中文核心期刊(机械、仪表类) Ei Compendex 收录期刊 中国科学引文数据库来源期刊 中文科技期刊数据库收录期刊





ISSN1004-6801 CN32-1361/V CODEN ZCZHFY



Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis

第42卷 第3期 Vol.42 No.3 总第209期



2022

南	京	航	空	航	天	大	学	÷	<del></del>
全	国高	校机	械工	程测试	式技フ	Ҟ 研 究	슰	工	<u>م</u> رہ
中	航工	业上	海航	空测力	空技フ	Ҟ 研 究	所	协	赤
北	京	ĸ	机	强度	研	究	所	[7]	15
«	振动	、 沨	则试!	与诊	断》	编辑	部	出	版



我们测量应变、加速度、速度、位移、噪声、扭矩、温度、电压、电流、压力、功率、湿度、阻抗、 频率、流量、转速……几乎所有物理量

近 12 年来,我们一直致力于仪器、软件及传感器的设计、研发、制造、并提供测试方案、软硬件 定制、数据分析、测试报告、现场施工 ..... 几乎所有工作于一身





兵器舰船

轨道交通



试交给仪器

**宋思想留给自己** 

土木工程

全国免费服务热线:400-656-8848

航空航天

电话:0523-84126515 84126525 84126535 0523-84567688 84560788 传真:0523-84567585 84126533 官网:www.tztiot.com www.js-test.com

江苏泰之特物联科技股份有限公司 江苏泰斯特电子设备制造有限公司

地址:江苏省靖江市经济开发区城北园区孤山中路9号 邮箱:info@tztiot.com



欢迎关注官方微信



# 科技创造品牌 服务赢得信赖

# **多加英国法国法国** YMC PIEZOTRONICS INC



扬州英迈克测控技术有限公司)成立于2011年4月,注册资本1000万元, 是苏试试验(股票代码300416)旗下专业从事压电式振动加速度计、动态力传感 器、小型永磁式振动台、振动信号调理器、动态信号分析仪、振动控制器、冲 击测量仪等设计、研发与生产为一体的国家高新技术企业。公司通过了 IS09001:2008质量管理体系认证,多种产品取得高新技术产品证书、软件著 作权、专利证书和欧盟CE认证。产品在航空航天、重大基础工程、科研和教 学等多个领域得到广泛应用。并批量出口到世界各地。

# ◎我们的产品

- ◇ 振动传感器:加速度、速度、位移、动态力、压力传感器
- ◇ 信号调理器:电荷、电压、IEPE、应变调理器
- ◇ 振动激励系统:模态激振器、振动台、脉冲力锤、振动校准仪
- ◇ 信号分析系统:振动测试、模态分析、冲击测量、应变测试、振动校准

中国扬州市祥云路47号 电话:0514-87960802 邮箱: sales@chinayme.com

# 更多信息请访问: WWW.chinaymc.com



# 南京航达超控科技有限公司

南京航达超控科技有限公司于2017年1月由中国科学院院士赵淳生教授、机械结构力学及 控制国家重点实验室下属单位,南京航空航天大学精密驱动与控制研究所和南京航空航天大学 共同创立。赵淳生院士创建和领导的精密驱动与控制研究所长达二十五年之久,对超声电机理 论及其应用进行了深入系统的研究,获国家级和省部级科技奖20项,国家技术发明二等奖2项 、四等奖1项,国家科技进步三等奖1项,国防科技一等奖1项,教育部技术发明一等奖,申请国 家发明专利300多项,发明专利近170项;研制出60多种新型超声电机,其中部分已在军、民两 大领域的科研和各类产品上应用。



公司面向国家和产业的重大需求,积极贯彻军民融合的战略思想,持续推进军民两用高 科技研发,在超声电机产品与材料(包括压电材料、压电作动器、驱动控制器、制导组件)及 智能系统等的研发、生产、销售及咨询服务等方面.

# 超声电机产品:



PMR30



PMR60



PMR40ZK





PMR45



PMR120ZK



驱动器1(DC12V)



驱动器2(DC12V)

技术指标	PMR30	PMR40	PMR45	PMR60	PMR40ZK (中空)	PMR70ZK (中空)	PMR120ZK (中空)
驱动频率(kHz)	47~52	40~45	36~41	40~44	40~48	37~43	28~31
驱动电压(Vrms)	140±20	140±20	$140 \pm 20$	170±20	140±20	140±20	140±20
額定功率(W)	1.5	2. 25	3. 0	8.4	2. 25	12.0	2. 3
最大功率(W)	2.5	5.0	6.0	15. 0	5.0	15.0	5.0
額定转速(rpm)	150	150	150	120	150	120	15
最大转速(rpm)	300	260	230	180	260	200	40
額定力矩(N・m)	0. 1	0. 15	0.2	0. 7	0. 15	0.8	1.5
堵转力矩(N・m)	0. 15	0.3	0.4	1.2	0. 25	1.6	3. 0
自锁力矩(N・m)	>0. 15	>0.3	>0.4	>1.2	>0. 25	>1.6	>3.0
转动方向				CW,	CCW		
启动响应时间(ms)				≤2(ই	≥载)		
环境温度(℃)	-10~+55						
工作湿度(%)		0~+45					
噪 音(dB)		≤45					
寿 命 (h)		>2000(累计使用时间)					
质 量(g)	≪60	≤100	≤250	≤295	≤120	≤350	≤1100

公司地址:南京市江宁开发区将军大道29号南京航天航空 学艺术中心一层				
电话:	(025) 52116735	传真:	(025) 52116080	

联系人: 梁永青 联系电话: 13921428636 网址: www.scnuaa.com.





动态信号采集分析系统(DSA)是晶钻仪器研发,专门应用于采集、记录、分析和动态测量信号。实现对加速度、速度、 位移、应力、压力、声压、流量、力等物理量的综合测试,供实验室及现场作业测试使用。

**功能:**频谱分析、频率响应函数、时间波形记录、倍频程分析与声级计、冲击响应谱分析、阶次跟踪分析、轴心轨迹图、 正弦跟踪滤波、路谱仿真测试、微振动测量、疲劳损伤谱测试、电声测试、在线健康监测、产线自动检测等。



晶钻仪器总代理(杭州锐达数字技术有限公司)

🎦 0571-86062276 🌐 www.hzrad.com 😤

**13735446716** 

![](_page_5_Picture_0.jpeg)

![](_page_5_Picture_1.jpeg)

# EDM-Modal 模态测试分析系统

支持4~512通道数多种动态信号分析仪

![](_page_5_Picture_4.jpeg)

![](_page_5_Picture_5.jpeg)

锤击法测试 (Hammer Impact Testing)

![](_page_5_Picture_7.jpeg)

工作模态测试 (OMA)

![](_page_5_Picture_9.jpeg)

单/多输入多输出 (SIMO/MIMO-FRF)

![](_page_5_Figure_11.jpeg)

工作变形分析 (ODS)

Copiesing Sate Management Spiller (SM				- 8 x
The data Great Has usure Took Report Hap	-		the second s	ogeinajien best stelles bet (
Diseventer (Storfending Disorfending (Steriorhan	Preventeet Entertainter	service Stellings Dans	s Cartes Care Cardes	A DESCRIPTION OF THE OWNER OWNER OF THE OWNER OWNER OF THE OWNER
Lating Sequeda	2001000000		PRANCH COLORING	
Concernation of the last	1446200	- HORDA - HORDA	- RDL02 - RDL	A 100 100
14				Dek In Anto
	4	A		
82-	1 P			and the second statement
1 <sup>1</sup>	AHA			Loci Estimate and
	N VV			
A 10 10 20 20 20	V.		V	Cripskigt Teptyckigt
in and a second second	Charling 1	, , , , , , , , , , , , , , , , , , , ,	The second secon	
(NUM)	IN DOC	HOLDE	- N	1 lang 300.0
- KORA		)		A Design Array
				Mediated Intelation
11.				2 M
0- NO	THE ALL	5808		an 000000 000000
4 00 00 00 00 00	* * *	20 20 20	4 10 10 10 10	* here and 1888
(automation)	Deter Tribetter Trib		and another	TAXABLE IN TAXABLE IN
OF 1 Internet on Autom	(1995) T	1 Inclusion (1)	(Sector) In 1974 - 19	
0 0 0 0 0 0 0 0	Dependence Labor	- Gatherine	president area of 1	
	-V-	n	-	
1	10.000	V	it in the second	-
1.00/00/00/00/00/00/09			*	
10	10 1 1 1	March 1		250
180 180 000 000 100 000			* 10 10 20 20	-
2+4044404A406		1	PTDUPTD+3	
- Re(0) - Re(0)	19961		(Andread (	80
. 00 00 00 00 00 00 00 00	and the second	<u> </u>	a property and	The Design of the
13/5/5/5/5/5/5/5/5/5/	tool all			Internet and Real Area
-P/\Y/\Y/\Y/\Y/\Y/\Y/	1.5	$\sim$ $\vee$		1
	1	2000	U U	
		- testilit		20 Marine Robert
Notice will be a function to be a list of the second				

A

单/多输入多输出步进正弦测试 (SIMO/MIMO Stepped Sine Testing)

![](_page_5_Figure_15.jpeg)

单/多输入多输出正弦扫频测试 (SIMO/MIMO Swept Sine Testing)

![](_page_5_Picture_20.jpeg)

# 振 动、测 试 与 诊 断

# ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

2022年6月

第42卷第3期 (总第209期)

目 次

专家论坛

三角度磁巴克豪森测量平面应力方法研究 …………… 郑 阳,周进节,谭继东,张 鑫(417)

# 论 文

结合准静态挠度区间包络面的区间可靠度评估 …… 向 玲,苏 浩,朝爱军,杨 鑫,徐 进,王 伟 (432) CDBN-IKELM 的轴承变工况故障诊断方法 …… 向 玲,苏 浩,朝爱军,杨 鑫,徐 进,王 伟 (432) 新型行波直线超声电机的结构与有限元分析 …… 杨 淋,陈 亮,任韦豪,张蕉蕉,唐恶字 (439) 直齿轮副齿面接触安全条件及安全盆 …… 参正发,苟向锋,朱凌云,石建飞 (446) 基于多特征信息融合的砂岩破裂状态识别方法 …… 杨 丽荣,江 川,刘吉顺,戴聪聪,程铁栋 (454) 电热微夹持器微尺度传热分析与优化设计 …… 杨 丽荣,江 川,刘吉顺,戴聪聪,程铁栋 (454) 电热微夹持器微尺度传热分析与优化设计 …… 林 琳,杨国舜,武 灏,申 浩,陈立国 (462) 有色噪声激励下基于应变响应的频域拟合算法 …… 品翔字,徐 俊,陈怀海,郑荣慧 (468) 基于 MEWT-ASCS 的行星齿轮箱微弱故障特征提取 …… 胡冲,常、徐 俊,陈怀海,郑荣慧 (468) 基于 MEWT-ASCS 的行星齿轮箱微弱故障特征提取 …… 胡冲字,徐 俊,陈怀海,郑荣慧 (468) 动中片单轴疲劳试验弯矩匹配智能优化 …… 称尽,马草原,李海云,田玉基 (483) 风电叶片单轴疲劳试验弯矩匹配智能优化 …… 除宗平,成 功,刘清源,圣小珍,徐忠辉,高晓喇 (495) 基于裂缝分形特征的钢混梁疲劳损伤精细评估 …… 标宗平,成 功,刘清源,圣小珍,徐忠辉,高晓喇 (495) 基于裂缝分形特征的钢混梁疲劳损伤精细评估 …… 标字,徐 斌,张志芬,石文杰 (511) 抗蛇行减振器力学模型及车辆动力学仿真 …… 池长欣,梁树林,池茂儒,高红星,周业明 (518) 振动试验中非一致基础激励行为的表征与量化

 

李晓晨, 岳彩旭, 刘献礼, 谢	娜,陈志涛,李恒帅,郝小乐,梁越昇(580)
管道声发射信号衰减特性随管道壁厚变化研究王	瑶,刘才学,何 攀,李朋洲,陈祖洋(588)
埋地管道光纤周界振动监测与预警技术	刘泽龙,李素贞,张 祎(593)
用于便携式轨检小车的轨距及磨耗检测方法	郑树彬,彭乐乐,钟倩文,李立明(600)
结合 EMD 和 LSF 的振动信号降噪方法的研究	赵博,李 鹤(606)

```
第42卷第3期英文摘要 ·······(611)
```

### 广告・信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》(563) 扬州英迈克测控技术有限公司(625) 东方振动和噪声技术研究所(626)

振z	边、测试与诊断(双月刊)	第42卷 第3期	责任编辑:王 平
ZHJ	ENDONG CESHI YU ZHENDUAN	2022年6月出版	
主 管 主 办 主 编 辑 出版 地 址 邮 编	中华人民共和国工业和信息化部 南 京 航 空 航 天 大 学 全国高校机械工程测试技术研究会 赵淳生 《振动、测试与诊断》编辑部 南 京 市 御 道 街 29 号 210016	印 刷 发 行 邮发代号 发行范围 电 话 E - mail 网 址 创刊日期	南京百花彩色印刷广告制作有限责任公司 江 苏 省 邮 政 局 28-239 公 开 发 行 (025)84893332 qchen@nuaa.edu.cn http://zdcs.nuaa.edu.cn 1980年10月

中国标准连续出版物号: ISSN1004-6801 CN32-1361/V

广告经营许可证号:广登 32000000262

国内定价:30.00元

# JOURNAL OF VIBRATION, MEASUREMENT & DIAGNOSIS

Jun. 2022

(BIMONTHLY)

# CONTENTS

### **TECHNICAL COMMENT**

Plane Stress Measurement Using Three Angles Magnetic Barkhausen Noise Method .....ZHENG Yang, ZHOU Jinjie, TAN Jidong, ZHANG Xi (417)

### PAPERS

Interval Reliability Evaluation Using Quasi-static Deflection Interval Enveloping Surface
·····FANG Sheng'en, HUANG Jiyuan (427)
Bearing Fault Diagnosis Based on CDBN-IKELM Under Varying Conditions
XIANG Ling, SU Hao, HU Aijun, YANG Xin, XU Jin, WANG Wei (432)
Structure and Finite Element Analysis of a Novel Traveling Wave Linear Ultrasonic Motor
YANG Lin, CHEN Liang, REN Weihao, ZHANG Jiaojiao, TANG Siyu (439)
Erosion and Bifurcation of Safe Basin Under Tooth Contact Safety Condition for a Spur Gear Pair
LI Zhengfa, GOU Xiangfeng, ZHU Lingyun, SHI Jianfei (446)
Identification Methods of Sandstone Fracture State Based on Multi-feature Information Fusion
YANG Lirong, JIANG Chuan, LIU Jishun, DAI Congcong, CHENG Tiedong (454)
Analysis on the Microscale Heat Transfer and Optimized Design of Electrothermal Microgripper
LIN Lin, YANG Guoshun, WU Hao, SHEN Hao, CHEN Liguo (462)
Frequency Domain Fitting Algorithm Based on Strain Response Under Colored Noise Excitation
LU Xiangyu, XU Jun, CHEN Huaihai, ZHENG Ronghui (468)
Weak Fault Diagnosis Method of Planetary Gearbox Based on Modified Empirical Wavelet Transform
and Adaptive Sparse Coding Shrink Algorithm
Experimental Study on Vortex-Induced Vibration of Large-Span Pedestrian Suspension Bridge
LI Yuxue, MA Caoyuan, LI Haiyun, TIAN Yuji (483)
Moment Matching Optimization Method for Single Point Fatigue Test of Wind Power Blades
GUO Yanzhen, SUI Wentao, DOU Yaping (490)
A Study on the Frequency and Temperature-Dependences of the Dynamic Stiffness of Fasteners Used
on High-Speed RailwaysCHEN Zongping, CHENG Gong, LIU Qingyuan,
SHENG Xiaozhen, XU Zhonghui, GAO Xiaogang (495)
Refined Fatigue Damage Assessment of Reinforced Concrete Bridge Based on Fractal Characteristics of
Cracks
Gear Fault Diagnosis Method Based on Kernel-MCCA Feature Fusion
SU Yu, WEN Guangrui, XU Bin, ZHANG Zhifen, SHI Wenjie (511)
Mechanical Model of Yaw Damper and Vehicle Dynamics Simulation

.....CHI Changxin, LIANG Shulin, CHI Maoru, GAO Hongxing, ZHOU Yeming (518)

Characterization and Quantization Research of Non-uniform Base Excitation in Vibration Test	
HU Jie, ELIN Zhongyang, XIAO Shifu, XU Mao, FAN Xuanhua,	
WANG Dongsheng, SHI Xianjie	(524)
Simulation and Experiment of Vortex-Induced Vibration Energy Harvester with Magnet Enhancement	
CAO Dongxing, DING Xiangdong, ZHANG Wei, YAO Minghui	(530)
Analysis of the Dynamic Characteristics of the Multi-rod Impact Isolation Device	
LIU Huizhen, MENG Xiansong, LIANG Song, YAN Ming	(537)
Structural Instantaneous Frequency Identification Based on Improved Synchroextracting Generalized	
S-transformWANG Hanghang, ZHANG Jian, YUAN Pingping, REN Weixin	(543)
Fault Diagnosis Method Based on Sparse Representation and Graph Fourier Transform	
LIU Xinchang, LIN Jianhui, CHEN Chunjun, SUN Qi	(549)
Dynamic Stress Spectrum Extrapolation and Fatigue Life Assessment of Bogie Frame Based on Kernel	
Density EstimationWANG Qiushi, ZHOU Jinsong, XIAO Zhongmin, GONG Dao,	
ZHANG Zhanfei, WANG Tengfei, SUN Yu	(556)
Influencing Factors Analysis of Rock Slotting Performance by Abrasive Waterjet Impact	
JIANG Hongxiang, ZHAO Huihe, LIU Songyong, LI Hongsheng	(564)
Remaining Useful Life Prediction Based on ConvGRU-Attention Method	
ZHAO Zhihong, LI Qing, LI Chunxiu	(572)
Prediction Modeling of Milling Force Based on Variable Friction Coefficient Between Tool and Chip	
LI Xiaochen, YUE Caixu, LIU Xianli, XIE Na, CHEN Zhitao, LI Hengshuai,	
HAO Xiaole, LIANG Yuesheng	(580)
Attenuation Characteristics of Acoustic Emission Signals in Pipes with Variation of Pipe Thickness	
WANG Yao, LIU Caixue, HE Pan, LI Pengzhou, CHEN Zuyang	(588)
Perimeter Monitoring and Early Warning Technology for Buried Pipeline Based on Vibration Fiber Optic	
LIU Zelong, LI Suzhen, ZHANG Yi	(593)
Gauge and Wear Detection Method for Portable Track Inspection Trolley	
ZHENG Shubin, PENG Lele, ZHONG Qianwen, LI Liming	(600)
Noise Reduction Method of Vibration Signal Combining EMD and LSFZHAO Bo, LI He	(606)

# Abstracts of Vol.42 No.3 in English (611)

# Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

Vol. 42 N	p.3 Publishing Date Jun. 2022		Start Publication October 1980
<b>Responsible Institution</b>	Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic	Printed by	Nanjing Baihua Print Advertising Limited Liability Company
	of China	Address	29 Yudao Street, Nanjing, China
Sponsored by	Nanjing University of Aeronautics &	Zipcode	210016
	Astronautics	Tel	(025)84893332
	University Association of Mechanics	E-mail	qchen@nuaa.edu.cn
	Engineering Measurement Technology	Website	http://zdcs.nuaa.edu.cn
Edited & Published by	Editorial Department of JVMD	Distributed by	Jiangsu Province Post Bureau
Editor in Chief	Zhao Chunsheng	Post Office Distr	ribution Code 28-239

**◀**专家论坛▶

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.001

# 三角度磁巴克豪森测量平面应力方法研究<sup>\*</sup>

郑 阳<sup>1</sup>, 周进节<sup>2</sup>, 谭继东<sup>1</sup>, 张 鑫<sup>1,2</sup> (1.中国特种设备检测研究院 北京,100029) (2.中北大学机械工程学院 太原,030051)

**摘要**为了提升磁巴克豪森(magnetic Barkhausen noise,简称 MBN)应力测量效率,提出了一种三角度磁巴克豪森 测量平面应力的方法,分析了角度选择对精度的影响。为了减小标定的不确定性,提出了一种基于多维特征重构不 确定性度量空间的贝叶斯标定方法。实验结果表明,当应力大于50 MPa时,采用相互间隔60°的3个角度,可实现 主应力值测量误差不大于±10 MPa、方向测量误差不大于±5°。贝叶斯标定模型进一步将幅值误差降低 到±5 MPa以下,并将方向测量的±5°误差带扩展到40 MPa的低应力区。该研究方法为工程中采用磁巴克豪森高 效、准确测量平面应力奠定了基础。

关键词 平面应力;磁巴克豪森;贝叶斯标定模型;原位测量;无损检测 中图分类号 TH212; TH213.3

# 引 言

在制造和服役过程中,机械构件不可避免地会 遇到残余应力、应力超载和应力集中等问题,影响材 料的疲劳强度、抗应力腐蚀性能和结构稳定性等,降 低使用寿命或引发失效风险。因此,应力测量是制 造质量控制和设备安全服役评估的重要技术 之一<sup>[15]</sup>。

根据测量原理,应力测量的方法可分为有损 和无损两大类。有损方法主要包括小孔法、环 芯法、剥离法和等高线法。小孔法的最大相对 误差约为10%。在理想条件下,环芯法的测量 精度为 $\pm 15$  MPa,等高线法的测量精度一般 为±20 MPa<sup>[6]</sup>。无损方法一般包括 X 射线衍射法、 超声法和磁测法。X射线衍射法相对成熟且应用广 泛,测量精度为±20 MPa,但存在射线有害、携带不 便和检测效率低等问题。超声法是基于声弹性效 应[7],具有灵敏度高、信号穿透性强和检测过程方便 安全等优点[8],该方法测量残余应力的一般精度可 达±30 MPa左右,但在检测中易受耦合接触状态的 影响而产生较大误差。磁测法主要包括磁巴克豪森 噪声法和磁记忆法。其中,磁巴克豪森应力测量法 因具有高灵敏度、高重复性、原位无损、便捷高效和 成本低廉等优点,在残余应力评估、结构承载状态测

评、应力集中与损伤风险预警中应用广泛<sup>[9-10]</sup>,且 MBN技术能够表征由应力、晶体结构或两者共同作 用的铁磁材料的磁晶各向异性<sup>[11]</sup>。

学者们对MBN检测应力的可行性、特征参量、 各类场景下与其他方法检测效果比对进行了大量 研究。Grijalb等<sup>[12]</sup>研究表明,试件表面的应力分布 与 MBN 信号的分布呈现相同的规律。Wang 等<sup>[13]</sup> 对钢轨表面应力与不同特征之间的敏感关系进行 了研究,提出了一种具有更高敏感度的峰值与宽度 之比的特征,还研究了温度变化对 MBN 测量钢轨 应力的影响,得到了MBN特征值随温度的变化规 律<sup>[14]</sup>。Vourna等<sup>[15]</sup>对无取向电工钢的残余应力进 行了测量,MBN和X射线法得到的应力值具有很 好地相关性。文献[16-17]用MBN法对焊接钢板 的残余应力进行了测量,分别与X射线法和钻孔法 进行了对比,结果具有较高的吻合度。在应力的定 量测量方面,Sorsa等<sup>[18]</sup>提出了基于MBN数据来定 量预测表面硬化钢试样残余应力的方法,使用经过 特征生成、特征选择、模型识别和验证等对残余应 力的预测评估效果较好,该方法对材料的硬度同样 具有评估作用。Lasaosa 等<sup>[19]</sup>在 Kypris-Jiles 模型的 基础上,增加了磁场衰减对MBN的影响来进行残 余应力深度剖面的定量估计,评估深度最高可达 130 µm,误差小于70 MPa<sup>[6]</sup>。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(62071494);国家市场监督管理总局科技计划资助项目(2021MK172) 收稿日期:2022-03-17;修回日期:2022-04-26

MBN法测量应力的研究主要为某个特定方向 上正应力与MBN特征量关联关系的研究。应力本 身是一种体力,用6个独立的量描述,为二阶张量。 由于MBN测量中一般只能获得表层信号,反映的 是材料表面极薄层的应力状态,层厚与磁化区域相 比非常小,故一般认为其测量的是表层的平面应力 状态。Liu 等<sup>[20]</sup>认为,测量方向对MBN 信号的影 响是目前MBN法测量应力存在的挑战之一。郑阳 等[4]提出了采用周向磁巴克豪森噪声分布测量平 面应力张量的方法,实现了测量点任意方向的正应 力和剪应力解调,可得到最大主应力的大小和方 向。但是,该方法在实施中需扫描测量周向360°各 方向上的磁巴克豪森信号,获得特征分布才能进行 解算,在实际工程应用中操作效率低,且当遇到操 作空间有限、大曲率管道表面时,较难实施。因此, 如何高效测量是MBN法测量平面应力面临的主要 问题。考虑到磁晶各向同性材料中各个方向上应 力分量对 MBN 特征值的影响遵守同样的变化规 律,且在弹性力学理论基础上,平面应力状态求解中 仅有3个独立的量。理论上能获得3个角度上的正 应力,即可实现平面应力张量的完全求解。基于此, 笔者提出通过3个角度上的 MBN 信号来测量平面 应力的方法,证明其可行性,并研究如何选择合适的 测量角度。

由于MBN应力测量是基于特征值与应力关联 关系的间接测量方法,因此标定是测量过程中的关 键步骤,直接影响应力测量的准确度和精度,且巴克 豪森效应极易受到材料特性、实验操作和环境的影 响,从而导致信号本身的随机性<sup>[21-25]</sup>。如何降低应 力标定过程中的随机性也是本研究的重点。在以往 的研究或应用中,大多采用均方根(root mean square,简称 RMS)来标定试件的应力。由于 MBN 信号本身的随机性较大,使用单一特征具有一定的 局限性,不能充分体现 MBN 特征与应力之间的 关系<sup>[26]</sup>。

为了定量确定 MBN 信号中的随机性,减少特征的分散性,笔者提出了一种不确定性分析和特征重构方法。用多维特征进行应力标定,建立MNB多维特征与应力之间的回归模型,基于贝叶斯标定模型的机器学习方法进行应力预测,以便实现准确标定。多维特征的有效融合可以更全面、准确地描述 MBN 信号与应力之间的标定关系。

# 1 理论模型

#### 1.1 最大主应力计算

应力状态作为外部机械载荷的响应,是材料状态的重要信息。目前,平面应力的测量多为点对点旋转,探头只能沿表面的一个方向磁化。为了获得圆周方向的MBN信号,需要旋转探头获取不同方向的信号,因此检测效率较低。在一些研究中,周向信号是通过旋转磁场得到的。由于MBN信号的随机性,激发磁场的不稳定性会导致额外误差,增加分析难度,影响平面应力的测量精度。针对上述问题, 笔者提出了三方向测量方法,并研究了测量角度与测量精度之间的关系。

根据经典理论,平面上某一点的应力状态可以 描述为

$$\sigma_{x'} = (\sigma_1 - \sigma_2)\cos^2\theta_1 + \sigma_2$$

$$\tau_{x'y'} = \frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_1)\sin 2\theta_1$$
(1)

其中: $\sigma_1$ 为最大主应力; $\sigma_2$ 为最小主应力; $\theta_1$ 为 $\sigma_{x'}$ 与最大主应力 $\sigma_1$ 之间的夹角。

通过测量 3 个方向的 MBN 得到 3 个已知方向 的应力值,利用数值方法和式(1)求解平面内的最大 主应力。假设 U'为最大主应力方向,V'为最小主应 力方向。图 1 为 3 个求解角度相对关系示意图。如 果测量  $\sigma_{x1'}$ 作为某一个方向,则其与方向  $\sigma_1$ 的夹角为  $\theta_1$ ,继续测量另外一个方向  $\sigma_{x2'}$ ,其与方向  $\sigma_1$ 的夹角 为 $\theta_1 + \varphi_1$ ,同时  $\sigma_{x3'}$ 与方向  $\sigma_1$ 的夹角为 $\theta_1 + \varphi_2$ 。此 时式(1)可以表示为

$$\begin{cases} \sigma_{x1'} = (\sigma_1 - \sigma_2) \cos^2 \theta_1 + \sigma_2 \\ \sigma_{x2'} = (\sigma_1 - \sigma_2) \cos^2 (\theta_1 + \varphi_1) + \sigma_2 \\ \sigma_{x3'} = (\sigma_1 - \sigma_2) \cos^2 (\theta_1 + \varphi_2) + \sigma_2 \end{cases}$$
(2)

式(2)包含3个未知数 $\sigma_1, \sigma_2$ 和 $\theta_1,$ 均可通过求解

![](_page_11_Figure_15.jpeg)

Fig.1 The relative relationship diagram of three solving directions 式(1)得到。由于  $\sigma_{xi'}$ 的方向已知,所以可以依次求 出最大主应力的方向。

平面内最大主应力的求解过程<sup>[27]</sup>具体为:①对 待测试样进行标定,得到材料弹性范围内应力与 MBN之间的标定曲线;②测量3个方向的MBN信 号,通过校准曲线得到3个方向的应力值;③将3个 方向的应力值及其夹角关系代入式(2),得到平面 内最大主应力的大小和方向。

#### 1.2 贝叶斯标定模型

贝叶斯标定模型是一种机器学习模型,通过描述 观测结果和模型本身的不确定性来提高方法的精度。 采用数据驱动的方法对该模型进行训练,将训练后的 模型用于应力状态预测。不同于传统的数据点拟合 方法的标定过程,该方法能较好地实现多参数融合。

采用基于贝叶斯学习和变分推理的神经网络结构变分自编码器对观测不确定性进行分析。以概率的方式观察和描述数据的隐藏空间,通过编码和解码2个训练过程对数据进行压缩和重构,实现样本的特征提取和参数重构。

首先,将原始特征样本空间表示为X= {X<sub>1</sub>,X<sub>2</sub>,...,X<sub>n</sub>},并根据{X<sub>1</sub>,X<sub>2</sub>,...,X<sub>n</sub>}得到概率 分布p(X)。

其次,利用随机样本重构特征样本空间。一般 来说,计算比较困难,可以表示为

$$p(X) = \sum_{Z} p(X|Z) p(Z)$$
(3)

其中:p(X|Z)为一个用Z来生成X的模型。

假设*Z*服从标准正态分布,在此基础上,需要训 练一个概率模型解码器 $\stackrel{\wedge}{X} = g(Z), 并从 p(Z|X_k)$ 抽 样中获得 $Z_k$ ,重新计算 $X_{k\circ}$   $p(Z|X_k)$ 的均值和方差根 据 $\mu_k = f1(X_k), \log \sigma^2 = f2(X_k)$ 的神经网络计算。为 了与应力计算和贝叶斯估计中常用的符号一致,这 里使用了一些相同的符号,用下标来区分。

然后,从 $p(Z|X_k)$ 抽样中得到 $Z_k$ ,通过生成器得 到 $\hat{X}_k = g(Z_k)$ 。

最后,通过最小化D(X<sub>k</sub>,X)<sup>2</sup>迭代更新参数。

根据变分自编码器的学习隐藏变量 Z的概率分 布(特征样本空间),在输入数据 X 给定的情况下,变 分自编码器的推理网络的输出为 Z 类型的后验分 布。基于变分推理的思想,可以使用另一种分布 q(Z|X)近似成 p(Z|X)。q(Z|X)的参数通过深度网 络学习,并逐步优化q,使之非常近似于p(Z|X),从 而用于复杂分布的近似推理。

为了使这两个分布q和p尽可能相似,可以最小 化两个分布之间的Kullback Leibler(简称KL)散度, 即两个分布之间的距离。KL 散度值越小,两者越 接近;值越大,差值越大。 $X = \{x^{(i)}\}_{i=1}^{N}$ 为包含N个 连续或离散样本的数据集x。假设所有的数据(特 征)都是独立的、同分布的,两个观测值互不影响。 需要估计p(x|z)的所有参数,使用对数极大似然法

$$\log p(x^{(1)}, x^{(2)}, \cdots, x^{(N)}) = \sum_{i=1}^{N} \log p(x^{(i)}) \quad (4)$$

基于 KL 散度,利用分布  $q_{\phi}(z|x^{(i)})$ 来近似真实 后验概率  $p_{\theta}(z|x^{(i)})$ ,即

$$\begin{aligned} \operatorname{KL}(q_{\phi}(z|x^{(i)})||p_{\theta}(z|x^{(i)})) &= E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})} \log \frac{q_{\phi}(z|x^{(i)})}{p_{\theta}(z|x^{(i)})} = \\ E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})} \log \frac{q_{\phi}(z|x^{(i)}) p_{\theta}(x^{(i)})}{p_{\theta}(z|x^{(i)}) p_{\theta}(x^{(i)})} = \\ E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})} \log \frac{q_{\phi}(z|x^{(i)})}{p_{\theta}(z,x^{(i)})} + E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})} \log p_{\theta}(x^{(i)}) = \\ E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})} (\log q_{\phi}(z|x^{(i)}) - \log p_{\theta}(z,x^{(i)})) + \\ \log p_{\theta}(x^{(i)}) & (5) \\ \Leftrightarrow \end{aligned}$$

$$L(\theta, \phi; x^{(i)}) = E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})}(-\log q_{\phi}(z|x^{(i)}) + \log p_{\phi}(z, x^{(i)})) = -D_{KL}(q_{\phi}(z|x^{(i)})||p_{\theta}(z)) + E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})}\log p_{\phi}(x^{(i)}|z)$$
(6)

被称为似然函数的变分下界,得到

 $\log p_{\theta}(x^{(i)}) = L(\theta, \phi; x^{(i)}) + KL(q_{\phi}(z|x^{(i)})||p_{\theta}(z|x^{(i)})$ (7)

一般情况下,求其下边界L(θ,φ;x<sup>(i)</sup>),通过蒙
 特卡罗方法来估计期望

 $E_{q_{\phi}(z|x^{(i)})}[f(z)] = E_{p(\varepsilon)}[f(g_{\phi}(\varepsilon, x^{(i)}))] \simeq \frac{1}{L} \sum_{l=1}^{L} f(g_{\phi}(\varepsilon^{(l)}, x^{(i)}))$ 

在实际实验中,如果样本量较大,一般采用小批 处理方法进行学习,通过小批处理可以估计出对数 似然函数的下界

(8)

$$L(\theta, \phi; X) \simeq L^{M}(\theta, \phi; X^{M}) = \frac{N}{M} \sum_{i=1}^{M} \widetilde{L} (\theta, \phi; x^{(i)})$$

根据特征概率分布空间重构出3个不同的特征 样本空间。具体过程如下:①提取MBN特征,构建 原始特征样本空间X;②基于变分自编码器计算整 个应力状态下原始特征样本空间X的特征概率分布 空间 P;③基于 P 重构原始特征样本空间 X,得到 3 个重构特征样本空间 X<sub>s1</sub>,X<sub>s2</sub> 和 X<sub>s3</sub>,分别对应 3 个不 同的特征重建区间;④将原始特征样本空间 X 以及 3 个重构特征样本空间 X<sub>s1</sub>, X<sub>s2</sub> 和 X<sub>s3</sub> 输入到预测模 型中,通过比较得到区间指标,以此作为 MBN 不确 定度的度量;⑤为了消除随机性的影响,选取区间指 标,在 MBN 中加入有序量化噪声。

# 2 实 验

### 2.1 实验平台搭建

试件选用工程中常用Q235,试件的长×宽×厚 为340 mm×40 mm×10 mm。拉伸前,将试件在炉 膛内加热至550℃,冷却5h,通过热处理消除残余应 力。试件经除锈剂处理后,再用酸蚀法去除表面氧 化层,确保初始阶段处于无应力状态。采用砂纸对 试件表面进行打磨,以消除加工残余塑性变形对实 验结果的影响。

该实验系统由信号发生器、功率放大器、前置放 大器、数据采集器和上位机模块组成。传感器是自行 研制的U型轭式MBN传感器,由U型轭和采集线圈 组成。U型轭由包有漆包线的硅钢片制成,采集线圈 由包有漆包线的铁氧体铁芯制成,可以对铁磁性材料 进行磁化,接收MBN信号。图2为实验系统示意图。

![](_page_13_Figure_8.jpeg)

Fig.2 Schematic of the experimental system

在这个系统中,计算机控制信号发生器产生一 个频率为50 Hz的正弦激励信号,通过功率放大器 放大,最后作用于传感器的励磁线圈,产生交变磁场 磁化试样,材料在重复磁化过程中产生 MBN 信号。 原始 MBN 信号由接收线圈接收,经前置放大器放 大后,再由计算机采集。信号发生器输出的原始信 号峰值为0.097 V,功放的增益为20 dB,前置功放的 增益为40 dB,采样频率为0.5 MHz。周向应力测量 装置如图3所示。

![](_page_13_Picture_11.jpeg)

1-MBN测试仪器; 2-拉伸机; 3-试样; 4-周向测量夹具; 5-MBN传感器 图 3 周向应力测量装置

Fig.3 Tensile test for measurement of the circumferential stress

图 4 为测量和标定结果。图 4(a)为无应力状态 下带通滤波后的 MBN 信号,这里只显示了 5 个波 包。均方根值作为 MBN 信号的一个特征来标定应 力。实际上, RMS 计算中使用了 1 000 个 MBN 波 包。RMS 值的计算公式为

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} L_i^2}$$
(10)

其中:L<sub>i</sub>为MBN信号的数据点。

![](_page_13_Figure_17.jpeg)

在 RMS 计算中确定 MBN 波包的数量时,需要 考虑在少量 MBN 波包情况下仍能获得稳定 RMS 值的能力,以获得较高的检测效率,即在使用机器 学习方法的时候,会遇到小样本和不确定性的 问题。

### 2.2 应力标定曲线测量

本研究通过拉伸实验标定了Q235的MBN特征与应力之间的对应关系。在小型拉伸机上,在不同拉伸载荷下测量拉伸方向的MBN信号。拉伸过程控制在弹性变形范围内,加载范围为0~200MPa,测量间隔为10MPa。为保证拉伸测量时标定数据的准确性,在相同的拉伸载荷下进行5次测量,取平均值作为MBN信号。重复拉伸载荷5次,将

5次拉伸过程的平均结果作为最终的校准数据。

MBN均方根值与应力的标定曲线如图4(b)所示。拟合曲线的表达式为

 $W = 2\ 071\ 362.717l^3 - 546\ 362.693l^2 +$ 

 $52\,411.771l - 1\,694.242$  (11)

根据图4可知,MBN-RMS与正应力单调相关, 且曲线并非严格线性。由于其单调性,RMS与应力 之间的一一映射关系仍可通过拟合得到,因此正应 力的幅度可以从RMS中获得。MBN-RMS在正应 力从0MPa变化到200MPa时,应力测量中的校准 误差从68.9mV变化到107.8mV。在每一阶段的 测量中,测得的RMS最大变化为1.9mV且发生在 0MPa的应力下;最小变化为0.8mV,出现在 110MPa的应力下,对应应力标定的最大误差为 13MPa,最小误差为3.6MPa。

为了提高信号特征的鲁棒性,最大化融合效 果,笔者基于贝叶斯概率分析的不确定性和敏感性 方法,对MBN信号本身的随机性进行建模,用于 应力与MBN信号之间的标定。采用更高效的机器 学习模型,建立MBN信号的多维特征与不同方向 应力之间的映射关系。与确定性应力标定曲线不 同,概率模型标定方法考虑模型参数不确定性分布 的影响,进而预测应力目标函数的分布。现有的概 率方法为表征上述不确定性提供了理论基础。基 于现有的知识、经验或数据,给出模型参数的先验分 布,可以利用贝叶斯推理进行更精确的应力标定。 解释和表征应力标定模型中的不确定性,有助于判 断预测应力值的置信区间,以及估计其他重要参数。

为了验证巴克豪森信号不确定性分析的有效 性,特别是小样本问题,将单个波包从连续的巴克豪 森信号中分离出来,形成更多的样本,并提取12个 特征形成特征矩阵。不同的应力状态被用作数据集 的标签,从而得到一个重构的特征空间。为了比较 重构空间在度量不确定性方面的优势,采用通用回 归模型比较重构前后的情况,也可以比较模型的预 测效果。笔者使用多元线性回归(multiple linear regression,简称 MLR)和多层感知器 (multilayer perceptron,简称 MLP) 2个模型,使用4种类型的特征 作为输入来比较结果。

表1为不同特征空间下不同回归模型的指数对 比。其中:X<sub>org</sub>为原始特征空间中的12维特征;X<sub>rec</sub> 为重构空间中的12维特征。图5为原始和重构特 征空间下的多元线性回归和多层感知机的模型预测 对比。表1分别比较了原始空间和重建空间中的

表1 不同特征空间下不同回归模型的指数对比

Tab.1 Comparison of two indicators for different feature space by using two regression models

些红空间	同山構到	RMSE	$R^2$	
村怔空间	凹归保望	MLR/MLP	MLR/MLP	
$X_{ m org}$	MLR/MLP	10.024 1 / 9.505 5	0.973 2 / 0.974 7	
$X_{\rm rec}$	MLR/MLP	6.101 3 / 1.624 4	0.9897/0.9992	
$\mathrm{RMS}_{\mathrm{org}}$	MLR/MLP	9.7507/9.4471	0.972 6 / 0.976 6	
$\mathrm{RMS}_{\mathrm{rec}}$	MLR/MLP	9.621 8 / 9.445 2	0.974 1 / 0.976 7	

RMS特征,将样本分为训练集、验证集和测试集,通 过交叉验证(cross validation,简称CV)进行验证。 均方根误差(root mean square error,简称RMSE)和  $R^2$ 这2个常用指标分别从均值和方差的角度表示预 测结果的不确定性。这2个指标的计算结果与图5 一致,显示了4个不同的特征( $X_{org}, X_{rec}, RMS_{org}$ 和 RMS<sub>rec</sub>)以及2个回归模型之间的对比。

![](_page_14_Figure_14.jpeg)

Fig.5 Prediction comparison of different feature spaces and models

图 5中,每个应力状态通过 40个测试集进行比较,从 0~200 MPa,间隔为 10 MPa。可以看出:① 重构特征的不确定性较小;②虽然使用了多维特征,但在原始特征空间中具有相似的效果,并解释了 RMS 在大多数情况下都有效;③ MLR 和 MLP 为简单的回归模型,具有相似的性能,但 MLP 表现出的不确定性较小。这里将研究限定在观测的不确定性,即特征的不确定性。通过重参数化采样方法,可以表征、度量和降低 MBN 信号的不确定性,即使用多特征进行应力标定的机器学习模型。在 随后的应力标定过程中,选择经过训练的 MLP 模型,通过使用重建空间中的所有 12 维特征输入来预测应力。

#### 2.3 平面应力测量

单轴拉伸时,采用拉伸试样中心点最大主应力 来验证基于三方向MBN选择的平面内最大主应力 的求解方法。由于实验的试样只受到一个方向的拉 应力,因此参考该拉应力来确定试样上测量区域的 平面应力张量,不需要使用其他测量方法。在拉伸 实验过程中的每个应力状态下,测量周向MBN信 号的分布,如图6所示。测量从0°位置开始,按照 图6所示的旋转方向以5°间隔进行到180°位置。由 于U型轭的对称性,从180°到360°是通过0°到180° 的测量结果获得的。最大主应力方向为90°(270°), 与拉伸方向一致。最大主应力方向为90°(270°), 与拉伸方向一致。最大主应力方向为90°(270°), 与拉伸方向一致。最大主应力之间的夹角与平面应 力的影响规律。

![](_page_15_Figure_6.jpeg)

图 6 周向 MBN 信号测量示意图 Fig.6 Diagram of circumferential MBN measurement

# 3 结果与讨论

为了验证该方法的可行性,在不同应力状态下, 选取 30°,90°和 150°这 3个方向的 MBN 信号,并将相 应的 RMS 值代入标定曲线,得到应力值,使用式(2) 求解最大主应力。常规标定曲线下的应力求解结果 如表 2 所示。可以发现,当应力值较小时,最大主应 力的方向误差较大。这是因为当应力很小时,磁各 向异性也很小。同时也可看出,虽然最大主应力在 低应力状态下的最大误差仅为 11 MPa,但与高应力 状态相比,误差也很大。除上述原因外,还受 MBN 仪器系统误差以及标定曲线误差±10 MPa的影响。 因此,在低应力状态下,结果误差相对较大。以上结 论可以从磁晶和应力各向异性的角度来解释:当材 料本身占主导地位时,磁晶各向异性主要表现在低

	conventional	calibration	curve	
应力/ MPa	$\sigma_1/\mathrm{MPa}$	$\sigma_2/\mathrm{MPa}$	σ <sub>1</sub> 幅值误 差 /MPa	σ <sub>1</sub> 方向误 差/(°)
10	21	13	11	51
20	24	17	4	25
30	34	16	4	8
40	41	19	1	7
50	52	21	2	4
60	64	21	4	5
70	74	22	4	4
80	82	27	2	3
90	93	28	3	2
100	104	29	4	1
110	114	33	4	2
120	123	32	3	0
130	132	32	2	0
140	142	32	2	1
150	152	32	2	1
160	163	30	3	1
170	175	33	5	5
180	178	32	2	3
190	189	28	1	2
200	202	28	2	5

表 2 常规标定曲线下的应力求解结果 Tab.2 Verification of stress solution method using

应力状态;随着应力增加,应力各向异性成为影响易 磁化轴方向的主要因素。当应力较高时,易磁化轴 方向就是应力的方向,当应力大于50 MPa时,最大 主应力的大小和方向误差大大减小,最大幅值误差 为5 MPa,最大方向误差为5°,且随着应力的增加, 求解误差相对稳定。最小主应力值的结果如表2所 示,其误差较大,最大值为33 MPa。但是,实践中只 涉及最大主应力,而没有特别注意最小主应力,因此 这里不再考虑。

表3为贝叶斯标定模型下的应力求解结果,获 得了相同的误差。可以看出,贝叶斯标定模型可以 减小幅值和方向的误差,特别是在低应力状态下。

进一步研究了3个方向的相对关系,并在整个 平面上进行测量,即当3个方向之间的角度保持不 变时,研究起始角度对最大主应力结果的影响。 图1显示了3个求解方向的相对关系,用2种情况来 说明均匀分布和非均匀分布。图7为不同加载情况 下应力值的周向分布对比。应力在10,20,30,50, 80,120,150和180 MPa沿90°和270°拉伸方向的周 向分布,并在0°~180°范围内进行测试。理论值即

	নহ ১	핏비刔	小小人	と保空ー	可应门水	- 肝 : 1 木	
Tab.3	Verif	ication	of	stress	solution	method	using
	Bayes	s-Calib	rati	on mod	lel		

回吐此起宫进到下的虎击老额休用

应力/ MPa	$\sigma_{\rm l}/{ m MPa}$	$\sigma_2/\mathrm{MPa}$	σ <sub>1</sub> 幅值误 差/MPa	σ <sub>1</sub> 方向误 差 /(°)
10	10	1	1	22
20	18	2	2	20
30	28	2	2	8
40	39	5	1	1
50	49	9	1	4
60	59	11	1	1
70	67	17	3	3
80	73	19	7	2
90	84	24	6	1
100	98	23	2	1
110	108	25	2	2
120	115	28	5	0
130	126	30	4	0
140	134	30	6	1
150	152	30	2	1
160	159	33	1	1
170	170	40	0	3
180	174	41	6	2
190	185	40	5	2
200	200	41	0	6

为经典平面应力分布的理论结果; RMS 为使用常规 标定曲线的 MBN 单一特征; 原始特征为使用贝叶 斯标定模型得到的 MBN 多特征; 重构特征也是由 贝叶斯标定模型得到, 并使用特征重建方法提高特 征的鲁棒性。从图 7 可以看出, MBN 通过标定测量 的圆周应力与理论值一致, 尤其是在高应力状态 下。因此,无论是标定曲线还是标定模型、单一特征 还是多维特征,都证明了该测量方法的有效性。然 而,在低应力状态下,由于材料的残余应力和各向异 性,传统测量结果的不确定性较大。贝叶斯标定模 型重建的多特征方法表现出更好的回归效应,降低 了10,20和30 MPa的不确定性,即贝叶斯标定模型 的误差比传统标定误差小,在最大主应力求解过程 中会进一步定量分析。

### 3.1 非均匀分布夹角的结果

角度分布不均匀时, $\varphi_1$ , $\varphi_2$ 会有很多情况,选择 50°和100°,40°和80°,30°和60°这3组进行研究。可 以发现,即使应力值较大( $\geq$ 50 MPa),当3个方向不 均匀时,最大主应力的误差也很大,当 $\varphi_2$ 为100°时,  $\varphi_1$ 为50°,最大误差为36 MPa。随着 $\varphi_1$ , $\varphi_2$ 变小,最 大主应力的幅值误差变大,最大达到110 MPa,且最 大主应力的方向误差也增大。这是由于随着 $\varphi_1$ 和  $\varphi_2$ 的减小,尤其是当3个已知方向接近或等于0°时, 应力分布信息会变少。可见,3个方向的非均匀分 布不适合求解最大主应力。

#### 3.2 均匀分布夹角的结果

不同标定方法对比的不同夹角下应力误差分布 如图 8 所示。3 个方向均匀分布, $\varphi_1$ , $\varphi_2$ 分别为 60°和 120°。可以发现,当应力值较大( $\geq$ 50 MPa)时,最 大主应力的幅值误差最大为 20 MPa,最大方向误差 为 10°。当使用 0°,60°和 120°作为 3 组测量方向时, 最大主应力的误差最大。这是因为已知的应力方向 垂直于最大主应力方向(90°),这会引入更多不相关

![](_page_16_Figure_11.jpeg)

Fig.7 Circumferential distribution of stress under different load compared

信息。实际上,使用的3个方向将不可避免地包含 垂直于最大主应力的方向。因此,当3个方向均匀 分布时,最大主应力幅值误差在20 MPa以内,方向 误差在10°以内。

#### 3.3 标定精度对平面应力状态估计的提升

根据贝叶斯标定方法,使用重建特征表征应力 状态。与单一特征均方根值相比,当起始角度不同 时,重建特征在0~200 MPa几乎所有应力状态下具 有较小的误差带。本节仅在均匀分布情况下做了测 试,进一步证实了均匀分布可以更好地求解平面应 力,特别是在低应力情况下,所有重建特征误差小于 单一特征误差。这与文献[28]一致,即角度对各向 异性的影响分为2个阶段:①以0~85.2 MPa的磁晶 各向异性为主:②以85.2~213 MPa的应力各向异 性为主。通过机器学习模型得出同样的结论:材料 在低应力状态下的原始状态可能存在差异。 图 8(d)为最大主应力方向误差,单一特征和重建特 征几乎具有相同的误差带,但重建特征在低应力状 态下具有更好的性能。通过图8可以看出,幅值误 差带可以从 20 MPa 降低到 10 MPa, 方向误差带可 以从 50 MPa 拓展到 40 MPa。低应力状态的精度可 以反映样本的原始差异,特别是在磁各向异性的情 况下。只有消除磁各向异性的影响,才能反映出真 实的应力状态。

#### 3.4 误差分析

由上述分析可知,笔者提出的求解方法最适合 的求解方式是均匀分布,而贝叶斯标定模型可以有 效地降低不确定性。

对 6 组不同的求解方向组合进行求解误差的理论分析。在 50,100,150 和 200 MPa 的应力下,对每 组 3 个求解方向在理论应力值的基础上,分别在 1 个 方向、2 个 方向、3 个 方向人为地引入 10 MPa, 20 MPa,30 MPa 的误差,来评估求解误差情况。图 9 为不同应力状态下的应力误差。

从图 9 可以看出,1个方向和 3 个方向引入 10 MPa,20 MPa和 30 MPa的误差,会给求解的最 大主应力带来最大 10 MPa,20 MPa和 30 MPa的误 差,而 2 个方向引入 10 MPa,20 MPa和 30 MPa的误 差,则会给求解的最大主应力带来最大 13 MPa, 27 MPa和 40 MPa的误差,且误差不会随着载荷应 力的变化而变化。即若测量系统、标定曲线本身存 在 10 MPa,20 MPa或 30 MPa的误差,会给求解的 最大主应力带来最大 13 MPa,27 MPa或 40 MPa的 误差。计算可知,若用于求解的 3 个已知应力存在 一定的误差,则会造成求解结果的最大误差为已知 误差的 130%~135%。此外,在求解的最大主应力 方向上,3 个方向引入相同误差,不会造成求解的最 大主应力的方向误差,而 1 个或 2 个方向引入

![](_page_17_Figure_10.jpeg)

compared with different calibration methods

![](_page_17_Figure_12.jpeg)

![](_page_17_Figure_13.jpeg)

# 4 结束语

针对磁巴克豪森测量平面应力工程应用中存在 的测量效率和精度的2个关键问题,提出了一种三 角度磁巴克豪森测量平面应力方法和一种贝叶斯标 定模型方法。与传统周向MBN分布法360°旋转探 头测量相比,三角度法只需测量3个角度MBN信 号,极大地提高了测量效率和工程可实施性。为了 克服标定不确定性,特别是在低应力状态下,比较了 使用贝叶斯定理和变分推断的标定方法,表明贝叶 斯标定模型可以进一步减小幅度误差,将方向误差 带扩展到低载荷区域。

实验证明了三角度磁巴克豪森法测量平面应力 的有效性。当3个测量方向应均匀分布,即相互间呈 60°角时,求解结果稳定,误差最小,可实现主应力值 测量误差不大于±10 MPa、方向测量误差不大 于±5°。实验表明,标定过程对测量结果有很大影 响。原始 MBN-RMS 应力标定曲线的最大误差 为±6.5 MPa,可能造成的最大误差为±9 MPa。通 过建立重构空间来克服点估计问题,贝叶斯标定模型 得到的回归  $R^2$ 为0.9992,实现了更高的标定精度,可 以进一步将幅值误差降低到±5 MPa以下,并将方向 测量的±5°误差带扩展到40 MPa的低应力区。

#### 参考文献

- [1] 朱林,陈敏,贾民平.基于贝叶斯理论的结构件健康状态评估方法研究[J].振动与冲击,2020,39(6):59-63.
  ZHU Lin, CHEN Min, JIA Minping. Research on health status assessment method of structural components based on Bayesian theory [J]. Vibration and Impact, 2020, 39(6): 59-63. (in Chinese)
- [2] 程志远,宋凯,董世运,等.基于MBN法的应力检测参数优化及试验[J].无损检测,2018,40(4):13-18.
  CHENG Zhiyuan, SONG Kai, DONG Shiyun, et al. Optimization and test of stress detection parameters based on MBN method [J]. Nondestructive Testing, 2018,40(4):13-18. (in Chinese)
- [3] 朱林,贾民平,林明智,等.融合应力集中因子与贝叶 斯理论的结构健康评估方法[J].机械工程学报,2019, 55(24):21-27.

ZHU Lin, JIA Minping, LIN Mingzhi, et al. Structural health assessment method integrating stress concentration factor and Bayesian theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(24): 21-27. (in Chinese)

- [4] 郑阳,张鑫,周进节,等.周向磁巴克豪森噪声分布及 平面应力测量[J].仪器仪表学报,2021,42(6):75-87.
  ZHENG Yang, ZHANG Xin, ZHOU Jinjie, et al. Circumferential magnetic Barkhausen noise distribution and plane stress measurement [J]. Journal of Instrumentation, 2021,42(6): 75-87. (in Chinese)
- [5] 梁天佑,尹爰军,陈平,等.物理模型与高斯过程融合
   驱动的残余应力疲劳状态评估[J].振动与冲击,2022,
   40(2):224-228.

LIANG Tianyou, YIN Aijun, CHEN Pin, et al. Residual stress fatigue state evaluation driven by the fusion of physical model and Gaussian process [J]. Vibration and Impact, 2022, 40(2): 224-228. (in Chinese)

- [6] GUO J, FU H, PAN B, et al. Recent progress of residual stress measurement methods: a review [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2019, 34(2): 54-78.
- [7] HUGHES D S, KELLY J L. Second-order elastic deformation of solids [J]. Physical Review, 1953, 92: 1145-1149.
- [8] JIN C, LU C, SHI Y W, et al. Study on relationship between critically refracted longitudinal wave and internal stress in pre-stretched aluminum alloy plate [J]. Materials Research Innovations, 2015, 19(1): 14-19.
- [9] SALEEM A, UNDERHILL P R, FARRELL S P, et al. Magnetic barkhausen noise measurements to assess temper embrittlement in HY-80 steels [J]. Journal of Technology & Science, 2020, 56(3): 1-8.
- [10] SANTA-AHO S, SORSA A, HONKANEN M, et al. Detailed Barkhausen noise and microscopy characterization of Jominy end-quench test sample of CF53 steel [J]. Journal of Materials Science, 2020, 55(11): 4896-4909.
- [11] QIU F S, JOVIČEVIĆ-KLUG M, TIAN G Y, et al. Correlation of magnetic field and stress-induced magnetic domain reorientation with Barkhausen noise
   [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2021, 523: 167588.
- [12] GRIJALB F A F, PADOVESE L R. Non-destructive scanning for applied stress by the continuous magnetic Barkhausen noise method [J]. Journal of Magnetism

and Magnetic Materials, 2018, 446: 231-238.

- [13] WANG P, GAO Y L, YANG Y R, et al. Experimental studies and new feature extractions of MBN for stress measurement on rail tracks [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 49: 4858-4864.
- [14] WANG P, JI X, YAN X, et al. Investigation of temperature effect of stress detection based on Barkhausen noise [J]. Sensors and Actuators a Physical, 2013, 194: 232-239.
- [15] VOURNA P, KTENA A, HRISTOFOROU E. Residual stress analysis in nonoriented electrical steel sheets by barkhausen noise measurements [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2014, 50: 6200204.
- [16] VOURNA P, KTENA A, TSAKIRIDIS P E, et al. A novel approach of accurately evaluating residual stress and microstructure of welded electrical steels [J]. NDT & E International, 2015,71: 33-42.
- [17] YELBAY H I, CAM I, GUR C H. Non-destructive determination of residual stress state in steel weldments by magnetic barkhausen noise technique [J]. NDT & E International, 2010, 43(1): 29-33.
- [18] SORSA A, LEIVISK K, SANTA-AHO S, et al. Quantitative prediction of residual stress and hardness in case-hardened steel based on the Barkhausen noise measurement [J]. NDT & E International, 2012, 46: 100-106.
- [19] LASAOSA A, GURRUCHAGA K, ARIZTI F, et al. Quantitative estimation of nonmonotonic residual stress depth-profiles using an extended Kypris-Jiles model of the magnetic Barkhausen noise spectrum [J]. Journal of Applied Physics, 2018, 123(3): 033904.
- [20] LIU X, DONG H. Quantitative evaluation of residual stress and surface hardness in deep drawn parts based on magnetic Barkhausen noise technology [J]. Measurement, 2020, 168: 108473.
- [21] DOBMANN G, THEINER W A, BECKER R. Progress in the micromagnetic multiparameter microstructure and stress analysis (3MA) [J]. NDT & E International, 1996, 29(5): 330-339.
- [22] ALTPETER I, DOBMANN G, KROENING M, et al. Micro-magnetic evaluation of micro residual stresses of the IInd and IIIrd orders [J]. NDT & E

International, 2009, 42(4): 283-290.

- [23] ALTPETER I, DOBMANN G, KATERBAU K H, et al. Copper precipitates in 15 NiCuMoNb 5 (WB 36) steel: material properties and microstructure, atomistic simulation, and micro-magnetic NDE techniques [J]. Nuclear Engineering and Design, 2001, 206 (2/3): 337-350.
- [24] CIKALOVA U, SCHREIBER J, HILLMANN S, et al. Auto-calibration principles for two-dimensional residual stress measurements by Barkhausen noise technique [J]. AIP Conference Proceedings, 2014, 1581: 1243-1247.
- [25] KYPRIS O, NLEBEDIM I C, JILES D C. Mapping stress as a function of depth at the surface of steel structures using a frequency dependent magnetic barkhausen noise technique [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(11): 4428-4431.
- [26] HOU Y T, LI X, ZHENG Y, et al. A method for detecting the randomness of Barkhausen noise in a material fatigue test using sensitivity and uncertainty analysis [J]. Sensors, 2020, 20(18): 5383-5383.
- [27] 张鑫,谭继东,朱雨虹,等.磁巴克豪森噪声表征铁磁 性材料应力的最优特征值研究[J].传感技术学报, 2020,33(9):1240-1245.
  ZHANG Xin, TAN Jidong, ZHU Yuhong, et al. Study on the optimal feature of magnetic Barkhausen noise to characterize stress in ferromagnetic materials
  [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2020, 33(9): 1240-1245. (in Chinese)
- [28] CAPÓ-SÁNCHEZ J, PÉREZ-BENITEZ J, PADOVESE L R. Analysis of the stress dependent magnetic easy axis in ASTM 36 steel by the magnetic Barkhausen noise [J]. NDT & E International, 2007, 40(2): 168-172.

![](_page_19_Picture_20.jpeg)

第一作者简介:郑阳,男,1984年11月 生,博士、研究员。现工作于中国特种设 备检测研究院,任无损检测领域首席研 究员,主要研究方向为电磁学、铁磁学、 声学及其交叉领域的无损检测理论、仪 器、方法和标准。

E-mail: zhengyangchina@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.002

# 结合准静态挠度区间包络面的区间可靠度评估

方圣恩<sup>1,2</sup>, 黄继源<sup>1</sup>

(1.福州大学土木工程学院 福州,350108)(2.福州大学土木工程防震减灾信息化国家地方联合工程研究中心 福州,350108)

摘要 由于在实际工程中难以获取结构随机参数充分的概率信息,动态荷载也增加了概率可靠度评估的难度,因此 将移动荷载简化为准静态荷载,结合挠度曲线和位移影响线提出了准静态挠度曲面的概念,通过虚功原理推导挠度 曲面的力学表达式。采用区间变量体现结构几何尺寸、材料特性与外荷载的不确定性,将挠度曲面拓展为准静态挠 度区间包络面。以简支钢箱梁为例,根据梁的实测准静态挠度曲面与区间包络面之间的关系,提出了一种准静态区 间可靠度指标,以评估梁损伤前后的可靠度。分析结果表明,准静态挠度区间包络面可以有效考虑结构参数与荷载 的不确定性,同时区间可靠度指标值随着箱梁损伤程度的增加而降低。

关键词 准静态挠度曲面;准静态挠度区间包络面;准静态区间功能函数;准静态区间可靠度指标 中图分类号 U441; TU312

# 引 言

土木结构长期运营后不可避免地存在性能退化 等问题,根据现场测试数据并结合可靠度分析评价 结构的当前状态,以可靠度指标来体现安全性,是较 为切实可行的途径[1-2]。传统的可靠度分析过程一 般基于概率统计理论进行结构或构件的极限状态设 计[3],其间假设结构随机参数服从一定概率分布,以 考虑不确定性因素[45]。由于土木工程实践中往往 难以获取足够的参数概率统计信息,经常只能假设 参数的概率分布,这种主观假设偏差对可靠度指标 的计算有着不利影响,因此考虑采用非概率理论计 算结构可靠度,作为有益补充<sup>[6]</sup>。此外,实践中更关 心结构参数、响应和外荷载的极值,即变化区间范围 比区间内的分布形式更为重要。由于极值信息相对 容易获取和测量,采用区间变量替代概率变量更具 实用性,因此近年来基于区间算法的非概率可靠度 分析逐渐受到重视[7-12]。具体应用上,可采用凸集模 型描述结构的不确定性,通过区间变量表示不确定 参数[7]并提出非概率可靠性指标,根据功能函数的 复杂性,将其转换为一元方程或有等式约束的优化 问题进行求解[8]。基于水平削减策略和体积比理论 建立可靠度评估模型[9],通过序列单循环优化算法 提高求解效率[10]。对于线性离散化的结构系统,可 建立区间可靠度函数进行评估<sup>[11]</sup>。此外,还可以基 于区间有限元理论,采用区间蒙特卡罗模拟和区间 一次可靠度方法计算结构的广义可靠度<sup>[12]</sup>。目前, 土木领域的区间可靠度研究还比较缺乏,同时实际 结构承受的是动态荷载,分析难度和计算量大。此 外,经典区间计算存在区间扩张的固有缺陷<sup>[13]</sup>,计算 得到的区间往往大于真实区间。

笔者将移动荷载简化为准静态集中荷载,结合 土木领域常用的挠度曲线和位移影响线,提出了一 种准静态挠度曲面的概念<sup>[14]</sup>,并引入区间变量,将挠 度曲面拓展为准静态挠度区间包络面,以此建立结 构的准静态区间功能函数,并提出相应的准静态区 间可靠度指标。最后,通过试验验证了该方法的可 行性。

# 1 准静态挠度曲面和挠度区间包络面

#### 1.1 准静态挠度曲面

位移影响线和挠度曲线是土木工程实践中常用 的曲线,用于表征结构在荷载作用下的变形特性,二 者的力学意义有所差异,但有着相似的几何形状。 以梁式结构为例,影响线是单位荷载沿梁纵向移动 时截面内力、挠度和支座反力等响应随着荷载位置 的改变而发生变化的曲线,而挠度曲线是某固定荷

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51578158);福州大学贵重仪器设备开放测试基金资助项目(2020T036) 收稿日期:2021-01-14;修回日期:2021-03-13

载作用下梁发生平面内弯曲变形时的轮廓。笔者针 对移动荷载情况,提出了准静态挠度曲面的概念(简 称为挠度曲面)<sup>[14]</sup>,可看作是经典挠度曲线和位移影 响线的集合,其本质是移动荷载作用下挠度曲线按 照荷载位置排列而成的曲面,或是所有截面的广义 挠度影响线按照截面的位置顺序连成的曲面,后者 是挠度影响线乘以实际荷载的幅值,即一个挠度曲 面包含了所有可能的挠度曲线和广义挠度影响线。

挠度曲面函数为 $\Delta(x, y)$ ,其中:x为荷载位置;y为响应位置。该函数包含了任意荷载作用下所有可 能的挠度曲线和挠度影响线。图1为单个集中荷载 作用下的单跨简支梁计算简图。其中:y为某个梁 截面到左支座中心的距离:x为集中荷载P到左支 座中心的距离;L为简支梁的计算长度。任意荷载 均可表示为不同集中荷载的组合,因此采用集中荷 载进行示例,不失普遍性。

![](_page_21_Figure_5.jpeg)

Fig.1 Schematic diagram of a simply-supported beam

对欧拉-伯努利梁而言,弯矩对挠度起主导作 用,剪力和轴力对挠度的影响可以忽略。因此,应用 虚功原理计算梁挠度时只须考虑弯矩引起的挠度

$$\Delta_{P}(x,y) = \sum \int \frac{M_{P}\bar{M}}{EI} ds \qquad (1)$$

其中:M<sub>P</sub>和 M分别为实际荷载 P与虚拟单位力 (P=1)作用下的弯矩函数;E为弹性模量;I为截面 惯性矩。

根据图1绘制 $M_P$ 和 $\overline{M}$ 的弯矩图,得到二者的分 段函数表达式为

$$M_{P} = \begin{cases} M_{1} = \frac{P(L-x)s}{L} & (0 \leq s \leq x) \\ M_{2} = \frac{Px(L-s)}{L} & (x \leq s \leq L) \end{cases}$$
(2)  
$$\bar{M} = \begin{cases} \bar{M}_{1} = \frac{(L-y)s}{L} & (0 \leq s \leq y) \\ \bar{M}_{2} = \frac{y(L-s)}{L} & (y \leq s \leq L) \end{cases}$$
(3)

 $(y \leqslant s \leqslant L)$ 

其中:s为梁上任意截面到左支座的距离。

简支梁的几何参数、材料特性和外荷载已知时,  $\Delta_P(x, y)$ 是一个以x, y为自变量的二元函数,式(1) 变为

$$\Delta_P(x, y) = \frac{1}{EI} \int M_P(x) \overline{M}(y) ds \qquad (4)$$

根据实际荷载P与虚拟单位力的位置关系,将 曲面函数展开为2部分。将式(2),(3)代入式(4), 结合图乘法推导得到 $\Delta_P(x, y)$ 的表达式为  $\Delta_P(x, y) =$ 

$$\begin{cases} \frac{yP(x-L)(y^2+x^2-2Lx)}{6EIL} & (0 \le y \le x \le L) \\ \frac{xP(y-L)(x^2+y^2-2Ly)}{6EIL} & (0 \le x \le y \le L) \end{cases}$$
(5)

式(5)为连续函数,而实际工程中的测点数目有 限,因此采用挠度矩阵的形式。该矩阵可视为挠度 曲面上取点得到,即根据测点位置或结构网格,将曲 面沿x,y坐标轴划分成n份(不要求必须等间距), 则 $\Delta_P(x, y)$ 在x - y平面上的投影被分割成 $n \times n$ 个 网格,包含 $(n+1)^2$ 个点。再将这些点的函数值按 坐标顺序排列,形成(n+1)阶的挠度矩阵 $\Delta_{ii}$ 。  $\Delta_P(x, y)$ 上点的函数值与 $\Delta_n$ 矩阵中元素的关系为

$$\boldsymbol{\Delta}_{ij} = \Delta_P \left( \frac{i-1}{n} L, \frac{j-1}{n} L \right) \tag{6}$$

反之,通过拟合实测得到挠度矩阵来获取  $\Delta_P(x, y)$ ,这里限于篇幅不再详述,具体见文献 [14]。需要说明的是,因为支座处无竖向挠度变形, 其在 $\Delta_{ii}$ 中对应的元素为0。

### 1.2 挠度区间包络面

采用区间变量表示结构参数和外荷载的不确定 性时, $\Delta_P(x, y)$ 就由确定性曲面拓展为包络面形式。 假设图1中简支梁的计算跨径L=2m,集中荷载 P = [192, 212] N, 截面惯性矩  $I = [1.5, 1.82] \times$  $10^{-8} \text{ m}^4$ ,弹性模量 *E*=[190, 210] GPa。*P*,*I*和*E*所 对应的区间中值分别为202 N, 1.66×10<sup>-8</sup> m<sup>4</sup>和 200 GPa。将3个区间变量代入式(5),为避免区间 扩张,结合模态区间分析[15]得到挠度区间包络面  $\hat{\Delta}_{P}(x, y)$ 的函数表达式为

$$\Delta_P(x, y) =$$

$$\begin{cases} [4.19, 6.19] \times 10^{-9} y(x-2)(y^2+x^2-4x) \\ (0 \leqslant y \leqslant x \leqslant 2) \\ [4.19, 6.19] \times 10^{-3} x(y-2)(y^2+x^2-4y) \\ (0 \leqslant x \leqslant y \leqslant 2) \end{cases}$$
(7)

其中: $\hat{\Delta}_{P}$ 表示挠度区间变量:x, y分别为P和某截面 到左支座中心的距离,为确定值。

简支梁准静态挠度区间包络面如图2所示,由 上下限曲面包络而成,二者在*x*-y平面内相交重合。 上限曲面给出不确定性影响下梁挠度的最大值,下 限曲面为最小值。上下限曲面间形成了包络空间, 结构实测挠度曲面在此空间内安全性有一定保障。 由于存在不确定性因素的影响,若超过包络空间,则 安全性很可能存在问题。

![](_page_22_Figure_3.jpeg)

Fig.2 Quasi-static deflection interval enveloping surface of

### 2 区间可靠度评估

the simply-supported beam

#### 2.1 区间可靠度

我国规范将影响结构承载能力的参数和荷载效 应视为服从一定概率分布的随机变量<sup>[3]</sup>,结合分项 系数来计算抗力R和荷载效应S,得到结构的功能 函数的一般表达式Z=R-S,Z<0时结构失效。 若采用区间变量来考虑R和S,则Z变为区间功能 函数。

对一个区间数 $\hat{x} = [\underline{x}, \overline{x}](\underline{x} + n \overline{x} + \overline{x} + \overline{x}),$ 其区间中值 $x^{c}$ 和半径 $x^{r}$ 分别为 $x^{c} = \frac{x + \overline{x}}{2}, x^{r} = \frac{|\overline{x} - \underline{x}|}{2}, x^{r} = \frac{|\overline{x} - \underline{x}|}{2}, x^{r} = \frac{|\overline{x} - \underline{x}|}{2}$ 。其中:上标符号c和r分别为区间中值和 半径。

引人标准化区间变量 $\delta \in [-1,1]$ ,将R n S 用区间变量 $\hat{R} n \hat{S}$ 表示,相应的Z表达式变为

$$\hat{Z} = \hat{R} - \hat{S} = (R^{c} - S^{c}) + R^{r} \delta_{R} - S^{r} \delta_{S} \quad (8)$$

$$\ddagger \psi : \hat{R} = R^{c} + R^{r} \delta_{R}; S = S^{c} + S^{r} \delta_{S^{o}}$$

区间功能函数中值 $Z^{c} = R^{c} - S^{c}$ ;半径 $Z^{r} = R^{r} + S^{r}$ 。

定义区间可靠度指标*Â*为

$$\hat{\beta} = \frac{Z^{c}}{Z^{r}} = \frac{R^{c} - S^{c}}{R^{r} + S^{r}}$$

$$\tag{9}$$

其中: $\hat{\beta}$ 为 $\hat{Z}$ 中值和半径的比值,其表达式相似于传 统概率可靠度指标 $\beta = (\mu_R - \mu_S) / \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}$ 。

在概率可靠度指标中,均值 $\mu$ 不变时,标准差 $\sigma$ 越小,说明参数变化的范围(随机性)越小,可靠度值 就越大。方差 $\sigma^2$ 不变时, $\mu_R - \mu_s$ 越大,即抗力均值 超过荷载效应均值越多,结构可靠度就越高。类似 的,在 $Z^c$ 不变的情况下, $R^r$ 或 $S^r$ 越小,则 $\hat{\beta}$ 越高;在  $Z^r$ 不变的情况下, $R^c - S^c$ 越大,则结构区间可靠度 越高。

#### 2.2 准静态区间可靠度指标

借鉴式(9),笔者定义区间功能函数中值  $Z^{c}$ 为  $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 中最不利曲面(上限曲面)与最保守曲面 (下限曲面)间所有点的距离和,区间功能函数半径  $Z^{r}$ 为每个实测挠度曲面与最不利曲面间所有点的 距离和。结构每次加载均可获得一个实测挠度曲 面,因此可以计算一次 $\hat{\beta}$ ,为无量纲的确定值。

由于实际加载时测点数目有限,得到的是挠度的数据点阵,因此可在 $\hat{\Delta}_P(x,y)$ 上对应坐标处取点, 得到与实测矩阵阶数一致的矩阵,其中每个元素坐标对应实际加载的荷载位置和响应位置。基于2个 矩阵的对比,提出了一种准静态区间可靠度指标

$$\hat{\beta} = \frac{Z^{c}}{Z^{t}} = \sum_{i=1,j=1}^{n} \frac{h_{i,j}^{*} - h_{i,j}^{k}}{\Delta h_{i,j}}$$
(10)

其中: $h_{i,j}$ 为矩阵中的元素;i,j为对应的加载点和测 点位置编号;上标\*和k分别为 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 的上限曲面 和损伤工况,k=0表示无损伤工况; $\Delta h_{i,j}$ 为 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 上下限曲面间对应点的垂直距离。

为便于实际应用,对式(10)进一步正则化

$$\hat{\beta} = \frac{\sum_{i=1,j=1}^{n} \frac{h_{i,j}^{*} - h_{i,j}^{*}}{\Delta h_{i,j}}}{\left(n - m\right)^{2}}$$
(11)

其中:n为矩阵维度;m为与挠度同方向的结构约束数目;n-m为挠度测点数目。

由式(10)和(11)可知, $\hat{\beta}$ 的值不再是区间,而是 一个实数,以便和传统可靠度指标相对应,便于工程 应用。当实测挠度曲面在 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 内时, $\hat{\beta}$ 的值处 于[0,1]。 $\hat{\beta}$ 趋近于1,表明实测挠度曲面越接近  $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 的下限曲面,结构越安全; $\hat{\beta}$ 趋近于0,则实 测挠度曲面越接近 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 的上限曲面,结构的安 全性越低。当实测挠度曲面在 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 之外时, $\hat{\beta}$ 为负值,结构处于不安全状态。需要说明的是,完好 结构的 $\hat{\beta}$ 也可能不等于1,而是相对于损伤结构来说 更接近1。理论上仅当完好结构的实测曲面与下限 曲面重合时, $\hat{\beta}=1$ 。

# 3 试验验证

图 3 为试验简支钢箱梁示意图。截面惯性矩为 I=1.66×10<sup>-8</sup> m<sup>4</sup>,钢材弹性模量 E=200 GPa,密度 为 8 059 kg/m<sup>3</sup>。沿梁长均匀布设 9 个测点,测点下 方安装有位移计。采用重物挂载模拟移动集中荷 载,重物由钢管和 2 个砝码组成,总质量为 20.63 kg, 试验中沿测点顺序移动,每个荷载步都记录所有测 点的竖向挠度。试验通过切割梁截面的方式来模拟 损伤,图 4 为简支钢箱梁静力加载方式和损伤模拟。 切口长度为 2 cm,高度和宽度为 1 cm。共设置 2 个 损伤工况:单损伤切口距离左支座 1.05 m,双损伤工 况新增距左支座 0.6 m处的切口。

![](_page_23_Figure_6.jpeg)

![](_page_23_Figure_7.jpeg)

Fig.3 Schematic diagram of the experimental simply-supported steel box beam (unit: mm)

![](_page_23_Picture_9.jpeg)

(a) 重物加载(b) 损伤切口(a) Loading by weights(b) Cutting'damage图 4简支钢箱梁静力加载方式和损伤模拟

Fig.4 Static loading and damage simulation of the simplysupported steel box beam

假设不确定性存在于外荷载 P、截面惯性矩和 弹性模量中。为了更好地演示,假设 P=[192, 212] N,*I*=[1.5,1.82]×10<sup>-8</sup> m<sup>4</sup>,*E*=[190,210] GPa, 得到式(7)所示准静态挠度区间包络面 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 的 函数表达式。图 5为简支钢箱梁准静态挠度区间包 络面与实测挠度曲面。可见,无损梁、损伤梁的实测 挠度曲面均处于区间包络面内。需要说明的是,随 着*P*,*I*,*E* 的区间假设变化,损伤梁的实测挠度曲面 有可能突破 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 。单损伤、双损伤梁的实测挠 度曲面逐渐接近 $\hat{\Delta}_{P}(x,y)$ 的上限曲面,说明梁的安 全性在不断降低。

![](_page_23_Figure_14.jpeg)

![](_page_23_Figure_15.jpeg)

Fig.5 Quasi-static deflection interval enveloping surface and measured deflection surface of the simply-supported steel box beam

支座竖向约束 m=2,测点数目为9,实测挠度 矩阵维数 n=m+9=11。连同实测挠度曲面数据一 起代入式(11),计算得到简支钢箱梁准静态区间可 靠度指标 $\hat{\beta}$ 如图 6 所示。可见,梁在损伤后可靠度 不断下降。单损伤和双损伤分别使 $\hat{\beta}$ 下降了 7.3% 和 15%,说明本研究方法能有效描述结构损伤前后 发生的可靠度变化。

![](_page_23_Figure_18.jpeg)

![](_page_23_Figure_19.jpeg)

# 4 结束语

基于笔者提出的准静态挠度曲面,进一步考虑 结构几何尺寸、材料特性与外荷载的不确定性,通过 区间变量将挠度曲面拓展为准静态挠度区间包络 面。根据实测挠度曲面与区间包络面的关系,建立 准静态区间功能函数,提出了一种准静态区间可靠 度指标,用于评估损伤前后结构的可靠度。研究结 果发现,挠度区间包络面可以有效含括梁结构的不 确定性,随着梁损伤程度的加剧,实测挠度曲面逐步 靠近甚至超过准静态区间包络面的上限曲面,同时 准静态区间可靠度指标值不断减小,说明该指标能 有效体现梁在不确定性影响下损伤前后的可靠度 变化。

#### 参考文献

- [1] DITLEVSEN O, MADSEN H O. Structural reliability methods [M]. 2nd ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2007:2-10.
- [2] 张尚荣,谭平,杜永峰,等.层间隔震体系可靠度的灵 敏度分析[J].振动、测试与诊断,2016,36(1): 102-107.

ZHANG Shangrong, TAN Ping, DU Yongfeng, et al. Reliability sensitivity analysis of inter-story isolation system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1):102-107. (in Chinese)

- [3] GB 50068-2018 建筑结构可靠度设计统一标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2018.
- [4] 赵国藩,贡金鑫,赵尚传.我国土木工程结构可靠性 研究的一些进展[J].大连理工大学学报,2000,40(3): 253-258.

ZHAO Guofan, GONG Jinxin, ZHAO Shangchuan. Developments of reliability research for civil engineering structure in China [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2000, 40(3):253-258. (in Chinese)

- [5] BIONDINI F, FRANGOPOL D M. Life-cycle performance of deteriorating structural systems under uncertainty [J]. Journal of Structural Engineering, 2016, 142(9):2233-2244.
- [6] BEN-HAIM Y. A non-probabilistic concept of reliability[J]. Structural Safety, 1994, 14(4):227-245.
- [7] 郭书祥,吕震宙,冯元生.基于区间分析的结构非概 率可靠性模型[J].计算力学学报,2001,18(1):56-60.
  GUO Shuxiang, LV Zhenzhou, FENG Yuansheng. A non-probabilistic model of structural reliability based on interval analysis[J]. Journal of Computational Mechanics, 2001,18(1):56-60. (in Chinese)

- [8] 郭书祥,张陵,李颖.结构非概率可靠性指标的求解 方法[J].计算力学学报,2005,22(2):227-231.
  GUO Shuxiang, ZHANG Ling, LI Ying. Procedures for computing the non-probabilistic reliability index of uncertain [J]. Journal of Computational Mechanics, 2005,22(2):227-231.(in Chinese)
- [9] WANG L, XIONG C, YAO W Y. A novel methodology of reliability-based multidisciplinary design optimization under hybrid interval and fuzzy uncertainties
   [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2018, 337(1):439-457.
- [10] SHI Y, LU Z, HUANG Z L. Time-dependent reliability-based design optimization with probabilistic and interval uncertainties [J]. Applied Mathematical Modelling, 2020, 80: 268-289.
- [11] MUSCOLINO G, SANTORO R, SOFI A. Reliability analysis of structures with interval uncertainties under stationary stochastic excitations [J]. Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering, 2016, 300:47-69.
- [12] 吕大刚,宋彦,辛瑞娇.基于区间有限元的结构广义 可靠度分析[J].中国科学,2018,48(1):79-90.
  LV Dagang, SONG Yan, XIN Ruijiao. Generalized reliability analysis of structures based on interval finite element[J]. Science China, 2018, 48(1):79-90. (in Chinese)
- [13] MOORE R E, KEARFOTT R B, CLOUD M J. Introduction to interval analysis [M]. Siam: [s. n.], 2009:1-17.
- [14] 方圣恩,黄继源.基于准静态挠度曲面的桥梁无模型 损伤定位[J].振动、测试与诊断,2022,42(2):270-276.
  FANG Sheng'en, HUANG Jiyuan. Model-free damage localization method based on quasi-static deflection surfaces of bridges[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(2): 270-276.(in Chinese)
- [15] SAINZ M A, ARMENGOL J, CALM R, et al. Modal interval analysis [M]. [S. l.]: Springer, 2014: 121-158.

![](_page_24_Picture_22.jpeg)

第一作者简介:方圣恩,男,1980年8月 生,博士、教授。主要研究方向为结构健 康监测与损伤识别。曾发表《Probabilistic damage identification incorporating approximate Bayesian computation with stochastic response surface》(《Mechanical Systems and Signal Processing》 2019, Vol.128)等论文。

E-mail: shengen.fang@fzu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.003

# CDBN-IKELM 的轴承变工况故障诊断方法<sup>\*</sup>

向 玲<sup>1</sup>, 苏 浩<sup>1</sup>, 胡爱军<sup>1</sup>, 杨 鑫<sup>1,2</sup>, 徐 进<sup>3</sup>, 王 伟<sup>4</sup>
 (1.华北电力大学河北省电力机械装备健康维护与失效预防重点实验室 保定,071003)
 (2.青岛绿色发展研究院有限公司 青岛,266109)
 (3.鲁能集团有限公司 北京,100020) (4.国电南瑞南京控制系统有限公司 南京,210061)

摘要 针对现有方法在轴承变工况方面存在的诊断精度低、人工提取特征不充分等问题,提出了基于卷积深度置信 网络(convolutional deep belief network,简称 CDBN)与改进核极限学习机(improved Kernel-based extreme learning machine,简称 IKELM)的滚动轴承故障智能识别方法。首先,由卷积深度置信网络对原始信号内的故障特征进行 深层自适应提取;其次,利用等距特征映射对提取的多维特征进行降维,去除冗余特征信息;然后,采用改进的核极 限学习机对特征进行分类,使用粒子群(particle swarm optimization,简称 PSO)对模型重要参数进行优化,实现滚 动轴承变工况下的故障识别;最后,将所提方法应用于不同工况下多种轴承故障的诊断。实验结果表明,该方法能够智能有效地识别变工况的轴承故障,诊断结果优于已有的智能故障诊断方法。

关键词 故障诊断;轴承;卷积深度置信网络;核极限学习机;变工况 中图分类号 TH165<sup>+</sup>.3; TH133.3; TP206<sup>+</sup>.3

# 引 言

轴承的健康状态直接影响整个机械设备系统的 运行,其严重受损时可能会引发重大的安全事故<sup>[1-2]</sup>。 随着物联网时代的到来,机械设备监测手段越来越 先进,多样化数据与日俱增<sup>[34]</sup>。利用机械设备轴承 大数据充分挖掘有效信息进行故障诊断,从而全面 监测机械设备的运行状态已经成为研究热点。

近年来,深度学习在机械设备故障诊断方面的 应用越来越广泛。目前,深度学习模型主要分为3 种<sup>[5]</sup>:深度自编码器(deep autoencoder,简称DAE), 深度置信网络(deep belief network,简称DBN),卷积 神经网络(convolutional neural network,简称CNN)。 Mao 等<sup>[6]</sup>利用判别正则器设计DAE的损失函数,提 高了模型的特征表示能力,并通过两组轴承数据集 验证了所提方法的有效性。李巍华等<sup>[7]</sup>采用DBN直 接对轴承原始振动信号的分布式特征参数进行提 取,实验证明了所提方法的有效性。Shao等<sup>[8]</sup>使用最 大相关熵设计新的DAE损失函数,提高了模型学习 特征的能力,在电力机车轴承故障诊断和齿轮箱故 障诊断2个方面证实了方法的有效性。以上方法针 对模型的特征学习能力做出了改进或加以利用,提 高了轴承故障诊断的精确度,但是对深度学习模型 提取出的高维特征数据没有深入分析利用。

流形学习能够发现数据固有的流形结构,分析 数据中的重要信息,多应用于机械故障诊断方

面<sup>[9-12]</sup>。Wang等<sup>[13]</sup>使用局部切空间排列(local tangent space alignment,简称LTSA)提取小波包变换 (wavelet packet transform, 简称 WPT) 分离出的高 维波形特征空间的信息,有效检测出微弱的轴承故 障暂态信号。Feng等<sup>[14]</sup>提出了多尺度形态流形方 法,通过LTSA对多尺度形态学转换方法得到的信 号样本进行降维处理,有效解决了轴承多类别故障 的识别问题。Zhang等<sup>[15]</sup>使用流形特征映射确定稀 疏自编码的隐藏层单元数量和网络隐藏层数量,避 免了人工挑选神经网络参数的繁琐,该方法在齿轮 箱数据集上取得了较高的准确度,试验证明了流形 学习方法在提取特征方面的有效性。等距特征映射 (isometric feature mapping,简称 Isomap)是一种非 线性流形学习方法,能够对具有非线性结构的数据 进行降维处理<sup>[16]</sup>。王振亚等<sup>[17]</sup>提出一种基于自适应 自组织增量学习神经网络界标点的等距特征映射方 法 (adaptive self-organizing incremental neural network landmark Isomap,简称ASL-Isomap),并成功 应用于滚动轴承故障诊断,取得了较好的效果。

笔者针对变工况的轴承故障,提出了基于 CDBN和IKELM的智能诊断方法。通过CDBN对 原始信号内的故障特征进行深层自适应提取,利用 等距特征映射对提取的多维特征进行降维,去除冗 余特征信息,以期提高诊断故障诊断精度。最后,利 用改进的KELM进行分类,实现滚动轴承变工况的 多故障识别。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(52075170,52175092) 收稿日期:2020-11-25;修回日期:2021-01-10

# 1 卷积深度置信网络

CDBN 是一个无监督层次生成网络模型,可以 自适应学习并能提取原始数据中有用的深层次特征 信息,无需人工干涉。CDBN 结合了 CNN 和 DBN 的优点,具有平移不变性、权重共享性和模型训练简 单等优点<sup>[18]</sup>。类似于 DBN, CDBN 由多个卷积受限 玻尔兹曼机(convolutional restricted Boltzmann machine,简称 CRBM)组成,每一个 CRBM 是在 RBM 的基础上扩展而来,并使得所有位置的隐藏层与可 见层之间的权重共享。

### 1.1 基础的卷积受限玻尔兹曼机

基础的 CRBM 由可见层 V 和隐藏层 H组成,可 见层由一个二值单元矩阵  $N_V \times N_V$ 组成。隐藏层 由 K 个组组成,每个组包含一个二值单元矩阵  $N_H \times N_H$ ,共计  $N_H^2 K$  个隐藏单元。K 个组由一个  $N_W \times N_W (N_W = N_V - N_H + 1, W^1, W^2, \dots, W^K)$ 的 过滤器矩阵相关联,过滤器权值在组里面的所有隐 藏层单元间共享。

CRBM的能量函数定义为

$$P(\boldsymbol{v}, \boldsymbol{h}) = \frac{1}{Z} \exp(-E(\boldsymbol{v}, \boldsymbol{h}))$$
(1)

$$E(v, h) = -\sum_{k=1}^{K} \sum_{i,j=1}^{N_{u}} \sum_{r,s=1}^{N_{w}} h_{ij}^{k} w_{rs}^{k} v_{i+r-1,j+s-1} - \sum_{k=1}^{K} b_{k} \sum_{i,j=1}^{N_{u}} h_{ij}^{k} - c \sum_{i,j=1}^{N_{v}} v_{i,j}$$
(2)

其中:v n h分别为可见层和隐藏层向量; $v_{ij}$ 为向量 v的第i行第j列的元素; $h_{ij}^{k}$ 为第k隐藏组的h向量的 第i行第j列的元素; $w_{s}^{k}$ 为第k个过滤器的第i行第j列的元素; $b_{k}$ 为每一个隐藏层组的偏置值;c为可见 层单元的共享偏置值。

基础的CRBM条件概率通过吉布斯采样定理 计算,条件概率计算公式为

$$P(h_{i,j}^{k} = 1 | \boldsymbol{v}) = \sigma((\tilde{\boldsymbol{W}}^{k} * \boldsymbol{v})_{i,j} + b_{k})$$
(3)

$$P(v_{i,j}=1|\boldsymbol{h}) = \sigma(\sum_{k,i,j} (\boldsymbol{W}^k * \boldsymbol{h}^k)_{i,j} + c) \qquad (4)$$

其中: $\sigma(x)$ 为 sigmoid 函数;\*表示卷积。

#### 1.2 高斯可视单元的应用

基础的CDBN使用二值可视单元,不适用于真 实值的振动信号数据。Shao等<sup>[19]</sup>提出了使用高斯 可视单元进行改进的CDBN模型,可捕捉振动信号 不同时间片段的局部特征。

CDBN能量函数定义为

$$E(\boldsymbol{v}, \boldsymbol{h}) = \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^{N_{v}} v_{i,j}^{2} - \sum_{k=1}^{K} \sum_{i,j=1}^{N_{w}} \sum_{r,s=1}^{N_{w}} h_{ij}^{k} w_{rs}^{k} v_{i+r-1,j+s-1} - \sum_{k=1}^{K} b_{k} \sum_{i,j=1}^{N_{w}} h_{ij}^{k} - c \sum_{i,j=1}^{N_{v}} v_{ij}$$
(5)

条件概率为

$$P(h_{i,j}^{k}=1|\boldsymbol{v}) = \sigma((\tilde{\boldsymbol{W}}^{k}*\boldsymbol{v})_{i,j}+b_{k})$$
(6)

$$P(v_{i,j}=1|h) = N(\sum_{k=1}^{\infty} (W^{k} * h^{k})_{i,j} + c, 1) \quad (7)$$

其中: $N(\mu, \sigma^2)$ 表示均值为 $\mu$ 、方差为 $\sigma^2$ 的正态分布。

CDBN模型结构如图1所示。该模型由多个3 层网络构成:可见层V,隐藏层H和池化层P。池化 层可利用一个常量因子将隐藏层特征信息浓缩,更 进一步缩减数据量,保持有用信息。池化层由K个 组组成,每个组的大小为N<sub>P</sub>×N<sub>P</sub>。将每一个隐藏 层H<sup>\*</sup>分割成若干个C×C(C是整数2或者3)的块, 每一个块被连接到池化层P<sup>\*</sup>(N<sub>P</sub>=N<sub>H</sub>/C)的一个 二值单元,完成隐藏层特征的池化。

![](_page_26_Figure_23.jpeg)

图 1 CDBN模型结构 Fig.1 The structure of CDBN

# 2 等距特征映射

等距特征映射算法的执行可分为3步:

1)利用基于欧几里得距离的流形 M 确定输入 空间中样本点之间的近邻点,选取每个样本点距离 最近的 K 个点,用边连接构建一个反映近邻关系的 加权图 G。

2) 通过计算加权图 *G*上任意两点之间的最短路 径  $d_G(i,j)$  来 逼 近 流 形 上 的 测 地 距 离 矩 阵  $d_M(i,j)_{\circ}$ 。

3)根据多维尺度(multidimensional scaling,简称 MDS)算法根据图距离矩阵 $D_{G}$ 在一个d维欧式空间 Y中构建嵌入数据。在 Y中选择坐标向量  $y_{i}$ 和 $y_{i}$ 满足的目标条件为

$$\min \sum_{i,j} \left( \boldsymbol{D}_{G} - \left\| \boldsymbol{y}_{i} - \boldsymbol{y}_{j} \right\|^{2} \right)^{2}$$
(8)

其中: $\|\mathbf{y}_i - \mathbf{y}_j\|^2$ 为Y中坐标向量的欧几里得距离。

# 3 核极限学习机及其参数确定

核极限学习机(kernel extreme learning machine,简称KELM)是在极限学习机(extreme learning machine,简称ELM)的基础上进行加核改进,解 决了ELM输入权重随机初始化和隐藏神经元数量 难确定等问题<sup>[20]</sup>。KELM理论证明可参考文献 [21],模型输出为

$$f(x) = h(x) H^{\mathsf{T}} (I/C + HH^{\mathsf{T}})^{-1}T = \begin{bmatrix} K(x, x_1) \\ \vdots \\ K(x, x_N) \end{bmatrix}^{\mathsf{T}} (I/C + \Omega_{\mathsf{ELM}})^{-1}T$$
(9)

在本研究中径向基函数(radial basis function, 简称 RBF)作为核函数被采用,其定义为

$$K(x_i, x_j) = \exp\left(-\frac{\|x_i - x_j\|}{\gamma^2}\right) \qquad (10)$$

其中:γ为核参数;C为惩罚因子。

 $K(x_i, x_j)$ 是一个满足高斯分布的核函数,其输 出f(x)满足高斯分布。高斯分布的效果受核函数 $\gamma$ 的影响,为了使其分布更加平滑,分布具有最佳曲面 特性,笔者使用移动最小二乘法(moving least squares,简称MLS)改进核函数 $K_{\circ}$ 

MLS最初提出被引用到了表面形成的问题,随 着发展改进,其具有了图像最佳拟合曲面的特性,能 获得更好的平滑效果。在拟合区域的子域上,建立 拟合函数。

$$f(x) = \sum_{i=1}^{m} a_i(x) p_i(x) = p^{\mathsf{T}}(x) a(x) \quad (11)$$

其中: $a(x) = [a_1(x), a_2(x), \dots, a_m(x)]^T$ 为待求系 数; $p(x) = [p_1(x), p_2(x), \dots, p_m(x)]^T$ 为基函数;m为基函数的项数。

改进后的KELM加权离散范式为

$$J_{\text{KELM}} = \sum_{i=1}^{n} w(x - x_i) [f(x) - y_i]^2 = \sum_{i=1}^{n} w(x - x_i) [h(x)H^{\text{T}} - y_i]^2 \quad (12)$$

其中:n为影响区域内节点的数目; $w(x - x_i)$ 为节 点 $x_i$ 的权函数。

求解式(12)得到拟合后的核函数,进而得到 KELM改进后的输出。使用 PSO选择改进后的 KELM的参数(*C*,γ),PSO的适应度函数定义为

$$fitness = y_F / (y_T + y_F)$$
(13)

其中:y<sub>T</sub>和y<sub>F</sub>分别为识别正确及错误的样本数量。

# 4 案例分析

#### 4.1 案例1

为验证笔者所提方法的有效性,案例1使用美国 凯斯西储大学电气工程实验室的滚动轴承数据进行 分析<sup>[22]</sup>。电机驱动端使用型号为6205-2RS JEM SKF的深沟球轴承,使用电火花加工单点损伤,损伤 直径分别为0.1778,0.3556,0.5334和0.7112mm。 数据采样频率为12kHz,在实验分析中使用载荷分 别为0kW(转速为1797r/min),0.735kW(转速为 1772r/min),1.471kW(转速为1750r/min), 2.206 kW(转速为1730 r/min)条件下的轴承数据, 每种载荷下构造包含9种故障类别的数据集,每种 类别包含100个数据样本,每个样本包含1024个数 据点,共计900个样本。其中:0 kW 为训练集; 0.735,1.471和2.206 kW 为测试集。滚动轴承故障 数据集样本如表1所示。

表1 不同转速下滚动轴承故障数据集样本 Tab.1 Sample status of rolling bearing fault data set under different rotation speeds

500	under unitere	int rotation	a specus	
劫陪米别	损伤直径/	训练集	测试集	标效
W摩犬加	mm	样本	样本	AD 202
正常	_	100	100	1
内圈故障	0.177 8	100	100	2
内圈故障	0.355 6	100	100	3
内圈故障	0.533 4	100	100	4
内圈故障	0.711 2	100	100	5
滚动体故障	0.177 8	100	100	6
滚动体故障	0.355 6	100	100	7
滚动体故障	0.533 4	100	100	8
滚动体故障	0.711 2	100	100	9

基于 CDBN 的轴承故障诊断方法使用 CDBN 进行深层次特征提取,通过等距特征映射进行高维 特征降维,利用 PSO 优化改进的 KELM 进行轴承故 障的分类识别,CDBN-IKELM 流程如图 2 所示。

根据流程图,设计了一个具有2层CRBM网络的CDBN模型。第1层CRBM由1层可见层、1层隐

![](_page_27_Figure_24.jpeg)

![](_page_27_Figure_25.jpeg)

藏层和1层池化层构成。第2层CRBM由1层隐藏 层和1层池化层构成。为使CDBN模型具有较高的 识别精度,选取合适的参数十分重要。目前,大多数 参数的选择尚未有成熟的理论支撑,因此根据前期 神经网络设计经验将初始学习率τ设置为0.05,学 习率下降因子为0.95,学习率上升因子为1.05,稀疏 化参数ρ为0.02,正则化参数λ为0.05,迭代次数为 12。CDBM模型参数如表2所示。

表 2 CDBN 模型参数 Tab.2 Parameters of CDBN

描述	参数
第1层可见层单元	32×32
第1层隐藏层单元	26×26
第1层隐藏层隐藏单元的数目	9
第1层过滤器	$7 \times 7$
第2层隐藏层单元	$13 \times 13$
第2层隐藏层隐藏单元的数目	16
第2层过滤器	$5 \times 5$
池化层	$2 \times 2$

使用构建的 CDBN 模型对训练集进行特征提取,利用训练集的参数提取测试集的特征,得到3组数据:0 kW 和 0.735 kW(记作 E01),0 kW 和 1.471 kW(记作 E02),0 kW 和 2.206 kW(记作 E03)。等距特征映射能够发现数据中的非线性流形结构,采用等距特征映射对使用 CDBN 模型提取的3组高维数据进行降维处理,去除高维数据中的冗余信息,笔者将降维维数设置为3维。

将降维后的数据输入改进后的分类器 KELM 进行故障分类识别,使用 PSO 算法对重要参数(*C*, γ)进行优化选择。图 3为优化曲线。3组数据的最 优组合参数如表 3 所示。图 4 为 3 组数据分类精确 度条形图。可以看出,E01,E02 和 E03 这 3 组数据 均达到了 100% 的精确度,且每组内 9 种故障的识别 精度均为 100%,取得了良好效果。

为了进一步验证所提方法在故障分类识别方面 的优越性能,将提出的方法分别与未经过改进的方 法以及 CNN 进行对比。其中:CNN 由1层输入层、 2 层卷积层、2 层池化层和输出层共6 层结构组成。 参照文献[6],输入数据为32×32,卷积核为3×3, 池化层为2×2,学习率为0.1,迭代次数为200。未 经过改进的 CDBN-KELM 方法使用与笔者所提方 法一致的故障诊断流程,但是不使用 MLS 改进 KELM。为排除随机因素对实验结果的干扰,每种 方法对应3组数据,分别取10次实验结果的平均值

![](_page_28_Figure_8.jpeg)

Fig.3 Optimization curve of PSO

#### 表3 3组数据的最优组合参数

Tab.3 Optimal combination parameters of three groups data

参数	E01	E02	E03
С	118.587 8	107.569 5	71.870 3
γ	101.346 1	10	10

![](_page_28_Figure_13.jpeg)

![](_page_28_Figure_14.jpeg)

作为最终的诊断结果。为了更加清晰地看出 CDBN-IKELM在不同故障下的分类精确度,图5~ 7以E01为例来展示3种方法运行结果的混淆矩阵, 并给出3种方法10次运行结果的标准差来评估其稳 定性。

	表4 3组	数据测试精	确度		
Tab.4 T	esting accu	racy of thr	ee groups	data %	
主社	E01	E02	E03	平均	
刀伝	精确度	精确度	精确度	精确度	
CDBN-IKELN	1 100.00	100.00	100.00	100.00	
CNN	90.34	87.03	82.16	86.51	
CDBN-KELM	93.00	94.67	93.00	93.56	

如表4所示,基于CDBN故障诊断方法的诊断准确率最高,其3组数据分别运行10次的平均准确度为100.00%。使用CDBN-KELM与

Tab.5 Testing standard de	eviation of three groups data
方法	标准差
CDBN-IKELM	0
CNN	0.952 5
CDBN-KELM	0

表5 3组数据测试标准差

CDBN-IKELM进行对比,其分类平均精确度为 93.56%,略逊于CDBN-IKELM,证明了本研究方 法的有效性。使用 CNN 得到的平均准确度为 86.51%,逊于 CDBN-IKELM。表 5为3组数据测 试标准差。在稳定性方面,CDBN-IKELM的标准 差与 CDBN-KELM 的标准差都为0,CNN标准差 为0.9525,这说明 CDBN-IKELM 在变工况测试下 具有较强的适应能力。以上分析结果充分验证了 CDBN-IKELM 在轴承故障诊断中的准确性和稳 定性。

![](_page_29_Figure_6.jpeg)

### 4.2 案例2

建立如图8所示的轴承故障实验台。实验装置 包括感应电动机、加速度计、测试轴承和加载模块。 加速度计安装在支架上,用12.8 kHz的采样频率测 量振动信号。如表6所示,不同类型的故障在大约 1470 r/min和1440 r/min下产生6种轴承运行工 况,数据集由正常、内圈和滚动体3种工况组成,每 种工况下采集的每个样本包含1024个采样点。 图9为轴承内圈故障。图10为6种状况下的原始信 号波形。

采用与案例1中相同的故障诊断流程和对比 实验,同样使用未经过改进的方法和 CNN 与

![](_page_29_Picture_10.jpeg)

图 8 轴承故障实验台 Fig.8 Experiment setup of bearing fault

表 6 滚动轴承故障数据集样本状况 Tab.6 Sample status of rolling bearing fault data set

故障类别	训练集样本	测试集样本	标签
正常	100	100	1
内圈	100	100	2
滚动体	100	100	3

![](_page_29_Picture_14.jpeg)

图 9 轴承内圈故障 Fig.9 Inner race fault of bearing

CDBN-IKELM 进行对比。轴承数据测试精确度 如表7所示。其中,E01表示0工况下的数据作为 训练集、1工况下的数据作为测试集。可以看出, CDBN-IKELM 的诊断精确度达到 99.67%,分别 超过 CNN 14.34%和 CDBN-KELM 方法 10.34%, 基于 CDBN 网络模型的故障诊断方法表现出优 越的性能。3种方法测试的混淆矩阵如图 11~13 所示。

![](_page_30_Figure_1.jpeg)

Fig.10 Waveform of vibration signal under six health conditions

表 7 轴承数据测试精确度 Tab.7 Testing accuracy of bearing data

![](_page_30_Figure_4.jpeg)

![](_page_30_Figure_5.jpeg)

![](_page_30_Figure_6.jpeg)

![](_page_30_Figure_7.jpeg)

![](_page_30_Figure_8.jpeg)

Fig.13 Confusion matrix of CDBN-KELM

# 5 结束语

所建立的CDBN模型能够深入挖掘数据样本中的特征,获取更充分的特征参数,提高诊断精度。使用Isomap进行数据降维,能去除高维数据中的冗余信息,增强数据的有效性,提高分类器识别精度。提出的方法在诊断结果上优于未经改进的方法和CNN方法,在轴承变工况故障诊断方面有较强的适应能力。

![](_page_30_Figure_12.jpeg)

 [1] 赵小强,张青青.改进Alexnet的滚动轴承变工况故障 诊断方法[J].振动、测试与诊断,2020,40(3): 472-480.

