

润滑与密封

LUBRICATION ENGINEERING

2017.07

第42卷 总第111期
www.lysef.com.cn

ISSN 1004-0399
CODEN LYSEF



中国机械工程学会摩擦学分会会刊

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弹性膜片(板)

JINYOU

PTFE材料领军企业

www.jyptfe.com.cn | 021-63348271



RINJILU YU NIEFENG

主 管：中国科学技术协会
主 办：中国机械工程学会
广州机械科学研究所有限公司
编辑出版：《摩擦与密封》编辑部
地 址：广州市黄埔区茅岗路 828 号 (510708)
编 辑 委 员 会
主 编：马应章
副 主 编：张嗣伟 黄 兴
编 委：温诗铸 康发轫 徐滨士 王玉明 谭建钢
廖 勇 (按姓名笔画排列)

ISBN 0154-0050
C.N. 44-1286/111

1000

本刊列入“中国科学引文数据库 (CSCD)”、“西
方数据库——数学引文索引”、“中国核心期刊 (遴选) 数
据库”、“中国期刊全文数据库 (CNKI)”、“中文科技期刊
网”、“美国化学文摘 (C.A.)”、“《美国化学家学会会
刊》 (Royal Society of Chemistry)”、“德文《斯普林格
数据库》 (Springer)”, 亦收录于不同数据库来源, 按时
更新。

疲劳应力对油膜轴承衬套变形的影响	-----	麻 福 王建峰 麻凡宁 麻正平 (84)
浮环弹性变形对浮环轴承副磨特性的影响	-----	王军军 康 洋 岳 琦 寇 浩 魏 冬 孙占辉 (89)
金属存在下聚 α -烯烃基础油氧化安定性结构对比分析	-----	郭英才 曹逸伟 吴 楠 杨宏伟 姚 琳 郭 峰 (95)
聚脲土壤化聚合物油膜及其摩擦学性能研究	-----	刘石金 周文良 徐心磊 陶晓华 杨敏一 (100)

基于正交试验的高压X型密封结构优化	-----	刘涵宇 王泳涛 庄祥航 陈 昊 郭旭东 (106)
基于在线油质监测的海上钻井平台发动机故障报警例	-----	陶 辉 贺石中 (111)
基于有序样品聚类树图理论发动机状态监测研究	-----	刘玉兴 杨 阔 王德永 (117)
喷油提前角对船舶柴油机电气适应“温湿环磨”的影响	-----	曹海强 王 瑞 葛重斌 (121)

薄膜影响下滑动轴承性能分析	-----	寇 建 杨建明 周 石 高成水 邓小文 (125)
高精度凸轮分割器的凸轮轴衬和固定支撑衬的磨削分析	-----	周成伟 (131)
二通旋阀阀体磨削轴承的真空摆动特性	-----	赵会亭 张淑峰 李永春 王红博 胡汉军 曹 玲 胡耀基 (135)

中科院合肥研究院东岳磨削超导复合材料研究方面取得进展	-----	(6)
阿特拉斯·科普柯推出 C200-250 (T50) 系列喷油螺杆机	-----	(13)
新型集团及车智能检测传感器, 可取代复杂激光测量系统	-----	(25)
中科院大在二维材料研究中取得系列进展	-----	(77)
透明可拉伸的钙钛矿式薄膜太阳能电池研制成功	-----	(94)
功能 3D 打印材料研究获系列进展	-----	(116)
中国磨削技术论坛 (2017) 盛大开幕	-----	(140)

《润滑与密封》投稿要求

一、对来稿的要求

1. 标题: 应具有科学性、实用性、逻辑性, 文字准确、通顺、精炼, 重点突出, 稿件应标注题名 (中英文)、摘要及关键词 (中英文)、作者及作者单位 (中英文)、正文、参考文献等, 并附内中图分类号和作者简历, 若该科研成果属国内或国家、部、省级或重大项目, 请附项目名称和编号标注在文后首页的脚注。
2. 文题: 应简洁、简明地反映文章的内容, 符合编制题录、索引和选择关键词等所遵循的原则, 中文题名一般不宜超过 20 个汉字, 英文题名应与中文题名含义一致, 一般不超过 80 个字符。
3. 作者: 应具备下列条件: (1) 参与选题和设计或参与资料的分析和解释者; (2) 起草或修改过中文关键性理论或其中主要内容者; (3) 最终同意该文章发表者。每位论文作者的顺序应在投稿时确定, 在编辑过程中不应再行更改。作者单位应写明全称, 并注明城市和邮政编码。作者简历应标注姓名、性别、出生年、学位、职称、研究方向、邮编。
4. 摘要: 中英文摘要一律采用结构式摘要, 主要包括研究目的、方法、结果和结论 4 部分, 中文摘要 300 字以内, 英文摘要与中文摘要相对应。
5. 关键词: 论著文章一般列 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, 且通用性较

强。

6. 图表: 按正文中出现的先后次序连续编号, 每个图表在文中均应有标注, 并对每幅图表冠以具有自明性的图 (表) 题 (包括中英文), 本刊采用三线表, 表中数据竖线、横线应由专业人士用计算机绘制或绘制, 并对图上不要用于写字, 插图版面布局合理, 图形清晰, 比例适中。

7. 参考文献: 按照 GB 7714-2015 系列顺序编制著录, 按照其在正文中出现的先后顺序用阿拉伯数字加方括号标注, 参考文献中的作者, 1~3 名全部列出, 3 名以上同列前 3 名, 后加“等”或“et al”, 参考文献必须由作者对其原文核对无误, 中文参考文献须提供对应的英文译文, 每篇文章的参考文献应不少于 10 篇。

二、投稿注意事项

1. 本刊只接受网上投稿, 投稿网址: <http://www.cjlpd.com.cn>, 作者修改稿请直接发至邮箱 cjlpd@foxmail.com, 投稿时须提供联系电话、邮编等, 来稿涉及技术保密的应经作者所在单位审核, 并附正式公函。
2. 本刊审稿周期为二个月, 稿件录用情况通过邮件通知作者, 录用稿件同时邮寄正式录用通知书, 审稿进度及录用情况可上网查询 (<http://www.cjlpd.com.cn>)。
3. 本编辑部负责编, 但不编一稿两投, 来稿文责自负, 本刊有权对来稿文字修改、删节, 凡涉及原稿的修改问题请作者考虑。

LUBRICATION ENGINEERING

Monthly

Vol. 42 No. 7 Jul. 2017

Since 1976

Authorities in Charge: China Association for Science and Technology

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

Editor & Publisher: (LUBRICATION ENGINEERING)
Editorial Department

Add: Huangpu, Guangzhou, P.R.China

Editorial Committee

Chairman: GE Shiqiang

Vice Chairmen: ZHANG Suxi HUANG Xing

Advisors: WEN Shiduo XIE Youhai XU Binkui
WANG Yanning LIU Jianbin

Members of Editorial Committee:

WANG Qian	WANG Baolin	WANG Lijun
LIU Kun	YAN Xiang	LI Jun
LI Shu	LI Shaoxi	SHENG Yuyang
ZHANG Yongchen	ZHANG Chunhui	CHEN Gaobo
WANG Jigen	SHAO Tianxin	ZHOU Zhongrong
ZHOU Feng	YAO Pingping	GAO Chenghui
GU Kai	QIAN Lintao	YUAN Chengping
HUANG Ping	PENG Yulong	XIE Xiangping
YU Lie	DAI Zhenlong	Z. Peng

Chief Editor: HE Shichang

Vice Chief Editor: YAN Fei

Editor: LIAO Weibiao LIU Na

Layout Design: DENG Lianjun

Tel: (8620) 32385313

Fax: (8620) 32389600

Web: www.elynd.com.cn

E-mail: elynd@guetf.com

Distributed Range: Distribution at home and abroad

Domestic Distributor: Newspapers and Publications

Board of Guangzhou

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

Post Distribution Code: 46-37

International Code: CN 549

Research and Test

Study on Change Rules of Oil Viscosity Characteristics

Based on Deepening Environment Model -----

CAO Xuepeng ZHOU Zhanqiang WANG Guosheng

ZHANG Gaohong YANG Bin (1)

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

----- SHENG Chenming MIN Changping

ZHANG Yuesi LI Yongsheng (7)

Research on Soft Field Effect of an ECF in Oil-air Lubri-
cation Testing System Based on COMSOL -----

--- SUN Qijun DU Chao CHEN Chaochen (14)

Computational Fluid Dynamics Analysis of a Journal

Bearing with Groove-texture Composite Structure --

----- SU Hua YU Zhixiang (19)

Study on Tribological Properties of Porous $MgAl_2O_4$

Ceramics under Different Lubrication Conditions --

----- FAN Lei JIA Xiangping CHEN Huihui

MA Xianglong CHEN Qing LI Yandong (26)

Stick-slip Analysis of Mechanical Seal -----

REN Shanchuan ZHANG Pengpeng ZHANG Weigang

ZHUANG Sijun DENG Guangping (32)

Study on Frictional Vibration Signal Based on Multifactorial

----- LI Jingming WEI Baizhen DENG Gang (37)

Study on Supporting Characteristics of Flow Distribution

Shaft in a Ball Piston Pump -----

----- LIU Jianbin ZHOU Junjie WEI Chao (43)

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

YANG Yuhong LIU Xianling XIN Zhanchun (48)

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

----- ZHENG Yong ZHANG Sanying (54)

Analysis on Influence Difference of Lubricating Medium
on Tribological Properties -----

----- HE Xia LIAO Weidong WANG Guang

ZHONG Lin LI Hongyan (60)

Approximate Analytic Method on Sealing Capability of Helical Seal for Seal Pressure-Loss Fluid	
..... CHEN Guo SHENG Pengnan (46)	
Rotational Friction Technological Properties of Ion Solidified Layers under Oil Lubrication	
..... LIU Jun CAI Zhendong HU Jiliang PENG Jiefang ZHU Minhan (72)	
Sealing Performance Analysis of a Saddle-shaped Rubber Sealing Ring with an Outside Metal Ring	
..... CHEN Ping WANG Xuebin LI Qipeng ZHOU Shumin (78)	
Effect of Assembly Stress on the Force of Oil Film Bearing Bush	
..... JIA Yang WANG Jianwei WENG Fanning ZHU Zhengping (84)	
Effect of Floating Ring Elastic Deformation on Lubrication Characteristics of Floating Ring Bearing	
..... WANG Junshi KANG Yang QIN Chun ZHANG Hao ZHENG Dong SHI Zhanqun (89)	
Comparative Analysis of Performance and Structure on Thermal Oxidative Degradation of Poly α -Olefin Base Oil in the Presence of Metal	
..... PENG Xiancai FRI Yuesi WU Nan YANG Hongwei TAO Ting GUO Feng (95)	
Synthesis of Vegetable Oil with Bontonic as Catalysts and Its Lubricating Properties	
..... LIU Shijin ZHOU Wenfa XU Xian TAO Dehua YANG Jingqi (100)	

Application and Development	
Structure Optimization of a X-Ring Seal under High Pressure by Orthogonal Array Method	
..... LIU Hongyu WANG Qingping MENG Xiangkai LI Min PENG Xuebing (106)	
Engine Fault Alarm Prediction of Offshore Drilling Platform Based on Online Oil Monitoring	
..... TAO Hai HE Shichang (111)	
Research on Condition Monitoring of Engines Based on Orderly Sample Clustering and Fuzzy Theory	
..... LIU Yaling YANG Chuan WANG Xuebing (117)	
Influence of Injection Timings on Wear of Cylinder Liner-Piston Ring of Marine Diesel Engine	
..... JIA Zhengming WANG Rui GE Jihuan (121)	
Analysis of Journal Bearing Characteristics under the Influence of Varnish	
..... ZHANG Chu YANG Jiaoping LI Shi GAO Qinghui DEENG Xianwen (125)	
Technical Analysis	
Lubrication Analysis of Cam Roller and Taper Support Flank for High Precision Cam Inducers	
..... ZHOU Huanwei (131)	
Characteristics of Vacuum Spring of Multidiscum Double-Solid Lubrication Ball Bearings	
..... ZHANG Yaping ZHANG Kaifeng LI Yongshan WANG Kai HU Hanjun CAO Zhao HU Jiong (135)	

广告刊户索引

上海金由金属材料有限公司	BF16023 封面	温州博恩密封件有限公司	BF16030 插页 6
中国石油化工有限公司	BF17018 封面	河北利顺尔橡塑制品有限公司	BF17019 插页 7
上海莱伯润滑油技术有限公司	BF18014 封二	上海邦安检测工程有限公司	BF16011 目录封面
广州市德迅密封实业有限公司	BF15019 插页 1	重庆中德减速机制造有限公司	BF18039 封三封四
东莞市力昌仪器科技有限公司	BF17003 插页 2	西安海林科工贸有限公司	BF16038 黑白内页 1
西安天厚润滑油技术有限公司	BF17005 插页 3	成都中超润滑科技有限公司	BF17028 黑白内页 3
南通超科技(北京)有限公司	BF17008 插页 4	广州丰光贸易有限公司	BF16028 黑白内页 4
厦门天凯自动化有限公司	BF16002 插页 5		

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.07.003

基于变深环境模型的油液黏度特性变化规律研究^{*}

曹学鹏^{1,2} 周朝强¹ 王官洪¹ 张翠红^{1,2} 杨 彬¹

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

摘要:针对变深环境下油液黏度随温度、压力等环境参数的动态变化的问题,建立变深下以环境压力、海水温度为环境特征参数的变深环境模型,采用“拟合方程”推导油液黏度变化规律模型,通过对 ISO VG 32 与 ISO VG 46 理论结果进行误差分析,得到其最大误差分别为 4.9%、8.4%,验证了该模型的合理性。基于上述模型提出以本因为自变量的油液黏度理论分析模型,揭示油随下潜深度的增加油液黏度随本因快速增加、过渡调整、稳定增加的三阶段动态变化规律。变深环境下油液黏度特性变化规律为本下液压介质的筛选及变深液压设备性能分析奠定了理论基础。

关键词: 变深环境; 环境模型; 黏度特性; 变化规律; 性能预测

中图分类号: TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150 (2017) 07-0003-06

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

CAO Xuepeng^{1,2} ZHOU Zhaoqiang¹ WANG Guanhong¹ ZHANG Cuihong^{1,2} YANG Bin¹

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

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

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

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

动技术在海洋开发领域中的应用提出了更高的要求。液压油作为液压系统能量传递的载体,其物理特性之一的黏度对环境变化非常敏感,尤其在变深条件下,随海水的压力、密度、温度、盐度等环境参数的改变而产生较大变化。针对环境因素对油液黏度特性的作用规律,国内外学者进行了一定研究。美国 Georgia Institute of Technology 的 RAB 与荷兰 Delft University of Technology 的 ROELANDS 等均提出了变深变压下液压油黏度修正模型,用于预测液压油黏度特性随环境温度、压力的变化规律^[2-4];中国北方车辆研究所的宋超武等^[5]提出了基专用液压油黏度与温度的经验公

^{*} 基金项目: 国家自然科学基金项目 (51505008); 国家高技术研究发展计划 (863 计划) 项目 (2012AA090304); 陕西省自然科学基金项目 (2017J05003)。

收稿日期: 2016-10-11

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

式,推导了温度在压力、温度综合作用下的函数关系;空军工程大学李本海等^[2]对液压温度度与压力、温度之间的数学模型进行了综述。国内外研究结果的表明,温度与压力的变化对液压温度特性产生重要影响,但对液压温度迁移规律的研究多建立在实验条件下,未涉及特定环境,尤其变深环境对液压介质的特性的作用规律。

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

1 变深环境模型

1.1 水下环境压力

水下环境压力包括海水自重产生的压力、大气压力 p_a 及水下设备与浮筒相对运动所产生的动态压力。当水深 $h=1\,000\text{ m}$ 时水下环境压力^[3]可表示为

$$p_d(k)=p_a+p_w\rho gh+\frac{1}{2}\rho v^2\left[1-\left(\frac{v}{c}\right)^2\right] \quad (1)$$

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

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

$$p_d(k)=p_a+p_w\rho gh \quad (2)$$

1.2 水下环境温度

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

$$t_i(k)=\begin{cases} 1.96\times 10^{-4}k^3-1.02\times 10^{-3}k^2+2.59\times 10^{-2}+28.17 & k\in(0,430) \\ 9.332k^{-1.44}+8.522 & k\in(430,7\,000) \end{cases} \quad (3)$$

式中: $i=1,2$ 。

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

3\,000 m处相对误差较大,最大为4.2%,模型总体合理,可较为准确地预测不同深度下的海水温度。

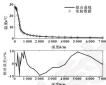


图1 热带海水温度垂直分布曲线及相对误差图

Fig.1 Tropical distribution curve and relative error map of seawater temperature

1.3 水下环境模型

联立式(1)~(3),可得0~7\,000 m水深范围内变深环境模型:

$$S(k)=\begin{cases} p_d(k), t_i(k) & k\in(0,430) \\ p_d(k), t_i(k) & k\in(430,1\,000) \\ p_d(k), t_i(k) & k\in(1\,000,7\,000) \end{cases} \quad (4)$$

可知,不同海层对应不同的水下环境压力和海水温度模型,对液压介质的影响亦不同。

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



图2 变深下环境压力、海水温度动态变化曲线

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

由图 2 可知, 下潜深度增加, 海水温度呈非线性下降, 下降过程分为快速下降、降幅减缓、缓慢下降 3 个阶段。相应区间分别为 0~430 m、430~1 500 m、1 500~7 000 m, 温度首先从 28 ℃快速降至 6 ℃, 此后降幅减缓, 逐渐降至 2.2 ℃, 最后缓慢减少至 1 ℃, 平均降幅幅度分别为每百米 4.2、0.56、0.027 ℃。海水压力总体呈线性增加, 同时计算表明动态压力与海水自身压力相比很小, 仅在浅水区需予以考虑。

表 1 复合条件下常用粘度计算模型

Table 1 Common viscosity model under compound condition

模型名	数学模型	适用范围
ROBLANDER ^[16]	$\frac{\ln \mu + 1.2}{\ln \mu_0 + 1.2} = \left(\frac{k_0 + 139}{t + 139} \right)^2 \left(1 + \frac{p}{21000} \right)$	温度高, 参数难确定
CHENG & STEINLICH ^[17]	$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p + \frac{R}{t}) = \frac{R}{k_0} + \frac{R}{k_1 t}$	参数不易确定, 使用少
Al-Badriyah ^[18]	$\mu_0 = \mu_0 \exp B(p - 34.7)$	用于低温高压的原油
Vogel & Bass ^[19]	$\mu = k \exp \left[\frac{R}{t + C} \right] \exp(\alpha p)$	形式简单, 使用广泛

Vogel 方程与 Bass 方程分别仅考虑温度、压力对粘度的影响, 两者的综合方程形式简单, 参数易确定, 被广泛应用于工程计算与数值分析中, 独立方程^[20]如下:

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

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

为提高综合方程计算精度, 采用“模态叠加”, 即以 Bass 方程为基础, 考虑温度与压力对粘度的综合影响^[21],

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

进而得到温度与压力共同作用下的动态粘度系数方程:

$$\alpha(p, t) = \frac{\ln \mu - \ln \mu_0}{p - p_0} = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_2 t + (k_1 + k_2)p} \quad (8)$$

式中: α_1 、 α_2 、 k_1 、 k_2 均为相应参数; p_0 为大气压力; p 单位为 MPa, t 单位为 ℃。

综上所述, Vogel 与 Bass 油液粘度迁移规律模型可进一步表示为

2 变深下油液粘度迁移规律模型

2.1 油液粘度迁移规律

2.1.1 油液粘度迁移规律模型

对于变深变压条件下油液粘度的变化规律, 前人基于经验与理论推导提出了许多数学模型, 其中部分常用模型如表 1 所示。表 1 中, α 、 β 、 γ 、 R 、 S 、 Z 、 C 、 k 、 B 为相应参数; p_0 为大气压下半质粘度; a 为膨胀系数。

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

2.1.2 油液粘度迁移规律模型验证

油液粘度迁移规律模型是对油液粘度特性的变深迁移规律进行分析的基础。采用 ISO VG 32 号油 (美孚油 2 ES 32) 与 ISO VG 46 号油 (ATF 93L XL 46) 对其粘度进行验证。不同条件下油液粘度^[22]如表 2 所示。采用待定系数法, 将表 2 数据代入式 (5) 与式 (6), 获得方程参数如表 3 所示。将表 3 参数代入油液粘度迁移规律模型, 获得温度、压力两环境参数变化时的油液粘度。其实验数据与拟合数据对比图、相对误差图如图 3—4 所示。可知, 实验数据与油液粘度迁移规律曲线重合度高, 不同温度变压下 2 种油液误差分布为: VG 32 号油拟合数据相对误差主要在 (-0.069, 0.023) 范围内浮动, 位于 (47.7 ℃, 33.5 MPa) 处的数据误差最大, 为 0.069; 而 VG 46 号油拟合数据相对误差主要在 (-0.082, 0.084) 范围内浮动, 位于 (20 ℃, 169.4 MPa) 处的数据误差最大, 达 0.084。综上所述, 油液粘度迁移规律模型合理, 经计算获得的参数准确, 可较为准确地预测油液粘度迁移规律。

表2 VC32号油与VC46号油粘度实验数据
Table 2 The experimental data of VC32 and VC46

油品	温度 $t/^\circ\text{C}$	压力 p/MPa	粘度 $\eta/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	油品	温度 $t/^\circ\text{C}$	压力 p/MPa	粘度 $\eta/(\text{mPa} \cdot \text{s})$
VC 32	26.4	0.1	84.3	VC46	26	0.1	88.87
		0.50	208			0.50	233
		207	872			0.14	467
		275	1 213			109.2	900
		333	2 750			165.6	2 500
		420	6 333			231.2	6 533
	47.7	0.1	24.3		46.2	0.1	80.2
		0.1	55			0.50	162
		0.50	131			133.6	373
		2.03	298			235.6	800
		3.54	872			332.6	1 467
		420	1 333			568.7	2 132
VC 46	76.9	0.1	70.9		76.7	0.1	82.09
		0.12	26			0.14	79
		2.1	77			0.31.2	78.7
		307	182			373.7	1 200
		398	307			472.8	2 750
		434	420			570.9	3 900

表3 V_{ogel} 方程及膨胀系数方程参数

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

油品	$B/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	$B_0/^\circ\text{C}$	$C/^\circ\text{C}$	a_p/MPa	$a_p/(\text{MPa} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	k_1	$k_2/^\circ\text{C}^{-1}$
VC 32	0.004 96	1 710.9	332.7	71.76	0.003 9	0.003 32	3.37×10^{-4}
VC 46	0.002 96	1 333.6	166.3	39.72	0.009 1	0.006 58	2.24×10^{-4}



图3 变环境参数下油液粘度变化曲线

Fig.3 Viscosity curves of oils under variable environmental parameters

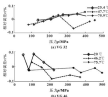


图4 油液粘度拟合数据相对误差

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

2.2 定深下油液黏度迁移规律模型

定深下油液黏度特性的迁移规律模型:

建立变深环境模型与油液动态变化模型, 获得变

$$\mu(k) = \begin{cases} \mu(p_e(k), t_d(k)) & k = (0, 430) \\ \mu(p_e(k), t_d(k)) & k = (430, 1\,000) \\ \mu(p_e(k), t_d(k)) & k = (1\,000, 7\,000) \end{cases} \quad (10)$$

当水下某各位于某一海层, 例如位于 1 000~7 000 m 时, 其油液黏度迁移规律模型具体表达式为

$$\mu = K \exp\left(\frac{R}{\alpha_0 3376^{-0.0001} + 0.522 \alpha + c}\right) \cdot \exp\left(\frac{\rho_e + \rho_g k}{\alpha_0 + \alpha_1(\alpha_2 3376^{-0.0001} + 0.522 \alpha) + [\alpha_3 + \alpha_4(\alpha_2 3376^{-0.0001} + 0.522 \alpha)](\rho_e + \rho_g k)}\right) \quad (11)$$

将变深 k 及其他 7 个常数参数代入上述方程, 可得到油液黏度在此海层的变化规律。

3 油液黏度特性的变深迁移规律

YC 32 号油初始黏度低, 黏温、耐压特性好, 在水下拥有更广的应用空间。将其参数代入变深下油液黏度特性的迁移规律模型, 获得规律如图 5 所示。



图 5 变深下 YC 32 号油黏度变化曲线

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

由图 5 可知, 油液黏度随水深增加呈非线性增大。变深下黏度特性变化规律总体可分为 3 个阶段, 即快速增长、过渡调整、稳定增加。相应区间分别为 0~430 m、430~1 000 m、1 000~7 000 m。第一阶段黏度从 47.3 mPa·s 增加至 161.1 mPa·s, 增幅较大, 平均增幅为每百米 12.7 mPa·s。第二阶段黏度增加 180.3 mPa·s, 但增幅逐渐减小, 平均增幅为每百米 7.8 mPa·s。第三阶段黏度从 180.3 mPa·s 增加至 471.3 mPa·s, 增幅平稳, 平均增幅为每百米 5.2 mPa·s。

油液黏度的变化幅度受环境压力与海水温度的影响。在不同的海层, 分别改变单一环境变量, 黏度变化曲线如图 6 所示。第一阶段定压变温条件下黏度增量为 50.8 mPa·s, 而定温变压条件下黏度增量为 4.25 mPa·s。此水域海水温度对黏度的影响远大于环

境压力对黏度的影响, 对黏度变化起主导作用。而第三阶段环境压力对黏度的影响远大于海水温度对黏度的影响, 对黏度变化起主导作用。油液黏度随环境压力的增加呈线性增长, 第二阶段定压变温条件下黏度增量为 50.8 mPa·s, 而定温变压条件下黏度增量为 4.25 mPa·s。虽然海水温度对黏度的影响仍大于环境压力对黏度的影响, 但由图 6 (b) 可知, 海水温度对黏度的影响逐渐减弱, 而定压时黏度的增幅保持不变。由第二阶段进入第三阶段, 环境压力逐渐替代海水温度成为影响黏度的主要因素。综上所述, 油液黏度呈现不同变化规律主要是由环境压力与海水温度随水深不同所致, 主要影响因素随水深的不同而变化。

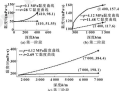


图 6 单一环境变量变化黏度增长曲线

Fig. 6 Viscosity growth curves under single environmental variable

4 结论

(1) 建立了以水深为自变量, 环境参数海水温度与环境压力为因变量的变深环境模型, 通过实例数据验证了水下环境温度模型的合理性, 揭示了环境参数随水深规律的变化规律。为油液黏度特性的变深迁移规律分析打下基础。

(2) 采用“微态方程”推导了变温变压条件下

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

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

参考文献

- [1] 曹宇刚,王铁刚,李斌.深远海液压动力源发展现状及其发展趋势[J].海洋通报,2010,29(4):466-471.
CAO Y G, WANG X J, DENG B, et al. The development status and key technologies of deep-sea hydraulic power source[J]. Marine Science Bulletin, 2010, 29(4): 466-471.
- [2] BAIK H, BAEY C, JOHNSONMARS N, et al. An improved viscosity correlation for viscosity at high pressure[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Technology, 2011, 227(9): 1056-1060.
- [3] VERONE P, BAIN R. Classical EHL versus quantitative EHL: A perspective part I—Real viscosity-pressure dependence and the viscosity-pressure coefficient for predicting film thickness[J]. Tribology Letters, 2004, 34(1): 1-12.
- [4] BOWLAND C J A. Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils[J]. Trib. Trans.,

1968, University of Technology, 1968.

- [5] 宋纪刚, 荆忠波, 王大江. 军海装备用中压液压油油的试验与分析[J]. 兵工学报(坦克装甲车与发动机分册), 2000(3): 42-43.
SONG J G, JING C B, WANG D J. The experiments and analysis of hydraulic oil in armored caterpillar[J]. Acta Armamentaria, 2000(3): 42-43.
- [6] 李永刚, 荆忠波, 曹文强. 军海装备用液压油特性与密封机理[J]. 机床与液压, 2011, 39(1): 168-169.
LI Y L, JING X J, CAO W Q, et al. Physical characteristics modeling of hydraulic medium[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(1): 168-169.
- [7] 李纪刚. 潜艇特殊设备液压系统的压力补偿研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [8] 叶文海. 物理海洋学[M]. 青岛: 青岛海洋大学出版社, 1990.
- [9] CHENG H S, STEINBERG R. A numerical solution for the pressure, temperature, and film thickness between two infinitely long, lubricated rolling and sliding cylinders, under heavy load[J]. Journal of Basic Engineering, 1963, 85(7): 699-704.
- [10] HAMM H T, HAMMILLAM A. An improved viscosity-temperature correlation for crude oils[J]. Petroleum Science and Technology, 2003, 21(11/12): 1625-1630.
- [11] CHEN F W, SCHUBERT A, BUCKLE R, et al. Viscosity-pressure-temperature behaviour of mineral and synthetic oils[J]. Journal of Synthetic Lubrication, 2001, 14(1): 51-79.
- [12] VERONE P, BAIN R. Classical EHL versus quantitative EHL: a perspective Part I—Real viscosity-pressure dependence and the viscosity-pressure coefficient for predicting film thickness[J]. Tribology Letters, 2004, 34(1): 1-12.

中科院合肥研究院在石墨填充导热复合材料研究方面取得进展

中国科学院合肥物质科学研究院先进制造技术研究所研究员王纪杰课题组向稀少量石墨与聚二甲亚砜(PDMS)混合,从微观与PDMS导热性能的研究思路,并与强磁场科学中心方军强团队合作,在 10 T 强磁场设备下制备出各向异性的石墨-PDMS 复合材料。该课题组的研究结果表明,石墨在强磁场下的取向可以显著地提升 PDMS 的导热率。

PDMS 作为高分子有机硅聚合物的一种,具有高光学透明度、化学惰性、无毒、非易燃等特性,广泛应用于生物固体的电表现、微流体装置以及柔性电子设备等各个领域。然而 PDMS 的低导热率严重制约了它的应用功能。近年来,科研人员持续探索通过填充高热导率填料以提高聚合物导热性能的方法。然而很难在保证聚合物本身的柔韧性等优势的前提下大幅度地提升聚合物的导热性能。

该课题组选用石墨(室温下导热率可高达 2 000 W/(m·K))作为导热填料,与 PDMS 基体混合均匀后,在 10 T 强磁场下使石墨发生取向形成各向异性的结构。从而有效地提升 PDMS 的导热性能。研究结果表明,在石墨颗粒填充浓度为 1% 的情况下,各向异性石墨/PDMS 的导热率比纯 PDMS 材料高出 174%。并且,在如此低的石墨填充浓度下,PDMS 可以保持其良好的柔韧性和生物相容性。该研究提出的在强磁场下使石墨发生取向形成各向异性结构的方法,可以有效提升复合材料的导热率,具有良好的应用前景。

(来源:中国科学院合肥物质科学研究院)

颗粒污染物对润滑油抗磨性能的影响试验研究^{*}

盛昌兴^{1,2} 宁朝雄¹ 张亚人¹ 李永生¹

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

摘要:针对船用柴油机油污染可能受到的颗粒污染因素,选取铜、铁、硅3种固体颗粒污染物,研究润滑油在不同浓度、不同颗粒大小的颗粒污染物影响下的抗磨性能变化。试验采用四球摩擦磨损试验机对润滑油摩擦性能,通过显微镜、在线光谱仪分析钢球表面磨痕及其表面磨粒形貌特征。探讨船用柴油机油污染颗粒对其抗磨性能的影响规律。结果表明,不同污染物颗粒对润滑油抗磨性能影响效果明显差异,低浓度铜铁和颗粒起到了减轻磨痕的作用,但浓度达到一定值时,润滑油性能发生突变,抗磨性能变差;铁质的颗粒颗粒含量低时其对润滑油抗磨性能影响很小,但浓度达到一定值时,润滑油抗磨性能恶化;高硬度硅颗粒具有明显的冲刷作用,导致润滑油膜直接破裂,加剧磨痕。

关键词:润滑油;抗磨性;颗粒污染物;摩擦副

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0602(2017) 07-002-07

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

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

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

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

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

机器设备运行时,润滑油中的颗粒污染物是影响

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

关于润滑油中颗粒污染物的影响,许多学者都进行了基础理论和实践应用方面的研究^[1-4],同时还研究了润滑油中固体颗粒的分布方法以及固体颗粒与油膜承载能力之间的关系^[5-6]。但关于润滑油中颗粒污

* 基金项目:湖北省高层次人才引进计划项目(鄂科技通[2012] 66号);长江武汉航道局科技项目。

收稿日期:2017-04-07

作者简介:盛昌兴(1989-),男,博士,教授,博士生导师,研究方向为状态监测与故障诊断、油液分析与摩擦磨损。E-mail: scx1989@126.com

污染物对润滑油抗磨性能影响的研究。目前尚未见到相关报道。本文旨在针对船用柴油机润滑油可能受到的颗粒污染因素,研究润滑油在颗粒污染物影响下抗磨性能的变化情况。试验选取的润滑油固体颗粒污染物为铜、铁、硅3种颗粒。在实际工况中,柴油机以优质润滑油为主,但有可能存在软硬不同的颗粒夹杂在其中。因此选用具有硬度代表性的硅颗粒和铜制颗粒作对比试验。在相同工况、不同颗粒浓度及颗粒大小的情况下,通过四球机试验测量摩擦因数、试球磨损程度、磨斑大小、表面形貌来进一步分析润滑油的抗磨性能变化规律。

1 试验部分

1.1 油样制备

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

表1 含颗粒污染物润滑油试样的制备

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

试验	污染物	浓度浓度 ω ($\mu\text{g} \cdot (\text{mL})^{-1}$)	颗粒大小 $d/\mu\text{m}$
第1组	无	0	0
第2组	铁颗粒	0.05	100
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100
第3组	铁颗粒	0.05	200
		0.05	200
		0.1	200
		0.2	200
第4组	铁颗粒	0.05	300
		0.05	300
		0.1	300
		0.2	300
第5组	铜颗粒	0.05	100
		0.05	100
		0.1	100
		0.2	100
第6组	硅颗粒	0.05	100
		0.1	100
		0.2	100

1.2 试验条件的确定

通过润滑油承载能力测试结果,该润滑油在转速

为1450 r/min、载荷为800 N时,40 s就会发生卡咬现象。随着油膜破裂,载荷过大会导致试球过度磨损,不能有效获取信息;而载荷过小时,试球未能发生卡咬,试球摩擦表面信息不明显,不利于信息的获取。因此,选取载荷时要既能保证试球正常摩擦磨损过程又要防止试球的过度磨损。基于润滑油承载能力测试结果,设定试验转速为1000 r/min,时间为3 h,载荷为400 N。在四球摩擦磨损试验机的规定负荷下,控制试验机保持转速恒定,并维持润滑油的温度恒定。每组试验重复三次,取平均值。

1.3 试验设备及方法

试验采用的设备如图1所示。试验设备与国标试验对比:(1)各级试验工况载荷、转速相同,为试验数据对比提供统一的标准量;(2)工作时间由国标试验的10 h增加至3 h;(3)增加磨粒监测系统,如图1所示。磨粒监测系统内置光电罩,用2根橡胶软管与四球机的油盆相连接,利用两软管使油盆内润滑油不断循环,连接罩的入口端橡胶管端部浸入油盆底部,便于全部润滑油以及污染物颗粒进入循环。磨粒监测系统可实时监测内部滤芯润滑油内颗粒浓度状态,为监测试球磨损情况提供更可靠依据。



图1 四球摩擦磨损试验机与在线磨粒检测仪

Fig. 1 Four-ball friction and wear tester and the online磨粒检测仪

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

2 试验结果与分析

2.1 磨粒污染对摩擦因数的影响

2.1.1 不同磨粒污染物的摩擦因数变化趋势

图2示出了无外加污染物颗粒的边界润滑状态下正常润滑油摩擦因数的磨前阶段及磨合曲线。在0~2 h摩擦因数呈上升趋势,为磨合期。该阶段是摩擦副表面相互作用的初期阶段。由于磨斑作用,摩擦副表

触表面面积逐渐增大。当运行一段时间后, 摩擦因数变化逐渐平缓, 经过良好磨合后, 进入稳定磨合阶段, 即正常磨损期。此后摩擦表面已磨合良好, 磨损进入稳定期, 磨损稳定期间摩擦因数为 0.135。因此试验是进行润滑油抗磨性能研究, 所以试验并没有刻意刻意磨损 (下列试验过程皆为正常磨损阶段)。由于施加载荷较小, 试验期间启动磨损试验处于边界磨损状态。

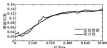


图2 润滑油无污染物时摩擦因数

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

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

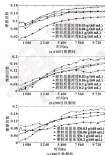


图3 润滑油中铁粉颗粒尺寸及含量对摩擦因数的影响

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

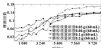


图4 润滑油中 100 目磨料颗粒含量对摩擦因数的影响

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

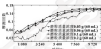


图5 润滑油中 100 目硅粉含量对摩擦因数的影响

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

从图 3 (a) 可见, 铁粉颗粒大小为 100 目时, 不同铁粉含量润滑油的摩擦因数在 0~2 k 为上升趋势, 此时为试球磨合期。随着表面粗糙程度的下降以及表面润滑油膜的形成, 摩擦表面进入正常磨损期, 1~3 k 摩擦稳定, 摩擦因数达到稳定值。图中磨料质量浓度为 0.05 g/(60 mL) 时摩擦因数略低与其他浓度明显不同, 经过试验验证, 主要原因是摩擦因数的传感器工作间隔时间不同, 导致开始工作时的初始应力的差异, 结果不影响摩擦因数走势以及稳定时摩擦因数。该试验影响可忽略不计。

图 3~5 中摩擦因数在 2 k 后摩擦因数均达到稳定。图 4 中 100 目磨料颗粒质量浓度 0.2 g/(60 mL) 时, 稳定摩擦因数最大为 0.142; 其他组别稳定摩擦因数基本在同一等量级。试验初期略有波动影响以及磨油中磨料浓度等影响, 导致试验前测数据波动较大, 但结果在可控范围之内。图 5 中, 使用 4 种不同浓度硅粉污染物的润滑油进行 2 k 试验后稳定摩擦因数均为 0.14 左右; 不同磨料浓度时摩擦因数变化趋势吻合。试验最大质量浓度 0.2 g/(60 mL) 时摩擦因数略低于其他浓度值, 这可能是因为达到一定浓度时磨料颗粒导致摩擦因数降低。

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

时其摩擦因数低于无添加矿物油时的摩擦因数,此时铁粉润滑剂磨效明显。根据摩擦学原理,铁粉硬度与试球硬度相近,低硬度的金属颗粒起到了一定的润滑作用,减轻了边界润滑油膜的润滑作用,润滑油的抗磨性能未被破坏。图3(a)中,当200目铁粉磨粒质量浓度为 0.03 g/(60 mL) 时的摩擦因数稳定值为 0.117 ,略低于100目、300目铁粉磨粒的摩擦因数。在此浓度下磨粒越小时油膜作用越差,润滑减摩作用越明显。

根据铁粉莫氏硬度表可知,制铁粉的莫氏硬度在 $2.5\sim 3$,硬度远小于试球的硬度,且磨粒的形状和边缘影响磨粒的磨削。制铁粉质地非常的柔软表面光滑,并且一定量的低硬度制铁粉粒,在相互摩擦的表

面有一定缓冲作用,对润滑油抗磨性影响很小,如图4所示。

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

2.1.2 铁粉磨粒尺寸对稳定摩擦因数的影响

根据实验结果,整理得到不同铁粉磨粒尺寸及含量润滑油的稳定摩擦因数,如表2所示。

表2 不同铁粉颗粒尺寸及含量润滑油的稳定摩擦因数

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

铁粉尺寸	稳定摩擦因数			
	0.03 g/(60 mL)	0.06 g/(60 mL)	0.1 g/(60 mL)	0.2 g/(60 mL)
100目	0.121	0.124	0.103	0.117
200目	0.121	0.124	0.103	0.103
300目	0.117	0.122	0.104	0.104

由表2知,目数越大,磨粒越小,100目、200目、300目铁粉在添加质量浓度为 0.03 g/(60 mL) 时,摩擦因数几乎相同,并且低于无添加磨粒润滑油的稳定摩擦因数 0.135 ,即微量铁粉磨粒没有加剧摩擦,反而起到了一定的减摩作用。其他浓度时摩擦因数均大于无添加磨粒润滑油的稳定摩擦因数,试验中均靠磨粒起到了加剧摩擦的作用。摩擦因数随浓度的增加达到峰值。并且当铁粉磨粒越小,当浓度磨粒需要更高浓度才能达到其摩擦因数峰值。当铁粉为100目时,质量浓度为 0.06 g/(60 mL) ;当铁粉为

200目时,质量浓度为 0.1 g/(60 mL) ;当铁粉为300目时,质量浓度为 0.2 g/(60 mL) 。当铁粉达到一定浓度时,铁粉会发生“团聚”,团聚的铁粉尺寸变大,影响润滑油膜的形成。图6示出了质量浓度为 0.06 g/(60 mL) 的100目铁粉时快速仪拍摄的图片。设定截图间隔时间为 1 min ,图6中选取时间分别为30、60、100 min,可以看出,30 min时磨粒较少,分布较为分散;随着截图时间的延长,润滑油温度升高,磨粒增多,磨粒加剧,60 min时磨粒增加;当试验机运行100 min时,磨粒开始“团聚”。



图6 100目铁粉润滑油在线拍照图

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

2.1.3 不同颗粒污染物对稳定摩擦副的影响

不同颗粒含量润滑油的稳定摩擦系数如表3所示。不同种类颗粒污染物中,由于铜的硬度低,铜粉在低速度情况下,对润滑油抗磨性能作用效果差。硅颗粒的硬度较高。研究表明,磨料硬度与摩擦副硬

度差值大于1.3时,就是典型的磨粒磨削,可直接破坏形成的油膜,对润滑油有明显的破坏作用。硬质的硅颗粒所引起的磨损有刮擦般的迹象,导致表面划痕明显。如图7所示,20 min后测试器侧窗玻璃粉明显增加且部分颗粒较大。

表3 不同颗粒含量润滑油的稳定摩擦系数

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

颗粒	稳定摩擦系数			
	0.05 g/(60 mL)	0.08 g/(60 mL)	0.1 g/(60 mL)	0.2 g/(60 mL)
铜粉 200 目	0.136	0.139	0.141	0.162
铁粉 200 目	0.121	0.174	0.191	0.347
硅粉 200 目	0.138	0.163	0.160	0.198



(a) 10 min后 (b) 20 min后

图7 硅颗粒润滑油表面磨损图

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

2.2 颗粒污染物对磨损的影响

不同工况下试球磨损程度、磨损类型不同。试验采用光学显微镜对不同工况下磨痕表面形貌进行拍摄。

分析。结果见表4,其中润滑油中磨粒质量浓度均为0.1 g/(60 mL)。

表4 不同工况试球磨损表面形貌

Table 4 The friction surface morphology in different working conditions







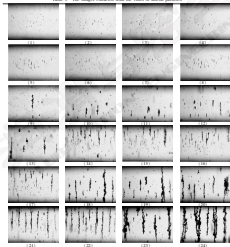
不同工况下试球表面形貌 (四倍放大倍数不同)	平均直径	特征	不同工况下试球表面形貌 (四倍放大倍数不同)	平均直径	特征
	0.001 mm	网络磨痕,表面有极少条痕,各点试球磨痕均匀,磨痕很浅		0.002 mm	磨痕较深且网络较大,磨痕表面面积大
	0.003 mm	网络磨痕		0.006 mm	网络磨痕,表面磨痕较粗,表面深犁沟较少,磨痕间相对光滑
	0.005 mm	磨痕较深,较少,磨痕表面细小		0.013 mm	网络磨痕,表面磨痕较深,犁沟,磨痕明显
(a) 100倍			(a) 100倍		
(b) 200倍			(b) 200倍		
(c) 400倍			(c) 400倍		

表4中试球磨痕部分的表面形貌、磨痕尺寸大小、磨痕程度与冲蚀次数验证值规律基本吻合,冲蚀次数越大,磨痕表面积越大,磨痕程度也越严重,润滑油抗磨性能越低。在此浓度条件下,磨痕程度远小于试球硬度,试球磨痕较小,表面形貌较为平滑,磨痕导致的磨粒磨痕较少,表面磨痕较细,表面划痕较为少,接触面相对光滑。铁粉磨粒导致的磨痕较深,磨痕表面积大于铜粉磨粒的表面积。硅粉颗粒硬度远大于试球硬度,属于典型的磨粒磨痕。表面有多条划痕,磨痕明显。润滑油抗磨性能可从磨痕尺寸与表面粗糙程度直观呈现。

表5 硅粉颗粒视频中提取的图像

Table 5 The images extracted from the video of silicon particles



注:每个图像画面中的横纵实际尺寸为 $1.5\text{ mm}\times 1\text{ mm}$ 。

2.3 磨痕形貌相对磨粒颗粒的影响

供谱仪在线监测分析技术主要应用于监测润滑油中的磨粒颗粒。试验选择硅粉颗粒质量浓度为 0.2 g/(60 mL) 的润滑油进行分析。根据显微图像、磨痕深度以及磨粒大小数据发现试球磨痕规律。从而进一步分析润滑油在高硬度污染物下抗磨性能变化。记录时间为 7 帧/min 。

表5给出了润滑油中污染物为 100 目 硅粉颗粒时的供谱仪记录图像。硅粉颗粒质量浓度为 0.2 g/(60 mL) ,记录时间为 3 h ,选取相同时间间隔图像。

图(1)至图(3)中有少量硅颗粒。硅颗粒为非金属物质,不受铁谱仪磁性影响,随着铁谱仪启动,润滑油开始流动,硅颗粒逐渐分布均匀。开始时试球磨损量微小,油液中磨损金属颗粒较少;随着试验时间的增加,油液中出现少量的大磨粒。试球磨损加剧。在铁谱仪磁芯的作用下一些细长的片状磨粒开始聚集。由于硅颗粒硬度远大于试球硬度,油液中逐渐出现大量的切削磨粒。有大尺寸磨粒时也有小尺寸的。图(18)至图(24)中的磨粒迅速增加,油液中的硅颗粒杂质导致磨损加剧。

3 结论

试验研究不同浓度、不同颗粒大小的铁颗粒、铜颗粒、硅颗粒存在了润滑油润滑油中时启动的磨损过程。通过显微镜、铁谱仪分析试球表面磨痕及其表面磨痕形貌特征,并讨论与润滑油润滑油污染物对其抗磨性的影响现象。结果表明:不同污染物颗粒对润滑油抗磨性作用效果有明显差异,铁粉在低浓度下起到了减磨减损的作用,但浓度达到一定值时,润滑油性能发生劣变。抗磨性能劣变:铁质的铜粉颗粒,在低浓度条件下,对试球磨损磨痕作用很小,但浓度达到一定值时,试球磨损加剧,润滑油抗磨性能劣变;高硬度硅颗粒具有明显的减损作用,导致润滑油表面破裂,加剧磨损。

参考文献

[1] 袁成海.磨痕过程中的磨粒表面和磨痕表面特征及其相互关系研究[D].武汉:武汉理工大学,2008.

- [2] 吕伟,张林林,周文海,等.基于超声波传感器的润滑油颗粒在线监测系统研究[J].机床与液压,2006,44(7):73-78.
- [3] C,2005NC P L,30 D H, et al Research on online monitoring system for oil wear debris based on ultrasonic sensor[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006, 44(7):73-78.
- [4] 袁成海.润滑油抗磨颗粒污染物对摩擦环-刮油刮屑性能影响的研究[D].昆明:昆明理工大学,2008.
- [5] 史俊峰,高立杰,董一帆.磨粒直读光谱技术设备检测磨粒态监测网络的应用[J].润滑与密封,2003,28(3):179-183.
- [6] A F,400 L J, J L Y N C T F. Application of direct wear debris laser imaging techniques in lubrication state monitoring for Equipment[J]. Lubrication Engineering, 2003, 40(3): 179-183.
- [7] 洪永强,郑斌.润滑油大磨粒成分分析方法研究[J].军民两用技术与产品,2018(14):178-179.
- [8] 黄逸华,陈伟,周时.车铣复合分析技术对润滑油表面氧化痕变中的应用[J].石油加工工业,2018,34(3):11-15.
- [9] Y W, 2003 F, Y A Q T, et al The application of modern analysis and testing technology in the evaluation of lubricating oil[J]. Petrochemical Industry Application, 2003, 30(3): 11-15.
- [10] 叶彪,朱永强,高立杰,等.润滑油中铜颗粒对油膜厚度磨痕磨痕表面承载能力的影响[J].润滑与密封,2004,29(11):81-85.
- [11] Q, 2001 T C, W A N Z H, et al Effect on oil film bearing capacity of hydraulic sliding bearing by solid particles in lubricant[J]. Lubrication Engineering, 2006, 44(11): 83-88.
- [12] 段志和.提高型多功能电液磨粒试验机测控系统设计[D].武汉:武汉理工大学,2002.

阿特拉斯·科普柯推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆机

阿特拉斯·科普柯近期推出 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆压缩机。该系列可靠高效,采用集成式 VSD 设计,变频器与电机经特殊设计并配备多种保护,可有效防止过载范围内实现最高效率。此外,特殊设计的磁粉电机,足以满足电机冷却与压缩机的冷却要求。

阿特拉斯·科普柯 G200-250 (VSD) 系列喷油螺杆压缩机与市场上其他同类型压缩机相比,占地面积减少 30%,更加节省安装空间,可布置到较狭小空间安装更多的设备。

先进的螺杆主机与高效的油气分离装置帮助用户降低能耗和运行费用。定速配置高达 G20/G23 高效电机, G200-250 (VSD) 采用专利的不锈钢转子型和精心匹配的轴承。独一无二的专利设计转子保证其高转速,因此转速能提高至 100%,流量提升 30%。优化的油气分离装置能减少压缩、降低出口含油量,从而降低维护成本,提高稳定性。

G200-250 (VSD) 采用高效的冷却器,机头排气温度在合理范围内,减少由于高温导致的磨损损失。此外,不锈钢水冷却器必可提升冷却能力更强。

此外,该系列自带的 SIMATIC 300 智能星压缩机智能程序可最大限度地延长正常运行时间,同时配备清晰详细的彩色显示屏让用户更快掌握重要设置及数据。此外,该压缩机还配备阿特拉斯·科普柯先进的 Eklamatic 监控系统,监控设备的运行和维护状况。

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

油气润滑测试系统中 ECT 软场效应研究^{*}

孙启国 杜 超 陈超洲

(北方工业大学机械与材料工程学院 北京 100044)

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

关键词:油气润滑; COMSOL; 电容层析成像; 软场效应

中图分类号: TP212.1; TH112.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017)07-0009-09

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

SUN Qiguo DU Chao CHEN Chaozhou

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

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

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

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

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

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

*** 基金项目:**北京市属高等学校人才强校计划项目(F002001007100)。

收稿日期: 2016-09-08

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

通信作者: 杜超(1993—),男,硕士研究生,研究方向为油气润滑系统水平管道内 ECT 成像系统的研究。E-mail: chaoedu@163.com

1 电容阵列成像的数学模型

以 8 电极油气测漏测试系统的 ECT 为研究对象。因实际中采用的是电容板极长度与管道直径比大于 1.5 的 ECT 传感器, 因此可忽略传感器的偏置误差, 将其简化为二维场来处理^[1]。图 1 为油气测漏测试系统 ECT 的二维侧面图。



图 1 油气测漏测试系统 ECT 的二维侧面图

Fig. 1 2D side view of oil and gas leakage detection system ECT

1.1 ECT 数学模型及电势场微分形式

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

$$\nabla \cdot [\epsilon(x, y) \cdot \nabla u(x, y)] = 0 \quad (1)$$

式中: $\epsilon(x, y)$ 为二维的测漏区介电常数分布; $u(x, y)$ 为二维的电位分布函数。

另外, 对于电容阵列成像系统的边界条件, 可以使用第一类边界条件 (即 Dirichlet 边界条件), 其数学表示形式为

$$\begin{aligned} \Phi^*(x_i, y) &= \{V_i(x, y) \in F_i, \\ &\quad | \partial_{n_i}(x, y) \in F_i + F_i, \\ &\quad (i=1, 2, \dots, n_1 \text{ 且 } i \neq 0) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: F_i 、 F_i 表示电容板极 i 或者 i 所在的边界, F_i 表示屏蔽层边界。

依据电学原理^[1], 油气测漏系统 ECT 的电容板极间的电容值 C_j 可用下式表示:

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

式中: $j=1, 2, \dots, 2N$, Ω 表示油气测漏管道截面; $\epsilon(x, y)$ 为管道截面处油气介质分布函数; $S_j(x, y, \epsilon(x, y))$ 为板极间电容 C_j 的风敏度分布函数。

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

把式 (3) 直接表示为

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

1.2 求解风敏度场求解的步骤

一般情况下, 求解风敏度场是把求解区域划分为很多像素, 然后对每个像素点分别填充高介电常数物质, 求出其对应的电容值变化, 从而得到风敏度矩阵。其计算公式可由公式 (4) 推出, 即

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

式中: ϵ_0 、 ϵ_j 分别是油气测漏管道内的空气介质和空气介质的介电常数; $\mu(k)$ 是第 k 个像素与面积相对应的补偿因子; C_j 表示 i 板极与 j 板极之间的电容值。

其中, 公式 (5) 的电容值可通过有限元方法求解 ECT 正问题求解获得, 但是这种方法运算量大且耗时较长。为了快速计算风敏度场, 运用电势分布法^[1]直接实现油气测漏测试系统 ECT 敏感场的计算, 得到电容风敏度场数据为

$$S_j(k) = \frac{\Delta C_j}{\Delta \epsilon_j} \approx - \frac{\int_{\Omega} \Delta \epsilon_j \cdot \Delta u_j d\Omega}{V} \quad (6)$$

式中: u_j 指的是空间介质为油相介质 ϵ_j , 第 j 板极加 V 电压, 其余板极接地时, 电势在求解域内的分布; u_0 指的是空间介质为空气介质 ϵ_0 , 第 j 板极加 V 电压, 其余板极接地时, 电势在求解域内的分布。

2 基于 COMSOL 的仿真设置

在 COMSOL 的环境下, 仿真实验采用的是 8 电极有源同电极的油气测漏 ECT 传感器, 其中电容板极角度 θ 为 45° , 管道壁厚为 2 mm, 屏蔽层与绝缘管道的间距为 1 mm。图 2 给出了建立的油气测漏环状流的仿真模型。对建立的油气测漏管道模型划分网格, 为了减少计算量并提高求解域的求解精度, 对电容板极处和充满测漏油介质的区域采用细分网格, 其余部分采用常规尺寸划分。得到的油气测漏管道网格划分模型如图 3 所示。



图 2 油气测漏管道仿真模型

Fig. 2 Simulation model of oil and gas leakage pipeline



图2 油气润滑模型网格划分

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

COMSOL 中求解条件设计中的求解方程如下:

- (1) 分布电容: $\omega(R_2 - R_1) = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r (V_{in} - V)}{d}$;
- (2) 接地: $V=0$;

(3) 终端(激励电极): $C = q/V$;

(4) 平衡方程: $-\nabla \cdot d \cdot \nabla u + \rho_s \cdot \nabla V = q$;

其中: ϵ_r 是相对介电常数, ρ_s 是空间电荷密度, d 是厚度。

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

2 仿真结果及激励电极分析

为了分析状态效应对其他电极的影响, 在相同设置条件下对油气润滑管道内层流和环状流这 2 种典型流型, 同电场下的仿真结果进行了对比。表 1 中列出了油气润滑管道内分别在空场、层流以及环状流的流型下, 1—4 号电极分别做激励电极时, 所形成的电势等势线图。

表1 润滑管道内各流型的等势线

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

流型	等势线图			
	1号电极	2号电极	3号电极	4号电极
空场				
层流				
环状流				

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

滑 ECT 系统的电势分布不仅不均匀, 而且随着其中介质分布的变化而变化, 并且该系统对管道中心部分的检测灵敏度较管道靠近的检测灵敏度低。

根据表 1 中等势线图的弯曲现象可以推断场效应对

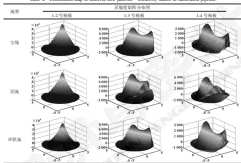
电势分布有一定的影响。由于灵敏度分布表征了测管内任意一点对电容值的影响程度并且较为直观,因此有必要进一步分析灵敏度分布与灵敏度矩阵的影响。

将以上不同板极板为激励电极情况下,求解的电

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

表 2 测管管道内不同流型灵敏度矩阵分布

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



通过对比表 2 中各流型 1-2 号板极的灵敏度矩阵分布图,可知灵敏度分布对相邻板极的影响较小,而对于非相邻板极的影响较大。且通过对不同流型下,同一板极的灵敏度矩阵分析可知,当高介电常数物质(油)处在低介电常数(空气)的正敏感区域时,其灵敏度值降低,而在其之外的区域则其灵敏度值就提高电常数时增加。由此可知,灵敏度分布的存在改变了其原有的灵敏度分布,高介电常数(油)分布在不同的区域对灵敏度分布的影响也不相同。因此,电容值最大时并非管道内充满测管油介质,电容值最小时也并非管道内全为空气介质。

4 灵敏度分布对图像精度的影响

为了得到灵敏度分布对图像精度的影响程度,通过使用线性反投影算法(LBP)和基于最大类间方差法的改进算法(GPSC),分别在考虑和忽略灵敏度分布的情况下,对原流型进行图像重建。表 3 给出了测管管

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

由表 3 可知,2 种算法在考虑灵敏度分布的情况下,其图像重建效果较好,而在忽略灵敏度分布的情况下,图像重建效果相差一些。为了对重建图像的图像精度有更直观的认识,采用相对误差公式进行计算比较。相对误差公式为

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

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

测管管道内考虑和忽略灵敏度分布的 2 种重建模型的图像相对误差见表 4。其中相对误差越小,说明图像重建质量越好。由表 4 可知,同一算法下,考虑灵敏度分布的图像相对误差比忽略灵敏度分布的图像相对误差要低,说明在考虑灵敏度分布的情况下进行图像重

建的精度高。同一流型,不同算法下,OFD 算法比 LBP 算法的图像相对误差低。通过对 LBP 算法的图像相对误差进行分析,考虑场效应与忽略场效应的相对误差差别较小,因此如果对流型进行定性分

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

表 3 测流管道内 2 种流型重建结果

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

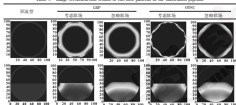


表 4 图像相对误差

Table 4 Relative error rate of the images

流型	LBP		OFD	
	考虑场效应	忽略场效应	考虑场效应	忽略场效应
环状流	1.501 4	1.601 2	0.682 9	0.822 4
层流	0.083 9	0.067 4	0.081 9	0.034 2

5 结论

(1) 灵敏度场受油气两相介质分布的影响,靠近板效应的检测敏感度高。管道中心处检测敏感度较低,因而可当油气两相介质靠近管道处时的图像重建效果较好。

(2) 场效应的影响在改变了其原有的灵敏度分布,则原油介质分布在不同的区域时灵敏度分布的影响也不相同。

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

参考文献

[1] 陈武,刘磊.新型 ECT 传感器在微流中的应用研究[J].工程热物理学报,2009,30(11):1000-1008.
CHEN W, LIU L. Applied research of a novel ECT sensor in high temperature environment [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1000-1008.

