

# 润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

中国机械工程学会摩擦学分会会刊

2017.03

第42卷 总第307期  
www.ljse.com.cn



中文核心期刊

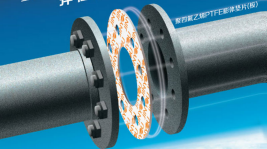
中国科学引文数据库收录期刊

中国科技论文统计源期刊

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

弹性密封 稳定对接

聚四氟乙烯(PTFE)弹性密封片(膜)



JINYOU<sup>®</sup>

PTFE 弹性密封企业  
www.jinyou.com.cn | 021-59188577





二相晶区 $B_2C$ 的制备及环境基团对摩擦学性能的影响 .....	张 敏 王争波 刘凡凡 高学凯
周爱周 李 平 张权平 (71)	
三瓦翻转压力侧轴承设计参数对承载能力的影 响 .....	张 凯 吴刚祝 毛松雷 (76)
基于 HPCGA 算子的转子系统非线性耦合激励方法 .....	金晓武 庞新宇 杨成建 袁成加 (82)
交通局下 $3 \times C$ 多孔陶瓷的摩擦副性能研究 .....	朱军宇 金晓加 黄立新
李惠杰 朱建刚 (86)	
油槽倾斜对行星齿轮向心泵副密封特性的影响 .....	王宏伟 黄 凯 马 彪
周玉冰 李 勇 (90)	
三种进宫密封副漏量及密封性参数数据研究 .....	徐文杰 王成文 (96)
王成文 徐文杰 (101)	
流道式气泵新型密封材料研究 .....	张 勇 高恒胜 涂博成 (102)
基于摩擦副密型的油膜污染检测系统的设计 .....	孔令仁 卢相成 苏子亮 徐维成 (107)

微孔面积比对微孔端面机械密封副漏量计算的影响 .....	陈 磊 吉 平 夏 夫
张 科 陈 志 (111)	
基于 ANSYS 的腔制阀阀斗油缸用 Y 形圈密封场分析 .....	赵敏敏 谭 伟 曹 杰 (115)
速度和供油量对启动直线导轨副摩擦力的影响 .....	张柏宽 欧 屹 冯成明 屈亚伟 (119)
52x2 车轴副的密封寿命和短寿命启动密封性能 .....	李亚波 杨 凯 陈一洋
姜青青 孙成奇 冯成士 (124)	
直纹密封副密封特性对密封副密封性能的影响 .....	胡泽博 周志平 李 进 赵 杰 (129)
赵 杰 胡泽博 (137)	
合成型密封副材料的发展及应用 .....	向 晖 王可武 王 一 强 (134)
通过流场测试反压密封副密封性能研究 .....	张 凯 郭 伟 郭先斌 (137)
郭先斌 郭 伟 张 凯 (137)	
研究人员提出金属陶瓷密封材料制造制备新方法 .....	
(7)	

## 《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、新颖性、文字准确、通顺、精炼、重点突出、稿件应标注国名（中英文）、摘要及关键词（中英文）、作者及作者单位（中英文）、正文、参考文献等，并附两个分类号和作者照片。若是科研基金项目或国家、部、省、局级项目，请附项目名称和编号标注在文后致谢的末尾。
2. 文题：应简洁、明确地反映文章的内容，符合编制题录、索引和检索及关键词等通用原则。中文题名一般不宜超过 20 个汉字，英文题名应与中文题名含义一致，一般不超过 80 个实词。
3. 作者：应符合下列条件：（1）参与选题和设计或参与资料的分析和解释者；（2）起草或修改论文中关键性理论或其主要内容者；（3）最终同意该文发表者。每篇论文作者的排序应在投稿时确定，在编辑过程中不应再做更改。作者单位应写明全称，并注明城市和邮政编码。作者间应标注姓名、性别、出生年、学位、职称、研究方向、邮箱。
4. 摘要：中英文摘要一律采用结构式摘要，主要包括研究目的、方法、结果和结论 4 部分。中文摘要 300 字以内，英文摘要与中文摘要相对应。
5. 关键词：论著文章一般用 3~5 个关键词即可。标注的关键词应针对文章所研究的重点内容，且通用性比较

5. 图表：按正文中出现的先后次序连续编号。每个图表在文中均应有标注，并对每幅图表冠以具有自明性的图（表）题（包括中英文）。本刊采用三线表，表中取值为四。插图应由专业人士用计算机绘制成照片，照片图上不要用手写字。插图版面布局合理，图形清晰，比例适中。
7. 参考文献：按照 GB 7714-2007 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 名以上同列前 3 名，后加“等”或“et al”。参考文献必须由作者对其原文核对其准确性。中文参考文献须提供对应的英文译文，每篇论文的参考文献数应不少于 8 篇。

### 二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿，投稿网址：<http://www.cjcpd.com.cn>，作者修改稿请直接发至信箱 [cjcpd@pub.com.cn](mailto:cjcpd@pub.com.cn)，投稿时须提供联系电话、邮编等。来稿涉及技术保密的应由作者所在单位审核，并附正式公函附。
2. 本刊审稿周期为二个月，稿件录用情况通过邮件通知作者，录用稿件同时邮寄正式录用通知书。审稿意见及录用情况也可上网查询（<http://www.cjcpd.com.cn>）。
3. 本编辑部保留稿，附为一稿多投，来稿文责自负。本刊有权对来稿文字修改、删节，凡涉及原意的修改请作者考虑。

# LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 3 Mar 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

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

## Editorial Committee

**Chairman:** LIU Jianbin

**Vice Chairmen:** ZHANG Suxi HUANG Xing

**Advisors:** WEN Shiduo XIE Yushui XU Bindi  
WANG Yanning

**Members of Editorial Committee:**

WANG Qishun	WANG Haidan	WANG Lipin
LIU Kun	YAN Xinying	FU Xiangjun
LI Jian	LI Shu	YANG Peizun
ZHANG Yongchen	ZHANG Qianhui	CHEN Guozu
WANG Jiguo	SHAO Yumin	ZHOU Zhaoping
YAO Pingping	GAO Chenghui	HUANG Ping
GE Shizong	PENG Xuebing	XIE Xiaoping
YU Lie	Dai Zhendong	Z. Peng

**Chief Editor:** HE Shidong

**Vice Chief Editor:** YAN Fei

**Editor:** LI Xing LIAO Weichuan

**Layout Design:** DENG Lianjun LIU Na

**Tel:** (8620) 32385313

**Fax:** (8620) 32389600

**Web:** www.elynd.com.cn

**E-mail:** elynd@guet.com.cn

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

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

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

**Post Distribution Code:** 46-27

**International Code:** RN 549

## Contents

### Invited Report

A Review on Gasket Bearings .....

..... WANG Jiguo CHEN Fuping

CHEN Lipin ZHANG Yongping (1)

### Research and Test

Experimental Study on Tribological Performance of Cylinder  
-der Linear-Piston Ring System .....

--- HOU Xianjun CHEN Baohong CAI Qingping

MOHAMED KAMAL Ahmed Ali PENG Faming (8)

Design of PIPE-Metal Composite Pad of Large Thrust  
Bearing Based on Thermal Hydrodynamic Lubrication  
Analysis .....

--- WANG Shun TAN Qingchun (12)

Dynamic Analysis of Multibody System with Lubricated  
Revolute Joints .....

--- SU Yuesen HUO Xuesi

CHEN Wei GUO Caixin (18)

Experimental and Finite Element Analysis of Elliptical  
Heat Distribution during Sliding Friction .....

--- SUNG KwunChery TAN Pengqi TAN Yu (24)

Solution Method of End Surface Temperature of Non-  
contact Mechanical Seals .....

--- CAO Hongchun HAO Wenling LI Zhentao

YANG Weiping SUN Zhong BEN Ruijie (28)

Study on Lubrication Characteristics of Floating Ring  
Bearing Considering Thermal Effect .....

--- MAJLAN Mohdazki PEI Shiyuan XU Hua

MAMTIMIN Gani ZHANG Shengjun (34)

Experimental Study on Wear Performance of Water Lubri-  
cated Alloy Bearing Rubber Material .....

..... WAN Yang ZHOU Yi SHAO Bin

YAO Dan LIU Man WANG Yu (40)

Effect of Impacting Velocity on Erosion Wear Resistance  
of IS-GMs under Stress .....

..... ZHANG Ailin FAN Jianchun GENG Yansu

LIU Shaojie WANG Honglin HE Yingping (45)

Effect of Baking Force on the Characteristics of Rubber  
Spread and Wear .....

..... LI Jianxi MO Jiliang WANG Dapeng

ZHU Zhaoping GE Xuebing

CHEN Guangping (49)

Influence of Pressure on Fatigue Life of Flexible Thin  
Wall Bearings .....

--- WANG Yashen ZHAO Kun

JANG Yi SU Daeul (54)

Performance of Zirconium-based Upstream Pumping Gas Spiral Groove Face Seals Operating at Low Pressure .....	LI Hong, BAI Shunian (59)
Influence of Inlet and Drainage Holes and Transition Fillet on Mechanical Property of Water Lubricated Stern Bearings .....	WANG Jun, WANG Yuyang, WANG Tao, FAN Xianrong (65)
Preparation and Tribological Properties of $Ti_3C_2$ Nanolaminates as Grease Additives .....	ZHANG Hong, WANG Lihui, LIU Fanlin, GAO Yuyang, ZHOU Aiguo, LI Ping, ZHANG Yihua (71)
Effect on Load Capacity by Design Parameters of Inverted Three-Lobe Pressure Dam Bearing .....	ZHANG Kan, WU Xinyue, MAO Yandi (76)
Combined Prediction Method of Wear Particle Concentration in Water System Based on BPFGA Operator .....	JIN Xianxin, FANG Xinyu, YANG Zhanjian, YUAN Jianming (82)
Research on Friction and Wear Properties of SiC Pseudo-Ceramics under Variable Load .....	ZHU Xiangyu, JIN Xiangyi, HUANG Lixin, LI Changyan, ZHU Jianlin (86)
Influence of Oil Grease Film on Lubrication Characteristics of Axial Support in Planetary Gear .....	WANG Hongwei, HUANG Kai, MA Hui, SHI Yaling, LI Yang (90)
Numerical Study on Leakage and Dynamic Coefficients of Three Types of Labyrinth Seals .....	XU Wenjie, WANG Jianxin (96)
<b>Application and Development</b>	
Research of a New Wear-resistant Material for Piston Pump .....	ZHANG Yang, CAO Jidong, XU Baoteng (102)

Design of Oil Contamination Detecting System Based on Filter Blocking .....	RONG Lingren, LI Jia, SU Zhong, XU Weiping (107)
Influence of Micro-pore Area Density to Leakage Calculation of Mechanical Seal with Micro-pores .....	CHEN Xian, JI Hua, XIA Fei, ZHANG Ke, CHEN Zhi (111)
Temperature Field Analysis of Y-Ring Used in Excavator Bucket Cylinder Based on ANSYS .....	ZHAO Xiaolin, TAN Feng, HUANG Le (115)
Influence of Speed and Oil Supply on Friction Factor of Rolling Linear Guide .....	ZHANG Yimin, QU Yi, PENG Huijun, SHU Yaya (119)
Rotating Bending and Ultrasonic Vibration Fatigue Properties of Axle Steel 50Cr .....	LI Yuhui, YANG Kai, CHEN Yuyang, JIANG Qingsong, SHI Chengqi, RONG Yundi (124)
Influence of Long-chain Aliphatic Acid Ester Anti-wear Agents on Lubricity of Ultra-low Sulfur Diesel Fuel .....	HU Zexiang, TAO Shiping, LI Jin, ZHAO Jie (129)
<b>Enterprise Forum</b>	
Development and Application of Synthetic Worm Gear Oils .....	XIANG Hui, WANG Xinyang, WANG Yiduo (134)
Determination of Transformer Oil Impurities by Membrane Filtration Method .....	LI Xiaolin, PENG Wei, PENG Xiangpin (137)

## 广告刊户索引

上海金由金属材料有限公司 .....	BF16028 封面
上海泽能润海技术有限公司 .....	BF16034 封二
南方中金环境股份有限公司 .....	BF17006 插页 1
东莞市方显能源科技有限公司 .....	BF17006 插页 2
西安天厚源清技术有限责任公司 .....	图稿插页 3
国康超科技(北京)有限公司 .....	BF17006 插页 4
上海康密特材料有限公司 .....	BF16028 插页 5
广州登联机械设备有限公司 .....	BF15000 插页 6
温州博恩曼密封件有限公司 .....	BF16030 插页 7
厦门天帆自动化有限公司 .....	BF16002 插页 8
广州康密特密封实业有限公司 .....	BF15038 插页 9

国机智能科技有限公司 .....	JF17006 目录封底背面
上海邦安检测工程有限公司 .....	BF16031 目录封底
重庆中德诚通机械制造有限公司 .....	BF16039 封三封底
《机械设计手册(第六版)》邀请企业人编出版通知 .....	
四川兵工学报 .....	TJ17002 黑白内页 1
西安海林科工贸有限公司 .....	JF16008 黑白内页 3
成都十超康泰科技有限公司 .....	BF16028 黑白内页 4
广州丰光贸易集团有限公司 .....	BF16028 黑白内页 6
机械工业出版社汽车零部件质量监测检测中心 .....	
T16030 黑白内页 8	

## 螺旋槽轴承研究综述<sup>\*</sup>

汪久根<sup>1</sup> 陈芳华<sup>2</sup> 陈李军<sup>2</sup> 张勇强<sup>2</sup>

(1. 浙江大学机械工程学院 浙江杭州 310027; 2. 浙江省机电设计研究院有限公司 浙江杭州 310051)

**摘要:**针对螺旋槽轴承的设计、制造和性能评价,从结构设计、润滑理论、摩擦磨损和制造技术四方面综述螺旋槽轴承的研究进展。螺旋槽轴承与轴颈轴承、止动轴承、圆锥滚轮轴承螺旋槽轴承以及变齿的螺旋槽轴承。其润滑的润滑剂有空气、润滑油、水和润滑脂。其润滑分析的方法有有限差分法、有限元法和边界元法。摩擦性能有摩擦特性的Stribeck曲线、摩擦功耗、摩擦扭矩、摩擦系数和摩擦寿命。制造方法有数控铣削、成形车法、电火花、磨削、超精加工、磨削、超精加工和抛光加工等。提出螺旋槽轴承存在的技术问题,以期为提高螺旋槽轴承的性能和螺旋槽轴承的推广应用提供依据。

**关键词:**螺旋槽轴承; 结构设计; 润滑分析; 摩擦; 磨损; 制造方法

**中图分类号:** TH112; TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-6099(2017) 03-0001-07

## A Review on Groove Bearings

WANG Jiugen<sup>1</sup> CHEN Fanghua<sup>2</sup> CHEN Lijun<sup>2</sup> ZHANG Yongqiang<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou Zhejiang 310027, China;

2. Zhejiang Institute of Mechanical & Electrical Engineering Co., Ltd., Hangzhou Zhejiang 310051, China)

**Abstract:** For the design, manufacturing and performance of groove bearings, the state of the art of such bearings was reviewed with respect to their basic design, lubrication theory, friction, wear and manufacturing technology. The types of groove bearings have spiral bearing, thrust bearing, conical bearing, spherical bearing and those with variable geometry. The lubricants frequently used are air, oil, water and grease, and the computation methods of lubrication have finite differential method, finite element method and boundary element method. The friction performance of such bearings has Stribeck curve and friction moment, and their wear performance has wear mechanisms, wear rate and anti-wear life. The manufacturing methods have digital controlled milling, form turning, twist spreading, cover mold compression and laser beam cutting etc. The existing problems of groove bearings were proposed, in order to provide a base for improvement of their performance and wide application of groove bearings.

**Keywords:** groove bearing; basic design; lubrication analysis; friction; wear; manufacturing method

在较低下螺旋槽轴承具有较好的动态稳定性。因此在航空、压缩机和密封技术中得到广泛的应用。轴颈轴承可以承受径向载荷,止动轴承可以承受轴向载荷,而圆锥滚轮轴承螺旋槽轴承可以同时承受径向载荷和轴向载荷。用于螺旋槽轴承的润滑剂有空气、润滑油、润滑脂和水等粘性介质<sup>[1-4]</sup>。

1925年, L GAMMEL 和 K EVERLING 发明了螺旋

槽轴承。1957年, G W K FIELD 等人开始研究螺旋槽轴承的性能。HIES<sup>[5]</sup>分析了径向轴承的稳定性问题。SUJICKERAN<sup>[6]</sup>、CEPIA<sup>[7]</sup>研究了螺旋槽轴承的端部效应。1973年, KROED<sup>[8]</sup>采用交叉坐标分析了轴承的摩擦性能。QAMAR<sup>[9]</sup>研究了螺旋槽的形线设计。BROGAN<sup>[10]</sup>研究了槽中的空气化问题。2003年, MEYER<sup>[11]</sup>推导出了球面螺旋槽轴承的雷诺方程。GAD<sup>[12]</sup>、NEMAT-ALLA<sup>[13]</sup>研究了螺旋槽的槽型影响和螺旋槽的优化设计。2016年, SARKAR<sup>[14]</sup>用目口设计法,设计了螺旋槽径向轴承; 陈苏星和胡志会<sup>[15]</sup>对飞机机匣中的螺旋槽轴承的研究进行了综述。由此可见,螺旋槽轴承的研究已有90年历史。尤其国外对螺旋槽轴承设计有全面的理论分析与实验研究。目前,因为我国航空航天发展的需要,对螺旋槽轴承的全面深入研究变得十分迫切。

\* 基金项目: 浙江省重大科技专项(2014A010013-A01001); 国家高技术产业化专项计划项目(863计划)(2005AA04Z002)。

收稿日期: 2017-03-20

作者简介: 汪久根(1963-),男,工学博士,教授,博士生导师。曾主持国家基金项目、国际合作项目等20余项。已在国内外刊物和学术会议上发表研究论文240余篇。获授权发明专利24件。研究方向为机械设计、摩擦学和密封设计。E-mail: wjg\_zjhu@zjhu.edu.cn。

本文作者拟从螺旋槽轴承的结构设计、制造分析、摩擦磨损研究和螺旋槽轴承的制造方法几方面,综述国内外螺旋槽轴承的研究进展。最后,提出若干螺旋槽轴承研究仍需解决的问题,以期为先前的螺旋槽轴承研究与应用提供基础。

## 1 螺旋槽轴承的结构

螺旋槽轴承有径向轴承和止推轴承,另外圆筒和球面螺旋槽轴承可以同时承受径向载荷与轴向载荷的轴承。图3所示为承受径向载荷的螺旋槽轴承,图2所示为承受轴向载荷的推力轴承。



图1 螺旋轴承  
Fig. 1 Spiral bearing

图2 螺旋槽推力轴承  
Fig. 2 Spiral groove thrust bearing

图3、图4所示为常用的螺旋槽轴承,依据螺旋槽送油原理来润滑制油以润滑轴承的工作表面。

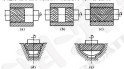


图3 螺旋槽轴承  
Fig. 3 Spiral groove bearing



图4 推力螺旋槽轴承  
Fig. 4 Spiral groove thrust bearing

图3 (a)、(b)、(c) 所示为向心螺旋轴承,图3 (d) 所示为圆筒螺旋槽轴承<sup>[1]</sup>,可以同时承受径向载荷和轴向载荷。图3 (e) 所示为球面螺旋槽轴

承,也可以同时承受径向载荷和轴向载荷。图4所示为螺旋槽推力轴承,可以承受轴向载荷。图4 (a) 所示为零净流量的螺旋槽结构;图4 (b)、(c) 分别示出了向外、向内泵送的螺旋槽推力轴承结构;图4 (d) 所示为八字螺旋槽推力轴承,是一种零净流量推力轴承结构。

自然界中的羚羊角(见图5)、大陀螺(见图6)、双冠陀螺(见图7)等很多自然结构也为螺旋结构<sup>[2]</sup>。费龙科螺旋(见图8)的设计已被成功用于副磨盘的设计<sup>[3-5]</sup>。自然界经过36亿多年的进化,发展完善了螺旋结构。因此,从仿生角度比较,来优化设计螺旋槽轴承的螺旋结构具有新意,也是今后优化设计螺旋槽轴承的内容之一。



图5 羚羊角  
Fig. 5 Wovory horn



图6 大陀螺  
Fig. 6 Solutia maximum



图7 双冠陀螺  
Fig. 7 Double-culotte



图8 费龙科螺旋  
Fig. 8 Spiral line of millstone

## 2 润滑理论分析

对螺旋槽轴承润滑的数据计算方法有 3 种。第一种是空腔流理论, 它假设轴承的槽数是足够多, 然后以每个槽位为单位, 均化这个区域内的压强。最后以这个压强从流场控制方程。第二种方法, 在轴承几何形状上部分正交坐标系的流场控制方程, 然后数值求解。第三种方法, 使坐标轴间的夹角与轴承的螺旋角重合, 应用斜交坐标系中的流场控制方程求解。

### 2.1 气体轴承润滑

螺旋槽轴承采用气体润滑设计, 对于轴颈轴承、止推轴承、球面轴承与圆锥轴承已有深入研究<sup>[18-21]</sup>。文献[18、21、23-24]研究了气体润滑推力轴承的稳定性、自激振动。文献[20、22]研究了气体润滑的轴颈轴承。

1990 年, 陶晓平<sup>[25]</sup>用非正交坐标系求解了气体螺旋槽轴向往复, 分析了气体压力分布和轴承承载能力的变化。卢志修等<sup>[26-27]</sup>研究了圆锥形气体润滑轴承, 用有限差分法求解雷诺方程, 并且进行了实验测试分析。杨庄等人<sup>[28]</sup>用 Fluent 流场计算软件, 分析了螺旋槽槽数、螺旋角、槽深、槽宽比和槽宽比轴承载能力的影响。贾晓辉等<sup>[29-31]</sup>研究了球面螺旋槽轴承和球面螺旋槽轴承。

目前, 分析气体螺旋槽轴承性能的方法有: 有限差分法、有限元法和计算流体力学(CFD)模拟软件分析, 其中 CFD 法编程工作量小, 今后会得到更多应用。

### 2.2 油润滑轴承

文献[38-44]研究了油润滑的螺旋槽轴承性能。圆锥面润滑的螺旋槽轴承有轴颈轴承、球面轴承、圆锥面轴承和止推轴承。1979 年, MURATA 等<sup>[38]</sup>提出用两维理论求解止推轴承的润滑问题。1980 年, GOSWAMI 和 ROHATGE<sup>[39]</sup>用有限元法求解雷诺方程。1983 年, 朱勤等人<sup>[40]</sup>提出用边界元法求解螺旋槽轴承润滑问题。1986 年, KANG 等<sup>[41]</sup>用有限差分法求解轴颈轴承润滑问题。2003 年, MEYER-KR<sup>[42]</sup>推导出的不可压缩流体球面螺旋槽轴承的雷诺方程为

$$\frac{1}{\sin\theta} \frac{\partial}{\partial\theta} \left( h^3 \sin\theta \frac{\partial p}{\partial\theta} \right) + \frac{1}{\sin\theta} \frac{\partial}{\partial\theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial\theta} \right) + 6E^* \eta \cdot \left[ \omega \cos\theta \sin\theta \frac{\partial h}{\partial\theta} + (\omega \sin\theta + \omega \cos\theta) \frac{\cos\theta}{\sin\theta} \frac{\partial h}{\partial\theta} \right] + 2 \frac{\partial h}{\partial\theta}$$

目前, 油润滑螺旋槽轴承设计常用方法有参数化设计<sup>[38-40]</sup>、优化设计等<sup>[41-42]</sup>。另外, 将螺旋槽设计与动压润滑相结合的动静压轴承也已实际应用。热流体动力润滑分析也已成熟, 这种分析不仅可以得到轴承

的压力分布、承载能力和油膜厚度, 而且可以得到温度分布<sup>[43]</sup>。

### 2.3 水润滑轴承

水润滑轴承避免了润滑油污染面污染环境。文献[45-50]研究了水润滑螺旋槽轴承。水润滑轴承材料十分多样, 有金属材料、陶瓷材料、橡胶复合材料和高分子聚合物等<sup>[45]</sup>。求解雷诺方程的方法有有限元法和有限差分法<sup>[46-47]</sup>。有限差分法有解析法、龙格法和步长调整法、系统法等。

刘克伟和程志<sup>[48]</sup>用 KSG 4-e 流场模型, 分析了螺旋槽线对轴承承载能力的影响。王仕强等<sup>[49]</sup>分析了四圆弧、矩形和椭圆形螺旋槽轴承的优化设计。随着设计技术的发展, 参数化设计、神经网络设计、优化设计与摩擦学设计也已用于水润滑螺旋槽轴承的设计过程, 以获得最佳的轴承性能。

### 2.4 微润滑轴承

微润滑润滑的螺旋槽轴承在飞机、航天动力学中将得到普遍应用。文献[71-73]研究了微润滑螺旋槽轴承的润滑与摩擦性能。刘小虎等<sup>[74]</sup>通过表面微结构的优化设计, 求提高关节轴承的摩擦性能。

2003 年, 洪占威等<sup>[75]</sup>针对球面轴承推导出了非牛顿流体润滑的雷诺方程

$$\begin{aligned} & \sin\theta \frac{\partial}{\partial\theta} \left( F_{\theta} \sin\theta \frac{\partial p}{\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial\theta} \left( F_{\theta} \frac{\partial p}{\partial\theta} \right) + E^* [ - (\omega_{\theta} \cdot \sin\theta \cos\theta \sin\theta + \omega_{\theta} \sin\theta \sin\theta) \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \sin\theta \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}} \right) + (\omega_{\theta} \cdot \sin\theta \cos\theta \sin\theta \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}} \right) + \omega_{\theta} \sin\theta \cos\theta \sin\theta \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \sin\theta \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}} \right) - \omega_{\theta} \sin\theta \cos\theta \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \cos\theta \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}} \right) ] \end{aligned}$$

式中:

$$F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d\theta, \quad F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d\theta, \quad F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d(\theta - \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}}) d\theta, \quad F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d\theta, \quad F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d\theta, \quad F_{\theta} = \int_{\theta} \frac{1}{\eta_{\theta}} d(\theta - \frac{F_{\theta}}{F_{\theta}}) d\theta$$

### 2 摩擦磨损分析

螺旋槽轴承是一种滑动轴承, 其摩擦特性曲线与一般的圆轴承相似。存在混合摩擦与流体摩擦 2 种润滑状态。对于螺旋槽轴承的摩擦因数、摩擦力矩, 一般采用实验测试来分析。

螺旋槽轴承的润滑有液体润滑、脂润滑; 在转速正反转时也会出现胶合失效。当润滑剂中含有第三体颗粒时, 轴承表面出现三体磨粒磨损。在混合



摩擦时出现平均磨痕和表面磨痕<sup>[26-27]</sup>。

螺旋槽轴承的摩擦磨痕实验研究方法,包括加载的方式、摩擦因数与磨痕率的测定等。一般采用杠杆法加载,在大载荷时需要用液压缸加载。摩擦因数的测定也是先用秤摩擦力,然后计算得到摩擦因数。磨痕率的测量可以采用测长法、称重法与表面形貌测量法等。磨痕机制的分析,可以采用快速法分析磨痕形态、光谱法分析磨痕成分、SEM分析磨痕形态等。

#### 4 螺旋槽轴承的制造

螺旋槽轴承的制造关键在于螺旋槽的制造。球面磨齿和轴承合金工艺等方面。螺旋槽的制造方法有:数控铣削螺旋槽加工,成形车床车削轴槽轴承,螺旋槽的特种棒材加工。而磨削加工螺旋槽轴承,激光加工螺旋槽等<sup>[28-30]</sup>。

可以采用数控铣床车削加工螺旋槽。采用仿形车床加工螺旋槽的方法,可以制造轴槽轴承。采用铣刀的磨削方式,也可以加工轴槽轴承的螺旋槽。采用无贴片,然后用磨削加工螺旋槽,可以制造球面和球面螺旋槽轴承,但是对螺旋槽的尺寸精度难予控制。

球面螺旋槽轴承的球面磨齿需要特殊的工装。可以借鉴滚动轴承中球面滚道磨齿的磨削方法,获得高精度的球面。螺旋槽球面轴承的合金工艺,采用磨压法很难控制轴承内外圈间的间隙。如果采用覆压工艺,可以较好地控制轴承间隙。目前,球面螺旋槽轴承的测试多数指标与球面滚道轴承和滑动轴承类似。

#### 5 存在的问题

螺旋槽轴承的出现已有90年历史,不仅径向轴承与推力轴承,而且径向推力轴承在工程中都已广泛应用。但是,从仿生设计、润滑理论、摩擦磨痕研究、制造技术和测试技术等方面仍存在需要进一步研究的问题。这里对存在的问题进行总结,当然由于笔者知识有限,对有些问题没有提及出来。

(1) 仿生设计。螺旋槽轴承在自然界普遍存在,从仿生学的角度来设计螺旋槽轴承的结构和参数,无疑对提高螺旋槽轴承的性能有工程价值。

(2) 瞬态磨痕分析。在稳态下,对螺旋槽轴承的气体磨痕、侧磨痕磨痕、水磨痕和磨削磨痕已有充分研究。但是,轴承工作时的转速、载荷和温度是变化的,因此需要研究螺旋槽轴承的瞬态磨痕问题,分析磨痕状态的变化及其变化过程。

(3) 螺旋槽轴承的磨痕率方程。螺旋槽轴承分为磨痕磨痕和侧磨痕磨痕。对于侧磨痕磨痕的磨痕磨痕已有较丰富的知识。但是由于螺旋槽磨痕磨痕的存在,螺旋槽轴承的磨痕具有自己的特点。这方面需要进一步研究,以期提出螺旋槽轴承的磨痕率方程。

(4) 螺旋槽轴承的测试技术。目前螺旋槽轴承的测试装置是参考滑动轴承试验机设计的。可以加载径向载荷和轴向载荷。由于球面螺旋槽轴承可以在3个平面内滑动,需要设计专用的测试装置,来测试其摩擦因数和磨痕率变化。

(5) 新的制造方法。要实现高效率、高精度的螺旋槽轴承批量制造,需要发展新的制造技术,例如增材制造技术。

(6) 新的测试技术。测量螺旋槽轴承内部的油膜厚度、压力分布、温度分布和轴承的摩擦因数以及磨痕率,需要发展新的测试技术。电阻法测量金属接触比率和油膜厚度是可行的,红外法和液膜传感器测试温度分布不可行,需要发展新的测试技术。

#### 6 结束语

从螺旋槽轴承的结构设计、侧磨分析、摩擦磨痕测试和制造技术四个方面,回顾了螺旋槽轴承的发展,提出了存在的六方面问题。目前航空业的发展,急需高性能、高可靠性的螺旋槽轴承。因此,从螺旋槽轴承的结构设计、参数设计、侧磨分析、摩擦磨痕研究、制造技术、合金匹配技术和测试技术等方面进行创新,以提高螺旋槽轴承的性能、降低成本,以期使得螺旋槽轴承得到更广泛的应用。

#### 参考文献

- [1] MEIJERMAN K A. *Spiral groove bearings* [M]. Kluwer Academic Publishers, 1988.
- [2] CONSTANTINO J V N, NECA A, PASCHOWSKI M D, et al. *Sliding bearing* [M]. New York: McGraw-Hill, 1983.
- [3] 周树, 刘树社. 气体动压轴承的摩擦设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.
- [4] HERN C C. The load capacity and stability characteristics of hydrodynamic grooved journal bearings [J]. *ASME Transactions*, 1960, 82: 286-293.
- [5] MEIJERMAN K A. Analysis and design of spiral groove bearings [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1987, 10: 281.
- [6] KLEIN R C. Some refinements of the theory of the viscous screw pump [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1975, 98: 82-83.
- [7] GUPTA P K, CHILMAN H L, PAN C H T. Asbestos edge correction for the locally incompressible narrow groove theory [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1975, 98: 280-285.
- [8] QAMAR I, HUSAIN N, MUSTAFA N, et al. Design of spiral grooves on a spherical bearing [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1994, 29 (4): 427-435.
- [9] BERTHOUD C. Application of cavitation in industrial grooves of spiral bearings [J]. *ASME J. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2004, 218 (5): 417-424.
- [10] MEYER R. Reynolds equation for spherical bearings [J]. *Jour-*

- nal of Tribology, 2009, 129(1): 207-208.
- [11] CAMO A M, NERESSETALLA M W, KRAUSE A A, et al. On the optimum groove geometry for herringbone grooved journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2008, 128(3): 983-990.
- [12] NERESSETALLA M W, CAMO A M, KRAUSE A A, et al. Static and dynamic characteristics of air lubricated herringbone bearings: herringbone grooved journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(1): 041701, 1-7.
- [13] SHERMAN R, COLLECCI R, KOEHL R, et al. Robust design of spiral groove journal bearing[J]. ASSE International Journal of Materials and Manufacturing, 2004, 9(1): 208-216.
- [14] 林承旺, 周志全. 飞机机匣用金属对金属关节轴承[J]. 轴承, 2004(8): 61-65.  
LIN S W, ZHOU Z Q. Metal to metal spherical plain bearings for aircraft[J]. Bearing, 2004(8): 61-65.
- [15] 傅德安, 安德烈·库克·史密斯的曲线[M]. 周树麟, 陈启时, 译. 北京: 中国发明出版社, 2009.
- [16] 吕立山, 崔强, 王军. 气-液两相流膜电势表面电场流场分析[J]. 润滑与密封, 2001, 26(2): 24-28.  
LY L S, CUI Q, WANG T, WANG J, et al. Analysis of the pulsating slurry flow on the pulsating pad surface with phyllitic pattern[J]. Lubrication Engineering, 2001, 56(2): 24-28.
- [17] LY L S, LIU D F, CUI Q, WANG T. An investigation on a thin film slurry pulsating pad with phyllitic pattern for pulsating motion[J]. Tribology Technology, 2002, 8(1): 178-186.
- [18] SWINNEY J, SCHUB R, CHENDETEN R. Near-Hamaker and non-Hamaker structure in the nonlinear results of a critical velocity experiment[J]. Royal Society Open Science, 2014, 1(5): 14-17.
- [19] NALLANATHAN S B, PAN C H T. The static and dynamic characteristics of the spiral-grooved thrust bearing[J]. Journal of Basic in Engineering, 1960, 87(3): 347-356.
- [20] TOSHI Y H, CHENG C Y. Characteristics of herringbone grooved, gas-lubricated journal bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 87(3): 568-576.
- [21] JAMES D R, PUTTER A F. Numerical analysis of the gas-lubricated spiral-groove thrust bearing-compression[J]. Journal of Lubrication Technology, 1982, 89(4): 429-443.
- [22] SHILLERY A J. The minimum groove theory of spiral grooved gas bearings: development and application of a generalized formulation for numerical solution[J]. Journal of Tribology, 1972, 96(1): 68-92.
- [23] LECHE L, ANDERSSON W J, KROGER S W. Design and performance of compliant thrust bearings with spiral groove membranes on resilient supports[J]. Journal of Lubrication Technology, 1992, 145: 371-384.
- [24] IIN C, NATHAN T. Characteristics and optimization of spiral grooved thrust air bearings[J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C: New Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, 1994, 58(541): 2970-2977.
- [25] 周树麟. 一种分析气液两相膜电势轴承的新方法[J]. 北京航空航天大学学报, 1999, 26(1): 112-117.
- [26] 刘志强, 陈均正. 高速螺旋槽膜电势气液止推轴承的发明[J]. 国外技术, 1999(1): 8-13.
- [27] 傅德安, 崔德明, 孔庆基. 气-液两相螺旋槽气液止推轴承的研究[J]. 机械设计, 1999, 18(2): 9-11.
- [28] YANG M C, ZHANG H Q, KONG L J, et al. A study on the parametric thrust bearing with groove spiral groove[J]. Machine Design, 1999, 18(2): 9-11.
- [29] 傅子, 陈均正, 王军. 平面螺旋槽动压气液气液轴承的设计[J]. 润滑与密封, 2002, 27(1): 2-4.  
FU Z, CHENG C Z, WANG H C. The design of gas-lubricated spiral grooved thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(1): 2-4.
- [30] 卢志杰, 刘波, 崔强. 螺旋槽螺旋槽气液动压轴承的数值分析[J]. 轴承, 2008(8): 28-32.  
LU Z J W, LIU B, ZHANG C J. A Numerical analysis on critical spiral groove aerodynamic bearings[J]. Bearing, 2008(8): 28-32.
- [31] 卢志杰, 傅德明, 刘波. 气-液两相螺旋槽气液动压轴承气膜压力分析[J]. 西安工业大学学报, 2009, 28(3): 224-234.  
LU Z J W, FU D M, LIU B, et al. Analysis on the gas pressure distribution of critical spiral groove aerodynamic bearings[J]. Journal of Xi'an Technological University, 2009, 28(3): 224-234.
- [32] 卢志杰, 刘波. 螺旋槽螺旋槽气液动压轴承气膜压力分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 38-40.  
LU Z J W, LIU B. Development of critical spiral groove aerodynamic bearings experimental system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2009(7): 38-40.
- [33] 卢志杰, 刘波, 崔强. 螺旋槽螺旋槽气液动压轴承的动态特性分析[J]. 轴承, 2011(11): 30-14.  
LU Z J W, LIU B, ZHANG C J. A Analysis on dynamic problems over the critical spiral groove aerodynamic bearings[J]. Bearing, 2011(11): 30-14.
- [34] 傅子, 傅德明, 陈均正. 气-液两相螺旋槽气液轴承承载能力的数值分析[J]. 润滑与密封, 2004, 29(1): 67-69.  
FU Z, FU D M, FU D L J, et al. Numerical analysis on the load capacity of gas-lubricated spiral groove thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(1): 63-65.
- [35] 贾国利, 傅子, 崔明. 螺旋槽螺旋槽气液动压轴承特性分析[J]. 润滑与密封, 2003, 28(2): 10-22.
- [36] IIN C H, YANG W, QIN M. Static characteristics analysis of critical spiral groove aerodynamic bearings[J]. Lubrication Engineering, 2003, 28(2): 14-22.
- [37] 贾国利, 傅子, 崔明. 螺旋槽螺旋槽气液轴承的多目标优化设计[J]. 机械与液压, 2004, 42(18): 60-67.
- [38] IIN C H, YANG W, QIN M. Multi-objective optimization design of spiral groove aerodynamic bearings[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004, 42(18): 60-67.
- [39] 贾国利, 崔强, 傅明. 螺旋槽螺旋槽气液动压轴承动态特性分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(10): 52-60.

- [1] JIA C H, HU C F, QIU M. Analysis of static characteristics of spherical spiral groove aerodynamic bearing[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2003, 12(10): 32-40.
- [17] 贾庆明, 向克忠, 周明. 球面螺旋滑动静压气膜轴承动态承载能力分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(3): 26-30.
- [18] JIA C H, FANG H J, QIU M. Bearing capacity analysis of spherical spiral groove hybrid gas bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006, 41(3): 26-30.
- [19] 贾庆明, 向克忠, 周明. 球面螺旋滑动静压气膜轴承动态特性分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(3): 26-30.
- [20] JIA C H, FANG H J, QIU M. Analysis of dynamic characteristics of spherical spiral groove hybrid gas bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006, 41(3): 247-29.
- [21] KISHIMOTO J. The gas-liquid interface of spiral groove journal bearings and its effect on stability[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 2(4): 337-345.
- [22] KISHIMOTO J. Spherical and conical spiral groove bearings. Part 1: theory[J]. Journal of Technology, 1979, 99: 2307-2322.
- [23] KISHIMOTO J. Spherical and conical spiral groove bearings. Part II (load capacity and stability)[J]. Journal of Technology, 1979, 99(2): 243-249.
- [24] KATO Y, TSUBERA A. Characteristics of flat spiral groove bearings[J]. Journal of Japan Society of Lubrication Engineers, 1979, 23(8): 598-610.
- [25] MURATA S, MIYAKE Y, KAWAMURA S. Exact two-dimensional analysis of circular disk spiral groove bearing (Part I)[J]. Journal of Technology, 1979, 99(4): 424-430.
- [26] MURATA S, MIYAKE Y, KAWAMURA S. Exact two-dimensional analysis of circular disk spiral groove bearing (Part II)[J]. Journal of Technology, 1979, 99(4): 431-436.
- [27] GONGSA P K, BERNARD J P. Spherical bearings, static and dynamic analysis via the finite element method[J]. Journal of Technology, 1980, 102(3): 330-349.
- [28] MURTHA M O A, LEBEL-KLIMAN M A M. Hydrodynamic performance of lubricated journal bearing with axial and spiral oil bearings[J]. Triba, 1998, 204(2): 169-179.
- [29] HOSHAMADIN W, KHAMASSAN J. Hydrodynamically operating spiral-groove radial sliding bearings: theoretical principles[J]. Technology and Schenckverpacktech, 1999, 36(4): 290-308.
- [30] 张强, 周永刚, 成珂. 球-球面螺旋滑动静压轴承的边界元法计算[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(1): 17-24.
- [31] ZHOU Q, XIE T B, WU L, et al. Calculation of a spiral groove thrust bearing of varying depth with boundary element method[J]. Technology, 1993, 19(1): 17-24.
- [32] 张强, 周永刚, 成珂. 球-球面螺旋滑动静压轴承的边界元法计算[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(1): 204-211.
- [33] ZHOU Q, XIE T B, WU L, et al. Calculation of a spiral groove thrust bearing of varying depth with boundary element method[J]. Technology, 1993, 19(1): 204-211.
- [34] ZHOU Q, ZHANG W J. A numerical procedure based on the boundary element method analysis of the Archimedian spiral groove thrust oil bearing[J]. Journal of Technology, 2000, 122(3): 565-572.
- [35] ZHOU Q, TIAN Y, XIE T B. Investigation on the application of the boundary element method in the spiral groove thrust bearing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 33(2): 81-89.
- [36] KANG K, JINHO Y, HONG K A. Study of the oil-lubricated low-rigidity-groove journal bearing. Part 1: numerical analysis[J]. Journal of Technology, 1996, 118(4): 900-911.
- [37] ZIEGLERACK S, NEMES L S. Finite element analysis of low-rigidity groove journal bearings: a parametric study[J]. Journal of Technology, 1998, 120(2): 2347-2355.
- [38] ZHOU Q, TIAN Y, XIE T B, et al. Dynamic characteristics of spiral groove bearing spindles: comparison between rotating shaft and fixed shaft designs[J]. Technology, 2000, 121(1): 83-90.
- [39] HIRATAKE T, SAKAI H, YAMAGUCHI N, et al. A proposal of optimum groove design: concepts of spiral-groove journal bearings applied to spindles of precision equipments. Part 1[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C, 2006, 72(739): 2316-2321.
- [40] HIRATAKE T, SAKAI H, YAMAGUCHI N, et al. A proposal of optimum groove design: concepts of spiral-groove journal bearings applied to spindles of precision equipments. Part 2[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C, 2006, 72(739): 2316-2321.
- [41] 王成飞. 球-球面螺旋滑动静压轴承[J]. 轴承, 1999(2): 3-8.
- [42] 张彦强. 球面螺旋静压力轴承的有限元分析[J]. 润滑与密封, 1999, 24(4): 47-50.
- [43] 张彦强. 球面螺旋静压力轴承的有限元分析[J]. 润滑与密封, 1999, 24(4): 33-35.
- [44] ZHANG H M. The parameter optimization of conical spiral groove thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 1999, 24(4): 11-13.
- [45] 吴建康, 马向健, 黄立强. 不同设计参数下螺旋槽径向油腔润滑轴承流场特性的比较计算[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(1): 59-65.
- [46] WU J B, MA X N, HUANG Y T. Parameter comparison relations for the stability of grooved liquid-lubricated journal bearing[J]. Technology, 1999, 19(1): 59-65.
- [47] 吴建康, 李安峰. 螺旋槽油腔润滑轴承油膜压力的有限子分裂法计算[J]. 摩擦学学报, 2000, 20(1): 150-153.
- [48] WU J B, LI F. Calculation of the film pressure of bearingless grooved journal bearing by operator splitting method[J]. Technology, 2000, 26(3): 370-373.
- [49] 王丽娟, 周永刚, 成珂, 等. 螺旋槽液体动压轴承参数数值分析[J]. 润滑与密封, 2000, 25(4): 247-27.
- [50] WANG L L, CHEN P Q, LIU C H, et al. Numerical analysis on spiral oil wedge hydrodynamic bearing[J]. Lubrication Engineering, 2000, 55(4): 24-27.
- [51] 王丽娟. 螺旋槽液体动压轴承参数设计参数分析[J]. 润滑

- 机械, 2008, 29(7): 32~38.
- WANG L L. Analysis of design parameters on spiral oil wedge hydrodynamic bearing[J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(7): 32~38.
- [46] 王平波, 张红波, 柯海强. 螺旋槽静压油轴承的油膜厚度计算[J]. 润滑技术, 2012, 32(4): 37~39.
- WANG Z B, WANG H B, JIE H Y. Temperature calculation of oil film of sliding bearing with grooves[J]. Tribology & Thermomechanical Technology, 2012, 32(4): 17~20.
- [47] 郭恩民, 李立志, 王宝亭. 水润滑轴承的研向流况及展型[J]. 润滑与密封, 2004, 29(3): 124~126.
- FRANC J M, 2001. Z B, WANG J X. Water lubricated bearings: present and future[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(3): 124~126.
- [48] FURUKAWA Y, KUCUKANIR T, YAMAMOTO S, et al. Performance of water-lubricated flat spiral groove bearings[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(2): 269~273.
- [49] YAMAGUCHI I S. Characteristics of loaded hydrodynamic bearings with spiral grooves[J]. Soviet Journal of Friction and Wear, 1987, 8(3): 136~138.
- [50] YOSHIMIZU S, KUME T, HOSHIDA T. Axial load capacity of water-lubricated hydrodynamic conical bearings with spiral grooves for high speed spindles[J]. Tribology International, 1998, 31(4): 331~338.
- [51] 刘旭东, 范磊. 螺旋槽平面型线水润滑螺旋槽推力轴承承载能力的影响[J]. 润滑与密封, 2008, 33(3): 16~21.
- LIU X W, FAN X. Influence of different groove modified lines on the loading capacity of water-lubricated spiral groove thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(3): 16~21.
- [52] 王庆强, 孙勇, 周敏. 基于有限元法螺旋槽型线轴承结构的优化设计[J]. 船舶科学技术, 2013, 33(12): 442~452.
- WANG Y Q, LV H, LI Q. Optimum structural design for spiral ship stern bearings based on finite element method[J]. Ship Science and Technology, 2013, 33(12): 42~47.
- [74] BERN J C C. Spiral groove bearing systems with grooves[J]. Phillips Technical Review, 1979, 33(3): 137~141.
- [75] 刘小群, 廖品, 王杰, 李. 轴颈与轴套表面微凹阵列对中轴承摩擦特性的影响[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(1): 337~352.
- LIU X Q, LIANG L, WANG W, et al. Influence of microcavity textured surface on tribological property of groove lubricated spherical bearing[J]. Tribology, 2014, 34(1): 337~352.
- [76] 汤占成, 刘健, 王杰, 李. 轴颈与轴套复合沟道下微凹阵列中轴承的数值分析[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(2): 207~219.
- TANG Z Q, LIU X, WANG W, et al. Influence of microcavity textured surface on tribological property of groove lubricated spherical bearing[J]. Tribology, 2014, 34(2): 207~219.
- [77] 李金明, 王宝亭, 肖磊. 螺旋槽水润滑铜合金轴承衬和轴颈摩擦研究[J]. 润滑与密封, 2012, 37(3): 41~48.
- LI J M, WANG J X, XIAO L. Research on contact state in water lubricated spiral groove rubber-ceramic bearing caused by sand particles[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(3): 41~48.
- [78] 周广武, 王宝亭, 李俊强, 李. 螺旋槽水润滑铜合金轴承摩擦学性能测试[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2013, 36(7): 1~5.
- ZHOU C W, WANG J X, LI J T. Experimental investigation of tribological properties for spiral groove water-lubricated rubber bearings[J]. Journal of Chongqing University(Natural Science Edition), 2013, 36(7): 1~5.
- [79] GAMAR I, MONTANA N, BERNARDI S W, et al. The design of a flat negative pattern to make grooves on a spherical spiral groove bearing[J]. Computers and Graphics, 1991, 15(3): 417~421.

## 研究人员提出金属陶瓷超材料薄膜制备新方法

中国科学院宁波材料技术与工程研究所提出了一种金属陶瓷超材料薄膜制备新方法。该方法采用传统的射频共溅射沉积工艺, 辅以衬底偏压, 制备了定向排布 Ag 金属纳米线/氮化铝陶瓷复合超材料薄膜。纳米线间距(即心到圆心)进入  $\mu\text{m}$  量级, 阵列中纳米线平均直径均为  $50\text{ nm}$ , 纳米线长径比可根据沉积时间灵活调整; 利用 PVD 镀膜良好的扩展性, 不仅可实现大面积超材料薄膜的制备, 还能方便地以“叠板”的方式构筑多层超材料薄膜结构, 其中不同层之间可以具有不同的几何结构特性(直径、间距、长径比), 亦可以“个性化定制”各个层的结构特性; 此外, 由于是垂直型淀积制备, 故无需单晶或者导电衬底, 甚至可以在 PVD 罩壳性衬底上制备, 为柔性超材料这一新兴概念提供了实物支撑。研究人员从热力学(金属纳米线/氮化铝复合物质是相分离体系)、界面结合力、施加衬底偏压后的沉积区域的微结构动力学分析, 验证了此实验(施加衬底偏压与否)和高分辨微结构观察, 澄清了 Ag 金属纳米线/氮化铝陶瓷复合超材料薄膜直接生长的物理化学机制。

上述结构各向异性超材料制备出了奇异的极化和圆二色性性能。由于较小的纳米线间距引发了纳米线之间的偶极耦合作用, 轴向的各向异性极化响应可以方便地实现从近红外到可见光区调控至近红外区; 另外, 该材料由可见光区展现出超快的非线性光学特性, 等离激元漂白过程弛豫时间约  $1.5\text{ ps}$  左右。

## 缸套-活塞环摩擦学性能模拟实验研究<sup>\*</sup>

侯献军<sup>1,2</sup> 陈必成<sup>1,2</sup> 蔡清平<sup>1,2</sup> Mohamed Kamal Ahmed Ali<sup>1,2</sup> 彭福明<sup>1,2</sup>

(1. 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室(武汉理工大学) 湖北武汉 430070;

2. 汽车零部件技术湖北省协同创新中心 湖北武汉 430070)

**摘要:**为模拟内燃机缸套-活塞环运动,设计适用于缸套-活塞环的往复式摩擦性能测试台,由传动系统、加热系统、加载系统组成。根据系统中悬臂梁和活塞环专用夹具不同的使用要求,分别进行结构设计和有限元分析。结果表明,当实验条件达到测试限值(加热温度 130℃,摩擦力 500 N)时悬臂梁和活塞环专用夹具均能满足使用要求。试验台使用二维力测力传感器,通过特殊结构设计,可同时测量摩擦力和法向载荷。通过摩擦性能实验验证,缸套-活塞环在低速负荷(61.7、92.6、123.4 N)条件下,摩擦因数随转速的增大而急剧减小;在低速负荷(250.8、322.3 N)条件下,摩擦因数随转速的增大而减小并逐渐趋于稳定状态。

**关键词:**摩擦性能测试台;结构设计;缸套-活塞环;摩擦因数

**中图分类号:** TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-1059(2017)03-002-04

## Experimental Study on Tribological Performance of Cylinder Liner-Piston Ring System

HOU Xianjun<sup>1,2</sup> CHEN Bicheng<sup>1,2</sup> CAI Qingping<sup>1,2</sup>

MOHAMED KAMAL Ahmed Ali<sup>1,2</sup> PENG Fuming<sup>1,2</sup>

(1. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components (Wuhan University of Technology), Wuhan Hubei 430070, China; 2. Hubei Collaboration Innovation Center for Automotive Components, Wuhan Hubei 430070, China)

**Abstract:** In order to simulate the movement of cylinder liner-piston ring in internal combustion engine, a reciprocating test-rig to measure the tribological performance of cylinder liner-piston ring system was designed, which consists of transmitting system, heating system and loading system. According to the different operating requirement for the cantilever beam and sample-fixing device, the structural design and finite element analysis was carried out for these two parts respectively. The result shows that designed cantilever beam and sample fixing device can meet the requirement under the limit experimental condition (heating to 130℃, friction 500 N). The 2-dimension force sensor used on the test-rig can measure friction and normal load simultaneously by special assembly design. By the friction and wear experimental verification, the friction coefficient of the cylinder liner-piston ring is decreased rapidly along with the increasing of speed in low load condition (61.7, 92.6 and 123.4 N), and the friction coefficient is decreased slightly and gradually tends to be stable along with the increasing of speed in high load condition (250.8 and 322.3 N).

**Keywords:** tribological performance test-rig; structural design; cylinder liner-piston ring; friction coefficient

缸套-活塞环是内燃机中重要的一对摩擦副。在内燃机工作过程中总发热量的 2%~4%由燃气传给活塞,其中 40%~70%的热量由活塞环传给缸套<sup>[1]</sup>。缸套-活塞环的摩擦学性能对内燃机的经济性、动力性、耐磨性及使用寿命等都具有重要影响。其摩擦学

性能的研究对于提高内燃机的可靠性、运转经济性及其使用具有重要意义<sup>[2-4]</sup>。胡涛等人<sup>[4]</sup>在试验机上考察不同表面结构对缸套摩擦副性能的影响;胡小平等<sup>[5]</sup>采用筒式摩擦副试验机,考察了单一因素(转速、载荷和温度)变化时 MoS<sub>2</sub> 材料的磨损失率和摩擦因数;王洪雷<sup>[6]</sup>使用高转速试验机进行了摩擦学研究;徐时机等<sup>[7]</sup>研究了摩擦副;徐以清等<sup>[8]</sup>使用摩擦副试验机对摩擦因数的影响因素进行了研究。在一定范围内实行载荷、速度、温度等的单因素控制并讨论各因素对摩擦因数的影响规律。

\* 基金项目:国家自然科学基金项目(51373040)。

收稿日期:2016-08-08

作者简介:侯献军(1973-),男,博士,教授,研究方向为汽车及机械性能与摩擦控制技术。E-mail: houxianjun@whu.edu.cn

传统的内燃机台架实验能够得到比较接近内燃机实际使用状况的相关参数,但实验费用昂贵、耗时长,不利于进行大量的实验研究。国内外的研究机构先后对往复式摩擦磨损试验机进行了改进,使其往复运动行程与通用型试验机相比大大增加。AKALIN和 NEKAZ<sup>[2]</sup>研制的缸套-活塞环摩擦实验台,采用一个横向的大截面悬臂臂固定测力传感器;REXTANT和 MATTHEWS<sup>[3]</sup>等设计的摩擦试验机,增大了往复运动行程,采用一个横向的大截面悬臂臂固定活塞环夹具,并将传感器安装在悬臂臂下端。

本文作者设计的往复式缸套-活塞环摩擦磨损试验台,结合通用型的摩擦磨损试验机特点,设计一种加热及温度控制装置;采用了二维力测力传感器。通过特殊装配设计可同时测量摩擦力和径向载荷,对原有的试验机摩擦学测量方式进行了优化。

### 1 缸套-活塞环摩擦磨损试验台设计

设计的摩擦磨损试验台系统结构由传动系统、加热系统、加载系统组成。传动系统将曲柄连杆机构的旋转运动转变为往复直线运动,加热系统可对摩擦副进行加热控制,加载系统可实现试样固定及加载。摩擦磨损试验台可实现的主要功能有:对同类型的试样进行多组不同润滑条件下的摩擦磨损实验,以测试不同类型润滑油的性能;对相同润滑条件下的不同类型试样进行多组摩擦磨损实验,以测试不同类型试样摩擦时的摩擦学性能。内燃机缸套-活塞环摩擦磨损试验台设计如图1所示。



图1 缸套-活塞环摩擦磨损试验台设计

Fig.1 Design of test rig of cylinder-thrustpin ring

#### 1.1 传动系统

传动系统通过电机和联轴器带动曲柄连杆机构,曲柄连杆机构连接运动滑块,将曲柄连杆机构的旋转运动转化成滑块的往复直线运动。试验台的动力由电机提供,设计选用的电机为 YVP90L-4 卧式三相异步电动机,匹配变频器进行控制;选用的基準压机的曲柄连杆机构,其冲程为 90 mm。往复直线运动部件

由滑块、导向块、导向小球构成,通过精密位置匹配设计安装。缸套固定安装在滑块上,活塞环固定在专用夹具上。

#### 1.2 加热及加载系统设计

为实现对摩擦副运动部件的加热及温度控制,采用如图2(a)所示的设计。缸套作为被加热件固定在滑块上,两端用铜板封口防止侧滑加温。电热丝安装在滑块的凹槽中,加热温度为 8~150 ℃,凹槽内填充氧化硅。保护电热丝不被氧化。氧化硅具有良好的绝缘性,可满足电热丝与其他部件间的绝缘要求。同时氧化硅具有良好的导热性,可满足电热丝对缸套的加热要求。加热过程中,应避免加热丝和被加热件向滑块传热,因此在被加热件(缸套)与滑块之间垫上具有绝热、高温性能好的环氧树酯板。在活塞环专用夹具上加工安装螺柱并安装热电偶温度传感器,实现对加热温度的精确控制和测量。

加载系统可实现试样固定、加载及数据采集功能,保证试验台能够长时间可靠运行。采用如图2(b)所示设计,由悬臂臂、测力传感器、活塞环专用夹具组成。悬臂臂固定于试验台右侧,并与测力传感器、活塞环专用夹具平行固定连接。活塞环夹具在专用夹具上,与往复运动的缸套形成摩擦副。试验台使用二维力测力传感器,通过特殊装配设计,可同时测量摩擦力和径向载荷。



(a) 加热系统设计图



(b) 加载系统设计图

图2 加热及加载系统设计图

Fig.2 Design of heat system (a) and loading system (b)

## 2 加载系统有限结构分析

根据加载系统中悬臂轴和滚压环专用夹具不同的使用要求,分别进行结构设计和有限元分析。悬臂轴在摩擦力的作用下,必然会沿着摩擦力方向产生形变,应尽量减少其扭转形变。悬臂轴前端由于需要安装测力传感器和滚压环专用夹具,表面面积较大。而为了悬臂轴的前端应尽量减少其表面面积。在不改变高度和宽度的基础上,采用在悬臂轴后端加工内槽的方式减少其表面面积。试验台设计摩擦力测量范围为 0~300 N,图 3 给出了摩擦力达到测试最大值时对悬臂轴所做的有限元分析结果。由图 3 (a) 可知,形变集中在悬臂轴前端,后端几乎没有形变,而悬臂轴前端需安装测力传感器。通过形变分析确定安装位置满足使用要求。由图 3 (b) 可知,应力集中分布在悬臂轴后端根部,最大应力仅为 8.268 3 MPa。而悬臂轴材料采用高强度结构钢,抗拉强度超过 500 MPa,满足使用要求。

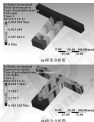


图 3 悬臂轴结构分析图

Fig. 3 Finite element analysis of cantilever beam (a)

deformation analysis; (b) stress analysis

滚压环专用夹具由 2 部分组成。下部分为球形滚环,材料为高强度轴承钢;上部分为安装测力传感器,材料为环氧树脂。试验台设计加热温度为 0~130 ℃,环氧树脂能良好的高温性能和不导电性可保证传感器正常工作。图 4 给出加热温度达到测试最大值时夹具所做的有限元分析结果。图 4 (a) 所示的温度分布表明,夹具上部分温度为 43.43℃,分布

较均匀,可满足测力传感器的使用要求;下部分温度呈阶梯分布,最大温度达到 130 ℃,与模拟热件温度相近。在下部分安装温度传感器满足测量要求。图 4 (b) 所示的应力分析结果表明,应力集中分布在下部分,但最大应力仅为 32.607 MPa。而夹具下部分材料抗拉强度超过 500 MPa,满足使用要求。

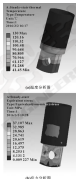


图 4 滚压环专用夹具结构分析图

Fig. 4 Finite element analysis of sample fixing device (a) temperature distribution; (b) stress analysis

## 3 磁套-滚压环摩擦学性能实验

为测试磁套-滚压环摩擦副在实际运行过程中的摩擦学性能并验证试验台的测试性能,选用几组不同的测试工况进行实验。实验中使用的滚压环和磁套试样从完整的氧化铜-氧化铁涂层滚压环、磁套上刮削得到。在正式实验前需先进行磨合实验。磨合实验在 100 N、300 r/min 工况下进行。磨合时间为 30 min。正式实验使用 10W-40 车用发动机油。图 5 所示为试验台在 323.4 N 和 300 r/min、322.5 N 和 300 r/min 工况下进行实验所测得的摩擦系数随曲轴转角的变化情况。将测得的直线运动过程处于两轴冲程末端时摩

摩擦力矩较大,此时滑块的速度为0,因而摩擦力较大;当滑块处于冲程中间位置时,速度较大,此时摩擦副的润滑状态良好,因而摩擦力较小。



(a) 123.4 N, 200 r/min时摩擦力变化



(b) 322.5 N, 300 r/min时摩擦力变化

图5 试验台测得摩擦力随曲轴转角变化情况

Fig. 5 Variation of friction along with crank angle under the working condition of 123.4 N and 200 r/min

(a), 123.4 N and 200 r/min; (b), 322.5 N and 300 r/min

图6示出了不同负荷条件下摩擦系数随转速的变化情况。可见,转速相同时不同负荷条件下测得的摩擦系数变化不大。在较低负荷(64.7、92.6、123.4 N)下,摩擦系数随转速增大急剧下降,在300 r/min时达到最小值;然后随着转速增大,摩擦系数增加;当转速继续增大时,摩擦系数随转速下降并逐渐趋于稳定。在较高负荷(150.8、322.5 N)下,随着转速从低到高逐渐增大,摩擦系数下降,下降程度随着转速的增大而降低,并逐渐达到稳定状态。

机械设备在实际运行时,摩擦副表面长时间处于边界润滑和流体润滑的状态转换中,此时摩擦副间的摩擦系数由表面粗糙度和润滑油的状态共同决定。摩擦阻力由摩擦副表面粗糙度共同间的接触摩擦阻力和润滑油膜的黏性剪切摩擦阻力共同决定<sup>[20]</sup>。转速相同时,在不同负荷条件下的摩擦系数变化不大,说明当负荷到达322.5 N时,摩擦副表面的润滑油膜没有破裂,摩擦副的处于稳定润滑状态,因此摩擦系数受

负荷影响不大。转速较低时摩擦副处于边界润滑状态,此时决定摩擦系数大小的主要因素是表面粗糙度,摩擦系数较大;随着转速增大,摩擦副由边界润滑状态逐渐向流体润滑状态转变,由表面粗糙度决定的凸峰间接触阻力急剧减小,由润滑油膜的黏性剪切所决定的摩擦阻力比例逐渐增大,直到摩擦副表面形成流体润滑状态,所以摩擦系数急剧下降;转速继续增大,摩擦系数有所增加,这是因为摩擦副在高速运动过程中润滑油的温度逐渐升高,黏度降低,导致摩擦系数有所增大;转速继续增大,摩擦系数又有所降低,其原因则是润滑油中含有少量具有化学活性的极性分子(例如脂肪酸),当转速很大,摩擦副表面温度较高时,润滑油中的极性分子可以与摩擦副表面金属发生化学反应,形成不可逆的化学吸附膜,并且具有较高的摩擦系数。

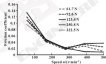


图6 摩擦系数随转速和负荷变化情况

Fig. 6 Variation of friction coefficient along with speed and load

## 4 结论

- (1) 设计一种往复式摩擦副测试台和加热、加载装置,使试验台满足测试要求。
- (2) 对摩擦副端面采用加工四槽的方式减小表面积,对其进行结构分析满足使用要求。为满足活塞环无力和测力传感器的温度使用要求,设计一种活塞环专用夹具。
- (3) 通过摩擦学性能实验验证,缸套-活塞环摩擦副在低负荷(64.7、92.6、123.4 N)下摩擦系数随转速的增大而急剧减小,高负荷(150.8、322.5 N)下摩擦系数随转速的增大有所减小并逐渐趋于稳定。

## 参考文献

- [1] 白鹤福,丁德顺.重工业汽轮机-气缸套润滑摩擦研究[J].内燃机学报,2008,26(1):72-76.
- [2] BAI M L, DING T X, DING W J. A study on lubrication and friction on piston-ring pack in IC engine[J]. Transaction of CSICE, 2008, 23(1):72-76.



# 大型推力轴承 PTFE-金属复合瓦热弹流润滑设计\*

王 顺 谭庆昌

(吉林大学机械科学与工程学院 吉林长春 130022)

**摘要:** 针对水力发电机组用大型扁形 PTFE-金属复合瓦推力轴承润滑设计问题, 建立复合轴瓦三维热弹流耦合的弹流润滑模型, 分析轴瓦结构尺寸对轴承性能参数的影响规律。结果表明, PTFE 层厚度对轴承性能有非常大的影响, 过厚的 PTFE 材料对轴承的发热、弹流润滑状态、瓦面接触强度等都会造成不利影响, 尤其是会造成轴承接触温度随 PTFE 厚度增加而迅速升高; 随着厚度增加在一定程度上增加最小油膜厚度, 但对瓦面接触强度和最大接触温度的影响不大。

**关键词:** 聚四氟乙烯; 推力瓦; 热弹流润滑; 轴瓦结构

**中图分类号:** TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1009-0002(2017) 03-002-09

## Design of PTFE-Metal Composite Pad of Large Thrust Bearing Based on Thermal Hydrodynamic Lubrication Analysis

WANG Shun TAN Qingchang

(School of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130022, China)

**Abstract:** Aimed at the tribologic design problem of a large fan-shaped bearing with PTFE-metal composite thrust pads used in hydro power unit, a three-dimensional thermo-hydro-mechanical coupled elastohydrodynamic lubrication model of the composite pad was established. The effects of the dimension of pad structure on the bearing performances were analyzed. The results show that the thickness of PTFE has a large impact on the bearing performances, too thick of PTFE layer will have adverse effect to contact strength of pad surface, elastohydrodynamic lubrication state and heat dissipation of the bearings. In especial, the contact temperature is raised rapidly along with increasing of PTFE thickness. The increasing of thickness steel base can increase the minimum thickness of oil film at a certain extent, but has little effect on maximum contact temperature and contact strength of surface of pad.