ZHAO Xiaoqiang, ZHANG Qingqing. Improved Alexnet based fault diagnosis method for rolling bearing under variable conditions[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(3):472-480. (in Chinese)

[2] 袁宪锋,颜子琛,周风余,等.SSAE和IGWO-SVM的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断,2020,40(2):405-413.

YUAN Xianfeng, YAN Zichen, ZHOU Fengyu, et al. Rolling bearing fault diagnosis based on stacked sparse auto-encoding network and IGWO-SVM [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2): 405-413.(in Chinese)

- [3] ZHAO R, YAN R Q, CHEN Z H, et al. Deep learning and its applications to machine health monitoring [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115:213-237.
- [4] 雷亚国,贾峰,周昕,等.基于深度学习理论的机械装备 大数据健康监测方法[J].机械工程学报,2015,51(21): 49-56.
  LEI Yaguo, JIA Feng, ZHOU Xin, et al. A deep learning-based method for machinery health monitoring

learning-based method for machinery health monitoring with big data [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21):49-56. (in Chinese)

- [5] LEI Y G, YANG B, JIANG X W, et al. Applications of machine learning to machine fault diagnosis: a review and roadmap [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 138:106587.
- [6] MAO W T, FENG W S, LIU Y M, et al. A new deep auto-encoder method with fusing discriminant information for bearing fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021,150:107233.
- [7] 李巍华,单外平,曾雪琼.基于深度信念网络的轴承故 障分类识别[J].振动工程学报,2016,29(2):340-347.
  LI Weihua, SHAN Waiping, ZENG Xueqiong. Bearing fault identification based on deep belief network [J].
  Journal of Vibration Engineering, 2016, 29 (2): 340-347. (in Chinese)
- [8] SHAO H D, JIANG H K, ZHAO H W, et al. A novel deep autoencoder feature learning method for rotating machinery fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 95:187-204.
- [9] LI X, YANG Y, HU N Q, et al. Discriminative manifold random vector functional link neural network for rolling bearing fault diagnosis [J]. Knowledge-Based Systems, 2021, 211:106507.
- [10] LI M, XU J W, YANG H J, et al. Multiple manifolds analysis and its application to fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23: 2500-2509.
- [11] JIANG Q S, JIA M P, HU J Z, et al. A scale independent flexible bearing health monitoring index based on time frequency manifold energy & entropy [J]. Measurement Science and Technology, 2020, 31(11): 114003.
- [12] JIANG L, XUAN J P, SHI T L. Feature extraction based on semi-supervised kernel Marginal Fisher analysis and its application in bearing fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 41: 113-126.
- [13] WANG Y, XU G H, LIANG L, et al. Detection of weak transient signals based on wavelet packet transform and manifold learning for rolling element bearing fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and

Signal Processing, 2015(54/55): 259-276.

- [14] FENG Y, LU B C, ZHANG D F. Multiscale morphological manifold for rolling bearing fault diagnosis [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2017, 231(19): 3516-3529.
- [15] ZHANG S H, WANG M, YANG F F, et al. Manifold sparse auto-encoder for machine fault diagnosis [J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(15): 8328-8335.
- [16] TENENBAUM J B, De SILVA V, LANGFORD J C. A global geometric framework for nonlinear dimensionality reduction [J]. Science, 2000, 290 (5500) : 2319-2323.
- [17] 王振亚,戚晓利,吴保林.基于ASL-Isomap流形学习的滚动轴承故障诊断方法[J].噪声与振动控制,2019,39(2):167-174.
  WANG Zhenya, QI Xiaoli, WU Baolin. A rolling bearing fault diagnosis method based on ASL-Isomap manifold learning [J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(2): 167-174. (in Chinese)
- [18] SHAO H D, JIANG H K, ZHANG H Z, et al. Electric locomotive bearing fault diagnosis using a novel convolutional deep belief network [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(3): 2727-2736.
- [19] SHAO H D, JIANG H K, ZHANG H Z, et al. Rolling bearing fault feature learning using improved convolutional deep belief network with compressed sensing [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 100:743-765.
- [20] HUANG G B. An insight into extreme learning machines: random neurons, random features and kernels [J]. Cognitive Computation, 2014, 6 (3): 376-390.
- [21] HUANG G B, ZHOU H M, DING X J, et al. Extreme learning machine for regression and multiclass classification [J]. IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics. Part B, Cybernetics, 2012, 42(2): 513-529.
- [22] The case western reserve university bearing data center. Bearing data center fault test data [EB/OL] (1998-10-04). http: //csegroups. case. edu/ bearingdatacenter/home

![](_page_31_Picture_25.jpeg)

**第一作者简介:**向玲,女,1971年4月生, 博士、教授。主要研究方向为振动测试、 状态监测与智能故障诊断。曾发表《基 于 SCADA 数据的风电机组异常识别方 法》(《太阳能学报》2020年第41卷第11 期)等论文。

E-mail: ncepuxl@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.004

# 新型行波直线超声电机的结构与有限元分析\*

杨 淋<sup>1</sup>, 陈 亮<sup>1,2</sup>, 任韦豪<sup>1</sup>, 张蕉蕉<sup>1,3</sup>, 唐思字<sup>4</sup>
 (1.南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)
 (2.中国科学院微小卫星创新研究院 上海,201210)
 (3.陆军工程大学野战工程学院 南京,210007)
 (4.南京航达超控科技有限公司 南京,211100)

摘要 提出了一种新型行波直线超声电机结构,该电机利用2个固有频率接近的面内弯曲模态叠加形成沿周向传播的行波,从而驱动动子做直线运动。首先,基于有限元法建立了考虑定、动子三维接触的整机动力学模型,对定子结构尺寸进行设计;其次,通过该模型分析了定、动子之间的接触力传递过程、电机的驱动机理、电机稳定运行时驱动足的椭圆运行轨迹、电机的启停特性以及不同输入参数下电机的输出性能等动力学特性;最后,试制原理样机,搭建实验平台对电机性能进行测试。研究结果表明:该电机工作原理可行,机械输出性能良好;所建立的有限元模型合理,使用该模型能预测电机的性能,并进一步指导电机的设计及优化。

关键词 行波;直线超声电机;有限元法;动力学模型 中图分类号 TH111; TH122; TH113

# 引 言

随着20世纪40年代压电陶瓷材料的发现,一系列基于压电陶瓷逆压电效应的压电作动器应运而 生<sup>[1-3]</sup>。超声电机作为一种新型作动器,具有结构紧 凑、断电自锁、响应速度快和定位精度高等优点,在 航空航天、光学仪器和精密定位系统中具有广阔的 应用前景<sup>[4-5]</sup>。

直线超声电机(linear ultrasonic motors,简写为 LUSM)作为超声电机的重要分支,近年来得到了迅 速发展。按照驱动足上椭圆运动轨迹的形成方式, LUSM 可分为单模态LUSM<sup>[6]</sup>和复合模态 LUSM<sup>[7:9]</sup>。其中,复合模态LUSM是目前研究最 多、应用最成功的一类电机,需要使用2种频率相同 的振动模态组合来叠加形成驱动足上的椭圆运动。 然而,该类电机的定子结构为非规则的对称结构,能 否激励出频率接近的两相模态依赖于高质量的机械 加工和装配,微小的加工误差都会对模态频率一致 性有较大的影响,从而影响电机整体性能。同时,在 定子固定安装时为了不影响电机的工作模态,在设 计阶段需要考虑将两相模态振型的振动节面设计重 合,利用这个重合的节面进行定子的夹持,这增加了 定子设计的复杂性。

对于定子结构为规则的圆环、杆或者板的超声 电机,通过解析法建立其动力学模型相对较容易实 现,并且已有很多学者做了相应的研究<sup>[10-11]</sup>。对于 伴有开槽或者挖孔等相对复杂结构的定子来说,想 要建立其整机的动力学解析模型,往往需要做一些 假设与简化,这将导致所建立的模型与实际情况不 符,甚至存在很大误差,因此只能作为理论上的定性 分析。基于有限元的数值解析法能够解决大多数结 构复杂的工程问题,且解法具有很强的通用性。直 线超声电机这种利用定、动子之间的摩擦耦合输出 动力的结构具有强接触非线性动力学特性,利用有 限元法分析其动力学特性具有巨大的优越性<sup>[12-14]</sup>。

为此,笔者提出了一种新型行波直线超声电机 的结构,该结构具有良好的频率一致性和定子安装 与固定方式简单的优点。利用有限元软件 ADINA 建立了该电机的整机三维动力学模型,预测了电机 的输出性能,分析了定子和动子接触力的传递过程, 得到驱动足上的运动轨迹。通过试制原理样机并搭 建实验平台,进行了样机的原理验证与性能测试。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51905262,U2037603);江苏省自然科学基金资助项目(BK20190398) 收稿日期:2020-10-24;修回日期:2020-12-02

# 1 电机结构和工作原理

### 1.1 电机结构

行波直线超声电机结构如图1所示。该电机主 要由底座、外壳、运动平台、定子组件和预压力施加 装置组成。定子通过螺栓固定在固定件上,底座上 开有滑槽,定子只能在滑槽内上下移动,因此定子只 有一个方向的自由度。固定件呈U形,底部通过线 切割加工成一块柔性板结构,在外壳底部开设有螺 纹孔,通过调节预压力螺钉来施加预压力。定子组 件由定子、压电陶瓷片(piezoelectric materials lead zirconate titanate,简写为PZT)和摩擦材料组成。定 子是一个对称的空心圆柱结构,其结构简单,可有效 保证2个模态的共振频率一致。由图1(b)可知,定 子侧面均匀分布30个齿,每个齿呈"凹"字形,且在 定子的两端分别加工了柔性腹板和金属配重块。柔 性腹板可以隔绝定子侧面以及2个端面的振动,使 金属配重块上几乎没有振动,通过金属配重块上的 螺孔固定定子,这样既不会影响定子的工作模态,也 不会降低其振动幅值。

压电陶瓷片的布置与极化方式如图2所示。在 定子的端面对称粘贴了2片相同的压电陶瓷环,用 来激发电机的工作模态,该粘贴方式利用了压电陶 瓷的dan效应。从图2可以看出,压电陶瓷环被划分 成了一系列扇形区域,且均沿厚度方向极化,但在极 化区域之间有λ/4的区域未极化。将极化的压电陶 瓷片分为4组(A,B,C,D),其中:A组和D组位置 相对,B组和C组位置相对。2片压电陶瓷环的表面 分别粘贴了导电膜,用来给定子施加电信号并对定 子做接地处理。

图 3 为定子与压电材料的剖面图。其中: $L_1$ ,  $H_1$ , $R_7$ , $R_4$ 的值分别为 5,0.5,30 和 20 mm,由压电陶 瓷片的大小决定。定子作为超声电机的核心驱动部 件,其振动特性决定了电机的输出性能。振动特性 包括两相模态频率的一致性和定子驱动足的振幅。

![](_page_33_Figure_6.jpeg)

为了获得定子结构的较优尺寸,笔者使用有限元软件ANSYS/Workbench18.0对定子结构进行模态分析以及谐响应分析,获得定子结构的最终尺寸参数,如表1所示。

#### 1.2 电机的工作原理

该电机利用定子侧面的面内行波驱动动子作直 线运动。根据驻波叠加原理可知,2个相同频率、相 同振幅,且在时间和空间上均相差 $\pi/2$ 的模态振型 叠加可以形成行波。笔者通过施加相位差为 $\pi/2$ 的 同频、等幅交变电信号可以保证两模态在时间上相 差 $\pi/2$ ,且通过未极化的 $\lambda/4$ 区域可以保证两模态在 空间上相差 $\pi/2$ 。由于定子结构具有高度的对称 性,所以定子的频率一致性也得到很好保证。

![](_page_33_Figure_10.jpeg)

![](_page_34_Figure_2.jpeg)

Fig.3 Section view of stator and PZT

表1 定子结构的最终尺寸参数 Tab.1 Final dimension parameters of stator mm

		•	
参数	数值	参数	数值
$R_1$	4.0	$H_3$	0.8
$R_{\scriptscriptstyle 2}$	7.0	$H_4$	0.5
$R_{\scriptscriptstyle 3}$	10.0	$H_5$	3.0
$R_4$	11.5	$H_6$	5.0
$R_{\scriptscriptstyle 5}$	13.5	$H_7$	7.0
$R_{\scriptscriptstyle 6}$	16.5	$L_1$	5.0
$R_{7}$	15.0	齿数	30
$H_1$	0.5	齿槽宽	0.8
$H_2$	2.0		

由振动理论可知,有限长度的圆柱壳具有面内 B<sub>mn</sub>弯曲振动模态,其中:m为轴向节圆的数量;n为 周向波的数量<sup>[4]</sup>。笔者选择面内B<sub>05</sub>模态作为电机 的工作模态,即工作模态在轴向没有节圆,在周向存 在5个波峰。利用有限元仿真软件ADINA对定子 进行模态分析,图4为定子的工作模态。其中,共振 频率分别为52 241 Hz和52 247 Hz。两共振频率差 仅为6 Hz,表明该定子具有良好的频率一致性。

![](_page_34_Figure_7.jpeg)

利用上述2个正交模态叠加就能在定子侧面形 成沿周向传播的行波。笔者提出的电机结构只利用 定子上的某一个齿作为驱动足,在一定的预压力下, 通过定子和动子之间的摩擦作用,驱动动子做直线 运动。图5为电机的驱动原理,展示了一个周期内 定子齿驱动动子运动的过程。此时,定子侧面的行 波沿逆时针传播,驱动足P的运动轨迹为逆时针方 向的椭圆,在预压力的作用下动子沿 x 轴做负方向 运动。由于当改变施加电信号的相位后,行波可以 沿顺时针传播,此时动子沿 x 轴做正方向运动,所以 该电机能够实现动子的双向运动。

![](_page_34_Figure_10.jpeg)

图 5 电机的驱动原理 Fig.5 The operating mechanism of motor

# 2 电机三维动力学有限元分析

### 2.1 三维动力学有限元模型

笔者利用ADINA软件建立新型行波直线超声 电机的三维动力学模型,并进行仿真分析。在不影 响电机实际运行状况的前提下,为了减少计算时间, 降低计算成本,对图1所示的电机结构进行简化。 简化后的电机三维有限元网格模型如图6所示,忽 略了电机的外壳、底座、运动平台以及直线导轨,保 留了定子、摩擦材料、压电陶瓷片、动子和柔性固定 件等。该有限元模型由一阶六面体网格单元组成, 其中:定子包括33990个单元、摩擦材料包括48个 单元、压电陶瓷片包括1200个单元。定子选用磷 青铜材料,动子和柔性固定件选用铝材料,摩擦材料 选用聚四氟乙烯(poly tetra fluoroethylene,简写为 PTFE)、压电陶瓷片选用PZT-8H。常用材料参数 和压电陶瓷材料参数如表2,3所示<sup>[15-16]</sup>。

ADINA软件中提供了2种阻尼模型,分别为瑞 利(Rayleigh)阻尼模型和振型阻尼模型。瑞利阻尼 是通过瑞利阻尼系数α和β来定义,其数学表达式

第 42 卷

			_			
Tab.2 Cor	istants	of	the	common	materials	

材料	密度/(kg•m <sup>-3</sup> )	泊松比	弹性模量/(N•m <sup>-2</sup> )
磷青铜	8 780	0.33	$1.15 \times 10^{11}$
硬铝	2 780	0.33	$7.1 \times 10^{10}$
PTFE	2 100	0.30	$1.2 \times 10^{9}$

表 3	压电陶瓷材料参数	
-----	----------	--

Tab.3 Electro-mechanical properties of the piezoelectric material

参数名称	变量	数值
密度/(kg•m <sup>-3</sup> )	—	7 500
近れた	$v_{12}$	0.35
	$v_{13}$ , $v_{23}$	0.38
弹性模量/(N•m <sup>-2</sup> )	$E_{1,}E_{2}$	$6.1 \times 10^{10}$
	$E_{\scriptscriptstyle 3}$	$5.32 \times 10^{10}$
	$G_{12}$	$2.26  imes 10^{10}$
努切傑里/(IN•III)	$G_{13,}G_{23}$	$2.11 \times 10^{10}$
	$e_{13}, e_{23}$	-7.209
压电耦合系数/(C•m <sup>-1</sup> )	$e_{_{33}}$	15.118
	$e_{51}, e_{62}$	12.332
	$\boldsymbol{\varepsilon}_{11}, \boldsymbol{\varepsilon}_{22}$	$1.53 \times 10^{-8}$
介电常数/(C•(Vm) ')	$\epsilon_{_{33}}$	$1.5 \times 10^{-8}$

为 *c* = *αM* + *βK*, 是一种正交阻尼模型。在结构的 瞬态动力学计算时,使用*α*,*β*来定义相应的瑞利阻 尼。通过实验获取瑞利阻尼系数耗时耗力,甚至有 些情况无法获得,此时可通过振型阻尼比*ξ*,和计算 模型的固有频率来获得瑞利阻尼系数。其关系式为

$$\alpha = 2w_{i1}w_{i2}\xi_i/w_{i1} + w_{i2} \tag{1}$$

$$\beta = 2\xi_i / w_{i1} + w_{i2} \tag{2}$$

其中:*ξ<sub>i</sub>*为某振型*i*的振型阻尼比;*w<sub>ii</sub>*,*w<sub>i2</sub>*分别为包含模态固有频率的频率范围的上限和下限。

按照电机实际边界条件对该模型做简化。导轨 的 a 面被完全约束,来模拟实际的直线导轨。同时, 将固定件 b 面和 c 面的其他自由度约束只释放沿 y 轴方向的自由度,模拟实际滑槽的效果。在柔性固 定件的下表面施加位移载荷模拟预压力,同时分别 在压电陶瓷片的4个表面施加如图6所示的电信 号。仿真计算中通用的参数取值如表4所示。

#### 2.2 有限元分析

通过三维动力学模型分析得到电机机械输出 特性仿真曲线如图7所示。电机在启动阶段,速度 呈明显上升趋势,大约1.5 ms后,电机速度达到稳 定状态。当电机的工作频率设定为52.2 kHz、负载

![](_page_35_Figure_14.jpeg)

图 6 直线超声电机三维有限元网格模型 Fig.6 3D finite element model of the traveling wave LUSM

#### 表4 仿真计算中通用的参数取值

Tab.4	Common	parameter	values	in	simulation	cal-
	culation					

参数	数值
驱动电压峰峰值 $U_{\rm pp}/V$	500
振型阻尼比 <i>ç</i>	0.008
定、动子接触面摩擦因数 µ。	0.3
直线导轨摩擦因数μ <sub>b</sub>	0.001
瑞利阻尼系数α	2 636.78
瑞利阻尼系数β	$2.42 \times 10^{-8}$
计算时间步长	$1/40f_{i}$

M为0N时,电机在不同预压力下的速度性能曲线 如图7(a)所示。仿真结果表示,电机速度随着预压 力F的增加而降低,当预压力为30N时,电机的速 度最大,大约为510mm/s。当电机的预压力设定为 30N、负载为0N时,电机在不同工作频率下的速度 性能曲线如图7(b)所示。仿真结果显示,在 52.2kHz时电机的速度最大,且随着频率增加,速度 降低,当频率为53.2kHz时,速度降到99mm/s。 图7(c)为电机加载后的速度曲线,在预压力为 30N、工作频率为52.2kHz时,分别施加不同负载, 当负载加至8N时,电机速度保持在36mm/s。上 述分析验证了电机原理可行,且具有一定的机械输 出性能。

该电机通过激励定子侧面的行波来驱动动子运动。与传统的行波旋转超声电机不同,该电机只利 用定子上的某一个齿作为驱动足,所以要分析定子 和动子之间的接触力传递过程,从而了解该电机的 驱动机理。图8为定子与动子之间的接触力传递过 程,展示了电机在启动后瞬态和稳态阶段某一时段 内定子和动子之间的接触力传递过程与动子运动速 度情况,图中*t<sub>i</sub>~t<sub>i</sub>和t<sub>i</sub>~t<sub>s</sub>均为电机一个完整的驱动*


Fig.7 Simulation results of the mechanical output characteristics of the motor

周期。电机在瞬态的一个驱动周期内,法向接触力为正,说明此时定子与动子一直处于接触状态。在 *t<sub>1</sub>~t<sub>2</sub>和 t<sub>3</sub>~t<sub>4</sub>*阶段,切向接触力均为负,此时驱动足 对动子起阻碍作用,动子速度降低。在*t<sub>2</sub>~t<sub>3</sub>*阶段,



Fig.8 The time-domain response of the contact force

切向接触力为正,此时驱动足对动子起驱动作用,动 子速度上升,且驱动效果大于阻碍效果,验证了在启 动初期电机速度呈上升趋势。当电机在稳态运行的  $t_i \sim t_4$ 阶段时,驱动足的驱动与阻碍效果与瞬态时类 似,即阻碍-驱动-阻碍。在 $t_4 \sim t_5$ 阶段,动子与定子存 在脱离现象,此时接触力均为0,动子在导轨的摩擦 作用下缓慢减速。因此电机达到稳态运行时,动子 速度并非是一个固定值,而是在一个范围内波动。

上述瞬态和稳态的一个周期内定子驱动足的运 动轨迹如图9所示。在驱动初期,定子驱动足运动 轨迹呈细长的斜椭圆,且振幅比较小。当电机运行 达到稳态后,驱动足的各向振幅与相位均发生变化, 导致运动轨迹近似为正椭圆,此时法向振幅约为 2μm,切向振幅约为3.5μm。





Fig.9 The elliptical motion trajectory

#### 3 实 验

为了进一步验证电机工作原理的可行性和验证 所建模型的合理性,试制了如图10所示的行波直线 超声电机原理样机。图10(a)中,定子组件的质量 为40g,直径为33mm,高度为15mm。装配完成后 的电机如图10(b)所示。



图 10 行波直线超声电机原理样机 Fig.10 A prototype of the proposed LUSM

利用德国 Polytec 公司生产的 PSV-300F-B 型 多普勒激光测振仪对定子进行振动测试实验。为了 清晰地描述定子的工作模态,分别取定子端面和定 子上某一个齿面作为测试面。图 11 为振动测试实 验结果。在图 2 所示的压电陶瓷环的 A 组施加峰峰 值为 100 V 的电信号,测得的模态振型如图 11(a), (b)所示。从图可知,在定子端面上形成了拥有 5 个 波峰的面外驻波,在定子齿面上出现了一个沿径向弯 曲振动的振型。由于这 2 个振型同时出现,所以可以 认定此时在定子的侧面同样形成了拥有 5 个波峰的 面内驻波,该振型与有限元分析结果一致。在速度幅频特性曲线中,两相模态频率为52.062 kHz和52.093 kHz,与有限元分析结果接近。



图 12 为电机性能测试平台。信号发生器(AFG 3022B)产生相位分别为π/2和0的两相正弦信号,经过信号转换模块将其转换成相位分别为0,π/2,π和 3π/2的四相正弦信号,经过4个功率放大器(HFVA 153)放大后,分别施加到压电陶瓷环的A,B,C,D来驱动电机运动,电机的运动速度由光栅编码器(Veratus<sup>TM</sup> VI)测得。

对试制的原理样机进行性能初步测试,实际测得 电机空载的最大速度约为100 mm/s,最大负载约为 1.5 N,进一步验证了该电机工作原理的可行性。实验



结果与有限元分析结果相比偏小,这可能与定子的加 工误差和用来粘接定子的胶层厚度有关。因为过厚的 胶层会吸收压电陶瓷所产生的应变能,从而导致定子 的振幅减小,而在有限元分析中忽略了胶层的影响。 尽管如此,实验结果与仿真结果在变化趋势上是一致 的,可验证所建立的三维动力学模型基本合理,利用该 模型可预测电机的性能,并为电机设计提供理论指导。

### 4 结束语

提出了一种利用行波驱动的新型直线超声电机 结构,给出了定子组件的安装固定和预紧力施加方 案,分析了定子结构尺寸参数的确定以及电机的工作 原理。使用有限元软件ADINA建立了考虑定、动子 三维接触的整机动力学模型,通过该模型计算了电机 启动与加载时的速度特性曲线,利用定子与动子之间 的接触力传递过程分析了电机的驱动机理,得到电机 稳定运行时驱动足的椭圆运动轨迹。实验结果表明: 单个定子两相固有频率接近,频率一致性容易实现; 所建立的动力学模型可用来预测电机的性能和分析 其非线性接触动力学特性等。此研究工作为直线超 声电机结构设计提供了新的思路,同时为电机动力学 模型的建立提供了一种行之有效的方法。需要指出 的是,该模型仍存在一些缺陷,今后会继续优化其参 数设置,提高模型计算结果的准确性。

#### 参考文献

- HUANG J, ZOU L, TIAN P, et al. Development of a valveless piezoelectric pump with vortex diodes [J].
   Journal of Micromechanics and Microengineering, 2019, 29:125006-125010.
- [2] HUANG J, ZOU L, TIAN P, et al. A valveless piezoelectric micropump based on projection micro litho stereo exposure tech-nology[J]. IEEE Access, 2019,7: 77340-77347.
- [3] ZHANG Q, ZHAO J G, SHEN X, et al. Design, modeling, and testing of a novel xy piezo-actuated compliant micro-positioning stage [J]. Micromachines, 2019(10):581.
- [4] 赵淳生.超声电机技术及应用[M].北京:科学出版社, 2007:1-22.
- [5] 卢倩,陈西府,黄卫清.菱形压电电机在并联精密定位
   平台中的应用[J].振动、测试与诊断,2020,40:
   680-688.

LU Qian, CHEN Xifu, HUANG Weiqing. Application of rhombic piezoelectric actuator in parallel positioning platform[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40: 680-688. (in Chinese)

- [6] LIU Z, YAO Z Y, JIAN Y, et al. A novel plate type linear piezoelectric actuator using dual-frequency drive [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26 (9): 095016.
- [7] KUROSAWA M K, KODAIRA O, TSUCHITOI Y, et al. Transducer for high speed and large thrust ultrasonic linear motor using two sandwich-type vibrators
   [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1998, 45: 1188-1195.
- [8] LIU Y, SHI S, Li C, et al. A novel standing wave linear piezoelectric actuator using the longitudinalbending coupling mode [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016, 251: 119-125.
- [9] ZHANG Q, CHEN H, LIU Y, et al. A bending hybrid linear piezoelectric actuator using sectional excitation
   [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018, 271: 96-103.
- [10] HE Y, YAO Z Y, DAI S C, et al. Hybrid simulation for dynamic responses and performance estimation of linear ultrasonic motors [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019(153/154): 219-229.
- [11] LI X, YAO Z Y, ZHOU S L, et al. Dynamic modeling and characteristics analysis of a modal-independent linear ultrasonic motor[J]. Ultrasonics, 2016, 72: 117-127.
- [12] 荆鹏飞.行波型旋转超声电机三维动力学建模及性能优化[D].南京:南京航空航天大学,2017.
- [13] 张焦焦,杨淋,陈亮. 过载下超声电机设计及预压力分析
  [J].振动、测试与诊断, 2020,40: 807-811.
  ZHANG Jiaojiao, YANG Lin, CHEN Liang. Design and pre-pressure analysis under overload for ultrasonic motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020,40: 807-811. (in Chinese)
- [14] YANG L, REN W H, MA C C, et al. Mechanical simulation and contact analysis of the hybrid longitudinaltorsional ultrasonic motor[J]. Ultrasonics, 2020(100): 105982.
- [15] BATHE K. ADINA user interface command reference manual[M]. Watertown, NY, USA: ADINA R & D, Inc., 2017: 63-64.
- [16] REN W H, YANG L, MA C C, et al. Output performance simulation and contact analysis of traveling wave rotary ultrasonic motor based on ADINA [J]. Computers & Structures, 2019(216): 15-25.



第一作者简介:杨淋,男,1981年9月生, 博士、副教授、硕士生导师。主要研究方 向为各种类型超声电机及其系统的研发 和产业化推广。

E-mail:yanglin@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.005

# 直齿轮副齿面接触安全条件及安全盆<sup>\*</sup>

李正发, 苟向锋, 朱凌云, 石建飞 (天津工业大学机械工程学院 天津,300387)

**摘要**为研究齿面接触疲劳对齿轮副安全特性的影响,考虑直齿轮副含单/双齿啮合、脱啮和齿背接触等啮合状态, 根据Hertz接触理论建立其齿面接触强度的安全条件。基于胞映射理论,计算考察域内吸引域随参数变化的演变过 程。判断共存吸引子在所建安全条件下的安全特性,分析系统安全盆的演变规律,研究安全盆的侵蚀与分岔机理。 结果表明:考察域内的共存吸引子在齿面接触安全条件下的安全特性不同;吸引子的出现或消失是安全盆分岔的主 要原因;多初值分岔图中的跳跃和分岔导致安全盆分岔。该结果可为齿轮系统的参数选择和故障预测提供参考。

关键词 直齿轮副;多状态啮合;齿面接触强度;安全盆;多初值分岔 中图分类号 TH132.41

## 引 言

齿侧间隙、阻尼和时变啮合刚度等使齿轮传动 系统表现出典型的非线性特性,齿面摩擦和重合度 使其动态响应更加复杂。郜浩冬等<sup>[1]</sup>研究了摩擦因 数对齿轮系统动力学的影响。Shi等<sup>[2]</sup>研究了含时 变摩擦因数和重合度齿轮系统中单双齿交替及啮合 力突变。尹桩等<sup>[3]</sup>发现啮合力的周期或混沌突变改 变齿轮系统的运动状态。文献[4-5]发现,啮合力和 运动状态的改变会破坏齿轮传动系统的安全运行。

安全盆理论被应用于非线性系统安全特性的研究。Erdem等<sup>[6]</sup>运用安全盆理论计算出了拖网渔船 安全工作的浪高和风速。Wei等<sup>[7]</sup>研究了白噪声对 电力系统安全盆侵蚀的影响。尚慧琳等<sup>[8]</sup>利用时滞 位置反馈控制转子系统的混沌运动和安全盆侵蚀。 龚璞林等<sup>[9]</sup>获得了安全盆中的安全点和逃逸点,研 究了弱参数扰动对非线性振荡器安全盆的影响。刘 志亮等<sup>[10]</sup>提出了确定安全域边界的惩罚参数选择算 法,对滚动轴承的安全盆进行了研究。

系统安全条件的建立是采用安全盆理论研究系 统安全特性的基础。齿轮传动通过齿面摩擦传递扭 矩和运动,齿面接触疲劳破坏系统的安全运行。根 据齿面接触强度建立安全条件,研究齿轮传动系统 中共存吸引子和周期解的安全特性,可预测齿轮系 统的故障。唐进元等<sup>[11]</sup>根据Hertz接触应力解析式 和有限元方法,研究了面齿轮接触应力的变化规律。 张广玉等<sup>[12]</sup>通过Hertz接触理论建立了小模数齿轮 齿面接触应力的数学模型,得到其应力分布规律。 现有研究主要采用Hertz接触理论考察齿面接触 强度<sup>[13]</sup>。

笔者根据齿面接触强度建立判断齿轮副接触安 全性的安全条件,研究随系统参数变化时考察域内 的吸引子及其演变过程。通过吸引子及建立的安全 条件,判断共存吸引域的安全特性,得到考察域内的 安全盆,分析安全盆的侵蚀与分岔。

## 1 单自由度齿轮传动系统动力学模型

直齿轮副的物理简化模型如图1所示。其中:  $R_{ij}$ , $\theta_j$ , $T_j$ 和 $I_j$ (j=m,n)分别为齿轮j的基圆半径、扭转角位移、转矩和转动惯量;k(t)和 $c_g$ 分别为啮合刚 度和啮合阻尼;e(t)为综合传递误差; $2\overline{D}$ 为齿侧间 隙。齿轮副的系统参数见文献[2]。

图 2 为齿轮副齿面啮合与齿背接触的示意图。 齿面啮合时,齿轮 m 为主动轮 p,齿轮 n 为从动轮 g; 齿背接触时则相反。N<sub>1</sub>N<sub>2</sub>为齿面啮合线,M<sub>1</sub>M<sub>2</sub>为 齿背接触线。R<sub>µ</sub>和R<sub>µ</sub>(*i*=1,2)分别为主动轮 p 和从 动轮 g 中第*i* 对轮齿上啮合点到齿轮中心的距离。

含单/双齿啮合、脱啮和齿背接触的齿轮副无量 纲动力学模型<sup>[23]</sup>为

 $\ddot{x} + 2\xi \operatorname{sign}(x)\dot{x} + \bar{k}(t)M(t)f(x) = F_{\mathrm{m}} + F_{\mathrm{h}}(t)$ (1)

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51365025);天津市自然科学基金资助项目(18JCYBJC88800) 收稿日期:2020-03-15;修回日期:2020-04-24



图 1 直齿轮副物理简化模型 Fig.1 Simplified physical model of the spur gear pair

其中:x为轮齿的相对位移;"·"表示对时间求导;t为 无量纲时间; $\xi = c_g/(m_e\omega_e)$ 为无量纲阻尼; $m_e = I_m I_n/(R_{bm}^2 I_n + R_{bn}^2 I_m)$ ,为等效质量; $\omega_e = \sqrt{k_0/m_e}$ ,为 系统的固有频率; $\omega = \omega_h/\omega_e$ ,为无量纲啮合频率; $\omega_h$ 为啮合频率; $\bar{k}(t) = [1 + k\cos(\omega t)]$ ,为无量纲啮合 刚度;k为无量纲刚度波动幅值; $F_m = (R_{bm} I_n T_m + R_{bn} I_m T_n)/[(R_{bm}^2 I_n + R_{bn}^2 I_m)m_e b_c \omega_e^2]$ ,为无量纲外 载 荷 力 ; 特 征 尺 寸  $b_e = 0.1 \text{ mm}$ ;  $F_h(t) = -m_e \ddot{e}(t)/b_e = \epsilon \omega^2 \cos(\omega t)$ ; $\epsilon$ 为无量纲综合 传递误差幅值;sign(x)为阻尼力的方向函数;f(x)为齿侧间隙函数;M(t)为啮合状态函数,可根据文 献[2-3]计算得到。



(a) Drive-side engaging
 (b) Back-side contacting
 图 2 直齿轮副齿面啮合与齿背接触示意图
 Fig.2 Schematic diagram of system engagement states

## 2 齿面接触安全条件的建立

齿面接触应力超过齿面许用接触应力,造成齿 面接触疲劳。以齿面接触应力小于齿面许用接触 应力为依据,建立其安全条件。齿面许用接触应 力为

$$\sigma_{\rm HP} = \frac{\sigma_{\rm Hlim} Z_{\rm NT} Z_{\rm L} Z_{\rm V} Z_{\rm R} Z_{\rm W} Z_{\rm X}}{S_{\rm Hmin}}$$
(2)

齿轮取渗氮处理调质钢,其参数<sup>[13]</sup>为 $\sigma_{Hlim}$ =1500 MPa;  $Z_{NT}$ =1.6;  $Z_L Z_V Z_R$ =1;  $Z_W = Z_X = 1$ ;  $S_{Hlim}$ =1.1,则 $\sigma_{HP}$ =2200 MPa。

由式(1)得到无量纲、有量纲动态啮合力分别为  $\overline{F_n} = 2\xi \operatorname{sign}(x)\dot{x} + (1 + k\cos(\omega t))f(x)$  (3)  $F_n = \overline{F_n} m_e \omega_e^2 b_c$  (4)

各齿沿啮合线方向的啮合力F<sub>n1</sub>和F<sub>n2</sub>为

$$F_{ni} = F_n Y_i(t) \quad (i=1,2)$$
 (5)

系统初值取 $(x, \dot{x}) = (0.841104, 0.896444)$ ,得 到系统相图及啮合力如图3所示。图3(a)中,虚线 为 $x = \pm D$ 。相轨迹位于x = D右侧时,系统为齿 面啮合状态,齿轮 m 受 $N_2N_1$ 方向的啮合力。相轨迹 位于2条虚线之间时,系统为脱啮。相轨迹位于 x = -D左侧时,系统为齿背接触,齿轮 m 受 $M_1M_2$ 方 向的啮合力。

图 3(b)中, $F_n$ 的变化过程为:当 $F_n$ >0时,齿面 啮合; $F_n$ 逐渐减小到0并沿负方向增加,最后突变为 0,如图 3(b)中的A区域所示,此时系统由齿面啮合 变为脱啮;当 $F_n$ =0时,系统脱啮。之后红线由  $F_n$ =0经过 $F_n$ >0变为 $F_n$ =0,最后 $F_n$ <0,如图 3(b) 中的B区域。系统由脱啮变为齿背接触。由于  $F_{n1} \neq F_{n2}$ ,应分别计算啮合轮齿1和2上的最大齿面 接触应力。

图 3(c) 为图 3(b) 在 C方向的放大图。齿面啮 合时, $F_n > 0$ ;轮齿脱啮时, $F_n = 0$ ;齿背接触时, $F_n < 0$ 。当 $F_n = F_{n1} \cup F_{n2} = 0$ 时,为单齿啮合;当 $F_n = F_{n1} + F_{n2}$ 时,为双齿啮合。图 3中,啮合周期  $T = 2\pi/\omega_m$ ; 一次单、双齿交替啮合的时间  $T_0 = 2\pi/(Z_m\omega_m)$ 。

图4为轮齿接触带半宽的计算示意图。将啮



Fig.3 Phase diagram and curves of meshing force via dimensionless time

合点2接触的轮齿分别视为半径为R<sub>21</sub>和R<sub>22</sub>的圆 柱体。主动轮齿受N<sub>2</sub>N<sub>1</sub>方向的啮合力-F<sub>n2</sub>,被动 轮齿受N<sub>1</sub>N<sub>2</sub>方向的啮合力F<sub>n2</sub>,轮齿上形成接触带 宽为2B的接触平面。

接触带半宽 
$$B_i(t)(i=1,2)$$
为  
 $B_i(t) = 1.128 \sqrt{\frac{2|F_{ni}|R_{i1}(t)R_{i2}(t)(1-\gamma^2)}{Eb(R_{i1}(t)+R_{i2}(t))}}$ (6)

其中:泊松比γ=0.3;弹性模量E=207 GPa。

啮合点处的最大接触应力 $\sigma_{ni}(t)$ 为

$$\sigma_{ni}(t) = 4F_{ni} / [2\pi bB_i(t)] \quad (i = 1, 2)$$
(7)

将式(5)中的啮合力 $F_{ni}$ 代入式(7),得到 $\sigma_{n1}$ 和  $\sigma_{n2}$ 随无量纲时间t的变化曲线,如图5所示。齿面接 触应力变化情况和啮合力变化情况一致。当齿面接 触应力大于许用接触应力 $\sigma_{HP}$ 时,产生接触疲劳,则 齿面接触强度的安全条件为

$$\sigma_{\rm ni}(t) \leqslant \sigma_{\rm HP} \tag{8}$$



图4 轮齿接触带半宽计算示意图

Fig.4 Schematic diagram of the calculation for the half width of the teeth contact belt



在安全盆中,以不同吸引子为初值计算啮合点处的齿面接触应力,再与 $\sigma_{HP}$ 进行比较。当 $\sigma_{HP}(t) > \sigma_{HP}$ 时,该吸引子及其吸引域不安全;反之,则安全。

# 3 齿面接触安全条件下的系统安全盆 侵蚀与动力学分析

安全盆侵蚀指安全盆内吸引域面积和形状的改变,其运动类型不变。安全盆分岔是指安全盆内吸引域的消失或出现,以及安全盆拓扑结构的改变。

#### 3.1 参数ω对系统安全盆侵蚀与分岔的影响

系统参数 $\xi$ =0.1,k=0.1, $F_m$ =0.1, $\varepsilon$ =0.2,D= 1.0;考察域 $H_1$ ={-2.0 $\leq x \leq$ 2.0, -2.0 $\leq \dot{x} \leq$ 2.0}。 $\omega$ 在(0.2,1.2)内增大时的共存吸引子如表3 所示。图6为 $\omega$ 增大时安全盆侵蚀与分岔过程。图 中: $P_i(i=1,2,4)$ 表示系统为周期i运动; $P_N$ 表示混 沌运动;S为满足接触强度安全条件的吸引域;U为 不满足接触强度安全条件的吸引域。图7为以吸引 域内吸引子为初值计算得到的 $\sigma_{n1}$ 和 $\sigma_{n20}$ 

根据表1和图 6(a),当 $\omega \in (0.2, 0.459)$ 时, $H_1$ 内 只有 $P_1$ 吸引子,以该吸引子中的( $x, \dot{x}$ )=(1.107 8, 0.000 17)为初值,计算 $\sigma_{n1}$ 和 $\sigma_{n2}$ 如图 7(a)所示,图中  $\sigma_{n1}$ 和 $\sigma_{n2}$ 均小于 $\sigma_{HP}$ ,满足齿面接触强度的安全条件,

表 1  $\omega$  增大时的共存吸引子 Tab.1 The coexistence attractors with increasing of  $\omega$ 

的店	团团	安全	不安全
ω的阻	图例	吸引子	吸引子
$\omega \in (0.2, 0.459)$	图 6(a)	$P_1$	_
$\omega \in [0.459, 0.615)$	图 6(b),(c)	$P_1, Q_1$	$R_{\scriptscriptstyle 1}$
$\omega \in [0.615, 0.652)$	图 6(d)	$Q_1$	$R_1$
$\omega \in [0.652, 0.741)$	图 6(e)	$Q_1$	$P_{\rm N}$
$\omega \in [0.741, 0.797)$		$Q_1$	
$\omega \in [0.797, 0.836)$	图 6(f)	$Q_1, P_2$	
$\omega \in [0.836, 0.945)$	图 6(g)	$Q_{\scriptscriptstyle 2}$ , $P_{\scriptscriptstyle 2}$	
$\omega \in [0.945, 0.962)$	图 6(h)	$P_{\scriptscriptstyle 4}$ , $P_{\scriptscriptstyle 2}$	
$\omega \in [0.962, 1.005)$	图 6(i)	$P_4, Q_4$	
$\omega \in [1.005, 1.019)$	图 6(j)	$R_{\scriptscriptstyle 2}$ , $Q_{\scriptscriptstyle 4}$	
$\omega \in [1.019, 1.031)$	图 6(k)	$R_{2}, P_{8}$	
$\omega \in [1.045, 1.2)$	图 6(1)	$Q_{ m \scriptscriptstyle N}$	_



1 2

2

2 1

1 2

2

1

1





将其吸引域标为 $P_{i}S_{o}$ 随着 $\omega$ 的增大,安全盆中出 现  $Q_1$  (橘色) 和  $R_1$  (紫色) 吸引子。当  $\omega \in [0.459, 0.615)$ 时,吸引子 $P_1, Q_1$ 和 $R_1$ 共存。安全 盆拓扑结构的变化导致安全盆在 $\omega = 0.459$ 分岔,



图 6(b)为  $\omega$  = 0.485 的安全盆。以  $Q_1$  的( $x, \dot{x}$ )=  $(0.21, 0.136 \ 667) \ \pi R_1$  的  $(x, \dot{x}) = (0.841 \ 104,$ 0.896 444)为初值,得到图7(b)和(c)。图6(b)中橘 色吸引域为 Q<sub>1</sub>S,紫色吸引域为 R<sub>1</sub>U。当  $\omega \in (0.459, 0.615)$ 时,  $P_1S$ 的面积减小,  $Q_1S$ 和  $R_1U$ 的 面积增大(如图6(b)~(c)所示)。安全盆内运动拓 扑结构不变,仅由系统初值导致 $P_1S$ 被 $R_1U$ 和 $Q_1S$  侵蚀,即发生了安全盆侵蚀。当 $\omega = 0.615$ 时, $P_1S$ 被完全侵蚀而消失(如图 6(d)所示),图中 $R_1$ 吸引子 超出考察域。当 $\omega = 0.652$ 时, $R_1$ 吸引子分岔为 $P_N$ 吸引子。图 6(e)为 $\omega = 0.72$ 的安全盆,图中 $P_NU$ 与  $Q_1S$ 共存, $P_NU$ 在 $\omega = 0.741$ 消失。

当 $\omega = 0.797$ 时,安全盆中出现 $P_2$ 吸引子(图6 (f)),以 $P_2$ 的( $x, \dot{x}$ )=(-0.77, -0.23)为初值得到 图 7(d),图 6(f)中蓝色吸引域为  $P_2S$ 。  $Q_1$ 吸引子在  $\omega = 0.836$ 分岔为 $Q_2(图 6(g)), 以 Q_2 h(x, \dot{x}) =$ (0.268, 0.036)为初值得到图7(e),图6(g)中橘色吸 引域为 $Q_2S_{\circ}$ 当 $\omega = 0.945$ 时, $Q_2$ 吸引子倍化为 $P_4$ (图 6(h)), 以  $P_4$ 的( $x, \dot{x}$ )= (0.97, 0.103 333) 为初 值得到图 7(f),图 6(h)中橘色吸引域为  $P_4S_{\circ}$  P<sub>2</sub>吸 引子在 $\omega = 0.962$ 倍化为 $Q_4$ (图 6(i)),以 $Q_4$ 吸引子 (x, x)=(0.37, 0.43)为初值得到图7(g),图6(i)中 蓝色吸引域为 $Q_4S_{\circ}$ 当 $\omega = 1.005, P_4$ 吸引子变为 $R_2$ (图 6(j)),以 $R_2$ 的( $x, \dot{x}$ )=(1.063 333, 0.076 667)为 初值得到图 7(h),其橘色吸引域为  $R_2S_{\circ}$  当  $\omega =$ 1.019 时,  $Q_4$  吸引子变为  $P_8$  (图 6 (k)), 以  $P_8$  的 (x, x)=(0.294 286, -0.191 429)为初值得到图 7(i), 其蓝色吸引域为 $P_{s}S_{\circ}$ 当 $\omega \in (1.031, 1.045)$ 时, $H_{1}$ 内 共存混沌吸引子和 $R_2$ 吸引子。 $R_2$ 吸引子在 $\omega =$ 1.045分岔为 $Q_N$ 吸引子。图 6(1)为 $\omega$ =1.1的安全 盆,以 $Q_{N}$ 的 $(x, \dot{x}) = (0.73, 0.0322)$ 得到图7(i),图  $中\sigma_{n1} 和 \sigma_{n2} 始终小于 \sigma_{HP}, 吸引子安全$ 。

可见,在齿面接触强度安全条件下,安全盆中共 存吸引域的安全特性不同。图6中共存吸引子的吸 引域构成了安全盆,其分岔和侵蚀过程与吸引子的 演变过程密切相关。吸引子的出现或消失改变安全 盆内的运动类型及拓扑结构,导致安全盆分岔。

多初值分岔图可清晰反映系统运动转迁过程。 图 8 为系统随  $\omega$  增大的多初值分岔图及对应的最大 Lyapunov 指数(top Lyapunov exponent,简称 TLE) 图。图 8(a)中, $P_n$ , $Q_n$ 和 $R_n$ 为分岔曲线的运动周期 数; $G_{11}$ , $M_{12}$ 等为分岔点。由图 8 可知,在 $G_{11}$ ( $\omega$ = 0.459)左侧,只有黑色分岔曲线 $P_1$ ,对应的 TLE 值 小于0,安全盆中只存在 $P_1S$ (图 6(a))。在 $G_{11}$ 附近, 图 8(a)中发生周期跳跃出现橘色 $Q_1$ 和紫色 $R_1$ 分岔 曲线,在 $G_{11} \sim M_{11}$ 内, $P_1$ , $Q_1$ 和 $R_1$ 共存,对应安全盆如 图 6(b)~(c)所示。

在 $M_{11}(0.615)$ 附近, $P_1(对应图 6(c)~(d)$ 中黑色 吸引域 $P_1$ S)消失。在 $G_{1N}(\omega=0.625)$ 附近,紫色TLE 值近似等于0,之后大于0,紫色 $R_1$ 鞍结分岔为 $P_N$ , 图 6(d)~(e)中紫色吸引域由 $R_1$ U变为 $P_NU$ 。在 $G_{N1}$ 



右侧,橘色分盆曲线由 $Q_1 在 M_{12}(\omega = 0.836)$ 分岔为 $Q_2$ ,  $Q_2 在 G_{24}(\omega = 0.945)$ 分岔为 $P_4$ , $P_4 在 G_{42}(\omega = 1.005)$ 分 岔为 $R_2$ ,图6(f)~(k)中橘色吸引域由 $Q_1$ S变为 $Q_2$ S再 变为 $P_4$ S,最后变为 $R_2$ S。蓝色分岔曲线 $P_2$ 出现在  $G_{12}(\omega = 0.797)$ , $P_2 在 M_{24}(\omega = 0.962)$ 变为 $Q_4$ , $Q_4$ 在  $G_{48}(\omega = 1.019)$ 变为 $P_8$ ,图6(f)~(k)中蓝色吸引域由  $P_2$ S变为 $Q_4$ S再变为 $P_8$ S。在 $G_{8N}(\omega = 1.031)$ 右侧,系 统出现短暂的混沌运动和 $R_2$ 运动, $R_2 在 G_{2N}(\omega = 1.045)$ 经过鞍结分岔进入混沌运动(对应图6(1))。

共存运动的出现、消失和转迁(图8(a)中出现 周期跳跃、倍化分岔和鞍结分岔),改变安全盆中的 共存子,系统安全盆发生分岔。例如, $P_1 在 G_{11}$ 经周 期跳跃为 $Q_1 和 R_1$ ,安全盆中出现吸引域 $Q_1 S 和 R_1 U$ (图6(a),(b)); $Q_1 在 M_{12}$ 倍化为 $Q_2$ ,导致安全盆中橘 色吸引域由 $Q_1 S 变为 Q_2 S(图6(f) ~ (g)); 紫色 R_1 在$  $G_{1N} 鞍结分岔为 P_N$ ,导致安全盆中紫色吸引域由  $R_1 U 变为 P_N U(图6(d) ~ (e))。$ 

#### 3.2 参数 k 对系统安全盆侵蚀与分岔的影响

系统参数 $\xi$ = 0.06,  $\omega$  = 1.7,  $F_m$  =0.2,  $\varepsilon$  = 0.2, D = 1.0;考察域 $H_2$  ={-3.0  $\leq x_1 \leq 3$ , -3.0  $\leq x_2 \leq$ 3}。  $k \neq (0, 0.3)$ 内减小时的共存吸引子如表 2所 示。图 9为k减小时的安全盆侵蚀与分岔, 图中 $P_q$ 为概周期运动。以安全盆中吸引子初值计算得到随 无量纲时间t变化的 $\sigma_{n1}$ 和 $\sigma_{n2}$ , 如图 10所示。

图 9(a)为 k = 0.28 时的安全盆。以灰色吸引域 中 (x, x) = (0.844 28, -1.564 286) 计算其相图和

		表2 k减	小时的共存	吸引	子		
Tab.2	The	coexistence	attractors	with	decreasing	of	k

<i>k</i> 的值	图例	安全吸引子	不安全吸引子
$k \in (0.265, 0.3)$	图 9(a)	$P_{1}$	$P_{\mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.228,0.265]	图 9(b)	$P_{1}, P_{2}$	$P_{\mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.196,0.228]	图 9(c)	$Q_2$ , $P_2$	$P_{\mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.186,0.196]	图 9(d)	$Q_2$ , $P_2$	$P_3$ , $P_Q$
<i>k</i> ∈(0.149,0.186]	图 9(e)	$P_{2}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}$ , $P_{\scriptscriptstyle  ext{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.136,0.149]	图 9(f)	$P_{2}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}, Q_{\scriptscriptstyle 3}, P_{\scriptscriptstyle \mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.114,0.136]	图 9(g)	$P_{2}$	$P_{3}, Q_{3}, P_{Q}, P_{12}$
<i>k</i> ∈(0.109,0.114]	图 9(h)	${P}_{\scriptscriptstyle 2}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}, Q_{\scriptscriptstyle 3}, P_{\scriptscriptstyle \mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.079,0.109]	图 9(i)	${P}_4$	$P_{\scriptscriptstyle 3}, Q_{\scriptscriptstyle 3}, P_{\scriptscriptstyle \mathrm{Q}}$
<i>k</i> ∈(0.032,0.079]	图 9(j)	$P_{\rm N}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}, Q_{\scriptscriptstyle 3}, P_{\scriptscriptstyle \mathrm{Q}}$
k∈(0.031,0.032]	_	$P_{\rm N}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}$ , $Q_{\scriptscriptstyle 3}$ , $R_{\scriptscriptstyle 2}$
<i>k</i> ∈(0.026,0.031]	图 9(k)	$P_{\rm N}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}$ , $P_{\scriptscriptstyle 6}$ , $R_{\scriptscriptstyle 2}$
$k \in (0, 0.026]$	图 9(1)	$P_{\rm N}$	$P_{\scriptscriptstyle 3}$ , $P_{\scriptscriptstyle 6}$





Poincaré 映射图(图 10(a)),图 10(a)的灰色吸引域 为概周期运动。当k > 0.265时, $P_1 = P_Q W G = F_A$ 存。以 $P_1$ 的( $x, \dot{x}$ )=(0.964 286,0.055 714)和 $P_Q$ 的 ( $x, \dot{x}$ )=(0.844 286, -1.564 286)为初值,得到图 10(b)、图 10(c),图 9(a)中黑色吸引域为 $P_1S$ ,灰色 吸引域为 $P_Q U_0$ 当k减小至k=0.265时,安全盆中出 现 $P_2 W G = T$ 和蓝色吸引域(如图 9(b)),以 $P_2$ 的 ( $x, \dot{x}$ )=(0.708 75, -0.251 25)为初值得到图 10(d), 图 9(b)中蓝色吸引域为 $P_2S_0$ , $P_1W = T$ 在k=0.228分 盆 为  $Q_2$  W G = F (如图 9(c)), 以  $Q_2$ 的( $x, \dot{x}$ )= (0.896 25,0.033 75)为初值得到图 10(e),图 9(c)中 黑色吸引域为 $Q_2S_0$ 

当k=0.196,安全盆出现 $P_3$ 吸引子和黄色吸引 域,如图9(d)所示。以 $P_3$ 的( $x, \dot{x}$ )=(-0.60428, -0.63851)为初值得到图10(f),图9(d)中黄色吸 引域为 $P_3U$ 。当k=0.186时, $Q_2S$ 被完全侵蚀 (图9(e))。当k=0.149时,安全盆中出现 $Q_3$ 吸引 子和红色吸引域(图9(f)),以 $Q_3$ 的( $x, \dot{x}$ )= (0.227143, -0.561429)为初值得到图10(g),图 9(f)中红色吸引域为 $Q_3U$ 。当k=0.136时,安全盆 中出现 $P_{12}$ 吸引子和绿色吸引域(图9(g)),以 $P_{12}$ 的 ( $x, \dot{x}$ )=(-0.37145, -0.69375)为初值得到 图10(h),图9(g)中绿色吸引域为 $P_{12}U$ ,该吸引子在 k=0.114消失(图9(h))。

当k=0.109时,蓝色吸引域中 $P_2$ 吸引子倍化为  $P_4$ (图9(i)),以 $P_4$ 的( $x, \dot{x}$ )=(-0.69375,0.43125) 为初值得到图10(i),图9(i)中蓝色吸引域为 $P_4S_{\circ}$ 



当 k=0.079 时,  $P_4$ 吸引子变为 $P_N$ (图 9(j)), 以 $P_N$ 的 ( $x, \dot{x}$ )=(0.881 25, -0.258 75)为初值得到图 10(j), 图 9(j)中蓝色吸引域为 $P_NU_o$ 

 $P_{q}$ 吸引子在k=0.032时变为 $R_{2}$ 吸引子, $Q_{3}$ 吸引 子 在 k=0.031 时 变 为  $P_{6}$  吸 引 子 。 当  $\omega \in (0.026, 0.031]$ 时, $P_{N}$ , $P_{3}$ , $P_{6}$ 与 $R_{2}$ 吸引子共存。 图 9(k)为k=0.03时的安全盆,以 $R_{2}$ 的( $x, \dot{x}$ )= (2.961429, -2.97)为初值得到图 10(k),图 9(k)中 灰色吸引域为 $R_{2}U_{0}$ 以 $P_{6}$ 的( $x, \dot{x}$ )=(0.321429, -0.638571)为初值得到图 10(1),图 9(k)中红色吸引 域为 $P_{6}U_{0}$ 当k=0.026时,灰色吸引域消失(图 9(1))。

图 11 为 k减小的多初值分岔图和 TLE 图。在  $G_{12}(k=0.265)$ 右侧,黑色 $P_1$ 和灰色 $P_0$ 分岔曲线共存, 黑色 TLE 值小于 0, 灰色 TLE 值在 0 附近波动。在  $G_{12}$ ,图 11(a)中出现蓝色  $P_2$ 分岔曲线,在  $G_{12} \sim M_{12}$ 内,  $P_1, P_2$ 和  $P_0$ 分岔曲线共存。在  $M_{12}(k=0.228), P_1$ 倍化 为 $Q_2$ ,图9(b)~(c)中,黑色吸引域由 $P_1S$ 变为 $Q_2S_o$ 在 G23(k=0.196),图 11(a)中出现黄色 P3分岔曲线, 图 9(d)中出现黄色吸引域  $P_3U_0$  在  $G_{22}(k=0.186)$ , 图 11(a) 中黑色  $Q_2$  分 岔 曲 线 消失, 图 9(e) 中黑色 吸引 域 $Q_2S$ 消失。在 $M_{23}(k=0.149)$ ,图11(a)中出现红色  $Q_3$ 分岔曲线,图9(f)中出现红色吸引域 $Q_3U_0$ 图11(a) 中绿色  $P_{12}$  分 岔 曲 线 出 现 在  $G_{3T}(k=0.136)$ , 消失于 G<sub>T3</sub>(k=0.114),安全盆如图9(g)~(h)所示。蓝色分 岔曲线  $P_2$ 在  $G_{24}$  (k=0.109) 变为  $P_4$ ,  $P_4$ 在  $G_{4N}$  (k= 0.079) 变为 P<sub>N</sub>,图 9(h)~(1)中,蓝色吸引域由 P<sub>2</sub>S 变 为 $P_4$ S再变为 $P_NU_o$   $P_o$ 在 $G_{02}(k=0.032)$ 分岔为 $R_2$ ,









 $Q_3$ 在 $G_{36}(k=0.031)$ 倍化为 $P_{60}$ ,  $G_{36} \sim G_{2N}$ 内, $P_N$ , $P_3$ , $P_6$ 和 $R_2$ 分岔曲线共存,安全盆如图9(k)所示。在 $G_{2N}(k=0.026)$ 附近, $R_2$ 跳跃为 $P_N$ ,安全盆中灰色吸引域完全 被蓝色吸引域侵蚀,如图9(1)所示。

综上,随 k 减小的多初值分岔图中出现周期跳 跃和分岔(倍化分岔、鞍结分岔、Hopf分岔),改变安 全盆中吸引子的共存,引起安全盆分岔。

### 4 结 论

 1)齿面接触强度安全条件下,安全盆中共存运 动吸引域的安全特性不同;保证系统的初始激励处 于安全的吸引域内,可避免齿面接触疲劳的产生。

2)安全盆中吸引子的出现、消失或数量的变化
 改变安全盆的运动拓扑结构,导致安全盆分岔。

3)多初值分岔图中出现周期跳跃、倍化分岔、 Hopf分岔或鞍结分岔,改变系统的共存周期解,引 起吸引子数量或类型的变化,从而诱发安全盆分岔。

#### 参考文献

- [1] 郜浩冬,张以都. 含摩擦的汇流传动齿轮非线性动力 学分析[J]. 振动、测试与诊断,2014,34(4):737-743.
  GAO Haodong, ZHANG Yidu. Nonlinear dynamics analysis of convergent transmission gear containing friction[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2014,34(4):737-743.(in Chinese)
- [2] SHI J F, GOU X F, ZHU L Y. Modeling and analysis of a spur gear pair considering multi-state mesh with time-varying parameters and backlash [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134:582-603.
- [3] 尹桩,苟向锋,朱凌云.考虑齿面冲击及摩擦的单级齿轮系统动力学建模及分析[J].振动工程学报,2018, 31(6):974-983.

YIN Zhuang, GOU Xiangfeng, ZHU Lingyun. Dynamic modeling and analysis of single-stage gear system consid-ering tooth surface impact and friction [J]. Journal of Vibration Engineering, 2018, 31(6): 974-983. (in Chinese)

- [4] JAFARI S, PHAM Y T. The relationship between chaotic maps and some chaotic systems with hidden attractors [J]. International Journal of Bifurcation and Chaos, 2016, 26:650211.
- [5] SOLIVIO L T, SOUZA D, CALDAS I L. Sudden changes in chaotic attractors and transient basins in a model for rattling in gearboxes[J]. Chaos Solitons & Fractals,2004,21(3):763-772.
- [6] ERDEM Ü. Examination of the stability of trawlers in beam seas by using safe basins[J]. Ocean Engineering,

2011,38:1908-1915.

- [7] WEI D Q, ZHANG B, LUO X S, et al. Effect of noise on erosion of safe basin in power system [J]. Nonlinear Dynamics, 2010, 61:477-482.
- [8] 尚慧琳,韩元波,李伟阳.时滞位置反馈对一类非线性 相对转动系统混沌运动和安全盆侵蚀的控制[J].物 理学报,2012,63(11):88-95.
  SHANG Huilin,HAN Yuanbo,LI Weiyang. Suppression of chaos and basin erosion in a nonlinear relative rotation system by delayed position feedback[J]. Acta Physica Sinica,2014,63(11):88-95.(in Chinese)
- [9] 龚璞林,徐健学,孙政策.弱的参数周期扰动对一非线 性系统安全域的影响与分形侵蚀安全域的控制[J]. 物理学报,2001,50(5):841-846.
  GONG Pulin, XU Jianxue, SUN Zhengce. The influence of weak parametric periodic perturbation on safe basin and the control of the fractal erosion basin[J]. Acta Physica Sinica,2001,50(5):841-846.(in Chinese)
- [10] 刘志亮,刘仕林,李兴林,等. 滚动轴承安全域建模方 法及其在高速列车异常检测中的应用[J]. 机械工程 学报,2017,53(10):116-124.
  LIU Zhiliang,LIU Shilin,LI Xinglin, et al. Safety domain modelling of rolling bearings and its application to anomaly detection for high-speed rail vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017,53(10):116-124. (in Chinese)
- [11] 唐进元,刘艳平. 直齿面齿轮加载啮合有限元仿真分析[J].机械工程学报,2012,48(5):124-131.
  TANG Jinyuan,LIU Yanping. Loaded meshing simulation of face-gear drive with spur involute pinion based on finite element analysis [J]. Journal of Mechanical Enginering,2012,48(5):124-131.(in Chinese)
- [12] 张广玉,齐立群,董慧娟,等. 空间飞行器小模数齿轮 接触分析及实验研究[J]. 华南理工大学学报(自然科 学版),2011,39(11):65-70.
  ZHANG Guangyu, QI Liqun, DONG Huijuan, et al. Contact analysis and experimental investigation of small module gear in spacecraf[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2011,39(11):65-70.(in Chinese)
- [13] 闻邦椿.机械设计手册(卷2)[M].北京:机械工业出版社,2010:45.



第一作者简介:李正发,男,1995年8月 生,硕士生。主要研究方向为齿轮传动 系统非线性动力学。

E-mail: lzf122909@163.com

通信作者简介:苟向锋,男,1974年6月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为 齿轮传动系统非线性动力学。

E-mail: gouxiangfeng@tiangong.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.006

# 基于多特征信息融合的砂岩破裂状态识别方法

杨丽荣, 江 川, 刘吉顺, 戴聪聪, 程铁栋 (江西理工大学机电工程学院 赣州,341000)

摘要 针对岩体在受外界应力时内部破裂状态靠经验难以准确判断的问题,提出了一种多特征信息融合和最小二 乘支持向量机(least square support vector machine,简称LSSVM)的岩石破裂状态识别方法。首先,利用改进集合 经验模态分解(ensemble empirical mode decomposition,简称 EEMD)对砂岩声发射信号进行分解,得到一组有效的 平稳本征模函数(intrinsic mode function,简称 IMF)分量,对各 IMF 分量进行自回归(auto regressive,简称 AR)建 模,提取 AR模型系数作为时域特征向量;其次,通过对双谱矩阵进行奇异值分解,分析了砂岩各破碎状态声发射信 号的频域特征;最后,利用局部线性嵌入(locally linear embedding,简称 LLE)进行特征约简,并将融合特征向量进行 归一化处理作为LSSVM的输入,砂岩破裂状态作为输出,采用粒子群算法(particle swarm optimization,简称 PSO) 对参数自动寻优,实现对岩石破裂状态的诊断识别。结果表明:融合特征具有较强的鲁棒性,且相对单一时域特征 识别率提高了6%。

关键词 砂岩破裂;多特征融合;局部线性嵌入;最小二乘支持向量机;模式识别 中图分类号 TH39

## 引 言

由于岩石内部细微间隙的存在,外力的作用使 内部间隙发生闭合、拓展和贯通,并以弹性波的方式 来释放部分能量,这个过程称为声发射。由于传播 介质特性对弹性波的传播会造成干扰,且受传感器 响应频率特性和环境噪声的影响,采集的声发射信 号是一种复杂的非平稳信号。因此,有效的特征提 取方法是声发射研究的关键难题<sup>[1-2]</sup>,对岩石失稳监 测、揭示岩石破裂过程具有重要意义。

张艳博等<sup>[3]</sup>利用希尔伯特-黄变换 (Hilbert-Huang transform,简称HHT)研究岩石破 裂声发射特性,将岩石破裂分为3个阶段,确定了 声发射信号的有效频率是20kHz~120kHz。鲜 晓东等<sup>[4]</sup>利用中值滤波-奇异值分解及AR模型相 结合的方法,在避免计算模型阶次的同时,实现了 岩石声发射信号到达时间的自动识别。凌同华 等<sup>[5]</sup>采用经验模态分解(empirical mode decomposetion,简称EMD)分析了冲击载荷作用下的岩石 声发射信号,结果表明EMD有较好的适应性。Jia 等<sup>[6]</sup>提出了一种基于EEMD和灰色理论的振动信 号去噪新方法,结果表明能有效地去除噪声。以 上研究是通过单一时域、频域或能量特征来分析 岩石内部状态变化,采用多特征融合识别技术涉 及很少。

笔者采用改进 EEMD-AR 和双谱奇异值分解 相结合的方法,提取构造表征砂岩破裂各状态的多 维特征向量。采用LLE进行可视化特征约简,将融 合特征向量进行归一化处理作为LSSVM的输入, 砂岩破裂状态作为输出,采用 PSO 对参数自动寻 优,实现对岩石破裂状态的诊断识别。

## 基于改进 EEMD-AR 的时域特征 提取

时间序列的AR模型参数包含了岩体内部破裂 状态的重要信息,但由于时间序列模型仅对平稳过 程具有较好的分析效果<sup>[7]</sup>,因此对于非平稳过程的 声发射信号,须将其分解成有效的平稳分量,再进行 AR模型特征提取。戴聪聪等<sup>[8]</sup>提出了改进的 EEMD方法,通过引入云模型理论克服了EEMD根 据经验选取有效IMF分量的缺陷。

笔者采用改进的 EEMD 与 AR 模型相结合的方法进行时域特征提取,改进的 EEMD-AR 时域特征

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51464017);江西省教育厅科技资助项目(GJJ190452) 收稿日期:2020-06-29;修回日期:2020-09-06

提取步骤如下:

1) 原始声发射信号 y(t) 的云向量 $\overline{\nu}$ = (Ex, En, He)。其中: Ex 表示期望值(expected value); En 表示特征熵(entropy); He 表示超熵(hyper entropy)。

 通过 EEMD 分解原始声发射信号 y(t),得到 IMF & (k=1,2,...,n)。

3) 计算各个 IMF 分量的云模型数字特征  $Ex_{imf}, En_{imf}, He_{imf}$ 组成的云向量 $\overline{\nu}_{IMF_{\kappa}} = (Ex_{IMF_{\kappa}}, En_{IMF_{\kappa}}, He_{IMF_{\kappa}})_{\circ}$ 

4) 为得到原始信号与各个 IMF 分量云相似值, 需要先计算出 2 个云向量夹角的余弦,即  $\cos(\overline{V}, \overline{u_j}) = \frac{\overline{V} \cdot \overline{V}_{\text{IMF}_{\ell}}}{\|\overline{V}\| \cdot \|\overline{V}_{\text{IMF}_{\ell}}\|},$ 其中,*j*时间序列云向

5) 通过分析多组信号来决定阈值大小,去除小 于阈值的 IMF 分量,得到有效 IMF 分量。

6)利用有效 IMF 分量建立 AR 模型,得到 AR 模型回归参数构成的特征向量。

## 2 基于双谱奇异值分解的频域特征 提取

双谱为三阶累计量的二维傅里叶变换,双谱分 析法能很好地消除高斯噪声<sup>[9]</sup>。将砂岩不同破裂阶 段下的信号进行双谱分析,并对双谱高阶矩阵进行 奇异值分解,将提取的多个奇异谱值作为砂岩声发 射信号频域特征向量。

设*x*(*n*)为均值为0的*k*阶平稳随机信号,其三 阶累积量求解公式为

 $r(\tau_1, \tau_2) = E\{(n)x(n+\tau_1)x(n+\tau_2)\}$ (1) 其中: τ为信号延时变量。

三阶累积量的二维傅里叶变换公式为

$$B_{x}(w_{1},w_{2}) = \sum_{\tau_{1}=-\infty}^{\infty} \sum_{\tau_{2}=-\infty}^{\infty} c_{3x}(\tau_{1},\tau_{2}) e^{-j(w_{1}\tau_{1}+w_{2}\tau_{2})} \quad (2)$$

其中:ω为信号的傅里叶变换。

奇异值分解是将包含原始信号信息的吸引子轨 迹矩阵分解到一系列奇异值和奇异值矢量对应的时 频子空间。矩阵奇异值属于矩阵的固有特征,其大小 表示了矩阵中对应噪声成分的大小,由此定义奇异 谱为

$$p_i = \lambda_i \left/ \sum_{i=1}^r \lambda_i \quad (i = 1, 2, \cdots, r) \right.$$
(3)

其中: $(\sum_{k=1}^{s} \lambda_{k} / \sum_{k=1}^{r} \lambda_{k}) > 85\%$ 为矩阵的奇异值;r为 矩阵的秩; $p_{i}$ 为整个系统中各个状态变量与所占能 量的相对关系,也称为由矩阵经奇异值分解得到的 奇异谱。

为了使损失信息不太多,又能达到减少变量的 目的,通常筛选前s个奇异谱累计贡献率大于85% 的分量作为特征向量并降维,即

$$\left(\sum_{k=1}^{s} \lambda_{k} \middle/ \sum_{k=1}^{r} \lambda_{k}\right) > 85\%$$

$$(4)$$

# 3 基于 PSO-LSSVM 的砂岩破裂状 态分类方法

针对主元分析忽略原始信号的局部信息问题, 提出了一种无监督的LLE算法,通过对局部线性处 理实现数据的降维和可视化<sup>100</sup>。利用多特征信息融 合和PSO-LSSVM对砂岩破裂状态进行识别。图1 为砂岩破裂状态识别方法流程图。



Fig.1 Flow chart of identification method for sandstone fracture state

## 4 实验分析

#### 4.1 岩石单轴加载实验

为了保证实验的普遍性和多样性,实验选用不

同矿山的红砂岩。将岩体经钻孔取样机取出柱状岩芯,采用双端面磨石机打磨得到标准岩样。各岩样 参数如表1所示。

表1 实验岩样参数 Tab.1 Specifications of test rock samples mm

试样编号	直径×高度	端面不平行度
H1	$49.96 \times 99.96$	_
Η7	$50.02 \times 99.98$	_
G15	$49.98 \times 100.04$	< 0.05
R10	$50.01 \times 100.02$	_

实验采用位移加载控制模式,速率为 0.002 mm/s,声发射传感器为SR15型,其共振频率 为150 kHz;放大器增益为40 dB,采样频率为 0.5 MHz,采样点数为12 000。为了降低环境噪声 的干扰,在探头的表面涂抹植物油,再将胶带缠绕在 样品表面中间位置,加载实验装置如图2所示。

通过对红砂岩样品进行单轴压缩实验,得到不



图 2 加载实验装置图 Fig.2 Loading test device diagram

同规格红砂岩样品的应力-应变曲线,如图3所示。 由图3可知,不同红砂岩失稳破坏的峰值应力不同, 但单轴破坏过程都表现为4个阶段(0A为压密阶 段、AB为弹性变形阶段、BC为塑性变形阶段、CD 为失稳破坏阶段),4个阶段比较明显的区别是应力 应变曲线的斜率不同。





#### 4.2 敏感 IMF 分量选择及时域特征提取

采集岩石破碎整个过程的声发射信号,根据时间顺序,4个阶段各选取100组信号。选取应力为 9.83 MPa的连续声发射信号进行分析,通过改进的 EEMD算法对声发射时域波形进行分解,分解结果 取前8个IMF波形,如图4所示。由图4可知,时间 尺度较长、频率较低的分量分别为IMF<sub>5</sub>,IMF<sub>6</sub>, IMF<sub>7</sub>和IMF<sub>8</sub>,代表信号中的低频成分。

计算 IMF<sub>1</sub>~IMF<sub>8</sub>与原始信号的云相似值

$$\sin(i,j) = \cos(\bar{\nu}_i, \bar{u}_j) = \frac{\nu_i \cdot u_j}{\left\| \bar{\nu}_i \right\| \cdot \left\| \bar{u}_j \right\|}$$
(5)

其中: $\overline{\nu_i}$ =(Ex<sub>i</sub>, En<sub>i</sub>, He<sub>i</sub>); $\overline{u_j}$ =(Ex<sub>j</sub>, En<sub>j</sub>, He<sub>j</sub>)分别 为*i*,*j*时间序列云向量。 IMF<sub>1</sub>~IMF<sub>8</sub>与原始信号的云相似值如表2所示。 其中: $sim_q(q=1, 2, ..., 8)$ 为IMF<sub>n</sub>(n=1, 2, ..., 8) 与原信号的云相似值。可见,前6个IMF分量的相 似值相对较大。

任意选择10组信号利用EEMD算法进行分解, 将每个IMF分量的云相似值进行曲线拟合。图5为 所有样本的云相似值拟合曲线。从图5可知, IMF<sub>1</sub>, IMF<sub>2</sub>, IMF<sub>3</sub>的云相似值较大,包含更多原 始信号的信息量,可以较好地表示原始信号特 征。根据多次实验统计分析,选择阈值为0.655, 将IMF<sub>1</sub>, IMF<sub>2</sub>, IMF<sub>3</sub>确定为有效分量。

为了消除其他因素对模型的影响,对选取的前 3个IMF分量进行能量归一化处理。

$$\hat{c}_{i}(t) = c_{i}(t) / \sqrt{\sum_{i=1}^{N} c_{i}^{2}(t)}$$
(6)



图4 岩石声发射信号的前8个IMF波形

Fig.4 The first 8 IMF waveforms of rock acoustic emission signals

其中: $c_i(t)$ 为改进EEMD处理后得到的前3个IMF 分量( $i = 1 \sim 3$ ); $c_i(t)$ 为能量归一化后的IMF分量。 通过改进的EEMD算法,对砂岩同一阶段不

表 2 IMF<sub>1</sub>~IMF<sub>8</sub>与原始信号的云相似值 Tab.2 Similarity values of cloud between IMF<sub>1</sub>~IMF<sub>8</sub> and original signal

$\operatorname{sim}_1$	$sim_2$	$sim_3$	$sim_4$	$sim_5$	$sim_6$	$sim_7$	$\sin_8$
0.943	0.912	0.663	0.317	0.339	0.127	0.093	0.037



samples

同应力和不同阶段某个应力作用下的有效 IMF 分量建立 AR 模型。由于 AR 模型预测的准确性与模型的阶次有关,模型定阶方法常用最佳准则函数法,笔者选用赤池信息准则(Akaike information criterion,简称 AIC)。图 6 为同一破裂阶段不同应力下 AIC 值随模型阶次变化。图 7 为不同阶段 AIC 值随模型阶次变化。结合图 6,7 可知,各 IMF 分量模型阶数大于5时,AIC 值波动相对来说很小。因此,提取各个 IMF 分量在5阶 AR 模型下的模型系数作为岩石不同破裂阶段的特征向量。



图 6 同一破裂阶段不同应力下 AIC 值随模型阶次变化

Fig.6 Changes of AIC values of different stresses with model order at the same fracture stage

任意选取多组信号建立AR模型,对分解的 3个IMF分量进行预测来检验模型的准确度。 限于篇幅,取第1破裂阶段下应力为11.29 MPa 的信号进行验证。 IMF 分量预测误差如图 8 所示。

由图 8 可知, AR 模型阶次为 5 时, IMF 分量预



Fig.7 Variation of AIC values with model order at different stage



Fig.8 IMF component prediction error diagram

测误差很小。同时,对该组信号进行3阶、4阶和6 阶AR建模,分别计算其预测误差值。通过对比分 析,得到5阶AR模型下的各IMF分量预测值与原 始信号最接近,能更好地反映原始信号特征。提取 各IMF分量的5阶AR模型系数,构造15维特征向 量作为时域特征向量

 $T_{ar} = [\varphi_{11}, \varphi_{12}, \dots, \varphi_{15}, \dots, \varphi_{31}, \dots, \varphi_{35}]$ (7) 其中: $\varphi_{m,n}$ 为信号经改进EEMD分解后第*m*个IMF 分量的第*n*阶模型系数。

#### 4.3 频域特征提取

为了消除其他条件变化对采样信号的影响,在 应用双谱分析之前,先对原始信号进行去均值及归 一化处理,即

$$y(i) = [x(i) - \bar{x}]/s \tag{8}$$

其中: $\bar{x} = \sum_{i=1}^{n} x_i / n; s = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 / n}; n 为数据$ 采样点数。

分别对同一破裂阶段不同应力下的声发射信 号进行双谱分析,图9为各阶段不同应力的声发射 信号双谱图。由图9可知,同一阶段不同应力的声 发射信号双谱图虽然有区别,但双谱图的形状差异 较小,且体现出相同的特征。不同阶段的双谱图表 现出明显的形状差异和特征差异,表明砂岩声发射 信号的双谱特征可以较好地区分岩石不同破裂 阶段。

对双谱分析得到二维初始双谱特征矩阵的每一 个元素取模,构成一个实矩阵。对实矩阵进行奇异 值分解,得到多个奇异值。根据式(3)计算各个信号 的奇异谱特征值,再根据式(4)提取累积贡献率大于 85%的奇异谱分量作为砂岩破裂各阶段的特征。 经过大量的数据处理发现:累计贡献率大于85%的 奇异谱数量在岩石破裂不同阶段是不一样的,一般 在4~10区间之内。因此,为了使构造的特征向量 维数一致,统一选取前10个奇异谱构成频域特征向 量 $T_{ho} \in R^{1\times 10}$ 。

#### 4.4 融合特征提取对比实验验证

选取 300 组样本,将时域特征向量 T<sub>ar</sub> 与频域特征向量 T<sub>bo</sub>组成联合多特征向量,构成一个 300 × 25 的特征矩阵 M,矩阵的每一行代表每个样本的联合 多特征。

4.4.1 采用主元分析法进行特征降维

计算各主元的贡献率及累积贡献率,根据式(4) 累积贡献率超过85%的准则,选择前7个累计贡献 率大于88%的主元。

对于一个新的样本,按照联合特征向量的方法, 构造出 25 维联合特征向量。向新的主元投影,得到 降维后的特征向量  $T_{new} \in R^{1 \times 7}$ 。 $T_{new}$ 中不同主元的 二维和三维分布如图 10 所示。可见,采用 PCA 降 维后,4 种状态的三维特征分布较分散,各状态有交 叉 混叠,且在第1阶段数据样本出现较多错判及 漏判。





#### 4.4.2 采用LLE算法进行特征降维

由于LLE算法受低维子空间维数 d 和近邻 参数 k选取的影响,采用极大似然估计法,确定砂 岩破裂各阶段声发射信号特征数据集的低维子 空间维数 d = 4;固定低维子空间维数 d = 4,改 变近邻参数 k 的取值,利用支持向量机(support vector machine,简称 SVM)对融合特征向量进行 识别,分析比较不同 k值时的识别率。分析结果 表明, k=5 时识别率最高,因此确定近邻参数 k=5。

利用LLE算法对样本数据降维,得到4维的融合特征向量 T'new 的聚类效果如图 11 所示。可以看出,采用LLE降维后的聚类效果比 PCA 降维的聚 类效果更集中,各阶段交叉混叠数目也明显减少,且 样本漏判和错判率明显降低。

#### 4.5 砂岩破裂状态识别分类

选取每种破裂状态训练样本 75 组,共计 300 组。测试样本各 25 组,共计 100 组。将 4 种不同破 裂状态声发射信号提取的融合特征向量进行归一化 处理,通过 PSO-LSSVM 算法建立砂岩破裂状态识 别模型。对于局部搜索能力  $c_1$ 和全局搜索能力  $c_2$ , 遵循  $c_1$ 先大后小,  $c_2$ 先小后大的思想,经过多次实验 分析,最终设定  $c_1$ =0.5,  $c_2$ =1.7,种群数量为 50,迭 代次数为 200。在时域特征集下搜索到的最佳惩罚 因子  $\gamma$  = 0.1,  $\sigma$  = 187.267;在频域特征集下为  $\gamma$  = 0.1,  $\sigma$  = 105.438;在融合特征集下为  $\gamma$  = 3.672,  $\sigma$  = 55.924。

用训练好的 PSO-LSSVM 多模式分类器对测试样本特征集进行分类预测,分别对时域特征向量集、频域特征向量集和 LLE 降维后的融合特征向量集采用 PSO-LSSVM 优化算法进行分类验证。不同特征的识别率比较如表 3 所示。

从表3可知,将信号的联合特征通过LLE提取 融合特征用于岩石破裂状态分类,可以提高系统的 识别率,采用融合特征后的识别率最高为90%,相 对于单一的时域特征识别提高了6%。

为了进一步研究最小二乘支持向量机在分类方 面的性能及LLE降维融合特征的性能,采用相同的 样本类别分布,分别以BP神经网络、SVM和LSS-VM作为分类器对LLE降维融合特征进行识别。 不同识别方法的识别率比较如表4所示。可以看 出,采用不同的识别方法,4个阶段的识别率相近。 因此,LLE降维的融合特征具有较强的鲁棒性;从 总识别率上看,对于小样本的识别,LSSVM优于 SVM和BP神经网络。



Fig.10 Two-dimensional and three-dimensional distributions of different principal components



Fig.11 Clustering effect of fusion features after dimensionality reduction of LLE algorithm

different

of

%
识
率
40
65
00
3

表3 不同特征的识别率比较

Comparison of recognition rates

表4 不同识别方法的识别率比较

Tab.4 Comparison of recognition rates of different recognition methods

	0				
识别	第1	第2	第3	第4	总识
方法	阶段	阶段	阶段	阶段	别率
BP	0.80	0.84	0.88	0.76	0.82
SVM	0.84	0.88	0.84	0.80	0.84
LSSVM	0.88	0.84	0.88	0.80	0.85

## 5 结 论

Tob 3

1)提出了改进的 EEMD-AR 算法,即通过云相似度筛选有效 IMF 分量,利用有效 IMF 分量建

立 AR 模型,通过对比分析得到 5 阶 AR 模型效果 最好,能够准确反映信号特征,同时验证了模型的 准确性。提取各个 IMF 分量在 5 阶 AR 模型下的 模型系数,作为岩石不同破裂阶段的时域特征 向量。

2)针对传统功率谱提取频域特征存在的缺陷,利用双谱分析了砂岩各破裂状态信号的双谱图。结果表明,不同状态的双谱图形状差异较大,易于区分。采用奇异值对双谱矩阵进行分解,根据累计贡献率原则,选取前10个奇异谱作为频域特征向量。

3)利用PCA和LLE分别对由时域、频域特征 向量构成的联合特征向量进行降维,验证了LLE降 维后的融合特征向量的聚类效果更好。

4) 通过构建的 PSO-LSSVM 识别模型,分析验 证了融合特征下的分类识别率最高,相对于单一时 域特征识别率提高了 6%。验证了融合特征向量具 有较强的鲁棒性,在对声发射源进行定位和失稳预 测方面具有指导意义。

#### 参考文献

[1] 彭冠英,许明,谢强,等.基于岩石声发射信号的指数衰减型小波基构造[J].岩土力学,2016,37(7):1868-1876.

PENG Guanying, XU Ming, XIE Qiang, et al. Exponentially decaying wavelet base structure based on rock acoustic emission signal[J]. Rock and Soil Mechanices, 2016, 37(7): 1868-1876. (in Chinese)

- [2] 许中林,李国禄,董天顺,等.声发射信号分析与处理方法研究进展[J].材料导报,2014,28(9):56-60.
  XU Zhonglin, LI Guolu, DONG Tianshun, et al. Research progress of acoustic emission signal analysis and processing methods [J]. Materials Guide, 2014, 28(9): 56-60. (in Chinese)
- [3] 张艳博,梁鹏,孙林,等.基于HHT的粉砂岩破裂声 发射信号频率特性研究[J].采矿与安全工程学报, 2016,33(1):179-184.

ZHANG Yanbo, LIANG Peng, SUN Lin, et al. Study on frequency characteristics of acoustic emission signal of siltstone fracture [J]. HHT Mining and Safety Engineering Journal, 2016, 33(1):179-184. (in Chinese)

[4] 鲜晓东,袁双,纪松林.基于消噪处理岩石声发射信号
 到达时间的识别方法[J].煤炭学报,2015,40(S1):
 100-106.

XIAN Xiaodong, YUAN Shuang, JI Songlin. Identification method for the arrival time of acoustic emission signals based on noise elimination [J]. Journal of Coal, 2015,40(S1):100-106. (in Chinese)

- [5] 凌同华,张胜,易志强,等.岩石声发射信号能量分布特 征的EMD分析[J].振动与冲击,2012,31(11):26-31.
  LING Tonghua, ZHANG Sheng, YI Zhiqiang, et al.
  EMD analysis of energy distribution characteristics of rock acoustic emission signals [J]. Vibration and Impact, 2012, 31(11):26-31. (in Chinese)
- [6] JIA Y C, LI G L, DONG X, et al. A novel denoising method for vibration signal of hob spindle based on

EEMD and grey theory [J]. Measurement, 2020, 169(9):108490.

 [7] 戴文舒,鲍凯凯,陈新华,等.基于AR模型的时变水 声信道统计分析方法[J].振动与冲击,2019,38(13): 231-235.

DAI Wenshu, BAO Kaikai, CHEN Xinhua, et al. Time-varying underwater acoustic channel statistical analysis method based on AR model[J]. Vibration and Shock, 2019, 38(13): 231-235. (in Chinese)

[8] 戴聪聪,程铁栋,宗路,等.基于改进EEMD的红砂岩 声发射信号的频谱特性研究[J].振动与冲击,2018, 37(16):118-123.

DAI Congcong, CHENG Tiedong, ZONG Lu, et al. Spectrum characteristics of red sandstone acoustic emission signals based on improved EEMD [J]. Vibration and Shock, 2018, 37(16): 118-123. (in Chinese)

[9] 程静,王维庆,樊小朝,等.基于二值双谱和模糊聚类的风
 电轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断,2018,38(4):
 765-771.

CHENG Jing, WANG Weiqing, FAN Xiaochao, et al. Wind turbine bearing fault diagnosis based on binary bispectrum and fuzzy clustering [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4): 765-771. (in Chinese)

 [10] LI X G, JIA G H, LI J F, et al. A face hallucination algorithm via an LLE coefficients prior model [J]. Chinese Journal of Electronics, 2018, 27(6): 1234-1240.



