零件设计（机械、金属与塑料）》

主要内容包括：金属与塑料、零件制造和热处理、摩擦轮传动与螺旋传动、齿形传动、蜗形、蜗轮蜗条传动、机构等。

第 3 卷《机械零件设计（轴承、齿轮与其他）》

主要内容包括：轴、滚动轴承、滑动轴承、联轴器、离合器与制动器等、弹簧、起重运输机械零件和附件、机构和机构、管道与管道附件、密封、密封等。

第 4 卷《流体传动与控制》

主要内容包括：液压传动与控制、气压传动与控制、液力传动等。

第 5 卷《机电一体化及控制设计》

主要内容包括：机电一体化技术及应用设计、机电系统控制、工业机器人技术、数控技术、微机电系统及应用设计、机械状态监测与故障诊断技术、数控机床中的机械工程中的应用、电动机、电源与常用传感器等。

第 6 卷《现代设计理论与方法》

主要内容包括：现代设计理论与方法综述、基础设计与功能设计、创新设计、绿色设计与和谐设计、机械系统概念设计、机械系统的优化设计及噪声控制、机械结构的有限元设计、疲劳强度设计、机械可靠性设计、造型设计与人机工程、数字设计、虚拟设计、虚拟设计、智能设计、并行设计与协同设计、虚实设计与物理或虚拟制造技术、快速成型与快速设计、计算机辅助设计、公差设计与管理功能模型 (CFE) 设计、产品综合设计理论与方法等。

《机械设计手册（第六版）》是一部与时俱进、常理与常法兼备、时代感鲜明的大型设计类科技工具书，以紧跟常理与当代设计理念，引领现代机械设计新发展的新面貌向机械设计领域的广大读者奉献上了一份沉甸甸著作，必将成为我国大型科技工具书出版史的重要一页，成为本册手册及我国装备制造与机械工业现代化建设和发展中不可或缺的良伴。

鉴于本手册对行业的重要性和实用性，要求在《机械设计手册（第六版）》（6 卷本）中开册部分企业宣传专版，刊登百种全部册分卷企业、整机装备制造企业提升品牌形象和综合竞争力、促进法规企业之间的交流与合作、为更高品质的完成装备制造、机械工业出版社联合北京中印全国信息科技中心成立专项办公室，提供免費《手册》（6 卷本）企业宣传刊登专版，欢迎广大读者踊跃咨询、机械工业出版社本手册企业宣传专版的编辑工作！

企业宣传刊登方式及其他事宜，联系方式：

联系电话：010-58992236 传 真：010-58992234

联系人：刘国英 1822822234

邮箱：jgbs@vip.sina.com http://www.cmpbook.com

通过ISO9001质量体系认证



天津天河分析仪器有限公司
Analytic Instrument Co., Ltd.



扫码关注公众号 扫码登录网站

油液颗粒计数器

采用国际液压标准委员会制定的激光计数原理。

- 01 内置GJB430B、NAS1638、ISO4406、BOCT17216-71等多个常用标准。

02 采用先进的高压注射泵进样系统，支持自定义标准测试。

03 适用于液压油、润滑油、汽轮机、地质油和透平油等颗粒度及度的检测。

04



YKJ-T
油液颗粒计数器

YKJ-B
便携式油液颗粒计数器



BYQ-2
便携式压力取样瓶

地址：天津滨海新区东旭路23号2-2-B 电话：022-89627800 传真：022-89627828
网址：www.tjtiasha.com.cn 邮编：315000 邮编：315000