**Keywords:** PTFE; thrust pad; thermal elastohydrodynamic lubrication; pad structure

PTFE 具有无毒、无环境污染低摩擦等优点, 被越来越多地应用于轴瓦材料。金属轴瓦的摩擦学研究已经十分全面系统。作为瓦面材料的 PTFE 等高分子材料的性质与金属相差甚远, 原有的轴承设计理论需要修正, 同时轴承实际运行也出现了许多新问题。因此, 人们从材料性能及其应用等方面开始对 PTFE 进行研究。KUMAR 等<sup>[1]</sup>将 PTFE 作为滑动轴承内圈, 与金属和 PEEK 内圈滚动轴承在振动、噪声等方面开展试验对比, 发现 PTFE 内圈轴承振动与金属相差不大, 高于 PEEK 内圈轴承。但 PTFE 内圈轴承的运行转速更不稳。叶显武等<sup>[2]</sup>研究发现作为, PTFE 作为

滑动轴承瓦面材料, 较薄的 PTFE 层有利于降低轴承摩擦因数并提高接触应力。GOUGHN 等<sup>[3]</sup>在润滑条件下, 对比纯 PTFE、PTFE 基合金材料的滑动摩擦性能, 认为轴承合金摩擦最大, 纯 PTFE 摩擦最小。WISOCKIE 和 CZABAN<sup>[4]</sup>对径向轴承 PTFE 瓦面在使用前后的形貌还进行分形研究, 发现瓦面形貌对弹流润滑性能有重要的影响。为瓦面磨损类型和磨损量分析, 以及模型化轴承弹流润滑技术提供了依据。HAKERA 等<sup>[5]</sup>研究认为, 在水润滑下, PTFE 轴承的寿命主要取决于接触表面温度。THOMSEN 和 KLIT<sup>[6]</sup>对 PTFE 瓦径向轴承和金属瓦轴承对比研究发现, 尽管 PTFE 瓦轴承降低了轴承最大压力, 却使轴颈的偏心距增加。此外, 研究人员还通过建立热弹流耦合的三维弹流接触模型模拟轴承润滑特性<sup>[7-9]</sup>, 或者通过与金属轴瓦对比实验研究等<sup>[10]</sup>, 为复合材料瓦轴承的工程设计提供指导。鉴于 PTFE 属于隔热材料, 文献[11]研究了径向滑动轴承的 PTFE 热变形对轴承润

\* 基金项目: 吉林省科技发展计划项目 (20090300); 博士后创新基金项目 (20090471362)。

收稿日期: 2016-10-26

作者简介: 王顺 (1972—), 男, 工学博士, 副教授, 研究方向为润滑理论及应用。E-mail: wangshun@jlu.edu.cn

磨性能的影响。

从上述文献综述可知,目前针对PTFE-金属复合材料瓦轴承的摩擦学设计研究还很少,尤其是针对重载大型推力轴承的能够对工程实际指导意义的研究更是鲜见。大型轴承的实验比小型轴承困难、成本高。在理论分析方法还不成熟的情况下,目前工程设计只能采用经验类比方法,导致轴承应用中出现各种问题,比如瓦面严重磨蚀等。因此,建立尽可能符合实际的大型复合材料瓦推力轴承润滑模型,开展基于工程设计的模拟分析十分必要。

本文作者以水为发电机用大型PTFE-金属复合推力瓦立式滑动轴承为研究对象,在建立推力轴承三维流场润滑接触模型基础上,分析了轴承结构尺寸、最大接触压力、轴承温度、最小油膜厚度以及周向偏角等工程设计较为关心的性能参数的影响。

## 1 理论模型

### 1.1 Reynolds方程

在坐标 $(R, \varphi, z)$ 下,考虑沿油膜厚度方向温度和粘度变化的稳态 Reynolds 方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right] = \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right) \frac{h^3}{12} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right] \quad (1)$$

式中: $\eta$ 为润滑油动力粘度; $\rho$ 为润滑油密度; $\varphi$ 为油膜压力; $\omega$ 为轴转速; $h$ 为油膜厚度; $u_0, v_0$ 分别为润滑油与PTFE瓦面轴向和径向滑移速度,其大小根据方程(2)计算。

$$\begin{cases} 1.68478 \times 10^7 \left( \frac{r}{a} - 1.4137 \times 10^2 \right)^{2.588} \\ \frac{r}{a} = 1.4137 \times 10^2 \\ 0, \quad \frac{r}{a} < 1.4137 \times 10^2 \end{cases} \quad (2)$$

$$\left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)_0 = 12 \left( \eta \rho' / \eta' \rho \right)^{1/2} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right)_0, \quad \rho' = 2(\rho_0 - \eta_0 \rho'),$$

$$\rho_0 = \int_0^a \rho_0 dr / h, \quad \rho_0' = \int_0^a \rho_0' dr / h, \quad \rho_0'' = \int_0^a \rho_0'' dr / h,$$

$$\int_0^a \frac{\rho' dr}{\eta} = \rho_0' / \eta, \quad \eta_0 = h / \int_0^a \frac{1}{\eta} dr, \quad \eta_0' = h' / \int_0^a \frac{1}{\eta} dr$$

### 1.2 油膜厚度

对于线支撑副式扇形推力轴承,油膜厚度可由方程(3)计算

$$h = h_0 + \eta_0 \cos(\theta_0 - \theta) + \eta_0 (r, \theta) + \eta_0 (r, \theta) \quad (3)$$

式中: $h_0$ 为支点处的侧隙膜厚度; $\eta_0$ 为推力瓦的径向偏角; $\theta_0$ 为支点周向坐标值; $\eta(r, \theta)$ 为瓦面形

线; $\eta_0(r, \theta)$ 和 $\eta_0(r, \theta)$ 分别为瓦面弹性变形和热变形。

### 1.3 润滑油粘度、密度与温度关系

润滑油温度-粘度关系式<sup>[12]</sup>如下:

$$\eta = 1.40 \times 10^{-4} - 4.48 \times 10^{-4} (T - 57.5) + 7.24 \times 10^{-4} (T - 57.5)^2 - 1.32 \times 10^{-4} (T - 57.5)^3 + 7.18 \times 10^{-4} (T - 57.5)^4 - 1.26 \times 10^{-4} (T - 57.5)^5 \quad (4)$$

式中: $\eta_{min}$ 为VG2温度等级润滑油的温度值; $T$ 为润滑油温度。

密度-温度表达式为

$$\rho = \rho_0 \left[ 1 - \frac{0.6 \times 10^{-4} T}{1 + 1.7 \times 10^{-4} T} - 0.0065 \alpha (T - T_0) \right] \quad (5)$$

式中: $\rho_0$ 为润滑油的常温常压密度; $T_0$ 为环境温度。

### 1.4 润滑油流量方程

$$\rho_0 \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) = \rho_0' \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) + \rho_0'' \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) + \rho_0''' \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) + \rho_0'''' \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) \quad (6)$$

式中: $\rho_0$ 为定常比热容; $\rho_0', \rho_0'', \rho_0''', \rho_0''''$ 为润滑油的 $\rho_0$ 方向速度分量; $k$ 为热导系数。

边界条件如下:入油温度为50℃,轴颈和油膜界面温度为入油温度,瓦面与油膜热流连续。

### 1.5 固体热传导方程

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( r \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (7)$$

式中: $T_0$ 为瓦底温度。

方程边界条件为:固体与润滑油接触界面,PTFE与铜基体界面热流连续,轴瓦非工作面为自然对流散热。

### 1.6 复合瓦弹性变形和热变形

复合瓦的弹性变形根据如下方程<sup>[13]</sup>计算:

$$U(x, y) = \frac{1}{4\pi k_0} \iint \frac{\rho'(\xi, \eta)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} d\xi d\eta \quad (8)$$

式中: $k_0$ 复合轴瓦综合弹性模量。

基于Winkler假设,温度变形可以写成如下形式<sup>[14]</sup>

$$\Delta_0 = \alpha (T - T_0) \Delta_0 \quad (9)$$

式中: $\alpha$ 为轴瓦材料线性热膨胀系数。

## 2 结果与讨论

### 2.1 计算参数

轴承的结构和尺寸参数见表1,工况为:转速30 r/min,载荷650 kN。

表1 轴承的结构参数及润滑参数

Table 1 Parameters of structure and lubrication

for bearings	
外径 $d_o/\text{mm}$	2 070
内径 $d_i/\text{mm}$	1 800
瓦角 $\alpha/(^\circ)$	20
瓦数量	14
润滑油	VG32
油温 $\omega/^\circ\text{C}$	80
转速 $n$	1 400

## 2.2 轴瓦结构尺寸对轴承润滑性能影响

## 2.2.1 PTFE 层厚度

图1给出了PTFE层厚度对轴承润滑特性的影响。

如图1(a)所示,瓦面的最大接触温度随着PTFE厚度的增加而升高。当PTFE厚度从1 mm增加至4 mm时,最大接触温度增幅为22.85%。图示最大接触温度曲线变化除了在PTFE层厚度为3 mm左右略有平缓之外,PTFE层厚度小于3 mm或大于3 mm时均表现为线性关系。并且,PTFE层厚度阶跃最大温升增加更为迅速。表明PTFE层厚度增加,不利于轴承散热。对于发热量大的轴承,PTFE层不宜过厚。

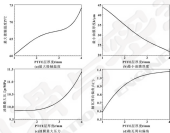


图1 PTFE层厚度对轴承润滑性能的影响

Fig. 1 Effects of PTFE layer thickness on bearing lubrication performance: (a) the maximum contact temperature of the bearing; (b) the minimum thickness of oil film; (c) the maximum pressure of oil film; (d) deviation angle in the circumferential direction of gait

如图1(b)所示,最小油膜厚度随着PTFE厚度的增加呈现线性减小,当PTFE厚度从1 mm增加至4 mm时,最小油膜厚度降幅达到50%。可见,PTFE厚度对最小油膜厚度影响很大。最小油膜厚度是轴承是否处于全膜的弹流润滑状态和轴承安全程度的直接度量。受装配、表面粗糙度以及载荷波动等的影响,若最小膜厚过小,轴承实际运行时容易发生直接接触而磨损。因此,过大的PTFE厚度降低了轴承全膜润滑的可靠性。

如图1(c)所示为油膜最大压力随着PTFE厚度的变化。在PTFE厚度小于2 mm时,油膜最大压力基本保持不变;在PTFE厚度超过3 mm时,油膜最大压力迅速增加。可见,随着PTFE厚度增大到一定值,最大压力会急剧增加。这对轴承影响很大,会

降低轴瓦表面材料的接触强度,对本车机械强度极限的PTFE材料来说,是设计中特别需要注意的问题。

轴瓦轴瓦线支撑位置也是非常重要的设计参数。如图1(d)所示为PTFE层厚度对轴瓦线支撑的周向偏角大小的影响。PTFE厚度增加,轴瓦的周向偏角也要相应增加。二者关系以PTFE厚度 $t_{\text{max}}=2.5$  mm为界,分为两段线性关系。当 $t_{\text{max}}>2.5$  mm时,偏角随PTFE厚度的增加放缓。在PTFE层厚度不大于4 mm情况下,周向偏角均小于 $1.1^\circ$ 。总体来说,PTFE层厚度对轴瓦线支撑周向偏角的影响不大。

图2给出了涂覆层即轴瓦不均匀半径处的油膜厚度和瓦面变形(热变形和弹性变形)随PTFE厚度变化情况。瓦面变形随PTFE层厚度增加越来越大,前周向不同位置的变形也愈加剧烈;同时油膜厚度变化率

变小。瓦面变形在油膜厚度中所占的比重越来越大,在轴承中间区域甚至超过油膜厚度;随PTFE厚度增加,油膜也随之略有增厚。聚四氟乙烯层厚度增加,

其变形对油膜的形成也越来越重要,合理设计PTFE厚度值,对保证轴承具有良好的润滑性能尤为重要。

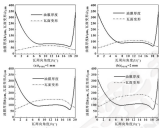


图2 PTFE层厚度对轴承轴瓦平均中心处油膜厚度和瓦面变形的影响

Fig.2 Effects of PTFE layer thickness on oil film thickness and pad surface deformation along the average radius of the sector pad

### 2.1.2 铜基体厚度

图3为 $t_{\text{铜基}}=3\text{ mm}$ 时,铜基体厚度对轴承最大

接触温度、最小油膜厚度、最大接触压力和轴瓦周向偏角的影响。

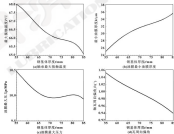


图3 铜基体厚度对轴承润滑性能影响

Fig.3 Effects of steel base thickness on bearing lubrication performances: (a) the maximum contact temperature of the bearing; (b) the minimum thickness of oil film; (c) the maximum pressure of oil film; (d) deviation angle in the circumferential direction of pad

如图 3 (a) 所示, 最大接触温度随着铜基体厚度的增加而减小。当铜基体厚度从 35 mm 增加至 85 mm 时, 最大接触温度降幅为 4.3%, 表明铜基体厚度对轴承最大温度影响不大。

图 3 (b) 为最小油膜厚度和铜基体厚度之间的关系曲线。最小油膜厚度随着铜基体厚度的增加而增大。当铜基体厚度从 35 mm 增加至 85 mm 时, 最小油膜厚度增幅为 41.9%。铜基体厚度增加能够较大程度地增加最小膜厚度。这对轴承保持全膜润滑非常有利。特别是对载荷或转速等波动较大时油膜要求较高的流体润滑轴承, 在结构空间允许条件下宜选用较厚的铜基体。

图 3 (c) 给出了油膜最大压力与铜基体厚度之间的关系曲线。油膜最大压力随着铜基体厚度的增

加而减少。当铜基体厚度从 35 mm 增加至 85 mm 时, 油膜最大压力降幅为 3.2%。这表明, 铜基体厚度变化时油膜最大压力总体变化不大。特别是当铜基体厚度达到 70 mm 以上时, 最大压力仅略有波动。可见, 增加铜基体厚度并不能有效提高瓦面接触强度。

图 3 (d) 模拟了铜基体厚度增加时轴瓦线支撑位置偏角轴瓦角平分线的角度大小。可以看到, 周向偏角不超过  $1^{\circ}$ , 铜基体越厚, 周向偏角越小, 呈现性下降趋势。

图 4 给出了该套轴承瓦块平均半径处油膜厚度和瓦面变形随铜基体厚度的变化。当铜基体厚度增加时瓦面变形越来越小。同时油膜厚度无明显变化。相比较图 2, 铜基体厚度对瓦面变形的影响远不如 PTFE 层厚度大。

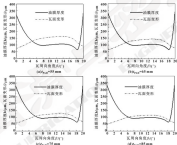


图 4 铜基体厚度对套轴瓦平均半径处的油膜厚度和瓦面变形的影响

Fig. 4 Effects of steel base thickness on oil film thickness and pad surface deformation along the average radius of the sleeve pad

## 2 结论

针对水力及电机用大型铜基塑料-金属复合材料瓦推力轴承摩擦学设计问题, 建立了考虑油膜三维温度场和复合轴瓦热传导的弹流流接触模型, 分析了轴瓦 PTFE 层和铜基体厚度对轴承摩擦性能的影响。给出设计该流轴瓦的技术建议和参考。主要结论如下:

(1) PTFE 层厚度对轴承性能有非常重大的影响。太薄的 PTFE 层不能够有效降低轴承最大压力, 不利于轴承接触强度提高; 过厚的 PTFE 材料对轴承的散

热、弹流润滑状态、瓦面接触强度和散热等都会造成不利影响; 太厚的 PTFE 层反而导致轴承最大压力增加, 轴承强度降低。容易导致轴承的接触磨损发生; 尤其是会造成轴承接触温度随 PTFE 厚度增加迅速升高。

(2) 铜基体厚度增加, 能够增加最小油膜厚度。有利于保持轴承的弹流润滑状态, 且对瓦面接触强度和最大接触温度的影响不大, 但铜基体厚度增加增大了轴瓦的体积和质量。

(3) 周向偏角随 PTFE 层厚度增加而增大, 但一般不超过  $1.1^\circ$ 。随衬套基体增厚, 周向偏角呈线性减小。总体上, 轴瓦结构对周向偏角影响较小。

### 参考文献

- [1] KUMAR R, RAMAKRISHNAN S, KADHAN M B, et al. Comparative evaluation of metal and polymer ball bearings [J]. *Wear*, 2019, 502 (1-2): 1489-1509.
- [2] 叶文式, 张树成, 李地林. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦性能的研究模拟与验证 [J]. 宇航材料工艺, 2003, 43 (3): 81-85.
- [3] YE C W, ZHANG S B, ZHANG T Q, et al. Numerical simulation and experimental verification on friction properties of self-lubricating highly loaded thrust bearing [J]. *Aerospace Materials & Technology*, 2021, 46 (3): 44-55.
- [4] CORCORAN A, SHAFERIN C P, CLAYTONS H B. Break-away friction of PTFE materials in lubricated condition [J]. *Tribology International*, 2012, 48 (4): 54-62.
- [5] MORGAN A, CORCORAN A. Surface topography of slide journal bearings [J]. *Journal of ROYAL Society and Transport*, 2011, 18 (3): 279-283.
- [6] ITAKURA K, KOBAYASHI T, OKADA H, et al. Surface profile observation of PTFE thrust bearings under rolling contact fatigue in water [J]. *Advanced Materials Research*, 2013, 883: 591-595.
- [7] THOMSEN K, ALST P A. Study on compliant layers and its influence on dynamic response of a hydrodynamic journal bearing [J]. *Tribology International*, 2014, 44 (12): 1872-1877.
- [8] 石晓明, 张新, 张树成. KMP 径向滚动轴承三维摩擦副有限元分析与研究 [J]. 机械设计, 2009, 17 (40): 27-29.
- [9] SHI X M, ZHANG T, ZHANG C N. Three-dimensional THBD finite element analysis and research of KMP radial sliding bearing [J]. *Journal of Machine Design*, 2009, 17 (40): 27-29.
- [10] PHILIP M, CLAYTONS H B. PTFE-faced active pivot thrust bearings: Factors affecting THBD performance [J]. *Tribology International*, 2009, 41 (12): 1219-1225.
- [11] KITTLE C M, ZHANG H T, PHILIPSON J H. Test results for PTFE-faced thrust pads with comparison against ball-bearing pads and correlation with analysis [J]. *Transactions of ASME*, *Journal of Tribology*, 2009, 131 (6): 629.
- [12] 张明, 张树成. KMP 径向滚动轴承摩擦特性实验对润滑特性的影响 [J]. 机械设计, 2009, 21 (4): 48-49.
- [13] ZHANG Y, ZHANG C N. The influence of thermohydrodynamic lubrication on lubrication in KMP slider [J]. *Journal of Machine Design and Research*, 2009, 27 (4): 48-49.
- [14] 金地. 弹性金属副材料径向滚动轴承的理论与实验研究 [M]. 上海: 上海大学, 2008.
- [15] 蒋永发. 用有限元法滚动轴承摩擦副摩擦研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2001.
- [16] CHANDLER K L. Contact mechanics [M]. London: Cambridge University Press, 1999.
- [17] 张树成, 张树成. 弹性瓦块推力副及其应用 [M]. 北京: 国防教育出版社, 1997.
- [18] 周志华, 张树成, 李地林. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦副摩擦特性研究 [J]. 中国机械工程, 2013, 24 (11): 1064-1067.
- [19] YUAN H J, CHEN Y H, ZHANG M, et al. Research on reliability of dynamic rolling and jumping piston/cylinder liner friction pairs [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013, 23 (17): 1667-1677.
- [20] 余志平, 张树成, 林林生. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦副摩擦特性试验研究 [J]. 润滑与密封, 2012, 37 (12): 77-80.
- [21] YU Z X, ZHANG C P, YANG L S, et al. Design of a tribological test equipment in piston ring/cylinder liner in the high-speed and heavy-duty engine [J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37 (12): 77-80.
- [22] 周志平, 周志华, 张树成, 李地林. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦副摩擦特性试验研究 [J]. 润滑与密封, 2013, 38 (4): 78-81.
- [23] HU Y, QU H C, LI H, et al. Effect of different surface textures on friction and wear performance of diesel cylinder liner/piston ring [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38 (4): 78-81.
- [24] 周小平, 周志华, 张树成, 李地林. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦副摩擦特性试验研究 [J]. 中国机械工程, 2013, 24 (11): 1064-1067.
- [25] HU X P, HUANG X C, ZHANG H S, et al. Friction and wear properties of steel at elevated temperature and wear rate prediction [J]. *China Mechanical Engineering*, 2010, 21 (21): 21-26.
- [26] 王树成, 张新, 张树成. KMP 径向滚动轴承三维摩擦副有限元分析与研究 [J]. 机械设计, 2009, 17 (40): 27-29.
- [27] SHI X M, ZHANG T, ZHANG C N. Three-dimensional THBD finite element analysis and research of KMP radial sliding bearing [J]. *Journal of Machine Design*, 2009, 17 (40): 27-29.
- [28] PHILIP M, CLAYTONS H B. PTFE-faced active pivot thrust bearings: Factors affecting THBD performance [J]. *Tribology International*, 2009, 41 (12): 1219-1225.
- [29] KITTLE C M, ZHANG H T, PHILIPSON J H. Test results for PTFE-faced thrust pads with comparison against ball-bearing pads and correlation with analysis [J]. *Transactions of ASME*, *Journal of Tribology*, 2009, 131 (6): 629.
- [30] 张明, 张树成. KMP 径向滚动轴承摩擦特性实验对润滑特性的影响 [J]. 机械设计, 2009, 21 (4): 48-49.
- [31] ZHANG Y, ZHANG C N. The influence of thermohydrodynamic lubrication on lubrication in KMP slider [J]. *Journal of Machine Design and Research*, 2009, 27 (4): 48-49.
- [32] 金地. 弹性金属副材料径向滚动轴承的理论与实验研究 [M]. 上海: 上海大学, 2008.
- [33] 蒋永发. 用有限元法滚动轴承摩擦副摩擦研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2001.
- [34] CHANDLER K L. Contact mechanics [M]. London: Cambridge University Press, 1999.
- [35] 张树成, 张树成. 弹性瓦块推力副及其应用 [M]. 北京: 国防教育出版社, 1997.
- [36] 王树成. 周志华. 张树成. 车-滚副自润滑推力轴承摩擦副摩擦特性研究 [M]. 北京: 中国石化出版社, 1999.
- [37] 李成海, 曹树成, 马俊林. 张新. 弹性瓦块推力副摩擦特性试验研究 [J]. 摩擦学, 1999, 11 (2): 21-24.
- [38] XU H B, ZHANG X N, MA J L. Experimental investigation on friction factor of cylinder liner/piston ring Materials [J]. *Diesel Engine*, 1999, 11 (2): 21-24.
- [39] AKALIN O, NEMEC C M. Piston ring/cylinder liner friction modelling in mixed lubrication regime [J]. *Journal of Tribology*, 2008, 131 (2): 219-223.
- [40] XU H, NEMEC C M, NEMEC C M, et al. Friction prediction for piston ring/cylinder liner lubrication [C]. // Proceedings of ASME 2004 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference-2004.
- [41] 王树成, 张树成. 弹性瓦块推力副摩擦特性实验 [J]. 润滑与密封, 2009, 34 (4): 47-51.
- [42] WANG J C, ZHANG J Z. On formation and breaking of boundary lubricating layer [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34 (4): 4-8.
- [43] 李成生. 工业摩擦学及润滑材料的发展 [J]. 润滑与密封, 2010, 35 (4): 126-130.
- [44] LI M H. Industrial tribology and lubricants in China [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34 (4): 126-130.

## 含油膜润滑间隙接触的多体动力学分析<sup>\*</sup>

崔月文<sup>1</sup> 霍文彬<sup>2</sup> 陈 渭<sup>2</sup> 郭彩霞<sup>2</sup>

(1. 西北机电工程研究所 陕西咸阳 712099;

2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室 陕西西安 710049)

**摘要:** 针对含油膜润滑间隙接触的多体动力学问题, 采用将含油膜润滑力的库仑代达洛方程的方式构造间隙接触模型, 并对比分析间隙含油膜润滑和干接触情况下的模型参数(如油膜厚度、间隙尺寸)对机械系统动力学特性的影响。数值算例结果表明, 间隙油膜具有良好的减振效果, 使两系统动态性能各项指标接近于理想情况。且最小油膜厚度远大于安全值。随着间隙增大或油膜厚度减小时, 接触刚度为负值增大, 系统刚性也严重, 特别是含油膜厚度减小时, 接触与摩擦接触间接触趋于频繁, 干接触和磨损可能性增大。

**关键词:** 间隙接触; 多体动力学; 流体润滑

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0097(2017) 03-0002-05

## Dynamic Analysis of Multibody System with Lubricated Revolute Joints

SU Yuesun<sup>1</sup> HUO Wenbin<sup>2</sup> CHEN Wei<sup>2</sup> GUO Caixia<sup>2</sup>

(1. Northwest Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Xianyang Shaanxi 712099, China;

2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

**Abstract:** To estimate dynamic characteristics of multibody system with lubricated revolute joints, a squeeze lubrication force model was used to replace kinetic revolute joint for describing revolute clearance joint. Comparative analysis was carried out to reveal the effects of major parameters such as dynamic fluid viscosity, clearance size on system dynamics when revolute joint with dry contact or lubrication. Numerical simulation results indicate dynamic performances for the hydrodynamic lubrication model match quite well with those for ideal joints, and the minimum fluid film thickness is ensured within safe range. When increasing clearance size or reducing dynamic fluid viscosity, reaction force becomes oscillatory and system stiffness tends to be serious. The journal and the bearing walls are closer for low viscosity, which suggests the possibility of dry contact and wear.

**Keywords:** clearance revolute joint; multibody system dynamics; fluid lubrication

由于制造、装配和磨损等原因, 机械系统中的铰接处常常含有间隙, 造成系统的振动, 产生噪声和工作性能的问题。为了避免间隙干接触摩擦产生的不良影响, 采用油膜润滑的方式, 将铰接副设计为滑动轴承的形式, 可提高其工作性能。干接触情况下的间隙铰接副可表达为间隙副<sup>[1-4]</sup>或接触碰撞模型<sup>[5-7]</sup>。LANKARAM 与 NIKRAVEESH<sup>[8]</sup>构造了能够反映间隙铰接接触碰撞及能量损失的连续碰撞模型。并在含接触问题的多体系统分析中得到应用。FLORES 与 AMEZQUER<sup>[9]</sup>应用此模型分析了具有间隙转动副的平

面多体系统动力学问题。当考虑间隙存在油膜润滑时, 可等效为滑动轴承。FLORES 等<sup>[10]</sup>采用经典的帕帕基欧斯求油膜力, 并应用到多体系统中。文献[8]系统地研究了滑动轴承多体动力学问题的相关理论, 提出了不同情况的油膜支撑力计算模型。因此, 如果将油膜力替代干接触力, 并集成到多体动力学方程中, 即可对含油膜润滑间隙铰的多体系统动态性能进行分析。

本文作者在对含干接触铰接副多体系统进行动力学分析的基础上<sup>[11]</sup>, 采用帕帕基欧斯求油膜力模型引入多体动力学方程作为力的约束来替代达洛方程。进而采用拉格朗日方法构建含油膜润滑铰的多体动力学方程组, 并可干接触和油膜润滑情况下的含间隙铰接副平面多体系统动力学特性规律进行了对比分析。

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51375409, 51205034)。

收稿日期: 2016-09-15

作者简介: 崔月文(1979—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究方向为摩擦学、机械动力学。E-mail: suyuesun@163.com。

## 1 含油膜厚度的润滑油膜力模型

### 1.1 两体油膜力计算模型

针对机械系统中油膜厚度的极值问题,采用基于短轴承假设的动载荷油膜力计算模型<sup>[1]</sup>,其构造如图1所示的含油膜厚度的问题极值问题。



图1 滚动轴承油膜力模型

Fig.1 Lubrication film load of journal bearing

在轴承中心建立局部坐标系  $x_0y_0$ , 则润滑 Reynolds 方程可表示为

$$h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 6\eta\omega \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} = -6\eta\omega \sin\theta + 12\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \\ = -6\eta\omega \sin(\theta - \beta) + 12\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

其中, 润滑油膜厚度  $h$  及其对时间导数可表示为

$$h = e - f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta \\ \frac{\partial h}{\partial \theta} = -f_1 \sin\theta - f_2 \cos\theta \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)可得到

$$\frac{e^3}{e^3} \frac{6\eta\omega}{e^3} [e - (f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta) - 2(f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta)] \\ (e - f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta)^3 \quad (3)$$

对式(3)进行积分, 可得润滑膜压力分布:

$$p(\theta, e) = \frac{3\eta\omega}{e^3} [e(f_1 \sin\theta - f_2 \cos\theta) - \\ 2(f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta)] + C_1 e + C_2 \quad (4)$$

式中:  $C_1$  和  $C_2$  为积分常数。

设  $B$  为轴承宽度, 并根据相应边界条件

$$\begin{cases} p=0 & x_0' = -B/2 \\ p=0 & x_0' = B/2 \end{cases} \quad (5)$$

式(4)可变为

$$p(\theta, e) = \frac{3\eta\omega}{e^3} [e(f_1 \sin\theta - f_2 \cos\theta) - \\ 2(f_1 \cos\theta - f_2 \sin\theta)] \quad (6)$$

油膜反力可由式(6)进行2次积分得到:

$$F_x = - \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_{-B/2}^{B/2} p(\theta, e) B_1 \cos\theta dx_0' d\theta \\ F_y = - \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_{-B/2}^{B/2} p(\theta, e) B_1 \sin\theta dx_0' d\theta \quad (7)$$

### 1.2 两体接触空间位置模型

利用公式(1)~(7)来计算极值油膜力, 需要先构建图2所示的空间位置关系。图中2个物体  $i, j$  分别表示轴和轴承, 其质心分别为  $O_i, O_j$ 。在每个物体质心处建立局部坐标系  $x_i O_i x_j$  和  $y_i O_i y_j$ , 整体坐标系为  $XOY$ 。2个局部坐标系在整个坐标系中的位置矢量分别为  $x_i$  和  $x_j$ 。点  $P_i$  和  $P_j$  分别为轴和轴承套孔的中心。轴中心和轴承套孔中心在局部坐标系的位置矢量分别为  $S_i, S_j$ 。那么轴孔和轴的中心分别在整体坐标系中的位置矢量可表示为

$$x_i' = x_i + A_i S_i \\ x_j' = x_j + A_j S_j \quad (8)$$

式中:  $A_i, A_j$  为坐标转换矩阵。

那么轴和轴承孔的中心距离及其变化率可表达为

$$d_{ij} = x_j' - x_i' \quad (9)$$

绝对中心距可由下式计算

$$r = \sqrt{d_{ij}^2} \quad (10)$$

将中心距矢量归一化得到其单位矢量为

$$n = \frac{d_{ij}}{r} \quad (11)$$

偏心率  $e$  及其对时间的微分可表示为

$$\begin{cases} e = \frac{r}{r_0} \\ \dot{e} = \frac{\dot{r}}{r_0} \end{cases} \quad (12)$$

根据式(8)知  $n = [n_x, n_y]^T$ , 则

$$\begin{bmatrix} \cos\gamma \\ \sin\gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \end{bmatrix} \quad (13)$$

则偏心率与水平方向的夹角  $\gamma = \arctan \frac{n_y}{n_x}$ , 可

对该式进行微分得到

$$\dot{\gamma} = \frac{r_0}{r} \frac{n_x \dot{n}_y - n_y \dot{n}_x}{n_x^2 + n_y^2} \quad (14)$$



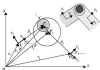


图2 平面间隙运动动力学模型

Fig. 2 Planar slider joint with clearance in multi-body system

## 2 含间隙铰接曲柄滑块机构的动力学模型

如图3所示曲柄滑块机构, 考虑连接铰和滑块的铰接副存在间隙, 且铰接副间隙存在润滑油膜。该机构具有3个自由度。取滑块水平位置 $x$ 、曲柄转角 $\theta_1$ 和连杆与水平线夹角 $\theta_2$ 为广义坐标。则广义坐标矢量 $q=[x, \theta_1, \theta_2]^T$ 。 $C_1$ 和 $C_2$ 分别为曲柄和连杆的质心, 并位于各自的中心。根据拉格朗日动力学方程<sup>[20]</sup>:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad j=1, 2, 3 \quad (15)$$

式中:  $T$  是曲柄滑块机构的动能;  $Q_j$  为广义力, 且

$$Q_j = \frac{\partial}{\partial q_j} \left( F_1 \cdot \frac{\partial x_{C_1}}{\partial q_j} + M_1 \cdot \frac{\partial \omega_{C_1}}{\partial q_j} \right) \quad (16)$$

其中:  $v_{C_i}$  和  $\omega_{C_i}$  分别为构件 $i$ 的质心速度和角速度;  $q_j$  是广义坐标;  $Q_j$  是与广义坐标对应的广义力;  $F_1$  是作用在质心处的等效力;  $M_1$  是等效力矩。



图3 含间隙铰接曲柄滑块机构

Fig. 3 Crank slider mechanism with a lubricated clearance

针对图3所示曲柄滑块机构, 其动能可表达为

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \dot{x}_{C_i}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \dot{\omega}_{C_i}^2 I_{C_i} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \dot{x}_{C_i}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \dot{\omega}_{C_i}^2 I_{C_i} \quad (17)$$

式中:  $I_{C_i}$  是构件 $i$ 质心处的转动惯量。具体代入物理参数, 可得 $T$ 的详细计算公式为

$$T = \left[ \left( \frac{1}{8} m_1 + \frac{1}{2} m_2 \right) \dot{x}_{C_1}^2 + \frac{1}{2} I_{C_1} \dot{\omega}_{C_1}^2 + \left( \frac{1}{8} m_2 + \frac{1}{2} m_3 \right) \dot{x}_{C_2}^2 + \frac{1}{2} I_{C_2} \dot{\omega}_{C_2}^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_{C_3}^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{\omega}_{C_3}^2 \right] \quad (18)$$

基于式(18), 并假定曲柄匀速转动, 即 $\dot{\theta}_1 = \omega + \theta_1$  (其中:  $\omega$  为曲柄角速度,  $\theta_1$  是初始角位置), 则曲柄滑块机构的动力学方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} + F_1 \cos \phi = 0 \\ \left( \frac{1}{8} m_1 + \frac{1}{2} m_2 \right) \ddot{\theta}_1 + \frac{1}{2} m_2 \dot{\theta}_1 \omega + \frac{1}{2} I_{C_1} \ddot{\omega} - (m_1 + m_2) \dot{\theta}_1 \omega = 0 \\ F_1 [\dot{x}_{C_1} \sin(\theta_1 - \phi) - \dot{x}_{C_2} \sin \phi] + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{C_2} \omega = 0 \end{cases} \quad (19)$$

式中:  $F_1$  为合成油膜力的幅值;  $\phi$  为 $F_1$ 的方向角, 且 $\phi = \pi + \varphi$ 。

进一步可知, 使得曲柄以速度 $\omega$ 匀速转动所需的驱动力矩可由下式计算

$$\begin{aligned} M &= \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{C_2} \dot{\theta}_1 \omega = \left[ (\dot{\omega} + \theta_1) - \theta_1 \right] + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{C_2} \dot{\theta}_1 \omega \\ &= \left[ (\dot{\omega} + \theta_1) - \theta_1 \right] + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{C_2} \dot{\theta}_1 \omega + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_{C_2} \dot{\theta}_1 \omega \\ &= m_2 \dot{x}_{C_2} \dot{\theta}_1 \cos(\dot{\omega} + \theta_1) \end{aligned} \quad (20)$$

## 2 例证计算

下面将利用图3所示的曲柄滑块机构, 研究铰接副间隙为干接触和有油膜润滑情况下机构动态响应。其中, 间隙铰接副干接触模型可参考文献[7], 为方便分析, 只考虑连杆和滑块的铰接副间隙, 其他运动副均视为理想情况。初始时刻, 间隙铰接副销轴与轴套的中心重合。曲柄作为驱动件, 且以转速 $6000 \text{ r/min}$ 加速转动。该机构结构尺寸及材料参数见表1、2。

表1 曲柄滑块机构的参数

Table 1 Structural parameters of crank-slider mechanism

名称	质量 $m/\text{kg}$	长度 $l/\text{m}$	转动惯量 $I/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
曲柄	0.25	0.05	$6.32 \times 10^{-4}$
连杆	0.25	0.22	$3.04 \times 10^{-4}$
滑块	0.27	—	—

表2 销轴与轴套的尺寸及材料参数

Table 2 Material and dimension of joint

参数	数值
销轴半径	8 mm
轴套半径	7.5, 7.6 mm
销轴与轴套长度	60 mm
弹性模量	207 GPa
泊松比	0.3
摩擦系数	0.4
油膜厚度	200 $\mu\text{m}$ ~ 1 mm

数据统计中,将计算稳定后取曲柄转两转的时间内的结果予以分析。图4—7展示了间距为 $0.2\text{ mm}$ 、油膜厚度为 $\mu=400\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 时,间隙较优时在油膜润滑和干接触情况下,曲柄驱动转矩、较优副反力、两轴相对轴套的轴心轨迹和最小油膜厚度的情况。可知,油膜润滑可显著降低间隙较优元素间的冲击碰撞,曲柄驱动转矩和较优副反力与理想约束情况下非常接近。相对而言,无润滑干接触时,系统激励加剧,驱动转矩和较优副反力出现局部突出峰值的情况。图4所示两轴轴心轨迹也显示了油膜力很好地隔离了较优副两轴的轴套,而无接触情况下两轴与轴套有频繁接触。另外,最小油膜厚度是衡量油膜轴承润滑性能的重要指标,可定义为 $k_{\text{min}}=(1-\alpha)$ ,通常最小油膜厚度不小于轴套直径的 $0.025\%$ ,即可认为是安全的。图7所示最小油膜厚度显然远大于安全油膜厚度,表明有良好的润滑效率。

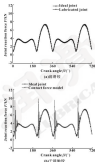


图4 作用于曲柄的驱动转矩

Fig. 4 Driving moment of crank (a) lubricated force model; (b) dry contact model

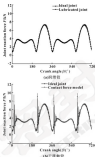


图5 间隙较优时的副反力

Fig. 5 Joint reaction force (a) lubricated force model; (b) dry contact model

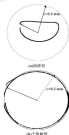


图6 间隙较优时的轴心轨迹

Fig. 6 Journal center trajectory inside the bearing (a) lubricated force model; (b) dry contact model



图7 最小油膜厚度

Fig. 7 Minimum oil film thickness

根据公式(1)可知, 间隙尺寸和油液粘度是影响系统动态性能的主要输出参数。下面将分别另外2种情况下的铰链副反力和销轴中心轨迹:(a) 保持油液粘度为 $\mu=100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 时, 间隙增大为 $0.4 \text{ mm}$ ;(b) 保持间隙为 $0.2 \text{ mm}$ , 油液粘度变为 $\mu=100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 。如图8所示, 当油液粘度不变而间隙增大为 $0.4 \text{ mm}$ 时, 铰链副油膜支持力比峰值值交叉的情况, 但是销轴和轴套还是被油膜很好地隔离开。如图9所示, 当间隙不变而油液粘度减小时, 铰链副反力有相对更严重的提高, 且由于油液粘度较低, 销轴与轴套接触面更加靠近, 意味着发生油膜破裂直接接触的可能性更大, 从而意味着磨损更为严重。



销轴中心迹

图8 油液粘度为 $100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 且间隙为 $0.4 \text{ mm}$ 时, 铰链副副的均布反力和销轴心轨迹

Fig. 8 Joint reaction force (a) and journal center trajectory inside the bearing (b) when the oil viscosity is  $100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$  and the clearance is  $0.4 \text{ mm}$



销轴中心迹



销轴中心迹

图9 油液粘度为 $100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 且间隙为 $0.2 \text{ mm}$ 时, 铰链副副的均布反力和销轴心轨迹

Fig. 9 Joint reaction force (a) and journal center trajectory inside the bearing (b) when the oil viscosity is  $100 \text{ mPa} \cdot \text{s}$  and the clearance is  $0.2 \text{ mm}$

#### 4 结论

(1) 油膜副具有吸振降噪的效果, 将挤压油膜力模型和间隙铰链运动力学模型集成, 可实现对含间隙油膜间隙铰链副的多体动力学的分析。

(2) 合理的间隙尺寸和油液粘度情况下, 系统动态性能各项指标趋于理想情况, 最小油膜厚度远大于安全值。间隙较大或油液粘度较小时, 铰链副反力为均值波动和峰值突然加高的情况, 系统刚性趋于严重, 且在油液粘度较小时, 销轴与轴套接触面接触趋于频繁, 磨损可能性增大。

(3) 所构建含间隙油膜间隙铰链副的刚体动力学分析框架, 具有较强的通用性, 为机械系统摩擦学设计具有普适性意义。

#### 参考文献

- [1] CHARLES W H K, WU C L S. Motion analysis of a rigid link mechanism with clearance at a bearing using Lagrangian mechanics and digital computation[J]. Mechanism, 1973, 28(4): 83-88.
- [2] ROYBAAR A L, MEJIAHED J P, MEJIAHED P A. comparison of evaluate joint clearance model in the dynamic analysis of rigid and elastic mechanical systems[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37 (4): 489-503.

## 滑动摩擦过程中摩擦热分配的实验及有限元仿真研究<sup>\*</sup>

崔成顺 田鹏迪 田 煜

(清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

**摘要:**摩擦热导致的温升对摩擦副的稳定性有重要影响,因此对摩擦热及其在摩擦副的分配有广泛的理论研究,但缺乏实验测试的验证。实际摩擦过程中由于界面变化的复杂性,摩擦热的分配情况可能与理论预测不同。使用动态热电偶和红外测温的方法对摩擦副温度进行测试,并使用有限元方法对摩擦界面温度分配进行分析。有限元计算结果表明,固定摩擦副的导热系数高于运动摩擦副时,摩擦热分配呈现明显的时变特征。实验测量与有限元分析的结果表明,材料导热系数会影响摩擦界面处对摩擦热的分配;当固定摩擦副的导热系数高于运动摩擦副时,输入固定摩擦副的热量比例会降低,反之则会升高。

**关键词:** 滑动摩擦; 摩擦热分配; 动态热电偶; 红外测温

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6793(2017) 03-0009-08

## Experimental and Finite Element Analysis of Frictional Heat Distribution during Sliding Friction

SUNG KwanChey TIAN PengDi TIAN Yu

(State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** The temperature rising caused by frictional heat plays a significant role in the material stability of the moving parts. Despite the extensive theoretical analysis of the previous studies on frictional heat distribution, there is not enough experimental confirmation to test these theories. Since the complex interaction between the sliding bodies during an actual sliding, the actual heat distribution may differ from the theoretical predictions. The interface and bulk temperature rising of a pin-on-plate friction pairs during sliding friction experiment were measured using the dynamic thermocouple method and infrared spectroscopy, and the measured data were compared to the corresponding finite element model. The finite element analysis shows that when the thermal conductivity of the stationary body is greater than that of the moving body, the frictional heat distribution may display time-dependent characteristics. The comparison between the experiment and finite element model results show that the surface film formed as a result of adhesive wear can have a complex impact on the frictional heat distribution. When the thermal conductivity of the stationary body is higher than that of the moving body, the surface film tends to decrease the amount of frictional heat flowing into the stationary body, and vice versa.

**Keywords:** sliding friction; frictional heat distribution; dynamic thermocouple method; infrared spectroscopy

两物体滑动摩擦过程中大部分动能会转变为内能,以摩擦热的形式耗散<sup>[1-4]</sup>。摩擦热导致的界面温升对摩擦副的热机械性质、材料的稳定性及运动的可靠性均有重要影响,是摩擦学领域的一个基本研究课题。为了更好地理解摩擦生热的机制并预测摩擦界面温升,国内外研究者建立了多种模型及理论分析方法<sup>[5-9]</sup>,而这些方法一般通过输入摩擦副间两偶材料的摩擦热功率率来计算界面温度。因此,摩擦热在摩擦

副两接触表面的分配情况对界面温升的计算尤为重要。同时,对摩擦生热机制的研究也有重要理论价值。

为了研究摩擦界面的热分配情况,定义摩擦界面单位面积总热功率为 $q_{\text{sum}}$ ,传入固定摩擦副A和运动摩擦副B的单位面积热功率分别为 $q_A$ 和 $q_B$ ,则有 $q_{\text{sum}}=q_A+q_B$ ,定义摩擦热分配系数 $\alpha=q_A/q_{\text{sum}}$ <sup>[10]</sup>。对于 $\alpha$ 的计算,一种理论是BLOK理论<sup>[1]</sup>,假设两摩擦副表面最高温度相等,从而计算 $\alpha$ <sup>[11]</sup>。这时, $\alpha$ 可以看成摩擦界面总热功率 $q_{\text{sum}}$ 和传入固定摩擦副A的热功率 $q_A$ 的比值: $\alpha=q_A/q_{\text{sum}}$ 。另外,JARJEK<sup>[12]</sup>提出了假设两摩擦副表面平均温度相等,从而计算 $\alpha$ 的方法,并得到了实验验证<sup>[13]</sup>。更广泛地讲, $\alpha$ 是在假

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51322006, 51427002)。

收稿日期: 2016-06-13

作者简介: 崔成顺(1981—),男,博士研究生,研究方向为摩擦热及界面温度测量与仿真。E-mail: chengy1981@gmail.com

轴区域里随  $x$ 、 $y$  空间变化的函数。这时则需要将摩擦副温度在接触面所有点  $(x, y)$  上连续。为了实现该数值计算,一般使用有限元方法<sup>[24-26]</sup>。计算结果表明,假定接触面所有点温度连续方法得到的热分配系数接近 JGJG 公式<sup>[24-26]</sup>。因此,在精度要求不高时可直接用 JGJG 或 JAGGER 的方法来计算摩擦热分配系数<sup>[24]</sup>。

虽然对摩擦热分配有上述广泛的理论研究,但是,大多缺乏对应的实验验证以及对实际摩擦工况的评析分析。在实际摩擦过程中,摩擦热在界面的分配会受到两摩擦副材料性质以及由于磨蚀或氧化等形成的界面层的影响。这种情况下,摩擦热分配系数  $\alpha$  不仅是空间的函数,而且还是时间的函数。因此,本研究作者通过实验测量与有限元计算的对比分析,系统研究了实际工况下摩擦热分配的时空特征及其机制,研究结果揭示出实际工况下摩擦热分配的复杂机制,对摩擦热的理论研究具有一定的借鉴意义。

## 1 实验装置及方法

摩擦热测量装置如图 1 所示。摩擦实验在多功能摩擦测试试验机 UMT-2 (Center for Technology, Inc.) 上进行,摩擦副形式为销-盘。固定端 A 接触部分为直径 8 mm 的球,粗糙度  $Ra2.5 \mu\text{m}$ ,滑动端 B 做往复运动,尺寸为 40 mm×40 mm×5 mm,接触表面粗糙度  $Ra1 \mu\text{m}$ ,法向载荷为 2.5~12.5 N,滑动速度为 0.1~0.34 m/s,摩擦时间为 180 s,实验环境温度 20℃,相对湿度为 10%。

表 1 摩擦副材料的材料性质

Table 1 Material properties of the friction pairs

材料	弹性模量 $E$ (GPa)	导热系数 $\lambda$ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	密度 $\rho$ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	比热容 $c$ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	表面发射率 $\epsilon$
铜合金 (Cu)	142	118.0	8 960	380	0.35
纯铜 (Cu)	120	385	8 960	385	0.07
纯镍 (Ni)	200	90.9	8 908	444	0.09

为了测量摩擦副温度的体部分布,使用 Image-IR 8 300 红外热像仪 (InfraTec) 对固定摩擦副 A 的侧面进行拍摄,采集频率为 2.33 Hz,为增强表面发射率并减少反射的影响, A 的侧面进行了黑色环氧树脂 ( $\epsilon=0.8$ ) 喷涂,最终通过图像分析软件选取侧面一点  $a$  (图 1) 进行温度分析。

## 2 实验结果

为了得到动态热势与界面温升的对应关系,使用电加热炉进行了标定,结果如图 2 所示。使用该曲线对界面温度进行换算得到图 3 所示典型实验结果,可以发现摩擦界面平均温度在摩擦副初始阶段迅速上升并很快达到稳定,而摩擦副侧面温度一直缓慢上升,

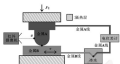


图 1 摩擦热测量装置示意图

Fig. 1 Schematic of the experiment apparatus

摩擦界面温度采用动态热电偶方法进行测量。该方法最早是为了测量刀具之间的温度而首次提出<sup>[27]</sup>。动态热电偶方法将摩擦副接触点作为一个热电偶对,通过直接测量摩擦界面由于界面而产生的热电势来计算表面温度<sup>[28]</sup>。如图 1 所示,实验使用 KJ40-1 热电偶元件 (上海正阳仪表厂) 测量摩擦副接触点和标准点 (冰水混合物, 0℃) 的电位差,计算得到的温度即为摩擦界面平均温度<sup>[29]</sup>。热电势采样频率为 10 Hz,分辨率为 0.5  $\mu\text{V}$ 。为了减少测量误差,实验选用几种热电效应较强的材料作为摩擦副。铜合金 (45% 铜, 55% 镍) + 纯铜 (Ni), 纯铜 (Cu) + 纯铜 (Ni), 其中纯铜都作为滑动端 B。在下面分析报告中,2 种摩擦副分别简称为 Cu-Ni、Cu-Ni, 材料性质见表 1 所示。



图 2 热电偶标定实验结果 (2.5 N, 0.207 m/s)

Fig. 2 Thermocouple calibration experiment results (2.5 N, 0.207 m/s)



图3 平均界面温度与体相温度的典型曲线  
(7.9 N, 0.207 m/s)

Fig.3 Typical measurement for the average interface temperature and bulk temperature (7.9 N, 0.207 m/s)

3 仿真方法与结果

有限元仿真使用 COMSOL Multiphysics 5.2 软件进行。三维几何模型按照实际摩擦实验进行设置。由于文中旨在分析摩擦热在界面的分布而非界面绝对温度，根据以往的理论及数值分析<sup>[4-6]</sup>，产热面积的大小时 $\omega$ 的分析影响很小。为了简单起见，使用赫

兹接触理论。因此，摩擦界面设置为边界热库，其单位面积热功率为

$$q_{\text{heat}} = \mu F_N v / A \quad (1)$$

式中： $\mu$  为摩擦系数； $F_N$  为法向载荷； $v$  为滑动速度； $A$  为 Hertz 接触面积。

摩擦界面网络各节点设置为上下半接触片享，从而保证了温度在界面的连续性。边界条件的设置见表2。

表2 FE 模型边界条件设置

Table 2 Boundary conditions of the FE model		
边界	边界条件	公式
最上端/最下端	绝热	$T_n = q_n = 0$
	自然对流	$q_c = h_c \cdot (T_{\text{env}} - T)$
	(固定摩擦副)	$h = h_{\text{fix}}(x, y, z, T_{\text{env}})$
摩擦副侧面	强制对流	$q_c = h_c \cdot (T_{\text{env}} - T)$
	(运动摩擦副)	$h = h_{\text{fix}}(x, y, z, p_{\text{env}}(T_{\text{env}}))$
	热辐射	$q_r = \sigma_{\text{gray}} \cdot (T_{\text{env}}^4 - T^4)$
接触界面	边界热流	$q = \mu F_N v / A_{\text{contact}}$

图4所示为界面平均温度以及点 $\omega$ 温度有限元的仿真结果与实验结果的对比。

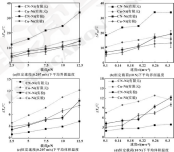


图4 实验测试与有限元计算结果的对比

Fig.4 Comparison between the experimental and the finite element calculation results. (a) average interface temperature under the speed of 0.207 m/s; (b) average interface temperature under the load of 10 N; (c) bulk temperature under the speed of 0.207 m/s; (d) bulk temperature under the load of 10 N

图4显示的界面温度是电位及计测得的热电势值达到稳定值之后所得的平均值。体相温度为红外摄像头测试的点(温度达到稳定阶段后(100 s)的平均值)。可以发现,界面温度的计算结果高于实验值。主要是由于接触面积设定不准确造成。而对于体相温度,在不同载荷与速度条件下,Cu-Ni的点(温度)的实验测量值均高于对应的计算值。相反,Cu-Ni的计算值均高于实验测量值。由于体相温度受能够以热分配的情况,因此,该结果表明热分配明显受材料性质的影响。

假设4.08公式,在接触面上对热功率进行积分,计算并输入上摩擦副的热功率及摩擦界面总热功率,从而得出摩擦热分配系数 $\alpha$ 。图5所示为热分配系数随时间变化的典型计算结果。随摩擦过程的进行,Cu-Ni的摩擦热分配系数几乎不变,但Cu-Ni的热分配系数随时间逐渐降低。这表明输入固定纯铜摩擦副的热功率在摩擦过程中随时间减少。对Cu-Ni摩擦副 $\alpha$ 值在不同载荷和速度条件下的变化与4.08和

4.04的理论<sup>[1]</sup>进行对比,如图6所示。可以发现起始阶段Cu-Ni的 $\alpha$ 值与理论计算接近,但随着摩擦时间增长 $\alpha$ 的计算值逐渐偏离理论预测。



图5 典型固定计算典型的摩擦热分配系数曲线  
(7.5 N, 0.207 m/s)

Fig.5 Typical FE calculation result for the fixed position factor  
(7.5 N, 0.207 m/s)



图6 Cu-Ni的摩擦热分配系数计算结果 (a) 恒定速度 (0.207 m/s) (b) 恒定载荷 (10 N)



Fig.6 Calculated results for the fixed position factor for Cu-Ni: (a) constant speed (0.207 m/s); (b) constant load (10 N)

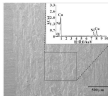
#### 4 分析与讨论

根据以上结果,Cu-Ni摩擦副热分配系数随时间降低,而Cu-Ni则基本不随时间变化。该差异考虑是由于材料导热系数不同导致的。对于Cu-Ni摩擦副,固定端材料合金(Cu)的导热系数小于运动端纯铜(Ni)。因此,界面产生的摩擦热大部分会通过运动端纯铜散失。所以Cu-Ni的 $\alpha$ 值低,且没有明显的时变特征。而对于Cu-Ni摩擦副,固定端纯铜(Cu)的导热系数远高于运动端纯铜(Ni),摩擦开始之后界面产生的摩擦热相当大的部分会进入固定端纯铜。随着摩擦时间的延长,纯铜体相温度迅速增加,而温度的上升会导致对输入摩擦热流的排斥作用。因此,输入固定摩擦副的热量比随时间逐渐降低。

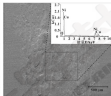
摩擦副体相温度实验测量值与有限元计算值同摩擦副材料的不同面有所差异(见图4),通过表面分析可以发现,该差异是由于摩擦副材料的导热系数与摩擦界面层的综合效应导致的。实际摩擦过程中,由于摩擦副材料或氧化等机制,界面处会形成不同于两体相材料的第三层 $C^{(3rd)}$ 。此时,接触区由原本的A-B接触转变成C-C接触,因此,接触区域的热分配情况会受到C的影响。实验对下试样摩擦表面进行了扫描电子显微镜(SEM)观测以及能谱分析(EDX),结果如图7所示。磨痕中存在有较多的铜元素,说明摩擦过程中有材料转移。由于界面层C是上下两摩擦副材料的共同产物,其对摩擦热分配的影响,可以理解为减少A和B本身材料性质对摩擦热

分配的影响。如图 8 所示,也就是说,当运动端 B 的导热系数高于固定端 A 时,界面层 C 会减少流入 B 的摩擦热;反之,当固定端 A 的导热系数高于运动端 B 时,界面层 C 会减少流入 A 的摩擦热。对于 Cu-Ni 摩擦副,实际摩擦过程中界面层会增加输入固定摩擦副的热量比重,所以点 a 的实验温度比计算温

度高。而对于 Cu-Ni 摩擦副,实际摩擦中界面层会减少输入固定摩擦副的热量比重,所以点 a 的实验温度比计算温度低。因此,摩擦热的分配不仅受到摩擦副两材料导热系数差异的影响,还要综合考虑界面层的影响。



(Cu<sub>20</sub>Ni-50W-Ni, 0.01 mm)



(Cu<sub>20</sub>Ni-50W-Ni, 0.01 mm)

图 7 扫描电镜上的磨损形貌及成分分析结果

Fig. 7 SEM images of the wear morphologies and the corresponding composition analysis

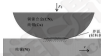


图 8 材料转移导致的界面层示意图

Fig. 8 Schematic of deformation of the third-body layer due to material transfer

## 5 结论

(1) 固定摩擦副的导热系数高于运动摩擦副时,摩擦热分配呈现明显的时变特征,热分配系数  $\alpha$  随时间逐渐减小。

(2) 摩擦热的分配系数  $\alpha$  受摩擦副材料与界面层的综合影响:当摩擦副运动端导热系数高于固定端时,界面层会减少流入运动端的摩擦热;反之,当摩擦副固定端导热系数高于运动端时,界面层会减少流入固定端的摩擦热。

## 参考文献

[1] LEECH M, POORE J. Wear as an energy transformation process[J].

Wear, 1976, 49: 203~244.

- [2] KENNEDY F E. Thermal and thermomechanical effects in dry sliding[J]. Wear, 1984, 100: 203~276.
- [3] BLAKE H. Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under various lubricating conditions[C]//Proceedings of the general discussion on lubrication and lubricants, London Institution of Mechanical Engineers, 1957: 222~235.
- [4] PLATON J C. Measuring heat sources and friction temperature[J]. Proc Roy Soc New, 1942, 76: 203~224.
- [5] ARCHARD J F, ROYNETTE E A. The temperature of rubbing bodies. Part 2, the distribution of temperatures[J]. Wear, 1960, 128: 1~17.
- [6] BUSHNELL E. Modern tribology handbook [M]. Boca Raton: CRC Press, 2005.
- [7] ASHBY M F, ARILLAY J, KONG H S. Temperature maps for frictional heating in dry sliding[J]. Tribology Transactions, 1996, 39: 877~887.
- [8] TAYLORSON S, URSANICA O, CHAPUTSKA E. Friction heat distribution between a stationary pin and a rotating disc[J]. Wear, 1996, 196(1): 249~259.
- [9] KENNEDY F E. Surface temperatures in sliding systems: a finite element analysis[J]. Journal of Lubrication Technology, 1993, 115: 93~96.

(下转第 331 页)



## 非接触式机械密封端面温度求解方法<sup>\*</sup>

曹恒超 郝本明 李振涛 杨文静 孙 震 傅宝杰

(中国石油大学(华东)化学工程学院 山东青岛 266580)

**摘要:**针对工程中密封端面温度难以测量的情况,研究非接触式机械密封端面温度求解方法。建立有限元传热模型,对密封环传热进行正向计算,获得密封环端面温度分布;对有限元方程进行修改,基于修改后所得计算结果使用多项式拟合与Tieffs方程近似2种方法对端面温度进行预测,并对2种方法的精度进行对比;减少已知温度节点的数量,模拟相当于在工程中减少热电偶的使用数量,在有限元方程中使用修改后的插值函数对剩余节点温度进行计算,并以此插值函数讨论已知温度节点数量对计算结果的影响,由确定最优值后对不同参数下的预测误差进行对比。结果表明,2种预测方法所得结果误差都随转速的增加而增大,随密封介质温度的升高而减小,但Tieffs方程所得预测结果更优于多项式;经过计算发现使用4个插值节点所得的结果与精确解吻合良好。

**关键词:**非接触式;机械密封;热传递

**中图分类号:** TB44 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0682(2017) 03-0026-06

## Solution Method of End Surface Temperature of Non-contact Mechanical Seals

CAO Hengchao HAO Benming LI Zhenao YANG Wenjing SUN Zhen FU Baojie

(School of Chemical Engineering, China University of Petroleum, Qingdao Shandong 266580, China)

**Abstract:** The solution method of the end surface temperature of non-contact mechanical seals was researched for the case of the temperature of seal ring face is difficult to measure in the project. The finite element model of heat transfer was established, and the heat transfer of the seal ring was calculated to obtain the steady state temperature distribution. The finite element equation was modified, two methods, the polynomial fitting and Tieffs equation approximation were presented to predict the end face temperature based on the modified computed results, and the accuracy of the two methods were compared. By reducing the number of known temperature nodes, this means the reducing of the amount of thermocouple used in engineering, the critical node temperature was calculated by using the modified interpolation function in the finite element equation. The influence of the number of known temperature nodes on the calculation results was discussed, and the prediction errors of different parameters were compared after determining the optimal value. Results show that the results obtained from the two methods are all increased with the increase of the rotating speed, and decreased with the increase of the temperature of the sealing medium, but the predicted results of the Tieffs equation are better than that of the polynomial. The results obtained by using 4 interpolation nodes are in good agreement with the exact solutions.