第一作者简介:杨丽荣,女,1979年11月 生,硕士、副教授。主要研究方向为复杂 信号处理分析及系统建模与模式识别。 E-mail:18978844@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.007

# 电热微夹持器微尺度传热分析与优化设计\*

林 琳<sup>1,2</sup>, 杨国舜<sup>3</sup>, 武 灏<sup>1</sup>, 申 浩<sup>1</sup>, 陈立国<sup>1</sup> (1.苏州大学机器人与微系统研究中心 苏州,215021) (2.厦门海洋职业技术学院海洋机电学院 厦门,361012) (3.航天工程装备(苏州)有限公司 苏州,215100)

**摘要** 针对电热平行梁微夹持器存在的末端夹指高温问题,首先,对电热微夹持器的传热机理进行分析,结合实验 得到微尺度下的拟合传热参数;其次,对传统的电热微夹持器末端夹指设计了S型梁散热结构,使用显微红外分析 仪对微夹持器对优化效果进行表征;最后,通过微球夹持实验验证了优化设计的可靠性。结果表明,空气自然对流 换热系数可达到宏观状态下的60~300倍,在此数据基础上进行的优化设计可以使末端夹指温度降低约45%。该 优化方案对其他材料或结构的电热微夹持器也具有一定的通用性。

关键词 电热微夹持器;尺度效应;传热参数;温度场;结构优化 中图分类号 TN302;TH39

## 引 言

微夹持器作为微机电系统(micro-electro mechanical system,简称 MEMS)中典型的执行部件, 主要用来完成一些微小目标的夹持、移动和组装等 操作,对微操作过程的实施起着至关重要的作 用<sup>[1-5]</sup>。微夹持器按照驱动方式分类,主要有压电、 电磁、气动、静电以及电热等。由于电热微夹持器 具有结构简单、体积小、响应速度快、驱动力大、抗 干扰能力强和控制简单等优点<sup>[67]</sup>,故得到了广泛 关注。

电热微夹持器通常使用的材料为硅、SU8胶和 镍铁合金等,通过集成电路(integrated circuit,简称 IC)工艺制成。驱动结构分为V型梁、平行梁和拓 扑结构等形式。其中,以平行梁结构最为紧凑,其特 征尺寸一般在微米级,通电发热后末端夹指的最高 温度一般在100℃~800℃。如此高的夹指温度会使 细胞失活,也会使一些有机材料融化或变性,严重限 制了电热微夹持器的使用范围。为了降低末端夹指 温度,需对微夹持器的通度场进行分析。研究显示, 当电子元器件尺寸达到一定的微小程度后,传热特 性会与宏观尺度下有很大不同,会导致尺度效应的 产生<sup>[8+9]</sup>。目前,国内外针对电热微夹持器的传热尺 度效应的研究较少。 Tuckerman等<sup>[10]</sup>提出了微管道中流动和传热现 象与常规管道中流动和传热现象有显著差别。Peirs 等<sup>[11]</sup>认为尺度小于100 μm的空气自然对流换热系数 可高达100 W/(m<sup>2</sup>•K),为宏观状态下的10~20倍。 文献[12]认为从6000Å到400Å(1Å=0.1 nm),铜 的热导率会减小5倍。以上研究表明,传热特性确 实存在尺度效应,但是对尺度效应的影响程度没有 达成共识。

笔者以结构简单的硅基电热平行梁微夹持器作 为研究对象,对微尺度传热机理进行分析,并对微尺 度传热实验器件的温度场测定进行传热参数(heat transfer parameters,简称HTP)拟合。在此基础上, 针对末端夹指温度过高的问题进行散热结构的优化 设计,通过对散热梁的温度场测量和微夹持实验表 征优化设计的效果。

## 1 传热分析与热流模型

#### 1.1 传热机理分析

电热微夹持器通过电热驱动,加载电压后,电流 流经窄的热臂和宽的冷臂,热臂中产生更多焦耳热 以及更高的温度和更大的热膨胀量以驱动末端夹指 产生夹持动作<sup>[13-14]</sup>。电热微夹持器的传热过程包括 热传导、热辐射和空气自然对流换热。下面对微尺

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划资助项目(2018YFB2002900) 收稿日期:2021-01-26;修回日期:2021-03-13

度下的传热过程进行分析。

硅材料中的载热粒子是声子,室温下半导体等 固体中声子的平均自由程大约为10~100 nm,声子 的输运只有在平均自由程远大于器件特征尺度时, 呈现为弹道型而非扩散型,基于扩散输运基础上的 Fourier定律才不适用。电热微夹持器驱动臂的特 征尺寸取热臂的宽度和最小间隙的宽度值,其特征 尺寸一般为10 μm。可见,电热微夹持器的特征尺 寸远大于其平均自由程,宏观状态下基于扩散输运 基础的Fourier定律和导热系数仍然适用,不受微尺 度的影响。

以往对硅材料电热微夹持器的传热研究主要考 虑热传导,忽略了对流换热和热辐射的影响。热辐 射散热问题主要研究达到稳态后的辐射散热,文 献[15]根据特征空间尺度L与声子波长λ<sub>α</sub>、相干长 度*l*<sub>e</sub>和平均自由程λ的关系,分为三类空间微尺度领 域。对于硅材料,由于相干长度和波长都是纳米级, 而电热微夹持器本身特征尺寸为微米级,所以热辐 射仍适用连续介质假定,宏观状态下的经典辐射输 运模型斯蒂芬-波尔斯曼定律<sup>[16]</sup>仍然适用。

电热微夹持器对流换热发生在空气的自然对流 边界层,不能直接套用强制对流理论,这也是受微尺 度效应影响的重要参数。空气自然对流是浮升力导 致的一种运动现象,密度本是物性参数,但在边界层 内会产生梯度变化,并产生体积力,进而形成浮升 力。因此,在建立边界层微分方程时,密度应该认为 是变化的,需要把密度当成变量使用,并表现为温度 的函数。

局部自然对流换热系数 α<sub>x</sub>和努谢尔特数 Nu<sub>x</sub>分 别为

$$\alpha_x = \frac{q_w}{t_w - t_\infty} \tag{1}$$

$$Nu_{x} = \frac{\alpha_{x}x}{k} = -\theta'(0) \left(\frac{Gr_{x}}{4}\right)^{\frac{1}{4}} = gP_{r} \left(\frac{Gr_{x}}{4}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

其中: $q_w$ 为壁面热流; $t_w$ 为壁面温度; $t_\infty$ 为边界层外的理想流体温度; $Gr_x = \beta g \Delta t x^3 / v$ 为格拉晓夫数; $\beta$ 为容积膨胀系数;v为空气边界层的运动黏度。

推导出微分精确解为

$$Nu_{x} = 0.75 \left[ \frac{2Pr^{2}Gr_{x}}{5\left(1 + 2Pr^{\frac{1}{2}} + 2Pr\right)} \right]^{\frac{1}{4}}$$
(3)

其中: Pr= v/a,为普朗特数;a为热扩散系数。

式(1)说明牛顿冷却公式仍然成立,将电热微夹 持器驱动臂的特征尺寸代入(3),通过式(3)和式(1) 计算出不同温度下驱动臂的对流换热系数(convective heat transfer coefficient,简称 CHTC)  $\alpha_x$ 。从 式(3)可以看出,对流换热系数与特征尺寸尺度范 围有指数级别的关系,对电热微夹持器的传热特性 有较大影响。

#### 1.2 微元体热流模型

电热微夹持器的结构材料是单晶硅,其宏观常规尺度下传热参数<sup>[17]</sup>如表1所示。

表1 单晶硅宏观传热参数

<b>Fab.1</b> Parameters of silicon at conventional so	cale	
---	------	--

传热参数	数值
导热系数 k/ (W•(m•°C) <sup>-1</sup> )	148
黑度ε	0.6
对流换热系数α/(W•(m <sup>2</sup> •℃) <sup>-1</sup> )	5~25
斯蒂芬-波尔斯曼 $\sigma_b / (\mathbf{W} \cdot (\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K}^4)^{-1})$	$5.67 \times 10^{-8}$

在电热微夹持器普遍特征尺度的微米级范围内,传热特性和宏观尺度有很大区别。为了测量电 热微夹持器传热的热学参数,采用一端连接温度为 T<sub>i</sub>的恒温热源基体,另一端为悬空的长直悬臂梁结 构最简化模型。由于热臂长度远大于宽度和高度, 故可以忽略横截面上的温度差异。在热臂上距离底 部*x*处,取一个垂直于长度方向相距d*x*的两截面形 成的微元体进行分析。

微元体上的能量交换由左侧热传导进入微元体的热量 Q<sub>L</sub>,右侧热传导流出微元体的热量 Q<sub>R</sub>,微元体侧壁及上下表面热辐射损失的热量 Q<sub>f</sub>,以及微元体侧壁及上下表面对流换热损失的热量 Q<sub>d</sub>。

根据微尺度传热机理分析可知,热传导的尺度效应发生在10~100 nm 以下,距离此结构的 10 μm特征尺寸相距很远,因此仍然可以使用宏观 的Fourier定律和导热系数进行分析。

热传导流入微元体的热量为

$$Q_{\rm L} = -kwh \left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_x \tag{4}$$

其中:k为热导率。

热传导流出微元体的热量为

$$Q_{\rm R} = -kwh \left(\frac{{\rm d}T}{{\rm d}x}\right)_{x+{\rm d}x} \tag{5}$$

在微米尺度下斯蒂芬-玻尔兹曼方程仍然适用,

则表面由于热辐射散失的热量为

$$Q_{\rm f} = 2(w+h)\,\varepsilon\sigma_b(T^4 - T_0^4)\,\mathrm{d}x\tag{6}$$

其中: ε为黑度; σ<sub>b</sub>为斯蒂芬-玻尔兹曼常数。

当电热微夹持器在工作温度为100~800℃时, 根据维恩位移定律

$$\lambda_m T = b \tag{7}$$

其中: $b = 2.898 \times 10^{-3} \,\mathrm{m} \cdot \mathrm{K}_{\circ}$ 

由于物体的主要辐射波长在 2.7~7.77 μm 之间,已经和长直梁的特征尺寸相当,因此需要考虑 热辐射是否受尺度效应影响,不能将宏观状态下硅 的表面发射率直接用在微尺度,需要实验进行 测定。

在微尺度下,牛顿公式仍然适用,但是对流换热 系数与宏观常规尺度状态下有很大不同。表面由于 对流换热散失的热量为

$$Q_{\rm d} = 2(w+h)\alpha(T-T_0)\mathrm{d}x \tag{8}$$

其中:α为空气自然对流换热系数。

在稳态下,微元体温度保持不变,根据能量守恒

$$Q_{\rm L} - Q_{\rm R} = Q_{\rm f} + Q_{\rm d} \tag{9}$$

得到一维稳态微分方程

$$kwh\left(\frac{\mathrm{d}^{2}T}{\mathrm{d}x^{2}}\right) = 2(w+h)\left[\epsilon\sigma_{b}(T^{4}-T_{0}^{4}) + \alpha(T-T_{0})\right]$$
(10)

进行传热参数测定实验时,利用式(10)进行参数拟合,得到黑度ε和对流换热系数α。

### 2 传热参数测定

#### 2.1 参数拟合

常规的电热微夹持器及其他电热 MEMS 器件 特征尺寸一般在 3~25 μm,笔者受加工工艺及加工 良品率所限,设计长直梁实验器件的主要特征尺寸为 10 μm,即宽度尺寸 w,其余尺寸总长度 *l*=500 μm,厚 度 *h*=50 μm,制作工艺与电热微夹持器的制作工艺 相同。

传热参数测量与拟合如图1所示。长方体恒温热 源为300℃,经过梁上的对流与辐射作用,末端温度降 为225℃。对长直梁部分使用式(10)进行参数拟合,得 到黑度 ε=0.8,对流换热系数 α=1558 W/(m<sup>2</sup>•℃), 传热参数拟合曲线如图1(b)所示,与实测温度曲线 吻合度较高。

拟合得到的热辐射系数(thermal radiation coefficient,简称TRC)与宏观状态下基本相同,对流换



热系数是表1中宏观状态下的60~300多倍,这也和 传热机理分析的对流换热系数与特征尺寸的关系相 一致。

#### 2.2 传热参数对温度场影响

使用长直梁上一维温度分布的微分方程分析了不 同传热参数对温度场的影响如图2所示。图2(a)所示的 黑色曲线为使用宏观传热参数下的温度分布,其空气自 然对流换热系数设为宏观状态下的10 W/(m<sup>2</sup>•℃);黑 体系数设为0.9;红色曲线为笔者实验的拟合曲线。 可以看到,2条曲线有明显差异,采用宏观的传热参 数,长直梁末端温度仅降低了0.5℃,宏观的传热分 析已经远不能用于特征尺寸为10 µm尺度下的传热 分析。

图 2(b)为长直梁末端温度随热辐射系数的变 化情况,在微米尺度下的辐射效应不会有太大的增 强。从图中看出,即使热辐射系数增大到 10,突破 了普朗克黑体辐射极限时,其传热效应也没有对温 度场产生太多影响。

如图 2(c)所示,长直梁末端温度和对流换热系数近似成线性关系,对流换热系数对温度场的影响较大。



Fig.2 Influence of HTP on temperature field

#### 2.3 微狭缝的影响

微狭缝是电热微夹持器中经常出现的结构,电 热平行梁的冷热臂之间、V型夹持器的驱动臂之间 都会出现微狭缝结构。为了考察微尺度下狭缝间的 散热,制作了单狭缝的实验器件。图3为狭缝结构 的实测温度场。狭缝和梁的宽度均为10μm,长度 和厚度保持不变。保持其他参数不变,改变狭缝内 部的对流换热系数对温度场进行拟合,得到的温度 场曲线如3(b)所示。单狭缝内壁的对流换热系数 为625 W/(m<sup>2</sup>•℃),小于实心长直梁的对流换热系 数,说明拥有狭缝结构的悬臂梁的散热能力明显减 弱。这主要是由于与结构外表面附近的空气相比,



Fig.3 Measured temperature field of gap structure

狭缝间的空气在水平方向的温度梯度大大减小,空 气的浮升力减弱,且狭缝的两壁面均会对空气的流 动产生黏滞阻力,进一步降低了自然对流换热效果。

## 3 末端优化设计

#### 3.1 基本参数

笔者针对图4所示的硅材料电热平行梁微夹持 器末端结构进行优化。



Fig.4 Structure of microgripper

结合微操作对象的常见尺寸和微尺度结构的工 艺制作难度,所设计的微夹持器基本参数如表2 所示。

Tab.2 Sizes of electro-t	hermal microgripper
<b>参数</b> /µm	数值
初始张合量	130
驱动臂长度	1 000
热臂宽度	10
冷臂宽度	50
冷热臂间隙	10
基体长度	1 500
基体宽度	830
结构层厚度	50
基体层厚度	350

表 2 电热平行梁微夹持器的基本参数

#### 3.2 散热结构设计

图 5 为末端散热结构设计。为了降低平行梁夹 持器的末端夹指温度,同时保持结构紧凑,拟在连接 梁与末端夹指之间加入图 5(a)所示的 S 型散热梁结 构。散热梁通过结构本身的热传导向末端夹指传递 热量的同时,也在自身外表面通过对流作用将热量 耗散在周围空气中。根据式(10),散热梁的外表面 积越大,则散热能力越强,同时散热梁横截面积越 小,则向下一个微元体的导热能力越低。将散热梁 设计成 S 型结构,可以在有限区域内尽可能减小热 传导时的横截面积,增长导热路径,同时增加散热 面积。



理论上,S梁的宽度越窄、总长度越长、散热效 果越好。考虑到加工时的良品率问题,S梁的宽度 和所有狭缝宽度均设计为10μm,S梁总长度设为 930μm。

将S梁模型导入ANSYS中,根据测定参数设置 所有狭缝内壁的对流换热系数为625 W/(m<sup>2</sup>•℃),其 他外表面的系数为1558 W/(m<sup>2</sup>•℃),环境温度为 22℃。仿真温度云图如5(b)所示。当连接梁处的温 度为280℃时,末端夹指温度降低到148℃。

### 4 实 验

为了验证优化方案,选用绝缘衬底上的硅片 (silicon on insulator,简称 SOI)通过 MEMS 工艺制 作了优化后的电热微夹持器,利用显微红外热成像 设备对 S 梁的温度场进行表征。图 6 为实测温度。 图 6(a)为 S 梁实测温度的数值矩阵,当连接梁处温 度为280℃时,末端夹指温度可以降低到152℃。图 6(b)中虚线为坐标轴的角平分线,仿真结果与实测 结果基本吻合。末端夹指温度随连接梁温度近似呈 线性变化关系,S梁能够降低大约45%的末端 温度。



图 7 为聚苯乙烯微球夹持实验。图 7(a)为使用 结构优化后的微夹持器正在夹取直径为 90 µm、熔 点为 240 ℃的聚苯乙烯微球。此时,微夹持器的单 边行程已经超过了 20 µm,需要 500 ℃以上的驱动臂 温度和 300 ℃以上的连接梁温度,S梁的加入实现了 对微球的成功拾取。当继续增大电压直到驱动臂熔 断失效时,聚苯乙烯微球仍然保持完好,如图 7(b) 所示,证明温度优化方案是有效的。





针对电热平行梁微夹持器存在的末端夹指高温 问题,对电热微夹持器在微尺度下的传热机理进行理 论分析,建立了热流模型,推导出传热参数的拟合方 程。对长直梁和微狭缝实验器件进行温度场测量和 参数拟合,得出传热参数中热辐射系数对温度场测量和 参数拟合,得出传热参数中热辐射系数对温度场的影 响较小,热传导系数不受尺度效应影响,对流换热系 数对温度场的影响较大,微尺度下对流换热系数可达 到宏观状态下的60~300多倍,是影响微夹持器设计 了末端夹指与连接梁之间的S型梁散热结构。通过仿 真、显微实测以及微球夹持实验,得出S梁总长度为 930 μm时,夹指温度可降低约45%左右。该结果表 明,末端结构优化后得到了更加理想的温度场分布, 提高了电热微夹持器的性能,扩大了应用场景。

#### 参考文献

- [1] ANASTASIADI G, LEONARD M, PATERSON L, et al. Fabrication and characterization of machined multi-core fiber tweezers for single cell manipulation
   [J]. Optics Express, 2018, 26(3): 3557-3567.
- [2] AL-ZANDI M H M, WANG C, VOICU R, et al. Measurement and characterization of displacement and temperature of polymer based electrothermal microgrippers [J]. Microsystem Technologies, 2018, 24(1): 379-387.
- [3] ZHANG Z, YU Y, SONG P, et al. Automated manipulation of zebrafish embryos using an electrothermal microgripper [J]. Microsystem Technologies, 2020, 26: 1823-1834.
- [4] MUHAMMAD M U, SALEEM M M, KHAN U S, et al. Design, closed-form modeling and analysis of SU-8 based electrothermal microgripper for biomedical applications [J]. Microsystem Technologies, 2019, 25: 1171-1184.
- [5] CAUCHI M, IVAN G. The effects of cold arm width and metal deposition on the performance of a U-beam electrothermal MEMS microgripper for biomedical applications [J]. Micromachines, 2019, 10(167):1-18.
- [6] ARAVIND T, RAMESH R. Modelling of Chevron electrothermal actuator and its performance analysis[J]. Microsystem Technologies, 2018, 24: 1767-1774.
- [7] 姚志远,李晓牛,李响,等.直线超声电机设计、建模和应用的研究进展[J].振动、测试与诊断,2016,36(4):615-623.
   YAO Zhiyuan, LI Xiaoniu, LI Xiang, et al. Advances in design, modeling and applications of linear ultrasonic

motors[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 615-623. (in Chinese)

- [8] AURELIO S. Design and experimental testing of an electro-thermal microgripper for cell manipulation [J]. Microsystem Technologies, 2018, 24:1053-1060.
- [9] SHIVHARE P, UMA G, UMAPATHY M. Design enhancement of a chevron electrothermally actuated microgripper for improved gripping performance [J]. Microsystem Technologies, 2016, 22: 2623-2631.
- [10] TUCKERMAN D B, PEASE R E W. Highperformance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electronic Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [11] PEIRS J, REYNAERTS D, VAN B H. Design of miniature parallel manipulator for integration in a selfpropelling endoscope [J]. Sensors and Actuators, 2000, 85(5): 409-417.
- [12] NATH P, CHOPRA K L. Thermal conductivity copper films [J]. Thin Solid Films, 1974, 20: 53-63.
- [13] PIRIYANONT B, MOHEIMANI S O R. MEMS rotary microgripper with integrated electrothermal force sensor[J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2014, 23(6): 1249-1251.
- [14] VEROTTI M, DOCHSHANOV A, BELFIORE NP. A comprehensive survey on microgrippers design[J].Journal of Mechanical Design, 2017, 139: 1-18.
- [15] TIEN C L, CHEN G. Challenges in microscale conductive and radiative heat transfer [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1994, 116: 799-807.
- [16] BELEN S. Modelling and experimental verification of heat dissipation mechanisms in an SU-8 electrothermal microgripper [J]. Microelectronic Engineering, 2014, 124: 90-93.
- [17] 郝秀春,褚金奎,王立鼎,等.电热微夹钳的热效应分析和 数值模拟[J].中国机械工程,2005,16(14):1269-1272.
  HAO Xiuchun, CHU Jinkui, WANG Liding, et al. Heat effect analysis and numerical simulation of an electrothermal microgripper [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(14): 1269-1272. (in Chinese)



**第一作者简介:**林琳,女,1976年2月生, 博士、副教授。主要研究方向为微操作 机器人。曾发表《树脂镜片加工用局部 球面并联机床的设计》(《哈尔滨理工大 学学报》2012年第17卷第3期)等论文。 E-mail:linlin@xmoc.edu.cn

通信作者简介:陈立国,男,1974年11月 生,博士、教授。主要研究方向为微纳操 作机器人。 E-mail: chenliguo@suda.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.008

# 有色噪声激励下基于应变响应的频域拟合算法

陆翔宇<sup>1</sup>, 徐 俊<sup>2</sup>, 陈怀海<sup>1</sup>, 郑荣慧<sup>1</sup>
 (1.南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)
 (2.中国航空综合技术研究所 北京,100854)

摘要 提出了一种有色噪声激励下基于应变响应的工作模态参数识别方法。首先,从应变频响函数出发,将工作模态参数识别方法应用到有色激励下的应变响应信号,推导出仅利用应变响应的多自由度系统模态参数表达式;其次,对悬臂梁进行数值仿真,分析了模态识别误差并验证了该方法的有效性;最后,通过悬臂梁实验验证了在真实有 色噪声环境中,该方法依然具有很高的识别精度。

关键词 有色噪声;模态参数识别;应变;工作模态 中图分类号 TN911.7; O324

## 引 言

工作模态参数识别是指在激励未知的情况 下,仅利用系统响应来识别系统的模态参数。其 优点在于操作简单,不需要大型的激振器,更接近 于真实状态。相比于实验室模态分析,工作模态 分析有独特优势。工作模态参数识别在土木工 程、航空、航天及车辆工程等领域有广泛研究[13]。 Al-Rousan 等<sup>[4]</sup>研究了复合结构建筑中弧形图书 馆人行桥的振动水平,在时域中使用数据驱动的 随机子空间识别算法提取结构动态特性。王江 选<sup>[5]</sup>提出了一种描述时变结构的参数化模型,给 出了一种最小二乘时频域时变结构工作模态振型 辨识方法。Zhang等<sup>[6]</sup>提出了频率空间域分解法, 分别用于有限元模型验证的大跨度体育场屋盖、 损伤检测的公路桥和结构健康监测的大跨度斜拉 桥,均取得不错效果。Güne等<sup>[7]</sup>基于增强频域分 解法和随机子空间法,对5层砌体结构进行测量, 利用 SAP2000v14 软件进行数值模拟,确定了结构 的阻尼比、固有频率和振型。Ahmed 等<sup>[8]</sup>在无损 条件下估算模态参数,使用有限元工具 SAP2000 对结果进行验证和更新。Hu等<sup>[9]</sup>提出了一种基 于应变的自动运行模态分析算法,用于跟踪水平 风机在运行条件下的长期动态行为。Storti等<sup>[10]</sup> 对如何将工作模态参数识别法应用于旋转机械, 以及结果可靠性进行分析。Brandt<sup>[11]</sup>研究了一种

基于整个信号离散傅里叶变换的方法,并与其他 谱估计和相关估计方法进行了比较。结果表明, 该方法不仅具有谱估计和相关函数估计的优点, 还具有滤波、积分微分和谐波去除等优点。此外, 还提出了一种利用谐波激励缩放模态模型的新方 法<sup>[12]</sup>,将该方法推广到考虑多个系统激励和响应 度的情况。Lu等<sup>[13]</sup>对白噪声和有色噪声之间的 差异进行研究,使用半功率带宽法确定了有色噪 声激励下频率和阻尼比的识别误差范围。

国内外研究机构对工作模态辨识的研究主要还 是围绕白噪声假设的加速度响应展开的。对于一般 性结构,外部激励在很多情况下不是白噪声。对于 有些薄壁零件,加速度传感器的安装会带来附加质 量,振动数据测量困难且误差大。针对这些问题,根 据矩阵论的相关知识,笔者提出了一种有色噪声激 励下基于应变响应的工作模态参数识别方法,推导 出了模态参数的表达式,并分析数值计算结果与实 验结果,验证了所提方法的正确性。

## 1 理论方法

由模态的线性叠加定理,位移矢量可用模态坐 标和振型表示为

$$x = \sum_{r=1}^{N} q_r \varphi_r \tag{1}$$

其中:x 表示位移矢量  $q_r$  为第  $r^{\text{th}}$  模态坐标;  $q_r$  为第

<sup>\*</sup> 航空科学基金资助项目(20200002041001) 收稿日期:2021-12-20;修回日期:2022-03-01

r 阶位移模态向量, 对位移求偏导数之后即可得到 应变。

例如,κ方向上的应变可表示为

$$\boldsymbol{\epsilon}_{\kappa} = \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial \kappa} = \sum_{r=1}^{N} q_r \boldsymbol{\varphi}_r^{\epsilon}$$
(2)

其中: $\varphi_r^{\varepsilon} = \frac{\partial \varphi_r}{\partial \kappa}$ ,为应变向量。

当结构处于稳定状态时,频率和时间函数的模态坐标为

$$q_r = \frac{\varphi_r^{\mathrm{T}} F \mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}}{K_r - M_r \omega^2 + \mathrm{j}\omega C_r}$$
(3)

其中: $K_r$ ,  $M_r$ ,  $C_r$ 分别为系统的第r阶模态刚度、模态质量和模态阻尼比; j= $\sqrt{-1}$ ;  $Fe^{i\omega t}$ 为外部激励力向量; 上标T表示矩阵转置。

將式(3)代入式(2),得到

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{x} = \sum_{r=1}^{N} q_{r} \boldsymbol{\varphi}_{r}^{\epsilon} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\boldsymbol{\varphi}_{r}^{\epsilon} \boldsymbol{\varphi}_{r}^{\mathrm{T}} F \mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}}{K_{r} - M_{r} \omega^{2} + \mathrm{j}\omega C_{r}} \qquad (4)$$

应变的频率响应函数可以写为

$$H_{\epsilon} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\varphi_{r}^{\epsilon} \varphi_{r}^{\mathrm{T}}}{K_{r} - M_{r} \omega^{2} + \mathrm{j} \omega C_{r}}$$
(5)

式(5)揭示了该矩阵是不对称的,不符合麦克斯 韦互易定理,这与位移频响函数完全不同。

当外部激励为有色噪声时,频域中激励的自谱 密度是不平坦的,表示为

$$G_{xx}(\omega) = \rho \omega^{\tau} \tag{6}$$

其中:ρ为噪声量级;τ为噪声的激励指数;Ω为激励的频率。

单自由度系统在有色噪声作用下的响应自功率 谱可表示为

$$G_{yy}(\omega) = \rho \omega^{\tau+s} |H_{\varepsilon}|^{2} = \frac{\rho}{m^{2}} \frac{\omega^{\varsigma}}{(\omega_{n}^{2} - \omega^{2})^{2} + (2\zeta\omega_{n}\omega)^{2}} = \frac{\rho}{m^{2}} \frac{1}{[\omega_{n}^{4} + \omega^{4} + (4\zeta^{2} - 2)\omega_{n}^{-2}\omega^{2}]\omega^{-\varsigma}}$$
(7)

其中: $\varsigma = \tau + s$ ;选用应变或位移作为原始数据时, s为0;选用加速度传感器采集信号作为原始数据 时,s为2;选用位移信号时,s为1。

对式(7)两边同时取倒数,得到

$$G_{yy}^{-1}(\omega) = \frac{m^2}{\rho} \Big[ \omega_n^4 + \omega^4 + (4\zeta^2 - 2) \omega_n^2 \omega^2 \Big] \omega^{-\varsigma} \quad (8)$$
  
式(8)可以写为

$$\begin{bmatrix} G_{yy}^{-1}(\omega_{1}) \\ G_{yy}^{-1}(\omega_{2}) \\ \vdots \\ G_{yy}^{-1}(\omega_{k})^{-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m^{2}}{\rho} \\ \frac{\omega_{2}^{4-\varsigma}}{\omega_{2}^{4-\varsigma}} & \frac{\omega_{2}^{2-\varsigma}}{\omega_{2}^{-\varsigma}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{m^{2}}{\rho} \\ \frac{m^{2}}{\rho} \\ \frac{m^{2}}{\rho} (4\zeta^{2}-2)\omega_{n}^{2} \\ \frac{m^{2}}{\rho} \omega_{n}^{4} \end{bmatrix}$$
(9)

其中: $\omega_1 \sim \omega_k$ 为固有频率附近的k个点。

$$A = \begin{bmatrix} G_{yy}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_1) \\ G_{yy}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_2) \\ \vdots \\ G_{yy}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_k) \end{bmatrix}$$
(10)

$$B = \begin{bmatrix} \omega_{1}^{4-\varsigma} & \omega_{1}^{2-\varsigma} & \omega_{1}^{-\varsigma} \\ \omega_{2}^{4-\varsigma} & \omega_{2}^{2-\varsigma} & \omega_{2}^{-\varsigma} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \omega_{k}^{4-\varsigma} & \omega_{k}^{2-\varsigma} & \omega_{k}^{-\varsigma} \end{bmatrix}$$
(11)

$$C = \begin{bmatrix} \frac{\rho}{\rho} \\ \frac{m^2}{\rho} (4\zeta^2 - 2)\omega_n^2 \\ \frac{m^2}{\rho} \omega_n^4 \end{bmatrix}$$
(12)

或

$$A = BC \tag{13}$$

$$C = B^{\mathrm{T}} (BB^{\mathrm{T}})^{-1} A \qquad (14)$$

从式(12)可以看出矩阵 C 中的3个元素与模态 频率和模态阻尼比之间的关系,即

$$\omega_n = \sqrt[4]{C_3/C_1} \tag{15}$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{C_2 / (\sqrt{C_1 C_3}) + 2}$$
(16)

对于多自由度系统而言,假设激励之间互相独 立,各个激励点的量级为 $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$ ,激励噪声指 数为 $\tau$ ,激励的自谱矩阵为一个对角矩阵,可以写为

$$\boldsymbol{S}_{dd} = \begin{bmatrix} \rho_1 \boldsymbol{\omega}^r & & \\ & \rho_2 \boldsymbol{\omega}^r & \\ & & \ddots & \\ & & & & \rho_n \boldsymbol{\omega}^r \end{bmatrix}$$
(17)

响应谱可以写成频响函数与激励谱的乘积,即

$$Y = Hd \tag{18}$$

其中:Y,H和d分别为响应谱、频响函数矩阵和激

٦

励谱。

在第r阶共振峰内,有色噪声激励下系统的响 应谱矩阵可以写为

$$S_{yy}(\omega) = E(yy^{*T}) = E(Hdd^{*T}H^{*T}) = HS_{dd}H^{*T} =$$

$$\frac{\varphi_r^{\epsilon} \varphi_r^{T} S_{dd} \cdot (\varphi_r^{\epsilon} \varphi_r^{T})^{*T}}{(K_r - M_r \omega^2)^2 + (\omega C_r)^2} =$$

$$\frac{1}{(K_r - M_r \omega^2)^2 + (\omega C_r)^2} \cdot QRS_{dd}R^{*T}Q^{*T}$$

(19)

其中:上标'\*'表示矩阵的共轭;*E*(·)表示数学 期望。

对 $\varphi_r^{\mathsf{T}} \varphi_r^{\mathsf{T}}$ 进行正交三角分解

$$QR = \varphi_r^{\varepsilon} \varphi_r^{\mathrm{T}} \tag{20}$$

其中:Q为酉矩阵;R为上三角矩阵。

根据矩阵论的相关知识,有

 $\operatorname{rank}(\mathbf{QR}) = \operatorname{rank}(\varphi_r^{\varepsilon} \varphi_r^{\mathrm{T}}) = \operatorname{rank}(\varphi_r) = 1 \quad (21)$ 其中: \operatorname{rank}(\cdot) 为求解矩阵秩。

可以看出, R中只有一行以及Q的第1列所代 表的是应变模态振型, 即

$$\boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{Q}_{i1} \tag{22}$$

$$\boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} R_j \\ 0 \end{bmatrix} \quad (j = 1, 2, 3, 4) \tag{23}$$

在第r阶共振峰内,对 $S_{yy}(\omega)$ 奇异值分解,可得  $S_{yy}(\omega) \approx USU^{*T} =$ 

$$\boldsymbol{Q} \frac{1}{\left(K_{r}-M_{r}\boldsymbol{\omega}^{2}\right)^{2}+\left(\boldsymbol{\omega}C_{r}\right)^{2}} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\sigma} & 0 & \cdots & 0\\ 0 & 0 & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \boldsymbol{Q}^{*\mathrm{T}}$$
(24)

其中

$$= Q \tag{25}$$

$$S = \frac{RS_{dd}R^{*1}}{\left(K_r - M_r\omega^2\right)^2 + \left(\omega C_r\right)^2} = \frac{\omega^{\tau}}{\left(K_r - M_r\omega^2\right)^2 + \left(\omega C_r\right)^2} \begin{bmatrix} \sigma & 0 & \cdots & 0\\ 0 & 0 & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} (26)$$
$$\sigma = \sum_{1 \le i \le n} \rho_i R_i^2 \qquad (27)$$

U

结合式(25),(26)可以看出

$$S(1,1,\omega) = \frac{\sigma}{M_r^2} \frac{\omega^r}{(\omega_r^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta_r \omega_r \omega)^2}$$
(28)

### 式(28)写成矩阵的形式为

$$egin{aligned} S^{-1}(1,1,\omega_1) \ S^{-1}(1,1,\omega_2) \ dots \ S^{-1}(1,1,\omega_k) \end{bmatrix} = \\ S^{-1}(1,1,\omega_k) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \omega_1^{4-\tau} & \omega_1^{2-\tau} & \omega_1^{-\tau} \\ \omega_2^{4-\tau} & \omega_2^{2-\tau} & \omega_2^{-\tau} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \omega_k^{4-\tau} & \omega_k^{2-\tau} & \omega_k^{-\tau} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{M_r}{\sigma} \\ \frac{M_r^2}{\sigma} (4\zeta_r^2 - 2) \omega_r^2 \\ \frac{M_r^2}{\sigma} \omega_r^4 \end{bmatrix} (29)$$

Γ

式(29)可以写为

$$\boldsymbol{\Pi} = \boldsymbol{\Omega} \boldsymbol{Z} \tag{30}$$

 $M^2$ 

求得矩阵Z为

$$\boldsymbol{Z} = \left(\boldsymbol{\varOmega}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varOmega}\right)^{-1}\boldsymbol{\varOmega}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varPi}$$
(31)

第r阶系统的模态参数为

$$\boldsymbol{\omega}_r = \left( \boldsymbol{Z}_3 / \boldsymbol{Z}_1 \right)^{\frac{1}{4}} \tag{32}$$

$$\boldsymbol{\zeta}_{r} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\boldsymbol{Z}_{2}}{\sqrt{\boldsymbol{Z}_{1} \boldsymbol{Z}_{3}}} + 2}$$
(33)

图1为基于应变的频域拟合算法流程图。



图1 基于应变的频域拟合算法流程图

Fig.1 Flow chart of frequency domain fitting algorithm based on strain

图 2 为用于模拟计算的悬臂梁示意图。梁的长 宽高分别设置为 0.7 m×0.13 m×0.065 m,弹性模 量为 7.1×10<sup>10</sup> GPa,密度为 2 700 kg/m<sup>3</sup>,各阶模态 的阻尼比均设置为 0.002。用平面梁单元有限元法 得到了 5 个点的应变响应。分析频带宽度为 0~800 Hz, 谱线数设置为 1 600。





Fig.2 Schematic diagram of five degree of freedom cantilever beam(unit:m)

仿真使用紫色噪声作为激励,即噪声的指数等 于2。数值计算中的噪声量级设置如表1所示。

表 1 数值计算中的噪声量级设置 Tab.1 Noise level setting in numerical calculation

	-
噪声量级	数值
$R_{11}$	$11  imes 10^{-10} \omega^2$
$R_{22}$	$13 imes 10^{-10} m{\omega}^2$
$R_{_{33}}$	$5  imes 10^{-10} \boldsymbol{\omega}$
$R_{44}$	$16 imes 10^{-10} m{\omega}^2$
$R_{55}$	$8 imes 10^{-10} m{\omega}^2$

图 3 为有色噪声激励时频域信息。图 4 为悬臂 梁应变响应频域信息。其他点的时频域特征类似, 故不加以复述。表 2 为紫色噪声激励下辨识的频率 和误差。表 3 为紫色噪声激励下辨识的阻尼比和误 差。可以看出,频率的误差都在 1% 以内,阻尼比的 误差在 1.5% 以内。图 5 为紫色噪声激励下悬臂梁



Fig.3 Information of colored noise excitation in time and frequency domain



Fig.4 Response of cantilever strain in time and frequency domain

#### 表2 紫色噪声激励下辨识的频率和误差

Tab.2 Frequencies and error of identification under purple noise excitation

阶次	理论频率/Hz	识别频率/Hz	误差/%
1	21.976	21.976	0.476
2	137.730	137.740	0.730
3	385.740	385.750	0.259
4	756.430	756.440	0.132

#### 表3 紫色噪声激励下辨识的阻尼比和误差

Tab.3 Damping ratio and error of identification un-

	der purple noise	excitation	%
阶次	理论阻尼比	识别阻尼比	误差
1	0.2	0.197 3	-1.35
2	0.2	0.197 6	-1.25
3	0.2	0.199 8	-0.08
4	0.2	0.200 1	0.04





图5 紫色噪声激励下悬臂梁的应变振型

Fig.5 Strain mode shapes of cantilever beams excited by purple noise

的应变振型。前4阶的悬臂梁应变振型识别效果良 好,可见,该方法对仅利用应变响应识别模态参数 有效。

### 3 实 验

图 6 为基础激励下悬臂梁模型示意图。梁的自由尺寸为 0.2 m×0.02 m×0.01 m,相邻两应变片的间距为 0.04 m。有色噪声激励由三轴向振动台提供。 选用 Agilent VXI作为信号发送和数据采集器,采样频率为 2 560 Hz。实验以粉色噪声和蓝色噪声为激励,有效值为 1 g。





实验的参照组,即悬臂梁的模态是在白噪声激励下,根据传统工作模态参数识别的方法得到。图7 为粉色激励下悬臂梁的应变响应。图8为不同噪声 激励下的模态振型。蓝色激励下的识别情况与粉色 类似,故不再复述。利用传统的工作模态识别方法 和笔者提出的应变工作模态识别算法分别对加速度



Fig.7 Strain response of cantilever beams excited by pink noise



信号与应变信号进行处理,对0~800 Hz内的前4阶 模态进行分析,谱线数为800。表4,5分别为前5阶 应变模态频率识别结果和阻尼比识别结果。识别出 的频率之差小于1%,阻尼比的最大差值为2%。可 见,笔者提出的方法是可行的。

## 表4 前5阶应变模态频率识别结果 Tab.4 Results of first five order strain modal frequency identification

14th -1	f/Hz		)日子 /0/
快心	参考值	识别值	<b></b>
1	19.26	19.28	0.10
2	134.30	135.43	0.84
3	364.30	363.80	-0.14
4	712.70	710.85	-0.26

#### 表5 前5阶应变模态阻尼比识别结果

Tab.5Identification results of the damping ratio of<br/>the first five strain modes%

描太	阻尼比		记去
陕心	参考值	识别值	庆左
1	11.50	11.73	-0.59
2	1.80	1.71	0.59
3	0.42	0.49	-2.00
4	0.60	0.69	-1.43

## 4 结束语

提出了一种基于有色噪声激励应变响应的模态 参数识别方法,将激励之间的相关性考虑在内。采 用矩阵理论的相关知识和最小二乘拟合技术对应变 模态进行解耦,得到各阶应变的模态频率、模态阻尼 比和振型,推导得到模态参数的计算公式。用悬臂 梁进行仿真和实验测试,其误差均在接受范围之内, 证实了该方法的合理性。

#### 参考文献

- [1] BRINCKER R, VENTURA C. Introduction to operational modal analysis[M]. [S. l.]: John Wiley and Sons, 2015:52-90.
- [2] RAINIERI C, FABBROCINO G. Operational modal analysis of civil engineering structures: an introduction and guide for applications [M]. [S. l.]: Springer, 2014: 103-150.
- [3] AU S. Operational modal analysis: modeling, bayesian inference, uncertainty laws [M]. [S. l.]: Springer, 2017:70-120.
- [4] AL-ROUSAN R, AL-SMADI Y, LARADHI A. Operational modal analysis of the curved just footbridge induced by human[J]. Procedia Manufacturing, 2020, 44:599-606.
- [5] 王江选.运行时变结构动力学系统模态振型辨识方法 研究[D].北京:北京理工大学,2020.
- [6] ZHANG L, WANG R, TARNURA R. A frequency-

spatial domain decomposition (FSDD) method for operational modal analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(5): 1227-1239.

- [7] GÜNE S, ANIL Z, GHOROUBI R, et al. Determination of dynamic behavior of masonry structure using with operational modal analysis technique [J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2021, 46: 10473-10487.
- [8] AHMED B, DINU F, MARGINEAN I. Structural health monitoring of steel frame structure by experimental modal parameter identification [J]. Advanced Engineering Forum, 2020, 37:1-13.
- [9] HU W, TANG D, WANG M, et al. Resonance monitoring of a horizontal wind turbine by strain-based automated operational modal analysis [J]. Multidisciplinary Digital Publishing Institute, Energies, 2020, 13(3): 579-600.
- [10] STORTI G, TUCKMANTEL F, MACHADO T. Modal parameters identification of a rotor-journal bearing system using operational modal analysis [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(3):148-162.
- [11] BRANDT A. A signal processing framework for operational modal analysis in time and frequency domain[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 380-393.
- [12] BRANDT A, BERARDENGO M. Cigada global scaling of operational modal analysis modes with the OMAH method [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 117: 52-64.
- [13] LU X, HE X, CHEN H, et al. Operational modal parameter identification with colored noise excitation[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 34(2):288-300.



第一作者简介:陆翔宇,男,1992年11月 生,博士生。主要研究方向为工作模态 参数识别、有色噪声激励及信号处理等。 曾发表《Operational modal parameter identification with colored noise excitation》(《Chinese Journal of Aeronautics》 2020, Vol.34, No.2)等论文。

E-mail:lqy2573284236@163.com

**通信作者简介:**陈怀海,男,1965年11月 生,博士、教授。主要研究方向为振动环 境试验。 E-mail: chhnuaa@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.009

# 基于 MEWT-ASCS 的行星齿轮箱微弱故障特征提取

胡少梁<sup>1</sup>, 李宏坤<sup>1</sup>, 王朝阁<sup>2</sup>, 胡瑞杰<sup>1</sup>

(1.大连理工大学机械工程学院 大连,116024) (2.上海海事大学物流工程学院 上海,201306)

摘要 针对强噪声背景下行星齿轮箱早期微弱故障难以提取以及经验小波变换对信号频率区间边界划分不恰当以 及不能有效确定模态数目的问题,提出了一种基于改进经验小波变换(modified empirical wavelet transform,简称 MEWT)和自适应稀疏编码收缩(adaptive sparse coding shrinkage,简称 ASCS)的早期微弱故障特征提取方法。根 据信号频谱的尺度空间表示,将原始故障信号自适应地分解为一系列的窄频带本征模态分量。利用包络谱峭度 (envelope spectrum kurtosis,简称 ESK)值选择敏感分量,为了进一步凸显分量中的故障信息,使用 ASCS 算法对敏 感分量进行稀疏降噪处理,从其包络谱中即可提取到清晰的故障特征频率成分。数值仿真和实际数据分析结果表 明,本研究方法能够自适应地实现故障信号的模态分解并增强微弱的故障冲击特征。此外,与经验小波变换 (empirical wavelet transform,简称 EWT),EWT-ASCS和 ASCS进行对比,本研究方法可有效提取包含故障信息丰 富的分量,经 ASCS处理后信号故障特征得到凸显,实现了行星齿轮箱早期微弱故障的准确识别。

关键词 行星齿轮箱;早期故障诊断;特征提取;自适应频谱划分;经验小波变换;稀疏编码收缩去噪中图分类号 TH17; TH132.41

## 引 言

行星齿轮箱广泛应用于风力发电、直升机和船 舶等大型设备的传动部分<sup>[1]</sup>。由于其工作环境恶 劣、运行负载大,齿轮极易出现点蚀、胶合和裂纹等 局部损伤。若不及时发现早期微弱故障隐患,长时 间运行会引起局部故障逐步加重,最终导致行星齿 轮箱失去工作能力,整个传动链甚至设备遭受巨大 损失。因此,研究行星齿轮箱早期微弱故障诊断技 术,对保证设备安全可靠运行具有重要的现实意义。

从行星齿轮箱上采集的振动信号受复杂传递路 径的影响,具有故障特征微弱,信噪比低和调制等特 点。近年来,学者们针对多分量、调幅调频现象明显 的非平稳信号进行了研究。经验小波变换是一种信 号自适应分解技术<sup>[2]</sup>,能有效分解信号的固有模态, 具有分解模态少、计算量小和理论基础充分等特性。 李志农等<sup>[3]</sup>将经验小波变换应用到转子碰磨故障诊 断,证明该方法诊断效果的可行性和有效性。刘自 然等<sup>[4]</sup>提出一种对包络曲线进行阈值分割修整的改 进经验小波变换方法,成功应用在轴承的内外圈故 障信号的特征提取上。在实际工作环境中,由于信 号中夹杂着背景噪声,经验小波变换划分信号Fourier频谱区间太密集,分解结果存在模态混叠,且经 验小波变换还需预定义模态个数。因此,笔者针对 经验小波变换划分频谱不当、需预定义模态个数等 问题,提出了一种MEWT方法,从而实现频谱自适应划分,将信号分解成一系列窄频带本征模态分量。

稀疏编码收缩(sparse coding shrinkage,简称 SCS)算法是一种软阈值去噪方法<sup>[5]</sup>,利用被高斯噪 声破坏的非高斯变量的最大似然估计来去除信号中 随机噪声,可很好地保留周期性故障冲击成分。该 方法已成功应用于图像处理、语音去噪和故障诊断 等领域。李继猛等[6]提出了自适应随机共振分解和 稀疏编码收缩算法相结合的齿轮故障诊断方法,稀 疏编码收缩算法用来凸显冲击特征。唐贵基等[7]利 用最大相关峭度解卷积结合稀疏编码收缩进行强背 景噪声下齿轮早期微弱故障诊断。Yu 等<sup>[8]</sup>将振动 信号通过固有时间尺度分解和稀疏编码收缩结合使 用,提取了强背景噪声下故障轴承信号的冲击特征。 然而,稀疏编码收缩算法应用振动信号处理上是使 用全局阈值,若阈值过大,分解得到的信号会过于稀 疏;阈值太小,信号中的噪声不能得到很好抑制。因 此,笔者提出一种根据信号本身特征,信号处理前后 的差异来自适应选择阈值的稀疏编码收缩算法。

综上,笔者提出一种基于 MEWT-ASCS 的早期微弱故障识别方法,对太阳轮裂纹和断齿故障进行研究。首先,采集不同故障的振动信号,对信号进行 MEWT 分解;其次,根据包络谱峭度最大原则选择敏感分量;最后,将敏感分量进行 ASCS 降噪处理,从其包络谱中进行故障特征识别。仿真与实验

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划资助项目(2019YFB2004600);国家自然科学基金资助项目(U1808214) 收稿日期:2020-04-22;修回日期:2020-09-08

分析均验证了该方法的有效性和优越性。

## 1 改进的EWT算法

经验小波变换是一种自适应信号分析方法,通 过信号Fourier频谱划分,构建一组正交滤波器组, 将信号分解成具有紧支撑频谱的调幅-调频单分量 成分。为满足Shannon准则,将信号频率轴归一化 为周期为2π的频率轴,分析中信号频谱划分范围标 准化为[0,π]。

#### 1.1 经典的经验小波变换

假定频谱范围[0,  $\pi$ ]划分成 N段连续的区间,  $\omega_n$ 为每个区间的边界,其中: $\omega_0 = 0$ ; $\omega_N = \pi_0$ ,每个 频段区间记为 $\Lambda_n = [\omega_{n-1}, \omega_n]$ ,整个区间就可以表 示为 $\bigcup_{n=1}^{N} \Lambda_n = [0, \pi]$ ,在每个边界处定义一个时延  $T_n$ ,时宽为 $2\tau_n$ 。经验小波定义在每个频段区间上的 带通滤波器,基于Littlewood-Paley和Meyer小波的 构造思路,对于任何n > 0,其经验尺度函数 $\hat{\phi}_n(\omega)$ 和经验小波函数 $\hat{\phi}_n(\omega)$ 分别为

$$\hat{\phi}_{n}(\omega) = \begin{cases} 1 & (|\omega| \leq \omega_{n} - \tau_{n}) \\ \cos\left[\frac{\pi}{2}\beta(\frac{1}{2\tau_{n}}(|\omega| - \omega_{n} + \tau_{n}))\right] \\ (\omega_{n} - \tau_{n} \leq |\omega| \leq \omega_{n} - \tau_{n}) \\ 0 & \text{I}(\omega_{n} + \tau_{n} \leq |\omega| \leq \omega_{n+1} - \tau_{n+1}) \\ \cos\left[\frac{\pi}{2}\beta(\frac{1}{2\tau_{n+1}}(|\omega| - \omega_{n+1} + \tau_{n+1}))\right] \\ (\omega_{n+1} - \tau_{n+1} \leq |\omega| \leq \omega_{n+1} + \tau_{n+1}) \\ \sin\left[\frac{\pi}{2}\beta(\frac{1}{2\tau_{n}}(|\omega| - \omega_{n} + \tau_{n}))\right] \\ (\omega_{n} - \tau_{n} \leq |\omega| \leq \omega_{n} + \tau_{n}) \\ 0 & \text{I}(\omega_{n} - \tau_{n} \leq |\omega| \leq \omega_{n} + \tau_{n}) \end{cases}$$

(2)

其中: $\beta(x)$ 为定义在[01]上的函数,满足 $\beta(x)$ +  $\beta(1-x)=1$ 。

本研究中 $\beta(x)$ 可以表示为

 $\beta(x) = x^4 (35 - 84x + 70x^2 - 20x^3) \quad (3)$ 其中: $\tau_n = \gamma \omega_{n0}$ 

为了使{ $\phi_1(t)$ , { $\phi_n(t)$ }<sub>n=1</sub>}为紧支撑结构,保证 各频段间满足正交关系,即 $\sum_{k=-\infty}^{+\infty}(|\hat{\phi}_1(\omega+2k\pi)|^2+$  $\sum_{n=1}^{N}|\hat{\psi}_n(\omega+2k\pi)|^2)=1$ ,需要 $\gamma < \min_n(\frac{\omega_{n+1}-\omega_n}{\omega_{n+1}+\omega_n})_{\circ}$ 

根据小波尺度函数和小波经验函数,可以得到 经验小波变换的近似系数 W<sup>\*</sup><sub>t</sub>(0,t)和细节系数  $W_{f}^{\epsilon}(n,t)$ 分别为

$$W_{f}^{\varepsilon}(0,t) = \langle f, \phi_{1} \rangle = \int f(\tau) \overline{\phi_{1}(\tau-t)} d\tau =$$

$$(\hat{f}(\omega) \overline{\hat{\phi}_{1}(\omega)})^{\vee} \qquad (4)$$

$$W_{\varepsilon}^{\varepsilon}(n,t) = \langle f, \psi \rangle = \int f(\tau) \overline{\psi_{\varepsilon}(\tau-t)} d\tau =$$

$$(\hat{f}(\boldsymbol{\omega}) \ \overline{\hat{\psi}_n(\boldsymbol{\omega})})^{\vee}$$
(5)

其中:  $\hat{\Box}$  表示 Fourier 变换;  $\Box^{\vee}$  表示逆 Fourier 变换;  $\bar{\Box}$  表示复共轭。

信号重构可以表示为

$$f(t) = W_f^{\varepsilon}(0,t) * \phi_1(t) + \sum_{n=1}^N W_f^{\varepsilon}(n,t) * \psi_n(t) = (\hat{W}_f^{\varepsilon}(0,\omega)\hat{\phi}_1(\omega) + \sum_{n=1}^N \hat{W}_f^{\varepsilon}(n,\omega)\hat{\psi}_n(\omega))^{\vee}$$
(6)

其中:\*表示卷积运算。

信号f(t)经EWT分解可以获得各分量信号  $f_i(t)(i=0,1,...,k)$ 为

$$f_0(t) = W_f^{\varepsilon}(0, t) * \phi_1(t) \tag{7}$$

$$f_k(t) = W_f^{\varepsilon}(k,t) * \psi_k(t)$$
(8)

#### 1.2 自适应 Fourier 频谱区间划分

经典的经验小波变换方法分解信号,假设将频 谱划分为N段,除去 $\omega_0 = 0, \omega_N = \pi$ ,还需寻找N-1 个边界点,原始EWT算法寻找频段边界点的方法 主要有2种:①获取频谱局部极大值,相邻局部极大 值的中间值作为频谱边界;②将相邻局部极大值之 间幅值最小点作为频谱边界。该划分频谱区间方法 很容易陷入局部最优的情况,频带划分集中,各分量 之间存在频率混叠。

由于信号的频谱常受到噪声干扰,频谱划分集 中频谱的尺度空间表示可以很好地抑制这一问题, 因此笔者提出的频带自适应划分主要是通过计算频 谱的尺度空间表示,它是Gille等<sup>[9]</sup>提出用来自适应 寻找直方图、频谱的重要分量信号。

计算离散信号的幅值谱,将幅值谱和离散高斯 核函数进行卷积运算,即可获得频谱的尺度谱。尺 度空间L(f,ς)表示为

$$L(f,\varsigma) = g(f,\varsigma) * X(f) = \sum_{\tau=-M}^{+M} g(\tau,\varsigma) X(f-\tau)$$
(9)

其中: $g(f,\varsigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\varsigma}} e^{-f_{2\varsigma}^{2}}; M = 6\sqrt{\varsigma} + 1; \varsigma$ 为尺

度参数。

尺度参数设定为固定值 $_{S_0}$ ,则尺度空间 $L(k,_{S_0})$ 的每个局部极大值对应一个单分量成分,该单分量的频段由相邻的两局部极小值确定<sup>[10]</sup>,这里尺度参数取 $_{S} = 9f_{ch}^{2}, f_{ch}$ 为故障特征频率。构建仿真信号

x(n)由2个谐波信号、周期性脉冲信号和高斯白噪 声组成,将仿真信号的频谱x(k)(k=0,1,...,N/2-1)与离散高斯核函数进行卷积运算 得到尺度谱L。图1为改进经验小波变换的频段自 适应划分过程。

搜寻尺度谱中的局部极大值,在获取的极值中 根据其局部极小值点确定尺度谱的初始划分边界。 设初始边界将尺度谱划分为*M*段,所对应的初始频 率边界为 $\omega_{initial} = \{\omega_n, n = 0, 1, \dots, M\}$ ,其中:  $\omega_0 = 0, \omega_M = f_s/2(f_s)$ 方信号的采样频率),初始频率 边界如图1中绿色虚线所示。



Fig.1 Frequency band adaptive division process based on improved empirical wavelet transform

在初始划分的每个段频率区间内,搜索幅值最 大值点 $L_{\text{max}}(n)$ ,其对应频率值 $\omega_{\text{max}}(n)$ ;在每个频率 区间内最大值点的左侧搜索极小值点L<sub>lmin</sub>(n),其对 应频率值 $\omega_{lmin}(n)$ ;在最大值点的右侧搜索极小值点  $L_{rmin}(n)$ ,其对应频率值 $\omega_{rmin}(n)$ 。通过 spline 三次样 条插值方法拟合尺度谱上所获取的 ω<sub>max</sub>, ω<sub>lmin</sub> 和  $\omega_{\text{rmin}}$ ,得到尺度谱变化曲线 Y(k)(k=0,1,…,N/2-1),如图1中的蓝色虚线所示。由于 高斯噪声的频谱一般满足均匀分布,噪声干扰形成 的局部峰值不会十分明显,通过选取尺度谱变化曲 线 Y(k) 的局部极小值点作为新边界,即  $\omega_{new} =$  $\{ \omega_{p}, p = 0, 1, \dots, p \} (p \leq M), \omega_{0} = 0, \omega_{p} = f_{s}/2,$ 此外,如果在ω₀,ω₁之间有2个或者多个新频率边界  $\omega_{0}$ ,选择最接近 $\omega_{1}$ 的新边界 $\omega_{1}$ 作为[ $\omega_{0},\omega_{1}$ ]的最终 边界 $\omega_{\text{final}} = \{ \omega_0, \omega_k, \dots, \omega_k \};$ 否则,最终的频率划 分边界 $\omega_{\text{final}} = \omega_{\text{new}}$ ,如图1中红色点划线所示。可 见,各频率区间包含一个局部极大值和2个相邻的 极小值,可自适应地将信号中的周期性冲击调制分 量有效提取出来,具有优越的抗噪能力。

由于尺度谱和频谱的频率轴相对应,因此将尺

度谱上获取的最终边界通过式(1),(2)构建经验小 波变换的正交滤波器组,最后将信号分解为一系列 包含故障特征的调制分量,分量的个数等于  $\omega_{inal}$  中 谱线数量减1。

#### 1.3 敏感分量的选取

齿轮箱早期微弱故障信号通过MEWT分解后, 需选取包含丰富故障冲击成分的分量进行分析。峭 度可以较好地反映信号中所含故障冲击成分的比 重。若信号中的故障冲击成分所占比重越大,其对 应的包络谱峭度值越大。因此,用ESK指标来衡量 各分量中包含故障信息的丰富程度,计算公式为

$$\text{ESK} = \frac{1/N \sum_{n=1}^{N} (E_n(t) - u_E)^4}{[1/N \sum_{n=1}^{N} (E_n(t) - u_E)^2]^2}$$
(10)

其中:N为信号的数据长度; $E_n(t)$ 为信号包络谱; $u_E$  为 $E_n(t)$ 的均值。

根据式(10),选取ESK值最大的分量作为敏感 分量 $z_{max}$ 进行下一步分析。

## 2 基于ASCS的信号故障特征增强

SCS算法利用信号的统计特性,设定软阈值消除信号中高斯成分(噪声),以增强非高斯成分(冲击成分)。

#### 2.1 稀疏编码收缩算法

假设原始故障特征信号为*x*,其统计特征呈现 非高斯性质,*n*为高斯白噪声,则敏感分量信 号*z*<sub>max</sub>为

$$z_{\max} = x + n$$
(11)  
将敏感分量信号 $z_{\max}$ 写成矩阵形成  

$$Z_{\max} = \begin{bmatrix} z_1 & z_{m^*(1-\operatorname{coin})+1} & \cdots & z_{m(n-1)(1-\operatorname{coin})+1} \\ z_2 & z_{m^*(1-\operatorname{coin})+2} & \cdots & z_{m(n-1)(1-\operatorname{coin})+2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ z_m & z_{m^*(1-\operatorname{coin})+m} & \cdots & z_{m(n-1)(1-\operatorname{coin})+m} \end{bmatrix} =$$

 X+N
 (12)

 其中:m为时间窗对应的点数;coin为重合度。

式(12)中,*m*值的选择与故障特征频率 $f_{ch}$ 、采样频 率 $f_s$ 以及转频 $f_r$ 有关。笔者具体选择时间窗点数 $m = <f_s/10(\lfloor (f_r/f_{ch})100 \rfloor/100)>,其中: \lfloor. \rfloor$ 为向下取整; <.>为四舍五入取整;重合度 coin = 0.5  $\lfloor f_r 10 \rfloor/10$ , 其大小与转频 $f_r$ 有关。

求解稀疏矩阵 W,将采集信号 Z稀疏化,这里采 用的是 FastICA 算法<sup>[11]</sup>求稀疏矩阵 W,求得采集信 号 Z在正交矩阵上的投影 Y = WZ<sup>T</sup>,以达到稀疏化 的作用。计算稀疏成分  $Y(y_1, y_2, \dots, y_n)$ 在收缩函数 g(.)下的收缩成分  $S(s_1, s_2, \dots, s_n)$ 及收缩成分的 概率密度分布  $\rho(s_i)$ 分别为

 $s_i = g(y_i) = \operatorname{sign}(y_i) \times \max(0, \frac{|y_i| - \beta d_i + \sqrt{(|y_i| + \beta d_i)^2 - 4\sigma_i^2(\alpha + 3)}}{2}$ 

$$\rho(s_i) = \frac{1}{2d_i} \frac{(\alpha+2) \left[ \alpha(\alpha+1)/2 \right]^{(\alpha/2+1)}}{\left[ \sqrt{\alpha(\alpha+1)/2} + \left| s_i/d_i \right| \right]^{(\alpha+3)}}$$
(13)  
(14)

其中: $\alpha$ 为控制概率密度函数稀疏性的常数,值越 大,信号稀疏性越大,一般取值范围为 $0.1\sim 2^{[12]};\beta = \sqrt{(\alpha+1)\alpha/2};\sigma$ 为估计噪声的标准差, $\sigma_i = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} |y_i - \bar{y}_i|; d_i$ 为信号 $x_i$ 的标准差, $d_i = \sqrt{\sigma_{y_i}^2 - \sigma_i^2};\sigma_{y_i}$ 为 $y_i$ 的标准差;当式(13)中的平方根为虚数时, $s_i$ 取值为 $0_o$ 

原始信号X的估计值为 $\tilde{X} = W^{-T}S$ ,矩阵形式  $\tilde{X}$ 通过式(12)的逆过程变成一维信号 $\tilde{x}$ 。

#### 2.2 自适应阈值的确定

若使用全局阈值对信号进行处理,会引起局部 失真和压缩过度。因此,笔者根据信号特征自适应 选择阈值。假设经过 MEWT 处理后,通过 ESK 指 标选择的敏感分量为 z<sub>max</sub>,其通过 SCS 去噪后的信

号为z<sub>max</sub>,则笔者提出的MESK指标计算公式为

$$MESK = \frac{ESK(z_{max})}{ESK(r)}$$
(15)

其中:ESK(.)为包络谱峭度;r为敏感分量 $z_{max}$ 与去 噪信号 $z_{max}$ 的差值。

计算不同阈值下敏感分量的MESK指标,取指标最大时对应的阈值为去噪信号z<sub>max</sub>的最佳阈值点。

## 3 基于 MEWT-ASCS 微弱故障诊断 方法

笔者将改进的经验小波变换与自适应稀疏编码 收缩算法相融合,应用于齿轮箱的微弱故障诊断,实 现齿轮微弱故障的准确识别。所提算法流程如图2 所示,具体步骤如下:

1) 设传感器获取的故障信号为*x*(*t*), 通过傅里
 叶变换获得信号的频谱*X*(*f*);

 2) 将离散高斯核函数与频谱进行卷积运算,得 到尺度谱L(f,ς); 3)将尺度谱的局部极小值作为初始边界,在各个初始频段区间内搜索极大值点,并在极大值点两侧搜寻极小值;拟合每个区间所获取的极大值点和极小值点得到曲线 Y(k),将曲线 Y(k)上的局部极小值作为最终频段划分的边界点;

4)根据步骤3中划分的最终边界构建滤波器组,将信号*x*(*t*)分解成一系列模态分量;

5) 计算各模态分量的包络谱峭度值,选ESK最 大值对应的模态分量作为敏感分量;

6)采用自适应稀疏编码收缩算法对敏感分量 进行降噪处理,从而实现微弱故障特征增强;

7) 对降噪后敏感分量进行包络解调分析,从包 络谱中提取故障特征频率并判别故障类型。





## 4 仿真信号分析

#### 4.1 太阳轮局部故障仿真模型

为验证所提方法的有效性和正确性,构建太阳 轮局部故障仿真信号。行星齿轮箱中太阳轮发生局 部故障时,各行星轮与太阳轮故障齿的啮合点呈周 期性变化,最终得到太阳轮故障特征频率为太阳轮 转频相对于行星架转频的调幅调频多分量振动信 号。因此,构建的太阳轮局部故障仿真模型为

 $x(t) = 0.5 [1 - \cos(2\pi f_r t)] [1 + A\cos(2\pi f_{ch} t)] \times$ 

cos [ $2\pi f_m t + B \sin(2\pi f_{ch} t) + \phi$ ] (16) 其中:  $f_r = 20$  Hz 为太阳轮转频;  $f_{ch} = 16.7$  Hz 为故障 特征频率;  $f_m = 340$  Hz 为啮合频率; A = B = 1分别 为调幅调频系数;  $\phi = 0$  为初相位。

为了更贴近工程实际,在仿真信号中加入信噪 比为-10 dB的高斯白噪声 n(t)。信号采样频率为 12 800 Hz,采样时长为 10 s。 478

图 3 为仿真信号的时域波形和频谱图。可以看出,时域波形中的周期性冲击特征已被噪声所淹没, 频域图上虽然出现了调制频带,但无法判别故障类 型。为了有效提取太阳轮局部故障特征信息,采用 本研究方法对图 3(a)故障信号进行处理。



Fig.3 Time-domain waveforms and spectrograms of simulated signal

图4为MEWT对仿真信号的分解结果。图4(a) 为EWT频段划分过程,由图可知其频段划分过于 集中。图4(b)为MEWT频段划分边界结果,蓝色 虚线为尺度谱上各频段区间内极大极小值通过 spline 拟合得到的曲线 Y(k),红色点划线是以曲线 Y(k)局部极小值作为自适应频段划分的最终边界。 由于尺度谱和频谱频率轴相对应,因此直接利用自 适应划分尺度谱的最终频率边界,构建正交滤波器





组。仿真信号经过MEWT分解后得到11个模态分 量成分,这里仅展示前6分量及其包络谱峭度值,如 图4(c)所示。

图 5为仿真信号分析结果。根据敏感分量选取 准则,采用包络谱峭度 ESK 最大对应的分量作为敏 感分量。图 5(a)为 EWT 分解第 2分量的包络谱,谱 线中噪声干扰严重,故障信息被淹没。图 5(b)为 MEWT 分解第 1分量的包络谱图,存在太阳轮故障 特征频率和太阳轮转频。图 5(c),(d)分别为 EWT 和 MEWT 的敏感分量经过 ASCS 处理后包络谱,两 者都出现了故障频率成分,但经过 MEWT-ASCS 处理后的故障特征谱线更为清晰且幅值较大,噪声




成分得到了极大抑制,这说明所提频段划分方法能 够准确提取包含故障信息的分量。

## 5 实验信号分析

#### 5.1 实验说明

为进一步验证该方法在实际应用的可靠性,开展行星齿轮箱故障数据采集。行星齿轮箱故障诊断 实验系统如图 6 所示,主要由驱动电机、行星齿轮 箱、磁粉制动器、加速度传感器(型号为美国 DY-TRAN 公司生产的 3035B 型传感器,灵敏度为 100 mV/g)和安装 NI9234采集卡的工控机组成。 行星齿轮箱由一个太阳轮、齿圈和 3 个行星轮均布 的形成构成。其中:太阳轮齿数为 17;行星轮齿数 为34;齿圈齿数为88。

通过线切割的方式分别加工太阳轮齿根裂纹故



图 6 行星齿轮箱故障诊断实验系统 Fig.6 Experimental system of planetary gearbox failure

障和太阳轮断齿故障,太阳轮故障件如图7所示。 实验时将故障太阳轮安装在行星齿轮箱内进行实验 数据采集。加速度传感器安置在行星齿轮箱外壳的 垂直、水平与轴向的测点上。实验采样时长为2s, 电机输入转频为1200r/min(即20Hz),通过计算 获得行星齿轮箱太阳轮和行星轮之间的啮合频率为 340Hz,太阳轮转频为20Hz,行星架转频为3.3Hz, 太阳轮单点故障频率为50.3Hz。



图 7 太阳轮故障件 Fig.7 Faulty parts of sun gear

#### 5.2 太阳轮裂纹故障分析

采样频率设置为12.8 kHz,图8为垂直方向加 速度传感器采集的太阳轮齿根裂纹故障信号,从图 中无法提取出与故障相关的特征信息。



为了实现齿根裂纹故障特征的有效提取,采用本研究方法对原始故障信号进行分析。图9为 MEWT分解裂纹信号结果。利用MEWT方法自 适应将信号自适应划分为10个频段,即原始故障信 号被分解为10个分量,这里仅展示前6个分量信号 及其ESK值。

图 10 为 MEWT-ASCS 处理裂纹信号结果。根据敏感分量选取准则,分别计算每个分量信号的包络谱峭度值,选择包络谱峭度值最大的第4分量作为



敏感分量进行进一步处理。直接对分量4进行包络 谱分析,发现在太阳轮故障特征频率及其2,3倍频处 存在峰值,但整个包络谱中其他无关干扰成分较多, 特征频率信息不明显。为进一步抑制噪声并凸显故 障特征,对敏感分量进行ASCS降噪处理,阈值设置 为0.2,对去噪后的分量信号进行包络分析,发现明显 的太阳轮故障特征频率及其倍频成分,由此可判断 齿轮箱中太阳轮存在故障,这与实验设置相符。



为证明笔者所提 MEWT-ASCS 方法的可行性 和优越性,分别使用 EWT, EWT-ASCS 和 ASCS 方 法对图 8 所示的太阳轮裂纹信号进行分析。图 11 为 裂纹信号对比实验结果。图 11(a)为 EWT 处理结 果, 谱图中只出现故障特征频率的 2 倍频。图 11(b) 为 EWT-ASCS 处理的结果, 其中 ASCS 的阈值设 置为 0.25, 对降噪后的敏感分量进行包络分析, 故障 特征频率变得明显, 噪声得到抑制。图 11(c)为直 接对 原始信号进行 ASCS 降噪处理, 阈值设置为 0.55, 图中降噪信号的包络谱中只出现了 2 倍、3 倍 和 4 倍的故障频率倍频成分。可见, 上述几种方法 的处理效果均不如笔者提出的方法理想。



Fig.11 Comparison test results of crack signal

综上所述,MEWT方法可以有效分解得到包含故 障冲击成分的分量信号,ASCS可以将分量信号中高斯 噪声进一步消除,增强故障特征,诊断效果更加准确。

#### 5.3 太阳轮断齿故障分析

采样频率设置为20.48 kHz,图12为垂直方向 加速度传感器采集的太阳轮断齿故障信号。可见, 时域和频域中噪声成分将断齿故障产生的周期性冲 击特征淹没,仅通过时域和频域分析无法提取故障 信息进行故障。



采用 MEWT-ASCS 方法对该信号进行分析, 图 13为 MEWT 分解断齿信号结果。信号自适应频 率区间划分过程如图 13(a)所示。将信号分解成 10 个分量,选取包络谱峭度值最大的第5个分量作为 敏感分量,对其进行 ASCS 去噪处理,阈值设置 为0.15。

MEWT-ASCS处理敏感分量的包络谱如图 14 所示。可以清晰地发现太阳轮故障特征频率及其高 倍频成分,由此证明太阳轮出现故障。与图 10 相 比,图 14 中故障的幅值稍大,这与实验中太阳轮断 齿故障相符。

同样,图12中的断齿信号分别使用EWT, EWT-ASCS和ASCS方法进行分析。图15为断齿 信号对比实验结果。图15(a)为EWT处理结果,谱 图中并无故障特征信息。图15(b)为EWT-ASCS 处理的包络谱图,其中ASCS的阈值设置为0.2,其 包络谱中只出现了1倍、2倍和3倍故障频率及其高 倍频成分。图15(c)为直接对原始信号进行ASCS 降噪处理,阈值设置为0.4,其包络谱上虽出现了故 障特征频率,但噪声干扰依旧严重。通过对比可知, 上述几种方法对微弱故障特征的提取能力均不如笔 者提出的方法理想。



Fig.13 MEWT decomposition result of broken tooth signal



图 14 MEWT-ASCS处理敏感分量的包络谱图 Fig.14 Envelope spectrum of sensitive components

## 6 结 论

 1)改进经验小波变换的频带自适应划分方法 避免了传统 EWT 变换受噪声干扰导致频带划分集 中的问题,能自适应地将复杂故障信号分解为一系 列窄频带本征模态分量信号,通过敏感分量选取出 的分量信号故障频带更为集中。

2)稀疏编码收缩算法可以去除非高斯成分中的高斯成分(即噪声),提出了基于包络谱峭度的自适应稀疏编码收缩算法,能够有效抑制噪声干扰并



Fig.15 Comparison test results of broken tooth signal

增强分量信号中微弱的故障特征。

3)改进小波变换和自适应稀疏编码收缩算法 相融合,能够成功地提取出清晰且丰富的行星齿轮 箱早期微弱故障特征,实现准确故障诊断,为实际工 程应用提供了一种新方法。

参考文献

[1] 冯志鹏,秦嗣峰.基于Hilbert振动分解和高阶能量算 子的行星齿轮箱故障诊断研究[J].振动与冲击,2016, 35(5):47-54.

FENG Zhipeng, QIN Sifeng. Planetary gearbox fault diagnosis based on Hilbert vibration decomposition and higher order differential energy operator [J]. Journal of Sound &. Vibration, 2016, 35(5): 47-54. (in Chinese)

- [2] GILLES J. Empirical wavelet transform [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2013, 61(16): 3999-4010.
- [3] 李志农,朱明,褚福磊,等.基于经验小波变换的机械 故障诊断方法研究[J]. 仪器仪表学报,2014(11): 2423-2432.
   LI Zhinong, ZHU Ming, CHU Fulei, et al. Mechani-

cal fault diagnosis method based on empirical wavelet transform [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2014(11): 2423-2432. (in Chinese)

- [4] 刘自然,胡毅伟,石璞,等.基于改进经验小波变换的滚动轴承故障特征提取方法研究[J].中国测试,2019,45(10):10-15.
  LIU Ziran, HU Yiwei, SHI Pu, et al. Fault feature extraction method of rolling bearing based on enhanced empirical wavelet transform [J]. China Measurement &
- Testing Technology, 2019, 45(10): 10-15. (in Chinese)
  [5] HYVARINEN A. Sparse code shrinkage: denoising of nongaussian data by maximum likelihood estimation[J]. Neural Computation, 1999, 11(7): 1739-1768.
- [6] 李继猛,张金凤,张云刚,等.基于自适应随机共振和 稀疏编码收缩算法的齿轮故障诊断方法[J].中国机械 工程,2016,27(13):1796-1801.

LI Jimeng, ZHANG Jinfeng, ZHANG Yungang, et al. Fault diagnosis of gears based on adaptive stochastic resonance and sparse code shrinkage algorithm [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(13) : 1796-1801. (in Chinese) [7] 唐贵基,王晓龙.最大相关峭度解卷积结合稀疏编码 收缩的齿轮微弱故障特征提取[J].振动工程学报, 2015,28(3):478-486.

TANG Guiji, WANG Xiaolong. Weak feature extraction of gear fault based on maximum correlated kurtosis deconvolution and sparse code shrinkage[J]. Journal of Vibration Engineering, 2015, 28(3): 478-486. (in Chinese)

- [8] YU J, LIU H. Sparse coding shrinkage in intrinsic timescale decomposition for weak fault feature extraction of bearings[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2018, 67(7): 1579-1592.
- [9] GILLES J, HEAL K. A parameterless scale-space approach to find meaningful modes in histograms application to image and spectrum segmentation [J]. International Journal of Wavelets, Multiresolution and Information Processing, 2014, 12(6): 145-162.
- [10] PAN J, CHEN J, ZI Y, et al. Mono-component feature extraction for mechanical fault diagnosis using modified empirical wavelet transform via data-driven adaptive fourier spectrum segment [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016(72/73) : 160-183.
- [11] FARHAT M, GRITLI Y, BENREJEB M. Fast-ICA for mechanical dault detection and identification in electromechanical systems for wind turbine applications
   [J]. International Journal of Advanced Computer Science and Applications, 2017, 8: 431-439.
- [12] WANG X H, HU H W, ZHANG Z Y, et al. Extraction of weak crack signals by sparse code [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26: 311-317.



第一作者简介:胡少梁,男,1996年12月 生,硕士生。主要研究方向为行星齿轮 箱故障诊断、信号降噪解调、微弱故障特 征增强、智能分类、模型优化及迁移学 习等。

E-mail: 1078316947@qq.com

通信作者简介:李宏坤,男,1974年9月 生,博士、教授。主要研究方向为机械系 统动态测控、微弱信号特征提取、故障诊 断及可靠性分析。 E-mail: lihk@dlut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.010

# 景区大跨人行悬索桥涡振特性风洞试验研究

李玉学<sup>1,2,3</sup>, 马草原<sup>1</sup>, 李海云<sup>1,2,3</sup>, 田玉基<sup>4</sup> (1.石家庄铁道大学土木工程学院 石家庄,050043)

(2.河北省风工程与风能利用工程技术创新中心 石家庄,050043)

(3. 石家庄铁道大学道路与铁道工程安全保障省部共建教育部重点实验室 石家庄,050043)

(4.北京交通大学结构风工程与城市风环境北京市重点实验室 北京,100044)

**摘要** 为掌握大跨人行悬索桥(玻璃桥面)涡振特性,借助主梁节段模型涡振风洞试验,分别研究了风攻角、阻尼比、 桥面粗糙度和桥面栏杆设置对主梁涡振性能的影响。结果表明:风攻角由正转负,竖向和扭转涡振振幅均增大,竖 向涡振风速锁定区间基本不变,扭转涡振风速锁定区间向低风速区偏移;提高阻尼比对主梁涡振具有明显的抑制作 用,且较竖向涡振对扭转涡振振幅的抑制效果更显著,但对二者风速锁定区间均影响不大;降低桥面粗糙度,竖向和 扭转涡振振幅均增大,玻璃桥面的采用,使主梁涡振性能变差;桥面栏杆上设置抑流板以及将桥面栏杆间隔封闭,均 能明显抑制涡振振幅并一定程度地压缩风速锁定区间,考虑到施工便利性,桥面栏杆间隔封闭更实用。

关键词 人行悬索桥;涡激振动;节段模型;风洞试验;纵横主梁;桥面粗糙度 中图分类号 U448.11; U448.25

## 引 言

悬索桥因受力明确、造型优美以及跨越能力强 等优点得到广泛应用。随着现代高强建筑材料的出 现和使用,其跨度不断增大,相应的刚度则不断降 低,结构对风荷载的敏感性大大增强,特别是主梁气 动稳定性变差,很容易产生较明显的涡激振动<sup>[12]</sup>。 涡激振动属于来流经过结构形成的交替性漩涡脱落 而引起的带有自激性质的风致限幅振动<sup>[3]</sup>,一般不 会对桥梁结构造成灾难性破坏,但由于其多发生在 常遇低风速范围,发生频率较高,主梁一旦出现明显 的涡激振动,会影响桥上行人的舒适度和行车安全, 且长期的涡激振动还将导致结构细部构件疲劳破 坏<sup>[47]</sup>,因此开展大跨悬索桥主梁涡激振动特性研 究、保证其具有良好的涡振性能是结构抗风设计的 关键环节之一。

针对大跨度悬索桥主梁涡激振动特性,学者们 进行了大量研究。陈政清等<sup>[8]</sup>对包括大跨度悬索桥 在内的大跨度桥梁竖向涡激振动限值进行了理论研 究,指出涡振限值仅满足现有规范是不够的,还应综 合考虑人体舒适性及行车安全性方面的要求。 Larsen等<sup>[9]</sup>对主跨为1624m的丹麦大海带东桥在

施工后期出现的竖向涡振问题进行了研究,提出在 主梁上安装导流板以抑制涡振,通过1:60的节段模 型风洞试验和实桥测试发现,导流板较好地消除了 主梁涡振。Larose 等<sup>[10]</sup>研究了雷诺数效应对丹麦大 海带东桥涡振性能的影响,发现西引桥对雷诺数敏 感,主桥对雷诺数不敏感。Chen等<sup>[11]</sup>以丹麦大海带 东桥为背景,提出在主梁断面布设吹气孔道,通过扰 乱涡振发生的流场机制,实现对主梁涡激振动的控 制。Li等<sup>[12]</sup>研究了西堠门大桥(主跨为1650m)涡 振发生时梁体断面气流漩涡发生及发展规律,一定 程度上揭示了该桥涡激振动发生的机理。Laima 等[13]以分离式双箱加劲主梁悬索桥为背景,研究发 现上游风障的存在会加剧迎风侧气流漩涡的尾流宽 度,从而抑制竖向涡振,但是会导致扭转涡振的发 生。李玲瑶等[14]通过风洞试验获取了一座大跨度悬 索桥(主跨为260m)涡激振动所涉及的结构特性参 数,分析了参数变异系数、偏度系数和峰度系数的不 确定性对桥梁涡振失效概率的影响。结果表明,参 数变异系数对桥梁涡振失效概率的影响比偏度系数 和峰度系数大。Hu等<sup>[15]</sup>针对大跨度悬索桥中常见 的闭口箱梁截面,通过刚体模型测压风洞试验和计

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51278314;51878040);河北省自然科学基金资助项目(E2019210031);中央引导地方科 技发展资金资助项目(206Z5401G);中央支持地方高校科研团队建设资助项目(XMPS-24) 收稿日期:2021-01-10;修回日期:2021-03-26

算流体动力学数值模拟,研究了其涡激振动特性。 王俊鑫等<sup>[16]</sup>以某主跨为1660m的悬索桥为背景,研 究了抑涡格栅对主梁涡振性能的影响,发现格栅均 匀布置比非均匀布置抑制涡振效果更好。李浩弘 等<sup>[17]</sup>基于风洞试验和数值模拟,研究了主跨为880m 的重庆寸滩长江大桥附属构件对主梁涡振性能的影 响,发现内移检修车轨道可以明显降低主梁竖弯和 扭转涡振的幅值。

随着旅游业的快速发展,多座大跨人行景观悬 索桥在一些风景名胜区被修建或待建,与常见的公 路、铁路悬索桥相比,该类悬索桥主梁的宽跨比更 小、柔度更大、对风荷载也更加敏感。为了更好地满 足游客观景效果,多将气动性能良好的传统扁平箱 型主梁替换成纵横主梁以方便安装透明的玻璃桥 面。这些结构形式的变化,包括采用玻璃桥面引起 的桥面粗糙度降低等,均使结构的风场绕流特性发 生明显改变,进而主梁呈现出复杂的涡激振动特 性。目前,对该类结构主梁涡振性能的研究鲜有报 道,且无相关抗风设计规范可供参考。因此,笔者以 一景区大跨人行悬索桥(玻璃桥面)为工程背景,借 助主梁节段模型风洞试验,研究主梁的涡激振动特 性,为类似大跨人行景观悬索桥的抗风设计提供 参考。

## 1 工程背景

本研究依托工程为32m+162m+55m双塔三 跨地锚式人行景观悬索桥,桥址位于风景名胜区,地 处黄海北岸,属暖温带湿润性季风气候。季风环流 是该地区支配气候的主要因素,桥址山区峡谷风特 性明显,易形成大于±3°风攻角的来流风。在主梁 高度处实测10min,平均风速最大为14.7m/s。主 缆矢跨比为1/9,间距为4.4m,加劲主梁为纵横梁 结构体系,梁高为0.43m,梁宽为4.8m,桥面铺设厚 为0.03m、宽为2.4m的特种玻璃板,并与加劲主梁 胶接,桥面两侧设置高为1.1m的栏杆。图1为加劲 主梁横断面图。

## 2 风洞试验概况

2.1 试验模型设计

为研究主梁涡激振动特性,设计制作了主梁节 段模型进行风洞试验测试。根据实桥尺寸、风洞断





面尺寸以及相关规范<sup>[18]</sup>要求,选取主梁节段长度为 18m,试验模型按照1:10进行缩尺。试验设计参数 如表1所示。节段模型利用不锈钢板做支架,丙烯 腈-丁二烯-苯乙烯共聚物(acrylonitrile-butdiene-styrene,简称ABS)板做桥面板和栏杆,桥面板表面粘 贴不同型号的工业砂纸,模拟桥面粗糙度改变,模型 具有足够的强度和刚度,外形采用雕刻机精细模拟, 尽可能真实模拟设计方案主梁的气动外形。

表1 主梁节段模型试验设计参数 Tab.1 Model test design parameters of girder section

参数	实桥值	相似比	模型值
长度/m	18	1:10	1.8
宽度/m	4.8	1:10	0.48
高度/m	0.43	1:10	0.043
等效质量/(kg•m <sup>-1</sup> )	879.4	$1:10^{2}$	8.91
等效质量惯性矩 $/(kg \cdot m^2 \cdot m^{-1})$	1 353	$1:10^{4}$	0.135 3
竖弯频率/Hz	0.380 3	4.02	1.53
扭转频率/Hz	1.279 9	4.05	5.18
风速/(m•s <sup>-1</sup> )	—	1:2.47	_

#### 2.2 试验测试

主梁节段模型风洞试验在北京交通大学结构风 工程与城市风环境北京市重点实验室进行。如图2 所示,模型涡振测试时,节段模型由8根拉伸弹簧悬 挂在专门制作的刚性支架上,形成二自由度振动系 统,主要模拟节段模型竖向和扭转二个自由度的弹 性振动。如图2所示,在模型四角对称布置4个位 移测点,采用激光位移计测试得到位移测点的振动 响应信号。模型竖向位移响应*h*和扭转角响应α分 别为

$$h = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4}{4} \tag{1}$$

$$\alpha = \frac{\left(\delta_1 + \delta_3\right) - \left(\delta_2 + \delta_4\right)}{2e} \tag{2}$$

其中: $\delta_1$ , $\delta_2$ , $\delta_3$ , $\delta_4$ 分别为测点1,2,3,4的位移响应 测试信号;e为测点1,2或测点3,4之间的距离。



图 2 弹性模型涡振测试 Fig.2 Test of vortex-induced vibration used elastic suspended model

## 3 主梁涡激振动特性分析

笔者借助主梁节段模型涡振试验对其涡激振动 特性进行研究,主要考察其涡振特性随风攻角、阻尼 比以及桥面粗糙度的变化规律。考虑到桥面栏杆作 为影响主梁涡振性能的敏感构件,还分别研究了在 桥面栏杆上设置抑流板以及将栏杆间隔封闭时主梁 的涡激振动特性。

采用有限元软件 MIDAS Civil 建立桥梁结构计 算模型,并进行动力特性计算,得到一阶正对称竖弯 和一阶正对称扭转振型对应的自振频率分别为 0.3803 Hz和1.2799 Hz。根据文献[18],理论计算 得到该桥竖向和扭转涡激共振容许振幅分别为 0.1 m和0.742 2°。

#### 3.1 不同风攻角时主梁涡振性能

为了考察风攻角对主梁涡振性能的影响,进行 了0°,±3°,±5°共5种风攻角条件下的涡振试验。 其中,风攻角以水平风向平行于桥面定义为0°,以模 型相对于水平风向顺时针旋转为正值。通过安装在 节段模型两端刚性连杆上的电磁阻尼调节器,设定 竖弯阻尼比和扭转阻尼比分别为0.003和0.0025, 并保持不变(下文不同目标阻尼值的调整也由该电 磁阻尼调节器实现)。测试得到不同风速、风攻角时 节段模型竖向位移和扭转角响应,并根据相似关系 转换到实际桥梁结构上。图3为不同风攻角时主梁 的涡振响应。

由图 3(a)可见:①风攻角为0°,3°和5°时,主梁 均没有发生竖向涡振。②当风攻角为-3°时,主梁 出现了 2次明显的竖向涡振,风速锁定区间分别为 5~12 m/s和16~27 m/s。其中:在5~12 m/s风速 锁定区间内,竖向涡振最大振幅为53 mm,未超过容 许值;在16~27 m/s风速锁定区间内,竖向涡振最 大振幅为157 mm,超过容许值。③当风攻角为-5° 时,主梁也出现了 2次明显的竖向涡振,风速锁定区 间分别为 5~12 m/s和16~27 m/s。其中:在5~ 12 m/s风速锁定区间内,竖向涡振最大振幅为



Fig.3 Vortex-induced vibration response of main girder under different wind attack angles

55 mm,未超过容许值;在16~27 m/s风速锁定区间内,竖向涡振最大振幅为216 mm,超过容许值。

由图 3(b)可见:当风攻角为0°,3°和5°时,主梁 均没有发生扭转涡振;当风攻角为-3°时,主梁出现 一次明显的扭转涡振,风速锁定区间为21~36 m/s, 该区间内扭转涡振最大扭转角为1.33°,超过容许 值;当风攻角为-5°时,主梁也出现一次明显的扭转 涡振,风速锁定区间为18~35 m/s,该区间内扭转涡 振最大扭转角为1.67°,超过容许值。

总体来看,随着风攻角由正转负,主梁的竖向和 扭转涡振性能均变差。原因可能在于该主梁断面较 钝,上下不对称,负风攻角时主梁下表面迎风更易形 成能量较高的旋涡脱落。随着负风攻角绝对值增 大,竖向和扭转涡振振幅都随之增大,不同的是,竖 向涡振风速锁定区间基本不变,而扭转涡振风速锁 定区间向低风速区偏移。

#### 3.2 不同阻尼比时主梁涡振性能

为了考察结构阻尼比对该主梁涡振性能的影响, 选取最不利的-5°风攻角,扭转阻尼比为0.0025,竖 弯阻尼比分别为0.003,0.006,0.009时,以及竖弯阻 尼比为0.003,扭转阻尼比分别为0.0025,0.005, 0.0075时,不同风速下得到主梁的竖向位移和扭转 角响应,并根据相似关系转换到实际桥梁结构上。 图4为不同阻尼比时主梁的涡振响应。



Fig.4 Vortex-induced vibration response of main girder under different damping ratios

由图4(a)可见,在3种竖弯阻尼比条件下,主梁 均出现了2个竖向涡振区且风速锁定区间基本一 致,即第1个风速锁定区在5~12 m/s附近,第2个 风速锁定区在16~27 m/s附近。从竖向涡振最大 振幅来看,随着阻尼比的增大,竖向涡振最大振幅减 小。例如,在第2个风速锁定区间内,竖弯阻尼比为 0.003时,竖向涡振最大振幅为216 mm,远大于规范 容许值;当阻尼比增加一倍取0.006时,竖向涡振最 大振幅为170 mm,减小21.3%;当竖弯阻尼比增加 到0.009时,竖向涡振最大振幅为82 mm,减小 51.8%。

由图4(b)可见,在3种扭转阻尼比条件下,主梁 均出现了一个扭转涡振区,且风速锁定区间也基本 一致,即在18~35 m/s附近。从扭转涡振最大扭转 角来看,随着阻尼比的增大,扭转涡振最大扭转角减 小。例如,在风速锁定区间内,当扭转阻尼比为 0.002 5时,扭转涡振最大扭转角为1.67°,远大于规 范容许值;当阻尼比增加一倍取0.005时,扭转涡振 最大扭转角为1.02°,减小38.9%;当扭转阻尼比增 加到 0.007 5 时, 扭转涡振最大扭转角为 0.38°, 减小 62.7%。

总体来看,随着阻尼比的增加,主梁竖向和扭转 涡振风速锁定区间变化不大,但风速锁定区间内最 大振幅均明显减小,说明阻尼比的增加没有改变主 梁断面的斯托罗哈数,而阻尼耗能减少了涡振驱动 能量。相对而言,阻尼比增加同样的倍数,扭转涡振 振幅减小的幅度要大于竖向涡振振幅,即通过增加 对应的阻尼比,抑制扭转涡振的效果要好于抑制竖 向涡振。在实际工程中,可以采用在桥塔和主梁间 安装阻尼器来提高人行悬索桥的结构阻尼。

#### 3.3 不同桥面粗糙度时主梁涡振性能

笔者研究的悬索桥为玻璃桥面,其桥面粗糙度 与通常的桥面差异较大。为了研究桥面粗糙度对主 梁涡振性能的影响,测试了一5°风攻角、竖弯阻尼比 为0.003、扭转阻尼比为0.0025、不同桥面粗糙度时 主梁的竖向位移和扭转角响应,并根据相似关系转 换到实际桥梁结构上。图5为不同桥面粗糙度时主 梁的涡振响应。

桥面粗糙度通过在主梁节段模型表面粘贴工业 砂纸实现,砂纸型号分别为100目(定义为粗糙度I) 和60目(定义为粗糙度II),采用粗糙度仪对砂纸表面 进行测量。根据文献[19],计算得到轮廓最大高度作 为粗糙度指标,其值分别为0.205 mm和0.391 mm。

由图 5(a)可见,桥面粗糙度的变化没有改变主 梁竖向涡振形式以及竖向涡振风速锁定区间范围, 均为 2个竖向涡振风速锁定区间,即第1个风速锁定 区在 5~12 m/s附近,第2个在16~27 m/s附近。桥 面粗糙度对竖向涡振振幅有一定的影响,随着桥面 粗糙度的增大,主梁竖向涡振振幅减小。例如,在第 2个风速锁定区内,标准模型的竖向涡振最大振幅为 216 mm,远大于规范容许值100 mm。桥面粗糙度 I 时,竖向涡振最大振幅为178 mm,减小17.6%;桥面 粗糙度 II 时,竖向涡振最大振幅为105 mm,减小 41%,基本接近规范容许值。

由图 5(b)可见,桥面粗糙度的变化同样没有改 变主梁扭转涡振形式以及扭转涡振风速锁定区间范 围,均为一个扭转涡振风速锁定区,风速范围在 18~35 m/s附近。随着桥面粗糙度的增大,主梁扭 转涡振振幅减小。例如,在风速锁定区间内,标准模 型的扭转涡振最大扭转角为1.67°,远大于规范容许 值。桥面粗糙度 I时,扭转涡振最大扭转角为1.22°, 减小26.9%;桥面粗糙度 II时,扭转涡振最大扭转角 为0.70°,减小42.6%,小于规范容许值。

总体来看,增大桥面粗糙度,对主梁的竖向和扭



Fig.5 Vortex-induced vibration response of main girder under different deck roughness

转涡振均有一定的抑制作用,但对2种涡振的风速 锁定区间影响不大。原因可能在于桥面粗糙度的增加,减弱了气流在梁体表面的分离,降低了旋涡脉动 能量,从而抑制了涡振。因此,在同等条件下,粗糙 度较低的玻璃桥面主梁较通常的混凝土或沥青桥面 主梁涡振效应更显著。在实际工程中,可通过在玻 璃表面间隔粘贴防滑垫片来增加玻璃桥面的粗 糙度。

#### 3.4 桥面栏杆对主梁涡振性能的影响

已有研究表明<sup>[20]</sup>,桥面栏杆可能是引起主梁涡 激振动的重要因素之一。因此,试验专门研究了桥 面栏杆设置对该人行景观悬索桥主梁涡振性能的影 响。选取最不利的一5°风攻角,分别测试了有、无桥 面栏杆时主梁的竖向位移和扭转角响应,并根据相 似关系转换到实际桥梁结构上。图6为有桥面栏杆 (标准模型)与无桥面栏杆时主梁涡振响应。

由图 6 可见,去掉桥面栏杆后,主梁的竖向和扭转涡振均基本消失。原因可能在于栏杆增大了主梁 断面的迎风宽度,同时加强了气流在上表面的流动 分离,旋涡脉动能量增加,从而提供了较高的涡振驱 动能量。可见,桥面栏杆对该主梁涡振性能影响 显著。



Fig.6 Vortex-induced vibration response of main girder with and without railing

需要说明的是,桥面栏杆作为人行景观悬索桥 的必备附属设施在实际工程中不能去掉。图7为栏 杆抑振措施设置示意图。笔者提出在桥面栏杆上加 设抑流板(如图7(a)所示,方案I,抑流板宽度为 0.25 m,与水平线夹角为15°)和对栏杆进行间隔封 闭(如图7(b)所示,方案II)2种抑振方案,并测试2 种方案下主梁的涡激振动特性。为了便于比较,选 取最不利的-5°风攻角、竖弯阻尼比为0.003、扭转 阻尼比为0.0025时主梁的竖向位移和扭转角响应, 并根据相似关系转换到实际桥梁结构上。图8为不 同栏杆抑振措施时主梁涡振响应。

由图 8(a)可见,桥面栏杆抑振方案 I,II均对主 梁竖向涡振振幅具有明显的抑制作用,对风速锁定 区间也有一定程度的压缩。相对而言,方案 I 对主 梁竖向涡振振幅的抑制效果略优于方案 II。例如, 在第 2 个风速锁定区间内,标准模型的竖向涡振最 大振幅为 216 mm,远大于规范容许值,方案 I 竖向 涡振最大振幅降到 82 mm,方案 II 竖向涡振最大振 幅降到 96 mm,二者均降到规范容许值以内。

由图 8(b)可见,桥面栏杆抑振方案 I,II 对主梁 扭转涡振最大振幅抑制作用、对风速锁定区间压缩 效应等都表现出与竖向涡振相同的规律。例如,在 扭转涡振风速锁定区间内,最大振幅从标准模型的



Fig.7 Diagram of vibration-suppression measures of railing (unit: mm)





1.67°分别降到方案 I的 0.58°和方案 II 的 0.72°,均降 到规范容许值以内;风速锁定区间从标准模型的 18~35 m/s分别压缩为方案 I的 20~34 m/s和方案 II 的 18~34 m/s。

总体来看,桥面栏杆抑振方案I,II均可以明显 降低该主梁的涡振振幅。原因可能在于方案I抑流 板的存在改善了流场分布,减弱了气流在主梁上表 面前缘的分离,降低了旋涡脉动能量,从而实现了抑 制涡振。方案II将栏杆间隔封闭打乱了主梁上表面 分离的气流,较大尺度旋涡无法生成,破碎的较小尺 度旋涡脉动能量不足,同样实现了抑制涡振。考虑 到施工便利性等要求,建议实际工程中采用方案II 的栏杆抑振措施。

## 4 结 论

 1)随着风攻角由正转负,主梁涡振性能变差, 且随着负风攻角绝对值增大,竖向和扭转涡振振幅 也随之增大,但竖向涡振风速锁定区间基本不变,而 扭转涡振风速锁定区间向低风速区偏移。

2)阻尼比对主梁涡振性能影响显著,随着阻尼 比提高,主梁竖向和扭转涡振振幅均明显降低,且较 竖向涡振振幅,提高阻尼比对扭转涡振振幅的抑制 作用更有效,但阻尼比对竖向和扭转涡振风速锁定 区间均影响不大。

3)降低桥面粗糙度,主梁竖向和扭转涡振振幅 均增大,但竖向和扭转涡振形式以及风速锁定区间 范围变化不大。在同等条件下,玻璃桥面较通常的 混凝土或沥青桥面,其主梁更容易发生明显的涡激 振动。

4) 主梁涡振性能对桥面栏杆较敏感,桥面栏杆 设置抑流板以及将桥面栏杆间隔封闭,均能较好地 抑制涡振振幅并压缩风速锁定区间,但栏杆间隔封 闭较栏杆设置抑流板施工更方便。

#### 参考文献

- [1] 项海帆,葛耀君.大跨度桥梁抗风技术挑战与基础研究[J].中国工程科学,2011,11(9):8-21.
  XIANG Haifan, GE Yaojun. Wind resistance challenges and fundamental research on long-span bridges [J].
  Engineering Science, 2011, 11(9):8-21.(in Chinese)
- [2] LARSEN A, LAROSE G L. Dynamic wind effects on suspension and cable-stayed bridges [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 334(6): 2-28.
- [3] 杨群,刘庆宽,孙亚松,等.圆角方形断面气动特性试验[J].振动、测试与诊断,2020,40(1):140-147.
   YANG Qun, LIU Qingkuan, SUN Yasong, et al.

Aerodynamic characteristics of square prism with rounded corner[J].Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1):140-147.(in Chinese)

- [4] 葛耀君,赵林,许坤.大跨桥梁主梁涡激振动研究进展与思考[J].中国公路学报,2019,32(10):1-18.
  GE Yaojun, ZHAO Lin, XU Kun. Review and reflection on vortex-induced vibration of main girders of long-span bridges[J]. China of Journal Highway and Transport, 2019, 32(10):1-28.(in Chinese)
- [5] 刘小兵,陈帅,杨群,等.分离双钢箱梁涡激振动气动 干扰试验研究[J].振动与冲击,2017,36(18):196-201.
  LIU Xiaobing, CHEN Shuai, YANG Qun, et al. Experiment study on aerodynamic interference effects on the vortex-induced vibration of twin separate steel box girders [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(18): 196-201.(in Chinese)
- [6] MA C M, WANG J X, LI Q S, et al. Vortex-induced vibration performance and suppression mechanism for a long suspension bridge with wide twin-box girder [J]. Journal of Structural Engineering, 2018, 144 (11) : 04018202.
- [7] FUJINO Y, SIRINGORINGO D. Vibration mechanisms and controls of long-span bridges: a review
   [J]. Structural Engineering International, 2018, 23(3): 248-268.
- [8] 陈政清,黄智文.大跨度桥梁竖弯涡振限值的主要影响 因素分析[J].中国公路学报,2015,28(9):30-37.
  CHEN Zhengqing, HUANG Zhiwen. Analysis of main factors influencing allowable magnitude of vertical vortex-induced vibration of long-span bridges [J]. China Journal of Highway and Transport, 2015, 28(9):30-37. (in Chinese)
- [9] LARSEN A, ESDAHL S, ANDERSON J E, et al. Storebelt suspension bridge vortex shedding excitation and mitigation by guide vanes [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2000, 88(2): 283-296.
- [10] LAROSE G L, D'AUTEUIL A. On the Reynolds number sensitivity of the aerodynamics of bluff bodies with sharp edges[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2006, 94(5): 365-376.
- [11] CHEN W L, YANG W H, LI H. Self-issuing jets for suppression of vortex-induced vibration of a single box girder[J]. Journal of Fluids and Structures, 2019, 86(4): 213-235.
- [12] LI H, LAIMA S J,ZHANG Q Q, et al. Field monitoring and validation of vortex-induced vibrations of a long-span suspension bridge [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2014, 124(7):54-67.
- [13] LAIMA S J, LI H, CHEN W L, et al. Effects of

attachments on aerodynamic characteristics and vortexinduced vibration of twin-box girder [J]. Journal of Fluids and Structures, 2018, 77(2): 115-133.

- [14] 李玲瑶,何旭辉,徐汉勇,等.桥梁涡振可靠度参数不确定性影响分析[J].应用基础与工程科学学报,2019,27(4):1-9.
  LI Lingyao, HE Xuhui, XU Hanyong, et al. Analysis of uncertainty effect of parameters on vortex-induced vibration reliability of bridges[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2019, 27(4):1-9.(in Chinese)
- [15] HU C X, ZHAO L, GE Y J. Mechanism of suppression of vortex-induced vibrations of streamlined closed-box girder using additional small-scale components [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2019, 189(6):314-331.
- [16] 王俊鑫,马存明,廖海黎.抑涡格栅对宽幅分离式双箱
   梁涡振性能的影响研究[J].桥梁建设,2017,47(6):
   24-29.
   WANG Junxin, MA Cunming, LIAO Haili. Influences

of grid plates on vortex-induced vibration performance of separated wide twin box girders[J]. Bridge Construction, 2017, 47(6): 24-29.(in Chinese)

- [17] 李浩弘,吴波,张亮亮,等.基于风洞试验及大涡模拟的宽体扁平箱梁涡振特性研究与优化[J].建筑结构学报,2018,39(S1):29-35.
  LI Haohong, WU Bo, ZHANG Liangliang, et al. Investigation and optimization on VIV performances of wide flat box girders based on wind tunnel tests and large eddy simulations [J]. Journal of Building Structures, 2018, 39(S1):29-35.(in Chinese)
- [18] JTG/T 3360-01-2018 公路桥梁抗风设计规范[S]. 北京:人民交通出版社,2018.
- [19] GB/T 3505—2009/ISO 4287:1997 产品几何级数规 范(GPS)表面结构轮廓法术语、定义及表面结构参数 [S].北京:中国标准出版社,2009.
- [20] 管青海,李加武,胡兆同,等. 栏杆对典型桥梁断面涡 激振动的影响研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(3): 150-156.