[2] HUNDARAJAN K, ENED L, WARDHET A. V. Moisture content evaluation in paper pulp using flying field impedance spectroscopy [J]. IEEE Sensors Journal, 2006, 6(1): 158-160.
[3] 孙少刚,陈建刚,张超.基于 COMSOL 的油气两相系统 ECT 三维阵列电极特性分析[J].测流与测压,2013,40(4):33-41.
[4] CHEN Q, CHEN C Z, HU C. Characteristic analysis for ECT's three-dimensional array electrodes in oil-water lubrication system base on COMSOL [J]. Lubrication Engineering, 2009, 65(5): 39-41.
[5] 王亚.电容阵列成像系统的研制及其在两相流参数检测中的应用研究[D].扬州:浙江大学,2005.
[6] 王中华,张黎明,魏丹波.单一种子电荷分布的电容成像敏感分布计算方法[J].计算物理,2006,23(1):87-92.
WANG C H, PENG L H, WANG D Y, et al. Calculation method of sensitivity distribution with electrical capacitance tomography [J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2006, 23(1): 87-92.
[7] 赵玉强,陈文立,闫向一.电容阵列成像技术的研究进展与分析[J].仪器仪表学报,2012,33(8):1608-1620.
ZHAO Y L, CHEN W L, YAN X Y. Latest development and analysis of electrical capacitance tomography technology [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33(8): 1608-1620.
[8] 李楠.新型电容传感器设计及其 ECT 技术研究[D].西安:西安电子科技大学,2010.
[9] 王飞.电容阵列成像系统问题数学特性与图像重建算法研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2014.

DOI: 10.3969/j.issn.1007-1066.2017.07.006

基于 CFD 的沟槽-织构复合型滑动轴承性能分析^{*}

苏 华 余志雄

(西北工业大学机电学院 陕西西安 710072)

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

关键词: 径向滑动轴承; 沟槽-织构复合; 承载力; 摩擦力

中图分类号: Y213.4; TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-1066(2017) 07-0006-07

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

SU Hua YU Zhixiong

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

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

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

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

滑动轴承设计提供新思路。

近年来对具有表面微织构的滑动表面摩擦学研究引起国内外学者的广泛关注。研究表明,设计合理的表面织构对于提高滑动轴承表面的承载力、降低摩擦阻力具有积极作用^[1-4]。很多学者研究了具有不同形状和尺寸的微织构对流体动压润滑性能的影响。如 TALALGHIL 等^[5]、尹明高等^[6]研究了球形、圆柱形、矩形、三角形等不同织构形状及尺寸对滑动轴承承载力和摩擦阻力的影响,发现矩形或方形织构对轴承性能影响较大。丁海武和王晓雷^[7]、KANGO 等^[8]、YU 等^[9]分析了微织构几何参数及其分布形式对流体动压润滑性能的影响,发现合理设计织构参数及分布可以获得良好的动压润滑性能。陈建全和本等^[10]开展了

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (20140603)。

收稿日期: 2016-06-15

作者简介: 苏华 (1988—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为润滑与密封、机械传动等。E-mail: hussu@nwpu.edu.cn

变厚度分布的网状微织构表面结构使轴承在复合运动下的滑动摩擦试验,发现变厚度分布的织构在提高承载能力和滑动速度时能达到最佳的润滑效率。WANG^[10]、KISAKA 等^[11]通过试验发现,表面织构能提高流体动力压力,减小表面的粗糙度,并且大尺寸织构与小尺寸织构的组合能够更好地提高承载力。

为了减小分析规模,很多学者将轴承结构简化为局部的平板模型,这种方法对于深入研究织构滑动表面润滑机理研究为有利,但是其结果不能直接用于设计织构在滚动轴承布置方式。如 RIZMINE 和 KILICKIRMAN^[12]发现,如果在整个轴承表面布置微织构反而会降低承载力,虽然在轴承局部表面布置织构可以提高承载力,但其效果有限并且与轴承偏心率有很大关系^[13]。因此为了了解织构对整个轴承的作用,需要在完整的轴承模型上开展相关研究。另外,从现有研究结果来看,单一形式的织构对大功率滑动轴承承载力的提升作用尚远未达到令人满意的效率。

本文作者针对大功率离心泵滑动轴承的设计要求,在前期方形织构型滑动轴承研究的基础上^[14],提出沟槽-织构复合型滑动轴承结构,建立了完整的沟槽-织构复合型滑动轴承性能分析模型,采用基于 N-S 方程的 CFD 技术,通过分析沟槽的分布位置和尺寸参数对织构型滑动轴承整个性能的影响,提出可进一步提高轴承性能的沟槽-织构复合型滑动轴承结构形式。

1 沟槽-织构复合型滑动轴承几何结构

沟槽-织构型滑动轴承结构如图 1 所示(图中略去了油腔结构)。图 1 为以最大油膜厚度处为起点,沿周向展开的轴瓦示意图,织构形状为方形,边长为 a ,控制单元边长为 k ,厚度为 h_1 ,如图 3 所示;定义织构深径比 $k_1 = \frac{h_1}{a}$,织构面积率 $k_2 = \left(\frac{a}{k}\right)^2$ 。图 2 中沟槽周向边长为 a_1 ,轴向边长为 a_2 ,沟槽厚度为 h_2 ,定义沟槽截面长宽比 $k_3 = \frac{a_2}{a_1}$,以轴承最大油膜厚度处轴承宽度中点为原点,轴承周向展开角为 α 轴,轴向长度为 y 轴,建立如图 2 所示直角坐标系,轴承油膜厚度方程为

$$h = \begin{cases} h_0 = (1 + \varepsilon \cos \alpha); & \text{光滑区域} \\ h_0 + h_1; & \text{织构区域} \\ h_0 + h_2; & \text{沟槽区域} \end{cases} \quad (1)$$

式中: h_0 为光滑区域油膜厚度; ε 为轴承偏心率; α 为轴承周向角度。



图 1 沟槽-织构型滑动轴承

Fig. 1 Journal bearing with circumferential structure

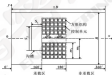


图 2 轴承周向截面图

Fig. 2 Bearing circumferential cross-section

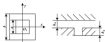


图 3 单个方形织构几何参数

Fig. 3 Geometric parameters of a single square texture

文中滑动轴承的基本参数为:轴颈直径 $d = 80$ mm, 轴承相对间隙 $\psi = 0.2\%$, 轴承偏心率 $\varepsilon = 0.7$, 偏位角 $\theta = 30^\circ$, 轴颈长度 $B = 100$ mm, 润滑油动力粘度为 $\eta = 0.045$ Pa·s, 密度 $\rho = 800$ kg/m³, 轴颈转速 $n = 8\ 500$ r/min。根据文中轴承设计参数,采用与文献[4]类似方法,确定了以下具有较好承载能力和较小摩擦力的方形织构结构参数: $k_1 = 0.6$ mm, $k_2 = 0.025$, $k_3 = 0.3$, 织构的周向分布区域为 $160^\circ \sim 180^\circ$ 。

轴向分布参数: $m_1 = 20 \text{ mm}$, $m_2 = 20 \text{ mm}$ (如图 2 所示)。结构分布区域关于 x 轴对称。

2 沟槽-结构复合型滑动轴承性能数值分析模型

本文作者采用数值仿真方法分析沟槽-结构复合型滑动轴承的性能。在文中分析条件下, 并考虑到分析结果的简洁性, 提出以下假设条件: 假设润滑油为不可压缩流体 (马赫数 $Ma < 0.1689$), 且不考虑其黏温效应; 假定轴承为刚体不考虑其变形的影响; 假设轴承表面光滑, 不考虑表面粗糙度效应的影响。

2.1 控制方程

采用基于 Navier-Stokes (N-S) 方程的 CFD 方法进行滑动轴承性能的数据分析, N-S 基本方程为

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

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

考虑到润滑油的气穴效应, 采用两气两相流动的仿真计算模型。

2.2 三维数值计算模型及边界条件

建立沟槽-结构复合型滑动轴承流体域三维模型, 如图 4 所示。采用六面体单元网格离散流体域, 控制六面体网格的扭曲率小于 0.2, 保证较好的网格质量。



图 4 沟槽-结构复合型滑动轴承流体域三维网格模型

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

采用 FLUENT 软件进行沟槽-结构复合型滑动轴承性能分析。设置以下边界条件: 模型内表面为旋转壁面, 模型外表面为固定壁面, 两端面设置为压力出口条件, 出口压力为环境压力。采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型模拟流场的湍流现象, 采用 $Schwarzschild$ 模型模拟流场的空化效应, 空化压力设为 0.1 MPa 。考虑到计算时间和计算精度, 采用 SIMPLEC 算法, 收敛精度设为 1×10^{-6} , 通过迭代计算求得轴承油膜的压强、

切应力和速度分布。油膜压力沿轴表面积分可得轴承的承载能力

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

切应力沿轴表面积分可得轴承油膜的摩擦力

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

轴承油膜的摩擦因数为

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

润滑油的流量由出口速度对端面的积分可得

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

2.3 CFD 仿真计算方法的验证

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

表 1 文中计算结果与文献 [10] 结果对比

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

项目	承载力 w/N	流量 $L/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	摩擦因数 $f/(\text{N} \cdot \text{m})$	侧隙功率 P/W
文献 [10] 结果	12.680	1.739×10^{-3}	1.13	708.6
文中计算结果	12.622.6	1.62×10^{-3}	1.110.9	709.03

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

2.4 CFD 模型网格独立性验证

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

表 2 不同网格数量下的结构型滑动轴承性能

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

网格数量	承载力 w/N	摩擦力 F_f/N	流量 $L/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	计算时间 t/min
303 134	1.93 276.8	672.03	0.090 8	12.89
758 712	1.76 348.7	708.17	0.090 9	31.76
868 890	1.83 876.0	713.08	0.090 1	41.80
1 280 820	1.89 888.3	718.63	0.090 0	81.77

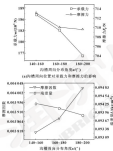
综合考虑计算精度和计算效率,采用网格数量为 800 800 的模型进行计算。

2 沟槽结构对复合型轴承性能的影响

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

2.1 沟槽周向位置对轴承性能的影响

保持沟槽周向尺寸不变,周向边长 $a_1 = a_2 = 0.6/18$, 设定沟槽周向角度为 30° , 沟槽长宽比 $k_1 = 1$, 沟槽深度 $k_2 = 9.6 \mu\text{m}$, 改变沟槽的周向布置位置, 即沟槽位于结构区域上游 ($140^\circ \sim 160^\circ$)、中游 ($160^\circ \sim 180^\circ$)、下游 ($180^\circ \sim 200^\circ$)。分析沟槽的不同位置对结构型轴承性能的影响, 结果如图 5 所示。



(a) 沟槽周向位置对承载力与摩擦系数的影响

(b) 沟槽相对位置对轴承性能的影响

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

(a) bearing capacity and friction

(b) friction coefficient and end leakage

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

域时, 随着油流经沟槽时会产生流体动压力, 再流经结构区域时会产生二次动压力, 从而能够提高结构型轴承承载力。即沟槽主要起到了动压轴承作用, 增强了结构型轴承的动压效应。沟槽布置在中游、下游时, 沟槽主要起到润滑器的作用, 轴承摩擦力和端泄量有所降低。

2.2 沟槽周向分布区域大小对轴承性能的影响

控制沟槽位于结构区域的上游, 即位于 $125^\circ \sim 160^\circ$ 区域内。取沟槽深度 $k_2 = 30 \mu\text{m}$, 沟槽长宽比 $k_1 = 1:2$, 改变沟槽周向分布角度大小, 计算周向分布角从 15° (即分布在 $145^\circ \sim 160^\circ$ 区域) 变化到 35° (分布在 $125^\circ \sim 160^\circ$ 区域) 时轴承性能的变化, 结果如图 6 所示。

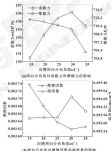


图 6 沟槽周向角度对结构型轴承性能影响

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

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

的综合性能最优。

3.3 沟槽深度对结构型滚动轴承性能的影响

保持沟槽边长不变, 并将沟槽布置在结构区域上方, 即沟槽周向分布区域为 $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$, 周向边长 $a_0 = aR/18$, 沟槽长宽比 $k_1 = 1$, 改变沟槽的深度 k_2 , 分析不同沟槽深度对轴承性能的影响。结果如图 7 所示。

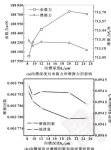


图7 沟槽深度对结构型轴承性能的影响

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

从图 7 可以看出, 沟槽深度对轴承的承载力及摩擦系数影响较大, 对轴承的摩擦矩、漏油量影响较小。当沟槽深度为 $20 \mu\text{m}$ 时, 结构型轴承的承载力达到最大值, 摩擦系数达到最小。因为当沟槽深度大于结构深度 ($k_2 = 8.6 \mu\text{m}$) 时, 流体产生的二次动压更强烈, 会进一步提高结构型轴承的承载力。但是沟槽深度进一步增大时 (如超过 $20 \mu\text{m}$) 承载力会有所下降, 说明沟槽深度与结构深度之间存在一个最优值。当沟槽深度大于最优值时, 流体会在沟槽内产生回流现象, 抑制了流体动压效应, 不利于轴承性能的提高。

3.4 沟槽长宽比对结构型滚动轴承性能的影响

保持沟槽面积不变, 并将沟槽布置于结构区域上方, 即沟槽周向分布区域 $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$, 周向边长 $a_0 = aR/18$, 沟槽的深度 $k_2 = 20 \mu\text{m}$, 改变沟槽长宽比 k_1 , 分析不同沟槽长宽比对轴承性能的影响。结果如图 8 所示。

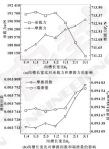


图8 沟槽面积宽比对结构型轴承性能的影响

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

从图 8 可知, 随着 k_1 的增大, 轴承承载力呈下降趋势, 摩擦矩、摩擦系数及漏油量增大。同时, 比较 k_1 小于 1 和大于 1 的情况发现, 当 k_1 大于 1 时各性能指标明显变差。故 k_1 小于 1, 即当沟槽周向边长 a_0 小于轴周向边长 a 时, 轴承具有较大的承载力及较小的摩擦矩、摩擦系数和漏油量。这是因为当 k_1 小于 1 时, 沟槽轴向方向边长 a_0 较大, 在相同的周向承载区域内可使更多的流体回流同时流进沟槽和结构区域, 提高了整体的流体动压效果。而且更大的轴向边长会使沟槽更容易储存润滑油, 减小了润滑油的漏油量。此外, 当 k_1 小于 1 时, 各性能参数都有改善。故在此条件下存在一个较优的长宽比。如文中当

$k_1=1:3$ 时,轴承的承载力最大,摩擦因数最小,摩擦力和端游量相对较小。

4 复合型轴承性能对比分析

为了说明沟槽-织构复合型滑动轴承的性能优势,对此了在相同条件下方形织构型和沟槽-织构复合型滑动轴承的性能。沟槽相关参数为:沟槽布置在织构区域上部($140^\circ \sim 160^\circ$),沟槽周向分布角为 30° ,沟槽深度为 $20\text{ }\mu\text{m}$,沟槽长宽比 $k_1=1:3$ 。

如图9(a)、(b)所示分别为方形织构滑动轴承和沟槽-织构复合型滑动轴承的油膜压力分布云图,图10给出了2种结构轴承在 $y=0.25$ 处的下轴瓦周向压力分布曲线。可以看出增加沟槽后轴承的最大油膜压力位置右移,最大油膜压力明显增大,油膜压力分布形式也有改变。



(a)方形织构滑动轴承



(b)沟槽-织构复合型滑动轴承

图9 轴承油膜压力云图 (Pa)

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



图10 滑动轴承下轴瓦周向压力分布 ($y=0.25$)

Fig.10 The circumferential pressure distribution of the lower bearing pad ($y=0.25$)

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

表3 滑动轴承性能对比

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

性能	承载力 w/N	摩擦力 F_f/N	摩擦因数 f/mm^2	端游量 Δy $(10^{-3}\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1})$
织构型轴承	18.97	715.1	3.8	9.598
复合型轴承	19.61	708.9	3.6	9.276
性能变化率	3.40%	-0.85%	-5.26%	-3.35%

5 结论

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

(2) 沟槽布置在织构区域上部时,沟槽主要起到了增压轴承作用。虽然沟槽的侧滑油再次流回织构区域,会产生二次动压效应,使得油膜的压力得到较大提高,改善了织构型轴承的承载能力;而沟槽布置在织构区域中部、下部时,沟槽主要起到润滑器的作用,有利于减小织构型轴承的摩擦力。

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

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

一步提高轴承的综合性能。

参考文献

- [1] MA C H, ZHU H. An optimum design model for textured surface with elliptical shape dimples under hydrodynamic lubrication [J]. *Tribology International*, 2011, 44: 987-995.
- [2] PAPADPOPOULOS C I, NIKOLAPOPOULOS P C, LAITINEN L. Evolutionary optimization of micro-throat bearings with periodic partial isoperoidal surface texturing [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133 (9): 2011-1-10.
- [3] KAMPAVAT R, NIKETIYANI A. Optimization of partially textured parallel-throat bearings with square-shaped micro-dimples [J]. *Tribology Transactions*, 2007, 50 (3): 401-409.
- [4] 朱敏. 沟槽化表面的润滑特性及推力轴承应用研究 [M]. 武汉: 武汉理工大学, 2003.
- [5] TULLOCH N, PEGLEY W, MANNING P. Effect of textured area on the performance of hydrodynamic journal bearing [J]. *Tribology International*, 2011, 44: 211-219.
- [6] 严朝武, 陈国定, 向为民, 等. 3 种微结构对径向滑动轴承性能的影响 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36 (1): 159-164.
- [7] YIN W H, CHEN C B, CAO H C, et al. Effects of three types of surface texture on the performance of journal bearing [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2006, 38 (1): 109-114.
- [8] 于海武, 王敬国. 两种微结构表面结构对微润滑径向滑动性能的影响 [J]. 南京航空航天大学学报, 2004, 42 (2): 209-213.
- [9] YU H W, WANG X L. Theoretical analysis on hydrodynamic lubrication of cylinder micro-dimple surface texture [J]. *Nanjing*

University of Aeronautics & Astronautics, 2008, 42 (2): 209-213.

- [10] KANEKO S, MIYAMA H K, FUKUNISHI H K. Comparative analysis of textured and grooved hydrodynamic journal bearing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2011, 226 (1): 82-93.
- [11] YU H W, WANG X L, ZHONG F. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between confined contacting surfaces [J]. *Tribology Letters*, 2011, 37: 123-130.
- [12] 苏建全, 李华. 表面微结构及其对摩擦学性能的影响 [J]. 摩擦与润滑, 2009, 30 (2): 94-97.
- [13] LI J Q, ZHOU H. Surface texture and its influence on tribological properties [J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34 (2): 94-97.
- [14] WANG X L. Optimization of the surface texture for ultra-low friction sliding in water [J]. *Applied Surface Science*, 2008, 253: 1262-1266.
- [15] CHEN Y, HANFEN C, HUOZHONG Y, et al. Experimental investigation of laser surface textured parallel-throat bearings [J]. *Tribology Letters*, 2008, 17 (2): 209-220.
- [16] HUOZHONG Y, ALKHEIRAN Y. A laser surface textured journal bearing [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 134 (3): 021-1-9.
- [17] CIPRIANO S, CLAYTONS R, KERRY ANTON H. Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2008, 222 (2): 97-102.

堡盟集团发布智能轴承传感器，可取代复杂激光测量系统

在生产检测过程中，检测位置、物体高度或面积高度的测量都是非常重要的任务。传统创新型 PosiScan 3D 系列传感器，堡盟提供了一种非常简便的高性能检测解决方案，可取代复杂的激光测量系统。

这种智能型检测传感器采用无接触测量原理，由工厂已进行预配置，可轻松完成复杂的测量任务。而且物体检测不受物体颜色、形状或表面质量的影响，相对于常见的安装方式，PosiScan 传感器能以倾斜达 30° 的角度任意安装，且无需反光板。这样，即便在狭窄的空间内，也能实现精准测量。

PosiScan 3D 在工业应用中的使用非常广泛。例如，在压铸过程的在线质量控制中，PosiScan 3D 可高效测定材料厚度。即使在快速搬运过程中，该传感器也能全自动、可靠地完成与允许范围之间的比较。这样就可以立即检测出不符合规格的板材并将其剔除，从而避免昂贵的返工甚至导致缺陷产品报废。直接基于测量数据可使质量控制系统进一步加工时减少生产停顿，并防止对加工工具造成损坏。

凭借特殊的算法，PosiScan 3D 还可以精确测量由橡胶等无光泽哑光型材料制成的材料制成深黑色表面，因而成为轮胎工业领域的理想检测设备。例如，黑色的钢制橡胶管的允许检查便是 PosiScan 3D 的应用领域之一。无需任何复杂的编程，PosiScan 3D 便能实现高度测量，并立即将测量结果，从最终产品迅速进入后续加工环节。

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

不同润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦学性能研究^{*}

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

摘要: 微纳尖晶石具有化学稳定性好、耐磨、耐腐蚀、热膨胀系数小、电学性能好的优点,利用微纳陶瓷尖晶石在不同润滑条件下对多孔结构的微纳尖晶石的摩擦学性能进行测试,并用扫描电子显微镜及能谱仪对其表面形貌进行观察。结果表明: $MgAl_2O_4$ 陶瓷微纳结构条件下的微纳结构为微纳尖晶石和微纳陶瓷;多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷在干摩擦过程中发生了元素迁移;多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的孔隙结构可以储存润滑油,在摩擦过程中起到自润滑作用;与干摩擦相比,聚 α -烯烃(PAO油)润滑和含有碳纳米管的聚 α -烯烃(PAO+CNT)润滑尖晶石的加入可以有效起到减磨作用,特别是润滑油为PAO+CNT微纳润滑时,减磨效果更为明显,平均摩擦系数由干摩擦时的0.406下降至0.124,下降幅度达到69.8%。

关键词: $MgAl_2O_4$ 陶瓷;多孔结构;润滑;摩擦系数

中图分类号: TB123; TB117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0150(2017) 07-0028-06

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

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

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

Abstract: Spinell has good chemical stability, wear resistance, corrosion resistance, low thermal expansion coefficient, good insulation properties. The tribological performance of the porous structure of the spinell was tested under different lubrication conditions with the micro wear test machine, and the wear surface was observed by scanning electron microscope and energy spectrometer. The results show that the micro wear mechanism of $MgAl_2O_4$ ceramic is mainly brittle spalling and adhesive wear, there is element migration in sliding process between porous $MgAl_2O_4$ ceramics and Si_3N_4 ball. The pore structure of $MgAl_2O_4$ ceramic can play a role in storing lubricant, so that porous $MgAl_2O_4$ ceramic has the self-lubricating function in the process of friction and wear. Compared with dry friction, the friction coefficient can be effectively reduced by the lubricants of poly alpha olefin (PAO oil) and the PAO oil containing carbon nanotubes poly alpha olefin (PAO+CNT). The friction reducing effect is more obvious by PAO+CNT lubricant, the average friction coefficient is decreased to 0.124 from 0.406 in dry friction, and the falling proportion reaches 69.8%.

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

微纳尖晶石($MgAl_2O_4$)以前主要用于耐火材料、耐磨材料、精细陶瓷及涂料工业。近年来逐渐被微纳无性能材料、催化剂及其载体材料等高新技术领域^[1]。 $MgAl_2O_4$ 是一种无色透明的晶体,其单晶常呈八面体形,晶带宽度为 1.8×10^{-4} cm,密度为 3.58

g/cm^3 ,熔点为 $2135^\circ C$,莫氏硬度为 8.0 。它是一种化学稳定性好、耐磨、耐腐蚀、热膨胀系数小、电学性能好的晶体材料^[2-4],且同时具有较好的力学性能、热稳定性以及抗热性能等;其物理性质介于 Al_2O_3 和 MgO 晶体的物理性质之间^[5]。随着结构陶瓷耐磨性的提高,其在汽车工业、化学工业、高温切削刀具和航空航天等领域得到越来越多的应用,而随技术的发展,对陶瓷耐磨磨削性能的要求日益提高^[6]。

本文作者在原材料中加入适量水玻璃基粘结剂,利用微纳微纳的方法,制备了多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷,并研

^{*} 基金项目:中央高校基本科研业务费专项资助项目(2015YQ09);大学生创新创业计划项目(C201604009)。

收稿日期:2016-09-27

作者简介:范磊(1983—),男,博士研究生,工程师,研究方向为摩擦磨损机理及先进耐磨材料研究。E-mail: fanchenlei@163.com

其在不同条件下的摩擦学性能进行了研究。包括干摩擦、聚 α -烯烃(PAO油)润滑及含有碳纳米管聚 α -烯烃(PAO+CNT)润滑等条件,并对孔洞堵塞和润滑介质效果进行了评价,探讨了 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷的磨蚀机制以及在不同润滑介质下的摩擦学特点。

1 实验部分

将多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷样品测试表面用100 μm 金刚石磨盘抛光,用KQ-1000K型数控超声波清洗机清洗10 min,清洗介质为无水乙醇,置于干燥箱烘干2 h。

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

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

干1 h。

在日本HITACHI S-3600S 扫描电子显微镜下观察磨痕及磨屑。

2 结果与讨论

2.1 干摩擦条件下多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷摩擦学性能

干摩擦条件下多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷的磨蚀形貌如图1所示。从图1(a)中可以看出,在磨擦过程中,磨擦表面直径较大的孔洞被磨屑充填,较小的孔洞被磨屑层覆盖,磨蚀剥落的磨屑一部分被磨环应力区挤出摩擦区域,堆积在磨板边缘,一部分堆积在多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷的孔隙之中。图1(b)为放大后的图片,可以看出,干摩擦条件下多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷磨蚀机制为磨性剥落和黏着磨削。在磨环应力的作用下,剥落层逐渐被研磨球磨碎成磨屑,或达到临界基体的临界应力值从基体表面脱落下来。在干摩擦磨环应力作用下,磨屑层表面出现塑性变形,形成了一系列塑性变形叠层,如图1(c)、(d)所示。

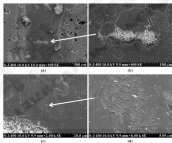


图1 干摩擦条件下多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷磨蚀形貌

Fig. 1 Wear morphology of porous $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ ceramic under dry friction condition

对多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷摩擦表面黏着层进行能谱分析,如图2所示。通过测定,元素组成比例如表1所示,除了 Mg 、 Al 、 O 等 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷的主要元素外,

还存在 Si 元素,说明 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷与 Si_3N_4 磨球摩擦过程中,均发生侧磨。 Si 元素在摩擦过程中从磨球转移到多孔 $\text{Mg}_2\text{Al}_2\text{O}_4$ 陶瓷表面。

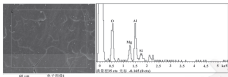


图2 黏附层表面成分分析图谱

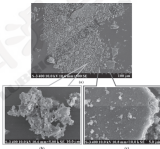
Fig.2 Composition analysis of adhesion layer surface

表1 黏附层表面元素组成比例

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

元素	质量分数 $w/\%$	原子分数 $a/\%$
O K	48.43	60.84
Mg K	12.40	10.26
Al K	33.32	24.77
Si K	3.85	4.02
总计	100.00	

对于干燥条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷与 Si_3N_4 球对摩形成的磨屑进行观察,如图3所示。可以看到,磨屑尺寸跨度较大,既有小于 $1\ \mu m$ 的颗粒状磨屑,也有达到 $60\sim 70\ \mu m$ 的片状磨屑。小尺寸颗粒状磨屑由于比表面积大,发生了团聚现象,如图3(b)所示。通过观察大尺寸片状磨屑表面,如图3(c)所示,磨屑表面存在塑性变形层叠层,进一步证明了多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的磨屑是脆性剥落和黏着磨屑共同作用的结果。

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

对多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷干摩擦条件下的微磨损过程

中摩擦副磨损的测定结果如图4所示。

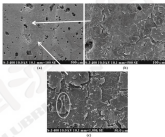
图4 干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦系数曲线Fig. 4 Friction coefficient curves of porous $MgAl_2O_4$ ceramic under dry sliding

由图4可以看出,在稳定摩擦时期(5~30 min),摩擦系数波动较为剧烈,波动范围为0.576~0.704,通过计算,干摩擦条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的平均摩擦系数为0.606。YANG等的研究表明:

摩擦副之间存在的磨粒大小、数量以及对磨材料的脆性磨削程度对摩擦系数的波动有决定性影响。

2.2 PAO油润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷摩擦学性能

对PAO油润滑条件下进行微磨削的多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷进行观察,如图5所示,和干摩擦条件的试样相比,陶瓷表面磨痕层开裂较为明显,原因在于PAO油流动性好,在试样和摩擦副进行摩擦时,循环应力将其挤入磨痕层之间的缝隙中,介于 $MgAl_2O_4$ 陶瓷基体和表面磨痕层之间,从而使得磨痕边缘起翘,当循环应力使磨痕层达到脱离基体的临界应力时,使基体表面脱落。从图5(a)可以看出,有些片状磨屑发生了卷曲,说明磨痕层的韧性比较好,多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷PAO油润滑的磨削机制除脆性剥落外,磨屑磨削也是同样重要的作用。

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

对PAO油润滑条件下的多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷微磨削摩擦系数进行测试,如图6所示,多次测试的摩擦系数和干摩擦条件相比,摩擦系数曲线相对平滑,波动不明显。经对数据进行处理(统计方法同干摩擦条件),摩擦系数波动范围为0.445~0.471,通过计算,PAO油润滑条件下多孔 $MgAl_2O_4$ 陶瓷的平均摩擦系数为0.457,与干摩擦相比,下降幅度达到24.7%。PAO油的存在,使得对摩擦副形成一层油

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



图6 PAO润滑条件下多孔 MgAl_2O_3 陶瓷摩擦系数曲线

Fig. 6 Friction coefficient curves of porous MgAl_2O_3 ceramic under PAO oil lubrication

2.3 PAO+CNT 润滑条件下多孔 MgAl_2O_3 陶瓷摩擦学性能

将 PAO+CNT 润滑油涂抹在多孔 MgAl_2O_3 陶瓷表面, 然后置于无水乙醇中超声波清洗 15 min 后, 其摩擦副区域形貌如图 7 所示, 其中图 7 (a) 涂抹 PAO+CNT 并清洗后基体图像, 图 7 (b) 为陶瓷表面孔洞图像, 从图 7 (a) 可以看出, 清洗过后, PAO 油被洗掉, 大量 CNT 大量地附着在基体表面, 从图 7 (b) 可以看出, 孔洞中充填着大量的碳纳米管。

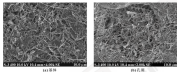


图7 MgAl_2O_3 陶瓷表面 CNT 形貌图

Fig. 7 Morphology of MgAl_2O_3 ceramic surface with CNT

对 PAO+CNT 润滑条件下进行磨损测试的多孔 MgAl_2O_3 陶瓷进行观察, 如图 8 所示。

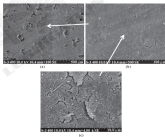


图8 PAO+CNT 润滑条件下多孔 MgAl_2O_3 陶瓷磨损形貌

Fig. 8 Wear morphology of porous MgAl_2O_3 ceramic under PAO+CNT lubrication

由图 8 可以看出,磨痕表面形成了磨痕层,在磨痕层上附着有 CNT。表面磨痕层边缘有翘曲,这是由于在磨削过程中,FAO+CNT 膏状润滑介质在磨环应力作用下被挤压至磨痕层间的缝隙。位于基体与表面磨痕层之间,从而使得表面磨痕层边缘翘曲。由于 FAO+CNT 为膏状,流动性不如 PAO 油,使磨痕层剥离基体的难度不如 PAO 油,所以其表面磨痕层剥离状态介于干摩擦和 PAO 油润滑 2 种摩擦条件之间。

对 FAO+CNT 润滑条件下的多孔 MgAl_2O_4 陶瓷微磨削摩擦因数进行测试,如图 9 所示。多次测试的摩擦因数数和干摩擦条件相比相当平衡。摩擦因数曲线波动不明显。经对数据还进行统计(统计方法同干摩擦条件),摩擦因数波动范围为 0.118~0.135;通过计算,FAO+CNT 润滑条件下多孔 MgAl_2O_4 陶瓷的平均摩擦因数为 0.124。与干摩擦相比,下降幅度达到 88.8%。PAO 油的存在,使得对摩时间形成一层油膜,起到减磨作用。CNT 分散于 PAO 油液中,还进一步起到了减磨作用。此外,试样存在的大量孔隙也起到储存 FAO+CNT 润滑剂的作用。当对摩磨过孔隙上方时,可以将 FAO+CNT 膏状润滑剂从孔隙中导出,对摩擦面进行润滑;另外,摩擦微削过程中形成的磨屑进入孔隙时,也会将其中的 FAO+CNT 膏状润滑剂挤出,对摩擦面进行润滑。可见,多孔 MgAl_2O_4 陶瓷经过一次储存在 FAO+CNT 润滑剂,可以在之后的摩擦过程中起到自润滑作用,其效果优于 PAO 油单独润滑。



图 9 FAO+CNT 润滑条件下多孔 MgAl_2O_4 陶瓷摩擦因数曲线

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

3 结论

- (1) 对多孔 MgAl_2O_4 陶瓷进行微磨削实验,分析出其磨削机制为微性剥离和基面磨削的共同作用。
- (2) 在磨痕表面磨痕层上检测到 Si 元素,证明多孔 MgAl_2O_4 陶瓷在与氧化硅 (SiO_2) 球对磨过程中发生了元素迁移。
- (3) 多孔 MgAl_2O_4 陶瓷的孔隙结构可以起到储存润滑介质的作用。当对摩经过孔隙上部,可以将润滑介质带到基体表面,从而起到润滑作用;而当润滑剂减磨作用减弱,形成的磨屑掉入孔隙中,将润滑介质挤出,从而形成新的润滑膜,起到减磨作用。多孔 MgAl_2O_4 陶瓷一次存储润滑介质,可以在摩擦磨削过程中起到自润滑作用。
- (4) 干摩擦条件下多孔 MgAl_2O_4 陶瓷与氧化硅 (SiO_2) 球对磨时的平均摩擦因数为 0.646; PAO 油可起到有效的减磨作用,其润滑下的平均摩擦因数下降至 0.457; 当润滑介质为 FAO+CNT 膏状润滑剂时,减磨效果更为明显,平均摩擦因数下降至 0.124,与干摩擦相比,下降幅度达到 88.8%。

参考文献

- [1] 王喜凤,王德强,周丁.多孔陶瓷及其基体的性能、制备与应用趋势[J].粉末冶金技术,2009,27(3):222-224.
- [2] BERTSCH L,FERENCZI R,JOHNSON D J, et al. Temperature dependence of the electronic structure of oxides: MgO , MgAl_2O_4 , and Al_2O_3 [J]. *Physica Scripta*, 1990, 41(4):317-321.
- [3] 张圣平. MgAl_2O_4 陶瓷材料的发展研究[D].西安:西安建筑科技大学,2006,8-9.
- [4] KISHIMOTO M. Structural, electronic and optical properties of spinel MgAl_2O_4 oxide [J]. *Physica Status Solidi B*, 2008, 235(12):2880-2887.
- [5] YOSHIMIZU K M, YUKIMURA K. Optically stimulated luminescence of magnesium aluminate (MgAl_2O_4) spinel[J]. *Radiation Measurements*, 2008, 43:167-169.
- [6] BERTSCH L, FERENCZI R. A review on the structure and microstructure development of transparent spinel (MgAl_2O_4) [J]. *Journal of the American Ceramic Society*, 2009, 92(7):1472-1480.
- [7] FRIEDT W, THAMER C. M. Automobile engine cylinder cup-grinding the surface [J]. *Wear*, 2000, 241, 193-205.
- [8] YANG J Q, LIU Y, XU X T, et al. Microstructure and tribological characteristics of nitrided layer on 30Cr13 steel in air and vacuum [J]. *Surface & Coating Technology*, 2020, 388, 708-712.

机械密封的黏滑分析^{*}

任德强[†] 张鹏鹏[†] 赵伟刚[†] 庄亚国[†] 董光德[†]

(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. 西北工业大学 陕西西安 710072)

摘要: 机械密封副磨擦与黏滑引起的振动有关, 以密封副动态环为摩擦副进行摩擦磨损试验, 通过分析摩擦系数曲线上的变化趋势以及机械密封副的磨擦形貌, 揭示动态环与静环相对运动过程中发生了黏滑振动, 考虑动态环刚度, 构建密封副黏滑模型, 通过仿真分析黏滑对密封副表面形貌的影响以及密封副的摩擦磨损机制。结果表明, 动态环摩擦副在启动阶段引起黏滑, 动态环最大转速在黏滑过程中达到附随转速的2倍, 黏滑在快速启动阶段并没有发生, 仅在速度波动阶段出现。而当速度恢复稳定上升阶段, 黏滑现象消失, 黏滑副造成密封副表面严重的磨擦磨损。

关键词: 机械密封; 黏滑振动; 磨擦磨损

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0195(2017) 07-0006-05

Stick-slip Analysis of Mechanical Seal

REN Shande[†] ZHANG Pengpeng[†] ZHAO Weigang[†] ZHUANG Yaguo[†] DONG Guangde[†]

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

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

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

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

无黏尼系统的黏滑振动, 得出黏滑振动的幅值 $\Delta\omega$ 只与 $\mu_s - \mu_k$ 成比例。BROCKLEY等^[8]通过假设 μ_k 是界面相对速度 v 的线性函数, 而 μ_s 是磨擦时间的指数函数, 建立了 $\Delta\omega$ 的估计方程, 并分析了 $\Delta\omega$ 趋于0的条件。VAN DE VELDE和DE BAETS^[9]通过实验提出了一个由减速运动引起黏滑振动的数学模型, 此模型中动摩擦因数是关于相对速度的线性关系的分段函数, 静摩擦是磨擦时间的函数, 通过归一化, 减少了影响参数的个数, 并分析了各个参数对黏滑振动的影响。SALAMON^[10]通过实验得出黏滑振动中振幅、速度、加速度随时间的变化曲线图, 同时将动摩擦因数随相对速度变化的示意图。黏滑发生的原因通常被认为是由于静摩擦因数大于动摩擦因数, 摩擦力周期性变化是振动的直接原因, 引起摩擦力变化的原

^{*} 基金项目: 国家自然科学基金项目(20830111)。

收稿日期: 2016-09-29

作者简介: 任德强(1982—), 女, 硕士研究生, 研究方向为润滑理论、机械密封摩擦理论研究。E-mail: ren19921123@163.com; qjia_rdc@foxmail.com

因素很多,但摩擦副接触面相对速度变化是最重要的原因之一。

本文作者通过密封副动唇环的摩擦磨损试验,分析摩擦因数曲线的变化趋势以及机械密封副的磨损机理,提出在动环与唇环相对运动的过程中发生了摩擦颤动,并经过简化建立动力学模型,得到的仿真分析结果符合实际现象。

1 密封副的摩擦试验

试验采用 UMT-3 试验机的旋转模块,通过销盘实验研究密封副的摩擦现象,其工作原理如下:上试样(唇环)用夹具夹住并与传感器相连,下试样(动环)固定在工件台上。试验开始时,上试样保持静止,下试样高速旋转,保证试验 μ 值与实际 μ 值相同。

其中动环材料为 42 $^{\circ}$ 钢,唇环材料为铜石墨。动环的几何参数如表 1 所示。

表 1 动环的几何参数

Table 1 The geometrical parameters of ring

材料	42 $^{\circ}$ 钢
沟槽内径 d_1 /mm	32
沟槽外径 d_2 /mm	64
长度 l /mm	9
密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	7 850
弹性模量 E/MPa	200.2
泊松比 ν	0.3

2 密封副的摩擦模型

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



图 1 动唇环的接触示意图

Fig. 1 The schematic diagram of seal contact



图 2 动环摩擦颤动的力学模型

Fig. 2 The stick-slip vibration mechanical model of rotary seal ring

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

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

式中: θ 为转角。

动环受到的摩擦扭矩可以表示为

$$\begin{cases} M = M_0 & 0 \leq t < t_1 \\ M = M_0 + \Delta p M R & t_1 \leq t < T \end{cases} \quad (2)$$

式中: M_0 是稳定工作时的恒定摩擦扭矩,与摩擦颤动中的滑动摩擦扭矩有关; $\Delta p M R$ 是比滑动摩擦扭矩多出的那部分扭矩。

假设从颤震开始运动的初始时刻为 $t = 0$, 而此时动环的转动力矩等于最大摩擦扭矩,因此,动环运动的初始条件为

$$\begin{cases} \theta|_{t=0} = -\frac{(M_0 + \Delta p M R)}{k} & 0 \leq t < t_1 \\ \left. \frac{d\theta}{dt} \right|_{t=0} = 0 & t_1 \leq t < T \end{cases} \quad (3)$$

满足上述初始条件的方程 (1) 的一个解为

$$\theta(t) = \frac{\Delta p M R}{k \omega \sin \varphi} [\omega(t_1 - \varphi) + \omega t] - \frac{M_0}{k} \quad (4)$$

动环转速可以表示为

$$\frac{d\theta}{dt} = \begin{cases} -\frac{\Delta p M R}{k \omega \sin \varphi} \sin(\omega t_1 - \varphi) + \omega & 0 \leq t < t_1 \\ 0 & t_1 \leq t < T \end{cases} \quad (5)$$

动环从运动、颤震到再次发生运动的时间就是摩擦颤动的周期 T , T 取决于转动扭矩再次达到最大摩擦扭矩的时间,当动环再次运动时有:

$$k_m J - k \theta - (M_0 + \Delta p M R) = 0 \quad (6)$$

由此得到颤震的振动周期为

$$T = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\omega \sin \varphi} + \frac{1}{\omega \cos \varphi} \right) t_1 \quad (7)$$

作用在动环上的扭矩可以表示为

$$M(t) = \begin{cases} M_0 & 0 \leq t < t_1 \\ M_0 + \Delta p M R \frac{2t - T - t_1}{T - t_1} & t_1 \leq t < T \end{cases} \quad (8)$$

3 结果与讨论

3.1 摩擦试验分析

从10MT试验机测得的动摩擦系数的摩擦因数随时间的变化关系如图3所示。



图3 μ -图 2.5 MPa、1000 r/min 下摩擦因数随时间变化关系

Fig.3 The friction coefficient changes over time under the μ of 2.5 MPa、1000 r/min

从图3可以看出,摩擦因数随着时间的变化呈现出高低交替变化的现象,这与引起摩擦振动的摩擦因数变化情况比较相似^[11]。

3.2 转速分析

3.2.1 快速启动阶段

快速启动阶段动环速度随时间的变化,如图4所示。



图4 快速启动阶段动环速度随时间的变化

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

从图4中可以看出,在同一介质压力下迅速启动,动环将将在一定的速度下定转,并没有发生磨蚀,即没有发生磨蚀现象。

3.2.2 速度不稳定阶段

速度不稳定阶段不同介质压力下转速随时间的变化,如图5所示。



(a) 1000 r/min 下不同介质压力下动环速度的变化



(b) 10000 r/min 下不同介质压力下动环速度的变化



图5 速度不稳定阶段不同介质压力下动环转速随时间的变化关系

Fig.5 The speed of inner and ring changes over time in the unstable stage under different medium pressure: (a) variation of inner and ring velocity under different medium pressure and speed fluctuation condition; (b) variation of inner and ring inner velocity at the speed of 10 000 r/min under different medium pressure; (c) variation of inner and ring velocity at the speed of 10 000 r/min under different medium pressure

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

越容易发生黏着。

3.1.3 速度稳定上升阶段

速度稳定上升阶段该环速度随时间的变化,如图6所示。



图4 速度恢复稳定上升阶段该环速度随时间的变化

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

从图6中可以看出,速度恢复稳定上升阶段没有出现过磨现象,说明当系统稳定后,黏磨现象不易产生。

从图4—4所示的该环的速度—时间关系可以看出,该环在运动过程中出现了黏磨—滑动—再黏磨—再滑动的现象,这正是黏磨运动的特征现象。在这种情况下,密封面由黏磨突然转为滑动,将会造成密封表面的橡胶材料被致密的该环材料刮削剥离,发生材料转移,最终形成了摩擦副表面剥离的黏磨磨痕。图7所示的该环的磨痕形貌可以清楚地看到由于黏磨留下的凹坑。



图7 静环的磨痕形貌 (200x)

Fig. 7 The wear morphology of static ring (1000x)

3.1.4 该环的扭矩分析

发生黏磨时不同工况下作用在该环上的扭矩随时间

间的变化,如图8所示。

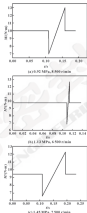


图8 发生黏磨时不同工况压力下该环上的扭矩随时间的变化关系

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

从图8可以看出,不同压力下发生黏磨时作用在该环上的扭矩随时间的变化趋势大体相同,区别仅在于黏磨周期、黏磨时间以及扭矩峰值的大小。

综合仿真结果,对摩擦副的运动过程做以下分析:随着摩擦的加剧,密封宽度开始稳定增加,该环在外加扭矩的作用下开始滑动运动,此段时间内作用在该环上的扭矩基本保持恒定。在摩擦扭矩的作用下,该环受到变形,积累弹性势能;进入黏磨期后,该环上的扭矩开始不断增加,直到加在该环上的扭矩足够

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

3.3 黏着机制分析

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



图9 摩擦系数与速度-扭矩-载荷间的关系 Stribeck 曲线

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



图10 发生黏着时作用在动环上的扭矩随时间的变化关系

Fig.10 The torque on rotary coupling ring changes over time during stick-slip

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

4 结论

- (1) 密封副在相对运动过程中,动环在摩擦扭矩的作用下发生扭摆,导致黏着。
- (2) 在黏着过程中,动环的最大转速达到转轴转速的两倍。
- (3) 黏着在提速升速阶段并未发生,速度减动阶段才出现了黏着现象。而当动环速度再次稳定上升时,黏着现象又不再产生。
- (4) 黏着造成密封副表面严重的粘磨磨损。

参考文献

- [1] 周永华.机械密封实用技术[M].北京:机械工业出版社,2002.
- [2] 周奇峰.密封原理[M].北京:清华大学出版社,2002.
- [3] 任文忠,王定军,周天明.车海洋石油水下管壳腐蚀及发展的研究[J].石油机械,2008,36(9):161-163.
- [4] 南旭东,刘胜利,俞智平.基于不同摩擦副时的盘式制动系统特性研究[J].润滑与密封,2008,33(8):39-41.
- [5] NAKA S B, LIU Z H, YU Z P, et al. The study on the stick-slip characteristics based on friction pair of disc brake[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(8):39-41.
- [6] 周奇峰,曹华.利用摩擦副动力学分析车辆盘式制动系统[J].现代制造工程,2009(8):26-28.
- [7] 吕曲华.虎豹牌船舶减速器振动力学研究[J].西南石油大学学报(自然科学版),2004,26(8):130-139.
- [8] LI M R, HERN N C. The simulation and analysis of debiting stick-slip situation[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science Technology Edition), 2004, 26(8):130-139.
- [9] HERRNEN P P, TILKKE B T. The friction and lubrication of seals[J]. Oilfield Chemistry Press, 1996, 90:110.