**Keywords:** non-contact; mechanical seal; heat transfer

密封环和端面密封介质温度的确定在密封工作过程中是非常重要的。温度升高会导致密封介质的汽化以及密封环较大的热变形,从而影响密封性能并降低

使用寿命。建立合适的数学模型可以较为准确地模拟物理现象的发生过程。

近些年来,关于非接触式机械密封传热问题已经有不少学者发表了他们的研究成果。例如,DAUMRATY和MORILLON<sup>[1]</sup>基于工况介质的物理性质的改变和密封环与周围流体的环境温差下对机械端面密封的热传导热力学性能进行了分析。LEBECQ<sup>[2]</sup>在他的书中总结了多种机械密封中的热传递机制。PASCOWSKI和KESKIN<sup>[3-4]</sup>提出了一种确定密封环热通量的方法并获得了流体膜和密封环中的径向温度分布。陆俊杰等<sup>[5]</sup>对高转速高压方下螺旋槽干气密封的端面

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273087); 山东省自然科学基金及成果转化专项(2014J0204X0002-4)。

收稿日期: 2016/06/02

作者简介: 曹恒超(1988—),男,硕士研究生,主要研究方向为流体力学传热学。E-mail: 28552852@163.com

通信作者: 郝本明(1964—),男,教授,博士生导师,研究方向为流体力学传热学。E-mail: haobenm@upc.edu.cn

温度进行了测试与分析。丁雪兴等<sup>[2]</sup>提出了接触式机械密封密封中轴端面温度分布变化的模型。魏光等人<sup>[3-5]</sup>对接触式机械密封端面平均温度耦合计算方法进行了研究。郝永明等<sup>[6]</sup>对螺旋槽端面的密封特性进行了相应的数值研究。许静等人<sup>[7]</sup>对微尺度下的热流效应进行了分析。宋鹏飞等<sup>[8]</sup>基于热传导角提出了机械密封密封环温度分布的计算方法。BLASIAK等<sup>[9-11]</sup>对非接触式机械密封的热传递与热变形问题进行了研究并给出了相应的热流体力学模型。BLASIAK等<sup>[12]</sup>首先使用变量分离理论和 Bessel 函数对热传导方程进行求解,然后利用 Taylor 方程对逆向传热问题进行了求解,并对 2 种算法得到的结果进行了对比。热传导问题可以分为边界问题、初始的确定以及初始状态的确定等,当计算域的边界上温度分布难以测量或热流密度难以确定时,就形成了边界反传热问题。

本文作者首先对有限元公式进行推导,并在已知边界条件的情况下对密封环温度分布进行正向求解。然后,对有限元模型进行修改,基于修改后模型计算所得结果提出 2 种对端面温度分布进行预测的方法。随后,减少已知温度节点的数量,修改插值函数并应用于有限元方程对端面温度进行了预测,讨论了已知温度节点数量对预测结果的影响。最后,对不同参数下使用最优节点数时的逆向预测结果进行了对比。

## 1 密封模型

机械密封主要由动环与静环组成,如图 1 所示。在动环背面施加的弹簧压力与介质压力构成了总体圈合力,使动静环端面贴合在一起。在密封运转过程中,密封端面间的微小供流体的磨擦产生开道力,使动静环端面分离。当开道力与圈合力相等时,密封便可以稳定运行。这里假设密封与外界介质为液体,内腔为气体。



图1 机械密封结构示意图

Fig.1 Structure of the mechanical seal

对密封环模型进行简化并进行网格划分,如图 2 所示。



图2 网格划分示意图

Fig.2 Schematic diagram of grid division

对式(1)使用 Galerkin 法,然后代入格林公式后,经推导后可求得轴对称温度场微分区域变分计算的基本方程。

$$\frac{\delta F}{\delta T} = \iint_V \left[ k \left( \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial T}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \right) - \rho c_p \mathbf{U} \cdot \nabla T - q_0 \mathbf{U}_z \right] \cdot d\mathbf{U} - \oint_V k \mathbf{U} \cdot \frac{\partial T}{\partial n} d\mathbf{n} = 0, \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (1)$$

对每个单元(如图 3 所示)构造插值函数进行计算,然后组装成整体矩阵,即

$$KT = P \quad (2)$$

代入边界条件后即可求得整体温度分布。



图3 每个单元示意图

Fig.3 Schematic diagram of an parameter element

## 2 端面温度求解

利用推导的有限元方程,对密封环二维稳态温度分布进行计算。模拟参数与参考文献[17]中提供的参数相同,如表1所示。

表1 几何及操作参数

变量	参数值
内径 $r_1/\text{mm}$	40
外径 $r_2/\text{mm}$	45
密封环厚度 $\delta/\text{mm}$	5
角速度 $\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	500
密封环圈高度 $h/\text{mm}$	1
密封介质温度 $T_s/^\circ\text{C}$	20
密封环导热系数 $\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	45
导热系数 $\alpha/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	18 000

计算所得温度分布如图4所示。由于右侧端面处有热流输入且内径处为绝热边界,所以最高温度出现在端面内径处,即径向方向对流换热效率增强,温度逐渐下降,整体分布与参考文献[47]中分布一致。由图5可以看出端面温度变化趋势与FEM3D和KTS406所得结果相同,并且各点误差都很小,由此可以得出编制有限元程序的精确性较好。

图4 密封环端面温度分布( $^\circ\text{C}$ )Fig. 4 Temperature distribution of the sealing ring cross section ( $^\circ\text{C}$ )

图5 端面温度对比

Fig. 5 Contrast diagram of the end face temperature

由于在工程测量中不能对端面温度进行直接测量,只能在距离端面一段距离处布置热电偶环温度

进行测量,如图2中所示,所以只能通过测量的温度值对端面温度进行估计。在端面温度分布解耦解的导热过程中,密封环各边的热边界条件都是已知的。属于传热的正向计算。但在一些工况下某些热边界条件是未知的,需要通过测量点测得温度进行估算,这就形成了传热的边界反问题。假设端面热流密度是未知的,对端面温度进行计算。

首先,在有限元公式中去除端面热边界条件即不考虑热流密度,假设距端面距离为 $z$ 处截面上的所有节点温度都为已知量,代入有限元方程中,所得密封环温度分布如图6所示。



图6 无热流端面边界温度分布

Fig. 6 Temperature distribution with no heat flux

由图2可知,该计算域的边界条件为:左侧与下侧边界为绝热边界条件,上侧边界为第三类边界条件,右侧边界为第二类边界条件。当温度分布稳定后,截面 $z$ 上各节点温度都为已知。此时,该计算域可以看成是由2个计算域组合而成。其一是截面 $z$ ,左侧由第一类边界条件、绝热边界条件和第三类边界条件组成的计算域。其二是截面 $z$ ,右侧由第一类边界条件、第二类边界条件、第三类边界条件和绝热边界条件组成的计算域。2个计算域相对独立,所以当去除右侧边界的热流密度后,只对截面 $z$ 右侧的温度分布产生影响,由于没有了热流的输入,总体温度下降,如图6所示。因此,在获得截面 $z$ 上节点温度后,对有限元公式进行修改。经过计算,在左侧计算域中可以获得与正向传热相同的节点温度。在获得节点温度后,使用2种方法对端面温度进行预测。第一种方法使用多项式对端面温度进行拟合计算。第二种方法使用T-spline方程近似,把计算网络中各行节点温度代入相应的方程中,选定合适的系数,从而对相应的端面温度进行预测,获得端面温度分布。

由图7可以看出,在密封介质温度为 $20^\circ\text{C}$ 时,多项式拟合值与精确值之间的误差随半径方向由内径至外径逐渐变大,在靠近内径处角速度变化对端面

的影响并不是很大,当靠近外径处时,转速的影响明显变大,且误差值随转速的增加而变大。 $T_{\text{eff}}$ 方程是如前在内径处吻合度良好,但在靠近外径处误差值无增大后减少,在外径处变为负值,随着转速的增加误差有增大的趋势,但总体小于多项式拟合产生的误差。图8示出了转速为1500 r/min时密封介质温度变化对拟合误差的影响,可以想见在某一温度下误差值的变化趋势与图7中大体相同。不同之处在于随着密封介质温度的升高总体误差值呈下降趋势。由此可以看出,在靠近内径处热流密度小,对流换热影响较弱,属于其热作用区,所以2种方法的预测精度都较高;在靠近外径处,热流密度变大,对流换热影响增强,属于两者的强作用区,导致了误差的增加。

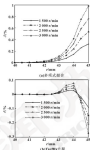


图7 端面温度预测误差随转速变化对比

Fig. 7 Comparison of mid face temperature prediction error of with the variation of rotation speed (a) polynomial fitting; (b) Teflik equation

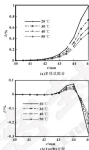


图8 端面温度预测误差随介质温度变化对比

Fig. 8 Comparison of temperature prediction error with the changes of medium temperature (a) polynomial fitting; (b) Teflik equation

由有限元理论可知,划分的网格越多所得到的数值解便会越接近精确解,从而使得获得端面 $\alpha$ 上每一节点的温度值变得越来越简单,在这种情况下,可通过选定固定的几个节点,获取其温度值,然后进行插值计算,从而获得所有节点的温度值。选取的温度节点的减少代表着在工程实际应用中所使用的测温热电偶数量的减少,可以降低实验成本。由上又可知,内径与外径处有着不同的边界条件,为了插值结果的准确性,在2个边界处各设置一个插值点,使用修改后的插值公式(3)和公式(4),对插值点数为3、4和5时进行数值计算,计算结果如图9—11所示。

$$T(x) = \frac{x^2}{6} \frac{(x_1 - x_{n+1})^2}{(x_1 - x_{n+1})^3} T''_{x_1} + \frac{x^2}{6} \frac{(x_1 - x_{n+1})^2}{x(x_1 - x_{n+1})} T''_{x_n} + x(x_1 - x_n) \left( \frac{T_1 - T_{n+1}}{(x_1 - x_{n+1})^3} - \frac{(x_1 - x_{n+1})(T'_1 - T'_{n+1})}{6x} \right) + \left( \frac{T_{n+1}}{(x_1 - x_{n+1})} - \frac{T_1 T'_{n+1}}{6} \right) x_n + \left( -\frac{T_1}{(x_1 - x_{n+1})} + \frac{(x_1 - x_{n+1}) T'_1}{6} \right) x_{n+1} \quad (3)$$

$$(x_1 - x_{n+1}) T'_{n+1} + 2 T'_1 (x_{n+1} - x_{n+1}) + (x_{n+1} - x_1) T'_{x_1} = 6 \left( \frac{T_{n+1} - T_1}{x_1 - x_{n+1}} - \frac{T_1 - T_{n+1}}{x_1 - x_{n+1}} \right) \quad (4)$$



图9 三插值点温度对比

Fig. 9 Temperature comparison with three interpolation points



图10 四插值点温度对比

Fig. 10 Temperature comparison with four interpolation points



图11 五插值点温度对比

Fig. 11 Temperature comparison with five interpolation points

图9—11为截面 $\alpha$ 处不同插值点所得插值温度与正向解的对比图。可以看出,由于建立的密封环数值模型所选的尺寸较小,3种插值结果的偏差都不是很大。图9中三插值点计算结果在内径处吻合良好,在外径处插值结果偏小且随转速的增加有增大的趋势。图11中五插值点所得的插值结果波动较大,在靠近内径处和外径处插值点结果都偏大,在中间区域插值结果偏小,并且这种波动随着转速的增加逐渐变大。而图10中四插值点所得到的结果在径向方向上总体与正向解都吻合良好,且不随转速发生变化。虽然由

图9—11可以看出插值点数的不同所带来的计算偏差并不是很大。但是当插值计算所得结果代入有限元公式后,其偏差会影响截面 $\alpha$ 左侧的计算域的整体温度分布,从而在端面温度的预测计算中出现偏差叠加的现象。所以文中选取插值计算效果最好的四插值点进行计算。

图12、13分别给出了四插值点端面温度预测误差随转速及介质温度的变化。分别对比图7与图12、图8与图13,可以看出,多项式拟合函数随着向变化的总体趋势不变,但是在内径处出现了微小的波动,波动趋势随转速的增加而逐渐增大。随着密封介质温度的升高而减小。在外径处误差没有明显的变化。而使用Teffix方程计算产生的误差的变化趋势有了较大的改变,曲线向呈现比以 $\alpha$ 为平衡点的波动现象,尤其是在内径处波动较大,并且波动随着转速的增加而增大。随着密封介质温度的升高而降低。出现这种波动的原因在于插值函数的修改基于三次样条函数,为了保证插值函数能通过每个插值节点,样条函数在计算中会出现波动现象。而对端面温度的预测基于插值计算所得的结果,所以误差的变化趋势中出现了波动。Teffix方程计算产生的误差受影响较大,但误差变化的绝对值相对多项式拟合较小。

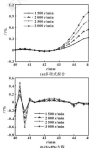


图12 四插值点端面温度预测误差随转速变化

Fig. 12 Change of end surface temperature prediction error with rotational speed in four interpolation points: (a) polynomial fitting; (b) Teffix equation

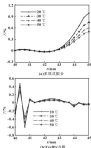


图 13 两种拟合端面温度预测误差随介质温度变化

Fig. 13 Change of real surface temperature prediction error with medium temperature in four interpolation points: (a) polynomial fitting; (b) Trifluoromethane equation

## 3 结论

(1) 使用有限元理论对密封环稳态温度分布进行了正向计算, 并验证了计算结果的正确性。

(2) 通过等效导热有限元公式进行修改, 对边界条件未知情况下的端面温度求解问题进行了研究。基于修改后有限元方程计算所得的结果提出 3 种对端面温度分布进行预测的方法。即多项式拟合与 Trifluoromethane 方程近似。经过对比可以得出预测所得结果误差都会随着转速的增加而增大, 随着密封介质温度的升高而减小, 但 Trifluoromethane 方程所得的预测效果要优于多项式。

(3) 针对工程中测量方法, 对拟合函数进行了修改。经过计算发现使用 4 插值节点所得的结果与精确解吻合良好。但同时也发现使用插值函数会使端面温度预测的误差产生一定的波动现象。

### 参考文献

- [1] DEBBIEN A, W A, MORGENTHAU E. Thermohydraulic aspects of the double mechanical seal[C]//Proceedings of Fifth International Conference on Fluid Sealing, 1987, 384-388.
- [2] LEECHKE A G. Principles and design of mechanical face seals[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- [3] PARCOWSKI M, JYNGEN D-L. A thermohydraulic analysis of a mechanical face seal[J]. ASME Journal of Technology, 1992, 114, 608-613.

- [4] JYNGEN D-L, PARCOWSKI M. A thermohydraulic analysis of a misaligned mechanical face seal[J]. Technology Transactions, 1993, 36, 189-196.
- [5] 陈俊杰, 丁书明, 姜伟政, 等. 高速离心压缩机轴干气密封端面温度测试分析[J]. 化工学报, 2013, 64(4): 2174-2183.
- [6] J J, DEWE N N, JYNGEN W E, et al. Test and analysis of face temperature for spiral groove dry gas seal under high-pressure and high-rotate speed[J]. Clev. Journal, 2013, 64(4): 2174-2183.
- [7] 丁书明, 严加寿, 姜会林, 等. 机械式机械密封端面温度分布分析模型[J]. 化工学报, 2014, 65(11): 4840-4850.
- [8] DEWE N N, YAN J, JYNGEN J L, et al. Finite model of temperature distribution of frictional interface in contacting mechanical seal[J]. Clev. Journal, 2014, 65(11): 4843-4850.
- [9] 丁书明, 周勇, 姜伟政, 等. 轴密封干气密封环温度与气膜的温度场计算[J]. 化工学报, 2014, 65(4): 1337-1352.
- [10] DEWE N N, JYNGEN W E, et al. Calculation of temperature field of micro-scale gas film in spiral groove dry gas seal[J]. Clev. Journal, 2014, 65(4): 1333-1352.
- [11] 魏龙, 周国良, 刘其和, 等. 机械式机械密封端面平均温度耦合计算方法[J]. 化工学报, 2014, 65(49): 1568-1575.
- [12] WEI L, ZHOU G, LIU Q, et al. Average temperature coupling calculation method for end faces of contact mechanical seal[J]. Clev. Journal, 2014, 65(49): 1568-1575.
- [13] 魏龙, 周国良, 张朝良, 等. 机械式机械密封端面耦合对密封环厚度影响[J]. 化工学报, 2013, 64(11): 4117-4122.
- [14] WEI L, ZHOU G, JYNGEN W E, et al. Average film thickness prediction of end faces in contacting mechanical seals in running in period[J]. Clev. Journal, 2013, 64(11): 4117-4122.
- [15] 杨本明, 王晨, 李大海, 等. 考虑氧化反应的端面温度耦合特性数值研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2013, 36(3): 132-137.
- [16] HAO M M, JYNGEN Y, JYNGEN D L. Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2013, 36(3): 132-137.
- [17] 洪敏, 孙旭东, 白少华, 等. 端面温度分布法和热阻法对干气密封性能预测[J]. 化工学报, 2013, 64(9): 3281-3285.
- [18] XJ J, PENG N B, JIA M N, et al. Effects of surface micro-scale and thermal viscosity on sealing performance of spiral-groove dry gas seal[J]. Clev. Journal, 2013, 64(9): 3281-3285.
- [19] 宋鹏飞, 高杰, 马方敏, 等. 基于热传导模型机械密封环境温度分布计算方法[J]. 润滑与密封, 2013, 38(1): 46-48.
- [20] HONG P Y, GAO J, MA F B, et al. Method for calculating temperature distribution of mechanical seal based on heat conduction angle[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(1): 46-48.
- [21] EL-ABDELA A, EL-MORSELI C, EL-ABDELA A. A numerical analysis of the temperature distribution in face sealing rings[J]. Process. Eng. Engineering, 2012, 36(3): 366-376.

## 考虑热效应作用的浮环轴承润滑特性研究<sup>\*</sup>

买晋拉·阿不都瓦克<sup>1</sup> 袁普源<sup>1</sup> 徐 华<sup>1,2</sup> 买买提明·艾尼<sup>1</sup> 张胜利<sup>1</sup>

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

2. 新疆大学机械工程学院 新疆乌鲁木齐 830046)

**摘要:**针对高速工况下浮环轴承润滑特性的理论预测和实验结果存在偏差的问题,在充分考虑热效应影响的基础上建立两腔增压器型浮环轴承的热流场动力学模型,该模型的理论计算结果和试验结果基本一致,验证其正确性。研究浮环内外层油膜间隙、浮环厚度和浮环速度等结构参数对浮环轴承润滑特性的影响。结果表明:在其他参数一定时,外环油膜间隙变大时,环速比和流量将变大,将带走更多的热量,轴承温升降低;内环油膜间隙变大,环速比将变小,但流量增大,轴承温升下降;浮环厚度变大,环速比将下降,但浮环速度对内环温升几乎没有影响;浮环外环侧板厚度增大,环速比下降,温升将变大。

**关键词:** 浮环轴承; 热效应; 环速比; 系统参数

**中图分类号:** TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6952(2017) 03-004-06

## Study on Lubrication Characteristics of Floating Ring Bearing Considering Thermal Effect

MAULAN Abdulwaki<sup>1</sup> PEI Shiyuan<sup>1</sup> XU Hua<sup>1,2</sup> MAMTIMIN Geni<sup>1</sup> ZHANG Shenglin<sup>1</sup>

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

**Abstract:** The theoretical prediction results of the lubrication characteristics of the floating ring bearing show significant discrepancies with test data at high speed condition. Aimed at this problem, the thermal fluid dynamic lubrication model considering the influence of thermal effect was established to investigate the lubrication performance of the floating ring bearing of a turbocharger. The simulation results of the thermal model are consistent with the test results, which verifies the rationality and feasibility of the thermal model. The effect on lubrication characteristics of floating ring bearing by the structure parameters of inner and outer film oil clearance, thickness and width of ring was studied. The results show that while other parameters remain the same, with the increasing of outer bearing clearance, the ring speed ratio and oil flow rate will increase, which will take away more heat and reduce the temperature rise. While with the increasing of inner bearing clearance, the ring speed ratio will decrease and the flow rate will increase, which will also reduce the temperature rise. The increasing of ring thickness will cause the decreasing of ring speed ratio, but it has little effect on the temperature rise. The larger outer bearing width will cause the decreasing of ring speed ratio and the increasing of temperature rise.

**Keywords:** floating ring bearing; thermal effect; ring speed ratio; structure parameters

浮环轴承具有精度高、稳定性好、经济性好等优点,广泛应用于高速旋转机械上,如涡轮增压器、精密加工机床等。国内外学者已在理论和实验方

面对浮环轴承的润滑特性进行了较为深入的研究。例如 LI 和 BOHNE<sup>[1]</sup>、TRIPPETT 和 LI<sup>[2]</sup> 在考虑温度对润滑油黏度的影响下计算了高速浮环轴承的环速比和承载能力,认为浮环轴承只适合于高速、轻载工况。CLARK 等<sup>[3]</sup> 通过研究浮环轴承的稳态模型,模拟出浮环轴承内部的温度分布和变化。ANDRES 和 KERTH<sup>[4]</sup> 研究认为浮环轴承热效应影响内外层油膜间隙,进而影响浮环转速以及其内外层油膜的应力分布。张红等人<sup>[5-6]</sup> 对浮环动静态轴承静、动态特性及

\* 基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目 (2013CB760602); 陕西省工业科技攻关项目 (2015CJ0022)。

收稿日期: 2016/04/27

作者简介: 买晋拉·阿不都瓦克 (1988—), 男, 硕士研究生, 研究方向为润滑理论与摩擦学。E-mail: 1428371199@qq.com。

稳定性进行了理论计算与分析。王桂荣等<sup>[1]</sup>利用无限长和无限短轴承理论研究了浮环轴承的工作机制以及结构参数与轴承性能关系,为浮环轴承的设计提供了指导。姜世雄和徐华<sup>[2]</sup>考虑热效应的影响,建立了浮环轴承热流体力学模型,为高速浮环轴承的热力学建模和计算分析提供了一定的理论依据。

虽然前人对浮环轴承开展了一系列的理论和实验研究,然而由于商业原因,有些研究未透露浮环轴承的几何尺寸和相关细节,这些研究结果很难类比其他浮环轴承的设计。此外,在有关浮环轴承润滑特性的理论计算中,在绝热或者等温假设条件下对模型进行了简化。虽然在低速工况下,简化模型能够得到比较准确的计算结果,但是在高速和超高速工况下,简化模型计算结果和试验结果与误差较大的偏差,原因是高速运转时轴承-转子系统的热效应是不容忽视的。

本文作者在流体力学理论的基础上,建立浮环轴承的稳态热流体力学模型并进行,理论计算结果与试验结果的对比验证了模型的正确性,揭示转速随转速变化的原因与机制,为高速浮环轴承的热力学建模和计算分析提供理论依据。

## 1 基本方程

图1为浮环轴承示意图,图中 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$ 分别为轴颈半径、浮环内半径、浮环外半径和轴承半径; $H$ 为外载荷;下标 $i$ 均指内径,下标 $e$ 均指外径(下支瓦)。



图1 浮环轴承示意图

Fig.1 Schematic view of the floating ring bearing

稳态、不可压缩、层流条件下,润滑油在浮环轴承内外间隙的流动可用如下 Reynolds 方程进行描述:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{k_1}{12\mu_0} \frac{\partial p_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{k_2}{12\mu_0} \frac{\partial p_2}{\partial x_2} \right) = \frac{R_2 \omega_2 + R_3 \omega_3}{2} \frac{\partial h_1}{\partial x_1} \\ \frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{k_1}{12\mu_0} \frac{\partial p_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{k_2}{12\mu_0} \frac{\partial p_2}{\partial x_2} \right) = \frac{R_3 \omega_3}{2} \frac{\partial h_2}{\partial x_2} \quad (1)$$

式中: $\omega_1=R_1\theta$ ,  $\omega_2=R_2\theta$ ,  $\theta$ 为周向坐标; $p$ 为轴向坐标; $\mu$ 为润滑油动力粘度; $p$ 为油膜压力; $h$ 为油膜厚度。

浮环轴承热传递原理<sup>[3]</sup>如图2所示,计算当中考虑由于面摩擦引起的轴颈、浮环内腔、浮环外腔和轴承的径向位移,计算热传递时假定:内腔产生的热量一部分通过内腔润滑油的流动带走,一部分通过对流换热传递到外腔,而这部分热量和外腔自身产生的热量最终通过外腔的流动带走。



图2 热效应示意图

Fig.2 Schematic view of the thermal effect

建立考虑增压腔径向浮环轴承的热流体力学模型,计算模型的具体建立过程和各个参数的详细描述,可参阅文献[4,8],这里不再赘述。

由于程序结构比较复杂,将程序分为4部分,包括前处理、静特性求解、动特性求解和后处理。静特性和动特性的求解采用多重迭代的方法,在每一次迭代中求解一个非线性方程或修正具有非线性变化规律的参数。

采用 Newton-Raphson 算法迭代求出偏心率、偏位角、转速比以及温升,迭代收敛精度为 $1 \times 10^{-4}$ ,最终同时满足力和力矩平衡条件以及热平衡方程迭代收敛。程序的总体设计框图如图3所示,具体计算方法可参阅文献[4,8,10]。



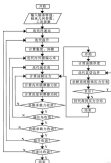


图3 计算程序流程图

Fig.3 Flow chart of calculation program

## 2 计算结果及分析

采用有限元方法求解 Reynolds 方程 (1), 采用 Reynolds 边界处理空化现象。

### 2.1 系列测试

为验证本文作者所提此理论分析模型, 将理论计算结果与试验测量数据<sup>[10]</sup>进行了对比。浮环轴承的几何参数与工况条件<sup>[10]</sup>如表1所示。

表1 浮环轴承的几何参数

Table 1 Geometrical parameters of the floating ring bearing

浮环内半径	$R_i = 3.10 \text{ mm}$
浮环外半径	$R_o = 3.2 \text{ mm}$
内圈宽度	$L_i = 6.74 \text{ mm}$
外圈宽度	$L_o = 10.2 \text{ mm}$
初始内间隙	$C_{in} = 25 \text{ }\mu\text{m}$
初始外间隙	$C_{ou} = 50 \text{ }\mu\text{m}$
转速	$n = 1000 \sim 100\,000 \text{ r/min}$
温度	$T = 33.38 \text{ }^\circ\text{C}$
油膜厚度	$T_o = 32.2 \text{ }^\circ\text{C}$
润滑油牌号	68#DIN 5152
润滑油粘度	$\mu = 0.20 \text{ kg/m}^2$
润滑油热容	$c_p = 1.880 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$
油膜导热系数	$\alpha = 2.3 \times 10^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

文献[4]中浮环转速的测量是在升温试验中测量得到的, 但本给出转速参数, 本文亦假设在每个转速条件下轴承均达到充分的热平衡, 采用稳态计算。

### 2.2 模型的验证

图4给出了模型计算结果与文献[10]实验结果的比较。可知, 环速比随转速的升高先增大后减小, 这是由于在低转速时偏心率对环速比的影响较大而在高转速时热效应对面速比的影响占主导地位<sup>[10]</sup>, 数值解与试验值总体趋势较为一致, 但最高点的位置二者存在一定偏移, 这是由于实际情况下外圈粗糙峰接触的干摩擦方便和热平衡滞后引起的, 理论值与试验值的总体趋势基本吻合, 说明数值模型基本正确。



图4 计算结果与文献[10]实验结果的对比

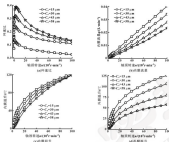
Fig.4 Comparison of predicted results with measured values by literature [10]

### 2.3 系统参数对浮环轴承润滑特性的影响

下面研究内外层油膜间隙<sup>[10]</sup>、浮环厚度<sup>[10-12]</sup>和宽度对环速比<sup>[10]</sup>、内外膜温升和内膜流量的影响规律, 并分析轴承特性参数随转速变化的规律。

#### 2.3.1 外层油膜间隙对浮环轴承润滑特性的影响

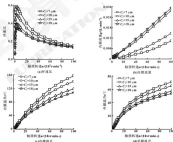
改变油膜厚度、轴径大小、浮环厚度和宽度、内层油膜间隙 $C_i$  (设定为  $15 \text{ }\mu\text{m}$ ) 不变时, 研究了外层油膜间隙 $C_o$  对轴承特性参数的影响规律, 结果如图5所示。可知, 在同一转速条件下, 环速比随着 $C_o$  的增大而增大。在 $C_o$  一定的情况下, 环速比随着转速的升高先增大后减小。在同一转速条件下, 内膜流量随着 $C_o$  的增大而减少; 在 $C_o$  一定的情况下, 随着转速的增大内膜流量增大。 $C_o$  对内外膜温升的影响比较明显, 在同一转速条件下, 内外膜温升随着 $C_o$  的增大而减小。在 $C_o$  一定的情况下, 随着转速的升高, 内外膜温升逐渐增大。例如如下: 在给定的内层油膜间隙 $C_i$  下, 外层油膜间隙 $C_o$  越大, 浮环外表面和轴承套圈之间的摩擦力和接触摩擦面积则减少, 所以环速比变大, 流量变大并带走更多的热量, 温升降低。

图5 外层油膜厚度对浮环轴承润滑特性的影响 ( $C_1 = 18 \mu\text{m}$ )Fig. 5 Effect of outer oil film thickness on the lubrication characteristics of floating ring bearing ( $C_1 = 18 \mu\text{m}$ ) (a) ring speed ratio; (b) inner film flow; (c) inner film temperature rise; (d) outer film temperature rise

## 2.1.2 内层油膜厚度对浮环轴承润滑特性的影响

其他参数不变, 外层油膜厚度  $C_2$  为  $58 \mu\text{m}$  时,

研究了内层油膜厚度  $C_1$  对轴承特性参数的影响规律, 结果如图6所示。

图6 内层油膜厚度对浮环轴承润滑特性的影响 ( $C_2 = 58 \mu\text{m}$ )Fig. 6 Effect of inner oil film thickness on the lubrication characteristics of floating ring bearing ( $C_2 = 58 \mu\text{m}$ ) (a) ring speed ratio; (b) inner film flow; (c) inner film temperature rise; (d) outer film temperature rise

可知, 在同一转速条件下, 环速比随着  $\varepsilon_1$  的增大而减少; 在  $\varepsilon_1$  一定的情况下, 环速比随着转速的升高先增大后减小。在同一转速条件下, 内膜流量随着  $\varepsilon_1$  的增大而增大; 在  $\varepsilon_1$  一定的情况下, 随着转速的增大内膜流量增大。 $\varepsilon_1$  对内外膜温升的影响比较明显。在同一转速条件下, 内外膜温升随着  $\varepsilon_1$  的增大而减少; 在  $\varepsilon_1$  一定的情况下, 随着转速的升高, 内外膜温升逐渐增大。原因如下: 在已给定的外层油膜厚度  $\delta_1$  条件下, 内层油膜厚度  $\varepsilon_1$  变大, 内部油膜的启动力矩变小, 所以环速比变小, 但流量增大, 温升下降。

### 2.1.3 浮环厚度对浮环轴承润滑特性的影响

其他参数不变, 给定不同的浮环厚度  $\delta_1$ , 即在已

给定的浮环内直径  $d_1$  下, 增大浮环外径  $d_2$ , 研究了浮环厚度  $\delta_1$  对轴承特性参数的影响规律, 结果如图 7 所示。可知, 在同一转速条件下, 环速比随着  $\delta_1$  的增大而减少; 在  $\delta_1$  一定的情况下, 环速比随着转速的升高先增大后减小。在同一转速条件下, 内膜流量随着  $\delta_1$  的增大而增大; 在  $\delta_1$  一定的情况下, 随着转速的增大内膜流量增大。 $\delta_1$  对内外膜温升的影响并不大。原因如下: 浮环厚度  $\delta_1$  变大, 浮环外表面和轴承道或者浮环内表面和转轴接触的可能性就越大, 接触摩擦侧增多, 环速比下降, 但浮环厚度对内外膜温升影响不是很明显。

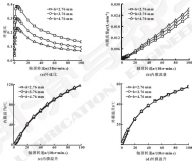


图 7 浮环厚度对浮环轴承润滑特性的影响

Fig. 7 Effect of ring thickness on the lubrication characteristics of floating ring bearing (—) ring speed ratio; (---) inner film flow; (·····) inner film temperature rise; (·····) outer film temperature rise

### 2.1.4 浮环宽度对浮环轴承润滑特性的影响

其他参数不变时, 研究了已给定的浮环内接触表面宽度  $\delta_1$  ( $\delta_1 = 6.74 \text{ mm}$ ) 下, 轴承特性参数随着浮环外接触表面宽度  $\delta_2$  的变化规律, 结果如图 8 所示。可知, 在同一转速下, 环速比随着  $\delta_2$  的变大而增大; 在  $\delta_2$  一定的情况下, 环速比随着转速的升高先增大后减小。在同一转速条件下, 内膜流量随着  $\delta_2$  的增

大而减少; 在  $\delta_2$  一定的情况下, 随着转速的升高, 内膜流量逐渐增大。 $\delta_2$  对内外膜温升的影响比较明显。在同一转速条件下, 内外膜温升随着  $\delta_2$  的增大而增大; 在  $\delta_2$  一定的情况下, 随着转速的升高, 内外膜温升逐渐增大。原因如下: 在已给定的浮环内接触表面宽度  $\delta_1$  下, 浮环外接触表面宽度  $\delta_2$  变大, 外膜的接触摩擦变大, 导致环速比下降, 温升变大。

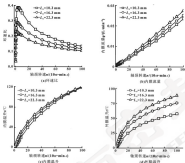


图8 浮环宽度对浮环油膜润滑特性的影响 ( $L_r=0.75\text{ mm}$ )

Fig.8 Effect of ring width on the lubrication characteristics of floating ring bearing ( $L_r=0.75\text{ mm}$ ): (a) ring speed ratio; (b) inlet film flow; (c) inlet film temperature rise; (d) outlet film temperature rise

## 3 结论

(1) 在充分考虑热效应影响的基础上,建立两轮增压器轴向浮环轴承的热流体动力润滑模型,并进行的高精度和理论分析,仿真得到的环速比在全工况范围内与试验结果比较吻合,说明数值模型基本正确。

(2) 内层油膜间隙一定时,外层油膜间隙变大,浮环外表面和轴承座之间的摩擦力和接触摩擦副数减少,因此环速比变大,流量变大,带走更多的热量,温升降低。

(3) 外层油膜间隙一定时,内层油膜间隙变大,内层油膜的启动力矩变小,因此环速比变小,但流量增大,温升下降。

(4) 在已给定的浮环内直径下,浮环外直径越大,即浮环厚度变大,浮环外表面和轴承座或者浮环内表面和轴颈接触的概率就越大,接触摩擦副数增多,环速比下降,但浮环厚度对内层膜温升几乎没有影响。

(5) 浮环内接触表面宽度一定时,浮环外接触表面宽度越大,外圈的接触摩擦力变大,导致环速比下降,温升变大。

## 参考文献

- [1] LI C H, RICHMOND S M. On the steady state and dynamic performance characteristics of floating ring bearings[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1981, 104(3): 389-395.
- [2] THOMPSON H J, LI D F. High-speed floating ring bearing, test and analysis[J]. Technology Transactions, 1984, 77(1): 75-81.
- [3] CLARK D W, PAUL C, RICHMOND S M, et al. A steady-state model of floating ring bearing, including thermal effects[J]. Journal of Tribology, 1982, 104: 141-149.
- [4] ANDREU L, ARISTO J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers[J]. Journal of Engineering Technology, 2004, 218: 177-189.
- [5] 郭红, 李文明, 毕少强. 单级轴向浮环动密封稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 32(17): 17-21.  
GUO H, LI W, BI S Q, et al. Stability of journal floating ring hybrid bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 32(17): 17-21.
- [6] CHEN H, LAI X M, WU X L, et al. Performance of flat capillary compensated short/shallow grooves hydrostatic/hydrodynamic journal thrust bearing ring bearing[J]. Technology Transactions, 2009, 92(2): 200-212.

## 水润滑轴承橡胶合金材料磨损性能试验研究<sup>\*</sup>

万阳 周忆 肖彬 熊单 刘淼 王恩

(重庆大学机械工程学院 重庆 400040)

**摘要:**采用典型水润滑橡胶合金轴承的橡胶材料与不锈钢轴材料进行配副摩擦试验。试验在 0.1 m/s 和 1 m/s 的转速和 27.6 kPa 和 100 kPa 的区以及干摩擦以及海水、模拟海沙水、模拟海水润滑条件下进行,利用扫描电子显微镜观察分析橡胶材料表面磨损形貌,研究橡胶材料的在不同润滑条件下的磨损情况。结果表明:在不同润滑下,该橡胶合金材料具有较好的耐磨性、耐冲击性能好;橡胶材料在不同的润滑条件下的摩擦磨损情况存在较大差异,该橡胶合金材料在海水中的抗磨损性能最好,在海水中的抗磨损性能较差。

**关键词:**水润滑橡胶合金轴承;橡胶材料;摩擦磨损

**中图分类号:** TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0690(2017)03-0008-08

## Experimental Study on Wear Performance of Water Lubricated Alloy Bearing Rubber Material

WAN Yang ZHOU Yi XIAO Bin XIONG Dan LIU Miao WANG En

(School of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400040, China)

**Abstract:** The friction and wear experiment was carried out with the rubber material of a water lubricated alloy bearing and the stainless steel journal material as friction pairs. The rubber alloy material sample are tested in four kinds of lubricating conditions, the dry friction, pure water, sea water and sand water lubrication and at the speed of 0.1 m/s and 1 m/s, the pressure of 27.6 kPa and 100 kPa. SEM was applied to observed the surface topography of the rubber alloy material, and the wear performance of the rubber alloy material in different lubricating mediums was investigated. Results indicate that the rubber alloy material has a better wear rate and a good antiswear performance at different load, there is a big difference of friction and wear conditions of the rubber alloy material in different lubricating mediums. The rubber alloy material has the best friction and wear performance in the sea water medium, and the worst performance in the pure water.

**Keywords:** water lubricated alloy bearing; rubber alloy material; friction and wear

水润滑橡胶合金轴承由于采用水作为润滑剂以及橡胶合金材料特殊物理化学性质,具有环境友好和较好的耐磨特性,成为最适宜的水下轴承之一。但是水润滑橡胶合金轴承在各种恶劣工况下,由于润滑不良会导致轴承的橡胶合金轴瓦衬里出现不同程度的磨损,从而严重影响水润滑合金轴承的工作性能,降低其使用寿命。因此对水润滑合金轴承的橡胶合金轴瓦衬里的摩擦磨损性能研究显得十分必要。

目前,国内大多数学者对水润滑橡胶合金轴承的振动噪声机制以及耐磨特性进行了大量的实验和理论

研究。周广武等<sup>[1]</sup>对多药德水润滑橡胶合金轴承耐磨特性进行了研究,结果表明药德中径越大,承载能力越小,摩擦因数越大;过流面积越大,承载能力越小。王磊等人<sup>[2]</sup>对水润滑轴承摩擦噪声特性进行了分析和试验研究,研究表明转速与轴承载荷是影响水润滑轴承摩擦噪声的重要因素。王伏强等<sup>[3]</sup>利用 W814-3 型数显式高速环境摩擦测试实验机对水润滑轴承进行干摩擦和边界润滑状态下的摩擦性能研究,发现在润滑不良的情况下,摩擦因数随载荷和转速的变化并不明显,但相对而言,转速的影响仍然大于载荷。

WANG 等<sup>[4]</sup>对超高分子量聚乙烯橡胶材料的耐磨性能进行了试验研究,结果表明,该材料在海水中和 G5-45 配副的摩擦因数仅为 0.128,与 Ni-P 合金涂层配副的摩擦因数仅为 0.008。目前,针对水润滑合金轴承轴瓦衬里采用的橡胶合金材料的摩擦性能的研究还比较少。橡胶合金材料的摩擦性能直接影响水润滑橡胶合金轴承的工作性能以及使用寿命。本

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51275421)。

收稿日期: 2016-03-28

作者简介: 万阳 (1982—), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦磨损以及计算流体力学。E-mail: yangwan2014@163.com

通信作者: 周忆 (1987—), 女, 硕士, 教授, 主要研究方向为机电系统设计及故障诊断与控制。E-mail: zhouyi@cqu.edu.cn

文作者在结合工程实际情况的基础上,设计了一组水润滑橡胶合金轴承材料性能实验,对水润滑橡胶合金材料的摩擦学性能及其磨擦机制进行了分析研究。

## 1 试验部分

### 1.1 试验试样与润滑介质

试验试样采用实际的 WTC 型水润滑橡胶合金轴承,该水润滑轴承由橡胶合金衬套和轴承外环组成;水润滑橡胶合金衬套通过模压硫化粘结在轴承外环的内圆面。用放电火花机将轴承衬套制取若干  $25\text{ mm} \times 6\text{ mm} \times 6\text{ mm}$  的小型块状试样,如图 1 所示为试样实物图。与之进行配对实验的主轴是直径为  $40\text{ mm}$  的不锈钢(牌号为 66Cu73Ni2Mn2)。

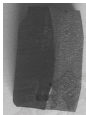


图 1 WTC 型水润滑橡胶合金轴承试样

Fig. 1 The sample of WTC water lubricated alloy bearing

润滑条件包括纯水润滑、模拟海水润滑、模拟海砂水润滑和干摩擦。依照 ASTM 1144-98 标准,采用质量分数 3.2% 的氯化钠溶液模拟海水润滑介质。为研究 WTC 型橡胶合金材料的磨损和磨擦性能,在模拟海水中掺杂 0.2% 的沙子制备了模拟海砂水润滑介质。纯水为商用蒸馏水。

### 1.2 试验设备与试验条件

采用 MPV-200 摩擦磨擦试验机考察水润滑合金轴承橡胶材料的摩擦磨擦性能。所有试验均在室温状态下进行,润滑条件为干摩擦和水润滑。水润滑采用水喷嘴通过橡胶管直接对摩擦部分进行润滑。试验示意图如图 2 所示。



图 2 摩擦磨擦试验示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the test experiment

试验前,先用乙醇溶液对试样进行清洗处理,然后在纯水、模拟海砂水、模拟海水润滑以及干摩擦条件下,进行 2 h 的试验。试验后,采用扫描电镜显微镜 (TESCAN VEGA HSCM) 观察试样磨擦表面形貌,并对磨擦后的典型试样进行能谱分析 (EDS)。采用 Labview 分别编写了加载系统的运动控制程序和数据采集处理程序,实验过程中由计算机控制加载力的大小并自动记录摩擦因数。

试验条件:主轴承转速分别为  $0.1$  和  $1\text{ m/s}$ ,加载力分别为  $25$  和  $40\text{ N}$ ,即压强为  $27.4$  和  $100\text{ kPa}$ 。

橡胶材料的磨擦率由以下公式计算:

$$E = \Delta m / (\rho F_t \cdot L)$$

式中:  $\Delta m$  表示按摩擦磨擦试验后试样的质量损失(由 FA2004 电子天平称量,精度为  $0.1\text{ mg}$ );  $\rho$  是橡胶材料的密度 ( $\text{g/cm}^3$ );  $F_t$  是加载力的大小 ( $\text{N}$ );  $L$  表示磨程 ( $\text{m}$ )。

## 2 试验结果与讨论

### 2.1 载荷和转速对橡胶材料磨擦磨擦性能的影响

图 3 给出了试验样品在在不同的润滑条件下的磨擦率。结果显示,在 4 种不同的润滑条件下,试样都发生了不同程度的磨擦。当转速为  $0.1\text{ m/s}$  时,磨程为  $720\text{ m}$ ;转速为  $1\text{ m/s}$  时,磨程为  $7200\text{ m}$ 。相同载荷下,由图 3 可知,在纯水、海水、海砂水润滑和干摩擦条件下,橡胶合金材料试样在磨程为  $7200\text{ m}$  时的磨擦率较之磨程为  $720\text{ m}$  时的磨擦率反而下降了一个量级。这说明,在磨擦较小时,在对应的初始阶段,试样都发生了快速磨擦,当对磨进入磨擦后期阶段时,磨擦率迅速降低,磨擦进入稳定期,磨程为  $7200\text{ m}$  时,橡胶合金材料在 4 种润滑条件下的磨擦率均保持在  $10^{-4}$  量级以下。不同载荷下,对比分析 4 种不同润滑条件的磨擦率可以看出,试样在载荷为

100 kPa 时的磨损率均小于载荷为 22.6 kPa 时的磨损率。这是由于载荷增大, 初期磨损越快, 对磨块越早地进入磨损稳定期。所以在磨程为 7 200 m 时, 对磨已经进入磨损稳定期, 载荷越大磨损率越小。载荷为 22.6 kPa 时, 比较 4 种不同润滑条件下的磨损率可以

看出, 当磨程为 720 m 时, 橡胶合金材料试样在海水润滑条件下的磨损率最大。在干摩擦润滑条件下的磨损率次之, 在纯水润滑条件下的磨损率最小。相同磨程下, 磨损率越大说明对磨初期阶段越长, 对磨越早地进入稳定期, 磨损越慢, 稳定后的摩擦因数越小。

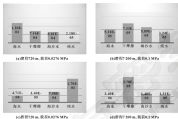


图 3 不同润滑介质和 L 下的试样的磨损率 (mm³/(N·m))

Fig. 3 The specific wear rates of the samples in different lubrication mediums (mm³/(N·m))

表 1 给出了实验 2 k 记录时的载荷为 22.6 MPa 时 4 种不同润滑介质下磨程为 720 m 时的平均摩擦因数, 与从磨损率角度判断的摩擦因数大小一致。

表 1 载荷为 22.6 MPa 时不同润滑条件下的平均摩擦因数 (磨程为 720 m)

Table 1 The average friction coefficient of the samples under different lubrication mediums at the sliding distance of 720 m and the load of 22.6 MPa

润滑条件	海盐	干摩擦	纯净水	纯水
平均摩擦因数	0.291 6	0.202 3	0.239 2	0.291 3

不同磨程下磨损率大小的变化, 反映了在不同磨损阶段, 不同的磨损机理起主导作用。观察橡胶合金材料表面形貌, 宏观上看, 摩擦副表面十分粗糙, 存在众多沟槽和突起。在外载荷的作用下, 真实接触面积不断发生变化, 单位接触点上的载荷也相应变化。接触区域处于弹-塑性变形状态<sup>[24]</sup>, 接触点可能发生黏着现象。黏着的形成和破坏的交替变化造成了初始

阶段橡胶合金材料的迅速磨削 (跑合磨削), 随着材料磨削的加剧, 表面凹凸逐渐被磨平, 真实接触面积变化减缓, 接触点单位载荷减小, 磨削逐渐进入稳定期。图 4 给出了磨削试验 2 k 后的橡胶合金材料试样。



图 4 磨削试验 2 k 后的试样

Fig. 4 The sample after wear testing for 2 k

图 5 是试验 2 k 后橡胶合金材料的能谱分析图。可知, 磨削后的橡胶合金材料中含有氧化物, 这是由于摩擦生热, 在橡胶合金材料的表面产生了氧化膜。

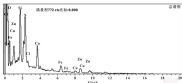


图3 试验2 h后橡胶材料表面的能谱分析

Fig.3 The EDS of the sample after testing of 2 h

相比当量国内外橡胶材料的磨擦率, 该橡胶合金材料具有较好的耐磨性能。表2为当量几种橡胶材料在水润滑下的磨擦率<sup>[1]</sup>。

表2 不同磨擦下3种橡胶材料水润滑下的磨擦率

P/MPa	磨擦率 $\Delta V/(10^{-3} \text{ mm}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1})$		
	NBR70/30	EPDM60/40	PC/ABS
0.05	42.3	19.2	6.7
0.1	38	2.4	3.7
0.2	15.4	2.3	3.3
0.3	11.6	2.6	2.8
0.4	10	1.8	1.8
0.5	11.7	1.2	1.7

### 1.2 磨擦表面形貌及磨擦机制分析

图4示出了载荷为27.6 kPa、磨程为720 m(转速为0.1 m/s)时不同润滑条件下橡胶材料磨擦表面形貌。可以看出, 润滑介质为海水时, 橡胶合金材料表面较为光滑。表明橡胶合金材料已经被磨擦得比较充分; 而在干摩擦时, 橡胶合金材料表面出现鳞片状脱落现象, 表明此时橡胶合金材料主要是弹性变形和疲劳磨擦; 当润滑介质为海水时, 橡胶合金材料表面出现沟槽和凸起, 表明在磨擦过程中出现的是磨擦磨擦和疲劳磨擦; 在纯水中进行实验后, 橡胶合金材料表面出现孔洞和裂纹, 表明其在纯水中是基岩磨擦。

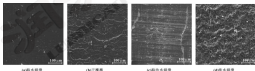


图4 载荷为27.6 kPa、磨程为720 m时不同润滑条件下橡胶材料表面形貌

Fig.4 SEM of the main surfaces of the rubber material under different lubrication conditions at the sliding distance of 720 m and the load of 27.6 kPa

图5示出了载荷为27.6 kPa、磨程为7260 m(转速为1 m/s)时不同润滑条件下橡胶材料的表面形貌。相比磨程为720 m时的表面形貌(图4), 可以看出, 磨程为7260 m时的橡胶表面形貌更平滑,

这是因为经过初期的磨合磨擦阶段后, 橡胶合金材料进入了稳定磨擦阶段, 磨擦率迅速降低, 表面突起逐渐被磨平。



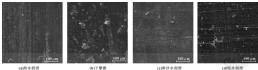


图7 载荷为 22.8 kPa、速率为 7 200 r/min 时不同润滑条件下橡胶材料表面形貌

Fig.7 SEM of the wear surfaces of the rubber material under different lubrication conditions at the sliding distance of 7 200 m and the load of 22.8 kPa

### 3 结论

(1) 在不同载荷下, RTG 橡胶合金材料具有较低的磨损率, 仅为  $10^{-6}$  量级; 该轴承橡胶合金材料在海水等工况中具有较为优良的耐磨性。

(2) 不同的润滑条件对 RTG 橡胶合金材料的磨损和润滑情况有较大影响。该轴承橡胶合金材料在海水中的耐磨性能最好, 在纯水中的耐磨性能较差。

(3) 随着磨程的变化, 橡胶合金材料表面的磨蚀机制有所不同, 表现为橡胶合金材料的不同磨蚀阶段。

#### 参考文献

- [1] 周广武, 王守华, 王高江, 等. 水润滑橡胶轴承合金轴衬磨损特性研究[J]. 摩擦学学报, 2003, 23(4): 450-457.
- [2] ZHOU G W, WANG J X, WANG Z J, et al. Analysis of multi-passes water lubricated rubber alloy bearing considering the elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology, 2003, 23(4): 450-457.
- [3] 王磊, 俞振, 刘义军. 水润滑橡胶轴承轴衬磨损特性分析及试验研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2011(2): 491-494.
- [4] WANG L, YU Q, LIU Y J. Changepoint analysis and experimental study on friction/damage state in water-lubricated rubber bearings[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2011(2): 491-494.
- [5] 王佐强, 王龙, 黄国习, 等. 水润滑橡胶轴承磨损实验研究

[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2): 156-160.

- [6] WANG Y Q, WANG L, HUANG H X, et al. Tribology experimental research of the water-lubricated rubber bearings[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2006, 37(2): 156-160.
- [7] WANG J X, TAN F Y, MAE Q J. Friction and wear behavior of ultra-high-molecular weight polyethylene sliding against GCr15 steel and Ethylene/Al-P alloy coating under the lubrication of seawater[J]. Wear, 2009, 265: 83-95.
- [8] 李忠厚, 张兆海, 杜万福, 等. 280Cr2Ni2V 轴承表面化学涂层耐磨性能研究[J]. 兵器材料科学与工程, 2004, 27(4): 19-22.
- [9] LI Z H, ZHANG Y M, ZHOU X J, et al. Study on friction and wear characteristics of hardened layer on 280Cr2Ni2V substrate[J]. Defense Material Science and Engineering, 2004, 27(4): 19-22.
- [10] 周诗林, 周平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002: 284-318.
- [11] 廖明义, 李波, 周树彪, 等. 水润滑橡胶轴承的制备及摩擦磨损性能研究[J]. 润滑与密封, 2014, 37(2): 18-21.
- [12] LIU M Y, XIE B, LI Q B, et al. Preparation and friction and wear properties of water-lubricated rubber bearings[J]. Lubrication Engineering, 2014, 37(2): 18-21.
- [13] WANG L F, CHAN K Y, ZHANG C A. Friction and wear behavior of carbon-based multilayer coatings sliding against different rubbers in water environment[J]. Tribology International, 2015, 84: 667-72.

#### (上接第 33 页)

- [14] BLANKE S, KUNENRE C A. Numerical analysis of the pressure surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal[J]. Process Engineering, 2012, 36(7): 915-926.
- [15] BLANKE S, TAMBORICLI J E, LAPPE P A. Heat transfer and thermal deformations in non-contacting face seals[J]. Journal of Thermal Science & Technology, 2010, 9(2): 1-8.

- [16] BLANKE S, LAPPE P A, TAMBORICLI J E. Parametric analysis of heat transfer in non-contacting face seals[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2013, 57(1): 22-31.
- [17] BLANKE S. The two-dimensional thermohydrodynamic analysis of a lubrication in non-contacting face seals[J]. Journal of Thermal Science & Technology, 2009, 33(1): 1-8.

## 拉应力作用下冲蚀速度对 35CrMo 钢冲蚀磨损行为的影响<sup>\*</sup>

张爱波<sup>1</sup> 樊建春<sup>1</sup> 耿亚楠<sup>1</sup> 刘书杰<sup>2</sup> 王虹富<sup>2</sup> 何英明<sup>2</sup>

(1. 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院 北京 102249; 2. 中海油研究总院 北京 100028)

**摘要:**研究拉应力作用下冲蚀速度对 35CrMo 钢冲蚀磨损行为的影响。采用自制的喷射型冲蚀磨损试验仪,模拟管汇承受 105 MPa 应力,在 30° 冲蚀角度下,用喷射液对试块进行冲蚀试验,研究喷射液冲蚀速度对冲蚀磨损的影响,并使用扫描电子显微镜(SEM)对试验后试样表面形貌进行分析。试验结果表明,在拉应力 105 MPa 和冲蚀角度 30° 下,在喷射液流量一定的情况下,随着冲蚀速度的增加,35CrMo 钢的冲蚀磨损量呈指数式增加,冲蚀深度随着冲蚀速度的增加而增大;不同冲蚀速度下 35CrMo 钢冲蚀磨损机制相同,主要为切削磨损。

**关键词:** 35CrMo; 冲蚀速度; 冲蚀磨损; 冲蚀深度

**中图分类号:** TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0002(2017)03-0027-04

## Effect of Impacting Velocity on Erosion Wear Resistance of 35CrMo under Stress

ZHANG Aibo<sup>1</sup> FAN Jianchun<sup>1</sup> GENG Yanan<sup>1</sup> LIU Shujie<sup>2</sup> WANG Hongfu<sup>2</sup> HE Yingming<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing), Beijing 102249, China; 2. China National Offshore Oil Corporation Research Center, Beijing 100028, China)

**Abstract:** The effect of impacting velocity on erosion wear resistance of 35CrMo steel under stress was studied. Under the simulated condition of pipe manifold under 105 MPa stress, a self-made jet erosion wear experimental device was used for erosion test of 35CrMo steel samples with jet fluid carried sands at the erosion angle of 30°. The effect of impacting velocity of the jet fluid carried sands on erosion wear was studied, and the scanning electron microscope (SEM) was used to analyze surface condition of samples after experiments. The results show that, with the increasing of impact velocity with the constant flow under 105 MPa stress and erosion angle of 30°, the erosion rate 35CrMo steel is increased exponentially. The erosion depth is increased as impact velocity increases. The impact wear mechanism of 35CrMo at 30° is the same under different impact velocity, mainly for cutting wear.

**Keywords:** 35CrMo; impact velocity; erosion wear; erosion depth

含有大量固体颗粒的气体冲击或冲刷金属材料表面造成冲蚀磨损是工业生产中较多机械设备、零部件破坏的重要原因之一<sup>[1-4]</sup>。在油气生产过程中,装置或设备受到携带颗粒粉尘流体的冲刷作用而发生失效的事故对油气的安全生产有着重要的影响。如在油田公司厂内使用的各类管汇中,极易发生冲蚀磨损故障,极大地影响了生产安全,不但给油田带来了经济损失,而且还会带来人员伤亡、环境破坏等损失。35CrMo 钢是油气生产中常用的金属材料,研究其冲

蚀磨损性能对保证油气生产安全进行具有重要意义。

管汇在使用中内壁承受较高的内压作用,一方面,高应力对材料的冲蚀磨损结果产生影响,另一方面,在承受应力的状态下,流体的不断冲刷作用会导致冲蚀缺陷区域产生更大的应力集中,加速材料表面流失。目前,材料冲蚀的研究方法主要有数值模拟和试验研究 2 种<sup>[5]</sup>。张维信等<sup>[6]</sup>采用自制的喷射式冲蚀装置研究了 42CrMo 钢和 45 钢的冲蚀速率随冲蚀速度和含砂量的变化规律,但对冲蚀速度影响的研究采取了相同冲蚀时间研究冲蚀性能。董瑞等人<sup>[7]</sup>模拟压裂工况,研究液体入射角和入射流速对 35CrMo 钢冲蚀速率的影响,但是并未考虑管汇承受的内压作用。

目前,对应力与流体冲蚀的耦合作用的研究较少,对 35CrMo 钢承受内压冲蚀磨损性能方面的公开文献较少。本文作者用自制的冲蚀磨损试验装置,研

\* 基金项目: 中海油有限公司综合科研项目 (TSKY-2015-27, 09)。

通信日期: 2016-04-26

作者简介: 张爱波(1980—),男,硕士研究生,研究方向为油气生产安全失效分析与复杂性管理。E-mail: zhangap@163.com

充将砂液一定时,施加 105 MPa 拉力为作用下冲蚀速度对 35CoMo 钢的冲蚀磨蚀性能的影响。

## 1 试验部分

### 1.1 试验装置及原理

试验采用自制的喷射型冲蚀磨蚀试验机,图 1 为冲蚀磨蚀试验机原理图。

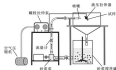


图 1 喷射型冲蚀磨蚀试验机原理图

Fig. 1 Principle diagram of eroder wear testing system

试验机工作原理为:利用流态砂泵将砂液通过支撑架,使其在重锤内的均匀分布,砂泵泵将搅拌均匀的固液混合物从砂泵搅拌罐中抽出,通过输送管将混合物输送至喷嘴处,将砂液喷射到试样表面,从而对试

样造成冲蚀磨蚀,原料由管道回流至砂泵搅拌罐中循环使用。

### 1.2 试验材料

#### 1.2.1 试样制备

冲蚀磨蚀试样选用 35CoMo 钢,试样加工成如图 2 所示形状和尺寸,材料的机械性能如表 1 所示。为了保证试验的精度,试验之前用内圆磨对试样表面进行,去除表面杂质和油污,为保证试验精度,用 AL204 型电子天平对试验前后的试样进行称量,为减少试验误差,每个试样称量 3 次,取算术平均值。

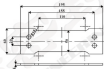


图 2 冲蚀磨蚀试样的几何尺寸图 (mm)

Fig. 2 The physical dimension of the eroder wear specimen (mm)

表 1 35CoMo 材料的机械性能

Table 1 Mechanical property of 35CoMo

屈服强度 $\sigma_s$ /MPa	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	弹性模量 $E$ /GPa	伸长率 $\delta_5$	伸长率 $A_5$ /%	断面收缩率 $\psi$ /%
420	690	206	0.3	12	45

#### 1.2.2 试验参数

试验参数:试样拉伸应力为 105 MPa;冲击角度为 30°;为方便试验,冲蚀速度分别为 15、18、21、24、27、30 m/s;流过喷嘴处的两砂液体积  $Q = \alpha S_{\text{喷}} v$ ,其中, $\alpha$ 为两砂液速度, $v$ 为冲蚀时间, $S_{\text{喷}}$ 为喷嘴横截面积,每次试验采用相同的喷嘴,故  $S_{\text{喷}}$ 相等。试验时保证两砂液流量一定,根据不同冲蚀速度设计冲蚀时间分别为 120、100、86、75、67、60 min。

两砂液混合液采用清水加砂,砂粒为 20~40 目陶粒。两砂液中水砂体积比为 14%。为保证试验条件的稳定性,每次试验后都要更换新砂。

### 1.3 试验步骤

- (1) 安装试样,调整到试验冲击角度 30°;
- (2) 调整砂泵电机的转速及螺栓拉伸率,对

试样施加拉伸应力 105 MPa,根据试验参数,依次调整砂泵转速;

(3) 冲蚀结束后,取下试样,用清水清洗表面砂粒,用内圆磨进行表面抛光,称量,计算冲蚀磨蚀失重量;

(4) 称量完毕后,对冲蚀试样进行冲蚀表面形貌扫描;利用电子显微镜 (SEM) 对冲蚀表面的微观形貌进行观察和分析。

### 1.4 测量与评价方法

为了反映 35CoMo 的冲蚀磨蚀状况,采用失重量法表征材料的磨蚀性能。

通过环境冲蚀材料试验前后的质量称量,计算前后失重量 ( $\Delta m$ ) 或计算被冲蚀材料的冲蚀速率评价被冲蚀材料的冲蚀磨蚀状况<sup>[7]</sup>。由于试验中两砂液流量一定,故采用冲蚀失重量来表征 35CoMo 的磨蚀性能。

## 2 试验结果及分析

### 2.1 冲击速度与冲蚀质量

图 2 给出了为 105 MPa 拉伸应力下冲击速度对 35CrMo 钢的冲蚀磨质量的影响。从图 2 (a) 中可以看出, 35CrMo 钢冲蚀磨质量随冲击速度的增大而呈现指数关系的增长。

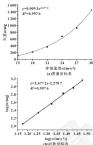


图 2 拉伸应力为 105 MPa 下冲击速度对冲蚀磨质量的影响

Fig. 2 Effect of impact velocity on residual mass rates under the stress of 105 MPa (a) ordinary coordinate system (b) logarithmic coordinate system

从理论上讲, 单个颗粒对材料的冲蚀磨质量与速度的关系应为平方关系, 然而在试验中, 冲蚀介质中的磨粒数很多, 当速度增加时, 冲蚀介质中的磨粒速度增加的同时, 回流速度增大还会使单位时间内冲击 35CrMo 钢表面的磨粒数增加, 进而造成材料表面磨粒增大, 因此材料的冲蚀磨质量与速度关系指数要增大<sup>[2]</sup>。通过拟合  $y = 0.0001x^{3.4771}$ , 拟合相关系数  $R^2 = 0.9976$ , 接近于 1, 说明拟合曲线基本符合实际材料的冲蚀磨质量规律。

由图 2 (b) 可知, 在对数坐标系中, 冲蚀率与冲击速度近似为直线关系, 直线的斜率即为速度指数  $n$ 。速度指数  $n$  值的大小与材料的性能有关, 速度指数的大小反映了 35CrMo 钢在试验设置冲蚀条件下, 冲蚀率对冲击速度的敏感程度, 速度指数值越大, 35CrMo 钢的冲蚀率随磨粒冲击速度的增加而升高得越快。反之亦然<sup>[2]</sup>。对于 35CrMo 钢在冲击角度为

30°时速度指数为 3.4771, 对于塑性材料速度指数  $n$  的值一般在 2~3 之间, 而对于脆性材料  $n$  的值能达到 4~6<sup>[2]</sup>。说明 35CrMo 钢在 20~40 度角的高速冲击下对冲击速度的敏感程度要比一般塑性材料要大。

### 2.2 冲击速度与冲蚀深度

图 4 给出了 105 MPa 拉伸应力下冲击速度变化引起的冲蚀坑深度的变化曲线, 可以看出, 在冲蚀角度均为 30°的情况下, 冲蚀坑的长度随冲击速度增大而增大, 深度随着速度的增大而增加, 在冲击速度为 15 m/s 时冲蚀坑最深, 在冲击速度为 30 m/s 时冲蚀坑的长度最长, 深度最深。



图 4 拉伸应力为 105 MPa 下冲蚀深度随冲击速度变化曲线

Fig. 4 Variation of erosion depth with impact velocity under the stress of 105 MPa

冲蚀试验在 30°冲蚀角的条件下, 冲蚀粒子以一定的速度撞击试样表面, 撞击的瞬间, 冲蚀粒子的速度会分解为 2 个分量, 如图 5 所示, 一个是垂直于试样表面的法向速度  $v_n$ , 一个是平行于试样表面的切向速度  $v_{\tau}$ 。磨粒有如刀具对材料的切削运动, 磨粒会对试样产生切削作用, 后者对试样表面产生垂直冲击作用, 在表面形成深浅不一的凹坑。冲蚀介质冲刷到试样表面后, 流落方向会发生改变, 冲蚀磨粒会向四周散开, 而散开方向运动的磨粒较多切削能力较弱, 当速度增大时, 冲蚀粒子在与试样表面碰撞后, 切向速度变大, 在材料表面留下较长的切削痕迹, 造成冲蚀坑的长度增加; 由于速度的增大, 冲击粒子的动能变大, 法向速度增加, 冲击粒子对试样冲击作用不断重复进行, 材料的深度也就相应加深。



图 5 冲蚀粒子速度分解

Fig. 5 The resolution of velocity of erosion particle

### 2.3 扫描电镜

图6为不同速度时,冲蚀坑中心离击点处的扫描电镜图像。通过对比不同冲蚀速度下冲蚀试样的扫描电镜图像,可以看出,冲蚀坑表面电镜图像趋向一致,说明在不同的冲蚀速度下,35CoMo-铜材料的冲蚀磨损机制应属相同。从图6可以看出,前者流弹流向(图6(a)中箭头方向),冲蚀坑表面布满犁沟,并在犁沟的两侧形成大量的金属碎片,并在犁沟的终

端附着有摩擦颗粒物的存在,这属于典型的切屑内磨。这是由于陶瓷硬度较大,可磨蚀塑性粒子,在30°冲击角度下,以足够的动能磨去试样表面,在试样表面切削作用的结果,此时,35CoMo-铜的磨损机制主要为切屑磨蚀,与 FINNIE 和 MC FADENEN<sup>[10]</sup>提出的微切削理论模型相符合。犁沟的长度随冲击速度增大而变长,厚度随冲击速度的增大而加深,说明速度增加,35CoMo-铜材料的抗冲蚀能力减弱。

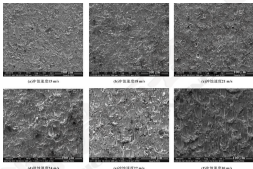


图6 不同冲蚀速度下冲蚀坑表面形貌

Fig.6 Surface morphology at interested regions under different impact velocity

### 3 结论

(1) 在拉伸应力 165 MPa 和冲击角度 30°下,35CoMo-铜的冲蚀磨损量与冲击速度呈指数关系,随着冲击速度的增大,冲蚀磨损量显著增加。在高速陶瓷冲击条件下,材料更容易出现冲蚀磨损。

(2) 冲击角度为 30°时,冲蚀坑的深度随着冲击速度的增大而增加。冲蚀磨损机制主要为切屑磨蚀。

(3) 冲蚀介质的速度对材料的冲蚀磨损有重要的影响,应在保证作业效率的前提下,适当控制单位时间内的摩擦量,以减少对管件的冲蚀破坏。

#### 参考文献

[1] 陈永立,黄正泰,吴国军.车角处耐磨增强铝合金复合涂层

冲蚀磨损的试验研究[J].复合材料学报,2009,26(1):16-21.

HUNY L, XIEH J C, CHAN C J. et al. Experimental study of erosion wear resistance of ceramic particles reinforced nickel alloy composite coatings[J]. Acta Materialia Composita Sinica, 2009, 26(1): 16-21.

[2] 陈刚,张九洲.铜基离子冲蚀磨损研究进展[J].材料科学与工程学报,2009,21(2):307-312.

DEVEC I, ZHANG J T. Developments of research on the solid particle erosion of materials[J]. Journal of Materials Science & Engineering, 2009, 21(2):307-312.

(下转第51页)

## 制动力对制动尖叫噪声及磨损特性的影响<sup>\*</sup>

李健惠 莫雄良 王东伟 朱章杨 孟小红 陈光雄

(西南交通大学摩擦学研究组 四川成都 610031)

**摘要:** 在自行研制的新型摩擦制动噪声试验台上,采用磨削制动盘和制盘基体合金钢设计件为摩擦副,研究制动力对制动尖叫噪声特性和界面磨损特征的影响。结果表明,随着制动力的增大,摩擦系统不稳定振动加强,系统产生高强度制动尖叫噪声的倾向增强;制动力的增大导致界面界面磨损更加严重,显著磨痕和剥落、犁削、磨粒摩擦等“不平衡”因素对接触界面产生连续磨削并加剧系统的不稳定振动,进一步诱导高强度制动尖叫噪声的产生。

**关键词:** 制动力; 尖叫噪声; 摩擦振动; 磨损

**中图分类号:** U464.212; TH133.1; TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017)03-0005-05

## Effect of Braking Force on the Characteristics of Brake Squeal and Wear

LI Jianhui MO Xiongliang WANG Dongwei ZHU Zhangyang GE Xiaohong CHEN Guangxiong

(Tribology Research Institute, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China)

**Abstract:** An experimental test was performed to investigate the effect of braking force on brake squeal properties and wear characteristics of the friction contact surface by using a new self-developed friction brake noise experimental set-up. The friction contact surface was created between the forged steel brake disc and copper-based powder metallurgy (P/M) pad. The experimental results show that the friction system has more tendencies to generate unstable vibration with the increasing of braking force, which indicates that the friction system with higher braking force has a higher potential in generating squeal noise. Moreover, higher braking force causes more serious wear of the friction interface, which promotes the formation of adhesion and tearing, detachment, plough and debris accumulation. These “uneven” factors play a significant role in hammering the interface continuously and accordingly causing the generation of squeal noise.