GUAN Qinghai, LI Jiawu, HU Zhaotong, et al. Effects of railings on vortex induced vibration of a bridge deck section[J].Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 150-156.(in Chinese)



第一作者简介:李玉学,男,1978年11月 生,博士、副教授。主要研究方向为桥梁 与建筑结构风荷载与风致振动。 E-mail: liyuxue2000@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.011

## 风电叶片单轴疲劳试验弯矩匹配智能优化

郭 艳 珍<sup>1</sup>, 隋 文 涛<sup>1,2</sup>, 窦 亚 萍<sup>1</sup>
(1.山东理工大学机械工程学院 淄博,255000)
(2.山东省精密制造与特种加工重点实验室 淄博,255000)

摘要 为了使风电叶片疲劳试验中的试验弯矩与目标弯矩匹配,进而准确获得叶片疲劳特性,提出了采用改进的智能优化算法进行等效配重块布置的智能优化方案。通过模态试验参数辨识确定旋转质量块激振频率应等于叶片一阶固有频率,引入叶片自重作用弯矩分量并构建截面弯矩计算模型。基于差分进化变异的混合粒子群优化算法,以均方误差为适应度函数进行弯矩分布和幅值控制问题联合优化。采用LZ40.3-1.5叶片进行优化技术应用,得出疲劳试验弯矩分布的主要影响因素为激振装置及配重块个数、质量及位置,所设计的算法将关键截面弯矩误差控制在7%以内,验证了单轴疲劳试验弯矩匹配的配重优化方案的正确性及可行性。

关键词 风力叶片;疲劳测试;弯矩匹配;混合粒子群算法 中图分类号 TH113.1

## 引 言

疲劳加载试验是风电叶片生产设计与检测环节 中的重要一环,其目的是检验叶片的结构、铺层和粘 接设计是否合理,在试验载荷循环作用下叶片能否 达到设计使用年限,确保叶片能够抵抗服役期间的 整个生命周期的载荷<sup>[12]</sup>。旋转质量块驱动的风电 叶片单轴共振疲劳加载试验具有涉及硬件较少、控 制简单等优点,是风电叶片疲劳加载试验的主要实 现方式。单轴疲劳加载试验中试验弯矩与目标设计 弯矩分布情况相差较大,导致叶片承受试验载荷不 能完全等效为实际工况下的载荷作用,从而无法准 确获得叶片疲劳特性。多数叶片测试厂家仅通过经 验或简单计算获得风电叶片疲劳加载试验弯矩匹配 的配重方案,由此得到的疲劳测试数据精度不高,在 一定程度上造成了疲劳加载试验测试结果失真。

目前,风电叶片单轴疲劳加载试验弯矩匹配方面 的研究受到国内外学者的重视。全局智能优化算法 作为一种有效的寻优方法,被越来越多地应用到工程 实践中<sup>[3]</sup>。Lee等<sup>[4]</sup>基于阻尼比方程计算每个激振位 置候选处所需驱动力,在要求弯矩匹配误差最小处附 近,搜索所需驱动力最小的配重分配方案。文献[5] 结合风电叶片有限元模型和全局寻优粒子群算法,提 出采用动力学分析获得疲劳试验力矩等效的优化方 案。文献[6-7]通过在试验叶片上增加附加质量来控 制试验弯矩分布,基于遗传算法优化附加质量的位 置和重量,从而降低试验和目标弯矩分布误差。学 者们针对风电叶片单轴疲劳加载试验弯矩匹配优化 问题的研究,涉及的数学计算过程复杂,且研究内容 多侧重于单个叶片特性,缺少普遍适用的风电叶片 弯矩匹配截面弯矩计算模型,没有进行高性能的优 化算法改进设计,很难保证算法的应用效果。

笔者通过风电叶片单轴疲劳加载试验弯矩匹配 优化的模态参数辨识、弯矩计算模型构建、优化算法 程序开发和实例应用等一系列研究,以混合智能优 化算法为依据,设计出一种普遍适用的风电叶片单 轴疲劳加载试验的弯矩匹配配重块布置方法。

## 1 疲劳参数辨识与模型构建

风电叶片单轴疲劳加载试验仅依靠叶片自重无 法使叶片展向各个截面的试验弯矩达到目标设计弯 矩值。因此,旋转质量块驱动的单轴疲劳加载试验 的弯矩匹配问题等同于在叶片上安装的配重块及激 振装置如何布置问题。激振装置旋转质量块的旋转 频率的确定以及展向截面弯矩计算方法是进行弯矩 匹配智能优化算法设计的前提和基础。

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划资助项目(2018YFB1501203);山东省自然科学基金资助项目(ZR2021ME160) 收稿日期:2020-04-08;修回日期:2020-06-10

#### 1.1 疲劳试验参数辨识

通过模态试验获取风电叶片固有频率,其数据 直接且具有说服力,是一种比较常用的方法<sup>[8]</sup>。叶 片安装在筒型试验台上,加速度计固定在叶片尖部, 采用旋转质量块激振装置驱动叶片振动,通过自适 应扫频控制系统捕捉叶片共振点,逐步达到共振峰 值且维持峰值变化率在试验要求的误差范围内,上 位机控制系统记录采集的加速度信号并完成相应的 实时信号处理。

根据加速度计DH610 实测的时域响应曲线进 行快速傅里叶变换,得到挥舞及摆振方向的频谱曲 线。图1为不同旋转质量块激振频率下的风电叶片 振幅变化仿真曲线。



图 1 振幅变化仿真曲线 Fig.1 Simulation curve of amplitude change

如图1(a)所示,当激振频率明显小于一阶固有 频率0.78 Hz时,叶片振动紊乱且振幅值较小。如 图1(c)所示,当激振频率大于一阶固有频率时,叶 片振幅做无规则波动,且难以平衡在某一固定值。 图1(b)激振频率与一阶固有频率相等,叶片振幅稳 定增加,且能快速达到并维持在1000 mm最大振幅 处,实现叶片共振。因此,激振装置的旋转质量块旋 转频率应与叶片一阶固有频率相等,使叶片在较短 时间内达到振动幅度最大的稳定状态,从而降低能 量耗散以及疲劳试验时对激振力的需求。

#### 1.2 弯矩计算模型构建

风电叶片截面弯矩的主要来源是所承载载荷和 叶片自重,引入叶片自重的弯矩作用分量需要叶片 线质量密度分布等数据。通过将叶片切割成小块, 称取每块重量,可以测量出较精确的质量分布情 况。根据等效替代原则,将等效为悬臂梁结构的试 验叶片沿展向离散为l个截面,共l-1个长度为常 量的质量块。图2为简化的旋转质量块驱动的单轴 疲劳激振示意图,作用在叶片截面的弯矩包含3个 分量:叶片自重作用下的弯矩分量M<sub>1</sub>、配重及激振 装置静质量作用的弯矩分量M<sub>2</sub>以及动质量块作用 于叶片的驱动力弯矩分量M<sub>3</sub>。

叶片自重弯矩分量为

$$M_{1k} = \sum_{d=1}^{q} \left[ \rho_{kd} b_{kd} \left( (2\pi f_{N})^{2} y_{kd} + g \right) L_{kd} \right] \quad (1)$$

其中:d和q分别为截面k右侧离散块的编号和总个



图 2 单轴疲劳激振模型 Fig.2 Uniaxial fatigue excitation model

数; $\rho_{kd}$ 和 $b_{kd}$ 分别为截面k右侧编号d的离散块线质 量密度和离散块长度; $f_x$ 为叶片一阶固有频率(由疲 劳试验参数辨识可知,旋转质量块激振频率与式(1) 中的 $f_x$ 相等); $y_{kd}$ 为 $\rho_{kd}$ 所属离散块重心处的振幅; $L_{kd}$ 为编号d的离散块重心距离截面k的距离;g为重力 加速度。

配重块及驱动装置自重弯矩分量为

$$M_{2k} = \sum_{s=1}^{p} m_s (x_s - t_k) [(2\pi f_N)^2 y_{ms} + g] + \sum_{z=1}^{n} (M_z (2\pi f_N)^2 y_{Mz} + g) r_{kz}$$
(2)

其中:s和p分别为截面k右侧的配重块编号和总个数;m,为添加的配重块质量;x,为添加的配重块距叶 片根部的距离;t,为截面k到叶根的距离;y,,为配重 块m,重心处的振幅值;z和n分别为截面k右侧激振 装置编号和总个数;M,为激振装置静等效质量;y, 为编号z的激振装置处的振幅值;r,为编号z的激振 装置到截面k的距离;s,z,M,,y,m,与x,为未知值。

叶片及激振装置整体可等效为电梯和人的关系<sup>[4]</sup>,受力模型如图3所示。以动质量块旋转过程中的最低点为0时刻点,动质量块驱动力弯矩分量为



 $\begin{cases} F_{a}(t) = m_{m}g - m_{m}x_{e}(2\pi f_{N})^{2}\sin(2\pi f_{N}t) + F_{e}(t) \\ M_{3k} = F_{a}r_{k} \end{cases}$ (3)

其中: $F_{e}(t)$ 为旋转质量块激振力; $F_{a}(t)$ 为旋转质量 块作用于叶片的驱动力; $m_{m}$ 为旋转质量块质量;L为 旋转质量块作用臂长; $x_{e}$ 为旋转质量块相对于叶片 的振幅。

$$M = M_{1k} + M_{2k} + M_{3k} \tag{4}$$

联合式(1)~(4),计算沿叶片展向的各个离散 截面的试验弯矩值,用于后续智能优化算法的适应 度函数计算。疲劳加载弯矩匹配优化通常分2步进 行:①调整配重个数,实现弯矩分布的优化;②分配 配重块的质量和位置,实现弯矩幅值的优化。笔者 联合两问题同时进行弯矩匹配优化设计,开发单轴 疲劳加载下的风电叶片弯矩匹配的配重及激振装置 布置优化程序。

## 2 智能优化算法开发

粒子群算法(particle swarm optimization,简称 PSO)<sup>[9]</sup>是一种基于群体智能协作、信息共享的随机 寻优算法,具有涉及参数少、搜索速度快、无复杂的 进化机制等优点,广泛应用于多个领域<sup>[10]</sup>。同时,基 本粒子群算法具有一定的局限性。例如,将设计参 数设为定值,算法不能根据寻优结果进行参数调整, 搜索结果精度具有随机性,容易在早期搜索到局部 最优解而停止迭代,造成早熟收敛。

采用线性递减速度权重和异步变化学习因子改进后的自适应粒子群优化(adaptive particle swarm optimization,简称APSO)算法的权重和学习因子动态更新为

$$w_{\rm v} = w_{\rm max} - \frac{m(w_{\rm max} - w_{\rm min})}{m_{\rm max}} \tag{5}$$

$$\begin{cases} c_1 = c_{1, \text{start}} + \frac{c_{1, \text{end}} - c_{1, \text{start}}}{m_{\text{max}}} m \\ c_2 = c_{2, \text{start}} + \frac{c_{2, \text{end}} - c_{2, \text{start}}}{m_{\text{max}}} m \end{cases}$$
(6)

其中: $w_{max}$ ,  $w_{min}$ 分别为速度惯性权重的最大值和最小值; $m_{max}$ 为最大迭代步数; $c_{1,start}$ , $c_{1,end}$ , $c_{2,start}$ , $c_{2,end}$ 分别为迭代初始和最终的学习因子。

由于在迭代过程中种群多样性下降太快,难以 搜索到全局最优位置,导致结果误差较大。差分进 化(differential evolution,简称 DE)算法是一种简单 有效的不确定性搜索方法,具有基本原理简单、受控 参数少、进行随机和并行的全局搜索、进化机制简单 等优点<sup>[11]</sup>。结合 APSO 和 DE 的优缺点,通过在 APSO 的种群更新时引入 DE 中的进化变异操作, 进而提高整个算法的全局搜索能力,降低由于种群 多样性过低引起 APSO 优化算法早熟收敛的可能 性。DE-APSO 算法流程如图4所示。



图4 DE-APSO算法流程

Fig.4 DE-APSO algorithm calculation process

如图 4 所示,初始化 PSO 参数:种群大小 N= 50,  $w_p$ =1,  $w_{max}$ =1.5,  $w_{min}$ =0.5,  $c_{1,star}$ =  $c_{2,end}$ =2.5,  $c_{2,star}$ =  $c_{1,end}$ =0.5,最大迭代次数为 100。虚线框内 的步骤是在原始 APSO 优化算法的基础上,采用差 分进化算法的变异机制生成变异种群,在设定交叉 概率(cross rate,简称 CR)下,对种群个体进行替换, 结合 APSO 记忆特性和 DE 特性的优点,设计出了 一种 DE-APSO 全局优化算法,并在风电叶片弯矩 匹配实例中对设计算法进行应用及性能验证,从收 敛速度、弯矩匹配精度等方面评价优化算法性能。

均方误差是用来衡量观测值与真实值之间的偏差,可以很好地衡量弯矩匹配加载力布置方案的性能。本研究采用均方误差作为叶片试验弯矩分布精度的衡量指标,即智能优化算法的适应度函数。

$$\min(f_{\rm MSE}) = \sum_{k=1}^{l} d_k^2 / l$$
 (7)

其中:f<sub>MSE</sub>为试验弯矩与目标弯矩分布数据的均方误差值;d<sub>k</sub>为各截面处试验弯矩值与理论弯矩值之差。

因为f<sub>MSE</sub>>0,故f<sub>MSE</sub>越小,所采用的加载位置、

## 3 实例应用

#### 3.1 叶片信息

基于LZ40.3-1.5风电叶片数据进行旋转质量块 驱动单轴共振疲劳加载弯矩匹配优化实例分析。叶 片全长为40.3 m,质量为5943 kg,重心位于12.25 m 处,叶片线质量及刚度分布曲线如图5所示。



根据试验获得风电叶片挥舞及摆振方向的一阶 固有频率分别为0.78 Hz和1.49 Hz。按照智能优化 算法寻优步骤,将叶片参数、离散质量块分布数据、 目标弯矩等加载到主程序中,根据变量取值范围 约束初始化激振装置和配重块质量及位置。根据 式(1)~(4)计算各个截面的试验弯矩,调用基于均 方误差编写的子程序,计算当前配重方案的试验弯 矩分布与目标弯矩分布的精度误差,据此不断迭代 更新最优种群位置,最终获得满足弯矩匹配精度指 标的配重块布置方案。

#### 3.2 试验验证

为了验证本研究算法的有效性,进行如图6所 示的单轴疲劳加载试验。



图 6 单轴疲劳加载试验 Fig.6 Uniaxial fatigue loading test

基于 APSO 和 DE-APSO 智能优化算法,获得 配重分布方案下挥舞方向的优化结果如图7所示。 由图7(a)可知, APSO 和 DE-APSO 优化下的 叶片截面弯矩分布与目标弯矩分布总体趋势保持一



致。图7(b)的截面误差分布结果表明:在0~10 m的 叶片根部及过渡区域,DE-APSO配重方案下的截面 弯矩误差较小,保证了关键截面的弯矩匹配精度;沿 15~24 m,DE-APSO截面弯矩误差大于 APSO,但 是误差值为正值,满足试验弯矩不小于目标弯矩的 约束条件,能确保疲劳试验的有效性,叶片全长范围 内,APSO和DE-APSO优化后的截面弯矩平均绝对 误差分别为0.26和0.22。叶片靠近尖端的截面弯矩 分布误差较大,其试验弯矩值小于目标弯矩值,不利 于弯矩分布优化技术的进行,因此进行疲劳试验弯 矩匹配优化时,一般将叶片截断,锯掉叶尖部分,即 在优化程序中修改叶片固有参数,等效于调整叶片 刚度及质量矩阵,从而获得更多的弯矩匹配精度。

基于 LZ40.3-1.5 叶片实例分析,验证了 DE-APSO 的整体优化能力相较于 APSO 有所提高,所提出的 DE-APSO 优化算法适用于风电叶片 单轴疲劳加载试验弯矩匹配优化问题,解决了叶片 展向弯矩分布精度低的技术难题。基于 DE-APSO 混合智能优化算法,LZ40.3-1.5风电叶片挥舞及摆 振方向的单轴疲劳加载试验弯矩匹配的配重及驱动 装置分布方案如表1所示。相较于传统的单轴疲劳 激振设置方案,将激振位置设置在叶片全长70%的 位置,即 28.2 m处,不能根据单个叶片特性进行疲 劳配重,缺少理论依据,难以控制弯矩匹配的精度, 而优化后的 0~20 m关键截面弯矩匹配误差始终控 制在误差约束 7% 以内。

表1 配重及驱动装置分布分案 Tab.1 Distribution of additional masses and excita-

1	tion device			
工况	配重位置及质量	属性	适应度/(kNm <sup>2</sup> )	
挥舞	(21.6 m, 541 kg)	配重块	6 812	
	(31.1 m,1 896 kg)	激振装置		
摆振	(15.3 m,800 kg)	激振装置		
	(23.2 m,720 kg)	激振装置	2 346	
	(32.5 m, 300 kg)	配重块		

全局智能优化算法中种群位置初始化设置具有随机性,算法虽然采用相同的参数,得到的配重方案不完全一致,种群大小为40,最大迭代步数为100, 对叶片挥舞方向进行11次单轴单点激振弯矩匹配, 单轴单点加载的激振点分布如图8所示。可知,单 点激振位置平均分布在26.4641m处,约65.67% 叶片全长位置。



图 8 单轴单点加载的激振点分布 Fig.8 Distribution of excitation points under uniaxial single point loading

## 4 结 论

1)旋转质量块驱动的单轴疲劳加载试验激振装置的旋转质量块旋转频率应与叶片的一阶固有频率相等,从而降低能量耗散以及疲劳试验时对激振力的需求。基于等效替代原则构建离散质量块弯矩计算模型,可引入叶片自重的截面弯矩作用分量,降低了对单一叶片材料、结构等固有特性的要求。

2)疲劳试验弯矩匹配优化主要考虑因素包括激振装置、配重块个数、质量及位置。混合智能优化算法 DE-APSO 在疲劳试验弯矩匹配的配重块布置优化问题中表现较好,配重块优化方案下的叶根及过渡 区域截面弯矩误差较小,具有精度高、寻优快等优点。

3)单轴单点疲劳加载试验的激振点约在 65.67%叶片全长位置。该研究结果在一定程度上 缩短了疲劳试验周期,解决了叶片展向弯矩分布精 度低的技术难题,具有一定的实用价值和推广意义。

#### 参考文献

 [1] 张磊安,黄雪梅,王娜.风电叶片单点疲劳加载过程数值仿 真与试验[J].振动、测试与诊断,2014,34(4):732-736.
 ZHANG Leian, HUANG Xuemei, WANG Na. Numerical simulation and test on MW wind turbine blade single fatigue loading process [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4):732-736. (in Chinese)

[2] 陶黎明,黄雪梅,张磊安.风电叶片双作动器疲劳加载同步激振算法研究[J].太阳能学报, 2020, 41(1): 249-254.
TAO Liming, HUANG Xuemei, ZHANG Leian. Research on synchronous excitation algorithm for fatigue loading of wind turbine blade driven by double actuator
[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(1): 249-254. (in Chinese)

- [3] 罗杰.改进群智能优化算法研究及应用[D]. 温州:温州大学, 2019.
- [4] LEE H G, PARK J. Optimization of resonance-type fatigue testing for a full-scale wind turbine blade [J]. Wind Energy, 2016, 19(2): 371-380.
- [5] 张金波,石可重,徐建中.改进风电叶片疲劳试验力矩等效 配重优化方法[J]. 工程热物理学报,2018,39(3):526-533. ZHANG Jinbo, SHI Kezhong, XU Jianzhong. Improved optimization method of equivalent weight for torque of wind turbine blade fatigue test [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(3): 526-533. (in Chinese)
- [6] GREAVES P G, DOMINY R G, INGRAM G L, et al. Evaluation of dual-axis fatigue testing of large wind turbine blades [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(2): 1693-1704.
- [7] GREAVES P R. Fatigue analysis and testing of wind turbine blades[D]. Durham:Durham University, 2013.
- [8] 乐韵斐,成更勇,朱碧琳.风电叶片疲劳加载装置关键参数 研究[J].机电一体化,2013,19(1):26-29,44.
  LE Yunfei, CHENG Gengyong, ZHU Bilin. Research on key parameters of wind turbine blade fatigue loading device [J]. Mechatronics, 2013, 19(1):26-29,44. (in Chinese)
- [9] EBERHART R C, SHI Y. Comparison between genetic algorithms and particle swarm optimization [C] // Evolutionary Programming VII, 7th International Conference. San Diego, CA, USA: Lecture Notes in Computer Science, 1998: 611-616.
- [10] 徐冠基,曾柯,柏林.基于 SPSO优化 Multiple Kernel-TWSVM 的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断, 2019, 39(5): 973-979.
  XU Guanji, ZENG Ke, BO Lin. Rolling bearing fault diagnosis based on SPSO optimization multiple kernel-TWSVM[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diag-
- nosis, 2019, 39(5): 973-979. (in Chinese) [11] 高洁.离散和连续优化问题的改进差分进化算法研究[D]. 西安:西安电子科技大学, 2010.



**第一作者简介:**郭艳珍,女,1993年8月 生,硕士生。主要研究方向为风电叶片 性能测试。曾发表《Structural failure test of a 52.5 m wind turbine blade under combined loading》(《Engineering Failure Analysis》2019, No.103)等论文。

E-mail: guoyz69@163.com

**通信作者简介:**隋文涛,男,1977年8月生, 博士、副教授。主要研究方向为机械电子和 信号处理。 E-mail: suiwt@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.012

## 高速铁路扣件动刚度频变和温变特性研究<sup>\*</sup>

陈宗平<sup>1</sup>, 成 功<sup>1</sup>, 刘清源<sup>1</sup>, 圣小珍<sup>2</sup>, 徐忠辉<sup>2</sup>, 高晓刚<sup>2</sup> (1.西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都,610031) (2.上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海,201620)

摘要 以我国高速无砟轨道常用的3种扣件(WJ-7B,WJ-8和Vossloh300)为研究对象,基于轮轨宽频激励的特点, 提出了一个确定扣件系统动刚度的试验方法和理论模型。根据该试验方法,采用力锤激励,在装配情况下测试了3 种扣件在100~800 Hz频率范围内、不同温度(-50~10℃)条件下的动态响应,结合理论模型确定了3种扣件的动刚 度。研究结果表明:WJ-8和Vossloh300扣件的动刚度对温度的变化比较敏感,WJ-8扣件在-50℃时的动刚度比 10℃时最大增加了23倍,而Vossloh300扣件在-50℃时的动刚度比10℃时最高增加了67倍;WJ-7B扣件的动刚度 则受频率的影响更大,800 Hz时的动刚度是100 Hz时的12~17倍;WJ-8和Vossloh300扣件的阻尼比均随着温度 降低而增大,在玻璃化转变温度时达到极值,此后随着温度继续降低而开始下降。该结果可为极端低温环境下的扣 件设计和选择提供参考。

关键词 高速铁路;无砟轨道扣件;动刚度特性;温变特性 中图分类号 U211.3

## 引 言

扣件是轨道结构的重要组成部分,扣件系统的 轨下弹性垫板是高速轨道结构中最主要的弹性支撑 元件[1]。轨下弹性垫板在工作时要承受频率范围很 大的动荷载作用,同时可能还要经历季节交替带来 的温差影响。轨下弹性垫板是高分子黏弹性材料, 其动力学参数受温度和频率的影响很大[2-3]。因此, 研究扣件动刚度的频变、温变特性具有重要意义。 文献[4]以低频(3~5Hz)激振器直接激振扣件系统 的弹性垫板,得到其低频动刚度,把该动刚度当作扣 件的动刚度来使用。上述单自由度方法不能有效分 离钢轨和扣件的动刚度成份,且随着频率升高,动刚 度中钢轨的成分越来越大。文献[5]研究表明,扣件 的弹性垫板在高频时的动刚度远大于其静刚度,以 及在很低频率激振下得到的动刚度。因此,以测得 的垫板的低频动刚度去代替扣件的高频动刚度是不 准确的。综上所述,应用单自由度模型及试验方法 去模拟扣件的动态特性并不能取得很好的效果。

目前,应用理论模型结合试验的方法获得扣件 系统的动刚度。文献[2-3,6]利用配备温度箱的万能

试验机测试了高速铁路无砟轨道扣件弹性垫板(WJ-8, Vossloh 300 和 WJ-7B) 在 定 频 (0.3 Hz)、 宽 温 域 (-60~20℃)下的动态特性,利用温频等效原理、分 数阶 Zener 模型及 WLF 方程预测了弹性垫板在 1~ 10 000 Hz内的动力性能,得出在低温条件下无砟轨 道扣件橡胶垫板的静刚度、动刚度及阻尼均有明显 增加的结论。文献[7-9]使用配备温度箱的万能试验 机测量了上述3种无砟轨道扣件弹性垫板在-60~ 20℃下的静刚度。文献[10]给出了用直接和间接方 法测量弹性元件动刚度的理论和方法,其中:直接法 适用于低频(≤30 Hz)的动刚度测量,间接法适用于 中高频。Nadeau等<sup>[11]</sup>利用直接法,分别采用激振器 和锤击试验测量了发动机橡胶支架的动态特性,得 出在0~30 Hz范围内动态驱动点刚度可以表示动态 传递刚度。Thompson等<sup>[12]</sup>在间接法的基础上,对动 刚度的测量方法进行扩展,使其适用于更高频率范 围,并测量了轨道扣件在不同预压力(20~80 kN)下 的高频(100~1000 Hz)动力性能。Maes等[13]利用间 接法,在不同预压力(375~1000 N)下测量了弹性垫 板在20~2500Hz内的动刚度。

笔者基于钢轨-扣件-轨枕系统,提出了一种装

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划战略性国际科技创新合作重点专项资助项目(2016YFE0205200);国家自然科学基金委员会-中国 国家铁路集团有限公司高速铁路基础研究联合基金资助项目(U1834201) 收稿日期:2020-03-17;修回日期:2020-05-09

配条件下扣件动刚度的模型及计算方法,通过试验 方法获得模型中所需的相关参数。由于待测扣件的 自由度数目未知,该模型将扣件视为一个弹簧阻尼 组合系统,通过测试扣件两端的导纳,代入模型中计 算求得该扣件的动刚度。该模型的优点在于,在实 际的装配条件下,能够有效地从钢轨-扣件-轨枕系 统中分离出扣件的动刚度成分,通过理论与试验结 合的方法求得扣件整体动刚度,不再将扣件视为简 单的线性系统,理论上得到的动刚度的频率范围仅 受限于锤击试验能激起的带宽。以外,还考虑了低 温对扣件动刚度的影响,旨在为极端低温地区的扣 件选择提供参考。

## 1 试验及扣件系统动刚度的确定

#### 1.1 试验对象和方法

本次试验对象为广泛用于中国高速铁路线路的 WJ-7B型、WJ-8型和Vossloh 300型3种扣件。WJ-7B为无挡肩弹性分开式扣件,WJ-8和Vossloh 300 为有挡肩弹性不分开式扣件。3种扣件分别对应安 装在无挡肩和有挡肩的单个双块式轨枕上。图1为 3种扣件的示意图<sup>[14]</sup>。



Fig.1  $\,$  WJ-7B, WJ-8 and Vossloh 300 fasteners  $^{\rm [14]}$ 

由于钢轨在自由状态下的模态频率随着长度的 增加而减小,为了保证在分析频段内钢轨不发生模 态变形,此次钢轨选用长为40 cm的短钢轨。采用 线路安装的标准扭矩(140~160 N•m)把钢轨扣紧在 轨枕上。因为不能直接在扣件的轨下弹性垫板上安 装传感器,所以在轨顶中央与轨枕上分别安装2个 加速度传感器以得到扣件两端的加速度导纳,同时 在轨顶边缘安装1个加速度传感器用来判断钢轨发 生模态变形时的频率及振型。当钢轨可视为刚体 时,钢轨顶部中间的加速度导纳可视为等于轨脚的 加速度导纳。

力锤若选用金属锤头,虽然可得到更高频段的 响应,但实际上分析的最高频率还受到钢轨的第1 阶弹性模态频率的限制。通过分析得到,该短钢轨 的第1阶弹性模态频率大约为850 Hz,而塑料锤头 在满足激发该频段要求的情况下,在低频段的效果 会优于金属锤头,所以本次锤击试验选用塑料锤 头。图2为WJ-7B扣件安装图。整体置于平整的混 凝土地面上,即可进行常温下的锤击试验,锤击轨顶 中间位置得到轨顶与轨枕上的加速度频响函数。

在考虑低温对扣件动刚度的影响时,采用液氮 给扣件与轨枕快速降温。图3为扣件试验测点布置



图 2 WJ-7B 扣件安装图 Fig.2 Installed WJ-7B fastener

示意图。整个扣件轨枕系统由1个泡沫箱子包围, 以盛放液氮。将接触式温度传感器放在铁垫板与 弹性垫板之间,以测量弹性垫板的温度。弹性垫板 为黏弹性材料,具有更显著的温度敏感性<sup>[3]</sup>。用液 氮喷淋扣件,待温度传感器的示数降至-50℃后, 继续喷淋液氮3min以确保扣件整体达到了-50℃ 以下。停止喷淋液氮后,待温度传感器示数重新上 升至-50℃时,开始锤击试验直至温度升至常温。

试验得到轨顶中心的加速度频响函数及轨枕上 方的加速度频响函数。位移导纳与加速度频响函数 之间的关系为

$$\widetilde{W}(\omega)/\widetilde{F}(\omega) = \frac{a(\omega)/F(\omega)}{-\omega^2}$$
(1)







(c) Vossloh 300图 3 扣件试验测点布置示意图Fig.3 Test point arrangement of fasteners

其中: $W(\omega)/F(\omega)$ 为位移导纳; $a(\omega)/F(\omega)$ 为加速度频响函数。

根据式(1)得到轨顶和轨枕的位移导纳,据此可 以得到不同频率下各扣件系统的动刚度。

## 1.2 扣件系统动刚度的确定

图 4 为一个简化的钢轨-扣件-轨枕力学模型。 钢轨和轨枕被认为是刚体,考虑到扣件质量相对于



Fig.4 Rail-fastener-sleeper mechanical model

钢轨和轨枕较小,扣件系统被认为是一个弹簧组合 系统,上下受力相等。钢轨及扣件受力模型如图5 所示。扣件的动刚度 k定义为

$$k(\omega) = \frac{\widetilde{F}_{1}(\omega)}{\widetilde{W}_{1}(\omega) - \widetilde{W}_{2}(\omega)}$$
(2)





对钢轨进行受力分析

$$\widetilde{F}(\omega) - \widetilde{F}_{1}(\omega) = -m_{1}\omega^{2} \widetilde{W}_{1}(\omega)$$
(3)

$$k(\omega) = \frac{F(\omega) + m_1 \omega^2 W_1(\omega)}{\widetilde{W}_1(\omega) - \widetilde{W}_2(\omega)} = \frac{1 + m_1 \omega^2 \frac{\widetilde{W}_1(\omega)}{\widetilde{F}(\omega)}}{\frac{\widetilde{W}_1(\omega)}{\widetilde{F}(\omega)} - \frac{\widetilde{W}_2(\omega)}{\widetilde{F}(\omega)}}$$
(4)

其中: $\widetilde{W}_1$ 为钢轨的位移幅值; $\widetilde{W}_2$ 为轨枕的位移幅 值; $\widetilde{F}_1$ 为钢轨与扣件间的作用力幅值; $\widetilde{F}_2$ 为轨枕与 扣件间的作用力幅值; $\widetilde{F}$ 为锤击力幅值; $m_1$ 为钢轨 的质量; $\widetilde{W}_1(\omega)/\widetilde{F}(\omega)$ 和  $\widetilde{W}_2(\omega)/\widetilde{F}(\omega)$ 为钢轨和 轨枕的位移导纳,可通过锤击试验得到,由此得到装 配条件下扣件系统的动刚度。

## 2 扣件动刚度结果和特性分析

以WJ-8在-50℃下的测试结果为例,图6为轨 顶中间及轨枕的加速度信号与锤击的力信号之间的 相干性。可以看出,2个传感器的信号与力信号的 相干性在100~1000 Hz频段基本都在0.9以上,这 证明在该频段内加速度计采集到的信号是由锤击所 激发,测试数据具有较高的可信度。

锤击试验中,在一定频率之上不可避免地激发 出钢轨的柔性模态,这会与式(4)中刚性钢轨的假设



图 6 轨顶中间及轨枕的加速度信号与锤击力信号之间的相 干性

Fig.6 Coherence between hammering signal and rail top response and sleeper response

出现矛盾。因此,有必要确定柔性模态的激发频率, 即式(4)的适用范围。

在ANSYS中建立和试验中短钢轨对应的钢轨 三维实体有限元模型。由于真实的锤击难以敲击钢 轨正中央,将一垂向的单位谐荷载作用在轨顶中央 附近(横向偏移5mm)以模拟实际的锤击位置(实际 偏差比这个值小)。分别考虑不约束、轨底和扣件接 触区域全约束2种情况,得到轨脚完全约束及完全 自由情况下钢轨位移频谱,如图7所示。可以看出, 自由及轨底约束时的前2阶模态频率分别为 1 302 Hz, 2 045 Hz及 366 Hz, 1 946 Hz。短钢轨前 2 阶振型如图8所示,分别为轨头摆动及钢轨弯曲。 从图7可以看出,轨底约束时的首阶弹性模态频率 比自由钢轨的首阶弹性模态频率要低得多,而第2 阶弹性模态频率差别不大。实际装配情况下的钢轨 轨底约束介于自由和全约束之间,故试验结果中的 第1阶模态频率介于 366 Hz 和1 302 Hz 之间, 第2 阶模态频率在1900 Hz以上。只要通过力锤施加的 垂向力足够靠近轨顶的中心,第1阶模态是不会激 发的。





Fig.7 Rail displacement spectrum under fully constrained and completely free rail feet



以WJ-8扣件为例,由锤击试验得到不同温度下 的钢轨垂向加速度导纳虚部,如图9所示。图中,虚 部的峰值对应钢轨扣件系统的模态频率。



Fig.9 Imaginary part of WJ-8 fastener acceleration mobility

由图 9 可以看出,在 100~1 600 Hz 范围内,锤 击明显激发了系统的 3 阶模态(图中已被圈出), 10℃对应的 3 阶模态频率分别为 193,270 和 850 Hz, -30℃对应的 3 阶模态频率分别为 205,472 和 874 Hz。由于温度降低对钢轨本身弹性模量的影响 较小<sup>[15]</sup>,温度的改变对钢轨约束条件的改变也不会 很大,2个温度下的钢轨柔性模态不会出现很大的 变化,因此判断图中的第 3 阶模态频率为钢轨的柔 性模态。可以看出,这个峰远低于其他 2 个峰(只要 扣件系统安装得越对称、锤击力越是靠近轨顶的中 部,这个峰值将越小)。因此,笔者认为该次试验得 到的动刚度上限频率至少为800 Hz。图9中的第1 阶和第2阶模态为钢轨(质量)-扣件(刚度)-轨枕(质 量)-大地(刚度)系统(近似为两自由度系统)的垂向 振动固有模态。

不同温度下,WJ-8,Vossloh 300和WJ-7B扣件 的动刚度频变曲线如图 10~12所示。笔者以 20℃ 为一个温度梯度进行分析。

从图 10可以看出,温度对于 WJ-8 扣件的动刚 度影响非常明显,整体上扣件的动刚度是随着温度 的降低而增大。在 10℃下的动刚度波动较大,在 100~550 Hz内随着频率的增加而减少,而在 550 Hz 以后则随着频率增加而增大,具有明显的质量-弹簧 系统的特性。温度很低时,由于固有频率和阻尼的 增加,出现在10℃下动刚度的低谷逐渐变得平坦,且 频率上升至 800 Hz以上。温度由-10℃降到-30℃ 时,动刚度的增加尤为明显,这是由于扣件弹性垫板 的主要材料为聚氨酯,在这个温度区间内聚氨酯进 入了玻璃化转变过程<sup>[16]</sup>,故刚度明显增大。WJ-8 扣 件在-50℃时的动刚度比 10℃时最多增加了 23 倍。





由图 11 可以看出, Vossloh 300 与 WJ-8 扣件的 动刚度具有很高的相似性,这是由于 2 种扣件的结 构相似,都为有挡肩不分开式且铁垫板下橡胶垫板 的材料为聚氨酯<sup>[16]</sup>。由于聚氨酯材料对温度敏感, 故 Vossloh 300 扣件同样表现出了较大的温度敏感 性。Vossloh 300 扣件在-50℃下 0~400 Hz 段动 刚度出现了波动,其在-50℃时的动刚度比 10℃时 最高增加了 67 倍。

由图 12 可知,温度对于 WJ-7B 扣件的动刚度影响比其他 2 种扣件要小得多,而频率对 WJ-7B 扣件





fasteners at different temperatures



图12 不同温度下WJ-7B动刚度频变曲线

Fig.12 Frequency curve of dynamic stiffness of WJ-7B fasteners at different temperatures

动刚度的影响却很大。在800 Hz时, -50℃时的动 刚度相较于10℃时增加了近2倍,这说明极端低温 对WJ-7B扣件的动刚度有一定的影响。同时, 800 Hz时的动刚度是50 Hz时的12~17倍,这说明 WJ-7B扣件的频率对动刚度的影响远大于温度对 动刚度的影响。

## 3 扣件阻尼结果和特性分析

本次试验使用的 Brüel & Kjær 系统能够利用 半功率带宽法识别频响函数中峰值对应的阻尼比。 由图 9 可知,受温度影响最大的是第 2 阶频率。由 于扣件系统中只有弹性轨下垫板受温度影响最大, 可推测该频率近似于钢轨与弹性轨下垫板所组成 的质量-弹簧系统的固有频率,该峰值对应的阻尼 比为轨下弹性垫板的阻尼比,故据此得到 WJ-8 及 Vossloh 300 扣件阻尼比随温度变化曲线,如图 13 所示。由图 13 可以看出,WJ-8 扣件的玻璃化温度 在-20℃左右,在10℃时的阻尼比约为 0.084 5,其



图 13 WJ-8及 Vossloh 300 扣件阻尼比随温度变化曲线

Fig.13 WJ-8 and Vossloh 300 fastener damping ratio temperature curve

阻尼比在-20℃~10℃内是随温度的降低而增加, 最高达 0.374,之后则随着温度的降低而下降。 在-50℃时的阻尼系数约为 0.047 4,相较于峰值时 减少了约 87.33%。同样,在 Vossloh 300 扣件的频 响函数中选择随温度变化最大的第 2阶频率,识别 其阻尼比。由图 13 可知, Vossloh 300 扣件弹性垫 板的玻璃化温度在-27.5℃左右。10℃下的阻尼比 为 0.052,在-27.5℃时增加了约 7.08 倍,此后随着 温度的降低而下降,直至-50℃时降至 0.117。

WJ-7B扣件系统峰值较少,在105 Hz及800 Hz 两阶有较为明显的模态。由于800 Hz处的模态为 钢轨的第1阶柔性模态,但不能判断105 Hz处的频 率是由钢轨-扣件系统振动引起的,故笔者不对WJ-7B扣件的阻尼比做讨论。

## 4 高速铁路扣件动刚度及阻尼拟合

对 3 种 扣 件 分 别 在 -50℃, -30℃, -10℃及 10℃下的 100~800 Hz 之间的动刚度进行拟合。对 比多种拟合函数发现, 三次函数取得较好的拟合效 果。拟合函数为

$$k(f) = a + bf + cf^2 + df^3 \tag{5}$$

其中:f为频率;a,b,c及d为拟合参数。

由于WJ-7B的动刚度在-50~10℃范围内变化 不大,故只用1个函数拟合其所有温度下的动刚度。 WJ-8及Vossloh 300扣件的动刚度在100~350 Hz 出现的动刚度峰值是由于扣件系统在低温下的耦合 共振引起的,在理论模型中未考虑扣件中零部件的 谐振,且这些模态引起的动刚度起伏较大、难以拟 合,故在拟合时忽略了该频段内的峰值,将其拟合成 平坦的直线,其值接近于扣件中弹性垫板的动刚 度。笔者采用一次函数拟合其动刚度,取参数*c*和*d*  为0。不同温度下WJ-8及Vossloh 300扣件动刚度 拟合函数参数如图14所示。WJ-7B扣件拟合参数 分别为a=-8.58×10<sup>6</sup>, b=4.11×10<sup>5</sup>, c=-1.47×



图 14 不同温度下 WJ-8 及 Vossloh 300 扣件动刚度拟合函 数参数

Fig.14 WJ-8 and Vossloh 300 dynamic stiffness fitting function parameters at different temperatures



图 15 WJ-8 扣件动刚度拟合效果

Fig.15 WJ-8 dynamic stiffness fitting results



图16 Vossloh 300 扣件动刚度拟合效果

Fig.16 Vossloh 300 dynamic stiffness fitting results



的动刚度拟合效果。

从图 15~17 可看出,该拟合函数能够较好地描述3种扣件在装配情况下100~800 Hz之间的动刚度特性。

观察 WJ-8 及 Vosssloh 300 扣件的阻尼比曲线, 发现其形状近似于均值不为0的正态分布,故用类 似于正态分布概率密度函数的指数函数加上一个常 数来拟合阻尼比随温度变化的规律。拟合结果为

$$\zeta_{\rm WJ-8}(T) = 0.05 + 0.33 e^{-(T+21)^2/180}$$
(6)

 $\zeta_{\text{Vossloh 300}}(T) = 0.052 + 0.32 e^{-(T+29)^2/150}$ (7) 其中:T为温度,单位为℃。

图 18 为 WJ-8 及 Vossloh 300 扣件的阻尼比拟

合效果。可以看出,该拟合函数能够较好地描述这 2种扣件在-50~10℃内阻尼比的变化趋势。





需要指出的是,这3种扣件的动刚度和阻尼比 拟合公式仅适用于在-50~10℃内描述扣件的阻尼 特性,以及在100~800 Hz,-50~10℃内扣件的动 刚度特性,更低频率的动刚度可考虑在更软的支撑 条件下,采用激振器或更大的力锤激励来获得。如 果通过测试得到更高频率的扣件动刚度,则需要考 虑如何排除钢轨柔性模态的干扰。为此,可通过试 验结合仿真的方法得到装配条件下的钢轨柔性模态 的贡献,从而推导出更高频率下的扣件动刚度特性; 或以现有黏弹性本构模型为基础,通过拟合弹性垫 板低频动刚度数据得到黏弹性本构模型相关参数, 再对扣件高频动刚度进行预测。

## 5 结 论

 1)扣件系统的动刚度与弹性垫板的动刚度有 较大区别,主要表现在扣件系统包含质量,动刚度曲 线会出现峰值及谷值。

2)温度对于WJ-8扣件的动刚度影响较大,其动 刚度随着温度的降低而增大,在低于-30℃时弹性垫 板进入玻璃态,故动刚度增加变缓,而频率对WJ-8扣 件的动刚度影响较小。由于Vossloh 300扣件在结构 上与WJ-8相似,故有着类似的特性。WJ-7B扣件则相 反,温度对其动刚度影响较小,而频率对其影响较大。

3) WJ-8及Vossloh 300扣件的阻尼比均随着温 度降低而增大,并在玻璃化转变温度处达到最大值, 此后随着温度的降低而下降。其中:WJ-8的玻璃化 转变温度约为-20℃;Vossloh 300的玻璃化转变温 度在-27.5℃左右。

4) 采用三次函数及指数函数分别对3种扣件的

动刚度及阻尼比进行拟合,取得了较好效果,这为研 究扣件在低温、装配情况下的动刚度特性及阻尼比 提供了参考。

#### 参考文献

- [1] 赵汝康.铁路钢轨扣件[M].北京:中国铁道出版社, 2018:200.
- [2] 韦凯,赵泽明,欧灵畅,等.WJ-8型扣件弹性垫板低 温动力性能及其影响研究[J].铁道工程学报,2018, 35(3):31-37.

WEI Kai, ZHAO Zeming, OU Lingchang, et al. Research on the dynamic properties of rail pad for WJ-8 fastener at low temperatures and its influence on vehicletrack coupled system [J]. Journal of Railway Engineering Society, 2018, 35(3): 31-37. (in Chinese)

[3] 韦凯,王丰,杨麒陆,等.钢轨扣件弹性垫板的宽频动 力性能及其理论表征[J].铁道学报,2019,41(2): 130-136.

> WEI Kai, WANG Feng, YANG Qilu, et al. Broad frequency - domain dynamic properties of rail pad and its theoretical model[J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(2): 130-136. (in Chinese)

- [4] 中华人民共和国铁路局.TB/T 3395.1-2015 高速 铁路扣件第1部分:通用技术条件[S].北京:中国铁 道出版社,2016.
- [5] THOMPSON D J, VAN VLIET W J, VERHEIJ J
   W. Developments of the indirect method for measuring the high frequency dynamic stiffness of resilient elements [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998(213):169-188.
- [6] 张攀.高铁无砟轨道扣件系统弹性垫板温/频变动力 特征及其影响研究[D].成都:西南交通大学,2016.
- [7] 杨麒陆,王平.WJ-7型高速铁路扣件胶垫刚度温变性 的测试与分析[J].中国铁路,2017(8):58-63.
  YANG Qilu, WANG Ping. Tests and analysts of rubber pad stiffness of WJ-7 HSR fastening against temperature changes[J]. Chinese Railways, 2017(8): 58-63. (in Chinese)
- [8] 杨麒陆,王平. Vossloh 300 扣件胶垫刚度温变性的测试与分析[J]. 铁道标准设计, 2017, 61(8): 5-9.
  YANG Qilu, WANG Ping. Testing and analysis of Vossloh 300 fastener pad stiffness and temperature changes[J]. Railway Standard Design, 2017, 61(8): 5-

9. (in Chinese)

- [9] 刘子煊, 葛辉, 王平, 等. 极寒状态下扣件胶垫刚度温变 特性及影响研究[J]. 铁道标准设计, 2017, 61(3): 37-42.
  LIU Zixuan, GE Hui, WANG Ping, et al. Study on temperature variant characteristics and effects of rail pad stiffness under extremely cold conditions [J]. Railway Standard Design, 2017, 61(3): 37-42. (in Chinese)
- [10] British Standards Institution. ISO 10846—1 Acoustics and vibration - laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements. part 1. principles and guidelines [S]. Switzerland: ISO Copyright Office, 2005.
- [11] NADEAU S, CHAMPOUX Y. Application of the direct complex stiffness method to engine mounts [J]. Experimental Techniques, 2000, 24(3):21-23.
- [12] THOMPSO D J, VERHEIJ J W. The dynamic behaviour of rail fasteners at high frequencies [J]. Applied Acoustics, 1997,52(1):1-17.
- [13] MAES J, SOL H, GUILLAUME P, et al. Measurements of the dynamic railpad properties [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3/4/5):557 -565.
- [14] 中铁隆昌铁路器材有限公司-高速铁路扣件[EB/OL].
   (2018-08-31)[2019-05-21].http://www.lc-railway.
   com/col/col30227/index.html.
- [15] 裴家明.超低温环境下钢的力学性能研究[C]//第20 届全国结构工程学术会议论文集(第 I册).宁波:中 国力学学会工程力学编辑部,2011:397-400.
- [16] 吴义春,李春兰,徐志磊,等.WJ-8型高铁用聚氨酯弹 性垫板的研究[J].聚氨酯工业,2011,26(6):31-34.
  WU Yichun, LI Chunlan, XU Zhilei, et al. Research on WJ-8 type polyurethane resilient tie pad using in high speed railway track [J]. Polyurethane Industry, 2011, 26(6):31-34. (in Chinese)



第一作者简介:陈宗平,男,1995年9月 生,硕士生。主要研究方向为轨道交通 减振降噪。

E-mail:czp0908@126.com

通信作者简介:圣小珍,男,1962年6月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为 轨道交通减振降噪理论和应用。 E-mail:shengxiaozhen@hotmail.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.013

## 基于裂缝分形特征的钢混梁疲劳损伤精细评估\*

何浩祥, 郑家成, 廖李灿, 程时涛

(北京工业大学工程抗震与结构诊治北京市重点实验室 北京,100124)

**摘要**为了改进传统损伤检测和识别方法在精度和实用性等方面的不足,基于分形理论和图像处理技术,提出提取 桥梁关键部分表观裂缝特征和分形盒维数的方法,通过建立表观裂缝分形维数和典型力学参数之间的函数关系实 现损伤评估。为了验证该方法的有效性,开展 T型钢筋混凝土简支梁的疲劳加载试验。采用分形理论建立不同疲 劳加载和损伤状态下的裂缝分形维数与跨中挠度、一阶频率和静动刚度等实测参数的函数,明确分形维数与损伤指 数的匹配关系。结果表明,基于分形维数的损伤评估具有良好的准确性和鲁棒性,可以通过传统物理参数与裂缝分 形维数的稳定函数关系对桥梁疲劳损伤进行精细化评估。

关键词 疲劳荷载;损伤评估;分形理论;分形维数;图像处理 中图分类号 U448.21; TU375.1; TH825

## 引 言

运营状态下钢筋混凝土桥梁损伤状态的快速和 精准评估是目前的研究热点。裂缝的分布和形态发 展是表征桥梁损伤的直观信息。若通过无人机拍照 等方式采集桥梁裂缝图像,利用图像识别技术提取 裂缝数量及分布特征,进而判别损伤发展情况,可有 效提升桥梁检测工作效率及精度<sup>[1]</sup>。

基于计算机视觉技术和图像处理技术的裂缝识 别方法发展迅速,但研究大多局限于识别与提取裂 缝信息,未建立裂缝损伤量化指标以及与传统的疲 劳损伤参数之间的联系,难以直接指导损伤评估。 在承受静动力荷载和累积损伤的过程中,混凝土结 构的裂缝特征和其他部分参数均表现出了较为敏感 的分形特征<sup>[2]</sup>,采用分形维数作为裂缝特征与损伤 状态之间的关联参数是适宜的。Hadjileontiadis等<sup>[3]</sup> 提出了一种基于分形维数的桥梁结构裂缝识别方 法,证实了表观裂缝的大小与分形维数有关。曹茂 森等<sup>[4]</sup>证实了损伤的钢筋混凝土结构的表观裂缝分 布具有分形特性。Adhikari等<sup>[5]</sup>利用数字图像的分 形维数来追踪表观缺陷。

目前,混凝土结构损伤领域关于分形理论的应 用主要包括3个方面:①研究混凝土结构断裂面的 粗糙程度,建立分形维数与材料物性的关系<sup>[68]</sup>;② 定性分析混凝土结构损伤后表观裂缝统计意义上的 分形特性,证明混凝土结构表观裂缝分布和复杂度 可用分形维数描述<sup>[9+10]</sup>;③分析混凝土结构在分级静 力荷载下,表观裂缝分形维数与构件外部荷载、跨中 挠度和裂缝宽度等参数的变化关系。文献[11-12] 研究发现,随着荷载等级的增加,结构裂缝开展延 伸,分形维数迅速增大。然而,能否用分形理论描述 疲劳荷载下结构表观裂缝演化过程还有待研究。此 外,目前的研究尚未通过理论分析建立钢筋混凝土 构件的刚度和损伤指数与表观裂缝的定量关系,利 用分形理论进行疲劳损伤精准识别与评估的研究亟 需加强。

笔者通过T型钢筋混凝土简支梁桥模型的等幅 疲劳加载试验,研究了疲劳损伤下桥梁结构表观裂 缝分形维数与跨中挠度、自振频率、静动刚度、损伤 指数等物理量的关系,并建立了经验函数,为桥梁的 疲劳损伤评定提供新的思路和方法。

## 1 裂缝损伤对分形维数的影响

对于在役钢筋混凝土结构,其初始破坏直接表 现为表观裂缝的发展,裂缝的数量、拓展和分布直接 反映了结构的性能退化及损伤演变。根据表观裂缝 的开展状况评估桥梁结构的损伤程度具有重要意

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划资助项目(2017YFC1500604);国家自然科学基金资助项目(51878017) 收稿日期:2020-04-26;修回日期:2020-06-05

义。在浇筑成型时,钢筋混凝土桥梁内部存在很多 孔隙与微裂纹,这些初始缺陷在疲劳荷载的作用下 不断扩展延伸,导致表观出现裂缝。疲劳损伤累积 的过程也是裂缝发展延伸的过程,该过程可以分为 3个阶段<sup>[13]</sup>。第1阶段为混凝土结构内部的微裂纹 随着疲劳加载迅速扩展延伸,结构表观出现微裂 缝。第2阶段为结构表观裂缝稳定发展并且相互连 接、贯通。当疲劳损伤继续增加,表观裂缝的宽度、 长度与复杂程度都迅速增加,损伤指数急剧上升,结 构将进入疲劳损伤的第3阶段,即失稳破坏阶段。 可见,在损伤累积的过程中始终伴随着表观裂缝的 演化扩展。钢筋混凝土桥梁在外荷载作用下以弯曲 变形为主,梁的侧面和底部率先出现裂缝,随着裂缝 的开展,桥梁结构受压区高度减小,最终混凝土被压 碎,钢筋断裂。因此,桥梁侧面和底部裂缝的开展是 桥梁损伤的一个重要特征。描述裂缝特征的传统术 语很难精确地表征裂缝的不规则程度。分形理论可 以描述裂缝的非线性发展特征,为基于表观裂缝的 结构损伤研究提供了一种新的工具。笔者采用分形 维数来描述裂缝的开展与复杂程度,并建立其与传 统损伤指数的量化关系。

分形集的不规则性使其与经典的点集产生区别,而度量分形集不规则性的指数就是分形维数,分 形维数可以用试验手段来计算。由于Hausdorff维 数难以计算,因此在其基础上发展了信息维数、容量 维数、关联维数、自相似维数和盒计维数等。盒计维 数由于计算方法简单得到了广泛应用<sup>[14]</sup>。

笔者先将裂缝分布图进行预处理,采用盒计维数法计算分形维数,基本步骤是:①采用边长r的正方形网格覆盖图片,统计含有裂缝的网格数N;②逐级缩小r,获取每一级有裂缝的网格数N;③绘制logN-log(1/r)曲线。该曲线斜率即为所求分形维数D<sub>1</sub>,计算公式为

 $D_{\rm f} = \mathrm{d}(\ln N)/\mathrm{d}(-\ln r) \tag{1}$ 

其中:d表示对该函数求微分。

若该曲线呈非线性,则说明不具备统计意义上的分性特征,则不能采用分形理论进行分析。

## 2 T型简支梁疲劳试验

为了研究钢筋混凝土桥梁在承受疲劳荷载并逐 渐破坏时,表观裂缝的分形维数和损伤特征之间的 函数关系及演化过程,制作了缩尺比例为1:4的T 型公路桥梁模型。试件加载装置与配筋如图1所 示。试件在跨中纯弯区未配置箍筋,为了保证试件 不发生剪切破坏,在两端弯剪区分别配置多根等间 距箍筋,腹筋采用整体式箍筋。试验加载方案采用 三分点对称加载形式。



Fig.1 Specimen loading device and reinforcement (unit: mm)

采用电液式脉动疲劳试验机对试件进行疲劳循 环加载试验。在疲劳加载过程中,先加静载至最小荷 载值,然后由疲劳试验机施加给定的振幅进行交替加 载。理论计算得到的极限荷载值P<sub>u</sub>为106.39 kN,上 限疲劳荷载P<sub>max</sub>=0.6P<sub>u</sub>=63.83 kN,下限疲劳荷载 P<sub>min</sub>=0.12P<sub>u</sub>=12.77 kN,加载频率为3 Hz。每疲劳 循环1万次停止加载并卸载至0,再进行一次静载幅 值为上限疲劳荷载P<sub>max</sub>的加载,测量并记录P=0和 P<sub>max</sub>对应的试件跨中及加载点位移。采用高清摄像 机拍摄模型跨中侧面混凝土裂缝图像,采用锤击法 测其自振频率,观察疲劳损伤现象,之后进行下一级 加载,直到总的疲劳荷载循环次数达到疲劳寿命或 预先设定的次数。试验现场照片如图2所示。



图 2 试验现场照片 Fig.2 Photos of test site

#### 表观裂缝图像处理方法 3

由于现场条件所限,光照不均匀、拍摄不稳定以 及噪声干扰等因素影响了识别精度,在对原始裂缝 图像进行损伤分析之前需要先做图像预处理。笔者 利用平滑处理方法去除原始图像中的环境噪声与冗 余信息,降低图像的信息量。采用加权平均值法将 采集到的彩色图像转换为灰度图像,在不改变图像 亮度等级分布的情况下,缩小图像像素点的变化范 围,从而减少计算量,计算公式为

V = 0.3R + 0.59G + 0.11B(2)其中:V为像素值:R,G和B分别为彩色图像中红、 绿和蓝的分量值。

在桥梁结构损伤前期,微小密集的表观裂缝与 粗糙的混凝土背景难以辨别,为了提高识别的精准 度,需要对图像进行修正。笔者采用直方图均衡化 方法增强灰度值范围的对比度,扩大图像的灰度差, 实现凸显裂缝的目的。裂缝图像中的随机噪声对小 损伤情况下的识别影响较大,中值滤波去噪方法在 降噪的同时引起的模糊效应较低,故对于图像去噪 处理具有良好效果。中值滤波算法可以表示为

$$y_{ij} = \operatorname{Med}_{A} \left\{ f_{ij} \right\}$$
(3)

其中:y<sub>i</sub>为目标数列的中值;A为框架窗口,笔者选 取3×3;{fi}为像素灰度值数列。

只要确定了窗口函数A,即可求出图像中任一 像素的灰度。原始图像与处理后图像对比如图3所 示。原始图像像素较高,环境噪声影响大,难以直接 识别裂缝信息。经过处理后的图像增强了裂缝与背 景的对比度,显著降低了混凝土纹理的干扰。

#### 分形维数与损伤特征的关系 4

传统桥梁检测技术存在数据采集困难、精度较 低、耗时长以及影响桥梁运营使用等问题。桥梁的 应变和挠度在车载和复杂环境作用下,波动性明显 且不稳定,因此较难快速、直接地反映损伤信息。虽 然可根据频率、振型和阻尼比等结构模态参数的变 化来评估结构损伤,但在实际条件下模态参数受温、 湿度等环境因素影响较大,直接利用不能满足工程 精度要求。以小波分析为代表的现代信号处理技术 在实际复杂结构中的动态识别精度仍需提高,且通 常需要基于精准的有限元模型来实现统计模式识



(a) 加载10万次原始图像 (a) Original image after 1×10<sup>4</sup> times loading



(c) 加载30万次原始图像 (c) Original image after  $3 \times 10^4$  times loading



(e) Processed image after 1×10<sup>4</sup> times loading



(b) 加载20万次原始图像 (b) Original image after  $2 \times 10^4$  times loading



(d) 加载40万次原始图像 (d) Original image after  $4 \times 10^4$  times loading



(e) 加载10万次处理后图像 (f) 加载20万次处理后图像 (f) Processed image after  $2 \times 10^4$  times loading



别,因而应用受到限制。利用卡尔曼滤波法等物理

参数识别方法尚难以实现复杂结构和非线性结构的 识别。

以上方法均是从结构宏观力学参数和动力信号 方面研究结构损伤状态,与之不同的是,桥梁疲劳裂 缝直接体现了材料和构件在微观层面的损伤状态, 且其发展既与损伤演变过程密切相关,也与结构整 体性能有关。通过桥梁裂缝图像采集和分析技术获 得关键部位的裂缝特征和分形维数已具备技术基础。然而,如果不能建立裂缝分形维数与诸如挠度、频率、刚度和损伤指数等损伤特征参数的函数关系或经验公式,仍然难以实现精准损伤评估。有鉴于此,笔者根据试验数据和理论公式,建立钢混简支梁桥的分形维数与损伤特征参数的关系,为深入研究裂缝发展与损伤演化之间的联系提供新的手段。

#### 4.1 分形维数的计算

笔者根据不同疲劳加载次数后采集到的表观裂 缝图像,通过盒计维数法计算钢筋混凝土构件各疲 劳分级加载后表观裂缝的分形维数。不同加载次数 下的 logN-log(1/r)关系曲线如图4所示。可以看 出,试件在不同工况下 logN与 log(1/r)成线性关 系,证明在一定标度范围内,模型表观裂缝分布满足 自相似性,具有统计意义上的分形特征。



图 4 不同加载次数下的  $\log N$ -log(1/r)曲线 Fig.4  $\log N$ -log(1/r) curve under different loading times

图 5 为各工况下表观裂缝分形维数与疲劳加载 次数的关系曲线。可见,随着疲劳加载次数增加,模 型表观裂缝形状越不规则,分形维数越大。因此,可 用分形维数表征试件裂缝的发展状况。



Fig.5 Relationship between fractal dimension and fatigue cycle

### 4.2 分形维数与跨中挠度的关系

在疲劳荷载作用下,桥梁的挠度或竖向变形的 变化可以直接反映其疲劳性能的演变趋势。图6为 跨中挠度变化曲线。



从图 6 可以看出,疲劳损伤的演变呈现出 3 个阶 段类线性发展规律:在疲劳加载 6 万次以前,曲线斜 率较大,挠度迅速增大;随着疲劳加载次数增多,挠 度变化率逐渐平缓,该阶段为试件损伤稳定发展阶 段;继续加载至即将破坏后,挠度变化率进一步显著 增大,表明试件进入失稳破坏阶段。随着加载次数 的增加,跨中挠度 Δ 逐渐增大,分形维数 D<sub>f</sub>呈升高趋 势。因此,T 型梁试件破坏状态下的裂缝分布可用 分形理论进行描述。同时,裂缝数量越多、发展越充 分且分布越不规则,分形维数越大。

通过采集到的数据得到类似条件下的桥梁跨中 挠度与分形维数关系的通用回归关系式为

$$\Delta = m \exp\left(D_{\rm f}/n\right) + p \tag{4}$$

其中: $\Delta$ 为挠度; $D_i$ 为试件裂缝分形维数;m,n和p为待定常数,在本试验中分别为53.34, -9.615和0.0231。

试验结果表明,试件表观裂缝分形维数与跨中 挠度具有指数回归关系,这与文献[11-12]的研究结 果具有相同的规律。因此,可以用表观裂缝分形维 数描述钢筋混凝土简支梁构件疲劳损伤后挠度变化 趋势。根据式(4)拟合的跨中挠度与分形维数的关 系曲线如图7所示,发现其与实测挠度值较吻合。

#### 4.3 分形维数与静刚度的关系

混凝土的疲劳裂纹扩展规律与刚度退化的趋势 类似<sup>[15]</sup>。在疲劳荷载下,混凝土内部损伤和残余变 形不断累积,混凝土与钢筋之间的黏结力逐渐退





Fig.7 Relationship between deflection and fractal dimension

化。刚度可以反映结构的损伤程度,但对于运营状态下的大型桥梁,其刚度变化难以直接准确获得。因此,建立表观裂缝分形维数与结构刚度的关联性具有重要意义。构件刚度分为静刚度和动刚度,静 刚度表示在静荷载下试件抵抗变形的能力,较为常用,而动刚度表示构件在特定动态激励下抵抗变形的能力。

对于梁式构件,其静刚度可用竖向弯曲刚度来 表征,其物理意义为试件发生单位曲率变化时所能 承受的弯矩。可根据实测的荷载-位移曲线计算各 试件在不同加载工况下的静刚度,计算公式为

$$B_{\rm f} = \lambda \frac{Pbl_0^2}{2\Delta} \tag{5}$$

其中:*B*<sub>i</sub>为试件静刚度;*P*为竖直荷载;*l*<sub>o</sub>为梁的计算 跨度;*b*为加载点到支座的距离;Δ为跨中竖向挠度; λ为挠度系数。

λ与荷载形式和约束形式有关,采用图乘法计 算本试验条件下 $\lambda = \frac{1}{24} \left( 3 - \frac{4a^2}{l_0^2} \right)$ ,其中:*a*为加载 点到支座中线的距离。将式(4)和式(5)联立,得到 静刚度和分形维数的经验函数为

$$B_{\rm f} = \frac{\lambda P b l_0^2}{2 \left[ m \exp\left(D_{\rm f}/n\right) + p \right]} \tag{6}$$

静刚度与疲劳加载次数的关系如图8所示。在 加载过程中,静刚度B<sub>i</sub>与分形维数D<sub>i</sub>表现出明显的 非线性,这是由于分形维数D<sub>i</sub>与表观裂缝的长度、 数量及裂缝的分布复杂程度有关。疲劳损伤初期, 静刚度B<sub>i</sub>迅速下降,损伤微裂纹扩展延伸,分形维 数D<sub>i</sub>同步增长。随着试件损伤累积,疲劳破坏进入 第2阶段,静刚度B<sub>i</sub>退化速度减缓,试件表观裂缝稳 定增加,分形维数D<sub>i</sub>表现出平稳增长的规律。当试 件进入失稳破坏阶段,表观裂缝大幅度开展,裂缝深 度和分布的复杂程度均显著提高,分形维数D<sub>i</sub>迅速 增大。可见,在损伤累积的过程中,分形维数值始终 逐渐上升,其变化规律可为损伤评估提供支持。

静刚度与分形维数的关系如图9所示。可见, 通过式(6)得到的静刚度曲线与真实值的散点数据 变化规律比较吻合,在积累一定的经验数据后,利用 实测的分形维数可以精准预测静刚度,这为结构承 载力评定、静刚度推演和损伤评估提供了新方法。



Fig.8 Relationship between static stiffness and loading times



Fig.9 Relationship between static stiffness and fractal dimension

#### 4.4 分形维数与频率及动刚度的关系

在基于动力测试的桥梁损伤识别方法中,固有 频率是最易获得的物理参数,由于其物理意义明确 且分析方法成熟而得到广泛应用。受实际环境因素 和噪声影响,结构频率实测结果随机性强,严重影响 了评定精度。若能根据试验数据建立分形维数与竖 向频率的关系,进而研究分形维数与动刚度的关系, 可为损伤评定提供一种新思路。通过对锤击信号进 行 Fourier 变换,得到结构的自振频率,笔者在本研 究中只选取一阶竖向频率进行分析。图10为一阶 频率与分形维数的关系。可以看出,简支梁模型的 一阶频率与分形维数呈线性负相关。相应的通用拟 合函数为

$$f = w D_{\rm f} + z \tag{7}$$

其中:f为一阶自振频率;D<sub>i</sub>为分形维数;w和z为拟 合参数,本试验取值分别为-18.64和37.22。



Fig.10 Relationship between frequency and fractal di-

mension

由分形维数推导得到的一阶频率曲线与实测频 率值比较接近,拟合效果较好。随着试件疲劳损伤 累积,模型频率下降较明显,分形维数增长较快,表 明试件损伤稳定增长,裂缝逐渐发展。结构损伤后 其自振频率会降低,对应动刚度也会减小,且动刚度 与静刚度的物理内涵不同,其下降规律与自振频率 有关。在考虑结构阻尼比与刚度的变化并忽略质量 变化的情况下,简支梁动刚度K<sub>d</sub>的计算公式为

$$K_{\rm d} = M \, \frac{4f^2 l_0^4}{\pi^2} \tag{8}$$

其中:K<sub>a</sub>为试件的动刚度;M为试件质量;l<sub>o</sub>为试件 有效跨度;f为一阶竖向频率。

在试件质量及跨度已知的情况下,只需获取频 率即可推算试件的动刚度。将式(7)代入式(8),得 到分形维数与动刚度的经验关系式为

$$K_{\rm d} = M \frac{4l_0^4}{\pi^2} (w D_{\rm f} + z)^2$$
(9)

动刚度与分形维数的关系如图 11 所示。可见, 通过分形维数和经验公式可较准确地估算试件动刚 度,且二者为二次负相关关系,也可以视为近似线性 关系。对于因环境恶劣或条件不便造成难以直接采 集固有频率的大型桥梁,可以先通过无人机等设备 采集其表观裂缝图片,在进行图像处理后计算图像 盒维数,通过分形维数和动刚度的经验公式便可直



Fig.11 Relationship between dynamic stiffness and fractal dimension

接对结构做出初步损伤评估。

#### 4.5 分形维数与损伤指数的关系

### 4.5.1 基于静刚度退化的损伤演化分析

设采用静刚度的退化率来表征结构损伤的静力 损伤指数为D<sub>s</sub>,其计算公式为

$$D_{\rm s} = 1 - \frac{K_{\rm sd}}{K_{\rm s0}} \tag{10}$$

其中:K<sub>s0</sub>和K<sub>sd</sub>分别为试件的初始静刚度和不同损伤状态下的实时静刚度。

当采用弯曲刚度表示静刚度时,相应的刚度分 别为 B<sub>0</sub>和 B<sub>d</sub>。将式(4)代入式(10),得到以分形维 数为变量的静力损伤指数,即

$$D_{\rm s} = 1 - \frac{\lambda P b l_0^2}{2B_0 \left[ m \exp\left(D_{\rm f}/n\right) + p \right]} \qquad (11)$$

基于静刚度的损伤演化如图 12 所示,表明静力 损伤指数的变化呈指数型上升趋势。静力损伤指数 与分形维数的关系如图 13 所示。由于经验函数与 真实的静刚度退化率数据基本一致,因此可利用分 形盒维数推测试件静力损伤指数。







Fig.13 Relationship between static damage index and fractal dimension

4.5.2 基于动刚度退化的损伤演化分析 定义基于动刚度的动力损伤指数为

$$D_{\rm d} = 1 - \frac{K_{\rm dd}}{K_{\rm d0}} = 1 - \left(\frac{f_{\rm d}}{f_{\rm 0}}\right)^2 \tag{12}$$

其中:K<sub>d0</sub>为试件的初始动刚度;K<sub>dd</sub>为试件的实时动 刚度;f<sub>0</sub>与f<sub>d</sub>分别为试件初始一阶频率及不同损伤状 态下的实时一阶频率。

将式(7)代入式(12),得到分形维数推演的动 力损伤指数公式为

$$D_{\rm d} = 1 - \left(\frac{wD_f + z}{f_0}\right)^2 \tag{13}$$

基于动刚度的损伤演化如图 14 所示,发现动力 损伤指数同挠度的演化规律与静力损伤指数 D<sub>s</sub>的 有所差别,这是由于二者的物理内涵不同。



Fig.14 Damage evolution based on dynamic stiffness

采用式(13)计算的动力损伤指数与分形维数的 关系曲线如图15所示。可见,式(13)可以精准反映 动力损伤指数随分形维数的变化规律,可在实际工 程的损伤评价中应用和推广。

通过上述分析可认为,分形维数与简支梁竖向 挠度、频率、刚度和损伤指数之间均存在较明确而稳







定的函数关系。采用类似方法,通过分析大量试验 数据和实际桥梁检测数据,并借鉴以上函数关系式 及其广义形式建立不同类型梁桥的分形维数与损伤 参数的关系,进而完善基于分形理论和图像处理技 术的桥梁损伤检测技术。

## 5 结 论

 1)混凝土结构在疲劳荷载下的表观裂缝分布 具有统计意义性的分形特征,可以用分形维数来描述裂缝的开展和结构损伤演变过程。

2)建立了不同损伤状态下力学参数与分形维数的经验函数关系。结果表明,在不同疲劳加载次数下,跨中挠度逐渐增大,刚度持续下降,分形维数迅速增长,且其与跨中挠度、静刚度和静力损伤指数呈现指数增长的关系,其与一阶自振频率为线性关系,与动刚度和动力损伤指数的关系为二次负相关。通过上述函数关系和实测参数反演损伤指数,为桥梁损伤精细化评估提供了新的思路和方法。

3)对于简支梁桥,上述结果具有良好的借鉴意义。在计算机视觉技术和人工智能技术快速发展的背景下,基于分形理论和裂缝特征的桥梁损伤识别具有广阔的应用前景。对于大型复杂桥梁,其裂缝分形特征与损伤之间的关系尚需通过试验进行深入研究。

#### 参考 文 献

[1] 钟新谷,彭雄,沈明燕.基于无人飞机成像的桥梁裂缝
 宽度识别可行性研究[J].土木工程学报,2019,52(4):
 56-65.

ZHONG Xingu, PENG Xiong, SHEN Mingyan. Study on the feasibility of identifying concrete crack width with images acquired by unmanned aerial vehicles [J]. China Civil Engineering Journal, 2019, 52(4): 56-65. (in Chinese)

 [2] 丁一宁,马跃,郝晓卫.基于分形理论分析裂缝形态 对纤维/混凝土渗透性的影响[J].复合材料学报, 2020,37(2):1-12.
 DING Yining, MA Yue, HAO Xiaowei. Investigation

on the effect of crack geometry on the permeability of fiber reinforced concrete based on fractal theory[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2020, 37(2) : 1-12. (in Chinese)

- [3] HADJILEONTIADIS L J, DOUKAB E, TROCHIDISC A. Fractal dimension analysis for crack identification in beam structures [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005, 19(3): 659-674.
- [4] 曹茂森,任青文.钢筋混凝土结构损伤检测的分形特征因子[J].土木工程学报,2005,38(12):59-64.
  CAO Maosen, REN Qingwen. Damage detection of reinforced concrete structures based on fractal characteristic factor[J]. China Civil Engineering Journal, 2005, 38(12):59-64. (in Chinese)
- [5] ADHIKARI R S, MOSELHI O, BAGCHI A, et al. Tracking of defects in reinforced concrete bridges using digital images [J]. Journal of Computing in Civil Engineering, 2016, 30(5):1-15.
- [6] ISSA M A, ISLAM M S. Fractal dimension-a measure of fracture roughness and toughness of concrete [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2003, 70(1): 125-137.
- [7] MECHTCHERINE V. Fracture mechanical behavior of concrete and the condition of its fracture surface [J].
   Cement and Concrete Research, 2009, 39(7): 620-628.
- [8] ERDEM S, BLANKSON M A. Fractal-fracture analysis and characterization of impact-fractured surfaces in different types of concrete using digital image analysis and 3D nanomap laser profilometery [J]. Construction and Building Materials, 2013, 40(2): 70-76.
- [9] 李艳艳,戎贤,王铁成.高强箍筋混凝土梁裂缝分布的分形特征[J].工程力学,2009,26(S1):72-76.
  LI Yanyan, RONG Xian, WANG Tiecheng. Fractal characteristics of crack distribution of concrete beams with high strength stirrup[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(S1):72-76. (in Chinese)
- [10] 谢明,吉延峻,刘方.型钢混凝土结构粘结界面分形
   特性试验研究[J]. 硅酸盐通报,2019,38(2):
   459-464.

XIE Ming, JI Yanjun, LIU Fang. Study on fractal behavior between shape steel and concrete in SRC structure [J]. Bulletin of The Chinese Ceramic Society, 2019, 38(2): 459-464. (in Chinese)

[11] 栾海洋,范颖芳,王大为,等.基于分形理论的CFRP 布增强混凝土梁抗弯性能研究[J].工程力学,2015, 32(4):160-168.

LUAN Haiyang, FAN Yingfang, WANG Dawei, et al. Study on the flexural behavior of the CFRP-reinforced concrete beam with fractal theory [J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(4): 160-168. (in Chinese)

[12] 蒋赏,徐港,赵恬悦.冻融损伤混凝土梁抗力性能演 化的裂缝分形特征[J].水电能源科学,2018,36(1): 124-127.

JIANG Shang, XU Gang, ZHAO Tianyue. Fractal characteristics of fracture resistance evolution of concrete beam subjected to freeze-thaw damage[J]. Water Resources and Power, 2018, 36(1): 124-127. (in Chinese)

 [13] 林燕清,欧进萍.混凝土多级等幅疲劳的变形发展规律试验研究[J].哈尔滨建筑大学学报,1999(1): 11-17.

LIN Yanqing, OU Jinping. Experimental study on fatigue defomration of plain concrete under multi-stage constant amplitude loading [J]. Journal of Harbin University of Civil Engineering and Architecture, 1999(1): 11-17. (in Chinese)

- [14] LOPES R, BETROUNI N. Fractal and multifractal analysis: a review [J]. Medical Image Analysis, 2009, 13(4): 634-649.
- [15] 汤红卫,李士彬,朱慈勉.基于刚度下降的混凝土梁疲 劳累积损伤模型的研究[J].铁道学报,2007,29(3): 84-88.

TANG Hongwei, LI Shibin, ZHU Cimian. A fatigue cumulative damage model of RC beam based on stiffness degradation[J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(3): 84-88. (in Chinese)



第一作者简介:何浩祥,男,1978年5月 生,博士、教授。主要研究方向为结构健 康监测和减震控制。曾发表《基于滑动 统计特征的信号非平稳度评价和比较》 (《振动、测试与诊断》2018年第4期)等 论文。

E-mail:hhx7856@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.014

# 基于 Kernel-MCCA 特征融合的齿轮故障诊断方法\*

苏 宇, 温广瑞, 徐 斌, 张志芬, 石文杰 (西安交通大学机械工程学院 西安,710049)

摘要 针对转速波动工况下齿轮故障难以辨识的问题,提出了一种基于核函数的多重集典型相关分析方法 (kernel-multiset canonical correlation analysis,简称Kernel-MCCA),实现基于多传感信息的特征层融合,并将其应用 到转速波动工况下的齿轮断齿、点蚀、磨损以及剥落故障的辨识。首先,将多传感器采集的振动信号进行小波包分 解,计算能量特征矩阵;其次,利用多重集典型相关分析进行特征层融合,构建的融合特征输入到K近邻(K-nearest neighbor,简称KNN)分类器中并输出诊断结果;最后,利用齿轮振动实验台进行实验研究。结果表明,笔者所提的 特征融合方法比单传感器方法识别准确率提高了5%左右,比传统的多重典型相关分析特征融合方法识别准确率 提高了2%左右,可有效解决转速波动下齿轮故障状态辨识问题。

关键词 特征融合;齿轮故障;多重集典型相关分析;核函数 中图分类号 TH17; TP18

## 引 言

齿轮箱作为机械设备中的一种重要传动设备, 其运行状态正常与否直接关系到整个设备乃至整台 机组的工作状况。有调查表明,有接近60%的齿轮 箱故障是由齿轮失效引起的<sup>[1]</sup>。齿轮箱传动系统在 工程实际现场中,往往处于非平稳运行状态,其中转 速波动的情况较为常见<sup>[2]</sup>。因此,对于转速波动工 况下的齿轮故障诊断方法研究尤为重要。

现有的齿轮箱故障诊断方法大多为基于单一 传感器,因其无法全面表征齿轮运行状态,导致转 速波动工况下齿轮故障状态辨识准确率降低。针 对齿轮箱故障诊断的信息融合技术,可采用数据层 融合、特征层融合和决策层融合<sup>[3]</sup>。目前,齿轮箱 故障诊断领域的应用研究以多分类器组合为代表 的决策层融合技术研究已成为热点,而针对特征层 融合方面的研究较少。特征层融合相较于决策层 融合可以保留更多的原始数据的信息,相较于数据 层融合进行了一定的维度压缩,避免了异类信息的 粒度差异大等问题。在现有的特征融合方法中,一 种是通过将多传感信息的特征矩阵进行串联形成 新的特征矩阵;另一种是利用复向量将2组特征矩 阵复合并联表示。这2种方法均不同程度地提高 了识别准确率<sup>[4]</sup>。

CCA 在融合 2 组变量时取得较好的效果,但是 却无法融合多组特征。多重集典型相关分析可以处 理多组变量。Kettenring<sup>[7]</sup>给出了多重集典型相关 分析 (multiset canonical correlation analysis,简称 MCCA)理论,该方法已被广泛应用于盲源分离<sup>[8]</sup>、 目标识别<sup>[9]</sup>和遥感图像分析<sup>[10]</sup>等领域。MCCA能够 最大化多个传感器信息之间的互信息量<sup>[11]</sup>,充分利 用多个传感器之间的相关性信息互补,从而提高齿 轮故障状态的辨识准确率。MCCA方法在处理非 线性问题时效果不佳。

笔者在 MCCA 的基础上,将核函数引入 MC-CA中,提出了基于核函数的多重集典型相关分析 方法,并将其应用于转速波动工况下的齿轮故障状态辨识实验。

典型相关分析(canonical correlation analysis,简称 CCA)<sup>[5]</sup>旨在研究2组随机变量之间的相关性, 被广泛应用于医学、气象、生物和化学等领域。孙 权森等<sup>[4]</sup>提出了基于 CCA 理论的特征融合方法, 在高维小样本问题中使用主成分分析(principal components analysis,简称 PCA)与 CCA 结合的方 式解决协方差矩阵非奇异的问题。Carlos等<sup>[6]</sup>提出 了正则化核典型相关分析(kernel canonical correlation analysis,简称 KCCA),解决非线性空间的盲 源分离问题。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51775409) 收稿日期:2020-03-31;修回日期:2020-08-19

## 1 原 理

### 1.1 典型相关分析

CCA作为一种经典的多元统计方法,旨在研究 2组随机变量之间的相关性<sup>[12-13]</sup>。设随机变量*X*=  $[x_1, x_2, \dots, x_p]^{T}$ 与*Y*= $[y_1, y_2, \dots, y_q]^{T}$ 均服从高斯 分布; *p*和*q*分别为样本*X*和*Y*的维度; *E*{*X*}= *E*{*Y*}=0,*E*{•}表示期望,则

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{X} \\ \boldsymbol{Y} \end{bmatrix} \in N(\boldsymbol{\mu}, \boldsymbol{\Sigma}) = \begin{pmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Sigma}_{11} & \boldsymbol{\Sigma}_{12} \\ \boldsymbol{\Sigma}_{21} & \boldsymbol{\Sigma}_{22} \end{bmatrix} \end{pmatrix} \quad (1)$$

其中: $\Sigma$ 为协方差矩阵,假定协方差矩阵是非奇异的,即 $\Sigma_{12} = \Sigma_{21}^{T}$ 。

设*U*和*V*分别为随机变量*X*和*Y*的线性组合 (*V*{•}代表方差);*α*和β分别为随机变量*X*和*Y*的 投影矩阵<sup>[14]</sup>。

$$\begin{cases}
U = \sum_{i=1}^{p} \alpha_{i} x_{i} = \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{X} \\
V \{ \boldsymbol{U} \} = \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{11} \boldsymbol{\alpha} \\
V = \sum_{i=1}^{q} \beta_{i} y_{i} = \boldsymbol{\beta}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{Y} \\
V \{ \boldsymbol{V} \} = \boldsymbol{\beta}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{22} \boldsymbol{\beta}
\end{cases}$$
(2)

定义*U*和*V*的相关系数为ρ,求解投影矩阵α 和β,使其相关系数具有最大值。

$$\rho = \operatorname{Corr}\{U, V\} = \frac{\operatorname{Cor}\{U, V\}}{\sqrt{V\{U\}V\{V\}}} = \frac{\boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Sigma}_{12}\boldsymbol{\beta}}{\sqrt{(\boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Sigma}_{11}\boldsymbol{\alpha})(\boldsymbol{\beta}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Sigma}_{22}\boldsymbol{\beta})}}$$
(3)

如果式(3)中没有对 $\alpha$ 和 $\beta$ 进行约束,显然满足 相关系数最大的解有无穷多个。为了使方程有唯一 解,加入约束条件 $\alpha^{T} \Sigma_{11} \alpha = \beta^{T} \Sigma_{22} \beta = 1$ 。

此时,优化模型为

$$\begin{cases} \max \rho(U, V) = \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{12} \boldsymbol{\beta} \\ \text{s.t. } \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{11} \boldsymbol{\alpha} = \boldsymbol{\beta}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{22} \boldsymbol{\beta} = 1 \end{cases}$$
(4)

求解上述模型,得到投影矩阵α和β。采取下面 2种组合方式将典型相关变量组合,得到融合后的 新特征<sup>[15]</sup>。

1) 求和方式:将典型相关变量按照式(5)进行 组合,获得融合特征 Z

$$Z = \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{X} + \boldsymbol{\beta}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{Y} \tag{5}$$

2) 拼接方式:将典型相关变量首位相接的组合规则进行组合<sup>[16-17]</sup>。

#### 1.2 基于核函数的多重集典型相关分析

传统典型相关分析只能完成对2个特征集合的

特征融合,在处理多个(3个及以上)特征集合就束 手无策。因此,笔者提出一种基于核函数的多重集 典型相关分析的特征融合方法来处理非线性空间的 多传感信息,形成新的融合特征矩阵,从而实现故障 的准确辨识。

1.2.1 MCCA基础理论

MCCA 是 CCA 在多个变量集合的推广形式。 设多个服从高斯分布的随机变量  $X_1, X_2, ..., X_n$ ,其 特征维数分别为 $m_i$ (i = 1, 2, ..., n),且设定 $m_1$ 最小, 即特征维数应满足条件 $m_1 \le m_2 \le ... \le m_n$ 。不失 一般性,令 $E\{X_i\}=0$ ,即将特征矩阵进行零均值化 处理<sup>[14]</sup>。

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} \in N(\mu, \Sigma) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \Sigma_{11} & \Sigma_{12} & \cdots & \Sigma_{1n} \\ \Sigma_{21} & \Sigma_{22} & \cdots & \Sigma_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \Sigma_{n1} & \Sigma_{n2} & \cdots & \Sigma_{nn} \end{bmatrix} \end{pmatrix}$$
(6)

假定协方差矩阵 **Σ**是非奇异的,即**Σ**<sub>ij</sub>=**Σ**<sup>T</sup><sub>ij</sub>。将  $X^{\mathsf{T}} = [X_1^{\mathsf{T}}, X_2^{\mathsf{T}}, \cdots, X_n^{\mathsf{T}}]$ 和  $U^{\mathsf{T}} = [U_1^{\mathsf{T}}, U_2^{\mathsf{T}}, \cdots, U_n^{\mathsf{T}}]$ 进行线性组合,得到

$$\begin{cases} U_{1} = \boldsymbol{\alpha}_{1}^{\mathrm{T}} X_{1} \\ V \{ U_{1} \} = \boldsymbol{\alpha}_{1}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{11} \boldsymbol{\alpha}_{1} \\ U_{2} = \boldsymbol{\alpha}_{2}^{\mathrm{T}} X_{2} \\ V \{ U_{2} \} = \boldsymbol{\alpha}_{2}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{22} \boldsymbol{\alpha}_{2} \\ U_{3} = \boldsymbol{\alpha}_{3}^{\mathrm{T}} X_{3} \\ V \{ U_{3} \} = \boldsymbol{\alpha}_{3}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{33} \boldsymbol{\alpha}_{3} \\ \vdots \\ U_{n} = \boldsymbol{\alpha}_{n}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{X}_{n} \\ V \{ U_{n} \} = \boldsymbol{\alpha}_{n}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{mn} \boldsymbol{\alpha}_{n} \end{cases}$$
(7)

由式(7)求出散布矩阵

$$\boldsymbol{\Sigma}_{U} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\alpha}_{1}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{11} \boldsymbol{\alpha}_{1} & \boldsymbol{\alpha}_{1}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{12} \boldsymbol{\alpha}_{2} & \cdots & \boldsymbol{\alpha}_{1}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{1n} \boldsymbol{\alpha}_{n} \\ \boldsymbol{\alpha}_{2}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{21} \boldsymbol{\alpha}_{1} & \boldsymbol{\alpha}_{2}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{22} \boldsymbol{\alpha}_{2} & \cdots & \boldsymbol{\alpha}_{2}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{2n} \boldsymbol{\alpha}_{n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \boldsymbol{\alpha}_{n}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{n1} \boldsymbol{\alpha}_{1} & \boldsymbol{\alpha}_{n}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{n2} \boldsymbol{\alpha}_{2} & \cdots & \boldsymbol{\alpha}_{n}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{nn} \boldsymbol{\alpha}_{n} \end{bmatrix}$$
(8)

类比于2组变量间的典型相关分析中的定义方 式与规则,设 $U_i = U_{ik}, a_i = a_{ik}, \Sigma_U = \Sigma_{Uk}, 其中: k = 1, 2, \dots, m_{\min} | m_{\min} = \min(m_1, m_2, \dots, m_n)_{\circ}$ 

在传统典型相关分析中,通过求解2组组合向 量之间的相关系数 $\rho = Corr\{a^T X, \beta^T Y\}$ 来度量2组 变量之间的相关性。在多重典型相关分析中,需要 同时最大化所有组合变量之间的相关性。

为最大化组合变量的相关性,采取以下函数来 优化散布矩阵 $\Sigma_{U^{\circ}}$ 

1) 函数 SUMCOR:最大化散布矩阵中所有元 素之和,即求  $V = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} a_i^{\mathsf{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{ij} a_j$ 的最大值;

2) 函数 SSQCOR:最大化散布矩阵中所有元 素的平方和,即求  $W = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} (a_i^T \Sigma_{ij} a_j)^2$ 的最大值;

3)函数 MAXVAR:最大化散布矩阵的最大特 征值,即求解λ<sub>1</sub>的最大值;

4) 函数 MINVAR: 最小化散布矩阵的最小特征值, 即求解 $\lambda_n$ 的最小值;

5) 函数 GENVAR:最小化散布矩阵的行列式 值,即求解 det  $\Sigma_U = \prod_{i=1}^{n} \lambda_i$ 的最小值。

分别通过上述5种方式和以下4种约束对目标 函数进行求解,将得到的典型相关变量通过CCA方 法进行组合,得到融合后的特征<sup>[18]</sup>。

1) 每个特征集合的投影向量应为单位向量,即 需满足 $\boldsymbol{\alpha}_i^{\mathsf{T}}\boldsymbol{\alpha}_i = 1;$ 

2) 投影向量之和应为单位向量, 即 $\sum_{i=1}^{n} \alpha_{i}^{T} \alpha_{i} = 1;$ 

3) 典型变量具有单位方差, 即满足 $\boldsymbol{\alpha}_{i}^{\mathsf{T}}\boldsymbol{\Sigma}_{ii}\boldsymbol{\alpha}_{i}=1;$ 

4) 典型变量方差之和为1, 即
$$\sum_{i=1}^{n} \alpha_i^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Sigma}_{ii} \alpha_i = 1_{\circ}$$

1.2.2 Kernel-MCCA

CCA和MCCA理论均服从线性空间的假定, 而由于齿轮箱传动系统的齿轮发生故障时,在转速 波动工况下往往表现出较强的非线性关系,导致直 接使用CCA方法和MCCA方法进行特征融合时达 不到理想的效果,而核函数是解决这个问题的有效 途径。基于核函数的多重典型相关分析的特征融合 方法的基本思想是:把低维空间的数据映射到高维 空间(核空间),通过核函数在核函数空间进行多重 集典型相关分析特征融合,其流程图如图1所示。





基于上述理论和方法,笔者提出的实验处理流 程如图2所示。首先,采集多个传感器的齿轮转速 波动工况振动数据,利用小波包能量方法提取特征; 其次,通过笔者提出的基于核函数的多重集典型相 关分析进行特征融合<sup>[19]</sup>;最后,将融合特征输入到K 近邻分类器中输出诊断结果。



Fig.2 Experimental processing flowchart

## 2 齿轮箱实验数据获取

#### 2.1 实验方案

图 3 为齿轮箱实验台轴系示意图。图 4 为齿轮 箱实验台实物图。图 3,4 所示的齿轮振动实验台为 研究所自行设计,包括直流驱动电机、直流发电机、







图 4 齿轮箱实验台实物图 Fig.4 Gear box experiment table

齿轮箱及控制柜。电机与减速齿轮箱之间采用刚性 联轴器连接,轴II配有5个齿轮,分别用于模拟不同 齿轮故障,通过换挡手柄控制轴I、轴III齿轮与轴II 齿轮啮合关系。

模拟齿轮箱在实际运转过程中常见的4种故障 状态,图5为齿轮故障模拟图。



Case-crush (b) Pitting (c) Broken gear (d) Gear abrasic 图 5 齿轮故障模拟图 Fig.5 Gear failure simulation diagram

#### 2.2 数据采集

以风力发电机为例,其正常工作时转速在 1200~1500 r/min范围内波动,笔者实验过程模 拟工程实际现场转速波动工况,转速设为1000± 200 r/min,实验采集频率为8192 Hz,采样长度为 1 s。振动信号由安装在轴承座上的3个加速度传感 器获得,具体安装位置如图3所示。其中:1号测点 位于近电机端齿轮箱中间轴轴承座位置;2号测点 位于远电机端齿轮箱中间轴轴承座位置;3号测点 位于远电机端齿轮箱中间轴轴承座位置;3号测点 方远电机端齿轮箱和间轴轴承座位置。同步采集 3个测点振动加速度传感器信号。每个传感器在5 种状态(正常状态、齿面剥落、齿面点蚀、断齿、齿面 磨损)下采集360组数据。

## 3 数据验证

#### 3.1 小波包能量特征提取

由于小波包分析能获得更高的时频分辨率,具 有对非平稳信号较好的特征表征能力,因此更加适 用于齿轮转速波动工况下数据的特征提取<sup>[20-21]</sup>。选 择适合非平稳信号特征提取的"meyer"小波基函 数,根据峭度指标确定最佳分解层数为4,将信号独 立地分解到16个特征频带中,计算每个特征频带的 能量,得到16维特征矩阵。图6为小波包节点能量 特征直方图。



Fig.6 Histogram of energy characteristics of wavelet packet nodes

当齿轮分别处于正常、磨损、断齿、点蚀以及剥 落状态时,小波包节点能量特征分布的频带范围和 能量百分比的大小均有差异。为更加直观地描述小 波包能量特征的频带分布差异,随机选取某通道下 齿轮5种状态的能量分布色谱图如图7所示。可见, 当齿轮处于不同状态时,其能量分布的频带不同,能 量大小也有差异。因此,可以将小波包节点能量特 征作为区分齿轮5种状态的特征指标。


#### 3.2 数据分析

采用小波包能量特征提取方法分别提取5种齿 轮故障状态下3路振动传感器信号的小波包能量特 征,从每种状态下的360个样本中随机抽取180个作 为训练样本,合计900个训练样本,其余180个样本 作为测试样本(合计900个测试样本)。利用KNN 进行分类,为了排除实验偶然因素,重复实验100 次。下述实验均采取上述特征提取方式、训练样本 和测试样本的选取方式。

3.2.1 单一传感器特征准确率对比分析

将3个传感器信号单独进行准确率对比分析, 分别提取其振动信号的小波包能量特征,输入到 KNN分类器中,重复实验计算平均准确率。各传感 器齿轮故障辨识准确率对比如表1所示。

表1 各传感器齿轮故障辨识准确率对比 Tab.1 Comparison of accuracy of gear identification of sensors

传感器编号	准确率/%
1#	89.95
2#	86.49
3#	83.68

可见,1#传感器的辨识准确率最高,2#传感器 次之,3#传感器最低。分析原因,1#传感器与2#传 感器安装在故障齿轮轴(轴Ⅱ,见图3)支撑轴承的 轴承座上;1#传感器安装位置距离故障齿轮啮合位 置最近,受传递路径影响最小,获得的振动数据更贴 近真实情况,因而1#传感器准确率最高。2#传感器 安装在与1#传感器同轴的另一端支撑轴承的轴承 座上,而3#传感器安装位置在高速轴(轴Ⅲ,见图3) 远电机端的支撑轴承的轴承座上,安装位置距离故 障齿轮啮合位置最远,受传递路径影响最大,因此准 确率最低。

3.2.2 双传感器融合特征准确率对比分析

将不同传感器信号提取的特征按照特征维数方向首位相连,得到拼接后的特征矩阵的方法称为拼接法。分别将1#,2#传感器,1#,3#传感器以及2#, 3#传感器信息提取到的小波包能量特征采用拼接法 得到融合特征输入到KNN分类器中,为排除拼接顺 序对准确率的影响,将拼接顺序交换后与交换前得 到的齿轮故障辨识准确率取平均值,得到融合双传 感器信息齿轮故障辨识准确率对比如表2所示。

表 2 融合双传感器信息齿轮故障辨识准确率对比 Tab.2 Comparison of accuracy of gear fault identification based on dual sensor information

传感器编号	准确率/%
拼接1#传感器和2#传感器	90.08
拼接1#传感器和3#传感器	89.63
拼接2#传感器和3#传感器	87.97

对比表1和表2发现,采用拼接法的融合特征 进行转速波动工况下的齿轮故障辨识,准确率虽有 提升,但效果并不明显。这是因为拼接法只是简单 地将2个传感器得到的特征进行拼接,利用多个传 感器信息的同时也引入了更多的不相关信息,且未 对不相关信息进行抑制,因此利用拼接后的特征进 行故障辨识,其准确率提升不明显。

为了验证引入核函数的CCA算法是否对转速 波动工况下的齿轮故障辨识准确率有提高,这里对 比KCCA与CCA融合效果。KCCA使用的核函数 为高斯核函数<sup>[22]</sup>,笔者分别使用CCA方法和KCCA 方法融合1#和2#传感器,1#和3#传感器以及2#和 3#传感器信息,将得到的融合特征输入到KNN分类 器中,得到其特征融合方法效果对比如图8所示。



图 8 CCA与KCCA特征融合方法效果对比

Fig.8 Effect comparison of CCA and KCCA feature fusion methods

使用 KCCA 方法融合 2个传感器信息得到的特征进行转速波动工况下的齿轮故障状态辨识,其准确率高于使用 CCA 方法。合理使用核函数后的 CCA 方法可以有效提高齿轮转速波动工况下的故障状态辨识率。

采用 CCA 和 KCCA 特征融合算法融合各个传 感器信息后的齿轮故障辨识准确率相较于单个传感 器有一定程度的提升,但由于只融合了 2个传感器 的信息,对传感器信息综合利用不足,提升效果并不 明显。受限于传统的 CCA 特征融合方法只能处理 2个传感器信息的特点,若要充分利用多个传感器 信息,必须采用一种可以处理多传感器信息的方法。 3.2.3 多传感器融合特征准确率对比分析

采用笔者提出的 Kernel-MCCA 特征融合方法 可实现对3个传感器的特征层融合,选用核函数为 高斯核函数。将笔者提出方法与拼接法,PCA,核 主成分分析(kernel principal component analysis,简 称 KPCA)以及 MCCA 特征层融合方法进行对比, 各方法融合多源信息故障辨识准确率如表3所示。

	表 3	各方法融合	多源	信息故障辨识	准确率
Tab.3	The	accuracy	of	multi-source	information

fault identification in different methods

方 法	准确率/%
拼接法	88.67
PCA	82.27
KPCA	83.41
MCCA	92.79
Kernel-MCCA	94.89

采用拼接法得到的融合特征进行齿轮故障状态 辨识,其准确率相较于单一传感器提升效果不明 显。使用PCA和KPCA特征融合方法得到的融合 特征进行齿轮故障状态辨识,其准确率并没有提升, 反而相较于单一传感器有不同程度的降低。分析原 因,因为PCA和KPCA方法本质上是最大化方 差<sup>[22]</sup>,用于去除多个变量之间的相关性,以达到降 低特征维度的目的。笔者所提到的数据来源是多个 传感器的信息,各个传感器信息之间具有高度的相 关性,去除相关性之后,有用的信息量实质上是变少 了,因此无论使用PCA还是KPCA方法进行特征融 合,均会丢失原始单一传感器获得的信息,其准确率 会有不同程度的降低。

MCCA作为一种分析2组变量相关性的方法, 可以充分利用2个传感器的之间的相关信息,最大 化多组变量之间的互信息量,从而提升融合后特征 的相关信息量,实现多个传感器之间的信息综合利 用,实现特征融合,因此其故障状态辨识率更高。在 转速波动工况下的齿轮振动数据表现出较强的非线 性,MCCA方法是基于线性空间假设的,无法很好 地处理非线性问题,将核函数引入到MCCA中,在 处理多传感特征融合的同时具备较好地处理非线性 问题的能力。

## 4 结 论

1)相较于单一传感器,利用CCA,KCCA特征 融合方法进行特征融合,为有效提高齿轮故障状态 辨识提供了一种新思路。

2)将 MCCA 理论引入特征层融合,通过多传 感器信息的特征融合,解决了 CCA 特征融合方法无 法处理的多传感特征融合问题。

3)将核函数与MCCA算法相结合,弥补了 MCCA处理非线性问题的不足,将转速波动工况下 的齿轮故障状态辨识准确率提高了2%。

#### 参考文献

- [1] 刘慧玲.基于粗糙集理论的齿轮箱故障诊断研究[D]. 太原:中北大学,2013.
- [2] 邹今春,沈玉娣.变工况齿轮箱故障诊断方法综述[J]. 机械传动,2012,36(8):124-127.
   ZOU Jinchun, SHEN Yudi. Review of gearbox fault diagnosis techniques under variable conditions[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(8):124-127.(in Chinese)
- [3] JIAO J, YUE J, PEI D. Multi-sensor information fusion method for vibration fault diagnosis of rolling bearing [J]. Materials Science and Engineering, 2017, 241: 12034.
- [4] 孙权森,曾生根,王平安,等. 典型相关分析的理论及 其在特征融合中的应用[J]. 计算机学报,2005(9): 1524-1533.