(下转第38页)

基于多重分形的摩擦振动信号研究^{*}

李精明^{1,2} 魏海军² 丁 刚²

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

摘要: 为提取摩擦振动的特征信号和实现摩擦振动特征信号的表征, 在摩擦磨损试验机上进行船用柴油机缸套-活塞环摩擦副摩擦磨损试验, 应用总体经验模式分解对缸套-活塞环摩擦副的非线性、非平稳的摩擦振动信号进行降噪, 并应用多重分形对摩擦振动信号进行分析, 得到多重分形谱图及其参数。研究结果表明, 随着摩擦磨损试验的进行, 缸套-活塞环摩擦副摩擦振动信号振幅分布多重分形谱和频率分布多重分形谱呈现一定的变化规律; 多重分形谱图及其参数能够表征摩擦振动信号特征的变化, 可以用于摩擦副摩擦振动状态识别。

关键词: 总体经验模式分解; 多重分形; 谱参数; 摩擦振动

中图分类号: TH113.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0010(2017) 07-0007-06

Study on Frictional Vibration Signal Based on Multifractal

Li Jingming^{1,2} Wei Haijun² Ding Gang²

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

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

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

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

摩擦振动是机械运动学摩擦副在摩擦磨损过程中产生的现象, 蕴含着许多反映系统摩擦学特征和摩擦磨损状态的信息^[1]。与摩擦同级, 磨损表面形貌及磨粒形貌等摩擦学信息相关, 摩擦振动信号易于获取, 可实时在线采集而不影响机械设备的正常运行^[2]。因此, 摩擦振动的研究可为机械摩擦副的在线监测与状态识别提供新方法。

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

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

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

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

* 基金项目: 国家自然科学研究发展计划 (863 计划) (2013AA050200)。

收稿日期: 2016-09-17

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

1 实验部分

1.1 试验方法与材料

试验的设备采用 CFT-1 型摩擦磨损试验机, 图 1 给出了该试验机的原理。将试样和盘试样采用线切割方法分别从船用柴油机的供油环和缸套上截取。将试样固定在上轴下端部, 盘试样固定在台架上, 偏心轮连杆机构由电机驱动使台架和盘试样作往复运动。线轴由加载机构将试样施加于盘试样, 驱动信号采用美国 PCB 公司生产的 254A04 型三轴加速度传感器测量, 灵敏度为 100 mV/g , 量程为 $\pm 30 \text{ g}$, 检测位置为盘试样下方。将试样材质为合金铸钢, 硬度为 $\text{HV}620 \sim 680 \text{ GPa}$, 原始表面粗糙度 $R_a = 0.682 \mu\text{m}$, 横截面尺寸为 $3 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$, 盘试样接触表面为圆弧, 材质为合金铸钢, 硬度为 $\text{HV}320 \sim 420 \text{ GPa}$, 原始表面粗糙度 $R_a = 1.652 \mu\text{m}$, 横截面的直径为 30 mm , 高度为 10 mm , 施加的试验力为 50 N , 驱动电机转速为 600 r/min , 将试样和盘试样相对运动的平均速度为 0.1 m/s , 试验时间为 600 min , 测量方式为滴油润滑, 润滑介质为 Mobilgard 8040 船用润滑油, 黏度为 $142 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C)。

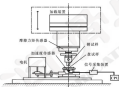


图1 CFT-1型摩擦磨损试验机原理图

Fig.1 Schematic diagram of CFT-1 tester

1.2 摩擦激励信号的采集

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

图 2 示出了摩擦磨损试验机初期、中期、末期采集的摩擦激励信号时域波形, 即为了试验采集的数据, 在第 1、300、600 min 各选取一个 0.16 s 的数据集分析。从图 2 可以看出, 所获得的摩擦激励信号很复杂, 微弱的摩擦激励信号埋没于背景噪声之中, 无

法可辨, 需要降噪才能提取正确的摩擦激励特征。

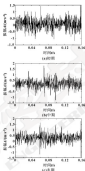


图2 摩擦激励信号时域波形

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

2 摩擦激励信号的 EEMD 方法降噪

EEMD 方法利用白噪声信号的统计特征, 通过多次给待分析信号加入平均值为零的高斯白噪声, 改变信号的频率分布特性使得信号在不同尺度上具有连续性, 再对多次分解的 IMF 进行总体平均, 获得无混频现象的本征模态函数, 同时又使加入的白噪声相互抵消。文献 [3] 给出的 EEMD 的具体算法如下:

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

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

的白噪声序列;

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

应用总体经验模式算法分解摩擦振动信号, 试验初期摩擦振动信号分解结果如图 3 所示, 分解得到 8 个 IMF 分量 $C_1 \sim C_8$ 和一个残差 r_8 。从图 3 可以看出, 分解得到的 IMF 分量可使传感器采集的摩擦振动信

号在不同的分辨率下呈现出来。摩擦振动信号具有频率高振幅小等特点^[20], 因此选择分量 C_1 、 C_2 重新合成摩擦振动信号。对摩擦振动试验初期、中期、末期的摩擦振动信号进行 EEMD 分解, 选择 IMF 分量重构得到的摩擦振动信号如图 4 所示, 可以看出, IMF 分量重构获得的摩擦振动信号的振幅呈现明显的减小趋势, 冲击信息显著出现。

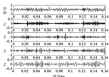


图 3 试验初期摩擦振动信号 EEMD 分解结果

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

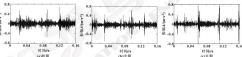


图 4 IMF 分量合成的摩擦振动信号

Fig. 4 The reconstructed frictional vibration characteristic signals of IMF

2 摩擦振动信号的多重分形分析

2.1 多重分形理论

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

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

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

若测度大小趋于 0, 上式可转换为

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

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

2.2 多重分形的数值意义分析

为分析多重分形的物理意义, 通过往经典的维托尔面上赋予质量而形成一种非常不规则的一维地形。这种地形具有典型的多重分形特性。利用多重分形谱量化这种特征。首先在维托尔面上构造质量分布。构造方法是: 将区间 $[0, 1]$ 均分为 2 份, 则分区

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



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

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



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

变得越来越高, 表示有很多小区间具有相同的质量值, 而大部分区间质量参差不齐, 小质量值数量聚在一起。为了方便比较取对数坐标, 考虑到无论 N 还是 m_i 以及小区间的大小都会随着 i 而呈现指数类型的增长或者衰减。因此, 对数定义为: 层次每个小区间的长度大小, 即 3^{-i} 。这样便可以得到如图 7 所示的恒宽度的图形。



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

从图 7 可以看出, 不同 i 所对应的 $- \log_{10}(N(m_i))$ 与 $\log_{10}(m_i)$ 的曲线 (单角号使用数值可以理解为分形维)。随着 i 的增长, 对数之间会快速地收敛, 曲线就构成了康托尔集上质量分布的多重分形谱。多重分形谱宽度越宽表示质量的取值越多样化。多重分形谱上的高度则对应了不同层次分形集的维数, 维数越大则表示分形集合的复杂程度越高。

从康托尔集质量分布的多重分形分析可知, 可将多重分形应用到摩擦激励信号的分析, 可应用多重分形对摩擦激励摩擦测试过程中摩擦激励信号的振幅分布和频率分布进行分析。

3.3 摩擦激励信号的多重分形分析

应用多重分形对经 EEMD 降噪后获得的时域摩擦激励信号进行分析, 摩擦激励试验初期、中期、末期摩擦激励信号振幅分布多重分形分析结果如图 8 所示, 可以看出, 随着摩擦激励试验的进行, 摩擦激励信号振幅分布多重分形谱呈现出一定的变化规律。表 1 给出了摩擦激励信号振幅分布多重分形谱参数。表中 $\Delta \alpha = \alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}$, 随着摩擦激励试验的进行, $\Delta \alpha$ 呈现逐渐增大的趋势。从 $\Delta \alpha$ 的物理意义可知, 随着摩擦激励试验的进行, 摩擦激励信号的振幅分布范围渐为宽泛。表中 $\Delta f = f_{\text{max}} - f_{\text{min}}$, Δf 呈现为减小的趋势, 表明随着摩擦激励试验的进行, 摩擦激励信号的振幅分布数量上的区间跨度收窄, f_{max} 表示存在的振幅分布最大数量, 表明随着摩擦激励试验的进行, 存在的

从图 6 可以看出, 当 i 变大的时候, 这条曲线会

振幅分布数量上先增大后减小。

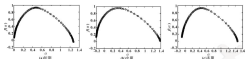


图 8 摩擦振动信号振幅分布多重分形谱

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

表 1 摩擦振动信号振幅分布多重分形谱参数

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

试验	$\Delta\alpha$	$\Delta\beta$	f_{\max}
初期	1.129 4	0.470 2	0.932 6
中期	1.409 8	0.637 2	0.937 6
末期	1.507 6	0.632 1	0.932 8

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

信号。应用多重分形对频域摩擦振动信号进行分析,摩擦磨损试验初期、中期、末期摩擦振动信号频率分布多重分形分析结果如图 10 所示。表 2 给出了摩擦振动信号频率分布多重分形谱参数。 $\Delta\alpha$ 表征摩擦振动信号的频率分布范围,表明随着摩擦磨损试验的进行,频率分布范围先增大后减小。 $\Delta\beta$ 呈现为逐渐增大的趋势,表明随着摩擦磨损试验的进行,摩擦振动信号的频率分布数量上的区间跨度更为宽泛; f_{\max} 基本不变,表明随着摩擦磨损试验的进行,存在的频率分布最大数量基本不变。

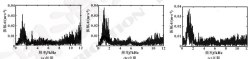


图 9 摩擦振动信号频谱

Fig. 9 Frequency spectrum of frictional vibration signals

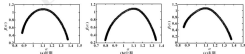


图 10 摩擦振动信号频率分布多重分形谱

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

表2 摩擦激励信号频率分布多重分形谱参数

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

试验	$\Delta\alpha$	$\Delta\beta$	f_{max}
初期	0.093 7	0.733 2	1.077 0
中期	0.061 0	0.688 3	1.077 0
末期	0.037 4	0.648 3	1.077 0

摩擦振动的变化与试验过程摩擦副磨痕表面的变化密切相关。试验初期,磨试样和盘试样的表面粗糙度较大,磨试样 $R_a=0.660\ \mu\text{m}$, 盘试样 $R_a=1.682\ \mu\text{m}$, 磨床运动过程中两表面磨削严重,摩擦激励强烈。从图4中摩擦激励初期FFT分解合成的摩擦激励振动信号可以看出,初期的摩擦激励主峰明显,平均幅值较大,表明摩擦副相对运动产生的能量较大,摩擦副磨痕最大,表现为摩擦激励信号的幅值分布范围相对较窄,摩擦激励信号的幅值分布数量上的区间跨度较大。频域上表现为频率分布数量上的区间跨度较小。随着摩擦磨削的进行,摩擦副表面的粗糙度逐渐下降,激发的摩擦激励也减弱,磨合过程摩擦表面消耗的能量减弱,摩擦激励信号的幅值分布数量上的区间跨度收窄。至摩擦试验后期,摩擦副进入稳定磨削状态,摩擦激励主峰不明显,平均幅值减小,摩擦激励信号的幅值分布范围相对较宽,摩擦激励信号的幅值分布数量上的区间跨度最小。频域上表现为频率分布数量上的区间跨度较大。

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

4 结论

应用多重分形对降噪后的摩擦激励时域信号和频域信号进行分析,得到摩擦激励信号的幅值分布多重分形谱和频率分布多重分形谱及其参数,实现多重分形谱图及其参数对摩擦副摩擦副状态的表征,主要结论如下:

(1) 随着摩擦磨削试验的进行,摩擦激励信号幅值分布多重分形谱和频率分布多重分形谱呈现一定的变化规律。

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

参考文献

- [1] 周世华,马华.摩擦学复杂系统及其问题的量化研究方法[J].摩擦学报,2002,22(5):400-408.
- [2] GUO H,2002 A Complex rheological system andquantitative study methods of their problems[J].Tribology,2002,22(5):400-408.
- [3] 周强,王本刚,赵红雷.基于统计和分形理论的气缸套磨痕表面磨痕表征[J].车用发动机,2005(2):80-82.
- [4] GUO Y, WANG T H, WANG H L, et al.Characterization of cylinder liner wear surface based on statistic and fractal theory[J].Vehicle Engine,2005(2):80-82.
- [5] WU X H, HUANG X H. Ensemble empirical mode decomposition: A noise reduced data analysis method[J].Advances in R. Adaptive Data Analysis,2009,1(1):1-44.
- [6] 周强,郑志华,金朋.基于 EEMD 的信号处理方法分析和实现[J].内燃机工程,2011,32(5):60-73.
- [7] ZHENG X, HUANG X Y, GUO Y, et al.Signal processing method based on ensemble empirical mode decomposition[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2011,32(5):60-73.
- [8] WANG X, GUO Y W, GUO Y H, et al.Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packet and EEMD-based decomposition[J].Mechanical Systems and Signal Processing,2013,40(2):381-397.
- [9] 周宁,马长江.局域时频域多重分形在故障诊断中的应用[J].振动与冲击,2007,26(5):60-63.
- [10] YUAN Y, MA X J. Fault diagnosis using multifractal in local time-frequency domain[J].Journal of Vibration and Shock,2007,26(5):60-63.
- [11] 李国兴,田建明,吴德林.船用“活圈”磨合过程摩擦激励多重分形研究[J].润滑与密封,2006,31(4):90-93.
- [12] GUO H, TIAN J W, GUAN D L. Study on multifractal of friction moment in running-in process of cylinder friction ring[J]. Lubrication Engineering,2006,31(4):90-93.
- [13] 李国兴,吴德林,王立志.车-柴油机磨合状态下振动信号多重分形研究[J].内燃机工程,2009,30(2):15-19.
- [14] GUO H, GUAN D L, WANG H Z, et al.Study on multifractal parameters of vibration signal during running-in of diesel engine[J].Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2009,30(2):15-19.
- [15] 李国兴,任宗兴,王立志.车-摩擦激励信号滤波小波包特征提取[J].摩擦学报,2011,31(5):432-436.
- [16] GUO H, GUAN D L, WANG H Z, et al.Characteristics extraction of friction vibration signal using harmonic wavelet packet transform[J].Tribology,2011,31(5):432-436.
- [17] GUO H, GUO Y W, GUO Y H, et al.Experimental study on the characteristic structure evolution of the friction vibration in a running-in process[J].Tribology International,2013,69(1):260-267.

球塞泵配流轴动静压支撑规律研究^{*}

刘建豪 周俊杰 魏 超

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室 北京 100081)

摘要: 对球塞泵在稳态工况过程中配流轴的油膜支撑规律进行研究, 建立配流轴的流场模型并通过数值解法的方法对其膜层分布进行求解, 得到径向不平衡力, 结合配流轴密封面上的动压支撑力, 建立配流轴的力学模型, 通过数值迭代计算得到配流轴相对轴体在不同工况压力下的位置变化关系, 结果表明, 配流轴在稳态工况下可以被有效支撑, 且具有较大的稳定裕量; 稳态工况状态时的配流轴偏心率随压力的高低而升高, 随转速的升高而降低, 因此配流轴在稳态时配流轴偏心率较大, 容易发生磨损。

关键词: 球塞泵; 配流轴; 流膜压; 自适应

中图分类号: TH137 文献标志码: A 文章编号: 1000-0717(2017) 07-0042-08

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

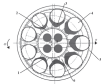
LIU Jianhao ZHOU Junjie WEI Chao

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

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

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

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



1. 配流轴 2. 配流轴径向孔 3. 球状柱塞 4. 缸体 5. 驱动轴 6. 回油轴

图1 球塞泵结构简图

Fig. 1 Structure diagram of ball piston pump

配流轴是指配流轴与缸体间的圆柱形接触副, 其副型问题是球塞泵设计的关键所在^[5]。现今国内对球塞泵的研究较少, 大部分球塞泵实际工程应用不多,

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51605020)。

收稿日期: 2016-08-30

作者简介: 刘建豪(1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆传动技术。E-mail: liu_jianhao@163.com。

通信作者: 周俊杰(1986-), 男, 博士, 研究方向为车辆传动技术, 副研究员及设计师。E-mail: zhou_junjie@163.com。

仍处于研发阶段。在国外已将该产品应用于载重车辆的变速箱及转向机构,但属于军工产品,公开资料很少。国内对于圆锥形配流副的研究主要集中在轴向柱塞泵方面。柱塞泵的配流副与此相似。在不断改进中,即成了开闭式高低压平衡油槽,并在平衡油槽内开设圈孔或加强圈孔的设计方法,有内沟通与外沟通2种方案,用于防止配流轴与缸体直接接触发生磨损及“抱轴”现象^[2-4]。但是以柱塞泵支撑进行了相应研究,对配流轴偏心时相对带处的液压支撑没有考虑。

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

1 数学模型

1.1 柱塞泵结构模型

柱塞泵的缸体与配流轴采用间隙配合的方式。缸体由轴承支撑在泵壳座上。在工作时由电机驱动其转动,完成吸油与压油的过程。配流轴则由间隙中油液的支撑处于浮动的状态,不与缸体直接接触。为平衡配流轴所受到的径向力,在配流轴高低压窗口的两侧开设平衡油槽,并开设圈孔形成静压支撑,并利用缸体转动过程中形成的动压效应来平衡剩余径向力,建立配流轴的支撑系统。图1所示为配流副结构模型简图。



图2 配流副油液流动示意图

Fig.2 Schematic diagram of flow distribution (a): undisturbed flow distribution sketch; (b): structure diagram of flow distribution

柱塞泵工作时,缸体相对配流轴旋转。由于二者之间的间隙较小,对油液的流动产生圈孔作用,且随配流轴偏心率变化而变化,是可变圈孔。圈孔孔是一条恒定的圈孔,结构参数固定,起固定圈孔的作用。进油区的高压油会分成两条路线流动,一条是流经进油时间副到达低压平衡油槽,压力由 p 降为 p_0 ,然后再经过间隙进油到配流轴端面,压力降为环境压力 p_0 ,以及经过圈孔到达吸油区,降为 p_0 。这条流动路线称为I流路。另一条是油液通过圈孔到达高压平衡油槽压力降为 p_0 ,然后一部分分流到端面,一部分内泄到吸油区。最后一部分流经平衡油槽周向间隙到达高压平衡油槽,这条流动路线称为II流路^[5]。油液的流动路线如图2(a)所示,将流路参数化,得到如图2(b)所示的更加清晰明了的流路简化图。由于柱塞泵是双向变量泵,为了实现双向变量配流轴径向力平衡,设计配流轴吸油区和排油区两侧尺寸相同,故只对其一侧进行分析即可。

由于配流轴不受倾覆力矩,间隙油膜向不变。根据流体力学连续性原理和液阻网络法^[6-8]可得:

I流路:

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

II流路:

$$\frac{p - p_0}{R_5} = \frac{p_0 - p_0}{R_6} + \frac{p_0}{R_7} + \frac{p_0 - p_0}{R_8} \quad (2)$$

若不计起始段段应修正系数的影响,省略偏心率三次项,液阻计算表达式为:

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

$$R_3 = \frac{12\eta\mu_0 l}{\pi d^3 \left[\left(1 + 6\epsilon \sin \frac{\theta}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (1 + \cos \theta) \right) \right]} \quad (4)$$

$$R_4 = \frac{12\eta\mu_0 l}{\pi d^3 \left[\left(1 - 6\epsilon \sin \frac{\theta}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (1 + \cos \theta) \right) \right]} \quad (5)$$

$$R_5 = \frac{12\eta\mu_0 l}{\pi d^3 \left[\left(1 + 6\epsilon \sin \frac{\theta}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (1 + \cos \theta) \right) \right]} \quad (6)$$

$$R_6 = \frac{12\eta\mu_0 l}{\pi d^3 \left[\left(1 - 6\epsilon \sin \frac{\theta}{2} + \frac{3}{2} \epsilon^2 (1 + \cos \theta) \right) \right]} \quad (7)$$

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

式中: r 为配流轴半径; d 为配流副配合间隙; μ 为

油膜厚度; a 为偏心距; α 为配流包角; L_1 为配流孔长度; d_1 为配流孔直径。

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

假设压力在轴周方向上为线性分布, 则配流轴所受向下和向上的静压为 F_{D1} 和 F_{D2} , 分别为

$$F_{D1} = 2a \sin \frac{\alpha}{2} \left[p_1 (2a_1 + a_2) + p_2 (a_2 + 2a_1 + a_3) \right] \quad (9)$$

$$F_{D2} = 2a \sin \frac{\alpha}{2} \left[p_2 (a_3 + 2a_1 + a_2) \right] \quad (10)$$

$$F_1 = F_{D1} - F_{D2} \quad (11)$$

由于配流轴结构左右对称, 压力分布也相同。因此左右受力平衡, 合力为 0。配流轴所受的竖直方向不平衡力会使其从同心位置开始运动, 偏心率逐渐增大。通过动压效应产生动压承载力, 对静压控制力进行平衡, 使配流轴稳定。

1.2 油压支撑模型

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

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(v \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (12)$$

配流轴相对副体的位置截面如图 3 所示, 假设副体表面有相等的厚度, 油液不可压缩, 同时不考虑配流轴表面的接触变形、配流轴弯曲变形、表面形貌和安装误差。在图示坐标系中, $x = a \cos \theta$, $dy = a \sin \theta$, 且油膜在 x 方向速度为 0, 则得到配流轴的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 6 \mu \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (13)$$



图 3 配流轴位置与受力示意图

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

润滑方程为

$$h = d_2(1 + e \cos \theta) \quad (14)$$

式中: e 为油膜各周向的流动速度, 即配流轴与副体间的相对转动切向速度。

根据求解出的压力分布, 可以计算得到密封带上的动压承载力为:

$$W_1 = \int_0^{\alpha} p \sin \theta d\theta dL_1 \quad (15)$$

$$W_2 = \int_0^{\alpha} p \cos \theta d\theta dL_1 \quad (16)$$

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

1.3 动力学模型

由于配流轴相对副体处于完全浮动状态, 主要受油膜力的作用, 配流轴受力分析如图 2 所示, 以竖直向下为正方向, 水平向右为正方向, 建立平衡方程如下:

$$F_1 + W_1 \cos \theta - W_2 \sin \theta = M \ddot{y} = M \ddot{e} \quad (17)$$

$$W_1 \sin \theta - W_2 \cos \theta = M \ddot{x} \quad (18)$$

式中: 偏位角 $\theta = \arctan(\dot{W}_2 / \dot{W}_1)$; x 和 y 为配流轴偏心在 x 方向和 y 方向的速度; W_1 和 W_2 为 4 条密封带上 x 方向和 y 方向总的承载力。

2 配流轴动静态支撑特性仿真

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

表 1 配流轴尺寸参数

参数	数值	参数	数值
L_1	10 mm	a_1	9 mm
μ	$0.216 \text{ Pa} \cdot \text{s}$	a_2	100 mm
d_1	3 mm	a_3	4 mm
r	54 mm	a_4	100 mm
β	0.001 mm	α	3.14 rad

对式 (12) 中的雷诺方程进行量纲一化:

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

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

$$h = d_2(1 + e \cos \theta) = h_0 \quad (21)$$

$$p = 6 \mu \omega d^2 / d^2 \quad (22)$$

得到量纲一化的雷诺方程:

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

边界条件:

(1) 排油孔压力: $P = P_0 / (6 \mu \omega R)$;

(2) 配流轴两端面压力定义为环境压力;

(3) 润滑油压力较小, 可以认为环境压力;

(4) 在油膜与两配流轴的边界上取固定边界条件:
 $P=0$, $\partial P/\partial \theta=0$ 。

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



图4 球塞泵半个球塞腔及整泵输出压力

Fig.4 Output pressure of pump and piston



图5 数值仿真流程图

Fig.5 Simulation flowchart with numerical simulation

3 结果与讨论

根据表1中的参数, 在工作压力为 25 MPa 时, 由静压支撑模型可以得到配流轴流场的静压分布如图6所示。可以看出, 压力较高的区域主要在高压口和高压平衡油腔处, 低压平衡油腔处的压力与低压口及配流轴两端面的环境压力接近, 几乎为0。高压口到低压平衡油腔之间的密封带1上, 压力逐渐降为0。平衡油腔两端面的密封带2上压力为0。在高压平衡油腔处, 压力则从左两侧密封带1、2处逐渐降为0。



图6 配流轴静压分布图

Fig.6 Hydrostatic pressure distribution

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



图7 初始位置时的振荡

Fig.7 Fluctuation at initial position

在如图4所示的实际工作压力下,根据图5所示的仿真流程,得到偏心率随径向不平衡力的变化关系如图8所示。图8中,点画线表示的是径向不平衡力 F_r ,始终在1 050~1 350 N之间周期性非线性波动,波动的最大差值达250 N,整体变化趋势与压力变化基本相同。由图8可知,配流轴的偏心率对径向不平衡力的影响较小,径向不平衡力随压力几乎成线性变化。在压力实时变化过程中,由于径向不平衡力的变化,配流轴的位置也随之不断调整来达到新的平衡,变化过程中同样会伴随振荡。当径向不平衡力 F_r 增大时,配流轴向下移动,间隙减小,偏心率(如图8中实线所示)增大。动压支撑力随之增大;当径向不平衡力 F_r 减小时,动压支撑力相对减小,使配流轴向上运动,间隙增大,偏心率减小,动压支撑力随之减小。因此,偏心率变化趋势与力 F_r 相同。



图8 配流轴偏心率随径向力变化关系

Fig.8 Relation between eccentricity and radial force

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

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



图9 偏心率随轴压压力和转速变化关系

Fig.9 The relation of eccentricity with axial pressure and rotor speed

4 结论

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

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

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

参考文献

- [1] 刘建强. 半液浮动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] 陈建明, 周纪洪, 陈心俊. 车具有广泛应用和广阔前景的球塞泵[J]. 液压与气动, 2009(8): 68~75.
CHEN D M, ZHOU J H, CHEN X J, et al. Ball piston pump with wide application and developing foreground[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2009(8): 68~75.
- [3] YUAN S H, ZHANG X J, ZHOU J H, et al. Experimental study on integrated hydraulic pump-motor system[C]//Proceedings of 10th International Symposium on Test and Measurement, International Academic Publishers, 2009: 4470~4473.

等温条件下非牛顿流体的弹流特性分析^{*}

杨玉冰 刘晓玲 徐昌顺

(青岛理工大学机械工程学院 山东青岛 266520)

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

关键词: 等温弹流润滑;点接触;牛顿流体;非牛顿效应

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0801(2017)07-0009-06

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

YANG Yubing LIU Xiaoling XU Chanshun

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

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

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

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

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

为了研究等温条件下牛顿流体与非牛顿流体弹流

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(81473030; 81673221); 山东省自然科学基金项目(ZR2014J007)。

收稿日期: 2016-10-18

作者简介: 杨玉冰(1991—),男,硕士研究生,研究方向为润滑理论。E-mail: yangyubing@126.com。

通信作者: 刘晓玲(1972—),女,博士,教授,主要研究方向为润滑理论。E-mail: lu_xiaoling@126.com。

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

1 数学模型

1.1 本构方程

假设流体符合 Ree-Eyring 流变特性, 可用下式来描述:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\tau_a}{\eta} k \left(\frac{\sigma}{\tau_a} \right) \quad (1)$$

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

Ree-Eyring 流体的等效黏度 η^* 为

$$\eta^* = \frac{\eta(x/r_a)}{ak(x/r_a)} \quad (2)$$

非牛顿流体的剪应力 σ 和等效黏度 η^* 的计算详见文献 [8]。

1.2 关于非牛顿流体的 Reynolds 方程

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

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right) k' \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right) k' \frac{\partial u}{\partial y} \right] = 12u_0(x) \frac{\partial(\rho^*k)}{\partial x} + 12V \frac{\partial(\rho^*k)}{\partial y} \quad (3)$$

方程 (3) 中的各参数定义详见文献 [4, 8]。

1.3 关于非牛顿流体的 Reynolds 方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right) k' \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right) k' \frac{\partial u}{\partial y} \right] = 12u_0(x) \frac{\partial(\rho^*k)}{\partial x} + 12V \frac{\partial(\rho^*k)}{\partial y} \quad (4)$$

对于稳态问题: $F = b_1$, $u_0(x) = u_{0s}$, $u_0(x)$ 为 i 时间的卷吸速度, u_{0s} 为速度变化前的稳态卷吸速度; 对于时变问题: $F = 1$, $u_0(x) = u_{0s} \times C_v(t)$, $C_v(t)$ 为速度的动态变化系数。本文作者主要研究卷吸速度变化半个正弦波后回到初始稳态的过程, 其表达式为

$$C_v(t) = \begin{cases} 1 + A_v \sin \frac{\pi}{t_v} & 0 \leq t \leq t_v \\ 1 & t \geq t_v \end{cases} \quad (5)$$

式中: A_v 为速度正弦变化的振幅; t_v 为速度做正弦变化的时间 (s)。

速度做时变, 其动态变化系数随时间的变化如图 1 所示。



图 1 速度的动态系数随时间的变化曲线 ($C_{v0}=0.001$)

Fig. 1 Variation in the velocity dynamic coefficient versus time for the $C_{v0}=0.001$

1.4 稳态级数分解

$$k(x_0, y) = k_{00} + \frac{x^2}{2k_1} + \frac{y^2}{2k_2} + \frac{2}{\pi k^2} \quad (6)$$

1.5 时变级数分解

$$k(x_0, y, t) = k_{00}(t) + \frac{x^2}{2k_1} + \frac{y^2}{2k_2} + \frac{2}{\pi k^2} \quad (7)$$

其他控制方程还包括载荷平衡方程, Reynolds 膜压关系, Dowson-Higginson 膜压关系, 参见文献 [6]。

2 数值方法

为了减少参数, 数值计算在对方程 (1) — (7) 统一化的基础上进行, 从而有利于对计算结果的分析, 改善计算过程的数值稳定性。当前分析的问题为时变问题时, 应在若干个瞬时求解, 与求稳态工况的解^[8]类似, 而在每一瞬时数值求解仍是在反复迭代中实现的。计算过程中, 压力的求解采用多重网格法^[9], 膜厚的计算运用多重网格积分法^[10], 收敛判据为压力和载荷的相对误差均小于 1×10^{-6} 。

3 结果与讨论

给定的输入参数如下: 环境黏度 $\eta_0 = 0.08$ Pa·s, 椭圆比 $k_1 = 3$, 综合弹性模量 $E^* = 226$ GPa, 膜压系数 $\alpha = 2.1 \times 10^{-5}$ Pa⁻¹, 非牛顿的特征剪应力 $\tau_a = 10$ MPa。

3.1 稳态条件下弹流问题的非牛顿流体分析

3.1.1 速度正弦卷吸速度的影响

图 2 给出了在轻载 ($\rho_{00}=0.5$ GPa), 卷吸速度分别为低速 ($u_{0s}=0.05$ m/s)、中速 ($u_{0s}=0.2$ m/s) 和高速 ($u_{0s}=1.8$ m/s) 条件下非牛顿流体和非牛顿流体

的膜厚和压力分布,并考虑了滑移比对非牛顿流体的影响。

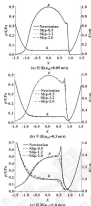


图2 轻载、不同速度下 $T=0$ 处膜的膜厚和压力比较
($p_a=0.5 \text{ MPa}$)

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

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

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

3.1.2 特征应力 σ_c 的影响

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

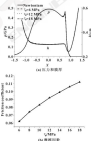


图3 特征应力 σ_c 对压力、膜厚和摩擦因数的影响
($p_a=0.5 \text{ MPa}$, $u_w=0.5 \text{ m/s}$, $slp=0.5$)

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

3.1.3 进口特征压力的影响

图4、5比较了啮合速度 $u_w=2.0 \text{ m/s}$ 、滑移比为

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

的时间相对较早, 且 $T=0$ 截面的最小膜厚低于牛顿流体。随着载荷的增加, 如图 3 (a) 所示 ($p_H=1.5$ GPa), 两者压力分布的差异减小。仅在第二压力峰处存在差异。在接触区入口处, 非牛顿流体的膜厚大于牛顿流体。当载荷增加至 $p_H=2.5$ GPa 时, 如图 3 (b) 所示, 牛顿流体与非牛顿流体之间的压力分布几乎无差异。而非牛顿流体的膜厚要小于牛顿流体的膜厚。因此在高速、大载荷比条件下, 载荷对 2 种流体的润滑特性影响较大, 且载荷越小, 非牛顿效应越明显。

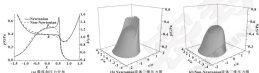


图 4 低速下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较和三维压力图 ($p_H=0.5$ GPa, $u_H=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

Fig. 4 Comparison of film thickness and pressure at $T=0$ (a) and three-dimensional map of the pressure (b) (c) under light load condition ($p_H=0.5$ GPa, $u_H=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

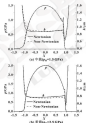


图 5 中载、重载下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较 ($u_H=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

Fig. 5 Comparison of film thickness and pressure at $T=0$ under medium and heavy load ($u_H=2.0$ m/s, $\lambda=2.0$)

图 4 给出了低速、高速条件下, 润滑比较小时的压力和膜厚分布。可见, 2 种流体的润滑特性差异主要体现在膜厚分布, 压力的分布趋于一致。与大载荷比条件不同 (见图 3 (b)), 非牛顿流体的膜厚始终大于牛顿流体。因此, 高速重载条件下, 润滑对比 2 种流体的膜厚分布影响明显。



图 6 重载、低差别比下 $T=0$ 截面的膜厚和压力比较 ($p_H=2.5$ GPa, $u_H=2.0$ m/s, $\lambda=0.5$)

Fig. 6 Comparison of film thickness and pressure at $T=0$ under heavy load and small difference ratio ($p_H=2.5$ GPa, $u_H=2.0$ m/s, $\lambda=0.5$)

3.2 特定条件下牛顿与非牛顿流体对比分析

取速度波动的幅值 $\Delta u = 2$, 速度波动的时间 $t_s = 0.0001$ s, 把速度波动的周期时间 t_s 等分成 100 份, 整个时变解的时间计算域为 $0 \leq t \leq 4t_s$ 。

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

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

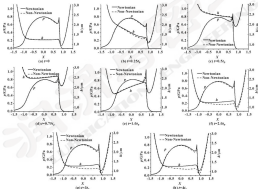


图7 速度变化时 $Y=0$ 截面上 8 个瞬时的膜厚和压力对比 ($p_0=0.8$ GPa, $u_0=2.0$ m/s)

Fig.7 The pressure and film thickness at right instant on $Y=0$ for variation in velocity ($p_0=0.8$ GPa, $u_0=2.0$ m/s)

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

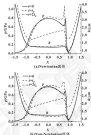
稳定, 最小膜厚略大于速度变化前的状态。而非牛顿流体的最小膜厚在 $t=2.5t_s$ 瞬时逐渐稳定, 最小膜厚略小于速度变化前的状态。



图 8 2 种流体最小膜厚随时间的变化

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

图 9 给出了 2 种流体在相同速度、不同瞬时的压力和膜厚比较。

图 9 速度相同时 2 个瞬时的膜厚和压力比较
($v_0 = 0.8 \text{ CF/s}$, $\omega_0 = 2.0 \text{ rad/s}$)Fig. 9 Comparison of 2 instants film thickness and pressure at the same velocity ($v_0 = 0.8 \text{ CF/s}$, $\omega_0 = 2.0 \text{ rad/s}$)

由图 9 可以看出,在速度的波动变化过程中,虽然这 3 个瞬时的速度相同,但是压力和膜厚分布差异比较明显,在 $t = \omega_0$ 瞬时,压力和膜厚分布与其他瞬时的分布差异较大,牛顿流体的第二压力峰更加尖锐。从 $t = 0$ 和 $t = 2s$ 2 个瞬时的压力、膜厚分布可见,在速度波动结束后的一个周期,2 种流体的膜厚分布趋于稳定,相较于速度波动之前的膜厚分布稍有差

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

4 结论

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

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

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

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

参考文献

- [1] DOWSON D, HIGGINS G. R. Elastohydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication [M]. Oxford, Pergamon Press, 1966.
- [2] 刘建伟,李振长.点接触及非牛顿点接触弹流润滑问题研究 [R]. 青岛:青岛理工大学,2002.
- [3] 靳金凤,杨伟,周海强.基于瞬态弹流润滑问题的热效应及非牛顿效应分析 [J]. 润滑与密封,2003,28(2):38-42.
- [4] CHU J L, YANG P, YANG P R. Analysis of thermal effect and non-Newtonian effect based on transient elastohydrodynamic lubrication [J]. Lubrication Engineering, 2003, 58(2):107-111.
- [5] LIU X, JIANG M, YANG P, et al. Non-Newtonian thermal analyses of point EHL contacts using the Eyring model [J]. ASME Journal of Tribology, 2009, 131(1):78-81.
- [6] 王惠强,马树二,杨海生.非-牛顿特性对点接触弹流润滑的影响 [J]. 航空动力学报,2009,24(1):41-47.
- [7] WANG Y H, DONG H B, YANG H B, et al. Effect of non-Newtonian behavior of lubrication on the TEHL in heavily loaded point contacts [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3):41-47.
- [8] 杨伟伟.流体润滑数值分析 [M]. 北京:国防工业出版社,1998.
- [9] YANG P, WEN S. A generalized Reynolds equation for non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication [J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112(4):831-836.

(下转第 59 页)

考虑空穴压力的滑移表面径向滑动轴承性能研究

郑 勇 赵三星

(武汉科技大学机械自动化学院 湖北武汉 430080)

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

关键词:复合滑移表面;质量守恒算法;摩擦性能;空穴压力

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0254-0090(2017) 07-0004-06

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

ZHENG Yong ZHAO Sansong

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

Abstract: Taking the given rotational speed of journal bearing with a combined slip surface as the research object, based on the two-component slip model, the influence of non-dimensional slip length (ratio of the bearing's slip length and clearance), eccentricity and cavitation pressure on the load capacity, attitude angle and friction coefficient was studied by using the mass conservation algorithm, and the results were compared with those under no-slip condition. The results show that as non-dimensional slip length increases, load capacity is increased and friction coefficient is decreased. However, all of them will reach a state of saturation when the non-dimensional slip length is more than 10. There exists a certain bearing capacity for the bearing with a combined slip surface when the eccentricity is 0. Properly increasing the eccentricity can enhance load capacity, reduce friction coefficient and improve stability of the bearing. The influence of the cavitation pressure on the performance of the journal bearing with a combined slip surface is obvious.

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

非接触边界条件(在圆环表面上没有相对运动)一直是流体力学研究的基础。最近几十年,随着微纳科技、测试技术以及制造技术的发展,研究者从试验中观察到了滑移现象的发生。KOSKINEN和TAKELINAC^[1]通过试验发现水在湿润的玻璃表面上能够发生滑移。WILKINSON等^[2]通过对直径为16 mm的高温水管的流速速度测量发现水与壁面产生滑移现象,并且发现滑移速度与剪应力成正比。NEJO等^[3]通过试验发现牛轭流体在圆环表面上发生滑移现象。

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

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

· 基金项目: 国家自然科学基金项目(51405020); 武汉科技大学企业基金及其控制教育基金由武汉空开发展基金项目(20140002)。

收稿日期: 2016-09-14

修回日期: 2016-11-11, 男, 硕士研究生, 研究方向为轴承润滑分析, E-mail: zhengyong908@foxmail.com。

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

1 理论模型

1.1 薄层轴衬模型

复合薄层表面径向轴承结构如图1所示。轴瓦表面由薄层区域和非薄层区域构成。薄层区域设计成用

形。薄层区域的设计变量参数为周向薄层长度 L_z 和轴向薄层长度 L_x 。轴瓦以角速度 ω 绕轴转动并保持静止。轴衬表面和轴瓦的非薄层区由传统的材料构成。轴瓦的薄层区由具有较低屈服应力的材料构成(文中,屈服应力为 $\sigma_{\text{lim}}=0$)。

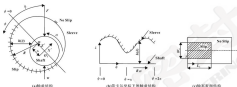


图1 径向轴承结构、笛卡尔坐标下的径向轴承结构和轴瓦表面结构

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

等厚度不考虑轴衬弹性变形的简单薄层的 Navier-Stokes (N-S) 方程为

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

二元薄层模型为

$$v_x = v_{\text{lim}} + \frac{\eta}{h} v_y \quad (2)$$

式中, v_{lim} 为固壁表面剪应力; v_{lim} 为固壁表面被限制应力; ω 为薄层速度。

对式(1)进行求解之前需要确定边界条件。根据二元薄层模型,当 $v_x = v_{\text{lim}}$ 时,薄层发生且薄层长度 h 保持不变。假设固壁表面剪应力总是阻止薄层,考虑到式中的屈服应力为0($v_{\text{lim}}=0$),故此时的边界条件为

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

利用边界条件式(3)对式(1)进行积分求得周向和轴向的速度表达式:

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

将式(4)沿油膜厚度方向积分求得周向和轴向单位宽度流量并代入流量连续方程得控制方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{3k}{h+k} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \left(1 + \frac{3k}{h+k} \right) \right\} = \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left\{ 6\eta \omega R h \left(1 + \frac{k}{h+k} \right) \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

采用质量守恒原理,由式(5)得例如下 P - θ 模型:

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

对式(6)进行量纲一化处理:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left\{ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \left(1 + \frac{3\bar{k}}{\bar{h}+\bar{k}} \right) \right\} + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left\{ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \left(1 + \frac{3\bar{k}}{\bar{h}+\bar{k}} \right) \right\} = \\ & \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left\{ 6\eta \omega R h \left(1 + \frac{k}{h+k} \right) \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

量纲一化量为

$$\overline{W}_x = \frac{\omega g R^2 L}{2\eta} \frac{\overline{W}_x}{\overline{W}_x} = \frac{\omega g R^2 L}{2\eta} \left[P \cos \theta \sin \theta d\theta \right] \quad (10)$$

$$\overline{W}_y = -\frac{\omega g R^2 L}{2\eta} \frac{\overline{W}_y}{\overline{W}_y} = -\frac{\omega g R^2 L}{2\eta} \left[P \cos \theta \sin \theta d\theta \right] \quad (11)$$

$$\overline{W} = \sqrt{\overline{W}_x^2 + \overline{W}_y^2} \quad (12)$$

等效一维膜合力:

$$\overline{W}' = \sqrt{\overline{W}_x^2 + \overline{W}_y^2} \quad (13)$$

偏位角:

$$\beta = \arctan \left(\frac{\overline{W}_y}{\overline{W}_x} \right) \quad (14)$$

径向轴承轴瓦表面的摩擦力:

$$F = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[\frac{h}{2R} \frac{dp}{dh} \left(\frac{h}{h_0 + h} \right) + \left(\frac{\omega g R^2}{h_0 + h} \right) \right] dh dy = \frac{L \omega g R^2}{2\eta} \left[\left(\frac{R}{\eta} \frac{dp}{dh} \left(\frac{R + 2h}{R + h} \right) + \left(\frac{1}{R + h} \right) \right) \right] dh d\theta = \frac{L \omega g R^2}{2\eta} f \quad (15)$$

轴瓦表面的摩擦因数:

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

2 结果与讨论

影响径向滑动轴承性能的因素众多,下面结合滑移长度、偏心率、空气压力 3 个重要因素对复合滑移表面径向轴承性能的影响进行研究。轴承的工况参数如表 1 所示。在轴承轴瓦的滑移区域采用有限差分法和迭代法进行迭代计算;在非滑移区令 $R=0$,式(7)即变成传统的雷诺方程。滑移区域设置成矩形,在周向和轴向的滑移长度分别设置成 $L_x=0.5L$, $W_x=0.7W$, L 和 W 分别为径向轴承的周向和轴向宽度。滑移区域的优化与系统性能改善具有重要意义,但不在此文中研究范围。

2.1 滑移长度的影响

WATANABE 等^[1]通过试验发现,滑移长度 h 的范围为 0.2~1.0 nm,文中取量纲一滑移长度 $R=0.0$ (非滑移) 和 $R=1, 10, 30$ 。

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

不再随着滑移长度增大而改变,基本趋于饱和。



图 3 不同滑移长度下对应的周向油膜压力分布

Fig. 3 Circumferential pressure distribution at different slip length



图 4 不同滑移长度下对应的轴向油膜压力分布

Fig. 4 Axial pressure distribution at different slip length

图 5 示出了滑移长度对轴承承载力、偏位角以及摩擦因数的影响。

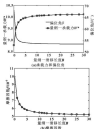


图 5 滑移长度对承载力、偏位角和摩擦因数的影响

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

(a) as well as friction coefficient (b)

由图5可知,随着磨移长度的增加,轴承的承载力不断增大,偏位角和摩擦因数不断减小。例如当 x 由0.0增加到30.0时,承载力增加14.0%,偏位角减少21.0%,摩擦因数减小45.8%。但是这种增大或减小的速度是不同的,当 $x>10$ 后磨移长度对承载力、偏位角以及摩擦因数的影响几乎达到饱和。

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

2.2 偏心率的影响

图6示出了偏心率 e 和磨移长度 x 对轴承的承载力、偏位角、摩擦因数的影响。

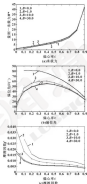


图6 偏心率对承载力、偏位角、摩擦因数的影响

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

而增大,但偏心率越大磨移长度的影响越小。例如在 $x=0.3$ 和 $x=6$ 两种工况下,对于 e 在0.0~0.9变化时,承载力分别增大了23.06%和14.72%。(2)小偏心率时,复合磨移表面轴承承载力较小,但相对于非磨移表面轴承有所改善。需特别指出的是:当 $e=0.0$ (相当于等间距)时,复合磨移表面仍具有一定的承载力。这为等间距工况下形成液体动压、提高承载力提供了新的思路。(3)当偏心率 e 在0~0.3变化时,偏位角随着偏心率的增加而增加,但随着磨移长度的增加而减少;当偏心率 $e>0.3$ 时,偏位角随着偏心率和磨移长度的增加而减少(这与WANG等^[8]的结论一致)。(4)摩擦因数随着偏心率和磨移长度的增加而减小,但偏心率越大磨移长度影响越小。例如在 $x=0.3$ 和 $x=6$ 两种工况下,对于 e 在0.0~0.9变化时,摩擦因数分别减小了30.7%和47.4%。

2.3 空穴压力的影响

图7示出了空穴压力 p_a 和磨移长度 x 对轴承的承载力、偏位角、摩擦因数的影响。

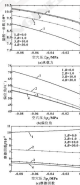


图7 空穴压力对承载力、偏位角、摩擦因数的影响

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

可知,(1)承载力随着偏心率和磨移长度的增加

可知,(1)承载力和偏位角随着空穴压力的降低而增大,空穴压力越低(即与环境压力越大),承载力和偏位角越大;当空穴压力趋近于0时,轴承的承载力越小。(2)非滑移表面轴承的摩擦因数随着空穴压力降低而小幅减小,而复合滑移表面轴承的摩擦因数随着空穴压力的降低而增大。例如在 $R=0.0$ (非滑移) 和 $R=30.0$ 两种工况下,当空穴压力 P_0 由 0.5 变为 0.001 MPa 时, $R=0.0$ (非滑移) 时的摩擦因数减少了 1.9%, $R=30.0$ 时的摩擦因数增加了 14.16%。

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

3 结论

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

- (1) 相对于非滑移表面轴承,增加复合滑移表面轴承的滑移长度不仅可以提高承载力,减小摩擦因数,同时提高系统的稳定性,但当滑移长度达到 10 以后,这种改善趋于饱和。
- (2) 复合滑移表面轴承系统的承载力随着偏心率的增加而不断增加,在小偏心率时则当偏心率为 0 时,复合滑移表面轴承仍具有承载能力。
- (3) 在考虑滑移对轴承性能的影响时应综合考虑空穴压力的影响。在相同工况下,考虑空穴压力时,复合滑移表面轴承能提供较大的承载力,较小的摩擦因数,较小的偏位角。

(上接第 53 页)

- [8] 邵金磊,杨浩然.热激励下的非牛顿流体润滑分析[J].润滑与密封,2008,31(6):47-48.
- [9] CHU J L, YONG P R. Analysis on the non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication subjected to normal vibration[J]. *Lubrication Engineering*, 2006,31(8):47-48.
- [10] CHEN P, YANG P. Influence of a ring flat zone in the point con-

参考文献

- [1] JOSEPH P, TURLING P. Direct measurement of the apparent slip length[J]. *Physical Review E*, 2009,71(3):036301-7.
- [2] WATANABE K, UEGUCHI Y, UEGUCHI H. Drag reduction of Newtonian fluid in a circular pipe with a highly water-repellent wall[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1999,381:229-238.
- [3] MITO C, AKAISHI H, KOSAKI K, et al. Boundary slip in Newtonian liquids: a review of experimental studies[J]. *Reports on Progress in Physics*, 2009,68(12):2809-2897.
- [4] CHEN J H, SPIRICH H A, KATOH H. Friction reduction in low-load hydrostatic lubrication with a hydrophobic surface[J]. *Tribology International*, 2007,40:180-189.
- [5] SPIRICH H A. The full-circled bearing, Part 1, extended Reynolds equation [J]. *Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2003,217(1):1-10.
- [6] SPIRICH H A. The full-circled bearing, Part 2, potential application in low-load contacts [J]. *Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2003,217(1):23-26.
- [7] FORTBERG A K, SALANT D P. Numerical analysis of a slider bearing with a journal bearing with a heterogeneous slip/no-slip surface [J]. *Journal of Tribology*, 2009,131(4):0320-0328.
- [8] WU C W. Performance of hydrodynamic lubrication (journal bearing with a slippery surface) [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2008,60(6):290-298.
- [9] WANG L L, LI C H, WANG M, et al. The numerical analysis of the radial slider bearing with combined surface slip [J]. *Tribology*, 2012,47:1000-1004.
- [10] MURAH F F, JIA M, HUANG Z J, et al. A mass-conserving algorithm for dynamical lubrication problems with cavitation [J]. *Journal of Tribology*, 2009,131:030702.1-7.
- [11] SPIRICH H, GRASICK S. Equation for slip of simple liquid at smooth solid surfaces [J]. *Langmuir*, 2000,16:5060-5070.
- [12] DEGENREAR S V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. New York: Hemisphere, 1990,12:126.
- [13] 陈维. 基于位置平衡边界条件的膜空穴研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009,1-14.
- [14] ... on thermal elastohydrodynamic lubrication [J]. *Tribology International*, 1999,32:167-173.
- [15] TRENKLEIN C H. Multiscale solution of the EHL line and point contact problems [D]. Netherlands/Twente University, 1991.
- [16] BEHNKE A, LIEBEXHOF A. Multiscale matrix multiplication and fast solution of integral equations [J]. *Journal of Computational Physics*, 1990,90:548-573.