**Keywords:** braking force; squeal; friction-induced vibration; wear

制动器在工作过程中,由于制动盘/片之间摩擦作用会导致系统产生不稳定自激振动进而产生制动噪声,其中制动尖叫噪声(频率 $>1\text{ kHz}$ )由于其响度大、产生频率高、危害大等问题,一直以来为学术界和工业界的研究难点和重点<sup>[1-3]</sup>。

近年来,国内外很多学者对制动尖叫噪声做了大量研究,结果表明制动尖叫噪声的影响因素众多,如摩擦副材料、接触刚度、系统阻尼、制动力和转速等<sup>[4-6]</sup>。其中,制动力由于阻止界面的相对运动,对

制动尖叫噪声的特性有重要影响<sup>[7-9]</sup>。EISENBERG和JACOBSON<sup>[7]</sup>研究发现,制动尖叫噪声的声压随着制动力的改变而呈现明显变化。GIANNINI等<sup>[8]</sup>基于一套实验室制动装置系统地研究了制动力对制动尖叫噪声的影响,表明当制动力处于一定范围时尖叫噪声才产生,且制动力的增大会导致更高频率尖叫噪声的产生。REILIN和WONNERSLSE<sup>[9]</sup>基于带“盘式试验装置研究了制动力对尖叫噪声的影响,得出制动力对尖叫噪声的产生趋势、强度频率都具有重要的影响。

上述研究表明制动力与制动尖叫噪声的产生及其特性之间存在密切的联系。但这些研究都只停留在制动力与制动尖叫噪声产生及强度的简单对应关系的评估,未能针对制动力如何影响界面摩擦状态,并进一步影响尖叫噪声的产生及演变等问题进行探讨。考虑到制动尖叫噪声的产生源于制动界面的摩擦作用,因此深入研究制动力、界面摩擦磨损特性与制动尖叫噪声三者的相互关系对探索制动噪声的产生及演变规律具有重要意义。基于以上分析,本文重点针对不同制

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81373408); 教育部新世纪优秀人才支持计划项目(13CJJC150052)。

收稿日期: 2016-09-11

作者简介: 李健惠(1980—),男,硕士研究生,研究方向为摩擦制动噪声, E-mail: lijianhui2009@163.com。

通信作者: 莫雄良(1962—),男,博士,副教授,研究方向为摩擦学及表面工程、摩擦制动噪声, E-mail: jianli@swjtu.cn。

力条件下的制动尖叫噪声特性进行试验研究,并分析不同制动力作用下界面的摩擦特性。以界面摩擦特性为桥梁,建立起制动力与制动噪声之间的相互关系,为深入认识制动力与制动尖叫噪声的相互联系与作用机制提供一定的理论依据。

## 1 试验部分

### 1.1 试验装置

制动噪声试验在自行研制的试验平台上进行。该

试验台主要由控制系统、驱动和传动系统、摩擦学测试系统及信号采集分析系统组成,如图1所示。控制系统主要集成于控制柜中,实现操控变频电机的转速、离合器的接合和分离以及摩擦学试验系统中制动力的加载和卸载。制动力的大小通过气压缸压力控制阀实现调控。试验开始时,制动片试样在驱动杆的作用下与具有一定相对转速的制动盘接触,并在制动力作用下构成盘式制动器实际制动时的基本模式。



图1 试验装置示意图

Fig.1 Schematic of the experimental setup

信号采集分析系统中,三维加速度传感器(KISTLER 800B A50)安装在制动片试样夹具顶端,用于采集制动加速度信号;声学传感器(MFG M6250)位于摩擦试样接触界面约180 mm处,用于采集噪声信号;扭矩传感器(ZBNS08)安装在水平传动轴中部的2个轴承之间,用于测量摩擦过程中的摩擦扭矩信号。采用德国 MUELLER-BBM 公司的32通道制动噪声测量分析系统对采集到的信号进行实时监测与分析,采样频率为12.8 kHz。该装置可实现对摩擦噪声、制动加速度和摩擦扭矩的多动态采集和实时分析,能较准确地分析制动力对摩擦噪声特性、摩擦面

动态性能的影响规律。

### 1.2 试验样品和试验参数

试验采用片-盘(Pad-on-Disc)接触模式,摩擦副配置如图2所示。制动盘盘逆时针方向转动。制动盘试样为软金属材料(硬度为HRC20~30,弹性模量 $E$ 为160~200 GPa),其外径为396 mm,厚度为25.4 mm;制动片试样为制基斯莱冶金材料(硬度为HRC35~40,弹性模量 $E$ 为35 GPa),其形状外径为1240 mm、内径为1024 mm、角度为30°的扇形,厚度为24 mm。试验前对制动盘试样和制动片试样依次用乙醇清洗和内制进行清洗并干燥。

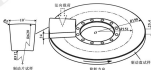


图2 制动片和制动盘配置示意图

Fig.2 Schematic of pad-on-disc configuration

摩擦学试验参数如下:设置制动力  $F_z$  分别为 400、500 和 600 N, 制动盘转速  $\omega = (170 \pm 5) \text{ r/min}$ , 摩擦半径  $R = 151 \text{ mm}$ , 每次试验时间  $t = 300 \text{ s}$ 。试验前对制动盘和制动片试样进行充分的预磨合, 以保证试样之间良好的面接触。试验环境条件为大气环境下 (温度  $(25 \pm 5)^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $30\% \sim 60\%$ )。试验前对背景噪声进行测量分析, 将其强度均为  $67.0 \text{ dB}$ , 主频约为  $150 \text{ Hz}$ 。由于该频率与所研究的尖叫噪声频率 (大于  $1 \text{ kHz}$ ) 相差较大, 因此背景噪声的存在不影响制动噪声试验结果。由于摩擦噪声的产生具有一定的随机性, 因此在每种制动力下的试验均重复 5 次以上, 以保证试验结果的可靠性。试验结束后, 利用激光共聚焦位移测量仪 (LSM) 对制动片的表面即磨痕进行观测和分析。

## 2 结果与讨论

### 2.1 制动力对制动尖叫噪声特征的影响

由于制动噪声信号在试验的过程中是动态变化的, 为客观评价在不同制动力条件下的制动噪声水平, 对制动噪声声压进行均值分析, 结果如图 3 所示。可以看出在 3 种不同制动力作用下, 制动噪声等效声压级平均面波动幅度明显不同。随着制动力的增大, 噪声等效声压级强度明显增大, 且其波动幅度也明显变大。噪声变化趋势更不稳定。



图 3 不同制动力条件下噪声的等效声压级

Fig. 3 Equivalent sound pressure level of noise under different braking forces

为进一步分析尖叫噪声在制动摩擦过程中的演变规律特性, 对不同制动力条件下的噪声信号进行时频分析, 结果如图 4 所示。可以看出, 摩擦系统在较大制动力作用下更容易产生高频噪声。制动力的变化并不会对制动噪声的基频成分产生明显的影响。在 3 种不同制动力条件下产生的制动尖叫噪声基频分别为  $3\ 050$ 、 $5\ 000$  和  $5\ 050 \text{ Hz}$ 。但是, 在较大的制动力作

用下, 基频部分所具有的能量明显增强, 且随着试验的进行, 较大的制动力将会使系统将产生二次谐波响应 (如图 4 (b)、(c) 所示)。通过对噪声频率稳定性分析可以看出, 当制动力增大到  $600 \text{ N}$  时, 界面噪声在基频处的能量分布连续性较差。在试验总时的一阶段中甚至低于  $400$  和  $500 \text{ N}$  的主频成分能量。这与等效声压级波动幅度的变化对应。

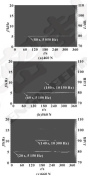


图 4 不同制动力条件下尖叫噪声的时频分析

Fig. 4 Time-frequency analysis of squeal noise under different braking forces: (a)  $400 \text{ N}$ ; (b)  $500 \text{ N}$ ; (c)  $600 \text{ N}$

### 2.2 制动力对系统稳定性的影响

为进一步研究制动力对制动系统稳定性的影响, 对不同制动力条件下摩擦制动加速度幅值进行统计分析, 结果如图 5 所示。可以看出, 随着制动力的增大, 制动幅值的概率分布曲线在零点 (系统稳定点) 的峰值降低。制动加速度幅值分布范围明显变大。这说明制动力的增大会导致系统制动幅值的离散性增大。摩擦制动信号的波动更加剧烈, 系统不稳定性加剧。



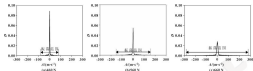


图3 不同制动力下车摩擦振动加速度幅值概率分布曲线

Fig. 3 Probability density distribution curves of the friction-induced vibration acceleration amplitude under different loading forces: (a) 400 N; (b) 500 N; (c) 600 N

### 2.3 界面摩擦特征分析

大量研究表明,制动尖叫噪声的产生及演变特性与界面摩擦磨损导致的表面微裂纹和剥落、犁削及磨屑行为等有密切关系<sup>[3-6]</sup>。基于此,本文着重对摩擦

界面在不同制动力作用下的磨损形貌进行分析,进一步从界面磨损特征的角度揭示制动力和制动尖叫噪声之间的内在联系,结果如图6所示。

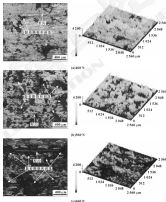


图4 不同制动条件试验后制动片表面二维和三维形貌

Fig. 4 2D morphologies and 3D topographies of pad surfaces after tests under different loading forces: (a) 400 N; (b) 500 N; (c) 600 N

由图6可以看出,制动力的增大导致界面磨损更加严重,随着撕裂和剥落,早期现象更为显著。对不同制动力作用下的磨屑质量进行分析,结果如图7所示,可以看出,制动力的增大加快了摩擦副的磨削,还产生了更多的磨屑。摩擦界面暗色区域逐渐变大,随着界面磨削面积增加早期现象也更为严重。综上所述,随着制动力的增大,随着撕裂和剥落、早期、磨屑面积等界面磨损特征更为突出,这些“不平衡”因素在摩擦过程中不断地对接触界面产生激励进而使得系统不稳定振动加剧,并最终加剧更高强度的制动尖叫噪声<sup>[10]</sup>。



图7 不同制动力条件下产生的磨屑质量对比

Fig. 7 Comparison of wear debris weight under different braking forces

## 3 结论

- (1) 随着制动力的增大,摩擦系统更易产生不稳定振动,进而更容易对外辐射出制动尖叫噪声。
- (2) 制动力对制动尖叫噪声的基频影响不大,但是会影响基频所具有的能量,且较大的制动力会诱导系统产生谐波谐振响应,制动尖叫噪声的频谱变得更加复杂。
- (3) 制动力的增大会加快摩擦副的磨削,随着撕裂和剥落、早期、磨屑面积等“不平衡”因素对接触界面产生扰动激励从而加剧系统不稳定振动,进一

步诱导高强度制动尖叫噪声的产生。

## 参考文献

- [1] KIRKEND N M, O'NEILL D M, Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 287: 169-186.
  - [2] CHENGT H, LAI J C. Statistical analysis of brake squeal noise [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330: 2978-2994.
  - [3] 张立军, 冯坤, 王康建. 摩擦诱导的制动尖叫噪声的研究进展与展望 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(9): 763-772.
  - [4] ZHANG L J, FENG K, WANG D J, et al. Friction-induced vibration and noise research: the status quo and its prospect [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2013, 41(9): 763-772.
  - [5] CHENGT H, NACK W, YUAN Y, et al. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review [J]. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 2009, 19(3/4): 207-231.
  - [6] KIRKENDON M, PACHENON S. Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds [J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2009, 213(12): 1259-1266.
  - [7] CHENGT H, BLANTH A, MAHON F. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 292(1): 20.
  - [8] BULTON T, WUNDERLICH L A. A systematic experimental study of squeal initiation [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 333(10): 3077-3093.
  - [9] MAHON F, WUNDERLICH T, BULTON L. Contact surface topography and system dynamics of brake squeal [J]. *Wear*, 2009, 265(17): 1761-1762.
  - [10] HICKLING H, WILSON R. On the influence of contact topology on brake squeal [J]. *Tribology International*, 2017, 101(1): 217-224.
  - [11] BALKER A, RAHM A, HANSEN A, et al. Effects of pad surface topography on disc brake squeal [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, 165: 56-62.
  - [12] QIAN W J, CHEN C X, ZHOU Z R. Dynamic transient analysis of squealing vibration of a reciprocating sliding system [J]. *Wear*, 2011, 281: 47-56.
- (上接第22页)
- [1] 陶如祥, 陈惠同, 李红红. 车-铁轨接触时间多体系统动力学模型 [J]. 振动工程学报, 2009, 14(3): 267-269.
  - [2] YAN H Z, CHEN LM, JI L H, et al. Dynamic modeling of multibody system with clearance joints [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2009, 14(3): 267-269.
  - [3] CLARKE C, CHENGT H. Literature survey of contact dynamics modeling [J]. *Mechanics and Machine Theory*, 2002, 37: 1213-1236.
  - [4] LAURICANO M M, NEUBAUER P L A. Contact force model with hysteretic damping for impact analysis of multibody systems [J]. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1995, 117: 569-576.
  - [5] FLEISSER P, AMERHART J. Revolute joints with clearance in multibody systems [J]. *Computers and Structures*, 2004, 82: 1189-1199.
  - [6] FLEISSER P, AMERHART J, CLARKE C P, et al. A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication [J]. *Mechanics and Machine Theory*, 2006, 41(3): 247-261.
  - [7] FINKEL D, STEINMACHER B. 机械动力学原理 [M]. 西安交通大学机械系研究小组译. 北京: 机械工业出版社, 1980.
  - [8] 崔月文, 周强, 陈成斌. 单级调速器与系统动力行为耦合的数值分析 [J]. 摩擦学报, 2009, 29(1): 83-84.
  - [9] HU Y W, CHEN W, ZHU A B, et al. Numerical analysis of wear coupling with dynamics behavior of machine [J]. *Tribology*, 2009, 29(1): 50-54.
  - [10] 何国柱, 向寿成等 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.

## 预应力对柔性薄壁轴承疲劳寿命的影响

王彦坤<sup>1</sup> 赵坤<sup>1</sup> 姜旻<sup>1</sup> 苏达仕<sup>2</sup>

(1. 上海大学机电工程与自动化学院 上海 200072; 2. 宁夏惠尔轴承有限公司 固江宁夏 315301)

**摘要:** 谐波减速器的柔性轴承装配时及安装到机壳上时存在较大的预应力和预变形。为研究预应力的影响,利用 ANSYS Workbench 建立柔性轴承和波发生器凸齿多体接触模型,在实际工作载荷和预应力及预变形条件下,对柔性轴承内外套圈进行分析,得到其变形、应力以及载荷分布规律。分析结果表明,内外圈齿面处的等效应力主要取决于其受力的轴向应力;内外圈的最大等效应力和最大径向应力发生在齿面接触区与内外齿圈接触的区域。依据 L-P 理论计算该柔性轴承的使用寿命,结果表明,考虑预应力情况下柔性轴承的使用寿命降低了 30%。研究结果对柔性薄壁轴承的设计及分析提供理论参考和工程指导。

**关键词:** 柔性轴承; 预应力; 疲劳寿命

**中图分类号:** TH133.32; TH133 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6953(2017)03-0050-05

## Influence of Prestress on Fatigue Life of Flexible Thin Wall Bearings

WANG Yachun<sup>1</sup> ZHAO Kun<sup>1</sup> JIANG Yi<sup>1</sup> SU Dashi<sup>2</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China;

2. Technology Center of Gearing Bearing Group Co., Ltd., Ningxia Zhenjiang, 315301, China.)

**Abstract:** There are large prestress and pre-deformation when the flexible bearing of the harmonic reducers is fitted to the elliptical cam of the wave generator. In study the effect of prestress and pre-deformation, the multi-body contact model were built by ANSYS Workbench, considering the pre-deformation and pre-stress of inner and outer rings of the flexible pre-assembled bearing. The deformation, stress and load distribution of the flexible inner and outer bearing rings were obtained under practical working condition. The analysis result shows that the equivalent stress of the inner and outer ring is mainly determined by the circumferential stress. The maximum equivalent stress and the maximum radial stress of the inner and outer ring occur in the contact area between the ball and the inner and outer rolling track at the major axis. According to L-P theory, the fatigue life of flexible bearing was recalculated. It is shown that the fatigue life of flexible bearing is reduced by 30% in the case of prestress. The research results provide the theoretical reference and guidance for the design and prediction the fatigue life of flexible bearing.

**Keywords:** flexible bearing; prestress; fatigue life

谐波减速器具有体积小、质量轻、定位精度高的优点,广泛应用于工业机器人关节、航空航天等领域。由谐波传动的原理<sup>[1-2]</sup>可知,柔性轴承内外圈装配时会发生大挠度的弹性变形,存在较大的装配预应力和预变形,导致轴承载荷分布和接触应力会有较大的不同。因此研究装配预应力对柔性轴承载荷分布的影响,以及接触应力对柔性轴承承载能力和疲劳寿命的影响,具有重要意义。

随着机器人技术的发展,柔性轴承的研究也吸引了很多国内外学者的兴趣。赵滨海等<sup>[3]</sup>、邵凤雷和周诗培<sup>[4]</sup>利用薄壁环理论分析了柔性轴承的载荷分布。OSTAPSKI 等<sup>[5]</sup>利用有限分析方法,分析了薄壁长轴对称的对称双向载荷情况下的柔性轴承的变形和应力情况。张林川等<sup>[6]</sup>在 ANSYS-Workbench 中建立了 1/4 模型对柔性轴承的多数化模型。对不同的齿率比参数的柔性轴承进行了静力学接触分析。得到了不同的多数柔性轴承内外圈的变形、应力力的分布规律。

柔性轴承装配中随着凸齿轮廓产生强制变形,在内圈和外圈产生了较大的装配预应力和预应变。采用赫兹理论求解该问题时存在较大的局限性,不能很好地考虑到预应力和变形的影响。本文作者采用有限元分析方法,很好地解决了柔性轴承中的接触问题和弹性变形问题。运用 ANSYS Workbench 分析软件,建立

• 基金项目: 国家“863”计划项目(2013AA040008); 宁波市科技攻关项目(2014G60008); 宁波市科技创新团队项目(2015R51002)。

收稿日期: 2016-04-14

作者简介: 王彦坤(1978—)女,博士,副教授,研究方向为轴承摩擦学及优化设计。E-mail: weiyankun@shu.edu.cn。

柔性轴承多体接触有限元模型, 在充分考虑柔性轴承内外圈的装配预变形和预应力的情况下, 分析柔性薄壁轴承的载荷特性对其应力、变形和载荷分布的影响。研究结果对柔性薄壁轴承的设计和寿命预测有一定理论指导意义和工程应用价值。

### 1 柔性轴承与凸轮的接触分析

柔性轴承与普通轴承最大的不同在于其内外圈的壁厚很薄, 装配在波发生器凸轮上可以随凸轮的轮廓产生强制变形, 其结构如图1所示。



图1 凸轮波发生器与柔性轴承结构示意图

Fig.1 Schematic of generator cam and flexible bearing

波发生器减速器中经常采用的是余弦凸轮, 其曲线的数学方程为:  $\rho_a = 17.35 + 0.5 \cos(2\theta)$ , 根据图1所示的结构示意图, 在 ANSYS Workbench 中建立波发

生器凸轮与柔性轴承的三维模型。为了简化分析, 在模型中不考虑内外圈的倒角和保持架。同时, 为了准确得出柔性轴承装配过程中的预应力和预变形, 建立了柔性轴承与凸轮波发生器的多体接触模型。

柔性轴承装配到凸轮轴时, 内圈在长轴附近区域为过盈配合, 而在短轴附近区域为间隙配合。内外圈会发生大变形, 且滚动体存在刚体运动。柔性轴承的接触分析中, 由于内外圈的大变形和滚动体的刚体运动, 且存在大量的接触对 (包括内圈和球的接触, 外圈和球的接触, 内圈和波发生器凸轮的接触), 而每个接触对具体接触形式又不完全相同, 所以分析过程非常复杂。波发生器内圈之间的接触类型为非对称刚柔接触。选择波发生器内圈柱面为目标面, 内圈内表面为接触面。内外圈与滚动体接触对中, 内圈面为接触面, 滚动体球面为目标面。为选取合理的接触接触刚度, 经过反复调试, 滚动体与内外圈之间的轴向接触刚度设置为 0.05, 而内圈与波发生器轴向接触刚度设置为 0.1, 能在保证收敛的情况下, 步数收敛较小。最后计算结果的最大接触厚度值为  $1.952 \mu\text{m}$ 。

柔性轴承装配到椭圆凸轮上以后, 内外圈的预变形和预应力分析结果分别如图2和图3所示。图2表明, 在波发生器的长轴和短轴处圈变形最大; 由图3可以看出, 最大等效应力发生在外圈长轴处滚动体与外圈接触点位置。



图2 柔性轴承的预变形

Fig.2 Pre-deformation of flexible bearing: (a) pre-deformation of inner ring; (b) pre-deformation of outer ring



图3 柔性轴承的预应力分布

Fig.3 Pre-stress of flexible bearing: (a) pre-stress of inner ring; (b) pre-stress of outer ring

由于内圈外的变形上下对称,提取轴承内圈外的上半部分的变形,得到变形曲线如图4所示。



图4 柔性轴承内圈上半部分变形曲线

Fig. 4 Deformation curves of inner and outer rings of flexible bearing

由图4可以看见,内圈在长轴处的径向变形最大,短轴处径向变形最小,而在距45°处为变形为0,外圈径向变形也呈类似分布,外圈的横变形在长轴和短轴处的轴向变形为0,而在距45°处为最大值,分析结果符合薄壁圆环理论。从图4还可以看出,内圈变形最大略大于外圈,这是由于滚动体与内、外圈之间存在接触变形,有一定的超量。

## 2 柔性轴承的载荷分析

滚动轴承中的载荷传递主要是齿轮与齿轮之间的啮合力及齿轮与柔性轴承之间的径向反力传递。齿轮作用在齿轮上的啮合力不仅与传递的扭矩大小有关,还与齿轮啮合区域的大小有关,啮合力的分布可由实验<sup>[17]</sup>得到。柔性轴承外圈受载如图5所示,其载荷峰值与齿发生接触长轴夹角均为15°,载荷跨角度均为120°。



图5 滚动齿轮受载分布

Fig. 5 Load distribution of harmonic flexible wheel

为得到更符合实际的解,对轴承外圈施加对称余弦函数载荷,其中载荷峰值所在轴CC'与长轴AA'夹角 $\alpha_0$ 为15°,载荷跨角度 $\alpha_1$ 为120°。

## 2 实际载荷下柔性轴承的应力分析

利用 ANSYS Workbench 中的 Design Modeler 建立参数化柔性轴承模型,几何模型及局部网格划分如图6所示。



图6 柔性轴承的几何模型和全六面体网格划分

Fig. 6 The geometry model of flexible bearing and hexahedral mesh

不考虑预应力影响,分析实际工作载荷下柔性轴承的内圈应力。取柔性轴承的等效应力结果,内外圈应力分析结果如图7所示,发现最大等效应力发生在外圈长轴处滚动体与外圈接触点位置。



图7 不考虑预应力时内外圈应力云图

Fig. 7 The stress cloud of the inner and outer rings without consideration of prestress: (a) equivalent stress of the inner ring; (b) equivalent stress of the outer ring

图8示出了考虑预应力的影响时,实际工况条件下柔性抽油的内外圈应力。对比图7和图8中等效应力云图可以看出,与不考虑预应力相比,考虑预应力时,柔性抽油内圈的最大等效应力增加了211.49

MPa,增加47.4%;外圈的最大等效应力增加了234.68 MPa,增加44.1%。仿真计算的结果表明,预配预应力对柔性抽油的承载力有较大的影响。



图8 考虑预应力加载后等效应力云图

Fig. 8 The stress cloud of the inner and outer rings with consideration of prestress: (a) equivalent stress of the inner ring; (b) equivalent stress of the outer ring

同时考虑预应力时柔性抽油内外圈接触应力的计算结果,如图9所示。最大接触应力位于内圈长轴端

滚动体与内圈接触点位置,其最大接触应力为199.72 MPa。



图9 考虑预应力时柔性抽油内外圈接触应力云图

Fig. 9 The contact stress cloud of the inner and outer rings with consideration of prestress: (a) contact stress of the inner ring; (b) contact stress of the outer ring

利用 ANSYS 后处理器,提取滚动体与滚道的接触载荷,经积分计算各滚动体位置的轴向载荷分布如图10和图11所示。计算结果表明,考虑预应力的情况下,长轴附近的滚动体载荷较不考虑预应力的情况下都增加了10%左右,而针对短轴附近滚动体的载荷没有影响,这与实际的工作情况是相符的。



图10 柔性抽油上半圈载荷分布

Fig. 10 Axial distribution of the upper half bearing



图10 柔性轴承下半圈载荷分布

Fig.10 Load distribution of the lower half bearing

#### 4 基于接触变形的柔性轴承寿命计算

根据 Lundberg 和 Palmgren 轴承寿命精确计算方法<sup>[2]</sup>，已知各个滚动体位置的径向载荷，就可以计算点接触滚动轴承的疲劳寿命。基于以上对柔性轴承的实际受力分析，在 Workbench 中添加实际载荷，得到各个滚动体位置的径向载荷，分别计算内外圈的寿命，再由整合轴承寿命公式即可得到考虑实际受力下的柔性轴承的疲劳寿命。

将分析案例中柔性轴承的各参数代入式(1)、(2)，可得内外圈圈的额定滚动体载荷 $Q_{r0}^{(1)}$ 、 $Q_{r0}^{(2)}$ 。

$$Q_{r0}^{(1)} = A \left( \frac{2R}{d_r} \cdot \frac{r_1}{r_1 - R} \right)^{1/m} \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1/m} \left( \frac{R}{d_c} \right)^{1/m} B_{\epsilon}^{-1/m} Z^{1/m} \quad (1)$$

$$Q_{r0}^{(2)} = A \left( \frac{2R}{d_r} \cdot \frac{r_2}{r_2 - R} \right)^{1/m} \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1/m} \left( \frac{R}{d_c} \right)^{1/m} B_{\epsilon}^{-1/m} Z^{1/m} \quad (2)$$

式中： $Q_r$ 为内圈额定滚动体载荷，N； $Q_r^{(2)}$ 为外圈额定滚动体载荷，N； $A$ 为经验系数，对轴承钢， $A=98.1$ ； $R$ 是滚动体母线的曲率半径，mm； $d_r$ 是滚动体直径，mm； $r_1$ 、 $r_2$ 分别是内、外套圈沟道半径，mm； $r$ 是接触点几何参数， $r=R_1 \cos \alpha / d_c$ ， $d_c$ 是滚动体中心圆直径，mm； $Z$ 为滚动体个数。

点接触时，轴承内外圈当量滚动体负荷计算公式为

$$Q_{r0} = \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Q_i^m \right)^{1/m} \quad (3)$$

$$Q_{r0} = \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Q_i^m \right)^{1/m} \quad (4)$$

轴承的内外圈额定寿命为

$$L_{10} = \left( \frac{Q_r}{Q_{r0}} \right)^m \quad (5)$$

$$L_{10} = \left( \frac{Q_r}{Q_{r0}} \right)^m \quad (6)$$

式中： $Q_r$ 为轴承内圈当量滚动体负荷，N； $Q_{r0}$ 为轴承外圈当量滚动体负荷，N； $Q_i$ 为滚动体的径向应力； $n$ 、 $m$ 为负荷指数，对点接触， $n=3$ ， $m=10/3$ 。

根据滚动轴承寿命参数 Weibull 分布方程，整合

轴承的额定寿命为

$$L_{10} = (L_{10}^{(1)-m} + L_{10}^{(2)-m})^{-1/m} \quad (7)$$

式中： $L_{10}^{(1)}$ 、 $L_{10}^{(2)}$ 、 $L_{10}$ 分别为内圈、外圈和整合轴承的额定寿命。

根据仿真分析的计算结果，代入整合轴承的额定寿命计算公式分别求出考虑应力和预变形的情况下，柔性轴承的额定寿命为113.369百万转，而考虑应力和预变形的情况下柔性轴承的额定寿命为79.366百万转，考虑预应力的情况下柔性轴承的额定寿命降低了30%。

#### 5 结论

(1) 柔性轴承内外圈的变形主要取决于齿顶齿顶凸起的轮廓线，内圈在长轴处的径向变形最大，而轴处径向变形最小，而在近45°处为变形为0，外圈径向变形也成类似分布，外圈的预变形在长轴和短轴处的径向变形为0，而在近45°处为最大值，分析结果符合薄壁圆环理论，内圈变形最大略大于外圈，这是由于滚动体与内、外圈之间存在接触变形，有一定的过盈量。

(2) 柔性轴承装配到圆筒凸齿后，内外圈的最大应力在圈面长轴处最大，且内圈的最大应力较外圈的大，这主要是由于内圈的曲率半径比外圈小，承受的弯曲应力较大，与材料力学中的弯曲理论相符。

(3) 考虑预应力的情况下，相同径向载荷作用下，柔性轴承内外圈的等效应力较不考虑预应力的等效应力有较大的增加，这对柔性轴承的额定承载能力有较大影响。

(4) 根据L-10理论精确计算柔性轴承的疲劳寿命，结果表明，考虑预应力的情况下柔性轴承的疲劳寿命降低了30%，这对使用减速器用柔性轴承的设计制造提出了更高的要求。

#### 参考文献

- [1] HANSEN W. *Stress analysis of gears* [M]. Moscow: Mashinostroenie, 1988.
- [2] 沈丘文. 机械传动齿轮传动的理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [3] 赵其海, 周正士, 李春磊. 车铣液动薄壁柔性轴承力学分析[J]. 轴承, 2002(10): 1~3.
- [4] ZHANG W H, LIU Z X. Mechanism analysis on flexible thin wall bearing in harmonic transmission [J]. Bearing, 2002(10): 1~3.
- [5] 周凤华, 周奇伟. 液动液控液动柔性轴承内部载荷分析[J]. 机械设计与制造, 1999(1): 34~37.
- [6] ZHANG W H, LIU Z X. Internal load analysis of the flexible bearing in harmonic drive [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 1999(1): 34~37.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6725.2017.03.012

## 低压螺旋槽上游泵送气体端面密封零泄漏特性<sup>\*</sup>

李虹 白少先

(浙江工业大学机械工程学院 浙江杭州 310032)

**摘要:**采用有限差分方法,基于对螺旋槽端面气膜压力分布、流速分布和泄漏率变化的数值计算分析,探讨低压上游泵送螺旋槽气体端面密封实现被密封介质零泄漏的作用机制和变化规律。结果表明,螺旋槽上游泵送作用可使高压侧密封面处同时获得高于密封压力的高压反压环,阻止被密封介质进入密封间隙,实现被密封高压介质的零泄漏,形成密封介质的完全的反向泄漏;泄漏率随转速、槽数和槽深的增加先减小后增大,随槽深、螺旋角和槽宽宽度的增加先增大后减小,随槽宽半径的增加而减小;当转速、槽数和槽数达到一定值时,泄漏方向会发生改变,高压介质侧泄漏和槽数增加同增大,随槽宽的增大而减小,随槽深、螺旋角、槽宽宽度和槽宽半径的增加呈先增大后减小趋势。

**关键词:** 气体端面密封;螺旋槽;上游泵送;零泄漏

**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017) 03-0012-06

## Performance of Zero-leakage Upstream Pumping Gas Spiral Groove Face Seals Operating at Low Pressure

LI Hong BAI Shaoxian

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou Zhejiang 310032, China)

**Abstract** The principle of zero-leakage of upstream gas spiral groove face seals was investigated, based on numerical analysis of film pressure, flow velocity and leakage rate in the cases of low seal pressure. The numerical results indicate that the upstream pumping spiral groove face seal can realize the complete zero leakage of sealed fluid since a circumferential closed high pressure zone can be obtained near the inlet which prevents the inflow of high pressure sealed fluid. The leakage rate is decreased firstly and then increase with the increasing of rotational speed, groove number and film thickness, continuously increased firstly and then decreased with the increasing of groove depth, spiral angle and groove width ratio, and decreased with the increasing of groove radius. The leakage direction is changed reversely once rotational speed, film thickness and groove number reach certain values. The opening flow is increased with the increasing of rotational speed and groove number, and decreased with the increasing of film thickness, and turns from increasing to decreasing with increasing groove depth, spiral angle, groove width ratio and groove radius.

**Keywords** gas face seal; spiral groove; upstream pumping; zero-leakage

机械端面密封作为航空发动机等动力机械装备的重要密封形式之一,应用于轴承箱等部位以防止润滑油等高压介质泄漏。密封端面螺旋槽等反向泵送型密封技术,不仅提高密封寿命同时降低泄漏率,对于发动机工作效率提高、降低油耗、提高相关部件的耐久性和工作寿命具有重要意义。研究表明,液体机械密封

端面螺旋槽不仅具有明显的流液动压效应,同时螺旋槽对液体的泵吸作用可称(密封)介质从高压侧反向泵送到高压侧(即上游泵送作用),使泄漏率降低,甚至实现密封介质的“零”泄漏<sup>[1]</sup>。国内外学者相继对不同操作参数<sup>[2-4]</sup>、结构参数<sup>[5-7]</sup>等对螺旋槽上游泵送机械密封的密封性能的影响规律开展了理论研究工作。邵永明等<sup>[8-10]</sup>、王晓彦等<sup>[11]</sup>通过实验证实了上游泵送型槽的泄漏量均低于普通的接触式机械密封。

然而,泄漏率参数表征的是整个密封面的宏观径向流量,由于螺旋槽结构导致密封端面周向压力分布出现波动,因而通过整体泄漏率计算得到双向泵送,无法避免高压密封介质进入到密封面形成事实上的介质泄漏。本文作者针对螺旋槽上游泵送端面气

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51273047); 国际重点实验室开放基金项目(201401010000)。

收稿日期: 2016-09-26

作者简介: 李虹(1980—),女,硕士研究生,研究方向为先进密封技术。E-mail: lihong@zjut.edu.cn

通信作者: 白少先(1958—),男,博士,研究员,主要研究方向为先进密封技术、高速密封面制造技术及测试、特种密封技术。E-mail: baoshaoxian@zjut.edu.cn



体密封时,通过叶端面气膜压力分布、流速分布和泄漏率变化的计算,基于对密封气体运动规律分析,提出实现密封面介质零泄漏的理论依据,并给出泄漏特性与结构参数和几何参数的变化关系。

## 1 计算模型

图1所示是典型的螺旋槽上游泵送密封结构示意图,其结构参数和操作参数见表1。螺旋槽开在外环,并处在高压侧,取一个齿区为一个研究单元。



图1 螺旋槽端面气密封示意图

Fig.1 Schematic diagram of spiral groove gas face seals

表1 螺旋槽端面气密封参数

Parameters	Value
Inner radius $r_i/\text{mm}$	40.0
Outer radius $r_o/\text{mm}$	62.5
Pressure at inner radius $p_i/\text{MPa}$	0.125
Pressure at outer radius $p_o/\text{MPa}$	0.355
Gas viscosity $\mu/(10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s})$	2.38

气体侧密封方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \rho h \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} \quad (1)$$

其中:  $h=h(r, \theta)$  为间隙厚度。

由于螺旋槽沿周向呈周期性分布,计算时选择如图1所示的一块区域为研究对象,则式(1)的边界条件为

$$\begin{cases} p(r=0.5d_o, \theta)=p_i \\ p(r=0.5d_o, \theta)=p_o \\ p(r, \theta=0.5\theta_0)=p(r, \theta=-0.5\theta_0) \end{cases} \quad (2)$$

根据质量守恒,可得密封环单位轴向的泄漏率为

$$Q_L(r) = \frac{h^3 r}{12\eta} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \quad (3)$$

密封力为

$$F_{\text{seal}} = \int_0^{2\pi} \int_a^b p r dr d\theta \quad (4)$$

定义无量纲化参数  $R=r/0.5d_o$ ,  $P=p/p_i$ ,  $P_o=p_o/p_i$ , 可得无量纲化的密封力和泄漏率为

$$F = \frac{d_o^2}{4} \frac{F_{\text{seal}}}{p_i}, \quad q = \frac{12\eta}{h_o} \frac{Q_L}{p_i} \quad (5)$$

## 2 密封性能影响因素分析

图2表示转速等于1000 r/min和10000 r/min时,密封环表面的等压线分布图,图3表示相应转速下的流场矢量速度分布图。当转速为1000 r/min时,如图2(a)和图3(a)所示,压力等值线呈径向分布,介质有可从高压侧流向低压侧的路径,从而可知密封存在泄漏。转速达到10000 r/min时,如图2(b)和图3(b)所示,密封端面间形成了压力值大于密封压力1.25 MPa的高压隔离带,呈周向连续分布,介质流向都是反向流动状态。由于此类压力带的形成,使得端面两侧的气体被完全隔离,从而实现零泄漏。因此,该结果表明,一定参数的螺旋槽上游泵送密封,在较高转速的工作下,可以实现气对气双向零泄漏。

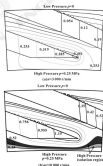


图2 密封端面等压线分布示意图

Fig.2 Pressure distribution on the seal face

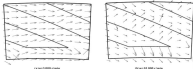


图3 床面固相速度分布示意图  
Fig. 3 Velocity distribution on the bed face

## 2.1 操作参数的影响

### 2.1.1 转速的影响

图4表示上层进气机械密封转速变化后开启力和泄漏率的变化曲线图。可知, 开启力随着转速增加而增大, 当转速达到临界值时, 泄漏方向发生改变, 由

内径流向外径变为外径流向内径。同时泄漏量由逐渐减小变为逐渐增大。同一转速下, 膜厚越小, 开启力越大, 泄漏量越大, 从而罩密封率越好。膜厚对开启力和泄漏率的影响比转速大。

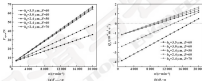


图4 开启力及泄漏率随转速的变化  
Fig. 4 Influence of rotation speed on seal performance

### 2.1.2 膜厚的影响

图5表示上层进气机械密封开启力和泄漏率随膜

厚的变化曲线。

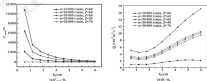


图5 开启力和泄漏率随膜厚的变化  
Fig. 5 Influence of film thickness on seal performance

可知,随着膜厚增加,开启力不断减小,在膜厚从 $0.6\text{ }\mu\text{m}$ 增加到 $2\text{ }\mu\text{m}$ 时,开启力迅速减小,膜厚大于 $2\text{ }\mu\text{m}$ 之后,开启力缓慢减小。膜厚增加,泄漏量逐渐增加,泄漏方向是从外腔流向内腔。当膜厚从 $0.6\text{ }\mu\text{m}$ 增加到 $2\text{ }\mu\text{m}$ 时,泄漏量几乎不变,从 $2\text{ }\mu\text{m}$ 到 $6\text{ }\mu\text{m}$ 之间,转速等于 $10\text{ }000\text{ r/min}$ 时,泄漏量几乎不变,转速大于 $10\text{ }000\text{ r/min}$ 时,泄漏量(泵送量)急剧增大。

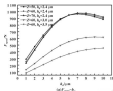


图4 开启力和泄漏率随槽深的变化

Fig. 4 Influence of groove depth on seal performance

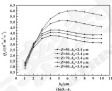
### 2.1.2 螺旋角的影响

图7表示上游泵送机械密封开启力和泄漏率随螺旋角的变化曲线。可知,螺旋角从 $152^\circ$ 增加到 $170^\circ$ 的过程中,开启力和泄漏量都是呈先增大后减小的趋

### 2.2 螺旋线曲率半径的影响

#### 2.2.1 槽深的影响

图6表示上游泵送机械密封开启力和泄漏率随槽深的变化曲线。可知,槽深从 $1\text{ }\mu\text{m}$ 增加到 $10\text{ }\mu\text{m}$ 的过程中,开启力和泄漏量都呈现出先急剧增大后缓慢减小的趋势,且泄漏方向一直是从外腔流向内腔(一直是在向内泵送的状态)。在该运算条件下,槽数对开启力的影响很小,膜厚影响较大。



势,开启力变化幅度很小;同一螺旋角下,膜厚越大,泄漏量(泵送量)越大,槽数越多,泵送量越大,膜厚对开启力和泄漏率的影响程度比槽数大。

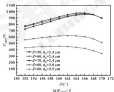
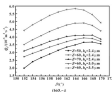


图7 开启力及泄漏率随螺旋角的变化

Fig. 7 Influence of spiral angle on seal performance



### 2.1.3 槽板半径的影响

图8表示上游泵送机械密封开启力和泄漏率随槽板半径的变化曲线, 可知, 槽板半径增加, 泄漏量(泵送量)不断减少, 开启力先增加后减小。在槽板

半径等于 40.5 mm 时, 开启力达到最大值, 泄漏方向是向外径流向内径, 形成双向泵送效果。槽板半径受槽板半径的影响大于开启力。

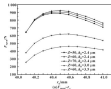
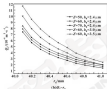


图8 开启力和泄漏率随槽板半径的变化

Fig.8 Influence of spiral groove radius on seal performance



### 2.1.4 槽台宽比的影响

图9表示上游泵送机械密封开启力和泄漏率随槽台宽比变化的曲线。可知, 槽台宽比增加, 开启力和

泄漏量都是先增加后减小。槽台宽比等于 0.5 左右, 可作为最优值。

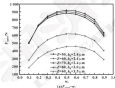
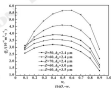


图10 开启力和泄漏率随槽台宽比的变化

Fig.9 Influence of width ratio of spiral groove on seal performance



### 2.1.5 槽数的影响

图10表示上游泵送机械密封的开启力和泄漏率随槽数变化的曲线。可知, 槽数增加, 开启力在不断增加。槽数大于 30 之后, 开启力增加趋势平缓; 当槽数小于 15 左右时, 泄漏量随着槽数增加而不断减

小, 且泄漏方向是从内径流向外径, 当槽数大于 15 时, 泄漏方向改变, 从外径流向内径, 且泄漏量(泵送量)不断增加。该结果表明, 槽数至少大于 15, 才能实现双向泵送。

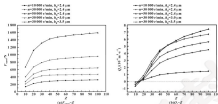


图 30 开合力与泄漏率随槽数的变化

Fig. 30 Influence of number of grooves on seal performance

## 3 结论

(1) 在此高压工况下,螺旋槽上游罩密封作用可在高压侧形成指向内圈的高于密封压力的高压流体环带,阻止被密封介质进入密封间隙,实现被密封高压介质的零泄漏,形成密封介质的完全的径向密封。

(2) 螺旋槽随转速、槽数和槽厚的增加先减小后增大,随槽深、螺旋角和槽台宽比的增加先增大后减小。随槽槽半径增加而减小;当转速、槽厚和槽数达到一定值时,泄漏方向会发生改变。

(3) 开合力随转速和槽数增加而增大,随槽厚的增大而减小,随槽深、螺旋角、槽台宽比和槽槽半径的增加呈先增加后减小的趋势。

## 参考文献

- [1] 张伟强,于会群,丁雪飞.气-液螺旋密封端面密封面密封性能研究[J].应用力学学报,2015,32(4):80-88.
- [2] ZHANG W X, YU H Y, DING X F, et al. Approximate analytical calculation of liquid film flow field on spirals pumping mechanical seal[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2015, 32(4): 80-88.
- [3] 宋鹤飞,周树强,周强等.气-液螺旋上游罩密封端面密封性能的研究[J].润滑与密封,1999,24(4):3-7.
- [4] WONG P Y, CHEN H L, WONG P Y, et al. A theoretical analysis of spiral groove upstream pumping mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 1999, 24(4): 3-7.
- [5] 李俊峰,邵本明,刘明强.气-液螺旋上游罩密封端面密封性能数值计算[J].润滑与密封,2005,30(9):86-89.
- [6] LI C Y, HAO W M, TAN M B, et al. Numerical computation of the seal performance of upstream pumping mechanical seals with spiral grooves[J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(9): 86-89.
- [7] 宋鹤飞.螺旋槽上游罩密封端面密封性能影响因素分析[J].润滑与密封,2009,34(1):80-83.

WONG P Y. An analysis of factors affecting the characteristics of a upstream pumping mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(1): 80-83.

- [8] 马合忠,白学凯,周旭东.气-液螺旋槽端面密封高压气流侧密封材料特性[J].摩擦与密封,2005,30(4):699-708.
- [9] MA C H, BAI X Y, FENG X B, et al. Properties of high speed surface lubrication in micro-channels of spiral groove face seals[J]. Tribology, 2005, 25(4): 699-708.
- [10] WANG Q, CHEN H L, LIU T, et al. Research on performance of upstream pumping mechanical seal with different deep spiral groove[J]. Earth and Environmental Science, 2017, 10: 072004.
- [11] LI T Y, WONG P Y, XU H J. Performance analysis of the spiral groove dry gas seal with inner annular groove[J]. Applied Mechanical and Materials, 2013, 420: 51-53.
- [12] SALANT D P, HORNELER J. Seals and leakage in spiral groove upstream pumping mechanical seals[J]. Tribology Transactions, 1999, 36(1): 81-85.
- [13] BAI X Y, MA C H, FENG X B, et al. Thermohydrodynamic behavior of gas spiral groove face seals operating at high pressure and speed[J]. Journal of Tribology, 2004, 127(2): 1-11.
- [14] 冯树.螺旋槽上游罩密封端面密封性能特性试验研究[J].润滑技术,2002,30(9):9-13.
- [15] FENG X B. Research on friction characteristic of upstream pumping mechanical seals with spiral grooves[J]. Fluid Machinery, 2002, 40(9): 9-13.
- [16] CHEN H L, XU C Y, ZHOU M X, et al. The thermal and mechanical deformation study of upstream pumping mechanical seal[J]. Materials Science and Engineering, 2013, 72(4): 842002.
- [17] 邵本明,周树强.气-液螺旋上游罩密封端面密封材料性能上的开发应用[J].润滑与密封,2005,30(8):73-75.
- [18] HAO W M, WONG P Y. Development and application of upstream pumping seal for turbine steam compressor[J]. Lubrication Engineering, 2000, 25(4): 75-78.

(下转第 831 页)

## 进出水孔和过渡圆角对水润滑艏轴承力学性能的影响

王健 王优强 王涛 范晓梦

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

**摘要:**为提高水润滑静压艏轴承的承载能力和降低轴承温升,在轴承内部开设腔体结构,并在轴承腔体内开设向水孔。针对不同通水孔直径、向水孔数量和直径以及不同腔体边轮廓过渡圆角的艏轴承建立模型。利用 ANSYS Workbench 软件对艏轴承模型进行静力学分析,研究通水孔尺寸以及过渡圆角轴承力学性能的影响。结果表明:通水孔直径增大,最大应力、应变和位移都逐渐减小,但是尺寸太大或太小,应力集中现象都较明显;在艏轴承上设计2个向水孔比单个向水孔具有更好的力学性能;随着腔体轮廓过渡圆角半径的增加,轴承的应力应变和位移逐渐减小,利用光滑的过渡圆角能提高轴承力学性能。

**关键词:** 艏轴承; 水润滑; 承载能力; 过渡圆角

**中图分类号:** TH113.3; TH113.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017)03-0019-06

## Influence of Inlet and Drainage Holes and Transition Fillet on Mechanical Property of Water Lubricated Stern Bearings

WANG Jian WANG Youqiang WANG Tao FAN Xiaomeng

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

**Abstract:** In order to improve the bearing capacity and reduce temperature rise of water lubricated stern bearing, cavity structure was designed inside the bearing, and drainage holes of water was also designed inside the cavity. The model was established for the stern bearings with different inlet holes size, different numbers and size of drainage holes and different transition fillet of cavity edge. Static analysis was carried out on the stern bearing model by ANSYS Workbench, and the influence of inlet and drainage holes and transition fillet on the mechanical property of water lubricated stern bearings was studied. The results show that with the increasing of inlet hole size, the maximum stress, strain and displacement are gradually decreased, just if the size is too large or too small, the stress concentration phenomenon is more obvious. The stern bearing with two drainage holes has better mechanical property than that with one drainage hole. Along with increasing of the radius of transition fillet of cavity edge, the stress, strain and displacement of bearing are gradually decreased, which shows that the smooth transition fillet can improve bearing mechanical property.

**Keywords:** stern bearing; water lubrication; bearing capacity; transition fillet

随着当代社会经济的发展,海洋资源被越来越多的国家重视。船舶技术的发展为人类探索海洋资源提供了有效的工具。而船舶艏轴承是船舶机械中不可或缺的重要一环。水润滑艏轴承以其无污染、成本低及良好的减振和静音等优点,正逐渐代替油润滑艏轴承。但是,水润滑艏轴承的承载能力不高,以及在高速重载运转的情况下,由于摩擦功热的累积导致的水润滑艏轴承内部温升过高等都成为亟待解决的

问题<sup>[1-4]</sup>。

针对轴承的温升问题,目前国内的一些学者已做了大量的研究工作。陈湘江等<sup>[5]</sup>针对动压润滑轴承的温升,运用理论与实践相结合的方法,验证了设置合理的出油孔,能够较大程度上减小轴承的温升。但该研究针对的是油润滑静压轴承,并未涉及水润滑轴承。王芳芳等<sup>[6]</sup>针对轴承在高速运转过程中产生的发热问题进行了研究,设计了一种新型的水润滑多孔轴衬轴承并在腔体内开设有出油孔,从而达到了降低温升的目的。但该文仅从降低温升的角度进行了研究,并未考虑新型结构的力学性能。张四清等<sup>[7]</sup>研究了水润滑静压轴承最小膜层厚度和流量的变化情况,并运用实验的方法,验证了轴承的承载能力和流量与轴承的供水压力有关,但该文只考虑了供水压

· 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51373229)。

收稿日期: 2016-03-24

作者简介: 王健 (1989—), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦学与表面工程, E-mail: 113377396@qq.com。

为这一个因素,未考虑结构变化对轴承承载能力的影响。

基于前人的研究成果<sup>[2-4]</sup>,针对侧轴承在重载运转过程中,启动和停止阶段出现严重磨损情况以及轴承内部温升过高的问题,本文着重对侧轴承的内部结构进行改造。在轴承内部开设腔体结构,提高了轴承的承载能力;同时在轴承型腔内开设出水孔,加快了腔体内部水的循环,降低了轴承温升,提高了轴承使用寿命和运行精度。运用有限元法,对设计新型液静压轴承的力学性能进行研究,系统分析了进排水孔对侧轴承的应力、应变和位移的影响,为水利磨擦液静压轴承的优化设计提供理论基础。

## 1 侧轴承模型的建立

### 1.1 三维实体模型的构建

利用 SolidWorks 三维绘图软件绘制四腔长方形液静压侧轴承基本模型。在此基础上分别绘制不同直径进排水孔的侧轴承模型。绘制长方形腔边缘不同直径圆角的侧轴承模型。将建好的模型导入到有限元软件中进行分析,如图 1 所示,其中坐标系中的 X 轴为侧轴承的轴向方向,顺时针为轴承的运转方向。



图1 侧轴承实体模型

Fig. 1 Side bearing entity model

### 1.2 模型的基本参数

侧轴承是由轴套和外圈侧套两部分构成。但是为了计算方便简单,所以对模型进行了相应的简化处理,不再将侧轴承外圈侧套部分考虑在内,对侧轴承的单元属性和材料属性进行定义:外圈侧套为合金钢,其中,密度为  $7\ 800\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $206\text{ GPa}$ ,泊松比为  $0.25$ 。轴套材料为硬橡胶,密度为  $1\ 850\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $2.48\text{ MPa}$ ,泊松比为  $0.4$ 。同时,为了减小计算量,对模型的其他几何尺寸也进行了简化处理,具体几何结构尺寸见表1。根据表1所给模型的基本参数,利用 SolidWorks 绘制的轴承平面图如图 2 所示。

表1 模型几何尺寸

Table 1 Model geometry size

轴承外径	500 mm
长径比	2:1
腔体厚度	50 mm
轴承间隙	0.1 mm
圆角半径	15 mm
精度	2



图2 四腔侧轴承平面图

Fig. 2 Four cavity side bearing

## 2 有限元分析

将建好的模型导入到 ANSYS Workbench 软件中进行应力分析,设置好材料类型和单元属性。进行网格划分时,由于网格过多或过少会对计算时间和计算精度造成影响,所以对所述模型按照边界尺寸为  $0.005\text{ mm}$  进行网格划分,然后对模型进行添加约束载荷并施加载荷进行求解和计算。以图 1 所示的网格结构为例,划分后将得到如下结果:节点 603 634 个,单元 58 380 个,如图 3 所示。对模型进行固定约束,约束太多或者太少都会导致计算出现较大的偏差,所以对轴承的外表面施加全约束,以防止轴承轴向滑动,从而更接近实际情况。



图3 侧轴承三维模型网格划分图

Fig. 3 Side bearing mesh model figure

轴承内部无内槽和型腔情况下的动压润滑压力分布如图4所示<sup>[1]</sup>。假设开设内槽和型腔的轴承的压力分布近似满足图4所示的压力分布。先将轴承分割成许多较小的区域,根据图4所示的压力分布进行离散取值。将取好的压力值画到相应的区域内,输入数据运行运算。最后模拟得出应力、应变和位移三维模型图。计算时假设轴承运动状态是动静态润滑状态,运行工况为静态环境;轴承在轴周方向不发生位移;不考虑海水的惯性力。



图4 动压润滑压力分布

Fig.4 The pressure distribution of dynamic pressure lubrication

## 3 结果与讨论

### 3.1 进排水孔直径对轴承力学性能的影响

进排水孔连接外部水压力量,外部压力水通过进排水孔流入腔内,使得润滑液能够与整个摩擦副相接触。将轴颈与轴瓦分离减小摩擦,为内腔提供支撑压力。进排水孔直径的大小对水侧静压轴承的承载能力起着至关重要的作用。在设计轴承的过程中,轴承进排水孔的大小是其非常重要的参数。

轴承其他几何尺寸相同,取进排水孔直径为4、8、10、12、14、15、16、18 mm,分别建立轴承模型,并导入 ABAQUS Workbench 软件中,施加相同大小的载荷进行静力学分析,分别得到不同进排水孔直径下的应力、应变和位移三维图。

研究发现,不同进排水孔直径的轴承的应力、应变和位移差别不大,最大应力都出现在进排水孔处,其他位置的应力应变分布大体相似。为节省空间,文中只给出了  $D=15$  mm 时的应力、应变和位移三维图,如图5所示。

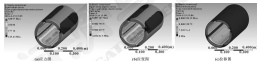


图5 进排水孔直径  $D=15$  mm 时轴承应力、应变、位移图

Fig.5 The stress, strain and displacement of the stem bearing with water inlet hole diameter of 15 mm (a) stress diagram; (b) strain diagram; (c) displacement diagram

图6 指出了进排水孔直径对轴承应力、应变的影响。可以看出,最大应力应变均是先减小后增大,再急剧减小,最后增大的变化趋势。当进排水孔直径  $d=15$  mm 时,最大应力和应变均最小,此时应力值为 32 897 Pa,应变值为  $2.367 \times 10^{-3}$ 。

综上所述,进排水孔对轴承的力学性能有着十分重要的影响。进排水孔过大或者过小都会导致应力值变大,不利于轴承本身的力学性能。当进排水孔直径  $d=15$  mm 时,轴承的最大应力、应变值最小,此时轴承的力学性能最优。



图6 不同进排水孔直径的轴承最大应力、应变图

Fig.6 Maximum stress and strain of the stem bearing with different diameters



### 3.2 出水孔的数量和直径对轴承泵力学性能的影响

当腔内充满水时,轴承泵内部的水循环主要是依靠内槽和端面来实现。但是当轴承内腔很小的情况下,仅仅依靠端面是不能完成腔内水的循环的,因而轴承内部温度会升高,极大地影响轴承的工作性能。为了加强腔内内部水循环,提高轴承的承载能力,在腔内内部开设出水孔,增大了轴承的泄水量,从而大大降低了轴承的温升。

轴承其他几何尺寸相同,建立直径分别为4、6、10、12、14、15、16、18、20 mm 单个和2个泄水孔的腔体轴承模型,导入到有限元软件中,施加相同的载荷,分别得到其应力、应变和位移参数。

图7给出了不同直径下,单个泄水孔和2个泄水孔轴承的最大应力图。可以看出,当轴承上开设单个泄水孔时,随着直径的增大,最大应力值呈波动的趋势,变化比较剧烈。当轴承上开设2个泄水孔时,随着直径的增大,最大应力值呈减小而增大再减小的趋势,总体呈减小的趋势,且相对单个泄水孔来说变化比较平缓,说明2个泄水孔时,轴承泵的力学性能比较稳定。当泄水孔直径  $D=16$  mm 时,此时的应力值最小为  $56.826$  Pa。



图7 不同直径下单个和2个泄水孔轴承的最大应力图

Fig 7 The maximum stress curves of the stem bearings with different diameter single hole and two holes.

图8给出了不同直径下,单个泄水孔和2个泄水孔的较大应变图。可以看出,单个和2个泄水孔的较大应变的变化趋势与图7中的最大应力变化趋势十分相似。2个泄水孔的较大应变变化比较平缓,当泄水孔直径  $D=16$  mm 时,应变值最小为  $7.823 \times 10^{-3}$ 。



图8 不同直径下单个和2个泄水孔轴承的较大应变图

Fig 8 The maximum strain curves of the stem bearings with different diameter single hole and two holes.

图9给出了不同直径下,单个泄水孔和2个泄水孔的最大位移图。可以看出,单个泄水孔的轴承泵最大位移值随着泄水孔直径的增加,先增加后减小,最后趋于稳定;泄水孔直径在4~10 mm 之间时最大位移值变化比较剧烈。其中  $D=8$  mm 时位移变化最大。2个泄水孔的轴承泵最大位移也是随着泄水孔直径的增加,先增大后减小,最后趋于稳定,但其最大位移值变化明显比较平缓,力学性能更加稳定。最大位移值表示轴承的较大变化量,一定程度上反映出轴承的刚度情况,最大位移值越小,说明轴承的刚度越大,性能越好。



图9 不同直径下单个和2个泄水孔轴承的最大位移图

Fig 9 The maximum displacement of the stem bearings with different diameter single hole and two holes.

从以上分析可以看出,无论从应力应变角度还是从位移角度分析,当轴承腔内开设2个泄水孔时的力学性能更加平稳,明显优于开设单个泄水孔的情况。同时,2个泄水孔分别位于腔体的两端,加快了腔内水的循环,使内部温度分布更加均匀,降低了轴承温升。当泄水孔直径  $D=16$  mm 时,最大应力值、最大应变值最小,力学性能最优。

### 3.3 过渡圆角半径对轴承泵力学性能影响

通过观察发现,轴承泵方形腔体结构四周边缘处应力集中现象比较明显。为了改善这种情况,提高轴承的力学性能,在长方形腔体的四边加工了半径分别为0.1、0.2、0.3、0.4、0.5 mm 的过渡圆角。将建好的模型导入到有限元软件中进行分析,分别得到轴承的应力、应变和位移三维图。

如图10所示,随着圆角半径的增加,长方形边缘处的应力逐渐减小,应力集中现象明显改善。当半径为0.5 mm 时,腔体边缘处应力集中现象基本消失,应力值也相应地减小。这是由于应力集中现象多出现在尖角、凹坑和平面过渡处,过渡圆角使得长方形腔体的边缘过渡更加平滑,受力更加均匀,所以就会减少应力集中现象的发生。

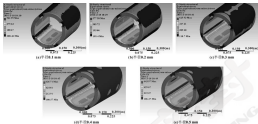


图 10 不同过渡圆角半径的轴承应力分布图

Fig 10 The stress of the bearings with different radius fillet

图 11 为不同过渡圆角半径的轴承应变分布图。可以看出, 应变的变化和图 10 中应力的变化是相同的。

随着半径的不断增大, 棱角即应力边缘处的应变逐渐减小。

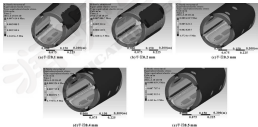


图 11 不同过渡圆角半径的轴承应变分布图

Fig 11 The strain of the bearings with different radius fillet

图 12 为不同过渡圆角半径的轴承位移分布图。可以发现, 不同过渡圆角半径下, 轴承的位移变化差别

很小。当圆角半径为 0.5 mm 时, 此时的最小位移值最小为 0.221 mm。

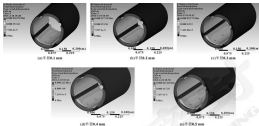


图 12 不同过渡圆角半径的轴承位移图

Fig. 12 The displacement of the bearings with different radius fillet

综上所述,在选择制轴承的型腔数目时,应尽量避免应力集中现象的出现,且边角处应尽量避免过渡锐角,在应力分布区域相同时应尽量降低其最大应力值。

#### 4 结论

(1) 进油孔过大或过小都不利于轴承本身的力学性能,进油孔过大会造成进油压力减小,过小会造成应力集中现象。选择合适尺寸的进油孔既能保证进油压力,又能优化轴承的力学性能。

(2) 采用 2 个进油孔时轴承的力学性能优于单个进油孔的力学性能,当进油孔直径  $\Phi 6 \sim \Phi 8$  mm 时,最大应力值、最大应变值最小,力学性能最优。

(3) 随着圆角型腔边缘处过渡圆角半径的增加,轴承的应力应变和位移逐渐减小,因此在设计型腔时,应尽量使各边角平滑地过渡。

(4) 进油孔经过圆角对制轴承的力学性能有比较大的影响,通过合理选择进油孔数量和直径,尽量使得边角平滑地过渡,可达到减小应力集中,提高轴承力学性能的目的。

#### 参考文献

- [1] 张成,王新平,李国峰.车床副轴轴承的研究需求及发展的思考[J].《中国三十卷区机械工工程学会科技论坛黑龙江省机械工工程学会 2007 年年会论文集》,2007.
- [2] 王新平,张成,陈忠惠.车床副轴轴承的工作原理及结构设计研究[J].《东北大学学报(自然科学版)》,2008,28(8): 600-602.

right and structure design of water lubricated bearings[J]. Journal of Jiamusi University (Natural Science Edition), 2008, 28(8): 600-602.

- [3] 陈国江,陈永辉,王金生.进油孔对螺旋沟槽静压滑动轴承性能的影响[J].《润滑与密封》,2007,32(8): 12-15.
- [4] CHEN H B, LIU C H, MA J K. Influence of the inlet hole on performance of a spiral oil-ridge hybrid journal bearing[J]. Tribulation Engineering, 2007, 32(8): 12-15.
- [5] 王立芳,陈群,李向群.新型水润滑静压高速主轴轴承的流场模拟[J].《润滑与密封》,2008,33(12): 20-24.
- [6] WANG F F, CHEN Y, ZHANG Y F. Simulation on the flow fields of a novel water-lubricated static and dynamic hybrid bearing for high-speed spindle[J]. Tribulation Engineering, 2008, 33(12): 20-24.
- [7] 张国清,宋小强,董旭丹.车床副轴高速静压轴承试验研究[J].《摩擦学学报》,2008,28(3): 236-244.
- [8] ZHANG C Y, TIAN X Y, MAO X H, et al. Experiments for water-lubricated high-speed hydrostatic journal bearings[J]. Tribology, 2008, 28(3): 238-244.
- [9] 侯良生,刘锦宇,张全胜.车床副轴深腔静压轴承的优化设计与试验[J].《机械工工程学报》,2008,42(11): 144-148.
- [10] WU L S, LIU Z Y, ZHANG H S, et al. Optimization Design And Experiment Of Journal Bearing With Deep Transverse Cavity[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 42(11): 144-148.
- [11] 熊国平.基于有限元法的螺旋沟槽轴承承载热仿真研究[D].武汉:武汉理工大学,2009.

DOI: 10.3969/j.issn.1007-1059.2017.03.011

## 二维晶体 $Ti_2C$ 的制备及对锂基润滑脂摩擦学性能的影响<sup>\*</sup>

张 恒 王李波 刘凡凡 高育鹏 周爱国 李 平 张仪华

(河南理工大学材料科学与工程学院 河南焦作 454003)

摘要: 采用氯化锂和盐酸溶液制取  $Ti_2AlC$  制备二维晶体  $Ti_2C$ , 利用 X 射线衍射 (XRD)、扫描电子显微镜 (FESEM) 对其结构和形貌特征进行表征。结果表明,  $Ti_2C$  被氯化锂和盐酸溶液完全剥离得到纯度较高的  $Ti_2C$  二维晶体。利用四球摩擦试验机考察  $Ti_2C$  作为锂基润滑脂添加剂的摩擦学性能, 并利用扫描电子显微镜 (FESEM) 和能谱分析仪 (EDS) 对摩擦副进行表面分析。结果表明, 二维晶体  $Ti_2C$  作为润滑添加剂可明显提高锂基脂的减摩抗磨性能。并在  $Ti_2C$  质量分数为 0.1%~0.25% 时具有较好的减摩性, 在质量分数为 0.25% 时具有较好的抗磨性; 在摩擦过程中润滑膜中的  $Ti_2C$  沉积在摩擦副表面, 形成具有优异摩擦学性能的高压保护膜。

关键词:  $MXene$ ;  $Ti_2C$ ; 锂基润滑脂; 摩擦学性能

中图分类号: TH226.2; TB117.1 文献标志码: A 文章编号: 1007-1059 (2017) 03-0011-05

## Preparation and Tribological Properties of $Ti_2C$ Nanosheets as Grease Additives

ZHANG Heng WANG Libo LIU Fanfan GAO Yupeng ZHOU Aiguo LI Ping ZHANG Yihua

(School of Material Science and Engineering, Henan Polytechnic University, Jiaozuo Henan 454003, China)

**Abstract:** Two-dimensional (2D) transition metal carbides  $Ti_2C$  were prepared by etching  $Ti_2AlC$  phase  $Ti_2AlC$  with ammonium fluoride and hydrochloric acid solution. The structure and morphologies of samples were characterized by X-ray diffraction (XRD) and field emission scanning electron microscope (FESEM). Results show that  $Ti_2AlC$  is etched as  $Ti_2C$  successfully with ammonium fluoride and hydrochloric acid solution. The tribological properties of the prepared  $Ti_2C$  nanosheets as an additive in lithium grease were evaluated with a four-ball tester and the worn surfaces were analyzed by FESEM and EDS. Results show that  $Ti_2C$  nanosheets as lubricating additives can obviously improve the friction reducing and anti-wear performance of base grease, which has good friction reducing property when its mass fraction is between 0.1% to 0.25 %, and has good anti-wear property when its mass fraction is 0.25%. The friction film is formed due to the deposition of  $Ti_2C$  in the surface of friction, which has good effect on friction reducing and anti-wear performance.