SUN Quansen, CENG Shenggen, WANG Pingan, et al. The theory of canonical correlation analysis and its application to feature fusion [J]. Chinese Journal of Computers, 2005(9): 1524-1533. (in Chinese)

- [5] HOTELLING H. Relations between two sets of variates[J]. Biometrika, 1936, 28(3/4): 321-327.
- [6] CARLOS A, JAK S. A regularized kernel CCA contrast function for ICA[J]. Neural Networks, 2008, 21(2/3): 170-181.
- [7] KETTENRING J R. Canonical analysis of several sets

of variables[J]. Biometrika, 1971, 58(3): 433-451.

- [8] LI X, ADALI T, ANDERSON M. Joint blind source separation by generalized joint diagonalization of cumulant matrices[J]. Signal Processing, 2011, 91(10): 2314-2322.
- [9] 陈惠红,刘世明.基于多重集典型相关的深度特征融 合及 SAR 目标识别方法[J].电子测量与仪器学报, 2019,33(9):57-63.
  CHEN Huihong, LIU Shiming. Fusion of deep features

via multiset canonical correlations analysis with application to SAR target recognition [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2019, 33(9): 57-63.(in Chinese)

- [10] LIN D, XU X. A novel method of feature extraction and fusion and its application in satellite images classification[J]. Remote Sensing Letters, 2015, 6(9): 687-696.
- [11] 潘瑜,徐丽燕,王静,等.基于多重集典型相关分析的 图像融合方法[J]. 航天返回与遥感,2011,32(3): 69-76.

PAN Yu, XU Liyan, WANG Jing, et al. An image fusion method based on multi-set canonical correlation analysis [J]. Spacecraft Recovery & Remote Sensing, 2011, 32(3): 69-76. (in Chinese)

[12] 吕卓纹,王一斌,邢向磊,等.加权CCA多信息融合的 步态表征方法[J].智能系统学报,2019,14(3): 449-454.

LV Zhuowen, WANG Yibin, XING Xianglei, et al. A gait representation method based on weighted CCA for multi-information fusion[J]. CAAI Transactions on In-telligent Systems, 2019, 14(3): 449-454. (in Chinese)

- [13] 杨静,高希占.边界监督多重集典型相关分析[J].聊 城大学学报(自然科学版),2019,32(3):13-22.
  YANG Jing, GAO Xizhan. Marginal supervised multiset canonical correlation analysis [J]. Journal of Liaocheng University (Natural Sciences), 2019, 32(3): 13-22. (in Chinese)
- [14] NIELSEN A A. Multiset canonical correlations analysis and multispectral, truly multitemporal remote sensing data [J]. IEEE Trans Image Process, 2002, 11(3): 293-305.
- [15] JING X, LI S, LAN C, et al. Color image canonical correlation analysis for face feature extraction and

recognition[J]. Signal Processing, 2011, 91(8): 2132-2140.

- [16] HAGHIGHAT M, ABDEL-MOTTALEB M, ALHALABI W. Fully automatic face normalization and single sample face recognition in unconstrained environments [J]. Expert Systems with Applications, 2016, 47(1): 23-34.
- [17] HAGHIGHAT M, ABDEL-MOTTALEB M, ALHALABI W. Discriminant correlation analysis: realtime feature level fusion for multimodal biometric recognition [J]. IEEE Transactions on Information Forensics and Security, 2016, 11(9): 1984-1996.
- [18] LIU W, YANG X, TAO D, et al. Multiview dimension reduction via Hessian multiset canonical correlations [J]. Information Fusion, 2018, 41: 119-128.
- [19] HE J, YANG S, PAPATHEOU E, et al. Investigation of a multi-sensor data fusion technique for the fault diagnosis of gearboxes [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233 (13) : 4764-4775.
- [20] GUO J, SHI Z, LI H, et al. Early fault diagnosis for planetary gearbox based wavelet packet energy and modulation signal bispectrum analysis [J]. Sensors, 2018, 18(9): 2908-2908.
- [21] SOUILEM N, ELAISSI I, MESSAOUD H. On the use of KPCA pre-filtering for KCCA method [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 91(9): 4331-4340.
- [22] CORREA N M, EICHELE T, ADALI T, et al. Multi-set canonical correlation analysis for the fusion of concurrent single trial ERP and functional MRI [J]. Neuro Image, 2010, 50(4): 1438-1445.



第一作者简介:苏宇,男,1994年11月 生,硕士生。主要研究方向为机械运行 状态信号处理及故障诊断。 E-mail: syweiss@163.com

通信作者简介:温广瑞,男,1976年7月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为机械故障诊断与健康管理。 E-mail:grwen@mail.xjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.015

## 抗蛇行减振器力学模型及车辆动力学仿真

池长欣<sup>1</sup>, 梁树林<sup>2</sup>, 池茂儒<sup>2</sup>, 高红星<sup>2</sup>, 周业明<sup>3</sup>
 (1.中国铁道科学研究院集团有限公司铁道科学技术研究发展中心 北京,100081)
 (2.西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都,610031)
 (3.中车青岛四方机车车辆股份有限公司 青岛,266111)

**摘要**为了提高车辆动力学计算机仿真精度,研究抗蛇行减振器力学模型及其对车辆动力学性能的影响,基于可压 缩流体的压力-流量特性建立了我国某高速动车组抗蛇行减振器非线性力学模型,并对其进行了试验和动力学仿真 分析。结果表明:相比传统分段线性模型,抗蛇行减振器非线性力学模型能够同时体现黏性阻尼力和油液被压缩而 产生的回复力,仿真计算结果与试验结果吻合良好;基于抗蛇行减振器非线性力学模型计算的临界速度会随踏面等 效锥度的增加而先增大后减小,计算的横向平稳性指标较高,且随速度增加而增加的趋势更显著。研究表明,抗蛇 行减振器非线性力学模型能够有效提高动力学仿真精度,对车辆的蛇行运动稳定性和横向平稳性有较大影响,但对 垂向平稳性和曲线通过安全性的影响较小。

关键词 抗蛇行减振器;力学模型;车辆动力学性能;非线性;高速动车组 中图分类号 TH703.63; U271.91

## 引 言

高速动车组通常会在车体和转向架之间设置合 理的抗蛇行减振器,通过增加车体和转向架之间的 回转阻尼来抑制和控制车辆系统的蛇行运动,从而 改善了车辆运动稳定性并提高车辆系统的临界速 度。因此,抗蛇行减振器成为高速动车组最重要的 悬挂元件之一<sup>[1]</sup>。传统动力学仿真中,通常使用麦 克斯韦模型描述抗蛇行减振器的力学特性,即弹簧 阻尼串联模型<sup>[24]</sup>:以抗蛇行减振器综合刚度作为串 联刚度,以减振器的分段线性阻尼特性作为串联阻 尼。这种分段线性模型虽然可以同时兼顾抗蛇行减 振器卸荷前、后2种不同的阻尼特性,但无法体现减 振器非线性力学特性,满足不了高速列车动力学仿 真精度需求,因此有必要开展抗蛇行减振器非线性

文献[5]通过试验对传统的抗蛇行减振器模型 进行了修正,使其与试验结果更为接近。文献[6]考 虑抗蛇行减振器的安装间隙、串联刚度和结构阻尼, 建立了更精细的抗蛇行减振器的非线性参数模型, 其阻尼特性在大范围的速度下都得到了试验验证。 文献[7]建立了抗蛇行减振器的物理模型,精确重现 了减振器的动态行为过程。文献[8]基于变量代换, 给出了带抗蛇行减振器的铁道客车线性和非线性临 界速度的近似计算方法。文献[9]运用机车车辆一 轨道耦合动力学理论,研究了抗蛇行减振器与机车 运行平稳性的关系。文献[10]基于蛇行运动的稳定 性理论,推导了带抗蛇行减振器刚性转向架的线性 临界速度解析表达式。以上研究多为基于抗蛇行减 振器线性模型,基于抗蛇行减振器非线性模型的研 究较少。

笔者研究了抗蛇行减振器不同力学模型对车辆 动力学性能的影响。首先,基于Simulink软件建立 一种包含压力缸、常通孔、储油缸、回油阀和卸荷阀 的抗蛇行减振器非线性力学模型;其次,基于台架试 验对某高速动车组抗蛇行减振器进行动态试验,对 比分析减振器不同力学模型的仿真结果与试验结 果;最后,基于动力学软件Simpack建立了该高速列 车动力学模型,分析了抗蛇行减振器不同力学模型 对该高速列车的蛇行运动稳定性、直线运行平稳性 及曲线通过安全性的影响。

## 1 抗蛇行减振器力学模型

抗蛇行减振器主要由压力缸(拉伸腔、压缩腔)、

<sup>\*</sup> 中国铁道科学研究院技术创新基金资助项目(2021YJ036);国家重点研发计划资助项目(2018YFB1201701) 收稿日期:2020-04-20;修回日期:2020-06-05

常通孔,储油缸、回油阀、卸荷阀(阻尼阀)等部件组 成,其物理结构简图如图1所示。分析各部件的压 力-流量特性是抗蛇行减振器非线性力学模型建立 的主要工作。



Fig.1 Schematic diagram of the physical structure of yaw damper

#### 1.1 压力腔模型

当抗蛇行减振器工作时,腔内压力通常能高达 70 MPa~120MPa,压力变化范围大,故推导压力腔 内各状态变量的微分形式时需考虑液体的可压缩特 性。通过可压缩液体体积弹性模量公式和质量守恒 定律,得到密度、压力的微分表达式为

$$\begin{cases} \frac{d\rho}{dt} = \rho B_{\text{fluid}} \frac{dP}{dt} \\ \frac{dP}{dt} = \frac{\sum Q_{\text{in}} - \sum Q_{\text{out}}}{B_{\text{fluid}}V} - \frac{dV}{dt} \end{cases}$$
(1)

其中:P为压力腔内液体压强;ρ为腔体内油液密度; V为油液体积;B<sub>faild</sub>为压力腔混合液体的体积弹性 模量;Q<sub>in</sub>为流入腔体的体积流量;Q<sub>out</sub>为从腔体流出 的体积流量。

#### 1.2 常通孔模型

建立常通孔模型的关键是计算不同压力差下流 过常通孔的流量,其核心是流量系数的确定。忽略 流体流过常通孔时的黏性阻尼损失,由伯努利方程 可获得常通孔的压力-流量特性,即

$$\begin{cases} Q = C_q A \sqrt{\frac{2(P_{up} - P_{down})}{\rho}} \\ C_q = f\left(Re, \frac{l}{d}\right) \end{cases}$$
(2)

其中:A为常通孔面积;l为常通孔长度;d为常通孔 直径;Re为雷诺数;C<sub>q</sub>为流量系数,与常通孔结构参 数和雷诺数有关,当流态为湍流时C<sub>a</sub>取0.7。

#### 1.3 回油阀模型

准确描述阀盖的运动过程是建立回油阀模型的 核心,回油阀阀盖受力简图如图2所示。由牛顿运 动公式获得阀盖的运动方程<sup>[11]</sup>为

$$M_{v}\ddot{y} + C_{v}\dot{y} + K_{v}y + \phi(y) = F_{P} - F_{sp1} \quad (3)$$
其中

$$\begin{cases} \phi(y) = \begin{cases} K_{c}y & (y < 0) \\ 0 & (y \ge 0) \end{cases} \\ F_{p} = \frac{\Delta P \pi d_{v}^{2}}{4} \end{cases}$$

$$(4)$$

结合伯努力方程得到回油阀两端的流入流出体 积流量的表达式为

$$|Q_{\rm in}| = |Q_{\rm out}| = C_q \pi d_v y \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \qquad (5)$$

其中: $M_v$ 为阀盖质量; $C_v$ 为阀盖运动时的阻尼系数;  $K_v$ 为阀盖上弹簧刚度; $\phi(y)$ 为阀座作用在阀盖上的 力; $K_c$ 位阀座刚度; $F_{sp1}$ 为阀盖弹簧预紧力; $d_v$ 为阀座 直径。



图2 回油阀阀盖受力简图

Fig.2 Schematic diagram of the stress of the oil return valve bonnet

#### 1.4 卸荷阀模型

卸荷阀建模过程与回油阀类似,但重点描述的 是阀芯的运动过程,卸荷阀阀芯受力简图如图3所 示,其运动方程<sup>[11]</sup>为

$$M_{s}\ddot{y}+C_{s}\dot{y}+K_{s}y+\phi(y)=F_{P}-F_{sp2} \quad (6)$$

其中

$$\begin{cases} \phi(y) = \begin{cases} K_{c}y & (y < 0) \\ 0 & (y \ge 0) \end{cases} \\ F_{\rho} = \frac{\Delta P \pi d_{s}^{2}}{4} \end{cases}$$
(7)

阀芯结构与阀盖结构存在一定差异,导致卸荷 阀两端的流入流出流量计算方法与回油阀不同,其 流入流出体积流量的表达式为

$$|Q_{\rm in}| = |Q_{\rm out}| = C_q \frac{\pi d_{\rm s} y}{2} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \tag{8}$$

其中: $M_s$ 为阀芯质量; $C_s$ 为阀芯阻尼系数; $K_s$ 为阀 芯弹簧刚度; $F_{sp2}$ 为阀芯弹簧预紧力; $d_s$ 为阀芯 直径。



图 3 卸荷阀阀芯受力简图

Fig.3 Simplified diagram of the stress of the unloading valve spool

#### 1.5 储油缸模型

储油缸内存在一定量的气体,与气体的可压缩 性相比,可忽略液体的可压缩性,认为储油腔内油液 体积增加量等于气体体积的减少量。结合理想气体 状态方程推导出气体压力的微分表达式<sup>[12]</sup>为

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}t} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} \left( Q_{\text{out}} - Q_{\text{in}} \right) \tag{9}$$

其中:γ为气体多变系数,绝热状态下取1.4。

#### 1.6 抗蛇行减振器非线性力学模型

压力腔、储油腔模型建立了压力关于流量的微 分表达式,常通孔、回油阀、卸荷阀模型建立了腔体 流量关于油液压力的表达式。利用流量相等原则即 可完成各子模型之间的衔接。压力腔的压力值即可 表示抗蛇行减振器的非线性阻尼力,即

$$F_{\rm cd} = P_{\rm r} A_{\rm r} - P_{\rm c} A_{\rm c} \tag{10}$$

其中:F<sub>cd</sub>为抗蛇行减振器非线性阻尼力;P<sub>r</sub>为拉伸 腔压力;P<sub>c</sub>为压缩腔压力;A<sub>r</sub>为拉伸腔侧活塞面积; A<sub>c</sub>为压缩腔侧活塞面积。

图 4 为抗蛇行减振器非线性力学模型。利用 Simulink 仿真软件搭建上述抗蛇行减振器非线性力 学模型并对其进行仿真。

#### 1.7 抗蛇行减振器分段线性模型

抗蛇行减振器分段线性模型通常是以抗蛇行减 振器卸荷速度作为分界点,用2个不同的线性阻尼 系数来表示不同速度区间的阻尼特性,即



图 4 抗蛇行减振器非线性力学模型 Fig.4 Nonlinear mechanical model of yaw damper

$$F_{cd} = \begin{cases} C_1 v & (-V_d < v < V_d) \\ C_2 v & (v > V_d \quad \text{gl} \quad v < -V_d) \end{cases}$$
(11)

其中:C<sub>1</sub>为抗蛇行减振器卸荷前阻尼系数;C<sub>2</sub>为抗 蛇行减振器卸荷后阻尼系数;v为减振器两端激励 速度;V<sub>4</sub>为抗蛇行减振器卸荷速度。

## 2 两种抗蛇行减振器的力学模型与试 验对比

#### 2.1 试验设备

本次试验采用的试验设备为西南交通大学悬挂 元件性能测试试验台SPTB-100,其结构如图5所示。 试验台装有可以水平自由移动的横梁,用来调整减 振器的安装长度。试验对象为某高速动车组用抗蛇 行减振器,安装长度为700 mm,试验环境温度为 17℃~23℃。试验方法参考文献[13-14]。激励为正 弦扫频激励,激励幅值为1 mm,频率范围为0.25~ 10 Hz。为了消除橡胶节点对子模型的影响,所有的 试验结果均是在不带橡胶节点的情况下测得。



图 5 悬挂元件性能测试试验台 SPTB-100

Fig.5 Suspension component performance test bench SPTB-100

#### 2.2 抗蛇行减振器的力学模型与试验对比

采取与试验工况一致的正弦激励,对所建模型 进行仿真计算。图6为在不同激励频率下抗蛇行减 振器力学特性的仿真与试验结果对比。





Fig.6 Comparison of the simulation results and experimental results of the mechanical characteristics of yaw damper at different excitation frequencies

由图6可知:抗蛇行减振器非线性力学模型 的仿真结果与试验结果吻合较好:分段线性模型 与试验结果吻合较差。试验结果显示的示功图近 视为一倾斜的椭圆或一倾斜的四边形,其原因是 动态试验的激励频率较高,减振器腔体中的油液 存在被短暂压缩而无法及时释放的过程,从而形 成了一定大小的回复力。因此,减振器的阻尼力 除了油液流经阻尼元件产生的黏性阻尼力以外, 还存在因油液被压缩而产生的回复力。分段线性 模型只体现了油液的黏性阻尼特性,其阻尼力大 小随着激励速度增加而线性增大,其示功图近视 为一标准的椭圆或四边形,不能准确描述动态工 况下油液被压缩的过程,故仿真所得的示功图与 试验结果相差较大。抗蛇行减振器非线性力学模 型建模时重点考虑了油液的可压缩特性,对油液 的弹性模量、密度等参数的动态变化过程进行了 详细建模。仿真计算的阻尼力能够涵盖黏性阻尼

力和油液被压缩而产生的回复力,计算的示功图 与试验结果很好吻合,表明抗蛇行减振器非线性 力学模型更能描述减振器的实际特性,能有效提 高动力学仿真精度。

#### 抗蛇行减振器力学模型对动力学性 3 能的影响

为研究抗蛇行减振器力学模型对车辆动力学的 影响,采用动力学仿真软件SIMPACK建立某高速 列车整车动力学模型,如图7所示。该高速列车转 向架固定轴距为2.5m,车轮半径为0.46m,名义滚 动圆间距之半径为0.7465m,车轮踏面型号为 LMA 踏面,钢轨轨面为 China60,钢轨轨距为 1435 mm, 轨底坡为1/40。



Fig.7 High-speed train dynamics model

#### 3.1 蛇行运动稳定性

蛇行失稳临界速度关于踏面等效锥度的变化规 律是运动稳定性的重点研究内容。图8为2种不同 抗蛇行减振器力学模型下临界速度随等效锥度的变 化规律。可以看出,基于分段线性模型计算的临界 速度随踏面等效锥度的增加而不断增加,基于非线 性力学模型计算的临界速度会随着踏面等效锥度的 增加而先增加后减小。

低等效锥度条件下,临界速度受一次蛇行频率 影响较大,随着等效锥度增加,车辆蛇行频率会逐渐





远离一次蛇行频率(高速动车组一次蛇行频率通常 在 0.8~1.3 Hz),从而临界速度也随之提高。高等 效锥度条件下,临界速度受二次蛇行频率(高速动车 组二次蛇行频率通常在6~9Hz)影响较大,随着等 效锥度增加,车辆蛇行频率会逐渐接近二次蛇行频 率,从而临界速度也应随之降低。因此,抗蛇行减振 器分段线性模型只能反映高等效锥度下临界速度的 变化规律,非线性力学模型能够同时反映低等效锥 度和高等效锥度下临界速度的变化规律,更符合实 际情况。

#### 3.2 直线运行平稳性

采用武广线实测轨道谱计算车辆系统直线运 行平稳性,平稳性指标计算方法参考文献[15]。 图 9~12 为 2 种不同抗蛇行减振器力学模型下车 辆平稳性指标和最大振动加速度的变化规律,其 中,横向和垂向平稳性指标的优秀限值为2.5。可 以看出,不同的抗蛇行减振器力学模型对车辆横 向平稳性有较大影响,基于非线性力学模型计算 的横向平稳性和最大横向振动加速度大于分段线 性模型,且速度越高相差越显著;抗蛇行减振器力 学模型对车辆垂向平稳性和垂向振动加速度影响 不显著。



#### 3.3 曲线通过安全性

计算安全性的线路工况如下:直线长度为 300 m, 曲线半径为7 000 m, 缓和曲线长度为 460 m,圆曲线长度为1000 m,超高为0.18 m。图 13~15为2种不同抗蛇行减振器力学模型下的轮轴 横向力、脱轨系数和轮重减载率。其中,脱轨系数和 轮重减载率的合格限值为0.8。可见,相比分段线性 模型,基于抗蛇行减振器非线性力学模型计算的轮 轴横向力、脱轨系数、轮重减载率均略微偏大,轮重 减载率的偏差最大。研究表明,抗蛇行减振器力学 模型对车辆安全性整体有微小影响,对轮重减载率 有较大影响。





Fig.15 Wheel load shedding rate

#### 结 论 4

300

300

400

400

1) 相比传统分段线性模型, 笔者所建立的抗蛇 行减振器非线性力学模型能够同时体现黏性阻尼力 和减振器内部油液被短暂压缩而产生的回复力,仿 真计算结果与动态试验结果吻合较好,更符合减振 器实际特性。

2) 抗蛇行减振器力学模型对车辆稳定性有较 大影响,传统分段线性模型只能反映高等效锥度下 临界速度随等效锥度的变化规律,而非线性力学模 型能够同时反映低等效锥度和高等效锥度下临界速 度随等效锥度的变化规律,更符合实际情况。

3)抗蛇行减振器力学模型对车辆垂向平稳性 指标和垂向最大振动加速度的影响不显著,但对横 向平稳性指标和最大横向振动加速度有较大影响。 基于非线性力学模型计算的横向平稳性和最大横向 振动加速度大于分段线性模型,且速度越高,相差越 显著。

4)抗蛇行减振器力学模型对车辆安全性整体 有微小影响,对轮重减载率有较大影响。

#### 参考文献

- [1] 陆冠东.抗蛇行减振器在高速列车上的应用[J].铁道 车辆,2006,44(8):6-8.
  LU Guangdong. Application of yaw damper on highspeed trains [J]. Railway Vehicles, 2006, 44(8): 6-8. (in Chinese)
- [2] 陆冠东.车辆系统动力学计算方法研究[M].北京:中 国铁道出版社,2011:57-82.
- [3] 罗仁,石怀龙.铁道车辆系统动力学及应用[M].成都: 西南交通大学出版社,2018:201-205.
- [4] 杨东晓.铁道车辆抗蛇行减振器动态特性研究[D].成都:西南交通大学,2015.
- [5] CONDE M A, GOMEZ E, VIOLAS J. Advances on railway yaw damper characterization exposed to small displacements [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2006, 13(4): 263-280.
- [6] WANG W L, HUANG Y, YANG X J, et al. Nonlinear parametric modelling of a high-speed rail hydraulic yaw damper with series clearance and stiffness [J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(1): 13-34.
- [7] JIMÉNEZ A, GOMEZ E. Yaw damper modelling and its influence on railway dynamic stability [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(9): 1367-1387.
- [8] 曾京, 邬平波. 减振器橡胶节点刚度对铁道客车系统临界速度的影响[J].中国铁道科学, 2008, 29(2): 94-98.

ZENG Jing, WU Pingbo. Effect of rubber joint stiffness of shock absorber on critical speed of railway passenger car system [J]. China Railway Science, 2008, 29(2): 94-98. (in Chinese)

- [9] 刘建新,王开云.抗蛇行减振器对机车运行平稳性的 影响[J].交通运输工程学报,2006,6(4):1-4.
  LIU Jianxin, WANG Kaiyun. Effect of yaw damper on locomotive running stability [J]. Journal of Transportation Engineering, 2006, 6(4): 1-4. (in Chinese)
- [10] 孙建锋,池茂儒,吴兴文,等.抗蛇行减振器参数对车辆稳定性的影响分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1155-1160.
   SUN Jianfeng, CHI Maoru, WU Xingwen, et al. Anal-

ysis of the effect of yaw damper parameters on vehicle stability [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1155-1160. (in Chinese)

[11]池长欣,梁树林,池茂儒,等.基于抗蛇行减振器动态 模型的高速列车曲线通过性能研究[J].机床与液压, 2021,49(14):1-6.

CHI Changxin, LIANG Shulin, CHI Maoru, et al. Research on curve-passing performance of high-speed train based on dynamic model of yaw damper [J]. Machien Tool & Hydraulics, 2021, 49(14): 1-6. (in Chinese)

- [12] 池长欣.开关型抗蛇行减振器对铁道车辆动力学性能 影响研究[D].成都:西南交通大学,2021.
- [13] 中国铁路总公司. TB/T 1491-2015 机车车辆油压减 振器技术条件[S]. 北京:中国铁道出版社,2015.
- [14] CEN/TC. BS EN 13802-2013 Railway applicationsuspension components-hydraulic damper [S]. UK: British Standard Institution, 2013.
- [15] 中国铁路总公司.GB/T 5599—2019 机车车辆动力学 性能评定及试验鉴定规范[S].北京:中国标准出版 社,2019.



**第一作者简介:**池长欣,男,1996年1月 生,硕士。主要研究方向为车辆系统动 力学。

E-mail:chichangxin\_psl@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.016

# 振动试验中非一致基础激励行为的表征与量化<sup>\*</sup>

胡 杰<sup>1,2</sup>, 鄂林仲阳<sup>1</sup>, 肖世富<sup>1</sup>, 许 茂<sup>1</sup>, 范宣华<sup>1</sup>, 王东升<sup>1</sup>, 石先杰<sup>1</sup> (1.中国工程物理研究院总体工程研究所 绵阳,621999)

(2.工程材料与结构冲击振动四川省重点实验室 绵阳,621999)

**摘要** 针对振动试验中振动台台面输出并非完全理想的一致基础激励,从而可能导致试验中出现非预期响应行为 的问题,通过理论分析、数值模拟和试验验证,采用模态叠加理论,将振动台台面响应分解到模态空间,开展了台面 非一致基础激励的表征与量化研究,并结合某典型结构的空台面、轴向及横向随机振动试验数据,从响应功率谱密 度曲线和均方根值2个方面进行了台面非一致基础激励的量化。研究结果表明,振动台台面输出的非一致性是不 同程度存在的,台面的弹性支撑以及试验结构的对称性等对台面输出的一致性影响较大。

关键词 振动;基础激励;非一致;模态 中图分类号 O321; TH123.1

## 引 言

振动台是环境试验中常采用的加载设备,用来 检验产品的可靠性、动强度等指标。其原理是对安 装在台面上的试验结构施加推力,使振动台台面或 者试验产品产生预期的动态响应。笔者研究的是目 前应用最多、技术较为成熟的电动振动台,具有工作 频段宽、波形好和易控制等优点<sup>[1]</sup>。

理想情况下,振动台在导向轴承作用下,期望只 在其加载方向产生激励,台面输出应具有一致性,表 现为台面的加速度、速度和位移等响应参数在幅值 上相同且无相位差,体现出同步性。安装在振动台 上的试验部件则表现为一致基础激励。在实际试验 中,由于振动台结构复杂、动力学特性耦合以及台面 并非完全刚性等原因,即使是在空台面运行情况下, 台面的一致性也难以保持。当与试验件装配后,台 面的非一致性情况更加复杂。需要说明的是,振动 试验的分析应当将试验件、夹具以及振动台作为一 个整体系统进行考虑。以控制点位于台面与夹具之 间的情况为例,控制点的测试数据对整体系统而言 是结构响应的一部分,但对于夹具和试验件则为基 础输入载荷。

台面的非一致性激励对试验部件会产生非预期 载荷,使试验产品出现非预期的响应行为。在某装 备横向随机振动试验中,由于振动台台面非一致激 励产生的非预期的扭转载荷使连接处扭矩过大,导 致试验失败。

目前,关于振动台非一致激励的研究多针对细 长比例结构。管道、隧道、大跨度的桥梁及建筑等一 般为多点加载系统非一致性激励下的结构响应行 为<sup>[27]</sup>,单个振动台台面的激励仍考虑为一致性。实 际上,振动台台面自身的均匀性是衡量振动台的重 要指标之一。文献[8-9]针对气动式振动台,采用有 限元分析方法对不同形式台面的不均匀度进行分 析,建立了气动式振动台的性能评价准则。文献 [10]将台面不均匀度作为稳定性的重要指标之一, 对某振动台进行了测试分析,并评估其低频振动特 性。文献[11]将仿真与试验数据结合,获得了台面 不均匀度在不同频率段间断增加的变化趋势。

笔者通过理论研究、数值模拟和试验数据分析, 将台面的不均匀性映射到模态空间,开展了其表征 和量化的探索性研究。

### 1 振动台台面非一致基础激励现象

#### 1.1 空台面非一致基础激励现象

空台面的非一致基础激励现象可通过其标检结 果的均匀度偏差数据反映。一般在台面上布置5个 测点,一个位于台面中央,作为参考点,另外4个位 于台面外圈,每隔90°分布。标检时,在10~2000 Hz

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51975547);中国工程物理研究院院长基金资助项目(YZJJLX2018008) 收稿日期:2020-03-21;修回日期:2021-03-22

频率点ω的均匀度偏差Δ。定义为

$$\Delta_{\omega} = \max \left| \frac{X_{\omega,i} - X_{\omega,0}}{X_{\omega,0}} \right| \tag{1}$$

其中:X<sub>ω,i</sub>为频率点ω第*i*个测点的谐波响应幅值; X<sub>ω,o</sub>为频率点ω参考测点的谐波响应幅值。

表1为2个振动台台面均匀度偏差值检测结 果。可以看出,在高频段,均匀度偏差超过了30%。 需要说明的是,2个振动台的标检结果都满足标检 要求,这说明台面非一致性激励是不同程度客观存 在的。

表1 均匀度偏差检测结果

Tab.1 Uniformity deviation test result of shaking table

C / II-	均匀度偏差/%				
J / HZ	1#振动台	2#振动台			
10	12.2	1.0			
20	1.4	0.9			
40	8.5	0.8			
80	0.9	0.8			
160	1.1	0.8			
320	1.3	1.0			
640	1.3	1.9			
1 280	7.2	6.8			
1 600	30.5	20.7			
2 000	6.8	36.0			

#### 1.2 随机振动试验中的非一致基础激励

图1为某产品横向随机振动结构示意图。在夹 具底面与振动台台面的连接位置布置了5个测点, 测点编号为7~11。



图 1 某产品横向随机振动结构示意图 Fig.1 Structure of transverse random vibration

图 2 为 5 个 测 点 加 速 度 信 号 的 功 率 谱 密 度 (power spectral density, 简称 PSD)曲线。表 2 为各 测点加速度响应均方根值。

表 2 各测点加速度响应均方根值 Tab.2 Acceleration RMS response of measuring point



从图2和表2可以看出,振动台台面输出的非 一致性非常显著,加速度均方根值差异最大达到 4.5倍。

### 2 非一致基础激励表征和量化方法

试验件通过夹具与振动台连接,试验件受到通 过夹具与试验件连接界面(以下简称连接界面)传递 而来的载荷,该界面上的响应即为试验件受到的基 础激励。研究中以该连接界面作为关注对象,进行 振动试验中非一致基础激励现象的表征与量化 分析。

不考虑非线性效应,根据模态叠加法,试验结构 的动力学响应*x*为

$$x = \sum_{i=1}^{n} \varphi_i \eta_i + \Delta \tag{2}$$

其中:n为模态截断的阶数; $\varphi_i$ 为第i阶模态振型向量; $\eta_i$ 为第i阶加权因子; $\Delta$ 为模态截断误差。

由于低阶模态对结构响应的贡献较大,因此忽 略高阶模态截断误差,将式(2)改写为

$$x \approx \varphi \eta$$
 (3)

其中:矩阵 $\varphi$ 的维数为 $N \times n; N$ 为离散后结构模型的自由度规模;矩阵 $\eta$ 为 $n \times 1$ 维列向量。

振动试验中经常研究的随机振动,其响应数据 X的PSD形式为

$$X = \frac{xx^{\mathrm{T}}}{\mathrm{d}f} \approx \frac{\varphi \eta \eta^{\mathrm{T}} \varphi^{\mathrm{T}}}{\mathrm{d}f}$$
(3)

其中:df为响应信号的频率分辨率;X的维数为N× N,其对角线元素为响应的自谱,非对角线元素为响 应的互谱。

式(3)左乘 $\varphi^{\mathrm{T}}$ ,右乘 $\varphi$ ,将其改写为

$$X_{\eta} = \eta \eta^{\mathrm{T}} = \left(\varphi^{\mathrm{T}}\varphi\right)^{-1} \varphi^{\mathrm{T}} X \varphi \left(\varphi^{\mathrm{T}}\varphi\right)^{-1} \mathrm{d}f \qquad (4)$$

在随机振动试验中,能够获得的数据包括结构 响应X,df。对于响应X而言,只能获得测点位置的 动力学响应数据,记测点自由度的数量为m,则响应 数据X的维数为m×m。其中,振型φ可通过模态试 验数据获得。考虑其精度有限,研究基于试验数据 进行结构有限元模型修正,通过模态数值仿真获得 振型数据φ,此时φ的维数为m×n,即振型矩阵中测 点自由度对应的元素。

通过式(4),将测点的响应分解到各阶模态空间,得到模态坐标下结构的响应谱*X*<sub>n</sub>,表征了各阶模态对结构响应的贡献。需要注意的是,式(1)中结构的响应是模态空间的响应加权组合的结果。因此,进一步将振型数据归一化处理,即

$$\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i = \frac{\boldsymbol{\varphi}_i}{\operatorname{norm}(\boldsymbol{\varphi}_i)} \quad (i = 1, 2, \cdots, n) \tag{5}$$

将式(5)代入式(4),得到

$$\bar{X}_{\eta} = \bar{\eta}\bar{\eta}^{\mathrm{T}} = \left(\bar{\varphi}^{\mathrm{T}}\bar{\varphi}\right)^{-1}\bar{\varphi}^{\mathrm{T}}X\bar{\varphi}\left(\bar{\varphi}^{\mathrm{T}}\bar{\varphi}\right)^{-1}\mathrm{d}f \qquad (6)$$

考虑到各阶模态之间的独立性,将式(6)中的对 角线元素(每阶模态空间的响应自谱)与所有阶响应 自谱之和相比,作为各阶模态对结构响应的程度量 化参数,即

$$p_{i} = \frac{\bar{X}_{\eta}(i,i)}{\sum_{i=1}^{n} \bar{X}_{\eta}(j,j)} \quad (i = 1, 2, \cdots, n)$$
(7)

对于随机振动试验中常分析的谱数据而言, 式(7)中各参数均为频率的函数,该量化方式给出了 各阶模态空间下响应功率谱的曲线对比,能够观察 到各频率点下各阶模态对结构响应的影响程度,记 为量化模式1。

与式(7)不同,也可采用另一种基于各阶模态空 间响应的均方根值进行量化,即

$$p_{i,\text{RMS}} = \frac{X_{\eta,\text{RMS}}(i,i)}{\sum_{i=1}^{n} \bar{X}_{\eta,\text{RMS}}(j,j)} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (8)$$

其中: $\bar{X}_{\eta,RMS}(i,i)$ 为第i阶模态空间下响应自谱的均方根值。

该标量形式的量化方式更为简化,从统计意义 上给出了各阶模态空间对响应的影响程度,但无法 体现各频率点下影响程度的差异,记为量化模式2。 2种量化模式的量化值取值范围在[0,1]之间, 反映了各阶模态对结构响应的贡献程度,值越大,对 结构响应的影响程度越高。

#### 3 振动试验测试

#### 3.1 试验结构及测点布局

试验件为筒状结构,轴向和横向试验结构装配 示意如图3所示。当轴向振动时,通过轴向连接夹 具安装在扩展台上;横向振动时,通过立板式夹具与 扩展台连接,扩展台底部与振动台连接。同时,为了 考察有无负载的影响,还进行了空台面(仅有扩展台 面)情况的振动测试。各部件上的测点布局如图4 所示。扩展台上布置了*T*<sub>1</sub>~*T*<sub>8</sub>共8个测点;试件上 布置了*C*<sub>1</sub>~*C*<sub>12</sub>共12个测点;横向夹具上布置了 *J*<sub>1</sub>~*J*<sub>7</sub>共7个测点。



Fig.3 Assembling structure of axial and transverse test



各试验工况下的分析对象为:①空台面工况,以 *T*<sub>1</sub>~*T*<sub>8</sub>为振动台台面分析对象;②轴向试验工况,以 试验件底部与扩展台面连接处的测点*C*<sub>1</sub>~*C*<sub>4</sub>作为分 析对象;③横向试验工况,以立板式夹具与扩展台面 连接处的测点*J*<sub>3</sub>~*J*<sub>7</sub>作为分析对象。

#### 3.2 试验情况

3.2.1 有限元建模及模型修正

模态振型 φ 是非一致载荷表征和量化的重要参数,研究中通过数值模拟分析获得。因此,首先需要 建立试验结构的有限元模型。图5为空台面试验结 构有限元模型。在建模过程中,将振动台对试验结 构的影响考虑为弹性支撑,以空台面为例,底部弹性 支撑为周向每间隔90°的4个弹簧,在边界约束处理



图 5 空台面试验结构有限元模型 Fig.5 Finite element model of empty mesa test

上,通过约束扩展台底部及螺孔部位水平方向自由 度,释放法向(x方向)的自由度来模拟导向轴承的 影响。轴向和横向试验状态建模方法与此类似。

根据模态试验结果,对支撑弹簧刚度等参数进 行修正,并与试验结果进行对比。表3为3种工况下 的模态试验结果。

				8
工	阶	<i>f</i> /1	Hz	47 半 1 日 王
况	次	试验值	仿真值	一 派型抽述
	1	244.40	245.41	沿 x 轴 平动,绕 z 轴 转动
空	2	1 031.64	1 013.26	绕z轴转动
台	3		1 155.65	绕y轴转动
面	4	1 755.14	1 727.20	对角翘曲
	5	1 775.60	1 842.88	一阶弯曲
	1	541.80	534.76	模拟件一阶弯曲
轴	2	549.42	536.08	模拟件一阶弯曲
向	3	000.74	936.34	<b>控制</b> 州开口
振	4	933.74	940.36	侯拟针开口缅奴曲对协侠恋
动	5	1 378.38	1 463.66	模拟件沿x轴伸缩台面鼓曲
	6	1 415.94	1 559.08	模拟件绕 x 轴扭转
	1	289.64	288.66	模拟件绕z轴摆动
+++	2	726.49	725.55	模拟件沿 x 轴伸缩, 整体绕 z 轴摆动
横	3	000.00	929.67	按1011H.T.口.24.# + 14.44.+ +
旧	4	928.90	930.37	侯拟件开口缅政曲对称侯念
派	5	1 048.74	1 101.47	台面绕z轴转动,模拟件绕y轴转动,夹具振动
4)]	6	1 120.58	1 141.04	台面、模拟件绕y轴转动
	7	1 368.29	1 430.34	台面与夹具绕z轴反向转动

表 3 3种工况下的模态试验结果 Tab.3 Model test result of three working condition

通过数值模拟获得了3种工况下测点方向元素构成的振型矩阵,其中:空台情况下第1阶模态含平动运动特征;轴向振动时,第5阶模态含平动运动特征。 3.2.2 随机振动试验

图 6 为随机振动加速度控制谱图。加速度均方 根值为 G<sub>RMS</sub>=13.84 g,试验控制允差范围按相关标 准和规定执行,数据采集及分析时的频率范围为 10~2000 Hz。





振动控制采用两点平均方式,控制点分别为K<sub>1</sub> 和K<sub>2</sub>,各工况下控制点布局如图7所示。试验获得 了3种工况下所有测点的响应功率谱,通过数据分 析获得了所有测点方向之间的响应互谱,构成了 式(4)中完备的响应谱矩阵X。



(a) 空台面及轴向振动(b) 横向振动(a) Empty mesa and axial vibration(b) Transverse vibration图 7 各工况下控制点布局Fig.7 Control point distribution of all working modes

4 非一致载荷表征及量化

按照式(7)和式(8)得到如图8所示的各工况台 面非一致激励量化模式1结果,以及如表4所示的模 式2下各工况台面非一致激励量化结果。

从上述量化结果可以看出:

1) 在空台面工况下,一阶模态对结构响应的贡献 最大,影响的频率范围也较宽,该阶振型表现为沿主 振向的平动;但在1000~1200 Hz及1600~1900 Hz 范围内,倾覆模态和弹性模态被激发,此时这几阶模 态对结构响应影响较大。

2) 在轴向振动工况下,第5阶模态对结构响应 贡献最大,在绝大部分分析频率范围内占据主导因素,表现出沿主振向的平动特征;但在540 Hz附近, 一阶弯曲模态被激发,对结构响应的影响比第5

	表	4	模式2下各	工况台面非	一致激	励量	<b></b> 化:	结果
Tab	4	NL	n_uniform	ovaitation	rocult	o.f	.11	work

ab.4	Non-uniform	excitation	result	of	all	working
	condition in a	quantization	mode	2		0/0

condition in quantization mode 2 70							
阶次	空台面	轴向振动	横向振动				
1	36.21	11.66	18.88				
2	8.11	18.45	17.73				
3	18.30	15.16	7.84				
4	6.56	11.40	12.11				
5	30.82	34.21	23.17				
6	—	9.12	9.02				
7	—	—	11.25				



Fig.8 Non-uniform excitation result of all working condition in quantization mode

阶大。

3) 在横向振动工况下,试验系统没有沿主振向 平动的模态,第1,2,5阶弹性模态对结构响应的影 响相对较大。这是因为横向振动试验结构为非对称 模型(xz平面视角),试件呈悬臂状态,夹具根部与 台面连接处存在较大的弯矩,不利于台面的一致性 基础激励,试验中曾导致振动台停机,台面激励一致 性比空台面和轴向振动时较差。

## 5 结 论

1)振动台动圈对台面以及上部负载的支撑作用并非刚性,体现为弹性支撑。因此,即使夹具的刚度足够大,也可能使台面产生翻转特征的倾覆模态并被激发,造成台面的非一致激励。

2) 当试件和夹具构成的试验结构具有较好的

3) 对于对称性较好的试验结构,非平动模态对 台面响应的影响不可忽略,尤其是当夹具的非平动 模态被激发时,在该阶模态频率附近对台面响应的 影响显著增大。

#### 参考文献

- [1] 范宣华,胡绍全.基于有限元法的电动振动台试验仿 真研究[J].机械强度,2007,29(4):536-539.
  FAN Xuanhua, HU Shaoquan. Simulation research of electrodynamic vibration generator tests based on finite element method [J]. Journal of Mehanical Strength, 2007,29(4):536-539. (in Chinese)
- [2] CHEN Z Y, LIANG S B, HE C. Effects of different coherency models on utility tunnel through shaking table test [J]. Journal of Earthquake Engineering, 2020, 24(4):579-600.
- [3] YU H T, YAN X, ANTONIO B, et al. Multi-point shaking table test of a long tunnel subjected to nonuniform seismic loadings [J]. Bulletin of Earthquake Engineering, 2018, 16(2): 1040-1059.
- [4] 闫孔明,张建经,王志佳,等.非一致激励下地下管线 振动台试验研究[J].岩土力学,2017,38(9):2621-2628.

YAN Kongming, ZHANG Jianjing, WANG Zhijia, et al. Shaking table test of underground pipelines under non-uniform excitations [J]. Rock and Soil Mechanics, 2017, 38(9): 2621-2628. (in Chinese)

[5] 赵密,万宁潭,韩俊艳,等.横向非一致激励下土层地 震响应的振动台模型试验研究[J].地震工程与工程振动,2019,39(2):57-68.

> ZHAO Mi, WAN Ningtan, HAN Junyan, et al. Shaking table test study on seismic response of free-field soil under transverse non-uniform seismic excitations [J]. Earthquake Engineering and Engineering Dynamics, 2019, 39(2): 57-68. (in Chinese)

[6] 吴多,刘来君,李青宁,等.基于单振动台的桥梁非一 致激励试验[J].江苏大学学报,2017,38(6):703-708. WU Duo, LIU Laijun, LI Qingning, et al. Experiment of non-uniform excitation for bridge based on single shaking table [J]. Journal of Jiangsu University, 2017, 38(6): 703-708. (in Chinese)

 [7] 谷音, 谌凯, 吴怀强, 等. 考虑地震动空间非一致性的 地铁车站结构振动台试验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(17): 255-262.

GU Yin, CHEN Kai, WU Huaiqiang, et al. Shaking table test for a subway station structure under spatially non-uniform ground motion[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(17): 255-262. (in Chinese)

- [8] 廖世佳,王考,吴艳,等. 气动式振动台性能对比仿真研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(6): 710-714.
  LIAO Shijia, WANG Kao, WU Yan, et al. Simulation and contrastive study of the performance of repetitive shock machines [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(6): 710-714. (in Chinese)
- [9] 廖世佳,王考,陶俊勇.基于MSC的气动式振动台台面 性能研究[J].机械工程与自动化,2008(3):4-7.
  LIAO Shijia, WANG Kao, TAO Junyong. Simulation and contrastive study on performance of repetitive shock machines [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2008(3):4-7. (in Chinese)
- [10] 马洁美,滕云田,戴鲲鹏,等.低频振动台主要性能指标测试分析[J].地震地磁观测与研究,2014,35(5): 244-248.

MA Jiemei, TENG Yuntian, DAI Kunpeng, et al. Test and analysis on the main performances of shake table [J]. Seismological and Geomagnetic Observation and Research, 2014, 35(5): 244-248. (in Chinese)

[11] 孟繁莹.大型电动振动台动力学分析与数值建模研究 [D].北京:北京工业大学,2013.



第一作者简介:胡杰,男,1982年7月生, 博士、副研究员。主要研究方向为结构 动力学分析及仿真。曾发表《多点随机 激励振动试验的推理需求下限分析》 (《航天器环境工程》2020年第37卷第6 期)等论文。

E-mail: 401hujie@caep.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.017

## 磁力增强涡激振动压电俘能器仿真及实验

曹东兴<sup>1,2</sup>, 丁相栋<sup>1,2</sup>, 张 伟<sup>1,2</sup>, 姚明辉<sup>3</sup>
(1.北京工业大学材料与制造学部 北京,100124)
(2.机械结构非线性振动与强度北京市重点实验室 北京,100124)
(3.天津工业大学人工智能学院 天津,300387)

**摘要**为了提高低流速水流环境的俘能特性,基于涡激振动原理和压电振动能量采集技术,提出一种磁力增强涡激振动俘能器。该俘能器由压电层合悬臂梁、尾端圆柱绕流体和磁铁组成。首先,通过流-固-电耦合有限元仿真,分析了无附加磁力涡激振动压电俘能器的俘能特性,可知其低流速环境下俘能效率较低;其次,搭建流致振动俘能器 实验平台,研究了磁力增强俘能器的俘能特性。实验结果表明:在横斥纵吸磁铁布置情况下,压电俘能器结构的固 有频率较低,在较低流速下更容易起振,且达到涡激共振所需的流速范围较低;在磁场力的作用下其振动变形较大, 输出电压较高,振动频带较宽;当水流流速为0.5 m/s时,磁力增强压电俘能器的输出功率均方根值达到120 μW,较 无附磁情况的压电俘能器提高了57.8%,这表明横斥纵吸附磁式涡激振动压电俘能器在较低流速流场环境中具有 更高的俘能效率。

关键词 振动能量采集;涡激振动;流固耦合;磁力增强 中图分类号 TH113.1; TN712.5

## 引 言

随着无线传感器、便携式电子器件以及可穿戴 等低功耗电子元器件的广泛应用,传统的基于化学 电池的供电方式弊端显现。基于环境振动的能量采 集技术作为一种绿色可持续发电技术近年来得到广 泛关注<sup>[1-3]</sup>。国内外学者提出了多种俘能器结构和 分析方法来拓宽俘能器的工作频带,从而提高俘能 效率。例如:多稳态俘能器<sup>[4-7]</sup>、内共振俘能器<sup>[8-10]</sup>和 随机激励俘能器<sup>[11-12]</sup>等。这些文献主要为针对基础 激励的环境振动能量采集。

基于流致振动的压电能量采集技术得到了国内 外学者的广泛关注<sup>[13-6]</sup>。流致振动俘能器的研究在 河流湖泊的水文监测设备、水下智能机器人的无源 供电等领域具有重要的应用潜力。文献[17-18]提 出一种复摆式涡激振动压电俘能器,基于流-固-电 耦合原理,研究其在低速水流下的能量收集特性,发 现压电俘能器在不同水流流速下存在不同的最优负 载,在0.35 m/s的共振水流流速下,其最大输出功率 为84.49 μW。Shan等<sup>[19]</sup>设计了一种采用偏心圆柱 绕流体的压电俘能器,在低流速环境下可以发生弯-扭耦合振动,实验发现其俘能效果是传统实心圆柱 压电俘能器的1.99倍。Song等<sup>[20]</sup>提出了一种双圆 柱绕流体阵列放置的压电俘能器,利用涡激振动和 尾流诱发振动采集电能,并通过实验研究了其振动 俘能特性。Shan等<sup>[21]</sup>提出一种采用柔性压电纤维 材料作为压电振子的压电俘能器,利用上游的固定 圆柱产生尾流涡脱,激励下游的柔性压电振子振动 发电。Sun等<sup>[22]</sup>针对低流速流体设计了具有不同绕 流体结构形式的流致振动俘能器,并进行了理论和 实验研究。Wang等<sup>[23]</sup>提出2个正交相连的双梁多 向流致振动俘能器并验证该结构具有良好的拓宽频 带的优点。赵道利等<sup>[24]</sup>研究了驰振作用下悬臂式压 电能量采集器的振动和能量采集特性。

以上文献通过设计不同的绕流体结构,实现低 流速环境的振动能量采集。根据基础激励环境振动 俘能器研究结果可知,引入磁力可以有效调整结构 的固有频率,扩宽结构的共振带宽,提高俘能器的发 电效率。因此,笔者提出一种磁力增强型涡激振动 压电俘能器结构。首先,利用有限元仿真软件对传 统无附磁涡激振动压电俘能器进行流-固-电三场耦 合有限元仿真,分析其振动俘能特性;其次,在此结 构中引入磁力,通过实验研究不同的磁力布置方式

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(11672008,11972051) 收稿日期:2020-09-16;修回日期:2021-03-19

对俘能器俘能特性的影响,确定最优的磁力布置形 式,并在系统中接入电阻,测试磁力增强涡激振动压 电俘能器在低流速水流环境下的功率输出。

## 1 附磁式涡激振动压电俘能器的结构 模型

图1为笔者设计的附磁式涡激振动压电俘能器 (piezoelectric vibration energy harvester, 简称 PVEH)结构,主要由压电悬臂梁、圆柱绕流体和磁 铁组成。附磁式涡激振动压电俘能器的整体结构放 置在水下,并且沿着水流来流方向放置在流场中,压 电悬臂梁由压电陶瓷材料(PZT-5H)铺设在金属基 体层(磷青铜)上堆叠组成。圆柱绕流体的外部材料 为聚丙交酯,在圆柱绕流体内部嵌入3块受激永磁 铁(动磁铁),圆柱绕流体外部相对放置3块激励永 磁铁(定磁铁)。该结构参数如表1所示。



■固定端; ■压电层; ■基层; ● 绕流体; ■ 动磁极; ■ 定磁极
 图1 附磁式涡激振动压电俘能器结构

Fig.1 Schematic and dimensions of the vortex-induced PVEH with magnets

## 2 涡激振动压电俘能器仿真分析

#### 2.1 有限元仿真模型

图 2 为涡激振动压电俘能器的有限元仿真模型。其外部分布长方体流场,流场流质为水,流场模型包括流场入口、流场边界和流场出口,涡激振动压电俘能器顺着流体的流动方向放置在流场中。外部流场的长宽高分别为 400,150 和 50 mm,流速取值范围为 0.1~0.7 m/s。

基于实际模型情况,对有限元仿真模型做以下 假设:①流场流态较平稳,其流体的仿真流动模型为

piezoelectric	vibration energy harv	ester
物理参数	符号及单位	数值
基础层长度	$L_{\rm s}/{ m mm}$	80
基础层厚度	$h_{\rm s}/{ m mm}$	0.2
悬臂梁宽度	$d/\mathrm{mm}$	15
基础层弹性模量	$E_{\rm s}/{ m GPa}$	106
基础层密度	$ ho_{\rm s}$ /(kg•m <sup>-3</sup> )	7 500
压电陶瓷长度	$L_{\rm P}$ /mm	35
压电陶瓷厚度	$H_{ m p}/ m mm$	0.2
压电陶瓷密度	$ ho_{ m p}/( m kg{ullet}m^{-3})$	7 500
绕流体直径	D/mm	25
绕流体质量	m/g	33
绕流体高度	$L_{\rm c}/{ m mm}$	30
受激永磁铁长度	$l_{\rm m1}/\rm mm$	30
受激永磁铁高度	$L_{m2}/mm$	12
受激永磁铁厚度	$h_{ m m1}/ m mm$	2.8
激励永磁铁长度	$l_{\rm fl}/\rm mm$	50
激励永磁铁高度	$L_{\rm f2}/\rm mm$	15
激励永磁铁厚度	$h_{ m fl}/ m mm$	2.8
横向磁场磁间距	$d_1/mm$	30
纵向磁场磁间距	$d_2/{ m mm}$	40

表1 附磁式涡激振动压电俘能器参数 Tab.1 System parameters of the vortex - induced



图 2 涡激振动压电俘能器的有限元仿真模型 Fig.2 Finite element model of vortex-induced PVEH

层流;②压电层经高温烧结附着在基础层,其接触条件为粘连;③圆柱绕流体为刚体,不考虑其变形;④ 涡激振动压电俘能器的振动会改变周围流场涡激分 布,有限元仿真模拟采用双向流固耦合。

#### 2.2 涡激振动压电俘能器的动力学特性

涡激振动压电俘能器的法向位移波形如图3所示。该俘能器在流场涡激力作用下,随着仿真模拟 计算时间的增加缓慢起振,然后趋于稳定。压电悬 臂梁发生弯曲振动变形,利用法向位移来衡量结构 的振动变形程度,从图中可以看出随着流场流速的 增加,法向位移明显增加。

圆柱绕流体的位移变化更能直观表现俘能器发 生的弯曲振动变形。为了进一步描述涡激振动压电



图 3 涡激振动压电俘能器的法向位移波形图

Fig.3 Normal displacement waveform of vortex-induced PVEH

俘能器的弯曲变形,涡激振动压电俘能器变形云图如 图4所示,流速U分别为0.1,0.3,0.5和0.7 m/s时的 最大位移分别为0.064,0.41,2.76和4.53 mm。可见, 压电俘能器的位移随着流速的增加而明显增加。



图 4 涡激振动压电俘能器变形云图 Fig.4 Total deformation cloud of vortex-induced PVEH

#### 2.3 涡激振动压电俘能器俘能特性分析

在流固耦合计算模型中添加压电模块,电极方 向垂直于压电悬臂梁表面。不同流速下压电俘能器 的压电层电场强度如图5所示。图中箭头表示电场 矢量,红色表示电场强度最大,这意味着靠近固定端 的压电材料变形最大。可以看出,随着流速的增大, 压电材料的电场强度逐渐增大。

不同流速下压电俘能器的振动和俘能特性如图6 所示。图6(a),(b)描述了不同流速下涡激振动压电俘 能器的输出电压随时间演变的波形图和快速傅里叶变 化图。可以看出,随着水流流速U的增加,俘能器输出 电压和振动频率逐渐增加,同时也间接证明了涡脱频 率随着水流流速的增加而逐渐增加。为了进一步描述





水流流速对压电俘能器发电效果的影响,图6(c)描述 了输出电压与流速的关系。在流速较低时俘能器的发 电效果不理想,随着流速的增加,俘能效果的改善非常 明显。这也说明压电俘能器的发电效果依赖于较高流 速,在低流速时压电俘能器不容易起振。

## 3 磁力增强涡激振动压电俘能器实验

#### 3.1 实验平台搭建

对涡激振动压电俘能器的有限元仿真分析发现, 较低流速时涡激脱落频率较低,涡脱激励强度较弱,压 电俘能器不易起振,涡激共振的发生需要达到较高的 流速范围,较低流速范围内压电俘能器的振动幅度较 弱,其发电效果不理想。为了提高压电俘能器在较低 流速范围内的发电效果,笔者对压电俘能器的圆柱绕 流体附加外磁场,外磁场为绕流体提供来自横向和纵 向2个方向的磁力,构成附磁式涡激振动压电俘能器的 实验研究了4种不同磁场布置方式下压电俘能器的振 动俘能特性及其发电效果,探究最优的磁场布置方式。

实验平台示意图如图7所示。实验平台主体为 一个水循环系统,包括供水系统和实验水槽系统。 供水系统主体包括储水桶、水泵和水管。实验水槽 系统包括流场稳流装置(包括阻尼网和蜂窝器)、实 验水槽和泄水阀门。水泵将储水装置中的水经过进 水管运输到实验水槽中,水流流经流场稳流装置后 流过实验水槽段,经泄水阀门流回到储水装置中。 通过进水管、回水管和泄水阀门可以精确控制调节 流速,并通过流速计实时监测流场流速。附磁式涡 激振动压电俘能器通过夹具固定放置在实验水槽



图6 不同流速下压电俘能器的振动和俘能特性

Fig.6 Analysis of vibration and energy harvest characteristics of vortex-induced PVEH at different flow velocities



图7 实验平台示意图

Fig.7 Schematic diagram of the experimental platform

中,保证压电俘能器在实验过程中完全浸入水中,最 后通过示波器观察实验波形,采集实验数据。

图 8 为压电俘能器实验平台和流场稳流装置实体图。实验水槽段的水槽长度为 0.8 m,高度为 200 mm,宽度为 150 mm,水槽壁的材料为透明有机 玻璃材料。为了满足实验平台在较高流速时流场能 保持稳定,在实验平台的流场扩散区域增设了流场 稳流装置,主要包括第1级阻尼网,蜂窝器和第2级 阻尼网。其中,第1级阻尼网的网口直径大于第2 级阻尼网的网口直径。其目的是破坏水流原有的漩 涡,使水流的湍流度经过层层衰减,保证实验水槽段 的流场稳定性,使流场接近于层流状态。

图 9 为俘能器模型实物样机。将圆柱绕流体的



(a) 压电俘能器实验平台 (a) Physical diagram of experimental platform



(b) 流场稳流装置图(b) Flow-stabilizing device图 8 压电俘能器实验平台和流场稳流装置实体图

Fig.8 Physical diagram of experimental platform and flow stabilizing device



图 9 俘能器模型实物样机 Fig.9 Prototype of the vortex-induced PVEH

后侧磁场视为横向磁场,将左右侧磁场的磁间距视 为纵向磁场。为了减小压电俘能器的固定夹具对流 场的影响,将压电俘能器的固定夹具设计成薄壁框 架的形式。为了保证压电俘能器的绝缘特性,需要 对压电悬臂梁做防水处理。

#### 3.2 磁极布置方式实验优化分析

附磁式涡激振动压电俘能器在振动过程中,根 据绕流体所受的横向和纵向磁场力,可分为4种磁 极布置方式:横向相斥磁场和纵向相吸磁场(横斥纵 吸)、横向相吸磁场和纵向相吸磁场(横吸纵吸)、横 向相斥磁场和纵向相斥磁场(横斥纵斥)、横向相吸 磁场和纵向相斥磁场(横吸纵斥)。

流速为0.55 m/s时,不同磁极布置方式下的附 磁式涡激振动压电俘能器的振动俘能特性如图10 所示。压电俘能器的输出电压从高到低排序为:横 斥纵吸>横吸纵吸>无附磁>横斥纵斥>横吸纵 斥。振动频率从低到高排序为:横斥纵吸<横吸纵 吸<横斥纵斥<无附磁<横吸纵斥。

由图 10(b)可知:在水流流速均为 0.55 m/s时, 横斥纵吸附磁式压电俘能器的输出电压幅值为 25.5 V,无附磁压电俘能器的输出电压幅值为 17.2 V,前者较后者的输出电压幅值提升了 48.2%; 横斥纵吸附磁式压电俘能器的振动频率为2.225 Hz, 无附磁压电俘能器的振动频率为2.775 Hz,前者较后 者的振动频率降低了19.9%。分析可知,相较于无 附磁结构,横斥纵吸附磁式压电俘能器在磁场力和 涡激力的作用下,具有更低的振动频率和更高的电 压输出。由于不同附磁方式的压电俘能器的共振频 率不同,共振时所需水流流速不同,因此具有较低振 动频率的结构在较低流速下更容易发生涡激共振。

图 11 为不同磁极布置方式下附磁式涡激振动压 电俘能器在不同流速时的振动俘能特性。由图 11(a) 所示,不同附磁方式的的压电俘能器的振动频率变化 规律存在一个共同特征:随着流速的增加,压电俘能 器的振动频率逐渐增加。在相同流速下,横斥纵吸附 磁式压电俘能器的振动频率整体上低于其他4种情 况。可见,横斥纵吸的磁场力可以有效降低压电俘能 器的固有频率。由于压电俘能器的固有频率越低,其 发生涡激共振所需要的涡脱频率越低,即发生涡激共 振所需要的水流速度越低,故横斥纵吸附磁式压电俘 能器结构产生涡激共振所需的水流速度最低。

将采集到的输出电压带入均方根值公式,得到 图 11(b),横斥纵吸附磁式压电俘能器在流速低于 0.3 m/s时更容易起振,表现为其输出电压均方根值





Fig.10 Analysis of vibration and energy harvest characteristics of vortex-induced PVEH with different magnets when flow velocity U=0.55 m/s



- 图 11 不同磁极布置方式下附磁式涡激振动压电俘能器在 不同流速时的振动俘能特性
- Fig.11 Analysis of vibration and energy harvest characteristics of vortex-induced PVEH with different magnets at different flow velocities

明显高于其他4种情况。随着流速的增加,横斥纵 吸附磁式压电俘能器的输出电压均方根值也明显高 于其他4种情况,这说明压电俘能器在横向的磁吸 引力和纵向的磁排斥力的作用下,其振动变形会明 显增大。在流速均为0.5 m/s时,横斥纵吸附磁式和 无附磁压电俘能器的输出电压均方根值分别为 18.7 V和14.4 V,前者较后者提升了29.8%。

综上可知:横斥纵吸附磁式压电俘能器结构的 固有频率较低,其起振所需的起振流速较低,共振所 需的共振流速较低;在横向磁吸引力和纵向磁排斥 力的作用下,其振动变形较大;根据图11(b)可以看 出,横斥纵斥的磁场力可以扩宽频带,故其涡激振动 的锁定区域较宽。

#### 3.3 最优磁力增强涡激振动压电俘能器实验结果

选择在低流速下振动俘能特性最优的压电俘能器结构,即横斥纵吸附磁式涡激振动压电俘能器,接入外接电阻,研究其输出功率特性。图12为附磁式和无磁式涡激振动压电俘能器的发电效果对比。可见,随着外接电阻的增大,压电俘能器的输出电压随之增大,然后趋于稳定。压电俘能器的输出功率随着外接电阻的增大,先增大后减小。存在一个最优的电阻阻值*R*=0.51 MΩ,使压电俘能器的输出功





Fig.12 Comparison of power generation effect of vortex-induced PVEH with magnets and without magnets

率达到最大值,最大功率为120 µW。

同时,图12也对比了附磁式和无磁式涡激振动 压电俘能器的发电效果。结果发现,横斥纵吸附磁 式涡激振动压电俘能器的输出电压均方根值和输出 功率均方根值较无附磁的涡激振动压电俘能器均有 明显提高,在外接电阻均为0.51 MΩ时,二者的输出 功率都达到最大值,前者为120 μW,后者为76 μW, 前者较后者提升了57.8%。

### 4 结 论

 1)所设计的涡激振动压电俘能器的振动频率随 着水流流速增加而增大,水流流速对压电俘能器的俘 能特性存在决定性影响,发电效率依赖于较高的流速。

2)不同附磁形式的涡激振动压电俘能器的振动停能特性存在较大区别。其中,横斥纵吸附磁式压电俘能器结构的固有频率较低,在较低流速下更容易起振,达到涡激共振所需的流速范围较低。

3)在附加横斥纵吸磁场力的作用下,压电俘能器振动变形较大,输出电压较高,压电俘能器的振动频带较宽,即涡激振动的锁定区域较宽。

4) 在相同水流流速下,横斥纵吸附磁式涡激振动压电俘能器的输出电压均方根值达到120μW,较 无附磁压电俘能器提高了57.8%。

#### 参考 文献

- [1] ZOU H X, ZHAO L C, GAO Q H, et al. Mechanical modulations for enhancing energy harvesting: principles, methods and applications [J]. Applied Energy, 2019, 255: 113871.
- [2] 徐振龙,单小彪,谢涛.宽频压电振动俘能器的研究 现状综述[J].振动与冲击,2018,37(8):190-199.
  XU Zhenlong, SHAN Xiaobiao, XIE Tao. A review of broadband piezoelectric vibration energy harvester [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(8):190-199. (in Chinese)
- [3] 魏克湘,邹鸿翔,张文明.基于滚压的悬架振动俘能 装置设计与特性分析[J].振动、测试与诊断,2016, 36(5):897-901.

WEI Kexiang, ZOU Hongxiang, ZHANG Wenming. Design and analysis of vibration energy harvester for selfpowered vehicle suspension based on rolling-press [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 897-901. (in Chinese)

- [4] SUN S, CAO S Q. Analysis of chaos behaviors of a bistable piezoelectric cantilever power generation system by the second - order Melnikov function [J]. Acta Mechanica Sinica, 2017, 33(1): 200-207.
- [5] ZHOU S, ZUO L. Nonlinear dynamic analysis of

asymmetric tristable energy harvesters for enhanced energy harvesting [J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2018, 61: 271-284.

[6] ZHAO L C, ZOU H X, YAN G, et al. Arbitrarydirectional broadband vibration energy harvesting using magnetically coupled flextensional transducers [J]. Smart Materials and Structures, 2018, 27(9): 095010.

```
[7] 赵泽翔,王光庆,王学保,等.三稳态压电能量采集器的动态特性与实验[J].振动、测试与诊断,2020,40(4):668-672.
ZHAO Zexiang, WANG Guangqing, WANG Xuebao, et al. Dynamic characteristics and experimental analysis of tri-stable piezoelectric energy harvester [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(4):668-672. (in Chinese)
[8] CAO D X, LEADENHAM S, ERTURK A. Internal
```

- [8] CAO D X, LEADENHAM S, EKTOKK A. Internal resonance for nonlinear vibration energy harvesting
   [J]. European Physical Journal-Special Topics, 2015, 224(14/15): 2867-2880.
- [9] LU Z Q, DING H, CHEN L Q. Resonance response interaction without internal resonance in vibratory energy harvesting [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121: 767-776.
- [10] CHEN L Q, JIANG W A. Internal resonance energy harvesting [J]. Journal of Applied Mechanics – Transactions of the Asme, 2015, 82(3): 031004.
- [11] LIU D, XU Y, LI J L. Probabilistic response analysis of nonlinear vibration energy harvesting system driven by Gaussian colored noise [J]. Chaos Solitons & Fractals, 2017, 104: 806-812.
- [12] ZHAO S, ERTURK A. Deterministic and band-limited stochastic energy harvesting from uniaxial excitation of a multilayer piezoelectric stack [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 214: 58-65.
- [13] WANG J, GENG L, DING L, et al. The state-of-the-art review on energy harvesting from flow-induced vibrations[J]. Applied Energy, 2020, 267: 114902.
- [14] 宋汝君,单小彪,杨先海,等.基于压电俘能器的流体能 量俘获技术研究现状[J].振动与冲击,2019,38(17): 244-250.
  SONG Rujun, SHAN Xiaobiao, YANG Xianhai, et al. A review of fluid energy capture technology based on piezoelectric energy harvesters[J]. Journal of Vibration

and Shock, 2019, 38(17): 244-250. (in Chinese)

- [15] 曹东兴,马鸿博,张伟. 附磁压电悬臂梁流致振动俘 能特性分析 [J]. 力学学报, 2019, 51(4): 1148-1155.
  CAO Dongxing, MA Hongbo, ZHANG Wei. Energy harvesting analysis of a piezoelectric cantilever beam with magnets for flow - induced vibration [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(4):1148-1155. (in Chinese)
- [16] 阚君武,富佳伟,王淑云,等.涡激振动式微型流体 俘能器的研究现状与展望[J].光学精密工程,2017,

25(6): 1502-1512.

KAN Junwu, FU Jiawei, WANG Shuyun, et al. Research status and prospect of vortex-induced vibration micro-fluid energy harvester [J]. Optics and Precision Engineering, 2017, 25(6): 1502-1512. (in Chinese)

- [17] SONG R J, SHAN X B, LV F, et al. A study of vortex-induced energy harvesting from water using PZT piezoelectric cantilever with cylindrical extension [J]. Ceramics International, 2015, 41: S768-S773.
- [18] 宋汝君,单小彪,范梦龙,等.涡激振动型水力复摆式 压电俘能器的仿真与实验研究[J].振动与冲击, 2017,36(19):78-83.
  SONG Rujun, SHAN Xiaobiao, FAN Menglong, et al. Simulations and experiments on a hydrodynamic compound pendulum piezoelectric energy harvester accompanied with vortex-induced vibration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(19):78-83. (in Chinese)
- [19] SHAN X, JIE D, SONG R J, et al. A piezoelectric energy harvester with bendin-torsion vibration in lowspeed water [J]. Applied Sciences, 2017, 7(2): 116.
- [20] SONG R, SHAN X, LV F, et al. A novel piezoelectric energy harvester using the macro fiber composite cantilever with a bicylinder in water [J]. Applied Sciences, 2015, 5(4): 1942-1954.
- [21] SHAN X, SONG R, LIU B, et al. Novel energy harvesting: a macro fiber composite piezoelectric energy harvester in the water vortex [J]. Ceramics International, 2015, 41: S763-S767.
- [22] SUN W, ZHAO D, TAN T, et al. Low velocity water flow energy harvesting using vortex induced vibration and galloping [J]. Applied Energy, 2019, 251: 113392.
- [23] WANG J, HU G, SU Z, et al. A cross-coupled dualbeam for multi-directional energy harvesting from vortex induced vibrations [J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(12): 12LT02.
- [24] 赵道利,胡新宇,孙维鹏,等.基于驰振的压电能量 采集器建模与实验研究[J].振动、测试与诊断, 2020,40(3):437-442.
   ZHAO Daoli, HU Xinyu, SUN Weipeng, et al. Modelinn and manufacture in family in a band in a set.

ing and experimental study of galloping-based piezoelectric energy harvester [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(3):437-442. (in Chinese)



**第一作者简介:**曹东兴,男,1978年9月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为振动能量采集和减振隔振等。曾 发表《Design and performance enhancement of a force-amplified piezoelectric stack energy harvester under pressure fluctuations in hydraulic pipeline systems》 (《Sensors and Actuators A: Physical》 2020, Vol.309)等论文。

E-mail: caostar@bjut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.018

# 多杆隔冲装置动力学特性分析\*

刘慧珍, 孟宪松, 梁 松, 闫 明 (沈阳工业大学机械工程学院 沈阳,110870)

摘要 为提高舰载设备服役期间的抗冲击性能,须在舰船和舰载设备之间安装隔冲装置。首先,以多杆并联构成的 隔冲装置为研究对象,基于坐标变换矩阵,根据螺旋理论和多维隔冲的基本原理建立多杆隔冲装置动力学模型;其 次,应用正则模态矩阵变换思想求解动力学方程,获得多杆隔冲装置自由响应和受迫响应解析解,并与机械系统动 力学自动分析(automatic dynamic analysis of mechanical systems,简称 ADAMS)的仿真响应结果进行对比;最后,对 多杆隔冲装置进行落锤式冲击试验。结果表明:多杆隔冲装置能够有效隔离标准规范下的强冲击载荷,横向、纵向 冲击隔离率达到 97.79%,垂向冲击隔离率达到 95.34%;仿真与理论结果契合度高,理论模型具有有效性;试验与仿 真响应差值在 3% 左右,冲击隔离率随冲击载荷的提高呈增大趋势,装置在强冲击环境下仍具有良好的抗冲击能 力。该结果可为多杆隔冲装置隔离舰载设备冲击载荷提供理论参考和数据基础。

关键词 隔冲装置;动力学模型;螺旋理论;ADAMS仿真;动力学响应;隔离率 中图分类号 TH113; TH123.1

## 引 言

惯性导航装置是舰船装备系统实现智能化 和信息化的重要设备,其具有小型化、高性能和 高可靠性的发展趋势<sup>[1]</sup>。为了改善惯性导航装 置在冲击载荷作用过程中的动力学环境,提升装 备的可靠性和稳定性,较为有效的方式有:①提 高自身的抗冲击能力;②采用各种冲击隔离装 置<sup>[2]</sup>。前者因成本较高、制约因素较多而难以实 现;后者因具有高性价比、工程可行性好而得到 广泛关注<sup>[34]</sup>。

并联机构由动平台和定平台组成,是具有两个 或两个以上自由度的闭环机构。其具有自身结构 紧凑、刚度高、工作空间小和动态性能优越等优势, 越来越多地应用于精密设备抗冲减振装置的研究 之中<sup>[5]</sup>。学者们对并联机构以及基于并联机构构 建的隔振装置进行了研究。Kamesh等<sup>[6]</sup>通过折叠 连续梁构造了一种空间并联低频隔振器,研究其轴 向和径向的刚度特性,该隔振器可用于卫星反作用 轮 组 件 的 干 扰 源 隔 离 。 刘 丽 坤 等<sup>[7]</sup> 采 用 Newton-Euler法建立了整星被动多杆隔振平台的 动力学模型,考虑基础运动和支杆转动惯量,分析 了平台在刚性和柔性载荷条件下的振动传递率。 Chi等<sup>[8]</sup>建立基于音圈电机的主动 Stewart 隔振平 台,采用 Newton 方法建立其动力学模型并设计控 制算法,通过试验验证了该隔振系统的可行性和有 效性。王旭等<sup>[9]</sup>针对一种 24 杆模型,推导出了缓冲 器振动响应解析解的求解方法,验证了模型的可解 性,计算了冲击载荷下隔冲器的振动率。Zhou 等<sup>[10]</sup>将弹性梁与磁弹簧相结合,设计出了一种新型 隔振装置,通过磁通量的变化调整系统刚度,具有 静态刚度高、动态刚度低的特性。张春晖等<sup>[11]</sup>提出 由 6个具有软刚度特性的隔冲器并联构成的隔冲 平台,分析了隔冲平台在竖直和水平方向上动态刚 度特性的变化规律。

基于并联机构开展的隔振特性研究理论基础丰 富,实际应用广泛,已有丰硕的研究成果。多自由度 抗冲击装置的研究多以经典6杆Stewart模型为主, Stewart模型由于其结构本身的限制,使得各个方向 有不同的隔离率,而装置的弱项隔冲率在很大程度 上限制了系统的抗冲性能。目前,针对基于并联机 构的多杆隔冲装置在理论方面的冲击响应特性和隔 冲性能的研究较少。因此,笔者以多杆并联构成的 隔冲装置为研究对象,建立了多杆隔冲装置的动力 学模型,并与ADAMS的仿真响应结果进行对比, 最后对多杆隔冲装置垂向进行落锤式冲击试验。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51705337) 收稿日期:2020-03-23;修回日期:2020-04-18

## 1 多杆隔冲装置

多杆隔冲装置是一个六自由度耦合的并联隔 冲机构,其简化结构如图1所示,主要由动平台、 基平台和8个隔冲杆组成。隔冲杆两两一组,以 同一偏角等效均匀地分布在基平台上,每根杆两 端分别与动、基平台相连。工作时,动平台上装有 惯性导航系统等舰载设备,基平台固定在舰船船 体上。



图 1 多杆隔冲装置简化结构 Fig.1 Multi-rod impact isolation device

为了研究多杆隔冲装置动平台的动力学特性, 建立了多杆隔冲装置坐标系,如图2所示。取 H- $x_{k}y_{k}z_{h}$ 为参考坐标系建立在动平台质心处,b- $x_{k}y_{k}z_{h}$ 为固定坐标系建立在基平台质心处。设置8根隔冲 杆的动平台铰接点为 $H_1$ ,  $H_2$ , …,  $H_8$ 。其中: $H_1$ ,  $H_2$ 重合; $H_3$ ,  $H_4$ 重合; $H_5$ ,  $H_6$ 重合; $H_7$ ,  $H_8$ 重合。基平 台铰接点为 $b_1$ ,  $b_2$ , …,  $b_8$ 。 $b_iH_i$ 表示第i根隔冲杆; K, C分别为单个隔冲杆的刚度和阻尼系数;h为动、 基平台的垂向高度。







图 3 为多杆隔冲装置俯视图。规定装置 x<sub>b</sub>为横 向,y<sub>b</sub>为纵向,z<sub>b</sub>为垂向。δ<sub>b</sub>为基平台铰接点与固定 坐标系原点连线与横纵向夹角,r<sub>b</sub>,r<sub>b</sub>为动、基平台 铰接点外接圆半径。由于隔冲装置的对称性,8根 隔冲杆在横向(x向)和纵向(y向)隔冲结构完全等 效,因而多杆隔冲装置横向和纵向具有相同的冲击 响应特性和隔冲性能。



图 3 多杆隔冲装置俯视图 Fig.3 Top view of multi-rod impact isolation device

## 2 多杆隔冲装置动力学特性

#### 2.1 多杆隔冲装置动力学理论模型

以动平台为研究对象,取动平台相对于基平台 固定坐标系 b-x<sub>b</sub>y<sub>b</sub>z<sub>b</sub>平动坐标和转动坐标为广义坐 标,定义为 q=[X<sub>H</sub>, Y<sub>H</sub>, Z<sub>H</sub>, α<sub>H</sub>, β<sub>H</sub>, γ<sub>H</sub>]<sup>T</sup>。小变形 状态下,多杆隔冲装置振动微分方程为

$$M\ddot{q} + Kq + C\dot{q} = f(t) \tag{1}$$

其中:M为多杆隔冲装置的广义质量矩阵,由动平 台质量和各个方向的转动惯量决定;K,C为广义刚 度和阻尼矩阵,由隔冲杆的刚度、阻尼系数决定;f(t) 为随时间变化的各个方向的激励力和力矩;(•)表示 广义位移变量对量纲时间t的微分。

2.1.1 质量矩阵

基于并联机构坐标变换原理,基平台(下标 为 b)相对于动平台(下标为 H)的变换矩阵 <sup>b</sup>R<sub>H</sub>为

$${}^{H}I = \begin{bmatrix} {}^{H}I_{xx} & -{}^{H}I_{xy} & -{}^{H}I_{xz} \\ -{}^{H}I_{xy} & {}^{H}I_{yy} & -{}^{H}I_{yz} \\ -{}^{H}I_{xz} & -{}^{H}I_{yz} & {}^{H}I_{zz} \end{bmatrix}$$
(3)

参考坐标系原点*H*相对于固定坐标系原点*b*的 矢量<sup>\*</sup> $o_H$ 定义为[x, y, z],参考坐标系向固定坐标 系的平移和旋转转换,致使<sup>H</sup>I发生变化。利用平行 轴定理将动平台的惯性张量矩阵<sup>H</sup>I平移到固定坐 标系 b- $x_hy_hz_h$ 的惯量矩阵<sup>H</sup>I表示为

$${}^{b}I = \begin{bmatrix} {}^{b}I_{xx} & -{}^{b}I_{xy} & -{}^{b}I_{xz} \\ -{}^{b}I_{xy} & {}^{b}I_{yy} & -{}^{b}I_{yz} \\ -{}^{b}I_{xz} & -{}^{b}I_{yz} & {}^{b}I_{zz} \end{bmatrix}$$
(4)

其中:

$${}^{b}I_{xx} = {}^{H}I_{xx} + m(y^{2} + z^{2}), {}^{b}I_{xy} = {}^{H}I_{xy} + m(xy);$$
  

$${}^{b}I_{yy} = {}^{H}I_{yy} + m(x^{2} + z^{2}), {}^{b}I_{yz} = {}^{H}I_{yz} + m(yz);$$
  

$${}^{b}I_{zz} = {}^{H}I_{zz} + m(x^{2} + y^{2}), {}^{b}I_{xz} = {}^{H}I_{xz} + m(xz)_{o}$$

参考坐标系*H*-*x<sub>h</sub>y<sub>h</sub>z<sub>h</sub>与固定坐标系 b*-*x<sub>b</sub>y<sub>b</sub>z<sub>b</sub>间的旋转关系通过旋转矩阵进行坐标变换,因而多杆隔冲装置动平台基于固定坐标系 b-<i>x<sub>b</sub>y<sub>b</sub>z<sub>b</sub>*的惯性张量矩阵<sup>o</sup>I为

 ${}^{O}I = {}^{b}R_{H}{}^{b}I{}^{b}R_{H}^{\mathrm{T}}$ (5)

整个隔冲装置的广义质量矩阵 M为

	m	0	0	0	0	0
	0	т	0	0	0	0
м—	0	0	m	0	0	0
<i>IVI</i> —	0	0	0	$^{0}I_{11}$	$^{0}I_{12}$	${}^{0}I_{13}$
	0	0	0	$^{0}I_{21}$	$^{0}I_{22}$	$^{0}I_{23}$
	0	0	0	$^{0}I_{31}$	$^{0}I_{32}$	${}^{0}I_{33}$

2.1.2 刚度矩阵及阻尼矩阵

图 4 为隔冲杆受力情况。当动平台上激励力作 用的 6 维力矢在 8 根隔冲杆上有反作用力时,忽略杆 上的其他作用力,反作用力沿隔冲杆方向。基于螺 旋理论建立受力变形方程,如式(6)所示<sup>[12]</sup>,8 根杆 的力螺旋之和与动平台的力相平衡。螺旋方程为  $f_1p_1+f_2p_2+f_3p_3+\cdots+f_ip_i+\cdots=F+\in M_F$ (6) 其中: $f_i$ 为第 i根杆受到的轴力; $p_i$ 为第 i根杆轴线对 固定坐标系  $b-x_ky_bz_b$ 的单位线矢。

F及M<sub>F</sub>分别是动平台上作用力的主矢和对原 点H主矩。等式两边所取坐标系皆为基平台固定



图 4 隔冲杆受力图 Fig.4 Force diagram of impact isolation rod

坐标系 b-x<sub>b</sub>y<sub>b</sub>z<sub>b</sub>,因而螺旋方程改写为矩阵形式的平衡方程为

$$F + \in M_F = G_F^F f \tag{7}$$

其中: $F+\in M_F = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^{T}; f = [f_1, f_2, \dots, f_6]^{T}; G_f^F 为一阶静力影响系数矩阵, 动平$ 台铰接点对参考坐标系 <math>H- $x_h y_h z_h$ 的空间位置以矢量  $r_1, r_2, \dots, r_8$ 表示, 对固定坐标系 b- $x_h y_h z_h$ 的空间位置 以矢量  $H_1, H_2, \dots, H_8$ 表示; 基平台铰接点对固定坐 标系 b- $x_h y_h z_h$ 的位置以矢量  $B_1, B_2, \dots, B_8$ 表示。

将 G<sub>f</sub><sup>F</sup>表示为

$$G_{f}^{F} = \begin{bmatrix} S_{1} & S_{2} & \dots & S_{8} \\ S_{01} & S_{02} & \dots & S_{8} \end{bmatrix}$$
(8)

$$\ddagger \oplus : S_i = \frac{H_i - B_i}{|H_i - B_i|}; S_{0i} = r_i S_i; i = 1, 2, \cdots, 8_{\circ}$$

一阶静力影响系数矩阵 G<sup>F</sup><sub>f</sub> 即为多杆隔冲装置的力雅可比矩阵,由于运动传递与力传递之间的对 偶关系,速度雅可比矩阵 J 为力雅可比矩阵的转 置,即

$$J^{\mathrm{T}} = G_{\ell}^{\mathrm{F}} \tag{9}$$

基于胡克定律推导出多杆隔冲装置广义刚度矩阵为

$$K = J^{\mathrm{T}} f q_{\iota} J = J^{\mathrm{T}} K_{\iota} J \qquad (10)$$

其中: $q_i$ 为隔冲杆的轴向变形量; $k_i$ 为第i根隔冲杆 刚度, $K_i$ =diag[ $k_{i1}$ ,  $k_{i2}$ , …,  $k_{i8}$ ]。

由于多杆隔冲装置有8根隔冲杆组成,对于6维 动平台而言,隔冲杆处于冗余状态,隔冲杆的自由度 数目大于动平台的运动数目,J不是满阵,维数为  $8 \times 6$ 。同理证得,广义阻尼矩阵与广义刚度矩阵维 数相同,假定 $c_i$ 为第i根隔冲杆上轴向初始阻尼,  $C_i$ =diag[ $c_i$ ,  $c_i$ , …,  $c_i$ ]。多杆隔冲装置的广义阻 尼矩阵为

$$C = J^{\mathrm{T}} C_l J \tag{11}$$

#### 2.2 多杆隔冲装置动力学响应求解

多杆隔冲装置冲击响应主要由自由状态下的瞬态响应和强迫冲击下的稳态响应叠加组成。由于多 杆隔冲装置动力学方程为6维强耦合方程组,对其 直接进行数学求解困难繁杂,因而引用正则模态矩 阵进行求解。首先,基于特征值方程求得各阶模态 矩阵,利用正则化因子引入正则模态矩阵;其次,根 据正则模态矩阵将微分方程组进行解耦处理,求出 正则模态坐标下的多杆隔冲装置坐标解;最后,将正 则模态坐标解反变换求得原广义坐标下的解。

将式(1)转化为多杆隔冲装置特征值方程[9]为

$$(K - \omega_{nr}^{2}M)U = 0 \qquad (12)$$

其中:ω""为多杆隔冲装置固有频率,所对应的主振型U为

 $U = [U_1^{(r)}, U_2^{(r)}, \dots, U_6^{(r)}]^T$  (13) U即模态矩阵,引入正则化因子,令第r阶的正 则化因子为

$$\alpha_r = \frac{1}{\sqrt{M_r}} = \frac{1}{\sqrt{U^{(r)T}MU^{(r)}}} \quad (r = 1, 2, \dots, 6)$$

正则化模态矩阵即为*U<sub>N</sub>*=*U*α<sub>r</sub>,利用正则模态 矩阵*U<sub>N</sub>*对多杆隔冲装置的广义坐标进行变换*q*= *U<sub>N</sub>q<sub>N</sub>*,得到变换后的正则模态方程为

 $M_{N}\ddot{q}_{N}(t) + K_{N}q_{N}(t) + C_{N}\dot{q}_{N}(t) = 0 \quad (14)$ 其中:正则模态质量矩阵 $M_{N} = U_{N}^{T}MU_{N}$ ;正则模态刚 度为 $K_{N} = U_{N}^{T}KU_{N}$ ;阻尼矩阵为 $C_{N} = U_{N}^{T}CU_{N}$ 。

由模态矩阵对质量矩阵和刚度矩阵的正交型可知, 正则模态方程可以表示为6个相互独立的振动微分方程

 $\ddot{q}_{N}(t) + 2n_{r}\dot{q}_{N}(t) + \omega_{mr}^{2}q_{N}(t) = 0 \quad (15)$ 其中:  $n_{r}$  为多杆隔冲装置的衰减系数;  $n_{r} = \frac{U^{(r)T}CU^{(r)}}{2U^{(r)T}MU^{(r)}} = \xi_{r}\omega_{mr}; \xi_{r}$ 为阻尼比系数; r=1,

 $2, \cdots, 6_{\circ}$ 

模态矩阵下多杆隔冲装置的初始条件变为

$$\boldsymbol{q}_{N}(0) = \boldsymbol{U}_{N}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M} \boldsymbol{q}_{0}$$
$$\dot{\boldsymbol{q}}_{N}(0) = \boldsymbol{U}_{N}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M} \dot{\boldsymbol{q}}_{0}$$

其中:q<sub>0</sub>, q<sub>0</sub>分别为初始状态下的初位移、初速度。

根据 Duhamel's integral 求得自由状态下多杆隔 冲装置动力学方程的瞬态响应解为

$$\boldsymbol{q}_{N}(t) = e^{-\boldsymbol{n}_{r}t} (\boldsymbol{q}_{0} \cos \omega_{dr}t + \frac{\dot{\boldsymbol{q}}_{0} + \boldsymbol{n}_{r}\boldsymbol{q}_{0}}{\omega_{dr}} \sin \omega_{dr}t) = e^{-\boldsymbol{n}_{r}t} \boldsymbol{U}_{N}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M} \boldsymbol{q}_{0} \cos \omega_{dr}t + e^{-\boldsymbol{n}_{r}t} \boldsymbol{U}_{N}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M} (\frac{\dot{\boldsymbol{q}}_{0} + \boldsymbol{n}_{r}\boldsymbol{q}_{0}}{\omega_{dr}} \sin \omega_{dr}t)$$
(16)

其中: $\omega_{dr} = \sqrt{1 - \xi_r} \omega_{nr}$ ,为多杆隔冲装置阻尼固有频率; $r=1,2,\dots,6$ 。

强迫冲击下的正则模态方程为

 $M_{N}\ddot{q}_{N}(t) + K_{N}q_{N}(t) + C_{N}\dot{q}_{N}(t) = Q_{N}(t)$ (17) 其中:  $Q_{N}(t) = U_{N}^{T}f(t)$ 为正则模态广义激励力列 向量。

同理证得,强迫冲击下的稳态响应为

$$\boldsymbol{q}_{N}(t) = \mathrm{e}^{-n,t} \frac{1}{\omega_{dr}} \int_{0}^{t} \mathrm{e}^{n,\tau} \boldsymbol{U}_{N}^{\tau} \boldsymbol{f}(t) \sin \omega_{dr}(t-\tau) \mathrm{d}\tau \quad (18)$$

将响应解反变换代入原广义坐标下,得到多杆 隔冲装置在冲击激励状态下的动力学响应。

#### 2.3 理论动力学响应

为了验证冲击载荷下动力学模型解析解求出的

动态响应准确性,利用 ADAMS 建立多杆隔冲装置 动力学仿真模型。仿真分析前,首先,利用刚体结构 建立基平台和动平台,连杆结构建立8根隔冲杆;其 次,设定仿真结构参数,利用 Modify Body 修改动平 台质量,Spring 单元中设置每根隔冲杆的刚度和阻 尼系数,在基平台上施加冲击激励;最后,打开后处 理模块,设置仿真时间为2s,步长为20000。由于 隔冲装置的对称性,横轴(x轴)和纵轴(y轴)动平台 的动态响应相同,因而在垂向(z轴)和横向对多杆 隔冲装置基平台施加三角波加速度冲击激励即可。

为了深入分析隔冲装置冲击载荷下的动力学特性,满足舰船在服役期间所遭受的冲击和振动作用, 对于冲击激励,根据文献[13]对多杆隔冲装置基平 台施加冲击输入。图5为三角波形冲击输入曲线。 将输入载荷拟合为正负三角波样条曲线作为冲击驱 动,其正波脉宽为2.34 ms,负波脉宽为9.38 ms,正 波加速度峰值为160g,负波加速度峰值为40g。



图 5 三角波形冲击输入 Fig.5 Impact triangle waveform input

取数值参数:动平台 m=5 kg,隔冲杆刚度 K=8 kN/m,阻尼 C=20 (N·s)/m, $\delta_{\epsilon}=30^{\circ}$ ,动平台铰接 点外接圆半径  $r_{h}=150$  mm,基平台铰接点外接圆半 径  $r_{b}=400$  mm,动平台与基平台的垂向初始高度 h=300 mm,分别在多杆隔冲装置的横、纵、垂向施加计 算得到的正负三角波冲击激励。编写相应 Matlab 程 序,得到横、纵、垂向冲击后动平台与基平台的相对 位移、加速度动态响应曲线。理论计算与 ADAMS 仿真计算得到横、纵、垂向动平台与基平台的相对位 移和动平台加速度动态响应曲线如图 6~9 所示。 表1为理论和仿真动态响应和加速度变化幅值。

可见,经过多杆隔冲装置的缓冲隔振作用后,动平 台的相对位移响应在11 mm以内,加速度响应降至8g 以内,且均能很快趋于0刻度附近波动。横向相对位移 幅值略大于垂向,与之相反,垂向加速度幅值大于横 向。对比仿真与理论结果差值,最大差值占理论比率 为2.9%,表明仿真结果与理论结果高度契合,理论动 力学模型冲击响应较为准确,理论模型具有有效性。

为评价系统的隔冲性能,需要计算冲击隔离







图7 垂向加速度响应 Fig.7 Response curve of a cceleration in vertical direction







橫、纵向加速度动态响应 Response curve of acceleration in transverse and longitudinal direction

击方向以垂向(z向)为例。如图10所示,将加速度传 感器分别放置在冲击基平台和动平台上,以便得到 冲击载荷和冲击响应。在基平台垂向施加3组冲击 载荷进行冲击试验,同时将基平台试验测得的冲击 载荷作为仿真冲击输入激励信号,得到仿真响应曲 线,并与试验结果对比,结果如图11~13所示。表2 为不同冲击载荷环境下试验与仿真动态响应值。



图 10 垂向冲击试验 Fig.10 Vertical impact test

通过图 11~13 可知,试验与仿真曲线变化趋势 大体一致,试验加速度响应幅值整体略大于仿真结 果,仿真结果更加平滑,主要是由于冲击试验时复杂 的工况环境以及多杆隔冲装置组装时可能存在结构 误差,使得结果具有一定程度的不确定性。由表 2 可见,仿真与试验差值控制在 3% 左右,装置冲击隔 离率随着冲击载荷的增加呈现上升趋势,表明多杆 隔冲装置在强冲击环境下仍有较好的隔冲能力,抗 冲击能力具有稳定性。



表1 理论与仿真动态响应幅值

Tab.1 Dynamic response amplitude of theory and simulation

눈녀	理论最	是大值	仿真量	仿真最大值	
万四	x/mm	a/g	x/mm	a/g	
横向	10.596 5	3.536 8	10.905 8	3.618 4	
纵向	10.596 5	3.536 8	10.905 8	3.618 4	
垂向	9.587 2	7.4677	9.736 6	7.457 5	

率。隔离率越大,说明隔振效果越好。根据振动理 论,系统的隔离率为

$$\eta_{F} = \frac{\left| \ddot{u}_{1} \right|_{\max} - \left| \ddot{u}_{2} \right|_{\max}}{\left| \ddot{u}_{1} \right|_{\max}} \times 100\%$$
(19)

其中: $|\ddot{u}_1|_{max}$ 为基平台加速度响应的最大值; $|\ddot{u}_2|_{max}$ 为动平台加速度响应的最大值。

由此计算横、纵向冲击隔离率为97.79%,垂向 冲击隔离率为95.34%,表明多杆隔冲装置能有效隔 离冲击载荷,隔离率较高。

## 3 冲击试验及仿真对比

为了研究多杆隔冲装置在冲击载荷下的真实响 应情况,通过落锤式冲击试验机对装置进行冲击,冲



Fig.11 Acceleration curve of the device on the first group



图 12 第 2 组 冲击时加速度响应曲线 Fig.12 Acceleration curve of the device on the second group

#### 表 2 试验与仿真动态响应值

Tab.2 Dynamic response amplitude of test and simulation

冲击幅值/g	$a_{\rm max}/g$		<b>兰店</b> /0/	/ 0/
	试验	仿真	左徂/ 70	$\eta/ > 0$
42.38	8.547	8.290 4	3.002	79.832
59.762 7	10.313 2	10.066 3	2.394	82.743
79.459 3	11.597 9	11.738 9	1.216	85.404

### 4 结 论

 由于多杆隔冲装置结构的对称性,使得横、纵向 动态响应具有一致性,相同冲击环境下,与垂向相比, 横、纵向相对位移幅值更小;加速度响应幅值更大;横 向、纵向冲击隔离率达到97.79%,垂向达到95.34%。

2) 对比ADAMS仿真冲击响应与理论冲击响应结 果差值,最大差值占理论比率为2.9%,表明理论解析结 果与仿真结果高度契合,理论动力学模型具有有效性。

3) 对比垂向试验与仿真响应曲线,试验与仿真 差值在3%左右,装置冲击隔离率随着冲击载荷的 增大呈上升趋势,表明多杆隔冲装置对强冲击载荷 仍具有较好的隔冲能力。

4)综上所述,多杆隔冲装置放置在惯导系统与 舰船之间,能够大幅度隔离冲击载荷,为隔离舰船冲 击载荷提供理论参考和数据基础。

#### 参考文献

- [1] 高鹏,闫明,温肇东.八连杆抗冲击隔离器设计与性能 分析[J].振动与冲击,2019,38(9):231-237.
  GAO Peng, YAN Ming, WEN Zhaodong. Design and performance analysis for a 8-link shock isolator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(9):231-237. (in Chinese)
- [2] 杜俭业,杜志鹏,李营,等.舰船爆炸冲击防护技术进展[J]. 兵工学报, 2015, 36(1): 392-398.
  DU Jianye, DU Zhipeng, LI Ying, et al. The progress of naval ship explosion protection technology [J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(1): 392-398. (in Chinese)
- [3] BALANDIN D, BOLONTNIK N, PILKEY W, et al. Optimal protection from impact, shock and vibration[J]. Applied Mechanics Reviews, 2001, 54(5): 367-369.
- [4] 黄映云,何琳,谭波,等.橡胶隔振器冲击刚度特性试验研究[J].振动与冲击,2006,25(1):77-78.
  HUANG Yingyun, HE Lin, TAN Bo, et al. Experimental research on the shock characteristics of rubber isolations [J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(1):77-78. (in Chinese)

- [5] STEWART D. A platform with six degrees of freedom[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(15): 371-386.
- [6] KAMESH D, PANDIYAN R, ASHITAVA G. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(6): 1310-1330.
- [7] 刘丽坤,郑钢铁,黄文虎.整星被动多杆隔振平台研究
  [J].应用力学学报,2005,22(3):329-334.
  LIU Likun, ZHENG Gangtie, HUANG Wenhu. Multistrut platform for passive whole spaceraft vibration isolation[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2005, 22(3): 329-334. (in Chinese)
- [8] CHI W, CAO D, WANG D, et al. Design and experimental study of a VCM-based stewart parallel mechanism used for active vibration isolation [J]. Energies, 2015, 8(8): 8001-8019.
- [9] 王旭,张嵘.惯性导航系统并联缓冲器动力学分析与 仿真[J].中国惯性技术学报,2013,21(5):562-564.
  WANG Xu, ZHANG Rong. Dynamical analysis and simulation of parallel bumper for INS [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2013, 21(5): 562-564. (in Chinese)
- [10] ZHOU N, LIU K. A Tunable high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 32(9): 1254-1273.
- [11] 张春辉,汪玉,温肇东.被动式Stewart隔冲平台的刚度 特性[J].振动、测试与诊断,2015,35(2):389-395. ZHANG Chunhui, WANG Yu, WEN Zhaodong. Research on stiffness characteristics of a passive stewart shock isolation platform[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2):389-395. (in Chinese)
- [12] 黄真,刘婧芳,李艳文.论机构自由度[M].北京:科 学出版社,2011:87-95.
- [13] 姜涛,王伟力,黄雪峰,等.舰艇抗冲击设计中正负三 角波冲击谱分析与应用[J].海军航空工程学院报, 2010,25(2):145-148.
  JIANG Tao, WANG Weili, HUANG Xuefeng, et al. Analysis and application of SRS from plus-minus triangular wave in marine equipment shock-resistant [J]. Journal of Naval Aeronautical and Astronautical Univer-

sity, 2010, 25(2): 145-148. (in Chinese)



**第一作者简介**:刘慧珍,女,1993年10月 生,硕士生。主要研究方向为设备抗冲 击及冲击防护。 E-mail:LiuHZ1304@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.019

## 基于改进同步提取 GST 的结构瞬时频率识别\*

王航航1, 张 健2, 袁平平1, 任伟新3

(1.江苏科技大学土木工程与建筑学院 镇江,212100)
(2.江苏科技大学船舶与海洋工程学院 镇江,212100)
(3.深圳大学土木与交通工程学院 深圳,518061)