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0690.2017.07.011

润滑介质对摩擦性能影响差异分析^{*}

何霞 廖文玲 王国荣 钟林 李梦媛

(西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

摘要: L-CKD150润滑油和复合锂基润滑脂广泛应用于石油装备润滑领域。为研究2种润滑介质对摩擦副摩擦性能及磨损机制的影响差异,采用MMW-1型微机控制式万能摩擦磨损试验机,开展不同接触压力及线速度及不同润滑环境下摩擦学实验研究。结果表明:实验工况下,两“盒”摩擦副表面以磨粒磨损为主,同时存在粘着磨损;相比于L-CKD150润滑工况,复合锂基润滑脂润滑时两“盒”表面磨粒磨损更为严重,进而加大摩擦副表面的波动幅度,最大波动幅度为L-CKD150润滑下的3.7倍;盒式摩擦副粘着磨损与接触压力有关,0.5 MPa接触压力下,L-CKD150润滑时粘着磨损较严重,1.5 MPa下两复合锂基润滑脂润滑时更严重,磨粒磨损是影响盒式摩擦副磨损的主要因素。

关键词: 润滑油; 复合锂基润滑脂; 磨粒磨损; 磨料磨损

中图分类号: TH111.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0690(2017)07-0011-06

Analysis on Influence Difference of Lubricating Medium on Tribological Properties

HE Xia LIAO Wenling WANG Guorong ZHONG Lin LI Mengyuan

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

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

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

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

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

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

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51504087)。

收稿日期: 2016-12-26

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

通信作者: 廖文玲(1982—),男,硕士研究生,研究方向为钻井结构与润滑技术。E-mail: 1828289772@163.com

在油膜各制磨减磨中,2种制磨介质性能,特别是黏度,存在较大差异,但并没有实验分析相同工况下L-CKD450润滑油和复合锂基制磨剂对摩擦磨损性能的影响差异及2种制磨介质下表面的磨削机制,并基于磨削机制针对性地找到减小接触表面摩擦磨损的方法。

本文作者选用L-CKD450润滑油和复合锂基制磨剂2种制磨介质,以镀锌钢和20CrNiMo为磨-盘摩擦副试样材料,采用MMW-1型摩擦磨损试验机开展摩擦学实验,对此分析L-CKD450润滑油和复合锂基制磨剂对摩擦磨损性能的影响差异及2种制磨环境下表面的磨削机制。

1 实验部分

1.1 实验设备

实验装置为MMW-1型微机控制立式万能摩擦磨损试验机,采用磨-盘摩擦副(如图1所示)进行摩擦学实验。磨试样与旋转主轴相连,旋转轴转速由伺服电机控制,范围为1~2 000 r/min;盘试样通过螺钉定位,固定安装于盘试样凹槽中。试验载荷经杠杆传动机构加载,并由压力传感器实时测量反馈得到,最大载荷为2 000 N。扭矩传感器测量得到接触表面

的摩擦扭矩经换算后获得表面摩擦系数。



图1 磨-盘摩擦副示意图
Fig.1 Schematic diagram of the pin-disk friction pair

1.2 实验材料与实验方法

磨试样材料为20CrNiMo,盘试样材料为镀锌钢,其物理性能如表1所示。磨试样直径为8 mm,长度为14 mm,经渗碳处理后表面硬度为60HRC,接触表面经抛光处理后粗糙度为Ra0.2 μm,盘试样外径为24 mm,内径为20 mm,厚度为10 mm,表面强化处理后硬度为60HRC,粗糙度为Ra0.2 μm。制磨介质分别为L-CKD450润滑油和复合锂基制磨剂。

表1 实验材料物理性能
Table 1 Physical properties of 20CrNiMo and zinc-plated bronze

材料	弹性模量 E /GPa	泊松比	抗拉强度 σ_b /MPa	密度 ρ /($g \cdot cm^{-3}$)
20CrNiMo	206	0.299	1 800	7.63
镀锌钢	127.8	0.40	(1 200~1300)	8.3

在室温(20℃)、环境空气中开展摩擦学实验。实验前调试试验装置,并安装试样及摩擦足够的制磨介质。不同制磨介质、载荷(接触压力)和速度下单次实验时间为120 min,具体工况如表2所示。实验前后利用石油醚和超声波清洗机装置对磨-盘试样进

行清洗,磨干后采用电子天平(精度0.000 1 g)测量试样质量。实验前调试试样质量误差即为试样的磨质量,并采用白光干涉仪(BRUKER contour CLK-1)和扫描电镜对试验后试样表面形貌及元素进行观察和分析。

表2 工况参数
Table 2 Parameters of condition

Number	Contact pressure p /MPa	Velocity v /($m \cdot s^{-1}$)	Lubricating medium
1	0.5	0.2	L-CKD450 lubricant oil
2	0.5	0.5	L-CKD450 lubricant oil
3	1.5	0.2	L-CKD450 lubricant oil
4	1.5	0.5	L-CKD450 lubricant oil
5	0.5	0.2	Compound lithium grease
6	0.5	0.5	Compound lithium grease
7	1.5	0.2	Compound lithium grease
8	1.5	0.5	Compound lithium grease

2 结果与分析

2.1 摩擦磨损试验

图2示出了相同接触压力和速度工况下,第一盘试样接触表面摩擦因数在2种不同润滑介质下随时间变化关系。可知,4种不同工况下,相比L-CKD150润滑油介质,复合锂基润滑脂润滑下摩擦因数随时间波动更大,摩擦因数波动值如图3所示。此外,由图2(a)和图3可看出,接触压力为0.5 MPa、线速度

为0.2 m/s时,复合锂基润滑脂润滑条件下摩擦因数呈阶跃状波动,阶跃状分布摩擦因数最大相差0.3左右,该工况下的摩擦因数波动幅度最大,为L-CKD150润滑油润滑时的4.7倍。由图2(d)和图3可知,接触压力为1.5 MPa、线速度为0.5 m/s时,复合锂基润滑脂润滑条件下各阶段的摩擦因数均大于L-CKD150润滑油,摩擦因数波动值也达到L-CKD150润滑油润滑时的3.9倍。

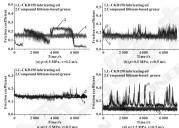


图2 摩擦因数随时间变化规律

Fig. 2 Friction coefficient as a function of time



图3 不同工况下摩擦因数波动幅度

Fig. 3 Fluctuation amplitude of friction coefficient under different conditions

图4给出了不同润滑介质下第一盘试样的磨损失量。由图4(a)可知,接触压力为0.5 MPa、L-CKD150润滑油下的盘试样磨损失量大于复合锂基润

滑下的磨损失量。但2种润滑介质下的磨损失量差距很小。而接触压力为1.5 MPa时,复合锂基润滑脂润滑下盘试样的磨损失量更大。且2种润滑介质下磨损失量的差距明显增大;另外,最大盘试样磨损失量出现在接触压力为1.5 MPa、线速度为0.5 m/s的复合锂基润滑脂润滑工况下,最大磨损失量为0.008 g,为相同工况下L-CKD150润滑油润滑时的4.9倍。由图4(b)可知,2种接触压力下,在线速度为0.2 m/s时复合锂基润滑脂润滑下磨损失量更大。在线速度为0.5 m/s时L-CKD150润滑油润滑下磨损失量更大;另外,在接触压力为1.5 MPa、线速度为0.2 m/s工况下,复合锂基润滑脂润滑下的磨损失量最大。而相同工况下L-CKD150润滑油润滑时的磨损失量最小。2种润滑介质下磨损失量相差10倍。

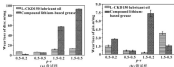


图4 销-盘试样磨损量: (a) 盘试样; (b) 销试样

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

3.2 摩擦机理分析

表2列出了不同实验工况下销盘侧盘试样实验后表面形貌。可知, 接触压力为0.5 MPa时, 相比复合酯基润滑油, L-CKD680侧销下盘试样表面有更宽和更深的磨痕, 犁沟作用明显; 接触压力为1.5 MPa

时, 相比接触压力为0.5 MPa工况, L-CKD680侧销下盘试样表面磨痕变化很小, 而复合酯基润滑油侧销下盘试样表面磨痕变宽、变深, 且比侧销侧销磨下更严重。

表2 不同工况下实验后销盘侧销盘试样表面形貌

Table 2 Wear morphology of disc specimens under different conditions

	L-CKD680 侧销	复合酯基侧销侧销
<p>pin 0.5 MPa_a $\alpha=0.2 \text{ mm}^2/\text{s}$</p>	<p>(a)</p>	<p>(b)</p>
<p>pin 0.8 MPa_a $\alpha=0.2 \text{ mm}^2/\text{s}$</p>	<p>(c)</p>	<p>(d)</p>
<p>pin 1.2 MPa_a $\alpha=0.2 \text{ mm}^2/\text{s}$</p>	<p>(e)</p>	<p>(f)</p>
<p>pin 1.5 MPa_a $\alpha=0.2 \text{ mm}^2/\text{s}$</p>	<p>(g)</p>	<p>(h)</p>

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

L-CKD680侧销时盘试样粗糙度参数 R_a 和 R_z 值更大。而1.5 MPa接触压力下, 复合酯基侧销侧销时盘试

样表面粗糙度 R_a 和 R_z 值更大。与表 3 中不同接触压力下侧磨介质质对表面形貌影响吻合。

对此分析图 4 (a) 中盘试样磨痕量, 表 3 中盘试样表面形貌和图 5 中盘试样表面粗糙度可知, 0.5 MPa 接触压力下, L-CKD450 侧磨油时盘试样表面磨痕更宽、更深, 表明摩擦副表面产生的磨粒磨痕更严重, 盘试样表面磨粒磨痕去除材料更多, 还导致盘试样磨痕量更大。与图 4 (a) 结果吻合。而 1.5 MPa 接触压力时, 复合锂基侧磨油侧磨下盘试样表面磨痕磨痕更严重, 盘试样的磨痕量更大。因此, 盘试样表面磨粒磨痕差异是导致盘试样磨痕量差异的主要因素。

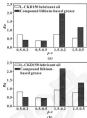


图3 不同工况下盘试样表面粗糙度

Fig. 3 Surface roughness of disc specimens under different conditions

图 6 所示为不同工况下, 销试样表面 EDS 成分分析结果, 图中编号与表 2 中编号相对应。可知, 除 1、2 和 3 三种工况下 20CrNiMo 销试样磨痕表面未检测到元素, 其余工况下销试样表面均有不同量的铜存在。因此 2 种侧磨介质侧磨环境下摩擦副表面存在一定的磨屑磨痕。此外, 相同接触压力和速度工况下, 由销试样表面铜元素含量对比 L-CKD450 侧磨油和复合锂基侧磨油 2 种侧磨介质对磨屑磨痕的影响差异可知, 复合锂基侧磨油侧磨时, 销试样表面铜元素含量均比 L-CKD450 侧磨油环境下多。因而表面磨屑磨痕更严重。磨屑磨痕时摩擦副表面金属不断发生磨屑、破坏、再磨屑的交替过程^[2], 增加接触表面摩擦力的波动幅度, 进而导致复合锂基侧磨油侧磨下摩擦副数

动幅度大于 L-CKD450 侧磨油侧磨时。如图 2 所示。

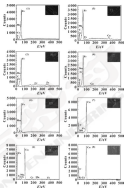


图4 销试样表面EDS分析

Fig. 4 EDS analysis of pin specimens

3 结论

(1) 相比 L-CKD450 侧磨油, 复合锂基侧磨油侧磨将增大摩擦副数的波动幅度, 0.5 MPa 接触压力和 0.2 m/s 速度下, 波动幅度最大, 增加 3.7 倍。

(2) 侧磨介质对盘试样磨痕的影响差异与接触压力有关, 接触压力为 0.5 MPa 时, L-CKD450 侧磨油侧磨下磨痕更大。1.5 MPa 接触压力下侧复合锂基侧磨油侧磨下磨痕更大。销试样磨痕的差异与线速度有关, 0.2 m/s 速度下, 侧磨油侧磨下销试样磨痕更严重。0.5 m/s 速度侧磨油侧磨下销试样磨痕更大。

(3) 实验条件下, 盘试样表面形貌及销试样 EDS 分析表明, 销-盘试样摩擦副表面主要以磨屑磨痕为主, 同时伴随有一定的磨屑磨痕。0.5 MPa 接触压力下, L-CKD450 侧磨下盘试样表面磨屑磨痕更严重。1.5 MPa 接触压力下侧复合锂基侧磨油侧磨表面磨屑磨痕更严重。磨屑磨痕是造成不同接触压力下侧磨

介质对试样表面磨损速率的主要因素。此外,相比 L-C60450 润滑油,复合石墨基润滑油在磨损环境下摩擦副表面磨损速率更严重,还增加摩擦副接触时间变化的波动幅度。

参考文献

- [1] 周开稀.摩擦学原理[M].北京:清华大学出版社,1990,209~411.
- [2] MARTIN ALFONSO J R, VILENCA C, SANCHEZ M C, et al. Evaluation of thermal and rheological properties of lubricating greases modified with recycled LDPE[J]. Technology Transactions, 2012, 15(4): 818~828.
- [3] LIU T B, WANG C R, YUAN J J, et al. The effect of Fe₃O₄ solid lubricant on the tribological properties of bearing steel under grease lubrication[J]. Technology Transactions, 2019, 33(3): 667~677.
- [4] XIA Y Q, WEN Z X, FENG X. Tribological properties of a lubricant-carbon grease[J]. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, 2019, 35(1): 10~16.
- [5] NAN F, XU T, NI H, et al. Effect of Cu nanoparticles on the tribological performance of aliphatic base grease[J]. Technology Transactions, 2014, 18: 1039~1050.
- [6] 杨标,周元康,李屹.石墨烯改性石蜡润滑油添加剂对聚脲 HTS0 摩擦副磨损性能的影响[J].材料工程, 2020, 44(9): 94~98.
YANG B, ZHOU Y K, LI Y, et al. Influence of nanographene lubricant additive on friction and wear properties of L200 friction components[J]. Journal of Materials Engineering, 2020 (4): 94~98.
- [7] 赵磊,廖福兵,张思川.石墨基纳米分散液对聚脲合金/铜摩擦副表面摩擦性能研究[J].材料研究学报, 2016, 30(1): 37~42.
- [8] ZHANG L, CAO X B, ZHANG C C, et al. Tribological properties of graphene as effective lubricant additive in oil on textured bearing surface[J]. Chinese Journal of Materials Research, 2016, 30(1): 87~92.
- [9] 江泽明,方光华,葛波本.石墨烯在列瓦基油膜和立油膜二种基础油中的摩擦减磨特性[J].摩擦学报, 2016, 36(1): 81~86.
JIANG Z Q, FANG J H, CHEN H B, et al. Tribological properties of base oil and lubricating oils containing ultrathin graphene under magnetic field[J]. Technology, 2016, 36(1): 217~226.
- [10] 王国章,牙敏头滑动轴承工作机理研究[M].成都:西南石油学院, 2004.
- [11] 何嵩,廖文冲,王国章.压油腔凸缘凸齿对润滑腔内油膜时间摩擦性能影响[J].润滑与密封, 2016, 41(7): 106~104.
HE X, LIANG W L, WANG C R, et al. Influence of edges ledge feature on tribological performances of plunger-pair in lubricating pump[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(7): 96~100.
- [12] 王国章,廖文冲,王敏.牙敏头滑动轴承失效分析[J].润滑与密封, 2006, 31(10): 23~24.
WANG C R, ZHENG J W, KANG Q. Failure analysis of rock bar journal bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(10): 22~23.
- [13] 何志强,王敏,廖文冲.牙-二牙敏头滑动轴承失效分析[J].西南石油大学学报(自然科学版), 2008, 30(3): 136~138.
HUANG X Q, WANG X F, WU X F, et al. The failure analysis of three roller bit sliding bearing[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2008, 30(3): 136~138.
- [14] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [15] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [16] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [17] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [18] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [19] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [20] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [21] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [22] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [23] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [24] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [25] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [26] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [27] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [28] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [29] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [30] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [31] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [32] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [33] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [34] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [35] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [36] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [37] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [38] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [39] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [40] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [41] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [42] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [43] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [44] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [45] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [46] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [47] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [48] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [49] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [50] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [51] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [52] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [53] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [54] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [55] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [56] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [57] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [58] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [59] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [60] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [61] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [62] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [63] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [64] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [65] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [66] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [67] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [68] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [69] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [70] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [71] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [72] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [73] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [74] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [75] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [76] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [77] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [78] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [79] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [80] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [81] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [82] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [83] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [84] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [85] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [86] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [87] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [88] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [89] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [90] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [91] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [92] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [93] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [94] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [95] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [96] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [97] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [98] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [99] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.
- [100] 周开稀.摩擦学[M].北京:清华大学出版社, 2004, 30(1): 37~42.

(上接第 47 页)

- [1] 周开稀, 何云飞, 廖文冲. 牙-二牙敏头滑动轴承配流平衡特性[J]. 矿业工程学报, 2008, 24(12): 65~66.
- [2] HU J B, ZHOU Y F, ZHANG X J, et al. Balancing characteristics of flow divider plate in ball piston pump[J]. Transactions of the CSME, 2008, 32(12): 83~90.
- [3] 杨华勇, 文青刚. 同步轴向往复泵配流阀流通特性的研究进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(17): 1987~1989.
- [4] YANG H Y, WU Q L, ZHANG H. Development of lubrication of port plate/cylinder block in axial piston pump[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 18(17): 1987~1993.
- [5] 何云飞, 周开稀. 径向柱塞泵配流轴受力平衡性分析[J]. 机械与液压, 2009, 35(1): 78~79.
ZHOU Y F, FENG C R. Force analysis of flow divider plate in radial piston pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(11): 78~79.
- [6] 周开稀, 陈以标. 新型径向柱塞泵配流轴的结构设计研究[J]. 液压与气动, 2008(3): 7~9.
HUANG X W, CHEN H Q. The structure design study for a certain radial piston pump with axial flow distribution[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(3): 7~9.
- [7] 李本军, 史伟祥. 产内具有凸缘反膜的配流轴设计方法[J]. 液压与气动与密封, 2008, 38(1): 22~26.
HUANG Y J, HUO W X, LI J K. A design method of the flow divider plate with pressure-control feedback block[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2008, 38(1): 22~24.
- [8] KAKIUCHI K, KASE H, OHMOTO K. A study on characteristics of surface-restriction compensated gas bearing with T-shaped grooves[J]. Bulletin of JSME, 1982, 25(102): 26~39.
- [9] ABEI B H. High speed supports using aerostatic aerodynamic bearing[J]. Industrial Lubrication & Technology, 2008, 32(2): 67~73.
- [10] 周开稀, 周开. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.

适用于幂律流体螺旋密封封液能力近似解析分析^{*}

陈 恩 宋鹏云

(昆明理工大学化学工程学院 云南昆明 650500)

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

关键词: 螺旋密封; 幂律流体; 近似解析; 封液能力

中图分类号: TB442 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6953(2017) 07-0012-06

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

CHEN Guo SONG Pengyun

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

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

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

螺旋密封是一种非接触流体动力密封,因适用于高温、高压、腐蚀以及含颗粒等苛刻介质工况,而被广泛应用于石油化工等行业中。螺旋密封典型结构如图1所示。当螺旋随轴旋转时,充满密封间隙流体受到阻性剪切,从而形成由低压侧向高压侧的轴向压差,其值与密封腔内压力相等,便能阻止流体

泄漏^[1]。



图1 螺旋密封几何模型

Fig.1 Geometric model of helical seal

* 基金项目: 昆明理工大学学科方向团队资助项目。

收稿日期: 2016-09-29

作者简介: 陈恩 (1982—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械密封。E-mail: 89828224@qq.com

通信作者: 宋鹏云 (1964—), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为机械密封技术。E-mail: songpengyun@kustm.cn

据压力平衡的观点,利用 8-8 方程推导出了层流工况下螺旋密封时液能力公式,但是在工程设计应用中与实际测得值差距较大。GRIKAK^[1]根据流量平衡观点,提出泵送流量与沿螺旋槽和轴端螺旋槽的泄漏量之和相等,以此推导出的层流工况下螺旋密封时液能力公式适用性较差。GRIKAK^[1]对螺旋密封分别处于湍流和层流的工况进行数值模拟,得到了密封间隙流量特征,并分析了提高密封能力的方法。薄相峰等^[2]采用自主设计的实验装置,对螺旋密封的螺旋槽宽、螺旋角等不同的螺旋结构多参数进行了对比研究。马国栋^[3]从泵的角度对螺旋密封“气堵”以及“密封失效”现象作出了合理、全面的解释,并提出了一种新型组合螺旋密封。刘彦伟等^[4]利用软件 MATLAB 对螺旋密封的螺旋结构多参数进行优化,得到了最佳的螺旋密封参数。

上述有关螺旋密封的研究都是针对非牛顿流体进行的,但是在化学工业、石油工业、生物医学等诸多领域还存在着很多非牛顿流体,如聚合物溶液、悬浮液、石油、润滑油等,均呈现出非牛顿流体的特征^[5]。典型的非牛顿流体类型有基津流体、宾汉流体和假塑性流体等^[6]。在此类介质的生产和输送过程中所使用的各类旋转机械均面临密封的问题,研究非牛顿流体的密封问题是十分必要的。

由于基津流体是工业上常见的一种非牛顿流体,本文作者以基津流体为研究对象,基于 GRIKAK^[1]推导密封介质为牛顿流体时螺旋密封时液能力的计算方法,将该用于和实际值^[2]得到的基津流体二维定常流动速度分布方程替代牛顿流体二维定常流动速度分布方程,近似解得密封介质为基津流体的螺旋密封时液能力表达式,将该近似解计算结果与利用 Eflow 软件模拟的结果进行对比,借此说明该近似解算法的合理性。

1 螺旋密封时液能力近似解析求解

螺旋密封间隙上主要存在 2 种流动:由螺旋螺旋槽转动介质黏性剪切而引起的泵送流动和由密封内高压差引起的压差泄漏流动,其中压差泄漏流动分别发生在螺旋槽内和环形缝隙中。GRIKAK^[1]认为当泵送流量和泄漏流量相等时,密封可实现无泄漏。而所需的螺旋密封时液能力即此时密封腔与外界的压力差 Δp 。

1.1 泵送流量 Q_1 求解

泵送流动可简化为螺旋槽中的库埃特流动,简化后的速度满足:

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

式中: v 为螺旋轴转动的圆周速度; v_x 为沿螺旋槽方向的泵送速度; α 为螺旋角。

代人文献^[11]中基津流体二维定常流动速度分布方程,可得到螺旋槽内任意一点处的泵送速度表达式为

$$u = \frac{v_x}{k} \quad (2)$$

式中: k 为槽壁; x 为槽深方向坐标。

由于将基津流体库埃特流动速度分布与牛顿流体库埃特流动速度分布是一致的,因此当前密封介质为基津流体时螺旋密封的泵送流量与密封牛顿流体一样,即:

$$Q_1 = \frac{v}{\Sigma(a+b)} \pi d \sin \alpha \cos \alpha \quad (3)$$

式中: a 为轴向槽宽; b 为轴向齿宽; d 为螺旋轴外径。

1.2 压差流量 Q_2 、 Q_3 求解

在求解螺旋槽内的泄漏流量 Q_2 时,可等效为两静止平行平板间的纯压差流动,等效模型如图 2 所示,两平板间隙高度为 h^* ,平板长度 $L/\sin \alpha$,平板宽度 $\sin \alpha$,其中, L 为螺旋长度; i 为螺旋头数; α 为螺旋角。



图2 等效流动模型

Fig.2 Model of equivalent flow model

由文献^[11]中基津流体二维定常流动速度分布方程可推得此时基津流体在两静止平行平板间的纯压差流动时速度分布表达式为

$$u = \frac{v_x (x^2 - \frac{h^*}{2} x)}{2a_m (\frac{m+1}{h^* + x})^{m+1}} \frac{dp}{dx} \quad (4)$$

式中: m 为稠度系数; a 为稠度指数。

将式(4)中的微元作如下替换:

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

且通过整个平板间隙的流量满足:

$$Q_2 = \sin \alpha \int_0^{L/\sin \alpha} u dx \quad (6)$$

联立式(4)、(5)、(6)可得:

$$Q_1 = \frac{\Delta p}{12\mu\alpha\left(\frac{\cos\alpha k}{k+\alpha}\right)^{n-1}} + \frac{\alpha i(k+\alpha)^n \cos\alpha k}{k} \quad (7)$$

在求解螺旋槽内的流量流量 Q_1 时,可等效为静止同心环状螺旋槽间的纯压差流动,再将同心环状螺旋槽展开,即内静止平行平板间的纯压差流动,等效后模型如图3所示,两平板间距高度为 α ,平板长度为 $H/[\cos(\alpha+k)]$,平板宽度为 $i\cos\alpha\cos(\alpha+k)$ 。



图3 等效流动模型

Fig.3 Model of equivalent flow

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

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

可将式(8)中的微元形如下替换:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{kL/\cos\alpha} \quad (9)$$

且通过整个平板间的流量满足:

$$Q_1 = (\alpha+k)i\cos\alpha\cos\alpha \cdot \int_0^H u dx \quad (10)$$

联立式(8)、(9)、(10),可得:

$$Q_1 = \frac{\Delta p}{12\mu\alpha\left(\frac{\cos\alpha k}{k+\alpha}\right)^{n-1}} + \frac{(\alpha+k)^n i \alpha^n \cos\alpha \cos\alpha}{kL} \quad (11)$$

再设 K_1 为相对槽宽,满足 $K_1 = \alpha/(i+\alpha+k)$; K_2 为相对槽深,满足 $K_2 = (k+\alpha)/\alpha$,可将螺旋槽的几何形状关系满足:

$$\alpha i = \alpha i \cos\alpha K_1 \quad (12)$$

$$k = \alpha(K_2 - 1) \quad (13)$$

由式(12)、(7)、(11)可建立 $Q_1 = Q_1' + Q_1''$,再代入关系式(12)、(13),可得密封基槽流体对螺旋密封的时流能力 Δp 表达式为

$$\Delta p = \frac{6\mu\alpha L \alpha^n \cos\alpha \cos\alpha (K_2 - 1)^n \cos\alpha (K_1 - 1)}{K_1^{n-1} \cos^2 \alpha + \frac{1}{K_2 - K_1}} \cdot \frac{1}{\alpha^n} \quad (14)$$

再令:

$$K = \frac{6\mu\alpha L (K_2 - 1) \cos^2 \alpha}{K_1^{n-1} \cos^2 \alpha + \frac{1}{K_2 - K_1}}, \text{ 将其为密封系数。}$$

则式(14)可简化为

$$\Delta p = \frac{K i \cos\alpha K_1^n}{\alpha^n} \quad (15)$$

值得注意的是,当式(15)中的流性指数 $n=1$ 时,所得的螺旋密封时流能力方程与文献[3]中所得的螺旋密封用于密封牛顿流体时时流能力方程一致,这说明所容螺旋密封时流能力方程也适用于密封介质为牛顿流体的情况。

2 算例验证

为验证用于密封基槽流体的螺旋密封时流能力理论解算法的合理性,将理论解与计算结果与利用Fluent软件模拟的结果进行对比分析。

2.1 算例描述

螺旋密封的几何参数和流体参数大部分来自于文献[12],螺旋槽外径 $d=30$ mm,螺旋长度 $L=40$ mm,螺旋角 $\alpha=30^\circ$,槽深 $k=0.2$ mm,轴向槽宽 $\alpha=9$ mm,轴向槽宽 $i=9$ mm,螺旋头数 $i=2$,半径间隙分别取 $\alpha=0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ mm,环境压力 $p_1=0.1013$ MPa,轴旋转速度为 $\omega=300$ rad/s,密封介质取文献[13]中不含固相的水基型液压油,其密度为 $\rho=1200$ kg/m³,稠度系数为 $\alpha=3$ Pa \cdot s⁻¹,流性指数为 $n=0.6$ 。

2.2 流场几何划分

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



图4 动域

Fig.4 Moving zone



图5 静域

Fig.5 Stationary zone

利用软件 ICEM 进行网格划分。对动域进行网格划分时,采用四边型占优的网格类型先得到端面网络,端面的个数由圈纹头数控制,再将端面网络按照拉伸成结构六面体占优的动域网络。对静域进行网格划分时,在端面作 O-Grid 形成结构型面网络,再将面网络按照拉伸成线拉伸成结构六面体的静域网络。最后,将动静域进行网络拼装,交界处利用 Interface 连接。

2.3 求解收敛性

采用软件 Fluent 对螺旋密封时流域进行求解。求解时,对于动域使用移动参考系 (Moving Reference Frame),设置转速为 ω 。对于静域则保持默认值。与动域接触的所有壁面设定为移动壁面 (Moving Wall),给定转速为 ω ,与静域接触的所有壁面设定为静止壁面。密封腔侧端面设置为压力进口 (Pressure-inlet),大气侧端面设置为压力出口 (Pressure-outlet)。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法。压力耦合采用 Second Order 格式。迭代精度为 1×10^{-4} 。

2.4 近似解法与数值模拟法对比分析

为了减少数值模拟中由网格导致的不准,必须对网格的独立性进行检验,以消除网格对模拟结果的影响。图4给出了半径网纹 $r = 0.05 \text{ mm}$ 时螺旋密封时流能力 Δp 在不同网格数 N 下的计算结果。当不同的网格数下得到的结果误差小于 2% 时,则认为结果可靠^[4]。综合考虑计算精度和计算机配置情况,所采用的网格数为 1 185 120。对于其他的计算模型均进行网格独立性检验。



图4 网格数独立性验证

Fig. 4 Mesh independency test

当半径网纹 r 分别为 0.05、0.1、0.15 和 0.2 mm 时,近似解法求得的时流能力与数值模拟的计算结果

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



图7 2种方法所得时流能力值比较

Fig. 7 Comparison of loading capability by two methods

3 螺旋密封时流能力影响因素分析

为进一步研究影响螺旋密封时流能力的因素,以本文验证案例中的操作参数和几何结构参数为基础,利用时流能力近似解法表达式,变化单个参数,研究螺旋密封时流能力随这些参数的变化规律。

3.1 操作参数对时流能力的影响

流性指数 n 和稠度系数 K 是表征基群流体的重要物性参数。因此研究基群流体的流性指数 n 和稠度系数 K 对螺旋密封时流能力的影响是十分有必要的。在不改变其他参数的前提下,分别求出 n 在 0.00~1.00 之间 7 个不同稠度系数时的时流能力 Δp ,如图8所示。在不改变其他参数的前提下,分别求出 K 在 0.5~1.5 之间 9 个不同流性指数时的时流能力 Δp ,如图9所示。



图8 时流能力与稠度系数关系曲线

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



图9 封泄能力与流性指数关系曲线

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

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

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



图10 封泄能力与转速关系曲线

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

3.2 几何结构参数对封泄能力的影响

在不改变其他参数的前提下,分别求出 α 在5°~45°

之间10个不同螺旋角时,假塑性流体($n=1.3$)和假塑性流体($n=0.6$)的封泄能力 Δp ,如图11所示。



图11 封泄能力与螺旋角关系曲线

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

由图11可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,封泄能力 Δp 都随螺旋角 α 的增大先增大再减小,最大峰值出现在 α 为20°~40°的范围内。利用物理模型思想来解释这一现象,当螺旋密封的螺旋角为 $\alpha=0^\circ$ 、 $\alpha=90^\circ$ 时,螺旋线实际分别为与轴垂直平行和与轴线平行两线,这2种情况都是不可能产生轴向的泵送流动的。 $\Delta p=0$,因此在 $0^\circ<\alpha<90^\circ$ 螺旋密封的封泄能力会呈现最大值。从图中还可看出,在其他参数相同的情况下,密封介质为假塑性流体时的螺旋密封出现最大封泄能力所对应的螺旋角比密封介质为假塑性流体时大。这为密封介质为非牛顿流体时螺旋密封的设计中螺旋角的选择提供了理论指导。

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



图12 封泄能力与相对宽度关系曲线

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

由图 12 可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,时变能力 Δp_t 随相对螺旋度 k_t 的增大先增大再减小,最大值出现在 $k_t=0.5$ 时。由于 $k_t=\alpha/(a+k)$,这意味着螺旋密封轴向螺旋与轴向齿宽相等时,还为密封介质为基弹流体时螺旋密封的设计中相对螺旋的选择提供了理论指导。

在不改变其他参数的前提下,分别求出 k_t 在 1.5~6 之间 10 个不同相对螺旋时,假塑性流体 ($a=1.5$) 和假塑性流体 ($a=0.4$) 的时变能力 Δp_t ,如图 13 所示。



图 13 时变能力与相对螺旋关系曲线

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

由图 13 可看出,无论密封介质为假塑性流体还是假塑性流体,时变能力 Δp_t 随相对螺旋度 k_t 的增大先增大再减小,最大值出现在 k_t 为 2~4 的范围内。由于 $k_t=\alpha/(a+k)$,这意味着螺旋密封螺距与平均齿宽之比值为 1~3 时,螺旋密封的时变能力最强。还值得注意的,在其他参数相同的情况下,密封介质为假塑性流体时螺旋密封的时变能力最大时对应的相对螺旋比密封介质为假塑性流体时大。还为密封介质为基弹流体时螺旋密封的设计中相对螺旋的选择提供了理论指导。

4 结论

(1) 以基弹流体为研究对象,通过近似解析求解,获得螺旋密封时变能力表达式,可为螺旋密封的设计与应用提供理论依据。

(2) 当螺旋密封用于密封基弹流体时,时变能力随刚度系数、流性指数、转速的增加而增大;随螺旋角、相对齿宽、相对螺距的增加先增大再减小。当螺旋角 $\alpha=20^\circ\sim 40^\circ$ 、相对齿宽 $k_t=0.5$ 、相对螺距 $k_t=2\sim 4$ 时螺旋密封的时变能力最佳。

参考文献

[1] 陈永波,郑旭东.轴唇密封螺旋密封的优化模型与优化计算

[J].流体机械,2009,38(2):177-18.

[2] DU D R, FENG X B. Optimisation model and calculation of loading helical seals for screw pumps [J]. Fluid Machinery, 2008,33(2):137-140.

[3] KOSOV E F. Hydrodynamic seal for rotating shafts [J]. Chemie Inženýrství, 1989,31(3):207-212.

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

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

[6] 高树德,何波,何胜利.气-螺旋密封性能的试验研究 [J].流体机械,2011,39(3):1-5.

[7] DU D R, LIU R, HONG W L, et al. Experimental investigation on the capability of spiral seal [J]. Fluid Machinery, 2011,39(3):1-5.

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

[9] MA S H. Analysis on the mechanism of gas ingestion and failure of helical seal [J]. Lubrication Engineering, 2009,26(3):33-38.

[10] 何志伟,郑永刚,何亚军.螺旋密封时变能力的计算及其验证 [J].润滑与密封,2009,34(3):137-138.

[11] ZHANG W, HONG Y J, LIU J, et al. The calculation and optimization of sealing capability for spiral seal [J]. Lubrication Engineering, 2008,33(3):132-135.

[12] YANG Q H, HONG Y J, FANG Y K. A novel Reynolds equation of non-Newtonian fluid for lubrication simulation [J]. Technology International, 2008,9(2):189-193.

[13] LIU H L, HONG W L, HONG Y J. A sealing rule for the flow mobility of a power-law fluid through multidirectional three-parameter media [J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, 2013,164(10):40-50.

[14] 高树德,周平.摩擦学原理 [M].4 版.北京:清华大学出版社,2002,237-28.

[15] 高树德,高树德.非牛顿流体的非牛顿指数与有效粘度系数向流道轴承中的应用 [J].内燃机学报,1998,16(4):360-370.

[16] GUO Z C, CHEN H X. Application of the unsteady Reynolds equation for non-Newtonian fluids in dynamically loaded journal bearing [J]. Transactions of CHINESE, 1998,14(4):367-370.

[17] 杨志华.几何参数对螺旋密封性能影响的研究 [M].上海:华东理工大学,2004.

[18] 杨志.非牛顿流体在螺旋密封中流动特性的数值模拟 [M].青岛:中国石油大学,2005.

[19] 卢文,宋鹏云,毛文元.气-螺旋密封气-气密封面气膜温度场的数值分析 [J].摩擦与密封工程学报,2013,35(3):127-132.

[20] CHEN W, HONG Y J, HONG W L, et al. Numerical analysis of temperature field of gas film in spiral groove dry gas seal [J]. Journal of Designing and Irrigation Machinery Engineering, 2013,33(3):122-128.

DOI: 10.3969/j.issn.1003-6743.2017.07.011

离子渗硫层在油润滑条件下的转动微动摩擦磨损性能^{*}

罗 军[△] 蔡强兵[△] 莫继尚[△] 彭金方[△] 朱曼华[△]

(1. 贵阳学院化学与材料工程学院, 材料磨削与腐蚀防护贵州高校工程研究中心 贵州贵阳 550005;

2. 西南交通大学摩擦学研究所, 牵引动力国家重点实验室 四川成都 610031)

摘要:利用低温离子渗硫技术在 1250 型表面制备渗硫层, 在干摩擦和油润滑条件下开展不同角位移幅度的转动微动摩擦磨损试验, 并利用扫描电子显微镜、能谱仪和电火花仪对磨损进行微观分析。试验结果表明, 与干摩擦相比, 油润滑条件下离子渗硫层呈现由不同的微动运行工况图、部分微动区和微动区的界限向左侧移动, 微动区的范围增大; 在部分微动区, 渗硫层在油润滑条件下的摩擦因数几乎不变, 且明显低于干摩擦, 损伤十分轻微; 在微动区, 渗硫层在油润滑条件下的摩擦因数的低于干摩擦, 呈现“初始-随升-稳定”3个阶段, 其磨损机制为磨粒磨损和粘附。

关键词: 转动微动; 离子渗硫层; 复合润滑; 摩擦磨损性能

中图分类号: TH117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017) 07-0011-06

Rotational Fretting Tribological Properties of Ion Sulfurized Layers under Oil Lubrication

LUO Jun[△] CAI Zhenbing[△] MO Jishang[△] PENG Jinfang[△] ZHU Manhua[△]

(1. Engineering Research Center for Materials Protection of Wear and Corrosion of Guizhou Province, University of Guizhou, College of Chemistry and Materials Engineering, Guiyang University, Guiyang Guizhou 550005, China;

2. Tribology Research Institute, Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China)

Abstract: The sulfurized layer was prepared on the surface of 1250 steel by low temperature ion sulfuration technique. The rotational fretting wear tests of sulfurized layer were carried out under different angular displacement amplitudes in dry sliding and oil lubrication. The wear scars were analyzed by scanning electric microscope, energy dispersive spectroscopy and surface profilometer. The experimental results show that the sulfurized layer shows different running condition fretting map in oil lubrication compared with dry sliding. The boundary between slip regime and partial slip regime moves to the left. The width of the slip regime is broadened. In the partial slip regime, the friction coefficient of the sulfurized layer in oil lubricating presents as a constant which is significantly lower than in dry sliding. And the damage of the sulfurized layer is very slight. In the slip regime, the friction coefficient of the sulfurized layer in oil lubrication exhibits "initial-ascending-steady stages", which is still lower than that in dry sliding. Moreover, the wear mechanism of the sulfurized layer in oil lubrication is mainly abrasive wear and delamination in the slip regime.

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

转动微动是在法向载荷的作用下处于接触面上的两半刚体做轴对称与接触面不平行的往复运动。作为一种典型微动运行模式, 其微动摩擦磨损现象频繁出现在装备制造中, 已成为零部件失效的重要原因

之一^[1]。金属固体润滑剂由于高承载力和低摩擦系数等特点, 在轴向、径向以及摆动微动模式上具有显著的抗微动磨损性能^[2-4], 而金属离子渗硫在效率、价格、环保等方面有诸多优势, 使之在固体润滑领域中扮演了重要的角色^[5]。离子渗硫层既适用于金属干摩擦场合, 又广泛应用于油润滑工况, 实现“金属润滑-固体润滑”的跨合润滑^[6]。然而, 目前针对油润滑条件下的离子渗硫层是否适合转动微动以及其抗转动微动磨损性能的评价等却鲜有研究报道。基于此,

^{*} 基金项目: 教育部创新团队科学基金项目 (8071173); 国家自然科学基金项目 (51605029)。

收稿日期: 2016-10-17

作者简介: 罗军 (1963—), 男, 博士, 副教授, 研究方向为摩擦学与表面工程。E-mail: luojun_gytc@163.com。

本文作者将研究离子渗碳层在油润滑条件下的转动微动摩擦磨损性能, 而且进一步深化和丰富对离子渗碳层抗转动微动磨损的认识。

1 试验部分

1.1 试验材料及制备

试验所用的基体材料为中碳钢 1250 钢(尺寸为 30 mm×20 mm×20 mm, 表面粗糙度 $R_a=0.08\text{ }\mu\text{m}$)。

表 1 基材 1250 钢和衬套钢 GCr15 钢的主要化学成分和机械性能

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

Material	Elements mass fraction w/%								Mechanical property			
	C	Si	Mn	Cr	Ni	P	S	Se	σ_b/MPa	σ_s/MPa	Hardness	EC/GPa
1250	0.50	0.23	0.44	0.39	—	0.09	0.10	0.09	560	400	H12.29	210
GCr15	0.94	0.19	0.29	1.49	0.03	0.09	0.03	0.04	1 400	2 100	H18.09	210

表 2 离子渗碳处理工艺参数

Table 2 Process parameters of sulfurizing technology

反应气体	升温电流/A	保温温度/℃	保温电压/V	保温时间/h	保温真空度/ μPa
固体碳源气	3	280	8.50	8	33



图 1 离子渗碳层表面 X 射线衍射图谱

Fig. 1 XRD spectrum of ion carburized layer

1.2 转动微动试验

转动微动磨损试验的实施基于文献[8]所述装置, 表 3 为详细的试验参数。油润滑通过 40 $^{\circ}$ 机械油提供整个摩擦副实现。微动试验后, 磨损的微观形貌使用 Quanta200 型扫描电子显微镜和 K660M 型光学显微镜获得; 磨损区域的成分利用扫描电子显微镜配套的 7700-68 SEM 型能谱仪分析; 磨损的二维轮廓通过 NanoMap-D 型轮廓仪测定。

衬套副采用 GCr15 钢球(直径为 40 mm, 表面粗糙度 $R_a=0.01\text{ }\mu\text{m}$)。表 1 显示了 1250 钢和 GCr15 钢的主要化学成分和机械性能。离子渗碳利用 15M2-15 型等离子化学热处理设备, 具体工艺参数见表 2。制备的渗碳层主要由 FeS 和 FeS₂ 组成(见图 1), 表面粗糙度 $R_a=1.2\text{ }\mu\text{m}$, 表面硬度为 HV (45±5), 渗碳层厚度为 2 μm 。

表 3 转动微动试验参数

Table 3 Test parameters for rotational fretting

滑动频率	相位差	轴向载荷	循环周
/Hz	幅值/ $^{\circ}$	F_x/N	次数
0.5	$0.125^{\circ}\sim1^{\circ}$	10~50	1~1 000

2 结果与讨论

2.1 微动运行及磨损性

研究结果表明微动运行区域可由微动试验得到的 $F_x-\theta$ (摩擦力-角位移幅值)曲线确定^[3-5]。图 2 所示为离子渗碳层在干摩擦和油润滑条件下随循环次数变化的 $F_x-\theta$ 曲线。如图 2 (a) 所示, 当 $F_x=20\text{ N}$, $\theta=0.125^{\circ}$, 干摩擦和油润滑条件下渗碳层的 $F_x-\theta$ 曲线均为直线型, 表明微动运行于部分磨损状态。当相位移幅值增加到 0.25° 或 0.5° (见图 2 (b)、2 (c)), 渗碳层在干摩擦条件下经过短暂的磨合后 $F_x-\theta$ 曲线很快呈直线型。而在油润滑条件下, 整个微动循环中 $F_x-\theta$ 曲线表现为平行四边形型, 即微动磨损进入了完全磨损状态。当相位移幅值增加到 1° , 渗碳层在 2 种环境下的 $F_x-\theta$ 曲线均呈现平行四边形型, 渗碳层在干摩擦条件下也进入了完全磨损状态。

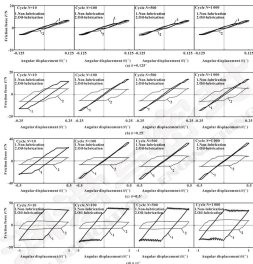


图2 两子薄膜层在不同单位摩擦条件下干摩擦和油润滑条件的 P - θ 曲线随循环次数的演变 ($F_t = 20\text{ N}$)

Fig.2 Evolution of load capacity curves as function of the number of cycles of lubrication layers in dry sliding and oil lubrication under varied angular displacement ($F_t = 20\text{ N}$)

图3示出了两子薄膜层在干摩擦和油润滑条件下的运行工况微动图。2种环境下均未发现混合区^[4]。薄膜层在干摩擦和油润滑条件下的微动运行区域不同,油润滑条件下,带移区(Slip Region, SR)与

部分带移区(Partial Slip Region, PSR)的界限向左移去。可能由于处在复合润滑条件下的薄膜层具有更好的摩擦特性。



图3 离子液体层在干摩擦和油润滑条件下运行
工况图(曲线) ($F_N=1\ 000$)

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



图4 离子液体层在干摩擦和油润滑条件下不同微动区域的摩擦系数对比 ($F_N=20\text{ N}$)

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

2.3 微动摩擦分析

图5和图6分别给出了离子液体层在干摩擦和油润滑条件下部分微移区的形貌形貌。由于液体层较软,对摩擦高在发启动过程中致使使其发生塑性变形。

但部分微移区转动幅度较小,只是在接触界面呈现塑性流动(见图5(a))。在油润滑条件下,由于润滑剂将整个接触面几乎没有磨削痕迹,只有零星脱落的起皮(见图6(b)中白色箭头所示)。



(a) 微移区全貌



(b) 微移区心部

图5 离子液体层在干摩擦条件下部分微移区的表面形貌扫描电镜照片 ($F_N=20\text{ N}$, $\theta=0.125^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig. 5 SEM microscope images of the wear scars for the ion collected layer in PSE under dry sliding ($F_N=20\text{ N}$, $\theta=0.125^\circ$, $N=1\ 000$)

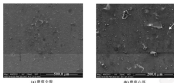


图6 离子溅镀层在油润滑条件下磨损部位的形貌和放大扫描电镜照片 ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=0.125^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.6 SEM microscope images of the wear scars for the ion-sputtered layer in PVE under oil lubrication ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=0.125^\circ$, $N=1\ 000$)

图7示出了离子溅镀层在干摩擦条件下磨损部位的形貌显微分析结果。可见,微动进入磨损区,离子溅镀层在干摩擦条件下的磨损加剧,产生了大量磨屑。

磨屑被叠层吸附且分布在磨痕端部与磨痕中心之间,使得磨痕呈现“U”型(见图7(b))。磨痕表面的EDX分析结果表明发生了氧化磨削(见图7(c))。

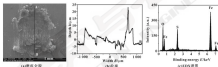


图7 离子溅镀层在干摩擦条件下磨损部位形貌的显微分析 ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.7 Microanalysis of the wear scar after sputtered layer in SR under dry sliding ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

由于混合润滑,离子溅镀层在油润滑条件下的磨痕面积明显小于干摩擦(见图8(a)),磨削程度也小于干摩擦,整个接触面发生磨性滑动,开发生磨

层。由于润滑油的密封,整个微动过程未发生氧化磨削(见图8(c))。

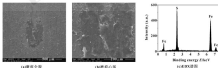


图8 离子溅镀层在油润滑条件下磨损部位形貌的显微分析 ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

Fig.8 Microanalysis of the wear scar after sputtered layer in PVE under oil lubrication ($P_n=20\text{ N}$, $\theta=1^\circ$, $N=1\ 000$)

3 结论

(1) 与干摩擦相比, 离子渗镀层在油润滑条件下改变了运行工况激励源, 使得磨粒区运行范围扩大, 部分磨粒区运行范围缩小。

(2) 离子渗镀层在油润滑条件下表现出明显的减磨效果, 无论在磨粒区还是部分磨粒区, 摩擦因数都低于干摩擦。

(3) 离子渗镀层在油润滑条件下的减摩效果明显, 在磨粒区, 渗镀层的磨削机制为磨粒磨削和刮削, 而在部分磨粒区磨削较轻。

参考文献

- [1] 周仲华, VINCENT L. 滚动磨削[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [2] GREENE V, MICHAEL T, JOHNSON T, et al. Failures of bearings and axles in railway freight wagons[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(5): 584-594.
- [3] 周仲华, 廖松林, 吕文, 等. 轴承表面磨削/渗镀复合层的滚动疲劳磨削研究[J]. *材料工程*, 2005(7): 66-72.
- [4] CHEN C, CAMERON J, WU W, et al. Thermal fretting wear of oil-fretted nitrided layers prepared on steel alloy[J]. *Journal of Materials Engineering*, 2005(7): 66-72.
- [5] LIU J, ZHOU W H, WANG Y D, et al. Study on rotational fretting wear of bonded MoS₂ solid lubricant coating prepared on steel

- non-cohesive steel[J]. *Technology International*, 2001, 44(11): 1568-1570.
- [6] ZHOU W H, ZHOU Z H. An investigation of multiphase diamond-bonded solid lubricant coatings in fretting conditions[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2004, 184(2/3): 249-255.
- [7] 王海涛, 吕松士, 刘家波, 等. 纳米级多层膜润滑[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [8] 张中, 庄大强, 刘家波, 等. 离子镀层和离子镀复合处理表面摩擦学性能[J]. *中国表面工程*, 2005(2): 16-22.
- [9] ZHANG N, ZHANG H, LIU J, et al. Tribological behavior of the diamond-coated surface by incorporating a nanolubricating [J]. *China Surface Engineering*, 2006(2): 10-22.
- [10] MO J L, ZHOU W H, ZHONG J F, et al. Study on rotational fretting wear of TiN/TiAlN alloy[J]. *Technology International*, 2005, 47(4/5): 912-917.
- [11] 周仲华, 孙茂周. 复合滚动磨削[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2006.
- [12] ZHOU Z H, YUJUNSHI L. Coating induced by fretting of oil-mixed steel alloy[J]. *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, 1997, 119(1): 96-102.
- [13] ZHOU Z H, NAKAMURA K, ZHOU W H, et al. Progress in fretting maps[J]. *Technology International*, 2006, 49(10): 1058-1073.

中国科大在二维材料研究中取得系列进展

中国科学技术大学博士董洋与校内外团队合作, 揭示了过渡金属二硫属化合物超晶型纳米条带边缘结构的亚稳态原子尺度机制; 进一步, 基于所发现的边缘重构模式的可调性, 与实验组首次实现了二维化制备条带自下而上的可控生长, 并揭示了其亚稳机制。

过渡金属二硫属化合物(TMD)作为二维材料家族的一大重要分支, 因其具有可调节的表面摩擦、高载流子迁移率、与光场很强的相互作用、内部较强的自旋轨道耦合效应以及谷自由度等特性, 在电子、光学、自旋电子学等领域具有巨大的应用前景。因其能够二维材料制备成器件时, 不可避免地会面对体系的各种边界, 因此构造可调控的亚稳稳定性和性能对其具有典型的影响。针对这一基本问题, 研究人员利用第一性原理计算, 系统地研究了 MoS₂ (Mo=Mo, W; S=S, Se, Te)超晶型纳米条带边缘的结构、电子性质和磁性。结构上, 该研究首次揭示 Mo 边缘存在一种新颖且普适的(2x1)重构模式, 即通过边缘 Mo 和 S 原子位置的互换实现相对边缘金属原子的自旋局域化, 导致体系磁能的显著降低。物性上, 以 MoS₂ 超晶型纳米条带为例, 揭示了重构边缘具有独特的边缘金属态和独特的自磁序。该研究不仅为早期实验上观测到的边缘金属态的起源提供了可能的解释, 也为后续实验上生长条带结构提供了不可或缺的理论基础。在纳米电子学、自旋电子学、光学和催化等领域具有重要的应用价值。

二维材料制备成器件所面临的另一大挑战是降低体系的维度进一步可控地降低, 制备纳米尺寸可控的量子点、量子线、纳米条带等。作为二维材料维度的降低, 会衍生出丰富而奇异的物性。然而, 目前的 TMD 纳米条带研究仅限于通过利用透射电子显微镜(TEM)的电子束照射自上而下(bottom-up)制备, 其边缘不可避免地存在许多缺陷, 大大制约了相应的物性应用与器件应用。董洋等人与美国爱达荷大学美国门汀分校教授沈志刚和浙江大学教授金洪伟的团队合作, 基于前期对 TMD 边缘结构的理论工作, 在国际上首次以自下而上(bottom-up)的方法实现了 MoS₂ 纳米条带的可控制备。

由于 TMD 材料超晶型金属态的自旋化重构模式具有普适性, 这种通过边缘重构控制体系形貌的生长机制也将适用于其他 TMD 体系。

(来源: 中国科学技术大学)

外嵌金属环式鞍形橡胶密封圈密封性能分析

陈 平 王响心 李 璇 周淑敏

(北京化工大学机电工程学院 北京 100029)

摘要:针对天然气过滤器快开盲板采用的内置弹性增强圈鞍形橡胶圈容易出现的局部应力过大及局部撕裂失效等问题,提出一种改进的具有浮动功能及防挤出外嵌金属环式鞍形橡胶圈结构,利用有限元软件 ANSYS 仿真分析该新型密封圈的密封性能、浮动功能及防橡胶挤出特性等。结果表明,该密封圈具有密封性能良好,且能够降低局部区域应力水平,从而可延长橡胶密封圈的使用寿命;该密封圈的浮动特性大大减少卸压后打开盲板时可能遇到的阻力;采用外嵌金属环改善了橡胶圈承压状态,并有效防止橡胶材料挤出。

关键词: 鞍形橡胶密封圈;金属环;快开盲板

中图分类号: TH134 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6953(2017) 07-0111-06

Sealing Performance Analysis of a Saddle-shaped Rubber Sealing Ring with an Outside Metal Ring

CHEN Ping WANG Xuxin LI Xuan ZHOU Shumin

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aimed at the problem of the local excessive deformation in saddle and local tearing failure of a saddle-shaped rubber sealing ring with steel ring or metal spring used in lock ring type fast opening blind cover in natural gas filter, an improved saddle-shaped sealing ring was presented, which has the feature of floatability and adopts an outside metal ring to prevent rubber extrusion. The numerical simulation analysis was conducted on the sealing performance, the features of floatability and preventing rubber extrusion of the new sealing ring by using the FEA software Abaq/US. The results show that the sealing ring has the advantages of good sealing performance, and can effectively reduce the stress level of the local area in pushing the service life of the rubber sealing ring. The feature of floatability can greatly reduce the resistance to open the fast lock ring after unloading. The friction state of the rubber ring is improved by the form of outside metal ring, and the rubber material extrusion is effectively prevented.