**Keywords:**  $MXene$ ;  $Ti_2C$ ; lithium grease; tribological performance

近年来, 二维层状纳米材料因其独特的结构和优异的物理化学性质而引起了广泛的研究, 并掀起了工程应用的热潮<sup>[1-4]</sup>。典型的二维晶体——石墨烯, 具有超薄的外形结构, 其优异的电性能、力学性能和光学性能等引起了高度的关注<sup>[5-7]</sup>。最近, NaGIBR

等<sup>[8]</sup>研究了一种新型类石墨二维结构的过渡金属碳化物或氮化物, 其结构与石墨烯 (Graphene) 相似, 被命名为  $MXene$ 。通常,  $MXene$  是利用氢氟酸溶液刻蚀  $MAX$  相, 剥离得到金属  $M$  层而得。 $MAX$  相是一类结合金属和陶瓷双重性质的层状过渡金属碳化物或氮化物<sup>[9-11]</sup>。目前, 所研究的  $MAX$  已超过 30 多种<sup>[12-14]</sup>, 其分子式表示为  $M_nX_{3n-1}$ , 其中,  $M$  是过渡金属,  $A$  是 IIIA、IV 主族元素,  $X$  是碳或氮。当  $n=1, 2, 3$ , 研究表明,  $MAX$  相具有典型的纳米层状结构, 作为润滑材料添加剂表现优异的摩擦学性能<sup>[15-17]</sup>。目前, 通过剥离  $MAX$  制备的  $MXene$  主要包括  $Ti_2C$ 、 $Ti_2C_x$ 、 $Ti_3C_2$ 、 $(Ti_2C)_x$ 、 $C$ 、 $(Ti_2C)_x$ 、 $C$ 、 $N$ 、 $SiC$ 、 $Si_3N_4$ 、 $Ti_3CN$  等<sup>[18]</sup>。通过酸相剥离得到的二维层状结构  $MXene$  具有很好的应用前

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51204031, 51472039, 51275056)。

收稿日期: 2016-09-28

作者简介: 张恒 (1990—), 男, 硕士研究生, 研究方向为聚合物/纳米复合材料。E-mail: zhanghengp@163.com

通信作者: 王李波 (1979—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为纳米与纳米复合材料及其摩擦学。E-mail: wanglibo573@hpu.edu.cn

第<sup>[2-4]</sup>。如研究发现, MXene 是作为锂离子电池负极的一种理想的材料<sup>[20-21]</sup>。Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 是第一个通过 HF 刻蚀 MAX 相 TiAlC<sub>2</sub> 而得到的二维晶体。由于 TiAlC<sub>2</sub> 中的 Ti-C 键是以共价键结合, Ti-Al 键以相对较弱的金属键结合, 所以 Al 原子容易被剥离而形成 Ti-C-Ti-C-Ti 的原子结合结构。研究表明, 由于 HF 溶液刻蚀 TiAlC<sub>2</sub> 制备 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>, 金属键的断裂致使 Ti 原子裸露, 表面活性大, 所以表面常带有 -OH、-F 等官能团<sup>[22]</sup>。HF 溶液是一种腐蚀性很强, 有毒且安全系数低的物质, 最近美国 Battman 课题组<sup>[23]</sup>研究一种新的方法制备 MXene, 通过 LiF 和 HCl 作为 HF 来源刻蚀 MAX 相成功制备出 MXene, 同时他们也会试了用 NaF、KF、CaF 和 GaF<sub>3</sub> 等氟盐与盐酸或硫酸刻蚀 MAX 相来制备 MXene。这不仅提高了制备过程的安全性同时也提高了产量。而且为探索新方法制备 MXene 开辟了新道路。

最近研究发现, 通过 HF 刻蚀 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 得到的 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>(OH)<sub>2</sub> 粉末片层作为润滑油的添加剂可有效提高润滑油的减摩抗磨性能<sup>[24]</sup>。本文作者尝试通过使用 NH<sub>4</sub>F 和 HCl 溶液刻蚀 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 制备了 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>, 并将其作为润滑油添加剂掺杂在锂基润滑脂中, 考察了不同质量分数的 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 对润滑脂润滑效果的影响, 并讨论了 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 作为添加剂在锂基润滑脂中的应用机制。

## 1 实验部分

### 1.1 实验条件

实验所用的 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 是以 Ti、Al、C 按 2:1:1:1 的摩尔比球磨原料。在 Ar 气氛保护下, 1400℃无压烧结保温 1 h, 冷却至室温机械破碎过 300 目筛, 粒径 25 μm 左右, 纯度为 99%, NH<sub>4</sub>F 纯度为 99%, 分析纯, 国药集团化学试剂有限公司生产; 草酸酐, 质量分数为 30%, 分析纯, 德昆化学试剂厂生产; 十二烷基硫酸钠, 山东鲁科化工集团有限公司生产; 氢氧化锂, 纯度为 99%, 分析纯, 上海阿拉丁试剂有限公司生产; 液体石蜡, 化学纯, 国药集团化学试剂有限公司生产; 石油醚, 分析纯, 沸程 30~60℃, 市售; 无水乙醇, 分析纯, 市售; 去离子水, 自制。

### 1.2 MXene 的制备

称取 5.0 g NH<sub>4</sub>F 溶于 30 mL 去离子水中, 再加入 30 mL 的 30% 的 HCl 超声分散均匀; 称取 5.0 g Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 粉末, 缓慢加入溶液中超声分散 30 min; 将溶液移至 PP 容器中, 温度保持在 40℃下磁力搅拌 45 h, 之后离心去除上清液, 将沉淀用去离子水清洗离心至上清液接近中性, 再用无水乙醇离心清洗 3~5 次, 最后在真空条件下 60℃下烘干得到。

### 1.3 MXene 的表征

采用 X 射线衍射仪 (XRD, Cu 靶和 Ni 射线源, BRADUANCE, 德国布鲁克 AXS 有限公司) 对 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 的晶体结构及物相进行分析表征, 扫描范围为 2θ = 5°~90°, 扫描速率为 4 (°)/min, 步长为 0.02°; 采用场发射环境扫描电镜 (FESEM, FEI Quanta 250 FEG) 观察样品的微观结构, 测试前样品喷金处理 60 s, 扫描测试电压 10 kV。

### 1.4 MXene 掺杂锂基润滑脂的制备

称取 10 g 氢氧化锂溶于 30 mL 去离子水中, 常温下磁力搅拌 1 h; 称取液体石蜡 250 g, 并加入一定量的十二烷基硫酸钠, 高速搅拌并同时缓慢加入氢氧化锂溶液, 升温至 100~120℃进行脱水, 皂化 3 h, 再升温至 250℃, 保温的同时再加入 250 g 液体石蜡, 搅拌 10 min 冷却至室温得到锂基润滑脂。锂基脂通过三辊磨体研磨机进行磨体 3 遍, 再添加不同质量的 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 进行磨体 3 遍, 制备出 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 质量分数分别为 0.05%、0.1%、0.25%、0.5%、1.0% 的润滑脂密封保存待用。

### 1.5 摩擦磨损实验

MMW-1 型行星立式方便摩擦磨损试验机上使用四球法检测 MXene 掺杂锂基润滑脂的摩擦磨损性能。实验采用的四球均为直径为 12.7 mm、硬度为 HRC60 的 GCr15 轴承钢球, 实验前钢球经石油醚超声清洗烘干处理。摩擦磨损实验条件: 室温, 负荷 294 N, 持续时间 1800 s。实验结束后, 将试球表面的润滑剂拭去并用光学显微镜观察磨损尺寸; 试球用石油醚清洗于净后, 采用场发射环境扫描电镜 (FE-SEM) 布鲁克能量谱仪 (EDS, Bruker Quantax 200 XFlash 6130) 观察钢球的磨损表面形貌和分析表面摩擦层的成分。

## 2 结果与讨论

### 2.1 MXene 的物相、结构表征

图 1 为 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 样品及氢氧化锂和盐酸溶液刻蚀后的粉末样品的 X 射线衍射 (XRD) 图谱, 可以看出, NH<sub>4</sub>F 和盐酸刻蚀后 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 在 12.9° (002)、33.8° (100)、36.2° (103) 处的特征峰基本消失或减弱; 在 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 的 XRD 图谱中, Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> 在 12.9° (002) 晶面的衍射峰偏移至 2.5° 形成 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> 的 (002) 晶面峰, 原相 (100) 晶面的峰强度显著减弱, 表示被刻蚀后 Ti-Al 金属键被破坏, Al 原子被剥离, 层间距增大。XRD 图谱显示 MAX 相经氟盐和盐酸溶液完全刻蚀得到纯度较高的 MXene。

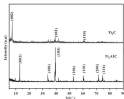
图1 Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>和Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>样品的X射线粉末衍射(XRD)谱图Fig.1 The XRD patterns of the samples of Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub> and Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>

图2显示了MAX相Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>以及剥蚀后的MXene Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>的扫描电镜(SEM)图片。其中,图2(a)为剥蚀前Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>的SEM照片,明显地可以看出其微观形貌为典型的层状陶瓷结构;从图2(b)可看出,Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>被HF/F<sub>2</sub>和HCl溶液剥蚀成二维层状晶体结构,原三维的层状结构已经完全被剥离开,形成纳米层状的单叠结构,其叠层厚度大约为100 nm,层间距平均约为200 nm。

(a) Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>(b) Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>

图2 剥蚀前后样品扫描电镜(SEM)照片

Fig.2 The picture of SEM before and after etching

(a) Ti<sub>3</sub>AlC<sub>2</sub>; (b) Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>

## 2.2 羟基聚丙烯酸钠的摩擦学性能

图3示出了羟基聚丙烯酸钠不同质量分数Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>掺杂的润滑剂润滑时的摩擦系数和磨痕直径。可以看出,当Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>的质量分数为0.05%时,摩擦系数有轻微的增大趋势;随着其质量分数增加至0.1%和0.25%时,测得的摩擦系数从纯基础油的0.083分别减小到0.085,下降了0.6%。此外,从磨痕直径的变化曲线可以看出,随着Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>添加量的增大,磨痕直径基本上呈减小趋势;虽然Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>质量分数为0.1%和0.25%时的摩擦系数相当,但是磨痕直径却随着Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>质量分数的增大而减小,可能是由于增大Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>的添加量使得润滑剂在摩擦表面形成更多的润滑膜,进一步阻止了磨痕直径的增大。

图3 Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>添加量对摩擦系数及磨痕直径的影响Fig.3 Effect of Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub> content on friction coefficient and wear scar size

## 2.3 钢球表面形貌分析

图4为羟基聚丙烯酸钠添加Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>质量分数为0.1%的润滑剂润滑作用下钢球的磨痕表面形貌SEM照片。从图4(a)和4(b)可以看出,在纯基础油润滑作用下,钢球表面不仅产生了由磨粒磨痕所导致的明显宽而深的犁沟,而且在滑动摩擦过程中产生腐蚀性磨痕,磨痕在温度较高的摩擦面形成氧化膜造成严重的磨蚀磨痕;从图4(c)和4(d)可以看出,在质量分数0.1%的Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>掺杂润滑剂润滑下,钢球摩擦表面的犁沟明显减轻,而且宽度变窄,有磨痕从摩擦表面剥离下表面形成表面轻微的磨痕,相比之下其磨痕直径更小,也就是说表面磨痕情况更轻,可能是Ti<sub>3</sub>C<sub>2</sub>的添加在2个摩擦副之间形成了润滑保护膜,阻止了2个摩擦副的接触点在高载荷作用下直接接触,从而未产生表面严重的破坏,摩擦面也相对较为光滑。

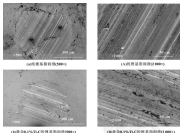


图4 钢球磨削表面形貌

Fig. 4 The microstructure of ball's grinding spots: (a) and (b) surfaces lubricated by lithium grease; (c) and (d) surfaces lubricated by lithium grease with 0.1%  $\text{Ti}_3\text{C}_2$

为进一步研究  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  作为锂基脂添加剂的作用机制,验证对磨表面润滑膜的形成,进一步对纯基础脂和掺杂  $\text{MXene}$  的润滑剂磨削作用下的钢球磨削表面进行能谱 (EDS) 分析,结果分别如图 5、6 所示。

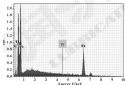


图5 纯润滑剂润滑下钢球磨削表面能谱分析

Fig. 5 Energy spectrum analysis (EDS) of grinding steel ball near spot surface lubricated by grease without  $\text{Ti}_3\text{C}_2$

在纯润滑剂润滑作用下,钢球磨削表面的 Ti 质量分数仅为 0.3%, C 质量分数为 3.25%; 在添加了  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  的润滑剂润滑作用下,其摩擦表面的 Ti 和 C 质量分数分别增加至 0.33% 和 6.96%, Ti 和 C 元素含量的增

加说明在摩擦过程中  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  可能会吸附在对磨的摩擦表面,而且在较高的摩擦热和负载压力作用下与钢球基底粘结在一起;另外,由于摩擦过程中触点会产生高温,  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  易被氧化成  $\text{TiO}_2$ , 沉积在表面并形成保护膜,因此钢球磨削表面比没有添加  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  的润滑剂润滑时更为光滑平整。通过 EDS 图谱及元素分布的分析,可以得出在摩擦过程中  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  沉积在摩擦表面发生摩擦化学反应形成润滑膜及保护摩擦表面的作用,这与钢球磨削 SEM 分析结果相吻合。

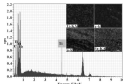
图6 添加 0.1% 的  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  润滑剂润滑下钢球磨削表面能谱分析及元素面分布图

Fig. 6 Energy spectrum analysis (EDS) of grinding steel ball near spot surface lubricated by grease with 0.1%  $\text{Ti}_3\text{C}_2$

### 3 结论

(1) 采用 $\text{NH}_4\text{F}$ 和 $\text{HCl}$ 溶液代替氢氟酸溶液刻蚀 $\text{MAX}$ 相 $\text{Ti}_3\text{AlC}$ 成功制备出二维晶体 $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 。

(2)  $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 作为减摩涂层添加能明显改善基体材料的耐磨性能。且 $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 质量分数为0.1%时的减摩性能最为优异; 添加质量分数0.25%  $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 的耐磨层的减摩性能有明显改善。

(3) 在摩擦过程中 $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 掺杂层基体耐磨层中的 $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 沉积在摩擦副表面, 发生物理化学变化形成具有优异摩擦学性能的减摩保护膜, 从而改善了耐磨层的减摩耐磨性能。

### 参考文献

- [1] 汤磊, 肖望坚, 郑超, 等. 类石墨 $\text{Ti}_3\text{C}_2$ 二维材料及其在电子器件上的应用[J]. 物理化学学报, 2013, 29(14): 4607-4617.  
TANG L, XIAO W J, ZHENG C, et al. Graphene-like multilayers: new candidate and its application in optoelectronic device[J]. Acta Physico-Chimica Sinica, 2013, 29(14): 4607-4617.
- [2] YABUSHI K Z, KLYAMENKO, BUDNICKI R, et al. Dispersible colloidal oxide nanosheets and their application as a selective membrane[J]. Science, 2011, 334(6082): 70-73.
- [3] 宋礼, 武鹏, 刘军, 等. 新型二维晶体材料的研究进展[J]. 中国科学技术大学报, 2014, 44(5): 429-438.  
SONG L, WU P, LIU Q, et al. Advanced progress of two dimensional carbon-based materials[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2014, 44(5): 429-438.
- [4] 唐成斌, 王立平, 薛海强. 石墨烯摩擦学及石墨烯基复合耐磨材料的研究进展[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(1): 80-112.  
TANG C B, WANG L P, XUE H Q. Progress of tribology of graphene and graphene-based composite lubricating materials[J]. Tribology, 2014, 34(1): 80-112.
- [5] 陈忠堂, 张一伟, 吴国超, 等. 石墨烯的制备及应用的最新进展[J]. 物理通报, 2013, 34(7): 755-763.  
CHEN Z T, WU Y M, WU A N Q, et al. Progress on preparation of graphene and its application[J]. Bulletin of the Chinese Ceramic Society, 2013, 34(7): 755-763.
- [6] YABUSHI K Z, MURKIN M C, KANATYONOV M C, et al. Liquid exfoliation of layered materials[J]. Science, 2010, 329(5938): 11-15.
- [7] KISHIMOTO S, KISHIMOTO H. Simulation of heat conduction in suspended graphene flakes of variable shapes[J]. Journal of Nanoelectronics and Optoelectronics, 2008, 3(3): 249-268.
- [8] MCELROY F J, KAMINSKI T K, ZHANG T, et al. Optical properties of large-area polycrystalline chemical vapor deposited graphene by spectroscopic ellipsometry[J]. Applied Physics Letters, 2008, 93(23): 233101-1-3.
- [9] KHALIL M Z, SUNG A K, KHALIL M W, et al. Effect of electron irradiation on graphene layer grown by chemical vapor deposition[J]. Journal of Applied Physics, 2012, 111(064307): 1-5.
- [10] NAGHBI M, MICHAELS V N, BAKHSHI M W, et al. 2016

unimodular antiferromagnet: a new family of two-dimensional materials[J]. Advanced Materials, 2014, 26(7): 902-908.

- [11] MARGALY T, ZHANG Y, BAKHSHI M W. Synthesis and characterization of  $\text{Ti}_3\text{AlC}_2$ [J]. Journal of the American Ceramic Society, 2009, 92(4): 823-832.
- [12] BAKHSHI M W, BAKHSHI M W. MAX phases: bridging the gap between inorganic ceramics[J]. Bulletin of American Ceramic Society, 2013, 92(1): 20-27.
- [13] SUN Z M. Progress in research and development on MAX phases: a family of layered ternary compounds[J]. International Materials Reviews, 2011, 56(2): 143-168.
- [14] BAKHSHI M W, BAKHSHI M. Elastic and mechanical properties of the MAX phases[J]. Annual Review of Materials Research, 2011, 41(1): 199-227.
- [15] GUPTA S, BAKHSHI M W. On the tribology of the MAX phases and their composites during dry sliding: a review[J]. Wear, 2011, 271: 1878-1894.
- [16] SUN Z M, ZHANG Y C, LI X. Tribological behavior of  $\text{Ti}_3\text{AlC}_2$  based material[J]. Journal of Materials Science & Technology, 2002, 18(2): 147-149.
- [17] CAO Y, WANG L, LI X T, et al. Preparation of  $\text{MXene}/\text{Ca}_2\text{O}$  nanocomposite and effect on thermal decomposition of ammonium nitrate[J]. Solid State Sciences, 2014, 35: 62-65.
- [18] HU Q K, SUN D D, HU Q H, et al. MXene: a new family of promising hydrogen storage materials[J]. The Journal of Physical Chemistry A, 2013, 117(31): 81259-81260.
- [19] XIE D, LI J, NAGHBI M, et al.  $\text{Ti}_3\text{AlC}_2/\text{MXene}$  as a high capacity electrode material for metal (Li, Na, K, Ca) ion batteries[J]. ACS applied materials & interfaces, 2014, 6(14): 11173-11179.
- [20] 孙丹丹, 唐海强, 李正军, 等. 新型二维晶体 MXene 的研究进展[J]. 人工晶体学报, 2014, 43(11): 2690-2696.  
SUN D D, HU Q K, LI X Y, et al. Research progress of new two-dimensional MXene crystals[J]. Journal of Synthetic Crystals, 2014, 43(11): 2690-2696.
- [21] NAGHBI M, COFFEY J, DENTON R, et al. MXene: a promising transition metal carbide anode for lithium-ion batteries[J]. Electrochemistry Communications, 2012, 18(1): 61-64.
- [22] SUN D D, WANG M H, LI X Y, et al. Two-dimensional  $\text{Ti}_3\text{C}_2$  as anode material for Li-ion batteries[J]. Electrochemistry Communications, 2014, 47: 80-83.
- [23] KIM H J, NAGHBI M, ZHANG M Q, et al. High mass loading, binder-free MXene anodes for high areal capacity Li-ion batteries[J]. Electrochimica Acta, 2015, 163: 238-251.
- [24] CHEN M, LOKATRAYA M K, ZHANG M Q, et al. Conductive two-dimensional titanium carbide "Clay" with high volumetric capacitance[J]. Nature, 2014, 516: 78-81.
- [25] ZHANG X, XUE W, WANG N, et al. preparation and tribological properties of  $\text{Ti}_3\text{C}_2/\text{PBI}$  nanocomposites as additives in bearing oil[J]. RSC Advances, 2015, 5: 2782-7.



## 三瓦翻转压力坝轴承设计参数对承载能力的影响

张 楷<sup>1</sup> 吴新斌<sup>1</sup> 毛德善<sup>2</sup>

(1. 海军工程大学动力工程学院 湖北武汉 430033; 2. 94206部队 山东青岛 266008)

**摘要:**建立三瓦压力坝轴承的几何模型并求解油膜厚度分布,基于雷诺方程建立滑动轴承理论模型,采用单元流膜平衡法求解复杂轴颈结构的 Reynolds 方程并用 MATLAB 求解,得到轴承承载力,采用载荷均布条件和模式搜索相结合的方式来求解载荷方向下的轴承静态特性,并得到载荷均布的油膜厚度分布与压力分布,分别改变压力坝轴承结构参数,分析各参数对轴承承载能力的影响,结果表明,椭圆率和轴承长径比对轴承承载力影响较大,其他参数影响相对较小,随着椭圆率和轴承长径比的增加轴承承载力提高。

**关键词:**三瓦压力坝轴承;承载力;单元流膜法;模式搜索

**中图分类号:**TH133 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-0602(2017)03-0019-06

## Effect on Load Capacity by Design Parameters of Inverted Three-Lobe Pressure Dam Bearing

ZHANG Kai<sup>1</sup> WU Xinbin<sup>1</sup> MAO Deshan<sup>2</sup>

(1. School of power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan Hubei 430033, China;

2. PLA Unit No.94206, Qingdao Shandong 266008)

**Abstract:** The geometric model of inverted three-lobe pressure dam bearing was built, and the distribution of oil film thickness was analyzed. The theory model of sliding bearing was established based on Reynolds equation. The carrying capacity of the sliding bearing was obtained by using unit flow balance method to discretize the Reynolds equation of complex structure lobe and using Matlab to solve difference equation. Combining the load conditions with pattern search, the static characteristic of bearing was got with fixed load orientation, and the oil film thickness distribution as well as the pressure profile was also got. By changing different structural parameters of bearing in proportion, respectively, the effects on load capacity by each parameters of the bearing were analyzed. The results show that the effects of ellipticity and length-to-diameter ratio of bearing on the load capacity are larger, while the effects of other parameters are smaller. With the increasing of ellipticity and length-to-diameter ratio, the load capacity of the sliding bearing is increased.

**Keywords:** inverted three-lobe pressure dam bearing; carrying capacity; flow balance method; pattern search

随着现代发动机技术的不断发展,涡旋机械需在更大功率、更快转速下运行,因此轴承也需要承受更大载荷、适应更快转速。压力坝轴承因其高速、高压下的稳定性优于普通圆柱滚动轴承。在高速转动的机械中得到广泛认可。且采用多瓦轴承时可以提高负载能力并增加稳定性<sup>[1]</sup>。在实际机械中,压力坝轴承是液泵和超临界汽轮机的主要支承部件<sup>[2]</sup>。大量的理论研究表明,两瓦压力坝轴承的稳定性优于普通圆柱轴承<sup>[3-6]</sup>,并通过实验得到了验证<sup>[7-11]</sup>。1963年,ROCHTA 等<sup>[12]</sup>就开始了对于三瓦翻转压力坝轴承的研究。

研究发现,三瓦翻转压力坝轴承的稳定性优于普通三瓦翻转轴承。2012年,BAIRA 等<sup>[13]</sup>将两瓦轴承加入压力坝结构,研究表明压力坝结构对轴承的稳定性有很大提高。本文作者将 MAJUM 等<sup>[14]</sup>提出的三瓦翻转压力坝轴承进行一定的理论研究,分析其设计参数对承载能力的影响程度,从而为此类轴承参数的设计提供参考。

### 1 三瓦翻转压力坝滑动轴承理论模型

#### 1.1 三瓦翻转压力坝轴承几何模型

三瓦翻转压力坝轴承模型如图1所示,总宽度为 $L$ 的轴承的 $120^\circ$ 瓦圈位置则切一个深度为 $\delta_0$ 、宽度为 $\delta_0$ 的台阶,同时在 $2^\circ$ 瓦和 $2^\circ$ 瓦的瓦圈上也切到了深度为 $\delta_0$ 、宽度为 $\delta_0$ 的台阶槽。瓦之间的连接处设有油槽与油孔。对于一个与轴承同轴的转子,因其与轴瓦不同轴,与轴瓦之间有两个参考间隙:外圈圆半径

• 基金项目:海军科研项目(8230A009A0002)。

收稿日期:2016-04-03

作者简介:张楷(1990—),男,硕士研究生,研究方向为机械设计及优化。E-mail: zkgds\_439@163.com。

间隙 $a$ 和内部中心线间隙 $a_0$ 。因此,与轴颈中心 $O$ 相比,每一片瓦的中心移动了 $r-a_0$ 的距离, $I'$ 瓦中心为 $O_1$ , $II'$ 瓦中心为 $O_2$ , $III'$ 瓦中心为 $O_3$ 。

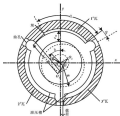


图1 三瓦制轴颈为深油膜润滑示意图

Fig. 1 Schematic of inverted three-leaf bearing deep lubrication

图1中, $O_0$ 为轴颈实际的几何中心; $\phi$ 为笛卡尔坐标系中的偏转角(垂直向下); $r_0=\overline{OO_0}$ 为轴颈相对于轴颈中心的偏心率; $r_1=\overline{OO_1}$ 为轴颈相对于 $I'$ 瓦的偏心率; $r_2=\overline{OO_2}$ 为轴颈相对于 $II'$ 瓦的偏心率; $r_3=\overline{OO_3}$ 为轴颈相对于 $III'$ 瓦的偏心率,把以上参数进行简化一般可得:

$$\text{偏心率 } \bar{e}=(r-r_0)/r=(1-\varepsilon)/\varepsilon$$

$$\text{离心率 } \varepsilon=r_0/r; \quad \bar{e}_1=r_1/r; \quad \bar{e}_2=r_2/r; \quad \bar{e}_3=r_3/r$$

设 $l_1$ 和 $l_2$ 分别为顶部、侧部的长度,则

$$l_1=2R\bar{e}, \quad l_2=R\left(\frac{2}{3}\bar{e}-\bar{e}-2\bar{e}\right)$$

根据几何关系可得不同瓦的离心率与偏转角为

$$e_1=\sqrt{r^2+d^2-2rd\cos\phi}$$

$$e_2=\sqrt{r^2+d^2-2rd\cos(2\pi/3-\phi)}$$

$$e_3=\sqrt{r^2+d^2-2rd\cos(2\pi/3+\phi)}$$

$$\phi_1=\pi-\arcsin(x\sin\phi/e_1)$$

$$\phi_2=\pi+\arcsin(x\sin(2\pi/3-\phi)/e_2)$$

$$\phi_3=\pi-\arcsin(x\sin(2\pi/3+\phi)/e_3)$$

侧部压油槽的位置如图2所示。由于侧压油的深度足够深,可以不考虑其内流体的水动力效应。

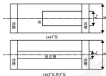


图2 瓦侧压油槽

Fig. 2 Inverted leaf schematic

## 1.2 Reynolds 方程

利用流体力学动量守恒“油膜厚度远小于周向和轴向长度”的形状特点,将形同图2所示,将 Navier-Stokes 方程进一步简化,然后代入流体的连续性方程,得到 Reynolds 方程。简化过程中引入下列假设条件<sup>[1]</sup>:

- (1) 流体为连续性;
- (2) 流体为层流;
- (3) 流体不可压缩;
- (4) 满足 Navier-Stokes 方程;
- (5) 忽略流体惯性影响。

得到定常 Reynolds 方程为

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

式中: $x$ 为油膜问题水平坐标( $m$ ); $z$ 为油膜问题轴向坐标( $m$ ); $h$ 为楔形间隙高度( $m$ ); $\mu$ 为润滑油动力粘度( $Pa\cdot s$ ); $p$ 为油膜压力( $Pa$ ); $\omega$ 为角速度( $rad/s$ )。

$$\text{令 } \bar{x}=\frac{2x}{D}, \quad \bar{z}=\frac{z}{L}, \quad \bar{h}=\frac{h}{D}, \quad \bar{p}=\frac{2\mu\omega}{\rho D}\left(\frac{r}{D}\right)^2, \quad \text{对方程}$$

(1) 进行量纲一化,得到量纲一化雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left(\frac{\bar{h}^3}{3}\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}\right)+\left(\frac{\bar{h}}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\frac{\bar{h}^3}{12}\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)=\bar{e}\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}} \quad (2)$$



图3 油楔形间隙

Fig. 3 Film wedge gap

### 1.3 基于压力的滑移轴轴承膜厚度设计

根据压力侧看轴轴承结构特点,油膜厚度主要分为3个区域:1'瓦区、2'瓦区和3'瓦区,每个区域都有四瓦2个位置,以1'瓦为例进行说明,见图4。



图4 油膜厚度计算示意图(1'瓦)

Fig.4 Calculation schematic of film thickness (1st pad)

由图4可知,1'瓦凸点油膜厚度公式为

$$h_{11}R + e_{11} \cos \theta = \sqrt{R^2 - (e_{11} \sin \theta)^2} \quad (3)$$

式中:  $\theta \in [2\pi/3 - \phi_1 + \theta_1, 4\pi/3 - \phi_1 + \theta_1]$ 。

凹点油膜厚度公式为

$$h_{12}R + e_{12} \cos \theta = \sqrt{R^2 - (e_{12} \sin \theta)^2} + \delta_{12} \quad (4)$$

式中:  $\theta \in [2\pi/3 - \phi_1 + \theta_1, 2\pi/3 + \theta_1 - \phi_1 + \theta_1]$ 。

同理可得2'瓦和3'瓦的油膜厚度公式,此处不再赘述。

### 2 Reynolds 方程数值求解

通过数值方法求解式(2)可得轴颈瓦的压力分布,对压力进行积分可求出承载力,接着可解轴承力求轴偏转角。式(2)是二阶非线性偏微分形式,因此采用有限差分法结合单元流量平衡法来求解。

#### 2.1 单元流量平衡法

对式(2)进行差分求解,需先将油膜进行网格划分,如图5所示,然后对节点的油膜压力的径向代替偏导数,将式(2)离散化为代数方程组。因压力侧轴承存在油膜厚度突变,而在突变位置不能直接差分,因此,基于Navier-Stokes方程和不可压缩流体连续性方程,采用单元流量平衡法<sup>[21]</sup>求油膜厚度突变位置进行求解。

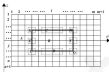


图5 网格划分示意图

Fig.5 Meshing schematic

如图5所示,把 $\theta$ 和 $x$ 方向网格分别均分为 $m$ 和 $n$ 个,步长分别为 $\Delta\theta$ 和 $\Delta x$ ,其中粗实线表示油膜厚度突变位置,即压力侧或压力侧边缘。

在 $k$ 和 $k+1$ 区域,不考虑轴瓦边界(边界直接固定值作为边界条件),方程(2)左右各项可离散为

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{B}{L} \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{L} \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{B}{L} \frac{\partial}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \right) \right] \left( \frac{p_{k+1} - p_k}{\Delta x} \right) \Delta x \\ & = \left( \frac{B}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{B}{L} \frac{\partial}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{12} \left( \frac{B}{L} \right)^2 \left[ \left( \frac{p_{k+1} - p_k}{\Delta x} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \right. \\ & \quad \left. \left( \frac{p_{k+1} - p_k}{\Delta x} \right) \right] \Delta x \\ & = \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{B}{L} \right)^2 \left( \frac{p_{k+1} - p_k}{\Delta x} \right) \Delta x \end{aligned}$$

则得到的静态雷诺方程压力求解公式为

$$\frac{A_{k,j} p_{k+1,j} + B_{k,j} p_{k,j} + C_{k,j} p_{k-1,j} + D_{k,j} p_{k,j} - F_{k,j}}{E_{k,j}} \quad (5)$$

其中

$$A_{k,j} = 4B_{k,j}^2, B_{k,j} = 4B_{k,j}^2, C_{k,j} = \left( \frac{B}{L} \right)^2,$$

$$\left( \frac{\Delta \theta}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{B}{L} \right)^2, D_{k,j} = \left( \frac{B}{L} \right)^2 \left( \frac{\Delta \theta}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{B}{L} \right)^2, E_{k,j} = A_{k,j} + B_{k,j} + C_{k,j} + D_{k,j}, F_{k,j} = 12 \Delta \theta \Delta x \left( \frac{B}{L} \right)^2 \left( \frac{p_{k+1,j} - p_{k,j}}{\Delta x} \right)$$

由于在其他区域存在油膜厚度突变,取油膜的单元控制体 $\Delta x = \Delta x$ ,见图6,根据流体的不可压缩性与质量守恒,可得

$$Q_1 - Q_2 + Q_3 - Q_4 = 0 \quad (6)$$

其中

$$Q_1 = \Delta \left[ \frac{ik}{2} - \frac{k'}{12\eta} \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 \right],$$

$$Q_2 = \Delta \left[ \frac{ik}{2} - \frac{k'}{12\eta} \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 \right], \quad Q_3 = \Delta \left[ -\frac{k'}{12\eta} \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 \right],$$

$$Q_4 = \Delta \left[ -\frac{k'}{12\eta} \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 \right],$$

$$\left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 = \frac{\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i}}{\Delta x}, \quad \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 = \frac{\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i}}{\Delta x},$$

$$\left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 = \frac{\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i}}{\Delta x}, \quad \left( \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_1 = \frac{\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i}}{\Delta x}.$$

把上述各式代入式 (6) 得

$$\bar{p}_{x,i+1} = \bar{p}_{x,i+1} + \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_{x,i+1} + \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_{x,i+1} -$$

$$\left[ \bar{p}_1 + \bar{p}_2 + \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_1 + \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_1 \right] \bar{p}_{x,i} = 3\alpha \Delta \theta (\bar{p}_1 - \bar{p}_2) \quad (7)$$



图4 油膜示意图

Fig. 4. Film equilibrium schematic

根据图5轴瓦结构以及公式 (7), 对油膜厚度阶跃变化位置进行分段, 当点  $(i, j)$  处存在厚度不连续变化,  $k_{x,j}$  表示第  $j$  角向通孔点  $(i, j)$  的油膜厚度, 如图6中  $k_{x,j}$  假如与坐标轴上点  $(i, j) \neq$  正向的相邻网格单元之间连续, 则取点  $(i, j)$  的油膜厚度, 否则取  $\neq$  正向相邻网格单元的油膜厚度,  $k_{x,i+1}$ ,  $k_{x,i}$ ,  $k_{x,i}$  的事项类似。

由于油膜厚度连续的相邻网格单元厚度值相差很小, 为了编程与计算方便, 上述  $k_{x,i+1}$ ,  $k_{x,i+1}$ ,  $k_{x,i}$  和  $k_{x,i}$  可近似作如下简化:

$$k_{x,i+1} = \min(k_{x,i+1}, k_{x,i}), \quad k_{x,i+1} = \min(k_{x,i+1}, k_{x,i})$$

$$k_{x,i+1} = \min(k_{x,i+1}, k_{x,i}), \quad k_{x,i+1} = \min(k_{x,i+1}, k_{x,i})$$

其中  $\min$  表示取括号里的最小值。

在图5中A、B以外区域, 油膜厚度存在突变, 把式 (7) 化简式 (5), 得到参数:

$$A_1 = \bar{p}_{x,i+1}, \quad B_1 = \bar{p}_{x,i+1}, \quad C_1 = \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_{x,i+1},$$

$$B_2 = \left( \frac{\Delta \eta}{12\eta} \right)' \bar{p}_{x,i+1}, \quad B_3 = A_1 + B_1 + C_1 + B_1, \quad F_{x,i} = 3\alpha \Delta \theta$$

$$(\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i+1})$$

## 2.2 Reynolds 边界条件与收敛准则

目前 Reynolds 边界条件广泛被应用到数值计算中, 在大偏心率条件下, 它所得到的结果与实验数据能够很好地吻合<sup>[1]</sup>, 因此计算时选择 Reynolds 边界条件, 即

$$\frac{\partial \eta}{\partial x} = 0, \quad \bar{p} = 0,$$

采用超松弛迭代法进行计算, 在数的计算过程中引入边界条件, 因每单元的角度不同, 具体为

$$\frac{\partial \eta}{\partial x} = \frac{1}{2}, \quad \bar{p} = 1; \quad \theta = \omega_1, \quad \frac{\partial \eta}{\partial x} = 0; \quad \omega_1 = \theta \sin \omega_1,$$

$$\frac{1}{2} \sin \omega_1 = \frac{1}{2}, \quad \bar{p} = 1$$

式中:  $\omega_1$  为空白位置;  $\omega_1, \omega_1$  为油膜起始终止角。

数值计算收敛条件:

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |\bar{p}_{x,i+1} - \bar{p}_{x,i}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |\bar{p}_{x,i}|} \leq 10^{-4}$$

## 2.3 承载力、偏位角的计算公式

油膜承载力  $F$ , 沿偏心方向的切向力  $F_x$  和垂直于偏心方向的法向力  $F_y$  的无量纲化形式分别为

$$f_x = \frac{2\eta v'}{\mu \omega L R^2} F_x = \int_{-\omega_1}^{\omega_1} \int_{\omega_2}^{\omega_3} \bar{p} \sin \theta d\theta d\omega \quad (8a)$$

$$f_y = \frac{2\eta v'}{\mu \omega L R^2} F_y = \int_{-\omega_1}^{\omega_1} \int_{\omega_2}^{\omega_3} \bar{p} \cos \theta d\theta d\omega \quad (8b)$$

$$f = \frac{2\eta v'}{\mu \omega L R^2} F \quad (8c)$$

式中:  $\theta$  为最小油膜厚度坐标系统中的坐标。

偏位角:

$$\phi = \arctan \frac{f_y}{f_x} \quad (9)$$

## 2.4 最小油膜厚度

与一般滑动轴承不同, 由于所研究的压力膜滑动轴承3个轴瓦存在不同的中心位置, 求轴瓦油膜压力分布时, 最小油膜厚度位置最初是不知的, 因此计算时需要引入约束条件: 轴承承载力方向与外载荷方向一致, 即轴承油膜厚度坐标单位位置  $\omega_{min}$ , 轴承偏位角  $\phi$  与轴承外载荷方向  $\omega_{min}$  满足  $\omega_{min} = \phi + \omega_{min}$ , 因此采用模式搜索法来寻找最小油膜厚度位置, 进而得到

满足受力平衡的油膜压力分布<sup>[12]</sup>。

具体步骤为

(1) 确定目标函数  $\min \|d_{\text{min}} - d_{\text{max}} - \delta\|$ ;

(2) 计算初始点的目标函数值  $f(x_0)$ ,  $x_0$  为初始点;

(3) 计算下一点  $x_1 = x_0 + \Delta$ ,  $x_0$  为搜索方向,  $\Delta$  为步长;

(4) 如果  $f(x_0 + \Delta) < f(x_0)$  更逼近目标函数, 表示搜索成功, 则  $x_0 = x_0 + \Delta$ , 且搜索中心变为  $x_0$ , 并以  $\Delta = \Delta/2$  为步长 ( $\Delta > 1$ ), 如果  $f(x_0)$  更逼近目标函数, 则表示搜索失败, 以  $x_0 = x_0 - \Delta$  为中心, 以  $\Delta = \Delta/2$  为步长 ( $\Delta < 1$ );

(5) 重复 (1) — (4) 的操作直到找到满足目标函数条件的点为止。

偏位角一般为  $0^\circ \sim 90^\circ$ , 因此设定油膜厚度初始值  $d_{\text{min}} = 100^\circ$ ,  $\Delta = 2^\circ$ , 方向设为  $x_1 = 1$ ,  $x_2 = -1$ ,  $\Delta = 1.1$ ,  $\Delta = 0.7$ , 终止条件为  $\min \|d_{\text{min}} - d_{\text{max}} - \delta\| = 10^{-3}$ 。

由于实际条件的限制, 引入 2 个限制边界条件:

(1)  $d_{\text{min}} = 100^\circ$ ; (2)  $d_{\text{min}} - d_{\text{max}} = 10^\circ$ 。

通过模式搜索可以得到符合特定条件的求载力方向, 进而为后续计算轴承静态特性提供条件。

## 2 仿真计算分析

轴承的设计参数主要有轴转速  $n$ 、压力倾角度  $\alpha$ 、量纲一压力倾深度  $L_1$ 、量纲一压力倾宽度  $L_2$ 、量纲一滚道宽度  $L_3$ 、侧油槽角度  $\beta$ 、轴承半径间隙  $e$ 、松松度  $L/\psi$ 。通过改变以上参数的大小, 计算轴承载荷大小, 分析各参数对轴承承载能力的影响。

### 2.1 初始条件

表 1 给出了轴承参数, 其中部分参数是参考文献 [7] 中的数据。

表 1 轴承参数

Table 1. Bearing parameters

轴转速 $n$	0.3	轴转速 $n$	0.4
初始偏位角 $\phi/(^\circ)$	30	压力倾角度 $\alpha/(^\circ)$	30
量纲一压力倾深度 $L_1$	1.5	量纲一压力倾宽度 $L_2$	0.2
量纲一滚道宽度 $L_3$	20	量纲一滚道宽度 $L_4$	0.20
侧油槽角度 $\beta/(^\circ)$	30	半径间隙 $e/\text{mm}$	0.005

### 2.2 仿真结果与分析

图 7 示出了压力倾轴承沿轴向展开的油膜厚度分布, 滚道槽和侧油槽区域取约 10 倍正常油膜厚度大小, 从而使其可忽略水动力特性。



图 7 油膜厚度分布

Fig. 7. Distribution of the thickness distribution

图 8 所示为压力倾轴承表 1 中参数计算得到的压力分布, 左 1/3 为  $1^\circ$  瓦的压力分布, 中间 1/3 为  $2^\circ$  瓦的压力分布, 右 1/3 为  $3^\circ$  瓦压力分布, 从图中可知  $2^\circ$  瓦为主要承压区。



图 8 轴承压力分布

Fig. 8. Distribution pressure distribution

图 9 示出了不同参数下采用控制变量法计算得到的量纲一求载力, 可以看出, 轴转速和  $L/\psi$  对轴承求载力影响较大, 成正相关; 压力倾角度、压力倾宽度、滚道槽宽度、侧油槽角度对轴承求载力影响较小, 成负相关; 压力倾深度、轴承半径间隙几乎无影响。

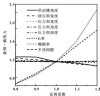


图 9 不同参数下量纲一求载力

Fig. 9. Dimensionless load factor for different

图 10 示出了不同参数下采用控制变量法计算得到的最小—最大油膜压力。可以看出, 椭圆率  $\varepsilon$  和  $L/D$  对轴承最大油膜压力影响较大, 成正比相关; 供油槽角度对轴承最大油膜压力影响较小, 成负相关; 压力楔角度、压力楔深度、进油槽宽度、轴承中心间距几乎无影响。



图 10 不同参数下最小—最大油膜压力

Fig. 10 Distribution maximum film pressure parameters for different parameters

#### 4 结论

建立三瓦面力场轴承的几何模型并通过分析得到油膜厚度分布。基于雷诺方程建立滑动轴承理论模型。分别改变压力场轴承结构参数, 分析各参数对轴承承载能力的影响。结果表明, 椭圆率  $\varepsilon$  和  $L/D$  对轴承承载能力影响较大, 随着椭圆率  $\varepsilon$  和  $L/D$  的增加轴承

承载力提高, 而其他参数的影响都相对较小。

#### 参考文献

- [1] SHAMSA A, KISHINA C. Effect of  $L/D$  ratio on the performance of flexible pressure dam bearing: micropolar lubricated [J]. *Advances in Tribology*, 2013, 2013: 1-7.
- [2] 夏烈. 轴瓦油膜力场动态特性分析及计算软件开发 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- [3] MEHTA N P, MENON A, GUPTA B K. Dynamic analysis of finite half-elliptical pressure dam bearings with micro flexibility effects [J]. *Tribology Transactions*, 1986, 29 (1): 64-70.
- [4] NICHOLAS J C, ALLANER P E. Analysis of slip journal bearings (finite length, stability) [J]. *Tribology Transactions*, 1980, 23 (2): 197-207.
- [5] NICHOLAS J C, BARNETT L E, LECHE M R. Experimental-theoretical comparison of instability onset speeds for a three mass rotor supported by slip journal bearing [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1980, 102 (2): 142-151.
- [6] PLACK R D, LECHE M R, GUNTER E J. An experimental investigation on the response of a flexible rotor mounted in pressure dam bearings [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1980, 102 (4): 667-680.
- [7] MEHTA N P, RANTAN A. Performance of three-lobe pressure dam bearings [J]. *Tribology International*, 1995, 26 (4): 435-447.
- [8] MEHTA N P, KISHINIAN C, MEHTA N P. Effect of ellipticity ratio on the performance of an inverted three-lobe pressure dam bearing [J]. *Tribology Transactions*, 2012, 55 (4): 798-804.
- [9] WALKER R W, CHANDRA M A. Comparative study of some three-lobe bearing configurations [J]. *Wear*, 1981, 72 (3): 277-286.
- [10] SHERK A J. *Fluid film lubrication* [M]. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2011: 1-180.
- [11] 周强, 杜敏, 李义水. 军冲蚀磨损研究的进展 [J]. *兰州理工大学学报*, 2009, 35 (1): 20-24.
- [12] MA Y, REN J, LI Y B, et al. Development of research on erosion of materials [J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2009, 34 (1): 27-29.
- [13] 邵国建. 高硬度-非弹与弹脆 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1992.
- [14] FINESE L. Some observations on the erosion of ductile metals [J]. *Wear*, 1972, 19: 81-90.
- [15] 李洪堂, 周德敏, 张德仁. 军 20Cr5Mo 冲蚀磨损性能研究 [J]. *润滑与密封*, 2012, 37 (9): 37-40.
- [16] LI Z B, PAN J C, ZHANG J X, et al. Study on performance of erosion wear of 20Cr5Mo [J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37 (9): 37-40.
- [17] FINESE L, MC FADDEEN D H. On the velocity dependence of the erosion of ductile metals by solid particles at low angles of incidence [J]. *Wear*, 1978, 48: 141-150.

(上接第 46 页)

- [1] 张德仁, 周德敏, 李义水. 军 20Cr5Mo 合金钢冲蚀磨损性能研究 [J]. *润滑与密封*, 2012, 37 (4): 18-20.
- [2] ZHANG J X, PAN J C, ZHANG J X, et al. Experimental study on erosion wear of 20Cr5Mo [J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37 (4): 18-20.
- [3] 张德仁, 李洪, 张文. 军水介质中工具钢 20Cr5Mo 钢的冲蚀性能研究 [J]. *石油机械*, 2014, 42 (7): 83-87.
- [4] CHEN L, LI B, ZHANG W, et al. Study on erosion-resistance of X80 steel for hydraulic jetting tools [J]. *China Petroleum Machinery*, 2015, 42 (3): 83-87.
- [5] 张德仁. 水介质工况下高硬度正火的冲蚀性能研究 [M]. 北京: 中国石化大学 (北京), 2012.
- [6] 张德仁, 陆永南, 周德敏. 冲蚀速度对 20Cr5Mo 材料冲蚀性能影响的研究 [J]. *润滑与密封*, 2007, 32 (4): 117-119.
- [7] FIANCI X, LI Y B, REN J B. Study on effect of impacting speed on erosion wear resistance of 60Cr [J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32 (4): 117-119.

## 基于 IOWGA 算子的转子系统磨粒浓度组合预测方法<sup>\*</sup>

金晓武 庞新宇 杨兆建 袁建刚

(太原理工大学机械工程学院 山西太原 030024)

**摘要:** 为了准确预测转子系统滑动轴承磨粒的预测结果, 基于 IOWGA 算子的组合预测方法的理论, 提出一种最小二乘支持向量回归预测、灰色预测及指数平滑法相结合的组合预测方法。建立一种新的预测转子系统滑动轴承磨粒磨粒浓度的组合预测模型及其评价指标体系, 在单轴双油膜转子试验台上进行试验, 提取供油片上磨粒轴承磨粒的浓度数据, 利用各项预测模型对磨粒浓度变化趋势进行预测, 并比较各项预测模型的预测结果。实验结果表明, 基于 IOWGA 算子的组合预测模型的预测精度较高, 是预测润滑油中磨粒浓度变化趋势的一种有效方法。

**关键词:** 滑动轴承; 磨粒浓度; IOWGA 算子; 组合预测

**中图分类号:** TH111.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-6099 (2017) 03-0336-04

## Combined Prediction Method of Wear Particle Concentration in Rotor System Based on IOWGA Operator

JIN Xiaowu PANG Xinyu YANG Zhaojian YUAN Jianqiang

(College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China)

**Abstract:** In order to get accurately wear prediction results of the sliding bearing in rotor system, based on theory of the Improved Ordered Weighted Geometric Averaging (IOWGA) operator combination forecasting method, a combination forecasting method combining the least squares support vector machine regression, the grey forecast and the exponential smoothing method was proposed, and a combined forecasting model of wear particle concentration of a rotor system and the evaluation index system were established. The experiment was carried out in the single open double disc rotor test rig, the concentration data of the wear debris of the sliding bearing on the iron spectrum were extracted, the wear particle concentration change trend was predicted by combination forecasting model, and the forecast results of the forecast model were compared. The results show that the combined forecasting model based on IOWGA operator gives higher prediction accuracy than the three single forecasting methods, which is an effective method to predict the particle concentration change trend in lubricating oil.

**Keywords:** sliding bearing; particle concentration; IOWGA operator; combination forecast

在载荷的变化、故障的发生以及电网的故障冲击的情况下, 转子系统各个轴承等承受较大的扭振波动。由于轴承的性能明显优于滑动轴承, 所以在扭振波动的影响下必然会加剧滑动轴承磨损的磨损程度。而从摩擦副上脱落的摩擦颗粒会进入润滑油中, 随着润滑油在润滑系统中循环, 这些颗粒富含摩擦副运转状态的大量信息, 通过取油取样进行快速分析可监测滑动轴承磨损情况, 预测滑动轴承磨损

发展趋势, 从而有效地减少机械事故的发生。

合理地运用预测模型预测滑动轴承的发展趋势, 对预防在扭振波动下转子系统滑动轴承的故障具有重要的意义<sup>[1-4]</sup>。预测轴承磨损趋势模型主要包括 LS-SVM 模型<sup>[5-6]</sup>、灰色模型<sup>[7]</sup>以及指数平滑模型<sup>[8]</sup>等。在实际生产过程中, 各种汽轮机的转子系统都是相对比较复杂的, 转子系统滑动轴承的磨损行为较为复杂, 所以滑动轴承磨损故障的种类和类型也相对比较复杂, 这样就使单一预测方法的预测结果较差。组合预测法是建立某种特定的加权函数, 加权综合利用多种预测方法所得的预测结果的一种新的组合预测方法<sup>[9]</sup>。本文作者基于 IOWGA 算子的组合预测方法的理论, 提出了一种最小二乘支持向量机 (LS-SVM) 回归预测、灰色预测及指数平滑相结合的组合预测方法, 建立了一种新的转子系统滑动轴承磨损磨粒浓度

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51275088); 山西省青年基金项目 (2014023024-2); 山西省平台基地建设资助项目 (2016010202002)。

收稿日期: 2016-10-23

修回日期: 金晓武 (1980—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械故障诊断。E-mail: 329055652@qq.com

的 RBFCA 算子的组合预测模型。首先分别建立 LS-SVM 回归预测、灰色预测及指数平滑法 3 种单一预测模型对转子系统磨粒浓度的磨粒磨粒浓度值进行预测, 然后在 3 种单一预测模型的基础上建立基于 RBFCA 算子的组合预测模型<sup>[1]</sup>, 最后建立 4 种预测模型的评价指标体系, 来评价 4 种预测模型的预测效率。在此基础上, 使用 4 种预测模型预测未来 60 h 磨粒浓度预测值和精度值的变化情况, 以此来预测磨粒浓度的发展趋势。

## 1 预测模型简介

### 1.1 GM (1, 1) 预测模型

GM (1, 1) 预测模型是一种动态的灰色预测模型, 主要是整理原始数据并寻找数据的规律, 生成数据序列, 通过建立一阶微分方程模型来拟合或预测系统中主导因素的特征值, 从而描述该主导因素的发展趋势。所以, GM (1, 1) 模型可作为磨粒浓度磨粒浓度预测的模型。

### 1.2 指数平滑法

指数平滑法主要是对所得到数据进行指数平滑处理后, 得到一个数据趋势序列来进行预测。故指数平滑法可作为磨粒浓度磨粒浓度预测的模型。

### 1.3 LS-SVM 回归预测模型

LS-SVM 回归预测主要是通过对待测样本数据进行训练处理, 找出样本数据中的支持向量, 建立 LS-SVM 回归预测模型, 然后运用测试集的样本数据根据回归预测模型预测出下一个数据, 从而预测系统的发展趋势。因此, LS-SVM 回归预测模型可以预测出磨粒浓度磨粒浓度变化趋势。

## 2 RBFCA 的组合模型

### 2.1 基本符号定义

设  $g_k: \mathcal{X} \rightarrow \mathcal{Z}$  为  $n$  元函数,  $\mathbf{A} = (a_1, a_2, \dots, a_n)^T$  是与  $g_k$  有关的加权向量, 满足  $\sum_{i=1}^n a_i = 1, a_i \geq 0, i = 1, 2, \dots, n$ , 如果  $g_k(a_1, a_2, \dots, a_n) = \prod_{i=1}^n a_i^k$ , 其中数据  $a_1, a_2, \dots, a_n$  是按降序排列的,  $k$  是数据  $a_1, a_2, \dots, a_n$  中第  $i$  大的数。

设  $\langle a_1, a_2, \dots, a_m \rangle, \langle a_{m+1}, a_{m+2}, \dots, a_n \rangle$  为二维数组,  $a_i \geq 0, i = 1, 2, \dots, n$ , 令:

$$f_k(\langle a_1, a_2, \dots, a_m \rangle, \langle a_{m+1}, a_{m+2}, \dots, a_n \rangle) = \prod_{i=1}^n a_i^{k_i} \quad (1)$$

称函数  $f_k$  是数据  $a_1, a_2, \dots, a_n$  产生的  $n$  维 RBFCA 算子,  $a_i$  称为数据  $a_i$  的预测值。

### 2.2 建立组合预测模型

在定常恒扭矩作用下转子系统磨粒浓度磨粒

浓度按数据序列的实测值为  $\{a_i, i = 1, 2, \dots, N\}$ , 设有  $m$  种单一预测模型预测磨粒浓度磨粒浓度的实测值,  $a_i, y_i$  分别为是第  $i$  种单一预测模型在第  $i$  时刻的磨粒浓度预测值及预测精度, 设  $l_1, l_2, \dots, l_m$  为  $m$  种单一预测模型在 RBFCA 算子的组合预测模型的加权系数, 满足  $\sum_{i=1}^m l_i = 1, l_i \geq 0, i = 1, 2, \dots, m$ ,

$$y_i = \begin{cases} 1 - |(a_i - a_{i-1})/a_i| & |(a_i - a_{i-1})/a_i| < 1 \\ 0 & |(a_i - a_{i-1})/a_i| = 1 \end{cases} \quad (2)$$

$i = 1, 2, \dots, m, i = 1, 2, \dots, N$

令:

$$\text{RBFCA}(\langle a_1, a_2, \dots, a_m \rangle, \langle a_{m+1}, a_{m+2}, \dots, a_n \rangle) = \prod_{i=1}^n a_i^{y_i} \quad (3)$$

式 (3) 表明 RBFCA 组合预测模型的最优加权系数只与单一预测模型的预测精度值的大小有着密切关系。

取 RBFCA 算子的组合模型的对数误差平方和最小作为求解组合预测模型的最优加权系数的优化准则。

$$\min S(\mathbf{A}) = \frac{1}{2} (\ln a_n - \ln \prod_{i=1}^n a_i^{y_i})^2 = \frac{1}{2} (\ln a_n - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n l_j (a_j^{y_j} / \sum_{i=1}^m a_i^{y_i}))^2 = \frac{1}{2} (\sum_{i=1}^m l_i = 1, l_i \geq 0, i = 1, 2, \dots, m) \quad (4)$$

式 (4) 可以利用 LINGO6.0 软件来求解, 得到 RBFCA 算子组合预测模型的最优加权系数。

### 3 试验验证

试验在单轴双圆盘转子实验台上进行。通过控制电机模拟施加 40 N·m 的定常恒扭矩作用在转子系统轴颈上, 转子系统稳定运行后, 提取流经磨粒轴承的磨粒浓度值。由于试验对象为新的磨粒轴承, 试验初期磨粒浓度可能正处在磨合期, 为减少磨合期对试验数据的影响, 故取样时间固定为 200~400 h, 取样周期定为 20 h, 每次取样 2 mL, 取样后制作薄片。通过电子天平分别称取磨粒薄片的质量并得到薄片上的质量差, 即可得到 2 mL 试样中磨粒磨粒浓度值。为了减少实验误差的影响, 取 10 次取样后的平均值作为空白薄片和磨粒薄片的质量。

将基于 RBFCA 算子的误差平方和准则下的组合预测模型应用在转子系统磨粒浓度磨粒浓度预测。已知磨粒浓度的磨粒磨粒浓度在 200~400 h 时间



段的 15 个实测值和 3 种单一预测模型的预测值和预测精度。根据 3 种单一预测模型的预测精度值, 建立基于 RBF-GA 算子的组合预测模型, 并利用 LSS-GM(1,1) 模型求得最优加权系数为:  $\lambda_1=0.857\ 7$ ,  $\lambda_2=0.043\ 9$ ,  $\lambda_3=0.098\ 4$ 。计算得出各时间段的各预测方法的预测值及其精度, 如表 1 所示。

表 1 预测方法的预测值与精度

Table 1 Forecast values and accuracy of prediction models

运行时间/ h	真值 $\omega^2$ ( $\text{mg} \cdot \text{mL}^{-1}$ )	LS-GM 预测模型		GM(1,1) 预测模型		三次指数平滑预测法		RBF-GA 组合预测模型	
		预测值 $\omega^2$ ( $\text{mg} \cdot \text{mL}^{-1}$ )	精度	预测值 $\omega^2$ ( $\text{mg} \cdot \text{mL}^{-1}$ )	精度	预测值 $\omega^2$ ( $\text{mg} \cdot \text{mL}^{-1}$ )	精度	预测值 $\omega^2$ ( $\text{mg} \cdot \text{mL}^{-1}$ )	精度
220	0.12	0.13	0.966 7	0.12	1	0.121 9	0.997 9	0.121 0	0.991 7
240	0.1087	0.106 7	0.991 8	0.111 9	0.998 0	0.113 3	0.976 6	0.115 6	0.992 9
260	0.1733	0.183 4	0.941 7	0.173 4	0.999 0	0.171 9	0.991 9	0.172 3	0.994 2
280	0.26	0.216 4	0.948 0	0.268 2	0.998 0	0.267 9	0.982 9	0.267 8	0.990
300	0.293 9	0.287 4	0.989 1	0.29	0.997 0	0.293 7	0.997 9	0.293 9	0.994 3
320	0.396 7	0.394 7	0.997 4	0.390 2	0.976 8	0.392 4	0.998 0	0.393 7	0.999 2
340	0.56	0.529 9	0.971 7	0.560 4	0.998 9	0.563 8	0.999 4	0.569 9	0.999 6
360	0.64	0.679 9	0.976 8	0.632 7	0.998 4	0.646 7	0.992 9	0.638 8	0.990 1
380	0.92	0.916 4	0.989 4	0.919 9	0.999 0	0.923 2	0.997 9	0.918 9	0.997 7
400	0.626 7	0.646 2	0.983 2	0.623 7	0.999 2	0.629 6	0.998 2	0.621 6	0.996 7
420	0.76	0.77	0.996 6	0.748 9	0.999 4	0.766 7	0.992 9	0.766 7	0.991 2
440	0.92	0.93	0.999 1	0.899 3	0.977 3	0.899 9	0.987 2	0.921 6	0.999
460	1.106 7	1.113 3	0.994 0	1.079 9	0.976 4	1.098 4	0.996 4	1.106 3	0.996 1

由表 1 中预测方法的精度值可知, 基于 RBF-GA 算子的组合预测模型的预测精度基本都达到了 99% 以上。比其他 3 种单一预测模型都要高。由此说明基于 RBF-GA 算子的组合预测模型在预测方面具有很高的准确性; 随着该轴承运行时间的增加, LS-GM 回归预测模型的预测精度逐渐提高, 从 91.47% 提高到了 99.40%, 而在预测速率 60% 滑动轴承磨粒浓度值的预测精度高达 99% 以上。因此, LS-GM 回归预测模型的加权系数高达 0.857 7, 而 GM(1,1) 预测模型、指数平滑法在预测滑动轴承速率 60% 磨粒浓度值的预测精度大幅度下降的趋势, 所以 GM(1,1) 预测模型、指数平滑法的加权系数都比较小。这种新的加权方法比较符合实际生产的要求。

由表 1 中的运行时间-真值可知, 滑动轴承磨粒浓度值有较缓慢性的增加, 说明在预测量场作用下转子系统滑动轴承的磨粒符合标准正常磨损过程的特征。由此可见, 转子系统轴承在受到  $40\ \text{N} \cdot \text{m}$  的定常扭矩激励作用下运行, 滑动轴承正处于正常磨损的阶段。

GM(1,1) 软件求得最优加权系数为:  $\lambda_1=0.857\ 7$ ,  $\lambda_2=0.043\ 9$ ,  $\lambda_3=0.098\ 4$ 。计算得出各时间段的各预测方法的预测值及其精度, 如表 1 所示。

## 4 磨粒浓度的预测和模型预测的鲁棒性评价

### 4.1 磨粒浓度的预测

在平均以周盘到了实验台上, 提取 200—400 h 的滑动轴承磨粒的 80 个磨粒浓度数据作为训练样本, 400 h 以后的 2 个磨粒浓度数据作为测试集。根据 4 种预测模型, 预测比滑动轴承速率 60% 的磨粒浓度数值, 如图 1 所示。

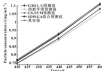


图 1 磨粒浓度真值和预测值对比

Fig. 1 Comparison of real value and predicted data of wear particle concentration

可知,基于RBFCA的组合预测模型所得到的磨粒浓度预测曲线更接近转子系统润滑油中磨粒浓度的真实值的曲线,取得了非常好的浓度预测结果,由此可见,基于RBFCA的组合预测模型具有很好的函数逼近能力。

## 4.2 评价指标体系

为了比较各项模型的预测评价效率,在预测效率评价原则的基础上,采用了3项拟合误差指标(MSE、MAE、MAPE,其计算公式见(3)~(7))作为预测模型的评价指标体系,全面地评价了4种预测方法的有效性,4种预测方法的评价指标体系的数值如表2所示。

均方误差 MSE:

$$mse = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (5)$$

平均绝对误差 MAE:

$$mae = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \hat{y}_i| \quad (6)$$

平均绝对百分比误差 MAPE:

$$mape = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |(y_i - \hat{y}_i) / y_i| \quad (7)$$

表2 不同评价指标体系的数值

Table 2 Data of different evaluation index system

评价 指标	LSVM	CNN(1,1)	鲁棒平面	RBFCA组 合预测
MSE	0.009 302	0.002 058	0.009 499	0.002 712
MAE	0.008 587	0.001 703	0.008 6	0.002 9
MAPE	0.009 987	0.003 403	0.003 323	0.004 736

由表2中评价指标体系的数值可知,基于RBFCA算子组合预测模型的3项拟合误差指标(MSE、MAE、MAPE)的数值分别为0.002 712、0.002 9和0.004 736,都小于3种单一预测模型的3项拟合误差指标的数值,由此说明基于RBFCA算子的组合预测模型在预测磨粒浓度方面具有一定的可行性。

## 5 结论

(1) 采用最小二乘支持向量机网络预测、灰色预测及指数平滑相结合的组合预测方法,建立一种新的预测转子系统磨粒浓度预测效率的RBFCA算子的组合预测模型,该组合模型综合利用了3种预测

模型所提供的信息,计算方法简便,易于实际应用。

(2) 实验结果表明,在相关激励作用下的转子系统磨粒浓度预测效率,基于RBFCA算子的组合预测模型将得到很好的拟合预测曲线,预测精度高达99%以上,均高于各单一预测模型的预测精度,运用在转子系统磨粒浓度预测方面的预测方面具有一定实用价值。

## 参考文献

- [1] 孙永凡,陈伟地,梁国光.车-刀切削过程中转子系统磨粒响应[J].振动、测试与诊断,2011,31(5):622-628.
- [2] HU B, LIANG X J, LIANG X J, et al. Transverse vibration response of rotor system under rotational torque excitation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(5): 622-628.
- [3] 张郁. 磨粒技术及其工业应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
- [4] 李磊, 孙健平, 陈永杰. 基于LSVM的含油轴承润滑油中磨粒浓度预测[J]. 测温和密封, 2009, 34(2): 46-48.
- [5] HU B, LIANG X J. (2010) A New Forecasting of rotor particle concentration in diesel engine lubricating oil by least squares support vector machine[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 46-48.
- [6] 周松, 孙健, 李永. 基于PCA和LSVM轴承含油颗粒识别[J]. 测温和密封, 2013, 38(1): 14-18.
- [7] ZHOU W, JING B, HONG S. New particle pattern identification of aerograins based on LSVM and improved genetic algorithm[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(1): 14-18.
- [8] 廖波. 制造磨床磨粒可磨粒量的多维灰色预测[J]. 测温和密封, 2009, 34(2): 30-33.
- [9] ZHANG Y. The application of grey multidimensional prediction model in the wear of car loading friction disk[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 46-48.
- [10] 吴迪, 王政. 基于混沌网络模型预测轴承磨损量及磨损量度的灰色网络[J]. 机械设计与制造, 2009(8): 236-238.
- [11] WU Y, WANG M, CHEN Y. A methodology of tool wear diagnostic using linear model and prognostic using double exponential smoothing[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(4): 236-238.
- [12] 陈永杰. 组合预测方法有效性讨论及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2008.
- [13] 陈永杰, 唐明瀚. 一类基于RBFCA算子的组合预测新方法[J]. 管理工程学报, 2008, 19(4): 36-39.
- [14] CHEN H Y, ZHANG Y & W. A kind of new combination forecasting method based on induced ordered weighted geometric averaging (RBFCA) operator[J]. Journal of Industrial Engineering and Engineering Management, 2009, 19(4): 36-39.

## 变载荷下 SiC 多孔陶瓷的摩擦磨损性能研究\*

朱星宇<sup>1</sup> 金晓楠<sup>1</sup> 黄立新<sup>1</sup> 覃春云<sup>1</sup> 朱建彬<sup>2</sup>

(1. 上海工程技术大学机械工程学院 上海 201620; 2. 上海交通职业技术学院 上海 200431)

**摘要:** 在改进后的 MBS-24 微机控制摩擦磨损试验机上研究变载荷下 SiC 多孔陶瓷的摩擦磨损性能。通过变载荷和静载荷试验对比分析变载荷对摩擦因数的影响及变载荷下 SiC 多孔陶瓷的磨损机制。结果表明, 变载荷下随着载荷增大 SiC 多孔陶瓷摩擦因数减小, SiC 多孔陶瓷的磨损机制为磨性磨损和磨粒磨损。建立多孔陶瓷和 45 钢的环-块摩擦副几何模型, 运用有限元分析软件 ANSYS Workbench 仿真分析变载荷对接触应力的影响。结果表明, SiC 多孔陶瓷的接触应力分布不均匀, 并且接触应力呈环-块接触垂直轴线区域大, 两侧小的状态, 其中最大接触应力向垂直于接触线区域, 环和块的最大接触应力位置错开一定的距离。

**关键词:** 变载荷; SiC 多孔陶瓷; 摩擦因数; 磨损机制

**中图分类号:** TH117.1; TH161.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6793(2017)03-0017-04

## Research on Friction and Wear Properties of SiC Porous Ceramics under Variable Load

ZHU Xingyu<sup>1</sup> JIN Xiaonan<sup>1</sup> HUANG Lixin<sup>1</sup> QIN Chunyun<sup>1</sup> ZHU Jianbin<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. Shanghai Communications Polytechnic College, Shanghai 200431, China)

**Abstract:** The friction and wear properties of SiC porous ceramics under variable load was studied on the improved MBS-24 microcomputer controlled friction and wear testing machine. The effect of variable load on the friction coefficient and wear mechanism of SiC porous ceramics was analyzed through the friction and wear test under variable load and static load. The results show that the friction coefficient of SiC porous ceramics is decreased with the increasing of load under variable load. The wear mechanism of SiC porous ceramics is abrasive wear and brittle fracture. The geometric model of ring-block friction pairs was established with porous ceramic as ring and 45 steel as block, the effect of the variable load on the contact stress was analyzed by using the finite element analysis software ANSYS Workbench. The results show that pressure distribution on the contact interface of SiC porous ceramics is not uniform, the pressure is large in the ring-block contact area of the vertical axis and small in both sides. The minimum contact stress appears in a block contact area, the position of ring-block maximum contact stress is staggered a certain distance.