摘要 为了提高结构振动响应信号时频分析及瞬时参数识别的精度,对广义S变换(generalized S-transform,简称 GST)进行改进,结合同步提取算法,提出了一种新形式的同步提取广义S变换。利用单自由度 Duffing 非线性系统 和两层剪切框架结构模型的数值算例验证了该方法的正确性。设计时变拉索试验,分别采集结构在线性和正弦拉 力变化下的加速度响应信号,利用改进同步提取广义S变换对信号进行瞬时频率识别,进一步验证了该方法的准确 性。数值模拟和试验结果表明,该方法能有效识别非线性结构和时变结构的瞬时频率,具有较好的稳定性。

关键词 时变信号;瞬时频率;改进同步提取广义S变换;参数优化;时频分析 中图分类号 TN911.6;TU311.3

## 引 言

在实际工程中,由于结构的质量、刚度和阻尼等 参数随着时间变化,所以其响应一般为非平稳信 号<sup>[1]</sup>。时频分析技术能较好地描述时间和频率之间 的变化关系,是处理非平稳信号的有效方法。但是, 经典的时频分析技术有其固有的缺点,例如:短时傅 里叶变换<sup>[2]</sup>(short-time Fourier transform,简称ST-FT)由于每个窗函数的宽度均不变,导致其在分析 非平稳信号时的能力较差; Wigner-Ville 分布<sup>[3]</sup> (Wigner-Ville distribution,简称WVD)在处理多分 量信号时受到了交叉项的影响,频率波峰会产生虚 假频率;对于非平稳信号,连续小波变换<sup>[4]</sup>(continuous wavelet transform,简称CWT)在跟踪瞬时频率 时会产生模糊的时频脊线。理想的时频脊线的能量 更集中,没有交叉干扰项影响,可读性强<sup>[5]</sup>。Stockwell等<sup>[6]</sup>结合STFT和CWT的优点,提出了S变换 (S-transform,简称ST),由于ST的窗函数固定不 变,导致在实际应用中受到限制。文献[7-10]对其 进行改进,提出了广义S变换。文献[8,10]对GST 的窗函数进行改进,通过能量最大集中原理给出了 GST 窗函数的参数优化算法。Daubechies等<sup>[11]</sup>提 出同步挤压小波变换(synchro squeezed wavelet

transform,简称SSWT),该方法能提高时频能量的 集中度,并能进行信号重构,但时频分辨率较低。 Chen等<sup>[12]</sup>将GST和同步挤压变换(synchro squeeze transform,简称SST)相结合,提出了同步挤压广义S 变换(synchro squeezing generalized S-transform,简称 SSGST)。Yu等<sup>[13]</sup>提出了同步提取变换(synchro extracting transform,简称SET)。文献[14]对其不 断改进,使SET时频分辨率显著提高。康佳星<sup>[15]</sup>将 GST和SET相结合,提出了同步提取广义S变换 (synchro extracting generalized S-transform,简称 SEGST),但没有给出窗函数的参数优化算法。

笔者对GST的窗函数进行了改进,根据能量集 中度(concentration measure,简称CM)选取窗函数 的参数。结合SET,提出了一种新的改进同步提取 广义S变换(improved synchro extracting generalized S-transform,简称ISEGST)。在数值模拟方面,对 Duffing 非线性结构和两层剪切框架结构模型的瞬 时频率进行识别。在试验方面,设计拉索时变试验, 对拉力线性变化和余弦变化时拉索的加速度响应信 号进行瞬时频率识别。将ISEGST识别的频率与 SST,SET识别的频率以及理论频率进行对比分 析,来验证提出方法的有效性。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51979130);江苏省自然科学基金资助项目(BK20191460);江苏省高等学校自然科学研究基金资助项目(20KJB560016) 收稿日期:2020-07-01;修回日期:2020-07-27

## 1 理论基础

#### 1.1 ST及其改进

ST是STFT和CWT结合起来的一种时频分 析方法,其特点是引入了宽度和频率成反比的高斯 窗<sup>[6]</sup>,表达式为

$$S(\tau, f) = \frac{\left|f\right|}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} \left[x(t) e^{\frac{-(t-\tau)^2 f^2}{2}}\right] e^{-i2\pi f t} dt \quad (1)$$

其中: $S(\tau, f)$ 为ST;x(t)为原始信号。

当对 $S(\tau, f)$ 的 $\tau$ 进行积分,得到信号的傅里叶变换,即

$$\int_{-\infty}^{+\infty} S(\tau, f) d\tau =$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \left[ \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|f|}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-(t-\tau)^2 f^2}{2}} d\tau \right] e^{-i2\pi f t} dt =$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi f t} dt = X(f)$$
(2)

ST可看作是对信号x(t)的傅里叶谱的变换

$$S(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ H(\alpha + f) e^{\frac{-2\pi^2 \alpha^2}{f^2}} \right] e^{i2\pi\alpha\tau} d\alpha \qquad (3)$$
$$H(\alpha + f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi(f+\alpha)t} dt \qquad (4)$$

$$H(\alpha + f) = \int_{-\infty} x(t) e^{-i2\pi(f+\alpha)t} dt \qquad (4)$$

其中: $H(\alpha+f)$ 为信号x(t)的傅里叶谱。

g(t, f)对应的频域表达式为

$$G(\alpha, f) = e^{\frac{-2\pi^2 \alpha^2}{f^2}}$$
(5)

ST具有完全可逆性,其逆变换为

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ \int_{-\infty}^{+\infty} S(\tau, f) d\tau \right] e^{i2\pi f \tau} df \qquad (6)$$

在 ST 中 , 令  $\sigma(f) = 1/\lambda |f|^{\rho}$ , 则 GST 表示为

$$GST(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ x(t) \frac{\lambda |f|^{p}}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-\lambda^{2} f^{2p}(t-\tau)^{2}}{2}} \right] e^{-i2\pi f t} dt \quad (7)$$
  
文献[8,10]分别令  $\sigma(f) = \frac{m f^{p} + k}{f^{r}}$ 和  $\sigma(f) =$ 

 $\frac{m}{p+f^{r}}$ 来改进窗函数,但上述方法只能通过 $f^{\rho}$ 或 $f^{r}$ 描述 $\sigma(f)$ ,未涉及到各阶次。基于上述原因,令  $\sigma(f)=1/m(f+p)^{r}$ ,该方法可以通过  $\{f^{r},f^{r-1},f^{r-2},\dots,f,f^{0}\}$ 对 $\sigma(f)$ 进行描述。g(t)可 表示为

$$g(t) = \frac{m(f+p)^{r}}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-m^{2}(f+p)^{2r}t^{2}}{2}}$$
(8)

将改进后的窗函数代入ST,得到改进广义S变

换(improved generalized S-transform,简称 IGST)的 表达式为

$$IGST(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ x(t) \frac{m(f+p)^{r}}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-m^{2}(f+p)^{2r}(t-\tau)^{2}}{2}} \right] e^{-i2\pi f t} dt \qquad (9)$$

其中:m,p,r为调节因子,用来调解窗函数的大小。

当m=1, p=0, r=1时, IGST 为传统的ST。 在改进的窗函数中,g(t, f)对应的频域表达式为

$$G(\alpha, f) = e^{\frac{-2\pi^2 a^2}{m^2(f+p)^{2r}}}$$
(10)

IGST在频域的表达式为

$$\operatorname{IGST}(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ H(\alpha + f) e^{\frac{-2\pi^2 \alpha^2}{m^2 (f+p)^{2r}}} \right] e^{i2\pi a\tau} d\alpha (11)$$

#### 1.2 同步提取算法

根据 SET 原理<sup>[13]</sup>,只需保留时频脊线附近的能量,剔除其余发散能量,则 ISEGST 为

ISEGST( $\tau$ , f) = IGST( $\tau$ , f) •  $\delta(f - \omega_i(t, f))$  (12) 其中: $\delta$ 为同步提取算子。

$$\delta(f - \omega_i(t, f)) = \begin{cases} 1 & (f = \omega_i(t, f)) \\ 0 & (f \neq \omega_i(t, f)) \end{cases}$$
(13)

由式(13)可知,需要利用 IGST( $\tau$ , f)来计算 每一时频系数对应的瞬时频率<sup>[12]</sup> $\omega_i(t, f)$ 

$$\omega_{i}(\tau, f) = \begin{cases} f + \frac{\mathrm{i}\partial_{\tau}\mathrm{IGST}(\tau, f)}{2\pi\mathrm{IGST}(\tau, f)} & (|\mathrm{IGST}(\tau, f)| > 0) \\ \infty & (|\mathrm{IGST}(\tau, f)| = 0) \end{cases}$$
(14)

由式 (14) 可得

$$f - \omega_i(t, f) = -\frac{\mathrm{i}\partial_\tau \mathrm{IGST}(\tau, f)}{2\pi \mathrm{IGST}(\tau, f)}$$
(15)

其中:

$$\partial_{\tau} \text{IGST}(\tau, f) = \frac{\partial \text{IGST}(\tau, f)}{\partial \tau} = i2\pi \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ X(\alpha + f) \alpha e^{\frac{-2\pi^{2}\alpha^{2}}{m^{2}(f+p)^{2r}}} \right] e^{i2\pi\alpha \tau} d\alpha \qquad (16)$$

考虑到实际情况的计算误差,同步提取算子δ 的计算式为

$$\delta(f - \omega_{i}(t, f)) = \begin{cases} 1 & \left( \left| \operatorname{Re}\left(-\frac{i\partial_{\tau}\operatorname{IGST}(\tau, f)}{2\pi\operatorname{IGST}(\tau, f)}\right) \right| < \frac{\Delta f}{2} \right) \\ 0 & \left( \left| \operatorname{Re}\left(-\frac{i\partial_{\tau}\operatorname{IGST}(\tau, f)}{2\pi\operatorname{IGST}(\tau, f)}\right) \right| \ge \frac{\Delta f}{2} \right) \end{cases}$$
(17)  
ISEGST 的计算式为

 $ISEGST(\tau, f) =$ 

$$\begin{cases} \operatorname{IGST}(\tau, f) \left( \left| \operatorname{Re}\left(-\frac{\mathrm{i}\partial_{\tau}\operatorname{IGST}(\tau, f)}{2\pi\operatorname{IGST}(\tau, f)}\right) \right| < \frac{\Delta f}{2} \right) \\ 0 \qquad \left( \left| \operatorname{Re}\left(-\frac{\mathrm{i}\partial_{\tau}\operatorname{IGST}(\tau, f)}{2\pi\operatorname{IGST}(\tau, f)}\right) \right| \ge \frac{\Delta f}{2} \right) \end{cases}$$
(18)

其中: $\Delta f = f_i - f_{i-1}$ ,表示频率间隔,本研究中频率间隔为1。

由于ISEGST的计算结果是基于IGST的,所以 计算结果也取决于IGST的时频聚集性是否理想。

### 2 数值模拟

#### 2.1 自由振动下的非线性结构

为了研究该方法在分析非平稳信号时的能力, 采用经典的单自由度Duffing方程来模拟非线性结构的振动

$$\ddot{x} + 0.04\dot{x} + x + 0.01x^{3} = 0 \tag{19}$$

初始条件 $x_0 = 10$ ,  $\dot{x} = 0$ , 采用 Runge-Kutta法 求得结构位移响应, 时长t = 150 s, 间隔 $\Delta t = 0.1$  s。 Duffing 系统的位移响应如图1所示。



图 1 Duffing 系统的位移响应 Fig.1 Displacement response of Duffing system

在 IGST 中,通过优化算法得到 m=3, p= 2.163, r=0.619。图 2为 Duffing 系统位移响应的时频图。该信号的瞬时频率在振动的初始阶段由 0.21 Hz 逐渐下降,最后趋于水平,稳定在 0.16 Hz。这说明在初始阶段由于结构的位移大、能量高、非线性程度强,故频率变化较快。随着结构响应的减弱,频率和能量也随之减弱,导致时频图的能量脊线开始弱化。SST,SET 和 ISEGST 的变化趋势基本一致,但 SST 在结构振动初始阶段出现了毛刺。

通过极值法提取瞬时频率如图3所示。可以看出,SET和ISEGST在端点处频率的识别存在一定差异,但与理论值较为接近,而SST的毛刺现象较为严重,不能有效识别其频率。整体而言,SET和ISEGST的处理结果更为理想。



图 2 Duffing 系统位移响应的时频图

Fig.2 Time-frequency diagram of displacement reponse of Duffing system



图 3 Duffing 系统位移响应的瞬时频率

Fig.3 Instantaneous frequency of displacement reponse of Duffing system

#### 2.2 强迫振动下两层框架剪切模型

为了验证该方法对多自由度体系频率识别的可 行性,采用如图4所示的两层剪切框架结构进行验 证。表1为该结构的具体参数。



图 4 两层剪切框架结构 Fig.4 Two-layer shear frame structure

## 表1 两层剪切框架结构具体参数

 Tab.1
 Parameters of two-layer shear frame struure

层号 质量/kg		阻尼系数/	初始刚度/
第1层	$2.75 \times 10^{5}$	$(KIN \cdot S \cdot III)$ 5.58×10 <sup>2</sup>	$(KIN \bullet III)$ 2.5×10 <sup>5</sup>
第2层	$1.63 \times 10^{5}$	$1.65 \times 10^{2}$	$1.25 \times 10^{5}$

(20)

相应的运动微分方程为

 $\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = f_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = f_2 \end{cases}$ 

其中:刚度满足以下条件,即

 $k_1 =$ 

$$k_{2} = \begin{cases} 2.5 \times 10^{5} & (0 \leq t < 4) \\ [2.5 - 0.06(t - 4) - 0.1 \sin \left[\frac{\pi}{2}(t - 4)\right] \right] 10^{5} \\ (4 \leq t < 16) \\ 1.78 \times 10^{5} & (16 \leq t < 30) \\ [1.25 \times 10^{5} & (0 \leq t < 4) \\ [1.25 - 0.15(t - 4)] 10^{5} & (4 \leq t < 8) \\ 0.65 \times 10^{5} & (8 \leq t < 30) \end{cases}$$

采用1940年EL-Centro地震波和对该框架结构 进行激励,并用Runge-Kutta法求得结构的位移、速 度及加速度响应。其中,采样频率为50Hz,采样时 间为30s。第1层结构位移响应如图5所示。对第1 层结构位移进行时频分析,通过优化算法得到 IGST的参数为m=3,p=2.144, r=0.6258。图6 为EL-Centro地震波激励下的时频图。图7为EL-Centro地震波激励下的频率识别结果。

通过对比发现:SST,SET和ISEGST的时频分





Fig.5 Displacement response of the first layer under EL-Centro earthquake







图 7 EL-Centro 地震波激励下的频率识别结果

Fig.7 Frequency identification result under EL-Centro earthquake

析结果与理论频率基本保持一致;通过极值法对 SST,SET和ISEGST进行脊线提取,可以看出SST 的毛刺效应明显,SET和ISEGST的结果更为光滑; 在时频图的端点处,ISEGST的处理结果更为理想。 综上所述,ISEGST能够对刚度变化的结构进行较为 准确的频率识别,是一种可行的时频分析方法。

### 3 试 验

为了验证 ISEGST 算法在实际结构中频率识别的准确性,设计了一个刚度随时间变化的拉索结构进行试验验证<sup>[16]</sup>。该结构一端固定在反力架上,另一端施加拉力,在拉索中间安装加速度传感器,采样频率为 600 Hz。在试验过程中用冲击锤敲击拉索并采集数据。拉索是长度L = 4.55 m的钢绞线,规格为 7 $\Phi$ 5, 弹性模量 $E = 1.95 \times 10^5$  MPa, 截面面积 $A = 1.374 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>。试验通过改变施加在钢索上的拉力进而改变结构的刚度,试验前会对拉索施加预拉力。

为了近似得到理论频率的曲线,首先,测出各恒 定拉力作用下结构的振动响应,通过峰值法求解各 拉力作用下的基频,得到拉力与基频之间的关系;然 后,根据时间、拉力、基频的对应关系,通过三次样条 插值法拟合出时间与基频的近似关系曲线,即理论 频率脊线。试验分别施加随时间线性变化和正弦变 换的2种拉力,采集时变结构的振动响应,利用 SST,SET和ISEGST这3种方法进行对比分析,并 与得到的理论结果进行对比,以验证ISEGST在结 构瞬时频率识别时的准确性。图8为试验设计图。 图9为拉索试验装置图。

L=4.55 m

图 8 试验设计图 Fig.8 Test design



图 9 拉索试验装置 Fig.9 Cable test device

#### 3.1 拉力随时间线性变化

在拉索上施加线性变化的拉力,起始拉力为 20 kN,增加速度为1.67 kN/s,同时用冲击锤锤击拉 索,采集加速度信号,采集时间为6 s。实测线性变 化的拉力如图10 所示,其加速度响应如图11 所示。

在IGST中,通过优化算法得到*m*=2.9015,*p*=2.2723,*r*=0.4751。图12为拉力线性变化的时频图。在试验初始阶段,由于振幅大,能量脊线明显,到后期信号衰弱,信号的幅值变小,信噪比减小,能量脊线会减弱。通过图12(a)看出,SST在端点处的识别效果较差;对比图12(b),(c)发现,SET和ISEGST识别效果差别不大,能够达到时频分析的效果。

图13为拉力线性变化的频率识别结果。可以看









图 13 拉力线性变化的频率识别结果

Fig.13 Frequency identification result under linear change of tension

出,SST在端点处的频率识别有毛刺现象,识别效果 不如SET和ISEGST,而ISEGST和SET的提取结 果与理论值更为接近。试验结果表明,ISEGST的提 取结果与理论值基本保持一致,且与其他时频分析结 果相差不大,可用于拉力线性变化结构的频率识别。

#### 3.2 拉力随时间正弦变化

对拉索施加正弦变化的拉力,误差为±4 kN, 并用冲击锤锤击拉索,测得正弦变化的拉力如图14 所示,其加速度响应曲线如图15所示。

采用同样的方法进行时频分析,在IGST中,通 过优化算法得到 m=2.7478, p=2.0442, r= 0.5202。图16为拉力正弦变化的时频图。拉力正



Fig.16 Time-frequency diagram under sinusoidal change of tension

弦变化的频率识别结果如图 17 所示。可见, IS-EGST, SET和SST的结果与理论结果基本保持一 致,能有效识别拉力正弦变化结果的频率,但IS-EGST的识别结果波动更小, 平滑性更高。



图 17 拉力正弦变化的频率识别结果

Fig.17 Frequency identification result under sinusoidal change of tension

## 4 结 论

1)结合能量集中度,所提出方法可通过参数优 化算法直接得到 IGST 中窗函数的参数,计算效率 显著提高。

2) ISEGST 兼顾了 GST 和 SET 的优势,提高 了时频能量的聚集性,识别出的时频曲线更加清 晰。数值模拟和试验结果表明,该方法能有效识别 非线性结构和时变结构的瞬时频率,是一种可行的 时频分析方法。

#### 参考文献

- [1] 刘景良,郑锦仰,郑文婷,等.基于改进同步挤压小波 变换识别信号瞬时频率[J].振动、测试与诊断,2017, 37(4):814-821.
  LIU Jingliang, ZHENG Jinyang, ZHENG Wenting, et al. Instantaneous frequency identification based on improved synchrosqueezing wavelet transform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 814-821. (in Chinese)
  [2] ZHU X, ZHANG Z, GAO J, et al. Two robust
- [2] ZHU X, ZHANG Z, GAO J, et al. Two robust approaches to multicomponent signal reconstruction from STFT ridges[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 720-735.
- [3] DJUROVIC I, STANKOVIC L. An algorithm for the Wigner distribution based instantaneous frequency estimation in a high noise environment [J]. Signal Processing, 2004, 84(3): 631-643.
- [4] YANG Y, PENG Z, ZHANG W, et al. Parameterised time-frequency analysis methods and their engineering applications: a review of recent advances [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 119: 182-221.
- [5] ZHU X, ZHANG Z, GAO J, et al. Synchroextracting

chirplet transform for accurate IF estimate and perfect signal reconstruction [J]. Digital Signal Processing, 2019, 93: 172-186.

- [6] STOCKWELL R G, MANSINHA L, LOWE R. Localization of the complex spectrum: the S-transform[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1996, 44(4): 998-1001.
- [7] LI D, CASTAGNA J, GOLOSHUBIN G. Investigation of generalized S-transform analysis windows for time-frequency analysis of seismic reflection data[J]. Geophysics, 2016, 81(3): V235-V247.
- [8] MOUKADEM A, BOUGUILA Z, OULD-ABDESLAM D, et al. A new optimized Stockwell transform applied on synthetic and real non-stationary signals [J]. Digital Signal Processing, 2015, 46: 226-238.
- [9] XUE W, ZHU J, RONG X, et al. The analysis of ground penetrating radar signal based on generalized S-transform with parameters optimization [J]. Journal of Applied Geophysics, 2017, 140: 75-83.
- [10] ZIDELMAL Z, HAMIL H, MOUKADEM A, et al. S-transform based on compact support kernel[J]. Digital Signal Processing, 2017, 62: 137-149.
- [11] DAUBECHIES I, LU J, WU H T. Synchrosqueezed wavelet transforms: an empirical mode decompositionlike tool [J]. Applied and Computational Harmonic Analysis, 2011, 30(2): 243-261.
- [12] CHEN H, LU L, XU D, et al. The synchrosqueezing algorithm based on generalized S-transform for highprecision time-frequency analysis[J]. Applied Sciences, 2017, 7(8): 769.
- [13] YU G, YU M, XU C. Synchroextracting transform[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(10): 8042-8054.
- [14] CHEN P, WANG K, ZUO M J, et al. An ameliorated synchroextracting transform based on upgraded local instantaneous frequency approximation[J]. Measurement, 2019, 148: 106953.
- [15] 康佳星.同步提取变换算法的改进研究及其在地震信号 分析中的应用[D].成都:成都理工大学,2018.
- [16] WANG C, REN W X, WANG Z C, et al. Instantaneous frequency identification of time-varying structures by continuous wavelet transform [J]. Engineering Structures, 2013, 52: 17-25.



第一作者简介:王航航,男,1994年4月 生,硕士生。主要研究方向为结构参数 识别。

E-mail:justwanghh@163.com

通信作者简介:袁平平,男,1989年3月 生,博士、讲师。主要研究方向为结构参 数识别及模型修正。

E-mail:yuanpingping@just.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.020

## 基于稀疏表示以及图谱理论的故障诊断方法

刘新厂<sup>1</sup>, 林建辉<sup>2</sup>, 陈春俊<sup>2,3</sup>, 孙 琦<sup>2</sup>
 (1.成都工业学院汽车与交通学院 成都,644000)
 (2.西南交通大学机械工程学院 成都,610031)
 (3.轨道交通运维技术与装备四川省重点试验室 成都,610031)

摘要 针对图傅里叶变换(graph Fourier transform,简称GFT)方法在提取轮对轴承故障特征信号的过程中,将信号 中包含的部分噪声成分提取出来,从而对故障诊断结果产生影响这一问题,提出了一种基于稀疏表示以及图谱理论 相结合的轮对轴承故障诊断方法。首先,根据具有局部损伤的滚动轴承振动信号特点构造合适的过完备字典库;其 次,采用正交匹配追踪法求解系数实现对振动信号的稀疏表示;最后,通过图傅里叶变换方法将信号中含有的冲击 分量集中到图谱域的高阶区域,从而对轮对轴承故障进行诊断。通过仿真数据以及试验数据处理结果,对提出方法 的有效性进行了验证。

关键词 轮对轴承;稀疏表示;图傅里叶变换;故障诊断 中图分类号 TH133

## 引 言

为了保证列车的正常行驶,需要对轮对轴承故 障进行检测与诊断[12]。文献[3]采用傅里叶变换 方法对振动信号进行频谱分析,但实际采集到的振 动信号大多为非平稳信号。文献[4]采用小波变换 以及改进的小波变换方法对非平稳信号进行分析, 取得了一定成果。由于小波变换及其改进算法在 分析非平稳信号时,太过依赖母小波的选取,故文 献[5]提出了经验模态分解(empirical mode decomposition,简称EMD),该方法在旋转机械故障诊断 中取到了很好的结果<sup>[6]</sup>。Liu等<sup>[7]</sup>基于EMD和最 小二乘支持向量机(least squares support vector machines,简称LS-SVM),实现了对轴承故障的检测。 为了解决 EMD 过程中存在的缺陷,学者们对其进 行改进,提出了集合经验模态分解(ensemble empirical mode decomposition, 简称 EEMD) 算法<sup>[8]</sup>、互补 集合经验模态分解(complementary ensemble empirical mode decomposition,简称CEEMD)<sup>[9]</sup>以及自适应 白噪声的完整经验模态分解 (complementary ensemble empirical mode decomposition with adaptive noise,简称CEEMDAN)<sup>[10]</sup>。

对非平稳信号进行分析的算法包括:局部均值

分解(local mean decomposition,简称LMD)<sup>[11]</sup>、经验 小波变换(empirical wavelet transform,简称EWT)<sup>[12]</sup> 和变分模态分解(variational mode decomposition, 简称 VMD)<sup>[13]</sup>算法。Cheng 等<sup>[14]</sup>运用 LMD 方法进 行旋转机械故障诊断。Liu等<sup>[15]</sup>将局部均值分解与 多尺度熵算法相结合进行轴承故障诊断。EMD, EEMD,LMD采用数据驱动的方法进行信号分析, 没有考虑故障特征的具体形式。EWT通过建立自 适应小波基对信号进行分解,增加了信号中故障特 征的匹配能力。Cao 等<sup>[16]</sup>应用 EWT 对轮对轴承故 障进行诊断。Pan等<sup>[17]</sup>提出了一种基于EWT的经 验小波变换算法。VMD较好地解决了EMD过程 中产生的模态混叠以及误分类问题<sup>[18]</sup>。Zhang等<sup>[19]</sup> 采用VMD方法对轴承故障进行检测。但是,当背 景噪声过大时,不能获得准确的模态分解层数,从而 导致信号的丢失以及过分解问题。

图谱理论在流形学习以及图信号处理领域取得 了巨大进展<sup>[20]</sup>。Ou等<sup>[21]</sup>利用GFT方法提取旋转轴 承振动信号中的冲击成分,实现了轴承故障检测。 但是,当信号中含有较强的噪声时,经GFT提取到 的冲击成分受到噪声影响,影响分析结果。目前,稀 疏表示算法在图像处理<sup>[22]</sup>、语音识别<sup>[23]</sup>以及压缩感

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51975487);轨道交通运维技术与装备四川省重点实验室开放基金资助项目 (2020YW003,2019YW003);成都工业学院引进人才科研启动项目(2021RC003) 收稿日期:2020-07-11;修回日期:2020-11-04

知<sup>[24]</sup>方面取得了巨大进展,一些学者开始将稀疏表示算法应用到信号去噪问题上<sup>[25]</sup>。基于以上原因, 笔者提出了一种基于稀疏表示以及图谱理论相结合 的轮对轴承故障诊断方法。

## 1 GFT 以及稀疏表示理论

#### 1.1 稀疏表示理论

Mallet 等<sup>[26]</sup>提出信号稀疏表示理论,其基本思 想是从过完备字典库中选取一定数量的原子对信 号进行重组,从而得到信号更为简洁的表达方式。 该方法广泛应用于信号的压缩和编码。其基本原 理为:任意向量  $x \in R^n$ 都可以表示为 $x = D\alpha$ ,其中:  $D \in R^{n \times q}$ ,为字典矩阵; $\alpha \in R^n$ ,为稀疏系数向量<sup>[27]</sup>。

稀疏系数向量α的优化求解方程为

$$\min_{\alpha} \|\boldsymbol{\alpha}\|_{0} \text{ subject to } \|\boldsymbol{x} - \boldsymbol{D}\boldsymbol{\alpha}\|_{2}^{2} \leq \epsilon \quad (1)$$

其中:||•||表示 *l*<sub>0</sub>范数;ε≥0,为近似稀疏的容差。 1.1.1 字典的构建

笔者对具有局部损伤的滚动轴承信号进行分析,过完备稀疏字典的原子用单自由度二阶系统单位脉冲响应函数来描述。字典原子 $d_y \in R^n(y=1,2, \dots, q)$ ,为字典D中的任意一列,其表达式为

$$d_{y}(t) = \exp\left[\frac{-2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^{2}}} f_{d}(t-\tau)\right] \sin\left[2\pi f_{d}(t-\tau)\right]$$

$$(t \ge \tau)$$
(2)

其中:*f*<sub>a</sub>为轴承和传感器系统的固有阻尼频率; ζ为 系统的阻尼比; τ 为冲击响应产生时刻。

1.1.2 稀疏系数的求解

本研究稀疏系数求解算法采用的是正交匹配 追踪算法。假设采集到的信号为y,信号稀疏度为 K,重构后的原子集合为 $\boldsymbol{\Phi}$ ,稀疏系数向量 $\alpha$ 的K阶 近似结果为 $\hat{\alpha}$ ,残差为r,索引集 $\Lambda$ 用来存储残差和 字典矩阵原子集中最大值对应的角标,初始残差  $r_0 = y$ ,索引集 $\Lambda_0 = \emptyset$ ,初始i = 1。稀疏系数求解过 程如下。

1) 找出残差 **r**<sub>i-1</sub>和字典矩阵原子 **d**<sub>i</sub>集中最大值 对应的角标λ的求解公式为

$$\lambda_{i} = \arg \max_{j=1,2,\dots,N} \left| \left\langle \boldsymbol{r}_{i-1}, \boldsymbol{d}_{j} \right\rangle \right| \tag{3}$$

2) 更新索引集 $\Lambda_i = \Lambda_{i-1} \cup \lambda_i$ ,重构后的原子集合  $\boldsymbol{\Phi}_i = [\boldsymbol{\Phi}_{i-1}, d_{\lambda_i}];$ 

3)由最小二乘法得到稀疏系数向量α的K阶 近似结果,计算公式为

$$\hat{\boldsymbol{\alpha}} = \arg\min \left\| \boldsymbol{y} - \boldsymbol{\Phi}_i \hat{\boldsymbol{\alpha}} \right\|_2 \tag{4}$$

4) 通过式(5)更新残差r<sub>i</sub>

$$\boldsymbol{r}_i = \boldsymbol{y} - \boldsymbol{\Phi}_i \hat{\boldsymbol{\alpha}} \qquad (i = i+1) \tag{5}$$

5) 判断是否满足 *i* >K,如果满足,则停止迭代;否则重复上述过程。

#### 1.2 图傅里叶变换理论

时间序列信号可运用路图信号  $G = \{V, E, W\}$ 进行表示。 $V = \{v_1, v_2, v_3, \dots, v_N\}$ ,为顶点的集合; N为振动信号个数; $E = \{e_1, e_2, e_3, \dots, e_N\}$ ,为边的集 合;顶点间的关系可通过一个邻接矩阵 W表示。  $w_{ij}$ 为邻接矩阵中第*i*行、第*j*列的元素,计算公 式<sup>[21]</sup>为

$$w_{ij} = \left\| v_i - v_j \right\| \tag{6}$$

图傅里叶变换理论的变换过程如下。

1)将采集到的机械振动信号用路图信号*G*进行表达,求解出参数*V*,*E*和*W*。

2) 求解拉普拉斯矩阵L,其计算公式为

$$L = D - W \tag{7}$$

其中:D为度对角矩阵;d<sub>i</sub>为顶点的度数。

拉普拉斯矩阵计算公式为

$$d_i = \sum_{j=1, j \neq i}^N w_{ij} \tag{8}$$

3)为了求解拉普拉斯特征值λ,以及特征向量 *x*<sub>1</sub>,需要对*L*进行标准正交分解,计算公式为

 $Lx_{l} = \lambda_{l}x_{l}$  (l = 0, 1, ..., N - 1) (9)

4) 图信号为一个向量,定义为 $f(n) \in \mathbb{R}^n$ ; V ={ $v_1, v_2, \dots, v_N$ }→ $\mathbb{R}^n(f(1), f(2), \dots, f(N))$ 。 $\hat{f}(l)$ 表示图信号f(n)的图傅里叶变换,表达式为

$$\hat{f}(\lambda_{l}) = \langle f, x_{l} \rangle = \sum_{n=1}^{N} x_{l}(n) * f(n)$$

$$(l=0, 1, \cdots, N-1)$$
 (10)

均方根为0.3的高斯白噪声的时域图和GFT 图谱如图1所示。从图1(b)可以看出,高斯白噪 声具有高频聚集性。可见,振动信号中的冲击成 分经GFT处理后,集中在图谱域的高阶次区域。 但是,高斯白噪声信号经过GFT之后,也会有很 多成分集中在图谱域的高阶区域,所以当信号中 含有较强的噪声时,经GFT提取到的冲击成分会 受到噪声的影响。基于以上原因,笔者将图谱理 论以及稀疏表示方法相结合对轮对轴承故障进行 诊断。


noise with root mean square of 0.3

# 2 轴承故障诊断流程

运用稀疏表示法对具有局部损伤的轮对轴承振 动信号进行重构,采用GFT方法对信号进行处理, 将信号中的脉冲分量集中在GFT图谱的高阶区域。 通过对脉冲分量进行分析,获得故障频率,从而实现 对轮对轴承的故障诊断。轴承故障诊断流程如下。

 构造一个过完整字典。根据采集信号的特点,构造一个合适的过完备字典。本研究中过完备 字典的字典原子如式(2)所示。

 2)稀疏系数求解。本研究中稀疏系数采用正 交匹配追踪法求解。

3)提取信号中的脉冲分量。利用GFT方法得 到信号的图谱系数,利用图谱系数在GFT图谱的高 阶区域重建不同的脉冲分量。

4)基于这些脉冲分量对轮对故障进行诊断。 计算脉冲分量的希尔伯特包络谱,获得包络谱值最 大的脉冲分量。对冲击分量进行分析,检测出滚动 轴承的故障频率,实现轴承故障诊断。

## 3 仿 真

运用笔者提出的方法对仿真信号进行分析。仿 真信号 s(t)为

$$s(t) = h(t) + x(t) + n(t)$$
 (11)

其中:x(t)为谐波信号;n(t)为随机噪声信号。

文献[28]指出,具有局部故障的旋转轴承冲击 信号 h(t)通过求解得到

$$h(t) = \sum_{m=0}^{M-1} B_m \exp\left[-\beta(t-mT)\right] \times \cos\left[2\pi f_{\rm re}(t-mT)\right] u(t-mT)$$
(12)

其中: $m=0,1,\dots,M-1$ ,为脉冲信号中含有脉冲的 个数; $B_m$ 为第m个脉冲的幅值;T为脉冲时间间隔; $f_{re}$ 为共振频率; $\beta$ 为结构阻尼比;u(t)为单位阶跃函数。 谐波信号x(t)为

 $x(t) = 0.5 \sin(2\pi f_1 t) + 0.5 \sin(2\pi f_2 t)$  (13) 其中: $f_1 \pi f_2$ 为信号x(t)的谐波信号频率。

仿真过程中总的采样点数为2048,采样时间间 隔为1/4096,信号故障频率为 $f_c=1/T=50$  Hz。仿 真信号含有24个脉冲,每个脉冲幅值为0.6,脉冲时 间间隔为1/50,共振频率为420 Hz,结构阻尼比为 1200,谐波信号频率 $f_1 和 f_2 分别为200 和400$ 。图2 为仿真信号s(t)的时域图以及希尔伯特包络谱。可 以看到,信号x(t)中的谐波成分明显,但转子轴承的 冲击成分被淹没在噪声之中。





构造稀疏表示字典对信号进行信号重组。图3 为稀疏表征重构信号以及信号误差。



通过GFT算法对重构信号进行处理,得到图谱 系数的倒序排列。图4为信号的图傅里叶变换图。

GFT图谱中的前 k个特征向量重构可以获得 k 个冲击分量,本研究中 k=200。对 k个冲击分量分 别求解 Hilbert包络谱,得到 k个包络谱,并对故障特 征频率处的包络谱值依次排序。特征频率处包络谱 值的排序如图 5 所示。可以看出,当 k=81时,特征 频率处的包络谱值最大。

特征频率处的包络谱值最大时对应的冲击分量 为最终提取的故障冲击分量。图6为图傅里叶变换



Fig.4 Graph Fourier transform of signal



图5 特征频率处包络谱值的排序

Fig.5 Sequence diagram of envelope spectrum values at characteristic frequencies

后重构信号的时频图。从图 6(b)中的局部放大图 可以看到一个幅值为 0.030 89 的尖峰,此时频率值 恰好为故障特征频率,信噪比为 0.0111。

图7为本研究方法对仿真信号处理后得到的故

0.6 振幅/(m·s<sup>-2</sup>) 0.3 0 -0.3-0.60 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 t / s(a) 时域图 (a) Time domain diagram 0.07 0.06 0.04 振幅/(m・s<sup>-2</sup>) 0.05 E 0.02 0.04 0<sup>L</sup> 0 0.03 凹 20406080100 涱 0.02 f/Hz0.01 0 0 500 1 000 1 500 2 000 f/Hz(b)希尔伯特包络谱图 (b) Hilbert envelope spectrum



Fig.6 Time frequency diagram of reconstructed signal after Fourier transform

障冲击分量的时频图。对比图 6(a)、图 7(a)可以发现,用本研究方法得到的信号中含有的杂乱信号相 对较少。从图 7(b)中的局部放大图可以看到一个 幅值为 0.028 76 的尖峰,此时频率值恰好为故障特 征频率,信噪比为 0.007 3。



图 7 本研究方法对仿真信号处理后得到的故障冲击分 量的时频图



# 4 试 验

运用基于稀疏表示以及图谱理论的故障诊断方 法对轮对轴承试验台上获得的轴箱振动加速度数据 进行处理。轮对轴承试验台及传感器安装位置如 图 8 所示。轴箱轴承外圈人工缺陷如图 9 所示。 图 10 为轴箱振动加速度的时域图以及频谱图。



(a) 轮对轴承试验台
 (b) 轮对轴承试验台传感器
 (a) Wheel set bearing test bench
 (b) Wheel set bearing test bed sensor
 图 8 轮对轴承试验台及传感器安装位置

Fig.8 Wheel set bearing test bench and installation position diagram of sensor



图 9 轮对轴承外圈人工缺陷 Fig.9 Artificial defect of outer ring of wheel set bearing



Fig.10 Time domain and spectrum diagram of vibration acceleration of axle box

运用本研究方法对轴箱振动加速度信号进行处理。稀疏表征结果以及与原始信号误差如图 11 所示。



含有外圈故障的轴箱轴承故障频率 f<sub>BPFO</sub>为

$$f_{\rm BPFO} = \frac{N_{\rm b}}{2} \left( 1 - \frac{B_{\rm d}}{P_{\rm d}} \cos \phi \right) f_0 \tag{14}$$

其中: $N_{\rm b}$ 为轴承滚子个数; $P_{\rm d}$ 为节圆直径; $B_{\rm d}$ 为滚动体直径; $\phi$ 为接触角。

试验台所用轴承的滚子个数为19,滚子直径为26.9 mm,分度圆直径为180 mm,接触角为0.1571 rad。

重构信号的图傅里叶变换如图 12 所示。冲击 分量通过特征向量进行重构,得到的冲击分量个数 为 200。对 200个冲击分量分别求解 Hilbert 包络 谱,得到各自的包络谱。对故障特征频率处的包 络谱值依次排序。特征频率处包络谱值的排序如 图 13 所示。可以看到,当 k=116时,特征频率处的 包络谱值最大。





图 13 特征频率处包络谱值排序 Fig.13 Sorting diagram of envelope spectrum values at characteristic frequency

图 14为 k=116 时故障冲击信号的时频图。从图 14(b)中可以看到一个幅值为 0.125 2 的尖峰,尖峰对 应的频率为故障特征频率,此时的信噪比为 0.009 2。

图 15 为本研究方法对试验数据处理后得到的 故障冲击分量的时频图。对比图 14(a)、图 15(a)发现,用本研究方法得到的信号中含有的杂乱信号相 对较少。从图 15(b)中的局部放大图可以看到,在 故障特征频率处的信噪比为 0.008 1。通过对比发现,本研究方法可以凸显故障频率,并且提高故障冲 击分量的信噪比。



图 14 k=116 时故障冲击信号的时频图

Fig.14 Time frequency diagram of fault impulse signal when k=116



图 15 本研究方法对试验数据处理后得到的故障冲击分量 的时频图

Fig.15 The time-frequency diagram of the fault impact component obtained from the experimental data using the fault diagnosis method based on sparse representation and spectrum theory

# 5 结束语

采用稀疏表示重组信号,增强信号中的微弱故

障成分。对于冲击信号的高频聚集性,利用GFT方 法提取信号中的冲击信号成分。运用基于稀疏表示 以及图谱理论的故障诊断方法对仿真信号以及试验 台采集信号进行处理。可以看出,所提出方法能够 凸显故障信号并提高故障频率信号的信噪比。



- LI Z P, CHEN J L, ZI Y Y, et al. Independenceoriented VMD to identify fault feature for wheel set bearing fault diagnosis of high speed locomotive [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 512-529.
- [2] DING J M, ZHAO W T, MIAO B R, et al. Adaptive sparse representation based on circular-structure dictionary learning and its application in wheelsetbearing fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 111:399-422.
- [3] KANKAR P, SHARMA S, HARSHA S. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet transform[J]. Neurocomputing, 2011, 74: 1638-1645.
- [4] SUN H L, HE Z J, ZI Y Y, et al. Multiwavelet transform and its applications in mechanical fault diagnosis - a review FEB 3 [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 43(1/2): 1-24.
- [5] HUANG E, SHEN Z, LONG S, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis [J]. Proceedings of the Royal Society A, 1998, 454(1971): 903-995.
- [6] DYBAŁA J, ZIMROZ R. Rolling bearing diagnosing method based on empirical mode decomposition of machine vibration signal [J]. Applied Acoustics, 2014, 77: 195-203.
- [7] LIU X F, BO L, LUO H I. Bearing faults diagnostics based on hybrid LS-SVM and EMD method [J]. Measurement, 2015, 59: 145-166.
- [8] WU Z, HUANG E. Ensemble empirical mode decomposition: a noise-assisted data analysis method
   [J]. Advances in Adaptive Data Analysis, 2009, 1(1): 1-41.
- [9] YEH J, SHIEH J, HUANG E. Complementary ensemble empirical mode decomposition: a novel noise enhanced data analysis method [J]. Advances in Adaptive Data Analysis, 2010, 2(2): 135-156.
- [10] TORRES M, COLOMINAS M, SCHLOTTHAUER G, et al. A complete ensemble empirical mode decomposition with adaptive noise [C] //Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP), 2011 IEEE

International Conference. [S.l.]: IEEE, 2011: 4144-4147.

- [11] SMITH J. The local mean decomposition and its application to EEG perception data [J]. Journal of the Royal Society Interface, 2005, 2: 443-454.
- [12] GILLES J. Empirical wavelet transform [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2013, 61(16): 3999-4010.
- [13] DRAGOMIRETSKIY K, ZOSSO D. Variational mode decomposition [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2014, 62(3): 531-544.
- [14] CHENG J S, YANG Y, YANG Y. A rotating machinery fault diagnosis method based on local mean decomposition [J]. Digital Signal Processing, 2012, 22(2): 356-366.
- [15] LIU H H, HAN M H. A fault diagnosis method based on local mean decomposition and multi-scale entropy for roller bearings[J]. Mechanism Machine Theory, 2014, 75: 67-78.
- [16] CAO H R, FAN F, ZHOU K, et al. Wheel-bearing fault diagnosis of trains using empirical wavelet transform[J]. Measurement, 2016, 82: 439-449.
- [17] PAN J, CHEN J L, ZI Y Y, et al. Mono-component feature extraction for mechanical fault diagnosis using modified empirical wavelet transform via data-driven adaptive Fourier spectrum segment [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 72: 160-183.
- [18] MOHANTY S, GUPTA K, RAJU K. Comparative study between VMD and EMD in bearing fault diagnosis
  [C]//Industrial and Information Systems (ICIIS), 2014 9th International Conference. [S. l.]: IEEE, 2014: 1-6.
- [19] ZHANG S F, WANG Y X, HE S L, et al. Bearing fault diagnosis based on variational mode decomposition and total variation denoising [J]. Measurement Science and Technology, 2016, 27(7): 075101.
- [20] DONG X W, THANOU D, FROSSARD P, et al. Learning Laplacian matrix in smooth graph signal representations [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2016, 64(23): 6160-6173.
- [21] OU L, YU D J, YANG H J. A new rolling bearing fault diagnosis method based on GFT impulse component extraction [J]. Mechanical Systems and

Signal Processing, 2016, 81: 162-182.

- [22] DO M, VETTERLI M. The contourlet transform: an efficient directional multi-resolution image representation[J]. IEEE Transactions on Image Processing, 2005, 14(12): 2091-2106.
- [23] GEMMEKE J, VIRTANEN T, HURMALAINEN A. Exemplar-based sparse representations for noise robust automatic speech recognition [J]. IEEE Processing Audio Speech Language, 2011, 19 (7): 2067-2080.
- [24] CANDES E, ROMBERG J, TAO T. Robust uncertainty principles: exact signal reconstruction from highly incomplete frequency information [J]. IEEE Transactions on Information Theory, 2006, 52: 489-509.
- [25]付宇,殷逸冰,左洪福.一种基于稀疏分解的静电信 号去噪方法[J].航空动力学报,2018,33(11):2573-2582.
  FU Yu, YIN Yibing, ZUO Hongfu. Denoising method for electrostatic digital based on sparse decomposition

[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(11):2573-2582.(in Chinese)

- [26] MALLAT S, ZHANG Z F. Matching pursuits with time-frequency dictionaries [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1993, 41(12): 3397-3415.
- [27] YIN H T. Sparse representation based pansharpening with details injection model [J]. Signal Processing, 2015, 113: 218-227.
- [28] LIANG M, BOZCHALOOI I. An energy operator approach to joint application of amplitude and frequencydemodulations for bearing fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(5): 1473-1494.



**第一作者简介:**刘新厂,男,1987年4月 生,博士、讲师。主要研究方向为轨道交 通领域的机械故障诊断方法。 E-mail:kuanxin07@163.com

通信作者简介:陈春俊,男,1967年5月 生,教授、博士生导师。主要研究方向 为轨道交通设备测试、诊断与控制。 E-mail:cjchen@swjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.021

# 基于KDE的构架应力谱外推与疲劳寿命评估<sup>\*</sup>

王秋实<sup>1,2</sup>, 周劲松<sup>1</sup>, 肖忠民<sup>2</sup>, 宫 岛<sup>1</sup>, 张展飞<sup>1</sup>, 王腾飞<sup>1</sup>, 孙 煜<sup>1</sup> (1.同济大学铁道与城市轨道交通研究院 上海,201804) (2.南洋理工大学机械与航空航天工程学院 新加坡,639798)

**摘要** 获取动应力谱是对车辆结构进行疲劳分析的重要前提,其分析结果的准确性受动应力谱的完整性和充分性的影响。在保留载荷的概率分布特征的前提下,有必要将动应力测试数据从小样本外推至大样本。对转向架构架的应力谱外推和疲劳寿命评估进行了研究,并以某地铁转向架测点为分析案例。首先,对二维核密度估计(kernel density estimation,简称 KDE)中最优带宽的确定方法进行了讨论;其次,提出了采用矩阵型灰色关联度分析方法对外推前后的雨流矩阵的接近性关联度与相似性关联度进行量化评价;最后,提出基于多样本核密度动应力谱外推的疲劳寿命评估方法。结果表明:与基于实测数据的评估结果相比,基于核密度外推的疲劳寿命评估结果的相对误差为-4.17%,安全运营里程减少了2.13×10<sup>4</sup> km。基于核密度估计的外推精度满足工程实践的要求,且评估结果更偏于安全,对保证车辆安全运营十分有益。

关键词 转向架构架;核密度估计;核密度外推;应力谱;疲劳寿命 中图分类号 TH113.1; U270.1<sup>+</sup>2

# 引 言

动应力谱作为疲劳寿命评估的基础,其完整性 与充分性会直接影响评估结果的准确性[1]。然而, 由于测试成本高、难度大,轨道车辆的动应力采集都 是小样本数据采集<sup>[2]</sup>。传统基于小样本数据的疲劳 寿命评估方法相当于是对小样本数据进行了线性外 推,然而简单的线性外推既不能充分体现载荷的概 率分布特性,也未能预测结构在长时服役中可能出 现的较大载荷值,使基于短时载荷下的疲劳评估结 果难以反映结构在长时载荷下的抗疲劳服役性能。 因此,开展载荷外推技术的研究十分重要。在现有 的外推方法中,时域外推法与核密度外推法均能实 现载荷的频次与幅值的外推[3-4]。其区别在于,时域 外推法可以保留原载荷顺序,但计算效率不高<sup>[5]</sup>。 由于通常不考虑载荷顺序对疲劳分析结果的影响, 相比之下,分析效率高、理论清晰的核密度外推法得 到了广泛应用。

Sliverman<sup>[6]</sup>将核密度的思想引入样本外推理 论。文献[7-8]将核密度外推理论推广至载荷谱的 预测与编制。Wang等<sup>[9]</sup>结合核密度外推模型对不 同运行工况下的半轴实测载荷时间历程进行了外 推。陈道云等<sup>[10]</sup>应用核密度估计理论对列车关键部 位动应力实测数据进行处理,获得与实测曲线总体 走势一致的估计谱。Ma等<sup>[11]</sup>基于扩散的核密度估 计方法,获得列车转向架构架的载荷谱分布,且与实 际分布接近。宋清椿等<sup>[12]</sup>应用该理论进行了农业机 械结构载荷谱的编制及疲劳寿命预测。Wu等<sup>[13]</sup>应 用核密度估计方法对多样本载荷历程进行外推,得 到更符合实际载荷情况的外推结果。上述研究中, 对于核密度外推前后的载荷谱的关联性的评价始终 偏于主观,缺乏系统性分析。另外,对于二维核密度 外推问题应该采用二维的关联性分析方法。因此, 二维核密度外推优度的量化评价方法有待补充。

笔者基于核密度估计理论,以某构架转臂定位 安装座焊缝附近某测点为分析案例,对应力谱外推 与疲劳寿命评估开展研究。

## 1 理论分析

#### 1.1 核密度估计

核密度估计是用以描述随机变量分布特征的概率统计理论<sup>[14]</sup>。设*X<sub>i</sub>*(*i*=1,2,…,*n*)为实测样本,则任意点*x*的核密度估计函数为

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51805373);国家留学基金资助项目(202106260138) 收稿日期:2020-11-26;修回日期:2021-02-23

$$\hat{f}(x) = \frac{1}{nh} \sum_{i=1}^{n} K\left(\frac{x - X_i}{h}\right) \tag{1}$$

其中:n为样本数;h为固定带宽; $K(\cdot)$ 为核函数,表示的是影响范围 $x \in (X_i - h, X_i + h)$ 内数据点x到中心点 $X_i$ 之间的距离与概率权重大小的关系。

由式(1)可知,核函数K(·)与带宽h是核密度 估计的重要元素。常用的核函数有矩形核、高斯核 以及Epanechikov核等。研究表明,带宽固定时,基 于不同核函数的估计结果差别不大<sup>[15]</sup>。笔者选择 Epanechikov核进行研究,可表示为

$$K(x) = \begin{cases} \frac{2}{\pi} (1 - x^2) & (x^2 \le 1) \\ 0 & (x^2 > 1) \end{cases}$$
(2)

#### 1.2 最优固定带宽

带宽 h 是影响核密度估计精度的关键参数<sup>[16]</sup>。 采用积分均方误差(mean integrated square error,简称 MISE)来综合评价拟合概率密度分布 $\hat{f}(x)$ 与真实概率密度分布f(x)的误差,即

$$\alpha = E\left[\int \left(\hat{f}(x) - f(x)\right)^2 dx\right] = E\left[\int \left(\frac{1}{nh}\sum_{i=1}^n K\left(\frac{x - X_i}{h}\right) - f(x)\right)^2 dx\right] = \beta + o\left(\frac{1}{nh}\right) + o(h^4)$$
(3)

其中: $\alpha$ 为积分均方误差计算值; $E(\cdot)$ 为数学期望 值; $\beta$ 为渐近积分均方误差(asymptotic mean integrated square error,简称 AMISE)计算值; $o(\cdot)$ 为残 余高阶项。

在实际应用中一般舍去高阶项,则渐近积分均 方误差可表示为

$$\beta = \frac{h^4}{4} \left( \int x^2 K(x) dx \right)^2 \int f''(x)^2 dx + \frac{1}{nh} \int K^2(x) dx$$
(4)

当β取最小值时,表示拟合误差最小。对式(4) 取关于h的导数,并令其等于0,可解得最优带宽 h<sub>opt</sub>,表示为

$$h_{\rm opt} = \left\{ \frac{\int K^2(x) \, \mathrm{d}x}{n \left( \int x^2 K(x) \, \mathrm{d}x \right)^2 \int f''(x)^2 \, \mathrm{d}x} \right\}^{1/5} \tag{5}$$

由于实际概率密度函数f(x)未知,式(5)中的  $\int f''(x)^2 dx$ 无法直接求得。基于不同的 $\int f''(x)^2 dx$ 确定方法,最优固定带宽的计算方法有交叉验证法 (cross validation,简称CV)<sup>[17]</sup>、拇指法(rules-of-thumb, 简称ROT)<sup>[18]</sup>和L阶直接插入法(*l*-stage direct plug-in,简称LDPI)<sup>[19]</sup>。笔者基于这3种最优固定 带宽确定方法进行研究与对比。

#### 1.3 自适应带宽

实际应用中,由于固定带宽h的适应性较差,因此引入带宽自适应因子 $\lambda_i$ 

$$\lambda_{i} = \left[ p(X_{i}) \middle/ \prod_{i=1}^{n} p(X_{i}) \right]^{-0.5}$$
(6)

$$b(X_i) = b_i / \sum_{i=1}^n b_i \tag{7}$$

其中: $b_i$ , $p(X_i)$ 为数据点 $X_i$ 出现的次数和概率。

将式(8)代入式(1),得到自适应带宽的概率密 度分布函数的表达式为

$$\hat{f}(x) = \frac{1}{nh\lambda_i} \sum_{i=1}^n K\left(\frac{x - X_i}{h\lambda_i}\right)$$
(8)

将上述一维核密度估计理论推广至二维,即为 雨流矩阵估计。f(x; H)的概率密度表达式为

$$\hat{f}(x; H) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} |H|^{-\frac{1}{2}} K \left[ H^{-\frac{1}{2}}(x - X_{i}) \right]$$
(9)

其中:x, $X_i$ 分别代表数据点(x, y)、核中心点 $(X_i$ ,  $Y_i$ );H代表二维带宽矩阵 $\begin{bmatrix} (\lambda_i h)^2 & 0 \\ 0 & (\lambda_i h)^2 \end{bmatrix}$ 。

设定相应的外推倍数,对核密度估计所得的概 率密度函数进行蒙特卡洛模拟,可获得外推后的雨 流矩阵。

# 2 矩阵型灰色关联度

灰色关联度分析的基本思想是根据2组序列曲 线的几何形状来判断不同序列之间的联系是否紧 密<sup>[20]</sup>。通过2个指标来描述2组序列曲线(曲面)的 关联度:①接近性关联度,用于表征2组序列在数值 上的接近程度;②相似性关联度,用于表征2组序列 在变化趋势上的相似程度。

与一维灰色关联度分析对象不同,外推前后的 雨流矩阵为二维的。对2个矩阵之间的关联度分析 与评价称作矩阵型灰色关联度分析。

#### 2.1 接近性矩阵与相似性矩阵

设矩阵Z<sub>i</sub>,Z<sub>j</sub>分别为

$$Z_{i} = \begin{pmatrix} z_{i}(1,1) & z_{i}(1,2) & \cdots & z_{i}(1,n) \\ z_{i}(2,1) & z_{i}(2,2) & \cdots & z_{i}(2,n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ z_{i}(m,1) & z_{i}(m,2) & \cdots & z_{i}(m,n) \end{pmatrix}$$
(10)  
$$Z_{j} = \begin{pmatrix} z_{j}(1,1) & z_{j}(1,2) & \cdots & z_{j}(1,n) \\ z_{j}(2,1) & z_{j}(2,2) & \cdots & z_{j}(2,n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ z_{j}(m,1) & z_{j}(m,2) & \cdots & z_{j}(m,n) \end{pmatrix}$$
(11)

其中:*i*,*j*表示随机样本的标号。

对序列进行无量纲化,使其数量级相近,则需通 过算子D对系统行为特征映射量进行处理。这里 采用均值化变换方法,即

$$Z^{t} = ZD = \begin{pmatrix} z^{t}(1,1) & z^{t}(1,2) & \cdots & z_{i}^{t}(1,n) \\ z^{t}(2,1) & z^{t}(2,2) & \cdots & z^{t}(2,n) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ z^{t}(m,1) & z^{t}(m,2) & \cdots & z^{t}(m,n) \end{pmatrix} (12)$$
$$z^{t}(x,y) = z(x,y)d = z(x,y) / \frac{1}{mn} \sum_{x=1}^{m} \sum_{y=1}^{n} z(x,y)$$
(13)

其中:m,n为矩阵的行数和列数;z(x,y)为矩阵的 第x行、第y列的元素;z'(x,y)为均值化变换后的矩 阵第x行、第y列的元素。

根据式(12)和式(13),均值化变换后的矩阵表 示为 $Z_i', Z_j'$ ,且矩阵的几何特征如图1所示(以局部 5×5维度矩阵为例说明)。其中:AB(DC)表征矩 阵第 I 维度;AD(BC)表征矩阵第 II 维度。对于接 近性关联度分析,则关注 $A_iA_j, B_iB_j, C_iC_j, D_iD_j$ 的空 间距离关系;对于相似性关联度分析,则关注 $A_iB_i$ 与  $A_jB_j, B_iC_i 与 B_jC_j, C_iD_i 与 C_jD_j, D_iA_i 与 D_jA_j$ 的斜率 关系。



Fig.1 Geometric characteristics of matrix

具体分析如下:令 $e_{ij}(x,y) = z'_i(x,y) - z'_j(x,y)$ , 其中: $x=1,2,\dots,m; y=1,2,\dots,n$ 。得到矩阵 $Z_i$ '与  $Z_i$ '的接近性矩阵 $e_{ij}$ 为

$$\boldsymbol{e}_{ij} = \boldsymbol{Z}_{i}^{t} - \boldsymbol{Z}_{j}^{t} = \begin{pmatrix} e_{ij}(1,1) & e_{ij}(1,2) & \cdots & e_{ij}(1,n) \\ e_{ij}(2,1) & e_{ij}(2,2) & \cdots & e_{ij}(2,n) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ e_{ij}(m,1) & e_{ij}(m,2) & \cdots & e_{ij}(m,n) \end{pmatrix}$$
(14)

令  $\Delta z_i^{\ I}(x,y) = z_i'(x+1,y) - z_i'(x,y), \Delta z_j^{\ I}(x,y)$   $y) = z_j'(x+1,y) - z_j'(x,y), \Delta e_{ij}^{\ I}(x,y) = \Delta z_i^{\ I}(x,y)$   $y) - \Delta z_j^{\ I}(x,y), 其中: x=1,2, \cdots, m-1; y=1,2, \cdots, n_{\circ}$ 设矩阵中 2 个相邻元素的间距为 1, 可得矩阵  $Z_i'$ 与  $Z_j'$ 在第 I 维度的相似性矩阵  $\Delta e_{ij}^{\ I}$ 为  $\Delta e_{ij}^{\ I} = \Delta Z_i^{\ I} - \Delta Z_i^{\ I} =$ 

$$\left\{ \begin{array}{cccc} \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(1,1) & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(1,2) & \cdots & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(1,n) \\ \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(2,1) & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(2,2) & \cdots & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(2,n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(m,1) & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(m,2) & \cdots & \Delta e_{ij}^{\mathrm{I}}(m,n) \end{array} \right\}$$
(15)  
$$\left\{ \begin{array}{c} \Delta z_{i}^{\mathrm{II}}(x,y) = z_{i}'(x,y+1) - z_{i}'(x,y), \Delta z_{j}^{\mathrm{II}}(x,y) \\ = z_{j}'(x,y+1) - z_{j}'(x,y), \Delta e_{ij}^{\mathrm{II}}(x,y) = \Delta z_{i}^{\mathrm{II}}(x,y) \right\}$$

 $y) - \Delta z_j^{II}(x, y)$ ,其中: $x=1, 2, \cdots, m; y=1, 2, \cdots, n-1$ 。得到矩阵 $Z'_i = Z'_j$ 在第 II 维度的相似性矩阵  $\Delta e_{ij}^{II}$ 为

$$\Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}} = \Delta \mathbf{Z}_{i}^{\mathbb{I}} - \Delta \mathbf{Z}_{j}^{\mathbb{I}} = \begin{pmatrix} \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(1,1) & \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(1,2) & \cdots & \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(1,n) \\ \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(2,1) & \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(2,2) & \cdots & \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(2,n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(m,1) \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(m,2) & \cdots & \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathbb{I}}(m,n) \end{pmatrix}$$
(16)

#### 2.2 接近性关联度与相似性关联度

根据上述接近性矩阵  $e_{ij}$ 与第 [ 维度的相似性矩阵  $\Delta e_{ij}^{I}$ 、第 [] 维度的相似性矩阵  $\Delta e_{ij}^{I}$ ,求解矩阵  $Z_{i}^{i}$ 与  $Z_{i}^{i}$ 的接近性关联度与相似性关联度。

ε"为基于矩阵2范数的接近性关联度,公式为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{\left(1 + \left\|\boldsymbol{e}_{ij}\right\|_{2}\right)} \tag{17}$$

μ<sub>ij</sub>为基于矩阵2范数的相似性关联度,公式为

$$\mu_{ij} = 1 / \left[ 1 + 0.5 \left( \left\| \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathrm{I}} \right\|_{2} + \left\| \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathrm{II}} \right\|_{2} \right) \right] \quad (18)$$

$$\begin{split} \not{\pm} \, \mathbf{\Phi} : \left\| \mathbf{e}_{ij} \right\|_{2} &= \sqrt{\lambda_{\max} \left( \mathbf{e}_{ij}^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{e}_{ij} \right)}; \\ \left\| \Delta \mathbf{e}_{ij}^{\mathrm{I}} \right\|_{2} &= \sqrt{\lambda_{\max} \left( \left( \Delta \mathbf{e}_{ij}^{\mathrm{I}} \right)^{\mathrm{T}} \cdot \Delta \mathbf{e}_{ij}^{\mathrm{I}} \right)}; \\ \end{aligned}$$

 $\left\|\Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathrm{II}}\right\|_{2} = \sqrt{\lambda_{\max}((\Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathrm{II}})^{\mathrm{T}} \cdot \Delta \boldsymbol{e}_{ij}^{\mathrm{II}})}_{\circ}$ 

接近性关联度  $\epsilon_{ij}$ 与相似性关联度  $\mu_{ij}$ 具有以下性质:①规范性:0< $\epsilon_{ij}$  <1,0< $\mu_{ij}$  <1; $\epsilon_{ij}$  计算值越大,表明矩阵  $Z_i$  与  $Z_j$ 的数值越接近; $\mu_{ij}$  计算值越大,表明矩阵  $Z_i$  与  $Z_j$ 的形状越相似。②平移变换影响: $\epsilon_{ij}$ 不仅

与矩阵 Z<sub>i</sub>与 Z<sub>j</sub>的形状有关,还与其所处的空间位置 有关;µ<sub>ij</sub> 仅与矩阵 Z<sub>i</sub>与 Z<sub>j</sub>的形状有关,平移变换并不 能改变的 µ<sub>ij</sub> 值。

# 3 案例分析

如图2所示,笔者以某转向架构架转臂定位安装座 焊缝附近某点的实测动应力信号为研究对象,验证基 于核密度估计的外推方法与灰色关联度分析方法。



图 2 转臂定位座局部图 Fig.2 Partial diagram of the rotary arm positioning seat

#### 3.1 信号采集与前处理

为了获得转臂定位安装座的抗疲劳使用性能, 对测试点附近进行清洗与打磨,并粘贴应变片。运 行中产生的动应变信号通过机箱与电脑完成采集。 最后,将所测动应变信号转为动应力信号。

对于轨道车辆来说,随着车轮踏面粗糙度的增加,车辆的振动水平也随之上升<sup>[21]</sup>。若以车轮镟修初 期的动应力测量结果进行疲劳寿命评估会偏于危险, 反之又会偏于保守。因此,最理想的是基于整个镟修 周期测量结果进行的应力谱外推与疲劳寿命评估。

然而,轨道车辆全镟修周期为20×10<sup>4</sup> km~ 30×10<sup>4</sup> km,整个镟修周期的动应力跟踪测试难度 太大、成本太高。因此,本测试方案考虑对该测点进 行每6×10<sup>4</sup> km一次的动应力测试,共3次。工况为 车辆正常运营,速度等级在120 km/h~160 km/h, 不中途停车。采样频率为2560 Hz,获得代表该测 点在镟轮初、中、末期的3组动应力时域信号。对应 力信号进行前处理,消除噪声、零漂与奇异点的影 响。图3为动应力时域信号,表明该测点在A站与





B站之间一个来回的动应力信号,约为166 km。

#### 3.2 多样本雨流矩阵

通过对图3所示的动应力时域信号进行雨流计 数,得到镟轮前、中、末期的雨流矩阵,如图4所示。可 以看出,在一个镟轮周期内,动应力变化范围随着运 营里程的增加而扩大。这表明车辆转向架构架的受 力环境会随着车轮踏面磨耗的增加而越来越恶劣。





将镟轮初期、中期、末期的数据进行等权重组 合,组合后的雨流矩阵如图4(d)所示,代表结构在 一个镟轮周期受力特征的应力谱。

#### 3.3 核密度外推与检验

根据核密度理论,选择3种最优固定带宽的分 析方法:交叉验证法、拇指法、L阶直接插入法分别 对图4(d)进行100倍外推。应用矩阵灰色关联度分 析理论对基于上述3种外推方法下、外推前后的雨 流矩阵的灰色关联度进行分析与对比。

表1为基于3种外推方法下的灰色关联度分析 结果,其灰色接近性关联度几乎一致。这表明:从外 推前后矩阵的灰色接近性的角度来看,3种方法均 适用;从外推前后矩阵的灰色相似性关联度的角度

表1 灰色关联度分析结果 Tab.1 Grav incidence degree analysis results

140.1 014	y mendence degree	analysis results
方法	接近性关联度	相似性关联度
CV	0.140	0.130
ROT	0.142	0.139
LDPI	0.141	0.150

来看,基于L阶直接插入法外推前后矩阵的灰色相 似性关联度最高,而交叉验证法与拇指法则的灰色 相似性关联度分别降低了7.33%和13.3%。因此, 综合考虑外推前后数据的接近性与相似性,采用基 于L阶直接插入法的固定带宽确定方法最好。

笔者选择该最优带宽确定方法对应力数据进行 核密度外推与疲劳寿命研究。核密度外推后的初 值-终值雨流矩阵如图5所示。为分析该转臂定位安 装座焊缝测点的抗疲劳服役性能,设计了4个外推方 案进行对比:① 对镟轮前期的动应力数据进行300 倍核密度外推,如图5(a)所示;② 对镟轮中期的动应 力数据进行300倍核密度外推,如图5(b)所示;③对 镟轮末期的动应力数据进行300倍核密度外推,如图 5(c)所示;④ 对组合后的雨流矩阵进行100倍核密度 外推,如图5(d)所示。上述4个外推方案的动应力谱 所对应的运营里程一致,以便后续进行疲劳分析与 比较。当然,外推倍数可根据实际情况进行设置。 例如:将车辆的全寿命里程除以跟踪测试的里程,可 得到对应于全寿命里程的外推倍数。由于计算量较 大旦方便作图比较,此处以外推300倍为例。由图5 可以看出, 镟修前、中、后期的动应力雨流矩阵的分 布云图差异明显。







根据外推后的雨流矩阵绘制外推后的动应力 谱,如图6所示。可看出,相比于外推前的幅值频次 曲线,外推后的幅值频次曲线更平顺,表明其完整性 更好。基于该测点在镟修前、中、后期的动应力核密 度外推结果在幅值、频次上差异较大,因此仅以其 中一个样本数据进行疲劳寿命评估,评估结果将缺 乏充分性。



#### Fig.6 Dynamic stress spectrum after extrapolation

#### 3.4 疲劳寿命评估

根据图 6 所得的外推 300 倍的动应力谱进行疲劳损伤计算。基于 Palmgren-Miner 线性损伤准则, 其累积疲劳损伤的计算式为

$$D = \sum_{i=1}^{N} \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^{N} \frac{n_i (\Delta \sigma_i)}{C} = \sum_{i=1}^{N} \frac{n_i}{N_0} \left( \frac{\Delta \sigma_i}{\Delta \sigma_0} \right)^m (19)$$

外推300倍后的动应力谱对应的运营里程为49800km(166km×300),则安全运营里程计算式为

$$L = \frac{D_{\text{tot}}}{D}l \tag{20}$$

其中:D为应力谱对应的累积疲劳损伤; $\Delta \sigma_i$ 为应力 范围,即 $\Delta \sigma_i = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ ; $n_i$ 为应力范围 $\Delta \sigma_i$ 的实际循 环次数;N为分析样本总共的循环次数; $N_i$ 为应力范 围 $\Delta \sigma_i$ 对应的疲劳极限循环次数;C,m为S-N曲线的 常系数; $D_{tot}$ 为疲劳失效时的总损伤, $D_{tot} = 1$ ;L为总 运营里程寿命(km);l为样本动应力信号对应的运 营里程(km)。

对于构架这类典型的焊接结构,参照BS 7608— 2015 焊接结构疲劳分析规范,考虑其为F级<sup>[22]</sup>。当 双对数 S-N曲线拐点处的循环次数  $N_0$ =10<sup>7</sup>时,对应 的疲劳应力范围  $\Delta \sigma_0$ =40 MPa,且系数 m=3,代入 式(19)和式(20),可得安全运营里程寿命。

表2为基于4种应力谱外推方案的疲劳寿命评估 结果对比。结果表明,基于镟轮初期、中期和末期的 寿命评估结果相差较大。例如,基于镟轮初期的疲劳 寿命评估结果是基于镟轮末期的2.5倍,结论偏于危 险,相反又过于保守。因此,基于集中在某一时间段 内的数据进行疲劳分析不能充分反映实际情况。

	based	on fo	our	extrap	olatio	n schemes	of dy-
Tab.2	Compa	arison	of	fatigue	life	assessment	results
表 2	基于4种	应力语	普外	推方案的	的疲劳	寿命评估结	皆果对比

namic stress spectrum

证件结用		方	案	
评值结米	初期	中期	末期	组合
疲劳寿命/10 <sup>4</sup> km	75.35	56.55	30.24	49.03
相对误差/%	47.27	10.53	-40.89	-4.17

基于原始组合数据的疲劳寿命评估结果为 51.17×10<sup>4</sup> km,相当于是对初始应力谱做了线性外推。 与之相比,基于镟轮前期(图5(a))、中期(图5(b))的 矩阵外推结果所计算的安全运营里程寿命增大了 47.27%和10.53%,评估结果偏于危险。基于镟轮 末期(图5(c))的矩阵外推结果计算的安全运营里 程寿命减少了40.89%,评估结果过于保守。

常用的线性外推只能反映某个时间片刻内的载 荷分布情况,与实际情况不符。核密度应力谱外推 能预测到一些在测试过程中未检测到、出现概率比 较低、但对疲劳损伤贡献较大的载荷。经计算,基于 核密度外推后的组合雨流矩阵(图5(d))评估所得 的安全运营里程减少了4.17%,安全运营里程寿命 减少了21316 km,其结果更偏于安全,对保证车辆 结构运营安全有益。

# 4 结 论

1) 对核密度估计中3种最优带宽的确定方法进 行对比研究。结果表明:从外推前后矩阵的灰色接 近性角度来看,3种方法的外推结果差异不大;从外 推前后矩阵的灰色相似性关联度的角度来看,基于 L阶直接插入法外推前后矩阵的灰色相似性关联度 最高。

2)基于镟修前、中、后期的动应力核密度外推 结果在幅值、频次上存在较大差异,这表明基于集中 在某一时间段内的数据进行疲劳分析不能充分反映 真实情况。

3)相比基于线性外推的疲劳评估结果,基于组合雨流矩阵核密度外推结果的安全运营里程减少了 4.17%,安全运营里程寿命减少了21316 km。因此,基于核密度估计的多样本应力谱外推的疲劳寿命评估更符合实际、偏于安全。

#### 参考文献

- [1] BAEK S H, CHO S S, JOO W S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(1): 95-101.
- [2] WANG Q, ZHOU J, GONG D, et al. The influence of the motor traction vibration on fatigue life of the bogie frame of the metro vehicle [J]. Shock and Vibration, 2020, 2020: 1-11.
- [3] JOHANNESSON P. Extrapolation of load histories and spectra [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2006, 29(3): 209-217.
- [4] ZHANG X, KING M L, HYNDMAN R J. A Bayesian approach to bandwidth selection for multivariate kernel density estimation [J]. Computational Statistics &.

Data Analysis, 2006, 50(11):3009-3031.

 [5] 王秋实,周劲松,宫岛,等.基于动应力时域外推的构架 疲劳寿命评估方法[J].振动、测试与诊断,2021, 41(4):762-771.

WANG Qiushi, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Fatigue life assessment method of frame based on timedomain extrapolation for dynamic stress [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(4): 762-771.(in Chinese)

- [6] SLIVERMAN B W. On a Gaussian process related to multivariate probability density estimation [J].
   Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, 1976, 80: 135-144.
- [7] SOCIE D F, POMPETZKI M A. Modeling variability in service loading spectra [J]. Probabilistic Aspects of Life Predictions, 2004(1450): 46-57.
- [8] RATHANRAJ K J, SRIVIDYA A, VERMA A K, et al. Rescaled range analysis of service load data [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, 2010, 224(D3): 361-367.
- [9] WANG J, LI Y, JIANG Z. Non-parametric load extrapolation based on load extension for semi-axle of wheel loader[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(3):1-12.
- [10] 陈道云,孙守光,李强.一种新的高速列车动应力谱分 布估计方法[J].机械工程学报,2017,53(8):109-114.
  CHEN Daoyun, SUN Shouguang, LI Qiang. A new dynamic stress spectrum distribution estimation method of high-speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(8): 109-114. (in Chinese)
- [11] MA S, SUN S, WANG B, et al. Estimating load spectra probability distributions of train bogie frames by the diffusion-based kernel density method [J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132:1-14.
- [12] 宋清椿,宋正河,杜岳峰.基于非参数雨流外推法的车架载荷谱与疲劳寿命分析[J].中国农业大学学报,2019,24(2):154-160.
  SONG Qingchun, SONG Zhenghe, DU Yuefeng. Load spectrum and fatigue life analysis of frame based on non-parametric rainflow extrapolation method [J]. Journal of China Agricultural University, 2019, 24(2): 154-160. (in Chinese)
- [13] WU H, LI F, WU P, et al. Application of kernel density estimation to extrapolating the fatigue loads on a high-speed train [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58(8):1212-1225.
- [14] WAND M P, JONES M C. Comparison of smoothing

 [15] 王秋实,周劲松,宫岛,等.基于核密度应力谱外推的转向架构架疲劳寿命评估[J].交通运输工程学报,2021, 21(6):278-288.

WANG Qiushi, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Fatigue life assessment of bogie frame based on kernel density extrapolation for stress spectrum [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(6): 278-288.(in Chinese)

- [16] HEIDENREICH N B, SCHINDLER A, SPERLICH S. Bandwidth selection for kernel density estimation: a review of fully automatic selectors[J]. AStA Advances in Statistical Analysis, 2013, 97(4):403-433.
- [17] SCOTT D W, TERRELL G R. Biased and unbiased cross-validation in density estimation [J]. Journal of the American Statistical Association, 1987, 82(400):1131-1146.
- [18] CAO R, CUEVAS A , MANTEIGA W G. A comparative study of several smoothing methods in density estimation [J]. Computational Stats & Data Analysis, 1994, 17(2):153-176.
- [19] SHEATHER S J, JONES M C. A reliable data-based bandwidth selection method for kernel density estimation
   [J]. Journal of the Royal Statistical Society, 1991, 53 (3):683-690.
- [20] 刘思峰,谢乃明, JEFFERYF. 基于相似性和接近性

视角的新型灰色关联分析模型[J].系统工程理论与实践,2010(5):881-887.

LIU Sifeng, XIE Naiming, JEFFERY F. On new models of grey incidence analysis based on visual angle of similarity and nearness[J]. Systems Engineering-Theory & Practice, 2010(5): 881-887.(in Chinese)

- [21] POLACH O, NICKLISCH D. Wheel/rail contact geometry parameters in regard to vehicle behavior and their alteration with wear [J]. Wear, 2016, 366 (3): 200-208.
- [22] BS 7608—2005 Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures [S]. [S. l.] : British Standards Institution, 2005.



**第一作者简介:**王秋实,男,1991年8月 生,博士生。主要研究方向为车辆随机 振动与疲劳研究。曾发表《Fatigue life assessment method of bogie frame with time-domain extrapolation for dynamic stress based on extreme value theory》 (《Mechanical Systems and Signal Processing》2021,Vol.159)等论文。 E-mail:wang\_qiushi\_1991@163.com

**通信作者简介:**周劲松,男,1969年12月 生,博士、教授。主要研究方向为机车车 辆动力学与控制。 E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn

# 欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学和全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为EICompendex数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价30元,全年 180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街29号 邮政编码:210016 电话:(025)84893332 邮发代号:28-239 E-mail:qchen@nuaa.edu.cn 网址:http://zdcs.nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.022

# 磨料射流冲击割缝岩石性能影响因素分析

江红祥<sup>1,2</sup>,赵慧贺<sup>1</sup>,刘送永<sup>1,2</sup>,李洪盛<sup>1,2</sup> (1.中国矿业大学机电工程学院 徐州,221116) (2.江苏省矿山智能采掘装备省部共建协同创新中心 徐州,221008)

摘要 为研究前混合磨料射流冲击割缝岩石性能,将两相随机混合的光滑粒子用于模拟磨料射流,基于 RHT (Riedel Hiermaier Thoma)本构模型建立了岩石割缝流固耦合数值模型。模拟和实验岩石割缝深度随射流横移速 度变化规律一致,建立了数值模拟和实验磨料射流横移速度关系。岩石割缝位置中心和边缘的岩石单元损伤失效 速率不同,分别呈现瞬时损伤失效和多次阶跃累积损伤特征。磨料颗粒冲击岩石概率与磨料射流浓度有关,当磨料 浓度小于10%时,岩石割缝深度上升较快。岩石割缝深度随射流直径增大呈指数上升并趋于不变,后侧磨料颗粒 冲击岩石作用随射流直径增大而减弱,当射流直径大于1.2 mm以后,岩石割缝深度均近似等于6.3 mm。岩石割缝 深度随射流压力总体呈上升趋势,但在15 MPa~35 MPa压力范围内,磨料射流割缝岩石深度增大速率相对较低。 该研究结果对前混合磨料射流横移速度、浓度、压力和直径等参数选择具有重要的指导作用。

关键词 磨料射流;割缝;岩石;流固耦合;数值模拟;影响因素 中图分类号 TH11;TD431

# 引 言

磨料射流冲击过程中射流束能量十分集中,在 较低工作压力下切割材料能力明显高于纯水射流, 广泛用于金属、煤岩及复合材料等加工,是一种绿色 特种加工技术<sup>[1]</sup>。由于岩石的各向异性和非均匀 性,以及磨料射流的高速冲击特性,导致磨料射流冲 击破岩过程和性能研究远落后于磨料射流技术在实 际生产中的应用。以往相关研究主要通过实验探索 磨料射流压力、横移速度和浓度等参数对岩石割缝 效率的影响规律<sup>[2]</sup>。受岩石非透明特性和高速冲击 载荷下材料应力检测技术的制约,实验难以全面揭 示其过程。部分学者采用数值模拟的方法研究磨料 射流冲击破岩过程。林晓东等[3]基于光滑粒子流 (smoothed particle hydrodynamics, 简称 SPH) 与有 限元(finite element method,简称FEM)耦合方法模 拟磨料射流冲击破岩过程,分析了30% 磨料浓度时 不同速度水射流冲击损伤岩石范围。Liu等[4]采用 流固耦合方法模拟分析磨料射流入射角对破岩过程 影响,指出10°入射角度时磨料射流冲击破岩效果最 佳。Ren 等<sup>[5]</sup>基于 SPH 和 FEM 耦合方法研究磨料 射流冲击破岩过程,发现磨料射流冲击破岩深度随 磨料粒径增大而减小。Wang等<sup>[6]</sup>通过数值方法研 究磨料射流冲击损伤破岩机制,认为岩石损伤失效 主要由磨料射流冲击动载荷和应力波共同作用造 成。Zhao等<sup>[7]</sup>通过分析光滑粒子流颗粒冲击载荷下 岩石和刚性颗粒的变化特征,优化了颗粒水射流工 作参数。以往磨料射流冲击破岩模拟研究主要集中 于定点冲蚀破碎,鲜有针对磨料射流冲击割缝岩石 的数值模拟研究。

笔者基于 SPH 和 FEM 耦合方法,建立磨料射 流冲击割缝岩石数值模型,通过实验获取宏观岩石 割缝指标验证数值模型的正确性,基于所建立的数 值模型研究了磨料射流冲击割缝岩石过程,以及磨 料射流参数对岩石割缝性能的影响规律和原因。

# 1 数值模型建立

#### 1.1 SPH/FEM 流固耦合方法

SPH和FEM耦合算法可以很好地模拟不连续、大变形问题,还可以克服网格畸变和资源占用过 多等问题<sup>[8]</sup>。数值模型中岩石采用有限单元法建 立,磨料颗粒和水采用光滑粒子描述。利用Matlab 随机将纯水射流的部分光滑粒子节点编号及质量替

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51975573);中国博士后科学基金资助项目(2018M640532);江苏省自然科学基金资助项目(BK20210516);江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD) 收稿日期:2021-08-26;修回日期:2021-10-29

换为磨料。光滑粒子之间通过近似化规则建立相互 关系,并利用核函数描述各质点之间的相互作用。 每个光滑粒子初始影响范围为2倍光滑长度的球形 区域,计算过程中光滑长度随时间和空间在0.2~2 倍光滑长度之间变化,当磨料 SPH 粒子与水 SPH 粒子影响范围重叠时磨料与水产生接触作用<sup>[9]</sup>。

光滑粒子与有限单元耦合通过罚函数实现,其 原理是在光滑粒子和有限单元之间增加一个法向弹 簧 k,将光滑粒子节点的穿透深度限制在有限元表 面。SPH与FEM方法均属于拉格朗日方法,物质 质量固定在可动的质点坐标系上,数值计算时每个 时间步前检查光滑粒子是否穿透有限单元。若光滑 粒子与有限单元发生穿透,则产生一个由弹簧刚度 和穿透深度乘积的界面接触力,同时调整光滑粒子 坐标位置。此外,通过增加滑动界面惩罚缩放系数, 提高由于穿透产生的界面接触力,可以避免模拟过 程中宏观穿透现象发生,SPH粒子与FEM单元接 触前后变化如图1所示。



Fig.1 Schematic diagram of SPH and FEM coupling

#### 1.2 岩石本构模型

RHT 模型是 Riedel 等<sup>[10]</sup>在 HJC (Holmquist Johnson Cook)本构模型基础上改进的拉压损伤模型,其考虑了应变速率、应变硬化和损伤软化等因素 对动荷载作用下材料破坏强度的影响,能够很好地 反映岩石在高应变率下的力学性能。

RHT本构模型利用3个应力面描述材料沿不同方向的强度变化以及应变对材料强度的影响,其中弹塑性屈服面<sup>[11]</sup>可表示为

 $\sigma_{y}(p^{*}, s, \dot{\epsilon}_{p}, \epsilon_{p}^{*}) = f_{c}\sigma_{y}^{*}(p^{*}, F_{r}(\dot{\epsilon}_{p}, p^{*}), \epsilon_{p}^{*})R_{3}(\theta, P^{*})(1)$ 其中:p为压力;f\_b单轴抗压强度;p^{\*}=p/f\_{c},表示归 一化压力;s是偏应力张量; \dot{\epsilon}\_{p}为塑性应变速率; \epsilon\_{p}^{\*}为 归一化塑性应变; R\_{3}(\theta, P^{\*})为描述剪切和拉伸的折 损强度函数。

 $\sigma_y^*(p^*, F_r, \epsilon_p^*)$  描述主应力条件下失效面函数  $\sigma_f^*(p^*, F_r)$ 、归一化应变  $\epsilon_p^*$ 的压力依赖关系,其表达 式为

$$\sigma_{y}^{*}\left(p^{*}, F_{r}, \varepsilon_{p}^{*}\right) = \sigma_{f}^{*}\left(\frac{p^{*}}{\gamma}, F_{r}\right)\left(\varepsilon_{p}^{*} + \left(1 - \varepsilon_{p}^{*}\right)F_{e}F_{c}\right) \quad (2)$$

其中: $F_e$ 为弹性强度参数; $F_c$ 为屈服面极限参数;  $\sigma_i^*$ 为关于 $p^*$ 和 $F_r$ 的材料失效面函数。

当材料硬化状态达到失效面上极限强度时,模型中的损伤参数D随非线性塑性应变的增加不断 累积,因损伤累积而产生的损伤面表达式为

 $\sigma_d(p^*, \boldsymbol{s}, \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_p) = \sigma_y(p^*, \boldsymbol{s}, \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_p, 1)(1-D) + Df_c \sigma_r^*(p^*)$ (3)

其中:σ,\*为残余表面应力。

为确定用于岩石的 RHT 本构模型参数,通过单轴压缩和巴西圆盘拉伸实验分别获得岩石的单轴抗 压强度和拉伸强度分别约为 122.2 MPa 和 9.5 MPa。 在 RHT 本构模型中,相对拉伸和相对剪切强度分别 等于抗拉强度、剪切强度与单轴抗压强度之比,破碎 压力常取单轴抗压强度的 2/3 倍。以物理实验获得 的岩石单轴抗压和拉伸强度为基准,采用试错法不 断调整 RHT 本构模型的其他参数校准岩石数值模 型。在岩石单轴抗压和巴西圆盘拉伸数值实验中, 固定与岩石底部接触的刚性部件,上部接触的刚性 部件以 0.1 mm/s速度竖直向下挤压岩石<sup>[12]</sup>。

随着加载位移不断增大,刚性部件受力呈非线 性增加,迅速达到峰值后卸载,等效应力曲线的峰值 即为岩石单轴抗压强度和抗拉强度。改变RHT本 构模型中主要参数,完成多组单轴抗压和巴西圆盘 拉伸数值模拟实验,获得数值模拟与实验相近的等 效应力与位移的关系如图2所示,且岩石断裂特征 与实际相符,其对应的岩石本构模型主要参数如 表1所示。

#### 1.3 水和磨料本构模型

水和磨料颗粒均采用SPH方法建立,且磨料与 水介质均采用Gruneisen状态方程来描述,由于水和 磨料在冲击破岩过程中处于压缩状态,因此Gruneisen状态方程<sup>[13]</sup>采用的表达式为

$$P = \frac{\rho_0 C^2 \lambda \left[ 1 + \left( 1 - \frac{\gamma_0}{2} \right) \lambda - \frac{a}{2} \lambda^2 \right]}{\left[ 1 - \left( S_1 - 1 \right) \lambda - S_2 \frac{\lambda^2}{\lambda + 1} - S_3 \frac{\lambda^3}{\left( \lambda + 1 \right)^2} \right]^2} + \left( \gamma_0 + a \lambda \right) E_w$$

$$(42)$$

其中:P为压力; $\rho_0$ 为材料密度;C为冲击波速-粒子 速度曲线的截距; $\lambda$ 为压缩度; $S_1$ , $S_2$ , $S_3$ 为冲击波 速-粒子速度曲线的斜率系数; $\gamma_0$ 为Gruneisen常数; a为 $\gamma_0$ 和 $\lambda$ 相关的一阶体积修正系数; $E_w$ 为材料单 位体积的初始内能。

磨料与水材料参数如表2所示。



Fig.2 Equivalent stress versus loading displacement

	表1	RHT岩石模型参数
Tab.1	Rock	Parameters of RHT model

参数	数值
质量密度ρ/(kg•m <sup>-3</sup> )	2 600
破碎压力pel/MPa	23.3
压实压力 p <sub>comp</sub> /GPa	0.6
剪切弹性模量 G/GPa	17.1
抗压强度f <sub>c</sub> /MPa	122.2
相对拉伸强度 $f_t^*$	0.08
相对剪切强度f <sub>s</sub> *	0.17
压缩应变率é。	$3 \times 10^{25}$
拉伸应变率 $\dot{\epsilon}_t$	$3 \times 10^{25}$

	表 2	2	磨料与	水参	数	
Tab.2	Parameters	of	water	and	abrasive	particles

材料	$ ho_0/$ (kg•m <sup>-3</sup> )	C/ $(m \cdot s^{-1})$	$S_1$	$S_2$	$S_{\scriptscriptstyle 3}$	а	$E_w$
磨料	3 200	4 569	2.56	0	0	0.3	0
水	1 000	1 480	1.49	-1.99	0.23	0.49	0

#### 1.4 几何模型及边界条件

磨料射流冲击割缝岩石数值模型如图3所示。 岩石为10mm×15mm×20mm的长方体,磨料射 流直径为1mm,浓度为5%,为避免数值模拟中横 移速度与冲击速度产生叠加效应,磨料射流节点组 施加竖直向下的初始冲击速度,对岩石节点组施加 水平向右恒定的横移速度。网格过密会造成计算量 巨大,然而粗糙网格往往导致较大计算误差。综合 考虑数值模拟求解精度和计算效率,冲击割缝位置 网格细化为边长0.1mm的立方体,模型共180万个 岩石单元,磨料射流 SPH粒子数19 200个。



图 3 磨料射流冲击割缝岩石数值模型 Fig.3 Numerical model of rock slotting by abrasive waterjet

根据岩石割缝实验喷嘴结构利用流体仿真软件 FLUENT 计算求解磨料射流速度场,获得磨料射流 喷嘴出口速度,作为数值模型中磨料射流初始冲击 速度。磨料射流与岩石之间施加"点-面侵彻"接触, 以实现岩石割缝过程中磨料射流与岩石自动接触。 除与磨料射流接触的岩石上表面外,其余岩石的5 个面均施加无反射边界条件,以消除有限元岩石尺 寸效应对计算结果的影响,且在岩石底面施加除 y 方向的全部约束。

# 2 岩石割缝数值模型验证及过程分析

#### 2.1 岩石割缝数值模型验证

为保证所建立磨料射流冲击割缝岩石模型能准 确模拟岩石割缝效果,进一步利用实验获得的岩石 割缝宏观参数对数值模型进行验证。前混合磨料射 流冲击割缝岩石系统如图4所示,由高压水泵、水 箱、高压磨料罐、高压三通接头、混合腔、可变速小 车、高压喷嘴以及可调高支架等组成。实验磨料射 流工作压力为40 MPa,喷嘴直径为1 mm,磨料颗粒 为石榴砂,磨料射流质量浓度为5%,横移速度范围 为1~5 m/min。



Fig.4 Rock slotting system by pre-mixed abrasive waterjet

鉴于高压水射流的高速冲击特性,40 MPa工作 压力下磨料射流冲击速度远大于横移速度,横移速 度1.6 m/min的磨料射流移动割缝岩石1 mm,磨料 射流数值模型长度约8.5 m,计算求解量巨大,以实 际横移速度进行岩石割缝数值模拟难度很大。经过 多次数值模拟与实验对比发现,数值模拟和实验的 岩石割缝深度与射流横移速度关系存在相似的变化 规律,且已有研究证实采用放大横移速度可以较准 确的模拟磨料射流切割金属材料<sup>[14]</sup>,说明通过提高 横移速度可以进行磨料射流冲击割缝岩石的数值模 拟研究。

同等实验参数相同条件下,改变模拟中横移速 度的放大系数,对比实验与数值模拟岩石割缝深度 与横移速度的关系。当数值模拟中横移速度约为实 验横移速度600倍时,岩石割缝深度随横移速度的 变化规律以及其对应的割缝深度相一致如图5所 示。可见,通过提高数值模拟中磨料射流的横移速 度割缝岩石是一种可行的模拟方法。

图 6 为实验与模拟岩石割缝。在横移速度为 1.6 m/min条件下,磨料射流割缝岩石深度和宽度如 图 6(a)所示,实验岩石割缝深度和宽度分为约为 10 mm 和 1.9 mm。数值模拟获得岩石割缝状态如 图 6(b)所示,割缝深度和宽度分别为 11.4 mm 和 2.2 mm。对比实验和数值模拟岩石割缝深度和宽 度,其误差分别为 14%, 15.8%。可见,笔者建立的 数值模型可以较准确模拟磨料射流冲击割缝岩石 过程。



Fig.5 Relationship between slotting depth and translational velocity



#### 2.2 岩石单元损伤失效分析

分别提取岩石割缝中心位置和边缘的岩石单元 有效应力和单元损伤值随时间变化曲线,进而分析 磨料射流冲击载荷下岩石损伤失效过程。不同位置 岩石单元冲击压力如图7所示,不同位置单元受磨 料射流冲击强度明显不同。位于割缝位置的中心单 元A,B,C受到的冲击压力很大,其峰值压力分别达 到34,45和37.5 MPa;位于割缝边缘的岩石单元D, E受到的冲击压力相对较低,没有明显的峰值压力 存在,且受到的冲击压力均值不足10 MPa。

图 8 为岩石单元损伤随冲击时间变化。位于割 缝位置的中心单元A,B,C受冲击压力影响,单元损 伤值迅速达到1 且瞬时失效,并从数值模型中删除。 位于割缝边缘的岩石单元D,E未受到很大的峰值 冲击压力,该位置单元损伤呈现多次阶跃累积特 征。可见,岩石割缝位置中心和边缘的岩石单元损 伤失效速率不同,分别呈现瞬时损伤失效和多次阶 跃累积损伤特征。



Fig.7 Impact pressure of rock element in different position



# 3 岩石冲击割缝影响因素分析

#### 3.1 磨料射流质量浓度

质量浓度是影响岩石割缝特征指标的重要参数 之一,优选的质量浓度可以提高磨料射流冲击割缝 岩石能力和降低磨料消耗量。在横移速度为50 m/s、 工作压力为40 MPa、直径为1 mm的条件下分别模 拟质量浓度为5%,10%,15%,20%,25%,30%的 磨料射流割缝岩石过程。

质量浓度越大,磨料射流动能越大,单位时间内 输出能量越高,理论上岩石割缝深度越大。割缝深 度与磨料浓度关系如图9所示。岩石割缝深度随质 量浓度增加而增大,当质量浓度在5%~10%时,岩 石割缝深度增加较快,而质量浓度大于10%时,岩 石割缝深度增加速度相对缓慢。

质量浓度越大,磨料颗粒数量越多,岩石割缝过 程中磨料颗粒相互碰撞阻碍概率增大。某时刻磨料 颗粒割缝岩石运动轨迹如图10所示。前侧靠近未 破坏岩石的磨料颗粒撞击岩石后经阶梯型斜坡变向



Fig.9 Relationship between slotting depth and abrasive concentration



图 10 磨料颗粒割缝岩石运动轨迹 Fig.10 Motion state of abrasive particles

后,大部分颗粒速度朝后侧运动。反弹颗粒在运动 过程中与后侧颗粒发生碰撞,改变后侧磨料颗粒竖 直向下的运动方向和速度大小,进而阻碍后侧颗粒 冲击割缝岩石。当质量浓度为5%~10%时,磨料 颗粒数量相对较少,此范围内磨料颗粒碰撞概率相 对较小,磨料射流冲击能量利用效率较高,因此质量 浓度在5%~10%范围内岩石割缝深度随质量浓度 的升高增加速率较大。随着质量浓度进一步增大, 磨料颗粒相互碰撞概率相应增大,部分磨料颗粒有 效冲击速度减小,造成当质量浓度的提升增加速率 减小。

由岩石割缝深度与质量浓度关系可知,磨料射流质量浓度越大,岩石割缝深度越大。由于前混合 磨料射流发生系统自身特性限制,磨料射流质量浓 度难以无限增加,实际应用中前混合磨料射流质量 浓度一般在5%~15%之间,且较高质量浓度磨料 射流会导致喷嘴磨损过快<sup>[15]</sup>。由于质量浓度大于 10%时,岩石割缝深度随质量浓度增加速度缓慢,因此磨料射流割缝岩石质量浓度取10%左右较为 合适。

#### 3.2 磨料射流工作压力

磨料射流冲击割缝岩石过程存在磨料颗粒高速、高频撞击岩石现象,能够在较低工作压力下实现较高的岩石破碎效率。在磨料射流质量浓度为10%、横移速度为40m/s、直径为1mm条件下,分析岩石割缝深度随磨料射流工作压力变化规律。喷嘴结构对磨料射流流场和出口速度有较大影响,已有研究表明锥柱形喷嘴射流可控性、对称分布射流形态较好<sup>[16]</sup>,实验中采用锥柱形喷嘴形成射流进行岩石割缝。根据实际实验喷嘴结构尺寸,利用流体仿真软件Fluent模拟喷嘴流场,湍流方程为标准的 k-ε模型,喷嘴内磨料射流速度场如图11所示。可见,喷嘴出口截面处水和磨料速度平均值分别为260.6m/s和259.1m/s,喷嘴出口处水和磨料颗粒速度基本相等。水射流喷嘴出口速度数学模型为

$$V = C \sqrt{\frac{2(P - P_0)}{\rho_w \left[1 - (d_0 / D_0)^4\right]}}$$
(5)

其中:V为喷嘴出口磨料射流速度;P<sub>0</sub>为大气压;D<sub>0</sub> 为入口截面直径;d<sub>0</sub>为出口截面直径;ρ<sub>w</sub>为水的密 度;C为与雷诺数相关的经验参数,取值范围为 0.8~0.98;P为水射流工作压力。



Fig.11 Velocity field of abrasive waterjet in the nozzle

根据喷嘴出口水射流速度计算公式,可得在 40 MPa工作压力、喷嘴直径为1 mm条件下,出口速 度在226.16~277.65 m/s之间。对不同入口压力条 件下喷嘴内流场进行数值模拟,获得磨料射流工作 压力与出口速度关系如图12所示,说明数值模拟和 理论计算的喷嘴出口射流速度基本一致。

对不同压力条件下磨料射流冲击割缝岩石过程





进行数值模拟,割缝深度与磨料射流压力关系如图 13所示。当磨料射流工作压力在5 MPa时,岩石达 到破碎临界条件。当工作压力在5 MPa~15 MPa 范围内时,岩石割缝深度随磨料射流压力增大而快 速上升。当工作压力范围在15 MPa~35 MPa之间 时,随着磨料射流压力增大,岩石割缝深度增加相对 缓慢。当工作压力大于35 MPa后,岩石割缝深度随 磨料射流工作压力增大又快速增加。



Fig.13 Relationship between slotting depth and abrasive waterjet pressure

磨料射流冲击割缝岩石存在阈值压力,当工作 压力达到5 MPa时,岩石表面形成较浅的宏观割缝。 工作压力在5 MPa~15 MPa范围内时,自由面岩石 易破碎、射流靶距小等是造成岩石割缝深度快速上 升的主要原因。工作压力在15 MPa~35 MPa时, 工作压力不高,岩石割缝底部滞止压力破岩能力有 限,磨料射流靶距相对较大,且后续磨料射流颗粒冲 击岩石作用受到缝底滞止流体、前侧颗粒冲击变向 阻碍等影响,造成岩石割缝深度增加速度相对较 低。当工作压力大于35 MPa时,虽然缝底滞止流体 也减弱后续磨料射流冲击岩石作用,但射流在岩石 割缝底部的滞止压力较大,在一定程度上可以利用 滞止压力进一步割缝岩石,可能是岩石割缝深度又 快速上升的原因。

#### 3.3 磨料射流直径

磨料射流工作压力为40 MPa、质量浓度为 10%、横移速度为20 m/s时,射流直径越大,在竖直 方向冲击岩石的SPH粒子数越多,单位时间内冲击 能量越高,理论上岩石单元累积损伤越容易达到失 效极限而删除。磨料射流直径范围取0.6~1.2 mm, 总体上岩石割缝深度与射流直径关系如图14所示。 值得注意的是,当磨料射流直径大于1.2 mm时,割 缝深度随直径变化趋于平缓,岩石割缝深度约为 6.2~6.3 mm。



jet diameter

磨料射流截面内颗粒冲击岩石时刻和位置均存 在差异,不同位置射流粒子速度变化如图15所示。 磨料射流前侧靠近横移方向的边缘粒子最先与岩石 发生碰撞接触,冲击反弹概率较大,大部分粒子沿冲 击速度方向反弹,对岩石冲击作用显著。与前侧射 流边缘磨料粒子类似,磨料射流中间粒子在割缝岩 石过程中与岩石发生碰撞而反弹。与前侧磨料粒子 不同的是,由于部分中间粒子受到前侧边缘反弹粒 子和缝底流体等影响,中间磨料粒子反向运动速度 相对较小,与前侧磨料粒子相比冲击岩石作用相对 较弱。与磨料射流前侧和中间磨料粒子不同,磨料 射流后侧边缘粒子冲击岩石时易受到变向的前侧和 中间粒子干扰以及缝底流体阻碍作用,后侧边缘粒 子冲击岩石作用最弱,甚至部分磨料粒子未出现明 显的冲击反弹作用,竖直方向速度陡降趋近于0,该 部分磨料颗粒可能沉降在岩石缝底或随缝底流体流 出岩石割缝。磨料射流后侧粒子对岩石割缝壁面起



Fig.15 Velocity change of abrasive particles in different position

到一定冲刷作用,在一定程度上会影响岩石割缝宽 度和表面质量,但对提高岩石割缝深度作用有限。

从碰撞动能传递角度来讲,射流前侧磨料粒子 能量传递效率较最高,对岩石割缝深度影响最大,射 流中间磨料粒子次之,射流后侧磨料粒子对岩石割 缝深度影响不大。随着磨料射流直径增大,岩石割 缝深度逐渐增加,但当射流直径大于1.2 mm之后, 磨料射流前侧反弹粒子不仅对射流中间磨料粒子冲 击岩石干扰加剧,甚至与缝底流体共同阻碍右侧磨 料粒子与岩石碰撞接触。磨料射流直径越大,射流 前侧、中间、后侧磨料粒子在几何空间区分越明显,直 接导致磨料射流直径大于1.2 mm后岩石割缝深度 几乎不再增加。因此,前混合磨料射流喷嘴直径取 1.2 mm较为合理。

## 4 结 论

 基于 RHT本构模型建立了磨料射流冲击割 缝岩石的流固耦合数值模型,采用试错法构建了数 值模拟与实验磨料射流横移速度关系,模拟和实验 的岩石割缝深度随射流横移速度变化规律一致,为 磨料射流割缝岩石影响因素分析提供了一种可行的 数值方法。

2) 射流前侧磨料颗粒撞击岩石后变向,部分磨料颗粒速度朝向后侧,反弹颗粒在向后侧运动过程中与后续磨料射流颗粒可能发生碰撞,改变后续磨料颗粒运动方向和速度大小,阻碍后续颗粒冲击割缝岩石,磨料射流质量浓度越大该现象越明显,磨料浓度大于10%时岩石割缝深度上升缓慢。

3) 磨料射流直径越大,射流前侧、中间、后侧磨 料粒子在几何空间区分越明显,中间和后侧磨料粒 子冲击破岩作用减弱越明显。岩石割缝深度随射流 直径增大呈指数上升,磨料射流直径大于1.2 mm后 岩石割缝深度几乎不再增加,因此前混合磨料射流 喷嘴直径取1.2 mm左右较为合理。

4) 割缝位置中心和边缘岩石单元分别呈现瞬 时受载损伤失效和多次阶跃累积损伤特征。磨料射 流割缝岩石深度随工作压力增大而上升,但割缝深 度增大速率随工作压力变化呈现多阶段特性,工作 压力小于15 MPa或大于35 MPa时,磨料射流割缝 岩石深度增加较快。

#### 参考文献

- [1] XUE Y Z, SI H, XU D Y, et al. Experiments on the microscopic damage of coal induced by pure water jets and abrasive water jets[J]. Powder Technology, 2018, 332:139-149.
- [2] AYDIN G, KAYA S, KARAKURT I. Effect of abrasive type on marble cutting performance of abrasive water jet [J]. Arabian Journal of Geosciences, 2019, 12(11): 1-8.
- [3] 林晓东,卢义玉,汤积仁,等.基于SPH-FEM耦合算 法的磨料射流破岩数值模拟[J].振动与冲击,2014, 33(18):170-176.