Keywords: saddle-shaped sealing ring; metal ring; quick opening end closure

快开盲板在天然气过滤器上有重要应用,国际上主要有美国公司生产的 CD 型锁紧环式快开盲板结构、法国公司的 PT 型结构以及德国公司的 KKM-LOCK 型结构,国内也有自主研发的快开盲板产品。在美国天然气长输管线上应用数量最多的是美国 CD 型锁紧环式快开盲板。但是,深入了解各类快开盲板产品在国内天然气管网上的使用情况后发现,无论进口产品还是国产产品,在使用一段时间后均出现了部分锁环卡在锁环槽中,导致门盖启闭困难的问题发生,使得快开结构无法实现“快开”的设计功能,而且这一现象较为普遍^[1-4]。

针对上述问题,本文作者所在的课题组和江苏德供过滤器设备有限公司在联合参与 2012 年启动的大型天然气过滤器快开盲板国产化研制项目的研发过程中,经详细考察和研究发现,导致门盖启闭困难的土壤原因是现有密封圈与门盖端面密封面偏小(初始间隙为 1~2 mm),容易在承压卸压后密封圈的基紧门面,不能完全回发。为此,项目组研制了一种新型鞍形密封圈以替代现有 C 型(圈型)密封圈。通过适当增大密封面间隙来避免上述门盖启闭困难的问题。研制成功后的密封圈已投入了工程实际应用^[5]。目前鞍形橡胶圈结构上采用的是内置弹性增强圈,在实际应用中仍存在橡胶局部应力过大及局部撕裂失效等问题^[6],本文重点采用外嵌式金属环鞍形橡胶圈结构进行改进,并利用有限元软件 ANSYS 仿真分析其密封性能。

收稿日期: 2016-09-27

作者简介: 陈平(1960—),男,博士,副教授,研究方向为压力密封结构分析及密封技术。E-mail: choping_hust@163.com

1 橡胶密封圈及密封原理

外置金属环式橡胶密封圈及其异形锁环式快开密封结构如图1所示。其中密封圈可置于高弹态凸缘上的密封槽内,与门盖底部密封面间隙将扩大到3~4 mm。该密封圈为组合密封圈,包括橡胶密封圈与外置金属环2部分,如图2所示。



图1 鞍形密封圈结构示意图

Fig.1 Structure of saddle-shaped sealing ring



图2 组合密封圈截面形状

Fig.2 Section shape of combined sealing ring

橡胶密封圈上有2个主要密封面,即图2中的密封圈a和密封圈b,与门盖弹臂圈(或锁丝环)鞍形橡胶密封圈结构(其侧面见图3)区别仅是用外置金属环替代内弹臂圈。原密封圈使用情况显示,在内弹臂圈附近的橡胶有部分挤出及撕裂现象,该区域应力分布极不均匀。设置外置金属环是为更好防止橡胶材料在密封间隙处的挤出,同时改善橡胶圈应力分布,一般应取外置金属环的高度比密封面间隙距离大出1~2 mm为宜。金属环与橡胶圈整体可以采用简单的胶浆黏结(便于用后的分离拆卸),可多次重复使用,原则上金属环只要没有明显塑性变形或损坏是可以较长期重复使用的。



图3 内装弹臂圈(或锁丝环)鞍形密封圈截面图

Fig.3 Section shape of saddle-shaped sealing ring with steel spring (or steel ring)

该密封圈的浮动原理示意如图4所示,其工作步骤为

步骤A:初次装配时,首先将鞍形密封圈安装至密封槽内,密封圈外侧密封唇b紧贴密封槽外侧。另外密封圈上密封唇a与门盖密封面贴合,以实现密封圈的初始密封。

步骤B:密封槽底部沿周向方向均布3~4个通气孔。加载内压后,压力由通气孔进入密封圈内腔。在内压应力的作用下,橡胶密封圈使门盖侧移动,最终紧贴门盖密封面,达到完全自紧密封效果。

步骤C至F:为年收后的开门过程。即卸载内压后,一般情况下利用锁环上设置的抓手将锁环收缩从而打开门盖。为提高操作可靠性,高弹法兰上可设计一组下压螺钉,使锁环、门盖和密封圈同时沿轴向内移动1~2 mm,此时锁环已与筒体端部法兰分离,可实现无阻力地收缩锁环,进而顺利打开门盖^[4](见图4步骤E和F所示)。

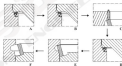


图4 外置金属环鞍形密封圈浮动原理示意图

Fig.4 Principle of saddle-shaped sealing ring with an outside metal ring

由图4显示上述鞍形橡胶密封圈具有一定的浮动特性。相比内装侧装C形密封圈,外置金属环密封圈可实现门盖锁环无阻力打开,金属环内侧面能有效防止橡胶材料挤出现象。为了进一步说明金属环的作用以及了解组合密封圈的密封性能,下面将采用有限元分析软件 ANSYS 对密封圈的密封性能、浮动性能和耐疲劳性能进行模拟。

2 密封性能有限元分析

分析的密封圈结构及应用对象拟针对国内高压大直径天然气输运管网,即选择管径均达1 350 mm、内压12.6 MPa,拟施工况下所使用的供用盲板结构。橡胶密封圈主要几何尺寸如图5所示,即外径为1 610 mm、密封槽宽度约20 mm、截面总高约26 mm、总宽约30 mm,金属环高度宽度初始设定为6和10 mm,环外侧与密封槽初始状态取0.2 mm,

2.3 组合橡胶圈应力分析

在内压 12.6 MPa 时, 防堵式外环金属环式橡胶密封圈和内环防堵式橡胶密封圈的变形云图分别如图 8 和图 9 所示。比较图 8 和图 9 可知, 内环侧



图 8 组合密封圈应力云图

Fig. 8 Deformation contour of combined sealing ring

在内压 12.6 MPa 时, 防堵式外环金属环式橡胶密封圈和内环侧防堵式橡胶密封圈的 Von Mises 应力云图分别如图 10 和图 11 所示。由图 10 可知, 外环金属环能很好地改善橡胶圈的局部应力分布。其最大应力点的位置如图 10 所示, 大小为 4.242 MPa, 金属环附近区域的应力均在 1 MPa 以下, 远小于丁腈



图 10 组合密封圈 Von Mises 应力云图

Fig. 10 Von Mises stress contour of combined sealing ring

外环金属环在 12.6 和 18.9 MPa 内压下的 Von Mises 应力云图如图 12 所示。(计算时取侧面厚度为 0.2 mm)。可知, 金属环的受压应力水平较低, 2 种

防堵密封圈在密封面间隙处的橡胶材料有明显的挤出发生。而防堵式外环金属环式橡胶密封圈橡胶部分没有挤出基体情况, 达到了防堵设计的目的。



图 9 内环侧防堵密封圈应力云图

Fig. 9 Deformation contour of rubber saddle-shaped sealing ring

橡胶材料的强度极限。由图 11 可知, 由于橡胶挤出现象, 内环侧密封圈区域橡胶圈的 Von Mises 应力水平较高, 最大值为 13.66 MPa。由此可见, 防堵式外环金属环式橡胶密封圈能够消除密封面挤出情况的可能, 可延长橡胶圈使用寿命, 实现橡胶圈多次重复使用, 节省成本。



图 11 内环侧防堵密封圈 Von Mises 应力云图

Fig. 11 Ring with steel ring Von Mises stress contour of rubber saddle-shaped sealing ring with steel ring

工况下的应力最大值分别为 62.6 和 68.2 MPa, 均远小于材料的屈服强度, 这表明外环金属环的强度能满足工作要求。



(a) 12.6 MPa 应力



(b) 18.9 MPa 应力

图 12 在 12.6 MPa 和 18.9 MP 压力下金属环 Von Mises 应力云图

Fig. 12 Von Mises stress contour of metal ring at the sealing pressure of 12.6 MPa (a) and 18.9 MPa (b)

2.3 密封副性能影响因素分析

2.3.1 外圈金属环宽度影响

将外金属环截面尺寸的高度取 6 mm, 宽度作为变量分别计算了宽度为 10、11、12、13 mm 时密封副

封副的密封性能及应力分布, 不同宽度金属环的接触压力分布曲线如图 13—15 所示 (宽度为 10 mm 时的密封副已在前文给出)。

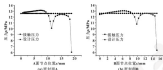


图 13 金属环宽度为 11 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 13 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 11 mm

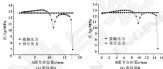


图 14 金属环宽度为 12 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 14 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 12 mm

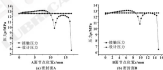


图 15 金属环宽度为 13 mm 时 12.5 MPa 工作压力下密封面 A 和 B 接触压力分布曲线

Fig. 15 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and (b) at the working pressure of 12.5 MPa when the width of metal ring is 13 mm

可知, 随着金属环宽度增加, 密封副从密封时间 A 和 B 上的接触压力变化不大, 都能满足密封要求。如表 2 所示, 金属环和橡胶密封副 von Mises 应力随着金属环宽度的增加是逐渐降低, 但变化幅度也不大。

如在宽度为 13 mm 时金属环最大应力仅为 63.7 MPa, 可见变化很小。但分析显示, 当密封介质压力增加时, 可以通过适当增加金属环的宽度来满足相应金属环密封副的强度要求。

表3 不同金属环宽度下的最大应力

Table 3 Maximum stress under different metal ring width

金属环宽度 b/mm	10	11	12	13
最大应力 σ/MPa	62.6	63.9	65.1	66.7

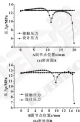
3.3.3 安装间隙对密封面应力的影响

安装间隙如图 16 所示, 综合考虑加工制造精度、安装方便性及密封受压后的浮动性等因数, 设计时该间隙不宜太小, 初始设计的安装间隙设置为 0.2 mm , 另外分别选取 0.3 、 0.4 、 0.5 mm 几种间隙进行了有限元分析, 其关键密封面上的压力分布曲线与前述一致, 如图 17 所示为间隙是 0.5 mm 时密封面 A 和 B 的接触压力分布情况。



图 16 新型密封结构的安装间隙示意图

Fig. 16 Assembly gap of new type sealing structure

图 17 安装间隙为 0.5 mm 时密封面 A、B 接触压力分布曲线Fig. 17 Contact pressure distribution of sealing surface A (a) and B (b) at the assembling gap of 0.5 mm

结果表明, 间隙为 0.5 mm 时关键密封面的最大接触压力均大于介质压力, 能够满足密封性能的要求; 并且在工况状态下也没有橡胶材料挤兑情况的发生, 可实现隔堵功能。

另外, 通过仿真得到 0.2 、 0.3 、 0.4 、 0.5 mm 4种

安装间隙下新型密封面金属环 Von Mises 应力云图, 提取金属环上的最大应力值分别为 62.6 、 63.9 、 65.2 、 66.7 MPa 。由此可见, 随着安装间隙的增大, 金属环 Von Mises 应力最大值会随之增加, 但均小于材料的屈服强度。因此, 安装间隙 $0.2\sim 0.5\text{ mm}$ 均为合理的取值范围, 所以制作的金属环只要保持与密封圈有一定的间隙, 并能在安装时自如进拆, 一般即可满足使用要求, 这样也能降低金属环的制造难度。

3 结论

(1) 针对橡胶环式天然气快开盲板结构一种的密封面, 将橡胶金属环式密封橡胶密封面、密封圈的浮动特性大大减少, 从而打开时密封面密封时可能遇到的应力, 避免密封面损坏情况的发生, 同时改善橡胶圈受力状态, 并有效防止材料挤出。

(2) 新型密封圈结构具有良好的应力分布状态与密封性能, 同时其密封面间隙能够满足浮动特性的要求, 避免门盖不易开启的问题。

(3) 金属环宽度取值范围为 $10\sim 13\text{ mm}$, 安装间隙为 $0.2\sim 0.5\text{ mm}$ 时, 橡胶密封圈都能满足密封要求, 且金属环 Von Mises 应力均小于材料的屈服强度。

参考文献

- [1] 罗凡, 俞和平, 刘刚, 等. 橡胶金属环式快开盲板安全密封性能研究[J]. 机械制造, 2016(8): 37-39.
- [2] LIU P, YU C P, LIU Q, et al. Research on the function of safety interlock for German KSBLOCK quick opening closure[J]. Machinery, 2016(8): 37-39.
- [3] 石雪兵, 王理成, 吕佳瑜, 等. 新型快开盲板的密封结构研究与有限元分析[J]. 上海燃气, 2007(3): 11-13.
- [4] HU X B, WANG L C, XIN Y J, et al. Research and finite element analysis on the seal structure of a new type quick opening closure[J]. Shanghai Gas, 2007(3): 11-13.
- [5] 周天德, 陈平, 陈永亮, 等. 基于 Ansys Workbench 的快开盲板密封分析及优化[J]. 化工机械, 2013(4): 440-446.
- [6] 周天德. 大型橡胶环式天然气快开盲板结构优化设计与试验研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2014.
- [7] 周天德. 橡胶环式天然气过滤器快开盲板结构分析与改进[D]. 北京: 北京化工大学, 2016.
- [8] 王忠. 新型天然气过滤器快开盲板橡胶密封圈仿真分析与性能试验[D]. 北京: 北京化工大学, 2018.
- [9] 石雪兵, 陈平, 周天德, 等. 大型天然气快开盲板用 C 形橡胶圈密封性能分析[J]. 密封与密封, 2013, 33(3): 39-43.
- [10] HU X, CHEN P, ZHOU T. Sealing performance analysis of rubber C-ring for high-pressure natural gas quick-opening closure[J]. Lubrication Engineering, 2013, 33(3): 39-43.
- [11] 陈德, 袁小敏, 赵恩欣, 等. 新型橡胶密封圈非线性接触有限元分析[J]. 密封与密封, 2009, 29(1): 76-79.
- [12] CHEN M, JIANG X M, ZHOU T X, et al. The nonlinear contact finite element analysis of the mouth shaped rubber sealing ring[J]. Lubrication Engineering, 2009, 29(1): 76-79.

装配应力对油膜轴承衬套受力的影响^{*}

麻 扬 王德梅 孟凡宁 左正平

(太原科技大学山西省冶金设备设计理论与技术重点实验室 山西太原 030024)

摘要: 运行过程中所受应力场是影响油膜轴承衬套运行可靠性的重要因素。为了提高油膜轴承衬套运行可靠性,分析装配应力对油膜轴承衬套受力的影响。计算衬套和轴承座过盈配合时衬套所受的有效应力、油膜轴承运行过程中油膜对衬套的摩擦力和油膜压力,并运用有限元软件对衬套进行应力场模拟,获得衬套在应力作用下的应力、应变分布,并与有效装配应力和摩擦力的模拟结果进行对比。结果表明,油膜对衬套的摩擦力对衬套的影响远较小,可以忽略。而油膜轴承衬套在初始情况下的装配应力改变了衬套承载区应力和应变的大小和变化规律。设计油膜轴承衬套时更应考虑装配应力的影响,以提高其运行可靠性。

关键词: 油膜轴承; 衬套; 装配应力; 过盈量

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0195(2017) 07-0015-05

Effect of Assembly Stress on the Force of Oil Film Bearing Bush

MA Yang WANG Jiemei MENG Fanning ZUO Zhengping

(Shanxi Provincial Key Laboratory on Metallurgical Device Design Theory and Technology, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China)

Abstract: The force field is an important factor to affect the reliability of the oil-film bearing bush during the running process of oil-film bearing. In order to improve the operating reliability of oil-film bearing bush, the influence of assembly stress on the oil-film bearing bush was studied. The assembly stress caused by the interference fit of bush and bearing seat, the friction force of oil film on bearing bush and the oil film pressure were calculated, and by loading the three kinds of forces on the bearing bush, the stress and strain of bearing bush was analyzed by finite element software. The simulated results were compared with that without considering the assembly stress and friction. The results show that the friction force of oil film on bearing bush is small and the effect of friction force on bearing bush can be ignored. The assembly stress of oil-film bearing bushing in the initial condition changes the values and change rule of stress and strain in the bearing area of the bushing. The effect of assembly stress on oil-film bearing bushing should be considered to improve the operating reliability of oil-film bearing bush when designing the oil-film bearing bushing.

Keywords: oil film bearing; bushing; assembly stress; interference

油膜轴承广泛应用于大型水利水电、航空航天工程及重型机械等领域^[1]。衬套作为油膜轴承的核心部件,其运行行为对油膜轴承最终的使用性能起着至关重要的作用。衬套也是油膜轴承中最容易损坏的部件,对其在运行过程中的所受应力的研究是对油膜轴

承衬套进行设计失效分析的重要依据。而且衬套承载区受到的循环交变应力是导致衬套合金层失效的主要原因。因此,研究多场耦合作用下油膜轴承衬套的受力具有非常重要的意义。

近年来,国内外学者对滑动轴承的油膜压力和过盈配合进行了研究。唐静等人^[2]利用有限差分法求解滑动轴承油膜压力的分布,并通过有限元模拟,得出滑动轴承合金层应力、应变的分布。史冬岩等^[3]计算了油膜压力的分布情况,分析了油膜压力作用下轴瓦合金层的应力分布情况。HALL等^[4]通过流体力学和弹流理论计算了轴承的特性,并分析了轴承弹性变形对轴承性能的影响。XIE等^[5]研究了旋刮摩擦副中油膜压力和温度场的分布规律。然而,目前大部分研究主要是关于油膜压力对衬套的影响,对于轴承

* 基金项目: 山西省自然科学基金项目 (2016011001020); 山西省重点研发计划重点项目 (2016030411017); 山西省中长期规划实施专项 (20160305); 山西省研究生教育创新项目 (20160304)。

收稿日期: 2016-09-05

作者简介: 麻扬 (1991—), 男, 硕士研究生, 研究方向为现代机械润滑设计理论与关键技术。E-mail: 8027980421@qq.com

通信作者: 王德梅 (1972—), 女, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦学、先进制造技术。E-mail: wde@163.com

在实际运行过程中受到的复杂应力对衬套的影响尚缺乏研究。而在复杂应力场中,轴承衬套在装配过程中所受到的装配应力是不可忽略的。

本文作者在自制的大型智能综合油膜轴承试验台上,以试验台所用衬套为研究对象,通过编制油膜压力计算程序计算出一定工况下承载区的油膜压力分布;同时应用有限元软件对衬套与轴承座的过盈配合进行模拟,并对运行过程中油膜对衬套的周向力进行模拟,从而模拟并分析了衬套在多方作用下的应力、应变分布。

1 衬套受力分析

衬套在实际工作中受到的力主要有以下3个方面:油膜对衬套径向的油膜压力;油膜对衬套的周向摩擦力和衬套在过盈装配时受到的装配应力。如图1所示。图1中, p 为衬套外表面受到的装配应力, p' 为衬套内表面受到的油膜压力, f 为油膜对衬套内表面的摩擦力。



图1 衬套受力示意图

Fig. 1 Diagrammatic sketch of bearing force

1.1 油膜压力计算

假设轴承油膜润滑满足流体动压润滑的雷诺方程,根据 Navier-Stokes 方程进行推导,其雷诺方程如式(1)所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中: x 为周向坐标; y 为轴向坐标; p 为油膜压力; h 为油膜厚度; u 为轴颈速度; η 为油膜粘度。

将式(1)量纲一化,可得雷诺方程的量纲一化形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(R^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(R^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 3 \frac{\partial R}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中: $R=1/2 \text{ mm}$; $x=r/c$; $\theta=R^{-1}x$; $h=2a/3$; p 为油膜压力; a 为偏心率; e 为偏心率; r 为半径圆度; d 为衬套内径; l 为轴承宽度; θ 为偏位角。

采用有限差分法求解雷诺方程^[4],得到某工况下承载区的油膜压力分布如图2所示。



图2 承载区油膜压力分布

Fig. 2 Oil film pressure distribution of bearing area

1.2 装配应力计算

根据试验台衬套与轴承座的加工公差,计算并处理过盈量值为 $R=0.025 \text{ mm}$ 。为了计算简便,将轴承座与衬套的配合看作2个同心套筒套在一起,对轴承座进行近似处理,将正六棱结构等效简化为近似的同心套筒。轴承座的近似“套筒”与轴承座原有结构具有相同的体积。经过分析计算,等效的套筒外径 $R=225 \text{ mm}$ 。轴承座与衬套的配合相当于配合型面圆周的过盈配合,如图3所示。



图3 等效过盈配合示意图

Fig. 3 Schematic diagram of equivalent interference fit

由装配压力与过盈量的关系式:

$$p = \frac{R}{\delta} \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \right) \varepsilon_1 + \frac{1}{E_2} \left(\frac{r_3^2 + r_4^2}{r_3^2 - r_4^2} \right) \varepsilon_2 \right] \quad (3)$$

式中: E_1 、 μ_1 分别为内筒材料的弹性模量和泊松比; E_2 、 μ_2 分别为外筒材料的弹性模量和泊松比; r_1 为衬套圆筒内径基本尺寸; r_2 为轴承座内半径(或衬套中

径)基本尺寸; r_1 为轴承座等效外圆半径基本尺寸。

当内外圆筒为同一种材料时,有 $E_1=E_2=E$, $\mu_1=\mu_2=\mu$, 式(3)化为

$$p = \frac{E(R_1 - r_1)(r_1 - r_2)}{2(r_1^2 - r_2^2)} \quad (4)$$

本文作者所研究的轴承座和衬套圆筒为同种材料 45°钢,所以使用式(4)进行计算,其中: E 为 45°钢材料的弹性模量,取 209 GPa。

将数据代入式(4)求解得到轴承装配压力 $p=125.2 \text{ MPa}$ 。

1.3 油膜摩擦力计算

总的油膜摩擦力是承载区和非承载区的总和,考虑到非承载区不产生油膜压力,故非油膜摩擦力计算,则总油膜摩擦力近似等于承载区油膜阻力。为了计算简便取摩擦因数 $\mu=0.002$, 计算油膜的周向摩擦力。

2 有限元模型

结合油膜摩擦的结构和研究重点,对油膜摩擦实验进行适当的简化,建立油膜摩擦座和衬套的三维模型如图4所示。在 Workbench 里进行静力学模拟分析。



图4 油膜轴承模型

Fig.4 Model of oil film bearing

2.1 油膜压力的加载

油膜轴承的承载区通常为 120° 包角范围内,本文作者将承载区分为轴向节点 37 个,周向节点 51 个,将计算所得的油膜压力,如图2所示,分区域对承载区进行施加载荷。在非承载区,考虑 Reynolds 条件和空化现象,其油膜力为 0。

2.2 过盈配合的模拟

过盈装配一般有压力压装和温差胀装2种装配方式。有限元软件针对这2种装配法可分别采用动态和静态接触计算方法来模拟装配过程。动态接触计算方法按照实际安装过程在适当位置施加位移或载荷边界条件,动态模拟压入装配的整个过程。静态接触分

析是按照两配合物体的实际过盈量建立有限元模型,并让其有限元网格按实际过盈量重合,定义接触摩擦率确定发生接触的点。

其中研究的不是瞬时的冲击响应,而是装配以后结构的静力响应,属于静态分析。在 Workbench 里通过对衬套和轴承座的接触进行设置^[4],来模拟过盈配合的情况。

2.3 油膜摩擦力的加载

为了使加载过程尽量简便和摩擦力尽量接近实际情况,将承载区域所受摩擦力分为 51 个区域进行加载,每个区域加载的摩擦力取该区域摩擦力的平均值,非承载区域将摩擦力视为 0。

3 结果与讨论

衬套与轴承座过盈配合时衬套的应力图如图5(a)所示,应变云图如图5(b)所示。从衬套的应力云图可以看出,衬套的最大装配应力为 124.9 MPa,与通过公式计算出来的结果 125.2 MPa 的误差为 1.0%,可能是在计算过程中将轴承座近似为理想圆筒造成的。可见,通过有限元模拟过盈配合率是设计轴承座与衬套的装配应力是可行的。



图5(a)过盈配合时衬套的应力图



图5(b)过盈配合时衬套的应变图

图5 油膜轴承衬套过盈配合时应力及应变图

Fig.5 Stress (a) and strain (b) diagrams of oil film bearing bush with interference fit

从图5(a)中可以看出,衬套考虑装配应力时,衬套的外表面上的应力远大于内表面所受的油膜压力,外表面的中间部分所受应力有些波动且应力值偏小,其最大应力不在衬套表面处,而在衬套的侧体和合金基结合面附近。

从图5(b)中可看出装配应力对衬套变形的影响,其中最大变形处于衬套的边界处,整个衬套的外侧部分的应变小于衬套两端的应变,这是因为过盈配合接触的边缘效应造成的,而承载区的变形反而比较小,这是由于装配应力和油膜压力共同作用造成的。

当衬套不考虑油膜对衬套的摩擦力时,模拟的结果与加载摩擦力时的应力、应变云图比较相似,两者区别很小。提取衬套承载区 $x \sim 0$ 处轴向往节点的应力、应变与加载油膜摩擦力时的数据进行对比,如图6所示。

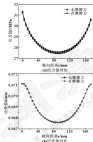


图6 衬套有无摩擦力时衬套应力、应变对比

Fig.6 Comparison of stress (a) and strain (b) of bush with and without considering friction

从图6中可以看出,衬套在有无摩擦力时的应力、应变比较相似,这是因为油膜摩擦的摩擦因数较低,其在运行过程中所受到的摩擦力很小,因此,在研究油膜轴承衬套进行分析时油膜对其的摩擦力

可以忽略不计。

当衬套不考虑过盈配合所造成的装配应力时,衬套的应力、应变图如图7所示。

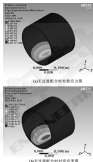


图7 无过盈配合时衬套应力应变云图

Fig.7 Stress (a) and strain (b) diagrams of oil film bearing bush without interference fit

从图7中可以看出,不考虑过盈配合时,衬套的最大应力和最大变形处都在承载区油膜压力的最大处,与油膜压力的大小规律相符合,但是和考虑过盈配合时的云图相比区别比较大,而且应力和应变的规律有所不同。

为了更直观地观察有无考虑装配应力时的应力、应变的区别,从图7中提取不考虑装配应力时衬套承载区 $x \sim 0$ 处轴向往节点的应力、应变值,与考虑装配应力时的数据进行对比,如图8所示。

从图8中可看出,考虑装配应力时衬套的应力、应变和考虑装配应力时相差比较大,而且改变了承载区衬套应力和应变的变化规律,因此,装配应力对于衬套的影响比较大,过盈配合所造成的装配应力是不可以忽略的。

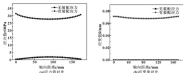


图4 衬套有无过盈配合时应力、应变对比

Fig. 4 Comparison of stress (a) and strain (b) of bush with and without considering interference fit

4 结论

(1) 通过厚壁圆筒过盈配合近似计算的轴承座与衬套的装配应力,与通过公式计算出来的结果的区别为 3.6%,表明通过厚壁圆筒过盈配合近似计算轴承座与衬套的装配应力是可行的。

(2) 考虑装配应力时衬套的应力、应变和不考虑装配应力时相差比较大,而且改变了轴承区衬套应力和应变的变化规律,因此在油膜轴承衬套的设计过程中要考虑到装配应力的影响。

(3) 衬套在有无考虑摩擦力时的应力差比较小,应变比较相似,因此油膜对衬套的摩擦力可以忽略不计。

参考文献

- [1] 王瑞海,黄庆华,丁月正.滚动轴承润滑理论研究与进展[J].润滑与密封,2012,37(10):1027-1036.
WANG J W, HUANG Q N, DING Y Z. Advances on roll oil film bearing lubrication theory research[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(10): 1027-1036.
- [2] 唐健,方志勇,朱才朝.厚壁圆筒轴承油膜压力及混合润滑应力分布[J].中南大学学报(自然科学版),2008,38(4):779-785.
TANG J, FANG Z Y, ZHU C C, et al. Oil film pressure and stress distribution in alloy layer of journal bearing[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2008, 38(4): 779-785.
- [3] 史中石,张成,任克光.厚壁圆筒承压应力分布及动特性参数

[J].哈尔滨工程大学学报,2011,32(9):1110-1116.

- [4] SHI D Y, ZHANG C, XIE L L, et al. Research on the oil film pressure and dynamic coefficient of a sliding bearing[J]. Journal of Jilin Engineering University, 2011, 32(9): 1110-1116.
- [5] HILL M A, ROBERTSON, MAGNUS W, et al. Hydrodynamic and elastohydrodynamic studies of a cylindrical journal bearing[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(2): 197-205.
- [6] XIE F W, HEJIAN C, XIE H Q, et al. Fluid state and transmission characteristics of oil film between rotating friction pair[J]. Review Papers on Mechanical Engineering, 2013, 31(1): 33-43.
- [7] WANG J, KANG J, ZHANG Y, et al. Viscosity monitoring and control on oil film bearing lubrication with ferrofluids[J]. Tribology International, 2014, 75(1): 41-50.
- [8] WANG J, KANG J, TANG L. Theoretical and experimental studies for steel ball's a shock disk[J]. Author Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 226(2): 328-334.
- [9] 马立新,王瑞海,唐健文.厚油膜轴承试验台负载特性模型的建立与仿真[J].轴承,2014(10):37-39.
WANG L X, WANG J W, TANG Y W, et al. Build and calculation of load characteristic model for oil film bearing test rig[J]. Bearing, 2014(10): 37-39.
- [10] HATCH S. Stresses and deformation of a long hydrodynamic journal bearing[J]. Computers & Structures, 1993, 48(1): 31-36.
- [11] JOHNSON T, MCKELPIN B, PRADE S. Design of interference fits via finite element method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2000, 42(9): 1023-1030.

Steel, 1987, 28(1): 28-31.

(上接第 36 页)

- [9] BECKLEY C A, CAMERON R, PORTER A F. Friction induced vibration[J]. Journal of Technology, 1967, 68(2): 104-108.
- [10] VAN DE VLIET P, DE BAEYS P. Mathematical approach of the influencing factors on stick-slip induced by deceleration motion[J]. Wear, 1996, 203(1/2): 80-93.
- [11] SAKAMOTO T. Normal displacement and dynamic friction characteristics in a stick-slip process[J]. Technology Internat-

[11] KYLLINGSTAD A, HUGHES C W. A Study of slip/stick motion of the hip[J]. JPP Drilling Engineering, 1988, 3(4): 307-320.

- [12] MURAKI M, KISHIMOTO K, KOSHIMOTO S. Laboratory simulation for stick-slip phenomenon on the hydraulic cylinder of a construction machine[J]. Tribology International, 2009, 42(10): 739-748.

浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响^{*}

王军军 康 洋 姜 超 张 浩 甄 冬 孙占群

(河北工业大学机械工程学院 天津 300130)

摘要:采用有限差分法建立轴承内、外油膜的 Reynolds 方程、膜厚方程和浮环弹性变形方程, 同步不同转速和偏心率下浮环的弹性变形量, 研究浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响。结果表明, 随着转速和偏心率的增加, 浮环弹性变形量逐渐增加; 浮环弹性变形降低了内油膜的承载力, 增大了流量和摩擦功耗, 增加了外油膜的承载力, 增大了流量, 但对外油膜摩擦功耗影响较小。

关键词: 浮环轴承; 弹性变形; 油膜厚度; 润滑特性

中图分类号: TH137.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0234-7030 (2017) 07-0036-06

Effect of Floating Ring Elastic Deformation on Lubrication Characteristics of Floating Ring Bearing

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

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

Abstract: The finite difference method was adopted to solve the Reynolds equation and the film thickness equation of the inner and outer oil film and the floating ring elastic deformation equation. The floating ring elastic deformation at different rotating speeds and different eccentricities was obtained, and the effects of floating ring elastic deformation on the lubrication characteristics of floating ring bearing were studied. The results show that the floating ring elastic deformation is increased gradually with the increasing of rotating speed and eccentricity. The floating ring elastic deformation reduces the carrying capacity, the side leakage flow, and the friction power consumption of the inner oil film, and increases the bearing capacity and the leakage flow of the outer oil film, while it has little influence on the friction power consumption of the outer oil film.

Keywords: floating ring bearing; elastic deformation; oil film thickness; lubrication characteristic

浮环轴承是一种在轴颈和轴瓦之间加一个浮环的滑动轴承。浮环将单层油膜分隔成两层油膜。轴颈与浮环之间形成内油膜, 轴瓦与浮环之间形成外油膜。当轴颈旋转时, 由于离心力的作用, 滑动浮环也一起转动, 减小了与轴颈和轴瓦之间的相对速度, 降低了摩擦功耗^[1]。由于浮环轴承具有低功耗、稳定性高等优点, 被广泛应用于涡轮增压器等高转速场合。浮环是一个很轻的薄壁零件, 当轴颈高速旋转时, 浮环受压会发生弹性变形, 而且浮环轴承内、外油膜厚度都减小。浮环弹性变形对浮环轴承

润滑特性也会有很大影响^[2]。因此考虑浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响是十分必要的。

国内外研究人员对浮环轴承润滑特性进行大量研究。但在研究浮环轴承润滑特性时常忽略浮环弹性变形。将浮环看作为刚性元件^[3]。而在研究浮环和轴瓦弹性变形规律时, 并没有考虑浮环和轴瓦弹性变形对滑动轴承润滑特性的影响。张义静等^[4]建立浮环轴承内外层非线性油膜油膜力解耦模型, 得出不同转速下侧向刚度、浮环结构参数对环速比的影响。郭彭龄等^[5]采用边界元方法, 研究浮环转速变化对轴承侧力特性的影响。孙占群等^[6]分析了轴颈转速对浮环轴承静平衡位置、油膜非线性以及轴承内间隙润滑的影响。SARAKINIS 等^[7]建立浮环轴承的简摆模型, 研究了不同转速下浮环轴承转速比、内外间隙、油膜摩擦功耗和油膜厚度的变化规律。MORJIFAR^[8]建立了浮环轴承理论模型, 通过数值计算求解得到浮环轴承结构参数与轴承的承载力的关系。BALKANS^[9]采用有限差分法求解模型, 研究了不同轴颈对浮环轴

* 基金项目: 国家自然科学基金项目 (81273180); 天津市自然科学基金项目 (15JCZ005(11500), 15JCZ005(12100))。

收稿日期: 2016-09-12

作者简介: 王军军 (1984—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械状态监控和故障诊断, E-mail: 1226057696@qq.com。

通信作者: 孙占群 (1963—), 男, 博士, 教授, 研究方向为机械状态监控和故障诊断, E-mail: s_zhan@hebut.edu.cn。

率摩擦功耗的影响。上述研究都没有考虑浮环弹性变形,将浮环看做是刚性元件。

与此同时,许多专家也对浮环和轴瓦弹性变形规律进行了大量研究,但并没有考虑浮环和轴瓦弹性变形对滑动轴承侧磨特性的影响。郭红等人^[1]基于 ANSYS 建立了浮环的有限元模型,通过加载承载力和约束条件,求解得到浮环的应力和应变结果。王利刚等^[2]利用 ANSYS 软件分析了油膜温度和压力、轴承过盈量、轴承厚度、轴承厚度对轴承会变形的影响。张帆等人^[3]利用 ANSYS 软件仿真得到考虑瓦块热变形下的滑动轴承侧磨特性。唐发等人^[4]通过 CFD 建立轴瓦的有限元分析模型,分析轴瓦应力、应变随轴颈转速的变化规律。

本文作者基于 MATLAB 软件,通过有限差分法联立求解 Reynolds 方程、膜厚方程和浮环弹性变形方程,得到不同转速和偏心率下浮环的弹性变型量,研究讨论浮环弹性变形后浮环轴承的侧磨特性。

1 数学模型

图1为浮环轴承结构示意图。



图1 浮环轴承结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the floating ring bearing

浮环分别和轴颈、轴瓦之间形成收敛油膜,浮环与轴颈和轴瓦之间存在相对运动,形成流场油压润滑。当轴颈转动时,浮环也以一定的角速度转动。忽略温度的影响,浮环与轴颈角速度的比值认为是一个定值^[5],则浮环与轴颈的转速比可表示为

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{1 + (R_2^2/R_1^2)(k_1/k_2)} \quad (1)$$

式中: \$\omega_1\$、\$\omega_2\$ 分别为轴颈和浮环角速度; \$R_1\$、\$R_2\$ 分别为轴颈和浮环半径; \$k_1\$、\$k_2\$ 分别为内、外油膜厚度,其中:

$$k_1 = r_1(1 + \alpha_1 \cos \theta_1) \quad (2)$$

$$k_2 = r_2(1 + \alpha_2 \cos \theta_2) \quad (3)$$

式中: \$r_1\$、\$r_2\$ 分别为内、外油膜间隙; \$\alpha_1\$、\$\alpha_2\$ 分别为轴颈和浮环偏心率。

内、外油膜雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{k_1^3}{12\eta} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_1^3}{12\eta} \frac{\partial p_1}{\partial x} \right) = \frac{R_1(\omega_1 + \omega_2)}{2} \frac{\partial h_1}{\partial x} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{k_2^3}{12\eta} \frac{\partial p_2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_2^3}{12\eta} \frac{\partial p_2}{\partial x} \right) = \frac{R_2\omega_2}{2} \frac{\partial h_2}{\partial x} \quad (5)$$

式中: \$p_1\$、\$p_2\$ 分别为内、外油膜压力; \$\eta\$ 为润滑油黏度。

浮环同时受内、外油膜压力作用发生弹性变形如图2所示。

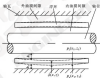


图2 浮环弹性变形示意图

Fig.2 Schematic diagram of elastic deformation of the floating ring

取弹性变型量沿垂直轴线的法线方向向外为正,则浮环弹性变型量^[5-6]为

$$\delta_{p_1, \theta_1} = \frac{2(1 - \mu^2)}{\pi E} \iint \frac{p_{p_1, \theta_1}}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}} dx_1 dy_1 \quad (6)$$

$$\delta_{p_2, \theta_2} = -\frac{2(1 - \mu^2)}{\pi E} \iint \frac{p_{p_2, \theta_2}}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}} dx_1 dy_1 \quad (7)$$

$$\delta_{p_1, \theta_1} = \delta_{p_1, \theta_1} + \delta_{p_2, \theta_2} \quad (8)$$

式中: \$E\$、\$\mu\$ 分别为浮环弹性模量、泊松比; \$x\$ 和 \$y\$ 对应于 \$x_1\$ 和 \$y_1\$ 的附加坐标,表示节点压力;在 \$x = x_1\$、\$y = y_1\$ 时,可利用极坐标求解, \$\theta_1\$、\$\theta_2\$ 分别为内、外油膜求解区域; \$\delta\$ 为浮环弹性变型量。

考虑浮环弹性变形后,内、外油膜膜厚均发生变化,此时,内、外油膜膜厚方程:

$$k_{a_{i-1}, i} = k_i + \frac{r_i^2}{2R_{i-1}^2} + \frac{r_i^2}{2R_i^2} + k_{a_{i-1}, i-1} \quad (9)$$

$$k_{a_{i+1}, i} = k_i + \frac{r_i^2}{2R_{i-1}^2} + \frac{r_i^2}{2R_i^2} + k_{a_{i+1}, i+1} \quad (10)$$

式中: R_{i-1} 、 R_i 分别为内油膜求解域沿 x 、 y 方向的当量曲率半径; R_{i-1} 、 R_i 分别为外油膜求解域沿 x 、 y 方向的当量曲率半径。

显明一化量为

$$k_i = \frac{P_i}{R_i}, \quad \tilde{a}_i = \frac{2a_i}{L}, \quad H_i(\tilde{a}_i, \tilde{a}_i) = \frac{k_{a_{i-1}, i}}{c_i}, \quad P_i =$$

$$\frac{P_i r_i^2}{\log(m_i + m_{i-1}) R_i}, \quad \tilde{a}_i = \frac{a_i}{R_i}, \quad H_i(\tilde{a}_i, \tilde{a}_i) = \frac{k_{a_{i-1}, i}}{c_i}, \quad P_i =$$

$$\frac{P_i r_i^2}{\log m_i R_i}, \quad \tilde{a}_i = \frac{m_i - m_{i-1}}{m_i + m_{i-1}}$$

显明一化内、外油膜雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{a}} \left(H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) + \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \tilde{a}} \left(H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) =$$

$$\frac{\partial H_i(\tilde{a}, \tilde{a})}{\partial \tilde{a}} \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{a}} \left(H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) + \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \tilde{a}} \left(H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) =$$

$$\frac{\partial H_i(\tilde{a}, \tilde{a})}{\partial \tilde{a}} \quad (12)$$

以复求解上述数学模型, 当满足精度要求之后可得内、外油膜的承载力、流量质量、摩擦功耗。

内、外油膜承载力:

$$\begin{cases} F_{i-} = \frac{\log L(m_i + m_{i-1}) R_i^2}{k_{a_{i-1}, i}} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 P_i \cos \alpha \sin \alpha d\tilde{a} d\tilde{a} \\ F_{i+} = \frac{\log L(m_i + m_{i-1}) R_i^2}{k_{a_{i+1}, i}} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 P_i \cos \alpha \sin \alpha d\tilde{a} d\tilde{a} \end{cases} \quad (13)$$

$$F_i = \sqrt{F_{i-}^2 + F_{i+}^2} \quad (14)$$

$$\begin{cases} F_{i-} = \frac{\log m_i R_i^2}{k_{a_{i-1}, i}} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 P_i \cos \alpha \sin \alpha d\tilde{a} d\tilde{a} \\ F_{i+} = \frac{\log m_i R_i^2}{k_{a_{i+1}, i}} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 P_i \cos \alpha \sin \alpha d\tilde{a} d\tilde{a} \end{cases} \quad (15)$$

$$F_i = \sqrt{F_{i-}^2 + F_{i+}^2} \quad (16)$$

式中: F_{i-} 、 F_{i+} 分别为内油膜沿 x 、 y 方向的承载力; F_i 为内油膜承载力; F_{i-} 、 F_{i+} 分别为外油膜沿 x 、 y 方向的承载力; F_i 为外油膜承载力。

内、外油膜流量:

$$Q_i = 2(m_i + m_{i-1}) R_i L \int_{-1}^1 \left(-H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) d\tilde{a} \quad (17)$$

$$Q_i = 2m_i R_i L \int_{-1}^1 \left(-H_i(\tilde{a}, \tilde{a}) \frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right) d\tilde{a} \quad (18)$$

式中: Q_i 、 Q_i 分别为内、外油膜流量质量。

内、外油膜摩擦功耗:

$$\begin{aligned} \varphi_i &= \frac{2(m_i + m_{i-1})^2 R_i^2 L}{c_i} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left(\frac{H_i(\tilde{a}, \tilde{a})}{12} \left[\left(\frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right)^2 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right)^2 \right] + \frac{P_i^2}{H_i(\tilde{a}, \tilde{a})} \right) d\tilde{a} d\tilde{a} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \varphi_i &= \frac{2m_i^2 R_i^2 L}{c_i} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left(\frac{H_i(\tilde{a}, \tilde{a})}{12} \left[\left(\frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right)^2 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \left(\frac{R_i}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial P_i}{\partial \tilde{a}} \right)^2 \right] + \frac{P_i^2}{H_i(\tilde{a}, \tilde{a})} \right) d\tilde{a} d\tilde{a} \end{aligned} \quad (20)$$

式中: φ_i 、 φ_i 分别为内、外油膜摩擦功耗。

2 数值计算方法

求解流程如图 3 所示。



图 3 程序流程图

Fig. 3 Program flow chart

其中压力收敛判断为

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^{n+1} - P_{i,j}^n|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P_{i,j}^{n+1}|} = 10^{-4} \quad (21)$$

浮环弹性变形量收敛判据为

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |C_{ij}^{(k)} - C_{ij}^{(k-1)}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |C_{ij}^{(k)}|} \leq 10^{-3} \quad (24)$$

3 计算结果及分析

浮环轴承的结构参数如表1所示。

表1 主要尺寸

Table 1 Main dimensions

参数	数值
轴承厚度 B/mm	0.80
浮环轴承内径 r_1/mm	2×10^{-3}
浮环轴承外径 r_2/mm	8×10^{-3}
轴颈半径 R_1/mm	7.5×10^{-3}
浮环外径 R_2/mm	1.05×10^{-3}
润滑油的黏度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.002
浮环弹性模量 E/Pa	2.1×10^7
浮环的泊松比	0.29

3.1 浮环最大弹性变形量

图4示出了轴颈转速分别为 10 000、20 000、30 000 r/min ，偏心率为 0.1~0.8 时，计算得到的浮环最大弹性变形量。可以看出，随着转速的增加，浮环弹性变形量逐渐增加；随着偏心率的增加，浮环弹性变形量也逐渐增加。这是因为随着转速和偏心率的增加，油膜压力增大，使得浮环受压力产生弹性变形量增加。



图4 不同转速下浮环最大弹性变形量

Fig. 4 Maximum elastic deformation of floating ring at different rotating speeds

3.2 计入浮环弹性变形的轴承润滑特性

选取轴颈转速为 30 000 r/min 和偏心率为 0.1~0.8，对比分析计入浮环弹性变形对浮环轴承内、外

油膜承载力、流量流量和摩擦功耗的影响。

图5和图6分别示出了浮环轴承在计入浮环弹性变形和不计浮环弹性变形条件下，内、外油膜承载力随偏心率的变化规律。由图5可以看出，计入浮环弹性变形得到的内油膜承载力低于不计变形得到的内油膜承载力，说明浮环弹性变形降低了内油膜承载力。由图6可以看出，计入浮环弹性变形得到的外油膜承载力高于不计变形得到的外油膜承载力，说明浮环弹性变形增加了外油膜承载力。这是因为内油膜压力大于外油膜压力，浮环弹性变形量为正，使得内油膜间隙增加，外油膜间隙减小，从而降低了内油膜承载力，增加了外油膜承载力。而随着偏心率的增大，油膜压力增大，浮环弹性变形量也逐渐增加，对油膜承载力的影响也逐渐增加。并且，由于内油膜间隙小于外油膜间隙，使得浮环弹性变形对内油膜承载力的影响较大。



图5 计入和不计浮环弹性变形下内油膜承载力

Fig. 5 Bearing capacity of inner oil film with and without considering elastic deformation of floating ring



图6 计入和不计浮环弹性变形下外油膜承载力

Fig. 6 Bearing capacity of outer oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

图7和图8分别示出了浮环轴承在计入浮环弹性

变形和不计浮环弹性变形条件下, 内、外油膜流量随偏心率的分布规律。由图 7 可以看出, 计入浮环弹性变形得到的内油膜流量低于不计变形得到的内油膜流量。说明浮环弹性变形降低了内油膜流量。由图 8 可以看出, 计入浮环弹性变形得到的外油膜流量高于不计变形得到的外油膜流量。说明浮环弹性变形增加了外油膜流量。浮环弹性变形对内、外油膜流量的影响随偏心率的增加而增大。且浮环弹性变形对内油膜流量的影响较大。



图 7 计入和不计入浮环弹性变形下内油膜流量
Fig. 7 Lubricating flow of inner oil film with and without considering elastic deformation of floating ring



图 8 计入和不计入浮环弹性变形下外油膜流量
Fig. 8 Lubricating flow of outer oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

图 9 和图 10 分别示出了浮环轴承在计入浮环弹性变形和不计浮环弹性变形条件下, 内、外油膜摩擦功耗随偏心率的分布规律。由图 9 可以看出, 计入浮环弹性变形得到的内油膜摩擦功耗低于不计变形得到的内油膜摩擦功耗。说明浮环弹性变形降低了内油膜摩擦功耗。由图 10 可以看出, 计入浮环弹性变形和不计变形得到的外油膜摩擦功耗几乎不变。说明浮环弹性变形对外油膜摩擦功耗影响可以忽略不计。浮环

弹性变形对内油膜摩擦功耗的影响较大, 并且随偏心率的增加而增大。



图 9 计入和不计入浮环弹性变形下内油膜摩擦功耗
Fig. 9 Friction power consumption of inner oil film with and without considering elastic deformation of floating ring



图 10 计入和不计入浮环弹性变形下外油膜摩擦功耗
Fig. 10 Friction power consumption of outer oil film with and without considering elastic deformation of floating ring

4 结论

- (1) 随转速和偏心率的增加, 浮环弹性变形量逐渐增加, 浮环弹性变形对内油膜的影响较大。
- (2) 浮环弹性变形降低了内油膜的承载力、流量和摩擦功耗; 增加了外油膜的承载力、流量, 对外油膜摩擦功耗影响较小。

参考文献

- [1] 张启明. 液动轴承的流体力学理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
- [2] 陆承. 流体力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1996.
- [3] 郭红, 吴国栋, 李少彪. 基于 ANSYS 的浮环液动静压轴承中浮环的有限元分析[J]. 轴承, 2011(4): 9-13.
- [4] CHOI H, CHEN C T, CHEN S Q. Finite element analysis on floating ring of hybrid floating ring bearing based on ANSYS[J]. Bearing, 2013(4): 9-13.
- [5] 张立群, 陈国, 李华, 等. 液动液静对浮环轴承制造时的动态模拟[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2003, 47(2): 160-163.

- 1996.
- ZHANG W J, CHEN W J, LI F, et al. Dynamic effects of system parameters on speed ratio of floating ring bearing [J]. Journal of Nankai University (Engineering Science Edition), 2013, 47 (3): 340-346.
- [4] 廖庆刚, 杨静全. 吕树慧. 浮环轴承的优化设计参数对性能的影响[J]. 内蒙古民族大学学报(自然科学版), 2004, 19 (3): 257-260.
- XING P L, YANG B-Q, LV B H. The effect of parameters of bearing inner with the variance of floating ring transmission velocity [J]. Journal of Inner Mongolia University for Nationalities (Natural Science Edition), 2004, 19 (3): 257-260.
- [5] 傅占刚, 张浩, 宋中强, 等. 载荷和润滑油压力对浮环轴承润滑影响的理论研究[J]. 河北工业大学学报, 2003, 32 (1): 61-66.
- WU X Q, ZHANG B, ZHANG Y T, et al. A theoretical study on the effects of load and lubricant feed pressure on the lubrication of floating ring bearings [J]. Journal of Hebei University of Technology, 2013, 42 (1): 61-66.
- [6] ANDREWS L R, MATHURANATHAN J C, JUREK R, et al. Advances in nonlinear microdynamics of passenger vehicle hubchambers: a virtual laboratory anchored to test data [C]. // Proceedings of World Technology Congress III, 2003: 893-897.
- [7] MONTAN M D L. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization [J]. Tribology International, 1993, 24 (2): 113-119.
- [8] FRECHAMPT M, PIERCEY F, VERHEL F, et al. 3D thermal steady-state CFD analysis of power station bearings in a hubchamber's journal bearing and comparison with finite difference method and experimentation [C]. // Proceedings of 25th EABC European Congress, Bratislava, 2005.
- [9] 王智刚, 孙凤娟, 夏成刚. 径向浮动轴承过盈量随工况的研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33 (4): 64-67.
- WANG X C, SUN W L, XIA C Y. Research of deformation in journal bearings with interference fit [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33 (4): 64-67.
- [10] 张帆, 唐海松, 孙福军, 等. 轴颈热膨胀对大直径重载滑动轴承性能的影响[J]. 机械设计与研究, 2014 (2): 38-41.
- ZHANG F, ZHANG B-Q, SUN W L, et al. The performance study on thermelastic deformation of journal bearing with large diameter and heavy load [J]. Machine Design and Research, 2014 (2): 39-41.
- [11] 傅立, 张帆, 周文海, 等. 轴颈热膨胀对滑动轴承性能及轴瓦局部特性的影响[J]. 润滑与密封, 2013, 38 (11): 23-26.
- XIE Y, ZHANG B, HU Y H, et al. Effect of journal rotation speed on characteristic of oil film and structural characteristic of bearings [J]. Lubrication Engineering, 2013, 38 (11): 23-26.
- [12] 宋宝, 李雪松, 周金伟. 考虑油膜厚度的浮环轴承的载荷随转速特性研究 [C]. // 中国工程热物理学会热机分会 2009 年学术年会论文集, 2009: 953-954.
- [13] 孙大成. 润滑力学研究 [M]. 北京: 中国石化出版社, 1990.
- [14] 傅诗峰, 周平. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社有限公司, 2002.
- [15] 周平. 润滑数值计算方法 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.

透明可拉伸的仿皮肤式摩擦纳米发电机研制成功

近年来, 随着柔性晶体管-集成电路、可拉伸光电器件、可拉伸显示屏和电子皮肤等各种革命性功能产品的大量涌现, 柔性/可拉伸电子产品取得了飞速的发展。这些产品对其制造设备提出了更高的要求。希望其具有相当的柔韧性和可拉伸性。然而, 现有制造器件可以同时实现高弹性、高透明度和可拉伸性。另外, 市场不断增长的可穿戴电子产品和植入式电子产品, 要求其制造设备除柔韧性和可拉伸性之外, 也需要同时具有良好生物相容性。

常规的电路式发电机的效率实现可拉伸性, 而低成本快速发展的摩擦纳米发电机 (TENG) 则可满足柔性电子设备上述需求。近期报道的可拉伸摩擦纳米发电机主要是采用硬的不锈钢、石墨烯、聚酰亚胺等导电网络增强的弹性材料制备。但是, 这种材料的可拉伸性有限, 且难以实现高透明度。

在中国科学院北京纳米能源与系统研究所王中林院士和周以辰研究员的共同指导下, 北京纳米能源与系统研究所潘敏等研究人员, 将弹性体和离子水凝胶相结合, 研制出了一种全新的仿皮肤式摩擦纳米发电机 (SKTENG)。该器件首次实现兼具高透明度 (平均透光率, 可见光 96.2%) 和高可拉伸性 (单轴应变, 11400%), 同时能够实现生物机械刺激、触觉感知等功能。该工作为透明、可拉伸智能设备和柔性电子皮肤的研究提供了一个全新的视角。

此 SKTENG 能够产生高达 140 V 的开路电压, 瞬时功率密度为 28 mW/cm²。SKTENG 具有广阔的市场前景。由于材料选用的是生物相容性好的水凝胶, 它可以直接贴合于人体的皮肤上, 制造许多可穿戴电子产品, 如 LED、电子手表等。该研究首次提出了一种具有超高可拉伸性和透明度的 SKTENG。由于透明度高不会干扰光学信号的传递, 同时兼具能量收集和触感知觉, 因此有望植入人造皮肤, 由驱动软体机器人。柔性显示屏和可穿戴电子设备中有潜在的应用前景。

(来源: 中国科学院北京纳米能源与系统研究所)

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0895.2017.07.017

金属存在下聚 α -烯烃基础油热氧化衰变性能结构对比分析^{*}

彭星才¹ 费逸伟¹ 吴楠¹ 杨宏伟¹ 姚婷¹ 郭峰²

(1. 空军勤务学院学员一大队, 江苏徐州 221000; 2. 空军勤务学院航空油料物资系, 江苏徐州 221000)

摘要: 模拟高温氧化环境加速氧化, 模拟金属存在下聚 α -烯烃(PAO)航空润滑油基础油高温工作环境, 对比分析添加金属Cu模拟油膜的外观、黏度和酸值变化。利用GC/MS检测不同温度下油样的组成情况, 并根据物质结构分析PAO热氧化性能变化的原因。结果表明, 金属Cu加速了PAO的高温裂解, 产生了单炔生炔化合物, 加速了油品的氧化变质, 使油品黏度降低, 并生成了酸性物质使油品酸值增加; GC/MS分析结果表明, 金属Cu的存在会加速PAO的氧化和裂解, 产生碳数更少的烃分子, 也促进含双键的不饱和烃、含氧化合物等物质的生成, 在宏观上使油样运动黏度降低、酸值增大和颜色加深。

关键词: 聚 α -烯烃; 热氧化变质; GC/MS; 基础油

中图分类号: TQ626.34 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0895(2017)07-0017-05

Comparative Analysis of Performance and Structure on Thermal Oxidative Degradation of Poly α -Olefin Base Oil in the Presence of Metal

PENG Xiancai¹ FEI Yiwei¹ WU Nan¹ YANG Hongwei¹ YAO Ting¹ GUO Feng²

(1. Cadet Brigade 1, Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China;

2. Department of Aviation Oil and Material, Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China)

Abstract: By means of high temperature thermal oxidation accelerated simulator, the high-temperature operating environment of PAO aviation lubricating oil in the presence of copper was simulated, and the variation of appearance, viscosity and acid value of PAO was analyzed before and after adding copper by constant. The micro composition of samples under different temperature was detected by GC/MS, and the reason of the physical and chemical properties changes of PAO was analyzed according to the material structure. The result shows that the high temperature cracking of PAO is accelerated in the presence of copper, some chlorophanes are produced, which accelerate the oxidation deterioration of PAO and make oil products kinematic viscosity reduced. The formation of acidic material results in the increasing of the acid value of PAO. The analysis results of GC/MS show that, the presence of copper will accelerate the oxidation and cracking of PAO, promote the formation of hydrocarbon molecules with less carbon numbers, and the substances such as unsaturated hydrocarbon containing double bonds and oxy-compounds. So the viscosity of the oil sample is decreased, the acid value is increased and the color is deepened.