**Keywords:** variable load; SiC porous ceramics; friction coefficient; wear mechanism

多孔陶瓷是一种可以经过多种不同工艺制备的新型陶瓷材料<sup>[1]</sup>, 1976 年由美国研制成功。多孔陶瓷材料是烧结高温烧制而成的, 体内具有相互相通或封闭的气孔的陶瓷材料<sup>[2]</sup>, 它拥有低密度、高比表面积、高导热率、耐腐蚀等优异的特点, 主要是利用其网络结构与材质结合的独特性质。在化工、冶金、生物

材料等行业得到广泛应用, 例如用于高温隔热材料、过滤材料、电极材料、高温保温材料、催化载体等<sup>[3]</sup>。目前, 有关陶瓷材料摩擦磨损的研究已成为材料科学及摩擦学领域的热点<sup>[4]</sup>。但是和金属材料相比, 人们对陶瓷材料的摩擦磨损和磨损机制的研究还不是很充分, 尤其是多孔陶瓷材料。

SiC 多孔陶瓷材料具有高强度、优良的化学稳定性、耐磨性和耐腐蚀性好等优点<sup>[5]</sup>。广泛应用于高温气体过滤、电加热元件、热交换器、熔融金属过滤和耐火材料等<sup>[6]</sup>。在实际的工程中, 加在材料上的载荷并不是一成不变的, 所以研究在变载荷下材料的摩擦磨损性能是十分必要的。本文即者利用环-块摩擦副, 通过模拟实际变载环境, 以 SiC 多孔陶瓷材料/

\* 基金项目: 2015 年上海工程技术大学研究生科研创新项目 (13090116020104)。

收稿日期: 2016-10-20

作者简介: 朱星宇 (1988-), 男, 硕士研究生, 研究方向为摩擦磨损。E-mail: zhuxy102@163.com。

通信作者: 金晓楠 (1986-), 女, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦学、仿生机器人、机器人学。E-mail: jinxiaonan@126.com。

45°钢为研究对象, 研究分析 SiC 多孔陶瓷材料的摩擦磨损性能。采用 ANSYS Workbench 有限元分析软件, 分析变载荷下环-块摩擦副接触应力分布规律。

## 1 试验设计

### 1.1 试验设备及材料

试验采用环-块摩擦副, 块为 45°钢, 其尺寸为 30 mm×7 mm×4 mm; 环为 SiC 多孔陶瓷材料, 其中 SiC 的含量为 98%, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 含量低于 0.02%, 气孔率为 25%~32%, 尺寸为  $\phi 16$  mm (内径) × $\phi 40$  mm (外径) ×10 mm。

试验在改进后的 MMS-24 微机控制摩擦磨损试验机 (如图 1 所示) 上进行。在一定载荷下, 该试验机可进行金属、非金属的滑动摩擦、滚动摩擦、静摩擦复合摩擦试验, 及点磨摩擦、干摩擦、磨粒磨损等工况下的耐磨性能试验, 并可测定材料的摩擦因数。将试验机的加载部分进行改进设计, 改进后试验机可以模拟一定的速率任意改变试验力大小, 模拟实际工况过程中载荷变化情况下的摩擦磨损。自动加载时输入指令启动程序, 触摸屏发出相应指令到 PLC 控制系统, 从而完成自动加载。



改进后试验机



改进前试验机

图 1 MMS-24 微机控制摩擦磨损试验机

Fig. 1 MMS-24 microcomputer controlled friction and wear tester

(a) the tester before improvement (b) the tester after improvement

### 1.2 试验方案

分别进行变载荷和静载荷 SiC 多孔陶瓷摩擦试验。

试验转速均为 200 r/min, 变载情况下载荷由 420 N 增加到 1400 N, 时间为 10 min。由于 SiC 多孔陶瓷的摩擦因数较大和摩擦磨损试验机的限制, 载荷加载到 1400 N 时, 因载荷的突然增大, SiC 多孔陶瓷会发生断裂; 静载荷情况下载荷为 850 N, 试验时间为 10 min。

## 2 试验结果及分析

### 2.1 变载荷对摩擦因数的影响

试验过程载荷随时间变化如图 2 所示, 根据图 MS-24 微机控制摩擦磨损试验机输出的摩擦因数, 变载荷下摩擦因数随载荷的变化曲线如图 3 所示, 静载荷下摩擦因数曲线如图 4 所示。



图 2 载荷与时间关系

Fig. 2 Relationship of load with time



图 3 摩擦因数与载荷关系

Fig. 3 Relationship of friction coefficient with load



图 4 摩擦因数与静载荷关系

Fig. 4 Relationship of friction coefficient with static load

由图 3 可以看出, 随着载荷增加, SiC 多孔陶瓷与 45°钢之间接触面压力增大, 但二者之间的摩擦因数逐渐减小。由于 SiC 多孔陶瓷与 45°钢之间的摩擦属于磨粒磨损, 随着载荷增大, 磨粒加剧, 表面的磨

粒增多,两磨粒接触的压力增大,摩擦因数减小。由图4可以看出,在载荷不变的情况下,SiC多孔陶瓷与 $45^{\circ}$ 钢之间的摩擦因数基本不变。

### 2.2 SiC多孔陶瓷材料磨痕磨损机理分析

磨削是相互接触的物体在相互运动中表面材料不断磨损的过程,它是伴随摩擦而产生的必然结果。当磨粒运动方向与物体表面接近平行时,磨粒与表面接触处的应力较低,因此表面产生擦伤或微小的犁沟痕迹<sup>[1]</sup>。使用45C金相显微镜( $\times 40$ )观察磨削后SiC多孔陶瓷的表面形貌,结果如图5—7所示。



图5 静载下SiC多孔陶瓷磨削表面

Fig. 5 Worn surface of SiC porous ceramic under static load



图6 动载下SiC多孔陶瓷磨削表面

Fig. 6 Worn surface of SiC porous ceramic under static load



图7  $45^{\circ}$ 钢磨削表面

Fig. 7 Worn surface of 45 steel

在环-块摩擦副接触过程中,接触面会产生法向力和切向力。法向力使摩擦磨削过程中产生的磨粒压入接触面表面,同时切向力使磨粒沿磨削方向在接触表面产生犁沟。SiC多孔陶瓷与 $45^{\circ}$ 钢在相互摩擦过程中,由于SiC多孔陶瓷表面粗糙度大,会有磨粒脱落,导致摩擦表面会有犁沟。如图5所示;而在变载情况下SiC多孔陶瓷表面的犁沟更深,如图6所示。 $45^{\circ}$ 钢表面的犁沟如图7所示,同时SiC多孔陶瓷表面会产生裂纹。在试验过程中,当施加的载荷突然增大,SiC多孔陶瓷会突然断裂。通过以上的分析,可以得出SiC多孔陶瓷主要的磨损机理为磨粒磨削和磨性磨削。

### 2 变载磨下接触应力分析

对于多孔陶瓷材料的研究,集中于实验研究和有限元模拟研究。随着计算机技术的日益发展,有限元被广泛应用于多孔材料的力学性能分析,获得宏观力学性能<sup>[2]</sup>。摩擦磨削发生在相互接触摩擦表面,与摩擦副的接触状态和接触应力密切相关<sup>[3]</sup>。采用有限元研究实验过程摩擦副表面接触应力的分布和变化的规律,能够更好地理解摩擦磨削发生的原理和过程<sup>[4]</sup>。

采用ANSYS Workbench对变载磨下多孔陶瓷环与 $45^{\circ}$ 钢块摩擦副进行有限元仿真。环-块接触类型为线-面接触模式, $45^{\circ}$ 钢的弹性模量为200 GPa,泊松比为0.3;SiC多孔陶瓷的弹性模量为400 GPa,泊松比为0.2,摩擦因数选为0.6,块为接触面,环为目标面。环为全约束,块外表面在 $x$ 和 $y$ 方向约束,在块的上表面加垂直载荷。载荷由400 N增加到1 600 N。环和块接触应力分布云图如图8所示。可以看出,环-块的接触应力基本是按环-块接触的垂直轴对称分布。在垂直载荷逐渐增大的过程中,环-块的接触应力并不是均匀分布的,接触应力由接触区域逐渐向内增大,并且呈现环-块接触的垂直轴对称区域大,两侧小的状态。从图8(d)中可以看出,载荷达到1 600 N时,接触应力达到最大为22.7 MPa。由于SiC多孔陶瓷材料特殊的内部结构,在载荷突然增大时,SiC多孔陶瓷材料会在接触应力最大处发生脆性断裂。环以200 r/min匀速转动,环和块的最大接触应力随开一定的距离。

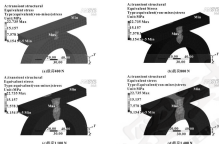


图8 变载向下环面接触应力分布

Fig. 8 Contact stress distribution of ring and block under variable load. (a) under the load of 400 N; (b) under the load of 600 N; (c) under the load of 1000 N; (d) under the load of 1400 N

#### 4 结论

- (1) 在给定一定的条件下, SiC 多孔陶瓷材料的摩擦系数在一定范围内随载荷增大而减小, 载荷一定时, SiC 多孔陶瓷材料的摩擦系数基本保持不变。
- (2) 在变载向下, SiC 多孔陶瓷材料的磨损机制为磨粒磨损和脆性断裂, 同时 SiC 多孔陶瓷材料的表面会产生裂纹。
- (3) 变载向下环-块摩擦时 SiC 多孔陶瓷材料的最大接触应力出现在与块接触区域, 并且接触应力呈环-块接触的垂直轴线区域大, 两侧小的状态, 接触应力由接触区域向内逐渐减小。

#### 参考文献

- [1] 黄延为, 马旭, 王浩. 多孔陶瓷的制备工艺及应用现状[J]. 中国陶瓷, 2019, 51(9): 3-8.
- [2] HUANG Y T, MA X, WANG C R, RENSHAN W F. Present situation and application of porous ceramic materials[J]. China Ceramics, 2019, 51(9): 3-8.
- [3] HAZZAKIS-CHRYSTAKIS J, SCOTT C R, RENSHAN W F. Processing of porous ceramics[J]. American Ceramic Society Bulletin, 1992, 71(11): 1613-1622.
- [4] 陈尔慧, 王敏, 姜国刚. 多孔性陶瓷及制备多孔陶瓷材料的研究进展[J]. 电子元件与材料, 2018, 34(6): 97-98.
- [5] YAN C H, WANG J B, JIANG F Y, et al. Research progress of the expense of the template as the main mode of preparation of porous ceramics[J]. Electronic Components and Materials,

- 2019, 34(6): 97-98.
- [6] 刘刚, 赵春伟, 杨红叶. 多孔材料摩擦学性能研究及展望[J]. 材料学报, 2011, 24(17): 75-76.
- [7] CHEN Y, ZHANG C B, QIN H L, et al. Progress and prospect in tribology of porous materials[J]. Materials Review, 2013, 28(17): 75-76.
- [8] CHEN Y H, KIM Y W. Processing and mechanical properties of porous silica-based silicon carbide ceramics[J]. Metals and Materials International, 2009, 14(3): 331-335.
- [9] 白成勇, 马旭, 王浩. 多孔陶瓷制备多孔陶瓷材料的研究进展[J]. 材料进展, 2019, 32(9): 1699-1703.
- [10] CHEN Y, HU R P, RENSHAN W F, et al. Preparation and characterization of porous SiC ceramics by oxidation bonding method[J]. Bulletin of the Chinese Ceramic Society, 2013, 32(9): 1699-1703.
- [11] 陈奇峰, 南平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- [12] 陈明刚. 多孔材料力学性能数值模拟[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2008.
- [13] 张向华, 金晓娟, 周正海. 基于正交试验设计的滑动摩擦性能研究[J]. 润滑与密封, 2019, 45(4): 607-608, 75.
- [14] ZHANG X W, JIN X T, ZHOU Z H, et al. Research on sliding friction properties based on orthogonal experimental design[J]. Lubrication Engineering, 2019, 45(4): 607-608, 75.
- [15] HOSSEINLOOCHI M, ROYANI A C, MOHAMMADI V, et al. Experimental and numerical analysis of dry contact in the pin on disc test[J]. Wear, 2013, 300(17): 19-26.

## 油槽倾斜对行星轮轴向支承润滑特性的影响<sup>\*</sup>

王宏伟<sup>1</sup> 黄 凯<sup>2</sup> 马 彪<sup>2</sup> 时亚冰<sup>2</sup> 李 勇<sup>2</sup>

(1. 河北工程大学机电工程学院 河北邯郸 056038; 2. 北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081;  
3. 中国石化润滑油服务工程有限公司装备技术服务分公司 河北任丘 062550)

**摘要:**构造轴向支承油槽的深度描述函数,引入油槽槽边倾斜角和槽底倾斜角2个模型控制参数,基于不可压缩 Reynolds 控制方程,并考虑润滑油的温升,采用有限控制体积法求解膜层压力分布,分析油槽槽边倾斜角和槽底倾斜角对润滑特性的影响。结果表明,槽边倾斜角对润滑特性的影响较复杂,槽边倾斜角为 $0^\circ$ 时,润滑油膜的温升较小,可以获得较大的油膜承载力;槽底倾斜角对油膜承载力、流量和温升的影响较大,但对膜层平均厚度影响较小;槽底向半径倾斜角度增大,行星轮齿顶间流量增大,油膜的温升减小,油膜的承载力增大。

**关键词:** 轴向支承; 油槽; 槽边倾斜角; 槽底倾斜角; 润滑性能

**中图分类号:** TH133.33; TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6953(2017)03-0018-08

## Influence of Oil Groove Tilt on Lubrication Characteristic of Axial Support in Planetary Gear

WANG Hongwei<sup>1</sup> HUANG Kai<sup>2</sup> MA Biao<sup>2</sup> SHI Yubing<sup>2</sup> LI Yong<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Handan Hebei 056038, China;  
2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;  
3. Lubrication Service Branch, Sinopec Drilling Engineering Co., Ltd., CNPC, Rongjiu Hebei 062550, China)

**Abstract:** The depth description function of the axial support oil groove was constructed, in which two slot type control parameters were introduced, including groove edge dip angle and groove bottom tilt angle of oil grooves. Flow field pressure distribution of the axial support was solved with the finite control volume method based incompressible Reynolds control equation and by considering the lubricating oil temperature rising, and the effect of groove edge dip angle and groove bottom tilt angle of oil grooves on the lubrication properties of the axial support was analyzed. The results show that the influence on the lubrication properties of the axial support is complex by the groove edge dip angle. When groove edge dip angle is  $0^\circ$ , the temperature rise of the lubricating oil film is rather small, and the film can get a larger bearing capacity. Groove edge dip angle has a greater effect on oil film bearing capacity, film rate and temperature rise, but little effect on the film thickness. The more groove bottom tilt angle, the more film rate is in end faces of planetary gear, therefore the oil film temperature rise is small, the oil film bearing capacity is larger.

**Keywords:** spindle bearing; oil groove; groove edge angle; groove bottom angle; lubrication performance

某型车辆在行星变速箱机构中,行星轮端盖与两侧行星架间各装配一个止推垫圈用于平衡行星轮产生的轴向力,即轴向支承。如图1所示,润滑油在油泵从行星架的进油孔流入行星轮轴内空腔,通过行星轮轴上加工的进油孔流入行星轮轴承轮与轴向支承的间隙,为行星轮与轴向支承的相对运动提供润滑。但行星架

轮端盖与轴向支承之间的环-环摩擦副没有形成有效的润滑机制,所以磨损失败经常发生。因此,如何减少行星轮轴向支承的磨损应引起重视。文献[1-3]对行星轮进行行星排中的轴向支承磨损现象进行了理论分析与试验研究,发现磨损是由行星轮对轴向支承的轴向摩擦力和过高的工作温度引起的。文献[4-6]分析了直齿行星轮轴向力产生的机制,并对轴向支承流体润滑状态进行了研究。文献[7]对高速行星齿轮止推垫圈流场动力学润滑特性进行了研究,分析了摩擦、槽宽比、槽厚和径向宽度对润滑特性的影响。

\* 基金项目: 河北省自然科学基金项目 (E2014403267)。

收稿日期: 2016-04-18

作者简介: 王宏伟(1971—),男,博士研究生,副教授,研究方向为现代机械传动设计理论。E-mail: wanghongwei@126.com



图1 行星轮支承结构图

Fig.1 Diagram of planet gear bearing component

国内外相关文献<sup>[3-6]</sup>多集中于机械密封问题的研究,对于轴向支承进行结构设计的研究较少。本文作者在前人研究的基础上,在考虑油槽温度的情况下,探讨轴向支承型面倾斜角度对刚度特性的影响。

### 1 油槽深度描述函数的建立

图2为轴向支承型面槽型结构示意图。通过对其进行加工齿顶圆油槽的具体运动副设计,利用流体流经轴向支承型面产生流场动压承载力来平衡行星轮运转产生的轴向力,从而实现两者之间的非接触。



图2 轴向支承面槽型结构

Fig.2 The structure of thrust washer bearing with radial grooves

轴向支承端面上加工的油槽为矩形直线槽,油槽两侧为平行平面,槽底为倾斜平面。由于轴向支承端面向结构具有周期性,把相邻的一个台区和槽区应为一个完整周期槽。为减小计算成本并得到较高的计算精度,仅对一个周期槽进行分析。

建立的轴向支承端型面数学模型如图3所示,建立在直角坐标系 $(X, Y)$ 中,侧面曲线部分为周期槽台区,空白部分为开槽区域。 $A, B, C, D, E, F$ 分别为槽区和台区的顶点,油槽中心线与 $Y$ 轴共线。



图3 槽型面几何结构

Fig.3 The face geometric structure of groove

图3中: $O$ 为轴向支承圆心; $r_1$ 为轴向支承外半径; $r_2$ 为轴向支承内半径; $\theta_1$ 为槽区所占角度; $\beta$ 为一个周期槽所占角度; $\alpha$ 为槽底倾斜角度,当直线 $OB$ 和 $OA$ 重合,即油槽在轴向支承外经处所占角度(直线 $OB$ 与 $Y$ 轴的夹角)等于其在内径处所占角度(直线 $OB$ 与 $X$ 轴的夹角);当直线 $OB$ 在 $OA$ 上方(油槽在轴向支承外经处所占角度小于其在内径处所占角度)时 $\alpha$ 为正,当直线 $OB$ 在 $OA$ 下方(油槽在轴向支承外经处所占角度大于其在内径处所占角度)时 $\alpha$ 为负,考虑到相邻槽为通槽且相邻两槽之间有槽台相隔,因此 $\alpha$ 的取值范围为: $-(\beta-\theta_1)/2 < \alpha < \theta_1/2$ 。

直线 $AB, CD$ 的表达式分别为式(1)和式(2):

$$\begin{aligned} & [(x_1 \sin \theta_1 - r_1 \sin \theta_1) / (x_1 \cos \theta_1 - r_1 \cos \theta_1)] x - y + \\ & r_1 \sin \theta_1 - r_1 \cos \theta_1 / [(x_1 \sin \theta_1 - r_1 \sin \theta_1) / (x_1 \cos \theta_1 - \\ & r_1 \cos \theta_1)] = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & [(x_1 \sin \theta_1 - r_1 \sin \theta_1) / (x_1 \cos \theta_1 - r_1 \cos \theta_1)] x - y + \\ & r_1 \sin \theta_1 - r_1 \cos \theta_1 / [(x_1 \sin \theta_1 - r_1 \sin \theta_1) / (x_1 \cos \theta_1 - \\ & r_1 \cos \theta_1)] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{式中: } \theta_1 = \alpha \pi / 2 - \theta_1 / 2 + \theta_1, \theta_2 = \alpha \pi / 2 - \theta_1 / 2.$$

油槽的中心线( $Y$ 轴)的侧面几何结构如图4所示, $Y$ 轴为轴向支承经向方向, $X$ 轴为轴向支承周向方向。



图4 槽型侧面几何结构

Fig.4 The profile geometric structure of groove



图4中:  $k_0$  为轴向支承厚度;  $k_1$  为油膜中心深度, 即距油膜中心  $(x_1+x_2)/2$  处截面与油膜截面交线距离台区的距离;  $k_2$  为油膜深度, 即油膜截面到轴向支承上表面的距离;  $\alpha$  为槽底平面径向倾斜角度, 当槽底平面外径处高于内径处(槽底平面向内倾斜)时其值为正, 当槽底平面外径处低于内径处(槽底平面向外倾斜)时其值为负。槽底平面倾斜角度过大时会导致油膜为不通槽, 通过计算可以确定

$$\begin{cases} [(x_1 \sin \alpha_1 - x_2 \sin \alpha_2) / (x_1 \cos \alpha_1 - x_2 \cos \alpha_2)](a - y + x_1 \sin \alpha_1 - x_2 \sin \alpha_2) / (x_1 \cos \alpha_1 - x_2 \cos \alpha_2) \geq 0 \\ [(x_1 \sin \alpha_1 - x_2 \sin \alpha_2) / (x_1 \cos \alpha_1 - x_2 \cos \alpha_2)](a - y + x_1 \sin \alpha_1 - x_2 \sin \alpha_2) / (x_1 \cos \alpha_1 - x_2 \cos \alpha_2) \geq 0 \\ \begin{cases} x' + y' - z' \geq 0 \\ x' + y' - z' \leq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

## 2 模型数值求解

### 2.1 模型假设与边界条件

针对文中研究工况做出如下假设: 润滑油流动为层流, 几何形状为刚体, 介质为连续介质, 轴向支承与行星齿轮端面保持平行, 由于两者之间有相对运动, 假设稳定工况下, 轴向支承静止, 行星轮转速为常数。二者之间狭缝流动服从定常的 Reynolds 方程, 微分方程表达式<sup>[10]</sup>为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{h}{12} \left( \frac{\partial^2 h}{\partial \mu^2} \frac{\partial p}{\partial \mu} \right) = 6 \omega \frac{dh}{d\theta} \quad (6)$$

边界条件为

$$\begin{cases} p = p_1, & \mu = \mu_1 \\ p = p_2, & \mu = \mu_2 \\ p_{\theta=\mu_1} = p_{\theta=\mu_2} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $p_1$ 、 $p_2$  为润滑油流动的人口和出口压力;  $h$  为膜厚。

### 2.2 控制容积选取与分段的离散

采用有限体积法求解 Reynolds 方程, 控制体示意图如图5所示, 将轴向支承表面划分成若干个单元, 任意节点  $C$  被有限单元面积为  $\Delta S$ , 边界为  $\Gamma$  的容积包围, 如图5中虚线框内部分, 节点  $C$  相邻节点分别为  $N$ 、 $S$ 、 $W$ 、 $E$ , 有限控制容积边界分别为  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 。



图5 控制体示意图

Fig.5 Sketch of control volume

$\alpha_1$  的取值范围需满足的条件为  $-2k_1/(x_1-x_2) < \tan \alpha_1 < 2k_2/(x_1-x_2)$ ;  $L$  为槽底平面中心直线。

通过计算可得直线  $L$  的数学表达式为

$$\tan \alpha_1 = (x_1 k_2 - k_1) - \tan \alpha_2 (x_1 + x_2) / 2 = 0 \quad (8)$$

则油槽深度  $k_1$  的表达式为

$$k_1 = k_2 \tan \alpha_1 + \tan \alpha_2 (x_1 + x_2) / 2 \quad (9)$$

油膜区域坐标为

采用有限体积法进行积分:

$$\oint \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{h}{12} \frac{\partial}{\partial \mu} \left( \frac{\partial^2 h}{\partial \mu^2} \frac{\partial p}{\partial \mu} \right) - 6 \omega \frac{dh}{d\theta} \right] d\Omega = 0 \quad (10)$$

由格林公式转化到二维曲线边界上:

$$\oint \left[ -k_1 \frac{\partial p}{\partial r} + k_2 \frac{\partial p}{\partial \mu} - 6 \omega p h \right] n d\Gamma = 0 \quad (11)$$

式中:  $n$  表示有限控制容积外法线方向单位矢量;  $d\Gamma$  为边界微元长度。

经整理后压力分布数值求解差分格式为

$$a_p p_C = a_N p_N + a_S p_S + a_W p_W + a_E p_E + b \quad (12)$$

式中:

$$\begin{cases} a_N = r^2 k_1^3 (\Delta \theta)^2 \\ a_S = r^2 k_2^3 (\Delta \theta)^2 \\ a_W = k_1^3 (\Delta r)^2 \\ a_E = k_2^3 (\Delta r)^2 \\ a_p = a_N + a_S + a_W + a_E \\ b = 6 \omega p_C (\Delta r) (\Delta \theta)^2 (k_1 - r^2 k_2) \end{cases} \quad (13)$$

### 2.3 数值求解计算过程

通过数值迭代法求解 Reynolds 方程, 将初始场压力分布图, 采用超松弛方法按式(10)进行迭代:

$$p_C^{(i+1)} = \omega p_C^{(i)} + (1-\omega) p_C^{(i+1)} \quad (14)$$

为加快收敛速度, 松弛因子  $\omega$  设置为 1.8, 式(12)中  $i+1$  次迭代使用第  $i$  次迭代结果, 考虑油膜不能承受负压, 采用克式(Christopherson)算法<sup>[11]</sup>, 即每次迭代后按式(12)所得的  $p_C$  值, 若为负值, 则以 0 代替。

数值迭代收敛条件为

$$\frac{\sum_{i=1}^m \left| \frac{p_C^{(i+1)} - p_C^{(i)}}{p_C^{(i)}} \right|}{m} = [\varepsilon] \quad (15)$$

式中:  $m$  和  $n$  分别为径向和周向的网格数, 第  $i$  次到第  $i+1$  次迭代的相对误差  $\varepsilon$  取值为 0.0001。

积分求得整个轴向支承面油膜承载力为

$$F = N \int_0^L \int_0^B p \, db \, dx \quad (14)$$

侧滑油流量为

$$Q = N \left\{ \left[ \left( \frac{r \omega h_1}{2} - \frac{h_1'}{12\eta p} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{x=x_2} - \frac{r \omega h_1}{2} - \frac{h_1'}{12\eta p} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{x=x_1} \right] b + \int_{x_1}^{x_2} \left[ - \frac{h_1'}{12\eta p} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{x=x_1} \right] r_1 \, dx \right\} \quad (15)$$

摩擦功率为

$$N_f = N \omega \int_0^L \int_0^B \left( \frac{p}{\eta} \frac{dh}{dx} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) db \, dx \quad (16)$$

侧滑油温升为

$$\Delta t = \frac{N_f}{c_p \rho Q} \quad (17)$$

式中:  $c_p$ 、 $\rho$  分别为侧滑油的比热容和密度。

采用有效黏度法考虑温升对副特性的影响。假设平均温度用  $T_e$  表示, 则

$$T_e = T_0 + \Delta T \quad (18)$$

式中:  $T_0$  表示进油温度。计算系数  $k$  取 0.9。

计算步骤为: (1) 设初始平均温度为  $T_0$ , 并计算当前侧滑油的黏度; (2) 在上一步中的温度、黏度下求得侧滑油压力及摩擦力, 根据式 (17) 求得侧滑油温升; (3) 由式 (18) 计算该条件下的平均有效温度  $T_e$ ; (4) 如果  $|T_e - T_0| < 10^\circ \text{C}$  成立, 则结束计算; 否则, 将步骤 (3) 中得到的温度  $T_e$  作为初始平均温度  $T_0$ , 重复步骤 (1) 至步骤 (3)。

## 2 侧滑特性分析

通过数值求解流体域压力场, 进而求得侧边侧斜

角度和侧边侧斜角度对轴向往复的承载力、侧滑油流量、摩擦功率和侧滑油温升的影响, 进而优化轴向往复端面对侧滑边和侧滑的大小。计算分析采用的参数为: 油膜厚度文献 [7] 中优化的参数  $N=20$ ; 实际与行星齿轮接触的内半径  $r_1$  为 18 mm, 外半径  $r_2$  为 24 mm, 进油温度  $T_0$  为  $90^\circ \text{C}$ , 其对应的动力黏度  $\mu$  为  $0.042 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ; 单位热容量  $c_p$  为  $1.7 \times 10^3 \text{ J/(m}^3 \cdot ^\circ\text{C)}$ ; 行星齿轮转速  $\omega=3\,000 \text{ r/min}$ ; 边界条件  $p_0=p_1=0$ 。数值求解轴向往复一个周期内, 得到的其末  $\omega=0$  与  $\omega=0$  时的压力分布如图 6 所示。轴向往复端面总承载力为 1.626 kN, 最大压力为 2.36 MPa, 全端面平均压力为 2.63 MPa。



图6 轴向往复端面压力分布

Fig. 6 The pressure distribution of a particle gear on the axial support

## 3.1 侧边侧斜对副特性的影响

侧边侧斜对副特性的影响如图 7 所示。

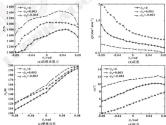


图7 侧边侧斜角度对副特性的影响

Fig. 7 Influence of gear edge angle on the lubrication characteristics: (a) oil film bearing capacity; (b) flow; (c) friction power; (d) temperature rise

槽边倾斜角对油膜承载力的影响如图 7 (a) 所示, 不同槽边倾斜角承载力随槽边倾斜角变化趋势基本一致, 总的来看, 油膜承载力在槽边倾斜角  $\alpha$  取正值时大于取负值时。槽边倾斜角取负值时, 即油槽在轴向支杆外径处所占角度大于其在内径处所占角度时, 油膜承载力随槽边倾斜角变化速率比较大, 且  $\alpha$  取值越大油膜承载力越大; 当槽边倾斜角取正值时, 即油槽在轴向支杆外径处所占角度小于其在内径处所占角度时, 油膜承载力变化比较趋于平缓, 当槽边倾斜角在  $0 \sim 0.05 \text{ rad}$  范围变化时, 油膜承载力到达最大值, 随着槽边倾斜角的继续增大, 承载力会缓慢变小。

槽边倾斜角对流量影响如图 7 (b) 所示, 槽边倾斜角取负值时, 随槽边倾斜角绝对值的变小流量不断减小, 且变化的速率也减小。当槽边倾斜角取正值时, 流量随槽边倾斜角度的变大缓慢变小;

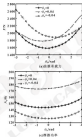


图 8 槽边倾斜角对润滑特性的影响

Fig. 8 Influence of groove inclination angle on the lubrication characteristics (a) oil film bearing capacity (b) flow (c) friction power (d) temperature rise

槽面倾斜角对油膜承载力的影响如图 8 (a) 所示, 槽边倾斜角为 0 时承载力曲线随槽面倾斜角的变化为 U 型曲线; 不同的槽边倾斜角绝对值相等时, 承载力曲线关于  $\alpha=0$  对称, 当  $\alpha$  取值在 0 附近时, 油膜承载力较小; 随着槽面倾斜角绝对值的变大, 油膜承载力逐渐增加, 且增加速度也变大。由此得出槽面平面的径向有一定的倾斜角度可以增加油膜承

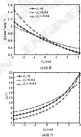
力, 且在一定范围内倾斜角度越大油膜承载力也越大。

槽边倾斜角对摩擦功率的影响如图 7 (c) 所示, 可以看出, 3 条曲线变化趋势较为一致, 随槽边倾斜角度的变大摩擦功率不断增大, 且增加的速率在  $\alpha$  取正值时较大, 即同是油槽的流量减小, 油膜的厚度增加, 摩擦降低。

如图 7 (d) 所示, 温升随槽边倾斜角度的变大而不断增加, 即油槽在轴向支杆外径处所占角度相对于其在内径处所占角度越小, 温升也越大, 过高的温升降低了润滑油的黏性, 从而导致油膜承载力降低。

### 3.2 槽底倾斜角对润滑性能的影响

槽底倾斜角对润滑性能的影响如图 8 所示。



力, 且在一定范围内倾斜角度越大油膜承载力也越大。

图 8 (b) 所示为槽底倾斜角对流量的影响, 可以看出, 流量随槽底倾斜角度的变大呈现减小的趋势。槽底倾斜角对流量的影响较大, 槽底平面向外倾斜轴向支杆端面与行星轮齿面间通过的流量大于槽底平面向内倾斜时的流量。增大槽底平面向外倾斜角度可以



## 三种迷宫密封泄漏量及动特性系数数值研究

徐文杰 王健文

(华东理工大学机械与动力工程学院 上海 200207)

**摘要:**对直通型、阶梯型及交错型3种迷宫密封漏场进行数值分析,研究其密封严闭性及流体力学特性。分析进出口压力、转子转速对迷宫密封漏量及流体力学特性系数的影响。研究结果表明:交错型迷宫密封对密封性能最优,直通型最差;直通型迷宫密封在两种密封有较好的流体力学特性,而交错型迷宫密封在两种密封流体力学特性较好。随着转速的增加流体力学性能会下降;在进出口压力较大两种密封时,交错型迷宫密封具有较好的密封性能及流体力学特性,阶梯型迷宫密封流体力学特性最差;在转速较高时,直通型迷宫密封具有较好的流体力学特性。交错型迷宫密封流体力学特性最差。

**关键词:**迷宫密封;计算流体力学;漏流量;动特性系数

**中图分类号:** TH136 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0602(2017)03-0009-06

## Numerical Study on Leakage and Dynamic Coefficients of Three Types of Labyrinth Seals

XU Wenjie WANG Jianwen

(East China University of Science and Technology, Shanghai 200207, China)

**Abstract:** Numerical method was used for simulating the flow fields and studying the sealing performance and dynamic characteristics of straight-through, stepped and staggered labyrinth seals. The effects of rotor speed and pressure on leakage and dynamic characteristics were investigated. The results indicate that staggered labyrinth seal has the best sealing performance among three kinds of seals, while the straight-through type has the worst sealing performance. Straight-through labyrinth seal has better dynamic characteristics at high speed, while the staggered type has better dynamic characteristics at low speed, but its dynamic performance falls sharply with the increasing of rotor speed. At low rotor speed or high pressure difference, staggered labyrinth seal has better sealing performance and dynamic characteristics, while the stepped type has the worst sealing performance and dynamic characteristics. At high speed, straight-through labyrinth seal has better dynamic characteristics, while the staggered type has the worst dynamic characteristics.

**Keywords:** labyrinth seal; computational fluid dynamics (CFD); leakage; dynamic coefficients

进口气密封的2个密封面不直接接触,在密封面之间不存在摩擦和磨损,因此在高速中运转机械,特别是高速、超高速转子系统中应用逐渐增多。但是进口气密封在减小泄漏量的同时,会产生流体力学影响,从而对转子系统的稳定性产生影响。以往研究认为,密封流体力学阻力远小于轴承油膜力对转子运动的影响,但是随着转子速度的不断增加,密封面之间的流场对转子的流体力学阻力增大,使得需要考虑流体力学对轴承-转子-密封系统的流体力学特性和稳定性产生的影响<sup>[1]</sup>。国内300 MW等级的汽轮机高压或高中压转子已发生多次由蒸汽膜激励引发的不稳定振动<sup>[2]</sup>。研究密封边界条件及几何参数对密封系统流体力学特性的影响,有利于减小激振力,增强转子的稳定性,因而具有重要的工程应用价值。

传统的进口气密封流体力学特性理论分析方法主要是控制容积法。鲁周勋等<sup>[3]</sup>针对进口气密封采用两控制容积模型,并运用微扰法计算了其流体力学特性系数。虽然控制容积法对于密封泄漏量有较高的预测精度,但它却无法准确预测转子的流体力学特性。MOORE<sup>[4]</sup>利用CFD软件SCHEAL计算了直齿静子上的8齿进口气密封流体力学特性;TOSAKI等<sup>[5]</sup>等利用CFX-TASC-Flow软件对汽轮机和空压机中迷宫密封漏场进行模拟,计算得到了密封的漏量和阻尼系数。邓晓华和陆晓光<sup>[6]</sup>利用CFD软件Fluent分析计算了某空压机5齿进口气密封动特性系数。姜鑫等人<sup>[7]</sup>采用商用CFD软件CFX进行数值求解,研究了16齿进口气密封转子的流体力学特性。并将计算结果与实验值和整体流法计算值进行了对比,得出CFD方法优于整体流法的结论。



表1 迷宫密封几何参数

Table 1 Dimensions of labyrinth seal

齿数	8	齿高 $h/\text{mm}$	7.5
齿顶高度 $h_1/\text{mm}$	1.5	齿宽 $B/\text{mm}$	0.8
转轴直径 $d/\text{mm}$	180	齿顶圆角 $r/\text{mm}$	0.3
齿间距 $a/\text{mm}$	9.2		

表2 迷宫密封工作条件

Table 2 Conditions of labyrinth seal

流体	理想气体
出口压力 $p_0/\text{Pa}$	101 325
入口温度 $T/\text{K}$	300

### 3 网格密度分析

以阶梯型迷宫密封模型为例, 泄漏量与网格数关系如图3所示。可以看出, 当网格数达到180万时, 计算结果已经基本稳定。因此, 所有模型网格数应保持在180万以上。



图3 泄漏量与网格数量的关系

Fig. 3 Leakage versus the number of grids

应用商用软件 ICEM 建立转子-密封三维 CFD 模型, 生成结构化网格并在网格在特定的区域进行了加密。以阶梯型迷宫密封为例, 其加密后的网格轴向剖面图如图4所示。



图4 阶梯型迷宫密封轴向剖面网格图

Fig. 4 Mesh after stepped labyrinth seal in axial direction

### 4 流场分析准确性验证

为了验证 CFD 计算结果的准确性, 对 KWA-KA<sup>2</sup> 实验所采用的阶梯型迷宫密封模型进行 CFD 建模, 计算了不同进出口压力下的密封泄漏量。图5为 Fluent 计算结果与实验结果的对比。可以看出, 计算值与实验值较吻合, 平均偏差为 16.7%, 说明计算结果的准确性。而计算结果较实验值偏小, 主要是因为实际实验过程中存在一定量的摩擦, 导致实际泄漏间隙大于设计间隙, 从而增加了泄漏量。



图5 泄漏量与实验与数值计算结果对比

Fig. 5 Comparison between numerical and experimental results of leakage

### 5 计算结果及分析

采用 Fluent 软件进行密封流场的仿真分析, 方程离散格式选用 QUICK 格式, 压力速度耦合选用 SIMPLE 算法, 密封流体设为理想气体。当计算残差下降到  $10^{-4}$  数量级, 且转子所受轴向力、径向及周向力波动小于 0.5% 时认为计算收敛。

对上述 3 种密封模型使用 Fluent 计算了不同转速、不同进出口压力下泄漏量及气动力, 并且根据公式 (4) 得到密封的动力学特性系数。

#### 5.1 泄漏量

图6给出了转速为 18 000 r/min、进出口压力由 400 kPa 增加至 1 600 kPa 时, 3 种迷宫密封泄漏量的变化情况。可以看出, 迷宫密封泄漏量随进出口压力的增大而增大。其中, 直通型迷宫密封泄漏量最大, 增加速度最快; 阶梯型迷宫密封次之; 交错型迷宫密封泄漏量最小, 增加速度也最慢。这是由密封流道的复杂性决定的, 交错型迷宫密封由于转子上有 2 个齿, 使流体流道变得曲折复杂, 从而有效地抑制了漏流的泄漏。



图6 3种进宫密封装置随进出口压差变化

Fig. 6 Leakage versus pressure difference of three types of labyrinth seals

图7给出了进出口压差为 600 kPa、转速由 10 000 r/min 增加至 26 000 r/min 时, 3 种进宫密封装置的变化情况。可以看出, 3 种进宫密封装置随转速的增大有不同程度的减小。这是由于转子旋转会带动密封腔室中的气体旋转, 使密封内部气体流动轨迹呈螺旋线型, 这样便增加了气体在密封中的流动路程, 加大了动能耗散, 减小了泄漏量。其中, 直槽型进宫密封装置仍最大, 降低速度最快; 阶梯型进宫密封次之; 而交槽型进宫密封的装置量对转速最不敏感, 几乎不变。



图7 3种进宫密封装置随转子转速变化

Fig. 7 Leakage versus rotor speed of three types of labyrinth seals

### 5.2 进宫密封动力特性系数

图8和图9分别给出了不同进出口压差及不同转速下 3 种进宫密封交叉刚度  $k$  的变化曲线。可知: 3 种进宫密封交叉刚度  $k$  的绝对值随进出口压差或转速的增大而增大, 说明在高转速和大进出口压差情况下其稳定性差。值得一提的是, 随着进出口压差的增大, 交槽型进宫密封的交叉刚度  $k$  变化较小, 而随转速的提高, 其交叉刚度  $k$  的变化速率越大。这说明在大进出口压差条件下使用交槽型进宫密封可获得较好的动力学特性, 而在转速过高条件下, 应尽量避免使用交槽型进宫密封。



图8 3种进宫密封交叉刚度随进出口压差变化

Fig. 8 Cross coupled stiffness versus pressure difference of three types of labyrinth seals



图9 3种进宫密封交叉刚度随转子转速变化

Fig. 9 Cross coupled stiffness versus rotor speed of three types of labyrinth seals

图10和图11分别给出了不同进出口压差、不同转速下 3 种进宫密封直接阻尼  $c$  的变化情况。可以看出: 进宫密封直接阻尼  $c$  随进出口压差的增大先增大后基本不变; 而对于转速的变化并不敏感, 在较大转速范围内其值基本保持不变。其中直槽型进宫密封的直接阻尼  $c$  最大, 阶梯型进宫密封的次之, 交槽型进宫密封的最小。



图10 3种进宫密封直接阻尼随进出口压差变化

Fig. 10 Direct damping versus pressure difference of three types of labyrinth seals





图 11 3种迷宫密封直接阻尼随转子转速变化

Fig. 11 Direct damping versus rotor speed of three types of labyrinth seals

将交叉刚度  $k$  与直接阻尼  $C$ 、转子旋转角速度  $\omega$  乘积的倒数之比值定义为激动比<sup>[21]</sup>，如式 (5) 所示。激动比绝对值越小，则表示密封稳定性越好。

$$y_{\text{exc}}/(C/\text{GPa}) \quad (5)$$

图 12 给出了不同进出口压差下 3 种迷宫密封激动比的变化情况。可以看出，在进出口压差较小时，激动比的变化较小，系统稳定性变化不大。这是因为此时随进出口压差的增大，交叉刚度  $k$  绝对值和直接阻尼  $C$  均增大。此后进出口压差增加时，交叉刚度  $k$  绝对值继续增大而直接阻尼  $C$  基本不变，因而激动比绝对值增大，系统稳定性降低。此外，交替型迷宫密封激动比绝对值最小，阶梯型迷宫密封的最大，说明随进出口压差的增大，交替型迷宫密封的动力学特性最好，直通型迷宫密封次之，而阶梯型迷宫密封最差。



图 12 3种迷宫密封激动比随进出口压差变化

Fig. 12 Whirl ratio versus pressure difference of three types of labyrinth seals

图 13 给出了不同转速下 3 种迷宫密封激动比的变化情况。可以看出，随着转子转速的增大，激动比绝对值增大，其中直通型迷宫密封变化最小，而交替型迷宫密封在低转速时激动比绝对值最小但随转速的增

大，激动比绝对值急剧增大。这说明直通型迷宫密封动力学特性对于转子转速并不敏感，在高转速时有较好的动力学特性，而交替型迷宫密封在低转速时动力学特性很好，但随转速的增加，动力学性能急剧下降。



图 13 3种迷宫密封激动比随转子转速变化

Fig. 13 Whirl ratio versus rotor speed of three types of labyrinth seals

## 6 结论

(1) 直通型、阶梯型及交替型迷宫密封的激振量随进出口压差的增大而增大，随转速的增大而减小，转速由 10 000 r/min 升至 32 000 r/min，激振量降幅分别为：直通型 1.76%，阶梯型 3.25%，交替型 6.94%，交替型迷宫密封的密封性能最佳，直通型最差。

(2) 迷宫密封交叉刚度  $k$  的绝对值随进出口压差或转速的增大而增大；交替型迷宫密封交叉刚度  $k$  对进出口压差的敏感程度相对较低，而随着转速的增大，其交叉刚度  $k$  变化不断增大；进出口密封直接阻尼  $C$  随进出口压差的增大其增大速度减缓，达到 1 MPa 后基本不变，而对于转速的变化并不敏感。

(3) 当进出口压差小于 800 MPa 时，激动比绝对值基本不变，大于 1 MPa 后增大，系统稳定性下降，此时交替型迷宫密封动力学特性最好，阶梯型最差。随着转子转速的增大，激动比绝对值增大，系统稳定性下降。直通型迷宫密封在高转速时有较好的动力学特性，而交替型迷宫密封在低转速时动力学特性很好，但随转速的增加动力学性能急剧下降。

(4) 在进出口压差较大或转速较低时，宜选用交替型迷宫密封，以获得较好的密封性能及动力学特性。避免选用阶梯型迷宫密封，在转速较高时，宜选用直通型迷宫密封，以获得良好的动力学特性。避免使用交替型迷宫密封。

## 参考文献

- [1] 周文成, 周树斌, 周树斌. 机械密封密封性能动力学设计理论基础与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2008: 189-208.

- [2] 张华强,王树海,张卫军.超临界压力内燃机进气阀驱动问题分析及对策[J].中国电力,2002,35(12):3-6.  
ZHANG H Q, WANG T H, ZHANG W J. Analysis and countermeasures of structural vibration of supercritical pressure steam turbine[J]. Electric Power, 2002, 35(12): 3-6.
- [3] 焦树强,周文强,郑大强.进口气阀密封轴衬动力学稳定性分析[J].内燃机与电机,1993,34(2):107-10.  
JIAO T X, ZHOU W Q, ZHENG D Q. Analysis the rotor dynamic characteristics of inlet shaft seal[J]. Combustion Engineering, 1993, 18(2): 107-10.
- [4] MURRAY J J. Three-dimensional CFD steady-state analysis of gas inlet shaft seal[J]. Journal of Education and Acoustics, 1996, 2009, 123, 1277-1211.
- [5] HIRATA T, CHOI S, KIM K C. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery-Part II: Inlet shaft seal analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, 2009, 131(8): 829-836.
- [6] 刘建强,陆永元.进油密封材料密封性二阶 CFD 数值研究[J].热能动力工程,2008,21(6):615-619.

# 《上封第 27 页》

- [10] KENNEDY F R, KATFE S A. Thermomechanical of a mechanical face seal[J]. Wear, 1982, 79, 20-36.
- [11] KENNEDY F R, HIRSHMAN S A. Thermomechanical analysis of dry sliding systems[J]. Computers & Structures, 1987, 26: 305-333.
- [12] HANSHU D C, STRIETON J L. Design curves for temperature rise in sliding elliptical contacts[J]. Tribology International, 2009, 42: 1639-1650.
- [13] HANSHU D C, STELLINGSMA J L. A method for obtaining the temperature distribution at the interface of sliding bodies[J]. Wear, 2009, 266, 721-732.
- [14] BOW J, BROWN R. Frictional heating of elliptic contacts[J]. Tribology Series, 1994, 27, 491-500.
- [15] LIND F F. Surface mechanics[M]. New York: John Wiley & Sons, 1973.
- [16] HARRIS J R. Prediction of heat between sliding surfaces[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1967, 9(3): 191-192.
- [17] SHREVE R. Thermoelectric measurement of cutting tool temperatures[J]. Mach Tool Sci, 1929, 13, 89-93.

- [18] XIAO J, LIU Y. A study of methods used for three-dimensional CFD (computational fluid dynamics) numerical analysis of dynamic characteristics of rotors with labyrinth seals[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(6): 603-609.
- [19] 侯志,冯立群,李军.军迷直滑密封转子动力学特性的数值模拟[J].热能动力工程,2009,24(6):600-606.
- [20] PICARDINI A, CHILDS D W. Rotor dynamic coefficients for a multi-rotor labyrinth seal at 70 bar supply pressure: measurements versus theory and comparison to a half-pairwise static seal[J]. ASME (Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(10): 1021-1030.
- [21] KAWAKA K. Dynamic coefficients of support labyrinth gas seals[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131, 1271-1277.
- [22] CHILDS D W, PICARDINI A. Experimental rotor dynamic coefficients results for twin-rotor and twin-rotor gas seals[J]. Journal of Engineering for Gas and Power, 1998, 120, 599-602.

# 《上封第 64 页》

- [10] 郝本明,周学海,张洁,等.新型上游泵送机构密封性能研究[J].化工机械,2004, 28(1): 12-15.  
HAO B M, ZHOU X H, ZHANG J, et al. An experimental study of the new type upstream pumping mechanical seal[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2004, 28(1): 12-15.
- [11] 韩文亮,郝本明.岩体由新型泵送机构密封的开发应用[J].齐鲁石化工, 2002, 32(3): 194-194.

- YANG H L, HAO B M. Development and application of upstream pumping mechanical seal with new structure[J]. Qinhuai Chemical Technology, 2002, 30(3): 191-194.
- [12] 王恩强,余健,汤永峰,等.不同型上游泵送机构密封性能比较[J].石油化工设备, 2003, 42(2): 19-22.
- WANG H Y, WU J, YANG H M, et al. Performance comparison of different types of upstream pumping mechanical seal[J]. Petrochemical Equipment, 2013, 42(2): 19-22.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0690.2017.03.020

## 活塞式气泵新型耐磨材料研究

张勇 高峻熙 徐博成

(华南理工大学机械与汽车工程学院 广东广州 510640)

**摘要:**针对传统活塞式气泵采用的金属材料耐磨性差,易产生冷焊现象等问题,研究氧化铝陶瓷和 304 不锈钢作为活塞式气泵材料的可行性。利用 ANSYS 模拟氧化铝陶瓷和 304 不锈钢材料作为泵体材料与活塞环接触应力分布变化,通过实验研究氧化铝陶瓷和 304 不锈钢材料与活塞环冲焊时的摩擦磨损性能。结果表明,采用 304 不锈钢和氧化铝陶瓷作为气泵泵体材料,活塞环与缸筒的应力并不会显著增加;氧化铝陶瓷性能优异,作为泵体材料不会因磨损以及变形等;氧化铝陶瓷的抗磨性能明显好于不锈钢,同时其具有自润滑的特点,可减少摩擦损耗,以期望为气泵泵体材料,加工制作安装前并进行验证。结果表明,采用氧化铝陶瓷作为气泵泵体材料在工程上是可行的。

**关键词:** 氧化铝陶瓷; 304 不锈钢; 耐磨性能; 模拟仿真

**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0690(2017) 03-0020-08

## Research of a New Wear-resisting Material for Piston Pump

ZHANG Yong GAO Juxi XU Boreng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou Guangdong 510640, China)

**Abstract:** Aimed at problems that the metal material used in traditional piston pneumatic pumps has poor wear-resisting properties and is easy to produce the phenomenon of cold-welding, the feasibility was studied by using the alumina ceramic and the 304 stainless steel as the material of piston pneumatic pumps. ANSYS was used to simulate the changes of contact stress between the piston ring and the pump material of alumina ceramic and 304 stainless steel. The friction and wear properties of alumina ceramic and 304 stainless steel materials against piston ring were studied experimentally. The results show that using alumina ceramic and 304 stainless steel as pump materials, the stress of piston and cylinder is not obviously increased. Alumina ceramic has excellent properties, and it will not be damaged and deformed as pump material. The antiwear properties of alumina ceramic is obviously better than that of 304 stainless steel, and it has the characteristics of self-lubrication and can reduce friction and wear. An experimental prototype was produced and verified by using alumina ceramic as pump material. The results show that it is feasible using alumina ceramic as pump material in engineering.

**Keywords:** alumina ceramic; 304 stainless steel; antiwear property; prototype production

近年来,随着汽车质量的提高和行驶速度的增加,对制动系统的要求也随之提高。重型商用车由于重量大,一般采用气压制动系统,因此对制动气压的要求非常高<sup>[1]</sup>。若气压泄漏,将导致气压不足,严重影响车辆行驶过程的制动稳定性,并存在安全隐患。气压制动系统中气泵是关键部件,其性能和缸套的磨倒是导致漏气的主要原因之一<sup>[2-4]</sup>。

活塞式气泵作为往复式气泵的主要类型,因受结

构、材料制造简单,目前仍是一种应用广泛的基本机型<sup>[5]</sup>。目前使用的气泵材料为金属,金属滑动摩擦副在相对运动时,在摩擦力作用下会产生塑性变形,导致表面峰元相互接触,表面氧化膜被磨掉,使得新鲜金属表面被暴露,而由于存在分子力作用,表面某些峰元非常容易发生连接,这就是摩擦学中的冷焊现象。冷焊后的金属,冷焊点会相互连接,造成摩擦副为大幅度增加,甚至整个机构直接卡死,同时金属表面容易产生大量的微裂纹和碎屑<sup>[6]</sup>。冷焊的发展过程非常快,一旦制动系统的气泵中出现冷焊,可在非常短的时间内造成漏气或卡死,制动时气泵制动力不足,甚至气泵不工作,严重影响车辆行驶安全。

陶瓷材料硬度高、强度高、热膨胀系数小、抗冲

收稿日期: 2016-09-17

作者简介:张勇(1969—),男,工学博士,教授,研究方向为内燃机结构、组合动力、车辆电子、摩擦学。E-mail: 382297428@qq.com

通信作者:高峻熙(1986—),男,硕士研究生,研究方向为内燃机结构。E-mail: 3822197428@qq.com

配性能稳定, 自润滑性能好, 在恶劣润滑条件甚至干摩擦下也不容易产生磨屑磨削, 几乎不会产生冷焊现象。摩擦系数小, 起尘量小, 非常适用于高速重载工况<sup>[2]</sup>。在无润滑时, 陶瓷材料的耐磨性是最出色的材料之一, 而使用固体润滑剂时可以达到几乎消除磨削的目的。AlN(氮化铝)陶瓷是新兴发展起来的一种重要的氮化物结构陶瓷。由于它具有非常优异的物理和化学性质, 如化学稳定性好, 耐高温、抗腐蚀, 热稳定性好, 力学性能优良, 增韧效果显著, 高温导电等一系列的优点, 越来越被广泛地应用<sup>[3]</sup>。SiC 不锈钢具有比一般金属更优异的抗腐蚀、耐磨和强度高等优点<sup>[4]</sup>。因此, 本文亦选择氮化铝和 SiC 不锈钢作为气泵材料进行耐磨性研究, 考察其作为湿式气泵材料的可行性。

## 1 有限元接触分析

### 1.1 物理模型建立

采用 SolidWorks 按 1:1 建立气泵的物理模型。因文中仅对气阀和活塞环的接触部分进行有限元分析, 所以只建立了这 2 部分的物理模型, 并且对形状较复杂的活塞环简化为 UPE 圆环和中间一个金属圆柱。

### 1.2 设置材料属性

ANSYS 会根据材料的弹性模量和泊松比来判定材料在接触过程中的物理性能, 而这 2 个参数是需要首先分别对不同材料进行设置的, 这样 ANSYS 才能在接触分析时区分 2 个接触体的材料。湿式气泵环体采用的是铸钢, 活塞环是高分子聚乙烯 (UPE)。氮化铝陶瓷、SiC 不锈钢、铸钢、UPE 的物理性能如表 1 所示。

表 1 UPE、铸钢、不锈钢和氮化铝陶瓷材料的力学性能

Table 1 Mechanical properties of UPE, cast iron, stainless steel and ceramic ceramic material

材料	弹性模量 $E/MPa$	泊松比
UPE	0.48	0.4
铸钢	190	0.27
SiC 不锈钢	200	0.247
氮化铝陶瓷	330	0.3

弹性模量反映了材料的软硬程度, 显然 UPE 材料相对其他 3 种材料要明显软得多。

### 1.3 有限元模型建立

目前采用气泵的标定排气压力为 0.8 MPa, 本文亦是设计的气泵的最大设计压力为 1 MPa, 即 1 MPa 就是活塞环所受的最大压力。

本研究目的是考察采用氮化铝陶瓷、SiC 不锈钢代替铸钢活塞环对气泵受力影响, 因此可用相对比较简单化的物理模型。直接使用 Workbench 中 Static Structural 模块来建立求解模型, 网格划分精度为 1 mm。

### 1.4 仿真结果及分析

以铸钢与活塞环、不锈钢与活塞环、氮化铝陶瓷与活塞环为接触对, 设置不同材料属性分别进行求解。三相配气阀接触等效应力求解结果如图 1~3 所示。



图 1 铸钢与活塞环接触的等效应力分布

Fig. 1 Equivalent stress distribution of cast iron and piston rings



图 2 不锈钢与活塞环接触的等效应力分布

Fig. 2 Equivalent stress distribution of stainless steel and piston rings

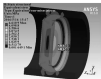


图3 氧化锆陶瓷与试套环接触面等效应力分析

Fig. 3 Equivalent stress distribution of ceramic ceramic and piston rings

三组配对副边缘处应力面的最大值见表2。可知,采用不锈钢和陶瓷替代铸铁作为基体材料并没有导致应力出现数量级的增大,只是出现了不同5%的

上升。而陶瓷的屈服极限是不锈钢和铸铁的数倍,所以陶瓷应为基体材料工作中不会出现断裂等破坏性失效情况。

表2 三组配对副边缘处的最大等效应力

材 料	最大等效应力 $\sigma/\text{MPa}$	许用应力 $\sigma/\text{MPa}$
铸铁与试套环	2.208	90~115
304 不锈钢与试套环	2.238	98~117
氧化锆陶瓷与试套环	2.528	300~1 000

## 2 耐磨性能实验

### 2.1 试环、试块制备

参照 GB/T 32444-2006《全国材料磨擦测试方法 试环-试块磨擦实验》制备试环、试块<sup>[6]</sup>。制备的不锈钢试环、陶瓷试环和复合材料试块分别如图4~6所示。



图4 不锈钢试环

Fig. 4 Testing ring of stainless steel



图5 陶瓷试环

Fig. 5 Testing ring of ceramic



图6 复合材料 CFC 试块

Fig. 6 Testing piece of CFC

### 2.2 实验条件

实验分为2组,分别由304不锈钢与试套环、氧化锆陶瓷与试套环组成摩擦副。设定实验正压力为100 N,环境湿度控制在25℃,设定转速为100 r/min。在干摩擦的情况下,不间断运行30 min。

### 2.3 试验结果及分析

#### 2.3.1 摩擦力

实验过程中,实验系统自动记录2组试件的摩擦力,摩擦力数随着实验时间的变化。实验系统每秒采集一次数据,将所有实验数据用 Matlab 进行拟合,观察其变化趋势。实验的正压力、摩擦力、摩擦系数随时间变化的曲线,如图7、图8所示。

从图7、8的正压力曲线,在整个实验过程中,2组试环的正压力都稳定地维持在100 N附近,其他变量也较稳定。

可以看出,304 不锈钢与试套环配对的摩擦力

维持在10~15 N 范围内,氧化锆陶瓷与试套环配对的摩擦力维持在5~6 N 范围内,前者的摩擦力显著大于后者,并且变化范围也大,说明陶瓷试环在同样压力下摩擦更小,这也验证了陶瓷具有自润滑的特性。



图7 不锈钢试环正压力、摩擦力、摩擦系数随时间的变化

Fig. 7 Variation of pressure, friction and friction coefficient of stainless steel with time



图8 陶瓷试环正压力、摩擦力、摩擦系数随时间的变化

Fig. 8 Variation of pressure, friction and friction coefficient of ceramic

### 2.3.2 磨损失量

表2给出了不锈钢试环与陶瓷试环磨损失量。可知, 在相同条件下, 陶瓷试环的磨损失量大大低于金属环, 金属环的磨损失量均为陶瓷环的100倍。相同条件下, 与陶瓷材料配对的试块的磨损失量为0.002 g, 小

于与金属环配对的试块的磨损失量0.006 g。显然, 陶瓷材料具有比金属试环更优异的耐磨特性。

表2 磨损失量对比

Table 2 Comparison of wear mass loss/g

组件	1		2	
	不锈钢试环	试块	陶瓷试环	试块
不锈钢陶瓷	08.734	2.702	02.266	2.707
不锈钢陶瓷	08.734	2.706	02.268	2.708
磨损失量	0.000	0.006	0.001	0.002

### 2.3.3 电镜分析

图9为实验前不锈钢、陶瓷试环以及LPC试块的表面形貌的电镜照片。可知, 实验前的材料表面只有机械加工的痕迹, 没有磨蚀的痕迹。

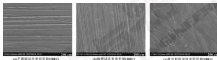


图9 实验前试环、试块表面形貌

Fig. 9 Surface morphologies of testing ring and testing piece before test (a) stainless steel ring; (b) ceramic ring; (c) LPC piece

图10为磨损实验后不锈钢、陶瓷试环以及不锈钢-LPC、陶瓷-LPC试块的表面形貌的电镜照片。

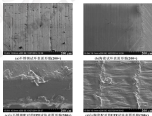


图10 实验后的试环、试块表面形貌

Fig. 10 Surface morphologies of testing ring and testing piece after test (a) stainless steel ring; (b) ceramic ring; (c) LPC piece against stainless steel; (d) LPC piece against ceramic

由图 10 可以看出,磨削实验后陶瓷表面几乎不存在缺陷,无磨粒磨削和磨痕磨削,以磨性磨痕为主<sup>[10]</sup>。因此,干燥条件下陶瓷抗磨性能明显好于不锈钢。

### 3 气泵样机制作及验证

样机设计为单缸,活塞与连杆为一体式,通过单向阀的开闭实现进排气。设计的气泵的排气压力最大值为 1 MPa,缸径为 40 mm,活塞行程为 32 mm。

考虑到陶瓷加工难度大,成型后不易再进行二次加工,因此对整体气泵结构进行改进,采用分体式设计,陶瓷泵体不适合打孔,气缸缸盖与陶瓷缸筒采用了黏结的方式。考虑到陶瓷材料的脆性问题,缸筒的壁厚设计为 5 mm。为了降低因为摩擦因数大,部位精度不够而导致的磨损,内壁的粗糙度设计为 0.025 mm,圆度公差设计为 0.004。加工制造出的气泵样机实物,如图 11 所示。



图 11 气泵样机实物图

Fig. 11 Product picture of pump prototype

利用密封性实验台模拟高油液流量的往复运动环境,对气泵样机进行可靠性实验。样机连续运行 24 h 后,观察样机外表面未发现漏油、开裂、脱落,观察陶瓷泵体未发觉裂纹和缺陷,说明泵体机械强度满足要求。

下一步将制作气泵实验台,进行摩擦功耗比测试和材料密封寿命对比试验<sup>[11]</sup>。

### 4 结论

(1) 基于 ANSYS 的应力分析表明,采用 303 不

锈钢和氧化锆陶瓷作为气泵泵体材料,活塞环与缸筒的应力并不会显著增加;氧化锆陶瓷性能优异,作为泵体材料不会出现磨损以及变形等。

(2) 磨削实验表明,与不锈钢相比,氧化锆陶瓷的抗磨性能要优异得多,同时具有自润滑的特点,可减少摩擦磨损。为了提高泵体的抗磨性,陶瓷可作为气泵泵体的替换材料。

(3) 加工制作了实验样机并进行验证,结果表明,采用氧化锆陶瓷作为气泵泵体材料在工程上是可行的。

### 参考文献

- [1] 洪其昌. 微型机械空气压缩机进气阀新设计[J]. 重庆内燃, 2002 (1): 20-21.
- [2] 王健. 关于汽车气泵驱动的主要故障原因及排除方法[J]. 车家, 2011 (4): 282.
- [3] 尹红. 气泵驱动系统密封性能研究[J]. 机械, 2008.
- [4] 金海军. 车用空气压缩机性能测试关键技术研究[D]. 合肥: 安徽大学, 2012.
- [5] 王力. 汽轮机汽缸盖密封冷却与密封环失效原因分析与设计[J]. 热工系统工程, 2008, 20(4): 568-569.
- [6] WANG L, YAN R. A study on cold-chamber welding and protection against cold-chamber welding[J]. International Journal of Mechanical Engineering, 2008, 20(4): 568-569.
- [7] JIAO Y, ZHANG H, ZHANG L. K. Machining of advanced ceramics[J]. Technology International, 1998, 20(4): 413-420.
- [8] 周立. 陶瓷材料科学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998, 197-200.
- [9] AL-TAIER H P, CHEN M, NORDENBERG R. The stress corrosion cracking behavior of austenitic stainless steels in boiling magnesium chloride solution[J]. Corrosion Science, 2007, 49: 3040-3044.
- [10] 国家环境保护总局国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 金属材料疲劳试验方法试验—试验标准 GB/T 12444-2006[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.
- [11] 加大. 氧化锆—氧化铝复合材料性能研究[J]. 中国陶瓷工业, 2000, 17(1): 49-60.
- [12] LIU C. Study on the properties of aluminum-silicon carbide composite[J]. China Ceramic Industry, 2000, 17(4): 69-61.
- [13] 王立生. 新型气泵在往复密封技术研究[D]. 廊坊: 北方联合工业大学, 2004, 36-40.

(上接第 70 页)

- [8] 张国瑞, 袁小强. 水润滑静压轴承三维压力及温度场分布理论研究[J]. 润滑与密封, 2006, 31(4): 4-7.

ZHANG C Y, YUAN X T. A Theoretical study on three-dimensional pressure distribution and temperature field of water-lubricated hydrostatic journal bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(4): 4-7.

- [9] 王和平, 陈成, 袁大同. 水润滑静压轴承的磨粒磨损特性及

机理研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(3): 50-51.