LIN Xiaodong, LU Yiyu, TANG Jiren, et al. Numerical simulation of abrasive water jet breaking rock with SPH-FEM coupling algorithm [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(18): 170-176. (in Chinese)

- [4] LIU X H, LIU S Y, JI H F. Numerical research on rock breaking performance of water jet based on sph [J]. Powder Technology, 2015, 268: 181-192.
- [5] REN F S, FANG T C, CHENG X Z. Theoretical modeling and experimental study of rock-breaking depth in particle jet impact drilling process [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2019, 183: 106419.
- [6] WANG F X, WANG R H, ZHOU W D, et al. Numerical simulation and experimental verification of the rock damage field under particle water jet impacting [J]. International Journal of Impact Engineering, 2017, 102: 169 -179.
- [7] ZHAO J, ZHANG G C, XU Y J, et al. Mechanism and effect of jet parameters on particle waterjet rock breaking[J]. Powder Technology, 2017, 313: 231-244.
- [8] 陈飞国, 葛蔚. 多相流动的光滑粒子流体动力学方法 研究综述[J]. 力学学报, 2021, 53(9): 2357-2373.
  CHEN Feiguo, GE Wei. A review of smoothed particle hydrodynamics family methods for multiphase flow[J].
  Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(9): 2357-2373. (in Chinese)
- [9] 张志春, 卞强, 展文豪, 等. 高速冲击问题的 SPH 粒

子接触算法三维数值计算[J]. 兵器装备工程学报, 2018, 39(9): 1-6.

ZHANG Zhichun, BIAN Qiang, ZHAN Wenhao, et al. High velocity impact simulation using SPH contact algorithm [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2018, 39(9): 1-6. (in Chinese)

- [10] XIE L X, LU W B, ZHANG Q B, et al. Analysis of damage mechanisms and optimization of cut blasting design under high instituted stresses[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2017, 66: 19-33.
- [11] 匡志平,袁训康.RHT 混凝土本构模型强度参数分析 与模拟[J].力学季刊,2012,33(1):158-163.
  KUANG Zhiping, YUAN Xunkang. The analysis and simulation for the strength parameters of RHT concrete model [J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2012, 33(1):158-163. (in Chinese)
- [12] JIANG H X, MENG D G. 3D numerical modelling of rock fracture with a hybrid finite and cohesive element method [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2018, 199: 280-293.
- [13] HEUZE O. General form of the mie-gruneisen equation of state [J]. Comptes Rendus Mecanique, 2012, 340(10): 679-687.
- [14] ANWAR S, AXINTE D A, BECKER A A. Finite element modelling of abrasive waterjet milled footprints[J]. Wear, 2013, 303: 426-436.
- [15] 管金发,邓松圣,段纪森,等.几何结构参数对磨料水 射流喷嘴磨损规律影响的模拟分析[J].机床与液压, 2017,45(23):146-149.
  GUAN Jinfa, DENG Songsheng, DUAN Jimiao, et al. Analysis of rule influences of geometric structural parameters on wear of abrasive water jet nozzle[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2017, 45(23): 146-149. (in Chinese)
- [16] 张铁民,李晟华,梁莉,等.基于FLUENT的压电式 无针注射器喷嘴射流分析[J].振动、测试与诊断, 2019,39(2):273-280.

ZHANG Tiemin, LI Shenghua, LIANG Li, et al. Flow analysis of piezoelectric needless syringe nozzle based on fluent[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2): 273-280. (in Chinese)



**第一作者简介:**江红祥,男,1987年4月 生,副教授、博士生导师。主要研究方向 为高压水射流技术和机械冲击动力学。 曾发表《Numerical simulation on rock fragmentation by discontinuous water-jet using coupled SPH/FEA method》 (《Powder Technology》2017, No.312)等 论文。

E-mail: jianghongxiang@cumt.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.023

# 基于卷积GRU注意力的设备剩余寿命预测

赵志宏<sup>1,2</sup>,李晴<sup>1</sup>,李春秀<sup>1</sup>

(1.石家庄铁道大学信息科学与技术学院 石家庄,050043)(2.石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室 石家庄,050043)

摘要 为了直接利用神经网络从采集的全寿命振动信号中自动提取特征信息,避免对人工提取特征的依赖,提出了 一种基于卷积门控循环单元(convolutional gated recurrent unit,简称 ConvGRU)注意力的剩余寿命预测方法。首 先,对于采集的设备振动信号预处理,输入 ConvGRU注意力模型,ConvGRU通过卷积神经网络(convolutional neural networks,简称 CNN)提取设备状态的空间局部特征,门控循环神经单元(gate recurrent unit,简称 GRU)提取 时序特征信息,从而有效提取设备状态特征;其次,利用注意力机制对特征信息分配不同的权重;然后,进行中间网 络层特征输出的可视化实验,验证了本研究方法特征提取的有效性;最后,进行了2个机械设备数据集 PHM2012轴 承数据集和 NASA 发动机数据集的实验,并与已有方法进行对比。实验结果表明,笔者提出的基于 ConvGRU注意 力的剩余寿命预测方法预测准确性更好,并具有较好的泛化性。

关键词 机械设备;剩余寿命预测;深度学习;卷积门控循环单元;注意力 中图分类号 TH133; TH17

# 引 言

当今工业行业亟待解决的问题是面临繁重的机 械设备健康维护管理工作时如何提高机械设备的安 全性和稳定性,提高工作效率,降低维护成本<sup>11</sup>。故障 预测与健康管理系统包括设备故障检测、实时监测和 剩余寿命(remaining useful life,简称RUL)预测等。 RUL是预测机械设备从当前时刻到无法正常工作的 运行时间<sup>[2]</sup>。现有的剩余寿命预测方法主要分为基于 失效机理的方法、基于数据驱动的方法和两者融合的 方法<sup>[3]</sup>。基于失效机理的方法需要针对研究对象建立 失效退化模型,一般不具有泛化性。由于工况复杂多 变,机械设备愈加复杂,退化机理不同,获得失效模型 过程复杂,预测效果难以保证<sup>[4]</sup>。基于数据驱动的方 法是通过机器学习和统计学的方法从传感器采集的 数据中探究与剩余寿命之间的关系<sup>55</sup>。传统的基于数 据驱动的方法(例如支持向量机<sup>[6]</sup>、贝叶斯<sup>[7]</sup>、神经网 络<sup>[8]</sup>等)在剩余寿命预测方面获得一定的成果,但随着 机械设备的复杂化和集成化,采集的传感器数据愈加 庞大,其中蕴含的特征关系难以获取,剩余寿命预测 结果准确性存在一定的误差。

深度学习具有强大的非线性映射能力和提取特

征能力,被越来越多地应用在剩余寿命预测和健康 监测领域<sup>[9]</sup>。Ren等<sup>[10]</sup>应用CNN的轴承剩余寿命预 测方法,通过CNN提取特征向量,利用深度神经网 络预测剩余寿命。王奉涛等<sup>[11]</sup>应用基于长短期记忆 网络(long short-term memory,简称LSTM)预测模 型,将提取到的退化特征输入到LSTM中预测滚动 轴承的剩余寿命,并取得了较好的预测结果。肖 丽<sup>[12]</sup>将GRU应用到滚动轴承的剩余寿命预测研究 中,将GRU与粒子滤波器相结合预测轴承的RUL, 有效提高了预测的精度。王玉静等<sup>[13]</sup>将 CNN 和 LSTM 相结合,提出了一种新的网络结构预测滚动 轴承的剩余寿命,提高了预测的准确度和稳定性。 以上方法从振动信号中提取空间特征或时序特征, 只是利用了一方面的特征信息,会造成特征信息的 丢失。部分研究者开始从振动信号中同时提取空间 特征和时序特征。王久健等<sup>[14]</sup>将卷积长短期记忆网 络(convolutional long short-term memory,简称 ConvLSTM)应用于轴承RUL预测方法,通过CNN提 取局部特征信息,LSTM提取时间信息,获取退化 程度的特征。ConvLSTM存在的问题是参数量太 大,为了进一步减少ConvLSTM的参数量并提高泛 化能力,Shi等<sup>[15]</sup>提出一种CNN与GRU结合的时空

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(11972236,11790282);石家庄铁道大学研究生创新基金资助项目(YC2021077) 收稿日期:2021-07-25;修回日期:2021-09-15

序列网络结构 ConvGRU。Chen 等<sup>[16]</sup>提出一种基于 注意力机制的 RUL 预测模型,利用 LSTM 提取与 时间有关的特征,通过注意力为不同传感器特征和 时间步加权,进一步提高剩余寿命预测的准确性。 ConvGRU 门控单元数目和参数量少于 ConvL-STM,提高了计算性能;注意力机制能对重要的特 征信息分配更大权重。

基于以上考虑,笔者提出一种基于 ConvGRU 注意力的剩余寿命预测模型。ConvGRU 作为 CNN和GRU结合体,既通过 CNN 提取设备状态 的空间局部特征,又利用GRU提取时序特征,可更 有效地提取设备状态特征;通过注意力机制对于特 征信息分配不同的权重,有效利用特征信息。实验 表明,本研究方法在剩余寿命预测方面取得了较好 结果。

# 1 理论分析

### 1.1 GRU

LSTM 解决了 RNN 存在的长期依赖的问题, LSTM 通过 3 个门控结构(输入门、输出门和遗忘 门)控制网络的输入值、输出值和记忆值。文献[17] 提出了一种不同于 LSTM 的结构 GRU,对 LSTM 进行简化,它只包含 2 个门:更新门和重置门,其参 数少于 LSTM,提高了网络计算效率。GRU广泛应 用于时间序列分类和预测问题<sup>[18]</sup>。GRU网络单元 结构如图1所示。



图 1 GRU网络单元结构 Fig.1 structure of GRU network

GRU的计算公式如式(1)~(4)所示

 $R_t = \sigma(X_t W_{xr} + H_{t-1} W_{hr} + b_r) \tag{1}$ 

$$Z_{i} = \sigma(X_{i}W_{rr} + H_{i-1}W_{hr} + b_{r})$$

$$\tag{2}$$

$$\tilde{H}_t = \tanh\left(X_t W_{xh} + (R_t \odot H_{t-1}) W_{hh} + b_h\right) \quad (3)$$

$$H_t = Z_t \odot H_{t-1} + (1 - Z_t) \odot \tilde{H}_t \tag{4}$$

其中: $\sigma$ 为激活函数; $X_t$ 为t时刻网络层的输入; $H_{t-1}$ 为t-1时刻隐藏状态; $R_t$ 为重置门,用于控制t-1时刻的状态信息被传入t时刻候选集 $\tilde{H}_t$ 的数量,t-11时刻的状态信息传入t时刻候选集 $\tilde{H}_t$ 的数量越少,

则重置门越小;Z<sub>t</sub>为更新门,用于控制*t*-1时刻的状态信息更新至*t*时刻的情况,*t*-1时刻的状态信息更新至*t*时刻越少,更新门越小。

### 1.2 ConvGRU

Shi等<sup>[15]</sup>提出的 ConvGRU的门控循环机制与 GRU相同,不同之处在于特征计算时 ConvGRU采 用卷积网络结构,而 GRU采用全连接结构。ConvGRU与 ConvLSTM 相比,结构更加简单,参数量 更少,计算速度更快,网络收敛速度更快<sup>[15]</sup>。ConvGRU同时具有 CNN与 GRU的优点,通过 CNN提 取空间局部特征,利用 GRU 提取时序特征,从而可 以同时提取时间序列中的时空特征信息。ConvGRU内部结构如图 2 所示。



Fig.2 Internal structure of ConvGRU

ConvGRU的计算公式如式(5)~(8)所示  $R_t = \sigma(X_t * W_{rr} + H_{t-1} * W_{br} + b_t)$  (5)

$$Z_{t} = \sigma(X_{t} * W_{xx} + H_{t-1} * W_{bx} + b_{z})$$
(6)  
$$Z_{t} = \sigma(X_{t} * W_{xx} + H_{t-1} * W_{bx} + b_{z})$$
(6)

 $\tilde{H}_{t} = \tanh\left(X_{t} * W_{th} + (R_{t} \odot H_{t-1}) * W_{hh} + b_{h}\right) (7)$ 

$$H_t = Z_t \odot H_{t-1} + (1 - Z_t) \odot \tilde{H}_t \tag{8}$$

其中: $\sigma$ 为激活函数;\*表示卷积操作; ④表示元素 相乘;  $R_t$ 为重置门;  $Z_t$ 为更新门;  $X_t$ 为 t 时刻网络 层的输入;  $H_{t-1}$ 为 t-1 时刻隐藏状态;  $\tilde{H}_t$ 为候 选集。

#### 1.3 注意力机制

注意力机制<sup>[19]</sup>最初应用于机器翻译领域,随着 注意力机制的快速发展,已广泛应用于时序信息处 理的各个方面。在深度学习模型中,通过注意力对 提取到的特征信息赋予不同的权重,突出重要信 息。笔者所使用的注意力分配权重过程如图3所 示,计算过程分为3个阶段。

1) 通过点积运算计算输入特征向量Q,Ki的相





关性,得到权重系数,计算公式为

$$P_{\text{similarity}}(\boldsymbol{Q},\boldsymbol{K}_i) = \boldsymbol{Q} \boldsymbol{\cdot} \boldsymbol{K}_i \tag{9}$$

2)在 Dense 层利用 Softmax 函数对上一步得到的权重系数进行归一化处理,数值转换得到 w<sub>i</sub>

$$\boldsymbol{w}_i = \operatorname{Soft} \max\left(\boldsymbol{P}_{\operatorname{similarity}}(\boldsymbol{Q}, \boldsymbol{K}_i)\right)$$
 (10)

3) 通过 w<sub>i</sub>, V<sub>i</sub>加权求和,得到对应的注意力权 重值,计算公式为

$$A(\boldsymbol{Q},\boldsymbol{K}_i) = \sum_{i=1}^n \boldsymbol{w}_i \cdot \boldsymbol{V}_i \qquad (11)$$

其中: Q为注意力层输入; (K<sub>i</sub>, V<sub>i</sub>)为一组数据对, 通过计算与Q的相似性得到K<sub>i</sub>对应的V<sub>i</sub>。

# 2 寿命预测模型

笔者提出的剩余寿命预测模型ConvGRU注意 力模型网络结构如图4所示,主要由ConvGRU层、 批处理化层(BatchNormalization,简称BN)层、注意 力层、平铺层和全连接层组成。寿命预测的具体步 骤如下:

1) 对于输入的原始数据序列首先经过数据转换,得到n个特征向量 $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ ,将其作为 ConvGRU注意力网络结构的输入特征序列;

2) 通过2层ConvGRU隐藏层特征矩阵*H*<sub>1</sub>,*H*<sub>1</sub>
 经过BN层进行正则化;

3)将经过正则化后的特征矩阵H<sub>2</sub>输入到注意 力机制进行加权,在注意力机制中,首先通过输入 矩阵的点积运算得到对应的权重,将得到的权重经 过Softmax函数对生成的权重归一化,最后将得到 的权重和对应的值加权求和生成新的特征矩阵 序列;

4)由于预测目标与输入维数不同,将预测 网络中的所有状态经过平铺层连接起来,并将 其输入到2个全连接层以多对一的形式输出预 测结果,即为当前剩余寿命与全寿命结果的 比值。



图 4 ConvGRU注意力模型网络结构 Fig.4 Network structure of ConvGRU-attention model

#### 3 实验与分析

#### 3.1 数据集介绍

在公开的数据集<sup>[20]</sup>上进行实验验证笔者所提 出的基于 ConvGRU 注意力的剩余寿命预测模型的 性能。该数据集包含3个工况,17个轴承的全寿命 数据。前2种工况各包括7个轴承,命名分别为轴 承1-1~轴承1-7,轴承2-1~轴承2-7。第3种工况包 括3个轴承,命名为轴承3-1~轴承3-3。该数据集 每间隔10s采集一次水平和垂直2个方向的传感器 数据,每次采集记录时间为0.1 s,采样频率为 25.6 kHz。笔者采用水平方向采集的数据。实验选 用11个轴承的数据作为训练集,剩余6个轴承数据 作为测试集。以轴承1~3为例,水平方向采集全寿 命周期原始信号如图5所示。



#### 3.2 数据预处理

将轴承方向的原始数据整合处理,对于整合的 轴承数据在输入模型之前采用最大最小标准化进行

575

数据预处理,缩小数据范围,将数据集最小值和最大 值转化至[0,1]之间,以提高模型计算速度,计算公 式为

$$\overline{X_{t}} = \frac{X_{t} - X_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}}$$
(12)

其中: $X_t$ 为数据集t时刻的输入; $X_{\min}$ 为数据集的最 小值; $X_{\max}$ 为数据集的最大值; $\overline{X_t}$ 为t时刻通过数据 标准化后的值。

对于每行数据进行标签化处理,每行数据的标签 为轴承对应的剩余寿命和全寿命的比值*Z<sub>i</sub>*,*Z<sub>i</sub>*计算公 式为

$$Z_i = \frac{L-i}{L-1} \tag{13}$$

其中:L为每个轴承整合后的行数,即为轴承的实际 全寿命长度;i为当前行。

对剩余寿命标签进行归一化处理,可以降低轴 承不同工况和剩余寿命不同等因素的影响,提高剩 余寿命预测的准确性。

## 3.3 剩余寿命计算步骤

利用一次线性回归预测,得到*t*时刻对应的剩余寿命RUL,,其计算步骤如下:

1)通过线性回归建立预测,得到当前剩余寿命
 与全寿命结果之间的线性方程为

$$t = ay_t + b \tag{14}$$

2) 计算轴承的全寿命周期,当y<sub>t</sub>=0时,轴承 剩余寿命为0,其全寿命周期为

$$m = ay_t + b = b \tag{15}$$

RI

$$\mathbf{UL}_t = L - t \tag{16}$$

其中:t为轴承已运行时间;y<sub>t</sub>为预测的当前剩余寿 命与全寿命结果的比值;L为轴承的全寿命周期; RUL<sub>t</sub>为t时刻轴承的剩余寿命。

#### 3.4 实验分析

3.4.1 轴承RUL预测结果对比

为验证笔者提出的基于 ConvGRU 注意力的剩余寿命预测模型的有效性,利用 PHM2012 数据集的误差百分比进行评价。误差百分比的计算公式为

$$\mathrm{Er}_{i} = \frac{\mathrm{RUL}_{\mathrm{acti}} - \mathrm{RUL}_{i}}{\mathrm{RUL}_{\mathrm{acti}}} \times 100\% \qquad (17)$$

其中:RUL<sub>acti</sub>为第 *i* 组测试数据的实际 RUL; RUL<sub>i</sub>为第 *i* 组测试数据的预测 RUL。

不同预测方法对比如表1所示。可以看出,以 轴承1~3为例,本研究方法与ConvGRU相比误差 降低了79.87%;与ConvLSTM相比误差降低了 45.61%;与基于自组织映射(self-organizing map, 简称SOM)的健康指数(health index,简称HI)<sup>[21]</sup> 相比误差降低了43.32%;与CNN-HI相比误差降 低了62.21%;与RNN-HI<sup>[22]</sup>相比误差降低了 57.67%。因此,笔者基于ConvGRU注意力的剩 余寿命预测模型具有更低的误差率,表明了该模 型的有效性。

表1 不同预测方法对比 Tab.1 Comparison of different prediction methods

测试集	当前 时刻	实际 寿命	预测 寿命	ConvGRU 注意力	ConvGRU	ConvLSTM <sup>[14]</sup>	CNN-HI <sup>[14]</sup>	SOM-HI <sup>[21]</sup>	RNN-HI <sup>[22]</sup>
轴承1-3	1 801	573	678	-18.32	-89.53	33.68	48.52	-31.76	43.28
轴承1-4	1 138	290	216	25.52	-44.21	47.24	53.57	62.76	67.55
轴承1-6	2 301	146	175	-19.86	-29.17	23.28	19.39	-32.88	21.23
轴承1-7	1 501	757	649	14.27	34.87	-3.30	16.27	-11.09	17.83
轴承2-5	2 001	309	421	-36.25	-60.84	-39.80	56.13	68.61	54.37
轴承2-6	571	129	139	-8.33	34.88	8.52	-18.65	-51.94	-13.95

#### 3.4.2 与ConvLSTM注意力比较

ConvGRU注意力和ConvLSTM注意力模型的 参数量和运行时间对比如表2所示。其中,2个模型 的层数相同且训练次数均为100。运行的硬件设备 参数:内存为64G;处理器为Intel Xeon(R)Silver 4110 CPU@2.10GHz\*16;操作系统为64位。从 表2可以看出,ConvGRU注意力模型与ConvL-

表2 参数量和运行时间对比

Tab.2 Comparison of parameters and running time

模型	参数量	运行时间/s
ConvLSTM注意力	25 539	22 500
ConvGRU注意力	19 789	19 000

STM注意力模型相比,参数量降低了22.51%,运行时间减少了15.56%。

以轴承1~3为例,ConvLSTM注意力和ConvGRU注意力的预测结果如图6所示。可以看出, ConvGRU注意力方法的实际RUL和预测RUL相 比,波动小于ConvLSTM注意力方法。



Fig.6 Comparison of actual RUL and predicted RUL of bearing

#### 3.4.3 可视化分析

为进一步验证笔者所提的基于 ConvGRU 注 意力剩余寿命预测模型的有效性,对该模型不同 层所提取的特征可视化。选取可视化的层分别 为输入层、ConvGRU\_2 层输出,注意力层输出和 Dense\_2 层输出。隐藏层特征可视化如图 7 所示, 图中的每个点表示不同时刻 t 的特征,颜色则为 对应点的剩余寿命和全寿命的比值 Z<sub>i</sub>。根据图 7





可知,随着模型的深入,所提取的特征由输入层的杂乱无序,经过ConvGRU\_2层后的逐渐分离, 至注意力层输出的逐渐有序,到Dense\_2层的有 序排列,反映了该模型较好的提取特征能力。

#### 3.5 C-MAPSS数据集实验

为验证笔者提出模型的泛化能力,使用 NASA 仿真 C-MAPSS 数据集。该数据集包括4 个子集,具体情况如表3所示。每个子集包括对 应的训练集、测试集以及测试集对应的实际剩 余寿命。该数据集使用的评价指标为:评分函数(PHM 2008数据挑战评价标准中评分函数)和均方根误差(root mean square error,简称RMSE)。

表3 C-MAPSS数据集 Tab.3 C-MAPSS data set

全粉况平	数据集						
参 <u>奴</u> 反 <u>自</u>	FD001	FD002	FD003	FD004			
训练发动机单元个数	100	260	100	249			
测试发动机单元个数	100	259	100	248			
操作条件	1	6	1	6			
故障类型	1	1	2	2			

评分函数计算公式为

$$S = \begin{cases} \sum_{i=1}^{n} e^{-\left(\frac{d}{13}\right)} - 1 & (d < 0) \\ \sum_{i=1}^{n} e^{\left(\frac{d}{10}\right)} - 1 & (d \ge 0) \end{cases}$$
(18)

其中:n为每个测试集中的发动机个数;d= RUL<sub>estimated</sub> - RUL<sub>real</sub>。

RMSE具有无偏性,用于衡量实际值和预测值 之间的偏差,计算公式为

RMSE = 
$$\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (y_i - \hat{y}_i)^2}$$
 (19)

其中:yi为实际值;ŷi为预测值。

FD001~FD004子集测试集中剩余寿命实际值 与预测值对比如图8所示,按照从小到大对发动机 索引排序。由图8可知,FD001与FD003对应的剩 余寿命预测结果与实际寿命相比,波动幅度小于 FD002与FD004,说明FD001与FD003剩余寿命预 测结果更准确。

如表4所示,为验证笔者所提的基于ConvGRU注意力的剩余寿命预测模型的有效性,与 已有的使用C-MAPSS数据集RUL预测方法进行 对比。方法包括双向长短期记忆网络 (bi-directional long-short term memory,简称 Bi-LSTM)<sup>[23]</sup>、长短期记忆网络(long-short term memory,简称LSTM)<sup>[24]</sup>、梯度提升(gradient boosting,简称GB)<sup>[25]</sup>、随机森林(random forest,简称 RF)<sup>[25]</sup>、支持向量机(support vector machine,简称 SVM)<sup>[25]</sup>、基于时间窗神经网络(time window based neural network,简称TWBNN)<sup>[26]</sup>、深度卷积 神经网络(deep convolutional neural network,简称 DCNN)<sup>[27]</sup>。从表4可以看出,笔者基于ConvGRU



图 8 FD001~FD004子集测试集中剩余寿命实际值与预测 值对比



注意力的剩余寿命预测模型与已有的方法相比, 评分函数和 RMSE 都取得了较好的结果。其中: 和 Bi-LSTM 比较,子集 FD001 的评分函数降低了 3.25%, RMSE 减少了 6.26%;子集 FD002 的评分 函数降低了 50.65%, RMSE 减少了 23.48%;子集 FD003 的评分函数降低了 47.54%, RMSE 减少了 1.84%;子集 FD004 的评分函数降低了 15.26%, RMSE 减少了 25.10%。

Tab.4 Comparison of different methods based on C-MAPSS dataset and the method in this paper									
数据集	评价指标	ConvGRU	Bi-LSTM <sup>[23]</sup>	LSTM <sup>[24]</sup>	$GB^{[25]}$	$RF^{[25]}$	$\mathrm{SVM}^{[25]}$	TWBNN <sup>[26]</sup>	DCNN <sup>[27]</sup>
		汪意刀							
FD001	评分函数	327	338	—	474.01	479.75	7 703.33	—	1 286.7
1 D001	RMSE	15.13	16.14	12.81	15.67	17.91	40.72	—	18.45
ED002	评分函数	2 196	4 450	—	87 280.06	70 456.86	316 483.31	—	13 570
FD002	RMSE	18.74	24.49		29.09	29.59	52.99	—	30.29
ED003	评分函数	447	852	—	576.72	711.13	22 541.58	—	$1\ 596.2$
FD003	RMSE	15.88	16.18		16.84	20.27	46.32	—	19.82
FD004	评分函数	4 703	5 550		17 817.92	46 567.63	141 122.19	—	7 886.4
	RMSE	21.10	28.17		29.01	31.12	59.96	_	29.16

表 4 基于 C-MAPSS 数据集的不同方法与本研究方法对比 Tab.4 Comparison of different methods based on C-MAPSS dataset and the method in this paper

# 4 结 论

1)针对ConvLSTM参数量大的问题,笔者采用ConvGRU网络结构,既利用CNN提取空间局部特征,又通过GRU提取时序特征,直接从采集的全寿命振动信号中提取时空特征信息,从而全面有效地获取具有一定趋势的退化特征信息。

2)针对不同特征信息对于剩余寿命的影响不同, 笔者引入注意力机制,对提取的特征信息分配不同的 权重,突出重要信息。通过特征可视化实验,说明了 注意力机制的有效性,提高了RUL预测的准确性。

3)笔者所提模型在2个不同数据集上进行实验验证,并与其他已有的方法进行对比。结果表明, 基于ConvGRU注意力的剩余寿命预测模型在设备剩余寿命预测方面更加有效,且具有较好的泛化性。

参考文献

- [1] MOGHADDASS R, ZUO M J. An integrated framework for online diagnostic and prognostic health monitoring using a multistate deterioration process [J]. Reliability Engineering and System Safety, 2014, 124: 92-104.
- [2] LIU G. A study on remaining useful life prediction for prognostic applications [D]. New Orleans: University of New Orleans, 2011.
- [3] LIAO L, KÖTTIG F. Review of hybrid prognostics approaches for remaining useful life prediction of engineered systems, and an application to battery life prediction[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2014, 63(1): 191-207.
- [4] 陈杰,邓二平,赵子轩,等.不同老化试验方法下SiC MOSFET失效机理分析[J].电工技术学报,2020,35(24):5105-5114.

CHEN Jie, DENG Erping, ZHAO Zixuan, et al. Failure

mechanism analysis of SiCMOSFET under different aging test methods[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2020, 35(24):5105-5114. (in Chinese)

- [5] 裴洪,胡昌华,司小胜,等.基于机器学习的设备剩余寿 命预测方法综述[J].机械工程学报,2019,10(5):1-13.
  PEI Hong, HU Changhua, SI Xiaosheng, et al. Review of machine learning based remaining useful life prediction methods for equipment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 10(5): 1-13. (in Chinese)
- [6] 胡昌华,胡锦涛,张伟,等.支持向量机用于性能退化的可靠性评估[J].系统工程与电子技术,2009, 31(5):1246-1249.
  HU Changhua, HU Jintao, ZHANG Wei, et al. Reliability assessment of performance degradation using support vector machines[J]. Systems Engineering and Electropy

tronics, 2009, 31(5): 1246-1249. (in Chinese)

- [7] 杜坤.基于贝叶斯算法的齿轮箱故障诊断和剩余寿命 预测[D].长沙:湖南工业大学,2018.
- [8] 王新春,赵金金.基于小波神经网络的 IGBT 寿命研究
  [J].电工技术,2020(10):114-116.
  WANG Xinchun, ZHAO Jinjin. Research on IGBT life based on wavelet neural network[J]. Electric Engineering, 2020(10): 114-116. (in Chinese)
- [9] ZHANG W, PENG G L, LI C H, et al. A new deep learning model for fault diagnosis with good anti-noise and domain adaptation ability on raw vibration signals [J]. Sensors, 2017, 17(2): 425-425.
- [10] REN L, SUN Y, WANG H, et al. Prediction of bearing remaining useful life with deep convolution neural network [J]. IEEE Access, 2018, 6: 13041-13049.
- [11] 王奉涛,刘晓飞,邓刚,等.基于长短期记忆网络的滚动轴承寿命预测方法[J].振动、测试与诊断,2020,40(2):303-309.
  WANG Fengtao, LIU Xiaofei, DENG Gang, et al. Remaining useful life prediction method for rolling bear-

ing based on the long short-term memory network [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2): 303-309. (in Chinese)

- [12] 肖丽. 基于 GRU 网络的滚动轴承剩余寿命预测研究 [D]. 武汉:武汉科技大学,2020.
- [13] 王玉静,李少鹏,康守强,等.结合 CNN 和 LSTM 的滚 动轴承剩余使用寿命预测方法[J].振动、测试与诊断, 2021,41(3):439-446.

WANG Yujing, LI Shaopeng, KANG Shouqiang, et al. Method of predicting remaining useful life of rolling bearing combining CNN and LSTM[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(3): 439-446. (in Chinese)

- [14] 王久健,杨绍普,刘永强,等.一种基于空间卷积长短时记忆神经网络的轴承剩余寿命预测方法[J].机械工程学报,2021,57(21):88-95.
  WANG Jiujian, YANG Shaopu, LIU Yongqian, et al. A method of bearing remaining useful life estimation based on convolutional long short-term memory neural network[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(21):88-95. (in Chinese)
- [15] SHI X, GAO Z, LAU S L, et al. Deep learning for precipitation nowcasting: a benchmark and a new model [C]//Advances in Neural Information Processing Systems. Long Beach, CA: [s. n.], 2017: 5617-5627.
- [16] CHEN Z, WU M, ZHAO R, et al. Machine remaining useful life prediction via an attention-based deep learning approach [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 68(3): 2521-2531.
- [17] LITJENS G, KOOI T, BEJNORDI B E, et al. A survey on deep learning in medical image analysis [J]. Medical Image Analysis, 2017, 42: 60-88.
- [18] 陈海文,王守相,王绍敏,等.基于门控循环单元网络 与模型融合的负荷聚合体预测方法[J].电力系统自动 化,2019,43(1):65-74.
  CHEN Haiwen, WANG Shouxiang, WANG Shaomin, et al. Aggregated load forecasting method based on gated recurrent unit networks and model fusion[J]. Automation of Electric Power Systems, 2019, 43(1):65-74. (in Chinese)
- [19] 汪琪,段湘煜.基于注意力卷积的神经机器翻译[J].计 算机科学,2018,45(11):226-230.
  WANG Qi, DUAN Xiangyu. Neural machine translation based on attention convolution[J]. Computer Science, 2018,45(11):226-230. (in Chinese)
- [20] NECTOUX P, GOURIVEAU R, MEDJAHER K, et

al. Pronostia: an experimental platform for bearings accelerated degradation tests [C] //IEEE International Conference on Prognostics and Health Management. Denver, Colorado, USA: [s. n.], 2012: 1-8.

- [21] SHENG H, ZHENG Z, ENRICO Z, et al. Condition assessment for the performance degradation of bearing based on a combinatorial feature extraction method [J]. Digital Signal Processing, 2014, 27: 159-166.
- [22] GUO L, LI N P, JIA F, et al. A recurrent neural network based health indicator for remaining useful life prediction of bearings [J]. Neurocomputing, 2017, 240: 98-109.
- [23] SHUAI Z, RISTOVSKI K, FARAHAT A, et al. Long short-term memory network for remaining useful life estimation [C] //IEEE International Conference on Prognostics and Health Management. Dallas, TX, USA: [s. n.], 2017: 88-95.
- [24] HSU C S, JIANG J R. Remaining useful life estimation using long short-term memory deep learning [C] // IEEE International Conference on Applied System Innovation. Chiba, Japan: [s. n.], 2018: 58-61.
- [25] ZHANG C, LIM P, QIN A K, et al. Multiobjective deep belief networks ensemble for remaining useful life estimation in prognostics [J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2016, 28(10): 2306-2318.
- [26] LIM P. CHI K G, TAN K C. A time window neural network based framework for remaining useful life estimation[C]//IEEE International Joint Conference on Neural Networks. Vancouver, BC, Canada: [s. n.], 2016: 1746-1753.
- [27] BABU G S, ZHAO P, LI X L, et al. Deep convolutional neural network based regression approach for estimation of remaining useful life[C]//International Conference on Database Systems for Advanced Applications. [S. 1.]: Springer, 2016: 214-228.



第一作者简介:赵志宏,男,1972年8月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为机械故障诊断,机器学习,信号处 理及动力学分析。曾发表《多小波系数 特征提取方法在故障诊断中的应用》 (《振动、测试与诊断》2015年第35卷第2 期)等论文。

E-mail:hb\_zhaozhihong@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.024

# 考虑刀-屑变摩擦因数的铣削力预测\*

李晓晨1, 岳彩旭1, 刘献礼1, 谢 娜1, 陈志涛1, 李恒帅1,

郝小乐1. 梁越昇2

(1.哈尔滨理工大学先进制造智能化技术教育部重点实验室 哈尔滨,150080) (2.佐治亚理工学院乔治·W·伍德拉夫机械工程学院 亚特兰大,30332)

摘要 针对铣削过程中刀具磨损或破损导致切削力波动剧烈,进而使得铣削过程控制难的问题,需要建立考虑 刀-屑间的摩擦特性进行切削力精确微元建模。由于常数表示摩擦因数无法全面地描述铣削过程中的摩擦特性,因 此以硬质合金立铣刀铣削Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢过程为研究对象,根据前刀面温度分布和刀-屑间相对滑移速度建立摩擦 因数的经验模型。在考虑材料硬度和刀具后刀面磨损的基础上建立第1剪切区、第2剪切区和第3剪切区受力预测 模型,并通过离散微元法建立整体铣削力预测模型。仿真结果与铣削实验测得的结果有很好的一致性,验证了所建 立模型具有较高的预测精度,进一步证明了随着后刀面磨损宽度的增加,铣削力随之增大。该结果为Cr<sub>12</sub>MoV淬硬 钢铣削加工加工参数优化提供了理论支持。

关键词 变摩擦因数;斜角切削;刀具磨损;铣削力;预测建模 中图分类号 TG501;TH113

# 引 言

切削力作为切削过程中的重要参量,不仅可以 描述切削过程的本质,还会影响切削热、刀具磨损 等。因此,通过研究切削过程中切削力的作用机理, 可以为有效预测不同切削条件下的切削力和表面形 貌、降低能耗、控制刀具磨损奠定基础。近年来,国 内外学者对金属切削的基本理论进行了深入研究, 提出了简单有效的方法用以描述材料去除机理,但 多从切屑的几何形状角度进行分析,忽略了切削过 程中接触面之间的摩擦特性。

切屑与前刀面接触区、工件与后刀面接触区的 摩擦特性对切削过程中的工件表面形貌、刀具受力 以及前后刀面磨损产生影响。切屑-刀具-工件接触 区的摩擦特性一般由摩擦因数进行描述,但由于切 削是一个复杂的热力耦合过程,因此摩擦因数受到 包括材料特性在内的表面粗糙度、法向应力、温度和 刀-屑相对滑动速度等因素的影响。随着切削速度 的变化,接触区域的温度、正应力及滑移速度都随之 变化,因此变摩擦因数能更准确地描述刀屑间摩擦 特性。Ulutan等<sup>[1]</sup>等将刀-屑摩擦因数进行预设,证 明了在加工钛合金和镍基合金时,摩擦因数与切削

在铣削过程中,受到诸多因素影响的摩擦特性 会影响铣削力,且后刀面磨损也会影响铣削颤振稳 定域与铣削力<sup>[7]</sup>。为了尽可能使预测模型接近实际 的加工情况,笔者综合考虑了切削过程中的摩擦特 性、工件材料Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢的硬度、刀屑接触区的 温度和后刀面磨损等因素,从铣削过程中立铣刀受

参数和切削刃几何形状关联性小,其随工件材料的 变化而变化。Iwata 等<sup>[2]</sup>根据参与切削的刀具和工 件的材料,在主要考虑材料硬度的基础上提出了相 关的模型,对刀-屑接触区的摩擦特性进行描述。姜 峰等[3]在刀-屑接触区域上总结了变摩擦因数的经 验模型,通过改变球盘摩擦实验中的相对运动速度 和接触应力对经验模型进行拟合,分析了不同切削 条件下刀具-切屑的接触状态。张程焱等[4]建立了 速度相关的摩擦因数的经验模型,设计摩擦实验对 经验模型进行拟合,根据拟合结果对切削过程中 刀-屑接触面区域的局部摩擦现象进行了解释。孙 玉晶<sup>[5]</sup>在建立考虑刀具后刀面正常磨损影响的基础 上,对立铣刀参与切削时的受力进行预测,通过实验 验证了理论预测模型。Moufki等<sup>[6]</sup>在考虑温度效应 的摩擦定律基础上,在前刀面的温度分布上划分了 温度梯度,使摩擦因数的分布更加接近实际情况。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(52175393) 收稿日期:2020-03-18;修回日期:2020-04-21

# 1 变摩擦因数模型的建立

### 1.1 摩擦因数模型的建立

由实验数据分析归纳的摩擦因数与滑移速度的 表达式<sup>[4]</sup>为

$$\mu = \mu_0 \mathrm{e}^{-\mathrm{cv}} \tag{1}$$

其中:μ<sub>0</sub>为静摩擦因数;c为待定常数;v为相对滑移 速度。

Moufki等<sup>[6]</sup>将前刀面的摩擦因数视为前刀面平均温度的函数值,建立摩擦因数经验模型的表达式为

$$\mu = \mu_0 \left( 1 - \left( \frac{T}{T_{\rm m}} \right)^q \right) \tag{2}$$

其中:T为前刀面上的平均温度;T<sub>m</sub>为材料的熔点温度;µ<sub>0</sub>为静摩擦因数;q为待定常数。

可见,摩擦因数随着相对滑移速度呈指数下降 趋势,摩擦因数与前刀面滑移区的温度成正比

$$\mu \propto e^{-cv} \tag{3}$$

$$\mu \propto (\frac{T}{T_{\rm m}})^q \tag{4}$$

根据式(3),(4)得到的影响变摩擦因数的温度 与速度,笔者基于刀-屑相对滑移速度v以及前刀面 上的平均温度T建立的摩擦因数μ的表达式为

$$\mu = a \mathrm{e}^{xv} (1 - (\frac{T}{T_{\mathrm{m}}})^{\mathrm{y}})$$
 (5)

其中:a,x,y为待定常数。

#### 1.2 球-盘摩擦实验原理及摩擦因数拟合

笔者通过高温摩擦磨损实验研究摩擦因数与相 对滑移速度、接触温度的关系<sup>[8]</sup>。实验设备使用 HT-1000多功能摩擦磨损实验机,实验中YG8硬质 合金球用来模拟刀具,硬度为60HRC的Cr<sub>12</sub>MoV盘 用来模拟工件。通过夹具夹持直径*D*=6 mm的硬 质合金球,合金球受到的直载荷由不同质量的砝码 盘控制。由夹具带动硬质合金球围绕Cr<sub>12</sub>MoV盘做 圆周运动模拟切削过程中的摩擦现象。每一组实验 设定球盘之间的相对摩擦时间为10 min。摩擦磨损 实验装置如图1所示。

图 2 为淬硬钢盘试样准备形貌图。实验前,将



Fig.1 The friction and wear experimental equipment

经过不同淬火工艺处理的淬硬钢棒料处理成直径为 25 mm,高度为6 mm盘试件,如图2(a)为Cr<sub>12</sub>MoV 淬硬钢盘试件在超景深下的表面形貌。图2(b)为 Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢盘试件在白光干涉仪下观察到的表 面形貌<sup>[9]</sup>,此时表面粗糙度为0.1 μm,算术平均高度 为0.6 μm。



(a) 超景深下的表面形貌 (a) The morphology under super depth of field



(b) 白光干涉仪下的表面形貌(b) The morphology under white light interferomete



参照 HT-1000 高温摩擦磨损实验机设备参数 及金属切削工况,设定摩擦磨损单因素实验参数如 表1所示。通过改变硬质合金球的转速及盘试件的 温度,分析球盘间的相对滑移速度和温度对摩擦因 数的影响规律。

根据式(5)建立摩擦因数与相对滑移速度及 切削温度之间的模型,采用非线性最小二乘法拟 合表1中的实验数据,得到摩擦因数的表达式为

表 1 摩擦磨损单因素实验参数 Tab.1 Single factor parameter of friction and wear test

	8	<b>I</b>	
序号	温度/℃	转速/(r•min <sup>-1</sup> )	摩擦因数
1	300	1 000	0.45
2	300	1 500	0.42
3	350	800	0.46
4	350	1 000	0.39
5	400	800	0.45
6	400	1 000	0.43

$$\mu = 1.061 \mathrm{e}^{-0.014v} (1 - (\frac{T}{T_{\mathrm{m}}})^{3.6}) \tag{6}$$

笔者建立的变摩擦因数经验模型与前刀面切削 温度和刀屑间相对滑移速度之间的关系由实验数据 拟合得到,经验证与实际情况基本一致,非线性最小 二乘拟合曲面如图3所示。因此,该模型可进一步 用于根据变摩擦因数确定铣削力求解中。



## 2 考虑后刀面磨损的整体铣削力建模

#### 2.1 第1变形区受力预测模型的建立

切削过程本质是一个将多余材料去除的过程, 材料的剪切变形是刀具与工件之间复杂的热力耦合 作用的结果。对于刀具而言,必须克服来自切屑、工 件的摩擦阻力,同时还要克服剪切变形力,以维持切 削过程不断进行<sup>[10]</sup>。在刀具刃口半径为0的状态下, 第1剪切区作用在切屑上的力分别为法向压力*F*<sub>ns</sub>和 剪切力*F*<sub>s</sub>。第1剪切区的受力情况如图4所示。

切屑形成是一个应变速率、剪切应变和温度都 很大的热机械过程。假设工件为各向同性材料,用 描述剪应力-剪应变关系的Johnson-Cook本构模型 对加工条件下的第1变形区进行描述<sup>[6]</sup>。

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = \dot{\gamma}_{0} \exp\left(\frac{\tau_{0}\sqrt{3}}{mg_{1}(\gamma)g_{2}(T)} - \frac{1}{m}\right) \\ g_{1}(\gamma) = (A + B\left(\frac{\gamma}{\sqrt{3}}\right)^{N}) \\ g_{2}(T) = (1 - \left(\frac{T_{jian} - T_{r}}{T_{m} - T_{r}}\right)^{M}) \end{cases}$$
(7)



Fig.4 The diagram of forces in the first shear zone

$$\int_{0}^{\gamma_{h}} \frac{(V\cos\lambda_{s}\sin\phi_{n})}{\gamma} d\gamma - h = 0$$
(8)

$$\gamma_{\rm h} = \frac{\cos \alpha_{\rm n}}{\sin \phi_{\rm n} \cos \eta_{\rm sh} \cos \left(\phi_{\rm n} - \alpha_{\rm n}\right)} \tag{9}$$

$$T_{\rm jian} = T_{\rm r} + \frac{\beta}{c\rho} \left( \rho \left( V \cos \lambda_{\rm s} \sin \phi_{\rm n} \right)^2 \frac{\gamma_{\rm h}^2}{2} + \tau \gamma_{\rm h} \right) \quad (10)$$

其中: $\gamma_h$ 为剪切带出口处的剪切应变; $\alpha_n$ 为刀具法向 前角; $\eta_{sh}$ 为剪切方向角;A为初始屈服应力;B为材 料应变强化参数;N为硬化指数;C为材料应变率强 化参数;M为材料热软化指数; $T_{jan}$ 为刀尖处的温 度; $T_n$ 为Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢的熔点温度。

在高速切削时,剪切带变形可以视为绝热剪切, 则材料的剪切应力为

$$\tau_0 = \rho (V \cos \lambda_s \sin \phi_n)^2 \gamma + \tau \qquad (11)$$

其中: $r_0$ 为剪切出口处的剪切应力;r为剪切入口处 的剪切应力;V为切削速度; $\rho$ 为 $Cr_{12}$ MoV淬硬钢的 密度; $\lambda_s$ 为刃倾角; $\varphi_n$ 为法向剪切角。

 $Cr_{12}MoV$  淬硬钢在 Johnson-Cook 模型中A, B, N, c, M的设定参数如表2所示<sup>[11]</sup>。

表 2	Johns	son-Coo	k 本构様	堼	中设	定参数的拟	合结果[11]
Т	ab.2	Fitting	results	$\boldsymbol{of}$	set	parameters	in
		<b>T</b> 1	<b>C</b> 1				

Johnson-Cook model										
硬度	A/MPa	B/MPa	N	c M						
60HRC	1 516.36	659.37	0.303	0.12 3.3	2					

结合已经求的剪切应力,可以获得剪切面的剪 切力F<sub>s</sub>和法向压力F<sub>ns</sub><sup>[10]</sup>分别为

$$F_{s} = \tau_{0} A_{s} = \frac{\tau_{0} h A_{e}}{\sin\left(\phi_{n}\right) \cos\lambda_{s}}$$
(12)

第3期

 $F_{ns} = F_{s} \tan(\phi_{n} + \beta_{n} - \alpha_{n}) \cos \lambda_{s}$ (13) 其中:h为未变形切屑厚度;A<sub>e</sub>为切宽;\beta<sub>n</sub>为法向摩 擦角。

#### 2.2 第2变形区受力预测模型的建立

图 5 为前刀面接触应力分布图<sup>[12]</sup>。在刀具刃口 半径为0 的状态下,前刀面摩擦区依据剪切滑移形 式分为黏结区和滑移区,其中:O代表刀尖;AB为滑 移区域范围;OA 为黏结区域范围。横轴表示距离 刀尖位置,纵轴表示受到的应力。

在前刀面摩擦区,切屑与前刀面是全接触形 式。在黏结区域内,摩擦应力τ。可以直接用一个常 数描述。在滑动区域内,摩擦应力可用一个随正应 力变化的函数进行描述。前刀面切应力表示为 τ=

 $\begin{cases} \tau_{0} & (0 < x < L_{1}) & ( 黏结区 ) \\ (\frac{\text{Hv}}{0.07} ) \tanh(0.07 \frac{\mu \sigma_{n}}{\text{Hv}} ) (L_{1} < x < L) & ( 滑移区 ) \\ & (14) \end{cases}$ 



Fig.5 The contact stress profile of the rake face

其中:Hv为材料的洛氏硬度;L<sub>1</sub>为前刀面黏结区长度;L为前刀面刀具-切屑接触总长度。

基于前刀面正应力的分布,在前刀面黏结区 OA内,σ<sub>0</sub>为刀尖处最大正应力。在滑动区域 AB 内,正应力符合幂指数的形式<sup>[3]</sup>,表达式为

$$\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{L-x}{L}\right)^{1/b} \tag{15}$$

h + 1

$$\sigma_0 = \frac{41\cos\eta_{sh}}{(1 - (\tan\lambda_s\cos\eta_c)^2)\sin(2(\phi_n - \alpha_n)) + 2\tan\lambda_s\cos\eta_c\cos(2(\phi_n - \alpha_n))}\frac{b+1}{b+2}$$
(16)

 $4\tau \cos n$ 

考虑刀-屑接触长度的时变特性,得到立铣刀前 刀面上具有时变特性正应力分布与刀屑接触关系, 其表达式<sup>[3]</sup>为

$$L = \frac{h(b+2)}{2} \frac{\sin\left(\phi_{n} + \beta_{n} - \alpha_{n}\right)}{\sin\phi_{n}\cos\beta_{n}\cos\eta_{c}} \qquad (17)$$

$$L_1 = L - L(\frac{\tau_0}{\sigma_0 \mu})^{1/b}$$
(18)

其中:η<sub>c</sub>为流屑角;h为未变形切屑厚度;b为相关幂 指数<sup>[3]</sup>。

刀具前刀面的温度场可以用刀屑接触区的平均 温度进行表示<sup>[6]</sup>,前刀面上的平均温度简化为一个 与刀屑接触长度相关的函数,即

$$T_{\text{qian}}(x) = \frac{2}{15L^2} \frac{\mu \sqrt{Vx}}{\sqrt{\pi\rho ck}} (8x^2 + 15L^2 - 20Lx) + T_0$$
$$(x \in (0, L)) \tag{19}$$

其中: $\rho$ 为Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢的密度;k为热导率;c为 比热容。

根据黏结滑移模型,可以对前刀面的摩擦力与 正应力进行求解,刀屑接触区的摩擦力F<sub>1</sub>和正压力 F<sub>2</sub>分别为

$$F_{\rm f} = \int_{0}^{L_{\rm i}} \tau_0 \, \mathrm{d}x + \int_{L_{\rm i}}^{L} \left(\frac{\mathrm{Hv}}{0.07}\right) \, \tanh\left(0.07\frac{\mu\sigma_{\rm n}}{\mathrm{Hv}}\right) \, \mathrm{d}x \quad (20)$$
$$F_{\rm n} = \int_{0}^{L} \sigma(x) \, \mathrm{d}x \qquad (21)$$

# 2.3 第3变形区受力预测模型的建立

由于刀具后刀面磨损量对轴向铣削力的大小没 有影响<sup>[13]</sup>,故铣刀后刀面正常磨损引起的磨损效应 力可以忽略轴向力。因此,磨损效应力只需要在*xy* 平面内进行建立。在*xy*平面内,*F*<sub>tw</sub>(VB)和*F*<sub>rw</sub>(VB) 分别为切削刃上任意微元点受到的摩擦力和挤压力

$$\begin{cases} F_{tw} = \int_{0}^{VB} \tau_{w}(x) dx \\ F_{rw} = \int_{0}^{VB} \sigma_{w}(x) dx \end{cases}$$
(22)

其中:VB为刀具后刀面的磨损量; $\tau_w(x)$ 为刀具后 刀面上的切应力; $\sigma_w(x)$ 为后刀面上的正应力。

工件材料与后刀面已磨损的接触区域可以根据 接触应力的性质不同进行划分,其中:塑性流动区内 接触应力可以用材料失效应力进行表示;弹性接触 区的应力用一个与磨损量相关的函数进行表示。 图6为塑性流动区和弹性接触区。

横轴表示距离刀尖的磨损量,纵轴为受到的应 力。在塑性流动区,切应力和正应力可以分别用定 值τ<sub>1</sub>和σ<sub>1</sub>表示。在弹性接触区内切应力和正应力均 呈随刀尖距离变化的函数分布。图7为后刀面不同 区域的应力分布<sup>[13]</sup>。









当0<*x*<VB<sub>p</sub>时,塑性流动区域内切应力与 正应力的表达式为

$$\begin{cases} \tau_{w} = \tau_{1} \\ \sigma_{w} = \sigma_{1} \end{cases}$$
(23)

其中:VB<sub>p</sub>为刀具后刀面塑性流动区和弹性接触区的分界点。

当VB<sub>p</sub><*x*<VB时,弹性接触区域切应力与 正应力的表达式为

$$\begin{cases} \tau_{w}(x) = \tau_{1} \left(\frac{VB - x}{VB - VB_{p}}\right)^{2} \\ \sigma_{w}(x) = \sigma_{1} \left(\frac{VB - x}{VB - VB_{p}}\right)^{2} \end{cases}$$
(24)

当刀具后刀面磨损量达到一定的值时,弹性接触区的宽度保持不变,而塑性流动区的宽度随刀具 后刀面磨损量的增加而增加。

$$VB_{p} = 0$$
 (VB < VB<sup>\*</sup>) (25)

$$VB_{p} = VB - VB^{*} \quad (VB \geqslant VB^{*}) \qquad (26)$$

其中:VB\*为弹性接触区的恒定宽度。

立铣刀切削刃上单位长度的摩擦力和挤压力分 别为

$$\begin{cases} F_{\rm rw}(VB) = \frac{\sigma_1}{3} VB \\ F_{\rm tw}(VB) = \frac{\tau_1}{3} VB \end{cases} \quad (VB < VB^*) \quad (27) \\ F_{\rm tw}(VB) = \frac{\tau_1}{3} VB \\ \begin{cases} F_{\rm rw}(VB) = \tau_1(VB - \frac{2}{3} VB^*) \\ F_{\rm tw}(VB) = \sigma_1(VB - \frac{2}{3} VB^*) \end{cases} \quad (28) \end{cases}$$

根据式(27),(28)可知,刀具后刀面上的摩擦 力在塑性流动区与弹性接触区均成线性关系。采用 最小二乘法拟合两条曲线,求出总的残余误差,根据 最小二乘原理,两条拟合直线使得总的剩余误差达 到最小值。刀具磨损模型表明,当所有的偏导数为 0时,获得最大切应力与正应力<sup>[14]</sup>: $\tau_1$ =5054.3 MPa,  $\sigma_1$ =8956.3 MPa,VB\*=0.0165 mm。

#### 2.4 整体立铣刀三维铣削力预测模型的构建

图 8 为斜角切削区域分力示意图。其中: $\alpha_n$ 为 刀具法向前角; $\eta_c$ 为流屑角; $\lambda_s$ 为刃倾角; $F_f$ 为前刀面 上的摩擦力; $F_n$ 为前刀面上的的压力; $F_t$ , 为后刀面 上的切向力; $F_r$ , 为后刀面上的径向力; $F_A$ ,  $F_R$ ,  $F_T$ 分 别为轴向力、径向力和切向力。



图 8 斜角切削区域分刀示意图 Fig.8 The forces in oblique cutting area

在刀具坐标系中,有限厚度的微元受到切向力

dF<sub>1</sub>,径向力dF<sub>1</sub>以及轴向力dF<sub>a</sub>,得到其数值模型为

 $\begin{cases} dF_{r} = (F_{f} \cos \eta_{c} \cos \alpha + F_{n} \cos \eta_{c} \cos (90 - \alpha) + F_{rw} - F_{s} \cos \eta_{c} \cos (90 - \phi_{n}) - F_{ns} \cos \eta_{c} \cos \phi_{n}) dz \\ dF_{t} = (F_{f} \cos \eta_{c} \cos (90 - \alpha) - F_{n} \cos \eta_{c} \cos \alpha + F_{tw} - F_{s} \cos \eta_{c} \sin (90 - \phi_{n}) - F_{ns} \cos \eta_{c} \sin \phi_{n}) dz \\ dF_{a} = (-F_{f} \cos (90 - \eta_{c}) + F_{n} \cos (90 - \eta_{c}) - F_{s} \cos (90 - \eta_{c}) - F_{ns} \cos (90 - \eta_{c})) dz \end{cases}$  gghtindep = grid and gr



Fig.9 The undeformed chip thickness

 $h(\theta, A_{e}, f_{z}) =$ 

$$\begin{cases} R - \frac{R - A_{e}}{\sin \theta_{1}} & \theta_{1} \in \left(\theta_{ex}, \angle XOD\right) \\ R - \cos \theta_{2}\left(\sqrt{(f_{z})^{2} - \sec^{2}\theta_{2}\left[(f_{z})^{2} - R^{2}\right]} - f_{z}\right)} & ^{(30)} \\ \theta_{2} \in \left(\angle XOD, \theta_{ex}\right) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \theta_{ex} = \arcsin\left(\frac{f_{z}}{R}\right) + 90 \\ \theta_{en} = \arcsin\left(\frac{R - A_{e}}{R}\right) \\ \angle XOD = \frac{\arctan\left(R - A_{e}\right)}{R \cos\left(\arcsin\left(\frac{R - A_{e}}{R}\right)\right) - f_{z}} \end{cases}$$

$$(31)$$

刀具沿轴向离散化如图 10 所示。将铣刀沿着 轴向切深方向离散为 m 个微元,每个微元的轴向高 度 *d*<sub>z</sub>用 d*l*=tanλ<sub>s</sub>*d*<sub>z</sub>表示。根据几何关系可知,刀具 圆周的弧线段可用对应中心角 dθ 与刀具半径 *R* 的 乘积表示。因此,每一个参与计算的微元厚度 *d*<sub>z</sub>为



有限厚度dz的微元所受的切削力是在刀具坐标系中计算得到,通过坐标系转化得到工件坐标系中微元受力情况<sup>[9]</sup>,转化方程为

$$\begin{bmatrix} dF_{x} \\ dF_{y} \\ dF_{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dF_{t} \\ dF_{r} \\ dF_{a} \end{bmatrix}$$
(33)

在立铣刀铣削加工 Cr<sub>12</sub>MoV 淬硬钢过程中,刀 具所受x,y,z3个方向的切削力为

$$\begin{cases} F_{x} = \int_{\theta_{a}}^{\theta_{a}} \begin{cases} [-F_{f}\cos\eta_{c}\cos(90-\alpha_{n})+F_{n}\cos\eta_{c}\cos\alpha_{n}-F_{tw}+F_{s}\cos\eta_{c}\sin(90-\phi_{n})+\\F_{ns}\cos\eta_{c}\sin\phi_{n}]\cos\theta-[F_{f}\cos\eta_{c}\cos\alpha_{n}+F_{n}\cos\eta_{c}\cos(90-\alpha_{n})+F_{rw}-\\F_{s}\cos\eta_{c}\cos(90-\phi_{n})-F_{ns}\cos\eta_{c}\cos\phi_{n}]\sin\theta \end{cases} \\ \begin{cases} F_{s}\cos\eta_{c}\cos(90-\phi_{n})-F_{n}\cos\eta_{c}\cos\phi_{n}]\sin\theta \\\\F_{y} = \int_{\theta_{a}}^{\theta_{a}} \begin{cases} [F_{f}\cos\eta_{c}\cos(90-\alpha_{n})-F_{n}\cos\eta_{c}\cos\alpha_{n}+F_{tw}-F_{s}\cos\eta_{c}\sin(90-\phi_{n})-\\F_{ns}\cos\eta_{c}\sin\phi_{n}]\sin\theta-[F_{f}\cos\eta_{c}\cos\alpha_{n}+F_{n}\cos\eta_{c}\cos(90-\alpha_{n})+F_{rw}-\\F_{s}\cos\eta_{c}\cos(90-\phi_{n})-F_{n}\cos\eta_{c}\cos\phi_{n}]\cos\theta \end{cases} \end{cases} \end{cases}$$
(34)

式(34)是在考虑变摩擦因数的摩擦力模型的基础 上得到的立铣刀三维切削力预测模型。对模型中涉及 到的各项变量进行分析,根据切削用量、刀具几何参数 及工件材料的硬度,描述了硬质合金立铣刀铣削 Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢时,刀具与切屑,工件之间的摩擦特 性。进一步在考虑主剪切区的材料特性以及后刀面磨 损的基础上,根据已经建立的模型获得预测的铣削力。

#### 3 铣削力模型的验证

实验选用大连机床 VDL-1000E 立式三轴加工中 心的 Kistler 5236B 旋转式测力仪;铣刀齿数 N=4,直 径 D=10 mm,螺旋角 $\lambda = 38^\circ$ ;工件选硬度为 60HRC 的  $Cr_{12}MoV$  淬硬钢。使用后刀面不同程度磨损量 (VB分别为0,0.04,0.08和0.1 mm)的立铣刀进行铣 削加工实验。铣削加工实验现场如图 11 所示。



图 11 铣削加工实验现场 Fig.11 The milling experiment site

选用的具体切削用量为:轴向切深 $A_{n}=6$  mm;

每齿进给量 $f_z$ =0.2 mm/z;切宽 $A_c$ =1 mm;主轴转 速为1500 r/min。实验中规定x方向为垂直于工件 侧表面的方向,y方向为刀具的进给力向,z方向为 刀具轴向,铣削方式为顺铣,切削过程中切削厚度呈 由大到小的周期性变化,因此整体铣削力也呈周期 性的波动。预测力与实验力对比如图12所示。





从图 12 可知,在波峰处,预测值与实验测量值 的相位和波峰大小能较好吻合。对于铣削力F<sub>x</sub>,根 据已经建立的模型进行仿真,得到的预测曲线的波 峰值为 592 N,通过铣削实验获得的真实测量曲线 中,由于受到振动、装夹误差和加工误差等影响,不 同时刻的波峰值存在较为显著波动,在与模型预测 值相对应的切削时间范围内,实验测量得到的曲线 最大波峰值为 646 N,最小波峰值为 564 N,因此波 峰值对比误差范围为 4.72%~9.12%。对于铣削力 F<sub>y</sub>, 仿真预测的波峰值为498 N, 实验测量曲线中, 在同样的切削时间范围内, 实验测量的最大波峰值 为526 N, 最小波峰值为436 N, 波峰值对比误差范 围为5.62%~12.04%。

取*x*,*y*方向的4组平均峰值进行对比,理论预测的平均铣削力与实验平均铣削力如图13所示。



Fig.13 The comparison between the predicted average milling force and the experimental average milling force

从图 13 可以看出,x方向铣削力理论预测值与 实验测量值的平均偏差在 6.45%~10.86% 之间,对 于 y方向的力,对比平均偏差在 7.03%~12.84% 之 间。随着切削过程的进行,刀具后刀面磨损区域增 大,切削参数不变,则x,y方向的铣削力都增大。产 生这种现象的原因是刀具与工件间的接触方式发生 改变,后刀面未磨损时,刀具与工件间为线接触,随 着磨损宽度增加,线接触逐渐变为面接触,面接触产 生的挤压效果使得后刀面受到的磨损效应力增大, 进而整体铣削力增大。

可见,笔者建立的铣削力预测模型具有较高的 预测精度。由于仿真模型的部分条件进行了简化, 建立在理想假设条件下,铣削加工过程实验不可避 免地存在一些装夹误差及加工误差,因此仿真值与 实验值会有所偏差。两者出现偏差的具体原因是: ①在铣削过程中,整个加工系统随着切削加工产生 振动,导致切削力变大;②在铣削力预测建模过程 中,假设刀具刀尖处绝对锋利,而实际切削时,刀尖 处一定有刃口半径,且随着切削的进行会发生磨损, 进而影响铣削力;③在铣削力预测过程中,刀具磨损 是作为一个定值在较短的切削时间内参与计算,但 在实际切削过程中,随着切削的不断进行,刀具磨损 不断变化。
### 4 结 论

1)在考虑刀-屑相对滑移速度与前刀面温度基础上建立变摩擦因数经验模型,利用非线性最小二乘法对模型进行拟合。结果表明:随着切屑-刀具相对滑移速度的增加,前刀面摩擦因数减小;随着前刀面刀-屑接触区温度的增加,前刀面摩擦因数减小。

2)根据Cr<sub>12</sub>MoV淬硬钢高硬度的材料特性,笔 者在考虑材料硬度的基础上构建了铣刀后刀面磨损 时的铣削力预测模型。仿真值与实验值对比,验证 模型有较高的预测精度,x方向上实验与仿真结果 的最大误差为10.86%,y方向上实验与仿真结果最 大误差为12.84%。

3)当切削参数不变时,随着后刀面磨损宽度的 增加,后刀面受到的磨损效应力增大,整体铣削力随 之增大。

#### 参考文献

- [1] ULUTAN D, ÖZEL T. Determination of tool friction in presence of flank wear and stress distribution based validation using finite element simulations in machining of titanium and nickel based alloys[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2013, 213(12):2217-2237.
- [2] IWATA K, OSAKADA K, TERASAKA Y. Process modeling of orthogonal cutting by the rigid-plastic finite element method[J]. Journal of Engineering Materials &. Technology, 1984, 106(2):132.
- [3] 姜峰, 言兰, 徐西鹏, 等. 刀具-切屑接触区的应力分布建模方法研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(5): 188-193.
   JIANG Feng, YAN Lan, XU Xipeng, et al. Model of

contact stress distribution between cutting tool and chip [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(5): 188-193. (in Chinese)

- [4] 张程焱,卢继平.刀-屑局部摩擦因数建模及实验研究
  [J].北京理工大学学报,2017,37(9):899-904.
  ZHANG Chengyan, LU Jiping. Modeling and experimental investigation on local friction coefficient of tool-chip contect interface[J]. Transactions of Beijing Institute of Technoloy, 2017, 37(9):899-904. (in Chinese)
- [5] 孙玉晶. 钛合金铣削加工过程参量建模及刀具磨损状态预测[D]. 济南:山东大学, 2014.
- [6] MOUFKI A, DEVILLEZ A, DUDZINSKI D, et al. Thermomechanical modelling of oblique cutting and experimental validation [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2004, 44(9):971-989.
- [7] 吴石,刘献礼,宋盛罡,等.铣刀磨损对铣削稳定性及表面位置误差的影响[J].振动、测试与诊断,2015,35(4):763-769.
   WU Shi, LIU Xianli, SONG Shenggang, et al. Effect

of milling cutter wear on milling stability and surface position error [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(4): 763-769. (in Chinese)

- [8] ARRAZOLA P J, UGARTE D, DOMÍNGUEZ X. A new approach for the friction identification during machining through the use of finite element modeling
   [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2008, 48(2):173-183.
- [9] 刘俊.拼接模具硬态铣削过程刀具磨损及表面形貌研 究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2018.
- [10] 王晓琴. 钛合金 Ti<sub>6</sub>A<sub>14</sub>V 高效切削刀具摩擦磨损特性及 刀具寿命研究[D]. 济南:山东大学, 2009.
- [11] 郝胜宇.凸曲面拼接模具铣削过程有限元仿真研究 [D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2018.
- [12] 刘小莹,郭佳,陈宏,等.硬质合金刀具铣削高硅铝合金CE11的摩擦特性研究[J].机床与液压,2018,46(7):78-81.
  LIU Xiaoying, GUO Jia, CHEN Hong, et al. Study on friction characteristics of carbide milling tool for machining high silicon aluminum alloy CE11[J]. Machin Tool & Hydraulics, 2018, 46(7):78-81. (in Chinese)
- [13] 高海宁.不同硬度拼接模具铣削过程及切削参数反演 研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2019.
- [14] 刘献礼,高海宁,岳彩旭,等.拼接模具过缝区域切削力 建模与表面质量[J].振动、测试与诊断,2018,38(3): 429-437.

LIU Xianli, GAO Haining, YUE Caixu, et al. Modeling of milling force and surface quality in the seam area of splicing die [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(3):429-437. (in Chinese)

[15] 岳彩旭,都建标,刘献礼,等.考虑时变性热强度和时变性热量分配比的铣刀前刀面瞬态温度场建模研究
[J].机械工程学报,2019,55(9):206-216.
YUE Caixu, DU Jianbiao, LIU Xianli, et al. Modeling research on transient temperature field of rake face on end mills considering time-varying heat intensity and time-varying distribution ratio[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(9): 206-216. (in Chinese)



**第一作者简介:**李晓晨,男,1994年6月 生,硕士生。主要研究方向为切削过程 建模及硬态加工工艺优化。 E-mail:2939638270@qq.com

通信作者简介: 岳彩旭, 男, 1982年7月 生, 博士、教授。主要研究方向为切削 过程智能化和先进刀具设计。 E-mail: yuecaixu@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.025

# 管道声发射信号衰减特性随管道壁厚变化研究

王瑶, 刘才学, 何攀, 李朋洲, 陈祖洋 (中国核动力研究设计院 成都,610041)

摘要 为了建立压力管道泄漏声发射衰减定位模型,需要开展压力管道泄漏声发射试验研究。由于试验管道无法 按1:1比例采用核电站压力管道原型,有必要针对相同材质和加工工艺、不同壁厚和外径的金属管道,获取声发射 信号在不同壁厚的金属管道中的传播特性规律及差异,揭示金属管道壁厚对声发射波传播衰减的影响。分别采用 3种不同尺寸规格的金属管道作为试验对象,运用声发射探测技术获得声发射信号沿着不同壁厚的金属管壁传播 的衰减规律,揭示了金属管道壁厚对声发射波传播的影响。结果表明,管道声发射信号的衰减特性随着管道壁厚的 不同而变化,在薄壁管中声发射波在传播路径中会产生模式转换,即发生频散现象,各种模式的波相互叠加使信号 幅度沿着传播路径未呈单调衰减趋势,用声发射信号的衰减特性做定位时须考虑这一点。

关键词 声发射信号;壁厚;传播;衰减 中图分类号 TL362

# 引 言

三代压水堆核电站压力管道普遍采用了破前漏 (leak before break,简称 LBB)技术,要求对用到 LBB技术的压力管道增设泄漏监测系统。目前,国 际公认的 LBB标准规定必须使用3种独立的泄漏监 测系统<sup>[1]</sup>,分别采用3种不同的监测方法:①压力边 界泄漏声发射监测;②压力边界环境相对湿度和温 度监测;③环境放射性监测。联合3种方法对核反 应堆主回路系统压力边界泄漏进行监测和评估,对 泄漏位置进行定位,并对泄漏情况进行量化。压力 边界相对温湿度监测和环境放射性监测这两种方法 可以反映压力边界是否发生了泄漏,但工程上更为 关心诊断泄漏发生的位置和泄漏率大小,单纯依赖 数学物理模型是无法实现这一技术要求的。因此, 采用这两种方法无法对泄漏位置和泄漏率的大小进 行准备评估。

目前,泄漏声发射监测技术是公认最佳的LBB 泄漏监测方法,不仅可以实现对泄漏点位置快速定 位和对泄漏量大小进行量化评估,并且克服了反应 堆压力边界泄漏监测只能分区分段设点监测的局 限,实现了压力边界的整体泄漏监测。高温高压管 道水泄漏产生的声波在管壁中传播,会产生反射、折 射和相互干涉,也会产生各种模式的波,以不同波 速、波程和时序到达传感器,因而波源所产生的一个 尖脉冲波到达传感器时,多种模式的波以复杂的次 序到达,传感器接收到的是能量最大的波包。声发 射波在管壁中传播发生模式转换取决于管道的壁 厚。由于声发射信号随着传播距离的增加会发生衰 减,若管道的形状、材料和加工工艺相同,那么导致 衰减的因素主要取决于管道的大小。

核电站压力管道泄漏监测系统的研制需要开展 声发射信号衰减特性试验研究,掌握声发射信号在 金属管道上的传播特性,建立泄漏声发射衰减定位 模型。由于试验管道无法按1:1比例采用核电站压 力管道原型,有必要针对相同材质和加工工艺,不同 壁厚和外径的金属管道,采用声发射探测技术,获取 声发射信号在不同壁厚的金属管道中的传播特性规 律及差异,揭示金属管道壁厚对声发射波传播衰减 的影响。

#### 1 声发射波的传播衰减原理

声发射检测是一种在役、实时、动态的检测方法,管道介质在泄漏过程中,往往存在着介质与容器 壁之间的摩擦冲击,且流体的动能会部分转化为壁 面的振动(波动信号)。该波动信号沿着容器壁面和 介质向远处传播,被贴放在容器壁面的传感器接收

<sup>\*</sup> 中国核动力研究设计院市场开发基金资助项目 收稿日期:2020-10-12;修回日期:2020-12-22

到。根据不同传感器接收的时间以及接收的信号能 量大小,可以定性及定量地监测出是否泄漏以及泄 漏的位置,有利于远距离判断泄漏源,减少工作量, 特别适合于一些无法接近的管道。目前,声发射泄 漏广泛应用于管道泄漏的检测工作中<sup>[2]</sup>。

声发射波沿着管壁传播的模式有纵波、横波、瑞 利表面波和板波这4种形式<sup>[2]</sup>。假如管道的壁厚小 于声波波长,那么声波在管道中传播就会产生3种 模态的板波,即纵向模态、横向模态和扭转模态。 3种模态的波都具有频散现象,即波的相速度是频 率的函数,随着波的频率的变化而变化。由于频散 现象,在薄壁的钢管中,各种模式的波在传播过程中 波形也会发生变化,幅度也随之发生变化,且无一定 规律可言,情况复杂。对于非轴对称模态振动,传感 器在同一轴向位置的不同周向位置接收到的信号幅 度是不同的,所以无法由布置在同一轴线上的传感 器接收到的信号幅度来表征其随距离的变化趋势, 因为其结果是随机波动的。通常只要管道的壁厚大 于声发射波的波长,声发射信号就不会以板波的形 式传播,声发射信号的幅度也就不会因频散现象发 生变化。核电站的管道属于大型厚壁材料结构,声 波在其管壁传播时通常都是以瑞利波的形式传播, 当声发射信号以瑞利表面波沿管壁表面传播时将发 生衰减,并具有随距离指数衰减的特性[3]。假设声 发射传感器S在压力管线上的位置坐标为X,泄漏 位置 P 的坐标为 X<sub>p</sub>,根据声发射信号在金属压力管 道表面近似按指数衰减的特性,则存在以下关系

$$U_i = U_P \exp\left(-\alpha L_i\right) \tag{1}$$

其中:U<sub>ρ</sub>为泄漏点的声发射信号值;U<sub>i</sub>为距离泄漏 位置L<sub>i</sub>处的声发射信号值;α为距离衰减常数。

笔者将分别采用不同尺寸规格的管段,来揭示 管段尺寸对声发射信号沿着管壁传播时的影响。

#### 2 试验内容

#### 2.1 试验管道

分别采用3种不同尺寸规格的金属直管段作为 试验对象,管道规格参数和材料化学成分含量分别 如表1,2所示。

表1 试验管道规格参数 Tab.1 The parameters of testing pipe

编号	材料	外径/mm	壁厚/mm
1#	TP316LN	168	15
2#	X2CrNiMo18-12	300	38
3#	X2CrNiMo18-12	790	80

2CrNiMo18-12和TP316LN材料的化学成分和 力学性能见表2,3。通过对比可知,管道的材质特 性差异很小,在本试验中可以忽略材料对声发射信 号的影响。

表2 材料化学成分含量 Tab.2 Materials and chemical element %材料 Ν С Mn Р  $\mathbf{S}$ Si  $\operatorname{Cr}$ Ni Mo TP316LN ≪0.035 ≤2.00 ≤0.030 ≤1.00  $11 \sim 14$ ≤0.045  $16 \sim 18$  $2 \sim 3$  $0.1 \sim 0.16$ X2CrNiMo18.12 ≤0.035 ≤2.00 ≤0.03 ≤0.015 ≤1.00 17~18.2 11.5~12.5 2.25~2.75 ≪0.08

表 3 声发射传感器位置 Tab.3 The position of acoustic emission sensors

御山 左	距离声发射源位置/mm			
侧从	声发射传感器 A	声发射传感器B		
1	0.4	0.9		
2	0.5	1.0		
3	0.5	1.5		
4	0.5	2.0		
5	0.5	3.0		
6	0.5	4.4		
7	0.5	5.7		
8	1.5	5.7		
9	2.0	4.4		

#### 2.2 传感器的选择和布置

在每个金属管段上布置3个声发射传感器,其 中1个传感器作为信号激励设备,用真空树脂耦合 剂粘贴在信号源处,另外2个传感器(标记为声发射 传感器A和声发射传感器B)作为信号接收设备,同 样采用真空树脂耦合剂粘贴在管道表面。为了更好 地将声发射传感器A和B贴合在管道表面,减小信 号的损失,各自增加一个砝码(砝码质量一致)将传 感器紧紧压贴在管道上,如图1所示。泄漏声发射 信号是一个宽频的随机噪声信号<sup>[4]</sup>,最强的泄漏声 发射信号都集中在相对低频范围0~400 kHz<sup>[5]</sup>。考 虑到反应堆背景噪声和信号衰减,实际的泄漏探测



图 1 传感器安装示意图 Fig.1 The diagrammatic sketch of installing sensors

频率范围为50~150 kHz,因此选择声发射传感器型 号为PAC R15;工作频率范围为50 kHz~200 kHz; 谐振频率为150 kHz<sup>[6]</sup>。

用信号发生器产生一个电压为7V、频率为 10kHz的电脉冲信号触发信号源处的声发射传感器, 该声发射传感器受迫振动,在管道上产生仿真声发射 事件。同时检测2个声发射传感器接收到的信号幅 度。每个位置触发4次。声发射传感器A和B的位置 如表3所示,3个管段的声发射传感器布置距离相同。

根据式(1)可分别计算出在距声发射源相同距 离下,声发射信号沿着3种管段表面传播的衰减常 数*a*,可对比分析声发射信号沿着3种管段传播的幅 度衰减特性。其次,通过对比同一管段不同位置处 的声发射信号频谱和不同管段同一位置处的声发射 信号频谱,对比分析声发射信号的频率特性。

#### 3 试验结果分析

#### 3.1 声发射信号幅度衰减特性

以信号发生器产生幅度和频率都相同的声发射 信号作为模拟源,声发射信号沿着主管道、波动管和 试验管道表面传播时分别进行测试,每个位置进行 4次测量,取平均值。1#~3#管道声发射信号幅度 衰减曲线如图2~4所示。

由图 2~4可知,声发射信号沿着 3种管道表面 传播在不同的测量距离内呈现不同的上升或者下降 趋势。在距离信号源 1 m内,3个管道的声发射信号 幅度均呈现急剧下降趋势,这是因为在离泄漏源较 近的近场区,声发射信号以理想的柱面波形式沿着 管道表面传播,主体声波近似于瑞利波波速,此时声 发射信号的幅度衰减非常迅速<sup>[7]</sup>。在远场区域(传



图2 1#管道声发射信号幅度衰减曲线





Fig.3 The amplitude attenuation diagram of acoustic emission signal of pipe 2







播距离大于1m),由于各种多路径信号的叠加和柱 形波阵面的扩展,信号的传播路径可以看作是一维 的,此时信号的衰减程度迅速减小,衰减变得平缓。

1#管道和2#管道的声发射信号在传播过程中幅 度均出现了不规则的波动,并不是单调下降趋势,这 是由于声发射波在沿着管道传播过程中会发生模式 转换,3种管道的壁厚不相同,波源所产生一个尖脉 冲波到达传感器时,可以纵波、横波、表面波或板波 等复杂次序到达,不同模式的波相互叠加,从而使得 信号幅度沿着传播路径没有呈单调下降状态。不同 模式的波传播速度也有不同。用时差法分别测量声 发射信号沿3根金属管道的传播速度,具体方法如 下:以管道中心为原点,在管道表面沿轴向方向左右 各布置3个声发射传感器,采用直径为0.5 mm、硬度 为HB的铅笔芯折断信号作为模拟源,检测各通道响 应的声发射信号幅度,一共选取5个位置折断,以3# 管道为例,声发射信号沿3#管道表面传播速度记录 如表4所示。信号的传播速度 $V = \Delta L / \Delta T$ ,其中:  $\Delta L$ 为铅笔芯距离两个传感器之间的距离差; $\Delta T$ 为信 号到达两个传感器的时间差。表5为频厚积。

由表4,5可知,用时差法测得声发射信号沿3# 管道的传播速度为2957.06 m/s,3#管道壁厚×传感 器频率(即频厚积)≈12 mm•MHz。用同样方法测得 的声发射信号沿1#管道和2#管道的传播速度分别 为5924.90 m/s和4991.52 m/s,1#管道和2#管道的 频厚积分别为2.25 mm•MHz和5.7 mm•MHz。当频 厚积大于8 mm•MHz时,在该情况下声发射信号沿

表 4 声发射信号沿 3#管道表面传播速度记录 Tab.4 The propagation velocity of acoustic emission signals of pipe 3

断铅	-	传感器	信号到达	幅值/	传播速度/
位置/mm	通道	位置/mm	时间/us	V	$(m \cdot s^{-1})$
-2 490	1	-2980	46 797	0.741 6	2 767.34
-2490	2	-2000	46 797	0.481 3	2 767.34
-2490	3	-400	46 855	0.241 8	2 767.34
-2490	4	150	47 448	0.371 5	2 767.34
-2490	5	1 020	48 150	0.085 2	2 767.34
-2490	6	5 000	$54\ 435$	0.022 8	2 767.34
-1300	1	-2980	47 199	0.375 0	2 959.49
-1300	2	-2000	46 880	0.415 8	2 959.49
-1300	3	-400	46 897	0.236 5	2 959.49
-1300	4	150	47 142	0.222 6	2 959.49
-1300	5	1 0 2 0	47 762	0.062 4	2 959.49
-1300	6	5 000	51 759	0.015 0	2 959.49
-200	1	-2980	49 345	0.199 0	3 175.36
-200	2	-2000	48 647	0.184 2	3 175.36
-200	3	-400	48 618	0.799 0	3 175.36
-200	4	150	48 652	$1.172\ 4$	3 175.36
-200	5	1 020	48 940	0.101 6	3 175.36
-200	6	5 000	50 689	0.040 5	3 175.36
350	1	-2980	47 657	0.245 3	3 067.95
350	2	-2000	47 124	0.184 2	3 067.95
350	3	-400	46 982	0.188 9	3 067.95
350	4	150	46 826	$1.294\ 4$	3 067.95
350	5	1 020	47 020	0.172 0	3 067.95
350	6	5 000	48 747	$0.045\ 1$	3 067.95
4 200	1	-2980	$47\ 494$	0.051 5	2 815.16
4 200	2	-2000	47 231	0.045 8	2 815.16
4 200	3	-400	46 293	0.098 9	2 815.16
4 200	4	150	46 137	0.097 4	2 815.16
4 200	5	1 020	45 884	0.149 6	2 815.16
4 200	6	5 000	44 978	0.087 6	2 815.16

表 5 频厚积 Tab.5 The wall thickness of pipes×the frequence of sensors

传感器谐振频率/	管道壁厚/	管道壁厚×传感器频率/
kHz	mm	(mm•MHz)
150	15(1#)	2.25
150	38(2#)	5.7
150	80(3#)	12

着管道传播的主体波速约为3.0 m/ms,相当于瑞利 表面波的波速,其他模式的波虽然也会被激发而存 在,但是其幅度通常比瑞利波的幅度小20 dB<sup>[8]</sup>。3# 管道声发射信号传播以瑞利表面波为主,因此幅度 衰减曲线没有出现不规则的增大现象,而薄壁管1# 和2#管道声发射信号在1.5 m处左右,信号幅度都 出现了突增。因此,利用声发射信号的衰减特性进 行定位时须考虑这一点,以免影响定位精度。

#### 3.2 声发射信号频率衰减特性

图 5~7分别为1<sup>#</sup>,2<sup>#</sup>和 3<sup>#</sup>管道的声发射传感 器距离声发射源4.4 m和0.5 m时,采集到的信号频





幅值 / V 2 1 0<u>∟</u> 20 40 60 100 120 140 160 80 f/kHz图 7 3#管道声发射信号频谱特征 Fig.7 The frequence of acoustic emission of pipe 3

谱特征。

由图 5~7可以看出,声发射信号的频率并不 会随着传播距离的增加而有所变化,频率成分主 要集中在80kHz~140kHz,这是因为信号的频率 只与传感器的频带特征有关[9-10]。另外,管道壁厚 越大,外径越大,信号频谱的峰值越小,信号衰减 越大。

#### 4 论 结

1) 管道声发射信号的衰减特性随着管道的壁 厚的不同而变化,在薄壁管中声发射波在传播路径 中的会产生模式转换,即发生频散现象,各种模式的 波相互叠加使得信号幅度沿着传播路径未呈单调衰 减趋势,用声发射信号的衰减特性做定位时须考虑 这一点。

2) 声发射波沿着管壁传播时,其频率成分和声 发射传感器本身的频谱特征密切相关,不会随管道 壁厚的变化而变化。

#### 文 献 紶 耂

- [1] U. S. Nuclear Regulatory Commission. Regulatory Guide 1.45, guidance on monitoring and responding to reactor coolant leakage[R].[S.l.]: Regulatory Guide Office of Nuclear Regulatory Research, 2008.
- [2] 汪文有. 压力管道泄漏的声发射检测技术[J]. 无损检 测,2016,38(3):22-24.

WANG Wenyou. Acoustic emission testing technique in leak detection of pressure pipeline [J]. Non-destructive Testing, 2016, 38(3): 22-24. (in Chinese)

- [3] 胡玉蝉. 埋地钢管腐蚀及检测技术研究现状[J]. 管道 技术与设备,2017(1):43-46. HU Yuchan. Research status of buried steel pipeline corrosion and inspection technology [J]. Pipeline Technique and Equipment, 2017(1):43-46.(in Chinese)
- [4] SMITH J R, RAO G V, GOPAL R. Acoustic monitoring for leak detection in pressurized water reactors [J]. American Society for Testing and Materials, 2017(697):149-164.
- [5] SMITH J R, OLEX M B, CRAIG J. Acoustic monitoring systems tests at Indian point unit 1, WCAP-9324 [R]. [S. l.] : Westinghouse Nuclear Energy Systems, 1978.
- [6] 何攀,刘才学,杨泰波,等.泄漏声发射传感器性能检 测技术研究[J]. 机械与电子, 2016, 34(1):60-66. HE Pan, LIU Caixue, YANG Taibo, et al. Study on performance calibration technology of acoustic emission sensor for leak monitoring [J]. Machinery & Electronics, 2016, 34(1):60-66.(in Chinese)
- [7] KUPPERMAN D, SHACK W J, CLAYTOR T. Leak rate measurements and detection systems [C]//CSNI Leak-Before-Break Conference. Monterey, CA: [s.n.], 2014.
- [8] KUPPERMAN D S, CLAYTOR T N. NDE of stainless steel and on-line leak monitoring of LWRs[R]. Illinois: Argonne National Lab, 1991.
- [9] VOTAVA E, JAX P. Inspection of nuclear reactors by means of acoustic emission during hydrostatic test [J]. Acoustic Emission Monitoring of Pressurized Systems, 1979(697): 177-204.
- [10] 柳志忠,王瑶,艾琼,等. 压力管线缺陷声发射信号频 谱特性试验研究[J]. 核动力工程,2010(5):8-11. LIU Zhizhong, WANG Yao, AI Qiong, et al. Test research on spectral characteristics of acoustic emission from pressure pipe defect[J]. Nuclear Power Engineering, 2010(5):8-11.(in Chinese)



第一作者简介:王瑶,女,1982年8月生, 硕士、副研究员。主要研究方向为反应堆 故障诊断,压力管线缺陷声发射信号频谱 特性试验。

E-mail:27260676@qq.com

幅值 / V 3

2

1

4

3

0<u>∟</u> 20

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.026

# 埋地管道光纤周界振动监测与预警技术<sup>\*</sup>

刘泽龙, 李素贞, 张 祎 (同济大学土木工程学院 上海,200092)

**摘要** 对管道第三方活动进行振动监测和预警可以显著提高管道安全性。遵循"数据采集-样本分割-特征提取-识 别模型训练-识别策略"框架,建立了基于随机森林算法的埋地管道光纤周界振动监测系统。通过长度为5.35 km的 相位敏感光时域反射计(phase-sensitive optical time-domain reflectometer,简称 φ-OTDR)光纤传感系统,采集了鹤 嘴锄、铲子、锤子和电锤4种典型周界入侵活动的振动信号和85 h时长的环境振动信号。依据信号对比分析结果, 选择合理的样本分割尺度和特征提取方法,并训练随机森林识别模型。提出了时空矩阵识别策略用于识别模型的 结果修正,减少了99.59%的系统误报。在测试中,光纤周界振动监测系统的识别率为94.87%,误报率仅为0.013 9%, 这说明该系统能够抵抗城市中常见的环境振动干扰。

关键词 地下管线;振动监测系统;侵扰;相位敏感光时域反射计;随机森林;时空耦合 中图分类号 TH82; TU990.3

## 引 言

第三方活动,即管道周围发生的施工或人为侵 扰等周界入侵活动,已成为城市埋地管道的巨大威 胁。在中国、美国<sup>[1]</sup>以及欧洲国家<sup>[2]</sup>对管道事故的统 计中,由第三方活动引发的管道事故分别占全部事 故的 68%,29.8% 和 28%。因此,亟需有效的措施 来减少埋地管道的周界入侵事件。

在目前的工程实践中,常见的措施有设置警告 牌、警示带和建立一次呼叫系统<sup>[3]</sup>。这些方法依赖 施工方主动与管线公司进行合作,因而对第三方活 动的管控效果有限。为了提高主动监测能力,近年 来发展了大量的针对管道周围第三方活动的实时监 测技术。依据采集信号类型的不同,常用的监测方 法分为电信号监测、视频/图像信号监测、声音信号 监测和振动信号监测。

电信号监测利用阴极保护系统采集管道不同位 置的电位信号,通过电位变化发现管道遭受的第三 方破坏<sup>[4]</sup>。目前的研究发现,第三方破坏并不会引 起明显的管道电位变化。视频或图像信号监测一般 通过固定摄像头对第三方侵扰进行探测,已被广泛 应用,但对于保有量巨大的管线,摄像头的架设仍是 一个较难解决的问题<sup>[54]</sup>。无人机摄影与图像识别 技术相结合来实现管道的第三方活动监测,但该监测方法容易受到恶劣天气和城市高层建筑的限

城市中的通信光缆通常布设在管道附近,这为 建立基于分布式振动光纤的第三方监测系统提供了 硬件基础。同时,机器学习的快速发展为振动信号 识别提供了算法基础。由于第三方活动种类繁多, 城市环境中的背景噪音复杂,分布式振动光纤的信 号识别方法仍需进一步研究。

制<sup>[78]</sup>。Wan等<sup>[9]</sup>提出了一个以道路切割机为识别对 象的声音信号监测系统。Liu等<sup>[10]</sup>将监测对象拓展 为道路切割机、挖掘机破碎锤和电锤3种施工机械。 然而,声信号传感器的传感范围有限,覆盖管道全线 布置的传感器数量过于庞大。振动信号监测是一种 通过监测管道周围的土体振动信号来识别第三方活 动的方法。振动信号通过振动电缆、加速度传感 器<sup>[11-12]</sup>和分布式光纤<sup>[13-16]</sup>3种方式进行采集。其中, 分布式光纤仅需一根光纤即可实现分布式振动监 测,在长距离的管道第三方活动监测中具有明显优 势。相比于传统的散射型和干涉型的传感系统,基 于φ-OTDR的分布式光纤传感系统具有对振动极 为敏感和定位精度高的优势,在管道第三方活动监 测中具有良好的应用前景。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51878509) 收稿日期:2020-09-13;修回日期:2020-11-09

#### 1 现场实验与信号对比

#### 1.1 现场实验

笔者采用基于 φ-OTDR 的分布式振动光纤传 感系统进行现场实验,沿着城市埋地管道布设的光 纤,采集典型第三方活动振动信号和环境振动信 号。光纤为9/125 μm 单模光纤,埋地深度为1 m,全 长为5.25 km。传感系统的采样频率为250 MHz,空 间分辨率为10 m。为了减少数据量以便于后续的 存储和识别,原始信号中的频域信息将被剔除,并处 理为与光纤受附近扰动程度成正比的振动强度值。 振动强度值的频率为8 Hz,空间分辨率为10 m。

笔者采用鹤嘴锄、铲子、锤子和电锤4种典型 的第三方活动施工机械,在光纤的7个位置(1260, 1880,1960,2900,3300,3700和4870m)进行 模拟实验,振动信号采集如图1所示。首先,在光 纤3300m位置、距离光纤15m范围内进行了4种第 三方活动来初步确定光纤的有效探测范围;然后,笔 者在有效探测范围内开展模拟实验,第三方活动信 号采集如表1所示。实验同时采集了5.25km范围 内长达85h的环境振动信号,数据集包含居民区、公 路、高架桥和人行道等常见城市环境的振动信号。



Tab.1	Signal	collection	of	third-party	activities
1 a. 1. 1	orginar	concention	U1	uniu party	activities

施工类别	范围/m	记录个数	总时长/s
鹤嘴锄	0~8	24	804
铲子	0~8	62	2 402
锤子	0~8	30	873
电锤	0~15	42	3 249

#### 1.2 振动信号对比

在光纤3300m位置处,笔者对比了不同施工 活动在距离光纤15m范围内的振动强度值变化。 图2为不同距离的振动信号对比。当施工点与光纤 的距离达到8m时,鹤嘴锄、铲子和锤子的振动强度 值衰减到1以下,而电锤则在15m处衰减到了1以 下。这说明光纤对于鹤嘴锄、铲子和锤子的有效探 测范围为8m,对电锤的有效探测范围可达到 15m。



Fig.2 Comparison of vibration signals at different distances

在光纤3300m的正上方施工时,不同第三方活 动的振动信号对比如图3所示。4种第三方活动的 振动强度值均明显大于环境振动,这说明φ-OTDR 振动光纤对第三方活动的振动十分敏感。电锤施工 引发的振动信号强度达到了2以上,明显区别于其 他3种第三方活动。鹤嘴锄、铲子和锤子的振动信 号非常相似,振动强度峰值均集中在1.5附近。

# 2 基于随机森林的第三方活动识别 模型

#### 2.1 样本分割与特征提取

实验采集到的振动信号需要先进行分割获得样本,这将提高特征提取的效果和识别模型训练的效率。振动信号的空间分辨率为10m,即每个通道的数据反映了10m范围内的振动强度,实验中的5.25km光纤即对应着525个采样通道。

电锤的空间影响范围如图4所示。作用在光纤 附近的第三方活动至少引发30m范围(3个通道)的 振动强度变化。为了更好地反映第三方活动造成的 振动,样本的空间范围应该为3个通道。电锤的峰 值持续时长如图5所示。图5表明,5s(40个数据 点)长度的振动信号通常可以涵盖一段稳定的第三





方活动信号,因而样本的时间长度设置为5s。笔者 将振动信号分割为30m范围、5s时长的样本集合, 图 6为具体的样本分割。每个样本中的振动信号 数据由 $x_{ij}$ 表示,其中: $i(i=1,2,\cdots,40)$ 为时间序 列;j(j=1,2,3)为通道序号。











特征提取是基于先验知识从振动信号样本中提 取旨在提供信息的非冗余特征值的过程。考虑到采 集的振动信号不包含频域信息,且实现实时监测要 求减少计算量,故笔者选择最大值、方差、短时能量、 均值和峭度5种计算量较少的时域特征作为备选特 征集。最大信息系数(maximal information coefficient,简称 MIC)<sup>[17]</sup>用于评估特征间的关联程度。 短时能量特征和均值特征的关联性很强,而峭度和 方差也是相关联的2种特征。表2为特征计算方 法。通过 MIC 剔除强关联的重复特征后,笔者采用 最大值、方差和短时能量3种方法对前述样本进行 特征提取。对于一个40×3维度的样本,可以得到9 个对应的特征值。

表 2 特征计算方法 Tab.2 Calculation methods of features

特征名称	计算公式
最大值	$\mathrm{Max}_{j} = \mathrm{max}\left(x_{ij}\right)$
方差	$Variance_{j} = \frac{1}{40} \sum_{i=1}^{40} (x_{ij} - \bar{x})^{2}$
短时能量	$\mathrm{Energy}_{j} = \sum_{i=1}^{40} x_{ij}^{2}$

针对鹤嘴锤、铲子、锤子、电锤和环境振动5种 工况,笔者分别选取30个样本用于特征测试。不同 活动的特征对比结果如图7所示。可见,3种特征都 可以很好地将环境振动和第三方活动振动区分开; 电锤的短时能量特征达到了20以上,明显区别于其 他第三方活动;3种特征均很难将鹤嘴锄、铲子和锤 子3种第三方活动(即3种人工挖掘活动)区分开。



Fig.7 Feature comparison of different activities

#### 2.2 识别模型

识别模型的作用为识别输入的振动样本得到样 本类别。笔者提出的识别模型会将振动样本识别为 人工挖掘(鹤嘴锄、铲子和锤子)、机械挖掘(电锤)和 环境振动3类。模型的训练效果主要受训练集、特 征提取方法和识别模型算法3个方面的影响。在构 建训练集时,笔者采用了与光纤不同距离的4种第 三方活动的振动信号。训练集同样包含了与第三方 活动数量相近的环境振动样本,训练集工况如表3 所示。

表3 训练集工况 Tab.3 Training set

旺速 /…	不同类别的样本个数				
叱呙/m	鹤嘴锄	铲子	锤子	电锤	环境
0	10	10	10	10	25
2	10	10	10	10	25
4	10	10	10	10	25
6	10	10	10	10	25
10	_	_	_	5	_
15	_	_	—	5	_
合计	40	40	40	50	100

采用提出的3种特征提取方法对训练样本进行 处理,通过随机森林算法进行识别模型训练。随机 森林是一种机器学习算法<sup>[18]</sup>,以识别准确、泛化能力 强和分类速度快的优点,在众多识别模型算法中展 现出了明显的优势<sup>[19-20]</sup>。随机森林分类器由多个决 策树组成<sup>[21-22]</sup>。每个决策树通过随机特征组合来识 别未知振动样本,模型的最终识别结果由决策树投 票得到。随机森林模型的训练流程主要包括以下 步骤。

1) 基于 Bootstrap 方法<sup>[23]</sup>随机生成 N个集 TS<sub>1</sub>, TS<sub>2</sub>,…, TS<sub>N</sub>(其中 N为识别模型中决策树的个数), 这将作为 N个决策树的训练集;

2)在每个决策树的训练流程中,先从所有特征 中选择m(m为大于0且小于特征总个数的整数)个 特征构建决策树当前节点的可选特征集合,然后在 可选特征集合中利用信息熵挑选最好的特征进行 分割;

3) 每一棵决策树完全生长而不进行修剪。

#### 3 监测系统与测试

#### 3.1 时空矩阵策略与监测流程

笔者提出了时空矩阵识别策略来对识别结果进 行进一步处理。时空矩阵策略主要依据第三方活动 的空间范围和时长特性:管道附近的第三方活动将 引发数个通道的振动强度增加,且其持续时间通常 远超单个样本的时长5s。光纤周围偶然发生的环 境振动事件不会引发大范围和长时间的高强度振动 信号。因此,对一定范围和一定持续时间的识别结 果进行统计有助于提高监测系统的效果。

时空矩阵策略如图8所示,主要包括扫描识别 模型结果、积累识别模型结果、建立时空矩阵、统计 时空矩阵和修正识别模型结果5个步骤。策略的步 骤具体如下。



 1)扫描识别模型结果。对随机森林识别模型的结果进行持续扫描,若有样本被识别为人工挖掘 或机械挖掘,则将该位置作为可疑位置,并进行步骤
 2;若样本均为环境振动类别,则不进行步骤2,继续 扫描识别模型结果。

2)积累识别模型结果。探测到人工挖掘或机 械挖掘后的5轮识别结果(即25s内的识别结果)被 保留用于建立时空矩阵。

3)建立时空矩阵。从步骤2保留的识别结果 中提取可疑位置及其附近的3×5个识别结果(对应 着30m空间范围和25s的时间长度),从而建立时 空矩阵。

4) 统计时空矩阵。对时空矩阵内的样本识别 结果进行统计,获得被识别为第三方活动的样本个 数 W。

5)修正识别模型结果。若W占时空矩阵内样本总数的比例超过比例阈值,则认为可疑位置发生 了第三方活动;否则,将识别模型的结果修正为环境 振动类别。

比例阈值是时空矩阵策略中较为重要的参数。

比例阈值越大,监测系统越难被环境振动干扰引发 误报,同时也可能忽略一些较为轻微的第三方活动。因此,比例阈值应当依据管道附近的环境振动 情况来确定。环境振动越强,比例阈值应当设置得 更高。对于本次实验的环境振动强度,比例阈值被 设置为70%。

在随机森林识别模型和时空矩阵识别策略的基础上,笔者提出了时空矩阵修正的φ-OTDR第三方活动监测系统,其监测流程主要包含以下步骤。

1) 振动信号采集:通过 φ-OTDR 分布式光纤传 感系统采集管道周围的振动信号。

 2)样本分割和特征提取:将采集到的振动信号 分割为待识别样本,并采用最大值、方差和短时能量
 3种方法提取特征。

 3) 识别模型识别:将待识别样本的特征输入随 机森林识别模型,得到识别结果。

4)时空矩阵策略修正:当识别模型探测到第三 方活动出现时,开始积累识别结果构建时空矩阵,并 判断是否修正识别结果。

5)发送警报:当监测系统发现第三方活动时发 出警报。

#### 3.2 测试结果

为了对笔者提出的监测系统进行测试,构建了 一个测试集。该数据集回避了识别模型训练集中的 数据以增加测试结果的可信度。测试集分为第三方 活动和环境振动2部分。共有140段第三方活动记 录被用于测试,第三方活动测试集如表4所示。环 境振动测试采用时长为84h,5.35km范围的城市环 境振动信号进行,其被分割为34140995个样本。

表 4 第三方活动测试集 Tab.4 Test set of third-party activity

工况类别	范围/m	记录个数	时长/s
鹤嘴锄	0~8	20	662
铲子	0~8	57	2 103
锤子	0~8	26	761
电锤	$0 \sim 15$	37	2 861

笔者采用识别率(*R*)和误报率(*F*)2种参数来 评估监测系统的性能。识别率量化了监测系统探测 第三方活动的能力,表示为

$$R = T_{\rm r}/T_{\rm a} \tag{1}$$

其中:T<sub>r</sub>为被识别出的第三方活动的记录数量;T<sub>a</sub>为 所有的第三方活动记录数量。 %

误报率可评估监测系统抵抗城市环境振动干扰 的能力,表示为

$$F = T_{\rm p}/T_{\rm b} \tag{2}$$

其中:T<sub>p</sub>为引发误报警的环境振动样本数量;T<sub>b</sub>为所 有的环境振动样本数量。

识别率测试结果如表5所示。无时空矩阵修正 和有时空矩阵修正的识别率方差分别为9.54 和 5.14。无时空矩阵修正的误报率为3.42%,时空矩 阵修正的误报率仅为0.0139%。结果说明:时空矩 阵策略在较小地影响监测系统识别能力的情况下, 减少了99.59%的系统误报;监测系统的平均识别 率为94.87%,且对不同第三方活动的识别率方差较 小,因此该监测系统针对不同的第三方活动均具有 较好的识别能力;人工挖掘的有效探测范围为8 m, 对于机械挖掘,该范围可达到15 m;对于84 h的常 见城市场景下的环境振动信号,系统的误报率为 0.0139%,说明系统抵抗环境振动干扰表现良好。

表 5 识别率测试结果 Tab.5 Test result of recognition rate

	8	
第三方活动类别	无时空矩阵修正	时空矩阵修正
鹤嘴锄	95.00	90.00
铲子	92.98	89.47
锤子	100.00	100.00
电锤	100.00	100.00
平均	97.00	94.87

#### 4 结 论

 1)笔者按照"振动信号采集-样本分割与特征 提取-识别模型训练-时空矩阵识别策略"的工作流 程,建立了时空矩阵优化的城市埋地管道第三方活 动φ-OTDR振动监测系统。

2)依据信号的空间影响范围和峰值持续时长, 样本分割尺度被设置为30m范围、5s时长。采用 MIC方法对常见的时域特征进行筛选,在剔除重复 特征后,最大值、方差和短时能量是针对本研究问题 的最优特征组合。利用第三方活动振动信号在时间 和空间上的特性,笔者提出的时空矩阵识别策略对 识别模型结果进行统计,根据比例阈值参数判定是 否对识别模型结果进行修正。

3)在监测系统测试中,时空矩阵策略在较小地 降低系统识别率的情况下,减少了99.59%的系统 误报。监测系统的平均识别率为94.87%,且对不同 类别第三方活动的识别率方差较小,这表明系统对 不同类别的第三方活动均有较好的识别效果。对于 人工挖掘,有效探测范围为8m,对于机械挖掘,该 范围可达到15m。对于84h的常见城市环境振动 信号,误报率为0.0139%,这说明系统能够抵抗城 市中常见的环境振动干扰。

#### 参考文献

- [1] PHMSA. 2017 Hazmat summary by mode of transportation/cause[EB/OL].[2017-12-31]. https:// www.phmsa.dot.gov
- [2] EGIG. 10th report of the European gas pipeline incident data group (period 1970-2016) [R]. [S. l.] : Gas Pipeline Incidents, Gas Pipeline Incident Data Group, 2018: 25-26.
- [3] MUHLBAUER W K. Pipeline risk management manual [M]. 3rd ed. [S. l.] : Gulf Professional Publishing, 2004: 43-60.
- [4] BURKHARDT G L, CROUCH A E. Realtime monitoring of pipelines for third-party contact[R].[S. l.]: Office of Scientific and Technical Information, 2004: 1-6.
- [5] 郭保青,王宁.基于改进深度卷积网络的铁路入侵行 人分类算法[J].光学精密工程,2018,26(2):3040-3049.