Keywords: PAO; thermal oxidative degradation; GC/MS; base oil

目前, 航空润滑油常用聚 α -烯烃(PAO)和酯类油作为基础油。其中PAO以其优越的热稳定性、低温性、热安定性和氧化安定性等, 常用于军用润滑油中^[1]。然而在现役某型三代战机发动机中发现, 其主润滑油会不同程度地出现黏度变稀、酸值增大、颜色发黑等现象^[2]。研究发现, 除了油品结构组成等内部因素, 温度、金属铜与气接触面积等工作环境对润滑油性能变化影响密切。其中, 温度是航空润滑油热氧化变质的主要因素^[3-4]。尤其是在高温环境下润滑油与金属材料表面接触时, 油品容易发生剧烈的氧化、裂解和聚合等化学变化^[5-6], 将严重影响油品寿命。经检测发现, 使用后的润滑油常常含有Cu、Fe等金属元素^[7-8]。因此, 开展金属存在下航空润滑油的热氧化变质规律研究具有重要意义。

本文作者以航空润滑油基础油PAO为实验油种, 研究了不同温度下金属Cu对油样外观、酸度、酸值的影响, 利用气相色谱-质谱联用技术(GC/MS)分析了油样组成结构变化情况, 并分析了PAO结构组成与其理化性能变化的关联性, 为改善油品使用性能

* 基金项目: 江苏省自然科学基金项目(8K20081187); 江苏省青年基金项目(8K20115046)。

收稿日期: 2016-09-28

作者简介: 彭星才(1982-), 男, 硕士研究生, 研究方向为航空油料技术检测。E-mail: 33289234@qq.com

和准确制定换油时间提供理论和技术指导,对提高航空润滑油和发动机匹配性具有一定的参考作用。

1 实验部分

1.1 实验材料及设备

实验材料:聚 α -烯烃(PAO)基础油,基础油研究所提供;金属Cu片,规格 $17\text{ mm}\times 12\text{ mm}\times 1\text{ mm}$,依据SH-T0596《润滑油氧化安定性测定法》、SH-T0526《合成油氧化安定性测定法》、GB5613-1988《轻质航空润滑油氧化安定性测定法(金属片法)》以及GB6999-1988《航空涡轮发动机润滑油氧化安定性测定法》等标准中关于金属种类和尺寸的要求,结合实际实验情况制备Cu片。

实验设备:WCF D85-30型高温氧化模拟加速装置(容积500 mL,设计压力32 MPa,最高使用压力22 MPa,设计温度450℃,最高使用温度400℃,阻力提升,最高提升转速1 100 r/min,加热功率2 kW),烟台粉科公司生产;D83-3000石油产品启动扭矩测定仪,大连润博仪器有限公司生产;SQ-600全自动电位测定仪,北京高教成科技有限公司生产;Agilent 6890B/5973型气相色谱/质谱联用仪,美国Agilent公司生产。

1.2 高温氧化模拟实验

先用细砂纸砂打磨金属Cu片,用滤纸擦去表面的金属屑与杂质。打磨好后浸制在异辛烷溶剂中,贮存备用;称取2g油样加入高温氧化模拟加速装置中,从异辛烷洗液溶剂中取出Cu片,用脱脂棉擦去表面上的溶剂后,投入油样中;依据发动机进油一般温度和稠度温度,分别设定实验温度为180、200、230、260、300℃,在800 r/min提升转速下使油样在不同温度下反应2 h;反应结束后将高温装置于冰水中冷却至室温,取出高压釜中的反应油样进行检测。同时,设置不加Cu片的对照实验组。在相同条件下进行实验。表1给出了不同温度的实验油样的编号。

表1 不同温度的实验油样的编号

Table 1 The test oil sample number under different temperature

实验油样	原料	180℃	200℃	230℃	260℃	300℃
PAO	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6
PAO+Cu	P_{1a}	P_{2a}	P_{3a}	P_{4a}	P_{5a}	P_{6a}

1.3 运动粘度测试

按照GB/T 265 (ASTM D445),对不同温度下实验油样40℃运动粘度进行测试。

1.4 高温氧化

按照GB/T 2804-2000 (2006)《石油产品和润滑油氧化测定法(电位滴定法)》,测定不同温度下高温反应后油样的酸值。

1.5 气相色谱/质谱联用技术(GC/MS)分析

气相色谱/质谱联用实验条件:石英毛细管柱HP-5MS,流动相载气为He,流速为1.0 mL/min,分流比为20:1,离子化电压为70 eV,离子源温度为250℃,进样口温度为250℃,质量扫描范围为23~300 amu,根据FID法与MS/MS标准谱库化合物数据库鉴定化合物,用化合物标准MS/MS谱图库对此分析数据每一个化合物,根据谱图或相似度确定化合物的结构,并结合化合物的气相色谱出峰时间、分子离子峰或基峰特征离子峰,主要离子峰和同位素峰等信息进行分析,确定每一个化合物的结构。

2 结果与讨论

2.1 金属Cu对油样颜色的影响

通过高温氧化模拟加速实验,比较有无金属催化作用时PAO基础油颜色的变化。研究表明,无金属催化作用时,PAO基础油在180和200℃下颜色未发生明显变化,保持无色透明状态,油样颜色只有在260℃时才会较明显地呈现黄色,并且可见极微量的黑色固体颗粒沉积在瓶底。而在反应室中加入金属Cu片后,PAO油样颜色变化相对显著,在180℃下PAO油样微呈黄色,200℃颜色加深,黄色已比较明显,且略呈浑浊;之后随着温度上升,油品的颜色还进一步加强,260℃时变黄更加明显,与没有Cu作用的油样颜色差异显著。综合比较金属Cu高温反应后的颜色变化不难发现,随着温度升高,油样可能裂解或某些生色化合物,金属Cu在航空润滑油高温氧化中发挥显著的催化加速作用。

2.2 金属Cu对油样运动粘度变化的影响

润滑油通常会在高温环境中出现“交稠”现象,如图1所示。随着温度的升高,PAO的40℃运动粘度下降,并且温度越高,下降幅度越大,说明高温会造成润滑油的粘度变化。在反应温度低于250℃时,无论是添加金属Cu,PAO基础油的运动粘度未发生明显变化。其中,未加入金属Cu的油样运动粘度略微下降,由12.94 mm²/s降低到12.23 mm²/s,变化幅度仅为2.96%;而加入Cu片后油样粘度呈略微上升趋势,由12.94 mm²/s升高到13.43 mm²/s,变化幅度仅为2.23%。但当反应温度高于250℃后,PAO粘度下降幅度变宽,尤其是加入Cu片的油样降幅最为明显,在260℃时,加Cu和未加Cu的油样的运动粘度降幅分别为24.4%和19.8%,这表明

Cu 的存在使温度从初始温度提高了 14.6%, 说明金属 Cu 加速了油品的氧化变质。在反应温度达到 300 °C 后, 未加入金属 Cu 和加入 Cu 的油样的运动温度降幅分别达到了 33.9% 和 30.9%。高温下 PAO 的长侧链烷基结构被破坏, 产生了分子质量相对较低的物质, 分子之间的色散力减小。宏观表现之一为粘度降低, 且在金属 Cu 作用下, 加速了 PAO 的氧化变质。



图1 不同温度下油样 40 °C 运动粘度变化曲线

Fig.1 Variation of oil complex' kinematic viscosity at 40 °C under different reaction temperature

2.3 金属 Cu 对油样酸值的影响

图2对比了不同条件下 PAO 高温实验后的酸值变化情况。总体上看, 无论是添加 Cu, 油品酸值会随反应温度的升高而增大, 说明温度加速了 PAO 的氧化变质。



图2 不同温度下油样酸值变化曲线

Fig.2 Variation of oil complex' acid value under different reaction temperature

在 200 °C 前, 加 Cu 与不加 Cu 油品的酸值相差不大; 200 °C 之后, 加 Cu 油品的酸值增大趋势明显大于未加 Cu 油品。在 260 °C 高温下, 未加 Cu 油样的酸

值升高了 0.434 mg/g (以 KOH 计), 加 Cu 后油样的酸值升高了 0.478 mg/g (以 KOH 计), 这表明在金属作用下酸值提高了 10.1%; 而在 260 °C 后, 两者酸值增长速度都有所下降。体系可能发生了其他相应反应。如在 260 °C 高温下, 在金属作用下酸值仅提高了 3.1%。上述结果表明, 金属 Cu 加速了 PAO 的氧化, 生成了酸性物质从而提高了油品的酸值。

2.4 GC/MS 分析

通常来看, 物质的分子结构难以承受持续上升的高温。当温度达到一定范围时, 物质结构会被破坏。性能也会相应变差。气相色谱-质谱联用技术 (GC/MS) 是鉴定有机化合物常用的可分离分析手段, 可以提供所测组分的结构信息, 也是分析样品中热稳定、低沸性和易挥发的有机化合物常用的方法。通过分析金属存在下 PAO 高温氧化反应分子结构与组成, 可揭示基础油高温氧化反应过程的微观变化。

图3是 PAO 添加金属 Cu 片前后高温氧化反应 GC/MS 图。表2和图4归纳统计了 PAO 存在无金属 Cu 的环境中氧化产物的种类分布、相对含量及对比情况。可以发现, 存在金属 Cu 存在的环境中, 小分子量的峰不仅数目更多, 酒质谱的峰高更高, 峰面积也更大。说明金属 Cu 催化加速了 PAO 分子的裂解, 分子结构严重破坏。在无金属 Cu 的环境中, PAO 高温氧化反应共鉴定出 88 种化合物, 包括 15 种正构烷烃, 25 种异构烷烃, 47 种烯烃和醇、醚、酯等 3 种其他化合物。而加 Cu 之后发现了 188 种化合物, 分别为 19 种正构烷烃, 34 种异构烷烃, 30 种烯烃以及醇、醚、酯、酸等 5 种非烃类化合物。特别是当温度达到 260 °C 以上时, PAO 氧化程度急剧增加。存在金属 Cu 的催化作用下, 各反应产物种类和相对含量剧大增加, 分子结构的变化更加突出, 分子量较小的正构烷烃、异构烷烃和烯烃种类和含量的增大直接导致了油品运动粘度的降低。蜡状和酯类等物色、生色化合物的生成使油品颜色加深; 另外, PAO 在高温氧化反应过程中产生了醇、酮和酸等非烃类化合物, 也使油品酸值增大。由此可见, 金属在基础油高温氧化过程中, 既促进了链状烷烃结构的进一步断裂, 产生碳数更少的烃分子, 也促进含双键的不饱和烃、含氧化合物等生色物质的生成, 生成碳数更低以及生色物质。在宏观上使油样的运动温度降低, 酸值增大和颜色加深。

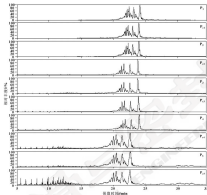


图3 添加金属Cu后PAO的总离子色谱对比图

Fig. 3 The content of ion chromatogram of PAO before and after adding copper

表2 PAO 高温反应油样中各化合物的相对含量

Table 2 Relative content of the compounds in PAO after reaction at different temperature

样品编号	正构烷烃		异构烷烃		烯烃		其他化合物	
	种类数	相对含量 wt%	种类数	相对含量 wt%	种类数	相对含量 wt%	种类数	相对含量 wt%
P ₁	2	0.002	4	0.237	5	0.105	0	0
P ₂	3	0.004	4	0.244	5	0.174	0	0
P ₃	6	0.116	4	0.278	6	0.201	0	0
P ₄	12	0.308	10	0.312	21	0.409	2	0.172
P ₅	13	0.307	20	1.079	47	0.662	3	0.660
P ₆	5	0.097	12	0.687	9	0.221	0	0
P ₇	7	0.136	16	0.708	18	0.276	0	0
P ₈	9	0.242	15	0.893	20	0.308	1	0.089
P ₉	13	0.771	26	2.277	41	0.662	3	0.876
P ₁₀	19	0.839	34	6.424	50	12.63	0	1.283



图4 添加金属Cu前后PAO高温氧化衰变的产物组分分布对比

Fig.4 The contrast of composition distribution of the oxidation decay products of PAO before and after adding copper

3 结论

(1) 无金属Cu时, PAO油样仅在300℃时才会明显变黄, 而在金属Cu存在下, PAO油样颜色加深更快, 250℃后颜色变黄较明显, 且略显浑浊, 说明金属Cu加速了PAO的高温氧化, 产生了某些生色化合物。

(2) 金属Cu存在下加速了油品的氧化变质, 使油品酸度降低; 金属Cu加速了PAO的氧化, 生成丁酸性物质从而提高了油品的酸值。

(3) GC/MS分析结果表明, 存在金属Cu存在的环境中, 小分子量的峰不仅数目更多, 且该峰的峰高更高, 峰面积也更大, 说明金属Cu催化加速了PAO分子的裂解, 分子结构严重破坏; 加Cu之前生产的化合物种类增多, 多为正构烷烃、异构烷烃、烯烃以及酮、酸、酯等非烃类化合物, 说明金属Cu在PAO高温氧化过程中, 既促进了烃类骨架结构的进一步断裂, 产生碳数更少的烃分子, 也促进了含双键的不饱和烃、含氧化合物等生色物质的生成。在宏观上使油样颜色变黄更快, 酸值增大和颜色加深。

参考文献

- [1] 吴艳. 浅谈合成润滑油的缺点与前景[J]. 合成润滑油材料, 2012, 39(1): 19-21.
- [2] WU Y. Discussion on characteristics and prospects of synthetic lubricants in later[J]. Synthetic Lubricants, 2012, 39(1): 19-21.
- [3] 费述华, 邵开强, 张惠鹏, 等. 高温下铜质铜对 α -烯烃基础油氧化变质影响[J]. 润滑与密封, 2014, 39(10): 10-11.

FEI Y W, PENG X L, ZHOU Q P, et al. Effects of antioxidant on oxidative decay of poly- α -olefin lubricating base oil under high temperature[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10): 10-11.

- [4] BRAGANHA L, SOARES L, ARTHUR J, STEFANOVIC. Development of a new oxidation stability test method for lubricating oils using high-pressure differential scanning calorimetry[J]. Thermochimica Acta, 2003, 402: 1-15.
- [5] MUELLER T F, BERNARDI LUNA, ESTELINHO B, BERNARDI, et al. Assessment of biodegradability and oxidation stability of mineral, vegetable and synthetic oil samples[J]. Industrial Crops and Products, 2011, 33: 879-885.
- [6] 费述华, 费述华, 杨文彬, 等. α -烯烃基础油高温氧化变质过程及评价方法[J]. 合成润滑油材料, 2014, 40(2): 39-40.
- [7] CHENG Z B, FEI Y W, YANG H W, et al. The oxidation decay process at elevated temperature and evaluating method of poly- α -olefin[J]. Synthetic Lubricants, 2015, 40(2): 39-40.
- [8] 费述华, 陈峰, 周时, 等. α -烯烃基础油氧化变质机理及氧化机理研究[J]. 西安石油大学学报, 2018, 38(2): 98-102.
- [9] FEI Y W, ZHOU Q, YANG T, et al. Mechanism on synthesis of poly- α -olefin oxidation lubricating base fluid[J]. Journal of Xi'an Shiyou University, 2018, 38(2): 98-102.
- [10] 费述华, 邵开强, 周时, 等. α -烯烃基础油氧化变质机理及产物物相组分分析[J]. 河南师范大学学报: 自然科学版, 2014, 42(1): 92-95.
- [11] FEI Y W, PENG X L, YANG T, et al. Analyzing compounds in poly- α -olefin oxidation lubricating base oil under ultra-high temperature[J]. Journal of Henan Normal University (Natural Science Edition), 2014, 42(1): 92-95.
- [12] 费述华, 张惠鹏, 周时, 等. α -烯烃基础油氧化变质机理及氧化研究[J]. 化工时刊, 2014, 28(4): 22-25.
- [13] FEI Y W, ZHOU Q P, YANG T, et al. Research on the thermal cracking decay of poly- α -olefin oxidation lubricating oil[J]. Chemical Industry Times, 2014, 28(4): 22-25.
- [14] 周时, 马立, 郝振国, 等. 温度对 α -烯烃和双烯烃性能的影响[J]. 合成润滑油材料, 2014, 40(2): 8-11.
- [15] YANG T, MA Y H, ZHOU Q P, et al. Effect of temperature on physicochemical properties in pure and diesel[J]. Synthetic Lubricants, 2014, 41(4): 8-11.
- [16] 李强. 新型航空发动机润滑系统故障诊断的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2005.
- [17] HERRERA A, CASABONA E T, SCHNEIDER H W, et al. Lubricant degradation and related wear of a steel pin in lubricated sliding against a steel disc[J]. RSC Applied Materials & Interfaces, 2011, 3(7): 2817-2821.

膨润土催化聚合植物油及其摩擦学性能研究

刘石金¹ 周文虎¹ 林心杰¹ 陶德华¹ 杨敬一²

(1. 华东理工大学石油加工研究所 上海 200237; 2. 上海大学机电工程与自动化学院 上海 200072)

摘要:以膨润土为膨化剂合成大豆油(SO)高粘度聚合油,同时在SO中加入桐油(TO),考察TO对聚合反应的影响,并研究SO和TO合成的植物油基STO聚合油的理化性能及摩擦学特性。结果表明,聚合SO的最优条件为:膨润土膨化剂和膨化剂LiCl的质量分数分别为40%和0.4%,反应温度为305℃,反应时间为6h;TO脂肪链中含有两个内酯二羧酸为Dicarboxylic acid提供了二羧基,促进了STO聚合反应,缩短产物达到所需粘度的时间;STO聚合油的粘度指数为低粘度油性能为同粘度级别矿物油,承载能力和抗磨性能高于同粘度级别矿物油,低于于294 N载荷条件下减摩性能优于同粘度级别矿物油。

关键词:膨润土;大豆油;桐油;聚合;摩擦学性能

中图分类号: TQ628.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1009-2017(2017) 07-0000-06

Synthesis of Vegetable Oil with Bentonite as Catalyzer and Its Lubricating Properties

LIU Shijin¹ ZHOU Wenhui¹ LIN Xinde¹ TAO Dehua¹ YANG Jingyi²

(1. Research Institute of Petroleum Processing, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. School of Electromechanical Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: Polymerized oil with high viscosity were synthesized by polymerization of soybean oil (SO) with catalyst of bentonite. Tung oil (TO) was added into SO and the effect of TO on the polymerization reaction was studied. The physical and chemical properties of vegetable oil based polymerization oil from SO and TO were studied. The results show that the optimal conditions of SO polymerization are that the mass fraction of bentonite catalyst and LiCl cocatalyst is 40% and 0.4%, respectively, the reaction temperature and time is 305 °C and 6 h. The conjugated triene acid contained in the fatty acid of TO can promote the polymerization of STO and shorten the time that the polymerized oil reaches the desired viscosity. Compared with the mineral oils with the same viscosity grade, STO polymerization oil has better viscosity index and low temperature flow performance, higher carrying capacity and better anti-wear performance, and a more superior friction-reducing performance at the load of less than 294 N.

Keywords: bentonite; soybean oil; tung oil; polymerization; tribological properties

以石油为原料的矿物油基润滑油,一方面受到石油资源趋于短缺的限制,另一方面其难以降解进入环境后容易造成污染,因此开发新型的可降解的润滑油基础油具有重要的意义。植物油作为环境友好的可再生资源受到广泛关注。植物油分子中的长链酯基及其含氧酯基结构,使其具有优良的减摩性能;但植物油以动粘度范围较窄,低粘度流动性差,且分子中含有不饱和双键易被氧化,从而影响了它的使用。为此,对植物油进行化学改性以制备环境友好型润滑油。受

到国内外研究者越来越多的关注,GRAN等^[1]以大豆油为原料,通过环氧化方法制备的润滑油表现出优良的低温流动性,较好的热稳定性以及抗磨减摩性能。LATHI和RAFFLASSON^[2]采用环氧异构酯化的方法合成了可生物降解的植物润滑油。徐玉玲等^[3]以菜籽油和正丁醇为原料,以酯交换结合环氧化的方法合成环氧酯新酯丁酯,提高了其抗氧化能力和抗磨性能。李瑞华等^[4]采用环氧化结合异构酯化的方法对豆油进行改性,合成了摩擦学性能优于ISO68的高温化学改性油。MHAILE和ZORAN^[5]、KONJESCU和PETROVIC^[6]以豆油为原料以硼酸酯为催化剂得到了高粘度的聚合油。RADLOVE等^[7]以豆油和蓖麻油为原料研究镍负载磺胺化剂对植物油聚合反应的影响。BENBAS等^[8]研究了微胶囊射对大豆油粘度及润滑性

收稿日期: 2016-09-09

作者简介: 刘石金(1982—),男,硕士研究生,研究方向为环境友好润滑油。E-mail: 13900807401@mail.ecust.edu.cn

通信作者: 杨敬一(1970—),男,博士,副教授,研究方向为石油加工。E-mail: jyyang@ecust.edu.cn

能的影响。Zhang 等^[1-4]以豆油为原料在氢气等离子体作用下合成了高黏度的环境友好型润滑油。KO-SHIR 等^[5]研究了酶制土聚合油酸的反应工艺。

我国酶制土的储量世界第一, 占世界总量的 66%。目前酶制土年产量已超过 250 万 t。酶制土价格便宜且无毒, 具有广泛的应用前景。祝广山等^[6]利用响应面方法优化了酶制土催化酯解酯甲酯合成二聚酯甲酯的工艺参数。陆向红等^[7]研究了酸化酶制土催化油酸合成二聚酯的反应工艺。本文作者以酶制土为催化剂合成高黏度的植物油基聚合油。考虑到我国是制油生产大国, 每年制油产量占世界总量的 80%, 实验以大豆油 (Soybean Oil, SO) 为原料, 加入制油 (Tung Oil, TO) 制备 STO 混合物。以酶制土为催化剂催化合成高黏度聚合油, 并研究植物油基 STO 聚合油的理化性能及流变学特性。

1 实验方法

1.1 实验材料与试剂

实验所用的植物油为大豆油 (SO) 和制油 (TO)。SO 由上海民海牌油脂实业有限公司提供, TO 产地为贵州罗甸。以 SO 为原料加入一定量的 TO 制得 STO 混合原料油。采用 Agilent 公司 GC7890A-MS979C 型气相色谱-质谱联用仪 (GC-MS) 分析通过酯交换反应测定 SO 和 TO 的甲酯组成。矿物基润滑油 150ES 和 125ES 为工业基础油。聚合反应中采用的催化剂为酶制土 (工业品)。酶催化剂为氧化铜 (分析纯)。

1.2 酶制土催化聚合植物油方法

称取一定量植物油、催化剂酶制土、酶催化剂氧化铜及沸石, 加入带有温度计、搅拌器和氮气通入装置的 250 mL 三口烧瓶中, 在氮气保护下加热到所需温度。开始计时。反应一定时间后, 将产物冷却至 70℃ 左右, 趁热过滤除去固体酶催化剂得到植物油基聚合产物。

1.3 聚合产物的性能测试方法

采用 ASTM D445 方法测定原料油和聚合产物在运动温度 (40、100℃); 采用 ASTM D2270 方法测定油样的黏度指数 (VI); 油样的倾点和滴点分别采用 ASTM D97 和 D53 3-661: 1 996 测定。

1.4 聚合产物的润滑性能测试方法

采用 MS-800 微机式四球磨测试机 (厦门四球机厂生产) 测定样品的耐压性能、抗磨性能和减摩性能。所用钢球为上海钢球厂生产的 GCr15 二级钢球 (直径 12.7 mm, 硬度 HBW 59~64)。按照 GB 2642-82 方法测定润滑油的最大无卡咬负荷即耐压性能 (P_N 值)。测试条件为: 转速 1450 r/min, 磨擦时

间 30 s。按照 GB/T 2642-90 方法测定样品的抗磨性能。测试载荷分别为 98、196、294、392 N。测试条件为: 转速 1450 r/min, 磨擦时间 30 min。利用式学数显微镜测出 3 个下试球的平均磨痕直径 (WSD, μm , 60 mm)。摩擦因数由摩擦扭矩测定仪测得的摩擦扭矩同转速, 作为评定样品的减摩性能。

2 结果与讨论

2.1 反应条件对 SO 聚合反应的影响

2.1.1 酶制土催化剂用量的影响

在酶催化剂 L23 用量为 0.6% (质量分数), 反应温度为 305℃, 反应时间为 5 h 的条件下, 考察酶制土催化剂用量对大豆油 SO 聚合产物 40℃ 黏度的影响。

由图 1 可以看出, 当酶制土催化剂加入量较少时, SO 聚合产物的 40℃ 黏度随着酶制土加入量的增加而显著提高, 如酶制土质量分数由 2% 增加至 6%, SO 聚合产物 40℃ 黏度由 268 mm²/s 增加至 458 mm²/s。这是由于酶制土含有 8 个酯基 L 和 2 种酸中心, L 酸能够催化体系中非共轭双键酯生成共轭的更高级, 而 8 酸则能够使共轭更高级产生更高级的硬正离子, 其有助于不同酯的酯酸聚合反应的发生。因此酶制土能够使是 SO 的聚合反应^[8]。当酶制土催化剂质量分数达到 6% 后, 继续增加酶制土用量 SO 聚合产物 40℃ 黏度变化较小, 这可能是由于酶制土与 SO 分子结合的缘故^[9]。因此酶制土催化剂的最佳用量为 6% (质量分数)。



图 1 酶制土用量对 SO 聚合产物 40℃ 黏度的影响
Fig. 1 The effect of catalyst amount on polymerization products' viscosity at 40℃

2.1.2 酶制土用量的影响

在酶制土用量为 6% (质量分数), 反应温度为 305℃, 反应时间为 5 h 条件下, 考察酶制土催化剂 L23 用量对 SO 聚合产物 40℃ 黏度的影响。

由图 2 可以看出, 当 L23 加入量较少时, SO 聚合产物的 40℃ 黏度随着酶制土用量的增加而明显增加。如 L23 质量分数由 0 增至 0.6% 时, SO 聚合产

物的40℃粘度由283 mm²/s增加至458 mm²/s,但当LiCl质量分数大于0.6%时,SO聚合产物的40℃粘度变化不大。这说明助催化作用能在一定范围内加快反应的进程,但不是影响该催化反应的主要因素。助催化剂的最佳用量为0.6% (质量分数)。



图2 助催化剂用量对SO聚合产物40℃粘度的影响

Fig. 2 The effect of catalyst promoter amount on polymerization products' viscosity at 40℃

2.1.3 反应温度的影响

在催化剂量为6% (质量分数), 助催化剂量为0.6% (质量分数), 反应时间为3 h条件下, 考察反应温度对SO聚合产物40℃粘度的影响。

由图3可以看出, 当聚合温度小于265℃时, SO聚合产物的40℃粘度随温度的升高缓慢地上升, 即聚合反应速率很小; 聚合反应速率在265℃后急剧增大。当反应温度为305℃时, SO聚合产物的40℃粘度提高到458 mm²/s。温度的上升加速了植物油分子的运动, 使分子之间碰撞次数增加, 反应速率增大。同时温度的提高为自由基链增长变为共振链增长提供了较高的能量, 从而加快共轭化速率^[7], 所以提高温度可以加速该聚合反应的速率。当反应温度大于305℃后, SO聚合产物的40℃粘度随反应温度增加的速度开始变慢, 所以选择305℃为最优的反应温度。



图3 反应温度对SO聚合产物40℃粘度的影响

Fig. 3 The effect of reaction temperature on polymerization products' viscosity at 40℃

2.1.4 反应时间的影响

在催化剂量为6% (质量分数), 助催化剂量为0.6% (质量分数), 反应温度为305℃的条件下, 考察反应时间对SO聚合产物40℃粘度的影响。

由图4可以看出, 随着反应时间的增加SO聚合产物的40℃粘度开始快速增加, 当反应时间超过6 h, SO聚合产物粘度的增加速率变慢, 这是由于SO聚合反应时间增加, 副反应也增加, 因此选择6 h为最优的反应时间。



图4 反应时间对SO聚合产物40℃粘度的影响

Fig. 4 The effect of reaction time on polymerization products' viscosity at 40℃

2.2 SFO混合油的聚合反应

为了达到更高粘度的聚合油并且缩短聚合反应的时间, 以大豆油 SO 为原料加入桐油 TO 制备 SFO 混合油。在蒙脱土的催化作用下进行聚合反应。SO 与 TO 的脂肪酸组成通过 GC/MS 气相色谱-质谱联用仪进行分析, 结果见表1。SO 中的脂肪酸主要为油酸 (C_{18:1}), 亚油酸 (C_{18:2}) 和硬脂酸 (C_{18:0}), 而 TO 主要含有共轭三烯酸 (C_{18:3}) 与亚油酸 (C_{18:2})。TO 中共轭三烯结构如图5所示。在催化剂量为6% (质量分数), 助催化剂量为0.6% (质量分数), 反应温度为305℃, 反应时间为3 h的条件下, 考察 TO 加入量对 SFO 聚合产物40℃粘度的影响, 结果见表2。



图5 TO的共轭三烯结构

Fig. 5 Conjugated triene structure of TO

表 1 50 和 100 中主要脂肪酸组成 (质量分数)

Table 1 Fatty acid composition of 50 and 100

Aliphatic acid	C _{16:1}	C _{18:1}	C _{18:2}	C _{20:1}	C _{20:2}	C _{22:1}	C _{22:2}	C _{24:1}	C _{24:2}	Others
50	2.69	26.3	26.6	6.78	—	13.8	0.32	0.61	0.66	3.13
100	15.07	24.92	—	6.80	0.63	3.07	3.17	1.33	0.29	0.6

表 2 TO 含量对 500 聚合产物 40 ℃ 粘度的影响

Table 2 The effect of tung oil amount on 500 polymerization products' viscosity at 40 ℃

Tung oil content w/%	10	20	30	40
Viscosity mPa·s (mm ² ·s ⁻¹)	108	170	979	1 708

植物油及其聚合油 P50、P5T0 和矿物油 150B5、175B5 的物理性质如表 2 所示。由表 2 和表 3 可知, 在不加 TO 的条件下, 反应 4 h 后得到的 50 聚合产物 P50 的 40 ℃ 粘度由 33.8 mm²/s 增加到 325 mm²/s, 100 ℃ 粘度由 7.84 mm²/s 增加到 62.0 mm²/s, TO 的加入量为 30% (质量分数), 反应 3 h 后得到的 500 聚合产物 P5T01 的 40 ℃ 粘度由 42.9 mm²/s 增加到 370 mm²/s, 100 ℃ 粘度由 9.10 mm²/s 增加到 62.0 mm²/s, TO 的加入量为 30% (质量分数), 反应 3 h 后得到的 570 聚合产物 P5T02 的 40 ℃ 粘度由 48.3 mm²/s 增加到 979 mm²/s, 100 ℃ 粘度由 9.80 mm²/s

增加到 203 mm²/s。实验表明, 在 50 加入 TO 制备 500 聚合油, 在酶固定催化作用下聚合反应, 可以得到高粘度的聚合油并且显著缩短聚合反应的时间。由 TO 的 GC/MS 分析可知, TO 脂肪酸中含有 35.00% 的 C_{16:1}、C_{18:1} 的 3 个双键处于共轭体系, 为 Diels-Alder 反应提供了二烯体, 促进聚合反应的进行, 从而缩短产物达到所需粘度的时间。

P50 的碘值 (以 I₂ 计, 下同) 由 136 g/(100 g) 下降到 87 g/(100 g), P5T00 的碘值由 136 g/(100 g) 降至 94 g/(100 g), P5T02 和的碘值由 136 g/(100 g) 降至 80 g/(100 g), 聚合产物的碘值下降表明, 聚合油分子中不饱和双键的含量明显下降。根据 P503+08-02 粘度分类, P50 和 P5T01 与矿物油 150B5 的粘度级别相同, P5T02 与矿物油 175B5 的粘度级别相同, P5T01 和 P5T02 的粘度指数分别为 180 和 178, 倾点均为 -8 ℃, P5T01 和 P5T02 的粘度指数与低温流动性能均优于相同粘度级别矿物油。

表 3 50 和 500 聚合产物的物理性质

Table 3 Physical and chemical properties of 50 和 570

Samples	Viscosity mPa·s (mm ² ·s ⁻¹)		Viscosity index	Pour point a/℃	Iodine value (以 I ₂ 计) w/(g·(100 g ⁻¹))
	40 ℃	100 ℃			
50	33.8	7.84	213	-10	136
70	111	16.8	161	-12	160
P500	42.9	9.10	204	-13	136
P5T02	48.3	9.80	194	-14	136
P50	325	62.0	179	-6	87
P5T01	370	62.0	180	-8	94
P5T02	979	60	178	-8	80
150B5	604	31.4	77.0	-4	—
175B5	928	42.3	83	3	—

注: 150B5 和 175B5 分别为含 20%、30% (质量分数) 70 的 570 聚合油。

2.3 聚合油与矿物油等物理性能比较

2.3.1 聚合油的倾点性能

以最大无卡咬负荷 ($p_{0.05}$ 值) 来评定不同基础油的挤压性能, 结果见图 4, P50 和 P5T00 的 $p_{0.05}$ 值分别达到 1 068.2 和 754.6 N, 明显大于同粘度级别的矿物油 150B5, P5T02 的 $p_{0.05}$ 达到 833.0 N, 优于同粘度级别的矿物油 175B5。

这是因为原料油 50 和 TO 分子中不饱和双键使吸附在金属表面分子之间的间距较大, 导致了吸附分子间的色散相互作用较弱^[24], 利用催化聚合的方法降低了 50 和 TO 中的双键的含量可使聚合油在金属表面形成的吸附膜更加致密; 同时 P50、P5T00 和 P5T02 分子的碳链长度也很大, 故形成的吸附膜的强度和厚度较大^[24]。

PSO 和 PST04 具有相近的减摩等级,但 PSO 的减摩性能优于 PST01,这主要是由于 PST01 比 PSO 含有更多的不饱和双键,当它吸附于金属表面时,由于双键的吸附作用,导致吸附膜变得松散。而 150BS 和 175BS 矿物油分子不含极性含氧官能团,仅靠金属表面形成机械强度较低的物理吸附膜^[10]。聚合物在全金属表面形成的化学吸附膜强度大于矿物油的物理吸附膜。



图6 几种不同基础油基油的 p_g 值

Fig.6 The p_g values of lubricant base stocks

2.1.2 减摩性能

在不同载荷条件下测定了几种基础油的减摩直径 (WSD),考察聚合油的减摩性能。如图7所示,由图7(a)可知,测试载荷由98 N增加到392 N,PSO 和 PST01 的 WSD 分别由 0.24 mm 和 0.17 mm 增加至 0.35 和 0.30 mm,150BS 的 WSD 由 0.27 mm 增加至 0.35 mm。在相同载荷下 PST01 的 WSD 最小,150BS 的最大。

由图7(b)可知,测试载荷由98 N增加到392 N,PST02 的 WSD 由 0.08 mm 增加至 0.28 mm,且其值均低于相同载荷下 175BS 的 WSD;尤其是在载荷为392 N时,PST02 的 WSD 为 0.28 mm,明显低于 175BS 的 0.61 mm。

这是由于在低载荷下聚合物 PSO、PST04 和 PST02 未发生摩擦化学反应,仅靠金属表面形成疏松的物理吸附膜。而当载荷增加时聚合物在摩擦化学反应过程中分子分解并生成低聚物分子,该分子与铁发生化学反应生成羧酸铁。分子致密吸附在金属表面,从而减轻了金属表面的摩擦和磨损^[11]。这表明聚合物 PSO、PST04 和 PST02 的减摩性能优于同黏度级别的矿物油。聚合物分子与金属表面形成的化学吸附膜可以更加有效地降低金属表面的摩擦。



图7 载荷与减摩直径的变化曲线

Fig.7 Variation of the wear scar diameter with the tested loads

2.1.3 减摩性能

在不同载荷条件下测定了几种基础油的摩擦因数,如图8所示。由图8(a)可知,测试载荷由98 N增加到294 N,PSO 的摩擦因数由 0.066 降低至 0.055,且其值均小于相同载荷下 150BS 的摩擦因数。当载荷继续增加至392 N时,PSO 的摩擦因数增大,但其值仍小于 150BS 的摩擦因数。这说明 PSO 的减摩性能优于 150BS。这是因为 PSO 形成的羧酸铁配合物物质的减摩性能优于 150BS 的物理吸附膜。更有效地降低由摩擦引起的能量损失。在载荷小于294 N, PST01 的摩擦因数均小于相同载荷下 150BS 的摩擦因数。说明在低载荷下 PST01 的减摩性能优于 150BS。当载荷继续增加至392 N时,PST01 的摩擦因数增加,略大于相同载荷下 150BS 的摩擦因数。

由8(b)可知,测试载荷由98 N增加到392 N,PST02 摩擦因数由 0.087 降低至 0.073,其值均小于相同载荷下 175BS 的摩擦因数;这说明 PST02 形成的羧酸铁配合物物质的减摩性能优于 175BS 的物理吸附膜。更有效地降低由摩擦引起的能量损失。因此在载荷为98~392 N 条件下 PSO 和 PST02 的减摩性能优于同黏度级别矿物油的减摩性能。

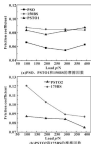


图 8 摩擦系数随载荷的变化曲线

Fig. 8 Variation of the friction coefficient with the treated loads

3 结论

(1) 酶固定化聚合 50 的最优条件: 催化剂量酶固定化质量分数为 4%, 酶固定剂 LiCl 质量分数为 6.4%, 反应温度为 36.5 ℃, 反应 6 h 聚合产物 P50 的 40 ℃ 黏度达到 575 mm²/s。在 50 加入 70 制备 50T0 混合物。由于 T0 酯酸中含有 35.05% 的 C_{18:1}, 为 Diels-Alder 反应提供了二烯基, 使还原聚合反应顺利进行, 从而缩短产物达到所需黏度的时间。

(2) 以 50 为基材加入 70 制备 50T0 混合物。反应 2 h 聚合产物 P50T01 和 P50T02 的 40 ℃ 黏度分别达到 570 和 670 mm²/s。P50、P50T01 和 P50T02 的滴点下降, 表明混合物分子中双键的含量明显下降。P50T01 和 P50T02 的滴点值数分别为 180 和 178, 倾点均为 -8 ℃。2 种混合物的黏度指数与低温流动性均优于同黏度级别的矿物油。

(3) P50、P50T01 和 P50T02 的承载能力均优于同等黏度级别的矿物油。在载荷为 98~264 N 条件下, P50T01 的减摩性能优于同黏度级别矿物油 150HS。在载荷为 98~262 N 条件下, P50、P50T01 和 P50T02 的抗磨性能优于同黏度级别矿物油。P50 和 P50T02 的减摩性能优于同黏度级别矿物油的减摩性能。

参考文献

- [1] EHRICH S Z, HAHNEMAN B, LEE Z S, et al. Lubricant base stock potential of chemically modified vegetable oils[J]. Journal of Agricultural and Food Chemistry, 2008, 56(18): 8997-8998.
- [2] LATO P S, RUTHERFORD R. Green approach for the preparation of biodegradable lubricant base stock from epoxidized vegetable oil[J]. Applied Catalysis B: Environmental, 2007, 69(1): 207-212.
- [3] 徐玉洁, 高静霞, 王峰峰. 单-双环氧酯类酯的合成及其摩擦学性能研究[J]. 润滑与密封, 2001, 26(4): 60-62.
- [3] XU Y J, GAO S L, WANG T F, et al. Study on the synthesis of bi-epoxy ester of epoxy fatty acid and its tribological properties[J]. Lubrication Engineering, 2001, 56(4): 60-62.
- [4] 李清华, 陈建华, 王静. 单-双环氧酯类酯的合成及其摩擦学性能研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(5): 60-62.
- [4] LI Q H, TAO D B, WANG B, et al. The synthesis characteristics and oxidation stability of chemically modified soybean oil[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(5): 60-62.
- [5] MISHRA S, JOHNSON P S. Polymerization of soybean oil with osperoxide[J]. Pishun, Pishun State University, 2011.
- [6] KONDIC M, PETROVIC Z S. Catalytic polymerization of biodegradable oils with osperoxide catalysts[J]. Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry, 2008, 46(1): 197-200.
- [7] KAMALAKH S R, THIRUKKUTTI M, RAMESH N R, et al. Catalytic polymerization of vegetable oils with nickel catalyst[J]. Industrial & Engineering Chemistry, 2008, 56(1): 197-200.
- [8] ROME AN A, ROME AN A, STEVENSON D C, et al. Microwave irradiation effects on the structure, viscosity, thermal properties and stability of soybean oil[J]. Industrial Crops and Products, 2007, 24(1): 1-7.
- [9] ZHAO X, YANG J, TAO D B, et al. Tribological study of nitrogen plasma polymerized soybean oil with nitrogen heterocyclic structures[J]. Industrial Crops and Products, 2013, 51(2): 256-263.
- [10] ZHAO X, YANG J, TAO D B, et al. Synthesis and tribological properties of air plasma polymerized soybean oil with acrylonitrile structures[J]. Journal of the American Oil Chemists' Society, 2014, 91(5): 1277-1282.
- [11] KONTOS E M, KONTOPOULOU M, LEECH W D R, et al. Active sites in the clay catalyzed dimerization of oleic acid[J]. Journal of Macromolecular Catalysis: Chemical, 1999, 132(1): 189-200.
- [12] 高广山, 李华, 刘云. 单-双环氧酯类酯的合成及其摩擦学性能研究[J]. 应用化工, 2008, 39(10): 1462-1465.
- [12] GAO G S, LI H, LIU Y, et al. Optimization for the production of dimer acid methyl ester catalyzed by bromine[J]. Applied Chemical Industry, 2008, 39(10): 1462-1465.
- [13] 陈向红, 陈德坤, 叶建强. 单-双环氧酯类酯的合成及其摩擦学性能研究[J]. 石油化学, 2008, 44(4): 403-408.
- [13] CHEN X H, CHEN D K, YE J Q, et al. Catalytic synthesis of dimer acid from oleic acid using os modified activated clay[J]. Petrochemical Technology, 2010, 44(4): 403-408.

基于正交试验的高压X形密封圈结构优化^{*}

刘洪宇¹ 王冰清² 孟祥彪² 陆 旻² 彭旭东²

(1. 上海航天控制技术研究所, 上海伺服系统工程技術研究中心 上海 201109;
2. 浙江工业大学过程装备及其再制造教育部工程研究中心 浙江杭州 310032)

摘要: 基于正交试验法, 利用 ANSYS 软件建立带回圆 X 形密封圈的二维轴对称几何模型, 分析沟槽结构、回圆结构、安装状态和操作工况等参数对密封圈静态可靠性的影响, 以最大 Von Mises 应力最小为优化目标, 对 X 形密封圈结构进行优化。结果表明, 沟槽口宽和沟槽底宽回圆尺寸过大或过小均会使密封圈产生应力集中, 最大 Von Mises 应力随沟槽口宽尺寸和沟槽底宽增大均先增大后减小, 随密封圈回圆增大而快速增大。增大密封圈底宽更有利于提高主密封面上的接触压力, 但会引起最大 Von Mises 应力增加; 增大密封圈唇部厚度有利于减小最大 Von Mises 应力。但 X 形圈安装状态回圆率、回圆率 (流体压力大于 10 MPa) 条件下, 操作工况、安装状态参数和回圆率的参数组合为影响密封圈静态可靠性的主要因素, 是密封圈结构优化设计需要重点研究的对象。

关键词: X 形密封圈; 正交试验; 结构优化; 静态可靠性

中图分类号: TH42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017) 07-009-09

Structure Optimization of a X-Ring Seal under High Pressure by Orthogonal Array Method

LIU Hongyu¹ WANG Bingqing² MENG Xiangbiao² LU Min² PENG Xudong²

(1. Shanghai Institute of Spaceflight Control Technology, Shanghai Engineering Research Center of Servo Systems, Shanghai 201109, China; 2. MOE Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Zhejiang University of Technology, Hangzhou Zhejiang 310032, China)

Abstract: Based on orthogonal array method, the two-dimensional axial symmetric geometric model of a X-ring with backup ring structure used in hydraulic servo system under high pressure was created by using the ANSYS software, and the influence of groove structure, backup ring structure, installation status and operating conditions on the static sealing performance and reliability of sealing ring were analyzed. The structure of X-ring was optimized based on the optimization objective to minimize the maximum value of Von Mises stress of the sealing ring. The results indicate that too small or too large groove width and bottom chamfer sizes will all cause concentrated stress of X-ring. The maximum Von Mises stress is increased first and then decreased along with the increasing of the chamfer and width of backup ring, and is increased rapidly with the increasing of sealing clearance. Increasing the compression ratio of X-ring is helpful to improve the contact pressure on the sealing surface, while the maximum Von Mises stress will also increase. Increasing the tensile ratio of X-ring is helpful to reduce the maximum Von Mises stress, but the installation of X-ring becomes difficult. The parameters of operating conditions, installation status and backup ring structure are the major factors which affect the sealing performance and reliability of X-ring in fact, under high pressure more than 10 MPa, which is the object of research on the optimization design of sealing ring structure.

Keywords: X-ring seal; orthogonal array method; structure optimization; static sealing performance

X 形橡胶密封圈 (简称 X 形圈), 又称星形橡胶

密封圈, 是在 O 形圈的基础上改进而来。在液压系统中可以替代 O 形圈^[1]。X 形圈是一种典型的双唇往复式密封件, 与 O 形圈相比, 具有自润唇效果好、摩擦力较低、能较好地克服偏斜等应用优势^[2]。

目前, X 形圈的结构设计主要参照 O 形密封圈标准, 缺乏相应的国家标准或行业标准来指导设计。国内外关于 X 形圈的研究主要集中在密封圈应力分

* 基金项目: 国家重点基础研究计划 973 项目 (2014CB040001); 浙江省自然科学基金项目 (L13L000002)。

收稿日期: 2016-10-17

作者简介: 王冰清 (1981—), 男, 博士研究生, 研究方向为液压伺服密封技术。E-mail: bupang@163.com

正交试验的因素和水平如表3所示。与沟槽结构、内圈结构及安装状态和操作工况等相关的9个因素用字母A—I表示,其中,因素I有3个水平,分别用数字1—3表示;因素A—H有4个水平,分别用数字1—4表示。每个参数的取值范围均参考相关标准及规范。

表2 有限元仿真正交试验表 $L_{36}(4^9 \times 3^1)$ Table 2 The $L_{36}(4^9 \times 3^1)$ orthogonal array for simulation

试验序号	A	B	C	D	E	F	G	H	I	试验序号	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	17	3	1	3	1	4	2	4	2	3
2	1	1	2	2	4	4	3	3	2	18	3	1	4	2	1	3	2	4	4
3	1	2	3	4	1	2	3	4	3	19	3	2	1	4	4	1	2	3	7
4	1	2	4	3	4	3	1	2	4	20	3	2	2	3	1	4	4	1	8
5	1	3	1	3	2	4	2	4	3	21	3	3	3	3	3	3	3	3	1
6	1	3	2	4	3	1	4	2	4	22	3	3	4	4	2	2	1	1	2
7	1	4	3	2	3	3	4	1	7	23	3	4	1	2	3	4	1	2	3
8	1	4	4	1	3	2	2	3	8	24	3	4	2	1	2	1	3	4	4
9	2	1	3	4	3	4	2	1	4	25	4	1	1	4	2	3	3	2	8
10	2	1	4	3	3	1	4	3	3	26	4	1	2	3	3	2	1	4	7
11	2	2	1	1	2	3	4	4	2	27	4	2	3	1	2	4	1	3	4
12	2	2	2	2	2	2	2	2	1	28	4	2	4	2	3	4	3	1	3
13	2	3	3	2	4	1	1	4	8	29	4	3	1	2	1	2	4	3	4
14	2	3	4	1	1	4	3	2	7	30	4	3	2	1	4	3	2	1	3
15	2	4	1	3	4	2	3	1	4	31	4	4	3	3	1	1	2	2	2
16	2	4	2	4	1	3	1	3	3	32	4	4	4	4	4	4	4	4	1

表3 正交试验的因素及其水平

Table 3 Factors and levels of the orthogonal design

因素	参数	单位	水平			
			1(30)	2(40)	3(7)	4(8)
A	α	%	10	12	13	15
B	r_1	mm	0.1	0.2	0.3	0.5
C	r_2	mm	0.1	0.2	0.3	0.5
D	λ	mm	0.02	0.03	0.07	0.13
E	ν	%	1	2	3	5
F	r_3	mm	0.1	0.2	0.3	0.5
G	r_4	mm	0.1	0.2	0.3	0.5
H	λ	mm	1.0	1.5	2.0	2.5
I	p	MPa	12(13)	16(22)	16(25)	18(24)

为消除其他因素对正交试验试验结果的影响,将沟槽与沟槽间的间距取为 0.45 mm ,假定内圈基体为质刚体,外圈为尺寸一致,且等于沟槽内圈半径大小;这里密封间隙 λ 将内圈与沟槽间的间距。

2 正交试验结果及分析

为便于开展对比分析,定义 Δp 为X形圈主密封面的最大接触压力与流体压力 p 之比, Δp 为X形圈最大Von Mises应力值, R 为同一因素不同水平下X

1—8表示;因素A—H有4个水平,分别用数字1—4表示。每个参数的取值范围均参考相关标准及规范。

形圈的最大Von Mises应力值的均值。图2所示为不同正交试验序号下静态性能指标 Δp 的大小,可知, Δp 值均大于4,说明X形圈密封面均满足密封性能要求。 Δp 越大,密封圈的密封性能越好,但越容易发生摩擦副失效。

图2 各正交试验下X形圈的静态密封性能指标 Δp 值Fig. 2 The value of static sealing performance index Δp of a X-ring and varying with trial numbers

图3所示为各正交试验序号下X形圈密封面的最大Von Mises应力值,以 Δp 值为研究对象,根据正交试验表2对表3中9个因素进行单因素影响分析,结果

如图4—8所示。其中,某一因素某个水平下的 \bar{A}_p 值为该因素该水平的所有试验序号对应 \bar{A}_p 值的平均值。



图3 各试验号下X形圈的最大Von Mises应力值

Fig.3 The value of maximum Von Mises of a seal varying with trial numbers

图4所示为沟槽宽度和侧角尺寸参数对X形圈最大Von Mises应力值的影响。可以看出,当沟槽口和沟槽底的侧角尺寸过大或过小时均会使密封圈产生应力集中,选用合适的沟槽侧角尺寸可以缓解密封圈的应力集中现象。理由是:当沟槽口侧角或沟槽底侧角的尺寸过小时,密封圈通过沟圈向沟槽传递的压力基本上以作用力形式存在,引起密封圈受力偏大。相反,若沟槽口侧角过大,沟圈受密封圈挤压发生明显变形从而导致密封圈受力不均引起应力集中;而在侧角设置前提条件下,增大沟槽底侧角并不会引起沟圈发生明显变形。



图4 沟槽口/槽底侧角对X形圈最大Von Mises应力的影响

Fig.4 Effects of groove mouth and bottom side angle size on \bar{A}_p

图5和图6所示分别为与沟圈相关的参数对X形圈最大Von Mises应力值的影响。由图5可知,X形圈的 \bar{A}_p 值发生在沟圈内,外侧角尺寸 α_2 mm处;

侧角尺寸小于 0.3 mm时,随着侧角尺寸的增大,密封圈被挤入侧角间隙部分增多,应力集中越明显;当侧角尺寸大于 0.3 mm时,再进一步增大侧角尺寸,密封圈已经完全被挤入侧角间隙,因此 \bar{A}_p 值略微下降。由图6可知,密封圈底为 0.05 — 0.07 mm时,X形圈的 \bar{A}_p 值上升最快,表明密封圈正处在被挤入密封圈的临界阶段。在高压条件下,沟圈起阻止密封圈被挤入沟槽口间隙的作用,且通过自身变形可以降低密封圈的应力集中;本研究当中当沟圈宽度取 1.3 mm时,密封圈的 \bar{A}_p 值最大。



图5 沟圈内/外侧角对X形圈最大Von Mises应力的影响

Fig.5 Effects of inner and outer chamfering of backup ring on \bar{A}_p



图6 密封圈底宽和侧角对X形圈最大Von Mises应力的影响

Fig.6 Effects of sealing and chamfer and backup ring width on \bar{A}_p

图7和图8所示分别为密封圈的安装状态和挤压工况参数对X形圈最大Von Mises应力值的影响。由图7可看出,增大压缩率有利于提高密封圈上密封面上的接触压力,但会引起密封圈 \bar{A}_p 值增加,且密封圈容易发生摩擦磨损失效;增大密封圈拉伸率有利于减小 \bar{A}_p 值,但安装变得困难。由图8可看出,介质

压力 p 对密封圈 A_{\max} 值的影响基本呈正线性关系, A_{\max} 值在压力值大于 20 MPa 时变化不大, 表明 X 型圈已经受挤压完全与挡圈贴合。



图7 压缩率与拉伸率对 X 型圈最大 Von Mises 应力的影响

Fig.7 Effect of compression ratio and tensile ratio on A_{\max}



图8 介质压力对 X 型圈最大 Von Mises 应力的影响

Fig.8 Effect of fluid pressure on A_{\max}

图9所示为正交试验因素主次性分析, 若某因素对应的数值越大, 表明该因素对密封圈的可靠性影响程度越明显, 是正交试验的主要因素; 反之为主要因素。由图9可知, 密封圈的工况参数对其可靠性影响最大, 其次是安装状态, 最小是沟槽结构参数。



图9 正交试验因素主次性分析

Fig.9 The importance ranking of orthogonal array factors

4 结论

(1) 在满足静密封条件的前提下, 结合实际应用得到正交试验研究获得各因素的优化范围为: 沟槽口侧角 $0.15 \sim 0.3 \text{ mm}$, 沟槽底侧角 $0.25 \sim 0.5 \text{ mm}$, 挡圈内侧角 $0 \sim 0.15 \text{ mm}$, 挡圈外侧角 $0 \sim 0.15 \text{ mm}$, 挡圈宽度 $2.0 \sim 2.5 \text{ mm}$, 密封间隙 $0 \sim 0.03 \text{ mm}$, 压缩率 $10\% \sim 12\%$, 拉伸率 $3\% \sim 5\%$ 。

(2) 对正交试验结果进行极差分析, 得到影响密封圈可靠性各因素的主次顺序为: 介质压力、压缩率、拉伸率、密封间隙、挡圈外侧角、挡圈内侧角、挡圈宽度、沟槽底侧角和沟槽口侧角。

(3) 在文中研究条件下, 使 X 型圈可靠性最高的最优结构参数值为: 压缩率 10% , 沟槽口侧角 0.15 mm , 沟槽底侧角 0.3 mm , 密封间隙 0.02 mm , 拉伸率 3% , 挡圈内侧角 0.1 mm , 挡圈外侧角 0.1 mm , 挡圈宽度 2.5 mm , 介质压力 12 MPa 。

(4) 在高压工况下, 介质压力对密封圈的密封性能和可靠性起关键性主导作用, 挡圈的结构参数较为槽起重要作用, 因此在实际应用过程中可以有针对性地进行研究设计。

参考文献

- [1] 张德, 王同志, 刘顺龙. 带深沟球轴承 X 形密封圈密封性能分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(2): 89-90.
- [2] ZHANG Y, WANG C, LIU H, et al. Analysis of seal performance for X-ring of deepgroove ball bearings[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(2): 89-90.
- [3] 李红艳, 周志江, 张念亮. 基于 ANSYS 的 X 形密封圈密封性能分析[J]. 煤矿机械, 2013, 34(10): 148-150.
- [4] LI H X, ZHANG J, ZHANG X L. Analysis of sealing characteristics of X-ring based on ANSYS[J]. J. Coal Mine Machinery, 2013, 34(10): 148-150.
- [5] 刘占军, 覃志林. X 形密封圈密封圈定位有限元分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(2): 127-129.
- [6] LIU J, ZHANG Z L. Finite element analysis of stress on the rubber sealing X-ring change device[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(2): 127-129.
- [7] 侯秋香, 余志伟, 胡云强. 带 X 形丁腈橡胶密封件的有限元分析[J]. 宁夏建材工艺, 2007(4): 18-20.
- [8] HOU X N, YU X Y, LIU Y M, et al. Finite element analysis for nitrile rubber X-ring seal structure[J]. Aerospace Materials & Technology, 2007(4): 18-20.
- [9] 申化, 赵殿利, 王志强. 带气动式量值机构时装置的密封性能分析[J]. 功能材料科学与工, 2014, 37(1): 77-81.
- [10] SHEN H, ZHANG D L, WANG Z Q, et al. Sealing performance analysis of sealing device in pneumatic sensor[J]. Chinese Material Science and Engineering, 2014, 37(1): 77-81.

(下转第 194 页)

基于在线油液监测的海上钻井平台发动机故障报警预测*

陶 辉 贺石中

(广州机械科学研究院有限公司设备检测与检测研究所 广东广州 510710)

摘要:在线油液监测表征机器异常提供状态信息是设备故障诊断技术的核心和瓶颈。针对中海油南海分公司西11-302海上钻井平台目前采用的油液离线检测方式不能及时反映润滑油状态等问题,对海上钻井平台发动机润滑油在线实时监测,并制定在线监测系统平台的组成和在线监测的实施方案。针对实时监测向量的油液中大颗粒超标报警模型,结合离线数据验证证实监测结果的准确性。

关键词:在线油液监测;故障诊断;实时监测;润滑维护

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0274-6460 (2017) 07-1117-06

Engine Fault Alarm Prediction of Offshore Drilling Platform Based on Online Oil Monitoring

TAO Hui HE Shizhong

(Equipment Condition Detection Institution, Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510700, China)

Abstract: It is the core and bottleneck of equipment fault diagnosis technology by using the online oil monitoring to characterize the abnormal wear state information of machines. Aimed at the existing problems that the offline lubricating oil monitoring method is unable to reflect promptly the lubrication oil condition in an offshore drilling platform, the online oil monitoring was carried out on 5 engines of the offshore drilling platform. The constitution of online monitoring system platform and implement plan were introduced. Aimed at the fault alarm that the amount of large grains exceeds the standard by real-time monitoring in the oil, through the offline ferrography analysis, the accuracy of monitoring results is verified.