WANG J X, CHEN X, QIAN D T. Study on wear mechanism and grain abrasion characteristics of water lubricated roller bearings[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(3): 50-51.

- [10] 钟明, 王秋华, 卢成成, 等. 基于 Ansys 的不同结构静压轴承的轴间应力分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(3): 47-62.

LI H, WANG Y Q, LU X J, et al. The static structural analysis of the various spool groove static bearing based on Ansys[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(3): 47-62.

## 基于滤膜堵塞型的油液污染检测系统的设计\*

孔令仁 卢继雷 苏子龙 徐维庆

(中国矿业大学(北京)机电与信息工程学院 北京 100083)

**摘要:**针对基于滤膜堵塞型油液的污染检测仪器存在的测试范围不宽广、集成度不高、自动检测程度低等问题,利用计算机及机电一体化技术,设计一种基于滤膜堵塞原理的在线油液污染度检测系统。该系统包含负压取样、恒压测试、滤膜反冲洗、PLC控制及ARM处理器等装置,能够实现在线自动取样和检测,且检测效率高有很好的可靠性。

**关键词:**油液污染;在线检测;滤膜

**中图分类号:** TH817.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0682(2017) 03-0021-04

## Design of Oil Contamination Detecting System Based on Filter Blocking

KONG Lingren LU Jie LU SIZHONG XU Weiqing

(School of Mechanical Electronic & Information Engineering, China University of Mining and Technology, Beijing 100083, China)

**Abstract:** The oil contamination detecting instruments based the method of filter blocking have lots of faults, such as narrow test range, low integration, low intelligence and so on. In view of above problems, the on-line oil contamination detecting system was designed based on filter blocking with the application of computer and mechanical and electrical integration. The system consists of following devices, the sampling device with negative pressure, first device with constant pressure, filter backwashing device, PLC and ARM processor. The system can realize the following functions: on-line automatic sampling, automatic detection, and the test results are reliable.

**Keywords:** oil pollution; on-line detection; filter membrane

研究发现,液压系统总故障的60%以上是由液压油污染造成的,而由固体颗粒污染引起的故障占75%以上<sup>[1-4]</sup>。目前国际发展高质量液压元件和液压系统的主要因素是油液污染。因此,如何在线监测并控制油液的污染程度,对于延长液压元件的使用寿命以及提高液压系统的工作可靠性具有十分重要的意义。

目前油液污染度的检测按照取样检测对象的方法可分为离线检测和在线检测两种<sup>[5-6]</sup>。离线检测是确定在液压设备运行区域进行取样,然后将样品带回实验室(或者在现场)进行分析,从而获得油液污染度的检测方法。该方法存在检测周期长,测试过程中存在较多污染引入环节,比较依赖实验操作人员的技术水平和经验等问题。在线检测指的是设备不停机、正常运行的状态下,在液压系统不同部位安装检测器或者在线取样油液进行检测,此方法时效性最好,

检测过程较短,可对机器设备内部运行状态实时进行了解<sup>[7]</sup>。

为了在线监测机械设备的实时状态,对于油液污染度在线监测仪器的研制已成为油液监测技术领域研究和开发的热点之一。传感器是在线检测仪器的核心部分,因而油液污染度在线监测的关键在于传感器的研究。目前利用传感器对油液污染度进行实时监测采用的方法有光学方法、磁性方法、电气方法、声学方法和油膜增量法等<sup>[8]</sup>。光学方法使用的传感器分为透光/光阻型、光散射型以及光透射型传感器。该方法的检测快速准确,但油液中的水分和气泡会对检测结果产生影响。磁性方法又称铁谱法,该方法一般用于检测油液中的金属污染物,对于非金属污染物的分析存在盲区。电气监测方法使用的传感器主要有电阻型、电容式 C-V (Contamination-Voltage) 型以及电容式传感器。电阻型传感器由于要求悬液液是电介质,当矿物油中固体颗粒污染物进行检测时,需先滤出污染物,实验环节复杂,测量精度降低。电容式 C-V 型传感器测量简单,但是污染物种类及油液中水分和油液温度等因素对检测精度的影响较大。电容型传感器价格便宜、使用性高、测定速度快,但其

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51374041)。

收稿日期: 2016-08-17

作者简介: 孔令仁(1980-),男,硕士研究生,研究方向为液压元件及机电一体化。E-mail: 84724179@163.com



检测出的综合指标反映的是水分、固体颗粒及油液变质情况。对于油液中固体颗粒的污染程度无法单独测出。声学方法(主要指超声波检测)能够把油液中的水滴、气泡和颗粒区分开来,但该传感器对 20  $\mu\text{m}$  以下颗粒不敏感。传感器安装和超声波频率的选择是其技术难点。而且传感器的检测性能会随机械运转时的振动而降低。此外利用声学方法的污染度检测仅价格十分昂贵<sup>[4]</sup>。

相较于其他现场油液污染检测装置,以滤膜为传感元件的油液污染检测器有显著的优势性。它既能实现离线检测也可在线检测。使用过程可实现反冲清洗,消除了专门清洗的麻烦。检测成本低。另外,油液颜色、水分、气泡、污染颗粒材质等不会对检测结果造成影响。测定速率可变量表示<sup>[5]</sup>。

滤膜堵塞法采用的滤膜传感器元件如图 1 所示。当被污染的油液通过微孔滤膜时,油液中的固体颗粒会将滤膜的微孔慢慢堵塞。在这个过程中,如果保持滤膜两端的压力不变,那么流过滤膜的油液流量会减少;如果保持流过滤膜的流量不变,则滤膜两端的压力差会越来越大。通过检测滤膜两端的压力值或通过的流量值,并经过一定的转换,可以半定量或定量地判断油液的污染程度。



图 1 滤膜传感器元件

Fig. 1 Filter membrane sensor

滤膜堵塞法是一种比较适合于对油液进行污染度在线检测的方法。然而,基于该方法的污染检测仪也存在测试范围不够宽、集成度低、自动化程度不高等问题。

本文作者利用计算机及机电一体化技术,基于 PLC 与 ARM 处理器,设计了一种基于滤膜堵塞原理<sup>[6]</sup>的在线油液污染度检测系统,不仅可以拓宽污染度检测范围,而且还使系统的自动化程度以及集成

度得到提高。

通过对各种污染度检测方法的分析可知,滤膜堵塞法不受油液中污染物浓度、颜色、水分、气泡以及测试环境等的影响,是一种比较适合于对油液进行污染度在线检测的方法。然而,基于该方法的污染检测仪器存在测试范围不够宽、集成度低、自动化程度不高等问题。本文的研究目的就是设计一套基于 PLC 与 ARM 处理器的油液污染度在线检测系统,不仅可以拓宽污染度检测范围,而且还可以使系统的自动化程度以及集成度得到提高。

## 1 系统的总体方案

在线检测系统的总体方案如图 2 所示。包括自动取样系统、恒压测试系统、反冲装置、数据采集与处理系统以及 PLC 自动控制系统等。

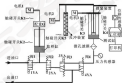


图 2 油液检测系统总体方案

Fig. 2 The scheme of oil contamination test system

### 1.1 自动取样系统

自动取样系统的作用是把油液从主油路吸入取样装置。该系统主要由图 1、取样缸、配重块、驱动电机 I 以及两个触磁开关组成。取样时,图 1 打开,电机 I 带动配重块上升。由于负压作用油液被吸入取样缸。当配重块触碰到开关 K1 时,电机 I 停止,图 1 关闭,完成取样的任务。图中触磁开关 K2 主要用于检测取样装置是否正常回位。

### 1.2 恒压测试系统

测试过程需要的恒压是由配重块的自重来提供的。当取样完成后,电机 I 反转使得牵引钢丝绳与配重块分离,同时图 2 和 3 打开。这样油液就在配重块自重产生的恒压作用下由取样缸经过微孔滤膜传感元件进入测试缸。通过滤膜的油液推动测试缸活塞前移动,位移传感器将该位移信号转变为电信号,通过处理之后送入 ARM 处理器储存。当滤膜完全堵塞后测

试结束,系统油液污染度的变化会导致通过滤膜的油液体积的显著变化。例如,对于有 200 个  $10\text{ }\mu\text{m}$  孔的微孔滤膜来说,当油液污染度达到 NAS 12 级时,通过滤膜的油液体积仅为  $1.5\text{ mL}$ ,而当系统油液污染度为 NAS 5 级时,通过滤膜的油液体积可达约  $200\text{ mL}$ 。这就需要采用一种直径的测试缸在有限行程内能够完成更宽范围的油液污染度测试。为拓宽油液污染度检测范围,此处测试缸设计为变径缸,即当油液较脏时,用小直径缸来测试,而当油液较干净时,采用大直径缸测试。大直径缸的活塞杆为小直径缸的缸筒,大小缸的切换由弹簧装置实现。

### 1.3 反冲洗装置

反冲洗装置的作用是当一次测试完成后对滤膜进行反向清洗,为下一次测试做好准备。关闭阀 3,打开阀 4,由电机 1 带动反冲洗装置及测试缸的活塞杆下行实现对堵塞的微孔滤膜的反向冲洗。由触碰开关 K2 检测该过程是否完成。反冲洗结束后,电机反转一段时间停止,反冲洗装置在弹簧作用下复位。在进行下一次测试之前要把取样缸上一次测试后的残余油液排出,此时电机 1 反转使牵引钢丝绳与配重块分离,同时使阀 2 打开,残余油液便排出到油路中,通过触碰开关 K2 检测该过程是否完成。

### 1.4 数据收集与处理系统

数据的采集是指通过位移传感器检测测试缸活塞杆的运动位移信号,并将其转换为电信号。而数据的处理由基于 ARM 处理器的嵌入式系统来完成,位移传感器的信号传输上位机 (ARM) 中进行分析处理,通过触摸屏显示屏显示测试结果,也可以通过外线打印机对结果进行打印,当检测结果超过设定值时进行报警。

### 1.5 PLC 控制系统

PLC 控制系统能实现油液检测系统的取样过程、测试过程、反冲洗过程等的自动化运行,其功能主要是通过控制检测系统中液压阀的开闭、电机的正反转并配合触碰开关来完成的。PLC 控制系统大大提高了油液检测的自动化。

## 2 检测系统的测试流程

检测系统按照图 3 所示的测试过程执行。



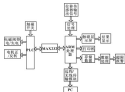
图3 在线测试流程

Fig. 3 On-line testing process

系统接通电源之后,为了保证安全及测试结果准确起见需要在测试开始之前判断一下各个机械结构是否到位。即开机自检。如果在上一次测试中出现中途停机终止测试的情况,那么在本次测试时需要控制电机带动取样缸和测试缸的活塞杆排出缸内残余油液之后才能进行测试。自检完成之后,阀 1 打开,配重块在电机 1 带动下向上移动,油液便从油路进入取样缸。测试开始时,取样缸的油液在配重块自重产生的制压作用下通过微孔滤膜进入测试油缸,在这个过程中,油液中的固体颗粒污染物逐渐堵塞滤膜,从而引起滤膜的流量减小,该流量变化信号通过与测试缸活塞杆连接的位移传感器实时传输给 ARM 处理器。当滤膜完全堵塞时,测试缸活塞杆停止运动,此时流量减小到接近 0,这也就完成了一次测试。测试完成之后进行滤膜反冲洗,与此同时 ARM 开始对接收到的位移传感器的信号进行处理分析并给出油液的污染度检测结果。取样缸残余的油液排出准备下一次取样测试。

### 2 控制方面

图 4 是在线检测系统的控制方案原理图。可知,检测系统的控制部分由 PLC 控制系统和 ARM 处理器两大部分构成。测试系统的运行靠 PLC 来实现,其通过检测触碰开关的开关信号以及通过 ARM 触摸屏选择对应的操作按钮等来控制电机和电磁阀等的动作,从而实现整个检测过程的自动化。具体的 PLC 控制过程需要靠编程来完成。ARM 处理器实时接收经过处理后的位移传感器的电信号,将其转换为体积信号。根据已建立的体积与油液污染度之间的数学模型<sup>[6]</sup>,利用 ARM 强大的数据分析能力可确定出油液的污染度等级及颗粒尺寸分布数据。





# 微孔面积比对微孔端面机械密封泄漏量计算的影响

陈 鑫 吉 华 夏 典 张 科 陈 志

(四川大学化学工程学院 四川成都 610065)

**摘要:**微孔面积比(微孔面积与计算域面积之比)对微孔端面机械密封的活化效应影响区和活化效应影响区的影响很大,进而影响到泄漏量积分截面的选择。使用质量守恒的JFO活化边界条件建立微孔端面机械密封泄漏量数值计算模型,讨论微孔面积比对微孔端面机械密封泄漏量计算的影响。结果表明,在微孔端面密封的泄漏量计算时,基于恒流的积分方法总有一定限制,并不适合所有的微孔面积比。当微孔面积比大于一定数值后,就没有合适的积分截面,对不同的微孔面积比,可通过观察径向流量线的性质与分布情况,分析活化效应和活化效应时流动状态的影响,确定适合积分合适的积分截面。

**关键词:**微孔端面机械密封;泄漏量计算;活化效应;活化效应

**中图分类号:**TH457.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-2017(2017)03-010-04

## Influence of Micro-pore Area Density to Leakage Calculation of Mechanical Seal with Micro-pores

CHEN Xiao Ji Hua Xia Dian ZHANG Ke CHEN Zhi

(School of Chemical Engineering, Sichuan University, Chengdu Sichuan 610065, China)

**Abstract:** It is necessary for the selection of integral cross section to consider the significant influence of micro-pore area density (the ratio of micro-pore area to calculation domain area) to cavitation and hydrodynamic effect in the process of the leakage calculation for the mechanical seal with micro-pores. Based on the mass-conservative JFO cavitation boundary condition, a numerical calculation model was developed. The influence of micro-pore area density on calculation of mechanical seal leakage was discussed. The simulation experiment results show that there is a limit to the integration method based on the laminar flow in the calculation of the leakage of mechanical seals with micro-pore, and it is not suitable for all the micro-pore area ratios. The integral section can not be found when the micro-pore area ratio is greater than a certain value. With the analysis of cavitation and hydrodynamic effect by the investigation of the plots of the flow distribution along radial direction, it can be found if the reasonable integral cross section exists in the seal with different micro-pore area density.

**Keywords:** mechanical seal with micro-pore; leakage calculation; hydrodynamic effect; cavitation

在机械密封端面加工微孔<sup>[1]</sup>、微孔<sup>[2]</sup>和其他微结构<sup>[3]</sup>,利用产生的动压效应和活化效应,可实现密封端面的非接触以降低摩擦,还可以减少磨损。研究人员对微孔端面机械密封泄漏特性进行了研究,如陈晓梅等<sup>[4]</sup>建立了微孔加工多(微)孔端面机械密封的理论分析模型,采用数值积分法计算了泄漏量,并分析不同流体厚度条件下密封面几何参数和工况参数等因素对泄漏量的影响规律。在计算微孔端面机械密封的泄漏量时,一般采用基于缝隙内层流的公式,但在积分截面选择时,没有考虑在动压效应和活化效应的影响下该公式是否适用。

吉华等人<sup>[5]</sup>考虑动压效应和活化效应的影响,讨论了沿垂直泄漏方向流量不等的原因,并探讨了微孔端面机械密封泄漏量计算的方法。在实际的微孔机械密封的泄漏量计算过程中,由于几何模型的限定,微孔呈周期性排布,计算域的大小是固定的,所以微孔面积比对微孔端面机械密封泄漏量计算存在影响。本文作者将进一步讨论微孔面积比对微孔端面机械密封泄漏量计算的影响。

### 1 泄漏量计算方法

采用与文献[5]一样的数值计算方法,使用基于质量守恒的JFO活化边界条件<sup>[6]</sup>的二维层流稳态Reynolds控制方程。数值计算中采用有限差分法和隐式交替迭代方法。

微孔端面机械密封的几何模型在计算时可以简化成单个计算域——矩形控制单元<sup>[7-9]</sup>,如图1所示。

引入参数微孔面积比  $\lambda_p$ , 定义为微孔面积与计算域面积的比值<sup>[24]</sup>。

$$\lambda_p = S_p / S_{\text{总}} \quad (1)$$

式中:  $S_p$  表示孔区的面积,  $S_{\text{总}}$  表示计算域的面积。

图1中,  $S_p = m \pi r_p^2 / (4n_p^2)$ 。

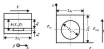


图1 微孔领域机械密封的计算域

Fig.1 The calculation domain in mechanical and with micro-pore.

由密封内腔流运动出发, 密封副腔内界面  $x = x_0$  处 (如图2所示) 的流量由压差流和剪切流共同形成。在密封环环径向, 由于副腔流完全依靠密封副腔间的剪切力而被引入流场, 没有密封环径向的初速度, 所以可以忽略剪切流。所以流量计算式<sup>[24]</sup>为

$$Q(x, z) = \int_{x_0}^x \left( -\frac{R'}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial z} \right) dz \quad (2)$$

进行差分, 将计算域在  $x$  方向划分为  $n$  个单元格,  $z$  方向划分为  $m$  个单元格。于是流量的计算公式为

$$Q = \frac{\pi}{2} \left( -\frac{R'_{x-1/2}}{12\eta} \frac{P_{x-1/2} - P_{x+1/2}}{\Delta x} \right) \Delta x \quad (3)$$

由于几何条件限制, 压力梯度公式只能采用向前差分格式求解。式中,  $R'_{x-1/2}$  表示列数第二积分线 (即  $x$  方向第  $n-1$  积分线),  $x$  方向第  $i$  个单元格的流量—液膜高度;  $P_{x-1/2}$  表示  $x$  方向第  $n-1$  积分线,  $x$  方向第  $i$  个单元格的流量—液膜压力。



图2 计算域内  $x-z$  积分截面示意图

Fig.2 Schematic of the integral cross section  $x-z$

## 2 微孔面积对比对流量计算结果的影响

文献[3]在计算流量时, 建议积分面选择计算域进出口处列数第二积分线。以避免空化效应对流量的影响。但在实际的微孔机械密封流量的计算过程中, 由于几何模型的限制, 微孔呈周期性分布, 计算域范围始终是固定的, 空化影响区范围、微孔大小和计算域范围三者又是紧密相关。当微孔较小时, 空化影响区较小, 计算域边界处于无空化影响区, 积分面而不受空化影响。但是当微孔较大时, 空化影响区范围变大, 就可能造成计算域边界也处于空化影响区的情况, 积分面受到空化效应的影响进而影响对流量计算结果的准确性。

计算参数如表1所示。计算域的大小保持不变。孔径变化, 以获得不同的微孔面积比  $\lambda_p$  值, 并依据前述方法得到流量—微流量  $Q$ , 微孔流量随  $\lambda_p$  变化曲线图, 如图3所示。文献[9]中也有类似结论。

表1 计算参数

Table 1 Parameters for the numerical calculation

参数	数值	参数	数值
内径 $r_i/\text{mm}$	24.3	空化区为 $p_v/\text{MPa}$	0.09
外径 $r_o/\text{mm}$	24.3	大气压为 $p_a/\text{MPa}$	0.1
计算域半径 $r_p/\text{mm}$	1.3	内压 $p_i/\text{MPa}$	0.1
液速 $v/\text{mm}$	0.09~1.25	外压 $p_o/\text{MPa}$	0.1
最大孔距 $\lambda_p/\mu\text{m}$	10	收敛精度	$10^{-6}$
液膜厚度 $\lambda_p/\mu\text{m}$	4	转速 $n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	600
		温度 $\mu(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.0013



图3 流量随  $\lambda_p$  变化曲线

Fig.3 Leakage changes with  $\lambda_p$

从图3中可看到, 随  $\lambda_p$  值的增大, 流量—微流量

量的变化趋势可分为3个阶段。对应 $S_p$ 值的范围为:  
 $0 \sim 30\%$ ,  $30\% \sim 50\%$ ,  $>50\%$ 。第一阶段,随着 $S_p$ 值的  
 增大漏量缓慢增加,但量值一直偏量 $Q$ 值较小,  
 变化幅度也小,说明 $S_p$ 值在 $0 \sim 30\%$ 范围内,漏量计  
 算所选择的积分线,远离孔区且几乎不受动压效应  
 的影响,因此第一阶段可以看成无空化影响区。第二  
 阶段,漏量曲线的频率有所增加,曲线的波高有所  
 增加,但相对仍比较稳定,说明 $S_p$ 值在 $30\% \sim 50\%$   
 范围内,漏量积分线可能受到空化现象、动压效应  
 的复合影响,所以计算得到的漏量趋势增大。第三  
 阶段, $S_p$ 值大于 $50\%$ ,漏量曲线剧烈波高,这是因  
 为计算域太小,计算域两边已经与内部微孔太过接  
 近,漏量积分线处于复杂环境。

### 3 微孔面积比对积分截面选择的影响

为进一步探究漏量计算方法与微孔面积比 $S_p$ 之  
 间的关系,采用表1中的参数进行了数值模拟实验。  
 计算域的大小保持不变以函数步长不变保证计算精度。  
 通过改变孔径大小的方式获得不同的微孔面积比 $S_p$   
 值,分别作出 $S_p$ 值为 $30\%$ 、 $50\%$ 和 $70\%$ 时的径向流量  
 分布云图及对应径向流量曲线图,见图4—6。

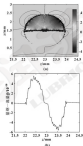


图4  $S_p = 30\%$ 时径向流量分布云图 (a) 和曲线图 (b)

Fig. 4 Contour (a) and plot (b) of the distribution flow distribution along radial direction at  $S_p = 30\%$

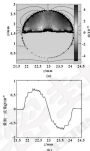


图5  $S_p = 50\%$ 时径向流量分布云图 (a) 和曲线图 (b)

Fig. 5 Contour (a) and plot (b) of the distribution flow distribution along radial direction at  $S_p = 50\%$

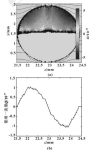


图6  $S_p = 70\%$ 时径向流量分布云图 (a) 和曲线图 (b)

Fig. 6 Contour (a) and plot (b) of the distribution flow distribution along radial direction at  $S_p = 70\%$

从图4 (k) 可以看出, 当  $S_1 = 30\%$  时, 轴向流量在中间区域并不稳定, 所以不能准确表示进漏量, 但是在入口和出口处明显有一股轴向流量很稳定, 计算域进出口边界已经位于其空化影响区, 从图4 (a) 可以看出, 径向流量大致呈中心对称分布, 在孔口流量变化较大, 在靠近计算域两侧边界的流动稳定, 可以作为进漏量的计算区域。

图5显示, 当  $S_1 = 30\%$  时, 进出口已经没有稳定的轴向流量积分区域, 流量等值线密集, 积分侧面在空化效应和动压效应的影响下, 从图5 (k) 中, 靠近计算域边界流量变化较小且保持稳定, 但是从图5 (a) 所示的流量分布云图中可以看见, 边界处的流量等值线已经有较密集分布, 并且从图3中可知, 在  $S_1 = 50\%$  附近, 进漏量值变化大, 进漏量曲线斜率较高, 说明此时  $S_1$  是影响进漏量计算的主要因素之一, 所以在  $S_1 = 50\%$  时, 计算域边界积分所得进漏量不准确。

图6 (k) 显示, 径向流量完全脱离, 图6 (a) 显示, 靠近计算域的边界也有流量等值线大量分布, 表明整个计算域都处于空化效应和动压效应的影响下, 没有稳定的流动区域, 对于第1部分中的积分方法, 已经找不到合适的积分侧面。

#### 4 结论

(1) 在微孔端面密封的进漏量计算时, 基于层流的积分方法是有一定限制的, 并不适合所有的微孔面积比  $S_1$ , 可以通过调整轴向流量等值线图与分布云图, 分析动压效应和空化效应对流动状态的影响, 确定是否可以得到合适的积分侧面。

(2) 在文中文计算条件下, 当  $S_1 = 30\%$  时, 计算域进出口边界处于空化区, 可以选取靠近计算域边界处作为积分侧面。当  $30\% < S_1 < 50\%$ , 边界处的流

量已经脱离, 应采用结论 (1) 仔细辨别。当  $S_1 = 50\%$ , 空化影响区已经覆盖了整个计算域, 不能在计算域中找到无空化影响的积分侧面。

#### 参考文献

- [1] KITHAN I, BURDETTE L. A model for mechanical seals with explicit micro surface structure[J]. Technology Transactions, 1999, 10(3): 607-620.
  - [2] MENEZ S R, HAM S, PENCE S D. Lubrication film flow control by oriented droplets for liquid lubricated mechanical seals[J]. Technology International, 2004, 27(6): 132-141.
  - [3] HEDBERG M R, STIPPOVIC L S. Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 337-354.
  - [4] 潘建峰, 郑旭东, 李树云. 激光加工微孔端面密封时进漏量的影响因素[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 33-34.
  - [5] PAN X M, PENCE S D, LI J Y. Factors affecting leakage rate of a laser surface treated mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(3): 33-34.
  - [6] 周树, 吴凡, 周强, 等. 考虑空化效应的微孔端面密封时进漏量计算及流动研究[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2010, 42(3): 196-203.
  - [7] HU, XIA P, CHEN X, et al. Leakage calculation and mechanism of mechanical seal with microgrooves considering Cavitation[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2010, 42(3): 196-203.
  - [8] KITHAN I, K. K. Karvuri algorithm[J]. Journal of Lubrication Technology, 1994, 10(3): 307-316.
  - [9] KITHAN I, KILCHERMAN Y, KALPERIN C. Analytical and experimental investigation of laser-treated mechanical seal faces[J]. Technology Transactions, 1999, 41(3): 311-316.
  - [10] 廖仁俊, 周树海, 李树云. 过盈配合密封技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
  - [11] 李树海, 周强, 激光加工微孔端面密封性能研究及结构优化[J]. 兰大, 兰州理工大学, 2009.
- 
- (上接第39页)
- [7] 王树华, 刘国友, 周加敏. 车轴轴端力矩源状态下浮动自磨动轴承工作机理研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(9): 13-15.
  - [8] WANG C W, LIU Q Y, ZHONG J W, et al. Investigation of floating journal bearing's working mechanism[J]. Lubrication Engineering, 2008, 29(9): 13-15.
  - [9] 黄世强, 徐作. 车轴轴端轴承热流耦合应力场分析[J]. 机械工程学报, 2006(已录用).
  - [10] 张文静, 陈清, 门川勇. 车轴轴端轴承温度场模型的构建及试验验证[J]. 内燃机工程, <http://www.cnki.net/kcms/detail/31.1279.TK.20100405.0000.004.html>.
  - [11] 张宜明, 张文平, 周友柏. 车轴动轴承的热流耦合应力场理论[J]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
  - [12] MURKIN R W. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization[J]. Technology International, 1981, 14(3): 113-126.
  - [13] 张文静, 陈清, 李树. 车轴轴端浮动环轴承和轴端的动态影响[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2003, 47(3): 160-166.
  - [14] ZHANG W, CHEN W, LI P, et al. Dynamic effects of system parameters on speed ratio offloading ring bearing[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2010, 47(3): 160-166.
  - [15] 施长海, 赵玉刚. 浮环轴承轴承的动态特性[J]. 北京航空航天大学学报, 1999(2): 103-106.
  - [16] 唐开明, 任树凤, 黄金平. 车轴轴端轴承中浮动环作用机理研究[J]. 振动工程学报, 2009, 22(8): 833-837.
  - [17] KANG Z H, ZHANG W, HUANG J P, et al. Research of mechanism of a floating ring in the floating ring bearing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(5): 555-557.
  - [18] 张树友, 周树, 李树海. 考虑热效应时浮环轴承密封的计算[J]. 中国发明创造, 2008(3): 16-21.
  - [19] XU H Y, TAN W, LI C Y. Speed ratio calculation for floating ring bearing considering thermal effect[J]. Vehicle Engineer, 2009(3): 16-21.

## 基于 ANSYS 的挖掘机铲斗油缸用 Y 形圈温度场分析<sup>\*</sup>

赵敏敏<sup>1,2</sup> 谭 锋<sup>1,2</sup> 黄 乐<sup>1,2</sup>

(1. 广州机械科学研究院有限公司 广东广州 510535; 2. 国家橡塑密封工程技术研究中心 广东广州 510535)

**摘要:** 采用有限元分析软件 ANSYS 研究 20 t 挖掘机油缸缸用 Y 形圈在一个往复运动周期内,不同热源作用下温度分布;采用控制变量法分析各因素(介质压力、往复运动速度、介质温度等)对 Y 形圈温度场的影响。结果表明,只考虑摩擦生热时,最高温度出现在 Y 形圈唇部开口处,考虑机械滞后生热时,最高温度向圈底 Y 形圈根部转移的部位,且在一定环境温度下摩擦生热对 Y 形圈最高温度的影响较大;相比介质压力,该圈唇往复运动速度对 Y 形圈最高温度的影响更为显著,而只考虑机械滞后生热时,温度速度对 Y 形圈最高温度的影响较大,介质压力和往复速度对 Y 形圈最高温度的影响较小。

**关键词:** Y 形圈; 温度场; 温度控制

**中图分类号:** TB43; TB117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6793(2017)03-0029-06

## Temperature Field Analysis of Y-Ring Used in Excavator Bucket Cylinder Based on ANSYS

ZHAO Minmin<sup>1,2</sup> TAN Feng<sup>1,2</sup> HUANG Le<sup>1,2</sup>

(1. Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510535, China;

2. National Engineering Research Center of Rubber and Plastic Sealing, Guangzhou Guangdong 510535, China)

**Abstract:** The temperature field of a Y-ring used in 20 t excavator bucket cylinder was studied in a reciprocation cycle under different heat sources by using finite element analysis software ANSYS. The impact of various factors (including medium pressure, reciprocating speed, medium temperature, and etc.) on the temperature field of the Y-ring was analyzed by using control variable method. The results show that the maximum temperature occurs in the lips of Y-ring when only considering the friction heat, the maximum temperature occurs in the thicker part of Y-ring bottom part when only considering the mechanical hysteresis heat, and under certain ambient temperature, the effect of friction heat on the maximum temperature of Y-ring is larger than that of mechanical hysteresis heat. As compared to the effect of medium pressure, the effect of reciprocating movement speed of the piston rod is more significant to the maximum temperature of the Y-ring. When only considering the mechanical hysteresis heat, the maximum temperature of Y-ring is largely influenced by oil temperature, and less influenced by medium pressure and reciprocating movement speed.

**Keywords:** Y-ring; temperature field; temperature control

密封失效往往是引起机械设备整机故障的原因,密封件常见失效形式有唇边和根部磨损、回弹咬伤、扭曲翻转、热损坏等<sup>[1]</sup>。由于橡胶材料的导热性较差,因此密封件在工作过程中,由于摩擦生热和机械滞后生热的共同作用,使得积累在密封件内部的热量无法导出,密封系统温度升高,严重影响密封件性能和使用寿命<sup>[2]</sup>。通过对密封件温度场进行研究,可以

了解密封系统温度过高的主要因素,进而提出有效控制密封系统温度的措施,对提高密封件性能和使用寿命具有重要意义。

本文作者采用有限元分析软件 ANSYS,对 20 t 挖掘机油缸缸用 Y 形密封圈的温度场、影响 Y 形圈最高温度的因素以及控制密封圈温度过高的主要措施进行了研究。

### 1 橡塑密封件温度场分析理论基础

#### 1.1 橡塑密封件热传导系数简介

根据传热学理论,橡塑密封元件温度场<sup>①</sup>满足有内热源三维各向同性瞬态热传导微分方程(直角坐标系)<sup>[3]</sup>:

\* 基金项目: 工业和信息化部项目(TC1608003-02)。

收稿日期: 2016-04-08

作者简介: 赵敏敏(1988—),女,硕士,工程师,研究方向为橡塑密封元件热仿真设计与分析、可靠性设计与分析等。Email: zhaominmin@gmri.com。





### 2.1.2 Y 圈材料热物理特性参数以及热载荷的确定

研究的 Y 形圈材料为氟橡胶, 其密度为  $1\ 200\text{ kg/m}^3$ , 在环境温度  $20\text{ }^\circ\text{C}$  时, 导热系数为  $0.24\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ , 比热容为  $150\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ , 存储弹性模量  $E_s$  为  $47.6\text{ MPa}$ , 侧视因子  $\nu_{\text{side}}$  为  $0.03$ , 有侧视时 Y 形圈与缸筒之间的摩擦系数为  $0.03$ 。

机械摩擦生热率为

$$q = \frac{\mu s' E_s \omega_{\text{side}}}{F} + \frac{\mu \left( \frac{\sigma}{E_s} \right)^2 E_s \omega_{\text{side}}}{2\pi} + \frac{\mu s' \omega_{\text{side}}}{2\pi k_1}$$

$6.4 \times 10^3\text{ (W/m}^2\text{)}$

摩擦生热热流密度为

$$q_m = \mu \omega_{\text{side}} = 6.26 \times 10^3\text{ (W/m}^2\text{)}$$

### 2.1.3 Y 形圈温度场分析

在温度场分析中, 将机械摩擦生热率作为体载荷施加于模型上, 在密封件与活塞杆接触的面上施加摩擦生热率, 在与液压油接触的表面上施加对流换热边界条件, 定义环境温度为  $20\text{ }^\circ\text{C}$ , 设置求解时间为  $50\text{ s}$ , 载荷为阶跃形式。

当油压为  $34.3\text{ MPa}$ , 相对滑动速度  $v = 0.6\text{ m/s}$ , 油液温度为  $20\text{ }^\circ\text{C}$  时, Y 形圈在只考虑摩擦生热、时间节点为  $50\text{ s}$  时的温度分布如图 4 所示, 只考虑机械摩擦生热时的温度分布如图 5 所示, 既考虑摩擦生热又考虑摩擦后生热时的温度场分布如图 6 所示。



图 4 只考虑摩擦生热时 Y 形圈  $50\text{ s}$  时的温度分布

Fig.4 The temperature distribution of the Y-ring in  $50\text{ s}$  when considering both friction heat and mechanical hydraulic heat

可以看出, 只考虑摩擦生热时, Y 形圈最高温度为  $58.00\text{ }^\circ\text{C}$ , 出现在 Y 形圈密封唇口处, 只考虑机械摩擦生热时, Y 形圈最高温度为  $30.05\text{ }^\circ\text{C}$ , 发生在 Y 形圈内部靠近唇部较厚的地方, 这是由于橡胶材料存在非线性, 其变形“滞后”于载荷而产生滞后生热率, 再加上其导热系数又较小, 使热量在密封圈内部的热量不易传递出去, 因此在 Y 形圈根部较厚的地方温度较高, 在既考虑摩擦生热又考虑机械摩擦生热时, Y 形圈最高温度为  $58.11\text{ }^\circ\text{C}$ , 同样出现在 Y 形圈密封唇口处, 最高温度比介质温度高大约  $38.11\text{ }^\circ\text{C}$ ; 此外, 在只考虑摩擦生热与同时考虑摩擦和机械摩擦生热时, Y 形圈温度分布几乎相同, 这是因为由机械摩擦生热而引起的 Y 形圈温升很小。

### 2 Y 形圈温度场的影响因素

当该密封件复运动速度为  $0.6\text{ m/s}$ , 油液温度为  $20\text{ }^\circ\text{C}$  时, Y 形圈最高温度随介质压力的变化趋势如图 7 所示, 当介质压力为  $34.3\text{ MPa}$ , 油液温度为  $20\text{ }^\circ\text{C}$  时, Y 形圈最高温度随往复速度的变化趋势如图 8 所示, 在往复速度为  $0.6\text{ m/s}$ , 压力为  $34.3\text{ MPa}$ , Y 形圈最高温度随油液温度的变化规律如图 9 所示。



图 5 只考虑机械摩擦生热时 Y 形圈  $50\text{ s}$  时的温度分布

Fig.5 The temperature distribution of the Y-ring in  $50\text{ s}$  when only considering the mechanical hydraulic heat



图 6 只考虑机械摩擦后生热时 Y 形圈  $50\text{ s}$  时的温度分布

Fig.6 The temperature distribution of the Y-ring in  $50\text{ s}$  when only considering the mechanical hydraulic heat



图 7 最高温度随介质压力为的变化趋势 ( $v = 0.6\text{ m/s}$ ,  $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ )

Fig.7 Variation of maximum temperature with medium pressure at reciprocating speed of  $0.6\text{ m/s}$  and oil temperature of  $20\text{ }^\circ\text{C}$



图8 最高温度随往复运动速度的变化趋势 ( $p=34.3 \text{ MPa}$ ,  $t_{\text{油}}=20^\circ\text{C}$ )

Fig. 8 Variation of maximum temperature with reciprocating speed at medium pressure of  $34.3 \text{ MPa}$  and oil temperature of  $20^\circ\text{C}$



图9 最高温度随油温度的变化趋势 ( $p=34.3 \text{ MPa}$ ,  $v=0.4 \text{ mm/s}$ )

Fig. 9 Variation of maximum temperature with oil temperature at medium pressure of  $34.3 \text{ MPa}$  and reciprocating speed of  $0.4 \text{ mm/s}$

从图7、图8和图9可以看出:相比于介质压力,活塞杆往复运动速度对Y形圈最高温度的影响更为显著,Y形圈密封的最高温度与往复运动速度几乎呈线性关系。这是因为,从摩擦热密度和机械摩擦生热率的计算公式可以看出,在介质压力和温度不变的情况下,摩擦热密度和机械摩擦生热率与往复运动速度成正比关系;另外,只考虑机械摩擦生热时,相比于往复速度和介质压力,Y形圈最高温度随油温度的变化较为显著。这是因为,根据文献[8],当油液温度升高时,橡塑材料均会弹性模量降低,损耗因子会增加<sup>[4]</sup>,因此当油液温度升高时,机械摩擦生热率会显著升高;此外,从图9可知,当油液温度升高时,Y形圈最高温度与油液温度的差值越来越小(但变化不大),这是因为油液温度升高时,Y形圈的导热系数和比热容都增大,与油液之间的对流换热系数也增大,Y形圈的导热和储热能力均有所增

加,因此其温升变小。

无论是由哪种因素引起Y形圈的温度过高,其结果均会引起密封老化、失去弹性甚至断裂等严重后果,因此在工程过程中要根据实际工作和使用条件,尽量选择合适的密封材料与结构,使密封圈满足工作要求的前提下最高温度最小。

#### 4 结论

(1) 只考虑摩擦生热时Y形圈最高温度出现在Y形圈密封唇口处,只考虑机械摩擦生热时,Y形圈最高温度出现在Y形圈唇部较厚的部位,且摩擦生热对Y形圈最高温度的影响较大。

(2) 相比于介质压力,往复运动速度对Y形圈最高温度的影响较为显著,Y形圈最高温度与往复运动速度几乎呈线性关系。

(3) 只考虑摩擦生热时,相比于介质压力,Y形圈最高温度受往复运动速度和油液温度的影响较大,而只考虑机械摩擦生热时,Y形圈最高温度受油液温度的影响较大,受往复运动速度和介质压力的影响较小。

(4) 引起密封系统温度过高的主要因素是油液温度和油液纯净度,因此可通过控制油液的温度来间接控制密封系统的温度。

#### 参考文献

- [1] 冯长振,陈西黄,刘安.工程机械液压系统橡胶密封件失效原因[J].工程机械与维修,1999,(2):66~67.
- [2] 熊伟华,于国生,田强.WL型密封环密封温度场有限元分析[J].机床与液压,2012,(6):20~23,63~65.
- [3] TANG X P, LI H B, TAN L. Finite element analysis on temperature field of Y-shape hydraulic sealing ring[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012,(6):20~23,63~65.
- [4] 李学强.大型矿用带式输送机刮板式制动器热-结构耦合分析[D].郑州:郑州大学,2013.
- [5] 熊伟华.往复运动Y形密封温度场研究[D].包头:内蒙古科技大学,2010.
- [6] 熊伟华,陶文胜.热力学[M].北京:高等教育出版社,2009:1~213.
- [7] 谭磊,杨卫刚,丁玉梅.早C形橡胶密封圈密封性能影响因素分析[J].润滑与密封,2008,(1):93~95.
- [8] TAN J, YANG W M, DENG Y M et al. Finite element analysis of the sealing performance of a ring seal structure[J]. Automation Engineering, 2008,(1):93~95.
- [9] 廖卫华,左正刚.橡胶密封件弹性接触问题的有限元分析[J].润滑与密封,1996,(2):30~33.
- [10] 刘广德,陈海峰.工程塑料的摩擦特性与磨损机理的研究[J].塑料工业,2003,(1):2):39~42.
- [11] LIU C J, SUN M F. Study on occurring mechanism of viscous elasticity delayed energy consumption of engineering plastic[J]. Plastics Industry, 2003,(1):2):39~42.

## 速度和供油量对滚动直线导轨副摩擦力的影响<sup>\*</sup>

张俊雯 欧 屹 冯虎田 彭彦雅

(南京理工大学机械工程学院 江苏南京 210094)

**摘要:**利用Stribeck曲线和Hamrock-Brown的最小油膜厚度计算公式,分析速度与润滑油量对摩擦力的关系。分析结果表明:在一定工况下,当速度由小到大变化时,滚动直线导轨副的润滑状态会经历边界润滑、混合润滑和弹流润滑3个阶段。摩擦力先减小后增大;润滑油量越多,直线导轨副在相对较好的润滑状态下工作,摩擦力越小。通过滚动直线导轨副台车性能测试平台,研究速度与润滑油量对滚动直线导轨副摩擦力的影响。结果表明:在高速运行下,速度对摩擦力影响较大;同时当供油量不断增加至充满的过程中,摩擦力大小先会减小,然后摩擦与曲线变化趋于平缓,此时的供油量即为最合适的润滑油量。

**关键词:**滚动直线导轨副;摩擦力;速度;润滑量

**中图分类号:** TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017)03-0119-03

## Influence of Speed and Oil Supply on Friction Force of Rolling Linear Guide

ZHANG Junwen OU Yi FENG Huti PENG Yanya

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing Jiangsu 210094, China)

**Abstract:** Stribeck curves and the minimum oil film thickness formula of Hamrock-Brown were used to analyze the relationship between the friction force and the speed and oil supply of rolling linear guide. The results show that, under certain conditions, with the increasing of speed, the lubrication of rolling linear guide will experience three phases: boundary lubrication, mixed lubrication and elastohydrodynamic lubrication, and the friction force is decreased first and then increased. With more supply of lubricating oil, the linear guides will work in a good lubrication state, and the friction force will decrease. The experiments were carried out on the test bench for comprehensive performance of rolling linear guide to study the influence of speed and oil supply on the friction force of rolling linear guide. It is found that speed has a great impact on friction force under the high-speed operation. With the continuous increases of oil supply, the friction force is decreased quickly first and then the friction force curve becomes flat. The oil supply amount at the flat beginning stage of friction force curve is the optimal lubrication quantity.

**Keywords:** rolling linear guide; friction force; speed; lubrication quantity

摩擦性能在滚动直线导轨副中非常重要,会影响导轨副的各个方面,包括承载力、刚度、运动精度以及使用寿命等。采取合适的润滑措施可以有效地减少摩擦,改善其使用性能。影响直线导轨副摩擦力的因素较多,其中,不同量测滑程下直线导轨副中摩擦力的滚动直线影响其运动的流畅性和平稳性。不同运行

速度下的导轨副摩擦力区别也非常大。因此,研究速度对导轨副摩擦力的影响以及确定导轨副所处润滑状态,对于科学地减少摩擦和提高直线导轨副产品质量,提升数控机床的动态性能和指导各主机厂降低制造成本,具有重要的意义。

国内外对直线导轨副的摩擦力产生机制探讨的相互文献较多。在摩擦性能的理论研究方面,KAJITA<sup>[1]</sup>利用赫兹弹性接触理论推导滚动轴承的摩擦力计算公式;SUZUKA和KATO<sup>[2]</sup>通过探究直线运动摩擦的摩擦性能,发现摩擦力成周期性波动;谷健利<sup>[3]</sup>、刘建豪等<sup>[4]</sup>针对不同接触状态推导出导轨副摩擦力的计算公式;张朝晖和外健利<sup>[5]</sup>基于弹流润滑理论对导轨副的摩擦力进行了分析。但是关于滑动速度、载

<sup>\*</sup> 基金项目: 国家自然科学基金(20142030000001)。

收稿日期: 2016-04-14

作者简介: 张俊雯(1992—),女,硕士研究生,研究方向为滚动直线导轨副台车性能研究。E-mail: 10952791@qq.com

通信作者: 欧屹(1982—),男,博士,讲师,研究方向为精密滚动功能部件设计与测试技术、可靠性技术。E-mail: ouy123123@163.com

间、温度、振动等参数对摩擦力的影响较少<sup>[2-4]</sup>。另外, 润滑对导轨副的摩擦性能影响非常大, 但是这一方面也有理论研究, 也没有相关的试验探讨, 因此缺少对工程实际的指导。

本文作者基于对滚动直线导轨副摩擦力的理论分析和滚动直线导轨副润滑状态的分析, 研究直线导轨副在不同润滑油量以及运行速度下摩擦力变化的趋势和原因, 并通过试验探讨润滑油量和运行速度对导轨副的影响。

## 1 滚动直线导轨副摩擦力的理论分析

### 1.1 滚动直线导轨副的总摩擦力

导轨副产生摩擦力的原因因导轨和滑块结构参数和使用状态的不同比较复杂, 其摩擦机制<sup>[5]</sup>如图1所示, 其中, 导轨副摩擦力的一个主要组成部分是滚动摩擦力。



图1 滚动直线导轨副摩擦机制

Fig.1 Friction mechanism of rolling linear guide

在导轨副工作过程中摩擦机制是共同起作用的, 各种机制是互相耦合的, 因此, 简单地把各种机制产生的摩擦力叠加起来的方法是不科学的<sup>[6]</sup>。在润滑条件下滚动直线导轨副的总摩擦力<sup>[7]</sup>为

$$F_{\text{总}} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} x_{\text{油}} \left[ \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial x} \frac{k_2}{2} + \frac{\eta_2 (\omega_2 - \omega_1)}{k_2} \right] dx dy + \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} \left( \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial x} \frac{k_2}{2} + \frac{\eta_2 (\omega_2 - \omega_1)}{k_2} \right) dx dy \quad (\bar{\omega} = \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4) \quad (1)$$

$$F_{\text{总}} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} x_{\text{油}} \left[ \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial x} \frac{k_2}{2} + \frac{\eta_2 (\omega_2 - \omega_1)}{k_2} \right] dx dy + \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} \left( \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial x} \frac{k_2}{2} + \frac{\eta_2 (\omega_2 - \omega_1)}{k_2} \right) dx dy \quad (\bar{\omega} = \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4) \quad (2)$$

式中:  $x_{\text{油}}$  和  $x_{\text{接触}}$  指的是分别在  $x_1-x_2$  和  $x_3-x_4$  平面上的摩擦接触力;  $x_1$  和  $x_2$  指的是在  $x_1-x_2$  平面上的任一点;  $\bar{P}_2$  指的是接触处的流体压力;  $k_2$  指的是油膜厚度;  $\eta_2$  指的是油的黏度;  $\omega_1$  和  $\omega_2$  指的是接触处接触点的角速度;  $\omega_1$  和  $\omega_2$  指的是在  $x_1$  方向上的速度;  $\omega_3$  和  $\omega_4$  指的是在  $x_2$  方向上的速度。

由式(1)、(2)可知, 摩擦力和油膜厚度以及速度是相关的。

### 1.2 油量和速度对摩擦力的影响

#### 1.2.1 速度对滚动直线导轨副摩擦力的影响

摩擦力大小的变化即判断而是摩擦因数的变化。图2示出了动力黏度、速度、载荷与摩擦因数的关系。



图2 Stribeck曲线与润滑曲线 ( $\eta$  是动力黏度,  $v$  是速度,  $p$  是载荷)

Fig.2 Stribeck curve and lubrication rate ( $\eta$  means dynamic viscosity,  $v$  means speed,  $p$  means load)

在润滑油的黏度和温度所受载荷一定的情况下, 当速度由小到大变化时, 滚动直线导轨副的润滑状态会经历边界润滑、混合润滑和全膜润滑3个阶段。摩擦因数也是先变小后变大。因此, 可以推断, 在滚动直线导轨副速度由小到大变化时, 摩擦力也是先变小后变大, 且摩擦力最小的速度应落在混合润滑区域。

在很多摩擦系统中, 摩擦力最初随着速度的增大而减小, 到高速时随着速度的增大而增大, 如图3所示, 符合速度与摩擦力的稳定性标准, 也同样适用于润滑系统。



图3 摩擦力与速度成反函数时的摩擦因数曲线

Fig.3 The loss curve when friction and velocity are decreasing function

#### 1.2.2 润滑油量对导轨副摩擦力的影响

借助弹性流体润滑理论, 根据导轨副的实际工况条件分析计算, 可求出导轨副接触的最小油膜厚度。再由膜厚比可以判定所处的润滑状态。由运动学分析可知, 滚珠与轨道接触表面相对润滑油的卷吸速度与接触瞬间的膜厚相重合。其最小油膜厚度可根据

Hamrock-Brown 公式<sup>[10]</sup>来计算:

$$h = \frac{3}{8} \frac{3.63 \times 10^{-10} E'^{0.67} (1 - e^{-0.0001})}{W^{0.67}} \quad (3)$$

根据上面最小油膜厚度公式, 可以得到下面关于单个滚动体质量质量为

$$m_g = \frac{3}{8} \frac{3.63 \times 10^{-10} E'^{0.67} W^{0.67} (1 - e^{-0.0001})}{h} \quad (4)$$

因此, 导轨副的最小供油量, 也为最佳润滑油量, 即为:

$$Q = \sum m_g v \quad (5)$$

从以上供油润滑的理论公式 (3) — (5) 可知, 润滑油量  $Q$  会影响油膜厚度  $h$ , 且两者处于正相关关系。一般地, 油量越多, 滚珠与导轨接触处的油膜越厚, 摩擦越小, 润滑性能越好。

滚动直线导轨副在数控机床中如果产生磨损, 则会很大程度上降低加工精度, 因此在工程实际中对导轨副供油一般都采取了多则少的原则。这样虽然供油量可以得到保证, 但是过多的供油量会造成浪费, 污染环境, 如果适当减少供油量, 使供油量能达到形成良好润滑的油膜厚度, 将大大提高润滑效率。

润滑状态一般用润滑指数来表示: 滚动直线导轨副在加工过程中, 滚珠与导轨接触的润滑状态有边界润滑、混合润滑和全膜润滑 3 种情况, 如图 3 所示。通常用膜厚比  $A$  来判明润滑的类型。

$$A = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_x^2 + \sigma_y^2)}} \quad (6)$$

式中:  $h_{\min}$  为接触表面最小油膜厚度;  $\sigma_x$  和  $\sigma_y$  为接触时的表面轮廓均方根偏差。

当  $A < 1$  时, 属于边界润滑;  $1 < A < 3$  时, 属于混合润滑;  $A > 3$  时, 属于全膜润滑状态。油量越多, 直线导轨副在相对较好的润滑状态下工作, 摩擦力就越小, 使用寿命就会大大提高。

## 2 滚动直线导轨副摩擦力试验测试

### 2.1 滚动直线导轨副摩擦为试验原理

滚动直线导轨副摩擦力的测量是在滚动直线导轨副综合性能试验台上进行的, 试验台的结构如图 4 所示。



图4 滚动直线导轨副综合性能试验台

Fig.4 Test bench for comprehensive performance of rolling

linear guide

试验台采用间接比较法对导轨运动过程中的摩擦力进行较精确的动态测量。在导轨网上配置另一个专门用于测量摩擦力的滑块, 在该滑块上安装一个装有滚珠的摩擦为滑块并装设, 压力传感器一端通过双头螺栓与固定在工平台上的弹簧连接, 另一端通过双头螺栓与摩擦滑块连接; 当工作台在电机的带动下做直线运动时, 弹簧通过力传感器将 (测) 动侧测量块随导轨匀速运动。根据牛顿第二定律, 力传感器所测数值即为导轨副运动摩擦力。其测量原理如图 5 所示。



图5 摩擦力动态测定原理图

Fig.5 Dynamic measuring principle of friction force

### 2.2 试验方法

试验的滚动直线导轨副为 GGB45BA 系列, 其结构及性能参数如表 1 所示。

表1 滚动直线导轨副结构与性能参数

Table 1 Structure and performance parameter of linear guide

导轨副高度	70 mm
滑块宽度	60 mm
导轨宽度	45 mm
导轨材料	SKD11/Al
滑块材料	SKD11
滚动数	320

试验采用的美孚维罗 68<sup>+</sup> 润滑油的性能参数如表 2 所示。

表2 润滑油性能参数

Table 2 Performance parameter of lubricating oil

40 °C 粘度	22 mm <sup>2</sup> /s
总酸值 (ASTM D 971)	0.1 mg/KOH/g
铜片腐蚀试验 (3 h, 温度 100 °C, ASTM D 130)	1A
倾点 (ASTM D 97)	-30 °C
闪点 (ASTM D 92)	210 °C
密度 (15 °C, ASTM D 4052)	880 kg/m <sup>3</sup>

### 试验过程:

(1) 将滑动直线导轨副内部由厂自带润滑油用柴油洗净,然后将实验用无杂质罗罗 14<sup>#</sup>润滑油(下同称润滑油)注满导轨润滑空间。直到另一端溢油为止,记录充满润滑空间所需的润滑油量,即为润滑空间。试验测得所用润滑空间为 30 mL。

(2) 用柴油再次将润滑内部以及导轨上的润滑油洗净,将直线导轨副按照标准安装到试验台上。先在 100 r/min 速度下来回磨合 3 次。

(3) 运行无侧偏,分别在 80、30、50、60、100、120、150、180 r/min 转速下测量无侧偏情况下的导轨摩擦力。

(4) 按润滑空间的 10%、20%、30%、35%、40%、45%、50%、60%、70%、80%、100% 定量加注润滑油(加注油量分别为 2、4、6、7、8、9、10、12、14、16、20 mL)。在每次加注定量润滑油后,试验台分别以转速 80、50、60、120、150、180 r/min 下运行,并测量在每个转速下导轨的摩擦力,多次测量,取平均值。

## 5 实验结果及分析

### 5.1 速度与摩擦力的关系

图 6 示出了不同速度下导轨副正向摩擦力变化曲线。当滑块以 10 r/min 的速度运行时,即在低速的情况下,润滑油容易泄漏,并且不易形成良好的油膜,处于边界润滑区域,摩擦因数较大,因此摩擦力较大;当速度为 30 r/min,即速度略有增大,润滑油不易泄漏,且在其速度下形成良好油膜,进入混合润滑区域,摩擦因数变小,因此摩擦力减小;但是在高速下( $>150$  r/min)运行时,随着速度的增大,滑动直线导轨副转交到液体润滑区域,且摩擦进入稳定状态,摩擦力随着速度的增大而增大。

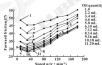


图6 不同速度下导轨副正向摩擦力变化曲线

Fig.6 The curves of guideway friction force of the guide at different speed.

### 5.2 油量与摩擦力的关系

在其他条件一定情况下,不断改变润滑油量,由

此测得不同润滑油量对滑动直线导轨副的摩擦力的影响。结果如图7所示。可知,当油量为0时,摩擦力最大。当油量由0增大时,摩擦力降低,且效果显著。但当油量增加到约 12 mL,即润滑空间的 60% 时,摩擦力减少得相当缓慢,基本可以看成不变。

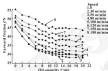


图7 不同油量下正向摩擦力的变化曲线

Fig.7 The curves of guideway friction force of guide at different oil quantities.

当润滑油量少于滑块空间容量 50% (油量少于 16 mL) 的情况下,试验段摩擦力随着润滑油量的增加而显著减小,因为当油量为 0 时,此时滑块与导轨之间没有油膜,摩擦力最大;当加注少量润滑油时,会形成润滑油膜,因此摩擦力减小;油量增加,摩擦力的会逐步减小,说明该阶段导轨副润滑效果不佳,长期处于该阶段下,会对导轨副造成磨损,从而影响其定位精度,使用寿命减小。

当润滑油量大于滑块空间容量 60% (油量大于 12 mL) 的情况下,该导轨副的摩擦力较该阶段有所下降但下降趋势平缓,摩擦力波动较少,导轨副滑动平稳,表明该阶段润滑效果较好。

当润滑油量大于滑块空间容量的大于 60% 时,导轨副的摩擦力基本不变。一是因为润滑油的温度恒定,40℃时仅为 32 mm<sup>2</sup>/s。当油量增大时,在滑块内部基本不会产生热摩擦阻力,二是因为滑块并不是密封的,因为润滑油重力的影响,油会从滑块底部或者与导轨的接触缝隙中泄漏出去,真正参与润滑的油量并不等于加注的油量。因此,当油量的增大到一定程度时(如文中的 60%),在滑块中的油量会达到一个动态平衡,此时摩擦力基本不变。这一结果也证实了润滑油的量对滑动直线导轨副的摩擦力有一定的影响,符合上文中的理论分析。

润滑是指相对运动的摩擦副之间建立一层有足够的承载能力和足够黏稠的油膜,以防止摩擦副之间的直接接触。显然,过少的润滑油量会导致润滑效果

的下降,过多的润滑油会造成浪费,而且对导轨副的摩擦力并无太大影响。因此,通过实验确定最佳的润滑油量是很有必要的。

#### 4 结论

(1) 基于对滚动直线导轨副摩擦力的理论分析,分析导轨副摩擦力的影响因素,研究滚动直线导轨副在不同润滑油量和速度下的润滑状态以及最小油膜厚度,表明油量和速度对滚动直线导轨副摩擦力有较大的影响。

(2) 实验结果表明,当低速运行时,处于边界润滑区域,摩擦力较大;随着运行速度的增大,进入混合润滑区域,摩擦力减小;在高速下运行时,进入流体润滑区域,且摩擦进入稳定状态,摩擦力随着速度的增大而增大。随着润滑油量的增加,滚动直线导轨副的摩擦力先急剧减小,最后趋于平稳,说明导轨副高速运行时,润滑油量并不是越多越好,而是有一个平衡点(此处对应的是润滑油量为适宜润滑量)。超过该平衡点后,油量增多,摩擦力变化不明显,且容易造成润滑油的大量浪费与浪费。

#### 参考文献

- [1] 刘建基,宋南希.滚动直线导轨副摩擦力的影响因素及测试方法研究[J].工具技术,2006,40(6):89-91.
- [2] LIU J B,SONG X C.Influence factor and test method research of ball screw pair friction moment[J].Tool Engineering,2006,40(6):89-91.
- [3] 何建基.高速滚动直线导轨副力学性能分析及试验研究[D].济南:山东建筑大学,2002.
- [4] HOU K,ZHU D,WEN S.An inverse solution to the point contact EHL problem under heavily load[J].ASME Journal of Tribology,1993,115(3):432-436.
- [5] KANEH S.Influence of externally added torque on thermal behavior under sinusoidal vibration[J].Journal of the Japan Society

of Precision Engineering,1996,32(10):89-93.

- [6] MUKHERJEE T,KATO T,YAMAGUCHI T.Lubrication coating for the sliding portion of a cam-follower compressor[J].JSAE,2000-06-27.
- [7] 孙健科.精密直线滚动导轨的附加载荷及刚度计算[J].华中理工大学学报(自然科学版),1993,19(4):129-130.
- [8] SUN J L.Predicting supercritical film cutting guide and stiffness calculation[J].Journal of Huazhong University Science and Technology (Natural Science Edition),1993,19(4):129-130.
- [9] 刘建基,李华,周时峰.滚动直线导轨副润滑剂粘度理论分析[J].华南理工大学学报(自然科学版),2004,28(1):43-46.
- [10] JI S,LI X,ZHANG H X,et al.Theoretical analysis to lubrication compensation function of linear motion guide[J].Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition),2003,29(3):43-46.
- [11] 张世受,孙健科.滚动直线导轨的弹流润滑分析[J].机械设计,1997(9):27-29.
- [12] 陈伟军,高心全.摩擦力-相对滑动速度关系的实验研究[J].润滑与密封,2002,27(5):144-145.
- [13] CHEN W C,GAO X Y.An experimental study of the relation between friction force and relative sliding speed[J].Lubrication Engineering,2002,27(5):144-145.
- [14] 张世军,陈伟军.润滑油环境温度对非稳态热弹流润滑的影响[J].润滑与密封,2007,32(2):78-80.
- [15] ZHANG J J,YANG P H.The influence of oil ambient viscosity on non-steady-state thermal elastohydrodynamic lubrication[J].Lubrication Engineering,2007,32(2):78-80.
- [16] CHENG D J,YANG W H,PAER J H,et al.Friction experiment of linear motion roller guide THK-HG20[J].International Journal of Precision Engineering & Manufacturing,2011,13(7):1021-1031.
- [17] ZHANG L C,WANG J X,QIN D C,et al.Effects of the groove curvature radius coefficient on the flexible bearing's stress[J].Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2013,32(8):892-899.
- [18] 程志勇,吴厚,邓军,等.工业机器人专用薄壁齿轮轴承结构的设计分析[J].轴承,2007(12):10-13.
- [19] CHEN H,CHEN Y,YU J,et al.Thin-walled and sealed bearing used in industrial robot[J].Bearing,2007(12):10-13.
- [20] 曲献智,孙立明,夏新海,等.工业机器人用薄壁四点接触球轴承的设计分析[J].轴承,2005(4):6-8.
- [21] ZHANG X Z,WANG X F.Design analysis of thin walled four point contact ball bearings for industrial robot[J].Bearing,2005(4):6-8.
- [22] HARRISON T A.Rolling bearing analysis[M].4th ed.New York:John Wiley&Sons Inc.,2001.

(上接第58页)

- [1] OSTASZCZAK W.Analysis of the stress state in the harmonic drive gears (flexpline system) in relation to selected structural parameters, and manufacturing deviations[J].Bulletin of the Polish Academy of Sciences,Technical Sciences,2011,59(4):660-669.
- [2] OSTASZCZAK W,MUKHERJEE T.Stress state analysis of harmonic drive elements by FEM[J].Bulletin of the Polish Academy of Sciences,Technical Sciences,2007,55(1):118-123.
- [3] KANISANSAH B,HEZINCINGLI F.Shape optimization of tooth profile of a flexpline for a harmonic drive by finite element modeling[J].Materials and Design,2007,28(2):141-147.
- [4] 张世田,王孝华,李建成,等.由曲率半径系数对柔性轴承应力的影响[J].机械科学与技术,2013,32(8):892-899.



## S38C 车轴钢的旋转弯曲和超声振动疲劳性能<sup>\*</sup>

李亚波<sup>1</sup> 杨 凯<sup>1</sup> 陈一萍<sup>1</sup> 姜青青<sup>1</sup> 孙成奇<sup>2</sup> 洪友士<sup>2</sup>

(1. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司工程实验室 山东青岛 266111;  
2. 中国科学院力学研究所非线性力学国家重点实验室 北京 100190)

**摘要:**选取经硬化(淬火)处理的 S38C 车轴钢小试样,分别采用旋转弯曲疲劳试验机 and 超声振动疲劳试验机进行疲劳试验,研究其旋转弯曲和超声振动疲劳性能。研究表明,对于具有表面粗大马氏体组织的 S38C 车轴钢,在以  $10^6$  周次不发生疲劳破坏的最大应力为使用极限。旋转弯曲疲劳试验得到的使用极限为 775 MPa,超声疲劳试验得到的使用极限为 675 MPa。通过升降法试验得到(旋转弯曲加载)的具有表面粗大马氏体组织的 S38C 材料在  $10^6$  周次的疲劳极限,对应失效概率 10%、置信度 95%的疲劳强度下限值为 707 MPa;对应失效概率 1%,置信度 95%的疲劳强度下限值为 647 MPa。

**关键词:** S38C 钢; 旋转弯曲; 超声振动; 疲劳性能

**中图分类号:** TG113.28 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017) 03-024-08

## Rotating Bending and Ultrasonic Vibration Fatigue Properties of Axle Steel S38C

LI Yabo<sup>1</sup> YANG Kai<sup>1</sup> CHEN Yiping<sup>1</sup> JIANG Qingqing<sup>1</sup> SUN Chengqi<sup>2</sup> HONG Youshi<sup>2</sup>

(1. Engineering Laboratory, CSR Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao Shandong, 266111; 2. State Key Laboratory of Nonlinear Mechanics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China.)

**Abstract:** The hardening treatment of axle steel S38C small samples were tested by using rotating bending fatigue testing machine and ultrasonic fatigue testing machine to investigate the rotating bending and ultrasonic vibration fatigue properties. The experimental results show that if the maximum value of the stress level at which the fatigue failure does not occur until  $10^6$  cycles is defined as the fatigue limit, the fatigue limit of S38C sample with the low temperature tempering Martensite microstructure is 775 MPa from rotating bending fatigue test, and 675 MPa from ultrasonic fatigue test. When the cycles is  $10^6$ , the lower-bound limit of fatigue strength for the S38C by using staircase method is 707 MPa associated with the failure probability 10% and the confidence level 95%, and 647 MPa associated with the failure probability 1% and the confidence level 95%.