GUO Baoqing, WANG Ning. Pedestrian intruding railway clearance classification algorithm based on improved deep convolutional network[J]. Optics and Precision Engineering, 2018, 26(2): 3040-3049. (in Chinese)

- [6] ZHU Y, LEI Z, ZHENG W, et al. Research on substation perimeter isolation based on phased array radar and multi-video fusion technology [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2019, 1187(2): 022054.
- [7] HAUSAMANN D, ZIRNIG W, SCHREIER G, et al. Monitoring of gas pipelines-a civil UAV application
   [J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2005, 77(5): 352-360.
- [8] LIU P, CHEN A Y, HUANG Y N, et al. A review of rotorcraft unmanned aerial vehicle (UAV) developments and applications in civil engineering [J]. Smart Structures and Systems, 2014, 13(6): 1065-1094.
- [9] WAN C, MITA A. Pipeline monitoring using acoustic principal component analysis recognition with the Mel scale[J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(5): 055004.
- [10] LIU Z, LI S. A sound monitoring system for prevention of underground pipeline damage caused by construction
   [J]. Automation in Construction, 2020, 113: 103125.

[11] 孙洁娣, 靳世久, 孙健. 基于多地震波传感器数据融合的管道安全监测预警系统[J]. 石油学报, 2009, 3: 465-468.
SUN Jiedi, JIN Shijiu, SUN Jian. Monitoring and pre-

warning system for security of pipelines based on data fusion of multi-seismic sensors [J]. Acta Petrolei Sinica, 2009, 3: 465-468. (in Chinese)

- [12] SUN J, WEN J. Target location method for pipeline pre-warning system based on HHT and time difference of arrival[J]. Measurement, 2013, 46(8): 2716-2725.
- [13] 安阳, 靳世久, 冯欣, 等. 基于相干瑞利散射的管道安 全光纤预警系统[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程 技术版, 2015, 48(1): 70-75.
   AN Yang, JIN Shijiu, FENG Xin, et al. Optical fiber

pipeline security pre-warning system based on coherent rayleigh scattering[J]. Journal of Tianjin University Science and Technology, 2015, 48(1): 70-75. (in Chinese)

- [14] 孙茜,封皓,曾周末.基于图像处理的光纤预警系统 模式识别[J].光学精密工程,2015,23(2):334-341.
  SUN Qian, FENG Hao, ZENG Zhoumo. Recognition of optical fiber pre-warning system based on image processing [J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(2):334-341. (in Chinese)
- [15] TEJEDOR J, MACIASGUARASA J, MARTINS H, et al. A novel fiber optic based surveillance system for prevention of pipeline integrity threats [J]. Sensors, 2017, 17(2): 355.
- [16] 吴海颖,朱鸿鹄,朱宝,等.基于分布式光纤传感的地下管线监测研究综述[J].浙江大学学报:工学版,2019,53(6):44-57.
  WU Haiying, ZHU Honghu, ZHU Bao, et al. Review of underground pipeline monitoring research based on distributed fiber optic sensing [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2019, 53(6):44-57.
- [17] RESHEF D, RESHEF Y, FINUCANE H, et al. Detecting novel associations in large data sets [J]. Science, 2011, 334(6062):1518-1524.

(in Chinese)

[18] BREIMAN L. Random forests [J]. Machine Learning, 2001, 45(1): 5-32.

- [19] FERNÁNDEZ-DELGADO M, CERNADAS E, BARRO S, et al. Do we need hundreds of classifiers to solve real world classification problems [J]. Journal of Machine Learning Research, 2014, 15(1): 3133-3181.
- [20] 徐冠基,曾柯,柏林.基于SPSO优化Multiple Kernel-TWSVM的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊 断,2019,39(5):973-979.
  XU Guanji, ZENG Ke, BO Lin. Rolling bearing fault diagnosis based on SPSO optimization multiple kernel-TWSVM [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 973-979. (in Chinese)
- [21] 庞梦洋,索中英,郑万泽,等.基于RS-CART决策树 的航空发动机小样本故障诊断[J].航空动力学报, 2020,35(7):1559-1568.

PANG Mengyang, SUO Zhongying, ZHENG Wanze, et al. Small sample fault diagnosis of aeroengine based on RS-CART decision tree [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1559-1568. (in Chinese)

- [22] PRADHAN B. A comparative study on the predictive ability of the decision tree, support vector machine and neuro-fuzzy models in landslide susceptibility mapping using GIS[J]. Computers and Geosciences, 2013, 51: 350-365.
- [23] WU C. Bootstrap and other resampling methods in regression analysis[J]. Annals of Statistics, 1986, 14(4): 1261-1295.



**第一作者简介**:刘泽龙,男,1995年1月 生,博士生。主要研究方向为生命线工 程健康监测。曾发表《A sound monitoring system for prevention of underground pipeline damge caused by comstruction》 (《Automation in Construction》2020, Vol. 113, No. 103125)等论文。 E-mail:jolonliu@outlook.com

通信作者简介:李素贞,女,1978年9月 生,博士、副教授、博士生导师。主要研 究方向为结构健康监测。 E-mail:Lszh@tongji.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.027

# 用于便携式轨检小车的轨距及磨耗检测方法<sup>\*</sup>

郑树彬, 彭乐乐, 钟倩文, 李立明 (上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海,201620)

摘要 轨道线路的轨距及磨耗检测是保障列车运营安全的一项关键技术,传统的人工检测效率较低,大型轨检车检测及维护成本高,使得在轨道日检维护中缺少有效的设备及方法来满足轨道线路检测需求。为了解决此问题,提出 了一种用于便携式轨检小车的轨距及磨耗检测方法。首先,基于光平面方程、机器视觉三维重构理论及相机标定技 术构建了激光视觉检测模型及系统标定方法,获取了同一世界坐标系下的轨道左右轨轮廓线三维坐标值点集;其 次,利用改进最近点迭代匹配算法,实现测量数据点集与标准钢轨点集匹配,计算得到轨距及磨耗值;最后,搭建测 试系统进行实验验证。结果表明,该方法的最大测量偏差小于0.1 mm,能够满足轨道线路日常检修及维护要求,为 列车安全运行提供了技术保障。

关键词 机器视觉;最近点迭代匹配算法;轨距;磨耗;轨检小车 中图分类号 TH71; TH741

## 引 言

轨道线路作为列车可靠运行的基础,其轨距及 磨损变形直接影响到列车的运行状态,严重的变形 甚至会导致列车出轨等安全问题<sup>[1-2]</sup>。因此,如何实 现对轨道线路的轨距及磨耗检测已成为维护列车安 全运行的必要手段之一<sup>[35]</sup>。

目前,针对轨距及磨耗的检测方法主要可以分 为手持式人工检测[6]和车载式自动检测[7-8]2种。手 持式人工检测方法是当前轨道线路日检中常用方 法,采用的设备主要有轨距尺及钢轨廓形卡尺。该 方法的主要缺点是依赖人工经验,造成测量数据存 在一定的不确定性,且检测设备功能相对单一,检测 效率较低,难以满足轨道线路检测需求。车载式自 动检测主要利用机器视觉[9-10]、图像特征提取[6]、惯 性测量[7]、激光测距[11]及数据匹配技术[11-12]实现轨距 及钢轨断面廓形检测。Xiong等<sup>[11]</sup>采用 3D 激光及 最近点迭代匹配算法(iterative closest piont,简称 ICP)技术实现钢轨磨耗检测。史红梅等[12]利用最 小二乘法拟合检测轨距参数。刘伶萍等[13]基于惯性 原理开发了钢轨磨耗检测系统。李文涛等[14]采用视 觉及图像特征提取方法,实现了磨耗的动态测量。 占栋等[15]采用视觉标定方法检测钢轨廓形获取磨 耗。车载式自动检测系统提高了检测效率,但存在 检测成本高、测量点间隔大、易局部点漏检、检测算 法复杂以及检测周期较长等缺点,使其难以应用于 轨道线路日常检修及维护中。

笔者提出了一种用于便携式轨检小车的轨距及 磨耗检测系统及方法。采用光平面方程及机器视觉 三维重构理论建立激光视觉检测模型,获取左右轨 廓面坐标点集。采用改进最近点迭代匹配算法(improved iterative closest piont,简称 IICP),在实现坐 标点集匹配的同时提高算法速度,从而快速实现轨 距及磨耗的测量,并通过搭建测试系统进行实验 验证。

#### 1 检测系统结构及工作原理

图1为用于便携式轨检小车轨距和磨耗检测系 统结构及原理图。该系统主要由左右2个对称的机 器视觉检测系统组成。其中:左机器视觉检测系统 由左激光光源L<sub>1</sub>和左相机组(C<sub>1</sub>,C<sub>2</sub>)构成;右机器视 觉检测系统由右激光光源L<sub>2</sub>和右相机组(C<sub>3</sub>,C<sub>4</sub>)构 成。轨距及磨耗检测原理可分为3步:①采用光平 面方程及机器视觉三维重构理论构建激光视觉检测 模型,分别获得左右机器视觉检测系统在各自世界 坐标系下的轮廓线三维坐标点集;②通过相机标定 技术建立左右机器视觉检测系统的世界坐标系映射

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51907117,51975347);上海市科技计划资助项目(22010501600) 收稿日期:2020-08-04;修回日期:2020-09-10

关系,获取相同世界坐标系下的左右轨轮廓线三维 坐标点集;③采用改进最近点迭代匹配IICP方法计 算轨距及磨耗值。



图1 用于便携式轨检小车的轨距和磨耗检测系统结构及原 理图

Fig.1 Structure and principle diagram of rail gauge and wear for portable rail inspection trolley

#### 2 激光视觉检测模型及系统标定

建立激光视觉检测模型及系统标定是为了获取 同一世界坐标系下的左右轨轮廓线三维坐标点集, 为计算轨距及磨耗提供数据源。图2为激光视觉检 测模型及系统标定原理图。

设左机器视觉检测系统的世界坐标系为(x<sub>w1</sub>, y<sub>w1</sub>,z<sub>w1</sub>)与左相机坐标系重合,右机器视觉检测系统 的坐标系为(x<sub>w4</sub>, y<sub>w4</sub>, z<sub>w4</sub>)与右相机坐标系重合,左 右机器视觉坐标值可通过双目视觉三维重构技术获 得,左右轨轮廓线的光平面方程为

$$A_{l,1}x_{l,w} + B_{l,1}y_{l,w} + C_{l,1}z_{l,w} + 1 = 0 \qquad (1)$$

$$A_{\rm r,1}x_{\rm r,w} + B_{\rm r,1}y_{\rm r,w} + C_{\rm r,1}z_{\rm r,w} + 1 = 0 \qquad (2)$$

其中: $A_{1,1}, B_{1,1}, C_{1,1}$ 为左相机组光平面方程系数;  $A_{r,1}, B_{r,1}, C_{r,1}$ 为右相机组光平面方程系数; $x_{1,w}, y_{1,w}, z_{1,w}, x_{r,w}, y_{r,w}, z_{r,w}$ 为左右相机组在各自世界坐标系下



Fig.2 The schematic diagram of laser vision inspection model and system calibration

#### 坐标值。

基于摄像机成像模型,得到图像坐标系与世界 坐标系之间的关系为

$$z_{l,1}\begin{bmatrix} u_{l,1} \\ v_{l,1} \\ 1 \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} x_{l,w} \\ y_{l,w} \\ z_{l,w} \\ 1 \end{bmatrix}$$
(3)

$$M = H_{1,1} \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{1,1} & \mathbf{T}_{1,1} \end{bmatrix}$$
(4)

$$z_{r,1}\begin{bmatrix} u_{r,1} \\ v_{r,1} \\ 1 \end{bmatrix} = M \begin{vmatrix} x_{r,w} \\ y_{r,w} \\ z_{r,w} \\ 1 \end{vmatrix}$$
(5)

$$M = H_{r,1} \Big[ R_{r,1} \ T_{r,1} \Big] \tag{6}$$

其中: $H_{l,1}$ , $H_{r,1}$ 为左右相机组内部参数; $R_{l,1}$ , $T_{l,1}$ ,  $R_{r,1}$ , $T_{r,1}$ 为左右相机组旋转及平移矩阵,可由相机 标定获得; $u_{l,1}$ , $v_{l,1}$ , $u_{r,1}$ , $v_{r,1}$ 为左右相机组的图像坐 标值。

由式(1)~(4)可得

$$\begin{bmatrix} f_{1,x} & 0 & u_{1,0} - u_{1,1} \\ 0 & f_{1,y} & v_{1,0} - v_{1,1} \\ A_{1,1} & B_{1,1} & C_{1,1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1,w} \\ y_{1,w} \\ z_{1,w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}$$
(7)
$$\begin{bmatrix} f_{r,x} & 0 & u_{r,0} - u_{r,1} \\ 0 & f_{r,y} & v_{r,0} - v_{r,1} \\ A_{r,1} & B_{r,1} & C_{r,1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{r,w} \\ y_{r,w} \\ z_{r,w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}$$
(8)

其中: $f_{1,x}$ , $f_{1,y}$ , $f_{r,x}$ , $f_{r,y}$ 为左右相机组焦距坐标值; $u_{1,0}$ ,  $v_{1,0}$ , $u_{r,0}$ , $v_{r,0}$ 为左右相机组图像中心坐标值。

式(7)~(8)表明,获取同一坐标系下左右轨轮 廓线三维坐标值的关键在于求解左右相机组的光平 面方程系数( $A_{1,1}, B_{1,1}, C_{1,1}, A_{r,1}, B_{r,1}, C_{r,1}$ )和左右相 机组旋转及平移矩阵( $R_{1,4}, T_{1,4}$ )。利用已知多组轮 廓线三维世界坐标值建立关于光平面方程系数的方 程组如式(9)~(10)所示。通过最小二乘法求解获 取左右相机组的光平面方程系数。

$$\begin{bmatrix} x_{1,w1} & y_{1,w1} & z_{1,w1} \\ x_{1,w2} & y_{1,w2} & z_{1,w2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{1,wm} & y_{1,wm} & z_{1,wm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{1,1} \\ B_{1,1} \\ C_{1,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ \vdots \\ -1 \end{bmatrix}$$
(9)
$$\begin{bmatrix} x_{r,w1} & y_{r,w1} & z_{r,w1} \\ x_{r,w2} & y_{r,w2} & z_{r,w2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{r,wm} & y_{r,wm} & z_{r,wm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{r,1} \\ B_{r,1} \\ C_{r,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ \vdots \\ -1 \end{bmatrix}$$
(10)

点X<sub>c,1</sub>,X<sub>c,r</sub>在左右相机组的位置关系为

$$\begin{cases} X_{c,1} = \mathbf{R}_{1,1} X_{1,w} + \mathbf{T}_{1,1} \\ X_{c,r} = \mathbf{R}_{r,1} X_{r,w} + \mathbf{T}_{r,1} \\ X_{1,w} = \mathbf{R}_{1,4} X_{r,w} + \mathbf{T}_{1,4} \\ X_{c,1} = X_{c,r} + t \end{cases}$$
(11)

其中:t为给定点的转换矩阵。

由式(11)可求得(
$$R_{1,4}, T_{1,4}$$
)为

$$\begin{cases} \boldsymbol{R}_{1,4} = \boldsymbol{R}_{1,1} \boldsymbol{R}_{r,1} \\ \boldsymbol{T}_{1,4} = \boldsymbol{T}_{r,1} - \boldsymbol{R}_{1,1} \boldsymbol{R}_{r,1}^{-1} \boldsymbol{T}_{r,1} + t \end{cases}$$
(12)

### 3 基于IICP算法的轨距及磨耗计算

图 3 为轨距及磨耗计算原理图。根据文献[16] 规定:在钢轨顶面宽 1/3 处测量钢轨的垂直磨耗 W<sub>v</sub>,在距轨顶下方 16 mm 处测量钢轨的侧面磨耗 W<sub>h</sub>,轨距 L<sub>g</sub>是在轨顶下方 16 mm 范围内左右钢轨 之间的最小距离,如图 3 所示。钢轨的轨距 L<sub>g</sub>和总 磨耗 W的计算公式为

$$L_{g} - \sqrt{(x_{r,w16} - x_{l,w16})^{2} + (y_{r,w16} - y_{l,w16})^{2} + (z_{r,w16} - z_{l,w16})^{2} }$$
(13)

$$W = W_{\rm v} + W_{\rm h}/2 \tag{14}$$

通过建立激光视觉检测模型及系统标定,获取 同一世界坐标系下的左右轨轮廓线三维坐标值,得 到由测量点集构成的目标点集*P*。设标准钢轨在测 量系统中的坐标点为参考点集*Q*;*T*<sub>ICP</sub>和*R*<sub>ICP</sub>分别 为*P*与*Q*之间的转换与旋转矩阵。通过求解*T*<sub>ICP</sub>和 *R*<sub>ICP</sub>,使*P*与*Q*之间的距离*d*最小,实现测量点集与 标准轨位置匹配。利用式(13)~(14)获取轨距及磨 耗值。根据 ICP 算法,*T*<sub>ICP</sub>和*R*<sub>ICP</sub>的计算公式为

$$\left\| Q_i^k - P_i^k \right\| = \min \tag{15}$$

图3 轨距及磨耗计算原理图

Fig.3 The schematic diagram of rail gauge and wear calculation

$$P_i^{k+1} = \boldsymbol{R}_{\scriptscriptstyle \rm ICP}^k \boldsymbol{P}_i^k + \boldsymbol{T}_{\scriptscriptstyle \rm ICP}^k \tag{16}$$

$$d^{k+1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \left\| P_{i}^{k+1} - Q_{i}^{k} \right\|^{2} < \epsilon \qquad (17)$$

式(15)~(17)表明,决定匹配算法的关键在于 P与Q之间的相似性。当相似度高时,匹配速度更 快。因此,选取在实际使用中磨损较少的轨底圆弧 处为为目标点集P。设任取该处一点(xwq ywq zwq) 为以 p<sub>i</sub>(xwi, ywi, zwi)为球心的球面一点,则球面方 程为

$$\boldsymbol{X}_{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{X}_{\boldsymbol{q}}=0 \tag{18}$$

$$\boldsymbol{X}_{\boldsymbol{q}} = (\boldsymbol{x}_{wq} \ \boldsymbol{y}_{wq} \ \boldsymbol{z}_{wq} \ \boldsymbol{1})^{\mathrm{T}}$$
(19)

$$\boldsymbol{Q} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & -x_{wi} \\ 0 & 1 & 0 & -y_{wi} \\ 0 & 0 & 1 & -z_{wi} \\ -x_{wi} & -y_{wi} & -z_{wi} & l^2 \end{pmatrix}$$
(20)  
$$l^2 = x_{wi}^2 + y_{wi}^2 + z_{wi}^2 - R^2$$
(21)

其中:R为球半径。

设 激 光 光 源 投 射 在 光 平 面 上 的 点 为 *t* = [*x<sub>t</sub>*, *y<sub>t</sub>*1]<sup>T</sup>,则有

$$X = Et \tag{22}$$

联合式(1)和式(2)可得

$$E = \begin{bmatrix} -B/A & -C/A & -1/A \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$
(23)

根据式(18)和式(21),得到球面与光平面相交 圆方程为

$$\boldsymbol{t}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{E}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{E}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{t} = \boldsymbol{t}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{C}\boldsymbol{t} = 0 \qquad (24)$$

$$C = \begin{bmatrix} (B/A)^{2} + 1 & BC/A^{2} & B/A^{2} + (B/A) x_{wi} - y_{wi} \\ BC/A^{2} & (C/A)^{2} + 1 & C/A^{2} + (C/A) x_{wi} - z_{wi} \\ (B/A)^{2} + (B/A) x_{wi} - y_{wi} & C/A^{2} + (C/A) x_{wi} - z_{wi} & 1/A^{2} + (2/A) x_{wi} + l^{2} \end{bmatrix}$$
(25)

\_

將测量点集
$$p_i$$
和 $p_j$ 代入式(24),可得

$$\begin{cases} \boldsymbol{t}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{C}_{i} \boldsymbol{t} = 0 \\ \boldsymbol{t}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{C}_{j} \boldsymbol{t} = 0 \end{cases}$$
(26)

轨底圆弧处目标点集*P*的球心可以通过式(26) 求出。为了提高算法精度,设最优球心为 *O*<sub>0</sub>(*x*<sub>w.0</sub>, *y*<sub>w.0</sub>, *z*<sub>w.0</sub>),实测球心为*O*<sub>k</sub>(*x*<sub>w.k</sub>, *y*<sub>w.k</sub>, *z*<sub>w.k</sub>), 实测球心与最优球心的距离可表示为

$$d_{k} = (x_{w,0} - x_{w,k})^{2} + (y_{w,0} - y_{w,k})^{2} + (z_{w,0} - z_{w,k})^{2}$$
(27)

最优球心的求解为

$$\frac{\partial L}{\partial x_{w,0}} = \frac{\partial L}{\partial y_{w,0}} = \frac{\partial L}{\partial z_{w,0}} = 0$$
(28)

$$\min L = \sum_{k=1}^{m} d_k \tag{29}$$

由于轨底圆弧半径为20 cm,因此选取左右轨 目标点集分别为

$$\sqrt{(x_{1,w} - x_{w,0})^2 + (y_{1,w} - y_{w,0})^2 + (z_{1,w} - z_{w,0})^2} \leq 0.2$$
(30)

 $\sqrt{(x_{\rm r,w} - x_{\rm w,0})^2 + (y_{\rm r,w} - y_{\rm w,0})^2 + (z_{\rm r,w} - z_{\rm w,0})^2} \leq 0.2$ (31)

综上所述, $T_{ICP}$ 和 $R_{ICP}$ 的求解可通过IICP算法获得,图4为IICP算法流程图。



Fig.4 The flow chart of IICP algorithm

#### 4 实验验证

为了验证笔者所提方法的正确性及测量精度, 搭建实验验证测试系统如图5所示。实验线路选择 上海轨道交通实验线路龙阳路基地,该线路总长为 1.6 km,具有"三站三区间"线路形态,可进行多种形 式的轨道线路测试。测试系统采用间隔为1mm的 等距触发式数据采集方式,测量参数如表1所示。 利用绝对偏差(absolute error,简称AE)和最大绝对 偏差(maximum absolute error,简称MAE)来衡量检 测精度<sup>[17]</sup>

$$AE_i = \begin{vmatrix} V_{ri} - V_{ci} \end{vmatrix} \tag{32}$$

其中:i为采样点数;V<sub>ri</sub>为检测数据;V<sub>ci</sub>为设定值。



图 5 实验验证测试系统 Fig.5 Experimental verification test system

表 1 测量参数 Tab.1 Measurement parameters

序号	参数	数值
1	$(A_{1,1}, B_{1,1}, C_{1,1})$	(-0.008 71, 0.000 94, 0.001 97)
2	$(A_{\rm r,1}, B_{\rm r,1}, C_{\rm r,1})$	$(-0.008\ 61,\ 0.000\ 92,\ 0.001\ 96)$
3	$R_{1,4}$	$\begin{bmatrix} 1.568 \ 5 & 0.001 \ 2 & -0.507 \ 8 \\ 0.001 \ 4 & 1.647 \ 2 & 0.007 \ 9 \\ 0.314 \ 9 & 0.002 \ 0 & 0.949 \ 1 \end{bmatrix}$
4	$\boldsymbol{T}_{1,4}$	[335.37 0.404 6 39.771]
5	$m{R}_{ ext{ICP}}$	[0.47 0.47 0.47]
6	${T}_{ m ICP}$	[10.34 5.16 0.11]

图 6 为实验线路轨距实测数据曲线。可见,采 用笔者所提方法与实际数据基本一致,能够准确获 得轨距大小,实验线路的轨距范围为1434.7~ 1535.8 mm,轨距的整体数值多处于标准轨距 1435 mm以上。

图 7 为实验线路测试轨距与实际数据的绝对偏差值。可以看出,与真实数据相比,最大绝对偏差小于 0.1 mm。实验线路的轨距最大偏差位于距离测



图6 实验线路轨距实测数据曲线

Fig.6 The measured data curve of test line gauge



图 7 实验线路测试轨距与实际数据的绝对偏差值

Fig.7 Absolute deviation of test line gauge between measured data and actual data

试原点21.5 m处,轨距偏差为0.090 mm。

实验线路测试轨距与标准轨距的绝对偏差值如 图 8 所示。可见,实验线路的整体轨距与标准钢轨 的偏差范围为-0.429~0.847 mm,全线绝对偏差小 于 1 mm,在距原点 22.9 m处,偏差达到了最大值。





图 9 为实验线路的磨耗测量数据曲线。从图 9(a) 可以看出, 左轨道的整体垂直磨耗比侧面磨耗大, 垂 直磨耗的范围为 0.001~0.290 mm, 侧面磨耗范围为 0.001~0.173 mm, 总磨耗范围为 0.001~0.297 mm。 最大磨耗位于距测量原点 35.9 m处, 对应的垂直磨 耗为 0.264 mm, 侧面磨耗为 0.066 mm。从图 9(b) 可以看出,右轨道的整体垂直磨耗比侧面磨耗大,垂 直磨耗的范围为0.001~0.269 mm,侧面磨耗范围为 0.001~0.293 mm,总磨耗范围为0.001~0.279 mm。 最大磨耗位于距测量原点97.9 m处,对应的垂直磨 耗为0.189 mm,侧面磨耗为0.180 mm。





表2为测试线路轨距及磨耗状况。该表可以反 映出线路的安全状况,可为轨道的日常维护及维修 提供指导。

表 2 测试线路轨距及磨耗状况 ab 2 The status of test line gauge and

140.2 110	status of test	inte gauge and wear
名称	数值/m	最大偏差/mm
左轨距位置	22.9	0.847
右轨距位置	19.8	-0.429
左轨磨耗	35.9	(0.264, 0.066, 0.297)
右轨磨耗	97.9	(0.189, 0.180, 0.279)

#### 5 结束语

为了提高轨道线路的日检效率,提出了一种基 于机器视觉及 IICP 算法的用于便携式轨检小车轨 距及磨耗检测方法,通过搭建测试系统进行了实验 验证。结果表明,该方法可以准确获取轨距及左右 轨磨耗数值,最大测量偏差小于0.1 mm。该方法能 反映出轨道线路的健康状况,为线路的日常维修及 保养提供数据基础,有效保障列车的运营安全。

#### 参考文献

 [1] 郑树彬,彭乐乐,李立明,等.机器视觉与惯性信息融合的轨道线形检测[J].振动、测试与诊断,2018, 38(2):394-426.

ZHENG Shubin, PENG Lele, LI Liming, et al. Multisensors fusion of machine vision and inertial measurement[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2):394-426. (in Chinese)

- [2] 孙宇,翟婉明.钢轨磨耗演变预测模型研究[J].铁道学报,2017,39(8):1-9.
  SUN Yu, ZHAI Wanming. A prediction model for rail wear evolution[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(8):1-9. (in Chinese)
- [3] ZHOU L, WANG W J, HU Y, et al. Study on the wear and damage behaviors of hypereutectoid rail steel in low temperature environment[J]. Wear, 2020, 456: 203365-203378.
- [4] 侯茂锐,刘丰收,胡晓依,等.我国典型高速铁路轮轨型面变化规律及匹配特性[J].中国铁道科学,2020,41(7):99-107.
  HOU Maorui, LIU Fengshou, HU Xiaoyi, et al. Typical wheel-rail profile change and matching characteristics of high-speed railway in China[J]. China Railway Science, 2020, 41(7):99-107. (in Chinese)
- URDA P, MUÑOZ S, ACEITUNO J F, et al. Wheelrail contact force measurement using strain gauges and distance lasers on a scaled railway vehicle [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 138: 10655-10658.
- [6] 郑树彬,柴晓冬,安小雪,等.基于动态模板的钢轨磨 耗测量方法研究[J].中国铁道科学,2013,34(2): 7-12.
  ZHENG Shubin, CHAI Xiaodong, AN Xiaoxue, et al. Rail wear measuring method based on dynamic template
  [J]. China Railway Science, 2013, 34(2):7-12. (in

Chinese)

- [7] 柴东明,魏世斌,刘玲平,等.深圳地铁轨检车检测系统的研制[J].中国铁道科学,2005,26(5):140-143.
  CHAI Dongming, WEI Shibin, LIU Lingping, et al. Development of the inspection system for Shenzhen metro track inspection car[J]. China Railway Science, 2005, 26(5): 140-143. (in Chinese)
- [8] 鞠标,朱洪涛,徐鞠萍,等.基于轨检车振动问题的钢 轨轮廓匹配方法研究[J].振动与冲击,2017,36(3): 65-69.

JU Biao, ZHU Hongtao, XU Juping, et al. Rail contour matching method based on random vibrations of a rail inspection vehicle [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(3): 65-69. (in Chinese)

- [9] ZHANG Y, LIU M Y, CHEN Y N, et al. Real-time vision-based system of fault[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2020, 69(7):5274-5284.
- [10] 唐晓敏,王培俊,吕东旭,等.基于机器视觉的钢轨磨 耗检测系统研究[J].仪表技术与传感器,2017(9): 59-87.
  TANG Xiaomin, WANG Peijun, LV Dongxu, et al. Research on rail wear measurement system based on machine vision[J]. Instrument Technique and Sensor,
- [11] XIONG Z M, LI Q Q, MAO Q Z, et al. A 3D laser profiling system for rail surface defect detection [J]. Sensors, 2017, 17:1791-1804.

2017(9): 59-87. (in Chinese)

- [12] 史红梅,许明,徐祖俊.基于最小二乘法曲线拟合的轨 距参数测量方法[J].铁道学报,2019,41(12):82-88.
  SHI Hongmei, XU Ming, XU Zujun. Rail track gauge measurement method based on least-square curve fitting theory[J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(12):82-88. (in Chinese)
- [13] 刘伶萍,杜鹤亭,杨爱红.钢轨波浪磨耗检测系统的研究开发[J].中国铁道科学,2002,23(6):65-69.
  LIU Lingping, DU Heting, YANG Aihong. Development of rail corrugation inspection system [J]. China Railway Science, 2002, 23(6):65-69. (in Chinese)
- [14] 李文涛,王培俊,王锰,等.钢轨断面全轮廓磨耗激光 视觉动态测量[J].西南交通大学学报,2018,16:1-8.
  LI Wentao, WANG Peijun, WANG Meng, et al. Laser visual dynamic measurement of rail wear on complete profile[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 16:1-8. (in Chinese)
- [15] 占栋,于龙,肖建,等.钢轨轮廓测量中多视觉传感器 全局标定方法研究[J].铁道学报,2016,38(8):87-95.
  ZHAN Dong, YU Long, XIAO Jian, et al. Study on global calibration approach of multiple vision sensors for railway track profile measurement [J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(8):87-95. (in Chinese)
- [16] TG/GW 102-2019 铁运铁路线路修理规则[S].
- [17] PENG L L, ZHENG S B, CHAI X D, et al. A novel tangent error maximum power point tracking algorithm for photovoltaic system under fast multi-changing solar irradiances[J]. Applied Energy, 2018, 210:303-316.



第一作者简介:郑树彬,男,1979年8月 生,博士、教授。主要研究方向为轨道车 辆智能感知及数据分析。曾发表《机器 视觉与惯性信息融合的轨道线形检测》 (《振动、测试与诊断》2018年第38卷第2 期)等论文。

E-mail:shubin.zheng@sues.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.03.028

# 结合 EMD 和 LSF 的振动信号降噪方法的研究<sup>\*</sup>

赵博,李鹤

(东北大学机械工程与自动化学院 沈阳,110819)

摘要 针对原始振动加速度信号中存在的低频趋势项信号在通过数学积分变换时存在严重失真的问题,提出了采 用最小二乘法(least squares fit,简称LSF)和经验模态分解(empirical mode decomposition,简称EMD)相结合的方 法,实现过滤原始信号中干扰信号的目的。该方法通过对经验模态分解得到的固有模态函数(intrinsic mode function,简称IMF)去除趋势项后进行重构以达到信号降噪的目的。采用该方法分别对模拟信号和某型号干式真 空泵的振动实测数据进行了降噪处理,再进行信号积分变换,通过对比证明了该方法能够弥补单一方法在处理信号 低频趋势项时的不足,提高了振动信号分析的可靠性。

关键词 经验模态分解;最小二乘法;固有模态函数;干式真空泵;振动信号 中图分类号 TH36; TN911

### 引 言

现代机械故障诊断的研究内容主要包含对故障 发生的物理或化学机理的研究、对故障诊断信号处 理和对分类方法以及诊断逻辑方面的研究[1]。目 前,广泛采用了通过机械的振动水平来判断机械设 备运行状态的方法。由于加速度传感器使用更方 便、价格更便宜、操作方法更灵活,所以在振动测试 中普遍采用加速度传感器[2]。在实际故障诊断中, 往往也需要使用到速度信号或位移信号。理论上可 以通过对加速度信号进行积分得到速度信号和位移 信号,但在实际应用中,如果不经处理直接对实验信 号进行积分,会使得到的速度信号、位移信号严重失 真,可靠性很差[3]。通常将这种信号中周期大于记 录长度、会使时域信号相关分析或频域信号功率谱 产生很大失真的信号成分称为趋势项<sup>[4]</sup>。最小二乘 法、平局斜率法、差分法、低通滤波法和经验模态分 解法是几种常用的去除趋势项的方法,但这些方法 也都存在着各自的不足:前4种方法较为依赖事先 对信号趋势项的判断,不适用于复杂变化趋势;而经 验模态分解虽然具有很强的适应性,但也存在模态 重叠和端点效应等问题<sup>[5]</sup>。

为了提高振动信号提纯的精度,笔者提出了一种结合 EMD 和数据拟合的信号过滤提纯方法,该 方法采用三次多项式拟合过滤 EMD 分解后低频分 量中的杂质信号,并应用于某型号干式真空泵的振 动测试信号处理中予以验证。

#### 1 理论基础

EMD方法是一种针对非平稳信号的解析方法, 该方法能将任意复杂信号分解为若干固有模态函数 与一个信号余量的和<sup>[6]</sup>

$$x(t) = \sum_{i=1}^{N} \text{IMF}_{i} + \text{res}$$
(1)

其中:N为固有模态函数总个数;res为信号余量。

模态混叠是指不同时间尺度特征成分被分解到 一个特征模态函数分量,或者同一时间尺度成分出 现在不同的特征模态函数中的现象<sup>[7]</sup>。每个 IMF 都 是通过计算上、下包络信号的局部平均值计算出的。 但信号的端点不能同时包含最大值和最小值,所以 上、下包络会在数据的两端发散,这种发散会随着运 算而影响整个数据,这就是EMD方法的端点效应<sup>[8]</sup>。 相较于EMD分解中高频分量极值点分布密集,低频 分量中极值点间距较大,端点效应的影响更为显 著<sup>[9]</sup>。EMD分解中产生的模态混叠和端点效应会对 低频 IMF 分量,尤其是余量的分解造成不利的影响, 所以在信号处理中只把余量作为趋势项是不完全、 不精确的。因此,对于EMD分解中的余量和临近的 低频 IMF 分量进行进一步分析和处理十分必要<sup>[10]</sup>。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51675091) 收稿日期:2020-04-27;修回日期:2020-06-18

#### 2 基于数据拟合的EMD分解

为了弥补 EMD 方法在处理信号中低频趋势项的不足,笔者在 EMD 过程中引入了最小二乘法拟合趋势项,其原理如下:

1)采用经典经验模态分解的方法进行EMD分解, 得到频率由大到小的一系列IMF分量以及残余分量;

2)判断各 IMF 分量是否产生模态混叠,即是否 混杂有趋势项,采用最小二乘法对 IMF 分量和余量 进行端点延拓和数据拟合,以达到抑制端点效应和 完整提取趋势项的目的;

3)将各IMF分量通过数据拟合提取得到的趋势 项去除,并重构原始数据信号,达到数据提纯的目的。

基于数据拟合的EMD分解方法的步骤流程如 图1所示。



图1 基于数据拟合的EMD分解方法流程图

Fig.1 Flow chart of EMD decomposition method based on data fitting

利用 Matlab 去除这些 IMF 分量中的趋势项的 算法如下:用x(t)(t=1,2,...,N)标识各 IMF 分 量,设定采样频率为 $f_s$ ,采用 K 阶多项式y(t)进行多 项式拟合

$$y(t) = \sum_{k=1}^{K} b_k x^k \quad (t = 1, 2, \dots, N)$$
(2)

其中:b<sub>k</sub>为多项式系数;N为IMF总个数。

根据最小二乘法原理,当拟合多项式y(t)与原 函数x(t)各个点的插值的残差平方和最小,即函数 E最小

$$E = \sum_{t=1}^{N} \left[ x(t) - y(t) \right]^{2} = \sum_{t=1}^{N} \left( \sum_{k=0}^{K} x(t) - b_{k} x^{k} \right)^{2} (3)$$

根据数学原理可知,当E存在最小值时,E对b<sub>j</sub> 的偏导数为0,据此可以得到拟合趋势项系数b<sub>k</sub>,进 而得到趋势项拟合多项式。多项式的阶次并不是越 高越好,高阶次虽然能提高一部分精度,但计算也会 越复杂,同时阶次过大时容易产生龙格现象,影响计 算精度<sup>[11]</sup>。因此,笔者选择三次多项式作为趋势项 函数,消除趋势项后的IMF分量为

$$IMF(t) = x(t) - y(t)$$
(4)

将所有 IMF 分量进行重构得到提纯后的数据 信号 x'(t)为

$$x'(t) = \sum_{i=1}^{M} \text{IMF}_{i} + \sum_{N-M+1}^{N} \text{IMF}_{i}$$
 (5)

其中:N为IMF总个数;M为需要去除趋势项的IMF分量个数。

#### 3 实例验证

#### 3.1 模拟信号分析

构造1条由3个正弦信号和1个噪声信号叠加 合成的模拟信号,其信号构成为

$$y(t) = at + \sum_{i=1}^{3} b_i \sin(2\pi f_i t)$$
 (6)

其中:a为噪声分量斜率;b<sub>i</sub>为各分量幅值;f<sub>i</sub>为各分 量频率。

各参数大小如表1所示。

表1 模拟信号参数

Tab.1 Analog signal parameter

参数	数值
斜率	a = 0.5
幅值	$b_i = 2$ ( $i = 1, 2, 3$ )
频率	$f_1 = 50 \text{ Hz}, f_2 = 100 \text{ Hz}, f_3 = 200 \text{ Hz}$

设定采样频率为1024 Hz,采样时间为1s,最 终模拟得到的信号时域图如图2所示,信号频域图 如图3所示。EMD分解结果如图4所示,模拟信号 经EMD法分解共得到4个IMF分量和1个余量,对 每个IMF进行傅里叶变换,结果如图5所示。经分 析可知:IMF<sub>1</sub>,IMF<sub>2</sub>和IMF<sub>3</sub>分别对应模拟信号中 200,100和50 Hz的分量;IMF<sub>5</sub>表示模拟信号中的 线性趋势项;IMF<sub>4</sub>分量的频率介于IMF<sub>3</sub>和线性趋



Fig.2 Time domain analog signal diagram



Fig.3 Frequency domain diagram of analog signal



Fig.4 EMD decomposition results of analog signals



势项之间,可以认为是它们混叠的结果。下面讨论 趋势项对于信号积分的影响。

对模拟信号 y(t)进行一次积分,得到时域图和 频域图如图 6、图 7 所示,可以看出该积分信号失真 较为严重。

采用第2节中的方法去除模拟信号中的趋势 项,得到去趋势项信号 y'(t),一次积分后得到时域 图和频域图如图8、图9所示。



Fig.6 Integral signal time domain diagram



图 8 积分信号时域图(去趋势项后)

Fig.8 Integral signal time domain diagram (remove trend items)



对比图 6、图 7 与图 8、图 9 可以看出,信号去除 趋势项后积分得到的信号在 0 Hz 附近的幅值明显 减小,精度得到了明显提高,说明所提方法对于去除 信号中的低频趋势项效果显著。

#### 3.2 实测信号分析

以某干式真空泵进气口处振动实测信号为例, 在真空泵实际测试中,低频趋势项主要是由传感器 固有特性或环境变化引起的,这种不确定而又无法 避免的低频趋势项由单一的EMD方法不能有效解 决,故笔者引入了最小二乘法来完善。其实验环境、 设备等条件如表2所示。进气口测点布置如图10所 示。采集到的振动加速度原始信号如图11所示。

	表 2	实验测	试设	备
Tab.2	Experimental		test	equipment

项目	描述
数据采集设备	Metravib公司数据采集器
传感器	DJB公司7263型加速度传感器
数据处理软件	dBFA Suit 4.9
采样频率/Hz	51 200
采样时间/s	0.2
真空泵转速/(r•s <sup>-1</sup> )	100

• s<sup>-2</sup>)



图 10 进气口测点位置 Fig.10 Position of measurement of air inlet



图11 振动加速度原始信号

Fig.11 Original signal of vibration acceleration

对原始信号直接积分得到速度时域信号和频域信 号,如图12、图13所示。由图可以看出,原始加速度信号 直接积分得到的速度信号存在着较大的趋势项,这些趋 势项主要存在于低频区域,近似于直流分量。根据这样 的数据进行故障分析会存在很大的偏差,下面采用笔者 提出的方法对原始信号进行提纯,以验证它的效果。

对原始信号进行经验模态分解,得到如图14所 示的10个IMF分量,再对各分量进行三次多项式拟 合,结果如图15所示。由图可知,随着IMF1至余量 res各分量频率不断降低,趋势项的表现也越来越明 显。采用第2节中提出的方法,使用 Matlab 软件对 IMF<sub>7</sub>到余量 res 分别采用三次曲线拟合的方法去除 趋势项,得到IMF'<sub>7</sub>~res',再将它们与IMF<sub>1</sub>~IMF<sub>6</sub> 进行重构,得到新的振动信号x(t)。









Fig.15 Cubic fitting curve of IMF components

将 x'(t)进行积分得到去噪后的速度信号,并和 由原始信号直接积分得到速度信号分别在时域和频 域进行对比,结果如图 16、图 17 所示。由图可以看 出,采用笔者提出的数据降噪方法可以有效去除振 动信号中的低频趋势项,使积分信号更加可靠,有效 降低了零点附近直流分量的值,方法效果显著。



图 16 去噪前后的速度时域对比图

Fig.16 Velocity time domain contrast map drop before and after noise reduction



图 17 去噪前后的速度频域对比图

Fig.17 Comparison of velocity frequency domain before and after noise reduction

#### 4 结束语

提出了一种将经验模态分解法与数据拟合相结合的降噪方法,对所有固有模态函数进行数据拟合,以此判断各分量是否需要去除趋势项,并将提纯后的各 IMF 分量进行重构以达到提纯数据的目的。该方法既利用了 EMD 分解采用自适应分解带来的显著优势,又能在一定程度上抑制低频分量中的端点效应和模态混叠对信号积分的影响。以模拟信号和某干式真空泵进气口处的振动实测信号进行了验证,证明了这一方法的有效性。



 DING Y, HE W, CHEN B, et al. Detection of faults in rotating machinery using periodic time-frequency sparsity
 J. Journal of Sound and Vibration, 2016,382:357-378.

- [2] ZAK G, WYLOMANSKA A, ZIMROZ R. Local damage detection method based on distribution distances applied to time-frequency map of vibration signal[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2018, 54(5):4091-4103.
- [3] 郝如江,李非.EMD端点效应抑制方法[J].振动、测试 与诊断,2018,38(2):341-345.
  HAO Rujiang, LI Fei. End effect suppression method of EMD [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(2): 341-345. (in Chinese)
- [4] WANG T, LIU G. An improved method to solve the end effect of EMD and its application on vibration signal [C] //2009 International Conference on Mechatronics and Automation.Changchun: IEEE, 2009.
- [5] 邓蕾,胡小林,李锋,等.基于支持向量机的BS-EMD端点效应消除方法[J].振动、测试与诊断,2011,31(3):344-347.
   DENG Lei, HU Xiaolin, LI Feng, et al. End effect elimination method of BS-EMD based on support vector machine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011,31(3): 344-347. (in Chinese)
- [6] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proceedings A, 1998, 454(1971):903-995.
- [7] LIU Z, ZHANG Z. The improved algorithm of the EMD endpoint effect based on the mirror continuation
   [C] //2016 Eighth International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA). Macau: IEEE, 2016.
- [8] ZHAI M Y. Seismic data denoising based on the fractional Fourier transformation [J]. Journal of Applied Geophysics, 2014, 109:62-70.
- [9] RATO R T, ORTIGUEIRA M D, BATISTA A G. On the HHT, its problems, and some solutions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 22(6):1374-1394.
- [10] 张志刚,石晓辉,施全,等.基于改进EMD和谱峭度法滚动轴承故障特征提取[J].振动、测试与诊断,2013,33(3):478-482.
  ZHANG Zhigang, SHI Xiaohui, SHI Quan, et al. Fault feature extraction of rolling bearing based on improved EMD and spectral kurticness method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3):478-482. (in Chinese)
- [11] LI W, ZHENG H, SUN G H. The moving least squares based numerical manifold method for vibration and impact analysis of cracked bodies [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2018, 190:410-434.



**第一作者简介:**赵博,男,1990年11月 生,博士生。主要研究方向为机械设计 及理论、机械振动故障与诊断等。 E-mail:zhaobo140108@163.com

611

# Plane Stress Measurement Using Three Angles Magnetic Barkhausen Noise Method

ZHENG Yang<sup>1</sup>, ZHOU Jinjie<sup>2</sup>, TAN Jidong<sup>1</sup>, ZHANG Xin<sup>1,2</sup>

(1. China Special Equipment Inspection and Research Institute Beijing, 100029, China)

(2. School of Mechanical Engineering, North University of China Taiyuan, 030051, China)

Abstract Magnetic Barkhausen noise stress measurement method has the outstanding advantages of high sensitivity, high repeatability, in-situ nondestructive, convenient and efficient, low cost and so on. It has great application prospects in residual stress, structure load stress, concentration stress and damage risk evaluation. The traditional magnetic Barkhausen stress measurement is the unidirectional method, which can only obtain the normal stress in the measured direction. The circumferential measurement method developed in recent years realizes the measurement of the direction and amplitude of principal stress of plane stress state, but it needs to scan the magnetic Barkhausen distribution on 360°, causing a low testing efficiency. In order to improve the measurement efficiency, a method of measuring plane stress by triangulation magnetic Barkhausen is proposed, and the influence of angle selection on accuracy is analyzed. Moreover, a Bayes-calibration method based on multi-dimensional features reconstruction of uncertainty metric space is proposed in order to reduce the calibration uncertainty. The experimental results reveal that, when the stress is greater than 50 MPa, using three testing angles with an interval of 60°, the amplitude error of principal stress is less than  $\pm 10$  MPa and the direction error is within  $\pm 5^\circ$ . Using the Bayes-calibration model, the amplitude error can be further reduced to less than  $\pm 5$  MPa, and the  $\pm 5^\circ$  error band of direction measurement can be extended to the low stress area of 40 MPa. This method lays a foundation for using the magnetic Barkhausen to efficiently and accurately measure stress in engineering.

Keywords plane stress; magnetic Barkhausen noise; Bayes calibration model; in-situ measurement; non-destructive testing

# Interval Reliability Evaluation Using Quasi-static Deflection Interval Enveloping Surface

FANG Sheng'en<sup>1,2</sup>, HUANG Jiyuan<sup>1</sup>

(1. School of Civil Engineering, Fuzhou University Fuzhou, 350108, China)

(2. National & Local Joint Engineering Research Center for Seismic and Disaster Informatization of Civil Engineering,

Fuzhou University Fuzhou, 350108, China)

Abstract It is practically difficult to collect sufficient probability information for structural random variables. Moreover, actual dynamic loads also increase the difficulty in probability-based reliability evaluation. Therefore, dynamic loads are first simplified into quasi-static loads. Then a new concept of quasi-static deflection surface has been proposed based on the concepts of quasi-static deflection curves and displacement influence lines commonly-used in the civil engineering realm. The mathematical expressions of deflection surfaces are then deduced using the principle of virtual work. Uncertainties in the geometrical dimensions, material properties and external loads of a structure are reflected by interval variables, by which means a quasi-static deflection surface is extended to a quasi-static deflection interval enveloping surface. After that, an experimental simply supported steel box beam has been taken as an example for validation. A quasi-static interval reliability index is proposed according to the relationship between the measured deflection surface of the beam and its deflection interval enveloping sur-

face. The reliability of the beam before and after damage can be evaluated using the interval reliability index. The analysis results demonstrate that the uncertainties in both structural parameters and loads can be effectively considered in the quasi-static deflection interval enveloping surface, and the interval reliability index decreases with the damage severity increase of the beam.

**Keywords** quasi-static deflection surface; quasi-static deflection interval enveloping surface; quasi-static interval performance function; quasi-static interval reliability index

#### Bearing Fault Diagnosis Based on CDBN-IKELM Under Varying Conditions

XIANG Ling<sup>1</sup>, SU Hao<sup>1</sup>, HU Aijun<sup>1</sup>, YANG Xin<sup>1,2</sup>, XU Jin<sup>3</sup>, WANG Wei<sup>4</sup>

(1. Hebei Key Laboratory of Electric Machinery Health Maintenance & Failure Prevention, North China Electric Power

University Baoding, 071003, China)

(2. Qingdao Green Development Research Institute Co., Ltd. Qingdao, 266109, China)

(3. Luneng Group Co., Ltd. Beijing, 100020, China)

(4. NARI-TECH Control Systems Co., Ltd. Nanjing, 210061, China)

Abstract The intelligent diagnosis method has been successfully applied in the field of mechanical equipment bearing fault recognition. Aiming at the problems of low diagnosis accuracy and insufficient manual feature extraction of existing methods, an intelligent recognition method based on convolutional deep belief network and improved kernel-based extreme learning machine (CDBN-IKELM) is proposed. Firstly, the convolutional deep belief network (CDBN) is used to extract the fault features from the original signal, and then isometric feature mapping is adopted to reduce the dimension of the extracted multi-dimensional features for removing redundant feature information. Finally, improved kernel-based extreme learning machine (IKELM) is utilized to classify rolling bearing fault under variable conditions, and particle swarm optimization (PSO) is used for optimizing the important parameters of the model. Through the identification of various bearing faults under different working conditions, it is verified that the method can effectively diagnose the bearing faults under varying conditions with high accuracy, and the effect is better than existing intelligent fault diagnosis methods.

Keywords fault diagnosis; bearing; convolutional deep belief network; kernel extreme learning machine; varying conditions

# Structure and Finite Element Analysis of a Novel Traveling Wave Linear Ultrasonic Motor

YANG Lin<sup>1</sup>, CHEN Liang<sup>1,2</sup>, REN Weihao<sup>1</sup>, ZHANG Jiaojiao<sup>1,3</sup>, TANG Siyu<sup>4</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. Innovation Academy for Microsatellites of Chinese Academy of Sciences Shanghai, 201210, China)

(3. Army Engineering University of PLA Nanjing, 210007, China)

(4. NUAA Super Control Technology Co., Ltd. Nanjing, 211100, China)

**Abstract** In this paper, a novel traveling wave linear ultrasonic motor is proposed, which uses the combination of two in-plane bending modes with same natural frequencies to form a traveling wave propagating in the circumferential direction, thereby driving the mover to move. A dynamic model considering the three-dimensional contact between the stator and the slider is established based on the finite element method. Through the model, the

contact force transmission process between the stator and the slider, the driving mechanism of the motor, the elliptical motion trajectory of the driving foot at the steady state and the output performance of the motor under different input parameters are analyzed. Finally, the experiment of principle prototype is carried out. Research results show that the mechanical output performance of the motor is good, and the finite element model is reasonable. It can not only predict the performance of the motor, but also provide corresponding theoretical guidance for the optimization of the motor.

Keywords traveling wave; linear ultrasonic motor; the finite element method; dynamic model

# Erosion and Bifurcation of Safe Basin Under Tooth Contact Safety Condition for a Spur Gear Pair

LI Zhengfa, GOU Xiangfeng, ZHU Lingyun, SHI Jianfei (School of Mechanical Engineering, Tiangong University Tianjin, 300387, China)

Abstract To study the influence of the tooth surface contact fatigue on the safety characteristics of gear systems, its safety condition of the spur gear transmission system is established based on the Hertz contact theory. The multi-state meshing including single pair teeth meshing, double pair teeth meshing, tooth disengagement and back- side contacting are considered. Attracting domains of the system and their evolutions with the change of control parameters are numerically calculated by the cell-to-cell method in the investigation region. The safety characteristics of coexistence attracting domains in the region are analyzed under the established safety condition. Safe basins and their evolutions process in the region are analyzed. The erosion and bifurcation mechanism of safe basins for the system are studied according to multi-initial bifurcation diagrams and top Lyapunov exponent diagrams. Results show that the safety characteristics of coexistence or appearance of attractors is the main cause of the bifurcation for safe basins and their instability. Bifurcation of the safe basin is caused by the periodic jumping or bifurcation. Results can provide references for parameter selection or failure prediction of the gear transmission system.

Keywords spur gear pair; multi-state meshing; tooth surface contact strength; safe basin; multi-initial bifurcation

# Identification Methods of Sandstone Fracture State Based on Multi-feature Information Fusion

YANG Lirong, JIANG Chuan, LIU Jishun, DAI Congcong, CHENG Tiedong (School of Mechanical and Electrical Engineering, Jiangxi University of Science and Technology Ganzhou, 341000, China)

**Abstract** In order to solve the problem that the internal fracture state of rock mass under external stress is difficult to be judged accurately by experience, a rock fracture state recognition method based on multi-feature information fusion and least square support vector machine (LSSVM) is proposed. Firstly, the improved ensemble empirical mode decomposition(EEMD) is used to decompose the acoustic emission signal of sandstone, and a set of effective stationary intrinsic mode function(IMF)components are obtained. Moreover, the auto regressive(AR)modeling of each IMF component is carried out, and the coefficients of the AR model are extracted as the time domain eigenvector. Secondly, the frequency domain characteristics of the sandstone acoustic emission signal are analyzed

by bi-spectral analysis, and the singular value decomposition of the bi-spectral matrix is carried out to calculate the singular spectrum and construct the frequency domain eigenvector. Finally, local linear embedded (LLE) are used for feature reduction, and the fusion eigenvector is normalized as the input of LSSVM, the sandstone fracture state is used as the output. Particle swarm optimization (PSO) algorithm is used to automatically optimize the parameters to realize the diagnosis and identification of rock fracture state. The results show that the fusion feature has strong robustness and the recognition rate is improved by 6% compared with the single time domain feature.

Keywords sandstone fracture; multi-feature fusion; local linear embedding (LLE); least square support vector machine (LSSVM); pattern recognition

# Analysis on the Microscale Heat Transfer and Optimized Design of Electrothermal Microgripper

LIN Lin<sup>1,2</sup>, YANG Guoshun<sup>3</sup>, WU Hao<sup>1</sup>, SHEN Hao<sup>1</sup>, CHEN Liguo<sup>1</sup>

(1. Robotics and Microsystems Center, Soochow University Suzhou, 215021, China)

(2. Marine Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen Ocean Vocational College Xiamen, 361012, China)
 (3. Aerospace Engineering Equipment (Soochow) Co., Ltd. Suzhou, 215100, China)

Abstract Electrothermal microgripper is a typical execution unit in MEMS micro operation systems. But influenced by the drive mode, parallel-beam electro-thermal microgripper suffers the problem of high temperature at the tip clamping fingers, which may seriously restrict the scope of application. To solve this problem, an analysis on the heat transfer effect is carried out for optimizing the design. Since feature sizes of electro-thermal microgripper is far smaller than the routine and few studies are conducted on micro-scale heat transfer characteristics of electrothermal microgripper, the heat transfer mechanism of electrothermal microgripper is analyzed first to obtain the fitting heat transfer parameters at microscale by experiments. Then, a heat dissipation structure with an S-shaped beam is designed for traditional tip clamping fingers of electro-thermal microgripper, and the optimized effect of the micro gripper is characterized with a micro-infrared analyzer. Finally, the reliability of the optimized design is verified through microsphere gripping experiment. The results show that the heat transfer coefficient of natural air convection is 60 to 300 times than that in macro state. The optimized design based on this can reduce the temperature of tip clamping fingers by about 45%. The proposed optimization scheme is applicable to electro-thermal microgripper of other materials or structures.

Keywords electrothermal micro gripper; scale effect; heat transfer parameters; temperature field; structure optimization

# Frequency Domain Fitting Algorithm Based on Strain Response Under Colored Noise Excitation

LU Xiangyu<sup>1</sup>, XU Jun<sup>2</sup>, CHEN Huaihai<sup>1</sup>, ZHENG Ronghui<sup>1</sup> (1. State Key Laboratory of Mechanical Structure Mechanics and Control, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China) (2. AVIC China Aero-Polytechnical Establishment Beijing, 100854, China)

Abstract An operational modal parameter identification method based on strain response under colored noise excitation is proposed in this paper. Firstly, starting from the frequency response function of strain, the method of

615

operational modal parameter identification is applied to the strain response signal under colored excitation, and the modal parameter expression of multi degrees of freedom system is deduced using only strain response. Secondly, the numerical simulation of cantilever beam is carried out, the error of the modal identification is analyzed, and the effectiveness of this method is verified. Finally, through the cantilever experiment, it is verified that this method still has high recognition accuracy in the real colored noise environment.

Keywords colored noise; modal parameter identification; strain; operational mode

# Weak Fault Diagnosis Method of Planetary Gearbox Based on Modified Empirical Wavelet Transform and Adaptive Sparse Coding Shrink Algorithm

HU Shaoliang<sup>1</sup>, LI Hongkun<sup>1</sup>, WANG Chaoge<sup>2</sup>, HU Ruijie<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology Dalian, 116024, China)
 (2. Shool of Logistics Engineering, Shanghai Maritime University Shanghai, 201306, China)

Abstract Empirical wavelet transform (EWT) is inadequate in the early weak diagnosis fault of planetary gearboxes under strong noise background, mainly due to the improper segmentation of the signal spectrum, which cannot effectively determine the number of modal components. Consequently, an early fault diagnosis method of planetary gearbox is proposed, which combines the modified empirical wavelet transform (MEWT) and adaptive sparse coding shrinkage (ASCS) algorithms. According to the scale space representation of signal frequency spectrum, the original fault signal is adaptively decomposed into a series of narrowband intrinsic mode components. Envelope spectrum kurtosis (ESK) value is used to select the sensitive component. To further highlight fault information, the ASCS algorithm is applied to sparse noise reduction for sensitive component, thus the obvious characteristic frequency information can be extracted from its envelope spectrum. Through the analysis of numerical simulation and actual data, this method can adaptively decompose the planetary gearbox fault signal and enhance weak fault impulse characteristics. In addition, compared with EWT, EWT-ASCS, and ASCS, the proposed method can effectively extract the component that contains abundant fault information, and then the signal fault characteristics are highlighted after ASCS processing, thereby realizing the accurate identification of early weak fault of planetary gearbox.

# Experimental Study on Vortex-Induced Vibration of Large-Span Pedestrian Suspension Bridge

LI Yuxue<sup>1,2,3</sup>, MA Caoyuan<sup>1</sup>, LI Haiyun<sup>1,2,3</sup>, TIAN Yuji<sup>4</sup>

(1. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. Innovation Center for Wind Engineering and Wind Energy Technology of Hebei Province Shijiazhuang, 050043, China)(3. Key Laboratory of Roads and Railway Engineering Safety Control of Ministry of Education, Shijiazhuang Tiedao

University Shijiazhuang, 050043, China)

(4. Beijing's Key Laboratory of Structural Wind Engineering and Urban Wind Environment, Beijing Jiaotong University Beijing, 100044, China)

**Abstract** In order to grasp the vortex-induced vibration characteristics of large-span pedestrian suspension bridge (glass deck), a vortex-induced vibration wind tunnel test was conducted for the girder section model of the

Keywords planetary gearbox; incipient fault diagnosis; feature extraction; adaptive spectrum segmentation; empirical wavelet transform; sparse coding shrinkage denoising

bridge, The influence rule of wind attach angle, damping ratio, deck roughness, railing setting on its vortex-induced vibration performance was studied. The results show that with the wind attach angles changing from positive to negative, the amplitude of vertical and torsional vortex-induced vibration increases. Meanwhile, the lockin region of wind speed of vertical vortex-induced vibration is basically unchanged, but the torsional vortex vibration shifts to a low wind speed region. Improving damping ratio can obviously restrain the vortex-induced vibration, and the restrain effect of torsional vortex vibration is more significant, while it has little effect on the lockin region of wind speed. With the decrease of deck roughness, the amplitude of vertical and torsional vortex-induced vibration increases. Therefore, using glass deck can degrade the performance of vortex-induced vibration. Both setting up airflow-suppressing board on railing and closing railing interval can improve the performance of vortex-induced vibration. Considering the construction convenience, closing railing interval is more practical.

Keywords pedestrian suspension bridge; vortex-induced vibration; girder section model; wind tunnel test; horizontal and longitudinal girder system; bridge deck roughness

# Moment Matching Optimization Method for Single Point Fatigue Test of Wind Power Blades

GUO Yanzhen<sup>1</sup>, SUI Wentao<sup>1,2</sup>, DOU Yaping<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology Zibo, 255000, China)(2. Shandong Provincial Key Laboratory of Precision Manufacturing and Non-traditional Machining Zibo, 255000, China)

Abstract In order to match the test bending moment with the target bending moment in the fatigue test of wind turbine blade, an intelligent optimization scheme that uses an improved intelligent optimization algorithm for the arrangement of equivalent weights is proposed to accurately obtain the blade's fatigue characteristics. Through the identification of modal test parameters, the excitation frequency of the rotating mass equaling to the first-or-der natural frequency of the blade is determined, and a section bending moment calculation model is constructed to introduce the bending moment component of the blade's weight. Based on the hybrid particle swarm optimization algorithm introduced differential evolution mutation, the jointly optimization of bending moment distribution and amplitude control problems is performed using the mean square error as the fitness function. Using the LZ40.3-1.5 blade for optimization, it is concluded that the main influencing factors of the bending moment distribution of fatigue test are the number, quality and position of the vibration excitation device and counterweight. The bending moment's errors at the key section are controlled within 7% by the designed algorithm, verifying the correctness and feasibility of the counterweight optimization scheme of bending moment matching in the uni-axial fatigue test.

Keywords wind turbine blade; fatigue test; bending moment matching; hybrid particle swarm algorithm

# A Study on the Frequency and Temperature-Dependences of the Dynamic Stiffness of Fasteners Used on High-Speed Railways

CHEN Zongping<sup>1</sup>, CHENG Gong<sup>1</sup>, LIU Qingyuan<sup>1</sup>, SHENG Xiaozhen<sup>2</sup>, XU Zhonghui<sup>2</sup>, GAO Xiaogang<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)(2. School of Urban Rail Transit, Shanghai University of Engineering Science Shanghai, 201620, China)

Abstract The dynamic properties of three types of fasteners (WJ-7B, WJ-8, and Vossloh 300) commonly used on Chinese high-speed railways are studied in this paper. An experimental method and a theoretical model for de-

617

termining and expressing the dynamic stiffness of the fastener systems are proposed, taking the broad frequencyband features of wheel-rail excitation into account. According to the hammer test method, the dynamic responses of the three assembled fasteners were obtained for a frequency range of 100 to 800 Hz and for temperature ranging from -50 to  $10^{\circ}$ C. Results show that the dynamic stiffness of WJ-8 and Vossloh 300 is sensitive to temperature, but less affected by frequency. The dynamic stiffness of WJ-8 at  $-50^{\circ}$ C can be as much as 23 times higher than that at 10 °C. The dynamic stiffness of Vossloh 300 at  $-50^{\circ}$ C is up to 67 times higher than at 10 °C. The dynamic stiffness of WJ-7B is more affected by frequency. The dynamic stiffness at 800 Hz is  $12\sim17$  times higher than that at 100 Hz. The damping ratios of WJ-8 and Vossloh 300 increase with decreasing ambient temperature, reaching a maximum at the glass transition temperature. The results presented in this paper may provide a reference for the design and selection of fasteners for railways working in extremely low temperature environments.

Keywords high-speed railway; fastener of non-ballasted rail; dynamic stiffness characteristics; temperature-dependence properties

# Refined Fatigue Damage Assessment of Reinforced Concrete Bridge Based on Fractal Characteristics of Cracks

HE Haoxiang, ZHENG Jiacheng, LIAO Lican, CHENG Shitao (Beijing Key Laboratory of Engineering Earthquake Resistance and Structural Diagnosis and Treatment, Beijing University of Technology Beijing, 100124, China)

Abstract To address the shortcomings of traditional damage test and detection methods in terms of accuracy and practicability, the fracture characteristics and dimension extractions of cracks on key parts of bridge based on fractal theory and image processing technology is proposed. By establishing the functional relationship between the fractal box dimension of cracks and typical mechanical parameters, the rapid and accurate damage assessment can be achieved. In order to verify the effectiveness of this method, the fatigue loading test of T-type reinforced concrete simple supported beam was carried out. The fractal theory is used to establish the function between the fracture fractal dimension and the measured parameters such as deflection of mid-span, first-order frequency, static stiffness and dynamic stiffness under different fatigue loadings and damage states. And then, the matching relationship between fractal dimension has a good accuracy and robustness, and the refined damage assessment can be realized according to the traditional physical parameters and the fractal dimension of cracks.

Keywords fatigue load; damage assessment; fractal theory; fractal dimension; image processing

#### Gear Fault Diagnosis Method Based on Kernel-MCCA Feature Fusion

SU Yu, WEN Guangrui, XU Bin, ZHANG Zhifen, SHI Wenjie (School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

Abstract Under speed fluctuation conditions, the characteristics of gear vibration signals captured by a single vibration acceleration sensor will be weakened due to the increase in the amount of interference such as random noise, resulting in a decrease in the accuracy of fault identification based on the information of a single sensor. Aiming at this problem, this paper proposes a kernel multiset canonical correlation analysis method based on kernel theory, which realizes the fusion of feature layers based on multi-sensor information and is applied to identificate broken gear, pitting, wear and peeling failure at fluctuated rotational speed conditions. This method decomposes the vibration signals collected by multiple sensors by wavelet packet decomposition, calculates the energy

feature matrix, and then uses the multi-set canonical correlation analysis to perform feature layer fusion. The fusion features are input to a K-nearest neighbor (KNN) classifier. Experiments on a gear vibration test bench show that the feature fusion method proposed in this paper improves the recognition accuracy by 5% compared with the single-sensor method, and improves the recognition accuracy by 2%, which can effectively solve the problem of gear fault identification under speed fluctuation.

Keywords feature fusion; gear failure; multiset canonical correlation analysis(MCCA); kernel function theory

#### Mechanical Model of Yaw Damper and Vehicle Dynamics Simulation

CHI Changxin<sup>1</sup>, LIANG Shulin<sup>2</sup>, CHI Maoru<sup>2</sup>, GAO Hongxing<sup>2</sup>, ZHOU Yeming<sup>3</sup>

(1. Railway Science and Technology Research and Development Center, China Academy of Railway Sciences Corporation Limited Beijing, 100081, China)

(2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)(3. CRRC Qingdao Sifang Locomotive & Rolling Stock Co., Ltd. Qingdao, 266111, China)

**Abstract** In order to improve the computer simulation accuracy of vehicle dynamics and study the mechanical model of yaw damper and its effect on vehicle dynamics, a non-linear mechanical model of yaw damper of a high-speed electric multiple units (EMU) in China is established and analyzed based on the pressure-flow characteristics of compressible fluid. The results show that: compared with the traditional piecewise linear model, the non-linear mechanical model of the yaw damper can simultaneously reflect the viscous damping force and the restoring force generated by the compression of the oil. Simulation calculation results are in a good agreement with the test results. Critical speed calculated by the nonlinear mechanical model of the yaw damper of the tread increases. This will lead to a higher calculated lateral stability index and the trend of increasing with the speed increases is more significant. It shows that the nonlinear mechanical model of the yaw damper can effectively improve the accuracy of dynamic simulation, which has a greater impact on the stability of the snake's movement and lateral stability of the vehicle, but has less impact on the vertical stability and the safety of curve passing.

Keywords yaw damper; mechanical model; vehicle dynamic performance; nonlinear; high-speed electric multiple units

# Characterization and Quantization Research of Non-uniform Base Excitation in Vibration Test

HU Jie<sup>1,2</sup>, ELIN Zhongyang<sup>1</sup>, XIAO Shifu<sup>1</sup>, XU Mao<sup>1</sup>, FAN Xuanhua<sup>1</sup>, WANG Dongsheng<sup>1</sup>, SHI Xianjie<sup>1</sup>

(1. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics Mianyang, 621999, China)
(2. Key Laboratory of Engineering Material and Structure Impact and Vibration Mianyang, 621999, China)

Abstract Considering the output of shaking table is not a kind of absolutely uniform base excitation in vibration test, some unexpected response behavior could be occurred. With the research of theoretical analysis, numerical simulation and experiment confirmation based on mode superposition theory, the output response of shaking table is decomposed in mode space, then the non-uniform base excitation is characterized and quantified. Furthermore, with the experiment data analysis of empty mesa, axis vibration and transverse vibration test of typical structure, the non-uniform base excitation is quantified from two aspects of response power spectrum and root mean sqaure. Theoretical and experimental results indicated that the existed non-uniform base excitation can be caused by two important factors including the elastic support between armature and table top, and the symmetry

of test structure are two important factors that could cause the non-uniform output of shaking table.

Keywords vibration; base excitation; non-uniform; mode

# Simulation and Experiment of Vortex-Induced Vibration Energy Harvester with Magnet Enhancement

CAO Dongxing<sup>1,2</sup>, DING Xiangdong<sup>1,2</sup>, ZHANG Wei<sup>1,2</sup>, YAO Minghui<sup>3</sup>

(1. Faculty of Materials and Manufacturing, Beijing University of Technology Beijing, 100124, China)

(2. Beijing Key Laboratory of Nonlinear Vibrations and Strength of Mechanical Structures Beijing, 100124, China)

(3. School of Artificial Intelligence, Tianjin Polytechnic University Tianjin, 300387, China)

Abstract Based on the vortex-induced vibration theory and piezoelectric energy harvesting technology, a magnet-enhancement vortex-induced vibration energy harvester (VEH) is proposed, which is more conducive to improve the energy harvesting efficiency for low-velocity water flow. The proposed energy harvester consists of a piezoelectric laminated cantilever beam, a cylindrical bluff body and magnets. First, the energy harvesting characteristics of vortex-induced VEH without additional magnetic force are analyzed by fluid-solid-electrical coupling finite element simulation. Results show that the energy harvesting efficiency is lower in low flow velocity environment. The experimental platform of flow-induced vibration energy harvesting is built, and the energy capture characteristics of magnet-enhancement energy harvester are discussed in detail. Experimental results show that the natural frequency of the piezoelectric energy harvester with transverse repulsion and longitudinal magnetic arrangement is lower, which means that it is easier to vibrate at lower flow velocity and occur vortexinduced resonance. Under the effects of magnetic force, the vibration deformation becomes larger, the output voltage coupled with the vibration frequency bandwidth are therefore improved. As a result, the maximum of output power of the proposed harvester is 120  $\mu$ W at the flow velocity 0.5 m/s, which is 57.8% higher than that of the VEH without magnet. It shows that the transverse repulsion and longitudinal adsorption magnetic vortex-induced VEH has advances to improving the energy capture efficiency for the lower flow velocity environment.

Keywords vibration energy harvesting; vortex-induced vibration; fluid-structure interaction; magnet-enhancement

# Analysis of the Dynamic Characteristics of the Multi-rod Impact Isolation Device

LIU Huizhen, MENG Xiansong, LIANG Song, YAN Ming

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology Shenyang, 110870, China)

**Abstract** In order to improve the impact resistance of shipboard equipment in service, it is necessary to install an impact isolation device between the ship and shipboard equipment. For a kind of parallel coupling isolation device composed of multi-rod, Firstly, one dynamic theoretical model is established based on the coordinate transformation matrix by using screw theory and the basic principle of multi-dimensional impact isolation. Then, the regular modal matrix transformation was used to solve the dynamic equation. The analytical solutions of free response and forced response of the multi-rod impact isolation device were obtained, which were compared with the simulation results of ADAMS. Finally, the drop-type impact test was carried out on the multi-rod impact isolation device. The results show that the multi-rod impact isolation device can effectively isolate the strong impact load under the standard specifications. Moreover, the isolation rate of transverse and longitudinal impact is up to

97.79%, and the vertical impact is up to 95.34%. The high agreement between the simulation results and analytical results indicates the validity of the analytical results. The difference between test and simulation response is about 3%, and the impact isolation rate increases with the increase of impact load, indicating that the device still has good impact resistance under strong impact environment. The results provide theoretical reference and data basis for the impact isolation of shipborne equipment by multi rod impact isolation device.

Keywords impact isolation device; dynamic model; screw theory; automatic dynamic analysis of mechanical system (ADAMS) simulation; dynamic response; impact isolation rate

# Structural Instantaneous Frequency Identification Based on Improved Synchroextracting Generalized S-transform

WANG Hanghang<sup>1</sup>, ZHANG Jian<sup>2</sup>, YUAN Pingping<sup>1</sup>, REN Weixin<sup>3</sup>

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Jiangsu University of Science and Technology Zhenjiang, 212100, China)
 (2. School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology Zhenjiang, 212100, China)
 (3. College of Civil and Transportation Engineering, Shenzhen University Shenzhen, 518061, China)

**Abstract** In order to improve the accuracy of time-frequency analysis of structural vibration response signals and structural instantaneous parameters identification, the generalized S-transform is improved, and a new form of synchroextracting generalized S-transform is proposed by combining with synchroextracting algorithm. In the numerical simulation, the accuracy of the method is verified by the Duffing nonlinear system with single degree of freedom and the two-layer shear frame structure model. The time-varying cable test is designed, the acceleration response signal of the structure under linear and sinusoidal varying tension is collected. Then, the instantaneous frequency identification of the signal is extracted by improved synchroextracting generalized S-transform, which further verified the accuracy of the method. Numerical simulation and experimental verification show that the improved synchroextracting generalized S-transform can effectively identify the instantaneous frequency of non-linear structures and time-varying structures with good stability.

Keywords time-varying signal; instantaneous frequency; improved synchroextracting generalized S-transform; parameter optimization; time-frequency analysis

# Fault Diagnosis Method Based on Sparse Representation and Graph Fourier Transform

LIU Xinchang<sup>1</sup>, LIN Jianhui<sup>2</sup>, CHEN Chunjun<sup>2,3</sup>, SUN Qi<sup>2</sup>

(1. School of Automobile and Transportation, Chengdu Technological University Chengdu, 644000, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

(3. Technology and Equipment of Rail Transit Operation and Maintenance Key Laboratory of Sichuan Province

Chengdu, 610031, China)

**Abstract** In the process of extracting the fault characteristic signal of wheelset bearing using graph Fourier transform (GFT) method, the noise components contained in the signal will be extracted together, which will affect the fault diagnosis. To solve this problem, a fault diagnosis method of wheelset bearing based on sparse representation and spectrum theory is proposed. Firstly, using sparse representation method to restructure wheelset bearing vibration signal with local damage. Then, using the GFT method to process these signals, the impulse components contained in the signal are concentrated in the higher order region of the GFT graph spectrum. Through analysis those impulse components, bearing fault can be detected. The validity of the pro-

621

posed method is proved by the results which get using this method to process the simulation data and the bench test data.

Keywords wheelset bearing; sparse representation; graph Fourier transform(GFT); fault diagnosis

# Dynamic Stress Spectrum Extrapolation and Fatigue Life Assessment of Bogie Frame Based on Kernel Density Estimation

WANG Qiushi<sup>1,2</sup>, ZHOU Jinsong<sup>1</sup>, XIAO Zhongmin<sup>2</sup>, GONG Dao<sup>1</sup>, ZHANG Zhanfei<sup>1</sup>, WANG Tengfei<sup>1</sup>, SUN Yu<sup>1</sup>

(1. Institute of Rail Transit, Tongji University Shanghai, 201804, China)

(2. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Nanyang Technological University 639798, Singapore)

Abstract Obtaining the dynamic stress spectrum is an important prerequisite for vehicle structural fatigue analysis. The accuracy of analysis results is greatly affected by the integrity and sufficiency of the dynamic stress spectrum. Therefore, it is necessary to extrapolate the dynamic stress test data from a small sample to a large sample under the premise of preserving the probability distribution characteristics of the load. In this paper, the stress spectrum extrapolation and fatigue life assessment of the bogie frame are studied, and a test point is taken as an example. First, the determination method of optimal bandwidth in two-dimensional kernel density estimation is discussed. Second, the matrix grey-correlation degree of the rain-flow matrix before and after extrapolation. Finally, a fatigue life assessment method based on a multi-sample dynamic stress spectrum kernel density extrapolation is proposed. The results show: compared with the actual data, the error of fatigue life assessment based on kernel density extrapolation is -4.17%, that is, the safe operation mileage is reduced by 21 300 km. It is proved that the extrapolation based on kernel density estimation can meet the accuracy requirements of engineering, and the evaluation results are safer, which is very beneficial to ensure the safe operation of vehicles.

Keywords bogie frame; kernel density estimation; kernel density extrapolation; stress spectrum; fatigue life

# Influencing Factors Analysis of Rock Slotting Performance by Abrasive Waterjet Impact

JIANG Hongxiang<sup>1,2</sup>, ZHAO Huihe<sup>1</sup>, LIU Songyong<sup>1,2</sup>, LI Hongsheng<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Electrical Engineering, China University of Mining and Technology Xuzhou, 221116, China)
 (2. Jiangsu Province and Education Ministry Co-sponsored Collaborative Innovation Center of Intelligent Mining Equipment Xuzhou, 221008, China)

Abstract To investigate the rock slotting performance by pre-mixed abrasive waterjet impact, randomly mixed two-phase smoothed particles are adopted to simulate the abrasive waterjet, the fluid-structure numerical model for rock slotting is established based on the RHT (Riedel Hiermaier Thoma) constitutive model. The changes in relationship between simulated, experimental rock slotting depths and waterjet translational velocity are consistent, and the relationship between simulated and experimental translational velocity of abrasive waterjet is set up. The damage and failure rates of rock elements in the slotting central position and margin are significantly different, which respectively present instantaneous failure and cumulative damage in multiple steps. The impact probability between abrasive particles and rock is related with the concentration of abrasive waterjet, the increasing rate of rock slotting depth is larger when the abrasive concentration is less than 10%. The rock slotting depth

goes up and tends to the same with the increasing of abrasive waterjet diameter, and the impact effect of posterolateral abrasive particles on rock decreases with larger waterjet diameter, and the slotting depths are approximately equal to 6.3 mm when the waterjet diameter is larger than 1.2 mm. With the increasing of waterjet pressure, the rock slotting depth present rising trend generally, but the increasing rate of slotting depth is relatively low when the abrasive waterjet pressure is in range of 15 MPa $\sim$ 35 MPa. The research results can provide important guidance for translational velocity, concentration, pressure and diameter selection of pre-mixed abrasive waterjet.

Keywords abrasive waterjet; slotting; rock; fluid-structure coupling; numerical simulation; influencing factors

#### Remaining Useful Life Prediction Based on ConvGRU-Attention Method

#### ZHAO Zhihong<sup>1,2</sup>, LI Qing<sup>1</sup>, LI Chunxiu<sup>1</sup>

 (1. School of Information Science and Technology, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)
 (2. State Key Laboratory of Mechanical Behavior in Traffic Engineering Structure and System Safety, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

Abstract In order to directly use neural network to automatically extract feature information from the collected full-life vibration signals and avoid the dependence on manually extracted features, a remaining useful life prediction method based on convolution gated recurrent unit (ConvGRU) attention is proposed. Firstly, the collected equipment vibration signal is input into ConvGRU-attention model after preprocessing. ConvGRU extracts the spatial local features of equipment state through convolutional neural networks (CNN) and gate recurrent unit (GRU) extracts the timing feature information, so that the equipment state features can be extracted more effectively. Secondly, the attention mechanism is used to assign different weights to the feature information. Then, the visualization experiment of the feature output of the intermediate network layer is carried out, which verifies the effectiveness of the feature extraction of this research method. Finally, experiments are carried out on two mechanical equipment datasets PHM2012 bearing dataset and NASA engine dataset, and compared with existing methods. The experimental results show that the prediction accuracy of the remaining useful life prediction method based on ConvGRU-attention is better and has better generalization.

Keywords mechanical equipment; remaining useful life prediction; deep learning; convolutional gated recurrent unit(ConvGRU); attention

# Prediction Modeling of Milling Force Based on Variable Friction Coefficient Between Tool and Chip

LI Xiaochen<sup>1</sup>, YUE Caixu<sup>1</sup>, LIU Xianli<sup>1</sup>, XIE Na<sup>1</sup>, CHEN Zhitao<sup>1</sup>, LI Hengshuai<sup>1</sup>, HAO Xiaole<sup>1</sup>, LIANG Yuesheng<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Intelligent Technology, Harbin University of Science and Technology Harbin, 150080, China)

(2. The George W. Woodruff School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology Atlanta, 30332, USA)

Abstract Aiming at the problem that the tool is easy to wear and tear that causes sharp fluctuations in cutting force, which makes the milling process difficult to control, the precise cutting force element that takes into account the frictional characteristics between end mills and chips needs to be established. Based on that the fixed friction coefficient can not fully describe the friction characteristics during the milling process, taking carbide end mill milling process of  $Cr_{12}MoV$  hardened steel as the research object, an empirical model of friction factor is established according to the temperature distribution of rake face and the relative slip velocity between
the cutter and the chip. Based on the material hardness, the milling force prediction models of the first shear zone, the second shear zone and the third shear zone are established respectively. Then a three-dimensional milling force prediction model of the end mill is considered with the help of discretization. The simulation results are in good agreement with the results measured by the milling experiment, which verifies that the established model has high prediction accuracy, and further proves that the milling force increases with the increase of the flank wear width. The results provide theoretical support for the optimization of high hardness die steel milling.

Keywords variable friction coefficient; oblique cutting; tool wear; milling force; prediction model

# Attenuation Characteristics of Acoustic Emission Signals in Pipes with Variation of Pipe Thickness

WANG Yao, LIU Caixue, HE Pan, LI Pengzhou, CHEN Zuyang (Nuclear Power Institute of China Chengdu, 610041, China)

Abstract In order to establish acoustic emission attenuation location model of pressure pipeline leakage, it is necessary to carry out experimental research on acoustic emission of pressure pipeline leakage to master the propagation characteristics of acoustic emission signal on metal pipeline. It is necessary to obtain the propagation characteristics and differences of acoustic emission signals in metal pipes with different wall thickness and outer diameter for the same material, processing technology, different wall thickness and outer diameter, so as to reveal the influence of metal pipe wall thickness on acoustic emission wave propagation attenuation. In this paper, three kinds of metal pipes with different sizes and specifications are used as the test objects, and the acoustic emission detection technology is used to obtain the attenuation law of acoustic emission signal along the metal pipe wall with different wall thickness, and the influence of metal pipe wall thickness of the acoustic emission signal vary with the thickness of the pipeline. In the thin-walled tube, the mode conversion occurs in the propagation path of the acoustic emission wave, that is, the dispersion phenomenon occurs. The superposition of the waves of various modes makes the signal amplitude not monotone attenuation along the propagation path. This must be considered when the attenuation characteristics of the acoustic emission signal are used for positioning.

Keywords acoustic emission signal; pipe thickness; propagation; attenuation

## Perimeter Monitoring and Early Warning Technology for Buried Pipeline Based on Vibration Fiber Optic

LIU Zelong, LI Suzhen, ZHANG Yi (College of Civil Engineering, Tongji University Shanghai, 200092, China)

Abstract The detection of third-party activities near pipes based on vibration signals can effectively enhance pipeline safety. In the framework of "data collection-sample segmentation-feature extraction-recognition model training-recognition strategy", a random forest pipeline perimeter monitoring system by vibration optical fiber is proposed. The vibration signals of pickaxe, spade, hammer and electric hammer are collected by 5.35 km  $\varphi$ -OT-DR optical fiber, and the 85 h environmental signals are also collected for comparison. The methods of sample segmentation and feature extraction are established to train a random forest model. A strategy of space-time matrix is proposed for correcting the model result, which will reduce the false alarm by 99.59%. In the test, the recognition rate of the perimeter monitoring system is 94.87%, while the false alarm rate is only 0.013~9%, which indicates that the system performs well under common urban environmental vibrations.

**Keywords** buried pipe; vibration monitoring system; intrusion; phase-sensitive optical time-domain reflectometer (φ-OTDR); random forest; spatiotemporal coupling

#### Gauge and Wear Detection Method for Portable Track Inspection Trolley

ZHENG Shubin, PENG Lele, ZHONG Qianwen, LI Liming (School of Urban Rail Transit, Shanghai University of Engineering and Technology Shanghai, 201620, China)

Abstract Rail gauge and wear detection is a key technology to ensure the safety of train operation. The efficiency of traditional manual detection is low, and the large-scale track inspection vehicle has high detection and maintenance costs. Therefore, there is a lack of effective equipment and method in daily track inspection and maintenance to meet the increasing demand for track inspection. To solve this problem, a method of gauge and wear detection for portable track inspection trolley is proposed. In order to obtain the three-dimensional coordinate value point set of the track left and right track contour line in the same world coordinate system, the laser vision inspection model and system calibration method are constructed based on the light plane equation, machine vision three-dimensional reconstruction theory and camera calibration technology. By using the improved closest point algorithm to match the measured data point set with the standard rail point set, the rail gauge and wear can be calculated. Finally, the experimental verification is carried out by building a test system, and the results showed that the maximum measurement deviation of the method is less than 0.1 mm, which can meet requirements of the track daily maintenance, and provide technical guarantee for the safety of train operation.

Keywords machine vision; iterative closest point; rail gauge; rail wear; track inspection trolley

#### Noise Reduction Method of Vibration Signal Combining EMD and LSF

ZHAO Bo, LI He

(School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University Shenyang, 110819, China)

Abstract In view of the serious distortion of the low frequency trend term signal in the original vibration acceleration signal when it is transformed by mathematical integration, a method combining least squares fit (LSF) and empirical mode decomposition (EMD) is proposed to filter the interference signal in the original signal. In this method, the intrinsic mode function (IMF) obtained from empirical mode decomposition is reconstructed after removing the trend term to achieve the purpose of signal noise reduction. The method is used to reduce the noise of the analog signal and the vibration data of a certain type of dry vacuum pump, and then the signal integral transformation is carried out. The comparison shows that this method can make up for the deficiency of single method in processing low frequency trend term of signal. It improves the reliability of vibration signal analysis and provides a good foundation for further research on fault monitoring and diagnosis of dry vacuum pump.

Keywords empirical mode decomposition; least squares fit; intrinsic mode function; dry vacuum pump; vibration signal



专业化的设计与制造 保证每只产品的可靠性能

# 场机英迈克测控技术有限公司 YMC PIEZOTRONICS INC

# YMC压电式加速度计系列



◇ 低频高灵敏度:低至0.1 Hz
◇ 小型化:轻至1.5克
◇ 与轴向:三轴、多轴向
◇ 特种:防水型、高温型

中国扬州市祥云路47号 电话:0514-87960802 邮箱: sales@chinayme.com

更多信息请访问: WWW.chinaymc.com



上千用户正在使用的



北京东方振动和噪声技术研究所 www.<sup>coinv.com</sup>



百余座桥梁及大型土木结构



汽车车身及部件



航天发射平台



把试验室拎着走

分布式/云智慧测量设备



集中式高性能测量设备

www.coinv.com

dasp@coinv.com

om 010-62989889



北京东方振动和噪声技术研究所 | 🥭 www.coinv.com | 🅜 010-62989889 | 🕼 小时技术支持 13910014842

开放实验室





### HD9200 多通道数据采集系统

6, 6, 6, 6, 6, 6,

6. 6. 6. 6. 6. 6. 6.

·输入通道:16通道AI(内置抗混叠滤波

电涡流传感器

·工作电源:AC100-240V 50-60HZ

器),2通道DI

传感器系列

·输入耦合方式:AC-DC·输入通 道类型:加速度、速度、位移、电 压、电流、压力、温度、键相 ·采样精度:16bit 同步采样 ·采样频率:Max 102.4KS/s ·总线连接方式:以太网

加速度传感器

HD-YD-226

·输入范围:+/-25Vpp

◎ 转矩加载实验

洲——江苏省江阴市。公司主要的业务板块有:高校科研用各类实验台的研 发设计与制造、各类典型的故障机理分析试验、故障试验数据的采集与分 析;常年与各大院校、科研院所合作开发转子故障综合实验台、轴承齿轮箱 故障实验台、内外双转子模拟实验台、双跨双转子实验台、轴承寿命预测实 验台、机转向架试验平台、数据采集系统、故障分析软件以及各类振动加速 度传感器、电涡流传感器、转速键相传感器等,为高校的科学研究、设备机械 寿命预测等提供实验设备。

无锡市厚德自动化仪表有限公司,地处经济发达、交通便利的长江三角

江苏联益友测控技术有限责任公司

JIANGSU LIANYY MEASUREMENT & CONTROL TECHNOLOGY CO. , LTD.

◎ 软件提供实时采集分析、离 线历史数据查询与分析、原 始数据导出等功能。

◎ 软件分析工具包可提供的分 析功能:时域图、频域图、波 特图、轴心轨迹图、瀑布图、 列表图、功率谱等功能。

加速度传感器

HD-YD-232

地址(Add):江阴市顾山镇省渡桥路28号 邮编(P.C.):214413 Shengduqiao Road 28# Jiangyin city Jiangsu Province

电话(Tel):+86 510-86328800 86328801 (总机)86320688 传真(Fax):+86 510-86329696 www.houde-meter.com

加速度传感器

HD-YD-216

Lian ŸŸ