Keywords: online oil monitoring; fault diagnosis; real-time monitoring; visual maintenance

润滑油是机械装备的“血液”,润滑油失效直接导致机械传动部件异常磨损,是机械装备故障的主要根源。直接影响工矿企业大型装备的安全运行^[1]。目前传统的油液监测是需要到设备指定地点采集样品,通过样品传递到达专业的油液实验室进行分析并诊断,这种离线监测方式,一方面监测周期长,采样代表性,样品传递以及检测过程均影响诊断结论的可靠性;另一方面由于离线监测无法实现多参数的实时采集,数据不及时,数据量也不足,难以对设备状态进行实时评估,也就很难对设备的剩余有效寿命(RUL)进行精准预测;此外,取样进行离线检测通常需停机,影响正常生产;另外,对于环境条件恶劣的生产现场,例如海上石油开采平台、风电发电厂

等,取样还会耗费大量的人力物力,增加了劳动成本^[2]。而在线监测具有实时、数据量大、数据连续性、不影响生产以及人工维护成本高等特点,是油液监测发展的重要方向之一。

在线监测中对颗粒的正确识别是进行设备故障诊断的重要任务,它直接关系到设备故障诊断的最终结果,对设备的状态监测、故障原因分析等的准确性有着极其重要影响。伴随着人工智能及油液分析技术信息化的发展,智能故障诊断及监测也进入了智能化阶段。智能在线监测的发展与进步,提高了油液监测效率,增加了检测结果的可信度,给出了合理的可靠性评估指标并实现诊断智能化,使油液监测技术为企业设备管理安全可靠性管理提升做出了更大的贡献。真正意义上实现了机械装备在润滑油性能指标的快速高效检测,设备侧磨损状态智能诊断及设备侧磨损检测维护策略的优化。在线监测领域,文献[3]研究了一种在线快速图像分析的方法,经过图像采集、二值化处理、磨粒分割、特征构造、趋势分析等对润滑油磨粒中的铁质磨粒进行诊断,实现了机械装备故障

* 基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2015B010080003); 广州市珠江科技新星资助项目 (171400020)。

收稿日期: 2017-02-10

作者简介: 陶辉 (1983—),男,硕士,工程师,研究方向为智能检测技术、在线油液监测。E-mail: taohui@gpcri.com。



图 4 海上钻井平台在线监测系统人机界面

Fig. 4 The man-machine interface of online monitoring system on offshore drilling platform

在对 1 号机在线监测过程中, 2016 年 11 月 29 日, 发现 70~100 μm 及 100~150 μm 段颗粒急剧增加, 如表 1 所示, 系统出现了报警提醒, 界面报警和

声音同时报警。西江 302 作业区于 2016 年 12 月 3 日进行了采样送检。

表 1 1 号机 11 月 29 日实测数据 (对应 12 月 3 日送检样品)

Table 1 Measured data of No. 1 unit on Nov. 29 (corresponding to the sample sent in Dec. 3)

序号	时间	温度	油质颗粒 70~100 μm	油质颗粒 100~150 μm	油质颗粒 >150 μm	非铁磁颗粒 100~200 μm
1	2016-11-29 01:00	78.39 $^{\circ}\text{C}$	12	9	0	1
2	2016-11-29 01:15	78.39 $^{\circ}\text{C}$	12	9	0	1
3	2016-11-29 01:30	78.39 $^{\circ}\text{C}$	12	9	0	1
4	2016-11-29 01:45	78.39 $^{\circ}\text{C}$	12	9	0	1
5	2016-11-29 01:00	78.39 $^{\circ}\text{C}$	12	9	0	1
6	2016-11-29 01:15	78.39 $^{\circ}\text{C}$	13	9	0	1
7	2016-11-29 01:30	78.29 $^{\circ}\text{C}$	16	9	0	1
8	2016-11-29 01:45	78.29 $^{\circ}\text{C}$	17	7	0	1
9	2016-11-29 01:00	78.39 $^{\circ}\text{C}$	17	10	0	1
10	2016-11-29 01:15	78.39 $^{\circ}\text{C}$	19	10	0	1

2016 年 12 月 9 日, 在线监测再次发现 1 号机 70~100 μm 及 100~150 μm 段颗粒急剧增加, 如表 2 所示, 系统出现了报警提醒, 界面报警和声音同时报

警。西江 302 作业区于 2016 年 12 月 12 日再次进行了采样送检。

表2 1#机组12月9日监测数据(对应12月12日送检样品)

Table 2 Measured data of No. 1 unit in Dec. 9 (corresponding to the sample sent in Dec. 12)

序号	时间	温度	油质颗粒	油质颗粒	油质颗粒	非油质颗粒
			70~100 μm	100~150 μm	>150 μm	500~200 μm
1676	2006-12-09 9:30	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1677	2006-12-09 9:39	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1678	2006-12-09 9:48	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	2	1	1
1679	2006-12-09 9:58	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	3	1	1
1680	2006-12-09 9:52	78.39 $^{\circ}\text{C}$	4	4	1	1
1681	2006-12-09 9:59	78.39 $^{\circ}\text{C}$	4	4	1	1
1682	2006-12-09 10:08	78.39 $^{\circ}\text{C}$	5	4	1	1
1683	2006-12-09 10:09	78.39 $^{\circ}\text{C}$	5	5	1	1
1684	2006-12-09 10:14	78.39 $^{\circ}\text{C}$	6	5	1	1
1685	2006-12-09 10:19	78.39 $^{\circ}\text{C}$	7	6	1	1

2006年12月12日,在线监测第三次发现1#机组 70~100 μm 及 100~150 μm 报警数据增加,如表3所示,系统出现了报警提醒,界面报警和声音同

时报警。西江302作业区于2006年12月14日第三次进行了采样送检。

表3 1#机组12月13日监测数据(对应12月14日送检样品)

Table 3 Measured data of No. 1 unit in Dec. 13 (corresponding to the sample sent in Dec. 14)

序号	时间	温度	油质颗粒	油质颗粒	油质颗粒	非油质颗粒
			70~100 μm	100~150 μm	>150 μm	500~200 μm
1671	2006-12-13 9:30	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1672	2006-12-13 9:39	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1673	2006-12-13 9:48	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1674	2006-12-13 9:58	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1685	2006-12-13 9:52	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1686	2006-12-13 9:59	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1687	2006-12-13 10:08	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1688	2006-12-13 10:09	78.39 $^{\circ}\text{C}$	2	1	1	1
1689	2006-12-13 10:14	78.39 $^{\circ}\text{C}$	3	1	1	1

3 油品颗粒快速验证

对于这种连续报警情况,西江302作业区在2006年12月3日,12月12日,12月14日分别对柴

油机润滑油进行了取样,并送到专业检测机构进行离线快速分析。检测结果如图3~7所示。

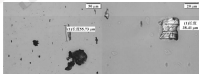


图3 12月3日油样中颗粒(运行995 h)

Fig. 3 Abrasive particles in the oil sample in Dec. 3 (running for 995 h)

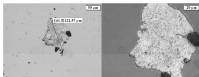


图 6 12 月 12 日油样中颗粒 (运行 198 h)

Fig 6. Abrasive particles in the oil sample in Dec. 12 (running for 198 h)

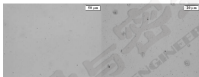


图 7 12 月 12 日油样中颗粒 (运行 206 h)

Fig 7. Abrasive particles in the oil sample in Dec. 12 (running for 206 h)

从铁谱分析结果看, 油中的确有大尺寸的颗粒, 尺寸最大达 $120\ \mu\text{m}$ 。这些大尺寸的颗粒处于在线监测的传感器的检测范围, 因此能被在线监测设备捕捉到。

4 过滤器滤网铁谱分析

截取过滤器的滤网, 对清洗滤网的油进行铁谱分

析, 结果如图 8、图 9 所示。可以看出, 滤网上有少量尺寸约 $50\ \mu\text{m}$ 的铁磁性颗粒, 这也与在线监测的结果相吻合。

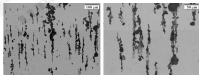


图 8 过滤器滤网铁谱分析

Fig 8. Abrasive particles analysis of filter screens

5 结束语

中海油海上钻井平台在线监测系统出现报警后,结合该报警在线监测和高线快速分析,证实了油中的确含有大尺寸的微细性颗粒。中海油海上钻井平台根据检测结果,更换了2号机器的滤芯和过滤器,重新开机并恢复正常运行。

在线监测颗粒的大尺寸的颗粒较为敏感,尽管在检测精度上和离线分析尚有一定的差距,但其反应的是设备的实时状况,这是离线监测所不能达到的。大部分情况下,颗粒都是来源于设备相关部件的磨损,但是不排除系统管路中沉积的颗粒颗粒被冲刷到了润滑油中这种偶发性的因素,因此,若在线监测报警时,应跟踪分析颗粒浓度变化趋势,如果颗粒浓度只是短时间内上升,且又趋于平稳,那可能源于沉积颗粒的冲刷。如果在一段时间内持续上升,且温度也出现异常,则可能出现严重磨损。另外,当在线监测出现连续报警时,可以立即取样分析,以综合判断设备是否存在异常。

参考文献

- [1] 郑文彬.摩擦学的三个定理[J].摩擦学报,2009,29(1):104-106.
- [2] XIE Y B. Three axioms in tribology[J]. Tribology, 2009, 29(1): 104-106.
- [3] 张明东,陈润杰.基于长期监测数据的海上钻井平台润滑油监测特点研究与对策[J].测通与密封,2008,28(11):109-112.
- [4] ZHANG M D, CHEN R J. Fuel Characterization research and countermeasures of diesel engine on offshore drilling platform

based on long-term oil monitoring[J]. Lubrication Engineering, 2008, 63(11): 129-132.

- [5] WU T H, MAO J H, WANG J T, et al. A new on-line visual inspection[J]. Technology Transactions, 2002, 22(3): 628-631.
- [6] ZHANG Q F, HONG C N, YANG Y L, et al. Performance identification analysis of the used gear oil[J]. Advances in Chemical Engineering and Science, 2008, 6(8): 77-79.
- [7] 武延海,邱树彪,吴洪义,等.图像识别在线检测油液传感器的图像数字化处理技术[J].机械工程学报,2008,21(1):43-47.
- [8] WU T H, QIU S H P, WU J Y. Image digital processing technology for visual on-line leakage sensor[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(1): 43-47.
- [9] ZHANG L, WU T H, XING Q H, et al. Ultrasonic measurement of oil film thickness using piezoelectric sensor[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2004, 24(10): 1007-1010.
- [10] 陶树,马伟,吴洪义,等.一种综合在线检测油液传感器的图像数字处理方案[J].哈尔滨理工大学学报,2012,16(1):40-48.
- [11] TAO S H, XING Q H, HU H X, et al. A method of wear state analysis based on integration of on-line tribograph image feature information[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2012, 34(1): 40-48.
- [12] 陶树,陈润杰,吴洪义,等.在线检测油液分析中基于权值的改进Otsu的设计与应用[J].电子设计工程,2014,22(12):20-26.
- [13] TAO S H, CHENG M J, HU H X, et al. The design and application of improved Otsu based on Nist Colony Algorithm on on-line tribograph image analysis[J]. International Electronic Elements, 2014, 12(4): 20-26.

功能 MOF 薄膜材料研究获系列进展

功能复合薄膜材料的高效、经济制备是当前新型薄膜材料研发的重要之一,尤其是光功能复合薄膜的制备和应用还需要大力突破。

最近,中国科学院福建物质结构研究所化学国家重点实验室研究团队陈健领导的研究团队成功合成了负载超小铜纳米点阵的金属 MOF 薄膜材料。金属纳米点 (CNs) 由于其高化学稳定性、低毒性、良好的生物兼容性和优异的物理性能,在催化、光电、传感和生物成像等方面都有广泛的应用前景。该研究团队创新性地利用了 MOF 材料和葡萄糖分子在氧化还原上的显著差异,去实现铜纳米点与 MOF 材料的复合。一般 MOF 材料的氧化温度高过 500℃,而葡萄糖分子的氧化温度却由 200℃左右。因此,负载葡萄糖分子的 MOF 材料在 200℃下能够自牺牲而不坏,但是葡萄糖被氧化后为限制在 MOF 孔中的铜纳米点。从而得到分散均匀的 Cu@MOF 复合材料。铜纳米点的尺寸可以通过选择拥有不同孔结构的 MOFs 来调整。制备的铜纳米点负载型 MOF 薄膜不仅具有良好的机械和光学透明度,而且表面该波段可逆的光致发光响应和光降解反应。该研究工作实现了超小铜纳米点阵在 MOF 模板中的可控合成,并发展了新型 Cu@MOF 复合光降解材料。

同时,该研究团队制备了能够高效选择性降解挥发性有机物的吡嗪基 PZCA-7 薄膜材料。探索了 MOF 薄膜的生长取向、厚度、缺陷等因素对 MOF 薄膜性能的影响,开发了一系列具有手性拆分功能和催化功能的新材料。

(来源:中科院福建物质结构研究所)

基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测研究

刘玉兵^{*} 杨 川^{*} 王晓东^{*}

(1. 空军勤务学院军事交通 江苏徐州 221000; 2. 北部战区空军装备部 山东济南 250000)

摘要:提出基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测研究方法。利用有序样品聚类方法,对燃油快速分析数据进行分类,实现了发动机的状态监测;利用模糊理论方法,结合发射光谱分析数据判断发动机的异常磨损部位。采用该方法对通用型 6873.9 型柴油发动机状态进行监测,确定发动机可能出现的异常磨损部位,与发动机维修实际检查结果一致,证明上述研究方法对发动机异常磨损部位的确定具有一定的适用性。

关键词:发动机;状态监测;有序样品聚类;模糊理论;燃油分析;原子发射光谱分析

中图分类号: TM317.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0690(2017)07-117-04

Research on Condition Monitoring of Engines Based on Orderly Sample Clustering and Fuzzy Theory

LIU Yubing^{*} YANG Chuan^{*} WANG Xiaodong^{*}

(1. Department of Military Transportation, Air Force Logistics College, Xuzhou, Jiangsu 221000, China;

2. Department of Air Force Equipment, Northern War Zone, Jinan Shandong 250000, China)

Abstract: An engine condition monitoring research method was proposed based on orderly sample clustering and fuzzy theory. Orderly sample clustering method was applied to divide oil ferrography data into several categories and the engine condition monitoring was realized. Fuzzy theory method was applied to find out the location of the abnormal friction pairs of engine in combination with atom emission spectrum analysis data. The method was adopted for the condition monitoring of the diesel engine Cummins 6873.9, the possible abnormal wear position was determined, and the results were in accordance with the actual inspection results of engine overhaul. It is proved that the above research method is suitable for identifying the abnormal wear position of engine.

Keywords: engine condition monitoring; orderly sample clustering; fuzzy theory; ferrography; atom emission spectrum

作为设备状态监测的主要手段之一,该监测技术在评价润滑油和发动机当前工作状态、预测其状态变化趋势等方面发挥着重要的作用^[1]。文献[4-6]分别基于模糊神经网络、灰色时变组合模型和单度分析对发动机的磨损状态进行分析,取得一定的效果。但由于发动机的磨损是一个极其复杂的过程,加之发动机异常磨损受多种因素的影响,发动机中磨损副众多,且磨损元素与磨损副不是——对应关系,致使发动机状态监测及异常磨损位置确定困难重重^[7]。

发动机的监测数据具有有序性。通常的聚类方法已不再适用对其聚类分析。鉴于此,本文作者提出基于有序样品聚类 and 模糊理论发动机状态监测的方法。该方法利用有序样品聚类方法,结合燃油分析数据判断发动机的状态;利用模糊理论方法,结合发射光谱

分析数据判断发动机的异常磨损部位。

1 试验设计

对 6873.9 柴油机进行正常磨损期的试验。试验时间为 65 h。在试验过程中,人为设置异常磨损。定期收集发动机的油样。利用 ZTP-X2 直读式铁谱仪获得燃油数据,利用 OS400 MotoCheck 全自动综合油料分析监测仪获得原子发射光谱数据,从而获得反映发动机磨损状态的燃油参数和光谱参数。试验的流程如图 1 所示。其中,发动机状态由 FCT-4300 发动机试验系统控制 W620 水力测功器实现。



图 1 试验流程图

Fig. 1 Schematic of experiment

收稿日期: 2016-09-12

作者简介: 刘玉兵 (1968—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为车辆运用工程。E-mail: lybapp@163.com

由于发动机的正常磨损检测是一个比较长的过程,为使试验过程中发动机能够提前出现异常磨损现象,在发动机的正常磨损阶段人为设置异常磨损,使发动机出现异常磨损,以获得发动机正常磨损阶段异常磨损状态的数据。直接式测功仪获得的大扭矩质量分数 A_1 和小扭矩质量分数 A_2 的变化趋势如图2所示。

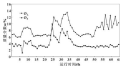


图2 试验结果

Fig.2 Result of experiment

2 基于有序样品聚类的发展机状态监测

聚类分析的基本程序是,首先根据一批样品的多个观测指标,具体地找出一些能够度量样品或观测指标之间相似程度的参数,然后利用统计量将样品或观测指标进行归类。

2.1 参数选择

试验得到的快速分析参数有 A_1 、 A_2 、 A_1+A_2 、 A_1-A_2 、 $(A_1-A_2)/A_1$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 、 $(A_1-A_2)/A_1+A_2$ 、 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ 、 $(A_1-A_2)/A_2/(A_1+A_2)$ 。由于这些参数与发动机状态的关联灵敏度大小有强弱,因此,以下利用层次分析方法 (Analytic Hierarchy Process, 简称 AHP),从上述 8 个参数中筛选出与发动机状态具有良好对应关系的参数,作为评价发动机状态的参数。

根据试验结果,将评价矩阵:

$A =$

1	5.02	0.98	0.37	0.36	1.89	0.25	3.01
0.17	1	0.17	0.35	0.35	0.30	0.11	0.22
1.02	5.89	1	0.48	3.06	5.11	0.27	3.05
1.75	3.65	2.08	1	0.53	2.97	0.38	3.03
3.85	7.69	0.33	1.89	1	4.96	0.58	2.01
0.25	3.18	0.20	0.38	0.20	1	0.22	1.04
4.00	9.09	3.70	4.17	1.85	4.54	1	4.89
0.33	4.56	0.23	0.35	0.50	0.96	0.20	1

将评价矩阵 A 的各个元素进行归一化处理,即可得各参数反映发动机磨损状态的贡献权重的排序 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ (0.372)、 $(A_1-A_2)/A_2$ (0.215)、 A_1-A_2 (0.172)、 A_1+A_2 (0.143)、 A_1 (0.081)、 $(A_1-$

$A_2)/(A_1+A_2)$ (0.052)、 $(A_1-A_2)/A_2/(A_1+A_2)$ 、 A_2 (0.044)。对上述结论进行一致性检验, $\lambda_{\max} = 8.103$ 得, $CI = 0.107$ 。

则 CR 为: $CR = \frac{CI}{RI} = \frac{0.107}{1.41} = 0.076 < 0.1$

满足一致性检验要求。基于 AHP 方法的快速分析参数权重排序是成立的。根据排序结果,选择 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 作为有序样品聚类的求参数。

2.2 基于有序样品聚类的发展机状态监测

将 AHP 方法选出的参数 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ 、 $(A_1-A_2)/A_2$ 运用 MATLAB 进行有序样品聚类,求得最优分割。运算结果为

$\text{array} = 25 \quad 39 \quad 50$, 在 26~39 k 和 51~65 k 段有异常磨损。式中: array 为编程中的函数。

为了证明上述计算结果的准确性,图3、4给出了 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ 和 $(A_1-A_2)/A_2$ 随时间变化曲线图。

图3 $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ 随时间变化曲线Fig.3 Curve of $(A_1-A_2)/A_1/(A_1+A_2)$ with time图4 $(A_1-A_2)/A_2$ 随时间变化曲线Fig.4 Curve of $(A_1-A_2)/A_2$ with time

由以上曲线变化规律可以发现,在第 25 k 以前的曲线与 40~50 k 时间段内的曲线相对平缓,而 26~39 k 和第 51~65 k 时间段内曲线变化剧烈。在 26~39

k 和 51~65 k 时间段内分别有 32、33、34、32、40、43 k 等超范围故障。说明在这 2 个时间段内出现异常磨损。

2 基于模糊理论发动机异常磨损部位的确定

在上述状态监测的基础上,采用模糊理论^[4],利用发射光谱数据对发动机异常磨损位置进行判断。

模糊诊断方法的实质是根据模糊关系矩阵 R 和元素隶属,进行模糊模式识别,以确定某种元素的可能产生的磨损部位。构建模糊诊断矩阵,即找到各种元素与磨损部位之间的模糊关系,即确定模糊矩阵的元素 r_{ij} 。本文这里采用由模糊统计法求得模糊隶属度,方法如下:

$$r_{ij} = \frac{a_{ij}}{n}$$

1) 元素隶属超标时属于 i 磨损部位异常磨损的次数

2) 元素隶属超标的总次数

影响发动机的磨损不确定性因素很多。为了克服不确定性因素的影响,采用多因素综合评价法对模糊隶属度 r_{ij} 进行修正。

元素矢量为

$$Z = (a_1, a_2, \dots, a_m) \quad (2)$$

其中 a_i ($i=1, 2, \dots, m$) 是发动机具有元素 a_i 的隶属度,其取值为

$$a_i = \begin{cases} 0 & (\text{检测元素隶属度未超标}) \\ 1 & (\text{检测元素隶属度超标}) \end{cases}$$

最后得到异常磨损部位的矢量为

$$Y = Z \cdot R = (a_{11}, a_{12}, \dots, a_{1n}) \quad (3)$$

表 1 元素超标时检测主摩擦副异常磨损的次数

Table 1 Times of faulting pairs detected on elements exceed standard

元素	活塞与缸套(a_1)	活塞销与衬套(a_2)	活塞环与缸套(a_3)	轴瓦与曲轴(a_4)
Al	8	0	0	1
Cr	2	0	12	0
Ca	0	0	0	10
Fe	0	0	0	2

表 1 中“0”表示该摩擦部位的材料中不含该元素,“1”表示该摩擦部位的材料中含有该元素。由三机油检测表 1 中第 54 k 的数据将 Cr 超标,根据式(2)将超标元素矢量 Z 为

$$Z = [a_1, a_2, a_3, a_4] = [0, 1, 0, 0]$$

式中:“0”表示该元素隶属度没有超标,“1”表示该元素隶属超标。

由表 1 的模糊诊断矩阵为

在获得模糊诊断矩阵的基础上,利用最大隶属度原理,结合发动机故障统计资料,确定发动机的异常磨损位置。

发动机异常磨损段的主要磨损元素如表 1 所示。表 2 给出了康明斯 640TS.9 型柴油发动机磨损元素与摩擦副的对应关系。依据该发动机长期维修统计资料,得到该发动机元素超标和发动机异常磨损部位对应出现次数,如表 3 所示。

表 1 主要磨损元素的统计

Table 1 Gradient of main wear element

运行时间/h	Al	Cr	Ca	Fe
27	1.66	0.007	1.38	0.2
54	0.28	0.103	0.8	0.001

表 2 康明斯 640TS.9 型柴油发动机磨损元素与发动机的磨损副对应关系

Table 2 Relation of wear element and friction pairs for Cummins 640TS.9 diesel engine

元素	活塞与缸套	活塞销与衬套	活塞环与缸套	轴瓦与曲轴
Al	1	0	0	1
Cr	1	0	1	0
Ca	1	1	1	1
Fe	0	0	0	1

$$R = \begin{bmatrix} 0.28 & 0 & 0 & 0.02 \\ 0.16 & 0 & 0.04 & 0 \\ 0.04 & 0.28 & 0.06 & 0.55 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

由式(3)计算得到磨损部位向量 $Y = [0.16, 0, 0.04, 0]$ 。根据最大隶属原理确定磨损部位,对照表 3 知,发动机可能共现异常磨损的部位是活塞环与缸套。与发动机解体实际检查结果一致。

4 结论

(1) 提出通过有序样品聚类对快速监测数据进行聚类分析,以此判断发动机是否存在异常磨损。针对发动机中摩擦副多、元素与摩擦副不是——对应的特点,利用模糊理论确定发动机异常磨损可能存在的位置,并对模型中应用的模糊诊断矩阵采用多因素综合评分法进行修正。提高了模糊诊断矩阵的适应力和准确性。

(2) 以康明斯 6BT5.9 型柴油发动机为例,基于有序样品聚类模糊理论发动机状态监测方法,确定发动机可能出现的异常磨损的部位是活塞环与缸套。与发动机解体实际检查结果一致,证明上述研究方法对发动机异常磨损部位的确定具有一定的适用性。

参考文献

- [1] 赵丹.基于网络的智能故障诊断系统的开发[D].武汉:武汉理工大学,2002.
- [2] 徐启基.智能化应用油液综合故障诊断理论与方法的研究[D].上海:上海交通大学,2005.
- [3] 程树刚.基于油样先进分析检测设备状态监测系统研究[D].广州:广东工业大学,2008.
- [4] 刘玉凤,张永峰,邵伟.基于模糊神经网络发动机状态监测系统的建立[J].润滑与密封,2009,34(7):70-76.
- [5] LIU Y B, ZHANG Y F, SHEN W, et al. Establishing of engine condition monitoring system based on fuzzy neural network[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 74-76.
- [6] 刘玉凤,邵伟,吴国林.灰色对序组合模型在发动机状态监测中的应用研究[J].润滑与密封,2007,32(4):159-160.
- [7] LIU Y B, CHEN Y Z, HU C J. Application of grey GM combination model in engine condition monitoring[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(4): 159-160.
- [8] 陈立志,宋东,徐树刚.润滑油液数据关联度分析在发动机状态监测中的应用研究[J].润滑与密封,2006,31(4):107-108.
- [9] CHEN Z W, HU D S, HU C J. Application of correlation degree analysis of oil spectral data in condition monitoring of engine[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(4): 107-108.
- [10] 徐树刚.基于油液监测的发动机异常磨损研究[D].华南:华南理工大学,2008.
- [11] 孙飞,王宇智,刘建军.基于模糊理论的装备液压系统故障诊断研究[J].机械设计与制造,2009(12):102-104.
- [12] PENG F, WANG X X, LIU J J. Study on fault diagnosis of equipment hydraulic system based on fuzzy theory[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(12): 102-104.
- [13] YU H, LIU X M. Latency of synthetic ester in emulsified fluid[J]. Synthetic Lubricants, 2008, 17(1): 6-9.
- [14] 刘建军,魏建东,黄伟九.磷酸酯改性性磷酸酯基添加剂在重负荷柴油液和矿物油中的摩擦学性能[J].石油炼制与化工,2002,33(4):39-45.
- [15] PENG J H, CHEN B H, HUANG W J, et al. Synthesis and tribological behavior of phosphorus-nitrogen-incorporated isopropyl oil as lubricating additive[J]. Petroleum Processing and Petrochemicals, 2002, 33(4): 26-33.
- [16] MORTAGNU A, KHAMIS S, FERRIC J. Tribological studies of thermally and chemically modified vegetable oils for use as environmentally friendly lubricants[J]. Wear, 2006, 257(3): 399-402.
- [17] KATHIRU, ANJIBEL V, JOYINCARIN C, et al. Mechanisms of oiliness additives[J]. Technology International, 2005, 30(3): 244-257.
- [18] 黄伟九.基于吡啶衍生物在重负荷油中的摩擦学性能研究[J].摩擦学报,2005,25(1):33-37.
- [19] HUANG W J. Tribological properties of hexamethane derivatives as additives in isopropyl oil[J]. Technology International, 2005, 30(3): 244-257.

(上接第105页)

- [10] 阮强强,邵建强,赵永强.车轴网上结构对轴端动态载荷影响二阶近似的影响[J].福州大学学报(自然科学版), 2013(5): 696-700.
- [11] LI F Q, CHAI L Y, ZHANG H Y, et al. Effect of the structure and composition of lubricants on the distribution of the oxidized acid[J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science Edition), 2013(5): 696-700.
- [12] 宋晓松,刘国富,李德兰.车轴上油液污染因素控制的有效性研究[J].中国粮油学报,2009,24(4):73-75.
- [13] PENG X Y, HU C Q, HU Y L, et al. Preparation of soybean oil based greasing ink vehicle[J]. Journal of Chinese Cereals and Oil Association, 2009, 21(4): 73-75.
- [14] MORTAGNU A P, TROBEN D. The friction and lubrication of solids[M]. New York: Oxford University Press, 2001: 283-288.
- [15] 刘建军,魏建东,董成,马.环面型车轴油膜厚度影响的摩擦学性能研究[J].材料学报,2004,16(6):107-108.
- [16] PENG J H, CHEN B H, HUANG W J, et al. Study tribological properties of isopropyl oil with hydroxy-type lubricating additive[J]. Material Review, 2004, 18(3): 107-109.
- [17] 岳峰,李海凤.合成酯类重负荷油中的摩擦性能[J].合成润滑材料,2008,37(1):8-9.

喷油提前角对船舶柴油机气缸套-活塞环磨损的影响*

贾卓铭 王 瑞 葛晔农

(武汉理工大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430063)

摘要: 提出柴油机气缸套-活塞环径向磨损的理论计算方法。以某船舶柴油机为例,模拟柴油机喷油提前角过大或过小时导致非正常燃烧情况下的燃烧压力曲线,计算不同喷油提前角下柴油机气缸套-活塞环的磨损量。结果表明:喷油提前角过小时,柴油机爆发压力会明显降低,燃油燃烧不完全,下死点附近气缸径向磨损量比正常燃烧情况的高,但缸套径向磨损量和正常燃烧时相差并不大且最大磨损量变化的趋势也一致;喷油提前角过大时,当燃油达到燃点时,燃油着火程度降低甚至熄灭,造成燃油的燃烧持续时间过长,燃烧压力的峰值增高,且靠近点火时刻处会出现明显的黏着磨损,在下死点附近将油膜部分发生破裂,向机油界槽状态,最大径向磨损量会急剧增大。

关键词: 柴油机; 非正常燃烧; 气缸套; 磨损量

中图分类号: TM117.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6743(2017) 07-022-06

Influence of Injection Timings on Wear of Cylinder Liner-Piston Ring of Marine Diesel Engine

JIA Zhuoming WANG Rui GE Yehong

(School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan Hubei 430063, China)

Abstract: A calculation method of diesel engine cylinder liner-piston ring radial wear was put forward. Taking the marine diesel engine as an example, the combustion pressure curve of diesel engine was simulated under the condition that the injection timings is too large or too small, the wear of cylinder liner-piston ring of diesel engine under different injection timings was calculated. The results show that when the injection timings is too small, the explosion pressure of diesel engine will decrease to cause the incomplete combustion of fuel, the radial wear of cylinder liner near bottom dead center is higher than that under normal combustion, while the variation trend of the maximum wear is basically the same. When the injection timings is too large, the fuel atomization is decreased or disappeared when the fuel pressure reaches the ignition, resulting in a long time of fuel combustion and a high peak combustion pressure. There will be obvious adhesion wear around the cylinder ignition, the lubricating oil film of cylinder liner near bottom dead center breaks down to result in the boundary lubrication and the sudden increase of maximum radial wear.

Keywords: diesel engine; abnormal combustion; cylinder liner; wear rate

柴油机在长时间的运行过程中,某个或部分气缸难免会有不正常的燃烧情况发生。不正常的燃烧情况主要体现在缸内燃烧压力曲线和缸套-活塞环磨损程度的变化。严重的柴油机气缸套磨损会使柴油机的侧边异常,降低柴油机的使用寿命,更严重时会导致船舶柴油机的停驶^[1],甚至造成生命财产的重大危害,因此研究柴油机不正常燃烧对缸套-活塞环磨损的影响具有重大意义。

关于柴油机气缸套-活塞环磨损的研究有很多,

其中张洪和周齐非^[2]对气缸套二冲非线性磨损过程进行了理论研究。考虑了油膜厚度、润滑油温度、转速、表面粗糙度和柴油机运行时间等因素的影响,推导出各种影响因素情况下缸套二冲非线性磨损的计算方程;王克成等^[3]对高增压环境条件下的柴油机气缸套磨损进行了计算研究,充分考虑各个海拔高度因素对气缸套磨损的影响,得出了在海拔 3 000 m 左右时气缸平均磨损量达到最大值的结论。然而大多数学者是在考虑一些基本的影响因素情况下对气缸套磨损进行理论计算研究的^[4]。关于非正常的燃烧因素对缸套磨损的研究基本处于空白状态。基于以上情况,本文作者选择几个常见的非正常燃烧例子,调整柴油机工况使其按照非正常燃烧压力曲线工作,测量每个工况下缸套-活塞环经 400 h 长时间运行后的磨损情况。

* 基金项目: 武汉理工大学国家大学生创新创业训练计划项目 (20160502070000)。

收稿日期: 2016-10-28

作者简介: 贾卓铭 (1997-), 男, 本科, 研究方向为船舶推进技术。E-mail: 339093262@qq.com

1 计算模型

1.1 燃油机点火模型

因为燃油机是以预燃的方式进行点火的,因此在Skell模型的基础上进一步提出燃油预燃模型的修正模型。修正模型是以链锁反应为理论基础的,使燃烧能够不断自发地进行。修正的Skell模型将有机燃油的自然燃为链化分支链锁反应。为了便于分析,该模型将点燃过程中有共同性质的组分归类在一起。修正的Skell模型的反应过程可以由下列反应方程^[2]表示:

链锁引发 $\text{RH} + \text{O}_2 \xrightarrow{k_1} \text{R} + \text{H}_2\text{O}$, 链锁扩展 $\text{R} \xrightarrow{k_2} \text{R} + \text{P}$ + 放热, $\text{R} \xrightarrow{f k_3} \text{R} + \text{R}$, $\text{R} + \text{O}_2 \xrightarrow{f k_4} \text{R} + \text{O}$, $\text{R} \xrightarrow{f k_5} \text{R} + \text{Q}$, 分支反应 $\text{R} \xrightarrow{k_6} \text{R}_2$, 线性链终止 $\text{R} \xrightarrow{f k_7} \text{I}$, 二次链终止 $\text{R}_2 \xrightarrow{k_8} \text{I}$ 。

在上述反应方程式中,RH为发生燃烧反应的碳氢化合物; R 为燃料产生的自由基; R 为反应中间产物; P 为一氧化碳、二氧化碳和水等生成物; Q 为活性中间产物; I 为燃油参与反应的组分; k_1 、 k_2 、 $f k_3$ 、 $f k_4$ 、 $f k_5$ 、 k_6 、 $f k_7$ 、 k_8 则表示各化学反应的反应速率常数。

1.2 燃油的燃烧模型

燃油机点火以后,燃烧流动将会按照流场模型进行。为了保证燃烧模拟的准确性,采用了双方程控制模型。即用*k-ε*模型对缸内流场进行三维数值模拟。*k-ε*模型属于湍流两方程控制模型,它的计算稳定性较高,对计算资源的要求低且花费不高。*k-ε*模型是目前应用最多的一种湍流时间模型。经过学者不断的修正改进,*k-ε*模型现在已经成为比较完善的模拟燃油机缸内三维流动现象的模型。湍流动能方程 k 和湍流耗散率方程 ε ^[3-4]如下:

湍流动能输运方程:

$$\rho \frac{dk}{dt} + \rho u_i \frac{dk}{dx_i} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{dk}{dx_i} \right) \quad (1)$$

湍流动能耗散方程:

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 2} G + C_{\varepsilon 3} k \frac{\partial U}{\partial x_i} - C_{\varepsilon 4} \varepsilon \right) \frac{\rho}{k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

其中: P 、 G 和 μ_t 的表达式为

$$P = - \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (3)$$

$$G = - \varepsilon_i \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

式中: k 为湍流动能生成率, m^2/s^2 ; ε 为湍流动能耗散率, m^2/s^3 ; μ_t 为湍流黏性系数; μ 为层流黏性系数; σ_k 、 σ_ε 为湍流普朗特数; P 为平均应力产生项; G 为重力产生项。各系数的标准值分别是: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_{\varepsilon 3} = 0.8$, $C_{\varepsilon 4} = 0.33$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_\mu = 0.9$ 。

1.3 燃油喷射模型

对Hohen-Schuel 燃油喷射公式进行改进,得到汽缸内的燃油喷射环流公式:

$$k = \frac{W}{M} N_s \quad (6)$$

式中: k 为燃油喷射系数; N_s 为燃油喷射循环次数; W 为燃油机气缸套的横截。

2 案例的计算与分析

以MAN-B&W L26/38MC-C型船用燃油机作为实例对象,运用FEM燃烧模拟软件对该型燃油机的燃烧压力进行仿真模拟。通过调整燃油机的喷油提前角来模拟不同燃油喷射角下的燃烧压力曲线;将实际船上的燃油机按照模拟的燃油提前角喷油发火燃烧。运行400 h后对实船燃油机的缸套-活塞环处向磨损情况进行测量。结合各种情况下的燃烧压力曲线,得出喷油提前角过大或过小导致的非正常燃烧情况对缸套-活塞环处向磨损的影响。

2.1 燃油机前角对燃烧压力的影响

MAN-B&W L26/38MC-C型船用燃油机的主要参数如表1所示。

表1 燃油机主要参数

参数	数值
冲程数	2
形式	直立式
气缸数量	12
额定功率	68 490 kW
额定转速	104 r/min
缸径	980 mm
行程	2 080 mm
喷孔个数	4
喷孔直径	1.42 mm
喷油器油缸直径	8 mm
喷油角度	135°

根据主机的各个参数,用仿真软件Flac/3D建立燃烧室的四缸上止点三维模型。将模型导入FEM燃烧模拟软件中。用FEM中的Hybrid Assistant工具自动生成压缩上止点的体网格。如图1所示。



图1 压缩上止点时燃烧室网格

Fig. 1 Combustion chamber grids at compression top dead point

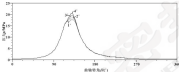


图2 不同喷油提前角下缸内压力曲线

Fig. 2 Cylinder pressure curves under different injection timings

图2中喷油提前角为 2° 的缸内燃烧压力曲线为正常燃烧压力曲线。具有明显的发火点, 喷油提前角为 1° 的燃烧压力明显降低, 这表明喷油提前角太小, 燃油没有燃烧完全; 喷油提前角为 3° 和 4° 时, 虽然爆发压力较高, 但是没有明显的燃烧点, 这表明喷油提前角过大, 燃油提前喷入雾化, 当燃油达到发火点时, 燃油雾化程度降低或者消失, 造成燃油的燃烧持续时间过长。

2.2 喷油提前角对柴油机缸套磨损的影响

将MAN-B&W 12K98MC-C型船舶柴油机4个气缸的喷油提前角分别设置为 1° 、 2° 、 3° 和 4° 。测量柴油机运行400 h后其缸套-活塞环磨损情况, 图3示出了实测缸套的磨损情况。

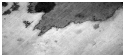


图3 缸套磨损情况

Fig. 3 Wear of cylinder bore

MAN-B&W 12K98MC-C型船舶柴油机正常燃烧的喷油提前角为 2° (曲轴转角, 下同)。因此选择比 2° 是迟和提前角喷油提前角作为测试角度。而在柴油机运行过程中, 喷油量和喷油提前角不会变化很大, 所以测试角度的间隔角选择为 1° , 即分别选择 1° 、 2° 、 3° 和 4° 作为柴油机测试的喷油提前角。调整好模型的喷油提前角后, 通过FEM软件模拟的燃烧压力曲线如图2所示。

图3中体现了多处不正常磨损。磨损类型为磨屑磨损。颜色越深表示磨屑磨损越严重。磨屑量越多, 测量船舶柴油机的4个气缸缸套向最大的磨屑量, 结果如图4所示。横坐标表示离上止点的距离, 纵坐标表示磨损的厚度。

从图4可以看出, 因为喷油提前角为 2° 、 4° 的非正常燃烧的过程后移并延长, 气缸内的温度急剧升高, 润滑油的黏度降低, 润滑油的承载能力降低, 剧烈的燃烧导致缸内压力突然变大, 柴油机气缸缸套向最大磨屑量指数降低, 因为下死点附近的油膜比正常破裂的情况。油膜比正常边界状态, 缸套下死点处磨屑明显增高。正常燃烧情况下的柴油机气缸缸套-活塞环的径向最大磨屑量在任何位置处都相对较低。因为和正常的喷油提前角相差不大, 喷油提前角为 1° 时对应的缸套径向磨屑量和正常燃烧的情况不大。缸套径向最大的磨屑量的趋势基本接近一致。而且磨屑的数量相差不多。但是在距离上死点1~1.45 m处时, 径向最大磨屑量比正常燃烧情况的要高。喷油提前角为 3° 和 4° 时, 因为喷油提前角太大, 柴油机气缸压缩的不够充分, 在压缩室燃烧位置处时, 燃油雾化的不是很好, 导致燃烧点延迟, 燃烧压力降低, 但是柴油机的缸套的磨屑量异常增大, 随着曲轴的转动, 气缸磨屑量降低很快; 距离上死点2 m

之后的气缸盖、侧盖油膜部分发生破裂,出现了边缘侧漏状态。最大径向侧漏测量突然增大。

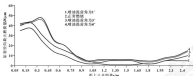


图4 不同喷油提前角下缸盖的侧漏量

Fig.4 Wave of cylinder under different injection timing

2.3 实验值及可靠性的验证

为了验证以上测量结果的可靠性,利用已经成熟的理论对缸盖-活塞环侧漏进行计算,选择2°喷油提前角对应的侧漏曲线作为验证对象。将计算结果和测量结果进行对比分析,如图5所示。

图角对应的侧漏曲线作为验证对象。将计算结果和测量结果进行对比分析,如图5所示。

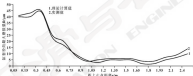


图5 气缸盖径向侧漏计算值与实测值对比

Fig.5 Comparison between the calculated and measured values of the radial wave of cylinder face

对以上数据的分析统计可知,气缸盖最大侧漏深度的置信概率为0.90的均值区间是 $[0.603, 0.641]$,均值为0.6297,服从正态分布,计算将气缸盖径向最大侧漏深度为44.05 μm ,与实测值45.7 μm (置信概率为0.95)误差为3.61%。计算得到的侧漏最大值所在点上止点0.3 mm,与实测值0.369 mm相比,误差为2.91%。在0.95置信度区间内,最大计算误差为4.734%。从以上数据可以看出,柴油缸气缸盖侧漏的计算值和测量值基本吻合。因此,非正常燃烧对气缸盖侧漏试验的结果是准确的。

3 结论

(1) 柴油机气缸盖-活塞环侧漏的计算值和测量值基本吻合,证明提出的理论计算方法是正确的。

降低,燃油燃烧不完全;喷油提前角过大时,当燃油达到预燃点时,燃油雾化程度降低或消失,造成燃油的燃烧等待时间过长,燃烧压力的峰值很高。

(2) 与正常燃烧的情况相比,非正常燃烧对柴油机气缸盖-活塞环的侧漏量在点火点位置附近较大,出现明显的侧漏侧漏,且会导致下死点附近侧漏油膜部分发生破裂,出现边缘侧漏状态。最大径向侧漏测量突然增大。其中喷油提前角过小时,缸盖径向侧漏量和正常燃烧时相差不多且最大侧漏量变化趋势基本一致,但下死点附近径向侧漏量比正常燃烧情况要高;喷油提前角过大时,在下死点附近径向侧漏量会突然升高。

(下转第136页)

漆膜影响下滑动轴承性能分析

张 楚^{*} 杨建刚^{*} 刘 石^{*} 高庆水^{*} 邓小文^{*}

(1. 广东电网有限责任公司电力科学研究院 广东广州 510080;

2. 东南大学电机励磁振动国家工程研究中心 江苏南京 210096)

摘要:漆膜是润滑油中一种化学反应的产物。为了分析漆膜对滑动轴承性能的影响,将漆膜简化为轴承承载区内的突起或凹痕和缺陷。在 Reynolds 方程基础上,通过修改轴承间隙函数及其对角度的偏导数考虑不同厚度漆膜影响,应用有限差分法建立漆膜影响轴承性能计算模型。分析漆膜轴承和完整面轴承内压力分布、油膜厚度、轴承中心位置、温升等特性。结果表明,全漆膜轴承承载区内同时存在漆膜引起的台阶效应和轴承承载面缺陷引起的压力波动效应。台阶效应会改变漆膜轴承油膜压力分布特性和轴承承载特性,导致轴承平衡位置发生变化;漆膜增厚,偏心率和偏位角减小;内圈漆膜凸,轴承最小油膜厚度减小,最大油膜压力增大,承载能力减小,温升油温增大,对轴承安全运行将产生不利影响;漆膜角度较小时,最小间隙附近台阶效应形成的动态效应明显,容易形成局部高压和高温。漆膜角度增大到一定程度后,漆膜对轴承性能的影响趋于平缓。

关键词:滑动轴承;漆膜;承载能力

中图分类号: TM317.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0602(2017) 07-0029-06

Analysis of Journal Bearing Characteristics under the Influence of Varnish

ZHANG Chu^{*} YANG Jiangang^{*} LIU Shi^{*} GAO Qinghui^{*} DENG Xiaowen^{*}

(1. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Co., Ltd., Guangzhou Guangdong 510080, China;

2. National Engineering Research Center of Turbo-generator Vibration, Southeast University, Nanjing Jiangsu 210096, China)

Abstract: Varnish is the product of a chemical reaction within oil. In order to study the influence of varnish on bearing characteristics, lubricant varnish was simplified to be a rectangle protrusion in journal bearing load zone. Reynolds equation was modified to consider the influence of irregular bearing gap by changing the gap function and its partial derivative to the angle, and simulation model to analyze journal bearing dynamics was set up using the finite difference method. Oil pressure distribution, film thickness, journal position and oil temperature increase were calculated and compared between the bearings with and without the influence of varnish. It is found that the step flow effect caused by varnish and the support flow effect exist in bearing load zone simultaneously. The step flow effect changes oil pressure distribution and therefore bearing load characteristics, which leads to the change of journal position, journal eccentricity and deflection angle turn to small with the increased varnish thickness. The smallest film thickness and load capacity are decreased while the maximum film pressure and oil temperature are increased under the effect of varnish. There is bad influence of varnish on the safe and reliable operation of bearing. The dynamic pressure effect nearby the smallest gap zone is clear if varnish angle is small, which causes local high pressure and temperature. Influence of varnish on bearing characteristics tends to be slow with the increase of varnish angle.

Keywords: journal bearing; varnish; carrying capacity

滑动轴承是汽轮发电机、压缩机等大型旋转机械的重要部件,起着支撑转子关键作用。滑动轴承出现

故障后,对机组安全、稳定与可靠运行的影响很大。

漆膜又称之为积炭、结胶,是润滑油中一种化学反应的产物,是一种新的与基础油添加剂完全不同的化学物质。漆膜生成机理理解较为复杂,与润滑油品质和滑动轴承工艺有关。轴承长期运行产生的高温会加速漆膜形成^[1-4]。滑动轴承内形或的漆膜极易附着在金属表面,特别是在轴承最小间隙处,导致轴承刚

* 基金项目: 中国南方电网有限责任公司科技项目 (CJ14J000000004)。

收稿日期: 2016-07-12

作者简介: 张楚 (1980—), 男, 硕士, 工程师, 从事电力设备振动故障诊断及处理工作。E-mail: zhangchu7189@163.com。

磨不良。随着润滑技术的发展,人们对传统用于透平润滑的基础油配方进行了重大调整。一些大型透平机械的滑油轴承相继出现了漆膜问题。目前,国外在漆膜形成机制、检测、预防及清除方面正在开展研究。已有许多形成漆膜检测标准方法,并纳入 API 标准。

含漆膜轴承称为漆膜的存在导致间隙不规则。国内外对带有不规则问题的轴承性能的研究大多集中在凹槽和微小结构对轴承摩擦性能的影响上^[1-4]。文献[4]研究发现凹槽环表面凹坑形态结构对摩擦时间摩擦特性的影响较大;文献[7]研究表明,轴承表面微小的凹槽会带来更多摩擦损失和更高润滑油出口温度;文献[8]的实验研究表明,表面形状微细结构相对于粗糙结构对轴承摩擦状态的影响更小;文献[9]采用 CFD 技术建立了三维结构化滑油轴承的仿真分析模型,分析了微细结构分布位置、形状和尺寸对轴承摩擦能力的影响及其机制。

上述研究表明,马金表面凹槽或微细结构会影响和改变轴承性能,特别当凹槽或微细结构位于轴承区时,漆膜不同于凹槽和微细结构,是一种位于轴承区的微突起结构,并且主要存在于最小间隙附近,其对轴承性能的影响应该大于凹槽或微细结构,但是人们在漆膜对滑油轴承性能影响方面的研究还不够深入。随着漆膜问题越来越突出,这方面的研究正在受到人们的关注。

本文作者根据漆膜特征建立了含漆膜滑油轴承性能分析模型,采用有限差分法求解漆膜影响下的 Reynolds 方程,研究了漆膜厚度、尺寸等因素对滑油轴承性能的影响,评估漆膜对滑油轴承安全运行的影响,为含漆膜滑油轴承的性能分析、状态监测和故障诊断提供了参考。

1 含漆膜轴承性能分析模型

Reynolds 方程是滑油轴承性能研究基础。这是一组关于油膜压力的偏微分方程,可以采用有限差分

有限元等方法来求解。与普通滑油轴承不同的是,含漆膜轴承求解时需要考虑轴承内部因为漆膜所带来的结构不规则性影响。

1.1 漆膜模型

研究表明,润滑油中不可分解物通过最小轴承间隙处时,在高温等因素作用下,容易积聚在马金表面,形成漆膜,如图 1 所示。图 2 给出了一组汽轮发电机滑油轴承漆膜图片。



图 1 滑油轴承漆膜形成部位

Fig. 1 Location of journal bearing varnish



图 2 汽轮滑油轴承图片

Fig. 2 Picture of journal bearings with varnish

由漆膜形成原理可知,漆膜大多位于轴承承载区,可以简化为如图 3 所示的圆弧形状。漆膜的形状和位置可以用漆膜周向起始和终止角 α_1 和 α_2 、漆膜厚度 h 、漆膜轴向往起始和终止位置 x_1 和 x_2 等来表示。为了较为准确地模拟漆膜形状,漆膜边界处的厚度假设呈梯形分布,将滑油轴承油膜的收敛区剖开,形成如图 3 所示的矩形求解区域。



图 3 含漆膜滑油轴承计算分析模型

Fig. 3 The simulation model of bearing with varnish: (a) the simplified model of bearing with varnish; (b) the simplified model of varnish boundary; (c) the expanded model of bearing with varnish

1.2 含薄膜滚动轴承润滑方程

将润滑油视为不可压缩流体, 在图4所示滚动轴承坐标系中, 以油膜压力为变量的 Reynolds 方程的简化形式为

$$\left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h' \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(h' \frac{\partial P}{\partial x} \right) \right\} = 3 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

$(R=1 \text{ mm})$

式中: θ 由最大油膜厚度处算起; l 为轴承的宽度; $h=2\omega/\pi$, $(-1 \leq h \leq 1)$, 当坐标原点取在轴承宽度中央时, x 是轴承轴向宽度坐标; h' 为量纲一油膜厚度; a 为偏心率, $a'=\omega/a$, e 为偏心率, e' 为轴承间隙。



图4 含薄膜滚动轴承模型

Fig.4 Model of bearing with variable

考虑到轴对称性, 求解区域选为图3(a)所示阴影区域, $0 \leq \theta \leq \pi$, $0 \leq x \leq \omega$ 。

油膜压力边界条件: 入口 AB 边, 出口 CD 边均 $P=0$, 对称边 BC 边 $\partial P / \partial x = 0$, 周向采用半 Sommerfeld 条件, 认为只有收敛区内存在完整油膜, 即:

$$\begin{cases} \Phi = \theta_0 - \theta_1 = 0, & P=0 \\ \Phi = \theta_0 - \theta_1 - 2\pi, & P=0 \end{cases} \quad (2)$$

已知轴承油膜压力分布后, 由压力积分求得轴承水平和垂直方向上的承载 F_x, F_y :

$$\begin{aligned} F_x &= -\frac{\mu \omega R l}{(\pi R)^2} \int_0^\pi \int_0^\omega (P \cos \theta) \sin \theta d\theta dx \\ F_y &= -\frac{\mu \omega R l}{(\pi R)^2} \int_0^\pi \int_0^\omega (P \sin \theta) \cos \theta d\theta dx \end{aligned} \quad (3)$$

式中: μ 为润滑油粘度; R 为轴承半径; ω 为转动角; θ 是由轴承正上方起始计量的角度。

摩擦力 F 和摩擦因数 f 计算方式如下:

$$\begin{aligned} F &= \int_0^\pi \int_0^\omega \left(\frac{\mu U}{h} + \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial x} \right) R d\theta dx \\ f &= \frac{F}{F_y} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: U 为轴承表面圆周速度, $U = R\omega$ 。

热流流动下的侧滑油温度方程为

$$\rho c \left[\frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{h'}{l} \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} \right] \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{h'}{l} \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\partial T}{\partial x} = \rho \frac{U^2}{2} + \frac{h'}{l} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中: $a = R\omega$; T 为侧滑油温度; c 为比热容; ρ 为侧滑油密度; h 为油膜厚度, $h = h'$ 。

温度方程求解时, 将进油口处油温设为进油温度, 轴承端部温度边界条件为

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

采用有限差分法求解 Reynolds 方程和温度方程。计算时, 固定轴承偏心率不变, 调整偏位角, 直至油膜合力垂直向上, 从而得到相应偏心率下的油膜压力分布, 再通过求解温度方程得到温度和温度分布。

1.3 薄膜对轴承性能的影响

薄膜对轴承性能的影响主要表现在对滚动轴承间隙影响上, 先求解区域内轴承间隙分布满足:

$$\begin{cases} h = 1 + a \cos \theta \\ \frac{\partial h}{\partial \theta} = -a \sin \theta \end{cases} \quad (7)$$

含薄膜区域内轴承间隙减小, 间隙分布满足:

$$\begin{cases} h = 1 + a \cos \theta - \bar{h} \\ \frac{\partial h}{\partial \theta} = -a \sin \theta - \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \end{cases} \quad (8)$$

式中: \bar{h} 为薄膜量纲一厚度, 薄膜厚度对周向角度的偏导数:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} = 0, & \text{薄膜主体内} \\ \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} = a, & \text{薄膜边界处} \end{cases} \quad (9)$$

式中: a 为薄膜边界处薄膜厚度梯度系数。

1.4 网络划分及计算

仿真试验表明, 无薄膜轴承轴向和周向划分段数为 10~20 时, 载荷、偏心率、偏位角、最大压力、最小油膜厚度等关键技术指标的计算误差 $a' < 0.5\%$ 。

含薄膜轴承间隙不规则, 压力变化较大, 网络划分要密些。试验表明, 轴向和周向划分段数取为 20~40 段, 可以满足关键技术指标计算误差 $a' < 0.5\%$ 要求。

2 薄膜影响分析

以某轴承为例进行分析, 轴承直径 $D=565 \text{ mm}$, 半径间隙 $\omega=0.425 \text{ mm}$, 轴承长度 $L=320 \text{ mm}$, 轴承载荷 $W=250 \text{ kN}$, 转速 $\omega=3\,000 \text{ r/min}$, 薄膜位于承

载区, 薄膜厚度 $L_f = 1$, 量纲一油膜厚度 $\bar{h} = 0 \sim 0.24$, 张角为 $20^\circ \sim 150^\circ$, 润滑油密度 $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$, 温度 $\mu = 0.405 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 比热容 $c_p = 1906 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ 。

2.1 油膜厚度及压力分布

图3给出了相同轴承载荷下有油膜和无油膜轴承内油膜厚度和压力分布情况。从图3(a)可见, 无油膜轴承的承载区内油膜厚度以三角函数形式正弦变化, 含油膜轴承在整个承载区内的油膜厚度都明显减小。

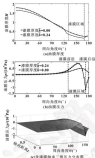


图3 两种模式下油膜厚度和压力分布情况

Fig. 3 Oil film thickness and pressure distribution of bearing with and without eccentricity (a) oil film thickness; (b) oil pressure distribution; (c) the 3D pressure figure of bearing with eccentricity

从图3(b)可见, 因靠近承载区内沿垂直流动方向间隙逐渐减小, 形成挤膜效应, 压力逐渐增大; 薄膜前部随着间隙突然变小, 在台阶流和楔形挤膜流动效应的共同作用下, 油膜压力增大; 薄膜后部附近, 间隙突然变大, 台阶流效应与楔形效应部分相抵, 导致油膜压力减小; 薄膜厚度增大到一定程度后, 台阶流效应大于楔形间隙效应, 在轴承间隙收敛区内也有可能形成负压区。因此, 含油膜轴承承载区内油膜压力分布特性取决于轴承内楔形间隙挤膜效应和薄膜台阶流效应共同作用结果, 与无油膜轴承相比, 油膜压

力分布差异也主要表现在薄膜区域内。

2.2 轴颈平衡位置

图4给出了相同载荷下轴颈偏心率和偏位角随薄膜厚度变化情况。随着薄膜厚度的增大, 台阶流导致的挤压效应增大, 轴颈偏心率和偏位角减小。

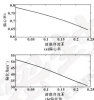


图4 轴心率和偏位角随油膜厚度变化情况

Fig. 4 Change of eccentricity ratio (a) and attitude angle (b) with oil film thickness

2.3 摩擦因数

图5给出了相同载荷下轴承摩擦因数随薄膜厚度变化情况。随着薄膜厚度的增大, 凸起薄膜对润滑油的流动形成了阻碍, 导致轴承摩擦因数增大。



图5 轴承摩擦因数随油膜厚度变化情况

Fig. 5 Change of bearing friction coefficient with oil film thickness

2.4 轴承安全裕

轴承承载能力、最小油膜厚度、最大油膜压力和润滑温升等是评价轴承安全性的重要因素。

图6给出了相同载荷下最小油膜厚度、最大油膜压力随薄膜厚度变化情况。随着薄膜厚度的增大, 最小油膜厚度减小, 轴承承载能力减小, 轴承润滑状况恶化, 最大油膜压力增大, 轴承乌金所承受的挤压增大, 对轴承安全运行不利。

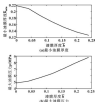


图8 最小油膜厚度和最大压力随薄膜厚度变化情况

Fig. 8 Change of the minimum film thickness (a) and the maximum oil pressure (a) with variate thickness

图9给出了相同载荷下有薄膜和无薄膜轴承内润滑油温度分布比较。可以看出, 薄膜区域内润滑油温升达到28.1℃, 较无薄膜轴承温升12.1℃要高约16℃, 并导致薄膜轴承总温升约高11.4℃。润滑油温升过高将会导致瓦温过高以及润滑油氧化等故障。

综合上述分析可知, 薄膜产生后, 最小油膜厚度减小, 最大油膜压力增大, 润滑油温升增大, 承载能力减小, 对轴承安全运行将会产生不利影响。



图9 薄膜轴承和无薄膜轴承润滑油温度分布

Fig. 9 Oil temperature distribution of bearing with and without variate

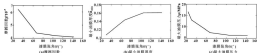


图12 薄膜厚度影响分析

Fig. 12 Influence of variate angle on bearing characteristics (a) friction coefficient; (b) the minimum oil film thickness; (c) the maximum oil pressure

2.5 薄膜厚度影响分析

薄膜大多位于承载区, 分析时设定薄膜厚度不变。薄膜终止角位于最小间隙处, 通过改变薄膜起始角来改变薄膜张角, 研究薄膜张角对轴承性能的影响。

图10给出了不同薄膜张角下油膜压力分布。随着薄膜张角的减小, 轴承最小间隙附近台阶高度引发的压力效应越发明显, 薄膜边界附近形成了很大的动压, 对最小间隙附近的油膜压力分布产生了很大影响, 最小间隙附近甚至形成了局部高压。



图10 不同薄膜张角下油膜压力分布

Fig. 10 Pressure distribution with different variate angle

图11给出了不同薄膜张角下油膜温度分布。图12给出了摩擦因数、最小油膜厚度、最大油膜压力随薄膜张角变化情况。薄膜张角减小后, 最小间隙附近油膜温升越发明显, 局部会出现高温。随着薄膜张角的减小, 摩擦阻力增大, 最小油膜厚度减小, 最大油膜压力增大。说明薄膜张角越小, 对轴承的危害越大。



图11 不同薄膜张角下油膜温度分布

Fig. 11 Temperature distribution with different variate angle

3 结论

(1) 各油膜轴承承载区内同时存在油膜引起的台阶流和轴承承载区间隙引起的层流流动效应, 台阶流效应改变了滑动轴承油膜压力分布特性和承载特性。

(2) 油膜使承载轴承最小油膜厚度减小, 最大油膜压力增大, 承载能力减小, 润滑油温升增大, 对轴承安全运行将会产生不利影响。

(3) 油膜改变了轴承平衡位置, 油膜越厚, 偏心率 and 偏位角越小。

(4) 油膜偏角较小时, 轴承承载区内最小间隙附近台阶流流动形成的动压效应明显, 容易形成局部高压和高温, 对轴承的危害较大。油膜偏角增大到一定程度后, 油膜对轴承性能的影响趋于平缓。

参考文献

- [1] YOSHIMORI F, IWAKA Y, MURITANI M, et al. Deposits on bearing gait caused by particulate contamination in turbine oil [J]. *Tribology Online*, 2013, 10(2): 162-171.
- [2] SASAKI A, UCHIYAMA S, KAWAHARA M. Turbidity formation in the gas turbine oil system [J]. *Journal of ASTM International*, 2009, 6(2): 101419-101420.
- [3] 周旭, 严志军, 林国军. 四通油路对径向轴承油膜影响的模拟研究 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(2): 20-22.
- [4] XIAO M, XUN Z J, LIU X J. Study of groove defects effect on journal bearing lubrication by simulation method [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(2): 23-27.
- [5] 高洪河, 王华平. 表面缺陷对滑动轴承油膜润滑特性的影响 [J]. 轴承, 2013(2): 30-34.