**Keywords:** S38C steel; rotating bending; ultrasonic vibration; fatigue property

车轴是机车车辆中涉及安全的最重要部件,是轴通过过盈配合连接,承受机车车辆的全部质量<sup>[1]</sup>。由于高速列车车轴属于超高周疲劳范畴<sup>[2]</sup>,因此,车轴材料的超高周疲劳性能的研究对高速列车的设计制造具有十分重要的意义<sup>[3-5]</sup>。王弘<sup>[6]</sup>对正火热处理的 50 车轴钢和 40Cr 钢的疲劳性能和疲劳断裂机制进行研究,结果表明该车轴钢在  $10^6 \sim 10^7$  循环周次范围内的 S-N 曲线呈现“阶梯状”特征,在  $10^6 \sim 10^7$  周次范

围内出现一段水平平台,平台对应的应力幅以下属高周疲劳范围内,试样仍发生疲劳破坏。纪永刚等<sup>[7]</sup>对 L250 钢随机疲劳裂纹扩展率概率模型进行了研究,提出了试验数据分散性对样本数量对概率评估影响的概率模型。王耀远等<sup>[8]</sup>利用超声疲劳实验对侧板钢等角 Z 形高速铁路用材进行了试验测试,结果表明试验周次超过  $10^6$  后材料仍发生疲劳破坏。因此,把  $10^6$  周次循环以内的数据都作为高速铁路材料疲劳设计的依据是不准确的。王树青等<sup>[9]</sup>通过试验,设计出了车轴中无感应加热器、喷水冷却器及实物车轴作火机车,优化了车轴中无感应加热淬火工艺。与未控处理的试样相比,经表面高频感应火淬的试样其旋转弯曲疲劳极限较高。AKAMA 等<sup>[10]</sup>用概率断裂力学对车轴进行可靠性分析,得出残余应力分布影响初始裂纹尺寸分布

\* 基金项目: 国家自然科学基金项目(11372302, 11202240)。

收稿日期: 2016-04-08

作者简介: 李亚波(1961—), 学士,教授级高级工程师,研究方向为高速列车电液制动,转向架零部件疲劳等。E-mail: 13520088323@163.com

对车轴故障概率的影响很大,而线路对车轴故障率影响很小的结论。

SBC 是表面经过淬火处理的非均质车轴材料,属于 CR42 型动车组日系车轴材料。本文作者对 SBC 试验材料进行硬化(强化)处理后,分别采用旋转弯曲疲劳试验机和超声振动疲劳试验机进行疲劳试验,研究 SBC 车轴钢的旋转弯曲和超声疲劳性能。

## 1 试验部分

### 1.1 试样材料

试验材料为从 CR42 型动车组日系车轴截取的 SBC 材料,其成分如表 1 所示。

表 1 日系车轴 SBC 化学成分(质量分数)

Table 1 Chemical composition of SBC from axle made in Japan						%
C	Si	Mn	P	S	Fe	
0.42	0.26	0.76	0.009	0.005	其他	

### 1.2 试验设备和试验方法

旋转弯曲疲劳试样如图 1 所示,超声振动疲劳试样如图 2 所示。试样试验前经打磨和抛光,使表面足够光滑,消除机加工的痕迹。

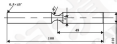


图 1 旋转弯曲疲劳试样 (mm)

Fig. 1 Rotating bending fatigue specimen (mm)

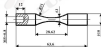


图 2 超声振动疲劳试样 (mm)

Fig. 2 Ultrasonic fatigue specimen (mm)

疲劳试验前先从车轴上截取并加工成图 1 和图 2 的小试样进行淬火-回火处理,使试样基本达到实

际车轴硬化(强化)表层的状态。对旋转弯曲疲劳试样的两端区域进行回火(200 ℃/h)感应加热、淬火,然后 220 ℃回火 2 h。对于超声试样,在马弗炉中加热到 880 ℃(木质粉保护),保温 1 h,在 5% 的盐水中淬火,之后 180 ℃回火 4 h。

疲劳试验前,对旋转弯曲疲劳试样和超声疲劳试样进行显微组织观测和显微硬度测试,并对淬火-回火的试样进行单轴拉伸试验,对试样端面磨抛、抛光,用 3% 的硝酸乙醇溶液腐蚀,然后使用 Polymet 光学显微镜对试样进行显微组织分析,并采用 HRA-52 显微硬度计对试样进行显微硬度测试。

经表面高频感应处理并经显微硬度检查合格的旋转弯曲试样用于旋转弯曲疲劳试验,获得相应的疲劳强度与寿命数据,并采用升降法<sup>[14]</sup>得到 50% 寿命对应的疲劳强度。旋转弯曲疲劳试验机如图 3 所示,超声疲劳试验机如图 4 所示。



图 3 旋转弯曲疲劳试验机

Fig. 3 Rotating bending fatigue machine



图 4 超声疲劳试验机

Fig. 4 Ultrasonic fatigue machine

旋转疲劳试验机的转速范围为 1 000~5 000 r/min,加载频率相应为 16.7~83.3 Hz,疲劳试验加

线频率控制在 35 Hz 左右, 应力比  $R=\sigma/\sigma_b=1$ 。

超声疲劳试验时, 试样的一端与驱动杆相连, 另一端自由, 试样最小截面受力是按正弦曲线变化的拉压应力, 加载频率为 20 kHz, 应力比  $R=\sigma/\sigma_b=1$ 。试验过程中采用压缩空气对试样进行冷却。

### 1.3 试验材料基本性能与显微组织

对 3 件 S38C 粉末试样进行拉伸试验, 取平均值, 得到平均屈服强度为 1 600 MPa, 平均拉伸强度为 1 970 MPa。

由于 S38C 旋转弯曲疲劳试验为单件处理, 对每件该类试样进行显微硬度测试, 共 13 件, 98 个测试点, 结果为 HV (350±68)。由于 S38C 超声疲劳试验为成批集中处理, 取 3 件该类试样进行显微硬度测试, 测试结果为 HV (351±36)。随机选取的 3 件旋转弯曲疲劳试样和 3 件超声疲劳试样的硬度测试结果列于表 2 和表 3。结果表明, 两类试样的显微硬度与实际车轴硬化表层硬度<sup>[21]</sup> (HV330~550) 相符。

表 2 旋转弯曲疲劳试样硬度测试结果

Table 2 Hardness test results of rotating bending fatigue specimens

试样编号	1	2	3
硬度 HV	350±56	363±32	350±49

表 3 超声疲劳试样硬度测试结果

Table 3 Hardness test results of ultrasonic fatigue specimens

试样编号	1	2	3
硬度 HV	34±13	34±26	35±30

对表 1、2 所示的 6 件试样的横截面进行磨光和抛光, 然后采用 Polysar-met 光学显微镜进行显微组织观察, 结果分别如图 5 和图 6 所示。这些图像显示, 该试样横截面的显微组织均匀, 为铁素体-珠光体组织, 珠光体网大与铁体形态, 与实际车轴硬化(强化)表现的显微组织<sup>[21]</sup>相符。

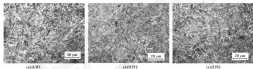


图 5 旋转试样显微组织照片

Fig. 5 Microstructure for rotating bending specimens by optical microscope

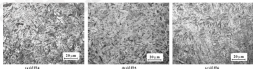


图 6 超声试样显微组织照片

Fig. 6 Microstructure for ultrasonic specimens by optical microscope

## 2 疲劳试验结果

### 2.1 旋转弯曲疲劳 S-N 曲线

图 7 给出了 S38C 旋转弯曲疲劳小试样 S-N (应

力-寿命) 数据, 最高疲劳加载周次为  $6 \times 10^7$ , 最高疲劳断裂周次为  $2.4 \times 10^7$ 。可以看出, S-N 曲线整体呈下降趋势, 随着应力降低, 疲劳寿命增大。若以

$4 \times 10^7$  之前未发生断裂的最大应力定义为疲劳极限  $\sigma_w$ , 则疲劳极限为 723 MPa。

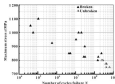


图7 旋转弯曲疲劳试验 S-N 数据

Fig.7 S-N data for rotating bending fatigue specimens

### 1.1 超声疲劳疲劳 S-N 数据

图8给出了 S36C 超声疲劳疲劳小试样 S-N 数据, 最高疲劳加载周次为  $5 \times 10^7$ , 最高疲劳断裂周次为  $1.92 \times 10^8$ 。可以看出, 与旋转弯曲疲劳 S-N 数据的发展趋势一样, 超声疲劳疲劳小试样 S-N 曲线整体呈下降趋势, 随着加应力降低, 疲劳寿命增大。若以  $4 \times 10^7$  之前未发生断裂的最大应力定义为疲劳极限  $\sigma_w$ , 则疲劳极限为 675 MPa。

与旋转弯曲疲劳试验的疲劳强度 (见图7) 和疲劳极限 (723 MPa) 比较, 超声疲劳试验得到的疲劳强度 (见图8) 和疲劳极限 (675 MPa) 明显低于前者。其原因是: (1) 对于高强度材料, 超声频率导致的加载频率效应<sup>[2]</sup>; (2) 旋转弯曲试样与超声疲劳试样控制体积不同引起的控制体积效应<sup>[20]</sup>。

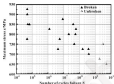


图8 超声疲劳试验 S-N 数据

Fig.8 S-N data for ultrasonic fatigue specimens

### 1.2 升降法测试疲劳数据

按照国家标准 GB/T 24176—2009<sup>[21]</sup>, 采用升降法测试 (较高频感应炉) S36C 材料 (旋转弯曲加载) 的疲劳数据。根据试验获得的 S36C 的疲劳试验数据<sup>[1]</sup>, 取 750 MPa 为估计的疲劳极限, 取 25 MPa (估计疲劳极限的  $\pm 33\%$ , 文献 [14] 认为应力范围在疲劳强度 2%~6% 范围内合理) 作为应力台阶, 被测试样按逐渐增加的应力水平顺序进行加载, 直到发生疲劳断裂。试样旋转弯曲加载的最高加载周次为  $10^7$ ; 超过  $10^7$  周次未发生断裂的试样标记为“通过”; 未至  $10^7$  周次发生断裂的试样标记为“失败”。

表4列出了升降法测试的 5 个应力水平共有 21 件试样的情况。按规定, 以第一件发生断裂的前一件试样作为第一个有效数据。即表4中试样“1”为计入的第一件试样。

表4 升降法试验数据

Table 4 Experimental data by staircase method

应力 $\sigma_i$ /MPa	试样序号																			
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
850																				
825																				
800																				
775																				
750																				
725																				

注: “”表示失败; “○”表示通过; “+”表示按标准不通过。

在不同应力水平下, 按被测试样失败或非失败的出现情况安排新的试验点, 记录失败和非失败的加载周次, 并对得到的数据进行分折。

将应力水平按升序排列  $\sigma_1 < \sigma_2 < \dots < \sigma_5$ , 这里  $i$  是应力水平数最大值, 疲劳强度的平均值  $\mu_n$  和标准偏差  $s_n$  由下式给出, 用于疲劳强度统计分析:

$$\mu_1 = S_0 = d \left( \frac{A}{C} + \frac{1}{2} \right) \quad (1)$$

$$d_1 = 1.62 \times d \ln(\bar{D} + 0.029) \quad (2)$$

$$\text{且 } A = \frac{1}{2} g, B = \frac{1}{2} r f, C = \frac{1}{2} f, D = \frac{BC - A^2}{C^2} \quad (3)$$

式中:  $g$  是指定事件数;  $d$  是指定应力台阶。

在式(1)中,被分析事件失效时取  $-1/2$ ; 被分析事件未失效时取  $1/2$ 。

根据表4的试验结果,不发生失效的第一个有效数据为 775 MPa。在这一系列试验中,有 10 个试样发生失效,10 个试样未发生失效。失效试样在分析过程中被当作一种情况。因此只有 4 个应力水平。如表5所示,  $S_0 = 775$  MPa, 应力台阶  $d = 25$  MPa。并由式(3)得到  $A = 13$ ,  $B = 25$ ,  $C = 10$ ,  $D = 0.33$ 。则疲劳强度的平均值和标准偏差为

$$\mu_1 = 775 + 25 = \left( \frac{13}{10} + \frac{1}{2} \right) = 795 \text{ MPa}$$

$$d_1 = 1.62 \times 25 \ln(0.1 + 0.029) = 23.98 \text{ MPa}$$

$$\text{疲劳强度的变差系数 } \sigma_1 = \frac{d_1}{\mu_1} = \frac{23.98}{795} = 0.0302$$

表5 升降法数据分析

Table 5 Analysis of data by staircase method

应力 $S_i$ /MPa	应力水平数 $i$	数据		
		$f_i$	$F_i$	$C_i f_i$
830	1	1	1	9
825	2	3	6	12
800	1	4	4	4
775	0	2	0	0
总和	-	10	13	25

一般的,疲劳强度符合正态分布,置信度为  $1-\alpha$ 、失效概率为  $\beta$  下的疲劳强度下限按式估计:

$$T_{1-\alpha, \beta, n, m} = \mu_1 - d_1 \frac{Z_{1-\alpha, n-1} + Z_{\beta, m-1}}{Z_{1-\alpha, n-1} - Z_{\beta, m-1}} \quad (4)$$

式中:参数  $Z_{1-\alpha, n-1}$  是正态分布的单边分位数; 自由度  $n$  规定为试验中“相似事件”成对的数量。即发生“失效”和“通过”相等的一对试样称为一对“相似事件”<sup>[1-3]</sup>。试验共有 7 对相似事件, 自由度  $n$  为 70。

对于失效概率 10%, 置信度 95%, 对应的  $Z_{1-\alpha, n-1}$  为 2.382。由式(4)得到失效概率 10%、置信度 95% 时的疲劳强度下限为

$$T_{10\%, 95\%, 70} = 795 - (2.382 \times 23.98) = 747 \text{ MPa}$$

同理,对于失效概率 1%, 置信度 95%,  $Z_{1-\alpha, n-1}$  为 4.353。由式(4)得到疲劳强度下限为

$$T_{1\%, 95\%, 70} = 795 - (4.353 \times 23.98) = 647 \text{ MPa}$$

## 3 结论

(1) 采用高频感应加热方式淬火-回火处理的旋转弯曲疲劳试样和采用马氏体等温加热淬火-回火处理的超声疲劳试样的显微组织均为低温回火马氏体形态,与实际车轴硬化(强化)表面的显微组织相符。旋转弯曲疲劳试样的显微硬度为 HV(350~46), 超声疲劳试样的显微硬度 HV(333~36), 与实际车轴硬化(强化)表面的显微硬度 (HV320~380) 相符。此外,马氏体等温加热淬火-回火试样的平均屈服强度为 1 600 MPa, 平均抗拉强度为 1 930 MPa。

(2) 对于具有低温回火马氏体组织的 S38C 车轴材料,若以  $4 \times 10^7$  周次不发生疲劳破坏的最大应力为疲劳极限, 旋转弯曲疲劳试验得到的疲劳极限为 775 MPa, 超声疲劳试验得到的疲劳极限为 675 MPa。

(3) 通过升降法试验得到(旋转弯曲加载)的具有低温回火马氏体组织的 S38C 材料在  $10^7$  周次的疲劳极限; 对应失效概率 10%、置信度 95% 的疲劳强度下限为 747 MPa; 对应失效概率 1%、置信度 95% 的疲劳强度下限为 647 MPa。

## 参考文献

- [1] 杨广奇.高速列车车轴旋转弯曲作用下疲劳破坏报告研究[J].北京,北京交通大学,2009,1-2.
- [2] 崔海刚,金学熙.超车轴高速铁路工程中若干典型力学问题[J].力学通报,2009,30(4):398-373.
- [2010 W M, JIN X S, 2010 S T X. Some typical mechanics problems in high-speed railway engineering[J]. Advances in Mechanics, 2010, 30(4):398-373.
- [3] 黄国,黄为民,王超.车轴疲劳性能试验研究[J].中国铁道科学,2013,34(4):71-76.
- [HUANG G, HUANG W M, WANG C, et al. Experimental study on the fatigue properties of 42° axle steel[J]. China Railway Science, 2013, 34(4):71-76.
- [4] ZERENT V, ROBERTA S, MURRICK C, et al. Safe life and damage tolerance aspects of railway axles: a review[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 30:211-270.
- [5] 王江,张永,80 车轴轴端内周疲劳性能研究及疲劳断裂机理研究[D].成都,西南交通大学,2003,1-10.
- [6] 赵永刚,杨冰,廖圣勇.车轴 80 车轴轴端内周循环疲劳模型[J].机械工程学报,2004,40(9):48-53.
- [2010 Y X, YANG B, QIN Y F, et al. Probabilistic cyclic constitutive model of 80 axle steel[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 40(9):48-53.
- [7] 王清波,王中光.车轴新造及修复材料轴端与轴身疲劳断裂性能[J].机电传动,2011(8):28-31.
- [WANG Q Y, WANG Z C, LI X H. Fatigue life behavior of key materials for high-speed railway[J]. Electric Drive for Locomotives, 2011(8):28-31.

(下转第 140 页)

# 直链脂肪酸酯类抗磨剂对超低硫柴油润滑性能的影响

胡泽祥<sup>1</sup> 陶志平<sup>2</sup> 李 进<sup>3</sup> 赵 杰<sup>3</sup>

(1. 海军后勤技术装备研究所 北京 100072; 2. 中国石化石油化工科学研究所 北京 100083;  
3. 空军油料研究所 北京 100056)

**摘要:**利用酯交换法合成4种直链酯类化合物,采用红外光谱对合成产物进行结构分析,并采用高频率往复试验机(HFRR)考察直链酯类化合物在超低硫柴油燃料中的摩擦学性能。结果表明:合成的长链酯类酯类物质能够有效改善超低硫柴油燃料的润滑性能;当抗磨剂添加质量分数在300 μg/g以上时,均能满足车用柴油燃料润滑性的要求。同时对超低硫柴油燃料其他理化指标的影响不大。

**关键词:**超低硫柴油;酯类酯类;抗磨剂;高频率往复试验机(HFRR)

**中图分类号:** TQ624.83 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-9360(2017)03-0026-08

## Influence of Long-chain Aliphatic Acid Ester Anti-wear Agents on Lubricity of Ultra-low Sulfur Diesel Fuel

HU Zexiang<sup>1</sup> TAO Zhiping<sup>2</sup> LI Jin<sup>3</sup> ZHAO Jie<sup>3</sup>

(1. Unit 92117 of PLA, Beijing 100072, China; 2. Research Institute of Petroleum Processing, SINOPEC, Beijing 100083, China; 3. Air Force FOL Research Institute, Beijing 100056, China)

**Abstract:** Four aliphatic acid esters were synthesized with aliphatic acid and organic alcohol, and were characterized using infrared spectrometers. The tribological properties of the synthesized esters as anti-wear additives in ultra-low sulfur diesel fuel were evaluated using High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) apparatus. It is found that the synthesized long-chain aliphatic acid esters are efficient to promote the lubricity of ultra-low sulfur diesel fuel. The lubricity of diesel fuel for use in ground diesel engines can be satisfied by adding the synthesized esters above 300 μg/g, while these lubricity improvers of aliphatic acid esters have little effect on the other properties of diesel fuel.

**Keywords:** ultra-low sulfur diesel fuel; aliphatic acid ester; anti-wear agents; high frequency reciprocating rig (HFRR)

自20世纪90年代使用超低硫柴油燃料以来,多数西方国家均出现了发动机燃油喷射泵磨损失效事故<sup>[1-4]</sup>,尤其是在美军和北大西洋公约组织 NATO 采用单一燃料进行燃料补给时,地面柴油机装备油泵出现了大面积磨损失效<sup>[5-6]</sup>。另外,随着近年来环保法规对发动机日益严格的排放要求,采用稀燃催化剂经过加氢裂化工艺深度精制超低硫柴油已成为当今柴油发展的必然趋势<sup>[7]</sup>。因此,针对超低硫柴油润滑性普遍致差的问题,在超低硫柴油中加入抗磨剂来改善其润滑性能成为研究的热点之一。研究表明,柴油抗磨剂应该具有与柴油馏分相似的碳数分布,与柴油相容性要好,酸性要较低,且与润滑油相容性较好。FASG 等<sup>[8]</sup>的研究表明,燃料润滑油添加剂二价酯会与

曲轴颈润滑油发生作用,导致燃料过滤器堵塞,发生燃料供给中断。直链脂肪酸酯类润滑性改进剂由不饱和脂肪酸和多元醇反应合成。润滑性改善效果明显,添加量少,不影响柴油的基本性能,是较理想的超低硫柴油润滑性改进剂。国内外对很多植物油低硫脂肪酸单酯<sup>[9]</sup>、双酯或多酯<sup>[10]</sup>进行了深入研究<sup>[11-12]</sup>。沈本贤等<sup>[13]</sup>考察了生物柴油中几种典型成分对柴油的润滑性能。林定华等<sup>[14]</sup>研究了十八烷酸酯和蓖麻油酸单酯类添加氢化柴油润滑性的影响。

国外衡量柴油的润滑性均采用 HFRR 高频率往复试验机。试验方法为国际标准 ISO 12156-1《用高频率往复试验机评定柴油的润滑性 第一部分:试验方法》<sup>[15]</sup>。美国参照国际对应标准方法为 SAE J 634S-2005《柴油润滑性评定法(高频率往复试验机)》<sup>[16]</sup>。参照欧盟车用柴油标准,我国车用柴油润滑性要求磨斑直径(60℃)WSL4值不大于400 μm<sup>17]</sup>。本文作者合成了4种长链酯类酯类化合物,

收稿日期:2016-08-17

作者简介:胡泽祥(1971—),男,博士,高级工程师,从事石油产品应用研究。E-mail: 13501830524@163.com

并采用高频往复试验机(HFBR)按照 ISO 12156-1 法,考察了直链脂肪酸酯用作柴油添加剂对超临界柴油燃料润滑性能的影响。

## 1 试验部分

### 1.1 试验仪器与条件

采用美国 PCS 公司生产的 HFBR 高频往复试验机测量柴油的润滑性能,其摩擦原理如图 1 所示。试验在 2 N 载荷下进行,上试件(钢球)以 50 Hz 频率下以 1 mm 往复冲程在下试件(圆形铜片)上作往复运动。试验时间为 75 min,试件采用点接触方式。接触部位完全浸没于 40 ℃ 的 2 mL 试验油样中。试验后测量上试件磨痕直径并校正后作为柴油润滑性评定值 WSL-4 (单位为  $\mu\text{m}$ )。



图1 HFBR 试验机构摩擦原理示意图

Fig.1 Schematic of HFBR testing machine (a) structure of testing machinery; (b) schematic of new measure

加氢精制工艺生产的超临界柴油基础组分由中石化某炼油厂提供,其部分理化指标见表1。试验采用的直链脂肪酸为工业级,北京油脂化工有限公司生产;采用的4种有机酸为化学纯,国内集同化学试剂北京有限公司生产;采用的甲草酸为化学纯,国内集同化学试剂北京有限公司生产。

表1 超临界柴油燃料指标

Table 1 Principal properties of ultra-critical diesel fuel

项目	分析数据	检测方法
总酸值(以 KOH 计)	0.006	GB/T 12574
$\rho(20^\circ\text{C}, \text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	19.7	GB/T 11132
密度 15 ℃	9.7	GB/T 11132
相对密度 $\rho_4^{20}$ /%	0.890 9	GB/T 1792
总碱值 $\omega$ /%	0.002 8	GB/T 380
倾点 $\omega$ /℃		GB/T 6106
初馏点	190.8	
10% 回收温度	219.2	
50% 回收温度	256.1	
90% 回收温度	300.6	
终馏点	328.2	
闪点(闭口) $\omega$ /℃	66.7	GB/T 261
粘度(20 ℃) $(\text{mPa}\cdot\text{s})$	816.1	GB/T 1993 和 GB/T 1983
冷滤点 $\omega$ /℃	-10.8	GB/T 6108
凝固 $\omega$ $(\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1})$		GB/T 268
30 ℃	2.792	
40 ℃	4.790	
十六烷值	46.7	GB/T 11139
铜片腐蚀(100,3 h)/级	I <sub>1</sub>	GB/T 10886
灰分 $\omega$ /%	<0.002	GB/T 508
水溶性酸或碱	无	GB/T 259
机械杂质	无	GB/T 511
硫含量(质量分数) $\omega$ /%	708	GB/T 1791-1

### 1.2 添加剂合成

称取一定量的脂肪酸和有机醇置于 500 mL 的三口烧瓶中,并加入一定量的溶剂,水浴加热至一定温度后恒温,并不断搅拌反应一定时间后,产生分层,继续反应一段时间,待反应完全后,冷却分层,取下层溶液经蒸馏、中和、洗涤、干燥、过滤后,即可得到黄色或浅黄色澄清透明液体。试验采用异辛醇、乙醇、正丁醇、正辛醇等4种有机醇,分别制备4种直链脂肪酸酯 A、B、C 和 D。对4种酯进行红外光谱结构表征,并参照 GB/T 265、GB/T 264 和 GB/T 264 等方法测量合成有机脂肪酸酯类化合物的粘度、凝固和闪点等部分理化指标。表2给出了4种合成酯类的部分理化指标。

表 2 4 种脂肪酸酯的部分理化指标  
Table 2 Properties of four fatty acid esters

类型	A	B	C	D	试验方法
外观	黄色透明	淡黄色透明	黄色透明	黄色透明	目测
20℃密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	959.8	913.8	968.3	986.2	GB/T 13377-2010
80℃密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	886.4	891.7	1061.0	1041.0	GB/T 266-98
酯值以 KOH 计 $(\omega/(\% \cdot g^{-1}))$	66.11	68.67	67.66	62.15	GB/T 266-93/91
酸值 $\omega/(\%)$	<0.002	<0.002	<0.002	<0.002	GB/T 266-93/91
闪点/闭口 $^{\circ}C$	64	59	79	82	GB/T 261-2008

## 2 结果与分析

### 2.1 添加剂结构表征

图 2 为 4 种直链脂肪酸酯类抗磨剂的红外谱图。在  $3\ 600\sim 3\ 200\text{ cm}^{-1}$  处以  $3\ 413\text{ cm}^{-1}$  为中心, 有较宽和较强的吸收峰, 在  $1\ 736\text{ cm}^{-1}$  处有较弱的特征吸收峰, 表明合成产物中含有酯的特征吸收峰; 同时 A、B、C 和 D 的峰强度不同, 这与酯类物质中醇链有—

定的关系;  $2\ 924\text{ cm}^{-1}$  和  $2\ 853\text{ cm}^{-1}$  处是脂肪基  $-\text{CH}_2-$  和  $-\text{C}-\text{CH}_3$  的伸缩振动峰;  $1\ 600\sim 1\ 450\text{ cm}^{-1}$  处是芳烃的特征吸收峰, 谱图上没有此波, 说明产物中不含苯环结构;  $725\sim 720\text{ cm}^{-1}$  处是直链结构  $-(\text{CH}_2)_n (n=4)$  的特征吸收峰, 说明抗磨剂中含有  $-(\text{CH}_2)_n (n=4)$  的结构单元。

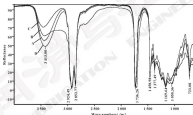


图 2 脂肪酸酯类抗磨剂的红外谱图  
Fig. 2 IR spectra of fatty acid esters

### 2.2 摩擦学性能考察

图 3 给出了脂肪酸酯类抗磨剂的高压缸试验结果。可以看出, 4 条磨痕曲线均随着抗磨剂添加量的增加而呈下降趋势。其中抗磨剂 D 的耐磨性最好, 抗磨剂 A、C 次之, 抗磨剂 B 最差; 酯类抗磨剂的质量分数为  $0\sim 50\text{ }\mu\text{g/g}$  时其对超宽凝点润滑油性能的提高无效率; 而质量分数为  $50\sim 300\text{ }\mu\text{g/g}$  时, 磨痕曲线均迅速下降。酯类抗磨剂对燃料润滑性具有明显改善作用; 质量分数为  $300\sim 500\text{ }\mu\text{g/g}$  时磨痕曲线趋于平

缓, 说明过量的抗磨剂对超宽凝点润滑油性能的提高并不明显。

超宽凝点油基础油杆的磨痕直径为  $705\text{ }\mu\text{m}$ , 酯类抗磨剂的质量分数为  $200\text{ }\mu\text{g/g}$  时, 含抗磨剂 A、C 和 D 的燃料的 WSD, 4 磨痕直径均小于  $400\text{ }\mu\text{m}$ , 可以满足我国 GB 19147-2013《车用柴油(Ⅵ)》对燃料润滑性的要求。而含抗磨剂 B 的燃料的磨痕直径在质量分数为  $300\text{ }\mu\text{g/g}$  时才能满足要求, 因此, 抗磨剂 A、C 和 D 的推荐有效添加量为  $200\sim 300\text{ }\mu\text{g/g}$ ,



的摩擦有效添加量为 300~500  $\mu\text{g/g}$ 。



图3 抗磨剂添加量对地低硫柴油燃料润滑性的影响

Fig. 3 Impact of anti-wear agent mass fraction on the lubrication properties of adhesion sulfur diesel fuel



图4 抗磨剂添加量对地低硫柴油燃料成膜中和摩擦因数的影响

Fig. 4 Impact of anti-wear additives mass fraction on film formation rate and friction coefficient of adhesion sulfur diesel fuel (a) Film formation rate; (b) friction coefficient

图4 (b) 给出了燃料的摩擦因数随抗磨剂质量分数变化的关系。抗磨剂质量分数为 0~50  $\mu\text{g/g}$  时, 摩擦因数曲线下降缓慢; 抗磨剂质量分数为 50~300  $\mu\text{g/g}$  时, 摩擦因数曲线迅速下降; 抗磨剂质量分数为 300~500  $\mu\text{g/g}$  时, 摩擦因数曲线趋于平缓。

从图4可知, 空白油样的平均摩擦因数为 0.342, 平均成膜率为 9%。当抗磨剂质量分数为 300  $\mu\text{g/g}$  时, 含抗磨剂 A 的油样的平均摩擦因数为 0.153, 平均成膜率为 93.3%; 含抗磨剂 B 的油样的平均摩擦因数为 0.174, 平均成膜率为 64.2%; 含抗磨剂 C 的油样的平均摩擦因数为 0.17%, 平均成膜率为 83.6%; 含抗磨剂 D 的油样的平均摩擦因数为 0.17, 平均成膜率为 92.3%。

### 2.3 抗磨剂对燃油其他性能的影响

在超低硫柴油样品中分别加入 300  $\mu\text{g/g}$  的 A、B、C 和 D 合成脂肪酸酯类抗磨剂, 并储存 90 天后测定油样的酸值直径 WS1.4 值。考察抗磨剂对燃油储存性能的影响, 结果见图5。可以看出, 随着储存时间延长, 柴油酸值直径减小, 腐蚀性变好。

成膜率反映了两摩擦副表面之间膜的破坏和再生情况。可通过测量两摩擦副表面之间接触电阻的变化得到成膜率。图4给出了4种脂肪酸酯类抗磨剂添加量对成膜率曲线与摩擦因数曲线的影响。从图4 (a) 可以看出, 随着抗磨剂添加量的增加, 4种抗磨剂的成膜率曲线均呈现上升趋势, 添加量为 0~100  $\mu\text{g/g}$  时, 4种抗磨剂的成膜率曲线变化均比较平缓; 添加量为 100~300  $\mu\text{g/g}$  时, 4条成膜率曲线均迅速上升; 添加量为 300~500  $\mu\text{g/g}$  时, 成膜率曲线均趋于平缓; 抗磨剂 A 和 B 的成膜率较高, 其抗磨剂 A 的成膜率略高于抗磨剂 D, 而抗磨剂 B 的成膜率最低。



图5 抗磨剂对地低硫柴油储存性能的影响

Fig. 5 Impact of anti-wear additives on the deposited abilities of adhesion sulfur diesel fuel

表3给出了长链脂肪酸酯类抗磨剂对超低硫柴油燃料其他理化指标的影响。可以看出, 加入 300  $\mu\text{g/g}$  抗磨剂后, 燃料外观均为澄清无杂质, 说明抗磨剂与燃料的相容性较好。对燃料的酸值和冷滤点无影响。铜片腐蚀试验符合 GB 19447-2013《车用柴油》不大于 1 级的规格要求, 而燃料的酸值变化较大, 但仍能满足车用柴油酸值的要求。

表3 直链脂肪酸酯类抗磨剂对超临界燃料物理性质的影响

Table 3 Effect of aliphatic acid ester on the properties of supercritical diesel fuel

项 目	基础油组	A-组油	B-组油	C-组油	D-组油
外观	无色	无色	无色	无色	无色
密度(20℃)/(g·cm <sup>-3</sup> )	0.861	0.858	0.852	0.854	0.851
粘度(以4000计)/(mPa·s)	0.006	0.012	0.006	0.001	0.003
粘度(20℃)/(mPa·s)	2.702	2.965	2.822	2.864	2.875
闪点(℃)	73.8	76.2	74.8	76.6	76.2
铜片腐蚀(20℃,3h)/级	1a	1	1a	1a	1

## 3 结论

(1) 4种抗磨剂的添加量为0~50 μg/g时柴油的磨痕曲线较为平缓,而非添加量为100~300 μg/g时柴油的磨痕曲线均迅速下降。添加量为300~500 μg/g时柴油的磨痕曲线趋于平缓,说明低剂量和高剂量时4种直链脂肪酸酯类抗磨剂对超临界柴油润滑性的提高不敏感。

(2) 4种直链脂肪酸酯类抗磨剂中,抗磨剂D的润滑性最好,抗磨剂A、C次之,抗磨剂B最差,抗磨剂A、C和D的推荐有效添加量为200~300 μg/g,抗磨剂B的推荐有效添加量为300~500 μg/g。

(3) 随着储存时间延长,添加抗磨剂的超临界柴油燃料的润滑性变好。

(4) 4种直链脂肪酸酯类抗磨剂在有效添加剂量范围以内时对超临界柴油燃料的腐蚀影响较大,但仍能够满足车用柴油硫含量的要求,对冷滤点和铜片腐蚀其程度的影响不大。

## 参考文献

- [1] MITSCHKE L. The lubricity of winter diesel fuels. Part 2: pump oil test results [J]. SAE Technical Paper, 901 030, 1990.
- [2] MITSCHKE L. Diesel fuel lubricity: a history of 1984/1988 Canadian winter diesel fuels [J]. SAE Technical Paper, 901 031, 1990.
- [3] LACEY P L, LACEY S J. Failure analysis of fuel injection pumps from generation sets fitted with Jet A-1 [J]. Virginia: The Defense Technical Information Center of USA, 1991.
- [4] ANASTASOPOULOS C, LOUIS E, ZANAKIS P, et al. Effect on lubricity response of an additional aviation turbine fuel use in CI engines [J]. Technology International, 2002, 35(9): 1007-1014.
- [5] LACEY P L. Wear analysis of diesel engine fuel injection pumps from military ground equipment fueled with Jet A-1 [J]. Virginia: The Defense Technical Information Center of USA, 1991.
- [6] BONGKORNGRAT P, MANSAWONG S, BONGKORNGRAT P. Low sulfur diesel fuel test study in Thailand [J]. SAE Technical Paper Series, 982373, 1998.
- [7] FANSC H L, STEINBERGER D M, WANG J C, et al. Interaction between fuel additive and oil contaminants [J]. Its impact on

fuel stability and filter plugging mechanism [J]. SAE Technical Paper, 2003-01-1140, 2003.

- [8] ANASTASOPOULOS C, LOUIS E, ZANAKIS P, et al. Impact of oxygen and nitrogen compounds on the lubrication properties of low sulfur diesel fuels [J]. Energy, 2001, 26: 1197-1206.
- [9] 周文刚. 直链醇酯类生物柴油燃烧润滑性的研究 [J]. 燃料与化工, 2008, 23(3): 32-36.
- [10] LEE J M. Fatty acid derivatives as lubricity additives for low sulfur diesel fuels [J]. Specialty Petrochemicals, 2000, 23(3): 32-36.
- [11] ANASTASOPOULOS C, LOUIS E, ZANAKIS P, et al. Influence of acetic acetic esters and decanoic fatty acid esters on diesel fuel lubricity [J]. Technology International, 2000, 34: 710-720.
- [12] ANASTASOPOULOS C, LOUIS E, MICHAILIS A, et al. Lubrication properties of low sulfur diesel fuels in the presence of specific types of fatty acid derivatives [J]. Energy and Fuels, 2000, 15: 106-112.
- [13] 朱成成. 几种生物柴油润滑性的对比研究 [J]. 江西农业学报, 2012, 24(2): 158-161.
- [14] ZHU H H. Comparative study on lubricating property of several biological diesel oils [J]. Acta Agriculturae Sinica, 2012, 24(2): 158-161.
- [15] 杨海, 胡克波, 张泽华. 生物柴油对超临界柴油润滑性的促进作用 [J]. 石油炼制与化工, 2009, 30(7): 23-28.
- [16] YANSC X, HU J B. 20% X-Ester in bio-diesel on lubricity of low sulfur diesel fuels [J]. Petroleum Processing and Petrochemicals, 2009, 30(7): 23-28.
- [17] 何纪峰, 杨德华, 张德海. 生物柴油-柴油混合燃料润滑性研究 [J]. 润滑与密封, 2005, 30(9): 79-82.
- [18] HU C X, YANSC X J, LI F X, et al. Study on the lubricity of blends of bio-diesel and diesel [J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(9): 79-82.
- [19] 廖永丁, 陈杰. 生物柴油混合燃料润滑性能的研究 [J]. 润滑与密封, 2005, 30(8): 112-116.
- [20] DONG F, HENG L R. Study of lubricating property of bio-diesel blends [J]. Lubrication Engineering, 2005, 30(8): 112-116.

## 合成型蜗轮蜗杆油的发展及应用

向晖 王习光 王一帆

(广州机械科学研究院有限公司 广东广州 510700)

**摘要:** 综述合成型蜗轮蜗杆油的发展现状、性能、介绍聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)、合成酯、聚醚(PAG)等合成蜗轮蜗杆油中的应用,并对合成型蜗轮蜗杆油的基本应用进行展望。

**关键词:** 合成型蜗轮蜗杆油;合成酯;合成基润滑油

**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0690(2017)03-024-03

## Development and Application of Synthetic Worm Gear Oils

XIANG Hui WANG Xiguang WANG Yifan

(Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510700, China)

**Abstract:** The development status and performance of synthetic worm gear oil were briefly described. The application of poly  $\alpha$  olefin (PAO), synthetic ester, and polyether (PAG) in the synthetic worm gear oils was introduced. The future of synthetic worm gear oils was prospected.

**Keywords:** synthetic worm gear oil; synthetic ester; synthetic base oil

制备蜗轮蜗杆油的基础油可分为3大类:矿物类、合成类以及植物油类基础油<sup>[1]</sup>。其中矿物类基础油制造工艺简单,应用广泛。现阶段绝大部分的蜗轮油(约90%以上)都使用此类基础油<sup>[2]</sup>。而在某些特殊场合,由于环境、工况等原因,则必须使用合成型基础油,如超高温、超低温、高转速、高负荷、抗辐射等,采用一些性能特殊的化合物作为基础油,如聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)、合成酯、聚醚(PAG)等,加上专用的添加剂,组成的产品就是合成型蜗杆油,与矿物油类润滑油相比,合成型润滑油在市場中的占比很小,且价格高,但因其能达到矿物型润滑油无法满足的恶劣工况条件下的润滑要求,合成型润滑油得到迅猛发展<sup>[3]</sup>。

合成型润滑油可使设备在特殊条件下很好地运行,其总体性能可能不如矿物型润滑油好,但合成型润滑油仍具有很多的优点,包括:优异的低温流动性,易于冷启动;粘度指数高,高温时油膜厚;挥发性低,损失小,不需频繁添加;优异的氧化稳定性,寿命长。合成型基础油的这些优点决定了其满足蜗轮蜗杆的润滑要求,尤其是在苛刻的工况条件下<sup>[4]</sup>。

### 1 蜗轮蜗杆及蜗轮蜗杆油的发展

蜗轮蜗杆主要应用于减速机、升降机等设备的传

动,这类机械装备制造技术的升级及蜗轮蜗杆油规格的提高是促进蜗轮蜗杆油发展的两大动力<sup>[5]</sup>。

#### 1.1 蜗轮蜗杆传动装置的发展

自20世纪30年代起,随着现代啮合理论的不断进步,蜗轮蜗杆传动在高速、高负荷、小速比工况条件下的应用越来越多<sup>[6]</sup>。为了满足工业生产飞速发展的需求,研究人员探讨了提高蜗轮蜗杆传动性能的途径,近30年来国内外在蜗轮蜗杆传动装置的研究方面取得了很大进展,相继出现了很多新型的蜗轮蜗杆传动,例如双圆弧圆柱蜗杆传动、平面二次包络环面蜗杆传动及面面包络蜗杆传动及其各种变形形态。这使蜗轮蜗杆传动的发展达到了较高技术水平,在一定程度上满足了当今工业传动的需要<sup>[7]</sup>。

#### 1.2 蜗轮蜗杆油的种类

蜗轮蜗杆油是由基础油和添加剂构成的,目前分为矿物型蜗轮蜗杆油、半合成型蜗轮蜗杆油、全合成型蜗轮蜗杆油等几种<sup>[8]</sup>。

##### 1.2.1 基础油的种类

美国石油学会(API)把基础油分为五类(I~V),此分类的依据是粘度指数、饱和烃和硫含量,即可将基础油分为矿物油、合成油和合成酯<sup>[9]</sup>。其中,I类是传统精制馏炼矿物基础油;II类是加氢裂解矿物油;III类是高度加氢裂解或加氢异构化馏炼基础油,也称为半合成基础油;IV类是聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)合成型基础油;V类是除聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)之外的其他合成油,如酯类合成油。其中只有IV类和V类基

蜗油才是真正的合成基础油。

### 1.1.2 矿物型蜗轮蜗杆油

矿物型蜗轮蜗杆油又称普通型蜗轮蜗杆油,适用于轻负荷、无冲击的蜗轮蜗杆副,用于加强设备中的蜗轮蜗杆、轴承、汽缸及离合器等部件的润滑。该类油品缺点是:(1)不能用于承受重载,传动中会发生振动和冲击的蜗轮蜗杆副;(2)在使用过程中应控制油温,避免使黏度过热和油温在 100℃以上长期运行。

我国蜗轮蜗杆油的研究工作起步较晚。在沒有研制蜗轮蜗杆油之前一直用其他油品来代替,油品性能差,在运行过程中油温高、老化快,对机器磨损大,使用效果不好。直到 20 世纪 70 年代才逐渐开展蜗轮蜗杆油的研究。前期的研制工作主要是围绕提高强度润滑油进行改进,添加增黏剂或使用高粘度基础油,随后在基础油中加入动物脂或合成脂肪,在 20 世纪 80 年代才研制出专用蜗轮蜗杆油并制定标准。

### 1.1.3 半合成型蜗轮蜗杆油

半合成型蜗轮蜗杆油是在矿物型蜗轮蜗杆油的基础上添加了一定量的合成基础油而配制的。因而可满足重负荷、传动中有振动和冲击、启动频繁的蜗轮蜗杆副的润滑。在我国,此类油品研制技术比较成熟,产品种类较多,应用广泛。

### 1.1.4 全合成型蜗轮蜗杆油

蜗轮蜗杆啮合传动时,啮合齿高间的相对滑动速度大且接触时间较长,不易实现良好的润滑,故摩擦损耗大、设备故障率高。另一方面,相对滑动速度大使齿面磨损严重,发热量大,蜗轮齿易剥落,易发生胶合,传动效率降低。这必定会影响蜗轮蜗杆整体的承载能力、传动率和使用寿命,并制约了蜗轮蜗杆传动技术的发展。

为了耐热和减小磨损,蜗轮蜗杆设备常使用价格较为昂贵的铜基、钨钼钨钨油基,这类油品具有黏度大、热稳定性好、摩擦系数低、耐磨性强等特点。由全合成型基础油调制的蜗轮蜗杆油,具有黏度低、冷启动性好、闪点高、热稳定性好、不易老化等诸多优点。

## 2 全合成型蜗轮蜗杆油的发展

### 2.1 聚 $\alpha$ -烯烃(PAO)在蜗轮蜗杆油中的应用

PAO 是在催化剂的作用下由 $\alpha$ -烯烃聚合而成的,其综合性能优异,是最常见的一种合成基础油。PAO 在 20 世纪 30 年代主要用于军事方面。随着经济的快速发展和工业设备需求的增加,合成型润滑油的诸多优点大大推进其在民用领域的应用。由 PAO 调制的蜗轮蜗杆油与同黏度的矿物油型蜗轮蜗杆油相

比,优点明显,如黏度随温度变化小、热稳定性好、热安定性高、低温流动性好、工作温度范围广、蒸发损失小、抗氧化性好、生物降解性优异<sup>[1]</sup>。

PAO 与矿物油可以很好地相容,将 2 种基础油混合调制出的蜗轮蜗杆油,既具有 PAO 的良好性能,成本又低于 PAO,市场前景广阔。

### 2.2 全合成酯类蜗轮蜗杆油中的优点

除了 PAO 外,合成酯类油也是最早用于调配润滑油的合成基础油。其由酯类和醇类物质在催化剂作用下以控制得,根据参加反应的酯和醇的品种不同,合成酯可分为多元醇酯、单酯、单酯和芳香酯等。合成酯具有很强的极性,其作为基础油调制的蜗轮蜗杆油可以很牢固地吸附在金属表面,并形成厚实的油膜,具有很好的润滑性<sup>[2]</sup>。与矿物蜗轮蜗杆油相比,在相同的条件下,合成酯型的蜗轮蜗杆油更发损失小,可应用在较高温度的工况下。除此之外,合成酯型的蜗轮蜗杆油还具有较好的热稳定性、较好的热氧化安定性、应用范围也很广泛,其特点在于耐水解性差、对橡胶密封件的相容性差;使用时需要注意环境条件,尽量避免变型。

总的来说,合成蜗轮蜗杆油类油的性能出色,虽然适合蜗轮蜗杆的合成蜗轮蜗杆油主要有聚 $\alpha$ -烯烃和聚醚(PAG)这两类,但随着技术的进步,合成酯类蜗轮蜗杆油的应用也会越来越广泛。

### 2.3 PAG 在蜗轮蜗杆油中的应用

PAG 油是由聚乙二醇调制而成,也是应用最广的合成基础油。其由环氧乙烷(EO)、环氧丙烷(PO)等原料,以醇为引发剂,通过开环共聚制备,再通过一定工艺让这些聚醚形成一个亲水端、一个疏水端,所以聚醚一般分为为水溶性聚醚、水不溶性聚醚和油溶性聚醚。PAG 的特点是特别润滑,并具有一定极性,而且完全不含有硫。很多矿物油类润滑油类就是因为它含硫含量高,因此聚醚合成蜗轮蜗杆油类性能出色<sup>[3]</sup>。

聚醚类基础油的优点是其共聚形式多样,有链段式、双链段式和无规则共聚,因此,可以通过控制聚合形式、聚合度以及在分子设计中引入不同的功能元素、官能团,实现特定的功能以满足不同的使用要求。聚醚类基础油的缺点是价格昂贵,与矿物基础油相容性差,不能做润滑基础油,且吸湿性强,这一点与聚 $\alpha$ -烯烃有很大不同。

### 2.4 全合成型蜗轮蜗杆油的特点

与矿物油型蜗轮蜗杆油相比,全合成型蜗轮蜗杆油具有以下特点:

(1) 节能方面:采用全合成型蜗轮蜗杆油,蜗轮

钢杆可以得到良好的润滑,运转效率高,摩擦损失小,能耗低,也就更节能。实践证明,合成型齿轮润滑油与矿物油相比效率更高。相同条件下使用聚乙二醇油(PAG)进行润滑的齿轮钢杆,比矿物油效率提高了18%;相同条件下使用PAG类合成型润滑油相对于矿物油类润滑油,能效提高8%~9%。

(2) 磨擦方面:合成型齿轮润滑油所使用的基础油本身就具有优良的抗磨擦能力。如果添加使用得当,那么抗磨能力更加出色。当使用PAG类合成油作基础油时,磨擦损失将变得更低。

(3) 连续运转方面:合成型齿轮润滑油能更好地耐高温、抗老化变质,使用时间比矿物油更长。根据基础油种类不同,在同等温度条件下,合成型齿轮润滑油的换油周期是矿物油的3~5倍不等。有实验数据表明,100℃下齿轮润滑油的换油周期,矿物油为5 000 h, PAG类润滑油为15 000 h, 聚乙二醇类(PAG)润滑油为25 000 h。合成型齿轮润滑油的摩擦系数比矿物油低,而且耐温特性更好,这使其能以更低的速度实现同等的性能要求。另外使用转速温度相对更低。在设备连续运转300 h后油池温度,矿物油型齿轮润滑油为110℃, PAG类润滑油为90℃, 聚乙二醇类(PAG)为75℃。

### 3 结束语

随着工业生产的飞速发展,制造工艺的不断变更,设备结构设计得越来越复杂,运行工况向高温、高压、高速等方向发展。对润滑油提出更高的要求。因此研究开发合成型润滑油具有重大的经济意义。首先这类油改善接触部位的摩擦,能大大降低零件的磨损,提高了能效,延长了润滑油及其设备使用寿命,有效地降低了生产成本;其次为保护环境,在野外能生物降解的齿轮润滑油越来越受到关注,这预示着在不久的将来,国内也会产生对此类润滑油的需求。

(上接第133页)

- [14] 沈本刚, 林文华, 赵耀刚. 生物柴油的成分对发动机燃油经济性影响的研究[J]. 石油炼制与化工, 2009, 40(4): 39~42.  
SHEN B G, LIN W H, ZHAO G J. Study on the components of biodiesel fuel as additive to improve the lubrication performance of ultra low sulfur diesel fuel[J]. Petroleum Processing and Petrochemicals, 2009, 40(4): 39~42.
- [15] 陈文华, 沈本刚, 赵耀刚. 以废菜油合成的低硫柴油加氢裂化柴油抗磨添加剂应用效果研究[J]. 石油炼制与化工, 2009, 40(7): 36~39.  
CHEN W H, SHEN B G, ZHAO G J. Study on the lubricity of

### 参考文献

- [1] 徐建平. 生物降解润滑油[J]. 合成润滑油材料, 2002, 26(7): 7~12.  
XU J P. Biodegradable lubricating grease[J]. Synthetic Lubricants, 2002, 26(7): 7~12.
- [2] 张桂华. 新型润滑油配方数据库及选油的开发研制[M]. 大连: 辽宁理工大学, 2002.
- [3] 李威, 文二生, 周慧娟. 合成型液压油在液压油中的性能与应用[J]. 石油商技, 2011, 28(7): 9~10.
- [4] 王成强, 杨惠忠. 合成润滑油制油发展与应用前景[J]. 国际石油经济, 2006, 13(1): 36~38.
- [5] 熊维. 齿轮钢杆传动制造工艺[J]. 机械工程师, 2012(10): 137~138.
- [6] 李俊峰, 陈国良, 冯松. 新型润滑油的现状及发展趋势[J]. 合成润滑油材料, 2005, 29(3): 14~21.  
LI X F, CHEN C X, FENG S. Status and progress of new gear lubricant[J]. Synthetic Lubricants, 2005, 29(3): 14~21.
- [7] 刘洪. 齿轮钢杆传动优化设计研究[J]. 机械传动, 2009, 33(7): 89~94.
- [8] 戴文正, 侯俊坤, 姜德山. 车、园内外齿轮钢杆油的现状及发展趋势[J]. 润滑油, 2006, 13(4): 21~25.  
DAI W Z, HOU J K, JIANG D S. The present status and developing trend of some and some gear oils at home and abroad[J]. Lubricating Oil, 2006, 13(4): 21~25.
- [9] 李彦东, 董海鑫. 可生物降解环保型无灰的高压测量液压油[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 7~10.
- [10] 沈本刚, 文二生. 一种由生物柴油合成型齿轮油的研究及应用[J]. 润滑与密封, 2011, 36(8): 113~116.  
SHEN B G, WU S Z. High performance synthetic gear oil[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(8): 113~116.
- [11] 刘旭英. 新型油性组合成脂的研制与应用. 第二届中国组合成脂及合成润滑油[J]. 当代化工, 2005, 3(5): 11~12.
- [12] 林慧娟. 聚乙二醇润滑油在齿轮钢杆传动中的应用[M]. 上海: 上海交通大学, 2012.

hydrocracked diesel fuel in the presence of antioxidant additive with low acid value synthesized from stearic acid[J]. Petroleum Processing and Petrochemicals, 2009, 40(7): 36~38.

- [13] International Standard Organization. Diesel fuel assessment of lubricity using high-frequency reciprocating rig (HFRR)[S]. ISO 12816-1[S]. ISO 1997.
- [14] 中国石油化工有限公司科技开发部. 柴油润滑油性评定法(南海石化试验标准). 40~70℃(GB 2608)[S]. 北京: 中国石化出版社, 2005, 2764~2776.
- [15] 中国石油化工有限公司科技开发部. 车用柴油, GB 19474-2013[S]. 北京: 中国标准出版社, 2013, 199~207.

## 膜过滤法测试变压器油机械杂质研究

房敏寅 彭伟 邓先敏

(国网上海市电力公司电力科学研究院 上海 200437)

**摘要:**机械杂质是导致变压器绝缘性能下降的主要原因之一。提出膜过滤法测试变压器油机械杂质的方法。研究不同孔径滤膜的测试精度和重复性,选择一种可用于变压器油机械杂质测试的滤膜。实际测试结果表明,微孔滤膜过滤法能分析测试变压器油中的颗粒污染物具有技术可行性;膜过滤法测得的颗粒杂质,除包含机械颗粒污染物外,还可能包含油品氧化产物;用膜过滤法测得的变压器油机械杂质含量与油品的冷却方式和设备(油品)的运行时间有较强的相关性。

**关键词:**变压器油;机械杂质;过滤测试

**中图分类号:** TM626.38 **文献标志码:** B **文章编号:** 1009-0060(2017)03-0028-04

## Determination of Transformer Oil Impurities by Membrane Filtration Method

LI Minxian PENG Wei DENG Xianjin

(Electric Power Research Institute of SMEPC, Shanghai 200437, China)

**Abstract:** Mechanical impurities are one of the main reasons for the decrease of insulation performance of transformer oil. A method of inspecting mechanical impurities in transformer oil by membrane filtration method was proposed. The measurement accuracy and repeatability of different pore size membrane were studied, then a kind of filter for testing the mechanical impurity of transformer oil was selected. The result shows that it is feasible to test and analyze the particulate pollutants in the transformer oil by millipore filter. The impurity particles measured by membrane filtration method may also contain oil decay products besides the mechanical particulate pollutants. There is a strong correlation between the mechanical impurity content measured by using this method and the cooling method and running time of the transformer oil.

**Keywords:** transformer oil; mechanical impurities; filtration test

立式变压器在制造和使用过程中,变压器油中不可避免地存在多种金属或非金属颗粒污染物,例如制造过程中残留的毛刺、铁屑、油漆、焊渣、焊粉等;装配过程进入的粉尘、纤维;正常运行过程中绝缘纸等部件产生的磨粒颗粒;油品氧化产生的油泥类不溶物颗粒等。污染物过高会造成油品绝缘性能下降,甚至引起大型电气设备故障<sup>[1-3]</sup>,是导致故障和安全事故的主要原因之一。因此,及时准确地监测变压器油中的机械杂质,对于保障设备安全具有重要意义。

目前电力行业通常采用激光颗粒计数器、发射光谱分析等手段测试变压器油中的机械杂质。但这些手段需要使用大型的设备,并且需要采集样品送至实验室进行检测。整体测试周期长、耗时、成本高。且由于

信息反馈周期较长,对于维护人员及时采取适当措施进行防护造成不便。本文作者探讨一种快捷、低成本、便捷的方法检测杂质含量测试方法,对现场快速检测杂质含量及形成维修方案,提高工作效率具有一定的实际意义。

目前来源于设备本身制造过程残部的污染物以及机械设备在运行过程中产生的磨粒颗粒。本文作者采用一定孔径的多孔滤膜作为支撑膜,在样品加入膜度稀释膜调节粘度,控制流速,在负压装置中进行磨粒颗粒分离。该方法可快速分离样品中磨粒颗粒并进行定性定量分析。

### 1 实验部分

#### 1.1 实验材料

试验油样取自不同运行年限变压器油。滤膜为耐溶剂中速定量滤纸(杭州特种纸业股份有限公司生产);滤膜为耐溶剂综合型微量微孔滤膜。孔径为0.1~1.2 μm,购自微滤膜中国有限公司。

### 1.2 试验方法

单次过滤量为 60 g, 油样采用石油醚作为溶剂稀释, 然后过滤膜过滤, 溶剂挥发恒定后, 经过滤物微量显微察。其他实验条件等参照 ASTM D4855。

试验仪器为 FEI XL30EPG 扫描电镜 (SEM), 显微镜型号为奥林巴司 BX40。

## 2 滤膜的选择

变压器油中的机械杂质颗粒粒径多分布在 15  $\mu\text{m}$  以下, 目前国内关于润滑油机械杂质测试标准, 仅有 GB/T 511《石油产品和添加剂机械杂质测定法 (重量法)》, 该方法规定的过滤介质为孔径 30~50  $\mu\text{m}$  的中速定量滤纸, 该标准不适用于变压器油中的机械杂质测试。目前微米以下孔径复合材料微孔滤膜的生产技术已相当成熟, 采用微孔滤膜捕捉变压器油中机械杂质成为可能。2 种过滤材料的扫描电镜照片见图 1 和图 2。

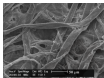


图 1 中速定量滤纸

Fig. 1 Neutral quantitative filter paper

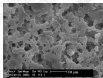


图 2 孔径 0.5  $\mu\text{m}$  的滤膜

Fig. 2 Filter membrane with 0.5  $\mu\text{m}$  of pore size

实验采用 0.1~1.2  $\mu\text{m}$  孔径的 5 种规格滤膜进行精密测试。试验的相对偏差结果见表 1。可以看出, 0.45  $\mu\text{m}$  孔径的滤膜具有较好的测量重复性, 可以用于变压器油的测试。

表 1 各种孔径滤膜的相对偏差

Table 1 Relative deviation of filter membrane with different pore sizes

滤膜孔径 $d/\mu\text{m}$	相对平均偏差 $\omega/\%$	相对标准偏差 $\sigma/\%$
0.1	11.73	39.33
0.3	30	33.6
0.45	12.02	17.37
0.8	16.33	22.21
1.2	22.43	33.56

## 3 变压器油中机械杂质的测试

实验选取了上海地区采集的不同运行工况的 35 个在电变压器油样进行测试, 样品情况见表 2。

表 2 样品对应运行工况

Table 2 Operating conditions of the samples

工 况	样品数
运行时间小于 5 年	12
运行时间 5~10 年	9
运行时间 10~15 年	10
运行时间 15~20 年	10
运行时间大于 20 年	12
冷却方式 ONAF	8
冷却方式 ONAN/ONAF	2
冷却方式 ONAF	6
冷却方式 ONAN	10
冷却方式 ONAN/ONAF	4
额定电压 35 kV	15
额定电压 110 kV	15
额定电压 220 kV	10
额定电压 330 kV	14

### 3.1 运行年限与机械杂质测试结果分析

设备运行年限与机械杂质实测结果的关系见表 3。

从表 3 数据可见, 机械杂质的实测值与设备运行时间正相关。

表 3 不同运行时间的机械杂质含量

Table 3 Mechanical impurities content with different operation period

运行时间	机械杂质含量与分布
<5 年	含量: 2~35 mg/kg (平均 12.88), 其中: <10 mg/kg 的 8 个, 占 66.7%, 10~30 mg/kg 的 4 个, 占 33.3%
5~10 年	含量: 4~30 mg/kg (平均 9.07), 其中: <10 mg/kg 的 8 个, 占 88.9%, 10~30 mg/kg 的 1 个, 占 11.1%
10~15 年	含量: 3~40 mg/kg (平均 18.56), 其中: <10 mg/kg 的 4 个, 占 54.5%, 10~30 mg/kg 的 4 个, 占 54.5%, 30 mg/kg 的 1 个, 占 9.1%
15~20 年	含量: 3~70 mg/kg (平均 23.43), 其中: <10 mg/kg 的 4 个, 占 54.5%, 10~30 mg/kg 的 1 个, 占 9.1%, >30 mg/kg 的 4 个, 占 54.4%
>20 年	含量: 4~87 mg/kg (平均 29.08), 其中: <10 mg/kg 的 3 个, 占 41.7%, 10~30 mg/kg 的 3 个, 占 39%, >30 mg/kg 的 4 个, 占 53.3%

### 3.2 额定电压与机械杂质相关性分析

设备额定电压与机械杂质实测结果的关系见图 3。



图 3 设备额定电压与机械杂质实测结果分布散点图

Fig. 3 Equipment rated voltage vs. mechanical impurity

从实测结果看,基本上 15 kV 和 100 kV 设备的机械杂质含量范围呈现一定程度的离散性。而 250 kV 和 500 kV 设备的机械杂质基本上集中在少于 20 mg/kg 范围内,可能与高压设备的过滤和冷却方式

有关。

### 3.3 冷却方式与机械杂质相关性分析

采用 O/S 方式冷却的 39 台设备中,平均机械杂质的含量为 21 mg/kg,有 19 台设备的机械杂质超过 15 mg/kg (比例为 48.7%);而采用 O/S/O/S 方式冷却的 16 台设备中,平均机械杂质的含量为 12 mg/kg,仅有 3 台设备的机械杂质超过 15 mg/kg (比例为 18.75%)。2 种冷却方式的机械杂质含量的统计分布见图 4 和图 5。



图 4 O/S 冷却方式机械杂质分布图

Fig. 4 Distribution of mechanical impurities in O/S cooling mode



图 5 O/S/O/S 冷却方式机械杂质分布图

Fig. 5 Distribution of mechanical impurities in O/S/O/S cooling mode

### 3.4 针对反压抽油和网路的分析讨论

从机械杂质的实测结果可见:一是最高频次的机械杂质含量集中在 15 mg/kg 附近(此范围率约占总频率的 54.5%);二是绝大部分机械杂质超过 30 mg/kg 的设备(共 12 台)运行时间均在 10 年以上,仅 3 台设备的运行时间不足 10 年;三是机械杂质较高的样品基本上都是来自冷却条件较差的低压设备(仅 1 台 250 kV)。

显微镜观察过滤后的滤渣残留物,根据图片网



测,机械杂质实测值较高的样品,其实际的颗粒物质与机械杂质 10~15 mg/kg 的样品相近,并无明显的增加。结合环境设备运行工况的规律性考虑,可能是因为样品的进出物中,还含有相对量较高的 X-蜡等在电场力作用下形成的不溶性聚合物<sup>[4]</sup>所致。文献[7]研究表明,高温更易形成 X-蜡,而 X-蜡的增加,除了对绝缘强度有影响,往往还可能影响油中的含气量;另外,GB 4006-89 对术语“机械杂质”(Mechanical impurities)定义为:存在于油品中所有不溶于规定溶剂的杂质。因此,将不溶性的油品杂质产物归入机械杂质是有意义的。

文中研究的样品的测试误差标准为 17 mg/kg。根据前述,建议对于变压器油机械杂质的报警值设定在 30~35 mg/kg (约 2 倍标准差),对于超过报警值的样品,应采用显微镜考察颗粒污染物,并加强油中含气量的监测。

#### 4 结论

- (1) 微孔滤膜过滤称重分析测试变压器油中的颗粒污染物具有技术可行性和实际意义。
- (2) 用膜过滤法测得的颗粒杂质,除了机械颗粒污染物外,还可能包含油品杂质产物。
- (3) 用膜过滤法测得的变压器油机械杂质含量与油品的冷却方式和设备(油品)的运行时间有较强的相关性。

#### 参考文献

- [1] DEELAKHARAN S, ESKYENEL M. Micro-discharge from particle in transformer oil[J]. IEEE Transactions on Electrical Insulation, 1978, 11(4): 627-633.
- [2] 石崇海. 变压器油中金属杂质的隐患及处理[J]. 变压器, 2006(3): 44-46.
- [3] Y. Hultén trouble and treatment of metal impurity in transformer oil[J]. Transformer, 2006(3): 64-66.
- [4] 罗国杰. 油处理设备的运用[J]. 润滑与密封, 2009, 28(2): 48-49.
- [5] LIU C S. Application of oil treatment equipment[J]. Lubrication Engineering, 2009, 28(2): 48-49.
- [6] QIAN T H. Comparative study on the impurities content of hydro-processed transformer oil under static condition[J]. Advanced Materials Research, 2012, 421: 178-179.
- [7] LIU W L. Electric purification of transformer oil from mechanical impurities in the direct electric field[J]. J. Chongqing University of Materials, 2002, 3: 187-191.
- [8] 杨敏. 变压器油中的含气性问题[J]. 电力设备, 2009(1): 12-15.
- [9] LIU W L. Gas evolution of transformer oil[J]. Power Equipment, 2009(1): 12-15.
- [10] ARHAN T, JANYAGHIN S. X-ray formation in transformer liquid dielectric[C]// Proceedings of IEEE International Conference on Dielectric Liquids, 2009: 404-405.
- [11] 李树东, 孙成华, 刘小虎. 列车轴衬 W/C 金属颗粒磨损机理及 W/C 小试磨损性能[J]. 北京: 中国科学院力学研究所, 2003.
- [12] ZHANG C, XIE J J, HU C Q, et al. Effects of strength level and loading frequency on very-high-cycle fatigue behavior for a bearing steel[J]. International Journal of Fatigue, 2017, 98: 48-58.
- [13] LIU X Q, XIE J J, HU C Q, et al. Effects of loading condition on very-high-cycle fatigue behavior and dominant variable analysis[J]. Science China Physics, Mechanics & Astronomy, 2018, 61(1): 74-82.
- [14] 陈叶, 陈红红, 周俊. 微孔膜分离油中电力增量选取的讨论[J]. 天津理工大学学报, 1999, 15(3): 35-38.
- [15] CHEN L, CHU Y H, ZHOU J. Discussion on the selection of stress increment in fatigue test[J]. Journal of Tianjin Institute of Technology, 1999, 15(3): 35-38.

(上接第 128 页)

- [8] 王树强, 周树强. 高性能车轴热处理技术[J]. 金属热处理, 2008, 28(8): 31-34.

WANG S Q. Research on axle induction quenching technology[J]. Metal Heat Treatment, 2008, 28(8): 31-34.

- [9] AKSINA M, POKHVALA N. Reliability analysis of Minikamun vehicle axle using probabilistic fracture mechanics[J]. JSMR International Journal, 1999, 76: 773-783.

- [10] AKSINA M, POKHVALA N. Fatigue crack growth simulation and estimation for rolling contact fatigue[J]. Key Engineering Materials, 2000, 22: 133-164.

- [11] AKSINA M, POKHVALA N. Reliability of surface initiated rolling contact fatigue[J]. Wear, 2002, 263: 35-43.

- [12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 金属材料 疲劳试验 数据统计分析与分析方法. GB/T 24316-2009/ISO 12107(S). 北京: 中国标准出版社, 2009.

© 2004 Blackwell Publishing Ltd *Journal of Internal Medicine* 255: 105–112

# 资讯新平台， 媒体新势力



广研传媒



汽车零部件

[www.gprb-jct.com](http://www.gprb-jct.com)



机械与液压

[www.jczyy.com.cn](http://www.jczyy.com.cn)



机械与密封

[www.rhpeil.com.cn](http://www.rhpeil.com.cn)

广研传媒旗下包含三本原创：《机械与液压》、《润滑与密封》、《汽车零部件》、《机械与液压》、《润滑与密封》是中文核心期刊，依托强大的采购力量，广研传媒精心打造行业资讯平台，构筑互联网、移动终端和纸质全媒体矩阵。网络广告部联系电话：020-32385311