- [6] 熊永, 2013(2): 30-34.
- [7] LIU D W, WANG S H. Mixed lubrication characteristics of surface texture on sliding bearing [J]. *Lubrication*, 2013(2): 36-38.
- [8] 王华平, 周旭, 周磊, 等. 表面缺陷分布形式对其润滑特性的影响 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(4): 88-93.
- [9] WANG J F, QIAN W, XIEHC L, et al. Effect of surface texture arrangement on lubrication characteristics [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(4): 84-93.
- [10] 卢旭, 刘树民. 表面不平度网状形式对其润滑特性影响的研究 [J]. *摩擦学学报*, 2013, 33(4): 357-362.
- [11] LIU Y, LIU X W. A study of lubricating property on mesh micro-circulation surface [J]. *Tribology*, 2013, 33(4): 337-342.
- [12] BERTHO F P, MOURA A S, CLAROS J C F, et al. Experimental comparison of the performance of a journal bearing with a single and a twin axial groove configuration [J]. *Tribology International*, 2012, 54(1): 1-8.
- [13] QIU M F, WENSHI B, BACH M, KRENN R. The effect of texture shape on the friction coefficient and stiffness of gas-lubricated parallel slider bearings [J]. *Tribology International*, 2013, 67: 170-183.
- [14] 尹明虎, 陈国定, 向天成, 等. 微结构对径向滑动轴承承载力的影响机理 [J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2013, 43(12): 27-31.
- [15] YIN M H, CHEN C D, KANG D C, et al. Influence mechanism of micro texture on load carrying capacity of journal bearing [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2013, 43(12): 27-31.

(上接第 124 页)

参考文献

- [1] 王平. 内燃机活塞环—缸套摩擦系统的磨损研究 [M]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- [2] 张勇, 周平. 气缸套—活塞环非线性磨损过程的数值模拟及试验研究 [J]. *润滑与密封*, 2008, 33(2): 90-95.
- [3] ZHANG Y, ZHANG P. The Numerical analysis and experimental investigation for two-dimensional nonlinear wear characteristics of the cylinder liner [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(2): 90-95.
- [4] 王克明, 张勇, 张磊. 直喷柴油机油缸套—活塞环磨损计算研究 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(1): 11-16.
- [5] WANG X C, HU M, ZHANG J. Numerical calculation on oblique oil engine cylinder liner piston ring wear [J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(1): 33-36.
- [6] 江帆, 朱华. 直喷柴油机油缸套磨损及控制策略 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2008(3): 90-95.

- [7] JIANG W, ZHU H, HU X. Cylinder wear and piston ring measures [J]. *Small Internal Combustion Engines and Motorcycle*, 2008(3): 90-95.
- [8] 王庆. 4100 柴油机油烧过程的非平衡态模拟 [D]. 南昌: 南昌大学, 2011.
- [9] 申树强. 非牛顿流体对柴油润性性能和磨损影响的模拟研究 [D]. 成都: 四川大学, 2011.
- [10] DEKICLAN H M, STICKI J A, BOKHOS H L. A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder liner interaction in diesel engines using acoustic emission [J]. *Tribology International*, 2008, 41(12): 1653-1662.
- [11] DI' KRIBHOS H, FERRARI A. Effects of exhaust gas recirculation in diesel engines running late PCCI type combustion strategies [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 109(2): 1269-1280.
- [12] 李长彪. 小型直喷航空油涡轮泵发动机燃油混合气形成及燃烧特性的研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2014.

高精密切割器的凸轮滚子和锥度支撑肋润滑分析*

周宏伟

(广州铁路职业技术学院 广东广州 510430)

摘要:为了提高凸轮分割器的运动精度,通过分析凸轮分割器的运动结构原理,建立凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋在润滑过程中的润滑功率模型;通过研究凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋接触表面间存在的边界润滑状态,建立边界润滑中最小油膜厚度的数学模型,分析速度、温度、粘度对边界油膜形成规律的影响,提出保持凸轮分割器良好润滑环境的策略,保证边界油膜连续有效地形成。

关键词: 凸轮分割器; 边界润滑; 摩擦; 油膜

中图分类号: TH137.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-6725(2017) 07-022-04

Lubrication Analysis of Cam Roller and Taper Support Flank for High Precision Cam Indexer

ZHOU Huanwei

(Guangzhou Railway Polytechnic, Guangzhou Guangdong 510430, China)

Abstract: In order to improve the motion accuracy of cam indexer, the model of wear power was established between the cam roller and the taper support flank after analyzing the motion structural principle in the lubrication process. Through studying the boundary lubrication between the cam roller and the surface of taper support flank, the mathematical model about the minimum film thickness of boundary lubrication was established. The effects of oil film formation were explored among the velocity, the temperature and the viscosity of boundary lubrication. The strategy was put forward to keep the good lubricating environment of cam indexer, and ensure the formation of boundary lubricant film.

Keywords: cam splitter; boundary lubrication; wear; oil film

卧式封口机需要连续有节奏地进给的运动,使封口杯能在封口时有精准的封口时间,封口后能使封口杯移走,并将下一个封口杯移动到指定封口位置,进行下一封口杯的封口。凸轮分割器是实现间歇运动的典型驱动装置,常见的类型包括摆面凸轮分割器^[1]、平面凸轮分割器^[2]、立体凸轮分割器。吴敏生等^[3]指出,在选择凸轮分割器的类型时,主要应考虑其实际工作中的转速大小,以实现所需的效率和精度要求。同时他们还建立了凸轮分割器转动的数学模型,并将凸轮分割器的关键要素,达到高效高精度运行的目标。田晓华^[4]对凸轮分割器的人力轴和动力轴密封问题展开了研究,建立了减少误差产生的策略。

高速精密凸轮分割器的运动精度为 $\pm 30''$,重复精度为 $2''$,也就是说,如果凸轮分割器的圆盘直径为 400 mm 时,只能允许 $\pm 0.017\text{ mm}$ 的重复定位精度误差。随着对凸轮分割器运动精度要求重要应用,为提高凸轮分割器的定位精度,需要对其内部润滑性能进行研究。本文作者从凸轮分割器的内部结构出发,分析影响凸轮分割器运动精度的因素,探索润滑体的选择原则,研究影响油膜形成的规律,获得改善油膜形成的方法,最后将研究成果应用到高速精密的凸轮分割器中,验证研究结果的有效性。

1 影响精度的关键要素

卧式封口机的凸轮分割器由人力轴和动力轴构成,通过人力轴上的锥度支撑肋,与动力轴上带有均匀分布凸轮滚子无间隙垂直啮合,实现人力轴与动力轴或空间90°传动(如图1图2所示)。凸轮分割器的凸轮滚子和锥度支撑肋之间理论上是点接触或线接触,且接触面积小,应力较大。由于它们之间存在压力和摩擦,造成凸轮分割器存在接触疲劳磨损、黏着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损等,严重影响其运动精度。

*基金项目:广州市科技創新委员会·科学研究专项(2017030300000);广州市属高校产学研结合重点基金项目(16C35103)。

收稿日期:2017-03-29

作者简介:周宏伟(1977—),男,博士,副教授,研究方向为机电一体化设备、机械加工技术、机械设计。E-mail: zhouhuanwei@163.com

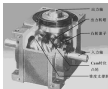


图1 凸轮轴衬套结构图

Fig.1 Structure diagram of cam shaft



图2 凸轮轴衬套和凸轮轴衬套接触图

Fig.2 The contact graph between the cam shaft and the support

1.1 摩擦副磨损

凸轮轴衬套在运动中, 凸轮轴衬套和凸轮轴衬套受到交变力和摩擦力的反复作用, 致使工作表面产生裂纹。随着裂纹的深入和延伸, 致使表面出现小片脱落的小凹坑, 导致凸轮轴衬套产生噪声。

1.2 摩擦副磨损

由于凸轮轴衬套长期处于高速运动状态, 凸轮轴衬套的工作表面随着工作时间的增加而温度增高, 造成其工作表面因热膨胀而产生不均匀的膨胀, 出现凸轮轴衬套和凸轮轴衬套表面材料黏着在一起, 在高速运动中使黏着处的材料被撕裂, 形成裂纹或凹坑, 导致凸轮轴衬套运动不精确或噪声过大。

1.3 摩擦副磨损

由于润滑油中的硬质颗粒使得凸轮轴衬套在相对运动时产生磨粒磨损, 表面被压扁凹坑后产生材料脱落,

导致凸轮轴衬套工作时出现噪声。

1.4 摩擦副磨损

润滑油本身对凸轮轴衬套有一定的腐蚀性, 而凸轮轴衬套连续工作时造成的表面局部高温, 更加剧了凸轮轴衬套和凸轮轴衬套工作表面材料的变质和脱落, 导致凸轮轴衬套运动不精确或噪声过大。

2 测试凸轮轴衬套的磨损实验

为减少凸轮轴衬套的磨损, 提高其运动精度, 需要对凸轮轴衬套和凸轮轴衬套进行润滑, 这样不仅可以避免金属直接接触, 减少摩擦损失, 还可以防止氧化腐蚀。理论上, 最佳的润滑可以减少或者避免凸轮轴衬套和凸轮轴衬套产生摩擦, 使其局部不被磨损, 从而延长凸轮轴衬套的寿命。但如果润滑选择不当, 反而会凸轮轴衬套的凸轮轴衬套和凸轮轴衬套润滑环境恶化, 加剧接触面的局部磨损, 使受力面的精度和轴心力受到严重影响, 因此润滑油的选择对凸轮轴衬套十分重要。

凸轮轴衬套对润滑油的粘度要求较高, 粘度越大, 凸轮轴衬套和凸轮轴衬套之间更容易形成油膜, 且摩擦表面间的油膜厚度, 因而较高的润滑油粘度可减少或避免摩擦表面产生磨损。然而润滑油粘度增加, 摩擦表面的阻力也在增加, 动力损失也在增加。因此, 合理地选择润滑油的粘度。

凸轮轴衬套和凸轮轴衬套在高压下运动, 粘度随压力的增高而增大, 当高压大于 3 MPa 时, 压力对粘度的影响明显加大。凸轮轴衬套在运动过程中, 会产生大量的热量, 使润滑油受到一定的影响, 品质好的润滑油, 粘度随温度变化小。具体压力、温度与粘度之间的关系为

$$\eta = \eta_0 \exp[\alpha p - \beta(T - T_0)] \quad (1)$$

式中: η 为测试压力和温度下的粘度; η_0 为大气压下的粘度; α 为压力系数; β 为温度系数; β 为温度系数; T 为测试温度; T_0 为环境温度。

以低粘度的中石油 90 机油为例, 当其粘度在 460 mPa·s 时, 工作时润滑油的温度控制在 40 ℃, 可在 1 个标准大气压 (101.325 kPa) 下, 通过公式 (1) 计算, 获得测试压力和温度下的粘度 η 为 170.6 mPa·s。通过上述研究可知, 凸轮轴衬套在运动过程中, 油膜压力主要取决于载荷的大小, 油膜压力的增大, 油膜压力增大, 油膜厚度减小, 转速越高, 油膜厚度越大。

3 凸轮轴衬套的油膜模型

3.1 连续润滑条件下油膜的模型

在运动过程中, 凸轮轴衬套和凸轮轴衬套之间的润滑条件不同, 其表面油膜厚度会随着载荷增加、温度

升高而减少,进而使局部油膜破裂,形成干摩擦,出现边界润滑的现象,造成表面磨削的过程加快。为了减少出现边界润滑的概率,需要研究边界润滑的特点、磨削功率。

3.1.1 边界润滑的特点

卧式封口机的凸轮分割器的边界润滑存在以下的特点:

(1) 凸轮滚子和摆度支撑轴的表面之间存在较大的直接接触角;

(2) 由于高压进入,凸轮滚子表面产生裂纹,致使表面产生疲劳点蚀;

(3) 所采用的润滑油为黏度较高的油,便于在低速高压情况下形成油膜。

3.1.2 摩擦功率的计算模型

凸轮滚子和摆度支撑轴的啮合点所在圆的压力角为 φ ,转动存在磨削,在其他合点的瞬间磨削功率 $P_f(\varphi)^{[1]}$ 为

$$P_f(\varphi)=f(\varphi)F_f(\varphi)v_c(\varphi)\times 10^{-3} \quad (2)$$

式中: $f(\varphi)$ 为啮合点处的瞬时摩擦因数; $F_f(\varphi)$ 为啮合点处的瞬时法向力; $v_c(\varphi)$ 为啮合点瞬时滑动速度; m/s 。

根据凸轮滚子和摆度支撑轴的载荷和材料属性,当在外力载荷的作用下,凸轮滚子和摆度支撑轴表面产生弹性接触,局部会产生弹性变形、塑性变形、疲劳点蚀,甚至产生断裂等现象,SAKAYAMA和NAKAMURA^[2]分析了摩擦过程中的分子化学变化,获得了促进摩擦化学反应的主要因素是外逸电子、带电荷了、断裂化学键等。在凸轮滚子和摆度支撑轴表面摩擦过程中,产生了的外逸电子,带电荷了会形成有机膜、热能等,使接触表面局部温度瞬间过高,在瞬时法向力 $F_f(\varphi)$ 的作用下,啮合点瞬时滑动速度 $v_c(\varphi)$ 较高,使化学键瞬间断裂,造成瞬间磨削功率 $P_f(\varphi)$ 急剧增加。

3.1 影响油膜形成的因素

由于边界润滑的存在,为确保凸轮滚子和摆度支撑轴的表面之间不直接接触,需要计算最小油膜厚度。POPEL^[3]根据Lambert理论与Feshel-Kantowicz模型,建立了油膜最小的动摩擦力和最大静摩擦力的数学模型,总结出动态与静态摩擦是在较小范围内发生的,且可以用剪切模量的松弛时间和晶体参数建立数学模型,获得影响油膜形成的规律。王斌和蔡平波^[4]利用混合模型,建立了结合弹流润滑和边界润滑的混合模型,获得了动态模拟润滑过程中的摩擦因数。

凸轮滚子和摆度支撑轴的表面之间的油膜形成状况决定了凸轮分割器的运行精度。根据DOHMOH和NAKAGISHI^[5]提出的最小油膜厚度计算公式,可获得凸轮滚子和摆度支撑轴的表面之间最小油膜大小。

$$h_{\min}=\frac{2.65\omega^{\frac{0.7}{2}}(\eta_0 E')^{\frac{1}{2}} E'^{\frac{1}{2}}}{E'^{\frac{1}{2}}\omega^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

式中: ω 为润滑油压强系数; m^2/S_0 ; η_0 为大气压为0(压力为0)时的动力黏度; $Pa\cdot s$; E' 为等效速度(凸轮滚子和摆度支撑轴接触面平均速度); m/s ; R 为当量圆半径; m ; ω' 为接触区最高线速度; N/m ; E' 为材料综合弹性模量; Pa 。

从式(3)中可得到将凸轮滚子和摆度支撑轴的油膜厚度与润滑油的黏度、等效速度、接触角等信息相关。

边界膜的形成与破裂的速度与润滑油的物理性能、化学性能、机械力、温度等密切相关^[6],温度越高,选用低黏度的润滑油,较容易形成油膜,可减少油膜形成对运动精度的影响,低速运转时,选用高黏度的油,则阻力产生的越大,发热量越多,致使局部温度也就越高,较适合承载负荷较大的运动,根据凸轮滚子和摆度支撑轴的运动情况,合理选择它们的运动速度,便于形成油膜,凸轮分割器中,由低温区变化到高温区时,温度变化较大,则润滑油的黏度指数高应选用较大的,由于工作环境温度较高,加入相应的添加剂,使润滑油的闪点高,稳定性和抗氧化性稳定可靠。

研究表明,油膜的厚度在几 μm 至100 μm 的单分子层变化,此润滑油对温度敏感度高,且容易产生添加剂,当温度升高时,吸附的添加剂产生产业化,同时形成金属氧化物,如氯化物、硫化物、磷化物等,通过分析发现,凸轮滚子和摆度支撑轴的润滑油呈现绿色到褐色,形状呈高黏性的凝胶,随着摩擦的增加,斑点将变成更大的聚合物,当此产物的生长速度大于摩擦剪切速度,即获得理想化的边界润滑膜模型。

3.2 实验分析

选用凸轮滚子半径为25 mm 的凸轮分割器,将其安装在卧式封口机上,其中凸轮滚子和摆度支撑轴选用45°钢,工业温度控制在40℃以内,输入轴 $\omega=50\text{ r/min}$,为了获得其运动精度为 ± 0.05 ,重复精度为1 μ ,需要保持最小油膜厚度 h_{\min} 为0.1 mm ,根据式(3)计算获得,选用大气压为0(压力为0)时的动力黏度 $460\text{ mPa}\cdot s$ 比较合适,低密度的中石油46号机油其转速在20~100 r/min ,其黏度在220~460 $mPa\cdot s$,实验发现,选用此机油较易形成油膜,使

凸轮分割器的重复定位精度在 $1\mu\text{m}$, 运动幅度为 18 mm 。另外发现, 凸轮轴子和摆度支撑轴运行一定时间后, 为使两接触面能充分润滑, 凸轮分割器需要调整油更换周期。第一次为运转 $500\sim 1\,000\text{ h}$ 后 (2~4月), 第二次是在第一次后每 $2\,000\text{ h}$ 更换一次。

4 结束语

通过分析凸轮分割器的运动结构原理, 获得影响其运动精度的主要原因, 包括接触疲劳磨损、磨料磨损、磨粒磨损、刮伤磨损等。通过凸轮分割器的润滑分析, 选择合适黏度的润滑油; 探索润滑对凸轮分割器的凸轮轴子和摆度支撑轴等直接接触件的作用, 构建凸轮轴子和摆度支撑轴在润滑过程中的磨蚀寿命数学模型。由于凸轮轴子和摆度支撑轴在运动时常处于边界润滑, 研究速度、温度、黏度对边界润滑油膜形成的影响; 最后通过实验分析了所选润滑油的润滑液特性, 提出凸轮分割器的润滑油的更换周期。

参考文献

- [1] 倪基林. 机械传动凸轮机构参数优化设计软件 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2012.
- [2] 袁伟. 机械传动凸轮机构 CAD 系统研究与开发 [D]. 南京: 南京大学, 2013.
- [3] 吴敏生, 王冲, 罗国杰. 机械传动凸轮机构的造型设计 [J]. 机械制造, 2016, (4): 22~25.
- [4] WU Z H, WANG J, LIU C J, et al. Innovative design of intermittent subdegree cam mechanism [J]. Machinery, 2016, (45): 1~22~23.
- [5] 周耀华. 凸轮机构中接触润滑度分配机构对定位误差分析 [J]. 机电信息, 2014, (24): 37~39.
- [6] 王斌. 基于流-固耦合理论状态下展开线直齿锥齿轮啮合分析 [J]. 同济大学学报 (自然科学版), 2014, (42): 1982~1991.
- [7] WANG B, CHEN X B. Analysis of meshing efficiency of involute spur gears based on mixed elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2014, (42): 1982~1991.
- [8] SAKASHIMA K, HOSHIMOTO H. Tribomodulation from various materials in atmosphere [J]. Wear, 1991, 127: 335~343.
- [9] POPON V L. A theory of the transition from static to kinetic friction in boundary lubrication layers [J]. Solid State Communications, 2000, 115: 169~175.
- [10] HOSHIMOTO H, HOSHIMOTO H, C. K. Elastohydrodynamic lubrication for the fundamental of roller gear lubrication [M]. Oxford: Pergamon, 1998.
- [11] 江九根, 张忠志. 边界润滑膜的润滑与破膜分析 [J]. 润滑与密封, 2005, (3): 1~3.
- [12] WANG J C, ZHANG J. Zeta formation and breaking of boundary lubricating layer [J]. Lubrication Engineering, 2005, (3): 1~3.
- [13] HAN C J, ZHANG B, ZHANG J. Sealing performance analysis and stress-strain mechanism of X-ring [J]. Machine Design and Research, 2015, (11): 45~54.
- [14] 汤斌, 唐斌, 王华. 基于密封要求下电机密封装置中的有限元分析 [J]. 机械研究与应用, 2012, (2): 70~72.
- [15] TIAN B, XIE P, WANG B. Finite element analysis of three-leaflet sealing applied on motor dynamic sealing device [J]. Mechanical Research & Application, 2012, (2): 70~72.
- [16] 郑金鑫, 沈明宇, 崔延松. 带机匣密封 O 形橡胶密封圈密封特性 [J]. 上海交通大学学报, 2014, (48): 836~842.
- [17] ZHONG J P, HONG W X, HONG X K, et al. Forming characteristics of the rubber O-ring for a mechanical seal [J]. 2014, (8): 836~842.
- [18] 周咏涛. 带机匣密封 O 形密封圈密封特性有限元分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [19] 陆峰等. 橡胶密封圈密封特性研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2013.

(上接第 110 页)

- [4] 傅仲军, 张杰, 向向. 车削复磨时中硬型态磨粒的磨削性能分析 [J]. 润滑与密封, 2012, (7): 28~32.
- [5] HAN C J, ZHANG J, HUANG C, et al. Real performance analysis of a new sealing ring in reciprocating seal [J]. Lubrication Engineering, 2012, (7): 28~32.
- [6] 陈洪, 王顺江, 张小明. X 环密封下水缸运动密封分析 [J]. 液压与气动, 2013, (3): 73~74.
- [7] TIAN B, WANG J J, ZHANG B. Analysis of starting reciprocating seal used in submersible environment [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010, (3): 73~74.
- [8] 傅仲军, 张杰. 往复密封用 X 环的优化设计及有限元分析 [J]. 液压与气动, 2012, (6): 76~78.
- [9] HAN C J, ZHANG J. Optimization and finite element analysis on X-ring of reciprocating seals [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012, (6): 76~78.
- [10] 傅仲军, 张杰. 张杰. X 形橡胶密封圈的密封特性分析及密封改进 [J]. 机械设计与研究, 2013, (3): 90~94.

二硫化钼固体润滑球轴承的真空摆动特性^{*}

赵云平 张凯峰 李永春 王毅博 胡汉军 曹 珍 胡继星

(兰州空间技术物理研究所真空技术与物理重点实验室 甘肃兰州 730000)

摘要:以常规精密二硫化钼固体润滑球轴承为研究对象,采用摆动试验装置,在真空环境中研究其在小角度往复运动工作模式下的摩擦转矩、磨痕形貌、使用寿命。结果表明:在真空环境中小角度往复运动模式下,二硫化钼固体润滑轴承摩擦表面不能够形成有效的润滑膜,因而轴承摩擦转矩增大,磨痕磨蚀严重,且在一定范围内摆动角度越小、摆动频率越高,轴承的摩擦转矩增加越大,磨痕磨蚀越严重;工作在微小角度往复摆动模式下二硫化钼固体润滑轴承的运转寿命远小于同等接触应力条件下单向运转时的轴承运转寿命。

关键词:球轴承;固体润滑;二硫化钼;真空摆动

中图分类号:TH117.2 文献标志码:A 文章编号:1003-6793(2017)07-0029-06

Characteristics of Vacuum Swing of Molybdenum Disulfide Solid Lubrication Ball Bearings

ZHAO Yunping ZHANG Kaifeng LI Yongchun WANG Yibo

HU Hanjun CAO Zhen HU Jixing

(Science and Technology on Vacuum Technology and Physics Laboratory, Lanzhou Space Technology Institute of Physics, Lanzhou Gansu 730000, China)

Abstract: Taking the conventional precision molybdenum disulfide solid lubrication ball bearing as the object of study, its characteristics, such as friction torque, wear morphologies and service life, were studied under the condition of small angle swing in vacuum by using the swing test device. The results show that under the condition of small angle swing in vacuum, due to the effective transfer lubricant film can not be formed in the friction surface of bearing, the friction torque of bearing is increased and the necessary wear is serious. And in a certain range, the smaller the swing angle and the higher the swing frequency, the greater the friction torque of the bearing and the more serious the necessary wear. The service life of molybdenum disulfide solid lubrication ball bearing running in small angle and reciprocating oscillation mode is far less than that running in single direction under the same contact stress condition.

Keywords: ball bearing; solid lubrication; molybdenum disulfide; vacuum swing

轴承是机械装备中支撑轴及其他旋转体,减小摩擦阻数的一种重要机械零件。球轴承是以滚珠为滚动体的滚动轴承,其摩擦阻数仅为滑动轴承的百分之一到五十分之一,因此被广泛应用于各种精密机械中。国内外空间机构中也使用了大量的球轴承,这些轴承采用了特殊的涂层工艺以保障在宇宙真空中能够正常工作。二硫化钼在真空中具有优异摩擦特性,采用真空溅射沉积技术在球轴承表面制备二硫化钼固体润滑薄膜,能够让轴承获得真空环境中低摩擦

力和长运转寿命。因此二硫化钼固体润滑球轴承在国内卫星、飞船等空间飞行器的多种机构中得到广泛应用,保障了这些机构可靠地运转。实践证明,采用溅射二硫化钼再膜涂层的制备材料制备得到的固体润滑轴承,在轻载(摩擦接触应力 $\mu\text{m}^2/\text{GPa}$)、中低速($\omega_0 \sim 10^4$)、单向连续运转条件下真空运转寿命可以达到 10^6 以上,基本能够满足大多数空间机构的需求;另外一方面,这种固体润滑球轴承的运转寿命和载荷(摩擦接触应力)、运转模式、转速紧密相关。在不同工况条件下会呈现出不同的轴承寿命特性,一般来讲随着载荷的增加,寿命快速缩短。

随着卫星功能和寿命要求的增加,出现了一些空间机构,它们需要在往复运动模式下长期工作,如空间相机地平扫描机构需要在往复运动实现对地扫描观察,天线指向机构需要随时对地进行微小角度的调

* 基金项目:航天科技集团公司重大工艺研究项目(2016ZT2001-27)。

收稿日期:2016-10-12

作者简介:赵云平(1974—),男,博士,高级工程师,研究方向为空间机构润滑技术研究。E-mail: zhaoyunping@vip.sina.com。

些,这些机构中的轴承不能够连续旋转,而在一定角度范围内往复摆动。这些机构在进行设计时需要确认轴承能否满足其寿命需求,因此本文作者开展了二硫化钼固体润滑轴承真空环境中摆动工况下寿命特性的实验研究。

1 实验部分

1.1 试验对象

以采用固体润滑轴承为试验对象(材质和制造方式与国内空间机构中普遍使用的固体润滑轴承相同),采用摆动试验装置,在真空环境中研究其在小角度往复运动工作模式下的特性。试验后反复测量反映其结构特征的摩擦扭矩,分析轴承润滑表面表面磨损情况以判断轴承润滑状态。一般地,如果轴承摩擦扭矩变大3倍以上,或轴承表面出现剥落现象,金属基材暴露,即判定轴承润滑失效。

1.2 试验对象

706C 精密球轴承,精度 P4 级,材质 9Cr18 不锈钢,制造方式“滚道磨削 MoS₂,初始润滑膜+自润滑材料保护层”,润滑表面采用真空溅射沉积工艺制备约 1 μm 厚度的二硫化钼润滑薄膜,与具有自润滑特性的自润滑材料保护层协同润滑。轴承零件及整体外形图分别如图 1、2 所示。轴承成对安装在试验轴承组件中,每个组件安装 2 对 706C 固体润滑轴承,如图 3 所示。轴承采用硬接触方式,载荷为 15 N,赫兹接触应力约 1 GPa。



图 1 固体润滑轴承零件
Fig 1 Parts of solid lubrication bearing



图 2 固体润滑轴承
Fig 2 The solid lubrication bearing



图 3 轴承试验组件
Fig 3 The bearing test assembly

1.3 试验装置

试验系统包括真空环境装置和放置在其中的自研真空轴承摆动试验装置,其结构示意如图 4 所示。每台电机两端的各连接一套 706C 轴承组件,测控软件和控制装置可控制电机实现设定角度、设定频率的往复摆动。试验过程中可以测量轴承组件摩擦扭矩、摆动信号、温度等参数。轴承摆动试验装置实物如图 5 所示。

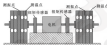


图 4 轴承摆动试验单元示意图

Fig 4 Schematic diagram of bearing swing test unit



图 5 轴承摆动试验装置

Fig 5 The bearing swing test device

1.4 试验条件

环境条件: 真空度 $p=1.3 \times 10^{-4}$ Pa

工况条件: 按照 706C 轴承特点, 选定特定摆动角度和摆动频率, 开展定数磨损寿命试验, 4 种试验工况条件组合见表 1。

表 1 滑动轴承试验条件

Table 1 Sliding bearing test condition

试验号	摆动角度 $\theta/^\circ$	摆动频率 f/Hz	摆动次数 $n/\text{次}$
1	$\alpha 5$	20	4×10^5
2	$\alpha 5$	50	4×10^5
3	$\alpha 10$	50	4×10^5
4	$\alpha 20$	50	4×10^5

2 结果与讨论

2.1 轴承摩擦扭矩变化规律

采用 BSC2000 轴承摩擦扭矩测试仪测量轴承摩擦扭矩,并比较试验前后的测量结果。

试验1轴承摩擦转矩情况见表2。对此轴承试验前后摩擦转矩,启动摩擦转矩明显增大10倍以上,低速运转摩擦转矩平均值和最大值也都增加了近10倍。试验后轴承摩擦转矩最大值一般为 $6.4\text{ N}\cdot\text{cm}$ 左右,峰值达到 $6.72\text{ N}\cdot\text{cm}$,按照轴承摩擦转矩失效判定义,该批轴承均已失效。

表2 试验1试验前后轴承摩擦转矩

Table 2 Bearing friction torque before and after test for Test 1

序号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
		$10^{-2}\text{ N}\cdot\text{cm}$					
12	试验前	0.1	0.2	3.0	0.3	0.8	0.1
	试验后	32.2	28.3	43.3	6.9	64.0	7.3
107	试验前	3.6	3.3	2.3	0.6	2.9	0.3
	试验后	56.7	47.4	46.9	9.3	72.1	8.3
240	试验前	2.3	2.4	2.3	0.4	2.0	0.3
	试验后	28.2	36.2	31.2	5.6	33.6	5.4
33	试验前	2.6	2.3	2.3	0.3	2.3	0.1
	试验后	37.2	35.3	42.9	4.6	33.3	4.1

试验2轴承摩擦转矩情况见表3。可见,轴承摩擦转矩最大值和平均值均比试验前有明显的增大,变化幅度接近10倍,最大值一般在 $6.3\text{ N}\cdot\text{cm}$ 左右,其中峰值为 $6.42\text{ N}\cdot\text{cm}$,按照轴承摩擦转矩失效判定义,该批轴承也均已完全失效。

表3 试验2试验前后摩擦转矩

Table 3 Bearing friction torque before and after test for Test 2

序号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
		$10^{-2}\text{ N}\cdot\text{cm}$					
631	试验前	0.4	0.6	0.4	0.7	0.0	0.3
	试验后	36.9	34.3	36.0	6.4	42.1	6.4
672	试验前	0.3	0.7	0.3	0.4	0.0	0.4
	试验后	11.3	9.2	18.3	3.2	22.4	3.3
768	试验前	0.6	0.3	0.3	0.7	0.2	0.3
	试验后	28.3	26.2	36.2	8.9	33.2	6.3
840	试验前	3.6	3.3	2.3	0.3	2.1	0.3
	试验后	36.6	35.7	31.4	4.2	23.7	3.6

试验3轴承摩擦转矩情况见表4。可见,轴承摩擦转矩较试验前有所增加,增加幅度约是2种试验轴承明显微小,最大值大多小于 $4.2\text{ N}\cdot\text{cm}$ 。按照摩擦转矩判据原则,部分轴承失效。

表4 试验3试验前后摩擦转矩

Table 4 Bearing friction torque before and after test for Test 3

序号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
		$10^{-2}\text{ N}\cdot\text{cm}$					
672	试验前	0.6	0.3	0.9	0.6	0.6	0.3
	试验后	17.3	15.3	26.6	3.0	23.8	4.2
692	试验前	0.4	0.4	0.7	0.2	0.3	0.4
	试验后	16.3	16.2	12.3	2.4	13.6	2.3
736	试验前	0.3	0.3	0.1	0.7	0.4	0.3
	试验后	9.2	10.6	8.9	1.3	8.2	0.3
727	试验前	0.4	0.7	0.1	0.4	0.0	0.2
	试验后	0.4	0.3	0.4	0.6	0.4	0.2

试验4轴承摩擦转矩见表5。可见,轴承摩擦转矩试验前后没有明显的变化。

表5 试验4试验前后摩擦转矩

Table 5 Bearing friction torque before and after test for Test 4

序号	试验	启动转矩		正转		反转	
		正转	反转	最大	平均	最大	平均
		$10^{-2}\text{ N}\cdot\text{cm}$					
114	试验前	3.7	0.3	3.3	0.3	0.0	0.3
	试验后	0.6	0.3	3.6	0.4	3.4	0.4
697	试验前	0.6	0.6	0.3	0.4	3.2	0.3
	试验后	3.7	3.8	3.6	0.3	3.3	0.3
117	试验前	3.3	0.3	2.6	0.4	2.0	0.4
	试验后	3.7	7.3	6.6	0.7	7.1	0.3
178	试验前	3.4	0.6	3.8	0.3	3.3	0.3
	试验后	0.3	0.9	3.6	0.4	3.3	0.4

2.2 轴承滚道磨痕及沟槽材料成分分析

试验后对多试的圆锥滚动轴承进行分解,观察滚道表面情况,4组轴承尤以三模滚道下磨痕形貌比较情况如表6所示。









可以看出,试验1轴承的滚道表面出现与滚珠对应的7段凹坑状磨痕带,宽度约 3 mm ,磨痕带内侧磨痕层消耗殆尽,滚道面材料暴露,可见金属本色。表面部分氧化。磨痕程度严重。磨痕区域两端可见黑色磨屑堆积;试验2轴承滚道上与滚珠对应的7段凹坑状磨痕带,宽度是 3 mm ,磨痕区域内侧磨痕已经剥落殆尽,滚道金属裸露,但磨痕和氧化程度较试验1轴承略轻,磨痕区域两端不可见磨屑的磨屑堆积。试验3轴承滚道上均匀分布不连续状磨痕带,磨痕带内侧磨痕部分破裂,滚道与磨痕露金属基面,但没有明

层的磨削细化,同时赛道内有可见的转移磨屑材料分布。试验4轴承赛道上出现连续带状运动轨迹,侧磨

痕迹大部分完整,个别局部区域有阶状剥落,同时赛道内可见明显的转移磨屑材料形成片状膜层。

图4 304C轴承不同参数模拟试验后的磨痕形貌

Table 4 Wear morphology of 304C bearings with different using parameters

序号	试验1轴承	试验2轴承	试验3轴承	试验4轴承
试验参数	($\alpha=0^\circ$, 20 Hz)	($\alpha=0^\circ$, 10 Hz)	($\alpha=60^\circ$, 10 Hz)	($\alpha=20^\circ$, 10 Hz)
轴承内圈图				
赛道磨痕电镜图				

2.3 磨痕区域成分分析

试验1、2、3轴承赛道接触区域可见明显的磨层剥落和金属裸露,说明润滑体系已经失效;而试验4

轴承磨层大部分完整,个别区域出现片状剥落,对试验4轴承赛道内磨痕率区域进行扫描电子显微镜(SEM)成像和成分分析(EDS),结果如图4所示。

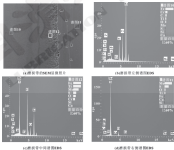


图4 轴承赛道磨痕率的 SEM 和 EDS 结果

Fig.4 SEM and EDS results of bearing roller race wear

图6中轴承滚道磨削带区域从左至右分为3个区域。左侧区域为倒角和滚道接触区域,取其中有台阶孔部位进行分析。EDS显示该区域成分以Fe、Cr元素为主,S、Mo元素很少,说明原磨削的MoS₂润滑脂被磨削殆尽,暴露出基体材料;中间区域为接触区的过渡部位,有微量磨屑堆积,EDS分析显示既有S、Mo又有Fe、Cr,说明该区域的磨削既有倒角成分,也有磨削的金属材料;右侧区域为本接触区域,EDS显示S、Mo元素为主,Fe、Cr元素极少,说明存在完整的润滑脂磨膜,没有基体材料暴露。

以上分析表明,即使对于宏观表面状态较好的试验4轴承,在微观上润滑膜已濒临失效。

2.4 轴承小角度摆动工况试验结果分析

对于球轴承,轴承旋转时内部滚动体在公转同时还进行自旋。自旋频率计算公式为

$$f = [P/(2\pi)] \{1 - (R/P)^2\} \omega \cos \alpha$$

式中: f 为滚动体自旋频率; P 为轴承节圆直径; R 为滚动体直径; α 为接触角。

假设滚动体与滚道之间没有相对滑动,则它们之间的相对行程为

$$L = \alpha(p/\cos \alpha) f R$$

式中: α 为滚动体自旋转动角度。

对于圆锥滚子轴承,轴承圆锥体承担了在滚道上周向的润滑作用,在轴承运转过程中,通过滚动体的自旋运动会从自润滑剂特带上得到材料并转移至滚动体和滚道表面,形成持续的转移润滑膜,如图7所示。理论上当滚动体的自旋角度小于90°时,润滑剂自润滑材料无法转移至滚道上形成转移润滑膜。



图7 轴承润滑示意图

Fig.7 Schematic diagram of bearing transfer lubrication material

试验用708C圆锥滚子轴承部分参数为:轴承内径4 mm,轴承外径22 mm,轴承节圆直径13 mm,倒球直径3.969 mm。因此,计算得708C轴承滚动体自旋频率 $f=1.77$ Hz。摆动角度与滚珠自旋角度、滚珠相对滚道行程关系如表7所示。

表7 708C轴承摆动时滚珠相对滚道自旋角度

Table 7 Bearing swing angle corresponding to ball spin angle

轴承摆动 角度 $\alpha/^\circ$	滚珠自旋 角度 $\beta/^\circ$	滚珠相对滚 道行程 L/mm	备注
$\alpha=1$	18	0.6	不能形成润滑膜
$\alpha=10$	18.8	1.20	不能形成润滑膜
$\alpha=25.5$	40	3.1	形成转移润滑膜

因此,对于试验用708C轴承能够形成转移润滑的条件为摆动角度大于25.5°。

2.5 轴承承受载荷条件下性能变化

试验中708C圆锥滚子轴承不能形成转移润滑的工况下,摆动角度越小,摆动频率越高,过程中轴承的摩擦力矩增加越大;当轴承在摆动角度达到26°以上,滚动体自旋角大于90°,能够在运转过程中持续转移至滚道处形成对轴承的持续润滑。轴承的摩擦取决于初始喷射二硫化钼润滑脂。在滚珠往复运动时二硫化钼滚道间磨粒反复固定定向排列,这个过程中容易形成磨粒堆积,润滑膜层完全磨损后最终导致金属与金属的直接接触,则金属间摩擦,摩擦温度逐渐的不断扩大。对于摆动角度大于26°的轴承,滚珠的自旋角度达到90°,可部分转移至滚道的润滑材料,因此温度较低。从滚道内圈的显微照片观察,仍然存在大量的固体润滑剂。

轴承磨削程度随摆动角度增大而减小。对此 $\alpha=1^\circ$ 、 $\alpha=10^\circ$ 、 $\alpha=26^\circ$ 试验轴承,润滑膜磨削情况、磨削深度、基面粗糙化程度依次降低。这是因为轴承在小角度摆动工况下滚珠无法将润滑剂的材料以转移的形式转移至滚道处形成对轴承的持续润滑。轴承的摩擦取决于初始喷射二硫化钼润滑脂。在滚珠往复运动时二硫化钼滚道间磨粒反复固定定向排列,这个过程中容易形成磨粒堆积,润滑膜层完全磨损后最终导致金属与金属的直接接触,则金属间摩擦,摩擦温度逐渐的不断扩大。对于摆动角度大于26°的轴承,滚珠的自旋角度达到90°,可部分转移至滚道的润滑材料,因此温度较低。从滚道内圈的显微照片观察,仍然存在大量的固体润滑剂。

摆动角度相同时,摆动频率高的轴承磨削情况更加严重。高频率摆动的轴承,在摆动过程中加速减速过程中的加速度较大,在摆动转向过程中滚珠的运动动量大,对于固体润滑膜的瞬间冲击更大,造成固体润滑材料的严重磨削,加剧轴承的早期失效。

轴承滚道接触长度磨削长度显著大于理论计算。从拆掉轴承的全副滚道显微照片可以看出,滚道相对滚道行程要远大于计算值,这是由于摆动过程中速度的快速变化,惯性冲击所致。

综合以上分析,说明二硫化钼圆锥滚子轴承在真空环境中小角度往复运动模式下,滚珠和滚道之间将形成以滚磨膜,轴承运转摩擦力矩增大,润滑膜磨削和金属磨屑在区域内堆积,形成摩擦力矩尖峰的出现,润滑膜的往复寿命寿命与摆动角度和运动频率有关。运转次数达到 4×10^5 次时, $\alpha=1^\circ$ 、 $\alpha=10^\circ$ 角度的轴承润滑膜已基本消耗掉, $\alpha=26^\circ$ 角度轴承出现局部针点状剥落,达到一种润滑失效的临界状态。

3 结论

对于空间机构中工作在微小角度往复摆动模式下二硫化钼固体润滑球轴承,由于在运转过程中不能够即或充分有效的转移润滑膜,轴承的润滑主要依靠初始固封二硫化钼润滑膜,轴承运转寿命远小于同等接触应力条件下单向运转时的轴承运转寿命。在1 GPa接触应力条件下,轴承润滑寿命小于 4×10^6 次。

参考文献

- [1] HARRISON T A, ROYCHAKAS W N. Rolling bearing analysis [M]. London/Taylor and Francis Group, 2006.
- [2] ROYCHAKAS W N. Space tribology handbook [M]. Paris/European Space Agency, 2002.
- [3] ZAKHARENKO I V. Tribology for aerospace applications [M]. Chicago/Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 1997.
- [4] POLJANSKI M, HOFER G, JELIČIĆ M. Application of space tribology in the USA [J]. Tribology International, 1998, 33(2): 133-138.
- [5] POLJANSKI M. Self-lubricating polymer composites and polymer transfer film lubrication for space applications [J]. Tribology International, 1998, 33(2): 140-144.

- [6] 王作威, 黄云凤. 空间环境模拟试验轴承润滑的研究进展 [J]. 润滑与密封, 2012, 37(4): 89-92.
- [7] WANG W C, PEI Y T. Research progress of lubricants for earth-lifting bearings in space remote sensing [J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(4): 89-92.
- [8] 王立志, 邵军, 赵太平, 等. 钼基润滑 MoS₂/Mo₂O₃ 复合润滑膜的性能提升途径与失效分析 [J]. 润滑与密封, 2011, 36(12): 40-49.
- [9] WANG Z H, ZHONG J, ZHANG Y F, et al. Analysis of wear and lubrication failure during the wear-life tests of sputtering MoS₂/Mo₂O₃ composite films [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(12): 40-49.
- [10] 张健伟, 胡金明, 向永文, 等. 钼基润滑 MoS₂ 润滑膜性能的提升及分析 [J]. 材料工程, 1999(10): 44-47.
- [11] 徐志, 朱克庆, 周仲华, 等. 钼基二硫化钼基润滑膜润滑性能提升途径研究 [J]. 中国机械工程, 2009, 14(20): 1768-1769.
- [12] LI J, ZHOU M H, ZHANG Z H, et al. Poring new behavior of PTFE-based bonded solid lubrication coatings [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(20): 1768-1769.

中国润滑技术论坛(2017)征文通知

各相关单位及作者:

2017年我国润滑行业一片“蓬勃”, 其中得益于基础、原材料、添加剂, 包括物物相称的大幅上涨提高了润滑油企业的竞争压力, 也支撑着基础润滑油行业一统天下的局面, 不断向高品质和高端产品品质, 以期成为行业龙头企业竞争中企业实力的支撑。

由《润滑油》编辑部与《润滑与密封》编辑部联合举办的“中国润滑技术论坛(2017)”拟定于2017年9月13-14日在昆明召开。论坛将邀请润滑油、添加剂及相关行业的国内外专家学者、研发及生产技术人员、营销专家等就相关问题展开广泛深入交流与研讨。大会将编辑出版《中国润滑技术论坛(2017)论文集》, 并将其中优秀论文优先收录于大会会刊, 从即日起广泛征集会议论文, 现将有关事项通知如下:

一、征文内容

- 润滑油市场及相关行业发展趋势; 世界和国内石油及能源需求发展趋势; 国内外基础油、润滑油市场供需分析; 润滑油相关行业发展趋势; 国内外基础油、润滑油添加剂市场、发展及趋势; 节能、环保及减少废油对润滑油的要求
- 车用润滑油产品及相关技术; 汽车及其油品的发展与节能减排的相关性; 车用发动机润滑油、制动油、尾气后处理液等化学品的研发与开发; 车用材料和技术需求; 发展及对润滑油的要求; 车用材料及其添加剂的研究和开发; 汽车新技术及对润滑油、脂、添加剂的需求; 内燃机节能减排技术; 当酸产业应用政策对汽车和油品行业发展的影响; 车用润滑油的监测技术及油品分析、评定方法; 节能、环保及减少废油对车用润滑油的要求
- 工业用润滑油产品及相关技术; 工业4.0的发展趋势; 钢铁、工程机械、电力等行业研发及发展; 新技术、新材料及台针对工业润滑油的要求; ODM 技术发展趋势; 润滑法对工业润滑油的要求; 摩擦及合成工业润滑油的技术发展; 废旧回收、供油方法及再循环式等方法与标准; 工业润滑油使用性能的研究与跟踪
- 其他润滑油产品及相关技术; 以上主题相关的润滑油产品及相关技术研究; 国内外基础油生产工艺技术需求及发展; 基础油由润滑油中的应用; 润滑油混合工艺研究; 重油再生工艺研究

二、征文要求

- (1) 应紧扣论文主题符合上述主题范围, 本会议国内外正式刊物上发表过的论文, 稿件一律不退, 请自留底稿。
- (2) 论文应符合国家和各单位的保密规定, 文责自负。
- (3) 论文篇幅尽量不超过4000字, 请用Word排版, 其顺序如下: 题目、作者姓名、作者单位、通讯地址、邮政编码、中文摘要(200-300字)和关键词(3-8个)、正文(图表及数据)、参考文献、作者简介(主要创新点、奖项、获奖经历、工作经历、是否公开发表文章、邮箱等)。
- (4) 投稿方式: 将投稿论文发《润滑油》编辑部邮箱, 并注明“中国润滑技术论坛(2017)论文”字样。编辑部E-mail: zhepedit@petroleum.com.cn

三、征文时间

- (1) 请于2017年8月2日前将论文主题目录摘要;
- (2) 请于2017年7月18日前将论文全文。

四、论文使用

我们将根据论文篇幅将论文发表及会议会刊, 并依据专家会议情况汇编论文集, 同时选编一定数量论文编入大会会刊全文, 大会期间向与会代表论文进行评选, 对优秀论文颁发证书和奖励, 符合会议刊登要求的优秀稿件将刊登发表会刊上。

热忱欢迎国内外从事润滑油研发、生产、管理与营销人员、汽车产业及相关行业广大从业人员从速踊跃投稿。

投稿邮箱: zhepedit@petroleum.com.cn 电话: (0631) 84870975 (韩健、侯磊), 84864493 (王雷)

《润滑油》编辑部

《润滑与密封》编辑部

二〇一七年三月



长城AE 液压油

全能保护液压系统 让设备运转更顺畅

AE系列液压油完全满足国际标准的液压油，与国外同类产品，用于工业设备和移动设备中各种矿机液压油系统。其性能优异，此产品获得了国际知名油质分析实验室（Chevron PM, F76, P68）和伊顿（Eaton-Vickers）的认证。



扫一扫



扫一扫

长城润滑油

中国石化润滑油有限公司

服务热线: 400-818-0000 <http://www.sinopec.com>

